

МАШИНОБУДУВАННЯ І ТРАНСПОРТ

УДК 629.3.03:62-837:62-531.7

Р. В. Чубик, канд. техн. наук; О. В. Цуркан, канд. техн. наук, доц.

СТРУКТУРНА МОДЕЛЬ АДАПТИВНОГО ВІБРОЗМІШУВАЧА

Розроблено структурну модель віброзмішувача сипких матеріалів, котрий при довільній масі завантаження сировиною камери змішувача самостійно адаптується до резонансного режиму роботи і при цьому реалізовує задані технологічно оптимальні параметри вібраційного поля (коефіцієнт перевантаження) для забезпечення необхідної (наперед заданої) якості технологічного процесу змішування за мінімальних енергозатрат на вібропривід.

Вступ

Різноманітність технологічних властивостей сипкої продукції, високі вимоги до однорідності сумішей вимагають глибокого вивчення суті процесу змішування, його закономірностей та оптимізації параметрів обладнання для його реалізації [1].

Основною умовою досягнення максимальної однорідності є створення в мікро- та макро-об'ємах значних градієнтів швидкостей зсувних деформацій, що неможливо здійснити у традиційних змішувачах, які, крім того, мають високі питомі енергозатрати та тривалі робочі цикли [2, 3].

Серед різноманітних форм механічної дії на дисперсні системи в технологічних процесах вібраційна дія займає важливе місце як один із неефективніших засобів для створення необхідного динамічного стану дисперсних систем [4, 5]. Накладання вібраційного поля на технологічне середовище значно активізує та інтенсифікує перемішування компонентів суміші, підвищує якість змішування матеріалів з різними фізико-механічними властивостями та сприяє зменшенню тривалості робочих циклів і витрат енергії [6, 7].

Перемішування відбувається, практично, в будь-якому процесі, де використовується вібрація, але якісне перемішування здійснюється тільки у спеціальних пристроях з цілеспрямованою вібрацією.

Аналіз останніх досліджень

На цей час розроблена значна кількість вібраційних змішувачів для приготування кормів, харчових сумішей, медичних препаратів, будівельних і порошкових матеріалів та ін. [8]. У більшості технологічних процесів використовуються вібраційні змішувачі як з обертовими робочими органами — лопатевими, шнековими, рамковими, — так і без них. Зокрема барабанні віброзмішувачі являють собою герметичну, горизонтально розташовану камеру циліндричної, U-подібної або тороїдальної форми, яка встановлена на пружних опорах та обладнана віброзбудувачем, що надає їй коливальну певної траєкторії.

Як характеристики вібраційного поля під час змішування для визначення стану сипкого середовища використовують коефіцієнт перевантаження k [9], який в літературі ще називають коефіцієнтом режиму вібрації [10], або коефіцієнт динамічності [11].

Експериментально встановлено, що за значення коефіцієнта режиму вібрації $k = [2, 5...3]$ створюються умови, коли сумарні енерговитрати на привод такого змішувача мінімальні, а це відповідає режиму безвідривного підкидання часток досліджуваних матеріалів. Дослідження якісних характеристик процесу змішування, проведені в такому режимі роботи змішувача, доводять необхідність комбінованої дії вібраційного поля та обертового робочого органу і показують, що лише за таких умов можливо досягти значення неоднорідності суміші в межах 3 % при тривалості процесу 80...120 с з мінімальними витратами енергії [8].

Постановка задачі

Розробити структурну модель віброзмішувача, котрий при довільній масі завантаження сировиною контейнера для змішування здатний самостійно адаптуватися до резонансного режиму роботи і при цьому матиме можливість реалізувати задані параметри вібраційного поля (стабільний коефіцієнт режиму вібрації або коефіцієнт перевантаження) для забезпечення необхідної якості технологічного процесу змішування за мінімальних енерговитрат на привід.

Виклад основного матеріалу

Для розроблення структурної моделі за основу взято двоваловий вібраційний змішувач як найдосконаліший серед свого класу вібромашин [12].

