

## АНАЛІЗ І ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ВІБРОЗАХИСНИХ ПРИСТРОЇВ

© Кузьо І.В., Онищенко В.В., 2005

**Описано, проаналізовано та класифіковано конструкції віброзахисних пристроїв, що використовуються в техніці, накреслено подальші напрями досліджень.**

**Observation and research of construction of vibration mechanism is done in the article. Their classification is realized and direction of future research are formed.**

Зростання вимог до ефективності роботи важконавантажених та швидкохідних машин вимагають пошуку можливих шляхів їх вдосконалення. Одним з напрямів є забезпечення вібраційної стабільності або навіть зменшення вібронавантаження на машину та її оператора. Проблемам віброзахисту та віброізоляції присвячено багато публікацій [1–9], в яких розглянуто різні віброзахисні пристрої. Але немає цілісної класифікації, яка б дозволила всебічно розглянути проблему та визначити шляхи вдосконалення конструкцій систем віброзахисту.

Розглянемо існуючі конструкції віброзахисних механізмів та систем.

Основним елементом віброзахисної системи є амортизатор, найбільш суттєвою частиною якого є пружний елемент. У результаті внутрішнього тертя в пружному елементі відбувається демпфування коливань. Динамічні характеристики амортизатора суттєво залежать від його статичних характеристик, причому всі вони є нелінійними [2]. Нелінійність характеристик амортизатора визначають такі причини: нелінійні властивості пружного елемента, наявність внутрішнього тертя в пружному елементі, створення спеціальних конструктивних особливостей амортизатора типу обмежувальних упорів, демпферів сухого тертя, нелінійних пружин (рис. 1).

Для зменшення вібрацій важливо вибрати не тільки конструкції демпферів, але й їх взаємне розміщення відносно джерела вібрацій, а також комплексне поєднання різних типів демпферів (рис. 2) [3].

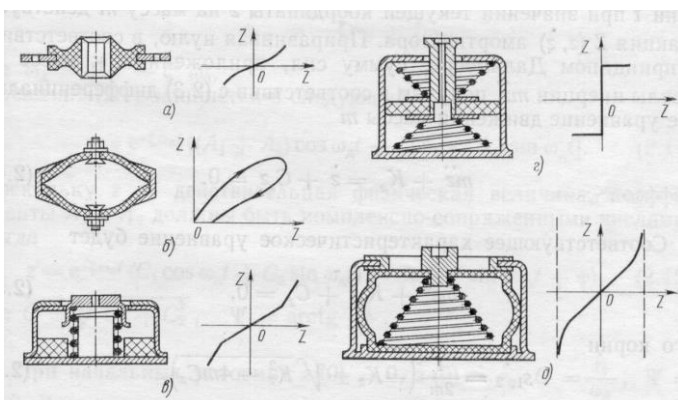


Рис. 1. Амортизатори та їх силові характеристики (осі абсцис – переміщення, осі ординат – реакції): а – гумово-металевий; б – сітчастий; в – з пружним обмежувачем руху; г – демпферний; д – з конічною пружиною

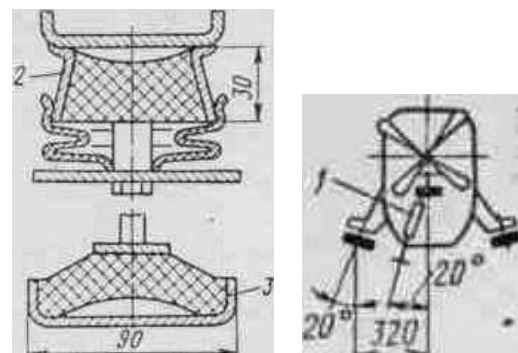


Рис. 2. Підвіска силового агрегата автомобіля Мерседес – 220: 1 – гідравлічний амортизатор; 2 – передня опора; 3 – задня опора

Найпростіший віброгасник [4], призначений для погашення коливань маси, викликаних силою, заданою гармонійним законом, складається з додаткової маси, з'єднаної з основною масою за допомогою пружного елемента (рис. 3, а).

Для гасіння крутильних коливань в двомасовій системі з приведеними моментами інерції і приведеним коефіцієнтом жорсткості аналогічно встановлюють додаткову масу з моментом інерції на валу (рис. 3, б).

Для розширення діапазону частот, в якому досягають гасіння коливань, використовують маятникові гасники. Розширення діапазону досягають за рахунок того, що власна частота маятника в полі відцентрових сил пропорційна швидкості обертання.

