

## ЕНЕРГЕТИЧНЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.43

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2023.101.2.174

СТВОРЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ МОДЕЛЕЙ ДВЗ  
У СЕРЕДОВИЩІ *OPENMODELICA*Гончар М. О., Ніколаєнко В. А., Цюман М. П., Сосіда С. В.  
Національний транспортний університет

**Анотація.** Стаття присвячена створенню та дослідженню дискретних динамічних моделей двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) з використанням відкритого інструмента *OpenModelica* для моделювання та симуляції фізичних систем. Запропоновано методику визначення масово-інерційних параметрів ланок кривошипно-шатунних механізмів ДВЗ та показано, як на їх основі побудувати динамічні моделі. Розроблено алгоритм мовою *Modelica*, розраховано власні частоти та форми коливань.

**Ключові слова:** динамічна модель, двигун внутрішнього згоряння, *OpenModelica*, *Modelica*.

## Вступ

Двигуни з внутрішнім згорянням є одними з найпоширеніших джерел енергії для транспортних і будівельних машин. Крутильні коливання колінчастого вала ДВЗ є важливим фактором, що впливає на надійність, продуктивність та екологічність двигуна. Крутильні коливання виникають через нерівномірність крутного моменту, який створюється газовим тиском у циліндрах, а також через інерційні сили, які діють на рухомі частини двигуна. Для аналізу крутильних коливань необхідно мати адекватну математичну модель механічної системи двигуна, що враховує її динамічні характеристики.

Мета статті – описати методику створення та дослідження динамічних моделей ДВЗ із використанням схематизації його механічної системи на дискретні інерційні та пружні елементи. Такий підхід спрощує розв'язання задач на зведення моторних мас та визначення моментів інерції ланок кривошипно-шатунного механізму та колінчастого вала. У роботі розглянуті основні етапи створення динамічних схем ДВЗ та приклади їх застосування для аналізу крутильних коливань.

Дослідження динаміки ДВЗ зручно проводити за допомогою моделей, створених у середовищі *OpenModelica*. *OpenModelica* є безплатним програмним забезпеченням для розроблення, моделювання та аналізу динамічних систем, що можна використовувати для моделювання різних процесів, зокрема електричних, механічних, термодинамічних тощо. Розширені можливості *OpenModelica* та зручний інтерфейс дають змогу ефективно

працювати як з моделями окремих двигунів, так і в складі машини.

## Аналіз публікацій

Вивченню динамічних навантажень двигунів внутрішнього згоряння як силових установок землерийних машин та автомобілів приділялась значна увага [1–3].

Для аналізу крутильних коливань механічну систему двигуна зазвичай розбивають на дискретні інерційні та пружні елементи. Інерційні елементи зосереджують на осі обертання КШМ та з'єднують елементами колінчастого вала з пружними властивостями. Утворена таким чином динамічна схема двигуна дає змогу дослідити її поведінку під час крутильних коливань.

Еквівалентна динамічна схема ДВЗ містить безінерційний пружний вал та зведені інерційні елементи – диски. Диски із зосередженими масами (моментами інерції) розташовані в площинах, перпендикулярних осі обертання вала, і проходять крізь осі циліндрів [1]. Для рядного двигуна до окремої зосередженої маси входять рухомі маси одного циліндра (рис. 1).

У V-подібному двигуні зведену масу створюють рухомі маси двох циліндрів, що разом із коліном вала належать до однієї, так званої моторної, маси  $J_{mm}$  [1]. Пружні та інерційні параметри елементів динамічної схеми визначаються за їх енергетичною еквівалентністю щодо механічної системи.

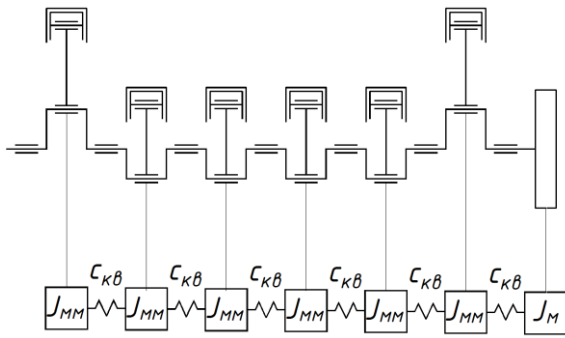


Рис. 1. Механічна модель і динамічна схема рядного двигуна: інерційні елементи моторних мас  $J_{MM}$  і маховика  $J_M$ , пружні елементи колінчастого вала  $C_{кв}$

