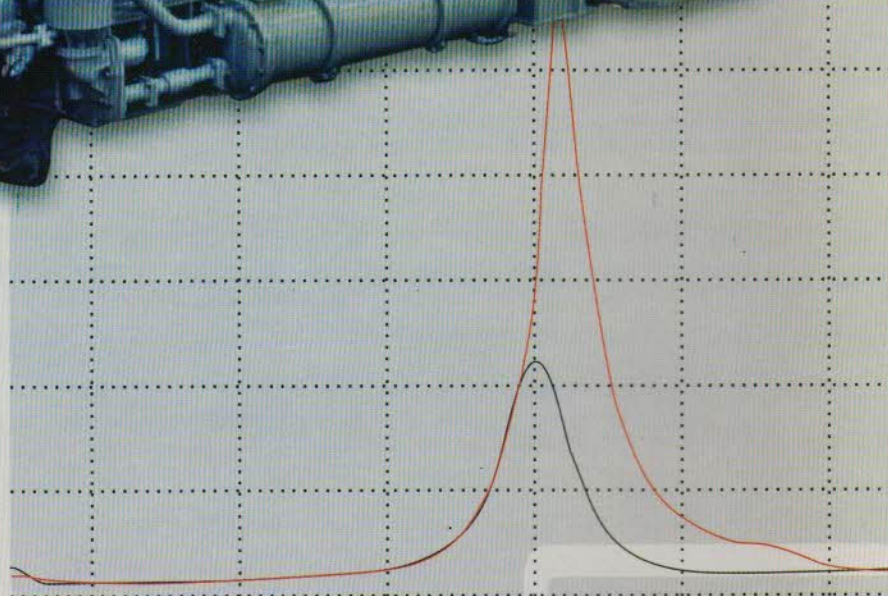
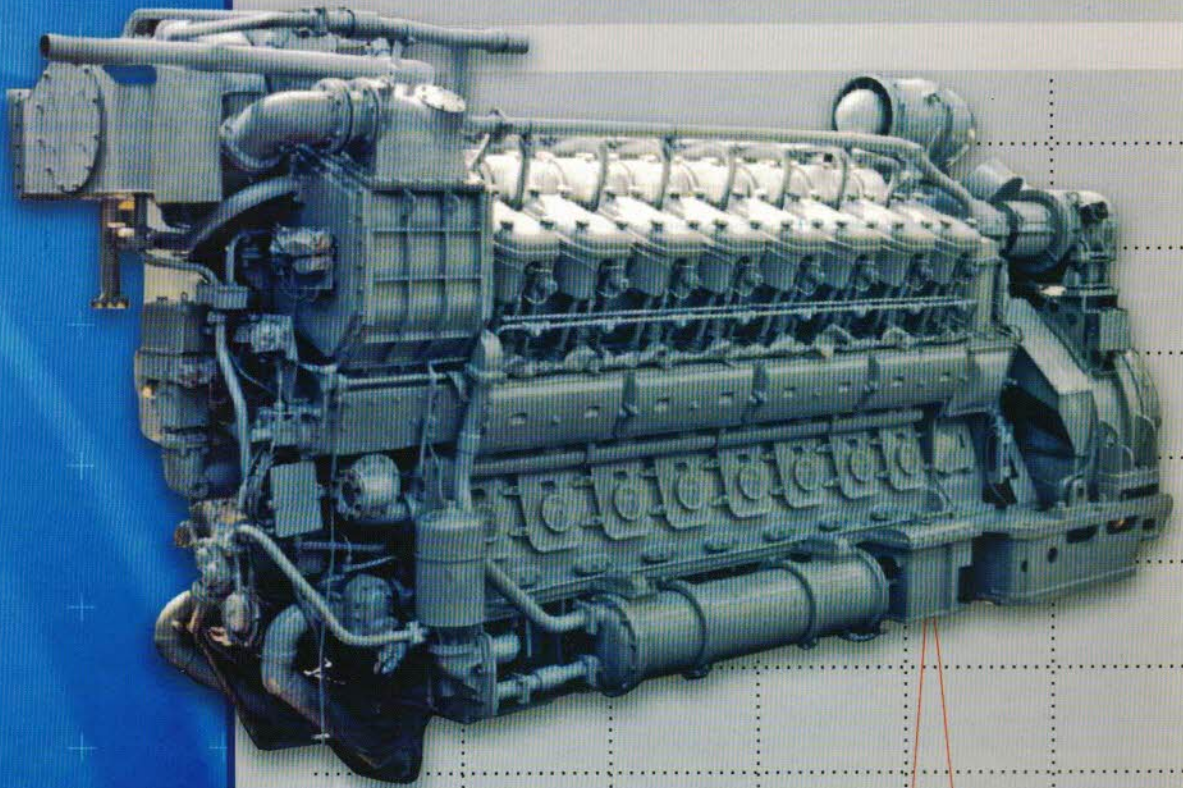


ISSN 0419-8719

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

1°2019

**Всеукраинский
научно-технический журнал**



ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал

1'2019

Издание основано Национальным техническим университетом
"Харьковский Политехнический Институт" в 2002 году

Госиздание

Свидетельство Госкомитета информационной политики,
телевидения и радиовещания Украины КВ №6393 от 29.07.2002 г.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Главный редактор

А.П. Марченко, *д. т. н., проф.*

Заместители главного редактора

С.В. Епифанов, *д. т. н., проф.*

И.В. Парсаданов, *д. т. н., проф.*

Ответственный секретарь

И.В. Рыкова, *к. т. н., с.н.с.*

Ф.И. Абрамчук, *д. т. н., проф.*

А.В. Белогуб, *д. т. н., проф.*

А.Л. Григорьев, *д. т. н., проф.*

И.В. Гришук, *д.т.н., проф.*

Ю.Ф. Гутаревич, *д. т. н., проф.*

Л.П. Клименко, *д. т. н., проф.*

Г.М. Кухаренок, *д. т. н., проф.*

В.А. Пылев, *д. т. н., проф.*

А.П. Поливянчук, *д. т. н., проф.*

А.А. Прохоренко, *д.т.н., проф.*

С. Радковский, *д.н., проф.*

Д.Е. Самойленко, *д.н.*

В. Сенчила, *д.н., проф.*

Б.Г. Тимошевский, *д. т. н., проф.*

Н.А. Ткачук, *д. т. н., проф.*

Х.М. Чо, *д.н., проф.*

Н.Д. Чайнов, *д. т. н., проф.*

СОДЕРЖАНИЕ

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВС

Б.Г. Тимошевський, О.С. Митрофанов

Дослідження параметрів роботи роторно-поршневого двигуна. 3

Т.М. Колеснікова, В. Г. Заренбін, О.П. Сакно, В.П. Олло

Математична модель бензинового двигуна, що працює за циклом Аткинсона.8

С.О. Ковальов

Камера згоряння газового ДВЗ, конвертованого на базі дизеля для роботи на зрідженому нафтовому газі. 15

А.П. Марченко, І.В. Парсаданов, А.Г. Лал

Сфера застосування та визначення резервів підвищення ефективності згоряння в опозитних двотактних дизелях із зустрічно-протилежно рухомими поршнями. 21

Е.В. Белоусов, Р.А. Варбанец, В.П. Савчук, И.В. Гришук, В.С.

Вербовский

Исследование процессов топливоподачи в газодизельных малооборотных двухтактных двигателях низкого давления. .27

А.П. Марченко, І.В. Парсаданов, А.В. Савченко

Моделювання періоду затримки спалаху палива в циліндрі дизеля.34

КОНСТРУКЦИЯ ДВС

О.В. Триньов, С.С. Кравченко

Дослідження теплового стану циліндрової гільзи з алюмінієвого сплаву.39

ЭКОЛОГИЗАЦИЯ ДВС

А. М. Левтеров, В.М. Бганцев

Моторне дослідження впливу мікродмішок водню на показники токсичності малолітражного дизеля. 46

О. Р. Strokov, О. М. Kondratenko, V. Yu. Koloskov,

I. V. Mishchenko

Description of mass hourly emissions of particulate matter of diesel engine by beta-distribution with taking into account the passport accuracy of gas analyzer.49

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВС

С.А. Дмитриев, А.Э. Хрулев

Некоторые аспекты повышения выходных параметров ДВС при модернизации в условиях серийного производства.63

О.О. Осетров, Є.І. Жуковський

Визначення кількості та послідовності відключення циліндрів стаціонарного дизель-генератора на експлуатаційних режимах.73

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, г. Харьков, ул. Кирпичева, 2

НТУ «ХПИ», кафедра ДВС

Тел. (057)707-68-48, 707-60-89

E-mail: rykova@kpi.kharkov.ua,

dvs@kpi.kharkov.ua

ИСТОРИЯ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ, ЛИЧНОСТИ, ЮБИЛЕИ

А.П. Строков, И.В. Парсаданов

Юбилей без юбиляра 81

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2019. – №1. – 86 с.

Всеукраинский научно-технический журнал по вопросам теории и практики, моделирования и экспериментальных исследований рабочих процессов, конструкций, инновационных технологий, изготовления и эксплуатации двигателей внутреннего сгорания. Материалы статей были рекомендованы Программным комитетом XXIV Международного конгресса двигателестроителей к открытой публикации в журнале и приняты редакционной коллегией.

*С апреля 2013 г. Всеукраинский научно-технический журнал «Двигатели внутреннего сгорания» включен в справочник периодических изданий базы данных **Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)**, научнометрические системы **GoogleScholar; WorldCat; DOAJ; DRIVER; BASE, Index Copernicus, РИНЦ**.*

Издается по решению Ученого совета НТУ “ХПИ” протокол № 7 от 05.07.2019 г.

Б.Г. Тимошевський, О.С. Митрофанов

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА

Досить інтенсивними темпами розвивається напрямок застосування енергії стисненого повітря у різних галузях промисловості та транспорті. Найбільшим недоліком при використанні пневмодвигунів є низька ефективність застосування енергії робочого тіла, тобто питомо витрата повітря на кіловат енергії, що виробляється. Подані конструкція та основні параметри нового зразка роторно-поршневого двигуна 12РПД-4,4/1,75 з регульованим золотниковим розподілом повітря. Двигун має дванадцять рівномірно розміщених циліндрів, що забезпечує врівноваженість двигуна та можливість пуску при будь-якому положенні ротора. Запропонована схема механізму руху забезпечує досить просту та компактну конструкцію роторно-поршневого двигуна, при цьому значення відносного мертвого об'єму ϵ_0 обумовлене лише технологічними зазорами та є незначним ($\epsilon_0 = 0,015$). Конструкція двигуна передбачає наявність центрального регулюючого кулачкового вала, поворот якого дає змогу регулювати фази газорозподілу та режими роботи двигуна за рахунок ступеня наповнення циліндра ϵ_1 у досить широкому діапазоні. Так, значення ступеня наповнення циліндра знаходяться у межах 0,135...0,175. При зменшенні значення ступеня наповнення ϵ_1 спостерігається зниження питомої витрати стисненого повітря при деякому падінні середнього індикаторного тиску внаслідок зменшення площі індикаторної діаграми. Виконані первинна оцінка та аналіз впливу основних параметрів пневмодвигуна на ефективність енергоперетворення в роторно-поршневому двигуні нової конструкції. Наведено індикаторні діаграми при різному значенні тиску робочого тіла на вході в роторно-поршневий двигун. Значення тиску робочого тіла на вході змінювалося у межах 1,0...1,9 МПа, при цьому індикаторна потужність двигуна складала 0,91...1,62 кВт. Подано залежності зміни індикаторних показників двигуна 12РПД-4,4/1,75 таких, як потужність, питомо витрата повітря, середній тиск та індикаторний ККД. Установлено, що залежно від навантаження роторно-поршневого двигуна питомо індикаторна витрата повітря складає 29,9...18,4 кг/кВт·год, при цьому індикаторний ККД змінюється в межах 0,47...0,83.

Ключові слова: стиснене повітря; роторно-поршневий двигун; мертвий об'єм; ступінь наповнення; індикаторна діаграма; питомо індикаторна витрата повітря.

Вступ

Пневмодвигуни різного призначення широко використовуються у різних галузях промисловості (особливо у гірничодобувній), ручному інструменті, вантажно-транспортних машинах, приводі бурових кареток або тельферів, авіації та підводних апаратах [1-3].

Крім того, досить інтенсивно розвивається напрямок застосування пневмодвигунів у гібридних енергетичних установках транспортних засобів. Так, на базі Харківського національного автомобільно-дорожнього університету ведуться дослідження щодо створення гібридних силових установок транспортних засобів з використанням пневмодвигунів. Значний вклад у розвиток комбінованих енергетичних установок автомобілів з пневмодвигунами, а також у дослідження робочого процесу та проектування двигунів зробили вітчизняні вчені, такі, як А.М. Туренко, В.О. Богомолів, Ф.І. Абрамчук, О.І. Воронков С.С. Жилін, І.М. Нікітченко, А.І. Харченко, В.М. Манойло, О.Ю. Лінков та ін. [4-8].

До основних переваг пневмодвигунів можна віднести:

- низькі масогабаритні показники;
- пожежну безпеку (важливий фактор для підприємств машинобудівної, хімічної, нафтохімічної та гірничодобувної галузей);
- можливість зворотного ходу;

- стійкість до зовнішнього механічного впливу та вібрації;

- простоту конструкції;

- високу надійність та ремонтпридатність.

Основними недоліками можна назвати:

- низький ККД за рахунок багатократного перетворення енергії (спочатку необхідно витратити енергію для стиснення повітря, а потім від стисненого повітря отримати механічну роботу);

- охолодження двигуна внаслідок розширення повітря;

- обмеженість енергоємності заправних балонів та високу витрату стисненого повітря.

Для вирішення цих та багатьох інших проблем, пов'язаних із застосуванням пневмодвигунів у енергетичних установках різного призначення, необхідно подальше технічне вдосконалення вже існуючих або створення принципово нових двигунів.

Постановка задачі

Дослідження параметрів роботи енергетичних установок різного призначення на базі пневмодвигунів за допомогою числового моделювання параметрів та характеристик робочого процесу дає змогу встановити нові закономірності, визначити вплив параметрів робочого тіла на вході в двигун на ефективність енергоперетворення, а також оцінити раціональні межі використання пневмодвигуна у тій чи іншій енергетичній установці. Аналіз отриманих результатів моделювання дозволяє ви-

значити подальші напрямки підвищення ефективності та потужності двигуна. Крім того, математичне моделювання дозволяє значно знизити матеріальні витрати на стадії проектування та отримати у першому наближенні досить достовірні результати.

Мета даної роботи полягає в первинній оцінці ефективності енергоперетворення в спроектованому роторно-поршневому двигуні нової конструкції; визначенні раціонального співвідношення параметрів робочого тіла на вході в двигун та параметрів робочого процесу, що забезпечать прийнятні питому витрату повітря й потужність роторно-поршневого двигуна при заданих умовах експлуатації.

Виклад основного матеріалу

На машинобудівному підприємстві ТОВ «Мотор-Плюс» було спроектовано зразок роторно-поршневого двигуна нової конструкції (рис. 1). Підприємство має науково-технічну базу й багаторічний досвід у галузі проектування і створення нових зразків двигунів та різноманітної техніки, що бере свій початок ще з Українського науково-дослідного інституту технології суднобудування (підрозділом, якого воно було). Підприємство також має достатньо високий рівень виробничих потужностей та високоточного устаткування й обладнання.

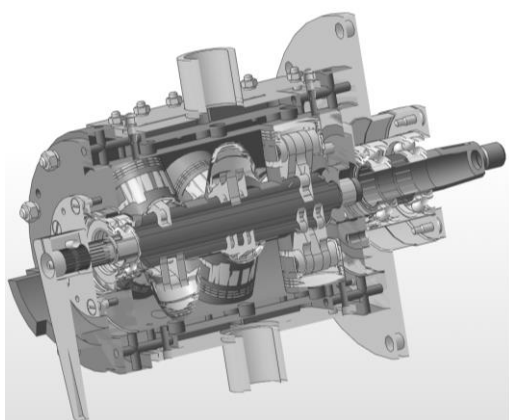


Рис. 1. Роторно-поршневий двигун 12РПД-4,4/1,75

При проектуванні та створенні роторно-поршневого двигуна було використано досвід підприємства у створенні подібних типів двигунів, а саме патент на винахід України №7592 [9] (автори Волощук О.І., Шабалін Ю.В., Фролов В.К., Тетерев В.С.). У конструкцію нового роторно-поршневого двигуна було внесено значний ряд принципів змін та враховано всі недоліки, що підтверджено заявкою на патент реєстраційний номер № а 2019 02189. Основні параметри роторно-поршневого двигуна 12РПД-4,4/1,75 наведені в табл. 1.

У розробленій конструкції роторно-поршневого двигуна, для розподілу повітря вико-

ристовуються впускні та випускні отвори, перекриття яких здійснюється центральним ротором. Таким чином центральний ротор виконує функцію золотника та корпусу, в якому рухаються поршні. Застосування золотникового розподілу повітря забезпечує досить просту та компактну конструкцію. При цьому завдяки запропонованій конструкції механізму руху значення відносного мертвого об'єму є незначним $\epsilon_0 = 0,015$ та обумовлене лише технологічними зазорами. Також завдяки наявності у конструкції центрального кулачкового вала є можливість регулювати фази газорозподілу та режими роботи двигуна за рахунок ступеня наповнення циліндра.

Таблиця 1. Основні параметри зразка роторно-поршневого двигуна 12РПД-4,4/1,75

№ з.п.	Параметр	Одиниця вимірювання	Значення
1	Діаметр циліндра	мм	44
2	Хід поршня	мм	17,5
3	Відношення S/D	–	0,4
4	Кількість циліндрів	–	12
5	Робочий об'єм	см ³	320,6
6	Відносний мертвий об'єм	–	0,015

Двигун має 12 рівномірно розміщених циліндрів, що забезпечує врівноваженість двигуна та можливість пуску при будь-якому положенні ротора. Роторно-поршневий двигун є короткоходовим, тобто відношення ходу поршня S до діаметра циліндра D дорівнює $S/D = 0,4$. Це дало змогу зробити двигун більш компактним та легким. Згідно з рекомендаціями [10] зі зменшенням S/D зменшується і середня швидкість поршня, що, у свою чергу, зменшує втрати тиску при впуску та знижує протитиск на випуску.

На рис. 2 наведені індикаторні діаграми роботи роторно-поршневого двигуна при різному значенні тиску робочого тіла на вході в двигун.

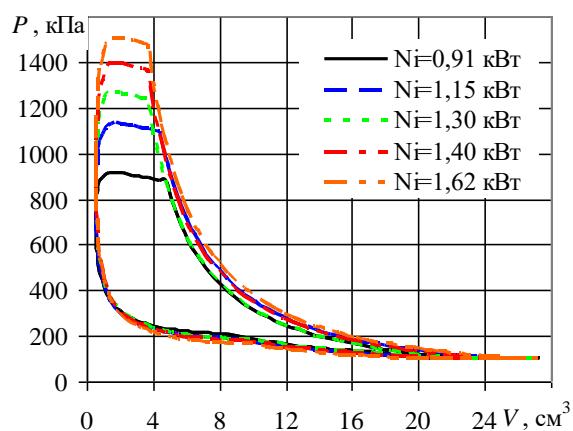


Рис. 2. Індикаторні діаграми роторно-поршневого двигуна 12РПД-4,4/1,75 при різних значеннях тиску робочого тіла на вході в двигун

Робота пневмодвигуна за навантажувальною характеристикою подана на рис. 3. Значення тиску робочого тіла на вході в роторно-поршневий двигун змінювалося у межах 1,0...1,9 МПа, а частота обертання вихідного вала $n = 500 \text{ хв}^{-1}$, при цьому індикаторна потужність двигуна складала 0,91...1,62 кВт.

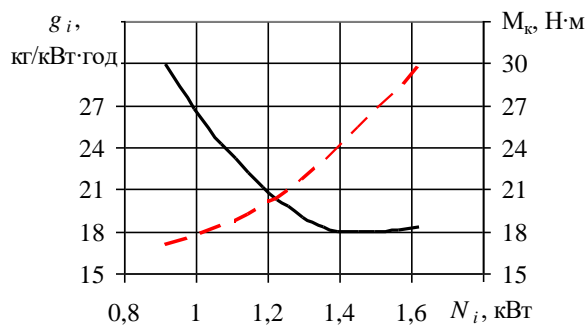


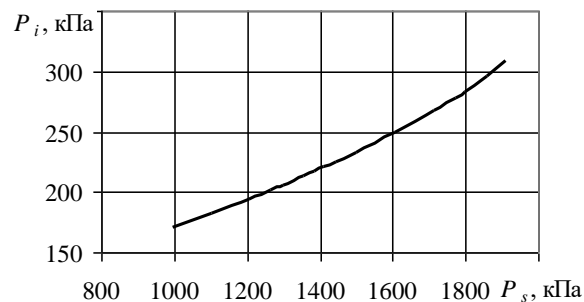
Рис. 3. Навантажувальна характеристика роторно-поршневого двигуна

Зміна індикаторних показників роторно-поршневого двигуна 12РПД-4,4/1,75 залежно від величини тиску на вході в двигун наведена на рис.4.

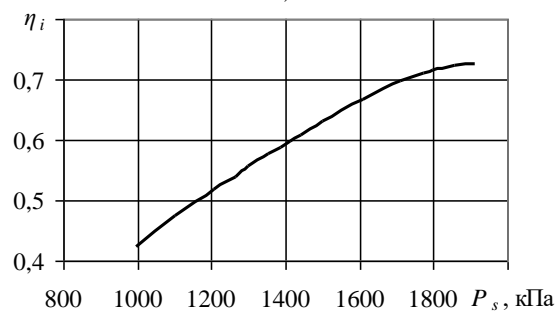
З графіка видно, що з підвищенням тиску на впуску середній індикаторний тиск зростає майже пропорційно з 172 кПа до 310 кПа, при цьому індикаторний ККД роторно-поршневого двигуна лежить у межах 0,43...0,72. Також з підвищенням тиску на вході в двигун зменшується питома індикаторна витрата повітря із 29,9 до 18,4 кг/кВт·год.

Досить низькі значення питомої індикаторної витрати стисненого повітря й високі значення індикаторного ККД обумовлені конструктивними особливостями запропонованого роторно-поршневого двигуна нової конструкції, які поєднують переваги поршневих та роторних двигунів.

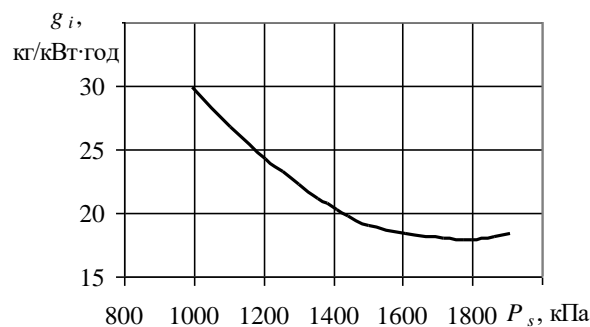
У запропонованій конструкції, як і для всіх ротаційних двигунів, мертвий об'єм фактично не є мертвим, а відповідає роботі виштовхування при тиску впуску в компресорному циклі. Так, для поршневих двигунів значення мертвого об'єму може досягати до 25 % робочого об'єму ($\epsilon_0 = 0,35...0,45$), що обумовлене, насамперед, характером розподілу повітря [10, 11]. Мертвий об'єм у поршневих двигунах утворюється за рахунок повітряних каналів та зазору між торцем циліндра та поршнем. При використанні у поршневих двигунах клапанного розподілу з гідравлічним приводом та електронним керуванням можливо значно знизити величину мертвого об'єму [10], однак це призведе до ускладнення конструкції двигуна.



а)



б)



в)

Рис. 4. Вплив величини тиску на вході в роторно-поршневий двигун на індикаторні показники а – середній індикаторний тиск; б – індикаторний ККД; в – питома індикаторна витрата палива

Ще одним параметром, який у значній мірі впливає на ефективну витрату енергії стисненого повітря, є ступінь наповнення ϵ_1 (відношення об'єму робочого циліндра в момент закінчення наповнення до повного об'єму). У більшості поршневих двигунах із золотниковим розподілом повітря ступінь наповнення не регулюється, що призводить до значних втрат повітря при регулюванні режиму роботи двигуна. Як уже зазначалося, у запропонованій конструкції роторно-поршневого двигуна передбачена можливість регулювання у досить широкому діапазоні цього параметра за рахунок повороту кулачкового вала. Так, при зменшенні значення ступеня наповнення ϵ_1 спостерігається зниження питомої витрати стисненого повітря при деякому падінні середнього індикаторного тиску внаслідок зменшення площі індикаторної

діаграми [10, 11]. На рис. 5 наведено залежність змінення питомої індикаторної витрати повітря від ступеня наповнення робочого циліндра роторно-поршневого двигуна 12РПД-4,4/1,75.

Енергія стисненого повітря акумулюється у балонах під високим тиском, який може досягати 40...50 МПа. Робочий тиск у більшості пневмодвигунах значно менший, тому необхідно використовувати понижуючі газові редуктори. Однак зниження тиску в редукторі супроводжується ефектом Джоуля-Томсона, тобто зниженням температури робочого тіла при дроселюванні. Також зниження температури відбувається і в робочому циліндрі двигуна та органах випуску відпрацьованого робочого тіла. Зниження температури негативно впливає і на роботу системи змащення. Так, наприклад, дослідження щодо вирішення проблеми впливу зниження температури на роботу пневмодвигуна за рахунок попереднього підігріву стисненого повітря проводилися на базі ХНАДУ [6, 10].

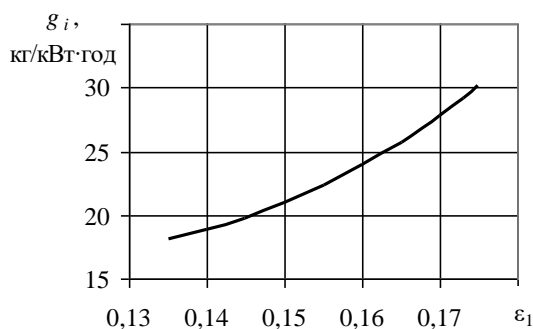


Рис. 5. Вплив ступеня наповнення робочого циліндра на питому індикаторну витрату палива

Значення ступеня наповнення також має безпосередній вплив на змінення найнижчої температури циклу [6, 10]. Зниження його значення призводить до підвищення меж застосування тиску стисненого повітря на вході в двигун [10]. У запропонованій конструкції роторно-поршневого двигуна значення ступеня наповнення може варіюватися у досить широких межах та досягати свого мінімального значення на рівні $\varepsilon_1 = 0,135$, що, у свою чергу, дозволяє використовувати більш високі значення тиску на вході в двигун без попереднього підігріву.

Ще одним параметром, який впливає на ефективність роботи двигуна, є організація процесу випуску відпрацьованого повітря. Випуск відпрацьованого повітря в роторно-поршневому двигуні відбувається з меншими втратами. Це обумовлено тим, що площа перетину випускних отворів після їх відкриття не залежить від кута повороту ротора.

Однак варто відзначити, що досягнення високих ефективних показників роторно-поршневого

двигуна напряму залежать від якості й точності виготовлення, що, у свою чергу, впливає на зниження втрат стисненого повітря та ККД.

Висновки

1. Проведено аналіз результатів розрахункового дослідження параметрів роботи роторно-поршневого двигуна нової конструкції. Наведено індикаторні діаграми та графічні залежності змінення індикаторних показників від параметрів робочого тіла на вході в двигун.

2. Визначено та проаналізовано вплив таких параметрів, як відносний мертвий об'єм, ступінь наповнення, тиск на вході в двигун, мінімальна температура циклу на ефективність енергоперетворення.

3. Установлено, що залежно від навантаження роторно-поршневого двигуна питома індикаторна витрата повітря складає 29,9...18,4 кг/кВт·год, при цьому індикаторний ККД змінюється в межах 0,43...0,72.

Список літератури:

1. Прилуцкий А.И. Применение поршневых расширительных машин в установках утилизации энергии сжатого природного газа [Текст] / А.И. Прилуцкий // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2008. – № 3. – С. 26–30.
2. Митюков Н.В. О возможности конструктивной реализации подводного буксировщика на основе пневматической машины [Текст] / Н.В. Митюков, В.В. Тулумбасов // Новый университет. Серия: Технические науки. – 2012. – № 3. – С. 78–79.
3. Зиневич В.Д. Поршневые и шестеренные пневмодвигатели горношахтного оборудования [Текст] / В.Д. Зиневич, Л.А. Гешлин. – М.: Недра, 1982. – 200 с.
4. О выборе рациональных задаваемых параметров работы поршневого пневмодвигателя с клапанным воздухораспределением [Текст] / Ф.И. Абрамчук, А.И. Харченко, С.С. Жилин и др. // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. ХНАДУ. – 2011. – Вып. 27. – С. 141–147.
5. Абрамчук Ф.И. О достоинствах и целесообразности применения поршневого пневмодвигателя в составе автомобильной гибридной установки [Текст] / Ф.И. Абрамчук, А.И. Воронков, И.Н. Никитченко // Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр. 2010. – Вып. 48. – С. 200–206.
6. Воронков А.И. Определение минимально необходимого подогрева сжатого воздуха на входе в автомобильный пневмодвигатель при различных условиях эксплуатации [Текст] / А.И. Воронков, Э.В. Тесленко, Т.А. Удовик // Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр. – 2016. – Вып. 75. – С. 100–108.
7. Воронков А.И. Изменение экономических индикаторных показателей пневмодвигателя по скоростным характеристикам [Текст] / А.И. Воронков // Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр. – 2014. – Вып. 67. – С. 13–18.
8. Пневмодвигатель для автомобильной гибридной силовой установки [Текст] / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, Ф.И. Абрамчук и др. // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. ХНАДУ. – 2009. – Вып. 24. – С. 7–10.
9. Пат. на винахід України №7592. Поршнева машина [Текст] / Волощук О.І., Шабалин Ю.В., Фролов В.К., Тетерев В. С.; Український науково-дослідний інститут технології суднобудування; 4345140/SU; 29 ве-

ресня 1995 р. – Бюл. № 3. 10. О выборе параметров поршневого пневмодвигателя, работающего в составе гибридной энергоустановки автомобиля [Текст] / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, Ф.И. Абрамчук, А.И. Харченко, А.И. Шилов // Автомобильный транспорт. – 2008. – Вып. 22. – С. 7–13. 11. Зеленецкий С.Б. Ротационные пневматические двигатели [Текст] / С.Б. Зеленецкий, Е.Д. Рябков, А.Г. Микеров. – Л.: Машиностроение, 1976. – 240 с.

Bibliography (transliterated):

Prilutskiy, A.I. (2008), «The use of piston expansion machines in installations for the utilization of the energy of compressed natural gas», *Chemical and oil and gas engineering*, [«Primenenie porshnevnykh rasshiritelnykh mashin v ustanovkakh utilitatsii energii szhatogo prirodnogo gaza», *Himicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie*], № 3, pp. 26-30. 2. Mityukov, N.V., Tulumbasov, V.V. (2012), «On the possibility of the constructive realization of an underwater towing vehicle based on a pneumatic machine», *New University. Series: Technical Sciences*, [«O vozmozhnosti konstruktivnoy realizatsii podvodnogo buksirovshchika na osnove pnevmaticheskoy mashiny», *Novyy universitet. Seriya: Tehnicheskie nauki*], № 3, pp. 78-79. 3. Zinevich, V.D., Geshlin, L.A. (1982), *Piston and gear pneumatic motors of mining equipment [Porshnevyie i shesterennyye pnevmodvigateli gornoshahtnogo oborudovaniya]*, Nedra, Moscow, 200 p. 4. Abramchuk, F.I., Harchenko, A.I., Zhilin, S.S. (2011), «On the choice of rational set parameters of the piston air motor with valve air distribution», *Automobile transport: a collection of scientific papers*, [«O vyibore ratsionalnykh zadavaemykh parametrov raboty porshnevo pnevmodvigatelya s klapannyim vozduhoraspredeleniem», *Avtomobilnyy transport: sb. nauch. tr. HNADU*], № 27, pp. 141-147. 5. Abramchuk, F.I., Voronkov, A.I., Nikitchenko, I.N. (2010), «On the merits and feasibility of using a piston air motor as part of an automotive hybrid installation», *KhNADU Bulletin: collection of scientific. tr.*, [«O dostoinstvah i

tselesoobraznosti primeneniya porshnevo pnevmodvigatelya v sostave avtomobilnoy gibridnoy ustanovki», *Vestnik HNADU: sb. nauchn. tr.*], № 48, pp. 200-206. 6. Voronkov, A.I., Teslenko, E.V., Udovik, T.A. (2016), «Determination of the minimum required heating of compressed air at the entrance to the automobile air motor under various operating conditions», *KhNADU Bulletin: collection of scientific. tr.*, [«Opreделение minimalno neobhodimogo podogreva szhatogo vozduha na vhode v avtomobilnyy pnevmodvigatel pri razlichnykh usloviyakh ekspluatatsii», *Vestnik HNADU: sb. nauch. tr.*], № 75, pp. 100-108. 7. Voronkov, A.I. (2014), «Change of economic indicator indicators of the pneumatic motor according to speed characteristics», *KhNADU Bulletin: collection of scientific. tr.*, [«Izmenenie ekonomicheskikh indikatornykh pokazateley pnevmodvigatelya po skorostnyim harakteristikam», *Vestnik HNADU: sb. nauch. tr.*], № 67, pp. 13-18. 8. Turenko, A.N., Bogomolov, V.A., Abramchuk, F.I. (2009), «Air Motor for Automobile Hybrid Power Plant», *Automobile Transport: a collection of scientific papers HNADU*, [«Pnevmodvigatel dlya avtomobilnoy gibridnoy silovoy ustanovki», *Avtomobilnyy transport: sb. nauch. tr. HNADU*], № 24, pp. 7-10. 9. Voloshchuk, O.I., Shabalin, Yu.V., Frolov, V.K., Tietieriev, V. S. (1995), Patent on vnahid Ukraine №7592. Porshnev car, Ukrainian National Research Institute, Institute of Technology court-to-law, [Pat. na vynakhid Ukrainy №7592. Porshneva mashyna; Ukrainskiy naukovy-doslidnyi instytut tekhnologii sudnobuduvannia]; 4345140/SU; 29 veresnia 1995 r. – Biul. № 3. 10. Turenko, A.N., Bogomolov, V.A., Abramchuk, F.I., Harchenko, A.I., Shilov A.I. (2008), «On the choice of the parameters of a piston air motor operating in a hybrid power plant of a car», *Automobile transport*, [«O vyibore parametrov porshnevo pnevmodvigatelya, robotayuscheho v sostave gibridnoy energoustanki avtomobilya», *Avtomobilnyy transport*], № 22, pp. 7-13. 11. Zelenetskiy, S.B., Ryabkov, E.D., Mikerov, A.G. (1976), *Rotary Pneumatic Motors*, [Rotatsionnyie pnevmaticheskie dvigateli], *Mashinostroenie, Leningrad*, 240 p.

Надійшла до редакції 24.06.2019 р.

Тимошевський Борис Георгійович – доктор техн. наук, проф., завідувач кафедри двигунів внутрішнього згорання, установок та технічної експлуатації Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: borys.tymoshevskyy@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-4649-702X>.

Митрофанов Олександр Сергійович – кандидат техн. наук, доцент кафедри двигунів внутрішнього згорання, установок та технічної експлуатації Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: mitrofanov.al.ser@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0003-3460-5369>.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Б.Г. Тимошевский, А.С. Митрофанов

Достаточно интенсивными темпами развивается направление применения энергии сжатого воздуха в различных отраслях промышленности и транспорте. Самым большим недостатком при использовании пневмодвигателя является низкая эффективность применения энергии рабочего тела, то есть удельный расход воздуха на киловатт вырабатываемой энергии. Представлены конструкция и основные параметры нового образца роторно-поршневого двигателя 12РПД-4,4/1,75 с регулируемым золотниковым распределением воздуха. Двигатель имеет двенадцать равномерно размещенных цилиндров, что обеспечивает уравновешенность двигателя и возможность пуска при любом положении ротора. Предложенная схема механизма движения обеспечивает достаточно простую и компактную конструкцию роторно-поршневого двигателя, при этом значение относительного мертвого объема ϵ_0 обусловлено только технологическими зазорами и незначительно ($\epsilon_0 = 0,015$). Конструкция двигателя предусматривает наличие центрального регулирующего кулачкового вала, поворот которого позволяет регулировать фазы газораспределения и режимы работы двигателя за счет степени наполнения цилиндра ϵ_1 в достаточно широком диапазоне. Так, значения степени наполнения цилиндра находятся в пределах 0,135...0,175. При уменьшении значения степени наполнения ϵ_1 наблюдается снижение удельного расхода сжатого воздуха при некотором падении среднего индикаторного давления вследствие уменьшения площади индикаторной диаграммы. Выполнены первичная оценка и анализ влияния основных параметров пневмодвигателя на эффективность энергопреобразования в роторно-поршневом двигателе новой конструкции. Приведены индикаторные диаграммы при разном значении давления рабочего тела на входе в роторно-поршневой двигатель. Значение давления рабочего тела на входе менялось в пределах 1,0...1,9 МПа, при этом индикаторная мощность двигателя составляла 0,91...1,62 кВт. Представлены зависимости изменения индикаторных показателей двигателя 12РПД-4,4/1,75, таких, как мощность, удельный расход воздуха, среднее давление и индикаторный КПД. Установлено, что в зависимости от нагрузки роторно-поршневого двигателя удельный индикаторный расход воздуха составляет 29,9...18,4 кг / кВт·ч, при этом индикаторный КПД изменяется в пределах 0,47...0,83.

Ключевые слова: сжатый воздух; роторно-поршневой двигатель; мертвый объем; степень наполнения; индикаторная диаграмма; удельный индикаторный расход воздуха.

THE RESEARCH OF PARAMETERS OF WORK OF ROTOR-PISTON ENGINE

B.G. Tymoshevskyy, O.S. Mytrofanov

The direction of application of compressed air energy in various industries and transport is developing at a fairly intensive pace. The biggest drawback when using an air motor is the low energy efficiency of the working fluid, that is, the specific air consumption per kilowatt of generated energy. The design and basic parameters of the new rotary-piston engine 12RPE-4,4/1,75 with adjustable spool air distribution are presented. The engine has twelve cylinders evenly spaced, which ensures the balance of the engine and the ability to start at any position of the rotor. The proposed scheme of the mechanism of motion provides a fairly simple and compact design of a rotary-piston engine, with the value of the relative dead volume ε_0 due to only technological gaps and slightly ($\varepsilon_0 = 0.015$). The engine design provides for the presence of a central regulating cam shaft, the rotation of which allows adjusting the valve timing and engine operating modes due to the degree of filling of the cylinder ε_1 over a fairly wide range. Thus, the values of the degree of filling of the cylinder are in the range of 0.135...0.175. With a decrease in the degree of filling ε_1 , a decrease in the specific consumption of compressed air is observed with a certain drop in the average indicator pressure due to a decrease in the area of the indicator diagram. The primary assessment and analysis of the influence of the main parameters of the air motor on the efficiency of energy conversion in a rotary-piston engine of a new design were carried out. Indicator diagrams for different values of working fluid pressure at the entrance to the rotary-piston engine are given. The pressure value of the working fluid at the inlet varied within 1.0...1.9 MPa, while the indicator engine power was 0.91...1.62 kW. The dependence of changes in the indicator indicators of the 12 RPE-4,4/1,75 engine, such as power, specific air consumption, average pressure and indicator efficiency, is given. It was established that, depending on the load of the rotor-piston engine, the specific indicator air flow rate is 29.9...18.4 kg/kW·h, while the indicator efficiency varies within 0.47...0.83.

Keywords: compressed air; rotary-piston engine; dead volume; filling stage; indicator diagram; specific indicator air flow.

УДК 621.43

DOI: 10.20998/0419-8719.2019.1.02

Т.М. Колеснікова, В. Г. Заренбін, О.П. Сакно, В.П. Олло

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА, ЩО ПРАЦЮЄ ЗА ЦИКЛОМ АТКІНСОНА

В силу того, що вартість автомобільного палива має стабільну тенденцію до подорожчання та постійно посилюються законодавчі норми на викиди токсичних речовин з відпрацьованими газами, питання його економії стає вельми актуальним. Підвищення економічних показників автомобілів може бути забезпечене шляхом регулювання ступеня стиску на дросельних режимах двигуна та регулювання навантаження за рахунок зміни фаз газорозподілу. Іскрові ДВЗ, в основному, працюють у вузькому діапазоні зміни складу робочої суміші, тому на часткових навантаженнях необхідно зменшувати масу робочого тіла для підтримки необхідного складу суміші. Це, зазвичай, забезпечується дроселюванням повітря, що надходить в циліндри, і призводить до значного погіршення індикаторних показників ДВЗ через збільшення насосних витрат. Одним зі шляхів розв'язання даної проблеми є перехід від регулювання дроселюванням повітря до регулювання маси заряду шляхом затримки моменту закриття впускного клапану, тобто регулювати навантаження двигуна за способом Аткинсона. Для ДВЗ з регулюванням навантаження за способом Аткинсона стоїть завдання вибору конструктивної схеми газорозподільного механізму і параметрів робочого процесу, що можливо шляхом розробки певних методів розрахунку. Запропоновано загальну методику й математичні моделі елементів і підсистем робочого процесу ДВЗ з регулюванням навантаження за способом Аткинсона, які дозволяють проводити оцінку та вибір раціональних параметрів конструкції і робочого процесу двигуна на стадіях його розробки, доводки і дослідження. Отримані емпіричні залежності параметрів роботи двигуна, що уточнюють математичну модель робочого циклу стосовно до часткових режимів. Отримані емпіричні залежності дозволяють відстежити зміну основних параметрів робочого циклу двигуна. Математична модель враховує кінематику двигуна, а також варіанти регулювання як навантаження двигуна, так і ступеня стиску по методу Аткинсона. За результатами теоретичних досліджень за допомогою математичної моделі робочого процесу двигуна побудовані навантажувальні характеристики двигуна з регулюванням навантаження за способом Аткинсона та двигуна, що працює за циклом Отто. Відзначено, що регулювання навантаження за способом Аткинсона доцільно використовувати на режимі малих обертів, а з підвищенням обертів переходити до застосування інших допоміжних елементів конструкції двигуна. Наприклад, механічного нагнітача.

Ключові слова: паливна економічність; параметри; цикл Аткинсона; математична модель; розрахунок; навантаження; робочий процес

Вступ. Останнім часом усе більш гостро стоїть проблема підвищення паливної економічності автомобільних двигунів внутрішнього згорання і посилюються законодавчі норми на викиди токсич-

них речовин з відпрацьованими газами. Підвищення економічних показників автомобілів в експлуатаційних умовах може бути забезпечене шляхом регулювання ступеня стиску на дросельних

режимах двигуна та регулювання навантаження за рахунок зміни фаз газорозподілу.

Іскрові ДВЗ, в основному, працюють у вузькому діапазоні зміни складу робочої суміші, тому на часткових навантаженнях необхідно зменшувати масу робочого тіла для підтримки необхідного складу суміші. Це, зазвичай, забезпечується дроселюванням повітря, що надходить в циліндри, і призводить до значного погіршення індикаторних показників ДВЗ через збільшення насосних витрат.

Одним зі шляхів розв'язання даної проблеми є перехід від регулювання дроселюванням повітря до регулювання маси заряду шляхом затримки моменту закриття впускного клапану, тобто регулювати навантаження двигуна за способом Аткинсона.

Для ДВЗ з регулюванням навантаження за способом Аткинсона стоїть завдання вибору конструктивної схеми газорозподільного механізму і параметрів робочого процесу, що можливо шляхом розробки певних методів розрахунку.

Метою дослідження є вдосконалення методики розрахунку робочого циклу бензинового двигуна при регулюванні навантаження на часткових режимах.

Цикл Аткинсона. Двигуни внутрішнього згоряння працюють у вузькому діапазоні зміни складу робочої суміші. На часткових навантаженнях необхідно зменшувати кількість робочого тіла для підтримання необхідного складу суміші, що, зазвичай, забезпечується дроселюванням повітря, яке поступає до циліндру. Це призводить до значного погіршення індикаторних показників двигуна через збільшення насосних витрат.

Одним зі шляхів розв'язання даної проблеми є перехід від регулювання дроселюванням повітря до регулювання маси заряду шляхом затримки моменту закриття впускного клапану. Впускний клапан тримається у відкритому положенні на такті стиску і частина повітряного заряду перепускається до впускного трубопроводу (рис.1, ділянка *a-1*).

Перетікання заряду відбувається практично при атмосферному тиску й насосні втрати в процесі виштовхування мінімальні.

Термодинамічні переваги двигунів, що працюють за циклом Аткинсона, були підтверджені розрахунковими та лабораторними дослідженнями [1]. В одному з варіантів такого ДВЗ кожен циліндр мав 2 впускних клапани, у одного з яких були зміщені фази відкриття та закриття.

Роботи зі створення двигуна за циклом Аткинсона, придатного до масового виробництва, було розпочато у 1987 році за ініціативою Федеральної науково-технічної ради з перспективних розробок та підтримані фірмою Ford Motor Co. В основу

проекту було покладено двигун із впорскуванням палива, що випускався серійно.

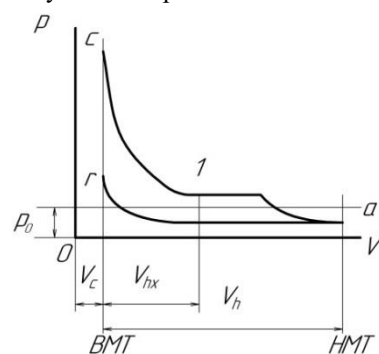


Рис.1. Процес впуску в двигуні, що працює за циклом Аткинсона:

r-a – впуск свіжого заряду при $\phi_{op} = 100\%$;
a-1 – виштовхування суміші з циліндра у впускний трубопровід; V_h , V_{hx} – робочий об'єм циліндра при повному та частковому навантаженні; 1 – момент закриття впускного клапана

Регулювання тривалості процесу впуску здійснювалося за допомогою двох розподільчих валів, один з яких мав пристрій для регулювання фаз відкриття та закриття клапанів, а інший мав постійні фази. Збільшення механічних витрат не було зафіксовано. Величина затримки закриття впускного клапана регулювалася у межах від 0 до 75°, що дозволило регулювати момент закриття цього клапана у межах від 112° до 37° до ВМТ або від 68° до 143° після НМТ. Найбільший ефект з паливної економічності було досягнуто при затримці закриття впускного клапана 75°. На режимі 1000 хв⁻¹ зниження витрати палива склало 6,7%, при 2000 хв⁻¹ – 5,5%. Однак на режимах більше 3200 хв⁻¹ було відзначено погіршення паливної економічності у порівнянні із дроселюванням заряду. Також результати дослідів показали, що на часткових швидкісних режимах відбувається зниження вмісту незгорілих вуглеводнів у відпрацьованих газах, але в області великих частот обертання ця система не дає переваг за вмістом СН.

У результаті проведеної роботи було встановлено, що незалежне керування фазами роботи впускних клапанів не впливає на величину механічних витрат, а спільно з дроселюванням заряду дозволяє регулювати навантаження на двигун на всіх режимах роботи.

Математична модель. Процес впуску. У двигуні характер процесу наповнення циліндра свіжим зарядом і початок стиску визначаються способом регулювання навантаження й ступенем стиску.

На рис. 2 показано процес наповнення й стиску двигуна, що працює за циклом Аткинсона.

Математична модель враховує кінематику двигуна, а також варіанти регулювання як навантаження двигуна, так і ступеня стиску за методом Аткинсона.

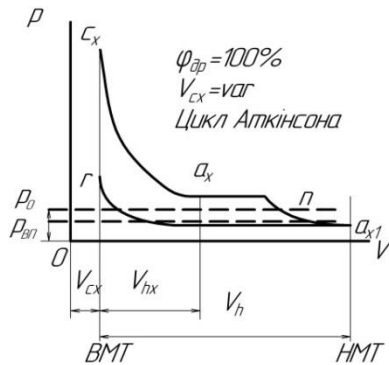


Рис. 2. Схема процесів наповнення – стиску на частковому режимі двигуна, що працює за циклом Аткинсона

При відкритому впускному клапані в циліндр надходить кількість свіжого заряду $dm_{вп}$, а із циліндра може витікати назад у впускний трубопровід кількість заряду (наприклад, залишкові гази), $dm_{внт}$.

Для розрахунку робочого процесу на ділянці впуску будемо визначати поточні параметри стану в циліндрі двигуна p, V, T і кількість робочого тіла m , використовуючи наступні рівняння в диференціальній формі:

1. Рівняння збереження маси:

$$dm = dm_{вп} - dm_{внт}, \quad (1)$$

де dm – зміна маси заряду в циліндрі.

2. Рівняння балансу енергії, перетворене до виду:

$$dp = \left[\frac{k}{k-1} \left(\frac{p_{вп}}{\rho_{вп}} dm_{вп} - \frac{p}{\rho} dm_{внт} - p dV \right) + dQ \right] \frac{k-1}{V}. \quad (2)$$

3. Рівняння стану для ідеального газу:

$$pV = mRT. \quad (3)$$

Об'єм циліндра в розглянутий момент часу визначається кутом φ за формулою:

$$V = V_r + 0,5V_{hx}\sigma(\varphi), \quad (4)$$

де V_{hx} – регульований робочий об'єм одного циліндра;

$\sigma(\varphi)$ – кінематична функція переміщення поршня, що для різних типів двигунів має свій вид.

Рівняння потоку енергії через впускний клапан:

- для випадку надходження свіжого заряду із впускного трубопроводу в циліндр:

$$dE_{вп} = d(h_{вп} m_{вп}) \quad (5)$$

- для випадку витікання суміші із циліндра у впускний трубопровід:

$$dE_{внт} = d(h_{внт} m_{внт}) \quad (6)$$

де $h_{вп}, h_{внт}$ – ентальпія суміші, що надходить у циліндр і що витікає із циліндра.

Визначимо $dm_{вп}$ і $dm_{внт}$ з відомого рівняння витрати газу Сен-Венана-Ванцеля:

$$dm_{вп} = \mu_{вп} f_{вп} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_{вп} \rho_{вп} \left[\left(\frac{p}{p_{вп}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_{вп}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\varphi$$

при $p < p_{вп}$,
 $p / p_{вп} > \beta_{кр}$;

$$dm_{вп} = -\mu_{вп} f_{вп} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p \rho \left[\left(\frac{p_{вп}}{p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{вп}}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\varphi$$

при $p > p_{вп}$,
 $p / p_{вп} > \beta_{кр}$;

$$dm_{внт} = \mu_{внт} f_{внт} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p \rho \left[\left(\frac{p_{вп}}{p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{вп}}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\varphi$$

при $p > p_{вп}$,
 $p / p_{вп} > \beta_{кр}$;

$$dm_{внт} = -\mu_{внт} f_{внт} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_{вп} \rho_{вп} \left[\left(\frac{p}{p_{вп}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_{вп}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\varphi$$

при $p < p_{вп}$,
 $p / p_{вп} > \beta_{кр}$;

$$dm_{вп,кр} = \mu_{вп} f_{вп} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{(2k) p_{вп} \rho_{вп}}{k-1}} \sqrt{\beta_{кр}^{\frac{2}{k}} - \beta_{кр}^{\frac{k+1}{k}}} d\varphi$$

при $p < p_{вп}$,
 $p / p_{вп} < \beta_{кр}$;

$$dm_{вп,кр} = -\mu_{вп} f_{вп} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k \cdot p \cdot \rho}{k-1}} \sqrt{\beta_{кр}^{\frac{2}{k}} - \beta_{кр}^{\frac{k+1}{k}}} d\varphi$$

при $p > p_{вп}$,
 $p / p_{вп} > \beta_{кр}$;

де $\mu_{вп}, \mu_{внт}$ – коефіцієнти витрати впускного клапана в період, відповідно, впуску й витікання заряду;
 $f_{вп}, f_{внт}$ – поточна площа прохідного перерізу впускного вікна при впуску й витіканні заряду;

$p_{вп}, \rho_{вп}$ і p, ρ – тиск і густина у впускному трубопроводі, відповідно, перед впускним клапаном і в циліндрі;

φ – кут повороту колінчастого вала від ВМТ, °п.к.в.;

n – частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹;

$\beta_{кр}$ – критичне відношення тисків.

