

Національний університет харчових технологій

Паламарчук Ігор Павлович

УДК 621.9.048; 664.002.5

**НАУКОВО-ТЕХНІЧНІ ОСНОВИ РОЗРОБЛЕННЯ
ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ ВІБРОМАШИН МЕХАНІЧНОЇ
ДІЇ ХАРЧОВИХ І ПЕРЕРОБНИХ ВИРОБНИЦТВ**

*05.18.12 – процеси й обладнання харчових, мікробіологічних і
фармацевтичних виробництв*

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня

доктора технічних наук

Київ – 2008

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у Вінницькому державному аграрному університеті Міністерства аграрної політики України.

Науковий консультант : доктор технічних наук, професор
Берник Павло Степанович,
Вінницький державний
аграрний університет.

Офіційні опоненти : доктор технічних наук, професор
Соколенко Анатолій Іванович,
Національний університет
харчових технологій,
завідувач кафедри
“Технічна механіка та пакувальна техніка”;

доктор технічних наук, професор
Богомолів Олексій Васильович,
Харківський національний технічний
університет сільського господарства
імені Петра Василенка, декан факультету
“Переробка та зберігання
сільськогосподарської продукції”;

доктор технічних наук, професор
Сердюк Леонід Іванович,
Полтавський національний технічний
університет імені Юрія Кондратюка,
завідувач кафедри
“Теоретична механіка”.

Захист відбудеться “ 17 ” вересня 2008 р. о “ 14⁰⁰ ” годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.058.02 при Національному університеті харчових технологій за адресою: 01033, м. Київ, вул. Володимирська, 68, навчальний корпус А, аудиторія 311.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національного університету харчових технологій (01033, м. Київ, вул. Володимирська, 68).

Автореферат розіслано “ ” червня 2008 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради, к.т.н. _____ Кривопляс – Володіна Л.О.

Здано в набір 10.06.08. Підписано до друку 20.06.08. Тираж 200 прим.

Віддруковано у видавничому відділі Вінницького державного аграрного
університету
Вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Багатокомпонентність та різноманітність сировини харчових і переробних виробництв, складність реалізації процесу її обробки, високі вимоги до поживних якостей продукції обумовлюють труднощі вибору ефективного переробного обладнання. Тенденцію подальшого розвитку та універсальності технологічного використання таких машин становить реалізація механічних та тепломасообмінних процесів у різних за фазовим станом середовищах в умовах застосування інтенсифікуючої дії розроблених енергозберігаючих вібраційних приводів.

Універсальність вібрації полягає в тому, що вона є найбільш ефективним загальним засобом керування динамічним станом оброблюваної сировини при здійсненні різноманітних технологічних завдань у різних дисперсних системах. Серед особливостей вібраційної дії можна відзначити можливість передавати великі потоки енергії системам з незначною амплітудою коливань її робочих органів; можливість впливу як на значні об'єми продукції, так і на локалізовані її області; значне збільшення та інтенсивне оновлення поверхонь взаємодії технологічних середовищ, підвищення швидкості конвективної дифузії, зниження ефективної густини матеріалу та зміну реологічних і структурно-механічних властивостей сировини для харчової промисловості.

Зниження сил внутрішнього тертя та ефективної в'язкості технологічних мас при вібраційному впливі обумовлює доцільність здійснювати процеси сушіння сипких мас, гомогенізації продукції, подрібнення матеріалу з одночасним його перемішуванням у всьому об'ємі робочої ємності. В результаті коливального руху робочих органів вібраційної машини спостерігаються достатньо складні траєкторії руху часток оброблюваного матеріалу внаслідок якісної зміни характеру положень рівноваги структурних елементів системи, причому сучасні вібрмашини передбачають можливість цілеспрямованого регулювання параметрів такого руху в широких межах. Такий вплив зумовлює ефективність розподілення, а саме просіювання, калібрування, класифікації часток неоднорідної сировини в залежності не тільки від їх форми та розмірів, але і від різних фізико-механічних властивостей, зокрема, шорсткості поверхні, пружності матеріалу, коефіцієнтів тертя та зчеплення, ударних властивостей тощо.

Ударно-хвильові явища сприяють реалізації процесів подрібнення матеріалу, що і використовується в сучасних вібраційних кульових млинах та дробарках. Такий різновид процесу подрібнення як різання, набуває ефективності у вібраційному полі завдяки зменшенню сил тертя між ріжучим органом і продукцією, отриманню більш якісного зрізу при мінімальних енерговитратах на здійснення даної операції. Порівняно м'який режим механічної обробки, особливо в умовах віброкиплячого шару сировини дає можливість знизити пошкоджуваність продукції, значно підвищити рівномірність та інтенсивність її обробки при реалізації процесів миття та очищення поверхневого покриття.

Головними недоліками означених вібраційних процесів залишаються високі динамічні навантаження на опорні вузли, недосконала система зрівноваження інерційних сил, порівняно високі енерговитрати в приводних механізмах типових вібраційних машин.

Провідне положення у світі в галузі теоретичних досліджень та практичної реалізації вібраційних ефектів займають вітчизняні вібротехнологи та конструктори, сконцентровані у наукових осередках Дніпропетровського національного університету (м. Дніпропетровськ), Національної гірничої академії (НГА м. Дніпропетровськ), Харківського національного технічного університету сільського господарства (ХНТУСГ), Національного університету „Львівська Політехніка”, Національного університету харчових технологій (НУХТ, м.Київ), Полтавського національного технічного університету (ПНТУ), Національного аграрного університету (м. Київ), Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля (м. Луганськ).

У Вінницькому державному аграрному університеті (ВДАУ) сформовано науковий напрямок, що має метою розробку та конструктивну реалізацію в умовах вібраційного поля механічних та тепломасообмінних процесів переробки сировини харчових і переробних виробництв, енергоощадних технологій в різних галузях сільськогосподарського виробництва та машинобудування. В результаті даної роботи знайшли конструктивне втілення вібраційні змішувачі, дробарки, різальні машини, грохоти періодичної та безперервної дії, конвеєрні миєчно – очисні машини. Технологічною новизною означених машин стали віброімпелерне виконання приводу, вібропланетарний спосіб збудження коливань, комбінований механічний вібропривод плоских та просторових коливань, застосування активних та пасивних турбулізаторів оброблюваного середовища в приводних механізмах, що значно поліпшило техніко-економічні характеристики обладнання.

Представлена наукова робота базується на фундаментальних працях, теоретичних та експериментальних дослідженнях, спрямованих на розвиток двох перспективних та актуальних напрямів: реалізації механічних процесів харчових і переробних виробництв та використання вібраційних ефектів як засобу автоматизації та механізації технологічних процесів. Ефективність реалізації, високий потенціал та перспективи вдосконалення означених процесів спостерігається саме від творчого поєднання даних напрямів, про що свідчать роботи як відомих вібротехнологів та конструкторів А.П. Бабічева, П.С. Берника, І.І. Блехмана, О.В. Богомолова, І.Ф. Гончаревича, В.П. Надутого, Г.Ю. Джанелідзе, П.Д. Денісова, П.М. Заїки, І.М. Карташова, С.Г. Костогриза, Е.Е. Лавендела, П.П. Овчинникова, Б.Я. Опірського, В.О. Повідайла, В.Н. Потураєва, І.В. Політова, Л.І. Сердюка, А.П. Сергієва, Р.І. Сіліна, О.О. Співаковського, В.Б. Струтинського, А.П. Субача, М.А. Талейсніка, Л.М. Тіщенко, К.В. Фролова, В.П. Франчука, А.Г. Червоненко, Н.Б. Урьєва; так і визнаних засновників технологій та обладнання харчових та переробних сільськогосподарських виробництв Г.Д. Деля, А.В. Горбатова, Г.Е. Лимонова, В.М. Лисянського, Л.В. Левенсона, Ю.І. Макарова, І.Ф. Малежика, В.А. Огороднікова, О.І. Пелєєва, В.Д. Попова, М.М. Пушанко, П.О. Ребіндера,

З.А. Рогова, В.М. Стабнікова, В.М. Соколова, В.М. Степанова, А.І. Українця, Г.А. Хайліса та інших видатних науковців.

Різноманіття технологічного призначення, унікальність фізико-механічних та хіміко-біологічних властивостей сировини, специфічні вимоги до використання оброблюваної продукції в умовах відсутності загального або достатньо ефективного підходу до проектування машин харчових і переробних виробництв значно ускладнюють обґрунтування технологічних та конструктивних схем обладнання, вимагають творчого поєднання законів фізики, хімії, біології. Кінематичні, силові та енергетичні параметри технологічного завантаження в умовах дії вібраційного поля на даний час розраховують переважно за експериментальними даними, притаманними тільки специфічним процесам обробки. Тому методи інтенсифікації технологічних процесів за допомогою вібраційного впливу, часто не є доцільними з техніко-економічних міркувань. Це окреслює необхідність пошуку ефективних схем технологічної дії на сільськогосподарську сировину, зокрема розроблення енергозберігаючих механічних віброприводів машин на основі використання відомих наукових положень, експериментальних досліджень та аналізу основних експлуатаційних факторів при проектуванні технологічного обладнання, що становить основні напрямки даної наукової роботи, обґрунтовуючи її **актуальність** та перспективи впровадження.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Роботу виконано згідно із завданнями, викладеними у плані науково-дослідницьких та дослідно-конструкторських розробок Міністерства аграрної політики України (наказ №181 від 10.06.96 р. “Розробка і впровадження вібраційних машин для переробних галузей АПК” і у плані проведення науково-дослідницьких робіт кафедри “Автоматизація та комплексна механізація технологічних процесів” Вінницького державного аграрного університету за темою “Дослідження вібраційних ефектів та розробка на їх основі прогресивних технологій та обладнання”. Основні розділи роботи були розроблені згідно з договорами про творчу співпрацю Вінницького державного аграрного університету з Вінницьким інструментальним заводом (договір №15 від 10.09.93 р.), з птахокомбінатом “Тульчинський” (договір №9 від 9.01.96 р.), з Українським державним центром по випробуванню та прогнозуванню техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва (договір №10 від 29.12.98 р.), з Корделівським комбикормовим заводом (договір №1 від 14.01.2002 р. та від 14.02.2006 р.), з Літинським м'ясокомбінатом (договір №1 від 18.01.2006), з ВАТ „Вінниця-хліб ДП „Концерн Хлібпром” (договір №1 від 16.01.2006).

Матеріали даної наукової праці були представлені також у звітах про наукову роботу в межах держбюджетної теми 4 “Формування принципів автоматизації віброобробки деталей гідроапаратури комбайнів” та держбюджетної теми 3 “Сучасні технології в сільському господарстві”.

В означених роботах автором особисто були розроблені конструкції, проаналізовані математичні моделі комбінованого віброприводу плоских і просторових коливань для технологічних машин; створені експериментально –

промислові моделі конвеєрної м'ясно – очисної вібромашини та віброрізальної машини; обґрунтовані їх робочі режими.

Мета і завдання дослідження. *Метою* роботи є зменшення енерговитрат та підвищення продуктивності операцій вібраційного подрібнення, перемішування, механічного розділення неоднорідних систем у процесах переробки харчової та сільськогосподарської сировини на основі теоретичного та експериментального аналізу досліджуваних процесів та обладнання, визначення перспективних напрямів підвищення їх ефективності, обґрунтування науково технічних основ проектування енергозберігаючих віброприводів механічної дії.

При вирішенні даної мети були поставлені наступні *задачі*:

- проаналізувати динаміку зміни основних параметрів вібраційної технологічної системи та вплив їх на вибір оптимальних режимів функціонування досліджуваних машин;
- розробити перспективні схеми, математичні моделі та конструкції вібраційних технологічних машин за умовами енергозбереження та інтенсифікації технологічного впливу для реалізації основних механічних процесів харчових і переробних виробництв, зокрема дроблення та різання, перемішування, сепарації та відтискування, миття та очищення поверхневого покриття, реалізації транспортно-технологічних операцій;
- дослідити механіку означених вібраційних машин, визначити залежності для кінематичних, силових та енергетичних параметрів технологічної машини та обґрунтувати схему віброзбудження плоских та просторових коливань;
- обґрунтувати методики проектування та конструювання вібраційних машин механічної дії для процесів харчових і переробних виробництв;
- розробити та впровадити у виробництво експериментально-промислові моделі вібраційних машин для перемішування, різання, дроблення, миття та очищення харчової та сільськогосподарської сировини.

