

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
„ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”**

Решетнікова Світлана Миколаївна

УДК 531:534:621.431.74

**ГАСІННЯ КОЛИВАНЬ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ
НЕЛІНІЙНИМИ ДИНАМІЧНИМИ ГАСИТЕЛЯМИ**

05.02.09 – динаміка та міцність машин

Автореферат

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2007

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Національному технічному університеті „Харківський політехнічний інститут” МОН України.

Науковий керівник: доктор фізико-математичних наук, професор
Міхлін Юрій Володимирович,
Національний технічний університет “Харківський
політехнічний інститут”,
професор кафедри прикладної математики

Офіційні опоненти – доктор технічних наук, професор
Грищак Віктор Захарович,
Запорізький національний університет,
м. Запоріжжя, проректор з наукової роботи

доктор технічних наук, професор
Маневич Аркадій Ісаакович,
Дніпропетровський національний університет,
м. Дніпропетровськ, професор кафедри обчислювальної
механіки і міцності конструкцій

Провідна установа – Інститут проблем машинобудування
ім. А.М. Підгорного НАН України, м. Харків

Захист відбудеться **19 вересня 2007 р. о 14 год. 30 хв.** на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.10 у Національному технічному університеті “Харківський політехнічний інститут” за адресою: 61002 м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”.

Автореферат розісланий **25 червня 2007 р.**

Вчений секретар спеціалізованої
вченої ради Д 64.050.10

Сукіасов В.Г.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми дисертації. У зв'язку з підвищенням вимог до міцності та надійності машин, приладів і апаратури, технічних споруд та засобів транспортування проблема гасіння коливань все більше привертає увагу інженерів та дослідників. Незважаючи на існування різних типів гасителів коливань та чисельних теоретичних й експериментальних досліджень, дотепер не існує універсальних підходів до ефективного вирішення проблем гасіння коливань сучасної техніки. Відомо, що лінійні динамічні гасителі коливань найчастіше виявляються настільки великими, що їх важко використовувати на практиці. Більше того, лінійні гасителі коливань в основному настроюються на дуже вузький частотний діапазон порушення коливань і не здатні гасити коливання у доволі широкому частотному діапазоні. Нелінійні динамічні гасителі коливань не мають цього недоліку, вони істотно розширюють можливості ефективного гасіння коливань.

Використання нових типів динамічних нелінійних гасителів коливань стримується за відсутності адекватних методів аналізу їхніх можливостей щодо гасіння коливань в механічних системах. За останні десятиріччя багатьма вітчизняними та закордонними науковими школами інтенсивно розвиваються методи теорії нелінійної динаміки та стійкості руху нелінійних механічних систем. Тому застосування цих теорій для створення розрахункових методів дослідження коливань механічних систем з динамічними нелійними гасителями коливань є актуальною науковою проблемою, яка має важливе практичне значення сучасного машинобудування.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційну роботу виконано на кафедрі прикладної математики Національного технічного університету „ХПІ” при виконанні робіт з держбюджетних тем у відповідності до координаційного плану Міністерства освіти і науки України: “Створення методів аналізу нелінійних динамічних процесів, біфуркацій і повзучості в тонкостінних конструкціях” (№ ДР 0103U001486) та “Створення методів аналізу нелінійних коливань елементів конструкцій і способів їхнього гасіння” (№ ДР 0106U005164), де здобувач був виконавцем окремих розділів.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є створення розрахункового методу аналізу динамічних процесів в механічних системах для визначення параметрів нелінійних динамічних гасителів коливань на етапі проектування систем захисту машин, приладів і апаратури від вібрацій.

Для реалізації цієї мети мають бути вирішені такі задачі:

- створити розрахунковий метод дослідження вільних і вимушених коливань в механічних системах з нелійними динамічними гасителями коливань;
- провести чисельно-аналітичні дослідження гасіння вільних та вимушених коливань механічних систем істотно нелінійним пружним та віброударним осциляторами з малою, порівняно з масою основної системи, масою;
- провести чисельно-аналітичні дослідження гасіння суттєво нелінійним осцилятором хвильових процесів;
- виконати дослідження гасіння крутильних коливань силової передачі двигуна внутрішнього згоряння за допомогою нелінійної муфти з кусково-лінійною пружною характеристикою;

– вирішити прикладну задачу нелінійної динаміки зубчастої пари, рух якої супроводжується ударними процесами, та визначити параметри зубчастої пари, за яких спостерігаються небезпечні резонансні режими коливань.

Об'єкт дослідження – динамічні процеси, що відбуваються у пружних механічних системах та системах захисту машин, приладів і апаратури від вібрацій, силових передачах з ДВЗ та зубчастих зчепленнях.

Предмет дослідження – вільні та вимушені коливання, хвильові процеси, явища гасіння динамічних процесів в механічних системах за допомогою динамічних нелінійних гасителів коливань.

Методи дослідження – дослідження вільних коливань систем з нелійними динамічними гасителями за допомогою аналітичних та чисельних методів прикладної теорії коливань та теорії стійкості руху, асимптотичних методів, метода нелінійних нормальних форм коливань; метод гармонійного балансу для рішення задач дослідження вимушених коливань, хвильових процесів і динамічних процесів у силових передачах та зубчастих зчепленнях; метод алгебраїзації рівнянь руху в варіаціях для розв'язання задач стійкості форм коливань.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у такому:

– розвинуто методи дослідження гасіння коливань та хвильових процесів в механічних системах з нелійними динамічними гасителями шляхом створення нового підходу щодо аналізу динамічних процесів в механічних системах для визначення параметрів нелінійних динамічних гасителів динамічних процесів на етапі проектування систем захисту машин, приладів і апаратури від вібрацій;

