

Судак Ф.М., к.т.н. Вороніна І.Ф., к.т.н. Бузов А.В.

АДІ ДВНЗ «ДонНТУ», м. Горлівка

МЕТОДИКА АНАЛІЗУ КОЛИВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК БЛОК-КАРТЕРІВ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Теоретично доведена можливість використання відомого математичного апарату теорії коливань стрижневих систем для розрахунків коливних характеристик зовнішніх поверхонь блок-картерів двигунів внутрішнього згоряння з метою зниження рівня акустичного випромінювання.

Вступ

З метою зниження шумового забруднення навколишнього середовища та зменшення шкідливого впливу вібрації й шуму на людину вивчаються коливні процеси, що протікають у двигунах внутрішнього згорання під час роботи.

Рівень шуму складного джерела, яким являється ДВЗ, визначається рівнем найбільш потужного випромінювача, а решта вносить лише невеликі доповнення. За даними досліджень [1], у загальному рівні шуму механічного випромінювача визначальним являється шум від зовнішніх поверхонь і елементів (блок-картерів) двигуна. Цей шум лежить у середній і високочастотній області спектра, що найбільш шкідливі для людини.

У цій роботі розглядається Б-К як основна й найбільша деталь двигуна.

Аналіз досліджень та постановка задачі

Для обрахування акустичної енергії коливного процесу ДВЗ потрібно мати еквівалентну математичну модель. Оскільки зовнішні поверхні сучасного двигуна мають дуже складну конфігурацію, то при розробці математичної моделі їх коливань стикаються дві суперечливі тенденції. Модель, яка більш точно описує коливні процеси, складна для дослідження й розрахунки з її використанням потребують значних витрат часу та розробки складних програм. І, навпаки, проста модель неповно відображає реальну картину коливань, тому задача полягає в розробці й використанні фізичних моделей, які найбільш повно відповідають реальним коливальним процесам і в той же час дозволяють спростити розрахунки.

Метою роботи є розробка методики аналізу коливних процесів Б-К ДВЗ для подальшого розрахунку акустичного випромінювання.

Основна частина

Задача дослідження власних і вимушених коливань елементів Б-К двигуна з криволінійними поверхнями являється набагато складнішою, ніж двигуна з прямолінійними панелями блок-картера.

Для численного моделювання хвильових явищ у таких конструкціях мало підходять балочні моделі, які широко використовуються для наближених способів визначення коливних властивостей Б-К традиційної конструкції, що пов'язано, переважно, зі складністю визначення коефіцієнтів впливу для балок з криволінійними осями.

Застосування для цих цілей методу кінцевих елементів у його класичній інтерпретації потребує величезного обсягу розрахункових робіт.

Суттєво скоротити обсяг розрахунків дозволяє використання для опису коливних явищ у Б-К ДВЗ фізичних моделей, в яких відомі функціональні залежності описують взаємозв'язок параметрів коливної системи й законів руху її елементів [4].

У цьому відношенні певну зручність представляє моделювання елементів Б-К у вигляді системи шарнірнозв'язаних між собою еквівалентних стрижнів, кожний з яких в проце

сі їх відносного переміщення при коливаннях сприймає лише деформацію стиску–розтягування. Можливі згинальні деформації, що мають місце при коливаннях елементів Б-К, пропонується враховувати додаванням до еквівалентної стрижневої системи шарнірно-зв'язаних з її елементами фіктивних невагомих стрижнів, що стискаються-розтягуються.

Розглянемо в якості ілюстрації як на основі пропонованої методики розв'язується задача про повздовжні коливання панелі «А» Б-К двигуна (рисунок 1а).

