

УДК 621.431, 621.43.016.4

DOI: 10.18372/0370-2197.1(82).13485

С.О. ДМИТРИЄВ, О.Е.ХРУЛЄВ

Національний авіаційний університет, Київ

## ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО СТАНУ ВПУСКНИХ КЛАПАНІВ ДВЗ В ЗАДАЧАХ ПОШУКУ ПРИЧИН НЕСПРАВНОСТІ

*Виконано аналіз несправностей ДВЗ, пов'язаних з перегріванням та деформацією головки впускних клапанів. З метою визначення можливих причин ушкодження впускних клапанів виконано моделювання теплового стану впускного клапана в умовах нагрівання-охолодження при впливі газу в циліндрі, повітря у впускному каналі, контактного теплообміну з сідлом та з урахуванням теплопровідності вздовж стрижня. Шляхом моделювання робочого циклу ДВЗ на різних режимах визначено миттєві параметри газу та повітря, які потім були використані при розрахунку температури клапана. В результаті розрахунків виявлено, що при підвищенні частоти обертання відмова в системі управління, що викликає роботу двигуна на великих частотах обертання з малим підйомом впускних клапанів, може призводити до їх перегріву.*

**Ключові слова:** *двигун внутрішнього згоряння, ДВЗ, впускний клапан, несправність, перегрів, теплові процеси, моделювання, методика розрахунку температури*

**Вступ.** Досвід дослідження причин несправностей великої кількості ДВЗ різного призначення [8, 9] показує, що багато несправностей нерідко спричинені порушенням роботи клапанів. З відомих причин таких несправностей досить широке поширення мають ті, що викликають різні термічні ушкодження.

Тому дослідження теплового стану головок циліндрів ДВЗ часто виконуються, в тому числі і з метою визначення температури клапанів. Причому, як це впливає з численних публікацій на цю тематику [1,3-6], основну увагу дослідників приділено, головним чином, впускним клапанам, як досить критичним у тепловому відношенні елементам двигуна.

Ця особливість досліджень має цілком очевидне пояснення. Впускні клапани, на відміну від впускних, мають набагато нижчу робочу температуру, що пов'язано з їх інтенсивним охолодженням холодним повітрям, що надходить із впускної системи в циліндр. З цієї причини термічні пошкодження впускних клапанів досить рідкісні та у відповідних спеціалізованих довідниках ушкоджень [8] не виділяються.

Однак, практика дослідження причин несправностей ДВЗ показує, що перегрів впускних клапанів в результаті термічного навантаження теж не можна повністю виключати. Але оскільки впускні клапани працюють в інших умовах, ніж впускні, закономірності цього процесу та причини пошкодження можуть бути не такими, як впускні клапани. Тоді спроби прямо застосувати до впускних клапанів відомі дані щодо впускних можуть дати невірну причину їх пошкодження.

Виходячи з цього, при дослідженні закономірностей пошкодження впускних клапанів, у тому числі внаслідок перегріву, важливого значення набуває моделювання зміни їх температури при різних режимах роботи двигуна.

Відповідно до цього мета даної роботи це виявлення особливостей роботи впускних клапанів та моделювання їх температурного стану з метою доповнення відомих даних щодо пошкоджень клапанів ДВЗ в частині, що стосується впускних клапанів.

**Приклад термічного пошкодження впускного клапана експлуатації ДВС.** Незважаючи на відсутність у відповідних джерелах [8,9] даних щодо пошкоджень впускних клапанів, їх термічне пошкодження вдалося виявити на практиці. Цей випадок був зафіксований при дослідженні причини несправності високофорсованого бензинового атмосферного двигуна V-6 об'ємом 3,2 л з безпосереднім упорскуванням палива та регулюванням фаз газорозподілу. Двигун вийшов з ладу після кількох годин роботи на самому початку експлуатації внаслідок втрати компресії у кількох циліндрах. При цьому було встановлено, що прояв несправності якимось пов'язаний зі спрацюванням діагностичного сигналу про неполадки в механізмі регулювання фаз газорозподілу за відсутності перемикачів на ширші фази впуску при збільшенні частоти обертання.

При дослідженні причини несправності в деяких циліндрах було виявлено характерне пошкодження одного з двох клапанів впуску у вигляді деформованої тюльпаноподібної форми головки з явними слідами перегріву (рис.1). Водночас сусідній впускний клапан, а також обидва випускні не отримали жодних пошкоджень.

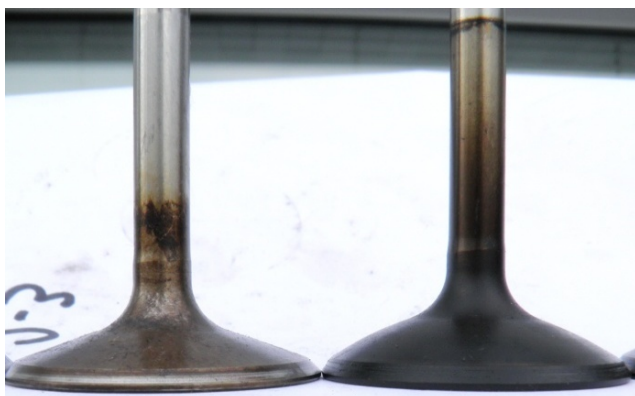


Рис.1. Деформація головки одного із впускних клапанів у вигляді "класичного" "тюльпана" (праворуч) не має виразного пояснення в рамках звичайного списку причин, що наводяться для термічного перевантаження клапанів, у тому числі від порушення процесу згоряння.