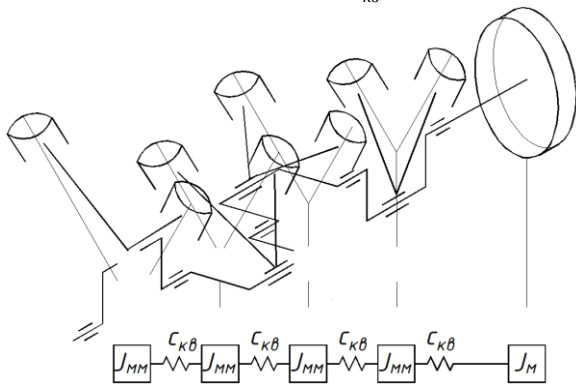


Рис. 2. Механічна модель і динамічна схема V-подібного двигуна: інерційні елементи моторних мас  $J_{MM}$  і маховика  $J_M$ , пружні елементи колінчастого вала  $C_{кв}$

**Мета та постановка завдання**

Метою є розроблення методики визначення масово-інерційних параметрів ланок кривошипно-шатунних механізмів ДВЗ і побудова на їх основі динамічних моделей у середовищі *Openmodelica*; створення алгоритму мовою *Modelica* розрахунку власних частот і форм коливань динамічних моделей.

**Виклад основного матеріалу**

**Динамічні схеми ланок кривошипно-шатунного механізму двигуна.** Перед розв’язанням задачі на зведення моторних мас динамічних схем двигунів виконаємо схематизацію ланок важільних механізмів. Динамічні схеми ланок кривошипно-шатунного механізму подають як стрижнями із зосередженими масами. Стрижні мають моменти інерції, що характеризують інертність ланок в обертальному русі.

**Динамічна схема коліна колінчастого вала.** Загалом динамічну схему коліна колінчастого вала подано як стрижень із чотирма масами (рис. 3, б), що зосереджені:

- на осі шатунної шийки  $X_{S1}^I = R$

$$m_1^I = \rho_k \pi l_{шш} \frac{D_{шш}^2 - d_{шш}^2}{4} + \rho_m \pi l_{шш} \frac{d_{шш}^2}{4}, \quad (1)$$

де  $\rho_k$  – густина матеріалу колінчастого вала;  $\rho_m$  – густина оливи;

- у центрі мас щоки  $X_{S1}^{II} = \frac{R}{2}$

$$m_1^{II} = \rho_k \frac{\pi}{4} abh; \quad (2)$$

- у центрі мас противаги

$$X_{S1}^{III} = \frac{4 \sin(\alpha/2)}{3} \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2}$$

$$m_1^{III} = \rho_k \frac{\alpha h}{2} (R_2^2 - R_1^2); \quad (3)$$

- на осі обертання колінчастого вала або маса на осі корінної шийки колінчастого вала  $X_{S1}^{IV} = 0$

$$m_1^{IV} = \rho_k \pi l_{куш} \frac{D_{куш}^2 - d_{куш}^2}{4} + \rho_m \pi l_{куш} \frac{d_{куш}^2}{4}. \quad (4)$$

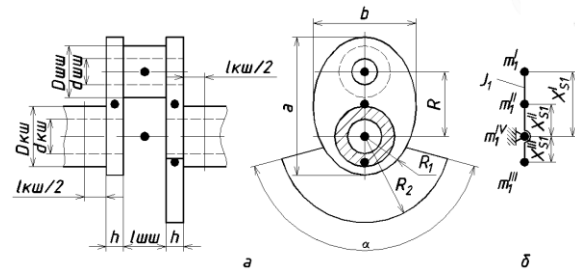


Рис. 3. Побудова динамічної схеми коліна колінчастого вала: а – механічна модель; б – динамічна схема колінчастого вала;  $D_{куш}$  – діаметр корінної шийки;  $d_{куш}$  – діаметр отвору в корінній шийці;  $l_{куш}$  – довжина корінної шийки;  $D_{шш}$  – діаметр шатунної шийки;  $d_{шш}$  – діаметр отвору в шатунній шийці;  $l_{шш}$  – довжина шатунної шийки;  $h$  – товщина щоки;  $b$  – ширина щоки;  $a$  – висота щоки;  $R_1, R_2$  – радіуси сектора противаги;  $R$  – радіус кривошипа (відстань від осі шатунної шийки до осі корінної шийки);  $\alpha$  – кут сектора противаги

Для зручності систему з трьох мас замінюють однією зосередженою масою:

$$m_I = m_1^I + m_1^{II} + m_1^{III} + m_1^{IV}. \quad (5)$$

Координата розташування маси визначається з рівності моментів мас щодо осі обер-

тання колінчастого вала

$$X_{S1} = \frac{m_1^I X_{S1}^I + 2m_1^{II} X_{S1}^{II} - 2m_1^{III} X_{S1}^{III} + m_1^{IV} X_{S1}^{IV}}{m_1}. \quad (6)$$