Об'єкт дослідження – процеси механічної дії на харчову та сільськогосподарську речовину при дробленні, різанні, перемішуванні, розділенні неоднорідних систем, здійсненні транспортно-технологічних операцій в умовах вібраційного технологічного поля.

Предмет дослідження – механічні вібраційні машини харчових і переробних виробництв, які відзначаються енергоощадністю та високоінтенсивною технологічною дією.

Методи досліджень – аналітичні, теоретичні, експериментальні.

Для теоретичних досліджень використані сучасні концепції теорії міцності та руйнування, основні положення механіки деформівного твердого тіла, суцільних і сипких середовищ, теорії пружності, статистичної фізики, теорії вібраційної обробки та транспортування.

При виконанні експериментальних досліджень були використані німецька апаратура Robotron для оцінки кінематичних параметрів вібрації, експериментальні установки для визначення коефіцієнтів тертя спокою та руху,

машини Р-10 та МК-50 для проведення експериментальних досліджень при визначенні силових параметрів процесу подрібнення кісткової сировини відповідно при стиску та крученні, електромеханічне устаткування для забезпечення повільної зміни частоти обертання приводного вала віброзбуджувача, розроблений механізм ступінчастої зміни ексцентриситету приводного вала.

При обробці отриманих даних були використані математичні методи чисельного аналізу, система комп'ютерної математики MAPLE, методи моделювання в середовищі MathCAD, екстраполяція функцій.

Наукова новизна одержаних результатів. Вперше було:

- систематизовано та обґрунтовано вплив змушуючих силових факторів на зміну траєкторії руху виконавчих органів вібраційної технологічної системи, що дозволяє прогнозувати поведінку завантаження та мінімізувати кількість кінематичних ланок у системі;
- обґрунтовані напрями розвитку конструкцій енергозберігаючих та високопродуктивних вібраційних приводів машин для реалізації дроблення, різання, перемішування, очищення поверхневого покриття та розділення неоднорідних систем в процесах харчових і переробних виробництв;
- побудовані та досліджені динамічні моделі вібраційних приводів з комбінованим кінематичним віброзбудженням плоских та просторових коливань для машин з жорстким та гнучким контейнером; з вібропланетарним рухом виконавчих органів різальної дискової машини; отримані аналітичні залежності для оцінки кінематичних, силових та енергетичних характеристик розроблених коливальних систем, що дозволило здійснити вибір та обґрунтування раціонального способу віброзбудження для технологічних машин механічної дії на сировину;
- отримані експериментальні та теоретичні залежності для амплітудно-частотних, силових та енергетичних параметрів приводного механізму розроблених вібраційних машин.

Дістали подальший розвиток:

- обґрунтування критеріїв оцінки вібраційних технологічних і транспортно-технологічних машин;
- дослідження впливу технологічного середовища на виконавчі органи машини в умовах вібраційного поля;
- оцінка основних параметрів механіко-реологічних моделей технологічного завантаження вібраційних машин;
- дослідження закономірностей процесу руйнування кісткової сировини різанням; визначення основних силових та енергетичних параметрів даного процесу в умовах вібраційної дії;
- методика оцінки розроблених вібромашин за конкурентоспроможністю та в результаті техніко-економічного і функціонально-вартісного аналізу;

- дослідження механіки вібраційних транспортно-технологічних машин для обробки поверхневого покриття дрібнокускової продукції та нагнітання в'язко – пластичних мас;
- методика проектування та конструювання вібраційних машин для реалізації механічних процесів харчових і переробних виробництв.

Обґрунтованість і достовірність наукових положень, висновків і рекомендацій. Отримані рівняння руху виконавчих органів досліджуваних вібраційних машин не суперечать відомим теоріям вібраційного поля та механіки коливальних систем, справджуються у межах початкових допущень та накладених граничних умов і підтверджуються уже відомими та додатково одержаними автором експериментальними даними.

Теоретичні та експериментальні залежності для амплітудно-частотних, силових та енергетичних параметрів наведених у роботі альтернативних віброприводів свідчать про адекватність математичних моделей досліджуваних схем віброзбудження та правильність вибору оціночних параметрів.

Достовірність наукових положень, висновків і рекомендацій щодо порівняльної оцінки розроблюваних та відомих віброзбуджувачів, закономірностей процесу різання кісткової сировини, дроблення та перемішування технологічного завантаження в умовах вібраційного поля підтверджено експериментальними дослідженнями на лабораторних стендах та експериментально-промислових моделях вібраційних машин дискового, барабанного та конвеєрного типів, що отримали виробничу апробацію.

Наукове значення роботи. Теоретично та експериментально доведена ефективність поєднання конструктивних елементів динамічного та кінематичного віброприводів при генерації плоских та просторових коливань в машинах з жорстким та гнучким контейнером, що дозволяє значно розширити спектр технологічного використання та ефективність механічних віброзбуджувачів в машинах барабанного, конвеєрного та дискового типів.

Розвинута теорія деформування Деля-Огороднікова стосовно різання м'ясокісткової сировини.

Результати проведених наукових досліджень доводять можливість використання розроблених методів обробки для інтенсифікації тепломасообміну в процесах харчових і переробних виробництв.

Проведені дослідження факторного простору та обґрунтування основних параметрів вібраційного поля; систематизація та узагальнення закономірностей руху технологічного середовища при зміні силової, моментної та комбінованої незрівноваженості коливальної системи; обґрунтування математичних моделей досліджуваних коливальних систем; комплексний техніко-економічний та функціонально-вартісний аналіз досліджуваних процесів та обладнання дозволили удосконалити методику проектування та конструювання вібраційних технологічних машин.

Практичне значення отриманих результатів. На базі теоретичних та експериментальних досліджень вирішена наукова проблема розробки класу вискоєфективного та енергозберігаючого вібраційного обладнання для

реалізації подрібнення, перемішування, поверхневого очищення харчової та сільськогосподарської сировини, розділення на необхідні компоненти та реалізації транспортно-технологічних функцій.

Врахування статичних та динамічних характеристик основних структурних складових досліджуваних вібраційних технологічних систем дозволило сформулювати методику вибору раціональних схем віброзбудження та обґрунтувати режими механічної обробки сировини харчових і переробних виробництв.

Спроектвані, виготовлені та впроваджені у виробництво віброконвеєрна машина для миття та очищення поверхневого покриття, віброімперна машина для перемішування преміксів, вібраційний змішувач з механізмом вільного ходу, вібромашина барабанного типу з механічним комбінованим збудженням коливань, різальна машина з вібропланетарним приводом дискових робочих знарядь для обробки коренебульбоплодів, сепаратор з віброприводом просторових коливань, які відзначаються енергозбереженням та інтенсифікацією технологічної дії.

Результати досліджень відображено в двох навчальних посібниках з процесів та апаратів харчових і переробних виробництв, що використовуються в навчальному процесі з підготовки фахівців зі спеціальності „Обладнання переробних і харчових виробництв”.

Особистий внесок здобувача. Автором особисто сформульовані основні задачі досліджень та методика їх вирішення; окреслені фактори, що визначають особливості проектування вібраційної технологічної системи; проведені аналіз та систематизація основних конструктивних та технологічних параметрів досліджуваних процесів та обладнання; розроблена методика розрахунку вібромашин для харчових і переробних виробництв.

Автору належить обґрунтування основних тенденцій розвитку технологічних та конструктивних схем вібраційних машин для реалізації механічних процесів харчових і переробних виробництв, зокрема приводних механізмів, за умовами забезпечення енергозберігаючих та високоефективних технологій; обґрунтування конструкцій вібраційних машин для перемішування, дроблення, різання, сепарації, фільтрування, миття та очищення поверхневого покриття продукції, нагнітання пружно – пластичних мас.

Автору належить дослідження основних закономірностей перебігу механічних процесів переробки харчової сировини та сільськогосподарської продукції в умовах вібраційного технологічного поля, розроблена методика досліджень, складена апаратурна схема та визначено основні параметри вібрації для приводних механізмів досліджуваних процесів в машинах барабанного, дискового та конвеєрного типів.

Автором особисто складено математичні моделі, отримані рівняння руху та залежності для амплітудно-частотних, силових та енергетичних параметрів виконавчих органів приводів з динамічним, кінематичним та комбінованим способом віброзбудження плоских та просторових коливань для технологічних машин з жорстким та гнучким контейнером, з різальним знаряддям дискового типу; обґрунтовано критерії оцінки при виборі режимів вібраційної обробки

сільськогосподарської сировини, розроблена методика експериментів та опрацьовані їх результати з обґрунтування режимів віброобробки при реалізації процесів миття та очищення поверхневого покриву харчової сировини та різання м'ясокісткової продукції.

Здобувачем особисто опрацьовано результати досліджень з обґрунтування схеми віброзбудження транспортно-технологічної машини, проведена систематизація та розроблені основні методи поліпшення конструктивної та технологічної ефективності вібраційних машин для змішування, подрібнення, розділення неоднорідних систем в харчових і переробних виробництвах. Реалізовано промислове впровадження основних типів розроблених вібраційних машин.

Внесок автора у підготовку публікацій є основним.

Апробація результатів дисертації. Результати роботи доповідались на міжнародних науково-технічних конференціях та семінарах, а саме: “Направления развития и новые течения в современной вибротехнологии” (м. Воронеж, ВПІ, 1995); “Применение колебаний в технологиях: расчет и проектирование машин для реализации в технологиях” (м. Вінниця, ВДСГІ, 1995); “Прогрессивная техника и технологии машиностроения” (м. Донецьк, Севастополь, 1995); Symposium “Agriculture: science and practice” (Ukrainian-Austrian, Lviv, 1996), “Проблема и перспектива создания свеклоуборочной техники” (м. Київ, Вінниця, 1996); XXXVI Symposium “Modelowanie w mechanice” (Poland, Gliwice, 1997); “Вибрации в технике и технологиях” (м. Євпаторія, 1998; м. Вінниця, 2002; м. Полтава, 2005); “Применение низкочастотных колебаний в технологических целях” (Ростов-на-Дону, 1995, 1997, 2000), “Проблемы конструирования, производства и эксплуатации сельскохозяйственной техники” (м. Кіровоград, 1999); “Пріоритетні напрями впровадження в харчову промисловість сучасних технологій, обладнання та нових видів продуктів одноразового і спеціального призначення” (м. Київ, УДУХТ, 2001); “Сучасні напрями технології та модернізації процесів переробних та харчових виробництв” (Харків, ХДТУСГ, 2001); „Сучасні проблеми землеробської механіки” (м. Вінниця, 2004); „Стан і перспективи розвитку переробної галузі АПК” (м. Мелітополь, 2005); „Стан і перспективи розвитку сучасних технологій і обладнання переробних і харчових виробництв (м. Вінниця, 2006).

- на 12 міжвузівських та внутрішньо-вузівських науково-технічних конференціях, зокрема “Наука – ринковій економіці” (м. Вінниця, ВДСГІ, 1994, 1995); “Машиновикористання в землеробстві та тваринництві” (м. Суми, 1999); „Прикладні питання механізації сільського господарства” (м. Вінниця, 2000).

Публікації. Основні положення дисертації опубліковані в 70 наукових працях, з яких 43 складають її основу, що містяться у монографії, двох навчальних посібниках, 3 статтях у міжнародних виданнях, 33 статтях у фахових наукових виданнях України та захищені 7 патентами України.

Структура і обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається з вступу, семи розділів, загальних висновків і рекомендацій, списку використаних джерел з 353 найменувань. Повний обсяг дисертації викладено на 479 сторінках

машинописного тексту, із яких основна частина міститься на 292 сторінках. При викладенні основного матеріалу використано 148 рисунків та 51 таблиця. 9 додатків роботи представлено окремою книгою на 194 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** розкрита сутність і стан наукової проблеми, її значущість, обґрунтована актуальність теми, викладено зв'язок роботи з науковими програмами, сформульовані мета й основні задачі досліджень, наведено наукову новизну та практичне значення одержаних результатів, представлено загальну структуру дисертаційної роботи, апробацію та результати впровадження розробок у виробництво.