– досліджено процеси гасіння коливань механічних систем гасителями типу істотно нелінійних та віброударних осциляторів з малою, порівняно з масою основної системи, масою, за результатами яких уперше визначено несприятливі та сприятливі для гасіння форми коливань та одержано області значень параметрів системи, де відбувається гасіння коливань основної системи;

– уперше досліджено гасіння хвильових процесів в струні за рахунок застосування гасителя типу суттєво нелінійного осцилятора;

– розв'язано прикладну задачу про гасіння крутильних коливань силової передачі машин з ДВЗ. Показано, що за допомогою нелінійної муфти з кусково-лінійною пружною характеристикою резонансні частоти крутильних коливань можна вивести за межі робочого діапазону частот;

– досліджено нелінійні динамічні процеси в зубчастих парах із змінною у часі жорсткістю зачеплення, для яких одержані амплітудно-частотні характеристики, встановлені дані про стійкість нелінійних крутильних коливань та визначені області параметрів, за яких спостерігаються небезпечні резонансні режими коливань.

Практичне значення одержаних результатів. Практична цінність результатів роботи полягає в створеному розрахунковому методі дослідження вільних і вимушених коливань, хвильових процесів та їхнього гасіння в механічних системах з нелійними динамічними гасителями коливань, які застосовуються на етапі проектування, при виготовленні та експлуатації ефективних динамічних нелінійних гасителів коливань для сучасних машин та механізмів. Практичну цінність мають визначені в роботі значення параметрів механічних систем для ефективного гасіння коливань істотно нелійними гасителями, зокрема, для аналізу нелінійної динаміки й

можливості ефективного віброгасіння машин і механізмів, стендів для випробувань і силових передач двигунів внутрішнього згорання, зубчастих передач та ін.

Методика розрахунку коливань нелінійних динамічних гасителів за наявності пружних в'язів з автоматизованими іспитовими стендами та рекомендації щодо вибору параметрів гасителів коливань впроваджено на ЗАТ "МІНТЕК" (м. Краматорськ).

Особистий внесок здобувача. Результати дисертаційної роботи, які винесені на захист, отримані особисто здобувачем. Серед них: формулювання задач дослідження динамічних процесів у системах, що містять нелінійні гасителі коливань; здійснення математичних викладок у задачах аналізу вільних та вимушених коливань та їх сталості в системах з нелінійними гасителями коливань та в задачі розрахунку динамічних процесів зубчастих пар з урахуванням ударів; розробка та реалізація аналітично-чисельних процедур, які дозволяють виділити форми коливань та дослідити їх стійкість; аналіз отриманих результатів, який дозволяє зробити висновки щодо областей параметрів розглянутих систем, де відбувається гасіння коливань.

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертаційної роботи докладались та обговорювались на: Міжнародній конференції "Dynamical System Modelling and Stability Investigation" (Київ, 2002 р.); XI міжнародній науково-практичній конференції "Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я" (Харків, 2003 р.); XXXI міжнародній Школі-конференції "Advanced problems in mechanics" (Санкт-Петербург, 2003 р.); колоквіумі EUROMECH 457 "Nonlinear modes of vibrating systems" (Фрежюс, Франція, 2004 р.); Міжнародній конференції "Nonlinear Dynamics" (Харків, 2004 р.); П'ятій міжнародній конференції EUROMECH "Nonlinear Dynamics" (Ейндховен, Нідерланди, 2005 р.); Дев'ятій міжнародній конференції "Устойчивость, управление и динамика твердого тела" (Донецьк 2005 р.); Восьмій міжнародній конференції "Dynamical systems: Theory and applications" (Лодзь, Польща, 2005 р.); Міжнародній конференції "Вычислительная механика деформируемого твердого тела" (Москва, Росія, 2006 р.); 77 щорічному з'їзді спілки німецьких математиків і механіків (Берлін, Німеччина, 2006 р.); 9 з'їзді з теоретичної та прикладної механіки (Нижній Новгород, Росія, 2006р.); Міжнародній конференції "Актуальные проблемы прикладной математики и механики" (Харьков, 2006р.).

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 19 наукових праць, з яких 6 статей у фахових виданнях ВАК України.

Структура роботи та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Повний обсяг дисертації складає 161 сторінку, з них 146 сторінок основного тексту, 52 ілюстрації по тексту, 29 таблиць по тексту, три додатки на 3 сторінках, 132 найменування використаних літературних джерел на 12 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність досліджуваної проблеми, сформульовано мету роботи та її наукову новизну, теоретичне та практичне значення отриманих результатів.

У першому розділі здійснено аналіз стану проблеми, подано огляд існуючих типів гасителів та методів дослідження їх динамічної поведінки; зроблено огляд деяких методів теорії нелінійних коливань та теорії сталості руху, зокрема методів теорії нелінійних нормальних форм коливань та методу алгебраїзації рівнянь у варіаціях; зроблено огляд задач динаміки силових передач двигунів внутрішнього згоряння та зубчастих передач. Наведено приклади деяких механічних систем, для яких можуть бути використані нелінійні гасителі коливань. Зазначено, що значний внесок у розвиток теорії віброгасіння був покладений такими вченими, як Н. Frahm, J.P. Den Hartog, R.E. Roberson, М.З. Коловський, В.О. Кононенко, Л.І. Штейнвольф, В. М. Карабан, В. А. Троїцький, М. Г. Бондар, S. Shaw, S. Natsiavas, А.Н. Nayfeh, S. Aoki та ін.

