



КЕРОВАНІЙ ВІБРОПРИВОД НАПРЯМЛЕНОЇ ДІЇ ЗІ СПАРЕНИМИ ДЕБАЛАНСАМИ

Ярошенко Леонід Вікторович к.т.н., доцент
Дзись Віктор Григорович 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.
Dzys V.
Vinnitsia national agrarian university
Chubyk R.
Zraylo N.
Drohobych State Pedagogical University

Анотація: запропоновано конструкцію керованого віброприводу напрямленої дії зі спареними дебалансами для вібраційних машин, що здійснюють вібротранспортування сипучої продукції по робочих органах вібраційних машин. Представлений вібропривод дозволить дистанційно і точно керувати амплітудою лінійних коливань робочих органів у адаптованих вібромашинах, шляхом застосування двох приводних валів з регульованими дебалансами, які обертаються назустріч один одному і синхронності переміщення рухомих дебалансів, забезпечує генерування напрямленої збуджуючої сили для збудження лінійних коливань робочих органів вібромашин та дозволяє (шляхом подачі заданої кількості імпульсів на серводвигун) одночасно і роздільно керувати двома параметрами цих коливань - амплітудою і частотою у широких межах.

Ключові слова: керований вібропривод напрямленої дії, спарені дебаланси, вібротранспортування.

Постановка проблеми

Одним зі шляхів підвищення інтенсивності виробничих процесів та покращення якості продукції, а в деяких випадках і можливості реалізації технологічних процесів є використання вібротехнологій. Унікальні можливості вібраційної дії дозволяють успішно здійснювати не тільки оздоблювально-зачисні та поверхнево-зміцнювальні операції, але і такі операції як сепарація, перемішування, шліфування, вібротранспортування за важких експлуатаційних умов, гомогенізація, фільтрування, сушіння, руйнування поверхонь та ряд інших процесів. Це зумовлює актуальність застосування вібраційних технологічних машин у сільськогосподарському виробництві, переробній промисловості, машинобудуванні та приладо-будуванні, а також у гірничорудній промисловості.

Значна кількість із вказаних технологічних операцій здійснюється при вібротранспортуванні сипучої продукції по робочих органах вібраційних машин. Вібротранспортування сипучої продукції може здійснюватись у разі, коли робочі органи вібромашин здійснюють лінійні коливання, що направлені під кутом $4-20^\circ$ до поверхні цих робочих органів [1-4]. Для збудження таких коливань робочих органів, як правило використовують два електромеханічні віброприводи дебалансні вали яких обертаються назустріч один одному, при цьому для синхронізації обертання цих валів використовується явище динамічної синхронізації. Однак така конструкція вібропривода є досить складною і дорогою, а з огляду на все більше застосування складних керованих приводів, які дозволяють підтримувати енергоощадний резонансний режим роботи вібромашин, розробка простого і надійного регульованого вібропривода для збудження коливань робочих органів при яких відбувається вібро-транспортування сипучої продукції по робочих органах вібраційних машин є актуальною виробничою потребою.

Аналіз останніх досліджень

Для приводу адаптивних вібраційних технологічних машин в роботах [5-7] запропоновано віброзбуджувач, 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 повздожньої осі приводного валу, на ділянці між рухомим та нерухомим дебалансами, виконаний плавно змінним від нуля до заданого значення.

Недоліком даного віброзбуджувача є те, що він генерує обертову відцентрову силу під дією якої робочі органи вібромашин, на яких він встановлений, здійснюють кругові а не лінійні коливання, що не дозволяє застосовувати віброзбуджувач для оперативного керування параметрами вібрації вібромашин, які у процесі роботи використовують явище вібротранспортування.

Постановка задачі

Розробити конструктивну схему та динамічну модель керованого вібропривода напрямленої дії з двома приводними валами з регульованими дебалансами, які обертаються назустріч один одному при синхронному переміщенні рухомих дебалансів для генерування напрямленої збуджуючої сили, для збудження лінійних (направлених вздовж однієї лінії) коливань робочих органів вібромашин.

