

Забродець І.П., Дутчак Б.І., Ярошевич М.П.  
Луцький національний технічний університет

## ДИНАМІКА ПРУЖНОЇ МУФТИ У ПРИВОДІ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ З ДЕБАЛАНСНИМ ЗБУДНИКОМ КОЛИВАНЬ

Розглядається процес пуску вібраційної машини з плоским характером руху робочого органу з урахуванням пружної муфти, яка з'єднує ротори електродвигуна та збудника коливань. Наводяться практичні рекомендації для обмеження пускових навантажень муфти.

**Ключові слова:** пуск вібромашини, дебалансний віброзбудник, пружна муфта, динамічні навантаження, перехідні процеси

**Постановка та актуальність проблеми.** Вібраційні машини широко використовуються в самих різних галузях промисловості [1, 2]. В одних випадках окремі технологічні процеси можуть бути здійснені лише завдяки використанню вібрації, в інших – застосування вібрації призводить до інтенсифікації технологічних процесів й підвищення якісних показників. Найпоширенішим приводом вібраційних машин є дебалансний привод, завдяки простоті конструкції та компактності за великої збурювальної сили. Проте, в перехідних режимах роботи вібромашин з інерційним приводом можуть виникати істотні резонансні коливаннями, які супроводжуються значним зростанням зусиль у деталях та вузлах. Динамічні навантаження значною мірою визначають міцність та довговічність елементів конструкції машини. Так, практика експлуатації вібромашин будівельної індустрії, зокрема вібромайданчиків для об'ємного ущільнення бетонних сумішей типу СМЖ, ВБ-15, ВБ-20, засвідчує частий вихід із ладу карданних валів, які з'єднують між собою ротори дебалансів окремих віброблоків [3]. Також, у цих вібромайданчиках порівняно часто потребують заміни пружні муфти карданних валів внаслідок їх недостатньої довговічності.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Пуск вібраційних машин з інерційним приводом досліджувався у низці праць, огляд яких можна знайти в [1, 4-9]. Однак, у цих та інших відомих публікаціях, присвячених проблемам пуску вібромашин, використовувалися лише динамічні моделі машинних агрегатів з жорсткими ланками. У роботі [8] для чисельного дослідження динамічних процесів у вібромашинах з інерційним збудником та асинхронним електродвигуном використано математичну модель яка враховує пружне з'єднання (дюритом) роторів двигуна та збудника коливань. Однак, аналіз впливу на динаміку віброапарату саме пружного зв'язку між роторами не проводився. Урахування наявності пружної муфти у приводі вібраційної машини для часткового випадку прямолінійних коливань робочого органу машини досліджується у статті [7]. Загальні питання розрахунку й конструювання вібраційних машин з дебалансним приводом викладені у низці робіт, зокрема в монографії [10]. Проте, в усіх цих роботах вплив муфти на динаміку коливальної системи не розглядається (крім опису їх конструкції). Результати досліджень динаміки пружних муфт встановлених між електродвигуном та приводним механізмом для самих загальних випадків машинних агрегатів наведено в довіднику [11].

**Метою роботи** було дослідження початкового моменту пуску вібраційної машини з дебалансним приводом з урахуванням пружної муфти яка з'єднує ротори асинхронного електродвигуна та віброзбудника.

**Рівняння руху та опис системи.** Розглядувана коливальна система являє собою тверде несуче тіло (робочий орган), яке зв'язане з нерухомою основою за допомогою пружних та демпфуючих елементів і може здійснювати малі плоскі коливання (рис. 1). На несучому тілі встановлено дебалансний віброзбудник, який приводиться в обертання від електродвигуна асинхронного типу. При цьому, ротори двигуна та віброзбудника з'єднано між собою за допомогою пружної муфти. Коливальна система характеризується п'ятьма узагальненими координатами: кутами повороту роторів електродвигуна  $\varphi_1$ , віброзбудника  $\varphi_2$  та несучого тіла  $\varphi$  і його вертикальним та горизонтальним зміщеннями  $y, x$ .

Диференціальні рівняння руху коливальної системи запишемо у наступному вигляді [3]:

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta_1 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) = L_1 (\dot{\varphi}_1) - R_1 (\dot{\varphi}_1),$$

$$\begin{aligned}
 I_2 \ddot{\varphi}_2 - \beta_M (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - c_M (\varphi_1 - \varphi_2) &= -R_2 (\dot{\varphi}_2) + m\varepsilon (\ddot{x} \sin \varphi_2 + \ddot{y} \cos \varphi_2 - \ddot{\varphi} r \sin \varphi_2 + g \cos \varphi_2), \\
 M \ddot{x} + \beta_x \dot{x} + \tilde{n}_x x + c_{x\varphi} \varphi &= m\varepsilon (\ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 + \dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_2), \\
 M \ddot{y} + \beta_y \dot{y} + \tilde{n}_y y &= m\varepsilon (\ddot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 - \dot{\varphi}_2^2 \sin \varphi_2), \\
 J \ddot{\varphi} + \beta_\varphi \dot{\varphi} + c_\varphi \varphi + c_{x\varphi} x &= -m\varepsilon r (\ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 + \dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_2),
 \end{aligned} \tag{1}$$