Колінчастий вал має складну конфігурацію. Для аналітичного способу визначення моменту інерції необхідно розділити коліно колінчастого вала на прості геометричні тіла. Визначення моментів інерції тіл простої геометричної форми відомі [4]. Тоді момент інерції коліна колінчастого вала дорівнюватиме сумі моментів інерції тіл або частин вала щодо осі корінної шийки:

$$J_1 = J_{шш} + 2J_{щ} + J_{кш} + J_{пр}. \quad (7)$$

$J_{шш}$  – момент інерції шатунної шийки, сума власного моменту інерції пустотілого циліндра шатунної шийки та добутку маси, що зосереджена на осі шатунної шийки на квадрат відстані до осі обертання вала:

$$J_{шш} = \rho_k \pi l_{шш} \frac{D_{шш}^4 - d_{кш}^4}{32} + \rho_m \pi l_{шш} \frac{d_{шш}^4}{32} + m_1^I (X_{S1}^I)^2. \quad (8)$$

$J_{щ}$  – момент інерції щоки, сума власного моменту інерції щоки з перерізом у формі еліпса та добутку маси щоки на квадрат половини відстані між осями корінної та шатунної шийок:

$$J_{щ} = \rho_k \frac{\pi}{64} abh(a^2 + b^2 + 4R^2). \quad (9)$$

Якщо щока має неправильну геометричну форму й для визначення її моменту інерції або маси не існує готової формули, застосовують графоаналітичний метод [6].

$J_{кш}$  – момент інерції корінної шийки, власний момент інерції пустотілого циліндра корінної шийки:

$$J_{кш} = \rho_k \pi l_{кш} \frac{D_{кш}^4 - d_{кш}^4}{32} + \rho_m \pi l_{кш} \frac{d_{кш}^4}{32}. \quad (10)$$

$J_{пр}$  – момент інерції противаги, власний момент інерції сектора пустотілого циліндра противаги:

$$J_{пр} = \rho_k \frac{\alpha h}{2} (R_2^4 - R_1^4). \quad (11)$$

**Динамічна схема шатуна.** У практиці дослідження динаміки поршневих ДВЗ прийнято подавати шатун як стрижень із масами, що

зосереджені в центрах отворів, якими шатун з'єднується з поршнем і колінчастим валом. Величина зосереджених мас визначається методом статичного заміщення мас. Відповідно до нашої методики пропонується прийняти за динамічну схему шатуна стрижень із моментом інерції  $J_2$  та зосередженою масою  $m_2$  у центрі мас  $S_2$ . Координати центра мас – відстані від осей кривошипної  $l_{шк}$  та поршневої  $l_{шп}$  головок. За наявності виготовленого шатуна відстані  $l_{шк}$  та  $l_{шп}$  визначаються за методом зважування [6]. На стадії проектування положення центра мас визначається способом розбиття та пошуку загального центра мас кінцевої кількості елементів схеми шатуна.

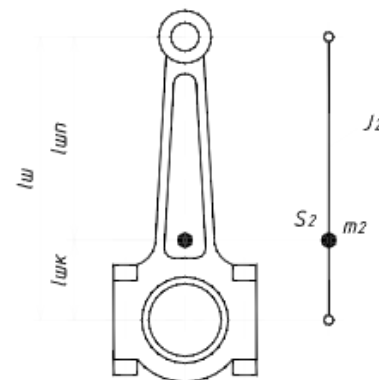


Рис. 4. Побудова динамічної схеми шатуна

Момент інерції стрижня дорівнює власному моменту інерції маси шатуна. Він може бути визначений способом коливань шатуна як фізичного маятника [6] або за емпіричною залежністю:

$$J_2 = m_2 (l_{шк}^2 - k l_{ш}^2), \quad (12)$$

де  $k$  – коефіцієнт, визначений на основі аналізу конструкцій шатунів:

$$\begin{aligned} k &= 0,1, & \text{якщо } l_{шк}/l_{ш} &= 0,05 \dots 0,35; \\ k &= 0,05, & \text{якщо } l_{шк}/l_{ш} &= 0,36 \dots 0,40; \\ k &= -0,1 & \text{якщо } l_{шк}/l_{ш} &= 0,41 \dots 0,55; \\ k &= -0,2, & \text{якщо } l_{шк}/l_{ш} &= 0,56 \dots 0,65. \end{aligned}$$

**Динамічна схема поршня.** Поршень подається як маса, зосереджена на осі поршневої головки шатуна. Загальна маса поршня складається з маси поршня, комплекту поршневих кілець, поршневого пальця та стопорних кілець поршневого пальця (за наявності).

Отже, динамічна схема кривошипно-шатунного механізму є схемою з трьома зосередженими масами  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $m_3$  та моментами інерції  $J_1$ ,  $J_2$ .