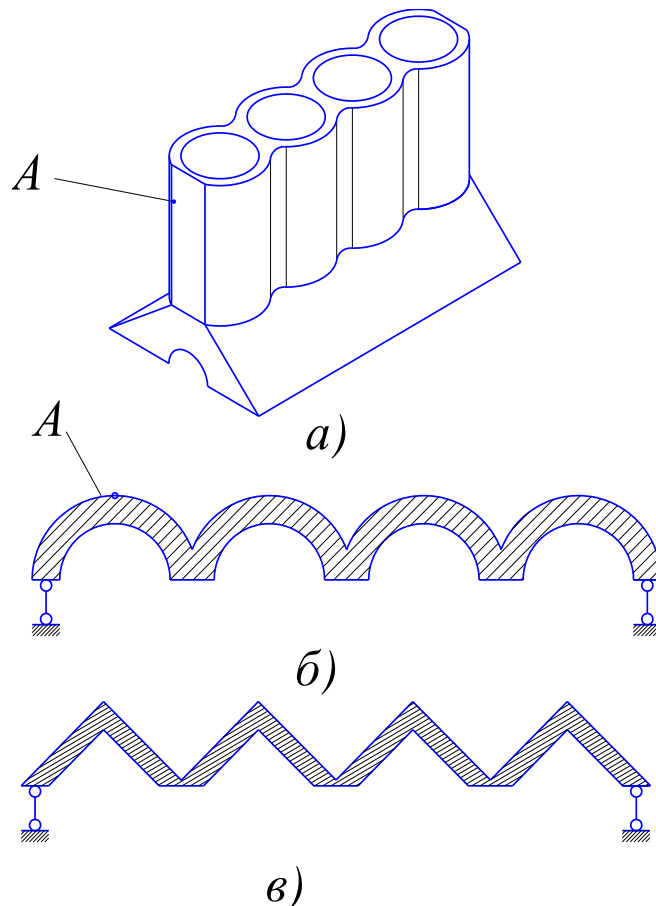


Рисунок 1 – Розрахункова схема бічної панелі блок-картера двигуна з випуклими поверхнями:

- а) схема блок-картера; б) схема бічної панелі з випуклими поверхнями; в) спрощена еквівалентна схема бічної панелі з плоскими поверхнями

Припустимо, що для розв'язання поставленої задачі за відомим правилом [2] отримана бічна стінка блока циліндрів, в даному випадку з криволінійною віссю (рисунок 1б). Для спрощення розв'язання поверхню з криволінійною віссю замінимо сукупністю плоских поверхонь з віссю у вигляді ломаних ліній (рисунок 1в).

Використовуючи відомий прийом описання коливань навантажених балок, складаємо еквівалентну її схему у вигляді системи мас ($m_1, m_2 \dots m_3$), зв'язаних між собою за допомогою шарнірів стрижнями 1, 2...8 (рисунок 2). В такому вигляді схема не відображає реальних пружно-масових властивостей реальної балки, оскільки наявність шарнірів у з'єднанні еквівалентних стрижнів призводить до втрати пружності системи в напрямку повздовжньої вісі. Проте цей недолік можна усунути, якщо сусідніми вузлами додати шарнірно-зв'язані з ними фіктивні невагомні стрижневі елементи з жорсткостями $c_1, c_2 \dots c_7$.

Для динамічної еквівалентності схем (рисунок 1 б,в) необхідно, щоб параметри руху точок зосередження мас були в них однакові. Тому жорсткості фіктивних стрижнів повинні бути такими, щоб під дією однакової сили P , прикладеної до одної з еквівалентних мас, пе-

реміщення її було однаковим в реальному випуклому елементі балки і в заміщуваній еквівалентній моделі. Для розрахунку величини $c_1 \dots c_7$ виділимо елемент еквівалентної моделі, який включає один фіктивний стрижень (рисунок 3) й заміщений ним дійсний випуклий елемент балки.

