

КЕРОВАНИЙ ДЕБАЛАНСНИЙ ВІБРОПРИВІД СПРЯМОВАНОЇ ДІЇ З РЕГУЛЮВАННЯМ КУТА НАПРЯМУ ВІБРАЦІЇ

Анатолій Тригуба, д. т. н., Павло Луб, к. т. н.,
Вадим Пташник, к. т. н., Роман Чубик, к. т. н.
Львівський національний аграрний університет
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н,
Львівська обл., Україна,
e-mail: trianamik@gmail.com, pollylub@ukr.net, r.chubyk@gmail.com

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2020.24.053>

Тригуба А., Луб П., Пташник В., Чубик Р. Керований дебалансний вібропривід спрямованої дії з регулюванням кута напрямку вібрації

Робота присвячена розробці керованого дебалансного віброприводу спрямованої дії з регулюванням кута напрямку вібрації. У результаті проведених досліджень існуючих конструктивних рішень керованих віброприводів запропоновано конструктивне рішення, яке дає змогу в адаптивному режимі налагоджувати оптимальне з технологічного погляду значення кута прикладання циклічної вимушувальної сили та автоматично проводити його корекцію в разі зміни маси завантаження робочого органа, характеру роботи робочого органа чи фізико-хімічних параметрів середовища, яке транспортується, сепарується або в якому вібрація використовується для інтенсифікації низки технологічних процесів (наприклад, сушіння у віброкиплячому шарі чи електроосмотичне сушіння для зневоложення дуже вологої сировини, протруювання зерна тощо). Конструктивні особливості розробленого віброприводу дозволяють в автоматичному режимі роздільно (незалежно від кута напрямку та амплітуди) керувати частотою циклічної вимушувальної сили з метою забезпечення та підтримування в часі постійного резонансного режиму роботи і, як наслідок, мінімальних енергозатрат на вібропривід. Роздільне (незалежно від кута напрямку та частоти) керування амплітудою циклічної вимушувальної сили дебалансного віброприводу на резонансній (власній) робочій частоті адаптивної вібромашини дозволяє за мінімальних енергозатрат на вібропривід проводити автоматичне адаптивне коректування амплітуди коливань робочого органа вібромашини з метою забезпечення стабільності заданих технологічно оптимальних динамічних параметрів робочого органа вібромашини (наприклад, питомої потужності вібраційного поля, питомої роботи вібраційного поля, коефіцієнта перевантаження).

Ключові слова: вібромашина, вібропривід, адаптивна вібромашина, адаптивне керування, керовані вібромашини, резонансні вібромашини.

Tryhuba A., Lub P., Ptashnyk V., Chubik R. Controlled debalance vibrodriever of the directed action with adjustment of an angle of the vibration direction

The work is devoted to development of a controlled unbalanced vibratory drive of directed action with adjustment of the angle of the vibration direction. As a result of researches of the existing constructive decisions of the controlled vibrating drives, the constructive decision which allows to adjust in the adaptive mode optimum from the technological point of view value of an angle of application of cyclic forcing force and to carry out its correction at change of weight of loading of a working body medium that is transported, separated or in which vibration is used to intensify a number of technological processes (e.g. drying in vibration "boiling" layer or etching of grain ...). The design features of the developed vibratory drive allow in automatic mode separately (regardless of the angle of direction and amplitude) to control the frequency of cyclic forcing force in order to ensure and maintain a constant resonant mode and as a result of minimal energy consumption for the vibratory drive. Separate (independent of the angle of direction and frequency) control of the amplitude of the cyclic forcing force of the unbalanced vibrating drive at the resonant (natural) operating frequency of the adaptive vibrating machine allows for automatic adaptive adjustment of the amplitude of body of the vibrating machine (for example, specific power of the vibrating field, specific work of the vibrating field, overload factor).

Key words: vibrating machine, vibratory drive, adaptive vibrating machine, adaptive control, controlled vibrating machines, resonant vibrating machines.

Постановка проблеми. На сьогодні існує широка гама технологічних [1; 3] процесів, де застосовується вібрація для інтенсифікації процесу ущільнення, розрихлення, зміцнення поверхонь складної форми (поверхневий наклеп), зняття заусениць, сушіння, шліфування та полірування, подібнення тощо. Під час реалізації технологічних

процесів із застосуванням вібраційного впливу на оброблюване середовище важливим чинником є здатність вібраційної технологічної машини керувати основними параметрами вібрації та підтримувати їх на заданих технологічно оптимальних параметрах упродовж усього циклу віброобробки. У праці [13] показано весь широкий спектр

сучасних методів та засобів (віброприводів) для керування основними динамічними параметрами вібраційних технологічних машин (ВТМ). Вибір критеріїв, за якими проводиться керування та стабілізація динамічних параметрів робочого органа вібромашини, докладно описано в роботах [7; 10], він безпосередньо залежить від типу технологічного процесу, який реалізовує вібраційна технологічна машина. У працях [6; 20] показано, що від оптимального значення кута прикладання циклічної вимушувальної сили у вібромашинах безпосередньо залежить такий параметр, як швидкість вібротранспортування, а для тих вібромашин, що працюють зі штучними виробами (заготовками), – продуктивність автоматичного віброорієнтування. З метою дистанційної корекції кута прикладання циклічної вимушувальної сили в реальному масштабі часу та автоматичного налагодження його оптимального значення для конкретного технологічного процесу й заданих технологічних умов доцільною є розробка віброприводів, що здатні керувати кутом прикладання циклічної вимушувальної сили.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Широкому загалу відомий дебалансний вібропривід гвинтових коливань [4], який складається з корпусу та встановленого в ньому на підшипниках вала з гвинтовими пазами та розміщеними на валу двома рухомими дебалансами і одним нерухомим. Статичний момент нерухомого дебалансу удвічі більший від статичного моменту рухомих дебалансів, які розташовані обабіч нерухомого дебалансу. У цьому керованому віброприводі механізм управління рухомими дебалансами складається з кульових шпонок, які розміщені у гвинтових пазах і взаємодіють із рухомими дебалансами, стійок і ходового гвинта, причому різьба на ходовому гвинті розділена на дві ділянки однакового кроку і протилежного напрямку, а довжина гвинтового паза кратна кроку різьби. Недоліком цього керованого дебалансного віброприводу гвинтових коливань є те, що його конструкція не дозволяє автоматично регулювати амплітуду коливань ВТМ під час їхньої роботи, а також 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 цей вібропривід для автоматичного керування параметрами вібрації вібромашин, які в процесі роботи використовують явище вібротранспортування.

