

Науковий журнал

2.2006



ВІСНИК

**Хмельницького національного
університету**

Технічні науки

Том 2

Науковий журнал

2.2006

ВІСНИК

**Хмельницького
національного
університету**

**(Вісник Технологічного
університету Поділля)**

Технічні науки, Том 2

**Ювілейний спецвипуск до
40-річчя заснування Інституту
механіки та інформатики**

Хмельницький національний університет

**ІНСТИТУТ МЕХАНІКИ
ТА ІНФОРМАТИКИ**



ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ КОНСТРУКЦІЙ АПАРАТУРИ ЕТАЖЕРКОВОЇ ПОБУДОВИ

В статті розглянуто модель для визначення величини власних частот коливань для етажеркових конструкцій з будь-яким числом каскадів, причому каскади можуть мати довільну конфігурацію.

Багато приладів радіоелектронної апаратури, радіотехніки, вимірювальних пристроїв тощо, мають конструкцію етажеркової структури. Навісний монтаж, принципи побудови та збирання таких пристроїв дозволяють досягати широкої уніфікації комплектуючих елементів монтажу та блоків, прискорювати збирання та регулювання апаратури, проводити її ремонт, заміну дефектних блоків, плат, вузлів, складових елементів. Такий принцип побудови дозволяє також здійснювати необхідне належне охолодження окремих вузлів та плат.

Багатоетажеркові конструкції можуть мати у своєму складі декілька каскадів – залежно від призначення та специфіки приладу. Наприклад, термоелектричні охолоджувачі мають від одного до п'яти каскадів у своєму складі. Термоелементи цих приладів виготовляються з монокристалів телурида вісмута, які з'єднуються між собою в електричний ланцюг за допомогою спеціальної мідної комутуючої стрічки, що кріпиться на силаловій пластині-теплопереході. Завдяки відомому ефекту Пельтье на кожному каскаді такого приладу виникає певний перепад температур. Загальна кількість каскадів приладу визначає сумарний перепад температур, який може досягати десятків градусів. Розміри такого термоохолоджувача мають величину 1 – 1,5 см навіть при максимально можливому числі каскадів.

До етажеркової схеми побудови зводиться велика кількість приладів, особливо радіотехнічного призначення, радіоелектронних пристроїв.

Проте, експлуатація таких конструкцій в умовах дії зовнішніх вібраційних впливів, наприклад, на рухомих носіях (космічних, авіаційних, наземних, наводних тощо) вимагає забезпечення їх надійного віброзахисту.

Конструктору ще на етапі розробки та проектування необхідно передбачити, щоб власна частота приладу не співпадала із можливою частотою збуджуючих коливань. Як відомо, власна частота коливань будь-якого об'єкта залежить від матеріалу конструкції, її геометричних параметрів, конфігурації вузлів, зокрема, кожного з каскадів та їх загальної кількості.

В технічній і науковій літературі наведено шляхи визначення власних частот коливань для одно та двокаскадних конструкцій. Дуже важливим для практики є визначення власних частот коливань для 3-х, 4-х та 5-ти каскадних конструкцій. При цьому конфігурація каскадів може бути між собою однаковою, а може змінюватись в кожному каскаді.

На рис.1 наведено загальний вигляд 4-х каскадного термоелектричного охолоджувача.

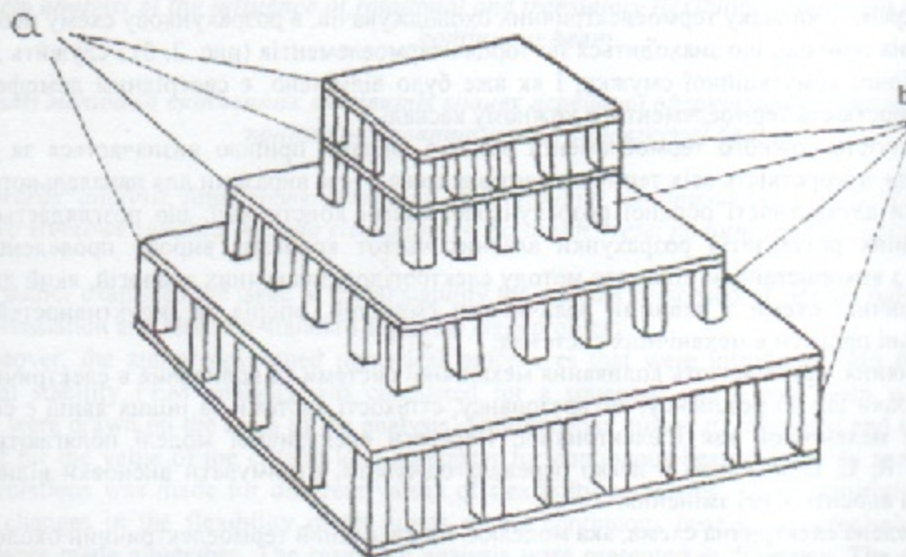


Рис.1. Загальний вигляд термоелектричного охолоджувача: а- теплопереходи; б- термоелементи.

