



МІНІСТЕРСТВО  
ЕКОНОМІЧНОГО  
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ  
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **117408** (13) **C2**  
(51) МПК  
**B06B 1/16** (2006.01)

## (12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВИНАХІД

<p>(21) Номер заявки: <b>а 2016 13664</b></p> <p>(22) Дата подання заявки: <b>30.12.2016</b></p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на винахід: <b>25.07.2018</b></p> <p>(41) Публікація відомостей про заявку: <b>10.07.2018, Бюл.№ 13</b></p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: <b>25.07.2018, Бюл.№ 14</b></p>	<p>(72) Винахідник(и): <b>Чубик Роман Васильович (UA), Ярошенко Леонід Вікторович (UA), Скварок Юрій Юліанович (UA)</b></p> <p>(73) Власник(и): <b>ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008 (UA)</b></p> <p>(56) Перелік документів, взятих до уваги експертизою: SU 1281312 A1, 07.01.1987 UA 113133 C2, 12.12.2016 UA 112137 C2, 25.07.2016 UA 107870 C2, 25.02.2015 UA 108179 C2, 25.03.2015 UA 111436 C2, 25.04.2016 UA 104108 C2, 25.12.2013 UA 84565 U, 25.10.2013 UA 88546 C2, 26.10.2009 UA 40341 C2, 16.07.2001 SU 1713672 A1, 23.02.1992 SU 1696272 A1, 07.12.1991 SU 1695962 A1, 07.12.1991 SU 1599480 A1, 15.10.1990 US 3859759 A, 14.01.1975 WO 89/07988 A1, 08.09.1989 CN 102343328 A, 08.02.2012</p>
---	---

## (54) КЕРОВАНІЙ СИМЕТРИЧНИЙ ДЕБАЛАНСНИЙ ВІБРОЗБУДЖУВАЧ

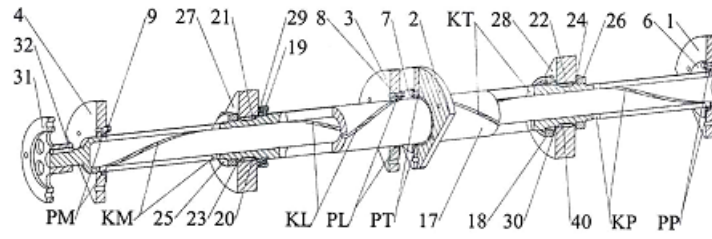
### (57) Реферат:

Винахід належить до вібраційної техніки і може використовуватись для збудження коливань (вібраційного приводу) технологічних машин у таких галузях як машинобудування та приладобудування, а також в гірничо-переробній, харчовій, хімічній промисловостях та сільськогосподарському виробництві.

Керований симетричний дебалансний віброзбуджувач складається із корпусу, в якому на підшипниках встановлено привідний вал з двома нерухомими відносно нього дебалансами, центри мас яких і вісь привідного вала лежать в одній площині, а по обидва боки від кожного нерухомого дебалансу розміщено по парі рухомих дебалансів з механізмами регулювання їх положення, причому механізми регулювання положення рухомих дебалансів жорстко кінематично зв'язані у кожній парі та між парами і отримують переміщення вздовж осі привідного вала від механізму гвинтової подачі з приводом від крокового двигуна, згідно з винаходом, по обидва боки від кожного нерухомого дебалансу на привідному валу виконано по парі діаметрально протилежних зустрічно напрямлених наскрізних спіральних пазів, що мають довжину рівну половині кроку гвинта, а механізми регулювання положення рухомих дебалансів виконані у вигляді проміжних циліндрів, розміщених в пазах і зв'язаних з рухомими дебалансами;

UA 117408 C2

Технічний результат: підвищення надійності роботи вібробуджувача шляхом усунення заклинювання рухомих дебалансів при їх переміщенні вздовж привідного вала.



Фіг. 2

Винахід належить до вібраційної техніки і може використовуватись для збудження коливань (вібраційного приводу) технологічних машин в таких галузях як машинобудування та приладобудування, а також в гірничо-переробній, харчовій, хімічній промисловостях та сільськогосподарському виробництві.

