

Ярошенко Л. В.

*Вінницький
національний аграрний
університет*

Чубик Р. В.

Зрайло Н. М.

*Дрогобицький
державний педагогічний
університет*

Yaroshenko L. V.

*Vinnitsia National
Agrarian University*

Chubyk R. V.

Zraylo N. M.

*Drohobych State
Pedagogical University*

УДК 62-521:62-868:62-531.7

КЕРОВАНІЙ СИМЕТРИЧНИЙ ДЕБАЛАНСНИЙ ВІБРОПРИВОД ДЛЯ ПРОТЯЖНИХ ВІБРОМАШИН

Розроблено та представлено конструкцію керованого симетричного дебалансного віброзбуджувача автоматизованих вібраційних машин з довгими (протяжними) робочими органами для автоматизації виробничих процесів у різних галузях промислового та сільськогосподарського виробництва, що дозволяє створити плоске вібраційне поле в якому вал віброприводу здійснює коливання у вертикальній площині по траєкторії, що має форму еліпса, та у автоматичному режимі незалежно керувати частотою та амплітудою циклічної вимушуючої сили керованого віброприводу і підтримувати енергоощадний резонансний режим роботи вібраційних технологічних машин, а також підтримувати технологічно оптимальне значення амплітуди коливань робочого органа на резонансній його частоті і таким чином розширити технологічні можливості даних вібромашин.

Ключові слова: симетричний керований дебалансний віброзбуджувач, автоматизована вібраційна машина з протяжними робочими органами, енергоощадний привод.

Постановка проблеми. Значну кількість технологічних операцій у в таких галузях, як машинобудування та приладобудування а також в гірничо-переробній, харчовій, хімічній промисловості та сільськогосподарському виробництві можна інтенсифікувати при застосуванні вібраційних технологій та вібраційної техніки. Одним із найважливіших вузлів вібраційних технологічних машин, які визначають економічність роботи та складність і вартість їх конструкції є вібропривод [1-4]. Для збудження коливань робочих органів цих машин, як правило використовують електромеханічні дебалансні віброприводи, що мають доволі просту та енерго-ощадну конструкцію, не вимагають додаткового динамічного балансування, оскільки є само балансними і легко піддаються динамічній синхронізації. Однак конструкції відомих дебалансних віброприводів є такими, що дозволяють прикладення вимушуючої сили для збудження коливань робочих органів вібромашин лише в одному місці. Для вібраційних технологічних машин, що мають робочі органи значної довжини, ці віброприводи

вимагають застосування складних і дорогих заходів із підвищення поперечної жорсткості цих робочих органів. Застосування, наприклад додаткових ребер жорсткості призводить до значного зростання маси робочих органів, а отже для збудження їх коливань із необхідними параметрами необхідно буде збільшувати величину вимушуючої сили віброприводу, що вимагатиме подальшого збільшення жорсткості робочих органів. Тому для вібраційних технологічних машин, які мають робочі органи значної довжини доцільно розробити віброприводи, що дозволяють прикладення вимушуючих сил одночасно у двох місцях.

Аналіз останніх досліджень. Серед регульованих дебалансних вібро-збуджувачів для збудження коливань робочих органів вібраційних технологічних машин слід відзначити віброзбуджувач [1-4], 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 та механізм регулювання положення рухомого дебалансу. що виконаний у вигляді шпонки розміщені 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 вібробудувача є те, що його не можливо застосувати для приводу вібромашин із горизонтальним положенням приводного валу, які мають довгі (протяжні) робочі контейнери. Ще одним суттєвим недоліком даного вібробудувача є те, що в ньому складно забезпечити задане технологічно необхідне значення амплітуди циклічної вимушуючої сили та те, що за його допомогою нього можна керувати амплітудою циклічної вимушуючої сили лише в ручну.

Постановка задачі. У керованому вібробудувачі, шляхом застосування двох нерухомих відносно приводного валу дебалансів, центри мас яких і вісь приводного валу лежать в одній площині, та двох пар рухомих дебалансів і встановлення жорстких кінематичних зв'язків з рухомими дебалансами у кожній парі та між парами з приводом від крокового двигуна з гвинтовою передачею, забезпечити точність і синхронність встановлення положення між рухомими та нерухомими дебалансами у кожній парі та створити плоске вібраційне поле в якому коливання приводного валу віброприводу матимуть форму еліпса у вертикальній площині, що є перпендикулярною до осі цього валу та у автоматичному режимі незалежно керувати частотою та амплітудою циклічної вимушуючої сили керованого віброприводу чим розширити технологічні можливості вібробудувача при роботі у резонансному режимі.

