

Оцінка можливості використання математичних моделей для експертних досліджень пошкоджень двигуна автомобіля

Хрулев О. Е.¹, Сарасва І. Ю.¹, Воробйов О. М.¹, Сохін А. А.¹

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

***Анотація.** Проблема експертної оцінки пошкоджень деталей двигуна, особливо його механізмів, які працюють в умовах порушень експлуатації автомобіля є складним завданням. Така оцінка потребує певної кваліфікації, спеціального обладнання, є досить затратною і має суб'єктивний характер. Застосування математичних моделей при проведенні таких досліджень повинне покращити об'єктивність висновку експерта. Для цього в роботі визначено аналіз математичних моделей, які покладено до основи удосконаленого експертного методу оцінки пошкоджень двигуна. Ці моделі при певних умовах застосування дозволяють вирішити зворотню задачу руйнування деталей механізму двигуна. Раніше такі моделі застосовувались при проектуванні двигуна за умов відсутності порушень експлуатації автомобіля. Моделювання в практиці проведення експертних досліджень призвано покращити їх інформаційну та об'єктивну складові при визначення причин несправностей двигуна внаслідок порушень умов експлуатації автомобіля.*

***Ключові слова:** автомобіль; двигун; експлуатація; пошкодження; експертиза; модель; розрахунок.*

Вступ

Поява несправності двигуна в експлуатації сучасного автомобіля нерідко приводить до порушення ряду функціональних параметрів і звичайно викликає реакцію системи самодіагностики шляхом запису коду помилки та спрацьовування лампи несправності (MIL). На етапі ушкодження і його початкового розвитку система самодіагностики може бути корисна для локалізації несправності з метою наступного визначення її причини.

Дійсно, сучасні системи самодіагностики деяких транспортних засобів дозволяють в окремих випадках зафіксувати й ідентифікувати момент початкового експлуатаційного ушкодження, звідки іноді навіть можна одержати навіть точний час від початкового ушкодження до відмови. Практика показує, що зробити це можна як у початковий період після первинного ушкодження, так і після його розвитку й виникнення відмови. Однак використовувати ці дані для створення якихось кількісних закономірностей найчастіше неможливо через вплив особливостей конс-

трукції конкретних ДВС, режимів роботи після ушкодження, особливостей запису й зберігання інформації в більшості систем самодіагностики (у тому числі, стирання інформації після зняття живлення) і, як наслідок, значних труднощів у зборі необхідної статистики.

У результаті експерт-дослідник нерідко зустрічається тільки з кінцевим результатом відмови, наприклад, з більшою кількістю уламків зруйнованих деталей – шатуна, поршня й блоку циліндрів, а в деяких випадках із уже демонтованим і розібраним двигуном, коли одержати й скористатися даними діагностики не представляється можливим.

Аналіз публікацій

Аналіз практики експертних досліджень різних несправностей [1, 2, 3] також показує, що правильне визначення їх причин і побудова яких-небудь методик неможливо без докладного опису й аналізу всіх їхніх ознак. При цьому важливо, що розв'язати пряме завдання, а саме, тільки по характеру руйну-

вання (зламу) окремих деталей [4, 5] визначити причину, по якій вони перетворилися в уламки, неможливо, а спроба саме так підійти до розв'язку завдання є типовою помилкою експертів, що не дозволяє правильно виявити причину несправності [6].

Саме для правильного визначення причини необхідно вирішувати зворотнє завдання – установити ознаки, які з'явилися на деталях внаслідок їхнього початкового ушкодження ще в той час, коли деталі зберігали працездатність [7, 8]. Тоді, якщо знати й виявити всі такі ознаки, можна встановити не тільки факт, але й причину несправності.

Із цією метою насамперед необхідно визначити місце експертних досліджень у загальному комплексі науково-дослідних і конструкторських робіт.

Саме в цьому полягає основна складність таких досліджень, причому найбільш складним виявляється визначення причин передчасних відмов двигунів у гарантійний період, установлений виробником, коли крім порушення умов експлуатації [9], необхідно розглядати й виробничі причини несправностей [10].

