

Ñàäëóê ÑÂSerg

Міністерст
ДЕРЖ

обГР
синхронІзац

Д

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі гірничих машин та інжинірингу Державного вищого Дніпропетровськ).

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Франчук Всеволод Петрович,
Державний вищий навчальний заклад «Національний
гірничий університет» Міністерства освіти і науки,
молоді та спорту України (м. Дніпропетровськ),
завідувач кафедри гірничих машин та інжинірингу

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Ярошевич Микола Павлович,
Луцький національний технічний університет Міністерства освіти і науки, молоді та спорту
завідувач кафедри обладнання лісового комплексу та теорії механізмів машин;

кандидат технічних наук, провідний науковий співробітник
Сіліч Валентина Борисівна, Дніпропетровський національний університет ім. О. Гончара

Захист відбудеться “14” листопада 2012 р. о 13⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради
науки, молоді та спорту України за адресою: 49027, м. Дніпропетровськ, просп. Карла Маркса, 19.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Державного вищого навчального закладу
Дніпропетровськ,
просп. Карла Маркса, 19.

Автореферат розісланий “14” вересня 2012 р.

Вчений секретар спеціалізованої
вченої ради, кандидат технічних наук

О.В. Анциферов

ЗА

Актуальність теми. Вібраційні технологічні машини, яким надають рух інерційні віброзбудувачі, широко застосовуються в промисловості України. Застосування примусово синхронізованих і самосинхронізованих віброзбудувачів дозволяє підвищити його енергоємності. У зв'язку з цим перспективним вважається застосування пружного елемента для синхронізації валів. Самосинхронізовані віброзбудувачі із спрямованими коливаннями широко застосовуються в машинобудуванні. При роботі машини із зміщеним центром мас робочого органу і в тяжких умовах експлуатації виникають великі коливання робочого органу, що призводить до порушення технічного режиму і зниження надійності роботи. Обґрунтування параметрів синхронізації валів віброзбудувачів в умовах коливань робочого органу є важливою задачею.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертація виконана відповідно до теми наукової роботи, виконавець.

Мета роботи – наукове обґрунтування способів отримання синхронізації валів віброзбудувача і методики розробки конструкції. Відповідно до поставленої мети вирішувалися такі завдання дослідження:

розробка математичної моделі двовалового інерційного вібробудувача з урахуванням застосування синхронізатора з пружним елементом, дослідження режиму його роботи, виконання експериментальних досліджень з метою перевірки адекватності математичних моделей, розробка методики розрахунку і вибору параметрів синхронізатора з пружним елементом для впровадження результатів досліджень.

Ідея роботи полягає у використанні синхронізатора з пружним елементом для забезпечення положення центру мас робочого органу і впливу технологічного навантаження в математичній моделі.

Об'єкт досліджень – процес синхронізації дебалансних валів вібробудувача спрямованих.

Предмет досліджень – параметри вібробудувача, синхронізатора з пружним елементом для синфазним обертанням дебалансних валів вібробудувача.

Методи досліджень. Поставлені завдання вирішувалися шляхом використання системного підходу до апарату теоретичної механіки і теорії коливань. Експериментальні дослідження здійснені з використанням синхронізатором і без нього, а також аналізу й узагальнення результатів вимірів, при використанні аналітичних залежностей і достовірності результатів здійснені на ПЕОМ з використанням спеціальних програм.

Наукове значення отриманих результатів.

Наукові положення, які виносяться на захист:

Режим синхронного обертання дебалансних мас вібробудувачів забезпечується критерієм положення мас, зміщення центру мас системи, куту нахилу вібробудувачів до горизонту та обертового моменту, має бути не менша за 0,76, для менших значень критерію K необхідно застосовувати додавання пружного елемента. Вживання синхронізатора з пружним елементом забезпечує синхронну роботу інерційних мас вібробудувача, що знаходиться у межах 0,025 ... 0,14.

