

Забродець І.П., Силивонюк А.В., Ярошевич М.П.
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПУСКУ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН З ІНЕРЦІЙНИМ ЗБУДНИКОМ З УРАХУВАННЯМ ПРУЖНОЇ МУФТИ

Розглядається процес розбігу вібраційної машини з дебалансним приводом з урахуванням впливу на його динаміку пружної муфти між електродвигуном та збудником коливань. Наводяться практичні рекомендації для обмеження пускових деформацій муфти та коливань напівмуфт.

Ключові слова: вібраційна машина, дебалансний віброзбудник, пружна муфта, розбіг, зона резонансу.

Постановка проблеми. Перспективним напрямком інтенсифікації багатьох технологічних процесів у різних галузях промисловості є використання вібраційної техніки. Область застосування вібраційних машин і пристроїв досить широка та має стійку тенденцію до подальшого росту. У вібромашинах великого розповсюдження набув дебалансний привод, завдяки простоті та можливості одержання значних змушувальних сил за невеликих габаритів і відносно малої маси. Машини з інерційними віброзбудниками переважно є зарезонансними. При роботі в усталеному режимі таким машинам властива достатньо висока стабільність при зміні технологічного навантаження та параметрів системи. Проте, в періоди розбігу та вибігу виникає проблема проходження зони резонансних частот, пов'язана зі значними коливаннями в системі й, відповідно, істотними динамічними навантаженнями. Такі навантаження, в свою чергу, викликають необхідність постійного технічного обслуговування вібромашин та ремонту окремих елементів конструкції, зокрема муфт. Тому дослідження динамічних процесів при розбігу вібраційних машин з урахуванням впливу пружної муфти, яка з'єднує ротори електродвигуна та дебалансного віброзбудника, становлять актуальну науково-прикладну задачу.

Аналіз останніх досліджень. Дослідження пуску вібраційних машин з інерційним збудником коливань проводилися різними методами та викладені у багатьох працях, огляд яких можна знайти в [1-3]. У роботі [2] методом прямого розділення рухів наведено детальний аналіз проходження зони резонансу коливальною системою з інерційним збудником коливань, який встановлено на несучому тілі з одним ступенем вільності; випадок, коли несуче тіло коливальної системи має три ступені вільності таким самим методом розглянутий у роботах [4, 5]. Особливості розбігу вібромашин з дебалансними збудниками, що само синхронізуються, аналізуються в [6]. У [5, 7] для дослідження процесу розбігу вібромашин з дебалансним приводом використовувалося чисельне моделювання. Проте, у цих та інших відомих працях, присвячених проблемам пуску вібромашин з дебалансним приводом, використовувалися лише динамічні моделі машин без врахування існуючого пружного зв'язку між роторами електродвигуна та збудника. Тобто, розглядалися лише так звані динамічні моделі з жорсткими ланками. В [8] наводяться результати дослідження динамічних процесів під час пуску, вибігу та усталеного руху вібромашин з плоским характером руху робочого органу, який приводиться інерційним вібратором. У даній роботі отримана досить повна математична модель розглядуваного класу машин з урахуванням пружного з'єднання (дюритом) роторів двигуна та збудника коливань. Однак, вплив на досліджувані динамічні процеси саме пружного зв'язку роторів не аналізується. Загальні питання розрахунку й конструювання вібромашин з дебалансним приводом викладені у низці робіт, зокрема [9]. Проте, в усіх цих роботах муфти практично не згадуються (крім опису їх конструкції). Загальну динаміку пружних муфт розглянуто в працях [10, 11].

Метою роботи є дослідження впливу пружної муфти, яка з'єднує електродвигун та віброзбудник на динаміку розбігу вібраційної машини з дебалансним приводом.

Опис коливальної системи та рівняння руху. В теперішній час широкого розповсюдження набули вібраційні машини, що працюють у режимі прямолінійних гармонічних коливань. Схему найпростішої такої коливальної системи наведено на рис. 1. Розглядувана система являє собою тверде несуче тіло, яке зв'язане з нерухою основою за допомогою пружних та демпфуючих елементів та може зміщуватися в одному фіксованому напрямку. На несучому тілі встановлено дебалансний віброзбудник, який приводиться в обертання від асинхронного електродвигуна. При

цьому, його ротор з'єднаний з валом вібробудника за допомогою пружної муфти з лінійною характеристикою. Система характеризується трьома узагальненими координатами: кутами повороту роторів електродвигуна φ_1 та вібробудника φ_2 і горизонтальним зміщенням несучого тіла x . Рівняння руху коливальної системи запишемо у вигляді

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta_m (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c_m (\varphi_1 - \varphi_2) &= L(\dot{\varphi}_1) - R_1(\dot{\varphi}_1), \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - \beta_m (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - c_m (\varphi_1 - \varphi_2) &= -R_2(\dot{\varphi}_2) + m\varepsilon(\ddot{x} \sin \varphi_2 + g \cos \varphi_2), \\ M \ddot{x} + \beta_x \dot{x} + c_x x &= m\varepsilon(\ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 + \dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_2), \end{aligned} \quad (1)$$

