

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОЗРАХУНКОВОЇ МОДЕЛІ НАСОСА З ДИНАМІЧНИМ ГАСНИКОМ КОЛИВАНЬ

Керницький І.С., доктор технічних наук, професор SGGW, Варшава, Польща
Дівеєв Б.М., кандидат технічних наук, доцент НУ “Львівська політехніка”, Львів, Україна
Сава Р.В., здобувач, Львівський державний університет безпеки життєдіяльності, Львів,
Україна

PARAMETERS EXPERIMENTAL DEFINITION OF PUMP WITH THE DYNAMIC VIBRATION ABSORBER

Kernytskyi I.S., Doctor, prof. SGGW, Warszawa, Polska
Diveyev B.M., PhD, Lviv Polytechnic National University, Lviv, Ukraine
Sava R.V., PhD student, Lviv State University of Safety Life, Lviv, Ukraine

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ НАСОСА С ДИНАМИЧЕСКИМ ГАСИТЕЛЕМ КОЛЕБАНИЙ

Керницький І.С., доктор технічних наук, професор SGGW, Варшава, Польща
Дівеєв Б.М., кандидат технічних наук, доцент НУ “Львівська політехніка”, Львів,
Україна
Сава Р.В., соискатель, Львівський державний університет безпеки
життєдіяльності, Львів, Україна

Вступ. Важливим питанням розробки сучасних машин є зменшення вібрації. Динамічні гасники коливань (ДГК) широко застосовуються для зменшення рівнів вібрації і шуму в кабінах транспортних засобів, для зменшення вібрації обертових машин, зменшення амплітуд коливань висотних конструкцій і будівельних споруд тощо. Причинами цих збурень, наприклад, у колісних машинах можуть бути як зовнішні джерела (процеси взаємодії коліс з дорогою), так і внутрішні джерела (двигуни, трансмісії). На практиці окрім ДГК, налаштованих на резонансну частоту основної конструкції, широко застосовуються ДГК для зменшення вібрації у заданому вузькому частотному діапазоні обертових машин (турбогенератори, газокompresорні установки, насоси та інші машини з нормативною робочою частотою). Вібрація у таких машинах вузькочастотна, викликана дисбалансами обертових елементів. Для оптимального проектування ДГК необхідно знати не лише його характеристики, але й частотні характеристики основної конструкції в точках приєднання ДГК. Для точного розрахунку конструкції доцільно розробити деталізовану теоретичну модель коливної системи насос - ДГК і визначити реальні параметри цієї моделі. Для цього необхідно провести ряд специфічних експериментальних досліджень, які дозволяють ідентифікувати необхідну кількість параметрів та визначити їх реальні значення. При цьому ряд параметрів моделі задаються апіорі (маси, геометричні розміри, пружні характеристики), але такі параметри як демпфування вимагають проведення додаткових досліджень.

Для визначення оптимальних параметрів ДГК необхідно визначити його динамічні характеристики в залежності від конструктивних параметрів, а також дослідити характеристики корпусу насоса в точках приєднання ДГК. Згідно розробленої спрощеної розрахункової схеми треба визначити ряд параметрів моделі, що формують характеристики ДГК зокрема і насоса з фундаментом в цілому: коефіцієнти жорсткості, коефіцієнти демпфування, параметри нелінійної жорсткості та нелінійного тертя зернистої маси у контейнерах.

Аналіз останніх досліджень. Оптимізація ДГК для недемпфованої одномасової основної системи при дії гармонійного збудження в околі резонансу базисної конструкції належить до стандартних задач. Детальний розгляд методів оптимізації проведений у роботах [1-3]. За умови відсутності демпфування в головній системі, процес оптимізації спрощений існуванням фіксованих точок перетину на відповідних кривих амплітудно-частотних характеристик (АЧХ). Ці пункти мають таку властивість: всі АЧХ, незважаючи на демпфування ДГК, проходять через них. Більшість ДГК мають певне внутрішнє демпфування, яке може вважатися в'язкопружним для випадку малих

переміщень. Коли таку систему з ДГК піддано гармонійному збудженню, результуючі АЧХ для головної системи не експонують жодної фіксованої точки перетину.

Важливою задачею є дослідження ефективності ДГК поза власними резонансами головної системи. Адже реально часто потрібна конструкція ДГК ефективна для деякої основної частоти зовнішнього збурення, наприклад, у насосах, турбінах, електродвигунах тощо. Більшість практичних застосувань ДГК базуються на недостатньо повних математичних моделях складних конструкцій і неефективному проектуванні ДГК. Не враховуються пружні властивості самої конструкції, пружні властивості вузла приєднання ДГК до основної конструкції, характеристики приєднаних елементів.

