

УДК 621.9.048.6

Т.С.ЯРОШЕВИЧ, ЛНТУ, Луцьк

МОДЕЛЮВАННЯ ПОДВІЙНОГО ПУСКУ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ З ДЕБАЛАНСНИМ ЗБУДНИКОМ КОЛИВАНЬ

Викладено результати досліджень динамічних процесів, що відбуваються під час розбігу дебалансного збудника зарезонансної вібраційної машини з електродвигуном обмеженої потужності. Розглянуто перебіг процесу розбігу збудника в разі подвійного пуску асинхронного двигуна. Наведено детальний опис ефекту Зоммерфельда.

The course of the process of acceleration of unbalanced exciter of transresonance vibrating machine in case of reclosing is considered. The explanation of Sommerfelds effect is given.

Постановка проблеми. Область використання вібраційних машин та пристроїв має стійку тенденцію до подальшого росту в найрізноманітніших галузях машино- та приладобудування. У великогабаритних вібраційних машинах найбільшого розповсюдження отримав інерційний привод завдяки можливості одержання значних збудюючих сил за невеликих габаритів та відносно малої маси. Зазвичай, вібраційні машини з інерційним збудженням є зарезонасними. Одночасні вібромашини з дебалансними збудниками в разі м'якої віброізоляції робочого органу передають на раму та фундамент порівняно незначні динамічні навантаження. Під час роботи в усталеному режимі таким машинам притаманна достатньо висока стабільність.

Однак під час розбігу вібраційних машин виникає проблема проходження через зону резонансних частот. На цій стадії руху можливе «зависання» швидкості ротора двигуна з обмеженою потужністю, тобто виникнення ефекту Зоммерфельда. Робота вібромашини в разі прояву ефекту супроводжується надмірно великими резонансними коливаннями і, відповідно, динамічними навантаженнями та вимагає завищеної потужності електродвигуна.

Для зниження інтенсивності коливань під час проходження через зону резонансних частот використовують: віброзбудники зі статичним моментом, що регулюється автоматично або вручну; електродвигуни з підвищеним пусковим моментом; нелінійні пружні віброізолюючі елементи або спеціальні упори; пружні елементи з керованою зміною жорсткості тощо [1]. Усі вказані засоби зниження резонансних коливань є відносно складними та потребують додаткових матеріальних витрат. В практиці експлуатації вібраційних машин з інерційним збудженням з тією ж метою використовується метод так званого «подвійного пуску», технічна реалізація якого відрізняється відносною простотою.

Аналіз відомих досліджень і публікацій. Задача про вимушені коливання лінійної системи з одним ступенем вільності під час проходження через резонансну зону розглядалась Ф.М.Льюїсом, пізніше – багатьма іншими авторами як у лінійній, так і нелінійній постановці [2]. Грунтовні теоретичні дослідження таких систем (коливальних систем з обмеженим збудженням) наводяться в роботах В.О. Кононенка та його учнів і послідовників [3]. Найбільш повні бібліографічні відомості щодо досліджень у цьому напрямку наведено в роботі [4]. У працях [5, 6] викладено результати чисельного моделювання динамічних процесів у вібраційних машинах з інерційним вібратором та асинхронним електродвигуном. З поміж робіт, в яких наводяться результати дослідження безпосередньо подвійного пуску коливальної системи з інерційним збудженням, виділимо статтю [7]. Проте є потреба більш детального динамічного аналізу процесів, які мають місце у вібраційних технологічних машинах під час проходження резонансної області ротором збудника в разі подвійного пуску електродвигуна.

Метою роботи є дослідження процесу розбігу дебалансного збудника зарезонансної вібраційної машини у випадку застосування методу подвійного пуску асинхронного двигуна.

Опис моделі. Схему розглядуваної вібраційної машини з плоским рухом робочого органу наведено на рис. 1. Віброуючий робочий орган (камеру) пружно підвішено на гвинтових циліндричних пружинах. Як привод застосовують дебалансний віброзбудник, ротор якого на підшипникових опорах жорстко закріплений в робочій камері, проходить через її центр мас і приводиться в обертання від трифазного асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором.

