

*Львівська політехніка
Національний університет*



Міністерство освіти і науки України

Національний університет

"Львівська політехніка"

Тези доповідей

XVII-ої Міжнародної

науково-технічної конференції

***"Вібрації в техніці
та технологіях"***

конференція присвячена

140-річчю випуску

інженерів-механіків у

Львівській політехніці

11 – 12 жовтня

Львів – 2018

УДК 62-868(06)

Рекомендовано до друку Вченою радою Інституту інженерної механіки та транспорту Національного університету «Львівська політехніка» Міністерства освіти і науки України (протокол № 2 від 18.09. 2018 р.)

Рецензенти:

І.В. Кузьо, доктор технічних наук, професор

І.І. Назаренко, доктор технічних наук, професор

В.П. Надутий, доктор технічних наук, професор

А.П. Зіньковський, доктор технічних наук, професор

***Тези доповідей XVII-ої Міжнародної науково-технічної конференції
“Вібрації в техніці та технологіях”***

**Установа-організатор конференції: Національний університет
"Львівська політехніка"**

“Вібрації в техніці та технологіях”, XVII Міжнародна науково-технічна конференція 11-12 жовтня 2018 р.: тези доповідей.- :", 2018- 143с.

ISBN 978-839-9846-73-7

До збірника тез доповідей включено матеріали, які стосуються проблем вібраційного та віброударного обладнання, систем керування та елементів приводів вібраційного та віброударного обладнання, використання вібрацій в технологічних процесах, динаміки, міцності та надійності вібраційних машин, САПР та комп'ютерного моделювання у вібраційних та віброударних системах, використання вібрацій у технологічних процесах.

Матеріали тез розраховані на викладачів, науковців та спеціалістів працюючих в галузі теоретичних досліджень та практичного застосування вібрації в техніці та технологіях, а також студентам і аспірантам технічних вищих навчальних закладів, фахівцям науково-дослідних установ та підприємств.

УДК 62-868(06)

ISBN 978-839-9846-73-7

© НУЛП, 2018

ПРОГРАМНИЙ КОМІТЕТ

Голова програмного комітету:

Ланець Олексій Степанович – д-р техн. наук, доц., директор Інституту інженерної механіки та транспорту (ІІМТ) Національного університету “Львівська політехніка” (НУЛП).

Заступники голови програмного комітету:

Кузьо Ігор Володимирович – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри механіки та автоматизації машинобудування, ІІМТ, НУЛП

Стоцько Зіновій Антонович – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри проектування та експлуатації машин, ІІМТ, НУЛП

Члени програмного комітету:

Афтаназів Іван Семенович – д-р техн. наук, професор (м. Львів);

Гордєєв Анатолій Іванович – д-р техн. наук, професор (м. Хмельницький);

Грицай Ігор Євгенович – д-р техн. наук, проф. (м. Львів);

Дашенко Олександр Федорович – д-р техн. наук, професор (м. Одеса);

Делявський Михайло Володимирович – д-р габ., професор, Польща;

Деспотович Зелько – д-р габ., професор, Сербія;

Дирда Віталій Ілларіонович – д-р техн. наук, професор (м. Дніпро);

Зінковський Анатолій Павлович – д-р техн. наук, професор (м. Київ);

Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович – д-р техн. наук, професор (м. Вінниця);

Клиш Сильвестр – д-р габ., професор, Польща;

Ловейкін В'ячеслав Сергійович – д-р техн. наук, професор (м. Київ);

Маслов Олександр Гаврилович – д-р техн. наук, професор (м. Кременчук);

Надутий Володимир Петрович – д-р техн. наук, професор (м. Дніпро);

Назаренко Іван Іванович – д-р техн. наук, професор (м. Київ);

Нестеренко Микола Петрович – д-р техн. наук, професор (м. Полтава);

Олейнік Павел – д-р габ., професор, Польща;

Остасевичюс Вітаутас – д-р габ., професор, Литва;

Паламарчук Ігор Павлович – д-р техн. наук, професор (м. Київ);

Подгорецький Адам – д-р габ., професор, Польща;

Сілін Радомир Іванович – д-р техн. наук, професор (м. Хмельницький);

Струтинський Василь Борисович – д-р техн. наук, професор (м. Київ);

Філімоніхін Геннадій Борисович – д-р техн. наук, професор (м. Кропивницький);

Франчук Всеволод Петрович – д-р техн. наук, професор (м. Дніпро);

Харченко Євген Валентинович – д-р техн. наук, професор (м. Львів);

Шатохін Володимир Михайлович – д-р техн. наук, професор (м. Харків);

Шульженко Микола Григорович – д-р техн. наук, професор (м. Харків);

Ярошевич Микола Павлович – д-р техн. наук, професор (м. Луцьк);

Ярошевич Єжи – д-р габ., професор, Польща.

ОРГАНІЗАЦІЙНИЙ КОМІТЕТ

Голова оргкомітету: д.т.н., професор Кузьо Ігор Володимирович.

Заступник голови оргкомітету: к.т.н., доцент Боровець Володимир Михайлович.

Члени оргкомітету: к.т.н., доцент Гурей Володимир Ігорович;
к.т.н., докторант Гурський Володимир Миколайович;
к.т.н., асистент Дмитерко Петро Романович;
к.т.н., асистент Корендій Віталій Михайлович;
к.т.н., доцент Шоловій Юрій Петрович;
аспірант Качур Олександр Юрійович.

ЗМІСТ

Ст.

- Володимир Гелетій¹, Ярослав Новицький¹, Андрій Куй²**
¹Національний університет «Львівська політехніка», ²Національний лісотехнічний університет України, м. Львів 13
- КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ ТРАНСПОРТУЮЧИХ КАНАТНИХ СИСТЕМ**
- Анатолій Зінковський, Іван Токар, Вадим Круц, Євгенія Онищенко**
2. Інститут проблем міцності імені Г.С.Писаренка НАН України, м Київ 14
- КОЛИВАННЯ СТЕРЖНЕВИХ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ З ЛОКАЛЬНИМИ ПОШКОДЖЕННЯМИ**
- Анатолій Дем'яненко**
3. Дніпровський державний аграрно-економічний університет 15
- МЕХАНІЧНІ СИСТЕМИ З ДВОХВИЛЬОВИМ ХАРАКТЕРОМ КОЛИВАНЬ, ЇХ ОСОБЛИВОСТІ, ВЛАСТИВОСТІ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ**
- Богдан Дівеєв¹, Ігор Дорош², Вікторія Опалко³, Геннадій Черчик⁴**
¹Національний університет «Львівська політехніка», ²ПП «Дора», м. Львів, ³Національний університет біоресурсів і природокористування України, Київ, ⁴Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, Львів 17
- РОЗРАХУНОК ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ВІБРАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ ДЛЯ ЧУТЛИВИХ ЕЛЕМЕНТІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ КОЛІСНИХ МАШИН**
- Богдан Дівеєв, Михайло Котів, Роман Котів, Ярослав Яворський**
5. Національний університет «Львівська Політехніка». 19
- РОЗРАХУНОК ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ДГК ДЛЯ ВИСОТНИХ СПОРУД**
- Володимир Шпачук, Олександр Чупринін, Тетяна Супрун**
6. Харківський національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова, 21
- МЕТОД ПОСЛІДОВНОГО СТАТИЧНО-УДАРНО-ДИНАМІЧНОГО РОЗРАХУНКУ МЕХАНІЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ У ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНИХ СИСТЕМАХ**
- Наталя Сметанкіна, Сергій Місюра**
7. Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, м. Харків 22
- ВПЛИВ ПОПЕРЕДНЬО НАПРУЖЕНОГО СТАНУ НА ЧАСТОТИ НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ЕНЕРГЕТИЧНИХ МАШИН**
- Ольга Суханова, Олексій Водка**
8. Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут» 23
- АНАЛІЗ ВЛАСНИХ КОЛИВАНЬ МУЗИЧНОГО ІНСТРУМЕНТУ НА ПРИКЛАДІ ДОМРИ**
- Євген Харченко¹, Леонід Поліщук², Володимир Палюх¹, Галина Чумало³**
¹Національний університет «Львівська політехніка», ²Вінницький національний технічний університет, ³Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, м. Львів 24
- ВПЛИВ ХАРАКТЕРИСТИК САМОКЕРОВАНОЇ ФРИКЦІЙНОЇ МУФТИ НА ДИНАМІЧНІ ЗУСИЛЛЯ В ЕЛЕМЕНТАХ КІЛЬЦЕВО-КУЛЬОВОГО МЛИНА**

10. **Микола Ткачук, Андрій Танченко, Андрій Грабовський, Микола Ткачук-мол.** 25
Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»
МЕТОДИ ВИЗНАЧЕННЯ УСТАЛЕНИХ РЕЖИМІВ РУХУ ВІБРОУДАРНИХ СИСТЕМ
- Паладійчук Юрій Богданович, Зінев Михайло Вікторович**
11. *Вінницький національний аграрний університет* 26
МЕТОДИ ЗМЕНШЕННЯ ШКІДЛИВИХ ВІБРАЦІЙНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В СЕГМЕНТНО-ПАЛЬЦЕВОМУ РІЖУЧОМУ МЕХАНІЗМІ КОСАРКИ
- Ельчин Алієв¹, Віталій Яропуд²**
12. ¹*Інститут олійних культур Національної академії аграрних наук України, м. Вінниця,* 28
²*Вінницький національний аграрний університет.*
МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВЗАЄМОДІЇ СИПКОГО МАТЕРІАЛУ ІЗ ВІБРУЮЧИМ РЕШЕТОМ
- Андрій Андрухів¹, Андрій Сеник¹, Богдан Сокіл², Марія Сокіл¹**
13. ¹*Національний університет «Львівська політехніка»,* ²*Національна академія сухопутних* 30
військ імені гетьмана Петра Сагайдачного.
СКЛАДНІ НЕЛІНІЙНІ КОЛИВАННЯ ПРУЖНИХ ТІЛ ТА АСИМПТОТИЧНИЙ МЕТОД У ЇХ ДОСЛІДЖЕННІ
- Олексій Ларін, Ярослав Бескровний**
14. *Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»* 31
АНАЛІЗ ПРУЖНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМОАМОРТИЗАТОРА
- Володимир Боровець, Владислав Шенбор, Надія Боровець, Василь Миговчак**
15. *Національний університет «Львівська політехніка»* 32
ВІБРАЦІЙНІ МАШИНИ З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ
- Сергій Борук¹, Ольга Капуш², Олена Борук¹**
16. ¹*Чернівецький національний університет імені Юрія Федьковича* 34
²*Інститут фізики напівпровідників ім. В.Є. Лашкарьова НАН України, м. Київ*
ПРОВЕДЕННЯ ВІБРАЦІЙНОЇ ОБРОБКИ ЕКОЛОГІЧНО ПРИЙНЯТНИХ ДИСПЕРСНИХ ВУГІЛЬНИХ ПАЛИВ ЯК НАПРЯМ ПІДВИЩЕННЯ ЇХ СТІЙКОСТІ
- Ігор Бутитер¹, Андрій Микита²**
17. ¹*Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАН* 35
²*України, м. Львів,* ²*Карпатське відділення Інституту геофізики ім. С. І. Субботіна НАН України, м. Львів*
ДЕМПФУВАННЯ КОЛИВАНЬ БЕНЗОМОТОРНОЇ ПИЛИ ВІБРОПОГЛИНАЮЧИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ
- Олексій Водка, Олексій Ларін, Алла Демченко**
18. *Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»* 37
ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ НЕЛІНІЙНОЇ СИСТЕМИ ПІДРЕСОРЮВАННЯ НА ПЛАВНІСТЬ ХОДУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

- Петро Пукач**
 Національний університет «Львівська політехніка»
 19. **АСИМПТОТИЧНІ ПІДХОДИ ТА ХВИЛЬОВА ТЕОРІЯ РУХУ ПРИ ДОСЛІДЖЕННІ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ НЕЛІНІЙНИХ ЗГИНАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ СТИСНУТОГО ВАЛА** 38
- Ростислав Іскович-Лотоцький¹, Ярослав Веселовський¹, Наталія Веселовська²**
¹Вінницький національний технічний університет, ²Вінницький національний аграрний університет
 20. **СУЧАСНІ МЕТОДИ МОНІТОРИНГУ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙ** 39
- Володимир Гурський, Андрій Войтович**
 Національний університет «Львівська політехніка»
 21. **НОВІ МОЖЛИВОСТІ ПРАКТИЧНОГО ВИКОРИСТАННЯ ВІБРАЦІЙНИХ СИСТЕМ** 40
- Володимир Гурський, Ігор Кузьо**
 Національний університет «Львівська політехніка»
 22. **СИНТЕЗ ВІБРОУДАРНИХ СИСТЕМ ЗА ЇХ ЧАСТОТНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ** 42
- Катерина Дейнека¹, Юрій Науменко²**
¹Технічний коледж Національного університету водного господарства та природокористування, м. Рівне, ²Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне
 23. **ВПЛИВ СТРУКТУРИ ПОЛІДИСПЕРСНОГО ЗАВАНТАЖЕННЯ ОБЕРТОВОГО БАРАБАНА НА САМОЗБУДЖЕННЯ АВТОКОЛИВАНЬ** 44
- Олег Дедов**
 Київський національний університет будівництва і архітектури
 24. **ДОСЛІДЖЕННЯ АМПЛІТУДНО-ЧАСТОТНОГО СПЕКТРУ ВІБРОАКТИВНОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ** 46
- Василь Дмитрів¹, Ігор Дмитрів¹, Богдан Красниця²**
¹Національний університет «Львівська політехніка», ²Львівський національний аграрний університет
 25. **КОЛИВАННЯ ТИСКУ В СИСТЕМАХ ПОВІТРОПРОВІДУ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ** 47
- Анатолій Кобець¹, Віталій Дирда², Сергій Сокол¹, Олександр Черній¹**
¹Дніпровський державний аграрно-економічний університет, ²Інститут геотехнічної механіки ім. М. С. Полякова НАН України, м. Дніпро
 26. **ДИНАМІКА РЕЗОНАНСНИХ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН ПРИ НИЗЬКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ** 49
- Ілона Драч, Вілен Ройзман, Віталій Ткачук**
 Хмельницький національний університет
 27. **МЕТОД ВИПАДКОВО-СПРЯМОВАНОГО ПОШУКУ ЗБАЛАНСОВАНОГО СТАНУ РОТОРА ЗІ ЗМІННИМ ДИСБАЛАНСОМ** 51

- Олександр Дьяченко**
28. Київський національний університет будівництва і архітектури 53
**ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ФОРМОУТВОРЮЮЧОЇ ПОВЕРХНІ
ВІБРОУСТАНОВКИ З ПРОСТОРОВИМИ КОЛИВАННЯМИ**
- Віктор Захаров¹, Віталій Корендій², Олександр Гаврильченко²**
29. ¹ПрАТ «Іскра», м. Львів, ²Національний університет «Львівська політехніка» 54
ДИНАМІКА КОЛИВНОЇ СИСТЕМИ ВІБРОВИКІНЧУВАЛЬНОГО ВЕРСТАТА
- Роман Зінько, Віталій Корендій**
30. Національний університет «Львівська політехніка» 56
МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ ПРИВІДНОГО МОТОР-КОЛЕСА ЕЛЕКТРОМОБІЛЯ
- Ростислав Іскович-Лотоцький, Іван Коц, Ярослав Іванчук**
31. Вінницький національний технічний університет 58
**МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА
ВІБРОУДАРНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ РУЙНУВАННЯ ГІРСЬКИХ ПОРІД**
- Назар Костюк, Анатолій Гордєєв**
32. Хмельницький національний університет 60
**ОБІРУНТУВАННЯ СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИ РОЗРАХУНКАХ ПРУЖНОЇ
СИСТЕМИ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ ДЛЯ ЗНЕЗАРАЖЕННЯ ВОДИ**
- Андрій Старий¹, Анатолій Гордєєв²**
33. ¹Львівський коледж індустрії моди, ²Хмельницький національний університет 62
**РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЇ ТА КОНСТРУКЦІЇ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ ДЛЯ ОЧИСТКИ
ТА МИЙКИ ДЕТАЛЕЙ ОБЛАДНАННЯ ЛЕГКОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ ПРИ РЕМОНТІ**
- Володимир Боровець, Владислав Шенбор, Богдан Савчин, Володимир Брусенцов**
34. Національний університет «Львівська політехніка» 64
**ПРО ДЕЯКІ ОСОБЛИВОСТІ СТВОРЕННЯ І ДОСЛІДЖЕННЯ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ
ВІБРАЦІЙНИХ ТРУБЧАСТИХ КОНВЕЄРІВ**
- Віталій Корендій¹, Олександр Гаврильченко¹, Віктор Захаров²**
35. ¹Національний університет «Львівська політехніка», ²ПрАТ «Іскра», м. Львів 66
**УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ
ВІБРОВИКІНЧУВАЛЬНОЇ ОБРОБКИ**
- Віталій Корендій, Олександр Качур**
36. Національний університет «Львівська політехніка» 68
**ДИНАМІКА РУХУ МОБІЛЬНОГО ВІБРАЦІЙНОГО РОБОТА З ВІБРОУДАРНИМ
РЕЖИМОМ ФУНКЦІОНУВАННЯ**
- Віталій Корендій, Владислав Шенбор, Олександр Гаврильченко, Юрій Шенбор**
37. Національний університет «Львівська політехніка» 70
**ВІБРАЦІЙНІ СЕПАРАТОРИ ДЛЯ РОЗДІЛЕННЯ БАГАТОКОМПОНЕНТНОЇ СУМІШІ
ПІСЛЯ ВІБРАЦІЙНОЇ ОБРОБКИ**

38. **Петро Коруняк, Іван Керницький** 72
Львівський національний аграрний університет
ВІБРАЦІЙНІ САМОПЕРЕСУВНІ ПРИСТРОЇ
- Іван Назаренко**
39. *Київський національний університет будівництва і архітектури* 74
**НАУКОВІ ТА ПРАКТИЧНІ РЕЗУЛЬТАТИ СТВОРЕННЯ ВІБРАЦІЙНОЇ ТЕХНІКИ
НОВОГО ПОКОЛІННЯ**
- Всеволод Франчук, Олександр Анциферов, Василь Куниця**
40. *Національний технічний університет «Дніпровська політехніка»* 75
**ПЕРЕМІЩЕННЯ МАТЕРІАЛУ ПО РОБОЧІЙ ПОВЕРХНІ ГРОХОТУЗ ПРОДОЛЬНИМИ
РИФЛЯМИ**
- Михайло Півень**
41. *Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка* 77
**ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАВАНТАЖЕННЯ ВІБРОРЕШЕТА В УМОВАХ ЗРОСТАЮЧОЇ
ПРОДУКТИВНОСТІ ЗЕРНОВИХ СЕПАРАТОРІВ**
- Едуард Посвятенко¹, Ольга Мельник¹, Яків Немировський²**
42. *¹Національний транспортний університет, м. Київ, ²Центральноукраїнський національний
технічний університет, м. Кропивницький* 79
**ВИКОРИСТАННЯ СІРИХ ЧАВУНІВ ЯК ДЕМПФУЮЧОГО МАТЕРІАЛУ ДЛЯ
КОРПУСІВ РІЗАЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ**
- С.Р. Рахманов**
43. *Національна металургійна академія України, м. Дніпро* 82
**ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ ПЕРЕХОДЫХ ПРОЦЕССОВ НА
АВТОМАТИЧЕСКОМ СТАНЕ ТРУБОПРОКАТНОГО АГРЕГАТА**
- Свідерський А.Т., Ручинський М.М., Кузьмінець М.П., Орищенко С.В.**
44. *Київський національний університет будівництва і архітектури* 88
**МОНІТОРИНГ ПРОБЛЕМАТИКИ ДОСЛІДЖЕНЬ РЕЖИМІВ І ПАРАМЕТРІВ
РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ УЩІЛЬНЕННЯ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ**
- Олег Цуркан, Юрій Полевода, Юлія Михальова**
45. *Вінницький національний аграрний університет* 89
**ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ ВІБРАЦІЙНИХ ЕФЕКТІВ В СИПКИХ
ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМАХ ХАРЧОВИХ І ПЕРЕРОБНИХ ВИРОБНИЦТВ**
- Олена Солона, Володимир Ковбаса**
46. *Вінницький національний аграрний університет* 91
СТАТИКА ВЗАЄМОДІЇ АБСОЛЮТНО ТВЕРДИХ ТІЛ ІЗ СИПКИМ СЕРЕДОВИЩЕМ
- Всеволод Франчук, Кирило Зіборов, Олександр Твердохліб**
47. *Національний технічний університет «Дніпровська політехніка»* 93
**ДИНАМІКА ОДНОВІЗКОВОГО ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВУ НА ПРЯМОЛІНІЙНІЙ
ДІЛЯНЦІ КОЛІЇ**

- Грина Берник*
Вінницький національний аграрний університет
48. **ВСТАНОВЛЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО РІВНЯ ЕНЕРГІЇ ТА ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ УЛЬТРАЗВУКОВОЇ КАВІТАЦІЙНОЇ ОБРОБКИ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СЕРЕДОВИЩ** 95
- Сергій Струтинський*
Національний технічний університет України «КПІ ім. Ігоря Сікорського»
49. **МОДЕЛЮВАННЯ ХВИЛЬОВИХ ПРОЦЕСІВ У ГУСЕНИЧНОМУ РУШІЇ НАЗЕМНОГО РОБОТИЗОВАНОГО КОМПЛЕКСУ** 96
- Леонід Серілко, Зоя Сасюк, Дмитро Серілко, Володимир Шурик*
Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне
50. **ВПЛИВ ПОПЕРЕЧНИХ КОЛИВАНЬ ЖОЛОБА НА РУХ РОЗМІЩЕНОГО В НЬОМУ СИПКОГО МАТЕРІАЛУ** 97
- Зіновій Стоцько, Володимир Топільницький, Ярослав Кусий, Дарія Ребот*
Національний університет «Львівська політехніка»
51. **НЕЛІНІЙНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВІБРАЦІЙНОГО СЕПАРАТОРА З ПОСЛІДОВНИМ РОЗМІЩЕННЯМ СИТ** 99
- Микола Ярошевич, Іван Забронець, Тетяна Ярошевич*
Луцький національний технічний університет
52. **ДИНАМІКА ПРИВОДА ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН З ІНЕРЦІЙНИМ ЗБУДЖЕННЯМ** 101
- Кирило Савченко¹, Анатолій Зіньковський¹, Ромуальд Жондковські²*
¹Інститут проблем міцності імені Г.С. Писаренка НАН України, м. Київ, ²Інститут проточних машин імені Р. Шевальського ПАН, Польща
53. **РОЗРАХУНКОВЕ ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ БАНДАЖНОГО ЗВ'ЯЗКУ РОБОЧИХ ЛОПАТОК НА ЇХ ВИМУШЕНІ КОЛИВАННЯ** 102
- Юрій Шоловій, Надія Магерус*
Національний університет «Львівська політехніка»
54. **ОБІРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНОЇ КОНІЧНОЇ ЛУНКИ БЕЗЗАСЛІНКОВОГО БУНКЕРА З ВІБРУЮЧИМ ДНИЩЕМ** 104
- Василь Струтинський, Оксана Юрчишин, Олександр Кравець*
Національний технічний університет України «КПІ ім. Ігоря Сікорського»
55. **ДИНАМІЧНІ РОБОЧІ ПРОЦЕСИ В МОБІЛЬНИХ ВЕРСТАТАХ-РОБОТАХ НА ОСНОВІ МЕХАНІЗМІВ ІЗ ПАРАЛЕЛЬНИМИ КІНЕМАТИЧНИМИ СТРУКТУРАМИ** 106
- Володимир Надутий, Віталій Сухарєв, Сергій Костира*
Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України, м. Дніпро
56. **АНАЛІЗ МІНЕРАЛЬНОГО СКЛАДУ ТА ЕФЕКТИВНІСТЬ КОМПЛЕКСНОГО ЗНЕВОДНЕННЯ ЗОЛИ-ВІДНЕСЕННЯ ПРИ СПАЛЮВАННІ ВУГІЛЛЯ НА ТЕПЛОЕЛЕКТРОСТАНЦІЯХ** 107

- Володимир Єлисеєв¹, Олександр Толстопят², Леонід Флеєр², Анатолій Шевченко³, Сергій Шевченко³*
57. ¹Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України, м. Дніпро, ²Дніпровський національний університет, ³Інститут чорної металургії ім. З. І. Некрасова НАН України, м. Дніпро 109
СПРИЙНЯТЛИВІСТЬ СИСТЕМИ «РІДИНА - ФУРМА» ДО КОЛИВАНЬ
- Олександр Шевченко, Сергій Манзюк*
58. Національний технічний університет України «КПІ ім. Ігоря Сікорського» 111
ЕФЕКТИВНІСТЬ УЛЬТРАЗВУКОВОЇ ТОКАРНОЇ ОБРОБКИ
- Цуркан Олег Васильович¹, Присяжнюк Дмитро Володимирович²*
59. ¹Вінницький національний аграрний університет, ²Ладизжинський коледж Вінницького національного аграрного університету 113
ПЛАНУВАННЯ БАГАТОФАКТОРНОГО ЕКСПЕРИМЕНТУ У ДОСЛІДЖЕННІ ПРОЦЕСУ СУШІННЯ ЗЕРНА ПШЕНИЦІ
- Володимир Шатохін*
60. Харківський національний університет будівництва та архітектури 115
МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ У ШЛАНГОВОМУ БЕТОНОНАСОСІ З ГІДРОПРИВОДОМ
- Микола Штиршов*
61. Приватна науково-виробнича фірма "ЛЮ", м. Миколаїв 117
ТЕОРЕТИЧНА ОЦІНКА ПАРАМЕТРІВ МІЦНОСТІ І УТОМИ КОНСТРУКЦІЙНОЇ СТАЛІ ПІД ВПЛИВОМ ВІБРАЦІЇ МЕТОДАМИ ФІЗИЧНОЇ ТЕОРІЇ ТВЕРДОГО ТІЛА
- Янович Віталій, Полєвода Юрій*
62. Вінницький національний аграрний університет 118
РОЗРОБКА ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ВИСОКОДИСПЕРСНИХ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ
- ¹Кузьо І.В., ²Васильєва О.Е.*
63. ¹Національний університет «Львівська політехніка», ²Львівський державний університет безпеки життєдіяльності 120
ОБІРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ РЕДУКТОРІВ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТА ЗАПОБІГАННЯ ПОПЕРЕЧНИХ КОЛИВАНЬ
- Іван Афтаназів, Лілія Шевчук, Оріся Строган, Тарас Фалик*
64. Національний університет «Львівська політехніка» 122
ЗНЕЗАРАЖЕННЯ СТОКІВ ПИВОВАРІННЯ ВІБРОРЕЗОНАНСНИМ ЕЛЕКТРОНАСОСОМ-КАВІТАТОРОМ
- Євген Харченко, Андрій Гутий*
65. Національний університет «Львівська політехніка» 124
МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ХВИЛЬОВИХ ПРОЦЕСІВ В КОЛОНІ БУРИЛЬНИХ ТРУБ ПІД ЧАС ЇЇ ВИВІЛЬНЕННЯ ВІД ПРИХОПЛЕННЯ У СВЕРДЛОВИНІ

- Євген Міщук**
 Київський національний університет будівництва і архітектури
 66. **ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ, ЯКІ ВПЛИВАЮТЬ НА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ ВІБРАЦІЙНОЇ ЩОКОВОЇ ДРОБАРКИ** 125
- Зеновій Знак, Юрій Сухацький, Роман Мних**
 Національний університет "Львівська політехніка"
 67. **ВІБРОАКУСТИЧНІ МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ КАВІТАЦІЇ** 127
- Борис Виноградов, Олександр Христенко.**
 Український державний хіміко-технологічний університет, м. Дніпро
 68. **МЕХАНІЧНИЙ ОСЦИЛЯТОР З ПНЕВМОБАЛОННОЮ ПРУЖНОЮ В'ЯЗЬЮ** 129
- Роман Качмар, Олексій Ланець**
 Національний університет «Львівська політехніка»
 69. **ОЦІНЮВАННЯ РІВНЯ ТА МЕТОДИ ЗАХИСТУ ВІД ШУМУ ТРАНСПОРТНИХ ПОТОКІВ НА ВУЛИЦЯХ МІСТА ЛЬВОВА** 130
- Володимир Майструк, Роман Гаврилів, Павло Майструк**
 Національний університет «Львівська політехніка»
 70. **ДОСЛІДЖЕННЯ СТРУКТУРИ ГАЗОВОГО ПОТОКУ В ЦИКЛОНІ ІЗ СПІРАЛЬНИМ НАПРАВЛЯЮЧИМ АПАРАТОМ** 132
- Роман Камінський, Ярослав Боровець**
 Національний університет «Львівська політехніка»
 71. **АНАЛІЗ ЧАСОВИХ РЯДІВ ЗАСОБАМИ МОВИ R** 134
- Станіслав Герук¹, Олена Сукманюк²,**
¹Житомирський агротехнічний коледж, ²Житомирський національний агроекологічний університет. Житомир, Україна.
 72. **ОСОБЛИВОСТІ РОЗВИТКУ АВТОМАТИЗАЦІЇ ЗВАРЮВАННЯ І НАПЛАВЛЕННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ПРОМИСЛОВИХ РОБОТІВ** 136
- Богдан Кіндрацький, Роман Літвін**
 Національний університет «Львівська політехніка»
 73. **ВПЛИВ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛА ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ НА КОЛИВАЛЬНІ ПРОЦЕСИ У ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ З ДВОМАСНИМ МАХОВИКОМ** 138
- Юрій Буренніков, Леонід Козлов, Леонід Поліщук**
 Вінницький національний технічний університет
 74. **ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ГІДРОПРИВОДІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН НА ОСНОВІ МЕХАНОТРОННИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ** 140
- Надутый Владимир Петрович¹, Джамиль Хаддад², Сухарев В.В¹,**
¹Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України, ²Прикладной университет Аль-Балка, Йорданія
 75. **ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАЗРУШЕНИЯ СЛОЯ ГОРНОЙ МАССЫ ЛЕПЕСТКОВЫМ ДИСКОМ ВАЛКОВОГО КЛАССИФИКАТОРА** 141

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ ТРАНСПОРТУЮЧИХ КАНАТНИХ СИСТЕМ

COMPUTER SIMULATION OF VIBRATIONS OF CABLE CARRIAGE SYSTEMS

Володимир Гелетій¹, Ярослав Новицький¹, Андрій Кий²

¹Національний університет «Львівська політехніка», ²Національний лісотехнічний університет України,
м Львів.

Computer modeling dynamic processes mechanical systems with rope elements such as cable transporting system are considered. The algorithm to bring the equations of motion system to form convenient for application of computer dynamic analysis methods is offered. The method determination of damping parameters such discrete mechanical systems is presented. The activation method of vibration to provide more efficient transportation systems rope is investigated

Коливні процеси канатних транспортуючих систем суттєво впливають на динамічні навантаження та якість виконання основних функцій таких систем. У ряді випадків вібрація може бути використана для підвищення ефективності технологічних операцій окремих елементів. При цьому коливальні процеси інших елементів системи, таких, наприклад, як місце оператора вимагають мінімізації.

Вирішення таких задач вимагає розроблення адекватних динамічних моделей таких систем. На етапі побудови таких динамічних моделей основними проблеми полягають у визначенні елементів матриць інерційних та квазіпружних коефіцієнтів і узагальнених сил і зведення задачі до розроблених числових методів аналізу малих коливань.

Запропонований метод визначення параметрів демпфування дискретних моделей таких систем і енергетично еквівалентного приведення їх до в'язкого тертя дозволяє досліджувати можливості ефективного гасіння коливань окремих елементів механічної системи.

Розглянута також можливість використання додаткових пристроїв для активації вібрацій для забезпечення більшої ефективності транспортування вантажів канатними системами. Один із запропонованих варіантів ексцентрикового активатора вібрацій показаний на рис. 1. Він включає кінцевий блок канатної системи діаметром D , рядну зубчасту передачу і ексцентрично закріпленний тяговий канат, що переміщає вантаж масою m .

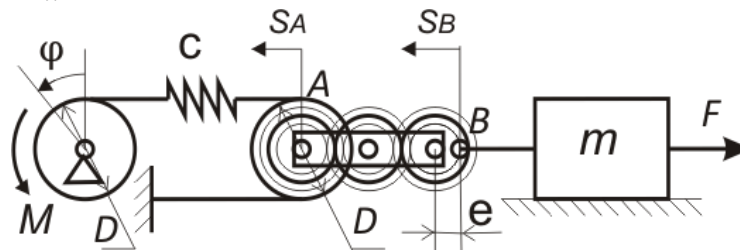


Рис. 1. Канатна система з ексцентриковим активатором вібрацій

Кінематичне віброзбудження забезпечується різницею переміщень точок A і B

$$S_B - S_A = e \cdot \cos(S_A/D \cdot i),$$

де i – передаточне число рядної зубчастої передачі, яке впливає на частоту кінематичного віброзбудження.

Прийнявши за узагальнені координати канатної механічної системи (рис.1) кут повороту барабана лебідки φ і переміщення вантажу S_B одержимо вираз потенціальної енергії деформації каната жорсткістю c

$$\Pi = c \cdot [\varphi \cdot D/2 - (S_B - e \cdot \cos(\varphi \cdot i))/2]^2/2.$$

Після підстановки в рівняння Лагранжа 2-го роду одержуємо диференціальні рівняння руху системи, аналіз розв'язку яких дозволяє оцінювати ефективність даного активатора вібрацій

Література

1. Гелетій В.М., Новіцький, Я.М., Кий А.В. Розроблення динамічних моделей транспортуючих механічних систем з канатними елементами. Тези 13-го Міжнародного симпозіуму українських інженерів-механіків у Львові. Львів, 2017.

УДК 629.7.036:539.4

КОЛИВАННЯ СТЕРЖНЕВИХ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ З ЛОКАЛЬНИМИ ПОШКОДЖЕННЯМИ

VIBRATION OF ROD-SHAPED STRUCTURAL ELEMENTS WITH LOCAL DAMAGES

Анатолій Зінковський, Іван Токар, Вадим Круц, Євгенія Онищенко
Інститут проблем міцності імені Г.С. Писаренка НАН України, м. Київ

The paper presents the results of the computational-and-experimental investigations on the determination of the regularities in the influence of the parameters of local damages, such as an open crack, on the natural frequency spectrum of flexural vibration of rod-shaped structural elements, and the vibration diagnostic indicators of the presence therein of a mode I breathing crack at the fundamental, super- and subharmonic resonances.

В процесі експлуатації багатьох об'єктів техніки під впливом робочого середовища та дії широкого спектру динамічних навантажень в їх конструктивних елементах виникають локальні пошкодження. Як приклад, наведено аналіз можливих таких пошкоджень для робочих лопаток газотурбінних двигунів, як найбільш їх високонавантажених конструктивних елементів. По-перше, внаслідок попадання в проточну частину двигуна сторонніх предметів, обтікання лопаток потоком газу та дії температурного поля в їх пері виникають забоїни, корозійні та ерозійні язви і тому подібне, які з геометричної точки зору можна віднести до такого виду пошкоджень, як відкрита крайова тріщина. По-друге, циклічне деформування лопаток під дією повторно-змінних навантажень є причиною виникнення на їх поверхні тріщин втоми або дихаючих тріщин.

Мета роботи полягає у встановленні закономірностей впливу відкритої тріщини на спектр власних частот деяких форм згинних коливань стержневих конструктивних елементів та визначення діагностичних показників наявності в них дихаючої тріщини нормального відриву при основному, супер- та субгармонічному резонансах.

Об'єктами досліджень були стержні прямокутного поперечного перерізу та робочі лопатки деяких типів газотурбінних двигунів.

Обчислювальні експерименти проводились з використанням 3D скінченноелементних моделей вибраних об'єктів дослідження, розроблених на основі апробованих лінійних 8-ми вузлових елементів. Визначальним моментом для вирішення задачі є вибір моделі тріщини. Відкрита тріщина моделювалась у вигляді прямокутного паза, а дихаюча – як математичний розріз. При цьому взаємне непроникнення її берегів останньої забезпечувалось введенням поверхневих 4-вузлових контактних елементів.

Для визначення достовірності результатів розрахункових досліджень виконувались фізичні експерименти з оцінки впливу таких параметрів пошкоджень, як глибина та положення по довжині об'єктів вивчення, на їх характеристики коливань.

За результатами проведених розрахунково-експериментальних досліджень впливу обраних параметрів локального пошкодження у вигляді прямокутного паза, як моделі відкритої крайової тріщини, на спектр власних частот перших чотирьох форм згинних коливань консольного стержня постійного поперечного перерізу встановлено, що їх зміна суттєво залежить від положення пошкодження по довжині стержня. Якщо пошкодження розташовано поблизу закріплення стержня, то незалежно від його глибини та форми коливань власні частоти зменшуються в порівнянні з такими непошкодженого стержня. При цьому

вказане явище стає більш значнішим зі зростанням глибини пошкодження та менш виражено на вищих формах коливань в порівнянні з першою, що пояснюється зміною жорсткості стержня. Існує також таке положення пошкодження по довжині стержня, коли його власні частоти, незалежно від форми коливань, співпадають з такими для непошкодженого стержня. При подальшому ж переміщенні пошкодження до вільного кінця стержня його власні частоти коливань стають навіть дещо вищими, ніж при відсутності пошкодження, оскільки в цьому випадку вони більш чутливі до зміни інерційних властивостей стержня внаслідок наявності пошкодження. Порівняння даних експериментальних досліджень з результатами розрахунків показало їх добру узгодженість.

Характерною особливістю коливань конструктивних елементів при наявності дихаючої тріщини є збудження нелінійних резонансів, які обумовлені почерговим відкриттям-закриттям берегів тріщини в процесі коливань.

За результатами проведеного комплексу чисельних досліджень коливань стержня постійного поперечного перерізу та пера лопатки авіаційного газотурбінного двигуна встановлено, що найбільш ефективним вібродіагностичним показником наявності дихаючої тріщини при основному та нелінійних резонансних режимах коливань є відношення амплітуд домінуючих гармонік пришвидшень при супергармонічному резонансі та відношення амплітуд домінуючих гармонік переміщень при субгармонічному резонансі. Добра узгодженість даних розрахунків для стержня і пера лопатки свідчить про справедливість такого висновку, тобто використання супер- та субгармонічних резонансів для виявлення дихаючих тріщин є перспективним напрямком у їх вібродіагностиці.

Таким чином, результати проведених розрахунково-експериментальних досліджень коливань стержневих конструктивних елементів з розглянутими типами пошкоджень можуть слугувати основою для розробки методів діагностики їх наявності за результатами аналізу зміни їх вібраційних характеристик.

УДК 534.113

МЕХАНІЧНІ СИСТЕМИ З ДВОХВИЛЬОВИМ ХАРАКТЕРОМ КОЛИВАНЬ, ЇХ ОСОБЛИВОСТІ, ВЛАСТИВОСТІ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ

MECHANICAL SYSTEMS WITH TWO-WAVE NATURE OF OSCILLATIONS, THEIR SPECIAL FEATURES, PROPERTIES AND RESEARCH

Анатолій Дем'яненко

Дніпровський державний аграрно-економічний університет

This paper describes features of the mathematical models for the elastic elements with movable load. In these systems two forms of oscillations - the own component and the accompanying one, displaced in phase to the right angle correspond to every frequency of the system. The accompanying component is caused by the mobile inertia load.

Проблема визначення динамічної дії рухомого навантаження на пружні конструкції виникла у першій половині XIX сторіччя. Поштовхом до інтенсивних теоретичних та експериментальних досліджень стали катастрофи – руйнування мостів з довгими прогонами, зокрема Честерського мосту в Англії у 1847 р. Перед інженерами постало питання, чим відрізняються результати дії рухомого навантаження на пружні конструкції від статичного. Інтерес до цієї проблеми з часом перемістився з чисто прикладної в область її фізико-математичних обґрунтувань і викликав необхідність створення відповідної теорії, оскільки розмаїття постановок задач і методів їх розв'язування нерідко породжували суперечливі результати [3,4,6]. До цього класу задач в рамках певних аналогій [1.2] можна віднести об'єкти змінної за часом довжини та об'єкти, які рухаються у поздовжньому напрямку, такі як нитки, дроти, профільні стержні у прокатному виробництві, смугові та ланцюгові пили, паски пасових передач, канати шахтних підіймальних машин і таке інше. В залежності від способу схематизації інерційних властивостей пружної конструкції і рухомого

навантаження існують чотири принципово різних варіантів постановки задачі про вплив рухомого навантаження на пружні конструкції та споруди [5,6]. Найбільш складним з точки зору досліджень є четвертий варіант, де враховуються як сили інерції самої конструкції так і сили інерції рухомого навантаження. Вивчення та аналіз якісних та кількісних характеристик руху таких об'єктів зводиться до дослідження математичної моделі

$$L\left(x, t, \frac{\partial}{\partial t}, \frac{\partial}{\partial x}\right) w = L_1\left(\frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial t}\right) \cdot q(x, t) \quad (1)$$

з відповідними крайовими та початковими умовами, де

$$q(x, t) = -\frac{q_0 + q_1}{g} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - 2 \frac{q_1 v}{g} \frac{\partial^2 w}{\partial t \partial x} - \frac{q_1 v^2}{g} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}. \quad (2)$$

Головними особливостями математичних моделей таких задач, по - перше, є наявність у диференціальних рівняннях у тому чи іншому вигляді інерційного оператора (2), який визначає силову дію на пружний об'єкт рухомого масового навантаження. Характерним є той факт, що силова дія залежить, як від інтенсивності $q_1(\mathbf{x})$ і швидкості руху v потоку навантаження, так і від деформації пружного об'єкта $w(\mathbf{x}, y, t)$, причому, чітко видно залежність силової дії від прискорення деформації $w_{tt}(\mathbf{x}, y, t)$, швидкості кутової деформації $w_{tx}(\mathbf{x}, y, t)$ та зміни кривини пружної лінії об'єкта $w_{xx}(\mathbf{x}, y, t)$ тобто в такого роду системах силова дія є слідуюча за поведінкою системи змінюючи свою величину и напрямом в процесі руху. Таким чином, силова дія на пружний об'єкт, викликана рухомою масою не є заздалегідь визначеною а визначається поточним станом системи. Це є другою особливістю задач динаміки пружних систем у полі сил інерції рухомих навантажень. Третьою суттєвою особливістю цих задач є наявність в математичній моделі у тій чи іншій формі непарної за часом змішаної похідної, яка обумовлена прискоренням Кориоліса рухомого масового навантаження і утворює деякі труднощі при побудові розв'язків, а саме, не дозволяє розділити просторову x і часову t змінні за класичною схемою Фур'є в дійсній області шуканих функцій. До вигляду інерційного оператора зводиться і аеродинамічна дія на пружний об'єкт рухомого потоку рідини чи газу. Причому швидкості рідини у трубопроводах літальних апаратів досягають 50-80 м/с, газів 200 – 250 м/с. У механічних системах такого типу можливі флатерні і дивергентні режими руху та інші процеси і явища. Рухоме навантаження буває рівномірно розподіленим або змінюватися за певним законом, дискретним або розподіленим з певними дискретними включеннями, мати сталу або змінну швидкість. У простій, прозорій та доступній формі подається ряд результатів теоретичних досліджень коливальності і стійкості одновимірних пружних тіл, пластин за дії розподіленого рухомого інерційного навантаження, а також задачі динаміки пружних об'єктів змінної довжини у некласичній постановці. Наведено приклади аналогій математичних моделей деяких задач динаміки та статички пружних об'єктів за дії рухомого інерційного навантаження а також задач динаміки пружних об'єктів змінної довжини, що в свою чергу обумовлює і певні аналогії в їх поведінці. Дослідження виконуються на основі методу двохвильового подання руху у вигляді суперпозиції власних та супровідних коливальностей [1,2,5]. Наведено коротко історію виникнення і розвитку методу двохвильового подання при розв'язуванні задач динаміки пружних систем з рухомим інерційним навантаженням та об'єктів змінної довжини. При застосуванні цього методу подання коливальностей до дослідження таких систем, який дозволяє у деяких випадках отримати точні розв'язки задач, загальний розв'язок диференціального рівняння руху подається у вигляді суми двох рядів, один з яких являє собою класичну частину розв'язку, а другий ту частину, яка обумовлена наявністю змішаної непарної за часом похідної а, саме, інерційністю рухомого навантаження і не виявляється при традиційному застосуванні прямих методів математичної фізики до розв'язування задач цього класу, які в свою чергу складають окремий розділ будівельної механіки. Форми першої групи названі власними формами, а форми другої групи – супровідними формами коливальностей пружної системи. Супровідні коливальності обумовлені і нетривіальні лише при наявності рухомого інерційного навантаження. Сьогодні більш повному та детальному дослідженню задач динаміки пружних систем з рухомим інерційним навантаженням методом двохвильового подання коливальностей сприяють сучасні інформаційні технології.

Література

1. Горошко О.А. Введение в механику деформируемых одномерных тел переменной длины / О.А. Горошко, Г.Н. Савин. - К: Наукова думка, 1973. - 224 с.

2. Горошко О. О., Дем'яненко А. Г., Киба С. П. Двохвильові процеси в механічних системах. – К.: Либідь, 1991, - 188с
3. Каленюк П.І., Скоробогатько В.Я. Якісні методи теорії диференціальних рівнянь. К., 1977, с.122.
4. Каленюк П.І., Нитребич З.М. Узагальнена схема відокремлення змінних. Диференціально-символьний метод.- Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2002.- 292с.
5. Дем'яненко А.Г., Евстратенко Д.А. Метод двухволнового представления колебаний и его развитие в задачах строительной механики упругих конструкций с подвижной инерционной нагрузкой // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури. – Дніпропетровськ: ПГАСА,2010.- № 6.С.43-50.
6. Пановко Я. Г. Устойчивость и колебания упругих систем / Я. Г. Пановко, И.И Губанова. – М.: Наука, 1987 – 352 с.

УДК 629.45.027.35

РОЗРАХУНОК ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ВІБРАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ ДЛЯ ЧУТЛИВИХ ЕЛЕМЕНТІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ КОЛІСНИХ МАШИН

DYNAMIC VIBRATION PROCESSES FOR THE LAND CAR SENSITIVE ELEMENTS CALCULATION AND OPTIMIZATION

Богдан Дівеєв¹, Ігор Дорош², Вікторія Опалко³, Геннадій Черчик⁴

¹Національний університет «Львівська політехніка», ²ПП «Дора», м. Львів, ³Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ, ⁴Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, Львів

The paper deals with the methods of calculation and optimization of vibration processes in land wheel machines. Mathematical model based on experiments for the sensitive element vibration level decreasing by means of dynamic vibration absorbers is proposed.

Надійність транспортного засобу визначається надійністю його чутливих елементів. Нижче наведена загальна схема транспортного засобу (колісного екіпажу) в плані його надійності.

Тут чутливим елементом можуть бути як елементи конструкції машини, так і водій і вантаж. Розглянемо такі сільгоспмашини: 1) сівалка, 2) штанговий обприскувач.



Рис. 1. Загальна схема транспортного засобу (внутрішній чутливий елемент)

1. У сівалці як чутливі елементи розглянемо різьбові з'єднання (РЗ) [1,2]. На цілісність РЗ впливає ряд факторів: діаметр і довжина болтів, конфігурація з'єднання, стан поверхні болтів і з'єднаних ними частин конструкції, точність виготовлення, застосування фіксуючих пристроїв (контргайок, шайб

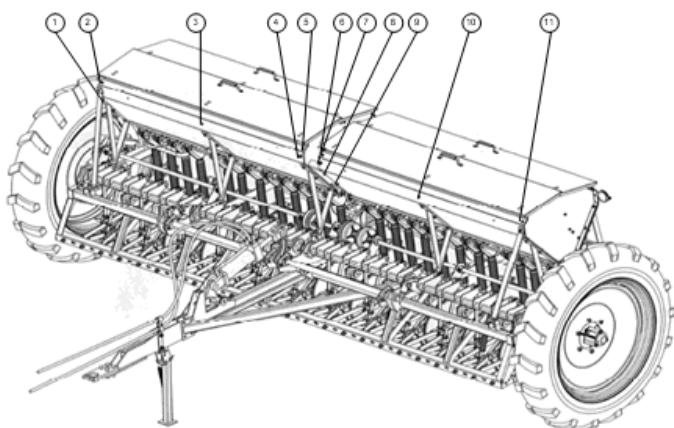
Гровера...). Основний фактор – це амплітуда та градієнт вібрації. Розглянемо його у цьому розділі. Введемо наступний критерій втрати цілісності РЗ

$$J_C = J_C(S(f), G(f)). \quad (1)$$

Тут $S(f)$ – спектральна густина вібрації в околі РЗ, $G(f)$ – конфігурація з'єднання. У $G(f)$ входять всі геометричні параметри РЗ, та конструктивне вирішення елементів, що з'єднуються.

Такий критерій вибрано на основі наступних міркувань: по-перше, на ослаблення РЗ впливає амплітуда та кількість циклів коливань. Але не тільки, впливає частота і геометричні параметри. Відомо, що елементи конструкції можуть вступати у резонанс з зовнішньою вібрацією, що спричиняє багатократне збільшення амплітуди їх коливань. Дослідимо спочатку першу величину в (1). Для цього розглянемо сівалку як колісну машину – причеп. На рис. 2. наведена загальна (об'ємна) схема причепа з місцями болтових з'єднань (1-11) та стенд для випробувань.

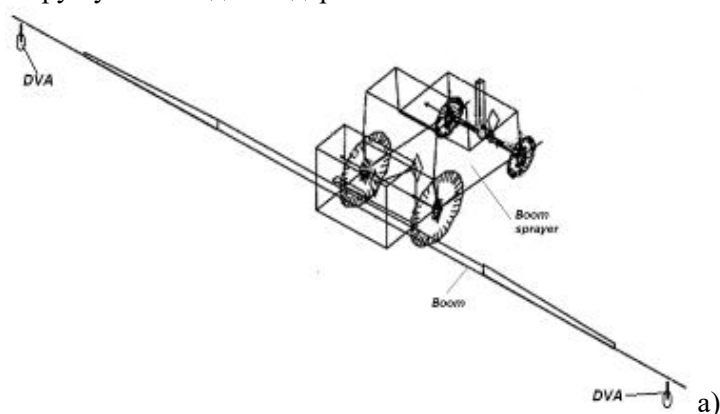
Для моделювання динаміки колісних машин найбільш поширена модель що ґрунтується на декомпозиції загальної схеми на ряд часткових нижчого порядку. Було також побудована розрахункова схема та верифікована на стендах для окремого РЗ з врахуванням люфтів.



а) б)

Рис. 2. Загальна (об'ємна) схема причепа з місцями болтових з'єднань (1-11(а), стенд для моделювання вібраційних процесів у баку причепа з зерном

2. Мобільні машини часто містять великогабаритні елементи, що знаходяться в умовах значного динамічного навантаження. Це, наприклад, всілякі крани, пересувні бурові установки (на базі колісних машин), сільськогосподарська техніка: штангові обприскувачі (рис. 3) та машини для внесення добрив, віброструшувачі плодівих дерев та інші.



б)

Рис. 3. Штанга обприскувача з ДГК: а) загальний вигляд, б) ДГК.

Динамічні гасники коливань (ДГК) широко застосовуються для зменшення рівнів вібрації і шуму в кабінах транспортних засобів, для зменшення вібрації обертових машин, зменшення амплітуд коливань різноманітних веж і споруд, тощо. Тут для зменшення вібрації крил штанги використовуються ДГК [3].

Розрахований і випробуваний на стенді (в натуральну величину, рис. 3б) ДГК показав хороші віброзахисні властивості.

Література

1. Дівеєв Б.М., Николишин М.М., Опалко В.Г., Черчик Г.Т., Вібронавантаженисть з'єднань елементів конструкцій колісних машин. Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за галузями знань «Технічні науки», вип. 55, 2016 р. Луцьк, С. 127-133.

2. Б. Дівеєв, В. Опалко, Г. Черчик, Вібронавантаженисть різьбових з'єднань у конструкції сівалки, Автоматизація виробничих процесі у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвідомчий науково-технічний збірник – Львів, Вид-во «Львівська політехніка» 2016.- № 50.-С.33-45.

3. Б.М. Дівеєв, І.Р. Дорош, В.Є. Мартин. Застосування динамічних гасників коливань коткового типу. Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. Вісник НУЛП. 2015.-№730.-С.125-130.

УДК 629.45.027.35

РОЗРАХУНОК ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ДГК ДЛЯ ВИСОТНИХ СПОРУД

DVA's FOR TALL BUILDINGS CALCULATION AND OPTIMIZATION

Богдан Дівеєв, Михайло Котів, Роман Котів, Ярослав Яворський
Національний університет “Львівська Політехніка”.

To determine the optimal parameters of the dynamic vibration absorber (DVA), a complete multi-parameter model of the dynamics of machines and structures is established. The paper deals with the methods of calculation and optimization of vibration processes in high-rise buildings. Mathematical model based on experiments for the vibration level decreasing by means of dynamic vibration absorbers is proposed.

На протязі останнього століття, виходячи з важливої ролі ДГК в гасіння вібрації, проведені численні дослідження для оцінки застосування пасивних, активних та напівактивних абсорберів як протидії вібрації [1-3]. Такі структури як мости, висотні будови, вежі мають малі частоти коливань та демпфування та мають здатність до високих рівнів коливань. Отже, застосування ДГК є ефективним для покращення їхньої динамічної поведінки. Застосування найбільшого ДГК в світі (660т) у другому найвищому хмарочосі в Тайбеї 101[4], та інсталяція 140 тонного маятникового абсорбера в вежі спортивного міста Доха в Катарі [5] можуть бути названі як частина самого визначного і ефектного використання ДГК.

Вежа на цементному заводі в Мерсіні. Як приклад застосування ДГК у висотних спорудах промислового призначення розглянемо коливання башти попереднього нагрівання на цементному заводі (CIMSA) в Мерсіні, Туреччина[6]. Механізм збудження, що спричиняє таку вібрацію, був невідомий на початку, як не було обертового обладнання на вежі. Проте після деяких попередніх розслідувань механізм збудження був визначений як змінний час дисбалансу суміші що обертається в межах циклонів, що розділяють пил. Інше спостереження було, що частота коливань вежі не виявила ніяких ознак змін, коли виробнича продуктивність була різною. Це призвело до впевненості в тому, що башта відреагувала переважно на 1,04 Гц, що відповідає одній (або двом в різних напрямках) її власним частотам при згині. 2D-вібраційний поглинач було виготовлено та встановлено на вісім пружин між внутрішньою та зовнішньою коробкою з відповідною пружністю. Чотири кабелі підтримують масу поглинача. Регульовані амортизатори тертя, здатні працювати в двох вимірах, були спроектовані та виготовлені. У середньому, коливання башти були зменшені до приблизно 10% вихідних рівнів.

Вежа на Подольському цементному заводі. На цій вежі проведені дослідження по вібрації [7].

Характер збурення імпульсний, збуджуються коливання вежі на першій власній частоті ($f_1 \approx 1$ Гц) та на вищій частоті ($f_1 \approx 4.5$ Гц). Проведені експериментальні та теоретичні дослідження вказали на складний

процес вібрації у вежі на Подольському цементному заводі. Ці процеси набагато складніші, ніж у башти попереднього нагрівання на цементному заводі (СІМSА) в Мерсіні, Туреччина. Там, нібито, всі проблеми було вирішено при застосуванні простого маятникового ДГК з додатковими елементами сухого тертя. Це завдяки тому, що коливання фіксовані гармонійні з частотою приблизно 1гц. На нашій вежі також основна частота коливань в околі 1гц. В [7] для вирішення проблеми пропонується зміцнити дах вежі. На наш погляд це хибна думка, оскільки властивості конструкції визначаються не масою на її вершині, а розподілом маси і жорсткості по всій висоті. Вказується в [7] і думка взагалі змінити конструкцію вежі. Це, очевидно, надзатратний метод.

Тому, враховуючи багаторічний світовий досвід та наші нароби, наприклад останні патенти [8,9] ми вважаємо, що ця проблема, так як і в Мерсіні і в багатьох висотних спорудах може бути вирішена на основі застосування ДГК. Виникає питання якого саме і як його встановити. Нібито ДГК повинен гасити коливання на двох частотах, судячи з експериментальних даних [7]. Такий ДГК повинен бути двомасовий, де одна маса налаштована на частоту 1гц, а друга на 4гц. Проте цьому є два важливих заперечення.. Ніякий ДГК не гасить імпульсні вібрації на початковій фазі. Можна було би погасити «хвіст» вібрації. Проте на частоті 4гц це мало що допоможе. Справді, як видно з [7], ці вібрації короткотермінові. По-друге, наші консультації з конструкторами встановили, що на даху вежі не вистарчить місця для встановлення декількох ДГК. Наші спроби оптимізувати ДГК у вигляді етажерки «маса над масою», у вигляді ДГК з додатковим пружними зв'язками виявилися марними і тут не приводяться. Занадто велика різниця частот. Також для такого виду коливань недосить ефективні і контрольовані ДГК чи ДГК з бар'єрами [10,11]. Тому ми прийшли до наступного рішення:

1. Встановити на даху вежі поодинчий ДГК на 1Гц.
2. Зробити його регульованим по частоті.
3. За рахунок конструктивних особливостей підвищити рівень демпфування в ДГК.
4. Значно спростити і здешевити конструкцію та процес встановлення ДГК (навіть у порівнянні з Мерсіною)
5. За основу нашого ДГК взяти останній патент на основі патенту [9] з додатковими елементами сухого тертя в дусі патенту [8] але в просторовій модифікації (в стадії затвердження у Києві)

P.s. На цементному заводі нам відомі проблеми не лише з цією баштою, але, може навіть більші, з іншими спорудами. Їх можна було б вирішити у стислі строки при незначному фінансуванні на експериментальні та проектні роботи. Крім того, такого типу ДГК можуть виявитися ефективними для підвищення ресурсу мостів (відомий приклад Київського мосту, який «устал») та інших висотних споруд.

Література

1. Ден-Гартог Дж.П. Механические колебания. - М.: Физматгиз, 1960. - 580 с.
2. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле.-М.: Наука,1967.-444с
3. Вибрации в технике: Справочник. Т. 6. Защита от вибрации и ударов /Под ред. К.В. Фролова. - М.: Машиностроение, 1981. - 456 с.
4. Kourakis, I. Structural systems and tuned mass dampers of super-tall buildings : case study of Taipei 101, Massachusetts Institute of Technology, 2007.
5. Nawrotzki, P. Tuned-mass systems for the dynamic upgrade, Eleven East Asia Pacific Conference Structural Engineering Construction, 2008, pp. 1–9.
6. Kenan Y. Sanliturk and H. Temel Belek, Design and implementation of a 2-dimensional Vibration absorber on a pre-heater tower at a cement factory, Istanbul Technical University, Faculty of Mechanical Engineering, Center of Acoustics and Vibration Research 80191 Gumussuyu, Istanbul, Turkey
7. Report dated 15.03.2013 PJSC Podolsky Cement Vibrations in Raw Meal Silo. Buro Karlsruhe,;Buro Dresden
8. Деклараційний патент на корисну модель № 114978 Україна F16F15/00. Динамічний гасник коливань / Дівеев Б.М., Глобчак М.В., Керницький І.С., Дорош І.Р., Черчик Г.Т., Кандяк Я.П. Оpubл. 25.03.2017, Бюл. № 6.
9. Деклараційний патент на корисну модель № 126881 Україна F16F15/00. Динамічний гасник коливань / Дівеев Б.М., Котів М.В., Котів Р.М., Черчик Г.Т. Оpubл. 10.07.2018, Бюл. № 13.

10. Bohdan Diveyev. Impact and particle buffered vibration absorbers optimization and design. Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Material Science. Vol.1., №2 pp. 35-50

11. Bohdan Diveyev. Semi-active vibration absorbers for the high-rise objects. Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Material Science. Vol.4., 2018, №1 (в друці).

УДК 534.1, 621.81-192

МЕТОД ПОСЛІДОВНОГО СТАТИЧНО-УДАРНО-ДИНАМІЧНОГО РОЗРАХУНКУ МЕХАНІЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ У ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНИХ СИСТЕМАХ

**METHOD OF SUCCESSIVE STATIC-SHOCK-DYNAMIC CALCULATION
MECHANICAL CO-OPERATION IN DISCRETE-CONTINUAL SYSTEMS**

Володимир Шпачук, Олександр Чупринін, Тетяна Супрун

Харківський національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова

The paradigm of investigation of the peculiarities of the interaction of a four-axle tram carriage and railroad tracks is based on a multifactorial analysis, and a new approach to solving the problem of mechanical interaction of the railroad transport vehicle and the track at the junction point is created.

Розглянуто на прикладі трамвая динамічну взаємодію чотиривісного вагона з рейковою колією в зоні стику з урахуванням наступних факторів: висоти стику, яка відповідає параметрам статичної взаємодії руху вагона, а також його завантаженню, конструктивним та експлуатаційним факторам механічної системи "вагон – рейкова колія". При цьому динамічні характеристики післяударної взаємодії на фазі зростання прогинів континуальної системи під першою опорою визначаються з урахуванням параметрів реального об'єкта у вигляді чотиривісного вагона і рейкового шляху у зоні ізольованої стикової нерівності типу "зазор – ступінь вгору".

Для досягнення поставленої мети вирішено наступні задачі: методами моделювання механічну систему, що розглядається, представлено у вигляді багатопролітної балки на пружних опорах. Стикову накладку – еквівалентним пружним елементом на кінці приймаючої або віддаючої рейки, коефіцієнт жорсткості якої визначено з урахуванням особливостей її деформування. Також, враховуючи ударну взаємодію колеса першої колісної пари з торцем приймаючої рейки, вагон, що взаємодіє з приймаючою рейкою, розглянуто у вигляді підресореної двомасової системи. При цьому текуча висота ступені визначається з урахуванням статичної взаємодії трамвая з рейковою колією, що відповідає фазі руху вагона через нерівність стику. При аналізі процесів динамічної взаємодії в системі "двовимірна дискретна пружно-дисипативна система – континуальна система в вигляді нерозрізної багатопролітної балки на 24 пружних опорах" прийняті наступні припущення, що не суперечать результатам робіт, при ударі колеса у торець приймаючої рейки: не відбувається його відрив, а також його ковзання відносно рейки; коливання колісної пари та головки рейки відбуваються в безвідривному режимі; прогини рейки реалізуються без порушення цілісності баластового шару (так як розглядаються деформаційні характеристики баластового шару під першою шпалою на фазі лише зростання прогинів приймаючої рейки тільки вниз, припущення також є прийнятним). Парадигму досліджень особливостей взаємодії чотиривісного вагона та рейкової колії побудовано на базі багатофакторного аналізу; створено новий підхід до вирішення задачі механічної взаємодії вагона рейкового транспорту і колії в місці стикового з'єднання, що дозволяє розглядати різноманітні типи стиків рейкової колії з урахуванням конструктивних і експлуатаційних особливостей транспортного засобу. Запропоновані моделі на практиці використовуються при розробці технічних рішень по вдосконаленню стиків рейкової колії, а також при визначенні режимів експлуатації трамвайних вагонів. Створено експериментально-теоретичні комплекси для дослідження, розрахунків та вдосконалення параметрів вагона і верхньої будови колії, шляхом їх раціонального вибору і оптимізації. Отримано також результати чисельних розрахунків параметрів динамічної взаємодії трамвайного вагона з рейковою колією

в місці стикового з'єднання, яке враховує експлуатаційні, механічні і геометричні фактори з використанням наведених моделей. Встановлено нові закономірності взаємодії чотирирівнісного трамвайного вагона з рейковою колією при проходженні транспортним засобом стикової нерівності.

УДК 539.3:534.1

ВПЛИВ ПОПЕРЕДНЬО НАПРУЖЕНОГО СТАНУ НА ЧАСТОТИ НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ЕНЕРГЕТИЧНИХ МАШИН

EFFECT OF PRESTRESSED STATE ON FREQUENCIES OF BEARING STRUCTURES OF THE ENERGY-
CONVERTING MACHINERY

Наталя Сметанкіна, Сергій Місюра

Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, м Харків

The method for calculating the natural vibration frequencies of hydro turbine lid in vacuum, in contact with water and taking into account the prestressed state of the structure is presented. The good coordination of calculation results with experiment data confirms their reliability and working capacity of the offered approach.

На частоту кришки гідротурбіни впливає велика кількість факторів, таких як тиск води, попередньо напружений стан від навантажень, інерційні сили від приєднаних мас, а також глибина об'єму води під кришкою. Актуальність даної роботи полягає в необхідності комплексного дослідження впливу конструкційних параметрів і експлуатаційних факторів на частоти коливань кришок гідротурбін.

Метою роботи є створення методики розрахунку власних частот коливань конструкцій у вакуумі та при взаємодії з водою з урахуванням попередньо напруженого стану конструкції. Через складність форми конструкції задача розв'язується методом скінченних елементів і полягає у знаходженні частот і відповідних їм форм коливань.

Урахування інерційних сил від мас, устаткування, розташованого на кришці, моделюється приведеною густиною. Також у динамічному процесі враховується вплив рідини. Попередньо напружений стан моделюється шляхом введення так званої геометричної матриці жорсткості, яка одержана на основі тензора попередніх напружень і нелінійної частини тензора деформацій.

Розв'язана задача з визначення частот власних коливань сталевій циліндричній оболонки, що знаходиться під дією внутрішнього тиску. Для вибору розміру скінченного елемента виконана серія розрахунків і проведена оцінка збіжності розв'язку. Встановлено, що внутрішній тиск приводить до збільшення власних частот коливань циліндричної оболонки, а зовнішній їх знижує. На тестовому прикладі перевірена роботоспроможність запропонованого підходу і підтверджено достовірність результатів, отриманих на його основі. Результати, отримані за розробленим підходом, відрізняються від експериментальних даних від 0,5 до 11%.

На основі запропонованого підходу досліджені вільні коливання кришки гідротурбіни, що виготовлена з листового прокату сталі. Найбільший інтерес становить перша власна частота, тому що вона найбільш близька до частоти збудження. При дослідженні власних коливань кришки інерційні сили від маси устаткування, яке встановлено на кришці, моделювалися приведеною густиною кільця. Визначено, що зміна маси впливає на власну частоту кришки.

Установлено, що зі збільшенням глибини об'єму води частота гідропружних коливань знижується; зі збільшенням вагових навантажень частота коливань знижується; зі збільшенням тиску води частота коливань знижується; врахування попередньо напруженого стану істотно не впливає на частоту на першу власну частоту кришки.

АНАЛІЗ ВЛАСНИХ КОЛИВАНЬ МУЗИЧНОГО ІНСТРУМЕНТУ НА ПРИКЛАДІ ДОМРИ

ANALYSIS NATURAL VIBRATIONS OF MUSICAL INSTRUMENT ON THE EXAMPLE OF DOMRA

Ольга Суханова, Олексій Водка

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

The article is devoted to investigation of dynamics musical instrument Domra. The main method of the work is the finite element method. For modeling musical instrument was used geometrical modeling system which is a handy program that ensures the development products of any complexity and purpose. The aim of the research is the study of dynamic processes occurring in the Domra, finding the frequency and forms vibrations of strings and shell of model using the finite element modeling system modules.

Музичні інструменти представляють собою дуже складну з огляду на їхню конструкцію механічну систему. Вони складаються з багатьох елементів, що виготовлені з різних матеріалів, та мають різні фізико-механічні властивості. У представленій роботі досліджується власні коливання музичного інструмента на прикладі домри. Домра – це слов'янський струнний музичний інструмент, корпус якого має напівсферичну форму. Гра на домрі виконується за допомогою медіатора.