Основні рівняння для ідентифікації. Розглянемо схему ДГК, інерційні маси якого виготовлені у вигляді контейнерів, наповнених свинцевими кульками. На рис. 1 показаний загальний вигляд розробленого в ході наукових досліджень регульованого широкочастотного динамічного гасника роторної машини [19-21].

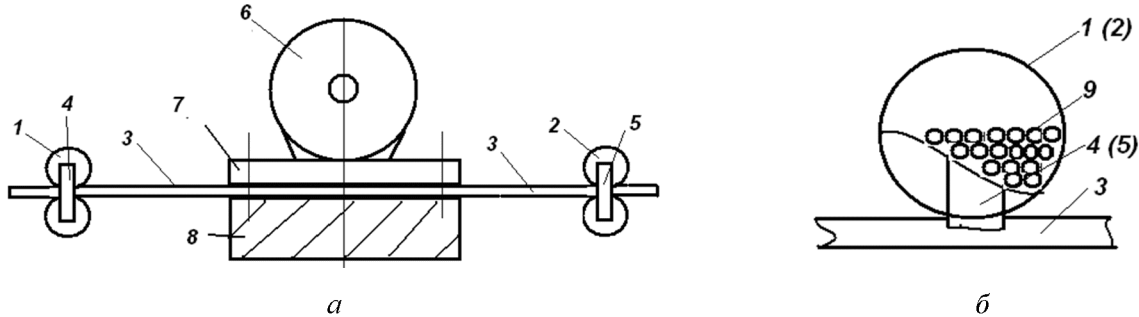


Рисунок 1. – Загальний вигляд (а) та вібропоглинаючий елемент з частковим розрізом (б) регульованого широкочастотного ДГК роторної машини:

1, 2 – вібропоглинаючі елементи (контейнери, заповнені демпфуючим матеріалом); 3 – пружний пластинчастий елемент; 4, 5 – з'єднувально-напрямні пристрої вібропоглинаючих елементів ДГК; 6 – роторна машина; 7 – опорна площадка; 8 – фундамент; 9 – свинцеві кульки, вільно вкладені до контейнерів 1, 2

Принцип роботи динамічного гасника коливань роторної машини полягає у наступному: вібрація від роторної машини 6 (див. рис. 1) передається до вібропоглинаючих елементів 1, 2, кожен з яких починає незалежно поглинати енергію коливань системи у визначеному частотному діапазоні. Регулюючи за допомогою з'єднувально-напрямних пристроїв 4, 5 віддалі розташування вібропоглинаючих елементів 1, 2 відносно осі роторної машини 6, здійснюємо налаштування кожного з вібропоглинаючих елементів 1, 2 на основну резонансну частоту роторної машини. Зміною кількості та маси свинцевих кульок 9, вільно встановлених у пустотілих контейнерах вібропоглинаючих елементів 1, 2, забезпечуються відповідні величини демпфування в околі заданої робочої частоти. У такий спосіб змінюються експлуатаційні властивості цілісної пружно-демпфувальної системи і забезпечується прецизійне налаштування показників вібропоглинання ДГК, що дозволяє вирішити дві основні задачі: 1) забезпечити високоефективне поглинання енергії механічних коливань системи; 2) не допустити виникнення резонансних коливань у зоні розрахункових частот, які вибираються в околі частоти найінтенсивніших коливань роторної машини.

Розрахункова модель описується наступною системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{w}_0 + (k_1 D_K + k_A D_A + k_{A2} D_{A2}) \dot{w}_0 + (k_1 + k_A + k_{A2}) w_0 - k_A D_A \dot{w}_A, \\
 - k_A D_A \dot{w}_A - k_A w_A - k_{A2} w_{A2} = F \\
 m_A \ddot{w}_A + k_A D_A \dot{w}_A + k_A w_A - k_A D_A \dot{w}_0 - k_A w_0 = 0, \\
 m_{A2} \ddot{w}_{A2} + k_{A2} D_{A2} \dot{w}_{A2} + k_{A2} w_{A2} - k_{A2} D_{A2} \dot{w}_0 - k_{A2} w_0 = 0,
 \end{aligned} \tag{1}$$

де m , m_A , m_{A2} – маси відповідно базисної конструкції, першого та другого ДГК; k_1 , k_{A1} , k_{A2} – відповідні жорсткості; D_K , D_A , D_{A2} – коефіцієнти в'язкого демпфування; w_0 , w_A , w_{A2} – переміщення; F – гармонійне збурення.

Модель ударної маси (рис. 2) застосовувалася для корекції як мас ДГК, так і демпфування у їх з'єднаннях. Жорсткість пружних пластинчастих елементів корегувалася на основі як уточненого визначення пружних та демпфуючих характеристик пластини [11-14], так і уточненого розрахунку параметрів затиснення пружної пластини [15-18].