Виклад основного матеріалу.

Конструктивна схема запропонованого керованого дебалансного вібробудувача у зборі приведена на рис. 1, на рис. 2 показана конструкція приводного валу з нерухомими дебалансами, на рис. 3 – конструкція вузла першого рухомого дебалансу, на рис. 4 – конструкція механізму гвинтової подачі, на рис. 5 – конструкція механізму регулювання положення другого та четвертого рухомих

дебалансів, на рис. 6 – конструкція механізму регулювання положення першого та третього рухомих дебалансів, а на рис. 7 динамічна схема приводного валу віброприводу.

Керований симетричний дебалансний вібропривод для адаптивних вібраційних технологічних машин складається із таких конструктивних та функціональних частин: корпус 1; вузол основного приводного валу В; вузол першого рухомого дебалансу С; вузол другого рухомого дебалансу D; вузол третього рухомого дебалансу F; вузол четвертого рухомого дебалансу E; механізм регулювання положення Н першого та третього вузлів рухомих дебалансів D, С; механізм регулювання положення К другого та четвертого вузлів рухомих дебалансів E, F; механізм гвинтової подачі Р з приводом від крокового двигуна.

Корпус 1 складається з двох стійок 10 та 11, з допомогою яких вібропривод кріпиться до робочого контейнера вібраційних технологічних машин. Стійки 10 та 11 з'єднані між собою основним циліндром 12. До стійки 10 кріпиться також закритий циліндр 13, а до стійки 11 кріпиться відкритий циліндр 14. В торці закритого циліндра 13 розміщений сальник 15. До відкритого циліндра 14 кріпиться направляючий циліндр 16. Направляючий циліндр 16 має шпонковий паз HS.

Керований симетричний дебалансний вібропривод приводиться в дію за рахунок обертового моменту, що передається приводному валу 17 через приводну муфту 31, яка закріплена на приводному валу 17 з допомогою шпонки 32.

Керований симетричний дебалансний вібропривод працює таким чином. Перед його запуском, вузли другого та четвертого рухомих дебалансів D і E знаходяться в діаметрально протилежному положенні до нерухомого дебалансу 27 і кут між їхніми центрами мас становить $\alpha = 180^\circ$. Вузли першого та третього рухомих дебалансів С і F розташовані аналогічно до нерухомого дебалансу 28, тому сумарний статичний момент дебалансів відносно центральної осі приводного валу 17 рівний нулю.

При включенні керованого віброприводу шляхом прикладення обертового моменту до приводного валу 17 через приводну муфту 31 нерухомі дебаланси 27 та 28, і всі чотири рухомі дебаланси починають обертатись із заданою частотою ω_p , яка є близькою до технологічно оптимальної для початку роботи певної вібраційної технологічної машини.

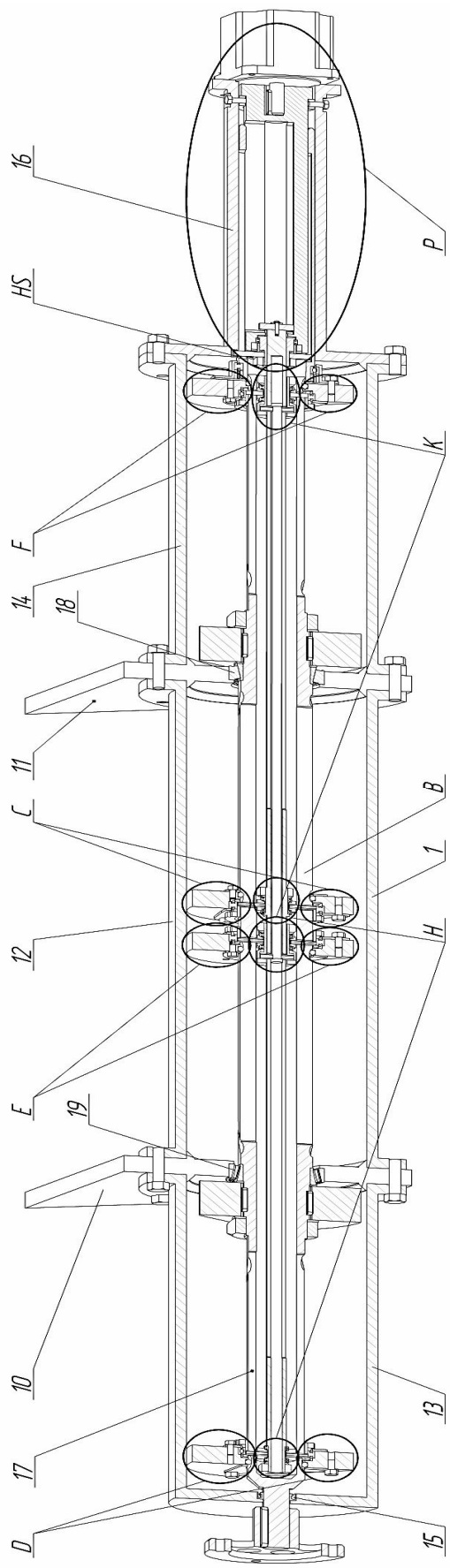
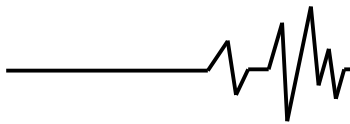