Для адаптивних вібраційних технологічних машин (АВТМ), принцип функціонування яких докладно описано в працях [8; 9; 14; 19], що автоматично забезпечують оптимальні параметри

вібраційного впливу за мінімальних енергозатрат на вібропривід, найперспективнішим у застосуванні є вібропривід, що описаний у [18]. Попри свою конструктивну здатність незалежно в автоматичному режимі керувати двома динамічними параметрами, зокрема амплітудою та частотою циклічної вимушувальної сили, він не здатний забезпечити генерування напрямлених коливань.

Серед автоматизованих дебалансних віброприводів для АВТМ найперспективнішими з погляду функціональності для застосування на практиці є керовані симетричні дебалансні віброприводи спрямованої дії, описані в працях [5; 17]. Керований дебалансний вібропривід напрямленої дії [5] містить корпус зі встановленими в ньому на підшипниках ведучим і веденим привідними валами з гвинтовими пазами та розміщеними на валах двома рухомими дебалансами і одним нерухомим, статичний момент якого удвічі більший від статичного моменту рухомих дебалансів, що розташовані обабіч нерухомого дебалансу, та механізм управління рухомими дебалансами, що складається з кульових шпонок, які розміщені в гвинтових пазах і взаємодіють із рухомими дебалансами, і ходового гвинта. Різьба на ньому розділена на дві ділянки однакового кроку і протилежного напрямку, причому привідні вали зв'язані між собою через встановлені на них зубчасті колеса з однаковою кількістю зубців, а ходовий гвинт жорстко закріплений на валу крокового двигуна та зв'язаний із двома парами рухомих дебалансів через підшипники та гвинтові втулки із внутрішньою різьбою, що встановлені на різьбових поверхнях ходового гвинта.

Недоліком цього керованого симетричного дебалансного віброприводу спрямованої дії є те, що він не дозволяє керувати кутом напрямку вібрації робочих органів вібраційних машин, який суттєво впливає на такі їхні параметри роботи, як швидкість вібротранспортування, інтенсивність і продуктивність обробки.

Постановка завдання. Розробити конструктивне рішення дебалансного віброприводу напрямленої дії, який забезпечуватиме в автоматичному режимі дистанційне керування кутом напрямку прикладеної циклічної вимушувальної сили до робочого органа адаптивної вібромашини та незалежно від напрямку прикладання циклічної вимушувальної сили дозволить роздільно керувати її частотою й амплітудою впродовж усього циклу віброобробки.

Виклад основного матеріалу. Запропоноване конструктивне рішення керованого симетричного дебалансного віброприводу спрямованої дії з регулюванням кута напрямку вібрації (рис. 1). Вібропривід кріпиться до робочого органа АВТМ і складається з корпусу 1, який захищає вібропривід від забруднення та з допомогою якого останній монтується до рами адаптивних вібраційних технологічних машин. У бокові стінки корпусу 1 на чотирьох підшипниках (4, 5, 6, 7) встановлено два вали: ведучий привідний вал 2 та ведений привідний вал 3. Кришки підшипників (14, 15, 16, 17), що кріпляться гвинтами до бокових стінок корпусу 1, запобігають виходу підшипників з їхнього місця під час роботи керованого віброприводу та захищають підшипники від забруднення. Кришка підшипника 14 має круглий отвір, через який частина ведучого привідного вала 2 виходить з корпусу 1. У кришці підшипника 14 стоїть сальник 18. На ведучому привідному валу 2 за допомогою двох шпонок 8 (на рис. 1 показано тільки одну), шторпорної шайби 9 та гайки 10 жорстко закріплений нерухомий дебаланс 11. За допомогою шпонки 19 на ведучому привідному валу 2 фіксується зубчасте колесо 12. Між підшипником 4 та зубчастим колесом 12 стоїть втулка 13. Керований симетричний дебалансний

вібропривід спрямованої дії з регулюванням кута напрямку вібрації приводиться в дію за рахунок обертового моменту, що передається ведучому привідному валу 2 через привідну муфту 21, яка закріплена на ведучому привідному валу 2 за допомогою шпонки 20. Ведучий привідний вал 2 має дві пари зустрічно спрямованих спіральних канавок К і Р, що в перерізі мають форму півкруга. На ведучому привідному валу 2 обабіч від нерухомого дебалансу 11 розміщуються два рухомих дебаланси (22, 23), які можуть переміщуватися вздовж та навколо осі ведучого привідного вала 2.

Обертовий момент від ведучого привідного вала 2 до рухомого дебалансу 22 передається через дві кулькові шпонки 24, що одночасно розміщені у двох пазах, під шпонку рухомого дебалансу 22 та у двох спіральних канавках Р ведучого привідного вала 2. Завдяки кульковим шпонкам 24 відбувається передача обертового моменту від ведучого привідного вала 2 рухомому дебалансу 22. До рухомого дебалансу 22 гвинтами кріпиться шайба 25, що запобігає виходу кулькових шпонок 24 з рухомого дебалансу 22. До рухомого дебалансу 23 обертовий момент від ведучого привідного вала 2 передається за аналогічним принципом, як і до рухомого дебалансу 22.