де  $I_1, I_2$  – приведені моменти інерції роторів електродвигуна та віброзбудника, відповідно;  $m, \varepsilon$  – маса збудника та його ексцентриситет;  $M, J$  – маса та момент інерції несучого тіла;  $\beta_M, \beta_x, \beta_y, \beta_\varphi$  – коефіцієнти опору пружної муфти та пружин підвіски несучого тіла;  $c_M, c_x, c_y, c_\varphi$  – жорсткість муфти та пружин підвіски;  $r$  – відстань, що визначає положення осі віброзбудника відносно центра мас несучого тіла;  $g$  – пришвидження вільного падіння;  $L_1(\dot{\varphi}_1), R_i(\dot{\varphi}_i)$  – моменти електродвигуна та сил опору обертанню роторів двигуна та віброзбудника.

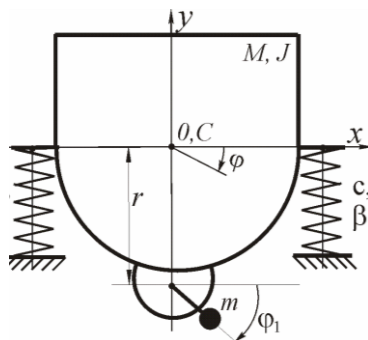


Рисунок 1. – Вібраційна машина з плоскими коливанням робочого органу

Для дослідження динаміки пружної муфти, опишемо рух роторів електродвигуна та дебалансного віброзбудника, з'єднаних муфтою, за допомогою однієї змінної – кута закручування муфти  $\varphi_{12}$  (рис. 2):

$$\ddot{\varphi}_{12} + 2b_i \dot{\varphi}_{12} + p_i^2 \varphi_{12} = \frac{L_1(\dot{\varphi}_1)}{I_1} + \frac{R_2(\dot{\varphi}_2)}{I_2} - \frac{T_2}{I_2}, \tag{2}$$

де  $\varphi_{12} = \varphi_1 - \varphi_2$ ;  $b_i = \beta_i \frac{I_1 + I_2}{2I_1 I_2}$ ;  $p_i = \sqrt{c_M \frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2}}$ ;  $T_2 = m\varepsilon (\ddot{x} \sin \varphi_2 + \ddot{y} \cos \varphi_2 - \ddot{\varphi} r \sin \varphi_2)$ .

Зазначимо, що: друга ступінь вільності визначає обертання усієї системи з однією й тією ж кутовою швидкістю; втрати від тертя в підшипниках електродвигуна  $R_1(\dot{\varphi}_1)$  є незначними (внаслідок зрівноваженості його ротора), тому ними в подальшому нехтуємо; при аналітичних дослідженнях вплив моменту сил ваги дебаланса на динаміку коливальної системи не враховуємо; оскільки розглядаються малі коливання, вважаємо, що муфта має лінійну характеристику, при цьому особливості динаміки системи з нелінійною муфтою проаналізуємо під час чисельного моделювання пуску вібромашини.

**Виклад основного матеріалу.** Для дослідження динаміки пуску роторів електродвигуна та віброзбудника, з'єднаних пружною муфтою, час їх розбігу зручно розбити на чотири окремі періоди, а саме: безпосередньо момент пуску електродвигуна; період розбігу його до зони власних частот пружнопідвішеного несучого тіла; період проходження віброзбудником зони резонансних коливань несучого тіла та період руху після її проходження. Розглянемо перший з вказаних періодів.

У разі розглядуваного класу вібраційних машин («м'яко віброізольованих») розбіг їх двигуна до досягнення зони резонансних коливань несучого тіла відбувається достатньо швидко – до однієї секунди. У цей період руху частота  $\dot{\varphi}_2$  ще досить мала і в правій частині рівняння (2) можна знехтувати другим та третім доданками. На користь такого спрощення рівняння (2) свідчить чисельна оцінка його складових [5], а також те, що для вібромашин з дебалансним приводом,

завичай,  $\frac{I_1}{I_2} = \mu$  (де  $\mu$  - можна вважати за малий параметр). Таким чином, має місце ніби пуск двигуна без навантаження. Якщо, до цього ж припустити (як часто вважають при аналітичному розв'язуванні задач динаміки вібротехніки), що момент електродвигуна під час розбігу є сталим та рівним його пусковому моменту, то розв'язок рівняння (2) можна подати у вигляді

$$\varphi_{12} = \varphi_{cm} \left[ 1 - e^{-b_m t} \left( \frac{b_m}{p_m} \sin p_m t + \cos p_m t \right) \right],$$

де  $L_{i \text{ \textcircled{1} \textcircled{2}}}$  – пусковий момент двигуна;  $\varphi_{cm} = \frac{L_{\text{пуск}}}{c_m}$  – деформація, викликана статично прикладеним сталим моментом  $L_{i \text{ \textcircled{1} \textcircled{2}}}$ .

