

УДК 62-521:62-868:62-531.7

СИМЕТРИЧНИЙ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИЙ ВІБРОПРИВОД ДЛЯ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ АДАПТИВНИХ ВІБРОМАШИН

Р. В. Чубик, Н. М. Зрайло

Дрогобицький державний педагогічний університет
вул. Стрийська, 3, м. Дрогобич, 82100, Україна. E-mail: R_Chubyk@yahoo.com

Проведено аналіз існуючих конструктивних рішень інерційних електромеханічних віброприводів. На основі даного аналізу з'ясовано основні конструктивні, динамічні й силові недоліки, що не дозволяють створювати на базі існуючих електромеханічних віброприводів автоматизовані вібромашини (адаптивні вібромашини) для інтеграції таких технологічних процесів, як вібросепарування, грохотіння, вібротранспортування та віброживлення (штучними заготовками й т.ін.), віброзміцнення (підвищення мікротвердості, створення залишкових напружень), віброабразивна обробка (віброшліфування та віброполірування), віброзачистка (видалення облоя, заусенців, округлення кромки), віброочистка (очистка заготовок і деталей від окалини, корозії, нагару), вібросушка, віброзмішування, вібраційне подрібнення (на основі вібромлинів) у робототехнічних комплексах та складні високоавтоматизовані гнучкі технологічні лінії. Запропоновано конструктивне рішення (повноцінну твердотілу 3D модель) симетричного інерційного електромеханічного віброприводу, яке дозволяє створити плоске вібраційне поле, в якому коливання валу електромеханічного віброприводу вимальовуватимуть форму еліпса у вертикальній площині, що є перпендикулярною до приводного валу електромеханічного віброприводу, й в автоматичному режимі незалежно керувати частотою та амплітудою циклічної вимушеної сили керованого симетричного інерційного електромеханічного віброприводу при постійному енергозберігаючому резонансному режимі роботи протягом усього циклу віброобробки адаптивною вібраційною технологічною машиною. Застосування запропонованого інерційного електромеханічного віброприводу дозволяє реалізувати комплексний підхід до розширення технологічних можливостей існуючих вібромашин та зменшення ними енергозатрат у випадку їх модернізації або при проектуванні та створенні принципово нових адаптивних вібраційних технологічних машин.

Ключові слова: керований вібропривод, електромеханічний вібропривод, інерційний вібропривод, енергозберігаючі вібромашини, резонансні вібромашини.

СИММЕТРИЧНЫЙ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЙ ВИБРОПРИВОД ДЛЯ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ АДАПТИВНЫХ ВИБРОМАШИН

Р. В. Чубик, Н. М. Зрайло

Дрогобыцкий государственный педагогический университет
ул. Стрийская, 3, г. Дрогобыч, 82100, Украина. E-mail: R_Chubyk@yahoo.com

Проведен анализ существующих конструктивных решений инерционных электромеханических виброприводов. На основе данного анализа выяснены основные конструктивные, динамические и силовые недостатки, не позволяющие создавать на базе существующих электромеханических виброприводов автоматизированные вибромашины (адаптивные вибромашины) для интеграции таких технологических процессов, как вибросепарирование, грохотание, вибротранспортирование и вибропитание (искусственными заготовками и т.п.), виброукрепление (повышение микротвердости, создание остаточных напряжений), виброабразивной обработки (виброшлифование и виброполирование), виброзачистка (удаление облоя, заусенцев; округления кромок), виброочистки (очистка заготовок и деталей от окалины, коррозии, нагара), вибросушка, вибросмешивание, вибрационное измельчение (на основе вибромельниц) в робототехнические комплексы и сложные высокоавтоматизированные гибкие технологические линии. Предложено конструктивное решение (полноценную твердотельную 3D модель) симметричного инерционного электромеханического вибропривода, которое позволяет создать плоское вибрационное поле, в котором колебания вала электромеханического вибропривода будут рисовать форму эллипса у вертикальной плоскости, являющейся перпендикулярной к приводному валу электромеханического вибропривода, и в автоматическом режиме может независимо управлять частотой и амплитудой циклической вынуждающей силы управляемого симметричного инерционного электромеханического вибропривода при постоянном энергосберегающем резонансном режиме работы на протяжении всего цикла виброобработки адаптивной вибрационной технологической машиной. Применение предложенного инерционного электромеханического вибропривода позволяет реализовать комплексный подход к расширению технологических возможностей существующих вибромашин и уменьшению ими энергозатрат в случае их модернизации или при проектировании и создании принципиально новых адаптивных вибрационных технологических машин.

Ключевые слова: управляемый вибропривод, электромеханический вибропривод, инерционный вибропривод, энергосберегающие вибромашины, резонансные вибромашины.

АКТУАЛЬНІСТЬ РОБОТИ. Вібраційна техніка набуває ширшого застосування в технологічних процесах, а вібраційна технологія активно витісняє

традиційні технології, забезпечуючи підвищення продуктивності праці й якості продукції, зменшення енергетичних витрат і собівартості. Керовані

технологічні вібромашини, що з'явилися останніми роками, мають незвичайні поєднання корисних властивостей і дають змогу використовувати вібротехніку там, де ще зовсім недавно це вважалося недоцільним і малоперспективним. Широке застосування вібраційної техніки та технології дає змогу інтенсифікувати багато технологічних процесів, підвищити якість робіт, створити нові технології, що ґрунтуються на вібраційних ефектах.

