

УДК 629.3.026

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ДИНАМІЧНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА НА СТАН ГІЛЬЗ ЦИЛІНДРІВ

О.А. Назаркін

Кандидат педагогічних наук, доцент
Кафедра металоріжучого обладнання і транспортних систем

Українська інженерно-педагогічна академія
вул. Університетська, 16, м. Харків, Україна, 61003
Контактний тел. 098-592-98-14
E-mail: 2008-naa@mail.ru

В роботі розглядаються умови зміни напруженого стану гільз циліндрів автомобільних двигунів в залежності від динамічних режимів роботи, та розрахунки, що дозволяють графічно відобразити зміну внутрішнього діаметра гільзи уздовж утворюючої циліндра

Ключові слова: двигун, динаміка, динамічний режим, деформація, діаметр гільзи, циліндр двигуна

В работе рассматриваются условия изменения напряженного состояния гильз цилиндров автомобильных двигателей в зависимости от динамических режимов работы, и расчеты, которые позволяют графически отобразить изменение внутреннего диаметра гильзы вдоль образующей цилиндра

Ключевые слова: двигатель, динамика, динамический режим, деформация, диаметр гильзы, цилиндр двигателя

1. Вступ

Сучасний етап розвитку автомобілебудування характеризується поглибленим вивченням окремих складових та експлуатаційних властивостей автомобілів, оптимізацією їх показників та технічних параметрів, що дозволяє ще на стадії проектування створювати раціональні конструкції автомобільних двигунів та забезпечити максимальну ефективність їхнього використання. Конструктивні особливості двигуна обумовлюють не тільки його тягово-швидкісні характеристики та паливну економічність, а й також довговічність, надійність, екологічність та безпеку.

Дослідження динаміки кривошипно-шатунного механізму автомобільних двигунів дозволяє встановити закономірності зносу гільз циліндрів двигунів під впливом різних режимів роботи двигуна, що дасть змогу у подальшому вдосконалювати конструктивні особливості деталей, механізмів та систем двигуна.

Особливої актуальності вказана проблематика набуває щодо вантажопідйомних автомобілів та машин циклічної дії, у яких більшість часу робота здійснюється у несталих режимах. Все вказане вище обумовило актуальність даного дослідження, його мету, структуру та логіку роботи.

2. Постановка проблеми

Вивчення закономірностей динаміки напруженого стану гільз циліндрів автомобільних двигунів в залежності від режимів роботи є важливою задачею при дослідженні зносу гільз циліндрів двигунів, що працюють більшість часу в несталих режимах.

3. Аналіз досліджень та публікацій

Вивчаючи наукові праці, спрямовані на удосконалення технічних характеристик автомобільних двигунів та підвищення термінів їх експлуатації, на дослідження впливу різних режимів роботи двигуна на його зносостійкість, можна дійти висновку, що зміни напруженого стану при роботі автомобіля в несталих режимах обумовлені тим, що вантажопідйомні та деякі інші спеціальні машини є машинами циклічної дії [6].

Слід зазначити, що рух, який має несталий характер, у машин циклічної дії займає значний час у загальному циклі. При цьому чим більшою є частка цього часу, тим більший вплив динамічних навантажень на вузли та елементи машини, у тому числі й гільзу циліндра двигуна [4].

4. Постановка задачі

Основною метою даної роботи є аналіз умов та динаміки напруженого стану гільз циліндрів автомобільного двигуна в залежності від режимів роботи, а також визначення зміни внутрішнього діаметру гільзи двигуна уздовж утворюючої циліндра.

5. Виклад основного матеріалу

Класична теорія пружності базується на існуванні пропорційного зв'язку між напругою та деформацією твердого тіла. У той же час, анізотропія напруженості при зовнішньому навантаженні обумовлює виникнення між неоднаково деформованими мікрооб'ємами матеріалу напружень зрушення через те, що різні мікро-

об'єми мають неоднакові деформації, які відповідають локальній напрузі.

Отже, реальні тіла характеризуються недосконалою пружністю, а саме при циклічному деформуванні деформація відстає від напруги по фазі [2]. Через наявність зсуву фаз між деформацією і напругою не виконується закон Гука. Різниця між енергією, витраченою на деформацію, та повернутою зразку після навантаження, обумовлює виникнення розсіяної енергії за цикл деформації, велика частка якої перетворюється на тепло. Незалежно від характеру енергетичних втрат, характеристикою циклічної в'язкості пружної системи вважається дисипація енергії, що залежить від величини відношення розсіяної енергії за цикл сталих коливань до амплітудного значення потенційної енергії пружної системи.

