

УДК 621.432.

Б.Т. Кононов, О.А. Кононова, Р.І. Бачу

Харківський університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба, Харків

## МЕТОДИ ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСТОТ І АМПЛІТУД КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ВАЛА ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

*Розглядається метод визначення частот і амплітуд крутильних коливань вала дизель-генератора, який ґрунтується на моделюванні процесу коливань шляхом використання еквівалентної електричної схеми реактивного двополюсника, що складається з Г-подібних L-С ланок.*

**Ключові слова:** частоти й амплітуди крутильних коливань, динамічна жорсткість, ланцюговий дріб, реактивний двополюсник, L-С ланка.

### Вступ

**Постановка науково-технічної задачі.** В військових системах електропостачання в якості резервних й автономних джерел електричної енергії використовують дизель-генераторні електростанції. Нерівномірний характер обертаючого моменту, який створюється на валу дизеля, приводить до виникнення крутильних коливань пружної системи «вал дизеля – маховик, в разі його наявності, – ротор генератора».

Розробка метода визначення частот й амплітуд цих коливань являє собою важливу науково – технічну задачу, значущість якої на етапі створення дизельної електростанції визначається загрозою виникнення небезпечних резонансних режимів, що можуть привести до руйнування електростанції, а на етапі її експлуатації до неможливості забезпечення паралельної роботи декількох дизель-генераторів й неможливості задовольнити вимоги споживачів до якості електричної енергії. Крім того в разі використання для визначення технічного стану дизель-генератора в якості діагностичного параметра ступеня нерівномірності частоти обертання вала крутильні коливання суттєво знижують точність вимірювань й в деяких випадках спотворюють результати оцінювання. Для визначення частот й амплітуд крутильних коливань використовують розрахункові методи, а для уточнення й перевірки отриманих результатів проводять експериментальні дослідження. Зазначений спосіб потребує створення експе-

риментального зразка дизель-генератора й забезпечення можливості його подальшого удосконалення в ході випробувань. Зрозуміло, що це приводить до зростання коштів, які потрібні на розробку дизель-генератора. В зв'язку з викладеним, актуальність створення простого метода визначення частот й амплітуд крутильних коливань не викликає сумнівів.

**Аналіз літератури.** Методи визначення частот й амплітуд крутильних коливань розглянуті в [1 – 4] та в інших літературних джерелах, де висвітлені питання, пов'язані з розрахунком параметрів вала дизельної електричної станції, визначенням частот і форм власних коливань пружної системи, джерел збурення й згасання коливань, дослідженням резонансних явищ та способів їх уникнення. Разом з цим, всі методи визначення частот й амплітуд крутильних коливань ґрунтуються на розгляданні процесів, що відбуваються, шляхом аналізу руху ділянок вала електростанції, де ділянка вала з розподіленою масою та зміною жорсткістю замінюється ділянкою вала приведеної довжини вала, що не має ваги. Жорсткість приведеної ділянки вала  $\bar{c}$  визначається як відношення моменту  $M$ , що закручує, до кута закручення  $\varphi$ . Реальний момент інерції змінюється еквівалентним приведеним моментом інерції  $I$ , що враховує потенціальні і критичні енергії елементів, що обертаються й рухаються. В подальшому складають диференціальні рівняння руху ділянок вала й результати їх рішення використовують для

пошуку частот та форм крутильних коливань, де під формою крутильних коливань розуміють розподіл відносних амплітуд повздовж системи, що коливається. Традиційний метод визначення частот й форм крутильних коливань є досить складним й затрудняє наочність пошуку кращих конструктивних рішень.

**Мета статті:** пропонується метод визначення частот й амплітуд крутильних коливань, який ґрунтується на розробці еквівалентної електричної схеми, дослідження якої дозволяє проаналізувати процеси, що відбуваються в механічній системі при крутильних коливаннях.

### Основний матеріал

Для розробки еквівалентної схеми, яка дозволяє здійснювати моделювання процесу крутильних коливань, доцільно використати метод динамічної жорсткості, запропонований В.П. Теских [2, 4]. Пояснимо зміст метода на прикладі одномасової системи, яка складається з вала, з жорсткістю  $\bar{C}$  та диска, з моментом інерції  $I$  (рис. 1).

В точці  $A$  на систему, яка розглядається діє момент  $M_A$ , що змінюється за гармонічним законом:

$$M_A = M_{A \max} \sin \omega t,$$

де  $M_{A \max}$  – амплітуда діючого моменту;  $\omega$  – частота діючого моменту.