На рис. 1 показана структурна модель запропонованого адаптивного двовалового віброзмішувача.

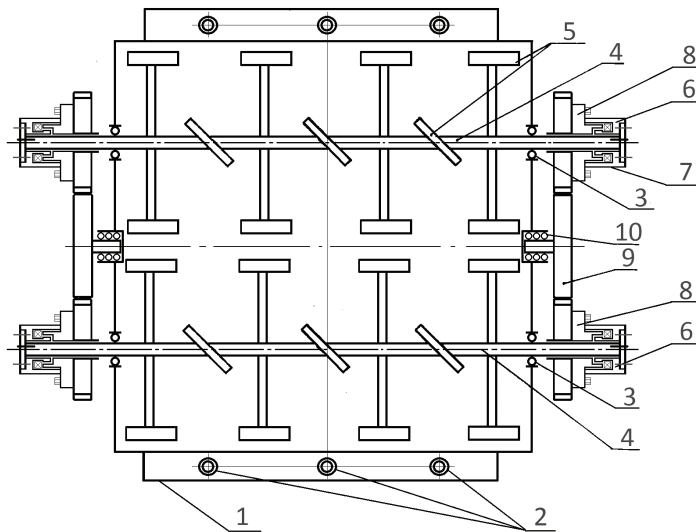


Рис. 1. Схема адаптивного двовалового віброзмішувача

Адаптивний двоваловий віброзмішувач складається з U-подібної камери 1, яка встановлена на рамі за допомогою пружних елементів 2. Всередині U-подібної камери 1 у підшипниках кочення 3 змонтовано два вали 4 із жорстко закріпленими на них лопатками 5. На виведених за межі U-подібної камери 1 кінцях двох валів 4 жорстко закріплені протилежно встановлені ведені ланки 6 електромагнітних порошкових муфт 7 [13, 14], які під дією електричного струму контактують (жорстко з'єднуються та передають крутний момент) із ведучими ланками 8 електромагнітних порошкових муфт 7. Ведучі ланки 8 електромагнітних порошкових муфт 7 своїми зубчастими вінцями входять у зачеплення із шестернями 9, які встановлені на окремих осях, що повертаються у підшипниках 10. До шестерень 9 жорстко прикріплені маятники 11 із вантажами 12. Маятники 11 пов'язані за допомогою пружин 13 із U-подібною камерою 1. Знизу до камери 1 жорстко прикріплений керований дебалансний вібропривід 14. Керований дебалансний вібропривід 14 з'єднаний із блоком впливу на вібропривід 16. Один із входів блока впливу на вібропривід 16 з'єднано із виходом компаратора 20, а другий його вхід з'єднано із виходом блока синхронізації приводу 15. Інші виходи блока синхронізації приводу 15 з'єднано із порошковими електромагнітними муфтами 7 та одним із входів детектора зсуву фаз 17. Другий вхід детектора зсуву фаз 17 з'єднано із входом блока технологічно оптимальних параметрів 19, одним із входів компаратора 20 та датчиком вібрації 21, який жорстко закріплений до U-подібної камери 1. Другий вхід компаратора 20 з'єднано з одним із виходів блока технологічно оптимальних параметрів 19, другий вихід блока технологічно оптимальних параметрів 19 з'єднано з одним із входів компаратора 18, а другий вхід компаратора 18 з'єднано із виходом детектора зсуву фаз 17. Вихід компаратора 18 з'єднано із входом блока синхронізації приводу 15.

Для якісного змішування сипких компонентів, тобто забезпечення стабільної неоднорідності суміші $V_c(\%)$ за мінімальний час змішування $t(c)$ з мінімальними енергозатратами на вібропривід необхідно забезпечити оптимальні параметри вібраційного поля U -подібної камери 1.

Включення керованого дебалансного віброприводу 14 забезпечує коливання U -подібної камери 1 із певними динамічними параметрами (дійсною амплітудою a_d та вимушеною частотою коливань ω_p), тобто керований дебалансний вібропривід 14 забезпечує певний коефіцієнт перевантаження k вібраційного поля U -подібної камери 1, створюючи поступальні коливання у вертикальній площині, перпендикулярній до повздовжньої осі змішувача.