Рис. 1. Конструкція керованого симетричного дебалансного віброприводу напрямленої дії.

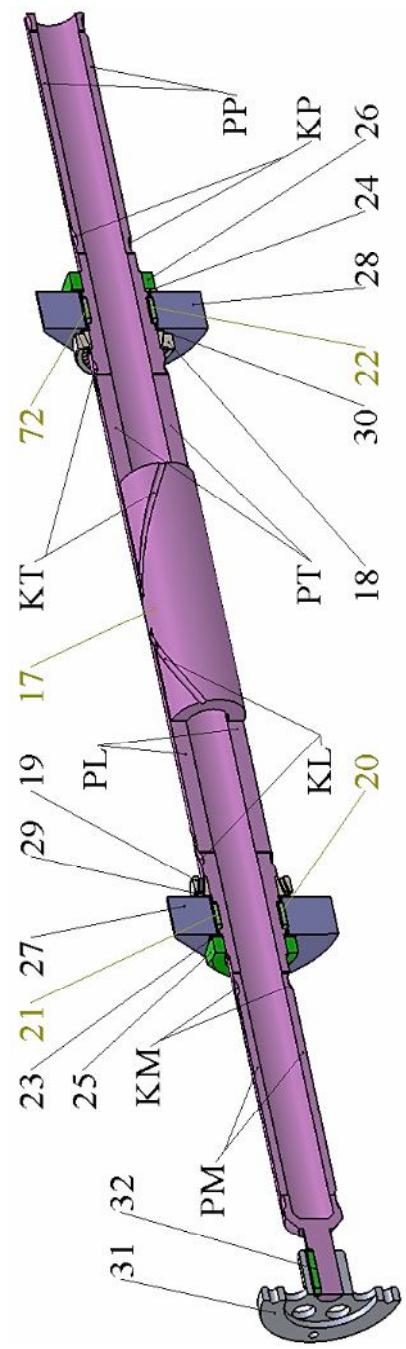


Рис. 2. Конструкція приводного валу з нерухомими дебалансами

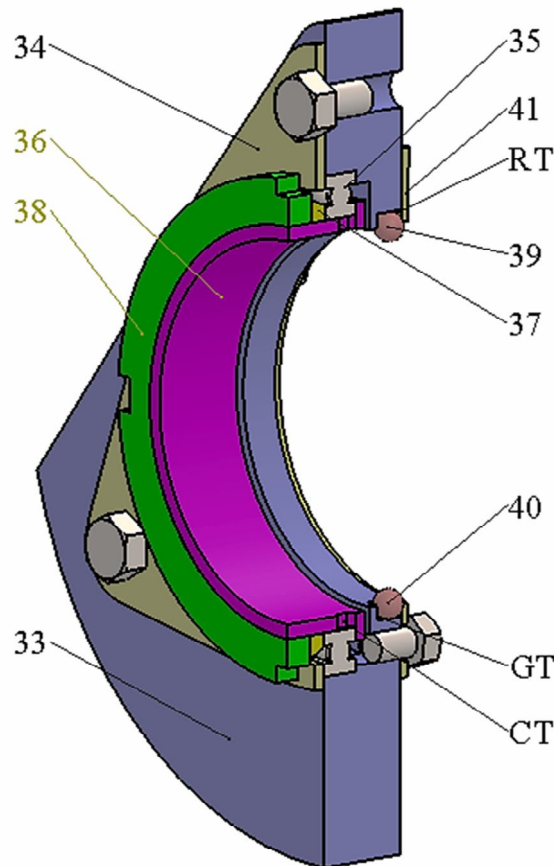
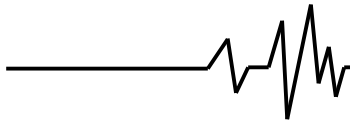


