

2. Предложен простой и высокопроизводительный метод поверхностного наногидрохимического упрочнения НГХО, который формирует на поверхности инструмента наноструктурные покрытия на основе упрочняющей фазы с высокими антифрикционными свойствами.

3. Комбинирование новых способов объемного и поверхностного упрочнения: УТЦО и НГХО позволяет в 1,6 – 10,8 раза повысить эксплуатационную стойкость режущего инструмента по сравнению со стандартным.

Список литературы: 1. Чудина, О.В. Комбинированные технологии поверхностного упрочнения конструкционных сталей: дис. ... докт. техн. наук / О.В. Чудина. – Москва, 2004. – 336 с. 2. Федоров, С.В. Комбинированная поверхностная ионно-плазменная обработка инструмента из быстрорежущей стали: дис. ... канд. техн. наук / С.В. Федоров. – Москва, 2004. – 108 с. 3. Суханов, Р.С. Повышение износостойкости прорезных фрез на операции фрезерования пазов в язычковых иглах комбинированным ионно-лазерным упрочнением: дис. ... канд. техн. наук / Р.С. Суханов. – Иваново, 2003. – 108 с. 4. Власов, С.Н. Повышение работоспособности режущего инструмента путем комбинированной упрочняющей обработки: дис. ... канд. техн. наук / С.Н. Власов. – Ульяновск, 2000. – 294 с. 5. Федюкин, В.К. Научное обоснование и разработка технологий улучшающей термоциклической обработки металлических материалов: дис. ... докт. техн. наук / В.К. Федюкин. – Санкт-Петербург, 1993. – 323 с. 6. Гурьев, А.М. Экономно-легированные стали для литых штампов горячего деформирования и их термоциклическая и химико-термоциклическая обработка: дис. ... докт. техн. наук / А.М. Гурьев. – Томск, 2001. – 487 с. 7. Забелин, С.Ф. Основы технологии и кинетической теории процессов диффузионного насыщения сталей в условиях термоциклического воздействия на материал: дис. ... докт. техн. наук / С.Ф. Забелин. – Чита, 2004. – 219 с. 8. Лыгденев Б.Д. Фазовые превращения в сталях с градиентными структурами, полученными химико-термической и химико-термоциклической обработкой: дис. ... канд. техн. наук / Б.Д. Лыгденев. – Новокузнецк, 2004. – 226 с. 9. Федюкин В.К. Метод термоциклической обработки металлов. – Л.: ЛГУ, 1984, - 192 с. 10. Термоциклическая обработка сталей, сплавов и композиционных материалов. / Под ред. М.Х. Шоршорова – М.: Наука, 1984, - 186 с. 11. Федюкин В.К., Смагоринский М.Е. Термоциклическая обработка металлов и деталей машин. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989, - 255 с.: ил. 12. Фридман, Я.Б. Механические свойства металлов. / Я.Б. Фридман - М.: Машиностроение, 1974. - Т.2 - 135 с.

Сдано в редакцию 15.05.08

ДОСЛІДЖЕННЯ ПУСКОВИХ РЕЖИМІВ ВІБРАЦІЙНИХ ПРИСТРОЇВ З ІНЕРЦІЙНИМ ПРИВОДОМ ДЛЯ АВТОМАТИЧНОГО СКЛАДАННЯ ДЕТАЛЕЙ

Ярошевич Т.С., Силивонюк А.В., Ярошевич М.П. (ЛНТУ, м. Луцьк, Україна)

The problem of acceleration of unbalanced vibro-exciter of vibration machine with electric motor of asynchronous type was considered.

У багатьох вібраційних машинах та пристроях коливання збуджуються механічними дебалансними віброзбудниками, що приводяться в обертання трифазними електродвигунами асинхронного типу. Частоти власних коливань пружно підвішеного

робочого органу, зазвичай, є в кілька разів нижчими за частоту вимушених коливань. Тому у вібромашинах з дебалансними збудниками в процесі розбігу та вибігу під час збігу власних частот із вимушеною виникають інтенсивні резонансні коливання. Амплітуди цих коливань залежать від швидкості проходження резонансної області. При цьому вони у багато разів перевищують амплітуди усталеного режиму руху. Відповідно, зростають динамічні навантаження на елементи конструкції вібраційних машин. Крім того, для проходження ротором електродвигуна резонансної зони необхідно істотно завищувати його потужність.

