



КЕРОВАНІЙ ДЕБАЛАНСНИЙ ВІБРОЗБУДЖУВАЧ ДЛЯ АВТОМАТИЗОВАНИХ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН

*Ярошенко Леонід Вікторович к.т.н., доцент
Вінницький національний аграрний університет*

Чубик Роман Васильович к.т.н., доцент

*Зрайло Назар Михайлович інженер
Дрогобицький державний педагогічний університет*

Yaroshenko L.

Vinnitsia national agrarian university

Chubyk R.

Zraylo N.

Drohobych State Pedagogical University

Анотація: представлено конструкцію керованого дебалансного віброзбуджувача автоматизованих вібраційних машин для автоматизації виробничих процесів у різних галузях промислового та сільськогосподарського виробництва. Запропонований віброзбуджувач дозволяє забезпечити мінімальні енергозатрати на виконання поставленої технологічної задачі, шляхом одночасного автоматичного регулювання і частоти вимушуючої сили і величини її амплітуди при зміні сумарного статичного моменту дебалансних вантажів відносно приводного валу, а також інтегрувати автоматизовані вібраційні машини в гнучкі автоматизовані лінії багатьох галузей виробництва і водночас збільшити надійність і довговічність роботи керованого віброзбуджувача шляхом спрощення його конструкції та усунення вузлів тертя ковзання.

Ключові слова: керований дебалансний віброзбуджувач, автоматизована вібраційна машина, енергоощадний привод.

Постановка проблеми

У сучасному сільськогосподарському виробництві та виробничих процесах різних галузей народного господарства, все більшого розповсюдження набуває вібраційна технологія. Вібраційна техніка внаслідок відносної простоти конструкції, високої надійності та невеликої енергоємності технологічних процесів дозволяє досягати значних техніко-економічних результатів. Однак переважна більшість вібраційних машин, що обладнані дебалансними віброзбуджувачами працюють у неекономічному за резонансному режимі. При роботі таких машин спостерігаються значні непродуктивні втрати енергії а при їх переході через резонансну частоту різко зростає амплітуда коливань робочих органів, що може призвести до пошкоджень самих машин та оброблюваної ними продукції. Тому мінімальні енергозатрати на привод вібромашин можливі лише при резонансному режимі роботи вібромашини. Для забезпечення постійного резонансного режиму роботи при змінних параметрах технологічного процесу застосовуються адаптивні системи керування віброприводом, які налаштовують вібраційні машини на резонансний режим роботи шляхом зміни частоти обертання їхніх приводних валів. Однак, при дебалансному віброприводі за цих умов змінюється і величина вимушуючої сили, а отже і параметри коливань робочих органів вібромашин, що може призвести до значних порушень технологічних процесів. Тому в приводах адаптивних вібраційних технологічних машин необхідно передбачати можливість одночасного автоматичного регулювання і частоти вимушуючої сили і її величини амплітуди. Одним із методів реалізації таких процесів є розробка керованих дебалансних віброзбуджувачів зі змінним сумарним статичним моментом дебалансних вантажів відносно приводного валу.

Аналіз останніх досліджень

Великий внесок в розробку вібраційних технологічних машин зробили такі відомі вчені, як А. П. Бабічев, І. Е. Бурштейн, І. Х. Гончаревич, Ю. М. Самодумський, Г. В. Серга, А. П. Субач П.С. Берник, [1-4] та інші. До найвідоміших закордонних фірм, що займаються розробкою багатофункціональних автоматизованих вібраційних ліній та машин, можна віднести „Pan-gborn Co”, „Roto-Finish”, „Walter Trowal”, „Lacromatic”, „Wibral”, „Lorco”, „Almco”, „Sweco Vibronege”, СНИМСу (м. Москва), ДГТУ (м. Ростов-на-Дону), серед українських ЛСГУ (м. Луганська), НУ „ЛП”, «НДЛ - 40», та НВО „Світанок” (м. Львова). Значний внесок у розвиток керованих вібраційних технологічних машин було зроблено такими українськими вченими як Божко О. Э. [5] (розвиток теорії керування електро-магнітним віброприводом), Сердюк Л. І. [6] у теоретичні основи проектування керованого дебалансного віброприводу та Денісов П. Д. [7] у практичний розвиток та в



удосконалення їх конструкцій.