Кінематичну схему маятникового гасника крутильних коливань вала, викликаних гармонічним збудженням, показано на рис. 4. Для гасіння коливань до диску вала на відстані від його осі шарнірно прикріплено маятник з масою, зосередженою на кінці невагомого стрижня.

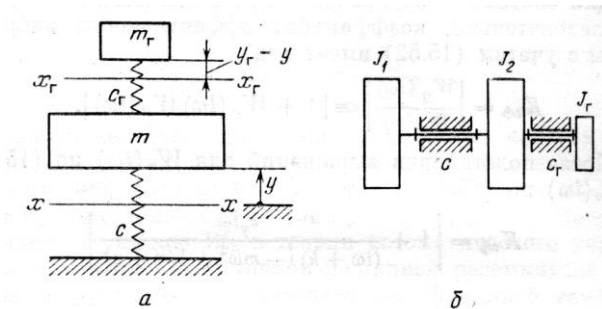


Рис. 3. Пружинні динамічні гасники без тертя

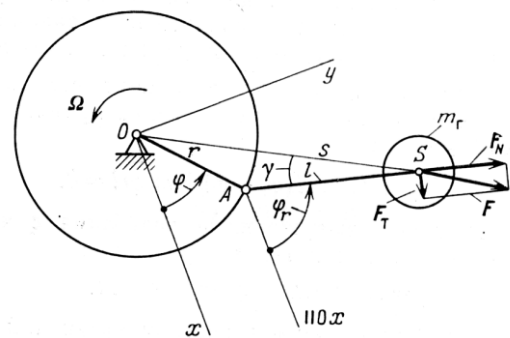


Рис. 4. Маятниковий гасник крутильних коливань

У поглиначах коливань зменшення амплітуд об'єкта досягають тільки за рахунок демпфування (розсіювання енергії) під час руху гасника з масою  $m_r$  відносно об'єкта з масою  $m$  (рис. 4). На відміну від пружного гасника з тертям, оптимальне налагодження якого за заданої  $m_r$  визначається двома незалежними параметрами: жорсткістю та коефіцієнтом демпфування, поглинач коливань дає менший ефект віброгасіння, оскільки його налагодження можливе за рахунок вибору тільки одного параметра – коефіцієнта демпфування. Разом з тим поглиначі коливань досить поширені завдяки конструктивній простоті та відсутності в них пружного елемента, який часто виходить з ладу.

Найпростішу конструкцію поглинача коливань з в'язким тертям для гасіння крутильних коливань [5] на валу 1 показано на рис. 5. Гасник виконано у вигляді маховика 2, який вільно обертається на валу 1. Внутрішня порожнина гасника заповнена в'язкою рідиною з метою створення в'язкого рідинного тертя між лопатями маточини 3, жорстко з'єднаної з валом 1 і дисками гасника 2.

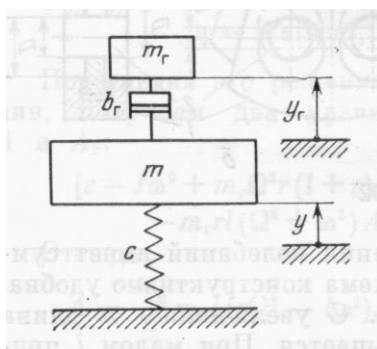


Рис. 4. Поглинач коливань

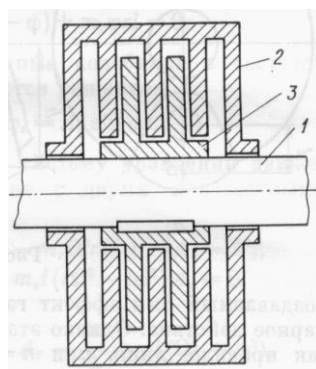


Рис. 5. Поглинач коливань з в'язким тертям

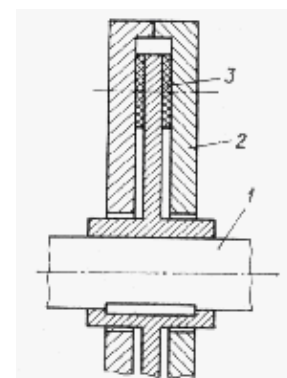


Рис. 6. Поглинач коливань з сухим тертям

Конструкція поглинача коливань спрощується, якщо замість в'язкого тертя використовувати сухе. На рис. 6 показано конструкцію поглинача коливань з сухим тертям для гасіння крутильних коливань вала 1. Проковзування гасника відносно маточини приводить до розсіювання енергії внаслідок сухого тертя на поверхні фрикційних дисків 3, розміщених між гасником і лопатями маточини. Силу сухого тертя регулюють стиском пружини 4.