Двигуни реальних вібраційних машин, як правило, мають обмежену потужність і отже, можуть бути віднесеними до неідеальних джерел енергії. Таким чином, може проявлятися взаємодія коливальних рухів тримкого тіла й обертального руху ротора електродвигуна. Машинні агрегати з електроприводом слід розглядати як електромеханічні системи.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Грунтовні теоретичні дослідження коливальних систем з урахуванням їхньої взаємодії з неідеальним джерелом енергії наводяться в роботах В.О. Кононенка та його учнів [1]. Найбільш повні бібліографічні відомості щодо досліджень у цьому напрямку за відповідний період наведено в роботі [2] та довіднику [3]. У роботах [4, 5] наведено результати чисельного моделювання задачі розбігу незрівноваженого ротора, встановленого на пружно закріпленій платформі з одним ступенем вільності, в роботі [6] – моделювання динамічних процесів у вібраційних апаратах з інерційним вібратором та асинхронним електродвигуном. З поміж останніх аналітичних досліджень виділимо статтю [7], в якій задачу про рух незрівноваженого ротора при проходженні зони резонансу розв'язано методом послідовних наближень з використанням методу прямого розділення рухів. Однак, є потреба більш детального аналізу динамічних процесів, що мають місце під час проходження ротором дебалансного віброзбудника резонансної області.

Метою роботи є дослідження процесу розбігу дебалансного збудника вібраційної машини з асинхронним двигуном обмеженої потужності.

Найширше застосування мають вібраційні машини, що працюють у режимі прямолінійних гармонічних коливань. Схему розглядуваної коливальної системи наведено на рис. 1. Тримке тверде тіло (вібуючий робочий орган машини) пов'язане з нерухомою основою за допомогою пружних та демпфуючих елементів і може зміщуватися відносно нерухомої основи вздовж деякого фіксованого напрямку Ox . На тримкому тілі встановлено дебалансний віброзбудник, що приводиться в рух від трифазного асинхронного двигуна, який є в розглядуваному випадку „неідеальним” джерелом енергії.

Нехай незрівноважена маса віброзбудника обертається в горизонтальній площині (тобто дію моменту сил ваги на динаміку ротора збудника не враховуємо). В результаті обертання незрівноваженої маси виникає відцентрова сила інерції, яка збуджує малі вимушені коливання тримкого тіла. Узагальненими координатами розглядуваної системи є кут повороту ротора віброзбудника φ та горизонтальне зміщення тримкого тіла x . Опір коливанням тримкого тіла врахуємо у вигляді лінійної сили $\beta\dot{x}$, пропорційної узагальненій швидкості. Рух такої коливальної системи описується диференціальними рівняннями [1-3]

$$I\ddot{\varphi} = L(\dot{\varphi}) - R(\varphi) + m\varepsilon\ddot{x}\sin\varphi, \quad (1)$$

$$M\ddot{x} + \beta_x\dot{x} + c_x x = m\varepsilon(\ddot{\varphi}\sin\varphi + \dot{\varphi}^2\cos\varphi), \quad (2)$$

де I – сумарний момент інерції ротора відносно осі обертання; m, ε – відповідно, маса вібробудника та його ексцентриситет; M – маса тримкого тіла; β_x – коефіцієнт демпфування; c_x – поздовжня жорсткість пружини; $L(\phi), R(\phi)$ – електромагнітний момент двигуна та момент сил опору обертанню.

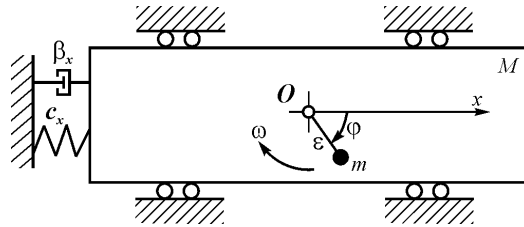


Рис. 1. Схема коливальної системи

Зазначимо, що розглядається динамічна система, для дослідження стаціонарних і нестаціонарних коливань якої за функцію $L(\phi)$ можна взяти, так звану, статичну характеристику електродвигуна [1, 3, 8]. Таке припущення є цілком виправданим, оскільки обмежується детальним дослідженням тільки стадії розбігу, в якій проявляється ефект Зоммерфельда і, отже, швидкість ротора змінюється досить повільно. У роботі використано лінійну модель статичної характеристики асинхронного двигуна. Зазначимо, що в разі використання динамічної характеристики двигуна отримано аналогічний результат [9].