Зважаючи на те, що якість звучання музичних інструментів є однією з найважливіших характеристик, важливим є вивчення впливу матеріалів та конструкції на якість звучання інструменту. Тому у роботі проводиться аналіз власних коливань домри та визначається їхнє співвідношення зі стандартними нотами.

Основним методом дослідження є метод скінчених елементів (МСЕ), який лежить в основі переважної кількості сучасних програмних комплексів. МСЕ дозволяє використовувати детальну геометричну модель інструменту, а також задати фізичні властивості всіх матеріалів з яких виготовлені елементи домри.

Першим етапом роботи було створення детальної геометричної моделі музичного інструменту (рис. 1), що враховує основні конструктивні особливості типової домри. Зокрема, побудована геометрична модель складалася з грифу, деки, колків, підставки, кльопок, струн та інших елементів. Наступним кроком була побудована скінчено-елементна модель, що враховує натягнення струн. Також для всіх елементів були задані відповідні властивості матеріалів.



Рис. 1. Побудована геометрична модель домри

Для порівняння була також побудована модель корпусу домри без струн. Це дозволило за допомогою комплексу скінчено-елементного моделювання визначити власні частоти і форми коливань даної моделі. Отримані дані дозволили проаналізувати власні частоти коливань. За результатами порівняння показано взаємозв'язок отриманих частот корпусу з відповідними нотами.

Таким чином, можна зробити висновок, що у роботі побудована детальна геометрична модель домри. На її основі створено скінчено-елементну модель, що дозволяє визначати власні частоти коливань корпусу та струн домри. За результатами розрахунків видно, що частоти коливань корпусу частково співпадають з частотами нот, що призводить до того, що елементи корпусу підсилюють звучання струн на певних нотах завдяки ефекту резонансу.

ВПЛИВ ХАРАКТЕРИСТИК САМОКЕРОВАНОЇ ФРИКЦІЙНОЇ МУФТИ НА ДИНАМІЧНІ ЗУСИЛЛЯ В ЕЛЕМЕНТАХ КІЛЬЦЕВО-КУЛЬОВОГО МЛИНА

THE INFLUENCE OF A CHARACTERISTICS OF SELF-DIRECTED FRICTION CLUTCH ON DYNAMIC FORCES IN ELEMENTS OF RING-BALL MILL

Євген Харченко¹, Леонід Поліщук², Володимир Палюх¹, Галина Чумало³

¹Національний університет «Львівська політехніка», ²Вінницький національний технічний університет,

³Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, м. Львів

The influence of the coefficient of stiffness and the coefficient of friction of self-directed clutch on the dynamic forces in the elements of the ring-ball mill is studied. The mathematical model of the processes of starting an electromechanical system of a technological machine is constructed taking into account the close interconnection of electromagnetic phenomena in the asynchronous motor and mechanical vibrational phenomena. The possibilities of reducing the dynamic loads of the main shaft and other elements of the mill are substantiated.

Один із найважливіших критеріїв сталого розвитку світової спільноти полягає у збалансованому використанні усіх можливих ресурсів електроенергетичної системи. Застосування теплових електростанцій для розв'язання цієї задачі має вирішальне значення. Перевага віддається вугільним електростанціям, оскільки розвідані запаси кам'яного вугілля значно перевищують запаси нафти або природного газу. На продуктивність та надійність теплових електростанцій істотно впливає якість помелу кам'яного вугілля, правильність добору концентрації вугільного пилу у повітряно-вугільній суміші і швидкості подачі палива у піч. До найбільш поширених конструкцій вугільних млинів належать кільцево-кульові млини.

Як показує аналіз досліджень у галузі конструювання і експлуатації вугільних млинів, науково-дослідні роботи спрямовані на підвищення продуктивності цих машин, якості підготовки повітряно-вугільної суміші, а також на зменшення енерговитрат на роздрібнення кам'яного вугілля. Разом з тим, динамічні явища в електромеханічних привідних системах та у виконавчих механізмах, що істотно впливають на надійність кільцево-кульових млинів, вивчені недостатньо. Постає потреба в удосконаленні систем діагностики технічного стану вугільних млинів на основі дослідження їх динаміки, міцності та механіки руйнування.

У даній статті ставиться за мету побудова математичної моделі нестационарних і усталених режимів роботи електромеханічної системи кільцево-кульового млина на основі урахування взаємозв'язку електромагнітних явищ в асинхронному двигуні і механічних коливальних явищ та проведення досліджень впливу коефіцієнта жорсткості та коефіцієнта тертя самокерованої фрикційної муфти на динамічні зусилля у головному валі та в інших елементах кільцево-кульового млина.

Електромеханічна система млина включає асинхронний двигун, комбіновану (самокеровану фрикційну) муфту, зубчастий редуктор, та механізм для подрібнення кускового матеріалу (вугілля). Обертальний рух ротора двигуна передається через комбіновану муфту до ведучого вала редуктора, а потім – до його веденого вала, який приводить в рух закріплене на валі ярмо зі встановленим на ньому нижнім (опорним) кільцем. Опорне кільце, у свою чергу, впроваджує в рух порожнисті кулі, притиснуті до ярма за допомогою верхнього (натискного) кільця і стиснутих пружин. В процесі обертання веденого вала редуктора з ярмом і нижнім кільцем, кулі одночасно обкочуються по поверхнях нижнього і верхнього кілець, подрібнюючи вугілля, що подається у млин по спеціальному трубопроводу. Комбінована муфта включає самокеровану відцентрову муфту з дробом і послідовно з'єднану з нею пружну муфту. Взаємодія півмуфт відцентрової муфти здійснюється за рахунок виникнення сил тертя металевого дробу об циліндричну поверхню веденої півмуфти внаслідок обертання робочого середовища (сталевго дробу) у порожнині муфти за допомогою лопаток ведучої півмуфти. У початковий період пуску привідної системи момент тертя муфти є настільки малим, що ведуча півмуфта, жорстко зв'язана з валом двигуна, пробуксовує відносно веденої півмуфти. Це значно полегшує розгін ротора двигуна. Зі зростанням куткової

швидкості ведучої півмуфти і, відповідно, моменту тертя в муфті, входять в рух і плавно розганяються обертові частини редуктора і механізму для подрібнення кускового матеріалу. Коли швидкості ведучої і веденої півмуфт вирівнюються і момент сил пружності комбінованої муфти не перевищує моменту тертя, пробуксовування зникає. Однак, зростання крутного моменту в муфті у зв'язку з динамічними явищами, якими супроводжуються нестационарні режими роботи кільцево-кульового млина, може привести до повторного пробуксовування в муфті.

Ефективність експлуатації кільцево-кульового млина значною мірою залежить від надійності електромеханічного приводу і виконавчого механізму. Слабким місцем механічної системи є головний вал, який служить для передачі енергії від приводу до обертової платформи (ярма). В процесі роботи млина цей вал піддається дії змінних крутних моментів, а іноді й істотних згинальних моментів та поздовжніх сил. Найбільш поширеним механізмом виходу головного вала з ладу є його втомне руйнування.

У нестационарних режимах роботи кільцево-кульового млина його механічна система змінює свою структуру. Якщо має місце пробуксовування у муфті, ця система розпадається на дві підсистеми: ротор двигуна і механічний привід з виконавчим механізмом рухаються порізно. Якщо ж пробуксовування у відцентровій муфті з дробом відсутнє, інерційні елементи системи здійснюють сумісний рух.

Запропонована математична модель нестационарних процесів в електромеханічній системі кільцево-кульового млина побудована з урахуванням взаємовпливу електромагнітних явищ в асинхронному двигуні і механічних коливальних явищ, можливих змін структури механічної системи машини в процесі пуску, особливостей функціонування відцентрової муфти з дробом, а також несталості зведеного моменту інерції і параметрів технологічного навантаження під час завантаження або розвантаження робочої камери млина. Електромагнітний стан асинхронного двигуна описано з урахуванням насичення магнітопроводу. Числова реалізація математичної моделі дає можливість визначати як максимальні зусилля в елементах конструкцій млина, так і особливості зміни цих зусиль в часі, що сприяє не лише підвищенню точності розрахунків кільцево-кульових млинів на міцність, а й удосконаленню методики прогнозування їх проектного або залишкового ресурсу.

Як показали дослідження, в процесі пуску електромеханічної системи кільцево-кульового млина під навантаженням максимальні моменти у головному валі можуть набувати удвічі більших значень, ніж під час поетапного пуску машини. На максимальне значення крутного моменту у головному валі істотно впливають середнє значення, амплітуда і частота технологічного навантаження, крутильна жорсткість і момент тертя самокерованої фрикційної муфти, а також крутильна жорсткість головного вала. Під час пуску електромеханічної системи млина може відбуватися перехід через резонанс.

Застосування пружних муфт для передачі обертального руху від двигуна до редуктора та від головного вала до ярма виконавчого механізму, а також раціональний добір моменту тертя самокерованої відцентрової муфти з дробом можна розглядати як важливий чинник зниження максимального крутного моменту у головному валі та в інших елементах кільцево-кульового млина.

УДК 539.3

МЕТОДИ ВИЗНАЧЕННЯ УСТАЛЕНИХ РЕЖИМІВ РУХУ ВІБРОУДАРНИХ СИСТЕМ

DETERMINATION METHODS OF MOVEMENT ESTABLISHED MODES FOR VIBRO-IMPACT SYSTEMS

Микола Ткачук, Андрій Танченко, Андрій Грабовський, Микола Ткачук-мол.

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

The vibro-impact system is considered under the influence of periodic force. It is proposed to apply a functional series with different basic functions for modeling of dynamic characteristic. The method of minimizing the inconsistency of system initial and final states has been developed to determine the periodic established modes on the interval of a single or multiple period of perturbing force.

Розглядається віброударна система під дією періодичної сили. Для моделювання динамічної характеристики пропонується застосувати функціональний ряд із різними базисними функціями. Для визначення періодичного усталеного режиму розроблено метод мінімізації невідповідності початкового та кінцевого станів системи на інтервалі одинарного або кратного періоду дії збурювальної сили.

На початковому етапі досліджується тестова система, яка складається із декількох мас, з'єднаних пружинами. Ці пружини мають нелінійні характеристики. Ці характеристики моделюють, наприклад, прогресуючу жорсткість підвісок транспортних засобів спеціального призначення або наявність зазорів, люфтів та упорів між елементами систем озброєння (бойові модулі, оснащені артилерійськими автоматичними системами тощо). Такі динамічні системи піддаються періодичним збурювальним впливам (зусилля при подоланні перешкод, реактивні зусилля віддачі при стрільбі тощо). У результаті у досліджуваній системі реалізуються гармонійні, субгармонійні або хаотичні режими руху.

Для ідентифікації характеру усталеного руху застосовано карти Пуанкаре. Цей метод доповнено кількісним критерієм, за допомогою якого визначається періодичність руху, що знаходиться шляхом чисельного інтегрування рівнянь руху.

Застосування розробленого методу проілюстровано на прикладі низки тестових задач.

У ході досліджень, зокрема, встановлено, що при варіюванні коефіцієнтів розкладання і множини базисних функцій в розкладанні сили ударної взаємодії різко змінюються і часові розподілу цих зусиль, і їх величини, і тривалість ударної взаємодії, і вигляд фазових траєкторій віброударної системи. Так, у віброударній системі з нелінійними неутримуючими зв'язками існують стійкі режими руху, які в широкому діапазоні не залежать від початкових умов. Таким чином, можна відзначити, що система самопідлаштовується відносно моменту ударної взаємодії її елементів. При цьому у системі за певних параметрів можуть бути реалізовані субгармонійні процеси.

На прикладах машини для вибивки великого литва, бронекорпусів бронетранспортерів та тягачів були встановлені залежності режимів руху від параметрів системи. Також визначено напружено-деформований стан цих елементів від дії динамічних навантажень. Було, наприклад, виявлено, що при зміні товщини стінок елементів вибивної машини удвічі максимальні динамічні напруження змінюються на 40%, причому залежність максимальних динамічних напружень від товщини має нелінійний характер. При розв'язанні комплексу прикладних задач були розроблені рекомендації щодо визначення основних параметрів та структури проектованої конструкції віброударної машини. Це дало можливість прискорити процес проектування, підвищити технічні характеристики та зменшити масу вибивної машини з одночасним зниженням напружень. Такі ж рекомендації розроблені стосовно бронекорпусів досліджуваних машин.

УДК 621.22:62-522.2

МЕТОДИ ЗМЕНШЕННЯ ШКІДЛИВИХ ВІБРАЦІЙНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В СЕГМЕНТНО-ПАЛЬЦЕВОМУ РІЖУЧОМУ МЕХАНІЗМІ КОСАРКИ

METHODS OF DECREASE OF HARMFUL VIBRATION LOADS IN THE RECIPROCATING SINGLE BLADE CUTTER BARS

Паладійчук Юрій Богданович, Зінєв Михайло Вікторович
Вінницький національний аграрний університет

Основним видом корму для ВРХ в холодну пору року, яка триває 192 днів на рік, є грубі корми, значну частину яких складає сіно з багаторічних бобових трав. Однією з найважливіших технологічних операцій в технологічному процесі заготівлі грубих кормів є скошування. Сьогодні процес скошування повністю механізований. На ринку техніки присутня значна кількість конструкцій косарок. Значного поширення набули роторні косарки, вони забезпечують високу швидкість скошування, мають просту конструкцію ріжучого механізму та системи привода, в деяких мірі дозволяють скошувати полегли трави.

Та при розрахунку витрат потужності на одиницю роботи, вони мають підвищене споживання енергії, якість зрізу при скошуванні багаторічних бобових трав значно нижча через руйнування структури трубчастого стебла багаторічних бобових трав, ніж у сегментно-пальцевих косарок, в зв'язку з чим використання роторних косарок стає не доцільним.

Сегментно-пальцеві косарки забезпечують високу якість зрізу, мають просту і надійну конструкцію, що майже не зазнала вагомих змін від моменту створення у 1822 році [1]. Основним недоліком використання сегментно-пальцевих косарок є значна динамічна неврівноваженість ріжучого механізму та механізму привода косарки, що в свою чергу призводить до зниження продуктивності, та прискореного зносу деталей косарки [2].

Цей недолік усунуто в конструкціях сегментних косарок з гнучким безкінечним ріжучим елементом, що конструктивно являють собою роликівий ланцюг з прикріпленими до нього сегментами. Така конструкція дає можливість використовувати систему гідропривода, виконувати безступінчасте регулювання робочої швидкості, змінювати напрям обертання, використовувати сегменти з різними ріжучими кромками (з насічкою та без). Основним недоліком, що гальмують впровадження таких косарок у масове виробництво є їх низька наукова дослідженість та необхідність переорієнтації виробництва [2]. В той же час сегментно-пальцеві ріжучі зворотно-поступальним рухом ріжучого механізму набули значного поширення, вони серійно встановлюються на зернозбиральні комбайни всіх світових виробників, у вітчизняних господарствах всіх форм власності є принаймні одна косарка такої конструкції. Враховуючи все вище сказане, єдиним можливим напрямком інтенсифікації процесу скошування є удосконалення конструкції сегментно-пальнової косарки.

За роки існування ріжуча частина сегментно-пальцевих косарок практично не зазнала змін, основні зміни конструкції стосуються компоновки окремих вузлів, механізму агрегування, та системи привода. Механізм привода активного робочого органа є основним елементом конструкції, а найбільш поширеним приводом ріжучого апарату косарки завдяки своїй простоті є кривошипно-шатунний механізм .

Зазвичай конструкція механізму привода значно складніша ніж ріжучого апарату, це пов'язано з необхідністю зниження шкідливих знакозмінних навантажень, викликаних роботою як ріжучого апарату так і механізму привода. В деяких конструкціях косарок, для забезпечення зворотно-поступального руху та зменшення шкідливих знакозмінних навантажень використовують кулачковий механізм, механізм приводу з коливальною шайбою, кривошипно-шатунний механізм з коромислом, кривошипно-шатунний механізм з поводком. Такі зміни приводять до ускладнення конструкції, зменшення робочого ресурсу, збільшення собівартості.

Також досліджувались і інші способи зниження шкідливих знакозмінних навантажень [3], кривошип та ножі можуть бути зрівноважені за допомогою противаг, що виконують коливальні чи обертальні рухи в протифазі, але це призводить до збільшення маси та ускладнення конструкції, ріжучий механізм врівноважується за рахунок використання двоножової конструкції, коли в ріжучому апараті використовують дві стрічки ножів , що рухаються назустріч одна одній.

Однак з розвитком сучасної сільськогосподарської техніки актуальним стає гідрофікація привода активних робочих органів сегментно-пальнової косарки. На сьогоднішній день використання гідропривода для автоматизації технологічних процесів є безальтернативним. В той же час вітчизняна промисловість не випускає сучасних сегментно-пальцевих косарок з гідроприводом робочих органів. Тому дане питання залишається відкритим для досліджень.

Гідрофікація системи приводів активних робочих органів сегментно-пальцевих косарок є найбільш перспективним напрямком їх удосконалення [4,5]. Використання гідропривода на всіх тракторах, як вітчизняного так і зарубіжного виробництва, дозволить агрегувати таку косарку з будь-яким енергозасобом.

Основним завданням використання гідропривода в конструкції косарки є обґрунтування його параметрів та аналіз перехідних процесів.

Попереднє математичне моделювання процесу роботи системи гідропривода сегментно-пальнової косарки з гідравлічним приводом, показали, що система працює в усталеному режимі, коливання тиску та швидкості, які виникають в момент пуску, згасають протягом 2 – 2,5 с (рисунок 1). Перерегулювання по швидкості не перевищує 30%, що свідчить про невисоку мінливість перехідного процесу. Час регулювання,

який не перевищує 2,5 с, свідчить про достатньо високий рівень якості процесу регулювання. Отримані параметри перехідного процесу свідчать, що гідросистема не викликає додаткових коливань конструкції косарки.

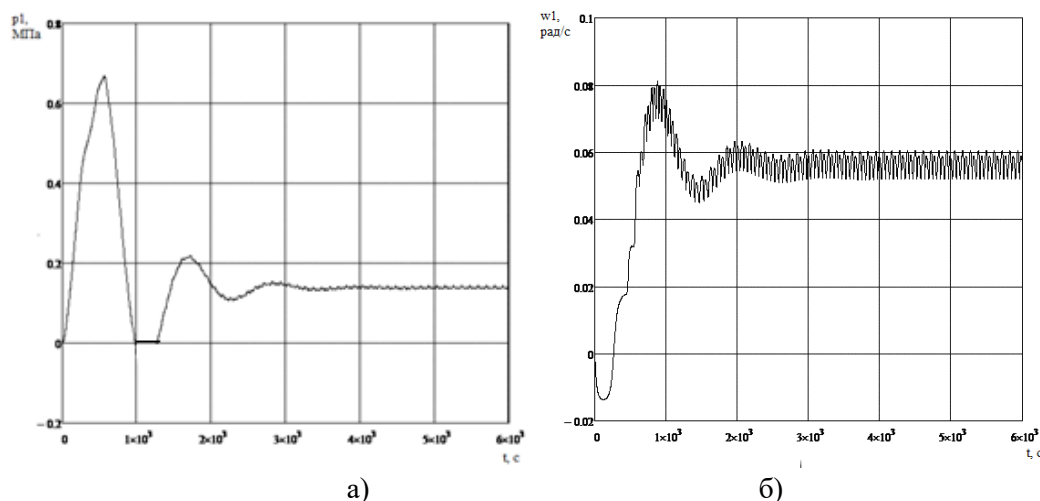


Рис. 1. Перехідні процеси в порожнинах гідромотора: а) процес зміни тиску у порожнинах гідросистеми; б) процес зміни кутової швидкості гідромотора.

Література

1. Dowgiallo, A. 2004. Cutting Force of fibrous materials. Journal of Food Engineering.
2. Бидеев, С.И. Разработка и обоснование параметров косилки с бесконечным носителем режущих элементов: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. тех. наук: 05.20.01 „Технологии и средства механизации сельского хозяйства” / И.С. Бидеев. – Владикавказ, 2010. – 14-21 с.
3. Серета Л.П. STUDY OF THE MATHEMATICAL MODEL OF HYDRAULIC DRIVES SEGMENT-FINGER MOWER UNIT / Л.П Серета, В.С. Руткевич, М.В. Зінев. - Всеукраїнський науково – технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК» / Редколегія: Калетнік Г.М. (головний редактор) та інші. – Вінниця, 2018. – 1 (100) – 165 с.
4. Гаппоев, Т.Т. Некоторые вопросы уравнивания режущих аппаратов с.х. уборочных машин / Т.Т. Гаппоев, Д.Б. Табуев. - Тез. докл. Всесоюзной научно-технической конференции «Совместные методы и средства уравнивания машин и приборов». – М. – Волгоград, 1979.
5. Istvan, Biro. Numerical investigation of kinematical functions of scythe driving mechanisms applied in agricultural mechanical engineering. ANNALS OF FACULTY ENGINEERING HUNEDOARA – International journal of engineering. Tome IX (Year 2011). Fascicule 3. (ISSN 1584-2673).

УДК 631.362

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВЗАЄМОДІЇ СИПКОГО МАТЕРІАЛУ ІЗ ВІБРУЮЧИМ РЕШЕТОМ

MATHEMATICAL MODEL OF INTERACTION OF BULK MATERIAL WITH VIBRATION SIEVE

Ельчин Алісв¹, Віталій Яропуд²

¹Інститут олійних культур Національної академії аграрних наук України, м. Вінниця,

²Вінницький національний аграрний університет.

Due to the fact that the technological process of separation of loose (or granular) material with the help of vibrating sieves is used in various fields of agricultural production, there is a need for its mathematical description. The phenomena of contact interaction are one of the most interesting problems of molecular dynamics studies of granular gas. The aim of the research is to develop a physical and mathematical apparatus for the

elastic-damper interaction of particles of bulk material with a vibrating sieve. As a result of the research, the above-mentioned apparatus was developed, which will be used as the basis for the method of discrete elements and the penalty approach for identifying contacts and calculating the forces of contact interaction between particles of bulk material and the sieve surface.

Явища контактної взаємодії є одними з найбільш цікавих проблем досліджень молекулярної динаміки гранульованого газу. Складність проблеми з контактами обумовлена принаймні трьома аспектами. Перший аспект полягає в нелінійному граничному стані в області контакту, обумовленого обмеженням проникності. Параметри області контакту, що включають режим ковзання, розподіл напруги, форма і розмір області та інші невідомі до аналізу. Другий аспект – це опис фрикційних явищ, які звичайно не мають простих рішень. Третім аспектом є матеріальна та геометрична не лінійність. Зазначені аспекти створюють потребу у визначенні фізико-математичного апарата взаємодії в рамках переміщення частинок сипкого матеріалу по віброуючому решету. В зв'язку з цим виникає необхідність у доповненні моделі пружно-демпферної взаємодії поправками, які характеризують решето.

Метою досліджень є розробка фізико-математичний апарат пружно-демпферної взаємодії частинок сипкого матеріалу із віброуючим решетом.

Існує дві різні моделі для визначення приведенного отвору решета:

Модель 1. У цій моделі береться до уваги радіуси невеликих частинок r . Невеликі частинки не будуть проходити крізь решето, якщо їх центри розміщені по периметру приведенного отвору $ghij$ (рисунок, а). У випадку коли частинки відстають від периметру приведенного отвору по крайній мірі на відстані r всередині периферії, тобто центри частинок повинні перебувати всередині квадратної області $klmn$, вони будуть проходити крізь решето (рисунок 1, а). Регульований параметр отвору b є параметром, визначеним для використання в якості параметра моделювання, щоб відрегулювати розмір отворів решета і може бути записаний у вигляді $b = \zeta(w - r)$, $0 \leq \zeta \leq 1$, де ζ – являє собою фактор безрозмірного масштабування, який зберігає значення параметра b в певних межах, тобто $0 \leq b \leq (w - r)$.

Модель 2. Ця модель являє собою окремий випадок попередньої моделі, де $r = 0$. Вона бере до уваги положення невеликих частинок по відношенню до кордонів приведенного отвору (рисунок, б). Невелика частинка сипкого матеріалу буде проходити тільки якщо її центр знаходиться на або всередині периметра приведенного квадратного отвору $ghij$, в іншому випадку вона відбивається. Значення b можна записати у вигляді $b = \zeta w$, $0 \leq \zeta \leq 1$.

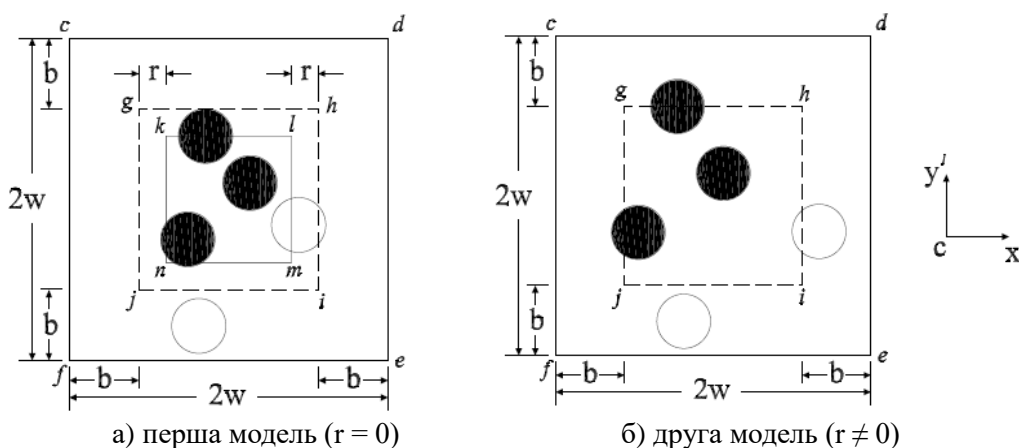


Рис. 1. Різні моделі конструкції приведенного отвору: чорні частинки проходять, а білі відбиваються від сітчастої поверхні

Незважаючи на те, що використання першої моделі більш точне, ніж другої, не можна вважати, що друга модель буде далека від правильності. Було встановлено, що величина $b = 0,6w$, наприклад, у другій моделі може бути в основному еквівалентна або майже близько до значення $b = 0,8(w - r)$ в першій моделі. Тому деякі результати базуються на першій моделі, тоді як інші розглядають другу модель для імітації операції скринінгу.

СКЛАДНІ НЕЛІНІЙНІ КОЛИВАННЯ ПРУЖНИХ ТІЛ ТА АСИМПТОТИЧНИЙ МЕТОД У ЇХ ДОСЛІДЖЕННІ**COMPLEX NONLINEAR OSCILLATIONS OF ELASTIC BODIES AND ASYMPTOTIC METHOD FOR THEIR RESEARCHES****¹Андрій Андрухів, ²Андрій Сенік, ²Богдан Сокіл, ¹Марія Сокіл**¹Національний університет «Львівська політехніка», ²Національна академія сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного, м. Львів

Важливою проблемою дослідження різного роду складних механічних систем із зосередженими масами та розподіленими параметрами є визначення спектру власних частот, а відтак, умови існування у них зовнішніх та внутрішніх резонансів, особливості їх проходження. Якщо для лінійних чи квазілінійних їх аналогів із зосередженими масами такі задачі частково розглядалися, то для нелінійних систем із розподіленими параметрами дослідження не знайшли належного розвитку через існуючі складності побудови розв'язків відповідних математичних аналогів їх руху. Це в першу чергу стосується взаємного впливу крутильних коливань на згинальні чи поздовжні, поздовжніх на згинальні. Вказані задачі значно ускладнюються для таких важливих класів механічних систем із розподіленими параметрами, які характеризуються поздовжньою складовою швидкості руху: дослідження динаміки одно чи двовимірних пружних тіл, які переміщуються зі сталою чи змінною швидкістю і одночасно здійснюють складні коливання (наприклад, складні коливання трубопроводу чи шнекового робочого органу транспортера вздовж котрих переміщається суцільний потік середовища та ін.). Саме такі задачі є предметом розгляду роботи. Використання для них існуючих аналітичних методів побудови та дослідження розв'язків “спрощених” (лінеаризованих) математичних моделей не дозволяє оцінити вплив широкого спектру зовнішніх та внутрішніх чинників на динаміку вказаних систем.

Для часткового розв'язання вказаної проблеми у роботі зроблено припущення щодо існування необхідної інформації про закони зміни основних параметрів одних коливань (меншої амплітуди, наприклад, крутильних) та урахування вказаного у математичних моделях інших. В такому разі використання існуючих аналітичних методів побудови та дослідження розв'язків “уточнених”, значно простіших нелінійних математичних моделей дозволяє оцінити вплив широкого спектру зовнішніх та внутрішніх чинників на динаміку вказаних систем. Показано, що такий підхід є одним із найбільш доступних під час розв'язання багатьох важливих інженерних задач.

Методику проілюстровано на прикладах крутильних та згинальних, поздовжніх та згинальних коливаннях пружних тіл. Для них зокрема встановлено:

- обертання пружного тіла навколо вертикальної осі зменшує частоту власних згинальних коливань тіла, а навіть малі крутильні коливання спричиняють додаткову періодичну дію на поперечні;
- у зв'язку із наведеним вище для згинальних коливань пружного тіла, яке здійснює складні коливання (крутильні та згинальні) можливі резонанси як на частоті зовнішнього періодичного збурення, так і на частотах крутильних коливань (внутрішні резонанси);
- амплітуда переходу через резонанс на основній частоті зовнішнього збурення приймає менше значення для пружних тіл більшої жорсткості на згин та за більших значень кількості відносного руху середовища;
- амплітуда переходу через резонанс на частоті крутильних коливань для більших значень кутової швидкості обертання приймає більше значення;
- амплітуда згинальних коливань при “швидкому” переході через резонанс на частоті зовнішнього чи внутрішнього збурення є меншою ніж при “повільному”.

Отримані результати можуть служити базою для вибору основних технологічних та експлуатаційних параметрів вказаного типу систем, а достовірність їх підтверджується отриманням у граничному випадку відомих із літературних джерел результатів.

АНАЛІЗ ПРУЖНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМОАМОРТИЗАТОРА

ANALYSIS OF ELASTIC CHARACTERISTICS OF THE PNEUMATIC AIR SPRING

Олексій Ларін, Ярослав Бескровний

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

Research of the elastic characteristics of the pneumatic shock absorber, which consists of a rubber zigzag shell, reinforced with unidirectional textile cord and two steel supports, is considered in this article. An integral nonlinear stiffness of the pneumatic shock absorber has been found on the base of series of numerical FE analysis of the deformation of absorber being under the simultaneous action of the concentrated force and internal pressure. An analysis of the influence of internal cord parameters on the absorber stiffness is studied.

У сучасному машинобудуванні для гасіння коливань у якості пасивних амортизаторів часто застосовуються пневматичні балони. Зазначені системи дозволяють реалізувати регульовану або напіврегульовану систему підресорювання з нелінійною характеристикою, та мають наступні переваги: можливість регулювання параметрів пружних елементів, невелика маса й можливість підтримки постійним рівня підлоги незалежно від ступеня завантаження автомобіля. Конструктивно пневморесора представляє собою гумову оболонку, яка має кордне посилення. Нелінійна пружна характеристика цієї конструкції, зазвичай, визначається конструктивними особливостями та характеристикою матеріалів. У практиці існують типові варіанти конструктивного виконання даної системи, характеристики яких визначені експериментально. Разом із тим варіація конструкції є технологічною отже може бути легко змінена під різноманітні специфічні випадки. При цьому виникає потреба у визначенні зміненої пружної характеристики пневмоамортизатора під конкретні випадки. Таким чином, важливою є розробка моделей та методів теоретичної оцінки характеристики пневморесор з урахуванням можливості зміни їх конструкції та структури.

У даній роботі розглянуто дослідження пружної характеристики пневмоамортизатора, який складається з гумової зигзагоподібної оболонки армованої односпрямованим текстильним кордом та двох сталевих опор.

У ході даної роботи проведені розрахунки від одночасної дії зосередженої сили і внутрішнього тиску при розрахованих параметрах та деякій їх зміні. У результаті дослідження була отримана картина пружної характеристики, тобто значення переміщень від відносної величини прикладання навантаження при зміні діаметра ниток (рис. 1) та модуля пружності корду (рис. 2). Виявлено, що зміна діаметру - мало змінює пружну характеристику і при його збільшенні – характер поведінки поступово стає більш пружним. Також можна виділити, що при збільшенні модуля пружності пружна крива поступово переходить з нелінійної - у лінійну форму.

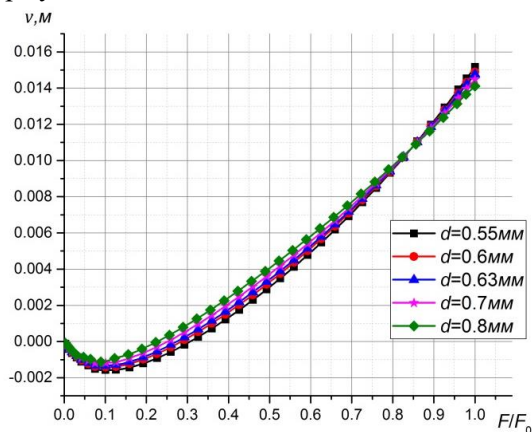


Рис. 1

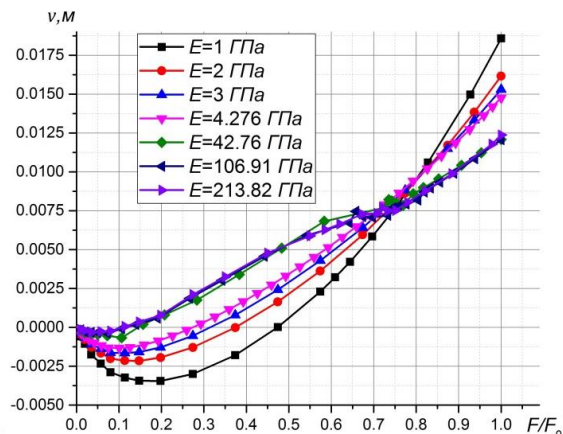


Рис. 2

ВІБРАЦІЙНІ МАШИН З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ

VIBRATION MACHINE WITH ELECTROMAGNETIC DRIVER

Володимир Боровець, Владислав Шенбор, Надія Боровець, Василь Миговчак

Національний університет «Львівська політехніка»

Based on the analysis of existing technological processes of vibration processing of parts, the advantages of vibrating machines with electromagnetic actuator have been established. The constructive scheme of the developed vibrating machines is presented. Technological processes of parts processing in machines with electromagnetic actuator and cylindrical container are offered.

Впровадження прогресивних технологій обробки деталей вільним обробляючим середовищем обмежується деякими факторами, пов'язаними із змінанням деталей та загинанням заусенців обробляючим середовищем, тому необхідно вивчити закономірності динамічної взаємодії робочих частинок і оброблюваних деталей під час знаходження їх в віброуючому резервуарі машини.

Основним фактором вібраційної обробки є відносна швидкість руху обробляючих частинок і оброблюваних деталей, величина якої визначає швидкість і якість вібраційної обробки. Дана швидкість залежить від коефіцієнта демпфування насипного середовища, який визначається пружними властивостями, товщиною шару, співвідношенням між товщинами шару, величинами і формами частинок, відносним вмістом робочої рідини в контейнері, внутрішнім тертям в середовищі та іншими факторами. Використання різноманітних режимів оброблення деталей в абразивних наповнювачах суттєво впливає на протікання технологічного процесу. Тому вивчення факторів впливу на процес вібраційного оброблення деталей є актуальним під час розроблення технологічних процесів. Інтенсивність руху робочого середовища також суттєво залежить від величини заповнення робочої камери, тому дана величина повинна вибиратись оптимальною.

Вібраційні машини об'ємної обробки деталей дозволяють здійснювати технологічні операції шліфування, знімання задирок, заокруглення гострих країв, досягнення рівномірної матової поверхні, полірування, хімічне покриття поверхні тощо. Ці технологічні процеси можуть здійснюватись в одній технологічній машині, змінюючи режими обробки та застосовуючи різноманітні обробляючі середовища і рідини, або на різних спеціалізованих машинах.

Вібраційні машини з електромагнітними віброзбудниками отримали широке використання в автоматизованих технологічних процесах абразивної обробки деталей. Вібромашини мають ряд переваг в порівнянні з традиційними дебалансними, а саме: невеликі габарити віброзбудників, відсутність пар тертя, можливість дистанційного керування амплітудою та режимами подачі робочих рідин, відсутність ефекту переходу через резонанс під час запуску і зупинки машини. Використання електромагнітного віброзбудника колових коливань суттєво розширює технологічні можливості вібраційних резонансних вібромашин, оскільки дозволило надавати робочому органу вібромашини складних просторових коливань. На практиці, найбільш широке розповсюдження отримали дво- і тримасні вібромашини, що дозволяють не тільки зменшити передачу коливань на основу, але й повністю уникнути їх завдяки тому, що у цих машин можна створити зони і площини де коливання відсутні. Резонансні вібромашини з багатофазними електромагнітними віброзбудниками колових і еліптичних коливань дозволяють плавно змінювати амплітуду і форму траєкторій коливань від лінії до еліпсу будь-якого нахилу та кола, що дає можливість керувати режимом обробки, циркуляцією і переміщенням робочого середовища в контейнері в автоматичному циклі згідно заданої програми.

В НДЛІ-40 НУ «Львівська політехніка» розроблена серія резонансних вібраційних машин з електромагнітними віброзбудниками колових коливань, що виконані за схемою двомасних коливальних систем, в яких активна і реактивна маси зв'язані пружною системою, жорсткість якої забезпечує режим роботи близький до резонансу. Об'єми контейнерів вібромашин мають місткість від 17 до 50 л. Активна

маса виконується у вигляді робочого органу (контейнера), а реактивна у вигляді двох електромагнітних багатофазних вібробудників. Пружна система складається з сталевих пружних стержнів, або комбінації гумових пружних елементів і сталевих стержнів. Опора вібраційних машин на нерухому основу здійснюється в місцях нейтральних перерізів пружних стержнів коливальної системи, або за допомогою тросових підвісок, закріплених між масами вібромашини, тобто в точках де поперечні коливання стержнів практично рівні нулю.

На рис.1 показана схема резонансної вібромашини, що складається з кожуха 1, який жорстко зв'язує між собою два електромагнітних шестифазних вібробудника 2, що разом утворюють реактивну масу. Електромагнітні вібробудники симетрично з'єднані пружними стержнями 3 з робочим контейнером 4. Кожух закритий звукоізолюючою кришкою 5. Колові або шестигранні якорі 6 вібробудників закріплені на торцях стінок контейнера і встановлені коаксіально в середині електромагнітних вібробудників. З нерухомою основою 7 машина з'єднана в місцях нейтральних перерізів пружних стержнів через віброізолятори 8. Встановлення віброізоляторів з можливістю переміщення, вздовж осі вібромашини дозволяє зменшити навантаження, що передаються на фундамент під час використання різноманітних робочих середовищ, а також реалізувати оптимальний режим роботи вібромашини.

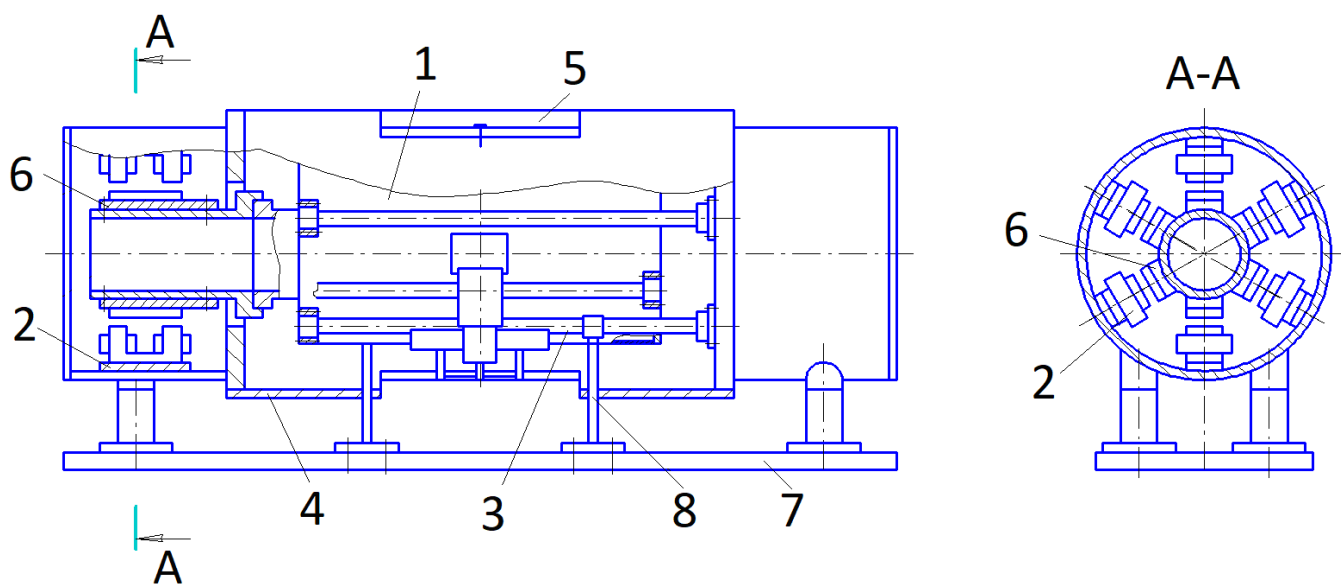


Рис.1. Конструктивна схема вібромашини з електромагнітними приводами

Зняття задирок і заокруглення гострих країв на нежорстких деталях можна здійснювати методом сухої або мокрої віброабразивної обробки з хімічно активними і нейтральними рідинами. Перший спосіб є більш простий, але є менш продуктивним ніж обробка мокрим методом.

Експериментальні дослідження віброобробки деталей типу пелюсток в середовищі шліфувального порошку і абразиву проводились на машинах РВМ-50, де одночасно виконується три операції: знімання задирок, заокруглення гострих країв, досягнення рівномірної матової поверхні (світлотехнічні характеристики обробленої поверхні на рівні деталей, що підлягали пікоструйній обробці). Радіус заокруглення в процесі віброобробки пелюстків діафрагм товщиною 80 мкм складає 36-38 мкм, тобто утворюється плавне циліндричне заокруглення по всьому периметру деталі.

Експериментальні дослідження з оптимізації амплітуди коливань робочої камери показали, що збільшення амплітуди коливань робочої камери приводить до значного збільшення продуктивності. Починаючи з амплітуди коливань більше 3 мм, у досліджуваних деталях виникають розклепування задирок, а також порушення площинності деяких елементів поверхні, що є недопустиме.

ПРОВЕДЕННЯ ВІБРАЦІЙНОЇ ОБРОБКИ ЕКОЛОГІЧНО ПРИЙНЯТНИХ ДИСПЕРСНИХ ВУГІЛЬНИХ ПАЛИВ ЯК НАПРЯМ ПІДВИЩЕННЯ ЇХ СТІЙКОСТІ

CONDUCTING VIBRATIONAL PROCESSING OF ENVIRONMENTALLY ADMINISTRATIVE DISPERSIBLE COAL FUELS AS A DIRECTION TO IMPROVE THEIR STABILITY

Сергій Борук¹, Ольга Капуш², Олена Борук¹

¹ Чернівецький національний університет імені Юрія Федьковича, ² Інститут фізики напівпровідників ім. В.Є. Лашкарьова, м. Київ

It was established, that the vibration treatment of suspended coal fuels with medium dispersion of technical water prevents the increase of their viscosity. The nature of the effect of vibration treatment of coal suspensions does not depend on the nature of the particles of the dispersed phase. It has been shown that in all cases, the vibration treatment results in an increase in the sedimentation stability of the disperse systems that were investigated.

Одним з головних факторів, що обмежують широке застосування суспензійного вугільного палива є його здатність до розшарування під час тривалого зберігання. Крім того, під час зберігання палива у статичних умовах відбувається поступове збільшення в'язкості суспензій. Це зумовило необхідність проведення досліджень спрямованих на поліпшення експлуатаційних характеристик створеного палива. Нами запропоновано проводити вібраційну обробку створеного вугільного палива. Робота практично всіх потужних агрегатів супроводжується вібраціями, тому можна без застосування додаткового обладнання проводити на підприємствах потенційних споживачах вугільного суспензійного палива його вібраційну обробку.

Вібраційну обробку суспензійного вугільного палива проводили на вібраційному столі із змінною частотою коливань 20,30,40 обертів за хвилину та амплітудою коливань $1,5 \cdot 10^{-2}$ м.

Проведені попередні дослідження показали, що оптимальні характеристики мають водовугільні системи на основі антрациту із концентрацією 65 % (мас.), на основі антрациту і бурого вугілля – 60 % і 2,5 % (мас.) відповідно, на основі вугілля марки «Т» – 67 % (мас.). Для проведення досліджень ми створювали водовугільні суспензії вказаного складу. Фізико-хімічні характеристики створених систем наведені в таблиці.

Таблиця

Фізико-хімічні властивості водовугільних систем

Склад суспензії	Концентрація дисперсної фази, %, мас	Ефективна в'язкість, Па·с	Седиментаційна стійкість, доба
Антрацит	65	1,45	1,5
Антрацит + Буре вугілля	60 2,5	1,30	4,0
Вугілля марки Т»	67	1,25	6,0

Як видно з наведених даних седиментаційна стійкість створених дисперсних систем, визначена як час, що проходить до її розшарування в створених системах залишається малою, що значно зужує спектр їх використання як палива. При зберіганні суспензій відбувається збільшення їх в'язкості, що не бажано. Седиментаційна стійкість суспензій зростає зі збільшенням концентрації дисперсної фази та часом помелу за рахунок досягнення щільнішої упаковки частинок у системі.

Нами встановлено, що вібраційна обробка водовугільних суспензій на основі антрациту у всіх випадках дозволяє запобігти збільшенню в'язкості дисперсних систем. Це пояснюється тим, що під час зберігання у статичних умовах в концентрованих суспензіях, за рахунок контактної взаємодії, утворюються нові зв'язки між структурними одиницями системи. Це супроводжується збільшенням енергії взаємодії та

внутрішнього тертя. Руйнація такої системи, як правило, призводить до незворотних змін і втрати седиментаційної стійкості. Після вібраційної обробки у дисперсній системі утворюється динамічна структура, і в рівноважних умовах кількість розірваних, внаслідок руху частинок, зв'язків дорівнює кількості утворених.

На в'язкість водовугільних суспензій антрациту, стабілізованих бурим вугіллям, вібраційна обробка впливає в меншій мірі, але характер впливу не змінюється. Імовірно це пов'язано з тим, що частинки бурого вугілля, розташовуючись між частинками антрациту, зменшують вплив вібраційних пульсацій на інтенсивність взаємодії між частинками. Структурні одиниці такої системи взаємно екрануються (між частинками антрациту розташовані частинки бурого вугілля та навпаки), що робить її більш стійкою, і це підтверджується більшою седиментаційною стійкістю. Без вібраційної обробки в'язкість таких систем під час зберігання збільшується менше, в порівнянні із суспензіями на основі антрациту.

Характер впливу вібраційної обробки на в'язкість водовугільних суспензій на основі вугілля марки «Т» не змінюється, але ступінь впливу значно відрізняється. Це зумовлено меншою густиною частинок дисперсної фази і, як наслідок, меншою амплітудою їх коливань. Такі системи більш седиментаційно стійкі, і, за рахунок меншої маси частинок дисперсної фази, легше відновлюють властивості у випадку руйнування структури.

Вібраційна обробка не в усіх випадках призводить до збільшення седиментаційної стійкості досліджуваних дисперсних систем. В системах на основі антрациту збільшення інтенсивності вібраційної обробки з 30 до 40 обертів за хвилину супроводжується зменшенням седиментаційної стійкості. Це зумовлено тим, що під час інтенсивних коливань важкі частинки антрациту можуть різко відхилятися, руйнуючи тим самим структуру дисперсної системи. Але в цілому вібраційна обробка сприяє збільшенню седиментаційної стійкості водовугільних систем.

Отже, проведення вібраційної обробки суспензійного вугільного палива із використанням як дисперсійного середовища технічної води дозволяє запобігти збільшенню їх в'язкості. Характер впливу вібраційної обробки вугільних суспензій не залежить від природи частинок дисперсної фази. Показано, що не в усіх випадках вібраційна обробка призводить до збільшення седиментаційної стійкості досліджуваних дисперсних систем. В системах на основі антрациту збільшення інтенсивності вібраційної обробки з 30 до 40 обертів за хвилину супроводжується зменшенням седиментаційної стійкості, що зумовлено руйнацією структур дисперсної системи.

УДК 539.3

ДЕМПФУВАННЯ КОЛИВАНЬ БЕНЗОМОТОРНОЇ ПИЛИ ВІБРОПОГЛИНАЮЧИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

VIBRATION DAMPING OF PETROL SAW BY VIBROABSORPTION ELEMENTS

Ігор Бутитер¹, Андрій Микита²

¹Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАН України, м. Львів,

²Карпатське відділення Інституту геофізики ім. С. І. Субботіна НАН України, м. Львів

The way of radical enhancement of damping characteristics of thin-walled elements of construction in their design process is shown. Vibration absorbing coverings fittings is proposed, using of which gives an opportunity to realize the vibration protection fools complex and, therefore, to decrease the total level of vibration on the petrol saw control handles to safety norm standard.

Незалежно від виду і конфігурації джерела вібрації збудження тонкостінних конструкцій зазвичай виникає у широкому частотному діапазоні. По характеру діяння на людину розрізняють загальну і локальну вібрації. Загальній вібрації піддаються ті працюючі, які перебувають безпосередньо на вібруючому об'єкті, а локальній – працюючі з ручним вібруючим інструментом. При проектуванні ручних агрегатів,

складовими яких є тонкостінні елементи, необхідно наближатись до межі таких частот, щоб їх характеристики не створювали шкідливих для людини вібрацій.

Один з нових напрямків в галузі демпфування коливань тонкостінних конструкцій є застосування вібропоглинаючих елементів і конструкційних матеріалів з високою демпфуючою здатністю.

Нами для зниження рівня вібрацій в рукоятках управління бензомоторних пил запропоновано нанесення на тонкостінні елементи конструкції опорної рами вібропоглинаючих покриттів [1]. Застосування таких покриттів дає можливість реалізувати в конструкції опорної рами три способи віброзахисту – вібропоглинання, віброізоляцію і динамічне гасіння коливань.

Засоби вібропоглинання здійснюються двома типами вібропоглинаючих покриттів – армованим і м'яким, віброізоляції – армованим вібропоглинаючим покриттям. Армоване вібропоглинаюче покриття, нанесене на стоек опорної рами, характеризується введеним поняттям тензором декрементом коливань четвертої валентності в анізотропному континуумі [2]

$$[\varphi] = \varphi_{ijkl}.$$

Механізм розсіяння енергії в армованому вібропоглинаючому покритті зумовлений деформаціями зсуву у в'язкопружному шарі. Це покриття складається з шару бітумного вібропоглинаючого матеріалу з температурою розм'якшування за методом КІШ –110°C. Бітумний матеріал одержується шляхом окислення дегідрополіконденсації киснем повітря залишків нафти при температурі 240–265°C. Отже, поглинання вібраційної енергії обумовлено в'язким тертям частинок речовини в'язкопружного шару.

Одним із способів підвищення рівня зсувних деформацій в бітумному матеріалі покриття є нанесення на нього більш жорсткого армуючого шару, наприклад, металевої фольги. Запропоновано вібропоглинаючий елемент, який в принципі може вмщати практичну будь-яку технічно розумну кількість чергуючих стримуваних піддатливих і стримуваних жорстких шарів, здатний забезпечити необхідну демпфуючу здатність при коливаннях тонкостінних елементів конструкцій. Водночас, цей вібропоглинаючий елемент працює як віброізолятор, армуючий шар (металева втулка) якого, жорстко приєднаний до шарніру. Поєднання у вібропоглинаючому елементі декількох механізмів поглинання вібраційної енергії дозволило виключити прямий шлях її передачі і тим самим значно зменшити інтенсивність вібрації на рукоятках управління бензомоторних пил [3].

М'яке вібропоглинаюче покриття наноситься на поверхню плоскої пружини віброізолюючого пристрою опорної рами і реалізує вібропоглинаючий елемент, як динамічний віброгасник. В м'якому покритті при поперечних переміщеннях поверхні пружини виникають у в'язкопружному шарі пружні хвилі в напрямі його товщини. Виникаючі пружні хвилі розповсюджуються по нормалі до поверхні плоскої пружини, отже, поглинання вібраційної енергії зумовлено в'язким тертям частинок речовини в'язкопружного шару. Конструктивно, плоска пружина середньою частиною жорстко приєднана до стояка, а кінцями – до опорної рами і нанесена на неї маса вібропоглинаючого бітумного матеріалу у виді шару змінює її вібраційний стан. Шляхом приєднання маси до плоскої пружини здійснюється динамічне гасіння коливань, яке реалізується одним з можливих способів демпфування коливних систем, оснований на навантаженні їх механічним опором пружного характеру, що істотно перевищує по модулю власний опір системи. Поєднання в приведеному вібропоглинаючому елементі декількох механізмів поглинання дозволило розширити частотний діапазон гасіння вібраційної енергії.

Для збільшення віброзахисних властивостей бензомоторних пил ефективним може бути застосування також динамічних гасників коливань (ДГК.). Нами запропонована нова конструкція динамічного гасника коливань з вібропоглинаючими інерційними елементами [4]. ДГК кріпиться до керма бензомоторної пили і містить вібропоглиначі інерційні елементи, які виготовлені у вигляді криволінійного пружного стержня з приєднаним до нього пустотілого контейнера з додатковими масами, який дозволяє з урахуванням можливості зміни форми, геометричних параметрів і механічних властивостей стержня, форми контейнера та характеру його наповнення здійснювати прецизійне налаштування регульованого динамічного гасника коливань на задану робочу частоту з одночасним забезпеченням його оптимальних об'ємних демпфуючих властивостей.

Застосування вібропоглинаючих елементів в тонкостінних конструкціях опорної рами бензомоторних пил і динамічних гасників коливань дозволило відійти від резонансних режимів (на амплітудно-частотній

характеристиці резонансні піки згладжені у робочому діапазоні від 20 до 250 Гц) і тим самим знизити загальний рівень вібрації на рукоятках управління до санітарних норм.

Література

1. Никифоров А. С. Акустическое проектирование судовых конструкций. Справочник. – Л.: Судостроение. – 1990. – 184с.
2. Пелех Б. Л., Микита А. Ю. Тензорне представлення характеристик розсіяння енергії в анізотропних континуумах // ДАН УРСР – 1984. – Серія А, №2.
3. А.с. 1526992 СССР, МКИ В27В 17/00. Бензиномоторная пила / Б. Л. Пелех, А. Ю. Мькита, Б. М. Дивеев и др. Опубл. 1989. Бюл. №45.

УДК 629.113

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ НЕЛІНІЙНОЇ СИСТЕМИ ПІДРЕСОРЮВАННЯ НА ПЛАВНІСТЬ ХОДУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

A STUDY OF THE INFLUENCE OF CONSTRUCTIVE PARAMETERS OF THE NONLINEAR SYSTEM OF SUSPENSION ON THE VEHICLES RIDE COMFORT

Олексій Водка, Олексій Ларін, Алла Демченко

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

The work presents the results of the theoretical study vertical dynamics of the vehicle, which is being under the influence of random and impact perturbations of road microprofile. An algorithm of computer simulation has been developed for the analysing of nonlinear dynamics for the vehicle under the influence of impact and wide-band stationary load. The influence of the design and operational parameters on cargo vibration has been investigated.

У великому різноманітті транспортних засобів (ТЗ) важливе місце займають колісні ТЗ, що здатні забезпечити високу мобільність перевезень та не мають особливих вимог до наявності додаткової інфраструктури. Серед важливих їх експлуатаційних характеристик є плавність ходу. Вимоги щодо наявності її високих показників пояснюються необхідністю віброзахисту пасажирів та вантажів від впливу динамічних навантажень. Дійсно, вібрації, що виникають під час руху ТЗ по дорогам зі зношеним покриттям або бездоріжжю, здатні вкрай небезпечно впливати на вантажі певної категорії, а також негативно позначатися на здоров'ї водія та пасажирів.

Поліпшення показників плавності ходу ТЗ може бути отримано шляхом удосконалення системи підресорювання на основі поглибленого вивчення процесів вібрацій елементів ТЗ під час його експлуатації. Дослідження вертикальної динаміки сучасних ТЗ спеціального призначення із складними нелінійними системами підресорювання та в умовах широкої зміни різноманітних експлуатаційних навантажень є складною та актуальною науково-технічною задачею. Останнє обумовлює необхідність удосконалення існуючих розрахункових моделей на основі сучасних засобів комп'ютерного моделювання та необхідність проведення експериментальних випробувань.

Мета роботи полягає в удосконаленні системи підресорювання спеціалізованого ТЗ, що знаходиться під дією випадкових кінематичних збурень нерівностями дорожньої основи, спрямоване на поліпшення плавності ходу ТЗ, яке досягається шляхом введення додаткового рівня нелінійного підресорювання та вибору його раціональних характеристик.

В роботі розроблена математична модель ТЗ як нелінійної динамічної системи, проаналізовано її характеристики та теоретичні можливості щодо покращення показників плавності ходу. Проаналізовано частоти та амплітуди вільних коливань нелінійної системи в залежності від рівня кінематичного збудження, яке імпульсно прикладалось як імпульсно так і у вигляді випадкового широкосмугового процесу. Остання

частина досліджень проведена на основі комп'ютерної симуляції коливань ТЗ, що рухається по дорозі із випадковим мікропрофілем. Перше моделює переїзд ТЗ одиничної нерівності, а друге відповідає збуренню випадковим мікропрофілем дороги.

На основі розробленого алгоритму комп'ютерної симуляції випадкової нелінійної динаміки проведено оцінку впливу параметрів конструктивних елементів ТЗ (жорсткостей, маси та коефіцієнтів демпфірування в амортизаторах) на характеристики плавності ходу.

УДК 534.1

АСИМПТОТИЧНІ ПІДХОДИ ТА ХВИЛЬОВА ТЕОРІЯ РУХУ ПРИ ДОСЛІДЖЕННІ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ НЕЛІНІЙНИХ ЗГИНАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ СТИСНУТОГО ВАЛА

ASYMPTOTIC APPROACHES AND THE WAVE THEORY IN THE INVESTIGATION OF THE MATHEMATICAL MODEL OF NONLINEAR BENDING OSCILLATIONS OF THE COMPRESSED SHAFT

Петро Пукач

Національний університет «Львівська політехніка»

Дослідження нелінійних механічних систем з розподіленими параметрами на основі поєднання принципу одночастотності коливань та асимптотичних методів нелінійної механіки були розпочаті декілька десятиліть тому. Зокрема, узагальнено одночастотний метод на квазілінійні диференціальні рівняння з частинними похідними. За допомогою рівнянь такого типу, що описують поздовжні та згинальні коливальні процеси одновимірних систем з розподіленими параметрами (стержнів, валів, балок тощо) при близькому до лінійного закону пружності, вдалось розв'язати цілу низку важливих прикладних задач. У багатьох дослідженнях дано строге обґрунтування застосуванню асимптотичних методів нелінійної механіки для дослідження нестационарних динамічних процесів у нелінійних механічних системах з розподіленими параметрами. В працях вказаного вигляду викладено методи дослідження нелінійних механічних систем, які ґрунтуються на розвитку одночастотного і багаточастотних методів нелінійної механіки. Використовуючи вказані методи, вдалося розв'язати багато важливих практичних і теоретичних задач теорії коливань. Крім того, дослідження динамічних процесів у різноманітних середовищах та системах на базі хвильової теорії руху набули в останні десятиліття широкого розмаху. Основні ідеї хвильової теорії широко використовуються у таких прикладних задачах, де не завжди вдається застосувати класичні методи Фур'є чи Даламбера інтегрування рівнянь з частинними похідними. Це стосується в першу чергу задач, які описують динамічні процеси поздовжньо рухомих середовищ. Мова йде про поздовжні та згинальні коливання ремінних, канатних чи ланцюгових передач, трубопроводів, по яких переміщається рідина, шнекових машин, вздовж котрих рухається в'язке або сипке середовище; в певній мірі процес віброросепарації та ін. Адже, як показано в багатьох дослідженнях, поздовжня складова швидкості руху середовища впливає не тільки на кількісні характеристики наведених вище систем, але може суттєво вплинути також на якісну сторону процесу – привести до зриву коливань чи їх стійкості тощо. У останні роки авторами розроблено методика дослідження деяких класів наведеного типу систем, а саме пружних тіл, які по-перше, обертаються навколо нерухомої осі зі сталою кутовою швидкістю (колони для буріння свердловин, шнекові машини тощо) та по-друге, вздовж них рухається середовище. Методика базується на основній ідеї асимптотичного інтегрування рівнянь із частинними похідними, яка поєднує у собі основні положення хвильової теорії руху, принцип одночастотності коливань у нелінійних системах. Досліджено згинальні коливання пружного одновимірного тіла із урахуванням кутової швидкості його обертання навколо нерухомої осі та відносного руху вздовж нього однорідного середовища. Отримано рівняння у стандартному вигляді, які визначають основні параметри нелінійних коливань тіла. Динаміка пружних тіл, вздовж яких рухається суцільний потік однорідного середовища (СПОС), залишається мало дослідженою в першу чергу через відсутність апарату аналізу навіть лінійних їх математичних моделей. Однак їх широке застосування вказаних математичних моделей у різних галузях народного господарства та техніки стало

причиною того, що в останні десятиліття набули розвитку різні підходи (чисельні та аналітичні) до дослідження лінійних та нелінійних моделей вказаних систем. Для часткового її вирішення у роботі пропонується підхід, основна ідея якого полягає у наступному: кількість відносного руху середовища є малою величиною у порівнянні із кількістю руху пружного тіла при його згинальних коливаннях (мала густина або швидкість відносного руху середовища); швидкість відносного руху потоку суцільного середовища вздовж пружного тіла змінюється повільно.

Для дослідження впливу потоку рухомого суцільного середовища на нелінійні коливання пружного тіла необхідно в першу чергу побудувати розв'язок збуреної крайової задачі

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \beta^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \alpha^2 \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} = -\varepsilon F\left(u, \theta, \frac{\partial u}{\partial t}, \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \frac{\partial^3 u}{\partial x^3}, \frac{\partial^4 u}{\partial x^4}\right), \quad (1)$$

де $F\left(u, \theta, \frac{\partial u}{\partial t}, \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \frac{\partial^3 u}{\partial x^3}, \frac{\partial^4 u}{\partial x^4}, \theta\right)$ - аналітична 2π - періодична функція;

$$\varepsilon F\left(u, \theta, \frac{\partial u}{\partial t}, \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \frac{\partial^3 u}{\partial x^3}, \frac{\partial^4 u}{\partial x^4}\right) = -\varepsilon \frac{EI}{m+m_1} \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}\right)^3 - \frac{m_1}{m+m_1} 2V \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} + \frac{m_1}{m+m_1} q(u, x, t).$$

Для рівняння (1) будемо розглядати крайові умови, які відповідають шарнірному закріпленню кінців пружного тіла, тобто

$$u(0, t) = u(l, t) = 0, \quad \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}(0, t) = \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}(l, t) = 0. \quad (2)$$

Її розв'язування дещо спрощують накладені вище на праву частину співвідношень (1), (2) умови, а саме: максимальне значення сил інерції суцільного потоку рухомого середовища є малим у порівнянні із $\max \alpha^2 \frac{\partial^4 u}{\partial x^4}$. Це одночасно є передумовою застосування загальних ідей методів збурень [13] для побудови розв'язку вказаної вище крайової задачі.

Використано хвильову теорію руху для дослідження математичної моделі системи пружне одновимірне тіло – СПОС, яка враховує нелінійно пружні властивості тіла при поперечних його коливаннях, а також густину та швидкість руху середовища. Отримані закони зміни основних визначальних параметрів динаміки пружного тіла - амплітуди та частоти при резонансних режимах коливань та під дією гармонічного збурення без урахування сили стиску. Закони зміни вказаних параметрів визначаються геометричними характеристиками пружного тіла, фізико-механічними властивостями його матеріалу, швидкістю СПОС вздовж нього, кутовою швидкістю обертання пружного тіла та зовнішніми чинниками.

УДК 519.86:681.384

СУЧАСНІ МЕТОДИ МОНІТОРИНГУ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙ

MODERN METHODS OF MONITORING PARAMETERS OF VIBRATION

Ростислав Іскович-Лотоцький¹, Ярослав Веселовський¹, Наталія Веселовська²

¹Вінницький національний технічний університет, ²Вінницький національний аграрний університет

In this work an analysis of modern methods of monitoring the parameters of vibrations is carried out. One of the main reasons for the increased intensity of failure of any technological equipment is vibration. Vibration causes the failure of aggregates in general or individual modules of machines, which is the result of a series of malfunctions of the first and second kind. Therefore timely detection and monitoring of the causes of vibration is an urgent task at the present stage.

Розвинена автоматизація потребує ретельного контролю та моніторингу, бо високотехнічні контрольні системи виробництва рентабельні лише у тому випадку, якщо вони знаходяться певний час в експлуатації без виходу з ладу. Однією з найголовніших причин підвищеної інтенсивності відмов будь

якого технологічного обладнання є вібрація. Вібрація поводить відмови агрегатів в цілому або окремих модулів машин, що є наслідком виникнення цілої низки несправностей першого та другого роду. Тому своєчасне виявлення та проведення моніторингу причин виникнення вібрацій є актуальною задачею на сучасному етапі. В роботі проводиться аналіз сучасних методів моніторингу параметрів вібрацій.

Контроль стану технологічного обладнання заключається у вимірюванні та реєстрації показників вібрацій та робочих параметрів машин. Використовуючи ці дані можливо зробити та підготувати висновки про загальний стан агрегатів або спрогнозувати зміни в їх роботі. Тому чим раніше буде виявлено несправність, тим простіше запланувати та реалізувати відповідні заходи, щодо попередження виникнення помилки, а саме:

- підготувати своєчасно запасні частини;
- запланувати роботу обслуговуючого персоналу та скласти робочі завдання;
- виконати технічне обслуговування або, при необхідності, ремонт технологічного обладнання.

Такі дії суттєво економлять не тільки витрати на ремонт та технічне обслуговування, а й в значній мірі підвищують рентабельність агрегату, що надає можливість у повному обсязі використовувати відповідний строк служби обладнання. До основних сучасних методів моніторингу параметрів вібрацій, що виникають при роботі технологічного обладнання відносяться:

- широкополосне вимірювання вібрацій (ISO 2372 I ISO 10816) при цьому вимірювання може проводитися у трьох напрямках горизонтальному та осьовому;
- аналіз вібрацій EVAM (Evaluated Vibration Analysis Method – метод аналізу вібрацій з оцінкою стану);
- аналіз тимчасового сигналу;
- періодичне вимірювання стану технологічного обладнання;
- спектральний аналіз;
- фазові вимірювання та вимірювання ударних імпульсів;
- відстеження коливальних;
- HD технологія.

В залежності від пріоритетності у технологічному процесі всі машини проходять діагностичне обстеження або постійно або із визначеною періодичністю. Слід зазначити, що при цьому використовуються не тільки переносні пристрої для збору вихідної інформації, включаючи функції візуалізації та маршрутизації, але й сучасні онлайн-системи моніторингу.