Узагальненими координатами розглядуваної коливальної системи є координати центра мас камери x , y і кути повороту камери φ та ротора збудника φ_1 . Опір коливанням робочого органу врахуємо у вигляді лінійних сил $\beta\dot{x}$, $\beta\dot{y}$, $\beta\dot{\varphi}$, пропо-

рційних узагальненим швидкостям. Рух такої коливальної системи описується диференціальними рівняннями [1]

$$\begin{aligned} M\ddot{x} + \beta_x \dot{x} + c_x x + c_{x\varphi} \varphi &= m\varepsilon (\ddot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\varphi}^2 \cos \varphi); \\ M\ddot{y} + \beta_y \dot{y} + c_y y &= m\varepsilon (\ddot{\varphi} \cos \varphi - \dot{\varphi}^2 \sin \varphi); \\ J\ddot{\varphi} + \beta_\varphi \dot{\varphi} + c_\varphi \varphi + c_{x\varphi} x &= 0; \end{aligned} \quad (1)$$

$$I\ddot{\varphi}_1 = L - R + m\varepsilon (\dot{x} \sin \varphi_1 + \dot{y} \cos \varphi_1 + g \cos \varphi_1),$$

де $c_\varphi = c_y l^2 + c_x b^2$; $c_{x\varphi} = -c_x b$.

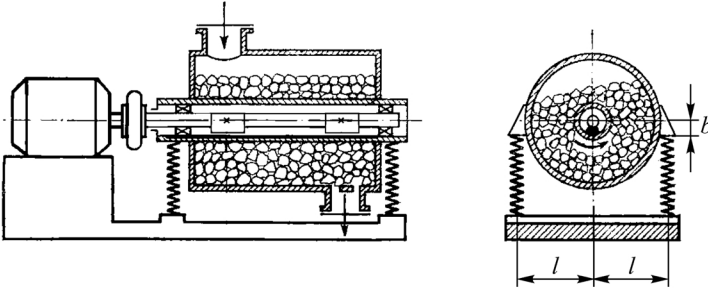


Рисунок 1 – Схема вібраційної машини

Тут M – сумарна пружно підвішена маса, яка враховує маси робочого органу, дебалансного вузла та приєднану масу завантаження; J – момент інерції робочої камери щодо осі, яка проходить через центр мас; $\beta_x, \beta_y, \beta_\varphi$ – коефіцієнти демпфування; c_x, c_y – жорсткість пружин, відповідно, на зсув та розтяг-стиск; l, b – параметри, що визначають положення точок кріплення верхніх кінців пружин щодо центра мас; I – сумарний момент інерції ротора збудника щодо осі обертання; m, ε – відповідно, маса віброзбудника та його ексцентриситет; L, R – електромагнітний момент двигуна та момент сил опору обертання ротора збудника; g – пришвидшення вільного падіння.

Для врахування дії електропривода використано рівняння електромагнітних явищ в асинхронному двигуні [6]

$$T_D^2 \xi \ddot{L} + T_D \xi \dot{L} + \left(2 - \frac{T_D}{s}\right) \dot{L} + \left(1 - \frac{T_D \xi}{s}\right) L = 2\xi L_{\max} s_\varepsilon, \quad (2)$$

де $T_D = \frac{1}{100\pi s_{sp}}$ – електромагнітна стала часу; $\xi = \frac{1}{1+s_\varepsilon}$; s_ε, s_{sp}, s – відносне, кри- тичне та поточне ковзання, відповідно; L_{\max} – максимальний момент двигуна.

Момент сил опору обертання R зумовлюється, переважно, опором у підшипниках ротора збудника й визначається за формулою

$$R = 0,5 f^* m \varepsilon \dot{\varphi}^2 d,$$

де f^* – зведений коефіцієнт тертя в підшипнику; d – діаметр його внутрішнього кільця. Слід зазначити, що в порівнянні із цим моментом, втрати від тертя в

підшипниках двигуна є незначними внаслідок зрівноваженості його ротора.