Виклад основного матеріалу

Загальний вигляд керованого вібропривода напрямленої дії зі спареними дебалансами у розрізі зображено на рис. 1 а на рис. 2 і 3 – схеми утворення напрямленої збуджуючої сили, для генерування плоских коливань робочих органів вібромашин. Керований вібропривод напрямленої дії зі спареними дебалансами для вібромашин складається із корпусу 1, в якому за допомогою двох пар радіально-упорних підшипників 2 і 3 та 4 і 5 встановлено вузли ведучого А та веденого В приводних валів і механізму переміщення рухомих дебалансів С, що гвинтами кріпляться до корпусу 1.

Вузол ведучого приводного валу А складається з ведучого приводного валу 6, на якому за допомогою шпонки 7, штопорної шайби 8 та гайки 9 жорстко закріплено нерухомий дебаланс 10. На ведучому приводному валу 6 за допомогою шпонки 11 та втулки 12 жорстко закріплене зубчасте колесо 13.

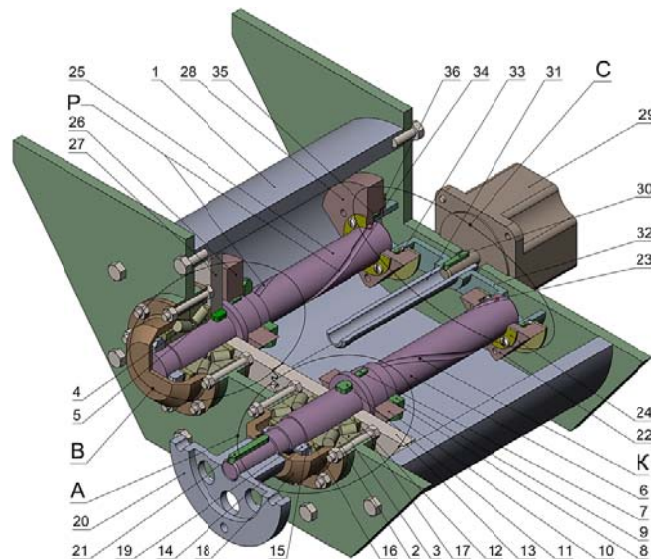


Рис. 1. Конструктивна схема запропонованого керованого вібропривода напрямленої дії зі спареними дебалансами

Підшипник 2 впирається у підшипник 3, що внутрішнім кільцем впирається у втулку 12, яка впирається у зубчасте колесо 13. Регулювання робочого натягу радіально-упорних підшипників 2, 3 та фіксація руху в осьовому напрямі ведучого приводного валу 6 проводиться з допомогою натяжної гайки 14, штопорної шайби 15 та втулки 16. Зовнішні кільця підшипників 2, 3 фіксуються між штопорним кільцем 17, яке болтами кріпиться до корпусу 1 і фланця 18, таким чином обмежуючи рух зовнішніх кілець підшипників 2, 3 в осьовому напрямку. У фланці 18 розташований ущільнюючий пристрій (сальник) 19, що запобігає забрудненню підшипників 2, 3 та витіканню мастила.

Обертний рух від приводного електродвигуна (на фіг. 1 не показаний) передається ведучому приводному валу 6 через приводну муфту 20, яка закріплена на ведучому приводному валу 6 з допомогою шпонки 21. На ведучому приводному валу 6 нарізані дві спіральні канавки К, що в перерізі мають форму півкола.

На ведучому приводному валу 6 розміщується рухомий дебаланс 22, який може переміщатися



вздовж та навколо осі ведучого приводного валу 6. Обертовий момент від ведучого приводного валу 6 до рухомого дебалансу 22 передається через дві кулькові шпонки 23, що одночасно розміщені у двох пазах під шпонку у рухомому дебалансі 22 та у двох спіральних канавках К ведучого приводного валу 6. До рухомого дебалансу 22 гвинтами кріпиться шайба 24, що запобігає вильоту кулькових шпонок 23 з рухомого дебалансу 8.