Основними пристроями, які викликають коливання адаптивних вібраційних технологічних машин, є віброзбудувачі (вібропривода), які діляться на механічні, гідравлічні, пневматичні, електромагнітні, електродинамічні, п'єзоелектричні та п'єзомагнітні. Механічні віброзбудувачі також діляться на кінематичні, примусової дії й відцентрові, які, у свою чергу, підрозділяються на дебалансні, повідково-планетарні та фрикційно-планетарні. Найбільш поширеними з них є дебалансні, які поділяються на некеровані, керовані в неробочому стані, самоустановчі та автоматично керовані в робочому режимі. Розробку, створення й дослідження керованих віброзбудувачів та керованих технологічних машин уперше в комплексному вигляді виконано на кафедрі теоретичної механіки Полтавського державного технічного університету під керівництвом доктора технічних наук, професора Л.І. Сердюка [1, 2]. Проведені різними авторами експериментальні дослідження показали ефективність нестационарних режимів при обробці різноманітних середовищ, дозволили на практиці перевірити ідею керованого віброприводу, довели її прогресивність та спонукали до пошуку нових технічних рішень.

Відомий керований збудувач гвинтових коливань [3], що складається з корпусу, в якому на підшипниках встановлено вал із гвинтовими пазами, два дебаланси, один з яких нерухомо розміщений на валу, а другий рухомо, і механізму керування рухомим дебалансом, що являє собою розміщені в гвинтових пазах шарикові шпонки, які взаємодіють із дебалансом, стойки та ходового гвинта. З метою розширення експлуатаційних можливостей керований збудувач гвинтових коливань оснащено третім рухомим на валу дебалансом. Статичний момент кожного рухомого дебаланса вибрано рівним половині статичного моменту нерухомого дебаланса, рухомі дебаланси розташовані по обидві сторони відносно нерухомого. Різьба на ходовому гвинті розділена на дві ділянки з однаковими кроками та протилежними напрямками, а довжина гвинтового паза кратна кроку різьби. Основним недоліком даного керованого збудувача гвинтових коливань [3] є те, що його конструктивне рішення не дозволяє створити автоматизовані вібромашини для інтеграції таких технологічних процесів, як вібро-сепарування, грохотіння, вібротранспортування та віброживлення (штучними заготовками й т.ін.), віброзміцнення (підвищення мікротвердості; створення залишкових напружень), віброобразивна обробка (ві-

рошліфування та віброполірування), віброзачистка (видалення облоя, заусенців, округлення кромки), віброочистка (очистка заготовок і деталей від окалини, корозії, нагару), віброосушка, віброзмішування, вібраційне подрібнення (на основі вібролинів) у робототехнічних комплексах та складні високоавтоматизовані гнучкі технологічні лінії. Таких недоліків позбавлений керований віброзбудувач [4], що складається з корпусу, в якому на підшипниках встановлено приводний вал із розміщеним на ньому нерухомим і рухомим дебалансами, та механізму регулювання положення рухомого дебалансу. На валу виконано діаметрально протилежно дві зустрічно напрямлені канавки, що мають довжину, яка дорівнює половині кроку гвинта й у нормальному перерізі має форму півкруга. Механізм регулювання положення рухомого дебалансу виконаний у вигляді шпонок, розміщених у канавках і пов'язаних із рухомим дебалансом. До рухомого дебалансу за допомогою вінця кріпиться ходовий стакан із буртиком так, що рухомий дебаланс та ходовий стакан прокручуються один відносно одного та центральної осі приводного валу. Ходовий стакан оснащений різьбою на своїй внутрішній циліндричній поверхні та шпонковим пазом на зовнішній циліндричній поверхні. У внутрішню різьбу ходового стакана вкручений своєю зовнішньою різьбою приводний стакан, на ободі приводного стакана діаметрально протилежно виконано два наскрізних отвори, крізь дані два отвори та канавку, що виконана в кінці циліндричної поверхні приводного валу, проходять два штифти, які обмежують рух приводного стакана вздовж осі приводного валу. У торець приводного стакана зі сторони приводного вала вмонтовано шток, який за допомогою шпонки жорстко з'єднаний із приводним стаканом і за допомогою муфти – з валом серводвигуна. Серводвигун кріпиться до фланця, а фланець – до корпусу керованого віброзбудувача. Також до фланця співвісно з приводним валом за допомогою свого буртика кріпиться направляючий стакан, у внутрішній циліндричній поверхні якого виконано паз під шпонку. У внутрішню порожнину направляючого стакана вмонтовано ходовий стакан, причому так, що шпонковий паз на зовнішній циліндричній поверхні ходового стакана розташований напроти шпонкового паза на внутрішній циліндричній поверхні направляючого стакана, й у ці пази вмонтовано направляючу шпонку, рух якої вздовж осі приводного вала обмежується штопорним гвинтом, що вкручений в обод направляючого стакана, попри те, що у віброприводу [4] існує можливість застосовувати його в автоматизованих системах керування для оперативного впливу на динамічні параметри робочого органу адаптивних вібромашин. У нього є основний недолік: вібраційне поле, створене віброприводом із конструктивним рішенням [4], та, зокрема, траєкторія коливань валу віброприводу матиме форму еліпса, орієнтація якого та площина, в якій вал віброприводу вимальовуватиме еліпс, хаотично змінюється у просторі. Причиною