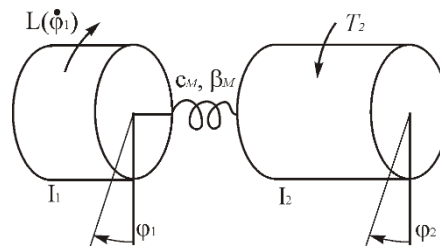


Рисунок 2. Динамічна модель роторів двигуна та вібробудника з'єднаних пружною муфтою

Зазначимо, що при одержанні цієї формули взято до уваги те що приведений момент інерції ротора електродвигуна на порядок менший за приведений момент інерції ротора вібробудника, тобто  $I_1 \ll I_2$ ; а також що опір коливанням муфти неістотно впливає на її власну частоту.

Тоді, момент, який виникає у муфті під час пуску електродвигуна, можна визначити за формулою

$$T_m = c_m \varphi_{12} + \beta_m \dot{\varphi}_{12} \approx L_{\text{пуск}} \left[ 1 - e^{-b_m t} \left( \cos p_m t - \frac{b_m}{p_m} \left( \frac{2b_m^2}{p_m^2} + 1 \right) \sin p_m t \right) \right], \quad (3)$$

або подамо її у такому вигляді

$$T_m \approx L_{\text{пуск}} \left[ 1 - e^{-b_m t} A \cos(p_m t - \alpha) \right], \quad (4)$$

$$\text{де } A = \sqrt{1^2 + \frac{b_m^2}{p_m^2} \left( \frac{2b_m^2}{p_m^2} + 1 \right)^2}; \quad \alpha = \arccos \frac{p_m}{b_m \left( \frac{2b_m^2}{p_m^2} + 1 \right)}.$$

Згідно виразам (3) та (4), після вмикання електродвигуна у муфті виникає момент, який практично відразу зростає від нуля до максимальної величини (за  $t \approx \frac{\pi}{p_m}$  сек,  $p_m \gg \pi$ ).

Після цього виникають його згасаючі коливання відносно середнього значення величини якого наближено дорівнює  $L_{\text{пуск}}$ . При цьому коливання відбуваються з частотою, рівною частоті власних коливань муфти. Очевидно, що у разі муфти з невеликою демпфуючою здатністю, максимальний момент, що виникає, буде приблизно вдвічі більшими, ніж пусковий момент двигуна (випадок коливань, викликаних миттєво прикладеною сталою й надалі постійною діючою силою). При цьому, величина моменту практично не залежить ні від жорсткості муфти, ні від частоти її власних коливань, при зміні яких змінюється лише швидкість (плавність) зростання моменту.

Звичайно, із збільшенням демпфуючої здатності муфти розмах величини відносних коливань її напівмуфт істотно зменшуються. У той же час для, моменту, який виникає у муфті під час пуску, ця залежність є не такою однозначною. Згідно (3), у разі достатньо малих коефіцієнтів опору муфти (до

$h = \frac{b_M}{P_M} = 0,4$ ), зростання опору призводить до зменшення величини максимального пускового моменту у муфті (рис. 3). Однак, у випадку порівняно великих коефіцієнтів демпфування ( $h > 0,6$ ), із подальшим їх збільшенням максимальний момент, який виникає у муфті, починає зростати (рис. 3). При цьому він не перевищує подвійного пускового моменту електродвигуна.

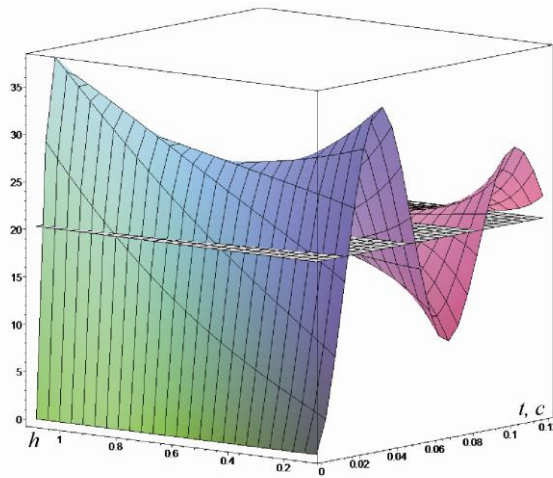


Рисунок 3. – Часові зміни моменту, який виникає в муфті під час пуску, в залежності від коефіцієнту  $h$  (горизонтальна площина відповідає  $L_{\text{пуск}}$ ,  $P_M = 88 \text{ c}^{-1}$ )

В дійсності, під час пуску момент асинхронного електродвигуна не є сталим – мають місце його коливання з частотою, близькою до частоти коливань струму у мережі живлення електродвигуна. Відомо, що «м'яко віброізоване» несуче тіло практично «не відчуває» таких високочастотних коливань, у той час, як для муфти (з власною частотою вищою щонайменше на порядок за частоту несучої системи) вплив їх може бути суттєвим. Вираз  $L_1(\dot{\varphi}_1)$  у правій частині рівняння (2) можна подати у вигляді  $L_1(\dot{\varphi}_1) = L_{\text{пуск}}[1 - e^{-b_{\ddot{a}a}t} \cos(\omega t)]$  (тут  $b_{\ddot{a}a}$  – коефіцієнт, що характеризує згасання коливань електромагнітного моменту;  $\omega = 6,28 f_{\text{cmp}}$ ;  $f_{\ddot{n}\delta} = 50 \text{ \AA}\ddot{\delta}$ ) [3]. Розглянемо задачу без урахування опору відносним коливанням напівмуфт та нехтуючи процесом згасання коливань електромагнітного моменту. Таке припущення є цілком прийнятним, оскільки досліджується зовсім нетривалий проміжок часу від початку пуску, коли розглядувані коливання ще не встигають суттєво змінитися. З іншого боку, урахування опору коливанням напівмуфт та процесу згасання електромагнітного моменту двигуна призводить до досить громіздких виразів розв'язків, які складно аналітично проаналізувати. Отже, подальше уточнення динамічної моделі є невиправданим. Зауважимо, що згасання перших із зазначених коливань відбувається істотно швидше, ніж других [6].