Пояснити вибірковість загального впливу гарячих газів тільки на один впускний клапан за відсутності такого впливу на всі три інші клапани в одному циліндрі якимось порушенням згоряння неможливо. У зв'язку з цим виникла необхідність дослідження теплових процесів в камері згоряння та визначення залежності температури впускних клапанів від режиму роботи двигуна з метою визначення причини несправності даного виду.

**Моделювання циклу досліджуваного двигуна.** Зрозуміло, що для визначення температури впускного клапана знадобиться розрахунок параметрів газу в циліндрі. Для цього існують різні програми розрахунку робочого циклу ДВС, серед яких було обрано відому програму Lotus Engine Simulation [13].

Вибір даної програми був зумовлений простою можливістю врахувати різні закони відкриття впускних клапанів відповідно до особливостей реальної конструкції двигуна.

Програма Lotus Engine Simulation побудована на основі розрахунку миттєвих параметрів термодинамічного циклу ДВЗ (середні за обсягом тиск і температура в циліндрі) по кутку повороту колінчастого валу. При цьому в впускних і випускних каналах, що примикають до циліндра, перебіг газу розраховується як одномірне, що дозволяє врахувати динамічні явища в трубопроводах.

Оскільки метою розрахунку були не основні інтегральні параметри двигуна (потужність, момент, що крутить, питома витрата палива), а температури елементів, використовувалася спрощена 1-циліндрова модель.

Для виконання розрахунку циклу задавалися дійсні розміри циліндра (83x80 мм) та клапанного механізму двигуна (діаметри клапанів 30 та 26 мм), причому модель двигуна (рис.2) будувалася з двома впускними клапанами, що мають у загальному випадку різні закони регулювання. Розміри та довжини трубопроводів також вибиралися близькими до зразка.

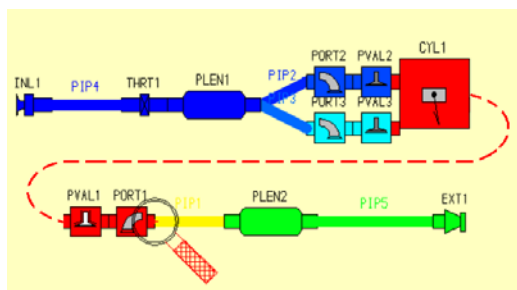


Рис.2. 1-циліндрова геометрична модель двигуна у програмі Lotus Engine Simulation з можливістю завдання різних підйомів та фаз у двох впускних клапанів.

Розрахунки циклу виконувались для частоти обертання 1000-6000 об/хв з кроком 1000 об/хв при повному навантаженні та 3-х різних варіантах фаз впускних клапанів згідно зі схемою регулювання за даними виробника двигуна, зокрема:

1- обидва впускні клапани відкриваються на однаковий максимальний підйом,

2 один клапан має зменшений на 50% підйом і на 33% меншу тривалість відкритого положення (фази впуску),

3 один клапан має мінімальний підйом 18% від максимального і на 66% зменшену тривалість фази впуску.

При цьому загальний зсув фаз впуску в пізніший бік, як і зсув фаз випуску у ранній бік, для спрощення розрахунків не задавалися у зв'язку з відсутністю точних даних про дійсний закон регулювання фаз від виробника двигуна.

Розрахунок циклу проводився з урахуванням теплообміну зі стінками, що було забезпечено завданням у програмі відповідних коефіцієнтів тепловіддачі (програма враховує теплообмін газу зі стінками камери згоряння та поршня, а також втрати тепла в рідину, що охолоджує).

Результати розрахунку циклу представлялися у вигляді графіків залежності миттєвих параметрів повітря та газу в характерних перерізах, включаючи циліндр та всі трубопроводи (рис.3, 4). Крім цього, всі миттєві значення тисків,

температур та швидкостей зберігалися у вигляді таблиць Ex-sel з кроком по куту повороту колінвала  $2^{\circ}$ .

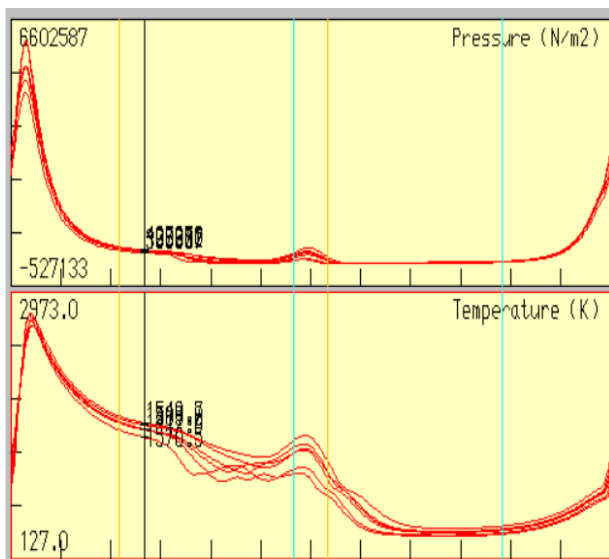


Рис.3. Зміна тиску та температури газу в циліндрі по куту повороту колінчастого валу, отримане при розрахунку в діапазоні частот обертання 1000-6000 об/хв для випадку, коли обидва клапани відкриваються синхронно.