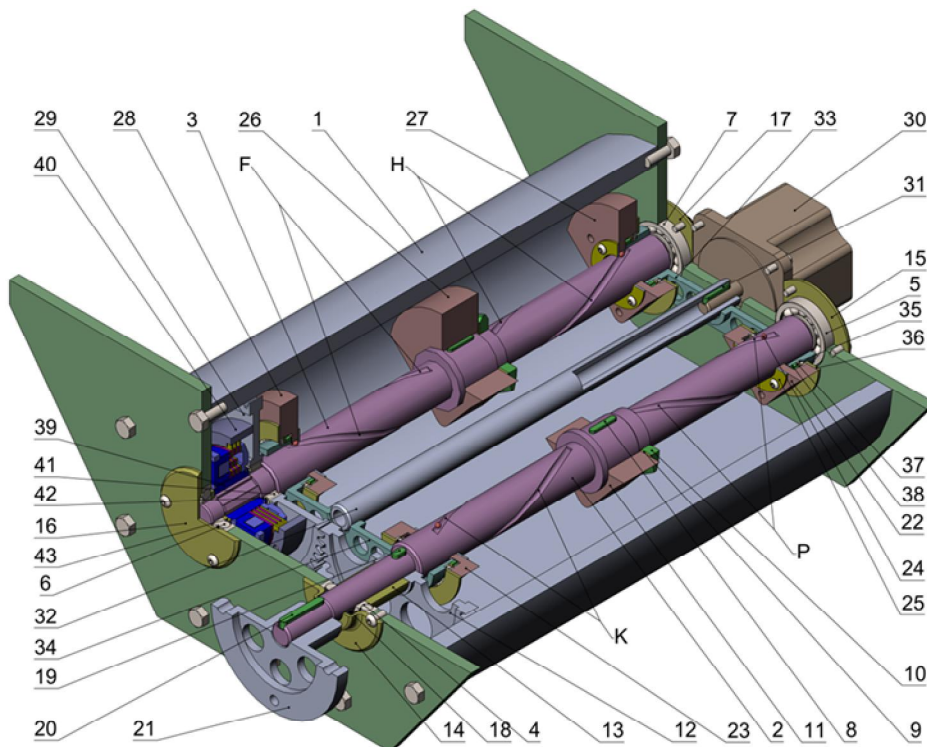


Рис. 1. Керований симетричний дебалансний вібропривід спрямованої дії з регулюванням кута напрямку вібрації
Fig. 1. Controlled symmetrical unbalanced vibratory drive of the directed action with adjustment of an angle of the direction of vibration

Ведений привідний вал 3 розміщений паралельно до ведучого привідного вала 2. Він є коротшим, оскільки не має частини для кріплення привідної муфти. У місці, де на ведучому привідному валу 2 розташована втулка 13, на веденому привідному валу 3 виконано шліци під електромагнітну муфту 39 (наприклад, електромагнітну муфту марки ЕТМ-102 [2]).

На веденому привідному валу 3 містяться: нерухомий дебаланс 26, два рухомі дебаланси 27 та 28, які фіксуються на ньому так само, як і відповідні їм деталі ведучого привідного вала 2. Підшипник 41 запресований у зубчасте колесо 29 та встановлений на веденому привідному валу 3. Між підшипником 41 та електромагнітною муфтою 39 встановлена шайба 42, а між кульковим підшипником 6 та електромагнітною муфтою 39 – шайба 43. Зубчасте колесо 29 з'єднане з електромагнітною муфтою 39 через поводок електромагнітної муфти 40, який гвинтами кріпиться до зубчастого колеса 29 та в пази якого входять зовнішні кільця електромагнітної муфти 39. Дві пари спіральних канавок F і H веденого привідного вала 3 є зустрічно спрямованими до відповідних їм спіральних канавок K і P ведучого привідного вала 2.

Кроковий двигун 30 гвинтами кріпиться до корпусу 1. На валу крокового двигуна 30 за допомогою шпонки 31 посаджена з натягом привідна склянка 32. На зовнішній поверхні привідної склянки 32 є різьба з певним кроком, причому на одній половині привідної склянки 32 нарізана ліва різьба (від центра до торця), а на іншій половині – права різьба (від центра до другого торця). Для забезпечення переміщення рухомих дебалансів 22, 27 та 23, 28 уздовж осей ведучого 2 та веденого 3 привідних валів віброприводу використовуються напрямні втулки 33 та 34. На напрямні втулки 33 та 34 на внутрішніх циліндричних поверхнях центральних отворів нарізані різьби, що виконані аналогічно (права або ліва), як на відповідній їм зовнішній поверхні привідної склянки 32. Рухомий дебаланс 22 кріпиться до напрямної втулки 33 за допомогою вузла кінематичної розв'язки. Вузол кінематичної розв'язки дозволяє рухомому дебалансу 22 вільно обертатись відносно напрямної втулки 33. Складається він із підшипника 35, шайби 36, яка кріпиться болтами до рухомого дебалансу 22 і фіксує в ньому зовнішнє кільце підшипника 35, стопорної шайби з внутрішнім зубом 37 та гайки 38, які фіксують внутрішнє кільце підшипника 35 на напрямній втулці 33. Напрямна втулка 33 з ведучим привідним валом 2 утворюють цилінд-

ричну напрямну для прямолінійного руху рухомого дебалансу 22 вздовж осі ведучого привідного вала 2. Рухомі дебаланси 23, 27 та 28 за допомогою аналогічних вузлів кінематичної розв'язки кріпляться до напрямних втулок 33 і 34.

Перед запуском керованого симетричного віброприводу рухомі дебаланси 22, 23 та 27, 28 встановлюються в діаметрально протилежних положеннях до нерухомих дебалансів 11 та 26, кут між площинами, які проходять через осі їхніх привідних валів та їхні центри мас, становить $\beta = 180^\circ$, тому сумарний статичний момент дебалансів відносно осей ведучого 2 та веденого 3 привідних валів віброприводу дорівнює нулю. Під час увімкнення керованого віброприводу внаслідок прикладення обертового моменту до ведучого привідного вала 2 через привідну муфту 21 та зубчасте колесо 12 обертовий момент передається від ведучого привідного вала 2 до зубчастого колеса 29, яке встановлене на підшипнику і обертається навколо осі веденого привідного вала 3. Для передачі обертового моменту від зубчастого колеса 29 до веденого привідного вала 3 необхідно увімкнути електромагнітну муфту 39.

