

СПОСОБЫ ФОРСИРОВАНИЯ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Л.В. Кнауб, профессор, Военная академия г. Одесса

Аннотация. Предложен новый способ форсирования дизелей за счет формирования вихревых процессов смесеобразования в дополнительной системе питания, выполненной в виде вихревой трубки Ранка, которая работает от энергии отработанных газов или газотурбонагнетателя, с целью использования дешевых низкоцетановых топлив и увеличения термического КПД дизеля, вследствие увеличения количества аэрозольного состава и равномерности распределения топлива по камере сгорания.

Ключевые слова: форсирование, дизельный двигатель, вихревая трубка, диаметр капли, частота вращения, мощность, газоконденсат.

СПОСОБИ ФОРСУВАННЯ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Л.В. Кнауб, професор, Військова академія м. Одеса

Анотація. Запропонований новий спосіб форсування дизелів за допомогою формування вихрових процесів сумішоутворення у додатковій системі живлення, виконаній у вигляді вихрової трубки Ранка, яка працює від енергії відпрацьованих газів або газотурбонагнітача, з метою використання дешевих низькоцетанових палив і збільшення термічного ККД дизеля, внаслідок збільшення кількості аерозольного складу і рівномірності розподілу палива по камері згорання.

Ключові слова: форсування, дизельний двигун, вихрова трубка, діаметр краплі, частота обертання, потужність, газоконденсат.

METHODS OF DIESEL ENGINES FORCING

L.V. Knaub, professor, Military academy, Odessa

Annotation. A new way to boost diesel engines due to the formation of vortex processes of mixing in additional power supply system, made in the form of a vortex Ranks tube, which runs on the energy of exhaust gases or turbochargers, for the use of cheap low cetane fuels and increasing thermal diesel engine efficiency, due to the increased amount of aerosol composition and fuel distribution uniformity along the combustion chamber.

Keywords: boost, diesel engine, vortex tube, the diameter of the drops, speed, power, gas condensate.

Вступ

Форсування дизелів по навантаженні й частоті обертання колінчастого вала пов'язана із сумішоутворенням, тобто з кількісними параметрами (цикловою подачею, тривалістю сумішоутворення, амплітудно-фазовими змінами диференціальних характеристик упоркування та ін.) і якісними показниками (дрібністю розпилювання, рівномірністю розпо-

ділу по об'ємі камери згорання, інтенсивністю випаровування краплі та ін.), і вирішується біля століття, тобто з моменту появи перших промислових дизелів. Пояснюється це, насамперед тим, що сумішоутворення визначає ефективність і повноту згорання, іншими словами, індикаторні, ефективні й екологічні показники дизеля [6].

Постановка проблеми

Перелічені аргументи дозволяють сформулювати часткову задачу проблеми форсування – збільшення тривалості первинного процесу сумішоутворення від 30 – 40 до 360 град. о. к. в., при цьому основна доза циклової подачі ПАД у процесі сумішоутворення визначається задаючими і керуючими фазами процесу згоряння. У цьому випадку виникає задача конструкторського виконання такої додаткової системи живлення дизеля, для якої не буде потрібна додаткова енергія на розпилювання, роботу вузлів з рухливими елементами й у прецизійних парах тертя.

Основними цілями даної роботи ставилися:
– форсування дизеля 4Ч 9,5/11 по потужності і частоті обертання колінчастого вала з $Ne = 25,6 \text{ кВт}$ при $n = 1500 \text{ 1/хв}$ до максимально можливих;
– використання низькоцетанових палив: високов'язких мазутів, газоконденсатних і пічних палив із ЦЧ – 31-35.

