

М.В. ПРОКОПЕНКО, О.І. ЗИНЧЕНКО

АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ МЕТОДІВ ОПИСУ ПРОЦЕСІВ УТОМИ, ПОВЗУЧОСТІ І ПРОГНОЗУВАННЯ ТРИВАЛОЇ МІЦНОСТІ ПОРШНІВ ШВИДКОХІДНИХ ФОРСОВАНИХ ДИЗЕЛІВ

Робота присвячена аналізу та вибору методів опису процесів втоми, повзучості та прогнозування тривалої міцності поршнів швидкохідних форсованих дизелів на початкових стадіях проектування. Проаналізовані існуючі методи опису процесу втоми деталей камери згоряння швидкохідного дизеля з точки зору ефективності їх використання, особливо на початкових стадіях проектування. Також розглянуто методи для опису процесу повзучості в матеріалі деталей камери згоряння швидкохідного двигуна. Запропоновано метод оцінки накопичених пошкоджень у матеріалі поршня в умовах дії низькочастотної циклічної повзучості. Наведено методіку прогнозування тривалої міцності кромки камери згоряння поршня з урахуванням моделі експлуатації швидкохідного дизеля, яка враховує спільний вплив низькочастотної втоми і повзучості на процес накопичення пошкоджень. Доведено, що для прогнозування довговічності в області малоциклової втоми доцільно використовувати деформаційні критерії втомної міцності.

Ключові слова: температурний стан; граничні умови; швидкохідний дизель; камера згоряння; коефіцієнт теплопровідності; поршень; тривала міцність

Н.В. ПРОКОПЕНКО, Е.І. ЗИНЧЕНКО

АНАЛИЗ И ВЫБОР МЕТОДОВ ОПИСАНИЯ ПРОЦЕССОВ УСТАЛОСТИ, ПОЛЗУЧЕСТИ И ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ДЛИТЕЛЬНОЙ ПРОЧНОСТИ ПОРШНЕЙ БЫСТРОХОДНЫХ ФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Работа посвящена анализу и выбору методов описания процессов усталости, ползучести и прогнозирования длительной прочности поршней быстроходных форсированных дизелей на начальных стадиях проектирования. Проанализированы существующие методы описания процесса усталости деталей камеры сгорания быстроходного дизеля с точки зрения эффективности их использования особенно на начальных стадиях проектирования. Также рассмотрены методы для описания процесса ползучести в материале деталей камеры сгорания быстроходного двигателя. Предложен метод оценки накопленных повреждений в материале поршня в условиях действия низкочастотной циклической ползучести. Приведена методика прогнозирования длительной прочности кромки камеры сгорания поршня на основе модели эксплуатации быстроходного дизеля, которая учитывает совместное влияние низкочастотной усталости и ползучести на процесс накопления повреждений. Доказано, что для прогнозирования долговечности в области малоцикловой усталости целесообразно использовать деформационные критерии усталостной прочности.

Ключевые слова: температурное состояние; граничные условия; быстроходный дизель; камера сгорания; коэффициент теплопроводности; поршень; длительная прочность

М. ПРОКОПЕНКО, О. ЗИНЧЕНКО

ANALYSIS AND CHOICE OF DESCRIPTION METHODS FOR PROCESSES OF FATIGUE, CREEP AND LONG TERM STRENGTH FORECASTING FOR HIGH-SPEED FORCED DIESELS PISTONS

The work is devoted to the analysis and choice of description methods for processes of fatigue, creep and long-term strength forecasting of high-speed forced diesel pistons at the initial design stages. The existing description methods for the process of the combustion chamber parts fatigue of high-speed diesel engine are analyzed from the point of view of their use efficiency, especially at the initial design stages. The description methods are also considered for creep process in the material of high-speed engine combustion chamber parts. A method is proposed for estimating of accumulated damage in a piston material under conditions of low-frequency cyclic creep action. The forecasting method is presented for the long-term strength of the piston combustion chamber edge based on the operating model of a high-speed diesel engine, which takes into account the combined effect of low-frequency fatigue and creep on the damage accumulation process. It is proved that it is advisable to use the deformation criteria of fatigue strength to predict durability in the field of low-cycle fatigue.

Keywords: temperature condition; boundary conditions; high-speed diesel; combustion chamber; thermal conductivity coefficient; piston; long-term strength

Актуальність урахування опору пружного і пластичного руйнування поршнів швидкохідних форсованих дизелів на ранніх стадіях їх проектування. Структуру процесу проектування двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ), як складної технічної системи, можна представити у вигляді логічної схеми [1, 2], заснованої на окремих послідовних етапах його розробки. Тут під етапом проектування розуміється умовно виділений фрагмент, за результатами реалізації якого має бути прийняте рішення про продовження проектування.

В укрупненому вигляді процес проектування двигуна передбачає наступний порядок виконання етапів проектних робіт:

1. формування технічного завдання на проектування елементів двигуна або двигуна в цілому;

2. пошук прототипів, тобто здійснення пошуку серед існуючих конструкцій таких, які корисно

враховувати при формуванні вимог технічного завдання;

3. розробка технічної пропозиції з метою прийняття принципових рішень про реалізацію нових елементів конструкції двигуна або модернізації існуючих;

4. вибір, розробка або уточнення математичних моделей для прогнозування ефектів від поновлення або модернізації конструкцій;

5. аналіз варіантів проектних рішень на основі оцінки очікуваних ефектів;

6. оптимізація рішення для встановлення максимального ефекту від упровадження рекомендованих конструкцій;

7. розробка конструкції двигуна (виконується конструкторське опрацювання відібраних рішень, остаточний вибір конструктивних варіантів реалізації

© Н. В. Прокопенко, Е. І. Зинченко, 2019

двигуна і його елементів, випуск проектно-конструкторської документації);

8. розробка технологічного процесу виготовлення дослідних зразків і підготовка технологічної документації;

9. виготовлення дослідної партії.

10. проведення випробувань (в тому числі прискорених) і доведення двигунів.

У період проектування в залежності від одержуваних проміжних результатів переходять до наступного етапу або здійснюють повернення на один з пройдених, вносять зміни в проект, здійснюють уточнення математичних моделей і продовжують процес проектування з цього етапу. Кількість таких ітерацій визначається ступенем досконалості тих розрахункових методів, які були використані при аналізі конструкції.

Природно, що для скорочення тривалості циклу проектних робіт необхідні зміни в конструкцію необхідно вносити на якомога більш ранніх етапах проектування, в будь-якому випадку - до здійснення етапу випробувань.

Під ранніми (початковими) стадіями проектування будемо розуміти ітераційний цикл проходження етапів проектування від моменту розробки технічної пропозиції до моменту випробування і доведення двигунів.

Очевидно, що якщо етапи проектування, на яких відбувається аналіз роботи конструкції, досить точно відображають фізичну суть процесів, то вже на ранніх стадіях проектування, тобто до стадії експериментальної перевірки, можна виключити явно помилкові рішення, тим самим істотно скоротивши складний і дорогий процес створення двигуна.

При проектуванні високофорсованих перспективних дизелів важливе місце займають етапи проектування поршня, як однієї з теплонапружених деталей камери згоряння (КЗ). При цьому типовим і попереднім стоїть завдання відпрацювання конструкції поршня в наступній постановці: забезпечення необхідної тривалої міцності кромки КЗ при використанні таких типів камер, які дозволяють отримати найкращі економічні та екологічні показники роботи двигуна [3–6].

Численні дослідження в області оцінки забезпечення працездатності поршня [7–14] свідчать, що основними факторами, що визначають руйнування кромки КЗ, є процеси втоми і повзучості. Нижче виконується аналіз методів опису цих процесів у швидкохідних дизелях з точки зору можливості їх застосування на ранніх стадіях проектування поршня.

Аналіз і вибір методів опису процесу втоми деталей камери згоряння швидкохідного дизеля. Для прогнозування довговічності, зумовленої низьким показником циклової втоми матеріалів,

пропонується ряд критеріїв. Наприклад, виходячи з енергетичної теорії втомного руйнування, критерії пов'язують з енергією, що розсіюється в процесі циклічного деформування матеріалу [12].

