

## ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЧНИХ КОЛИВАЛЬНИХ СИСТЕМ МІЖРЕЗОНАНСНИХ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ

© Ланець О.С., 2007

**За допомогою порівняльного аналізу з іншими конструкціями доведені переваги міжрезонансних вібраційних машин з електромагнітним приводом.**

**In the article by means comparative analysis with other constructions advantages of high-performance interresonances vibrations machines with electromagnetic drive there are.**

**Вступ.** Особливістю вібраційних технологій є те, що вони в собі поєднують суперечливі принципи, які є несумісними в загальнопоширеному машинобудуванні. Так, якщо в традиційній механіці усілякими способами уникають вібрації, зводять її до мінімуму, то у вібраційних технологіях, навпаки, стараються максимально можливо розвинути амплітуди коливань робочих органів. Якщо важко уявити будь-який механізм чи машину без рухомих з'єднань, то вібротехнології надають таку можливість. Якщо для передачі руху в традиційній механіці необхідно використати різноманітні механізми, то у вібраційних машинах можна взагалі уникнути їх, а привід напряму з'єднати з робочим органом. Це і є головними відмінностями в підходах та принципах побудови вібраційних машин, філософія створення яких має свої особливості, які необхідно осмислити, перш ніж розпочати проектування технологічного обладнання, створення нових технологій.

Наукова та інженерна думка багатьох спеціалістів в галузі створення віброобладнання покликана на збільшувати амплітуди коливань робочих органів (інтенсифікації процесу) та надійності роботи, зниження енергоспоживання, спрощення конструкцій. Вібраційні технології мають значний ресурс щодо покращання в цих напрямках. Це є вагомою перевагою цих технологій на сучасному виробництві, робить їх перспективними.

**Постановка проблеми.** Існуючі вібраційні машини з віброзбудниками, що містять в собі рухомі з'єднання (інерційні, поршневі, ексцентрикові тощо), на сьогодні за багатьма параметрами не задовольняють сучасне виробництво, і не в стані повністю забезпечити високі технічні вимоги до обладнання за такими критеріями: висока надійність, довговічність, ефективність, енергоощадність, відповідність санітарним нормам, миттєвість досягнення встановленого режиму роботи тощо.

З іншого боку, кращі на теперішній час за концепцією побудови та принципом роботи вібраційні машини з електромагнітним приводом, вагомою перевагою яких є відсутність в приводі рухомих з'єднань, ідеально задовольняють деякі сформовані критерії, однак практично не поширені як великогабаритне обладнання. Це в основному зумовлено порівняно низькими силовими характеристиками електромагнітного приводу та закладеним ще на етапі проектування таких машин традиційним для одномасових схем коефіцієнтом динамічності, де його значення обмежується електромеханічними характеристиками системи. Вищого значення коефіцієнта динамічності за наявних методик розрахунку досягнути неможливо.

Для вирішення цієї проблеми необхідно здійснити принципово новий підхід у створенні обладнання передового за технічними характеристиками, насамперед, у якого співвідношення амплітуди коливань робочого органа до затраченої енергії на одиницю маси буде максимально можливим. Забезпечення якісно нових співвідношень параметрів механічної коливальної системи дасть змогу отримати високоефективні енергоощадні резонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом, де співвідношення розвинутої амплітуди до затраченої енергії на одиницю

маси буде значно вищим, ніж у існуючих конструкцій, що значно розширить сферу використання таких вібраційних машин, особливо великогабаритних установок. Це можливо здійснити лише за умови використання принципово нового підходу, де реалізується можливість гнучкого та ефективного підбору параметрів коливальних систем.

З цього погляду, цікавим та перспективним є подальше дослідження міжрезонансних коливальних систем. На думку автора, саме багатомасові (тримасові) механічні коливальні системи мають найбільший потенціал за технічними характеристиками.

**Аналіз останніх досліджень.** Перші багатомасові конструкції вібраційних машин з'явилися в США. Так, перший патент зустрічається в 1942 р., автором якого був представник США William C. Broekhuysen [1]. Особливо хотілось би виділити роботи таких науковців, представників США: Theodore Rapp, John C. O'Connor, Howard, Walter E. Gilbert, James C. Petrea, Rodney J. Torrey, Floyd E. Smith, Harold R. Hacker, William C. Taylor, William R. Brown, Vaughn Gregor, Thomas H. Falconer, Franklin C. Pereny; Японії: Yoshitaka Mikata, Tadashi Higuchi; Канади: Richard B. Kraus.

У зародженні багатомасових вібраційних машин з електромагнітним приводом та їх подальшому розвитку у Радянському Союзі значний наробок зробили такі провідні вчені: І.Ф. Гончаревич, Л.П. Левін, Л.А. Вайсберг, Г.Б. Букати, В.М. Потураєв, В.П. Франчук та ін. Ще в 1947 р. зустрічається патент Л.П. Левіна, що удосконалював тримасову конструкцію механічної коливальної системи. Це були одні з перших міжрезонансних вібраційних машин з електромагнітним приводом. Їх практичне призначення – це великогабаритні грохоти для подачі руди, збагаченого продукту, розвантаження агломераційних машин тощо на великих металургійних та збагачувальних підприємствах. Сам факт, що для приводу таких великогабаритних вібраційних машин, маса яких могла сягати кілька тонн, використовували електромагнітні віброзбудники, свідчить про виробничу доцільність їх застосування. Відсутність рухомих з'єднань робило ці машини високонадійними, а використання резонансних явищ – порівняно енергоощадними.