Аналіз опублікованих джерел [11, 12] показує, що відомі на сьогодні способи (назвемо їх умовно методиками) визначення причин несправностей і відмов двигунів в експлуатації можна розділити на 3 групи. Це: таблиці несправностей, довідники несправностей, методики діагностики технічного стану.

У результаті правильне визначення причини несправності на практиці найчастіше вдається тільки фахівцеві із серйозною підготовкою й експертним досвідом дослідження причин несправностей [13, 14] – в інших випадках великий ризик помилитися, одержати повторну відмову й подвоїти, а іноді й потроїти власні витрати на ремонт транспортного засобу.

Мета та постановка задачі

Метою роботи є аналіз застосування математичних моделей при проведенні експертних досліджень пошкоджень двигуна для покращення об'єктивності висновку експерта.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- провести аналіз методик, їх кількості та якості, для розв'язку практичних завдань по визначенню причин несправностей ДВЗ;

- провести аналіз чисельних методів моделювання пошкоджень ДВЗ.

Математичний апарат для розробки моделей ушкодження двигуна

Розробка моделей, що описують процеси ушкодження у ДВС, мабуть, базується на основних фізичних законах механіки, термодинаміки, газової динаміки, гідравліки, опору матеріалів і інших загальнотехнічних наук.

Розглянемо моделі, які застосовують при дослідженні процесів газообміну й робочих процесів у циліндрі ДВС.

Моделювання процесів ДВС, особливо, коли мова йде про теплові процеси, неможливо виконати без закону збереження енергії (теплого балансу) [15].

Рівняння теплообміну застосовне також для окремих деталей ДВС, якщо вони нагріваються або прохолоджуються. Так, для клапана теж можна записати рівняння, яке фактично описує зміна його внутрішньої енергії du за часом $d\tau$ у процесі нагрівання-охолодження:

$$dU = (Q_r - Q_c - Q_k - Q_m) d\tau, \quad (1)$$

де Q_r – кількість теплоти, що надходить у головку клапана від газів у камері згоряння, що мають температуру T ; Q_c , Q_k , Q_m – кількість теплоти, що йде в сідло, у вступника до клапана повітря й у напрямку втулки за рахунок теплопровідності уздовж стрижня клапана, відповідно.

Зміна внутрішньої енергії пов'язана зі зміною температури головки клапана T_V , її питомою теплоємністю c_p і масою m тим же самим рівнянням (1), у якому $m = \rho \cdot V$ – маса, ρ , V – щільність матеріалу й обсяг головки клапана.

Багато деталей ДВС сполучено один з одним, на поверхні сполучення виникає контактний теплообмін. Найбільш напружені умови виникають в області контакту клапана із сідлом, коли при порушенні контакту можливий перегрів і ушкодження клапана. Це визначає важливість математичного опису й моделювання механізму ушкодження, пов'язаного з порушенням умов контакту.

Згідно [16, 17] залежність для контактного теплообміну в сполученні клапана із сідлом:

$$Nu_c = (623 \lambda_{cp} / \lambda_{np} - 3,6) (p_\phi / \sigma_b)^{0,43} \quad (2),$$

де p_ϕ – тиск контакту; $\lambda_{cp} / \lambda_{np}$ – відношення коефіцієнта теплопровідності середовища, що заповнює межконтактні проміжки, до наведеного коефіцієнта теплопровідності (приблизно $\lambda_{cp} / \lambda_{np} = 110 \cdot 10^{-4}$); σ_b – межа міцності матеріалу сідла (у розрахунках прийняте $\sigma_b = 500$ МПа).

Незважаючи на наявність рекомендацій [16, 18], визначити без експериментальних даних по двигуну досліджуваного типу надійне значення H по якій-небудь відомій методиці не представляється можливим – принаймні, результати такого розрахунків представляються сумнівними, а його вплив на кінцевий результат неприйнятно більшим. Внаслідок чого для практичних завдань важливо знайти алгоритми, що дозволяють уникнути використання даного параметра.

Для багатьох практичних завдань потрібно також оцінити втрати теплоти в стінки камери згоряння. Особливо це важливо при моделюванні внутрішциліндрових процесів, для чого необхідно розраховувати коефіцієнт тепловіддачі від газу в стінку камери згоряння.