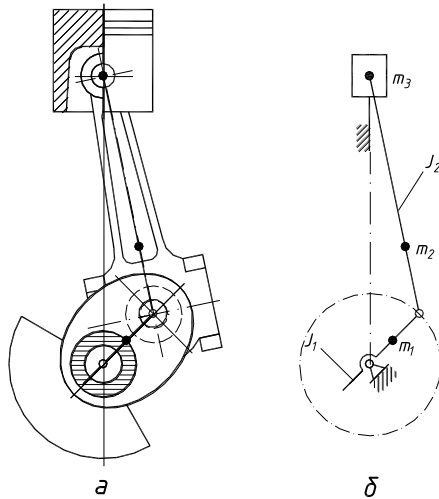


Рис. 5. Динамічна схема кривошипно-шатунного механізму: а – механічна модель; б – динамічна схема

Для кривошипно-шатунного механізму V-подібного двигуна застосовується динамічна схема із зосередженими масами: колін колінчастого вала  $m_1$ , шатунів  $m_2$ ,  $m_4$ , поршнів  $m_3$ ,  $m_5$  та з моментами інерції – колін колінчастого вала  $J_1$ , шатунів  $J_2$ ,  $J_4$ .

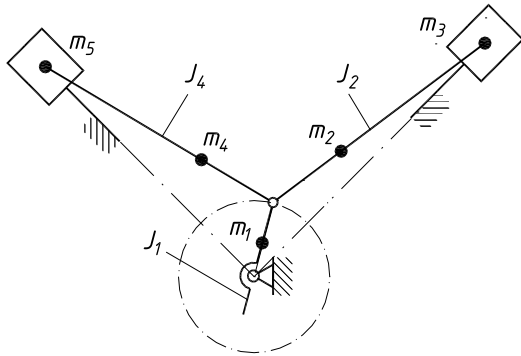


Рис. 6. Динамічна схема кривошипно-шатунного механізму V-подібного двигуна

Момент інерції вказаних ланок, зведений до осі обертання колінчастого вала, є моментом інерції моторної маси. Величина зведеної моторної маси визначається за умови рівності кінетичної енергії ланки зведення та кінетичної енергії ланок кривошипно-шатунного механізму.

Зведений момент інерції кривошипно-шатунного механізму залежить від кута повороту колінчастого вала. Для формування зведених моментів інерції моторних мас зручно застосувати аналітичний метод визначення кінематичних параметрів важільних механізмів [9]. З достатнім ступенем точності середнє значення зведеного моменту інерції моторної маси можна замінити його середнім значен-

ням за один оберт вала [8]. Для кривошипно-шатунного механізму V-подібного двигуна це значення визначається як

$$J_{\text{мм}} = J_1 + \frac{R^2}{2} [m_3 + (1+k)m_2 + m_5 + (1+k)m_4], \quad (13)$$

де  $k = \frac{J_2}{m_2 l_{\text{ш}}^2}$  – коефіцієнт обертового складника ваги шатуна, що належить пальцю.

#### Пружні характеристики елементів.

Пружні елементи коліна колінчастого вала мають деформації трьох видів: кручення корінної та шатунної шийок і згин шік (умовні позначки на рис. 3). Крутильну піддатливість ділянок еквівалентного вала, розташованого між зосередженими масами, визначають за умови рівності потенціальної енергії ділянки еквівалентного вала й коліна колінчастого вала. Крутильна піддатливість (жорсткість) може бути визначена за однією з емпіричних формул [1, 2, 3]. Достовірність значень крутильної піддатливості підтверджувалась експериментально, щоправда, конструкції колінчастих валів відтоді зазнали змін. Проте сучасні дослідження показали актуальність застосування таких формул [7], що підтверджено твердотільним моделюванням і визначенням піддатливості МСЕ. Перевагою емпіричних формул є їх простота, що допомагає автоматизувати визначення піддатливості, їх застосування доцільне для двигунів, які проектуються, або коли неможливо отримати повні геометричні параметри колінчастих валів. Для визначення піддатливості коліна колінчастого вала використовуємо формулу С. Тимошенка, застосовану ним у вивченні крутильних коливань колінчастого вала дизеля [8]:

$$e_{\text{кв}} = \frac{32}{\pi G} \left[ \frac{l_{\text{ку}} + 0,9h}{D_{\text{ку}}^4 - d_{\text{ку}}^4} + \left( 1 - \frac{zaz}{k} \right) \frac{l_{\text{шш}} + 0,9h}{D_{\text{ку}}^4 - d_{\text{ку}}^4} + \frac{0,433R}{b^3 h} \right], \quad (14)$$

де  $k$  – коефіцієнт, що дорівнює

$$k = 1 + \frac{0,114}{R^2} \cdot \frac{1}{\frac{l_{\text{шш}}}{D_{\text{шш}}^4 - d_{\text{шш}}^4} + \frac{0,433R}{b^3 h}}. \quad (15)$$

$$\left[ \frac{1,32l_{\text{шш}}}{D_{\text{шш}}^2 - d_{\text{шш}}^2} + \frac{R}{b^3 h^3} (1,63b^2 - R^2)h^2 + 1,22(l_{\text{шш}} + h)(h^2 + b^2) \right]$$

Піддатливість колінчастого вала визначається для двох випадків: а) за наявності зазорів у опорних підшипниках  $zaz=0$ ; б) за відсу-

тності зазорів або повного закладання в підшипниках  $z_{az}=1$ . На думку автора, дійсна піддатливість знаходить своє значення між двома крайніми випадками.