Моделювання процесу розбігу дебалансного вібробудника зводиться до чисельного інтегрування диференціальних рівнянь руху електромеханічної коливальної системи (1), (2) за допомогою програмного продукту Maple за таких значень параметрів: $M = 330$ кг; $m = 30$ кг; $\varepsilon = 0,044$ м; $J = 8,02$ кг · м²; $f^* = 0,004$; $d = 0,04$ м; $l = 0,23$ м; $b = 0,1$ м; $\beta_x = \beta_y = 1120$ кг/с; $\beta_\varphi = 70,3$ кг/с; $c_y = c_x = 4,47 \cdot 10^5$ Н/м. Використовувалися трифазні асинхронні короткозамкнені двигуни серії 4А із синхронною частотою обертання $n_c = 1500$ об/хв. Власні частоти коливальної системи (пружно підвішеного робочого органу як єдиного твердого тіла) становлять $p_x = 32,36$ с⁻¹; $p_y = 36,8$ с⁻¹; $p_\varphi = 61,74$ с⁻¹. Зазначимо, що величину власних частот і, відповідно, жорсткість підвіски вибрано згідно прикладу, наведеного в [8].

Результати моделювання. Відомо, що процес розбігу ротора дебалансного вібробудника насамперед залежить від потужності електропривода (рис. 2). Для проходження ротором зони резонансних частот, часто доводиться завищувати потужність двигуна, потрібну для роботи в усталеному режимі. Звичайно, чим більшою вибрано потужність (має місце більше пришвидшення розбігу ротора), тим істотніше вдається знизити резонансні коливання робочого органу і, відповідно, зменшити в цей період руху динамічні навантаження на елементи конструкції вібраційної машини. Однак такий шлях вирішення проблеми пуску вібраційної машини є економічно недоцільним.

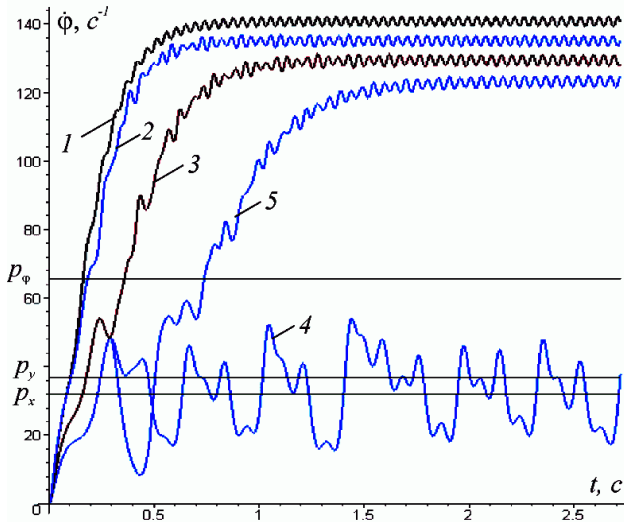


Рисунок 2 – Часові залежності кутової швидкості в разі різної потужності двигуна: 1 – збудник на нерухомій основі, $P = 2,2$ кВт; збудник на пружно підвішеному робочому органі: 2 – $P = 2,2$ кВт; 3 – $P = 1,5$ кВт; 4 – $P = 1,1$ кВт; 5 – подвійний пуск, $P = 1,1$ кВт

Зазначимо, що для розглядуваних параметрів коливальної системи в разі заміни двигуна потужністю $P = 1,5$ кВт на двигун з $P = 2,2$ кВт зависання швидкості ротора практично не спостерігається та помітно зменшуються як максимальні величини амплітуд коливань робочого органу, так і проміжки часу, протягом яких амплітуди набувають усталених значень; у випадку потужності двигуна $P = 1,1$ кВт його розбіг і вихід на усталений зарезонансний режим обертання є неможливим (рис. 2, крива 4). Водночас, для двигуна такої потужності реалізовано розбіг з виходом на усталений режим обертання з кутовою швидкістю, близькою до номінальної, за допомогою методу подвійного пуску електродвигуна.