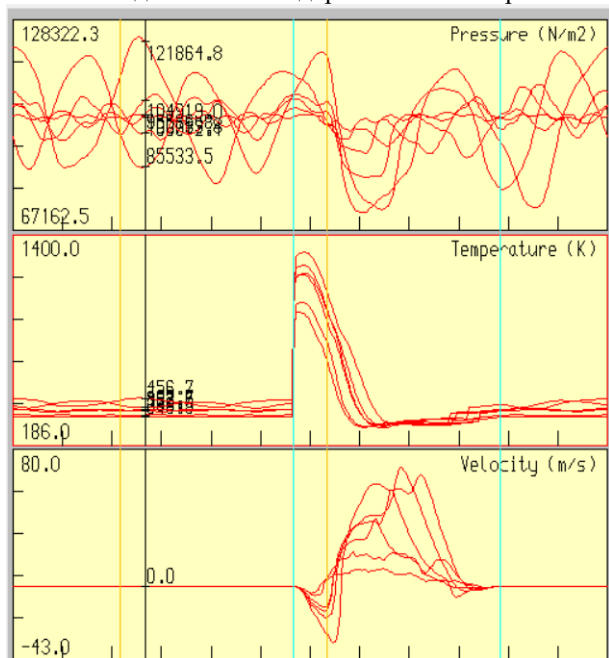


Рис.4. Зміна миттєвих значень тиску, температури та швидкості повітря в перерізі впускного трубопроводу перед впускним клапаном за циклом на різних частотах обертання (обидва впускні клапани відкриваються синхронно).

Далі було виконано попередній аналіз результатів розрахунку, у тому числі за наявності відмінностей протягом повітря біля впускних клапанів.

Виявилось, що у впускному каналі у клапана з меншим підйомом і фазою відкриття при підвищенні частоти обертання спостерігається вища температура

повітря. Це пов'язано із закиданням газів з циліндра у впускний канал у початковий момент відкриття клапана.

Зрозуміло, що при вищій температурі повітря (газів) у перерізі у клапана слід очікувати й на вищу температуру самого клапана. Проте встановити закономірності зміни температури впускного клапана за зміни режимів можна лише з допомогою теплового розрахунку клапана.

**Методика розрахунку температури впускного клапана.** Для визначення температури клапана були зроблені такі полегшення припущення:

1) розподіл температури за обсягом клапана не враховується і вважається, що температура головки клапана  $T$  у кожен момент часу однакова за її об'ємом,

2) температури сідла  $T_c$  і прямої втулки  $T_e$  клапана вважаються постійними та не залежать від температури клапана та умов теплообміну з ним (задаються),

3) з боку каналу враховується теплообмін головки з повітрям та теплопровідність вздовж стрижня, теплообміном стрижня клапана з повітрям у каналі та в картерному просторі, а також впливом на теплообмін сил тяжіння нехтується,

4) характерною швидкістю процесу теплообміну з боку каналу вважається швидкість каналу перед клапаном,

5) вплив теплообміну головки впускного клапана на газодинамічні процеси не враховується.

Розглянемо тепер стандартну схему нагрівання-охолодження клапана (рис.5), що є так звані теплові граничні умови для головки циліндрів [3].

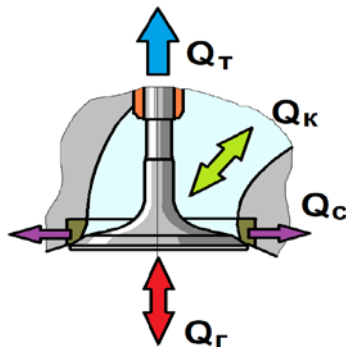


Рис.5. Теплова розрахункова схема впускного клапана

З рівняння теплового балансу для клапана слід змінити його внутрішню енергію  $dU$  за часом  $d\tau$  в 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 згорання, що мають температуру  $T_r$ ;  $Q_c$ ,  $Q_k$ ,  $Q_m$  – кількість теплоти, що йде в сідло, в повітря, що надходить до клапана і в напрямну втулку за рахунок теплопровідності вздовж стрижня клапана, відповідно.

Зміна внутрішньої енергії пов'язана із зміною температури головки клапана  $T$ , її питомою теплоємністю  $C_p$  та масою  $m$ :

$$dU = C_p m dT,$$

де  $C_p = 550$  Дж/кгК,  $m = \rho V$ ,  $\rho, V$  – щільність та об'єм головки клапана.

Кількість теплоти, що підводиться та відводиться від головки клапана в різних процесах:

$$Q_r = F \alpha_r (T_r - T), \quad Q_k = F \alpha_k (T - T_k), \\ Q_c = f_c \alpha_c (T - T_c), \quad Q_m = l/\lambda f (T - T_c).$$

де  $\alpha_r$ ,  $\alpha_k$  – коефіцієнти тепловіддачі від газів у циліндрі та від повітря у впускному каналі до головки клапана,  $\alpha_c$  – коефіцієнт контактного теплообміну клапана з сідлом,  $T_c$  – температура сідла та напрямної втулки (приблизно були прийняті рівними),  $F$  – площа поверхні головки клапана ( $F = \pi/4 D^2$ ),  $f_c$  – площа контакту клапана з сідлом ( $f_c = \pi D c$ ), де  $c$  – ширина фаски сідла (у розрахунках прийнято, що  $c = 1,0$  мм),  $f$  – площа перерізу стрижня клапана ( $f = \pi/4 d^2$ ),  $l$  – довжина стрижня від головки клапана до напрямної втулки,  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу клапана.

