

приладобудуванні. – 2006. – С. 39–48. 2. Вікович І.А., Висоцька Х.А. Згинні коливання фермово-решітчастої конструкції начіпної штанги мобільного обприскувача з під'єднаним дірчастим трубопроводом // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2006. – С. 48–56. 3. Мышкис А.Д. Математика (специальные курсы). – М.: Наука, 1971. – 632 с. 4. Писаренко Г.С., Богинич О.Е. Колебания кинематически возбуждаемых механических систем с учетом диссипации энергии. – К.: Наук. думка, 1981. – 220 с. 5. Уайт Д., Вудсон Г. Электромеханическое преобразование энергии. – М. – Л.: Энергия, 1964. – 528 с. 6. Филиппов А.А. Колебания деформируемых систем. – М.: Машиностроение, 1970. – 736 с. 7. Чабан А. Застосування інтегрального варіаційного принципу Гамільтона-Остроградського для одержання рівнянь крутильних коливань вала // Машинознавство. – 2005. – № 9. – С. 10–14.

УДК 621.9.048.6

Т.С. Ярошевич

Луцький державний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПУСКУ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ З ДЕБАЛАНСНИМ ПРИВОДОМ

© Ярошевич Т.С., 2007

Розглянуто задачу розбігу дебалансного збудника, встановленого на тримкому тілі з одним ступенем вільності, який приводиться в рух від асинхронного двигуна. Наведено детальний опис ефекту Зоммерфельда.

The problem of acceleration of unbalanced vibro-exciter placed on carrying rigid body with one degree of freedom set to rotation by electric motor of asynchronous type is considered. The explanation of Sommerfeld's effect is given.

Постановка проблеми. Сфера використання вібраційних машин та пристроїв має стійку тенденцію до подальшого зростання в найрізноманітніших галузях машино- та приладобудування. У багатьох вібраційних машинах та пристроях коливання збуджуються механічними дебалансними віброзбудниками, що приводяться в обертання електродвигунами асинхронного типу.

Завдання, що ставиться перед приводом вібраційної машини, зводиться, насамперед, до збудження заданих коливань тримкого тіла. Необхідною умовою цього є розбіг та вихід на усталений режим обертання ротора двигуна. Вибір потужності двигуна вібромашини відрізняється від аналогічного завдання для випадку машини загального призначення. Вібраційні машини мають специфічну особливість, яка полягає у нерівномірності споживання потужності в різних режимах роботи. Насамперед, це стосується періоду розбігу електродвигуна. У цей період можливе “зависання” швидкості ротора двигуна з обмеженою потужністю (так званого “неідеального” джерела енергії) в області резонансних частот, тобто виникнення ефекту Зоммерфельда. Робота вібромашини в разі прояву ефекту Зоммерфельда відрізняється надмірно великими резонансними коливаннями та „сплеском” енергомісткості, тому традиційні методи розрахунку потужності електродвигуна є непридатними.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Ґрунтовні теоретичні дослідження таких систем (коливних систем з обмеженим збудженням) наводяться в роботах В.О. Кононенка та його учнів і послідовників [1]. Найповніші бібліографічні відомості щодо досліджень у цьому напрямку наведено в роботі [2] та довіднику [3]. У роботах [4, 5] наведено чисельне моделювання задачі пуску незрівноваженого ротора, встановленого на пружно закріпленій платформі. Експериментальне дослідження перехідних процесів у вібраційних машинах із дебалансним приводом викладено в [6]. З-поміж аналітичних досліджень виділимо статтю [7], в якій методом прямого розділення

рухів розв'язано задачу розбігу незрівноваженого ротора. З останніх робіт, що стосуються дослідження вказаних систем, є робота [8]. Однак, незважаючи на велику кількість досліджень, існує потреба детальнішого аналізу динамічних процесів під час розгону дебалансного віброзбудника.

Постановка задачі. Метою роботи є дослідження розбігу дебалансного збудника вібраційної машини з асинхронним двигуном обмеженої потужності за допомогою комп'ютерного моделювання в середовищі Maple.