Наукова новизна одержаних результатів:

1. Враховано, що стабільність режимів роботи машини з інерційними самосинхронізованими масами визначається параметрами з урахуванням опорів у підшипникових вузлах і характеристик двигунів.
2. Встановлено, що застосування ексцентрикового синхронізатора, оснащеного пружним елементом, забезпечує синхронізацію валів вібробудувача з пружним елементом за заданими характеристиками технологічного навантаження.
3. Вперше встановлено, що умовою, яка гарантує режим спрямованих коливань і самосинхронізацію валів вібробудувача, є співвідношення параметрів синхронізатора до параметрів вібробудувача.
4. Вперше встановлено, що умовою, завдяки якій здійснюється синхронно-синфазний режим роботи робочого органу, є відношення ексцентриситету втулок синхронізатора до міжосьової відстані між осями валів.
5. Встановлено, що раціональна жорсткість пружного елемента синхронізатора прямо пропорційна до жорсткості пружного елемента.

Наукове значення роботи полягає у встановленні аналітичних залежностей для визначення режиму роботи вібробудувачів (з урахуванням положення центру мас робочого органу), розкиду параметрів тертя в підшипникових вузлах та параметрів синхронізатора з пружним елементом.

Практичне значення одержаних результатів: вперше у вітчизняній практиці розроблена методика розрахунку параметрів синхронізатора з пружним елементом для транспортування матеріалів, схильних до налипання, та змінної подачі живлення. За такою методикою можна створювати технологічні схеми з визначенням допустимого кута розузгодження фаз обертання.

Реалізація результатів роботи. Методика розрахунку синхронізатора з пружним елементом введена в експлуатацію на підприємстві «Мінералтехніка». Результати дисертаційної роботи були застосовані при створенні технологічної схеми переробки відходів доменного виробництва на приватному підприємстві виробничого типу.

Обґрунтованість і достовірність наукових положень, висновків і рекомендацій роботи. Наукові положення, висновки і рекомендації роботи обґрунтовані і достовірні, що підтверджено експериментальними даними відносно залежності кута розузгодження фаз обертання від параметрів синхронізатора з пружним елементом.

Особистий внесок здобувача. Встановлено вплив на режим синхронно-синфазного обертання дебалансних валів в центрі ваги робочого органу, відмінності в характеристиках приводів. Для умов порушення режиму самосинхронізації положення центру ваги робочого органу на режим синхронно-синфазного обертання дебалансних валів віброзбуджувача.

Апробація результатів дисертації. Матеріали дисертаційної роботи докладалися й отримали позитивні відгуки (2012), міжнародній науково-практичній конференції «Форум гірників» (м. Дніпропетровськ, 2011), науково-технічних конференціях молодих учених «Геотехнічні проблеми розробки родовищ» (м. Дніпропетровськ, 2003, 2011), а також у наукових працях.

Публікації. Основний зміст дисертації опубліковано в 9 наукових працях, з яких 6 статей у фахових виданнях, 2 – у збірках матеріалів конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається із вступу, 5 розділів, висновків, 70 рисунків і 2 таблиці.

У вступі обґрунтована актуальність теми, сформульовані мета, наукові завдання дослідження та структура роботи.

Перший розділ присвячений аналізу основних напрямів розвитку теоретичних і експериментальних досліджень у галузі синхронізації.

Велика робота з вивчення явища синхронізації незрівноважених роторів була виконана В.П. Франчуком, О.Д. Учителем, М.П. Ярошевичем, В.І. Засельським, П.С. Берником та іншими авторами.

На підставі аналізу проведених раніше науково-дослідних робіт встановлено, що:

не досліджена низка чинників, які впливають на синхронно-синфазний режим роботи самосинхронізованих віброзбуджувачів;

недостатньо вивчена область примусової синхронізації (окрім колісної зубчастої) із застосуванням приводів з високою надійністю такого типу приводу;

відсутній алгоритм розрахунку і вибору параметрів синхронізатора з пружним елементом зв'язки віброзбуджувача.

У зв'язку з цим актуальною науковою задачею є теоретичне й експериментальне вивчення впливу положення центру мас машини та характеристик приводу, а також створення методики розрахунку параметрів синхронізатора.

У другому розділі подана і досліджена розроблена математична модель, яка описує динаміку системи в характеристиках двигунів і їх параметри, вплив моментів опору від дії сил тертя в підшипниках, положення початкове положення дебалансних валів віброзбуджувача, механічні характеристики двигунів.

Дана система (рис. 1) має п'ять ступенів вільності – дві поступальні (координати x і y) і три обертові.