Огляд літератури

Усебічний аналіз фундаментальних наукових праць професорів І. В. Астахова, Д. М. Вирубова, М. Г. Круглова, О. С. Орліна, І. М. Лєніна, Г. П. Покровського, Б. С. Стечкіна та ін., на яких виросло гідне покоління вчених і конструкторів показує, що ряд приватних задач по сумішоутворенню в дизелях дотепер перетерплюють теоретичні й конструкторські удосконалення [3 – 5, 7]. Особливо варто відмітити, що індукційний період згоряння (роботи проф. О. Н. Войнова, Ю. Б. Свірідова), важливий параметр початку відкритого горіння, диференціально визначається параметрами палива, сумішоутворенням і термодинамічним станом свіжого заряду [1, 2, 9, 10]. Сучасна тенденція збільшення частоти обертання колінчастого вала дизеля накладає тимчасові обмеження на процес сумішоутворення. Розробки електронних систем керування упорскуванням, розділених подач (двофазне упорскування), систем підготовки важких і високов'язких палив наближають швидкості вигорання палив до стандартних [8]. Проте, порушення робочих процесів відчутні на перехідних режимах, змінах навантаження і частоти обертання колінчастого вала. Використання палив різних теплофізичних параметрів формулює свої вимоги на процеси упорскування, випаровування, змі-

шування, які визначають тривалість фаз і інтенсивність вигорання.

Основна частина

Поставлені задачі вирішувалися нами за допомогою формування вихрових процесів сумішоутворення у додатковій системі живлення, виконаної у вигляді вихрової трубки Ранка [11-13], яка працює від енергії відпрацьованих газів або газотурбонагнітача, для використання стабільного газоконденсату і збільшення термічного ККД дизеля.

Використовувана для форсування схема додаткової системи живлення, реалізована на дизелі 4Ч 9,5/11, показала результати, котрі, на наш погляд, подають надію і полягають в тім, що тепловиділення при об'ємному згорянні скорочується по тривалості зі зниженням максимальної швидкості тепловиділення, а переважаючий процес дифузійного згоряння по фазі зміщується до верхньої мертвої точки зі зростаючою швидкістю тепловиділення. Пояснюється це тим, що збільшується частка аерозольного складу і рівномірність розподілу палива по камері згоряння, а параметри переднього і заднього фронтів диференціальної характеристики упорскування ПАД зменшуються практично до нуля, тобто закон подачі малих доз наближається до П-подібного імпульсу. Жорсткість згоряння при зазначеній зміні фаз вигорання палива повинна змінюватися досить відчутно, але не виходячи за межі припустимих значень для вихрокамерних дизелів.

Для доказу вірогідності висловлених аргументів приведемо аналіз експериментальних даних безмоторних випробувань по:

- якості розпилювання і випаровування у вихровій системі;
- зміні параметрів диференціальної характеристики упорскування ПАД;
- результатам обробки індикаторних діаграм моторних випробувань при $Ne, n = \text{var}$ для розрахунку й аналізу характеристик тепловиділення.

Об'єм експериментальних досліджень для збереження логічної послідовності вирішення поставленої задачі збільшення тривалості сумішоутворення представляється наступними складовими частинами:

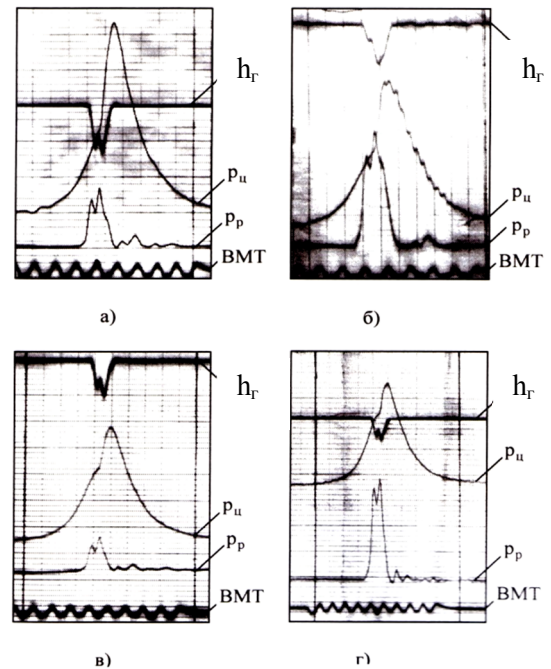
- безмоторними випробуваннями вихрової системи живлення як первинного сумішоут-

ворення й основної системи ПАД для аналізу зміни параметрів упрорскування малих подач при використанні стандартного палива і стабільного газоконденсату;

– моторними випробуваннями дизеля на стандартному паливі і стабільному газоконденсаті з додатковою вихровою системою живлення і без неї.