У дисертації розглядаються пасивні динамічні гасителі коливань. Для гасіння коливань дотепер використовуються і лінійні, і нелінійні пружні елементи. Відомо, що в багатьох випадках нелінійні гасителі мають перевагу в порівнянні з лінійними, і за менших розмірів можуть загасити більшу кількість енергії коливань. Лінійні гасителі коливань налаштовані на дуже вузькі частотні діапазони, у яких вони ефективні. Нелінійні гасителі коливань ефективні в більш широких частотних діапазонах. Локалізація енергії можлива тільки в нелінійному гасителі. Саме тому можна сформулювати наукове завдання пошуку таких областей параметрів механічної системи, що містить нелінійний гаситель коливань, за яких форми коливань, сприятливі для віброгасіння, є стійкими, а форми коливань, несприятливі для віброгасіння – нестійкими. Метою роботи є створення розрахункового методу аналізу динамічних процесів в механічних системах для визначення параметрів нелінійних динамічних гасителів коливань на етапі проектування систем захисту машин, приладів і апаратури від вібрацій.

У другому розділі розглянуто можливість гасіння коливань лінійної пружної підсистеми з одним ступенем свободи, причому нелінійний осцилятор, з'єднаний із жорстким закріпленням суттєво нелінійною пружиною, використовується як гаситель коливань. Динаміка цієї системи описується такими рівняннями, де усі змінні та параметри вважаються безрозмірними; x , y – узагальнені координати нелінійного динамічного гасителя й лінійної підсистеми відповідно, коливання якої потрібно погасити; m і M – маси елементів системи, причому далі вважається, що після заміни змінних $M=1$; ω – частота коливань лінійної парціальної підсистеми; c – коефіцієнт жорсткості нелінійного елемента; γ – коефіцієнт зв'язку між лінійною й нелінійною підсистемами. Передбачається, що маса гасителя істотно менше, ніж маса основної лінійної підсистеми, що здійснюється в реальних технічних системах, тому вводиться *формальний малий параметр* ε при старшій похідній у першому рівнянні.

У подібній системі можливі як нелокальні форми коливань (у цьому випадку амплітуди коливань як лінійної, так і нелінійної підсистем порівнянні), так і сприятливі для віброгасіння локалізовані форми коливань (у цьому випадку основна частина енергії коливань зосереджена в гасителі, а амплітуди коливань основної лінійної підсистеми малі). Для аналізу цих форм коливань використовуються методи теорії нормальних коливань нелінійних систем з кількома ступенями вільності, що розроблені в роботах Р. Розенберга, Л.І. Маневича, Ю.В. Міхліна. Нелінійні нормальні форми коливань – це такі періодичні режими руху, коли всі змінні конфігураційного простору однозначно визначаються однією з цих змінних.

Передбачається виділити найбільш сприятливі для гасіння коливань лінійної підсистеми значення параметрів системи, за яких нелокальна форма є нестійкою, а локалізована стійкою.

Система рівнянь (1) має інтеграл енергії, де T й Π – відповідно кінетична й потенційна енергії, h – стала, котра характеризує повну енергію системи. Рівняння для визначення траєкторій нормальних коливань $y(x)$ у конфігураційному просторі системи можна отримати шляхом виключення змінної часу з рівнянь руху за допомогою інтеграла енергії, де штрих означає диференціювання по x . Рівняння (3) має особливі точки на максимальній ізоенергетичній поверхні $\Pi=h$, тому його слід доповнити граничними умовами, які забезпечують аналітичне продовження траєкторії на цю поверхню.

У нульовому наближенні траєкторія нелокальної форми коливань визначається як $y_0 = x + \frac{c}{\gamma} x^3$, а локалізованої форми як $y_0 = 0$. У наступних наближеннях методу малого

параметра розв'язок може бути отриманий у вигляді степеневих рядів за змінною x . Стійкість локалізованих і нелокальних форм коливань досліджена, по-перше, шляхом приведення рівняння у варіаціях до вигляду рівняння Матьє в тому випадку, коли використовується гармонійна апроксимація розв'язку. Результати аналізу стійкості нелокальної форми коливань для деяких фіксованих значень параметрів наведені на рис. 1, де показана зміна положення точки, що відповідає розглянутому розв'язку, на площині параметрів рівняння Матьє, коли амплітуда коливань X_0 зростає (за деяких фіксованих значень γ). Зазначимо, що ця форма коливань перебуває в області нестійкості (ця область заштрихована), однак коли амплітуди коливань занадто великі амплітудах розв'язок перебуває поблизу межі зазначеної області, що вказує на повільний розвиток нестійкості цієї форми коливань.

На рис. 2 показана зміна положення точки, що відповідає локалізованій формі коливань, на площині параметрів рівняння Матьє, коли амплітуда коливань X_0 росте (за деяких фіксованих значень γ). Тут, як видно з рисунку, локалізована форма стійка майже для всіх значень параметрів системи. Основні висновки щодо стійкості/нестійкості форм коливань підтверджуються перевірними числовими розрахунками за досить малих значень параметра ε .

Більшу точність при дослідженні стійкості дозволяє забезпечити метод алгебраїзації рівнянь у варіаціях за Айнсом. При цьому які нова незалежна змінна вибирається x , що описує розглянутий розв'язок. В результаті рівняння у варіаціях перетворюється в рівняння з особливими точками.

Рівняння у варіаціях для нелокальної форми коливань має такий вигляд.

Тут штрих означає диференціювання по x . Далі \dot{x}^2 і \ddot{x} виключаються з рівняння (4) з використанням інтеграла енергії системи й рівнянь руху. Розв'язок, що відповідають межах областей стійкості й нестійкості розв'язків рівняння (4), є такими.

Підставляючи розв'язок v_1 та v_2 в рівняння у варіаціях (4) і прирівнюючи коефіцієнти при однакових ступенях x , одержимо нескінченні рекурентні системи однорідних лінійних алгебраїчних рівнянь для визначення коефіцієнтів розкладання a_i, b_i , які мають нетривіальний розв'язок, якщо визначники систем дорівнюють нулю.