У **першому розділі „Аналіз закономірностей протікання досліджуваних процесів”** проведено аналіз об'єкта, предмета та методів досліджень. Особливістю об'єкта досліджень в даній роботі є поєднання механічних та вібраційних методів технологічного впливу в харчовій та переробній промисловості, що при реалізації досліджених механічних виробничих процесів дозволяє створити умови для розробки високопродуктивних та енергоощадних технологій. Про це свідчать фундаментальні теоретичні та експериментальні дослідження в галузях харчових і переробних виробництв.

Опрацювання даних літературних джерел дозволило зібрати великий інформаційний матеріал, достатній для узагальнення та виділення основних закономірностей протікання досліджуваних процесів харчових і переробних виробництв, їх вплив на властивості сільськогосподарської сировини в умовах накладання вібраційного технологічного поля. При цьому структуру процесу переробки ототожнюємо з технічною системою, що реалізує власне технологічну дію та містить об'єкт обробки у взаємозв'язку між складовими процесу, необхідними для його нормального функціонування.

Унікальні можливості вібраційного поля, а саме, ефективні руйнування, розпушування, ущільнення, контактний тепломасообмін та інші властивості обґрунтовують перспективність застосування вібраційних приводів для здійснення означених переробних процесів та зумовлюють пошук об'єкта досліджень даної наукової роботи серед механічних процесів переробних і харчових виробництв, зокрема, подрібнення, перемішування, механічного розділення неоднорідних систем.

Аналіз відомих досліджень вказує на те, що лише окремі вчені досліджували ефективність вібраційної дії в харчових чи переробних технологіях; такі дослідження не мали системного і комплексного характеру, що викликає труднощі при проектуванні перспективних технологічних та конструктивних схем вібраційної переробної техніки; а розроблені конструкції машин часто відзначаються високими динамічними навантаженнями на опорні механізми та недосконалою системою нівелювання паразитних коливань.

Другий розділ роботи **“Вибір методики досліджень та оцінки результатів теоретичного і експериментального аналізу”** дозволив

отримати шляхи опрацювання результатів наукового аналізу досліджуваних процесів та обладнання. На основі аналізу властивостей об'єктів досліджень, основних закономірностей розглянутих процесів механічної дії на харчову та сільськогосподарську сировину було обґрунтовано методи підвищення ефективності та тенденції розвитку вібраційних машин для реалізації механічних процесів переробки продукції, взагалі; та для здійснення операцій подрібнення, перемішування, механічного розділення неоднорідних систем, виконання транспортно-технологічних операцій в умовах вібраційного технологічного поля, зокрема (рис. 1).

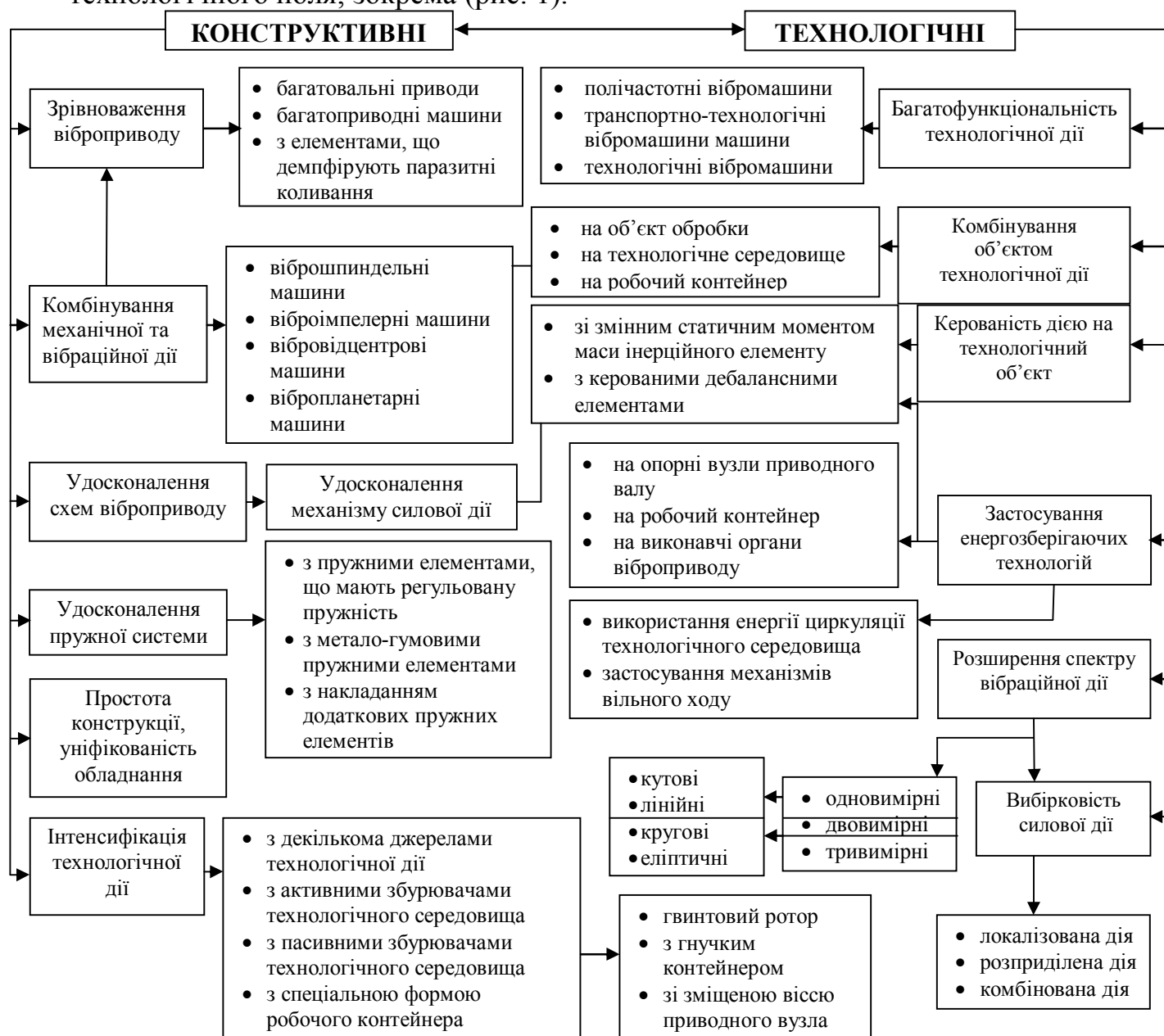


Рис. 1. Основні напрями удосконалення конструктивних та технологічних схем вібромашин для механічної обробки сільськогосподарської продукції

Для реалізації означених заходів було представлено експериментальне оснащення та методики досліджень для визначення кінематичних та енергетичних параметрів вібрацій, коефіцієнтів тертя спокою та руху сировини об інструмент; розроблені механізми для ступінчатої зміни ексцентриситету

приводного валу та повільного регулювання його кутової швидкості; наведена методика обробки результатів досліджень як для пасивного експерименту.

У третьому розділі роботи „Дослідження основних факторів для обґрунтування вібраційної технологічної системи” було представлено оцінку основних компонентів факторного простору вібраційної машини як структурованої технологічної коливальної системи.

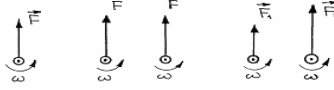
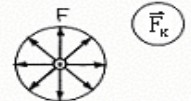
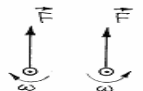
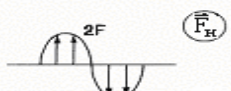
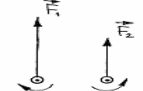
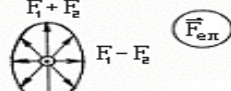
Серед даних компонентів досліджувались конструктивні, технологічні та техніко-економічні параметри, що визначають досконалість виконання та ефективність функціонування вібраційної технологічної машини, зокрема, об'єктом досліджень стали схема та характеристики механізму віброзбудження; кінематичні, силові та енергетичні параметри, що характеризують рух технологічного завантаження при накладанні в робочому просторі вібраційного поля. Представлені показники досліджувались як окремо, так і комплексно, відображаючи необхідні структурні взаємозв'язки при проектуванні вібраційних систем.

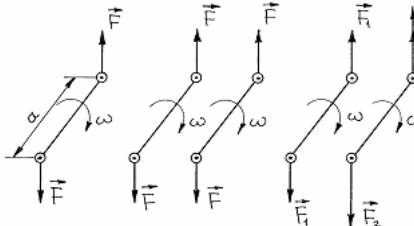
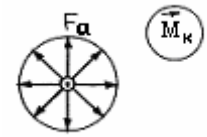
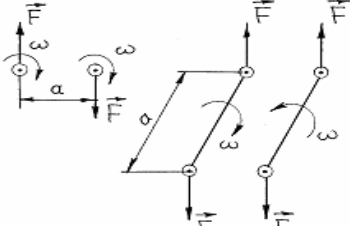
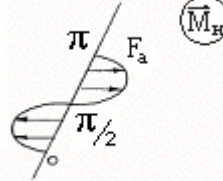
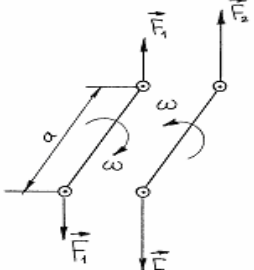
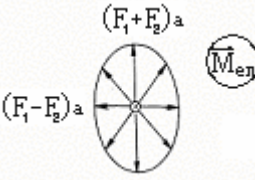
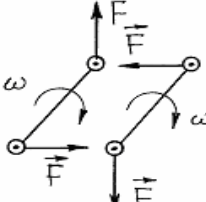
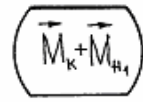
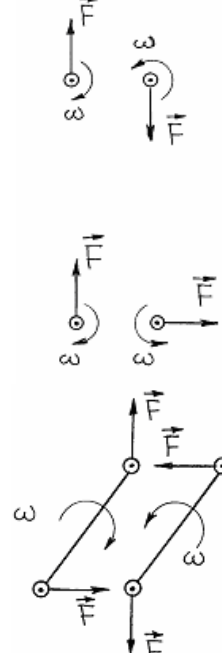
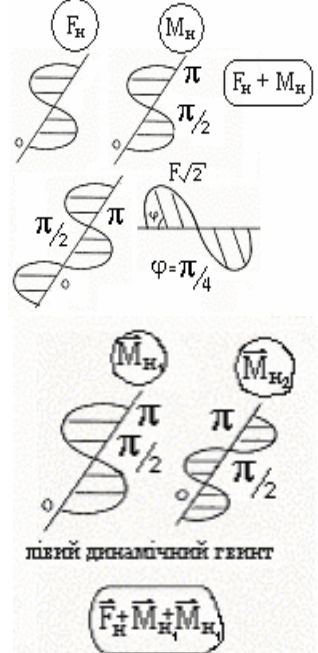
Удосконалення схеми віброзбудження, в розроблених конструкціях а саме використання додаткових пружних в'язів у віброприводах з пружним та частково пружним шатуном, приводним демпфером, пружними опорними вузлами; варіювання кінематичними параметрами вібрації, дозволило зменшити інерційні навантаження у системі, поліпшити умови пуску машини, знизити необхідну величину вимушуючої сили.