Нижче наведені фрагменти осцилограм експериментальних досліджень робочих процесів паливної апаратури і дизеля при роботі на стандартному паливі (рис. 1. а), на низькоцетановому стабільному газоконденсаті (рис. 1. б) без додаткової вихрової системи і для порівняння показників при введенні в роботу вихрової системи (рис. 1. в, г) при роботі на тих же паливах. Обробка результатів індиціювання проводилася відповідно до ДЕСТ на випробування дизелів і паливної апаратури. Якість розпилювання, випаровування і змішування палива з повітрям при перемінних витратах повітря і палива у вихровій системі оцінювалася двопробним лазерним анемометром, як і якість розпилювання малих циклових подач ПАД дизельного палива і газоконденсату.

Зацікавлених комерцією прихильників необґрунтованих рекомендацій з розширення поля використання низькоцетанових палив для дизелів, які стверджують відсутність детонаційного згоряння, повинні розчарувати показання зміни тиску (детонаційного) у циліндрі (рис. 1. б). Зміни випередження подачі палива в припустимих відхиленнях і значення коефіцієнту надлишку повітря практично не змінюють характеру протікання індикаторної діаграми, тобто не спостерігається знищення детонації як при рециркуляції відпрацьованих газів до 7 – 8 % і збільшенні частоти обертання колінчастого вала. Тут варто звернути увагу на факт розділеної подачі палива (первинне і ПАД) при постійному загальному значенні коефіцієнта надлишку повітря $\alpha = 1,46$, а через вихрову систему живлення $\alpha = 2 - 4$, при якому цілком знищується детонаційне горіння за рахунок високоякісної підготовки суміші від моменту введення палива в додаткову систему живлення до кінця згоряння по всіх діапазонах зміни навантаження і частоти обертання колінчастого вала (рис. 1. г).



а – стандартне паливо; б – стабільний газоконденсат ЦЧ – 31; в – дизельне паливо (з вихровою системою); г – стабільний газоконденсат ЦЧ – 31 (з вихровою системою); h_r – переміщення голки; p_u – тиск у циліндрі; p_p – тиск у розпилювачі; BMT – відмітчик верхньої мертвої точки

Рис. 1. Фрагменти осцилограм індиціювання дизеля 4Ч 9,5/11

Результати безмоторних випробувань систем живлення стандартним паливом і стабільним газоконденсатом з використанням первинної (вихрової) системи і з урахуванням того, що ПАД упрорскує малі циклові подачі при малих частотах обертання колінчастого вала дизеля, показують, що якість розпилювання ПАД незадовільна (середній об'ємний діаметр краплі $d_{30} \gg 30$ мкм) (рис. 2). Вихрова ж система при цьому випробувалася в діапазоні тиску у всмоктувальному колекторі і на вході $p_{B_1} = p_{B_2} = 0,15 - 0,2$ МПа, як при наддуванні.

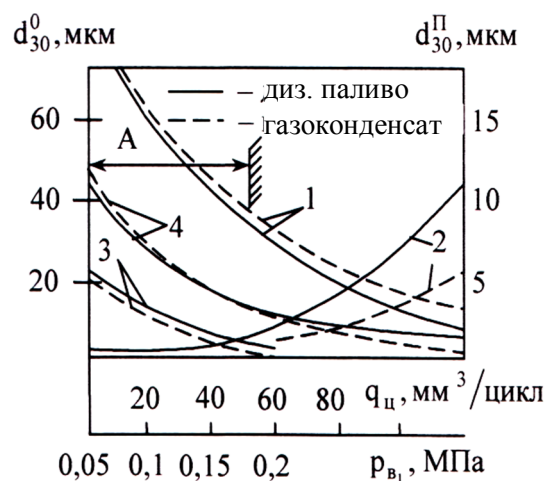
Аналіз якості розпилювання, використовуваних для форсування палив, як основного аргументу сумішоутворення, показує практично ідентичну зміну середнього об'ємного діаметра краплі від перемінних: циклової подачі, тиску наддування і тиску початку упрорскування $d_{30}(q_u, p_k, p_{\phi}')$ (рис. 2). У додатковій вихровій системі паливо випаровується більш інтенсивно зі зменшенням q_u (криві 2) при постійній температурі повітря

