

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ ВИЗНАЧЕННЯ РЕСУРСНОЇ МІЦНОСТІ ПОРШНІВ ТРАКТОРНИХ ДИЗЕЛІВ

Сучасні тенденції розвитку двигунів внутрішнього згоряння, поряд з підвищенням питомої потужності та зростанням теплонапруженості деталей камери згоряння (КЗ), передбачають створення конструкцій, що забезпечують роботу цих деталей протягом призначеного ресурсу і, водночас, працюють на межі міцності. Вказане, в свою чергу, вимагає удосконалення моделей з прогнозування тривалої міцності деталей в умовах впливу критичних рівнів температур і напружень.

З іншого боку, практика світового двигунобудування характеризується вимогами суттєвого скорочення часу проектних робіт та доводки, використанням ефективних програм прискорених випробувань деталей КЗ, дослідженнями щодо достовірного визначення коефіцієнту прискорення відповідно до умов певного технологічного призначення нової чи модернізованої конструкції [1]. У зв'язку з наведеним загострюється проблема прогнозування ресурсної міцності деталей КЗ, у т.ч. і поршнів, вже на початкових стадіях проектування двигунів.

Робота переважної більшості швидкохідних дизелів за умов реальної експлуатації характеризується практично безперервною зміною крутного моменту та частоти обертання колінчастого вала. Подача палива досить часто і різко зростає від мінімальної до максимальної, з подальшим можливим різким і глибоким її зменшенням. Несталість паливоподачі визначається характером технологічних циклів роботи двигуна певного призначення і зумовлює динаміку термонавантаження деталей його КЗ.

Багатий практичний досвід, глибокі теоретичні та вагомні експериментальні дослідження свідчать, що перспективне форсування двигунів, їх технологі-

чне переохолодження та час технологічного циклу навантаження є вкрай несприятливими факторами, що визначають ресурсну міцність поршнів. При цьому вважається, що урахування характеристик їх експлуатаційного нестационарного термонавантаження є неодмінною передумовою прогнозування ресурсної міцності [2-4].

Відповідно до наведеного можна стверджувати, що прогнозування ресурсної міцності деталей КЗ, які працюють на межі міцності, потребує:

- 1) використання достовірних нестационарних моделей експлуатації двигунів певного технологічного призначення;
- 2) врахування сукупності факторів, що визначають втрату міцності матеріалу деталі;
- 3) розробки економічних достовірних методик визначення межі міцності деталі КЗ певної конструкції при заданому рівні форсування двигуна.

Вказане є задачами наданої роботи.

За сучасними уявленнями щодо втрати міцності з урахуванням [5] до впливових факторів слід віднести:

- складну геометрію деталей КЗ;
- нерівномірне теплопідведення до поверхонь деталі від робочого тіла;
- нерівномірне тепловідведення від поверхонь охолодження;
- малоциклову термічну утому, що визначається наявністю перехідних процесів аперіодичного навантаження дизеля;
- багатоциклову термомеханічну утому, що обумовлена високочастотною періодичною зміною

локальних значень параметрів робочого тіла в циліндрі;

– процес повзучості матеріалу, який має місце на стаціонарних режимах та прискорюється внаслідок наявності перехідних процесів роботи двигуна;

– релаксацію термомпружних напружень, що супроводжує процес повзучості за умов обмежень деформацій останньої;

– суттєво нелінійні в часі процеси зміцнення та втрати міцності матеріалу деталі;

– тривалість циклів технологічного навантаження двигуна певного призначення;

– множину технологічних циклів навантаження двигуна в експлуатації.

На практиці врахування усіх перерахованих факторів постає достатньо складною науковою проблемою.

На наш погляд, найбільш ефективним шляхом оцінки ресурсної міцності поршнів швидкохідних дизелів є використання методики на основі рівняння Поспішила та енергетичного критерію Сосніна, відповідно до якого величина накопичених пошкоджень залежить від сумісної дії процесів втоми та повзучості [5]:

$$d_{fs} = d_f + d_s = \int_0^{N_f^*} \frac{dN}{N_{fk}} + \frac{1}{U^*} \int_0^{\tau^*} \dot{\epsilon}_n \sigma \, d\tau, \quad (1)$$

де d_f – доля пошкоджень втоми;

d_s – доля пошкодження повзучості;

N_{fk} – кількість циклів до руйнування матеріалу

в умовах k -го циклу складного високо- та низькочастотного навантаження деталі;

$\tau_i^{(k)}$ – критична величина питомої енергії розсіювання за умов повзучості;

$\dot{\epsilon}_n$ – швидкість повзучості матеріалу;

σ – дійсне значення напруження в особливо термонавантаженої зоні деталі, що розглядається;

τ – поточне значення часу навантаження деталі.