УДК 621.01

НОВІ МОЖЛИВОСТІ ПРАКТИЧНОГО ВИКОРИСТАННЯ ВІБРАЦІЙНИХ СИСТЕМ

NEW POSSIBILITIES OF PRACTICAL USE OF VIBRATORY SYSTEMS

Володимир Гурський, Андрій Войтович

Національний університет «Львівська політехніка»

На сьогоднішній день досить важливою є проблема продовження ресурсу устаткування. Одним із відомих способів є напавлення відновлювальних зносостійких шарів на зношені поверхні деталей машин із використанням порошкових дротів. До складу шихти порошкових дротів можуть входити як складники вольфрам, ніобій, молибден, ванадій. Напавлені з їх допомогою шари ефективно захищають елементи устаткування від абразивного зношування за умов ударного навантаження. Проте, через високу вартість складників шихти цих дротів, суттєво підвищується вартість відновлених деталей. В Україні для відновлення зношених елементів напавляють системи залізо-хром-бор-вуглець (рис. 1). Напавлені шари мають задовільну зносостійкість та низьку собівартість. Високий вміст бору (до 4 мас. %) у складі шихти цієї системи сприяє виділенню у мікроструктурі напавленого металу великих дендритних включень боридів. Маючи голкоподібну морфологію, вони виконують роль концентраторів напружень, що полегшує

розтріскування наплавленого металу за ударних навантажень. Подрібнення таких включень повинно сприяти підвищенню зносостійкості наплавленого металу і збільшенню його довговічності за дії ударних навантажень. Встановлено, що коливання виробу під час його наплавлення зумовлює диспергування структури наплавленого металу, яке залежить від параметрів коливань. Зокрема, внаслідок горизонтальної вібрації амплітудою 0,3 мм середній розмір окремих боридних включень зменшується від 250–300 мкм до 4–5 мкм (рис. 2). Механічні коливання сприяють перерозподілу фаз під час наплавлення, через що мікротвердість наплавленого металу підвищується від 600 HV до 870 HV за горизонтальної вібрації, та рівномірніше розподіляється на поверхні наплавленого металу. Наплавлені шари, що отримані за горизонтальної вібрації, виявили підвищену (у 2–2,5 рази) абразивну зносостійкість за тертя закріпленим та незакріпленим абразивом порівняно зі шаром, наплавленим без вібрації. Розкрито особливості механізму зношування, згідно з яким підвищення зносостійкості шару, отриманого за використання вібрації, пов'язали з меншою кількістю вищербин на поверхні тертя через подрібнення боридних включень. Встановлено, що вібрація під час наплавлення шарів підвищує (у 1,8 рази) їхню стійкість за циклічного ударного навантаження. Основним чинником впливу на ударне зношування наплавленого металу стає його здатність пластично деформуватися і таким чином забезпечувати релаксацію напружень.

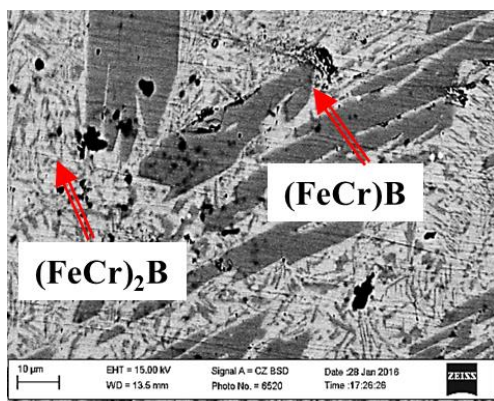


Рис. 1. Мікроструктура наплавленого металу без вібрації з порошкового дроту марки ПД80Х20РЗТ

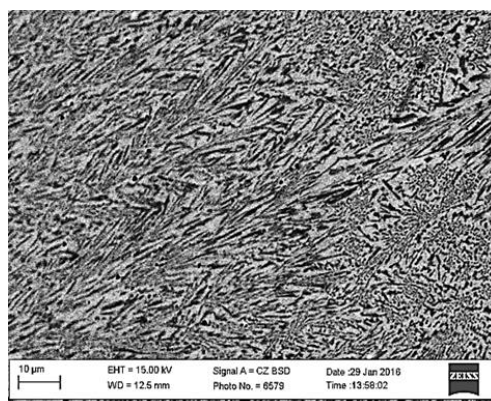


Рис. 2. Мікроструктура наплавленого металу за використання вібрації з частотою 100 Гц при амплітуді 0,3 мм із порошкового дроту марки ПД80Х20РЗТ

Для зміцнення нових деталей машин використовують облицювання зносостійкими пластинами (ковші екскаваторів, транспортуючі короби, зуби ковшів). Дана технологія найкраще підходить під час їх виготовлення.

Наразі, тривають подальші дослідження щодо застосування розробленого віброударного модуля в технології відновлення деталей машин і конструкцій наплавленням під шаром флюсу (рис. 3). Вібраційний модуль має можливість встановлюватися вертикально або горизонтально (використовується іншого типу рама та гумові віброізолятори), що розширює спектр можливих досліджень.



Рис. 3. Вигляд обладнання для наплавлення зносостійких шарів під шаром флюсу з використанням розробленого віброударного модуля

СИНТЕЗ ВІБРОУДАРНИХ СИСТЕМ ЗА ЇХ ЧАСТОТНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

SYNTHESIS OF VIBRO-IMPACT SYSTEMS WITH THEIR FREQUENCY CHARACTERISTICS

Володимир Гурський, Ігор Кузьо

Національний університет «Львівська політехніка»

Власні частоти коливань є визначальними характеристиками, що слугують доволі ефективним засобом синтезу пружно-інерційних параметрів. Зокрема, така задача має сенс для тримасової віброударної системи (рис. 1), де між коливальними масами m_2 і m_3 , що зазнають силового збурення реалізується асиметрична кусково-лінійна (беззазорна) пружна характеристика. Тертя в пружних ланках в'язке та лінійне. Жорсткість віброізоляторів $c_{i3} \ll c_1, c_2, c_3$, тому виключає із розрахунку нижню (віброізоляційну) частоту коливань системи.

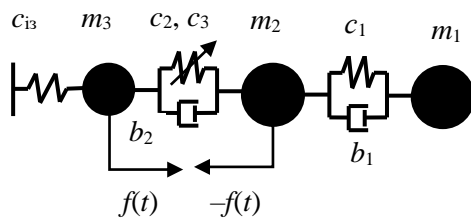


Рис. 1. Структурна схема тримасової віброударної системи

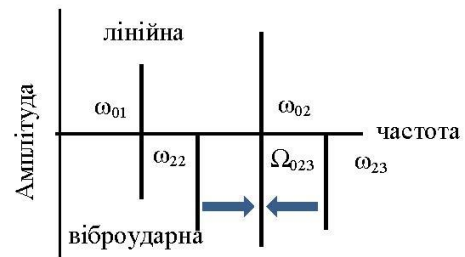


Рис. 2. Положення власних частот коливань лінійної (верх) та віброударної (низ) системи на частотній області

Пришвидження коливальних мас розглядуваної віброударної системи визначають розв'язком наступної системи диференціальних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_1(t) &= \frac{1}{m_1} [-c_1 \cdot (x_1(t) - x_2(t)) - b_1 \cdot (\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t))]; \\ \ddot{x}_2(t) &= \frac{1}{m_2} [f(t) + c_1 \cdot (x_1(t) - x_2(t)) + b_1 \cdot (\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)) - b_2 \cdot (\dot{x}_2(t) - \dot{x}_3(t)) - R(t)]; \\ \ddot{x}_3(t) &= \frac{1}{m_3} [-f(t) + b_2 \cdot (\dot{x}_2(t) - \dot{x}_3(t)) + R(t)]. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де $R(t) = \begin{cases} c_2 \cdot (x_2(t) - x_3(t)), & x_2(t) - x_3(t) \geq 0 \\ c_3 \cdot (x_2(t) - x_3(t)), & x_2(t) - x_3(t) < 0 \end{cases}$ – залежність кусково-лінійної пружної характеристики.

Власні частоти лінійної системи, для якої $c_2 \equiv c_3$:

$$\omega_{01(02)} = \sqrt{(A \mp \sqrt{A^2 - 4B}) / 2}, \quad (2)$$

де $A = \frac{c_1 + c_2}{m_2} + \frac{c_1}{m_1} + \frac{c_2}{m_3}$, $B = c_1 c_2 \sum_{k=1}^3 m_k / \prod_{k=1}^3 m_k$ – параметричні коефіцієнти механічної системи в частотному рівнянні (знак «-» відповідає значенню ω_{01} , знак «+» ω_{02}).

У тримасовій віброударній системі наявні розрахункові власні частоти за напрямками зміни існуючих коефіцієнтів жорсткості (рис. 2) у вигляді амплітудно-частотної діаграми вільних коливань. Зокрема, частота ω_{01} визначається традиційним чином (2), як і для лінійних систем. Власні частоти віброударної

системи ω_{22} і ω_{23} за напрямками роботи відповідно пружних параметрів c_2 і c_3 потрібно визначати за аналогією:

$$\omega_{22} = \sqrt{(A - \sqrt{A^2 - 4B})/2}, \quad \omega_{23} = \sqrt{(A^* + \sqrt{A^{*2} - 4B^*})/2}, \quad (3)$$

де параметричні коефіцієнти частотного рівняння набувають вигляду $A^* = \frac{c_1 + c_3}{m_2} + \frac{c_1}{m_1} + \frac{c_3}{m_3}$,

$$B^* = c_1 c_3 \sum_{k=1}^3 m_k / \prod_{k=1}^3 m_k.$$

Наявні частоти ω_{22} і ω_{23} дозволяють розрахувати фіксовану другу власну частоту Ω_{023} відповідно до формули, придатної для беззворної асиметричної пружної характеристики:

$$\Omega_{023} = 2\omega_{22} \cdot \omega_{23} / (\omega_{22} + \omega_{23}). \quad (4)$$

За відомих інерційних параметрів системи покладаємо залежності для здійснення процедури синтезу коефіцієнтів жорсткості, сформовані за парціальними частотами відповідних коливальних мас:

$$c_1(z_1) = m_1(\omega/z_1)^2; \quad c_2(z_2) = m_3(\omega/z_2)^2; \quad c_3(z_2, n_c) = n_c \cdot c_2(z_2). \quad (5)$$

Використання в якості параметрів синтезу парціальних налагоджень z_1, z_2 дозволяє спростити та пришвидшити процедуру пошуку значень. Пояснюється це тим, що порядок та діапазон пружних параметрів є доволі значним, що суттєво ускладнює пошук невідомих значень. В нашому випадку ймовірний діапазон зміни парціальних налагоджень становить $z_1 \wedge z_2 \in 0,5 \dots 2$, що уможливило та значно пришвидшує чисельне розв'язування задачі синтезу, зменшується кількість можливих варіантів розв'язку. Визначальна умова синтезу пружних параметрів базуватиметься на оцінці значення зведеної власної частоти коливальних системи Ω_{023} :

$$55 \text{ Гц} < \Omega_{023}(z_1, z_2, n_c) / 2\pi < 60 \text{ Гц}. \quad (6)$$

Далі додатково накладаються кінематичні обмеження на характеристики віброударного режиму на робочій масі з точки зору технологічних вимог (енергія удару, максимальна сила удару, коефіцієнт асиметрії пришвидшення тощо). Для прикладу:

$$\left. \begin{aligned} 40 \text{ м/с}^2 < \max(\ddot{x}_2(z_1, z_2, n_c)) < 50 \text{ м/с}^2; \\ 3 < k_a \equiv \max(\ddot{x}_p(z_1, z_2, n_c)) / \min(|\ddot{x}_p(z_1, z_2, n_c)|) < 6. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Цільовим показником (функцією мети) для оптимізаційної задачі вибрано відношення максимуму пришвидшення робочої маси (другої за порядком для віброударної системи) до споживаної потужності вібраційної системи, що є певним гарантом реалізації системи максимальної ефективності функціонування:

$$\zeta(z_1, z_2, n_c) = \max(\ddot{x}_p(t)) / P \rightarrow \max. \quad (8)$$

Для розв'язку нелінійної задачі реалізовано чисельний алгоритм з використанням методів Radau та спряжених градієнтів. На стадії оптимізації приймають початкові наближення для синтезуючих параметрів, що задовольняють накладені умови та обмеження. Результати синтезу представлено в таблиці та обґрунтовують переваги віброударних систем.

Таблиця – Результати синтезу резонансних систем тримасової структури

Тип системи	Параметри синтезу			Власні частоти, [Гц]					Обмеження		Цільовий показник
	z_1	z_2	n_c	$\omega_{01}/2\pi$	$\omega_{02}/2\pi$	$\omega_{22}/2\pi$	$\omega_{23}/2\pi$	$\Omega_{023}/2\pi$	$\max(a_p)$, [м/с ²]	k_a	ζ , [м/с ² /Вт]
лінійна	1,65	1	-	46,81	55,53	-	-	-	44,3	1	2,09
нелінійна	1,66	1,37	34,78	30,42	-	30,67	266,12	55	40	5,2	3,38

ВПЛИВ СТРУКТУРИ ПОЛІДИСПЕРСНОГО ЗАВАНТАЖЕННЯ ОБЕРТОВОГО БАРАБАНА НА САМОЗБУДЖЕННЯ АВТОКОЛИВАНЬ

INFLUENCE OF STRUCTURE OF POLYDISPERSE FILL OF ROTATING DRUM ON SELF-OSCILLATION

Катерина Дейнека¹, Юрій Науменко²

¹Технічний коледж Національного університету водного господарства та природокористування, м. Рівне,

²Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне

The influence on self-oscillations of the phase structure of polygranular fill of a drum is considered. Two bifurcation values of a rotational speed with the maximum self-oscillation swing are established. The effect of the mode hysteresis of a fill flow in a rotating chamber is registered. It was found that the difference between an upper and lower bifurcation values of a rotational speed, the effect of a hysteresis, and the self-oscillation swing increases with the relaxation of a frictional interaction of fill with a drum chamber surface.

Використання ефекту самозбудження автоколивань, при нестійких режимах руху барабанного машинного агрегату [1], дозволяє активізувати циркуляцію внутрішньокамерного завантаження.

Було встановлення закономірностей впливу фазної структури полізернистого завантаження камери на біфуркаційні швидкості перехідного обертання барабана при самозбудженні автоколивань.

Як метод досліджень було застосовано візуальний аналіз картин руху завантаження у поперечному перерізі камери барабана, швидкість обертання якого повільно змінюється. Було використано барабан із камерою без виступів радіусом $R=0,106$ м та прозорою торцевою стінкою.

Як робочий використовувався незв'язний двофазний зернистий матеріал. Першу крупну фазу завантаження складали частинки сферичної форми із абсолютним розміром d_1 та відносним розміром $d_1/(2R)=0,026$. Другу дрібну фазу становили дисперсні частинки довільної форми зі середнім відносним розміром $d_2/(2R)=0,003$.

Як геометричний критерій подібності руху завантаження в обертовій камері було прийнято ступінь її заповнення $\kappa=w/(\pi \cdot R^2 \cdot L)$, де w – об'єм завантаження у спокої, L – довжина камери. Вміст дрібної фази у полізернистому завантаженні оцінювався за значенням ступеня заповнення $\kappa_{мз}=w_{мз}/(\kappa \cdot \pi \cdot R^2 \cdot L)$, де $w_{мз}$ – об'єм дрібної фази в завантаженні у спокої.

Дискретні значення ступеня заповнення камери завантаженням κ становили 0,175, 0,2, 0,225 та 0,4. Значення ступеня заповнення полідисперсного зернистого завантаження другою дрібною фазою $\kappa_{мз}$ складали 0,05, 0,225 та 0,4. Значення $\kappa_{мз}=0,4$ відповідає максимальному вмісту дрібної фази (100 %), тобто повному заповненню проміжків між сферичними частинками крупної фази при щільній упаковці у стані спокою. Значення $\kappa_{мз}=0,225$ відповідає середньому вмісту такої фази (56,3 %), значення $\kappa_{мз}=0,05$ – малому вмісту (12,5 %).

Швидкість обертання барабана оцінювалась за значенням відносної швидкості $\psi_{\omega}=\omega/\omega_{кр}$, де $\omega_{кр}=(g/R)^{0,5}$ критична кутова швидкість, при якій відцентрове прискорення на циліндричній поверхні камери дорівнює гравітаційному прискоренню g .

Виявилось, що автоколивання завантаження в камері обертового барабана із максимальним розмахом виникають при біфуркаційних значеннях відносної швидкості обертання $\psi_{\omega 1}$ та $\psi_{\omega 2}$, що пов'язані із відповідними межами взаємного переходу режимів руху завантаження (рис. 1). Верхнє біфуркаційне значення $\psi_{\omega 1}$ є дещо меншим за швидкісну межу переходу циркуляційного режиму в режим пристінкового шару під час прискорення обертання. Натомість нижнє біфуркаційне значення $\psi_{\omega 2}$ є дещо меншим за швидкісну межу зворотного переходу режимів під час сповільнення обертання.

Було, також, зареєстровано ефект режимного гістерезису усталеного руху зернистого завантаження в камері стаціонарно обертового барабана, що є пов'язаним із межами взаємного переходу режимів руху. Таке явище є аналогічним встановленому раніше ефекту режимного гістерезису течії рідини в

циліндричній камері, що стаціонарно обертається навколо горизонтальної осі [2]. Ефект режимного гістерезису полягає у перевищенні швидкості обертання барабана при переході циркуляційного режиму руху в режим пристінкового шару, під час прискорення обертання, над швидкістю при зворотному переході режимів, під час сповільнення обертання.

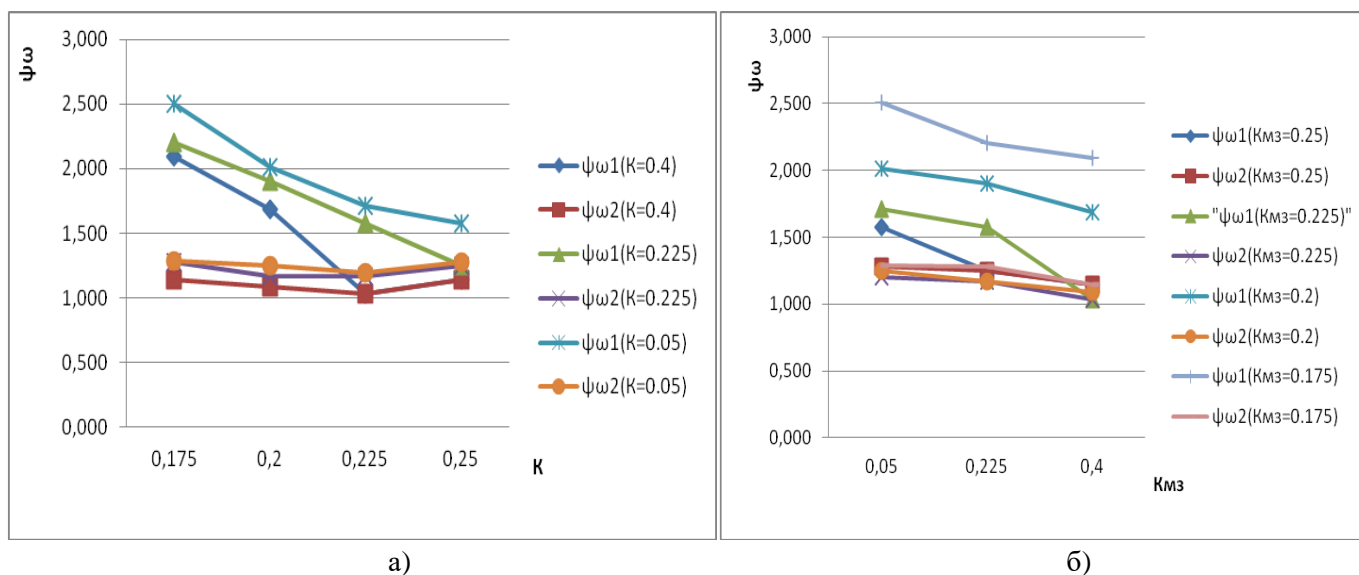


Рис. 1. Залежності біфуркаційних значень відносної швидкості обертання барабана $\psi_{\omega 1}$ та $\psi_{\omega 2}$: а) від ступеня заповнення камери κ при вмісті дрібної фази у полізернистому завантаженні $\kappa_{m3}=0,05, 0,225$ та $0,4$; б) від вмісту дрібної фази κ_{m3} при ступені заповнення $\kappa=0,175, 0,2, 0,225$ та $0,25$

Верхнє біфуркаційне значення відносної швидкості обертання $\psi_{\omega 1}$, що змінювалось у межах $1,03 \dots 2,5$, зростає зі зменшенням фрикційної взаємодії завантаження із поверхнею камери. Нижнє біфуркаційне значення $\psi_{\omega 2}$, що змінювалось у мажах $1,03 \dots 1,29$, визначається переважно умовами стійкості руху системи і слабо залежить від фрикційної взаємодії завантаження із поверхнею камери.

Величина верхнього біфуркаційного значення швидкості обертання перевищує величину нижнього біфуркаційного значення – $\psi_{\omega 1} > \psi_{\omega 2}$ у межах $\psi_{\omega 1} / \psi_{\omega 2} = 1 \dots 1,94$.

Розбіжність між верхнім та нижнім біфуркаційними значеннями швидкості обертання зростає, прояв ефекту режимного гістерезису посилюється і розмах автоколивань збільшується зі зниженням фрикційної взаємодії завантаження із поверхнею камери барабана. Така взаємодія зменшується зі зниженням вмісту дрібної фази у полізернистому завантаженні κ_{m3} та ступеня заповнення камери κ .

Розбіжність між біфуркаційними значеннями $\psi_{\omega 1}$ та $\psi_{\omega 2}$ зростає зі зменшенням вмісту дрібної фази у завантаженні κ_{m3} . Зокрема, для максимального вмісту ($\kappa_{m3}=0,4$) така розбіжність виникає лише при заповненні камери $\kappa < 0,225$, для середнього вмісту ($\kappa_{m3}=0,225$) – лише при $\kappa < 0,25$, а для малого вмісту ($\kappa_{m3}=0,05$) – за будь-якого заповнення камери ($\kappa \leq 0,25$). Розбіжність між $\psi_{\omega 1}$ та $\psi_{\omega 2}$ зростає, також, зі зменшенням заповнення камери κ . Причому, для заповнення $\kappa=0,25$ така розбіжність виникає лише при вмісті дрібної фази, що є менший за середній, $\kappa_{m3} < 0,225$, для $\kappa=0,225$ – лише при вмісті, що є менший за максимальний, $\kappa_{m3} < 0,4$, а для $\kappa \leq 0,2$ ($\kappa=0,2$ та $\kappa=0,175$) – за будь-якого вмісту дрібної фази ($\kappa_{m3} \leq 0,4$).

Встановлено, також, що розмах автоколивань для $\psi_{\omega 2}$ переважно перевищує розмах для $\psi_{\omega 1}$.

Література

1. Deineka K. Yu. The tumbling mill rotation stability / K. Yu. Deineka, Yu. V. Naumenko // Naukovyi Visnyk Nationalnoho Hirnychoho Universytetu. – 2018. – N. 1(163). – P. 60-68.
2. Naumenko Yu. V. The regime hysteresis of viscous flow with free surface in rotating horizontal cylinder / Yu. V. Naumenko // International Journal of Fluid Mechanics Research. – 2004. – Vol. 31. – N. 4. – P. 358-368.

ДОСЛІДЖЕННЯ АМПЛІТУДНО-ЧАСТОТНОГО СПЕКТРУ ВІБРОАКТИВНОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ

INVESTIGATION OF THE AMPLITUDE-FREQUENCY SPECTRUM OF THE VIBRATIONAL WORKING BODY

Олег Дєдов

Київський національний університет будівництва і архітектури

The motion of a frame of a vibration unit, which implements complex spatial variations, is investigated. The condition for the transfer of the maximum energy from the working organ of the vibration installation to the concrete mixture is established due to internal resonance phenomena that are realized on high-energy operating modes. The obtained results allowed analyzing and revealing the operating modes of the vibration system using the internal energy of the system and directing it to increase the efficiency of the work process.

Досвід провідних країн світу засвідчує про широке застосування вібраційних технологій у технологічних процесах практично у всіх галузях народного господарства. Дослідження таких процесів показує, що саме підведення до оброблюваного середовища вібрацій або ударних імпульсів дозволяє значно інтенсифікувати реалізацію технологічних процесів і забезпечити параметри навантаження, які суттєво дозволяють знизити витрати енергії, собівартість продукції, а також підвищити загальну ефективність виробництва. Розвиток машинобудування на сьогоднішній день спрямований на зменшення затрат енергетичних і трудових ресурсів. Вирішення такої проблеми лежить у пошуку підвищення ефективності робочого процесу ущільнення будівельних сумішей, виявлення нових явищ при роботі ущільнюючих машин та врахування їх при моделюванні робочих процесів, удосконалення моделей з врахуванням їх напружено-деформованого стану, які адекватно відповідають реальним умовам руху вібраційної машини. Останнім часом напрямок наукових досліджень лежить у вивченні вібраційних машин із складними просторовими коливаннями, як перспективними і гнучкими, з точки зору реалізації різних режимів і параметрів, системами.

У роботі висувається наукова ідея, у відповідності до якої математична модель вібраційної системи має визначатися на основі врахування внутрішньої структури підсистем як єдиної, не дивлячись на різну їх фізичну природу і будову. Такий методологічний підхід дає можливість комплексно розглядати енергетичні складові системи, визначивши таким чином поведінку системи з максимальною віддачею енергії на протікання будь-якого технологічного процесу. Та саме такий принцип дозволяє виявити процеси, які протікають безпосередньо в конструкції рами або форми машини, що розширює потенціальні можливості при проектуванні, конструюванні та створенні сучасних машин технологічного призначення. Бажаний результат роботи досягається шляхом визначення напружено-деформованого стану металоконструкцій машин і оброблюваного середовища, як єдиної вібраційної системи, підкореної єдиному процесу за різних умов навантаження.

Визначені в результаті досліджень основних форм коливань рамної конструкції установки значно розширюють спектр використання як формують поверхні. Новий результат і уявлення про можливість створення вібраційних систем нового покоління базується на підході, який передбачає врахування не тільки вихідних числових значень амплітудно-частотного режиму збудника коливань, а і форму коливань яка при цьому реалізується. Робочий орган, будучи в контакт з сумішшю, генерує відмінні від основної інші частоти коливань. Внаслідок цього відбувається зменшення енерговитрат. Використання таких ефектів залежить від конкретної розрахункової схеми віброустановки та виду майбутнього виробу. Саме такі режими є принципово новими у реалізації віброустановок подібного класу.

КОЛИВАННЯ ТИСКУ В СИСТЕМАХ ПОВІТРОПРОВОДУ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

FLUCTUATION OF PRESSURE IN SYSTEM AIR FLOW TECHNOLOGICAL EQUIPMENTS

Василь Дмитрів¹, Ігор Дмитрів¹, Богдан Красниця²¹Національний університет «Львівська політехніка», ²Львівський національний аграрний університет

Дослідження амплітуди коливання тиску у пневматичній системі технологічного обладнання за заданого імпульсного режиму його роботи в залежності від кількості одночасно працюючих таких елементів дозволить узгодити конструкційно-технологічні параметри пневмовакуумної системи і зменшити витрати енергії на забезпечення параметрів технологічного процесу, що обумовлюють роботи.

Досліджували коливання тиску залежно від: а) конфігурації пневмовакуумної і гідро-пневмовакуумної систем (довжина трубопроводів, їх діаметр та інші параметри, що впливають на втрати тиску); б) швидкості потоку двофазної суміші (рідина+повітря); в) швидкості руху повітря у вакуумпроводі. Із зменшенням швидкості потоку двофазної суміші вакуумметричний тиск зростає. Абсолютна максимальна амплітуда коливань вакуумметричного тиску становить $\Delta p_{max} = 5$ кПа.

Кількість повітря, що надійде у провід вакуумної системи, залежить від кількості одночасно працюючих елементів, збігу в часі такту і фази роботи генераторів імпульсів тиску. При такому збігу імпульс спаду вакуумметричного тиску (імпульс абсолютного тиску) буде максимальним, а тривалість цього імпульсу – мінімальною. Для оцінки імовірності появи незалежної події застосуємо теорему Пуассона, при цьому виключаємо одночасність збігу тактів і фаз роботи одночасно працюючих генераторів імпульсів тиску, що імовірність появи події $P(N_{nda}) \rightarrow 0$, а також завжди працює хоча б один генератор імпульсів, відповідно $P(N_{nda}) \neq 0$. Згідно теореми Пуассона і рівняння повної імовірності, імовірність одночасності збігу фаз і тактів роботи генераторів імпульсів розрахуємо за формулою:

$$P(N_{nda}) = P(N_{nda}^+) \cdot P(N_{nda}^-),$$

де $P(N_{nda}^+) = \frac{a_1^{N_{nda}}}{N_{nda}^+} \cdot e^{-a_1}$ – імовірність одночасності і збігу фаз і тактів роботи генераторів імпульсів тиску;

$P(N_{nda}^-) = \frac{a_2^{N_{nda}}}{N_{nda}^-} \cdot e^{-a_2}$ – імовірність неодночасності і незбіжності фаз і тактів роботи генераторів імпульсів

тиску; $a_1 = n_{da} \cdot p_{nda}^+$, $a_2 = n_{da} \cdot p_{nda}^-$; n_{da} – кількість одночасно працюючих доїльних апаратів, шт.; N_{nda}^+ – кількість одночасно працюючих елементів, у яких збігаються в часі такти і фази роботи генераторів імпульсів, шт.; N_{nda}^- – кількість одночасно працюючих елементів, у яких незбігаються в часі такти і фази роботи генераторів, шт.; p_{nda}^+ – імовірність того, що збігаються в часі такти і фази роботи генераторів за N_{nda}^+ одночасно працюючих елементів, $p_{nda}^+ = N_{nda}^+ / n_{da}$; p_{nda}^- – імовірність того, що незбігаються в часі такти і фази роботи генераторів за N_{nda}^- одночасно працюючих елементів, $p_{nda}^- = N_{nda}^- / n_{da}$.

Амплітуду коливання тиску на ділянці вакуумпроводу визначали за залежністю

$$\Delta p_{ВП} = \frac{R_{П} \cdot \Theta \cdot (G_{ВП} + G + G \cdot (N_{nda}^+ - 1) \cdot P(N_{nda}^+))}{V_{ВП}}$$

де $R_{П}$ – газова стала повітря, Дж/(кг·°С); Θ – абсолютна температура повітря, °С; $G_{ВП}$, G – кількість повітря, що знаходиться у вакуумпроводі і об'ємах елементів змінного тиску, кг; $V_{ВП}$ – загальний об'єм простору вакуумного тиску обладнання, м³. Результати моделювання наведено на рис.

Аналіз результатів моделювання коливань тиску показує, що максимальна амплітуда коливань тиску з частотою 1 Гц не перевищує $\Delta p_{ВП} = 1,4$ кПа для вакуумпроводу діаметром $D = 40$ мм із імовірністю $P(N_{nda}) = 0,76212$. Для вакуумпроводу діаметром $D = 25,4$ мм максимальна амплітуда коливань вакуумметричного тиску становить $\Delta p_{ВП} = 3,03$ кПа з імовірністю $P(N_{nda}) = 0,628837$.

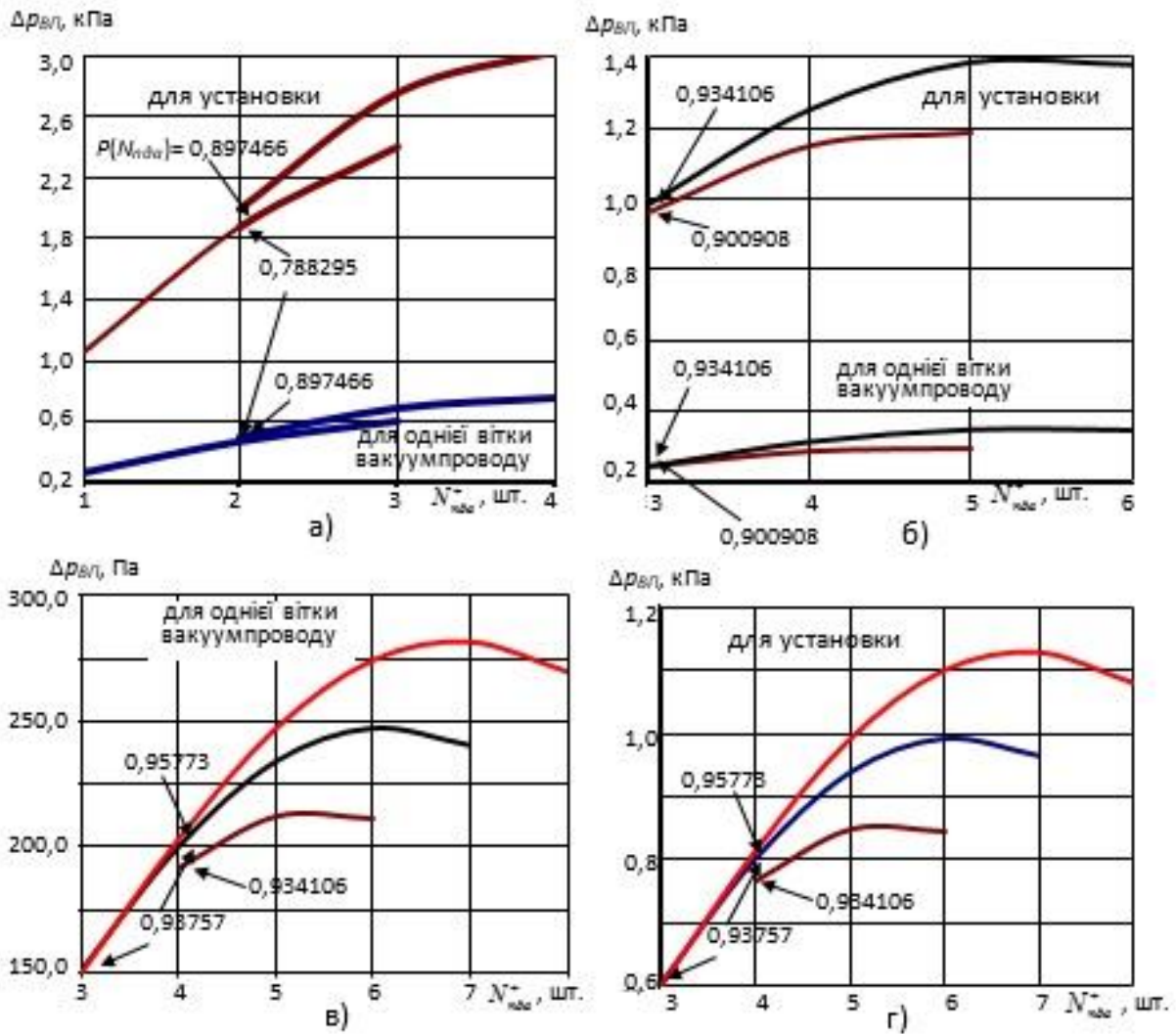


Рис.1. Результати моделювання коливання тиску $\Delta p_{вп}$ у вакуумпроводі установки залежно від кількості елементів $N_{нда}^+$ зі збігом в часі тактів і фази роботи генераторів імпульсів тиску з імовірністю $P(N_{нда})$ за діаметра D вакуумпроводу: а – $D = 25,4$ мм, пневмогенератор імпульсів; б – $D = 40$ мм, пневмоелектромагнітний генератор імпульсів тиску попарної дії; в, г – $D = 50$ мм, пневмоелектромагнітний генератор імпульсів тиску попарної дії

Для кількості одночасно працюючих генераторів імпульсів тиску з максимальною імовірністю збігу в часі тактів і фази роботи коливання вакуумметричного тиску не перевищує $\Delta p_{вп} = 2$ кПа. За діаметра вакуумпроводу $D = 50$ мм коливання вакуумметричного тиску $\Delta p_{вп} = 800-812$ Па з максимальною імовірністю $P(N_{нда}) = 0,93757-0,95773$.

При $N_{нда}^+ = 8$ із $n_{нда}=8$ з імовірністю збігу в часі тактів і фази роботи генератора імпульсів тиску $P(N_{нда}) = 0,592547$ амплітуда коливань вакуумметричного тиску становитиме $\Delta p_{вп} = 4,72$ кПа за діаметра вакуумпроводу установки $D = 25,4$ мм. За діаметра вакуумпроводу $D = 50$ мм при цій самій кількості генераторів імпульсів тиску амплітуда коливань вакуумметричного тиску становитиме $\Delta p_{вп} = 1,08$ кПа. Найвища імовірність збігу в часі тактів і фази роботи генераторів імпульсів $P(N_{нда}) = 0,95773$ за $N_{нда}^+ = 4$ апарати, тоді амплітуда коливань вакуумметричного тиску становитиме $\Delta p_{вп} = 3,55$ кПа за один такт роботи генератора імпульсу тиску (частота 1,0 Гц) за діаметра вакуумпроводу доільної установки $D = 25,4$ мм і $\Delta p_{вп} = 0,81$ кПа за $D = 50$ мм.

ДИНАМІКА РЕЗОНАНСНИХ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН ПРИ НИЗЬКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ

DYNAMICS OF RESONANT VIBRATION MACHINES AT LOW TEMPERATURES

Анатолій Кобець¹, Віталій Дирда², Сергій Сокол¹, Олександр Черній¹¹ Дніпровський державний аграрно-економічний університет, ² Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України, м. Дніпро

The publication discusses the dynamics of the vibrating machine, which has rubber blocks and hinges as elastic links. The main factor that changes the rigidity parameters of elastic elements, in studies is determined the ambient temperature in which the machine operates. For the operating range, the ambient temperature was assumed to be below zero degrees.

Вступ. В останні роки в різних галузях народного господарства для здійснення транспортно-технологічних операцій набув поширення вібраційний транспорт, який має ряд переваг в порівнянні з традиційними засобами - стрічковими, пластинчастими, скребковими конвеєрами і іншими транспортними машинами. Конкурентоспроможність вібраційних машин забезпечується головним чином їх відповідністю техніко-економічним вимогам.

Повною мірою цими якостями володіють віброконвеєри типу КВ2Т (рис.1) з гумовими пружними зв'язками. Конвеєр являє собою двохмасову резонансну систему і складається з двох транспортуючих труб (рис. 2), пов'язаних між собою пружними ланками у вигляді плоских металевих або пластикових ресор, пружин або гумових елементів

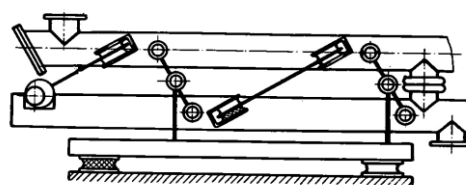
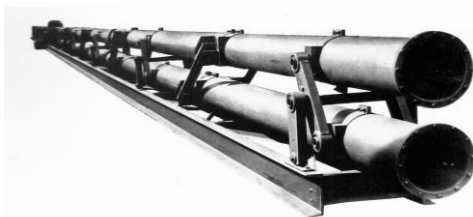


Рис. 1. Віброконвеєр КВ2Т. Рис. 2. Схема віброконвеєра КВ2Т.

Труби за допомогою гумометалевих шарнірів, встановлених в опорних вузлах, з'єднуються з рамою конвеєра. До нижньої труби приєднаний ексцентриковий привод з пружним шатуном. Для герметичного транспортування різних матеріалів в місцях завантаження і вивантаження встановлено спеціальні гумові герметизатори.

Техніко-економічні характеристики конвеєра КВ2Т.

За своєю структурною схемою і динамічними характеристиками конвеєри КВ2Т, в порівнянні з іншими вібраційними транспортними машинами, є найбільш досконалою системою. Вони засновані на принципі коливань в резонансному режимі назустріч один одному двох рівних за величиною мас, тому в будь-який момент часу сили інерції мас врівноважені між собою як за величиною, так і за напрямком. Завдяки цьому динамічні навантаження, що діють на робочі органи конвеєра і його привід, зазвичай незначні, машина в цілому урівноважена і не чинить істотного впливу на фундамент. При нерівномірному завантаженні робочих органів матеріалом, а також при аварійних ситуаціях: забиванні робочого органу матеріалом внаслідок налипання, поломки пружних вузлів т. ін. Вплив машини на фундамент різко зростає. Для запобігання цього небажаного явища конвеєри встановлюються на віброізоляторах.

Розрахунок динаміки конвеєрів при понижених температурах.

У зв'язку з тим, що розглянута система урівноважена, її поведінку можна описати рівнянням виду

$$\frac{1}{2} m\ddot{x} + cx = c_0 \rho \sin \omega t, \quad (1)$$

де m – маса робочого органу; c – приведена жорсткість основних пружних зв'язків; c_0 – жорсткість приводних пружних зв'язків; ρ – ексцентриситет; ω – частота навантаження.

Для введення пружно-спадкових властивостей гуми в рівнянні (1) замінимо жорсткість оператором

$$C_t = C_o \left[1 - \chi \mathcal{E}_\alpha^* (-\beta) \right],$$

де C_o – миттєве значення жорсткості пружних зв'язків;

χ, β – реологічні параметри гуми;

\mathcal{E}_α^* –оператор.

Тоді рішення рівняння (1) має вигляд

$$x = a \sin(\omega t - \varphi) \quad (2)$$

$$a = \frac{C_o \rho}{2 \sqrt{\left(\frac{1}{4} m^2 \omega^4 - m \omega^2 c (1-A) + c^2 (1-A)^2 + c^2 B^2 \right)}}$$

де: a – амплітуда коливань; жорсткість – c ; реологічні характеристики гуми A і B залежать від змінної температури зовнішнього середовища або дисипативного розігріву.

Рівняння теплового балансу пружних зв'язків запишемо у вигляді

$$\frac{d(T - T_o)}{dt} + K_v (T - T_o) = \varphi(T),$$

де T_o – температура навколишнього середовища;

$K_v = \frac{\eta}{c_v}$; η – коефіцієнт зовнішньої теплопровідності; $C_v = C_v m_1 n$; C_v – питома теплопровідність гуми; m_1 –

маса пружних елементів; n - число пружних елементів.

Розглянемо динаміку двотрубного врівноваженого конвеєра (діаметр однієї труби 150 мм довжина конвеєра 20 м), що має наступні параметри: $m = 720$ кг; $c = 3,6$ МН / м; $c_o = 0,72$ МН / м; $\rho = 1,9 \cdot 10^{-2}$ м; $\omega = 65$ 1 / с; $n = 64$; $K_v = 0,12$ 1 / с (отримано експериментально).

Використовуючи формулу (2) і експериментальні значення $c(T)$ $B(T)$ и $c(T) [1 - A(T)]$, отримаємо залежність амплітуди коливань конвеєра a від повільно змінної температури (рис. 3). Як видно, до температури -15°C зміна амплітуди стаціонарного процесу коливань незначна. Результати розрахунку позитивно збігаються з експериментальними даними, отриманими для реальної конструкції в діапазоні знижених температур $0-39^\circ\text{C}$.

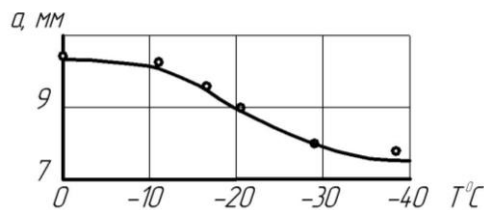


Рис. 3 Залежність $a(T)$: точки– експеримент, суцільна лінія – розрахунок

Таким чином, результати досліджень та їх практичне доведення, забезпечують досить повний опис демпфуючих параметрів гумометалевих виробів при низьких температурах залежністю (2) і одночасно є ефективним засобом розрахунку амплітудно-частотних характеристик нелінійних коливальних систем.

Література

1. Булат А. Ф. Прикладная механика упруго-наследственных сред : в 4 т. / А. Ф. Булат, В. И. Дырда, В. Г. Карнаухов, Е. Л. Звягильский, А. С. Кобец. – Киев: Наукова думка, 2011–2014. – Т. 1–4.
2. Работнов, Ю. Н. Элементы наследственной механики твердых тел / Ю. Н. Работнов. – Москва : Наука, 1977. – 384с.
3. Шенбор В.С. Деякі особливості оптимального конструювання вібраційних трубчастих

транспортерів / В. С. Шенбор, В. М. Боровець, В.М. Корендій, Ю.В. Шенбор, В.Г. Брусенцов// Вібрації в техніці та технологіях . – 2017. – № 3 (86). – С. 110–118.

4. Дорохов М.А. Экспериментальные исследования реологии резин / М. А. Дорохов, Г. Н. Агальцов, А. В. Новикова, Е. В. Калганков, И. Н. Цаниди, С. Н. Луценко // Геотехническая механика: межвед. сб. науч. тр. / ИГТМ НАНУ Украины. – Днепропетровск, 2015. – Вып. 121. – С. 207–214.

5. Булат А. Ф. Разработка и широкое промышленное внедрение вибрационных машин и комплексов выпуска и доставки урановых руд при подземной добыче / А. Ф. Булат, В. И. Дырда, В. Н. Пухальский, Н. И. Лисица, А. А. Черний, Е. Ю. Заболотная //Геотехническая механика: межвед. сб. науч. тр. ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск, 2015. –Вып. 121. –С. 12–21.

УДК 62-752

МЕТОД ВИПАДКОВО-СПРЯМОВАНОГО ПОШУКУ ЗБАЛАНСОВАНОГО СТАНУ РОТОРА ЗІ ЗМІННИМ ДИСБАЛАНСОМ

A METHOD RANDOMLY DIRECTED SEARCH OF STATE BALANCED ROTOR WITH VARIABLE UNBALANCE

Ілона Драч, Вілен Ройзман, Віталій Ткачук
Хмельницький національний університет

Rotary mechanisms are used in many areas of modern industry, from mechanical engineering to computer and home appliances. Lots of machines obtain in the process of work a variable or random imbalance of the rotor according to time and location. To reduce the vibrations of such mechanisms, a method of randomly searching for a balanced state of the rotor is proposed, as an alternative to balancing.

Існують два способи зменшення небажаних вібрацій в механізмі ротора – це ручне і автоматичне балансування. Недоліком ручного балансування є те, що при тривалому використанні матеріал ротора деформується і балансування доводиться проводити знову. Також ручне балансування не надає бажаних результатів, якщо центр ваги ротора займає нефіксоване положення, як це відбувається, наприклад, в пральних машинах. Ще одним недоліком цього процесу є його трудомісткість для роторів складної конструкції, особливо для пружних роторів. Застосування автобалансируючих пристроїв (АБП) розв'язує більшість із цих проблем. Однак, і автобалансивання не завжди є ефективним. Крім того, як буде показано нижче метод випадково-спрямованого пошуку може суттєво підвищити ефективність рідинного автобалансира.

Більшість авторів, що вивчають динаміку роторних систем, ставили перед собою задачу підбору параметрів ротора оптимальних з точки зору зменшення вібрацій. Проблемі розробки алгоритму/програми прання у пральній машині, зокрема, алгоритму розкручування барабана для віджимання білизни, присвячено багато тем на форумах фахівців-практиків.

Ґрунтуючись на власному досвіді спостережень і досліджень в галузі зниження вібрацій, на результатах спілкування з фахівцями, які займаються ремонтом і обслуговуванням пральних машин, а також з аналізу та досліджень певної фахової і періодичної літератури, визначено мету розробити альтернативний метод зменшення вібрацій ротора – метод випадково-спрямованого пошуку збалансованого стану ротора. Будемо розглядати цей метод у практичній інтерпретації, а саме для розв'язання складної, багатокритеріальної оптимізаційної задачі розподілу білизни в барабані пральної машини для подальшого набору швидкості.

Суть методу полягає в тому, що при виході машини із дисбалансом, що змінюється від пуску до пуску, на робочий режим (наприклад віджимання у пральних машинах) контролюються вібрації і при перевищенні ними допустимого рівня машина відключається і повертається в режим полоскання. Процедура виходу повторюється до поки не настане випадок оптимального розподілу мас (розкладки

білизни) і вібрації ввійдуть в межі норми, заданої технічними умовами. У цьому випадку машині “дозволяється” виконувати технологічну операцію, тобто працювати на робочих обертах віджимання.

Експериментальна перевірка методу проводилась на пральній машині (ПМ) “Айша”. Для здійснення балансування барабана методом випадково-спрямованого пошуку була розроблена спеціальна система керування (СК) електродвигуном рис. 1. СК є окремим блоком, розміщеним всередині ПМ, який доповнює існуючий командний апарат, розширюючи його можливості.

Система керування працює так: коли за командою командного апарата (КА) включається режим “віджимання”, виконується визначення рівня вібрацій датчиком вібрацій (ДВ) під час розгону ротора. Якщо рівень вібрацій перевищує наперед задану межу (поріг), то відбувається відключення двигуна Д і віджимання припиняється на час t_1 ($t_1 = 5$ с), що визначається таймером A_1 . За час t_1 виконується перерозподіл білизни в бакові пральної машини в режимі «полоскання».

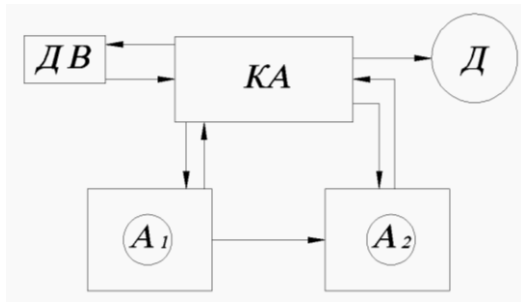


Рис. 1. Структурна схема СУ електродвигуном: КА – командний апарат; A_1 – таймер паузи; A_2 – таймер полоскання; ДВ – датчик вібрацій; Д – електродвигун

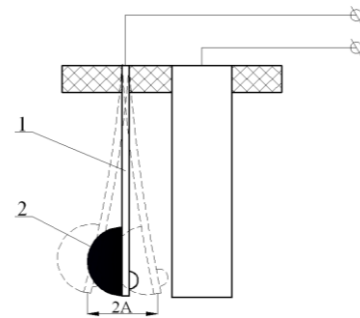


Рис. 2. Датчик вібрацій: 1 – консольна пластина; 2 – вантаж

Вібродатчик (жорстко закріплений на бакові машини) є парою контактів, один із яких виконаний у вигляді консольної пластини з вантажем на вільному кінці (рис. 2). При вібраціях машини коливається балка-контакт з амплітудою, що пропорційна рівню вібрацій. При перевищенні амплітудою коливань заданої норми (поріг спрацьовування), відбувається замикання контактів, запускається таймер A_1 і вимикається живлення КА.

З метою перевірки можливостей застосування розробленої СК без датчика вібрацій було проведено дослідження можливості ідентифікувати виникнення дисбалансу, а, отже, і вібрацій за змінною потужності, що споживається електродвигуном установки. За результатами досліджень (табл. 1) було встановлено, що, контролюючи потужність, яка споживається електродвигуном, принципово можливо досягти того ж результату, що і при застосуванні датчика вібрацій.

Таблиця 1

Амплітуда вібрацій і потужність, що споживається електродвигуном при проходженні розбалансованим ротором резонансу

Дисбаланс ротора, г·см	Амплітуда вібрацій 2A, мм	Потужність без АБП, Вт	Амплітуда вібрацій 2A, мм	Потужність із АБП, Вт
0	13	86	9	73
500	22	102	15	87
1000	29	119	22	101
1500	42	150	28	114
2000	51	179	34	129
2500	Не пройшов резонанс		39	141

Під час проведення експериментів зі встановлення залежності потужності, що споживається електродвигуном, від зміни дисбалансу і вібрацій були виявлені випадки, коли при великому дисбалансі ротора потужності електродвигуна не вистачало для проходження резонансу. Тому було досліджено залежність споживаної двигуном потужності при проходженні розбалансованого ротора машини через резонанс з

рідинним автобалансиром і без нього та встановлено, що при застосуванні автобалансира крім зниження вібрацій знизилась витрати електроенергії до 30 % при виході ротора на робочі оберти, що дозволяє застосовувати електродвигуни меншої потужності. Отже, балансування роторів є ресурсо- та енергозберігаючою технологією.

УДК 693.9

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ФОРМОУТВОРЮЮЧОЇ ПОВЕРХНІ ВІБРОУСТАНОВКИ З ПРОСТОРОВИМИ КОЛИВАННЯМИ

THEORETICAL INVESTIGATION OF THE MOVING OF FORMING SURFACE IN VIBRATION INSTALLATION WITH SPATIAL OSCILLATIONS

Олександр Дьяченко

Київський національний університет будівництва і архітектури

In this work investigated motion of the forming surface of a vibration installation with spatial vibrations for the calculation of its displacements and deformations. Made review and evaluation of the methods for calculating a vibration installation using the plate motion theory, finite difference method and equations of motion of a flat plate under the action of sinusoidal loads. The equations that was found can be used in future to design more efficient vibration installation for compaction of concrete mixes.

Збільшення виробництва бетонних конструкцій в останні роки, змушує до пошуків більш ефективних способів виробництва залізобетонних виробів. Процес ущільнення сумішей є одним з найвідповідальніших процесів при виробництві готового бетонного виробу. Від нього залежить форма, міцність, вологостійкість і довговічність кінцевого виробу.

Для досягнення цих показників необхідно забезпечити достатню ефективність і технологічність вібраційних установок для ущільнення бетонних сумішей. Виконання цих вимог значною мірою залежить від обраної фізичної та математичної моделей вібраційної системи «машина-оброблюване середовище», що адекватно відповідають умовам робочого процесу, що в них протікає. При розгляді процесу взаємодії системи «Машина – Оброблюване середовище» найчастіше застосовують комбінований підхід: конструкцію машини вважають системою з дискретними параметрами, а середовище моделюють системою з розподіленими параметрами. При такому підході найбільші труднощі виникають при виборі моделі машини. Це обумовлено відсутністю загальноприйнятого підходу до визначення характеристик та функціональних залежностей від параметрів вібрації. Такий підхід спрощує загальну математичну модель взаємодії машини та середовища, а також не дозволяє виявити процеси, які протікають безпосередньо в конструкції рами або форми машини. Моделювання дискретними параметрами не дозволяє отримати реальний напружено-деформований стан конструкції і її переміщення. В результаті звужуються потенціальні можливості при проектуванні, конструюванні та створенні сучасних вібростатів. Опис реальних процесів машин під дією статичних і динамічних навантажень може бути реалізований за допомогою диференціальних рівнянь. У цих рівняннях стан об'єкту дослідження описується набором деяких параметрів, а зміна стану – швидкістю зміни цих параметрів. Реальні фізичні процеси, які відбуваються у складних системах адекватно можуть бути описані лише нелінійними диференціальними рівняннями, пояснюється це тим, що в природі завжди є складова, яка носить нелінійний характер зміни властивостей.

Основним напрямком роботи є пошук способів вирішення даної задачі, задавши відповідну модель, за допомогою якої можна буде змоделювати рух вібраційної установки, для визначення оптимальних параметрів ущільнення на ній.

В даній роботі виконані дослідження руху спроектованої формуючої поверхні віброустановки з просторовими коливаннями [Патент України №117955], для розрахунку переміщень і деформацій.

Здійснено огляд та оцінку методів розрахунку вібраційної установки за допомогою використання теорії руху пластин і методу скінченних різниць. Виконано огляд рівнянь руху плоскої плити під дією синусоїдальних навантажень. Знайдені рівняння в майбутньому можуть бути використані для проектування більш ефективних вібраційних установок для ущільнення бетонних сумішей. Встановлено, що застосування чисельних методів спрощує виведення рівнянь руху

УДК 621.923.7

ДИНАМІКА КОЛИВНОЇ СИСТЕМИ ВІБРОВІКІНЧУВАЛЬНОГО ВЕРСТАТА

DYNAMICS OF OSCILLATING SYSTEM OF VIBRATORY FINISHING MACHINE

Віктор Захаров¹, Віталій Корендій², Олександр Гаврильченко²

¹ПрАТ «Іскра», м. Львів, ²Національний університет «Львівська політехніка»

The calculation diagram of oscillating system and operation features of vibratory finishing machine are considered. The mathematical model of four-mass oscillating system is presented. The amplitude-frequency characteristic of the oscillating system is formed and its dynamics is analyzed.

Проектування та розробка сучасних вібровікінчувальних верстатів неможливі без динамічного аналізу їх механічних коливальних систем. Для проведення такого аналізу зазвичай використовують диференціальні рівняння руху коливальних мас, які дають можливість зрозуміти фізику процесу вібраційного притирання виконавчих поверхонь деталей різноманітних машин.

У якості досліджуваної механічної коливальної системи розглянемо чотиримасову конструкцію вібровікінчувального верстата (рис. 1), в якій реалізовані прямолінійні коливання. У даній системі активна 1, проміжна 2 та нижня реактивна 3 маси з інерційними параметрами (у даному випадку – масами), відповідно, m_a , m_n та m_p здійснюють прямолінійні коливання вздовж горизонтальної осі x за узагальненими координатами, відповідно, x_1 , x_2 та x_3 . Також додатково враховано масу m_g водила 8 з деталями, що обробляються, яка здійснює прямолінійні коливання вздовж горизонтальної осі x за узагальненою координатою x_4 .

Активна маса 1 приводиться в рух завдяки кінематичному збуренню від проміжної 2 маси. Збурення вимушених коливань відбувається завдяки синусоїдальному зусиллю $P(t) = P \cdot \sin(\omega t + \varepsilon)$ (тут P – амплітудне значення збурювального зусилля; t – час; ε – зсув фаз між силою і переміщенням; ω – колова частота збурювального зусилля), що прикладається між проміжною 2 та реактивною 3 масами. Активна 1 та проміжна 2, проміжна 2 та реактивна 3 маси попарно з'єднані між собою пружними системами відповідно 5 та 4 із жорсткостями c_1 та c_2 у напрямку їх руху, які на рисунку схематично зображені у вигляді витих пружин. Конструкції вібровікінчувальних верстатів опираються через проміжну масу на віброізолятори 6 жорсткістю c_{i3} . Приймаємо, що в системі діють дисипативні сили, для чого в динамічну модель у вигляді демпферів вводяться коефіцієнти в'язкого опору μ_1 , μ_2 , μ_3 , які є пропорційні швидкості руху відповідних мас і відображають явище гістерезису в пружних системах 4, 5, 6, відповідно, та коефіцієнти μ_a , μ_n і μ_p , що описують в'язкий опір руху коливальних мас, відповідно, 1, 2 та 3, і викликані в'язким тертям між їх поверхнями у відносному русі.

Оскільки маси 2 (m_n) та 3 (m_p) між собою не взаємодіють, то можна знехтувати коефіцієнтами дисипації μ_n , μ_p , тоді як коефіцієнт μ_a , що описує в'язкий опір руху активної 1 та проміжної 2 коливальних мас, між якими знаходиться робоча зона для завантаження оброблюваних на вібровікінчувальному верстаті деталей, необхідно залишити. У такому випадку вся енергія від віброзбудників перетворюється в теплову енергію притирання деталей.

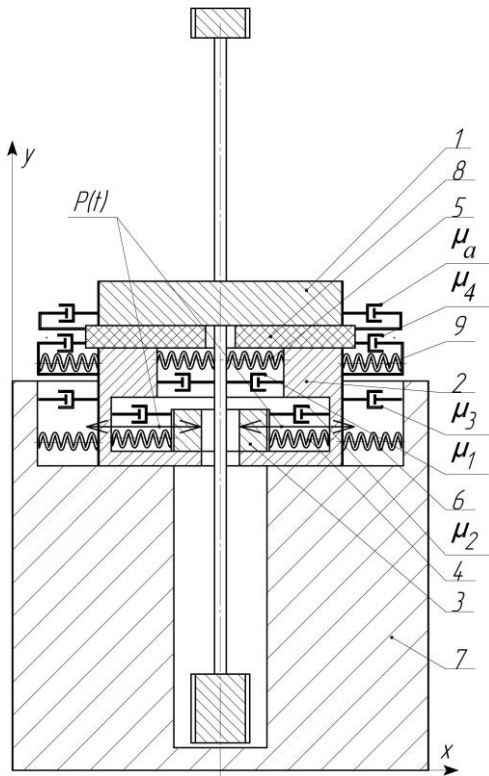


Рис. 1. Розрахункова схема чотиримасової коливальної системи віброкінчувального верстата

Додатково приймаємо до уваги коефіцієнт в'язкого опору μ_4 , який є пропорційним швидкості руху водила 8 відносно нижнього притира 2 і відображає явище гістерезису в пружному елементі 9. Коефіцієнт μ_a , в даному випадку, описує в'язкий опір руху маси 1 по масі 8, викликаний в'язкістю середовища завантаження.

Математична модель коливальної системи віброкінчувального верстата може бути представлена диференціальними рівняннями руху відповідних коливальних мас:

$$\begin{cases} m_a \cdot \ddot{x}_1 + c_1 \cdot (x_1 - x_2) + \mu_a \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_4) + \mu_1 \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0; \\ m_n \cdot \ddot{x}_2 + c_1 \cdot (x_2 - x_1) + c_2 \cdot (x_2 - x_3) + c_{i3} \cdot x_2 + c_3 \cdot (x_2 - x_4) + \\ + \mu_1 \cdot (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \mu_2 \cdot (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + \mu_3 \cdot \dot{x}_2 + \mu_4 \cdot (\dot{x}_2 - \dot{x}_4) = P \cdot \sin(\omega t + \varepsilon); \\ m_p \cdot \ddot{x}_3 + c_2 \cdot (x_3 - x_2) + \mu_2 \cdot (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) = -P \cdot \sin(\omega t + \varepsilon); \\ m_g \cdot \ddot{x}_4 + c_3 \cdot (x_4 - x_2) + \mu_4 \cdot (\dot{x}_4 - \dot{x}_2) + \mu_a \cdot (\dot{x}_4 - \dot{x}_1) = 0. \end{cases}$$

Для подальшого розв'язування оптимізаційних задач задамося параметрами реальної конструкції віброкінчувального верстата: $m_a = 9$ кг, $m_n = 9$ кг, $m_g = 0,3$ кг, $c_{i3} \approx 0$ Н/м, $\omega \approx 314$ рад/с, $m_p = 0,78$ кг, $c_1 = 0,47 \cdot 10^6$ Н/м, $c_2 \approx 0$ Н/м та знехтуємо коефіцієнтами дисипації. Дані значення забезпечують один із найефективніших режимів правки «притир по притиру». При цьому коливальна система використовує ефект «нульової жорсткості», коли реактивна маса та нижній притир рухаються синфазно з однаковими амплітудами.

На основі поданих вище диференціальних рівнянь та заданих параметрів, побудовано амплітудно-частотні характеристики (рис. 2) та часові залежності переміщень коливальних мас (рис. 3) механічної системи віброкінчувального верстата.

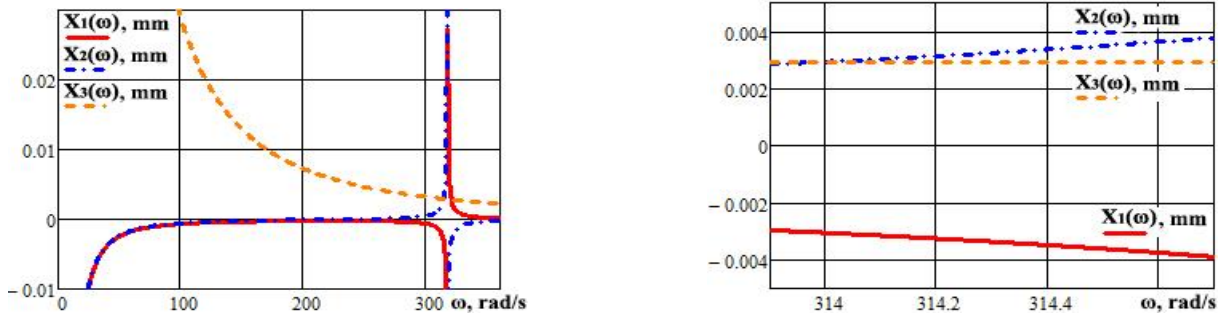


Рис. 2. Амплітудно-частотні характеристики чотиримасової коливальної системи віброкінчувального верстата: 1 – активної маси; 2 – проміжної маси; 3 – реактивної маси

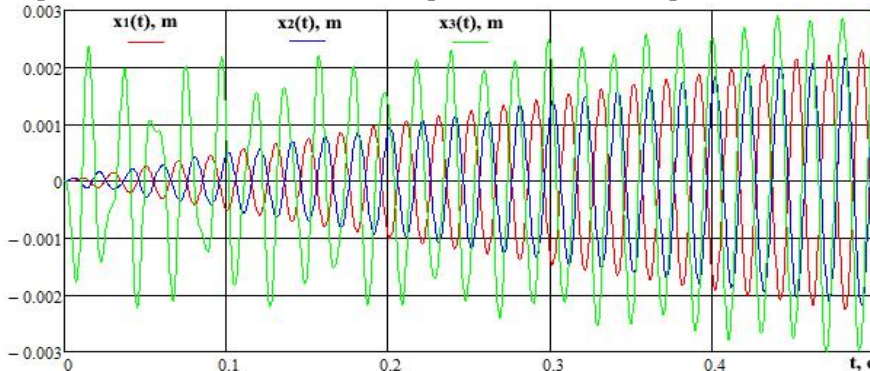


Рис. 3. Часові залежності переміщень коливальних мас: 1 – активна; 2 – проміжна; 3 – реактивна

МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ ПРИВІДНОГО МОТОР-КОЛЕСА ЕЛЕКТРОМОБІЛЯ

MODELLING OF THE DRIVING MOTOR-WHEEL MOTION OF ELECTRIC CAR

Роман Зінько, Віталій Корендій

Національний університет «Львівська політехніка»

The model of the translational motion of the driving motor-wheel of the electric car equipped with a synchronous motor with permanent magnets is considered. The simplified diagram of this electromechanical system is constructed and the equations of motion of the "motor-wheel – car" system are derived. The transition processes of changing the speed of electric car using a PID controller are simulated.

Одним із найбільш перспективних напрямів підвищення екологічності й ощадливості автомобілів вважається використання тягового електроприводу. Цей напрям передбачає як подальше удосконалення електромобілів, так і розроблення автомобілів, оснащених гібридними силовими установками. При проектуванні нових автомобільних силових установок виникає складна проблема наукового обґрунтування їх базових параметрів і характеристик. Для вирішення цієї проблеми використовуються методики, які базуються на проведенні обчислювальних експериментів з відповідними математичними моделями. Проте проведення порівняльного аналізу різних конструктивних рішень не можливе без оптимізації алгоритмів управління як силовою установкою в цілому, так і складових її окремих агрегатів.

Зазвичай, в приводах електромобілів використовуються синхронні двигуни з постійними магнітами, що характеризуються, в першу чергу, ощадливістю й оптимальними масо-габаритними показниками. При управлінні електроприводами таких автомобілів додаткову складність створює необхідність регулювання швидкості в широкому діапазоні з обмеженою напругою джерела живлення та змінюваність моменту інерції, приведенного до валу тягового електродвигуна, спричинена зміною маси автомобіля.