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (10)$$

Для ділянки n - ax приймається для розрахунку формула (8) у зміненому вигляді з урахуванням умов протікання процесу виштовхування робочої суміші, що приводить до зменшень навантаження двигуна.

$$m_{nn} = \frac{\sigma\varphi \cdot V}{R_B \cdot T_B}, \quad (11)$$

де R_B – питома газова стала повітря, Дж/кг·К;

T_B – температура повітря, К.

Поточний коефіцієнт наповнення:

$$\eta_{vii} = \frac{m}{Vh_x \rho_0} = \frac{4m}{\pi D^2 S_x \rho_0}. \quad (12)$$

Індикаторна робота процесу впуску:

$$L_{вп} = \int_{V_c}^{V_{ax}} p dV. \quad (13)$$

Процес стиску. Аналітично визначити параметри у кінці стиску з урахуванням змінного показника політропи важко. Прийнято температуру та тиск у кінці стиску підраховувати по середньому, постійному для усього процесу, значенню показника політропи. Приймаючи, що початок стиску співпадає з НМТ, можна записати відомі із теорії ДВЗ рівняння:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}; \quad (14)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}. \quad (15)$$

На рис. 3 наведено значення p_c та T_c , підраховані за формулами (14) та (15) для трьох значень n_1 при $p_a = 0,09$ МПа та $T_a = 323$ К. Як видно, при зміні показника n_1 у вказаних межах суттєво змінюються значення p_c та T_c . Внаслідок цього значення n_1 слід вибирати, спираючись на отримані експериментальні дані по двигунам, подібним до розглядуваних за розмірами циліндрів, швидкохідності та конструктивним параметрам.

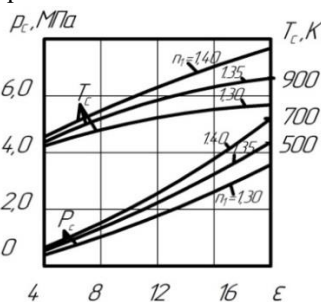


Рис. 3. Залежність тиску p_c та температури T_c від ε при різних значеннях n_1

Вказаний характер теплообміну та його короткочасність призводять до того, що сумарна величина теплообміну у швидкохідних двигунах незначна, вона складає приблизно 1,0-1,5% теплоти, що вно-

ситься з паливом. Тому при відсутності точних даних про величину n_1 , її можна визначати за середнім показником адіабати за відомими формулами:

$$k_{cp} = 1 + \frac{8314}{\mu c_v \left| \frac{T_c}{T_a} \right|}; \quad (16)$$

або
$$k_{cp} = 1 + \frac{\lg \frac{T_c}{T_a}}{\lg \varepsilon}, \quad (17)$$

де $\mu c_{vT_a}^{T_c}$ – середня мольна теплоємність суміші, що

бере участь у процесі стиску, кДж/(кмоль⁰С);

T_c – температура наприкінці стиску, К.

Це припустимо, тому що у більшості випадків

$$n_1 = k_{cp}^{+0,02}_{-0,04}.$$

Вважаючи, що метод розрахунку робочого процесу за Гринівецьким – Мазінгом не відображає роботу двигуна на часткових режимах, були розроблені наступні уточнення.

Поточна температура процесу стиску визначається з рівняння:

$$T_c = T_{ax} \left(\frac{V_{ax}}{V} \right)^{n_1 - 1}, \quad (18)$$

де V_{ax} – об'єм циліндра в точці ax (див. рис. 2).

Процес згоряння. Виконати термодинамічний розрахунок дійсного робочого процесу з урахуванням усієї сукупності втрат, пов'язаних з неповнотою та несвоечасністю згоряння, дисоціацією та тепловіддачею у стінки на практиці дуже складно. Тому у практичних розрахунках використовують ряд припущень.

У випадку бензинових двигунів приймається, що згоряння відбувається миттєво при постійному об'ємі камери згоряння V_c . При цьому зовнішньої роботи газу у період згоряння не здійснюють, і уся теплота, що виділяється, витрачається тільки на збільшення їх внутрішньої енергії.

У будь-якому випадку загальні втрати теплоти згоряння внаслідок його неповноти та несвоечасності, а також через дисоціації та тепловіддачі до стінок враховуються коефіцієнтом використання теплоти згоряння ζ , який визначається дослідним шляхом.

Характеристичне рівняння дає можливість визначити зв'язок між параметрами робочого тіла на початку та в кінці згоряння з урахуванням числа молів:

$$\frac{p_z V_z}{p_c V_c} = \frac{M_z + M_r}{M_1 + M_r} \frac{T_z}{T_c}. \quad (19)$$

Розрахунок максимальних температур та тисків робочого циклу у двигунах з іскровим запалюванням при припущенні, що згоряння відбувається

миттєво при $V=\text{const}$, дає завищені значення в порівнянні з тими, що спостерігаються на практиці. В дійсності процес згоряння має деяку тривалість і завжди захоплює частину процесу розширення, тому максимальні температури циклу відповідають об'єму камери згоряння, дещо більшому V_c , і виявляються нижче розрахункових. Дійсні значення максимальних тисків у циліндрах бензинових та газових двигунів, необхідні для виконання розрахунків, визначають шляхом множення розрахункових значень p_{zp} на емпіричний коефіцієнт зниження тиску φ_z , що враховує збільшення об'єму камери згоряння до моменту досягнення максимуму тиску, тобто:

$$P_{zd} = \varphi_z P_{zp} \quad (20)$$

Зважаючи на те, що інтегральна методика розрахунку двигунів внутрішнього згоряння Гринівського-Мазінга не може бути адекватно застосована для часткових режимів роботи двигуна, була використана диференціальна методика.

Процеси розширення та випуску. У процесі розширення (робочий хід) виробляється механічна робота за рахунок теплової енергії, що виділяється при згорянні палива.

Внаслідок важкості визначення змінних значень показника n_2 для розрахунку параметрів кінця процесу розширення користуються значеннями середніх показників n_2 .

Для політропного процесу при середньому показнику n_2 тиск та температура кінця розширення у точці b визначаються за формулами:

$$P_b = P_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2}} \quad (21)$$

$$T_b = T_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \quad (22)$$

Зміна тиску у циліндрі під час випуску залежить від умов процесу газообміну.

При зменшенні навантаження двигуна дроселюванням тиск у момент відкриття випускного клапану буде менше. Це впливає на протікання випуску впродовж першого періоду. При русі поршня до ВМТ характер зміни тиску та його значення, при якому відбувається процес випуску, майже не змінюються.

Навантажувальні характеристики двигуна Отто та двигуна з регулюванням навантаження за способом Аткинсона. За результатами теоретичних досліджень за допомогою математичної моделі робочого процесу двигуна були побудовані навантажувальні характеристики двигуна з регулюванням навантаження за способом Аткинсона та двигуна, що працює за циклом Отто. На рис. 4 та 5 наведені навантажувальні характеристики двигунів.

Характеристики наведені за кутом відкриття дросельної заслінки.

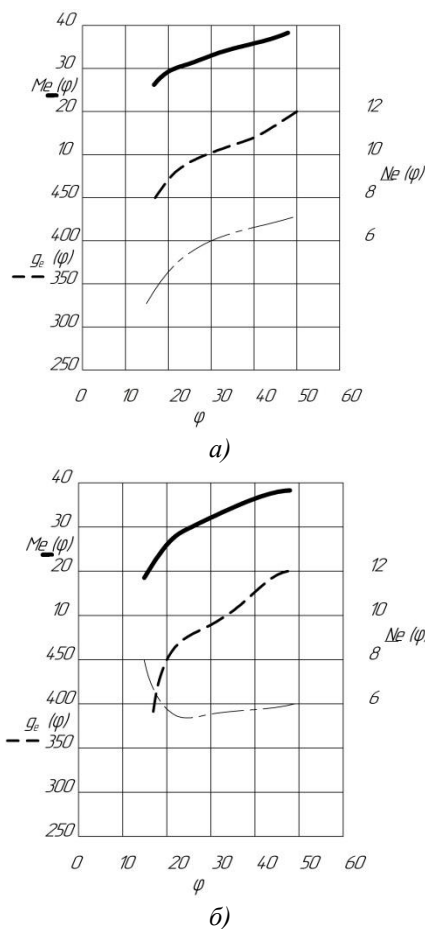


Рис. 4. Навантажувальні характеристики при $n=3000 \text{ хв}^{-1}$: а – досліджуваного двигуна; б – класичного двигуна

Як видно з рис. 4, при $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$ досліджуваний двигун має перевагу над класичним двигуном на режимі малих навантажень. Особливо помітна ця перевага на графіках витрати палива. Однак, при досягненні $\varphi_{op} = 27\%$ витрата палива двигуном, що працює за циклом Аткинсона, починає перевищувати аналогічний показник двигуна Отто й надалі зростає. Та ж сама картина спостерігається й на графіках крутного моменту та потужності, де точка перетину відповідає $\varphi_{op} = 35\%$.

На рис. 5 представлені навантажувальні характеристики двигунів Отто та Аткинсона при $n = 5400 \text{ хв}^{-1}$. Зона ефективного регулювання навантаження за способом Аткинсона дуже мала і знаходиться в межах $\varphi_{op} = 28,5 \dots 36\%$. За крутним моментом та потужністю ця зона дещо більша, однак більш вагомим показником на даний час є паливна економічність двигуна. Характеристика питомої витрати палива g_e двигуном Аткинсона є різко зростаючою, починаючи з кута $\varphi_{op} = 32 \dots 34\%$.

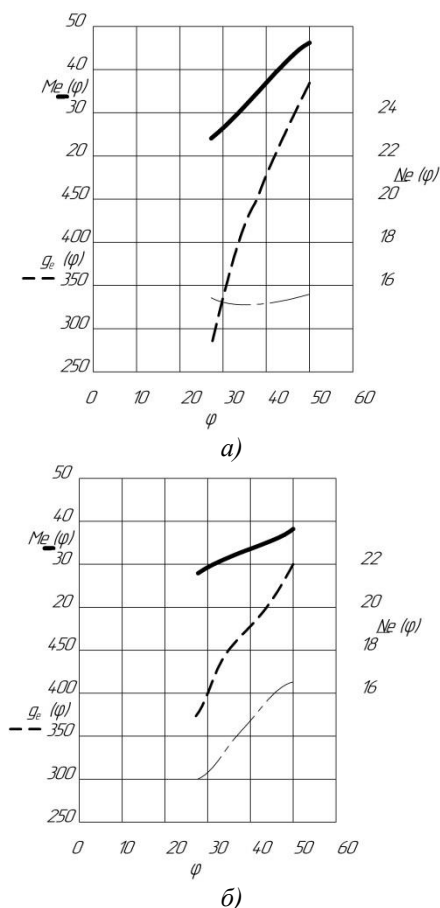


Рис. 5. Навантажувальні характеристики при $n=5400 \text{ хв}^{-1}$:

а) досліджуваного двигуна; б) класичного двигуна

З наведених графіків видно, що регулювання навантаження за способом Аткинсона доцільно використовувати на режимі малих обертів, а з підвищенням обертів переходити до застосування інших допоміжних елементів конструкції двигуна. Наприклад, механічного нагнітача, як це реалізовано

у двигуні HR12DDR фірми Nissan [2, 3].

Висновки. Розроблена математична модель робочого процесу двигуна, що працює за циклом Аткинсона, має достатню адекватність до теоретичних та експериментальних досліджень. Теоретичні дослідження показали, що використання способу Аткинсона для регулювання навантаження на часткових режимах доцільне тільки в зоні малих навантажень та частот обертання колінчастого вала двигуна ($\varphi_{др} < 35\%$, $n < 3500 \text{ хв}^{-1}$).

Список литературы:

1. Boggs D. The Otto-Atkinson Cycle Engine-Fuel Economy and Emissions Results and Hardware Design / D. Boggs, H. Hilbert, Schechter, M. // SAE Technical Paper. – 1995. – № 950089.
2. Циннер К. Наддув двигателей внутреннего сгорания / Циннер К. – Л.: Машиностроение, 1978. – 264с.
3. Улучшение показателей двухтактного бесшатунного бензинового двигателя на основе оптимизации его основных параметров: Отчет о НИР (заключит.) / АДИ ДонНТУ. – Г 2-2000; № ГР 0100U001097; Инв. № 0203У002242. – Донецк, 2002. – 98 с.

Bibliography (transliterated):

1. Boggs, D., Hilbert, H., and Schechter, M., (1995) "The Otto-Atkinson Cycle Engine-Fuel Economy and Emissions Results and Hardware Design", SAE Technical Paper 950089, doi.org/10.4271/950089.
2. Zimmer, K. (1978) Supercharging of internal combustion engines [Nadduv dvigatelej vnutrennego sgoraniya], Leningrad, 264 p.
3. Improving the performance of a two-stroke crankless gasoline engine based on the optimization of its main parameters. [Uluchshenie pokazatelej dvuhtaktnogo besshatunnogo dvigatelya na osnove optimizacii ego osnovnih parametrov]: Research report. [Ochet o NIR], 2002, №. GR 0100U001097; №. 0203У002242, Donetsk, 98 p.

Надійшла до редакції 07.06.2019 р.

Колеснікова Тетяна Миколаївна – канд. техн. наук, доцент кафедри експлуатації та ремонту машин Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпро, Україна, e-mail: tnk1403@ukr.net, <http://orcid.org/0000-0002-8568-4688>.

Заренбін Володимир Георгійович – доктор техн. наук, професор кафедри експлуатації та ремонту машин Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпро, Україна, e-mail: zvg@mail.pgasa.dp.ua, <http://orcid.org/0000-0001-9268-0071>.

Сакно Ольга Петрівна – канд. техн. наук, доцент кафедри експлуатації та ремонту машин Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпро, Україна, e-mail: sakno-olga@ukr.net, <http://orcid.org/0000-0003-4672-6651>.

Олло Василь Петрович – канд. пед. наук, доцент кафедри продовольчого та речового забезпечення Військової академії, Одеса, Україна, e-mail: ollovp@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0003-1799-2299>.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО ПО ЦИКЛУ АТКИНСОНА

Т.Н. Колесникова, В.Г. Заренбин, О.П. Сакно, В.П. Олло

В силу того, что стоимость автомобильного топлива имеет стабильную тенденцию к удорожанию и постоянно ужесточаются нормы на выбросы токсичных веществ с отработавшими газами, вопрос его экономии становится весьма актуальным. Повышение экономических показателей автомобилей может быть обеспечено путем регулирования степе-

ни сжатия на дроссельных режимах двигателя и регулирования нагрузки за счет изменения фаз газораспределения. Исковые ДВС, в основном, работают в узком диапазоне изменения состава рабочей смеси, поэтому на частичных нагрузках необходимо уменьшать массу рабочего тела для поддержания необходимого состава смеси, это обычно обеспечивается дросселированием воздуха, поступающего в цилиндры, что приводит к значительному ухудшению индикаторных показателей ДВС из-за увеличения насосных потерь. Одним из путей решения данной проблемы является переход от регулирования дросселированием воздуха к регулированию массы заряда путем задержки момента закрытия впускного клапана, то есть регулировать нагрузку двигателя по способу Аткинсона. Для ДВС с регулированием нагрузки по способу Аткинсона стоит задача выбора конструктивной схемы газораспределительного механизма и параметров рабочего процесса. Это возможно путем разработки определенных методов расчета. В статье предложена общая методика и математические модели элементов и подсистем рабочего процесса ДВС с регулированием нагрузки по способу Аткинсона, которые позволяют сделать выбор рациональных параметров конструкции и рабочего процесса двигателя на стадиях его разработки, доводки и исследования. Получены эмпирические зависимости параметров работы двигателя. Полученные эмпирические зависимости позволяют отследить изменение основных параметров рабочего цикла двигателя. Математическая модель учитывает кинематику двигателя, а также варианты регулирования нагрузки двигателя и степени сжатия по методу Аткинсона. По результатам теоретических исследований с помощью математической модели рабочего процесса двигателя построены нагрузочные характеристики двигателя с регулировкой нагрузки по способу Аткинсона и двигателя, работающего по циклу Отто. Отмечено, что регулирование нагрузки по способу Аткинсона целесообразно использовать на режиме малых оборотов, а с повышением оборотов переходить к применению других вспомогательных элементов конструкции двигателя. Например, механического нагнетателя.

Ключевые слова: топливная экономичность; параметры; цикл Аткинсона; математическая модель; расчет; нагрузка; рабочий процесс.

MATHEMATICAL MODEL OF PETROL ENGINE WORKING ON ATKINSON CYCLE

T.N. Kolesnikova, V.G.Zarenbin, O.P. Sakno, V.P. Olo

The article discusses ways to improve the fuel efficiency of internal combustion engines. The main approaches to improving the fuel efficiency of automotive engines are considered. Improving the fuel economy of cars by regulating the degree of compression on the partial modes of the engine and controlling the load by changing the valve timing. Gasoline internal combustion engines operate in a narrow range of changes in the composition of the working mixture, therefore at partial loads it is necessary to reduce the mass of the working body to maintain the required composition of the mixture. This is ensured by throttling the air entering the cylinders, which leads to a significant deterioration in the indicator indicators of the internal combustion engine due to an increase in pumping losses. The solution to the problem is a transition from throttling the air to mass regulation of the charge by delaying the moment of closing the intake valve, that is, adjusting the engine load according to Atkinson's method. For the internal combustion engine with load control according to the Atkinson method, the task is to select a design scheme for the gas distribution mechanism and parameters of the working process. This is possible by developing certain calculation methods. The article proposes a general methodology and mathematical models of the elements and subsystems of the workflow of the internal combustion engine with Atkinson method load control, which allow making the choice of rational parameters of the engine design and workflow at the stages of its development, development and research. Empirical dependencies of engine operation parameters are obtained. The obtained empirical dependencies allow you to track the changes in the main parameters of the engine operating cycle. The mathematical model takes into account the kinematics of the engine, as well as options for controlling the load of the engine and the degree of compression according to the Atkinson method. According to the results of theoretical studies using the mathematical model of the engine workflow, the load characteristics of the engine with load regulation according to the Atkinson method and the engine operating in the Otto cycle are constructed. It is noted that the regulation of the load by the Atkinson method is advisable to use at low speed, and with increasing speed go to the use of other auxiliary elements of the engine design. For example, a mechanical supercharger.

Keywords: fuel efficiency; parameters; Atkinson cycle; mathematical model; calculation; load; workflow.

С. О. Ковальов

КАМЕРА ЗГОРЯННЯ ГАЗОВОГО ДВЗ, КОНВЕРТОВАНОГО НА БАЗІ ДИЗЕЛЯ ДЛЯ РОБОТИ НА ЗРІДЖЕНОМУ НАФТОВОМУ ГАЗІ

Проведено аналіз способів підвищення використання зрідженого нафтового газу дизельними транспортними засобами. Наведені переваги конвертації (переобладнання) дизелів у газові ДВЗ з примусовим запалюванням для роботи на зрідженому нафтовому газі. Показано, що для конвертації дизелів у газові ДВЗ з примусовим запалюванням найбільш технологічним способом зменшення ступеня стиснення є зменшення геометричного ступеня стиснення за рахунок збільшення об'єму камери згоряння. Для роботи газового ДВЗ на зрідженому нафтовому газі запропоновано нерозділену відкриту камеру згоряння у формі осесиметричного «усіченого конусу». Така форма камери згоряння дозволяє доопрацювати штатні дизельні поршні замість виготовлення спеціальних нових газових поршнів, а також зменшувати геометричну ступень стиснення лише за рахунок збільшення об'єму камери згоряння у поршині. Дослідження проведені на газовому безнаддувному двигуні моделі D-240-LPG з подачею зрідженого нафтового газу до впускного трубопроводу і безконтактною електронною системою запалювання з рухомим розподільником напруги, а також з поршнями, що мають нову форму камери згоряння. Випробування газового двигуна проводились із визначенням енергетичних та економічних параметрів і показників токсичності відпрацьованих газів. Випробування підтвердили, як доцільність конвертації дизелів у газові ДВЗ з примусовим запалюванням, так і задовільні енергетичні та економічні параметри газового двигуна із розробленою формою камери згоряння.

Ключові слова: газовий двигун внутрішнього згоряння; поршень газового ДВЗ; зріджений нафтовий газ.

Вступ

За останні десятиріччя в наслідок суттєвого збільшення забруднення навколишнього середовища транспортними засобами (далі – ТЗ), що працюють на традиційних рідких моторних паливах, виникла необхідність приділяти підвищену увагу використанню більш екологічно чистих видів палив, до яких, у першу чергу, належать газові моторні палива.

У зв'язку з цим, а також з урахуванням того, що сучасна сільськогосподарська техніка (самохідні шасі, потужні колісні та гусеничні трактори) оснащена переважно дизелями, що мають високі експлуатаційні витрати дизельного палива (ДП), стає очевидним доцільність його заміни на більш дешеве та екологічно чисте газове моторне паливо – зріджений нафтовий газ (ЗНГ, англійською мовою скорочено – LPG) [1 – 3].

Так, середня роздрібна вартість 1-го літра ДП по Україні у 2018 році складала 28,61 грн., а ЗНГ – 13,34 грн., що складає 46 % від ціни ДП. За п'ять місяців 2019 року вартість 1-го літра ДП складала 28,15 грн., а ЗНГ – 12,22 грн., що складає 43 % від ціни ДП [4].

До головних переваг застосування ЗНГ в якості моторного палива належить і те, що ЗНГ зберігається на борту ТЗ під невеликим тиском (до 1,6 МПа) у достатньо легких спеціальних автомобільних газових балонах і має об'ємну енергетичну щільність, наближену до бензинів (78 %) та дизельного палива (70 %).

Підвищення використання ЗНГ дизельними ТЗ зазвичай відбувається шляхом конвертації (переобладнання) дизелів (особливо тих, що перебу-

вають в експлуатації) у газодизелі або у газові ДВЗ з іскровим запалюванням.

Для конвертації дизеля у газодизель останній оснащують додатковою системою живлення ЗНГ, а в його конструкцію (в тому числі в регулятор частоти обертання) вносять невеликі конструктивні зміни. В результаті двигун стає двопаливним і може працювати, як тільки на дизельному паливі (за дизельним циклом), так і на суміші ЗНГ із «запальною дозою» дизельного палива (за газодизельним циклом). Але у зв'язку з тим, що ЗНГ має октанові числа рівня високооктанових бензинів, газодизель з традиційними при використанні природного газу величинами «запальної дози» ДП на рівні 25 ... 30%, зазвичай працює з детонацією. Для уникнення детонаційного згоряння у газодизелях, що працюють на ЗНГ, величина «запальної дози» ДП має бути не менше ніж 60 ... 70%. Але в наслідок цього, експлуатаційні заміщення ДП ЗНГ відносно невеликі (25 ... 30%) і така конвертація має невелику економічну доцільність.

Отже, найбільш ефективним способом підвищення використання ЗНГ як моторного палива є конвертація (переобладнання) дизелів ТЗ (особливо тих, що перебувають в експлуатації) у газові ДВЗ з іскровим запалюванням.

Таке переобладнання вимагає як повного демонтажу систем живлення і вприскування ДП, так і часткового розбирання та внесення відповідних змін до конструкції ДВЗ. До головних змін конструкції ДВЗ відноситься комплекс робіт, направлений на зменшення ступеня стиснення дизеля для забезпечення його бездетонаційної роботи знову таки в наслідок відносно невисоких величин окта-

нових чисел ЗНГ.

Найбільш технологічним і найменш трудомістким способом зменшення ступеня стиснення є зменшенням геометричного ступеня стиснення за рахунок збільшення об'єму камери згоряння.

У цій роботі розглянуто формоутворення камери згоряння газового ДВЗ, що працює на ЗНГ за циклом Отто, конвертованого на базі тракторного дизеля моделі Д-240, який має нерозділену напівзакриту камеру згоряння ЦНІДІ.

Мета роботи – обґрунтування вибору і розроблення форми камери згоряння газових ДВЗ для роботи на ЗНГ, конвертованих на базі дизелів Д-240, що перебувають в експлуатації, для забезпечення їх бездетонаційної, енергетичної та економічної роботи.

Головні вимоги до форми камери згоряння газових ДВЗ, що працюють на ЗНГ

Форма (конструкція) камери згоряння газового ДВЗ з примусовим запалюванням має забезпечити: необхідну ступінь стиснення для відповідного виду газового палива, зокрема ЗНГ; високі пускові якості; мінімальні втрати теплоти через поверхню камери згоряння, тобто мінімальну площу поверхні камери згоряння [5, 6].

До того ж, форма (конструкція) камери згоряння, має бути такою, щоб її виготовлення відбувалось шляхом доопрацювання штатних дизельних поршнів на звичайних токарних станках, а не вимагало виготовлення нових поршнів із застосуванням спеціального коштовного обладнання для лиття.

Ступінь стиснення газового ДВЗ, що працює на ЗНГ, за умови його бездетонаційної та довго-

строкової роботи обирається з урахуванням октанового числа ЗНГ. Октанове число ЗНГ залежить від його марки [7] (кількості пропану і бутану, що входять до його складу) і у цілому трохи перевищує октанові числа традиційних бензинів. У зв'язку з цим, ступінь стиснення газового ДВЗ для роботи на ЗНГ доцільно обирати у межах ступенів стиснення для бензинових ДВЗ, тобто $9,0 \div 10,0$.

Форма камери згоряння газових ДВЗ моделі Д-240-LPG, що працюють на ЗНГ

Розглянемо формоутворення камери згоряння газового ДВЗ моделі Д-240-LPG, конвертованого на базі дизеля Д-240.

На рис. 1 показано штатний поршень (кат. номер 240-1004021-А) дизеля моделей Д-240, що входить до складу комплекту «Поршнева МТЗ "ДАЛЬНОБОЙЩИК" Д-240» (далі – комплект поршнів Д-240) [8]. Ступінь стиснення дизеля Д-240 з такими поршнями дорівнює $\epsilon = 16$. Поршні мають камеру згоряння ЦНІДІ, що забезпечує об'ємно-плівкове сумішоутворення. Камера згоряння розташована у днищі поршня і має форму усіченого конуса.

Геометричні розміри поршня: діаметр - 110 мм, висота - 125 мм, діаметр горловини камери згоряння – 38,0 мм, діаметр камери згоряння – 62,1 мм, глибина (до донця) – $27^{0,18}$ мм, радіус переходу від бічної стінки до донця камери – 8,0 мм. Поршень має 3-и канавки для компресійних кілець і одну або дві канавки для маслосз'ємних кілець. Поршень виготовлено з високоміцного алюмінієвого сплаву АК12М2МгН з нанесенням на роботу поверхню антифрикційного покриття. Об'єм камери згоряння у поршні дорівнює $57,36 \text{ см}^3$.



Рис. 1. Конструкція штатного поршня дизеля Д-240 з камерою згоряння ЦНІДІ:

а – поршень з 1-ю канавкою для маслосз'ємного кільця; б – поршень з 2-а канавками для маслосз'ємних кілець; в – комплект «Поршнева МТЗ "ДАЛЬНОБОЙЩИК" Д-240»

Очевидним є факт, що як дизельна камера ЦНІДІ, яка забезпечує об'ємно-плівковий спосіб сумішоутворення, так і жодна з інших форм нерозділених камер згоряння дизелів не відповідають вимогам до камер згоряння газових ДВЗ, у яких газове паливо подається або вприскується до впус-

кого трубопроводу, а ступінь стиснення суттєво менша.

Тобто, на відміну від дизеля, який має внутрішнє сумішоутворення, газовий ДВЗ (при такій системі живлення газовим паливом) має зовнішнє сумішоутворення. При такому сумішоутворенні збі-

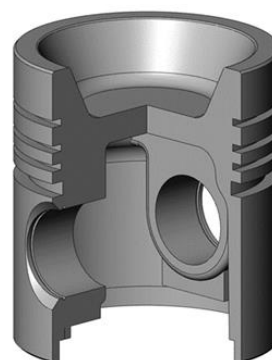
льшується час для утворення гомогенної газоповітряної суміші. Крім того, газове паливо надходить до впускного трубопроводу у газовому стані, що не потребує часу на його випаровування. Таким чином, нерозділена камера згоряння газового ДВЗ може мати нескладну форму, яка забезпечить об'ємний спосіб сумішоутворення. В результаті, форма камери згоряння газового ДВЗ, на відміну від форми камери згоряння дизеля, може бути спрощена і в ній не потрібні а ні турбулізуюча кромка, а ні витиснювач.

Таким чином, для зменшення ступеня стиснення дизеля, при його конвертації у газовий ДВЗ, необхідно збільшити об'єм камери згоряння (наприклад камери ЦНІДІ) майже у 2-а рази. Досягти цього можливо лише за рахунок суттєвого збільшення об'єму дизельної камери згоряння, перетворивши напівзакриту камеру ЦНІДІ у відкриту камеру згоряння, в якій $d_{кк}/D = 0,7 - 0,85$ [9]. Для забезпечення максимальної гомогенізації газоповітряної суміші і зменшення площі поверхні камери

згоряння доцільно обрати форму камери згоряння у вигляді перевернутого осесиметричного «усіченого конуса». При цьому, його менша основа повинна мати діаметр, що становить, відповідно, 1,0 – 1,2 діаметра донця камери згоряння ЦНІДІ, а більша основа, що направлена у бік головки блоку циліндрів, повинна мати діаметр, який становить, відповідно, 0,8 – 0,85 діаметру циліндра. Висота «усіченого конуса» має складати 1,0 – 1,06 висоти камери згоряння ЦНІДІ. Донце камери згоряння має бути сполучено із бічною поверхнею радіусом 2,0 – 10,0 мм. А діаметральна площина камери згоряння має бути сполучена із бічною поверхнею (з боку більшої основи конуса) радіусом 1,0 – 4,0 мм. На рис. 2 показано поршень газового ДВЗ Д-240-LPG з відкритою камерою згоряння, форма якої відповідає осесиметричному «усіченому конусу». Поршні виготовлено на базі штатних поршнів (див. рис. 3) дизеля Д-240, що входять до комплекту поршнів Д-240 [8].



а)



б)

Рис. 2. Поршень газового ДВЗ Д-240-LPG із формою камери згоряння у вигляді осесиметричного «усіченого конусу»:

а – фотографії поршня і камери згоряння; б – модель поршня з перетином

За рахунок застосування таких поршнів ступінь стиснення газового ДВЗ Д-240-LPG зменшена з $\epsilon = 16$ до $\epsilon = 9,5$. Співвідношення діаметра камери згоряння (більшої основи «усіченого конусу») до діаметру циліндра складає $d_{кк}/D = 0,818$, а меншої основи діаметру донця «усіченого конусу» до донця камери згоряння ЦНІДІ – відповідно 1,04. Висота «усіченого конусу» до висоти камери згоряння ЦНІДІ складає, відповідно, 1,059. Донце камери згоряння сполучено із бічною поверхнею радіусом 8 мм, а діаметральна площина камери згоряння сполучена із бічною поверхнею з боку більшої основи конусу – радіусом 1,0 мм. Об'єм камери згоряння у поршні газового ДВЗ дорівнює $120,73 \text{ см}^3$.

До складу комплекту поршнів Д-240 (див. рис.

1, в) [8] крім самого поршня входять: гільза Д-240 (виготовлена з легованого чавуну), палець Д-240 (виготовлений із сталі), поршневі кільця Д-240 (виготовлені з нанесенням на робочу поверхню покриття на основі хрому), стопорні кільця Ф38 та ущільнювальні кільця для гільзи.

При конвертації дизеля Д-240 у газовий ДВЗ моделі Д-240-LPG (див. рис. 3) на останній було встановлено чотири таких комплекта з доопрацьованими поршнями (див. рис. 2).

Експериментальні дослідження газового ДВЗ Д-240-LPG із розробленою формою камери згоряння

На рис. 3, а показано конвертований газовий ДВЗ моделі Д-240-LPG, встановлений на навантажувальному стенді Zöllner типу В-350АС.

Газовий ДВЗ моделі Д-240-LPG конвертовано на базі дизеля Д-240 шляхом проведення його капітального ремонту з демонтажем штатної системи живлення дизельним паливом. Одночасно доопрацьовано головку блоку циліндрів, в якій на місці дизельних форсунок встановлені свічки запалювання. До того ж, проведено заміну поршневої групи дизеля на нову поршкову групу з комплекту

поршнів Д-240 (див. рис. 1, в), в якій дизельні поршні були доопрацьовані шляхом зміни форми камери згоряння (див. рис. 2). Крім того, на конвертований ДВЗ встановлено систему живлення газовим паливом (зокрема ЗНГ) та безконтактну електронну систему запалювання з рухомим розподільником напруги, а також внесені зміни у систему живлення повітрям.

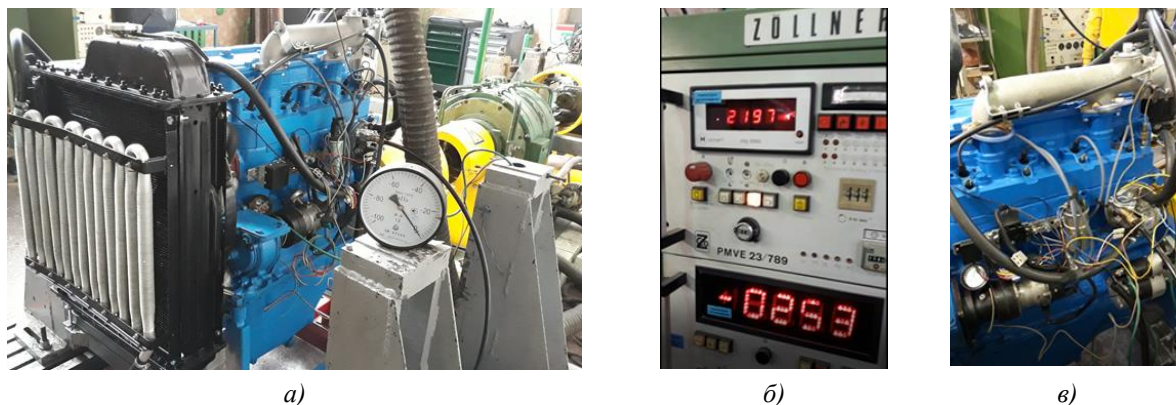


Рис. 3. Зовнішній вигляд конвертованого газового ДВЗ моделі Д-240-LPG, встановленого на електричному навантажувальному стенді Zöllner:

а, в – газовий ДВЗ моделі Д-240-LPG; б – шафа управління навантажувального стенда Zöllner

Система живлення газового ДВЗ містить газовий балон для ЗНГ з блоком арматури балона (мультиклапаном), газопровід високого тиску із запірним електромагнітним газовим клапаном, двоступінчатий газовий редуктор-випарник із запірним електромагнітним клапаном, газопровід низького тиску із механічним дозатором газу та газоповітряний змішувач.

У системі живлення газового ДВЗ повітрям застосовано штатний впускний трубопровід, до якого через перехідник закріплено дросельну заслінку з механічним приводом. Газоповітряний змішувач приєднано до дросельної заслінки та через гумовий патрубок з'єднано з повітряним фільтром.

На газовому ДВЗ Д-240-LPG встановлена безконтактна електронна система запалювання з рухомим розподільником напруги, що застосовується для 4-и циліндрових бензинових ДВЗ. Система включає в себе: електронний комутатор; розподільник напруги (трамблер); котушку високої напруги; високовольтні дроти та свічки запалювання.

Випробування Д-240-LPG на відповідність вимог ДСТУ 4277 [10] проводились мобільним комплексом BOSCH BEA 550 (з модулем - газоаналізатором BEA 060). Модуль BEA 060 (див. рис. 4) вимірює: вмісти CO, CO₂, CH, NO та O₂ у пробі газу та розраховує коефіцієнт надміру повітря λ.



Рис. 4. Модуль-газоаналізатор BEA 060

Результати випробувань Д-240-LPG на відповідність вимогам ДСТУ 4277 наведені у табл. 1. Результати, наведені у табл. 1, свідчать, що Д-240-LPG за вмістом оксиду вуглецю та вуглеводнів у відпрацьованих газах відповідає вимогам ДСТУ 4277 і має суттєво нижчий їх вміст, ніж гранично допустимий до двигунів без каталізаторів.

Таблиця 1. Результати випробувань Д-240-LPG на відповідність вимогам ДСТУ 4277

Режим вимірювання частоти обертання	Частота обертання колінчастого валу ДВЗ, хв ⁻¹		Вміст CO, %		Вміст CH, млн ⁻¹	
	Регламентоване значення частоти обертання *	Результат вимірювання	Гранично допустимий вміст CO	Результат вимірювання	Гранично допустимий вміст CH	Результат вимірювання
n _{мін}	800±100	895	3,5	0,072	1200	239
n _{підв}	2200±200	2200	1,5	0,074	600	184
* n _{мін} = 800 хв ⁻¹ ± 100 хв ⁻¹ і n _{підв} = 2200 хв ⁻¹ ± 200 хв ⁻¹ , якщо документацією не встановлено інше						

Визначені, у відповідності з [11], номінальна потужність Д-240-LPG становила 57,5 кВт (78 к.с.) при номінальній частоті обертання колінчастого валу 2200 хв⁻¹, а максимальний крутний момент – 304 Н·м, при 1300 хв⁻¹. Питома витрата ЗНГ при номінальній потужності склала 197 г/(кВт·год).

Отже, номінальна потужність газового ДВЗ Д-240-LPG склала 97% від номінальної потужності 59 кВт, що має дизель Д-240 при тій самій частоті обертання.

На всіх швидкісних та навантажувальних режимах роботи конвертований газовий Д-240-LPG працював стійко і без детонації.

Висновки

Показано, що найбільш технологічним способом зменшення ступеня стиснення при конвертації дизелів Д-240 у газові ДВЗ Д-240-LPG є зменшення геометричного ступеня стиснення за рахунок збільшення об'єму камери згоряння.

Для газових ДВЗ Д-240-LPG обґрунтовано вибір і розроблено нерозділену відкриту камеру згоряння у формі осесиметричного «усіченого конусу».

Розроблена форма камери згоряння дозволяє шляхом доопрацювання штатних дизельних поршнів дизелів Д-240, які мають нерозділені напівзакриті камери згоряння ЦНІДІ, зменшити ступінь стиснення ДВЗ з $\epsilon = 16$ до $\epsilon = 9,5$.

Номінальна потужність газового ДВЗ становить $N_e = 57,5$ кВт, що складає 97% від номінальної потужності дизеля Д-240. При цьому, питома витрата ЗНГ складає 197 г/(кВт·год).

Розроблена форма камери згоряння забезпечує бездетонаційну роботу конвертованого газового двигуна Д-240-LPG.

Вмісти оксиду вуглецю та вуглеводнів у відпрацьованих газах Д-240-LPG відповідають вимогам ДСТУ 4277 і мають суттєво нижчі показники, ніж гранично допустимі до двигунів без каталізаторів.

Список літератури:

1. Ковалёв С.А. Разработка электронной системы управления газовыми ДВС, переоборудованными на базе транспортных дизелей для работы на сжиженном нефтяном газе / С. А. Ковалёв // Двигатели внутреннего сгорания. – 2018. – № 2. – С. 55–61. 2. Ковальов С.О. Розроблення електронної системи управління газовими ДВЗ з примусовим запалюванням, переобладнаними на базі дизелів для роботи на зрідженому нафтовому газі / С.О. Ковальов // Науково-виробничий журнал «Автошляховик України». – 2018. – № 4. – С. 12 – 18. 3. Автомобильный справочник BOSCH. Перевод с англ. Первое русское издание. – М.: Издательство «За рулем», 2000. – 896 с. 4. Ціни на бензин, ДТ, газ на заправках України. [Електронний ресурс] // Все АЗС / Режим доступу до

журн.: <http://vseazs.com>. 5. Дизели: справ. / Под общей ред. В. А. Ванишейдта, Н. Н. Иванченко, Л.К. Коллерова. – [3-е изд., перераб. и доп.] – Л., «Машиностроение», 1977. – 480 с. 6. Парсаданов І.В. Обґрунтування вибору камери згоряння при застосуванні каталітичного покриття на поверхні поршня / І.В. Парсаданов, В.О. Хижняк, І.В. Рикова // Двигатели внутреннего сгорания. – 2017. – № 2. – С. 18 – 21. 7. EN 589+ A1:2012 Automotive fuels – LPG – Requirements and test methods. 8. Каталог «ДАЛЬНОБОЙЩИК» [Електронний ресурс] // Підприємство «Завод Двигатель». / Режим доступу до журн.: <http://zdvigatel.com/katalog/dalnoboyshchik>. 9. Абрамчук Ф.И. Анализ камер сгорания, используемых в современных высокооборотных автомобильных дизельных двигателях / Ф.И. Абрамчук, А.И. Воронков, С.И. Отченашко // Автомоб. трансп.: сб. науч. тр. – 2008. – Вып. 22. – С. 117 – 122. 10. Система стандартів у галузі охорони навколишнього природного середовища та раціонального використання ресурсів. Атмосфера. Норми і методи вимірювання вмісту оксиду вуглецю та вуглеводнів у відпрацьованих газах автомобілів з двигунами, що працюють на бензині або газовому паливі: ДСТУ 4277:2004. — [Чинний від 2004-07-01]. — К. : Держспоживстандарт України, 2004. — 8 с. — (Національний стандарт України). 11. Правила ООН № 120 Единые требования к двигателям внутреннего сгорания для установки на сельскохозяйственных и лесных тракторах и внедорожной подвижной технике, в отношении измерения полезной мощности, полезного крутящего момента и удельного расхода топлива.

Bibliography (transliterated):

1. Kovalov, S. A. (2018), "Development of an electronic control system for gas internal combustion engines converted on the basis of transport diesel engines for operation on liquefied petroleum gas", Internal combustion engines ["Razrabotka elektronnoy sistemy upravleniya gazovymi dvigatelyami, pereoborudovannymi na baze transportnykh dizeley dlya raboty na szhizhenom neftyanom gaze", Dvigateli vnutrennego sgoraniya], No 2, pp. 55–61, <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2018.2.09>. 2. Kovalov S.O. (2018), "Development of electronic control system for gas engines with forced ignition, retrofitted on the basis of diesel engines for operation on liquefied petroleum gas", Scientific and production magazine "Auto road builder of Ukraine" ["Rozroblennya elektronnoy sistemy upravlnnya gazovimi dvigatelami z primusovim zapalyuvanniam, pereobladnanimi na bazi dizeliv dlya roboti na zridzhenomu naftovomu gazu", Naukovo-virobnichiy zhurnal "Avtoшляховик Ukraini"], No 4, pp. 12 – 18. 3. "Automobile directory BOSCH" (2000), ["Автомобильный справочник BOSCH"], Publishing "Driving", Moscow, 896 p. 4. "Prices for gasoline, diesel fuel, gas at Ukrainian gas stations", available at: <http://vseazs.com>. 5. Vansheydt, V.A., Ivanchenko, N.N., Kollerov, L.K. (1977), "Diesels: Handbook" ["Dizeli: spravochnik"], Mechanical engineering, Leningrad, 480 p. 6. Parsadanov, I.V., Khizhnyak, V.O., Rykova, I.V. (2017), "Justification of the choice of the combustion chamber when applying a catalytic coating on the surface of the piston", Internal combustion engines [Obgruntuvannya voboru kameri zgorayannya pri zastosuvanni katalitichnogo pokrittya na poverhni porshnya. Dvigateli vnutremego sgoraniya], No 2, pp. 18 – 21. DOI: 10.20998/0419-8719.2017.2.04. 7. EN 589+ A1:2012 Automotive fuels – LPG – Requirements and test methods. 8. Katalog «DALNOBOYSCHIK»//Enterprise "Plant Engine", available at: <http://zdvigatel.com/katalog/dalnoboyshchik>. 9. Abramchuk, F. I. Voronkov, A. I. Otchenashko, S. I. (2008), "Analysis of the combustion chambers used in modern high-speed automotive diesel engines" Automobile transport [Analiz kamer sgoraniya, ispolzuyemykh v sovremennykh vyisokooborotnykh avtomobilnykh dizelnykh dvigatelyah Avtomob. трансп.: sb. науч. тр.], No. 22, pp. 117 – 122. 10. National Standard of Ukraine No. 4277:2004. The system of standards in the field of environmental protection and rational use of resources. Atmosphere. Norms and methods for measuring the content of carbon monoxide and

hydrocarbons in the exhaust gases of cars with engines running on gasoline or gas fuel. 11. Regulation № 120 Uniform provisions concerning the approval of internal combustion engines to be installed in

agricultural and forestry tractors and in nonroad mobile machinery, with regard to the measurement of the net power, net torque and specific fuel consumption.

Надійшла до редакції 03.06.2019 р.

Ковальов Сергій Олександрович – канд. техн. наук, старший науковий співробітник, заступник завідувача лабораторії дослідження використання палив та екології Державного підприємства «Державний автотранспортний науково-дослідний та проектний інститут», Київ, Україна, e-mail: skovalev@insat.org.ua, <https://orcid.org/0000-0002-3107-530X>.

КАМЕРА СГОРАНИЯ ГАЗОВОГО ДВС, КОНВЕРТИРУЕМОГО НА БАЗЕ ДИЗЕЛЯ ДЛЯ РАБОТЫ НА СЖИЖЕННОМ НЕФТЯНОМ ГАЗЕ

С.А. Ковалёв

Проведен анализ способов повышения использования сжиженного нефтяного газа дизельными транспортными средствами. Приведены преимущества конвертации (переоборудования) дизелей в газовые ДВС с принудительным зажиганием для работы на сжиженном нефтяном газе. Показано, что для конвертации дизелей в газовые ДВС с принудительным зажиганием наиболее технологичным способом уменьшения степени сжатия является уменьшение геометрической степени сжатия за счет увеличения объема камеры сгорания. Для работы газового ДВС на сжиженном нефтяном газе предложена неразделенную открытую камеру сгорания в форме осесимметричного «усеченного конуса». Такая форма камеры сгорания позволяет доработать штатные дизельные поршни вместо изготовления специальных новых газовых поршней, а также уменьшать геометрическую степень сжатия только за счет увеличения объема камеры сгорания в поршне. Исследования проведены на газовом безнаддувном двигателе модели Д-240-LPG с подачей сжиженного нефтяного газа во впускной трубопровод и бесконтактной электронной системой зажигания с подвижным распределителем напряжения, а также с поршнями, имеющими новую форму камеры сгорания. Испытания газового двигателя проводились с определением энергетических и экономических параметров и показателей токсичности отработавших газов. Испытания подтвердили, как целесообразность конвертации дизелей в газовые ДВС с принудительным зажиганием, так и удовлетворительные энергетические и экономические параметры газового двигателя с разработанной формой камеры сгорания.

Ключевые слова: газовый двигатель внутреннего сгорания; поршень газового ДВС; сжиженный нефтяной газ.

COMBUSTION CHAMBER FOR GAS-ENGINES, CONVERTED ON THE BASIS OF DIESEL TO WORK FOR ON LIQUEFIED PETROLEUM GAS

S.O. Kovalov

The analysis of ways to increase the use of liquefied petroleum gas diesel vehicles. The advantages of converting diesel engines into gas ICEs with forced ignition for operation on liquefied petroleum gas are given. It is shown that for converting diesel engines into gas ICEs with forced ignition, the most technologically advanced way to reduce the compression ratio is to reduce the geometric compression ratio by increasing the volume of the combustion chamber. For the operation of the gas engine in the liquefied petroleum gas, an unseparated open combustion chamber in the form of an axisymmetric “truncated cone” was proposed. Such a shape of the combustion chamber allows for the use of regular diesel pistons instead of making special new gas pistons, as well as reducing the geometric compression ratio only by increasing the volume of the combustion chamber in the piston. The studies were carried out on a gas-aspirated engine model D-240-LPG with the supply of liquefied petroleum gas in the intake manifold and contactless electronic ignition system with a movable voltage distributor, as well as with pistons having a new shape of the combustion chamber. The gas engine tests were carried out with the determination of energy and economic parameters and exhaust gas toxicity indicators. Tests confirmed both the feasibility of converting diesel engines into gas ICEs with forced ignition, as well as satisfactory energy and economic parameters of a gas engine with the new shape of the combustion chamber.

Key words: gas internal combustion engine; gas engine piston; liquefied petroleum gas.

А.П. Марченко, І.В. Парсаданов, А.Г. Лал

СФЕРА ЗАСТОСУВАННЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ РЕЗЕРВІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗГОРЯННЯ В ОПОЗИТНИХ ДВОТАКТНИХ ДИЗЕЛЯХ ІЗ ЗУСТРІЧНО-ПРОТИЛЕЖНО РУХОМИМИ ПОРШНЯМИ

Проведено аналіз розробок та застосування, переваг і недоліків конструкції і показників, можливості розширення використання та розкрито перспективи підвищення ефективності двотактних дизелів із зустрічно-протилежним рухом поршнів. Такі дизелі виробляються в багатьох провідних країнах світу, серед яких США, Англія, Німеччина, Росія. Беззаперечною їх перевагою є рекордні показники літрової та габаритної потужностей. В останній час в результаті проведених досліджень доведено, що ці дизелі мають перевагу в паливній економічності і не поступаються в екологічних показниках перед чотиритактними. Двотактні дизелі із зустрічно-протилежним рухом поршнів частіше використовуються на транспорті, в якості стаціонарних установок і у військовій техніці. Значний вклад у вдосконалення енергетичних, економічних та екологічних показників двотактних дизелів із зустрічно-протилежним рухом поршнів зроблено українськими фахівцями на харківських підприємствах при впровадженні у виробництво дизелів типу Д100 та ТД. Доцільність подальшого удосконалення цих двигунів потребує поширення сфери використання. Так, для дизелів типу ТД, основне призначення яких є бронетанкова техніка, розроблені модифікації для маневрових тепловозів, вантажопідійомних самоскидів, швидкохідних катерів, дизель-генераторів, тощо. Необхідний ресурс таких двигунів забезпечується за рахунок деформування по рівню потужності і частоти обертання колінчастого вала.

Подальше підвищення технічного рівня двотактних дизелів із зустрічно-протилежним рухом поршнів пов'язано із удосконаленням процесів сумішоутворення і згоряння. Бічне розташування форсунок, що є конструктивною особливістю двигунів, в яких 2 поршні рухаються назустріч в одному циліндрі, вносить значні корективи до вищенаведених процесів. Для підвищення ефективності процесів сумішоутворення і згоряння, в першу чергу, необхідно використовувати резерви з раціонального розподілу палива в об'ємі камери згоряння з урахуванням значного впливу на сумішоутворення тангенціального вихору та забезпечення збільшення швидкості подачі палива.

