

УДК 621.302:621.314.1

Б.М. ДІВЕЄВ, О.М. ДУБНЕВИЧ, Я.М.ОЛЕКСЮК

Національний університет “Львівська політехніка”

ПРОЕКТУВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ГАСНИКІВ КОЛИВАНЬ ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ ПРОЦЕСІВ

© Дівеєв Б.М., Дубневич О.М., Олексюк Я.М., 2007

Розглядаються методи розрахунку та оптимізації транспортних процесів в машинах з динамічними гасниками. Досліджується вібраційний каток. Розглядаються два випадки: перший – гасник, приєднаний до корпусу агрегата; другий – гасник, приєднаний до платформи водія.

The paper deals with the methods of calculation and optimization of transportation processes in machines with the dynamic absorbers. The case of vibrating roller is discussed. Two cases are discussed: first – absorber is attached to the case of the aggregate; second – absorber is attached to the driver platform.

Вступ. Динамічні гасники коливань (ДГК) широко використовуються в транспортних процесах. Переважно вони застосовуються для зменшення рівнів вібрації і шуму в кабінах транспортних засобів. Джерелами цих збурень можуть бути як процес взаємодії коліс з дорогою, так і внутрішні джерела: двигуни, трансмісії і віброзбудники (наприклад, вібраційний дорожній каток). ДГК застосовуються також для зменшення вібронавантаженості конструкцій транспортних засобів, зменшення шуму під час пересування машин і роботи спеціальних транспортних засобів. ДГК поділяються на пасивні, активні та напівактивні [1–3]. Пасивні ДГК можна в першому наближенні вважати еквівалентними до маси на пружині. Активні ДГК містять додаткове джерело енергії, яке діє у протифазі зі збурювальною силою. Напівактивні (адаптивні) ДГК містять ланку керування пружним або демпфуючим елементом. Проте два останні різновиди неодмінно використовують як конструктивний елемент деякий пасивний ДГК. Тобто в усіх випадках під час розв’язання задачі оптимального проектування ДГК виникає задача оптимізації його конструкції.

Постановка проблеми. Проектування ДГК можна розділити на такі етапи (рис. 1).

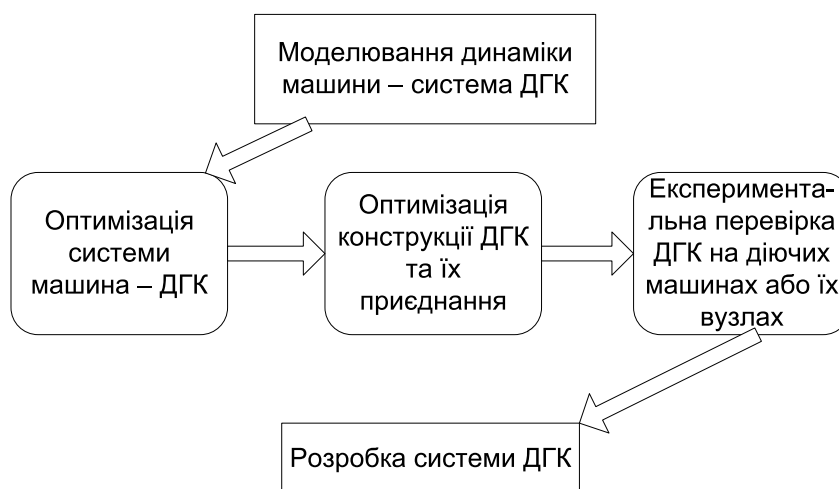


Рис. 1. Схема проектування системи машина – ДГК

Виділимо основні критерії оптимальності конструкції ДГК (рис. 2). Це далеко не повний перелік критеріїв оптимальності. Він, як і у випадку будь-якої конструкції, може бути поповнений ще рядом інших, наприклад, ремонтоздатністю, естетикою дизайну тощо. На наш погляд, не останнє місце посідає і такий критерій, як простота конструкції, що, своєю чергою, дає змогу на проектному етапі спрогнозувати значення конструктивних параметрів ДГК.