У даній роботі розглядатиметься модель поступального (прямолінійного) руху привідного мотор-колеса електромобіля, оснащеного синхронним двигуном з постійними магнітами. Розрахункова схема даної електромеханічної системи показана на рис. 1. Силовий модуль, представлений мотор-колесом, може бути в подальшому доповнений блоками керування, підсилювачами та іншими елементами. В даному випадку, рівняння руху системи «мотор-колесо – маса автомобіля, що рухається поступально» з урахування пружно-дисипативних властивостей шини (покришки) та втрат енергії на тертя в опорах колеса матиме вигляд:

$$\begin{cases} J_{mw} \cdot \ddot{\varphi}_{mw} + (\mu_{mw} \cdot \dot{\varphi}_{mw} + M_f \cdot \operatorname{sgn}(\dot{\varphi}_{mw})) + c_t \cdot (\varphi_{mw} - \varphi_m) + \mu_t \cdot (\dot{\varphi}_{mw} - \dot{\varphi}_m) = M_{mw}; \\ J_m \cdot \ddot{\varphi}_m - c_t \cdot (\varphi_{mw} - \varphi_m) - \mu_t \cdot (\dot{\varphi}_{mw} - \dot{\varphi}_m) = 0, \end{cases}$$

де J_{mw} – момент інерції мотор-колеса; $\varphi_{mw} = \varphi_{mw}(t)$ – закон руху мотор-колеса; M_f – сумарний момент опору, спричинений сухим тертям в опорах мотор-колеса та тертям кочення колеса по опорній поверхні; μ_{mw} – коефіцієнт в'язкого опору в опорах мотор-колеса; c_t – жорсткість шини (покришки); μ_t – коефіцієнт в'язкого опору при деформуванні (закручуванні) шини; M_{mw} – крутний момент на валу привідного електродвигуна; J_m – приведений момент інерції маховика, еквівалентний повній масі автомобіля, що рухається поступально; $\varphi_m = \varphi_m(t) = x(t)/r_k$ – закон руху маховика, який еквівалентний повній масі автомобіля, що рухається поступально; $x(t)$ – закон поступального руху автомобіля; r_k – радіус кочення колеса.

Одна із складових сумарного моменту опору M_f , яка враховує сухе тертя в підшипникових опорах мотор-колеса, діє постійно і напрямлена протилежно до напрямку його обертання. Друга складова – момент опору кочення колеса по опорній поверхні – діє лише при обертанні колеса. Останнє можливе лише в тому

випадку, коли момент скручування шини (покришки) $c_t \cdot (\varphi_{mw} - \varphi_m)$ більший, ніж момент опору кочення $f_{rot} \cdot R_z \cdot r_k$ (де f_{rot} – коефіцієнт опору кочення колеса; $R_z = m_m \cdot g$ – нормальна реакція опорної поверхні у точці контакту з колесом; m_m – повна маса електромобіля; g – пришвидшення вільного падіння). У свою чергу, момент скручування шини не може бути більшим, ніж момент сил зчеплення ведучого колеса з опорною поверхнею $f_{grip} \cdot R_z \cdot r_k$ (де f_{grip} – коефіцієнт зчеплення колеса з опорною поверхнею). Таким чином, сумарний момент опору M_f може бути представлений у наступному вигляді:

$$M_f = f_{sup} \cdot R_z \cdot r_{sh} + \begin{cases} 0, & \text{if } \begin{cases} c_t \cdot (\varphi_{mw} - \varphi_m), & \text{if } c_t \cdot (\varphi_{mw} - \varphi_m) < f_{grip} \cdot R_z \cdot r_k, \\ f_{grip} \cdot R_z \cdot r_k, & \text{if } c_t \cdot (\varphi_{mw} - \varphi_m) \geq f_{grip} \cdot R_z \cdot r_k; \end{cases} \leq f_{rot} \cdot R_z \cdot r_k, \\ f_{rot} \cdot R_z \cdot r_k, & \text{if } \begin{cases} c_t \cdot (\varphi_{mw} - \varphi_m), & \text{if } c_t \cdot (\varphi_{mw} - \varphi_m) < f_{grip} \cdot R_z \cdot r_k, \\ f_{grip} \cdot R_z \cdot r_k, & \text{if } c_t \cdot (\varphi_{mw} - \varphi_m) \geq f_{grip} \cdot R_z \cdot r_k; \end{cases} > f_{rot} \cdot R_z \cdot r_k. \end{cases}$$

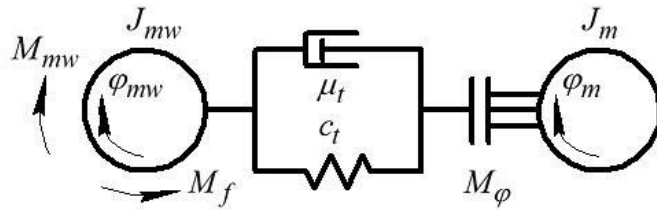


Рис. 1. Розрахункова схема привідного мотор-колеса електромобіля

Керування поступальною швидкістю руху електромобіля реалізоване на основі контуру зі зворотнім зв'язком. Закон зміни крутного моменту на валу привідного електродвигуна забезпечується PID-контролером, в якому за допомогою блоків формування вхідного сигналу задаються необхідні зміни швидкості руху автомобіля $V_{nec}(t)$. Значення крутного моменту при керуванні PID-контролером описується виразом:

$$M_{mw}(t) = k_p \cdot (V_{nec}(t) - \dot{\varphi}_m(t) \cdot r_k) + k_i \cdot \int_0^t (V_{nec}(\tau) - \dot{\varphi}_m(\tau) \cdot r_k) d\tau + k_d \cdot \frac{d(V_{nec}(t) - \dot{\varphi}_m(t) \cdot r_k)}{dt},$$

де k_p , k_i , k_d – коефіцієнти підсилення пропорційної, інтегральної та диференціальної складових регулятора, відповідно.

Подані вище рівняння дозволяють проаналізувати перехідні процеси при зміні швидкості курсового руху електромобіля. Для подальшого моделювання задамо наступні параметри: $J_{mw} = 5,9 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $J_m = 2200 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $\mu_{mw} = 0$, $f_{sup} = 0,03$, $m_m = 1500 \text{ кг}$, $c_t = 250000 \text{ (Н} \cdot \text{м) / рад}$, $\mu_t = 25000 \text{ (Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с) / рад}$, $r_k = 0,33 \text{ м}$, $f_{rot} = 0,02$, $f_{grip} = 0,8$, $k_p = 2$, $k_i = 0,11$, $k_d = 2$.

Результати моделювання перехідного процесу зміни швидкості електромобіля подані на рис. 2. Використаний PID-контролер із заданими вище параметрами на етапі розгону автомобіля спрацьовує із деяким запізненням. При цьому, етап гальмування практично повністю співпадає із заданим законом зміни швидкості.

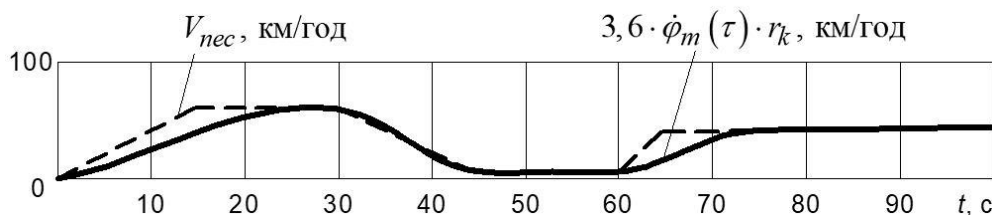


Рис. 2. Зміна швидкості руху електромобіля у перехідних режимах розгону і гальмування

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА ВІБРОУДАРНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ РУЙНУВАННЯ ГІРСЬКИХ ПОРІД

MODELING OF THE WORKING PROCESSES OF THE HYDROIMPULSE DRIVE OF A VIBRO-IMPACT DEVICE FOR ROCK DESTRUCTION

Ростислав Іскович-Лотоцький, Іван Коц, Ярослав Іванчук
Вінницький національний технічний університет

The results of theoretical investigation by numerical simulation methods of hydrodynamic processes in the two-stage valve-pulsator of the hydroimpulse drive of a vibro-impact device for rock destruction are presented. The obtained results of numerical modeling of the finite volume method with sufficient accuracy correspond to the experimental data of the real device of the hydroimpulse drive.

До обладнання дорожніх, будівельних та лісотехнічних машин відносяться машини вібраційної і віброударної дії, які дозволяють значно підвищити ефективність вторинного подрібнення порід на відкритих гірничих роботах, різноманітних розгалужених земляних роботах мерзлих ґрунтів, швидкісної пробивки розвідних свердловин, канал, розкриття вапнякових і сланцевих пластів, попереднього рихлення мерзлих ґрунтів в умовах міської забудови. Активізація робочих органів віброударних машин шляхом прикладання різного роду імпульсних навантажень забезпечує створення високих динамічних зусиль, достатніх для руйнування матеріалів.

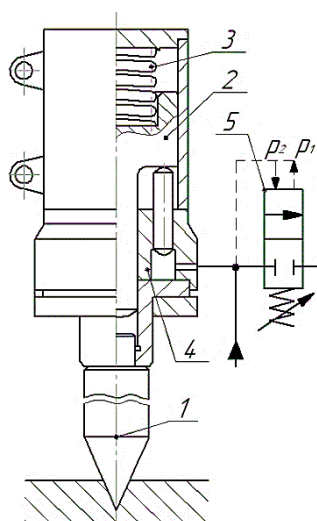


Рис. 1. Принципова схема віброударного пристрою на базі гідроімпульсного привода для руйнування гірських порід

Для ефективного руйнування гірських порід на кафедрі «Галузевого машинобудування» Вінницького національного технічного університету, на базі двокаскадного клапана-пульсатора, був розроблений вивішений віброударний пристрій (рис. 1). Навішений віброударний пристрій складається із робочого органу 1 (долото із конічним наконечником) на верхню основу якого прикладається періодичне ударне навантаження ударною масою 2 під дією сил тяжіння і сил повернення пружного елемента 3. Зворотно-поступальний рух ударної маси 2 відбувається за рахунок дії гідроімпульсного привода, який складається із гідроциліндра 4 і генератора імпульсів тиску 5. У робочій порожнині 6 (рис. 2) гідроциліндра 4 створюється періодична зміна тиску амплітудою $\Delta p = p_1 - p_2$, яка передається на плунжер 7 гідроциліндра 4. У свою чергу плунжер 7, під дією поточного тиску в порожнині 6 гідроциліндра 4, переміщує ударну масу 2, що спричиняє деформацію пружного елемента 3 і накопиченню потенційної енергії від сил тяжіння. Після відкриття клапана другого каскаду 8 відбувається злив робочої рідини, що спричиняє падіння тиску у робочій порожнині 6 гідроциліндра 4. При цьому відбувається переміщення ударної маси 2 у початкове положення, що спричиняє ударну взаємодію із робочим органом 1.

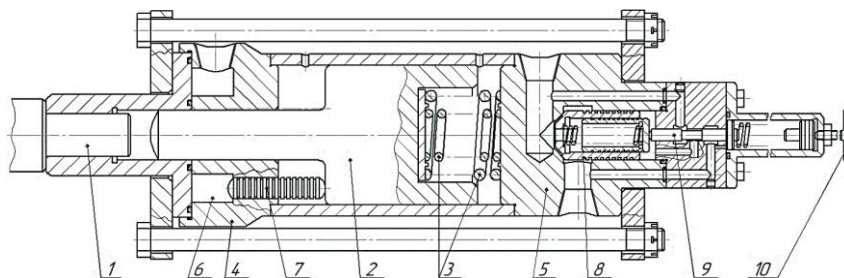


Рис. 2. Конструктивна схема віброударного пристрою для руйнування гірських порід

Енергія ударної взаємодії складається із потенційної енергії пружних сил і сил тяжіння. Налагодження тиску спрацювання p_2 генератора імпульсів тиску 5 залежить від налагодження пружини 10, а з'єднання напірної гідролінії зі зливною відбувається за допомогою (скидання робочого тиску до тиску p_1) запірною елементу 8 (клапана другого каскаду) у вигляді конусного золотника. Керуванням спрацювання клапана другого каскаду відповідає клапан першого каскаду 9, який виконаний у вигляді золотника. Енергія ударної взаємодії даного віброударного пристрою складає $E=150$ Дж, при номінальній частоті ударів $\nu=25\dots30$ Гц, робочому тиску в гідросистемі $p=14$ МПа і максимальній витраті $Q=70$ л/хв. Маса ударної частини складає $m=18$ кг.

На основі системи рівнянь Нав'є-Стокса, рівняння нерозривності і рівнянь руху рухомих елементів віброударного пристрою методом кінцевих об'ємів було проведено чисельне моделювання і отримані наступні залежності: зміни тиску (рис. 3, а) і зміни швидкості (рис. 3, б) робочої рідини в порожнині гідроімпульсного привода віброударного пристрою.

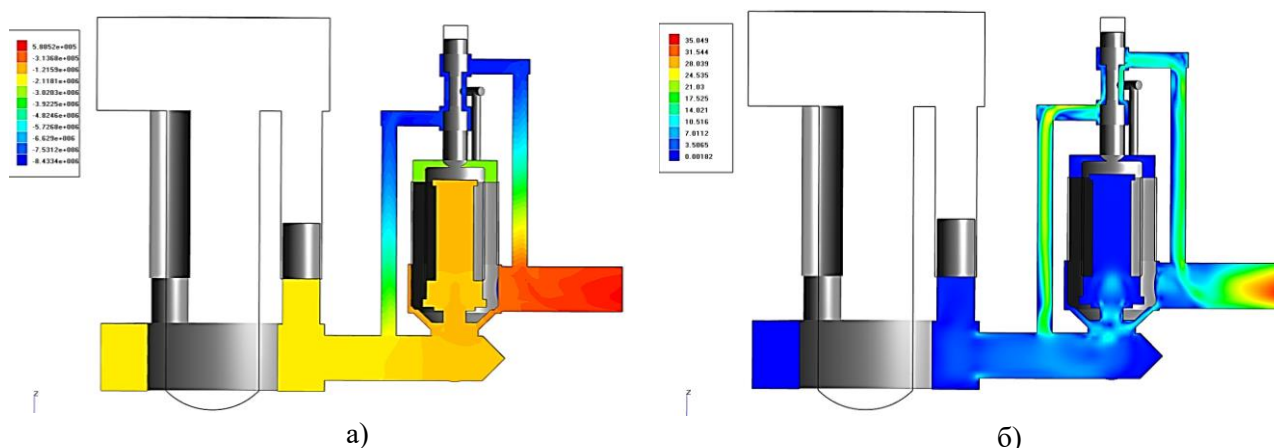


Рис. 3. Результати чисельного моделювання гідродинамічних параметрів робочої рідини в порожнині гідроімпульсного привода віброударного пристрою:
а) – розподіл тиску; б) – розподіл швидкості

Також були отримані основні робочі характеристики гідроімпульсного привода віброударного пристрою (рис. 4).

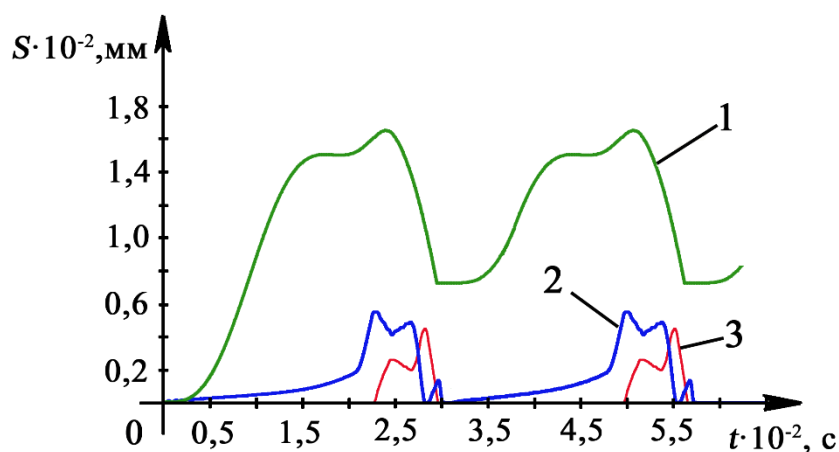


Рис. 4. Діаграма переміщення рухомих елементів гідроімпульсного привода віброударного пристрою:
1 – виконавчий орган; 2 – клапан першого каскаду; 3 – клапан другого каскаду

Отримані результати чисельного моделювання в програмі з достатньою точністю відповідають експериментальним даним роботи реального віброударного пристрою на базі гідроімпульсного привода.

ОБҐРУНТУВАННЯ СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИ РОЗРАХУНКАХ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ ДЛЯ ЗНЕЗАРАЖЕННЯ ВОДИ

A GROUND OF POWER PARAMETERS IS AT CALCULATIONS OF RESILIENT SYSTEM OF OSCILLATION MACHINE FOR DISINFESTATION OF WATER

Назар Костюк, Анатолій Гордєєв

Хмельницький національний університет

For the improvement of dynamic descriptions of machine and reduction of parasite vibrations that arise up during work of occasion of machine, namely at passing of eccentric person of two lateral positions there are inertia efforts of unstable mass of piston-rod that result in undesirable vibrations that in turn negatively influence to work of knot slide-block-hob and results in her speed-up wear. With the aim of reduction of such influence in a construction the resilient system is entered for extinguishing of inertia forces.

За останні роки виникнуло нове направлення по створенню вібраційного обладнання для обробки води кавітаційним процесом, з ціллю придання воді нових властивостей та її знезараження [1,2]. Дослідження, що спрямовані на пошуки новітніх конструктивних рішень машин із досконалою динамікою роботи, спрямованих на мінімізацію енерговитрат, за умови їх придатності для промислового застосування, все ще залишаються вагомим науково-технічним завданням. Тому дослідження процесу коливань рідини та розробка нових конструкцій технологічного вібраційного обладнання, як спеціалізованого так і універсального типу, у якому рідина виступає як рідина-об'єкт, який піддається керованим вібраційним впливам для зміни властивостей та знезараженню, розвиток наукових основ методики проектування і зумовлюють актуальність роботи.

Розроблено конструкцію вібраційного обладнання поршневого типу з ексцентриковим приводом (рис.1). Застосування такого приводу дає можливість здійснювати жорсткий керований вплив на процес виникнення кавітаційних порожнин з утворенням кавітаційних пухирців шляхом підбору конструктивних параметрів обладнання та режимів його роботи [2].

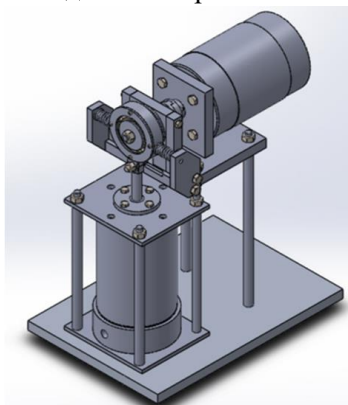


Рис.1. Просторова 3-D модель вібраційної машини

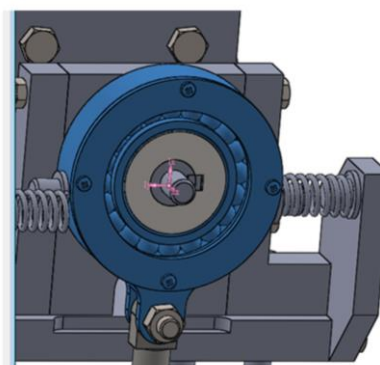


Рис. 2. Просторова 3-D модель другої ланки – шатуна у вузлі з пружною системою

Вібраційна машина для зміни властивостей та знезаражування водних середовищ (рис.1) містить корпус, на якому на стійках встановлено плиту. На фланці встановлено електродвигун, а також підшипникову опору в якій встановлено вал, з'єднаний з електродвигуном муфтою. На валу встановлено ексцентрик у підшипниковому корпусі шатуна, який з'єднано зі штоком пальцем. На штокові встановлено поршень з отворами, які мають гострі крайки, та він має можливість зворотно-поступального руху в корпусі, закріпленому на кришці. На штокові також встановлено гумовий відбійник. Поршень входить у циліндр, який з низу закрито кришкою, яка має отвір під кран для заливання водного середовища. Циліндр

закріплено стійками до корпусу. До підшипникової опори болтами приєднано планку до якої і одночасно до плити болтами прикріплено два упори. Між упорами та підшипниковим корпусом шатуна за допомогою пальців встановлено дві пружини (рис.2). На рис.3 показано кінематичну схему вібраційної машини з ексцентриковим приводом для знезаражування водних середовищ, вказано центри мас.

Для поліпшення динамічних характеристик машини та зменшення паразитних коливань, що виникають при роботі приводу машини, а саме при проходженні ексцентрика двох бокових положень виникають інерційні зусилля неврівноваженої маси шатуна які призводять до небажаних коливань, що у свою чергу негативно впливають на роботу вузла шток-втулка, що призводить до його прискореного зношування. З метою зменшення такого впливу в конструкцію введена пружна система для гасіння інерційних сил і завданням роботи є визначення силових параметрів для розрахунку її характеристик.

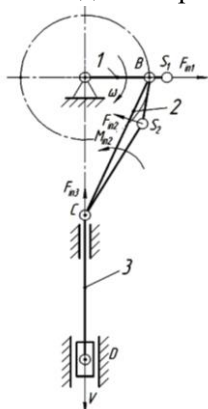


Рис. 3. Кінематична схема ексцентриково-шатунного механізму вібраційної машини:
1 – перша ланка ексцентрик; 2 – друга ланка шатун; 3 – третя ланка повзун

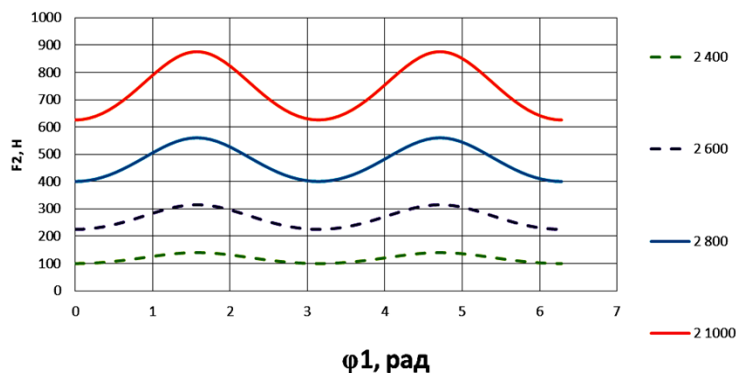


Рис. 4 – Графік зміни сили інерції другої ланки – шатуна при зміні кута повороту та при різних значеннях кутової швидкості, ω c^{-1}

В середовищі SolidWorks було встановлено маси та координати центрів мас ланок. Застосувавши програмний продукт Mathcad було створено масив постійних та змінних величин і проведено розрахунки сили інерції із змінними параметрами роботи приводу.

Як сталі величини приймаємо:

$$m_1 := 0.115 \quad m_2 := 0.383 \quad m_3 := 2.054 \quad l_{AA} := 0.054$$

$$J_{S1} := 0.002 \quad J_{S2} := 0.031 \quad \varphi_0 := 0 \quad N_{AA} := 36$$

Як змінні величини приймаємо:

$$r := 0.001 \quad l_{AS1} := 0.00108 \quad y_{S2, \varphi 90} := 0.00446$$

$$\omega_1 := 400 \quad a_2 := 0.00094$$

де r – зміщення кривошипа (приймає значення 1, 1,5, 2 мм); ω – кутова швидкість кривошипа (приймає значення 400, 600, 800, 1000 c^{-1}). Початкове положення кривошипа приймаємо, коли кривошип знаходиться в крайньому правому положенні.

Сила інерції, що виникає від руху другої ланки механізму визначимо за формулою:

$$F_{in2} = m_2 a_{S2}$$

З графіку зміни сили інерції другої ланки (рис.4) видно, що вона має певні максимальні значення і описується синусоїдальною залежністю за формулою:

$$F_{in2} = b_0 + b_1 \sin(b_2 \varphi_1)$$

Визначивши силу інерції при оптимальних параметрах роботи приводу можна розрахувати параметри пружної системи, а саме жорсткість, демпфуючу здатність та конструктивні розміри.

Література

1. Гордєєв А.І. Розвиток наукових основ проектування вібраційного обладнання для зміни властивостей води та її знезаражування / А.І. Гордєєв // Вісник ХНУ. Технічні науки. – 2010. – № 1 – С. 12 – 20.
2. Сілін Р.І. Науково – технічні основи розроблення вібромашин для впливу на властивості води / Р.І. Сілін, А.І. Гордєєв // Вібрації в техніці та технологіях. – 2009. – № 4(56) – С. 141 – 148.

РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЇ ТА КОНСТРУКЦІЇ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ ДЛЯ ОЧИСТКИ ТА МИЙКИ ДЕТАЛЕЙ ОБЛАДНАННЯ ЛЕГКОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ ПРИ РЕМОНТІ

DEVELOPMENT OF TECHNOLOGY AND CONSTRUCTION OF OSCILLATION MACHINE IS FOR CLEANING AND WASHING OF DETAILS OF EQUIPMENT OF LIGHT INDUSTRY AT REPAIR

Андрій Старий¹, Анатолій Гордєєв²

¹Львівський коледж індустрії моди, ²Хмельницький національний університет

Offered technology and oscillation machine of cleaning of contaminations of details of equipment of light industry at repair of liquid a stream with plastic marbles with the next washing by the pulsating stream of liquid

Унікальні можливості вібраційного поля дозволяють успішно здійснювати не тільки оздоблювально-зачисну та зміцнювальну операції, але і такі операції, як от: сепарація, перемішування, вібраційне транспортування за важких експлуатаційних умов, гомогенізація, фільтрування, сушіння, насичення середовища певними речовинами, очищення та мийку поверхонь та ряд інших процесів. Це обумовлює ефективність застосування вібраційних технологій.

Створення вібраційного обладнання з пульсуючим робочим тілом на основі гідропульсатора (ГП), універсального типу, у якому робоче тіло виступає як інструмент стримується недостатністю теоретичних та експериментальних досліджень в цій області. Цим зумовлюється актуальність роботи. Як показали раніше виконані дослідження динамічних явищ у багатофазових середовищах підданих керованим вібраційним впливам, що багато з них можуть бути успішно використані для інтенсифікації зазначених процесів. Активне й цілеспрямоване використання вібраційних впливів як основного провідного фактора є перспективним напрямком у вібраційній технології, зв'язаній з обробкою поверхонь матеріалів у рідкому середовищі, що містить частки твердої фази.

Оброблення матеріалів потоком твердих часток все більше поширюється в різних областях машинобудування. Зокрема, це такі процеси: дробоструминне наклепування, струминно-абразивна обробка, пневмо-струминне очищення поверхонь від облою пластмасових армованих деталей кульками або абрикосовою дробленою кісткою, мийка поверхонь деталей пульсуючими струменями [1]. Предметом дослідження вибрано технологічний процес очистки та мийки при ремонті деталей швейної машини 26 А 79916 82кл. (рис.1, рис.2) В процесі роботи обладнання його рухомі деталі з певним часом покриваються забрудненням на основі змащувальних матеріалів в які попадають пил, волокна тканин, що призводить до заїдання підшипників вузлів ковзання, а далі це веде до погіршення роботи обладнання та із зниженням якості виробу.



Рис. 1. Вали із забрудненнями у вузлах ковзання



Рис. 2. Вигляд забруднення валу

Об'єктом дослідження є вібраційна машина для очистки та мийки деталей при обслуговуванні та ремонті (рис.3). Працює машина наступним чином. Деталі які підлягають очищенню та мийці у спеціальних оправках розміщують на соплом 8 у кришках (які не показані). У ванні 4 проводиться очищення струменем рідини з полістироловими кульками 11, а у ванні 5 проводиться мийка деталей після

очищення. При включенні віброприводу 2 починає коливатися мембрана 14 і у насадку 15 виникає пульсуючий струмінь рідини який захватує полістиролові кульки 11 і вдаряє по забрудненню та зриває його не порушуючи поверхню деталі.

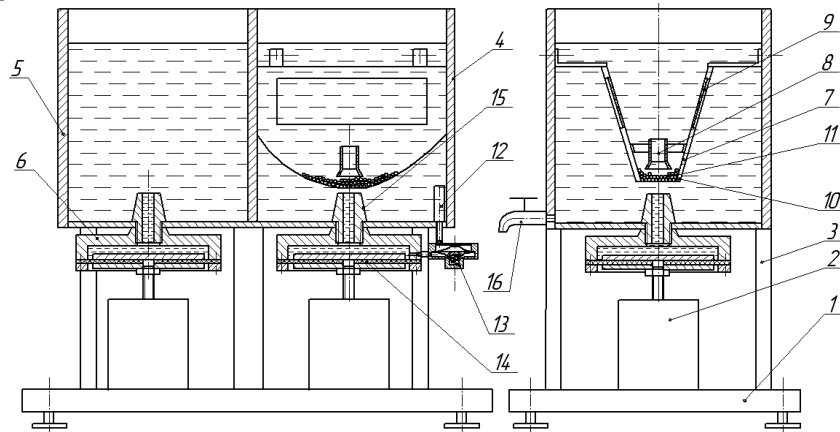


Рис. 3. Загальний вигляд конструкції вібраційної машини для очистки та мийки деталей: 1- основа; 2 – вібраційний привод ексцентрикового типу; 3 – стойки; 4 – ванна очистки; 5 – ванна мийки; 6 - гідропульсатор; 7 – короб; 8 – сопло; 9 – сітка; 10 – сітка; 11 – кульки з полістиролу; 12 – трубка; 13 – мембранний клапан; 14 – гумова мембрана з дисками; 15 – сопло; 16 – кран зливний

Головний практичний інтерес представляє встановлення виду залежностей між основними технологічними параметрами, такими, як: розмір робочих тіл (кульок) їхня швидкість руху, висота заповнення коробу, тиск робочого середовища, кут атаки, фізико-механічні властивості часток із конструктивними параметрами гідропульсатора і режимами роботи вібраційного приводу: амплітуди та частоти коливань. Це обумовлено необхідністю оптимального вибору величин технологічних параметрів в умовах конкретного виду обробки поверхні при його моделюванні. Реальні технологічні особливості процесів, зокрема, дискретна природа потоку часток, указують на необхідність врахування послідовних одиничних актів конкретної взаємодії на елементарній ділянці поверхні, що оброблюється. Мається на увазі досить мала квадратна площадка. Отже, величина знімання ваги забруднення може бути визначена як:

$$G = \int_S q dS, \quad (1)$$

де S – площа оброблюваної поверхні яка очищується;
 q – величина знімання забруднення з елементарної площадки.

Тут:

$$q = \sum_{i=1}^N q_i,$$

де N – кількість одиничних актів контактної взаємодії на елементарній площадці;
 q_i – величина знімання забруднення після одиничного акта контактної взаємодії.

Тому задача оптимізації для запропонованої технології формулюється у загальному вигляді:

$$G(d, \alpha, V) \rightarrow \max; P_y(d_n, \alpha, V) \rightarrow \max; S(d, \alpha, V) \rightarrow \max, \quad (2)$$

де G, S – вага або площа матеріалу, який знімається з поверхні відповідно; d_n – діаметр насадки; P_y – сила удару по забрудненню; α – кут атаки частки до поверхні; V – швидкість.

Після створення моделі технологічного процесу та обладнання необхідно експериментально дослідити його технологічні можливості і основні закономірності роботи приводу вібраційної машини.

Література

1. Гордєєв А. І. Дослідження процесу взаємодії пульсуючого газорідинного потоку з технологічними забрудненнями / А. І. Гордєєв // Вісник ТУП. Серія: Технічні науки. – 1997. – № 1. – С. 55–60.

ПРО ДЕЯКІ ОСОБЛИВОСТІ СТВОРЕННЯ І ДОСЛІДЖЕННЯ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ ВІБРАЦІЙНИХ ТРУБЧАСТИХ КОНВЕЄРІВ

ABOUT SOME FEATURES OF CREATION AND RESEARCH OF LARGE-SIZED VIBRATION TUBULAR CONVEYORS

Володимир Боровець, Владислав Шенбор, Богдан Савчин, Володимир Брусенцов
Національний університет «Львівська політехніка»

The proposed scheme of double tubular conveyor with two-stroke electromagnetic drive oscillations and elastic damper to ensure the stable operation of the machine for different amplitudes of oscillations. The results of experimental studies of the transporter model are presented.

До великогабаритних вібраційних трубчастих конвеєрів (транспортерів) можна віднести пристрої з довжиною транспортної труби $L \geq 2$ м і її внутрішнім діаметром $d \geq 0,1$ м. Такі конструкції зазвичай мають одну, дві чи більше коливних мас, яким надають коливання з різними частотами і траєкторіями. Цим забезпечується транспортування сипких, кускових продуктів чи штучних виробів, які знаходяться всередині труби.

Одна із структурних схем вібраційного двомасного трубчастого конвеєра з електромагнітним приводом зображена на рис. 1. Робоча транспортуюча маса m_1 складається з транспортуючої труби 1, двохстороннього кругового якоря 3, двох кілець 4 з еластичними гумами. Реактивна нетранспортуюча маса m_2 складається з двох реактивних труб 5 з круговими електромагнітами 6,7, кронштейнів 8, двох кронштейнів 9 з еластичними гумами. Маси m_1 і m_2 з'єднані між собою пружними елементами 10. Вся конструкція опирається на основу через віброізолятори 11.

Подаючи змінну напругу на котушки електромагнітів за двотактною схемою живлення через частотні перетворювачі створюють гармонічні антифазні коливання мас з кутом вібрації β , який задається пружними системами.

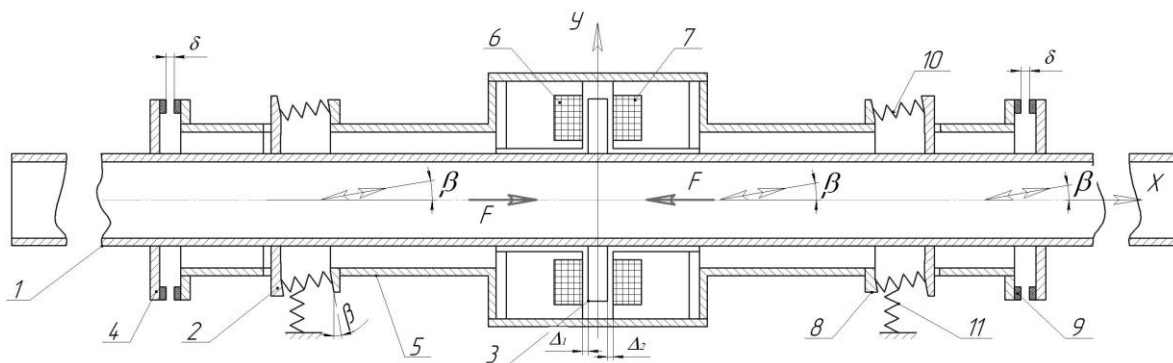


Рис. 1. Схема трубчастого віброконвеєра

За схемою рис.1 створено гаму вібраційних транспортерів з довжиною транспортуючих труб $L = 2 \dots 5$ м і внутрішнім діаметром $d = 0,11$ м. Зі створених моделей транспортерів збудовані протяжні вібротранспортні системи з довжинами до 30 м. В процесі налагодження моделей вібротранспортерів виникла проблема забезпечення плавного регулювання амплітудного режиму коливань. Тому було проведено дослідження однієї з моделей транспортера з метою створення методики налагодження такого типу обладнання. В результаті досліджень отримано ряд важливих параметрів, які раніше не досліджувались. Дослідження проводились на моделі КЛТ-3 з наступними основними параметрами: $m_1 = 64$ кг; $m_2 = 172$ кг; $L = 2$ м; $d = 0,11$ м; $\beta = 15^\circ$; робоча частота коливань $\nu = 25$ Гц, власна частота коливань $\nu_0 = 26,5$ Гц.

Маси з'єднані чотирма плоскими пружинами $i=4$ з робочими довжинами $l=0,33\text{ м}$, товщиною $a=0,01\text{ м}$ і шириною $b=0,1\text{ м}$. Основні параметри кругового електромагніта : тягове зусилля електромагніта $P_{1T} = 300\text{ кг}$; площа одного полюса Ш- подібного магніта $S_{1T} = 3 \cdot 10^{-3}\text{ м}^2$; число полюсів – чотири; діаметр дроту котушки $d_k = 2,4 \cdot 10^{-3}\text{ м}$; число витків котушки $\omega=120$; проміжки між площинами магнітів і якоря $\Delta_1=\Delta_2=8 \cdot 10^{-3}\text{ м}$.

Проведені експериментальні дослідження без і з завантаженням транспортованим продуктом показали, що за певних амплітуд коливань відбувається «зрив» амплітуди і машина входить у віброударний резонанс (рис.2), працюючи з максимально можливою амплітудою, яку забезпечують електромагнітні віброзбудники та Δ_1, Δ_2 . Робота в такому режимі є недопустимою за технічними вимогами. Тому для недопущення роботи у віброударних режимах і забезпечення стабільної роботи з будь-якою амплітудою в межах допустимих є застосування м'яких еластичних демпферів 4, 9 рис.1. В процесі пошуку оптимальних проміжків δ у демпфері були отримані експериментальні значення продуктивності, споживаної потужності, струму в котушках у залежності від напруги живлення. Кожній напрузі живлення відповідає певна амплітуда коливань робочої маси. Експериментальні дослідження проводились за певних параметрів δ . В процесі експерименту встановлено, що найбільш оптимальним, для даного транспортера, є проміжок $\delta=5,5\text{ мм}$, за якого робота стабільна (рис.3) з амплітудами $A=0 \dots 5\text{ мм}$. Заповнюваність перерізу

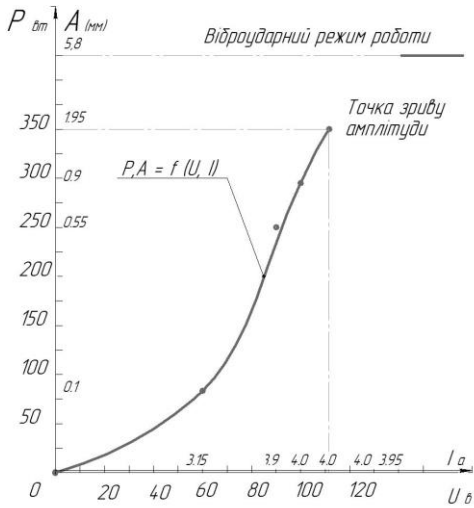


Рис. 2 Залежність амплітуди A і споживаної потужності P від напруги U і струму I без демпферування.

транспортуючої труби за транспортування сухого піску складала $k_3=0,5 \dots 0,6$. Графік продуктивності транспортування $Q = Q(U, A)$ зображений на рис. 4.

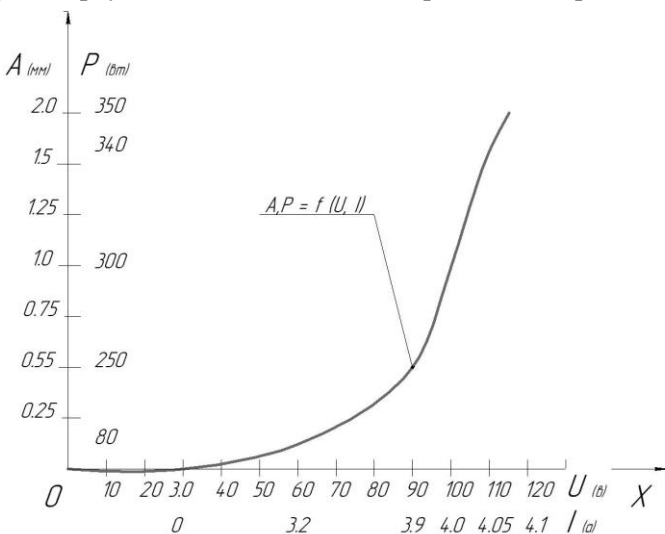


Рис. 3 Залежність амплітуди A і споживаної потужності P від напруги U і струму I за оптимального режиму з демпферуванням.

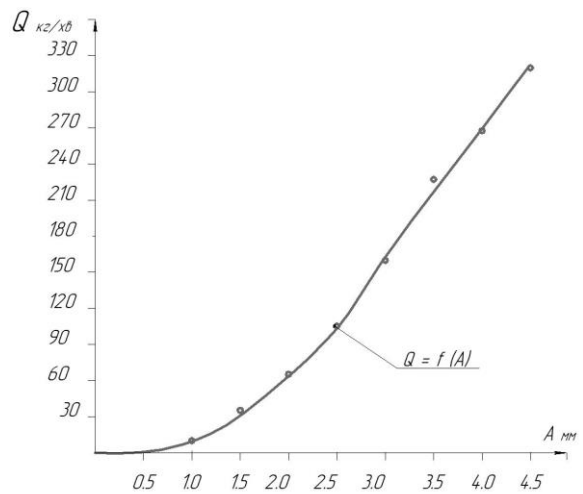


Рис. 4 Залежність продуктивності Q від амплітуди A .

Дослідження протяжних вібротранспортних систем у яких окремі транспортери (модулі) з'єднані через проміжні транспортуючі вставки м'якими еластичними клемовими затискачами дозволили отримати такі результати:

1. Заповнення продуктом транспортуючих труб складає до 100%;
2. Споживана потужність системи в 1,2...1,3 рази менша від сумарної потужності окремих модулів;
3. Демпферування необхідно застосовувати на кожному третьому (четвертому) модулі.

УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВІБРОВІКІНЧУВАЛЬНОЇ ОБРОБКИ

IMPROVEMENT OF TECHNOLOGICAL EQUIPMENT FOR VIBROFINISHING TREATMENT

Віталій Корендій¹, Олександр Гаврильченко¹, Віктор Захаров²

¹Національний університет «Львівська політехніка», ²ПрАТ «Іскра», м. Львів

The fields of implementation of and advantages of vibration finishing treatment are considered. The existing model of the lapping machine is analysed and the ways of its improvement are substantiated. The improved design diagram of the vibratory lapping machine constructed on the basis of three-mass oscillatory scheme is proposed.

Застосування плоско-паралельної доводки на вібровікінчувальних верстатах з круговими коливаннями притирів дозволяє досягти високої точності форми та якості оброблювальних поверхонь деталей і притирів та вимагає розроблення новітніх ефективних способів правки робочих поверхонь притирів. Для досягнення високої точності форми оброблюваних поверхонь, отримання шорсткості поверхні від 0,04 до 0,02 мкм з відхиленням площинності від 0,1 до 0,01 мкм., необхідно періодично відновлювати вихідну геометричну форму робочої поверхні притирів, виконуючи їх правку.

Конструктивною особливістю вібровікінчувальних верстатів з круговими траєкторіями коливань притирів є те, що швидкості переміщення усіх точок робочої поверхні є однаковими. У зв'язку з цим зношування як робочої поверхні притирів, так і деталей, які обробляються, залежить тільки від часу їх контакту. Тому розроблення конструкцій високопродуктивних вібровікінчувальних верстатів із рівномірним зношуванням робочої поверхні притирів, а також методик, які застосовуються для розрахунку їх коливних систем, є актуальною задачею, вирішення якої дасть можливість значно покращити технологічні параметри процесу доводки.

Мета даної праці полягає в проведенні удосконалення конструкції приводу притирального верстату [1] з електромагнітним приводом розробленого на основі ефекту «нульової жорсткості» [2], що дозволяє створити керований процес притирання плоских деталей при мінімальних затратах та підвищити продуктивність вікінчувального обладнання, точності та якості обробки.

Існуюча вібраційна вікінчувальна машина з електромагнітним приводом, зображена на рис.1, а, містить круглі верхній 1 та нижній 2 притири, коловий електромагнітний віброзбуджувач, осердя 5 з котушками якого закріплені під нижнім притиром. Якорі 4 закріплені до кільцеподібної реактивної маси 3, яка концентрично підвішена до нижнього притира 2. Вертикальна пружна система 6 зацемлена по центру в нижньому притирі 2 по середині пружного стержня 6, на двох кінцях якого розташовані фланці 9 та 10. Фланці з'єднані між собою нерухомо порожнистим циліндром 8 з прорізами в середній ділянці. Вся конструкція через віброізолятори 11, опирається на основу. Кінці пружного стержня закріплені до фланців через підшипникові вузли 13.

Конструкція удосконаленого притирального верстата, зображеного на рис.1, б, містить дископодібні верхній 1 та нижній 2 притири, встановлені концентрично, паралельно один відносно одного, коловий електромагнітний віброзбудник, концентрично розташований відносно притирів, осердя з котушками 5 якого симетрично по колу закріплені до нижнього притиру 2, а якорі 4 закріплені симетрично по колу до реактивної маси 3, яка через пружну систему у вигляді гумових пружних кілець 7 концентрично зафіксована до нижнього притира 2, вертикальну пружну систему у вигляді одного вертикально розташованого пружного стержня 6, що зацемлена по центру у нижньому притирі 2 по середині пружного стержня. Верхній кінець пружного стержня закріплений до фланця 8 з пустотілим циліндром 9, до якого закріплено верхній притир через пружно-цанговий вузол 10, а нижній кінець стержня кріпиться до фланців 11.

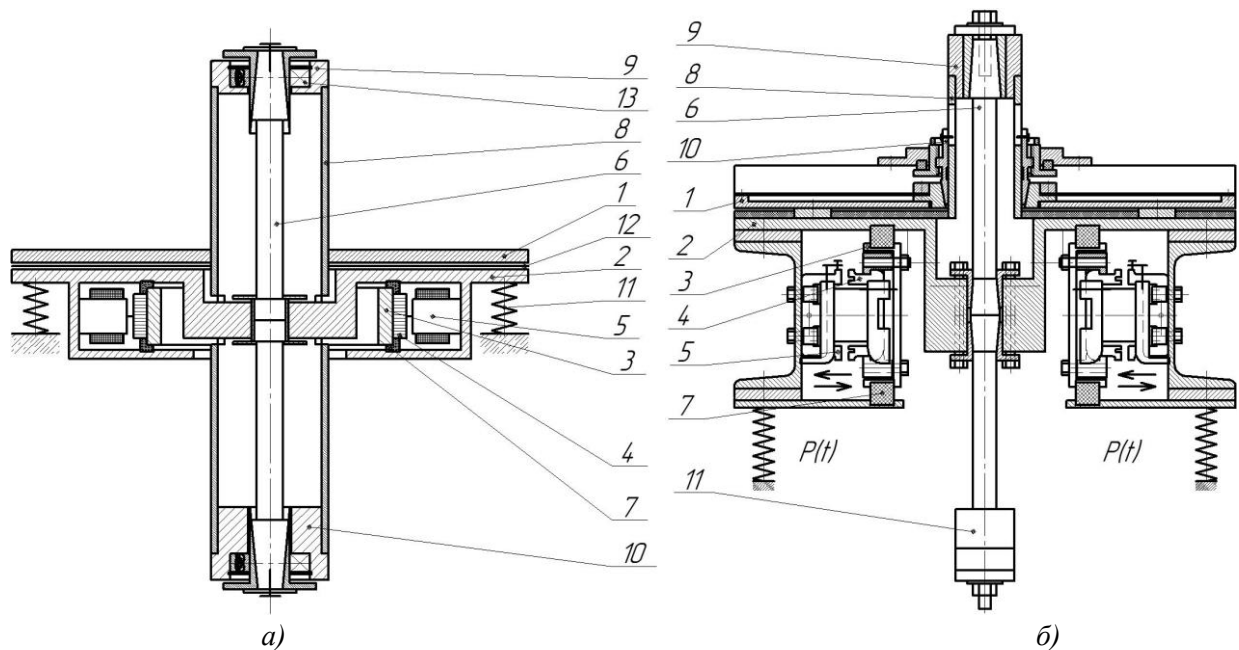


Рис. 1. Принципові схеми тримасових вібропритиральних верстатів з круговими траєкторіями руху притирів

Удосконалення конструкції притирального верстата, зображеного на рис.1, б, передбачало:

- введення цангового вузла;
- зміну конструкції якірної маси, яка складається з шести частин;
- вкорочення пустотілого циліндра 8, який не проходить через нижній притир 2;
- зміну кріплення верхнього кінця пружного стрижня та введення набірною нижнього фланця;
- відсутності підшипникових вузлів кріплення фланців.

Коловий електромагнітний віброзбуджувач, який утворюють шість якорів 4 та осердь з котушками 5, встановлених колом, де кожна пара протилежно встановлених обмоток ввімкнена у фазу трифазового джерела живлення за двотактною схемою, створює змушувальну силу $P(t)$, що обертається з коловою частотою, рівною коловій частоті мережі живлення, і збуджує горизонтальні коливання мас нижнього 2 притира та якірної маси за коловими траєкторіями. Рух цих коливальних мас відбувається синфазно одної відносно другій, де повітряний проміжок між якорями 4 та осердями з котушками 5 електромагнітних віброзбуджувачів може бути мінімально можливим. Коливання маси верхнього притира 1 відбувається за рахунок його кінематичного збурення від коливальної маси нижнього притира 2 через вертикальну пружну систему 6.

Як і в відомій машині [1], конструкція проектується так, щоб центри коливальних мас верхнього 1 нижнього 2 притирів та якірної маси співпадали з центром пружного стержня 6, а вектор збуджуючого зусилля проходив через центр мас. В такому випадку отримаємо плоскопаралельний рух притирів 1 та 2 в горизонтальній площині, а паразитні рухи будуть відсутні. Для цього, приміром, можна передбачити більший за масою фланець 11 в порівнянні з фланцем 9. Віброізоляційну пружну систему 7 у вигляді пружних кілець необхідно підбирати якомога м'якшою.

У результаті удосконалення конструкції підвищилась стабільність та енергоощадність процесу притирання, що покращило площинність та рівномірність зношування робочих поверхонь.

Література

1. Деклар. пат. 93891 Україна, МПК В06В 1/02. Вібраційна викінчувальна машина з електромагнітним приводом / О.С. Ланець, О.В. Гаврильченко, Я.В. Шпак, В.М. Захаров (Україна). – № u 2014 03121; Заявл. 27.03.2014; Опубл. 27.10.2014, Бюл. № 20. – 4 с.
2. Ланець О.С. Міжрезонансні вібраційні притиральні машини з електромагнітним приводом, розроблені на основі ефекту «нульової жорсткості», / О.С. Ланець, Я.В. Шпак, Ю.П. Шоловій // Автоматиз. виробн. процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2007. – Вип. 41. – С. 41-48.

ДИНАМІКА РУХУ МОБІЛЬНОГО ВІБРАЦІЙНОГО РОБОТА З ВІБРОУДАРНИМ РЕЖИМОМ ФУНКЦІОНУВАННЯ

DYNAMICS OF MOTION OF MOBILE VIBRATORY ROBOT WITH VIBRO-IMPACT OPERATION MODE

Віталій Корендій, Олександр Качур

Національний університет «Львівська політехніка»

One of the simplest designs of vibratory robots based on two-mass oscillatory system with vibro-impact operation mode is considered. Differential equations of motion of the system are deduced and the results of simulation of the translational movement of the robot are presented.

В даний час практично у всіх промислово розвинених країнах інтенсивно ведуться роботи зі створення мобільних роботів. Це пов'язано з необхідністю пересування і виконання технологічних та інспекційних операцій в недоступних або важкодоступних для людини місцях, а також на територіях з «агресивними» середовищами, де знаходження людини є небезпечним. Одним із перспективних методів руху мобільних роботів, що активно розвиваються в останні роки, є методи, які базуються на використанні керованого вібраційного руху внутрішніх мас, встановлених в корпусі робота. Змінюючи параметри їх руху (напрямок, швидкість, пришвидшення), можна керувати силою реакції зовнішнього середовища на корпус робота, забезпечуючи його рух у бажаному напрямку.

Один із конструктивно найпростіших вібраційних роботів виконується на основі двомасової коливальної системи з віброударним режимом функціонування (рис. 1). Він складається з платформи 1, яка здатна рухатися вздовж опорної поверхні 2. На платформі 1 встановлюється збуджуюча маса 3. Платформа 1 з'єднується з масою 3 за допомогою пружного елемента 4. Амплітуда переміщення збуджуючої маси 3 обмежена пружиною 5, встановленою паралельно до пружини 4. У результаті прикладання періодичного збуджувального зусилля між платформою 1 і масою 3 забезпечується коливальний рух. При контакті маси 3 з пружиною-обмежувачем 5 відбувається удар. У результаті удару виникає сила інерції, більша за модулем, ніж сила тертя платформи 1 по опорній поверхні 2. Це зумовлює зміщення корпусу машини на один крок. Таким чином, робот здійснює покроковий прямолінійний рух в одному напрямку.

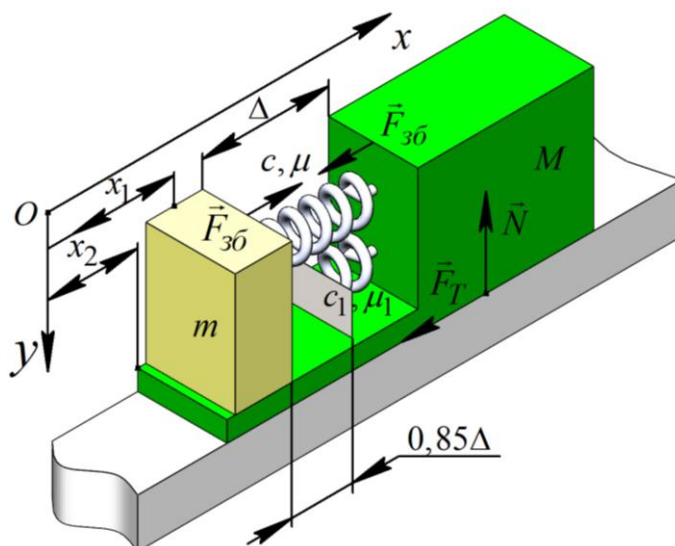


Рис. 1. Розрахункова схема вібраційного робота

На розрахунковій схемі робота (рис. 1) прийнято наступні позначення: m – величина збуджуючої маси 3; M – маса платформи; c, μ, c_1, μ_1 – коефіцієнти жорсткості і демпфування пружних елементів 4 і 5,

відповідно; Δ – початковий зазор між відповідними площинами збурюючої маси 3 і платформи; x_1 – координата центру мас збурюючого тіла відносно нерухомої системи координат XOY ; x_2 – координата довільної точки на платформі відносно нерухомої системи координат XOY ; $F_{3\delta}$ – періодична збурююча сила, що діє горизонтально між платформою та масою 3; N – сила нормальної реакції на платформу з боку опорної поверхні; F_m – сила тертя корпусу робота по опорній поверхні.

Система диференціальних рівнянь, яка описує поступальний рух вібраційного робота уздовж осі Ox , має вигляд:

$$\begin{aligned}
 m \cdot \ddot{x}_1(t) &= \begin{cases} F_{3\delta} \cdot \sin(\omega \cdot t), & \text{якщо } \sin(\omega \cdot t) > 0; \\ 0, & \text{якщо } \sin(\omega \cdot t) \leq 0; \end{cases} \\
 & - \begin{cases} c \cdot (x_1(t) - x_2(t)) + \mu \cdot (\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)), & \text{якщо } (x_2(t) - x_1(t)) < 0.85 \cdot \Delta; \\ c \cdot (x_1(t) - x_2(t)) + c_1 \cdot (x_1(t) - x_2(t) - 0.85 \cdot \Delta) + \\ + (\mu + \mu_1) \cdot (\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)), & \text{якщо } (x_2(t) - x_1(t)) \geq 0.85 \cdot \Delta; \end{cases} \\
 M \cdot \ddot{x}_2(t) &= \begin{cases} F_{3\delta} \cdot \sin(\omega \cdot t), & \text{якщо } \sin(\omega \cdot t) > 0; \\ 0, & \text{якщо } \sin(\omega \cdot t) \leq 0; \end{cases} \\
 & + \begin{cases} c \cdot (x_1(t) - x_2(t)) + \mu \cdot (\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)), & \text{якщо } (x_2(t) - x_1(t)) < 0.85 \cdot \Delta, \\ c \cdot (x_1(t) - x_2(t)) + c_1 \cdot (x_1(t) - x_2(t) - 0.85 \cdot \Delta) + \\ + (\mu + \mu_1) \cdot (\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)), & \text{якщо } (x_2(t) - x_1(t)) \geq 0.85 \cdot \Delta; \end{cases} \\
 & - \begin{cases} f \cdot (m + M) \cdot g \cdot \text{sgn}(\dot{x}_2(t)), & \text{якщо } \dot{x}_2(t) \neq 0; \\ m \cdot \ddot{x}_1(t), & \text{якщо } \dot{x}_2(t) = 0 \text{ і } |m \cdot \ddot{x}_1(t)| \leq f \cdot (m + M) \cdot g; \\ f \cdot (m + M) \cdot g \cdot \text{sgn}(m \cdot \ddot{x}_1(t)), & \text{якщо } \dot{x}_2(t) = 0 \text{ і } |m \cdot \ddot{x}_1(t)| > f \cdot (m + M) \cdot g, \end{cases}
 \end{aligned}$$

де f – коефіцієнт тертя між платформою робота і опорною поверхнею; g – пришвидшення вільного падіння; ω – частота збурюючого зусилля.

Моделювання руху вібраційного робота проводилося для наступних параметрів системи: $m = 0,25$ кг, $M = 2$ кг, $c = 500$ Н/м, $c_1 = 3000$ Н/м, $\mu \approx \mu_1 \approx 0$ (Н·с)/м, $\Delta = 0,003$ м, $f = 0,5$, $\omega = 30$ рад/с, $F_{3\delta} = 25$ Н. Результати моделювання подані на рис. 2. Із графіків випливає, що корпус робота рухається періодично із зупинками. При цьому тривалість одного кроку робота дорівнює періоду збурюючої сили $T = (2 \cdot \pi) / \omega = (2 \cdot 3,14) / 30 \approx 0,2$ с. Середня швидкість руху становить приблизно 0,05 м/с та в подальшому може бути оптимізована за рахунок підбору раціональніших інерційно-жорсткісних параметрів коливної системи віброробота.

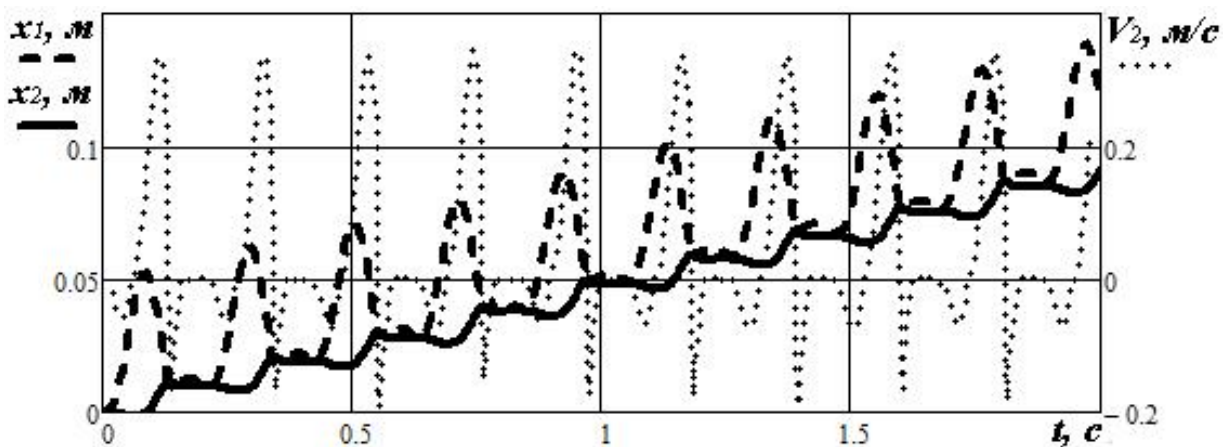


Рис. 2. Часові залежності переміщення і швидкості руху робота

ВІБРАЦІЙНІ СЕПАРАТОРИ ДЛЯ РОЗДІЛЕННЯ БАГАТОКОМПОНЕНТНОЇ СУМІШІ ПІСЛЯ ВІБРАЦІЙНОЇ ОБРОБКИ

VIBRATORY SEPARATORS FOR SEPARATING MULTICOMPONENT COMPOUND AFTER VIBRATORY TREATMENT

Віталій Корендій, Владислав Шенбор, Олександр Гаврильченко, Юрій Шенбор
Національний університет «Львівська політехніка»

The structure and operation of the unbalanced vibratory machine with separator equipped by electromagnetic drive are described. The structural diagrams of multimass vibratory separators for separating multicomponent compound are proposed.

Вібраційна об'ємна обробка деталей є найбільш ефективним технологічним процесом, що дозволяє очищувати, шліфувати, полірувати, зміцнювати деталі тощо. Процес обробки зазвичай здійснюється у вібротомашинах в абразивному середовищі з використанням технологічної рідини. Найбільш поширеними малогабаритними віброоброблюючими машинами є дебалансні двоприводні машини з циліндричним контейнером об'ємом до 50 л. Рідше застосовують вібротомашини з електромагнітним приводом. Конструктивна схема типової віброустановки зображена на рис. 1.

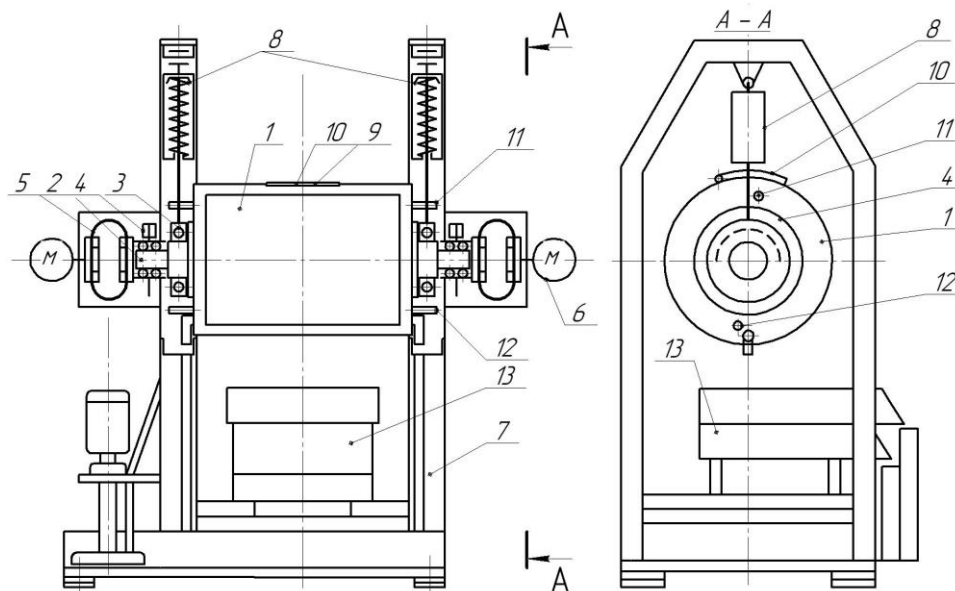


Рис. 1. Схема вібротомашини з сепаратором

Машина (рис. 1) має циліндричний контейнер 1, на торцях якого співвісно закріплені дві цапфи 2, на яких змонтовані підшипникові вузли для обертання дебалансних вібраторів 4 та вузли 3 повороту контейнера навколо своєї осі. Кожний вібратор за допомогою еластичних муфт 5 з'єднаний з електродвигуном 6. Підшипниковий вузол 4 має здвоєні конічні роликпідшипники і радіальний підшипник 3, пов'язаний через підвісну тягу з поршнеvim підвісним амортизатором 8. Корпус амортизатора 8 через шарнір закріплений до жорсткої рами 7. Контейнер 1 оснащений завантажувально-розвантажувальним люком 9, кришкою 10 і упорами 11, 12. Під контейнером встановлений сепаратор 13 і бак з шестерінчастим насосом. Оброблювальні деталі і оброблюваний наповнювач (абразиви різної форми, сталеві кульки, циліндричний твердий сплав тощо) завантажують в контейнер 1 через завантажувально-розвантажувальний люк 9 і закривають кришку 10. Дебалансні вібратори 4 обертаються синхронізуються з нульовим зсувом фаз, надаючи контейнеру 1 кругові коливання. Внаслідок впливу коливань на наповнювач і оброблювані деталі здійснюється технологічний процес вібраційної обробки деталей.

Після закінчення вібраційної обробки вібраторам 4 надають реверсне обертання, внаслідок чого контейнер повертається на опорах 3 навколо своєї осі у зворотному напрямку, і люк 9 опиняється внизу. Подальше обертання контейнера обмежують упори 12. Увімкнувши сепаратор 13 і вимкнувши насос подачі рідини за привідкритої кришки 10 здійснюють розвантаження і сепарацію середовища, яке знаходиться в контейнері. Сепаратор 3 за рахунок інтенсивних вібрацій транспортує суміш, яка подається з контейнера 1 через люк 2, і розділяє її на верхньому ситі (деці) на компоненти (рис. 2). На виході з сепаратора оброблені деталі і наповнювач транспортуються в різні тари.

Зазвичай віброобробка здійснюється одним типом абразиву з використанням певної технологічної рідини. Більш перспективною і ефективною може стати багатокомпонентна обробка сумішшю різних типів абразивів з використання різних технологічних рідин. Завдяки такій обробці за один технологічний цикл можна отримати більший технологічний ефект та одночасно можна обробляти різні типи деталей.

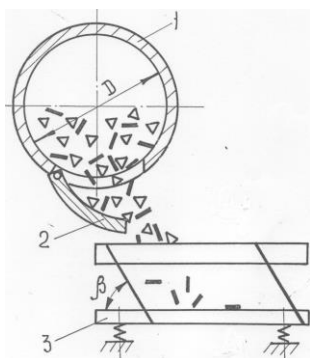


Рис. 2. Схема розвантаження-сепарації

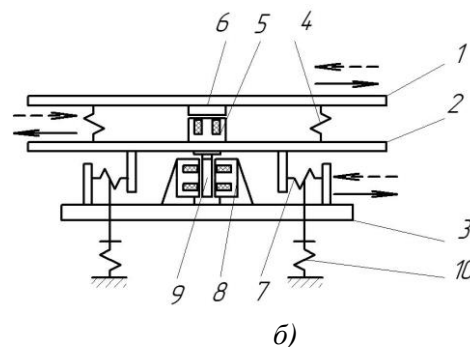
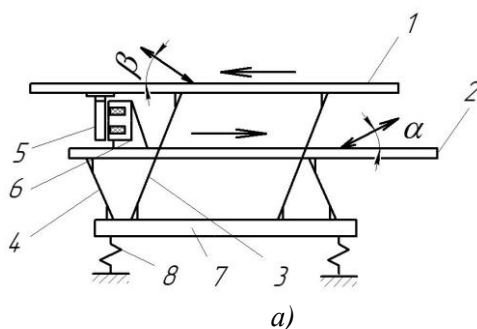


Рис. 3. Тримасові вібраційні сепаратори: а – з напрямленими коливаннями; б – з незалежними коливаннями

Основним недоліком сепарування є мала площа сепаруючого сита, довжину і ширину якого вибирають з конструктивних міркувань враховуючи конструктивні розміри віброоброблюючої установки. Недоліком також є транспортування компонентів в одному напрямку, що потребує додаткових засобів приймання компонентів і суттєво ускладнює автоматизацію устаткування. Вирішення проблем можна здійснити різними способами. Оскільки вібросепаратори створюють на основі вібраційних конвеєрів з електромагнітним приводом розроблено декілька рішень проблеми (загалом їх може бути значно більше). Структурна схема (рис. 3, а) складається з трьох коливальних мас 1, 2 і 3, які з'єднані між собою нахиленими пружинами (системи 4, 5). Електромагнітний привід коливань 6, 7 розміщується між будь-якими двома коливальними масами. Третя маса вібрує завдяки кінематичному збуренню. Сепаратор опирається на основу через віброізолятори 8. Завдяки нахилу пружних систем у різних напрямках середовище, яке потрапляє на верхню масу 1, транспортується у напрямку протилежному нахилу пружин (за стрілкою) та сепарується; менший компонент потрапляє на масу 2 і транспортується у іншому напрямку. Від кутів вібрації α і β залежить ефективність сепарації. Схема за рис 3, б складається з коливальних мас 1, 2 і 3. Між масами 1 і 2 встановлені пружні системи 4, що дозволяють вертикальні коливання між масами 1 і 2, 3. Маси 2, 3 з'єднанні між собою пружними системами 7, що дозволяють горизонтальні коливання мас 1, 2 і 3. Для приводу вертикальних коливань застосований віброзбудник 5, 6, горизонтальні коливання створюються двотактним електромагнітним віброзбудником горизонтальних коливань 8, 9. В нейтральних зонах горизонтальних пружин 7 сепаратор через віброізолятори 10 опирається на основу. Запропонована схема дозволяє створювати направлені або еліптичні коливання мас 1, 2 та 3. Напрямок коливань мас 1, 2 і 3 є змінним (за стрілками), що дозволяє транспортування послідовно масами 1, 2 і 3 за різними напрямками, забезпечуючи розділення середовища на три компоненти.