$T_n = 328 \text{ K}$, яке надходить. Пов'язано це з тим, що краплі у вихровій трубці концентруються на периферії, де температура вихрових потоків вище $d_{30} > 30 \text{ мкм}$ е, ніж на осі трубки, а прихована теплота пароутворення вирівнює температури потоків робочої суміші на вході у всмоктувальний колектор.

Особливе значення в цих процесах підготовки робочої суміші має збільшення тиску повітря на вході у вихрову систему (p_{B_1}, p_{B_2}), який підвищує частоту обертання вихрів, збільшуючи інтенсивність випаровування і змішування палива перед початком усмоктування. Значення коефіцієнта надлишку повітря α у вихровій системі встановлюється регулюванням дроселя. Звідси стають явними границі розподілу циклової подачі для одержання максимальних $Ne(n)$ дизеля по визначальним $p_k = p_{B_1}$ і p'_ϕ (рис. 2, зона "А"). Вторинна система (ПАД) при $n_{кул.в} \geq 750 \text{ 1/хв}$ здійснює класичне протікання процесів, яке не задовольняє по якості розпилювання малих циклових подач (криві 1). Отже, виникає необхідність коректування фронтів диференціальних характеристик упорскування при циклових подачах $q_u < 50 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ і діаметрі плунжера $d = 8,5 \text{ мм}$, збільшення яких (фронтів) по куті повороту колінчастого вала при форсуванні по частоті обертання вкрай небажано через зріст d_{30} по фронтах упорскування. Для виключення цього факту збільшувався тиск початку упорскування p'_ϕ (криві 4).

Таким чином, отриманий нами діапазон зміни якості розпилювання в зоні "А" (рис. 2), визначає відносний розподіл циклової подачі на первинну підготовку через вихрову систему і подачу ПАД, не порушуючи якісних і кількісних співвідношень параметрів для одержання найвигіднішого сумішоутворення і протікання індикаторних процесів, що і використовувалося при моторних випробуваннях.

Характер зміни приведених ефективних параметрів по частоті обертання колінчастого вала відповідає загальній теорії комбінованих двигунів з урахуванням меншої теплотворної здатності газоконденсату відносно дизельного палива (рис.3).



1 – $d_{30}^0(q_u)$ – середній об'ємний діаметр краплі від циклової подачі ПАД при $p'_\phi = 12,5 \text{ МПа}$, $n = 1500 \text{ 1/мин}$ (форсунка штифтова 16с42-6Б); 2 – $d_{30}^{II}(q_u)$ – середній об'ємний діаметр краплі від циклової подачі вихровою системою при $p_{e_1} = 0,145 \text{ МПа}$; 3 – $d_{30}^{II}(p_{e_1}, p_{e_2})$ – середній об'ємний діаметр краплі від циклової подачі вихровою системою після вторинного вихору при $q_u = 60 \text{ мм}^3/\text{цикл}$; 4 – $d_{30}^0(q_u)$ – середній об'ємний діаметр краплі від циклової подачі ПАД при $p'_\phi = 14,5 \text{ МПа}$