Найбільш важливий критерій 1 (рис. 2). Він дуже об'ємний, складається з критерію віброзахисту в деякому вузькому робочому діапазоні частот. Але найчастіше у зв'язку з умовами експлуатації машин, коли превалююча частота дрейфує, на перше місце виходить здатність ДГК ефективно працювати в широкому діапазоні частот. Мало уваги дослідники звертають на таке питання, як довговічність конструкції ДГК. Приклади малогабаритних конструкцій ДГК коткового типу наведено в [8].



Рис. 2. Схема оптимізації конструкції ДГК

По суті пружні елементи ДГК для досягнення ефективного вібропоглинання повинні працювати за максимальних амплітуд коливань в зоні максимально допустимих напружень.

Загальна постановка задачі для ДГК з пластинчастим пружним елементом. Розглянемо задачу оптимізації конструкції ДГК на такій відомій з широким застосуванням конструкції, як ДГК з пружним пластинчастим елементом. Нижче наведено деякі приклади таких ДГК (рис. 3).

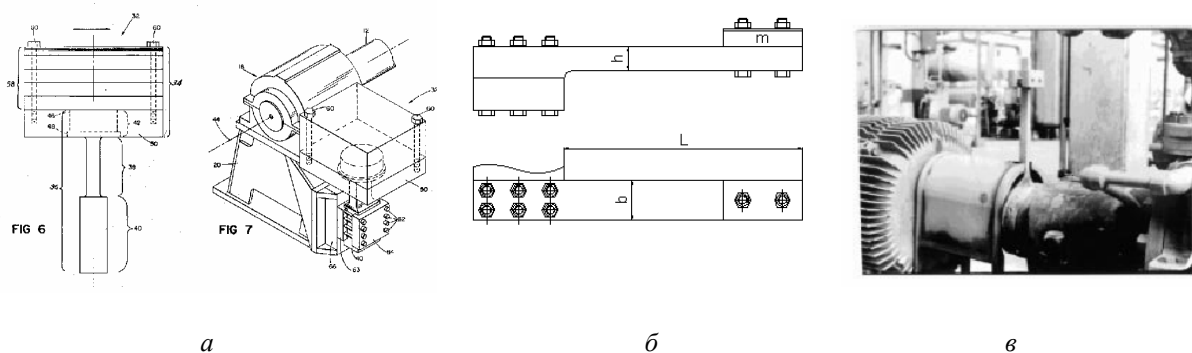


Рис. 3. Пластинчасті ДГК: встановлені на турбогенераторі (а) (США), (б) (Росія); (в) на насосі (США)

Розглянемо альтернативну цим ДГК конструкцію (рис. 4).

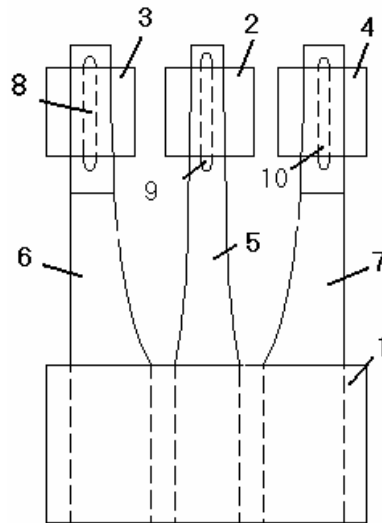


Рис. 4. Конструкція ДГК: 1 – вузол приєднання до основної конструкції; 2 – маса центрального вібропоглиначя; 3, 4 – маси допоміжних вібропоглиначів; 5 – центральний пружний елемент; 6, 7 – пружні елементи допоміжних вібропоглиначів, профільовані пластини з пазами для переміщення та фіксації відповідних мас за допомогою відповідного фіксуючого механізму; 8, 9, 10 – механізми фіксації кожної з мас до відповідного пружного елемента

Порівняємо цю конструкцію з попередніми.

Критерій 1. Цей ДГК (рис. 4), як показано в [4–6], має значно ширший частотний діапазон вібропоглинання, ніж класичний (рис. 3). Він не має паразитних піків, розташованих поряд з робочою частотою.

Критерій 2. Завдяки використанню профільованої пластини зростає довготривала міцність.

Критерій 3. Хоча маса зростає (використовуються три маси і три пружні елементи), проте сама конструкція мас спрощується, порівняно, наприклад, з ДГК (рис. 2, а), де маса набирається з багатьох пластинчастих елементів.

Критерій 4. Як і в критерії 2, завдяки формі пластин габарити ДГК значно зменшуються.