Для розрахунків крутильних коливань за відсутності даних про розміри деталей ланок кривошипно-шатунних механізмів двигунів або в процесі проектування нових двигунів можна скористатися емпіричними залежностями [5].

Момент інерції моторної маси:

$$J_{mm} = \frac{1,25 \cdot 10^4 R^3}{1,4 + \frac{R}{D\sqrt{b_u}}} (k_u D\sqrt{b_u} + l_u D_{su}), \quad (15)$$

де  $D_{su} = \frac{D_{куи} + D_{шш}}{2}$  – середній діаметр ши-

йок колінчастого вала;  $D$  – діаметр циліндра;  $b_u$  – кількість циліндрів, що працюють на одну шийку;  $l_u$  – відстань між осями сусідніх циліндрів;  $k_u$  – коефіцієнт, що визначається за формулою  $k_u = 0,38l_{su} - 0,17D\sqrt{b_u}$  для двигуна із силуміновими поршнями;  $l_{su}$  – довжина шатуна, м.

Крутильна піддатливість коліна колінчастого вала:

$$e_{кв} = \frac{32 l_u + 0,5R}{\pi G D_{куи}^4 - d_{куи}^4}. \quad (16)$$

**Демпфувальні характеристики елементів.** Розсіювання енергії за умови крутильних коливань у двигунах внутрішнього згоряння обумовлюється різними видами тертя. Усі види тертя зводяться до двох: зовнішнього на інерційних елементах і внутрішнього на пружних. Фізичні основи розсіювання енергії вивчені недостатньо, тому їх оцінюють інтегрально за емпіричними коефіцієнтами, що отримують унаслідок досліджень.

Зовнішнє тертя оцінюється за коефіцієнтом демпфірування для одного коліна колінчастого вала, який містить усі види опору такого тертя:

$$d_J = d'_J \frac{\pi D^2}{4} R^2 b_u, \quad (17)$$

де  $d'_J$  – еквівалентний коефіцієнт демпфірування для одного коліна колінчастого вала.

Оцінка внутрішнього тертя, що відбувається в матеріалі колінчастого вала, проводиться за коефіцієнтом, який визначається пружним гістерезисом за циклічних деформацій:

$$d_c = \frac{c\Psi}{\omega\pi}, \quad (18)$$

де  $\omega$  – кругова частота коливального процесу;  $c$  – крутильна жорсткість пружного компонента парціальної системи, що міститься в загальній динамічній системі;  $\Psi$  – відносний коефіцієнт затухання або коефіцієнт аперіодичності.

Коефіцієнт  $d_c$  залежить від частоти коливального процесу. Оскільки демпфірування має суттєвий вплив у резонансній ділянці, то значення коефіцієнта приймаються для коливань із власною частотою.

На основі викладеного матеріалу й аналізу технічної документації та літературних джерел створено динамічні схеми ДВЗ: V-подібного 8-циліндрового 8ЧН 13/14 (рис. 7) та рядного 6-циліндрового 6ЧН 12,6/13 (рис. 8). Відповідно до динамічних схем засобами мови програмування *Modelica* побудовано компонентні динамічні моделі вказаних двигунів. Параметри елементів створених динамічних моделей відповідають результатам інших досліджень.

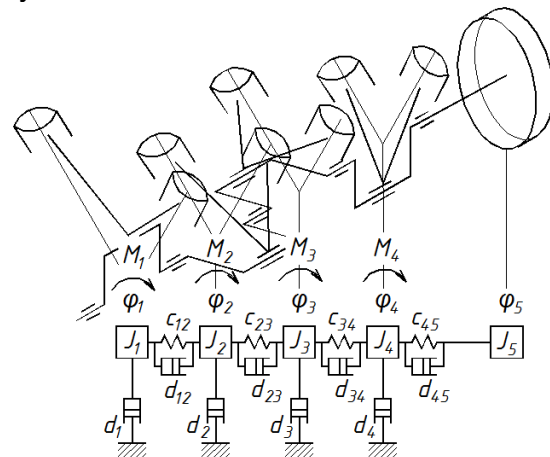


Рис. 7. Механічна модель і динамічна схема V-подібного 8-циліндрового двигуна 8ЧН 13/14

Зведені моменти інерції зосереджених мас двигуна:  $J_1, J_2, J_3, J_4$  – моторних мас двигуна,  $J_5$  – маховика та диска зчеплення.

Зведені жорсткості  $c_{12}, c_{23}, c_{34}, c_{45}$  колін колінчастого вала.

Коефіцієнти демпфірування  $d_1, d_2, d_3, d_4$  зовнішнього тертя;  $d_{12}, d_{23}, d_{34}, d_{45}$  – внутрішнього тертя.