Вібраційна машина являє собою тримке тверде тіло з одним ступенем вільності, зв'язане з нерухомою основою за допомогою пружних та демпфуючих елементів (рис. 1). На тримкому тілі встановлено дебалансний віброзбудник, що приводиться в обертання від асинхронного двигуна, який є в розглядуваному випадку „неідеальним” джерелом енергії. Нехай віброзбудник обертається в горизонтальній площині. Під час обертання незрівноваженої маси виникає відцентрова сила інерції, яка збуджує малі вимушені коливання тримкого тіла. Система характеризується двома узагальненими координатами: обертальною – кутом повороту ротора віброзбудника φ та коливною – горизонтальним зміщенням тримкого тіла x . Опір коливанням тримкого тіла врахуємо у вигляді лінійної сили $\beta\dot{x}$. Отже, вважаємо, що коливна частина системи лінійна.

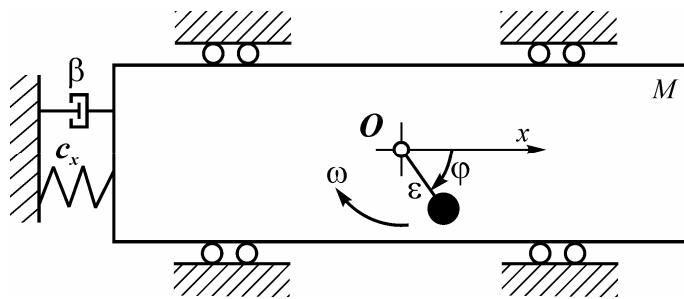


Рис. 1. Динамічна схема коливної системи

Диференціальні рівняння руху такої коливної системи запишемо у вигляді [1–3]

$$\begin{aligned} I\ddot{\varphi} &= L(\dot{\varphi}) - R(\dot{\varphi}) + m\varepsilon\ddot{x}\sin\varphi, \\ M\ddot{x} + \beta\dot{x} + c_x x &= m\varepsilon(\ddot{\varphi}\sin\varphi + \dot{\varphi}^2\cos\varphi), \end{aligned} \quad (1)$$

де I – момент інерції ротора; m, ε – відповідно, маса віброзбудника та його ексцентриситет; M – маса тримкого тіла; β – коефіцієнт опору лінійного демпфуючого елемента; c_x – жорсткість, пов'язана зі зміщенням тримкого тіла в напрямку осі x ; $L(\dot{\varphi}), R(\dot{\varphi})$ – обертальний момент на валу електродвигуна та момент сил опору обертанню.

Зазначимо, що розглядається клас динамічних систем, для дослідження стаціонарних і нестаціонарних коливань яких за $L(\dot{\varphi})$ можна взяти, так звану, статичну характеристику електродвигуна [1–3]. Підставою для такого припущення є також той факт, що детально досліджуватиметься лише період розбігу, в якому проявляється ефект Зоммерфельда. У цей проміжок часу швидкість розгону ротора змінюється повільно, тобто $d\varphi/dt$ мало змінюється протягом періоду коливань. У роботі використано лінійну модель статичної характеристики [9]. Зазначимо, що при обчисленні обертального моменту двигуна за формулою Клосса отримано аналогічний результат.

Момент сил опору обертанню, що діє на ротор дебалансного віброзбудника, зумовлюється, переважно, опором у підшипниках і обчислюється за формулою $R = 0,5f m \varepsilon \dot{\varphi}^2 d$, де f – коефіцієнт тертя кочення в підшипнику; d – діаметр внутрішнього кільця підшипника.

Для моделювання були задані такі параметри коливної системи, відповідні параметрам реальної вібраційної установки: $m = 4,16 \text{ кг}$; $\varepsilon = 0,037 \text{ м}$; $I = 0,006 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $M = 39,16 \text{ кг}$; $c_x = 4,5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$;

$f = 0,003$; $d = 0,02\text{ м}$; $\beta = 135\text{ кг/с}$; $n_c = 1500\text{ об/хв}$; номінальне ковзання $s = 0,08$; кратність пускового моменту $\lambda_{\text{пуск}} = 2$; кратність максимального моменту $\lambda_{\text{max}} = 2,2$, при цьому величину номінальної потужності двигуна вибирали з проміжку $N_{\text{ном}} = 0,05 - 0,1\text{ кВт}$.