У загальному випадку для одержання точних результатів потрібна оцінка застосовності різних формул і вибір найбільш відповідних для розглянутого завдання. Однак у зв'язку з тим, що для експлуатаційних завдань метою розрахунків є визначення загального характеру зміни температури і її різниці для різних елементів системи охолодження в нестационарному режимі, в 1-м наближенні можна використовувати априорі обрані варіанти.

Так, відома формула Ейхельберга [18] є однією з найбільш простих за структурою й зручних для застосування в розглянутих завданнях моделювання ушкоджень:

$$\alpha_1 = 7,8^3 \sqrt{C_m} \cdot \sqrt{p_1 T_1} \quad (3),$$

де α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від робочого середовища до стінки; T_1 – температури робочого середовища; C_m – середня швидкість поршня, м/с ($C_m = S \cdot n / 30$); S – хід поршня; n – частота обертання колінвала, хв^{-1} ; p_1 – середньо-ефективний тиск, МПа.

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі від газу до головки клапана використовується також не менш відома формула Вошни [19, 20], перевагою якої є облік параметрів:

$$\alpha_r = 128 (10 p)^{0,8} \omega^{0,8} / (T^{0,53} \cdot D^{0,2}) \quad (4),$$

де p , T – тиск і температура газу в циліндрі (МПа й К); D – діаметр циліндра; m ; ω – швидкісний коефіцієнт, пропорційний середньої швидкості поршня $C_m = S \cdot n / 30$.

Розрахункові рівняння, використовувані в програмі, отримані із закону збереження енергії (1-го закону термодинаміки) і рівняння стану ідеального газу:

$$\begin{cases} dQ - dW = dE + dH \\ p = \frac{m}{V} RT \end{cases}, \quad (5)$$

де m , V – маса й обсяг газу в циліндрі; $dQ = dQ_1 - dQ_2$ – теплота, яка підводить при згорянні палива (Q_1) і приділяється в стінки (Q_2); $dW = p dV$ – робота, чинена газом; $dE = C_v dT$ – зміна внутрішньої енергії; C_p , C_v – питомі теплоємності газу; $dH = C_{p_{in}} T_{in} dm_{in} - C_{p_{ex}} T_{ex} dm_{ex}$ – зміна ентальпії; C_{pi} , T_i , dm_i – питома теплоємність, температура й маса, що втікає (in) /, що впливає (ex) потоків відповідно.

Після перетворень отримані наступні рівняння для розрахунків зміни тиску й температури в циліндрі, які використовуються в програмі:

$$\begin{cases} dp = p \left(\frac{dQ + dH}{m C_v T} - k \frac{dV}{V} \right) \\ dT = \frac{dQ - p dV}{m C_v} \end{cases}, \quad (6)$$

де $k = \frac{C_p}{C_v}$ – коефіцієнт питомої теплоємності.

Вхідне в систему рівнянь зміна обсягу циліндра dV розраховується з геометричних і кінематичних характеристик кривошипно-шатунного механізму [19], що дозволяє одержати залежність швидкості зміни обсягу від кута повороту φ колінвала в загальному виді як:

$$dV = f_1(\varphi, D, S, \varepsilon, \dots) d\varphi, \quad (7)$$

де D, S, ε – геометричні розміри двигуна (діаметр циліндра, хід поршня, ступінь стиску і т.д.); $d\varphi$ – крок обчислень по куту повороту колінчатого вала.

Необхідно відзначити, що модель, реалізована в програмі Lotus Engine Simulation, також розраховує плин газу у випускних каналах, що примикають до циліндра випускних і, як одномірне, що дозволяє врахувати динамічні (хвильові) явища в трубопроводах і їх вплив на процеси в циліндрі. Для експлуатаційних завдань це має важливе значення, оскільки визначає умови теплообміну на деталях, у тому числі, на головках клапанів.

Якщо розглянути плин стисливої рідини через нескінченно малу ділянку труби діаметром D , у якому площа F поперечного переріза, перпендикулярного осі труби, змінюється, як показано на рис. 1, то у випадку, якщо зміна площі поступова, а властивості рідини приблизно однакові, то плин через будь-який поперечний переріз може вважатися функцією тільки від x і t .