При подачі струму в котушку магнітний потік замикається через корпус електромагнітної муфти, її внутрішні та зовнішні диски і якір. Диски і якір притягуються до корпусу таким чином, що між дисками з'являється фрикційне зчеплення. Таким чином, обертовий момент від зубчастого колеса 29 передається до електромагнітної муфти 39 через її поводок 40. Після цього нерухомі та рухомі дебаланси обох валів починають синхронно обертатись із заданою кутовою швидкістю ω_p (у протилежних напрямках – назустріч один одному), яка є технологічно оптимальною для початку реалізації технологічного процесу роботи вібраційної технологічної машини.

Протягом певного незначного періоду часу від початку роботи АВТМ система керування роботою керованого симетричного дебалансного віброприводу [8; 9] спрямованої дії проводить коригування частоти ω_p циклічної вимушувальної сили F (де $F = F \cdot \sin(\omega_p t)$) дебалансного віброприводу спрямованої дії на резонансний режим роботи, коли частота коливань циклічної вимушувальної сили F збігається з частотою власних коливань робочого органа вібраційної технологічної машини ω_0 , тобто $\omega_p = \omega_0$, яка з енергетичного погляду є оптимальною. Після коригування ω_p та забезпечення резонансного режиму роботи коливної механічної системи вібраційної технологічної машини починається встановлення заданої оптимальної з технологічного погляду

амплітуди коливань її робочого органа (контейнера). Виведення амплітуди циклічної вимушувальної сили F керованого симетричного віброприводу (та керування нею $F \pm \Delta F$) здійснюється системою керування на основі промислового мікроконтролера через її контур керування, що може складатися з одноосьового модуля позиціонування, кабеля, сервопідсилювача та серводвигуна, – за допомогою виведення заданої кількості імпульсів для забезпечення певного кута повороту вала крокового двигуна 30. У результаті команди від системи керування кроковий двигун 30 повертає свій вал на заданий кут γ (значення величини кута повороту γ вала крокового двигуна 30 та напрям обмежень не мають, тобто величина кута може бути як більшою за 360° так і меншою 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 30 на кут γ через шпонку 31 передається привідній склянці 32, що робить поворот відносно центральної осі віброприводу також на кут γ .

Привідна склянка 32 своєю зовнішньою поверхнею перебуває в різьбовому з'єднанні з внутрішньою поверхнею напрямних втулок 33 та 34. Поворот привідної склянки 32 на кут γ зумовить викручування (закручування) напрямних втулок 33, 34 та їх переміщення вздовж основної осі віброприводу. Це переміщення зумовить рух рухомих дебалансів уздовж основної осі вібро-

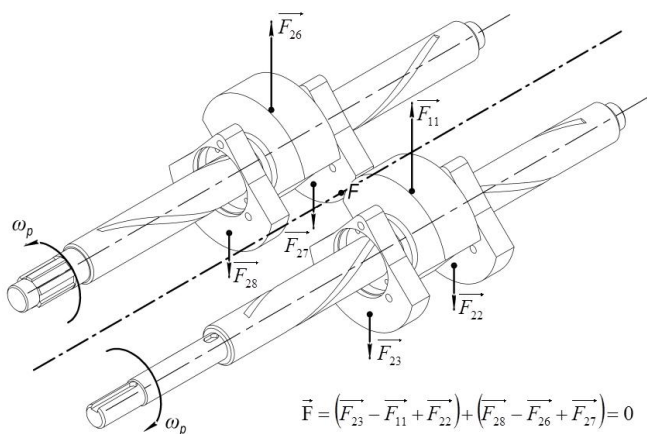


Рис. 2. Просторова схема розташування дебалансів віброприводу в режимі запуску та холостого ходу за мінімальної амплітуди циклічної вимушувальної сили
Fig. 2. Spatial scheme of arrangement of vibration drive imbalances in start-up and idling mode at minimum amplitude of cyclic forcing force

приводу. Завдяки тому, що вузол кінематичної розв'язки дозволяє рухомих дебалансам вільно обертатися відносно напрямних втулок, рухомі дебаланси можуть обертатися навколо осей ведучого 2 та веденого 3 привідних валів віброприводу та переміщатися вздовж них. Переміщуючись уздовж осей, рухомі дебаланси починають повертатися відносно цих осей завдяки тому, що відбувається переміщення двох кулькових шпонок 25, які одночасно перебувають у двох пазах під шпонку та у двох діаметрально протилежно зустрічно спрямованих канавках вала. Спіральні канавки ведучого привідного вала 2 і веденого привідного вала 3 зустрічно спрямовані. Завдяки тому, що кулькові шпонки переміщуються спіральними канавками, це призводить до повороту рухомих дебалансів навколо осей відповідних привідних валів, унаслідок чого плавно змінюються їхній сумарний статичний момент відносно осей цих валів та амплітуда циклічної вимушувальної сили F від 0 (рис. 2) до максимального значення (рис. 3). Статичні моменти нерухомих дебалансів на привідних валах рівні між собою, а статичні моменти нерухомих дебалансів, що розташовані обабіч від нерухомих дебалансів, удвічі менші від статичних моментів цих нерухомих дебалансів.

Відцентрова сила, що виникає при обертанні одного дебалансу масою m , описується виразом $F = m \cdot e \cdot \omega_p^2$, де e – ексцентриситет дебалансу, тобто відстань від центру маси до осі, відносно якої обертається дебаланс.