Момент сил опору обертанню зумовлюється, переважно, опором у підшипниках і визначається за формулою $R = 0,5 f^* m \varepsilon \phi^2 d$, 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 механічної системи (1), (2) за допомогою програмного продукту Maple при таких значеннях параметрів: $m = 4 \text{ кг}$; $\varepsilon = 0,037 \text{ м}$; $I = 0,006 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $M = 39 \text{ кг}$; $c_x = 4,5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$; $f^* = 0,003$; $d = 0,02 \text{ м}$; $\beta_x = 135 \text{ кг/с}$; $n_c = 1500 \text{ об/хв}$; при цьому величина номінальної потужності двигуна може набувати будь-якого значення з проміжку $N = 0,05 - 0,1 \text{ кВт}$.

Основний матеріал. Відомо, що процес розбігу ротора дебалансного вібробудника насамперед залежить від потужності електропривода. Для проходження ротором зони резонансних частот часто доводиться завищувати потужність двигуна, потрібну для роботи в усталеному режимі. Графіки, зображені на рис. 2, ілюструють зміну в часі кутової швидкості ротора збудника для двигунів різної потужності з моменту їхнього пуску. Згідно наведених графіків, при потужності двигуна $N = 0,072 \text{ кВт}$ і менше, розгін і вихід ротора на усталений зарезонансний режим обертання є неможливим.

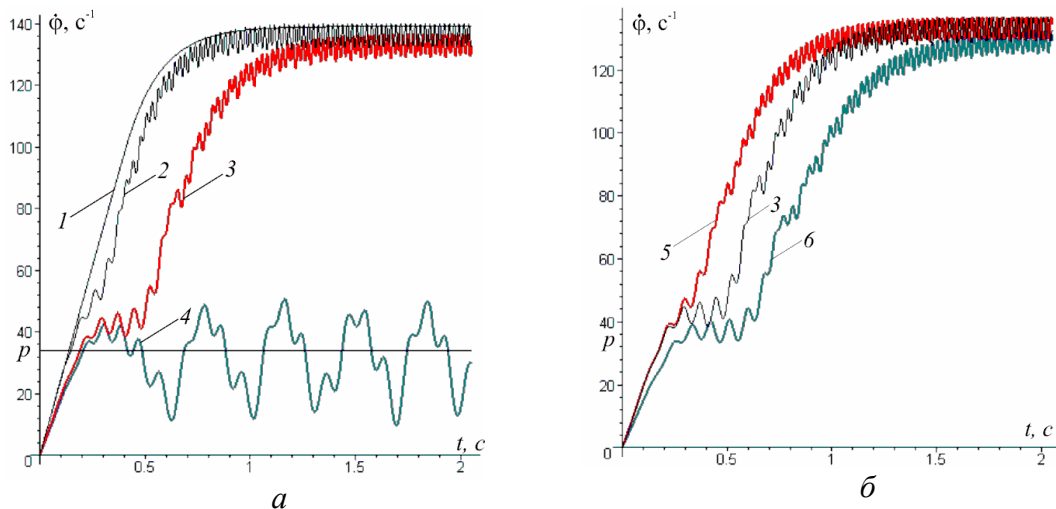


Рис. 2. Часові залежності кутової швидкості: 1 – збудник на нерухомій основі, $N = 0,1 \text{ кВт}$; збудник на пружно підвішеному тримкому тілі, $c_x = 4,5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$:
 2 – $N = 0,1 \text{ кВт}$; 3 – $N = 0,078 \text{ кВт}$; 4 – $N = 0,072 \text{ кВт}$; $c_x = 3,5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$:
 5 – $N = 0,078 \text{ кВт}$; 6 – $N = 0,06 \text{ кВт}$

Як бачимо, у початковий період розбігу швидкість ротора стрімко зростає; при цьому вона зростає майже так само, як і в разі його обертання на нерухомій основі – лінійно. У розглядуваному випадку має місце ніби пуск електродвигуна без навантаження: вібраційний момент V ще практично відсутній, а момент сил опору R значно менший, ніж пусковий момент двигуна. Звичайно, на початковій стадії розгону швидкість ротора $\dot{\phi}$ дуже мала, отже в правій частині (1) можна знехтувати другим та третім доданками (які залежать від квадрату частоти) і рух ротора до досягнення ним резонансної частоти можна розглядати як рух з деяким постійним пришвидшенням $\varepsilon = M_{\text{пуск}} / I$.