Для приводу адаптивних вібраційних технологічних машин в роботах [8, 9] запропоновано вібробуджувач, що складається із корпусу в якому на підшипниках встановлено приводний вал з розміщеним на ньому нерухомим і рухомим дебалансами та механізмом регулювання положення рухомого дебалансу, на валу виконано діаметрально протилежно дві зустрічно напрямлені канавки, що мають довжину, рівну половині кроку гвинта і в нормальному перерізі форму півкруга, механізм регулювання положення рухомого дебалансу виконаний у вигляді шпонок розміщених в канавках і зв'язаних з рухомим дебалансом, і тяги зв'язаної із зовнішньою обоймою одного із підшипників, а рухомий дебаланс зв'язаний з внутрішньою обоймою того ж підшипника і кут нахилу канавок до повздовжньої осі приводного валу, на ділянці між рухомим та нерухомим дебалансами, виконаний плавно змінним від нуля до заданого значення.

Недоліком даного пристрою є те, що в конструкції механізму керування амплітудою вібробуджувача наявні такі елементи як гнучка тяга, що не дозволяє точно встановлювати задане положення між рухомим на нерухомим дебалансами та не дозволяє застосовувати вібробуджувач для оперативного керування параметрами вібрації вібраційних технологічних машин, що входять до складу гнучких високоавтоматизованих технологічних ліній.

Постановка задачі

Розробити конструктивну схему та динамічну модель керованого дебалансного вібробуджувача для автоматизованих вібраційних машин, який здатний забезпечувати постійний резонансний режим роботи незалежно від маси завантаження вібромашин та одночасне автоматичне регулювання частоти вимушуючої сили і величини її амплітуди, а також забезпечити підвищення надійності та довговічності роботи даного керованого вібробуджувача.

Виклад основного матеріалу

Конструктивна схема запропонованого керованого дебалансного вібробуджувача зображена на рис. 1, а на рис. 2 – конструкція вузла переміщення рухомого дебалансу вібробуджувача.

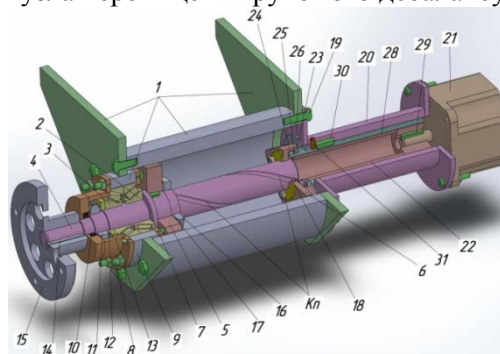


Рис. 1. Конструктивна схема запропонованого керованого дебалансного вібробуджувача

Керований вібробуджувач складається із корпусу 1, в якому на конічних радіально-упорних підшипниках 2 та 3 встановлено приводний вал 4. На валу 4 розміщений нерухомий 5 та рухомий 6 дебаланси, та виконано діаметрально протилежно дві зустрічно напрямлені канавки *K*, що мають довжину, рівну половині кроку гвинта та в нормальному перерізі мають форму півкруга. Конічний підшипник 2 внутрішнім кільцем впирається в буртик приводного валу 4, а зовнішнім кільцем впирається у штопорне кільце 7, яке болтами 8 кріпиться до корпусу 1. Буртик приводного валу 4 та штопорне кільце 7 обмежують переміщення приводного валу 4 в осьовому напрямі відносно корпусу 1. Осьовий рух зовнішнього кільця конічного підшипника 3 обмежується фланцем 9. В основі фланця 9 розташований ущільнюючий пристрій (сальник) 10. Регулювання робочого натягу конічних радіально-упорних підшипників 2, 3 та фіксація руху в осьовому напрямі приводного валу 4 проводиться з допомогою натяжної гайки 11, штопорної шайби 12 та втулки 13. Приводний вал 4 через шпонку 14 та напівмуфту 15 з'єднується із приводним електродвигуном. Фіксація нерухомого дебаланса 5 в осьовому напрямі забезпечується гайкою 16, яка від само розгвинчування стопориться шайбою 17.