Тут і далі будуть використані наведені нижче позначення:

M – маса робочого органу 5; I_c – момент інерції робочого органу відносно центра мас; I_{c1}, I_{c2} – моменти інерції відносно осі обертання для першого і другого дебалансних віброзбуджувачів системи для першого і другого віброзбуджувачів відповідно; L_{01}, L_{02} – проекція відстаней від осей обертання до центра мас відповідно; l_1, l_2 – проекція відстаней на вісь Ox від центра мас системи до першої і другої опорів пружних опор PO ; β – кут нахилу вектора збурюючих зусиль віброзбуджувача до осей Ox і Oy .

$C_{1x}, C_{1y}, C_{2x}, C_{2y}$ – жорсткість пружних елементів у напрямку осей x і y для першого і другого опорів пружних опор відповідно; C_{1z}, C_{2z} – жорсткість пружних елементів у напрямку осей z для першого і другого опорів пружних опор відповідно; $C_{1\theta}, C_{2\theta}$ – жорсткість пружних елементів у напрямку осей θ для першого і другого опорів пружних опор відповідно; $C_{1\phi}, C_{2\phi}$ – жорсткість пружних елементів у напрямку осей ϕ для першого і другого опорів пружних опор відповідно.

$C_{1\psi}, C_{2\psi}$ – жорсткість пружних елементів у напрямку осей ψ для першого і другого опорів пружних опор відповідно; $C_{1\chi}, C_{2\chi}$ – жорсткість пружних елементів у напрямку осей χ для першого і другого опорів пружних опор відповідно; $C_{1\eta}, C_{2\eta}$ – жорсткість пружних елементів у напрямку осей η для першого і другого опорів пружних опор відповідно; $C_{1\zeta}, C_{2\zeta}$ – жорсткість пружних елементів у напрямку осей ζ для першого і другого опорів пружних опор відповідно.

Дорівнюють нулю.

Принцип дії самосинхронізованого віброзбуджувача спрямованих коливань полягає в тому, що збурюючі зусилля, спрямовані вздовж осей x і y .

Рух центру мас робочого органу і дебалансних мас віброзбуджувача описуються та визначаються (у рівняння руху дебалансних мас):

Момент на валу вібробуджувача з урахуванням пускових характеристик визначити

де M_{kr} – критичний момент двигуна; s – ковзання двигуна; s_k – ковзання для критичного режиму;
Сумарний момент опору з урахуванням зусилля навантаження, технологічного навантаження,
, (3) де f – коефіцієнт тертя для зусиль навантаження; f_{cm} – коефіцієнт тертя для зусиль
вібробуджувача; X_a – амплітуда коливань робочого органу; α – кут зсуву фаз змушених коливань.

Окремі випадки вирішення системи з п'яти нелінійних диференціальних рівнянь досліджені раніше параметри вібробуджувача та їх взаємозв'язок.

При дослідженні впливу сили ваги на режим роботи вібробуджувача встановлено: відхилення рушійного моменту від результуючого моменту від дії сили ваги виникає при нахилі вібробуджувача до горизонту на кут $\beta_e=90$. Величина похибки становить

Якісну характеристику режиму роботи валів вібробуджувачів для будь-якого з режимів роботи в режимі протифазного обертання валів:

Для визначення впливу потужності приводу і маси дебалансів на режим обертання валів вібробуджувача нахиленими до горизонту

де ω – кутова швидкість обертання валу вібробуджувача; N – сумарна потужність приводу.

Залежність граничного значення параметра P_m від кута нахилу валів вібробуджувача до горизонту характеризує можливість режиму самосинхронізації.

Апроксимація отриманих результатів числового вирішення дозволила вивести аналітичний вираз для параметра P_m синхронного режиму (рис. 2) у вигляді:

де β_e – кут нахилу вібробуджувачів до горизонту, рад.

У цьому розділі також був проведений аналіз досліджень впливу тертя в підшипниках на режим роботи валів вібробуджувачів. Коефіцієнт тертя і різниці характеристик привідних електродвигунів був введений в розрахунок за допомогою виразу

де M – момент на валу електродвигуна, визначений із залежностей (2) і (3); l – міжосевий відстань між валом вібробуджувача і валом електродвигуна.