де I_1, I_2 – відповідно, приведені моменти інерції ротора електродвигуна та ротора вібробудника; m, ε – маса збудника та його ексцентриситет; M – маса несучого тіла; β_m, β_x – коефіцієнти опору пружної муфти та пружин підвіски несучого тіла; c_m, c_x – жорсткість муфти та пружин підвіски; g – пришвидшення вільного падіння; $L(\dot{\varphi}_1), R_i(\dot{\varphi}_i)$ – моменти електродвигуна та сил опору обертанню роторів двигуна та вібробудника. Зазначимо, що втрати від тертя в підшипниках двигуна $R_1(\dot{\varphi}_1)$ є незначними (внаслідок зрівноваженості його ротора) тому ними в подальшому нехтуємо.

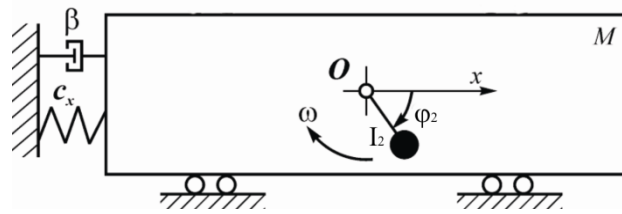


Рис. 1. Коливальна система з прямолінійним коливанням несучого тіла

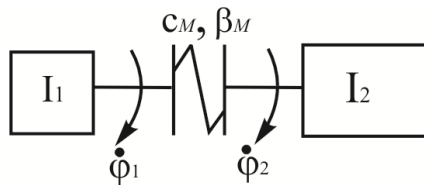


Рис. 2. Динамічна модель ротора двигуна з'єданого з ротором збудника пружною муфтою

Для того, щоб уявити, як саме пружна муфта впливає на динаміку пуску вібрмашини, ротори електродвигуна та вібробудника з'єднані муфтою, подамо у вигляді двох приведених мас, зв'язаних пружною ланкою. Таким чином, маємо динамічну модель з однією (коливальною) ступінню вільності (рис. 2). Звичайно, друга ступінь вільності визначає обертання усієї системи з однією й тією ж кутовою швидкістю. Опишемо рух системи лише за допомогою однієї змінної – кута закручування муфти φ_{12} . Для цього помножимо перше рівняння системи (1) на I_2 , друге – на I_1 та подамо різницю цих рівнянь у вигляді:

$$\ddot{\varphi}_{12} + 2b_m \dot{\varphi}_{12} + p_m^2 \varphi_{12} = \frac{L(\dot{\varphi}_1)}{I_1} + \frac{R_2(\dot{\varphi}_2)}{I_2} - \frac{m\varepsilon \ddot{x} \sin \varphi_2}{I_2}, \quad (2)$$

де $\varphi_{12} = \varphi_1 - \varphi_2$; $b_m = \beta_m \frac{I_1 + I_2}{2I_1 I_2}$ – коефіцієнт демпфірування муфти; $p_m = \sqrt{c_m \frac{I_1 + I_2}{I_1 \cdot I_2}}$ – частота власних коливань муфти.

Зазначимо, що дію моменту сил ваги на динаміку коливальної системи при аналітичних дослідженнях не враховуємо.

Отже, від двох рівнянь обертового руху роторів електродвигуна та вібробудника, перейшли до одного рівняння їх відносного коливального руху. Проаналізуємо рух цих роторів.

Виклад основного матеріалу. Найбільш цікавий період пуску вібромашини з інерційним приводом – початковий період до виходу із зони резонансу. Цей період руху, в свою чергу, зручно розбити на: рух до зони резонансу та рух безпосередньо у цій зоні. Розглянемо перший етап. У разі розглядуваного класу вібромашини з м'яко віброізолюваним несучим тілом, розбіг двигуна до досягнення ним резонансної частоти коливальної системи відбувається достатньо швидко – протягом 0,5-1 секунди. У цей період руху частота ϕ_2 є ще досить малою, і в правій частині рівняння (2) можна знехтувати другим та третім доданками (величини яких істотно залежать від частоти обертання збудника) [5]. Тобто, у цьому разі має місце ніби пуск електродвигуна без навантаження.

Спочатку припустимо (як часто вважають при аналітичному розв'язуванні задач динаміки вібромашин), що момент електродвигуна є сталим та рівним його пусковому моменту. Таким чином, у правій частині рівняння (2) маємо лише один член – сталий момент $\frac{L_{\text{пуск}}}{I_1}$ ($L_{\text{пуск}}$ – пусковий момент двигуна). Тоді загальний розв'язок рівняння (2) матиме вигляд

$$\varphi_{12} = \frac{L_{\text{пуск}}}{I_1 p_{mb}^2} [1 - e^{-b_m t} (\frac{b_m}{p_{mb}} \sin p_{mb} t + \cos p_{mb} t)], \quad (3)$$

де $p_{mb} = \sqrt{p_m^2 - b_m^2}$; p_{mb} – частота власних згасаючих коливань системи.