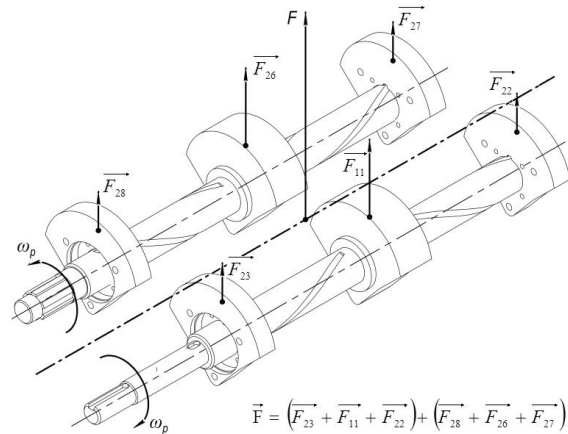


Рис. 3. Просторова схема розташування дебалансів віброприводу за максимальної амплітуди циклічної вимушувальної сили
Fig. 3. Spatial scheme of vibration drive imbalances at maximum amplitude of cyclic forcing force

У разі, коли привідні вали 2 і 3 мають однаковий початковий кут повороту $\varphi_2 = \varphi_3$ (на рис. 3 не показані) (це буде тоді, коли площини, що проходять через їхні осі та центри мас встановлених на них нерухомих дебалансів, паралельні), при їх зустрічному синхронному обер-

танні виникає циклічна вимушувальна сила F , яка діятиме в площині, перпендикулярній до площини, що проходить через осі привідних валів 2 і 3, а тому кут напряму коливань (вібрації) робочого органа вібромашини дорівнюватиме $\delta = 90^\circ$, як це показано на рис. 4.

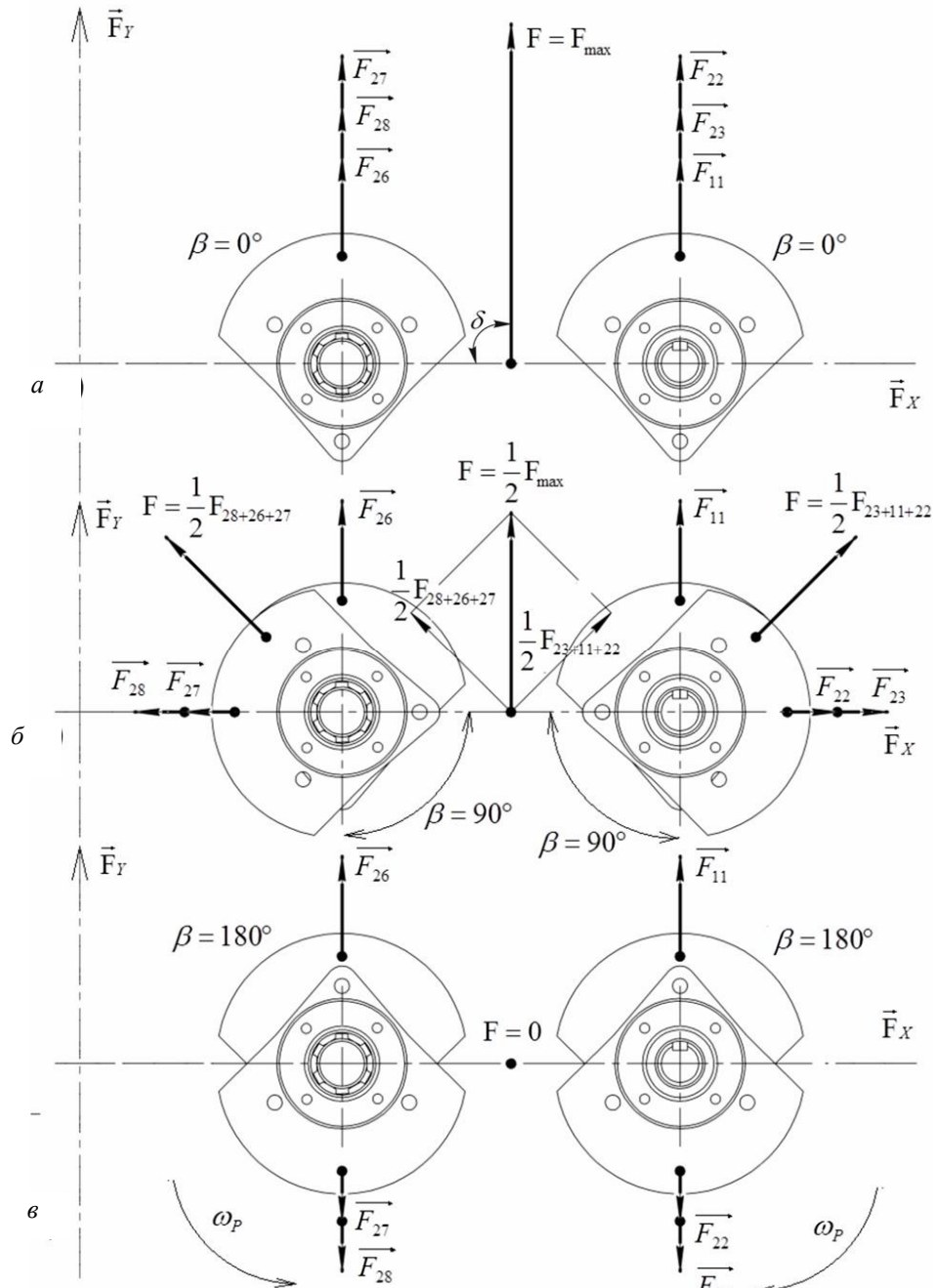


Рис. 4. Схеми розташування дебалансів віброприводу та відцентрових сил, які виникають за однакових початкових кутів повороту привідних валів у ході регулювання амплітуди коливань робочого органа вібромашини

Fig. 4. Diagrams of the location of imbalances of the vibratory drive and centrifugal forces, which occur at the same initial angles of rotation of the drive shafts during the adjustment of the amplitude of oscillations of the vibrating machine working body