Відповідно до гіпотези Пальмгрен-Маєра (рис. 1) передбачається, що протягом одного циклу навантаження на накопичення пошкоджень витрачається U/N_{pi} кількості енергії, якщо на руйнування всієї деталі витрачається енергія U . Нехай навантаження матеріалу відбувається на різних рівнях, тоді руйнування настане за умови

$$\sum_{i=1}^q \frac{n_i U}{N_{pi}} = U \quad (1)$$

Розділивши обидві частини рівності (1) на U , маємо:

$$\sum_{i=1}^q \frac{n_i}{N_{pi}} = 1 \quad (2)$$

де q – число рівнів навантаження;

n_i – кількість циклів навантаження на рівні i ;

N_{pi} – граничне число циклів навантаження на цьому рівні.

Гіпотеза Кортена-Долана (рис. 1,б) передбачає, що генерування мікротріщин має місце на всіх рівнях напружень, в тому числі і нижче σ_{ac} (межі витривалості).

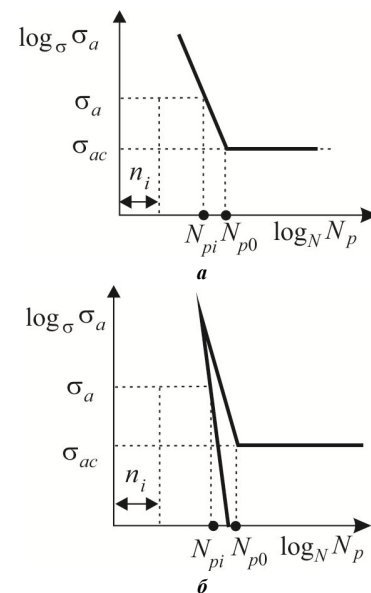


Рисунок 1 – Залежності амплітуди напруг від кількості циклів навантаження до руйнування: а – за гіпотезою Пальмгрен-Майєра; б – за гіпотезою Кортена-Долана

Для опису процесу втоми в деталях КЗ дизелів певний інтерес представляє метод [12], який би розглядав час до руйнування як результат одночасної дії циклічних, механічних і термічних навантажень, тобто у вигляді

$$\tau_p = \tau_p [\sigma_a \cdot \sigma_t(\tau) T(\tau)] \quad (3)$$

Тут σ_a і σ_t – амплітуди механічних і термічних напружень відповідно; T – температура.

Запропоновано гіпотезу лінійного підсумовування відносних довговічностей, яка описується співвідношенням:

$$d_f = N_p \sum_{i=1}^q \frac{\tau_{ib}}{\tau_i^*} = 1, \quad (4)$$

де N_p – число навантажувальних теплосмін (циклів) до руйнування;

τ_{ib} – напрацювання при i -ій температурі циклу;

τ_i^* – тривала міцність при заданих σ_a та σ_t ;

q – число ступенів температурного навантаження.

Деформаційні критерії втомної міцності засновані на припущенні, що критерієм руйнування є вичерпання ресурсу пластичності матеріалу. Для області помірних температур Менсон запропонував критерій

$$\epsilon_n \cdot N_p^n = C, \quad (5)$$

де N і C – константи матеріалу;

N_p^n – число циклів до руйнування.

Коффін пропонує значення коефіцієнтів в цій залежності прийняти наступними $n = 0,5$, $C = 0,5 \ln 1 / (1 - \psi)$, де $\psi(T, \tau)$ – характеристика тривалої пластичної деформації матеріалу.

У разі циклічно нестабільних матеріалів критерій видозмінюється і записується у вигляді:

$$\Delta \epsilon = C \cdot N_p^k + \frac{B}{E} \cdot N_p^{-\gamma}, \quad (6)$$

де C, B, k і γ – характеристики матеріалу.

Коли амплітуда пластичної деформації стає сумірною з амплітудою пружних деформацій, а область тривалої міцності лежить в межах 10^4 циклів навантаження, він же запропонував критерій, що враховує і вплив пружної складової деформації:

$$\epsilon_a = \frac{1}{2} \left(\ln \frac{1}{1 - \psi} \right)^{0.6} \cdot N_p^{-0.6} + 1,75 \frac{\sigma}{E} N_p^{-0.12}. \quad (7)$$

При неізотермічному цикловому навантаженні, окремим випадком якого є термічна втома, пропонується модифікація цієї залежності:

$$\epsilon_a = \frac{1}{2} \left(\ln \frac{1}{1 - \psi(T, \tau)} \right)^{0.6} \cdot N_p^{-0.6} + B \frac{\sigma(T, \tau)}{E} N_p^{-0.12}, \quad (8)$$

де $\sigma(T, \tau)$ – характеристика тривалої міцності;

$\psi(T, \tau)$ – характеристика довготривалої пластичності.

В цілому при виборі критерію оцінки тривалої міцності матеріалу доцільно враховувати конкретні чинники: умови експлуатації або випробувань, допустимі похибки і наявні бази даних за коефіцієнтами, що характеризує властивості матеріалу, а також наявність розрахункової бази даних про напружено-деформований і тепловий стан досліджуваних деталей.

При цьому найбільш поширеним для оцінки тривалої міцності деталей КЗ двигунів є деформаційний критерій міцності. Цей критерій використаний у роботах Бачевського А.М., Абрамчука Ф.І. та ін. [13, 14]. При цьому кількість циклів до руйнування визначають за рівнянням Б. Поспішила:

$$\sigma_{a,лин} = \frac{1}{a} \left\{ \sigma_f' \left[(2N_{pi})^c + \frac{\epsilon_{нл.н.}}{\epsilon_f} \right]^{b/c} \right\}^m \times \left\{ \sigma_f' \left[(2N_{pi})^c + \frac{\epsilon_{нл.н.}}{\epsilon_f} \right]^{b/c} + E \left[\epsilon_f' (2N_{pi})^c + \epsilon_{нл.н.} \right] \right\}^{1-m} \quad (9)$$

де $\sigma_{a,лин}$ – амплітуда напружень, розрахована за законом Гука;

σ_f' , ϵ_f' , c , b – константи матеріалу;

$\epsilon_{нл.н.}$ – амплітуда неруйнуючої пластичної деформації;

$a = \sqrt{\sigma_{\max} / \sigma_a}$ – коефіцієнт асиметрії циклу;

σ_{\max} – дійсне максимальне напруження циклу;

σ_a – дійсна амплітуда напружень циклу.

Пластична деформація в місцях локальних екстремумів напружень (наприклад, в зоні кромки КЗ поршня) визначалася на основі напружено-деформованого стану (НДС) поршня у пружній постановці з використанням принципу Нейбера.

Аналіз і вибір методів для опису процесу повзучості в матеріалі деталей камери згоряння швидкохідного дизеля. Останнім часом у ряді робіт [6, 12] показано, що руйнування деталей КЗ ДВЗ не обмежено пружними процесами у деформованому матеріалі. Це пов'язано з іншою специфічною особливістю нестационарних експлуатаційних навантажень і деформацій, властивою теплонапруженим деталям КЗ форсованих швидкохідних дизелів. Йдеться про їх можливе і істотне пластичне розміцнення. Тому з урахуванням можливих перегрівів деталей КЗ перспективних дизелів значний інтерес представляє вивчення процесу нестационарної повзучості конструкційних матеріалів, лімітує тривалу міцність деталей КЗ ДВЗ в умовах циклічно змінюваних температур і напружень не тільки за параметром руйнування, але і за параметром формозміни.

Залежність тривалої міцності матеріалу від накопичених пластичних ушкоджень (у процесі повзучості) до моменту руйнування підтверджується даними обробки результатів великого обсягу експериментів [12]. Більшість цих даних відноситься до стаціонарної повзучості конструкційних матеріалів.

Реакцією матеріалу на прикладання зовнішнього навантаження є його деформація - або пружна (оборотна), або пластична (необоротна). Остання виникає, якщо прикладене навантаження перевищує межу текучості матеріалу.

Пластична деформація, обумовлена тривалою дією навантаження, іменується деформацією повзучості або просто повзучістю.

Необхідно відзначити, що процес повзучості інтенсивніше протікає при підвищеній температурі. Для сталевих і чавунних деталей явище повзучості істотне вже при температурі вище 300° С. Для ряду матеріалів, наприклад, для металів з низькою температурою плавлення (алюміній, дюралюміній тощо) або для високополімерних матеріалів, явище повзучості досить помітне і при $t = 300$ С.

Таким чином, процес повзучості є характерним для елементів конструкцій КЗ форсованих перспективних швидкохідних дизелів [12]; він може привести до руйнування (появи тріщин) або формозміни деталей навіть при напруженнях нижче межі пружності.