того, що виникає просторове вібраційне поле, є те, що конструктивне рішення віброприводу [4] створює не тільки (рис. 1) циклічну вимушуючу силу $F = F_{взм} \sin(\omega_p t)$, але й вібровимушуючий момент від пари сил F_1^* та F_2^* .

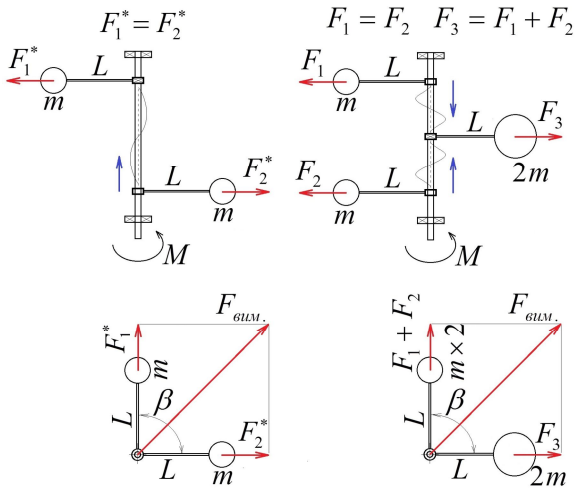


Рисунок 1 – Принципи формування циклічної вимушуючої сили та вібробуджуючого моменту (від пари сил) у керованих дебалансних віброприводах

Аналогічного недоліку, вираженого наявністю хаотичного розташування в просторі площини еліпсоподібних коливань валу віброприводу, не існує в конструктивному рішенні керованого збуджувача гвинтових коливань [3]. У конструкції керованого збуджувача гвинтових коливань [3] (рис. 1) наявність нерухомого дебалансу із відцентровою силою F_3 , яка дорівнює сумі двох відцентрових сил рухо-

мих дебалансів F_1 та F_2 , зумовлює те, що вібропривод [3] генерує плоске вібраційне поле у вертикальній площині, яка є перпендикулярною до валу віброприводу [3]. Попри цей недолік, основною перевагою конструктивного рішення [4] є те, що керування [5] амплітудою циклічної вимушуючої сили керованого віброприводу ($F \pm \Delta F$) проводиться системою керування [6] на основі промислового мікроконтролера через наступний контур системи керування: одноосьовий модуль позиціонування, кабель, сервопідсилювач, серводвигун – шляхом виведення заданої кількості імпульсів для забезпечення певного кута повороту валу крокового двигуна (сервоприводу, серводвигуна).

Мета дослідження – розробити конструктивне рішення електромеханічного віброприводу для автоматичного забезпечення й підтримати енергозберігаючий резонансний режим роботи та розширення технологічних можливостей адаптивних вібромашин за рахунок зміни геометричних параметрів циклічної вимушуючої сили керованого дебалансного віброприводу.

МАТЕРІАЛ І РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ. Запропонований керований симетричний дебалансний вібропривод для адаптивних вібраційних технологічних машин складається (рис. 2) з корпусу 1, в якому на конічних радіально-упорних підшипниках 2 та 3 встановлено приводний вал 4. Конічний підшипник 3 внутрішнім кільцем упирається у втулку 12, яка впирається в буртик приводного валу 4. Зовнішнім кільцем підшипник 3 впирається у штопорне кільце 13, яке болтами кріпиться до корпусу 1. Буртик приводного валу 4 та штопорне кільце 13 обмежують переміщення приводного валу 4 у відповідному осьовому напрямі відносно корпусу 1. Осьовий рух зовнішнього кільця конічного підшипника 2 обмежується фланцем 14. В основі фланця 14 роз-