Результати дослідження зміни коефіцієнта тертя на одному з валів вібробуджувача при зміні кута розузгодження фаз обертання до складової і найбільш близька до прямої з кутом розузгодження фаз обертання до складової при зміні коефіцієнта тертя на різних валах вібробуджувача. При зміні кута розузгодження фаз обертання в машині відбувався процес самосинхронізації, необхідно, аби параметр тертя p_4 відповідав умовам. Отже, для забезпечення синхронної роботи вібробуджувача кут розузгодження фаз обертання повинен бути в межах $0 \dots 0,001$.

Залежність кута розузгодження з достатньою точністю можна описати так:

де A_4 – коефіцієнт, що характеризує кут нахилу кривої до горизонту; B_4 – коефіцієнт, що характеризує кут розузгодження фаз обертання.

Похибка за кутом розузгодження фаз обертання ξ при використанні коефіцієнтів A_4 і B_4 становить

Розглянуто питання впливу розташування центру мас робочого органу і валів вібробуджувача в подачі. Передбачалося, що зміщення центру мас складе не більше 7% від довжини робочого органу. Цей параметр (рис. 3, 4):

тут α – кут нахилу вектора вібрації до проектної твірної; ρ_i – відстань від центру обертання до центру мас i -го вібробуджувача. Аналіз кривих $\xi(K_{\nu})$ (рис. 3) показав, що режим синхронного обертання вібробуджувача

Це доводить перше наукове положення.

Розташування точок різних режимів вказує на пряму залежність кута розузгодження валів від відхилення центру мас від початкового положення η , відстані ρ_1, ρ_2 від центрів обертання валів. Це підтверджує результати теоретичних досліджень і достовірність отриманої математичної моделі руху системи. Потрібний режим роботи вібробуджувача в умовах зміщення центру мас РО забезпечується за рахунок зміщення маси технологічного навантаження, що впливає на положення центру мас робочого органу.

Режим роботи вібробуджувача у вигляді кривих, побудованих за результатами експерименту. У третьому розділі описані проведені дослідження динаміки технологічної машини.

Режим синхронного обертання валів інерційних вібробуджувачів в умовах зміщення центру мас забезпечити застосування синхронізатора з пружним елементом в конструкції вібробуджувача, закон змушених коливань при цьому наближається до прямолінійного. Ступінь деформації пружного елемента залежить від геометричного положення ексцентриситету валів. Розроблена математична модель, яка описує динаміку системи «робочий орган – вібробуджувач» системою диференціальних рівнянь (1), у яких використані такі позначення: x_j – деформація пружного елемента узгаляненою координатою j ; y_j – деформація синхронізуючого пружного елемента відносно центру мас.

Для аналізу обертання дебалансних валів вібробуджувача, поєднаних синхронізатором, розузгодження дебалансних валів вібробуджувача веде до збільшення моменту опорного моменту в синхронізаторі найменший. Відомо, що будь-яка система прагне до розузгодження фаз обертання найбільш раціональний.

Раціональну жорсткість пружного елемента можна подати у вигляді:

де X – сумарна деформація синхронізуючого пружного елемента; $k \leq 1$ – коефіцієнт розузгодження валів вібробуджувача, а мінімальне його значення повинно забезпечити режим синхронного обертання валів. Коефіцієнта k вибирається з урахуванням міцності конструктивних елементів синхронізатора.

У результаті досліджень вібробуджувачів, поєднаних синхронізатором з пружним елементом, підвищення деформації пружного елемента і навантажень на елементи синхронізатора призводить до збільшення деформації пружного елемента за цикл обертання, що порушує режим обертання дебалансних валів з синхронізатором. Проаналізувавши результати досліджень, була виділена область раціональних параметрів.

Це підтверджує друге наукове положення.

Для порівняння режимів самосинхронізації і синхронізації пружним елементом вібробудувача при зміщенні центру мас PO (рис. 6).

Параметр відстані:

де H – відстань від центру мас до площини валів вібробудувача.

Як видно з графіків кут розузгодження при використанні синхронізатора з пружними спрямованими коливаннями робочого органу за рахунок зменшення кута різниці фаз. Числовий розрахунок руху показав режим синхронного обертання з нульовим кутом розузгодження.

