

використання працездатних циліндричних зубчастих передач. Синтез або аналіз площинних зубчастих зачеплень здебільшого супроводжується визначенням профілю зуба спряженого заданому (встановлюють огинаючу до сукупності положень первинного профілю зубця ведучого колеса чи рейки) та встановлення лінії зачеплення спряжених профілів зубців згідно положень диференціальної геометрії або положень кінематичного способу при застосуванні складних математичних методик.

Розроблено теоретичні положення з удосконалення кінематичного способу синтезу зубчастих зачеплень або профілювання металорізальних інструментів для нарізання зубців на деталях методом обкочування [1]. Розглядаючи зубчасте зачеплення приймаються до уваги: профілі зубців у площинному зачепленні належать до взаємоогинаних, для яких у точці контакту загальна нормаль проходить через миттєвий полюс зачеплення (миттєвий центр обертання), вектор відносної швидкості точок контакту профілів зубців спрямований вздовж загальної дотичної в точці контакту (перпендикулярно до вектора спільної нормалі) та положення теоретичної механіки про кінцеве переміщення площинної фігури (вихідного профілю зубця) як послідовності елементарних миттєвих поворотів навколо миттєвих центрів обертання. Для зубчастого зачеплення, завдяки визначеним координатам точок контакту на вихідному профілі, що описується відомим виразом, встановлюються вирази для опису профілю, спряженого з вихідним профілем, та лінії зачеплення.

На відміну від існуючих методів визначення точок контакту, пропонується встановити точку контакту за величиною граничної відстані від точок вихідного профілю до миттєвого центра обертання (полюса зачеплення) при певному положенні вихідного профілю у зачепленні. Гранична відстань це одна із відстаней від точок вихідного профілю до полюса зачеплення. Гранична відстань є максимальною для випуклого та мінімальною для увігнутого вихідного профілю. Сукупність точок контакту у нерухомій системі координат зачеплення визначають рівняння лінії зачеплення яке згодом використовується для визначити шуканого виразу для опису спряженого профілю. Запропонована методика дозволяє уникнути складних процедур властивих традиційним методам та використати її при синтезі або аналізі зачеплення у системах автоматизованого проектування при проектуванні зубчастих передач чи профілюванні різальних інструментів.

Список посилань

1. Литвиняк Я. М. Доповнення до кінематичного способу синтезу профілю зубців площинного зубчастого зачеплення / Я. М. Литвиняк // Вісн. Нац. ун-ту "Львів. політехніка". - 2014. - № 786. - С. 93-98.

УДК 53.08:620.178.5

Стахова А.П., канд. техн. наук, доцент

Національний авіаційний університет, м. Київ, sap@nau.edu.ua

Ігнатенко П.Л., канд. техн. наук, доцент

Національний університет «Чернігівська політехніка», ignatenkop11@i.ua

ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЗОНАНСУ ТА ХАРАКТЕРИСТИК КОЛИВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ

Резонанс та вібрація є важливими явищами, які впливають на різні аспекти нашого життя. Вони знаходяться в основі фізичних процесів, технологічних систем і природних явищ. Розуміння цих явищ та розробка методів їх контролю та зниження вібрації має велике значення для багатьох галузей [1,2].

Резонанс можна описати як явище, коли зовнішня сила діє на систему з частотою, що співпадає з її власною частотою коливань [1]. Це призводить до посилення амплітуди коливань системи, що може мати як позитивні, так і негативні наслідки. У деяких випадках

резонанс може призводити до зруйнування структур, погіршення ефективності систем та небезпеки для життя людей.

Вібрація, у свою чергу, є поширеним явищем в природі і техніці [2]. Вона може бути причиною шуму, нестабільності та пошкоджень різних систем. Тому контроль вібрації стає важливим завданням для багатьох інженерних проектів і розробок.

У цьому контексті, дослідження резонансу та методів зниження вібрації мають велике значення. Вони дозволяють розуміти причини виникнення вібрації [3], вивчати вплив на системи та розробляти ефективні методи контролю та зменшення. Це все може сприяти покращенню ефективності технологічних процесів.

Для пояснення методів зниження вібрації на шляхах її поширення розглянемо основні характеристики коливальної системи [4]. До них віднесемо частоту збуджувальної сили ω , (рад/с). Це показник, який визначає кількість повних коливань, що відбуваються протягом однієї секунди.

Іншою важливою характеристикою є частота власних коливань ω_0 , рад/с, яка визначається властивостями самої системи і вказує на те, з якою швидкістю система може коливатися самостійно без зовнішнього впливу.

Механічний імпеданс, що є комплексним опором віброуючої системи Z і залежить від сили інерції, тертя та пружності. Цей показник характеризує відповідь системи на зовнішню збуджувальну силу. Механічний імпеданс відображає співвідношення між амплітудою зовнішнього збудження та вібраційною відповіддю системи.

Вивчення цих основних концепцій дозволить краще розуміти і аналізувати методи зниження вібрації на шляхах та вплив цих характеристик на результати досліджень та практичні застосування.