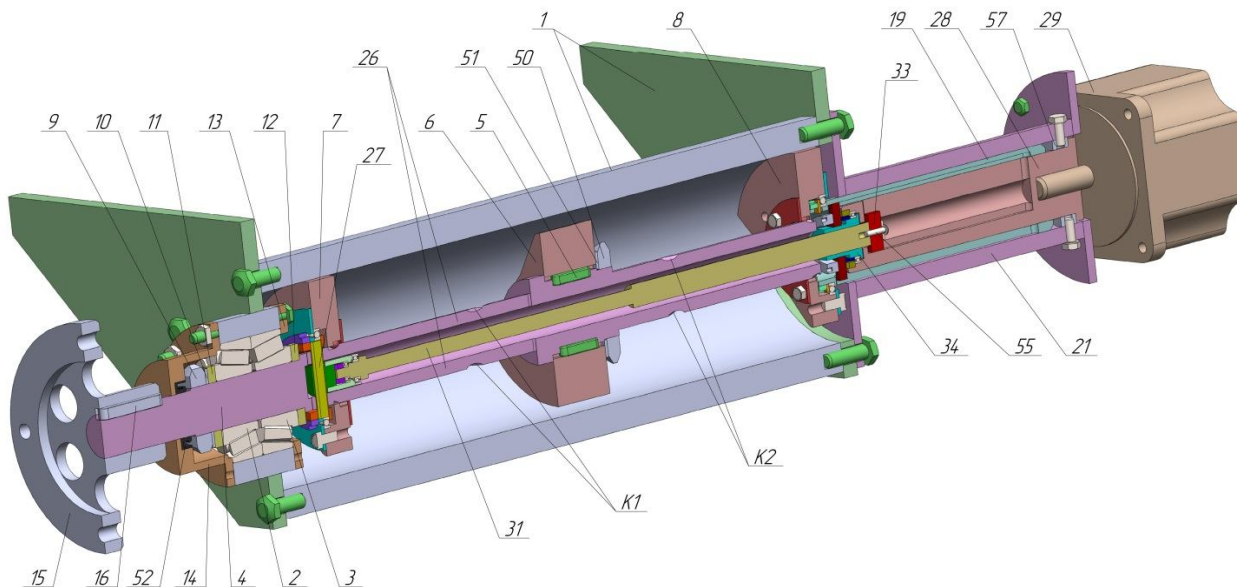


Рисунок 2 – Конструктивне рішення автоматизованого симетричного дебалансного віброприводу

ташований ущільнюючий пристрій (сальник) 52, що запобігає забрудненню підшипників 2, 3 та витіканню мастила. Регулювання робочого натягу конічних радіально-упорних підшипників 2, 3 та фіксація руху в осьовому напрямі приводного вала 4 проводиться за допомогою натяжної гайки 9, штопорної шайби 10 та втулки 11. Штопорна шайба 10 призначена для запобігання саморозгвинчування натяжної гайки 9 при дії на неї вібрації.

На приводному валу 4 за допомогою шпонки 5, штопорної шайби 51 та гайки 50 жорстко закріплено нерухомий дебаланс 6. По обидва боки від нерухомого дебалансу 6 виконано по парі діаметрально протилежних зустрічно напрямлених канавок К1 та К2, що в перерізі мають форму півкруга. Керований симетричний дебалансний вібропривод для адаптивних вібраційних технологічних машин приводиться в дію за рахунок крутного моменту, що передається приводному валу 4 через приводну муфту 15, яка закріплена на приводному валу 4 за допомогою шпонки 16. Крутний момент від приводного вала 4 передається нерухомому дебалансу 6 через шпонку 5. На приводному валу 4 з обох сторін від нерухомого дебалансу 6 розташовано два рухомих дебаланси 7 і 8. Рухомий дебаланс 7 розташований з боку конічних підшипників, рухомий дебаланс 8 – з боку крокового двигуна.

Механізм регулювання положення рухомого дебалансу 8 складається з двох шарикових шпонок 17, що одночасно розміщені у двох пазах під шпонку 18 та у двох діаметрально протилежних зустрічно напрямлених канавках К2 приводного вала 4. Завдяки шариковим шпонкам 17 відбувається передача крутного моменту від приводного вала 4 до рухомого дебалансу 8. Кроковий двигун 29 кріпиться до корпусу 1 через направляючий стакан 21. У направляючому стакані 21 на внутрішній циліндричній поверхні гвинтом 32 фіксується шпонка 54. Для забезпечення переміщення рухомого дебалансу 8 уздовж осі приводного вала 4 використовується ходовий стакан 19, на зовнішній циліндричній поверхні ходового стакану 19 виконано паз 56 під шпонку 54. Ходовий стакан 19 кріпиться до рухомого дебалансу 8 за допомогою вузла кінематичної розв'язки. Вузол кінематичної розв'язки дозволяє рухомому дебалансу 8 вільно обертатись відносно ходового стакану 19, який складається з підшипника 23, шайби 22, що фіксує зовнішнє кільце підшипника 23 в дебалансі 8, стопорної шайби з внутрішнім зубом 24 та гайки 25, які фіксують внутрішнє кільце підшипника 23 на ходовому стакані 19. Ходовий стакан 19 із приводним валом 4 утворюють циліндричну напрямну для прямолінійного руху рухомого дебалансу 8 уздовж осі приводного вала 4. Ходовий стакан 19 на внутрішній циліндричній поверхні має праву різьбу з певним кроком та шпонковий паз 20, який одну сторону ходового циліндра 19 пересікає наскрізь, а на другій, діаметрально протилежній внутрішній стороні, утворює канавку під шпонку. У ходовому стакані 19 розміщений приводний стакан 28, на

зовнішній поверхні якого є права різьба з таким же кроком, як на внутрішній поверхні ходового стакану 19. Приводний стакан 28 нерухомо закріплений на валу крокового двигуна 29 за допомогою шпонки 30. Приводний стакан 28 має шпонковий паз 53, який одну сторону приводного стакану 28 пересікає наскрізь, а на другій, діаметрально протилежній внутрішній стороні, утворює канавку під шпонку. З боку крокового двигуна 29 приводний стакан 28 має бортик, в який упирається штопорна втулка 57. Штопорна втулка 57 гвинтами зафіксована у направляючому стакані 21.