Критерій 5. Конструкція цього ДГК не складна у виготовленні.

Критерій 6. Оскільки основна маса ДГК – це маси **2, 3, 4** елементів, які істотно не навантажені та можуть бути виготовлені навіть з залізобетону, а пружні сталеві елементи оптимізовані по масі, то цей критерій також не перевантажений.

На відміну від конструкції ДГК, патент [9] у цій конструкції немає обмежень на амплітуду коливань, а тим самим немає і обмежень на кількість енергії, яку здатен поглинути ДГК. Відмітимо також простоту розрахунку та прогнозування частотних характеристик такого типу ДГК. Його пружні елементи можна розраховувати за технічною теорією стрижнів змінного перерізу [1]. Тут потрібно лише уточнити жорсткість затиснення. Це можна зробити на основі уточненої теорії пластин [10]. Користуючись технічною теорією стрижнів, можна записати тепер для поперечної податливості зразка при навантаженні його поперечною силою на відстані L_s від закріплення [10] $\Delta = K_z L_s^2 + \Delta_0$. Тут $K_z = \sigma_r - \sigma_0$ — різниця реального кута повороту та ідеальної кінцевої маси, Δ_0 — ідеальний прогин пластини (за технічною теорією згину стрижнів) за одиничного поперечного навантаження. K_z визначається за одиничного моменту навантаження на пружний елемент.

Проектування ДГК для сидіння водія. Для багатьох машин важливою є задача віброізоляції місця водія. Для деяких дорожніх машин (наприклад, вібраційних дорожніх катків) ця проблема стоїть особливо гостро в зв'язку з застосуванням в цих машинах активних джерел вібрації.

Схема машини з джерелом вібраційного збудження зображена на рис. 5, а. Розглядається можливість застосування двокаскадного віброзахисту. ДГК приєднаний як до платформи водія, так і до корпусу. Розглянемо таку дискретну модель половини агрегата (рис. 5, б). Для цієї моделі написана програма (мовою Fortran) та отримано деякі залежності рівнів вібрації та величин вібропотоків. Вибірлися такі параметри: $M_1=300$ кГ, $M_2=600$ кГ, $K_1 = 1000$ кГ/см, $K_3=100$ кГ/см. ДГК вибирлися парціальними (частота 50 Гц) з масами 25 кГ. На рис. 7, а показано рівні віброзахисту на платформі. Розглядалися випадки: ДГК відсутні – лінія **U3**, один ДГК приєднаний до корпусу – лінія **U3 1abs**; два ДГК – лінія **U3 2abs**; лінія **U2** – рівень вібрації на корпусі. На рис. 7, б показано залежності енергопередачі за різних мас катка.

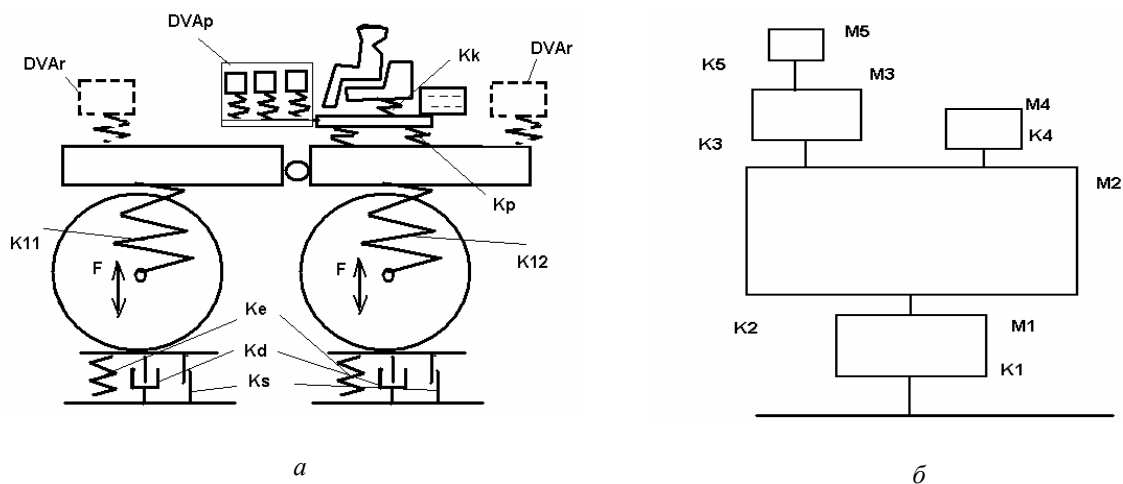


Рис. 5. Схема вібраційного катка (а); дискретна модель половини агрегата (б)