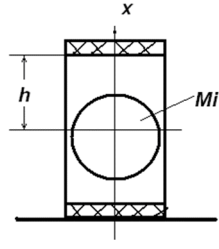


Рисунок 2. – Розрахункова схема ДГК з ударною масою M_i

Для моделювання руху часток (дробинок або свинцевих кульок) наповнення контейнерів була розроблена модель ударної маси.

Рівняння динамічної рівноваги для маси M_i наступні:

$$m_i \ddot{w}_i + C_i \dot{w}_i + k_G(x)(w_i - w_0) + C_G(x) \left(\dot{w}_i - \dot{w}_0 \right) = 0 \quad |w_i - w_0| > |h - R|; \quad (2)$$

$$m_i \ddot{w}_i + C_i \dot{w}_i = 0 \quad |w_i - w_0| \leq |h - R|,$$

де m_i – маса наповнювача; C_i – коефіцієнти в'язкого демпфування у контейнері; K_G – жорсткість пружних прокладок; C_G – коефіцієнти в'язкого демпфування прокладок; w_i – переміщення еквівалентної маси; w_0 – переміщення основи контейнера.

Експериментальні дослідження. Для експериментальних досліджень був розроблений спеціалізований вібровимірювальний комплекс (рис. 3). У процесі збудження вібрації використовувався спосіб визначення демпфування [1-3], заснований на розрахунку монотонного зменшення амплітуди коливань при деякому початковому збуренні двох видів: кінематичному та ударному.



Рисунок 3. – Блок-схема вібровимірювального комплексу

Розглянемо спочатку кінематичне збурення, яке реалізовувалось за схемою, відображеною на рис. 4 і застосовувалось для визначення пружно-демпфувальних властивостей саме пластинчастого ДГК.

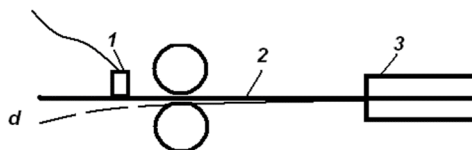


Рисунок 4. – Схема експериментальної установки для дослідження кінематичного збурення ДГК: 1 – вібродавач; 2 – ДГК; 3 – затиснення; d – задане початкове кінематичне відхилення пружної пластини 2 ДГК

На рис. 5 показана типова віброграма затухаючих коливань при кінематичному збуренні ДГК. З рис. 5 видно, що початкове демпфування досить значне, поки наповнення контейнерів ДГК рухоме.

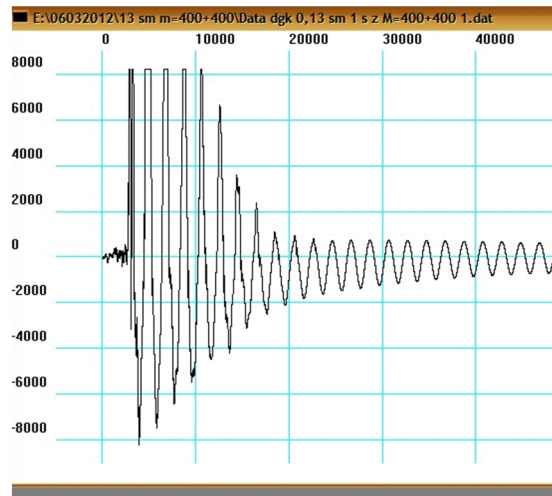


Рисунок 5. – Віброграма затухаючих коливань при кінематичному збуренні ДГК

На рис. 6 показана схема ударного збурення (точки затиснення ДГК), а на рис. 7 – відповідна віброграма.

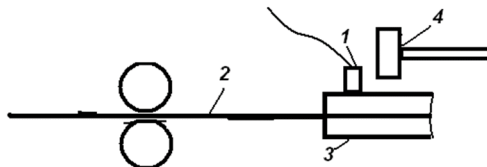


Рисунок 6. – Схема експерименту для визначення параметрів коливної системи при ударному збуренні: 1 – вібродавач; 2 – ДГК; 3 – затиснення; 4 – ударний пристрій

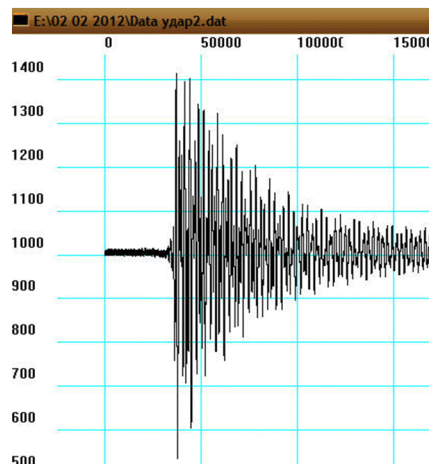


Рисунок 7. – Віброграма затухаючих коливань при ударному збуренні затиснення ДГК

Ідентифікація параметрів насоса. Головну роль у ідентифікації механічних властивостей відіграє топологія множини відхилень. Однозначний розв'язок існує лише, коли ця множина випукла. Розраховуються та знаходяться експериментально перші власні частоти для різних мас, доданих до еластичних елементів динамічного гасника коливань. Однозначно визначаються параметри динамічного гасника коливань та механічні параметри базисної структури – насоса в точках приєднання динамічних гасників коливань.