У розробці силових міжрезонансних вібраційних машин на основі електромагнітного приводу лідируючі позиції займав ВАТ “Механобр-техніка” (колишній Всесоюзний науково-дослідний інститут механічної обробки корисних копалин, м. Санкт-Петербург) та Інститут гірської справи ім. А.А. Скочинського (м. Москва). Наукові роботи в цій галузі свого часу здійснювали такі вчені та інженери: І.Ф. Гончаревич, Л.П. Стрельников, П.А. Сергеев, Г.Б. Букати, Л.А. Вайсберг, А.І. Макаров, А.Д. Рудін та інші. Саме ці представники розробили основи міжрезонансних систем, апробовані на практиці великогабаритні конструкції з дебалансним та електромагнітним приводом. Вони проробили практично усі конструктивні схеми міжрезонансних вібраційних машин. Так в [2] описані довгомірні міжрезонансні вібраційні конвеєри з електромагнітним приводом, де як робочий орган виступає кінематично збуджена коливальна маса. Це досить великогабаритні установки, довжина яких сягала 7 м, а маса завантаження до 1 т. Такі установки довели свою дієздатність. У роботі [3] зустрічаються віброконвеєри, де як робочий орган виступає проміжна коливальна маса. Такі вібромашини використовували для подачі гарячого коксу на збагачувальних підприємствах.

Здійснювали відповідні розробки представники теперішнього Національного гірничого університету (м. Дніпропетровськ) під керівництвом академіка В.М. Потураєва. Переважна більшість усіх розробок Дніпропетровської школи ґрунтувалась на дебалансному приводі, що можна пояснити необхідністю створення порівняно простих конструкцій зі значними вимушуючими зусиллями для великогабаритних установок металургійної та збагачувальної промисловості. Установкам з електромагнітним приводом не надавали значної уваги, оскільки вони були порівняно складнішими та потребували додаткових резонансних налагоджень.

Розробляли методики розрахунку та експериментальні зразки міжрезонансних систем представники Київської школи вібротехніки: І.І. Назаренко, В.С. Ловейкін та ін. Їхні розробки відповідних вібраційних машин стосувались обладнання для ущільнення бетоносумішей для будівельної

промисловості. Цінним є те, що деякі роботи стосувались міжрезонансних вібраційних машин з електромагнітним приводом. Більшість розробок належать до віброударних машин.

У межах Львівської політехніки над створенням цих машин були задіяні такі науковці та провідні інженери: В.О. Повідайло, Р.І. Сілін, В.А. Щигель, В.Д. Уфимцев, О.В. Гаврильченко, Ю.П. Шоловій, А.Л. Беспалов. Вони розробили та апробували деякі підходи у створенні багатомасових вібраційних машин з електромагнітним приводом. Їх заслугою є те, що розроблено широкий спектр мало- та середньогабаритних вібраційних машин різноманітного призначення з використанням динамічного гасника. Конструктивні схеми таких машин були тримасовими, однак в розрахункових схемах вони зводились переважно до двох одномасових. Парціальні частоти активної та реактивної коливальних мас збігалися. На таких динамічних схемах, для прикладу, були створені вібраційні бункери, швидкість транспортування деталей в яких становила  $1.7 \text{ м/с}$ .

На сучасному етапі провідні світові корпорації виготовляють потужні силові вібраційні машини на основі електромагнітного приводу лише за двомасовою схемою. До таких корпорацій можна зарахувати “Carrier Vibrating Equipment, Inc”, “Vimec”, “Jettrey” та ін. Розробки великогабаритного віброобладнання за багатомасовими схемами практично не ведуться. Такі схеми знаходять застосування у порівняно невеликих конструкціях. Переважна більшість конструкцій малопотужного віброобладнання на основі електромагнітного приводу: транспортери, бункерні живильники, дозатори, сепаратори, тощо – двомасові з антифазним рухом коливальних мас. У країнах Західної Європи та Північної Америки такі дослідження розглядають з точки зору економічної доцільності. Так, якщо для забезпечення руху великогабаритної установки можна поставити дебалансні чи ексцентриккові віброзбудники, не виконуючи порівняно складного конструювання, розрахунків та налагоджень обладнання, то безумовно, цей шлях створення обладнання буде пріоритетним. При цьому установка матиме меншу собівартість.

Наукові роботи у створенні багатомасових великогабаритних установок з електромагнітним приводом інтенсивно проводили в колишньому Радянському Союзі. Причина тому така. Свого часу були сприятливі умови щодо створення та впровадження у виробництво кращих дослідних зразків віброобладнання. Велика кількість НДІ, СКБ та ВНЗ проводили дослідження в тому напрямку, в пошуках кращого обладнання, технології. По суті цим дослідженням була надана державна підтримка. Такий підхід здебільшого спричиняв нові впровадження у виробництві, аналогів яких в світі не було.

На думку автора, найперспективніші роботи, а саме конструктивні рішення, належать представникам Інституту гірської справи ім. А.А. Скочинського на чолі з І.Ф. Гончаревичем та представникам ВАТ “Механообр-техніка”. Однак, судячи з опублікованих наукових робіт, повною мірою розкрити потенціал таких механічних коливальних схем не вдалось. Акцент у наукових роботах та практичних розробках робили на забезпеченні високої стабільності амплітуд коливань робочого органа при його завантаженні в широких межах. З цього погляду отримані конструкції повною мірою відповідали поставленим задачам. Хоч, як буде показано нижче під час викладення матеріалу статті, такі схеми є надзвичайно ефективними (мається на увазі високі амплітуди коливань за низького споживання електроенергії) для великогабаритних установок, де власне сама ефективність найбільше і проявляється.

**Постановка задачі.** З проведеного аналізу бачимо, що міжрезонансними механічними коливальними системами займалися багато провідних вчених. Вони вирішили ключові принципи в проектуванні такого обладнання. Перш ніж запропонувати конкретні підходи у вдосконаленні міжрезонансних систем, проведемо порівняльний аналіз таких систем, встановимо їх переваги та можливі напрямки подальших досліджень.