Остання умова визначає межі областей стійкості/ нестійкості. Границя областей для нелокальної форми коливань зображена на рис. 3 за таких значень параметрів системи (область нестійкості заштрихована). Ця границя в цілому відповідає правій границі, зображеній на рис. 1, однак за деяких значень параметрів нелокальна форма коливань може перебувати в області стійкості (хоча й поблизу границі, що розділяє стійкість і нестійкість).

Аналіз стійкості локалізованої форми коливань дає додаткові області нестійкості за малих значень параметра зв'язку γ . Ці області зображені на рис. 4 за тих же значень параметрів системи (область нестійкості заштрихована). Перевірні числові розрахунки підтверджують отримані шляхом алгебраїзації аналітичні результати.

У другому розділі розглянуто також вимушені коливання системи із двома ступенями вільності. Рівняння динаміки такої системи мають вигляд, де всі позначення – ті ж, що й у системі (1); $P \cos \omega_0 t$ – гармонійний зовнішній вплив.

Розв'язки такої системи, а також системи, що включає в себе дисипацію, були подані у вигляді гармонійних та бігармонійних апроксимацій. В результаті отримано амплітудно-частотні характеристики системи. Типові АЧХ зображені на рис. 5 (для нелінійного гасителя) та рис. 6 (для основної лінійної підсистеми). Коливання поблизу першого резонансу несприятливі для віброгасіння. Додаткові дослідження показують, що ці коливання нестійкі. Водночас стійкими є коливання поблизу другого резонансу, що відповідають локалізованим рухам відповідної консервативної системи. У цьому режимі амплітуди коливань лінійної підсистеми малі, і енергія коливань зосереджена в нелінійному гасителі.

Як показано в роботі, у режимі вимушених коливань нелінійний гаситель коливань найбільш ефективний за великих амплітуд. У висновках дано деякі рекомендації щодо вибору параметрів нелінійного гасителя для ефективного гасіння коливань технічних систем.

У третьому розділі розглянута можливість гасіння коливань лінійної підсистеми з використанням віброударного гасителя з малою масою. Як гаситель використовується віброударний осцилятор, що здійснює коливання між двома обмежувачами. Рівняння руху такої системи мають вигляд.

Тут x і y – координати відповідно віброгасителя та лінійної підсистеми, всі інші позначення – ті ж, що й у системі (1). Передбачається, що маса гасителя істотно менше, ніж маса лінійної підсистеми, що є важливою конструктивною вимогою до реальних гасителів, тому вводиться *формальний малий параметр* ε у першому рівнянні. Ударну взаємодію гасителя з обмежниками описує функція $P(x)$. Характеристика ударної взаємодії, що у дійсності є розривною, апроксимується степеневою функцією з досить великим показником. Відтепер ударний потенціал набуває вигляд.

У розглянутій системі також можливі як нелокальні форми коливань, так і сприятливі для віброгасіння локалізовані форми коливань. Нелокальна форма коливань у нульовому наближенні має вигляд, локалізована форма коливань визначається рівністю. Траєкторії як нелокальної, так і локалізованої форм коливань можуть бути уточнені методом малого параметра.

У відповідності до теорії негладких перетворень, розробленої

В.М. Пилипчуком, періодичний розв'язок подано у вигляді.

де функція $X(\tau)$ підлягає визначенню, а параметри A й ω_0 далі будуть зв'язані деякою амплітудно-частотною залежністю. Введемо тепер нову незалежну змінну τ замість змінної t за допомогою формули (8). Нова незалежна змінна обмежена, $|\tau| \leq 1$, що дозволяє відшукувати розв'язок за допомогою не надто складних ітераційних процедур. Отримана амплітудно-частотна характеристика для нелокальної форми коливань у такому вигляді. Аналогічні обчислення для локалізованої форми дають співвідношення.

З використанням процедури алгебраїзації за Айнсом, описаної в розділі 2, отримано границі областей стійкості/нестійкості для нелокальної (рис. 7) й локалізованої (рис. 8) форм коливань (області нестійкості заштриховано) за таких значень параметрів.

Досліджено також вимушені коливання системи, що містить віброударний гаситель. Отримано АЧХ системи. Як показано в роботі, у режимі вимушених коливань віброударний гаситель найбільш ефективний за великих амплітуд.

У **четвертому розділі** розглянуто задачу про взаємодію пружної струни й істотно нелінійного осцилятора з одним ступенем вільності і відносно невеликою масою (рис. 9). Передбачається, що ударний імпульс приводить до появи біжучої хвилі, і це, у свою чергу, викликає поздовжні коливання в нелінійному осциляторі. Розв'язок такої задачі може бути використаний для моделювання віброгасіння реальних пружних конструкцій.

Запишемо рівняння, які описують: поздовжні хвилі, що виникають у струні (9); рівняння руху осцилятора (10); рівняння руху крайнього фронту струни (11), де w – переміщення елементів струни, v – переміщення осцилятора, x і t відповідно просторова й часова координати, γ – пружна характеристика сполучної пружини струни й осцилятора, ρ – щільність струни, a – швидкість звуку в струні, c – коефіцієнт нелінійності “якірної” пружини осцилятора.

Розв'язок для $x < 0$ розшукується у формі Даламбера. Зовнішній вплив поданий у вигляді прямокутного імпульсу, що діє на невеликому проміжку часу, і моделює ефект удару, прикладеного на нескінченності. Запровадивши деякі перепозначення, а саме, $u = u(t) = w(t, 0)$ та ін., після деяких перетворень сформулюємо задачу в такий спосіб. Розглядається модель, де v – змінна, що описує поздовжній рух осцилятора; u – змінна, що описує фронт хвилі в крайній точці струни; $f(t)$ – зовнішній вплив (постійний імпульс), що діє на невеликому проміжку часу. Передбачається, що маса осцилятора істотно менше маси струни, тому вводиться *формальний малий параметр* ε у першому рівнянні (13). Функція $f(t)$ визначена в такий спосіб (величина τ – мала).