Хоча ряд параметри ДГК і насоса можна визначити з віброграм, однак окремі параметри (наприклад, маса базисної системи m_1) залишаються невідомими у рівнянні (1). Для точного визначення параметрів моделі було проведемо ряд додаткових експериментів (стосується

визначення параметрів m_1, k_1 – маси та жорсткості основної системи). Одночасно вимагають уточнення параметри ДГК – m_A, k_A , які можуть бути розраховані точніше, ніж параметри основної системи, але це потребує значних зусиль у визначенні пружних властивостей самого ДГК та затиснення пластини ДГК. Хоча тут можна провести докладний теоретичний аналіз [11-18], однак на основі ряду експериментів можна достатньо точно визначити ці параметри як комплексні величини, що входять у систему рівнянь (1). Спочатку проаналізуємо коректність цих схем. На рис. 8 наведена карта відхилень частот R від центрованих значень у залежності від зміни параметрів m_1, k_1 :

$$R = \left| f(m_{10}, k_{10}) - f(m_{1i}, k_{1i}) \right|, \begin{matrix} m_{1i} = m_{10}(i - N/2), i = 1, \dots, N, \\ k_{1i} = k_{10}(i - N/2), i = 1, \dots, N \end{matrix} \quad (3)$$

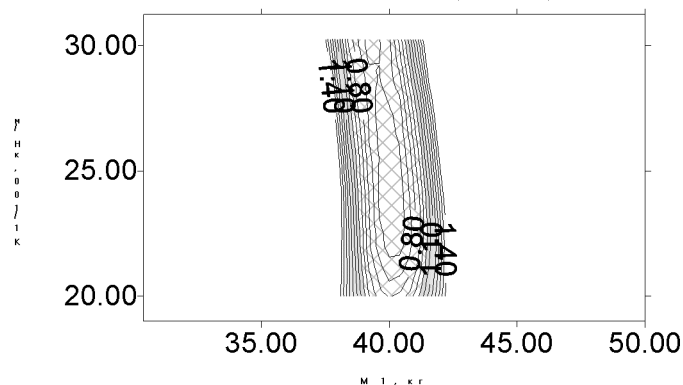


Рисунок 8. – Сума карт відхилень частот коливань ДГК R від центрованих значень у залежності від зміни параметрів m_1, k_1 для діапазону мас ДГК: $m_A = 1,5 \dots 3$ кг

Як пристрій для тестування використаємо розроблений ДГК. У процесі проведення ряду експериментів за принципом кінематичного збурення ДГК для різних його мас (схему експерименту див. на рис. 4) були отримані значення власних частот ДГК для різних мас m_A , розташованих на краю пластини ДГК.

Бачимо, що параметри основної системи визначаються однозначно. З метою визначення всіх параметрів k_1, m_1, m_A, k_A застосуємо метод генетичної мінімізації для цільової функції $F_c = \sum_i |f_T(M_i) - f_e(M_i)|$, де $f_T(M_i) = f_T(M_i, k_1, m_A, k_A)$ – теоретично отримані значення власної частоти коливань досліджуваної системи; $f_e(M_i)$ – експериментальні значення.

Отримуємо такі значення для параметрів основної конструкції (насоса у місці приєднання ДГК): $f_{Km} = 65,5$ Гц; $M = 34,4$ кг.

Якщо вплив маси важко відслідковувати внаслідок складності конструкції насоса, то частоту коливань можна достатньо точно визначити з віброграм (див. рис. 7) при ударному збуренні. Бачимо, що вона знаходиться в околі 65 Гц (як було визначено теоретично). Тобто, власна частота основної конструкції вища за робочу частоту 50 Гц. Це дає інформацію, в якому околі власних частот ДГК шукати оптимум вібропоглинання на робочій частоті демпфованої системи.

Висновки. Розроблено теоретико-експериментальний комплекс для визначення характеристик як ДГК, так і основної конструкції. Для отримання експериментальним шляхом динамічних характеристик застосовувалися два способи: задавалося деяке початкове кінематичне відхилення для ДГК та деяке початкове ударне збудження для основної конструкції. Підтверджено значне демпфування у конструкції ДГК з контейнерами, наповненими свинцевими кульками. Доведено істотне демпфування коливань корпусу насоса на фундаменті. На основі порівняння експериментальних даних з теоретичними визначені конкретні параметри математичної моделі (1, 2).