На початку роботи, коли рухомі дебаланси розвернуті на кут $\beta = 180^\circ$ відносно нерухомих дебалансів, як показано на рис. 2, відцентрова сила двох нерухомих дебалансів \overline{F}_{11} та \overline{F}_{26} компенсується відцентровими силами чотирьох рухомих дебалансів \overline{F}_{23} , \overline{F}_{22} , \overline{F}_{28} та \overline{F}_{27} , оскільки кожен нерухомий дебаланс має удвічі більший статичний момент, ніж рухомий дебаланс. Відповідно сумарна циклічна відцентрова вимушувальна сила F віброприводу у положенні відповідно до рис. 2 дорівнює нулю, оскільки $\overline{F} = (\overline{F}_{23} - \overline{F}_{11} + \overline{F}_{22}) + (\overline{F}_{28} - \overline{F}_{26} + \overline{F}_{27}) = 0$, як це показано на рис. 4, в. У такому разі коливання робочого органа вібромашини відсутнє.

За однакових початкових кутів повороту привідних валів 2 і 3 $\varphi_2 = \varphi_3$ (на рис. 3 не показані) максимальні значення амплітуди циклічної вимушувальної сили F та амплітуди коливань робочого органа вібромашини досягаються при максимальному наближенні рухомих дебалансів до нерухомих дебалансів, коли кут $\beta = 0^\circ$, як це показано на рис. 3. У такому разі кут напряму коливань (вібрації) робочого органа вібромашини буде дорівнювати $\delta = 90^\circ$, як це показано на рис. 4, а.

У такому разі центри мас рухомих та нерухомих дебалансів лежать на одній прямій і всі дебаланси рухаються синхронно з однією швидкістю ω_p , тому амплітуда сумарної відцентрової циклічної вимушувальної сили F буде максимальною, а вираз для її визначення матиме такий вигляд:

$$\overline{F}_{\max} = (\overline{F}_{23} + \overline{F}_{11} + \overline{F}_{22}) + (\overline{F}_{28} + \overline{F}_{26} + \overline{F}_{27}). \quad (1)$$

У разі, коли привідні вали 2 і 3 мають однаковий початковий кут повороту $\varphi_2 = \varphi_3$, регулювання амплітуди коливань робочого органа вібромашини здійснюють таким чином. При переміщенні вздовж осей ведучого 2 та веденого 3 привідних валів віброприводу і одночасному повороті рухомих дебалансів з початкового положення на певний кут β та при одночасному обертанні обох валів із заданою швидкістю ω_p (у протилежних напрямках) виникають циклічні відцентрові сили нерухомих та рухомих дебалансів, відповідно $F_{23+11+22} \cdot \sin(\omega_p t)$ та $F_{28+26+27} \cdot \sin(\omega_p t)$. У такому разі горизонтальні складові \overline{F}_x цих циклічних відцентрових сил у будь-який момент часу врівноважуються, а вертикальні \overline{F}_y додаються і, як наслідок, виникає напрямлена сумарна циклічна відцентрова сила F . Цей випадок для $\beta = 90^\circ$ зображений на рис. 4, б.

У запропонованій конструкції напрям вібрації регулюється за рахунок зміни початкового кута повороту веденого привідного вала φ_3 за допомогою електромагнітної муфти 39, яка може встановлювати та руйнувати жорсткий кінематичний зв'язок між веденим привідним валом 3 та зубчастим колесом 29. Керуючи фрикційним зчепленням між дисками електромагнітної муфти 39 (зокрема зменшуючи його), можна змінювати різницю фаз обертання $\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_3$ ведучого 2 та веденого 3 привідних валів. За рахунок того, що ведучий привідний вал 2 завжди через муфту 21 з'єднаний з привідним електродвигуном (на рис. 1 не показаний), а ведений привідний вал 3 за допомогою електромагнітної муфти 39 може від'єднуватися від нього, можна встановлювати необхідну різницю фаз обертання $\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_3$ ведучого 2 та веденого 3 привідних валів.

При вимкненій електромагнітній муфті 39 та вмиканні привідного електродвигуна ведучий привідний вал 2 почне обертатись, а ведений привідний вал 3 буде нерухомим, що призведе до появи і зростання різниці фаз обертання $\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_3$ цих валів.

Після досягнення необхідної з технологічного погляду різниці фаз обертання $\Delta\varphi$ між ведучим 2 та веденим 3 привідними валами вмикають електромагнітну муфту 39 і встановлюють фрикційне зчеплення між її дисками. Завдяки жорсткому кінематичному зв'язку між двома валами, що забезпечують зубчасті колеса 12 та 29, привідні вали 2 і 3 надалі обертатимуться синхронно в протилежних напрямках зі заданою швидкістю ω_p , але вже будуть повернуті один відносно одного на певний кут $\Delta\varphi$ і не займатимуть одночасно горизонтального чи вертикального положення. І, як наслідок, горизонтальні складові \overline{F}_x циклічних відцентрових вимушувальних сил $F_{23+11+22} \cdot \sin(\omega_p t)$ та $F_{28+26+27} \cdot \sin(\omega_p t)$ у будь-який момент часу вже не врівноважуватимуть одна одну, внаслідок чого виникатиме сумарна горизонтальна складова $\overline{F}_x = f(\varphi)$ цих циклічних відцентрових сил, яка залежатиме від різниці фаз обертання $\Delta\varphi$ між ведучим 2 та веденим 3 привідними валами. Як наслідок, горизонтальна складова $\overline{F}_x = f(\varphi)$ циклічних відцентрових сил буде додаватися до їхньої вертикальної складової \overline{F}_y , що призведе до виникнення сумарної циклічної відцентрової сили $\overline{F} = \overline{F}_x(\varphi) + \overline{F}_y$, напрям дії якої δ залежатиме від різниці фаз обертання $\Delta\varphi$ між ведучим 2 та веденим 3 привідними валами, як це показано на рис. 5 для різних значень кута β .