Керування вимушуючими параметрами вібрації, а саме величиною та напрямом дії сили, моменту або їх комбінації при створенні відповідної незрівноваженості коливальної системи (табл. 2) дозволяє суттєво поліпшити технологічну гнучкість вібраційної машини, наприклад, надати технологічному завантаженню транспортуючий імпульс та реалізувати замкнений циркуляційний його рух по будь-яким складним траєкторіям; реалізувати

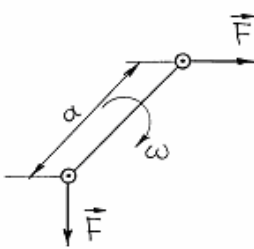
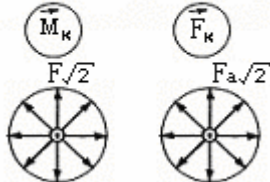
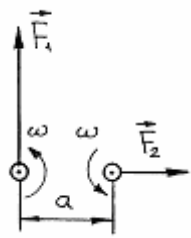
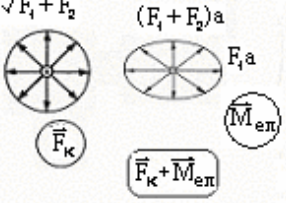
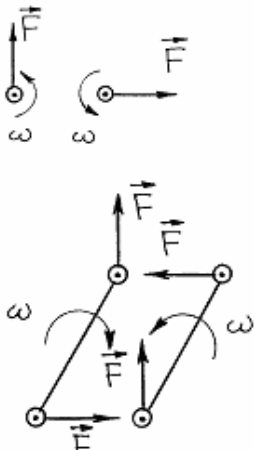
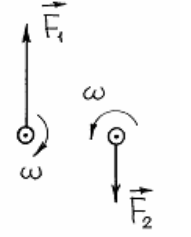
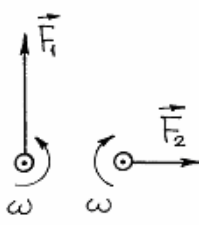
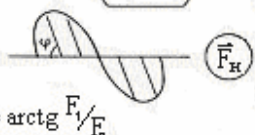
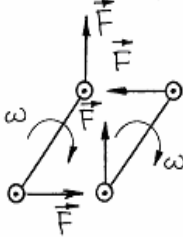
Таблиця 1

Характеристика параметрів незрівноваженості коливальної системи

Тип незрівноваженості системи	Параметр незрівноваженості системи	Силова схема приводу	Траєкторія руху виконавчих органів машини
1	2	3	4
Силовa незрівноваженість системи: поступальний коливальний рух	Кругова змушуюча сила F_k		
	Напрявлена змушуюча сила F_H		
	Еліптична змушуюча сила $F_{ел}$		

1	2	3	4
<p>Моментна незрівноваженість системи: кутові коливання</p>	<p>Круговий момент M_K</p>		
	<p>Напрямлений момент M_H</p>		
<p>Моментна незрівноваженість системи: кутові коливання</p>	<p>Еліптичний момент $M_{ел}$</p>		
	<p>Комплексна дія $M_K + M_H$</p>		
<p>Комбінована незрівноваженість системи: гвинтові коливання</p>	<p>Комплексна дія $F_H + M_H$</p>		

Комбінована незрівноваженість системи: гвинтові коливання

1	2	3	4
	<p>Комплексна дія $F_K + M_K$</p>		<p>$F_K + M_K$</p> 
	<p>Комплексна дія $F_K + M_{ел}$</p>		<p>$\sqrt{F_1 + F_2}$ $(F_1 + F_2)a$</p> 
	<p>Комплексна дія $F_K + M_H$</p>		<p>$F_K + M_H$</p> <p>$F_H + M_{H1} + M_{H2}$</p> <p>правий динамічний гвинт</p>
	<p>Комплексна дія $F_{ел} + M_H$</p>		<p>$F_1 + F_2$ $F_{ел}$</p> <p>$F_1 - F_2$ $F_{ел} + M_H$</p>
	<p>Комплексна дія $F_H + M_{ел}$</p>		<p>$F_H + M_{ел}$</p>  <p>$\varphi = \arctg F_1/F_2$</p>
	<p>Комплексна дія $F_K + M_K + M_H$</p>		<p>$F_K + M_K + M_{H1}$</p>

нестационарні режими вібраційного поля для створення потенційних можливостей підвищення енергонасиченості процесу обробки; створити технологічні режими, що враховують зміну властивостей маси завантаження за часом, значно поліпшуючи кількісні та якісні показники процесів вібраційної обробки, зокрема при реалізації досліджуваних механічних процесів харчових і переробних виробництв.

У сукупності з характеристиками незрівноваженості коливальної системи силові та енергетичні параметри вібрації дозволяють обґрунтувати вибір робочого режиму обробки, визначити напрями протікання енергопотоків у досліджуваних системах.

Комплексна дія представлених параметрів вібрації нерідко призводить до втрати стійкості коливальної системи; зумовлює процес розповсюдження коливань в масі завантаження як релаксаційний. При визначенні характеристик такого процесу досліджувались кінематика руху технологічного завантаження у галтовочних барабанах, гвинтових роторах, конвеєрних машинах з гнучким контейнером, у планетарних пристроях та вібраційних машинах з жорстким контейнером. Дані дослідження дозволяють виявити основні закономірності руху часток наповнювача у відцентровому силовому полі, дисипації енергії в об'ємі коливальної маси, умови порушення стабілізації роботи вібромашини через вплив її завантаження. Для врахування розсіювання енергії в масі робочого завантаження була розроблена методика розрахунку коефіцієнта дисипації на основі ототожнення його з коефіцієнтом затухання коливань у вібраційній системі, що дозволило отримати залежності

$$\alpha_x = 2\sqrt{\omega^2 - k_x^2}; \alpha_y = 2\sqrt{\omega^2 - k_y^2}; \alpha_z = 2\sqrt{\omega^2 - k_z^2}; \quad (1)$$

де $\alpha_x, \alpha_y, \alpha_z$ – коефіцієнти дисипації за напрями вибраних осей координат;

k_x, k_y, k_z – частоти власних коливань системи;

ω – частота обертання приводного валу віброзбуджувача

Для оцінки адекватності представлення технологічного завантаження при теоретичних дослідженнях вібромашин проведено аналіз його математичних моделей, який виявив доцільність застосування механо-реологічних схем, що враховують інерційні пружні, пластичні та в'язкі властивості технологічного середовища.

У четвертому розділі роботи „*Механіка досліджуваних вібраційних машин*” має місце теоретичне дослідження закономірностей руху виконавчих органів віброзбуджувачів попередньо розглянутих технологічних машин механічної дії на харчову сільськогосподарську сировину, які дозволяють підвищити технологічні та конструктивні показники процесу обробки.

При дослідженні механіки руху елементів приводу машин з жорстким (рис. 2) та гнучким контейнером (рис. 3) був проведений порівняльний аналіз віброзбуджувачів з динамічним дебалансним, кінематичним примусовим та комбінованим кінематичним способами створення плоских коливань.

Для кінематичного комбінованого вібропривода рівняння руху виконавчих органів машини з жорстким контейнером мають вигляд:

$$\begin{cases} \ddot{x}_2 + \alpha_x \dot{x}_2 + k_x^2 x_2 & B_1 \cos \varphi - B_2 (\ddot{\varphi} \cos \varphi - \dot{\varphi}^2 \sin \varphi) - \\ & - B_3 (\ddot{\psi} \cos \psi - \dot{\psi}^2 \sin \psi) \\ \ddot{y}_2 + \alpha_y \dot{y}_2 + k_y^2 y_2 & B_1 \sin \varphi - B_2 (\ddot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\varphi}^2 \cos \varphi) - \\ & - B_3 (\ddot{\psi} \sin \psi + \dot{\psi}^2 \cos \psi) \\ \ddot{\varphi} - D_1 (\dot{y}_2 \cos \varphi - \dot{x}_2 \sin \varphi) \dot{\varphi} - \\ & - D_1 [(\ddot{y}_2 - \dot{\varphi} \dot{x}_2) \sin \varphi + (\ddot{x}_2 + \dot{\varphi} \dot{y}_2) \cos \varphi] = D_2 \\ \ddot{\psi} - L_1 (y_2 \cos \psi - \dot{x}_2 \sin \psi) \dot{\psi} + k_\psi^2 \varphi = L_2 \sin \psi \\ \ddot{\gamma} + k_\gamma^2 \gamma = I_1^{-1} (M_{\text{кр}} - M_{\text{оп1}}) \end{cases} \quad (2)$$

де $B_1 = \frac{F}{m}$ - модуль змушуючої сили;

$$F = m_1 l_1 \omega^2 = m_1 l_1 \dot{\varphi}^2; \quad B_2 = \frac{\Delta}{m}; \quad \Delta = m_4 l_4 - m_1 l_1; \quad B_3 = \frac{m_3 l_3}{m};$$

$$D_1 = \frac{\Delta}{m_1 l_1^2 + m_4 l_2^2 + I_2 + I_4}; \quad D_2 = \frac{M_{\text{кр}} - M_{\text{оп2}}}{m_1 l_1^2 + m_4 l_2^2 + I_2 + I_4};$$

$$L_1 = \frac{m_3 l_3^2}{m_3 l_3^2 + I_3}; \quad L_2 = \frac{F \cdot l_1}{m_3 l_3^2 + I_3};$$

$$k_x^2 = \frac{C_{\text{кx}} + C_{\text{іо}}}{m}; \quad k_y^2 = \frac{C_{\text{кy}} + C_{\text{кx}}}{m}; \quad k_\psi^2 = \frac{0,5 a C_{\psi i}}{m_3 l_3^2 + I_3}; \quad k_\gamma^2 = \frac{C_{\gamma \text{к}}}{I_1}$$

де α_x, α_y - коефіцієнти дисипації в технологічному завантаженні;

$M_{\text{кр}}$ - крутний момент на приводному валу;

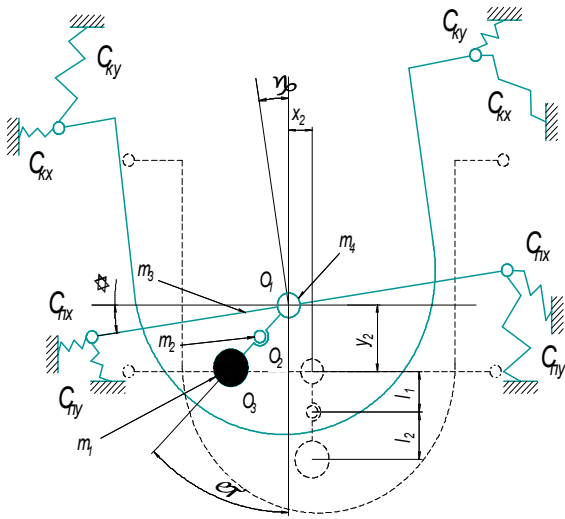
$M_{\text{оп1}}, M_{\text{оп2}}$ - моменти опору в підшипникових вузлах відповідно контейнера та приводного валу; I_1, I_2, I_3, I_4 - моменти інерції характерних мас системи;

$C_{\text{п}}, C_{\text{к}}, C_{\varphi}, C_{\gamma}$ - жорсткості пружних елементів відповідно приводного валу та контейнера при обертанні на кут φ та γ ; a - відстань між пружними елементами платформи; l_3 - відстань між центрами ваги приводного валу та платформи.

Використовуючи аналіз механіки руху виконавчих органів віброприводу просторових коливань досліджувались альтернативні способи віброзбудження (кінематичний примусовий, динамічний дебалансний та комбінований кінематичний), математичні моделі яких представлено на рисунку 4. В результаті були одержані відповідні системи рівнянь руху: зокрема, для комбінованого кінематичного віброзбуджувача просторових коливань (система (3)).