В ударних гасниках коливань ефект віброзахисту базується на розсіюванні енергії при співударі гасника та об'єкта, що захищається. На рис. 7 показано схему віброзахисної системи з плаваючим ударним гасником коливань, в якому гасник у вигляді кулі встановлений вільно із зазором  $2\Delta$  всередині порожнини, з'єднаної з об'єктом.

Використання гумових оболонок [6], заповнених газом, дає змогу отримувати нелінійні характеристики на вібронавантаження (рис.8). Так, із зростанням навантаження змінюватиметься об'єм оболонки і пропорційно йому з коефіцієнтом політропи і тиск в пружній оболонці. Це дає змогу отримувати нелінійну залежність (залежно від ступеня політропи) на приріст вібронавантаження.

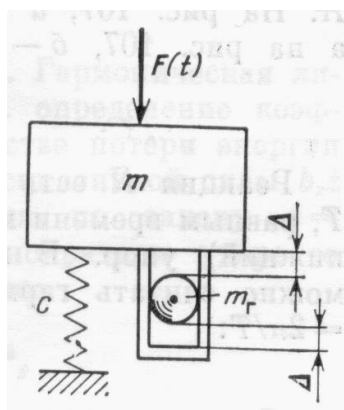


Рис. 7. Плаваючий ударний гасник коливань

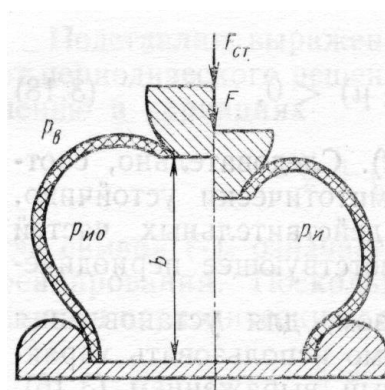


Рис. 8. Схема пружної оболонки з нелінійними характеристиками

Для захисту технічних та біологічних об'єктів від вібраційного збудження в області низьких частот, де пасивні системи амортизації малоефективні, а також для захисту об'єктів від змінних у часі вібраційних спектрів останнім часом широко використовують автоматизовані віброзахисні системи. Активні системи використовують у верстатобудуванні та енергетиці [7], у ракетобудуванні – для віброзахисту стартових платформ, у суднобудуванні – для захисту робочого обладнання [8].

У загальному випадку керувати такими системами можна за принципом компенсації збурення, компенсації відхилення регульованої величини або комбінацією обох цих методів [1, 9].

Для керування збуренням необхідно мати змогу реєструвати збурення і компенсувати їх. Структурну схему віброзахисної системи, організованої з використанням методу компенсації, наведена на рис. 9, а. Збурення  $z_0$ , що йде на амортизований об'єкт, реєструється чутливим елементом Д і компенсується пристроєм К, який виробляє керівний вплив  $u$ . Цей керівний вплив компенсує збурення  $z_0$ , підтримуючи рух об'єкта в заданих межах.

Але для ефективного віброзахисту необхідно передбачити збурювальну дію з часом випередження, достатнім для компенсації збурення. Блок-схему такого методу наведено на рис. 9, б. Тут збурення  $z_0$  і керування  $u$ , що виробляє компенсуючий пристрій, потрапляють у сервосистему С. Відповідно до сигналу давача Д збуренням  $z_0$  сервосистема задає об'єкту віброзахисту рух, що задовольняє задані вимоги.