Приводний вал 4 на торці з боку крокового двигуна 29 має отвір, направлений уздовж осі приводного вала 4, і дно даного отвору не є глибшим, ніж початок бортика на приводному валу 4, в який упирається втулка 12. Пустотіла частина приводного вала 4 має точно виготовлену й шліфовану внутрішню поверхню, яка є однією з частин циліндричної напрямної для прямолінійного руху уздовж осі приводного вала 4. У циліндричному отворі приводного вала 4 розташований шток 31.

Механізм регулювання положення рухомого дебалансу 7 (рис. 3) складається з двох основних вузлів, розташованих на протилежних кінцях штока 31.

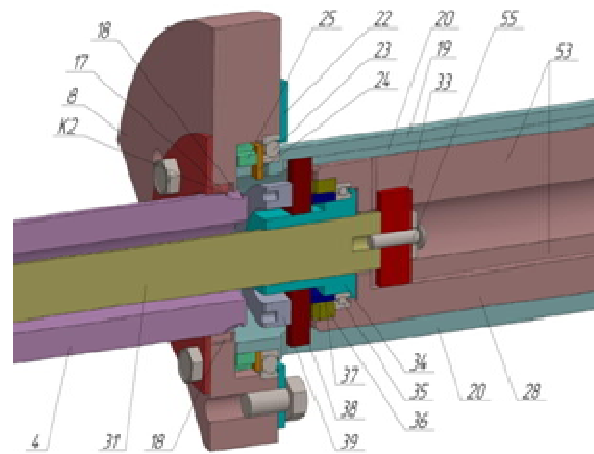


Рисунок 3 – Конструктивне рішення механізму регулювання положення рухомих дебалансів

З боку крокового двигуна 29 шток 31 має ліву різьбу з кроком, як на внутрішній поверхні ходового стакану 19. На торці штока 31 є канавка, в яку за допомогою гвинта 55 кріпиться приводна планка 33. Вузол керування положенням рухомого дебалансу 7 складається з приводної гайки 34, що має ліву різьбу на внутрішній циліндричній поверхні з кроком, аналогічним штоку 31, підшипника 35, стопорної гайки 36, упорного циліндра 37, стопорної шпонки 38 та стопорної гайки 39. Зовнішнє кільце підшипника 35 жорстко фіксується в приводному стакані 28 стопорною гайкою 36. Внутрішнє кільце підшипника 35 жорстко закріплене на приводній гайці 34 за допомогою упорного циліндра 37, стопорної шпон-

ки 38 та стопорної гайки 39. Стопорна шпонка 38 заходить у шпонковий паз 20 на внутрішній поверхні ходового стакану 19, який одну сторону ходового циліндра 19 пересікає наскрізь, а на другій, діаметрально протилежній внутрішній стороні, утворює канавку під шпонку. На пустотілій циліндричній поверхні приводного вала 4 між нерухомим дебалансом 6 та буртиком виконано два діаметрально протилежні пази 26, що розташовані уздовж його основної осі. У пазах 26 розташована та вільно переміщається пластина 27. Вузол механізму кінематичної розв'язки рухомого дебалансу 7 (рис. 4), який розташований на кінці штоку 31 з боку конічних радіально-упорних підшипників 2 та 3, призначений для передавання прямолінійного переміщення від штоку 31 до рухомого дебалансу 7.

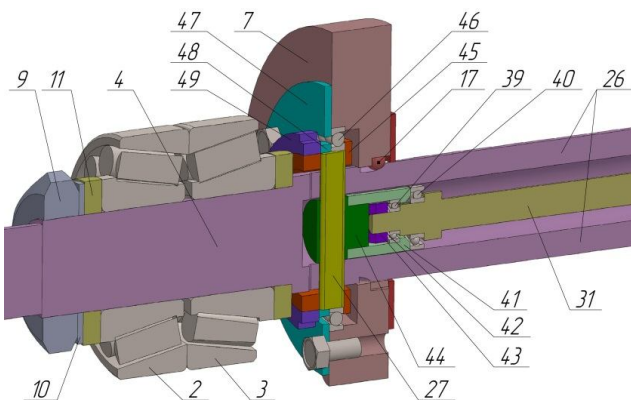


Рисунок 4 – Конструктивне рішення вузла кінематичної розв'язки рухомого дебалансу

На штоку 31 розташовані підшипники 39 і 40. За їх допомогою на штоку закріплюється внутрішній стакан 41, який може вільно обертатись навколо своєї осі. Внутрішній стакан і підшипники фіксуються на штоку 31 стопорною шайбою 42 та гайкою 43. У внутрішній стакан 41 закручується заглушка 44, яка має наскрізний паз, де розташована пластина 27. Пластина 27 проходить через пази фланця 45. Фланець 45 з'єднаний з дебалансом 7 так, що дебаланс може вільно обертатись навколо своєї осі. Рухоме з'єднання забезпечує підшипник 46, зовнішнє кільце якого шайбою 47 зафіксовано в дебалансі 7, а внутрішнє кільце шайбою 48 та гайкою 49 зафіксовано на фланці 45.