Розроблений спосіб визначення динамічних характеристик базисної конструкції у точці закріплення ДГК; як тестовий взірець використовувались аналогічні ДГК з різними масовими параметрами, що дозволило однозначно визначити динамічні характеристики базисної конструкції. Зазначимо, що у розробленій системі власна частота основної конструкції виявилася вищою за частоту збурення. Цей результат отримано двояким чином: прямим аналізом віброграм при

ударному збуренні та на основі розробленого багатомасового способу. Таким чином, визначені динамічні параметри ДГК та корпусу насоса, що дає можливість оптимального проектування ДГК.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Вибрации в технике. Т.6. Защита от вибрации и ударов. – М. : Машиностроение. 1981. – 456 с.
2. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. - М. : Наука, 1967. – 444 с.
3. Den Hartog, J. P. (1956). Mechanical Vibrations (4th edition) Mc Graw-Hill, New York.
4. Diveiev Bogdan. Rotating Machine Dynamics With Application Of Variation-Analytical Methods For Rotors Calculation. Proceedings of the XI Polish – Ukrainian Conference on “CAD in Machinery Design – Implementation and Education Problems”, Warsaw, June 2003. P. 7-17.
5. Б.М. Дівеєв, О.М. Дубневич, Я.М. Олексюк. Проектування динамічних гасників коливань для транспортних процесів. Вісн. Національного університету “Львівська політехніка” // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – Львів. № 41. 2007. – С. 109-116.
6. Z. Stocko, B. Diveyev, V. Topilnyckyj. Diskrete-cotinum methods application for rotating machine-absorber interaction analysis. Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. Vol. 20, ISS. 1-2, January-February 2007. P. 387-390.
7. Дівеєв Б.М., Костюк В.В., Смольський А.Г. Застосування уточнених теорій для оптимізації динамічних властивостей віброзахисних платформ // Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. Вісник НУЛП. Львів. № 614. 2008. – С. 76-81.
8. Дівеєв Б.М., Глобчак М.В., Когут І.С., Максимович Б.Ю. Налаштування динамічних характеристик пружних пластинчастих елементів динамічних гасників коливань. Вісн. Національного університету “Львівська політехніка” // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – Львів. № 679. 2010. – С.49-55.
9. Diveyev B., Kernytskyu I., Sava R., Cherchuk H., Kogut V., Didak V. Dynamic vibration absorbers optimization. Щорічний науково-виробничий журнал // Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і систем. Львів 2011, № 19. - С. 127-133.
10. Дівеєв Б.М., Коник І.В., Григоришин О.М., Паращук Д.Л. Амортизація чутливого елемента в колісній машині. Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за галузями знань «Машинобудування та металообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та матеріалознавство». Вип. 36 (05.2012 р.). Луцьк 2012. С. 98-104.
11. B. Diveyev, Z. Stocko, V. Topilnyckyj. Dynamic properties identification for laminated plates. Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. Vol. 20, ISS. 1-2, January-February 2007. P. 227-230.
12. Diveyev B., Butyter I., Shcherbyna N. High order theories for elastic modules identification of composite plates. Part 1. Theoretical approach // Mechanics of Composite Materials. – Vol. 44, No 1. – 2008. – P. 25–36.
13. Diveyev B., Butyter I., Shcherbyna N. High order theories for elastic modules identification of composite plates. Part 2. Theoretical-experimental approach // Mechanics of Composite Materials. – Vol. 44, No 2. – 2008. – P. 139–144.
14. Дівеєв Б., Смольський А. Динамічні властивості шаруватих структур. Вісн. Національного університету “Львівська політехніка” // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – Львів. № 42. 2008. – С. 70-79.
15. Bohdan Diveyev, Ivan Kernytskyu, Ihor Butyter, Jurij Wybranec, Nazar Kernytskyu. High order theories for laminated structures clamp condition investigation. VII Konferencja naukowo-praktyczna “Energia w nauce i technice”. – Poland, 2008. Streszczenia referatof. Str. 138-147.
16. Diveyev B. M., Nykolyshyn M. M. Refined Numerical Schemes for a Stressed-Strained State of Structural Joints of Layered Elements // Journal of Mathematical Sciences. – 2001. – Vol. 107, No 1. – P. 130.
17. Дівеєв Б.М., Вільчинська О.В., Остащук М.М., Сава Р.В. Розрахунок з'єднань пластинчастих динамічних гасників коливань. Вісн. Національного університету “Львівська політехніка” // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – Львів. № 679. 2010. – С. 55-61.