Вузол веденого приводного валу В є подібним до вузла приводного валу А і містить сам ведений приводний вал 25 на якому аналогічно встановлені: нерухомий дебаланс 26, зубчасте колесо 27 та рухомий дебаланс 28. Решта деталей вузла веденого приводного валу В змонтовані аналогічно до відповідних деталей вузла приводного валу А.

Основною відмінністю вузлів А і В є те, що ведений приводний вал 25 не має хвостовика на який встановлюється привідна муфта 20, а фланець який закриває радіально-упорні підшипники 4 і 5 веденого приводного валу 25 виконаний без наскрізного отвору і не містить ущільнювача. Окрім того, дві спіральні канавки Р веденого приводного валу 25 є протилежно напрямленими відносно двох спіральних канавок К ведучого приводного валу 6. Обертовий момент від ведучого приводного валу 6 через зубчасті колеса 13 і 27, які знаходяться у зачепленні, передається до веденого приводного валу 25.

Механізм переміщення рухомих дебалансів С складається з крокового двигуна 29, що кріпиться до корпусу 1. На валу крокового двигуна 29 за допомогою шпонки 30 і затяжного пристрою нерухомо закріплений приводний стакан 31. На зовнішній циліндричній поверхні приводного стакана 31 нарізано різьбу.

Для переміщення рухомих дебалансів 22 і 28 вздовж осей відповідних приводних валів 6 і 25 використовується тяга 32, яка має форму втулки з центральним пустотілим циліндром і шайбою до якої симетрично приварені два пустотілі циліндри. На внутрішній поверхні центрального пустотілого циліндра тяги 32 нарізана різьба, за допомогою якої тяга 32 нагвинчується на різьбу зовнішньої поверхні приводного стакана 31. Тяга 32 з'єднується з рухомими дебалансами 22 і 28 через свої симетрично встановлені пустотілі циліндри на які встановлюються підшипники 33, внутрішні кільця яких фіксуються за допомогою стопорних шайб 34 та гайки 35. Зовнішні кільця підшипників 33 фіксуються у відповідних проточках рухомих дебалансів 22 і 28 шайбами 36.

Керований вібропривод напрямленої дії зі спареними дебалансами працює наступним чином. Перед запуском керованого вібробуджувача рухомі дебаланси 22 та 28 встановлюються в діаметрально протилежному положенні до нерухомих дебалансів 10 та 26 відповідно, так що кут між їхніми центрами мас у кожній парі становить $\beta = 180^\circ$. При цьому, сумарний статичний момент дебалансів у кожній парі, відносно осей відповідних приводних валів буде рівним нулю. При включенні приводного електродвигуна (на рис. 1 не показаний) обертовий рух через привідну муфту 20 передається ведучому приводному валу 6 і через зубчасті колеса 13 і 27, які знаходяться у зачепленні до веденого приводного валу 25. При цьому, приводні вали 6 і 25 обертатимуться назустріч один одному 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 (не показана на фігурах) починає (шляхом зміни кута між центрами мас рухомих та нерухомих дебалансів β у кожній парі на приводних валах) приводити амплітуду циклічної вимушуючої сили F на задане технологічно оптимальне значення F ($F = F \sin(\omega_p t)$). Виведення амплітуди F циклічної вимушуючої сили керованого віброприводу (та керування нею $F \pm \Delta F$) проводиться, наприклад, системою керування на основі промислового мікроконтролера через серводвигун (кроковий двигун 29) – шляхом виведення заданої кількості імпульсів для забезпечення певного кута α повороту валу крокового двигуна 29. В результаті команди від системи керування кроковий двигун 29 повертає свій вал на заданий кут α (величина кута повороту валу α визначається лише кількістю імпульсів та кутовим кроком самого двигуна, ще однією особливістю крокового двигуна є те, що він має здатність утримувати заданий кут повороту). Поворот валу крокового двигуна на кут α через шпонку 30 передається до приводного стакана 31.

