

Модернізація проведена на прикладі соковитискалки вітчизняного виробництва СВПП 201. На вал двигуна 1 (див. рис. 1,а) замість серійної хрестовини (див. рис. 1,б), на якій кріпляться фільтр 3 (див. рис. 1,г) насаджується кульовий АБ, суміщений з хрестовиною (див. рис. 1,в).

Технічні рішення перевірені на стенді, виготовленому для перевірки працездатності різних типів АБ, дослідження перехідних процесів та впливу параметрів системи на процес автобалансування. Розроблені алгоритми розрахунків параметрів АБ, технологія їх виготовлення і встановлення на вал електродвигуна. Технічні рішення захищені патентами України № 75189, № 26788.

Переваги запропонованого способу модернізації СВ: в залежності від дисбалансу АБ зменшує вібрації корпусу соковижималки до 6 разів; принципово не змінюється конструкція СВ, бо проводиться заміна тільки однієї деталі; можливе окреме виготовлення АБ, суміщеного з хрестовиною для модернізації вже випущених СВ.

ЗАСТОСУВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОГО МЕТОДУ ДО ВИЗНАЧЕННЯ УМОВ ЗРІВНОВАЖЕННЯ АВТОБАЛАНСИРАМИ ШВИДКООБЕРТОВИХ РОТОРІВ

APPLICATION OF ENERGETIC METHOD FOR DEFINITION OF CONDITIONS OF BALANCING OF RAPIDLY ROTATING ROTOR SYSTEMS BY PASSIVE AUTOBALANCERS

Ірина Філімоніхіна, Геннадій Філімоніхін

*Кіровоградський національний технічний університет,
просп. Університетський, 8, м. Кіровоград, 25006, Україна.*

It is offered the new modification of power method to determination of terms of autobalancing of rapidly rotating rotors. With the use of the offered method was define the terms of balancing by any types of AB of: rotors which make plane-parallel motion; rotors with fixed point; rotors which make 3-dimensionall motion; flexible rotors on rigid supports; artificial satellites of Earth, space vehicles position of which in space is stabilized by the rotation.

Для зрівноваження на ходу швидкісних роторів застосовуються пасивні автобалансири (АБ), такі як кульові, кільцеві, маятникові тощо. В них корегувальні вантажі (КВ) за певних умов з часом самі приходять у положення, в якому зрівноважують ротор і далі обертаються разом з ним як одне ціле, поки не почне змінюватися дисбаланс, кутова швидкість обертання ротора, або не з'являться інші збурення.

Процес визначення умов настання автобалансування ускладнює велика кількість усталених рухів, які теоретично може здійснювати система. На практиці здійснюватимуться тільки ті рухи, які стійкі. У зв'язку з цим необхідним етапом визначення умов настання автобалансування є пошук усталених рухів системи ротор-АБ і оцінювання їхньої стійкості.

Був обґрунтований новий підхід до розв'язання цієї задачі, заснований на використанні функції Гамільтона у вигляді функції узагальнених координат і швидкостей. Він є різновидом енергетичних підходів і дозволяє, не складаючи диференціальних рівнянь руху системи, визначати усталені рухи системи (основні і побічні) й оцінювати їхню стійкість. Відповідно до цього методу стійкими є ті усталені рухи, на яких енергетична функція приймає принаймні локальний мінімум, і нестійкими є ті рухи, на яких енергетична функція не має навіть неізольованого мінімуму.

Метод ефективний для роторів на осесиметричних (ізотропних) опорах за умови введення певної рухомої системи координат, що обертається синхронно з ротором, і певних узагальнених координат, і обґрунтовується із застосуванням теорії стійкості стаціонарних рухів нелінійних автономних систем. За допомогою методу отримуються критичні швидкості системи ротор-АБ, при переході через які настає чи втрачається автобалансування. Було встановлено, що при використанні в якості узагальнених координат статичних і динамічних дисбалансів роторної системи і при введенні поняття «складений ротор» (утворений ротором, дисбалансом і автобалансиром) отриуються критичні швидкості, що не залежать в явному вигляді від дисбалансу і параметрів АБ і тому придатні для АБ будь-якого типу.