5 Відомий віброзбуджувач (А.с .№ 1281312 А1, В06В 1/16. Вибровозбудитель. Сердюк Л.И. Оpubл. 07.01.1987. Бюл. № 1), що складається із корпусу, в якому на підшипниках встановлено привідний 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 привідного вала на ділянці між рухомим та нерухомим дебалансами виконаний плавно змінним від нуля до заданого значення.

15 Недоліком даного віброзбуджувача є те, що його не можливо застосувати для приводу вібромашин із горизонтальним положенням привідного вала, які мають довгі (протяжні) робочі контейнери. Ще одним суттєвим недоліком даного віброзбуджувача 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 вручну.

20 Найбільш близьким до заявленого за технічною суттю є керований симетричний дебалансний вібропривод (Пат. України № 113133 А, М. кл. В06В 1/16, 12.12.2016. Бюл. №23), що складається із корпусу, в якому на підшипниках встановлено привідний вал з двома діаметрально протилежно зустрічно напрямленими канавками, що мають довжину рівну половині кроку гвинта, і розміщеними на валу нерухомим і рухомим дебалансами та механізмом регулювання положення рухомого дебалансу, що виконаний у вигляді шпонок, розміщених в канавках і зв'язаних з рухомим дебалансом, причому на привідному валу встановлено два нерухомих відносно нього дебаланси, центри мас яких і вісь привідного вала лежать в одній площині, а по обидва боки від кожного нерухомого дебалансу виконано по парі діаметрально протилежних зустрічно напрямлених канавок та розміщено по парі рухомих дебалансів з механізмами регулювання їх положення, причому механізми регулювання положення рухомих дебалансів жорстко кінематично зв'язані у кожній парі та між парами і отримують переміщення вздовж осі привідного вала від механізму гвинтової подачі з приводом від крокового двигуна.

35 Недоліком даного керованого симетричного дебалансного вібропривода є те, що застосування у механізмах регулювання положення рухомих дебалансів канавок, які мають в нормальному перерізі форму півкруга та кулькових шпонок у них, призводить до частого заклинення цих шпонок в напівкруглих канавках при передачі через них значних зусиль під час роботи вібропривода, що істотно знижує надійність його роботи.

40 В основу винаходу поставлено задачу у керованому віброзбуджувачі шляхом виконання на привідному валу діаметрально протилежних зустрічно напрямлених наскрізних спіральних пазів та розміщення у них проміжних циліндрів, які зв'язані з рухомими дебалансами, усунути заклинювання при переміщенні рухомих дебалансів та забезпечити підвищення надійності роботи вібропривода.

45 Поставлена задача вирішується тим, що у керованому симетричному дебалансному віброзбуджувачі, що складається із корпусу, в якому на підшипниках встановлено привідний вал з двома нерухомими відносно нього дебалансами, центри мас яких і вісь привідного вала лежать в одній площині, а по обидва боки від кожного нерухомого дебалансу розміщено по парі рухомих дебалансів з механізмами регулювання їх положення, причому механізми регулювання положення рухомих дебалансів жорстко кінематично зв'язані у кожній парі та між парами і отримують переміщення вздовж осі привідного вала від механізму гвинтової подачі з приводом від крокового двигуна, згідно з винаходом, по обидва боки від кожного нерухомого дебалансу на привідному валу виконано по парі діаметрально протилежних зустрічно напрямлених наскрізних спіральних пазів, що мають довжину рівну половині кроку гвинта, а механізми регулювання положення рухомих дебалансів виконані у вигляді проміжних циліндрів, розміщених в пазах і зв'язаних з рухомими дебалансами.

55 Запропонований керований симетричний дебалансний віброзбуджувач для вібраційних технологічних машин дозволяє усунути небезпеку заклинювання рухомих дебалансів при їх переміщенні вздовж приводного вала і створити плоске вібраційне поле, в якому вал вібропривода здійснює коливання у вертикальній площині по траєкторії, що має форму еліпса,

60

та у автоматичному режимі незалежно керувати частотою та амплітудою циклічної вимушеної сили керованого віброприводу і підтримувати енергоощадний резонансний режим роботи вібраційних технологічних машин, а також підтримувати технологічно оптимальне значення амплітуди коливань робочого контейнера на резонансній його частоті і таким чином розширити технологічні можливості вібромашин.

На фіг. 1 зображено конструкцію керованого симетричного дебалансного віброприводу у зборі, на фіг. 2 - конструкція приводного валу з дебалансами, на фіг. 3 - конструкція механізму гвинтової подачі, на фіг. 4 - конструкція вузла переміщення другого та четвертого рухомих дебалансів, на фіг. 5 - конструкція вузла переміщення першого та третього рухомих дебалансів.