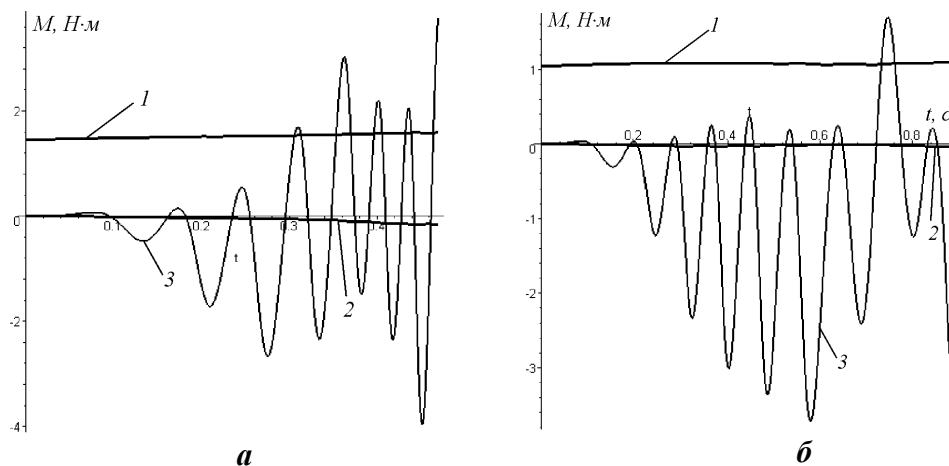


Рис. 3. Часові залежності моменту двигуна L (1), моменту сил опору рухові R (2) та вібраційного моменту V (3): а – $N = 0,1 \text{ кВт}$; б – $N = 0,072 \text{ кВт}$

У рівнянні (1) момент $V = m\varepsilon\ddot{x}\sin\phi$ відображає зворотній вплив коливань тримкого тіла на рух ротора віброзбудника. Цей додатковий момент, що діє на ротор

збудника внаслідок коливань осі, називають вібраційним моментом [3]. Його вплив залежить від інтенсивності коливань і, звичайно, є максимальним у випадку резонансних коливань.

Зі збільшенням частоти обертання ротора в міру розгону інтенсивність коливань тримкого тіла зростає й, відповідно, зростає величина вібраційного моменту, що діє на збудник. Особливо істотно збільшується вібраційний момент після досягнення частотою ротора значення, більшого за частоту власних коливань системи p (рис. 3). Оскільки під час розбігу в дорезонансній області вібраційний момент практично повністю є гальмівним (рис. 3), то зростання швидкості збудника з моменту часу, коли частота його обертання перевищить власну частоту системи, помітно сповільнюється.

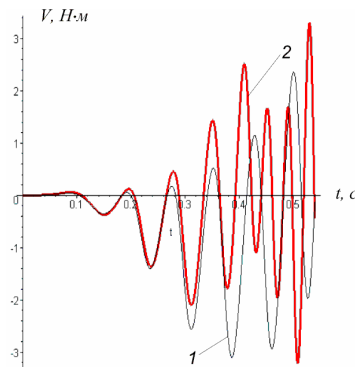


Рис. 4. Часові залежності вібраційного моменту V , $N = 0,078 \text{ кВт}$: 1 –

$$c_x = 4,5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}; 2 - c_x = 3,5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$$

Якщо потужність двигуна підібрано достатньою, і віброзбудник порівняно швидко проходить резонансну зону, знову ж таки матиме місце практично рівноприскорений рух ротора. У цьому випадку графік зміни швидкості ротора збудника вібромашини подібний до графіка швидкості незрівноваженого ротора, встановленого 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 цієї області нетривалої, більш похилої або навіть близької до горизонтальної, ділянки) і виникненні коливань швидкості, що зумовлюються періодичним характером дії вібраційного моменту. Звичайно, чим більша потужність двигуна (вища швидкість розбігу), тим при більшій (за резонансну) частоті проявляється гальмування ротора і тим менш вираженим воно є.