Кількість каскадів, конфігурація кожного з них, кількість термоелементів в кожному з каскадів визначається специфікою приладу, його призначенням.

Власна частота такої конструкції може бути визначена, наприклад, класичним шляхом, досить відомим в механіці – за допомогою диференціального рівняння Лагранжа II-го роду. Кількість рівнянь в системі

визначається загальною кількістю каскадів приладу:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{dx_1} \right) - \frac{dT}{dx_1} = - \frac{du}{dx_1} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{dx_2} \right) - \frac{dT}{dx_2} = - \frac{du}{dx_2} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{dx_3} \right) - \frac{dT}{dx_3} = - \frac{du}{dx_3} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{dx_4} \right) - \frac{dT}{dx_4} = - \frac{du}{dx_4} \end{cases} \quad (1)$$

де T та U – відповідно кінетична та потенціальна енергія системи, t – час, x – переміщення.

Розписуючи загальне рівняння Лагранжа II-го роду для кожної маси окремо можна отримати систему однорідних диференціальних рівнянь 2-го порядку, які будуть повністю співпадати з виразами, які отримуються з принципу Даламбера.

Розрахункова схема, яка відповідає побудові етажеркової конструкції (рис.1), та може бути описана наведеними рівняннями, представлена на рис.2.

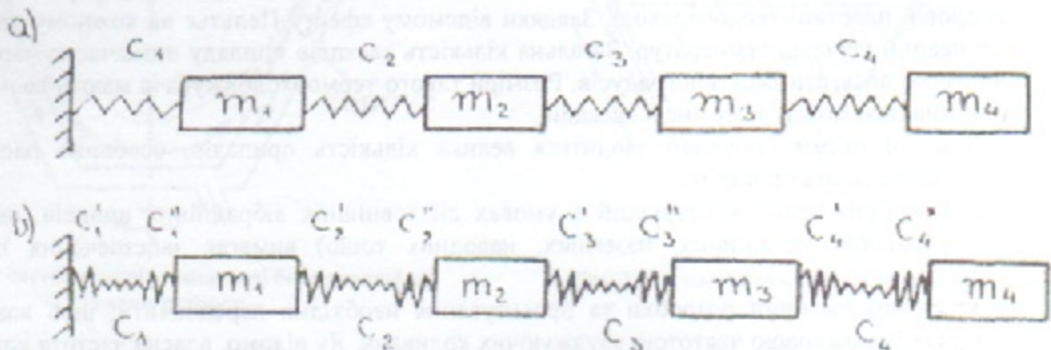


Рис.2. Розрахункова схема 4-х каскадного термоелектричного охолоджувача: а – без врахування демпфуючої здатності шарів припою по торцям термоелементів; б – з врахуванням демпфуючої здатності шарів припою

На рис.2 m – маса відповідного каскаду, c – жорсткість термоелементів між каскадами. У випадку, який розглядається, в розрахункову схему крім жорсткості термоелементів обов'язково повинна бути врахована жорсткість шарів припою по їх торцям (рис.2-б). Припой в цьому випадку є своєрідним демпфером, який знижує власну частоту коливань всього приладу в цілому.

В літературних джерелах жорсткість міжкаскадних елементів прийнято вважати сталою. Проте, як показано в роботі, зокрема у випадку термоелектричних охолоджувачів, в розрахункову схему необхідно ввести також жорсткість шарів припою, що знаходиться по торцях термоелементів (рис. 2, б) і служить для кріплення термоелементів до мідної комутаційної смужки, і як вже було відмічено, є своєрідним демпфером системи, знижуючи загальну жорсткість термоелементів в кожному каскаді.

Отже – жорсткість кожного термоелемента разом з шарами припою визначається за виразами для послідовного з'єднання, а жорсткість всіх термоелементів в каскаді – за виразами для паралельного з'єднання.

Для перевірки адекватності обраної розрахункової схеми конструкції, що розглядається, а також – достовірності отриманих результатів розрахунку власних частот коливань виробу проведено незалежним паралельним шляхом з використанням відомого методу електрогідродинамічних аналогій, який дає можливість за допомогою електричної схеми з певними величинами ємностей, опорів та індуктивностей моделювати поведінку та коливальні процеси в механічних системах.

Оскільки рівняння, що описують коливання механічної системи та коливання в електричному ланцюгу однакові, то всі висновки що до резонансу, антирезонансу, стійкості системи та інших явищ є справедливими для обох систем, як механічної, так і електричної. Переваги електричної моделі полягають в тому, що змінюючи параметри R , L , C можливо її легко перенастроювати, отримувати висновки відносно вихідної механічної системи та вносити в неї змінення.