Механізм керування положенням рухомого дебаланса 6 складається із двох кулькових шпонок 18, що розміщені у заглибленнях рухомого дебаланса 6 та у двох діаметрально протилежно зустрічно напрямлених канавках *K* приводного валу 4. Завдяки кульковим шпонкам 18 відбувається



передача обертового моменту від приводного валу 4 до рухомого дебаланса 6. До корпусу 1 за допомогою болтів 19 співвісно з приводним валом 4, кріпиться фланець 20 та серводвигун 21.

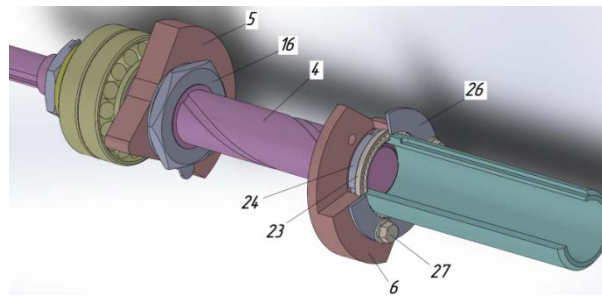


Рис. 2. Конструкція вузла переміщення рухомого дебалансу вібробуджувача

Для здійснення переміщення рухомого дебаланса 6 в здовж осі приводного валу 4 використовується ходовий стакан 22, на внутрішній поверхні якого нарізана різьба, а на його зовнішній поверхні виконано паз під шпонку. Ходовий стакан 22 з'єднується з рухомих дебалансом 6 через підшипник 23, при цьому, внутрішня його обойма фіксується на ходовому стакані 22 гайкою 24, яка стопориться шайбою 25. Зовнішня обойма підшипника 23 закріплюється у рухомому дебалансі 6 вінцем 26 та болтами 27. Ходовий стакан 22 механізму осьового переміщення рухомого дебалансу 6 своєю внутрішньою різьбою нагвинчений на різьбу нарізану на зовнішній поверхні приводного стакана 28. Приводний стакан 28 за допомогою шпонки 29 та фіксуючого гвинта (на мал. не показаний) жорстко встановлений на валу серводвигуна 21. Ходовий стакан 22 встановлений у внутрішній циліндричній поверхні фланця 20, причому у цій поверхні фланця виконано паз під шпонку куди вмонтована направляюча шпонка 30, яка фіксується штопорним гвинтом 31, що вкручений у фланець 20.

Керований вібробуджувач працює таким чином. Перед запуском керованого вібробуджувача дебаланси 5 та 6 знаходяться в діаметрально протилежному положенні тобто, кут між їхніми центрами має становити $\beta = 180^\circ$, тому їхній сумарний статичний момент відносно центральної осі приводного валу 4 рівний нулю. При включенні керованого віброприводу (прикладенні обертового моменту до напівмуфти 15) приводний вал 4 із нерухомим 5 та рухомих 6 дебалансами починає обертатись із заданою кутовою швидкістю ω_p , яка є оптимальною для реалізації певних технологічних операцій. Після виходу керованого вібробуджувача на задану кутову швидкість ω_p , система керування роботою керованого вібробуджувача починає приводити амплітуду циклічної вимушуючої сили F на задане технологічно оптимальне значення F ($F = F \cdot \sin(\omega_p \cdot t)$)