Оптимізація системи машина – ДГК. Найбільш оптимальним розташуванням ДГК є приєднання тримасового ДГК (рис. 4) безпосередньо до платформи водія. Поодинокий ДГК, як наведено в [1], має істотний недолік: наявність зони підсилення вібрації поряд з зоною вібропоглинання (рис. 6). На рис. 7 показано таку важливу характеристику, як енергопередачу в системі вібромашина-основа. Як і можна було спрогнозувати, оптимальним є приєднання ДГК безпосередньо до платформи водія з переміщенням мас у вертикальному напрямку. Приєднання ДГК до корпусу набагато менш ефективне, ніж це показано на рис. 6.

Для цієї дещо складнішої моделі також написана програма (мовою Fortran) та отримано деякі залежності рівнів вібрації та величин вібропотоків. Вибірлися такі параметри: $M_1=300$ кГ, $M_2=600$ кГ, $K_1 = 1000$ кГ/см, $K_3=100$ кГ/см. Маси та пружні елементи ДГК вибирлися на основі алгоритмів оптимізації. Застосовувалися два алгоритми:

1. Алгоритм візуалізації цільової функції оптимізації – рівня вібрації платформи за параметрам задачі.

2. Генетичний алгоритм багатопараметричної оптимізації.

Хоча перший алгоритм менш ефективний, однак він дає змогу проглянути зони зміни параметрів, і в малопараметричній постановці дослідити такий параметр, як робастність, тобто наявність достатнього околу позитивних значень віброзахисту в околі оптимальної точки. Нижче наведені (рис. 9, 10) деякі приклади двопараметричної оптимізації (за частотами додаткових ДГК).

Розглянемо попередню дискретну модель (рис. 6) з потрійними ДГК (рис. 8).

Можна зауважити, що значення оптимальних параметрів залежать від ширини і положення смуги частот, що розглядаються.

Розглянемо тепер генетичні алгоритми. Математичному моделюванню динамічних процесів у підвісках колісних машин приділяється велика увага. Разом з цим важливим завданням є якісна і кількісна оцінки динамічної поведінки та одержання практичних рекомендацій для оптимального проектування цих конструкцій. Сьогодні залишається відкритим питання раціонального проектування цих конструкцій у важливому аспекті конструктивної доцільності. Особливо актуальним у цьому відношенні є розробка дієвих алгоритмів багатоцільової оптимізації таких конструкцій. Більш відомою є оптимізація підвісок у частотній області на основі лінійних моделей [1, 2]. Однак таке моделювання не відображає багатьох істотних характеристик реальних підвісок: змінної жорсткості, змінного сухого тертя, змінного в'язкого демпфування у гідроамортизаторах, динамічної втрати стійкості та виникнення хаотичних коливань. Якщо поставити завдання знаходження певного “найкращого” об’єкта, то відразу виникає проблема алгоритму, який би формалізував наше завдання. Для простих математичних задач люди давно придумали інколи прості, іноді складні формули обчислення. Підставивши значення у формули, ми відразу одержуємо наш об’єкт без жодних сумнівів у його “придатності”. Таких задач багато, але інших, неформалізованих, набагато більше. Проблемою розв’язання таких задач займається напрям в комп’ютерних науках, який називається Штучний Інтелект. Відомі численні приклади застосування генетичних методів, зокрема для оптимізації підвісок [11].