Рис. 2. Зміна якості розпилювання

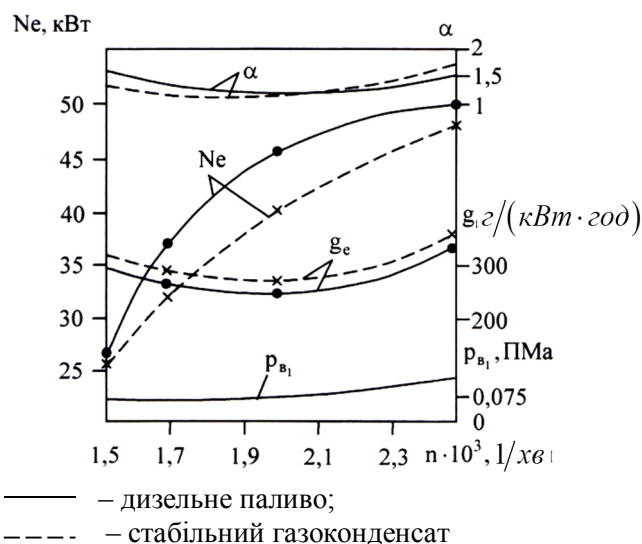


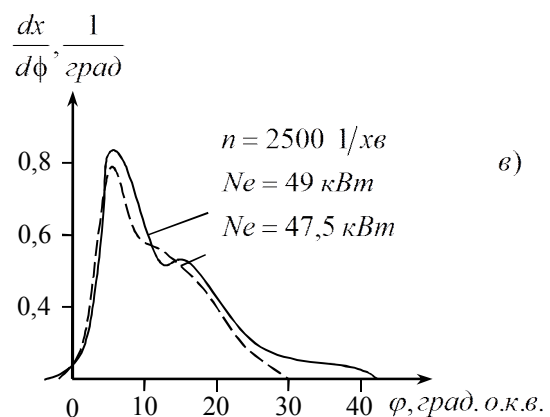
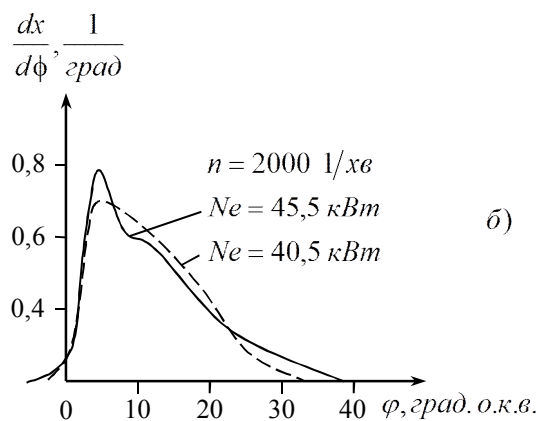
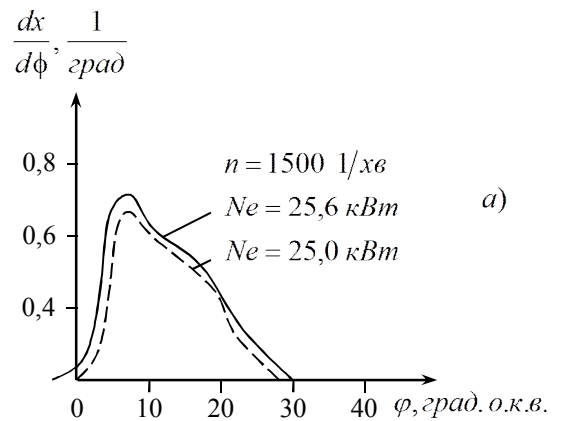
Рис. 3. Результати індичювання по частоті обертання колінчастого вала дизеля 4Ч 9,5/11 з вихровою первинною підготовкою палива