На рис. 3 наведено часові залежності вібраційних моментів, що діють на ротор збудника під час пуску електродвигуна для випадків потужності двигуна $P = 1,5$ кВт та $P = 1,1$ кВт. Як відомо, величина моменту сил опору R у цей період руху незначна й він помітно не впливає на динаміку розгону ротора збудника; вплив інших моментів є істотним [9]. Однак, якщо величина й характер зміни моментів двигуна та сил ваги дебаланса є наперед відомими, то про вібраційний момент цього стверджувати не можна – залежно від параметрів коливальної системи він може суттєво змінюватися. Зазначимо, що додатковий момент $M = m\epsilon(\ddot{x} \sin \varphi + \ddot{y} \cos \varphi)$, який діє на ротор збудника внаслідок вібрації його осі та відображає зворотній вплив коливань пружно підвішеного робочого органу на рух ротора, називають вібраційним моментом [1,5].

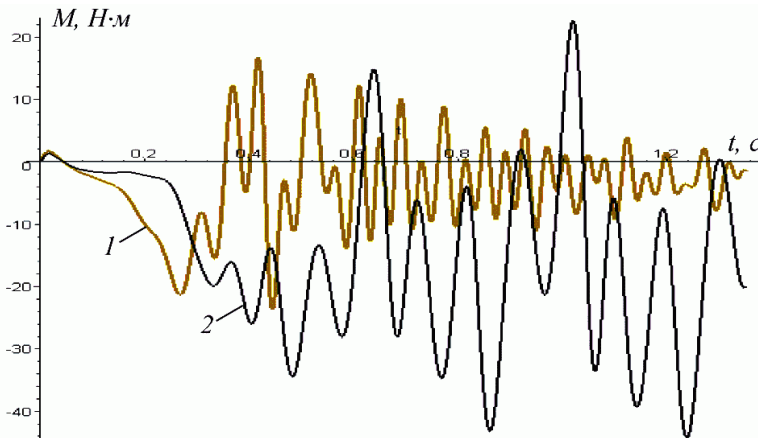


Рисунок 3 – Часові залежності вібраційного моменту під час розбігу:
1 – $P = 1,5$ кВт; 2 – $P = 1,1$ кВт

На початку розбігу величина вібраційного моменту є незначною й він практично не впливає на перебіг процесу. Зі збільшенням частоти обертання ротора збудника інтенсивність коливань робочого органу зростає й, відповідно, зростає величина вібраційного моменту, що діє на збудник. Особливо істотно збільшується вібраційний момент, коли швидкість обертання ротора про-

ходить частоти власних коливань системи. Оскільки в цей період руху він є повністю гальмівним, то зростання швидкості збудника помітно сповільнюється. Звичайно, чим більшою вибрано потужність двигуна (більше пришвидшення розбігу), тим за вищої (ніж резонансні) частоти проявляється гальмування ротора й тим менш вираженим воно є (рис. 2).

Якщо потужність двигуна підібрано достатньою, відразу після виходу ротора із зони резонансних частот характер зміни вібраційного моменту нагадує затухаючі коливання, амплітуда яких швидко зменшується. При цьому вони відбуваються відносно зміщеного рівня – певного від'ємного значення, величина якого достатньо мала й визначається опором коливанням пружно підвішеного робочого органу (рис. 3, крива 1). З наведеного графіка слідує, що вібраційний момент є в середньому додатковим динамічним навантаженням на ротор електродвигуна, що його суттєва гальмівна дія проявляється у порівняно вузькій резонансній зоні частот.

Якщо потужність двигуна недостатня (рис. 3, крива 2), і в процесі розбігу в резонансній зоні ротор обертається з порівняно невеликим пришвидшенням, то на цій стадії руху водночас із істотним зростанням амплітуди коливань робочого органу відбувається суттєве збільшення гальмівного вібраційного моменту (у порівнянні з першим прикладом – до двох раз), який протидіє подальшому розгону ротора. При цьому величина гальмівного моменту з часом не зменшується, а мають місце його коливання близько значення, яке за модулем наближено дорівнює пусковому моменту двигуна. У результаті зростання швидкості ротора в області власних частот системи стрімко сповільнюється й настає її «зависання» – спостерігаються періодичні коливання частоти обертання ротора збудника поблизу резонансних значень. Вся енергія, що споживається двигуном, витрачається лише на підтримання інтенсивних резонансних коливань робочого органу.