Перед запуском керованого вібробуджувача рухомі дебаланси 7 та 8 знаходяться в діаметрально протилежному положенні до нерухомого дебалансу 6, і кут між їх центрами має становити $\beta = 180^\circ$. Сумарний статичний момент дебалансів відносно центральної осі приводного вала 4 дорівнює нулю. При включенні керованого віброприводу шляхом прикладення крутного моменту до приводного вала 4 через приводну муфту 15 нерухомий дебаланс 6 і рухомі дебаланси 7 та 8 починають обертатись із заданою частотою ω_p , яка є технологічно оптима-

льною для початку реалізації своїх функцій певною вібраційною технологічною машиною. Протягом незначного періоду часу від початку роботи адаптивної вібромашини система керування роботою керованого вібробуджувача (не показана на фігурах) проводить коригування та остаточне виставлення частоти ω_p циклічної вимушуючої сили F (де $F = F_{\text{вим}} \sin(\omega_p t)$) керованого вібробуджувача на її оптимальне з енергетичної точки зору значення. Після коригування ω_p приводного вала 4 та забезпечення резонансного режиму роботи коливної механічної системи адаптивної вібраційної технологічної машини починається встановлення заданої оптимальної з технологічної точки зору амплітуди коливань робочого органу (контейнера). Виведення амплітуди F циклічної вимушуючої сили керованого віброприводу (та керування нею $F \pm \Delta F$) реалізується системою керування на основі промислового мікроконтролера через наступний контур системи керування: одноосовий модуль позиціонування, кабель, сервопідсилювач, серводвигун – шляхом виведення заданої кількості імпульсів для забезпечення певного кута повороту вала крокового двигуна 29. У результаті команди від системи керування кроковий двигун 29 повертає свій вал на заданий кут β (значення величини кута повороту β вала та напрям обмежень немає, тобто може бути як більшим за 360° , так і меншим за 360° , і визначається лише кількістю імпульсів, полярністю та кутовим кроком самого серводвигуна; ще однією особливістю сервоприводу є те, що він має здатність утримувати заданий кут повороту в часі). Поворот вала крокового двигуна 29 на кут β через шпонку 30 передається приводному стакану 28 механізму регулювання положення рухомого дебалансу 8, у результаті чого приводний стакан 28 робить поворот відносно центральної осі пустотілої ділянки приводного вала 4 також на кут β . Приводний стакан 28 своєю зовнішньою поверхнею перебуває у різьбовому з'єднанні з внутрішньою поверхнею ходового стакану 19, рух приводного стакану 28 в осьовому напрямі обмежений (рис. 5) (при викручуванні ходового стакану 19 з приводного стакану 28 рух приводного стакану 28 обмежує стопорна втулка 57, а при закручуванні рух приводного стакану 28 неможливий тому, що його обмежує вал крокового двигуна 29, який до упору заходить у приводний стакан 28), обертовий рух ходового стакану 19 навколо спільної осі з приводним стаканом 28 та пустотілим приводним валом 4 обмежує направляюча шпонка 54, що зафіксована гвинтом 32 на внутрішній поверхні торця направляючого стакану 21. Тому поворот приводного стакану 28 на кут β зумовить викручування (закручування) ходового стакану 19 та його переміщення вздовж основної осі пустотілої ділянки приводного вала 4.