Зведені моменти інерції зосереджених мас двигуна:  $J_1, J_2, J_3, J_4, J_5, J_6$  – моторних мас двигуна,  $J_7$  – маховика та диска зчеплення.

Зведені жорсткості  $C_{12}$ ,  $C_{23}$ ,  $C_{34}$ ,  $C_{45}$ ,  $C_{56}$ ,  $C_{67}$  колін колінчастого вала.

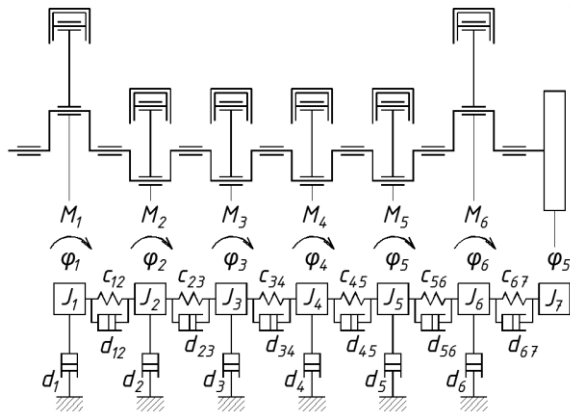


Рис. 8. Механічна модель і динамічна схема рядного 6-циліндрового двигуна 6ЧН 12,6/13

Коефіцієнти демпфірування  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $d_3$ ,  $d_4$ ,  $d_5$ ,  $d_6$  зовнішнього тертя;  $d_{12}$ ,  $d_{23}$ ,  $d_{34}$ ,  $d_{45}$ ,  $d_{56}$ ,  $d_{67}$  – внутрішнього тертя.

Відповідно до динамічних схем засобами мови програмування *Modelica* [10] побудовано компонентні динамічні моделі вказаних двигунів. Параметри елементів динамічних моделей відповідають результатам інших досліджень. Клас-моделі складальних одиниць побудовано з компонент стандартної бібліотеки

*Modelica.Mechanics.Rotational.Components: Inertia, Spring, Damper*. Компоненти *Modelica* є віртуальним поданням фізичних об'єктів: момент інерції, жорсткість, демпфер із відповідними параметрами. Для прикладу на рис. 9 наведено компонентну модель двигуна V8.

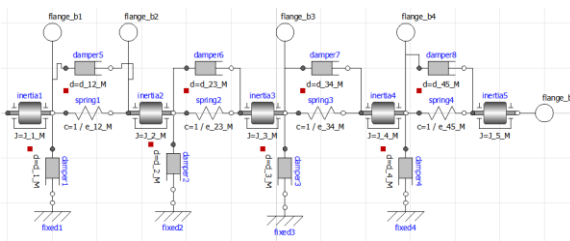


Рис. 9. Компонентна модель V-подібного 8-циліндрового двигуна: вид діаграм

Власні частоти й амплітудні коефіцієнти за матрицями інерції та жорсткості розраховуються з допомогою алгоритму мовою *Modelica*.

Алгоритм пошуку власних частот і власних форм коливань системи використовує функції з бібліотеки *Modelica.Math.Matrices: inv, eigenValues* та *sort*. Вихідними параметрами програми є матриці моментів інерції  $J$ , матриця жорсткості  $C$ , а також динамічна матриця вигляду  $H=J^{-1}C$ .

Змінними програми є:

- таблиця власних чисел динамічної матриці  $H$  – *Real eigenH*;
- вектор власних кругових частот –  $p$ ;
- матриця власних векторів динамічної матриці *Real modesH*;
- масив сортованих за зростанням дійсних частин *eigenH*;
- масив відсортованих індексів *Integer indices*.

```

model Eigenvalues
// Імпорт функцій та параметрів
extends JC;
import Modelica.Math.Matrices.inv;
import
Modelica.Math.Matrices.eigenValues;
import Modelica.Math.Vectors.sort;
parameter Real H[:, :] = inv(J)*C;
// Змінні
Real eigenH[size(J, 1), 2];
Real p[size(J, 1)];
protected
Real modesH[size(H, 1), size(H, 2)];
Real eigenH_sort[size(H, 1)];
Integer indices[size(H, 1)];
// Алгоритм
algorithm
(eigenH, modesH) := eigenValues(H);
(eigenH_sort, indices) :=
sort(eigenH[1:end, 1]);
p := sqrt(abs(eigenH_sort));
if p[1] < 1.e-3 then
p[1] := 0;
end if;
end Eigenvalues;

```

Функція *eigenValues* використовується для знаходження власних чисел і векторів матриці  $H$ . Результатом є дві матриці – *eigenH* та *modesH*. Матриця *eigenH* містить власні числа у форматі (дійсна частина, уявна частина), і *modesH* має власні вектори, де кожен стовпець є вектором відповідного власного числа. Функція *sort* використовується для сортування власних чисел *eigenH* за зростанням дійсної частини. Результатом є масив *eigenH\_sort* і масив індексів *indices*, що містить індекси власних чисел *eigenH\_sort* у відсортованому порядку.