Тут критерієм втрати міцності є умова

$$d_{fs} = 1, \quad (2)$$

а шуканими величинами, що визначають величину ресурсної міцності є час до руйнування τ^* та кількість циклів навантаження деталі до її руйнування N^* .

У зв'язку з високою складністю використання моделі (1) в [5] для визначення ресурсної міцності поршнів запропоновано розрахунковий вираз

$$d_{fs} = \sum_k \frac{1}{N_{fk}} + \frac{1}{U^*} \sum_k \sum_i \sum_l (\dot{\epsilon}_{n,l} \sigma_l \tau_l). \quad (3)$$

Розрахунок значень швидкості повзучості в процесі такого навантаження передбачає вирішення задачі в квазістаціонарній постановці, коли певний період часу $\tau^{(k)}$ розбивається на окремі інтервали $\tau_i^{(k)}$, а для кожного з останніх приймається відповідне значення температур $t_i^{(k)}$ та напружень $\sigma_i^{(k)}$. При цьому маємо залежності

$$t_i^{(k)} = \phi_1^{(k)}(\tau), \quad \sigma_i^{(k)} = \phi_2^{(k)}(\tau), \quad (4)$$

які є моделлю k -го циклу низькочастотного навантаження деталі. Надалі при розгляді окремого циклу k його верхній індекс будемо опускати.

На початку розрахункового i -го інтервалу дійсне значення напруження дорівнює прийнятому для цього інтервалу, $\sigma_{0i} = \sigma_i$, а наприкінці, внаслідок дії повзучості і релаксації, зменшиться до величини $\sigma_{\tau_i} = \sigma_{0i} - \Delta\sigma_i$.

Визначення величини σ_{τ_i} потребує додаткового розподілу інтервалу τ_i на підінтервали τ_l , для кожного з яких швидкість повзучості визначається за виразом:

$$\dot{\epsilon}_{n_l} = \text{sign}(\sigma_l) A_{0n_l} \cdot \exp[-k_l / (t_l + 273)] \times (1 + D_n |\dot{\epsilon}_n|^{-\alpha_n}) \cdot |\sigma_l|^n, \quad (6)$$

$$\varepsilon_n(0) = 0. \quad (7)$$

Видно, що остання, окрім рівнів температур і напружень, залежить від рівня попередньо накопичених пошкоджень повзучості,

$$\varepsilon_n = \sum_k \sum_i \sum_l \dot{\varepsilon}_{n,l} \tau_l, \quad (8)$$

тобто передісторії навантаження.

До останнього часу прогнозування тривалої міцності поршнів тракторних дизелів здійснювалось з використанням дев'ятирежимної моделі експлуатації трактора сільськогосподарського призначення ГСКБД [6], без врахування залежності експлуатаційного навантаження двигуна від рівня його потужності. Побудова на її основі за методикою [5] нестационарної експлуатаційної моделі надає 8 перехідних процесів навантаження двигуна. Водночас відомою є модель ІПМаш НАН України [7], яка в своєму складі має 19 режимів експлуатації трактора та наробка за якими залежить від категорії трактора, тобто потужності його двигуна. Розроблені нами на цій основі нестационарні моделі експлуатації тракторних двигунів представлено в [8].

При цьому кількість розрахункових режимів у порівнянні з моделлю ГСКБД зросла вдвічі і дорівнює 17 для 4-ї категорії трактора за ISO.

Вказане вище потребує визначення впливу обраної теоретичної моделі експлуатації двигуна на результати оцінки ресурсної міцності поршня. Такий вплив нами встановлено щодо кромки КЗ поршня двигуна 4ЧН12/14 при його форсуванні до $N_n = 25 \text{ кВт/л}$ ($N_e = 130 \text{ кВт}$). Розрахунки виконано на базі 10000 годин. Встановлено, що за моделлю [6] величина накопичених пошкоджень d_{fs} складає 1,32, а за моделлю [7] – 2,62. Таким чином, вдвічі занижений результат за першою моделлю не дозволяє її використовувати для конструкцій, що працюють на межі

міцності.