Оскільки приводний стакан 31 своєю зовнішньою поверхнею перебуває у гвинтовому з'єднанні із поверхнею центрального пустотілого циліндра тяги 32 а її обертовий рух навколо власної осі обмежують два її ж пустотілі циліндри, що через підшипники 33 з'єднані із рухомими дебалансами 22 і 28 то, поворот приводного стакана 31 на кут α зумовить викручування (закручування) тяги 32 та її переміщення вздовж основної осей приводних валів 6 та 25. Дане переміщення зумовить синхронний рух рухомих дебалансів 22 і 28 вздовж осей приводних валів 6 та 25 відповідно. Завдяки тому, що тяга 32 через підшипники 33 з'єднана з рухомими дебалансами 22 і



28, останні можуть обертатись навколо відповідних осей приводних валів 6 та 25 і переміщатись вздовж них. Переміщаючись вздовж осей приводних валів 6 та 25, рухомі дебаланси 22 і 28 починають синхронно провертатись відносно осей приводних валів 6 та 25 і завдяки тому, що відбувається переміщення кулькових шпонок 23, які одночасно перебувають у двох пазах під шпонку рухомих дебалансів та у двох діаметрально протилежно зустрічно напрямлених канавках К і Р приводних валів 6 та 25.

В результаті синхронних поворотів рухомих дебалансів 22 і 28 навколо осей приводних валів 6 та 25 і зміни кута між центрами мас рухомих та нерухомих дебалансів β у кожній парі на приводних валах, синхронно змінюються сумарні статичні моменти кожної пари дебалансів відносно відповідних осей приводних валів.

Оскільки маси нерухомих 10 і 26 та рухомих 22 і 28 дебалансів однакові, то відцентрові сили, що виникають при їхньому обертанні відносно осей відповідних приводних валів 6 та 25 будуть однакові за модулем та визначатимуться виразом:

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

де m - маса дебалансів 10, 26, 22 і 28; e - ексцентриситет цих дебалансів, що являє собою відстань від осей приводних валів до центрів мас відповідних дебалансів.

В загальному випадку амплітуда циклічної вимушеної сили, що генерується на кожному з приводних валів запропонованого керованого вібробуджувача рівна векторній сумі відцентрових сил $\vec{F}_C = \vec{F}_1 + \vec{F}_2$, або за правилом паралелограма:

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

Вимушуючі сили F_{C1} та F_{C2} , що генерується на кожному з приводних валів керованого вібробуджувача є відцентровими, мають однакову величину і постійно синхронно обертаються навколо осей приводних валів назустріч одна одній. При цьому, в окремі моменти часу, вони можуть збігатись за напрямом, як це показано на рис. 2, тоді сумарна вимушуюча сила всього віброприводу буде рівною:

$$F_{CII} = F_{C1} + F_{C2} = 2 F_C.$$

В інші моменти часу, вони можуть мати зустрічний напрям і взаємно послаблювати одна одну, як це показано на рис. 3, тоді сумарна вимушуюча сила всього віброприводу буде рівною:

$$F_{CII} = F_{C1} + F_{C2} = 0.$$

Збігатись за напрямом і взаємно підсилювати одна одну ці сили будуть лише у тому випадку, коли вони будуть направлені перпендикулярно до площини, що проходить через осі приводних валів 6 і 25. Повністю взаємно компенсувати одна одну вони будуть лише у тому випадку, коли вони будуть лежати у площині, що проходить через осі приводних валів 6 і 25. У проміжні між цими моменти часу, складові вимушуючі сил, що виникають на кожному з приводних валів, які направлені перпендикулярно до площини, що проходить через осі приводних валів 6 і 25, будуть додаватись, а складові вимушуючі сил, що виникають на кожному з приводних валів, які паралельні площині, що проходить через осі цих валів, будуть мати зустрічний напрям і взаємно компенсувати одні одних.