Керований симетричний дебалансний вібропривід для адаптивних вібраційних технологічних машин складається зі збірному корпусу А, у якому розміщені: вузол основного привідного вала В; механізми переміщення першого та третього рухомих дебалансів С; механізми переміщення другого та четвертого рухомого дебалансів D; механізм гвинтової подачі Е з приводом від крокового двигуна.

Корпус А складається з двох стійок 10 та 11, за допомогою яких вібропривід кріпиться до вібраційної плити або робочого органу вібромашини. 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.

Вузол основного вала В складається з пустотілого привідного вала 17, на якому встановлені два радіально-упорних підшипники 18 і 19, за допомогою яких привідний вал 17 встановлюється у збірному корпусі А. На привідному валу 17 за допомогою шпонок 20, 21, 22 та 40, штопорних шайб 23 і 24, та гайок 25 і 26 жорстко закріплено нерухомі дебаланси 27 і 28. Між радіально-упорним підшипником 18 та нерухомим дебалансом 28 розміщена шайба 30. Шайба 29 відповідно розміщена між радіально-упорним підшипником 19 та нерухомим дебалансом 27. На валу 17 також розташовані чотири рухомі дебаланси. Рухомі дебаланси 1 та 2 - по обидва боки від нерухомого дебалансу 28, а рухомі дебаланси 3 та 4 - по обидва боки від нерухомого дебалансу 27. Кожен з рухомих дебалансів має додаток рухомого дебалансу 6, 7, 8 та 9 відповідно до рухомих дебалансів 1, 2, 3 та 4. Кожен додаток рухомого дебалансу має наскрізний циліндричний отвір РР, РТ, РL і РМ відповідно для розміщення відповідних проміжних циліндрів.

По обидва боки від кожного нерухомого дебалансу 27 та 28 на привідному валу виконано зустрічно напрямлені наскрізні спіральні пази КМ і КL, КТ і КР, завдяки яким рухомі дебаланси переміщуються вздовж осі привідного вала 17 і провертаються навколо його осі.

Рухомі дебаланси 1 і 4 є ідентичними, рухомі дебаланси 2 і 3 також ідентичні між собою, а від рухомих дебалансів 1 і 4 відрізняються тільки діаметрами отворів, оскільки вони розташовуються на ділянках привідного вала 17 різного діаметра. Відповідно геометричні розміри додатків рухомих дебалансів 6, 7, 8 та 9 відрізняються як відповідні їм рухомі дебаланси.

Механізм гвинтової подачі Е забезпечує перетворення обертового руху крокового двигуна 42 у зворотно поступальний рух рухомих дебалансів. Механізм гвинтової подачі Е містить кроковий двигун 42, привідний стакан 43, шпонку 44, штопорну втулку 45, ходовий стакан 46, підшипник 47, привідну тарілку 48, фіксуючий циліндр 49, стопорну шайбу 50, гайку 51 та стопорну шпонку 52 (розташовується в отворі направляючого циліндра 16, який закривається кришкою 53 стопорної шпонки).

Привідний стакан 43 нерухомо закріплений на валу крокового двигуна 42 за допомогою шпонки 44. З боку крокового двигуна 42 привідний стакан 43 має бортик, у який впирається штопорна втулка 45. Штопорна втулка 45 гвинтами зафіксована у направляючому циліндрі 16.

Для забезпечення переміщення рухомого дебалансу 1 вздовж осі привідного вала 17 використовується ходовий стакан 46. Ходовий стакан 46 кріпиться до рухомого дебалансу 1 за допомогою вузла кінематичної розв'язки. Вузол кінематичної розв'язки дозволяє рухомому дебалансу 1 вільно обертатись відносно ходового стакану 46. Складається він з підшипника 47, приводної тарілки 48, фіксуючого циліндра 49, стопорної шайби 50 та гайки 51. Приводна тарілка 48 фіксує зовнішнє кільце підшипника 47 фіксуючим циліндром 49. Приводна тарілка 48 кріпиться до рухомого дебалансу 1 гвинтами. Внутрішнє кільце підшипника 47 на ходовому стакані 46 фіксується стопорною шайбою 50 та гайкою 51.