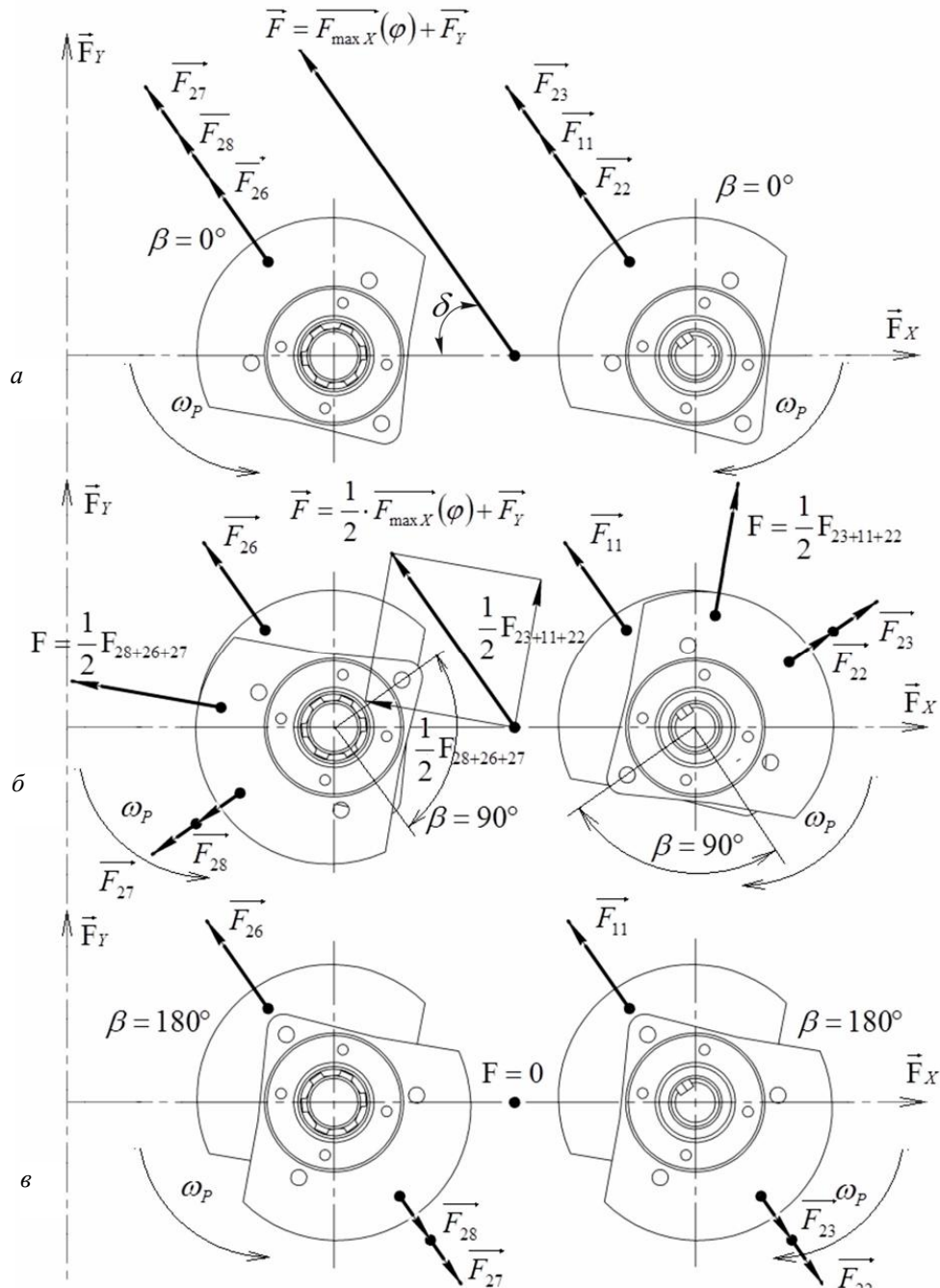


Рис. 5. Схеми розташування дебалансів віброприводу та відцентрових сил, які виникають за різних початкових кутів повороту привідних валів у ході регулювання амплітуди коливань робочого органа вібромашини

Fig. 5. Diagrams of the location of imbalances of the vibratory drive and centrifugal forces that occur at different initial angles of rotation of the drive shafts during the adjustment of the amplitude of oscillations of the vibrating machine working body

Для того щоб визначити амплітудне значення вимушувальної сили \vec{F} , яку розвиває пара дебалансів ($\vec{F} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2$) дебалансного вібро-

приводу, достатньо скористатися теоремою косинусів:

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

У нашому випадку цей вираз матиме такий вигляд:

$$F = 2 \cdot \sqrt{(F_{23+11+22})^2 + (F_{28+26+27})^2} + 2 \cdot F_{23+11+22} \cdot F_{28+26+27} \cdot \cos(\beta) \quad (3)$$

Беручи до уваги те, що амплітудне значення кожного з векторів $F_{23}, F_{11}, F_{22}, F_{28}, F_{26}, F_{27}$ визначається виразом $m \cdot e \cdot \omega_p^2$ і кутова швидкість $\omega = n \cdot \pi / 30$, де n – частота обертання вала віброприводу ($\text{об}/\text{хв}$), можна за допомогою математичного моделювання з'ясувати, в яких межах та за якими законами змінюється вимушувальна сила в запропонованому керованому симетричному дебалансному віброприводі спрямованої дії з регулюванням кута напрямку вібрації (рис. 6).