Оскільки мінімальні енергозатрати на вібропривід для забезпечення заданої якості змішування для U -подібних змішувачів із обертовим валом спостерігаються, коли $k = [2,5...3]$, а із [9] відомо, що мінімальні затрати на створення коливань та їх підтримання існують тільки за резонансного режиму роботи, то оптимальним, з точки зору якості змішування, часу змішування та енергозатрат буде режим, коли коефіцієнт перевантаження k вібраційного поля U -подібної камери 1 визначатиметься виразом

$$\left[a_d \frac{\omega^2}{g} \right] = 2,5...3. \quad (1)$$

Тобто, мінімальними енергозатрати на привід будуть за постійного резонансного режиму роботи коливної механічної системи та стабільного оптимального значення коефіцієнта перевантаження k вібраційного поля U -подібної камери 1 (рис. 2). Власна резонансна частота коливань U -подібної камери 1 $\omega_0 = f(M_z)$ залежить від маси завантаження, а маса завантаження залежить від пропорції між основними інгредієнтами сипкого середовища та кількістю необхідної готової продукції в кінцевому результаті.

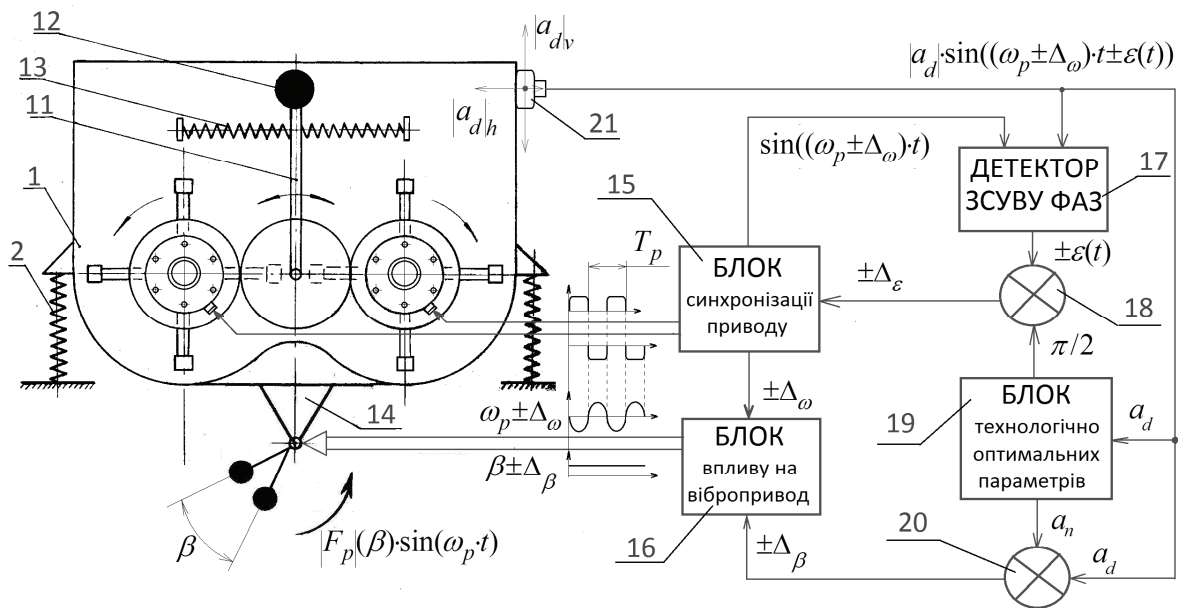


Рис. 2. Розрахункова схема адаптивного двовалового віброзмішувача

При включенні керованого дебалансного віброприводу 14 із частотою ω_p , яка відрізнятиметься від власної резонансної частоти U -подібної камери $\omega_0 = f(M_z)$, яка залежить від маси завантаження, існуватиме зсув фаз $\pm\epsilon(t)$ між вимушеними коливаннями U -подібної камери 1 $a_d \cdot \sin(\omega_p t \pm \epsilon(t))$ та циклічною змушувальною силою керованого дебалансного віброприводу 14