Ходовий стакан 46 із привідним валом 17 утворюють циліндричну напрямну для прямолінійного руху рухомого дебалансу 1 вздовж осі привідного вала 17. Ходовий стакан 46 на внутрішній циліндричній поверхні має різьбу із певним кроком та шпонковий паз НК, який наскрізь перерізає ходовий циліндр 46. В ходовому стакані 46 розміщений привідний стакан 43,

на зовнішній поверхні якого є різьба з таким же кроком, як на внутрішній поверхні ходового стакану 46. На внутрішній поверхні привідного стакану 43 також є різьба з аналогічним кроком, що і на зовнішній поверхні, але направлена зустрічно.

5 Механізм переміщення С третього рухомого дебалансу здійснює розв'язку між осьовим та  
 10 круговим переміщеннями першого та третього рухомих дебалансів, розташованих на кінцях  
 внутрішнього штока 58. Вузол кінематичної розв'язки між осьовим та круговим переміщенням  
 першого та третього рухомих дебалансів складається з двох однакових вузлів кінематичної  
 розв'язки, розташованих на кінцях внутрішнього штока 58. Вузол кінематичної розв'язки  
 15 складається з циліндра 59, який має наскрізний отвір під планку 60, що зв'язує вузол  
 кінематичної розв'язки з внутрішнім штоком 58. Кришка 61 запобігає випаданню планки 60 з  
 циліндра 59. На зовнішній поверхні циліндра 59 розміщені два підшипники 62 та 63, між  
 зовнішніми кільцями яких є втулка 64, у яку вставляються проміжні циліндри 57 і 56, що  
 передають зворотно-поступальний рух до рухомих дебалансів. Фіксуються підшипники на  
 циліндрі 59 за допомогою штопорної шайби 55 і гайки 54.

15 Основним елементом механізму переміщення D другого та четвертого рухомих дебалансів є  
 зовнішній шток 41. З боку крокового двигуна 42 зовнішній шток має різьбу на зовнішній своїй  
 поверхні, таку ж як на внутрішній поверхні привідного стакану 43. Вздовж своєї осі зовнішній  
 шток 41 має циліндричний отвір, по якому рухається внутрішній шток 58. Також вздовж осьової  
 20 лінії зовнішній шток має два пази PV і PD. Для забезпечення повздовжнього переміщення  
 рухомих дебалансів 2 і 4 по центру та в кінці з боку привідної муфти 31 на зовнішньому штоку 41  
 містяться два вузли кінематичної розв'язки між осьовими та круговими переміщеннями другого  
 та четвертого рухомих дебалансів, які відрізняються тільки розмірами елементів. Вузол  
 кінематичної розв'язки між осьовими та круговими переміщеннями другого та четвертого  
 рухомих дебалансів містить два підшипники 33 і 34, між зовнішніми кільцями яких є втулка 35, у  
 25 яку вставляються проміжні циліндри 36 і 37, що передають зворотно-поступальний рух з певним  
 кутом повороту навколо осі привідного вала 17 до рухомих дебалансів 2 і 4. Підшипники 33 і 34  
 фіксуються на зовнішньому штоку 41 за допомогою штопорної шайби 38 і гайки 39.

Керований симетричний дебалансний вібробуджувач приводиться в рух від привідного  
 30 електродвигуна (на фіг. не показаний) через привідну муфту 31, яка закріплена на привідному  
 валу 17 з допомогою шпонки 32.