Ключові слова: двотактний дизель із зустрічно-протилежним рухом поршнів; сфера застосування; енергетичні, економічні і екологічні показники; сумішоутворення і згоряння.

Вступ. Двотактні дизелі із зустрічно-протилежним рухомими поршнями знайшли широке застосування в якості енергетичних установок, що зумовлено їх високими показниками паливної економічності, габаритної і літрової потужності. Виробництво цих двигунів налагоджено в багатьох провідних країнах світу, серед яких США, Англія, Німеччина, Росія. Вітчизняні двигуни на ринку представлені дизелями серій Д100 (тепловозні, суднові, стаціонарні) і 5ТД, 6ТД (двигуни бронетехніки), виготовлення яких здійснюється в Харкові на заводі імені В.А. Малишева.

Перший двотактний дизель із зустрічно-протилежним рухомими поршнями був створений на Коломенському заводі Раймондом Олександровичем Корейво. Інформація про створення цього двигуна, розвиток і впровадження двотактних двигунів зі зустрічно-рухомими поршнями опубліковані в роботі [1]. Відзначимо тільки, що в Харкові двотактні транспортні дизелі стали розробляти для серійного виробництва після ознайомлення з показниками і конструкцією американських дизелів Fairbanks Morse, що потрапили в СРСР з військовими катерами, поставлених за ленд-лізом. Ці двигуни використовувалися на залізничному транспорті, як стаціонарні і суднові. Найбільше поширення здобув дизель 10Д100, що був встановлений на

тепловоз 2ТЭ10. Це 10-циліндровий двигун з двома колінчастими валами, з'єднаними вертикальною передачею. Відбір потужності здійснювалось через нижній вал. Від верхнього вала здійснювався привід повітрорудвки і паливних насосів.

Необхідність збільшення потужності енергетичної установки для танків призвела до розробки замість чотиритактного дизеля В-2 опозитного двотактного танкового дизеля з протилежно рухомими поршнями.

5-циліндровою модифікованою версією цього двигуна 5ТДФ, створеного у Харківському конструкторському бюро з двигунобудування (ДП ХКБД), був оснащений танк Т-64, виготовлення якого було розпочато у 1963 році і прийнято на озброєння в СРСР у 1967 році. Подальшим розвитком цих двигунів став 6-циліндровий дизель 6ТД. Ці розробки були проведені під керівництвом генерального конструктора, випускника кафедри ДВЗ НТУ «ХП» М. К. Рязанцева.

Мета роботи На основі аналізу сфери можливого застосування, переваг і недоліків конструкції опозитних двотактних двигунів з протилежно рухомими поршнями визначити можливості розширення використання та розкрити перспективи підвищення ефективності згоряння вітчизняних дви-

гунів серії ТД для забезпечення сучасних вимог, які пред'являються до дизелів різного призначення.

Сфера застосування двотактних дизелях із зустрічно-протилежно рухомими поршнями

5- ти і 6-ти циліндрові опозитні двотактні дизелі з протилежно рухомими поршнями розроблялися і випускалися виключно як танкові. В Україні вони встановлюються на танки Т-64 (потужність дизеля 515 кВт), «Булат» (потужність дизеля 625 кВт), танк Т-80УД (потужність дизеля 735,3 кВт). На БМ «Оплот» встановлюється дизель потужністю 882,4 кВт [2].

Разом з тим можливість використання двигунів типу ТД не обмежується військовою технікою. Поширення сфери використання двигунів є невідмінною складовою економічної доцільності розробки в системі ринкових відношень. На базі танкових серійних дизелів 5ТДФ і 6ТД в «ДП ХКБД» розроблені конверсійні дизелі народногосподарського призначення. Необхідний ресурс цих двигунів забезпечується за рахунок деформування по рівню потужності і зниження частоти обертання колінчастого вала.

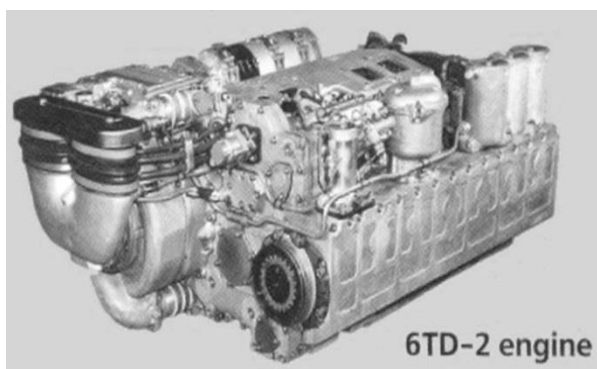


Рис. 1. Дизель 6ТД

На базі 5ТДФ розроблені дизелі 5ДН, 457КМ, 500, 512 та на базі 6ТД – дизелі 6ДН, 459К, 502, 514. Сфери їх використання: швидкохідні катери, дизель-генераторні установки, бурові установки, дизель-поїзди, тощо [3]. Прикладом поширення застосування є створення дизеля 6ДН потужністю 440 кВт при зниженій до 2100 хв⁻¹ частоті обертання колінчастого вала для самоскиду БелАЗ-548А5 вантажопідйомністю 42т.

Інший приклад – встановлення двигунів 6ДН в якості силової установки дизель-потягів модернізованих ДР-1А та нових – типу ДЕЛ-01. Ці дизелі мають потужність 588 кВт при частоті обертання колінчастого вала $n=2200$ хв⁻¹ [4].

3 і 4-циліндрові модифікації дизелів ТД, можуть буди призначені для використання у вітчиз-

няних БТР і в якості силових установок для тракторів, вантажних автомобілів, автобусів.



Рис. 2. БелАЗ-548А5

Слід зазначити, що поширення сфери використання потребує внесення змін у конструкцію і регулювання дизеля але вважаючи, що дизелі серії ТД сьогодні практично єдині, які залишилися у виробництві країни, цей напрямок має розглядатися як найважливіший крок до збереження енергетичної незалежності України.

Прикладом ефективності запропонованого напрямку можуть розглядатися роботи, які проводяться компанією «Achates Power» (США). «Achates Power» була заснована в Сан-Дієго, штат Каліфорнія в 2004 році для розробок і впровадження у виробництво у різних галузях опозитних двотактних дизелів з протилежно рухомими поршнями. При цьому у своїх презентаціях «Achates Power» не приховує, що одним з аналогів при їх розробках був дизель ТД («Kharkov TD») у 3-, 4- та 6-циліндрових варіаціях з максимальною потужністю до 1200 к.с (882,4 кВт) [5].

За даними «Achates Power», їх двотактний двигун поширеного застосування забезпечує більш високу паливно-екологічну ефективність в порівнянні з чотиритактними дизелями [6]. У грудні 2012 року компанія оголосила, що була обрана в якості субпідрядника AVL Powertrain Engineering, Inc. для створення двигуна нового покоління для армії США. У 2018 році на північноамериканському автосалоні NAIAS був продемонстрований автомобіль Ford F-150, який був оснащений 3-циліндровим 2,7 літровим опозитним дизелем «Achates Power» із зустрічно-протилежно рухомими поршнями та двома колінчастими валами.

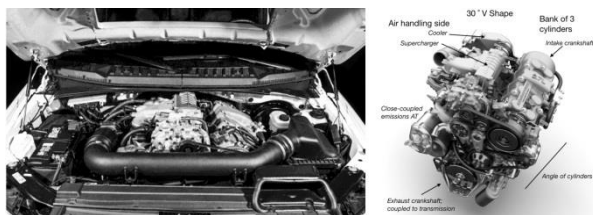


Рис. 3. Ford F-150 із 2,7 літровим опозитним дизелем «Achates Power»

Максимальна потужність цього дизеля складала 270 к.с., а максимальний крутний момент 651Нм.

Преваги і недоліки двотактних дизелів із зустрічно-протилежно рухомими поршнями

За інших рівних умов літрової потужності двотактного двигуна на 50-70% більше літрової потужності чотиритактного, що є основною перевагою двотактного двигуна, внаслідок цього виходять менші його габаритні розміри і маса (за умови правильно обраних конструктивних параметрів).

Двотактний двигун з прямоточною продувкою відрізняється гарною якістю процесу газообміну, сумішоутворення і згоряння. А рівень питомої витрати палива в двотактному двигуні з прямоточною схемою газообміну може бути нижче питомої витрати палива в чотиритактному двигуні. [7]

Беззаперечною перевагою саме конструкції з зустрічно-протилежним рухом поршнів є відсутність головки блоку циліндрів, отже й газового стику та клапанів. Завдяки цій схемі такі ДВЗ мають до 17% меншу втрату теплоти до системи охолодження. Для порівняння, рівень тепловіддачі вітчизняних двотактних двигунів складає 1,58 - 1,60 МДж/(кВт·год), в той час як для чотиритактних 2 - 2,10 МДж/(кВт·год). [8]

Також перевагою є те, що у двотактних двигунах, у яких витрата повітря в залежності від тиску наддуву мало змінюється при зміні частоти обертання колінчастого вала, можна в певних межах швидкісного режиму організувати подачу повітря в циліндри, кількість якого приблизно пропорційна витраті палива на відповідному режимі, і тим домогтися підтримки повної або близької до неї потужності навіть при зменшенні числа обертів. [7]

Вище названі двигуни типу 5ТД, 6ТД і Д-100 мають конструкцію з двома колінчастими валами, у кожному циліндрі знаходяться два кривошипно-шатунні механізми, які керують впуском і випуском. Камера згоряння створюється між днищами поршнів у момент їхнього максимального зближення, впорскування палива здійснюється з периферії до центру. Поршень, що керує випуском, передає колінчастому валу більшу потужність, ніж

поршень, що керує впуском. Частина бічної поверхні поршня, зверненої до камери згоряння, і поршневі кільця перебувають під прямим впливом випускних газів, що збільшує можливість пригоряння поршневих кілець. Це створює винятково важкі умови роботи для поршня, керуючого випуском [7]. Температура стінок КЗ може досягати 950°C, що призводить до коксування палива при його контакті зі стінкою [8]. В двотактних двигунах важливим є забезпечення якісного газообміну. На процеси газообміну в них витрачається до 120 град. повороту колінчастого вала, що в 3,5 рази менше, ніж в чотиритактних двигунах.

Звісно, у порівнянні із чотиритактними двигунами, двотактні мають складнішу конструкцію, вони більш важкі у виготовленні, більш трудомісткі у доведенні, деталі ДВЗ мають більшу теплову напругу, однак можливість досягнення високих показників, літрової потужності - понад 50 кВт/л (20 кВт/л в чотиритактних), габаритної потужності до 830 кВт/м³ (500 кВт/м³ в чотиритактних), а також показників паливної економічності дозволяють стверджувати, що вдосконалення останніх є перспективним. Що стосується складності конструкції та виготовлення, то сучасні технології розробок та виробництва дозволяють подолати ці проблеми

В той час, як багато світових автовиробників відмовляються від використання опозитних двотактних дизелів з протилежно рухомими поршнями через їх відносно високий рівень шкідливих викидів, фахівці американської компанії «EcoMotors», відзначають, що силові агрегати з цими двигунами відповідають всім сучасним вимогам і в порівнянні з традиційними аналогами споживають менше палива. Компанія EcoMotors налагоджує виробництво опозитних двигунів із зустрічним рухом поршнів в Китаї. Обсяг випуску складе 150 тисяч двигунів на рік. Швидше за все, першими такі силові агрегати почнуть застосовувати китайські виробники, зацікавлені в нових типах двигунів [9].



Рис. 4. Дизель EcoMotors

До такого ж висновку щодо паливної економічності і токсичності викидів прийшли в результаті

доводки процесу сумішоутворення і згоряння і фахівці компанії «Achates Power», про яку згадувалося вище.

Особливості організації і резерви підвищення ефективності процесів сумішоутворення і згоряння в двотактних дизелях із зустрічно-протилежно рухомими поршнями

При подальшому вдосконаленні двотактних опозитних двигунів значна увага повинна бути приділена підвищенню ефективності згоряння. Процес сумішоутворення в двотактних дизелях з бічним розташуванням форсунок набагато складніший через суттєвий вплив вихору на розвиток струменя палива і необхідності врахування впливу гарячих стінок кришки циліндра, куди може потрапляти паливо в високофорсованих двигунах на режимах великої потужності.

За відсутності головки циліндрів розпилювач палива не може бути встановлений у центрі камери згоряння, тому впорскування палива у двигунах із зустрічним рухом поршня відбувається з периферії, для більш рівномірного розпилювання використовуються декілька розпилювачів (2 та більше).

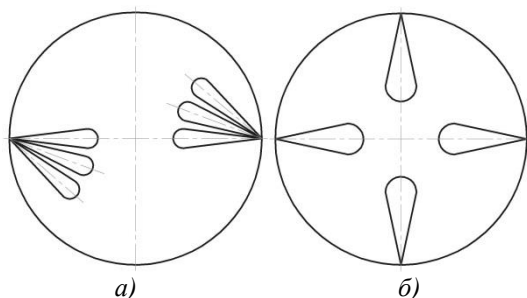


Рис. 5. Розташування паливних розпилювачів на периферії КЗ:

а – 2 розпилювачі з трьома розпилювальними отворами; б- 4 розпилювачі з одним отвором

На процес сумішоутворення впливає скорочення часу і необхідність збільшувати швидкість подачі палива. В момент впорскування палива у КЗ мають місце значні вихровий та радіальний рухи повітря внаслідок спеціального профілювання вікон та зближення обох поршнів, що викликає деформацію та знос паливного факела.

Профілювання вікон виконується таким чином, щоб забезпечити проходження необхідної кількості повітря, заданий напрям та інтенсивність обертання повітряного заряду. Інтенсивність обертання останнього оцінюється вихровим відношенням, тобто відношенням кутової швидкості обертання повітря до кутової швидкості колінчастого вала. Із збільшенням вихрового відношення збільшується знос факела палива на периферію, зростає тепловіддача у охолоджувальну рідину.

У двигунах з протилежно рухомими поршнями надзвичайно актуальна оптимізація спрямованості соплових отворів бічних форсунок. Завданням є запобігання потрапляння палива на дзеркало циліндра і запобігання зіткнення струменів і пристінкових потоків на поверхні поршня [10].

Із збільшенням тиску наддуву, що характерно при форсуванні двигунів за літровою потужністю, далекобійність (глибина проникнення паливного факела у КЗ за період, що відповідає процесу сумішоутворення) паливного факела зменшується. Тому саме з форсуванням двигуна стосовно тиску наддуву збільшують і тиск впорскування палива.

Для якісного згоряння палива необхідно забезпечення рівномірності коефіцієнта надлишку повітря. Паливо повинно розподілятися рівномірно по всьому об'єму КЗ. На рівномірність розподілу палива можуть впливати як окремо кожен, так і при взаємодії такі чинники, як циклова подача, вихрове число, частота обертання колінчастого вала, кількість розпилювачів, кількість отворів у розпилювачі та просторова орієнтація соплових отворів розпилювача, тривалість паливоподачі, кут випередження впорскування. Якість впливу цих факторів може бути оцінена за часом затримки спалахування, швидкістю зростання тиску згоряння і швидкістю виділення теплоти у циліндрі.

Висновки

Українське двигунобудування відіграло значну роль у створенні, виробництві, підвищенні ефективності двотактних дизелів із зустрічно-протилежно рухомими поршнями і забезпеченні ними найбільш значних показників із літрової та габаритної потужності.

Вітчизняні двотактні дизелі із зустрічно-протилежно рухомими поршнями застосовуються на залізничному транспорті, як суднові і стаціонарні установки, у бронетехніці. Разом з тим економічно доцільно поширювати використання цих дизелів в якості силових установок для тракторів, вантажних автомобілів, автобусів. Вважаючи становище на цей час в галузі, в Україні така технічна політика практично є єдиним і останнім кроком для відродження двигунобудування і збереження енергетичної незалежності країни.

Основною перевагою двотактних дизелів із зустрічно-протилежно рухомими поршнями є збільшення літрової потужності на 50-70% проти чотиритактних дизелів, що забезпечує його менші габаритні розміри і масу.

Результати досліджень фахівців, в першу чергу США, вказують на те, що двотактні дизелі із зустрічно-протилежно рухомими поршнями при

удосконаленні організації і використанні резервів з підвищення ефективності процесів сумішоутворення і згорання спроможні забезпечити рівень показників паливної економічності і екологічності, кращий за чотиритактні дизелі.

Для підвищення ефективності процесів сумішоутворення і згорання двотактних дизелів із зустрічно-протилежно рухомими поршнями, в першу чергу, необхідно використовувати резерви з раціонального розподілу палива в об'ємі камери згорання з урахуванням значного впливу на сумішоутворення тангенціального вихору та забезпечення збільшення швидкості подачі палива.

Список літератури:

1. *Оппозитные двухтактные дизели с противоположно движущимися поршнями: применение, особенности конструкции, направления повышения эффективности: материалы Міжнародної науково-практичної конференції, присвяченої пам'яті професорів Фомина Ю.Я. і Семенова В.С., (Одеса – Стамбул - Одеса, 18 – 22 квітня 2019р.) / Одеський національний морський ун-т. — О. : Одеський національний морський ун-т, 2019. — 441с. 2. Рязанцев М. К. *Моторы и судьбы. О времени и о себе./ Рязанцев Николай Карпович. — Харків: ХНАДУ, 2009. — 272 с. 3. Современные дизельные двигатели разработки КИП “Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению” / С. А. Алёхин, А. В.Грицюк, И. А. Краюшкин, и др. // Двигатели внутреннего сгорания. — 2006. — № 1. — С. 4-8. 4. Альохин С.О. Поліпшення техніко-економічних і токсичних характеристик тепловозного дизеля 6ДН шляхом удосконалення системи повітропостачання: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.03 “Теплові двигуни” / С.О. Альохин. — Харків, 2004. — 20 с. 5. Achates Power HTUF “Tech Talk” [Електронний ресурс]. — 2016. — Режим доступу до ресурсу: <https://docplayer.net/32741612-Achates-power-htuf-tech-talk-august-2016.html>. 6. Regner, G. *The Achates Power Opposed-Piston Two-Stroke Engine: Performance and Emissions Results in a Medium-Duty Application / Regner, G.; Callahan, B.; Dion, E. [et al] // SAE International Journal of Engines. — 2011. — Vol. 4, No. 3. — pp 2726—2735. 7. Орлин А. С. Комбинированные двухтактные двигатели/ А. С. Орлин, М.Г. Круглов. — М.: Машиностроение, 1968. — 576 с. 8. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України, проф. А.Ф. Шеховцова – Харків:***

Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. — с. 9. Американская компания EcoMotors наладит производство оппозитных двигателей со встречным движением поршней в Китае [Електронний ресурс]. — 2013. — Режим доступу до ресурсу: <https://ru.tsn.ua/auto/news/amerikancy-nachinayut-proizvodstvo-innovacionnyh-motorov-301196.html>. 10. Кулешов А.С. Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС: дис. на здобуття наук. ступеня доктора технічних наук: 05.04.02/ Кулешов Андрей Сергеевич. - М., 2011. — 235с

Bibliography (transliterated):

1. Marchenko A.P., Parsadanov I.V., Stokov A.P., Lal A.G. (2019), "Opposite two-stroke diesel engines with oppositely moving pistons: application, design features, ways to increase efficiency", *Materials of international scientific and practical conference devoted to the memory of professors Fomin Y.Y. and Semenova V.C. [“Oppozimnye dvukhtaknyye dizeli s protivopozhno dvizhushchimisya porshnyami: primeniye, osobennosti konstruksii, napravleniya povysheniya effektivnosti”*, *Materialy mizhnarodnoyi nauko-vo-praktychnoyi konferentsiyi, prysvyachenoyi pam'yati profesoriv Fomina YU.YA. i Semenova V.S]*, Odessa, pp. 25-33. 2. Ryazantsev M.K. (2009), *Motors and destinies. About time and about yourself [Motors and destinies. About time and about yourself]*, KhNAHU, Kharkiv, 272 p. 3. Alyokhin S. A., Gritsyuk A. V., Krayushkin I. A., Ovcharov E. N. (2006), "Modern diesel engines developed by KP" *Kharkiv Engine Design Bureau* ", *Internal combustion engines [Sovremennyye dizel'nyye dvigateli razrabotki KP “Khar'kovskoye konstruktorskoye byuro po dvigatelestroyeniyu”, Dvigateli vnutrennego sgoraniya]*, No. 1, pp. 4-8. 4. Alyokhin S. (2004), *Improvement of techno-economic and toxic characteristics of diesel engine 6DN by improving the air supply system [Polipsheniya tekhniko-ekonomichnykh i toksychnykh kharakterystyk teplovoznogo dyzelya 6DN shlyakhom udoskonaleniya systemy povitropostachaniya]*, Publishing Center NTU “KhPI”, Kharkiv, 20p. 5. "Achates Power HTUF “Tech Talk”, available at: <https://docplayer.net/32741612-Achates-power-htuf-tech-talk-august-2016.html> 6. Regner, G.; Callahan, B.; Dion, E.; Herold, R.; Johnson, D.; McIntyre, S.; Redon, F.; Wahl, M. (December 2011). "The Achates Power Opposed-Piston Two-Stroke Engine: Performance and Emissions Results in a Medium-Duty Application". *SAE International Journal of Engines*. No 4 (3). doi:10.4271/2011-01-2221. 7. Orlin A. S., Kruglov M.G. (1968), "Combined two-stroke engines" [*Kombinirovannyye dvukhtaknyye dvigateli*], *Mashinostroyeniye*, Moscow, 576p. 8. Marchenko A.P., Ryazantsev M.K., Shekhovtsov A.F. (2004), *Internal combustion engines: A series of textbooks in 6 volumes [Dyuhuny vnutrishn'oho zhorvaniya: Seriya pidruchnykiv u 6 tomakh.]*, vol. 1, Publishing Center NTU “KhPI”, p. 9. "The American company EcoMotors will manufacture the production of box-mounted engines with reciprocating pistons in China " [*Amerikanskaya kompaniya EcoMotors nalaдит proizvodstvo oppozitnykh dvigateley so vstrechnym dvizheniyem porshney v Kitaye*], available at: <https://ru.tsn.ua/auto/news/amerikancy-nachinayut-proizvodstvo-innovacionnyh-motorov-301196.html>. 10. Kuleshov A.S. (2011), *Development of calculation methods and optimization of workflows of the internal combustion engine [Razvitiye metodov rascheta i optimizatsiya rabochikh protsessov DVS]*, Moscow, 235 p.

Надійшла до редакції 21.06.2019 р.

Марченко Андрій Петрович – доктор техн. наук, проф., проректор з наукової роботи Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua, <http://orcid.org/0000-0001-9746-4634>.

Парсаданов Ігор Володимирович – доктор техн. наук, проф., головний науковий співробітник кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: parsadanov@kpi.kharkov.ua, <http://orcid.org/0000-0003-0587-4033>.

Лал Амір Гул – магістр, аспірант кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна.

**СФЕРА ПРИМЕНЕНИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЗЕРВОВ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ СГОРАНИЯ
В ОППОЗИТНОМ ДВУХТАКТНОМ ДИЗЕЛЕ СО ВСТРЕЧНО-ПРОТИВОПОЛОЖНО ДВИЖУЩИМИСЯ
ПОРШНЯМИ**

А.П. Марченко, И.В. Парсаданов, А.Г. Лал

Проведен анализ разработок и применения, преимуществ и недостатков конструкции и показателей, возможности расширения использования и раскрыты перспективы повышения эффективности двухтактных дизелей со встречно-противоположным движением поршней. Такие дизели производятся во многих ведущих странах мира, среди которых США, Англия, Германия, Россия. Неоспоримым их преимуществом являются рекордные показатели литровой и габаритной мощностей. В последнее время в результате проведенных исследований доказано, что эти дизели имеют преимущество в топливной экономичности и по экологическим показателям не уступают четырехтактным. Двухтактные дизели с встречно-противоположным движением поршней чаще используются на транспорте, в качестве стационарных установок и в военной технике. Значительный вклад в совершенствование энергетических, экономических и экологических показателей двухтактных дизелей со встречно-противоположным движением поршней сделан украинскими специалистами на харьковских предприятиях при внедрении в производство дизелей типа Д100 и ТД. Целесообразность дальнейшего совершенствования этих двигателей требует расширения сферы использования. Так, для дизелей типа ТД, основное назначение которых бронетанковая техника, разработаны модификации для маневровых тепловозов, грузоподъемных самосвалов, быстроходных катеров, дизель-генераторов и тому подобных. Необходимый ресурс таких двигателей обеспечивается за счет дефорсирования по уровню мощности и частоте вращения коленчатого вала.

Дальнейшее повышение технического уровня двухтактных дизелей со встречно-противоположным движением поршней связано с совершенствованием процессов смесеобразования и сгорания. Боковое расположение форсунок, являющееся конструктивной особенностью двигателей, в которых 2 поршня движутся навстречу в одном цилиндре, вносит значительные коррективы в вышеприведенные процессы. Для повышения эффективности процессов смесеобразования и сгорания, в первую очередь, необходимо использовать резервы по рациональному распределению топлива в объеме камеры сгорания с учетом значительного влияния на смесеобразование тангенциального вихря и обеспечение увеличения скорости подачи топлива.

Ключевые слова: двухтактный дизель со встречно-противоположным движением поршней; сфера применения; энергетические, экономические и экологические показатели; смесеобразование и сгорание.

**SCOPE AND DEFINITION OF RESERVES IMPROVE THE EFFICIENCY OF COMBUSTION IN THE OPPOSITE
TWO-STROKE DIESEL ENGINE WITH OPPOSITE MOVING PISTONS**

A.P. Marchenko, I.V. Parsadanov, A.G. Lal

The article deals with developments analysis, application and wider use possibilities of 2-stroke opposed combustion engines. The prospects for improving the efficiency of two-stroke diesel engines with opposing piston movements are disclosed. Such diesel engines are produced in many world leading countries, including the USA, England, Germany, Russian Federation. A record liter performance and overall power is their indisputable advantage. Recently, as a result of the research, it was proved that these diesel engines have an advantage in fuel efficiency and environmental indicators are not inferior to four-stroke ones. Two-stroke diesel engines with opposing piston movements are more often used in transport, as stationary installations and in military equipment. A significant contribution to the improvement of energy, economic and environmental performance of two-stroke opposed diesel engines was made by Ukrainian specialists at Kharkov enterprises when introducing D100 and TD diesel engines into production. The expediency further improvement of these engines requires the expansion of the scope of use. The main purpose of diesel engines TD-type is armored vehicles, but nowadays modifications have been developed for shunting diesel locomotives, load-lifting dump trucks, high-speed boats, diesel generators, etc. The required diesel 2-stroke opposed engines resource is ensured by derating on the power level and decline crankshaft rotation frequency.

Attention is drawn to further increase in the technical level of two-stroke diesel engines with opposing piston movements. The need is stressed to employ the improvement of the processes of mixing and combustion. The injectors lateral arrangement is a design feature of engines in which 2 pistons perform toward each other move in the cylinder. It makes significant adjustments to the mixing and combustion processes. It is first necessary need to use reserves for the rational distribution of fuel in the volume of the combustion chamber to improve the efficiency of the processes of mixing and combustion. Attention is drawn to the significant the tangential vortex effect on the mixing fuel spray. It is especially noted that increase in the rate of fuel supply It is an important clause for improving the efficiency of the processes of mixing and combustion.

Key words: two-stroke diesel engines with opposing piston movements, 2-stroke opposed engine, scope of application; energy, economic and environmental performance; fuel mixture formation and fuel combustion.

Е.В. Белоусов, Р.А. Варбанец, В.П. Савчук, И.В. Грицук, В.С. Вербовский

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТОПЛИВОПОДАЧИ В ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ МАЛООБОРОТНЫХ ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Рост цен на жидкие нефтяные топлива, наблюдаемый на протяжении последних десятилетий, а также ужесточение экологических норм по содержанию в отработавших газах судовых двигателей токсичных веществ и парниковых газов, сделали использование природного и нефтяного газов привлекательной альтернативой традиционным моторным топливам. И это не смотря на дополнительные технические трудности, связанные с их использованием. Учитывая, что на торговом флоте более 70% главных двигателей, это малооборотные двухтактные двигатели, решение задач связанных с переводом их на газовое топливо, особенно актуально в настоящее время. Проблема перевода усугубляется тем, что в силу особенностей организации рабочего процесса, в двухтактных двигателях данного класса возможно только внутреннее смесеобразование, осуществляемое на такте сжатия. Последнее обстоятельство потребовало разработки принципиально отличных подходов к решению проблемы по сравнению с теми, которые традиционно используются на четырехтактных высоко- и среднеоборотных двигателях. Определенным ограничением, усложняющим решение проблемы организации рабочего процесса на газовых топливах, является необходимость сохранения двигателем возможности работать на традиционных жидких топливах во всем диапазоне нагрузочно-скоростных режимов. В настоящее время лидирующие позиции в области создания двухтопливных малооборотных двигателей разделяют между собой фирмы MAN и WinGD, первая из которых разработала линейку двигателей с подачей газового топлива в рабочее пространство двигателя под высоким давлением в конце такта сжатия, а вторая – под низким давлением в начале такта сжатия. Каждому из этих методов свойственны как определенные преимущества, так и существенные недостатки. Подача топлива под низким давлением значительно упрощает конструкцию топливной системы двигателя и снижает требования к обеспечению ее безопасности во время эксплуатации, однако такие двигатели склонны к возникновению детонационного сгорания, что значительно сужает возможности их использования, особенно на режимах, близких к номинальным. Поиску и обоснованию технических решений, позволяющих минимизировать этот недостаток с сохранением присущих методу преимуществ, посвящена данная статья.

Ключевые слова: судовые малооборотные двухтопливные двигатели; газовое топливо

Введение

Рост цен на нефтяные топлива и ужесточение норм экологического законодательства заставили производителей судовых малооборотных двигателей (МОД) сосредоточить свое внимание на разработке газодизельных версий выпускаемых ими дизельных двигателей. Переход на газовое топливо (ГТ) позволяет без существенных затрат выполнить нормы по выбросам вредных веществ с отработавшими газами в соответствии с третьим протоколом Международной морской организации (Tier III, International Maritime Organization – IMO), в том числе и в особых зонах контроля выбросов (Emission Control Area – ECA), которых с каждым годом становится все больше. В то же время вне зон ECA двигатели должны сохранять возможность работать на жидких нефтяных топливах. Последнее обстоятельство и легло в основу разработки концепции двухтопливных двигателей (dual-fuel (DF)), способных работать на газовом, жидком топливе или на обоих топливах одновременно в различных пропорциях [1, 2].

В силу конструктивных особенностей в двухтактных крейцкопфных двигателях может быть реализовано только внутреннее смесеобразование [1], при котором газовое топливо поступает в рабочий цилиндр сразу после закрытия органов газораспределения (двигатели фирмы WinGD [2]) или

непосредственно перед приходом поршня в ВМТ (двигатели фирмы MAN [3] и Mitsubishi). Соответственно двигатели первого типа получили название двигателей низкого давления, а второго типа – двигателей высокого давления.

Анализ состояния проблемы

Первые двигатели низкого давления серии RT-flex50DF были выпущены компанией Wärtsilä на рынок в 2013 году. В начале 2015 года Швейцарское подразделение корпорации, компания Wärtsilä Switzerland Ltd., отвечающая за разработку и производство малооборотных двухтактных двигателей, была объединена с Китайской государственной судостроительной корпорацией (China State Shipbuilding Corporation – CSSC) и переименована в Winterthur Gas & Diesel Ltd. (WinGD), которая продолжила разработки дизельных и газодизельных двигателей под брендом WinGD. Газодизельные версии были разработаны на базе дизельных двигателей серии W-X и представляют собой двухтопливные двигатели с запальным воспламенением газо-воздушной смеси. В настоящее время налажен выпуск пяти моделей W-X52DF W-X62DF, W-X72DF, W-X82DF и W-X92DF с диаметрами цилиндров от 52 до 92 см. В качестве примера на рис. 1а показан поперечный разрез двигателя W-X62DF.

Разработанная для двухтопливного малооборотного двигателя технология подачи газа под низ-

ким давлением рассчитана на сжигание обедненной топливовоздушной смеси.

Газ подается в рабочий цилиндр после перекрытия поршнем продувочных окон ($39,5^\circ$ после НМТ (рис. 1б)) и закрытия выпускного клапана ($44,0^\circ$ после НМТ (рис. 1б)) пока давление остается еще сравнительно низким. На практике модули для подачи газа (рис. 1в) устанавливаются на некоторой высоте от продувочных окон (рис. 1а, з), чтобы обеспечить необходимое время на заполнение цилиндра газом. Поступление газового топлива в начале сжатия позволяет подавать его в цилиндры под относительно низким давлением 1,6 МПа. В процессе сжатия газ хорошо перемешивается с воздухом и воспламеняется с помощью запальной порции топлива. При этом ее величина во всем диапазоне нагрузок не превышает 1% от полной цикловой подачи.

Для обеспечения двухтопливности двигатель оборудуется тремя независимыми системами подачи топлива, управляемыми электронным микропроцессорным модулем по отдельным программам в зависимости от используемого топлива и режима работы. К ним относятся системы подачи газового и запального топлива для работы по газодизельному циклу, а также система подачи жидкого топлива для работы по дизельному циклу.

Ранее авторами была обоснована целесообразность подачи газового топлива в рабочий цилиндр под более высоким давлением [4], что позволяет в определенной степени сочетать преимущества, присущие двигателям низкого и высокого давления. Ограниченный опыт проектирования и эксплуатации газодизельных малооборотных двухтактных двигателей требует дополнительных исследований, направленных на поиск оптимальных решений, связанных с организацией в них топливоподачи.

Пути решения проблемы

Разработанная авторами расчетная модель процесса подачи газового топлива позволяет смоделировать различные варианты наполнения рабочего цилиндра в условиях меняющегося противодействия. В качестве примера далее приведены результаты моделирования процессов смесеобразования в судовом малооборотном газодизельном двигателе W-X62DF (рис. 1а). В таблице 1 приведены основные характеристики двигателя, топлива и процесса подачи газа, использованные при моделировании. Все расчеты выполнены для одного цилиндра двигателя на режиме номинальной мощности.

У двигателя W-X62DF продувочные окна пере-

крываются поршнем при проворачивании кривошипа на $39,5^\circ$ после НМТ (рис. 1б), а выпускной клапан закрывается при 44° , после чего возможно начинать подачу газового топлива в цилиндр. В этом случае доля потеряннного хода на органы газообмена составляет 10% или 0,258 м. Газовые клапана расположены на высоте 1,767 м по ходу поршня и перекрываются им при повороте кривошипа на 97° . Таким образом, угловой промежуток, в течение которого возможна подача газового топлива в цилиндр, составляет 53° или 1,148 м хода поршня, что соответствует 43% полного хода.

Таблица 1. Исходные данные для расчетов

Параметр	Значение	Ед. изм.
Цилиндровая мощность двигателя	2385	кВт
Диаметр цилиндра	620	мм
Ход поршня	2658	мм
Частота вращения двигателя	103	мин ⁻¹
Часовой расход газового топлива	338,67	кг/ч
Плотность ГТ при начальном давлении	0,656	кг/м ³
Количество газовых клапанов	2	шт.
Проходное сечение газовых клапанов	0,0004	м ²
Газовая постоянная ГТ	783	кДж/(кг К)
Удельный объем ГТ	0,0544	м ³ /кг
Удельная изобарная теплоемкость ГТ	2483	кДж/(кг К)
Удельная изохорная теплоемкость ГТ	1700	кДж/(кг К)

Для этого участка было смоделировано ряд режимов подачи газового топлива в диапазоне изменения давления перед газовым клапаном от 1,0 до 6,0 МПа с шагом в 0,5 МПа (рис. 1д). Выбор верхней границы диапазона давлений обусловлен целесообразными затратами мощности на сжатие газа до заданного давления, которые могут доходить до 3,8% от мощности двигателя. Нижнее давление подачи газа должно быть выше 0,67 МПа – максимального расчетного давления сжатия в рабочем цилиндре на рассматриваемом участке – и обеспечивать возможность подачи в рабочий цилиндр максимальной цикловой порции топлива, которая для рассматриваемого двигателя составляет 0,0548 кг. На рис. 1д момент, при котором в рабочий цилиндр будет подано необходимое количество топлива при заданном давлении, обозначено пунктирной линией. Можно видеть, что на заданном участке хода поршня максимальная цикловая подача может быть обеспечена только при давлениях свыше 1,48 МПа. Таким образом, давление, принятое производителем в 1,6 МПа, можно считать минимальным, при котором гарантировано можно обеспечить полную цикловую подачу на режиме номинальной мощности.

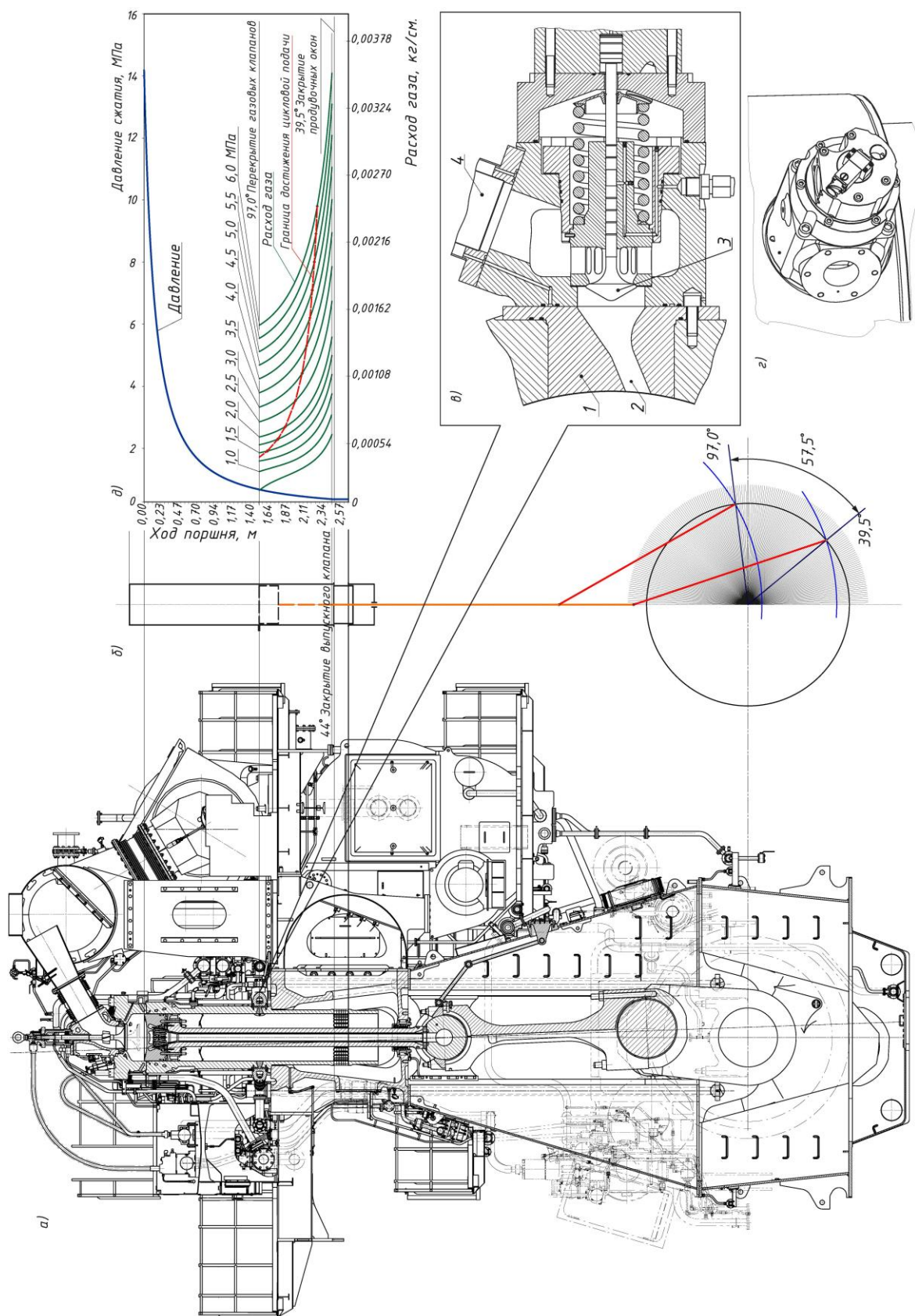


Рис. 1. Поперечный разрез двигателя W-X62DF (а), определение углов открытия и закрытия газовых клапанов (б), газоподводящий модуль двигателя серии X-DF фирмы WinGD (в) и его установка на втулке цилиндра (г): 1 – сопловая вставка; 2 – сопловая вставка; 3 – газовый клапан; 4 – газоподводящая магистраль

Ранее авторами было показано [4], что при давлениях свыше 1,28 МПа истечение газового топлива через канал заданной формы (рис. 1в) носит закритический характер, то есть величина расхода не зависит от противодействия в рабочем цилиндре. Это создает благоприятные условия для дозирования цикловой подачи путем изменения времени открытия газового клапана.

На рис. 1д видно, что при повышении давления перед газовым клапаном величина промежутка, необходимого для обеспечения максимальной цикловой подачи, сокращается. Это позволяет в границах располагаемого участка варьировать началом и концом подачи газового топлива, реализуя различные варианты: регулирование по концу подачи, регулирование по началу подачи и смешанное регулирование.

По сути, граница достижения максимальной цикловой порции, показанная на рис. 1д, является случаем регулирования по концу подачи, при котором открытие газового клапана происходит сразу после закрытия выпускного клапана, а моментом закрытия регулируется количество газового топлива, поступившего в цилиндр двигателя. Еще в более широких пределах варьирование участка, на котором осуществляется подача газового топлива, возможно на режимах частичных нагрузок, когда величина необходимого промежутка сокращается. На рис. 2 представлено два варианта регулирования цикловой порции по концу и по началу подачи. Во втором случае закрытие газового клапана происходит сразу перед прохождением поршнем сопловых вставок газовых модулей.

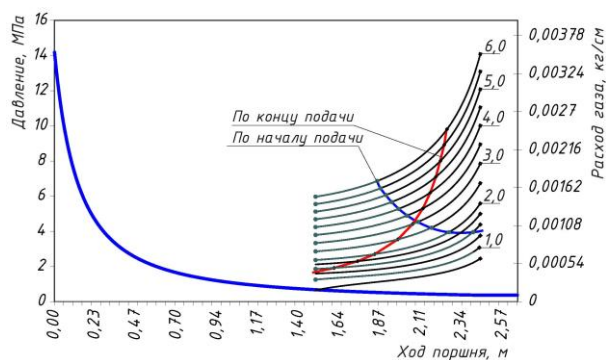


Рис. 2. Расход газа через сопловый канал в зависимости от давления перед газовым клапаном и варианты регулирования цикловой порции по началу и концу подачи

Регулирование по концу подачи позволяет сократить время пребывания газо-воздушной смеси в рабочем цилиндре. Тем не менее, существенно снизить вероятность возникновения детонационного

сгорания при рассмотренных условиях, очевидно, не удастся, так как к моменту закрытия газовых клапанов еще не началась основная фаза процесса сжатия, в которой и создаются условия, приводящие к возникновению детонации. Соотношение углов открытия и закрытия газовых клапанов при регулировании по началу и концу подачи представлено на рис. 3.

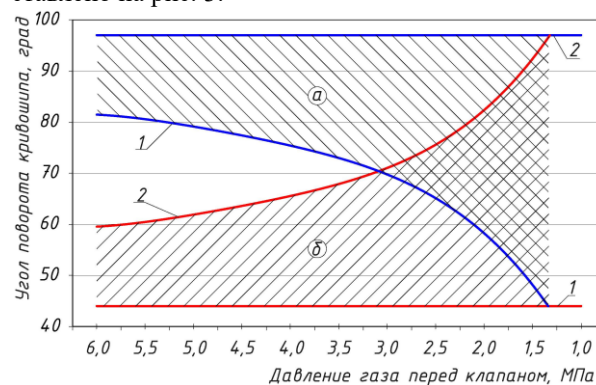


Рис. 3. Изменение углового промежутка, необходимого для обеспечения цикловой порции, как функция давления перед газовым клапаном: а – при регулировании по началу подачи; б – при регулировании по концу подачи; 1 – открытие газового клапана; 2 – закрытие газового клапана

В связи со сказанным выше, представляет интерес рассмотреть более общий случай, расширив участок подачи газового топлива, и проанализировать возможные варианты реализации подвода газового топлива под давлениями 1,5...6,0 МПа. На практике такой способ подачи газового топлива потребует установки газовых модулей выше на втулке цилиндра или перенос их на ее крышку.

На рис. 4 представлено расчетное поле режимов истечения газового топлива (линии 3) с учетом изменяющегося противодействия в рабочем цилиндре (линия 1) при постоянном давлении перед газовым клапаном (линии 2).

Расчетные зависимости расходов газа через сопловые каналы во втулке (два канала на цилиндр) были выполнены с шагом давления перед газовыми клапанами в 0,2 МПа. Для исследования расходных характеристик был выбран участок процесса сжатия от 40 до 150° по углу поворота кривошипа. Нижняя граница участка определялась моментом закрытия продувочных окон и выпускного клапана, так как до этого момента внутреннее смесеобразование невозможно. Верхняя граница была ограничена по максимальному противодействию в рабочем цилиндре на уровне примерно 30% от максимального давления сжатия.

В этом случае, к моменту закрытия газового клапана, давление в цилиндре достигает 4,13 МПа,

а поршень проходит 90% полного хода. Последнее обстоятельство крайне важно, так как сокращение времени сжатия газо-воздушной смеси снижает вероятность возникновения детонационного сгорания.

Очевидно, что для всех рассмотренных случаев, когда давление перед газовым клапаном ниже максимального давления на рассматриваемом участке, процесс истечения газа из соплового канала происходит только до достижения равенства давления в цилиндре и давления перед клапаном. В этой точке расход падает до нуля, далее клапан должен быть закрыт, чтобы избежать заброса газо-воздушной смеси из цилиндра в газовую магистраль. Таким образом, для подвода газа может быть использована только часть рассматриваемого участка. Из представленных данных видно, что с ростом противодействия в рабочем цилиндре изменяется характер истечения газового топлива через сопловые каналы. При низких противодействиях истечение носит закритический характер (область А), при котором расход газа является величиной постоянной. При уменьшении разности давлений расход переходит в докритическую область (область Б), в которой его величина снижается с ростом противодействия в рабочем цилиндре. Можно видеть, что с увеличением давления перед газовым клапаном граница зоны закритического истечения сдвигается влево, увеличивая угловой промежуток, на котором

массовый расход газового топлива не зависит от давления в цилиндре.

Поэтому можно считать, что для подачи газа в цилиндр, наиболее рациональным является выбор такого углового промежутка, на котором в течение всего процесса наполнения величина расхода не меняется. Из этого следует, что закрытие газового клапана для различных давлений газа необходимо производить при углах, соответствующих точкам перехода из закритической зоны в докритическую. Момент открытия клапана в этом случае будет определяться необходимой величиной цикловой подачи. Открытием клапана должна регулироваться необходимая величина углового промежутка, обеспечивающего заданное время, в течение которого в цилиндр поступит необходимое количество газового топлива. Следует учитывать, что не для каждого давления может быть определен необходимый угловой участок. Из рис. 4 видно, что при давлении газа 0,6 МПа закритическое истечение вообще отсутствует, а весь процесс подачи возможен только на участке от 40 до 92°.

На рисунке 4 показано, что повышение давления газового топлива перед клапаном позволяет сместить процесс подачи газа в рабочий цилиндр ближе к ВМТ, сократив, тем самым, время сжатия газо-воздушной смеси непосредственно перед процессом ее запального поджигания.

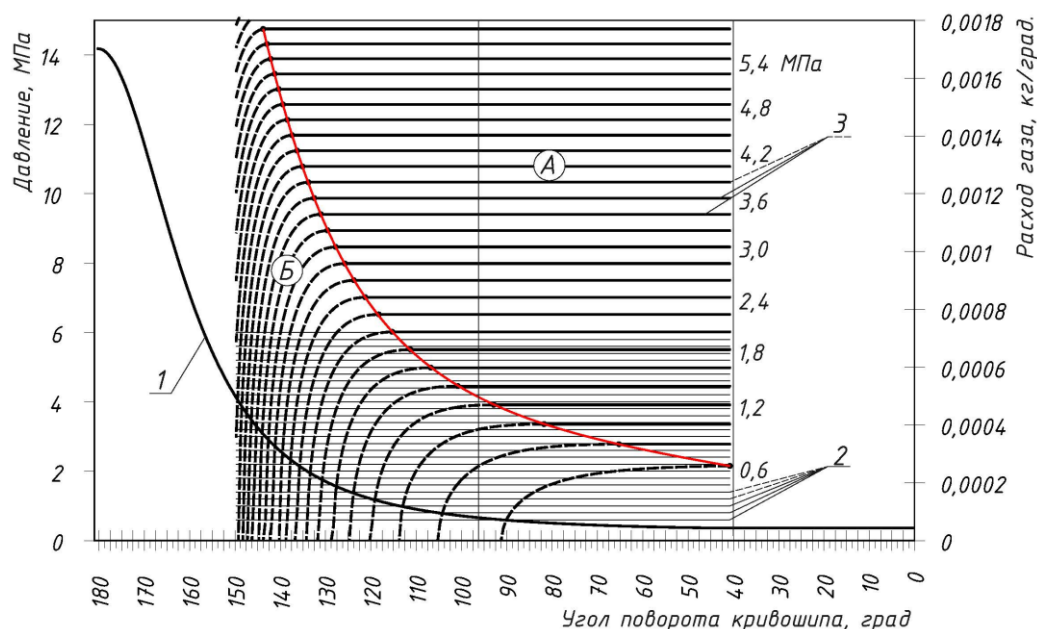


Рис. 4. Влияние давления газового топлива перед газовыми клапанами на характер его истечения через подающие каналы во втулке цилиндра:

1 — линия сжатия в рабочем цилиндре; 2 — давление перед газовым клапаном; 3 — расход газа через газоподводящие отверстия; А — зона закритического истечения; Б — зона докритического истечения

При давлении газового топлива перед клапаном 4,2 МПа весь располагаемый угловой промежуток может быть использован для наполнения цилиндра. При этом давлении участок с закритическим истечением составляет 97°, а точка смены характера истечения соответствует углу поворота 137° после НМТ. К этому моменту поршень пройдет 80,6% своего хода, что составляет 1922 мм. Таким образом, повышение давления газового топлива в 2,6 раза позволяет в 1,67 раза сократить время пребывания газо-воздушной смеси в цилиндре.

Это, в свою очередь, позволит значительно сократить концентрации гидроперекисей, образующихся в процессе промежуточных реакций, предшествующих сгоранию. Отсутствие критических концентраций гидроперекисей (пероксидов) значительно снижает вероятность возникновения детонационного сгорания, что, в свою очередь, позволит обеспечить повышение номинальной мощности двигателя (в настоящее время мощность ограничена на уровне 80% от мощности на жидком топливе) или снизить требования к детонационной стойкости топлива (метановому числу).

Выводы

Повышение давления газового топлива перед клапанами можно рассматривать как метод улучшения эксплуатационных показателей двигателя. При повышении давления располагаемый угловой промежуток становится больше необходимого для обеспечения заданной цикловой подачи. В результате в газовых двигателях появляется возможность производить регулирование подачи путем изменения времени открытия газового клапана с регулированием по началу или по концу подачи, а также смешанное регулирование.