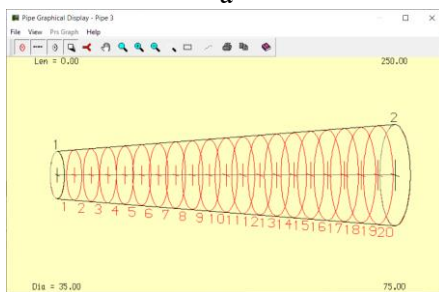
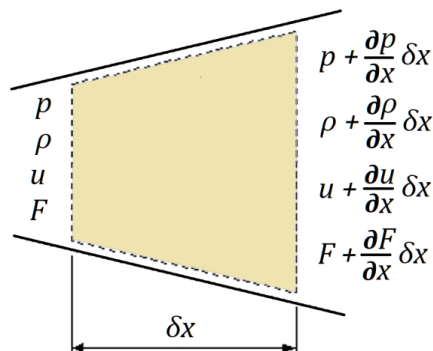


Рис. 1. Розрахунки в програмі Lotus Engine Simulation: а – одиничний обсяг у каналі; б – схема каналу

У трубопроводах і каналах ДВС таке допущення в більшості випадків відповідає

дійсності. Це дає можливість розглядати плин квазиодномерним.

Для розглянутого потоку стисливої рідини в трубі рівняння нерозривності, збереження кількості руху й енергії записуються з урахуванням зміни площі, тертя про стінки й тепlopередачі. У результаті виходить система нелінійних гіперболічних рівнянь у частинних похідних:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx} = 0 \\ \frac{\partial(\rho u)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho u^2 + p)}{\partial x} + \frac{\rho u^2}{F} \frac{dF}{dx} + \rho G = 0, \quad (8) \\ \frac{\partial(\rho e_0)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho u h_0)}{\partial x} + \frac{\rho u h_0}{F} \frac{dF}{dx} - \rho q = 0 \end{cases}$$

де p, T, ρ, u – середні по перетину миттєві тиск, температура, щільність і швидкість потоку; e_0, h_0 – питома внутрішня енергія й ентальпія гальмування; q – питомий тепловий потік у стінку; $G = 2u|u| \frac{f}{D}$ – питома сила тертя; f – коефіцієнт тертя.

Чисельний метод, використовуваний у програмі Lotus Engine Simulation, заснований на двухшаговій схемі Лакса-Вендроффа (Lax-Wendroff), використовуваної в комбінації із симетричним нелінійним обмежником потоку, що забезпечує просторову й тимчасову точність другого порядку [24]. Ця схема є кінцево-різницевою схемою з уловлюванням розривів, що дозволяє обробляти ударні хвилі й надзвукові потоки, які можуть виникати в колекторах сучасних двигунів.

У результаті програма дозволяє розрахувати миттєві значення тисків, температур і швидкостей по довжині каналів, при цьому параметри в крайніх перетинах можуть бути граничними для суміжних елементів моделі.

Розглядаючи відомі моделі, слід зазначити, що для деяких практичних завдань двухшагові методи не дають помітних переваг у точності, але збільшують складність розв'язку. Як показала практика, для експлуатаційних завдань, на відміну від більш складних дослідницьких і конструкторських, може цілком підійти метод Ейлера чисельного розв'язку звичайних диференціальних рівнянь [25].

У багатьох експертних завданнях, пов'язаних з визначенням причини руйнувань у

двигунах, важливе значення має правильне визначення й аналіз сил, що діють у КШМ. Так, сила інерції, прикладена до маси деталей, що поступально рухаються, перебуває по формулі [21]:

$$P_j = m_{\Sigma} j = -m_{\Sigma} \frac{S}{2} \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi), \quad (9)$$

де $j = -0,5S\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ – прискорення мас; $m_{\Sigma} = m_p + m_{pp} + m_{pr} + \beta m_{cr}$ – сумарна маса деталей, що поступально рухаються, у тому числі, маса поршня m_p , поршневого пальця й стопорних кілець m_{pp} , поршневих кілець m_{pr} , а також частина маси шатуна m_{cr} , обумовлена коефіцієнтом β , яка віднесена до, що поступально рухається (у розрахунках прийняте, що $\beta = 0,25$); φ – кут повороту колінчатого; $\omega = \pi n/30$ валу – кутова швидкість колінчатого валу.