З метою визначення величин напруг, що виникають у гільзах циліндрів у результаті впливу навантажувальних режимів роботи і для тарування експериментальної установки, проведено аналітичні розрахунки. Приймаємо, що розрахункові напруги і деформації в гільзі виникають від прикладених до неї вісесиметричних газових навантажень [1], а на верхній фланець гільзи та її утворюючу діють рівномірно розподілені сили і моменти з постійною інтенсивністю (рис. 1).

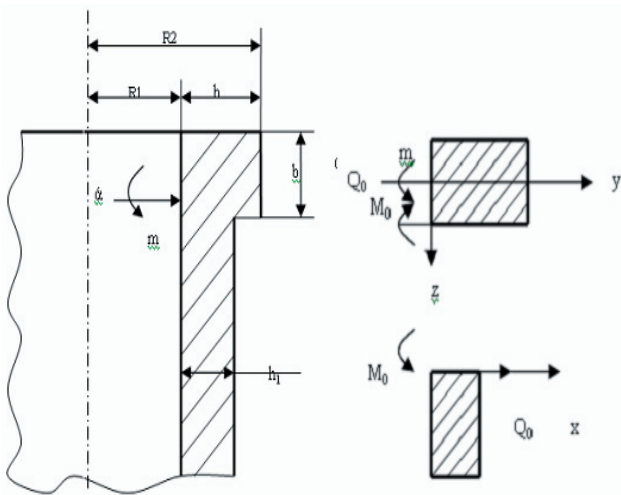


Рис. 1. Схема сил, які діють на фланець гільзи

Розглянемо окремо фланець і гільзу, використовуючи метод сил [1]. У місці приєднання фланця до гільзи діє згинальний момент M_0 і поперечна сила Q_0 , віднесені до одиниці довжини внутрішньої окружності гільзи (рис. 1).

Вказані величини визначаються з умови безперервності в місці з'єднання гільзи і фланця таким чином:

$$\Theta_r = \Theta_D; \quad \delta_r = a_D. \quad (1)$$

При дії по краю гільзи моменту M_0 і поперечної сили Q_0 радіальне переміщення по краю гільзи дорівнює:

$$\alpha = \sqrt{\frac{3(1-\mu^2)}{r_1^2 h^2}}; \quad a_r = \frac{1}{2\alpha^3 D} (Q_0 - \alpha M_0), \quad (2)$$

де D – твердість стінки гільзи; E – модуль подовжньої пружності;

μ – коефіцієнт Пуассона.

Аналізуючи геометричне розташування сил і моментів, кут повороту краю гільзи можна визначити за формулою:

$$\Theta_r = \frac{1}{2\alpha^2} (Q_0 - 2\alpha M_0). \quad (3)$$

Деформація фланця визначається як деформація кривого бруса з порівняними розмірами радіуса кривизни і висоти поперечного перерізу.

Радіальне переміщення фланця від дії сил можна знайти за формулою:

$$\delta = \frac{q_1 r_1^2}{EF'}, \quad (4)$$

де $q_1 = q - Q_0$; F' – площа приведеного перетину.

Від дії крутного моменту, m_1 фланець гільзи переміститься на кут

$$\phi' = Q_\phi = \frac{q_1 r^2}{EF'}, \quad (5)$$

де $m_1 = m - M_0 - Q_2^B$;

Для прямокутного перетину

$$F' = F'_z = \beta F; \quad I'_y = \beta \frac{hb^3}{12},$$

де $\beta = \frac{r_1}{h} \ln \frac{r_2}{r_1}$; I'_y – момент інерції приведенного перетину

F'_z щодо осі y .

Радіальні деформації нижнього краю фланця, що викликані поворотом на кут ϕ_1 , розраховуємо таким чином:

$$\delta_1 = \frac{b}{2} \phi. \quad (6)$$

Сумарне радіальне переміщення фланця має вигляд:

$$a_\phi = \delta_1 + \delta. \quad (7)$$

Розв'язавши рівняння (1) і (7), одержуємо

$$\frac{(q - \Theta_0) r_1^2}{EF} + \frac{b}{2} \times \frac{-(m - M_0 - Q_0 b / 2) r_1^2}{EI'_y} = \frac{1}{2\alpha^3 D} (Q_0 - \alpha M_0); \quad (8)$$

$$\frac{(m - M_0 - Q_0 - Q_0 b / 2) r^2}{EI'_y} = -\frac{1}{2\alpha^2 D} (Q_0 - 2\alpha M_0).$$