Для керування за відхиленням не потрібно знати характеристики збурення. Необхідно лише мати можливість реєструвати відхилення регульованої координати від заданого значення (рис. 9, в). Керують сучасними віброзахисними системами шляхом комбінації обох методів: перший застосовують до збурення, другий – для позиціювання об'єкта віброзахисту (рис. 9, г)

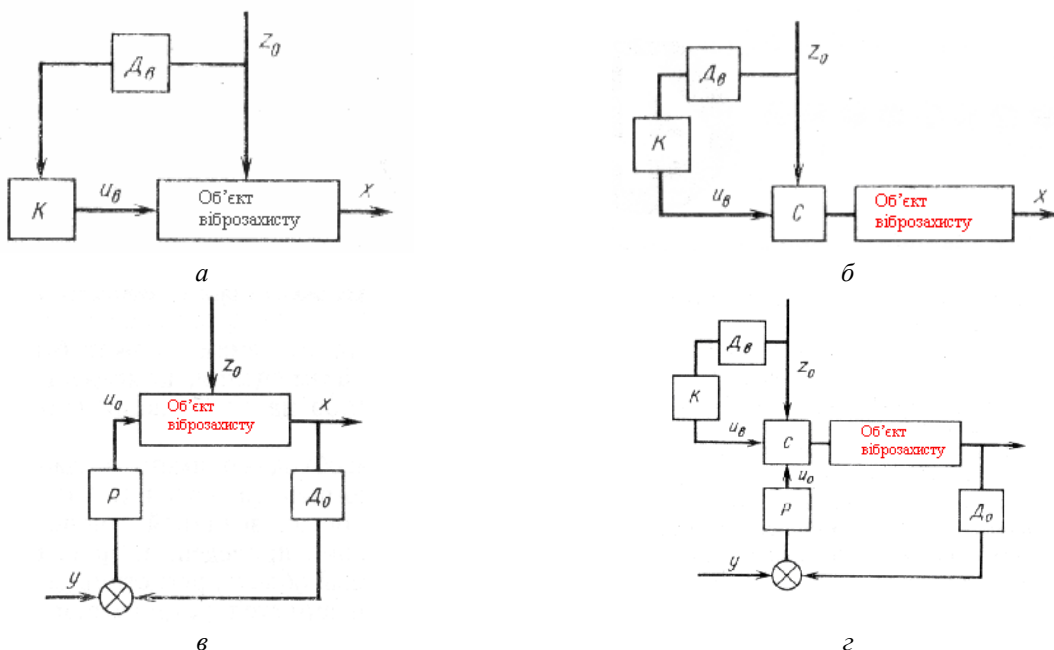


Рис. 9. Блок-схеми віброзахисних систем, керовані за різними методами:

а – компенсації збурення; б – компенсації збурення з передбачуванням;

в – компенсації відхилення регульованої величини; г – компенсації збурення і відхилення з передбачуванням

На основі проведеного огляду віброізоляційних систем можна запропонувати їх класифікацію (рис. 10). Найбільшого поширення зараз набувають віброзахисні системи, керовані різними методами.