Як приклад для оцінки можливості застосування була обрана відома програма Lotus Engine Simulation [22, 23] у безкоштовній академічній версії, що дозволяє розраховувати 1-циліндрові моделі двигунів [24].

При дослідженні ушкоджень, що виникають при порушенні умов експлуатації, особливе значення набувають питання міцності деталей. Багато початкових ушкоджень розбудовуються із часом і закінчуються усталостним руйнуванням деталі. Проте, у деяких випадках вплив має миттєвий характер, коли високі навантаження на деталі з конструкційних матеріалів можуть викликати пластичні деформації.

Крім цього, відомі випадки втрати стійкості стрижневих деталей (шатуни, штанги привода клапанів). Так, що викликає втрату стійкості критичне значення напруги σ_{cr} залежить від гнучкості стрижня [26]:

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i} \quad (10),$$

де l – довжина стрижня; i – радіус інерції поперечного переріза стрижня; μ – коефіцієнт приведення довжини [26].

В області отриманих значень гнучкості критичне напруження близьке до границі текучості матеріалу, але трохи менше його. Згідно [27], урахувати вплив гнучкості стрижня на критичне напруження можна за допомогою коефіцієнта зниження, що допуска-

ється напруги φ_{σ} , тобто: $\sigma_{cr} = \sigma_t \varphi_{\sigma}$, де σ_t – границя текучості матеріалу шатуна.

Стискаючі сила й напруги в стрижні можуть бути пов'язані з максимальним тиском у циліндрі, виходячи з умови втрати шатуном стійкості (після якого тиск не росте):

$$R_{\max} = (p_1 - p_0) F; \quad (11),$$

$$p_1 = p_0 + \sigma_{\max} \frac{A}{F}, \quad (12),$$

де F – площа поршня; A – площа поперечного переріза стрижня шатуна; p_0 – тиск у картері; R_{\max} – максимальна сила стиску; σ_{\max} – максимальна напруга стиску (питома сила стиску), рівне відношенню сили до площі поперечного переріза стрижня A .

Усі зазначені рівняння знаходять застосування в завданнях проектування, однак для визначення причин несправностей при порушенні умов експлуатації вони фактично не застосовувалися, і їхнє застосування в цій області не було обґрунтовано.

Найбільше сильно це стосується методів 3-d моделювання. Наприклад, програмний комплекс ANSYS, широко відомий і розповсюджений у наукових дослідженнях і конструкторських розробках [28, 29], у цей час взагалі ніяк не задіяний і не застосовується в експлуатаційних завданнях дослідження ушкоджень двигунів при порушенні умов експлуатації. Однак на відміну від багатьох конструкторських програм, саме ANSYS дозволяє розглядати стан елементів ДВС далеко за межами робочих режимів. Крім того, цей комплекс однаково ефективний як для визначення напружено-деформованого стану деталей, так і для моделювання просторових плинів у каналах [28, 29].

Так, при моделюванні напруг і деформацій пластичних матеріалів в ANSYS прийнято розраховувати еквівалентні напруги σ_e по фон Мизесу, які відповідно енергетичній (четвертої) теорії міцності [35] обчислюються по формулі:

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}, \quad (13)$$

де $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – головні напруги (по осях X, Y і Z).

Перевищення еквівалентною напругою в якому-небудь елементі деталі границі текучості матеріалу означає втрату міцності й поява залишкових деформацій, що має принципове значення для розв'язку практичних експлуатаційних завдань (наприклад, про втрату стійкості стрижнем шатуна).

Не менш ефективним може бути використання ANSYS в 3-мірних завданнях газодинаміки ДВС. Якщо в минулі роки застосування складних програм було обмежено можливостями й швидкодією обчислювальної техніки, то в цей час правильна постановка завдання дозволяє не тільки одержати практично важливі результати, але й перевірити вірогідність більш простих моделей.

Висновки

Аналіз дослідженої літератури показав, що незважаючи на серйозні зусилля в дослідженнях, конструюванні й діагностуванні ДВЗ, застосовувані до теперішнього часу методи при проведенні експертних досліджень пошкоджень двигуна, визначення причин його несправностей мають обмежену застосовність, не мають універсальності і, як правило, не дозволяють із необхідної для практики вірогідністю знаходити причину несправності (відмови) двигунів.