18. Diveyev B., Butyter I., Shcherbyna N. Influence of clamp conditions on frequency spectra of laminated beams // XVI International Conference on Mechanics of Composite Materials (May 24-28, 2010, Riga, Latvia): Proceeding. - Riga. - 2010. - P. 312-317.
19. Патент України на корисну модель 61581. Регульований динамічний гасник коливань. Керницький І.С., Дівеєв Б.М., Сава Р.В., Керницький Н.І., Глобчак М.В., Пастернак М.Г., Когут В.М. Опубл. 25.07.2011. Бюл. № 14.
20. Патент України на корисну модель 70297. Динамічний гасник коливань роторної машини. Дівеєв Б.М., Керницький І.С., Сава Р.В., Копитко М.І. Оп. 11.06.2012. Бюл. № 11.
21. Патент України на корисну модель 75251. Регульований широкочастотний динамічний гасник коливань роторної машини. Дівеєв Б.М., Керницький І.С., Сава Р.В., Григоришин О.М., Р.В., Копитко М.І., Когут В.М. Оп. 26.06.2012. Бюл. № 2.

REFERENCES

1. Vibrations in the technology. V.6. Protection from the vibration and the impacts. - M. : Machine building. 1981. - 456 p.
2. Timoshenko S.P. Fluctuations in engineering. - M. : Science, 1967. - 444 p.
3. Den Hartog, J. P. (1956). Mechanical Vibrations (4th edition) Mc Graw-Hill, New York.
4. Diveyev Bogdan. Rotating Machine Dynamics With Application Of Variation-Analytical Methods For Rotors Calculation. Proceedings of the XI Polish – Ukrainian Conference on “CAD in Machinery Design – Implementation and Education Problems”, Warsaw, June 2003. P. 7-17.
5. B.M. Diveyev, O.M. Dubnevich, A.M. Oleksyuk. Design of dynamic vibration absorber for transport processes. Visn. Natsionalnogo universitetu “Lvivska of politekhniky” // Avtomatizatsiya of virobnychikh protsesiv mashinobuduvanni have that priladobuduvanni. - Lviv. № 41. 2007. - P. 109-116.
6. Z. Stocko, B. Diveyev, V. Topilnyckyj. Diskrete-cotinum methods application for rotating machine-absorber interaction analysis. Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. Vol. 20, ISS. 1-2, January-February 2007. P. 387-390.
7. Diveyev B.M., Kostiuk V.V., Smolskyi A.G. Application of accurate theories for optimization of dynamical properties of vibration protection platforms // Dynamics, strength and design of machines and devices. Bulletin of Natsionalnyi universitet “Lvivska of politekhniky”. Lviv. No. 614. 2008. P. 76-81.
8. Diveyev B.M., Globchak M.V., Kohut V.M., Maksymovych B.J. Setting dynamic characteristics of elastic plate elements of dynamic absorber vibrations. Visn. National University "Ivivska politekhniky" // Optimization of production processes and technical control in mechanical engineering and instrument making. - Lviv. No. 679. 2010. - P. 49-55.
9. Diveyev B., Kernytskyy I., Sava R., Cherchuk H., Kogut V., Didak V. Dynamic vibration absorbers optimization. Annual scientific and industrial magazine // Design, manufacture and operation of vehicles and systems. Lviv 2011, No. 19. - P. 127-133.
10. Diveyev B.M., Konyk I.V., Hryhoryshyn O.M., Paraschuk D.I. Depreciation sensitive element in the car. Scientific notes. Intercollegiate collection (according to branches of knowledge "Engineering and metalworking, engineering mechanics, metallurgy and materials science. V. 36 (05.2012). Lutsk 2012. P. 98-104.
11. B. Diveyev, Z. Stocko, V. Topilnyckyj. Dynamic properties identification for laminated plates. Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. Vol. 20, ISS. 1-2, January-February 2007. P. 227-230.
12. Diveyev B., Butyter I., Shcherbyna N. High order theories for elastic modules identification of composite plates. Part 1. Theoretical approach // Mechanics of Composite Materials. – Vol. 44, No 1. – 2008. – P. 25–36.
13. Diveyev B., Butyter I., Shcherbyna N. High order theories for elastic modules identification of composite plates. Part 2. Theoretical-experimental approach // Mechanics of Composite Materials. – Vol. 44, No 2. – 2008. – P. 139–144.
14. Diveyev B., Smolskyi A. Dynamic properties of layered structures. Visn. National University "Lvivska politekhniky" // Automation of production processes in machine building and instrument-making. – Lviv. No. 42. 2008. p. 70-79.
15. Bohdan Diveyev, Ivan Kernytskyy, Ihor Butyter, Jurij Wybranec, Nazar Kernytskyy. High order theories for laminated structures clamp condition investigation. VII Konferencja naukowo-praktyczna “Energia w nauce i technice”. – Poland, 2008. Streszczenia referatof. Str. 138-147.