В результаті математичного аналізу складених рівнянь руху були отримані залежності для кінематичних, силових та енергетичних характеристик досліджуваних приводів. Зокрема, амплітуда коливань A та потужність приводу $N_{\text{пр}}$ для комбінованого кінематичного вібропривода просторових коливань набуває вигляду

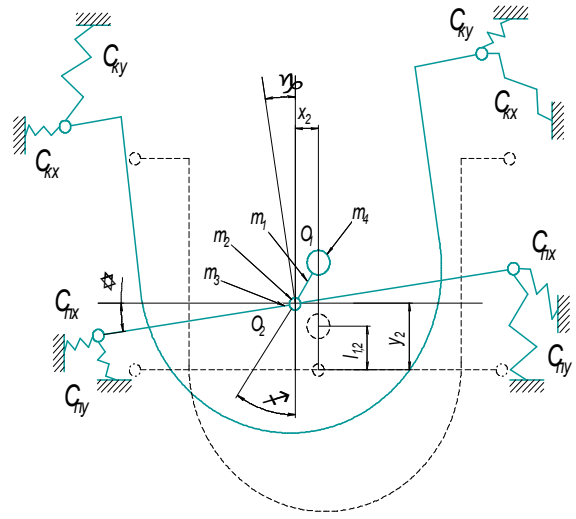
$$A = \frac{m_1}{m_0} e \omega_2^2 \sqrt{\frac{1}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2} + \frac{1}{(k_y^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_y^2 \omega_2^2}} \quad (4)$$



a)

$$m_1 = m_{\dot{a}\dot{a}\dot{a}}$$

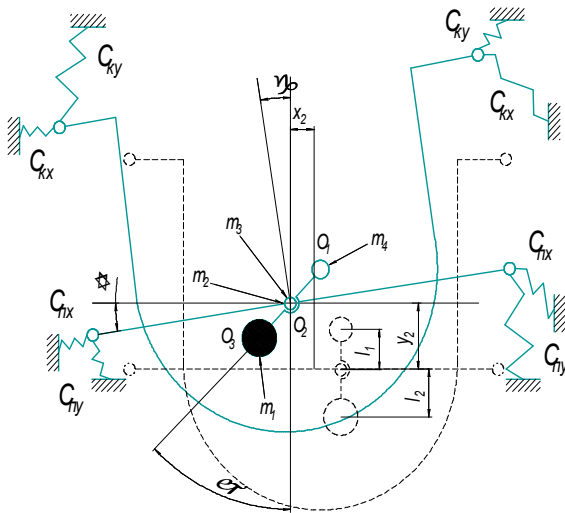
$$m_2 = m_{\dot{e}} + m_{\dot{i}} + m_{\dot{a}} + \xi_m m_{\dot{c}\dot{a}\dot{a}}$$



б)

$$m_1 = m_{\dot{a}\dot{a}\dot{a}}$$

$$m_2 = m_{\dot{e}} + m_{\dot{i}} + m_{\dot{a}} + \xi_m m_{\dot{c}\dot{a}\dot{a}} + m_{\dot{i}\dot{e}}$$



б)

$$m_1 = m_{\dot{e}} + \xi_m m_{\dot{c}\dot{a}\dot{a}}$$

$$m_2 = m_{\dot{a}} + m_{\dot{i}\dot{e}}$$

$$m_3 = m_{\dot{i}\dot{e}}$$

$$m_4 = m_{\dot{i}\dot{o}}$$

x, δ - лінійні переміщення контейнера ;

φ - кут повороту дебалансу (проти ваги);

ψ - кут повороту платформи ;

γ - кут повороту контейнера ;

\tilde{n} - жорсткості пружних елементів ;

\dot{a} - ексцентриситет приводу ;

l_1 - ордината проти ваги ;

m - маса рухомих елементів приводу ;

$m_{\dot{e}}$ - маса контейнера ;

$m_{\dot{a}}$ - маса приводного валу ;

$m_{\dot{i}\dot{e}}$ - маса підпружиненої платформи ;

$m_{\dot{a}\dot{a}\dot{a}}$ - маса дебалансів ;

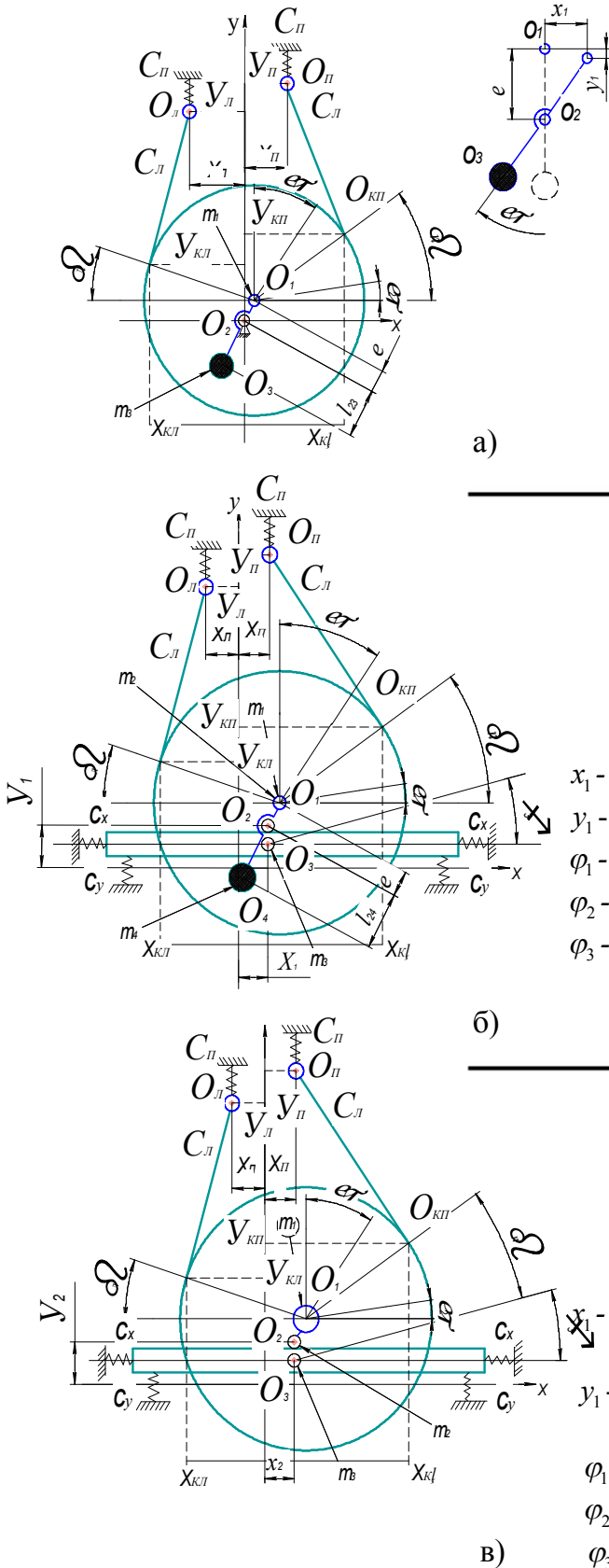
$m_{\dot{i}\dot{o}}$ - маса проти ваги ;

$m_{\dot{c}\dot{a}\dot{a}}$ - маса технологічного завантаження ;

ξ_m - коефіцієнт "приєднаної" маси .

Рис. 2. Розрахункові схеми досліджуваних віброприводів технологічної машини з жорстким U-видним контейнером:

а – кінематичний примусовий привод; б – комбінований кінематичний привод; в – динамічний дебалансний привод.



Розподіл мас у системі:

$$m = m_1 + m_3$$

$$m_1 = m_k + m_{i1} + \xi_a m_{c\grave{a}a}$$

$$m_3 = m_{i\grave{o}}$$

Степені вільності системи :

φ_1 - кутове зміщення приводного валу ;

φ_2 - кутове зміщення бічного диску контейнера ;

$$x_1 = e \sin \varphi_1$$

$$y_1 = e(1 - \cos \varphi_1)$$

Рівняння балансування системи :

$$m_3 l_{23} = m_1 e$$

Розподіл мас у системі:

$$m = m_1 + m_2 + m_3 + m_4$$

$$m_1 = m_k + m_{i1} + \xi_m m_{c\grave{a}a}$$

$$m_2 = m_a + m_{i2}$$

$$m_3 = m_{i\grave{e}}$$

$$m_4 = m_{i\grave{o}}$$

Степені вільності системи :

x_1 - горизонтальне переміщення контейнера ;

y_1 - вертикальне переміщення контейнера ;

φ_1 - кутове зміщення бічного диску контейнера ;

φ_2 - кутове зміщення приводного валу ;

φ_3 - кутове зміщення платформи ;

Рівняння балансування системи :

$$(m_e + m_{i1}) \cdot e = m_4 l_{24}$$

Розподіл мас у системі:

$$m = m_1 + m_2 + m_3$$

$$m_1 = m_{o\grave{e}b}$$

$$m_2 = m_6 + m_k + m_{n1} + m_{n1} + \xi_m m_{z\grave{a}v}$$

$$m_3 = m_{n\grave{a}}$$

Степені вільності системи:

x_1 - горизонтальне переміщення контейнера та приводного валу ;

y_1 - вертикальне переміщення контейнера та приводного валу ;

φ_1 - кутове зміщення приводного валу ;

φ_2 - кутове зміщення бічного диску контейнера ;

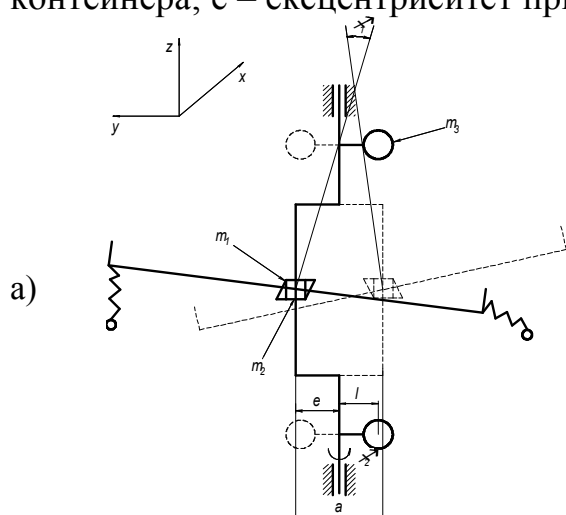
φ_3 - кутове зміщення платформи ;

Рис. 3. Розрахункові схеми досліджуваних віброприводів транспортно-технологічної машини з гнучким контейнером:

а – кінематичний примусовий привод; б – комбінований кінематичний привод; в – динамічний дебалансний привод; m_k – маса контейнера; $m_{пл}$ – маса платформи; $m_{пр}$ – маса противаги; $m_{п}$ – маса підшипникових вузлів; $m_{зав}$ – маса завантаження; ξ_m – коефіцієнт «приєднаної маси».

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + \alpha_x \dot{x}_1 + \frac{C_x}{m} x_1 = \frac{m_1}{m} e \omega_2^2 \cos \varphi_2 \\ \ddot{y}_1 + \alpha_y \dot{y}_1 + \frac{C_y}{m} y_1 = \frac{m_1}{m} e \omega_2^2 \sin \varphi_2 \\ \ddot{z}_1 + \alpha_z \dot{z}_1 + \frac{C_z}{m} z_1 = \frac{m_1}{m} \omega_2^2 \sin \theta \\ \ddot{\varphi}_1 + \frac{C_\varphi}{I_1} \varphi_1 = \frac{M_{кр} - M_{оп}}{I_1} \\ \ddot{\theta}_1 = \frac{m_1}{I_1'} e^2 \omega_2^2 \sin \theta - \frac{C_z}{I_1'} R z_1 \end{cases} \quad (3)$$

де C_x, C_y, C_z, C_φ – жорсткості пружинних елементів приводу; $\alpha_x, \alpha_y, \alpha_z$ – коефіцієнти дисипації; $M_{кр}, \omega_2$ – крутний момент та кутова швидкість приводного валу; $M_{оп}$ – момент опору; I_1, I_1' – моменти інерції; R – радіус контейнера; e – ексцентриситет приводного валу.



Розподіл мас у системі:

$$m_1 = m_e + \xi_m m_{\text{c\ddot{a}d\grave{a}}$$

$$m_0 = m_1 + m_2$$

$$m_2 = m_a + m_i + m_{i\ddot{o}}$$

$$m_3 = m_{i\ddot{o}}$$

Степені вільності системи:

x_1, y_1, z_1 – лінійні переміщення робочого контейнера вздовж осей OZ ;

φ_1 – кругове переміщення робочого контейнера навколо вертикальної осі OZ ;

φ_2 – кругове переміщення приводного валу вібробудувача навколо осі OZ ;

θ_1 – кутове переміщення робочого контейнера у горизонтальній площині.