Четвертий розділ присвячений експериментальному вивченню самосинхронізації дебалансних валів вібробудувача з метою перевірки розроблених моделей руху дебалансних самосинхронізованих дебалансних мас. Дослідження проводилося для пускових і сталих режимів на режимі самосинхронізації.

Стенд складається з вібробудувача 4 з двома паралельними кінематично не зв'язаними валів.

Принцип дії даної установки. На дебалансні вали за рахунок гнучких пелюсткових муфт передається крутний момент. У сталому режимі система буде самозрівноважуватися, тобто за рахунок зміни центру мас рама прагне зайняти нове стійке положення.

При проведенні експериментів і вимірі досліджуваних параметрів застосовувалося стандартне обладнання.

Аналіз режиму обертання валів вібробудувача на стенді показав, що при зміні кута розузгодження фаз обертання валів. При збільшенні кута розузгодження режим самосинхронізації (рис. 9), у результаті спостерігалось явище биття, що пов'язано з наявністю біфуркацій. Аналіз отриманих експериментальних даних показав, що в зарезонансному режимі роботи технологічної машини кут розузгодження $\zeta=0^\circ$ і кут розузгодження $\zeta=0^\circ$.

Рис. 7. Стенд лабораторний

Проведені лабораторні експерименти з впливу положення центру мас коливальної системи на режим обертання валів. Збільшується кут розузгодження настільки, що порушується режим синхронізації.

Промислові випробування грохота з вібробудувачем, оснащеним синхронізатором. В результаті дії на дебаланси сили ваги в непрацюючому стані за рахунок конструктивних недоліків елементами синхронізатора;

у момент пуску на вузли синхронізатора прикладається найбільше навантаження, тому до конструкції синхронізатора з цілісним корпусом і розміщеними в ньому пружними елементами раціональна жорсткість пружних елементів визначається з умови, при якій моменти сил обертання не перевищують допустимі. Конструкція синхронізатора з цілісним корпусом і пружними елементами, розміщеними в ньому, забезпечує високу міцності. При цьому для забезпечення нормального пуску жорсткість пружних елементів повинна бути вищою, ніж у електродвигунів.

Виготовлений зразок промислового грохота з таким синхронізатором був успішно впроваджений. Продуктивність за вихідним живленням склала 25 – 30 т/год, ефективність грохочення 80%. Результати випробувань показали стійку в часі і стабільну синхронізацію вібробудувача в нормальних умовах роботи при рівномірній подачі на грохот матеріал налипав на сито грохоту і порушувався. В процесі експлуатації вібробудувач, оснащений синхронізатором з пружними елементами грохота, під час яких немає високих навантажень на опорні вузли дебалансних валів і синхронізатора. Експлуатація грохота ГСЛ-42 СЭ на підприємстві показала, що синхронізатор з пружними елементами забезпечує стабільну роботу грохоту.

П'ятий розділ присвячений розробці методики розрахунку і перспектив використання синхронізатора з пружним елементом.

Запропоновано алгоритм методики розрахунку вібробудувача спрямованих коливань за характеристик привідних двигунів. За цим алгоритмом обирається спосіб отримання режиму роботи вібробудувача з урахоюванням впливу похибок виготовлення двигунів, розташування вібробудувачів на робочому органі. Застосування синхронізатора з пружним елементом дає можливість отримувати спрямовані коливання. Впровадження методики «Розрахунок синхронізатора з пружним елементом для експлуатації гірничо-рудного устаткування дає можливість отримувати спрямовані коливання самосинхронізації.

Дисертація є завершеною науково-дослідною роботою, в якій вирішено актуальні питання розрахунку вібробудувачів за рахунок визначення режиму роботи вібробудувача з урахоюванням впливу похибок виготовлення двигунів, розташування вібробудувачів на робочому органі.

Основні теоретичні і практичні результати роботи:

Розроблена математична модель вібробудувача спрямованих коливань, що відрізняється від звичайної моделі впливом технологічного навантаження.

Встановлено, що режим синхронного обертання валів забезпечується допустимим кутом розхилу.

Параметр, що враховує вплив сили ваги дебалансних мас на режим синхронізації, знаходиться в межах допустимих значень.