Запропоновані моделі сепараторів дозволяють створювати багатofункціональні пристрої. Застосовуючи електромагнітні віброзбудники з використанням основного, суб- і супергармонійного режимів, можна значно розширити технологічні можливості пристроїв. Нашаровуючи моделі за вертикаллю можна створювати багатомасові конструкції зі значним збільшенням довжини сепарації.

ВІБРАЦІЙНІ САМОПЕРЕСУВНІ ПРИСТРОЇ

VIBRATING SELF-MOVING DEVICES

Петро Коруняк, Іван Керницький

Львівський національний аграрний університет

The use of vibration means for self-moving technological machines is one way to improve the efficiency of the equipment of automated production in terms of their design and energy consumption in engineering and instrumentation. With such devices, it is possible to manipulate the parts on the plane, and changing the parameters of the vibration of the bearing surface allows you to realize various trajectories of its motion.

Вібраційне самопересування технологічних машин, пристроїв та апаратів є одним із проявів ефекту вібраційного переміщення, тобто одержання направлених рухів за рахунок направленої дії збурювального зусилля. У деяких галузях виробництва, наприклад, у радіоелектроніці, під час виконання складальних операцій виникає потреба у пристроях, за допомогою яких можна швидко здійснювати точні невеликі переміщення не тільки штучних виробів, але й самої технологічної машини. За цих умов переваги у застосуванні набувають вібраційні механізми з кількома ступенями вільності. Рациональність використання таких вібраційних самопересувних пристроїв або поєднання їх роботи з механізмами, побудованими за традиційною схемою, пояснюється спрощенням конструкції та точністю виконання рухів. Аналіз функціонування відомих пристроїв такого типу [1, 2], дозволяє здійснити їх модернізацію та проектувати нові сучасні високоефективні конструкції.

На кафедрі машинобудування ЛНАУ розроблено і апробовано кілька варіантів вібраційних самопересувних пристроїв (ВСПП) [3, 4]. Конструктивною відмінністю запропонованих схем є кількість електромагнітних віброзбурювачів, спосіб їх кріплення та переміщення відносно платформи. На рис. 1 зображений вібраційний самопересувний пристрій [5], що містить платформу 1, кульовий шарнір 2, електромагнітний вібраційний привід, який складається зі статора 3 і якоря 4, циліндричні пружини 5 і напрямні 6.

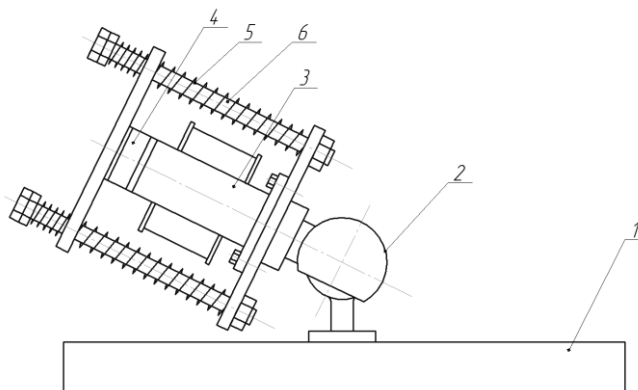


Рис. 1. Конструктивна схема ВСПП: 1 – платформа; 2 - кульовий шарнір; 3, 4 - статор і якорь електромагнітного вібропривода, 5 - циліндричні пружини; 6 – напрямні

Завдяки електричному змінному струму, що підводиться до котушки статора електромагнітного вібраційного привода, генеруються прямолінійні коливання якоря, які спрямовані під кутом до поверхні платформи. Вібраційна сила в даному випадку формується одночасно за кінематичною і структурною схемами [1, 2], завдяки чому забезпечується рух пристрою у заданому напрямку. Ефективне переміщення пристрою можна реалізувати також налаштуванням пружної системи, виготовленої у вигляді циліндричних витих пружин, на білярезонансний режим роботи. Зміна швидкості пересування платформи 1 (див. рис. 1) відбувається із зміною кута нахилу вібропривода до платформи або шляхом регулювання електричної

напруги на котушці статора, а напрямок пересування регулюється завдяки рухомості сферичного шарніра 2. Сферичний шарнір можна замінити на хрестовину або ж використати циліндричний з горизонтальною віссю обертання як такий, що технологічно простіший у виготовленні.

Ефективнішим з практичної точки зору є вібраційний самопересувний пристрій із здвоєним приводом. Принцип роботи і спосіб керування такої конструкції аналогічний до описаного вище але перевага його полягає у тому, що застосовуючи загальновідомі з курсу теоретичної механіки положення плоско-паралельного руху твердого тіла можна реалізувати необхідний закон руху. Так, не змінюючи значення збудовальних зусиль приводів, за незмінного їх положення щодо платформи, пристрій може пересуватися прямолінійно, а зменшення або збільшення амплітуди коливання призводить до зміни напрямку руху. Доцільно зауважити, що мінімальний радіус кривизни траєкторії буде за умови відключення одного із приводів. Радіус кривизни також можна змінювати за рахунок одночасної зміни напрямку збудовальних зусиль та їх величин. Як варіант такого руху є обертання платформи навколо своєї осі. Для цього необхідно, щоб обидва віброзбудники працювали в одному режимі і були розвернуті між собою на 180° відносно платформи.

Як показали результати експериментальних досліджень, використання розробленої конструкції вібраційного самопересувного пристрою є ефективним і перспективним напрямком у галузі автоматизації виробничих процесів, зокрема, в радіоелектроніці. Передбачивши в їх конструкції вантажну платформу, пристрій можна використовувати також як транспортні засоби для штучних виробів і цілісних об'єктів. На такій платформі можна встановлювати додаткові виконавчі механізми, наприклад, маніпулятори робототехнічних систем. На нашу думку, таке комплексне поєднання технічних засобів робить їх простішими конструктивно, ефективнішими у роботі і універсальнішими у використанні.

Розглядаючи механічну систему пристрою як тіло із зосередженою масою m_1 , що переміщається по горизонтальній площині, і тіло масою m_2 (вібропривод), яке кріпиться до першого за допомогою пружної підвіски і рухається відносно нього під кутом α , можна розрахувати та проаналізувати динаміку руху системи. Одержана за цих умов система диференціальних рівнянь дає можливість дослідити кінематику пристрою та визначити траєкторію його руху. Для конкретних конструктивних параметрів та режимів роботи ВСПП, розв'язуючи систему диференціальних рівнянь чисельними методами у середовищі *MATLAB*, одержані залежності, які відображені в роботах [3, 4].

Необхідно зауважити, що між самопересуванням вібраційних пристроїв з похилим напрямком збудовального зусилля і переміщенням окремої матеріальної частинки відносно площини вантажонесучого робочого органа під час вібраційного транспортування у відривному режимі існує певна аналогія. Тому середня швидкість ВСПП може бути визначена за методикою розрахунку режимів роботи вібраційного конвеєра з направленими коливаннями у відривному режимі для транспортування штучних виробів.

Запропоновану схему руху об'єктів у певній мірі можна вважати інноваційною та альтернативною до традиційних схем. З урахуванням позитивних результатів проведених досліджень ВСПП можна з впевненістю стверджувати, що запропоновані принципові розв'язки даної технічної задачі є раціональними, достатньо ефективними і перспективними для подальшого вдосконалення та широкого впровадження у промислове виробництво.

Література

1. Блехман И.И. Вибрационная механика / И.И. Блехман. - М.: Физматлит, 1994. – 400 с.
2. Гончаревич И.Ф. Вибрация – нестандартный путь: вибрация в природе и технике / И.Ф. Гончаревич. - М.: Наука, 1986. – 209 с.
3. Коруняк П.С., Малащенко В.О., Ніщенко І.І. Вібраційне пересування по шорсткій поверхні // Науково-технічний та виробничий журнал: Підйомно-транспортна техніка. № 3 – 2017. – С 33 – 40.
4. Коруняк П.С. Транспортувальні машини. Основи конструювання і розрахунку вібраційних транспортувальних машин / П.С. Коруняк, І.І. Ніщенко, І.С. Керницький Навч. посібник – Львів: Видавництво «Сполом», 2017. – 244 с.
5. Патент на корисну модель 121455 України МПК В65J 5/100 (2017.01), Вібраційний пристрій пересування / П.С. Коруняк, Р.Б. Шеремета, І.М. Малик № u2017 05040; заявл. 24.05.2017, опубл. 11.12.2017, Бюл. № 23.

НАУКОВІ ТА ПРАКТИЧНІ РЕЗУЛЬТАТИ СТВОРЕННЯ ВІБРАЦІЙНОЇ ТЕХНІКИ НОВОГО ПОКОЛІННЯ

SCIENTIFIC AND PRACTICAL RESULTS OF THE CREATION OF NEW GENERATION VIBRATION MACHINES

Іван Назаренко

Київський національний університет будівництва і архітектури

The results of the creation and research of vibration machines of various technological applications are presented. The formed principles of creating a new generation of vibrating machines with high, efficient characteristics of the work process. The analysis was carried out and prospective directions of research of vibration machines were determined. The new basic schemes of vibration machines, the metalwork of which are calculated from the condition of the equivalence of all areas and elements in a stress-strain state, are proposed.

Вібраційні машини широко застосовуються в різних галузях народного господарства для виконання значної гамми технологічних процесів. Загальною та характерною особливістю цього класу машин є вібраційна дія на оброблюваний матеріал, внаслідок чого матеріал змінює свої властивості, забезпечуючи таким чином відповідний технологічний процес.

В роботі наведені результати створення та дослідження вібраційних машин різного технологічного призначення. Досліджені режими руху перевірені на експериментальних установках та реальних машинах. Перевірка експериментальним шляхом результатів досліджень підтвердила адекватність прийнятих моделей вібросистем їх реальним умовам роботи. Встановлені закономірності дозволили сформулювати основні положення розрахунку подібного класу машин та визначити перспективні напрямки їх проектування. Створення техніки нового покоління має відповідати запропонованим принципам, які сформульовані в науковому процесі школи:

Характеристики і параметри, що відображають машину і середовище, моделюються в рівняннях руху єдиною вібраційною системою, яка володіє своєю динамічною індивідуальністю. Втілення цього принципу є гарантією руху віброущільнюючих машин у наперед заданому режимі роботи.

Максимальна концентрація енергії робочого органа за рахунок внеску вищих гармонік, технологічна ефективність вкладу енергії вищих гармонік реалізується за рахунок цілеспрямованого використання удару і вібрації, що забезпечується застосуванням додаткових обмежників коливань і відповідним підбором їх жорсткості, вибором раціонального співвідношення часу удару і періоду коливань. Досягненням цього рішення створюються передумови для створення високоефективних машин з мінімальною енергоємністю.

Реалізація технологічно доцільної асиметрії прискорень. Застосуванням цього рішення забезпечується прискорення за рахунок значної асиметрії робочого органа віброударних систем.

Синхронне забезпечення поліфазних, автоколивальних режимів формування. Реалізуються ці режими в конструкціях вібромашин за рахунок розфазування дебансів або застосуванням динамічних схем з незалежною підвіскою ударника, який здійснює рух під впливом віброзбудника.

Реалізація динамічного керування рухом систем на основі використання внутрішніх властивостей систем, що забезпечується застосуванням гідравлічного та пневматичного приводів для вібраційних машин.

Конструкція машини має задовольняти «комфортну» ситуацію поведінки системи з максимальною віддачею енергії на протікання будь-якого технологічного процесу з врахуванням напружено-деформованого стану не тільки середовища, що підлягає обробці, а й безпосередньо елементів самої машини.

ПЕРЕМІЩЕННЯ МАТЕРІАЛУ ПО РОБОЧІЙ ПОВЕРХНІ ГРОХОТУЗ ПРОДОЛЬНИМИ РИФЛЯМИ**MOVEMENT OF A MATERIAL ON THE SCREEN WORKING SURFACE WITH LONGITUDINAL GROOVES**

Всеволод Франчук, Олександр Анциферов, Василь Куниця
Національний технічний університет «Дніпровська політехніка»

Для класифікації дрібнодисперсних матеріалів використовують вібраційні грохоти, але це досить трудомісткий і малоефективний процес. Для цього матеріалу вже не говорять «про величину товщини шару близько 3-4 середніх розмірів частинок», тобто для збільшення продуктивності його подають на просіювальну поверхню товстим шаром. При цьому живий перетин такої поверхні вельми малий. У цьому випадку інтенсивність процесу поділу за крупністю залежить від гранулометричного складу, форми частинок, фізико-механічних властивостей сировини, товщини шару, який зменшується в процесі транспортування. З огляду на це необхідно підбирати конструктивні і динамічні параметри грохоту.

Дуже часто на грохотах встановлюють двовальні самобалансні віброзбудники, які забезпечують прямолінійні коливання короба під кутом до просіювальної поверхні. У високопродуктивних грохотах її довжина становить 5-8 метрів і в результаті просіювання товщина шару зменшується в 3-10 разів. Тому для збільшення ефективності класифікації були запропоновані грохоти з двома-трьома блоками сіток по довжині грохоту. Це дозволило забезпечити змінні параметри коливання сіток в межах одного блоку.

Нами запропоновано інший перспективний напрямок класифікації дрібнодисперсних матеріалів. На грохоті встановлюється одновальний інерційний віброзбудник, вісь якого розташована у вертикальній площині і проходить через центр ваги рухомої частини. Це задає коробу спрямовані коливальні рухи у вертикальній площині і поворотні коливання навколо поздовжньої і вертикальних осей. В результаті поряд із спрямованим рухом матеріалу до місця розвантаження, здійснюється його переміщення в поперечному напрямку. Експериментальні дослідження підтвердили ефективність застосування такої конструктивної схеми.

Наступним етапом модернізації даної схеми було використання розсіювальної поверхні з поздовжніми рифлями (борозни кругової форми). Це ще з більшою мірою інтенсифікувало переміщення матеріалу і підвищило ефективність класифікації. З аналітичної точки зору даний випадок ще не розглядався.

Мета дослідження – математичне моделювання переміщення матеріалу по поверхні з поздовжніми рифлями, що здійснює просторові коливання.

У початковому положенні робоча поверхня горизонтальна. Приймаємо наступну систему координат: осі x і z спрямовані відповідно уздовж і перпендикулярно до робочої поверхні; вісь y направлена перпендикулярно площині xOz ; точка O – цент ваги короба грохоту. Особливістю даної схеми є те, що вісь одновального інерційного віброзбудника розташована у вертикальній площині xOz під кутом до робочої поверхні. Проекція вектору вимушених коливань приводу на вертикальну площину проходить через центр ваги грохоту. Це виключає його галопування. Матеріал поділено на порції, що транспортуються в межах «своїх» рифлів. Внаслідок просторового руху робочої поверхні, матеріал робить спрямовані рухи вздовж осі x і кругові рухи в поперечному напрямку. При грохоченні дрібнодисперсних матеріалів це дозволяє забезпечити кращий контакт з перфорованою поверхнею і підвищити продуктивність і ефективність просівання.

Для складання рівнянь руху грохоту скористаємося рівнянням Лагранжа II роду. За узагальнені координати приймаємо лінійні переміщення в напрямку дії проекції вектору вимушених коливань на вертикальну площину xOz і в поперечному напрямку – по осі y ; а також поворотні коливання навколо осей x і z . Не пружні опори вважаємо пропорційними першому ступеню швидкості деформації пружних зв'язків, що не залежать від частоти деформації. Це співзвучно з поняттям комплексного модуля пружності. Дійсні

значення амплітуд і зрушення фаз коливань визначаються як модуль і аргумент комплексного числа. Із залежностей для кінетичної і потенційної енергії, отримано систему з чотирьох рівнянь, що описують рух короба грохоту. Побудовано амплітудно-частотні характеристики лінійних і поворотних коливань.

На основі отриманих виразів розглядаємо рух матеріалу по поверхні однієї рифлі, що представляє собою в перерізі півколо. На рис. 1 представлені графіки швидкості в поздовжньому (рис. 1, а) і поперечному (рис. 1, б) напрямках в залежності від відстані до центра ваги грохоту по осі x .

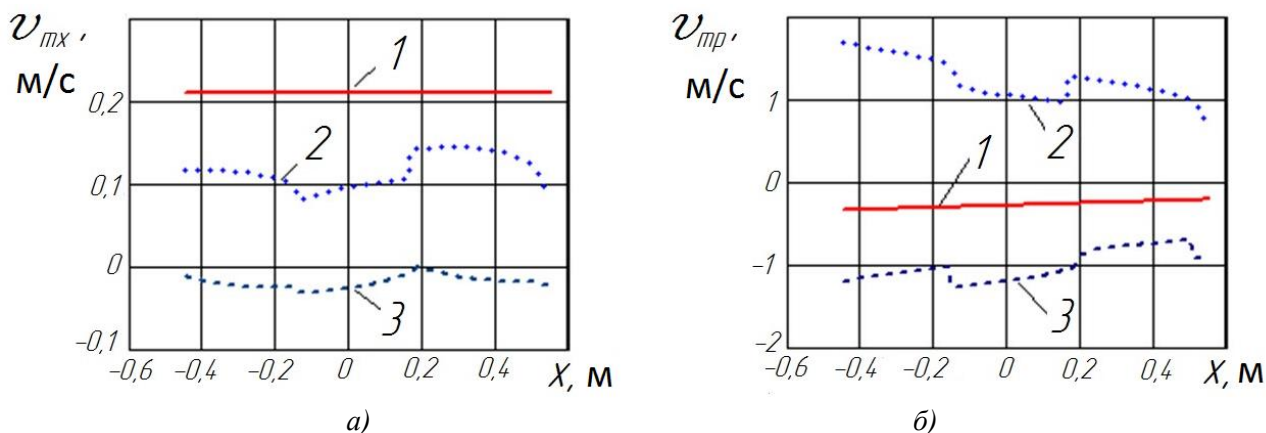


Рис. 1. Графіки швидкості руху матеріалу в поздовжньому (v_{mx}) і поперечному (v_{my}) напрямках від положення на поздовжньої осі грохоту: 1 – в середній частині потоку матеріалу в рифлі; 2, 3 – по краях потоку

З аналізу цього рисунка випливає, що в поздовжньому напрямку матеріал в загальній масі рухається рівномірно в сторону розвантаження, кілька зменшуючись до краю потоку. Що ж стосується руху в поперечному напрямку, то тут спостерігається велика різниця в швидкостях руху матеріалу в центральній частині і по краях потоку, внаслідок чого матеріал інтенсивно перемішується, що сприяє процесу класифікації.

Це наочно випливає з розрахунків, що відображені на рис. 2. Потік матеріалу уздовж осі x рухається зі швидкістю до 0,2 м/с в сторону розвантаження (рис. 2, а). Що ж стосується руху в площині yOz (рис. 2, б), то тут спостерігається деяка хаотичність руху зі зміною знаку швидкості, що і сприяє інтенсивному перемішуванню матеріалу.

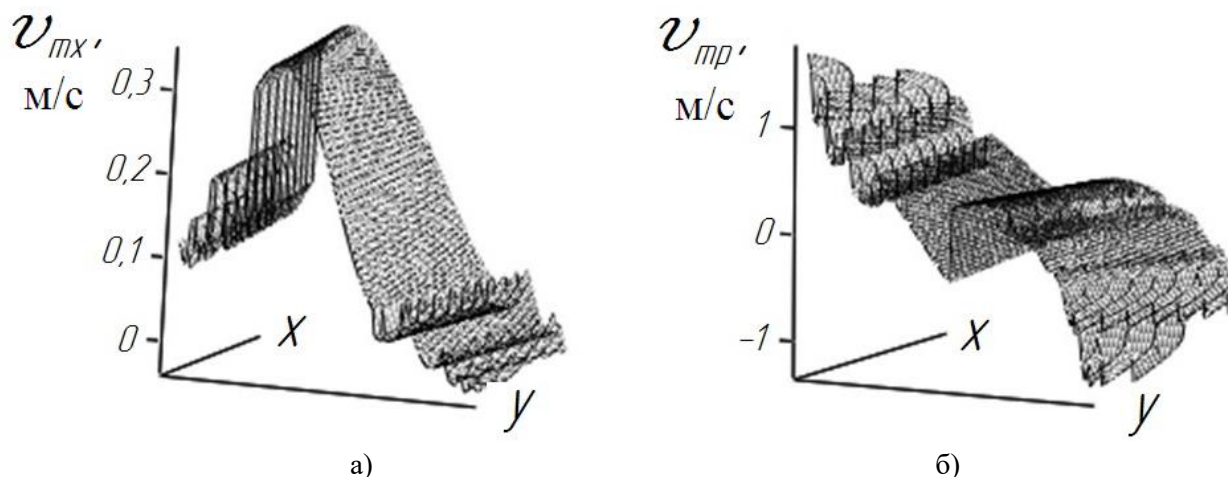


Рис. 2. Швидкість руху матеріалу в сторону розвантаження (а) і в напрямку, нормальному до осі x (б).

**ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАВАНТАЖЕННЯ ВІБРОРЕШЕТА В УМОВАХ ЗРОСТАЮЧОЇ
ПРОДУКТИВНОСТІ ЗЕРНОВИХ СЕПАРАТОРІВ****THE RESEARCH OF THE VIBROSIEVE LOADING IN CONDITIONS INCREASING
PRODUCTIVITY OF GRAIN SEPARATORS****Михайло Півень**

Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка

The article presents the research results of influence of initial mixture serve size on a distribution process of the specific loading on an inclined flat vibrating sieve. Regularities of change of the specific loading on length and width of sieve have been investigated. It have been determined that change of size of the initial specific loading influences substantially on mutual location of overloading and underloading segments of working surface, their area and amount.

Зростаюча продуктивність сучасних зернових сепараторів передбачає збільшення завантаження робочої поверхні віброрешіт. Однак процес віброрешетного сепарування дуже чутливий до збільшення завантаження, приводить до зниження якості розділення, потребує більш інтенсивних кінематичних режимів роботи, застосування розпушувачів та перегрібачів суміші або додаткових розвантажувальних решіт. Незважаючи на суттєвий вплив зміни завантаження на процес сепарування, відсутність рівномірної подачі сипкої суміші на вході робочих органів, у більшості робіт не враховувався нерівномірний розподіл питомого завантаження по площі віброрешета. Але, наявність ділянок недовантаження приводить до зменшення заповнення решета сумішшю, а отже до зменшення використання площі робочої поверхні. Наявність ділянок перевантаження приводить до зростання товщини шару і ущільнення суміші, що ускладнює процес просіювання. В обох випадках відбувається зниження ефективності процесу сепарування. Закономірності розподілу питомого завантаження по площі робочої поверхні є визначальними при проектуванні конструкцій та розрахунку режимів роботи обладнання для сипкої суміші. Отже, дослідження процесу завантаження віброрешіт є актуальним і перспективним.

Відомі дослідження не розв'язують проблему нерівномірного питомого завантаження робочої поверхні решета у повній мірі. В роботах Р.З. Кацевої експериментально встановлені залежності впливу початкового завантаження і властивостей зернової суміші на розподіл матеріалу по ширині на вході решета. Розподіл зернової суміші по всій площі решета не досліджувався. В роботі Терскова Г. Д. досліджено вплив місцевого питомого завантаження на процес просіювання для різних ділянок довжини решета. Встановлено, що воно чинить різний вплив на просіювання в залежності від величини початкового питомого завантаження. Так зменшення місцевого питомого завантаження приводить до збільшення просіювання при великих початкових завантаженнях та зменшення при малих. Однак, в роботі не досліджувався розподіл місцевого питомого завантаження на решеті та не визначався вплив на нього величини початкового. Величина місцевого питомого завантаження визначається поверхневою щільністю та швидкістю сипкої суміші на заданій ділянці решета. В.П. Ольшанський досліджував закономірності змінювання швидкості потоку суміші по довжині решета при нерівномірній подачі. Встановлено, що при гармонічних пульсаціях подачі, довжина області нерівномірного руху зростає зі зменшенням частоти і збільшенням амплітуди коливань швидкості подачі суміші на решето. Але, в роботі не досліджено закономірності швидкості по ширині решета та не враховано зміну поверхневої щільності. В роботі, присвяченій теорії сепарування зерна, досліджено процес завантаження решета. Розроблена математична модель просторового руху сипкої суміші по поверхні віброрешета скінченої ширини. Встановлені закономірності товщини шару, поверхневої щільності, поздовжньої та поперечної складових швидкості суміші та місцевого питомого завантаження на всій площі робочої поверхні. Вплив величини початкового питомого завантаження на розподіл суміші не досліджувався. Таким чином, в дослідженні процесу завантаження залишилось не вирішеним питання впливу величини початкового питомого завантаження на

вході віброрешета на розподіл місцевого питомого завантаження по робочій поверхні.

Мета досліджень – дослідження впливу величини початкового питомого завантаження на вході віброрешета на розподілення місцевого питомого завантаження сипкої суміші по робочій поверхні.

Результати досліджень. Для дослідження процесу завантаження застосована математична модель просторового руху сипкої суміші на віброрешеті скінченої ширини. Вплив просіювання суміші на процес завантаження не враховувався. Враховуючи, що зернова суміш на вході віброрешета має нерівномірну початкову подачу, то досліджувався вплив середнього значення величини початкового питомого завантаження на розподіл місцевого.

При малих значеннях початкового питомого завантаження місцеве питома завантаження змінюється тільки по ширині віброрешета, має опуклий параболічний профіль у відповідності з профілем початкової швидкості на вході. Основна маса сипкої суміші зосереджена вздовж повздовжньої осі віброрешета, що вказує на перевантаження центральної частини робочої поверхні та недовантаження ділянок біля бокових стінок. Отже, при малих за величиною початкових завантаженнях віброрешето працює в умовах перевантажених та недовантажених ділянок робочої поверхні.

При середніх значеннях початкового питомого завантаження місцеве змінюється як по ширині так і по довжині віброрешета. В поперечному перерізі, поверхня функції місцевого завантаження решета має опуклий параболічний профіль, але з довжиною опуклість зменшується. Біля вхідного перетину віброрешета мають місце найбільші відхилення питомого завантаження, біля вихідного менші. Центральна частина віброрешета вздовж поздовжньої осі перевантажена, вздовж бортів недовантажена, але відбувається вирівнювання завантаження по ширині по мірі просування суміші вздовж віброрешета. Площа ділянок недовантаження та перевантаження зменшується з довжиною віброрешета. Біля вихідного перетину віброрешета, завантаження поверхні за величиною наближене до середнього початкового завантаження. Таким чином, збільшення величини початкового завантаження зменшує нерівномірний розподіл місцевого завантаження по площі робочої поверхні віброрешета, а отже збільшує ефективність його роботи.

При великих значеннях початкового завантаження характер розподілу місцевого по ширині на вході віброрешета змінюється на протилежний на виході. Так, вхідний перетин поверхні функції місцевого завантаження віброрешета має опуклий профіль по ширині, а вихідний – увігнутий. По мірі просування суміші від вхідного перетину вздовж поздовжньої осі розподіл місцевого завантаження вирівнюється біля середини довжини віброрешета. Далі, по мірі просування суміші до вихідного перетину, нерівномірність розподілу місцевого завантаження зростає, але найбільші відхилення мають місце біля вхідного перетину віброрешета. Кількість ділянок перевантаження та недовантаження поверхні збільшується, причому вони відокремлені одна від одної і розташовані як на початку віброрешета так і в кінці. Але, площа таких ділянок на початку віброрешета більша, а ближче до вихідного перетину менша, що свідчить про загальне зменшення нерівномірності розподілу місцевого завантаження з довжиною віброрешета.

Таким чином, зміна величини початкового питомого завантаження суттєво впливає на взаємне розташування ділянок перевантаження та недовантаження робочої поверхні, їх площу та кількість. На вході віброрешета завжди перевантажена центральна ділянка, а бокові недовантажені, і найбільші відхилення завантаження мають місце на вхідному перетині. З довжиною віброрешета загальна нерівномірність розподілу місцевого завантаження зменшується.

Висновки:

1. При початковому питомому завантаженні $q_0=700$ кг/год·дм робоча поверхня віброрешета працює в умовах перевантаженої центральної поздовжньої ділянки та недовантажених бокових, які не змінюються по довжині решета ні за площею ні за величиною.

2. При початковому питомому завантаженні $q_0=2000$ кг/год·дм нерівномірний розподіл місцевого завантаження робочої поверхні зменшується по довжині віброрешета за величиною та площею. На початку поверхні віброрешета працює в умовах перевантаженої центральної та недовантажених бокових ділянок, а біля вихідного перетину в умовах завантаження наближеного до нормованого.

3. При початковому питомому завантаженні $q_0=4800$ кг/год·дм характер розподілу місцевого завантаження по ширині на вході віброрешета змінюється на протилежний на виході. Кількість ділянок перевантаження та недовантаження збільшується, вони відокремлені одна від одної і розташовані на початку і в кінці віброрешета. Середня частина решета має нормоване завантаження.

ВИКОРИСТАННЯ СІРИХ ЧАВУНІВ ЯК ДЕМПФУЮЧОГО МАТЕРІАЛУ ДЛЯ КОРПУСІВ РІЗАЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ**THE USE OF GRAY CAST IRON AS A DAMPING MATERIAL FOR THE CASING OF A CUTTING TOOL****Едуард Посвятенко¹, Ольга Мельник¹, Яків Немировський²**¹Національний транспортний університет, м. Київ, ²Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький

In the article it is shown that from the standpoint of strength and protection against vibrations arising from machining, graphite cast iron is the optimum material for moldings and housings of a combined cutting tool. An increase in the decrement of fading oscillations is also recommended due to the previous cold plastic deformation or the application of porous coating.

Вступ. Актуальність проблеми.

Відомі методи гасіння коливань у машинобудуванні зводяться до використання як правило сірих чавунів. Такі чавуни, які є графітовмісними [1,2] виконують важливу функцію гасіння за рахунок вільного графіту. Цей графіт має різноманітну форму: пластівчасту, кулясту, пластинчасту, вермикулярну. Колонії вільного графіту служать перешкодами для розповсюдження коливань.

Графіт також позитивно впливає на експлуатаційні властивості виробів із сірого чавуну. Поліпшуються антифрикційні властивості, зменшується зношування пар тертя за рахунок змащувальної дії, знижується чутливість до концентрату напружень, оскільки графітні включення по суті є концентраторами таких напружень.

Сірі чавуни мають виняткові ливарні властивості і добре оброблюються різальним та абразивним інструментом. Широко застосовуються у машинобудуванні, металургії і будівництві. У автомобільній та верстатобудівній промисловості з них виготовляють картери, блоки циліндрів, станини, гільзи блоків, колінчасті та розподільчі вали, зубчаті колеса.

Ще однією перевагою сірих чавунів є те, що вироби з них добре працюють в умовах змінних навантажень. Сірим чавунам властива висока демпфувальна здатність, тобто властивість швидкого гасіння коливань, що виникають у виробі під впливом зовнішніх факторів [3].

Проте для збірних металорізальних інструментів, які мають державку із звичайних конструкційних матеріалів, як правило із середньовуглецевих сталей, сірі чавуни практично не застосовуються. В результаті, оскільки всі процеси різання протікають в умовах вібрації, це погіршує характеристики оброблюваної поверхні і стійкість самого інструменту. У той же час відомо [4], що механічні системи у машинобудуванні, у тому числі і металорізальний інструмент, слід прогнозувати з урахуванням умов експлуатації уже на стадії проектування.

Метою даного дослідження прийнято проведення експериментально-теоретичного дослідження зменшення впливу вібрації на процес різання за рахунок використання державок інструменту з матеріалів, що мають високу демпфувальну здатність, зокрема сірих (графітовмісних) чавунів.

Методика теоретично-експериментальних досліджень та результати досліджень.

Відомо, що частина енергії, яка виникає при роботі машин, механізмів, окремих деталей, а також при обробці матеріалів різанням та за спорідненими технологіями, трансформується у вібрацію, автоколивання, шумові та інші шкідливі явища. Аналіз літературних джерел показав, що найбільш ефективним засобом боротьби з цими явищами є вплив на ті властивості матеріалів металу, що відповідають за розсіювання енергії в останню. Так, заміна сталевих корпусів різального інструменту на чавуні дозволяє позбавитись від вібрацій в технологічній системі за рахунок підвищення їх розсіювання на 3-4 порядки. Пояснюється це тим, що сірий чавун, на відміну від суцільної сталі, має в своїй структурі макродефекти у вигляді включень вільного графіту, що фактично є порожнинами, які служать ефективною перешкодою розповсюдження хвиль вібрації, що генеруються у зоні різання. Подібного ефекту досягають також в автомобілебудуванні,

коли блоки циліндрів, головки блоків, колінчаті вали, інші деталі, зокрема корпусні, виготовляють із сірих чавунів. Добрі показники з позиції розсіювання енергії мають також порошкові та композиційні матеріали та покриття з них. Зокрема, усі методи отримання порошкових матеріалів забезпечують пористість, яка коливається в межах 3-18%. Пори у даному випадку грають позитивну роль і з позицій розсіювання енергії. Виходячи із сказаного, нами вперше було запропоновано теоретично-обґрунтоване і експериментально перевірене наукове положення про можливість використання мікродефектів в металі та металевих сплавів для розсіювання в них шкідливих енергій.

Для широко використовуваних на практиці режимів обробки тривалість зміни ударного навантаження складає 0,25-6 мілісекунд [5]. Протягом цього часу хвиля збудження розповсюджується на відстань 1-30 м, що набагато перевищує розміри інструменту. Тому поглинання енергії вібрації та зменшення ударного навантаження відбувається, головним чином, за рахунок демпфування при механічному кріпленні різальної пластини або внутрішнього тертя матеріалів припою і державки (корпусу) інструменту. Це є першою ланкою, що приймає на себе динамічне навантаження. За даними про розсіювання енергії у сухих стиках деталей (у даному випадку державка є різальною пластинною) стик несуттєво впливає на демпфування. І високотемпературний припій, товщина якого для даного інструменту не перевищує 0,15 мм, незначно підвищує коефіцієнт поглинання. Тому раціональним є зменшення динамічного навантаження на інструмент за рахунок використання державок (корпусів) з матеріалів, що мають велике внутрішнє тертя.

Розрахунки показали, що чавунні корпуси державок ножів, фрез стандартного перерізу 14×14 мм є найбільш навантаженими. Установлено, що оптимальним матеріалом для цих державок з урахування втомної міцності є чавун СЧ20. Експерименти по визначенню демпфуючих властивостей різних матеріалів були проведені у Інституті проблем міцності ім. Г.С. Писаренко Національної академії наук України.

За характеристику дисипативних властивостей прийнятий логарифмічний декремент коливань (ЛДК) зразків, які перебували в умовах чистого згину. ЛДК вивчали за методами затухаючих коливань з використанням експериментальної установки Д-6ЯМ1 Інституту проблем міцності ім. Г.С. Писаренко, показаної на рис. 1.

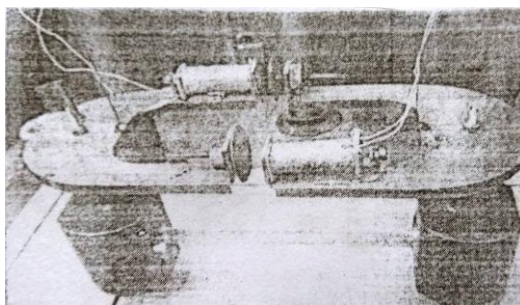


Рис. 1. Коливальна система експериментальної установки Д-6ЯМ1

На рис. 2 і у таблиці 1 приведені результати експериментів по визначенню декременту затухання вібрацій та розрахунку на втомну міцність державок різального інструменту.

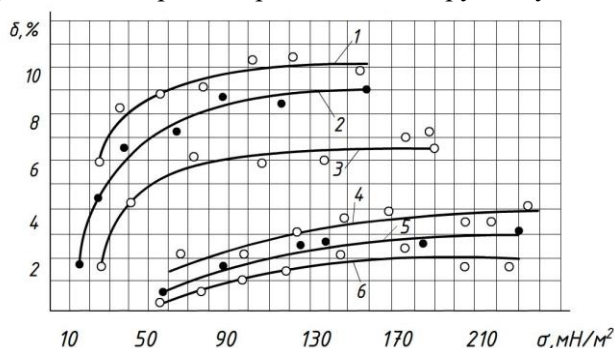


Рис. 2. Залежність логарифмічного декременту згасання δ від напружень згину σ для зразків з чавуну СЧ15 (1), СЧ20 (2), СЧ24 (3), ВЧ50-1,5 (4), а також зразків із сталі 45 за напиленим шаром міді (5) і без цього шару (6)

Результати розрахунку чавунних державок стандартного перерізу 14×14 мм на втомну міцність

Матеріал державки	σ_1 , МН/м ²	σ_0 , МН/м ²	$[\sigma]$, МН/м ²	$\sigma_{зг}$, МН/м ²
СЧ10	55	85,25	44,46	88,3
СЧ15	80	124,00	64,65	
СЧ18	95	147,20	76,70	
СЧ20	110	170,50	88,90	
СЧ20	130	201,50	105,10	

Співставляючи дані, що наводяться на рис. 2 і в таблиці 1 і, маючи на увазі демпфуючі властивості і міцнісні характеристики, приходимо до висновку, що оптимальним матеріалом для державок фрези є сірий чавун СЧ20. За коефіцієнтом поглинання цей матеріал усього у 1,10-1,18 раз поступається чавуну СЧ15. Порівняння демпфуючих властивостей сталі 45 з мідним покриттям та без нього свідчить про деяке підвищення декременту матеріалу з покриттям. Це може мати певну роль при використанні сталевих державок.

Дослідженнями у виробничих умовах встановлено, що стійкість торцевих фрез із чавунними державками ножів приблизно в 1,5 рази вище середньої стійкості таких же фрез зі сталевими державками.

Нами було також теоретично встановлено та експериментально доведено, що ефективно впливати на дисипативні властивості матеріалу можна за допомогою дислокації. Відомо, що довжина дислокацій може сягати кількох десятків тисяч періодів решітки. Форма виходу дислокації на поверхню матеріалу може бути прямолінійною, спіральною, петлевою тощо [4]. Дислокації характеризуються енергією спотворення кристалової решітки. Критерієм спотворення є вектор Бюргерса, що рівній міжатомній відстані. Важливою характеристикою дислокації є щільність ρ , що дорівнює сумарній довжині l дислокації на одиницю об'єму кристалу V (см³), тобто $\rho = \sum l/V$ см⁻².

Експериментально показано, що на щільність дислокації у процесі холодного пластичного деформування сірого пластівчастого чавуну в режимі деформуючого протягування може вирости у 2-4 рази. При цьому товщина поверхневого шару зі збільшеною густиною дислокації досягає 0,2 мм. Для виявлення дислокацій у сірому чавуні, враховуючи форму і розміри зразків, користувались методом ямок травлення. Ці ямки були отримані методом хімічного травлення. Вимірювання щільності дислокацій здійснювалось на полірованій та травленій поверхні. Використовувалась сучасна установка для отримання металографічних шліфів BetaGrinder-Polisher (фірма Buehler). Після цього шліфи досліджувались на електронному мікроскопі РЕМ-1064.

Наявність ямок травлення у місцях виходу дислокації дозволяє визначити їх щільність N за формулою:

$$N = n_c / S,$$

де: n_c – середня кількість дислокаційних ямок у полі зору мікроскопу, S – площа поля зору.

Таким чином, вплив на щільність дислокації може бути використаним як додатковий фактор для гасіння коливань у сірих чавунах.

У комбінованій протяжці [6] дистанційні проміжні втулки, які сприймають осьові сили протягування, можуть виконувати демпфуючу (віброгасячу) функцію. Для цього їх виготовляють із сірого чавуну, декремент коливань (коефіцієнт швидкості згасання) якого у 5-6 разів вищий ніж у конструкційної сталі. Оптимальним матеріалом, що поєднує високі демпфуючі властивості з міцністю є сірий чавун СЧ20 ГОСТ 1412-87 (HB230, $\sigma_B = 200$ МПа, $\sigma_{зг} = 380$ МПа).

Висновок.

Таким чином, теоретично-експериментально показано:

- що графітовмісний сірий феритний чавун СЧ20 є оптимальним матеріалом для державок і корпусів з позицій міцності та гасіння вібрацій при механічній обробці;
- підвищити декремент коливань рекомендується також деформуючим протягуванням або нанесенням покриття.

Література

1. Механіка комбінованого протягування графітовмісних чавунів. Монографія [Текст] / Е.К. Посвятенко, Я.Б. Немировський, О.В. Чернявський, П.М. Єрьомін; М-во освіти та науки України, Кіровоградський нац. техн. ун-т. – Кропивницький, 2017. – 288 с.
2. Матеріалознавство: підручник / С.С. Дяченко, І.В. Дощечкіна, А.В. Мовлян, Е.І. Плешаков; за ред. проф. Дяченко С.С. – Харків: ХНАДУ, 2007. – 440 с.
3. Gallister W.D., Jr. Material Science and Engineering: on Introduction, 5th ed. – NY: John Willej and Sons, 2000. – 871 p.
4. Сахнюк И.А. Исследование физической природы помех и шумов / И.А. Сахнюк // Качество, стандартизация, контроль: теория и практика: Материалы 15-й Международной научно-практической конференции, 15-18 сентября 2015 г., Одесса-Киев: АТМ Украины, 2015. – С. 142-145.
5. Симонян М.М. Об эффективности использования режущих инструментов с чугунными державками / М.М. Симонян, М.Т. Наджарян, Э.К. Посвятенко // Сверхтвердые материалы. – 1987. – №1. – С. 41-44.
6. Интегрированные процессы обработки материалов резанием: учебник [для высших учебных заведений] / А.М. Грабченко, В.А. Залога, Ю.Н. Внуков и др.; под общ. ред. А.И. Грабченко и В.А. Залоги. – Сумы: Университетская книга, 2017. – 451 с.

УДК 621.774. 38

ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ НА АВТОМАТИЧЕСКОМ СТАНЕ ТРУБОПРОКАТНОГО АГРЕГАТА

С.Р. Рахманов

Национальная металлургическая академия Украины, г. Днипро

The solution of a problem of dynamics of transition process for the chosen "working cage-a sleeve" model of an automatic camp of the pipe-rolling unit (TPA) taking into account change in time of technological loading is considered. It is made specified differential the equations of the movement of elements for the chosen model of a working cage of an automatic camp of TPA and the solution of a task is provided in the closed look taking into account entry conditions. Results of research of dynamics of interaction of the rolled sleeve with elements of a working cage of a camp taking into account elasticity of his elements are presented. Expressions for forms of fluctuations of deformable elements of the corresponding branches of a working cage of a camp are received. Features of formation of dynamics of elements of a working cage of a camp during the periods of capture of a sleeve by working rolls taking into account function of increase of technological loading are revealed.

Введение. Процессы интенсификации производства бесшовных труб на станах технологической линии трубопрокатных агрегатов (ТПА) влекут за собой ужесточение режимов функционирования, как основного, так и вспомогательного оборудования. Исходя из циклограммы работы ТПА автоматический стан, в силу сложившихся технологических особенностей, при реализации требуемых процессов производства бесшовных труб в технологической линии является наиболее узким местом [1, 2].

Переходные процессы на автоматическом стане сопровождаются значительными пиковыми динамическими нагрузками. Они, в силу определенных причин, возникают как в период захвата гильзы (трубы) рабочими валками, так и в период установившихся процессов прокатки гильзы на стане.

Постановка задачи. Для формирования устойчивой геометрии труб, прокатываемых на автоматическом стане ТПА, практическое значение имеет стабильная динамика базового оборудования. Среди совокупности нагрузок, действующих на узлы и детали автоматического стана, наименее изученными являются значительные по величине кратковременные динамические нагрузки, вызываемые преимущественно взаимодействием гильзы с калиброванными валками и оправкой в период принудительного захвата металла.

Опыт эксплуатации автоматических станов отечественных ТПА показывает, что при принудительной подаче гильзы в калибры стана (предусмотрена ускоренная подача гильзы в очаг деформации) происходит определенное улучшение захвата гильзы рабочими валками. Захват гильзы валками автоматического стана, помимо всего прочего, существенно осложнен тем, что гильза, взаимодействуя с рабочими валками, одновременно контактирует с оправкой в калибре. Эти особые условия, наряду со всеми другими факторами, формируют начальные условия технологического процесса и влияют на сложное напряженно-деформированное состояние элементов рабочей клетки и параметров прокатываемой гильзы в очаге деформации, что обуславливает в целом нестационарную динамику стана.

Взросшие требования, предъявляемые к качеству и точности геометрических размеров труб, ставят новые задачи по исследованию различных факторов, влияющих на отклонения размеров готовых труб от заданных допусков. Определенные отклонения геометрических размеров труб могут быть как постоянными, вследствие повышенного износа технологических инструментов, так и периодическими в результате колебаний систем рабочей клетки стана.

Цель работы. Данная работа выполнена на основе развития динамической и математической моделей рабочей клетки автоматического стана, где сделана определенная попытка по установлению влияния основных параметров взаимодействия рабочих валков с гильзой с учетом нарастания технологической нагрузки в период захвата гильзы валками.

Анализ литературных источников. Исследованию сложных динамических процессов взаимодействия прокатываемой гильзы с валками станом при продольной прокатке посвящен ряд работ [3, 4]. Процесс нестационарного взаимодействия прокатываемого металла с валками стана рассмотрен в работе [3], анализ которой в дальнейшем позволил получить выражение для соответствующей формы динамических нагрузок в периоды переходных процессов.

Метод решения задачи. Интенсивность нестационарного взаимосвязанного воздействия со стороны рабочей клетки и очага деформации на оправку значительно усложняют описание динамических процессов. При этом технологические инструменты воспринимают значительные статические и изменяющиеся во времени нестационарные динамические нагрузки. Оправка колеблется в очаге деформации. Центрирующий пояс оправки уходит от пережима калибра рабочих валков, что в свою очередь приводит к образованию повышенной разностенности гильзы (трубы).

Пути интенсификации технологического процесса и вопросы повышения качества прокатываемых труб всемерно диктуют условия для совершенствования конструкций всех базовых механизмов рабочей клетки стана. Настройка требуемых параметров очага деформации проводится комплексно: клиновым механизмом, установкой рабочих валков, положением (выдвижением) оправки по пережиму валков упорно – регулировочным механизмом автоматического стана и другими механизмами.

Изменение диаметра и стенки прокатываемой гильзы происходит вследствие изменения упругой деформации нагруженной части рабочей клетки, являются результатом изменения сил давления прокатываемого металла на технологические инструменты и динамического нагружения упругих систем рабочей клетки стана (рис. 1).

Изменение силы прокатки трубы в общем случае происходит от колебания температуры металла, неоднородного химического состава и структуры металла, непостоянства размеров гильзы после прошивного стана, воздействия выходной стороны стана и др. Отметим, что периодическая разностенность по длине трубы появляется в результате колебания технологических инструментов (валков и оправки) и искажения калибра.

Следовательно, все причины, которые вызывают изменение силы давления металла на рабочие валки, будут оказывать одновременно влияние на изменение деформации рабочей клетки стана и параметры точности прокатываемых труб

Для формирования научно-обоснованных предложений по совершенствованию конструкции рабочей клетки и технологии производства труб на станах необходимо более глубоко изучить влияние различных параметров и особенностей технологического процесса прокатки гильз на поведение всей механической системы стана и качество готовой продукции. Очевидно, предложенный подход более корректен и необходим при изучении сложных динамических явлений в элементах рабочей клетки автоматического стана.

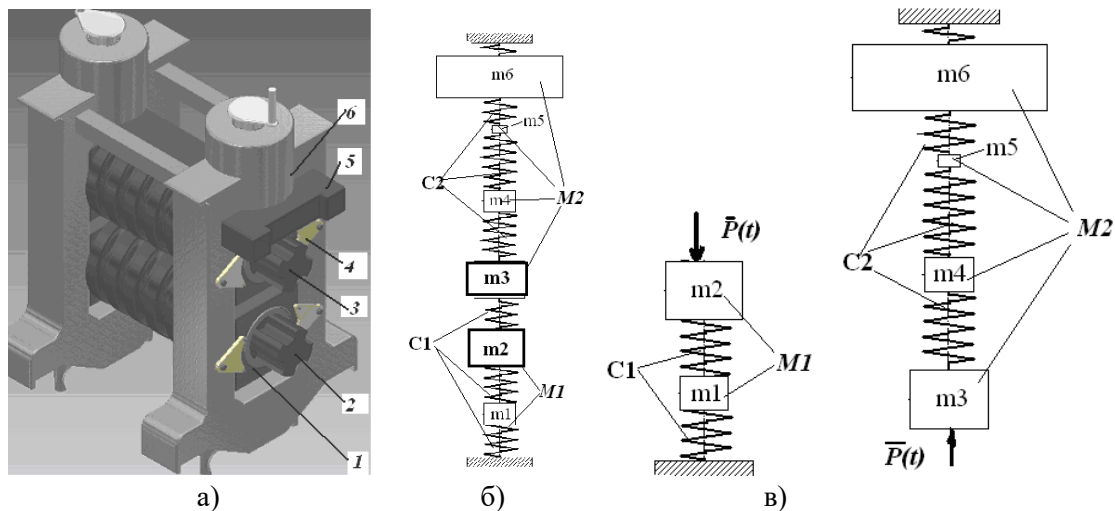


Рис. 1. Трехмерная модель рабочей клетки а), обобщенная многомассовая колебательная система б) и разветвленная динамическая модель парциальных колебательных систем нижней и верхней ветвей автоматического стана ТПА: 1 – подушка нижняя; 2 – валок нижний; 3 – валок верхний; 4 – подушка верхняя; 5 – клиновой механизм; 6 – станина;

Решение поставленной задачи обуславливает некоторое уточнение расчетной схемы и дальнейшее развитие математической модели исследуемой системы, наиболее точно отражающей реальные процессы, происходящие в исходной механической системе автоматического стана.

В настоящей работе в качестве объекта исследования в комплексе рассмотрены развитые динамическая и математическая модели «гильза – рабочая клетка» автоматического стана. Полученные результаты отличаются от известных [1–4] комплексным подходом к исследованию нестационарных динамических процессов с последующим учетом переменной во времени технологической нагрузки прокатываемой гильзы действующей со стороны очага деформации стана (рис. 1 в). Исследование развитой динамической модели «трубная заготовка – рабочая клетка» позволит проанализировать динамическое состояние элементов рабочей клетки системы в течение всего процесса прокатки предварительно прошитой гильзы и, на основании вышеизложенного, решить задачу по модернизации оборудования стана.

Для исследования взаимодействия гильзы с валками рабочей клетки, оправкой и стержневой системой автоматического стана переходим к составлению математических разветвленных моделей рассматриваемых систем. Далее переходим к составлению математической модели каждой из подсистем обобщенной динамической модели частей рабочей клетки автоматического стана ТПА на базе разветвленных схем стана. В силу того, что частоты масс системы сопоставимы сложную систему рабочей клетки стана в первом приближении можно представить в виде двух упрощенных моделей.

Модели исходной механической системы автоматического стана представляем в виде математических моделей двух взаимосвязанных подсистем: (дифференциальных уравнений), описывающих поведение модели элементов нижней ветви рабочей клетки. Анализ литературных источников по определению давления металла на валки автоматического стана и исследования технологических нагрузок показали, что данные параметры для процесса прокатки труб зависят в основном от диаметров гильзы и степени ее деформации. При варьировании параметрами гильзы (диаметром, толщиной стенки и скоростью подачи гильзы в очаг деформации) можно построить зависимость изменения усилия от времени переходного процесса прокатки гильзы.

Для сопоставления теоретических результатов и получения определенных представлений о характере формирования динамических нагрузок приведем некоторые результаты экспериментальных исследований автоматического стана ТПА 350. Энергосиловые параметры автоматического стана ТПА 350 заимствованы из [5]. Характерно, что в результате захвата гильзы валками усилие прокатки кратковременно возрастает с большим размахом и в дальнейшем уменьшается до номинальных величин и изменяется с определенной амплитудой. Параметры приведенных жесткостей и масс узлов рабочей клетки автоматического стана ТПА 350 определены из соответствующих картин деформаций базовых компоновок при нагружении

механической системы силой прокатки гильзы. Исследования деформированного состояния элементов автоматического стана ТПА выполнены с применением программной продукции в **Solid Works** в соответствующем масштабе согласно существующей и разработанной проектно-технической документации. При этом на элементы станин были наложены соответственные ограничения, максимально близкие к реальным условиям их эксплуатации ТПА 350 и приложена принятая технологическая нагрузка в размере 0,75 МН. Принимаем во внимание квазилинейный характер нарастания технологической нагрузки со стороны очага деформации. В этом случае сила давления металла при захвате гильзы валками имеет вид:

$$P(\tau) = \begin{cases} P \frac{\tau}{t_0}; & 0 \leq \tau < t_0; \\ P; & \tau \geq t_0, \end{cases} \quad (1)$$

где t_0 – время переходного процесса при прокатке гильзы на стане. Поставленную задачу представляем в базовой постановке задач динамики механической системы с учетом определенных начальных условий. Дифференциальные уравнения движения элементов для выбранных подсистем динамической модели рабочей клетки автоматстана запишем в виде:

$$\begin{cases} M_1 \frac{d^2 y_1(t)}{dt^2} + C_1 y_1(t) = P(\tau); \\ M_2 \frac{d^2 y_2(t)}{dt^2} + C_2 y_2(t) = P(\tau), \end{cases} \quad (2)$$

где $M_1 = m_1 + m_2$, $M_2 = m_3 + m_4 + m_5 + m_6$ – приведенные массы соответствующих частей системы (валков с подшипниками и подушками, уравнивающих устройств и других элементов рабочей клетки); $y_1(t)$, $y_2(t)$ – перемещения (упругие деформации) элементов соответствующих частей рабочей клетки; C_1 ; C_2 – приведенные жесткости узлов клетки; $P(\tau)$ – линейно возрастающая технологическая нагрузка, действующая со стороны очага деформации.

Отметим, что механическая система к началу процесса прокатки находится в покое (колебательный процесс отсутствовал) и рабочие валки ненагружены нагрузками, то согласно [4], решение системы уравнений можно записать в таком виде:

$$\begin{cases} y_1(t) = \frac{1}{M_1 k_1} \int_0^t P(\tau) \sin[k_1(t - \tau)] d\tau; \\ y_2(t) = \frac{1}{M_2 k_2} \int_0^t P(\tau) \sin[k_2(t - \tau)] d\tau; \end{cases} \quad (3)$$

где τ – переменная задачи, изменяющаяся от 0 до времени прокатки трубы t , по которой производится интегрирование; k_1 ; k_2 – собственные частоты свободных колебаний соответствующих частей рабочей клетки в вертикальной плоскости. Используя условия нарастания технологической нагрузки $P(\tau)$ со стороны очага деформации (1) для двух периодов захвата гильзы рабочими валками, решение системы дифференциальных уравнений (2) с учетом (3) окончательно находим в виде:

$$\begin{cases} y_1(t) = \frac{P}{M_1 k_1^2} - \frac{P}{M_1 k_1^2} \frac{\sin(k_1 t_0)}{k_1 t_0} \cos(k_1 t) + \\ + \frac{P}{M_1 k_1^2} \left[\frac{1 - \cos(k_1 t_0)}{k_1 t_0} \right] \sin(k_1 t); \\ y_2(t) = \frac{P}{M_2 k_2^2} - \frac{P}{M_2 k_2^2} \frac{\sin(k_2 t_0)}{k_2 t_0} \cos(k_2 t) + \\ + \frac{P}{M_2 k_2^2} \left[\frac{1 - \cos(k_2 t_0)}{k_2 t_0} \right] \sin(k_2 t). \end{cases} \quad (4)$$

После соответствующих преобразований систему уравнений (4) представляем через фундаментальные гармонические функции:

$$\begin{cases} y_1(t) = y_{cm1} + y_{cm1} \frac{\sin(\pi\lambda_1)}{\pi\lambda_1} \sin(k_1 t + \gamma_1); \\ y_2(t) = y_{cm2} + y_{cm2} \frac{\sin(\pi\lambda_2)}{\pi\lambda_2} \sin(k_2 t + \gamma_2), \end{cases} \quad (5)$$

Здесь $y_{cm1} = \frac{P}{M_1 k_1^2}$, $y_{cm2} = \frac{P}{M_2 k_2^2}$ – статические деформации соответственно верхней и нижней

ветвей рабочей клетки стана; $k_1^2 = \frac{C_1}{M_1}$; $k_2^2 = \frac{C_2}{M_2}$ – квадраты частот собственных колебаний подсистем

рабочей клетки; $T_1 = \frac{2\pi}{k_1}$; $T_2 = \frac{2\pi}{k_2}$ – периоды свободных колебаний подсистем клетки; $\lambda_1 = \frac{t_0}{T_1}$; $\lambda_2 = \frac{t_0}{T_2}$ –

функции нарастания технологической нагрузки для частей рабочей клетки стана (отношение времени нарастания нагрузки к периоду собственных колебаний системы);

$\gamma_1 = -\arctg \left[\frac{\sin(2\pi\lambda_1)}{1 - \cos(2\pi\lambda_1)} \right]$; $\gamma_2 = -\arctg \left[\frac{\sin(2\pi\lambda_2)}{1 - \cos(2\pi\lambda_2)} \right]$ – начальные фазы колебаний частей рабочей

клетки стана.

Переходим к анализу и синтезу динамических процессов в периоды захвата гильзы рабочими валками на примере расчета динамики рабочей клетки автоматического стана ТПА 350. Решение задачи реализуем при следующих исходных данных: (**черновая труба диаметром 273×6,5 мм, материал – сталь 1Г2С**) $M_1 = 13150$ кг; $M_2 = 37420$ кг; $C_1 = 4,113 \cdot 10^9$ Н/м; $C_2 = 2,62 \cdot 10^9$ Н/м; $t_0 = 0,013$ с; $P = 750000$ Н. Результаты численных расчетов автоматического стана ТПА 350 представлены на рис. 2.

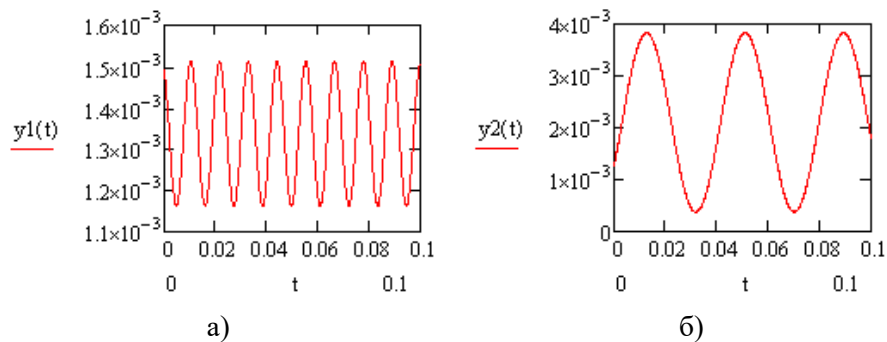


Рис. 2. Нестационарная динамика элементов компоновки рабочей клетки автоматического стана ТПА 350 (труба диаметром 273×6,5 мм, материал – сталь 1Г2С): $y_1(t)$ – перемещения нижнего валка с подушками и подшипниками а); $y_2(t)$ – перемещения верхнего валка с подушками, подшипниками, нажимными винтами и уравнивающим устройством б)

Характерно, что минимальная продолжительность при одновременном захвате гильзы обеими рабочими валками клетки стана, скорости прокатки 3,4 м/с и длине дуги захвата 52 мм составляет 0,013 сек. Тогда значения функции нарастания нагрузки $\lambda_1 = 1,15$ и $\lambda_2 = 0,34$ соответствуют периодам собственных колебаний системы $T_1 = 0,011$ с и $T_2 = 0,038$ с. Исходя из зависимости коэффициента динамичности механических систем стана от функции нарастания технологической нагрузки [4] следует, что деформации частей рабочей клетки в период нарастания технологической нагрузки (захвата гильзы) максимально могут быть равны удвоенному значению статической деформации системы.

Из вышеизложенного следует, что при деформациях соответствующих частей (стоек) рабочей клетки стана расстояние между рабочими валками изменяется по гармоническому закону, в результате искажается

форма калибра и изменяется величина обжатия гильзы, как по диаметру, так и по стенке. Это в свою очередь приводит к формированию энергосиловых параметров очага деформации (силы и момента прокатки) и изменению упругой деформации рабочей (пружины) клетки в целом.

Исследования [5, 6] показывают, между колебаниями толщины стенки гильзы и колебаниями элементов рабочей клетки сложной динамической системы автоматического стана ТПА в вертикальной плоскости существует вполне определенная взаимосвязь. Результаты толщинометрии гильз диаметром **273×6,5 мм, материал – сталь 1Г2С** после прокатки черновых труб на автоматическом стане ТПА 350, показывает, что характер колебаний толщины стенки и колебаний валковой установки рабочей клетки имеют идентичную форму.

Разработанная математическая модель переходных процессов рабочей клетки показывает хорошую сходимость с экспериментальными исследованиями автоматического стана ТПА 350, что подтверждает адекватность и достоверность полученных результатов. Анализ динамических процессов рабочей клетки автоматического стана (колебания рабочих валков) в конечном итоге следует принимать во внимание при прогнозировании показателей геометрии готовых труб и реализации требуемых технологических процессов.

Опыт эксплуатации ряда станов продольной прокатки [4] показывает, что наиболее эффективные результаты можно получить при повышении жесткости опорных узлов автоматического стана, путем снабжения конструкции рабочей клетки механизмом предварительного напряжения. При этом за счет создания определенных условий эксплуатации рабочей клетки в периоды переходных процессов (захвата) прокатки гильзы достигается формирование устойчивых процессов и стабилизация динамики всей многомассовой механической системы.

Выводы. Представлено обоснование расчетной схемы механической системы рабочей клетки автоматического стана ТПА. Разработаны математические модели динамики системы «гильза (труба) – рабочая клетка» в рамках принятых расчетных схем. Учтено влияние изменения во времени технологической нагрузки прокатываемой трубы и параметры упругости узлов рабочей клетки автоматического стана ТПА.

Приведены результаты решения дифференциальных уравнений колебаний для выбранных моделей упругих разветвленных подсистем рабочей клетки. Полученные результаты позволили в комплексе оценить амплитудно – частотные характеристики ветвей рабочей клетки стана с учетом переменности во времени функции нарастания технологической нагрузки прокатываемой гильзы. Выявлено, что максимальная амплитуда вынужденных колебаний в межвалковом зазоре рабочей клетки достигает 2,34 мм, что превышает допустимые величины настроечных параметров очага деформации автоматического стана ТПА 350. На этапе назначения технологических процессов прокатки гильзы, путем комплексного математического моделирования динамики рабочей клетки автоматического стана ТПА 350 в периоды переходных процессов установлены рациональные режимы прокатки гильз с учетом прогнозируемых показателей качества выпускаемых труб и величины допустимого уровня виброактивности механической системы. Расчеты показывают, что, например, при прокатке черновых труб диаметром **273×6,5 мм, материал – сталь 1Г2С**, устойчивый процесс на автоматическом стане ТПА 350 реализуем при скорости прокатки гильзы не более 3,2 м/с.

Литература

1. Данченко В.Н. Технология трубного производства. Учебник для вузов. /В.Н. Данченко, А.П. Коликов, Б.А. Романцев, С.В. Самусев // – М.: Интермет - Инжиниринг, 2002. – 640 с.
2. Соловейчик П.М. Трубопрокатные агрегаты с автомат – станом. М.: Металлургия, 1967. – 160 с.
3. Кожевников С.Н., Динамика нестационарных процессов в машинах. – Киев: Наукова думка, 1986. – 288 с.
4. Иванченко Ф.К и др. Динамика и прочность металлургического оборудования. – М.: Металлургия, 1970. – 488 с.
5. Рахманов С.Р. Экспериментальное исследование виброактивности станов трубопрокатного агрегата /С.Р. Рахманов, В.Л. Тополов// – Вибрация в технике и технологиях, № 2 (62), 2011. С. 91 – 96.
6. Рахманов С.Р. Динамика рабочей клетки автоматического стана трубопрокатного агрегата. /С.Р. Рахманов, Н.В. Любин// Вибрация в технике и технологиях, 2016, №1(81). – С. 105 – 112

МОНІТОРИНГ ПРОБЛЕМАТИКИ ДОСЛІДЖЕНЬ РЕЖИМІВ І ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ УЩІЛЬНЕННЯ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ

MONITORING PROBLEMS OF RESEARCHES OF MODES AND PARAMETERS OF THE WORKING PROCESS OF BUILDING MIXTURES

Свідерський А.Т., Ручинський М.М., Кузьмінець М.П., Орищенко С.В.

Київський національний університет будівництва і архітектури

Investigations of vibration compaction of soils allow taking into account the influence on the process of compaction of various factors and highlight the basic parameters of vibrational influence, which determine the mode of oscillation and find criteria that include the parameters of vibration and characterize the specific consumption of power n and the value of pulses.

На сьогодні основний обсяг робіт з ущільнення (до 80-85%) виконується різного роду катками, решта робіт – машинами, що утрамбовують будівельні суміші, та віброплитами.

Разом з тим правильний вибір ущільнюючих засобів стосовно умов роботи і визначає їх рентабельність.

В даний час результати ущільнення будівельних сумішей оцінюють величиною одержуваної об'ємної ваги скелета ґрунту, проте у ряді досліджень було встановлено, що показники міцності пов'язані зі способом ущільнення, в процесі якого можуть утворюватися різні поліагрегатні і моно агрегатні структури.

При ударному впливі у середовищі виникають напруження вище, ніж при статичному ущільненні, і утворюють між частинками міцніші зв'язки.

Зі збільшенням вологості можливості для перерозподілу тиску між скелетом ґрунту і вільною водою зростають, і переваги коротких імпульсів при ударному ущільненні втрачаються. Отже, спосіб ущільнення впливає на міцність середовища, що ущільнюється, і це варто враховувати при виборі ущільнюючих машин.

Дослідження багатьох авторів показали, що застосування комбінованого ущільнення (суміщення дії вібраційних і ударних навантажень), дає можливість отримання підвищених значень незворотніх деформацій ущільнення.

Одним із шляхів зниження структурного опору при цьому є застосування попередньої вібраційної обробки ґрунтів і інших матеріалів, так як, згідно з дослідженнями вібраційний вплив сприяє значному зниженню значення кута внутрішнього тертя j і тим більшою мірою, чим вище інтенсивність (прискорення) віброколивальних.

Таким чином, вібрація, будучи допоміжним компонентом при комбінованому ущільненні, створює передумови для отримання підвищеної щільності будівельних матеріалів через зменшення опору подальшого впливу повторюваного навантаження.

Залежно від ступеня ущільнення, які наведені в експериментальних дослідженнях багатьох авторів, впливає, що збільшення щільності до $1,03d_{max}$, тобто на 5% понад нормативного значення, викликає зростання показників міцності в середньому на 40%, а морозостійкість зростає в 1,5-2,0 рази.