Рис. 3. Конструкція вузла першого рухомого дебалансу

Протягом незначного періоду часу від початку роботи адаптивної вібромашини система керування роботою керованого вібробуджувача (не показана на фігурах) проводить корегування та остаточне виставлення робочої частоти ω_p циклічної

вимушуючої сили F керованого вібробуджувача на її оптимальне із енергетичної точки зору значення, забезпечуючи та підтримуючи резонансний режим роботи $\omega_p = \omega_o$.

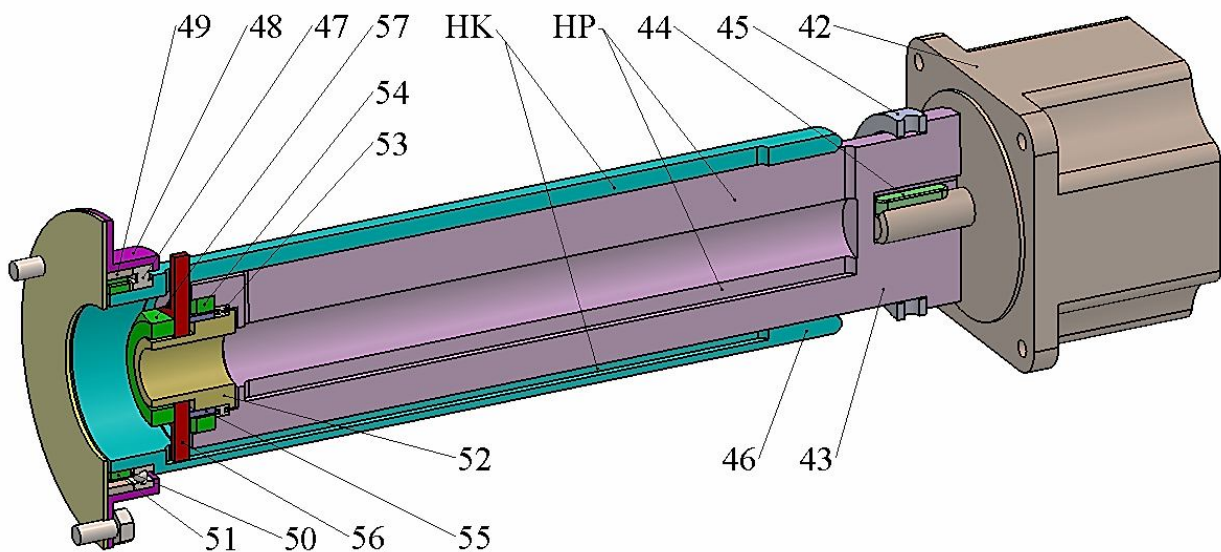


Рис. 4. Конструкція механізму гвинтової подачі

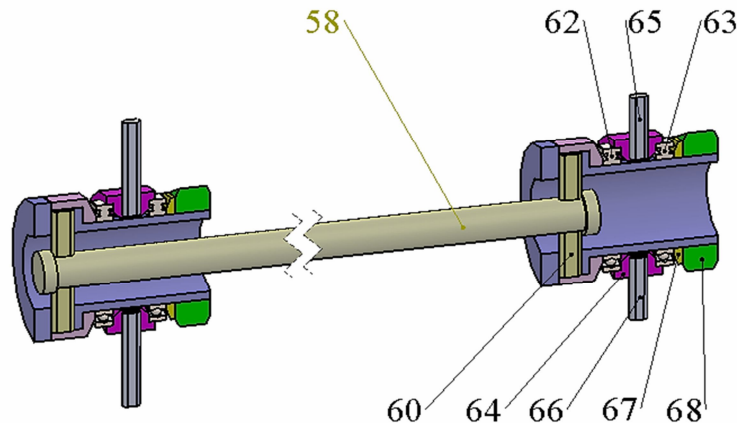
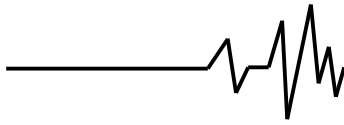


Рис. 5. Конструкція вузла для переміщення другого та четвертого рухомих дебалансів

Після коригування робочої частоти ω_p приводного валу 17 та забезпечення резонансного режиму роботи коливної механічної системи адаптивної вібраційної

технологічної машини починається встановлення заданої оптимальної із технологічної точки зору амплітуди коливань робочого органу (контейнера).