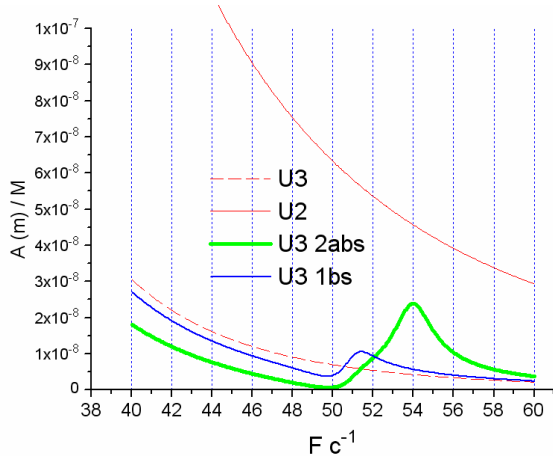


Рис. 6. Рівні вібрації: $U3$ – платформи водія без ДГК; $U2$ – корпусу без ДГК; $U3 \text{ 1abs}$ – платформи водія з одним ДГК; $U3 \text{ 2abs}$ – платформи водія з двома ДГК

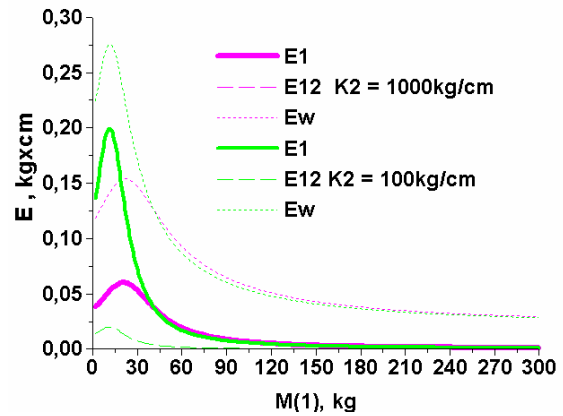


Рис. 7. Енергопередача за різних мас катка $M(1)$: $E1$ – корисна передача до поверхні; $E12$ – втрати при передачі до корпусу; Ew – загальне енергопередавання

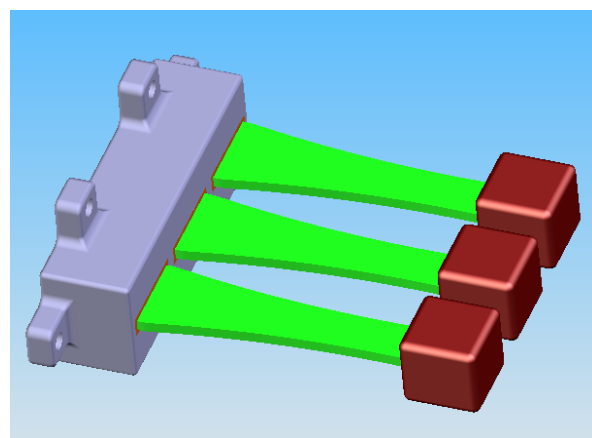
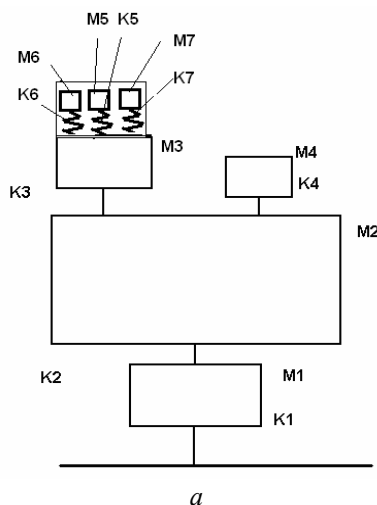


Рис. 8. Схема амортизації з мультиабсорбером (а); конструкція абсорбера (б)