Керований симетричний дебалансний вібробуджувач працює таким чином. Перед запуском  
 керованого вібробуджувача рухомі дебаланси 1 та 2 знаходяться в діаметрально  
 протилежному положенні до нерухомого дебалансу 28 і кут між їхніми центрами має становити  
 $\beta=180^\circ$ . Рухомі дебаланси 3 та 4 розташовані аналогічно до нерухомого дебалансу 27.  
 35 Сумарний статичний момент дебалансів відносно центральної осі привідного вала 17 рівний  
 нулю. При включенні привідного електродвигуна обертовий рух передається до привідного вала  
 17 через привідну муфту 31 і нерухомі відносно привідного вала 17 дебаланси 27 та 28 та усі  
 чотири рухомі дебаланси починають обертатись із заданою частотою  $\omega_p$ , яка є близькою до  
 оптимальної для початку реалізації технологічної операції вібраційною технологічною машиною.  
 40 Протягом незначного періоду часу від початку роботи вібромашини система керування роботою  
 керованого вібробуджувача (не показана на фігурах) проводить коригування та остаточне  
 виставлення частоти  $\omega_p$  циклічної вимушуючої сили F (де:  $F=F \cdot \sin(\omega_p \cdot t)$ ) керованого  
 вібробуджувача на її оптимальне із енергетичної точки зору значення, забезпечуючи та  
 підтримуючи резонансний режим роботи  $\omega_p = \omega_0$ . Після коригування частоти  $\omega_p$  привідного вала  
 45 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). Виведення  
 амплітуди циклічної вимушуючої сили F керованого віброприводу (та керування нею  $F \pm \Delta F$ )  
 50 реалізовується системою керування шляхом виведення заданої кількості імпульсів для  
 забезпечення певного кута повороту вала крокового двигуна 42. В результаті команди від  
 системи керування кроковий двигун 42 повертає свій вал на заданий кут  $\beta$  (значення величини  
 кута повороту  $\beta$  вала та напрям визначається кількістю імпульсів, полярністю та кутовим кроком  
 самого серводвигуна. Ще однією особливістю сервоприводу є те, що він має здатність  
 утримувати заданий кут повороту). Поворот вала крокового двигуна 42 на кут  $\beta$  через шпонку 44  
 55 передається привідному стакану 43. В результаті чого привідний стакан 43 робить поворот  
 відносно центральної осі пустотілої ділянки привідного вала 17 також на кут  $\beta$ .

Привідний стакан 43 своєю зовнішньою поверхнею перебуває у різьбовому з'єднанні із  
 внутрішньою поверхнею ходового стакану 46. Рух привідного стакану 43 в осьовому напрямі  
 обмежений (при викручуванні ходового стакану 46 з привідного стакану 43 рух привідного  
 60 стакану 43 обмежує штопорна втулка 45, а при закручуванні рух його обмежує вал крокового

двигуна 42, який до упору заходить в привідний стакан 43). Обертний рух ходового стакана 46 навколо спільної осі із привідним стаканом 43 та пустотілим привідним валом 17 обмежує стопорна шпонка 52, що заходить у шпонковий отвір направляючого циліндра 16 та одночасно перебуває у шпонковому пазу НК ходового стакана 46. Тому поворот привідного стакана 43 на кут  $\beta$  зумовить викручування (закручування) ходового стакана 46 та його переміщення вздовж основної осі пустотілої ділянки привідного вала 17. Дане переміщення зумовить рух першого рухомого дебалансу вздовж основної осі пустотілої ділянки привідного вала 17. Завдяки тому, що кінематична розв'язка дозволяє першому рухомому дебалансу вільно обертатись відносно ходового стакана 46 він (перший рухомий дебаланс) може обертатись навколо основної осі пустотілої ділянки привідного вала 17 та переміщатись вздовж неї. Переміщаючись вздовж основної осі пустотілої ділянки привідного вала 17 перший рухомий дебаланс починає повертатись відносно його центральної осі завдяки тому, що відбувається переміщення двох проміжних циліндрів 57 і 56, які одночасно перебувають у циліндричному отворі РР додатка 6 рухомого дебалансу та у наскрізному спіральному пазу КР пустотілої ділянки привідного вала 17.

Внутрішній шток 58 передає зворотно-поступальний рух від першого до третього рухомого дебалансу. Проміжні циліндри 57 і 56, які одним кінцем перебувають у циліндричному отворі РР додатка 6 рухомого дебалансу, другим кінцем розташовані у втулці 64, яка може вільно обертатись відносно циліндра 59, оскільки з'єднана з ним через підшипники 62 і 63. Циліндр 59 здійснює зворотно-поступальний рух по зовнішній поверхні зовнішнього штока 41 і через планку 60 передає зворотно-поступальний рух внутрішньому штоку 58, що переміщається по внутрішній поверхні зовнішнього штока 41. Планка 60 переміщається по пазу РV зовнішнього штока 41. Рух від внутрішнього штока 58 до третього рухомого дебалансу передається за тим же принципом, що й від першого рухомого дебалансу до внутрішнього штока 58. Внаслідок цього, перший та третій рухомі дебаланси синхронно переміщуються вздовж і навколо осі привідного вала 17.