Вектор власних кругових частот  $p$  обчислюється як корінь квадратний зі значень власних чисел  $eigenH\_sort$ , узятих за модулем. Результатом алгоритму є вектор власних кругових частот  $p$  і матриця власних векторів  $modesH$ , що описують коливання системи.

Як приклад наведемо результати створення динамічної моделі механічної системи V-подібного двигуна 8ЧН 13/14 та розрахунку власних частот. Зведені моменти інерції зосереджених мас, кгм<sup>2</sup>:  $J_1=216e-3$ ,  $J_2=172e-3$ ,  $J_3=172e-3$ ,  $J_4=216e-3$  – моторних мас двигуна;  $J_5=3928e-3$  – маховика й диска зчеплення. Зведені жорсткості, Нм/рад:  $c_{12}=c_{23}=c_{45}=2,687e6$ ,  $c_{56}=4,953e6$  – колін колінчастого вала. Унаслідок отримано чотири власні частоти, Гц:  $p_1=1542$ ,  $p_2=4140$ ,  $p_3=6116$ ,  $p_4=7390$ .

### Висновки

Запропоновано методику визначення масово-інерційних параметрів ланок кривошипно-шатунних механізмів ДВЗ, на основі яких побудовано динамічні моделі рядних і V-подібних ДВЗ у середовищі *Openmodelica*. За допомогою алгоритму мовою *Modelica* розраховано власні частоти й форми коливань системи. Здобуті результати порівняно з інформацією інших джерел та проаналізовано з погляду фізичної доцільності. Розроблені моделі можуть бути використані в динамічних моделях вищого рівня – машинах, а також для визначення параметрів крутильних коливань колінчастого вала двигуна.

### Література

1. Ніколаєнко В. А. Створення мобільної землерийної машини безперервної дії за динамічною навантаженістю: дис. канд. техн. наук: 05.05.04. Київ, 2021. 209 с. URL: [https://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/Spec\\_V\\_R\\_64.059.01/Nikolaienko\\_dis.pdf](https://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/Spec_V_R_64.059.01/Nikolaienko_dis.pdf).
2. Ломакін В. О. Зменшення нерівномірності ходу двигуна внутрішнього згорання удосконаленням конструкції маховика: дис. канд. техн. наук: 05.05.03. Житомир, 2018. 194 с. URL: [http://diser.ntu.edu.ua/Lomakin\\_dis.pdf](http://diser.ntu.edu.ua/Lomakin_dis.pdf).
3. Talikoti B., Kurbet S., Kuppast V. Огляд аналізу вібрації колінчастого вала внутрішнього згорання двигуна. *Міжнародний науково-технічний журнал досліджень (IRJET)*. 2015. № 2. С. 2236–2240.
4. Павловський М. А. Теоретична механіка: підручник. Київ: Техніка, 2002. 512 с.
5. Rahnejat H. Трибологія і динаміка двигунів і силових агрегатів: Основи, застосування, 2010. 1048 с. (Елсвір)

6. Карабан В. М., Тарсіс Ю. Л. Динаміка колінчастих валів двигунів внутрішнього згорання: навч. посібник. Київ: НМК ВО, 1992. 204 с.
7. Соболев В. М., Тарсіс Ю. Л. Визначення крутильної піддатливості коліна колінчастого вала методом скінченних елементів. *Вісник НТУ «ХПІ» «Динаміка та міцність машин»*. 2009. № 42. С. 151–156.
8. Тимошенко С. П., Young D. H., W. Weaver Jr. Коливання в інженерній справі. Вид. 5-е. Нью-Йорк: Wiley, 1991. 603 с.
9. Гончар М. О. Теорія механізмів і машин: підручник. Київ: Вінченко, 2011. 456 с.
10. URL: <https://www.modelica.org/>