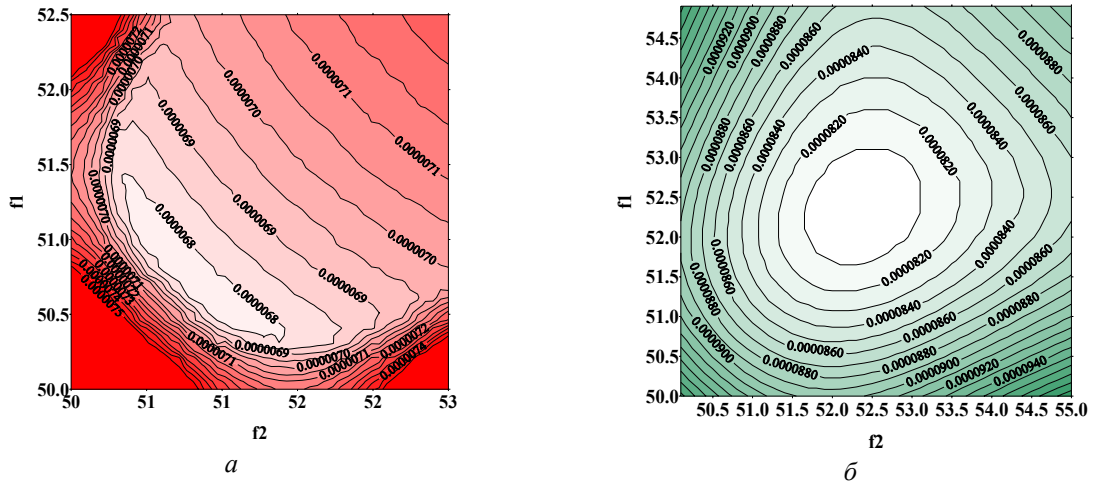


Рис. 9. Карта рівнів віброзахисту в околі робочої частоти (а); карта рівнів віброзахисту в ширшому околі робочої частоти (б)

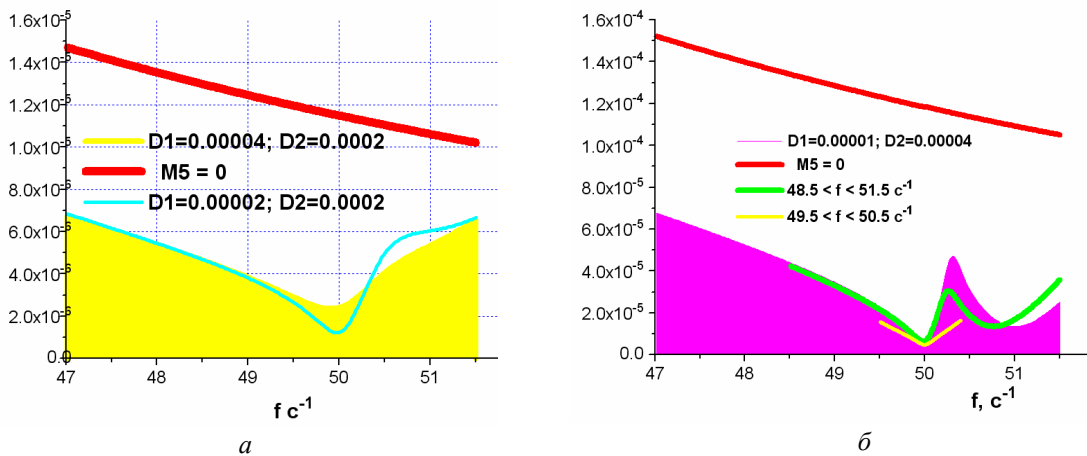


Рис. 10. Рівні вібрації за різних параметрів демпфування (а); рівні вібрації за різних зон оптимізації (б)

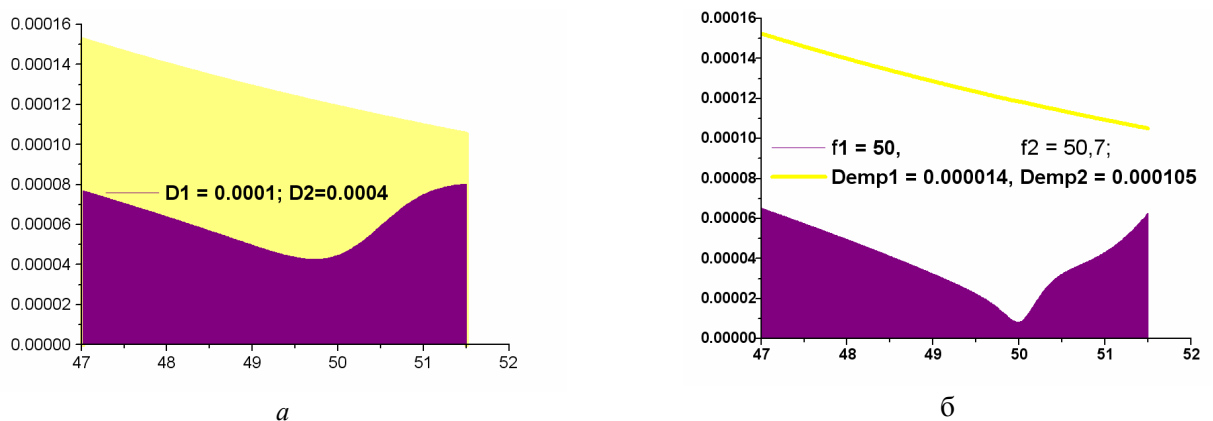


Рис. 11. Оптимальний проект ДГК, визначений в ручному режимі (а); оптимальний проект ДГК, визначений за допомогою генетики (б)

На рис. 11 показано результати оптимізації ДГК в ручному режимі та за допомогою генетичного алгоритму за чотирма параметрами: частотами та демпфуванням в ДГК.