Рівняння відносного руху роторів електродвигуна та вібророзбудника у цьому випадку подамо у вигляді

$$\ddot{\varphi}_{12} + p_M^2 \varphi_{12} = \frac{L_{\text{пуск}}}{I_1} - \frac{L_{\text{пуск}}}{I_1} \cos \omega t, \quad (5)$$

а його розв'язок у формі

$$\varphi_{12} = \varphi_{cm} \left[ 1 - \frac{1}{\omega^2 - p_M^2} (\omega^2 \cos p_M t - p_M^2 \cos \omega t) \right]. \quad (6)$$

Відповідно, момент що виникає у муфті під час пуску електродвигуна можна визначити за наближеною формулою

$$T_M \approx L_{\text{пуск}} \left[ 1 - \frac{1}{\omega^2 - p_M^2} (A_p \cos(p_M t - \alpha_p) + A_\omega \cos(\omega t - \alpha_\omega)) \right], \quad (7)$$

$$\text{де } A_p = \omega^2 \sqrt{1 + \frac{4b_m^2}{p_m^2}}; \alpha_p = \arccos \frac{p_i}{\sqrt{p_i^2 + 4b_i^2}}; A_\omega = \sqrt{p^4 + 4b_m^2 \omega^2}; \alpha_p = \arccos \frac{-p^2}{\sqrt{p^4 + 4b_i^2 \omega^2}}.$$

Згідно (7), при вмиканні двигуна у муфті виникає момент, величина якого, в загальному випадку, коливається за бігармонічним законом, відносно середнього рівня, який дорівнює  $L_{\text{пуск}}$ . Як слідує з (6) та (7), величини амплітуд пускових коливань напівмуфт та моменту, який виникає в муфті, перш за все залежать від віддаленості частоти власних коливань муфти від частоти струму, та при їх близькості можуть бути значними. Більше того, у разі безпосередньої близькості цих частот може мати місце резонансне зростання амплітуд коливань напівмуфт та виникаючого моменту, принаймні у разі заниженої потужності двигуна й відповідно, його повільного розбігу; при цьому може виникнути явище биття. Проте, з урахуванням великих коефіцієнтів опору муфти з неметалічними пружними елементами й того факту, що резонансні амплітуди виникають поступово, швидше за все, значного зростання величини моменту в муфті під час пуску не очікується. З іншого боку, за достатньої віддаленості цих частот та незначного опору муфти буде мати місце випадок як би миттєвого прикладання сталого й надалі постійного діючого моменту. Так, для параметрів вібромашини, наведених у [5], зокрема  $p_m = 40 \text{ c}^{-1}$ , справедлива оцінка  $p_i \ll \omega$ . У цьому разі складова вимушених коливань розв'язку (4) є не істотною та її можна не брати до уваги. Відповідно, формули (6) та (7) набувають вигляду  $\varphi_{12} = \varphi_{cm} (1 - \cos p_m t)$ ,  $T_m = L_{\text{пуск}} (1 - \cos p_m t)$ . Тобто, при малому демпфуванні муфти, коливання її моменту відбуваються лише з частотою, яка дорівнює власній частоті муфти та з амплітудою, наближено рівною величині подвійного пускового моменту двигуна. Збільшення коефіцієнтів опору муфти призводить до незначного зростання амплітуди пускового моменту та прояву коливань з частотою струму.

*Чисельне моделювання пуску вібраційної машини з урахуванням пружного з'єднання роторів двигуна та дебалансного збудника.* Результати моделювання (рис. 4-5) добре підтверджують отримані висновки. Моделювання виконано для вібромашини за наступних базових параметрів системи:  $\dot{I} = 330 \text{ \AA}$ ;  $J = 8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $m = 35 \text{ кг}$ ;  $\varepsilon = 0,033 \text{ м}$ ;  $l = 0,23 \text{ і}$ ;  $\beta_y = \beta_x = 1000 \text{ кг/с}$ ;  $\beta_\varphi = 70 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 / \text{с}$ ;  $\tilde{n}_y = \tilde{n}_x = 45 \cdot 10^5 \text{ І / і}$ ;  $\tilde{n}_i = 28 \text{ І і}$ ; електродвигун асинхронний з  $P = 1,5 \text{ \AA}$ ,  $n_n = 1415 \text{ об/хв}$ ,  $L_{\text{пуск}} = 20,3 \text{ Нм}$ . Зазначимо, що для більш повного врахування впливу електромагнітних перехідних процесів у електродвигуні на динаміку коливальної системи використано, так звану, А-модель асинхронного двигуна у косокутних координатах струмів [5].