З іншого боку, використання виразу (7) разом з (6) приводить до визначення деформацій повзучості в (8) окремо по j перехідним процесам. Такий підхід передбачає наявність гарантованого запасу, тобто розрахункове значення пошкоджень (2) гарантовано забезпечує ресурсну міцність поршня в експлуатації [5].

Ясно, що перехід до концепції роботи деталі на межі її міцності з одночасним збільшенням кількості перехідних процесів, що враховуються, потребує модернізації виразів (3) та (8), які набувають вигляду:

$$d_{fs} = \sum_j \sum_k \frac{1}{N_{fk}} + \frac{1}{U^*} \sum_j \sum_k \sum_i \sum_l (\dot{\varepsilon}_{n,l} \sigma_l \tau_l) \quad (9)$$

$$\varepsilon_n = \sum_j \sum_k \sum_i \sum_l \dot{\varepsilon}_{n,l} \tau_l, \quad (10)$$

Приклад урахування передісторії навантаження поршня в усіх j перехідних процесах за уточненою моделлю втрати міцності (9),(6),(7),(10) та порівняння результатів з методикою „гарантованого ресурсу” (3),(6)-(8) подано на рисунку 1. Видно, що запас міцності за величиною d_{fs} зменшено на 15%.

Проаналізуємо механізм появи завищеного запасу міцності за моделлю (3), (6)-(8). На рисунку 2 подано середні значення швидкості повзучості для кожного перехідного процесу роботи двигуна без врахування передісторії його навантаження в попередніх процесах (стовпчик 1) та з таким врахуванням (стовпчик 2). Тут завищені значення швидкості повзучості кожного першого стовпчика над другим є результатом неврахування зміцнення матеріалу при зростанні величини накопиченої деформації повзучості ε_n в (6) та (7) при розгляданні наступного перехідного процесу.

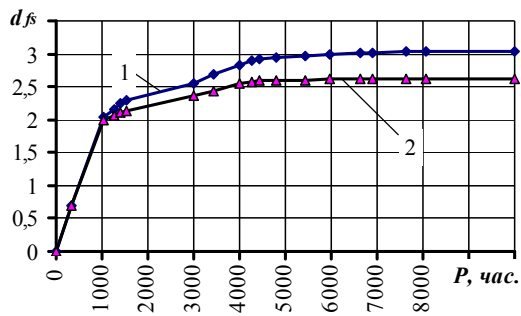


Рис. 1. Накопичення пошкоджень в зоні кромки КЗ поршня дизеля 4ЧН12/14 при його форсуванні до 25 кВт/л:
1 – без урахування передісторії навантаження за сукупністю перехідних процесів; 2 – з урахуванням передісторії навантаження

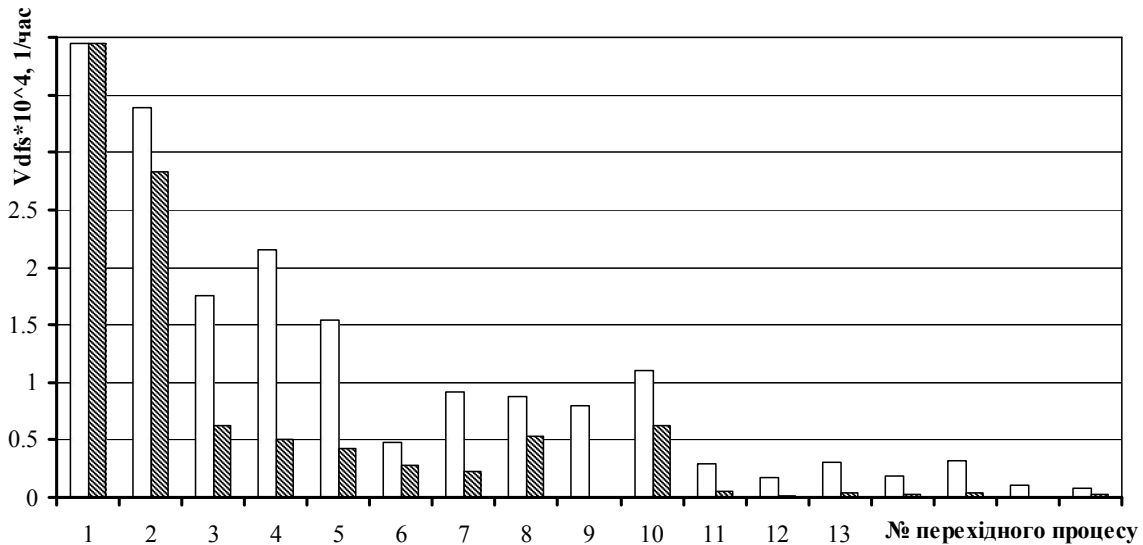


Рис.2. Середня швидкість повзучості матеріалу поршня з порожниною охолодження при рівні форсування дизеля 4ЧН12/14 до 25 кВт/л