Застосування синхронізатора з пружним елементом забезпечує режим синхронного обертання валів.

Рациональна жорсткість пружного елемента синхронізатора визначається як відношення жорсткості пружного елемента до жорсткості ексцентриситету синхронізатора.

Область раціональних значень ексцентриситету втулок синхронізатора вібробудувача спрямованих коливань визначається за допомогою аналізу.

При дослідженні стенда в умовах розкиду характеристик двигунів режим самосинхронізації забезпечується.

Похибка теоретичних і експериментальних даних за кутом розузгодження, при якому має місце самосинхронізація, становить не більше 10%.

Розроблені алгоритм розрахунку вібробудувача та методика розрахунку оснащеного пружним елементом вібробудувача.

Отримані в дисертації залежності та методика розрахунку впроваджені при створенні вібробудувачів.

НАУКОВІ ПО

Франчук В.П. Використання самосинхронізації в гірничих вібраційних машинах [Текст] // Вісник Дніпропетровського державного університету будівництва та архітектури. – 2005. – Вип. 1(33). – С. 12 – 14.

Савлук С.В. Конструкція і параметри стенду для дослідження самосинхронізації вібробудувачів [Текст] // Вісник Дніпропетровського державного університету будівництва та архітектури. – 2005. – Вип. 47. – С. 300 – 303.

Франчук В.П. Обґрунтування і вибір параметрів пружного синхронізатора для вібробудувачів [Текст] // Вісник Дніпропетровського державного університету будівництва та архітектури. – 2005. – Вип. 99. – С. 264 – 270.

Савлук С.В. Динаміка вібробудувача спрямованої дії, оснащеного пружним синхронізатором [Текст] // Вісник Дніпропетровського державного університету будівництва та архітектури. – 2005. – Вип. 103. – С. 200 – 203.

Франчук В.П. Забезпечення самосинхронізації інерційних вібробудувачів направлених коливань [Текст] // Вісник Дніпропетровського державного університету будівництва та архітектури. – 2005. – Вип. 103. – С. 200 – 203.

Савлук // Зб. наук. пр. / Полтав. НТУ. Сер. Галузеве машинобудування, будівництво. – Полтава: Полтавський національний технічний університет імені Юрія Федьковича, 2005. – Вип. 103. – С. 200 – 203.

Франчук В.П. Методика розрахунку синхронізатора з пружним елементом для інерційних вібробудувачів [Текст] // Вісник Дніпропетровського державного університету будівництва та архітектури. – 2005. – Вип. 103. – С. 200 – 203.

Савлук // Зб. наук. пр. / Полтав. НТУ. Сер. Галузеве машинобудування, будівництво. – Полтава: Полтавський національний технічний університет імені Юрія Федьковича, 2005. – Вип. 103. – С. 200 – 203.

Франчук В.П. Методика розрахунку синхронізатора з пружним елементом для інерційних вібробудувачів [Текст] // Вісник Дніпропетровського державного університету будівництва та архітектури. – 2005. – Вип. 103. – С. 200 – 203.

Савлук // Зб. наук. пр. / Полтав. НТУ. Сер. Галузеве машинобудування, будівництво. – Полтава: Полтавський національний технічний університет імені Юрія Федьковича, 2005. – Вип. 103. – С. 200 – 203.

Франчук В.П. Методика розрахунку синхронізатора з пружним елементом для інерційних вібробудувачів [Текст] // Вісник Дніпропетровського державного університету будівництва та архітектури. – 2005. – Вип. 103. – С. 200 – 203.

Савлук // Зб. наук. пр. / Полтав. НТУ. Сер. Галузеве машинобудування, будівництво. – Полтава: Полтавський національний технічний університет імені Юрія Федьковича, 2005. – Вип. 103. – С. 200 – 203.

Франчук В.П. Методика розрахунку синхронізатора з пружним елементом для інерційних вібробудувачів [Текст] // Вісник Дніпропетровського державного університету будівництва та архітектури. – 2005. – Вип. 103. – С. 200 – 203.

Савлук // Зб. наук. пр. / Полтав. НТУ. Сер. Галузеве машинобудування, будівництво. – Полтава: Полтавський національний технічний університет імені Юрія Федьковича, 2005. – Вип. 103. – С. 200 – 203.