Виходячи з фізичних міркувань, виділено три ділянки, для кожної з яких було отримано свій аналітичний розв'язок: 1) швидкого росту переміщень $u(t)$ і $v(t)$; 2) загасаючих коливань; 3) неколивального руху. Подальша побудова аналітичного розв'язку методом, що є узагальненням методу гармонічного балансу, та чисельне моделювання підтверджують доцільність такої розбивки. Чисельні розрахунки демонструють хорошу відповідність аналітичного розв'язку й чисельних результатів для досить малої тривалості імпульсу. Так, на рис. 10 зображено порівняння

результатів чисельного розрахунку й побудованого асимптотичного розв'язку для таких значень фіксованих параметрів (точками зображено аналітичне рішення, а суцільною лінією перевірене чисельне). На рис. 11 зображено залежність максимальної відносної кінетичної енергії нелінійного гасителя від параметра γ , яка показує, що нелінійний гаситель з відносно малою масою може затримувати до 20% енергії хвилі, що з'являється в системі під дією ударного імпульсу.

У п'ятому розділі аналізуються крутильні коливання силових передач двигунів внутрішнього згорання. Розглядається двовальний шестициліндровий транспортний дизель з поршнями, що рухаються назустріч один одному, і газотурбінним наддуванням. Для передачі потужності від продувального колінчастого валу та забезпечення їх синхронного обертання, останні з'єднані головною передачею, що складається з п'яти зубчастих коліс.

Для зниження динамічного навантаження головної передачі в її конструкцію введена пружна муфта з кусково-лінійною характеристикою, як динамічний гаситель крутильних коливань. Частина муфти зображена на рис. 12.

Пружна характеристика муфти, пружини якої мають попередній натяг, з урахуванням зазору технологічного характеру у кожному зубчастому зачепленні та зсуву із-за потужності, що передається головною передачею, подана на рис. 13. Жорсткості середньої ділянки та упорів нелінійної характеристики визначаються експериментально.

Метод гармонічного балансу і подальша гармонічна лінеаризація системи диференціальних рівнянь руху, яку подано у цьому розділі, дозволяють провести розрахунок частот та амплітуд форм коливань основної моделі крутильних коливань з 17 ступенями свободи (рис. 14).

Для побудови скелетних кривих вільних нелінійних коливань використовується алгоритм продовження розв'язків за параметром. Аналіз показує, що амплітуди коливань головної передачі на першій формі коливань на порядок вище, ніж на інших формах. Це дозволяє спростити основну модель і провести аналіз тільки першої форми коливань. Відповідна модель зображена на рис. 15.

Відповідність частоти коливань отриманої спрощеної моделі і частоти першої форми коливань головної передачі для основної моделі демонструє коректність такого спрощення. Скелетна крива коливань спрощеної моделі (для кута закрутки ψ), що була отримана за таких моментів інерції спрощеної системи та параметрів кусочно-лінійної характеристики муфти, зображена на рис. 16.

За результатами розрахунків можна зробити такі висновки: по-перше, резонанс, що виникає у крутильних коливаннях силової передачі, можна вивести за межі робочого діапазону частот; по-друге, зменшуючи жорсткість муфти c_2 і збільшуючи розмір комірки муфти (відстань між δ_2 і δ_3), можна добитися зменшення амплітуд коливань силової передачі.

Також у п'ятому розділі розглянуто крутильні коливання зубчастої пари, що передає крутні моменти. Експериментальні дослідження показали глибокий зв'язок між проблемою шуму та динамічною похибкою передачі. При моделюванні прямозубої зубчастої передачі враховуються такі обставини, які впливають із її конструкції й умов роботи: 1) параметричне порушення коливань внаслідок змінної

твердості зачеплення; 2) поява зазору між зубами й, як наслідок, втрата контакту, що приводить до кусково-лінійної динамічної моделі.

Крутильні коливання зубчастої пари моделюються системою з двома ступенями свободи. На рис.17 зображена розрахункова схема розглянутої моделі, що описується такими звичайними диференціальними рівняннями, де θ_1, θ_2 – кути повороту зубчастих коліс, I_1, I_2 – моменти інерції зубчастих коліс, T_1, T_2 – крутні моменти.

Динамічна похибка передачі \tilde{x} уздовж лінії зачеплення визначається так. Приводячи динамічну похибку передачі до безрозмірного вигляду, можна записати диференціальне рівняння коливань щодо динамічної погрішності передачі таким чином. Динамічна система (15) схематично зображена на рис. 18. Функція $g(x(\tau))$ вводиться для обліку зазору між шестірнями.

Для розрахунку функції $\psi(\tau)$ моделювалася геометрія зубчастого зачеплення й робота зубчастої пари. На підставі цього моделювання здійснювалось скінченно-елементні розрахунки для визначення змінної твердості. У результаті розрахунків була отримана періодична функція часу $\psi(\tau)$, що подається рядом Фур'є.

Для вивчення нелінійної динаміки системи (18) спільно використовуються метод гармонічного балансу і швидке перетворення Фур'є. Розв'язок й функція $g(\tau)$ можуть бути подані у вигляді рядів Фур'є з тими ж частотами, що і в ряді (16). Після підстановки відповідних рядів у рівняння (15) і балансування гармонік була отримана система $2N+1$ нелінійних алгебраїчних рівнянь, яка розв'язується методом Ньютона. Для вивчення стійкості розв'язків використана теорія Флоке.