Зазначимо, оскільки невеликий опір мало впливає на період коливань, будемо вважати, що $p_{mb} \approx p_m$.

Згідно розв'язку (3), відразу після вмикання електродвигуна муфта починає деформуватися до деякої максимальної величини, яку можна обрахувати за формулою

$$\varphi_{\text{max}} = \frac{2L_{\text{пуск}}}{I_1 p_m^2}. \quad (4)$$

Зазначимо, що це максимальне значення кута закручування досягається через $t = \frac{2\pi}{p_m}$ сек після пуску. Далі мають місце згасаючі коливання напівмуфт з власною частотою p_m відносно середнього закрученого рівня

$$\varphi_{\text{зкр}} = \frac{L_{\text{пуск}}}{I_1 p_m^2}, \text{ або } \varphi_{\text{зкр}} = \frac{L_{\text{пуск}} I_2}{c_m (I_1 + I_2)}. \quad (5)$$

Аналіз отриманих результатів свідчить, що деформація муфти та її коливання будуть меншими за менших величин пускового моменту електродвигуна та приведенного моменту інерції ротора вібробудника й за більших жорсткості муфти, її власної частоти, а також приведенного моменту інерції ротора двигуна. Однак, для вібромашин з дебалансним приводом, зменшення величини пускового моменту двигуна чи збільшення моменту інерції його ротора є небажаними, оскільки це призводить до погіршення розбігу машини. Таким чином, для запобігання значним деформаціям муфти потрібно, перш за все, не занижувати її жорсткості і не завищувати пускового моменту електродвигуна та моменту інерції ротора збудника. Крім того, звичайно, при істотних коливаннях напівмуфт під час пуску, потрібно збільшувати демпфуючу здатність муфти.

Розглянемо задачу більш точно. Якщо взяти до уваги, що у початковий період розбігу асинхронного двигуна (до виходу на усталений режим руху) відбуваються істотні коливання його електромагнітного моменту з частотою, близькою до частоти струму у мережі живлення ($f_{\text{стр}} = 50 \text{ Гц}$), то у правій частині рівняння (2) цей момент з достатньою ступінню точності можна подати у вигляді $L(\phi_1) = L_{\text{пуск}} [1 - e^{-b_{\text{ов}} t} \cos(6,28 f_{\text{стр}} t)]$ (тут $b_{\text{ов}}$ – коефіцієнт, що характеризує згасання коливань електромагнітного моменту). Тоді розв'язок рівняння (2) запишемо у вигляді

$$\varphi_{12} = \frac{L_{\text{муск}}}{I_1 p_M^2} [1 - e^{-b_M t} (\frac{b_M}{p_M} \sin p_M t + \cos p_M t) - \frac{1}{\sqrt{(1 - \frac{\omega_{\text{сmp}}^2 - b_{\text{дв}}^2 + 2b_{\text{дв}} b_M}{p_M^2})^2 + \frac{4\omega_{\text{сmp}}^2 (b_{\text{дв}} - b_M)^2}{p_M^4}}} e^{-b_{\text{дв}} t} \cos(\omega_{\text{сmp}} t - \beta)], \quad (6)$$

$$\text{де } \beta = \text{arccctg} \frac{2\omega_{\text{сmp}} (b_{\text{дв}} - b_M)}{p_M^2 - \omega_{\text{сmp}}^2 + b_{\text{дв}}^2 - 2b_{\text{дв}} b_M}.$$

Згідно розв'язку (6), відразу після пуску електродвигуна муфта деформується та починає коливатися відносно певного закрученого рівня, величину якого можна визначити за формулою (7). В момент пуску очікуються бігармонічні коливання напівмуфт з частотою струму та власною частотою муфти. Обидві складові коливань досить швидко згасають (крім випадку «зависання» кутової швидкості двигуна в зоні резонансу). При цьому, вільні коливання згасають помітно швидше та при аналізі вимушених коливань ними можна знехтувати. Звичайно, амплітуди вимушених коливань істотно залежать від співвідношення частот p_M і $\omega_{\text{сmp}}$ та, у випадку їх близькості, будуть досить великими (особливо у разі малої потужності двигуна й відповідно, повільного розбігу). В той же час, за достатньої потужності двигуна та швидкого виходу на усталений режим руху, згасання коливань електромагнітного моменту відбувається досить стрімко, до цього ж, резонансні амплітуди встановлюються поступово. Отже, як правило, у цей період руху коливання з резонансними амплітудами не проявляються.