Франчук В.П. Методика розрахунку синхронізатора з пружним елементом для інерційних вібробудувачів [Текст] // Вісник Дніпропетровського державного університету будівництва та архітектури. – 2005. – Вип. 103. – С. 200 – 203.

Савлук // Зб. наук. пр. / Полтав. НТУ. Сер. Галузеве машинобудування, будівництво. – Полтава: Полтавський національний технічний університет імені Юрія Федьковича, 2005. – Вип. 103. – С. 200 – 203.

Савлук С.В. Забезпечення синхронного обертання валів вібробуджувача направлених молодих вчених. – Д.: НГУ, 2012. – С. 103 – 104.

Внесок автора в роботи, які опубліковані в співавторстві:

[1] – огляд досліджень; [2] – проектування і розробка лабораторного стенду для розробка методики розрахунку; [5] – виведення формул, розрахунки і формулювання рисунків; [7] – визначення співвідношення параметрів синхронізатора з пружним елементом

Савлук С.В. Обґрунтування параметрів забезпечення синхронізації двухвальних інерційних машин. Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.09 – динаміка і міцність машин. МОНмолодьспорту України, Дніпропетровськ, 2012.

У дисертації вирішена наукова задача забезпечення синхронно-синфазного режиму обертання «синхронізатор – привод» у вібраційних технологічних машинах із спрямованими коливальними підшипникових вузлах вібробуджувача, вплив технологічного навантаження і наявність еластичності. Викладені рекомендації щодо вибору параметрів інерційного самосинхронізовного віброприводу впроваджені й пройшли апробацію при розрахунку і виборі параметрів грохота ГСЛ-42 С. Ключові слова: вібробуджувач, самосинхронізація, синхронізатор, кут розузгодження фаз

Савлук С.В. Обоснование параметров обеспечения синхронизации двухвальных инерционных машин. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.09 – динамика и прочность машин.

В диссертации решена научная задача обеспечения синхронного режима вращения валов вибровозбудителя с учетом полных характеристик (включая упругость рабочего органа), а также разброса параметров трения в подшипниковых узлах и параметров синхронизатора с упругим элементом. В работе проведен анализ существующих исследований динамики системы «рабочий орган – синхронизатор», инициируемых инерционными вибровозбудителями.

Выполнена постановка задач исследования и разработана математическая модель, описывающая динамику системы в машинах с направленными колебаниями рабочего органа, с учетом положения центра масс рабочего органа и упругим элементом.

В результате проведения лабораторных экспериментов, промышленных испытаний и теоретических исследований определены параметры самосинхронизации и применения синхронизатора с упругим элементом в конструкции вибропривода.

Получены зависимости, устанавливающие области синхронного вращения валов вибровозбудителя для параметров характеристик рабочего органа.

Установлено, что режим синхронного вращения валов обеспечивается допустимым углом наклона рабочего органа. Определен параметр, учитывающий влияние силы тяжести дебалансных грузов на режим синхронизации.

Установлено, что использование синхронизатора с упругим элементом обеспечивает синхронизацию в режиме самосинхронизации.

Обосновано, что рациональную жесткость упругого элемента синхронизатора можно определить по отношению к параметру, который характеризуется расстоянием между центрами масс рабочих органов. Исследование на лабораторном стенде подтвердило правильность исходных допущений и полученных результатов.

Изложены рекомендации по выбору параметров самосинхронизирующегося инерционно направленных колебаний. Результаты исследований внедрены и прошли апробацию при р
Ключевые слова: вибровозбудитель, самосинхронизация, синхронизатор, угол рассогласо

Savluk S.V. Substantiation of parameters, which provide synchronisation of twin-shaft inertia v
A thesis for a competition for a candidate of engineering sciences degree on speciality 05.02.09
The dissertation is about the development of methods for choice the parameters of a vibrator a
movable operating element.

New method enables to design the vibrator for the vibrating equipment. If design was bad, then
Keywords: frequency, grade, horizontal screen, jar, low-head screen, vibrator, grate, shaft, rotor

обГР
синхроніза

П
П
С

Рис. 4. Схема положень центру мас технологічної машини

ис. 8. Крива розузгодження швидкостей обертання при зміщенні центру мас P_0