Розглянемо ці характеристики на прикладі найпростішої коливальної системи з одним ступенем свободи. Така система є ідеалізованим моделюванням реальних фізичних систем і дозволяє нам вивчити основні принципи коливань.

У такій системі масовий елемент m представляє собою об'єкт з масою, який може коливатися навколо свого рівноважного положення. Елементи пружності q у вигляді пружини забезпечують відновлювальну силу, що притягує масу до рівноважного стану після зміщення. Демпфування-тріщину S можна уявити як механізм, що забезпечує зниження амплітуди коливань з часом, приглушуючи енергію системи.

Залежно від значень маси, жорсткості пружини та демпфування, коливання системи можуть мати різні характеристики. Наприклад, в системі зі збалансованими значеннями пружності та демпфування можуть виникати затухаючі коливання, внаслідок яких амплітуда коливань поступово зменшується з часом. У системах з незбалансованими значеннями пружності та демпфування можуть спостерігатися незатухаючі коливання або навіть резонансні явища, коли система відповідає на зовнішні впливи з максимальною амплітудою.

На рисунку 1, точка O позначає положення статичної рівноваги, від якого вимірюється координата x - зміщення тіла масою m під впливом гармонічної збуджувальної сили F . Крім того, на тіло діють сила інерції $\tilde{F}_m = m \cdot \tilde{a}$, сила пружності $\tilde{F}_q = q \cdot \tilde{x}$ і сила демпфування-тріщини $\tilde{F}_s = s \cdot \tilde{v}$. Змінні \tilde{a} , \tilde{x} , \tilde{v} - відображають поточні значення зміщення, швидкості і прискорення.

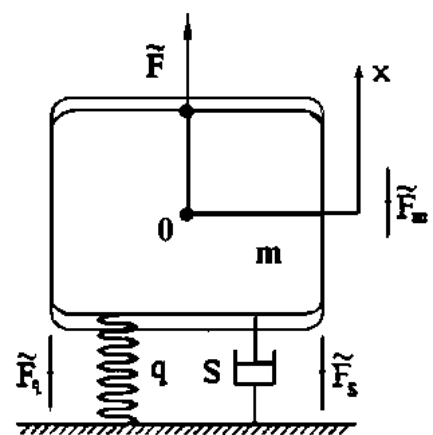


Рис. 1 – Коливальна система з одним ступенем свободи

Відповідно до принципу Д'Аламбера маємо $\tilde{F} = \tilde{F}_m + \tilde{F}_q + \tilde{F}_s$, що відповідає рівнянню руху $\tilde{F} = m \cdot \tilde{a} + q \cdot \tilde{x} + s \cdot \tilde{v}$. При цьому $\tilde{a} = j\omega\tilde{v}$, $\tilde{x} = \frac{\tilde{v}}{j\omega}$, тоді рівняння руху через коливальну швидкість приймає вигляд $\tilde{F} = m \cdot j\omega\tilde{v} + q \cdot \frac{\tilde{v}}{j\omega} + s\tilde{v}$.

Механічний імпеданс при гармонічних коливаннях в комплексній формі визначається як відношення сили до швидкості:

$$\dot{Z} = \frac{F}{\tilde{v}} = \left[S + j \left(m\omega - \frac{q}{\omega} \right) \right]$$

Тобто, він складається з трьох імпедансів:

-імпедансу демпфування (тріщини) $\dot{Z}_s = S$;

-імпедансу маси $\dot{Z}_m = j\omega m$;

-імпедансу упругості (жорсткості) $\dot{Z}_q = -j \frac{q}{\omega}$.

Дійсна частина імпедансу визначається тріщиною S (енергія коливального руху перетворюється на тепло), а уявна частина визначається жорсткістю та інерцією $m\omega - \frac{q}{\omega}$.

Під впливом жорсткості, енергія перерозподіляється в часі, перетворюючись змінною в постійну форму. Таким чином, імпеданс відображає фізичні властивості системи, де енергія коливань перетворюється на тепло, а також узгоджену взаємодію жорсткості та інерції.

Модуль механічного імпедансу $Z = |\dot{Z}| = \sqrt{S^2 + \left(\omega m - \frac{q}{\omega} \right)^2}$ відображає фізичну величину,

яка включає тривалість коливань, жорсткість та інерцію. Графічне зображення залежності елементів механічного імпедансу від частоти ω збуджуючої сили показано на рисунку 2.

Як відомо, явище резонансу характеризується збігом частоти збуджуючої сили ω та власної частоти коливної системи ω_0 у точці перетину імпедансу маси \dot{Z}_m та імпедансу пружності \dot{Z}_q (рис. 2). Інерція та жорсткість системи втрачають суттєву роль у коливному процесі. При цьому уявна частина імпедансу стає рівною нулю $\left(m\omega - \frac{q}{\omega} \right) = 0$, а амплітуда вібропереміщення A_x та віброшвидкості A_v досягають максимального значення.