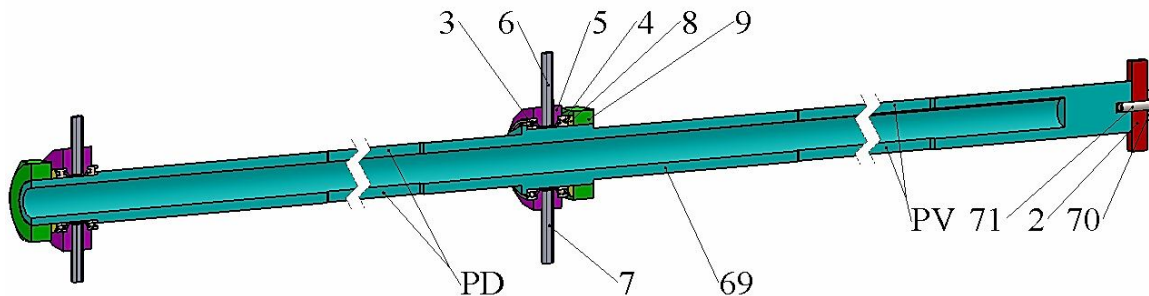
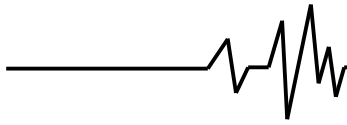


Рис. 6. Конструкція вузла для переміщення першого та третього рухомих дебалансів

Виведення амплітуди циклічної вимушуючої сили F керованого віброприводу (та керування нею $F \pm \Delta F$) реалізується системою керування шляхом виведення заданої кількості імпульсів для забезпечення певного кута повороту валу крокового двигуна 42. В результаті команди від системи керування кроковий двигун 42 повертає свій вал на заданий кут β (значення величини кута повороту β валу та напрям обмежень немає, і визначається лише кількістю імпульсів, полярністю та кутовим кроком самого крокового двигуна 42. Ще однією особливістю крокового двигуна 42 є те, що він має здатність утримувати заданий кут повороту). Поворот валу крокового двигуна 42 на кут β через шпонку 44 передається приводному стакану 43. В результаті чого приводний стакан 43 робить поворот відносно центральної осі пустотілої ділянки приводного валу 17 також на кут β .

Приводний стакан 43 своєю зовнішньою поверхнею перебуває у різьбовому з'єднанні із внутрішньою поверхнею ходового стакану 46, рух приводного стакану 43 в осьовому напрямі обмежений (при викручуванні ходового стакану

46 з приводного стакану 43 його рух обмежує штопорна втулка 45, а при закручуванні його рух обмежує вал крокового двигуна 42, який до упору заходить в приводний стакан 43), обертовий рух ходового стакану 46 навколо спільної осі із приводним стаканом 43 та пустотілим приводним валом 17 обмежує стопорна шпонка 56, що заходить у шпонковий паз HS направляючого циліндра 16. Тому поворот приводного стакану 43 на кут β зумовить викручування (закручування) ходового стакану 46 та його переміщення вздовж основної осі пустотілої ділянки приводного валу 17. Дане переміщення зумовить рух вузла третього рухомого дебалансу F вздовж основної осі пустотілої ділянки приводного валу 17. Завдяки тому, що кінематична розв'язка дозволяє третьому рухомому дебалансу вільно обертатись відносно ходового стакану 46 він (третій рухомий дебаланс) може обертатись навколо основної осі пустотілої ділянки приводного валу 17 та переміщатись вздовж неї. Переміщаючись вздовж основної осі пустотілої ділянки приводного валу 17 третій рухомий



дебаланс починає повертатись відносно його центральної осі завдяки тому, що відбувається переміщення двох кулькових шпонок 39, 40 які одночасно перебувають у двох пазах RT і GT та

у двох діаметрально протилежних, зустрічно напрямлених канавках КР пустотілої ділянки приводного вала 17.