Процес повзучості умовно розділяється на три

стадії (рис. 2). Тут I – ділянка АВ, що характеризується спадною швидкістю накопичення деформації повзучості, який має назву несталої повзучості; II – ділянка ВС характеризується постійною швидкістю накопичення деформації повзучості і називається сталою повзучістю; III – ділянка СД, що характеризується збільшенням швидкості деформації і наступним потім руйнуванням і називається прискореною повзучістю.

Зауважимо, що ділянка ОА відповідає початковій деформації, що виникає в момент навантаження і визначається температурою, навантаженням і швидкістю прикладання навантаження.

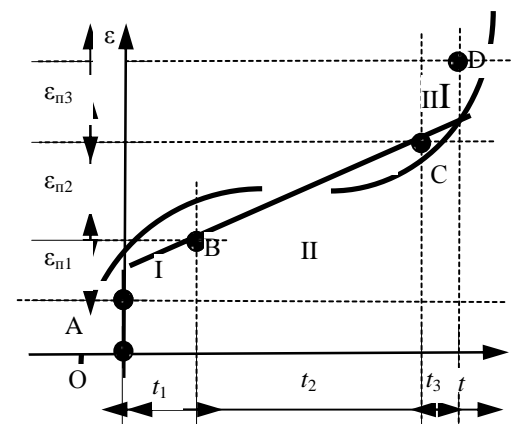


Рисунок 2 – Крива повзучості матеріалу при постійних діючих напруженнях і температурі

Для опису швидкості повзучості набули поширення феноменологічні залежності, побудовані на апроксимації експериментальних даних. Для випадку стаціонарної (постійної) температури такими можуть бути:

ступенева

$$\dot{\epsilon}_n = B \cdot \sigma^n ; \quad (10)$$

експоненціальна

$$\dot{\epsilon}_n = k \cdot \exp \frac{\sigma}{\sigma_{\%}} ; \quad (11)$$

гіперболічного синуса

$$\dot{\epsilon}_n = k \cdot s h \frac{\sigma}{s} , \quad (12)$$

де B, n, k і s – постійні матеріалу при заданій температурі.

Для матеріалу із зміцненням при постійній температурі і навантаженні процес повзучості можна описати співвідношенням :

$$\dot{\epsilon}_n = A \left[\frac{\sigma}{(1 - \omega^n)} \right]^n \cdot (1 + C p^{-\alpha}) ; \quad \epsilon_n(0) = 0 ; \quad (13)$$

$$\dot{\omega} = B \cdot \left[\frac{\sigma}{1 - \omega^{r_2}} \right]^k; \omega(0) = 0 \quad (14)$$

Тут параметр $\omega(t)$ характеризує ступінь пошкодження матеріалу, причому $0 \leq \omega(t) \leq 1$.

Коефіцієнти C і α характеризують стадію несталої повзучості, A і n – стадію усталеної повзучості, B, r_1, r_2 і k описують процес наростання пошкодження. Всі ці коефіцієнти можна визначити методом найменших квадратів, маючи в своєму розпорядженні експериментальні криві повзучості.

Застосування наведених рівнянь обмежується випадком стаціонарно (постійно діючого) навантаження. Специфіка експлуатації двигуна пов'язана з нестационарними (змінними) температурою і напруженням, тому для розрахунку тривалої міцності його деталей при довільному законі зміни навантаження необхідно застосовувати теорію нестационарної повзучості, засновані на концепціях механіки деформованого твердого тіла, що встановлюють зв'язок між деформацією, напруженнями, часом та іншими параметрами навантаження.

Одна з таких теорій старіння заснована на гіпотезі про існування залежності між деформацією, напруженнями і часом при фіксованій температурі:

$$f(\varepsilon_n, \sigma, t) = 0 \quad \text{або} \quad \varepsilon_n = f(\sigma, t) \quad (15)$$

Особливість цієї теорії полягає в можливості її використання для розрахунку кривих процесу повзучості за даними експерименту, а недолік пов'язаний з тим, що у рівняння повзучості, засновані на теорії старіння, фактор часу входить в явному вигляді, і вони виявляються не інваріантні до початку відліку часу. У зв'язку з цим у разі різкої зміни навантаження розрахунки можуть виявитися недостовірними.

Інша теорія – течії передбачає існування функціональної залежності між швидкістю деформації повзучості, напруженою і часом при фіксованій температурі:

$$f(\dot{\varepsilon}_n, \sigma, t) = 0 \quad \text{або} \quad \dot{\varepsilon}_n = f(\sigma, t) \quad (16)$$

Така теорія має ті ж вади, що й теорія старіння.

І, нарешті, теорія зміцнення передбачає функціональну залежність між деформацією повзучості, швидкістю деформації і напруженням:

$$f(\varepsilon_n, \dot{\varepsilon}_n, \sigma) = 0 \quad \text{або} \quad \dot{\varepsilon}_n = f(\varepsilon_n, \sigma) \quad (17)$$

При цьому передбачається, що мірою зміцнення матеріалу є накопичена деформація повзучості,

причому час в явному вигляді у рівняння теорії зміцнення не входить. Для структурно стійких матеріалів теорія дає можливість отримати цілком надійні результати. Існують і інші теорії повзучості. Майже всі вони свій розвиток отримали в роботах Работнова Ю.Н.

У результаті узагальнену гіпотезу про пластичні деформації матеріалу можна надати залежністю швидкості повзучості від напружень, температури і кінцевого числа структурних параметрів, що відслідковують структурні зміни в матеріалі:

$$\dot{\varepsilon}_n = f(\sigma, T, q_1, q_2, \dots, q_n), \quad i=1, n \quad (18)$$

Як структурні параметри можуть розглядатися різні величини. У теорії зміцнення, наприклад, – це накопичена деформація повзучості ε_n . Структурним параметром може виступати і ступінь пошкодження ω , який у процесі розвитку повзучості змінюється від 0 у вихідному стані до 1 при руйнуванні.

Для достовірного опису процесу нестационарної повзучості в матеріалах поршнів швидкохідних дизелів необхідне проведення спеціальних досліджень в умовах нестационарних термомеханічних навантажень з характеристиками, адекватними моделі експлуатації дизеля.

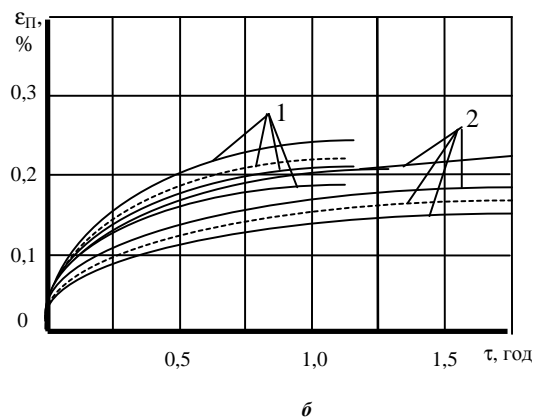
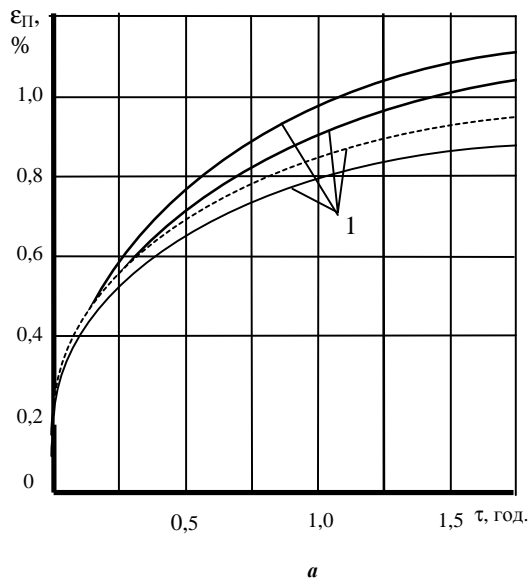
Відповідно до цього на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» виконано дослідження процесу повзучості поршневого сплаву АЛ25 [12] в умовах циклічно змінюваних температур і напружень для двох найбільш характерних інтервалів зміни останніх (температури в межах $200 \leftrightarrow 300$ °С; напружень у межах $25 \leftrightarrow 6,4$ МПа і $50 \leftrightarrow 30$ МПа), що відповідає інтервалах зміни теплонапруженого стану різних конструкцій поршнів при роботі форсованих швидкохідних дизелів за циклом: холостий хід \leftrightarrow режим номінальної потужності [12]. Зміна температури (зразка) здійснювалося за пилкоподібним законом, а навантаження – за законом, близьким до прямокутного, що дало можливість імітувати найбільш важкі режими роботи дизелів в експлуатації [3]. Всього перевірено 6 варіантів поєднань інтервалів змін температур, напружень і тривалості циклу (див. табл. 1), причому кожному варіанту відповідали випробування трьох зразків.