Аналіз методик по визначенню причин несправностей ДВЗ виявив недостатню їх кількість та якість, для розв'язку практичних завдань. У багатьох випадках пошук причини несправності припускає трудомістку роботу з аналізу численних можливих причин, яка нерідко носить суб'єктивний характер, сильно залежить від кваліфікації дослідника й може привести до помилкового визначення причини несправності.

Аналіз чисельних методів моделювання, застосовуваних для завдань проектування ДВЗ, практично не виявило впливу на методи моделювання різних несправностей, недостатньо пророблені питання застосовності відомих математичних моделей до завдань ушкодження деталей і вузлів ДВЗ. Фактично методи моделювання взагалі не застосовуються в експертних завданнях визначення причин несправностей.

Тому вирішення проблем правильного й ефективного визначення причин несправностей залишається актуальним завданням на всіх етапах експлуатації двигунів. В експертній практиці прийнято користуватися декіль-

кома методами, до яких ставляться діагностичні, а також методи, засновані на аналізі ознак ушкодження окремих деталей. Таким методам і буде приділено увагу в подальших роботах.

Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що немає конфлікту інтересів щодо публікації цієї статті.

Література

1. MAHLE (2016) Engine Components and Filters: Damage profiles, Probable Causes and Prevention, Technical Information MS3-1109, Farmington Hills, MAHLE Aftermarket Inc., 76.
2. Missan G.S., Keswani I.P. (2016) Analysis of Causes of Engine Overheating due to Cooling System Failure Using Pareto Principle. – International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT), Volume 36, Number 5, 242–248.
3. Henning P., Walsh D., Yurko R. et. al. (2017) Predictive Equipment Maintenance. Oil Analysis Handbook. Third Edition. Chelmsford, Spectro Scientific, 120.
4. Greuter E., Zima S. (2012) Engine Failure Analysis. Internal Combustion Engine Failures and Their Causes. SAE International, 568.
5. MS Motorservice (2016) Piston damage – Recognizing and rectifying. Service tips & infos. Article No. 50003 973–02. Neuenstadt: MS Motorservice International GmbH, 92.
6. Khrulev, A.E., Saraiev, O.V. (2021) Local Abrasive Wear in Automobile Internal Combustion Engines. Monograph. LAP LAMBERT Academic Publishing, Chisinau, 70.
7. Хрулев А.Э., Кочуренко Ю.В. (2017) Методика определения причины неисправности ДВС при тяжелых эксплуатационных повреждениях. Двигатели внутреннего сгорания, №1, 52–60. DOI: 10.20998/0419–8719.2017.1.10. Khrulev A.E., Kochurenko Yu.V. (2017) Metodika opredeleniya prichiny neispravnosti DVS pri tyajelykh ekspluatashionnykh povrejdeniyakh. Internal combustion engines, No.1, 52–60. DOI: 10.20998/0419–8719.2017.1.10 [in Russian]
8. Хрулев А.Э. (2020) Методика составления и использования истории транспортных средств при исследовании их технического состояния в задачах определения причин неисправностей узлов и агрегатов. Криміналістика і судова експертиза, Вып. 65, 594–605. DOI: <https://doi.org/10.33994/kndise>. Khrulev A.E. (2020) Metodika sostavleniya i ispolzovaniya istorii transportnykh sredstv pri issledovanii ikh tekhnicheskogo sostoyaniya v zadachakh