$|F_p|(\beta) \cdot \sin(\omega_p t)$. Завдяки розміщеному на U -подібній камері 1 датчику вібрації 21 інформація про амплітуду a_d , частоту ω_p та фазу коливань камери відносно циклічної змушувальної сили керованого дебалансного віброприводу 14 надходить у детектор фаз 17, блок технологічно оптимальних параметрів 19 та компаратор 20. Із блока 15 синхронізації приводу надходить інформація (сигнал) про частоту циклічної змушувальної сили керованого дебалансного віброприводу 14 $\sin(\omega_p t)$, при першому запуску, та інформація про відкориговане в процесі роботи віброзмішувача значення частоти циклічної примусової сили керованого дебалансного віброприводу 14 у такій формі: $\sin((\omega_p \pm \Delta_\omega)t)$. Тобто, в процесі роботи блок 15 синхронізації приводу постійно передає в детектор фаз 17 сигнал (інформацію) про дійсну (фактичну) частоту циклічної змушувальної сили керованого дебалансного віброприводу 14. В результаті цього, в детекторі фаз 17 проводиться визначення зсуву фаз $\pm \varepsilon(t)$ між вимушеними коливаннями U -подібної камери 1 та циклічною змушувальною силою керованого дебалансного віброприводу 14. Відповідно до [15] за величиною цього кута можна чітко та однозначно визначити, в яку сторону та на скільки відійшла від резонансу коливна механічна система — U -подібна камера 1. Тобто, для довільної маси завантаження цієї камери існує своя власна резонансна частота коливань ω_0 коливної механічної системи, а за кутом $\varepsilon(t)$ можна визначити величину та напрям поправки $\pm \Delta_\omega$ частоти циклічної змушувальної сили ω_p керованого дебалансного віброприводу 14 для забезпечення постійної рівності $\omega_p \approx \omega_0$. Тому інформація про зсув фаз $\varepsilon(t)$ із детектора фаз 17 надходить в компаратор 18, де порівнюється із заданим блоком 19 технологічно оптимальних параметрів, оптимальним із точки зору енергозбереження, кутом $\pi/2$. Кут рівний $\pi/2$ між вимушеними коливаннями U -подібної камери 1 та циклічною змушувальною силою керованого дебалансного віброприводу 14 буде тільки за резонансного режиму роботи віброзмішувача [9, 15]. Величина і напрям відходження коливної механічної системи $\pm \Delta_\varepsilon$ віброзмішувача від резонансу передається із компаратора 18 у вигляді різниці $\pi/2 - \varepsilon(t)$ в блок 15 синхронізації приводу. В блоці 15 синхронізації приводу відповідно до величини та знаку $\pm \Delta_\varepsilon$ формується, на базі класичних законів керування, поправка (величина та знак) $\pm \Delta_\omega$ частоти циклічної змушувальної сили ω_p керованого дебалансного віброприводу 14. Нове значення частоти циклічної змушувальної сили $\omega_p \pm \Delta_\omega$ керованого дебалансного віброприводу 14 у формі сигналу передається в детектор фаз 17, де в безперервному режимі проводиться визначення $\varepsilon(t)$. В результаті такого замкненого циклу проводиться постійна в часі адаптація роботи віброзмішувача до резонансного режиму роботи, тобто оптимізація роботи віброзмішувача з точки зору енергозбереження. Під час роботи в блоці 15 синхронізації приводу завжди існує інформація про власну резонансну частоту коливань $\omega_p \pm \Delta_\omega$ віброзмішувача. Цю інформацію блок 15 синхронізації приводу використовує для забезпечення обертового руху валів 4 на зустріч один одному. Обертання валів 4 віброзмішувача відбувається завдяки тому, що коливання U -подібної камери 1 у вертикальній площині, перпендикулярній до поздовжньої осі змішувача, збуджують крутильні коливання маятників 11 із вантажами 12. Ці коливання маятників 11 за допомогою шестерень 9 і зубчастих вінців передаються до ведучих ланок 8 електромагнітних порошкових муфт 7. Ведучі ланки 8 електромагнітних порошкових муфт 7 будуть здійснювати синфазні коливання, а в результаті впливу синхронних імпульсів із блока 15 синхронізації приводу, період яких рівний $2 \cdot \pi / (\omega_p \pm \Delta_\omega)$, на електромагнітні порошкові муфти 7 відбуватиметься їх попарне почергове щеплення, що викличе почергове повертання валів 4 на зустріч один одному. В результаті того, що в U -подібній камері 1 є два вали 4, то опір коливанням маятників 11 буде однаковим в обох напрямках, а це сприятиме стабілізації коливань маятників 11 і кутової швидкості валів 4,