Незважаючи на все більше поширення вібраційних машин в нашій країні і за кордоном, в даний час немає методики розрахунку, що дозволяє визначити оптимальні параметри вібраційного впливу при ущільненні будівельних сумішей. Наведені в різних роботах рекомендації носять емпіричний характер, а частина параметрів віброущільнювача зазвичай не враховуються. Дослідження вібраційного ущільнення ґрунтів дозволяють врахувати вплив на процес ущільнення різних факторів і виділити основні параметри вібраційного впливу, що визначають режим коливальних: співвідношення збуджуючої сили і ваги віброущільнювача статичний тиск, частота коливальних.

Аналіз величин, що визначають енергетичні витрати на процес ущільнення і використання основних законів механіки дозволили знайти критерії, що включають параметри вібрації і характеризують питомі витрати потужності n і величини імпульсів i , віднесені до одиниці площі контакту з ґрунтом S .

Виділяючи загальні витрати потужності n_0 на коливальний рух віброущільнювача n_v і матеріалу n_m , можна визначити к.к.д. різних режимів ущільнення і вибрати раціональний.

Отримані залежності можуть бути інтерпретовані криволінійною поверхнею гіперболічного виду, побудованої в тривимірних координатах проаналізованих.

Один і той же поверхневий віброущільнювач в залежності від співвідношення основних параметрів може працювати як в режимах вібрації, так і вібротрамбування, а багатомасні і в віброударному режимі. Загалом до режиму вібротрамбування можна перейти шляхом збільшення співвідношення $\frac{P}{Q}$, зменшення

статичного тиску q і частоти коливань w , а також збільшення в'язкості і пластичної міцності матеріалу. Такий перехід супроводжується різким зниженням значень щільності Z , внаслідок зменшення часу контакту віброущільнювача з матеріалом. Розмежовуючи загальні витрати потужності n_0 на коливальний рух віброущільнювача n_v і матеріалу n_m , можна визначити к.к.д. різних режимів ущільнення і отримати алгоритм для визначення питомого імпульсу. Його аналіз показує, що за умови n -const і m -const збільшення частоти коливань w викликає зменшення питомого імпульсу, а отже, і інтенсивності вібраційного впливу. Зі зменшенням w відбувається перехід від гармонійного режиму коливань до вібротрамбування, при якому можливе існування області оптимальних частот коливань, діапазон якої залежить від параметрів віброущільнювача і властивостей матеріалу. При цьому амплітудно-частотні характеристики віброущільнювачів повинні максимально використати переваги як конкретно заданого приводу, так і вібробудувача.

УДК 629.1

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ ВІБРАЦІЙНИХ ЕФЕКТІВ В СИПКИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМАХ ХАРЧОВИХ І ПЕРЕРОБНИХ ВИРОБНИЦТВ

PROSPECTS OF APPLICATION OF THE VIBRATIONAL EFFECT IN THE BULK TECHNOLOGICAL SYSTEM OF FOOD AND PROCESSING MANUFACTURES

Олег Цуркан, Юрій Полєвода, Юлія Михальова
Вінницький національний аграрний університет

In the thesis, mixing processes and key characteristics are presented. Also, factors that influence the process of vibrational mixing are determined. Prospects for determining the effectiveness of the application of the vibration field. The formation of the mixture is described.

За останні роки вібраційні технології набули більш широкого використання в різних галузях господарства України. Їх застосування дало змогу докорінно вдосконалити традиційні та розробити нові технологічні процеси і засоби для їх реалізації. Тому у більшості існуючих технологій може використовуватись вібротехніка, так як вібраційні машини значно ефективніші від звичайних, споживають менше енергії [1, 2].

Процес змішування компонентів з різними фізико-механічними властивостями реалізується переважно за рахунок створення зсувних деформацій у всій масі продукту за допомогою лопатей, шнеків, які обертаються, або інших робочих органів. Водночас, для забезпечення рівномірного розподілу компонентів часткам дисперсної маси необхідно надати такі траєкторії, які забезпечували б найбільшу вірогідність їх перетину. Але переміщенню цих часток в об'ємі суміші протидіють сили інерції та сили сухого внутрішнього тертя (тертя часток одна об одну) і сили сухого зовнішнього тертя (тертя часток матеріалу об контейнер, лопаті чи інші робочі органи змішувача) які, як правило, на порядок нижчі від сил

сухого внутрішнього тертя. Крім того, при змішуванні необхідно долати сили тяжіння, які намагаються опустити частки матеріалу донизу, що призводить до їх розшарування. Перемішування відбувається практично в будь-якому процесі, де використовується вібрація, але якісне перемішування здійснюється тільки в спеціальних пристроях з цілеспрямованою вібрацією.

У процесі приготування сумішей умовно виділяють наступні елементарні стадії змішування: переміщення групи сусідніх частинок (конвективне змішування), поступовий розподіл часток різного типу через що утворюються кордон їх розділу (процеси дифузійного змішування), а також негативний процес сегрегації.

При конвективному перемішуванні відбувається переміщення частинки з однієї точки в іншу шляхом ковзання шарів. При дифузійному перемішуванні відбувається розподіл часток різних компонентів крізь новоутворені кордони. При сегрегації спостерігається скупчення частинок зі схожими розмірами, масою та іншими фізико-механічними властивостями в різних місцях змішувача, яке призводить до поділу суміші на компоненти або фракції.

Перші два процеси сприяють рівномірності розподілу, а останній – перешкоджає. Якщо розглядати процес змішування в часі, то можна виділити три періоди: в першому періоді переважає конвективне змішування, у другому – дифузійне, а в третьому – сегрегація. Графічно це показано на рисунку 1 [3].

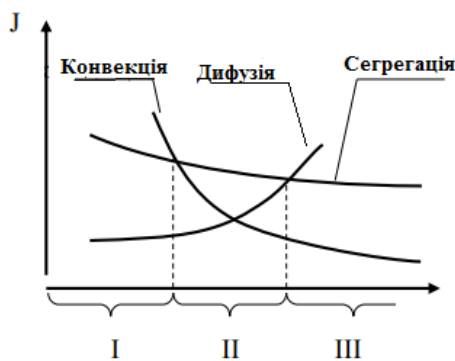


Рис. 1. Процеси перемішування, де J – інтенсивність перемішування

За конструктивними особливостями і способами перемішування віброзмішувачі можна розділити на три основні групи [4, 5], в яких: 1) змішування відбувається тільки за рахунок самоциркуляції суміші, що виникає в результаті коливань корпусу і окремих елементів (каркасів); 2) примусове змішування, що є поєднанням дії вібрації на суміш через корпус, лопатевий вал або вбудований елемент конструкції; 3) вільне змішування суміші, що відбувається одночасно з дією вібрації через корпус або вбудований елемент конструкції.

Цих проблем можна було б уникнути при обґрунтованому виборі належного змішувального обладнання, на стадіях проектування, виходячи з основних факторів, що впливають на ефективність процесу вібраційного змішування, які детально показані на рис. 2.



Рис. 2. Фактори, що впливають на ефективність процесу перемішування

Однак для більш повного уявлення існуючої картини вібраційного змішування необхідно дотримуватися вже сформованих загальних підходів, на підставі яких можна вибудувати найбільш раціональну класифікацію змішувачів по одному з наступних ключових ознак: 1) за способом їх установки (пересувні, стаціонарні); 2) за механізмом процесу змішування (дифузійного змішування, конвективного змішування, конвективно-дифузійного змішування); 3) за способом впливу на суміш (гравітаційні, примусові); 4) за способом розвантаження (з ручним розвантаженням, з механізованою розвантаженням);

Кожна з цих ознак може бути використана для побудови класифікації вібраційних змішувачів. В якості основної ознаки може бути прийнята та, яка для даних конкретних умов експлуатації, розрахунку, моделювання, конструювання є найбільш важливою.

Література

1. Бабичев А.П. Основы вибрационной технологии / А.П. Бабичев, И.П. Бабичев – Ростов-на-Дону: Издательский центр ДГТУ, 1999. – 620 с.
2. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти томах / Ред совет: В.Н. Челомей (пред.) и др. – М.: Машиностроение, 1981. – Т.4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э. Лавендела, 1981. – 509 с.
3. Иванец, В.Н. Процессы и аппараты пищевых производств: конспект лекций / В.Н. Иванец, И.А. Бакин. – Кемерово, КемТИПП, 2000. – 129 с
4. Ефремов И.М. Новые роторные смесители с различными системами вибровозбуждения / И.М. Ефремов, Д.В. Лобанов // Строительные и дорожные машины. – 2008. – № 9. – С. 7–9.
5. Ефремов И.М. Вибрационные методы перемешивания бетонных смесей в аспекте патентно-информационного анализа / И.М. Ефремов, Д.В. Лобанов, К.Н. Фигура // Механизация строительства. – 2011. – № 4. – С. 6–10.

УДК 531.42/531.211/534.13

СТАТИКА ВЗАЄМОДІЇ АБСОЛЮТНО ТВЕРДИХ ТІЛ ІЗ СИПКИМ СЕРЕДОВИЩЕМ

STATICS OF INTERACTION OF SOLID CONCRETIONS WITH GRANULAR MEDIUM

Олена Солоня, Володимир Ковбаса

Вінницький національний аграрний університет

The article presents an analysis of the formalization of the statics and dynamics of a granular discrete medium, as well as solid concretions in it. Based on the analysis, a formalization of the granular medium in the form of a viscous plastic model of the Bingham solid has been proposed.

У багатьох прикладних задачах використовуються процеси, пов'язані із взаємодією абсолютно твердих тіл з сипучими дискретними середовищами. Такі процеси розглядаються при зануренні або спливанні твердих тіл в ґрунтах, процесах просівання сипучих матеріалів, подрібнення (помелу) сипучих середовищ в різних вібро- або барабанних млинах, процесах поверхневої обробки деталей (абсолютно твердих тіл) в сипучому середовищі (абразиву) та інших.

Для обґрунтування параметрів і режимів руху сипучого середовища, які забезпечують виникнення тих чи інших ефектів, необхідно розглянути два послідовних і взаємопов'язаних завдання.

Перше завдання полягає у визначенні статичних умов, що забезпечують можливі переміщення абсолютно твердих тіл в сипучому середовищі в залежності від механічних властивостей і параметрів тіл та сипучого середовища. Це завдання є невід'ємною частиною подальшої динамічної задачі, оскільки визначає умови рівноваги, які є крайовими при подальшому вирішенні задачі динаміки.

Друге завдання (динамічне) полягає у визначенні можливих переміщень тіл в сипучому середовищі за умови додання сипучому середовищу тих чи інших видів переміщень.

Для вирішення поставлених завдань слід ввести допущення і спрощення, які дозволять формалізувати процес взаємодії:

1) всі дослідження проводяться в Ейлеровій постановці з використанням декартової системи координат, як найбільш зручної для подальшого чисельного рішення отриманих рівнянь;

2) середовище, в якому розташовуються тіла, формалізується як класичне сипуче дискретне середовище, частинки якого, як мінімум, на порядок менше розмірів зони, в якій розглядаються деформації і напруги; при цьому напруги на кордонах контакту частинок не перевищують граничних значень, які призводять до руйнування частинок;

3) тіла є абсолютно твердими недеформованими, певної щільності і геометричних розмірів, при цьому геометричні форми тіл можуть описуватися досить простими рівняннями;

4) передбачається, що кут зовнішнього тертя сипучого середовища до поверхні тіл залишається постійним;

5) щільність сипучого середовища і модуль його динамічної в'язкості є функціями координат і часу;

6) стінки контейнера є абсолютно твердими, не деформуються, а кут зовнішнього тертя тіл і сипучого середовища є величиною постійною.

Основоположні рівняння динаміки і статички сипучого середовища можуть бути представлені такими групами рівнянь.

Перша група рівнянь. Рівняння динаміки руху середовища (на основі рівнянь динаміки суцільного середовища):

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = X; \quad \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + \rho \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = Y; \\ \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = Z, \end{aligned} \quad (1)$$

де u, v, w – компоненти переміщень елементів середовища m/c ;

ρ – щільність середовища, kg/m^3 ;

X, Y, Z – масові (об'ємні сили), H/m^3 .

Друга група рівнянь. Рівняння рівноваги на поверхні:

$$\sigma_x l + \tau_{xy} m + \tau_{xz} n = \bar{X}; \quad \sigma_y m + \tau_{yz} n + \tau_{xy} l = \bar{Y}; \quad \sigma_z n + \tau_{xz} l + \tau_{yz} m = \bar{Z}, \quad (2)$$

де l, m, n – направляючі косинуси зовнішньої нормальної поверхні, яка обмежує середовище, тобто контактна поверхня середовище-стінка, середовище-тіло, $\bar{X}, \bar{Y}, \bar{Z}$ – компоненти проекцій розподілених по поверхні контакту сил на відповідні осі координат, Pa .

Третя група рівнянь. Геометричні рівняння, без урахування складових другого порядку малості (квадрати перших похідних і другі похідні), (рівняння Коші):

$$\begin{aligned} \epsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}; \quad \epsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}; \quad \epsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z}; \\ \gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}; \quad \gamma_{xz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}; \quad \gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}. \quad \dot{\epsilon}_x = \frac{\partial \dot{u}}{\partial x}; \quad \dot{\epsilon}_y = \frac{\partial \dot{v}}{\partial y}; \quad \dot{\epsilon}_z = \frac{\partial \dot{w}}{\partial z}; \\ \dot{\gamma}_{xy} = \frac{\partial \dot{u}}{\partial y} + \frac{\partial \dot{v}}{\partial x}; \quad \dot{\gamma}_{yz} = \frac{\partial \dot{v}}{\partial z} + \frac{\partial \dot{w}}{\partial y}; \quad \dot{\gamma}_{xz} = \frac{\partial \dot{w}}{\partial x} + \frac{\partial \dot{u}}{\partial z}. \end{aligned} \quad (3)$$

де $\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z, \dot{\epsilon}_x, \dot{\epsilon}_y, \dot{\epsilon}_z$ – компоненти відносних нормальних деформацій і їх швидкостей, відповідно, $\gamma_{xy}, \gamma_{xz}, \gamma_{yz}, \dot{\gamma}_{xy}, \dot{\gamma}_{xz}, \dot{\gamma}_{yz}$ – компоненти відносних зсувних деформацій і їх швидкостей, відповідно, $\dot{u}, \dot{v}, \dot{w}$ – компоненти швидкостей середовища.

Четверта група рівнянь. Рівняння спільності деформацій:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \dot{\gamma}_{xy}}{\partial x \partial y} &= \frac{\partial^2 \dot{\varepsilon}_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \dot{\varepsilon}_y}{\partial x^2}; & \frac{\partial^2 \dot{\gamma}_{yz}}{\partial y \partial z} &= \frac{\partial^2 \dot{\varepsilon}_y}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \dot{\varepsilon}_x}{\partial y^2}; & \frac{\partial^2 \dot{\gamma}_{zx}}{\partial z \partial x} &= \frac{\partial^2 \dot{\varepsilon}_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \dot{\varepsilon}_x}{\partial z^2}; \\ 2 \frac{\partial^2 \dot{\varepsilon}_x}{\partial y \partial z} &= \frac{\partial}{\partial x} \left(-\frac{\partial \dot{\gamma}_{yz}}{\partial x} + \frac{\partial \dot{\gamma}_{zx}}{\partial y} + \frac{\partial \dot{\gamma}_{xy}}{\partial z} \right); & 2 \frac{\partial^2 \dot{\varepsilon}_y}{\partial z \partial x} &= \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial \dot{\gamma}_{yz}}{\partial x} - \frac{\partial \dot{\gamma}_{zx}}{\partial y} + \frac{\partial \dot{\gamma}_{xy}}{\partial z} \right); \\ & & 2 \frac{\partial^2 \dot{\varepsilon}_z}{\partial y \partial x} &= \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial \dot{\gamma}_{yz}}{\partial x} - \frac{\partial \dot{\gamma}_{zx}}{\partial y} + \frac{\partial \dot{\gamma}_{xy}}{\partial z} \right), \end{aligned} \quad (4)$$

П'ята група рівнянь. Рівняння нерозривності середовища:

$$\frac{d\rho(x, y, z, t)}{dt} + \left(\frac{\partial(\dot{u}\rho(x, y, z, t))}{\partial x} + \frac{\partial(\dot{v}\rho(x, y, z, t))}{\partial y} + \frac{\partial(\dot{w}\rho(x, y, z, t))}{\partial z} \right) = 0. \quad (1.5)$$

До цих рівнянь необхідно додати фізичні рівняння, які визначають зв'язок компонент деформацій або їх швидкостей з компонентами напружень з урахуванням модулів, що характеризують деформативні властивості середовища. Для рухливого сипучого середовища такими рівняннями можуть бути рівняння тіла Бінгама, яке має властивості сухого тертя і початкову напругу зсуву до початку руху, тобто до моменту, коли $(\varepsilon_i, \dot{\varepsilon}_i, \gamma_{ij}, \dot{\gamma}_{ij}) = 0$ і володіє в'язкими властивостями при $(\varepsilon_i, \dot{\varepsilon}_i, \gamma_{ij}, \dot{\gamma}_{ij}) \neq 0$.

УДК 622.625.28

ДИНАМІКА ОДНОВІЗКОВОГО ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВУ НА ПРЯМОЛІНІЙНІЙ ДІЛЯНЦІ КОЛІЇ

DYNAMICS OF A ONE-TROLLEY MINE LOCOMOTIVE ON A STRAIGHT SECTION OF TRUCK

Всеволод Франчук, Кирило Зіборов, Олександр Твердохліб
Національний технічний університет «Дніпровська політехніка»

Using the functional relationship between the kinematic and power parameters of the wheel-rail pair, the dynamic behavior of the mine locomotive was investigated.

Сучасні інформаційні технології надають можливість приймати для досліджень вихідні передумови та розрахункові схеми з урахуванням конструктивних особливостей транспортних систем не тільки для квазістатичних умов, а й виконувати дослідження власних і вимушених коливань системи «транспортний засіб - зовнішнє середовище».

Залежно від режиму роботи тягового приводу (тяги, вибігу, гальмування, боксування, юза), типу і конструкції передавальних механізмів і вихідних ланок якісно змінюються структура математичної моделі даної системи транспортного засобу і характер зв'язку між окремими її підсистемами, вид впливів на них, що в свою чергу викликає розвиток різних за своєю природою динамічних процесів.

Облік ж умов фрикційної взаємодії вихідних ланок транспортних засобів і зовнішнього середовища у взаємозв'язку з поверхневими явищами, які відбуваються на контактуючих елементах, при розробці моделі просторових коливань цих транспортних засобів і дослідження їх динамічних властивостей має важливе значення для вирішення проблеми підвищення тягово-гальмівних характеристик, надійності і безпеки руху, скорочення експлуатаційних витрат і, в цілому, збільшення продуктивності гірничодобувної галузі.

Мета роботи - скласти математичну модель і визначити динаміку одновізкового шахтного локомотиву на прямолінійній ділянці колії.

Для шахтного локомотива (наприклад, 4КР-600), який в якості приводу має індивідуальний електричний двигун з обертовим ротором, а елементи трансмісії і вихідні ланки також здійснюють обертальний рух, розрахункова схема, що дозволяє аналізувати його динамічні властивості, матиме вигляд,

представлений на рис. 1. Тут позначені тільки маси (моменти інерції), лінійні (крутильні) жорсткості в тому числі елементів приводу і трансмісії.

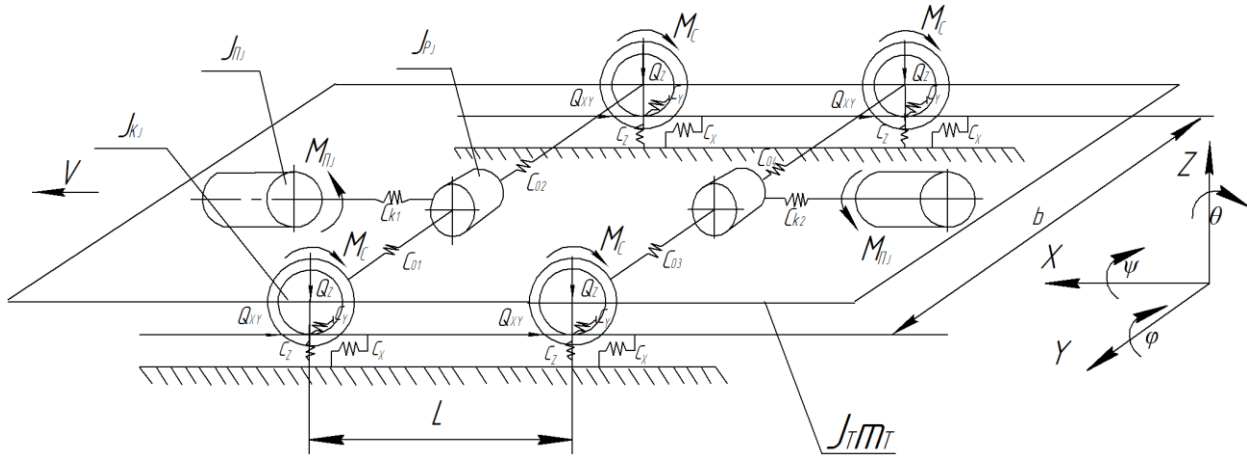


Рис. 1. Розрахункова схема одновізкового шахтного локомотиву з індивідуальним приводом

Дослідження поведінки ланок приводу шахтного локомотива зводиться до проведення різноманітних розрахунків даної багатомасової системи при вихідних і змінених чисельних значеннях її параметрів. Для вирішення даного завдання прийняті числові значення параметрів шахтного локомотива 4КР-600: $m_T = 4 \cdot 10^3$ кг; $V = 4$ м/с; $b = 600$ мм; $L = 900$ мм; $R_i = 270$ мм; $R_r = 300$ мм.

Теоретичною основою досліджень коливань неголономних систем з кінцевим числом ступенів свободи служать рівняння Лагранжа в узагальнених координатах. Щоб скористатися формою рівнянь Лагранжа записуються вирази для визначення кінетичної (по теоремі Кеніга), потенційної (по теоремі Клапейрона) енергії системи і роботи непотенційних сил на можливих переміщеннях.

Відповідно до обраної системи координат механічної системи тягового приводу і ходової частини шахтного локомотива з індивідуальним приводом, яка представлена на рис. 1, після перетворень отримаємо систему диференціальних рівнянь другого порядку.

Рух вихідних ланок транспортних засобів характеризується поєднанням різних співвідношень швидкості руху V_1 і окружної швидкості обертання V_2 . Ці співвідношення можна характеризувати величиною відносного ковзання (прослизання). Сили, що виникають внаслідок проковзування, грають важливу роль при аналізі характеру руху транспортного засобу.

Використовуючи аналітичну модель авторами отримана якісна залежність, яка відображає особливості фрикційного контакту пари колесо–рейка для різних умов експлуатації, де характер взаємодії контактуючої пари істотно відрізняється та виходячи з реальних розмірів плями контакту пари колесо–рейка, можна визначити поздовжню C_{xi} і поперечну C_{yi} жорсткості на плямі контакту для різних умов взаємодії:

$$C_{xi} = \frac{Q}{4\pi a \kappa_m} \mu_0 \alpha \frac{-\kappa_m}{\delta \kappa_m^2 V + \beta \kappa_m + \lambda}; \quad C_{yi} = \frac{Q}{4\pi b \kappa_m} \mu_0 \alpha \frac{-\kappa_m}{\delta \kappa_m^2 V + \beta \kappa_m + \lambda}$$

Для шахтних умов в процесі взаємодії колеса і рейкового шляху кривизна обох дотичних поверхонь R_i та R_r істотно спотворюється внаслідок зносу, і величина деформацій цих поверхонь безперервно змінюється, змінюючи динамічні властивості екіпажу. Нехай радіуси коліс, що знаходяться на одній вісі R_1 та R_2 , причому $R_{k_2} = k_k R_{k_1}$. Якщо відносне ковзання колеса R_1 буде κ , то для колеса R_2 :

$$\kappa_k = 1 - k_k (1 - \kappa).$$

Розглядаючи різні співвідношення ступеня зношеності бандажів коліс колісних пар (до 4 %) і їх розташування за компоновальною схемою шахтного локомотива, можна досліджувати як характер зміни тягового зусилля, так і динамічні складові навантаження, що виникають додатково, при русі на прямолінійній ділянці колії. Так на рис. 2 показані залежності характеру зміни узагальнених обертальних координат Φ_{it} вихідних ланок локомотиву та лінійних - центру ваги рами візка X, Y, Z :

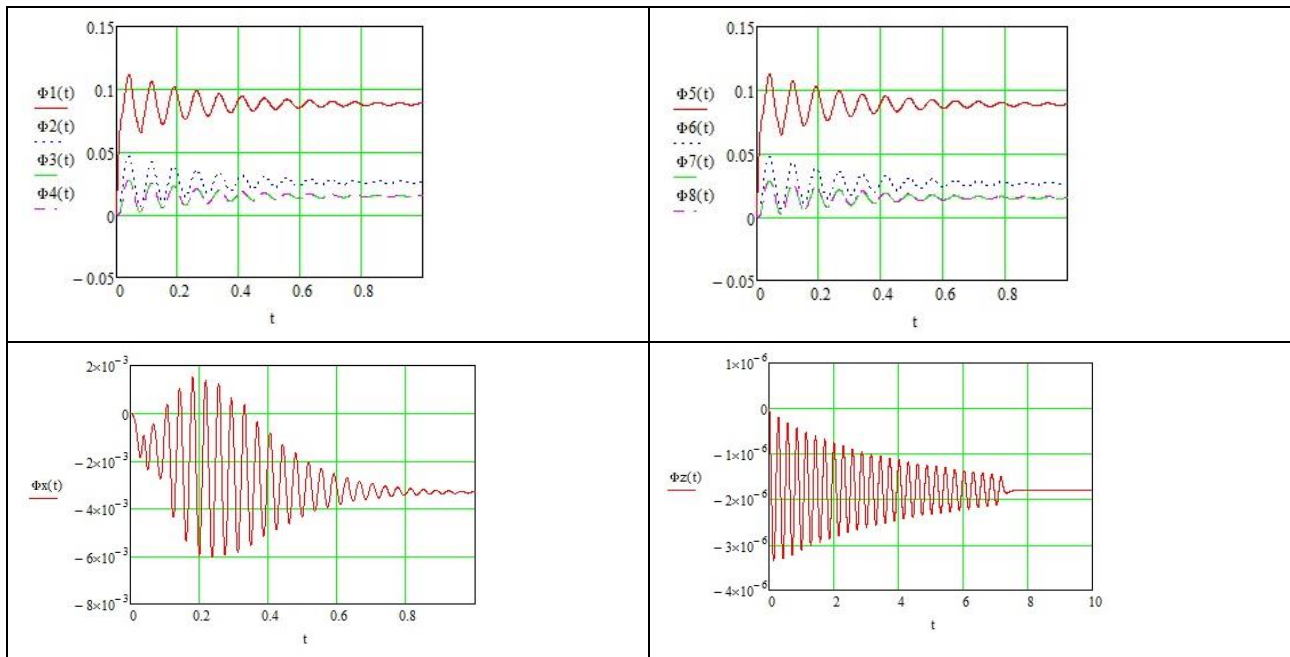


Рис. 2. Розрахункова схема одновізкового шахтного локомотиву з індивідуальним приводом

Таким чином, використовуючи функціональний зв'язок між кінематичними та силовим параметром можна досліджувати динамічну поведінку шахтного локомотива, а також прогнозувати експлуатаційні показники взаємодії системи «транспортний засіб - зовнішнє середовище».

УДК 621.031:664.292

ВСТАНОВЛЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО РІВНЯ ЕНЕРГІЇ ТА ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ УЛЬТРАЗВУКОВОЇ КАВІТАЦІЙНОЇ ОБРОБКИ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СЕРЕДОВИЩ

INSTALLATION OF RATIONAL ENERGY LEVEL AND OPTIMUM PARAMETERS OF ULTRASONIC CALCULATION PROCESSING TECHNOLOGICAL ENVIRONMENT

Ірина Берник

Вінницький національний аграрний університет

The necessity of research and establishment of conditions for the intensification of processes of ultrasonic cavitation processing of technological environments is formulated. The influence of rheological properties of technological environments on the processes of formation, development and slamming of cavitation bubbles has been investigated. The degree of energy dissipation is estimated by estimating the coefficient of extinction of acoustic waves. The established modes and parameters for the perception of the technological environment of the required optimal energy level.

Процес ультразвукової кавітаційної обробки технологічного середовища потребує певну частину енергії акустичного апарату. При цьому рівень енергії та спосіб її введення в технологічне середовище має визначитися із умови мінімальної витрати цієї енергії з максимальним ефектом протікання процесу ультразвукової кавітаційної обробки. Це можна успішно вирішити, якщо достеменно відома процедура й процес узгодженості сприйняття технологічним середовищем необхідного оптимального рівня енергії. Щодо процесу сприйняття технологічним середовищем необхідного оптимального рівня енергії визначені домінуючі стадії процесу. На першій стадії кавітаційного процесу енергія витрачається на утворення і зростання кавітаційних бульбашок. Потім при їх закритті запасена ними енергія повертається назад в

середовище, в основному у вигляді енергії ударних хвиль. Вирішена задача обґрунтованого встановлення тих параметрів, що впливають і є складовими енергії. А такими основними вихідними параметрами є тиск та швидкість, які внаслідок суттєвої зміни реологічних властивостей середовища на стадіях обробки теж змінюються. Тобто середовище на кожній наступній стадії процесу є іншим до попереднього стану обробки.

Досліджено вплив реологічних властивостей технологічних середовищ на процеси утворення, розвиток та захоплення кавітаційних бульбашок. Коефіцієнт в'язкості у виконаних дослідженнях представлений одним із ключових параметром класифікації та мірою ступеня розсіювання тепломеханічної енергії технологічним дисперсним середовищем. Визначення ступеню розсіювання енергії досліджувалося оцінкою числових значень коефіцієнта згасання акустичних хвиль. Аналітичний вираз для визначення коефіцієнта згасання отриманий шляхом рішення хвильового рівняння руху середовища. Він враховує: силу в'язкого опору між сусідніми частинками середовища, які володіють різними швидкостями; втрати, що виникають при всебічному стискуванні середовища; втрати, що обумовлюють вплив теплопровідності. Перша складова розсіювання енергії виникає із впливу внутрішнього тертя, що діє на частинки середовища, в якій розповсюджується акустична хвиля. В основі другої складової розсіювання енергії є релаксаційний процес, який впливає на поглинання хвиль в обмеженій полосі частот. Третя складова розсіювання енергії представляє собою перенесення тепла із області стискування в область розрідження акустичної хвилі.

Виявлено, що зміна швидкості розповсюдження хвиль і різке падіння щільності внаслідок утворення порожнин в середовищі, спонукає до значного зменшення хвильового опору середовища, як вихідного комплексного критерію для обґрунтування раціональних параметрів і режимів кавітаційного апарату.

Отримані аналітичні залежності для визначення енергії, яка передається від кавітаційного апарату до середовища, дали можливість розробити алгоритм встановлення процесу сприйняття технологічним середовищем необхідного оптимального рівня енергії.

УДК 621.

МОДЕЛЮВАННЯ ХВИЛЬОВИХ ПРОЦЕСІВ У ГУСЕНИЧНОМУ РУШІІ НАЗЕМНОГО РОБОТИЗОВАНОГО КОМПЛЕКСУ

WAVE PROCESSES MODELING IN THE CATERPILLAR OF THE GROUND-ROBATED COMPLEX

Сергій Струтинський

Національний технічний університет України «КПІ ім. Ігоря Сікорського»

Ground robotic complexes on a caterpillar chassis are considered. The loads in the caterpillar drive, that have pulsed character were determined. Specific load characteristics are determined. The peculiarities of wave phenomena in the caterpillar drive, which arise under the pulsed loads, are established. The speed of movement of the wave front and the patterns of its attenuation are determined. Proposals for improvement of caterpillar drives are developed.

Наземні роботизовані комплекси використовуються при виконанні операцій в надзвичайних ситуаціях та у військовій справі. Розроблення наземних роботизованих комплексів має важливе значення для національної безпеки та підвищення обороноздатності України.

Наземні роботизовані комплекси включають рухома гусеничну платформу на якій розміщено маніпулятор та спеціальні пристрої.

Наземні роботизовані комплекси мають швидкість переміщення до 20...30 км/год. При цьому швидкість гусениці сягає 20 м/с і в динамічній системі гусеничного рушія виникають значні динамічні навантаження.

Визначення характеристик даних навантажень являє собою актуальну науково-технічну проблему. Її вирішення має важливе значення для підвищення ефективності наземних роботизованих комплексів.

Гусениця рухомої платформи проводиться в дію періодичною взаємодією виступів приводного барабана із отворами в гусениці. Тому в приводі гусениці виникають періодичні імпульсні навантаження. При взаємодії гусениці із нерівним дорожнім покриттям виникають перехідні (ударні) та усталені динамічні навантаження. Разом із зусиллями в приводі гусениці вони формують нестационарні динамічні процеси в гусеничному русії. Особливо суттєвими є хвильові процеси в гусениці, розтягнутій значним зусиллям.

Для дослідження хвильових процесів у гусеничному русії побудована його математична модель як системи з розподіленими параметрами. Вхідні імпульсні навантаження на гусеницю апроксимовано періодичними імпульсами випадкової амплітуди. Визначена спектральна щільність навантажень у вигляді суми лінійчастого та неперервного спектрів. Лінійчастий спектр являє собою нескінченний ряд складений із одиничних імпульсних функцій (дельта-функцій Дирака). Складові ряду наближено описані короткими імпульсами форма яких відповідає кривій Гауса.

Спектр імпульсних навантажень послужив основою для оцінки хвильових явищ в гусеничному русії. Частина гусениці яка взаємодіє з дорожнім покриттям подана у вигляді масивної деформованої нитки яка розтягнена поздовжньою силою і знаходиться на пружній основі.

Визначені поперечні переміщення гусениці як системи з розподіленими параметрами при дії імпульсних навантажень. Розв'язок рівнянь для визначення динамічних переміщень одержано в аналітичному вигляді. Розв'язок включає функції Бесселя першого роду нульового порядку. Визначено хвильові процеси в частині гусениці яка взаємодіє з дорожнім покриттям. Знайдена швидкість переміщення фронту хвилі при імпульсних навантаженнях та параметри затухання інтенсивності хвилі. Встановлено закони поперечних динамічних переміщень окремих перетинів гусениці. Визначено їх частотний склад, амплітудні параметри та закономірності затухання. На основі проведених досліджень розроблені рекомендації по поліпшенню динамічних характеристик гусеничного русія. Вони включають пропозиції по вдосконаленню конструкцій гусениць та приводів їх переміщення. Для суттєвого поліпшення динамічних властивостей гусеничного русія запропоновано використати спеціальні демпфери коливань.

УДК 621.867.5

ВПЛИВ ПОПЕРЕЧНИХ КОЛИВАНЬ ЖОЛОБА НА РУХ РОЗМІЩЕНОГО В НЬОМУ СИПКОГО МАТЕРІАЛУ

THE INFLUENCE OF LATERAL VIBRATIONS OF GUTTER ON BULK MATERIAL PLACED INSIDE

Леонід Серілко, Зоя Сасюк, Дмитро Серілко, Володимир Щурик

Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне

The method of averaging out helped to obtain an approximate problem solution concerning the motion of bulk material in a sloping trough transmitting high-intensity vibrations. The comparison of obtained results with experimental research data is carried out.

При реалізації різноманітних технологічних процесів широко використовуються високочастотні коливання робочих органів, які забезпечують інтенсифікацію цих процесів. В більшості випадків рух сипкого матеріалу по робочих поверхнях зводиться до руху окремої частини (матеріальної точки), що не завжди адекватно відображає закономірності цього руху. Тому отримання простих залежностей для визначення середньої швидкості сипкого матеріалу в кожусі прямокутної форми є актуальною задачею.

Метою роботи є отримання простих залежностей для визначення середньої швидкості руху сипкого матеріалу в прямокутному жолобі, який здійснює поперечні коливання в площині дна жолоба, перпендикулярно до лінії найбільшого нахилу. Будемо вважати, що шар сипкого матеріалу висотою h знаходиться в жолобі прямокутної форми, який розміщений під кутом α до горизонту при цьому $\alpha < \varphi$, де φ – кут тертя ковзання сипкого матеріалу по поверхні жолоба.

Розглянемо поперечні гармонічні коливання жолоба з високою інтенсивністю

$$A\omega^2 \gg g \cdot \sin\alpha,$$

де, A – амплітуда коливань, м; ω – частота коливань, с^{-1} .

При проведенні експериментальних досліджень ($A=0,001$ м, $\omega = 140 \text{ с}^{-1}$) встановлено, що сипкий матеріал не змінює прямокутної форми, тобто за період $T = \frac{2\pi}{\omega} = 0,045$ с частинки матеріалу не встигають обсипатись.

В цьому випадку рух сипкого середовища в жолобі можна розглядати як рух твердого тіла, яке має форму паралелепіпеда.

Диференціальне рівняння руху матеріалу по поверхні жолоба матиме вигляд:

$$m\ddot{x} = mg \sin\alpha - fmg \cos\alpha \cdot \frac{\dot{x}}{\sqrt{\dot{x}^2 + (A\omega \cos\omega t)^2}}. \quad (1)$$

Отримане рівняння не інтегрується в квадратурах і його розв'язок не можна знайти в загальному вигляді, але можливо отримати наближено.

Перейдемо до безрозмірних величин:

$$\tau = \omega t; \xi = \frac{x}{A}.$$

Будемо позначати ξ' похідну від ξ по безрозмірному часу τ :

$$\dot{x} = \frac{d(\dot{x})}{dt} = \frac{d(A\omega\xi') \cdot \omega}{d\tau} = A\omega^2 \frac{d\xi'}{d\tau}.$$

Рівняння (1) в безрозмірній формі матиме вигляд:

$$\frac{d\xi'}{d\tau} = \mu \left(\gamma - \frac{\xi'}{\sqrt{\xi'^2 + \cos^2\tau}} \right), \quad (2)$$

$$\text{де } \mu = \frac{fg \cos\alpha}{A\omega^2}; \gamma = \frac{g \sin\alpha}{f \cos\alpha} = \frac{\tan\alpha}{f}.$$

Величина μ в цьому рівнянні є малим параметром і для його розв'язку можна використати метод усереднення, тобто будемо вважати, що за період коливання середня швидкість буде сталою

$$v = \langle \xi' \rangle = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \xi'(\tau) d\tau. \quad (3)$$

Остаточно будемо мати:

$$\frac{dv}{d\tau} = \mu \left(\gamma - \frac{2v}{\pi} \cdot k(v) \cdot K(k) \right), \quad (4)$$

де $k = k(v) = \frac{1}{v^2+1}$, $\int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{1}{\sqrt{1-k^2 \cos^2\tau}} \cdot d\tau = K(v)$ – повний еліптичний інтеграл першого роду, модуль якого дорівнює k .

За допомогою таблиць для знаходження еліптичних інтегралів можна визначити значення функції $\varphi(v)$:

$$\varphi(v) = \frac{2v}{\pi} \cdot k(v) \cdot K(k). \quad (6)$$

Стационарні значення середньої швидкості v знаходять з рівняння:

$$\frac{2v}{\pi} \cdot k(v) \cdot K(k) = \gamma. \quad (7)$$

В таблиці 1 наведено значення середньої швидкості v руху сипкого матеріалу по поверхні жолоба, який здійснює поперечні коливання, від кута нахилу жолоба α до поверхні та коефіцієнта тертя f .

Таблиця 1.

$\alpha^{\circ} \backslash f$	10	12	14	16	18
0,35	0,318	0,447	0,631	0,94	1,7
0,4	0,257	0,348	0,471	0,642	0,912
0,45	0,212	0,285	0,376	0,491	0,653
0,5	0,168	0,242	0,313	0,4	0,505

Розмірна середня швидкість U визначається з рівняння:

$$U = A\omega v$$

В таблиці 2 наведені результати теоретичних та експериментальних досліджень руху сипкого матеріалу по поверхні жолоба (матеріал – ячмінь, коефіцієнт тертя $f = 0,5$, амплітуда коливань $A=0,001m$, частота коливань $\omega=140 c^{-1}$).

Таблиця 2.

α	10	12	14	16
$U_T, m/c$	0,023	0,034	0,044	0,056
$U_E, m/c$	0,02	0,029	0,035	0,054
$\delta, \%$	15	17,2	12,8	7

Висновки: в результаті проведених досліджень руху сипкого матеріалу в прямокутному жолобі, який здійснює поперечні коливання з високою інтенсивністю отримані залежності середньої швидкості матеріалу від кута нахилу жолоба до горизонту, коефіцієнта тертя ковзання та параметрів коливань.

Ці залежності можна застосовувати в інженерних розрахунках потоків сипкого середовища в конкретних практичних задачах.

УДК 621.7.02

НЕЛІНІЙНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВІБРАЦІЙНОГО СЕПАРАТОРА З ПОСЛІДОВНИМ РОЗМІЩЕННЯМ СИТ

NONLINEAR MATHEMATICAL MODEL OF A VIBRATORY SEPARATOR WITH SEQUENTIAL SIEVES PLACEMENT

Зіновій Стоцько, Володимир Топільницький, Ярослав Кусий, Дарія Ребот

Національний університет «Львівська політехніка»

The mathematical model of a vibratory separator with sequential sieve placement, a double independent, unbalanced drive and a spring suspension is constructed. The model is nonlinear, unified and parametric. The model is intended to study the dynamics of the separator in the process of its designing and further operation, in particular for selection its optimal design parameters and determining the conditions of the established and transitional operating modes.

До однієї з ефективних технологій, яка широко застосовується в різних сферах виробництва, відносимо технологію сепарування, тобто виокремлення, сортування окремих складових елементів зі сумішей різного виду та стану за певними фізико-механічними ознаками. Процес сепарування входить як невід’ємна ланка до загального технологічного процесу виготовлення багатьох виробів, якість сепарування суттєво впливає і на якість кінцевого виробу.

Спектр конструкцій сепараторів є надзвичайно різноманітним. Тому багато уваги приділяється дослідженню принципу їх дії, підвищенню продуктивності, а також створенню нових прототипів сепараторів. Ефективний підхід в проектуванні нового сепаратора полягає в створенні його математичної моделі, її дослідженні та виборі за її допомогою оптимальних параметрів майбутньої розробки. Але такий підхід до розроблення нових конструкцій сепараторів не має широкого практичного застосування. Це можна пояснити тим, що такі дослідження вимагають застосування складного математичного апарату, новітніх математичних методів та обчислювальної техніки. Для адекватного відображення всіх динамічних явищ, які відбуваються в сепаруючій системі, математичні моделі її опису мають бути нелінійними. Лінійність моделей призводить до того, що вони не можуть відобразити в повному обсязі вплив параметрів майбутньої конструкції сепаратора на ефективність її функціонування.

Сепаратори за конструктивними особливостями, зокрема можливістю руху сепаруючої поверхні, розділяють на: сепаратори, в яких сепаруюча поверхня є нерухомою; сепаратори, які мають рухомі сепаруючі елементи. Найбільш продуктивнішими є сепаратори, які мають рухоме сито, причому цих сит може бути кілька. При їх розташуванні одне на одному зі спадаючим до низу розміром комірки, та при забезпеченні їх коливного руху, суміш буде висипатись на найвище сито, яке має найбільшу комірку. Частинки найбільшого розміру залишаться на ньому, а інші, в залежності від розміру комірки та самої частинки суміші, розподіляться на ситах по всій висоті сепаратора. Такий вид сепарування реалізований у вібраційних сепараторах. Їх особливістю є те, що за допомогою приводу, підвіски та розміщення сит можна забезпечити різну амплітуду і форму траєкторії їх руху. Також сито сепаратора може мати обертовий рух. Таке сепарування реалізоване у сепараторах барабанного типу. До складу барабанного сепаратора входять сита конічної або циліндричної форми, які здійснюють обертовий рух відносно своїх осей.

Вібраційні та барабанні сепаратори характеризуються високою продуктивністю та надійністю. Вібраційні сепаратори урухомлюються вібраційною енергією, якою можна керувати, забезпечуючи більший спектр та гнучкість режимів сепарування. Барабанні сепаратори мають велику площу сит, які можуть розміщуватись концентрично та в осьовому напрямку.

Для кращого перемішування і транспортування сумішей речовин, які необхідно відокремити одні від одних (а ці дві умови мають велику вагу при визначенні продуктивності сепаратора), пропонуємо для урухомлення барабанного сепаратора з послідовним розміщенням сит використати вібраційний привід. Тобто синтезувати з двох видів сепараторів новий вид – барабанний вібраційний сепаратор, який матиме переваги двох вихідних видів. Вібраційний сепаратор з послідовним розміщенням сит представлятиме собою складну динамічну систему, адекватний опис якої можна раціонально провести лише шляхом моделювання. Даний вид досліджень проводився авторами для вивчення динаміки машин, які реалізують вібраційне об'ємне оброблення виробів, та інших видів вібраційних сепараторів. Щоб запроєктувати оптимальну конструкцію такого сепаратора, необхідно провести теоретичні дослідження його динаміки для з'ясування того як впливають його параметри на інтенсивність процесу сепарації у ньому сипких сумішей. А власне розробка нелінійної моделі опису руху сепаратора дасть змогу реалізувати цю задачу.

Виходячи з опису роботи сепараторів обертового барабанного типу можна відзначити певну універсальність його округлого сита, проте обертовий рух не може дати достатньої продуктивності сепарації порівняно з вібраційним. Тому встановлюємо на округле сито циліндричної чи конічної форми вібраційний привід. Він сприятиме кращому перемішуванню суміші при сепарації та кращому її контакту та взаємодії зі ситом. Також вібраційний привід зможе забезпечити вібраційне транспортування суміші вздовж сита. А це все підвищить продуктивність процесу сепарування. В такому сепараторі не потрібна робоча камера для монтажу сит. Самі замкнуті сита циліндричної чи конічної форми матимуть достатню жорсткість, щоб бути робочим несучим органом. Кількість сит встановлених в торець одне одному у вібраційному сепараторі з послідовним розміщенням сит може бути довільним. Пружна підвіска сепаратора може бути пружинного, маятникового (ресорного) типу чи на пневмобалонах.

Універсальність та переваги такого сепаратора полягатимуть в тому, що: його сита є незалежними одне від одного та можуть мати різну довжину; розмір і форма комірок сит може бути різною; такий сепаратор можна складати як конструктор – змінюючи кількість сит; відкрита форма сит та відсутність обертання (лише коливний рух) дає змогу робити в них отвори для завантаження сумішей різного виду; відкрита форма сит дозволяє проводити наступне сушіння відсепарованих фракцій суміші або їх миття; велика довжина сепаратора за рахунок набору подовгуватих сит дає змогу використовувати сепаратор ще й як вібраційний транспортер; для покращення процесу транспортування суміші по осі сепаратора можна нескладно реалізувати нахил осі всіх сит (цілої системи сит на певний кут до горизонту); вібраційний дебалансний привід сепаратора є нескладним у конструктивному виконанні, монтажі та обслуговуванні.

Враховуючи вимоги до математичної моделі вібраційного сепаратора з послідовним розміщенням сит щодо її нелінійності, універсальності, адекватності, параметричності та складності, з метою її подальшого прикладного використання для дослідження динаміки сепараторів простішої конструкції, було вибрано для моделювання сепаратор з двома незалежними дебалансними приводами. Кожен з них складається з електродвигуна, регульованого дебалансу та пружної ремінної муфти. Дані дебалансні приводи

розташовані на протилежних торцях системи сит та забезпечують їх складніше збурення, що призводить до урізноманітнення режимів сепарування.

Математичну модель вібраційного сепаратора з послідовним розміщенням сит дебалансним приводом та пружинною підвіскою побудовано із застосуванням законів механіки плоского руху абсолютно твердого тіла, рівняння Лагранжа другого роду, асимптотичних методів нелінійної механіки. Її представлено у вигляді множини аналітичних залежностей законів руху довільних точок робочого органу сепаратора від його геометричних, масово-інерційних та кінематичних параметрів з можливістю широкого діапазону їх зміни. Створена модель сепаратора з послідовним розташуванням сит, вібраційним приводом та пружинною підвіскою дозволяє дослідити величину впливу на амплітуду його коливань ключових параметрів, зокрема параметрів, значення яких можна нескладно варіювати в процесі практичного використання сепаратора. Її доцільно застосовувати при проектуванні сепаратора та для визначення потрібних режимів його експлуатації. Модель може в ходити до складу систем автоматизованого проектування та розрахунку цілої низки вібраційних сепараторів, які різнитимуться кількістю сит, розміщенням та складністю приводу, підвіски, робочого органу тощо.

УДК 621.01

ДИНАМІКА ПРИВОДА ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН З ІНЕРЦІЙНИМ ЗБУДЖЕННЯМ

DRIVE DYNAMICS OF VIBRATION MACHINE WITH INERTIAL EXCITATION

Микола Ярошевич, Іван Забронець, Тетяна Ярошевич

Луцький національний технічний університет

Formulas for assessment the starting deformation amplitudes and moments that occurs in vibration machine's drive coupling are got in an analytical form. It is demonstrated that oscillation amplitudes of elastic coupling at the start moment mostly depend on the remoteness of its own frequency from the current frequency in motor electricity network. Equation of coupling's torsional oscillations close to stationary rotation mode of unbalanced vibration exciter is got.

Метою роботи було дослідження динамічних процесів у вібромашинах з дебалансним збудником з урахуванням пружності його з'єднання з ротором асинхронного електродвигуна. Розглядувана динамічна система являє собою несівне тверде тіло, яке зв'язане з нерухою основою за допомогою пружних та демпфуючих елементів і може здійснювати плоскі коливання. На несівному тілі встановлено дебалансний віброзбудник, який приводиться в обертання від асинхронного двигуна. При цьому, ротори двигуна та збудника з'єднані за допомогою пружної муфти. Зазначимо, що в загальному, ротори можуть бути з'єднані будь-яким пружно-демпфуючим елементом (наприклад, пасовою передачею, карданним валом).

Найбільш інтенсивні коливальні процеси та, відповідно, максимальні динамічні навантаження в приводі вібромашини виникають при її розбігу (вибігу), зокрема, безпосередньо в момент пуску електродвигуна та під час проходження зони резонансних частот машини. Розглянуто ці два періоди руху вібромашини.

Показано, що наявність пружного з'єднання вносить істотні особливості в динаміку приводу вібромашин, які потрібно враховувати при їх проектуванні. Отримано формули, котрі дозволяють оцінити амплітуди пускових деформацій та величину моменту, які виникають в муфті при пуску електродвигуна. Встановлено, що коливання пружної муфти в момент пуску, здебільшого залежать від віддаленості її власної частоти p_m від частоти струму в мережі живлення електродвигуна ω_{cmp} . За значної віддаленості цих частот пускові коливання будуть порівняно невеликими та швидко згасатимуть незалежно від демпфуючої здатності муфти. За близькості p_m і ω_{cmp} , коливання будуть істотно більшими, особливо за малого опору, але їх тривалість у будь-якому разі незначна та визначатиметься тривалістю пускових

коливань моменту електродвигуна; при цьому, величини деформації муфти та виникаючого в ній моменту не встигають набути значень, істотно більших за їх подвійні статичні величини.

Досліджено динаміку проходження зони резонансних частот вібромашини з плоскими коливаннями робочого органу. Одержано уточнену формулу для вібраційного моменту (додаткового динамічного навантаження двигуна) у стаціонарних (навколостационарних) режимах руху з урахуванням наявності в приводі вібромашини пружної ланки. Наведена графічна інтерпретація можливих стаціонарних режимів руху віброзбудника, згідно якої встановлення «м'якої» муфти потребує дещо більшої потужності електродвигуна для подолання вищого резонансного піка вібраційного моменту в зоні власних частот вібромашини p_q та уникнення «застрягання» швидкості двигуна при пуску.

З рівняння швидких рухів отримано вираз, який описує крутильні коливання муфти поблизу стаціонарних режимів обертання дебалансного збудника (який у т.ч., враховує випадок «застрягання» швидкості двигуна в зоні резонансних частот вібромашини p_q). Виявлений існуючий взаємозв'язок коливань несучої системи вібромашини та пружної муфти привода. Встановлено, що при пуску вібромашин у разі прояву ефекту Зоммерфельда, крім резонансного зростання гальмівного вібраційного моменту і «застрягання» швидкості двигуна, збуджуються резонансні коливання пружно-демпфуючих елементів, що з'єднують ротори двигуна та збудника, які збільшують динамічні навантаження і втрати енергії в системі. Такі коливання є більш небезпечними, ніж ті, що виникають в момент пуску двигуна: за практично тих же амплітуд їх тривалість може бути істотно більшою. Для уникнення резонансних коливань пружної муфти, перш за все, потрібно забезпечити достатню віддаленість частот p_q та $p_m/2$ одна від одної.

УДК 62-253.5

РОЗРАХУНКОВЕ ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ БАНДАЖНОГО ЗВ'ЯЗКУ РОБОЧИХ ЛОПАТОК НА ЇХ ВИМУШЕНІ КОЛИВАННЯ

COMPUTATIONAL DETERMINATION OF THE PARAMETERS OF CONTACT INTERACTION ON FORCED VIBRATION OF SHROUDED BLADES

Кирило Савченко¹, Анатолій Зінковський¹, Ромуальд Жондковські²

¹Інститут проблем міцності ім. Г.С. Писаренка НАН України, м. Львів, ²Інститут проточних машин ім. Р. Шевальського ПАН, Польща

The paper presents the results of the computational investigations for determining the regularities of the variation in the relative maximum amplitudes of the vibration and the stress level of the blade assembly as a function of the inclination angle value of the shroud contact surfaces relative to the plane of rotor wheel rotation and excitation level of the forced vibration.

Необхідність зниження матеріаломісткості та покращення техніко-економічних показників турбомашин висуває все більш жорсткі вимоги до їх функціональної роботоздатності в процесі довготривалої експлуатації. При цьому більшість дефектів, що виявляються в процесі роботи таких об'єктів машинобудування, мають вібраційне походження, а значна їх частина відноситься до лопаткових вінців робочих коліс. Тому істотне місце при їх проектуванні займає забезпечення вібраційної надійності.

Одним з найбільш ефективних способів зниження вібраційної напруженості робочих лопаток є конструкційне демпфування їх коливань. Основними його джерелами є тертя в бандажних полицях робочих лопаток, замкових з'єднаннях, підплатформених демпферах, а також демпфуючі покриття як пера, так і контактуючих поверхонь.

У випадку використання поличного бандажного з'єднання, найбільш складною задачею є нелінійне моделювання контактної взаємодії поличь та визначення впливу її параметрів на вимушені коливання робочих лопаток. Незважаючи на певну кількість розрахункових і експериментальних досліджень, які були виконані в цьому напрямку, вплив таких параметрів контактної взаємодії, як орієнтація контактних поверхонь і контактних тиск по поличам, потребує подальшого вивчення.

Зважаючи на вищевикладене, метою роботи є розрахункове дослідження впливу умов контактної взаємодії бандажних поличь, в першу чергу їх кута нахилу відносно площини обертання робочого колеса, на вимушені коливання робочих лопаток.

В загальному випадку для вирішення сформульованої задачі необхідно розглядати лопатковий вінець як систему з циклічною симетрією. Однак, для встановлення принципів особливостей впливу вибраних параметрів бандажного з'єднання на вимушені коливання лопаток може бути використано пакет з двох бандажованих лопаток, як найпростішого прикладу регулярної системи.

В роботі для проведення розрахункових експериментів було вибрано пакет з двох лопаток з беззиговими бандажними поличцями робочого колеса турбіни середнього тиску авіаційного газотурбінного двигуна Д-18Т, які виготовлені з жароміцного сплаву ЖС 26-ВІ. Бандажні поличі лопаток взаємодіють по контактним поверхням K , як показано на рис. 1, *а*. Тут α – кут нахилу контактних поверхонь K бандажних поличь відносно площини обертання робочого колеса; t_s – крок лопаток вінця; N – рівнодіюча нормальних сил по поверхням K .

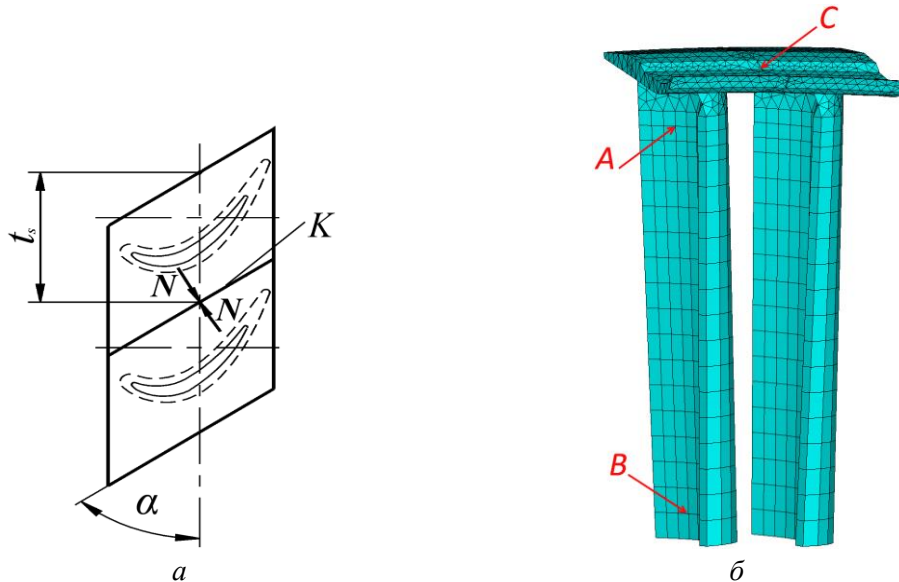


Рис. 1. Схема взаємодії бандажних поличь (*а*) і загальний вид скінченноелементної моделі пакету з реперними точками (*б*)

Для побудови скінченноелементної моделі пакету робочих лопаток використовувався об'ємний 8-вузловий скінченний елемент і його модифікації. Для моделювання контактної взаємодії було використано 4-вузловий поверхневий контактний елемент. Загальний вид скінченноелементної моделі пакету з реперними точками показано на рис. 1, *б*.

Всі розрахунки проводились в площині максимальної жорсткості пакету лопаток.

За результатами виконаних розрахункових експериментів були визначені залежності максимальних значень відносних амплітуд коливань і напружень в пері лопаток від кута нахилу контактних поверхонь в діапазоні його зміни від 45° до 65° .

Як приклад отриманих результатів обчислювальних експериментів, на рис. 2 приведені амплітудно-частотні характеристики вибраного пакету робочих лопаток для різних значень кута нахилу контактних поверхонь їх бандажних поличь. Їх аналіз показав, що, як і для статичного напруженого стану, зі збільшенням кута нахилу контактних поверхонь бандажних поличь робочих лопаток відносно площини обертання робочого колеса зростає жорсткість бандажного зв'язку. Це призводить до певного зниження резонансної частоти пакету та зростання амплітуд напружень в пері лопаток і бандажному з'єднанні.

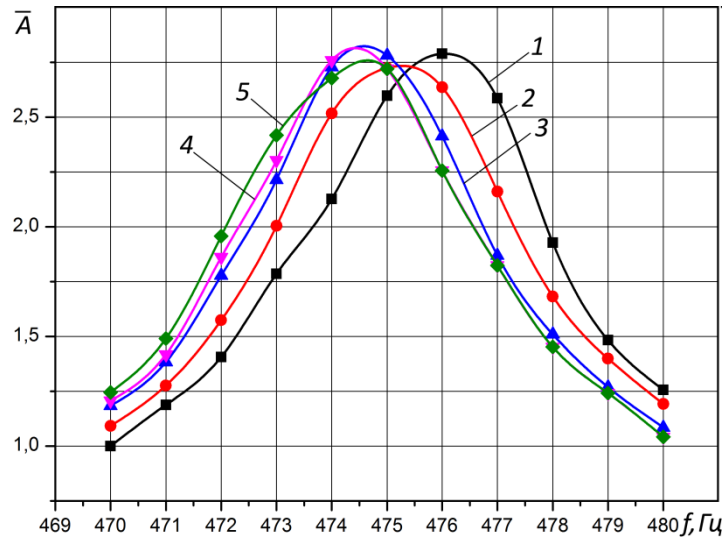


Рис. 2. Амплітудно-частотні характеристики пакета робочих лопаток при куті нахилу, рівному 45° (1); 50° (2); 55° (3); 60° (4); 65° (5)

УДК 621.929.7

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНОЇ КОНІЧНОЇ ЛУНКИ БЕЗАСЛІНКОВОГО БУНКЕРА З ВІБРУЮЧИМ ДНИЩЕМ

JUSTIFICATION OF THE PARAMETERS OF CONICAL BUNKER WITHOUT DAMPER WITH VIBRATING BOTTOMS

Юрій Шоловій, Надія Магерус

Національний університет «Львівська політехніка»

Using the effect of vibration on fine-grained bulk materials can improve the conditions for their leakage from the outlets of bunkers. The parameters of the conical hole of the bunker and the operating modes of the vibration bottom are substantiated on the basis of the developed mathematical models of the motion of fine-dispersed products with gravitational leakage and vibrational perturbation of the flow.

При розвантаженні дрібнодисперсних сипких матеріалів (СМ) з бункерів виникають певні труднощі, спричинені їх обмеженою текучістю в зоні випускного отвору. Одним із ефективних методів покращення умов витікання є застосування динамічного впливу вібрації на СМ за допомогою конічного коливного днища (рис. 1), що сприяє зменшенню сил щеплення між частинками матеріалу, зміні його напруженого стану і, в результаті, покращенню показників текучості.

Перевагою таких бункерів є реалізація ефекту «самозапирання потоку» продукції в результаті припинення дії вібрації, тобто формування стійкого склепіння над випускним отвором. Інерційність запирання потоку СМ визначається швидкістю формування стійкого склепіння над вихідним отвором і становить близько 0,03 – 0,05 с [1]. Такі конструкції бункерів використовують віброзбудник невеликої потужності, оскільки для приведення у рух СМ, що знаходиться у безпосередньому контакті із коливним конічним днищем, достатньо незначних зусиль. Коливне конічне днище виконує три основні завдання: створення додаткових сил, що призначені для руйнування потенційних стійких склепінь у матеріалі; зменшення напруження у матеріалі в області випускного отвору; формування кільцевого випускного отвору.

Тому для ефективної роботи бункера необхідно обґрунтувати необхідні параметри розвантажувальної лунки та встановити оптимальні режими вібрації конічного днища, що дозволять стабілізувати фізико-механічні властивості продукту

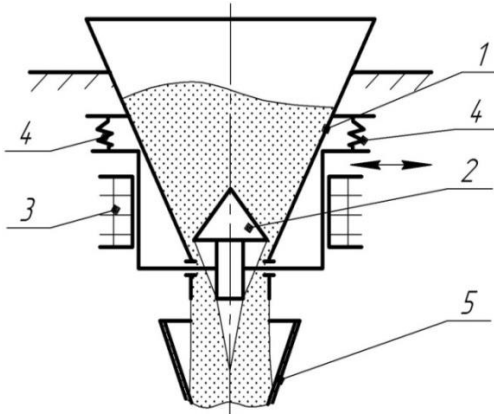


Рис. 1. «Беззаслінковий» бункер з конічним коливним днищем: 1 – бункер; 2 – конічне днище; 3 – вібророзбудник; 4 – пружні елементи; 5 – приймальна сміть

$f = \text{tg}(\Phi)$ – коефіцієнт внутрішнього тертя СМ; Φ – кут внутрішнього тертя СМ; $\delta_1 = \Theta_1 + \Phi'$; $\delta_2 = \Theta_2 + \Phi'$; Θ_1 – кут нахилу стінок конічної лунки; Θ_2 – кут нахилу стінок конічного днища; Φ' – кут тертя СМ до стінок конічної лунки; ρ_0 – насипна щільність дрібнодисперсного СМ; g – пришвидження земного тяжіння.

Для дослідження поведінки дрібнодисперсних СМ у конічній лунці бункера при вібраційному збуренні потоку була розроблена математичну модель, а саме модель Лоренца, яка дозволяє охарактеризувати три можливі стани дрібнодисперсного СМ, що перебуває під дією вібрації: ущільнення, циркуляційні і хаотичні рухи продукту [2]. Оскільки дрібнодисперсний СМ у стані віброкипіння поводить себе аналогічно рідині, то модель Лоренца отримували з рівнянь Нав'є-Стокса.

На основі розробленої математичної моделі отримано залежність параметру перевантаження ξ від геометричних розмірів розвантажувальної лунки бункера та фізико-механічних властивостей дрібнодисперсних СМ:

$$\xi = \frac{r^*}{\frac{1}{(R_k/R)^2 + 1 - (R/R_k)^2} + \frac{2\text{tg}(\Theta_1) \cdot (R_k^2/R^3 + R/R_k^2)}{((R_k/R)^2 + 1 - (R/R_k)^2)^2} \cdot y + \frac{\rho_n}{\rho_q}} \quad (2)$$

де; $R_k = R_0 + h_k \cdot \text{tg}(\Theta_1)$; $R = R_0 + y \cdot \text{tg}(\Theta_1)$; $R_0 = 0,5D_0$ – радіус випускного отвору конічної лунки бункера; ρ_q – густина матеріалу частинок СМ; ρ_n – густина повітря; y – поточна координата частинки СМ; h_k – висота конічної лунки бункера; параметр $r = (E + \rho_n/\rho_q) \cdot a\omega^2/g$, a – амплітуда коливань днища; $\omega = 2\pi \cdot \nu$ – кругова частота коливань днища; ν – робоча частота коливань.

При $r < r^*$ та $\sigma < \sigma^*$ спостерігається ущільнення матеріалу, при $r \geq r^*$ та $\sigma \geq \sigma^*$ – розрихлення продукту і, відповідно, його безперервне та рівномірне витікання. Додатково встановлено вплив режимів вібрації коливного днища на продуктивність процесу витікання. Досліджено, що у випадку безперервного та рівномірного витікання дрібнодисперсного СМ, продуктивність конічної розвантажувальної лунки бункера лінійно залежить від амплітуди a та частоти ω коливань його робочого органу:

$$Q = \rho_0 \cdot A_{в.о} \cdot 2 \cdot a \cdot \pi \cdot \nu \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot \varepsilon}{2}\right) \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{4}{\pi} \cdot Z_k \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot \varepsilon}{2}\right)\right)^2},$$

де $A_{в.о}$ – площа поперечного перерізу випускного отвору розвантажувальної лунки бункера; Z_k – параметр інтенсивності коливань; $\varepsilon = 0,834\sqrt{S_h}$ – коефіцієнт; S_h – число Струхала.

Висновки. Чим менший кут нахилу стінок конічної лунки Θ_1 , тим істотніше впливає радіус випускного отвору R_0 на параметр ξ . При збільшенні висоти лунки h_k зростає інтенсивність вібрації $a\omega^2$, що необхідна для досягнення СМ стану віброкипіння. Тому із збільшенням R_0 конічної лунки бункера динамічна система стає менш чутливою до зміни висоти шару матеріалу h , оскільки збільшується площа дії вібрації. Для реалізації ефективної роботи конічної розвантажувальної лунки бункера необхідно забезпечити стан віброкипіння у місці потенційного утворення склепіння. Із зростанням значення координати у параметр перевантаження ξ зменшується, оскільки зменшується вага продукту, що знаходиться вище.

Література

1. Катыльмов А. В. Дозирование сыпучих и вязких материалов / А. В. Катыльмов, В. А. Любартович; за ред. Ю. К. Кузнецов. – Л.: Химия, 1990. – 240 с.
2. Шоловій Ю. П. Моделювання поведінки дрібнодисперсного сипкого матеріалу під дією вібрації у конічній лунці дозатора за допомогою системи Лоренца / Ю. П. Шоловій, Н. М. Тимошенко, Н. І. Магерус // Технологічні комплекси. – 2014. – №1. – С. 109 – 117.