Розглянемо докладніше коефіцієнти тепловіддачі, що входять у формули для розрахунку кількості теплоти, що підводиться і відводиться.

Коефіцієнт тепловіддачі від газу до головки клапана може бути визначений за відомою формулою [4]:

$$\alpha_r = 128 (10 p)^{0,8} \omega^{0,8} / (T_r^{0,53} D_h^{0,2}), \quad (2)$$

де  $p$ ,  $T_r$  – тиск і температура газу в циліндрі (МПа та К),  $D_h$  – діаметр циліндра, м,  $\omega$  – швидкісний коефіцієнт, пропорційний середній швидкості поршня  $C_m = S n / 30$ ,  $S$  – хід поршня,  $n$  – частота обертання коленвала, об/хв.

Швидкісний коефіцієнт приймався рівним  $\omega = c_1 C_m + c_2 (p - p_k)$ , де значення коефіцієнтів  $c_1$  і  $c_2$  приймалися залежно від фази циклу [4],  $p_k$  – тиск у впускному трубопроводі.

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі від головки клапана до повітря з боку впускного каналу використовувалось рівняння [4]:

$$Nu_k = 0,096 (Re)^{0,8} (Pr)^{0,43}, \quad (3)$$

де  $Re = v D / \nu$  – число Рейнольдса, що визначається при відкритому клапані по швидкості  $v$  повітря в каналі перед клапаном.

При закритому клапані  $v = 0$ , але теплообмін не зникає, т.к. на нього впливають коливання, що виникають у каналі. Для цього періоду циклу, як показано в [1], у критеріальних залежностях, що описують процес тепловіддачі, слід використовувати амплітуду коливальної швидкості  $w$ , Вона обчислюється по амплітуді тиску та швидкості звуку.

Однак при виконанні моделювання течії повітря у впускному каналі нема потреби обчислення амплітуди коливальної швидкості. Програма Lotus Engine Simulation дає змогу знайти амплітуду, що шукається, безпосередньо при розрахунку циклу. Так, з'ясувалося, що амплітуда коливань швидкості повітря біля головки клапана (на відстані 30 мм) на різних режимах роботи двигуна із заданою геометрією (рис.6) при невеликому підйомі клапана залежить головним чином від частоти обертання. Тоді вона може бути представлена у наступному наближеному вигляді  $w = a n$ , де  $a$  – розмірний коефіцієнт [м · хв/с].

Після аналізу всього масиву даних за швидкістю в даному перерізі впускного каналу, отриманих на різних режимах при малих підйомах клапана, для розрахунків було прийнято значення  $a = 0,5 \times 10^{-3}$ .

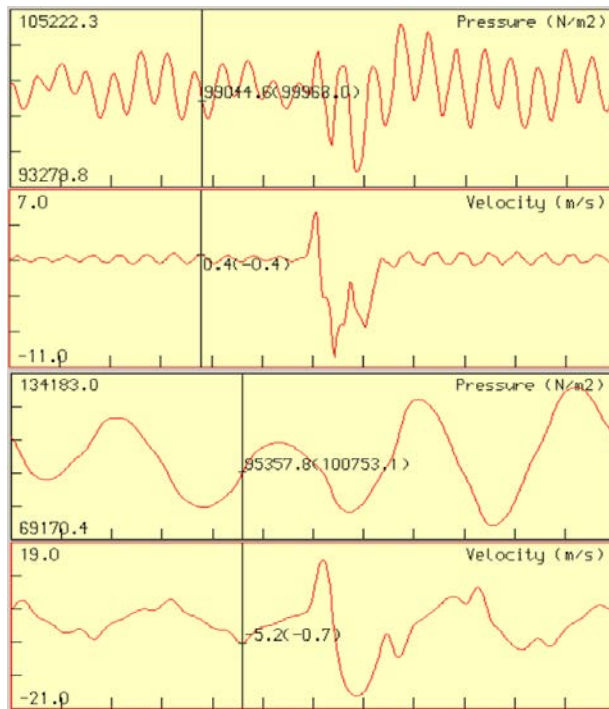


Рис.6. Коливання тиску та швидкості повітря по куту повороту колінвала у впускному каналі в 30 мм від закритого впускного клапана при 1000 об/хв (вгорі) та при 5000 об/хв (внизу).

Основну увагу при складанні методики розрахунку температури клапана приділено формулі для розрахунку коефіцієнта контактної теплообміну клапана з сідлом, що залежить від зусилля притискання клапана. Відповідно до [1] критерійна залежність для даного виду теплообміну така:

$$Nu_c = (623 \lambda_{cp}/\lambda_{np} - 3,6) (p_\phi/\sigma_\epsilon)^{0,43}, \quad (4)$$

де  $p_\phi$  – тиск контакту,  $\lambda_{cp}/\lambda_{np}$  – відношення коефіцієнта теплопровідності середовища, що заповнює міжконтактні проміжки, до наведеного коефіцієнта теплопровідності (приблизно  $\lambda_{cp}/\lambda_{np} = 110 \times 10^{-4}$ ),  $\sigma_\epsilon$  – межа міцності матеріалу сідла (у розрахунках прийнято  $\sigma_\epsilon = 500$  МПа).