Основний матеріал. Встановлено, що для розглядуваних параметрів системи в разі прямого пуску двигуна гранична потужність, за якої він ще здатний розігнатися до номінальної швидкості, становить $0,08\text{ кВт}$. У разі використання подвійного пуску розгін ротора можна здійснити за потужності двигуна $0,05\text{ кВт}$.

На рис. 2, 3 показано результати обчислювальних експериментів розбігу дебалансного збудника з двигунами підвищеної ($N = 0,1\text{ кВт}$) та граничної ($N = 0,08\text{ кВт}$) потужностей, на рис. 4 – з двигунами підвищеної та недостатньої ($N = 0,5\text{ кВт}$) потужностей, на рис. 5, 6, 7, 8 – з двигуном недостатньої потужності.

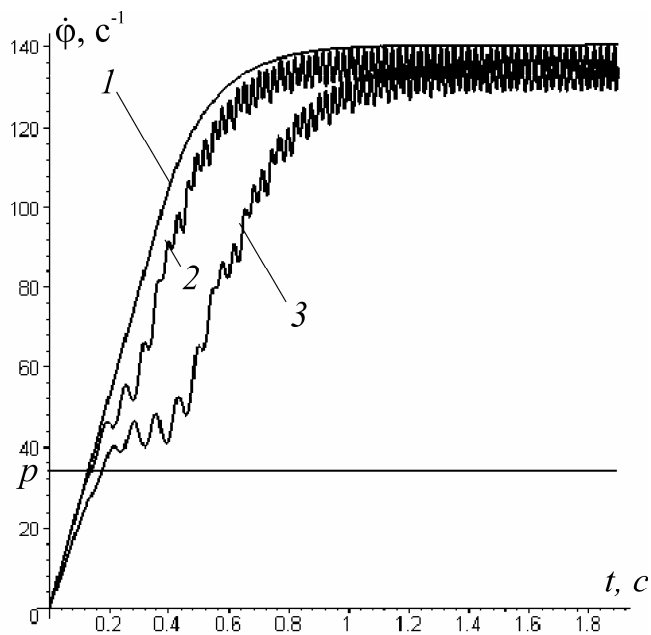


Рис. 2. Часові залежності кутової швидкості: 1 – збудник на нерухомій основі, $N = 0,1\text{ кВт}$; збудник на пружно підвішеному тримковому тілі: 2 – $N = 0,1\text{ кВт}$; 3 – $N = 0,08\text{ кВт}$

У початковий період часу після пуску електродвигуна, коли вібраційний момент ще практично відсутній, а момент сил опору малий, швидкість ротора стрімко зростає; при тому вона зростає так само, як і в разі його обертання на нерухомій основі – лінійно (рис. 2). Ротор віброзбудника здійснює рівноприскорений рух. Зазначимо, що під вібраційним моментом розуміють додатковий момент, що діє на ротор збудника у зв'язку з коливаннями його осі [2]. Зі збільшенням частоти ротора інтенсивність коливань тримкового тіла зростає й, відповідно, зростає величина вібраційного моменту, що діє на збудник (рис. 3). Особливо збільшується вібраційний момент, коли швидкість обертання ротора наближається до частоти власних коливань системи p (у розглядуваному прикладі $p = 33,9\text{ с}^{-1}$). Оскільки в дорезонансній області вібраційний момент практично повністю є гальмівним, зростання швидкості збудника з наближенням до власної частоти системи істотно сповільнюється.