На рис. 3 наведена електрична схема, яка моделює 4-х каскадний термоелектричний охолоджувач.

Проведені розрахунки та дослідження показали повну адекватність обраних незалежних між собою математичних моделей, а співпадіння отриманих результатів – правильність та точність розрахунків.

Запропоновані методики аналітичного визначення власних частот коливань дозволяють ще на етапі проектування підвищити експлуатаційну надійність приладів етажеркової побудови. Методика дозволяє визначати величини власних частот коливань з врахуванням, наприклад, демпфуючої здатності шарів припою по торцях термоелементів, а також – без них.

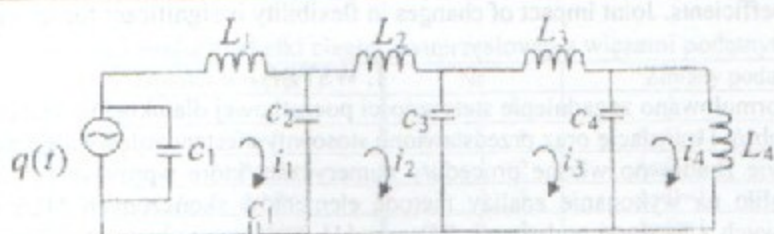


Рис.3. Електрична схема, еквівалентна 4-х каскадному термоелектричному охолоджувачу

Запропонована методика дозволяє визначати величини власних частот коливань для етажеркових конструкцій з будь-яким числом каскадів, причому каскади можуть мати довільну конфігурацію.

Метод електрогідродинамічних аналогій може повністю описувати механічні системи, а шляхом змінення R , L , C (параметрів електричного ланцюга) можливо оптимізувати параметри механічної системи.

Розрахунки свідчать, що одно каскадні конструкції можливо захистити лише демпфіруванням, за умови, що частота збурення зростає поступово, або – рознесенням збурюючої та власних частот.

Література

1. Анатычук Л.И. Термоэлементы и термоэлектрические устройства: Справочник. – К.: Наукова думка, 1979. – 253 с.
2. Пилат И.М., Шайко-Шайковский А.Г. Методика расчёта прочностных параметров многокаскадного термоэлектрического охладителя // Инженерно-физический журнал, 1998. – № 2. – с.374.
3. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В. В. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Наукова думка, 1988. – 736 с.
4. Павловський М.А. Теоретична механіка. – К.: Техніка, 2004. – 510 с.
5. Вайнер А.Л. Каскадные термоэлектрические источники холода. – М.: Советское радио, 1976. – 137 с.
6. Shaiko-Shaikovski A.G. Procedure for improvement of operating reliability and quality of thermoelements used in thermoelectric coolers assembly // Journal of Thermoelectricity/-№ 2. – 1999. – P.62-68.

Надійшла 19.3.2006 р.

УДК 621.6:004.94

JAROSŁAW JANUSZEK – dr inż.

Katedra Mechaniki Budowli, Wydział Budownictwa i Inżynierii Środowiska
Politechnika Świętokrzyska w KielcachANALIZA MES WPŁYWU PODATNOŚCI OBROTOWEJ I TRANSLACYJNEJ
WĘZŁÓW NA OBCIĄŻENIE KRYTYCZNE BELKI CIĄGLEJ*Fem analysis of the influence of rotational and translatory flexibility of joints on the critical load of the continuous beam**Аналіз методом скінченних елементів впливу переданої обертальної гнучкості вузлів з'єднання на критичне навантаження видовженої балки**Keywords: analysis, finite elements method, semirigid joint, continuous beam, critical load.**Słowa kluczowe: analiza, metoda elementów skończonych, węzeł podatny, belka ciągła, obciążenie krytyczne.*

The author examined the issue of initial stability for systems composed of slender rods with joints semirigid in rotation and translation and also non-standard algebraic eigenproblem.

Moreover, the author developed numerical procedures that were introduced into the MANKA application system. Initial stability FEM analysis was conducted for a squeezed one – rod beam with one semirigid joint. Conclusions were drawn on the basis of the analysis. Simultaneous impact of rotational and translatory flexibility can be significant for the value of the critical load parameter for continuous beams. Such an analysis was carried out. A series of calculations was made for different values of flexibility parameter. Three semirigid joints were made. The character of changes in the flexibility of the joints of the continuous beams was precisely defined. 120 series of calculations were made altogether. The results of analysis were presented in diagrams. The analysis of all series and exemplary groups of series were presented. The calculations yielded the boundary values of Euler critical load parameters for beams with classic bearing conditions. It was shown that the impact of rotary flexibility changes on the value of load critical parameters alone is significant in the whole interval of variation of rotational rigidity coefficients. Natomiast, wpływ tylko zmian podatności translacyjnej jest istotny dla dużych wartości współczynników podatności translacyjnej. The impact of changes in translatory flexibility alone, however, is significant for high values of