**1. Аналіз структурних схем існуючих вібраційних машин з електромагнітним приводом.** Незалежно від типу призначення, форми робочого органа, форми збудуючого зусилля, габаритів тощо, вібраційні машини з електромагнітним приводом поділяються за однією істотною ознакою – за кількістю коливальних мас. Саме ця ознака надає вібраційним машинам неповторності, яка проявляється в динамічних характеристиках (різна кількість резонансних піків), конструктивних

(різна кількість мас та пружних систем) та санітарних (можливість віброізоляції) тощо. Тому, для проведення аналізу конструкцій їх зручно поділити за кількістю незалежних коливальних мас на одно-, дво- та тримасові. Аналіз таких узагальнених схем дозволить виявити усі вагомні переваги та недоліки конструкцій вібраційних машин, не розглядаючи конкретні установки.

**1.1. Одномасові коливальні системи.** Одномасові конструкції (рис. 1) через свою недосконалість використовуються надзвичайно рідко. Вони абсолютно не віброізовані, що робить їх не придатними до використання. Крім того, поняття “одномасових конструкцій” теоретично не існує, оскільки згідно з законом Ньютона, якщо існує дія, значить повинна бути протидія, а отже, для забезпечення руху коливальної маси необхідно мати другу. Цією другою масою виступає фундамент, земля.

Розрахунок таких конструкцій можна проводити за двомасовою механічною коливальною системою, де як активна маса  $m_a$  виступає робочий орган, а як реактивна  $m_p$  – основа, земля. У такому разі жорсткість  $c$  пружної системи отримують за формулою

$$c = M_3 \left( \frac{\omega}{z} \right)^2, \quad (1)$$

де  $M_3 = m_a m_p / (m_a + m_p)$  – зведена маса;  $\omega$  – колова частота вимушених коливань;  $z$  – резонансне налагодження механічної коливальної системи. Якщо як реактивну масу  $m_p$  прийняти масу, еквівалентну масі землі, то

$$\lim_{m_p \rightarrow \infty} c = \lim_{m_p \rightarrow \infty} \left( \frac{m_a m_p}{m_a + m_p} \right) \left( \frac{\omega}{z} \right)^2 = m_a \left( \frac{\omega}{z} \right)^2.$$

Розрахунок зводиться до знаходження жорсткості  $c$  пружної системи за одномасовою схемою у вигляді

$$c = m_a \left( \frac{\omega}{z} \right)^2. \quad (2)$$

Значення  $\omega$  є єдиною парціальною частотою такої механічної коливальної системи. По суті, двомасова конструкція виродилась в одномасову, що і підтверджується під час практичних розрахунків.

Для прикладу розглянемо абстрактну механічну коливальну систему, де  $m_a = 1 \text{ кг}$ ,  $\omega = 314 \text{ рад/с}$ , дорезонансне налагодження  $z = 0.92$ , амплітуда гармонійного збурювального зусилля  $P = 100 \text{ Н}$ . Тоді, згідно з (2)  $c = 1.166 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$ . Приймаємо, що маса технологічного завантаження  $m_{зав} = 0.5 m_a$  теоретично повністю приєднується до активної маси. Коефіцієнтами дисипації нехтуємо. Як бачимо з рис. 2, а, ця механічна коливальна система досить погано сприймає додаткове навантаження. Після завантаження вона опинилась в неробочій зарезонансній зоні  $\omega_p = 279 \text{ рад/с}$ . За цих умов подальше додаткове завантаження тільки зменшуватиме амплітуду коливань активної коливальної маси. Враховуючи те, що повітряний проміжок між якорем і осердям з котушкою електромагнітного вібробудника, які в цьому випадку кріпляться до активної коливальної маси та основи, повністю визначається рухом активної коливальної маси і дорівнює, як мінімум, її амплітуді коливань, то така пряма залежність повітряного проміжку від амплітуди активної коливальної маси є ще одним вагомим недоліком таких конструкцій, яка істотно знижує ККД електромагнітного приводу вібраційної машини, а отже, і величину збурювального зусилля.

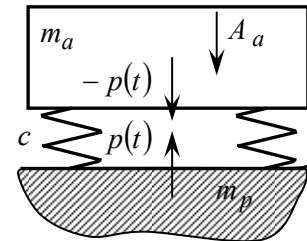
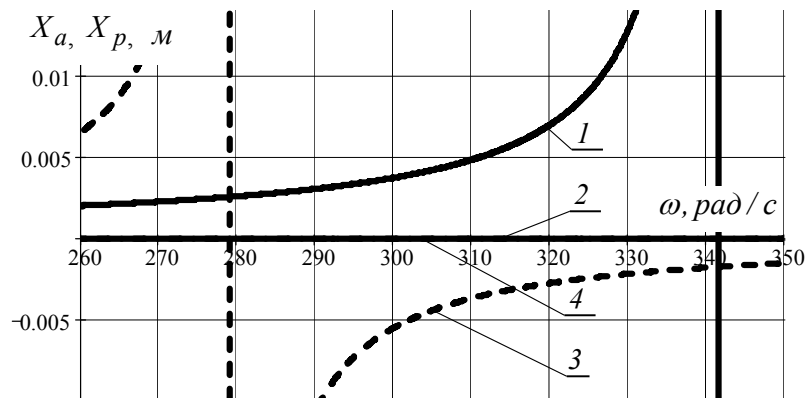
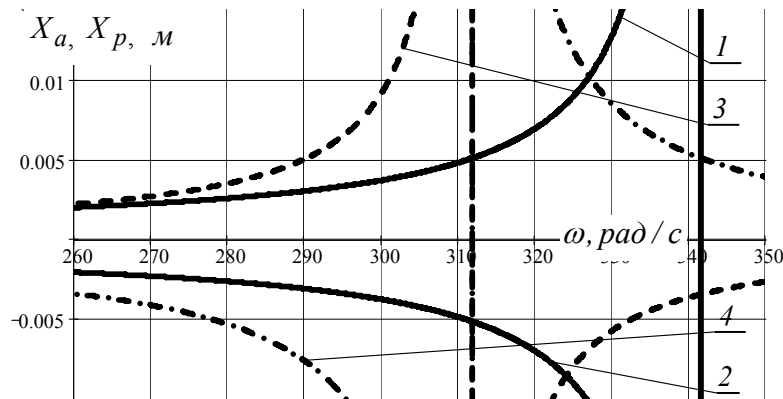