Тиск контакту визначається за такою формулою:

$$p_\phi = \cos \alpha_k / (\pi c D) \times [(\pi D^2/4) (p - p_k) + R_n], \quad (5)$$

де  $\alpha_k$  – кут фаски клапана ( $\alpha_k = 45^\circ$ );  $c, D$  – ширина фаски та діаметр головки клапана,  $R_n$  – зусилля пружини клапана (у розрахунках прийнято  $R_n = 50$  Н),  $(p - p_k)$  – перепад тиску на клапані.

З усіх вищенаведених складових процесів тепловіддачі для головки клапана, можна перетворити рівняння (1) до зручного для розрахунків виду. Для цього необхідно врахувати, що час пов'язаний із кутом повороту залежністю  $\varphi = \omega \tau$ , звідки:

$$d\tau = 30/\pi n \times d\varphi.$$

Тоді рівняння (1) може бути подане у вигляді:

$$dT/d\varphi = \frac{\pi n}{30c_p m} \left\{ \begin{array}{l} \frac{\pi D^2}{4} [\alpha_r (T_r - T) - \alpha_k (T - T_k)] - \\ - (\pi c D \alpha_c - \frac{\pi \lambda d^2}{4h}) (T - T_c) \end{array} \right\}. \quad (6)$$

Дане рівняння легко інтегрувати чисельно будь-яким із відомих методів. Для цього завдання, з урахуванням наближеного характеру обчислень, цілком підходить простий метод Ейлера. Суть методу – кожне наступне значення шуканої функції відрізняється від попереднього величину:

$$T = T + dT/d\varphi \times \Delta\varphi. \quad (7)$$

Рівняння (7) вирішується із завданням початкового значення температури клапана послідовно для всіх точок циклу. Далі після розрахунку зміни температури по всьому циклу із заданим кроком ( $2^0$  пкв) проводиться порівняння кінцевого значення температури з початковим. У випадку, якщо є різниця між цими значеннями температури, розраховується наступний цикл – доти, доки різниця у значеннях не зникне.

### Особливості розрахунку контактного теплообміну впускного клапана.

Основна складність розрахунку температури головки клапана пов'язана з контактним теплообміном клапана з сідлом. Дійсно, спроба розрахунку клапана за наведеною вище методикою дає нереально занижене значення температури його головки, близьке до температури вхідного в циліндр повітря навіть на режимах максимальної потужності. Якщо навіть прийняти такий результат вірним, то пояснити причину термічних пошкоджень впускних клапанів за допомогою цієї методики неможливо.

Разом з тим, цей результат суперечить не тільки логіці ушкодження, а й відомим даним за температурою впускних клапанів. Причиною даної невідповідності, ймовірно, є надзвичайно сильний вплив заданих умов контактного теплообміну на температуру клапана.

Справді, практичне застосування формули (4) передбачає підстановку характерного розміру  $H$ , що представляє собою товщину шару відкладень на сідлі, у формулу для розрахунку коефіцієнта  $\alpha_c = Nu \lambda / H$ , де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності відкладень (нагар, смоли). Зрозуміло, що навіть незначна зміна характерного розміру в знаменнику може значно в рази змінити коефіцієнт контактного теплообміну. Тому, незважаючи на наявність рекомендацій [1], визначити без експериментальних даних по двигуну досліджуваного типу надійне значення  $H$  за відомою методикою неможливо. Принаймні результати такого розрахунку видаються сумнівними.

Однак для завдань визначення причин ушкодження впускних клапанів необов'язково мати точні експериментальні дані. У більшості практичних випадків якісної картини цілком достатньо, тоді можуть бути встановлені і наближені залежності.

Так було в [1] зазначено, що число Нуссельта пропорційно тиску контакту з сідлом показником ступеня 0,43. З урахуванням того, що в сучасних двигунах є тенденція до мінімально можливого зусилля пружини, можна взяти до уваги пропорційність тиску контакту тиску газів в циліндрі. Звідси випливає, що залежність до розрахунку коефіцієнта контактного теплообміну в 1-му наближенні може бути представлена у вигляді:

$$\alpha_c = A p^{0,43}.$$

Тоді, якщо проводити розрахунки теплообміну з різними значеннями  $A$ , можна знайти залежність температури впускного клапана від коефіцієнта  $A$ . Далі, приблизно знаючи температуру клапана на характерному режимі, можна прийняти значення коефіцієнта  $A$  для цього режиму і для всіх наступних

розрахунків постійним. Наприклад, відомо [2], що в режимі максимальної потужності температура впускного клапана зазвичай не перевищує 400-420<sup>0</sup>C (673-693K). Звідси після попереднього розрахунку було обрано значення 660K і відповідне значення  $A = 6,0$  (рис.7). Це значення було використано при подальших розрахунках.

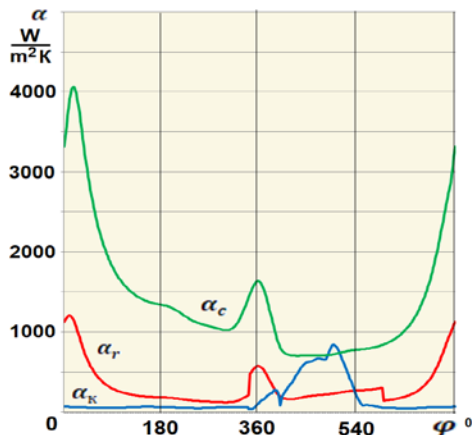


Рис.7. Отримана у розрахунку зміна миттєвих коефіцієнтів тепловіддачі за циклом при  $n = 6000$  об/хв у варіанті повного відкриття впускного клапана (температура головки клапана  $T = 660K$ ).