Ми розглянули основні характеристики коливальної системи та їх вплив на поведінку системи. Від частоти збуджувальної сили до механічного імпедансу, кожна характеристика має своє значення і

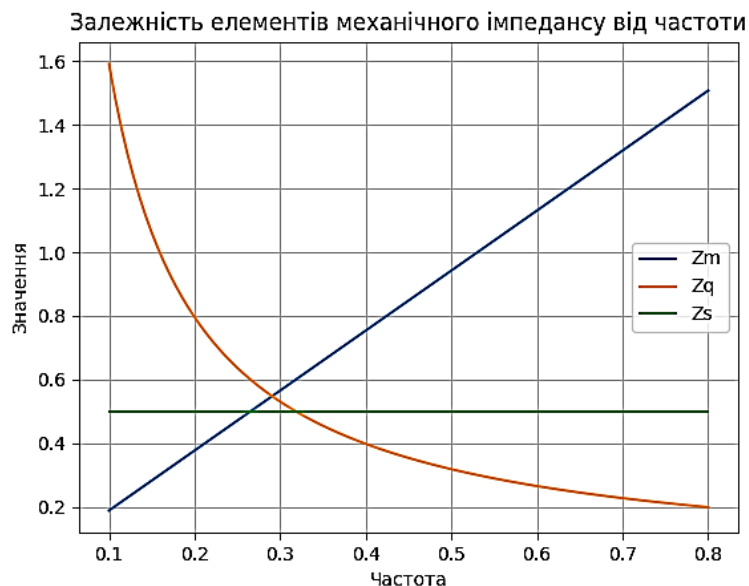


Рис. 2 – Залежність елементів механічного імпедансу від частоти збуджуючої сили ω

визначає режими коливань системи. Вивчення цих основних концепцій дозволяє краще розуміти і аналізувати методи зниження вібрації та їх вплив на результати досліджень та практичне застосування.

Особлива увагу необхідно звернути увагу на резонанс, коли частота збуджуючої сили збігається з власною частотою системи, що призводить до значного збільшення амплітуди коливань. Резонанс може призводити до значного збільшення амплітуди коливань, що потребує особливого контролю. Аналіз графіка механічного імпедансу дозволяє визначити властивості системи та її реакцію на зовнішні впливи. При цьому резонансна точка, коли частота збуджуючої сили збігається з власною частотою системи, є особливо важливою, оскільки вона може призводити до небажаних ефектів.

В цілому, розуміння основних характеристик коливальної системи, резонансу та методів зниження вібрації має велике значення. Це допомагає удосконалити дизайн і функціонування різних систем, забезпечувати їх надійність та ефективність. Розуміння резонансу дозволяє уникнути небажаних наслідків, що можуть виникнути при співпадінні частот зовнішньої сили і власної частоти системи.

Список посилань

1. Kukulín, V.I. Krasnopolsky, V. M.; Horáček, J. Theory of resonances: Principles and Applications. Springer Science & Business Media, 2013.
2. Thomson, William. Theory of vibration with applications. CrC Press, 1996.
3. Стахова А.П. Виявлення можливих несправностей для машинного обладнання з використанням вібродіагностики / А.П.Стахова, В.П. Квасніков // Вісник ЧДТУ. – 2021. – №1. – С. 32 - 41.
4. Сіренко Геннадій Олександрович; Фундюр, Дарія Андріївна; Стефанюк, Ганна Яківна. Теорія та аналіз випадкових процесів: 1. Коливання та коливальні системи (огляд). 2016.

УДК 656.025.2:93

Пасов Г.В., канд. техн. наук, доцент
Венжега В.І., канд. техн. наук, доцент
Кологойда А.В., канд. техн. наук, доцент
Кужельний Я.В., канд. техн. наук, доцент

Національний університет «Чернігівська політехніка», genapasov@gmail.com

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ САМОСКИДИ ТА ЇХ ОСОБЛИВОСТІ

Автомобілями і автопоїздами-самоскидами називаються спеціалізовані автотранспортні засоби, обладнані кузовами, які можуть самі розвантажувати вантажі, тобто процес розвантаження повністю механізований [1-4]. Самоскиди призначені для перевезення сипучих (навалювальних), напіврідких і скельних вантажів, а також вантажів, які не вимагають обережності при розвантаженні.

З усіх типів спеціалізованого рухомого складу самоскиди мають найбільше поширення, оскільки застосування їх дозволяє значно скоротити час і витрати на розвантажувальні роботи. Самоскиди складають приблизно третю частину вантажного автомобільного парку країни.

Сільськогосподарські самоскиди призначені як для перевезення різних насипних, навалювальних будівельних вантажів, що використовуються в сільському будівництві, так і основних сільськогосподарських вантажів, до яких відносяться добрива, корми, зерно, силос, картопля, овочі, коренеплоди і т. п (рис. 1-2). Ці самоскиди можуть бути також використані для різних господарських і будівельних робіт.