Обґрунтування ж їхнього зростання по швидкісній характеристиці і знищення дегонації при роботі на чистому газоконденсаті вимагає приведення доказів повного випаровування палива у вихровій первинній системі і високоякісному рівномірному розподілі його за період наповнення і стиску. Враховуючи приховану теплоту пароутворення і теплоту вихрових потоків після компресора не більшими, ніж після ГТН, покажемо час і шлях, який проходить крапля діаметром вище 40 мкм. При швидкості входу повітря $v_6 = 90 \text{ м/с}$, діаметрі первинної вихрової зони $d=0,02 \text{ м}$ і тиску 0,175 МПа частота обертання вихору лежить у межах $(2,4 - 2,7) \cdot 10^4 \text{ 1/хв}$, а частота обертання краплі палива в межах $(0,9 - 1,2) \cdot 10^4 \text{ 1/хв}$, тоді відносна швидкість повітря і краплі складе $1,5 \cdot 10^4 \text{ 1/хв}$. Шлях, пройдений краплею по спіралі, при цій відносній швидкості складає 4 – 6 м на довжині вихрової зони, яка дорівнює діаметру трубки d (рис. 1). Якщо зменшити витрату повітря через регулятор 5 і сформувати вторинний вихровий потік за рахунок p_{B_2} , то час перебування краплі у вихровій зоні може досягати 0,4 – 0,6 с, тоді шлях на 5 – 8 калібрах складе 62 – 90 м. Враховуючи те, що температура повітряного потоку до випаровування складає біля 80°C (без урахування зниження температури внаслідок випаровування), крапля діаметром вище 40 мкм випаровується на протязі 2 м, що практично збігається з теорією проф. Ю. В. Свірідова про тепломасообмін краплі у вихорі [10]. Таким чином, встановлене і підтверджене повне випаровування палива у вихровій зоні всієї частки циклової подачі до 60 – 80 % від $q_{i,ном}$ при $d_{30} \gg 40 \text{ мкм}$.

Аналіз характеристик тепловиділення (рис. 4) для режимів з первинною підготовкою робочої суміші через вихрову додаткову систему живлення, дає підставу вибрати найвигідніші співвідношення параметрів, які визначають кількісні та якісні показники сумішоутворення, для форсування дизеля 4Ч 9,5/11.

Номінальні значення випередження подачі палива θ по частоті обертання колінчастого вала зберігалися і для стабільного газоконденсату $\theta = 7 - 15 \text{ град}$, $n = 1500 - 2500 \text{ 1/хв}$ при розподілі подачі від 50 до 72 % через вихрову систему і 50 – 28 % через ПАД,

$p'_\phi \geq 14 \text{ МПа}$, $p_k = 0,14 \text{ МПа}$. Жорсткість процесу згоряння при цих параметрах не виходила за межі $0,42 \text{ МПа/град}$ в діапазонах зміни максимальних швидкостей тепловиділення по навантаженні і частоті обертання з $Ne = 25,6 \text{ кВт}$ при $n = 1500 \text{ 1/хв}$ до $Ne = 49 \text{ кВт}$ при $n = 2500 \text{ 1/хв}$ (рис. 4. а - в).



— — дизельне паливо;
 - - - - стабільний газоконденсат

Рис. 4. Характеристики тепловиділення по режимах форсування дизеля з використанням вихрової додаткової системи живлення

Як і передбачалося, швидкість тепловиділення для досліджуваних палив і режимів форсування зростає з 0,7 і 0,67 до 0,82 і 0,78 $1/град$ зі зрушенням максимуму до ВМТ із 9 до 4,5 град. о. к. в. Характерним тут залишається протікання правої гілки характеристики тепловиділення, тобто відсутність явно вираженого другого максимуму $dx/d\phi$. Пояснюється це переважаючим дифузійним процесом згоряння над об'ємним при розділеній подачі палива [10] з досить тривалим періодом випаровування і рівномірного змішування палива з повітрям у вихровій системі до початку упорскування запальної порції ПАД. Питома ефективна витрата палива для зазначених режимів (рис. 3) не виходила за межі середніх мінімальних значень, 260–265 $г/(кВт \cdot год)$, а індукційний період змінився при наростанні частоти обертання і навантаження усього з 0,32 до 0,42 $мс$ при роботі на дизельному паливі і з 0,38 до 0,81 $мс$ при роботі на газоконденсаті з вихровою системою.