**Результати моделювання.** На рис.7 представлений результат розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі впускного клапана для режиму  $n = 6000$  об/хв за повного відкриття. Привертає увагу якісний характер зміни коефіцієнтів тепловіддачі, який вказує на підвищення  $\alpha_c$  зі зростанням тиску в циліндрі та зростання  $\alpha_r$  при підвищенні тиску і температури в циліндрі, а також очевидне збільшення  $\alpha_k$  зі зростанням швидкості повітря у впускному каналі.

Розрахунки далі були проведені за різної частоти обертання, їх результати представлені на рис.8. З отриманих результатів цілком очікувано випливає, що зі зростанням частоти обертання температура впускного клапана також зростає.

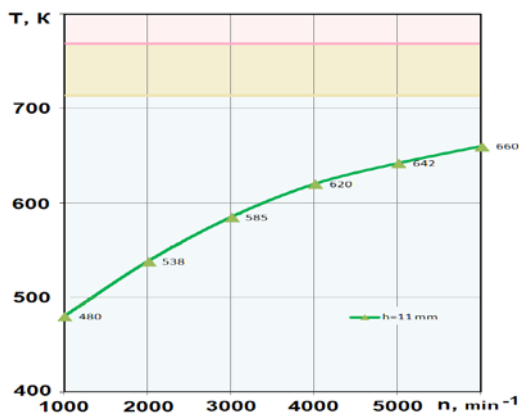


Рис.8. Залежність зміни температури головки впускного клапана від частоти обертання при повному навантаженні (у верхній частині графіка приблизно показана зона небезпечних температур для клапанних сталей, що зазвичай використовуються при виробництві впускних клапанів).

Цікавим є вплив підйому і тривалості відкритого стану впускного клапана на температуру його головки. Згідно з отриманими результатами моделювання (рис.9), зі зменшенням підйому та тривалості фази температура впускного клапана збільшується.

Такий характер зміни температури викликаний погіршенням охолодження клапана повітрям, у тому числі внаслідок закидання (зворотного перебігу) гарячих газів у впускний канал на деяких режимах. Згідно з результатами розрахунку, температура впускного клапана при малому відкритті та частоті 4000 об/хв перевищує 700К, що вже досить близько до небезпечного рівня температури.

Слід зазначити, що виявлена тенденція зростання температури клапана впускного підтверджується і рекомендацією виробника досліджуваного двигуна. Так, у посібнику з експлуатації зазначено, що при виникненні несправності в системі керування фазами ГРМ, яка пов'язана з відсутністю перемикачання на більший підйом клапана зі збільшенням частоти обертання, слід обмежити режим роботи двигуна частотою 4000 об/хв [15].

Методика моделювання дозволяє оцінити вплив ширини робочої фаски сідла на температуру головки впускного клапана. На рис.10 показані результати такого розрахунку, де видно, що зменшення ширини контакту до величини менше ніж 25% від номінальної може призвести до перегріву головки впускного клапана.

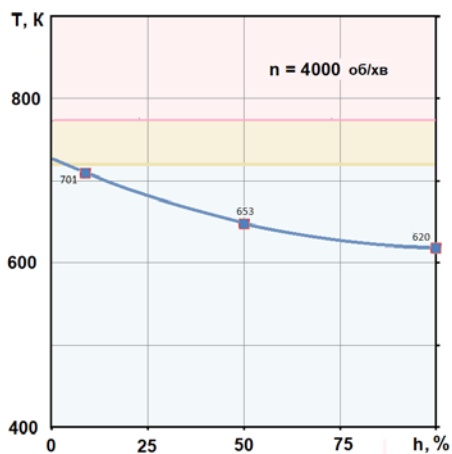


Рис.9. Підвищення температури головки впускного клапана при зменшенні висоти його підйому та тривалості фази впуску.

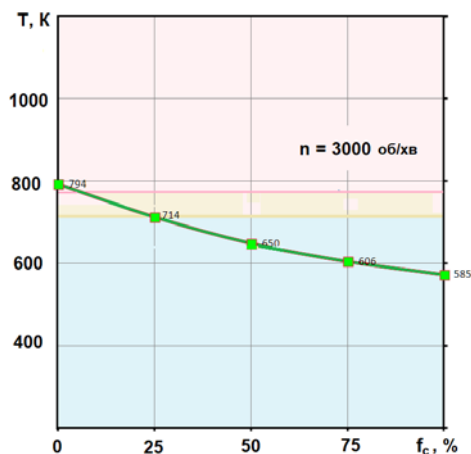


Рис.10. Моделювання зміни температури головки клапана у разі зменшення ширини контакту з фаскою сідла.

**Висновки.** Запропонована методика моделювання температурного стану впускного клапана, незважаючи на прийняті припущення, може пояснити на практиці "виборчу" деформацію головок впускних клапанів під дією високої температури. Результати моделювання, виконаного для конкретного двигуна з механізмом регулювання фаз газорозподілу, як мінімум, підтверджують можливість перегріву впускного клапана при роботі з малими підйомом і тривалістю відкритого положення на високих частотах обертання та навантаження при відмовах у системі управління.