- opredeleniya prichin neispravnostei uzlov i agregatov. [in Russian]
9. Khrulev A.E., Saraiev O.V. (2021) The method of expert assessment of the technical condition of an automobile engine after overheating. *Автомобільний транспорт*, 48, 5-16. DOI: <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2021.48.0.5>.
 10. Dmitriev S.A., Khrulev A.E. (2020) Some aspects of influence of the connecting rod design on the output parameters of high-speed internal combustion engines. *Проблеми тертя та зношування*, №1(86), 23-37. DOI: [https://doi.org/10.18372/0370-2197.1\(86\).144855](https://doi.org/10.18372/0370-2197.1(86).144855).
 11. Laskowski R. (2015) Fault Tree Analysis as a tool for modeling the marine main engine reliability structure. *Scientific Journals of the Maritime University of Szczecin*, no.41 (113), 71-77.
 12. Хрулев А.Э. (2019) Использование логико-вероятностных методов для определения причин отказов турбокомпрессоров в эксплуатации ДВС, *Автомобиль и электроника. Сучасні технології*, №16, 5-18. DOI: <https://doi.org/10.30977/VEIT.2019.16.0.5>. Khrulev A.E., (2019) Ispolzovanie logiko-veroyatnostnykh metodov dlya opredeleniya prichin otkazov turbokompressorov v ekspluatazhii DVS. *Vehicle and electronics. Innovative technologies*, No.16, 5-18. DOI: <https://doi.org/10.30977/VEIT.2019.16.0.5>. [in Russian]
 13. MAHLE Clevite (2008) Turbocharger: Damage Profiles, Causes, and Prevention. Technical information MO-2-613. MAHLE Clevite Inc., United States, 16.
 14. Miller J. (2008) Turbo: Real World High-Performance Turbocharger Systems (S-A Design) Pa-perback, CarTech, 160.
 15. Cengel, Yu.A. (2015). *Heat and Mass Transfer. Fundamentals and Applications*, McGraw-Hill Education New-York, USA, 968.
 16. Онищенко Д.О., Панкратов С.А. (2013) Моделирование теплового состояния крышки цилиндра и клапанов дизеля. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. "Машиностроение"*, №4, 94–108. Onischenko D.O., Pankratov S.A. (2013) Modelirovanie teplovogo sostoyaniya kryshki tzilindra i klapanov dizelya. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, No.4, 94–108. [in Russian]
 17. Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л., Маластовский Н.С. (2012) Методика расчета согласованных температурных полей крышки цилиндра с клапанами. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. "Машиностроение"*, №7, 82–91. Chainov N.D., Myagkov L.L., Malastovskii N.S. (2012) Metodika rascheta soglasovannykh temperaturnykh polei kryshki tzilindra s klapanami. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, No.7, 82-91. [in Russian]
 18. Кабанов А.Н. (2012) Выбор методики расчёта процесса теплоотдачи в газовом двигателе с искровым зажиганием. *Автомобильный транспорт*, 30, 96-102. Kabanov A.N. (2012) Bybor metodiki rascheta processa teplootdachi v gazovom dvigtele s iskrovym zajiganiem. *Automobile transport*, No.30, 96-102. [in Russian]
 19. Дьяченко В.Г. (2009) Теория двигателей внутреннего сгорания. Харьков, ХНАДУ, 500. Diachenko V.G. (2009) Teoriya dvigatelei vnutrennego sgoraniya. Kharkiv, KhNADU, 500. [in Russian]
 20. Левтеров А.М., Левтерова Л.И. (2013) Анализ математических моделей механизма сажеобразования при сжигании углеводородных топлив, *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях*, №5 (979), 130–141. Levterov A.M., Levterova L.I. (2013) Analiz matematicheskikh modelei mekhanizma sajeobrazovaniya pri sjiganiu uglevodородnykh topliv. *Bulletin NTU KhPI Series: Mathematical modeling in engineering and technologies*, No.5 (979), 130-141. [in Russian]
 21. Van Basshuysen, R., Schäfer, F. (2004). *Internal Combustion Engine Handbook: Basics, Components, Systems, and Perspectives*. SAE International, Warrendale, 811.
 22. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. и др. (2013) *Машиностроение. Энциклопедия. Двигатели внутреннего сгорания. Т.IV–14*. Москва. Машиностроение, 784. Grekhov L.V., Ivaschenko N.A., Markov V.A. (2013) *Mashinostroenie. Enciklopediya. Dvigateli vnutrennego sgoraniya. T.IV–14*. Moscow. Machinostroenie, 784. [in Russian]
 23. Duleba B. (2014) Simulation of Automotive Engine in Lotus Simulation Tools. *Transfer inovacii*, No. 30, 48–52.
 24. Lotus Engineering Software (2019). Group Lotus PLC, URL: <http://www.lesoft.co> (дата обращения 20.10.2019).
 25. Bonnicksen A. (2008) *Automotive Science and Mathematics*. Elsevier Linacre House, Burlington, 240.
 26. Феодосьев В.И. (2010) Сопrotивление материалов. 15-е изд. Москва, Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана, 560. Feodosiev V.I. (2010) Soprotivlenie materialov. 15 publ. Moscow, Izdatelstvo MGTU im. N.E.Baumana, 560. [in Russian]
 27. Фаворин М.В. (1977) Моменты инерции тел. *Справочник. 2-е изд.* Москва. Машиностроение, 511. Favorin M.V. (1977)