Рівняння статичного балансування системи:

$$m_3 l = m_1 e$$

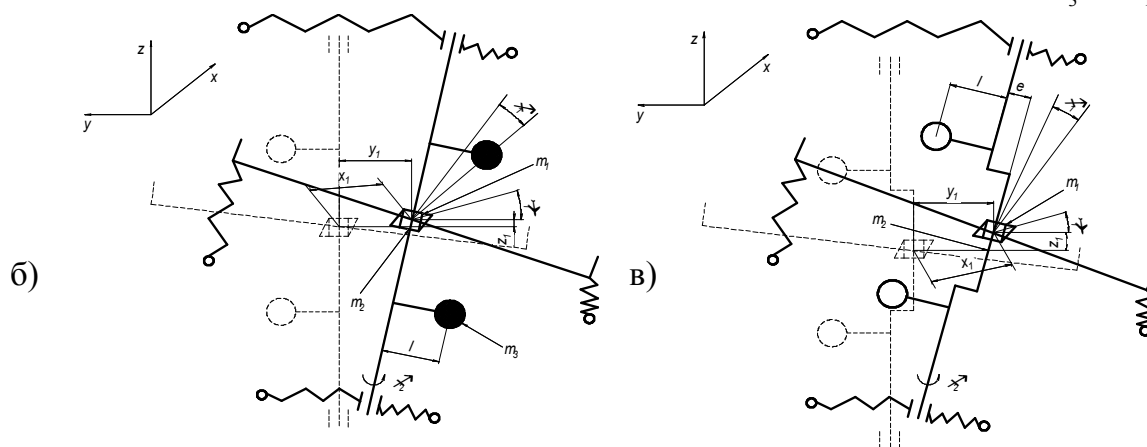


Рис. 4. Розрахункові схеми досліджуваних вібробудувачів просторових коливань технологічної машини з жорстким контейнером:

а – кінематичний примусовий привод; б – комбінований кінематичний привод; в – динамічний дебалансний привод.

$$N_{\text{пр}} = m_1 \omega_2^3 \eta_{\text{пр}}^{-1} \left[0.5 d_{\text{ц}} \mu + m_1 \omega_2^2 m_b^{-1} \sqrt{\left[\frac{\omega_2 \alpha_x \cos \omega_2 t - (k_x^2 - \omega_2^2) \sin \omega_2 t}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2} \right]^2 + \left[\frac{(k_y^2 - \omega_2^2) \cos \omega_2 t + \omega_2 \alpha_y \sin \omega_2 t}{(k_y^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_y^2 \omega_2^2} \right]^2} \right] \quad (5)$$

де k_x , k_y – власні частоти коливань системи; $\eta_{\text{пр}}$ – к.к.д. приводу; $d_{\text{ц}}$ – діаметр цапфи, на яку посаджені підшипники; μ – коефіцієнт тертя.

Порівняльний аналіз графіків даних характеристик (рис. 7) обґрунтовує кращі технологічні якості комбінованого кінематичного вібропривода.

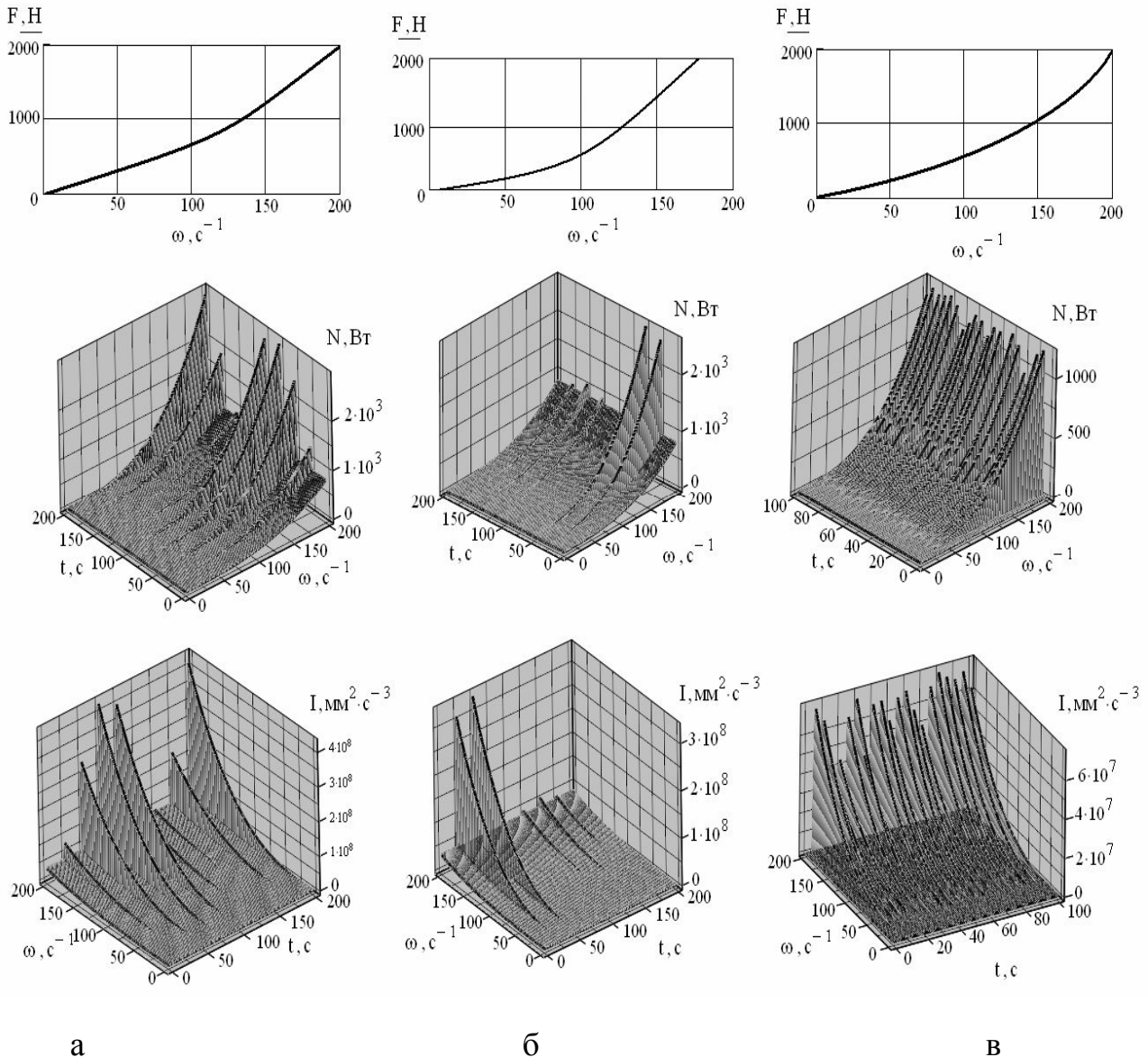


Рис. 5. Основні силові та енергетичні параметри досліджуваних віброприводів технологічної машини з жорстким контейнером
 а – комбінований кінематичний привод; б – динамічний дебалансний привод; в – кінематичний примусовий привод; $F_{\text{в}}$ – вимушуюча сила; $N_{\text{в}}$ – потужність приводу; $I_{\text{в}}$ – інтенсивність вібраційного поля; ω – кутова швидкість приводного валу.

Теоретичний аналіз вібропланетарного приводу технологічної машини з дисковим робочим елементом (рис. 6, а) здійснювався з метою визначення оптимального за енерговитратами режиму обробки сировини (рис. 6, б). При цьому були складені наступні рівняння руху

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_4 + 3I_3 \ddot{\varphi}_2 = M_{кр} - M_{оп1} \\ (I_2 + 3I_3) \ddot{\varphi}_2 = \Xi(R+r)r(k\omega_1)^2 \sin k\omega_1 t - M_{оп2} - C_\varphi \varphi_2 \\ I_1 \ddot{\varphi}_4 = C_\varphi (\varphi_2 - \varphi_4) - M_{оп4} \end{cases} \quad (6)$$

де $M_{кр}$ – крутний момент на приводному валу; $M_{оп}$ – момент опору; I_1, I_2, I_3 – моменти інерції складових приводу; C_φ – жорсткість; R, r – радіуси центрального диска та сателіта.

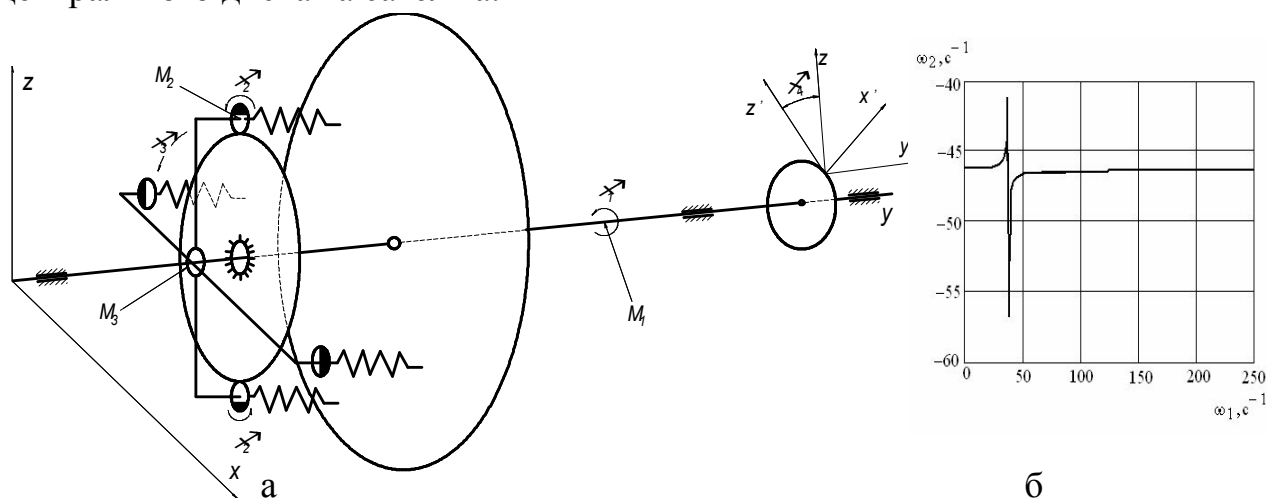


Рис. 6. Характеристики дискової різальної машини з вібропланетарним приводом виконавчих органів:

а – розрахункова схема; б – швидкісна характеристика; ω_1, ω_2 – кутові швидкості приводного валу та сателітів; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – кути повороту приводного валу, сателітів та сонячної шестерні; m_1, m_2, m_3 – маси приводного валу, сателітів та водила з сонячною шестернею.

У п'ятому розділі „Обґрунтування конструктивних та технологічних схем досліджуваних вібраційних машин” на основі аналізу перспективних схем вібраційних переробних машин та сформульованих тенденцій їх розвитку (рис. 1) представлені конструкції розроблених вібраційних приводів обладнання для реалізації досліджуваних механічних процесів харчових і переробних виробництв.

При здійсненні процесів вібраційного подрібнення основними напрямками удосконалюючих заходів стало використання додаткових пружних елементів для опорних вузлів приводу, застосування декількох джерел механічної енергії та напрямів утилізації технологічної потужності, що було втілено у розроблені схеми вібродробарок роликового, конусного та барабанного типів, вібраційної різальної машини з вібропланетарним приводом дискових робочих органів, віброрізальної машини з просторовими коливаннями робочих органів.