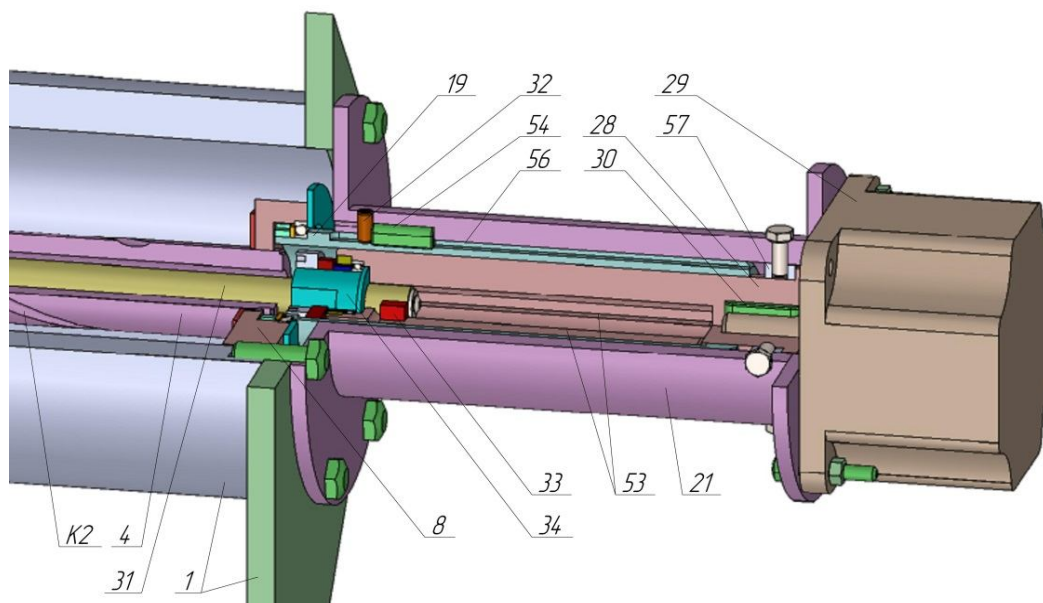


Рисунок 5 – Конструктивне рішення передачі гвинт–гайка механізму регулювання положення рухомих дебалансів

Дане переміщення зумовить рух рухомого дебалансу 8 уздовж основної осі пустотілої ділянки приводного вала 4. Завдяки тому, що вузол кінематичної розв'язки дозволяє рухомому дебалансу 8 вільно обертатись відносно ходового стакану 19, він (рухомий дебаланс 8) може обертатись навколо основної осі пустотілої ділянки приводного вала 4 та переміщатись уздовж неї. Переміщаючись уздовж основної осі пустотілої ділянки приводного вала 4, рухомий дебаланс 8 починає повертатись відносно його центральної осі завдяки тому, що відбувається переміщення двох шарикових шпонок 17, які одночасно перебувають у двох пазах під шпонку 18 та у двох діаметрально протилежних зустрічно напрямлених канавках K2 пустотілої ділянки приводного вала 4.

У результаті повороту рухомого дебалансу 8 навколо основної осі приводного вала 4 змінюється сумарний статичний момент дебалансу 6 та рухомого дебалансу 8 відносно центральної осі пустотілої ділянки приводного вала 5. У шпонковий паз 53 приводного стакану 28 входить привідна планка 33, яка передає обертальний рух від приводного стакану 28 до штоку 31. Привідна гайка 34 не здійснює жодних рухів відносно корпусу 1, оскільки її зворотно-поступальний рух обмежує привідний стакан 28, який обертається навколо своєї осі та не передає обертальний рух привідній гайці 34, бо з'єднується з нею через підшипник 35. Обертальний рух привідної гайки 34 обмежує стопорна шпонка 38, що заходить у шпонковий паз 20 на внутрішній поверхні ходового стакану 19, який не здійснює обертальних рухів, вони є лише зворотно-поступальними. Шток 31 своєю зовнішньою поверхнею перебуває у різьбовому з'єднанні з внутрішньою поверхнею привідної гайки 34. Поворот приводного стакану 28 на кут β завдяки прямолинійній направляючій, що складається

з приводної планки 33, та шпонковий паз 53 зумовлять закручування (викручування) штока 31 та його переміщення уздовж основної осі пустотілої ділянки приводного вала 4. Від штока 31 через пластину 27 передається зворотно-поступальний рух рухомому дебалансу 7. Шток 31 через підшипники 39 та 40 передає зворотно-поступальний рух внутрішньому стакану 41, який може вільно обертатись навколо своєї осі разом із заглушкою 44. У результаті цього пластина 27, яка проходить через пази фланця 45 та прямолинійну направляючу, що виконана з двох діаметрально протилежних пазів 26, які розташовані вздовж основної осі приводного вала 4, може здійснювати зворотно-поступальний рух разом із штоком 31 та одночасно обертатись разом із приводним валом 4 навколо його основної осі. Фланець 45 через підшипник 46 дозволяє передати зворотно-поступальний рух від штоку 31 до рухомого дебалансу 7, забезпечуючи тим самим кінематичну розв'язку між обертальним та зворотно-поступальним рухом рухомого дебалансу 7.

Переміщаючись уздовж основної осі приводного вала 4, рухомий дебаланс 7 починає повертатись відносно його центральної осі завдяки тому, що відбувається переміщення двох шарикових шпонок 17, які одночасно перебувають у двох пазах під шпонку (пази під шпонку в рухомих дебалансах 7 та 8 ідентичні) та у двох діаметрально протилежно-зустрічно напрямлених канавках K1 приводного вала 4. У результаті повороту рухомого дебалансу 7 навколо основної осі приводного вала 4 змінюється сумарний статичний момент дебалансів відносно центральної осі приводного вала 4. Поворот вала на кут β крокового двигуна 29 забезпечує синхронний поворот рухомих дебалансів 7 та 8 відносно нерухомого дебалансу 6, забезпечуючи тим самим зміну амплітуди циклічної вимушеної сили керованого

симетричного дебалансного віброприводу для адаптивних вібраційних технологічних машин.

ВИСНОВКИ. Запропоноване конструктивне рішення керованого симетричного дебалансного віброприводу дозволяє створити плоске вібраційне поле, в якому коливання вала віброприводу вимальовуватимуть форму еліпса у вертикальній площині, що є перпендикулярною до приводного вала віброприводу, та в автоматичному режимі незалежно керувати частотою та амплітудою циклічної вимушеної сили керованого віброприводу при енергозберігаючому резонансному режимі роботи адаптивних вібраційних технологічних машин.