Рис. 1. Одномасова механічна коливальна система



а



б

Рис. 2. Амплітудно-частотна характеристика одномасової (а) та двомасової (б) механічної коливальної системи:

1, 2 – амплітудні значення коливань відповідно активної  $X_a$  та реактивної  $X_p$  мас без навантаження активної маси  $m_a$  додатковою масою  $m_{зав}$ ; 3, 4 – відповідно їх амплітуди після навантаження

Враховуючи весь перелік вагомих недоліків таких конструкцій: повна відсутність віброізоляції, значний вплив маси завантаження на величину амплітуди коливань робочого органа, пряма залежність повітряного проміжку в електромагнітному вібробуднику від амплітуди коливань робочого органа, можна зробити висновок, що ці схеми не мають серйозних перспектив свого подальшого розвитку.

**1.2. Двомасові коливальні системи.** Двомасових конструкцій вібраційних машин існує безліч. Всіх їх можна звести до структурної схеми, що зображена на рис. 3. Всіх їх об'єднує наявність двох незалежних коливальних мас: активної  $m_a$  та реактивної  $m_p$ . Введення другої незалежної коливальної маси забезпечило низку істотних переваг: кращі технічні характеристики механічної коливальної системи (як буде показано нижче, значно кращу стабільність руху робочого органа від завантаження); конструктивна схема уже допускає використання віброізоляційних пружних елементів жорсткістю  $c_{із}$ , що практично усувають передачу вібрації на основу, фундамент.

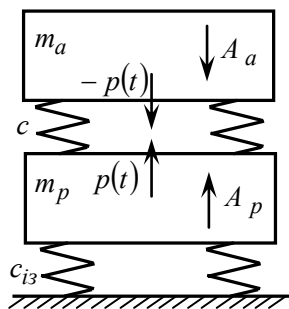


Рис. 3. Двомасова механічна коливальна система

Розрахунок таких конструкцій зводиться до одномасових конструкцій (рис. 4). Так, використовуючи ті самі параметри коливальної системи, приймаючи  $m_p = 1$ , та користуючись (1) для визначення значення жорсткості резонансної пружної системи, яка становитиме  $c = 5.83 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$ ,

спостерігаємо значно кращу картину АЧХ (рис. 2, б) порівняно з попереднім випадком. Активна коливальна маса, насправді, стійкіша до завантаження. Під час технологічного завантаження  $m_{зав} = 0.5m_a$  активної маси резонансний пік змістився з  $\omega_p = 342 \text{ рад/с}$  до  $\omega_p = 312 \text{ рад/с}$ , а не до  $\omega_p = 279 \text{ рад/с}$ , як в попередньому випадку. Звичайно, отриманий режим роботи також є недопустимим для резонансної механічної коливальної системи, однак, порівнюючи два випадки, можна зробити однозначний висновок, що двомасові конструкції безумовно кращі за технічними характеристиками за одномасові. Хоча, як і для одномасових конструкцій, в двомасових спостерігається пряма залежність амплітуди коливань активної та реактивної коливальних мас на величину повітряного проміжку, який повинен бути більшим за відносну амплітуду коливань обох мас, а отже, за суму амплітуд активної та реактивної коливальних мас  $A_{від} = A_n + A_p$ .

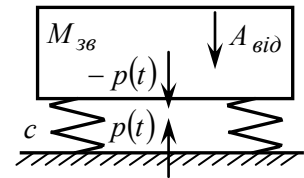


Рис. 4. Зведена до одномасової двомасова механічна ковальна система

Незважаючи на перераховані недоліки, двомасові механічні ковальні системи досить широко застосовуються для великогабаритних вібраційних машин (грохотів) з електромагнітним приводом [2–3].

Частково вищеперераховані недоліки двомасової вібраційної машини можна усунути введенням в конструкцію третьої ковальної маси, яка виконує функцію вузькочастотного динамічного демпфера, що гасить коливання проміжної маси  $m_n$ . Це можна розглядати як подальший крок у вдосконаленні вібраційних машин. Відразу зауважимо, що ці динамічні схеми не можна зарахувати до повноцінних тримасових конструкцій, що обумовлюється в підході їх розрахунку за двома одномасовими схемами. По-суті, це та сама двомасова схема, кріплення якої відбувається в нерухомих точках на пружних елементах. У цьому разі цією умовно нерухомою точкою виступає проміжна маса. Структурні схеми таких тримасових вібраційних машин можна звести до схем, що зображені на рис. 5.