Таблиця 1 – Інтервали змін температур, напруг і тривалості циклу при експериментальному дослідженні повзучості сплаву АЛ25

№ варіанта	$t, ^\circ\text{C}$	$\sigma, \text{МПа}$	$\tau_{\text{ц}}, \text{хв}$
1	$200 \leftrightarrow 300$	$25 \leftrightarrow 6,4$	6
2			12
3		$50 \leftrightarrow 30$	6
4	$230 \leftrightarrow 330$	$25 \leftrightarrow 6,4$	7
5			7
6		$50 \leftrightarrow 30$	18

Випробування проводилися на модернізованій машині АІМА5-2 [12] в умовах нестационарного стиснення за допомогою описаного в [19] реверсивного пристрою. Робоча довжина випробовуваних зразків становила 20 мм, діаметр – 10 мм. Оцінка деформації зразків проводилася за допомогою тензметра машини АІМА5-2 стрілочними індикаторами переміщень з ціною поділки 0,001 мм.

Отримані експериментальні криві повзучості поршневого сплаву АЛ25 представлені на рис. 3, 4 [12]. Як видно з рисунків, істотний вплив на процес повзучості, поряд з діючими температурами і напруженнями, здійснює і тривалість циклу.



1 – $\tau_{\text{ц}} = 6$ хв; 2 – $\tau_{\text{ц}} = 12$ хв.

Рисунок 3 – Криві повзучості поршневого сплаву АЛ25 при нестационарній циклічній зміні температури в межах $200 \leftrightarrow 300^{\circ}\text{C}$, ступеневу зміні напружень і різних тривалостях циклу:
а – $\sigma = 50 \leftrightarrow 30$ МПа; б – $\sigma = 25 \leftrightarrow 6,4$ МПа;

На основі наведених результатів В.А. Пильовим

було висунуто припущення, що в інтервалах зміни робочих температур і напружень, характерних для поршнів швидкохідних дизелів, коефіцієнти співвідношень, що описують процес циклічної повзучості, практично не залежать від рівня діючих температур і напружень, а залежать тільки від тривалості циклу. Тоді відповідно до теорії зміцнення, процес повзучості в умовах циклічного термомеханічного навантаження можна представити таким виразом [12]:

$$\dot{\epsilon}_{\text{п}} = A_{\text{д}} \sigma^n (1 + D_{\text{д}} \cdot \epsilon_{\text{п}}^{-\alpha_{\text{д}}}), \quad \epsilon_{\text{п}}(0) = 0, \quad (19)$$

або з урахуванням залежності коефіцієнта від температури [18]:

$$\epsilon_{\text{п}} = A_{\text{од}} \cdot \exp\left(-\frac{k}{T}\right) \sigma^n (1 + D_{\text{д}} \cdot \epsilon_{\text{п}}^{-\alpha_{\text{д}}}), \quad \epsilon_{\text{п}}(0) = 0. \quad (20)$$

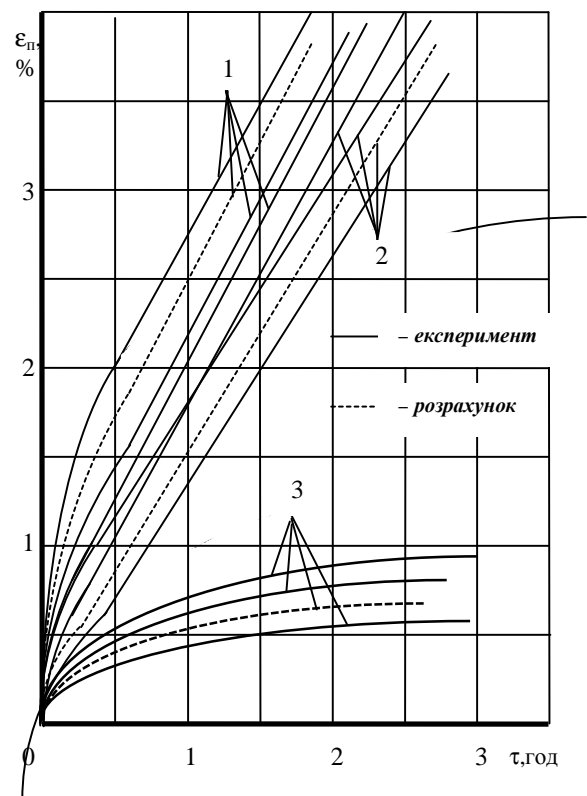


Рисунок 4 – Криві повзучості поршневого сплаву АЛ25 при нестационарному циклічній зміні температури в межах $230 \leftrightarrow 330^{\circ}\text{C}$, ступеневу зміну напружень і різних тривалостях циклу:

1 – $\sigma = 50 \leftrightarrow 30$ МПа, $\tau_{\text{ц}} = 7$ хв.;

2 – $\sigma = 50 \leftrightarrow 30$ МПа, $\tau_{\text{ц}} = 18$ хв.;

3 – $\sigma = 25 \leftrightarrow 6,4$ МПа, $\tau_{\text{ц}} = 7$ хв.

Тут усі коефіцієнти з індексом «д» є функціями,

залежними від тривалості циклу термомеханічного навантаження матеріалу.

Вихідні криві повзучості, наведені на рис. 3 і 4, оброблені з використанням методу найменших квадратів; значення отриманих коефіцієнтів представлені в табл. 2.

При цьому виявлено, що коефіцієнти не залежать від параметрів циклу навантаження і можуть бути ідентифіковані на основі результатів обробки експериментальних даних в умовах статичної повзучості.

Таблиця 2 – Коефіцієнти статичної та циклічної повзучості сплаву АЛ25

Час циклу, хв.	Коефіцієнти повзучості				
	$A_{од}$	n	k	D_d	α_d
Стационарний режим *)	$2,43 \cdot 10^9$	5,68	26580	0,256	1,05
6	$6,53 \cdot 10^{10}$	5,68	26580	1,6	1,61
7	$5,59 \cdot 10^{10}$				1,59
12	$3,84 \cdot 10^{10}$				1,5
18	$3,23 \cdot 10^{10}$				1,64

* – дані роботи [12].

З табл. 2 видно, що значення коефіцієнта в умовах циклічного навантаження більш, ніж у 6 разів перевищує значення цього коефіцієнта, отримане при статичному навантаженні матеріалу.

У досліджених інтервалах зміни температур, напружень і тривалості циклу, його значення можна приймати практично незмінним. Це означає, що цей коефіцієнт для сплаву АЛ25 чутливий до виду навантаження, але мало чутливий до зміни тривалості циклу навантаження. Для коефіцієнта, який спільно з коефіцієнтом визначає процес зміцнення матеріалу на першій стадії повзучості, характерна лінійна залежність від тривалості циклу. Його значення порівняно зі стаціонарними умовами навантаження матеріалу зростає в 1,5 і більше разів.

Коефіцієнт (що характеризує неусталену стадію повзучості) при великих тривалостях циклу термомеханічного навантаження (12–18 хв.) слабо залежить від тривалості аналізованого циклу, а зі зменшенням тривалості цього циклу з 12 до 6 хв. його значення зростає більш, ніж в 1,6 рази.

Таким чином, тривалість циклу нестационарного навантаження поршневого сплаву АЛ25 чинить істотний вплив як на першу, так і на другу стадію повзучості.

Емпіричні залежності значень коефіцієнтів і від часу циклу :

$$A_{од} = \frac{\tau_q + 4,358}{4,453 \cdot e^{-11} \cdot \tau_q - 1,084 \cdot e^{-10}},$$

$$\alpha_d = 1,713 - 0,0174 \cdot \tau_d \quad (21)$$

Розрахункові криві повзучості, отримані на основі виразів (20), (21) і даних табл. 2, наведені на рис. 3, 4. З рисунків видно, що теоретичні криві повзучості досить добре описують протікання реального процесу.

На підставі поданих результатів можна зробити висновок, що запропонована методика розрахунку повзучості в умовах термомеханічного циклічного навантаження матеріалу може використовуватися для оцінки впливу параметрів перехідних процесів роботи двигуна на даний процес, а також може бути покладена в основу розрахунків тривалої міцності поршнів швидкохідних дизелів з урахуванням моделі експлуатації двигуна, в тому числі і включає відомості про частоту змін режимів роботи останніх.