Згідно рис. 4 а, у разі достатньої віддаленості власної частоти муфти від частоти збурення (частоти коливань електромагнітного моменту двигуна), у ній при пуску виникає момент, величина якого інтенсивно коливається відносно середнього значення приблизно рівного пусковому моменту електродвигуна  $L_{\text{пуск}}$ . Максимальне значення моменту досягається практично відразу після вмикання двигуна ( $t \approx 0,02 \dots 0,04 \text{ нс}$ ) та при малому демпфуванні муфти ( $h = b_m / p_m \leq 0,1$ ) є дещо меншим за величину подвійного пускового моменту двигуна. З ростом демпфування величина максимального моменту при пуску стрімко зменшується. Однак, з подальшим збільшенням коефіцієнту опору муфти цей процес пригальмовується та при значному демпфуванні ( $h \geq 0,5$ ) максимальний момент у муфті починає потроху зростати (рис. 4 б). На рис. 4 це продемонстровано для муфт з параметрами:  $c_m = 28 \text{ Нм}$ ;  $p_m = 88 \text{ c}^{-1}$ ;  $\beta_m = 0,06 \dots 0,7 \text{ кг м}^2 / \text{с}$ ; горизонтальна пряма на графіках – величина моменту, який виник би в муфті під дією статично прикладеного сталого моменту  $L_{\text{ст}} \text{ нс}$ .

Звернемо увагу, що коливання моменту в муфті досить швидко згасають; що в загальному випадку вони є бігармонічними, та відбуваються з частотами, близькими до частоти струму та власної частоти муфти. Проте, при малому демпфуванні муфти ( $h \leq 0,3$ ) збуджуються практично моногармонічні коливання – лише з частотою власних коливань муфти. Таким чином, у разі незначного демпфування величина інтенсивних динамічних навантажень муфти під час пуску залежить, перш за, все від її коефіцієнту опору, а тривалість навантажень, відповідно, визначається тривалістю згасання вільних коливань муфти. Зазначимо, що при достатньому демпфуванні ( $h \geq 0,3$ )

починають проявлятися коливання моменту в муфті з частотою, рівною частоті струму, а при подальшому збільшенні опору вони стають визначальними (рис. 4, б).

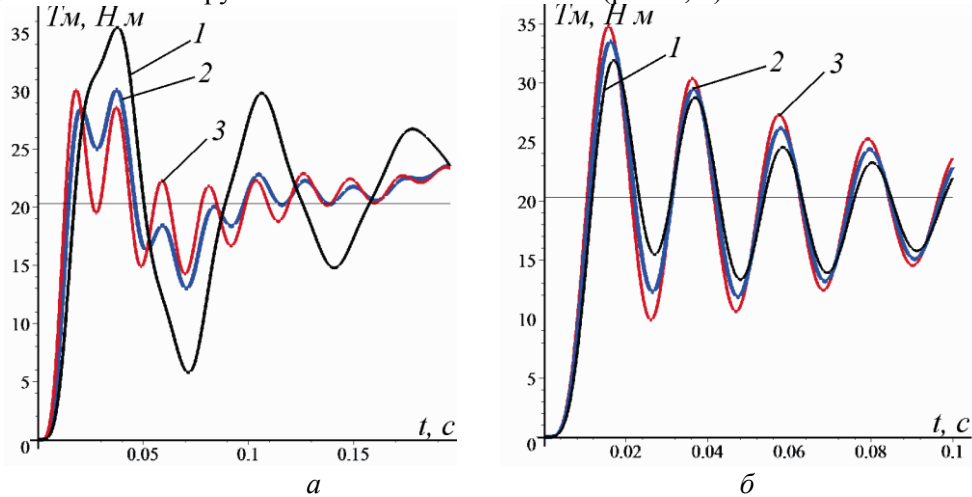


Рисунок 4. Часові зміни моменту у муфті в залежності від величини демпфування муфти ( $p_M = 88 \text{ c}^{-1}$ ): а) 1 –  $h = 0,1$ ; 2 –  $h = 0,3$ ; 3 –  $h = 0,5$ ; б) 1 –  $h = 0,7$ ; 2 –  $h = 0,9$ ; 3 –  $h = 1,1$

У муфтах величини власних частот яких є вищими, і відповідно, ближчими до зони їх резонансних коливань або у цій області ( $235 \text{ c}^{-1} < p_M < 393 \text{ c}^{-1}$ ), величина максимального пускового моменту істотно зростає (рис. 5, а). При цьому, коливання моменту в муфті стають практично моногармонічними – відбуваються з частотою струму.

З рис. 6, а слідує, що у муфтах величини власних частот яких знаходяться у резонансній області: максимальний момент у муфті набуває величини, значно більшої за подвійне значення пускового моменту електродвигуна; відразу після пуску двигуна може мати місце короткочасне резонансне зростання амплітуди моменту в муфті (крива 2). Збільшення коефіцієнту опору муфти призводить до помітного зменшення максимальних значень пускового моменту та унеможлиблює його резонансне зростання (рис. 6, б). Звернемо увагу, що для муфт, величини власних частот яких лежать у резонансній області, збільшення величини пускового моменту при зростанні коефіцієнту опору не спостерігається.