Залежність величини пошкоджень матеріалу поршня від рівня форсування двигуна 4ЧН12/14 та категорії трактора подано на рисунку 3, криві 1 та 2. Видно, що при літровій потужності 21,3кВт/л при використанні моделі експлуатації трактора 3-ї категорії $d_{fs} = 0,15$, а для 4-ї – $d_{fs} = 0,21$, тобто різниця складає 28,6%. Водночас при $N_n = 25$ кВт/л використання моделі експлуатації трактора 3-ї категорії надає результат $d_{fs} = 1,77$, а 4-ї – $d_{fs} = 2,62$. Тут різни-

ця складає 32,4%. Аналогічні дані щодо дослідного поршня з масляною порожниною подано як криві 3,4. Таким чином, урахування моделі експлуатації двигуна, як зміни його завантаження на різних експлуатаційних режимах при збільшенні потужності, є необхідною умовою визначення ресурсної міцності поршня.

Надалі усі дослідження проведено за моделлю (9),(6),(7),(10) урахування передісторії навантаження деталі за сукупністю усіх j перехідних процесів.

В процесі проектування форсованого двигуна виникає задача визначення межі міцності поршня, що відповідає умові (2).

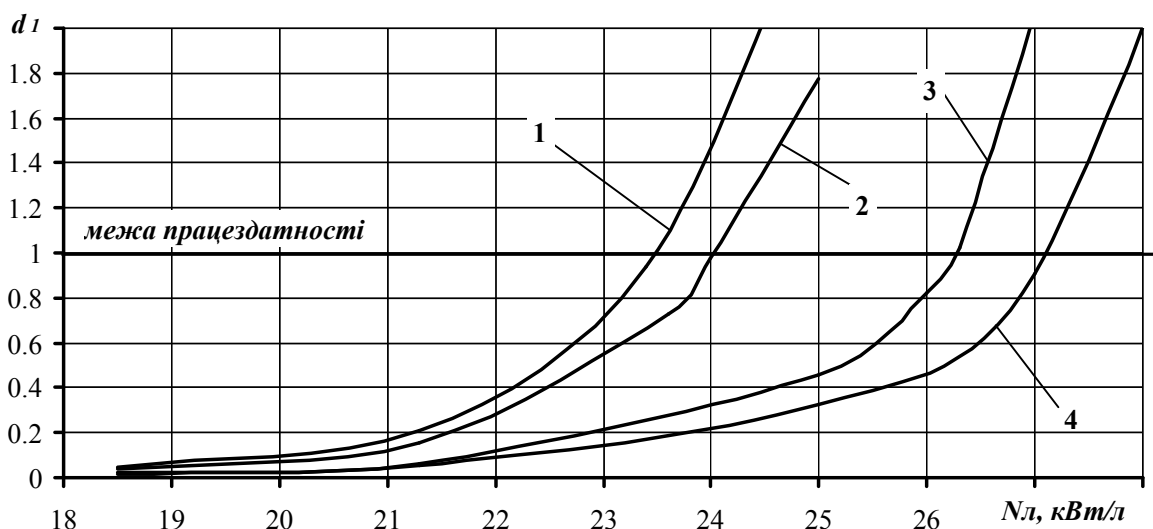


Рис. 3. Залежність величини накопичених пошкоджень матеріалу від рівня форсування двигуна 4ЧН12/14 та категорії трактора:

1 – струменеве охолодження поршня (4-та категорія); 2 – струменеве охолодження поршня (4-та категорія); 3 – галерейне охолодження поршня (4-та категорія); 4 – галерейне охолодження поршня (3-та категорія)

При цьому використання запропонованої моделі вигляду (9),(6),(7),(10) робить задачу вкрай неекономічною. Це означає, що її застосування повинно супроводжуватись відповідною економічною емпіричною моделлю типу чорного ящика.