УДК 621.

ДИНАМІЧНІ РОБОЧІ ПРОЦЕСИ В МОБІЛЬНИХ ВЕРСТАТАХ-РОБОТАХ НА ОСНОВІ МЕХАНІЗМІВ ІЗ ПАРАЛЕЛЬНИМИ КІНЕМАТИЧНИМИ СТРУКТУРАМИ

DYNAMIC WORKING PROCESSES IN MOBILE MACHINE-TOOLS, THAT BASED ON MECHANISMS WITH PARALLEL KINEMATIC STRUCTURES

Василь Струтинський, Оксана Юрчишин, Олександр Кравець
Національний технічний університет України «КПІ ім. Ігоря Сікорського»

We consider mobile machine-tools with parallel kinematic structures. In this study The elastic properties of mobile machine-tools are determined and the dynamic working processes of cutting are investigated. Operational methods are used to analyze their dynamic processes. The peculiarities of transitional and stable dynamic processes in mobile machine-tools are established. Recommendations for improvement machine-tools designs are developed.

Мобільні верстати-роботи із паралельними кінематичними структурами мають незначну масу і широкі функціональні можливості. Тому вони застосовуються для роботи з небезпечними об'єктами. Конструкція верстатів-роботів такого типу є маложорсткою, в ній наявна значна кількість шарнірних з'єднань. Тому динамічні робочі процеси, що супроводжують роботу даних верстатів відзначаються значною складністю, а їх дослідження є актуальним.

Властивості пружної системи верстата-робота на основі механізма-гексапода описані матрицями жорсткості, які розраховані теоретично і уточнені по результатам експериментів.

Для дослідження динамічних робочих процесів, що супроводжують обробку деталей на верстаті застосовані методи кінетостатики. Виведені матрично-векторні диференціальні залежності просторових переміщень інструмента та динамічних складових проекцій сил різання. Диференціальні співвідношення подані в операторному вигляді. Для розрахунку динамічних робочих процесів використані розклади часових залежностей на суму тригонометричних функцій. З метою спрощення математичного опису застосовані кусково-постійні ортогональні функції, що визначають знаки синусоїд. При цьому визначені відносні переміщення інструмента і заготовки, а відповідно встановлені причини виникнення похибок обробки на мобільних верстатах-роботах.

Досліджені динамічні процеси чорнової обробки деталей мобільними верстатами-роботами. Встановлено вплив особливостей заготовки на динамічні робочі процеси. Вони проявляються у виникненні перехідних процесів, що характеризуються коливальними зміщеннями інструмента відносно заготовки. Мають місце параметричні резонанси в перехідних режимах. Для зниження інтенсивності вібраційних процесів у мобільних верстатах-роботах запропоновано використати активні демпфуючі системи із зворотніми зв'язками по динамічним складовим сил різання.

Досліджені процеси чистової обробки. Доведено, що дані процеси супроводжуються випадковими коливаннями інструмента відносно заготовки, які відповідають широкополосним випадковим процесам. Запропоновані методи оцінки параметрів випадкових коливань інструмента за допомогою еквівалентних процесів з рівномірним по частотам розподілом дисперсій вібропереміщень. Для зниження інтенсивності випадкових коливань інструмента запропоновані режимні методи. При цьому загальне розсіяння амплітуд випадкових переміщень інструменту знижується в 2...4 рази.

На основі проведених досліджень динамічних робочих процесів обробки деталей на мобільних верстатах-роботах розроблені рекомендації по вдосконаленню конструкції верстатів на основі механізмів з паралельними кінематичними зв'язками.

УДК 622/794:621-1/-9

АНАЛІЗ МІНЕРАЛЬНОГО СКЛАДУ ТА ЕФЕКТИВНІСТЬ КОМПЛЕКСНОГО ЗНЕВОДНЕННЯ ЗОЛИ-ВІДНЕСЕННЯ ПРИ СПАЛЮВАННІ ВУГІЛЛЯ НА ТЕПЛОЕЛЕКТРОСТАНЦІЯХ

ANALYSIS OF MINERAL COMPOSITION AND EFFICIENCY OF COMPLEX DRAINING OF FLY ASH IN COMBUSTION OF COALS ON ELECTRIC POWER STATIONS

Володимир Надутий, Віталій Сухарєв, Сергій Костира

Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України, м Дніпро

The article outlines the problem of ash accumulation in dumps during the combustion of coals at thermal power plants, materials for studying the mineral composition of ash, and also the rationale for the efficiency of a non-waste complex processing of dumps. The quantitative analysis of ash samples from the TPP dumps was carried out, the percentage of iron, carbon and silicate part in all samples was revealed. A complex method for non-waste processing of dump and daily fly ash was proposed. The results of dewatering of the dumping ash on a vibrating device using the electrokinetic method are presented.

Існуючі відвали вже перевантажені, мають великі площі і вимагають значних експлуатаційних витрат, що впливають на підвищення собівартості виробництва електроенергії. Накопичені відвали являють собою серйозну загрозу для навколишнього середовища, оскільки величезні обсяги пилу в суху погоду і фільтрація золівідвалів у вологий час року є потенційними джерелами небезпеки для здоров'я населення регіону, наносять значну шкоду рослинному і тваринному світу [1].

Метою досліджень є вивчення складу, розробка технології і підбор необхідного устаткування для комплексної переробки золівідвалів для одержання низькозоольній вуглецевої частини з наступним використанням її як тверде паливо на ТЕС, а також силікатній частині, придатної для застосування в будівництві. Такий підхід дозволить вирішити комплекс задач соціального, економічного й екологічного характеру, значно зберегти природні ресурси і зберегти дефіцит будівельних матеріалів.

Доцільність технологічної й економічної утилізації золи-віднесення ТЕС впливає з її величезних запасів, складного хімічного складу і привабливих для використання фізичних властивостей. Основні дослідження були спрямовані на удосконалювання використовуваного устаткування і на розробку технології витягу корисних компонентів із золи-віднесення (вуглецю, заліза і силікату) за безвідхідною технологією.

У процесі дослідження [2] виконувався аналіз золи - добової та відвальної, з наступним розсівом вихідних проб на шість класів крупності, у кожнім з який визначався зміст у золі силікатної частини і зміст зростків заліза після вигорання вуглецю. Кожна з проб розсіювалася на вузькі класи крупності, після чого визначалась зольність для кожного класу. Далі методом магнітної сепарації у кожному класі крупності встановлювався вміст заліза у відвальній золі-віднесення.

Виконані дослідження показують, що продуктами комплексної переробки сухої та відвальної золи-віднесення є: силікатна частина, вуглець і залізо (частково у виді зростків). Вуглецева частина представлена у виді пилюватих часточок коксу, що відразу після витягу з золи може бути повернута для подальшого спалювання на ТЕС. Залізо, що витягається у виді порошку, може бути використовуватися для виготовлення брикетів, що є вихідною сировиною для металургії.

Щодо черговості і складності комплексної переробки відвальної золи варто врахувати той факт, що вона за багато років нагромадження у відвалах злежалася і її необхідно подрібнювати і зневоднювати.

Для рішення проблем з підвищеною вологістю при переробці відвальної золи, у ІГТМ НАН України авторами розроблений пристрій (див. рис. 1), що дозволяє виконувати комплексне зневоднювання гірської маси, оскільки в ньому одночасно використовуються три механізми зневоднювання (вібраційний, вакуумний та електроосмотичний) [3].

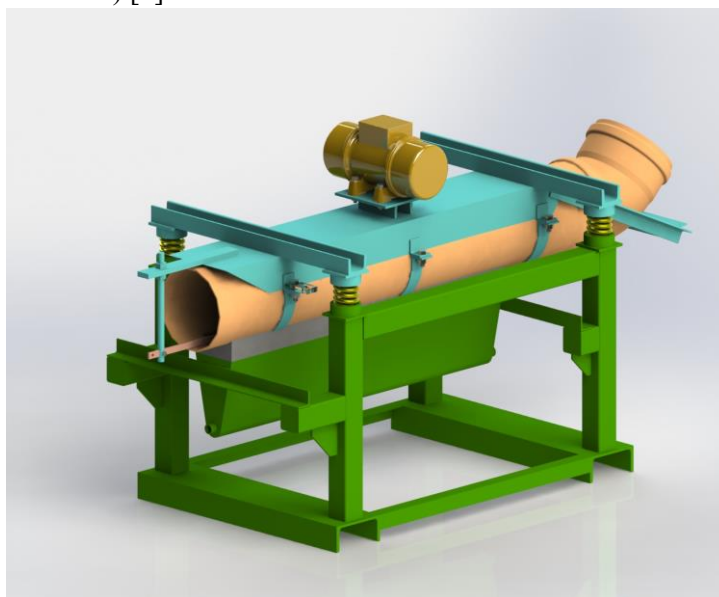


Рис. 1. Загальний вид зневоднюючого пристрою

Для подальшого дослідження процесу зневоднювання золи був проведений комплекс експериментальних досліджень по встановленню впливу окремих параметрів пристрою на основний його показник - кінцеву вологість ($W_{\text{кон}}$, %). Дослідними параметрами в ході серії експериментальних досліджень були наступні:

- площа поверхні зневоднювання - S , м^2 ;
- частота обертання вала вібробудника - ω , об/хв;
- збуджуюча сила вібробудника - F , кН;
- тиск у вакуумній камері - P , мПа;
- напруга електропровідного стрижня - U , В.

Зниження тиску у вакуумній камері дозволяє відбирати більше рідини зі здрібної золи, за рахунок розрідження. Завдяки електрокінетичному впливу на вологу золу з'явилася можливість впливати на капілярну вологість з подальшим її видаленням.

Інтенсифікація процесу відбувається при підвищенні частоти вібрації у досліджуваних межах зміни фактора ω . Це пов'язано в першу чергу з підсиленою сегрегацією матеріалу в шарі та розривом перетяжок рідини між окремими частками.

Впливають на процес зневоднювання й інші параметри. Збільшення збуджуючого зусилля приводить до зменшення часу перебування золи в робочому органі, знижуючи ступінь зневоднювання.

Таким чином, виконані дослідження продуктів спалювання вугілля ТЕС у виді свіжої (добової) і відвальної золи-віднесення показали перспективність її комплексної безвідхідної переробки, продукти якої становлять промисловий інтерес. Доведена ефективність використання пристрою для комплексного зневоднювання здрібненої відвальної золи.

Література

1. Егоров П.А., Березняк А.А. Технология переработки зол тепловых электростанций / Збагачення корисних копалин: Наук.-техн. зб. // Національний гірничий університет. Дніпропетровськ. 2007. Вип. 29(70)-30(31). С. 224-227.
2. Надутый В.П., Севастьянов В.С., Костыря С.В. Обоснование целесообразности комплексной переработки золы уноса теплоэлектростанций / Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць // ІГТМ НАН України. Дніпропетровськ. –2016. – Вип.131. – С. 59-66.
3. Патент на корисну модель № 92897, UA, МПК В 01 D 61/56 (2006.1). Пристрій для зневоднення / Надутый В.П., Сухарев В.В., Костыря С.В. – Заявка № 2014 03 312; Заявл. 01.04.2014, Опубл. 10.09.2014. Бюл. № 17. – 4 с.

УДК 669.162.266.242:669.162.267.34.001.57:621.22

СПРИЙНЯТЛИВІСТЬ СИСТЕМИ «РІДИНА - ФУРМА» ДО КОЛИВАНЬ

SUSCEPTIBILITY OF THE SYSTEM "LIQUID-FURM" TO OSCILLATIONS

Володимир Єлисеєв¹, Олександр Толстопят², Леонід Флеєр², Анатолій Шевченко³, Сергій Шевченко³

¹Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України, м. Дніпро, ²Дніпровський національний університет, ³Інститут чорної металургії ім. З.І. Некрасова НАН України, м. Дніпро

Within the framework of the mathematical model and in the experiment, the case of oscillations with respect to the horizontal axis of a vessel with a liquid in which an independently suspended pendulum is flooded was investigated.

Важливою ланкою розробленого в Україні технологічного процесу десульфурації чавуну є інжекційне подання магнію в розплав [1], що супроводжується інтенсивним хвилеутворенням на поверхні металу і динамічними навантаженнями на фурму та її механізми.

Аналіз амплітудно-частотних характеристик коливання поверхні рідини при дутті на холодній моделі показав, що домінуючими є частоти 3 - 5 Гц при зростанні амплітуди коливань рідини із зростанням витрати газу, що подається, при цьому згідно [2] зростання амплітуди коливань пов'язане з близькістю частот коливань посудини до резонансної частоти коливань рідини.

Фурма в ковші з розплавом є тілом, що має свої ступені свободи і впливає на коливання рідини. Т.ч. виникає система, що складається з рідини і фурми, пов'язаних гідродинамічною взаємодією.

Цей процес описується динамічними рівняннями Нав'є-Стокса і відповідними рівняннями динаміки пружного тіла. Вирішення подібних рівнянь представляє значні математичні складнощі, тому для дослідження таких динамічних систем застосовуються методи математичних маятників [3].

Аналіз системи рівнянь, записаної відповідно до [3] показав, що окрім власних частот рідини і фурми, система має ще дві системні власні частоти. Для дослідження сприйнятливості даної системи була задана певна амплітуда обурення, постійна у всіх варіантах розрахунку, а частота цих обурень варіювалася від меншої до більшої першої системної власної частоти. Варіювалася і власна частота фурми, величина якої залежить від жорсткості кріплення фурм. Розрахунки показали, що якщо частоти зусилля, що обурює, порівняно далекі від резонансних частот рідини, фурми і системних власних частот, фурма і шар рідини здійснюють коливальні рухи з низькою амплітудою.

При збігу частоти, що обурює, з нижньою або верхньою системними частотами, амплітуда фурми зростає, але рідина на ці обурення не реагує, якщо ці частоти далекі від її власної частоти. В цьому випадку розплав робить на фурму демпфуючий вплив. У тому ж випадку, коли частота сили, що коливає, стає близької до резонансної частоти рідини, коливання розплаву і фурми різко збільшуються, при цьому частота і амплітуда коливання фурми практично повністю співпадають з цими параметрами для рідини. Т.ч. теоретично показано, що інтенсивне коливання системи розплав - фурма пов'язано з близькістю частоти, що коливає, з власною частотою розплаву. На рис. 1 приведені результати розрахунків амплітуди коливань розплаву; видно, що близька до резонансної частоти рідини величина коливань судини може привести до порівняно великих амплітуд.

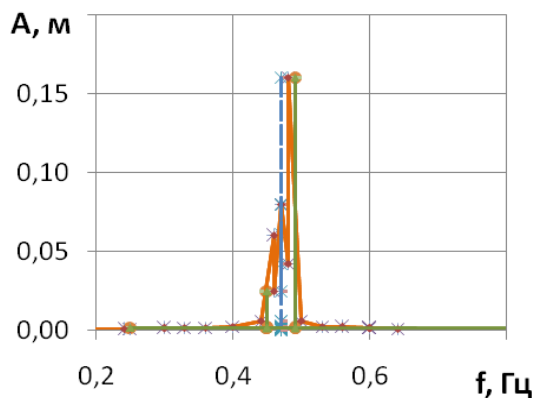


Рис. 1 Зміна розрахункової амплітуди А коливань розплаву від частоти коливань f, Гц

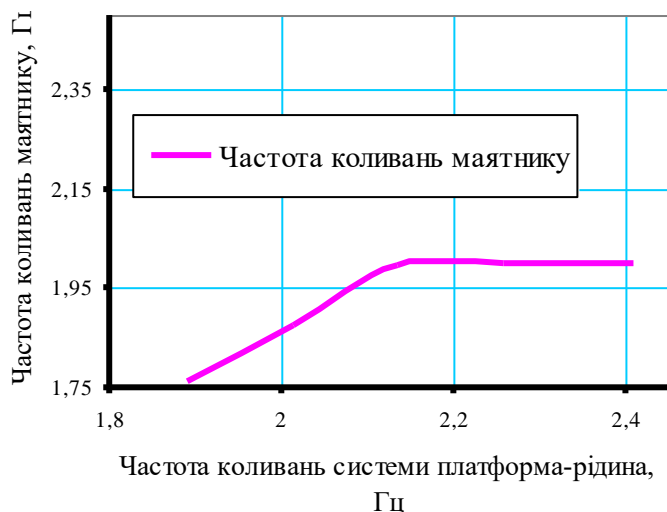


Рис. 2 Експеримент. Залежність частоти коливань повністю зануреного сталевого циліндричного маятника довжиною 65 мм і діаметром 21 мм від частоти коливань системи платформа-рідина

Були проведені експериментальні дослідження коливань вільно підвішеного сталевого стрижня, затопленого в рідині в судині, що коливається. Довжина маятника була обрана таким чином, щоб частота його власних коливань лежала всередині діапазону частот коливань платформи, на якій розміщено судину. Опис експериментального стенду і процедура вимірювання викладені в [4].

Були виміряні частоти коливань маятника при різних частотах коливань судини, в т.ч. при частотах, близьких до резонансної частоти маятника.

На рис. 2 показана залежність частоти коливань повністю зануреного маятника від частоти коливань системи платформа-рідина.

Видно, що при наближенні частоти коливань рідини до власної частоти коливань маятника (в рідині 2,27 Гц) частота його коливань залишається постійною аж до наближення до резонансної частоти коливань системи судина з рідиною - платформа, резонансна частота якої дорівнює 2,41 Гц. Відзначимо, що при частотах, що задаються, далеких від власної частоти маятника, рідина і маятник коливаються в протифазі, а при близькості частоти, що задається, до власної частоти маятника маятник і рідина коливаються синхронно. З представлених результатів також випливає, що в даному випадку рідина в силу своєї більшої маси в значній мірі визначає рух фурми.

Література

1. Шевченко А.Ф. Внепечная десульфурация чугуна в ковшах. Технология, исследования, анализ, совершенствование / А.Ф. Шевченко, И.А. Маначин, А.С. Вергун, Б.В. Двоскин, В.Г. Кисляков, С.А. Шевченко, А.В. Остапенко. – Днепр. Дніпро – VAL. 2017. 253 с.
2. Моисеев Н.Н. Численные методы расчета собственных частот колебаний ограниченного объема жидкости / Н.Н. Моисеев, А.А. Петров. – Математические методы в динамике космических аппаратов. Вып. 3. М. Вычислит. Центр АН СССР. 1966. 269 с.

3. Колесников К.С. Динамика ракет: Учебник для вузов / К.С. Колесников. - М. Машиностроение. 2003. 520 с.

4. Елисеев В.И. Исследования колебаний цилиндрического сосуда с жидкостью / В.И.Елисеев, А.П.Толстопят, Л.А.Флеер, А.Ф.Шевченко, С.А.Шевченко // Збірник тез доповідей XVI Міжнародної науково-технічної конференції «Вібрації в техніці та технологіях»: – Вінниця : ВНТУ, – 2017 – С. 115-117.

УДК 621. 9.048.6

ЭФЕКТИВНІСТЬ УЛЬТРАЗВУКОВОЇ ТОКАРНОЇ ОБРОБКИ

EFFICIENCY OF ULTRASONIC LATHE MACHINING

Олександр Шевченко, Сергій Манзюк

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»

One of the effective ways of turning process of the hard-to-machine materials is the ultrasonic cutting which is carried out by superposition of ultrasonic oscillations on a cutter with elastic ways, promotes essential reduction of cutting force and heightening of productivity of turning. In a article the results of researches of an original design of a lathe toolholder with ultrasonic oscillations drive are presented. Experimental researches have confirmed efficiency of use of the device for heightening of productivity of turning and improvement of quality of the machined surfaces.

Одним із ефективних способів токарної обробки важкооброблюваних матеріалів є ультразвукове різання. Ультразвукова токарна обробка, це процес, при якому різцю за допомогою спеціального пристрою передаються високочастотні (ультразвукові) коливання, як правило, в напрямку швидкості різання. Експериментами встановлено, що накладання ультразвукової вібрації на рівномірний рух різця, призводить до суттєвого зменшення сили різання, що спостерігається при швидкостях різання $V < a \cdot \omega$ (a , ω – амплітуда та частота коливань різця) як при токарній обробці кольорових металів і сплавів, так і при різанні корозійностійких та високоміцних сплавів. Причому, чим більше різниця значень у вказаній нерівності, тим менше сила різання [1].

Ультразвукове точіння є періодичним з частотою ω віброударним процесом, що супроводжується періодичним розриванням контакту різця з оброблюваною деталлю. При цьому тривалість імпульсів вібраційної складової сили різання залежить від співвідношення швидкості різання V та амплітуди $a \cdot \omega$ вібраційної швидкості різця. Ефект зниження сили різання може бути використаний при обробці нежорстких консольних тіл обертання без додаткової підтримки люнетами.

Наступною особливістю ультразвукової токарної обробки є практично повне виключення можливостей збудження автоколивань при різанні, які суттєво погіршують якісні характеристики оброблюваних поверхонь при обробці важкооброблюваних матеріалів. Крім того, накладання ультразвукових коливань на процес різання повністю виключає утворення наросту на різальних кромках різця, що є важливим при обробці пластичних матеріалів.

До вказаних позитивних особливостей процесу ультразвукового точіння можна ще додати: - зменшення шорсткості оброблених поверхонь при ультразвукових коливаннях різця в напрямку швидкості різання, - суттєве зменшення залишкових поверхневих напружень оброблених поверхонь; - сприяння доступу змащувально-охолоджувальної рідини в зону різання; - зменшення теплоутворення в зоні різання.

Серед відомих типів вібраційних приводів для ультразвукової обробки найбільше використовують електромагнітні та електрострикційні. У магніострикційних або електрострикційних приводах використовують вібратори, в яких електричні коливання, що поступають від ультразвукового генератора, перетворюються в механічні коливання з амплітудою в декілька мікрометрів. За допомогою концентратора амплітуда цих коливань може бути збільшена до $10 \div 15$ мкм і більше [2].

Для реалізації процесу ультразвукового точіння розроблено спеціальний пристрій [3], що встановлюється на супорті токарного верстата і складається з різцетримача та закріпленого на ньому віброприводу з концентратором коливань. Концентратор передає коливання від п'єзокерамічних елементів приводу до різця зі збільшенням амплітуди та розрахований на частоту збудження 20 кГц. Різцетримач має пружну частину, що утворена наскрізними пазами, та забезпечує передачу коливальних рухів вершині різця в напрямку швидкості різання від віброприводу, що генерує коливання в перпендикулярному до швидкості різання напрямку. Вібропривід представляє собою одно-хвильовий п'єзокерамічний перетворювач з резонансною частотою близькою до 20 кГц. Генератор приводу забезпечує регулювання рівня амплітуди та частоти коливань від 5 до 40 кГц. В коливальній системі використано п'єзокерамічні шайби типу РСМ-41 діаметрами зовнішнім 38 мм, внутрішнім 16 мм, товщиною 5 мм та кількістю до 5шт. Кількість шайб вибирається в залежності від необхідної амплітуди коливань. Зміною частоти ультразвукових коливань в діапазоні від 10 до 20 кГц визначено, що найбільшу амплітуду вимушених коливань вершина різця має на частоті 17,3 кГц. Порівняння спектрів частот вимушених коливань на вершині різця в напрямку швидкості різання та в точці контакту ультразвукового віброприводу з пружною частиною різцетримача показали їх збіг як по амплітуді так і по частоті, що підтверджує ефективність конструкції різцетримача щодо передачі хвилі ультразвукових коливань практично перпендикулярно до вісі віброприводу. Така схема передачі ультразвукових коливань до вершини різця дозволяє розвантажити вібропривод від сили різання та використовувати імпульси коливань тільки для деформації пружних пластин на величину амплітуди ультразвукових коливань, створюючи умови для підвищення режимів різання і продуктивності обробки.

Експериментальні дослідження характеристик пружної частини різцетримача дали наступні результати: - жорсткість в точці кріплення різальної пластини за напрямками дії складових сили різання складає $c_x = 100$ Н/мкм, $c_y = 260$ Н/мкм, $c_z = 97$ Н/мкм; - найбільша амплітуда вільних коливань пружної частини різцетримача в напрямку швидкості різання зареєстрована на частоті $f_z = 1,73$ кГц, що є парною до найбільшої амплітуди вимушених коливань різця; - для переміщення вершини різця в напрямку швидкості різання на 18 мкм необхідно навантажити пружну частину різцетримача силою 1,5 кН. Значна статична жорсткість пружної частини різцетримача дозволяє використання пристрою як для чистового точіння, так і для більш силових режимів при обробці важкооброблюваних матеріалів.

Тестові випробування пристрою при різанні проводились на токарно-гвинторізному верстаті під час обробки закріпленого в центрах валу із сталі 45 в режимі чистового точіння. В процесі обробки виконувалось регулювання частоти коливань віброприводу в діапазоні 10 - 20 кГц. Найбільшу амплітуду коливань вершини різця зареєстровано при сталому точінні на частоті 16,2 кГц. Тренд максимальної амплітуди ультразвукових коливань різця з частоти 17,3 кГц без різання до частоти 16,2 кГц при різанні можна пояснити як впливом процесу різання так і недоліком генератора, що не пристосований до підтримки достатньої потужності на резонансній частоті. Порівняння профілограм поверхонь, оброблених пристроєм без ультразвуку та з ультразвуком показали зменшення шорсткості оброблених поверхонь практично вдвічі при ультразвуковому різанні.

Розроблена конструкція різцетримача реалізує переваги способу точіння з ультразвуком за рахунок передачі ультразвукових коливань в напрямку швидкості різання, що забезпечує умови для обробки важкооброблюваних матеріалів, дозволяє підвищити точність обробки деталей, зменшити шорсткість оброблених поверхонь та підвищити продуктивність обробки. На основі цієї конструкції можуть бути розроблені пристрої для ультразвукового точіння на різні типи верстатів токарної групи в якості додаткового обладнання для розширення технологічних можливостей верстатів.

Література

1. Асташев В.К. Влияние ультразвуковых колебаний резца на процесс резания. – Проблемы машиностроения и надежности машин, 1992, №3, с.81-89.
2. Кумабэ Д. Вибрационное резание. – М.: Машиностроение, 1985. - 424 с.
3. Пристрій для ультразвукового точіння: Патент на корисну модель № 89116: МПК В24В 1/04. Опуб. 10.04.2014, Бюл. № 7. – 3с. (автори Шевченко О.В., Марковський Д.А., Бальченко М.Ю.).

**ПЛАНУВАННЯ БАГАТОФАКТОРНОГО ЕКСПЕРИМЕНТУ У ДОСЛІДЖЕННІ ПРОЦЕСУ
СУШІННЯ ЗЕРНА ПШЕНИЦІ**

**MULTI-FACTOR EXPERIMENT PLANNING IN THE INVESTIGATION OF THE PROCESS OF GRAIN
WHEAT DRYING**

Цуркан Олег Васильович¹, Присяжнюк Дмитро Володимирович²

¹Вінницький національний аграрний університет, ²Ладижинський коледж Вінницького НАУ

Summary: The introduction of vibration technologies during the drying of grain material is becoming urgent in our time, a constant increase in energy prices and high demands on the finished material. Using the vibrational effect on wheat grain during drying allows you to obtain a high quality material, while reducing energy costs. To determine the optimal parameters of this technological process, a multifactorial experiment was planned in the study of the wheat grain drying process.

Серед основних критеріїв оцінювання процесу сушіння зернової сировини було обрано кінцеву вологість зернової сировини W_k , %, та енерговитрати на привод віброозонуючого комплексу N , кВт·год, які характеризуються впливом чотирьох найбільш вагомих факторів, що визначають кінетику даної обробки: віброприскорення a , m/s^2 – як комплексний параметр динамічного стану вібросистеми; температуру сушильного агента T_{CA} , °C; концентрацію озону N_{O_3} , mg/m^3 , та час обробки t_o , хв.

$$W_k = f(a, T_{CA}, N_{O_3}, t_o), \quad (1)$$

$$N = f(a, T_{CA}, N_{O_3}, t_o), \quad (2)$$

де a – віброприскорення, m/s^2 ;

T_{CA} – температура сушильного агента, °C;

N_{O_3} – концентрація озону, mg/m^3 ;

t_o – час обробки, хв.

Визначення впливу перерахованих вище факторів на параметри досліджуваного процесу під час здійснення однофакторних експериментів пов'язане зі значними труднощами та об'ємами робіт. Тому доцільніше виконати статистичний аналіз для одержання функціональної залежності у вигляді множинної регресії другого порядку за допомогою рототабельного центрально-композиційного планування (РЦКП) багатфакторного експерименту [1-2].

Вибір діапазонів варіювання факторів функцій (1), (2) проводився таким чином, щоб будь-яка їх сукупність, передбачена планом експерименту, могла бути реалізована в даних інтервалах і не призводила до протиріч. Для цього було здійснено пошукові експерименти для визначення областей, у яких необхідні сполучення рівнів факторів були б стійко реалізовані.

Таблиця 1. Рівні факторів та їх інтервали варіювання

Фактори	Рівні факторів					Інтервал варіювання
	- α	-1	0	+1	+ α	
Процес сушіння зернової сировини						
x_1 – віброприскорення, m/s^2	10	15	20	25	30	5
x_2 – температура сушильного агента, °C	45	50	55	60	65	5
x_3 – концентрація озону, mg/m^3	6	8	10	12	14	2
x_4 – час обробки, хв.	100	130	160	180	220	30

Усі фактори, які входять у функції (1), (2), є величинами, що мають різну розмірність, а значення цих величин факторів мають різні порядки. Тому, для отримання поверхні відгуку цих функцій було здійснено операцію кодування факторів, що являє собою лінійне перетворення факторного простору.

Встановлено такі значення рівнів факторів в умовному масштабі: мінімальний -1 , середній 0 , максимальний $+1$ та зіркові значення $-\alpha$; $+\alpha$.

Таблиця 2. Значення розрахованих критеріїв до отриманих регресійних моделей

Критерій оцінки	Позначення критерію	Функція відгуку	
		W	N
Коефіцієнт детермінації;	R^2	0,94	0,9
Дисперсія адекватності	$S_{ад}$	64,74	5,7
Дисперсія відтворюваності	$S_{відт}$	880,62	933,4
Критерій Фішера	F	0,07	0,09
Критичне значення критерію Фішера, яке рівне значенню розподілу Фішера	F_{α, f_1, f_2}	5,8 _{0,05;4;26}	5,8 _{0,05;4;26}

Після обробки експериментальних даних у статистичному середовищі STATISTICA 10.0 було отримано коефіцієнти комплексних рівнянь множинної регресії 2-го порядку та побудовано такі залежності:

– кінцева вологість зернової сировини від віброприскорення камери, температури сушильного агенту, концентрації озону та часу обробки:

$$W_k = 33,23 + 0,22a - 0,134T_{CA} - 0,627N_{O_3} - 0,074t_o - 0,001(a)^2 - 0,001(T_{CA})^2 - 0,015(N_{O_3})^2 - 0,011a \cdot N_{O_3} + 0,01T_{CA} \cdot N_{O_3} + 0,002N_{O_3} \cdot t_o \quad (3)$$

– енерговитрати на привод віброозонуючого комплексу від віброприскорення камери, температури сушильного агенту, концентрації озону та часу обробки:

$$N = 11,828 - 0,005a - 0,303T_{CA} - 0,335N_{O_3} - 0,011t_o + 0,001(a)^2 + 0,003(T_{CA})^2 + 0,01(N_{O_3})^2 + 0,001N_{O_3} \cdot t_o \quad (4)$$

За результатами проведених експериментів досліджень та випробувань розробленого віброозонуючого комплексу визначено оптимальні технологічні параметри його роботи, компромісне значення яких отримано методом Крамера в математичному середовищі «Mathcad 15».

Таблиця 3. Компромісні технологічні параметри досліджуваного процесу сушіння зернової сировини

Технологічний параметр	Раціональне значення
Віброприскорення, м/с ²	18-21
Температура сушильного агенту, °C	53-57
Концентрація озону, мг/м ³	9-11
Час обробки, хв.	155-165

Література

1. Бондарь А.Г. Планирование эксперимента при оптимизации процессов химической технологии (алгоритмы и примеры) : учеб. пособие / А.Г. Бондарь, Г.А. Статюха, И.А. Потяженко– К. : Высш. школа, 1980. – 264 с.

2. Бойко Н.Г. Теория и методы инженерного эксперимента : курс лекций / Н.Г. Бойко, Т.А. Устименко. – Донецк : ДонНТУ, 2009. – 158 с.

МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ У ШЛАНГОВОМУ БЕТОНОНАСОСІ З ГІДРОПРИВОДОМ

THE MODELING OF VIBRATION PROCESSES IN A PERISTALTIC CONCRETE PUMP WITH HYDRAULIC DRIVE

Володимир Шатохін

Харківський національний університет будівництва та архітектури

A mathematical model of vibration processes in a peristaltic concrete pump with a hydraulic drive in the form of a differential equation defining the angle of rotation of the rotor was created. The model contains general geometric characteristics, rotor's mass characteristics, dynamic characteristics of the hydraulic motor, parameters of the hose and a structural mix. Calculation researches of dynamic processes on a real construction of the pump were carried out.

Монолітне бетонування займає одну із провідних позицій у сучасному будівництві. Добре зарекомендували в цій області безпоршневі бетононасоси (рис. 1) [1]. Створення машин для виконання таких робіт, методів раціонального вибору їх параметрів є актуальною задачею.

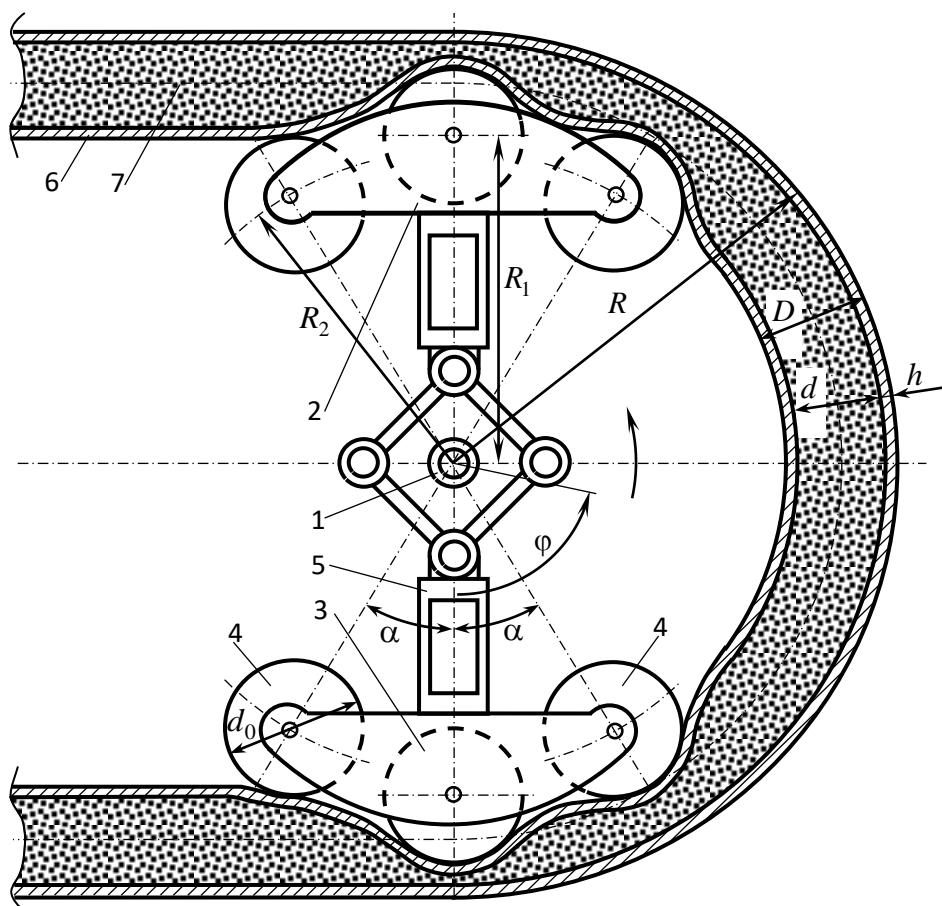


Рис. 1. Розрахункова схема бетононасоса

Доповідь присвячена викладу результатів досліджень по розробці математичної моделі вібраційних процесів у шланговому бетононасосі з гідравлічним приводом [2]. Розрахункова схема бетононасоса показана на рис. 1.

Прийнято наступні позначення: 1 – вал насоса; 2 – обойма; 3 – центральний ролик; 4 – бічний ролик; 5 – пристрій для зміни радіуса контакту поверхонь роликів зі шлангом; 7 – будівельна суміш.

1. Створено математичну модель вібраційних процесів у шланговому бетононасосі з гідравлічним приводом у формі диференціального рівняння відносно кута повороту ротора. Модель містить основні геометричні, масові характеристики ротора, динамічну характеристику гідромотора, параметри шланга, будівельної суміші.

2. Запропоновано підхід по формуванню моменту опору на роторі насоса від роликів, що деформують шланг; встановлено, що він істотно відрізняється від постійного на інтервалі оберту.

3. Запропоновано модель сили опору руху будівельної суміші; сила пропорційна довжині шланга і кутовій швидкості ротора.

4. Отримано вираз для узагальненої сили, що відповідає силам ваги частинок суміші у відповідній частині шланга і вигнутої частини шланга на роторі; встановлені якісні особливості впливу зазначеної сили на динамічні процеси.

5. Були використані дані каталогу для подання моменту гідромотора як функції кутової швидкості його ротора.

6. Проведені розрахункові дослідження динамічних процесів за допомогою створеної моделі дозволили встановити наступні закономірності: кутова швидкість ротора може мати значну змінну складову; кутова швидкість ротора і продуктивність насоса зростають при зменшенні довжини відповідного шланга, зменшенні коефіцієнтів тертя кочення для роликів, відмові від бічних роликів.

Характерна залежність кутової швидкості ротора від часу при пуску насоса показана на рис. 2. Декілька основних параметрів моделі (див. рис. 1) мають такі значення: $d=0,05$ м; $R=0,32$ м; $R_1=0,237$ м; $R_2=0,218$ м; $h=0,015$ м; $M_m=400$ Н·м – момент на роторі гідромотора.

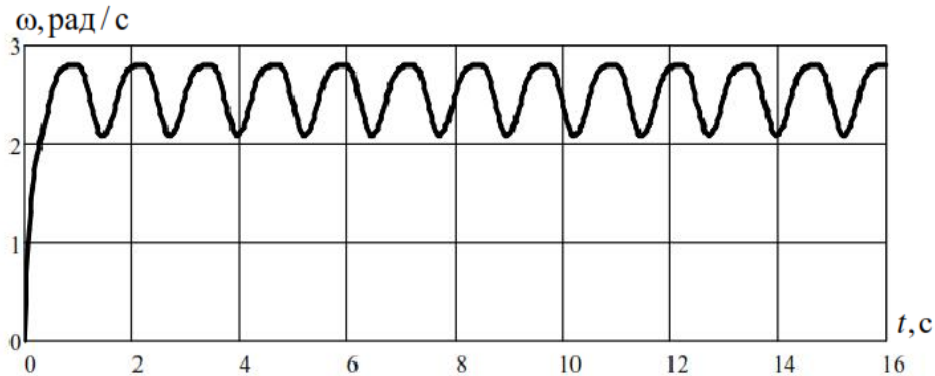


Рис. 2. Кутова швидкість ротора в залежності від часу

Запропонована модель при наявності експериментальних даних, необхідних для уточнення параметрів, перспективна для вибору раціональних параметрів пристрою.

Література

1. József klespitz, levente kovács. Peristaltic pumps – a review on working and control possibilities / SAMI 2014, IEEE 12th international symposium on applied machine intelligence and informatics, January 23-25, 2014, Herl’any, Slovakia, pages 191-194.

2. Пат.112 Україна F04 B43/12 (2006.01), F04 B15/02 (2006.01) Універсальний шланговий бетононасос / Ємельянова І.А., Задорожний А.О., Клименко М.В., Чайка Д.О.– Харківський національний університет будівництва та архітектури.

ТЕОРЕТИЧНА ОЦІНКА ПАРАМЕТРІВ МІЦНОСТІ І УТОМИ КОНСТРУКЦІЙНОЇ СТАЛІ ПІД ВПЛИВОМ ВІБРАЦІЇ МЕТОДАМИ ФІЗИЧНОЇ ТЕОРІЇ ТВЕРДОГО ТІЛА

THEORETICAL ESTIMATION OF THE PARAMETERS OF STRENGTH AND FATIGUE OF CONSTRUCTION STEEL UNDER INFLUENCE OF VIBRATION BY METHODS OF PHYSICAL THEORY OF SOLID BODY

Микола Штиршов

Приватна науково-виробнича фірма "ЛЮ", м. Миколаїв

Using the experimental rheological fracture diagram, the initial physical molar parameters and standard steel strength characteristics were theoretically determined. Using the numerical methods for solving the physical equation, the effect of the vibration load of different frequency, amplitude, constant stresses and temperature on the change in physical parameters and the usual mechanical characteristics of the strength and fatigue of the damaged material was investigated.

Елементи конструкцій динамічних машин працюють в умовах дії постійних і перемінних напружень від вібрації. Ці навантаження, в поєднанні з концентраторами напружень, температурним полем, іншими факторами можуть знижувати параметри міцності матеріалу. Накопичуються пошкодження, вони знижують межа плинності, міцності, витривалості матеріалу. Використовуючи фізичну теорію [1], на прикладі конструкційної сталі, показаний теоретичний метод, оцінки впливу амплітуди напруги, частоти, числа циклів, температури на основні показники міцності матеріалу. Для визначення початкових фізичних параметрів використані експериментальні реологічні діаграми розтягування до руйнування конструкційної сталі: справжні напруги $s(t)$, накопичені відносні деформації $\varepsilon_r(t)$. Матеріал розглядається як гетерогенна статистична термодинамічна система.

Використовуючи фізичну теорію міцності, розроблені алгоритми і програму, знаходимо початкові значення молярних фізичних параметрів конструкційної сталі 45. Основне рівняння стану молярної енергії (1) для деформування однокомпонентної гетерогенної фізичної системи деформованого твердого тіла [2]:

$$\frac{dGr}{dt} = \frac{RT}{\tau_o \sigma(t)} \exp\left(\frac{2\sigma(t)Gr(t)/E - U_o}{RT}\right) \quad |\sigma(t)| > o. \quad (1)$$

Де, $Gr(t)$ - структурно-енергетичний потенціал матеріалу, J/mol . U_o - енергія активації руйнування твердого тіла, J/mol , $Gr_o = Gr(0)$ - початкове значення структурно-енергетичного потенціалу матеріалу. R, τ_o - фізичні константи, T, K - абсолютна температура, σ - напруга, $Gr_o = 0.5\gamma_o E$, γ_o - структурний коефіцієнт Журкова, E - модуль пружності. Функція $Gr(t)$ є фізичною мірою пошкодження матеріалу. Використовуючи цю функцію, рівняння і залежності теорії, можна визначити, що цікавлять нас параметри: енергію і потужність фізичних процесів руйнування, швидкість незворотного деформування тіла, час до руйнування, які обумовлені так же механічною і тепловою навантаженнями, накопиченням елементарних необоротних руйнувань, до стану макроскопічного руйнування [3].

Фізичні параметри і залежності дозволили наближено визначити механічні та втомні властивості конструкційної сталі 45. Аналітично моделюючи стандартні випробування на розтягнення, визначені межа пропорційності - $\sigma_{02} = 449 \cdot 10^6$, Па $t_{02} = 1,56$, s. $\varepsilon_{r02} = 0,0021$, міцності - $S_* = 10,6 \div 12,0 \cdot 10^8$, Па $1060 \div 1200$ МПа $\sigma_B = 7,78E+08$, Па. Визначено межу витривалості $\sigma_{-1p} = 190-250$ МПа виконана оцінка впливу частоти навантаження і температури на даний параметр Рис.1. Результати розрахунків задовільно узгоджуються з довідковими характеристиками матеріалу, підтверджують адекватність запропонованої фізичної моделі.

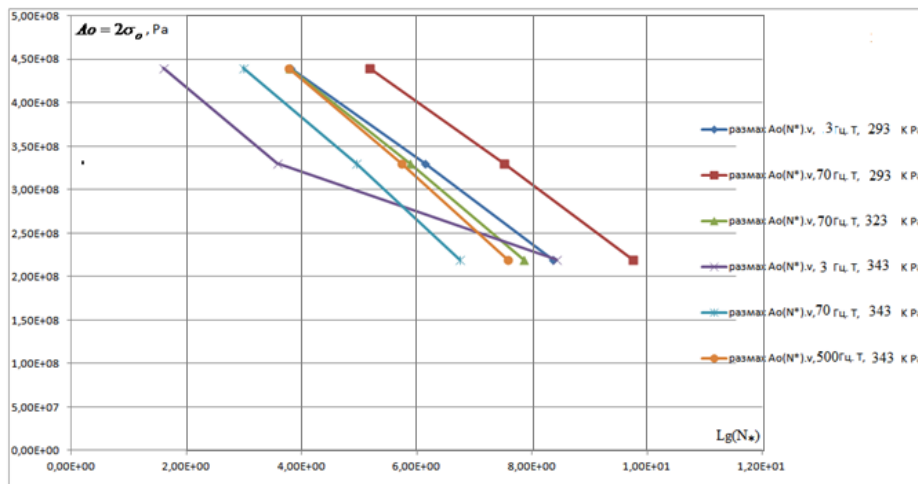


Рис. 1. Графіки теоретичної залежності A_o - $L_g(N)$. A_o , - розмах циклічних напружень розтягу Pa, N - число циклів до руйнування (вісь абсцис). Результати оцінки впливу частоти, температури на σ_{-1p} .

Отримані залежності та алгоритми чисельних методів дозволяють виконати теоретичну оцінку спільного впливу дії постійної напруги, заданого числа циклів гармонійної (вібраційної) навантаження різних параметрів, на межу пропорційності, міцності, витривалості матеріалу. Результати робіт показали, що фізична структурно-енергетична теорія міцності представляє основу для подальшої розробки методики і програм розрахунку міцності, довговічності, пошкодження конструкційних матеріалів при нестационарних і складних навантаженнях, з урахуванням впливу різних фізичних факторів.

Література

1. Штырёв Н.А. Деформирование и разрушение твердых тел при нестационарных нагрузках с позиций кинетической структурно-энергетической теории прочности/ Штырёв Н.А.//Вібрації в техніці та технологіях. №1(77)-2015.С.55-61.
2. Штырёв Н.А. Деформирование и разрушение твердых тел с позиций кинетической структурно-энергетической теории прочности / Н.А. Штырёв // 5^я Международная конференция механика разрушения и прочность материалов. 2014. Львів. с.63-70.
3. Штырёв Н.А. МОЛЯРНАЯ ЭНЕРГИЯ - ФИЗИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА МИКРОСКОПИЧЕСКИХ КИНЕТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ. №2/1. 2016г <http://energydurability.com>. 22с.

УДК 621.926.5

РОЗРОБКА ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ВИСОКОДИСПЕРСНИХ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ

DEVELOPMENT OF A VIBRATION MACHINE FOR THE PRODUCTION OF HIGHLY DISPERSED BULK MATERIALS

Янович Віталій, Полєвода Юрій

Вінницький національний аграрний університет

The purpose of this work is to develop new vibration equipment for fine-grained grinding of glauconite minerals, paying attention at active material mechanoactivation of the newly formed particles of material.

Екологічні проблеми, пов'язані з виснаженням та забрудненням земельних ресурсів, зменшенням родючості ґрунтів, розвитком ерозії, що значно знижує агротехнічний потенціал земель та, з іншого боку,

зростаючі вимоги споживачів до харчових продуктів, їх цінності та придатності до споживання стимулюють потребу у виробництві якісної та кориснішої сільськогосподарської продукції.

Одним з перспективних засобів забезпечення екологічно чистої продукції при мінімізації наслідків техногенних забруднень є використання природних біологічноактивних матеріалів до яскравих представників яких можна віднести глауконітовий порошок.

Даний продукт реалізується в наслідок інтенсивного здрібнення глауконіту, що призводить до різкого збільшення поверхні оброблювального матеріалу та дозволяє значно прискорити хімічну і молекулярну взаємодію вихідної сировини з контактуючим середовищем, а як наслідок в разі підвищити її масообмінні властивості. На основі проведеного аналізу технологічних аспектів застосування глауконіту та конструктивних схем існуючого обладнання для реалізації процесу тонкодисперсного помелу сипких мас, визначені основні напрямки вирішення поставлених задач, сутність яких полягає у розробці принципово нової схеми вібраційного млина, який міг би реалізувати ідею надтонкого здрібнення сировини за умови значної активізації поверхні оброблюваного матеріалу.

Дана задача розв'язується шляхом створення вібраційного торовидного млина в якому за рахунок обертання приводного валу з ексцентрично розміщеними дебалансами забезпечується коливний рух торовидної камери зі зміщеною гвинтою поверхнею дека, що розгалужена ситовими перетинками.

На рис. 1. представлено принципову схему та конструктивну реалізацію розробленого вібраційного торовидного млина.

Вібраційний млин містить електродвигун 1, еластичну муфту 2, приводний вал 3 з ексцентрично розміщеними дебалансами 4, який через підшипникові вузли 5 та траверси 6 змонтований у внутрішньому циліндрі 7 помольної торовидної камери 8 зі зміщеною гвинтоподібною поверхнею дека 9, що розгалужена ситовими перетинками 10 та розміщена на пружних елементах 11, технологічний наповнювач 12, патрубкі 13 і 14 відповідно для подачі та розвантаження технологічного середовища.

Вібраційний млин працює наступним чином.

При включенні електродвигуна 1 крутний момент через еластичну муфту 2, передається на приводний вали 3 з ексцентрично розміщеними дебалансами 4, обертання яких за рахунок жорстко змонтованих траверс 6 між підшипниковими вузлами 5 та внутрішнім циліндром 7 торовидної камери 8 призводить до створення комбінованої силової та моментної невірноваженості останньої. Оброблювальний матеріал безперервно надходить через завантажувальний патрубок 13, подрібнюючись в наслідок силового впливу технологічного наповнювача 12, різного фракційного складу в залежності від зони обробки, що створюється в наслідок відокремлення ситовими перетинками 10, прямує по гвинтоподібній поверхні дека 9 до патрубка 14 де вивантажується з млина.

Такий коливний технологічний рух та конфігурація торовидний контейнера млина з виокремленими зонами обробки дає можливість значно підвищити силовий вплив технологічного наповнювача на оброблювальний матеріал, а як внаслідок підвищити продуктивність та якість означеного процесу.

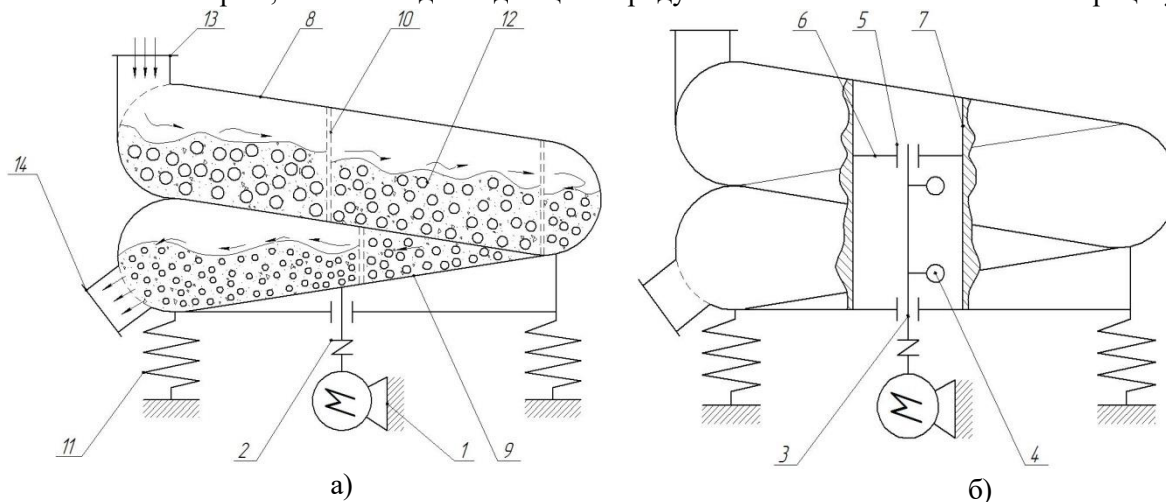




Рис.1. Розроблений вібраційний торовидний млин: а) – технологічна схема; б) – схема розміщення вібропривода конструктивна реалізація; в) – конструктивна реалізація; г) – торовидний сегментний контейнер

Висновок

Розроблено технологічну схему та експериментальну модель вібраційного торовидного млина, що дасть можливість значно підвищити ступінь руйнування часток мінеральної глауконітової сировини за умови значної деструкції матеріалу, а як наслідок інтенсифікувати процес розчинення та засвоєння діючої речовини у ґрунті.

УДК 621.833.1.001.2

ОБґРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ РЕДУКТОРІВ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТА ЗАПОБІГАННЯ ПОПЕРЕЧНИХ КОЛИВАНЬ

JUSTIFICATION OF DESIGN PARAMETERS OF REDUCTORS FOR IMPLEMENTATION OF RELIABILITY AND PREVENTION OF TRANSVERSE VIBRATIONS

¹Кузьо Ігор Володимирович, ²Васильєва Олена Едуардівна

¹Національний університет «Львівська політехніка», ²Львівський державний університет безпеки життєдіяльності, Україна

The method of forecasting the reliability of cylindrical gears using the method of statistical simulation is developed. In the work the optimal time interval of continuous operation of the reducer is determined without maintenance, which provides a sufficient probability of failure-free operation of the reducer in the range of 0.98 ... 0.99. Also, modification of the gearbox housing has been made in order to increase its reliability, which makes it possible to increase the average failure time.

В роботі розроблено метод прогнозування надійності циліндричних редукторів з використанням методу статистичного моделювання. Було отримано час одного внутрішньоциклового періоду планово-попереджувального ремонту обладнання $t = 1666,7$ год. Після напрацювання об'єктом цього часу $t = 1666,7$ год проводиться його огляд і при необхідності виконується ремонт. Визначимо для цього періоду експлуатації редуктора імовірність безвідмовної роботи та коефіцієнт готовності. Для визначення показників надійності редукторів уточнювали параметри розподілу a і b з використанням методу

статистичного моделювання. За основу для уточнення параметрів розподілу приймали $a = T_\gamma = T_B = 3600$ год, а параметр форми згідно із рекомендаціями $b = 2$.

За результатами статистичного моделювання розподілу Вейбулла була побудована залежність $\lg(-\lg R(t_i))$ від $\lg t_i$ з накладанням на неї лінії тренда і отриманням рівняння $y = 2,9178x - 11,068$ для визначення уточнених параметрів. На підставі методу статистичного моделювання отримано значення параметрів $a = T_B = 4677$ год для редукторів сьомого ступеня точності і $b = 2,9178$. Для редукторів восьмого ступеня точності значення T_B зменшується введенням коефіцієнта на точність $k_T = 0,9$; для дев'ятого ступеня точності – $k_T = 0,8$. Тобто при визначенні параметру масштабу необхідно користуватися залежністю $a = T_B \cdot k_T$.

На підставі отриманих значень параметрів a і b було встановлено, що імовірність безвідмовної роботи двоступеневого редуктора при внутрішньоцикловому періоду ППР $t = 1666,7$ год знаходиться в межах $R(t)_P = 0,905$. Прийнятий в межах ППР період часу безперервної роботи редуктора $t_1 = 1666,7$ год є завищеним та не забезпечує достатньої надійності роботи редуктора. $R(t)_P = 0,905$ вказує на те, що, наприклад, з 10 працюючих двохступневих редукторів за час t_1 один обов'язково відмовить. Тому було встановлено, що найбільш оптимальним проміжком часу безперервної роботи редуктора без виконання технічного обслуговування є час $t_1 = 720$ год, який забезпечує імовірність безвідмовної роботи редуктора в межах $0,98 \dots 0,99$ та коефіцієнт готовності – $0,999$.

Розглянемо редуктори, у яких відстань між опорами швидкохідного вала є значною у порівнянні з діаметром. Такі вали є недостатньо жорсткими у поперечному напрямі. Це може призвести до заклинювання опор, зменшення кінематичної точності, погіршення якості зачеплення та до недопустимих поперечних коливань. Отже в процесі роботи редуктора при збільшенні L (відстані між опорами валу) відповідно збільшуються напруження згину $\sigma_{зг}$. Для зменшення напружень згину доцільно зменшувати відстань L між опорами. Це можливо зробити тільки за умови модифікації конструкції корпусу редуктора. Вважаємо, що зубчаста передача прямозуба і відповідно $M_{amax} = 0$. Тоді до модифікації конструкції корпусу: $M_{rmax} = R_{1r} \cdot [(2/3)L] = 0,67LR_{1r}$; $M_{tmax} = R_{1t} \cdot [(2/3)L] = 0,67LR_{1t}$. Після модифікації конструкції корпусу: $M_{rmax} = R_{1r} \cdot [0,5(0,5L)] = 0,25LR_{1r}$; $M_{tmax} = R_{1t} \cdot [0,5(0,5L)] = 0,25LR_{1t}$.

$$\sigma_{зг} = \frac{\sqrt{M_{rmax}^2 + M_{tmax}^2}}{W_{O\Phi}} = \frac{\sqrt{(0,67LR_{1r})^2 + (0,67LR_{1t})^2}}{\sqrt{M_{rmax}^2 + M_{tmax}^2}} = \frac{0,67}{0,25} = 2,68. \quad (1)$$

Отже зменшення відстані між опорами швидкохідного вала, наприклад, в два рази дозволяє зменшити його напруження згину у 2,68 рази та запобігти недопустимим поперечним коливанням.

На довговічність підшипника значний вплив має кут нахилу зубців β коліс передачі. Його приймають при проектуванні передач в межах $10^\circ \dots 15^\circ$. Розглянемо вплив кута нахилу зубців β на довговічність підшипника. При цьому візьмемо для розрахунку дві зубчасті передачі з $\beta_1 = 10^\circ$ і $\beta_2 = 15^\circ$. Співвідношення $\frac{R_a}{VR_r}$ буде при $V = 1$ (в редукторах обертається внутрішнє кільце підшипника)

$$\frac{R_a}{VR_r} = \frac{F_t \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \beta}{1 \cdot F_t \operatorname{tg} \alpha_n} = \frac{\sin \beta}{\operatorname{tg} \alpha_n}.$$

$$\text{Для першої передачі } \frac{\sin \beta_1}{\operatorname{tg} \alpha_n} = \frac{\sin 10^\circ}{\operatorname{tg} 20^\circ} = 0,48 \rightarrow X = 0,46; Y = 1,13.$$

$$\text{Для другої передачі } \frac{\sin \beta_2}{\operatorname{tg} \alpha_n} = \frac{\sin 15^\circ}{\operatorname{tg} 20^\circ} = 0,72 \rightarrow X = 0,46; Y = 1,00.$$

$$\text{Тоді } R_1 = 0,37F_t K_B K_T; R_2 = 0,44F_t K_B K_T. \text{ Знаходимо співвідношення } \frac{R_2}{R_1} = 1,19. \text{ Тоді } R_2 = 1,19R_1.$$

Враховуючи наведене співвідношення, визначаємо L_{h1} і L_{h2} за залежністю

$$L_{h1} = \frac{10^6 C^3}{60R_1^3 n}; L_{h2} = \frac{10^6 C^3}{60(1,19R_1)^3 n} = \frac{10^6 C^3}{101,11R_1^3 n}.$$

Співвідношення довговічностей підшипника $\frac{L_{h1}}{L_{h2}} = 1,685$, тобто $L_{h1} = 1,685L_{h2}$.

Звідси можна зробити висновок про те, що зменшення кута нахилу зубців β з 15° до 10° збільшує напрацювання підшипників на відмову T_B на 68,5%, тобто для забезпечення високої надійності підшипників необхідно в процесі проектування кут нахилу зубців β передачі приймати в межах не більше 10° .

УДК 66.084.+541.182

ЗНЕЗАРАЖЕННЯ СТОКІВ ПИВОВАРІННЯ ВІБРОРЕЗОНАНСНИМ ЕЛЕКТРОНАСОСОМ-КАВІТАТОРОМ

DISINFECTION OF BREWING STREAMS WITH VIBRATIONRESONANCE ELECTRIC PUMP-CAVITATOR

Іван Афтаназів, Лілія Шевчук, Оріся Строган, Тарас Фалик
Національний університет «Львівська політехніка»

An equipment is described for the disinfection of flow water of brewing. It a cleansing equipment is created on the basis of oscillation electro-pump. He is equipped an additional chamber with hesitating disks which revolt kavitaciyu. In the process of work of pump-kavitatora the zymic flows of perepomovuyut'sya are muddy through his workings chambers. Thus kavitaciyni mikro bubbles and novoutvoreni in the kavitaciynomu field chemically active radikali of suroxide of hydrogen is destroyed by the shells of yeasts, deprive them genesial ability. Flow water of brewing clears up this same from zymic and other organic zabrudnyuvachiv.

Стічні води пивоваріння забруднені переважно водними розчинами пивних дріжджів. Їх специфічною особливістю є те, що тривале витримування цієї води у резервуарах-відстійниках не забезпечує повного стовідсоткового її знезараження від дріжджових відходів. Більша частина дріжджових відходів, звичайно, осідає на днищах резервуарів-відстійників і піддається утилізації. Однак, до 10÷15% зважених у верхніх шарах відстоюваної рідини дріжджів, спроможних до репродуктивного розмноження, зливаються переважно у міські каналізаційні мережі чи, що значно гірше, у найближчі природні водойми. І тут завдяки високій здатності протистояння негативному впливу навколишнього середовища дріжджі активно розмножуються, затруюючи не тільки воду, а і неприємними запахами повітря [1].

У Національному університеті «Львівська політехніка» створено віброрезонансний електронасос-кавітатор, який забезпечує високий ступінь очищення стічної води пивоваріння від дріжджів. Конструктивна схема віброрезонансного електронасоса-кавітатора відображена на рис. 1, а на рис. 2 подана технологічна схема очищення стічної води пивоваріння від дріжджових відходів із використанням електронасоса-кавітатора [2].

Робота електронасоса-кавітатора здійснюється наступним чином. Його опускають у ємність із перепомпуваною рідиною і закріплюють чи підвішують на тросах за допомогою провущин 16. Подають змінну напругу живлення, як правило 220 В при частоті 50 Гц, на обмотку котушки осердя його електромагніта. При цьому намагнічується осердя 2 електромагніта і якір 5 разом із стрижнем 6 та закріпленими на стрижні поршнем 7 і рухомими деками-збурювачами кавітації 9 притягується до осердя (рис.1). У рідині над поршнем 7 понижується тиск, що супроводжується відкриванням впускних клапанів 10 і порція перепомпуваної рідини через забірні отвори проникає всередину кришки корпусу 12. У процесі коливних переміщень якоря 5 із стрижнем 6 у рідинному потоці, що наповнює простір над

пружним елементом 4, у тому числі і простір додаткової кавітаційної камери 8, переміщуються прикріплені до стрижня 6 рухомі дек-збурювачів кавітації 9. Амплітуда цих коливних переміщень якоря 5, залежно від технічних характеристик електромагніта вібронасоса, знаходиться в межах 2,0 -:- 2,5 мм. При цьому при русі дек 9 в напрямі до осердя 2 електромагніта перепомповувана рідина із значною до 0,4 -:- 0,5 м/с швидкістю перетікає через конічні отвори 13 в кожному із дисків дек-збурювачів кавітації 9 в напрямі від отвору меншого діаметра, рівного амплітуді коливань якоря 5, до отвору основи конуса більшого діаметра. При вище вказаних значеннях конусності отворів та швидкостях рідинних струменів завдяки стрімкій зміні геометрії рідинного потоку на виході із конічних отворів понижується тиск у рідині, втрачається її щільність та понижується міцність. Це сприяє появі у рідині мікробульбашок, наповнених розчиненими у рідині повітрям та газами, нарощуванню їх кількості та розмірів із подальшим сплескуванням, що супроводжується виділенням певної енергії.

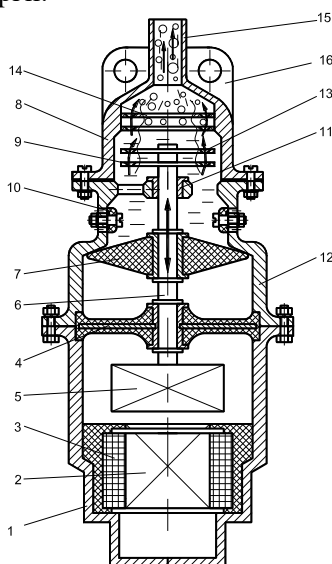


Рис. 1. Віброрезонансний електронасос-кавітатор: 1 - корпус, 2 - осердя, 3 - котушка, 4 - пружний елемент, 5 - якорь, 6 - стрижень якоря, 7 - поршень, 8 - кавітаційна камера, 9 - рухомі деки збурювачі кавітації, 10 - впускні клапани, 11 - підшипник ковзання, 12 - кришка, 13 - конічні отвори, 14 - нерухомі деки збурювачі кавітації, 15 - патрубок, 16 - провущина

Тобто, при переміщенні дек 9 в напрямі вершин пронизуючих їх поверхню конічних отворів 13 над рухомими деками 9 формується гідродинамічне кавітаційне поле певної інтенсивності, залежної від фізико-механічних та хімічних властивостей перепомповуваної рідини та геометрії конічних отворів у деках [3].

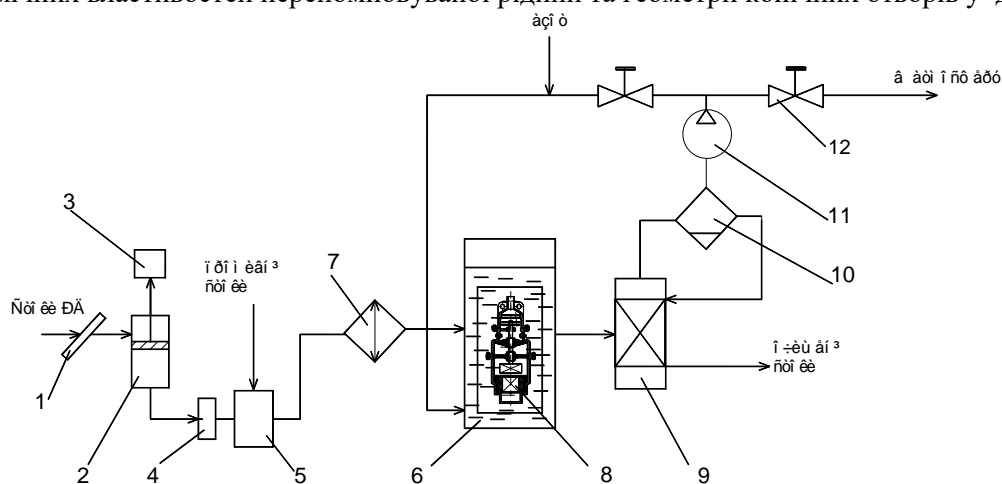


Рис. 2. Принципова технологічна схема очищення дріжджових стоків пивоварних підприємств: 1 - решітка, 2 - фільтр з дробини, 3 - ємність для скидання су-міші дробини і дріжджів; 4 - відстійник, 5 - ємність для усереднення стоків, 6 - ємність, 7 - теплообмінник, 8 - вібраційний електронасос-кавітатор, 9 - адсорбер, 10 - сепаратор, 11 - компресор, 12 - вентелі.