Підставивши у вираз для вібраційного моменту V розв'язок рівняння (2) для випадку усталених вимушених коливань тримкого тіла з деякою частотою ω , можна отримати наближену формулу вібраційного моменту і оцінити ці коливання

$$V(\omega) = -\frac{(m\varepsilon\omega)^2}{2MA} [\sin \gamma + \sin(2\omega t - \gamma)], \quad (3)$$

є позначено

$$A = \sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + \beta^2 / M^2 \omega^2}, \quad \lambda = p / \omega, \quad p = \sqrt{c / M}, \quad \text{tg} \gamma = \beta / M \omega (\lambda^2 - 1).$$

Звичайно, перший доданок відображає середнє значення вібраційного моменту, а другий – його коливання. Згідно (3), ці коливання, як і коливання кутової швидкості збудника, відбуваються з частотою 2ω . Зазначимо, що при прояві ефекту Зоммерфельда ω близька до p , та наближено може бути визначеною з рівняння

$L(\dot{\phi}) = R(\dot{\phi}) + V$. З формули (3) також випливає: що вібраційний момент завжди є в середньому гальмівним, тобто являє собою додаткове динамічне навантаження на ротор двигуна; що він має максимум поблизу частоти власних коливань системи p ; має явно резонансний характер, отже гальмівна дія вібраційного моменту помітно проявляється у порівняно вузькій зоні частот, а також те, що для зарезонансного усталеного режиму руху його середнє значення є істотно меншим, а розмах коливань – значно більшим, ніж для резонансного режиму.

Отже, величина, якої набуває гальмівний вібраційний момент у резонансній зоні, істотно залежить від частоти власних коливань системи. Зниження значення власної частоти системи призводить до зменшення гальмівної дії вібраційного моменту під час проходження резонансної зони. Як свідчать результати моделювання, у разі зміни власної частоти з $p = 33,96 \text{ c}^{-1}$ на $p = 29,96 \text{ c}^{-1}$ (зменшено жорсткість пружних елементів з $c_x = 4,5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$ до $c_x = 3,5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$), розбіг ротора відбувається з помітно більшим пришвидшенням (рис. 2, б, криві 3, 5), зі значно меншими (майже на 30%) резонансними амплітудами коливань (рис. 5, б) та суттєво (на третину) меншим гальмівним вібраційним моментом (рис. 4). Зазначимо, що такий позитивний ефект від зниження власної частоти системи має місце лише в резонансній області; рекомендації щодо пуску вібромашини під навантаженням задля полегшення переходу через резонанс, ґрунтується на зменшенні власної частоти системи зі збільшенням маси пружно закріпленого тримкого тіла. Зменшення гальмівної дії вібраційного моменту в резонансній зоні дозволяє понизити потужність електродвигуна, потрібну для його розбігу. Так, на рис. 2, б продемонстровано розбіг ротора з потужністю двигуна $N = 0,06 \text{ кВт}$, для $p = 29,96 \text{ c}^{-1}$, водночас, для $p = 33,96 \text{ c}^{-1}$ запуск двигуна був можливий лише за $N = 0,074 \text{ кВт}$.

Згідно результатів моделювання, відразу після виходу з резонансної зони вібраційний момент неодмінно на деякий нетривалий період часу змінює свій напрямок – стає обертальним (рис. 3, а). Відповідно, після інтенсивного гальмування ротора в резонансній області, відразу по її проходженні спостерігається порівняно швидке зростання частоти обертання ротора (рис. 2). В подальшому зі збільшенням частоти вібраційний момент стає як обертальним, так і гальмівним, але гальмівна складова завжди є дещо більшою. При цьому розмах коливань вібраційного моменту неперервно збільшується зі зростанням швидкості ротора до усталеного значення.

Зазначимо: величина моменту сил опору R незначна, і він помітно не впливає на рух ротора віброзбудника, водночас, як вібраційний момент V може істотно змінювати характер руху збудника.

Якщо потужність двигуна вибрано недостатньою, і в процесі розбігу в резонансній зоні ротор обертається з порівняно невеликим пришвидшенням, то на цій стадії руху водночас із резонансним зростанням амплітуди коливань тримкого тіла (рис. 5) відбувається суттєве збільшення гальмівного вібраційного моменту, який протидіє подальшому розгону ротора (рис. 3, б). У результаті цього, зростання швидкості ротора в області власної частоти системи відбувається все повільніше, а згодом має місце її „зависання” (рис. 2, крива 4). Вся енергія, що споживається двигуном витрачається лише на підтримання інтенсивних резонансних коливань тримкого тіла. У цьому випадку гальмівний вібраційний момент інтенсивно зростає до певного граничного значення, яке може багатократно перевищувати електромагнітний момент двигуна (що в даний період часу є лише дещо більшим за пусковий). У результаті швидкість збудника починає зменшуватися. Внаслідок цього гальмівний

вібраційний момент також зменшиться й на деякий нетривалий період часу стане обертальним (рис. 3, б), що знову призведе до зростання частоти ротора й повторення всього циклу. Отже, у цьому випадку спостерігаються періодичні коливання частоти обертання ротора збудника поблизу резонансного значення.