С увеличением давления часть хода поршня, на которой происходит закритическое истечение газового топлива, увеличивается, в результате чего противодавление в рабочем цилиндре не влияет на расходные характеристики газовых модулей. Это позволяет значительно упростить процесс определения необходимого времени открытия газовых клапанов для обеспечения необходимой цикловой подачи.

Наиболее рациональным методом регулирования для данного класса двигателей представляется смешанное регулирование, при котором момент окончания подачи определяется точкой смены характера истечения с закритического в докритическое, а момент начала подачи зависит от необходимой величины цикловой порции для обеспечения заданного нагрузочно-скоростного режима работы

двигателя.

Смещение процесса смесеобразования ближе к ВМТ позволяет значительно (для рассматриваемого случая практически в 2 раза) сократить время пребывания газо-воздушной смеси в рабочем пространстве двигателя перед ее поджиганием.

В результате этого значительно сокращается вероятность достижения критических концентраций пероксидов, способных вызвать детонационное сгорание. Это позволяет снять ограничения по мощности для двигателей, работающих на газе, или снизить требования к метановому числу газового топлива.

Список литературы:

1. Rolsted H. *MAN B&W 2-stroke Marine Engine Leading today's Environmental challenges* / H. Rolsted.: Korea: MAN Diesel & Turbo SE, 2010. - 86 с. 2. *ME-GI – Dual Fuel Done Right*. MAN Diesel, ME-GI: SNAME NY, 2013. - 73 с. 3. *ME-GI Dual Fuel MAN B&W Engines A Technical, Operational and Cost-effective Solution for Ships Fuelled by Gas*, 2012. – Denmark: Copenhagen: MAN Diesel & Turbo. – 36 с. 4. Wettstein R. *The Wärtsilä low-speed, low-pressure dual-fuel engine*, AJOUR Conference, 2014. - Odense, 27/28 Nov, 31 с. 5. CIMAC NMA Wärtsilä 2-stroke dual fuel technology, 2014.: Norse annual meeting, 32 с. 6. Ott M. *X-DF low-pressure dual-fuel engine technology* / M. Ott. WinGD low-speed engines Licensees, Conference, Ott M. 2015. - 7 с. 7. Nylund I. *Low pressure at low speed*. Marine In Detail / I. Nylund. *Dual-Fuel Technology*, Wärtsilä, 2014 – 6 с. 8. Белоусов Е.В. *Анализ современных подходов к проблеме создания судовых малооборотных газодизельных двигателей* / Е.В. Белоусов, В.П. Савчук, Т.П. Белоусова // *Двигатели внутреннего сгорания*. - 2016 – № 1. – С. 81-88.

Bibliography (transliterated):

1. Rolsted, H. (2010), *MAN B&W 2-stroke Marine Engine Leading today's Environmental challenges*, Korea: MAN Diesel & Turbo SE, 86 p. 2. *ME-GI – Dual Fuel Done Right*. (2013) MAN Diesel, ME-GI, SNAME NY, 73 p. 3. *ME-GI Dual Fuel MAN B&W Engines A Technical, Operational and Cost-effective Solution for Ships Fuelled by Gas*, (2012). Denmark, Copenhagen: MAN Diesel & Turbo, 36 p. 4. Wettstein, R. (2014) *The Wärtsilä low-speed, low-pressure dual-fuel engine*, AJOUR Conference, Odense, 27/28 Nov, 31 p. 5. CIMAC NMA (22.01.2014), *Wärtsilä 2-stroke dual fuel technology*, Norse annual meeting, 32 p. 6. Ott, M. (2015), *X-DF low-pressure dual-fuel engine technology*, WinGD low-speed engines Licensees, Conference – 7 p. 7. Nylund, I. (2014), *Low pressure at low speed*. *Marine In Detail*. *Dual-Fuel Technology*, Wärtsilä, 6 p. 8. Belousov, Ye.V., Savchuk, V.P., Belousova, T.P. (2016), *Analysis of modern approaches to the problem of creating ship low-speed gas-diesel engines*. [Analiz sovremennih podhodov k probleme sozdaniya sudovih malooborotnih gazodizelnih dvigatelei], *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, № 1, pp. 81-88, DOI: 10.20998/0419-8719.2016.1.15.

Поступила в редакцию 05.06.2019 г.

Белюсов Евгений Викторович – канд. техн. наук, доцент, декан факультета судовой энергетики, Херсонская государственная морская академия, Украина, ewbelousov67@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-8185-8209>

Варбанец Роман Анатольевич – доктор техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация», Одесский национальный морской университет, Украина, roman.varbanets@gmail.com

Савчук Владимир Петрович – канд. техн. наук, доцент, заведующий кафедрой эксплуатации судовых энергетических установок, Херсонская государственная морская академия, Украина, postsavchuk@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-5266-850X>

Грицук Игорь Валерьевич – доктор техн. наук, профессор, профессор кафедры эксплуатации судовых энергетических установок, Херсонская государственная морская академия, Украина, gritsuk_iv@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0001-7065-6820>

Вербовський Валерий Степанович – канд. техн. наук, научный сотрудник отдела переработки и транспортировки газа, Институт газа НАН Украины, verbovsky@nas.gov.ua, <https://orcid.org/0000-0002-5306-9576>

RESEARCH OF FUEL SUPPLY PROCESSES IN GAS-DIESEL LOW-SPEED TWO-STROKE LOW-PRESSURE ENGINES

E.V. Bilousov, R.A. Varbanets, V.P. Savchuk, I.V. Grytsuk, V.S. Verbovs'kyi

The rise in prices for liquid petroleum fuels, observed over the past decades, as well as the tightening of environmental regulations on the content of marine engines of toxic substances and greenhouse gases in the exhaust gases, have made the use of natural and petroleum gases an attractive alternative to traditional motor fuels. And this is despite the additional technical difficulties associated with their use. Given that more than 70% of the main engines are in the merchant fleet, these are low-speed two-stroke engines, the solution of the problems associated with transferring them to gas fuel is particularly relevant at the present time. The problem of translation is aggravated by the fact that, due to the peculiarities of the organization of the workflow, in two-stroke engines of this class only internal mixing is possible, which is carried out during the compression stroke. The latter circumstance required the development of fundamentally different approaches to solving the problem in comparison with those traditionally used on four-stroke high and medium-speed engines. A certain limitation complicating the solution to the problem of organizing a working process on gas fuels is the need to keep the engine able to work on traditional liquid fuels in the entire range of load-speed modes. Currently, MAN and WinGD share leading positions in the field of dual-fuel low-speed engines, the first of which developed a line of engines with gas fuel supply to the engine working space under high pressure at the end of a compression stroke, and the second under low pressure at the beginning of a compression stroke. Each of these methods has both certain advantages and significant drawbacks. The low-pressure fuel supply greatly simplifies the design of the fuel system of the engine and reduces the requirements for ensuring its safety during operation, however, these engines are prone to detonation combustion, which significantly reduces their use, especially in near-nominal conditions. This article is devoted to the search and justification of technical solutions to minimize this drawback while maintaining the inherent advantages of the method.

Keywords: ship low-speed dual-fuel engines; gas fuel

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ПОДАЧІ ПАЛИВА У ГАЗОДИЗЕЛЬНИХ МАЛООБЕРТОВИХ ДВОТАКТНИХ ДВИГУНАХ НИЗЬКОГО ТИСКУ

Є.В. Білоусов, Р.А. Варбанец, В.П. Савчук, І.В. Грицук, В.С. Вербовський

Зростання цін на рідкі нафтові палива, яке спостерігається протягом останніх десятиліть, та посилення екологічних норм за вмістом у відпрацьованих газах судових двигунів токсичних речовин і парникових газів, зробили використання природного і нафтового газів привабливою альтернативою традиційним моторним паливам. І це не дивлячись на додаткові технічні труднощі, пов'язані з їх використанням. З огляду на те, що на торговельному флоті понад 70% головних двигунів, це малооборотні двотактні двигуни, рішення задач пов'язаних з переведенням їх на газове паливо особливо актуально в даний час. Проблема переведення ускладнюється тим, що в силу особливостей організації робочого процесу, в двотактних двигунах даного класу можливо тільки внутрішнє сумішоутворення, що здійснюється на такті стиснення. Остання обставина потребує розробки принципово відмінних підходів до вирішення проблеми в порівнянні з тими, які традиційно використовуються на чотиритактних високо- і середньооборотних двигунах. Певним обмеженням, що ускладнює вирішення проблеми організації робочого процесу на газових паливах, є необхідність збереження двигуном можливості працювати на традиційних рідких паливах у всьому діапазоні навантажувально-швидкісних режимів. В даний час лідируючі позиції в області створення двопаливних малооборотних двигунів поділяють між собою фірми MAN і WinGD, перша з яких розробила лінійку двигунів з подачею газового палива в робочий простір двигуна під високим тиском в кінці такту стиснення, а друга – під низьким тиском на початку такту стиснення. Кожному з цих методів притаманні як певні переваги, так і суттєві недоліки. Подача палива під низьким тиском значно спрощує конструкцію паливної системи двигуна і знижує вимоги до забезпечення її безпеки під час експлуатації, проте такі двигуни схильні до виникнення детонаційного згорання, що значно зужує можливості їх використання, особливо на режимах, близьких до номінальних. Пошуку і обґрунтуванню технічних рішень, що дозволяють мінімізувати цей недолік зі збереженням притаманних методу переваг, присвячена ця стаття.

Ключові слова: судові малооборотні двопаливні двигуни; газове паливо

А.П. Марченко, І.В. Парсаданов, А.В. Савченко

МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРІОДУ ЗАТРИМКИ СПАЛАХУ ПАЛИВА В ЦИЛІНДРІ ДИЗЕЛЯ

Період затримки спалаху палива в дизелях є надзвичайно важливим показником, що значною мірою визначає характер перебігу всього подальшого процесу згоряння. Найпоширеніші математичні моделі передбачають визначення періоду затримки спалаху як функції від енергії активації палива та параметрів робочого тіла в циліндрі дизеля в момент початку паливоподачі або у верхній мертвій точці (ВМТ). Проте, параметри робочого тіла в циліндрі змінюються з моменту початку паливоподачі до моменту спалаху. Ці зміни в формулах звичайні враховують емпірично. Отже, достатню точність можна досягти лише для дизелів у вузькому діапазоні швидкохідності, рівня форсування, режиму роботи та ряду характеристик робочого процесу. Це пояснюється відмінністю характеру та ступеня зміни параметрів робочого тіла в циліндрі дизеля. Особливої уваги заслуговують двотактні дизелі із поршнями, що рухаються назустріч один одному, оскільки характер зміни параметрів робочого тіла визначається взаємним розташуванням колінчастих валів. В статті наведено методику визначення періоду затримки спалаху палива в циліндрі дизеля, яка враховує вплив зміни параметрів робочого тіла на інтенсивність перебігу передполум'яних процесів з моменту початку паливоподачі до моменту спалаху. В рамках запропонованої методики з моменту початку паливоподачі в кожній розрахунковій точці визначається величина, яка характеризує інтенсивність перебігу передполум'яних процесів з використанням поточних параметрів робочого тіла в циліндрі дизеля. Вираз для її визначення базується на формулі Толстова. Період затримки спалаху визначається шляхом чисельного вирішення інтегрального рівняння відносно цієї величини. Цим забезпечується адекватне моделювання періоду затримки спалаху для будь-яких дизелів на усіх режимах роботи, оскільки особливості зміни параметрів робочого тіла з моменту початку паливоподачі враховуються безпосередньо. Запропонована методика є набагато більш універсальною у порівнянні з іншими і може бути використана для дизелів різної швидкохідності, ступеня форсування та конструктивного виконання.

Ключові слова: дизель; процес згоряння; період затримки спалаху; енергія активації палива; екологічність.

Вступ

На сьогоднішній день все більш актуальними стають питання, що пов'язані з комплексним поліпшенням екологічних та техніко-економічних показників дизелів при поступовому зростанні рівня їх форсування. Дослідження з оптимізації показників сучасних високофорсованих дизелів на початковому етапі найбільш раціонально виконувати з використанням засобів математичного моделювання.

Період затримки спалаху є однією з ключових величин, які впливають на подальший перебіг всього процесу згоряння, і, як наслідок, – на екологічні та техніко-економічні показники дизеля. Від тривалості періоду затримки спалаху палива залежить швидкість наростання та максимальна величина тиску та температури в циліндрі дизеля. Також саме протягом періоду затримки спалаху палива утворюється значна частина оксидів азоту – одного з найбільш шкідливих токсичних речовин, які викидаються з відпрацьованими газами дизелів. Отже, актуальним є створення універсальної методики, яка надає змогу адекватно моделювати період затримки спалаху палива в циліндрі дизеля будь-якої швидкохідності, розмірності, рівня форсування та конструктивного виконання.

Аналіз публікацій

В основу більшості формул для моделювання періоду затримки спалаху покладено закон Аррені-

уса [1]. Період затримки спалаху дослідники, як правило, також моделюють з використанням наступних розповсюджених формул [2–5]. Однією з найбільш поширених є формула Вольфера (Wolfer) [1]:

$$t_s = F \cdot p^{-n} \cdot \exp\left(\frac{E_a}{R \cdot T}\right), \quad (1)$$

де p – тиск в циліндрі; T – температура в циліндрі; E_a – енергія активації; R – універсальна газова константа; F , n – константи, що підбираються емпірично.

Часто застосовується формула Ватсона (Watson), яка є подальшим розвитком формули Вольфера [3]:

$$t_s = 3,45 \cdot p^{-1,02} \cdot \exp\left(\frac{2100}{T}\right). \quad (2)$$

Варто відзначити, що формули (1) та (2) дають можливість адекватно моделювати період затримки спалаху саме для дизелів з турбонаддувом та схожою швидкохідністю з тим, що було використано в дослідженнях [3]. Застосування цієї формули до інших дизелів не забезпечить необхідної точності і тому не має сенсу. Це, безумовно, слід віднести до недоліків цієї формули.

Достатньо високу точність в ряді випадків може забезпечити застосування формули Харденберга-Хассе (Hardenberg-Hasse), що досягається врахуванням великої кількості параметрів робочого тіла в циліндрі та режимних параметрів дизеля. Це

зумовило досить широке розповсюдження даної формули [4]:

$$t_s = \frac{n}{6} \cdot (0,36 + 0,22 \cdot S_p) \times \exp \left[E_a \cdot \left(\frac{1}{R \cdot T} - \frac{1}{17190} \right) + \left(\frac{21,2}{p - 12,4} \right)^{0,63} \right], \quad (3)$$

де S_p – середня швидкість поршня, [м/с]; n – частота обертання колінчастого вала дизеля, [1/с].

Також для визначення періоду затримки спалаху багатьма дослідниками застосовується формула EL-Bahnasy і EL-Kotb. Ця формула має наступний вигляд [6]:

$$t_s = A \cdot p^{-n} \cdot \phi^{-m} \cdot \exp \left(\frac{E_a}{R \cdot T} \right), \quad (4)$$

де p – тиск у ВМТ [атм]; T – температура у ВМТ; E_a – енергія активації; R – універсальна газова константа; ϕ – індекс еквівалентності; A , n , m – константи, що підбираються емпірично.

Найбільший інтерес являє собою спрощення, що прийняте авторами формули (4), суть якого полягає у використанні в формулі величин температури і тиску газів в циліндрі у ВМТ. При цьому формула (4) зовсім не враховує вплив параметрів газу безпосередньо в момент початку подачі палива або протягом перебігу передполум'яних процесів. Внаслідок чого при варіюванні кута випередження подачі палива на одному й тому ж режимі роботи розрахунковий період затримки спалаху залишатиметься незмінним, що не відповідає дійсності. Це, безумовно, слід вважати недоліком даної розрахункової формули.

Вказаного вище недоліку позбавлена формула Толстова А.І., в якій використано температуру і тиск газу в циліндрі безпосередньо в момент початку подачі палива. Цим досягається врахування параметрів газу в циліндрі протягом перебігу передполум'яних процесів.

На думку Кулешова А.С. найкращі результати можна отримати двома шляхами. Одним з них є покроковий розрахунок періоду затримки спалаху від початку впорскування θ_i до моменту збільшення кута початку згоряння θ_c [1]:

$$\theta_c = \theta_i + 6 \cdot n \cdot \tau_{ij}; \quad (5)$$

$$\tau_{ij} = \tau_{ii} \cdot C_i \cdot C_r; \quad (6)$$

$$\tau_{ii} = 3,8 \cdot 10^{-6} \cdot (1 - 1,6 \cdot 10^{-4} \cdot n) \times \sqrt{\frac{T}{p}} \cdot \exp \left(\frac{E_a}{8,312 \cdot T} \cdot \frac{70}{CN + 25} \right), \quad (7)$$

де τ_{ij} – період затримки спалаху j -порції, що отримано за модифікованою формулою Толстова А.І. (7); n – частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹; C_i – коефіцієнт, що враховує зростання температури

при протягом періоду затримки спалаху; C_r – коефіцієнт, що враховує концентрацію продуктів згоряння в циліндрі протягом періоду затримки спалаху; E_a – енергія активації палива, кДж/кмоль; T , p – поточні температура та тиск в циліндрі; CN – цетанове число палива.

Другим шляхом для моделювання періоду затримки спалаху є інтегрування виразу Лівенгуда-Ву (Livengood & Wu) виду [1]:

$$\int_0^{\tau_{ij}} \frac{d\tau}{C_i \cdot C_r \cdot \tau_{ii}} = 1. \quad (8)$$

Однак, тут варто відзначити, що більшість формул використовують лише одне фіксоване значення тиску і температури в циліндрі, які визначають період затримки спалаху палива. Однак, в дійсності параметри газу в циліндрі протягом періоду затримки спалаху змінюються. Очевидно, що ця зміна в розглянутих формулах врахована емпірично. Отже, отримати найбільш точні результати можна буде для дизелів, які за основними параметрами близькі до тих, що використовувалися для ідентифікації формули.

Для сучасних дизелів необхідно забезпечити можливість адекватного моделювання періоду затримки спалаху в дуже широкому діапазоні кута випередження впорскування палива: від 0 град п.к.в. до ВМТ (характерно для дизелів з надзвичайно низьким рівнем викидів оксидів азоту з відпрацьованими газами) до 100...120 град. п.к.в. до ВМТ (характерно для дизелів з технологією роздільного згоряння РССІ) [1].

На особливу увагу заслуговують двотактні дизелі, які виконані за схемою з поршнями, що рухаються назустріч один одному. Характер і ступінь зміни температури та тиску в циліндрі протягом періоду затримки спалаху в таких дизелях істотно відрізняються від чотиритактних. Ця відмінність обумовлена тим, що колінчасті вали обертаються синхронізовано, але зі зміщенням один щодо одного. Поршні в одному циліндрі досягають ВМТ в різні моменти часу, а отже, застосування формули Толстова в її традиційному вигляді не забезпечить необхідної точності.

Методика визначення періоду затримки спалаху палива

Для визначення періоду затримки спалаху палива нами запропонована методика з використанням величини, яка характеризує інтенсивність перебігу передполум'яних процесів в циліндрі дизеля. Цією методикою передбачено визначення для кожної розрахункової точки умовного періоду затримки спалаху за формулою, що заснована на формулі Толстова [6]:

$$\varphi_i(i) = A \cdot (1 - 1,6 \cdot 10^{-4} \cdot n) \times \\ \times 6 \cdot n \cdot \sqrt{\frac{T(i)}{p(i)}} \cdot e^{\frac{E_a}{8,314 \cdot T(i)}}, \quad (9)$$

де A – емпіричний коефіцієнт ($A=4,5 \cdot 10^{-6}$);
 $T(i)$ – температура в циліндрі в момент часу « i », К;
 $p(i)$ – тиск газів в циліндрі в момент часу « i », МПа;
 n – частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹.

Далі на підставі умовного періоду затримки спалаху розраховується величина $I(i)$, що характеризує інтенсивність перебігу передполум'яних процесів в циліндрі дизеля:

$$I(i) = \frac{1}{\varphi_i(i)}. \quad (10)$$

Період затримки спалаху (φ_i) визначається за допомогою чисельного вирішення інтегрального рівняння відносно цієї величини:

$$\int_{\varphi_{ib}}^{\varphi_{ib} + \varphi_i} I_i \cdot d\varphi = 1, \quad (11)$$

де φ_{ib} – момент початку паливоподачі.

Для чисельного рішення рівняння необхідно знайти таке найменше значення φ_i , при котрому виконується умова:

$$\sum_{\varphi_{ib}}^{\varphi_{ib} + \varphi_i} I_i \cdot \Delta\varphi > 1. \quad (12)$$

Запропоновану методику впроваджено в програмний комплекс з моделювання робочого процесу дизеля. В результаті було визначено, що у порівнянні з використанням формули Толстова витрати часу на виконання розрахунку збільшилися лише

на 1...3 %. Враховуючи сучасний рівень розвитку обчислювальної техніки та темпи його зростання, впровадження запропонованої методики в математичну модель робочого процесу дизеля можна вважати доцільним, оскільки вона дає змогу суттєво підвищити точність та розширити область застосування при незначному збільшенні обсягу розрахунків.

Залежність періоду затримки спалаху та моменту спалаху від кута випередження впорскування палива визначено за вдосконаленою методикою і за формулою Толстова для дизеля 4ЧН12/14 на номінальному режимі його роботи. Результати цих розрахунків та експериментальні дані про таку залежність наведено на рис. 1. Енергію активації палива для розрахунку було визначено за методикою, що наведена в статті [7]. На графіку видно тенденцію до завищення періоду затримки спалаху зі збільшенням кута випередження подачі при використанні формули Толстова. Так, за результатами розрахунків за формулою Толстова, після певного моменту ($\theta > 27$ град. п.к.в.) збільшення кута випередження подачі палива призводить до більш пізнього початку згоряння, що, безумовно, не відповідає дійсності.

Запропонована методика в усьому розглянутому діапазоні кута випередження подачі палива дозволяє отримати результати, що в набагато більшому ступені відповідають відомим експериментальним даним. Це досягається шляхом безпосереднього врахування характеру зміни тиску і температури в циліндрі дизеля на перебіг передполум'яних реакцій в циліндрі дизеля.

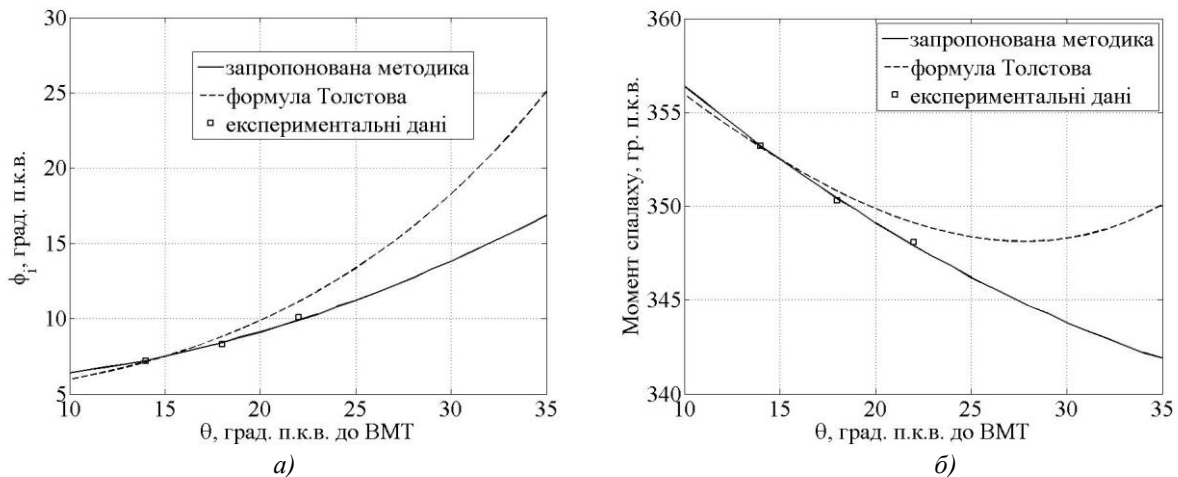


Рис. 1. Залежність періоду затримки спалаху (а) та моменту спалаху (б) від кута випередження подачі палива, що визначена за формулою Толстова та запропонованою методикою для дизеля 4ЧН12/14

До переваг запропонованої методики можна віднести коректне врахування впливу характеру і ступеня зміни тиску і температури в циліндрі дизе-

ля на перебіг передполум'яних реакцій для кожного конкретного дизеля на всіх режимах його роботи. Це свідчить про універсальність методики і мо-

жливність її використання як для чотиритактних дизелів, так і для двотактних. Це твердження справедливо, в тому числі, і для схеми зі зустрічно рухливими поршнями, у якій характер зміни тиску і температури відрізняється внаслідок одночасного синхронізованого руху поршнів зі зміщенням у часі один відносно іншого.

Висновки

В статті запропоновано методику визначення періоду затримки спалаху палива в циліндрі дизеля, яка враховує вплив характеру та ступеня зміни параметрів робочого тіла на інтенсивність перебігу передпалум'яних процесів. В рамках запропонованої методики з моменту початку паливоподачі в кожній розрахунковій точці визначається величина, яка характеризує інтенсивність перебігу передпалум'яних процесів з використанням поточних параметрів робочого тіла в циліндрі дизеля. Вираз для її визначення базується на формулі Толстова. Період затримки спалаху визначається шляхом чисельного вирішення інтегрального рівняння відносно цієї величини.

Вказаний підхід забезпечує адекватне моделювання періоду затримки спалаху для будь-яких дизелів на усіх режимах роботи, оскільки всі особливості зміни параметрів робочого тіла з моменту початку паливоподачі безпосередньо враховуються в методиці. Зокрема, запропонована методика забезпечить високу точність для швидкохідного високофорсованого двотактного дизеля, який виконано за схемою із поршнями, що рухаються назустріч один одному.

Таким чином запропонована методика є більш універсальною у порівнянні з іншими і може бути використана для дизелів різної швидкохідності, ступеня форсування та конструктивного виконання.

Список літератури:

1. Кулешов А.С. Развитие методов расчёта и оптимизация рабочих процессов ДВС : дис. ... докт. техн. наук : 05.04.02 / Кулешов Андрей Сергеевич. – Москва : МГТУ им. Баумана, 2011. – 235 с. 2. Alkuhalaifi K. Ignition Delay Correlation for a Direct Injection Diesel Engine Fuelled with

Automotive Diesel and Water Diesel Emulsion / K. Alkuhalaifi, M. Hamdalla // *International journal of Chemical and Molecular Engineering*. – 2011. – № 10. – С. 884–896. 3. Piętak A. On the modeling of pilot dose ignition delay in a dual-fuel, selfignition engine / A. Piętak, M. Mikulski // *PTNSS Vol.16*. – 2011. – С. 1–7. 4. Hardenberg H.O. An empirical formula for computing the pressure rise delay of a fuel from its cetane number and from the relevant parameters of direct injection diesel engines / H.O. Hardenberg, W.F. Hase // *SAE Paper 790493*. SAE Trans. Vol. 88. – 1977. – С. 1823–1834. 5. EL-Kasaby M. Experimental investigations of ignition delay period and performance of a diesel engine operated with *Jatropha* oil biodiesel / M. EL-Kasaby, M. Nemit-allah // *Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, Alexandria University*. – 2013. – № 52. – С. 141–149. 6. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях / Н.Ф. Разлейцев – Харьков: Вища школа, 1980. – 169 с. 7. Марченко А.П. Экспериментальное определение энергии активации водотопливной эмульсии / А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, А.В. Савченко // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2016. – № 2. – С. 9–14.

Bibliography (transliterated):

1. Kyleshov, A.S. (2011), *Development of calculation methods and optimization of ICE workflows: Doctor of Technical Sciences [Razvitiye metodov raschyota i optimizatsiya rabochih protsessov DVS: dis. ... doct. techn. sci.]*, Moscow, 235 p. 2. Alkuhalaifi, K., Hamdalla M. (2011), "Ignition Delay Correlation for a Direct Injection Diesel Engine Fuelled with Automotive Diesel and Water Diesel Emulsion", *International journal of Chemical and Molecular Engineering*, No. 10, pp. 884–896. 3. Piętak, A., Mikulski, M. (2011), "On the modeling of pilot dose ignition delay in a dual-fuel, selfignition engine", *PTNSS*, Vol.16, pp. 1–7. 4. Hardenberg, H.O., Hase, W.F. (1977), "An empirical formula for computing the pressure rise delay of a fuel from its cetane number and from the relevant parameters of direct injection diesel engines", *SAE Paper 790493*. SAE Trans. Vol. 88, pp. 1823–1834, DOI:10.4271/790493. 5. EL-Kasaby, M., Nemit-allah, M. (2013), "Experimental investigations of ignition delay period and performance of a diesel engine operated with *Jatropha* oil biodiesel", *Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, Alexandria University*, No. 52, pp. 141–149 DOI:10.1016/j.aej.2012.12.006. 6. Razleytsev, N.F. (1980), *Simulation and optimization of the combustion process in diesel engines [Modelirovanie i optimizatsiya protsesssa sgoraniya v dizelyah]*, Vischa shkola, Kharkov, 169 p. 7. Marchenko, A.P., Prokhorenko, A.A., Savchenko, A.V. (2016), "Experimental determination of the activation energy of a water-fuel emulsion", [*Eksperymentalnoe opredelenie energii aktivatsii vodotoplivnoy emulsii*], *dvigateli vnutrennego sgoraniya*, No. 2, pp. 9–14, DOI: 10.20998/0419-8719.2016.2.02.

Надійшла до редакції 21.06.2019 р.

Марченко Андрій Петрович – доктор техн. наук, проф., проректор з наукової роботи Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua, <http://orcid.org/0000-0001-9746-4634>.

Парсаданов Ігор Володимирович – доктор техн. наук, проф., головний науковий співробітник кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: parsadanov@kpi.kharkov.ua, <http://orcid.org/0000-0003-0587-4033>.

Савченко Анатолій Вікторович – молодший науковий співробітник кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: Savchenko.sci@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0003-2328-9065>.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРИОДА ЗАДЕРЖКИ ВОСПЛАМЕНЕНИЯ ТОПЛИВА В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ

А.П. Марченко, И.В. Парсаданов, А.В. Савченко

Период задержки воспламенения топлива в дизелях является чрезвычайно важным показателем, который в значительной мере определяет характер течения всего дальнейшего процесса сгорания. Самые распространенные математические модели предусматривают определение периода задержки воспламенения как функции от энергии активации топлива и параметров рабочего тела в цилиндре дизеля в момент начала топливopодачи или в верхней мертвой точке (ВМТ). Однако, параметры рабочего тела в цилиндре меняются с момента начала топливopодачи до момента воспламенения. Эти изменения в формулах обычно учитывают эмпирически. Следовательно, достаточную точность можно достичь только для дизелей в узком диапазоне быстроходности, уровня форсирования, режима работы и ряда характеристик рабочего процесса. Это объясняется различием характера и степени изменения параметров рабочего тела в цилиндре дизеля. Отдельного внимания заслуживают двухтактные дизели с поршнями, движущимися навстречу друг другу, поскольку характер изменения параметров рабочего тела определяется взаимным расположением коленчатых валов. В статье приведена методика определения периода задержки воспламенения топлива в цилиндре дизеля, которая учитывает влияние изменения параметров рабочего тела на интенсивность протекания предпламенных процессов с момента начала топливopодачи до момента воспламенения. В рамках предложенной методики с момента начала топливopодачи в каждой расчетной точке определяется величина, характеризующая интенсивность протекания предпламенных процессов с использованием текущих параметров рабочего тела в цилиндре дизеля. Выражение для ее определения базируется на формуле Толстова. Период задержки воспламенения определяется путем численного решения интегрального уравнения относительно этой величины. Этим обеспечивается адекватное моделирование периода задержки воспламенения для любых дизелей на всех режимах работы, поскольку особенности изменения параметров рабочего тела с момента начала топливopодачи учитываются непосредственно. Предложенная методика намного более универсальна по сравнению с другими и может быть использована для дизелей различной быстроходности, степени форсирования и конструктивного исполнения.

Ключевые слова: дизель; процесс сгорания; период задержки воспламенения; энергия активации топлива; экологичность.

MODELING OF IGNITION DELAY PERIOD IN DIESEL ENGINE

A.P. Marchenko, I.V. Parsadanov, A.V. Savchenko

The fuel ignition delay in diesel engines is a very important indicator that largely determines the nature of the flow of the entire subsequent combustion process. The most common mathematical models provide for determining the ignition delay period as a function of the activation energy of the fuel and the workflow parameters of a diesel engine at the time of the start of fuel injection or at top dead center (TDC). However, the parameters of the workflow in the cylinder change from the fuel injection beginning to the ignition moment. These changes in formulas are usually considered empirically. Therefore, sufficient accuracy can be achieved only for diesel engines in a narrow range of speed, boost level, operating mode and a number of characteristics of the workflow. This is due to the difference in the nature and extent of changes in the parameters of the workflow in the cylinder of a diesel engine. Two-stroke diesel engines with pistons moving towards each other deserve special attention, since the nature of changes in the parameters of the working fluid is determined by the relative position of the crankshafts. The article presents a method for determining the fuel ignition delay in a cylinder of a diesel engine, which takes into account the effect of changes in the parameters of the workflow on the intensity of pre-flame processes from the beginning of fuel injection to the moment of ignition. In the framework of the proposed methodology, the value characterizing the intensity of the pre-flame processes using the current parameters of the workflow in the cylinder of a diesel engine is determined at each point from the moment the fuel injection begins. The expression for its definition is based on the Tolstov formula. The ignition delay period is determined by numerically solving the integral equation for this quantity. This ensures adequate simulation of the ignition delay period for any diesel engines in all modes of operation, since the features of changes in the parameters of the workflow since the beginning of the fuel injection are taken into account directly. The proposed technique is much more versatile compared to others and can be used for diesel engines of various speed, degree of boost and design.

Keywords: diesel; combustion process; ignition delay period; fuel energy activation; environmental friendliness.

О.В. Триньов, С.С. Кравченко

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООВОГО СТАНУ ЦИЛІНДРОВОЇ ГІЛЬЗИ З АЛЮМІНІЄВОГО СПЛАВУ

Оптимізація теплового стану циліндрової гільзи в проведеному дослідженні передбачає вирівнювання температури її робочої поверхні на ділянці роботи компресійних кілець до певного рівня, при якому досягається оптимальна в'язкість моторного мастила і зменшуються механічні витрати в спряженні поршень-гільза. Як основний засіб вирівнювання температури розглядається використання алюмінієвих сплавів з більш високою теплопровідністю, ніж у матеріалів більшості серійних гільз – чавуну СЧ. Зносостійкість робочої поверхні гільзи забезпечується корундовим покриттям. Наведені результати безмоторного експерименту з визначення теплоізоляційного ефекту покриття, результати розрахункових досліджень теплового стану для варіантів гільзи з алюмінієвого сплаву з корундовим покриттям. Розрахункові дослідження виконані з використанням математичної моделі на основі методу скінчених елементів. Показано, що використання алюмінієвого сплаву АЛ19 з високою теплопровідністю у робочому діапазоні температур дозволяє, за рахунок більш інтенсивного відведення теплоти від верхнього поясу гільзи, суттєво зменшити температуру в цій найбільш термічно напруженій зоні (від 278 до 214 °С). Зниження температур на 30-50 °С спостерігається також у прилеглих зонах робочої поверхні. В той же час теплоізолюючий ефект корундового прошарку є незначним та оцінюється в межах 2-5°С. Тому такий прошарок з товщиною 0,2-0,3 мм розглядається лише як засіб захисту робочої поверхні від зношення. Наведені результати дослідження показують, що робоча зона тертя компресійних кілець все одно залишається переохолодженою (158-102 °С), особливо поблизу нижнього посадочного поясу. Вирішенням проблеми може бути застосування на зовнішній поверхні гільзи емалевого або інших покриттів, що мають значно менший коефіцієнт теплопровідності.

Ключові слова: дизель; гільза; теплонапружений стан; температурне поле.

Вступ

Використання на сучасних автотракторних ДВЗ чавунних циліндрових гільз з порівняно низькою теплопровідністю матеріалу призводить суттєвої нерівномірності температурного поля по висоті робочої поверхні гільзи. В залежності від рівня форсування двигуна температури можуть змінюватися від 250-300° С у верхній частині гільзи, наближеній до камери згорання, до 80-90° С в нижній частині, охолоджуваній рідинним охолоджувачем. Безпосередньо на ділянці роботи компресійних кілець також спостерігаються перепади температур від 200 до 100° С. В даному випадку значне тепловідведення в систему охолодження не лише не сприяє протіканню процесів тертя, а й погіршує індикаторні показники двигуна.

Проведені на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» розрахункові дослідження з метою оптимізації теплового стану чавунної гільзи (матеріал – СЧ21-40) шляхом постановки теплових бар'єрів (емалеве покриття зовнішньої бічної поверхні гільзи, вставки у формі кільця з жаростійкої сталі у верхній частині робочої поверхні гільзи, комбіновані варіанти) підтвердили недостатню ефективність зазначених варіантів. Такими конструктивними засобами не вдається усунути значний температурний перепад на висоті гільзи, вирішальним фактором в даному випадку виступає порівняно низька теплопровідність чавуну в робочому діапазоні температур, коефіцієнт теплопровідності ($\lambda=46-50$ Вт/(м·К)).

Перспективним напрямком для вирішення поставленої проблеми може стати використання для

виготовлення циліндрових гільз автотракторних дизелів алюмінієвих сплавів зі зносостійким покриттям робочої поверхні. Про перспективність цього напрямку свідчить позитивний досвід багатьох зарубіжних виробників автомобільних ДВЗ, які вже тривалий час практикують застосування алюмінієвих сплавів, зносостійкого покриття для виготовлення гільз циліндрів, блоків циліндрів. Вирішення проблеми вирівнювання температур по висоті гільзи у випадку застосування алюмінієвих сплавів сприятиме, головним чином, більш високою теплопровідністю цих матеріалів ($\lambda=120-160$ Вт/(м·К)). В той же час потребує дослідження напружено-деформований стан таких циліндрових гільз, визначення впливу корундового прошарку, який може розглядатися не лише як зносостійкий, але й як теплоізолюючий при певній товщині прошарку.

В роботі на основі результатів безмоторного експерименту зроблена попередня наближена оцінка теплоізолюючої ефективності корундового покриття, проаналізовано за результатами розрахунків вплив окремих конструктивних факторів на тепловий стан гільзи з алюмінієвого сплаву.

Аналіз літератури

Дослідження з оптимізації температурного профілю робочої поверхні циліндрової гільзи, зниження механічних витрат на тертя були започатковані на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» проф. Є.І. Третьяком для суднових ДВЗ. Конструктивні засоби оптимізації теплонапруженого стану (ТНС) циліндрової гільзи автотракторного дизеля розглядаються в роботі [1], кінцевою метою дослідження також є

отримання прийняттого температурного профілю, який би дозволив зменшити механічні витрати і ефективну витрату палива.

В проведеному розрахунковому моделюванні ТНС циліндрової гільзи швидкохідного дизеля 4ЧН12/14 [1] розглядалися наступні конструктивні варіанти:

1. Серійна гільза, виготовлена з чавуну марки СЧ21-40, розглядається як і для всіх послідовних варіантів, в тому числі і гільзи, виготовленої з алюмінієвого сплаву, номінальний режим роботи дизеля 4ЧН12/14 ($N_e=73,6$ квт, $n=1800$ хв⁻¹).

2. В серійній гільзі, у верхній її частині над першим компресійним кільцем при положенні поршня в ВМТ виконується розточення, в розточення запресоване кільце висотою 13 мм і радіальною товщиною 3 мм. Кільце виготовляється зі сталі ЭИ-69 ($\lambda=17-21$ Вт/(м·К)). Для створення теплоізоляційного ефекту в цій зоні гільзи використовується більш низька теплопровідність сталі у порівнянні з чавуном СЧ-21-40.

3. В даному конструктивному варіанті було запропоновано, крім встановленого кільця у верхній частині гільзи, нанесення теплоізоляційного емалевого прошарку товщиною до 0,5 мм на зовнішній бічній поверхні гільзи, яка контактує з охолоджуючою рідиною.

4. Для підсилення теплоізолюючого ефекту, крім ізоляції зовнішньої бічної поверхні від охолоджуючої рідини, теплозахисний емалевий прошарок товщиною 0,5 мм нанесений на бічну поверхню вставного кільця (радіальна товщина кільця зменшена з 3,0 до 2,5 мм) зі сторони камери згорання.

Варіанти 5 і 6, що розглядалися в дослідженні відрізнялися від варіантів 3 і 4 тим, що вставне кільце виконується з проточенням для утворення замкнутої повітряної порожнини, створення, таким чином, додаткового термічного опору.

В висновках за результатами розрахункового аналізу [1] зазначається, що дослідження підтвердило недоцільність використання вставного кільця, його несуттєвий вплив на температурний профіль робочої поверхні гільзи. В той же час відзначається вплив теплоізоляційного емалевого прошарку на охолоджуваній поверхні гільзи [1].

Вирівнюванню температур по висоті гільзи перешкоджає, насамперед, низький коефіцієнт теплопровідності чавуну, характер розподілу теплових потоків в ДВЗ, при якому основне тепловідведення здійснюється зі сторони КЗ, сприймається головним чином верхньою частиною гільзи. При цьому нижня частина гільзи і більша частина бічної поверхні залишаються переохолодженими.

В роботі [2] проаналізовано конструктивні особливості зарубіжних автомобільних ДВЗ, зокрема деталей циліндро-поршневої групи (ЦПГ). В багатьох випадках виробники застосовують для виготовлення циліндрових гільз алюмінієві сплави зі збільшеним вмістом кремнію.

Зносостійкість поверхонь тертя досягається за рахунок нанесення спеціального покриття, зокрема корундового. Використання таких технологій в масовому виробництві автомобільних двигунів засвідчує їхню досконалість і перспективність, можливість відновлення працездатності циліндро-поршневої групи при проведенні ремонтних операцій.

Особливості технологічного процесу створення на деталях з алюмінієвих сплавів зносостійкого корундового покриття розглядаються в роботах [3,4]. В роботі [3] відзначаються технологічні переваги корундового покриття, а також вказано на складності, які пов'язані, насамперед, з виникненням значних внутрішніх напружень, зумовлених суттєво різними коефіцієнтами лінійного розширення та іншими фізико-механічними параметрами корундового прошарку і алюмінієвих сплавів. Так, для алюмінія коефіцієнт лінійного розширення становить $\alpha = 22,9 \cdot 10^{-6}$ град⁻¹, для оксиду алюмінію ($\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$), який складає основу керамічного покриття $\alpha = 8 \cdot 10^{-6}$ град⁻¹. Автори [3] роблять висновок щодо недоцільності використання однофазних оксидних плівок – такі плівки миттєво руйнуються. Пропонується створення на алюмінієвих поверхнях багатокомпонентних, багатofазних керамічних прошарків, найбільш перспективним в даному випадку може стати метод анодного мікродугового оксидування (АМДО) [3].

В роботі [4] наведено детальний опис технологічного процесу нанесення корундового прошарку методом мікродугового оксидування на поверхню поршнів зі сплаву АЛ25. Така технологія була реалізована в НТУ «ХП» на дослідницькій установці «Корунд-7». Обробка проводиться в лужному електроліті, напруга живлення становить 1000-1200 В, щільність струму $1 \cdot 10^4$ А/м². Запропонована технологія гальваноплазмової обробки відрізняється від інших методів мікродугового оксидування електрофізичними параметрами процесу, конфігурацією імпульсів напруги. Установка «Корунд-7» дозволяє отримати покриття товщиною до 0,5-0,6 мм. Максимальна товщина покриття, його мікроструктура залежить від характеристик імпульсів, температури, складу електролітів [4].

За цією технологією була оброблена дослідна гільза з алюмінієвого сплаву Д16 для проведення безмоторного експерименту.

Таким чином, отримання оптимального температурного профілю робочої поверхні гільзи автотракторного дизеля залишається актуальною задачею, одним з перспективних шляхів її вирішення може стати використання алюмінієвих сплавів для використання циліндрових гільз.

Мета та задачі дослідження

Метою дослідження є покращення техніко-економічних показників сучасних автотракторних дизелів, удосконалення конструкції циліндропоршневої групи.

В роботі вирішувалися наступні задачі:

- експериментальна, попередня оцінка теплоізолюючого ефекту корундового покриття, проведення безмоторного випробовування;
- розрахункове моделювання теплонапруженого стану циліндрової гільзи з алюмінієвого сплаву, оцінка впливу теплоізолюючого емалевого покриття зовнішньої поверхні гільзи.

Основні результати дослідження

На першому етапі дослідження було підготовлено і проведено безмоторний експеримент, в якому планувалося в першому наближенні оцінити вплив більш високих коефіцієнтів теплопровідності алюмінієвого сплаву на температурне поле гільзи, а також кількісно оцінити реальний теплозахисний ефект нанесеного на робочу поверхню гільзи корундового покриття за технологією [4]. За кресленнями серійної гільзи дизеля 4ЧН12/14 була виготовлена і препарована термопарами дослідна гільза зі сплаву Д16. Основні технологічні та теплофізичні властивості сплаву наведені в довіднику [5]. Сплав Д16 застосовується для виготовлення різноманітних деталей, які працюють тривалий час при температурах до 150 °С. Сплав виплавляється в індукційних печах, деформується у холодному і в гарячому стані, випускається у вигляді широкої номенклатури (лист, плити, прутки, профілі, труби). Фізичні властивості сплаву залежно від температури наведені в табл.1 [5].

Таблиця 1. Фізичні властивості сплаву Д16 в залежності від температури

t, °С	$E \cdot 10^{-5}$, МПа	λ , Вт/(м·К)	C, кДж/(кг·К)	$\alpha \cdot 10^6$, град ⁻¹
20	0,72	117	-	21,4
100	0,66	129	0,922	22,7
150	0,64	-	-	23,8
200	0,61	146	0,964	24,7
250	0,59	-	-	-
300	0,52	153	1,13	-

На робочій поверхні гільзи товщина корундового покриття змінювалася за лінійним законом від $\Delta_1 = 0,20$ мм у верхній частині гільзи до $\Delta_2 = 0,125$ мм у нижній. Дослідна гільза була препарована термопарами у 5-ти контрольних точках. Використовувалися хромель-алюмелеві термопари, діаметр електродів становив 0,3 мм, діаметр кульки спаю – 0,7-0,8 мм. Кулька вставлялася в глухий отвір на відстані 2 мм від робочої поверхні гільзи і фіксувалася герметиком. Розміщення контрольних точок на дослідній гільзі показано на рис.1.

Детальний опис стенду для проведення безмоторного експерименту наведено в роботі [6], але в даному випадку для нагрівання гільзи до виходу на усталений тепловий режим використовувався циліндричний нагрівальний елемент (керамічний стрижень з обмоткою – ніхромовим дротом). Гільза встановлювалася своєю верхньою торцевою поверхнею на керамічну опору, нагрівальний елемент вставлявся в гільзу, внутрішній об'єм гільзи був теплоізолюваний додатково азбестом.

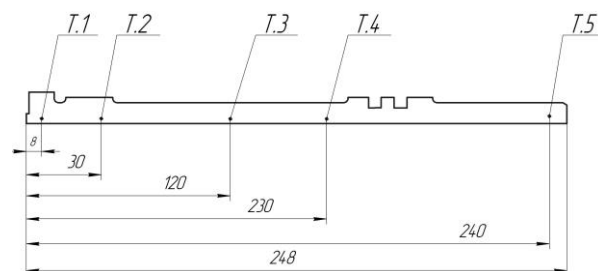


Рис.1. Схема розміщення термопар на дослідній гільзі

Гільза з нагрівальним елементом показана на рис. 2.



Рис.2. Дослідна гільза з нагрівальним елементом

Безмоторний експеримент спочатку було проведено для дослідної гільзи з алюмінієвого сплаву Д16 без корундового прошарку, а потім повторено для цієї ж гільзи з прошарком. В обох випадках виставлявся регулюванням напруги живлення один режим нагрівання, контролювалися зовнішні умови

– температура навколишнього середовища (в обох випадках становила 12-13 °С). В часі фіксувалася динаміка нагрівання дослідної гільзи до виходу на установлений тепловий режим по контрольним точкам. В таблиці 2 представлені результати випробування гільзи без корундового прошарку.

Таблиця 2. Температурна характеристика дослідної гільзи (матеріал – сплав Д16) без покриття, °С

τ, хв	0	10	20	30	40	50	55	60	65	70	75	80	85	90
Точка 1	12,1	43,6	65,4	80,3	91,4	99,9	105,2	107,7	108	109	111	111,8	113	113
Точка 2	12,0	43,9	65,8	80,6	91,7	100,3	105,3	108,1	109	110	111,4	112,2	113,4	114,2
Точка 3	13,0	43,0	64,6	79,3	91,7	100,3	105,3	107,1	108	108,9	110,4	111,2	112,4	113,2
Точка 4	12,1	40,7	61,4	75,6	86,6	95,1	100,8	103,4	104	105,2	106,7	107,6	108,9	109,7
Точка 5	12,5	40,4	60,7	75,0	85,8	94,3	100,1	102,7	103	104	105,9	106,8	108,1	109,0

В експерименті фіксація температур в контрольних точках проводилися через кожні 5 хв, про вихід на усталений режим свідчить незмінність температур по всім контрольним точкам на протязі тривалого часу (15-20хв).

Порівняльний аналіз динаміки зміни температур для варіанта без корундового прошарку та з таким прошарком показав незначне, в межах 10-15°С, зменшення температур для варіанта з покриттям.

Розподіл температур в кожному з фіксованих моментів часу відзначається щільністю значень (різниця по точкам від 0,5 до 4°С) по всім контрольним точкам, що засвідчує, в першу чергу, значний вплив коефіцієнта теплопровідності матеріалу, в меншій мірі – вплив корундового покриття, теплоізолюючі властивості якого визначаються структурою прошарку, конкретною технологією, параметрами процесу. Зменшення усталених температур для точок 4 і 5 можна пояснити більшою радіальною товщиною стінки гільзи в місцях встановлення відповідних термопар.

Розрахунковий етап дослідження мав за мету аналіз теплонапруженого стану окремих варіантів циліндрових гільз дизеля 4ЧН12/14 на номінальному режимі. Для розрахункового моделювання була використана розроблена і уточнена на основі моторних випробувань математична модель ТНС серійної гільзи дизеля 4ЧН12/14. Задання ГУ задач теплопровідності та механіки для номінального режиму відповідає умовам роботи серійної гільзи (матеріал СЧ21-40), розглядається у вже згаданій публікації [1].

Розглядається циліндрова гільза, виготовлена з алюмінієвого сплаву АЛ19. Працездатність деталей, виготовлених з цього матеріалу, гарантується в температурному діапазоні в межах від 120 °С до 300 °С [7]. Теплофізичні властивості сплаву АЛ19 наведені в табл. 3.

Таблиця 3. Теплофізичні властивості сплаву АЛ19 [7]

Параметр	Значення параметра при t, °С				
	20	100	200	300	400
λ , Вт/(м·К)	121	130	138	147	159
$\alpha \cdot 10^6$, град ⁻¹	19,5	22,8	26,5	29	29
C, Дж/(кг·К)	788	838	964	1050	1013
σ_B , МПа	32	-	270	140	80
$E \cdot 10^{-5}$, МПа	0,7	0,67	0,64	0,6	-

В якості теплоізолюючого і зносостійкого покриття використовується корундовий прошарок, теплофізичні властивості якого приймаємо за даними [8] (табл.4).