Графік, зображений на рис. 4, ілюструє зміну в часі вібраційного моменту після вимкнення двигуна ($t_{\text{вимк}} = 0,3$ с). З графіка слідує, що на відміну від процесу розбігу, протягом якого вібраційний момент є здебільшого гальмівним, під час вибігу він практично в рівній мірі стає і гальмівним, і обертальним; майже відразу після вимкнення двигуна вібраційний момент змінює свій знак, при цьому частота його коливань значно менша ніж при розбігу, тобто обертальний момент діє протягом відносно тривалішого проміжку часу.

Звичайно, від'ємний вібраційний момент відповідає передаванню енергії від обертального руху ротора віброзбудника до коливального руху робочого органу, при цьому в зоні резонансних частот відбувається істотне накопичення енергії пружно підвішеним робочим органом; додатній вібраційний момент відповідає передаванню енергії ротору збудника, що супроводжується суттєвим пришвидшенням останнього. Цей факт використовується у випадку застосування методу подвійного пуску двигуна.

На рис. 5 наведено залежності від часу вібраційного моменту який діє на ротор збудника в разі застосування подвійного пуску двигуна недостатньою потужністю $P = 1,1$ кВт. Зазначимо, що за $t_{\text{вимк}}$ було взято момент часу початку зависання швидкості ротора; після вимкнення двигуна зменшення швидкості

ротора збудника має коливальний характер, і $t_{\text{повт.вимк}}$ вибирався з часового проміжку, протягом якого швидкість ротора зростала, шляхом послідовного моделювання повторних пусків з кроком $\Delta t = 0,01$ с.

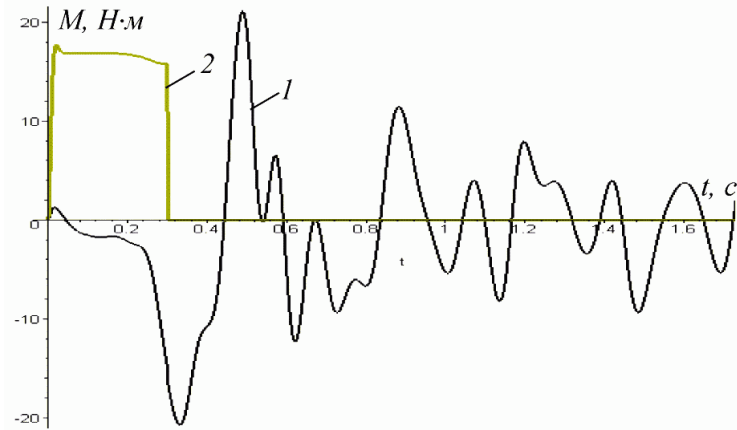


Рисунок 4 – Часові залежності вібраційного моменту (1) в разі вимкнення двигуна (2) під час розбігу, $t_{\text{вимк}} = 0,3$ с, $P = 1,1$ кВт