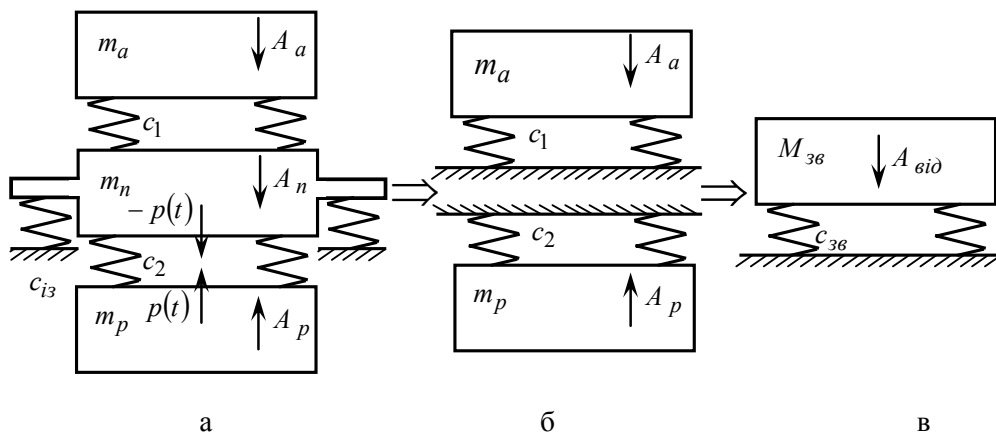


Рис. 5. Тримасова механічна ковальна система з динамічним гасником (а) та її розрахункова модель за двома (б) одномасовими та однією (в) одномасовою схемою

Відзначимо, що тримасова конструкція з динамічним демпфером виконується так, щоб збурення коливань маси  $m_a$  відбувалось кінематично. За відповідного підрахунку сумарних жорсткостей  $c_1$  та  $c_2$

$$c_1 = m_a \left( \frac{\omega}{z} \right)^2, \quad c_2 = m_p \left( \frac{\omega}{z} \right)^2 \quad (3)$$

пружних елементів проміжна маса  $m_n$  під час роботи вібромашини буде нерухомою, що дало змогу ефективно віброізулювати конструкцію за проміжну масу через пружні елементи жорсткістю  $c_і3$ .

У такому разі повітряний проміжок між якорем і осердям з котушкою електромагнітного віброзбудника в основному регламентується амплітудою коливань  $A_p$  реактивної коливальної маси  $m_p$  та не в значному ступені амплітудою коливань  $A_n$  проміжної коливальної маси  $m_n$ , яка рухається в протифазі до реактивної маси. То ж повітряний проміжок формується з умови  $A_{від} = A_n + A_p$ , причому  $A_n \ll A_p$ .

Отже, така умовно тримасова конструкція розраховується за двома одномасовими схемами, де механічні коливальні системи, що утворюються активною коливальною масою  $m_a$  з пружною системою, що кріпиться до неї, та реактивною коливальною масою  $m_p$  з відповідною їй пружною системою налагоджуються на однакову білярезонансну частоту вимушених коливань  $\omega_p = \omega/z$ . Проміжна коливальна маса  $m_n$  при розрахунках не враховується, а отже, і не можна говорити, що це тримасова механічна коливальна система. Про це свідчить і АЧХ системи, яка аналогічна двомасовій структурі (рис. 6). Інакше кажучи, дві одномасові коливальні системи розраховують за однаковою парціальною частотою, яка і виступає частотою власних коливань тримасової механічної коливальної системи.

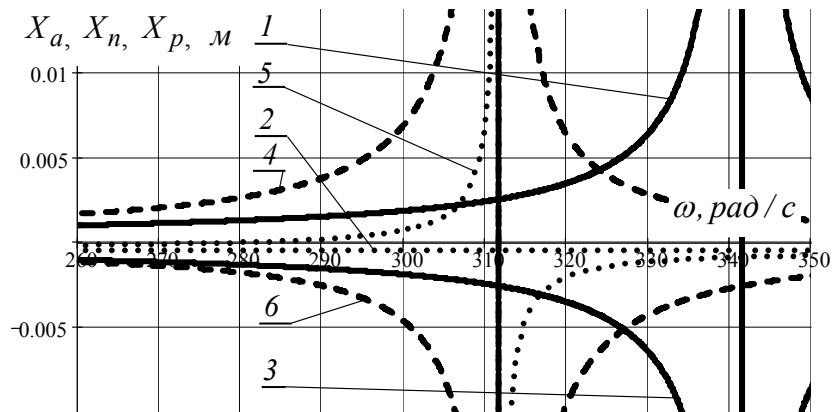


Рис. 6. Амплітудно-частотна характеристика тримасової механічної коливальної системи з динамічним гасником:

- 1, 2, 3 – амплітудні значення коливань відповідно активної  $X_a$ , проміжної  $X_n$  та реактивної  $X_p$  мас без навантаження активної маси  $m_a$  додатковою масою  $m_{зав}$ ;  
3, 4, 5 – відповідно їх амплітуди після навантаження

По-суті, тримасова схема з динамічним гасником наділена тими самими негативними характеристиками, що і двомасова. Виграш в таких схемах можна досягти лише у деякому зменненні повітряного проміжку в електромагнітних віброзбудниках. Як великогабаритні установки зі значною часткою завантаження щодо маси робочого органа згадані вище схеми малопридатні.

Для стабілізації резонансного налагодження можна передбачити створення адаптивної системи керування, яка налагоджувала б частоту вимушених коливань під власну частоту коливальної системи, яка змінюється від завантаження. Іншим шляхом покращання стабілізації резонансного налагодження може бути збільшення маси робочого органа (активної маси) щодо реактивної маси. Справді, за значної переваги в масі робочого органа, резонансне налагодження буде досить стабільним при зміні завантаження. Але в такому разі зазор між якорем і електромагнітом повинен значно зрости, враховуючи в кілька разів вищу амплітуду коливань реактивної маси, яка визначатиметься згідно з залежністю  $A_a/A_p = m_p/m_a$ . Це призведе до значних витрат енергії. Ще одним шляхом покращання стабілізації роботи машин, є використання конструкцій, в яких застосовується далеке від резонансу налагодження  $z$  механічної коливальної системи. Недоліком

такого підходу є низький динамічний коефіцієнт коливальної системи, що вимагатиме використання в таких системах додаткових електромагнітних віброзбудників.