Необхідно зробити декілька зауважень щодо використаних в розрахунковому моделюванні теплофізичних властивостей корунду. Автори [8] наводять інформацію щодо окисної плівки Al_2O_3 без уточнень типу кристалічної структури ($\alpha-Al_2O_3$ або $\gamma-Al_2O_3$). Склад покриття, розподіл між кристалічними структурами визначається технологічним процесом мікродугового оксидування, що безумовно впливає і на властивості прошарку. Крім того,

проведені розрахунки, математична модель не враховують несущість, поруватість прошарку в дійсності.

Таблиця 4. Теплофізичні властивості корунду Al_2O_3

Параметр	Значення параметра при t, °C				
	20	100	200	300	400
λ , Вт/(м·К)	34,2	30,1	25,6	17,0	7,11
$\alpha \cdot 10^6$, град ⁻¹	6,2	6,25	6,30	6,40	6,45
C, Дж/(кг·К)	7270	6390	5590	4740	3860
σр, МПа	265	255	245	235	230
$E \cdot 10^{-5}$, МПа	3,82	3,80	3,79	3,78	3,77

Суцільний прошарок при товщинах 0,2-0,5мм руйнується при температурах навколишнього середовища, проявляється значна різниця в коефіцієнтах лінійного розширення, характеристиках пружності [3].

В той же час, про що свідчить практичне використання корунду для підвищення зносостійкості деталей ЦПГ автомобільних ДВС зарубіжного виробництва [2], мікродугове окислювання забезпечує надійну роботу деталей ЦПГ в межах моторесурсу. В проведеному розрахунковому дослідженні оцінено, головним чином, теплоізолюючі властивості корунду, вплив корундового прошарку на температурний профіль робочої поверхні гільзи.

В розрахунковому дослідженні представлені наступні варіанти.

Варіант 1. Гільза, виготовлена за кресленнями серійної (як і решта варіантів), без будь-якого теплоізолюючого або ж зміцнюючого покриття. Така конструкція не може мати практичного застосування на ДВС, розглядається як суто теоретична модель для проведення порівняльного аналізу і визначення впливу корундового покриття на температурне поле гільзи.

Варіант 2. На робочій поверхні гільзи, по всій довжині утворено корундовий прошарок товщиною 0,2 мм. Такий же прошарок і такої ж товщини маємо на зовнішній поверхні гільзи, яка контактує з охолоджуючою рідиною.

Варіант 3. На робочій і зовнішній поверхнях гільзи в тих самих межах утворено корундовий прошарок товщиною 0,3 мм.

Варіант 4. Товщина корундового прошарку на робочій поверхні змінюється за лінійним законом від 0,3 мм у верхній частині гільзи до 0,2 мм у нижній.

На зовнішній поверхні товщина прошарку становить 0,3мм.

Для проведення порівняльного аналізу варіантів 1-4 обрані контрольні точки 1-11 на внутрішній і зовнішній бічних поверхнях гільзи. Для порівняння результатів моделювання теплового стану серійної гільзи (матеріал СЧ21-40), які наведені в роботі [1], і дослідних варіантів 1-4 збережене розміщення контрольних точок (рис.3).

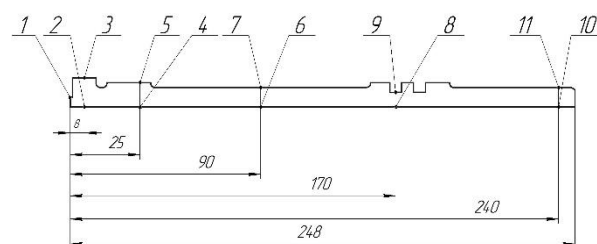


Рис. 3. Схема розміщення контрольних точок

Розподіл розрахункових значень температур в контрольних точках дослідних варіантів і, для порівняння, серійної гільзи представлено в табл.5.

Таблиця 5. Значення температур в контрольних точках дослідних і серійної гільз, °C

№ точки	Варіант розрахунку				Серійна гільза
	1	2	3	4	
1	215	229	228	215	278
2	200	215	214	200	250
3	179	192	191	179	202
4	180	190	188	159	182
5	155	166	164	140	139
6	119	183	150	132	125
7	106	101	99	102	102
8	107	144	119	121	138
9	100	143	117	119	134
10	120	133	116	117	120
11	119	133	116	117	119

Аналізуючи результати розрахунків, можна зробити такі попередні висновки щодо температурного поля гільзи. Використання алюмінієвого сплаву АЛ19 з високою теплопровідністю у робочому діапазоні температур дозволяє за рахунок більш інтенсивного відведення теплоти від верхнього поясу гільзи суттєво зменшити температури в цій найбільш термічно напруженій зоні (від 278 до 214 °C). Зниження температур на 30-50 °C спостерігається також у прилеглих зонах (точки 2,4) робочої поверхні. Слід зазначити, що цей позитивний результат досягнуто без будь-яких інших засобів, зокрема локального охолодження цієї зони,

використання додаткових теплоізолюючих елементів. В той же час теплоізолюючий ефект корундового прошарку є мінімальним, оцінюється в межах 2-5°C. Можна розглядати такий прошарок з товщиною 0,2-0,3 мм лише як засіб захисту робочої поверхні від зношення.

Робоча зона тертя компресійних кілець (від точки 4 до точки 8) залишається переохолодженою (158-102 °С), особливо поблизу нижнього посадочного поясу. Вирішенням проблеми може бути застосування емалевого покриття ($\lambda = 0,8-0,85 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$) замість корундового прошарку на зовнішній поверхні гільзи (17-34 Вт/(м ·К)), збільшення товщини покриття до 0,5 мм. Необхідні зміни конструкції гільзи і блоку циліндрів, а саме зменшення охолоджуваної поверхні.

Висновки

Проведений етап дослідження ТНС циліндрової гільзи швидкохідного дизеля підтвердив доцільність використання для її виготовлення алюмінієвих сплавів, а також необхідність подальшого удосконалення конструкції, зменшення поверхні охолодження, застосування ефективного теплоізоляційного покриття. Потребує удосконалення методика розрахунку напружено-деформованого стану прошарку, який не може розглядатися як суцільний, являє собою більш складну неоднорідну структуру.

Список літератури:

1. Триньов О.В. Конструктивні засоби оптимізації теплонапруженого стану циліндрової гільзи швидкохідного дизеля / О.В. Триньов, В.В. Коростиченко, Р.Ю. Бугайцов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2017. – №2. – С.29-34. 2. Хрулев А.Э. Ремонт двигателей зарубежных автомобилей / А.Э. Хрулев // М.: «За рулем». – 1998. – 356с. 3. Чигринова Н.М. Оксидные керамические покрытия – эффективная тепловая защита рабочих поверхностей деталей ЦПГ / Н.М. Чигринова, В.В. Чигринов, В.Е. Чигринов // Автомобильная промышленность. – 2004. - №6. – С.30-34. 4. Шпаковский В.В. Повышение ресурса и

снижение расхода топлива ДВС путем применения частично-динамической теплоизоляции камеры сгорания: учеб.пособие / В.В. Шпаковский. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2012. – 132с. 5. Масленков С.Б. Стали и сплавы для высоких температур: справ. изд. в 2-х кн. Кн. 2/ С.Б. Масленков, Е.А. Масленкова. – М.: Металлургия. – 1991. – 832 с. 6. Тринев А.В. Оценка эффективности локального охлаждения головки цилиндров дизеля КАМАЗ в безмоторном эксперименте / А.В. Тринев, В.Т. Коваленко, С.В. Обозный, А.Н. Клименко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С.19-24. 7. Промышленные алюминевые сплавы: Справ.изд. / С.Г. Альева, М.Б. Алтман, С.М. Амбарумян и др. // М.: Металлургия. – 1984. – 528 с. 8. Никитин М.Д. Теплозащитные и износостойкие покрытия деталей дизелей / М.Д. Никитин, В.В. Чигринов, В.Б. Чигринов. – Л.: Машиностроение. – 1977. – 165 с.

Bibliography (transliterated):

1. Trinov O.V. Korostichenko V.V., Bugytsov R.Yu. (2017), Constructive means for optimizing the heat-leaky state of a cylinder sleeve of high-speed diesel, [Konstruktivni zasobi optimizacii teplonapruzhenogo stanu cilindrovoi gil'zi shvidkohidnogo dizelja], Internal combustion engines, №2, p. 29-34. 2. Khrulev A.E. (1998), Repair of engines of foreign cars, [Remont dvigatelej zarubezhnih avtomobilej], M.: "Behind the wheel", 356 p. 3. Chigrinova N.M. Chigrinov V.V., Chigrinov V.E. (2004), Oxide ceramic coatings - effective thermal protection of working surfaces of parts of the CPG, [Oksidnye keramicheskie pokrytija – effektivnaja teplovaja zashhita rabochih poverhnostej detalej CPG], Automotive industry, №6, pp.30-34. 4. Shpakovsky V.V., (2012), Increasing the resource and reducing the fuel consumption of the internal combustion engine through the use of partial-dynamic thermal insulation of the combustion chamber: study guide, [ovyshenie resursa i snizhenie rashoda topliva DVS putem primenenija chastichno-dinamicheskoj teploizoljacii kamery sgoranija: ucheb.posobie], Kharkov: NTU "KPI", 132p. 5. Maslenkov S.B., Maslenkova E.A., (1991), Steel and alloys for high temperatures: right. ed. in 2 books, [Stali i splavy dlja vysokih temperatur: sprav. izd. v 2-h kn. Kn. 2], M.: Metallurgy, 832 p. 6. Trinev A.V., Kovalenko V.T., Obozny S.V., Klymenko A.N., (2011), Efficiency evaluation of local cooling of a KAMAZ diesel cylinder head in a non-motorized experiment, [Ocena jeffektivnosti lokal'nogo ohlazhdenija golovki cilindrov dizelja KAMAZ v bezmornom jeksperimente], Internal Combustion Engines, №2, p.19-24. 7. S.G. Aliyev, M.B. Altman, S.M. Ambarumyan et al. (1984), Industrial aluminum alloys: Ref, [Promyshlennye aljuminievye splavy: Sprav.izd.], M.: Metallurgy, 528 p. 8. Nikitin M.D., Chigrinov V.V., Chigrinov V.B. (1977), Heat-shielding and wear-resistant coatings for diesel engine parts, [Teplozashhitnye i iznosostojkie pokrytija detalej dizelej], Lvov: Mechanical Engineering, 165 p.

Надійшла до редакції 01.06.2019 р.

Триньов Олександр Володимирович – канд. техн. наук, професор кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «ХПІ», Харків, Україна, e-mail: atrinev@gmail.com

Кравченко Сергій Сергійович – канд. техн. наук, науковий співробітник кафедри двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, orcid: 0000-0003-3250-8645, e-mail: kravc4enkoserg@gmail.com.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ЦИЛИНДРОВОЙ ГИЛЬЗЫ ИЗ АЛЮМИНИЕВОГО СПЛАВА

А.В. Тринев, С.С. Кравченко

Оптимизация теплового состояния цилиндровой гильзы в проведенном исследовании предполагает выравнивание температуры ее рабочей поверхности на участке работы компрессионных колец до определенного уровня, при котором достигается оптимальная вязкость моторного масла и уменьшаются механические потери в сопряжении поршень-гильза. Как основное средство выравнивания температуры рассматривается использование алюминиевых сплавов с более

высокой теплопроводностью, чем у материалов большинства серийных гильз - чугуна СЧ. Износостойкость рабочей поверхности гильзы обеспечивается корундовым покрытием. Приведены результаты безмоторного эксперимента по определению теплоизоляционного эффекта покрытия, результаты расчетных исследований теплового состояния для вариантов гильзы из алюминиевого сплава с корундовым покрытием. Расчетные исследования выполнены с использованием математической модели на основе метода конечных элементов. Показано, что использование алюминиевого сплава АЛ19 с высокой теплопроводностью в рабочем диапазоне температур позволяет, за счет более интенсивного отвода теплоты от верхнего пояса гильзы, существенно уменьшить температуры в этой наиболее термически напряженной зоне (от 278 до 214 °С). Снижение температур на 30-50 °С наблюдается также в прилегающих зонах рабочей поверхности. В то же время, теплоизолирующий эффект корундового слоя является незначительным и оценивается в пределах 2-5 °С. Поэтому такой слой с толщиной 0,2-0,3 мм рассматривается только как средство защиты рабочей поверхности от износа. Приведены результаты исследования показывают, что рабочая зона трения компрессионных колец все равно остается переохлажденной (158-102 °С), особенно вблизи нижнего посадочного пояса. Решением проблемы может быть применение на внешней поверхности гильзы эмалевого или других покрытий, которые имеют значительно меньший коэффициент теплопроводности.

Ключевые слова: дизель; гильза; теплонпряженное состояние; температурное поле.

INFLUENCE OF CONSTRUCTIVE FACTORS ON THE HEAT CONDITION OF THE CYLINDERS

O.V.Trinev, S.S. Kravchenko

The optimization of the thermal state of the cylinder sleeve in the study involves equalizing the temperature of its working surface in the area of operation of the compression rings to a certain level at which the optimum viscosity of the engine oil is achieved and the mechanical losses in the conjugation of the piston-sleeve are reduced. The use of aluminum alloys with a higher thermal conductivity than the materials of most serial sleeves - pig iron MH is considered as the main means of temperature equalization. The wear resistance of the working surface of the sleeve is ensured by the corundum coating. The results of the nonmotor experiment for the determination of the heat-insulating effect of the coating, the results of calculations of the thermal state for variants of aluminum alloy casings with corundum coating are given. Calculations are performed using a mathematical model based on the finite element method. It is shown that the use of an aluminum alloy AL19 with high thermal conductivity in the working temperature range allows for a significant reduction of the temperature in this most thermally stressed zone (from 278 to 214 °С) due to more intense heat removal from the upper belt of the sleeve. The decrease of temperatures by 30-50 °С is also observed in the adjacent zones of the working surface. At the same time, the insulating effect of the corundum layer is insignificant and evaluated within 2-5 °С. Therefore, such a layer with a thickness of 0,2-0,3 mm is considered only as a means of protecting the working surface from wear.

In addition, the results of the study show that the friction zone of the compression rings still remains supercooled (158-102°C), especially near the lower seating belt. Solving the problem can be applied to the outer surface of the sleeves of enamel or other coatings that have a significantly lower thermal conductivity.

Key words: diesel; shell; heat stress state; temperature field.

А. М. Левтеров, В.М. Бганцев

МОТОРНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ МІКРОДОМІШОК ВОДНЮ НА ПОКАЗНИКИ ТОКСИЧНОСТІ МАЛОЛІТРАЖНОГО ДИЗЕЛЯ

В роботі подано аналіз шляхів покращення екологічних характеристик поршневих двигунів внутрішнього згоряння за рахунок застосування альтернативних моторних палив, або за рахунок модифікування штатних нафтових палив мікродомішками. Розглянуто досвід різних дослідників з вивчення механізму взаємодії водню з вуглеводневим нафтовим паливом, його впливу на особливості згоряння паливоповітряної суміші та показники робочого циклу поршневого двигуна внутрішнього згоряння. Запропоновано спосіб покращення характеристик токсичності малолітражного дизеля шляхом додавання до штатного дизельного палива (ДП) мікродомішок атомарного та молекулярного водню, та за рахунок цього зниження рівня емісії шкідливих речовин з відпрацьованими газами (ВГ). Спосіб передбачає отримання суміші атомарного та молекулярного водню шляхом генерування його в малогабаритному економічному електролізері, який живиться від джерела постійного струму з напругою 12В. Такого типу електролізер може бути інтегрованим в паливну систему транспортного засобу, що позбавить від необхідності створювати додаткову, а саме водневу систему живлення двигуна, з застосуванням громіздкого та пожежонебезпечного обладнання для зберігання бортового запасу водню. Дослідження показників токсичності відпрацьованих газів дизеля виконане на моторному стенді для трьох режимів його навантаження – 0,8; 1,0; 1,2 кВт з використанням штатного дизпалива. На наступному етапі виконані дослідження для тих же режимів навантаження з додаванням до нафтового палива мікродомішок водню у відносній кількості – 0,49; 1,15; 1,83 % по масі. Наведено результати моторного дослідження впливу мікродомішок водню до нафтового дизпалива на показники токсичності дизеля 1Ч8,5/11. Ефект полягає у виключенні зі складу відпрацьованих газів незгорілих вуглеводнів, зниженні концентрації оксиду вуглецю у ВГ практично до 0, а концентрації оксиду азоту на 14–26%.

Ключові слова: водень; дизель; токсичність відпрацьованих газів; мікродомішки.

Аналіз проблеми та мета дослідження

У відповідь на виклики, зумовлені техногенним забрудненням навколишнього середовища багатозакордонних моторобудівних фірм спрямовують зусилля на вирішення завдання з досягнення нульової токсичності відпрацьованих газів двигунів внутрішнього згоряння. Їх досвід засвідчує, що домогтися цього можна також і шляхом використання альтернативних видів моторного палива. Саме тому, практично всі перспективні екологічно чисті автомобілі проектуються під використання альтернативних видів палива. Розробка і створення двигунів для таких автомобілів, безумовно, вимагає величезних матеріальних витрат.

Одним з перспективних напрямків зменшення рівня шкідливого впливу токсичних викидів транспортних ДВС на довкілля є не тільки застосування альтернативних палив, таких як нижчі спирти (метанол, біоетанол, бутанол), природний і попутний нафтові гази, рослинні олії спеціально вирощуваних сільськогосподарських культур, водню і т.д., але й модифікація штатних моторних палив різними домішками. При цьому, в першу чергу, дослідження ведуться з метою заміни основного палива для автомобілів альтернативним, без внесення в двигун істотних конструктивних змін. Іншою вагомою метою є вивчення можливостей їх комбінування та застосування домішок (модифікаторів палива). Одночасно оцінюється і вплив такої заміни на стан навколишнього середовища – він щонайменше не повинен погіршуватися. Практично всіма

перерахованими вище альтернативними видами палива можна замінити певну частину традиційного палива тільки внаслідок наявності в їх складі придатних до окислення речовин.

З усіх видів альтернативних палив слід окремо відзначити водень. Справа в тому, що його домішка до нафтового палива не тільки замінює енергію частини циклової дози основного палива. Якісний вплив водню на робочий процес ДВС визначається, перш за все, його властивостями. Він має більш високу дифузійну проникність, більшу швидкість згоряння, широкі межі займання. Енергія займання водню на порядок менша, ніж енергія займання вуглеводневих палив. Реальний цикл водневого ДВС відрізняється більш високим ступенем досконалості робочого процесу, кращими показниками економічності та токсичності [1–3]. Крім того, застосування водню сприяє комплексному покращенню показників дизельних двигунів через вплив не тільки на якість робочого процесу, але й через підвищення ефективності тепловідводу від найбільш термонапружених деталей камери згоряння [4,5].

Метою дослідження було виявлення впливу мікродомішок водню до нафтового палива на показники токсичності малолітражного дизельного двигуна.

Викладення основного матеріалу

Дослідження проводилось на моторному стенді, який складається з малолітражного дизельного двигуна 1Ч8,5/11, гальмівного пристрою та конт-

рольно-вимірювальних приладів. Гальмівний пристрій являє собою балансірний динамометр постійного струму з максимальною гальмівною потужністю 10 кВт при частоті обертання вала 3500 хв⁻¹. Стенд також обладнано системами автоматичного вимірювання витрати палива та повітря. Склад відпрацьованих газів двигуна визначався з використанням газоаналізатора «Автотест». Штатна система живлення двигуна паливом була доповнена лабораторним мініелектролізером, в якому виробляється водень та дозовано подається у впускний колектор двигуна. Особливістю електролізера є те, що він живиться від джерела постійного струму напругою 12В та працює в режимі постійної продуктивності водню. Це забезпечує автоматичну зміну концентрації мікродомішки водню у дизпаливі в залежності від режиму навантаження двигуна.

Газ, що генерується, складається із суміші атомарного та молекулярного водню. Атомарний водень, як відомо, має суттєво вищу реактивну ак-

тивність ніж молекулярний. Це сприяє прискоренню процесів згоряння вуглеводневого палива та зменшенню, приблизно в п'ять разів, товщини зони гасіння (пристінного шару, в якому не йдуть окислювальні процеси) [6].

Моторний експеримент методично було реалізовано наступним чином. Показники токсичності дизельного двигуна визначалися шляхом вимірювання концентрації оксидів вуглецю CO, незгорілих вуглеводнів СН та вмісту оксидів азоту NO_x у відпрацьованих газах. Означені вимірювання здійснювались на режимах потужності двигуна 0,8; 1,0; 1,2 кВт при обертах колінчастого вала 1300 хв⁻¹ спочатку під час його роботи на штатному дизельному паливі.

На тих же режимах роботи двигуна ті ж самі вимірювання були виконані під час його роботи на дизпаливі з різною концентрацією мікродомішок водню. Результати моторного експерименту наведені у таблиці.

Таблиця. Вплив мікродомішок водню до дизпалива на токсичність відпрацьованих газів дизеля 1Ч8,5/11

Домішки водню до ДП, % мас.	Потужність дизеля, кВт								
	0,8			1,0			1,2		
	Концентрація компонентів ВГ								
	CO, %	СН, млн ⁻¹	NO _x , млн ⁻¹	CO, %	СН, млн ⁻¹	NO _x , млн ⁻¹	CO, %	СН, млн ⁻¹	NO _x , млн ⁻¹
0	0,08	18	4,4	0,05	29	4,9	0,08	32	5,3
0,49	0,02	0	4,2	0,03	0	4,0	0	0	3,9
1,15	0,04	0	4,6	0,04	0	4,2	0,04	0	4,5
1,83	0,06	0	4,9	0,04	0	4,5	0,06	0	4,9

За результатами дослідження, наведеними у таблиці, видно, що при використанні дизпалива з мікродомішками водню у складі відпрацьованих газів дизеля відсутні незгорілі вуглеводні СН. Зниження концентрації оксиду вуглецю у відпрацьованих газах змінюється від 25 до 100% в залежності від вмісту мікродомішки водню у дизпаливі. Діапазон зниження вмісту оксидів азоту NO_x у відпрацьованих газах складає 14-26%.

Висновок

На прикладі стендового дослідження показників токсичності малолітражного дизельного двигуна 1Ч8,5/11 підтверджено позитивний ефект та визначені його чисельні значення (зменшення концентрації шкідливих речовин у відпрацьованих газах) від застосування мікродомішок водню до штатного палива. Електролізер для генерування водню може бути інтегрованим в паливну систему транспортно-

го засобу та живитись від бортової електромережі, що виключає необхідність мати бортовий запас водню і робить спосіб безпечним.

Список літератури:

1. Певнев Н.Г. Анализ свойств водорода с целью возможности его применения в качестве добавки к основному топливу / Н.Г. Певнев, В.В. Понамарчук // Прогрессивные технологии в транспортных системах. – 2015. – С. 304-309.
2. Перетрухин, С.Ф. Бортовой генератор синтез-газа для ДВС с искровым зажиганием / С.Ф. Перетрухин, О.Ф. Бризицкий, В.А. Кириллов, Н.А. Кузин, С.И. Козлов // Транспорт на альтернативном топливе, – 2010. – № 5(17). – С. 68-74.
3. Мацкерле Ю. Современный экономичный автомобиль / Ю. Мацкерле, В.Б. Иванова, А.Р. Бенедиктова. – М.: Машиностроение, 1987. – 320 с.
4. Abramchuk F. Numerical Simulation of Heat-and-Mass Transfer Processes in the Cooling Passages of a Cylinder Head in a Diesel Locomotive Engine / A. Avramenko, F. Abramchuk // Periodica Polytechnica Mechanical Engineering. – 2019. – № 63(1), pp. 26–32. DOI: <https://doi.org/10.3311/PPme.12390>.
5. Авраменко А.Н.

Сравнительная расчетная оценка показателей рабочего цикла тепловозного двигателя / А.Н. Авраменко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2018. – № 1. – С. 14-19. DOI: <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2018.1.03>.
 б. Смоленская Н.М. Влияние добавки водорода на процесс горения в бензиновых двигателях с искровым зажиганием / Н.М. Смоленская, В.В. Смоленский, А.П. Шайкин // Прогресс транспортных средств и систем. – 2009. – С. 247–248.

Bibliography (transliterated):

1. Pevnev, N.G., Ponamarchuk, V.V. (2015), "Analysis of the properties of hydrogen for the purpose of its use as an additive to the main fuel", *Advanced technologies in transport systems* ["Analiz svoystv vodoroda s tsel'yu vozmozhnosti yego primeneniya v kachestve dobavki k osnovnomu toplivu"], *Progressivnyye tekhnologii v transportnykh sistemakh*, pp. 304-309. 2. Peretrukhin, S. F., Brizitskiy, O. F., Kirillov, V. A., Kuzin, N. A., Kozlo, S. I. (2010), "On-board synthesis gas generator for spark ignition internal combustion engines", *Alternative Fuel Transport* ["Bortovoy generator sintez-

gaza dlya DVS s iskrovym zazhiganiyem", *Transport na al'ternativnom toplive*], – 2010. – № 5(17). – pp. 68-74. 3. Matzke, Yu., Ivanova, V. B., Benediktova, A. R. (1987), "A modern economical car" ["Sovremennyy ekonomichnyy avtomobil"], M.: Mashinostroyeniye, 320 p. 4. Avramenko, A., Abramchuk, F. (2019), "Numerical Simulation of Heat-and-Mass Transfer Processes in the Cooling Passages of a Cylinder Head in a Diesel Locomotive Engine", *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*. DOI: <https://doi.org/10.3311/PPme.12390>. 5. Avramenko, A.N. (2018) "Comparative estimate of diesel engine operating cycle indicators", *Internal combustion engines* ["Sravnitel'naya raschetnaya otsenka pokazateley rabocheho tsikla teplovoznogo dvigatelya"], *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, №1, pp. 14-19 DOI: <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2018.1.03>. 6. Smolenskaya, N.M., Smolenskiy, V.V., Shaykin A.P. (2009), "The influence of additives of hydrogen on the combustion process in petrol engines with spark ignition", *Progress vehicles and systems* ["Vliyaniye dobavki vodoroda na protsess goreniya v benzinovykh dvigatelyakh s iskrovym zazhiganiyem"], *Progress transportnykh sredstv i sistem*, pp. 247-248.

Надійшла до редакції 24.06.2019 р.

Левтеров Антон Михайлович – канд. техн. наук, старший науковий співробітник відділу водневої енергетики, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, Харків, Україна, e-mail: antmix1947@gmail.com, 349-47-02. <http://orcid.org/0000-0001-5308-1375>

Бганцев Валерій Микитович – канд. техн. наук, старший науковий співробітник відділу водневої енергетики, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, Харків, Україна, e-mail: dppp-2@ukr.net, 349-47-54, <http://orcid.org/0000-0003-0661-1040>

МОТОРНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ МИКРОПРИМЕСЕЙ ВОДОРОДА НА ПОКАЗАТЕЛИ ТОКСИЧНОСТИ МАЛОЛИТРАЖНОГО ДИЗЕЛЯ

А.М. Левтеров, В.Н. Бганцев

В работе представлен анализ путей улучшения экологических характеристик двигателей внутреннего сгорания за счет применения альтернативных моторных топлив, либо за счет модифицирования штатных нефтяных топлив микродобавками. Рассмотрен опыт различных исследователей по изучению механизма взаимодействия водорода с углеводородным нефтяным топливом, его влияния на особенности сгорания топливовоздушной смеси и показатели рабочего цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания. Предложен способ улучшения характеристик токсичности малолитражного дизеля путем добавления в штатное дизельное топливо (ДТ) микропримесей атомарного и молекулярного водорода, и за счет этого снижение уровня эмиссии вредных веществ с отработавшими газами (ОГ). Способ предусматривает получение смеси атомарного и молекулярного водорода путем генерирования его в компактном экономичном электролизере, который питается от источника постоянного тока с напряжением 12 В. Такого типа электролизер может быть интегрированным в топливную систему транспортного средства, что избавит от необходимости создавать дополнительную, а именно водородную систему питания двигателя с применением громоздкого и пожароопасного оборудования для хранения бортового запаса водорода. Исследование показателей токсичности отработавших газов дизеля проводилось на моторном стенде для трех режимов его нагрузки – 0,8; 1,0; 1,2 кВт с использованием штатного дизтоплива. На следующем этапе выполнены исследования для тех же режимов нагрузки с добавлением к нефтяному топливу микродозы водорода в относительном количестве – 0,49; 1,15; 1,83 % по массе. Приведены результаты моторного исследования влияния микропримесей водорода к нефтяному дизтопливу на показатели токсичности дизеля 1Ч8,5/11. Эффект заключается в исключении из состава отработавших газов несгоревших углеводородов, снижении концентрации оксида углерода в ОГ практически до 0, а концентрации оксида азота на 14–26 %.

Ключевые слова: водород; дизель; токсичность отработавших газов; микродобавки.

MOTOR INFLUENCE RESEARCH OF HYDROGEN MICRODOSES ON THE DIESEL MIDGET OF TOXICITY INDICATORS

A.M. Levterov, V.M. Bhangtsev

In this article, an analysis of paths to improve the environmental performance of internal combustion engines through the use of alternative motor fuels or by modifying regular petroleum fuels with microdoses has been presented. The experience of various researchers of the hydrogen interaction mechanism with hydrocarbon fuel and its influence on the characteristics of the air-fuel mixture combustion and the performance of the operating cycle of a piston internal combustion engine has been considered. The method of improvement characteristics of toxicity diesel midget by addition in nominal diesel fuel (DF) microdoses of the atomic and molecular Hydrogen and at the expense of it decrease in level emission of harmful substances with the exhaust gases (EG) has been offered. Receiving mix of atomic and molecular Hydrogen by its generation provides a path in the compact economic electrolyzer which is powered from a DC power source with tension of 12 V. Integration of this electrolyzer type in the fuel system of the vehicle will rid from creation of an additional hydrogen power supply system of the engine with use of the

bulky and fire-hazardous equipment for storage of an onboard reserve of Hydrogen. The research of toxicity indexes of the fuelled for diesel gases with use of regular diesel fuel was conducted at the motor stand for three modes of its loading – 0.8; 1.0; 1.2 kW. At the following stage researches for the same load conditions with addition to fuel of the Hydrogen microdoses in a fraction – 0.49 ; 1.15; 1.83% (on mass) have been executed. Motor influence research results of hydrogen microdoses on diesel midget of toxicity indicators 1Ч8,5/11 have been brought to diesel fuel. The effect consists in the composition exception of the exhaust gases of the unburnt hydrocarbons and weakening of white damp in EG practically up to 0 and concentration of nitrogen oxide for 14–26%.

Keywords: hydrogen; diesel; toxicity of the exhaust gases; microdoses.

UDC 504.064.4 : 621.431.063 : 389.14 : 528.088

DOI: 10.20998/0419-8719.2019.1.09

O. P. Strokov, O. M. Kondratenko, V. Yu. Koloskov, I. V. Mishchenko

DESCRIPTION OF MASS HOURLY EMISSIONS OF PARTICULATE MATTER OF DIESEL ENGINE BY BETA-DISTRIBUTION WITH TAKING INTO ACCOUNT THE PASSPORT ACCURACY OF GAS ANALYZER

Relevance of the study is that qualitative and quantitative results of solving of its tasks suitable for developing of methodic of decreasing of methodical errors of determination of values of mass hourly emission of particulate matter in exhaust gas flow of reciprocating internal combustion engine with using of conversion formula and readings of opacimeter and gas analyzer. Purpose of the study is obtaining of parameters of beta-distribution that approximate the empirical law of distribution of values of mass hourly emission of particulate matter in exhaust gas flow of reciprocating internal combustion engine which achieved by indirect measuring with taking into account the accuracy of direct measuring of its components that has nonlinear impact. Task of the study is obtaining of rational values of number of multiple measuring of coefficient of attenuation of light flux and volume concentration of unburned hydrocarbons in exhaust gas on individual operational regime of diesel engine during bench motor tests for case of automation of measuring process. Methodic of the study is in consistently application of following methods: analysis of scientific and technical literature, analysis of data of bench motor tests, application of prof. Parsadanov conversion formula, mathematical apparatus of beta-distribution, numerical calculation studies. It was detected that empirical distribution of values of mass hourly emission of particulate matter in exhaust gas flow of reciprocating internal combustion engine which obtained with using of one of known conversion formula of prof. Parsadanov as the function of indicator of opacity and toxicity of exhaust gas, has a significant difference from the normal distribution law at number of measurements less than 50 even in case of confirmation of the hypothesis of normality of distribution law of readings of opacimeter into limits of its passport measuring errors. That results were described by the mathematical apparatus of beta-distribution by carrying out the numerical calculation studies with using of program product written of the language Borland Pascal 7.0. The parameters of beta-distribution were obtain as the function of number of multiple measuring.

Key words: beta-distribution; opacimeter; multi-component gas analyzer; internal combustion engine; accuracy of measuring, engine bench tests; environment protection technologies; ecological safety.

Introduction and relevance of the study

Vehicles with diesel reciprocating internal combustion engine (RICE) are powerful source of legislative normalized pollutants from the number of which particulate matter (PM) has the second place by the value of reduced toxicity [1 – 5]. PM are the disperse phase of aerosol of RICE exhaust gas (EG) and formed as the product of uncompleted combustion of motor fuel and consists of carcinogen substances and also forming the city smog [1 – 5].

Results of quantitative assessment of amount of emission of such pollutant in accordance with normative documents [6] usually expressed in units of mass hourly emission G_{PM} – kg/h, namely the assessment executes by the experimental way with using indirect measuring by gravimetric method during motor bench tests of PICE on stationary standardized testing cycle with using of complex of measuring equipment that na-

med as dilution tunnels. However, such complex of measuring equipment is difficult and high cost (from a hundred thousand to millions US dollars) and also should be certificated [1]. Nowadays on Ukraine territory there is only one certificate dilution tunnel of foreign manufacturing. That means what in most of departments of scientific institutions in our country that implements the scientific and researching works on topics which related with PICE and because of this fact they laboratories has motor test benches do not have the opportunity of obtaining the values of G_{PM} .

For execution of experimental researches the results of which can be compared with results that obtained with using of dilution tunnels, scientists of that departments develops and uses different conversion formulas which allows to convert the readings of more affordable, cheaper and common measuring equipment into values of G_{PM} . To the number of such measuring

equipment it can include opacimeters and multicomponent gas analyzers of different constructions because main components of PM are soot cores and adsorbed and condensed on its surfaces unburned hydrocarbons of motor fuel. To the number of such formulas it can include Parsadanov [3], Alkidas [7], Muntean [8] and MIRA [9].

Such conversion formula is function that related the value of G_{PM} with readings of opacimeter (smokiness – coefficients of weakening of the light flux N_D in % or coefficients of weakening or transmission of the light flux K in m^{-1}) and also gas analyzer (volume concentration of unburned hydrocarbons in EG flow C_{CH} in ppm). That dependence has nonlinear character [1]. Such measuring equipment – opacimeter and multicomponent gas analyzer – are characterized certain values of accuracy of measurement which contains in its passports [10, 11].

As it known from the basics of metrology the character of distribution of random values of results of indirect measurements (because case of application of such conversion formulas can be considered as indirect measurement) in case of nonlinear dependences of its results from values of results of direct measurements (readings of opacimeter and multicomponent gas analyzer) has the character that substantially differs from the normal distribution law in values of asymmetry and excess. Wherein such effect present even in case of accordance of distribution laws of results of direct measurements to the normal law what caused by instrumental errors of measuring equipment. The effect is stronger than smaller is the number of repeated measurements at the same value of mathematical expectation (that means on the same regime of operational regimes area of PICE).

During the bench motor testing usually are limited to from 3 to 10 times measuring on one regime point. That means what for obvious reasons it is not expected availability of initial data set with 50 ... 1000 values (for different recommendations [12]) without automation of measuring process and joining the measuring equipment into single complex. Among these reasons are time of sampling and actual measurement, inertia of the device and also monetary and labor costs for the experiment.

As shown in studies [12, 13] in this case for more adequate description of observed phenomenon to physical reality the empirical distribution law of G_{PM} value in the form of histogram can be approximated with using of family of curves of probability densities of Pearson which not close to normal distribution law, namely beta-densities.

However, such studies have not yet been carried out therefore obtaining of parameters of beta-distribu-

tion of G_{PM} value which defined by known conversion formula with taking into account the passport accuracy of measuring equipment, readings of which has nonlinear influence on observed physical value, for several PICE special operational regimes, is relevant scientific and technical task which have scientific novelty and practical value. Qualitative and quantitative results of solving of the task are suitable for development of methodic of decreasing of value of methodic error of determination of G_{PM} value and also appropriate recommendation list.

Purpose of the study is obtaining of parameters of beta-distribution that approximate the empirical law of distribution of values of mass hourly emission of PM in EG flow of piston ICE which achieved by indirect measuring with taking into account the accuracy of direct measuring of its components that has nonlinear impact. *Object of the study* is distribution law of values of mass hourly PM emissions in PICE EG flow. *Subject of the study* is parameters of beta-density which approximate object of the study.

Analysis of mathematical apparatus and features of application of prof. I.V. Parsadanov conversion formula

Nowadays are known several conversion formulas for transformation of values of indicators of PICE EG smokiness into values of PM mass hourly emission, but only formula of prof. I.V. Parsadanov (NTU «KhPI») takes into account values of volume concentration of unburned hydrocarbons of motor fuel in EG flow [3, 7 – 9]. That dependence after certain transformations described by formulas (1) – (3).

$$G_{PM} = (a \cdot N_D + b \cdot N_D^2 + c \cdot C_{CH} + d \cdot C_{CH}^2) \cdot k, \text{ kg/h (1)}$$

$$a = 2,3 \cdot 10^{-3} \text{ kg/(h}\cdot\%), \quad b = 5,0 \cdot 10^{-5} \text{ kg/(h}\cdot\%^2),$$

$$c = 0,145 \cdot f, \text{ kg/(h}\cdot\text{ppm)}, \quad d = 0,33 \cdot f^2 \text{ kg/(h}\cdot\text{ppm}^2),$$

$$f = \frac{4,78 \cdot 10^{-3} \cdot (G_{air} + G_{fuel})}{0,7734 \cdot G_{air} + 0,7239 \cdot G_{fuel}}, \quad (2)$$

$$k = 0,001 \cdot (0,7734 \cdot G_{air} + 0,7239 \cdot G_{fuel}), \text{ kg/h. (3)}$$

Family of Pearson family curves

In Mathematical Statistics execute of approximation basing on typical distribution laws such as normal, logarithm-normal, exponential, Waybill, gamma-distribution and others. The advantage of application of typical distribution laws is they well-study and opportunity for gating of grounded, unassembled and relatively highly effective evaluations of parameters. However, the above-mentioned typical distribution laws do not have the necessary variety of forms, therefore their application does not provide the necessary generic representation of random variables.

Moments of the distribution of a random variable do not characterize it completely, but they define it

uniquely under certain conditions, which are executed for almost all distribution laws that are used in practice. When solving the problems of experimental data processing, knowing values of the moments is equivalent to knowing the distribution function and the coincidence of the values of first moments of the two distributions indicates that they are approximately uniform. In the case of not knowing the exact form of the distribution function, but with knowing values of the first moments, it is possible to select another distribution law with similar values of the first moments. In practice, such an approximation gives good results if values of the first four moments are coincide.

It is considered [12, 13] that an arbitrary nonnegative function $f(y) \geq 0$ that satisfying the conditions of normalization $\int_{-\infty}^{\infty} f(y) dy = 1$ can be considered as

the probability density $P(y)$ of some random variable. The various nature of probability densities $P(y)$ is given by the Pearson curves system, which is given by the differential equation (4), where coefficients a and $b_i, i = 0,1,2$ completely specify the distribution system. Solving of the equation is written in the general form of equation (5). Conducting recurrent transformations, determine the senior moments through the younger ones, what allows determine the constants a and b_i through the selective estimates of the central moments of distribution and lead to a system of equations (6). In the general case, the Pearson distribution is determined by four moments $\tilde{m}_1, \tilde{\mu}_2, \tilde{\mu}_3, \tilde{\mu}_4$. The solution to this system is summarized in Table. 1. It is known that the nature of the curve may be different depending on the value of the roots of the equation $b_0 + b_1y + b_2y^2 = 0$. Marking the roots of the equation through y_1 та y_2 , their value is determined by the equation (7). For certainty signs are chosen in such a way that $y_1 < y_2$. The values of the roots depend on the magnitude of value K . If $K < 0$, than the roots are real and have different signs (Type I distribution by Pearson classification). If $K > 1$, than the roots are real and have different signs (Type VI distribution by Pearson classification). If $0 < K < 1$, than the roots are complex (Type IV of distribution). Type I of distribution by Pearson classification is beta-distribution which can be written in different forms, but the usual way is to write in the form of equation (8). The standard beta distribution is focused on a segment from 0 to 1. Through linear transformations, the beta-value can be converted so that it will take values at any interval. Type VI distribution is a beta distribution of the II kind and expressed in the form of equation (9). There is nothing defi-

nite to say about the type of IV distribution, there are only isolated cases of this distribution

$$\frac{dP(y)}{dy} = \frac{y-a}{b_0 + b_1y + b_2y^2} P(y), \quad (4)$$

$$P(y) = C \exp\left(\int \frac{y-a}{b_0 + b_1y + b_2y^2} dy\right). \quad (5)$$

$$\begin{cases} -a + b_1 = 0 \\ b_0 + 3b_2\tilde{\mu}_2 = -\tilde{\mu}_2 \\ -a\tilde{\mu}_2 + 3b_1\tilde{\mu}_2 + 4b_2\tilde{\mu}_3 = -\tilde{\mu}_3 \\ -a\tilde{\mu}_3 + 3b_0\tilde{\mu}_2 + 4b_1\tilde{\mu}_3 + 5b_2\tilde{\mu}_4 = -\tilde{\mu}_4 \end{cases}. \quad (6)$$

$$y_{1,2} = -\frac{b_1}{2b_2} \left(1 \pm \sqrt{1 - \frac{1}{K}}\right), \quad K = \frac{b_1^2}{4b_0b_2}. \quad (7)$$

$$f(y) = \frac{\Gamma(p+q)}{\Gamma(p)\Gamma(q)} y^{p-1} (1-y)^{q-1}, \quad 0 \leq y \leq 1. \quad (8)$$

$$f(y) = \frac{\Gamma(p+q)}{\Gamma(p)\Gamma(q)} \frac{y^{p-1}}{(1+y)^{p+q}}, \quad 0 \leq y < \infty. \quad (9)$$

Methodic of determination of beta-distribution parameters

Generalized beta-distribution describes the distribution of random variable $z = \alpha + (\beta - \alpha)y$, which linear function of random variable y , that has beta-distribution of I type with parameters p, q and is distributed in interval $\alpha \leq y \leq \beta$. The opposite statement is also true – if the random variable z has a generalized beta distribution with the specified parameters, then the random variable y has a beta-distribution of I type ($y = (z - \alpha) / (\beta - \alpha)$) with parameters p, q [19]. Going to the variable G_{PM} , which varies in range $G_{PM \min} \leq G_{PM} \leq G_{PM \max}$ (it is easily determined from the analysis of empirical data), we can record the density of probabilities by the formula (10), the initial moments – by the formula (11), and the central ones – by the formula (12).

Table 1 – Coefficients for definition of type of distribution by Pearson classification

$d = 10\tilde{\mu}_2\tilde{\mu}_4 - 18\tilde{\mu}_2^3 - 12\tilde{\mu}_3^2$	
$c_0 = -\tilde{\mu}_2(4\tilde{\mu}_2\tilde{\mu}_4 - 3\tilde{\mu}_3^2)$	$b_0 = c_0 / d$
$c_1 = -\tilde{\mu}_3(\tilde{\mu}_4 + 3\tilde{\mu}_2^2)$	$b_1 = c_1 / d, a = b_1$
$c_2 = -2\tilde{\mu}_2\tilde{\mu}_4 + 6\tilde{\mu}_2^3 + 3\tilde{\mu}_3^2$	$b_2 = c_2 / d$

In this formulas $C_n^k = \binom{n}{k} = \frac{n!}{k!(n-k)!}, k \leq n$ – binomial coefficients, $\Gamma(\bullet)$ – gamma-function, which by definition $\Gamma(z) = \int_0^{\infty} t^{z-1} e^{-t} dt, (\text{Re } z > 0)$ [19].

For an integer argument, the calculation of the gamma-function is related to the calculation of the factorial, but for the general case, it is necessary to use the approximation, for example, the Sterling formula (12), or other approximations through a continuous fraction. This provides quite accurate research accuracy.

For the continuous distributions, the relations between the initial and the central moments described by formula (14) are also valid [13], which can also be used in the calculations, which for the moments up to the 4th rank inclusive gives the expressions, summarized in Table. 2. All calculations of the Pearson curves require high accuracy of calculations (it is necessary to hold up to 8...10 characters after a comma), which is explained by the multiplicative scheme of accumulation of errors in power terms. For generalized beta-distribution the mathematical expectation $m_1(p, q)$, dispersion $D(p, q)$, coefficients of asymmetry Sk and excess Ex describes by formulas (15) and (16).

Replacing $m_1(p, q)$ and $D(p, q)$ in the corresponding sample estimates \tilde{m}_1 and \tilde{S}^2 (that defined by the formulas from [12, 19]) we can use the relationships to determine the distribution parameters (p, q) and get the formulas (17) and (18).

These equations takes into account moments of 1st and 2nd rank, which is quite natural, but we can definite the parameters (p, q) with the coincidence of 1st, 3rd or 4th rank initial moments. Equations for finding of (p, q) are nonlinear and so solutions of system of nonlinear equations we got approximated with order of accuracy close to 10^{-8} [17]. These new parameters we marks as p^* , q^* .

To determine the distribution form, to use the consent criteria, etc., to put forward hypotheses about the distribution form, the sample should be presented as a histogram, which consists of m_{col} columns of a

certain length ΔG_{PM} . That histograms allow us to see how values of the variables are distributed at the grouping intervals, that is, how often the variables take values from different intervals. It is generally accepted that intervals of the same length should be used. In the literature on the statistical processing of experimental data [18] specific recommendations are given regarding the choice of the number of intervals of grouping m_{col} , which differ significantly from each other.

Table 2. Moments of the distribution

Moment rank	Initial moments	Central moments
0	$m_0 = 1$ (by definition)	$\mu_0 = 1$ (by definition)
1	m_1 (determined)	$\mu_1 = 0$
2	$m_2 = m_1^2 + \mu_2$	$\mu_2 = m_2 - m_1^2$
3	$m_3 = m_1^3 + 3\mu_2 m_1 + \mu_3$	$\mu_3 = m_3 - 3m_2 m_1 + 2m_1^3$
4 (initial)	$m_4 = m_1^4 + 6\mu_2 m_1^2 + 4\mu_3 m_1 + \mu_4$	
4 (central)	$\mu_4 = m_4 - 4m_3 m_1 + 6m_2 m_1^2 - 3m_1^4$	

According to our recommendations, we use the Stargess formula (19).

Derivative from decomposition of Gamma-function in series by the Stirling formula (13).

Derivative from Gamma-function with using of Psi-function that obtained by asymptotical formula (21).

$$f(G_{PM}) = \frac{\Gamma(p+q)}{\Gamma(p)\Gamma(q)} \frac{(G_{PM} - G_{PM \min})^{p-1} (G_{PM \max} - G_{PM})^{q-1}}{(G_{PM \max} - G_{PM \min})^{p+q-1}}, \quad (10)$$

$$m_n(p, q) = \frac{\Gamma(p+q)}{\Gamma(p)} \sum_{k=0}^n C_n^k (G_{PM \max} - G_{PM \min})^k G_{PM \min}^{n-k} \frac{\Gamma(p+k)}{\Gamma(p+q+k)}, \quad (11)$$

$$\mu_n(p, q) = (G_{PM \max} - G_{PM \min})^n \frac{\Gamma(p+q)}{\Gamma(p)} \sum_{k=0}^n (-1)^k C_n^k \left(\frac{p}{p+q}\right)^k \frac{\Gamma(p+n-k)}{\Gamma(p+q+n-k)}. \quad (12)$$

$$\Gamma(z) \approx e^{-z} z^{z-\frac{1}{2}} (2\pi)^{\frac{1}{2}} \times \left[1 + \frac{1}{12z} + \frac{1}{288z^2} - \frac{139}{51840z^3} - \frac{571}{2488320z^4} + \frac{163879}{209018880z^5} + \frac{5246819}{75246796800z^6} \right]. \quad (13)$$

$$m_n = \sum_{k=0}^n C_n^k \mu_k m_1^{n-k}, \quad \mu_n = \sum_{k=0}^n (-1)^{n-k} C_n^k m_k m_1^{n-k}, \quad (14)$$

$$m_1(p, q) = \frac{G_{PM \min} \cdot q + G_{PM \max} \cdot p}{p + q}, D(p, q) = \frac{(G_{PM \max} - G_{PM \min})^2 \cdot p \cdot q}{(p + q)^2 \cdot (p + q + 1)}, \quad (15)$$

$$Sk = \frac{2 \cdot (q - p)}{p + q + 2} \sqrt{\frac{p + q + 1}{p \cdot q}}, Ex = \frac{6 \cdot ((p - q)^2 (p + q + 1) - p \cdot q \cdot (p + q + 2))}{p \cdot q \cdot (p + q + 2) \cdot (p + q + 3)}. \quad (16)$$

$$p = \frac{\tilde{m}_1 - G_{PM \min}}{G_{PM \max} - G_{PM \min}} \times \left[\frac{(\tilde{m}_1 - G_{PM \min})(G_{PM \max} - \tilde{m}_1)}{\tilde{S}^2} - 1 \right], \quad (17)$$

$$q = \frac{G_{PM \max} - \tilde{m}_1}{G_{PM \max} - J_{P \min}} \times \left[\frac{(\tilde{m}_1 - G_{PM \min})(G_{PM \max} - \tilde{m}_1)}{\tilde{S}^2} - 1 \right]. \quad (18)$$

$$m_{col} = \log_2 N + 1 = 3,322 \cdot \lg N + 1. \quad (19)$$

$$\Gamma_1'(z) \approx e^{-z} z^{z-\frac{1}{2}} (2\pi)^{\frac{1}{2}} \times \left[\left(1 + \frac{1}{12z} + \frac{1}{288z^2} - \frac{139}{51840z^3} - \frac{571}{2488320z^4} + \dots \right) \times \left(\ln z - \frac{1}{2z} \right) - \left(\frac{1}{12z^2} + \frac{1}{144z^3} - \frac{139}{17280z^4} - \frac{571}{622080z^5} + \dots \right) \right] \quad (20)$$

$$\Gamma_2'(z) = \Psi(z)\Gamma(z), \Psi(z) = d[\ln(z)]/dz, \Psi(z) \approx \ln z - (2z)^{-1} - (12z^2)^{-1} + (120z^4)^{-1} - (252z^6)^{-1} \quad (21)$$

Table 3. Comparison of results of application of different manner of obtaining of derivate of Gamma-function

Variant	$\Psi(1)$	$\Gamma_1'(1)$	$\Gamma_2' = \Psi(1)$
Note	-C (Euler's constant)	-	$\Gamma'(1) = 1$
Magnitude	-0,5772157	-0,5791283	-0,57896825

Obtaining of initial data

In order to carry out the calculation study, data is required regarding the magnitude of the mathematical expectation of PM mass-hourly emissions with EG flow of the autotractor diesel engine 2Ch10.5/12 and instrumental errors. The first one obtained with using of formula (1) herewith we were used data from motor

bench tests obtained in researches [14, 15] and summarized in Table 4. The second one obtained from technical documentation of opacimeter [10] and multi-component gas analyzer [11] and also summarized in Table 4.