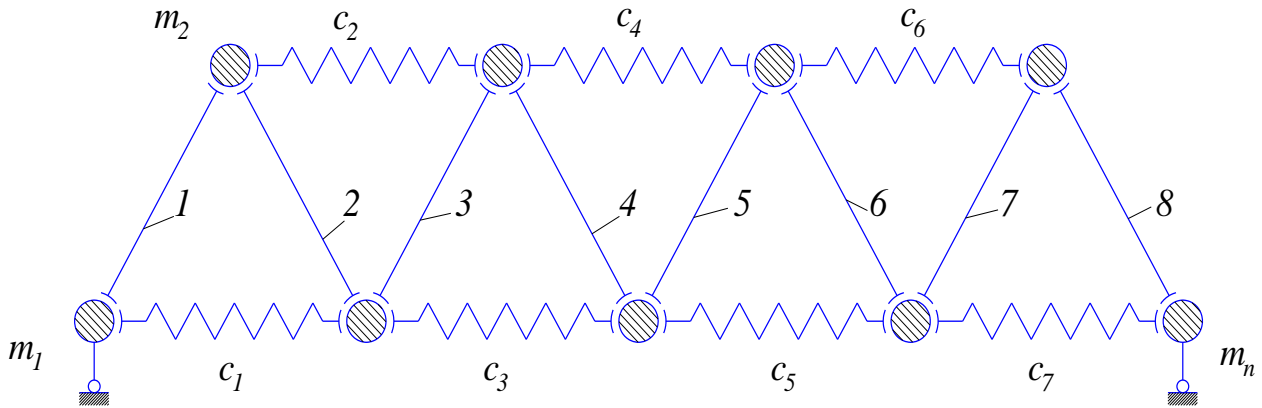


Рисунок 2 – Еквівалентна модель бічної стінки блока циліндрів двигуна

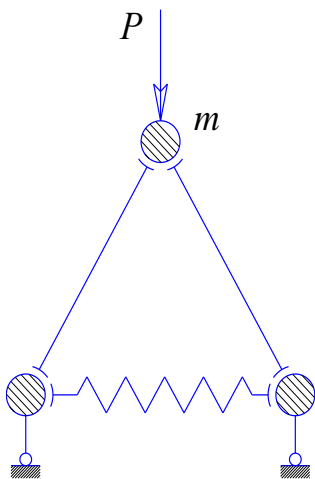


Рисунок 3 – Еквівалентна схема випуклого елемента

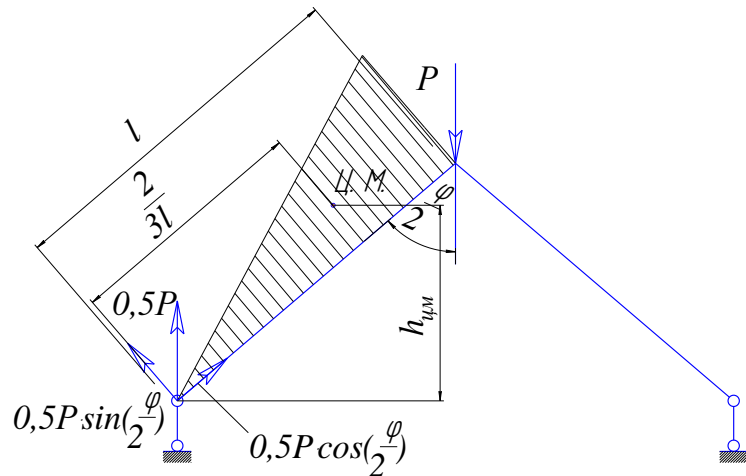


Рисунок 4 – Схема визначення переміщення маси за рахунок випуклого стрижня

Переміщення мас під дією сили P за рахунок згинання стрижнів може бути знайдено за правилом Верещагіна (рисунок 4):

$$\Delta_{ze} = S_p \cdot h_{cm} \frac{1}{E \cdot I}, \quad (1)$$

де S_p – площа епюри моментів, m^2 ;

h_{cm} – ордината центру мас епюри моментів при $P = 1$, m ;

E – модуль пружності матеріалу стрижня, $Па$;

I – момент інерції стрижня, m^4 .

Маси за рахунок згину випуклого елемента:

$$S_p = \frac{P}{4} \sin \frac{\varphi}{2} \cdot l^2; \quad (2)$$

$$h_{cm} = \frac{2}{3} \sin \frac{\varphi}{2} \cdot l. \quad (3)$$

Звідси:

$$\Delta_{зг} = \frac{P}{6} \sin^2 \frac{\varphi}{2} \cdot \frac{l^3}{E \cdot I}. \quad (4)$$

Загальне переміщення точки А системи (рисунок 1 а, в) складається з переміщення за рахунок деформації згину $\Delta_{зг}$ та переміщення за рахунок деформації стиску стрижнів Δ_{cm} (рисунок 5).

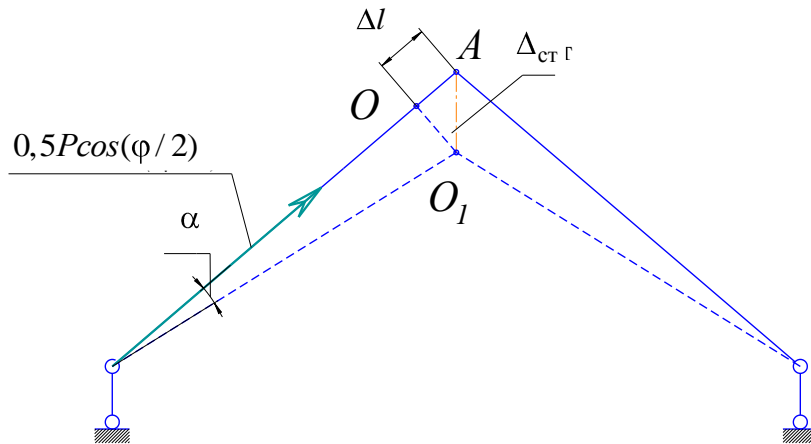


Рисунок 5 – Схема переміщення маси за рахунок стиску стрижнів

Зважаючи на симетричність процесу деформації стрижнів і через надто малу величину кута α , отримуємо:

$$\Delta_{cm} = \frac{\Delta l}{\cos \frac{\varphi}{2}}, \quad (5)$$

де Δl – величина зменшення довжини стрижнів, м;

$$\Delta l = \frac{l}{E \cdot I} \cdot \frac{P}{2} \cos \frac{\varphi}{2}. \quad (6)$$

Звідси:

$$\Delta_{cm} = \frac{P \cdot l}{2E \cdot I}. \quad (7)$$

Таким чином сумарне переміщення точки А під дією сили P буде:

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta_{зг} + \Delta_{cm} = \frac{P}{6} \sin^2 \frac{\varphi}{2} \cdot \frac{l^3}{E \cdot I} + \frac{P \cdot l}{2E \cdot I}. \quad (8)$$

Переміщення маси m під дією сили P в еквівалентній системі (рисунок 3) також може бути знайдено як суперпозиція переміщень від стиску стрижнів $\Delta_{cm}^{(E)}$ і від розтягу фіктивного стрижня жорсткістю $c - \Delta_{\phi}$:

$$\Delta^{(E)} = \Delta_{cm}^{(E)} + \Delta_{\phi} \quad (9)$$

Розмірковуючи аналогічно попереднім викладкам, отримаємо:

$$\Delta_{cm}^{(E)} = \frac{l \cdot P}{2E \cdot I} \quad (10)$$

Переміщення Δ_{ϕ} можна визначити зважаючи на деформацію еквівалентної системи (рисунок 6).

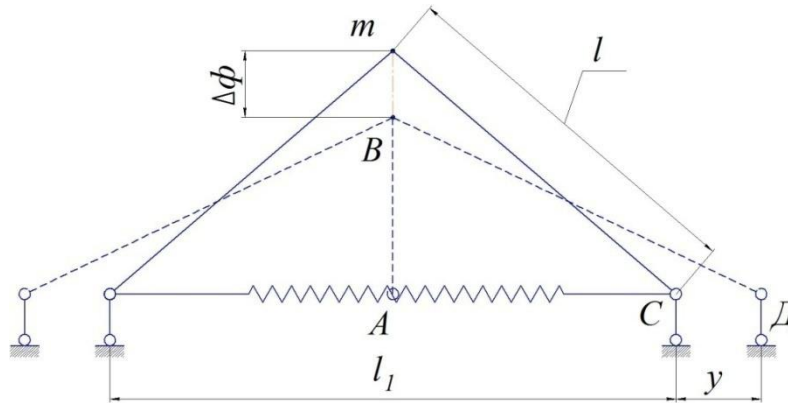


Рисунок 6 – Розрахункова схема визначення деформації фіктивного стрижня

$$l = \sqrt{mA^2 + \frac{l_1^2}{4}}, \text{ а з } \triangle ABD \quad (11)$$

$$l = \sqrt{mA - \Delta_{\phi}^2 + \left(\frac{l_1}{4} + y\right)^2} \quad (12)$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь 11 і 12, після алгебраїчних перетворень, а також враховуючи те, що $\Delta_{\phi}^2 \approx y^2 \approx 0$, одержимо:

$$\Delta_{\phi} = y \cdot \operatorname{tg} \frac{\phi}{2} \quad (13)$$

Для визначення деформації фіктивного стрижня розглянемо багатокутник сил, що діють в опорному шарнірі (рисунок 7).

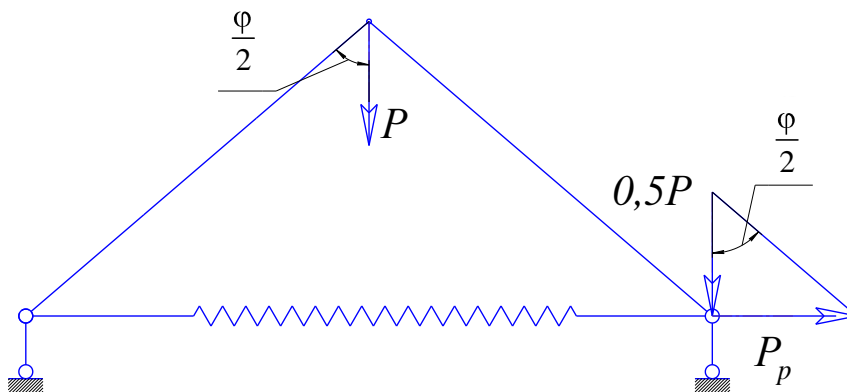


Рисунок 7 – Схема сил, що навантажують фіктивний стрижень

$$P_p = \frac{P}{2} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}. \quad (14)$$