**1.3. Тримасові (міжрезонансні) коливальні системи.** У будь-якому випадку, система із трьох незалежних коливальних мас за довільного підбору параметрів матиме два резонансних піки власних частот системи  $\omega_{вл1}, \omega_{вл2}$ . А отже, якщо вимушена (робоча) частота коливань  $\omega_p$  системи знаходиться між двома піками, що відповідає залежності  $\omega_{вл1} < \omega_p < \omega_{вл2}$ , такі системи називатимемо міжрезонансними. Правда, за певного підбору параметрів, випадок який розглянуто в попередньому підпункті, ці піки можуть збігатися, тим самим динамічна система вироджується в двомасову.

До повноцінних тримасових систем зараховуватимемо ті, в яких значення жорсткостей описуються такими загальними функціями:

$$c_1 = f(m_a, m_n, m_p, c_2, \omega_{вл1}, \omega_{вл2}, z) \text{ та } c_2 = f(m_a, m_n, m_p, c_1, \omega_{вл1}, \omega_{вл2}, z).$$

Структурна схема аналогічна рис.1.5,а. У цьому випадку на частотній області матимемо два резонансних піки, що відповідатимуть двом власним частотам  $\omega_{вл1}, \omega_{вл2}$  тримасової механічної коливальної системи. Принцип розрахунку тримасових (міжрезонансних) вібраційних машин зводиться до такого. Конструктивно задавшись двома власними частотами за відомих мас  $m_a, m_n, m_p$ , визначають значення жорсткостей двох пружних систем, що і забезпечуватимуть заданий режим роботи міжрезонансної системи.

У тримасових міжрезонансних системах як робочий орган може виступати активна, або проміжна коливальні маси. Активна коливальна маса як робоча має деякі переваги, які розглянемо пізніше. Реактивна коливальна маса переважно призначається лише для збурення коливань, а конструктивно вона являє собою осердя з котушками, або якір електромагнітних віброзбудників, що через пружну систему з жорсткістю  $c_2$  кріпляться до проміжної коливальної маси. Тримасова коливальна система міжрезонансних вібраційних машин переважно опирається на основу через віброізолятори з жорсткістю  $c_{із}$ , що кріпляться до проміжної маси. Хоча трапляються випадки [4], де вантажиться реактивна коливальна маса.

Як і в попередніх випадках, розглянемо абстрактну механічну коливальну систему, де  $m_a = 1 \text{ кг}$ ,  $m_n = 1 \text{ кг}$ ,  $m_h = 0.2 \text{ кг}$ , решта параметрів ті самі. Враховуючи резонансне налагодження  $\omega_{вл2} = 342 \text{ рад/с}$ , а першу власну частоту приймаємо такою, що дорівнює  $\omega_{вл1} = 220 \text{ рад/с}$ .

З частотного рівняння системи з трьома ступенями рухомості

$$c_1^2 (c_2 - m_p \omega^2) - (c_1 - m_a \omega^2) (c_1 + c_2 - m_n \omega^2) (c_2 - m_p \omega^2) + (c_1 - m_a \omega^2) c_2^2 = 0$$

визначаємо значення жорсткості  $c_1$  через першу власну частоту коливань системи, а через другу – значення жорсткості  $c_2$ . Отримані рівняння

$$\begin{cases} c_1 = m_p \omega_{вл1}^2 \cdot \frac{m_a m_n \omega_{вл1}^2 - c_2 (m_a + m_n)}{m_a \omega_{вл1}^2 (m_n + m_p) - c_2 (m_a + m_n + m_p)}; \\ c_2 = m_p \omega_{вл2}^2 \cdot \frac{m_a m_n \omega_{вл2}^2 - c_1 (m_a + m_n)}{m_a \omega_{вл2}^2 (m_n + m_p) - c_1 (m_a + m_n + m_p)}, \end{cases}$$

за уже відомих параметрів розв'язуємо як систему, і отримуємо одне з двох можливих рішень:  $c_1 = 5.398 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$  та  $c_2 = 9.66 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$ . Аналізуючи відповідну АЧХ (рис. 7) констатуємо дорезонансний режим роботи коливальної системи навіть після завантаження, чого не спостерігалось в попередніх випадках. Амплітуда коливань активної маси  $m_a$  після завантаження дещо зростає, хоча реально збільшення амплітуди нівелюється дисипацією від завантаження. Втрата маси робочим органом також не призведе до спаду амплітуди коливань, що пояснюється наявністю так званого "сідла" на амплітудно-частотній характеристиці активної коливальної маси. Ця властивість притаманна лишень міжрезонансним системам.