Наближений (без урахування сил опору та вільних коливань) аналіз розв'язку (6) свідчить, що у разі віддаленості власної частоти муфти від частоти коливань струму в межах $\sqrt{2} \omega_{\text{сmp}} < p_M < \sqrt{\frac{2}{3}} \omega_{\text{сmp}}$, величина її максимального кута закручування не перевищить значення $1,5 \varphi_{\text{зкр}}$ для випадку сталого пускового моменту. Тобто, з урахуванням згасання коливань та того факту, що резонансі амплітуди виникають поступово й не встигають досягати істотних значень у разі розбігу без прояву «зависання» частоти, можна очікувати, що максимальні деформації муфти не перевищуватимуть величини (4).

Зазначимо, що у випадку використання електродвигунів з високими частотами обертання (3000 об/хв), моменти інерції ротора двигуна та ротора вібробудника відрізняються більш, ніж на порядок. У такому разі, формули для власної частоти муфти та її максимальної деформації під час пуску можна подати у дещо спрощеному вигляді: $p_M = \sqrt{\frac{c_M}{I_1}}$, $\varphi_{\text{max}} = \frac{L_{\text{муск}}}{c_M}$, відповідно. Важливо, що у разі використання таких високочастотних двигунів, пускові деформації муфти будуть більшими, а коливальні процеси, які виникають при цьому, згасатимуть швидше.

Розглянемо наступний етап розбігу ротора вібробудника – його рух безпосередньо у зоні резонансних частот. У цей період на вібробудник починає діяти гальмівний вібраційний момент. Відповідно, зростання швидкості обертання двигуна помітно сповільнюється. Звичайно, чим більшою взято його потужність, тим за вищої частоти проявляється гальмування ротора й тим менш вираженим воно є. У такому разі, вібраційний момент після певного зростання стрімко зменшується. Характер його зміни нагадує згасаючі коливання, котрі відбуваються відносно деякого від'ємного значення, величина якого досить мала й визначається опором коливанням несучого тіла. Відповідно, після гальмування ротора в резонансній зоні, спостерігається порівняно швидке зростання його частоти обертання та вихід на усталений режим руху. При цьому електромагнітний момент двигуна набуває номінального значення. В результаті матиме місце зменшення пускових деформацій муфти та згасання її коливань з частотою струму.

Якщо потужність двигуна недостатня, і в зону резонанса він входить з порівняно невеликим пришвидшенням, то на цій стадії руху відбувається суттєве збільшення вібраційного моменту, який з часом не зменшується, а мають місце його коливання близько значення, яке за модулем наближено дорівнює пусковому моменту двигуна. У результаті й настає «зависання» швидкості обертання ротора. Для дослідження руху роторів двигуна вібробудника в зоні резонансу у разі «зависання» їх швидкості скористаємося методом прямого розділення рухів [1, 2]. Беручи до уваги, що у розглядуваний період руху φ_i змінюються повільно, розв'язки системи (1) можна подати у вигляді

$$\varphi_i = \omega t + \alpha_i(t) + \psi_i(t, \omega t), \quad x = x(t, \omega t),$$

де ω – деяка, наперед невідома стала частота, за якої має місце «зависання» швидкості роторів; $\alpha_i(t)$ – повільні, а ψ_i і x – швидкі функції часу $\tau = \omega t$, причому ψ_i і $x \in 2\pi$ -періодичними та їхні середні значення за період дорівнюють нулю; припускаємо також, що $\dot{\psi}_i \ll \omega$.

Тоді нескладно прийти до системи рівнянь повільних рухів роторів електродвигуна та віброзбудника у формі

$$\begin{aligned} I\ddot{\alpha}_1 + \beta_m(\dot{\alpha}_1 - \dot{\alpha}_2) + c_m(\alpha_1 - \alpha_2) + k_1\dot{\alpha}_1 &= L(\omega), \\ I\ddot{\alpha}_2 - \beta_m(\dot{\alpha}_1 - \dot{\alpha}_2) - c_m(\alpha_1 - \alpha_2) + k_2\dot{\alpha}_2 &= -R_2(\omega) + V(\omega), \end{aligned} \quad (7)$$

де $V(\omega) = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} m\varepsilon\dot{x}\sin(\omega t + \alpha_2) dt$ – вібраційний момент.

При одержанні цієї системи виконано лінеаризацію правих частин рівнянь (2)-(3) за ψ_i і виразів $L(\dot{\varphi}_i)$, $R_i(\dot{\varphi}_i)$ – поблизу значення $\dot{\varphi}_i = \omega$, причому $k_1 > 0, k_2 > 0$ – коефіцієнти електричного та механічного демпфірування, відповідно до [2].