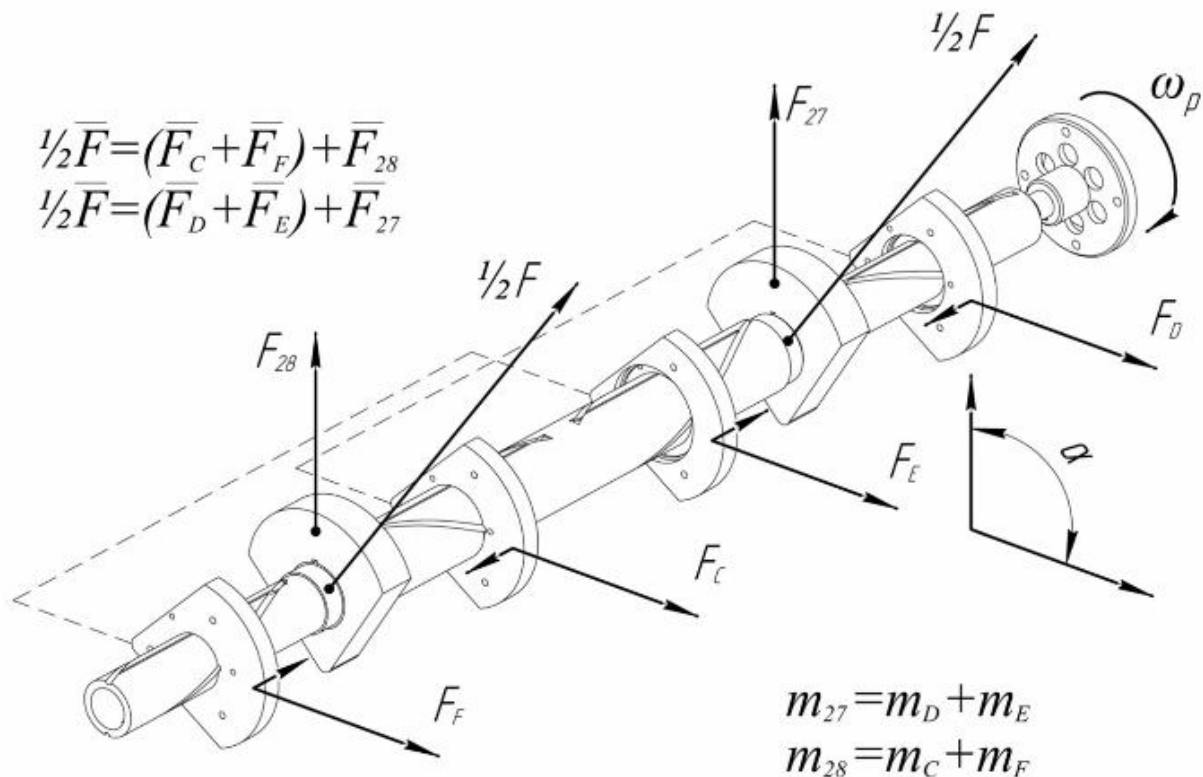
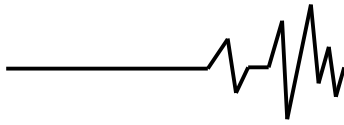


Рис. 7 Динамічна схема приводного валу вібропривода

Внутрішній шток 58 передає зворотно поступальний рух від третього до четвертого рухомого дебаланса. Планки 65, 66 одним кінцем розміщуються у наскрізному отворі СТ, проміжного циліндра 36, який може вільно обертатись відносно рухомого дебаланса, бо з'єднаний з ним через підшипник 35. Другий кінець планок 65, 66 розташований у втулці 64, яка може вільно обертатись відносно циліндра 59, оскільки з'єднана з ним через підшипники 62 і 63. Циліндр 59 виконує зворотно поступальний рух по зовнішній поверхні зовнішнього штоку 69 і через планку 60 передає зворотно поступальний рух внутрішньому штоку 58, що переміщається по внутрішній поверхні зовнішнього штока 69. Рух від внутрішнього штока 58 до четвертого рухомого дебалансу передається за тим же принципом, що й від третього рухомого дебалансу до внутрішнього штока 58. В наслідок цього, третій та четвертий рухомі дебаланси синхронно переміщуються вздовж і навколо осі приводного вала. У шпонковий паз НР приводного стакану 43 входить приводна планка 2, яка передає обертовий рух від приводного стакану 43 до зовнішнього штока 69.