Метод оцінки накопичених ушкоджень в матеріалі поршня в умовах дії низькочастотної циклічної повзучості. Умови експлуатації швидкохідних дизелів характеризуються наявністю спектра характерних режимів роботи, що відрізняються величинами навантажень, частот обертання колінчастого вала, а, отже, рівнями температур і напружень [3].

Питання вичерпання міцності матеріалу в подібних випадках зазвичай пов'язують з уявленнями про накопичення пошкоджень. Урахування впливу кожного з режимів навантаження деталі на її тривалу міцність здійснюють на основі принципу підсумовування пошкоджень, накопичених на відповідних режимах роботи. При цьому для урахування частки накопичених пошкоджень повзучості найбільшого поширення набули часовий, деформаційний і енергетичний критерії.

Відповідно до часового критерію міцності величина накопичених пошкоджень може бути визначена виходячи з виразу [12]:

$$d_s = \int_0^{\tau^*} \frac{d\tau}{\tau_q^*}, \quad (22)$$

де τ_q^* – час до руйнування при заданих температурі і напруженнях, що діють на q-тому режимі навантаження;

τ^* – шукане час до руйнування.

Згідно виразу (22) передбачається, що руйнування матеріалу настає в момент часу τ^* , відповідний умові $d_s = 1$, а розрахунок накопичення ушкоджень є нескладним завданням [12].

Однак, лінійне підсумовування викликаних повзучістю пошкоджень у ряді випадків виявляється неправомірним – величина в момент руйнування може змінюватися у великому інтервалі і не дорівнювати одиниці. Цього недоліку позбавлений

критерій, запропонований В.В. Москвітіним:

$$d_s = \int_0^{\tau_q^*} (\tau_q^* - \tau)^m \frac{d\tau}{(\tau_q^*)^{(1+m)}}, \quad (23)$$

де m – константа матеріалу, уточнювана за результатами експерименту. Його використання стосовно матеріалів деталей КЗ ДВЗ вимагає проведення спеціальних експериментальних досліджень з метою визначення коефіцієнта. У разі рівності зазначеного коефіцієнта нулю правомірно повернутися до виразу (22).

Поряд з часовим критерієм урахування тривалої міцності використовується і деформаційний критерій:

$$d_s = \int_0^{e_f} \frac{de}{\varepsilon_f}, \quad (24)$$

де e – одностороннє накопичення деформації у процесі навантаження;

e_f – одностороннє накопичення деформації у момент руйнування;

ε_f – характеризує пластичність матеріалу, що отримується з випробувань на тривалу міцність.

Відповідно до рівняння (24), критичне значення параметра $d_s = 1$ визначається з умови вичерпання існуючої пластичності.

Деформаційний критерій при експериментальній перевірці задовільно підтверджується лише в певних інтервалах зміни температур і напружень, а також в разі відсутності невстановлених стадій повзучості. Для більшості матеріалів і сплавів результати оцінки часу до руйнування за цим критерієм завищені. Тому в розрахунках перевага віддається часовому критерію.

Крім перерахованих вище, на практиці також використовують енергетичний критерій, де за міру пошкодження приймають розсіяну енергію внутрішніх напружень на деформаціях повзучості. Її величина визначається з виразу:

$$u = \int_0^{\tau} \dot{\varepsilon}_n \cdot \sigma \cdot d\tau, \quad (25)$$

де σ – напруження.

Згідно енергетичного критерію, частка накопичених пошкоджень визначається як

$$d_s = \int_0^{\tau^*} \frac{du}{U^*}. \quad (26)$$

Тут U^* – розсіяна енергія при руйнуванні.

Енергетичний критерій заснований на твердженні, що руйнування внаслідок повзучості починається після досягнення критичного значення

величини даної енергії, властивої даному матеріалу і не залежить від виду навантаження, значень діючих напружень і температур.

Рівняння (26) досить добре узгоджується з експериментальними даними, отриманими для різних матеріалів в умовах постійних температур і напружень при досить широкому діапазоні зміни навантажень.

Подібні дослідження матеріалів деталей КЗ ДВЗ проведені на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» та підтверджена можливість використання критерію виду:

$$d_\tau = \frac{1}{U^*} \int_0^{\tau^*} \dot{\varepsilon} \sigma d\tau. \quad (27)$$

Особливо підкреслимо, що робота автомобільних і тракторних дизелів характеризується частими і різкими змінами експлуатаційних режимів.

Оцінка накопичення пошкоджень від повзучості при цьому припускає розбивку представленого циклу на окремі інтервали, з визначенням частки накопичених пошкоджень на кожному з них.

Використання часового критерію при цьому призводить до необхідності вирішення завдання в квазістаціонарній постановці:

$$d_s = \sum_i \tau_i / \tau_i^*, \quad (28)$$

де i – загальна кількість інтервалів розбиття всіх температурних циклів роботи двигуна у прийнятій моделі експлуатації;

τ_i – тривалість одного інтервалу розбивки температурного циклу;

τ_i^* – час до руйнування матеріалу на даному розрахунковому інтервалі (при конкретному теплонапруженні стані).

Ясно, що такий підхід вимагає додаткових експериментальних досліджень із підтвердження правомірності його використання в разі дії нестационарних (змінних) температур і напружень.

Розглядаючи енергетичний критерій, слід зазначити, що в роботах О.В. Сосніна неодноразово вказується на те, що критична величина питомої енергії розсіювання не залежить від виду навантаження і може бути визначена на основі кривих повзучості, отриманих в умовах постійно діючих температур і напружень. Тоді стосовно до досліджуваних умов навантаження, енергетичний критерій можна подати у вигляді:

$$d_s = \frac{\sum_k \dot{\varepsilon}_k \cdot \sigma_k \cdot \tau_k}{U^*}. \quad (29)$$

У літературі є відомості про правомірність

використання принципу лінійного підсумовування пошкоджень на основі розглянутого критерію для цілого ряду матеріалів. При цьому, лінійне підсумовування пошкоджень справедливо в разі виконання умови подібності діаграм розсіювання енергії в процесі повзучості, отриманих при різних температурах, напруженнях і видах навантаження.

Таким чином, можна стверджувати, що використання енергетичного критерію для оцінки накопичених ушкоджень повзучості в умовах дії змінних температур і напружень може виявитися кращим. Однак, його використання для матеріалів деталей КЗ вимагає визначення критичного значення питомої енергії розсіювання і перевірки умови подібності діаграм розсіювання енергії в процесі повзучості, отриманих для розглянутих матеріалів при різних температурах, напруженнях і видах навантаження.

Для цих цілей в [12] оброблені дані на повзучість поршневого сплаву АЛ25 в умовах постійної дії температур і напружень як при розтягуванні, так і при стисненні.

Критичне значення величини питомої енергії розсіювання у процесі повзучості визначалося, виходячи з чисельника співвідношення (29), а швидкість повзучості і входять до її рівняння коефіцієнти – з (19) [12]. Дослідження проводилися для рівнів температур 250°С, 300°С і 330°С в інтервалі напружень від 30 до 100 МПа (табл. 3, 4). В умовах розтягування дослідження проводилося до руйнування матеріалу, а при стисненні – до появи перших тріщин [12].

Таблиця 3 – Результати розрахунків часу до руйнування поршневого сплаву АЛ25 (розтягування)

$t, ^\circ\text{C}$	σ , МПа	τ^* , год	τ^{85} , год	δ_τ^{85} , %	τ^{950} , год	δ_τ^{950} , %
250	100	14,33	11,0	17,56	14,89	3,91
	90	26,08	21,5	23,24	27,08	3,83
	70	108,7	110	1,21	114,9	5,75
300	60	5,48	4,4	19,66	5,69	3,93
	50	15,43	14,1	8,61	16,03	3,87
	45	28,07	27,6	1,67	29,15	3,85
330	40	54,8	56,3	2,74	56,91	3,85
	50	2,07	1,55	24,98	2,15	4,02
	40	7,34	6,7	8,69	7,63	3,91
	30	37,6	38,8	3,19	39,06	3,88

На підставі твердження, що критичне значення розсіяної в процесі повзучості енергії не залежить від виду навантаження, стосовно до поршневого сплаву АЛ25 як граничне значення шуканої енергії була прийнята величина $U^* = 950$ МПа. При обраному значенні похибки визначення часу до руйнування при розтягуванні не перевищують 6%, а при стисненні – 24%.