Амплітудно-частотна характеристика отриманого періодичного розв'язку системи (15) показана на рис. 19 для деяких конкретних параметрів системи, причому стійкі коливання зображені суцільними лініями, а нестійкі – пунктирними. Крапки показують результати перевірного чисельного інтегрування, що виконувалося методом Рунге-Кутта. Розбіжність спостерігається тільки у частотному діапазоні $p < 0.3$, а в інших частотних діапазонах аналітичні й чисельні результати дуже близькі, про що свідчить рис.20, де показані часові залежності, отримані методом гармонбалансу і за чисельного інтегрування при $p=1$.

Таким чином, виділено небезпечні резонансні режими крутильних коливань зубчастої передачі.

У додатках наведені акти із застосування розробок та результатів дисертаційної роботи.

ВИСНОВКИ

Дисертаційній робота присвячена рішенням науково-практичній задачі та розробці методів дослідження гасіння коливань та хвильових процесів в механічних системах з нелінійними динамічними гасителями, що дозволяє провести дослідження динамічних процесів, шляхом створення нового підходу на етапі проектування систем захисту машин, приладів і апаратури від вібрацій.

Основні наукові й практичні результати, одержані в роботі, полягають у такому:

1. Запропоновано розрахунковий метод дослідження вільних і вимушених коливань в механічних системах з нелінійними динамічними гасителями коливань на основі подальшого розвитку теорії нелінійних нормальних форм коливань для суттєво нелінійних механічних системах з декількома ступенями вільності шляхом аналізу траєкторій нормальних форм коливань у конфігураційних просторах розглянутих систем та теорії стійкості з аналізом рівнянь руху у варіаціях за процедурою алгебраїзації.

2. Виконано чисельно-аналітичні дослідження гасіння вільних та вимушених коливань механічних систем суттєво нелінійним пружним та віброударним осциляторами з малою, порівняно з масою основної системи, масою, за результатами яких визначені несприятливі та сприятливі для гасіння нелокальні й локалізовані форми коливань та за дослідженням їхньої стійкості встановлені області значень параметрів системи, де відбувається гасіння коливань основної системи.

3. Методом гармонійного балансу проведено чисельно-аналітичне дослідження гасіння суттєво нелінійним осцилятором хвильових процесів у струні. Показано, що значна частина енергії хвилі може бути затримана у нелінійному гасителі.

4. Розв'язано задачу про гасіння крутильних коливань силової передачі двигуна внутрішнього згоряння за допомогою нелінійної муфти з кусково-лінійною пружною характеристикою. Показано, що резонансну частоту крутильних коливань можна вивести за межі робочого діапазону частот.

5. Розглянуто задачу дослідження нелінійної динаміки зубчастої пари із змінною в часі жорсткістю зчеплення. Одержано амплітудно-частотні характеристики системи та визначено області параметрів зубчастої пари, за яких спостерігаються небезпечні резонансні режими коливань.

6. Результати роботи впроваджено на ЗАТ “МІНТЕК” (г. Краматорськ), де використані для аналізу методика розрахунку коливань нелінійних динамічних гасителів за наявності пружних в'язів з автоматизованими іспитовими стендами та рекомендації щодо вибору параметрів гасителів коливань.

СПИСОК ПРАЦЬ, ОПУБЛІКОВАНИХ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Михлин Ю.В., Решетникова С.Н. Анализ взаимодействия упругой струны и существенно нелинейного осциллятора после приложения к системе ударного импульса // Вісник Дніпропетровського університету. – Дніпропетровськ, 2003. – Вип. 7 (2). – С.120-128.

Здобувачем розвинуто метод розрахунку та побудовано аналітичний розв'язок задачі про гасіння хвильових процесів за допомогою нелінійного гасителя.

2. Решетникова С.Н., Галас О.С. Анализ вынужденных колебаний системы с двумя степенями свободы, содержащий существенно нелинейный виброгаситель // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. –Харків: НТУ “ХПІ”, 2003. – № 12, Т.2.– С.103-109.

Здобувачем одержано аналітичні результати у вигляді амплітудно-частотних залежностей для вимушених нелінійних коливань систем із двома ступенями свободи, що містять істотно нелінійний виброгаситель.

3. Михлин Ю.В., Решетникова С.Н. Анализ некоторых задач гашения упругих колебаний с использованием виброударных осцилляторов // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. –Харків: НТУ “ХПІ”.

–Харків: НТУ “ХПІ”, 2004. – № 20 –С.55-64.

Здобувачем розроблено чисельно-аналітичну процедуру побудови форм коливань системи з віброударним елементом, для такої системи знайдено області параметрів системи, де відбувається ефективно гасіння коливань.

4. Михлин Ю.В., Решетникова С.Н. Анализ динамического поведения двухмассовой системы при существенно нелинейном виброгашении // Прикладная механика. – Київ, 2005. – Т.41, №1. – С.102-111.

Здобувачем проведено аналіз форм коливань системи з нелінійним пружним гасителем. На основі аналізу стійкості коливань знайдено області гасіння коливань основної лінійної підсистеми.

5. Faggioni M., Avramov K.V., Pellicano F., Reshetnikova S.N. Nonlinear oscillations and stability of gear pair // Проблемы машиностроения. –Харків, 2005. – Т.8, N4. – Р. 40-45.

Здобувачем розроблено чисельно-аналітичну процедуру та отримано амплітудно-частотні характеристики системи, що описують динаміку зубчасті пари.

6. Mikhlin Yu.V., Reshetnikova S.N. Dynamical interaction of an elastic system and essentially nonlinear absorber // J. of Sound and Vibration. – 2005. – Vol.283. – Р.91-120.

Здобувачем на основі розробленої чисельно-аналітичної процедури побудовано нормальні форми коливань системи з нелінійним гасителем, проведено дослідження стійкості вільних та вимушених коливань.