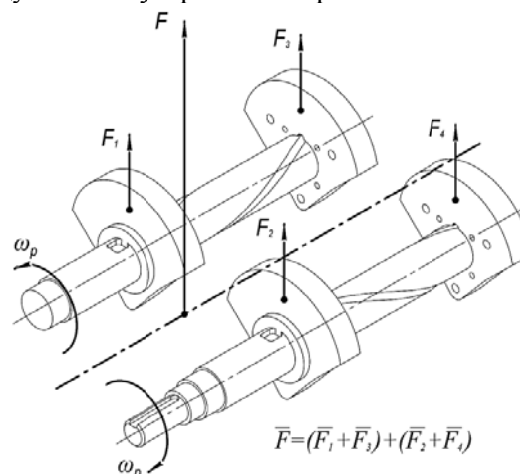


Рис. 2. Схема утворення сумарної напрямленої збуджуючої сили у разі коли вимушуючі сили дебалансів збігаються за напрямом



Отже результуюча вимушуюча сила, що генерується віброприводом, не обертається і є (лінійною) направленою вздовж перпендикуляра до площини що проходить через осі приводних валів. Тому такий привод поставлений на вібромашинах збуджуватиме лінійні (направлені) коливання їхніх робочих органів, що за певних умов сприятиме виникненню явища вібро-транспортування.

Змінюючи частоту обертів $\omega_p \pm \Delta\omega$ приводного електродвигуна, що кінематично зв'язаний із муфтою 20 та величину амплітуди циклічних вимушуючих сил (шляхом зміни кута повороту α вала крокового двигуна 29, а отже - кута між центрами мас рухомих та нерухомих дебалансів β у кожній парі на приводних валах) можна автоматичному режимі одночасно та роздільно керувати двома параметрами вібрації, амплітудою і частотою лінійних коливань робочих органів вібромашин у широких межах.

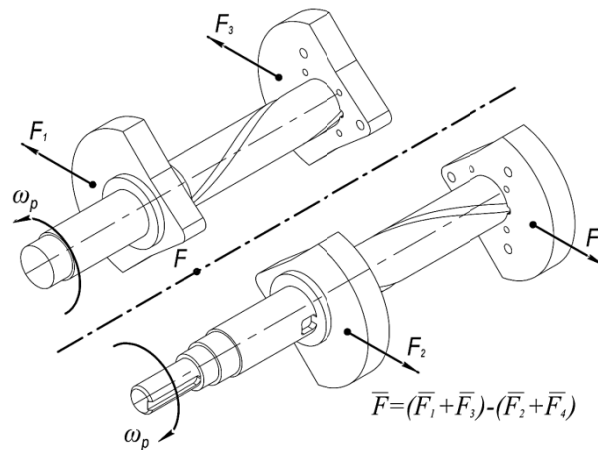


Рис. 3. Схема утворення сумарної напрямленої збуджуючої сили у разі коли вимушуючі сили дебалансів напрямлені зустрічно

Висновок

Запропонована конструкція керованого віброзбуджувача дозволить дистанційно і точно керувати амплітудою лінійних коливань робочих органів у адаптованих вібромашинах. Застосування двох приводних валів з регульованими дебалансами, які обертаються назустріч один одному і синхронності переміщення рухомих дебалансів, забезпечує генерування напрямленої збуджуючої сили для збудження лінійних коливань робочих органів вібромашин та дозволяє (шляхом подачі заданої кількості імпульсів на серводвигун) одночасно і роздільно керувати двома параметрами цих коливань - амплітудою і частотою у широких межах.