Таблиця 4 – Результати розрахунків часу до руйнування поршневого сплаву АЛ25 (стиснення)

τ^* , час	τ^{950} , час	δ_τ^{950} , %
8	9	10
140,4	118	7,8
255,4	235	16,01
1064	1180	10,28
53,6	44,5	18,35
151,0	145	4,6
274,9	283	1,8
536,6	604	11,1
20,23	15,5	23,64
71,86	65,5	9,03
368,3	414,8	11,2

Таким чином, на основі проведеного аналізу можна зробити висновок про допустимість використання енергетичного критерію при врахуванні впливу процесу нестационарної повзучості на тривалу міцність поршнів швидкохідних дизелів, виконаних з алюмінієвого сплаву АЛ25. При цьому, як критерій оцінки граничного з точки зору повзучості стану досліджуваного матеріалу слід приймати величину питомої енергії розсіювання, рівну 950 МПа [12].

Методика прогнозування тривалої міцності кромки КЗ поршня з урахуванням моделі експлуатації швидкохідного дизеля. В роботі Тимохіна А.В. представлена методика оцінки міцності і довговічності, що базується на результатах розрахунку НДС методом скінчених елементів і на використанні принципу Нейбера, який дає можливість врахувати вплив пластичної деформації на окремі граничні стани при використанні результатів розрахунків у пружній постановці. При цьому, реальна модель експлуатації дизеля не враховується. Оцінка часу до руйнування кромки КЗ поршня здійснюється за кількістю циклів до появи магістральної тріщини. Розглядається цикл навантаження холостий хід – режим номінальної потужності двигуна.

У роботах Белова В.П. і Лизунова А.А. теоретична основа розробки методики розрахункової оцінки термостійкості крайок КЗ поршнів включає два етапи.

На першому етапі обґрунтовується підхід до оцінки граничного стану кромки КЗ з використанням лінійного закону підсумовування пошкоджень.

Накопичене сумарне пошкодження складається з пошкоджень на режимі номінальної потужності, перехідних режимах і режимі холостого ходу відповідно, тобто

$$d = d_n + d_n + d_x \quad (30)$$

Пошкодження на режимах холостого ходу і номінальної потужності викликані високочастотними

змiнами тиску і температури в КЗ і залежать від параметрів робочого циклу двигуна.

Пошкодження на перехідних режимах виникають в умовах розвинених циклічних пластичних деформацій в зоні кромки КЗ. Тому для оцінки пошкоджень від малоциклової втоми найбільш універсальним (на думку авторів) можна вважати деформаційно-кінетичний критерій, розроблений колективом Інституту машинознавства. Цей критерій базується на лінійному підсумовуванні втомних і квазістатических ушкоджень, які можна визначати з виразу

$$d_n = d_f + d_s . \quad (31)$$

Вважається, що руйнування настає, якщо сумарне пошкодження досягає граничного значення.

Втомне малоциклове пошкодження за N циклів визначається за формулою

$$d_f = \frac{N}{N_p} , \quad (32)$$

де N_p – число циклів до руйнування.

Число циклів до руйнування в залежності від розмаху пластичної деформації визначається за рівнянням малоциклової втоми Коффина:

$$N_p = \left(\frac{\epsilon_s(T)}{2\Delta\epsilon^p} \right) , \quad (33)$$

де $\epsilon_s(T)$ – гранична пластичність матеріалу (відносне подовження при розриві);

$2\Delta\epsilon^p$ – ширина петлі пружного гістерезиса.

Квазістатичне пошкодження внаслідок однобічно накопиченої деформації може бути визначена наступним чином:

$$d_s = \frac{\Delta e^p N}{\epsilon_s(T)} , \quad (34)$$

де Δe^p – односторонній зсув петлі пружного гістерезиса за один цикл.

Тоді число циклів до руйнування (поява макротріщини) визначається за формулою:

$$N = \left[\left(\frac{2\Delta\epsilon^p}{\epsilon_s(T)} \right)^2 + \frac{\Delta e^p}{\epsilon_s(T)} \right]^{-1} . \quad (35)$$

Попередній розрахунок за цим критерієм при мінімальному і максимальному значеннях граничної пластичності (ϵ_s) матеріалу показав, що число циклів до руйнування складало відповідно – 400 і 4900.

Така відмінність обумовлена неізотермічністю процесу і суттєвою залежністю від температури.

У зв'язку з цим для проведення коректного розрахунку далі запропоновано критерій, узагальнений на неізотермічне навантаження, що враховує число перехідних процесів і температуру на конкретних напівциклах нестационарних навантажень.

Недоліком цієї методики є використання в розрахунковій моделі пружно-пластичного поведінки матеріалу без урахування його повзучості, що не призводить до зміни діаметра кромки КЗ, що спостерігається в ряді експериментів [12]. Аналогічно роботам Тимохіна А.В. модель експлуатації двигуна не враховується.

Розроблена Іванченком О.Б. методика оцінки термоусталеної міцності поршнів форсованих дизелів заснована на розв'язанні нестационарної задачі теплопровідності і термoprужності в осесиметричній постановці. Використовуються принцип Нейбера і модифіковане рівняння Морроу. Модель експлуатації дизеля не враховується.

У роботі Пилова В.А. [12] розглянуті питання оцінки тривалої міцності деталей КЗ з урахуванням моделі експлуатації двигуна. За основу взята методика оцінки тривалої міцності поршнів, розроблена А.Ф. Шеховцовим. Доповнення методики виконано в частині урахування накопичених пошкоджень від повзучості. До недоліків методики відноситься врахування процесу повзучості лише на стаціонарних режимах роботи двигуна.

В роботі Абрамчука Ф.І. [13, 14] пропонується методика розрахункової оцінки втомної і тривалої міцності деталей камер згоряння швидкохідних дизелів для конкретних моделей експлуатації тракторних і комбайнових дизелів. Фізичне моделювання процесу накопичення пошкоджень на реальному поршні з метою підвищення достовірності експериментальних даних проведено на оригінальному стенді для термоциклювання натурних поршнів.

Оцінка накопичених пошкоджень від термовтоми і повзучості проводилася за допомогою критерію, що базується на лінійному підсумовуванні втомної і квазістатичої (від повзучості) складових

$$d_f + d_\tau = \int_1^{N_f} \frac{dN}{N_{pi}} + \int_0^{\tau^*} \frac{d\tau}{\tau_i^*} = 1 , \quad (36)$$

де N_f – число циклів до появи тріщини;

N_{pi} – число циклів до руйнування, яке визначається по кривій втомної міцності при розгляді форми циклу навантаження;

τ^* – час до появи тріщини;

τ_i^* – час до руйнування, яке визначається за

кривою тривалої міцності при заданих температурі і напруженнях (при розрахунку використовувалося рівняння Б. Поспішила).

Розрахунок накопичених пошкоджень від повзучості найбільш навантажених зон поршнів в [13, 14] виконаний в такий спосіб. Цикл зміни температури (і напружень) розбивався на 30 рівних ділянок. На кожній ділянці приймалися середні значення температур і напружень. Дійсні окружні напруження за даними пружного розрахунку поршня уточнювалися, виходячи з принципу Нейбера. Знаючи дійсні напруження і температуру на кожній ділянці циклу, можна розрахувати деформацію повзучості. Напруження в кінці останньої ділянки розбиття за відомою деформацією повзучості визначається з принципу Нейбера. Гранична довговічність встановлюється за рівнянням Б. Поспішила з урахуванням спільного впливу нестационарних низькочастотних і високочастотних навантажень.

Недоліком цієї методики є урахування накопичених пошкоджень повзучості в (36) на основі часового критерію міцності, що вимагає додаткової експериментальної перевірки і використання рівняння Москвітін (23).

У роботах Левтерова А.М. уточнення (36) виконано шляхом використання при розрахунку другого додатку енергетичного критерію міцності (27):

$$d_f + d_\tau = \int_1^{N_f} \frac{dN}{N_{pi}} + \frac{1}{U^s} \int_0^{\tau} \dot{\epsilon} \sigma d\tau = 1 \quad (37)$$

Особливо підкреслимо, що у всіх представлених роботах питання про порядок чергування експлуатаційних режимів роботи дизеля (історії його навантаження) не розглядається. Це в загальному випадку може впливати на час до руйнування кромки

Таким чином, з урахуванням проведеного аналізу, за основу методики оцінки тривалої міцності кромки КЗ поршня може бути прийнято вираз виду (37) з урахуванням впливу історії нестационарного навантаження двигуна на процес руйнування цієї кромки.