7. Михлин Ю.В., Решетникова С.Н. О вынужденных колебаний упругих систем с использованием виброударных осцилляторов // Theoretical Foundation of Civil Engineering - XIII. Warsaw, 2005. – Р. 225-228.

Здобувачем одержано амплітудно-частотні залежності для вимушених нелінійних коливань пружних систем, що містять віброударні елементи.

8. Mikhlin Yu.V., Avramov K.V., Reshetnikova S.N. Investigation of the elastic oscillations absorption by using the nonlinear normal modes approach // Proc. of the EUROMECH Colloquium “Nonlinear Modes of Vibrating Systems”. – Frejus (France), 2004.– Р.127-130.

Здобувачем проведено чисельно-аналітичне дослідження форм коливань механічних систем з суттєво нелінійними гасителями, зроблені висновки щодо можливості гасіння механічних коливань.

9. Mikhlin Yu.V., Avramov K.V., Reshetnikova S.N. Dynamical interaction of an linear system and essentially nonlinear absorber // Proc. of the 2th Int. Conference of Research and Education. – Miscolc, 2004. – Р.115-124.

Здобувачем розроблено чисельно-аналітичну процедуру, яка дозволяє аналізувати взаємодію форм коливань механічних систем, що містять суттєво нелінійні гасителі, та аналізувати локалізацію енергії у таких системах.

10. Mikhlin Yu.V., Avramov K.V., Reshetnikova S.N. Investigation of the elastic oscillations absorption by using the nonlinear normal modes approach // Proc. of the Int. Conference “Nonlinear Dynamics”. – Kharkov, 2004.– Р.127-131.

Здобувачем розроблено та реалізовано загальну чисельно-аналітичну процедуру побудови форм коливань нелінійних систем з кількома степенями свободи.

11. Mikhlin Y., Reshetnikova S., Manucharyan G. Algebraization by Ince and stability of nonlinear normal modes // Proc. 8th Conference on Dynamical systems. – Lodz (Poland), 2005. – Р.621-628.

Здобувачем досліджено стійкість нормальних форм коливань у системі, де є суттєво нелінійний гаситель коливань з використанням методу алгебраїзації.

12. Михлин Ю.В., Аврамов К.В., Решетникова С.Н. Анализ свободных и вынужденных колебаний механических систем, содержащих существенно нелинейные виброгасители // Труды Междунар. конференции "Вычислительная механика деформируемого твердого тела". – Москва (Россия), 2006.– Т.2. – С.297-300.

Здобувачем проведено аналіз існуючих класичних моделей гасіння коливань. Зроблено розрахунки вільних та вимушених коливань систем з нелінійними гасителями двох типів.

13. Михлин Ю.В., Решетникова С.Н. Анализ некоторых задач виброгашения упругих колебаний с использованием теории нелинейных нормальных форм колебаний // Тезисы докладов XI междунар. научно-практической конференции MicroCad'2003. – Харьков, 2003. – Р. 108.

Здобувачем проведено чисельно-аналітичне дослідження нелінійних нормальних форм коливань систем з гасителями коливань з кубічними характеристиками.

14. Mikhlin Yu.V., Avramov K.V., Reshetnikova S.N. Investigation of the elastic oscillations absorption by using the nonlinear normal modes approach // Тези XXXI междунар. Школи-конференции "Advanced problems in mechanics". – Санкт-Петербург (Россия), 2003. – Р.70.

Здобувачем проведено аналітичні та чисельні розрахунки вільних та вимушених коливань у системі з суттєво нелінійним гасителем коливань пружного типу.

15. Mikhlin Yu.V., Avramov K.V., Reshetnikova S.N. Asymptotic methods in nonlinear problems of vibration absorption and localization of energy // Thesis of the Fifth EUROMECH "Nonlinear Dynamics". –Eindhoven (Netherlands), 2005. – Р.303.

Здобувачем розроблено та застосовано чисельно-аналітичну процедуру побудови та дослідження стійкості форм коливань системи з суттєво нелінійним гасителем.

Знайдено області параметрів системи, де відбувається гасіння коливань.

16. Mikhlin Yu.V., Reshetnikova S.N. Algebraization by Ince and stability of nonlinear normal modes // Тезисы Междунар. конференции "Устойчивость, управление и динамика твердого тела". – Донецк, 2005. – С.39-40.

Здобувачем розроблено процедуру та досліджено стійкість нормальних форм коливань з використанням алгебраїзації за Айнсом.

17. Mikhlin Y., Reshetnikova S. Vibration absorption by using the essentially nonlinear systems and localization of energy // Thesis of 77th Annual Meeting of the Gesellschaft für Angewandte Mathematik und Mechanik. – Berlin (Germany), 2006. – Р.176.

Здобувачем досліджено локалізація енергії коливань у нелінійній системі, що містить нелінійний гаситель коливань.

18. Михлин Ю.В., Решетникова С.Н. Гашение упругих колебаний с использованием существенно нелинейных виброгасителей // Аннотации докладов Девятого Всероссийского съезда по теоретической и прикладной механике. – Нижний Новгород (Россия), 2006.– Т.1. – С.89-90.

Здобувачем побудовано локалізовані та нелокальні нормальні форми коливань системи з суттєво нелінійним гасителем та досліджено їх стійкість.

19. Михлин Ю.В., Аврамов К.В., Решетникова С.Н. Гашение упругих колебаний с использованием нелинейных виброгасителей // Аннотации докладов Междунар.

конференции “Актуальные проблемы прикладной математики и механики”. – Харьков, 2006. – С.80.

Здобувачем проведено розрахунки вільних та вимушених коливань механічних систем з нелінійними гасителями двох типів, отримано ампліудно-частотні характеристики.