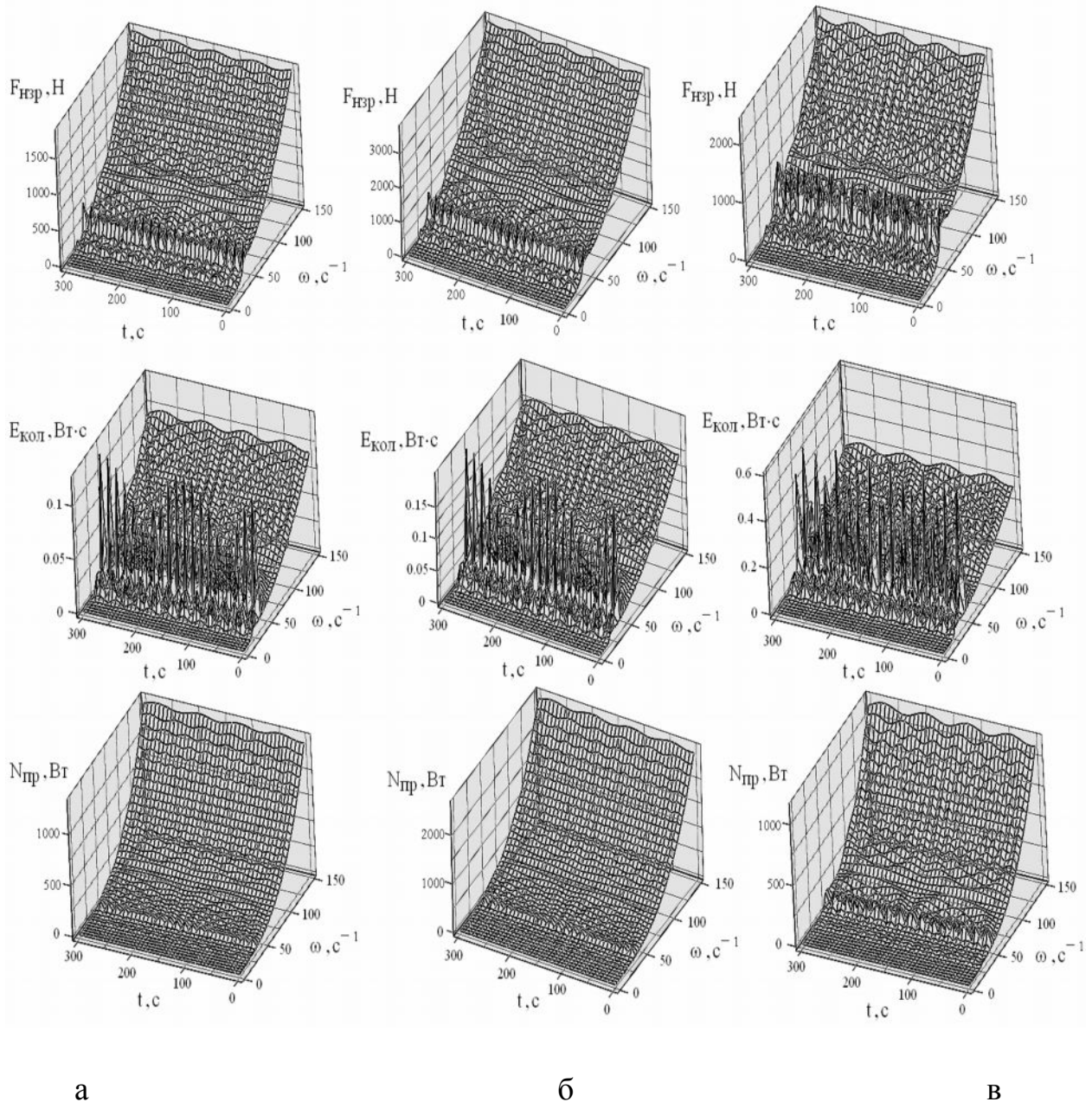


Рис. 7. Основні силові та енергетичні характеристики досліджуваних вібробуджувачів просторових коливань:

а – комбінований кінематичний привод; б – динамічний дебалансний привод; в – кінематичний примусовий привод; $F_{н.з.р.}$ – незрівноважені зусилля, що навантажують опорні вузли; $E_{к.о.л.}$ – енергія коливальних мас; $N_{п.р.}$ – потужність привода.

При проектуванні вібраційних перемішувачів машин превалюючими заходами для удосконалення конструкції досліджуваного обладнання стало використання пасивних та активних турбулізаторів суміші, передбачення кількох джерел енергії в приводному механізмі, встановлення в приводному механізмі додаткових пружних елементів, застосування додаткового планетарного руху виконавчих органів машини, в результаті чого були

розроблені конструкції та створені експериментально-промислові моделі віброзмішувачів барабанного типу, з приводним обгінним механізмом, з механічними перетворювачами вібрації маятникового типу, з неколивним приводним валом, віброімпульсного виконання, з центральним та периферійними джерелами енергії, з вібропланетарним приводом кутових та плоских коливань.

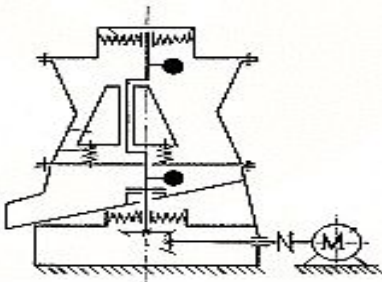
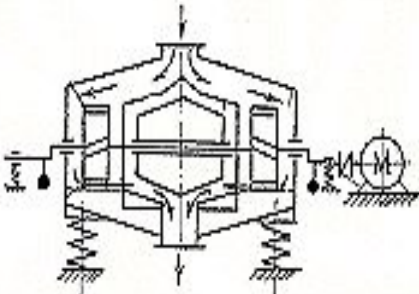
Серед механічних процесів розділення неоднорідних систем досліджувались операції вібраційної сепарації та грохочення, пресування та фільтрування, що знайшло відображення у розроблених конструкціях грохота з віброзбуджувачем просторових коливань, фільтруючої та пресуючих машин з комбінованим кінематичним віброприводом, сепаратора з вібровідцентровим приводом.

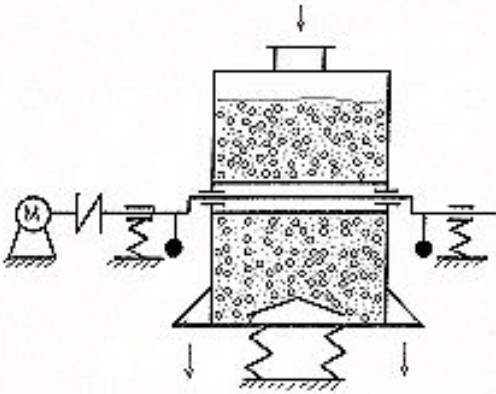
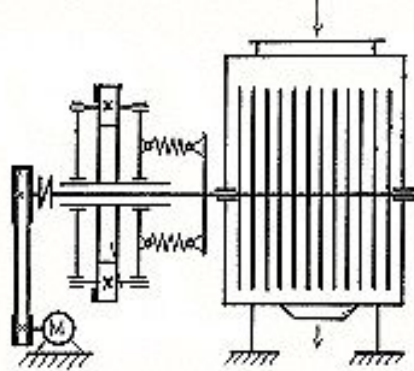
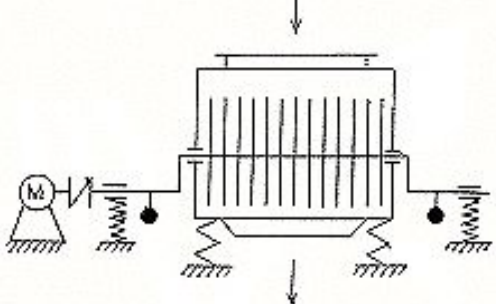
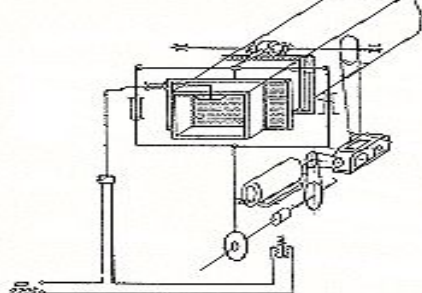
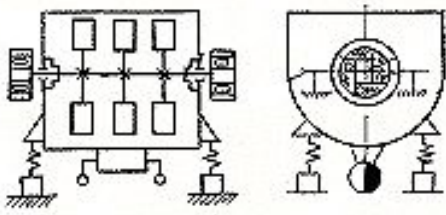
Для виконання транспортно-технологічних операцій були розроблені віброконвеєрні машини для просівання, відтискування, миття та очищення поверхні плодоовочевої продукції, хвильовий конвеєр для нагнітання фаршу.

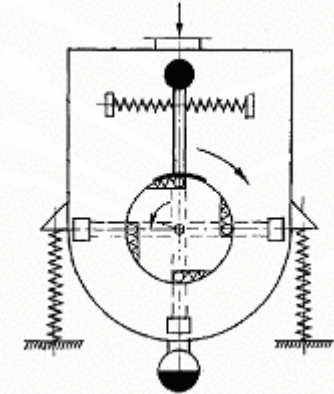
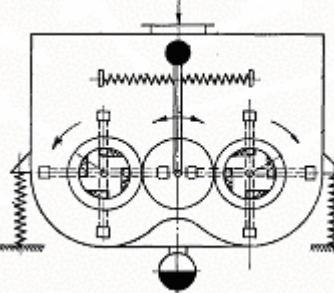
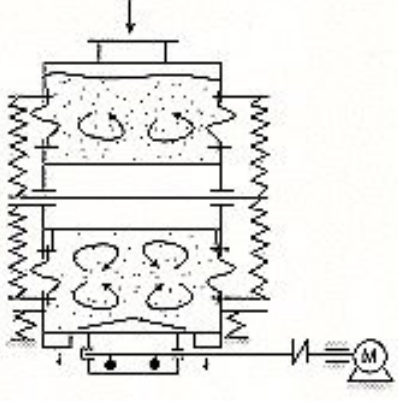
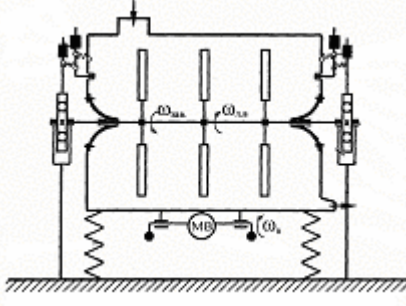
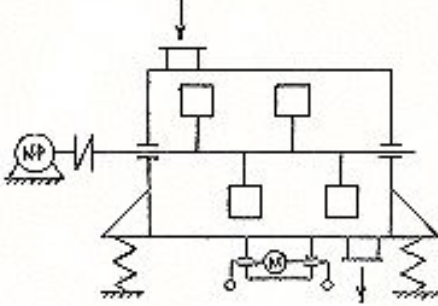
Представлені вібраційні машини відзначаються такими технологічними ефектами як зменшенням енерговитрат, збільшенням терміну служби опорних вузлів, підвищенням інтенсифікації механічної дії на сировину (табл. 2), що було підтверджено в результаті експериментальних і теоретичних досліджень розглянутих моделей технологічних машин харчових і переробних виробництв.

Таблиця 2

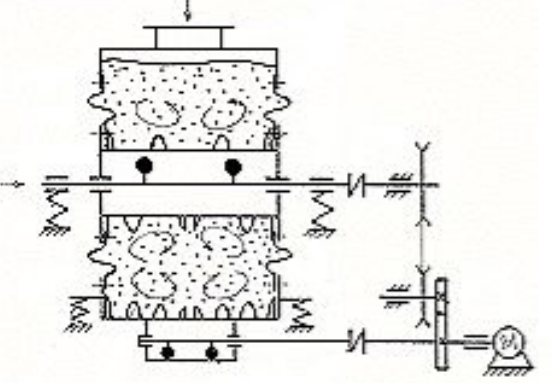
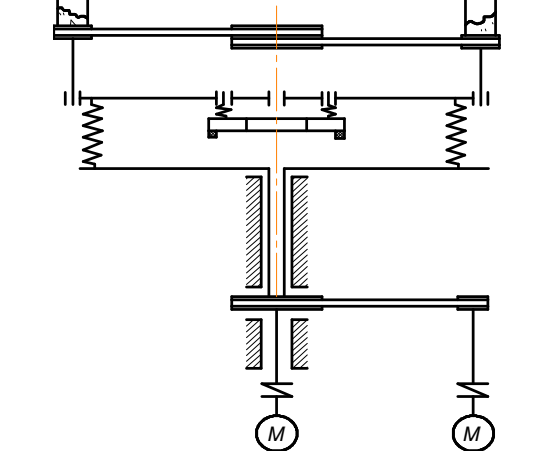
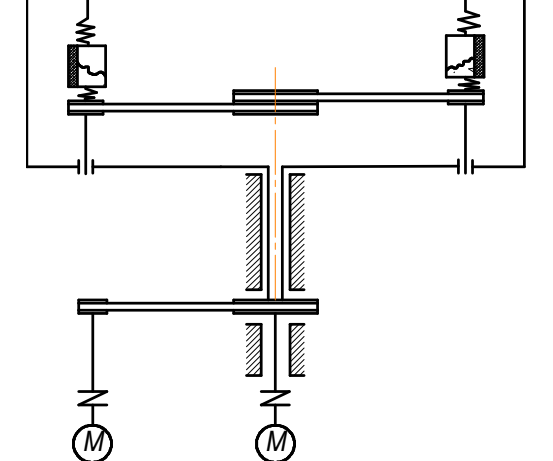
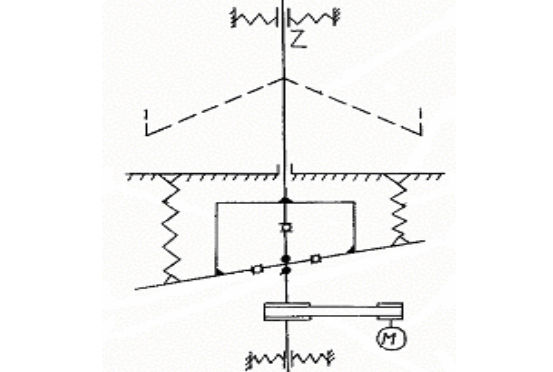
Технологічні ефекти розроблюваних вібраційних машин