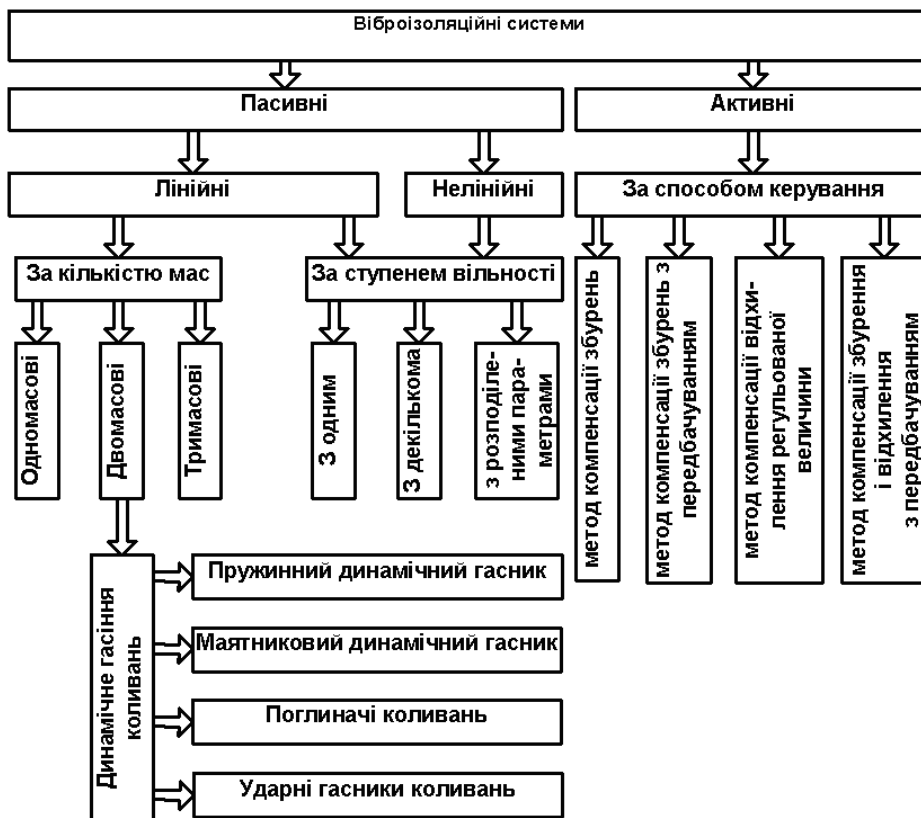


Рис. 10. Класифікація віброізоляційних систем

На основі проведеного огляду можна визначити напрями подальших досліджень:

- розвиток конструкцій віброзахисних систем;
- розвиток методик розрахунку існуючих конструкцій з метою їх відповідності особливостям застосування цих конструкцій;
- адаптація запропонованих конструкцій і методик для віброзахисту енергетичного обладнання та силових агрегатів транспортних засобів.

1. Фролов К.В., Фурман Ф.А. *Прикладная теория виброзащитных систем.* – М.: Машиностроение, 1980. – 276 с. 2. Сергеев С.И. *Демпфирование механических колебаний.* – М.: Физматгиз, 1963. – 408 с. 3. Тольский В.Е., Корчемный Л.В., Латышев Г.В., Минкин Л.М. *Колебания силового агрегата автомобиля.* – М.: Машиностроение, 1976. – 266 с. 4. Левитский Н.И. *Колебания в механизмах: Учеб. пособие для вузов.* – М.: Наука, 1988. – 336 с. 5. Алексеев С.П., Казаков А.М., Колотилов Н.Н. *Борьба с шумом и вибрацией в машиностроении.* – М.: Машиностроение, 1970. – 208 с. 6. Раймпель Й. *Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса.* – М.: Машиностроение, 1986. – 320 с. 7. *Вибрации энергетических машин / Н.В. Григорьев, Н.Г. Беляковский и др.* – М.: Машиностроение, 1974. – 464 с. 8. Беляковский Н.Г. *Конструктивная амортизация механизмов, приборов и аппаратуры на судах.* – М.: Судостроение, 1965. – 523 с. 9. Диментберг Ф.М., Шаталов К.Т., Гусаров А.А. *Колебания машин.* – М.: Машиностроение, 1964. – 308 с.

УДК 534.111

І.В. Кузьо, М.Г. Яковенко

Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра теоретичної механіки

## КОЛИВАННЯ СТРІЧКИ ПРИ ШВИДКОСТЯХ, НАБЛИЖЕНИХ ДО КРИТИЧНОЇ

© Кузьо І.В., Яковенко М.Г., 2005

**На основі амплітудно-частотних (АЧХ) і фазово-частотних (ФЧХ) характеристик проаналізовано стаціонарні поздовжні коливання стрічки, вплив контактної зони і поведінку пружного матеріалу стрічки при швидкостях, що наближаються до критичної.**

**Analysis of stationary longitudinal oscillations of the tape, Influence of the contact zone and behavior of elastic material of the tape under frequencies approaching to critical was carried out on the base of amplitude-frequency and phase-frequency characteristics.**

Вимоги сучасних інформаційних технологій до точності реєстрації інформації при зростаючих об'ємах і швидкостях її реєстрації диктують необхідність вивчення можливостей стрічкових механізмів, і в першу чергу самої стрічки. Основним критерієм оцінки відповідності цим вимогам можна вважати динамічну похибку, що виникає при транспортуванні стрічки в місці реєстрації інформації. Тому вивчення коливальних процесів стрічки при швидкостях, що наближаються до критичної, не є теоретичною проблемою майбутнього, а вже зараз потребують більш детального аналізу, ніж той, що існує сьогоднішні. Це доцільно робити на схемі, коли стрічка підвантажена з одного боку сконцентрованою масою (ролика чи рулону), а з протилежного відбувається кінематичне збурення. Дослідженню такої схеми приділяється достатньо уваги [1, 2], але стрічка і ролик розглядаються як окремі автономні коливальні елементи із своїми власними частотами збурення, а питання взаємного динамічного впливу не розглядається. В [3, 4, 5], а також наших попередніх дослідженнях ці недоліки враховані і проаналізовано власні та вимушені поздовжні коливання підвантаженої стрічки.