Якщо потужність двигуна підібрана достатньою, і віброзбудник порівняно швидко проходить резонансну зону, знову існуватиме рівноприскорений рух ротора. У цьому разі графік зміни швидкості ротора збудника вібромашини подібний до графіка швидкості ротора на нерухомій

основі (рис. 2). Відмінності полягають лише в деякому відставанні частоти обертання ротора з моменту наближення її до частоти власних коливань (поява на графіку дещо вище від цієї області нетривалої, близької до горизонтальної, ділянки) і виникненні коливань швидкості, що зумовлюється дією вібраційного моменту, зміна якого має коливний характер (рис. 3).

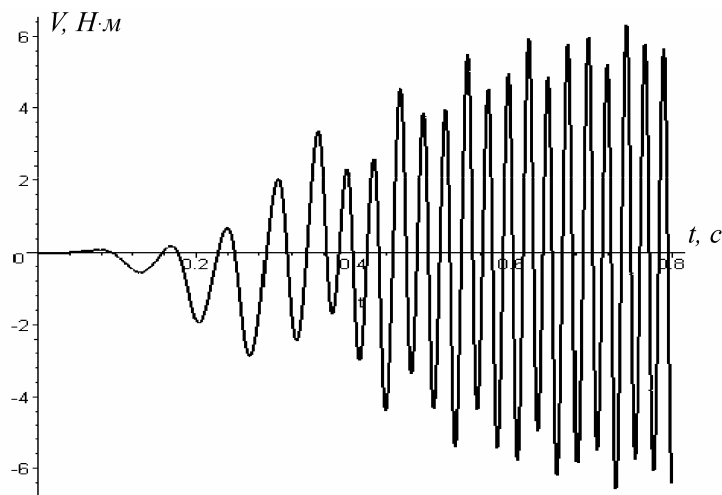


Рис. 3. Часові залежності вібраційного моменту $N = 0,1 \text{ кВт}$

Звернемо увагу на те, що після проходження резонансної зони вібраційний момент неодмінно на деякий нетривалий період часу стає здебільшого обертальним (рис. 3). Відповідно, після інтенсивного гальмування ротора в резонансній області, відразу по її проходженні спостерігається порівняно швидке зростання частоти обертання ротора (рис. 2). Із подальшим збільшенням частоти вібраційний момент стає як обертальним, так і гальмівним, але гальмівна складова завжди є дещо більшою. При цьому він інтенсивно збільшується по мірі зростання швидкості ротора до номінального значення (рис. 3).

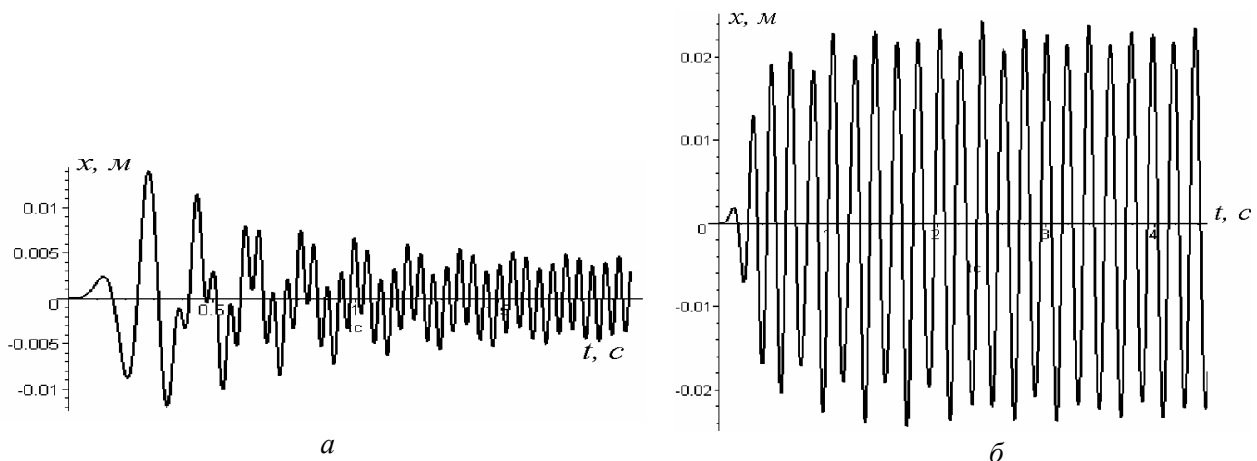


Рис. 4. Часові залежності узагальненої координати зміщення тримкового тіла:
а – $N = 0,1 \text{ кВт}$; б – $N = 0,075 \text{ кВт}$