Привідний стакан 43 своєю внутрішньою поверхнею перебуває у різьбовому з'єднанні із зовнішньою поверхнею зовнішнього штока 41. Обертний рух зовнішнього штока 41 навколо осі із привідним стаканом 43 та пустотілим привідним валом 17 обмежує стопорна шпонка 52, що заходить у шпонковий отвір направляючого циліндра 16 та одночасно перебуває у пазу РV зовнішнього штока 41. Тому поворот привідного стакана 43 на кут  $\beta$  зумовить викручування (закручування) зовнішнього штока 41 та його переміщення вздовж основної осі пустотілої ділянки привідного вала 17. Дане переміщення зумовить рух другого і четвертого рухомих дебалансів вздовж основної осі пустотілої ділянки привідного вала 17. Рух від зовнішнього штока 41 через підшипники 33 та 34 передає зворотно-поступальний рух втулці 35, яка може вільно обертатись навколо своєї осі разом з проміжними циліндрами 36 і 37.

В результаті чого, проміжні циліндри 36 і 37, які проходять через наскрізний циліндричний отвір РТ у додатку 7 рухомого дебалансу та наскрізному спіральному пазу КТ, що розташовані вздовж основної осі привідного вала 17, можуть здійснювати зворотно-поступальний рух разом із зовнішнім штоком 41 та одночасно обертатись разом із привідним валом 17 навколо його основної осі, тому другий та четвертий рухомі дебаланси переміщуються синхронно.

Переміщаючись вздовж основної осі привідного вала 17 другий рухомий дебаланс починає повертатись відносно його центральної осі завдяки тому, що відбувається переміщення проміжних циліндрів 36 і 37 вздовж наскрізного спірального паза КТ привідного вала 17. Аналогічно рух передається до четвертого рухомого дебалансу.

На зовнішній і внутрішній поверхні привідного стакана 43 є різьба з однаковим кроком але зустрічно направлена, завдяки цьому при переміщенні першого і третього рухомих дебалансів вздовж привідного вала 17, другий та четвертий рухомі дебаланси переміщуються у протилежному напрямку. Рухомі дебаланси зв'язані із проміжними циліндрами, які переміщуються вздовж привідного вала 17 по спіральних пазах із поворотом на певний кут.

В результаті повороту вала крокового двигуна 42 на кут  $\beta$  забезпечується синхронний поворот чотирьох рухомих дебалансів відносно нерухомих дебалансів 27 та 28 і змінюється сумарний статичний момент дебалансів відносно центральної осі привідного вала 17, і це забезпечує зміну амплітуди циклічної вимушуючої сили керованого симетричного дебалансного віброзбуджувача.

Запропоноване конструктивне рішення керованого симетричного дебалансного віброзбуджувача дозволить створити плоске вібраційне поле, в якому коливання робочих органів вібромашин коливатимуться по траєкторіях, які мають форму еліпса у вертикальній площині, що є перпендикулярною до привідного вала віброзбуджувача і у автоматичному режимі незалежно керувати частотою та амплітудою його циклічної вимушуючої сили.



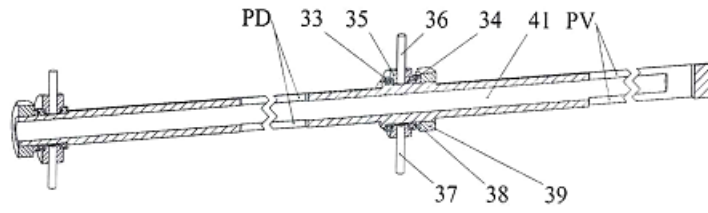


Fig. 4

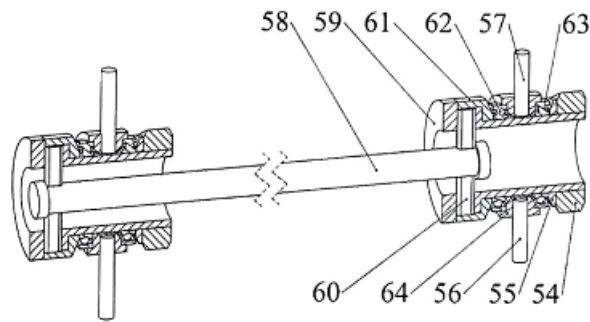


Fig. 5

---

Комп'ютерна верстка А. Крулевський

---

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України, вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

---

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601