ЛІТЕРАТУРА

1. Сердюк Л.И. Основы теории, расчета и конструирования управляемых вибрационных машин с дебалансными вибровозбудителями: автореф. – Харьков, 1991. – 40 с.

2. Сердюк Л.И. Управляемые вибрационные машины с дебалансными вибровозбудителями колебаний // Вибрации в технике и технологиях. Всеукраїнський науково-технічний журнал. – 1994. – Вип. 1. – С. 31–35.

3. Пат. 1442271 А1 (СССР), В06В 1/16. Керований збуджувач гвинтових коливань / Л.И. Сердюк (СССР). – № 4188501/24-28; опубл. 07.12.1988; Бюл. № 45. – С. 2.

4. Пат. 104108 UA Україна, В06В 1/16. Керований віброзбуджувач / Р.В. Чубик, Л.В. Ярошенко, Р.Б. Мокрицький, О.Ю. Деньщиков (Україна). – № а201302007; опубл. 25.12.2013; Бюл. № 24. – 8 с.

5. Чубик Р.В., Ярошенко Л.В. Керовані вібраційні технологічні машини. – Вінниця: ВНАУ, 2011. – 355 с.

6. Чубик Р.В. Адаптивна система керування режимами резонансних вібраційних технологічних машин: автореф. дис... канд. тех. наук. – Львів, 2007. – 20 с.

SYMMETRICAL VIBRO ELECTROMECHANICS SAVING FOR ADAPTIVE VIBRATION

R. Chubyk, N. Zraylo

Drohobych State Pedagogical University

vul. Stryiska, 3, Drohobych, 82100, Ukraine. E-mail: R_Chubyk@yahoo.com

The analysis of existing design solutions inertial electromechanical vibrogear. Based on this analysis revealed the basic design, dynamic and power disadvantages, that does not let you create based on existing electromechanical automated vibration (vibration adaptive) to integrate technological processes such as: vibration separating, pitapat, vibration transporting and Vibration power supply (artificial blooms etc.) vibrating strengthening (increased microhardness, creating residual stress) vibration abrasive treatment (vibration grinding and polishing) vibration purge (remove obloy, deburring, rounding edges) vibration cleaning (cleaning pieces and parts from scale, corrosion, sludge), vibration drying, vibration mixing, vibration grinding (based vibromlyniv) in complex robotic systems and highly automated flexible production lines. The paper presents design solution (solid state full 3D model) symmetric inertial electromechanical vibration actuators which allows you to create a flat vibrating field which shaft fluctuations electromechanical vibration actuators paint theform of an ellipse in the vertical plane, which is perpendicular to the drive shaft of the electromechanical vibration actuators and automatically independently control the frequency and amplitude cyclic forcing the symmetric inertial forces controlled electromechanical vibration actuators at constant energy efficient resonant mode during the whole cycle of technological vibration processing adaptive vibration machine. Application of the proposed inertial electromechanical vibration actuators allows you to implement a comprehensive approach to expand the technological capabilities of existing vibration and reduce their energy costs in the event of their modernization or the design and created entirely new adaptive vibration technology machines.

Key words: controlled shakers, electromechanical vibration actuators, inertial vibration actuators, saving vibration machine, resonance vibration machine.

REFERENCES

1. Serdyuk, L.I. (1991), *Osnovy theory, raschota i konstruyirovaniya upravlyaemyh vybratsyonnyh mashin s debalansnymi vibrovvozbudytelyamy* [Fundamentals of the theory, calculation and design-driven vibrating machines with debalanced vibration exciter], Kharkov, Ukraine. (in Russian)

2. Serdyuk, L.I. (1994), "Controlled vibrating machines with unbalanced vibrations vibro-exciter" *Vibratsii v tekhnike i tekhnologiyakh. Vseukrainskiy naukovo-tekhnichniy zhurnal*, Vol. 1, pp. 31–35. (in Russian)

3. Serdyuk, L.I. (1988), Kerovaniy zbudguvach gvinтовih kolivan [Managed screw oscillation exciter], Pat. 1442271 А1 (USSR) В06V 1/16, № 4188501 / 24–28; publ. 12/07/1988; Bull. № 45. (in Ukrainian)

4. Chubyk, R.V., Yaroshenko, L.V., Mokritsky, R.B. and Denschikov, A.Y. (25.12.2013), Kerovaniy vibrozbudguvach [Managed vibratory exciter], Pat. 104108 UA Ukraine, V06B 1/16, no. a201302007; publ. 12/25/2013; Bull. no. 24. (in Ukrainian)

5. Chubyk, R.V., Yaroshenko, L.V. (2011), Kerovani vibratsiyni tekhnologichny mashiny [Managed vibrating technological machine], VNTU, Vinnitsya. (in Ukrainian)

6. Chubyk, R.V. (2007), "Adaptive control mode resonant vibration technology machines", *Abstract of Cand. Sci. (Tech.) dissertation*, Lviv. (in Ukrainian)

Стаття надійшла 25.05.2015.