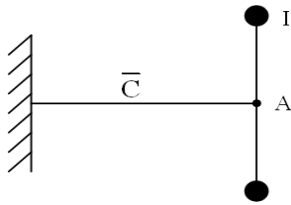


Рис. 1. Схема одномасової системи

Під дією збурюючого моменту  $M_A$  в системі, яка розглядається виникають вимушені коливання відповідно до закону

$$\varphi_A = \varphi_{A \max} \sin(\omega t + \varphi), \quad (1)$$

де  $\varphi_{A \max}$  – амплітудне значення кута закручування в точці  $A$ ;  $\varphi$  – кут зсуву за фазою між моментом та переміщенням.

Під динамічною жорсткістю системи в точці  $A$   $\bar{C}_{дА}$  будемо розуміти відношення амплітуди діючого моменту до амплітуди коливань, тобто  $\bar{C}_{дА} = M_{A \max} / \varphi_{A \max}$ .

Вважаючи, що сила опору коливання й кут зсуву за фазою між моментом та переміщенням дорівнюють нулю, складемо диференціальне рівняння руху систему в точці  $A$

$$I \frac{d^2 \varphi_A}{dt^2} + \bar{C} \varphi_A = M_{A \max} \sin \omega t, \quad (2)$$

з (2) слідує, що

$$-I \omega^2 \varphi_{A \max} + \bar{C} \varphi_{A \max} = M_{A \max}; \quad (3)$$

$$\bar{C}_{дА} = -I \omega^2 + \bar{C}. \quad (4)$$

Вираз (4) використовують для визначення частоти власних коливань системи, при якій динамічна жорсткість дорівнює нулю. Позначаючи частоту власних коливань літерою  $P$ , отримуємо, що

$$\omega = P = \sqrt{\bar{C}/I}. \quad (5)$$

При визначенні динамічної жорсткості складної системи будемо виходити з того, що динамічна жорсткість вала дорівнює його статичній жорсткості  $\bar{C}$ , а динамічна жорсткість одного диска дорівнює  $I \omega^2$ . Якщо система складається з послідовних та паралельно ввімкнених елементів, то для послідовно з'єднаних елементів сумуються крутильні податливості  $1/\bar{C}$ , а для паралельно з'єднаних елементів сумуються жорсткості, тобто

$$\frac{1}{\bar{C}_{\text{посл}}} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{\bar{C}_i}; \quad \bar{C}_{\text{пар}} = \sum_{i=1}^n \bar{C}_i. \quad (6)$$

Порядок користування співвідношеннями (6) розглянемо на прикладі системи з чотирма масами, показаної на рис. 2.

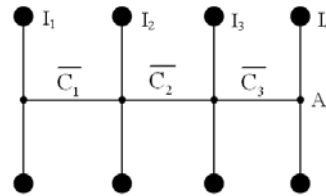


Рис. 2. Схема системи з чотирма масами

В системі (рис. 2) до першого диска з моментом інерції  $I_1$  послідовно приєднаний вал з жорсткістю  $\bar{C}_1$ . Динамічна жорсткість системи в точці перед другим диском дорівнює

$$\frac{1}{-I_1 \omega^2 + \bar{C}_1}.$$

Далі до системи паралельно приєднаний диск з динамічною жорсткістю  $-I_2 \omega^2$ . Вираз для динамічної жорсткості в точці за другим диском представлено як:

$$\frac{1}{\frac{1}{-I_1 \omega^2 + \bar{C}_1} - I_2 \omega^2}.$$

Продовжуючи таким чином визначення динамічної жорсткості отримуємо для розглядаємої системи такий вираз:

$$\frac{1}{\frac{1}{\frac{1}{\frac{1}{\frac{1}{-I_1 \omega^2 + \bar{C}_1} - I_2 \omega^2} + \frac{1}{\bar{C}_2} - I_3 \omega^2} + \frac{1}{\bar{C}_3} - I_4 \omega^2}} - I_2 \omega^2 = \bar{C}_{дА} \quad (7)$$

Вираз (7) являє собою ланцюгову дріб, прирівнюючи яку до нуля можливо знайти частоти влас-

них коливань системи, а також знайти так звані антирезонансні частоти, при яких динамічна жорсткість системи спрямована до нескінченності. Таким чином з виразу (7) можна знайти нулі та полюси функції  $\bar{C}_{ДА} = f(\omega)$ . Ланцюговий дріб (7) за своєю формою відповідає ланцюгові дробі, яку отримують використовуючи метод Кауера при синтезі реактивних двополосників [5], тобто таку дріб

$$Z_{вх} = Z_1 \frac{1}{Y_2 + \frac{1}{Z_3 + 1/Y_4 + \frac{1}{Z_5 + 1/Y_6 + \dots}}} \quad (8)$$

Вираз (8) визначає величину вихідного опору  $Z_{вх}$  реактивного двополосника, який являє собою змішане з'єднання індуктивних і ємнісних опорів, схеми, наведеної на рис. 3.