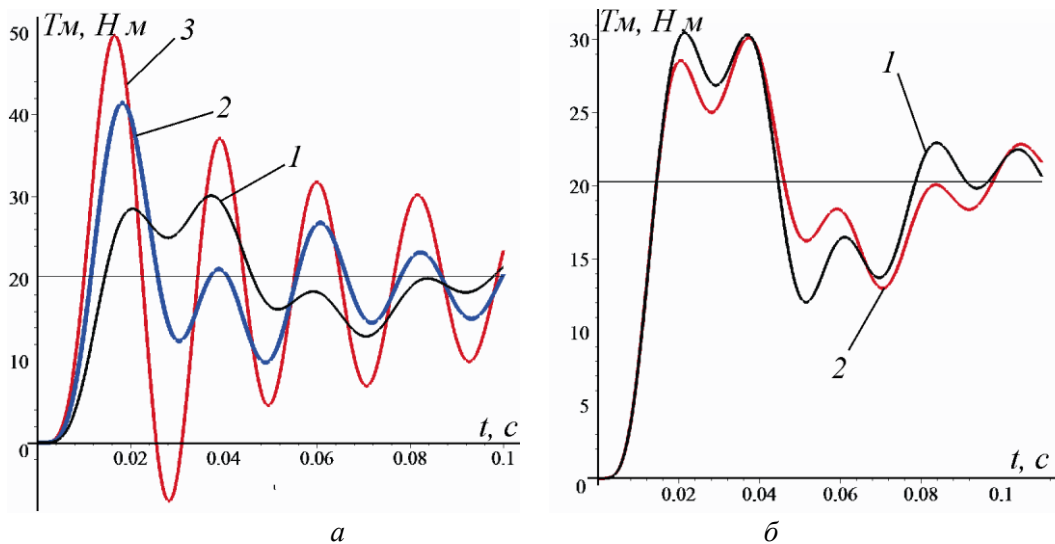


Рисунок 5. – Часові зміни величини моменту у муфті: а) в залежності від власної частоти муфти:  $h = 0,3$ ; 1 –  $p_M = 88 \text{ c}^{-1}$ ; 2 –  $p_M = 144 \text{ c}^{-1}$ ; 3 –  $p_M = 210 \text{ c}^{-1}$ ; б) 1 –  $c_M = 28 \text{ H.M}$ ,  $p_M = 88 \text{ c}^{-1}$ ; у разі нелінійної муфти, 2 –  $c_M = 26(1 + 0,33\varphi_{12}^2)$

Зауважимо, у розглядуваному випадку ( $p_M \leq 314 \text{ c}^{-1}$ ), характер затухання коливань моменту у муфті подібний до затухання коливань електромагнітного моменту двигуна. Отже, тривалість

підвищених динамічних навантажень, які виникають в муфті, у цьому разі визначається тривалістю перехідних процесів в електродвигуні та неістотно залежить від коефіцієнту опору.

При дослідженні особливостей динаміки розглядуваної коливальної системи з нелінійною пружною муфтою, коефіцієнт її жорсткості було апроксимовано двочленом  $c_M = c_0 + c_1\phi_{12}^2$  [12], коефіцієнти останнього визначалися експериментально. Результати чисельного моделювання пуску дебалансного вібробудника з муфтою, жорсткість якої є нелінійною свідчать, що основні встановлені закономірності та висновки залишаються незмінними; мають місце лише незначні кількісні відмінності (рис. 5, б).

Зазначимо, що величина моменту, який виникає у муфті під час пуску безпосередньо не залежить від статичних моментів дебалансів, тобто від одного з основних режимних параметрів вібраційної машин – амплітуди коливань її робочого органу.

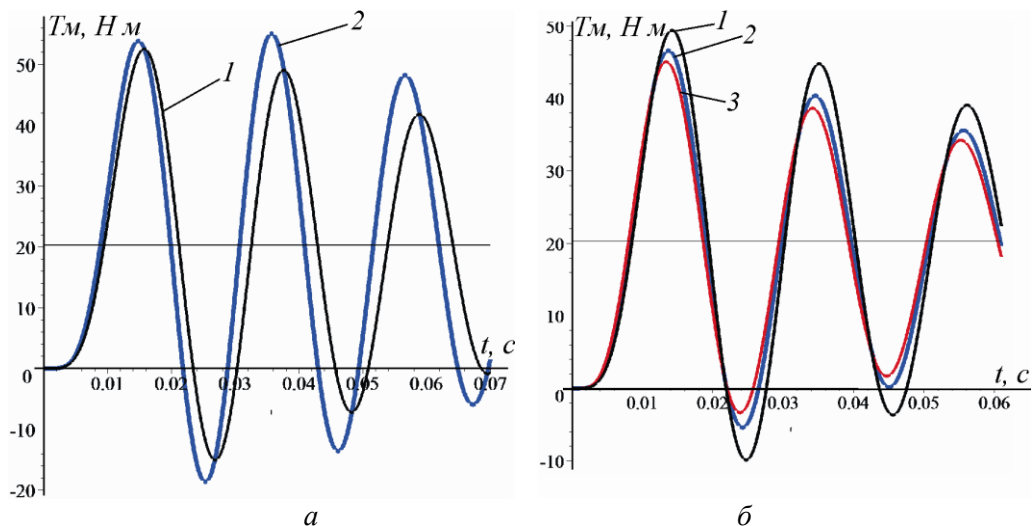


Рисунок 6. – Часові зміни величини моменту у муфті в області її резонансу: а)  $h=0,3$ ;