При цьому для прогнозування опору пружного і пластичного руйнування поршнів може бути прийнята методика, розроблена А.Ф. Шеховцовим і уточнена Ф.І. Абрамчуком, В.А. Пилімовим, яка враховує спільне вплив низькочастотної втоми і повзучості на процес накопичення пошкоджень, а також конкретну модель експлуатації двигуна. Вихідним рівнянням зазначеної методики є вираз (37).

Слід зауважити, що до теперішнього часу питань прогнозування ресурсу роботи кромки КЗ поршнів з урахуванням прийнятої моделі експлуатації двигуна, тобто при нестационарних навантаженнях, приділялася недостатня увага. Тут

відкритими є питання врахування впливу історії навантаження двигуна на тривалу міцність кромки КЗ поршня, а також оцінки впливу різних перехідних процесів в загальній моделі експлуатації дизеля на накопичення пошкоджень в зоні зазначеної кромки.

За умови вирішення цих двох проблем можна говорити про можливість оцінки опору пружного і пластичного руйнування кромки КЗ на початкових стадіях проектування поршня.

Для використання зазначеної методики необхідно реалізувати ряд попередніх етапів прогнозування тривалої міцності КЗ поршнів:

- визначити тепловий стан поршня на всіх експлуатаційних режимах роботи двигуна у прийнятій моделі експлуатації;
- визначити напружено-деформований стан поршня на цих режимах;
- встановити закидання і просадки термопружних напружень, які виникають в особливо теплонапружених зонах поршнів внаслідок різких переходів роботи двигуна з одного експлуатаційного режиму на інший;
- ідентифікувати коефіцієнти в залежності для визначення частки накопичених пошкоджень від втоми та повзучості.

Очевидно, що на ранніх стадіях проектування поршня в ході пошуку конструкції, що задовольняє вимогам технічного завдання, виникає необхідність в багаторазовій перебудові вихідної інформації і проведенні повторних (варіантних) обчислень. Крім того, оскільки розрахунки ведуться з урахуванням конкретної моделі експлуатації, то необхідно отримувати дані про тепловий і напружено-деформований стан поршня не для конкретного стаціонарного режиму, а для всіх режимів роботи двигуна в прийнятій моделі експлуатації. Ясно, що такі розрахунки можуть бути досить ефективно і раціонально виконані тільки при використанні методів і засобів САПР.

В першу чергу вирішення зазначеного комплексу питань пов'язано з визначенням граничних умов (ГУ) в задачі теплопровідності. У загальному випадку задача теплопровідності і термопружності має вирішуватися у нестационарній постановці. Така задача вирішена в роботі А.М. Левтерова при відомих ГУ на стаціонарних режимах роботи двигуна. Достовірна зміна граничних умов в перехідному процесі досягнуто відповідним вибором керуючих функцій. Однак аналіз, виконаний в [3], свідчить, що при використанні існуючих методик оцінки ГУ 3-го роду для поршнів дизелів з турбонаддувом, розбіжність експериментальних і розрахункових температур на стаціонарних режимах досягає 12-20% в залежності від рівня форсування дизеля. Ясно, що така похибка є неприпустимою; тому необхідно вживати заходів щодо уточнення прийнятих ГУ. Останнє зазвичай

досягається шляхом розв'язання оберненої задачі теплопровідності, тобто передбачає проведення експериментальних досліджень.

Отже, актуальною є задача достовірної оцінки ГУ 3-го роду на початкових стадіях проектування двигуна, ще до проведення експериментів.

Для встановлення напружено-деформованого стану поршня крім його теплового стану, в якості вихідних даних необхідно додатково знати характеристики міцності матеріалу. Такі характеристики представлені, наприклад, в [4, 9–14].

Розрахунок нестационарного напружено-деформованого стану (НДС) поршня методом скінченних елементів займає значний розрахунковий час навіть для сучасних ЕОМ. Тому при визначенні НДС в роботі Левтерова А.А. пропонується визначати закидання і зкидання напружень, використовуючи критерій Предводітелева з подальшою апроксимацією залежності напружень від часу сплайном 3-го порядку.

При дослідженні напружено-деформованого стану поршнів в умовах нестационарного навантаження дизеля для апроксимації закону зміни температур в зоні КЗ поршня зазвичай використовують експонентну залежність виду [13, 14]:

$$T = T_{\max} - (T_{\max} - T_{\min}) \cdot e^{-k\tau}, \quad (38)$$

де T_{\max} , T_{\min} – максимальна і мінімальна температури циклу;

k – показник експоненти зміни температури елемента деталі, визначається при обробці розрахункової кривої зміни температури;

τ – час.

Були отримані апроксимуючі залежності, що дають можливість визначати показник експоненти для кромки камер згоряння поршнів з різними типами КЗ:

$$k = a_1 + b_1 \Delta T, \quad (39)$$

де $\Delta T = T_{\max} - T_{\min}$ – перепад температур,

a_1 , b_1 – коефіцієнти, що залежать від форми КЗ і розмірів поршня і визначаються шляхом розв'язання нестационарної задачі теплопровідності.

Результати розрахункових і експериментальних досліджень [13, 14] дають можливість зробити висновок про суттєвий вплив на накопичення пошкоджень від втоми та повзучості наявності закидів і скидів напружень на перехідних режимах роботи двигуна. Визначення зазначених закидів і просядок пропонується виконувати, використовуючи число (критерій) Предводітелева Pd . Причому, чим більше значення, тим швидше досягається максимум термопружних напружень і тим більше величина закидів (осідань) напружень, що виникають при

набиранні (скиданні) навантаження дизеля.

Число Предводітелева характеризує темп прогрівання (охолодження) елемента деталі і залежить від теплофізичних властивостей матеріалу, конструкції деталі, умов теплообміну і визначається залежністю

$$Pd = \frac{kr^2}{a}, \quad (40)$$

де k – показник експоненти зміни температури елемента деталі;

r – характерний геометричний розмір деталі;

a – коефіцієнт теплопровідності матеріалу деталі.

Отримано лінійні залежності між значеннями закидів термічних напружень і числом Предводітелева для кромки різних типів КЗ:

$$\Delta\sigma = a_2 + b_2 \cdot Pd. \quad (41)$$

Таким чином, маючи значення числа Предводітелева для конкретного елемента конструкції і конкретного перехідного (експлуатаційного) режиму двигуна, можна визначити відповідний йому закид термопружних напружень. Величини r і a для будь-якої конкретної конструкції постійні і значення критерію Pd згідно (40) залежить тільки від показника експоненти k . У свою чергу, показник експоненти залежить від закону зміни температури при переході елементів конструкції з одного теплового стану в інше. Отже, можна стверджувати, що темп прогрівання визначається величиною показника експоненти і перепадом температур між початковим і кінцевим усталеними тепловими режимами.

Виходячи з вищесказаного, послідовність визначення закидів (осідань) термопружних напружень при набиранні (скиданні) навантаження двигуна наступна:

- 1) відшукується перепад температур між кінцевими усталеними тепловими режимами;
- 2) розраховується показник експоненти з (39);
- 3) відповідно до (40) визначається число Предводітелева;
- 4) обчислюється закид напружень з (41).

Коефіцієнти, що входять в залежності для визначення частки накопичених пошкоджень від втоми та повзучості, можуть бути визначені відповідно до робіт Пильова В.А., Абрамчука Ф.І., Раміреса Міттани А. та ін.

У зв'язку з вищевикладеним, метою цієї роботи є створення комплексу методик, що дають можливість здійснювати оцінку опору пружного і пластичного руйнування кромки камер згоряння поршнів на початкових стадіях проектування форсованих швидкохідних дизелів.

Для досягнення поставленої мети вирішені наступні завдання:

1. Вибраний метод і розроблена методика розв'язання за допомогою САПР задач теплопровідності та термопружності з точки зору використання їх результатів на початкових стадіях проектування форсованих швидкохідних дизелів.

2. Розроблено комплекс методик прогнозування опору пружного і пластичного руйнування кромки камер згоряння поршнів з урахуванням моделі експлуатації та ступеня форсування швидкохідних дизелів.

3. Розроблено методику оцінки ефективності застосування різних заходів, спрямованих на підвищення тривалої міцності крайок камер згоряння поршнів, на початкових стадіях проектування швидкохідних дизелів.