Виведення амплітуди F циклічної вимушуючої сили керованого віброприводу (та керування нею $F \pm \Delta F$) проводиться системою керування на основі мікроконтролера через серводвигун 21, шляхом виведення заданої кількості імпульсів для забезпечення певного кута повороту його валу. В результаті команди від системи керування серводвигун 21 повертає свій вал на заданий кут α (величина кута повороту α валу серводвигуна 21 визначається лише кількістю імпульсів та кутовим кроком самого серводвигуна, ще однією особливістю серводвигуна (або крокового двигуна) є те, що він має здатність утримувати заданий кут повороту). Поворот валу серводвигуна 21 на кут α через шпонку 29 передається до приводного стакана 28, який робить поворот відносно центральної осі приводного валу 4 також на кут α . Враховуючи те, що приводний стакан 28 своєю зовнішньою поверхнею перебуває у гвинтовому з'єднанні із внутрішньою гвинтовою поверхнею ходового стакана 22, а рух приводного стакана 28 в осьовому напрямі обмежений фіксуючим гвинтом, і що обертовий рух ходового стакана 22 навколо спільної осі із приводним стаканом 28 та приводним валом 4 обмежує направляюча шпонка 30, що встановлена на внутрішній циліндричній поверхні фланця 20, то поворот приводного стакана 28 на кут α зумовить викручування (закручування) ходового стакана 22 та його переміщення вздовж осі приводного валу 4. Дане переміщення зумовить рух рухомого дебалансу 6 вздовж основної осі приводного валу 4. Завдяки тому, що ходовий стакан 22 через підшипник 23 з'єднаний з рухомих дебалансом 6, останній може обертатись навколо осі приводного валу 4 та переміщатись вздовж неї. Переміщаючись вздовж осі приводного валу 4 рухомий дебаланс 6 починає провертатись навколо цієї осі завдяки тому, що відбувається переміщення двох шарикових шпонок 18, які одночасно перебувають у двох заглибленнях рухомого дебалансу 6 та у двох діаметрально протилежно зустрічно напрямлених канавках K приводного валу 4. В результаті



повороту рухомого дебалансу 6 навколо осі приводного валу 4 змінюється сумарний статичний момент рухомого 6 та нерухомого 5 дебалансів відносно осі приводного валу 4.

Оскільки маси нерухомого 5 та рухомого 6 дебалансів однакові, то відцентрові сили, що виникають при їхньому обертанні відносно осі приводного валу 4 будуть однакові за модулем та визначатимуться виразом:

$$|\vec{F}_1| = |\vec{F}_2| = m \cdot e \cdot \omega_p,$$

де m - маса дебалансів 5 та 6; e - ексцентриситет дебалансів 5 та 6, що являє собою відстань від осі приводного валу 4 до центру мас дебалансів.

У загальному випадку амплітуда циклічної вимушуючої сили запропонованого керованого вібробуджувача рівна $F = |\vec{F}_1| + |\vec{F}_2|$, або за теоремою косинусів:

$$F = 2 \cdot \sqrt{(F_1)^2 + (F_2)^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(\beta)}.$$

Величиною вимушуючої сили можна керувати за допомогою зміни двох параметрів, кутової швидкості або статичного моменту дебалансів.

На мал. 3 показано залежність амплітуди вимушуючої сили F від частоти обертання валу дебалансного віброприводу експериментальної віброустановки f із такими конструктивними параметрами: маса дебалансних вантажів $m = 0,196$ кг кожен, ексцентриситет (центру маси) дебалансу $e = 0,0178$ м, при постійному куті між їхніми центрами мас β , що становить $\beta = 0^\circ$.

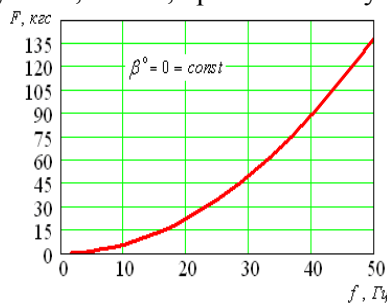


Рис. 3. Залежність амплітуди вимушуючої сили F від частоти обертання валу дебалансного віброприводу експериментальної віброустановки f

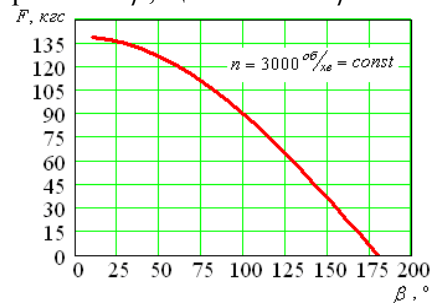


Рис. 4. Залежність амплітуди вимушуючої сили F від кута між центрами мас дебалансів β

На рис. 4 показано залежність амплітуди вимушуючої сили F від статичного моменту дебалансів, який визначається їх взаємним розміщенням - кутом між їхніми центрами мас β , при постійній частоті обертання валу дебалансного віброприводу $n = 3000$ об/хв.

На рис. 5 показано залежність амплітуди вимушуючої сили F від частоти обертання валу дебалансного віброприводу n та від статичного моменту дебалансів (кута між їхніми центрами мас β). Аналізуючи отримані результати можна сказати, що на величину зростання амплітуди вимушуючої практично однаково впливають, як частота обертання валу дебалансного віброприводу так і кут розведення дебалансів β (статичний момент дебалансів).