1 –  $p_M = 255 c^{-1}$ ; 2 –  $p_M = 314 c^{-1}$ ; б)  $p_M = 314 c^{-1}$ ; 1 –  $h=0,5$ ; 2 –  $h=0,75$ ; 3 –  $h=1$

**Висновки.** Максимальні навантаження у пружній муфті, яка з'єднує ротори вібробудника та електродвигуна, мають місце при пуску та являють собою інтенсивні згасаючі коливання моменту. Величина максимального моменту, який виникає в момент пуску найбільше залежить від віддаленості її власної частоти від частоти струму та коефіцієнта опору муфти; у разі значної віддаленості вказаних частот вона є дещо меншою за подвійний пусковий момент двигуна; у випадку їх близькості – може перевищувати пусковий момент двигуна майже втричі. Із зростанням коефіцієнта опору муфти, величина максимального моменту який виникає в ній під час пуску зазвичай істотно знижується. Коливання моменту, який виникає у муфті в загальному випадку мають бігармонічний характер (з частотами струму та власних коливань муфти) і відбуваються відносно певного середнього значення, приблизно рівного пусковому моменту двигуна. При цьому, у разі малого опору та значної віддаленості власної частоти муфти від частоти струму, коливання відбуваються лише з власною частотою муфти, а при великому опорі та близькості зазначених частот – тільки з частотою струму. Відповідно, у першому випадку тривалість підвищених динамічних навантажень, які виникають у муфті при пуску, визначається тривалістю процесу затухання вільних коливань муфти, у другому разі – тривалістю перехідних електромагнітних процесів у двигуні та неістотно залежить від коефіцієнту опору. Правильним підбором величини коефіцієнтів жорсткості та опору муфти можна зменшувати величину максимального моменту, який виникає у муфті під час пуску.

1. Блехман И.И. Теория вибрационных процессов и устройств. Вибрационная механика и вибрационная техника. – СПб, ИД «Руда и Металлы», 2013. – 640с.

2. Ланець О.С. Високоєфективні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення). Вид-во НУ «Львівська політехніка» Львів. 2008. 324с.

3. Назаренко І.І., Свідерській А.Т., Делембовський М.М. Дослідження надійності карданних валів вібромашин будівельної індустрії / Вібрації в техніці та технологіях. – Вінниця. – 2013. – №3 (71). – С. 72-77.

4.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. 25-32.

5. Blekhman I.I., Yaroshevich N.P. On Some Opportunities for Improving Vibration Machines with Self-Synchronization Inert Vibration Exciters. Journal of Machinery manufacture and reliability. Vol.42, №3, 2013. pp. 192-195.

6. Ярошевич М.П., Ярошевич Т.С. Динаміка розбігу вібраційних машин з дебалансним приводом: монографія / Луцьк: ЛНТУ, 2010. – 220 с.

7. Yaroshevych N.P., Zabrodets I.P. Yaroshevych T.S. Dynamics start vibrating machines with unbalanced drive in case of flat vibrations of bearing body. Науковий вісник Національного гірничого ун-ту. Наук. Техн.. журнал. 2015, №3, С 39-45.

8. Шатохин В.М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: монография / Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 456 с.

9. N.P. Yaroshevich, I. P. Zabrodets, T. S. Yaroshevich. Dynamics of Starting of Vibrating Machines with Unbalanced Vibroexciters on Solid Body with Flat Vibrations. Applied Mechanics and Materials, Vol. 849, pp. 36-45, 2016

10. Бабичев А.П., Бабичев И.А. Основы вибрационной технологии / А.П. Бабичев, И.А. Бабичев – Ростов н/Д: Изд. центр Донск. гос. техн. ун-ту 2008. – 694 с.

11. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. Т.4. Защита от вибрации и ударов/ Под ред. К.В. Фролова. 1981. М.: Машиностроение. – 456 с.

12. Поляков В.С., Барабаш И.Д. Муфты. Конструкции и расчет. М.-Л. Машгиз, 1964. 364с.

## REFERENCES

1. Blekhman I.I. (2013). Theory of vibration processes and devices. Vibration mechanics and vibration technology. The Publishing House "Ore and Metals". – 640 p.

2. Lanets, O.S. (2008), *Vysokoeffektivni mizhrezonansni vibratsiini mashyny z elektromagnitnym pryvodom (teoretychni osnovy ta praktyka stvorennia)* [High-Efficiency Inter-Resonances Vibratory Machines with an Electromagnetic Vibration Exciter (Theoretical Bases and Practice of Creation)], Publishing house of Lviv Polytechnic National University, Lviv, Ukraine. 324 p.

3. Nazarenko, I.I. Sviderskiy A. T. Delembovskiy M. M. (2013). Reliability study driveshafts vibration compacting machine building industry. *Vibratsiyy v tehnitsi ta tehnologiyah*. № 1(69). – p. 125-129.