Якщо потужність двигуна недостатня, і в резонансну зону він входить з порівняно невеликим пришвидшенням, то в період проходження цієї зони водночас із резонансним зростанням амплітуди коливань тримкового тіла (рис. 4) відбувається істотне зростання гальмівного вібраційного моменту (рис. 5). Внаслідок цього, збільшення швидкості ротора в області власної частоти системи відбу-

вається дуже повільно або існує її “зависання” (рис. 6). В останньому випадку гальмівний вібраційний момент інтенсивно зростає до деякого граничного значення, яке може перевищувати рушійний момент двигуна (що на цей час не набагато більший, ніж пусковий) у кілька разів (на рис. 5 – у 3,5 раза). У результаті швидкість збудника починає стрімко зменшуватися. Внаслідок цього гальмівний вібраційний момент зменшиться й далі на деякий нетривалий період часу стане обертальним (рис. 5), що знову призведе до зростання частоти ротора й повторення всього циклу. Отже, у цьому разі спостерігаються періодичні коливання частоти обертання ротора збудника біля резонансного значення. Звичайно, це суто теоретичний результат. На практиці робота двигуна в такому режимі є неприпустимою.

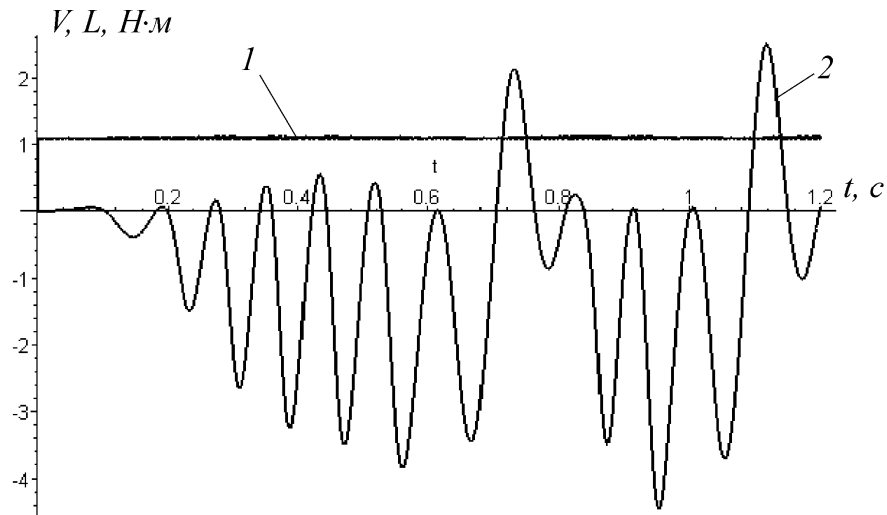


Рис. 5. Часові залежності моменту двигуна (1) та вібраційного моменту (2), $N = 0,075 \text{ кВт}$

Звернемо увагу: у розглядуваному прикладі ротор збудника розганяється до частоти обертання $\omega = 49,4 \text{ с}^{-1}$ за власної частоти системи $p = 33,9 \text{ с}^{-1}$, та все ж не виходить на усталений режим руху (рис. 6), тобто зона дії ефекту Зоммерфельда може бути досить широкою; двигун при частоті обертання, близькій до власної частоти (коли існує максимальне навантаження), не може розвинути потужність, більшу за $N \approx L_{\text{пуск}} \cdot p$, водночас, як номінальна потужність двигуна для розглядуваних зарезонансних вібраційних машин, у яких $p/\omega = 1/4 \dots 1/5$ та для $\lambda_{\text{пуск}} = 2$ є більшою, ніж у два рази; висновок про те, що в дорезонансній області вібраційний момент є гальмівним, справедливий лише для процесу розбігу віброзбудника (або, звичайно, для усталеного режиму), у разі вибігу – вібраційний момент здебільшого є обертальним. Природно, якщо під час розбігу віброзбудник віддає кінетичну енергію тримкому тілу, то під час вибігу, навпаки, тримке тіло віддає нагромаджену енергію ротору збудника.