Приводна гайка 52 не здійснює жодних рухів відносно корпусу 1, оскільки її зворотно-поступальний рух обмежує приводний стакан 43, який обертається навколо своєї осі та не передає обертового руху приводній гайці 52, бо з'єднується з нею через підшипник 53. Обертовий рух приводної гайки 52 обмежує стопорна шпонка 56, що заходить у шпонковий паз НS направляючого циліндра 16. Зовнішній шток 69, своєю зовнішньою поверхнею, перебуває у різьбовому з'єднанні із внутрішньою поверхнею приводної гайки 52. Поворот приводного стакану 43 на кут β завдяки прямолінійній направляючій, що складається із приводної планки 2 та шпонкового паза НР зумовить закручування (викручування) зовнішнього штока 69 та його переміщення вздовж основної осі пустотілої ділянки приводного валу 17. Від зовнішнього штока 69, через планки 6, 7 передається зворотно-поступальний рух першому рухомому дебалансу. Зовнішній шток 69 через підшипники 3 та 4 передає зворотно-поступальний рух втулці 5, яка може вільно обертатись навколо своєї осі разом з планками 6, 7. В результаті чого, планки 6, 7, які



проходять через наскрізний отвір СТ у проміжному циліндрі 36 та прямолінійній направляючій, яка виконана із двох діаметрально протилежних пазів РТ, що розташовані вздовж осі приводного валу 17, може здійснювати зворотно-поступальний рух разом із зовнішнім штоком 69 та одночасно обертатись разом із приводним валом 17 навколо його осі. Проміжний циліндр 36, через підшипник 35, дозволяє передати зворотно-поступальний рух від зовнішнього штоку 69 до першого рухомого дебалансу, забезпечуючи тим самим кінематичну розв'язку між обертаним та зворотно-поступальним рухом першого рухомого дебалансу. Перший рухомий дебаланс розміщений посередині зовнішнього штока 69, другий рухомий дебаланс розміщений на кінці штока 69 з боку приводної муфти 31. Перший та другий рухомі дебаланси переміщуються синхронно.

Переміщуючись вздовж основної осі приводного вала 17 перший рухомий дебаланс починає повертатись відносно його центральної осі завдяки тому, що відбувається переміщення двох кулькових шпонок 39, 40 які одночасно перебувають у двох пазах під шпонку РТ і GT першого рухомого дебалансу та у двох діаметрально протилежно зустрічно напрямлених канавках КТ приводного валу 17.

В результаті повороту вала крокового двигуна 42 на кут β забезпечується синхронний поворот чотирьох рухомих дебалансів відносно нерухомих дебалансів 27 і 28, змінюється сумарний статичний момент дебалансів відносно центральної осі приводного вала 17. Це забезпечує зміну амплітуди циклічної вимушуючої сили керованого симетричного дебалансного віброприводу для адаптивних вібраційних технологічних машин.

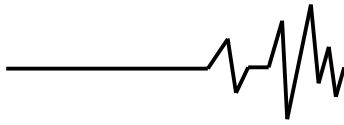
Висновок. Запропонований керований симетричний дебалансний вібропривод для вібраційних технологічних машин з довгими (протяжними) робочими органами дозволяє створити плоске вібраційне поле в якому вал віброприводу здійснює коливання у вертикальній площині по траєкторії, що має форму еліпса, та у автоматичному режимі незалежно керувати частотою та амплітудою циклічної вимушуючої сили керованого віброприводу і підтримувати енергоощадний резонансний режим роботи вібраційних технологічних машин, а також підтримувати технологічно оптимальне значення амплітуди коливань робочого органа на резонансній його частоті і таким чином розширити технологічні можливості даних вібромашин.