АНОТАЦІЯ

Решетнікова С.М. Гасіння коливань механічних систем нелінійними динамічними гасителями. - Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за фахом 05.02.09 - динаміка й міцність машин. - Національний технічний університет „Харківський політехнічний інститут”, Харків, 2006.

Дисертаційна робота присвячена дослідженню динаміки механічних систем, що містять основну лінійну підсистему, коливання якої необхідно загасити, та нелінійний гаситель з відносно малою масою. Виділено нелокальні форми коливань, коли амплітуди коливань лінійної підсистеми та нелінійного гасителя порівнянні, і локалізовані форми коливань, коли амплітуда коливань гасителя значно більше, ніж амплітуда коливань лінійної підсистеми. Отримано області параметрів систем, сприятливі для гасіння коливань, коли нелокальна форма є нестійкою, а локалізована форма – стійкою. Вирішується також задача гасіння вимушених коливань з використанням нелінійних гасителів.

Розглянуто також гасіння хвильових процесів істотно нелінійними гасителями. Показано, що значна частина енергії хвилі може утримуватися у гасителі коливань.

Розв'язана задача про гасіння крутильних коливань силової передачі двигуна внутрішнього згоряння за допомогою нелінійної муфти з кусково-лінійною пружною характеристикою. Показано, що резонансну частоту коливань можна вивести за межі робочого діапазону частот.

Розглянуто задачу нелінійної динаміки зубчастої пари із змінною в часі жорсткістю зачеплення. Визначено області параметрів системи пари, де спостерігаються небезпечні резонансні режими коливань.

Ключові слова: прикладна теорія коливань, нелінійні гасителі коливань, стійкість руху, силові передачі, нелінійна пружна муфта.

АННОТАЦИЯ

Решетникова С.Н. Гашение колебаний механических систем нелинейными динамическими гасителями. - Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.09 - динамика и прочность машин. - Национальный технический университет „Харьковский политехнический институт”, Харьков, 2006.

Диссертационная работа посвящена исследованию динамики систем, содержащих нелинейные гасители колебаний. Рассмотрена динамика систем, включающих в себя основную линейную подсистему, колебания которой необходимо загасить, и нелинейный гаситель с одной степенью свободы и относительно малой массой. В качестве гасителя выбирается либо осциллятор с существенно нелинейной упругой характеристикой, либо виброударный элемент. Выделены нелокальные формы колебаний, когда амплитуды колебаний основной

подсистемы и нелинейного гасителя сравнимы, и локализованные формы колебаний, когда амплитуда колебаний гасителя значительно больше, чем амплитуда колебаний линейной подсистемы. Наиболее благоприятна для гашения колебаний ситуация, когда нелокальная форма неустойчива, а локализованная – устойчива. Для решения задачи используются методы теории нелинейных нормальных форм колебаний, а также результаты исследования устойчивости форм колебаний с использованием, в частности, алгебраизации уравнений в вариациях. В результате получены области параметров систем, благоприятные для виброгашения. Помимо задачи о гашении свободных колебаний решается также задача о гашении вынужденных колебаний с использованием существенно нелинейных гасителей.

Рассмотрено также гашение волновых процессов с использованием существенно нелинейных гасителей. Используется модификация метода гармонического баланса. Показано, что значительная часть энергии волны может удерживаться в гасителе колебаний.

Решена задача о гашении крутильных колебаний, возникающих в силовой передаче двигателя внутреннего сгорания, с помощью муфты с кусочно-линейной упругой характеристикой. При этом выделена основная форма колебаний, что позволяет свести исходную систему с несколькими степенями свободы к анализу нелинейной системы с одной степенью свободы. Показано, что резонансную частоту крутильных колебаний можно вывести за пределы рабочего диапазона частот.

Рассмотрена задача о нелинейной динамике зубчатой пары с переменной по времени жесткостью зацепления, в которой возможно появление ударных процессов. С использованием метода гармонического баланса выделены области параметров зубчатой пары, где наблюдаются опасные резонансные режимы колебаний.

Ключевые слова: прикладная теория колебаний, нелинейные гасители колебаний, нелинейные формы колебаний, устойчивость колебаний, силовые передачи, нелинейная упругая муфта.

SUMMARY

Reshetnikova S.N. Absorption of vibrations of mechanical systems by using essentially nonlinear dynamical absorbers. - Manuscript.

Thesis for the candidates degree in technical sciences on speciality 05.02.09 – Dynamics and strength of machines. – National Technical University „Kharkiv Polytechnic Institute”, Kharkiv, 2006.

The dissertation is dealing with an investigation of dynamics of systems, which contain a general linear subsystem, which vibrations have to be extinguished, and a nonlinear absorber with a comparatively small mass. Non-localized vibration modes, when vibration amplitudes by the general subsystem and the nonlinear absorber are comparable, as well localized vibration modes, when vibration amplitudes by absorber are significantly larger than ones by the linear subsystem, are selected. Regions of the system parameters, which are appropriate for absorption, when the non-localized mode is unstable, and the localized mode is stable, are obtained. Problem of the forced vibrations absorption, by using the nonlinear absorbers, is solved too.

Absorption of wave processes by using the nonlinear absorbers is considered. It is obtained that a big part of the wave energy can be concentrated in the absorber.

Problem of absorption of rotating vibrations arising in transmission of the engine, are solved by using the nonlinear element with a piecewise linear characteristic. It is obtained that the vibrations resonance frequency can be outputted from the work frequency interval.

Problem of the gear pair nonlinear dynamics with variable in time rigidity, is considered. It is obtained the gear pair parameters, where the dangerous resonance regimes can be observed.

Key words: vibrations, nonlinear absorbers, stability of motion, transmissions, gear pair, nonlinear elastic element.