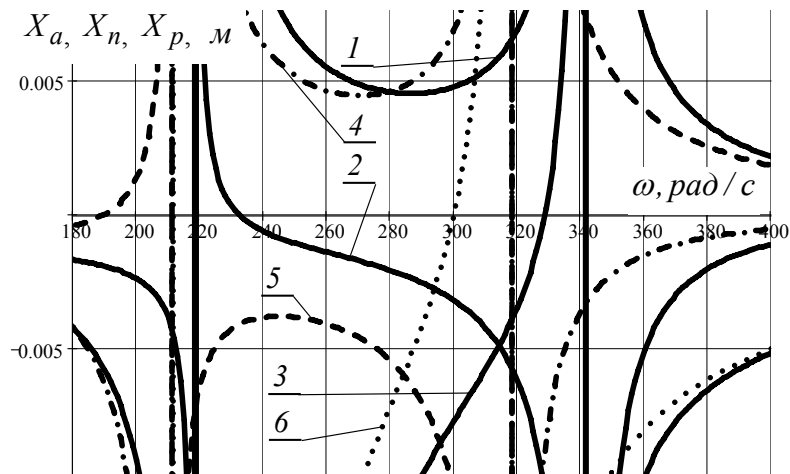


Рис. 7. Амплітудно-частотна характеристика тримасової міжрезонансної механічної коливальної системи:  
 1, 2, 3 – амплітудні значення коливань відповідно активної  $X_a$ , проміжної  $X_n$  та реактивної  $X_p$  мас без навантаження активної маси  $m_a$  додатковою масою  $m_{зав}$ ; 3, 4, 5 – відповідно їх амплітуди після навантаження

На практиці режими роботи міжрезонансних систем підбираються так, щоб система не входила в критичні зони. Для цього два власних піки системи дещо розносять. Так, для наступної системи з параметрами  $m_a = 1 \text{ кг}$ ,  $m_n = 1 \text{ кг}$ ,  $m_p = 0.5 \text{ кг}$ , дорезонансне налагодження  $z = 0.82$ ,  $\omega_{ел2} = 382 \text{ рад/с}$ , а другу власну частоту такою, що дорівнює  $\omega_{ел1} = 240 \text{ рад/с}$ , причому згідно з відповідними розрахунками  $c_1 = 5.9 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$  та  $c_2 = 2.877 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$ . За таких параметрів система зберігає притаманні резонансним системам високі амплітуди коливань (рис. 8, а). Під час завантаження система не входить в критичні режими. За необхідності як робочу коливальну масу можна використовувати і проміжну (рис. 8, б).

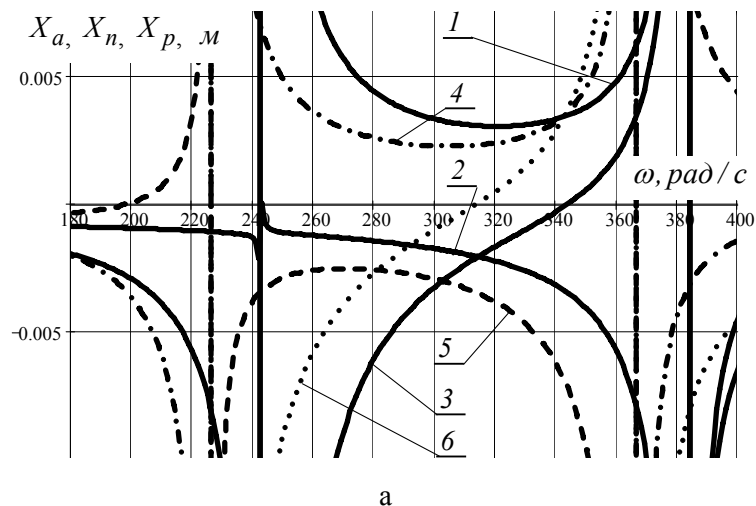


Рис. 8. Амплітудно-частотна характеристика тримасової міжрезонансної механічної коливальної системи:

1, 2, 3 – амплітудні значення коливань відповідно активної  $X_a$ , проміжної  $X_n$  та реактивної  $X_p$  мас без навантаження активної маси  $m_a$  додатковою масою  $m_{зав}$ ;  
 3, 4, 5 – відповідно їх амплітуди після навантаження

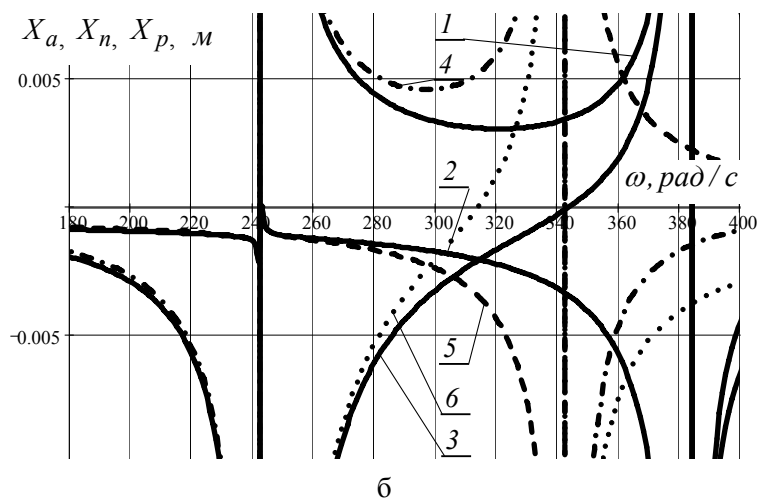


Рис. 8. (Продовження). Амплітудно-частотна характеристика тримасової міжрезонансної механічної коливальної системи:

1, 2, 3 – амплітудні значення коливань відповідно активної  $X_a$ , проміжної  $X_n$  та реактивної  $X_p$  мас без навантаження активної маси  $m_a$  додатковою масою  $m_{зав}$ ;  
3, 4, 5 – відповідно їх амплітуди після навантаження

У роботі [5] наводиться підбір параметрів тримасової механічної коливальної системи за парціальними частотами. Особливістю цього підбору параметрів є те, що він передбачає синфазний рух у силовому збуренні якоря та осердя з котушкою електромагнітного вібратора. Це забезпечує значне підвищення ККД приводу. Недоліком цієї методики є відсутність конкретних аналітичних виразів для підбору інерційних параметрів та чіткого співвідношення жорсткостей.