що, в свою чергу, інтенсифікує процес змішування. Сформована в блоці 15 синхронізації приводу відповідно до величини та знаку $\pm\Delta_\varepsilon$ на базі класичних законів керування поправка $\pm\Delta_\omega$ частоти циклічної змусувальної сили ω_p керованого дебалансного віброприводу 14 передається у блок 16 впливу на вібропривод, де безпосередньо коригується $\omega_p \pm \Delta_\omega$ значення частоти циклічної змусувальної сили керованого дебалансного віброприводу 14.

Блоки 15–18 у взаємодії зі структурними елементами U -подібної камери 1 дозволяють забезпечити резонансний режим роботи віброзмішувача за будь-якої маси його завантаження, а отже дозволяють мінімізувати енергозатрати на вібропривод. Така структура (блоки 15–18) забезпечує вираз (1) оптимальним значенням ω_0 , тому для комплексної оптимізації роботи віброзмішувача, тобто забезпечення стабільної неоднорідності суміші $V_c(\%)$ за мінімальний час змішування $t(c)$ при мінімальних енергозатратах на вібропривод $\omega_p \rightarrow \omega_0$ слід проводити оптимізацію амплітуди коливань U -подібної камери 1 так, щоб постійно виконувалась умова виразу (1). З цією метою блок 19 технологічно оптимальних параметрів розраховує значення a_n необхідного рівня амплітуди коливань U -подібної камери 1 для кожної конкретної власної резонансної частоти ω_0 коливань механічної системи віброзмішувача. Обчислення a_n необхідного рівня амплітуди коливань U -подібної камери 1 проводиться на основі виразу (1)

$$a_n = \frac{[2,5\dots3] \cdot g}{\omega_0^2}. \quad (2)$$

Величина a_n необхідного значення амплітуди U -подібної камери 1 для забезпечення стабільної неоднорідності суміші за мінімальний час змішування поступає до компаратора 20 і до цього ж компаратора поступає інформація про дійсний рівень амплітуди від датчика вібрації 21. В результаті порівняння отримуємо $\pm\Delta_\beta$ величину і напрям зміни амплітуди циклічної змусувальної сили керованого дебалансного віброприводу 14. Ця інформація надходить в блок 16 впливу на вібропривод, де на основі неї формується величина та напрям впливу $\beta \pm \Delta_\beta$ на ексцентриситет керованого дебалансного віброприводу шляхом зміни кута β між дебалансами віброприводу. Динамічна зміна амплітуди циклічної змусувальної сили керованого дебалансного віброприводу 14 дозволить забезпечити заданий технологічно оптимальний коефіцієнт перевантаження k вібраційного поля U -подібної камери 1 віброзмішувача. Це, в свою чергу, дозволяє залишити точку режиму (k) в зоні інтенсивного перемішування часток під час переміщення її вздовж осі частот (f) внаслідок пошуку резонансу (ω_0) шляхом коригування вздовж вертикальної осі рівня амплітуди коливань U -подібної камери 1.