4. Оцінено вплив різних конструктивних і режимних факторів на тривалу міцність кромки камер згоряння поршнів швидкохідних дизелів.

Висновки. Таким чином, можна зробити наступні висновки.

1. При проектуванні високофорсованих перспективних дизелів однією з актуальних є завдання забезпечення необхідної міцності кромки камер згоряння поршнів. Для скорочення тривалості проектних робіт необхідно вносити основні зміни в конструкцію двигуна на більш ранніх етапах проектування.

2. Для прогнозування довговічності в області малоциклової втоми доцільно використовувати деформаційні критерії втомої міцності. При неізотермічному циклічному навантаженні, окремим випадком якого є термічна втома, доцільним можна вважати використання рівняння Б. Поспішила спільно з принципом Нейбера.

3. Методика розрахунку нестационарної циклічної повзучості в умовах термомеханічного циклічного навантаження матеріалу, заснована на теорії зміцнення і уточнена стосовно кромки КЗ алюмінієвого поршня А.Ф. Шеховцовим, В.А. Пильовим та ін., може бути покладена в основу розрахунків тривалої міцності поршнів швидкохідних дизелів з урахуванням конкретної моделі експлуатації двигуна.

4. На основі проведеного аналізу можна зробити висновок про допустимість використання енергетичного критерію при врахуванні впливу процесу повзучості на тривалу міцність поршнів форсованих дизелів. При цьому, як критерій оцінки граничного з точки зору повзучості стану досліджуваного матеріалу слід приймати критичну величину питомої енергії розсіювання.

5. До теперішнього часу питань прогнозування ресурсу роботи кромки КЗ з урахуванням прийнятої моделі експлуатації двигуна приділялася недостатня увага. Тут відкритими є питання впливу історії

навантаження двигуна на тривалу міцність кромки КЗ поршня, а також оцінки впливу різних перехідних процесів в загальній моделі експлуатації дизеля на накопичення пошкоджень в цій зоні.

6. При прогнозуванні тривалої міцності крайок КЗ в якості вихідної інформації необхідно мати дані про температурний і напружено-деформований стан поршня на всіх режимах роботи двигуна в прийнятій моделі експлуатації. Такі розрахунки можуть бути досить ефективно і раціонально виконані тільки при використанні методів і засобів САПР.

Список літератури

1. *Системы автоматизированного проектирования изделий и технологических процессов в машиностроении.* Л.: Машиностроение, 1986. 319с.
2. Исеркис Ю.Э., Мирошников В.В. *Системное проектирование двигателей внутреннего сгорания.* Л.: Машиностроение, 1981. 255с.
3. Коваль И.А., Вахтель В.Ю., Диденко А.М. Ускоренные испытания двигателей. *Тракторы и сельхозмашины.* 1974. №12. С.3-5.
4. Rakopoulos, Mavropoulos Study of the steady and transient temperature fields and heat flow in the combustion chamber components of a medium speed diesel engine using finite element analyses. *Int. J. Energy Res.* 1996. No 5. P. 437-464.
5. Winship Michael, Morgan William J. *Piston design.* 1993. 101. P.43-47.
6. Bents Henry W., Whitacre Sohu Piston for 90s. *Automot. Eng.* 1992. No 8. P.13-16.
7. Чайнов Н.Д., Заренбин В.Г., Иващенко Н.А. *Тепломеханическая напряженность деталей двигателя.* М.: Машиностроение, 1975. 147с.
8. Лазарев Е.А., Иващенко Н.А., Перлов М.Л. Особенности теплового и напряженно-деформированного состояния поршней тракторного дизеля. *Двигателестроение.* 1988. №7. С.3-5.
9. Лазарев Е.А., Иващенко Н.А., Перлов М.Л. и др. Тепловое и напряженно-деформированное состояние поршня дизеля 4ЧН14,5/20,5 при различной ориентации поперечного сечения полости охлаждения. *Двигателестроение.* 1989. №12. С.40-42.
10. Шеховцов А.Ф. Метод расчетной оценки термоусталостной прочности поршней ДВС. *Двигателестроение.* 1979. №11. С.15-19
11. Донченко А.С., Морганюк В.С., Аверченко Е.А. и др. Расчет напряженно-деформированного состояния поршня тракторного дизеля при циклическом напряжении. *Проблемы прочности.* 1983. №3. С.39-44.
12. Пильов В.О. *Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів заданим рівнем тривалої міцності* Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. 330с.
13. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.С., Тимченко І.І. *Автомобільні двигуни.. Підручник.* 3-тє видання. Київ: Арістей, 2006. 476 с.
14. Глинкин С.А. Гоц А.Н. Иванченко А.Б. Экспериментальное исследование развития трещин в поршне тракторного дизеля. *Современные наукоемкие технологии.* 2009. № 10. С. 26-30

References (transliterated)

1. *Sistemy avtomatizirovannogo proektirovaniya izdelij i tehnologicheskikh processov v mashinostroenii.* Leningrad: Mashinostroenie, 1986. 319 p.
2. Iserkis Yu.E., Miroshnikov V.V. *Sistemnoe proektirovaniye dvigatelej vnutrennego sgoraniya.* Leningrad:

- Mashinostroenie, 1981. 255 p.
3. Koval I.A., Vahtel V.Yu., Didenko A.M. Uskorenyye ispytaniya dvigatelej. *Traktory i selhozmashiny*. 1974. No 12. Pp. 3-5.
 4. Study of the steady and transient temperature fields and heat flow in the combustion chamber components of a medium speed diesel engine using finite element analyses / Rakopoulos, Mavropoulos // *Int. J. Energy Res.* 1996. No 5. Pp. 437-464.
 5. Winship Michael, Morgan William J. *Piston design*. 1993. No 101. Pp. 43-47.
 6. Bents Henry W., Whitacre Sohu Piston for 90s. *Automot. Eng.* 1992. No 8. Pp. 13-16.
 7. Chajnov N.D., Zarenbin V.G., Ivashenko N.A. *Teplomehaničeskaya napryazhennost detalej dvigatelya*. - Moscow: Mashinostroenie, 1975. 147 p.
 8. Lazarev E.A., Ivashenko N.A., Perlov M.L. Osobennosti teplovogo i napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya porshnej traktornogo dizelya. *Dvigatelistroenie*. 1988. No 7. Pp. 3-5.
 9. Lazarev E.A., Ivashenko N.A., Perlov M.L. i dr. Teplovoe i napryazhenno-deformirovannoe sostoyanie porshnya dizelya 4ChN14,5/20,5 pri razlichnoj orientacii poperechnogo secheniya polosti ohlazhdeniya. *Dvigatelistroenie*. 1989. No 12. Pp. 40-42.
 10. Shehovcov A.F. Metod raschetnoj ocenki termoustalostnoj prochnosti porshnej DVS. *Dvigatelistroenie*. 1979. No 11. Pp. 15-19.
 11. Donchenko A.S., Morganyuk V.S., Averchenko E.A. i dr. Raschet napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya porshnya traktornogo dizelya pri ciklicheskom napryazhenii. *Problemy prochnosti*. 1983. No 3. Pp. 39-44.
 12. Py'gov V.O. Avtomaty'zovane proektuvannya porshniv shvy'dkoxidny'x dy'zeliv zadany'm rivnem try'valoyi micznosti Kharkiv: Vy'davny'chy'j centr NTU "KhPI", 2001. 330 p.
 13. Abramchuk F.I., Gutarevy'ch Yu.F., Dolganov K.Ye., Ty'mchenko I.I. *Avtomobil'ni dvy'guny'.. Pidruchny'k. 3-tye vy'dannya*. Kyiv: Aristej, 2006. 476 p.
 14. Glinkin S.A., Goc A.N., Ivanchenko A.B. Jeksperimental'noe issledovanie razvitija treshhin v porshne traktornogo dizelja. *Sovremennye naukoemkie tehnologii*. 2009. No 10. Pp. 26-30.

Надійшла (received) 12.06.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Прокопенко Микола Вікторович (Прокопенко Николай Викторович, Prokopenko Mykola) – кандидат технічних наук (PhD), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-69-02; e-mail: kola0123@ukr.net.

Зінченко Олена Іванівна (Зинченко Елена Ивановна, Zinchenko Olena) – кандидат технічних наук (PhD), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-2961-5861>; тел.: (057) 707-69-02; e-mail: zinchenko.zinchenko@gmail.com.