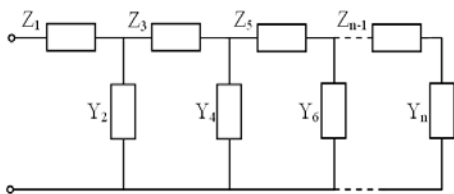


Рис. 3. Схема реактивного двополосника

В розглядаємому випадку функція, яка описується виразом (7), має частотну характеристику типу  $0 - \infty$ , при якій  $\bar{C}_{ДА}$  має нуль при  $\omega=0$  і полюс в нескінченності при  $\omega \rightarrow \infty$ .

Отриманій функції відповідає перша канонічна схема Кауера, наведена на рис. 4. Для отриманої на рис. 4 схеми двополосника слід вважати, що індуктивність  $L_i$  відповідає момент інерції  $I_i$ , а ємності  $C_i$  відповідає крутильна податливість  $1/\bar{C}_i$ .

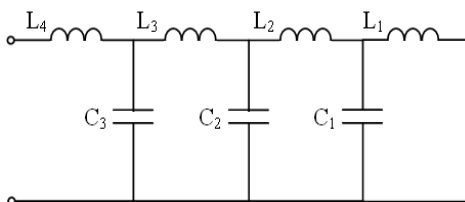


Рис. 4. Схема реактивного двополосника, що відповідає динамічній механічній системі з чотирма масами

Таким чином будь яка складна n-масова механічна динамічна система може бути представлена в вигляді Г-подібних L-C ланок, кількість яких дорівнює n.

Експериментальне дослідження схеми реактивних двополосників значно простіше експериментального дослідження динамічних механічних систем, дозволяє визначити частоти й амплітуди крутильних коливань шляхом моделювання явищ, що відбуваються в динамічній механічній системі.

## Висновки

Розроблений спосіб моделювання динамічних механічних систем шляхом їх представлення в вигляді Г-подібних L-C реактивних двополосників дозволяє експериментально визначити частоти й амплітуди крутильних коливань дизель-генератора, унеможливити загрозу виникнення небезпечних резонансних режимів, врахувати кут закручування від крутильних коливань при визначенні ступеня нерівномірності частоти обертання вала шляхом вимірювання інтервалів часу повороту вала на заданий кут відповідно до порядку роботи циліндрів дизеля.

## Список літератури

1. Вихерт И.М. Конструкция и расчет автотракторных двигателей / И.М. Вихерт. – МО: Машиностроение, 1964. – 552 с.
2. Дизели. Справочник. Под ред. В.А.Ваниейдта. – Машиностроение, 1977. – 480 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей. / А.С. Орлин и др. – Машиностроение, 1972. – 464 с.
4. Источники и первичные преобразователи энергии. Учебник. / В.К. Терещенков, Б.Т. Кононов, В.П. Морозов, Г.И. Волков, Л.М. Крутий, В.М. Тятый. – МО СССР, 1979. – 554 с.
5. Бессонов Л.А. Линейные электрические цепи / Л.А. Бессонов. – М.: Высшая школа, 1983. – 336 с.

Поступила в редколлегию 2.04.2013

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. В.М. Бильчук, Харьковский университет Воздушных Сил им. И. Кожедуба, Харьков.

## МЕТОДИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЧАСТОТ И АМПЛИТУД КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ВАЛА ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

Б.Т. Кононов, О.А. Кононова, Р.И. Бачу

*Рассматривается метод определения частот и амплитуд крутильных колебаний вала дизель-генератора, основанного на моделировании процесса колебаний путем использования эквивалентной электрической схемы реактивного двухполосника, состоящая из Г-образных L-C звеньев.*

**Ключевые слова:** частоты и амплитуды крутильных колебаний, динамическая жесткость, цепная дробь, реактивный двухполосник, L-C звено.

## METHODS FOR THE DETERMINATION OF FREQUENCY AND AMPLITUDE TORSIONAL VIBRATIONS OF SHAFT DIESEL GENERATOR

B.T. Kononov, O.A. Kononova, R.I. Bachu

*There is method of determination the frequency and amplitude of the torsional vibrations of the shaft diesel-generator, based on the modeling process of vibration through the use of electrical equivalent circuit of reactive two-terminal network consisting of L-shaped L-C circuit.*

**Keywords:** frequency and amplitude of torsional vibrations, dynamic stiffness, continued fraction, reactive two-terminal, L-C link.