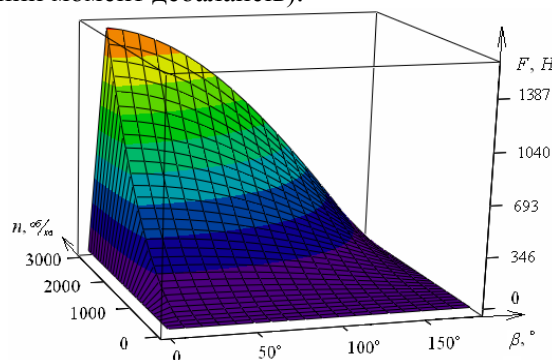


Рис. 5. Залежність амплітуди вимушуючої сили F від частоти обертання валу дебалансного віброприводу n та від кута між їхніми центрами мас β

Змінюючи частоту обертів $\omega_p \pm \Delta\omega$ приводного електродвигуна, що кінематично зв'язаний



із напівмуфтою 15 та величину амплітуди циклічної вимушеної сили (шляхом зміни кута повороту α вала серводвигуна 21) можна одночасно та роздільно керувати двома параметрами вібрації, амплітудою і частотою коливань робочих органів технологічних машин у широких межах.

Висновок

Таке конструктивне виконання керованого дебалансного вібробудувача для автоматизованих вібраційних машин у разі підтримання постійного резонансного режиму роботи дозволяє забезпечити мінімально можливі енергозатрати на виконання поставленої технологічної задачі, шляхом одночасного автоматичного регулювання і частоти вимушеної сили і величини її амплітуди при зміні сумарного статичного моменту дебалансних вантажів відносно приводного валу. Запропоноване конструктивне рішення керованого дебалансного вібробудувача дозволяє інтегрувати автоматизовані вібраційні машини в гнучкі автоматизовані лінії багатьох галузей виробництва і водночас збільшити надійність і довговічність роботи керованого вібробудувача шляхом усунення вузлів тертя ковзання та спрощення його конструкції.

Список літератури

1. Крюков Б.И. Динамика вибрационных машин резонансного типа. - К.: Наукова думка, 1997. - 230 с.
2. Повідайло В.О. Вібраційні процеси та обладнання. - Львів: Видавництво НУ "Львівська політехніка", 2004. - 248 с.
3. Берник П.С. Вибрационные технологические машины с пространственными колебаниями рабочих органов/ Берник П.С., Ярошенко Л. В. - Винница, издательский центр ВГСХИ, 1998.- 116 с.
4. Чубик Р. В. Керовані вібраційні технологічні машини/ Чубик Р. В., Яро-шенко Л.В. - Монографія. Вінниця: ВНАУ, 2011. 355 с. ISBN 978-966-2462-35-7;
5. Божко А.Е. Методы проектирования электромеханических вибровозбудителей/ Божко А.Е., Пермяков В.И., Пушня В.А. . - К.: Наук. думка, 1989. - 208 с.
6. Сердюк Л.И. Различные подходы к оценке динамических, энергетических и технологических возможностей вибрационных машин /Сердюк Л.И., Давыденко Ю.А., Осина Л.М.// Вибрации в технике и технологиях. Всеукраїнський науково-технічний журнал. 2004. - № 3 (35) - С.113-117.
7. А.с. № 492378, СССР, МКИ В 24 б 31/06, (В 24 б 31/06). Регулируемый дебалансный вибровозбудитель: В.И. Кармалюк, П.Д. Денисов, Н.Ф. Брайлян, В.М. Кунин; Заявлено 31.05.74; Оpubл. 25.11.75; Бюл. - № 43, - 3 с.
8. А. с. 1281312 А1 (СССР), В06В 1/16. Вибровозбудитель. Сердюк Л.И. Оpubл. 07.01.1987; Бюл. № 1, 3 с.
9. Пат. № 104108 С2 Україна, В06В 1/16. Керований вібробудувач. Чубик Р.В., Ярошенко Л.В., Мокрицький Р.Б., Деньщиков О.Ю. Оpubл. 25.12.2013; Бюл. № 24, 6 с.