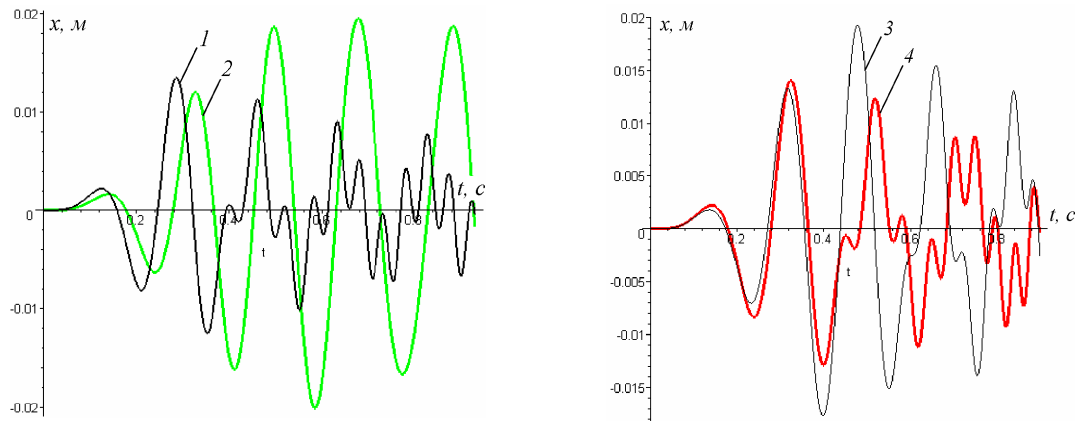


Рис. 5. Часові залежності узагальненої координати зміщення тримкового тіла $c_x = 4,5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$: 1 – $N = 0,1 \text{ кВт}$; 2 – $N = 0,072 \text{ кВт}$; 3 – $N = 0,078 \text{ кВт}$; 4 – $c_x = 3,5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$, $N = 0,078 \text{ кВт}$

Висновки. Запропонована методика дослідження надає можливість докладно аналізувати перехідні процеси в коливальній системі з дебалансним збудником з урахуванням її взаємодії з електродвигуном; точніше підбирати потужність електропривода зарезонансної вібраційної машини. Встановлення робочого органу такої вібромашини на пружні елементи з досить низькою жорсткістю, крім того що істотно зменшити передавання вібрації на основу, полегшує проходження машини через резонанс і дозволяє понизити потрібну потужність електродвигуна.

Список літератури: 1. Кононенко В.О. Колебательная система с ограниченным возбуждением. М.: Наука, 1964. – 324 с. 2. Алифов Ф.Ф., Фролов К.В. Взаимодействие нелинейных колебательных систем с источниками энергии. – М.: Наука. 1985. – 328 с. 3. Колебание нелинейных механических систем. Вибрации в технике. Справочник. Т.2 /Ред. И.И. Блехман – М.: Машиностроение. 1978. – 551 с. 4. Андриевский Б.Р., Блехман И.И., Борцов Ю.А. и др. Управление мехатронными вибрационными установками / 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. Зайцев О.І., Шатохін В.М. Моделювання динамічних процесів у вібраційних апаратах з інерційним вібратором та асинхронним двигуном // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Укр. міжвід. наук.-техн. зб. 2006. -№40 – С. 116-126. 7. Блехман И.И., Индейцев Д.А., Фрадков А.Л. Медленные движения в системах с инерционным возбуждением колебаний // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2008. №2. – С. 23-37. 8. Коловский М.З. Динамика машин. – Л.: Машиностроение, 1989. – 263 с. 9. Ярошевич Т.С., Дослідження пуску вібраційної машини з дебалансним приводом / Вісн. Нац. ун-ту „Львівська політехніка”. 2007. – №557. – С. 94-102.

Сдано в редакцию 14.05.08