Визначивши за формулою (8) M_0 і Q_0 , знаходимо величину деформації гільзи

$$\varpi = \frac{e^{-\alpha x}}{2\alpha^3 D} [Q_0 \sin \alpha x - \alpha M_0 (\cos \alpha x + \sin \alpha x)]. \quad (9)$$

Згинальний момент у гільзі дорівнює:

$$M = \frac{e^{-\alpha x}}{\alpha} [Q_0 \sin \alpha x - \alpha M_0 \times (\cos \alpha x + \sin \alpha x)]. \quad (10)$$

Напруги, що виникають у гільзі, визначаємо таким чином:

$$\sigma_{\max} = \frac{6M_0}{h^2}. \quad (11)$$

Напруги у фланці, викликані радіальними і кутовими переміщеннями, розраховуються за формулою:

$$\sigma_p = \left(\frac{q_1 r}{F'} + \frac{m_1 r_1}{I_y'} z \right) \frac{r}{\rho}, \quad (12)$$

де ρ - поточний радіус ($r_1 \leq \rho \leq r_2$).

Розрахунок, проведений за допомогою рівнянь (8) та (11), дозволив графічно відобразити зміну внутрішнього діаметра гільзи уздовж утворюючої циліндра для ряду двигунів застосовуваних на сучасних автомобілях (рис. 2).

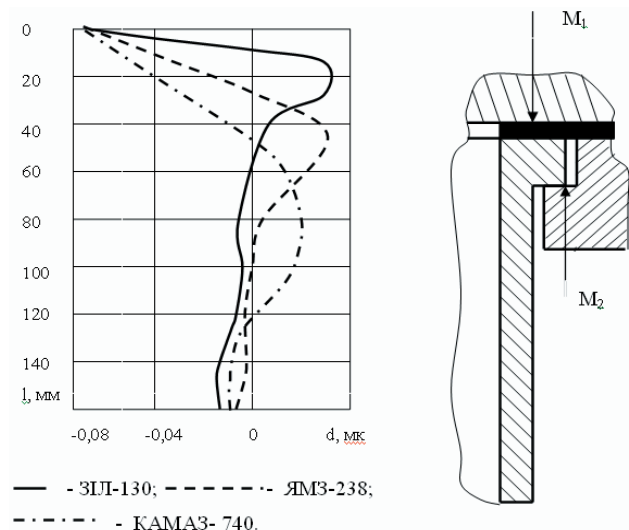


Рис. 2. Зміна внутрішнього діаметра гільзи вздовж утворюючої поверхні циліндра (а) та схема дії сил (б)

Напруги, що виникають уздовж утворюючої гільзи циліндра, розподіляються нерівномірно, що приводить до зміни внутрішнього діаметра гільзи. Співставлення отриманих залежностей з відомими епюрами зносу дозволяє зробити висновок про їх подібність. Встановлено, що найбільший знос спостерігається у тій частині циліндра, де розташовані верхні компресійні кільця. Для двигунів ЗІЛ-130 зазначена зона знаходиться зазвичай на відстані 60-80 мм від верхньої крайки гільзи циліндрів, для ЯМЗ-238 та КАМАЗ-740 відповідно

15-40 мм [5]. Як видно з залежностей, наведених на рис.2а, у вказаних місцях спостерігається і найбільша деформація гільз.

Розрахунки щодо визначення максимальних напруг на внутрішній поверхні гільзи виконані за формулою (2) з урахуванням наступного:

$$P = 1,8Pr_{\max} F_h, \quad (13)$$

де Pr_{\max} - максимальний тиск згоряння; F_h - площа, обмежена завалькованим краєм прокладки навколо камери згоряння [3].

Результати розрахунків представлені в табл. 1.

Таблиця 1

Максимальні напруги на внутрішній поверхні гільзи циліндрів

Тип двигуна	Діаметр циліндра, мм	σ_{\max} , МН/м ²
ЗІЛ-130	100	62,1 – 65,4
КАМАЗ-740	130	72,5 – 73,9
ЯМЗ-238	130	73,6 -74,2

6. Висновки

В результаті проведеного дослідження динаміки кривошипно-шатунного механізму автомобільних двигунів встановлені закономірності зносу гільз циліндрів двигунів під впливом різних режимів роботи двигуна, що дає змогу у подальшому вдосконалювати конструктивні особливості деталей, механізмів та систем двигунів, що працюють більшість часу в несталих режимах. Через ряд допущень виконані теоретичні підрахунки не можуть повною мірою врахувати тієї великої кількості факторів, що існують у реальних умовах і впливають на деформацію гільз, тому доцільно поряд з теоретичними дослідженнями проводити експериментальні. Так, у запропонованих розрахунках прийняте допущення, що чавун, як сталь, підкоряється закону Гука, внаслідок чого модуль пружності є величиною постійною. Однак модуль пружності для різних чавунів змінюється зі зміною напруг, що, напевно, впливає на точність розрахунків. Разом з тим проведені дослідження дають можливість визначити порядок величин деформацій і природу їхнього виникнення, що дозволяє більш обґрунтовано виконувати експериментальні дослідження. Об'єднавши результати теоретичних і експериментальних досліджень можна визначити вплив динамічних факторів на деформацію гільз циліндрів автомобільного двигуна.