З використанням запропонованого методу було визначено умови зрівноваження будь-якими типами АБ: жорстких роторів, які здійснюють плоскопаралельний рух, мають нерухому точку,

здійснюють просторовий рух; гнучких роторів на жорстких опорах; штучних супутників Землі, космічних апаратів, положення яких у просторі стабілізується обертанням.

Результати, які дає метод використання функції Гамільтона при розв'язанні загальновідомих задач, повністю збігаються з відомими результатами, отриманими іншими методами (першим методом Ляпунова А. М., методом синхронізації динамічних систем Блехмана І. І., емпіричним методом Філімоніхіна Г. Б.).

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПОЗДОВЖНЬО-ПОПЕРЕЧНИХ КОЛИВАНЬ СКЛАДЕНОГО БАГАТОПРОГОНОВОГО СТРИЖНЯ

MATHEMATICAL MODELING OF LONGITUDINAL TRANSVERSE VIBRATIONS OF COMPOUND MULTISPAN ROD

Євген Харченко¹, Карл-Гайнц Нойман², Тарас Підгайний¹

¹Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна;

²Westfälische Hochschule Zwickau,
Dr.-Friedrichs-Ring 2a, Zwickau, 08056, Deutschland.

A mathematical model of the longitudinal transverse vibrations of long multispan structure is considered. It consists of two longitudinal beams and connective rod lattice, which is identified with a continuous elastic layer. Calculation of free and forced harmonic vibrations is performed by using the matrix method of initial parameters.

Пропонується математична модель поздовжньо-поперечних коливань довгомірної багатопрогонової конструкції, що складається з двох поздовжніх балок і з'єднувальної стрижневої ґратки, яка ототожнюється з неперервним пружним шаром.

Розрахункова схема складеного стрижня подана на рис. 1, де поздовжні розміри ділянок балок позначено як $l_{11}, l_{12}, \dots, l_{1,n-1}, l_{21}, l_{22}, \dots, l_{2,n-1}$. На кінцях та у стиках ділянок з металоконструкцією жорстко зв'язані вантажі масами $m_{11}, m_{12}, \dots, m_{1,n}, m_{21}, m_{22}, \dots, m_{2,n}$ і моментами інерції $J_{11}, J_{12}, \dots, J_{1n}, J_{21}, J_{22}, \dots, J_{2n}$. Ексцентриситети центрів мас вантажів щодо осей поздовжніх балок становлять $\varepsilon_{11}, \varepsilon_{12}, \dots, \varepsilon_{1n}, \varepsilon_{21}, \varepsilon_{22}, \dots, \varepsilon_{2n}$. Перерізи поздовжніх балок, які є межами ділянок, зв'язані між собою пружними ланками 1, 2, ..., n , а з нерухомою основою – деформівними елементами 11, 12, ..., 1 n , 21, 22, ..., 2 n . Для опису руху балок застосовуємо поздовжні координати x_{ji} , ($j=1, 2; i=1, 2, \dots, n-1$), початки яких розташовані в лівих крайніх перерізах відповідних ділянок. Поздовжні та поперечні переміщення перерізів балок позначаємо як u_{ji}, w_{ji} .

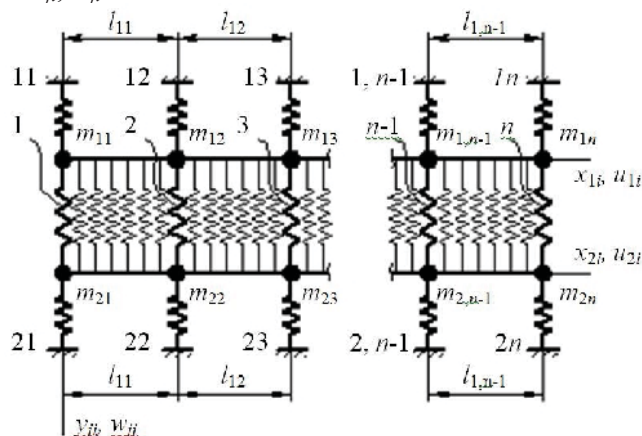


Рис. 1. Розрахункова схема складеного стрижня

Балки взаємодіють між собою не лише через дискретні пружні ланки 1, 2, ..., n , а й за допомогою розподілених сил пружності. Континуального характеру взаємодії балок доходимо,