Для стаціонарних режимів систему рівнянь (7) подамо у вигляді

$$\begin{aligned} c_m(\alpha_1 - \alpha_2) &= L(\omega), \\ c_m(\alpha_1 - \alpha_2) &= -R_2(\omega) + V. \end{aligned}$$

Додаючи ці рівняння, приходимо до рівняння для частоти обертання ротора збудника в його стаціонарних режимах у формі, отриманій в [2]

$$L(\omega) = -R_2(\omega) + V,$$

причому, величину вібраційного моменту для розглядуваної коливальної системи можна визначити за формулою [2]:

$$V(\omega) = \frac{m\varepsilon\omega^2 A_x}{2} \sin \gamma_x, \quad \text{або} \quad V(\omega) = -\frac{(m\varepsilon\omega)^2}{M} \frac{n_x}{(1 - \lambda_x^2)^2 + 4n_x^2}, \quad (8)$$

$$\text{де} \quad A_x = \frac{m\varepsilon}{MB_x}, \quad B_x = \sqrt{(1 - \lambda_x^2)^2 + 4n_x^2}, \quad \lambda_x = \frac{p_x}{\omega}, \quad n_x = \frac{\beta_x}{2M\omega}, \quad \sin \gamma_x = -\frac{2n_x}{B_x}.$$

Беручи до уваги однаковість рівняння для частоти обертання ротора збудника в його стаціонарних режимах та виразу для вібраційних моментів (8) з наведеними у [2], можна зробити висновок, що наявність муфти не вносить принципових змін у поведінку розглядуваної системи в зоні резонансу.

З урахуванням виразу для вібраційного моменту (8) рівняння (2) подамо у вигляді:

$$\ddot{\varphi}_{12} + 2b_m\dot{\varphi}_{12} + p_m^2\varphi_{12} = \frac{L(\dot{\varphi}_1)}{I_1} - \frac{m\varepsilon\omega^2 A_x}{2I_2} \sin \gamma_x. \quad (9)$$

У випадку «зависання» частоти ротора в резонансній зоні, кут γ_x , що характеризує відставання фази переміщення несучого тіла від фази змушувальної сили збудника, близький до 90° . Відомо, що величина вібраційного моменту може набувати в зоні резонансу досить великих значень – згідно [5], співрозмірних з пусковим моментом двигуна. Однак, беручи до уваги, по-перше, що вібромашини на режимах із вираженим «зависанням» частоти обертання двигуна, не експлуатують (отже величина вібраційного моменту, як правило, є значно меншою) та, по-друге, що він входить до правої частини

(9) поділений на величину більшу, приблизно на порядок, ніж пусковий момент двигуна, вплив вібраційного моменту в зоні резонансу на динаміку муфти буде неістотним порівняно з дією моменту двигуна. Отже, в зоні резонансу може мати місце лише незначне збільшення деформацій муфти та виникнення коливань її напівмуфт з частотою близькою до коливань вібраційного моменту ($2\omega \approx 2p_x$).

Таким чином, максимальні деформації муфти виникають практично відразу після вмикання електродвигуна. Далі мають місце згасаючі коливання її напівмуфт навколо певного здеформованого положення. Отже, на основний обертовий рух обох роторів з однаковою кутовою швидкістю накладається додатковий коливний процес, аналіз якого свідчить, що відразу після пуску електродвигуна можуть мати місце:

– власні коливання з частотою p_m , які мають досить швидко згасати (вважаючи на значну величину коефіцієнта в'язкого тертя муфти з неметалевим пружним елементом й на те, що в рівняння (2) цей коефіцієнт входить у вигляді $\frac{\beta_m}{I_1}$, $I_1 \ll 1$);

– вимушені коливання з частотою, близькою до частоти струму f_{cnp} . При цьому, вимушені коливання муфти з частотою (кратною) обертання ротора збудника до виходу на усталений режим руху є незначними;

Для обмеження максимальних деформацій муфти потрібно не занижувати її жорсткість та не завищувати потужність двигуна. Якщо величина власної частоти муфти задовольняє умову $\sqrt{2}\omega_{cnp} < p_m < \sqrt{\frac{2}{3}}\omega_{cnp}$, то максимальне значення її деформації можна обрахувати за формулою (4).

Після проходження зони резонансу деформації муфти зменшуються, а відносні коливання її напівмуфт з частотою f_{cnp} – згасають.

Результати чисельного моделювання (рис. 3, 4) процесу розбігу вібраційної машини підтверджують отримані висновки та рекомендації:

- відразу після пуску вібростанини мають місце максимальні деформації муфти, збурюються коливання її напівмуфт відносно деякого здеформованого положення (на рис. 3 – $\varphi_{кр} = 0,141 \text{ рад}$ та $\varphi_{кр} = 0,032 \text{ рад}$). Зазначимо, що значення величин кутів закручування на рис. 3, а добре узгоджується з отриманими за формулою (5) ($\varphi_{кр} = 0,145 \text{ рад}$ та $\varphi_{кр} = 0,03 \text{ рад}$, відповідно);

- коливання напівмуфт під час пуску є вимушеними, оскільки їх частота є близькою до частоти коливань електромагнітного моменту двигуна, а характер їх затухання подібний до процесу затухання коливань цього моменту. При цьому, коливання з частотою p_m не спостерігаються. Звернемо увагу, що у період розбігу двигуна, коливання швидкості його ротора є істотно більшими порівняно з коливаннями швидкості ротора збудника, але по мірі виходу на усталений режим обертання стрімко згасають (рис. 4).