На рис. 6, 7 показані часові залежності кутової швидкості ротора збудника, а також моменту двигуна та вібраційного моменту в разі подвійного пуску двигуна недостатньої потужності. Після вимкнення двигуна (під час резонансного збільшення амплітуди коливань тримкого тіла) за відсутності його обертального електромагнітного моменту та дії лише гальмівного вібраційного моменту швидкість ротора збудника стрімко зменшується. Водночас, за інтенсивних резонансних коливань тримкого тіла зменшення величини вібраційного моменту відбувається повільно і, до того ж, під час вибігу він стає обертальним. Отже, у разі повторного пуску двигуна із наближенням швидкості ротора збудника до резонансного значення на нього, окрім рушійного моменту двигуна, додатково діє обертальний вібраційний момент, який є співрозмірним із пусковим моментом двигуна, або може помітно перевищувати його. Внаслідок цього існує значно інтенсивніший розгін ротора віброзбудника, протягом якого вібраційний момент змінює знак, але не встигає зростати до резонансних значень. Отже, в остаточному підсумку, кутова швидкість виходить на номінальну частоту обертання.

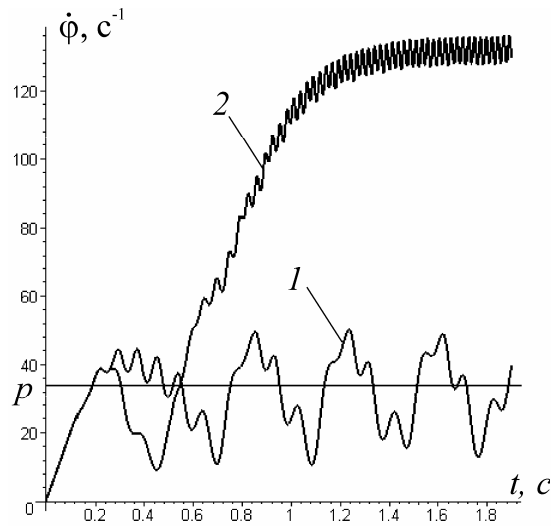


Рис. 6. Часові залежності кутової швидкості $N = 0,075 \text{ кВт}$:
 1 – прямий пуск; 2 – подвійний пуск $t_{\text{вмик}} = 0,26 \text{ с}$, $t_{\text{повт.вмик.}} = 0,51 \text{ с}$

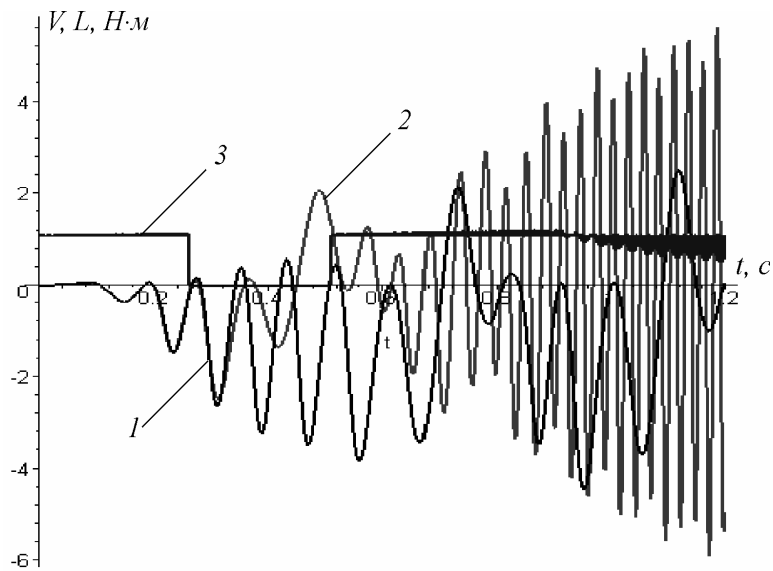


Рис. 7. Часові залежності вібраційного моменту (1, 2) та моменту двигуна (3), $N = 0,075 \text{ кВт}$:
 1 – прямий пуск; 2, 3 – подвійний пуск, $t_{\text{вмик}} = 0,26 \text{ с}$, $t_{\text{повт.вмик.}} = 0,51 \text{ с}$