16. Diveyev B. M., Nykolyshyn M. M. Refined Numerical Schemes for a Stressed-Strained State of Structural Joints of Layered Elements // Journal of Mathematical Sciences. – 2001. – Vol. 107, No 1. – P. 130.
17. Diveyev B.M., Vilchinskaya O.V., Ostaschuk M.M., Sava R.V. Calculation of the connections plate dynamic absorber vibrations. Visn. National University "Lvivska politehnika" // Optimization of production processes and technical control in mechanical engineering and instrument making. – Lviv. No. 679. 2010. – P. 55-61.
18. Diveyev B., Butyter I., Shcherbyna N. Influence of clamp conditions on frequency spectra of laminated beams // XVII International Conference on Mechanics of Composite Materials (May 24-28, 2010, Riga, Latvia): Proceeding. - Riga. -2010. - P. 312-317.
19. Patent of Ukraine for useful model 61581. Adjustable dynamic absorber vibrations. Kernitsky I.S., Diveyev B.M., Sava R.V., Kernitsky N.I., Globchak M.V., Pasternak M.G., Kohut V.M. Publ. 25.07.2011. V. No. 14.
20. Patent of Ukraine for useful model 70297. Dynamic absorber vibrations of rotor machines. Diveyev B.M., Kernitsky I.S., Sava R.V., Kopitko M.I. Publ. 11.06.2012. V. No. 11.
21. Patent of Ukraine for useful model 75251. Adjustable dynamic absorber vibrations of the rotor of the machine. Diveyev B.M., Kernitsky I.S., Sava R.V., Hryhoryshyn O.M, Kopitko M.I., Kohut V.M. Publ. 26.06.2012. V. No. 2.

РЕФЕРАТ

Керницький І.С., Дівеєв Б.М., Сава Р.В. Експериментальне визначення параметрів розрахункової моделі насоса з динамічним гасником коливань / Керницький Іван Степанович, Дівеєв Богдан Михайлович, Сава Роман Васильович // Вісник Національного транспортного університету. – К.: НТУ – 2014. – Вип. 30.

Розглядається застосування нових теоретико-експериментальних методів для точного визначення частотних характеристик динамічних гасників коливань (ДГК) та основної конструкції при вузькочастотному збуренні. Розглядаються малопараметричні схеми аналізу вібрації. Досліджується вплив еластичних та демпфуючих властивостей як основної конструкції, так і ДГК. Головною метою цього дослідження є аналіз методів ідентифікації параметрів динамічних гасників коливань і розвиток нових числових схем. Представлені дискретно-континуальні моделі динаміки таких машин як водяні насоси з приєднаними динамічними гасниками коливань. Отримані алгоритми зменшення вібрації насосів. Запропоновані нові вібропоглинаючі елементи. Головну роль в ідентифікації механічних властивостей відіграє топологія множини відхилень. Однозначний розв'язок існує лише, коли ця множина випукла. Для стандартних тестів, для яких використовуються власні частоти, це виявляється невірним. Ці тести повинні бути ускладнені за допомогою додаткових експериментів, базисом яких служать аналогічні динамічні гасники коливань. Розраховуються перші власні частоти та знаходяться експериментально для різних мас, доданих до еластичних елементів динамічних гасників коливань. Однозначно визначаються параметри динамічних гасників коливань та механічні параметри базисної структури – насоса в точках приєднання динамічних гасників коливань.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ВОДЯНИЙ НАСОС, ЧАСТОТНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ДИНАМІЧНИЙ ГАСНИК КОЛИВАНЬ, ЕЛАСТИЧНІ ТА ДЕМПФУЮЧІ ВЛАСТИВОСТІ, ІДЕНТИФІКАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ, ДОДАТКОВІ ЕКСПЕРИМЕНТИ.

ABSTRACT

Kernitsky I.S., Diveyev B.M., Sava R.V. / Parameters experimental definition of pump with the dynamic vibration absorber / Ivan Kernitsky, Bohdan Diveyev, Roman Sava // Herald of the National Transport University. – K.: NTU – 2014. – Issue 30.

Paper deals with the new methods for the explicit determination of the frequency characteristics of dynamic vibration absorbers by narrow frequency excitation. Few parameters numerical schemes of vibration analysis are under discussion. The influence of elastic and damping properties of the basic construction and dynamic vibration absorbers are considered. The influence of dynamic vibration absorbers and basic design elastic and damping properties is under discussion. The main task of this work is to analyze parameters identification of the dynamic vibration absorber and develop new numerical schemes. The discrete-continue models of machines dynamics of such machines as water pump with the attachment of dynamic vibration absorbers are offered. The algorithms for vibration decreasing of pump are received. The new vibroabsorbing elements are proposed. The main role in mechanical properties identification plays the

topology of difference function set. The unique solution exists only when this set is convex. For the standard dynamic tests eigen-frequencies are the most usual scheme, as be shown below, it is wrong. This dynamic test must be complicated and the special experiments must be added. The bases of these experiments are the same dynamic vibration absorbers. The first eigen-frequencies are calculated and obtained experimentally for different masses attached to elastic elements of the dynamic vibration absorbers. The one-digit values are established not only for the dynamic vibration absorber parameters, but also for mechanical parameter of base structure – pump in connection points of the dynamic vibration absorbers.