This study carried out for two points of operational regimes area of diesel engine 2Ch10.5/12: a) regime with maximal smokiness of EG – this is regime of maximal torque with following coordinates of operational regimes area: $n_{ks} = 1200$ rpm and $M_T = 110$ N·m; b) regime with maximal volume concentration of unburned hydrocarbons of motor fuel in EG – this is regime of nominal power with following coordinates of operational regimes area: $n_{ks} = 1800$ rpm and $M_T = 95$ N·m.

Table 4. Initial data for calculation study [10, 11, 14, 15]

Point	n_{ks} , rpm	M_T , N·m	G_{air} , kg/h	G_{fuel} , kg/h	N_D , %	C_{CH} , ppm	Passport accuracy, %	
							Opacimeter N_D [10]	Gas analyzer C_{CH} [11]
$M_{T \max}$	1200	110	72.315	3,657	71.6	27	± 2.5	± 5.0
N_{enom}	1800	95	109.218	4,312	38.9	72	± 2.5	± 5.0

Description of empirical law of distribution of values of PM mass-hourly emission of diesel engine 2Ch10.5/12 by mathematical apparatus of Pearson family curves as the function of passport accuracy of opacimeter and gas analyzer

In order of implementation of researches which relates with empirical data approximation it necessary to gat the random numbers with a given distribution law. In terms of mathematical statistics its numbers are

random sample of volume N from general totality that is distribute with the law.

Mechanism of generating of random numbers that was used in the study was described in [18]. With using of random numbers generator **RANDOM** it generates the realization of random variable r_i ($i=1 \dots N$), which distributed evenly in the range [0, 1] and has the name of a standard uniform sequence.

For the normal distribution with zero mathematical expectation ($m_u = 0,0$) and unit dispersion

($\sigma_u=1,0$) basing on two consecutively taken numbers (r_1, r_2), (r_3, r_4), ..., (r_{N-1}, r_N) (for N values we has $N/2$ couples of numbers) we gat respectively two numbers (u_1, u_2), (u_3, u_4), ..., (u_{N-1}, u_N) of normal distributed random variable r , described by formula (20). When we get realization of researching parameter in form of normal random variable with non-zero mathematical expectation m_{PAR} and standard deviation

σ_{PAR} that is different from the unit, we use the equati-on (23) from [18] for linear transformation of random variable with no violation of normality.

$$u_i = \sqrt{-2 \cdot \ln r_i} \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot r_{i+1}),$$

$$u_{i+1} = \sqrt{-2 \cdot \ln r_i} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot r_{i+1}), (i=1,3,\dots,N-1). (22)$$

$$x_i = m_{PAR} + u_i \cdot \sigma_{PAR}, (i=1\dots N). (23)$$

Table 5. Dependences of quantity of grouping intervals from volume of sample

Volume of sample of random variable	N						
	50	100	200	300	400	500	1000
Exact value, g/h	6.643	7.644	8.644	9.230	9.644	9.966	10.966
Quantity of grouping intervals m_{col}	7	9	9	11	11	11	11

For definiteness in work, the sample size N we was set which in any case will be limited by quantity of observing or experiments (see Table 5). In accordance with formula (19) we obtained the exact values which with taking into account of unimodality of distribution due to recommendations round to the nearest larger odd number.

In the study we consider the case when magnitude of value C_{CH} is considered constant and derivation of determination of magnitude of value N_D is considered to be normally distributed within the limits indicated in Table 4 passport accuracy of measuring equipment. For value N_D carried out numerical modeling with following parameters: 1) $m_{PAR} = 71.6 \%$; $\sigma_{PAR} = 0.01$ with appropriate parameters for point with M_{Tmax} ; 2) $m_{PAR} = 38.9 \%$; $\sigma_{PAR} = 0.01$ with appropriate parameters for point with N_{enom} . Calculation results with using formulas (1) – (3) for these variants are following: 1) $a = 2.3 \cdot 10^{-3}$ kg/(h·%), $b = 5.0 \cdot 10^{-5}$ kg/(h·%²), $c = 0.00279$ kg/(h·ppm), $d = 1.268 \cdot 10^{-5}$ kg/(h·ppm²), $f = 0.006199$, $k = 0.05858$ kg/h, $G_{PM} = 0.029617$ kg/h; 2) $a = 2.3 \cdot 10^{-3}$ kg/(h·%), $b = 5.0 \cdot 10^{-5}$ kg/(h·%²), $c = 0.002788$ kg/(h·ppm), $d = 1.264 \cdot 10^{-5}$ kg/(h·ppm²), $f = 0.006196$, $k = 0.08758$ kg/h, $G_{Tq} = 0.037781$ kg/h.

Given the nonlinearity of the parameter G_{PM} dependence from value N_D , formally, under the condition of a normal distribution of the error of measurement of the second value, distribution of G_{PM} must differ from the normal. But the acceptance or rejection of the hypothesis of normality should be confirmed by calculations of the coefficients of asymmetry and excess. Selective (depending on the sample size) coefficients of asymmetry $\tilde{S}k$ and excess $\tilde{E}x$ are determined by

the formulas (24).

$$\tilde{S}k = \tilde{\mu}_3 / \tilde{S}^3, \tilde{E}x = \tilde{\mu}_4 / \tilde{S}^4 - 3. (24)$$

For normal distribution $Sk = 0$, that is the distribution is symmetrical relative to the mathematical expectation. If the right tile of histogram are longer than the left one, than $Sk > 0$ and $Sk < 0$ in the opposite case. For normal distribution $Ex = 0$. If the peak of histogram are conditionally sharp, than $Ex > 0$ and $Ex < 0$ if the peak are conditionally smooth (rounded). For previous conclusion about ability of approximation of empirical data by the normal distribution law in conditions of availability of data set of pretty large volume (about 10^3) we provide calculation of selective mean square deviations of coefficients of asymmetry (S_1) and excess (S_2) [13] with using formula (25). In some cases, such coefficients calculate by formula (26). If the selective distribution are normal or close to it, than coefficients $\tilde{S}k$ and $\tilde{E}x$ calculate by formula (26) has asymptotic to normal distribution laws with zero values of mathematical expectations and mean square deviations, what describes by formula (27).

It is believed that if the condition $|\tilde{S}k| \leq 3S_1$ is fulfilled, then the distribution is symmetric. If at the same time, inequality $|\tilde{E}x| \leq 5S_2$ is fulfilled for the coefficient of excess, the distribution can be considered normal. It should be noted that in literature there are other options ($|\tilde{S}k| \leq 2S_1$, $|\tilde{E}x| \leq 2S_2$ etc.), which indicates the ambiguity of the application of this criterion of normality distribution.

$$S_1 = \sqrt{\frac{6 \cdot (N - 2)}{(N + 1) \cdot (N + 3)}},$$

$$S_2 = \sqrt{\frac{24 \cdot N \cdot (N-2) \cdot (N-3)}{(N+1)^2 \cdot (N+3) \cdot (N+5)}} \quad (25)$$

$$\tilde{S}k = \frac{k_3}{\sqrt{k_2^3}}, \quad \tilde{E}x = \frac{k_4}{k_2^2} - 3,$$

where $k_2 = \tilde{\mu}_2 / \left(1 - \frac{1}{N}\right)$, $k_3 = \tilde{\mu}_3 / \left(\left(1 - \frac{1}{N}\right) \cdot \left(1 - \frac{2}{N}\right)\right)$,

$$k_4 = \tilde{\mu}_4 / \left(\left(1 - \frac{2}{N+1}\right) \cdot \left(1 - \frac{2}{N}\right) \cdot \left(1 - \frac{3}{N}\right)\right) - 3 \cdot \tilde{\mu}_2^2 / \left(\left(1 - \frac{2}{N}\right) \cdot \left(1 - \frac{3}{N}\right)\right) \quad (26)$$

$$S_1 = \sqrt{\frac{6 \cdot N \cdot (N-1)}{(N-2) \cdot (N+1) \cdot (N+3)}}$$

$$S_2 = \sqrt{\frac{24 \cdot N \cdot (N-1)^2}{(N-3) \cdot (N-2) \cdot (N+3) \cdot (N+5)}} \quad (27)$$

The developed in previous studies methodic of application of beta distribution was improved.

Firstly, it was changed the manner of obtaining of value of derivative of Gamma-function from the directly taking the derivative from Stirling formula to the using of Psi-function that obtained with using of asymptotical formula. The results of comparison of results of the both applied approaches between which other and with the theoretical value is showed in this table.

Secondly, it was changed the manner of determination of normality of distribution law from using of Student criterion of consent to using of entropy coefficient that allows assessing the degree of approximation of empirical distribution law to the normal law not only qualitatively but also quantitatively.

Along with the analysis of the «proximity» of the empirical distribution to the normal using the coefficients of asymmetry Sk and excess Ex , the criterion in the form of an entropy coefficient K_{entr} is also used. By histogram this estimate is determined by formula (28) [18].

$$K_{entr} = \frac{d_H \cdot N}{2 \cdot \tilde{S}} \cdot 10^X, \quad X = -\frac{1}{N} \cdot \sum_{j=1}^{m_{col}} r_j \cdot \lg(r_j), \quad (28)$$

where d_H (or ΔG_{PM}) – width of bar graph column; N – volume of the data set (amount of measurements); \tilde{S} – mean square deviation; m_{col} – number of bar graph columns; r_j – number of observations (number of «hits») in j -th column.

For normal distribution $K_{entr} = 2.066 \approx 2.07$, his is generally the maximum value for all of distributions, the minimal magnitude of value K_{entr} equal 1.11 for arcsine distribution law and other is in the specified boundaries. Under this criterion, any distribution other

than normal will have a magnitude of entropy coefficient less than 2.066. This applies to continuous distributions, for a histogram one can expect some exaggeration in the magnitude of the entropy coefficient.

Student`s criterion of consent:

$$\chi^2 = \sum_{j=1}^{m_{em}} \left((r_j - N \cdot e_j)^2 / (N \cdot e_j) \right) \quad (29)$$

In order of carrying out of calculation study it was improved in accordance with worded above principals the software product “Applied Beta-Distribution” that was developed in the program space Borland Pascal 7.0.

Improved software product “Applied Beta-Distribution” that was used for calculations presented on Fig. 4. as well as the results of calculated comparative study in this software product.

It was carried out such modeling for samplings of initial data with volume 50, 100, 200, 300, 400, 500, 700 and 1000 items of influencing factors of both types. For each magnitude of sampling volume such modeling was carried out 15 times.

Determination of dependence of beta-distribution parameters of mass-hourly PM emissions of diesel engine 2Ch10.5/12 from quantity of initial data in sample

Carried out the calculated study for $C_{CH} = m_{PAR} = 27$ ppm and $\sigma_{PAR} = 0.02$ with appropriate parameters for the point M_{Tmax} .

For $N = 50$ was provide 4 independent modeling studies, for $N = 100, 200$ and $1000 - 2$ studies for each.

When analyses data from this calculations and also results of modeling for sample with $N = 300, 400$ and 500 , which due to lack of space are not presented in the study but fundamentally not different from those given in the study, it possible to conclude what there is the principal opportunity for approximation of empirical distributions of values of such nature with using the beta-density.

In all variants without any exceptions values of coefficient K are negative, roots of equation (27) are real and with different signs. Entropy coefficient K_{entr} are increasing with rising of volume of sample data set N gradually approaching the its limit value 2.07.

Carried out the calculated study for $C_{CH} = m_{PAR} = 72$ ppm and $\sigma_{PAR} = 0.01$ with appropriate parameters for the point N_{enom} . The character of empirical distributions for all researched volume of sample data set (from $N = 50$ to $N = 1000$) allows to approximate them with using the beta-density. On Fig. 1 – 15 presented some results of the study. It can be seen

that for relatively small volume of sample data set with $N = 50$ the distributions has significant differences for different single modeling calculations (see Fig. 1 – 3). On all of Figures: histogram – empirical distribution; solid curve – normal distribution; dotted curve – beta-distribution.

Operating window of developed and improved program product “Applied Beta-Distribution” as well as results window is showed on Fig. 4.

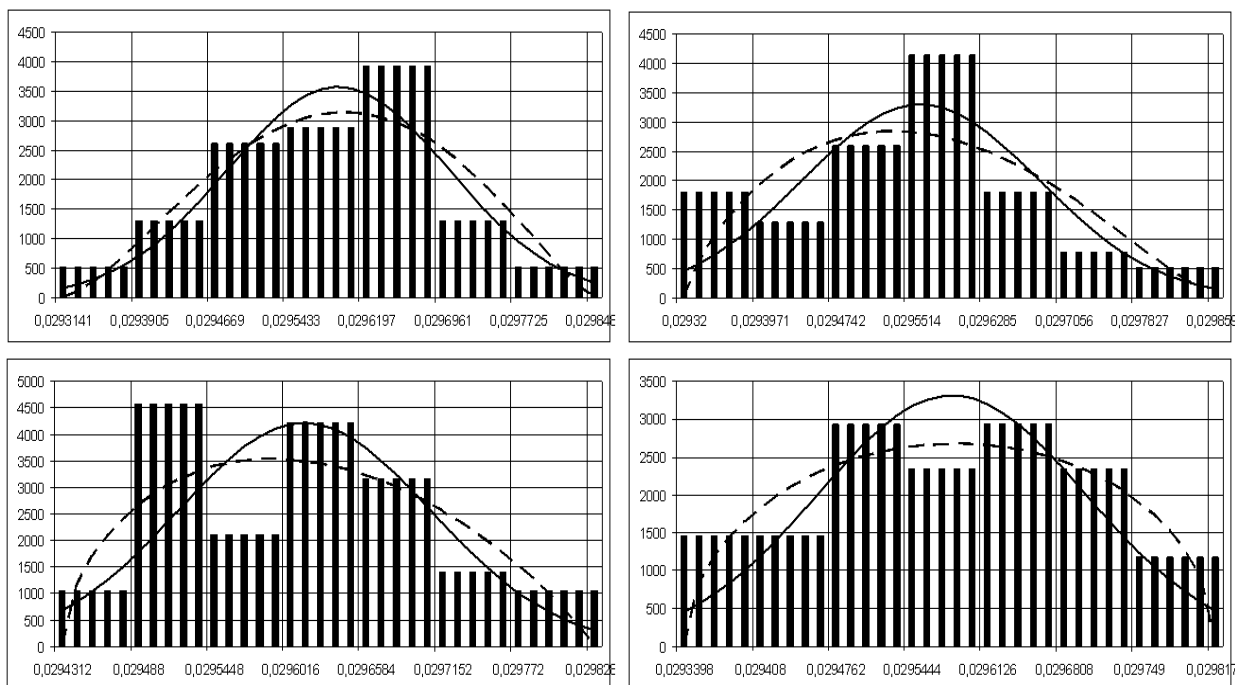


Fig. 1. Empirical, normal and beta-distribution for volume of sample data set $N = 50$ and PICE operational point with M_{Tmax}

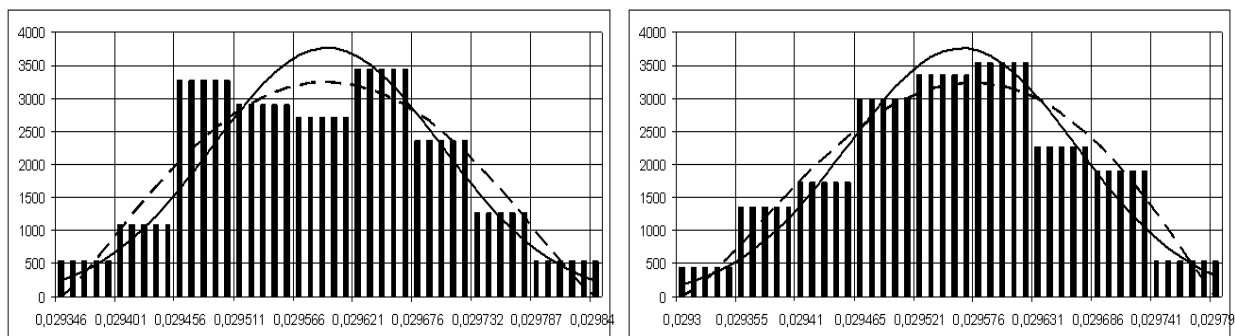


Fig. 2. Empirical, normal and beta-distribution for volume of sample data set $N = 100$ and 200 and PICE operational point with M_{Tmax}

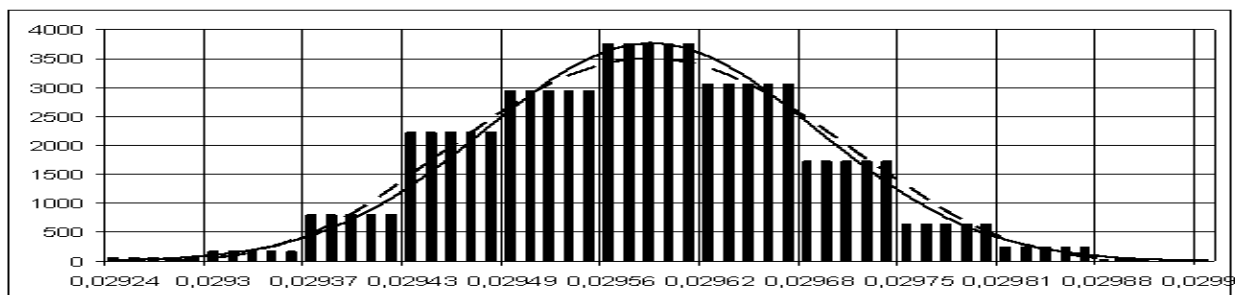


Fig. 3. Empirical, normal and beta-distribution for volume of sample data set $N = 1000$ and PICE operational point with

Entropy coefficients equal respectively: 1) for $N = 50$ respectively for modeling № 1 – 4 $K_{entr} = 1.882$; 1.875; 1.763; 1.640; 2) for $N = 100$ respectively for modeling № 1, 2 $K_{entr} = 1.989$; 2.055; 3) for $N = 200$ respectively for modeling № 1, 2 $K_{entr} = 2.017$; 2.020; 4) for $N = 1000$ respectively for modeling № 1, 2 $K_{entr} = 2.059$; 2.089.

```

F:\BP\BIN\TURBO.EXE
File Edit Search Run Compile Debug Tools Options Window Help
[ ]
PROGRAM KONKURS; (<N+>) KONKURS.FAS
uses Fcns;
const
  a_coef = 2.3e-03;
  k_coef = 5.0e-05;
  n_ran = 1000;
  n_lin = n_ran;
  coef = pi/180;
  par_end = 2;
  n_non = 4;
  n_col_max = 15;
  nend = 25;
  neps = 10;
  nonon = 4;
type
  vecn_ran = array[1..n_ran] of real;
  vecn_lin = array[1..n_lin] of real;
  vecn_non = array[0..n_non] of real;
  vecn_col = array[1..n_col_max] of real;
  vec_den = array[0..10*n_col_max] of real;
  1:1
  F1 Help F2 Save F3 Open Alt+F9 Compile F9 Make Alt+F10 Local menu
  
```

a)

```

F:\BP\BIN\TURBO.EXE
File Edit Search Run Compile Debug Tools Options Window Help
[ ]
E0100_13_1X1 2=1:1
n_ran=100 n_col=9
ND_exp=71.4983915 ND_var=0.58198193 ND_sko=0.76287740
as_ND=0.11820809 ex_ND=-0.60528758
GTCH<ND>_exp=0.0292265 GTCH<ND>_var=0.00000018 GTCH<ND>_sko=0
GTCH<ND>_min=0.02852932 GTCH<ND>_max=0.03053092
as_em=-0.10225627 ex_em=-0.55479430
sko_as_em1=0.23774389 sko_ex_em1=0.45474705
sko_as_em2=0.24137728 sko_ex_em2=0.47833113
c1=0.00000000 c1=0.00000000 c2=0.00000000 d=0.00000000
h0=-0.00000027 h1=0.00003710 h2=0.18842717 a=0.00003710
kden=-0.00703448 xden1=0.00112746 xden2=-0.00133311
qdenbase=2.3003813 qdenbase=2.3350013
as_pq=0.01068879 ex_pq=-0.78573009
pden=2.3316456 qden=2.3667362
as_pq=0.01064570 ex_pq=-0.77909151
KENTR=1.9833159
  1:1
  F1 Help F2 Save F3 Open Alt+F9 Compile F9 Make Alt+F10 Local menu
  
```

b)

Fig. 4. Improved software product “Applied Beta-Distribution” (a) and results of its application (b)

Fig. 5 and 6 contains the histogram of dependence of values of number of break intervals m_{col} and graphs of dependence of values of coefficients of asymmetry A_s and excess Ex of beta-distribution from the magnitude of volume of sampling of initial data N for both influencing factors.

Fig. 7 contains the graphs of dependence of values of parameters p and q of beta-distribution and also entropy coefficient K_{entr} from the magnitude of volume of sampling of initial data N for both influencing factors.

On graphs on Fig. 5 and 6 can be seen that all curves of density of beta-distribution which approximate the empirical data in case of variation of both influencing factors has the same pronounced characteristic shape of peak with low sharpness (smooth with $Ex < 0$). The sharpness of peaks has nonlinear dependence from volume of sampling of initial data N and increases with its increasing approaching to sharpness of peak of the normal distribution law ($Ex = 0$).

It also can be seen that there is insignificant left-sided asymmetry ($A_s > 0$) of all worded above curves with magnitude that are invariant from volume of sam-

pling of initial data N . For the normal distribution law $A_s = 0$.

On graphs on Fig. 7 can be seen that the magnitude of volume of sampling N has nonlinear influence on the magnitudes of all physical values on these graphs. Values of parameters p and q are almost equal to each other and increases with its increasing of sampling of initial data N .

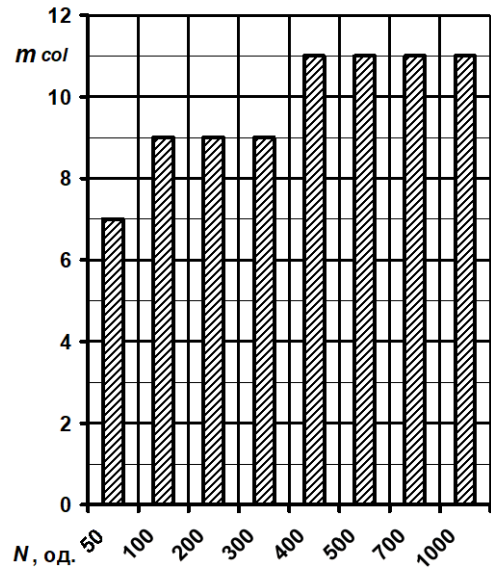


Fig. 5. Histograms of dependences $m_{col} = f(N)$

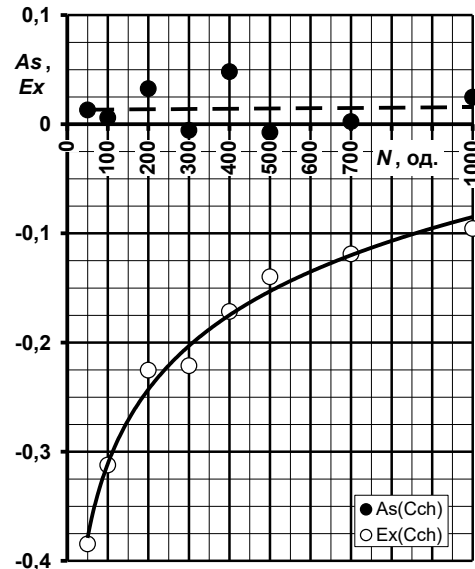


Fig. 6. Graphs of dependences $A_s = f(N)$ and $Ex = f(N)$

Values of entropy coefficient K_{entr} intensive increases with its increasing of sampling of initial data N in diapason 50 – 300 measurements from 1.84 to 2.05 and then “goes on shelf” asymptotically approximates to value of 2.07 that are characteristic of the normal distribution law.

Thus, graphics of the Fig. 6 and 7 was described as formulas (28) – (31) by method of less squares.

$$As = 2.412 \cdot 10^{-6} \cdot N + 1.322 \cdot 10^{-2}; R^2 = 0.975, \quad (30)$$

$$Ex = 9.815 \cdot 10^{-2} \cdot \ln(N) - 0.763; R^2 = 0.986, \quad (31)$$

$$p, q = 1.674 \cdot N^{0.033}; R^2 = 0.912, \quad (32)$$

$$K_{entr} = 0.863 \cdot \ln(N) - 1.548; R^2 = 0.978. \quad (33)$$

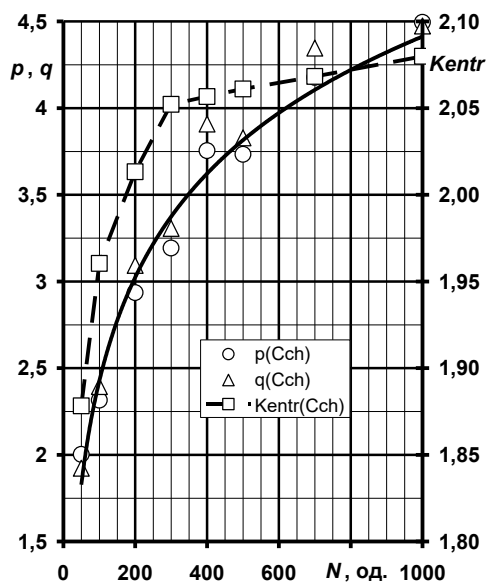


Fig. 7. Graphs of dependences $p = f(N)$, $q = f(N)$ and $K_{entr} = f(N)$ for various values of C_{CH} and constant value of N_D

Conclusions

Thus, in accordance to results of the study it can make following general conclusions.

1. Results of analysis of scientific and technical literature on topic of the study allows to conclude that obtaining of values of mass-hourly PM emission with PICE EG flow as the legislative normalized pollutant with using of dilution tunnels at the time is not available for departments of scientific institutions in Ukraine. That's why in practice it been used different conversion formulas components of which determines by direct measurements with using of more available measuring equipment, namely opacimeters and gas analyzers. This is the relevance of the study.

2. From the results of analysis of mathematical apparatus of known conversion formulas – Parsadanov, Alkidas, Muntean and etc. – follows that obtained by indirect measurements with using of opacimeter and gas analyzer values of components of conversion formulas has nonlinear influence. Wherein, appears the problem of selection of law that is adequate to physical reality and describes the empirical distribution of researched value because its denormalization is appears even in case of normality of distribution law of values of

influencing factors.

From the results of analysis of special literature and passports of opacimeter and multi component gas analyzer was determined that for the first magnitude of coefficient of weakening of the light flux determines with accuracy $\pm 2.5\%$ and for volume concentration of unburned hydrocarbons in PICE EG flow – with accuracy $\pm 5.0\%$. Results of measurements in limits of these errors are distributed by normal law.

2. From the results of analysis of mathematical apparatuses of family of Pearson family curves its became obviously that this is universal calculation instrument for approximation that allows to describe by formulas the empirical distributions which presents by histograms of almost any forms. For researched case solution of characteristic equation of general distribution using differential equation of Pearson family curves gives such magnitudes of coefficients which attests about accordance of empirical distribution of studied physical value to I type of distributions of Pearson classification – beta-density.

3. For obtaining of initial data set for description of empirical distribution of values of mass-hourly PM emissions with PICE EG flow, namely magnitudes of mathematical expectation of studied value, was analyzed data of motor bench testing of autotractor diesel engine 2Ch10.5/12 (values of mass-hourly PICE fuel and air consumption) and according to them initial data set: in the first case – sample of random variable of values of coefficient of weakening of the light flux and constant value of volume concentration of unburned hydrocarbons in PICE EG flow, and in the second case these variables swaps their places.

4. Carried out the calculation assessment of values of parameters of beta-density for approximation of magnitudes of values of mass-hourly PM emission with PICE EG flow as the function of values of coefficient of weakening of the light flux in EG flow in case of distribution of it by normal law in limits of passport measurement accuracy of opacimeter and constant value of volume concentration of unburned hydrocarbons in PICE EG flow in the first case and in the second case these variables swaps their places.

5. According to the results of the settlement research, it was established that empirical distribution of values of mass-hourly PM emission with PICE EG flow which obtained using one of known conversion formula as the function of values of coefficient of weakening of the light flux in EG flow has substantial difference from normal law at amount of measurements less than 50 even in case of hypothesis confirmation about normality of readings of opacimeter and gas analyzer in limits of passport measurement accuracy. Thus, in the study carried out the selection of ratio-

nal number of multiple measurements of values of coefficient of weakening of the light flux in EG flow in the first case and volume concentration of unburned hydrocarbons in EG flow in the second case on PICE individual operational regime during motor bench testing for the case of automation of measuring process.

6. It was obtained parameters of beta-density for description of studied indicator of ecological safety as well as its dependencies from number of measurements.

Scientific novelty of obtained results is in the following paragraphs.

1. For the first time it was proposed for description of empirical distribution law of values of mass hourly PM emissions with PICE EG flow which obtained with using of conversion formulas with taking into account nonlinear influence of passport measuring accuracy of opacimeter and gas analyzer what distributed by normal law, with using of Pearson family of curves of probability densities.

2. For the first time it was obtained dependencies of parameters of beta-distribution of values of mass hourly PM emissions with PICE EG flow from quantity of initial data in set for main points of its operational regimes area.

Practical value of obtained results is in the following paragraphs.

1. Obtained parameters of beta-distribution of values of mass hourly PM emissions with PICE EG flow as the function of readings of opacimeter and gas analyzer with taking into account its passport measuring accuracy are available for developing of methodic for assessment and decreasing of value of methodic error of G_{PM} value determination in case of small amount of initial data in set at automation of measuring process and also for ranking of known conversion formulas.

2. Obtained dependencies of parameters of beta-distribution of values of mass hourly PM emissions with PICE EG flow from quantity of initial data in set for main points of its operational regimes area allows justification of selection of minimal number of measurements of EG smokiness and toxicity of EG flow on single operational regime in case of automation of measuring process.

3. Developed software in Borland Pascal environment is available to following calculation researches.

Results of the study in form of appropriate methodica and software product was implemented into educational process of Applied Mechanics and Environment Protection Technologies Department of National University of Civil Defence of Ukraine when teaching discipline "Metrology, Standardization, Certification".

The research was carried out in the science and research work of Applied Mechanics and Environment

Protection Technologies Department of National University of Civil Defence of Ukraine «Using of fuzzy logic and psychophysical scales in a critical assessment of the level of ecological safety» (State Reg. № 0119 U001001, 2019 – 2021) and also Scientific work of young scientists that carried out at the expense of state budget of Ukraine of Berdyansk State Pedagogical University «Development of technology for assessing the quality and safety of nanotechnology products throughout the life cycle» (State Reg. № 0117U003860, 2017 – 2020).

References:

1. Сучасні способи підвищення екологічної безпеки експлуатації енергетичних установок: монографія / С.О. Вамболь, О.П. Строков, В.В. Вамболь, О.М. Кондратенко. – Х.: Стиль-Іздат (ФОП Бровін О.В.), 2015. – 212 с.
2. Scientific and practical problems of application of ecological safety management systems in technics and technologies: Monograph / S.O.Vambol, V.V. Vambol, Y.O. Suchikova, I.V. Mishchenko, O.M. Kondratenko. – Poland, Opole: Publ. Academy of Management and Administration, 2017. – 205 с.
3. Парсаданов І.В. Підвищення якості і конкурентоспроможності дизелів на основі комплексного паливно-екологічного критерію: монографія / І.В. Парсаданов. – Х.: Центр НТУ «ХПІ», 2003. – 244 с.
4. Оценка и контроль выбросов дисперсных частиц с отработавшими газами дизелей / В.А. Звонов, Г.С. Корнилов, А.В. Козлов, Е.А. Симонова. – М.: Прима-Пресс, 2005. – 310 с.
5. Марков В.А. Токсичность отработавших газов дизелей / В.А. Марков, Р.М. Баширов, И.И. Гамбитов. – М.: МГТУ им. М.Э. Баумана, 2002. – 376 с.
6. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) and natural gas (NG) engines as well as positive-ignition (P.I.) engines fuelled with liquefied petroleum gas (LPG) and vehicles equipped with C.I. and NG engines and P.I. engines fuelled with LPG, with regard to the emissions of pollutants by the engine: regulation United Nations Economic and Social Council Economics Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles of 26 January 2013 year Regulation No. 49, Revision 6 [Electronic recourse]. – Geneva: UNECE, 2013. – 434 p. – URL: <https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/2013/R049r6e.pdf>.
7. Alkidas A.C. Relationship between smoke measurements and particulate measurements / A.C. Alkidas. – SAE Technical Paper Series, № 840412, 1984. – С. 10–21.
8. Muntean G.G. A theoretical model for the correlation of smoke number to dry particulate concentration in diesel exhaust / G.G. Muntean. – SAE paper, № 1999-01-0515, 1999. – 9 с.
9. Hardenberg H. Grenzen der Rußmassbestimmung aus optischen Transmessungen / H. Hardenberg, H. Albrecht // MTZ: Motortechn. Z, 1987. – 48/2. – С. 51–54.
10. Газоанализатор пятикомпонентный Автотест-02. 03П. Руководство по эксплуатации М 057.000.000РЭ. – 12 с.
11. Дымомер ИНФРАКАР Д. Паспорт ВЕКМ.415 31.007ПС. – 8 с.
12. Апроксимація закону розподілу експериментальних даних за допомогою бета-розподілу. Частина 1 / С.О. Вамболь, І.В. Міщенко, О.М. Кондратенко, О.А. Бурменко // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 18 (1127). – С. 36–44.
13. Тихонов В. И. Статистическая

радиотехника / В.И. Тихонов. – М.: Радио и связь, 1982. – 624 с. 14. Mathematical model of efficiency of diesel particulate matter filter / О.М. Kondratenko, О.Р. Strokov, S.O. Vambol, A.M. Avramenko // Scientific Bulletin of NMU. – 2015. – Issue 6 (150). – С. 55–61. 15. Assessment of improvement of ecological safety of power plants by arrangement of pollutants neutralization system / S. Vambol, V. Vambol, O. Kondratenko, Y. Suchikova, O. Hurenko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2017. – № 3/10 (87). – С. 63–73. 16. Эфрос В.В. Дизели с воздушным охлаждением Владимирского тракторного завода / В.В. Эфрос [и др.]. – М.: Машиностроение, 1976. – 277 с. 17. Дэннис Дж. Численные методы безусловной оптимизации и решения нелинейных уравнений / Дж. Дэннис, Р. Шнабель. – М.: Мир, 1988. – 440 с. 18. Новицкий П.В. Оценка погрешностей результатов измерений / П.В. Новицкий, И.А. Зограф. – 2-е изд. – Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд., 1991. – 304 с. 19. Вадзинский Р.Н. Справочник по вероятностным распределениям / Р.Н. Вадзинский. – СПб.: Наука, 2001. – 295 с. 20. Criteria based assessment of the level of ecological safety of exploitation of electric generating power plant that consumes biofuels / O. Kondratenko, I. Mishchenko, G. Chernobay, Yu. Derkach, Ya. Suchikova // Book of Papers of 2018 IEEE 3rd International International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS –2018), 10–14 September 2018. – Kharkiv, NTU «KhPI». – С. 185–189. 21. Критеріальне оцінювання рівня екологічної безпеки процесу експлуатації енергетичних установок: монографія / С.О. Вамболь, В.В. Вамболь, О.М. Кондратенко, І.В. Міщенко. – Х.: НУЦЗ України, 2018. – 320 с. 22. Кондратенко О.М. Метрологічні аспекти комплексного критеріального оцінювання рівня екологічної безпеки експлуатації поршневих двигунів енергетичних установок: монографія / О.М. Кондратенко. – Х.: Стиль-Издат (ФООП Бровін О.В.), 2019. – 532 с. 23. Evaluation of power indicators of the automobile engine / H.A. Dhahad, W.H. Alawee, A. Marchenko, D. Klets, O. Akimov // International Journal of Engineering and Technology. – 2018. – No 7(4.3). – С. 130–134. DOI: 10.14419/ijet.v7i4.3. 19722. 24. Increasing the efficiency of intra-cylinder catalysis in diesel engines / I.V. Parsadanov, N.D. Sakhnenko, M. V. Ved', I.V. Rykova, V.A. Khyzhniak, A.V. Karakurkchi, A.S. Gorokhivskiy // Voprosy Khimii i Khimicheskoi Tekhnologii. – 2017. – No 6. – С. 75–81. 25. Samoilenko D. An alternative method of variable geometry turbine adjustment: A comparative evaluation of alternative method and nozzle ring adjustment / D. Samoilenko, A. Marchenko, A. Prokhorenko // Proceedings of 20th International Conference Transport Means 2016. – 2016. – Issue 2. – С. 517–521. 26. Samoilenko D. Improvement of torque and power characteristics of V-type diesel engine applying new design of Variable geometry turbocharger (VGT) / D. Samoilenko, A. Marchenko, H.M. Cho // Journal of Mechanical Science and Technology. – 2017. – Vol. 31, Issue 10. – С. 5021–5027. 27. Substantiation of expedience of application of high-temperature utilization of used tires for liquefied methane production / S. Vambol, V. Vambol, O. Kondratenko, V. Koloskov, Y. Suchikova // Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. – 2018. – Vol. 87, Issue 2. – С. 77–84. 28. Investigation of the energy efficiency of waste utilization technology, with considering the use of low-temperature separation of the resulting gas mixtures / S. Vambol, V. Vambol, V. Sobyna, V. Koloskov, L. Poberezhna // Energetika. – 2018. – Vol 64, No 4 (2018). – С. 186–195. 29. Physicochemical principles of the technology of modified pyrotechnic

compositions to reduce the chemical pollution of the atmosphere / M.V. Kustov, V. D. Kalugin, V.V. Tutunik, O.V. Tarakhno // Voprosy Khimii i Khimicheskoi Tekhnologii. – 2019. – No. 1 (2019). – С. 92–99. 30. Development of the method for rapid detection of hazardous atmospheric pollution of cities with the help of recurrence measures / B. Pospelov, E. Rybka, R. Meleshchenko, P. Borodych, S. Gornostal // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2019. – Vol. 1, No 10 (97). – С. 29–35. 31. Kyoto protocol to the united nations framework convention on climate change. Official text in English [Electronic resource]. – 1998. – 20 p. – URL: <http://unfccc.int/resource/docs/convkp/kpeng.pdf>. 32. Канило П.М. Автомобильный транспорт. Топливо-экологические проблемы и перспективы: монография / П.М. Канило. – Х.: ХНАДУ, 2013. – 270 с. ISBN 978-966-303-477-5.

Bibliography (transliterated):

1. Vambol S.O., Strokov O.P., Vambol V.V., Kondratenko O.M. (2015), Modern methods for improving the ecological safety of power plants exploitation: monograph, Kharkiv, Publ. NUCPU, Styl-Izdat, 212 p. ISBN 978-617-7256-09-9. URL: <http://repositc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/3529>. 2. Vambol S.O., Vambol V.V., Suchikova Y.O., Mishchenko I.V., Kondratenko O.M. (2017), Scientific and practical problems of application of ecological safety management systems in technics and technologies: Monograph, Opole, Publ. Academy of Management and Administration, 205 p. ISBN 978-83-62683-42-0. URL: <http://repositc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/3530>. 3. Parsadanov I.V. (2003), Improving the quality and competitiveness of diesel fuel in an integrated and ecological criteria: monograph, Kharkiv, Publ. NTU «KhPI», 244 p. ISBN 966-593-319-1. 4. Zvonov V.A., Kornilov G.S., Kozlov A.V., Simonova E.A. (2005), Assessment and control of emission of dispersed particles with exhaust gas of diesel engines, Moscow, Publ. Prima-Press-M, 312 p. ISBN 5-93310-071-4. 5. Markov V.A., Bashyrov R.M., Gambitov I.I. (2002), Toxicity of exhaust gas of diesel engines, Moscow, Publ. MGTU, 376 p. ISBN 5-7038-1993-8. 6. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) and natural gas (NG) engines as well as positive-ignition (P.I.) engines fuelled with liquefied petroleum gas (LPG) and vehicles equipped with C.I. and NG engines and P.I. engines fuelled with LPG, with regard to the emissions of pollutants by the engine: regulation United Nations Economic and Social Council Economics Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles of 26 January 2013 year Regulation No. 49, Revision 6 [Electronic resource]. Geneva: UNECE, 2013. 434 p. URL: <https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/2013/R049r6e.pdf>. 7. Alkidas A.C. (1984), Relationship between smoke measurements and particulate measurements, SAE Technical Paper Series, № 840412, pp. 10 – 21. 8. Muntean G.G. (1999), A theoretical model for the correlation of smoke number to dry particulate concentration in diesel exhaust, SAE Technical Paper, № 1999-01-0515, 9 p. 9. Hardenberg H., Albrecht H. (1987), Grenzen der Rußmassbestimmung aus optischen Transmessungen, MTZ: Motortechn. Z, № 48/2, pp. 51 – 54. 10. Gas analyzer five-component Autotest-02.03P. User's manual M 057.000.000RE. 12 p. 11. Opacimeter INFRAKAR D. Passport VEKM.41531. 007PS. 8 p. 12. Vambol S.O., Mishchenko I.V., Kondratenko O.M., Burmenko O.A. (2015), Approximation of distribution law of experimental data using beta-distribution. Part I, Kharkiv, Herald of National Technical University «KhPI», Series: Mathematical modeling in technique and technologies, № 18 (1127), pp. 36 – 44. URL: <http://repositc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/1630>. 13. Tihonov V.I. (1982), Statistical radio physics, Moscow, Publ. Radio i svjaz', 624 p. 14. Kondratenko O.M., Strokov O.P., Vambol S.O., Avramenko A.M. (2015), Mathematical model of efficiency of diesel particulate matter filter, Dnipropetrovsk, Scientific Bulletin of NMU, Publ. NMU, Issue 6 (150), pp. 55 – 61. URL: <http://repositc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/2227>. 15. Vambol S., Vambol V., Kondratenko O., Suchikova Y., Hurenko O. (2017), Assessment of improvement of ecological safety of power plants by arrangement of pollutants neutralization system, Eastern-European Jour-

- nal of Enterprise Technologies, № 3/10 (87), Kharkiv: Publ. USURT, pp. 63 – 73. URL: <http://reposit.sc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/3423>. DOI: 10.15587/1729-4061.2017.102314. 16. Efron V.V. (1976), Air cooled diesel engines of Vladimir tractor plant, Moscow, Publ. Mashynostrojenie, 277 p. 17. Dennis J., Shnabel R. (1988), Numerical methods of unconditional optimization and solution of nonlinear equations, Moscow, Publ. Mir, 440 p. 18. Novitskiy P.V., Zograf I.A. (1991), Evaluation of errors of results of measurements, Leningrad, Publ. Energoatomizdat, 304 p. 19. Vadzinsky R.N. (2001), Handbook of Probabilistic Distributions, Sankt-Peterburg, Publ. Nauka, 295 p. ISBN 5-02-024919-X. 20. Kondratenko O., Mishchenko I., Chernobay G., Derkach Yu., Suchikova Ya., Criteria based assessment of the level of ecological safety of exploitation of electric generating power plant that consumes biofuels, 2018 IEEE 3rd International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS-2018): Book of Papers (10 – 14 September 2018). Kharkiv: Publ. ТЕГ “KhPI”, 2018. pp. 185 – 189. DOI 10.1109/IEPS.2018. 8559570. URL: www.ieps.org.ua. 21. Vambol S.O., Vambol V.V., Kondratenko O.M., Mishchenko I.V. (2018), Criteria based assessment of level of ecological safety of process of exploitation of power plants: Monograph, Kharkiv, Publ. Styl-Izdat, 320 p. ISBN 978-617-7555-60-4. URL: <http://reposit.sc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/36>. 22. Kondratenko O.M. (2019), Metrological aspects of complex criteria-based assessment of ecological safety level of exploitation of reciprocating engines of power plants: Monograph, Publ. Styl-Izdat (FOP Brovin O.V.), Kharkiv, Publ. NUCPU, Styl-Izdat, 532 p. ISBN 978-617-7738-33-5. URL: <http://reposit.sc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/36>. 23. Dhahad H.A., Alawee W.H., Marchenko A., Klets D., Akimov O. (2018), “Evaluation of power indicators of the automobile engine”, International Journal of Engineering and Technology, No 7(4.3), pp 130–134. DOI: 10.14419/ijet.v7i4.3.19722. 24. Parsadanov I.V., Sakhnenko N.D., Ved’ M.V., Rykova I.V., Khyzhniak V.A., Karakurkchi A.V., Gorokhivskiy A.S. (2017), “Increasing the efficiency of intra-cylinder catalysis in diesel engines”, Voprosy Khimii i Khimicheskoi Tekhnologii, No 6, pp 75–81. 25. Samoilenko D., Marchenko A. and Prokhorenko A. (2016), “An alternative method of variable geometry turbine adjustment: A comparative evaluation of alternative method and nozzle ring adjustment”, Proceedings of 20th International Conference Transport Means 2016, Issue 2, pp 517–521. 26. Samoilenko D., Marchenko A., Cho H.M. (2017), “Improvement of torque and power characteristics of V-type diesel engine applying new design of Variable geometry turbocharger (VGT)”, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 31, Issue 10, pp 5021–5027. DOI: 10.1007/s12206-017-0950-2. 27. Vambol S., Vambol V., Kondratenko O., Koloskov V., Suchikova Y. (2018), “Substantiation of expedience of application of high-temperature utilization of used tires for liquefied methane production”, Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering, Vol. 87, Issue 2, pp 77–84, DOI: 10.5604/01.3001.0012.2830. 28. Vambol S., Vambol V., Sobyna V., Koloskov V., Poberezhna L. (2018), “Investigation of the energy efficiency of waste utilization technology, with considering the use of low-temperature separation of the resulting gas mixtures”, Energetika, Vol 64, No 4 (2018), pp 186–195, DOI: <https://doi.org/10.6001/energetika.v64i4.3893>. 29. Kustov M.V., Kalugin V.D., Tutunik V.V., Tarakhno O.V. (2019), “Physicochemical principles of the technology of modified pyrotechnic compositions to reduce the chemical pollution of the atmosphere”, Voprosy Khimii i Khimicheskoi Tekhnologii, No.1 (2019), pp 92–99, DOI: 10.32434/0321-4095-2019-122-1-92-99. 30. Pospelov B., Rybka E., Meleshchenko R., Borodych P., Gornostal S. (2019), “Development of the method for rapid detection of hazardous atmospheric pollution of cities with the help of recurrence measures”, Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, Vol. 1, No 10 (97), pp 29–35, DOI: doi.org/10.15587/1729-4061.2019.155027. 31. Kyoto protocol to the united nations framework convention on climate change. Official text in English (1998) [Electronic resource], 20 p. – URL: <http://unfccc.int/resource/docs/convkp/kpeng.pdf>. 32. Kanilo P. M. (2013), “Automotive transport. Fuel and ecological problems and prospects: Monograph”, Kharkiv, Publ. KhNADU, 270 p.

Received to the editorial office 02.07.2019

Strokov Alexander Petrovich, D.Sc.(Tech.), Professor, Professor of Automotive Transport and Transport Technologies Dept., Classical Private University, Zaporizhzhia, Ukraine.

Kondratenko Alexander Nikolaevich, PhD(Tech.), Docent of Applied Mechanics and Environment Protection Technologies Dept., National University of Civil Defence of Ukraine, Kharkiv, Ukraine, e-mail: kongratenkoom2016@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0001-9687-0454>, Scopus ID: 57144373800.

Koloskov Vladimir Yurevich, PhD(Tech.), Docent, Head of Applied Mechanics and Environment Protection Technologies Dept., National University of Civil Defence of Ukraine, Kharkiv, Ukraine.

Mishchenko Igor Viktorovich, PhD(Tech.), Docent, Docent of Applied Mechanics and Environment Protection Technologies Dept., National University of Civil Defence of Ukraine, Kharkiv, Ukraine.

ОПИСАННЯ БЕТА-РОЗПОДІЛОМ МАСОВИХ ГОДИННИХ ВИКИДІВ ТВЕРДИХ ЧАСТИНОК ДИЗЕЛЯ З УРАХУВАННЯМ ПАСПОРТНОЇ ТОЧНОСТІ ГАЗОАНАЛІЗАТОРА

О.П. Строчков, О.М. Кондратенко, В.Ю. Колосков, І.В. Міщенко

Актуальність дослідження полягає в тому, що кількісні та якісні результати вирішення задач дослідження придатні для створення методики зниження методологічної похибки визначення величини масового годинного викиду твердих частинок з потоком відпрацьованих газів поршневого двигуна внутрішнього згорання з використанням формул перерахунку та показів димоміра й газоаналізатора. Метою дослідження є отримання параметрів бета-щільності, що апроксимують емпіричний закон розподілу значень годинних масових викидів ТЧ з потоком ВГ поршневого ДВЗ, отриманих непрямыми вимірюваннями з урахуванням точності прямих вимірювань їх складових, що чинять нелінійний вплив. Завданням дослідження є отримання раціональних значень кількості багаторазових вимірювань коефіцієнта послаблення світлового потоку та об’ємної концентрації незгорілих вуглеводнів у ВГ на одному режимі роботи дизеля у стендових моторних дослідженнях для випадку автоматизації процесу вимірювань. Методика виконання даної наукової роботи полягала у послідовному використанні наступних методів: аналіз науково-технічної літератури, методика аналізу даних моторних стендових випробувань, методика застосування формули перерахунку проф. І.В. Парсаданова, математичний апарат бета-розподілу, метод чисельних розрахункових досліджень. Встановлено, що емпіричний розподіл значень масового годинного викиду ТЧ з ВГ поршневого ДВЗ, отриманих при застосуванні однієї з відомих формул перерахунку проф. І.В. Парсаданова, як функція показників щільності й токсичності ВГ, суттєво відрізняється від нормального закону за кількості вимірювань, меншій за 50, навіть при підтвердженні гіпотези про нормальність розподілу показів димоміра у межах паспортної похибки вимірювань. Результати описано математичним апаратом бета-розподілу шляхом здійснення розрахункового дослідження з використанням програмного продукту, розробленого у середовищі Borland Pascal 7.0. Отримано параметри бета-щільності для описання досліджуваного показника екологічної безпеки та їх залежності від кі-

лькості вимірювань.

Ключові слова: бета-розподіл; димомір; багатоконпонентний газоаналізатор; двигун внутрішнього згорання; похибка вимірювань; стендові моторні дослідження; технології захисту навколишнього середовища; екологічна безпека.