За таку можливу модель нами розглянуто поліноми другого-четвертого порядку та експоненціальну залежність. Встановлено, що за поліномами вдається знайти рішення (2) тільки шляхом ітераційних наближень. З іншого боку, експоненціальні залежності дозволяють вирішити задачу (1) з точністю до 1% в області адекватності, що відповідає категорії трактора.

При цьому нами визначено наступні залежності.

Для серійного поршня двигуна 3-ї категорії

$$d_{fs} = \exp(0,66N_{л} - 15,93). \quad (12)$$

Для серійного поршня двигуна 4-ї категорії

$$d_{fs} = \exp(0,68N_{л} - 16,064). \quad (13)$$

Для поршня з галерейним масляним охолодженням двигуна 3-ї категорії

$$d_{fs} = \exp(0,53N_{л} - 14,445). \quad (14)$$

Для поршня з галерейним масляним охолодженням двигуна 4-ї категорії

$$d_{fs} = \exp(0,53N_{л} - 14,136). \quad (15)$$

Вказані емпіричні моделі можуть бути рекомендовані для використання в процедурах конструктивної оптимізації поршня

Висновки:

1. Виконано уточнення моделі прогнозування ресурсної міцності високотемпературних деталей двигунів шляхом врахування передісторії їх технологічного навантаження за множиною попередніх циклів усіх перехідних процесів. Встановлено, що врахування передісторії навантаження дозволяє зменшити запас ресурсної міцності матеріалу на 15% без втрати міцності деталі протягом заданого ресурсу.

2. Показано, що врахування зміни моделі ек-

плуатації при збільшені потужності двигуна є необхідною умовою прогнозування ресурсної міцності.

3. Запропоновано комплекс економічних моделей оцінки ресурсної міцності поршня дизельного двигуна, що враховує категорію трактора для різних конструктивних варіантів поршнів.

Подальший напрямок робіт пов'язаний з розробкою економічних моделей оцінки ресурсної міцності поршнів автомобільних дизелів та виконанням конструктивної оптимізації поршнів перспективних дизелів.

Список літератури:

1. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / За ред. проф. А.П. Марченка. – Харків: Прапор, 2004. – 288 с. 2. Костин А.К. и др. Работа дизелей в условиях эксплуатации: Справочник. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. – 284 с. 3. Абрамчук Ф.И. Ос-

новы повышения термоусталостной и длительной прочности поршней быстроходных форсированных дизелей: Дис. докт. техн. наук: 05.04.02. – Харьков, 1990. – 317 с. 4. Чайнов Н.Д., Тимохин А.В., Иванченко А.Б. Оценка усталостной долговечности поршня транспортного дизеля при циклическом нагружении // Двигателестроение. – 1991. – №11. – С. 14-15. 5. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: Монографія. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. – 332с. 6. Коваль И.А., Вахтель И.Ю., Диденко А.М. Ускоренные испытания двигателей // Тракторы и сельхозмашины.–1974. – №12. С. 3-5. 7. Ажипто Н.А., Балюк Б.К. Прогнозирование долговечности подшипников скольжения тракторных двигателей на стадии их проектирования // Двигателестроение. – 1985. – №8. – С. 17-20. 8. Пылёва Т.К., Турчин В.Т. Разработка теоретических нестационарных моделей нагружения машин различного назначения // Двигатели внутр. сгор. – 2007. – №1. – С.121-127.

УДК 621.436.12

Ю.Е. Драган, канд. техн. наук

МЕТОДИКА УЧЕТА СЖИМАЕМОСТИ ТОПЛИВА И ДЕФОРМАЦИИ ШТАНГИ ПРИ МАТЕМАТИЧЕСКОМ МОДЕЛИРОВАНИИ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ФОРСУНОК

Введение

Аккумуляторные топливные системы типа «Common Rail» для дизельных двигателей все шире применяются в автомобилестроении и в других транспортных отраслях. По прогнозу фирмы R. Bosch к 2010 году топливные системы «Common Rail» достигнут 66 % в структуре всех видов топлив-

ной аппаратуры во всем мире, превысив почти в 2 раза показатели 2001 года [1].

В этих системах процессы создания энергии впрыскивания и дозирования топлива разделены во времени и не оказывают в отличие от традиционных способов топливоподачи неблагоприятного воздействия друг на друга. Это позволяет с помощью элект-