4. Blekhman I.I. Indeitsev D.A., Fradkov A.L. (2008). Slow motions in systems with inertial excitation of vibrations, Journal of Machinery Manufacture and Reliability, no 1, pp. 21-27.

5. Blekhman I.I., Yaroshevich N.P. (2013). On Some Opportunities for Improving Vibration Machines with Self-Synchronization Inert Vibration Exciters. Journal of Machinery manufacture and reliability. Vol.42, №3, pp. 192-195.

6. Yaroshevich N.P., Yaroshevich T.S. (2010). Dynamics of acceleration of vibration machines of unbalanced exciters. Lutsk.-220p.

7. Yaroshevych N.P., Zabrodets I.P. Yaroshevych T.S. (2015). Dynamics start vibrating machines with unbalanced drive in case of flat vibrations of bearing body. Scientific Bullietin of National Mining University, no 3, pp.39-45.

8. Shatohin V.M. (2008). Analiz i parametricheskiy sintez nelineynyih silovyih peredach mashin. Harkov: NTU «ХПИ». -456 p.

9. Yaroshevich N.P., Zabrodets I. P., Yaroshevich T.S. (2016). Dynamics of Starting of Vibrating Machines with Unbalanced Vibroexciters on Solid Body with Flat Vibrations. Applied Mechanics and Materials, Vol. 849, pp. 36-45.

10. Babichev A.P., Babichev I.A. (2008). Fundamentals of vibration technology. Rostov on/D: DSTU. – 649 p.

11. Vibration in technique. Handbook in 6 volumes, vol. 6 Protection from vibration and impacts / Edited by K.V. Frolov 1981. М.: Mashinostroenie. – 456 p.

12. Polyakov V.S., Barabash I.D. (1964). Couplings. Construct and calculation. М.-L. Mashgiz. –364 p.

### **I. Zabrodets, B. Dutchak, M. Yaroshevych. Dynamics Of Flexible Coupling In The Drive Of Vibration Machine With Unbalanced Vibration Exciter**

The run process of vibratory machine with the flat nature of the movement of the working body considering an elastic coupling, that connects the rotors of the motor and vibration exciter, is examined. It is showed that maximum loads in an elastic coupling that connects the rotors of the vibration exciter and motor, have a place at the start and are intense fading fluctuations of moment. The value of maximum moment that occurs at the start moment depends on the distance of its own frequency from current frequency and resistance coefficient of coupling; in case of large distance between these frequencies, it is slightly less than double start moment of the engine; in case of closeness – the value may exceed start moment of the engine almost in three times.

With increasing of coupling resistance coefficient, the value of maximum moment that occurs in it during the start is significantly reduced; but due to large damping coefficients ( $b_M \geq p_M$ ), its growth may lead to a slight increase of the moment value. Vibrations of moment that occurs in the coupling generally have a biharmonic nature (with current frequencies and coupling natural vibrations) and occur relatively certain average value, approximately equal to the start moment of the engine.

Thus, in the case of small resistance and the great distance between the coupling natural frequencies from the current frequency, vibrations occur only with the natural frequency of the coupling, and in case of a big resistance and closeness of these frequencies – only the frequency of the current. Accordingly, in the first case, the duration of



elevated dynamic loads, that occur in coupling during the start is determined by the duration of the process of attenuation of coupling free vibrations, in the second case – by the duration of transient electromagnetic processes in the engine and insignificantly depends on the resistance coefficient. The correct selection of stiffness coefficients values and coupling resistance values can reduce the value of the maximum moment that occurs in coupling during the start.

**Keywords:** start of vibrational machine, the unbalanced vibration exciter, flexible coupling, dynamic load, transients.

*Забродець І.П., Дутчак Б.І., Ярошевич М.П. Динамика упругой муфты в приводе вибрационной машины с дебалансным вибровозбудителем колебаний.*

Рассматривается процесс пуска вибрационной машины с плоским характером движения рабочего органа с учетом упругой муфты, соединяющей роторы электродвигателя и возбудителя колебаний. Наводятся практические рекомендации для уменьшения пусковых нагрузок муфты.

**Ключевые слова:** пуск вибромашини, дебалансний вибровозбудитель, упругая муфта, динамические нагрузки, переходные процессы

**АВТОРИ:**

*ЗАБРОДЕЦЬ Іван Петрович*, інженер, Волинське обласне управління лісового та мисливського господарства.

*ДУТЧАК Богдан Іванович*, к.т.н., завідувач кафедри вищої математики, Луцький НТУ; e-mail: bogdan.dutchak@gmail.com

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

**АВТОРЫ:**

*ЗАБРОДЕЦЬ Іван Петрович*, e-mail: olktmm@lntu.edu.ua

*ДУТЧАК Богдан Іванович*, к.т.н., заведующий кафедрой высшей математики, Луцкий НТУ; e-mail: bogdan.dutchak@gmail.com

*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.

*Bogdan DUTCHAK*, Head of Department of Further Mathematics, Lutsk National Technical University.

*Mykola YAROSHEVYCH*, Doctor of Science in Technology, Professor, Head of Department of Forest Complex Equipment and Theory of Machines Mechanisms, Lutsk National Technical University.

Стаття надійшла в редакцію 22.09.2016р.