Високонцентровані стоки дріжджів подаються через решітку 1 для вловлювання крупних агломератів дріжджів та інших завислих речовин (дробини) на фільтр 2, фільтруючим шаром якого є шар дробини висотою 50мм. Далі грубо очищені стоки подаються через відстійник 4 в ємність 5, де проходить змішування із стоками, які утворились при митті обладнання. Суміш дробини і дріжджів скидається у ємність 3 і утилізується. Усереднені стоки із ємності 5 через теплообмінник 7 подаються в робочу зону вібраційного електронасоса-кавітатора 8, куди також поступає рециркулюючий азот (рис 2).

Після знезараження вода поступає в адсорбер 9, заповнений природними цеолітами (глауконітом, палигорськітом) для адсорбції неконвертованих органічних забруднень, а газу (азот із сумішшю вуглекислого газу) проходять через сепаратор 10 і компресором 11 частково повертаються в робочу зону вібраційного електронасоса-кавітатора 8, а частково скидаються в атмосферу.

Використання віброрезонансного електронасоса-кавітатора у запропонованій технологічній схемі дозволяє підвищити до 93-95% ступінь очищення стічних вод пивоваріння від дріжджових та органічних забруднювачів. Крім очищення стоків пивоваріння віброрезонансні електронасоси-кавітатори можуть з успіхом використовуватись для очищення стічних вод підприємств переробки сільськогосподарської продукції та харчових підприємств.

Література

1. Шевчук Л.І. Кавітація. Фізичні, хімічні, біологічні та технологічні аспекти: монографія /Л.І. Шевчук, В.Л. Старчевський. –Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2014.-376с.
2. Шевчук Л.І. Низькочастотні віброрезонансні кавітатори: монографія /Л.І. Шевчук, І.С. Афтаназів, О.І. Строган, В.Л. Старчевський. –Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2013.-176с.
3. Патент України №108205 Вібраційний електронасос-кавітатор /Т.С. Фалик, Л.І. Шевчук, В.Л. Старчевський, О.І. Строган, І.С. Афтаназів. Заявл.21.12.2015; реєстраційний номер u201512644, опубл. 11.07.2016, бюл. №13.

УДК 622.242:534-16

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ХВИЛЬОВИХ ПРОЦЕСІВ В КОЛОНІ БУРИЛЬНИХ ТРУБ ПІД ЧАС ЇЇ ВИВІЛЬНЕННЯ ВІД ПРИХОПЛЕННЯ У СВЕРДЛОВИНІ

MATHEMATICAL MODELING OF WAVE PROCESSES IN A COLUMN OF BURL PIPES AT THE TIME OF ITS REMOVAL FROM HARDENING IN HARDWOOD

Євген Харченко, Андрій Гутий

Національний університет «Львівська політехніка»

A mathematical model and the computer software for the analysis of dynamic processes occurring in the drilling pipes in the borehole under stuck drill string release by means of an impact mechanism (a jerking device) or a pulse-wave installation, equipped with electric linear pulse motor are presented. Practical recommendations are developed regarding the above-mentioned efficiency of drilling for oil and gas.

Забезпечення світової спільноти сировинними і паливно-енергетичними ресурсами пов'язане з неперервним розширенням обсягів бурових робіт, особливо на нафту і газ, що обумовлює необхідність подальшого вдосконалення технології буріння, покращення технічного оснащення геологорозвідувальних і нафтогазовидобувних підприємств. У нинішній час характер цих робіт зазнає суттєвих змін, що пов'язано із збільшенням середніх глибин свердловин. Тому особливого значення набуває підвищення технічного рівня бурових установок, збільшення їх продуктивності, надійності, довговічності.

Проблеми динаміки та міцності колон бурильних труб становлять достатньо велику область наукових досліджень і привертають увагу багатьох учених і наукових колективів. Незважаючи на те, що у цій галузі проведено значні обсяги науково-дослідних робіт, взаємодія бурильної колони зі стінками свердловини

потребує подальшого вивчення, а методи математичного моделювання коливань зануреної у свердловину колони труб – удосконалення і уточнення.

У даній праці побудовано нелінійну континуально-дискретну математичну модель динамічних процесів, які виникають під час вивільнення прихопленої у свердловині колони бурильних труб за допомогою пристроїв імпульсної дії, з детальним урахуванням внутрішнього та зовнішнього тертя у механічній системі. Алгоритм розв'язання задачі полягає у тому, що на початковому етапі виконується дискретизація рівняння в частинних похідних за просторовою координатою, завдяки чому математична модель зводиться до нелінійної системи звичайних диференціальних рівнянь, після чого здійснюється чисельне інтегрування одержаної системи за допомогою широко вживаного програмного забезпечення.

Як показали дослідження, багатокомпонентне тертя, яке виникає у матеріалі та в з'єднаннях колони бурильних труб, а також у зонах безпосереднього контакту колони зі стінкою свердловини та на поверхнях взаємодії колони з буровим розчином, істотно впливає на поширення поздовжніх хвиль у бурильній колоні та значно знижує ефективність робіт над усуненням наслідків аварій.

Результати досліджень засвідчили доцільність застосування в інженерній практиці труб, матеріал яких має межу плинності не меншу, як 650 МПа, що дає можливість збільшувати імпульсне навантаження колони під час ліквідації аварій. Підвищення ефективності робіт над вивільненням прихоплених у свердловинах колон бурильних труб можна досягти за рахунок раціонального добору потужності гідравлічних ударних механізмів та імпульсно-хвильових пристроїв під час вивільнення прихоплених колон бурильних труб.

УДК 621.647.4

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ, ЯКІ ВПЛИВАЮТЬ НА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ ВІБРАЦІЙНОЇ ЩОКОВОЇ ДРОБАРКИ

RESEARCH OF PARAMETERS WHICH INFLUENCING THE ENERGY EFFICIENCY OF VIBRATING JAW CRUSHER

Євген Міщук

Київський національний університет будівництва і архітектури

Based on the motion equations of the crusher, the energy consumption is set at the corresponding values of the mechanical parameters. The total energy consumed by the electric motor is spent on the work on crushing the material, the potential energy of the deformation of the elastic system, the overcoming of frictional forces, thermal losses, deformation of parts of the crusher and other losses. The greatest energy consumption during the operation of the crusher goes to the kinetic energy of crushing plates.

На сьогодні в зв'язку з бурним розвитком технологій та постійним скороченням ресурсів виникає необхідність у створенні енергоефективних машин. В промисловості виробництва будівельних матеріалів до таких машин можна віднести вібраційні дробарки.

Вібраційні щоківі дробарки призначені для дроблення матеріалів міцністю до 300 МПа при цьому степінь дроблення може досягати 20. По принципу роботи вібраційні щоківі дробарки відрізняються від ексцентрикових тим, що дроблення здійснюється завдяки високочастотному коливанню щік. Тобто дроблення відбувається в ударному режимі. Ударний режим дроблення формується завдяки тому, що при співставленні швидкостей опускання матеріалу в камері дроблення і частоти коливання щік, між матеріалом і щоками виникає зазор. Відсутність кінематичного зв'язку обертальних частин вібратора із щокою перешкоджає полонкам дробарки у випадку попадання недробимих кусків матеріалу. У вібраційних щоківих дробарках є можливим використання явища резонансу.

Існуючі конструктивні схеми вібраційних щоківих дробарок можна розділити на шість груп. До перспективних можна віднести дробарки з двома рухомими щоками та з важким корпусом і маятником.

Найбільшої переваги по енергоефективності в дробарках досягається за умов роботи в резонансному режимі. Для забезпечення роботи дробарки в резонансному режимі потрібно з'ясувати, які параметри мають найбільший вплив на режим роботи дробарки. Крім цього потрібно встановити, яким чином реалізувати зворотній зв'язок цих параметрів із впливом робочого середовища.

При дослідженні вібраційної шоквої дробарки двохсторонньої дії було встановлено, що значний вплив на режим роботи мають такі параметри, як коливальні маси, пружність, частота коливань. Ґрунтуючись на рівняннях руху дробарки можна встановити затрати енергії при відповідних значеннях параметрів механічного режиму.

Енергія, що споживається електродвигуном витрачається на: здійснення роботи по дробленню матеріалу, потенціальну енергію деформації пружної системи, подолання сил тертя, теплові втрати, деформацію деталей дробарки та інші втрати.

Найбільші енергозатрати при роботі дробарки йдуть на кінетичну енергію дробильних плит.

Загальна енергія, яка витрачається дробаркою на процес дроблення матеріалу буде мати наступний вигляд:

$$E = \sum T, \quad (1)$$

де: $\sum T = T_1 + T_2 + T_3 = \frac{m_1 \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m_2 \dot{x}_2^2}{2} + \frac{m_3 \dot{x}_3^2}{2}$ – загальна кінетична енергія рухомих мас дробарки.

Потужність двигуна визначається за формулою, кВт:

$$N = \frac{E \cdot n}{102 \cdot 60 \cdot \eta}, \quad (2)$$

де: η – ККД дробарки;

n – кількість обертів дебалансів, об/хв.

Для визначення затрат енергії безпосередньо на процес дроблення можна скористатись залежностями наведеними нижче.

Загальні затрати енергії:

$$E_{др.з} = f \int_0^f (F_x \dot{x}_n + F_y \dot{y}_n) dt, \quad (3)$$

де: f – частота коливання дробильних плит;

F_x, F_y – проекції дробильної сили на вісі системи координатні;

\dot{x}_n, \dot{y}_n – проекції швидкостей на вісі нерухомої системи координат.

Непродуктивні затрати енергії:

$$E_{др.н} = f \int_0^f (F_x \dot{x} + F_y \dot{y}) dt, \quad (4)$$

де: \dot{x}, \dot{y} – проекції швидкостей на вісі рухомої системи координат.

Затрати енергії безпосередньо на процес дроблення:

$$E_{др} = E_{др.з} - E_{др.н}. \quad (5)$$

В такому випадку потужність двигуна можна визначити:

$$N_{дв} = f \int_0^f M_{дв} \dot{\phi} dt, \quad (6)$$

де: $M_{дв}$ – момент на валу двигуна;

$\dot{\phi}$ – кутова швидкість двигуна.

ВІБРОАКУСТИЧНІ МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ КАВІТАЦІЇ

VIBROACOUSTIC METHODS OF CAVITATION RESEARCH

Зеновій Знак, Юрій Сухацький, Роман Мних
Національний університет “Львівська політехніка”

The materials considered vibroacoustic methods of cavitation research – measuring pressure fluctuations in the fluid using hydrophones, recording of changes in absorption and scattering of acoustic oscillations in liquid-phase media, measurement of the vibration acceleration of the elements of the cavitation generator design. The main advantages and disadvantages of vibroacoustic methods are given.

До прямих методів дослідження кавітаційних явищ, тобто тих, що характеризують кавітацію за поведінкою компонентів кавітаційної області – зародків кавітації, кавітаційних бульбашок та їх похідних, належать віброакустичні. У віброакустичних методах зазвичай вимірюють випромінювання звукових імпульсів різних частоти та інтенсивності, що виникають на різних стадіях розвитку кавітації. Акустичний кавітаційний шум виникає внаслідок перевипромінювання звуку бульбашками, що пульсують, і виникнення ударних хвиль внаслідок їх сплескування. Необхідно зазначити, що інтенсивність звукових коливань або рівень кавітаційного шуму залежать від розмірів кавітаційної області. Складна форма пульсацій бульбашок породжує гармоніки і субгармоніки основної частоти випромінювача. Появу в шумі субгармонік використовують для визначення порогу кавітації.

На сьогодні застосовують декілька методів акустичних досліджень:

1. Вимірювання коливань тиску в рідині за допомогою гідрофонів. Вони дають змогу отримувати близькі до істинних спектри кавітаційного шуму, зокрема й дискретні складові. Найпоширенішими є гідрофони мембранного типу або з п'єзокерамічними елементами, що перетворюють звукові коливання в електричні сигнали, які після підсилення надходять в аналізатор спектру частот, що з'єднаний із записуючим пристроєм. Для надійної реєстрації моменту виникнення кавітації рекомендують здійснювати дослідження в діапазоні частот 1...20 кГц.

Для змінного тиску і частоти звукового поля існує мінімальний і максимальний радіус бульбашок, що здатні збуджувати кавітацію. Мінімальний радіус бульбашки відповідає критичному радіусу зародка кавітації, тобто радіусу, за якого починається ріст зародка з утворенням кавітаційної бульбашки. Якщо розміри зародка менші від критичних значень (за відомої величини тиску насиченої водяної пари, що залежить від температури рідини), то він може розчинитись.

Критичний розмір зародків кавітації ($R_{з.кр}$, м) сфероподібної форми визначають за формулою Лапласа

$$R_{з.кр} = \frac{2\sigma}{P_{ст} - P_{нас}}, \quad (1)$$

де σ – коефіцієнт поверхневого натягу рідини (води), Н/м; $P_{ст}$ – статичний тиск у рідині, Па; $P_{нас}$ – тиск насиченої водяної пари, Па.

Максимальний радіус бульбашок, що спричиняють виникнення кавітації, відповідає їх резонансному радіусу (R_p , м), який обчислюють за формулою Міннерта

$$R_p = \frac{1}{2\pi\omega_p} \sqrt{\frac{3\gamma P_0}{\rho}}, \quad (2)$$

де ω_p – резонансна частота, Гц; γ – показник адіабати (для повітря $\gamma=1,4$); P_0 – гідростатичний тиск на поверхні рідини ($P_0=10^5$ Па), Па; ρ – густина рідини, кг/м³.

Формулу Міннерта застосовують для розрахунку резонансного радіуса бульбашок у випадку їх гармонічних коливань із невеликими амплітудами, низьких частот звукового поля і значних розмірів

бульбашок. Для високих частот застосовують формулу, виведену Хабеєвим із врахуванням фазових переходів і поверхневого натягу, яка описує залежність резонансного радіусу бульбашки від частоти (ω)

$$R_p^4 = \sigma^2 / (\pi A_p^2 \omega^2), \quad (3)$$

де A_p – функція, що залежить від теплоти пароутворення, густини, теплопровідності і температури рідини. Зі збільшенням частоти акустичного поля, кавітацію зумовлюють тільки бульбашки із частотою ω , більшою, ніж ω_p , тобто бульбашки меншого радіусу, ніж R_p .

Для порівняння амплітуди відносного звукового тиску кавітаційних полів, сформованих у генераторах кавітації з принципово відмінними особливостями конструкції або за різних технологічних умов, використовують залежність

$$\frac{P_{зв}}{P_{баз}} = 10^{\frac{\Delta A}{20}}, \quad (4)$$

де $P_{зв}$ – амплітудне значення звукового тиску кавітаційного поля, мкПа; $P_{баз}$ – опорний рівень звукового тиску (відповідає мінімальному рівню чутливості людського вуха для сигналу 1 Гц, $P_{баз} = 20$ мкПа), мкПа; ΔA – зміна інтенсивності акустичного сигналу, дБ. В акустиці зміна інтенсивності акустичного сигналу на 10 дБ відповідає зміні амплітуди звукового тиску в 3,16 рази.

2. Фіксування змін поглинання і розсіювання акустичних коливань у рідкофазних середовищах. Швидкість поширення пружних коливань у рідкофазному середовищі (w_p , м/с) визначається його газовмістом

$$w_p = \frac{\sqrt{1 + D \frac{\beta_{рг}}{\beta_{рп}} \pi v^2 (7 \pi^2 \rho_0 V_0^2 v^2 + 2 \eta_{сер} w_0)}}{0,8 \rho_0^2 w_0^4 \frac{1}{\exp \sqrt{\frac{\pi v \rho_0}{\eta_{сер}}}}}, \quad (5)$$

де D – параметр кавітації, який визначає газовміст середовища, м³/м³; $\beta_{рг}$, $\beta_{рп}$ – відповідно стиснення парогазової суміші і рідини, кг/м³; ρ_0 – густина води, кг/м³; V_0 – початковий об'єм системи, м³; v – частота власних коливань ультразвукової хвилі у рідині, що піддається ультразвуковому обробленню, Гц; $\eta_{сер}$ – в'язкість середовища, Па·с; w_0 – швидкість ультразвуку у воді, м/с. Внаслідок кавітації зі збільшенням кількості парогазових бульбашок, а, отже, й об'єму газів у рідині швидкість поширення ультразвуку зменшується, а порогу кавітації відповідає параметр газовмісту 0,02.

Основна перевага цього методу – достовірність і надійність отриманих результатів. Серед недоліків методу – складність і висока вартість апаратури для здійснення досліджень.

3. Вимірювання рівня віброприскорення елементів конструкції генераторів кавітації у діапазоні частот від 10 до 15000 Гц. Як правило, вимірювання здійснюють на зовнішній поверхні корпусу кавітатора. Як критерій інтенсивності кавітаційного впливу приймають перевищення віброприскорення над його початковим значенням. Для вивчення вібраційного стану кавітаційних установок безпосередньо у децибелах необхідна апаратура, що складається з індукційних або п'єзодатчиків прискорення вібрації, фільтрів і вторинних приладів з аналізатором частот.

Істотна перевага віброакустичних методів дослідження кавітації, порівняно з іншими, – відсутність необхідності визначення абсолютних величин кавітаційного шуму, оскільки для порівняння інтенсивності розвитку кавітаційних явищ цілком достатньо відносних величин. Суттєвим недоліком віброакустичних методів є висока чутливість до наявності в робочій рідині нерозчиненого газу або повітря, бульбашки якого, поглинаючи звукові коливання та демпфуючи пульсації тиску, спотворюють їх дійсні значення, знижують точність вимірювань. Крім того, різний вміст нерозчиненого газу в реальних рідинах ускладнює узагальнення результатів досліджень.

МЕХАНІЧНИЙ ОСЦИЛЯТОР З ПНЕВМОБАЛОННОЮ ПРУЖНОЮ В'ЯЗЬЮ

THE MECHANICAL OSCILLATOR WITH AIR BELLOW ELASTIC COUPLING

Борис Виноградов, Олександр Христенко.

Український державний хіміко-технологічний університет

В даний час пневмобалонні (з гумокордними оболонками) системи знаходять широке застосування [1]. Це пояснюється тим, що гумокордні оболонки мають ряд переваг в порівнянні з металевими пружинами: при одних і тих же розмірах володіють більшою вантажопідйомністю та довговічністю, дозволяють відносно просто керувати жорсткістю та частотою власних коливань. Розроблені та випускаються широкий типорозмірний ряд гумокордних оболонок вантажопідйомністю від 50 Н до 50 000 Н.

Однією з переваг пневмобалонних пружних систем є те, що при паралельному їх сполученні загальним трубопроводом в пневматичній системі встановлюється загальний тиск, що дозволяє рівномірно розподіляти тиск зусилля, наприклад, в дводвигунових приводах, забезпечувати статичну визначеність різних механічних систем.

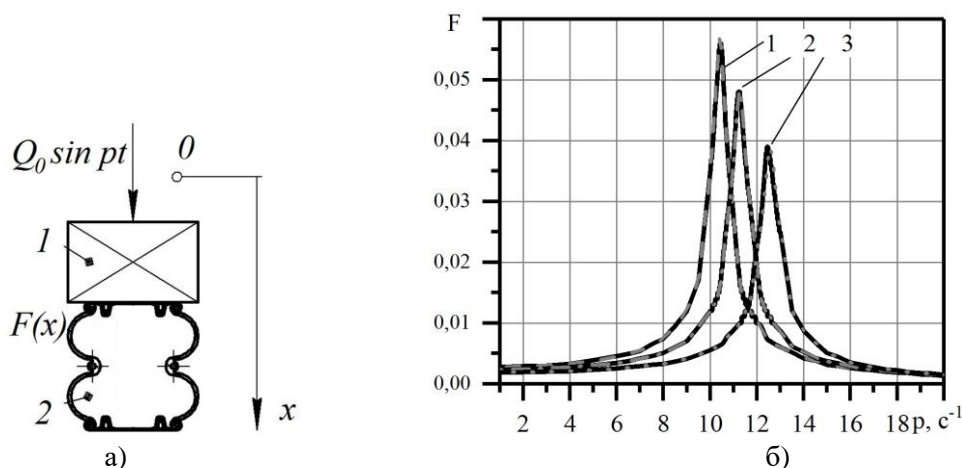


Рис. 1. а) Осцилятор коливань з пневмобалонними пружними зв'язками; б) Амплітудно-частотна характеристика коливальної системи: 1,2,3 – дійсна та лінеаризованна характеристики (співпадають), відповідно, для коефіцієнтів політропи $n = 1.1, 1.3, 1.8$.

Статична пружна характеристика пневмобалона має вигляд [1]

$$F(x) = S(x) \cdot \left((p_a + p_{u0}) \cdot \left(V_{g0} \left(V_{g0} - \int_0^x S(x) dx \right)^{-1} \right) - p_a \right), \quad (1)$$

$$S(x) = S_0 + k_{s1} \cdot x + k_{s2} \cdot x^2 \quad (2)$$

де V_{g0}, p_{u0} - об'єм газу і надлишковий тиск в пневматичній порожнині пневмобалона в початковий момент; p_a - атмосферний тиск; $S(x)$ - ефективна площа гумокордної оболонки в довільний момент часу; S_0 - площа пневмобаллона в положенні статичної рівноваги; k_{s1}, k_{s2} - коефіцієнти полінома.

Розкладаючи в ряд Тейлора пружну статичну характеристику (1) з урахуванням (2) і обмежуючись першими двома складовими отримаємо

$$F(x) = S_0 p_{u0} + c_b \cdot x, \quad c_b = S_0 \cdot k_{s1} \cdot p_{u0} + \frac{S_0^2 \cdot n \cdot (p_a + p_{u0})}{V_{g0}} \quad (3)$$

де c_b - лінеаризована жорсткість пневмобаллона;

При динамічному навантаженні гумокордної оболонки маса m буде робити коливання відносно положення статичної рівноваги та її положення в довільний момент часу буде визначатися координатою x .

Експериментальні дослідження пружних характеристик пневмобаллона проводилися для двохсекційного пневмобаллона Connect MD 1895 для якого в каталозі фірми виробника дані наступні показники: вага – 2,95 кг; робочий тиск – 0,5 МПа; максимальний тиск – 0,8 МПа; мінімальний тиск – 0 МПа; робочий діаметр – 265 мм; складальна висота 210 мм; вантажопід'ємність – 900 кг.

В результаті обробки експериментальних даних отримана залежність ефективної площі пневмобаллона від його деформації

$$S_{ef}(x) = 0.02472 + 0.10475 \cdot x, \text{ м}^2 \quad (4)$$

Резинокордний пружний елемент являє собою замкнуту систему та при кожному циклі стиснення та розширення повітря буде виділятися тепло за рахунок внутрішнього тертя повітря. Величина коефіцієнта політропи буде залежати від умов відведення тепла. При одних і тих же умовах навколишнього середовища зі збільшенням частоти коливань за один і той же час буде збільшуватися число циклів стиснення та розширення, що призведе до збільшення показника політропи, який може приймати значення $n \geq 1.4$.

З метою встановлення похибки розрахунків при лінеаризованій пружній характеристиці пневмобаллона, а також зміни амплітудно-частотної характеристики коливної системи при зміні умов відведення теплоти виконані відповідні розрахунки, результати яких представлені на рис.1б. В результаті отримані наступні висновки:

1. Розбіжність розрахункових і експериментальних даних по визначенню статичної пружної характеристики пневмобаллона не перевищує 2%. Лінеаризована жорсткість пневмобаллонного пружного зв'язку пропорційна показнику політропи, абсолютного тиску газу і обернено пропорційна його об'єму в початковий момент часу.

2. Порівняння амплітудно-частотних характеристик осцилятора з дійсною та лінеаризованою характеристикою показав, що: лінеаризація пружної характеристики пневмобаллона не призводить до істотних похибок, резонансні частоти при дійсній та лінеаризованій характеристиках відрізняються на величину, меншу 1%.

3. На пружну характеристику впливають умови навколишнього середовища, що характеризуються показником політропи n . При зміні n від $n = 1,3$ до $n = 1,8$ величини резонансних амплітуд відрізняються на 11%.

Література

1. Виноградов Б.В. Статика та динаміка приводів барабанних млинів: монографія/ Б.В. Виноградов. – Д.: ДВНЗ УДХТУ, 2016. – 209 с.

УДК 629.113

ОЦІНЮВАННЯ РІВНЯ ТА МЕТОДИ ЗАХИСТУ ВІД ШУМУ ТРАНСПОРТНИХ ПОТОКІВ НА ВУЛИЦЯХ МІСТА ЛЬВОВА

EVALUATION OF LEVEL AND METHODS OF PROTECTION FROM NOISE OF TRANSPORT FLOWS ON LVIV

Роман Качмар, Олексій Ланець

Національний університет «Львівська політехніка»

The study of the level of traffic noise of the streets of the city of Lviv was carried out, the influence of the characteristics of the coating on the noise level was determined, different types of road cover were analyzed and their influence on the created noise. The methods of protection against noise are proposed and the expediency of their use is substantiated.

Сьогодні активно розглядається проблема екологічної безпеки України. Зі збільшенням обсягу транспортних потоків, ввіз великої кількості нерозмитнених автомобілів, поліпшення якості автомобільних шляхів, які прокладені поблизу або через населені пункти України, загострилася проблема не тільки забруднення відпрацьованими газами двигунів автомобілів, а і зашумленості вулично-дорожньої мережі, як основної з точки зору екологічної безпеки. Вдосконаленні системи двигунів внутрішнього згоряння, покращення шумоізоляційних засобів, використання сучасних шин, зменшують створюваний шум транспортного потоку. Зі збільшенням середньої швидкості руху транспорту у населених пунктах, містах та на автомагістралях, найбільший шум створює взаємодія шини автомобіля з поверхнею дороги.

Існує велика кількість аналітичних методик для розрахункового визначення рівня транспортного шуму як на магістральних дорогах за високих швидкостей руху, так і в межах міст на різних типах покриття та щільності забудови. Але усі ці методи мають істотну неточність отриманих результатів, оскільки у формулах присутні типові усереднені поправки, які стосуються в основному джерел шуму, тобто характеристик транспортного потоку та типу покриття. Однак не враховано особливості рельєфу дороги, накладання звукових хвиль від забудови, специфічних характеристик дорожнього покриття, наприклад, характерного для бруківки Львова. Звичайно у випадку розроблення методики із врахуванням всіх чинників впливу на рівень шумового розрахунок б виявився надто ускладненим. Тому основним способом отримання реальних рівнів шуму транспортних потоків в умовах конкретних міст і вулиць залишається вимірювання.

Було поставлено завдання провести дослідження рівня транспортного шуму вулиць міста Львова, встановити вплив характеристик покриття на рівень шуму, проаналізувати різні види дорожнього покриття та їх вплив на створюваний шум та запропонувати методи захисту від шуму і доцільність їх використання.

Для отримання даних рівнів шуму автотранспортних потоків на вулично-дорожній мережі міста Львова, було використано вимірювач шуму і вібрації ВШВ003-М2, який призначений для вимірювання рівня звуку з частотними характеристиками А, В, С; рівня звукового тиску в діапазоні від 2 Гц до 18 кГц і октавних смугах в діапазоні частот від 2 Гц до 8 кГц у вільному і дифузійному полях.

Проведено визначення інтенсивності руху автотранспорту та побудовано карти шумового навантаження вулично-дорожньої мережі м. Львова на основних вулицях міста. Паралельно проведено аналітичне визначення шуму за різними методиками: визначення рівня шуму за німецькими нормами RLS 90/DIN 18005 (70,26 дБА), за британським стандартом CoRTN (73,29 дБА), за російським стандартом МГСН 2.04-97 (71,82 дБА), за нормативним документом СНиП II-12-77 «Захист від шуму» та ДБН В.1.1-31:2013 [1] (див. таблицю).

Таблиця

Порівняльний аналіз аналітичних та експериментальних даних

Методика розрахунку		Розрахункове значення шуму, дБА	Експериментально отримані дані, дБА
Німецькі норми RLS 90/DIN 18005	Базовий	70,26	70,17
	Еквівалентний	65,26	65,06
Британський стандарт CoRTN		73,29	70,17
Російський стандарт МГСН 2.04-97		71,82	70,17
СНиП II-12-77		81,00	70,17
ДБН В.1.1-31:2013		72,15	70,17

Значні відхилення спостерігаються за британською методикою та радянським СНиП II-12-77 «Захист від шуму». Перша з двох враховує наявність у транспортному потоці вантажних автомобілів методом поправки, тому значення коригуються не точно, а оскільки у досліджуваній зоні вантажних автомобілів та автобусів понад 17%, спостерігається суттєва розбіжність значень, тому за еталонну цю методику прийняти не можна. Це стосується і радянської методики. Вона застаріла, та не враховує будь яких характеристик ТП, а лише категорію дороги, тому значення тут завищені.

Порівняльний аналіз аналітичних даних із експериментальними встановив максимальне сходження даних із німецькою методикою та розбіжність на застарілим документом СНиП II-12-77 «Захист від шуму».

Німецька методика розрахунку «Німецькі норми RLS 90/DIN 18005» найточніше зіставляється із експериментальними даними, різниця становить 0,2 дБА по еквівалентній шумовій характеристиці та 0,11 за базовою характеристикою.

Найбільш оптимальним способом боротьби з транспортним шумом є зменшення його рівня на шляху поширення від джерела до приймача. Встановлення штучних чи природніх бар'єрів є економічно вигіднішими, ніж інші методи боротьби. А терміни впровадження в дію обмежуються лише технічними затратами часу на становлення таких бар'єрів. Ними можуть бути як штучні шумозахисні екрани, так і природні – зелені насадження, земляні вали та ін.. Проте як показали числення дослідження зелені насадження є ефективними лише при масовій густій посадці із різнорівневими рослинами. Такого в умовах міста досягнути не вдасться. Посадка ж розріджених рослин не дасть необхідного зниження рівня шуму.

Було проведено розрахунок ефективності від застосування шумозахисних екранів на вибіркових дорогах, де таке застосування можливе як з питань простору, так і з естетичного боку. Розрахунок показав, що для забезпечення необхідної ефективності зниження рівня шуму, екран повинен бути висотою 3,5 метри та віддалений від краю проїжджої частини на 1 метр із шумовідбивних панелей, що дозволить досягнути санітарних значень шуму у прибудинкових зонах та тротуарах із запасом ефективності 9% [2]. У місцях перехрестя, через розрив екрану спостерігається перевищення допустимих значень рівня шуму.

Література

1. ДБН В.1.1-31:2013. Захист територій, будинків і споруд від шуму. 2. Качмар Р.Я. Оцінювання екологічних та економічних втрат від шуму транспортних потоків міста Львова / Качмар Р.Я. // Науково-виробничий журнал “Автошляховик України”. — 2013. — №1. — С. 10—13.

УДК 628.511

ДОСЛІДЖЕННЯ СТРУКТУРИ ГАЗОВОГО ПОТОКУ В ЦИКЛОНІ ІЗ СПІРАЛЬНИМ НАПРАВЛЯЮЧИМ АПАРАТОМ

RESEARCH OF STRUCTURE OF GAS STREAM IS IN CYCLONE WITH SPIRAL DIRECTING VEHICLE

Володимир Майструк, Роман Гаврилів, Павло Майструк
Національний університет «Львівська політехніка»

Certainly, that tangential speed of involute gas stream has a considerable influence on efficiency of cleaning. Character of change of tangential speed is got on a radius in the zone of bottom butt end of central pipe.

При обертвовому русі газового потоку в циклонах на частинки пилу, які в ньому знаходяться, діє відцентрова сила, що дорівнює [1]:

$$F = \frac{mW_{\tau}^2}{R} \quad (1)$$

де W_{τ} - тангенціальна швидкість потоку, м/с; m - маса частинки, кг; R - радіус, м.

Згідно (1) із збільшенням тангенціальної швидкості руху газового потоку в циклоні, зростають сили, які заставляють частинки рухатись в радіальному напрямку. Відповідно, зменшується час, на протязі якого частинки досягають стінки циліндричної частини апарату і вловлюються. Дія цього фактору в значній мірі визначає ефективність очищення в циклоні.

Тому, знання структури газового потоку, зокрема розподілу тангенціальної швидкості по радіусу апарату, дасть можливість оцінити ефективність його роботи. Дослідження доцільно проводити методами чисельного моделювання та симуляції процесу сепарації, які значно пришвидшують процес досліджень і є набагато дешевшими.

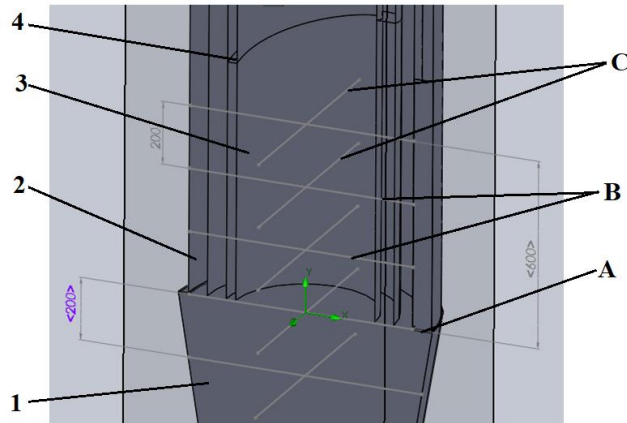


Рис. 1. Зона нижнього торця центральної труби, в якій проводились дослідження тангенціальної швидкості газового потоку; 1 – конічна частина корпусу апарату; 2 – циліндрична частина корпусу апарату; 3 – центральна труба; 4 – спіральна кришка; А - нижній торець циліндричної частини апарату; В – лінії, паралельні осі X, вздовж яких визначалось значення тангенціальної швидкості; С – лінії, паралельні осі Z, вздовж яких визначалось значення тангенціальної швидкості

Для досліджень використовували циклони із спіральним направляючим апаратом описаним в [2]. Значення тангенціальної швидкості руху визначали в межах від 600 мм вище нижнього торця циліндричної частини до 200 мм нижче цього торця (рис.1). Дослідження проводили вздовж ліній, які є паралельні осям X і Z (рис. 1).

Зміна тангенціальної швидкості від радіусу циліндричної частини апарату у площині вище на 600 мм від нижнього торця циліндричної частини апарату представлена на рис. 2. Зміна тангенціальної швидкості від радіусу циліндричної частини апарату у перерізі нижче на 200 мм від нижнього торця циліндричної частини апарату представлена на рис. 3.

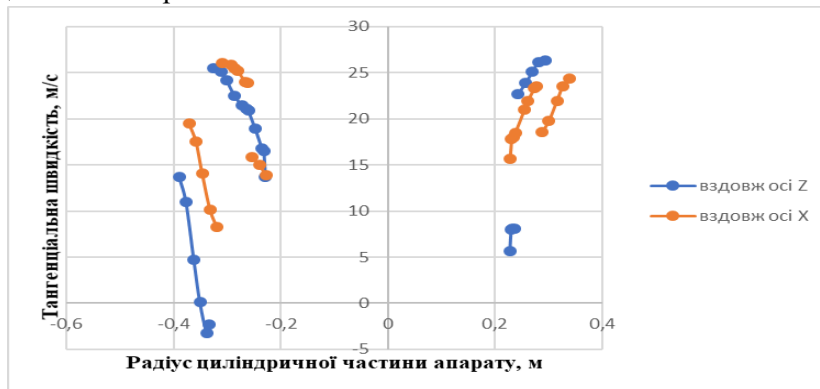


Рис. 2. Зміна тангенціальної швидкості в площині вище на 600 мм від нижнього торця циліндричної частини апарату.

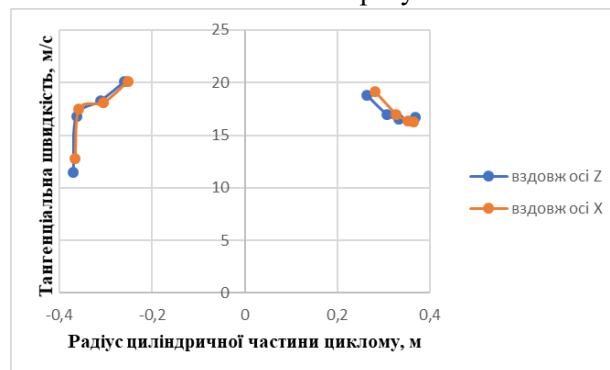


Рис. 3. Зміна тангенціальної швидкості в площині нижче на 200 мм від нижнього торця циліндричної частини апарату.

В результаті досліджень структури газового потоку в зоні нижнього торця циліндричної частини циклону із спіральним направляючим апаратом можна наступний висновок:

1. Тангенціальна швидкість в кільцевому просторі вище нижнього торця циліндричної частини збільшується із збільшенням радіусу апарату. По мірі опускання газового потоку, до площини на 200 мм нижче нижнього торця циліндричної частини, характер зміни тангенціальної швидкості із збільшенням радіуса змінюється на протилежний.

Література

1. Пирумов А.И., Обеспыливание воздуха [Текст]/ Пирумов А.И., 2-е изд. Перераб. И доп., М.: Стройиздат, 1981. – 296с.

2. Дубинін А.І., Майструк В.В., Гаврилів Р.І., Циклони із спіральним направляючим апаратом. // Восточно - Европейский журнал передовых технологий. Харків - 2011 вип. 2/6(50). С. 35-37.

УДК 004.89

АНАЛІЗ ЧАСОВИХ РЯДІВ ЗАСОБАМИ МОВИ R

ANALYSIS OF TIME SERIES WITH R LANGUAGE

Роман Камінський, Ярослав Боровець

Національний університет «Львівська політехніка»

На початках R використовувався переважно в академічному і науково-дослідницькому середовищі, але порівняно недавно став проникати і в світ великих корпорацій та від цього R - став одним з найбільш бурхливо розвинених статистичних мов, які використовуються саме у практичному аналізі. Одна з основних переваг R - велика кількість розробників-користувачів і відповідна кількість документації. Як наслідок появився CRAN, гігантський репозиторій рекомендованих пакетів R, розробкою яких можуть зайнятись усі бажаючі. Ці пакети становлять собою колекцію функцій і даних R, вони забезпечують миттєвий доступ до новітніх прийомів і функціоналу, позбавляючи програміста від необхідності все винаходити самостійно, а просто швидко використати і настроїти все під свою задачу.

Який базовий функціонал зазвичай потрібний?

1. Імпорт даних з різноманітних джерел.
2. Обробка даних (угруповання, агрегування).
3. Початковий аналіз
4. Розвинута обробка (аналіз, прогнозування, статистика, машинне навчання)
5. Візуалізація
6. Експорт розрахованих даних (інтеграція з іншими середовищами)
7. Візуалізація і експорт у зрозумілий формат для користувача

Наведений вище функціонал надається в межах мови R без складних додаткових сторонніх компонент.

В даний момент спостерігається значний інтерес дослідників до проблем інтелектуального аналізу часових рядів. Відома велика кількість робіт, присвячених аналізу, прогнозуванню, визначенню тенденцій та інтерпретації часових рядів, що відносяться до різних предметних областей. При аналізі часових рядів різних предметних областей виникає проблема побудови математичних моделей, які дозволяють виконувати прогнозування, резюмування і змістовну інтерпретацію часових рядів в умовах неповної інформації. У цьому випадку мова R стає відмінним засобом дослідження. Актуальність мови зв'язується з вирішенням завдань в галузі аналізу та прогнозування часових рядів, як і складних соціальних або технічних систем.

В R існує спеціальний клас об'єктів для роботи з даними, що представляють собою тимчасові ряди - `ts` (від `time series` - часовий ряд). Для створення об'єктів цього класу служить функція - `ts ()`. З відповідним об'єктом можна провести аналіз методами наведеними на Рис.1.



Рис. 1 Базовий набір для аналізу часових рядів у середовищі R

На жаль, на практиці в ході збору даних далеко не завжди вдається отримати повністю укомплектовані набори. Пропуски окремих значень є звичним явищем і тому, перш ніж почати застосовувати аналітичні методи, оброблювані дані слід привести до "канонічного" виду. Для цього необхідно, або видалити фрагменти об'єктів з відсутніми елементами, або замінити наявні пропуски на деякі значення. Проблема "боротьби з пропусками" настільки ж складна, як і сама статистика, оскільки в цій області існує вражаюче безліч підходів. Для цього ми можемо використати пакет `caret`.

При роботі з звичайними часовими рядами можна придержуватись стандартного підходу:

1. Візуальний аналіз (пакет `plotrr`)
2. Розкладання ряду і вивчення його компонент: сезонність, циклічність, тренд (`trend, stat, robfilter`)
3. Побудова математичної моделі і прогнозування (`forecast, TSA, ARIMA, stsm`)

Коли вибір дійде до екстраполяції в залежності від довжини часового проміжку найбільш оптимальну модель можна обрати у наступних випадках:

1. Для середньострокового і довгострокового періоду в більшій мірі підходять нелінійні моделі - ті ж нейронні мережі, машини опорних векторів (`tsDyn, tserieChaos, NlinTS`);
2. Для короткострокового періоду ARIMA часто перевершує нейронні мережі (`FitArma, gsArima`).

Застосування середовища розробки на мові R значно спростить процес дослідження часових рядів і надасть нові можливості різнобічного аналізу даних та прогнозування, що повністю покриває усі важливі аспекти дослідження.

ОСОБЛИВОСТІ РОЗВИТКУ АВТОМАТИЗАЦІЇ ЗВАРЮВАННЯ І НАПЛАВЛЕННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ПРОМИСЛОВИХ РОБОТІВ

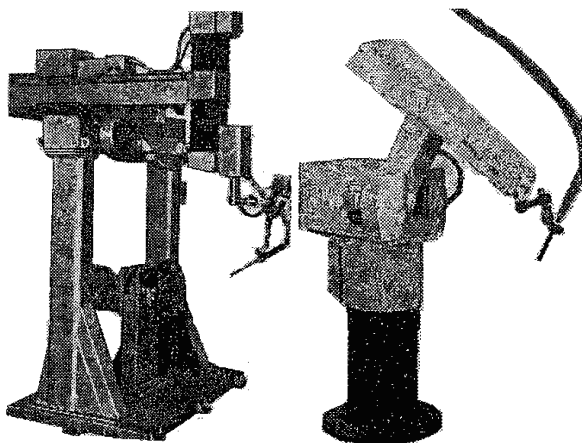
FEATURES OF THE EVOLUTION OF AUTOMATED WELDING AND SURFACING USING INDUSTRIAL ROBOTS

Станіслав Герук¹, Олена Сукманюк²

¹ННЦ «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства», Житомирський агротехнічний коледж», ²Житомирський національний агроекологічний університет

На світовому ринку робототехніки зараз лідирують Японія і Німеччина – ці країни виробляють більше половини всієї роботизованою продукції в світі.

Однією з перших країн, які стали на шлях роботизації процесу зварювання, була Японія, де виготовленням та впровадженням у виробництво роботів займалися такі фірми як «ShinMaywa» (рис.1), «Osaka Transformer» (рис.2), «HITACHI» (рис.3), «YASKAWA» – «MOTOMAN-L10» і «MOTOMAN-L3» (рис. 4).



а Рис. 1. Роботи для зварювання фірми «Шин-Мейва» (Японія): а – PW752; б – RJ65

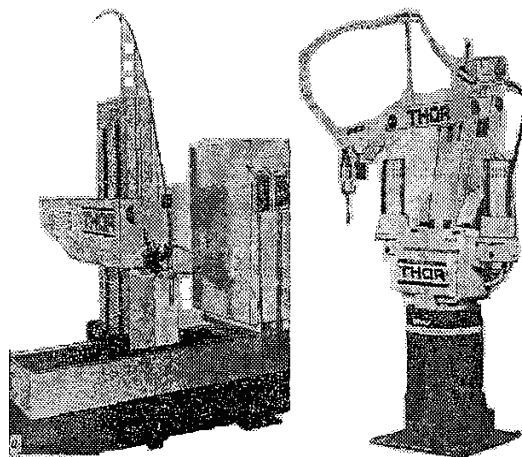


Рис. 2. Роботи для зварювання фірми «Осака трансформер» (Японія)

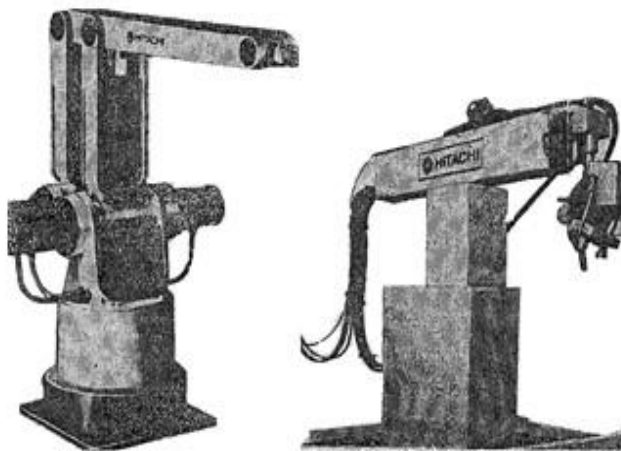


Рис. 3. Роботи фірми «Хітачі» (Японія)

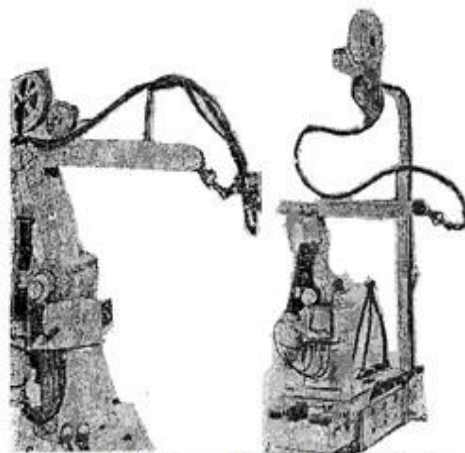


Рис. 4. Роботи «Мотоман -L10» і «Мотоман-L3» фірми «Яскава» (Японія)

Промислові роботи Panasonic застосовуються для зварювання у середовищі активних (CO₂ та MAG) та інертних газів (MIG) плавким електродом, а також неплавким електродом у середовищі інертних газів (TIG). Зварювальний робот складається з маніпулятора, контролера, зварювального джерела живлення (з відповідним пальником та механізмом подавання дроту), а також додаткових пристроїв переміщення та позиціонування (т.з. "зовнішні осі"). Зважаючи на наявність двох різних типів контролерів, розрізняють дві серії роботів: G2 та TAWERS.

Проблемами розробки та виготовлення, а також впровадження у виробництво роботів для зварювання займалися ряд фірм Німеччини «Німак», «Фольксфаген», «Клоос» (рис.5), «КУКА», «А. Бинцель», «Мессер Грисхайм», США «Юнімейшен», «Цинциннаті-Мілакрон», Австрії «ІГМ», Франції «Рено», «Сіакі», Швеції «АСЕА», «ЕСАБ», «Торстекнік», Італії «Бісіач і Карру» (рис.8), Великобританія «Філіпс».



Рис. 5. Зварювальний робот «Ромат 55» фірми «Клоос» (Німеччина)

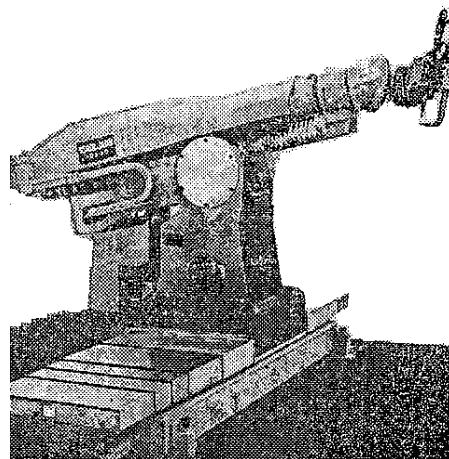


Рис. 6. Робот «Джоллі 80» фірми «Бісіач і Карру» (Італія) для контактного точкового

Німецькою фірмою «Rege-Motortechnik GmbH», яка спеціалізується на виготовленні обладнання для відновлення колінчастих валів, розроблено технологію та установку для наплавки шийок колінчатих валів, які використовувались в МТС Мимонь (Чехословаччина). Процес відновлення проводився наплавкою під шаром флюсу з попереднім підігрівом валу до 250°C.

За останні роки значно збільшилась вантажопідйомність промислових роботів, в даний час для деяких моделей роботів вона досягає 400 кг. Це суттєво розширило галузь їхнього використання, підвищувалась точність позиціонування робочих органів, яка в деяких моделях досягала 0,02-0,03 мм і не перевищувала 0,5 мм для моделей великої вантажопідйомності.

За рахунок ускладнення алгоритмів обробки інформації розширились і функціональні можливості роботів. Фірма «REIS-ROBOTICS» навела основні стандартні функції пристроїв керування промислових роботів для дугового зварювання. До них відносяться автоматичне програмування, корекція можливих помилок, автоматичне управління роботами за шести степенями рухливості, запалення дуги, регулювання параметрів, обробка і раціональний вибір холостих ходів переміщення робочого інструмента

Розробка робототехнічних комплексів в Україні здійснюється відділом автоматизованих систем управління технологічними процесами Інституту електрозварювання ім. Є.О. Патона. Співробітниками даного відділу для підприємства «Північна зірка» (м. Черкаси) було розроблено в 2008 р. робот PANUK для зварювання вузлів сівалки.

На замовлення одного з найстаріших українських підприємств з випуску сільгоспмашин ПАТ «Ельворті» (м. Кропивницький) фірма «НАВКО-ТЕХ» виготовила і запустила у виробництво роботизований комплекс РК755 для MIG-зварювання малогабаритних виробів типу «повідець». Як промисловий робот застосований робот AM-100iBe з пристроєм управління R-J3iBMate виробництва фірми FANUC Robotics.

Використання роботів для зварювання і наплавлення при відновленні деталей машин дозволить на більш високому науково-технічному рівні вирішити задачу створення комплексної роботизації на підприємствах, переглянути функції між людиною і машиною, суттєво підвищити продуктивність праці.

Застосування промислових роботів і робототехнічних комплексів забезпечить стабільно високу якість продукції, а також можливість мобільного переналаштування виробництва.

УДК 621.548

ВПЛИВ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛА ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ НА КОЛИВАЛЬНІ ПРОЦЕСИ У ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ З ДВОМАСНИМ МАХОВИКОМ

THE ROTATIONAL SPEED OF COMBUSTION ENGINE CRANKSHAFT INFLUENCES ON OSCILLATING PROCESSES IN CAR TRANSMISSION WITH DUAL MASS FLYWHEEL

Богдан Кіндрацький, Роман Літвін

Національний університет «Львівська політехніка»

Developed in SIMULINK simulation model of cars drive with dual mass flywheel (DMF) during the internal combustion engine at idle. The influence of DMF parameters on oscillating processes in the transmission and loading of parts of the flywheel and the gearbox investigated.

Оснащення сучасних автомобілів потужними низькообертними дизельними двигунами призвело до підвищення вібрацій і циклічного навантаження елементів коробок перемикання передач (КПП). Традиційні маховики з циліндричними пружинами вже не забезпечують ефективного поглинання крутильних коливань у трансмісії автомобілів у широкому діапазоні.

Виходом з такої ситуації стало застосування двомасного маховика (ДММ). На холостому ході дизельні двигуни створюють низькочастотне гармонійне збурення, частота якого наближається до власної частоти коливань КПП. Заміна одномасного маховика на двомасний зменшує навантаженість деталей КПП, однак збільшує динамічне навантаження на пружні ланки ДММ, що призводить до їх втомного руйнування. Тому аналіз коливних процесів у трансмісії автомобіля з ДММ на різних режимах роботи, з метою пошуку шляхів підвищення його ресурсу, є актуальним і має важливе практичне значення.

Динамічна модель приводу автомобіля з ДММ і двовальною КПП при роботі двигуна на холостому ході, тобто, коли зчеплення замкнуте і увімкнена нейтральна передача, наведена на рис. 1.

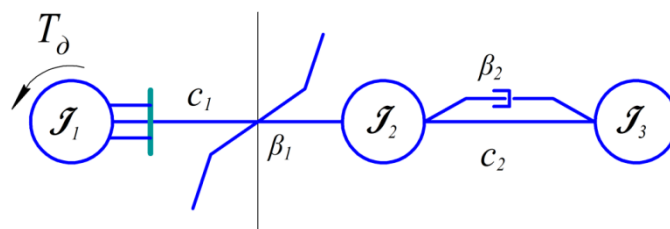


Рис. 1. Динамічна модель приводу: J_1 – зведений момент інерції рухомих ланок ДВЗ: колінчастого вала, поршнів, шатунів і первинної маси ДММ; J_2 – зведений момент інерції вторинної маси ДММ і рухомих мас зчеплення; J_3 – зведений момент інерції рухомих ланок КПП; c_1 – зведена жорсткість пружних елементів ДММ; c_2 – зведена жорсткість рухомих ланок КПП; β_1 – коефіцієнт розсіювання енергії в ДММ; β_2 – коефіцієнт розсіювання енергії в КПП; φ_1 , φ_2 і φ_3 – узагальнені координати (кути повороту відповідно мас J_1 , J_2 та J_3)

Коливальні явища у цій моделі описано системою звичайних диференціальних рівнянь поданною в [1].

Результати симуляції коливальних процесів у трансмісії автомобіля з ДММ під час холостого ходу зображені на рис. 2 – рис. 5. Розрахунки проведені за таких сталих параметрів динамічної моделі: $T_{00} = 80$ Н·м; $T_0 = 60$ Н·м; $\omega = 63$ с⁻¹; $\alpha = 0$; $J_1 = 1,2$ кг·м²; $J_3 = 0,1$ кг·м²; $\beta_1 = 25$ Н·с·м; $\beta_2 = 0,12$ Н·с·м; $c_1 = 330$ Н·м/рад; $c_2 = 2475$ Н·м/рад.

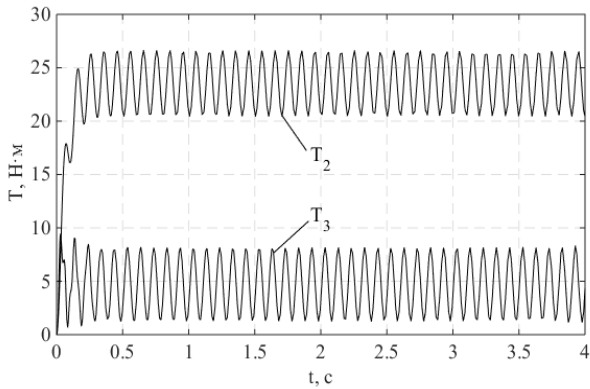


Рис. 2. Зміна крутного моменту від часу: T_2 – у ДММ, T_3 – у ланках КПП, $J_2 = 0,4$ кг·м²

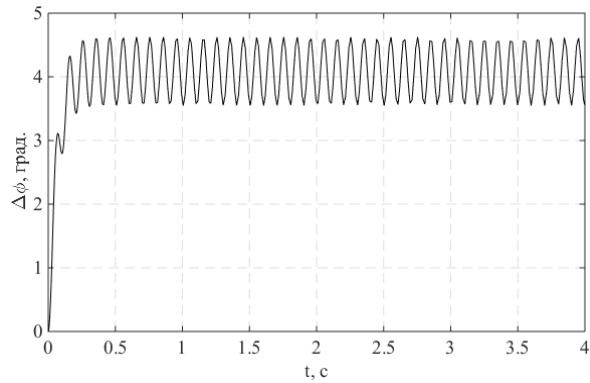


Рис. 3. Зміна відносного кута повороту мас ДММ від часу $J_2 = 0,4$ кг·м²

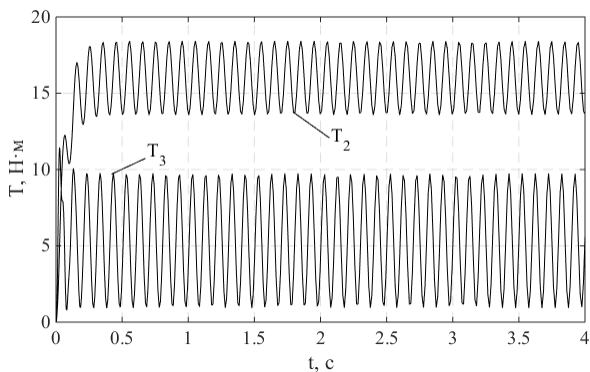


Рис. 4. Зміна крутного моменту від часу: T_2 – у ДММ, T_3 – у ланках КПП, $J_2 = 0,2$ кг·м²

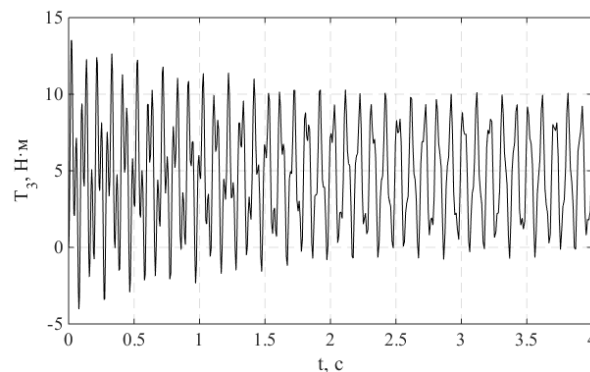


Рис. 5. Зміна крутного моменту T_3 у ланках КПП від часу: $J_1 = 1,6$ кг·м²

З наведених графіків видно, що крутний момент у ланках КПП в трансмісії з ДММ змінюється гармонійно. Крутний момент T_2 , що сприймається пружними ланками ДММ, коливається в межах від 13 до 18 Н·м, а в ланках КПП – в межах від 1,5 до 8 Н·м. При цьому коливання моментів, а отже, і напружень у ланках, відбуваються за знакосталним циклом. ДММ поглинає коливання крутного моменту, створеного ДВЗ, і крутний момент, що передається на ланки КПП при холостому ході, істотно зменшується. Відносний кут повороту мас ДММ не перевищує 4,8 градусів. Зменшення моменту інерції вторинної маси ДММ, за інших однакових параметрах системи, приводить до зменшення навантажень на пружні ланки ДММ і не істотно впливає на величину крутного моменту, який сприймають ланки КПП.

Аналогічні графіки отримані при симулюванні коливальних процесів у трансмісії автомобіля за інших конструктивних параметрів маховика і швидкостей обертання колінчастого вала ДВЗ. З'ясовано, що встановлення ДММ у трансмісію дає можливість зменшити амплітуду крутного моменту в ланках КПП майже в 2,4 рази порівняно з амплітудою коливань крутного моменту, створюваного ДВЗ на холостому ході. Демпфувальна здатність ДММ перевищує демпфувальну здатність класичного диска зчеплення з демпфером крутильних коливань, що дає можливість зменшити динамічне навантаження в ланках КПП на холостому ході ДВЗ. Для забезпечення більшої довговічності пружних елементів ДММ, треба, за можливості, зменшувати момент інерції вторинної маси ДММ.

1. Кіндрацький Б.І. Коливальні процеси у трансмісії автомобіля з двомасним маховиком під час роботи двигуна на холостому ході / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // Журнал Одеського нац. політех. ун-ту «Підйомно-транспортна техніка». — Одеса, 2018. — 1(57). — С. 45—54.

УДК 621.22

ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ГІДРОПРИВОДІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН НА ОСНОВІ МЕХАНОТРОННИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ

PROSPECTS FOR THE DEVELOPMENT OF HYDRAULIC DRIVES OF MOBILE MACHINES BASED ON MECHANOTRONIC CONTROL SYSTEMS

Юрій Бурєнніков, Леонід Козлов, Леонід Поліщук
Вінницький національний технічний університет

In agriculture in transport in industry and construction, mobile hydraulics are widely used. These machines include tractors, excavators, combines, cars with manipulators. The tendency of the development of such hydraulic drives is the widespread use of regulated pumps and proportional hydroequipment with electromagnetic control. Equipped with hydraulic drives controllers provides an opportunity to optimize working operations. In this way, increasing the productivity and economy of the machines, improving the quality of the operations performed.

В сільському господарстві на транспорті в промисловості та будівництві широко застосовуються мобільні машини з гідроприводом: сільськогосподарські та промислові трактори, комбайни різного призначення, екскаватори, транспортні засоби з маніпуляторами та ін. Такі машини оснащені багатопотоковими гідроприводами з потужністю до декількох сотень кіловат. Гідроприводи забезпечують рух мобільної машини та виконання основних технологічних операцій.

Тенденціями розвитку гідроприводів мобільних машин в останні роки є перехід на застосування регульованих насосів та пропорційної гідроапаратури з електрогідравлічним керуванням. Застосування таких гідроприводів забезпечує різке підвищення економічності роботи мобільних машин, а також можливості пропорційного керування параметрами руху робочих органів, що суттєво підвищує продуктивність роботи машин та покращує якість виконуваних робіт.

Поява гідроприводів з пропорційним електрогідравлічним керуванням створила передумови для широкого впровадження на мобільних машинах механотронних систем керування на основі вільнопрограмованих контролерів. В гідроприводах з механотронними системами керування можливий постійний контроль за якістю виконання технологічної операції та реалізація алгоритмів керування, які забезпечують оптимізацію робочого циклу машини, підвищення продуктивності та економічності. Застосування механотронних систем керування забезпечує адаптацію режимів роботи до змін зовнішніх умов та навантажень, а також створює умови для розвитку та широкого застосування гідроприводів із здатністю до самонавчання.

У Вінницькому національному технічному університеті виконано ряд науково-дослідних робіт по розробці перспективних схем гідроприводів та конструкцій пропорційних гідроагрегатів з електрогідравлічним керуванням для застосування в мобільних машинах. Розроблені гідравлічні розподільник секційного типу на величини тиску до 20 МПа та потоку до 120 л/хв для застосування в гідросистемах з регульованими насосами. Спроектвані спеціальні регулятори для насосів змінного робочого об'єму, що забезпечують роботу гідроприводів мобільних машин в режимах постійної потужності та чутливості до навантажень.

Розроблено адаптивні регулятори, призначені для суттєвого зменшення втрат потужності в гідроприводах транспортних машин з маніпуляторами. Такі адаптивні регулятори забезпечують також можливість суттєво зменшення амплітуди коливань в гідроприводах, що виникають в динамічних режимах роботи.

УДК 622/794:621-1/-9

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАЗРУШЕНИЯ СЛОЯ ГОРНОЙ МАССЫ ЛЕПЕСТКОВЫМ ДИСКОМ ВАЛКОВОГО КЛАССИФИКАТОРА

STUDY OF THE PROCESS OF DESTRUCTION OF THE LAYER OF THE MOUNTAIN MASS WITH AN OPTIMIZED DISK OF THE ROLLER CLASSIFIER

Надутый Владимир Петрович¹, Джамиль Хаддад², Сухарев В.В.¹, ¹Институт геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України, ²Прикладной университет Аль-Балка, Иордания

Проблемы, связанные с эффективной классификацией трудногροхотимых влажных и липких минеральных материалов, еще не решены и требуют дополнительных теоретических и экспериментальных усилий. Целью настоящего исследования является определение значений энергии удара, необходимых для разрушения слоя горной породы с помощью рабочего органа валкового вибрационного классификатора, который может быть реализован либо с использованием резины, либо из стального материала. Проведены эксперименты для сравнения различных типов материалов валков валкового вибрационного классификатора, чтобы получить максимальное значение энергии удара. Эксперименты включали измерения высоты падения, толщины слоя горной порок с учетом различной крупности материала и ее влажности. В результате экспериментов сделан вывод, что при просеивании влажных материалов резиновые лепестковые диски показывают характеристики, аналогичные стальным, что подтверждает эффективность их использования для классификации трудногροхотимых влажных материалов.

Для решения актуальной проблемы по эффективному разделению трудногροхотимой влажной и липкой горной массы в ИГТМ НАН Украины разработан валковый вибрационный классификатор (ВВК). Просеивающая поверхность данного устройства образуется вращающимися валками и имеет различную конфигурацию, валки могут быть металлическими с цилиндрической поверхностью или резиновыми с лепестковой поверхностью.

В процессе теоретических и экспериментальных исследований предложена одна из наиболее эффективных поверхностей ВВК, в которой валки набраны из полимерных дисков с различными видами лепестков. Один из вариантов - полимерный диск с шестью лепестками представлен на рис. 1.

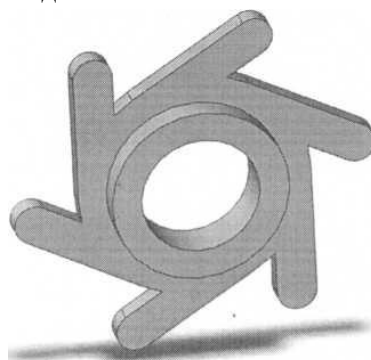


Рис. 1. Полимерный диск с шестью лепестками

Конструкция валка с лепестками в ВВК (рис.2.) позволяет не только транспортировать горную массу, но и разрыхлять ее слой, используя виброударный режим для разрушения слипшихся кусков, которые при обычном грохочении остаются в надрешетном продукте, что приводит к снижению эффективности классификации.

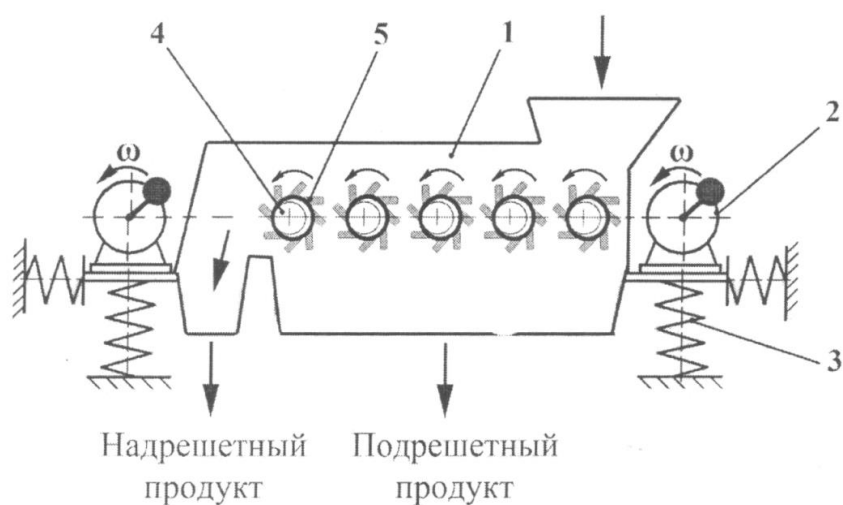


Рис. 2. Общий вид конструкции валкового виброударного классификатора: 1 - короб; 2 - инерционный вибровозбудитель; 3 - упругие связи; 4 - эксцентриситет валков; 5 - рабочие валки

В исследованиях ударного взаимодействия куска материала с лепестковой рабочей поверхностью горной машины рассматривался случай, когда кусок горной породы уже находился на поверхности его переработки без учета его падения на нее с определенной высоты, на которой установлено устройство подачи материала. Также, в исследованиях рассмотрен случай, когда кусок горной массы достаточно велик и способен оказывать упругие деформационные последствия на сами рабочие инструменты классифицирующей машины.

Наукове видання
Мови видання: українська, російська

Тези доповідей
XVII-ої Міжнародної науково-технічної конференції

“Вібрації в техніці та технологіях”

Тези доповідей друкуються в авторській редакції

Відповідальний за випуск: Ланець О.С.

Технічні редактори: Боровець В.М., Шоловій Ю.П.

Підписано до друку 1.10.2018. Формат 60*84 1/8.
Папір офсетний . Друк цифровий. Гарнітура Times New Roman
Умов.друк. аркушів 15,9. Тираж100

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до державного реєстру
видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції Серія ДК № 2509
від 30.05.2006 р.

Друк ПП «ПОСВІТ»
Адреса: вул. І. Мазепи, 7, м. Дрогобич, 82100 Україна тел. (03244) 2-23-35, 3-38-50
E-mail: posvitdruk@gmail.com