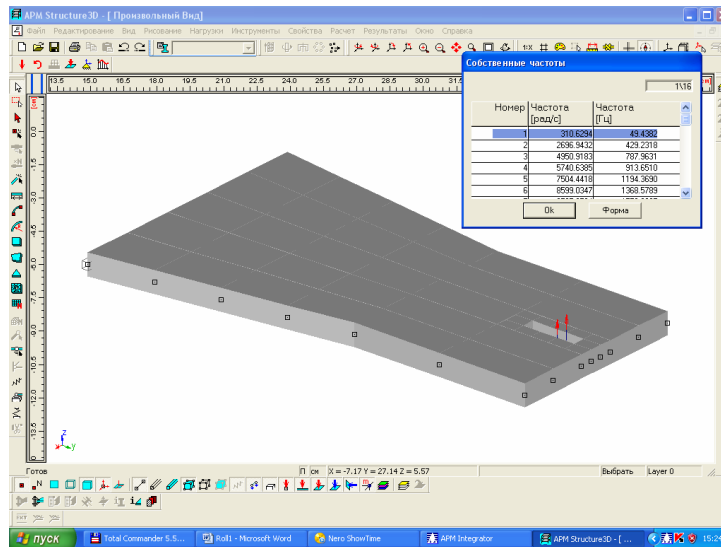


Рис. 12. Пружний елемент ДГК

Оптимізація конструкції ДГК. На основі визначених оптимальних інтегральних оптимальних параметрів розроблено конструкцію ДГК параметрів. На рис. 12 показано пружний елемент центрального парціального ДГК ($f=50$ Гц), отриманий за допомогою програми ARM WinMachin. Пружні елементи для додаткових поглиначів вибиралися ідентичними. Настроювання на частоти ковань відбувається за рахунок переміщення і фіксації маси ДГК в перерізі. Для зменшення габаритів ДГК і підвищення міцності пружні елементи вибиралися профільованими.

Висновки. Для зменшення рівнів вібрації машин доцільно застосовувати ДГК. Для розв'язання інженерної задачі оптимального проектування конструкції ДГК необхідно розв'язати багато інженерних задач: оптимізація вібропоглинальних властивостей ДГК в достатньо широкому частотному діапазоні, довговічність конструкції, габарити, вартість... Наведено приклад конструкції ДГК, що має перевагу над багатьма ширококовжливаними. Ця конструкція ДГК може бути застосована і як основа для конструкції адаптивних ДГК.

1. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: Наука, 1967. – 444 с. 2. Вибрации в технике. – Т.6: Защита от вибрации и ударов. – М.: Машиностроение. 1981. – 456 с. 3. Den Hartog, J. P. (1956), *Mechanical Vibrations (4th edition)* Mc Graw – Hill, New York. 4. Стоцько З.А., Дівеєв Б.М., Сокіл Б.І., Топільницький В.Г. Математичні моделі керування віброактивністю технологічних машин // *Машинознавство*. – 2005. – №2. – С.37 – 42. 5. Дівеєв Б.М., Вікович І.А., Бутинтер І.А., Ройко Ю.Я. Керування вібраційними процесами динамічних гасників коливальних в сільгоспагрегатах з обертовими елементами // *Вісн. НУ "Львівська політехніка" "Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні"*. – Львів, 2006. – № 40. – С.99 – 105. 6. Kernyskyy I., Diveyev B., Pankevych B., Kernyskyy N. 2006. Application of variation – analytical methods for rotating machine dynamics with absorber *Electronic Journal of Polish Agricultural Universities, Civil Engineering, Volume 9, Issue 4. Available Online <http://www.ejpau.media.pl/>* 7. Дівеєв Б.М. Оптимізація процесів віброзахисту на основі напівавтоматичного гасника коливальних // *Вісн. НУ "Львівська політехніка" "Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні"*. – 2005. – №39. – С.71 – 76. 8. Лезега В.П. Математична модель динамічної поведінки нової віброзахисної системи з кінематичною в'яззю: Доповіді НАНУ, розд. "Механіка". – 2002. – №4. – С.55 – 60. 9. US5810319, F16F7/10A2; F16F1/02S; F16F1/18S, 1998 – 09 – 22, MAGGI LUIGI (US); MIXON TIMOTHY (US); VON FLOTOW ANDREAS H (US) 10. Дівеєв Б., Вікович І., Сухорольський М., Дубневич О. Розрахунок та оптимізація причепа з підвіскою змінної