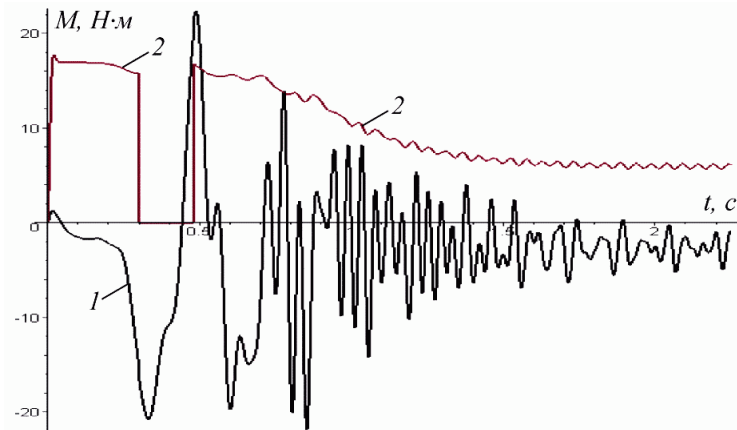


Рисунок 5 – Часові залежності вібраційного моменту (1) в разі подвійного пуску двигуна (2), $t_{\text{вимк}} = 0,3$ с, $t_{\text{повт.вимк}} = 0,48$ с, $P = 1,1$ кВт

Як бачимо, у момент повторного вмикання двигуна на ротор окрім електромагнітного моменту, додатково діє обертальний вібраційний момент, який є співзмірним із пусковим моментом двигуна. У результаті має місце значно інтенсивніший розгін ротора віброзбудника, протягом якого вібраційний момент змінює свій знак (з обертального перетворюється на гальмівний), але не встигає зрости до резонансних гальмівних значень, оскільки його коливання

набувають затухаючого характеру. У підсумку, кутова швидкість ротора двигуна досягає номінальної величини.

Зазначимо, що в разі моделювання прямого пуску двигуна (рис. 2, крива 4), у момент розбігу, коли швидкість ротора досягає величини швидкості повторного вмикання $\dot{\phi}_{\text{повт.вмик}} = 20 \text{ с}^{-1}$ (рис. 2, крива 5), на ротор збудника діє не обертальний, а гальмівний вібраційний момент. Отже, необхідною умовою успішного використання методу подвійного пуску є, перш за все, дія на ротор збудника в момент повторного вмикання двигуна обертального вібраційного моменту, співрозмірного з його пусковим моментом.

Зазначимо, що в разі застосування подвійного пуску двигуна вдається під час розбігу вібраційної машини знизити амплітуди резонансних коливань робочого органу і, відповідно, зменшити динамічні навантаження на елементи її конструкції.

Висновки. Запропонована методика дослідження надає можливість докладно аналізувати перехідні процеси у коливальній системі з дебалансним збудником з урахуванням її взаємодії з асинхронним електродвигуном; підбрати потужність привода зарезонансної вібраційної машини, а також, у випадку застосування методу подвійного пуску, визначати оптимальні моменти часу вмикання та повторного вмикання двигуна.

Список літератури: 1. Вибрационные процессы и машины. Вибрации в технике. Справочник. Т.4 / Ред. Э.Э.Лавендела. – М.: Машиностроение, 1981. – 509 с. 2. Филиппов А.П. Колебания деформируемых систем. – М. Машиностроение, 1970. – 736 с. 3. Кононенко В.О. Колебательная система с ограниченным возбуждением. – М.: Наука, 1964. – 324 с. 4. Алифов Ф.Ф., Фролов К.В. Взаимодействие нелинейных колебательных систем с источниками энергии. – М.: Наука, 1985. – 328 с. 5. Управление мехатронными вибрационными установками / Б.Р. Андриевский, И.И. Блехман, Ю.А. Борцов и др. – СПб.: Наука, 2001. – 278 с. 6. Зайцев О.И., Шадохин В.М., Чернов А.М. Моделирование динамических процессов у вибрационных технологических аппаратах с инерционным самоцентрирувальним вібратором та асинхронним двигуном // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Укр. міжвід. наук.-техн. збірник. – 2006. – № 40. – С. 116-126. 7. Гортинский В.В., Хвалов Б.Г. Об одном способе управления запуском колебательной системы с инерционным возбудителем // Механика машин. – М.: Наука, 1991. – Вып. 58. – С. 42-46. 8. Субач А.П. Динамика процессов и машин объемной обработки. – Рига: Зинатне, 1991. – 400с. 9. Ярошевич Т.С. Дослідження пуску вібраційної машини з дебалансним приводом / Вісник Нац. ун-ту «Львівська політехніка». – 2007. – № 557. – С. 94-102.

Надійшла до редколегії 20.05.2008.