Список використаних джерел

1. Берник П.С. Вибрационные технологические машины с пространственными колебаниями рабочих органов/ Берник П.С., Ярошенко Л. В. - Винница, издательский центр ВГСХИ, 1998. - 116 с.
2. Крюков Б.И. Динамика вибрационных машин резонансного типа. - К.: Наукова думка, 1997. - 230 с.
3. 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;
4. Божко А.Е. Методы проектирования электромеханических вибровозбудителей/ Божко А.Е., Пермяков В.И., Пушня В.А. . - К.: Наук. думка, 1989. - 208 с.
5. А.с. № 492378, СССР, МКИ В 24 b 31/06, (В 24 b 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.
6. А. с. 1281312 А1 (СССР), В06В 1/16. Вибровозбудитель. Сердюк Л.И. Оpubл. 07.01.1987; Бюл. № 1, 3 с.
7. Пат. № 113133 С2 Україна, В06В 1/16. Керований симетричний дебалансний вібропривод. Чубик Р. В., Ярошенко Л. В., Зрайло Н. М.- Оpubл. 12.12.2016; Бюл. № 23, 6 с.

Список джерел в транслітерації

1. Bernyk P.S. Vibratsionnyye tehnologicheskiye mashyny s prostranstvyennymi kolebaniyamy rabochoyh organov/ Bernyk P. S., Yaroshenko L.V. - Vinnytsya.: VNAU, 1998. - 116 s.
2. Kryukov B.I. Dynamyka vibratsyonnyh mashyn rezonansnogo typu. - K.: Naukova dumka, 1997. - 230 s.
3. Chubyk R.V. Kerovani vibratsiyni tekhnolohichni mashyny / R.V. Chubyk, L.V. Yaroshenko. - Vinnytsya.: VNAU, 2011. - 355 s
4. Bogko A.Y. Metody proektirovaniya elektromehaniicheskikh vibrovobuditye-lyey/ Bogko A.Y., Permyakov V.I., Pushnya V.A. . - K.: Nauk. dumka, 1989. - 208 s.
5. Pat. № 492378, USSR, В 24 b 31/06, (В 24 b 31/06). Reguliruyemyy debalansnyy vibrovobuditel: V.I. Karmalyuk, P.D. Denisov, N.F. Braylyan, V.M. Kunin; Zayavl/ 31.05.74; Opubl. 25.11.75; Byul. - № 43, - 3 s.
6. Pat.1281312 А1 USSR,, В06В 1/16. Vibrovobuditel. Serdyuk L.I. Opubl. 07.01.1987; Byul. № 1, 3 s.



7. Pat. № 113133 C2 Ukrayina, B06B 1/16. Krovanyy symetrychnyy debalansnyy vibropryvod. Chubyk R.V., Yaroshenko L.V., Zraylo N.M. - Opubl. 12.12.2016; Byul. № 23, 6 s.

УПРАВЛЯЕМЫЙ СИММЕТРИЧНЫЙ ДЕБАЛАНСНЫЙ ВИБРОПРИВОД ДЛЯ ПРОТЯЖЕННЫХ ВИБРОМАШИН

Аннотация. Разработана и представлена конструкция управляемого симметричного дебалансного вибровозбудителя автоматизированных вибрационных машин с длинными (протяженными) рабочими органами для автоматизации производственных процессов в различных отраслях промышленного и сельскохозяйственного производства, который позволяет создать плоское вибрационное поле в котором вал вибропривода совершает колебания в вертикальной плоскости по траектории, имеющей форму эллипса, и в автоматическом режиме независимо управлять частотой и амплитудой циклической вынуждающей силой управляемого вибропривода и поддерживать энергосберегающий резонансный режим работы вибрационных технологических машин, а также поддерживать технологически оптимальное значение амплитуды колебаний рабочего органа на резонансной частоте и таким образом

расширить технологические возможности данных вибромашин.

Ключевые слова: симметричный управляемый дебалансный вибровозбудитель, автоматизированная вибрационная машина с протяженными рабочими органами, энергосберегающий привод.

MANAGED SYMMETRICALLY DEBALANCE VIBROGEAR FOR EXTENDED VIBRATING MACHINES

Annotation. Developed and presented a design of symmetrical debalance vibration exciter for controlled automatic vibrating machines with long (extended) working bodies for the automation of production processes in various fields of industrial and agricultural production, that allows to create a flat vibrating field in which vibrogear's shaft oscillates in a vertical plane following the trajectory in the shape of an ellipse, and automatically and independently control the frequency and amplitude of the cyclical compelled forces of the controlled vibrogear and to support energy-saving resonant mode of the vibration technology machines, and, in addition, to maintain a technologically optimal value of the working body amplitude at the resonant frequency and thus expand the technological capabilities of vibration data.

Key words: controlled symmetrical debalance vibration exciter, automated vibration machine with extended working bodies, energy-saving drive.