KEY WORDS: WATER PUMP, FREQUENCY CHARACTERISTICS, DYNAMIC VIBRATION ABSORBER, ELASTIC AND DAMPING PROPERTIES, PARAMETERS IDENTIFICATION, ADDITIONAL EXPERIMENTS.

РЕФЕРАТ

Керницький І.С., Дивеев Б.М., Сава Р.В. Експериментальне визначення параметрів розрахункової моделі насоса з динамічним гасителем коливань / Керницький Іван Степанович, Дивеев Богдан Михайлович, Сава Роман Васильевич // Вестник Национального транспортного университета. – К.: НТУ – 2014. – Вып. 30.

Розглядається застосування нових теоретико-експериментальних методів для точного визначення частотних характеристик динамічних гасителів коливань і основної конструкції при узкочастотному збудженні. Розглядаються малопараметричні схеми аналізу вібрації. Вивчається вплив еластичних і демпфуючих властивостей як основної конструкції, так і ДГК. Головною метою цього дослідження є аналіз методів ідентифікації параметрів динамічних гасителів коливань і розвиток нових числових схем. Представлено дискретно-континуальні моделі динаміки таких машин як водяні насоси з приєднаними динамічними гасителями коливань. Розроблено алгоритми зменшення вібрації насосів. Спроектировано нові вібропоглинаючі елементи. Головну роль в ідентифікації механічних властивостей грає топологія множини відхилень. Однозначне рішення існує тільки, коли це множина опукла. Для стандартних тестів, для яких використовуються власні частоти, це виявляється невірним. Ці тести повинні бути ускладнені з допомогою додаткових експериментів, базисом яких служать аналогічні динамічні гасителі коливань. Розраховуються перші власні частоти і знаходяться експериментально для різних мас приєднаних до еластичних елементів динамічних гасителів коливань. Однозначно визначаються параметри динамічних гасителів коливань і механічні параметри базисної структури – насоса в точках приєднання динамічних гасителів коливань.

КЛЮЧЕВІ СЛОВА: ВОДЯНОЇ НАСОС, ЧАСТОТНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ДИНАМІЧНИЙ ГАСИТЕЛЬ КОЛІВАНЬ, ЕЛАСТИЧНІ І ДЕМПФІРУЮЧІ ВЛАСТИВОСТІ, ІДЕНТИФІКАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ, ДОДАТКОВІ ЕКСПЕРИМЕНТИ.

АВТОРИ:

Керницький І.С., доктор технічних наук, SGGW, Warszawa, професор, Україна, 79052, м. Львів, вул. Широка, 92, кв. 82.

Дивеев Б.М., кандидат технічних наук, НУ “Львівська політехніка”, доцент кафедри «Транспортні технології», e-mail: divboglviv@yahoo.com, тел. 380956016012, Україна, 29014, м. Львів, вул. Копальна 6, кв.13.

Сава Р.В., здобувач, Львівський державний університет безпеки життєдіяльності, старший викладач, Україна, 79059, м. Львів, вул. Мазепи, 17, кв. 54.

AUTHORS:

Kernytskyu I.S., doctor, SGGW, Warszawa, professor, Ukraine, 79052, Lviv, Shyroka str. 92/82.

Diveyev B.M., PhD, Lviv Polytechnic National University, assistant professor. Transportation department, e-mail: divboglviv@yahoo.com, tel. 380956016012, Ukraine, 29014, Lviv, Kopalna str. 6/13.

Sava R.V., PhD student, Lviv State University of Safety Life, teacher, Ukraine, 79059, Lviv, Mazepu str., 17/54.

АВТОРЫ:

Керницький І.С., доктор технічних наук, SGGW, Warszawa, професор, Україна, 79052, г. Львов, ул. Широкая, 92, кв. 82.

Дивеев Б.М., кандидат технических наук, НУ “Львовская политехника”, доцент кафедры «Транспортные технологии», e-mail: divboglviv@yahoo.com, тел. 380956016012, Украина, 29014, г. Львов, ул. Копальная 6, кв.13.

Сава Р.В., соискатель, Львовский государственный университет безопасности жизнедеятельности, преподаватель, Украина, 79059, г. Львов, ул. Мазепы, 17, кв. 54.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Николишин М.М., докт. фіз.-мат. наук., професор, зав. відділу Інституту прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України, Львів.

Вікович І.А., доктор технічних наук, професор, НУ “Львівська політехніка”, Україна, професор кафедри «Транспортні технології».

REVIEWERS:

Nykolyshyn M.M., doctor, Pidstryhach Institute for Applied Problem of Mechanics and Mathematics, NASU, head of department, Lviv, Ukraine.

Vikovych I.A., doctor, Lviv Polytechnic National University, Transportation department, professor, Lviv, Ukraine.