Список літератури

1. Гончаревич И.Ф. Теория вибрационной техники и технологии/ Гончаревич И.Ф., Фролов К.В. - М.: Наука. 1981. - 320 с.
2. Крюков Б.И. Динамика вибрационных машин резонансного типа. - К.: Наукова думка, 1997. - 230 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., Ярошенко Л.В. - Монографія. Вінниця: ВНАУ, 2011. 355 с. ISBN 978-966-2462-35-7;
5. 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.
6. А. с. 1281312 А1 (СССР), В06В 1/16. Вибровозбудитель. Сердюк Л.И. Опубл. 07.01.1987; Бюл. № 1, 3 с.
7. Пат. № 104108 С2 Україна, В06В 1/16. Керований віброзбуджувач. Чубик Р.В., Ярошенко Л.В., Мокрицький Р.Б., Деньщиков О.Ю. Опубл. 25.12.2013; Бюл. № 24, 6 с.

Referens

1. Goncharyevich I.F. Teoriya vibratsionnoy tehniki i tehnologii/ Goncharyevich I.F., Frolov K.V. - М.: Nauka. 1981. - 320 s.
2. Kryukov B.I. Dynamika vibratsionnyh mashyn rezonansnogo typu. - К.: Naukova dumka, 1997. - 230 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. Serdyuk L.I. Rizni pidkhody do otsinky dynamichnykh, enerhetychnykh i tekhnolohichnykh mozhlyvostey vibratsiynykh mashyn / L.I. Serdyuk, YU.A. Davydenko, L.M. Osyka // Vibratsiyi v tekhnitsi ta tekhnolohiyakh. Vseukrayinskyi naukovo-tekhnichnyy zhurnal. 2004. - № 3 (35) - S.113-117.

6. Pat.1281312 A1 USSR., B06B 1/16. Vibrovobuditel. Serdyuk L.I. Opubl. 07.01.1987; Byul. № 1, 3 s.

7. Pat. № 104108 C2 Ukrayina, B06B 1/16. Krovanyy vibrozbudjuvach. Chubyk R.V., Yaroshenko L.V, Mokrytsky R.B., Dentshykov O.Y. Opubl. 25.12.2013; Byul. № 24, 6 s.

УПРАВЛЯЕМЫЙ ВИБРОПРИВОД НАПРАВЛЕННОГО ДЕЙСТВИЯ СО СПАРЕННЫМИ ДЕБАЛАНСАМИ

Аннотация: предложена конструкция управляемого вибропривода направленного действия со спаренными дебалансами для вибрационных машин, осуществляющих виброперенос сыпучей продукции по рабочим органам вибрационных машин. Представленный вибропривод позволит дистанционно и точно управлять амплитудой линейных колебаний рабочих органов в адаптированных вибромашин, путем применения двух приводных валов с регулируемым дебалансами, которые вращаются навстречу друг другу и синхронности перемещения подвижных дебалансов, обеспечивает генерирование направленной возбуждающей силы для возбуждения линейных колебаний рабочих органов вибромашин и позволяет (путем подачи заданного количества импульсов на серводвигатель) одновременно и раздельно управлять двумя параметрами колебаний - амплитудой и частотой в широких пределах.

Ключевые слова: управляемый вибропривод направленного действия, спаренные дебалансы, виброперенос.

CONTROLLED VIBRATION DRIVE OF DIRECTIONAL ACTION WITH PAIRED IMBALANCES

Summary: a design of a controlled directional vibration drive with paired imbalances for vibrating machines that perform vibrotransport of loose products along the working bodies of vibrating machines is proposed. The presented vibratory drive allows remotely and accurately control the amplitude of linear oscillations in the working bodies adapted vibrators, through the use of two drive shafts with adjustable unbalance, which rotates towards each other and the synchronises of movement of mobile unbalances, Provides generation of a directional excitation force for excitation of linear vibrations of working bodies of vibromachines and allows (by applying a given number of pulses to the servomotor) simultaneously and separately control two parameters of oscillations - amplitude and frequency within wide limits.

Keywords: controlled vibration drive of directional action, paired imbalances, vibrotransporting.