### Список літератури

1. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях / Г.Б.Розенблит // М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.
2. Вырубов Д.Н. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н.Вырубов, Н.А.Иващенко, В.И.Ивин и др. / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова, 4-е изд., перераб. и доп.// М.: Машиностроение, 1983. – 372с.
3. Чайнов Н.Д. Методика расчета согласованных температурных полей крышки цилиндра с клапанами / Н.Д.Чайнов, Л.Л.Мягков, Н.С.Маластовский // ISSN 0236-3941. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. “Машиностроение”. 2012, С.82-91.
4. Левтеров А.М. Анализ математических моделей механизма сажеобразования при сжигании углеводородных топлив / А. М. Левтеров, Л. И. Левтерова // Вісник НТУ «ХП». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Харків: НТУ «ХП», 2013. – №5 (979). – С. 130-141.
5. Онищенко Д.О. Моделирование теплового состояния крышки цилиндра и клапанов дизеля / Д.О.Онищенко, С.А.Панкратов // ISSN 0236-3941. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. “Машиностроение”. 2013. №4, С.94-108.
6. Плотников Л.В. Газодинамика и локальная теплоотдача потока во впускном канале с разной формой поперечного сечения поршневого ДВС размерности 8,2/7,1 / Л.В.Плотников, Б.П.Жилкин // Ползуновский вестник № 4/2 2010, С.137-143.
7. Драганов Б.Х. Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания / Б.Х.Драганов, М.Г.Круглов, В.С.Обухов // Киев, Изд-во Вища школа, 1987. – 175с.
8. Компоненты двигателя и фильтры: дефекты, их причины и профилактика. Пер.с англ. / МС3-1109, Mahle GmbH, 2010. – 77с.
9. Greuter E. Engine Failure Analysis [Text] / Greuter E., Zima S. // SAE International, R-320, ISBN 978-0-7680-0885-2. Warrendale, USA, 2012. – 582 p.
10. Heywood, John B. Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill series in mechanical engineering. ISBN 0-07-028637-X, McGraw-Hill, Inc., 1988. – 930p.
11. Willard W. Pulkrabek. Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine. - Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey, 07458, 1997. – 411p.
12. Wang C.S., Berry G.F. Heat Transfer in Internal Combustion Engines / The American Society of Mechanical Engineers, 345 E. 47 St., New York, N.Y. 10017 85-WA/HT-23, p.1-7.
13. Duleba B. Simulation of Automotive Engine in Lotus Simulation Tools / B.Duleba // Transfer inovacii, 30/2014, p.48-52.
14. Raghuwanshi N.Kr. Failure Analysis of Internal Combustion Engine Valves: A Review [Text] / N.Kr.Raghuwanshi, A.Pandey, R.K.Mandloi // International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology. – 2012. – Vol. 1, Issue 2, p.173-181.
15. Audi 2.8l and 3.2l FSI engines with Audi valvelift system. Self-Study Programme 411. – AUDI AG, D-85045 Ingolstadt, Technical status: 09/07, Printed in Germany, A07.5S00.42.20, 2007. – 63p.

Стаття надійшла до редакції 15.02.2019

**Дмитрієв Сергій Олексійович** – доктор технічних наук, професор, директор Навчально-наукового аерокосмічного інституту Національного авіаційного університету, пр. Космонавта Комарова, 1, Київ, Україна, 03058, E-mail: sad@nau.edu.ua.

**Хрулев Олександр Едуардович** – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Київ, Україна, e-mail: alo.engine@gmail.com.

S.A.DMITRIEV, A.E.KHRULEV

## FEATURES OF MODELING THE TEMPERATURE CONDITION OF THE INTAKE VALVES OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINES IN THE TASKS OF SEARCHING FOR THE CAUSES OF FAILURES

An analysis of internal combustion engine failures related to overheating and deformation of the intake valve head was performed. It is shown that despite the absence in specialized directories of the description of damage of this type, in practice they are found. However, it is not possible to explain such damage to the violation of combustion, especially in the case of "selective" damage to one of the two intake valves located side by side in the same combustion chamber. On the example of a specific engine with damage to the intake valve in the form of a classic "tulip", it has been revealed that thermal overload can be associated with a malfunction of the lift control system and the duration of the open state of the intake valves. In order to determine the possible causes of damage to the intake valves, a simulation was made of the thermal state of the intake valve under heating-cooling conditions when exposed to gas in the cylinder, air in the intake channel, contact heat exchange with the valve seat and taking into account thermal conductivity along the valve stem. When developing a method for calculating the valve temperature, it was found that using known methods to determine the contact heat exchange coefficient of a valve with a seat does not allow obtaining reliable valve temperature values, and therefore some simplifying assumptions were introduced in deriving the design ratios. To calculate the instantaneous parameters of the ICE cycle, the Lotus Engine Simulation program was used, with the help of which various operating modes were specified, including a reduced lift and an open state of one of the inlet valves in accordance with the control program. Then, by modeling the working cycle of the internal combustion engine in various modes, the instantaneous parameters of gas and air were determined, which were then used to calculate the temperature of the inlet valve. As a result of the calculations, the dependences of the valve temperature on the rotational speed, the magnitude of the lift and the duration of the open state, as well as on the width of the contact surface with the saddle were obtained. It is revealed that a failure in the control system, if it causes the engine to operate at high speeds with a reduced lift of the intake valves, can lead to their selective overheating and deformation observed in practice.