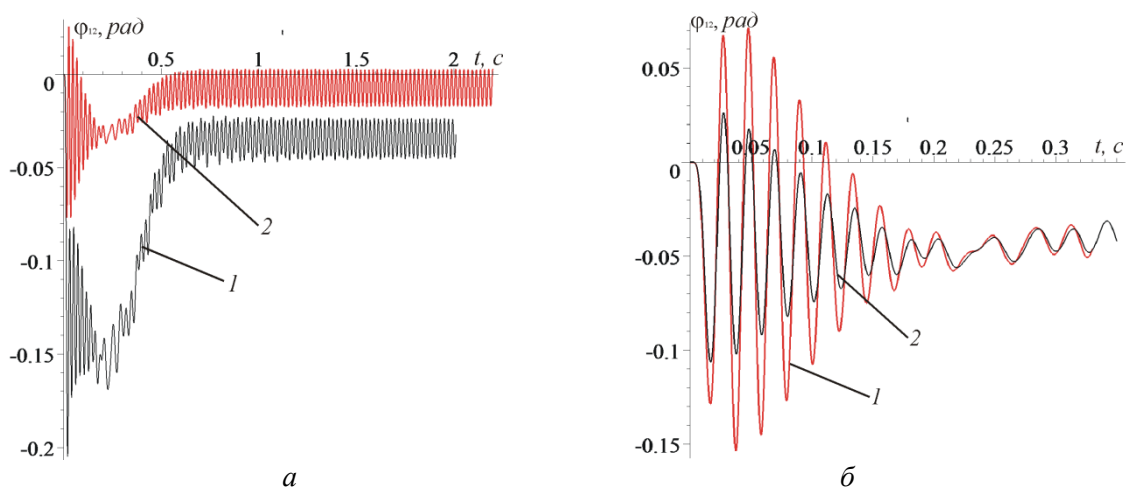


Рис. 3. Часові залежності зміни відносної координати φ_{12} з моменту пуску двигуна:
 а) 1- $c_m = 250 \text{ Н м}$; 2- $c_m = 1200 \text{ Н м}$; б) $c_m = 900 \text{ Н м}$: 1- $\beta_m = 1 \text{ кг м}^2 / \text{с}$; 2- $\beta_m = 2 \text{ кг м}^2 / \text{с}$

Як слідує з рис. 3, б, інтенсивність розглядуваних коливних процесів суттєво залежить від коефіцієнта опору пружних елементів муфти β_m та при його зменшенні помітно зростає. Особливо це зростання істотне в зоні резонансу. Результати моделювання свідчать, що аналітично встановлені межі резонансної області досить умовні. Вони змінюються в залежності від величини коефіцієнта опору муфти.

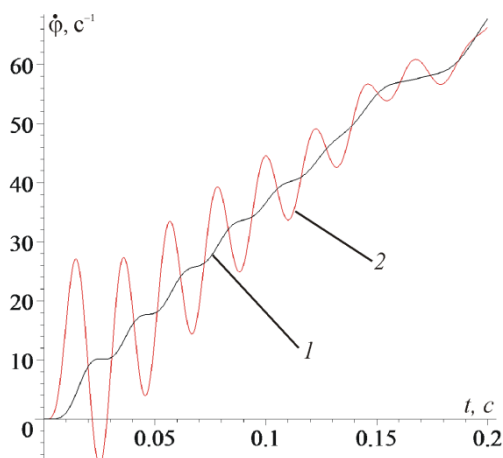


Рис. 4. Часові залежності швидкості роторів збудника (1) та двигуна (2) з моменту його пуску

Згідно результатам моделювання величина жорсткості муфти (власної частоти) та коефіцієнта опору її пружних елементів, помітно не впливає на перебіг процесів розбігу вібраційної машини в цілому, й зокрема – на картину змін швидкості ротора вібробудника та амплітуду коливань його несучого тіла.

Висновки. Максимальні деформації пружної муфти мають місце в момент пуску електродвигуна; їхня величина найбільш залежить від величини моменту двигуна у цей період руху; максимальні деформації з достатньою ступінню точності можна обрахувати у припущенні, що момент двигуна під час розбігу сталий і його величина дорівнює пусковому моменту. Під час розбігу двигуна можуть мати місце високочастотні коливання напівмуфт з частотою, близькою до частоти струму у мережі живлення двигуна. При виході на усталений режим відбуваються зменшення пускових деформацій муфти та згасання коливань з частотою струму. Для зменшення деформацій муфти потрібно забезпечити її достатню жорсткість і не завищувати пусковий момент двигуна та момент інерції ротора вібробудника; щоб обмежити величину відносних коливань напівмуфт потрібно збільшити демпфуючу задність пружної муфти. При виборі параметрів муфти важливо, щоб її власна частота не збігалася з частотою струму у мережі живлення двигуна. Наявність пружної муфти не вносить принципових змін у поведінку розглядуваної системи в зоні резонансу.