жорсткості // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Праці I Міжн. наук.-техн. конф. (DSR AM – I), 4 – 7 жовтня 2004 р. – Тернопіль: Терн. держ. техн. ун-т, 2004. – С. 458 – 463. 11. Дмитриченко М.Ф., Вікович І.А., Дівесв Б.М., Бутитер І.Б., Дівесв І.Б. Генетична оптимізація конструкцій підвісок колісних машин: Зб. наук. пр. Асоціації “Автобус” “Проектування, виробництво та експлуатація автомобільних засобів і поїздів”. – Львів, 2004. – Вип. 8. – С. 31 – 35.

УДК 62-412.002.5+669.018.258

Р.В. КОВАЛЬОВ*, Н.Н. ЛИСІКОВ*, В.А. СИДОРОВ**, О.Л. СОТНІКОВ**

*Брянський державний технічний університет,
**Донецький національний технічний університет

МОДЕЛЮВАННЯ НЕСПРАВНИХ СТАНІВ МЕХАНІЗМУ ХИТАННЯ КРИСТАЛІЗАТОРА МБЛЗ

© Ковальов Р.В., Лисіков Н.Н., Сидоров В.А., Сотніков О.Л., 2007

Розглядається задача розробки математичної моделі механізму хитання кристалізатора МБЛЗ для подальшої побудови об'єктивної діагностичної моделі механізму з метою здійснення ефективного і достовірного діагностування відхилень параметрів коливального руху кристалізатора.

In work the task of development of mathematical model of the mechanism of oscillation crystallizer the continuous casting machine for the subsequent construction of objective diagnostic model of the mechanism is examined with the purpose of realization of effective and authentic diagnosing deviations of parameters of oscillatory movement of a crystallizer.

Постановка проблеми. Розробка діагностичної моделі об'єкта, що діагностується, є першим етапом розв'язання задачі розпізнавання несправних станів цього об'єкта. Розглянемо послідовність побудови діагностичної моделі механізму хитання кристалізатора машини безупинного лиття заготовки (МБЛЗ).

Механізм хитання кристалізатора МБЛЗ повинен забезпечувати підвищені вимоги кінематичної і динамічної точності руху вихідної ланки – стола хитання, на якому встановлений і закріплений кристалізатор [1, 2]. При порушенні точності руху кристалізатора МБЛЗ, у зв'язку з виникненням і розвитком несправностей механізму хитання, знижується стабільність і безпека процесів розливання сталі, погіршується якість поверхні одержуваної заготовки, збільшується імовірність проривів рідкого металу. Для запобігання цьому механізм хитання МБЛЗ оснащується системами контролю і моніторингу.

За допомогою систем контролю і моніторингу здійснюється накопичення статистичної інформації про зміну технічного стану механізму хитання кристалізатора і про порушення технологічного процесу формування безупинно литого злитка в процесі розливання сталі на МБЛЗ. На зіставленні отриманих даних виробляються методи розпізнавання несправних станів механізму хитання кристалізатора МБЛЗ за сукупністю діагностичних ознак.

Цей процес доволі тривалий, трудомісткий і не гарантує вірогідності постановки діагнозу за подальшої експлуатації систем, тому що не усі можливі несправності механізму хитання кристалізатора МБЛЗ могли проявитися в період накопичення статистичної інформації. Найбільшої ефективності і вірогідності, зі скороченням часу на впровадження, можна досягти за вибору діагностичних параметрів, розробки методів розпізнавання і визначення границь розпізнавання несправних станів механізму хитання кристалізатора МБЛЗ на основі його математичної моделі.