- Momenty inertzii tel. Spravochnik. 2 publ. Moscow, Mashinostroenie, 511. [in Russian]
28. ANSYS (2019). ANSYS Free Student Software Downloads. ANSYS, Inc., URL: [https://www.ansys.com/academic/free-student-products/\(30.09.2021\)](https://www.ansys.com/academic/free-student-products/(30.09.2021)).
29. ANSYS (2004). Ansys Thermal Analysis Guide, ANSYS Release 9.0, ANSYS, Inc., Canonsburg, 80.

Хрулев Олександр Едуардович¹, канд. техн. наук, докторант кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, e-mail: alo.engine@gmail.com, тел. +38 096 616 183, ORCID: 0000-0002-6841-9225.

Сарасва Ірина Юрїївна¹, канд. техн. наук, доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: sarayeva9@gmail.com, ORCID: 0000-0002-7720-471X.

Воробйов Олександр Миколайович¹, аспірант кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: sanechek007@icloud.com, ORCID: 0000-0002-2882-957X.

Сохін Андрій Андрійович¹, магістр, e-mail: sokhin.andriy94@gmail.com, ORCID: 0000-0002-2120-4120

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 61002, Україна, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

Evaluation of the possibility of using mathematical models for expert research of car engine damage

Abstract. Problem. *The problem of expert assessment of damage to engine parts, especially its mechanisms, which work in conditions of malfunctions of the car is a difficult task. Such an assessment requires certain qualifications, special equipment, is quite expensive and is subjective. The use of mathematical models in conducting such research should improve the objectivity of the expert's opinion. To do this, the paper identifies mathematical models, which are the basis of an improved expert method for estimating engine damage. These models under certain conditions of application allow to solve the inverse problem of destruction of details of the engine mechanism. Previously, such models were used in the design of the engine in the absence of violations of the car. Modeling in the practice of expert research is designed to improve their informational and*

*objective components in determining the causes of engine failures due to violations of the operating conditions of the car. **Goal.** The aim of the work is to use mathematical models in conducting expert studies of engine damage to improve the objectivity of the expert's opinion. **Methodology.** Methodical materials for determining the causes of engine failures are not enough to solve practical problems. In many cases, the search for the cause of the fault involves time-consuming work on the analysis of numerous possible causes, which is often subjective, highly dependent on the qualifications of the researcher and can lead to erroneous determination of the cause of the fault. **Originality.** The problem of correct and effective determination of the causes of malfunctions remains an urgent task at all stages of operation of engines. In expert practice, it is customary to use several methods, which include diagnostic, as well as methods based on the analysis of signs of damage to individual parts. **Practical value.** Serious development of numerical modeling methods used for ICE design tasks has had almost no effect on the methods of modeling various faults, insufficiently developed issues of applicability of known mathematical models to the problem of damage to parts and components of ICE. In fact, modeling methods are not used at all in expert tasks to determine the causes of faults.*

Key words: car; engine; operation; damage; expertise; model; calculation.

Khrulev Alexander¹, Ph. D. (Eng), doctoral student of Automobile Department,

e-mail: alo.engine@gmail.com, ORCID: 0000-0002-6841-9225

Saraieva Iryna¹, Ph. D. (Eng.), Associate Professor, e-mail: sarayeva9@gmail.com

ORCID: 0000-0002-7720-471X.

Vorobiov Oleksandr¹ – postgraduate,

e-mail: sanechek007@icloud.com

ORCID: 0000-0002-2882-957X.

Sokhin Andrii¹ – master,

e-mail: sokhin.andriy94@gmail.com

ORCID: 0000-0002-2120-4120

¹Kharkov National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudrogo str., Kharkiv, 61002, Ukraine.