1. Блехман И. И. Теория вибрационных процессов и устройств. Вибрационная механика и вибрационная техника. – СПб, ИД «Руда и Металлы», 2013. – 640с.
2. Блехман И. И. Вибрационная механика. – М.: Физматлит, 1994. – 400 с.
3. Блехман И. И., Индейцев Д. А., Фрадков А. Л. Медленные движения в системах с инерционным возбуждением колебаний // Проблемы машиностроения и надежности машин, РАН. 2008. №1. – С. 25-31.
4. Блехман И. И., Ярошевич М. П. Переходные режимы в инерционно-возбуждаемых послерезонансных вибрационных устройствах с несколькими степенями свободы несущей системы. / В кн. Нелинейные проблемы теории колебаний и теории управления. Вибрационная механика. ИПМаш РАН. – СПб.: Наука, 2009. – С. 110-122.
5. Ярошевич М. П., Ярошевич Т. С. Динаміка розбігу вібраційних машин з дебалансним приводом: монографія / Луцьк: ЛНТУ, 2010. – 220 с.
6. Ярошевич М. П., Силивонюк А. В. Про деякі особливості динаміки розбігу вібраційних машин зі збудниками, що самосинхронізуються / Науковий вісник НГУ. – Дніпропетровськ. – 2013. – №4. – С. 37-45.
7. Управление мехатронными вибрационными установками / Под. ред. И. И. Блехмана и А. Л. Фрадкова. СПб.: Наука, 2001, 278 с.
8. Шатохин В. М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: монографія / Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 456 с.
9. Методика расчета основных элементов оборудования для вибрационной обработки деталей / [Бабичев А. П., Георгиев В. М., Тмаркин М. А. и др.]. – Ростов н/Д: Изд. центр ДГТУ, 2006. – 41 с.
10. Поляков В. С., Барабаш И. Д. Муфты. Конструкция и расчет. М.: Машгиз, 1964. 364с.
11. Иванов М. Н. Детали машин.: Высш.шк., М.1991.–383с.

REFERENCES

1. Blekhman, I. (2013). *Theory of vibration processes and devices. Vibration mechanics and vibration technology.* [Teoriya vibratsionnykh protsessov i ustroystv. Vibratsionnaya mekhanika i vibratsionnaya tekhnika]. St. Petersburg, "Ore and Metals" Publ. 640 p.
2. Blekhman, I. (1994). *Vibration mechanics.* [Vibratsionnaya mekhanika]. Moscow, Fizmatlit Publ. 400 p.
3. Blekhman, I., Indeitsev, D. & Fradkov, A. (2008). Slow motions in systems with inertial excitation of vibrations. [Medlennye dvizheniya v sistemakh s inertsionnym vzbuzhdeniem kolebanii]. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. Vol. 1, pp. 21-27.
4. Blekhman, I. & Yaroshevich, N. (2013). On Some Opportunities for Improving Vibration Machines with Self-Synchronization Inert Vibration Exciters. [Perekhodnye rezhimy v inertsionno-vzbuzhdaemykh poslerezonansnykh vibratsionnykh ustroystvakh s neskol'kimi stepenyami svobody nesushchei sistemy]. *Journal of Machinery manufacture and reliability*. Vol. 42, №3, pp. 192-195.
5. Yaroshevich, N. & Yaroshevich, T. (2010). *Dynamics of acceleration of vibration machines of unbalanced exciters.* [Dynamika rozbihu vibratsiynykh mashyn z debalansnym pryvodom]. Lutsk, LNTU Publ. 220 p.
6. Yaroshevich, N. & Sylyvonuk, A. (2013). About some features of dynamic acceleration of vibration machines with self-synchronisation inertia vibroexciters, [Pro deiaki osoblyvosti dynamiky rozbihu vibratsiynykh mashyn zi zbudnykamy, shcho samosynkhrinizuiutsia]. *Scientific Bulletin of National Mining University*, Vol. 4 (136), pp. 70-75.
7. Blekhman, I., Fradkov, A. (2001). *Management over mechatronic vibration machines.* [Upravlenie mehatronnyimi vibratsionnyimi ustanovkami]. St. Petersburg, Nauka Publ. 278 p.
8. Shatohin, V. (2008). [Analiz i parametricheskiy sintez nelineynykh silovykh peredach mashin]. Kharkiv, NTU «HPI» Publ. 456 p.
9. Babichev A.P., Georgiev V.M., Tamarkin M.A. and other (2006). *Method of calculating the basic elements of equipment for vibration processing of details.* [Metodika rascheta osnovnykh elementov oborudovaniya dlya vibratsionnoi obrabotki detalei]. Rostov on Don, DSTU Publ. 41 p.
10. Polyakov, V. & Barabash, I. (1964). *Couplings. Design and calculation.* [Mufty. Konstruktsiya i raschet]. Moscow, Mashgiz Publ. 364 p.
11. Ivanov, M. (1991). *Machine parts.* [Detali mashyn]. Moscow, Vyshcha Shkola Publ. 383 p.