Однак, останнім часом, не спостерігається широкого застосування міжрезонансних коливальних систем у створенні великогабаритних вібраційних машин заводами та фірмами-виробниками. Практично усі сучасні розробки вібраційних грохотів на основі електромагнітного приводу зводяться до двомасових конструкцій. Причини цього полягають ось у чому. Такі коливальні системи значно простіші у виготовленні, налагодженні та експлуатації. Так, використовуються лише дві маси, а не три; наявна лише одна резонансна пружна система, а не дві. Вагомі їх недоліки, порівняно з міжрезонансними, такі як висока чутливість до маси завантаження, може бути частково вирішеною введенням маси завантаження в розрахункову модель. Здебільшого значно простіше виготовити великогабаритну установку з дебалансним приводом, не обов'язково міжрезонансну. Досягнення необхідних технічних характеристик таких машин можна здійснити банальним збільшенням потужності приводу.

**Висновки.** Наведений вище аналіз дозволяє сформулювати висновки. Міжрезонансні коливальні системи мають безсумнівні переваги порівняно з найпоширенішими двомасовими. Їх застосування беззаперечно надзвичайно перспективне в гірничодобувній та збагачувальних промисловостях, підприємствах важкого машинобудування тощо.

Для широкого впровадження міжрезонансних вібраційних машин на підприємствах необхідно запропонувати якісні підходи у розрахунку міжрезонансних систем, які б дозволили за необхідністю спростити їх конструкції в одних випадках, або ж істотно підвищити їх ефективність порівняно з двомасовими, де порівняно невисокі значення вимушуючих зусиль забезпечували б необхідні коливання робочих органів. Технічні та конструктивні переваги таких машин повинні бути настільки вагомі, що забезпечували б їх конкурентоспроможність порівняно з існуючим обладнанням.

Безумовно, тримасові конструкції з технічного погляду ще не повністю досліджені, використовуються усі їхні переваги та розкритий їхній потенціал. А тому дослідження таких конструкцій безумовно перспективне. Саме на базі таких конструкцій здійснюватимуться подальші наукові дослідження.

1. Pat. 2,280,056 U.S. Data of Patent: 4/1942. Inventor / William C. Broekhuysen. Three Mass Vibratory Feeder. 2. Гончаревич И.Ф., Стрельников Л.П. Электровибрационная транспортная

техника. – М.: Машигиз, 1963. – 311 с. 3. Гончаревич И.Ф., Сергеев П.А. Вибрационные машины в строительстве. – М.: Госгортехиздат, 1959. – 261 с. 4. Pat. 4,961,491 U.S. Data of Patent: 9/1990. Inventor / Thomas H. Falconer. Three Mass Vibratory Feeder. 5. Pat. 4,378,064 U.S. Data of Patent: 3/1983. Inventor / William R. Brown. Three Mass Electromagnetic Feeder.

УДК 621.825.54(088.8)

**В.О. Малащенко, П.В. Карнаух\***

Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра деталей машин,

\*Національний університет водного  
господарства та природокористування

## **ОБГРУНТУВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ЗАПОБІЖНОЇ ФРИКЦІЙНОЇ МУФТИ З КРИВОЛІНІЙНИМИ ПОВЕРХНЯМИ ТЕРТЯ**

© Малащенко В.О., Карнаух П.В., 2007

**Запропоновано методику проектного розрахунку нової конструкції запобіжної фрикційної муфти згідно з А. с. СРСР № 1781479. Порівняні її основні геометричні параметри з подібними параметрами конструкцій муфт зі змінною кількістю дисків та двоконусної фрикційної муфти німецької фірми “ДЕШ”.**

**It is suggested the design pricedure of a new construction of the safety clutch according to the author’s certificate in the former Soviet Union, № 1781479. It’s basic geometrical parameters are compared with the constructions of a friction coupling with changeable quantity of disks and a double cone friction coupling from the German firm “DESH”.**

**Постановка проблеми.** Створення ефективних конструкцій запобіжних фрикційних муфт та розробка методики з кількісної оцінки їх основних експлуатаційних та геометричних параметрів є важливим завданням, бо завдяки своїм функціональним можливостям вони знайшли широке застосування в різних галузях народного господарства. На ранній стадії проектування необхідно мати достовірні аналітичні залежності між основними геометричними та силовими параметрами запобіжних фрикаційних муфт з підвищеною навантажувальною здатністю.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Сьогодні існують багато конструкцій запобіжних фрикційних муфт, що здатні передавати підвищений обертальний момент [1, 2, 4–6]. Особливо потрібно відзначити передові технічні рішення, які реалізовані в конструкціях запобіжних фрикційних муфт зі змінною кількістю дисків, окремих фрикційних кілець та двоконусної фрикційної муфти німецької фірми “ДЕШ”. У муфті зі змінною кількістю дисків у разі збільшення кількості дисків із одного до двох величина обертального моменту зростає пропорційно приблизно в 2 рази, а зі збільшенням кількості дисків із двох до трьох в 1,5 рази. Зовнішній діаметр при цьому залишається сталим, а осьові габарити зростають до 10 % у разі зміни кількості дисків із одного до двох та із двох до трьох. Для конструкції двоконусної фрикційної муфти німецької фірми “ДЕШ” збільшення величин обертального моменту в 2 рази приводить до зростання зовнішнього діаметра на 35 %, а осьові габарити зростають на 33 %. З огляду на наведений вплив зміни геометричних параметрів на величину обертального моменту муфти зі змінною кількістю дисків та муфти фірми “ДЕШ” можна стверджувати, що їх конструкції не є досконалими і існує проблема знаходження іншого способу підвищення навантажувальної здатності запобіжних фрикційних муфт з кількісною оцінкою.