### References

1. Nikolaienko, V. A. (2021) *The mobile continuous action earth-moving machine creation on the dynamic load* [Thesis for a Candidate of Science in Engineering, Kyiv, National Transport University] Kharkiv National Automobile and Highway University. URL: [https://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/Spec\\_VR\\_64.059.01/Nikolaienko\\_dis.pdf](https://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/Spec_VR_64.059.01/Nikolaienko_dis.pdf).
2. Lomakin, V. O. (2017) *Decreasing Of Speed Fluctuation Of Internal Combustion Engine By Improving The Flywheel Design* [Thesis for a Candidate of Science in Engineering, Zhytomyr, Zhytomyr State Technological University] National Transport University. URL: [http://diser.ntu.edu.ua/Lomakin\\_dis.pdf](http://diser.ntu.edu.ua/Lomakin_dis.pdf).
3. Talikoti, B. S., Kurbet, S. N., Kuppast, V. V. (2015) A review on vibration analysis of crankshaft of internal combustion engine. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, no. 2 (9), pp. 2236–2240. [in English]
4. Pawlowski, M. A. (2002) *Teoretichna mehanika* [Theoretical Mechanics]. Kyiv: TehnIka, 512 p. [in Ukrainian]
5. Rahnejat, H. (Ed.). (2010). *Tribology and dynamics of engine and powertrain: Fundamentals, applications*. Elsevier. [in English]
6. Karaban, V. M. (1992) *Dinamika kolinchastih valiv dviguniv vnutrishnogo zgorannya* [Dynamics of crankshafts of internal combustion engines] *Study guide*, Kyiv: NMC VO, 204 pp. [in Ukrainian]
7. Sobol, N. V., Tarsis, Y. L. (2009) *Opredelenie krutilnoy podatlivosti kolena kolenchatogo vala metodom konechnyih elementov* [Determination of crankshaft's torsional stiffness by finite elements method] Kyiv: Bulletin of NTU "KPI" Dynamics and strength of machines, no. 42, pp. 151–156. [in Russian]
8. Weaver, W., Timoshenko, S. P., Young, D. H. (1991). *Vibration Problems in Engineering*. 5th ed. New York: Wiley. [in English]
9. Gonchar, M. O. (2011) *Teoriya mehanizmiv i mashin* [Theory of Mechanisms and Machines] Kyiv: Winchenko, 456 p. [in Ukrainian]
10. URL: <https://www.modelica.org/>.

**Гончар Михайло Олександрович**, канд. техн. наук, професор кафедри теоретичної та прикладної механіки, gmo48@ukr.net, тел. +38 067-234-28-79.

**Ніколаєнко Володимир Анатолійович**, канд. техн. наук, доцент кафедри інженерії машин транспортного будівництва, vanikolaienko@ukr.net, тел. +38 067-978-61-17.

**Цюман Микола Павлович**, канд. техн. наук, доцент кафедри двигунів і теплотехніки, [tsuman@ukr.net](mailto:tsuman@ukr.net), тел. +38 044-280-47-16.

**Сосіда Сергій Володимирович**, аспірант кафедри двигунів і теплотехніки, [serhiy.sosida@gmail.com](mailto:serhiy.sosida@gmail.com), тел. +38 044-280-47-16.

Національний транспортний університет, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1.

### Creation and research of internal combustion engines dynamic models in OpenModelica

**Abstract. Problem.** Torsional vibrations of the internal combustion engine crankshaft are the result of uneven torque due to gas pressure in the cylinders, as well as due to inertial forces of engine moving parts. To analyze torsional vibrations, it is necessary to have an adequate mathematical model of the engine mechanical system that takes its dynamic characteristics into account. **Goal.** Developing methodology for determining the mass-inertial parameters of connecting rod mechanisms in the internal combustion engines and building dynamic models based on the Openmodelica environment. Developing the Modelica language algorithm for calculating natural frequencies and forms of the dynamic model oscillations. **Methodology.** The elastic and inertial parameters of the dynamic scheme elements are determined by their energy equivalence to the mechanical system. The construction of a dynamic and mathematical model is imple-

mented using the Modelica programming language. **Results.** Based on the proposed methodology, dynamic models of straight and V internal combustion engines were built in the Openmodelica environment. Calculation of system oscillation natural frequencies and forms was carried out. The results obtained were compared with data from other sources and analyzed from the physical feasibility point of view. **Originality.** The proposed methodology for determining the mass-inertial parameters of the connecting rod mechanisms in the internal combustion engines and the way to build dynamic models based on them has been shown. An algorithm has been developed in Modelica language, and natural oscillation frequencies and forms were calculated. **Practical value.** The developed models can be used as a part of the higher-level dynamic machine models, as well as for determining the parameters of engine crankshaft torsional vibrations. **Key words:** dynamic model, internal combustion engine, OpenModelica, Modelica.

**Honchar Mykhailo**, Candidate of Technical Sciences, Professor of Theoretical and Applied Mechanics, gmo48@ukr.net, tel. +38 067-234-28-79.

**Nikolaienko Volodymyr**, Candidate of Technical Sciences, Docent of Transport Construction Machinery Engineering, [vanikolaienko@ukr.net](mailto:vanikolaienko@ukr.net), tel. +38 067-978-61-17.

**Tsiuman Mykola**, Candidate of Technical Sciences, Docent of Department of Engines and Thermal Engineering, [tsuman@ukr.net](mailto:tsuman@ukr.net), tel. +38 044-280-47-16.

**Sosida Serhii**, Postgraduate of Department of Engines and Thermal Engineering, [serhiy.sosida@gmail.com](mailto:serhiy.sosida@gmail.com), tel. +38 044-280-47-16.

National Transport University, Ukraine, 01010, Kyiv, 1 M. Omelanovich-Pavlenko street.