Висновки

Аналіз експериментальних параметрів сумішоутворення при форсуванні вихрокамерного дизеля з вихровою додатковою системою сумішоутворення частини палива дає підставу зробити наступні висновки:

1. Вихрокамерні перспективні дизелі типу 4Ч 9,5/11 допускають форсування по параметрах:

- наддування до 0,15 МПа;
- частоті обертання до 2500 $1/хв$;
- потужності до 49 кВт.

2. При форсуванні до параметрів, зазначених у п. 1, необхідні наступні зміни характеристик систем, які обслуговують робочий процес:

- додаткова вихрова система живлення включається послідовно: ГТН – вихрова система – усмоктувальний колектор;
- тиск початку упорскування ПАД зі штифтовою форсункою повинен бути не менше 14,5 МПа для вихрокамерного виконання дизеля.

3. Установка розділеної системи живлення дозволяє розширити фракційний склад використовуваних дизельних палив до цетанових чисел порядку 31, при цьому згоряння протікає як і на стандартному паливі без явних

ознак детонації, димності відпрацьованих газів і з припустимою жорсткістю.

4. Збільшення частоти обертання колінчастого вала дизеля 4Ч 9,5/11 до 3000 $1/хв$ і потужності до 55–57 кВт вимагає додаткових удосконалень і вихрової системи, і ПАД, оскільки на цих режимах різко зростають питома ефективна витрата палива, димність вихлопу, жорсткість згоряння через невідповідність, на наш погляд, фаз газообміну, ступеня стиску, форми факела формі камери згоряння і характеристики розпилювача форсунки. Ця окрема перспективна задача дослідження, економічно виправдовується тим, що замість двох дизелів 4Ч 9,5/11 можна виготовляти один 4ЧН 9,5/11.

Література

1. Войнов А. Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. – М.: Высш. шк., 1988. – 368 с.
2. Войнов А. Н., Скороделов Д. И. Изучение особенностей развития предпламенных процессов и воспламенение углеводородов различного строения // Кинетика и катализ. – М.: Высш. шк., 1967. – Т.8, Вып. 3. – С. 493–505.
3. Гуреев А. А., Фукс И. Г., Лашхи В. Л. Химмотология. – М.: Химия, 1986. – 368 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1985. – 455 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
6. Кнауф Л. В., Ключ О. В., Николенко О. Б. Взаимосвязь характеристик топливоподачи и рабочего процесса вихрокамерных дизелей // Eksploatacja, silnikow spalinowych. – Szczecin: Wydawnictwo katedry eksploatacji pojazdow samochodowych politechniki szczecinskiej. – 2003. – Zeszyt № 8. – Р. 13–20.
7. Орлин А. С., Круглов М. С. Комбинированные двухтактные двигатели. – М.: Машиностроение, 1968. – 576 с.
8. Перспективные автомобильные топлива: Пер. с англ. / Под ред. Я. Б. Чертова. – М.: Транспорт, 1982. – 319 с.
9. Русинов Р. В. Топливная аппаратура судов-

- вых дизелей.– Л.:Судостроение, 1971.– 224 с.
10. Свиридов Ю. Б., Козырев В. А. Проблема токсичности автомобильных двигателей в США. – М.: НИИавтопром, 1968. – 110 с.
 11. Пат. № 491273606/005799 от 17.01.1991. Двигатель внутреннего сгорания / Барсуков С. И., Кнауб Л. В., Шмыголь Д. Г.
 12. Пат. № 1685269. Смесительное устройство системы питания двигателя внутреннего сгорания / Барсуков С. И., Яворский А. П., Ницевич А. Д. – № 483499; Заявл. 05.06.90; Оpubл. 15.10.91, Бюл. № 38. – 3 с.
 13. Двигатель внутреннего сгорания: А. с. № 1686212, СССР, ГКИ ГО2М21(02) / Барсуков С. И., Кнауб Л. В., Манаенко В. П. – № 4676127/06; Заявл.11.04.89; Оpubл. 23.10.1991, Бюл. № 39. – 3 с.

Рецензент: Ф.І. Абрамчук, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 10 квітня 2015 р.