Висновки

Розроблено структурну модель двовалового віброзмішувача, який за довільної маси завантаження сировиною камери може самостійно адаптуватися до резонансного режиму роботи і при цьому реалізовує задані технологічно оптимальні параметри вібраційного поля (стабілізує коефіцієнт перевантаження) для забезпечення необхідної (наперед заданої) неоднорідності суміші за мінімальний час змішування за мінімальних енергозатрат на вібропривід.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Макаров Ю. И. Аппараты для смешения сыпучих материалов / Ю. И. Макаров. — М. : Машиностроение, 1973. — 212 с.
2. Смесительные машины в хлебопекарной и кондитерской промышленности / [А. Т. Лисовенко, И. Н. Литовченко, И. В. Зирнис и др.]. — К. : Урожай, 1990. — 192 с.
3. Бабичев А. П. Основы вибрационной технологии / А. П. Бабичев, И. П. Бабичев. — Ростов-на-Дону : Издательский центр ДГТУ, 1999. — 620 с.

4. Гончаревич И. Ф. Вибрационная техника в пищевой промышленности / И. Ф. Гончаревич, Н. Б. Урьев, М. А. Талейский — М. : Пищевая промышленность, 1977. — 272 с.
5. Лимонов Г. Е. Вибрационная техника и технология в мясной промышленности / Г. Е. Лимонов, О. П. Боровикова, Л. В. Смирнова. — М. : Агропромиздат, 1989. — 231 с.
6. Варсанюфьев В. Д. Вибрационная техника в химической промышленности / В. Д. Варсанюфьев, Э. Э. Кольман-Иванов. — М. : Химия, 1985. — 240 с.
7. Гончаревич И. Ф. Теория вибрационной техники и технологии / И. Ф. Гончаревич, К. В. Фролов. — М. : Наука, 1981. — 320 с.
8. Цуркан О. В. Розробка та дослідження енергоощадного вібраційного змішувача для внесення преміксів в комбікорми : дис. ... канд. техн. наук: 08.01.01 / Цуркан Олег Васильович. — Харків. — 2004. — 155 с. — Бібліогр. : С. 192—205.
9. Повідайло В. О. Вібраційні процеси та обладнання / В. О. Повідайло. — Львів : вид-во НУ «Львівська політехніка», 2004. — 248 с.
10. Членов В. А. Виброкипящий слой / В. А. Членов, Н. В. Михайлов. — М. : Наука, 1972. — 341 с.
11. Левитский Н. И. Колебания в механизмах : учеб. пособ. для вузов / Н. И. Левитский. — М. : Наука, 1988. — 336 с.
12. Пат. 73363 Україна, МПК В 01 F 11/00. Двофазний віброзмішувач / М. П. Берник, О. В. Цуркан. — № 2003020890 ; заявл. 03.02.03 ; опубл. 15.07.05, Бюл. № 7.
13. Могилевский В. Г. Электромагнитные порошковые муфты и тормоза / В. Г. Могилевский. — М. : Энергия, 1964. — 104 с.
14. Поляков В. С. Муфты. Конструкция и расчет / В. С. Поляков, И. Д. Барбаш. — Изд. 4-е перераб. и доп. — Л. : Машиностроение, 1973. — 336 с.
15. Пат. 87776 Україна, МПК В 65 G 27/00. Спосіб керування роботою адаптивних вібраційних технологічних машин / Серета Л. П., Чубик Р. В., Ярошенко Л. В. — № 200803685 ; заявл. ; опубл. 10.08.09, Бюл. № 15.

Рекомендована кафедрою металорізальних верстатів та обладнання автоматизованих виробництв

Стаття надійшла до редакції 29.03.12
Рекомендована до друку 9.11.12

Чубик Роман Васильович — доцент.

Кафедра основи технологій, Дрогобицький державний педагогічний університет, Дрогобич;

Цуркан Олек Васильович — доцент.

Кафедра «Процеси та обладнання переробних і харчових виробництв ім. проф. П. С. Берника»;

Факультет механізації сільського господарства, Вінницький національний аграрний університет, Вінниця