Література

1. Вихтер, М. М. Конструкция и расчет автотракторных двигателей [Текст] / М. М. Вихтер, Р. П. Доброгаев. – М.: Машиностроение, 1984. – 552 с.
2. Малмейстер, А. К. Основы теории локальной деформации [Текст] / А. К. Малмейстер // Механика полимеров, 1985. – № 4. – С. 12-27.
3. Мельниченко, О. А., Подоляк О. С. Напружений стан гільз циліндрів при динамічних режимах роботи [Текст] / О. А. Мельниченко, О. С. Подоляк // Машинобудування: Збірник наукових праць. Вип. 1. – Харків, УІПА, 2007. – С. 58-64.

4. Мишин, И. А. Долговечность двигателей [Текст] / И. А. Мишин. – СПб.: Машиностроение, 1996. – 288 с.
5. Стуканов, В. А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля [Текст] / В. А. Стуканов. – М.: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2005. – 368 с.
6. Хархута, Н. Я. Дорожные машины [Текст] / Н. Я. Хархута. – СПб.: Машиностроение, 1996. – 68 с.

Abstract

The study of the dynamics of the crankshaft mechanism of car engines permits to establish the laws of wear of liners of engines under the influence of different conditions of operation; to improve design features of parts, mechanisms and systems of engines of loading vehicles and machines of cyclic action, which operate mostly in transient conditions.

The main purpose of the work is to analyze the conditions and dynamics of the stress state of cylinder liners of a car engine according to the operating conditions, and to identify the changes of the internal diameter of the cylinder liner along the cylinder element.

In order to determine the voltage magnitudes, which appear in the cylinder liners as a result of the influence of intense working conditions and in order to calibrate the experimental setup, the analytical calculations were carried out.

The study of the dynamics of the crankshaft mechanism of car engines helped to ascertain the regularities of wear of cylinder liners of engines under the influence of different working conditions of engine that will permit to continue the improvement of the design features of the parts, mechanisms and systems of engines, which operate in transient conditions. The studies permit to determine the order of magnitudes of deformation and the nature of their origin that allows more reasonable performance of experimental studies

Keywords: engine, dynamics, dynamic conditions, deformation, liner diameter, engine cylinder

Розглядаються недоліки сучасної теорії ракетних двигунів, які пов'язані з помилковими фундаментальними формулами тяги, польотно-го (тягового) ККД, розрахованими академіком Б.С.Стечкиним у 1929 році

Ключові слова: тяга ракетного двигуна, польотний (тяговий) ККД

Рассматриваются недостатки современной теории ракетных двигателей, связанные с ошибочной фундаментальной формулой тяги, выведенной академиком Б.С.Стечкиным в 1929 году

Ключевые слова: тяга ракетного двигателя, полетный (тяговый) КПД

УДК 629.7.036.001

ЕДИНАЯ ТЕОРИЯ ДВИЖИТЕЛЕЙ. ВЫВОД ФОРМУЛ ТЯГИ, ПОЛЕТНОГО (ТЯГОВОГО) КПД РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Б. Ш. Мамедов

Кандидат технических наук, доцент
Запорожский национальный технический университет
ул. Жуковского, 64, г. Запорожье, Украина, 69063
E-mail: www.zntu.edu.ua

1. Введение. Постановка проблемы

Известно, что фундаментальная формула для определения тяги ракетных двигателей (РД), (1), почти полностью совпадает с фундаментальной формулой для определения тяги воздушно-реактивных двигателей (ВРД), (2):

$$R = G_T C_c + (P_c - P_n) F_c, \tag{1}$$

$$R = G_T (C_c - V_n) + (P_c - P_n) F_c, \tag{2}$$

где R – тяга РД или ВРД; G_T – массовый секундный расход газового потока; C_c – осевая скорость газового потока в выходном сечении С-С реактивного сопла; P_c – статическое давление газового потока в выходном сечении С-С реактивного сопла; P_n – давление окружающей среды; F_c – площадь выходного сечения С-С реактивного сопла; V_n – скорость полета.