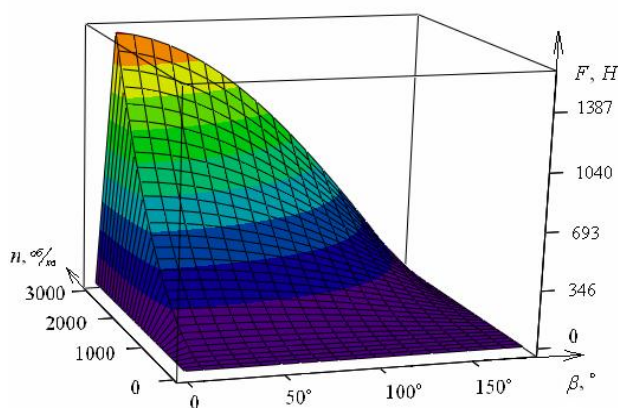


Рис. 6. Зв'язок між амплітудою циклічної вимушувальної сили дебалансного віброприводу та його динамічними і геометричними параметрами
Fig. 6. The relationship between the amplitude of the cyclic forcing force of the unbalanced vibratory drive and its dynamic and geometric parameters

Висновки

Запропонована конструкція та проведені математичне моделювання роботи керованого симетричного дебалансного віброприводу спрямованої дії з регулюванням кута напрямку вібрації дає змогу забезпечити збудження напрямних плоских коливань робочих органів вібраційних машин з необхідним напрямом коливань та в автоматичному режимі незалежно керувати частотою, амплітудою й напрямом цих коливань (який суттєво впливає на такий параметр роботи вібраційних машин, як швидкість вібротранспортування, інтенсивність та продуктивність обробки), що дозволяє застосовувати цей вібропривід для оперативного керування параметрами вібрації вібромашин, які в процесі роботи використовують явище вібротранспортування. Застосування на практиці розробленого дебалансного

віброприводу спрямованої дії з регулюванням кута напрямку вібрації дає змогу розширити технологічні можливості вібромашин та покращити їхні якісні характеристики.

Бібліографічний список

1. Бабичев А. П., Бабичев И. П. Основы вибратионной технологии: монография. Изд. 2-е, перераб. и дополн. Ростов-на-Дону: Изд. центр ДГТУ, 2008. 693 с.
2. Васюра А. С. Електромагнітні елементи та пристрої систем управління і автоматики: навч. посіб. Ч. 3: Електромагнітні механізми і виконавчі пристрої автоматики. Вінниця: ВДТУ, 2001. 134 с.
3. Гончаревич І. Ф., Фролов К. В. Теорія вібраційної техніки та технології. Москва: Наука, 1981. 320 с.
4. Керований збуджувач гвинтових коливань: а. с. 1442271 А1 ССРСР: МКЛ В06В 1/16. № 4188501/24-28; заявл. 02.02.1987; опубл. 07.12.1988, Бюл. № 45. 2 с.
5. Керований симетричний дебалансний вібропривод напрямленої дії: пат. 117630 Україна: МКЛ В06В 1/16. № а 2017 00984; заявл. 03.02.2017; опубл. 27.08.2018, Бюл. № 16. 9 с.
6. Повідайло В. О. Вібраційні процеси та обладнання: навч. посіб. Львів: Вид-во Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2004. 248 с.
7. Таянов С. А., Чубик Р. В. Аналіз критеріїв для керування адаптивними вібраційними технологічними машинами. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: укр. міжвідом. наук.-техн. зб.* Львів, 2008. № 43. С. 99–105.
8. Чубик Р. В., Зелінський І. Д. Алгоритм функціонування адаптивної системи керування приводами вібромашини. *Технологічні комплекси.* 2011. Вип. 4. С. 55–61.
9. Чубик Р. В., Зелінський І. Д., Горбатюк Р. М. Структурна схема адаптивної системи керування віброприводами резонансних вібромашин. *Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні.* 2013. № 760. С. 71–77.
10. Чубик Р. В., Зелінський І. Д. Ідентифікація критеріїв для енергозберігаючого керування віброприводами адаптивних вібромашин. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: укр. міжвідом. наук.-техн. зб.* Львів, 2015. № 49. С. 107–111.
11. Чубик Р. В., Зрайло Н. М. Стабілізація параметрів вібраційного впливу за критерієм в'язкості віброкип'ячого шару. *Електромеханічні і енергозберігаючі системи.* 2015. Вип. 29. С. 52–58.
12. Чубик Р. В., Скварок Ю. Ю., Зелінський І. Д. Оптимізація роботи адаптивних вібраційних технологічних машин за критерієм розповсюдження вібрації у віброкип'ячому шарі. *Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні.* 2015. № 822. С. 19–23.

13. Чубик Р. В., Ярошенко Л. В. Керовані вібраційні технологічні машини: монографія. Вінниця: ВНАУ, 2011. 355 с.
14. Чубик Р. В., Ярошенко Л. В. Метод стабілізації технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля адаптивних вібраційних технологічних машин. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2008. Вип. 51. С. 57–60.
15. Чубик Р. В., Ярошенко Л. В., Омелянов О. М. Ідентифікація критеріїв для стабілізації швидкості горизонтального вібротранспортування. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2012. Вип. 66. С. 68–71.
16. Чубик Р. В., Ярошенко Л. В., Омелянов О. М., Омелянов М. О. Ідентифікація критерію для стабілізації швидкості вертикального вібротранспортування в адаптивних спіралеподібних вібраційних технологічних машин. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2012. Вип. 67. С. 60–65.
17. Ярошенко Л. В., Дзись В. Г., Чубик Р. В., Зрайло Н. М. Керований вібропривод напрямленої дії зі спареними дебалансами. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2017. Вип. 98. С. 134–139.
18. Ярошенко Л. В., Чубик Р. В., Зрайло Н. М. Керований дебалансний віброзбуджувач для автоматизованих вібраційних машин. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2017. Вип. 97. С. 123–128.
19. Ярошенко Л. В., Чубик Р. В. Метод керування роботою адаптивних вібраційних технологічних машин. 2008. Вип. 50. С. 31–36.
20. Ярошенко Л. В., Чубик Р. В., Омелянов О. М., Омелянов М. О. Стабілізація швидкості вібротранспортування сипучей зернової продукції. *MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture*. 2016. Vol. 18, No. 8. P. 29–35.

Стаття надійшла 22.05.2020