ОПИСАНИЕ БЕТА-РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ МАССОВЫХ ЧАСОВЫХ ВЫБРОСОВ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ ДИЗЕЛЯ С УЧЕТОМ ПАСПОРТНОЙ ТОЧНОСТИ ГАЗОАНАЛИЗАТОРА

А.П. Строчков, А.Н. Кондратенко, В.Ю. Колосков, И.В. Мищенко

Актуальность исследования заключается в том, что количественные и качественные результаты решения задач исследования пригодны для создания методики снижения методической погрешности определения величины массового часового выброса твердых частиц с потоком отработанных газов поршневого двигателя внутреннего сгорания с использованием формул пересчета и показаний дымомера и газоанализатора. Целью исследования является получение параметров бета-плотности, аппроксимирующей эмпирический закон распределения значений часовых массовых выбросов ТЧ с потоком ОГ поршневого ДВС, полученных косвенными измерениями с учетом точности прямых измерений их составляющих, оказывающих нелинейное влияние. Задачей исследования является получение рациональных значений количества многократных измерений коэффициента ослабления светового потока и объемной концентрации несгоревших углеводородов в ОГ на одном режиме работы дизеля в стендовых моторных исследованиях для случая автоматизации процесса измерений. Методика выполнения данной научной работы состояла в последовательном использовании следующих методов: анализ научно-технической литературы, методика анализа данных моторных стендовых испытаний, методика применения формулы пересчета Парсаданова, математический аппарат бета-распределения, метод численных расчетных исследований. Установлено, что эмпирическое распределение значений массового часового выброса ТЧ с ОГ поршневого ДВС, полученных при применении одной из известных формул пересчета проф. И.В. Парсаданова как функция показателей дымности и токсичности ОГ существенно отличается от нормального закона при количестве измерений, меньшем 50, даже при подтверждении гипотезы о нормальности распределения показаний дымомера в пределах паспортной погрешности измерений. Результаты описаны математическим аппаратом бета-распределения путем расчетного исследования с использованием программного продукта, разработанного в среде Borland Pascal 7.0. Получены параметры бета-плотности для описания изучаемого показателя экологической безопасности и их зависимости от количества измерений.

Ключевые слова: бета-распределение; дымомер; многокомпонентный газоанализатор; двигатель внутреннего сгорания, погрешность измерений; стендовые моторные исследования; технологии защиты окружающей среды; экологическая безопасность.

С.А. Дмитриев, А.Э. Хрулев

НЕКОТОРЫЕ АСПЕКТЫ ПОВЫШЕНИЯ ВЫХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДВС ПРИ МОДЕРНИЗАЦИИ В УСЛОВИЯХ СЕРИЙНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Выполнен анализ особенностей и способов модернизации серийных ДВС, проводимой с целью повышения выходных параметров. На конкретных примерах показано, что стремление производителей двигателей к улучшению характеристик при одновременной минимизации затрат нередко приводит к неоправданно высокому риску неконтролируемого изменения нагрузок на детали, когда после модернизации заметно ухудшается качество и надежность продукции. При этом наиболее опасными вариантами модернизации следует считать так называемое масштабирование, при котором производится небольшое повышение выходных параметров при сохранении неизменной конструкции и геометрии основных деталей, что обычно принято выполнять без проведения комплекса необходимых исследований и испытаний или, как минимум, без моделирования нагрузок на детали с целью определения критических сечений и возможного их усиления. Приведены примеры модернизации двигателей путем масштабного увеличения размеров деталей и повышения давления наддува, а также ее последствия, вызывающие различные повреждения и разрушения основных деталей, что связано с превышением допустимого уровня нагрузок. С целью недопущения снижения надежности модернизированных серийных двигателей при исключении неоправданно высоких затрат выполнена оценка возможных способов модернизации. Предложен общий подход к моделированию нагрузок на основные детали модернизированных серийных ДВС, приведены основные результаты моделирования напряженно-деформированного состояния поршня, поршневого пальца и шатуна. Получены данные, позволяющие выявить опасные сечения, в которых наблюдаются локально высокие напряжения, повышающие риск усталостного разрушения деталей при повышении нагрузок. На основании полученных результатов даны рекомендации по практическому применению вычислительного эксперимента при проведении модернизации серийных ДВС.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания; модернизация; повышение мощности; усталостное разрушение; моделирование; вычислительный эксперимент; напряженно-деформированное состояние.

Постановка проблемы

Известно, что в серийном производстве транспортных средств различного назначения нередко возникает необходимость улучшения характеристик двигателей, в том числе, повышением их выходных параметров. Это часто диктуется изменениями на рынке, которые невозможно было предусмотреть при длительном проектировании, доводке и постановке двигателя на производство. В результате через некоторое время после начала выпуска производитель уже хочет повысить параметры серийного ДВС, который постепенно перестал удовлетворять потребностям рынка.

С другой стороны, понятно, что серийно выпускаются полностью рассчитанные, смоделированные, испытанные и доведенные образцы, для производства которых были отработаны технологии, приобретено необходимое оборудование. То есть, в производство были инвестированы значительные средства, и любое его изменение на данной стадии может повлечь за собой дополнительные и не всегда оправданные затраты.

В таком случае фактически возникает противоречие между условиями производства, связанными с невозможностью или чрезмерно большой стоимостью изменений в серийной продукции, и требованиями рынка, когда необходимость внесения таких изменений, тем не менее, имеется.

Чтобы разрешить такое противоречие, производители решают данную проблему различным

образом. Так, вполне естественно выглядит желание повысить параметры двигателя без перепроектирования и последующих серьезных изменений в конструкции и технологии. При этом проведение повторных разработок и доводочных испытаний для уже находящегося в серийном производстве изделия явно неэффективно, поскольку любая такая переделка оказывается чрезмерно дорогостоящим мероприятием. Однако попытки минимизировать усилия и затраты, как показывает практика, далеко не всегда оказываются успешными.

Цель данной работы – показать возможный общий подход к модернизации (повышению параметров) ДВС в условиях серийного выпуска без перепроектирования и фактического создания нового двигателя.

Некоторые особенности и проблемы модернизации серийных ДВС на практике.

На практике модернизация может выглядеть по-разному. Например, для атмосферных ДВС во многих известных случаях производитель выбирает один из двух следующих путей модернизации с целью повышения выходных параметров, в том числе:

- 1) увеличение рабочего объема увеличением диаметра цилиндра и/или хода поршня,
- 2) повышение наполнения цилиндров при неизменном рабочем объеме (например, увеличением количества клапанов).

Нетрудно видеть, что первый путь, а он явля-

ется одним из самых популярных, реализуется в виде своего рода масштабирования, т.е. некоторого увеличения размеров отдельных деталей. Это делается с помощью замены части деталей на новые, среди которых могут быть не только поршневая группа и коленвал, но и головка цилиндров и даже блок цилиндров. При этом конструкция двигателя в целом и его узлов и агрегатов обычно остается неизменной.

Однако такой путь не только технически сложный, но и весьма затратный. Если основные детали будут заменены, то фактически речь пойдет о создании и производстве нового двигателя, который может быть сделан тоже несколькими способами. Например, мало только заново спроектировать новый двигатель – скорее всего, потребуется выполнить его доводку в таком же полном объеме, что и для уже отлаженного прототипа. А это слишком дорого.

Можно также попытаться сделать двигатель подобным прототипу. То есть, исходить из простой и очевидной формулы: давайте повысим мощность только чуть-чуть, на 5-10% – и ничего не будет страшного. Действительно, у каждой детали серийного прототипа есть достаточные запасы усталостной прочности, которые обычно составляют 1,3-1,5 и даже более. Тогда, повысив параметры строго контролируемым образом, можно найти искомый компромисс между стоимостью модернизации, ее надежностью и эффективностью.

Но в таком подходе к модернизации двигателей скрывается опасность. В самом деле, ДВС, прошедший полный цикл моделирования, испытаний и доводки при одних параметрах, не факт, что будет нормально работать, если провести экстраполяцию на немного увеличенные размеры и несколько более высокие нагрузки. И если что-то оказалось не так, возможны ускоренные износы и даже усталостные поломки в наиболее слабых местах конструкции.

Тем не менее, примеры масштабирования с целью создания подобных двигателей на практике не редкость. Так, один из достаточно известных производителей автомобилей малого класса через 3 года после начала выпуска хорошо отработанного и доведенного двигателя объемом 1,3 л приступил к производству модернизированного на его базе двигателя объемом 1,5 л. Увеличение объема повлекло за собой новый блок и головку цилиндров, клапаны, коленчатый вал и поршни с кольцами.

Однако полученная прибавка в 14 л.с. сказалась на надежности и долговечности нового двигателя далеко не самым лучшим образом. Например, выяснилось, что блок с увеличенным диаметром

цилиндров и высотой не столь доведен, как его прототип – его жесткость получилась заметно меньше, а изнашивание цилиндро-поршневой группы – намного быстрее и сильнее. В результате ресурс модернизированного двигателя заметно, на 25-30%, снизился.

Или такой пример. Известный мировой производитель через несколько лет после начала выпуска одной из популярных моделей автомобиля малого класса в дополнение к базовому двигателю 1,5 л начал выпуск и модифицированного двигателя 1,8 л. При этом модернизация была выполнена, главным образом, за счет увеличения диаметра цилиндра.

Через сравнительно небольшое время после начала продаж обновленной модели автомобиля с модифицированным двигателем производитель оказался практически завален претензиями дилеров и покупателей. Причем настолько, что был вынужден срочно заказать производство поршневых групп двух ремонтных размеров, а это само по себе является большой редкостью (многие производители предпочитают вообще не заниматься поставками двигательных комплектующих ремонтных размеров, разрешая это только независимым производителям и только после 7-10 лет с начала производства модели).

Причиной претензий к модернизированному двигателю стал чрезмерный расход масла, который катастрофически быстро возрастал уже при пробеге 50-60 тыс.км. И это при том, что у базового варианта двигателя никаких проблем с расходом масла не возникало вплоть до 200-250 тыс.км пробега.



Рис. 1. Результат неудачной модернизации двигателя - из-за деформации цилиндра поршень после сравнительно небольшой наработки уже настолько сильно изношен, что практически выработал свой ресурс

Другими словами, ресурс модернизированного двигателя уменьшился в 5 раз. Причина неис-

правности была обнаружена (рис.1), но не сразу. Вначале выяснилось, что проблема локализована в 4-м цилиндре, где наблюдалось ускоренное изнашивание рабочих поверхностей сопряженных деталей. Затем удалось определить, что при затягивании одного из верхних болтов крепления коробки передач происходит заметная деформация 4-го цилиндра – его овальность могла превышать рабочий зазор поршня в цилиндре. А дальше нашлась и сама причина – модернизация путем увеличения диаметра цилиндра фактически "приблизила" этот болт к поверхности цилиндра на недопустимо близкое расстояние.

Минимизация затрат на модернизацию и ее последствия

Приведенные примеры показывают, что выполнить модернизацию путем некоторого масштабирования двигателя может быть не только сложно технически, но и опасно непрогнозируемым снижением ресурса и надежности. А проводить большой объем конструкторских работ и испытаний экономически нецелесообразно. Вот почему на практике постепенно получили распространение более простые способы модернизации. Они продолжают и дополняют указанные выше и включают:

3) изменение настроек топливоподачи (правда, этот путь используется редко, поскольку имеет жесткие ограничения по экологическим соображениям),

4) повышение давления наддува (для двигателей с наддувом).

Оба этих способа объединяет то, что они реализуются путем изменений в системе управления, т.е. на программном уровне. А это значит, что никаких специальных двигателей строить уже не надо - модернизация не отражается на конструкции базового прототипа и воздействует только на управление им.

Важно отметить, что в современном двигателестроении наблюдается постепенное и все более широкое распространение турбонаддува. Если еще лет 20-25 назад турбонаддув повсеместно внедрялся на малолитражные дизели, то теперь это захватило и сегмент бензиновых ДВС с искровым зажиганием. И именно здесь и кроются самые серьезные резервы повышения параметров.

В самом деле, практика показывает, что достаточно лишь немного увеличить давление наддува, как двигатель сразу "оживает" и заметно "прибавляет". А поскольку все системы ДВС, включая турбокомпрессор, давно управляются электронно, для повышения мощностных характеристик ничего, кроме изменений в программе управления, вроде и

не требуется. Тем более, если у базового прототипа всегда есть некоторый запас прочности. Но вопрос в том, имеется ли он на самом деле.

И действительно, примеры непродуманных модернизаций, которые не только очень легко было выполнить, но и так же легко можно было предвидеть их последствия, тем не менее, находят практическое подтверждение. По крайней мере, то, к чему приводят подобные "эксперименты" некоторых производителей, хорошо иллюстрирует пример ниже.

Базовый бензиновый двигатель V6 2,8 л с турбонаддувом был изначально установлен на серийный автомобиль бизнес-класса и имел мощность всего только 230 л.с. Поскольку удельная мощность такого двигателя (80 л.с./л) была совсем невысока, уже через год производитель провел модернизацию, повысив его мощность до 240 л.с., а еще через 2 года – до 260 л.с.

Но этого оказалось мало, и к случившемуся как нельзя кстати юбилею производителя была выпущена топ-версия двигателя мощностью 280 л.с. А уже на следующий год на одну из представительских моделей производителя пошел все тот же двигатель, но мощностью уже... 300 л.с. Другими словами, за несколько лет мощность серийного двигателя выросла на 30%! Причем, все эти модернизации происходили исключительно путем повышения давления наддува, не затрагивая ни единой внутренней детали двигателя.



Рис. 2. Усталостное разрушение поршня по избыткам (трещина распространялась от центра отверстия под палец - края масляного кармана на внутренней поверхности отверстия) вследствие чрезмерных нагрузок, вызванных непродуманной модернизацией серийного двигателя

Рассматривая историю этой модернизации, невольно возникает такая картина. Некий двига-

тель, серийно выпускаемый в течение несколько лет, подвергается некоторой незначительной модернизации, повышающей мощность всего на какие-то 4-5%. Но после того, как модернизация уже проведена, специалисты, ее проводившие, больше не работают на предприятии. Поэтому очередная 2-я модернизация проводится новой группой специалистов, не знакомых с прошлыми работами - как бы от нулевого уровня исходных параметров.

Но исходные параметры уже не нулевые. В результате 2-я модернизация, хотя и повышает мощность только на 7-8%, на самом деле дает 13% от исходного уровня, а это много. Следующая, 3-я модернизация – это еще "чуть-чуть", те же 7-8% от предыдущей, но уже 22% от исходного базового двигателя (как будто и она проведена новой группой специалистов, не знакомых с предыдущими работами своих предшественников). И так далее.

Закончился этот "эксперимент" достаточно закономерно и ожидаемо - на большинстве новых моделей 300-сильные двигатели начали массово выходить из строя по причине усталостного разрушения поршней (рис. 2 и 3). Причем производитель даже не сразу признал ошибку, попытавшись вначале "свалить" проблему на некое несоответствующее топливо [2]. Однако затем был вынужден менять двигатели на почти новых автомобилях по гарантии, одновременно переписывая программу управления с целью их дефорсирования и снижения нагрузок на детали.

Приведенный пример со всей очевидностью показывает, что некоторые производители, предпочитая использовать наиболее простые способы модернизации серийно выпускаемых двигателей с целью минимизации собственных затрат, проводят модернизацию своей продукции в условиях серийного производства без проведения необходимых исследований и без оценки последствий своих действий.

Судя по результатам этой деятельности, такой способ вызван нежеланием повышать себестоимость серии, поэтому никаких сколько-нибудь серьезных исследований и не делается. А это прямо ведет к снижению надежности и долговечности, в том числе, уже давно доведенной и проверенной продукции. Фактически происходит ухудшение качества (порча) продукции, в том числе, высокого качества, в угоду сиюминутным потребностям рынка и желанию им соответствовать - как будто сложная работа по модернизации двигателей доверена маркетологам, весьма далеким от технической стороны дела.

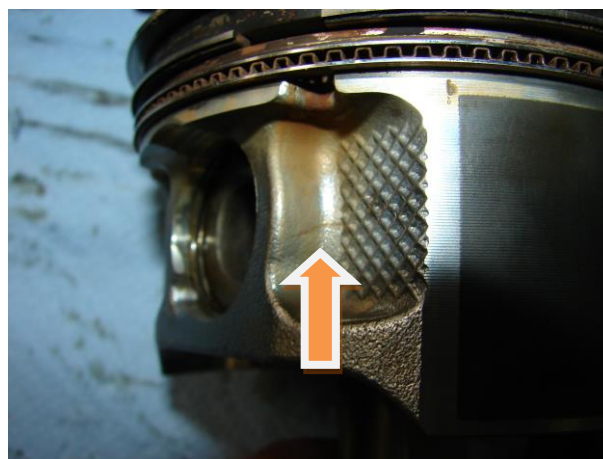


Рис. 3. Место образования усталостной трещины на наружной (вверху) и внутренней (внизу) поверхности соседнего с приведенным на рис.2 поршня у его бобышки в результате действия нерасчетных нагрузок вследствие непродуманной модернизации двигателя

Описываемые события в целом напоминают и о другой проблеме, связанной с так называемым "тюнингом" двигателя. Это тот случай, когда владелец автомобиля использует точно такой же способ модернизации двигателя, но уже в эксплуатации транспортного средства. Разница между описанным выше "заводским" и "самодельным" тюнингом лишь в том, что производитель имеет возможности хотя бы исследовать двигатель и проверить, в той или иной степени, к чему могла привести модернизация, в то время как владелец полностью лишен этой возможности.

С другой стороны, современные автомобильные ДВС, в отличие от двигателей прошлых поколений, давно уже не имеют больших запасов прочности основных деталей. Это вполне объяснимо – любой лишний запас означает неоправданно завышенную себестоимость массового производства. Поэтому перейти допустимую грань становится

достаточно просто. То есть, в результате самодеятельного и практически неконтролируемого "накручивания" мощности, даже незначительного, легко получить усталостную поломку одной из тяжело нагруженных деталей.

На рис.4 показан типичный результат самодеятельного "тюнинга" бензинового двигателя с турбонаддувом – усталостная трещина днища вдоль оси поршневого пальца. Такая трещина возникает вследствие недостаточной жесткости конструкции поршня в результате действия на днище циклических изгибающих нагрузок от чрезмерного давления газов в цилиндре при опоре поршня на поршневой палец (рис.5).



Рис. 4. Типичное повреждение поршня вследствие нештатного повышения давления наддува – трещина днища по оси поршневого пальца, характерная для самодеятельного нештатного "тюнинга" двигателя

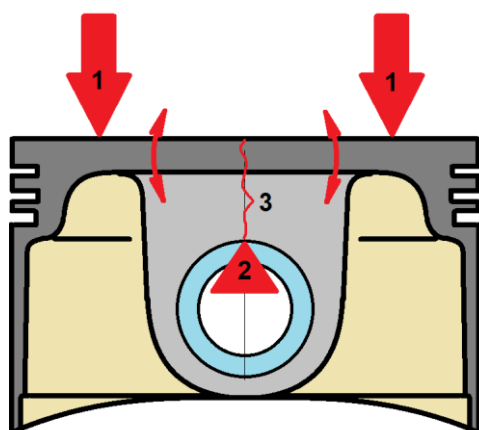


Рис. 5. Схема нагружения поршня циклическими нагрузками от давления газов: 1- силы давления, 2- опора бобышки на поршневой палец, 3- усталостная трещина

Характерно, что разрушению данного вида подвержены двигатели всех типов – и бензиновые, и дизельные (рис.6). Кроме того, в подавляющем большинстве случаев оно связано именно с "тюнингом" двигателя, выполненным в эксплуатации автомобиля [1,4,5]. Вследствие этого на практике при исследовании причин неисправности такое разрушение можно считать прямым признаком выполнения работ по внесению нештатных изменений в конструкцию двигателя, что, в частности, оказывается веским основанием для прекращения действия гарантий на транспортное средство в гарантийный период.



Рис. 6. Трещина в днище дизельного поршня, проходящая вдоль оси пальца - один из признаков нештатного повышения давления наддува в результате "тюнинга" двигателя

Вместе с тем, следует отметить, что при модернизации двигателя опасные перегрузки могут возникнуть не только у поршня, но и у других деталей, в частности, поршневых пальцев и шатунов. Например, конструктивные особенности пальцев, а именно, наличие галтелей – мест резкого перехода от одного диаметра к другому (рис.7), внутри отверстия может вызвать усталостное разрушение пальца.

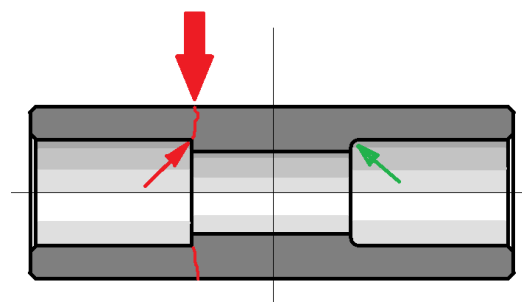


Рис. 7. Схема усталостного (поперечного) разрушения поршневого пальца при распространении трещины от галтели на внутренней поверхности отверстия

Действительно, известны случаи, когда простое использование производителями при модернизации двигателей путем повышения их мощности тех же поршневых пальцев, что и у доведенного ранее базового прототипа, приводило к их усталостному разрушению (рис.8). Такой вид разрушения чрезвычайно опасен, поскольку приводит к наиболее тяжелым повреждениям и последующей неремонтопригодности двигателя [6].

Все указанные выше примеры свидетельствуют о том, что при модернизации двигателей с целью повышения выходных параметров опасность возникновения неисправностей, связанных с перегрузкой деталей, неизбежно возрастает. Для решения проблемы, по логике вещей, следует или вообще отказаться от модернизации, или проводить ее со всеми необходимыми исследованиями и доводкой, как это делается для вновь создаваемого двигателя.

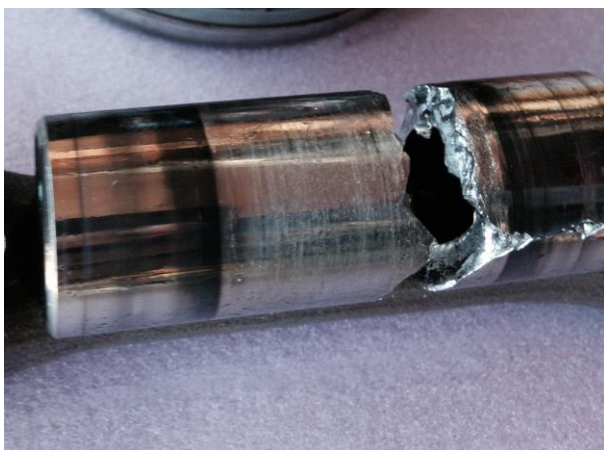


Рис. 8. Пример усталостного разрушения поршневого пальца

Вместе с тем, очевидно, что подобные крайние способы, предполагающие гарантированную надежность модернизированного двигателя, с точки зрения затрат будут в любом случае неудачны и неэффективны. Поэтому возникает резонный вопрос – нельзя ли все-таки минимизировать эти затраты, сохранив при этом приемлемую надежность модернизированного двигателя?

Возможный способ "контролируемой" модернизации двигателей и особенности его реализации

Для того, чтобы избежать ухудшения качества при минимальных затратах, если модернизация двигателя все же необходима, требуется, в первую очередь, проанализировать причины разрушения деталей при превышении нагрузок. Понятно, что речь идет об усталости, вызванной ростом напря-

жений в неких "слабых" местах конструкции. Другими словами, необходимо выявить наиболее слабые места у деталей при самых обычных рабочих нагрузках – ведь совершенно ясно, что при дальнейшем увеличении нагрузок с ростом мощности деталь начнет разрушаться именно в тех сечениях, где напряжения максимальны.

Для того, чтобы определить эти сечения, очевидно, следует выполнить моделирование нагрузок самых обыкновенных серийных деталей, чтобы затем определить напряжения и деформации в них – так называемое напряженно-деформированное состояние. Эти данные необходимы для определения опасных сечений и возможных изменений в детали с целью уменьшения действующих сил в опасных сечениях.

Обычно такое моделирование, выполняемое вместо задач проектирования, не представляет больших трудностей, поскольку существует ряд соответствующих программ, позволяющих это сделать. В данном исследовании использовалась программа ANSYS [7-11].

В качестве примера были выбраны детали реального двигателя – поршень, поршневой палец и шатун, на которые приходится основная часть дополнительных нагрузок при модернизации любого двигателя с целью увеличения его мощности.

Действующие на детали нагрузки (рис.9) определялись путем расчета цикла ДВС с помощью программы Lotus Engine Simulation [12], далее полученные диаграммы сил использовались для задания граничных условий при расчете напряженно-деформированного состояния деталей.

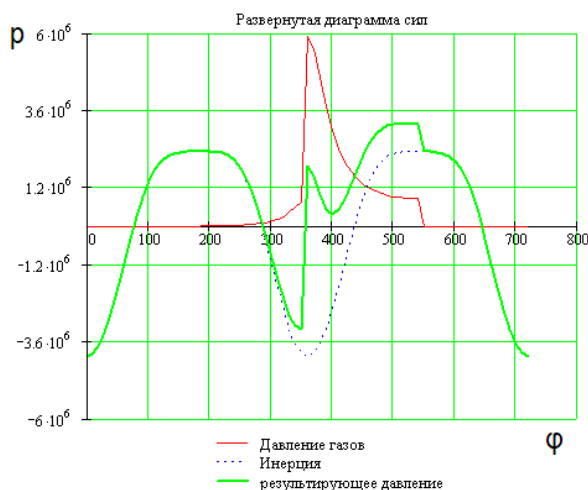


Рис. 9. Определение сил, действующих на поршень при работе ДВС

Расчет выполнялся в несколько этапов. Сначала создавалась математическая модель, представляющая собой сетку трехмерных конечных элементов (рис.10). После этого для теплонапря-

женных деталей (поршень) необходимо было учесть такие факторы, как температурные деформации и зависимость свойств материала от температуры [8,9]. Поэтому путем моделирования процессов определялось распределение температуры по сечениям поршня (для шатуна и поршневого пальца температурные деформации не учитывались).

В расчетах приближенно учитывался характер теплообмена, в частности, конвективный теплообмен с внешней стороны поршня - подвод тепла к днищу от газов, и контактный теплообмен - отвод тепла от канавок колец и юбки, в то время как конвективным теплообменом с внутренней стороны поршня и теплопередачей теплопроводностью в поршневой палец и шатун в 1-м приближении пренебрегалось.

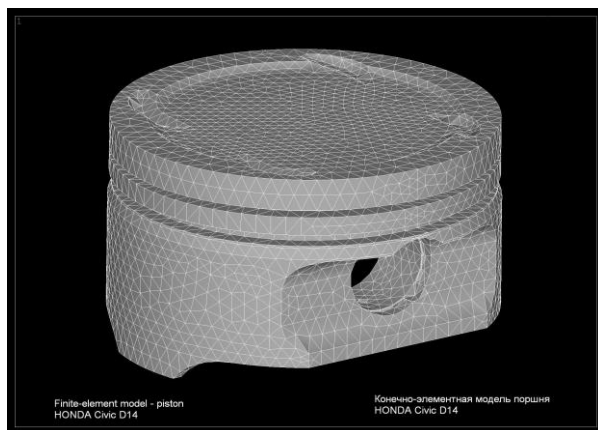


Рис. 10. Математические модели поршня (вверху) и шатуна (внизу), полученные путем разбиения деталей на конечные элементы

Полученное температурное поле (рис.11) вводилось в расчеты напряженно-деформированного состояния, в ходе которого рассчитывались температурные напряжения и деформации, причем одновременно учитывалась зависимость свойств материала от температуры. Затем на полученные данные накладывалось силовое воздействие сил инер-

ции и давления газов, полученных при расчете цикла ДВС, что позволяло получить результирующую картину напряжений и деформаций детали.

Результаты моделирования показали, что все исследованные детали имели сечения с локально повышенными напряжениями. Такие участки были условно названы критическими, поскольку именно в таких местах следует ожидать возникновения усталостных трещин в случае, если нагрузки на эти детали были бы повышены в результате модернизации двигателя.

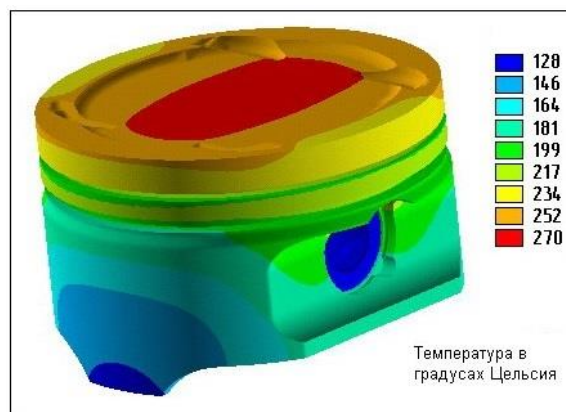


Рис. 11. Температурное поле поршня, полученное при задании граничных условий теплообмена со стенкой цилиндра

Так, еще только на предварительном этапе расчета температурных напряжений и деформаций было установлено, что исследуемый поршень имеет критическое сечение - это полка под канавкой маслоъемного кольца (рис.12) непосредственно над отверстием под палец.

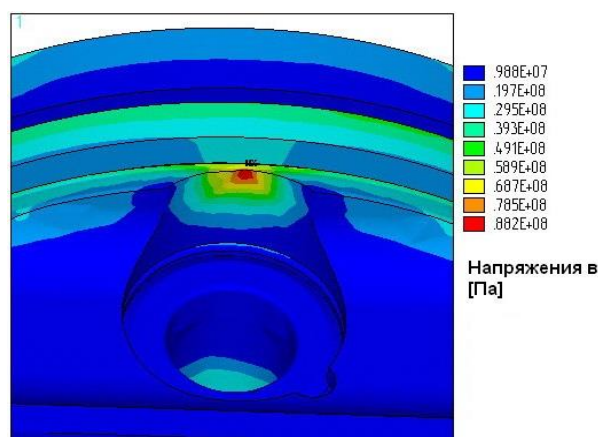


Рис. 12. Напряжения от внутренних сил при термическом расширении поршня - критическое сечение обнаружено в тонкой полке под канавкой маслоъемного кольца

Наличие тонкого сечения полки (толщина в данном месте составила 1,2 мм) обусловлено стремлением конструкторов к уменьшению высоты поршня. Опыт эксплуатации и ремонта большого

числа двигателей подтверждает полученный результат - известны не только случаи образования трещин в этом сечении, но и примеры мероприятий по их исключению (в некоторых двигателях поршни имеют вырез полки в этом месте).

Критические сечения были выявлены и у шатуна. Так, при нагружении стержня сжимающей нагрузкой такие места были обнаружены на внешних краях ребер на переходе от кривошипной головки к стержню (рис.13).

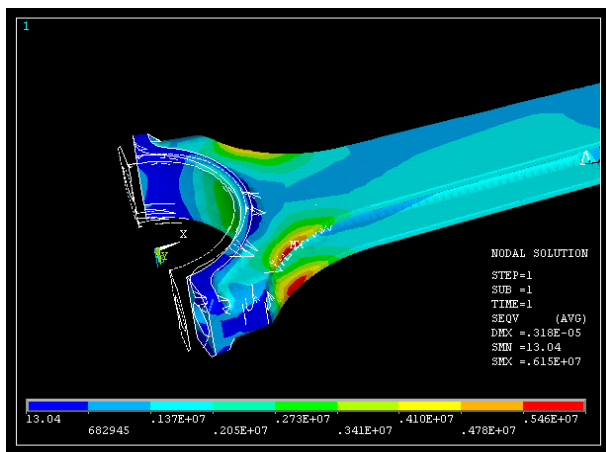


Рис. 13. Моделирование сжатия вдоль стержня шатуна выявляет критические сечения у кривошипной головки шатуна на ребрах в местах перехода от головки к стержню

Растягивающие усилия на стержень вызвали аналогичную картину вблизи поршневой головки шатуна (рис.14). Имеющийся опыт подтверждает полученные результаты - действительно, разрушения стержня шатуна в эксплуатации наиболее характерны именно для этих сечений [1,3,6].

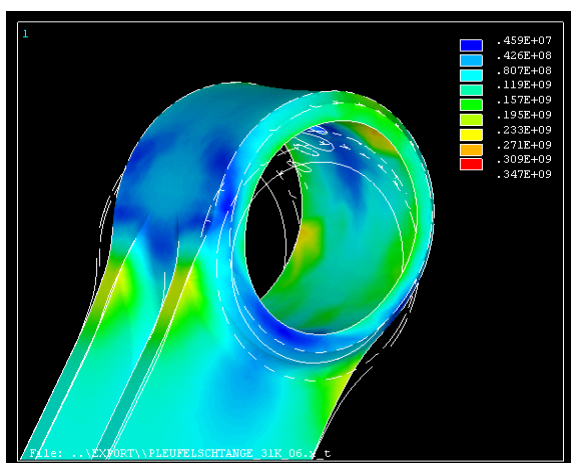


Рис. 14. Моделирование растяжения шатуна указывает на наличие критических участков вблизи поршневой головки

Однако наиболее опасные сечения в рамках данного исследования были обнаружены в крышке стандартного шатуна (рис.15). Выяснилось, что

нагружение крышки моделирующей распределенной нагрузкой от вкладыша подшипника выявляет явно критические сечения конструкции в зоне переходов (галтелей) от опорной плоскости для головок болтов. Причем, при моделировании усилия затяжки болтов локальные напряжения в критических сечениях еще больше увеличились.

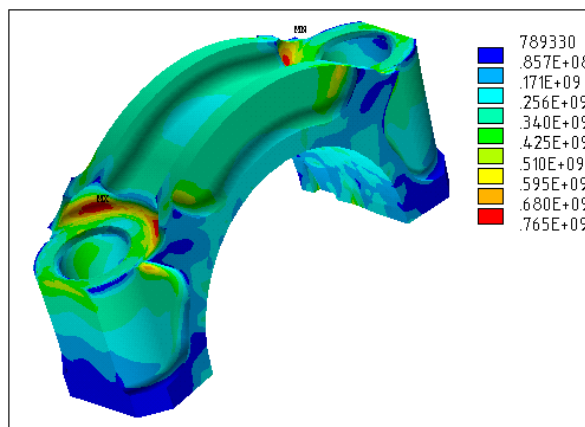


Рис. 15. Критическое сечение крышки шатуна, обнаруженное при моделировании

Совершенно ясно, что использовать шатун такой конструкции для модернизированного двигателя, от которого планируется получить более высокую мощность, чем у стандартного, опасно - крышка шатуна явно требует доработки (как минимум, увеличения радиуса галтелей). Причем этот результат моделирования вполне соответствует практике, когда были отмечены случаи разрушения крышки шатуна по указанным опасным сечениям при сравнительно высоком форсировании двигателей.

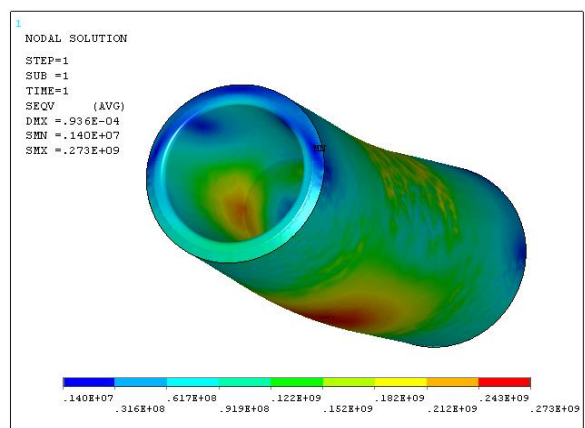


Рис. 16. Критическое сечение, выявленное на внутренней поверхности поршневого пальца в зоне перехода от цилиндрической поверхности к конической

Расчет напряженно-деформированного состояния для сборки из двух деталей – шатуна и поршневого пальца был выполнен при задании в сопряжении поршня и поршневого пальца давления в

виде нагрузки, распределенной по длине и окружности. При моделировании нагрузок опасные сечения ожидаемо были обнаружены в местах перехода между цилиндрической и конической внутренними поверхностями около кромок отверстия поршневой головки шатуна (рис.16).

Поскольку разрушение поршневого пальца при модернизации двигателей не является редкостью, моделирование нагрузок позволяет выбрать два варианта доработок пальца в случае обнаружения опасных сечений - увеличение радиуса галтели между поверхностями и/или смещение этого сечения дальше от кромок отверстия поршневой головки шатуна.

Проведенные исследования показали, что самый вычислительный эксперимент по расчёту напряжённо-деформированного состояния вышеприведенных моделей с числом элементов около 30.000 на современном персональном компьютере занимает не более 1-2 минут. При этом подготовка вычислительного эксперимента при наличии готовой трёхмерной модели занимает 15-20 минут, а обработка результатов расчёта – еще 30-40 минут в зависимости от поставленной задачи. То есть, общее время исследования одной детали не превышает, таким образом, одного часа работы.

Другими словами, нет и не может быть никакой сложности в проведении подобных вычислительных экспериментов при модернизации двигателя. Понятно, что вследствие принятых упрощений при постановке граничных условий поле напряжений в исследованных деталях может не полностью соответствовать действительности, что указывает на оценочный характер расчетов. Тем не менее, даже самые предварительные результаты уже способны дать информацию о возможных последствиях модернизации двигателя. Тем самым, модернизация может превратиться из опасной авантюры с неясными для качества продукции последствиями во вполне контролируемый процесс, не требующий значительных затрат.

В соответствии с этим, в зависимости от полученных результатов, а также характера выполняемой модернизации, особенностей и режимов эксплуатации, могут быть намечены и конкретные практические мероприятия по повышению усталостной прочности деталей, в том числе:

1) обработка радиусов переходов и галтелей (полировка, суперфиниш), если вычислительный эксперимент показывает повышенный уровень напряжений, а применяемый способ механической обработки дает грубую поверхность,

2) увеличение радиусов переходов и галтелей, если эксперимент показывает явно высокий уро-

вень напряжений в них, когда дополнительная полировка может оказаться недостаточной для повышения усталостной прочности,

3) увеличение толщины сечений в случае наиболее высоких локальных напряжений.

Характерно, что все эти доработки могут быть выполнены в условиях серийного производства без перепроектирования двигателя и серьезной перенастройки оборудования, поскольку указанные мероприятия не носят принципиального характера, оставляя неизменными материал, заготовки деталей, виды и режимы химико-термической обработки и прочие технологические факторы.

Заключение

Современные компьютерные модели при правильном подходе позволяют решать не только задачи проектирования новых ДВС, но и выявлять слабые места у давно выпускаемых двигателей с целью определения возможности повышения их выходных параметров в серии. Выполненное исследование показывает, что при моделировании напряженно-деформированного состояния деталей даже приближенных вычислений может быть вполне достаточно для прогнозирования последствий модернизации без больших затрат на перепроектирование и/или внесение серьезных изменений в технологию производства.

Список литературы:

1. Greuter E. *Engine Failure Analysis. Internal Combustion Engine: Failures and Their Causes [Text]* / Greuter E., Zima S. // SAE International, R-320, ISBN 978-0-7680-0885-2. Warrendale, USA. - 2012. - 582 p. 2. P.Stenquist. *Can Using the Wrong Octane Fuel Lead to Disaster?* [Электронный ресурс], New York Times, 30.03.2010, <https://wheels.blogs.nytimes.com/2010/03/30/can-using-the-wrong-octane-fuel-lead-to-disaster/>. 3. Хрулев А.Э. *Ремонт двигателей зарубежных автомобилей [Текст]* / А.Э.Хрулев // М.: Изд-во "За Рулем". - 1998. - 480 с. 4. *Piston damage – recognizing and rectifying. 4th Edition [Text]* MSI Motor Service International GmbH, Neckarsulm, Germany. - 2014. - 92 p. 5. *Piston Damage – Causes and Remedies [Text]* MAHLE GmbH, Stuttgart. - 1999. - 66 p. 6. Хрулев А. *Экспертиза технического состояния и причины неисправности автомобильной техники [Текст]* / А.Хрулев, С.Лосавио, В.Дроздовский // М.: Издательство АБС. - 2019. - 966 с. 7. ANSYS. *Theory Reference. Release 5.6 [Text]* / Edited by Peter Kohnke, Ph.D // ANSYS Inc., Canonsburg, PA 15317. - 1999. - 1286 p. 8. Денисов М.А. *Математическое моделирование теплофизических процессов. ANSYS и CAE-проектирование: учебное пособие [Текст]* / М.А.Денисов // Екатеринбург: УрФ. - 2011. - 149 с. 9. *Решение задач теплообмена. Ansys 5.7 Thermal Analysis Guide [Текст]* / Перевод с англ. Югов В.П. // Москва, САДФЕМ. - 2001. - 108 с. 10. Сегерлинд Л. *Применение метода конечных элементов [Текст]* / Л.Сегерлинд // М.: "Мир". - 1979. - 392 с. 11. Басов К.А. *ANSYS в примерах и задачах [Текст]* / Под общей редакцией Д.Г.Красковского // М.: Изд-во "КомпьютерПресс". - 2002. - 224 с. 12. Duleba V. *Simula-*

tion of Automotive Engine in Lotus Simulation Tools [Текст] / В.Дулеба // Transfer inovacii 30/2014, p.48-52.

Bibliography (transliterated):

1. Greuter E. (2012), "Engine Failure Analysis. Internal Combustion Engine: Failures and Their Causes", SAE International, USA, 582 p.
 2. Stenquist P. (2010), "Can Using the Wrong Octane Fuel Lead to Disaster?" New York Times, available at: <https://wheels.blogs.nytimes.com/2010/03/30/can-using-the-wrong-octane-fuel-lead-to-disaster/>.
 3. Khrulev A.E. (1998), "Repair of foreign cars engines" [Remont dvigatelei inostrannykh avtomobilei, Izdatelstvo "Za Rulem"], Publishing house "Za Rulem", Moscow, 480 p.
 4. "Piston damage – recognizing and rectifying" (2014), 4th Edition, MSI Motor Service International GmbH, Neckarsulm, Germany, 92 p.
 5. "Piston Damage – Causes and Remedies" (1999), MAHLE GmbH, Stuttgart, Germany, 66p.
 6. Khrulev A. (2019), "Examination of the technical condition and the causes of malfunctions of vehicle en-

gines" [Expertiza tekhnicheskogo sostoyania i prichiny neispravnosti avtomobilnoi tekhniki, OOO Izdatelstvo ABS], OOO Publishing house ABS, Moscow, 966 p.
 7. "ANSYS. Theory Reference" (1999), Release 5.6, ANSYS Inc., Canonsburg, 1286 p.
 8. Denisov M.A. (2011), "Mathematical modeling of thermophysical processes. ANSYS and CAE-design: study guide" [Matematicheskoe modelirovanie teplofizicheskikh processov. ANSYS i CAE-proektirovanie], UrFU, Ekaterinburg, 149 p.
 9. "Solving heat transfer problems. Ansys 5.7 Thermal Analysis Guide" (2001) [Reshenie zadach teploobmena], CADFEM, Moscow, 108 p.
 10. Segerlind L. (1979), "Application of the finite element method" [Primenenie metoda konechnih elementov, Izdatelstvo "Mir"], Publishing house "Mir", Moscow, 392 p.
 11. Basov K.A. (2002), "ANSYS in examples and problems" [ANSYS v primerah i zadachah, Izdatelstvo "Komputerpress"], Publishing house "Komputerpress", Moscow, 224 p.
 12. Duleba B. (2014), "Simulation of Automotive Engine in Lotus Simulation Tools", Transfer inovacii, No. 30, pp. 48-52.

Поступила в редакцію 01.06.2019 з.

Дмитриев Сергей Алексеевич - доктор технических наук, профессор, директор Учебно-научного аэрокосмического института Национального авиационного университета, e-mail: sad@nau.edu.ua.

Хрулев Александр Эдуардович – канд. техн. наук, старший научный сотрудник, Киев, Украина, ORCID: 0000-0002-6841-9225, e-mail: alo.engine@gmail.com.

ДЕЯКІ АСПЕКТИ ПІДВИЩЕННЯ ВИХІДНИХ ПАРАМЕТРІВ ДВЗ ПРИ МОДЕРНІЗАЦІЇ В УМОВАХ СЕРІЙНОГО ВИРОБНИЦТВА

С.О.Дмитрієв, О.Е.Хрулев

Виконано аналіз особливостей і способів модернізації серійних ДВЗ, що проводиться з метою підвищення вихідних параметрів. На конкретних прикладах показано, що прагнення виробників двигунів до поліпшення характеристик при одночасній мінімізації витрат нерідко призводить до не виправдано високого ризику неконтрольованої зміни навантажень на деталі, коли після модернізації помітно погіршується якість і надійність продукції. При цьому найбільш небезпечними варіантами модернізації слід вважати, так зване, масштабування, при якому проводиться невелике підвищення вихідних параметрів при збереженні незмінної конструкції і геометрії основних деталей, що зазвичай прийнято виконувати без проведення комплексу необхідних досліджень і випробувань або, як мінімум, без моделювання навантажень на деталі з метою визначення критичних перерізів і можливого їх посилення. Наведені приклади модернізації двигунів шляхом масштабного збільшення розмірів деталей і підвищення тиску наддуву, а також її наслідки, що викликають різні пошкодження і руйнування основних деталей, які пов'язані з перевищенням допустимого рівня навантажень. З метою недопущення зниження надійності модернізованих серійних двигунів і отримання не виправдано високих витрат виконано оцінку можливих способів модернізації. Запропоновано загальний підхід до моделювання навантажень на основні деталі модернізованих серійних ДВЗ, наведені основні результати моделювання напружено-деформованого стану поршня, поршневого пальця і шатуна. Отримано дані, що дозволяють виявити небезпечні перетини, в яких спостерігаються локально високі напруги, що підвищують ризик втомного руйнування деталей при підвищенні навантажень. На підставі отриманих результатів надано рекомендації щодо практичного застосування обчислювального експерименту при проведенні модернізації серійних ДВЗ.

Ключові слова: двигун внутрішнього згорання; модернізація; підвищення потужності; утомлююче руйнування; моделювання; обчислювальний експеримент; напружено-деформований стан.

SOME ASPECTS OF IMPROVING OF ICE OUTPUT PARAMETERS DURING MODERNIZATION IN THE CONDITIONS OF SERIAL PRODUCTION

S.A.Dmitriev, A.E. Khrulev

The analysis of the features and methods of modernization of serial internal combustion engines was carried out in order to increase the output parameters. With specific examples, it is shown that the desire of engine manufacturers to improve performance while minimizing costs often leads to an unreasonably high risk of uncontrolled changes in the loads on parts, when after upgrading the quality and reliability of products deteriorates. At the same time, the most dangerous variants of modernization should be considered the so-called scaling, which produces a slight increase in output parameters while maintaining the same structure and geometry of the main parts, which is usually done without necessary research and testing or, at least, without modeling loads on parts the purpose of determining the critical sections and their possible amplification. Examples of modernization of engines by increasing the size of parts and increasing the boost pressure, as well as its consequences, causing various damage and destruction of the main parts, which is associated with exceeding the permissible level of loads, are done. In order to prevent a reduction in the reliability of upgraded production engines with the exclusion of unnecessarily high costs, an assessment was made of possible ways of modernization. A general approach to modeling the loads on the main parts of the upgraded serial ICE is proposed, the main results of modeling the stress-strain state of the piston, piston pin and connecting rod are given. Data were obtained to identify dangerous sections in which locally high stresses are observed, which increase the risk of fatigue failure of parts with increasing loads. Based on the results obtained, recommendations were given on the practical application of a computational experiment when modernization of serial ICEs.

Keywords: internal combustion engine; modernization; power increase; fatigue failure; modeling; computational experiment; stress-strain state.

О. О. Осетров, Є. І. Жуковський

ВИЗНАЧЕННЯ КІЛЬКОСТІ ТА ПОСЛІДОВНОСТІ ВІДКЛЮЧЕННЯ ЦИЛІНДРІВ СТАЦІОНАРНОГО ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ РЕЖИМАХ

Стационарні дизель-генератори працюють в широкому діапазоні навантажень при практично постійній частоті обертання колінчастого вала. На режимах низьких навантажень їх ефективність зменшується внаслідок погіршення якості сумішоутворення в циліндрі, зменшення тиску та температури в камері згоряння і, як наслідок, зменшення індикаторного та ефективного ККД. Покращити показники дизеля на цих режимах можливо застосуванням відключення циліндрів або циклів. На сьогодні запропоновано ряд систем відключення циліндрів, що застосовуються на серійних двигунах. Проте в літературі недостатньо розкрито методологія визначення кількості та послідовності відключення циліндрів залежно від режимів роботи двигуна. Відсутній єдиний підхід до використання критеріїв ефективності відключення циліндрів, критеріальних та параметричних обмежень. В роботі представлений розрахунково-експериментальний метод, що базується на забезпеченні максимального індикаторного ККД двигуна з урахуванням комплексу обмежувальних параметрів. З використанням цього методу запропоновано дві схеми відключення циліндрів стаціонарного дизель-генератора 7Д100, у яких кількість відключених циліндрів визначається за потужністю двигуна, а послідовність відключення циліндрів встановлюється, виходячи із забезпечення мінімального ступеня нерівномірності обертання колінчастого вала двигуна. Згідно першої схеми в діапазоні ефективної потужності 0-280 кВт двигун працює на п'яти циліндрах, а в діапазоні 280-1100кВт – на десяти циліндрах. Згідно другої схеми в діапазоні ефективної потужності 0-500 кВт дизель працює на п'яти-дев'яти циліндрах, а в діапазоні 500-1100кВт – на десяти циліндрах. Відключення циліндрів за першою схемою більш просте в реалізації та забезпечує кращу рівномірність обертання колінчастого вала та крутного моменту двигуна. Відключення циліндрів за другою схемою дозволяє досягти кращої паливної економічності та меншої механічної та термічної навантаженості деталей циліндро-поршневої групи.

Ключові слова: дизель генератор; відключення циліндрів; робочий процес; математичне моделювання; індикаторний ККД; нерівномірність обертання колінчастого вала.

Вступ

В Україні накопичений багаторічний досвід виробництва та надійної експлуатації стаціонарних дизель-генераторів 7Д100, які використовуються на автономних електростанціях спеціального призначення для цивільних і військових об'єктів. Ці дизелі мають високі показники паливної економічності на режимах високих і середніх навантажень. Проте при роботі дизелів на режимах малих навантажень і холостого ходу внаслідок зменшення циклових подач палива відбувається погіршення якості сумішоутворення в циліндрі, що призводить до погіршення якості згоряння і показників двигунів.

Одним з ефективних напрямів покращення показників дизельних двигунів на режимах малих навантажень є відключення циліндрів або циклів. Відключення окремих циліндрів дозволяє збільшити циклову подачу до активних циліндрів, покращити якість сумішоутворення і згоряння палива. Підвищенню індикаторного ККД сприяє зростання максимального тиску та температури в активних циліндрах, що забезпечує зростання термічного ККД циклу. До позитивних ефектів відключення циліндрів відносять також можливість зменшення частоти обертання холостого ходу.

Важливим етапом комплексної реалізації відключення циліндрів на двигуні є обґрунтування

вибору кількості та послідовності відключення циліндрів залежно від режиму роботи двигуна.

Аналіз попередніх досліджень

Відключення циліндрів розглядається як ефективний захід покращення показників дизельних двигунів на режимах малих навантажень і холостого ходу [2-12]. Означений спосіб дозволяє забезпечити незначну зміну максимального тиску згоряння, індикаторного ККД, якості та повноти згоряння в активних циліндрах в усьому діапазоні робочих навантажень.

На цей час можна виділити ряд підходів щодо створення систем відключення циліндрів або циклів – відключення окремих циліндрів або груп циліндрів [6-8, 10], створення «розтягнутого» порядку роботи відключенням окремих циклів [2, 4, 5, 9, 11, 12], забезпечення часткового режиму шляхом розгонів-вигибів поблизу заданої частоти обертання [3] та інш.