I. Zabrodets, A. Sylyvonuk, M. Yaroshevych. Research of start of vibration machines with inertial exciter considering coupling.

The process of running start of vibration machine with straight vibrations of bearing body considering the impact of elastic coupling installed between the motor and unbalanced exciter of vibrations on its dynamics is considered.

Approach of vibration mechanics and method of direct division of motions are used for analytical researches. The design of processes of running start of vibromachines is executed by using the numeral integration of equalizations of motions of the mechanical vibration system and equalizations of electromagnetic transients in asynchronous electric motors in the software environment 'Maple'.

Expressions for vibration moments (additional dynamic loading caused by the vibrations of bearing body) during the passage of resonant zone by vibration machines with the flat vibrations of bearing body both with one arbitrarily located vibration exciter and with two self-synchronization vibration exciters for the different modes of starting are got in an analytical form.

Oscillating process that occurs at running approach and superimposes on the main rotary motion of both rotors with the same angular velocity is analyzed. The results of numerical modeling process of running approach confirm results. The maximal deformations of elastic coupling occur at the moment of starting the motor; their value mostly depends of admeasurement of engine's moment at this period of motion; maximal deformations with sufficient degree of precision can be calculated assuming that the moment of engine during running approach is constant and its value equals the starting point. During running approach of engine high frequency oscillations of half-coupling with frequency similar to the current frequency at the mains supply of engine may occur. At entering the steady state, reduction of starting deformations of coupling and damping of vibrations with frequency of current occurs. For reducing deformations of coupling, it is important to provide sufficient rigidity of coupling and not overstate the starting moment of motor and moment of inertia of the rotor of vibration exciter. To limit the size of relative oscillations of half-couplings, damping capacity of elastic coupling have to be increased. During the selection of parameters of coupling, it is important that its natural frequency does not match the frequency of current in the power supply of the engine. The presence of elastic coupling does not make fundamental changes in the behavior of the considered system in the zone of resonance.

Keywords: vibration machine, unbalance vibration exciter, elastic coupling, running start, resonant zone.

Забродець І. П., Силивонюк А. В., Ярошевич Н. П. Исследование пуска вибрационных машин с инерционным вибровозбудителем с учетом муфты.

Рассматривается процесс разбега вибрационной машины с дебалансным приводом с учетом влияния на его динамику упругой муфты электродвигателем и возбудителем колебаний. Наводятся практические рекомендации для уменьшения пусковых деформаций муфты и колебаний полумуфт.

Ключевые слова: вибрационная машина, дебалансный вибровозбудитель, упругая муфта, разбег, зона резонанса.

АВТОРИ:

ЗАБРОДЕЦЬ Іван Петрович, аспірант кафедри обладнання лісового комплексу та теорії механізмів машин (ОЛК та ТММ), Луцький НТУ.

СИЛИВОНЮК Андрій Володимирович, к.т.н., доцент кафедри ОЛК та ТММ, Луцький НТУ; e-mail: olktmm@lntu.edu.ua

ЯРОШЕВИЧ Микола Павлович, д.т.н., професор, завідувач кафедри ОЛК та ТММ, Луцький НТУ; e-mail: olktmm@lntu.edu.ua

АВТОРЫ:

ЗАБРОДЕЦЬ Иван Петрович, аспирант кафедры ОЛК и ТММ, Луцкий НТУ. e-mail: olktmm@lntu.edu.ua

СИЛИВОНЮК Андрей Владимирович, к.т.н., доцент кафедры ОЛК и ТММ, Луцкий НТУ; e-mail: olktmm@lntu.edu.ua

ЯРОШЕВИЧ Николай Павлович, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой ОЛК и ТММ, Луцкий НТУ; e-mail: olktmm@lntu.edu.ua

AUTHORS:

Ivan ZABRODETS, Postgraduate student of Department of Forest Complex Equipment and Theory of Machines Mechanisms, Lutsk National Technical University, e-mail: olktmm@lntu.edu.ua

Andryi SYLYVONUK, Ph.D in Engineering, Assoc. Professor of Department of Forest Complex Equipment and Theory of Machines Mechanisms, Lutsk National Technical University, e-mail: olktmm@lntu.edu.ua

Mykola YAROSHEVYCH, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of Department of Forest Complex Equipment and Theory of Machines Mechanisms, Lutsk National Technical University, e-mail: olktmm@lntu.edu.ua

РЕЦЕНЗЕНТ

ШВАБЮК В. І., д.т.н., професор кафедри технічної механіки, Луцький НТУ, Луцьк, Україна.

РЕЦЕНЗЕНТ

ШВАБЮК В. И., д.т.н., профессор кафедры технической механики, Луцкий НТУ, Луцк, Украина.

REVIEWER:

V. SHVABIUK, Doctor of Science in Engineering, Professor of Technical Mechanics Department, Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 18.03.2015р.