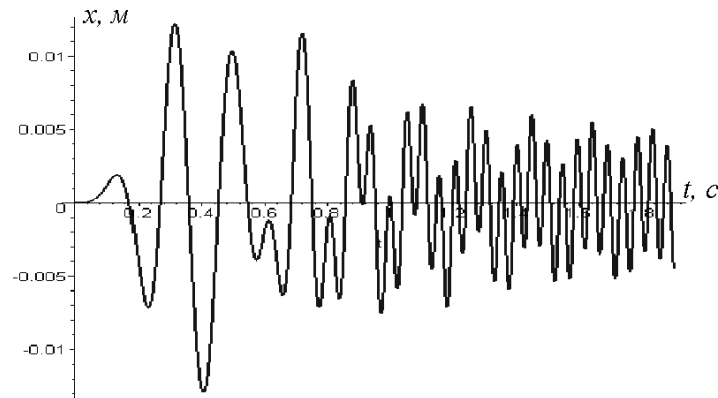


Рис. 8. Часові залежності узагальненої координати
 зміщення тримкого тіла, $N = 0,075 \text{ кВт}$, подвійний пуск

У розглядуваному випадку під час проходження резонансної зони вдається уникнути коливань тримкого тіла з надмірно великими резонансними амплітудами. Так, відповідно до рис. 4, 8, відношення максимальних амплітуд у разі прямого та подвійного пусків близьке до двох. Це призводить до зменшення динамічних навантажень на елементи конструкції вібраційної машини.

Висновки. Результати моделювання розширюють уявлення про процес розбігу дебалансного збудника зарезонансної вібраційної машини. Запропонована методика дає змогу: зменшувати амплітуду коливань, з якою вібраційна машина проходить резонансну зону; вибирати потужність двигуна, а також у разі застосування методу подвійного пуску визначати оптимальні значення часу вимикання та повторного вмикання двигуна.

1. Кононенко В.О. *Колебательная система с ограниченным возбуждением.* – М.: Наука, 1964. – 324 с. 2. Блехман И.И. *Вибрационная механика.* – М.: Физматлит, 1994. – 400 с. 3. *Колебание нелинейных механических систем. Вибрации в технике: Справочник. Т. 2 / Ред. И.И. Блехман.* – М.: Машиностроение, 1978. – 551 с. 4. *Управление мехатронными вибрационными установками / Б.Р. Андриевский, И.И. Блехман, Ю.А. Борцов и др.* – СПб.: Наука, 2001. – 278 с. 5. 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. 6. Берник П.С., Чубик Р.В., Таянов С.А. *Перехідні процеси у вібраційних технологічних машинах із дебалансним приводом // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Укр. міжвід. наук.-техн. зб. – 2006. – № 40. – С. 25–34.* 7. Блехман И.И., Индейцев Д.А., Фрадков А.Л. *Медленные движения в системах с инерционным возбуждением колебаний // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2007. – № 2. – С. 23–37.* 8. Зайцев О.І., Шатохін В.М., Чернов А.М. *Моделювання динамічних процесів у вібраційних технологічних апаратах з інерційним самоцентрувальним вібратором та асинхронним двигуном // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Укр. міжвід. наук.-техн. зб. – 2006. – № 40. – С. 116–126.* 9. Ярошевич Т.С., Тимошук В.М., Ярошевич М.П. *Чисельне моделювання самосинхронізації дебалансних віброзбудників // Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2006. – № 556. – С. 94–102.*