**Keywords:** internal combustion engine, ICE, intake valve, failure, overheating, thermal processes, simulation, temperature calculation method

### References

1. Rosenblit G.B. Heat transfer in diesel engines. M.: Mashinostroenie, 1977. – 216 p.
2. Vyubov D.N. Internal combustion engines: Theory of piston and combined engines / D.N.Vyubov, N.A.Ivaschenko, V.I.Ivin et al. / Ed. A.S.Orlin, M.G. Kruglov, 4th ed., Pererab. and additional // M.: Mashinostroenie, 1983. – 372 p.
3. Chaynov N.D. The method of calculating the agreed temperature fields of the cylinder head with valves / N.D.Chaynov, L.L.Migkov, N.S.Malastovsky // ISSN 0236-3941. Bulletin MGTU im. N.E.Bauman. Ser. "Engineering". 2012, p.82-91.
4. Levterov A.M. Analysis of mathematical models of the mechanism of soot formation during the combustion of hydrocarbon fuels / A.M.Levterov, L.I.Levterova // News of NTU "KhPI". Seriya: Mathematical Modelling in tech and technology. Kharkiv: NTU "KhPI", 2013. – №5 (979). – p.130-141.
5. Onishchenko D.O. Simulation of the thermal state of the cylinder head and diesel valves / D.O.Onishchenko, S.A.Pankratov // ISSN 0236-3941. Bulletin MGTU im. N.E.Bauman. Ser. "Engineering". 2013. №4, p.94-108.
6. Plotnikov L.V. Gas dynamics and local heat transfer in the intake pipe with different cross-sectional shape of a piston internal combustion engine of dimensions 8.2 / 7.1 dimension / L.V.Plotnikov, B.P.Zhilkin // Polzunovsky Bulletin No. 4/2 2010, p.137-143.
7. Draganov B.H. Designing the intake and exhaust pipes of internal combustion engines / B.H.Draganov, M.G.Kruglov, V.S.Obukhov // Kiev, High School Publishing House, 1987.

8. Engine components and filters: defects, their causes and prevention. // MS3-1109, Mahle GmbH, 2010. – 77 p.
9. Greuter E. Engine Failure Analysis / Greuter E., Zima S. // SAE International, R-320, ISBN 978-0-7680-0885-2. Warrendale, USA, 2012. – 582 p.
10. Heywood, John B. Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill series in mechanical engineering. ISBN 0-07-028637-X, McGraw-Hill, Inc., 1988. – 930 p.
11. Willard W. Pulkrabek. Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine. - Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey, 07458, 1997. – 411 p.
12. Wang C.S., Berry G.F. Heat Transfer in Internal Combustion Engines / The American Society of Mechanical Engineers, 345 E. 47 St., New York, N.Y. 10017 85-WA/HT-23, p.1-7.
13. Duleba B. Simulation of Automotive Engine in Lotus Simulation Tools / B.Duleba // Transfer inovacii, 30/2014, p.48-52.
14. Raghuvanshi N.Kr. Failure Analysis of Internal Combustion Engine Valves: A Review [Text] / N.Kr.Raghuvanshi, A.Pandey, R.K.Mandloi // International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology. – 2012. – Vol. 1, Issue 2, p.173-181.
15. Audi 2.8l and 3.2l FSI engines with Audi valvelift system. Self-Study Programme 411. - AUDI AG, D-85045 Ingolstadt, Technical status: 09/07, Printed in Germany, A07.5S00.42.20, 2007. – 63 p.

*С.А.ДМИТРИЕВ, А.Э.ХРУЛЕВ*

### **ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО СОСТОЯНИЯ ВПУСКНЫХ КЛАПАНОВ ДВС В ЗАДАЧАХ ПОИСКА ПРИЧИН НЕИСПРАВНОСТИ**

*Проведен анализ неисправностей ДВС, связанных с перегревом и деформацией головки впускных клапанов. Показано, что, несмотря на отсутствие в специализированных справочниках описания повреждений данного вида, на практике они встречаются. Однако объяснить такие повреждения нарушением сгорания не удастся, особенно в случае "избирательного" повреждения одного из двух впускных клапанов, расположенных рядом в одной камере сгорания. На примере конкретного двигателя с повреждением впускного клапана в виде классического "тюльпана" обнаружено, что термическая перегрузка может быть связана с неисправностью системы регулировки подъема и длительности открытого состояния впускных клапанов. С целью определения возможных причин повреждения впускных клапанов выполнено моделирование теплового состояния впускного клапана. При разработке методики расчета температуры клапана было установлено, что использование известных методик для определения коэффициента контактного теплообмена клапана с седлом не позволяет получить достоверные значения температуры клапана, в связи с чем при выводе расчетных соотношений были введены некоторые упрощающие предположения. Для расчета мгновенных параметров цикла ДВС использовалась программа Lotus Engine Simulation, с помощью которой задавались разные режимы работы, включая уменьшенные подъем и продолжительность открытого состояния одного из впускных клапанов в соответствии с программой регулировки. Далее, путем моделирования рабочего цикла ДВС на различных режимах определены мгновенные параметры газа и воздуха, которые затем были использованы при расчете температуры впускного клапана. В результате расчетов получены зависимости температуры клапана от частоты вращения, величины подъема и продолжительности открытого состояния, а также от ширины контактной поверхности с седлом. Выявлено, что отказ в системе управления, если он вызывает работу двигателя на высоких частотах вращения с малым подъемом впускных клапанов, может приводить к наблюдаемому на практике их "избирательному" перегреву и деформации.*

**Ключевые слова:** *двигатель внутреннего сгорания, ДВС, впускной клапан, неисправность, перегрев, тепловые процессы, моделирование, методика расчета температуры*