На наш погляд, найбільш засвоєним у виробництві і експлуатації є відключення окремих циліндрів або груп циліндрів. В цьому випадку можливе точне підтримання заданого крутного моменту, простота його реалізації на двигуні. Вибором числа циліндрів, що відключаються, можна забезпечити мінімальний ступінь нерівномірності колінчастого вала. Особливо ефективно використання цього способу в багатоциліндрових двигунах, що дозволяє

зменшити стрибки потужності при відключенні циліндрів або груп циліндрів.

Незважаючи на широке використання методу відключення окремих циліндрів (або груп циліндрів) на сучасних двигунах, на сьогодні в літературі бракує інформації щодо методів визначення кількості та послідовності відключення циліндрів залежно від режимів роботи двигунів. Запропоновані різні критерії та обмеження для встановлення кількості активних і відключених циліндрів: годинна [3] та питома ефективна витрата палива [4, 8], індикаторний ККД [7], екологічні показники двигуна [6], вібрації та шум [6, 11, 12] тощо. Залишаються питання щодо вибору раціональної схеми відключення циліндрів, діапазону частоти обертання та навантаження при здійсненні відключення циліндрів.

Очевидно, що створення схем відключення циліндрів визначається конструктивними особливостями та умовами роботи конкретного типу двигуна. На сьогодні в літературі представлені чисельні дослідження для двигунів автомобільного призначення [2-13]. Проте майже відсутня інформація щодо застосування методів відключення циліндрів на багатциліндрових двигунах великої розмірності, зокрема стаціонарних дизель-генераторах змінного струму 7Д100

Вказане визначає актуальність теми дослідження.

Метою роботи є визначення кількості та послідовності відключення циліндрів стаціонарного дизель-генератора 7Д100 на експлуатаційних режимах його роботи з використанням комплексу критеріїв ефективності та обмежень.

Особливості використаних математичних моделей.

Для дослідження впливу відключення циліндрів на показники двигуна 7Д100 розроблено комплекс математичних моделей. Основу розрахунку робочого процесу двигуна складає квазістаціонарна термодинамічна модель, що базується на рівняннях першого принципу термодинаміки, закону збереження маси і рівняння стану. Математична модель робочого процесу двигуна доповнена залежностями для розрахунку кінематики і динаміки кривошипно-шатунного механізму двигуна.

Комплекс математичних моделей реалізовано в програмному середовищі MATLAB. Програма дозволяє за заданими вихідними даними визначати параметри робочих процесів, кінематики і динаміки кривошипно-шатунного механізму двотактних дизельних і газових двигунів з щільною продувкою і відключеними циліндрами [13].

Адекватність математичної моделі робочого

процесу перевірена при розрахунках для газових двигунів типу ГД100 [13].

Вплив відключення циліндрів на показники робочого процесу двигуна 7Д100

Базовий двигун працює на різних режимах навантажувальної характеристики з ефективною потужністю N_e від нуля до 1100 кВт та частотою обертання n 750 хв⁻¹.

Основні результати розрахунку навантажувальної характеристики двигуна при відключенні від 1 до 6 циліндрів наведено на рисунку 1.

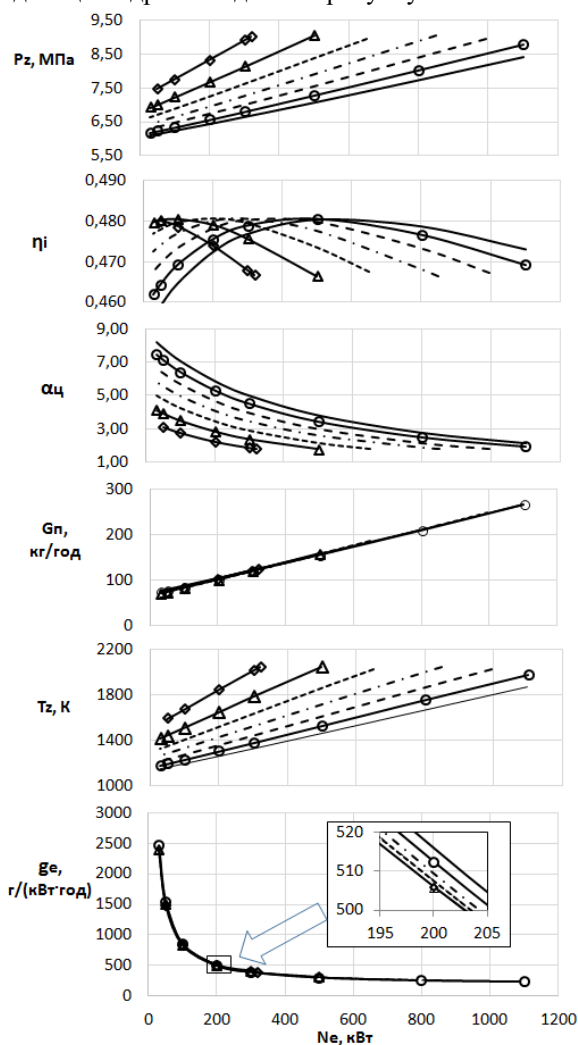


Рис. 1. Навантажувальні характеристики двигуна 7Д100 ($n=750$ хв⁻¹) при роботі на: — — — — — 10 циліндрах; —●—●—●— 9 циліндрах; - - - - - 8 циліндрах; — . . . — 7 циліндрах; 6 циліндрах; —▲—▲—▲— 5 циліндрах; —◆—◆—◆— 4 циліндрах

З рис. 1 видно, що відключення циліндрів забезпечує покращення індикаторного ККД η_i двигуна на режимах малих і середніх навантажень в діапазоні зміни N_e від 0 до 500 кВт. Так, наприклад на режимі роботи з $N_e=200$ кВт η_i базового двигуна

складає 47,2%, а двигуна із відключенням чотирьох і трьох циліндрів – відповідно, 48,0 і 48,1%.

Покращення індикаторного процесу при відключенні раціональної кількості циліндрів призводить до зменшення годинної G_n та питомої ефективної g_e витрат палива порівняно з роботою базового двигуна. Наприклад, на режимі з $N_e = 200$ кВт g_e базового двигуна становить 516 г/(кВт·год), а двигуна із відключенням трьох і чотирьох циліндрів – відповідно, 508 і 507 г/(кВт·год).

Аналіз даних рис. 1 показує, що при відключенні циліндрів відбувається збагачення паливоповітряної суміші і, відповідно, зменшення коефіцієнту надлишку повітря $\alpha_{ц}$ в активних циліндрах. На базовому двигуні при зменшенні навантаження $\alpha_{ц}$ зростає до 8,2 при $N_e = 30$ кВт. При відключенні 3-х циліндрів $\alpha_{ц}$ зменшується до 5,84, а при відключенні п'яти циліндрів – до 4,15 за тієї ж потужності.

Зменшення коефіцієнту надлишку повітря в активних циліндрах призводить до зростання максимального тиску і температури в камері згоряння. Так, на режимі з $N_e = 200$ кВт максимальний тиск P_z зростає з 6,43 МПа для базового двигуна до 8,32 МПа при відключених шести циліндрах. Максимальна температура T_z при цьому збільшується з 1261К до 1841 К. Зростання тиску і температури є однією з причин покращення індикаторного процесу двигуна при відключенні циліндрів.

Таким чином, аналіз результатів розрахунку робочого процесу двигуна показав, що відключен-

ня циліндрів призводить до покращення індикаторних та ефективних показників двигуна.

Вплив відключення циліндрів на нерівномірність крутного моменту та кутової швидкості колінчастого вала

В роботах [3, 4, 6, 11, 12] показано, що відключення циліндрів призводить до збільшення інтервалу між спалахами в робочих циліндрах. Як результат – збільшується нерівномірність крутного моменту і кутової швидкості колінчастого вала двигуна. В двигунах-генераторах струму питання забезпечення заданої нерівномірності обертання колінчастого вала є надзвичайно важливим.

Вібрації, що виникають при відключенні циліндрів, у першу чергу сприймаються елементами нижнього кривошипно-шатунного механізму, через який передається близько 70% ефективної потужності двигуна. Таким чином, основну увагу в роботі приділено саме цьому КШМ.

Розрахунок сил і крутного моменту у відсіку двигуна, а також сумарного крутного моменту на фланці колінчастого вала виконано за методикою, наведеною в роботі [14].

Вплив навантаження на нерівномірність крутного моменту $\delta_{Мкр}$ та кутової швидкості колінчастого вала δ двигуна 7Д100 при відключенні циліндрів наведений на рис. 2. При розрахунках для певної кількості циліндрів обиралася така послідовність відключення окремих циліндрів в порядку роботи циліндрів двигуна (ПРЦД), що забезпечувала мінімальне значення δ (див. табл. 1).

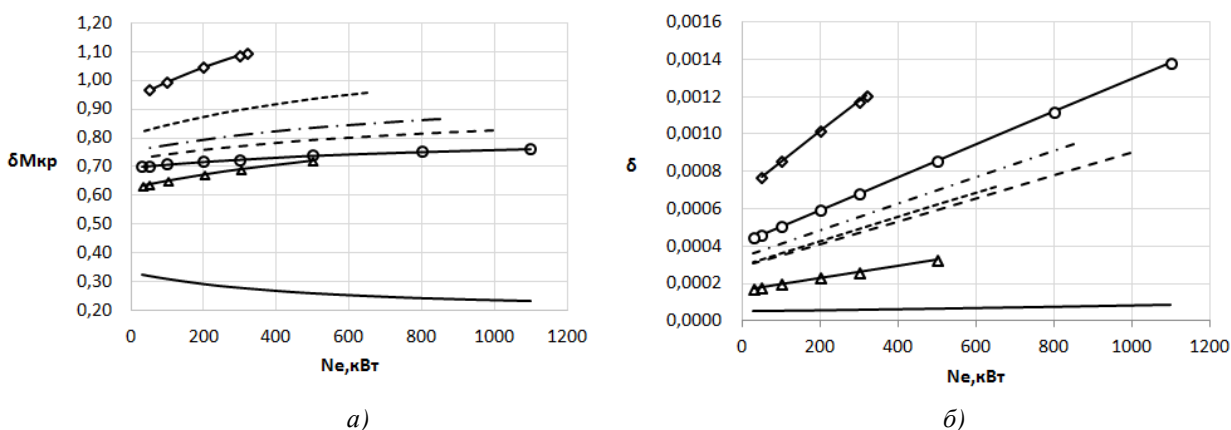


Рис. 2. Нерівномірність крутного моменту (а) та кутової швидкості колінчастого вала (б) двигуна на режимах навантажувальної характеристики при роботі на: ———— 10 циліндрах; —○— 9 циліндрах; - - - - 8 циліндрах; — . — 7 циліндрах; 6 циліндрах; —▲— 5 циліндрах; —◇— 4 циліндрах

З рис. 2 видно, що відключення циліндрів призводить до суттєвого збільшення нерівномірності крутного моменту двигуна. Найбільше зростання

$\delta_{Мкр}$ спостерігається при відключенні шести і чотирьох циліндрів (відповідно, до 3,0 та 3,75 разів), найменше - при відключенні одного і п'яти цилінд-

рів (відповідно, до 2,7 та 2,5 разів).

Нерівномірність обертання колінчастого вала зростає у ще більшому ступені ніж нерівномірність крутного моменту. Максимальне збільшення δ відбувається при відключенні одного і шести циліндрів (відповідно, до 17 і 18 разів), мінімальне – при відключенні п'яти циліндрів – до 4,75 разів.

Слід зазначити, що незважаючи на значне зростання нерівномірності обертання при відключенні циліндрів, цей параметр не перевищує допустимих значень для двигунів – генераторів змінного струму $[\delta]=0,005$. Причина незначної нерівномірності ходу двигуна при відключенні циліндрів полягає у наявності масивного ротора генератора струму (з моментом інерції 400 кг·см) та великій кількості робочих циліндрів.

Таким чином, динамічний розрахунок КШМ двигуна показав, що найбільш сприятливим, з точки зору, найменшого зростання нерівномірності крутного моменту і кутової швидкості обертання колінчастого вала, є відключення п'яти циліндрів. Однак і при застосуванні інших варіантів відключення циліндрів нерівномірність δ не перевищує допустимих значень для генераторів змінного струму $[\delta]=0,005$. Отже відключення від чотирьох до шести циліндрів в заданих межах може розглядатися як ефективний захід регулювання потужності двигуна 7Д100.

Визначення кількості та послідовності відключення циліндрів на режимах навантажувальної характеристики двигуна 7Д100.

Аналіз даних рис. 1 дозволив визначити основний критерій вибору кількості циліндрів залежно від режиму роботи двигуна. Найбільш чітко переваги відключення циліндрів характеризує індикаторний ККД двигуна η_i . Цей параметр має екстремум при роботі на постійній кількості циліндрів. Тобто можна визначити режим, на якому індикаторний ККД приймає максимальне значення.

З іншої сторони на певному навантажувальному режимі існує раціональна кількість відключених циліндрів, що забезпечує максимальні значення η_i двигуна. При відключенні більшої або меншої кількості циліндрів відносно раціональної відбувається погіршення індикаторного процесу. Таким чином, цей параметр в роботі прийнято в якості основного критерію (цільової функції), що визначає кількість активних і відключених циліндрів.

При виборі кількості відключених циліндрів слід враховувати ряд обмежень.

Для забезпечення надійної роботи двигуна слід обмежувати максимальні механічні і теплові напруги в двигуні. Критерієм, що опосередковано

характеризує навантаження на деталі двигуна, є максимальний тиск згоряння. В роботі згідно рекомендацій виробника двигунів 7Д100 приймалося, що максимальний тиск згоряння не повинен перевищувати 8,8 МПа.

Забезпечення вказаної вимоги призводить до обмеження максимальної потужності при відключенні певної кількості циліндрів. Наприклад, при відключенні двох циліндрів максимальна потужність двигуна складає 995 кВт, трьох циліндрів – 850 кВт, чотирьох циліндрів – 650 кВт, п'яти циліндрів – 500 кВт, шести циліндрів – 320 кВт.

З екологічних міркувань (підвищені викиди сажі, незгорілих вуглеводнів та твердих частинок) доцільно обмежувати мінімальні значення коефіцієнту надлишку повітря в циліндрі a_{ci} , наприклад, величиною 1,5.

Важливим обмеженням для стаціонарного двигуна для генератора струму є необхідність забезпечення ступеня нерівномірності кутової швидкості колінчастого вала δ не більше 0,005. Збільшення ступеня нерівномірності вище цього значення призводить до зростання вібрацій корпусу двигуна, а також пульсації напруги, що виробляється генератором змінного струму. Динамічний розрахунок показав що для двигуна 7Д100 ця проблема не є актуальною, оскільки навіть при виключенні 6 циліндрів ступінь нерівномірності обертання залишається більше ніж в 4 рази меншим за гранично допустимий.

Аналіз навантажувальної характеристики з урахуванням обраного критерію та обмежень дозволив запропонувати дві схеми відключення циліндрів, що представлені в таблиці 1.

Схема 1 призначена забезпечити найкращу нерівномірність кутової швидкості обертання колінчастого вала двигуна при одночасному підвищенні індикаторного ККД на режимах малих навантажень. Ця схема відрізняється простотою реалізації і конструктивного забезпечення.

Згідно схеми 1 в діапазоні ефективної потужності 1100–280 кВт двигун працює на десяти циліндрах, а в діапазоні ефективної потужності 0–280 кВт – на п'яти циліндрах (рисунок 3).

При відключенні п'яти циліндрів, активні циліндри в порядку роботи працюють через один, чим досягається найкраща нерівномірність кутової швидкості обертання колінчастого вала серед інших варіантів відключення циліндрів. При цьому реалізується змішане регулювання потужності – якісне зміною подачі палива до циліндрів і зміною активного робочого об'єму при припиненні подачі палива до групи циліндрів.

Таблиця 1. Схеми відключення циліндрів двигуна

Діапазон потужності	Число відключених циліндрів	Число активних циліндрів	Номери циліндрів у порядку їх роботи									
			1	6	10	2	4	9	5	3	7	8
Схема 1												
280-1100 кВт	0	10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0-280 кВт	5	5	1	0	1	0	1	0	1	0	1	0
Схема 2												
500-1100 кВт	0	10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
425-500 кВт	1	9	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
325-425 кВт	2	8	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0
230-325 кВт	3	7	1	0	0	0	1	0	0	1	0	0
140-230 кВт	4	6	1	0	1	0	0	1	0	1	0	0
0-140 кВт	5	5	1	0	1	0	1	0	1	0	1	0

Примітка: *0- активний циліндр; 1 – відключений циліндр

З рис. 3 видно, що при відключенні одночасно п'яти циліндрів суттєво зростає індикаторний ККД порівняно з базовим двигуном. Наприклад за потужності 100 кВт індикаторний ККД збільшується з 0,465 до 0,48. Як наслідок, питома ефективна витрата палива збільшується з 838 до 865 г/(кВт·год).

Слід однак зазначити, що в момент виключення п'яти циліндрів при 280 кВт різко зменшується коефіцієнт надлишку повітря α (з 5,14 до 2,46), зростають максимальний тиск P_z (з 6,6 до 8,0 МПа) і температура T_z (з 1314 до 1753 К) в циліндрі, а також нерівномірність кутової швидкості обертання δ (з $6,0 \cdot 10^{-5}$ до $2,6 \cdot 10^{-4}$).

Реалізація схеми 2 дозволяє досягти кращих значень індикаторного ККД, паливної економічності, екологічних показників двигуна, зменшення навантаженості його деталей порівняно зі схемою 1. Згідно цієї схеми при зменшенні потужності нижче 500 кВт відбувається послідовне відключення від одного до п'яти циліндрів.

З рис. 3 видно, що використання схеми 2 забезпечує індикаторний ККД на максимальному рівні (0,48) при зниженні потужності менше 500 кВт. При цьому максимальний тиск згорання не перевищує 7,4 МПа, а коефіцієнт надлишку повітря не опускається нижче за 3,2. З огляду на менш суттєву зміну показників двигуна при виключенні циліндрів за схемою 2 порівняно з роботою двигуна за схемою 1 можна вважати, що тривалість перехідного процесу та навантаження на деталі двигуна також будуть меншими.

Недоліком реалізації другої схеми є значне зростання нерівномірності обертання колінчастого вала δ . Цей параметр залежить від кількості відключених циліндрів і зростає максимально в 12 разів з $6,7 \cdot 10^{-5}$ до $8,6 \cdot 10^{-4}$ за ефективної потужності 500 кВт. Однак при цьому значення δ є в шість разів

меншими за допустимі значення для генераторів змінного струму ($[\delta]=0,005$).

Перспективи подальших досліджень

Наведені вище схеми забезпечують максимальний позитивний ефект від відключення циліндрів. Проте на стадії розробки алгоритмів керування відключенням циліндрів слід врахувати наступне:

- необхідність забезпечення, так званого, «гістерезису» при роботі двигуна в зоні потужності, за якої відбувається відключення/включення циліндрів. Якщо не враховувати це обмеження, то на певних режимах роботи двигуна при незначних коливаннях навантаження на двигун буде відбуватися постійне відключення та включення циліндрів і, як результат, «смикання» двигуна. Для забезпечення виконання цієї рекомендації виключення циліндрів здійснюється при досягненні меншої (або більшої) потужності ніж включення циліндрів;

- різка зміна теплового і напруженого стану в активних циліндрах після відключення інших циліндрів двигуна. Для запобігання закидів тиску і температури в циліндрі, в перехідний період слід змінювати кут випередження впорскування і циклову подачу палива за певним алгоритмом;

- відключення циліндрів призводить до зменшення періодів між спалахами в циліндрах, що може призвести до виникнення резонансних коливань деталей двигуна на деяких режимах його роботи. В цьому випадку необхідно переходити на роботу з іншим числом активних циліндрів;

- з метою швидкого прогріву двигуна, а також зменшення механічних втрат запуск та зупинку двигуна слід проводити на усіх активних циліндрах. В цьому випадку для покращення робочого процесу доцільно відключати не окремі циліндри, а ряд паливних насосів або форсунок (подача палива здійснюється двома паливними насосами на цилін-

ндр). Як обмежувальний параметр для відключення циліндрів слід використовувати мінімальне значення температури охолоджуючої рідини.

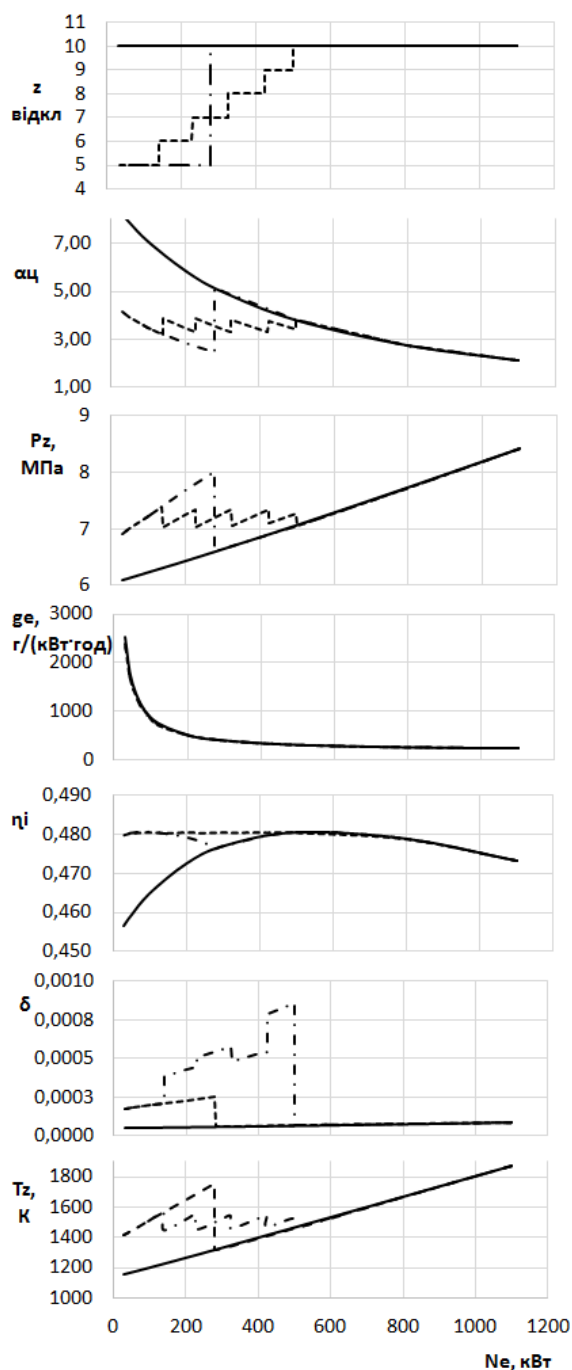


Рис. 3. Навантажувальна характеристика двигуна 1ГД100М: — базовий двигун; — . — . — двигун із системою відключення циліндрів за схемою 1; - - - - двигун із системою відключення циліндрів за схемою 2

Перспективи подальших досліджень полягають у розробці на базі представлених схем алгоритмів керування відключенням циліндрів з урахуванням наведених вище рекомендацій.

Висновки

В роботі визначено кількість та послідовність відключення циліндрів стаціонарного дизель-генератора 7Д100 в діапазоні його експлуатаційних режимів. При цьому вирішені задачі:

1. Розраховано навантажувальні характеристики двигуна при роботі на різній кількості циліндрів. Показано, що при відключенні циліндрів на режимах середніх і малих навантажень покращуються індикаторний та ефективний ККД двигуна, зменшується питома ефективна і годинна витрата палива. Однак при цьому зменшується коефіцієнт надлишку повітря, зростають максимальні тиск і температура в активних циліндрах.

2. За результатами динамічного розрахунку визначено вплив кількості відключених циліндрів на нерівномірність крутного моменту $\delta_{Mкр}$ і кутової швидкості колінчастого вала δ . Показано, що $\delta_{Mкр}$ і δ зростають при цьому до 3,75 і 18 разів, відповідно. Найбільш суттєво нерівномірність кутової швидкості колінчастого вала зростає при відключенні одного і шести циліндрів, найменше – при відключенні п'яти циліндрів. Незважаючи на зазначене зростання нерівномірності обертання при відключенні циліндрів, цей параметр не перевищує допустимих значень для двигунів-генераторів змінного струму ($[\delta]=0,005$).

3. Запропоновано комплекс критеріїв, за якими визначається кількість відключених циліндрів: індикаторний ККД двигуна, максимальний тиск згоряння, коефіцієнт надлишку повітря, нерівномірність кутової швидкості обертання колінчастого вала.

4. Запропоновано дві схеми відключення циліндрів стаціонарного дизель-генератора 7Д100. Відповідно до першої схеми в діапазоні ефективної потужності 0-280 кВт двигун працює на п'яти циліндрах, а в діапазоні 280–1100кВт – на десяти циліндрах. Згідно другої схеми в діапазоні ефективної потужності 0–500 кВт дизель працює на п'яти-дев'яти циліндрах, а в діапазоні 500-1100 кВт – на десяти циліндрах. Кількість відключених циліндрів визначається за потужністю двигуна. Відключення циліндрів за першою схемою більш просте в реалізації та забезпечує кращу рівномірність обертання колінчастого вала та крутного моменту двигуна. Відключення циліндрів за другою схемою дозволяє досягти кращої паливної економічності, меншої механічної та термічної навантаженості деталей циліндро-поршневої групи.

Список літератури:

1. Генкин К. И. Газовые двигатели ГД100 и агрегаты на их базе / К. И. Генкин, Д. Т. Аксенов, Б. Н. Струнге. – Л. : Недра, 1970.– 328 с. 2 Бердников А. А. Повышение эко-

номических показателей двигателей внутреннего сгорания путем отключения части цилиндров / А. А. Бердников, С. Р. Мингазов, А. А. Жуков // *Современные наукоемкие технологии*. – 2017. – № 1. – С. 12-16. 3. Страинов С.В. Регулирование дизеля 6С11/12,5 изменением числа работающих цилиндров или циклов : автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук : спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» / Страинов Станислав Викторович ; Российский университет дружбы народов. – М., 2012. – 18 с. 4 Wilcutts M. Design and Benefits of Dynamic Skip Fire Strategies for Cylinder Deactivated Engines / M. Wilcutts, J. Switkes, M. Shost, A. Tripathi // *SAE Int. J. Engines*. – 2013. – Vol. 6, Issue 1. – P. 278–289. 5. Грабовский А. А. Способ повышения экономических и экологических показателей поршневых двигателей / А. А. Грабовский, И. И. Артемов // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2012. – № 2. – С. 88-93. 6. Peters. G. Cylinder deactivation on 4 cylinder engines: a torsional vibration analysis (DCT rapporten; Vol. 2007.011). – Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven – 75 p. 7. Медведев А.Н. Повышение топливной экономичности автомобильных дизелей отключением части цилиндров: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук : спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» / Медведев Алексей Николаевич ; Южно-Уральский государственный университет. – Челябинск, 2008. – 16 с. 8. Kuruppu C. Investigation of Cylinder Deactivation and Variable Valve Actuation on Gasoline Engine Performance / C. Kuruppu, A. Pesiridis, S. Rajoo // *SAE Technical Paper*. – 2014. – 2014-01-1170. – 10 p. 9. Eisazadeh-Far K. Fuel Economy Gains through Dynamic-Skip-Fire in Spark Ignition Engines / K. Eisazadeh-Far, M. Younkin // *SAE Technical Paper*. – 2016. – 2016-01-0672. DOI:10.4271/2016-01-0672. 10. Lee N. Estimation of Fuel Economy Improvement in Gasoline Vehicle Using Cylinder Deactivation / N. Lee, J. Park, J. Lee, K. Park, M. Choi, W. Kim // *Energies*. – 2018. – 11, 3084. DOI: 10.3390/en11113084. 11. Chen S. Misfire Detection in a Dynamic Skip Fire Engine / S. Chen, L. Chien, M. Nagashima, J. Van Ess // *SAE Int. J. Engines*. – 2015. – vol. 8, issue 2. 12. Бешун О. А. Дослідження динаміки дизельного двигуна з регулюванням потужності відключенням циклів і їх перспектива / О. А. Бешун, М. А. Лях, О. С. Дем'янюк // *Вісник Київського національного університету ім. Тараса Шевченка*. – 2010. – №24. – С. 6-9. 13. Кравченко С. С. Конвертація стаціонарного двигуна ГД100 для роботи на низькокалорійних газових паливах: дисертація. Автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» Кравченко Сергій Сергійович; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут». - Харків, 2015. - 20 с. 14. Автомобільні двигуни: Підруч. для студентів спец. «Автомобілі та автомобільне господарство» вищ. навч. закладів Ф. І. Абра-

мчук, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долганов, І. І. Тимченко. – К.: Арістей, 2004. – 438 с.

Bibliography (transliterated):

1. Genkin, K. I., Aksenov, D. T., Strunge, B. N. (1970), *Gas engines GD100 and units based on them [Gazovyye dvigateli GD100 i agregaty na ikh baze]*, Leningrad, Nedra, 328 p. 2. Berdnikov, A. A., Mingazov, S. R., Zhukov, A. A. (2017), “Improving the economic performance of internal combustion engines by disabling part of the cylinders” [“Povysheniye ekonomicheskikh pokazateley dvigateley vnutrennego sgoraniya putem otklyucheniya chasti tsilindrov”], *Sovremennyye naukoymkiye tekhnologii*, № 1, pp. 12-16. 3. Strashnov, S.V. Regulation of diesel 6С11 / 12,5 by changing the number of working cylinders or cycles: Author's thesis [Regulirovaniye dizelya 6С11/12.5 izmeneniyem chisla rabotayushchikh tsilindrov ili tsiklov: avtoref. dis. ... kand. techn. nauk], Moscow, 18 p. 4 Wilcutts, M., Switkes J., Shost, M., Tripathi, A.(2013), “Design and Benefits of Dynamic Skip Fire Strategies for Cylinder Deactivated Engines”, *SAE Int. J. Engines*, – Vol. 6, Issue 1, pp. 278–289. DOI: 10.4271/2013-01-0359. 5. Grabovskiy, A. A., Artemov, I. I. (2012) “The way to improve the economic and environmental performance of piston engines” [Sposob povysheniya ekonomicheskikh i ekologicheskikh pokazateley porshnevikh dvigateley], *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, № 2, pp. 88-93. 6. Peters, G. (2007) “Cylinder deactivation on 4 cylinder engines: a torsional vibration analysis”, *Technische Universiteit Eindhoven: DCT rapporten*. – Vol. 2007.011, Eindhoven, 75 p. 7. Medvedev, A.N. (2008), *Improving the fuel economy of automotive diesel engines by deactivating part of the cylinders: Author's thesis [Povysheniye toplivnoy ekonomichnosti avto-mobilnykh dizeley otklyucheniyem chasti tsilindrov: avtoref. dis. ... kand. techn. nauk]*, Chelyabinsk, 16 p. 8. Kuruppu, C, Pesiridis, A., Rajoo, S. (2014) “Investigation of Cylinder Deactivation and Variable Valve Actuation on Gasoline Engine Performance”, *SAE Technical Paper*, 2014-01-1170. DOI:10.4271/2014-01-1170. 9. Eisazadeh-Far, K., Younkin M. (2016) “Fuel Economy Gains through Dynamic-Skip-Fire in Spark Ignition Engines”, *SAE Technical Paper*, 2016-01-0672. DOI:10.4271/2016-01-0672. 10. Lee, N., Park, J., Lee, J., Park, K., Choi, M., Kim, W. (2018) “Estimation of Fuel Economy Improvement in Gasoline Vehicle Using Cylinder Deactivation”, *Energies*, 11, 3084. DOI: 10.3390/en11113084. 11. Chen, S., Chien, L., Nagashima, M., Van Ess, J.(2015) “Misfire Detection in a Dynamic Skip Fire Engine”, *SAE Int. J. Engines*, vol. 8, issue 2. DOI:10.4271/2015-01-0210. 12. Beshun, O. A., Lyakh M. A., Dem'yanuk, O. S. (2010) “Research of dynamics of a diesel engine with regulation of power by disconnection of cycles and their prospect” [“Doslidzhennia dynamiky dyzelnoho dyvuhuna z rehuliuvaniyam potuzhnosti vidkluchenniam tsykliv i yikh perspektyva”], *Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu im. Tarasa Shevchenka.*, №24, pp. 6-9. 13. Kravchenko S. S. (2015), *Converting of stationary engine GD100 for work on low-calorie gas fuels: Author's thesis [Konvertatsiia statsionarnoho dyvuhuna HD100 dlia roboty na nyzkokaloriinykh hazovykh palyvakh: avtoref. dis. ... kand. techn. Nauk]*, Kharkiv, 20 p. 14. Abramchuk, F. I., Hutarevych, Yu. F., Dolhanov, K. Ye., Tymchenko, I. I. (2004) *Automobile engines: Textbook for students of the specialty “Automobile and automobile economy” of higher educational institutions [Avtomobilni dyvuhuny: Pidruch. dlia studentiv spets. “Avto-mobili ta avtomobilne gospodarstvo” vyshch. navch. Zakladiv]*, Aristei, Kyiv, 438 p.

Надійшла до редакції 03.06.2019 р.

Осетров Александр Александрович – канд. техн. наук, доц., доцент кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: osetrov2010@gmail.com, http://orcid.org/0000-0002-5495-9626.

Жуковский Евгений Игоревич – студент кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: zekajukovskiy@gmail.com.

РАЗРАБОТКА СХЕМ ОТКЛЮЧЕНИЯ ЦИЛИНДРОВ СТАЦИОНАРНОГО ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМАХ

А.А. Осетров, Е. И. Жуковский

Стационарные дизель-генераторы работают в широком диапазоне нагрузок при практически постоянной частоте вращения коленчатого вала. На режимах низких нагрузок их эффективность уменьшается вследствие ухудшения качества смесеобразования в цилиндре, уменьшения давления и температуры в камере сгорания и, как следствие, снижения индикаторного и эффективного КПД. Улучшить показатели дизеля на этих режимах возможно применением отключения цилиндров или циклов. На сегодня предложен ряд систем отключения цилиндров, применяющихся на серийных двигателях. Однако в литературе недостаточно раскрыта методология определения количества и последовательности отключения цилиндров в зависимости от режимов работы двигателя. Отсутствует единый подход к использованию критериев эффективности отключения цилиндров, критериальных и параметрических ограничений. В работе представлен расчетно-экспериментальный метод, базирующийся на обеспечении максимального индикаторного КПД двигателя с учетом комплекса ограничительных параметров. С использованием этого метода предложены две схемы отключения цилиндров стационарного дизель-генератора 7Д100, в которых количество отключенных цилиндров определяется по мощности двигателя, а последовательность отключения цилиндров устанавливается исходя из обеспечения минимальной степени неравномерности вращения коленчатого вала двигателя. В первой схеме в диапазоне эффективной мощности 0-280 кВт двигатель работает на пяти цилиндрах, а в диапазоне 280-1100 кВт - на десяти цилиндрах. Согласно второй схеме в диапазоне эффективной мощности 0-500 кВт дизель работает на пяти-девяти цилиндрах, а в диапазоне 500-1100 кВт – на десяти цилиндрах. Отключение цилиндров по первой схеме более простое в реализации и обеспечивает лучшую равномерность вращения коленчатого вала и крутящего момента двигателя. Отключение цилиндров по второй схеме позволяет достичь лучшей топливной экономичности и меньшей механической и термической напряженности деталей цилиндро-поршневой группы.

Ключевые слова: дизель -генератор; отключение цилиндров; рабочий процесс; математическое моделирование; индикаторный КПД; неравномерность вращения коленчатого вала.

DEVELOPMENT OF THE DEACTIVATION SCHEMES OF THE CYLINDERS FOR THE STATIONARY DIESEL-GENERATOR ON OPERATIONAL MODES

O.O. Osetrov, Y. I. Zhukovskyi

Stationary diesel generators operate in a wide range of loads at almost constant frequency of rotation of the crankshaft. At low load conditions, their efficiency decreases due to deterioration of the mixture-formation in the cylinder, reduction of pressure and temperature in the combustion chamber and, as a result, decrease in indicator and effective cycle efficiency. It is possible to improve the performance of a diesel engine in these modes by turning off cylinders or cycles. At present, a number of cylinder shut-off systems have been proposed, which are used on serial engines. However, the literature does not sufficiently disclose the methodology for determining the number and sequence of cylinder deactivation, depending on the engine operating conditions. There is no unified approach to the use of criteria for cylinder shutdown efficiency, criterial and parametric constraints. The paper presents a computational-experimental method based on ensuring the maximum indicator engine efficiency with regard to a set of restrictive parameters. Using this method, two schemes for shutting down the cylinders of a 7D100 stationary diesel generator are proposed, in which the number of disabled cylinders is determined by engine power, and the cylinder shutdown sequence is determined on the basis of ensuring the minimum degree of the crankshaft cyclic speed fluctuation. In the first scheme, in the range of effective power of 0-280 kW, the engine operates on five cylinders, and in the range of 280-1100 kW - on ten cylinders. According to the second scheme, in the range of effective power of 0-500 kW, the diesel works on five to nine cylinders, and in the range of 500-1100 kW - on ten cylinders. Turning off the cylinders according to the first scheme is simpler to implement and provides better uniformity of the crankshaft cyclic speed and engine torque fluctuation. Switching off the cylinders according to the second scheme allows achieving better fuel efficiency and less mechanical and thermal tensions in the details of the cylinder-piston group.

Key words: diesel-generator; cylinder deactivation; the working process; mathematical modeling; indicator efficiency; cyclic speed fluctuation.

А.П. Строков, И.В. Парсаданов

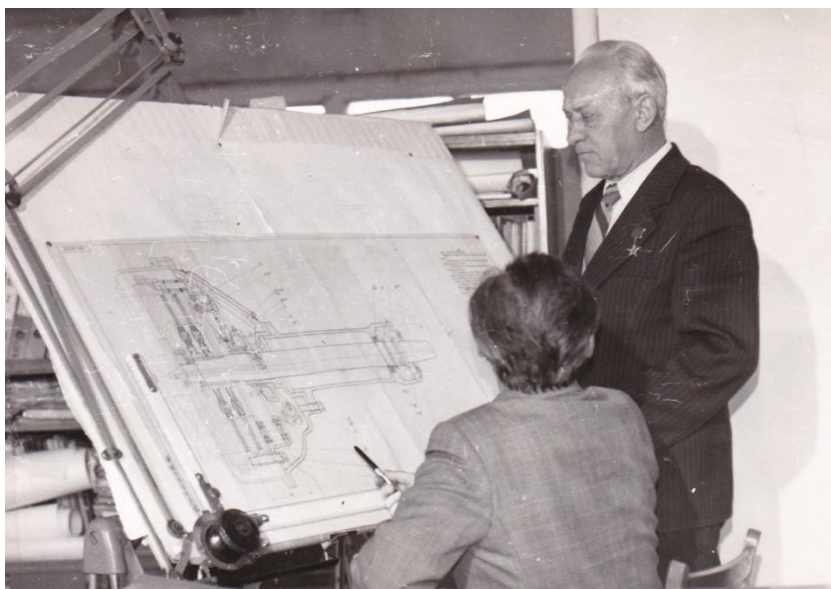
ЮБИЛЕЙ БЕЗ ЮБИЛЯРА

7 сентября 2019 года исполняется 70 лет со дня выхода постановления Совмина СССР об организации на Харьковском заводе «Серп и молот» (СиМ) конструкторского бюро по двигателям, в последующем ГСКБД (Главное специализированное конструкторское бюро по двигателям), а 9 декабря исполнилось бы 105 лет создателю ГСКБД, Генеральному конструктору Ковалю Ивану Андреевичу.

70 лет это почтенный возраст, когда в основном говорят о прошлых достижениях, но это если они были. А достижения ГСКБД (они подробно описаны в работах [1, 2, 3, 4]), действительно заслуживают глубокого уважения.

И слово ГОЛОВНОЕ в названии организации, не просто слово. Это своего рода признание, религия.

В ГСКБД рождались, вначале на бумаге, а затем превращались в металл самые передовые и оригинальные технические идеи, которые практически все внедрялись в реальные изделия. ГСКБД под руководством его создателя, организатора и идеолога Ковалю И.А. прошло нелегкий путь от ординарного заводского КБ до головной конструкторской организации в СССР. КБ, где большинство технических решений соответствовали передовому научному уровню и внедрялись впервые.



Обсуждение новой идеи

Эти революционные идеи не всегда находили понимание и одобрение у министерских чиновников от техники: дизели вместо бензиновых двигателей для сельхозтехники, газотурбинный наддув, непосредственный впрыск топлива в камеру сгорания, многотопливные модификации двигателей, работающих не только на дизтопливе, но и на бензине, керосине и альтернативных топливах. При этом результаты конструкторских разработок предназначались для массового производства и обязательно проходили серьезную проверку на машиноиспытательных станциях, расположенных во всех климатических зонах страны и за рубежом.

Испытания на полигоне института в Штате Небраска, проведенные в 1979 году, подтвердили все заявленные показатели. А по топливной экономичности и энергетическим показателям трактор с двигателем конструкции ГСКБД оказался лучшим из всех испытанных до этого мировых образцов. Важно, что объективность результатов не подвергается сомнениям, так как испытания проводились сотрудниками полигона, и посторонние в процесс испытаний не допускались.

А всевозможные дипломы международных выставок, золотые и серебряные медали ВДНХ, также являются подтверждением достоверности всех полученных показателей и параметров.

Кадровый потенциал был под особым контролем Генерального конструктора Коваля И.А. Каждый год из выпускников кафедры ДВС ХПИ после прохождения практик, отбирались лучшие для работы в конструкторских отделах и исследовательских лабораториях. Из них впоследствии формировались будущие руководители и лидеры технических направлений. Так обеспечивалась преемственность поколений.

Всячески поощрялось участие в конкурсах, выставках, творческие командировки в смежные НИИ и на испытательные полигоны. В результате сотрудниками ГСКБД защищено 4 докторских, и более 20 кандидатских диссертаций. Выпущены монографии, учебники, справочники и другая техническая и специальная литература. Такая

творческая атмосфера формировала и позволяла развиваться личностям. Из числа сотрудников ГСКБД выросли руководители конструкторских организаций, директора промышленных предприятий, и даже министр. Один из авторов этой статьи пришел в ГСКБД молодым специалистом и завершил работу генеральным конструктором, другой начинал мотористом-испытателем и стал заместителем генерального конструктора. Сотрудники ГСКБД были представлены в городских и областных, республиканских и союзных партийных структурах. К слову, архимандрит и главный эконом Троице-Сергиевой Лавры был воспитанником ГСКБД.



Генеральный конструктор и заведующие отделами ГСКБД Бугара В.А. и Лесовицкий И.В.

В ГСКБД ломались традиции, что тракторные дизели для обеспечения требуемого ресурса должны быть тяжелыми и тихоходными, что короткоходная конструкция для дизелей сельскохозяйственного назначения не рациональна. Многие ведущие специалисты-двигателисты страны убеждали, что применение газотурбинного наддува бесперспективно из-за невозможности обеспечить необходимый КПД, надежную и безопасную работу турбокомпрессора в условиях массового производства. Потребовались годы на исследования и ведомственные испытания, чтобы доказать обратное.

Литровая мощность дизелей СМД за тридцать лет возросла вдвое, удельный эффективный расход топлива на режиме номинальной мощности был снижен на 30 г/(л.с.час). При этом ресурс был увеличен с 6000 до 10000 моточасов. В ГСКБД был

экспериментально выявлен и подтвержден значительный положительный эффект от увеличения максимального давления и сокращения продолжительности впрыскивания топлива в камеру сгорания при объемно-плечном смесеобразовании.

Очень нелегко давалось развитие материально-технической базы. Сколько дверей и километров коридоров пришлось пройти И.А. Ковалю, чтобы были построены и оборудованы лабораторно-экспериментальный комплекс (ЛЭК), опытно-экспериментальный цех (ОЭЦ), высотный инженерный корпус.

Более 30 крупнейших заводов работали по конструкторской документации ГСКБД. СиМ и ХЗТД выпускали в сутки до 1000 двигателей, которые ожидали тракторные, комбайновые предприятия в Харькове, Волгограде,

Петрозаводске, Тернополе, Ростове, Таганроге, Херсоне. Плюс спецтехника Министерства
Красноярске, Чебоксарах, Липецке, Гомеле, обороны.



*Руководство ГСКБД на демонстрации, 7 ноября 1981 г.
Слева направо: Еременко Б.С., Коваль И.А., Гордиенко В.П., Масалькин Н.С.*

С целью научного обоснования работ по созданию новых моделей двигателей, повышению их технического уровня ГСКБД широко использовало творческие связи с НИИ и учебными институтами. Для решения сложных задач, возникающих при новом проектировании, привлекались кафедры вузов ХПИ, ХИИТ, ХИМЭСХ, МВТУ им. Баумана и институты АН Украины – Проблем литья, Проблем прочности, Проблем машиностроения и другие. В разработке топливной аппаратуры помощь оказывал ЦНИТА. Полезно было участие в разработках НАТИ, НАМИ, ЦНИДИ.

ГСКБД организация - труженик с ярко выраженной практической направленностью. В ней были и расчетно-теоретические подразделения, но они не увлекались плетением кружев из математических символов, а расчетными способами, экономно решали возникающие вопросы, что бы потом проверить и внедрить их на практике. Для многих столичных НИИ финансовая кормушка была ближе, и особенно напрягаться не было необходимости. А от ГСКБД быстрых решений проблем требовали цеха и конвейеры заводов, а поэтому особенно расслабляться не удавалось.

Даже в лихие 90-е, когда многие организации сделали крен в сторону коммерциализации, ГСКБД пыталось сохранить конструкторский стиль.

В связи с развития фермерских хозяйств и дефицитом средств малой механизации, ГСКБД разработало и внедрило малогабаритные V-образные дизели жидкостного охлаждения с непосредственным впрыском топлива СМД 900/1800, для малогабаритной техники сельскохозяйственного и промышленного назначения. Широкого распространения они не получили из-за изменившихся государственных приоритетов.

В результате сотрудничества с Минпромполитики и Госстандартом Украины, на базе ГСКБД создан Технический комитет двигателей внутреннего сгорания и аккредитована испытательная лаборатория сертификации двигателей и агрегатов.

Результаты работ коллектива ГСКБД были оценены государством по достоинству.

В 60-е годы прошлого столетия присуждена Ленинская премия Генеральному конструктору Ковалю И.А. за создание и производство дизелей СМД для комбайна СК-4.

Государственной премией УССР отмечена группа сотрудников за создание комплекса высокоэффективных машин по уборке зерна и соломы с двигателями СМД 15КФ.

В 70-е годы присуждена государственная премия УССР группе сотрудников за создание и производство универсальных дизелей для тракторов, комбайнов и других машин, а ГСКБД награждено почетной грамотой Президиума Верховного Совета УССР.

В 80-е годы присвоено звание Героя Социалистического труда с вручением ордена Ленина и Золотой медали «Серп и Молот» Ковалю И.А., а также государственной премией удостоена группа сотрудников за создание и внедрение в производство тракторных и комбайновых дизелей с высокоэффективным газотурбинным наддувом и охлаждением наддувочного воздуха.

В целом более 40 сотрудников ГСКБД стали лауреатами государственных премий.

Экономическая политика, реализуемая после получения независимости, не оставила шансов на выживание ни ГСКБД ни моторостроительным предприятиям.

Но ничего не исчезает бесследно. Сохранены колоссальный опыт по созданию и доводке быстроходных дизелей для сельскохозяйственных

машин и автотранспорта, методы и принципы организации конструкторских и исследовательских работ. Этот опыт, накопленные годами знания могут и должны быть использованы, если ставится цель обеспечения экономической независимости, которая невозможна без основного источника энергии – двигателей внутреннего сгорания.

Список литературы:

1. Коваль И.А., Диденко А.М., Шеховцов А.Ф., Симсон А.Э., Луцицкий Ю.В., Пучков Ю.В. По пути наиболее рациональному и перспективному // *Республиканский межведомственный научно-технический сборник «Двигатели внутреннего сгорания», вып. 50.– Вища школа, с. 3–13.*
2. Ляцев В.Т., Строков А.П. Разработка и перспективы развития автотракторных дизелей СМД // *Двигуни внутрішнього згорання: Вісник Харківського державного політехнічного університету. Збірка наукових праць. Вип. 60.– с.5-8.*
3. Строков А.П. Вклад ГСКБД в развитие двигателестроения // *Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №1. – С. 60-63.*
4. Парсаданов И.В., Косулин А.Г., Литвинцева Н.И. К 100-летию И.А. Ковалю // *Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. – №2. – С. 104-108.*

Научно-технический журнал "Двигатели внутреннего сгорания" выпускается 2 раза в год. Основная цель издания - предоставить возможность опубликовать результаты научных трудов и статьи научным сотрудникам, преподавателям, аспирантам и соискателям ученых степеней, а также расширить возможности для обмена научно-технической информацией в Украине и за ее пределами.

К опубликованию принимаются статьи на украинском, русском, английском, немецком языках по следующим научным направлениям:

- **Общие проблемы двигателестроения;**
- **Конструкция ДВС;**
- **Рабочие процессы ДВС;**
- **Технология производства ДВС;**
- **Эксплуатация ДВС;**
- **Экологизация ДВС;**
- **Гипотезы, предложения;**
- **История двигателестроения, личности, юбилей.**

Материал (статья) подается редколлегии в 2-х экземплярах. К материалам должна прилагаться дискета (CD-диск) со статьей, набранной в текстовом редакторе MS Word.

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ СТАТЬИ можно скачать на сайте кафедры ДВС по ссылке <http://sites.kpi.kharkov.ua/diesel/> в разделе «Видання», «Вимоги до оформлення статей», а также на сайте журнала <http://dvs.khpi.edu.ua/>.

СТАТЬЯ ДОЛЖНА ВКЛЮЧАТЬ:

- УДК статьи;
- инициалы, фамилии и научные степени (квалификацию) авторов;
- название статьи;
- аннотации на украинском, русском и английском языках (приводятся в конце статьи).

К статье прилагаются:

- рецензия,
- акт экспертизы о возможности опубликования.

СТАТЬИ, ОФОРМЛЕНИЕ КОТОРЫХ НЕ СООТВЕТСТВУЕТ ПРИВЕДЕННЫМ ТРЕБОВАНИЯМ, РЕДКОЛЛЕГИЕЙ НЕ РАССМАТРИВАЮТСЯ

УСЛОВИЯ ОПУБЛИКОВАНИЯ:

Оформленная в соответствии с требованиями статья направляется авторами в редколлегию по адресу: 61002. Харьков, ул. Кирпичева, 2. НТУ "ХПИ". Кафедра ДВС. Редакционная коллегия журнала "Двигатели внутреннего сгорания". Ответственному секретарю редколлегии. Тел. (057)707-60-89, E-mail: rykova@kpi.kharkov.ua.

После принятия решения об опубликовании автор информируется об этом редколлегией. Рукописи и дискеты авторам не возвращаются.

Наукове видання

Двигуни внутрішнього згоряння
Всеукраїнський науково-технічний журнал

Відповідальна за випуск І.В. Рикова

Підп. до друку 27.08.2019 р. Формат 60x84 1/8. Папір офсетний.
Гарнітура Times. Віддруковано на ризографі.
Ум. друк. арк. 10,75. Обл.-вид. арк. 10,0
Наклад. 300 прим. Зам. № 27/08 Ціна договірна

Віддруковано ФОП Виговський Д.І.
Реєстраційний номер 2480000000201357 від 11.10.2017 р.
В Єдиному державному реєстрі юридичних осіб, ФОП
та громадських формувань