Referens

1. Kryukov B.I. Dymamyka vibratsyonnyh mashyn rezonansnogo typu. - K.: Naukova dumka, 1997. - 230 s.
2. Povidaylo V.O. Vibratsiyni protsesy ta obladnannya. - Lviv: Vyd-vo NU "Lvivska politehnika", 2004. - 248 s.
3. Berynk P.S. Vibratsionnyye tehnologicheskiye mashyny s prostranstvyennymi kolebaniyamy rabochykh organov/ Berynk P. S., Yaroshenko L.V. - Vinnytsya.: VNAU, 1998.- 116 s.
4. Chubyk R.V. Kerovani vibratsiyni tekhnolohichni mashyny / R.V. Chubyk, L.V. Yaroshenko. - Vinnytsya.: VNAU, 2011. - 355 s
5. Bogko A.Y. Metody proektirovaniya elektromehanicheskikh vibrovozbuditye-lyey/ Bogko A.Y., Permyakov V.I., Pushnya V.A. . - K.: Nauk. dumka, 1989. - 208 s.
6. Serdyuk L.I. Rizni pidkhody do otsinky dynamichnykh, enerhetychnykh i tekhnolohichnykh mozhlyvostey vibratsiynnykh mashyn / L.I. Serdyuk, YU.A. Davydenko, L.M. Osyka // Vibratsiyni v tekhnitsi ta tekhnolohiyakh. Vseukrayinsky naukovo-tekhnichnyy zhurnal. 2004. - № 3 (35) - S.113-117.
7. Pat. № 492378, USSR, B 24 b 31/06, (B 24 b 31/06). Reguliruyemyy debalansnyy vibrovozбудitel: V.I. Karmalyuk, P.D. Denisov, N.F. Braylyan, V.M. Kunin;Zayavl/ 31.05.74; Opubl. 25.11.75; Byul. - № 43, - 3 s.
8. Pat.1281312 A1 USSR., B06B 1/16. Vibrovozбудitel. Serdyuk L.I. Opubl. 07.01.1987; Byul. № 1, 3 s.
9. Pat. № 104108 С2 Ukrayina, B06B 1/16. Krovanyy vibrozбудjuvach. Chubyk R.V., Yaroshenko L.V, Mokrytsky R.B., Dentshykov O.Y. Opubl. 25.12.2013; Byul. № 24, 6 s.

УПРАВЛЯЕМЫЙ ДЕБАЛАНСНЫЙ ВИБРОВ

ОЗБУДИТЕЛЬ ДЛЯ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН

Аннотація: представлено конструкцію управляемого дебалансного вибро-возбудителя автоматизированных вибрационных машин для автоматизации производственных процессов в различных отраслях промышленного и сельско-хозяйственного производства, которая позволяет обеспечить минимальные энергозатраты на выполнение поставленной технологической задачи, путем одновременного автоматического регулирования и частоты вынуждающей силы и величины ее амплитуды при изменении



суммарного статического момента дебалансных грузов относительно оси приводного вала, а также интегрировать автоматизированные вибрационные машины в гибкие автоматизированные линии многих отраслей производства и одновременно увеличить надежность и долговечность работы управляемого вибровозбудителя путем упрощения его конструкции и устранения узлов трения скольжения.

Ключевые слова: управляемый дебалансный вибровозбудитель, автоматизированная вибрационная машина, энергосберегающий привод.

CONTROLLED UNBALANCED VIBRO-EXCITERS FOR AUTOMATED VIBRATION MACHINES

Summary: the presented design of a controlled unbalance vibro-exciter for automated vibration machines for the automation of production processes in various sectors of industrial and agricultural production, which allows to ensure minimum energy consumption for the performance of the assigned technological task, by simultaneous automatic regulation and the frequency of the driving force and the magnitude of its amplitude when the total static moment of the unbalanced loads changes relative to the axis of the drive shaft, as well as integrating automated vibrating machines into flexible automated lines for many industries and simultaneously increasing the reliability and durability of the operation of the controlled exciter by simplifying its design and eliminating sliding friction units.

Keywords: controlled unbalance vibro-exciter, automated vibrating machine, energy-saving drive.