Під дією сили P_p фіктивний стрижень жорсткості розтягується на величину $2y = \frac{P_p}{c}$.

Підставляючи значення P_p в рівняння (14) отримаємо:

$$\Delta_\phi = \frac{P_p}{2c} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} = \frac{P}{4c} \operatorname{tg}^2 \frac{\varphi}{2}; \quad (15)$$

$$\Delta^E = \Delta_{cm}^E + \Delta_\phi = \frac{P}{4c} \operatorname{tg}^2 \frac{\varphi}{2} + \frac{P \cdot l}{2E \cdot I}. \quad (16)$$

Зважаючи на умову еквівалентності $\Delta_\Sigma = \Delta^E$, після відповідних перетворень отримаємо:

$$c = \frac{3E \cdot I}{2 \cos^2 \frac{\varphi}{2} \cdot l^3}. \quad (17)$$

Наведений вище спосіб представлення балки з криволінійною віссю у вигляді шарнірно-зв'язаних стрижневих елементів з додаванням фіктивних жорсткостей, що визначаються рівнянням (17), дозволяє використати для розрахунку їх коливань добре відомий апарат теорії коливань стрижневих форм [1, 2, 3].

Таким чином, задача зводиться до визначення параметрів коливань системи мас, зв'язаних між собою пружними стрижнями, які переміщуються як в горизонтальному так і в вертикальному напрямках.

Рівняння руху еквівалентних мас будуть мати вигляд:

$$\begin{cases} m_i \frac{d^2 x_i}{dt^2} + 2r \frac{dx_i}{dt} = -\sum_{i=1}^n F_{a\phi} \cos(l_i \wedge x) \\ m_i \frac{d^2 y_i}{dt^2} + 2r \frac{dy_i}{dt} = -\sum_{i=1}^n F_{a\phi} \cos(l_i \wedge y), \end{cases} \quad (18)$$

де $F_{a\phi} = c_{a\phi} (x_\phi - x_a \cos(l_i \wedge x) + y_\phi - y_a \cos(l_i \wedge y))$;

$c_{a\phi}$ – жорсткість стрижня a - ϕ , $\frac{H}{m}$;

$l_i \wedge x$ – кут нахилу вісі стрижня a - ϕ відносно вісі x , град;

$l_i \wedge y$ – кут нахилу вісі стрижня a - ϕ відносно вісі y , град;

r – коефіцієнт згасання;

x_i – переміщення i -ї частини в напрямку осі x , m ;

y_i – переміщення i -ї частини в напрямку осі y , m .

На основі запропонованої моделі можна також розв'язати задачу коливання просторових систем, які за тими ж правилами зводяться до просторових стрижневих форм з зосередженими в вузлах масами, до того ж в праву частину рівнянь можуть бути зведені й зовнішні сили, що діють на систему, що дозволяє розрахувати параметри її вимушених коливань.

Висновок

Розроблена методика численного аналізу коливних властивостей просторових конструкцій дозволяє аналізувати частотні характеристики Б-К ДВЗ, використовуючи добре відомі способи розв'язання систем лінійних диференціальних рівнянь другого порядку, що легко реалізується на ЕОМ з використанням стандартних програм.

Список літератури

1. Луканин В.Н. Шум автотракторных двигателей / В.Н. Луканин. – М.: Машиностроение, 1978. – 270 с.
2. Варламов В.Н. Способ определения частот собственных колебаний боковых стенок картера // Труды МАДИ. – 1976.–Вып. 126. – С.121–126.
3. Чудновский В.Г. Методы расчета колебаний стержневых систем / Чудновский В.Г. – К.: Изд. АНУССР, 1952. – 416 с.

Рецензент: к.т.н., доц. Н.А. Мастепан, АДІ ДВНЗ «ДонНТУ».

Стаття надійшла до редакції 23.11.11
© Судак Ф.М., Вороніна І.Ф., Бузов А.В., 2011