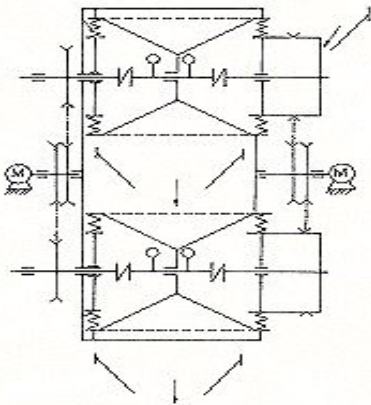
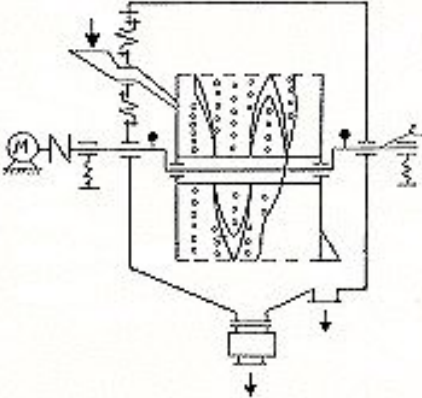
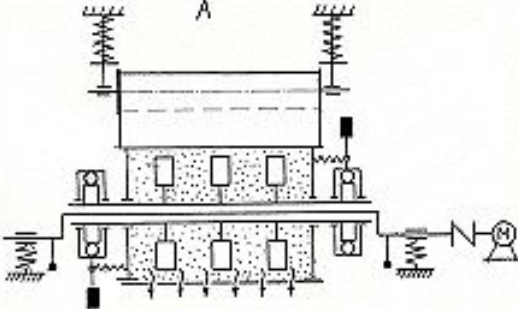
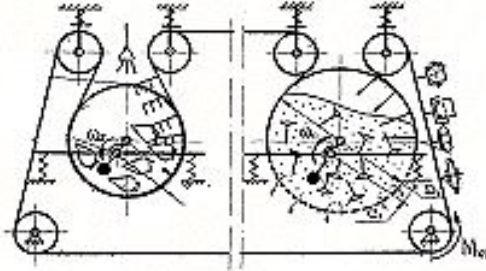
№ п/п	Назва машини	Схема машини	Технологічний ефект, що отримується
1	2	3	4
1	Віброконусна дробарка		<ul style="list-style-type: none"> • зменшення енерговитрат • підвищення ресурсу служби опорних вузлів
2	Вібороликова дробарка		<ul style="list-style-type: none"> • зменшення енерговитрат • підвищення ресурсу служби опорних вузлів

1	2	3	4
3	Вібраційний млин		<ul style="list-style-type: none"> • зменшення енерговитрат • підвищення ресурсу служби опорних вузлів
4	Різальна дискова машина з вібропланетарним приводом		<ul style="list-style-type: none"> • підвищення інтенсивності механічної дії
5	Різальна дискова машина з комбінованим кінематичним віброприводом		<ul style="list-style-type: none"> • зменшення енерговитрат • підвищення ресурсу служби опорних вузлів
6	Вібромашина з просторовим рухом різальних рамок		<ul style="list-style-type: none"> • підвищення інтенсивності механічної дії • зменшення часу технологічного циклу
7	Віброзмішувач з обгінними муфтами		<ul style="list-style-type: none"> • підвищення інтенсивності механічної дії • зменшення енерговитрат

1	2	3	4
8	Вібромішувач одновальний з механізмом вільного ходу		<ul style="list-style-type: none"> • підвищення інтенсивності механічної дії • зменшення енерговитрат
9	Вібромішувач двовальний з механізмом вільного ходу		<ul style="list-style-type: none"> • підвищення інтенсивності механічної дії • зменшення часу технологічного циклу
10	Вібромішувач з неколивним приводним валом		<ul style="list-style-type: none"> • підвищення ресурсу служби опорних вузлів
11	Вібромішувач з двомаятниковою системою вільного ходу		<ul style="list-style-type: none"> • підвищення інтенсивності механічної дії • зменшення енерговитрат
12	Змішувач віброімпульсного типу		<ul style="list-style-type: none"> • підвищення інтенсивності механічної дії

Продовження таблиці 2

1	2	3	4
13	Вібраційний змішувач з двома джерелами вібрацій		<ul style="list-style-type: none"> • підвищення інтенсивності механічної дії
14	Змішувач з планетарним та кутовим вібраційним рухом виконавчих органів		<ul style="list-style-type: none"> • підвищення інтенсивності механічної дії
15	Змішувач з планетарним та плоским кутовим рухом виконавчих органів		<ul style="list-style-type: none"> • підвищення інтенсивності механічної дії
16	Грохот з приводом просторових коливань		<ul style="list-style-type: none"> • зменшення енерговитрат • підвищення ресурсу служби опорних вузлів

1	2	3	4
17	Вібропланетарний сепаратор		<ul style="list-style-type: none"> • підвищення інтенсивності механічної дії
18	Фільтр з комбінованим кінематичним віброприводом		<ul style="list-style-type: none"> • зменшення енерговитрат • підвищення ресурсу служби опорних вузлів
19	Конвеєрна вібромашина для відтискування рідини		<ul style="list-style-type: none"> • зменшення енерговитрат • підвищення ресурсу служби опорних вузлів
20	Віброконвеєрна мийно-очисна машина для багатостадійної обробки продукції		<ul style="list-style-type: none"> • зменшення енерговитрат • підвищення ресурсу служби опорних вузлів

У шостому розділі роботи „Обґрунтування режимів вібраційної обробки сировини” за результатами теоретичних та експериментальних досліджень були визначені рекомендовані режими роботи досліджуваних вібромашин.

Вибір режиму обробки та способи віброзбудження плоских та

просторових коливань здійснювався при використанні таких характеристик оцінки як амплітуда коливань, витрати потужності на привод, незрівноважені інерційні зусилля. Вираз для останнього параметра стосовно комбінованого кінематичного вібропривода просторових коливань має вигляд:

$$F_{н.зр.x} = m_{н.зр} \ddot{x}_1 = \frac{\xi_m m_{зав} m_1 m_0^{-1} e \omega_2^4}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2} [(\omega_2^2 - k_x^2) \cos \omega_2 t - \omega_2 \alpha_x \sin \omega_2 t]$$

$$F_{н.зр.y} = m_{н.зр} \ddot{y}_1 = \frac{\xi_m m_{зав} m_1 m_0^{-1} e \omega_2^4}{(k_y^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_y^2 \omega_2^2} [(\omega_2^2 - k_y^2) \sin \omega_2 t - \omega_2 \alpha_y \cos \omega_2 t] \quad (7)$$

$$F_{н.зр.z} = m_{н.зр} \ddot{z}_1 = \omega_2^2 \cdot \frac{m_1}{m_0} e \sin \theta (1 - e^{-0,5\alpha_z t} \cdot \cos \sqrt{k_z^2 - 0,25 \cdot \alpha_z^2} t)$$

де m_0 , m_1 – маса рухомих та коливних частин приводу; e – ексцентриситет приводного валу; ω_2 – кутова швидкість приводного валу.

При обґрунтуванні параметрів різальної машини з вібропланетарним приводом виконавчих органів була проведена оцінка параметрів процесу подрібнення кісткової сировини на основі критеріїв пластичності, розроблена методика визначення ресурсу пластичності при різанні кісток птиці та дисипативних властивостей пружно-пластичної сировини, що дозволило отримати необхідну базу даних для визначення основних характеристик досліджуваного приводу. Досліджуючи параметри процесу подрібнення кісткової сировини визначали навантаження при стисканні, крученні та розтяганні для зразків із кісток птиці, що дозволило побудувати діаграми пластичності і шляхи деформування (рис. 8) для оцінки вірогідності руйнування кісток при різанні.

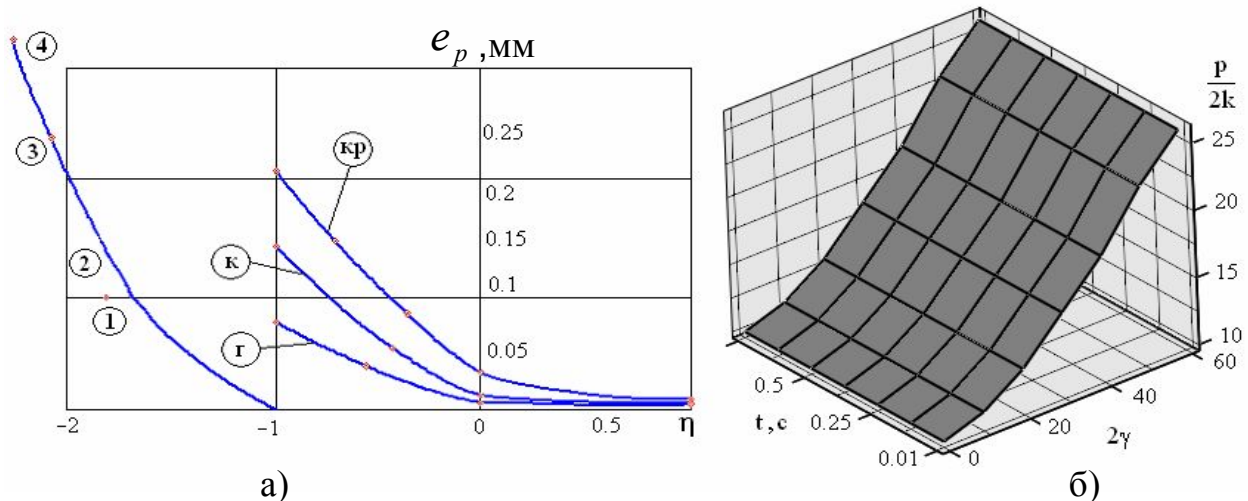


Рис. 8. Основні характеристики процесу руйнування кісткової сировини: а – діаграми пластичності і шляхи деформування: КР - кури; К - качки; Г - гуси; 1 - руйнування при $2\gamma=20^\circ$, 2 - при $2\gamma=30^\circ$, 3 - при $2\gamma=45^\circ$, 4 - при $2\gamma=60^\circ$; б – залежність питомого тиску на бічну поверхню ріжучого клина від кута заточування інструмента γ

Для побудови діаграми пластичності використана апроксимація:

$$e_p(\eta) = e_p(\eta = 0) \exp(-\lambda_1 \eta), \quad (8)$$

$$\text{де } \lambda_1 = \ln \frac{e_p(\eta = 0)}{e_p(\eta = 1)}, \quad \lambda_2 = \ln \frac{e_p(\eta = -1)}{e_p(\eta = 0)},$$

$e_p(\eta = 0)$ - накопичена пластична деформація руйнування при крученні.

Апроксимація (8) задовільно описує експериментальні результати в інтервалі $0 \leq \eta \leq 1$, а в інтервалі $-1 \leq \eta \leq 0$ у даній формулі замість λ_1 беруть λ_2 .

Встановлено, що шлях навантаження, тобто характер залежності показника напруженого стану від накопиченої пластичної деформації $\eta(e_u)$, визначається тільки видом процесу деформування і практично не залежить від механічних властивостей матеріалу.

Приведений на рис. 8 шлях деформування був використаний в критерії Деля Г.О. і Огороднікова В.А. для розрахунку ймовірності руйнування кісток гусей, качок і курей:

$$\psi \int_0^{e_u} \left(1 + 0,2 \operatorname{arctg} \frac{d\eta}{de_u} \right) \frac{e_u^{0,2 \operatorname{arctg} \frac{d\eta}{de_u}}}{e_p(\eta)^{1 + 0,2 \operatorname{arctg} \frac{d\eta}{de_u}}} de_u \leq 1, \quad (9)$$

де $e_u = \int_0^t \dot{\varepsilon}_u d\tau$ - накопичена пластична деформація до моменту часу t .

З аналізу результатів, отриманих на основі розрахунків напруженого і деформівного стану, виходить, що із збільшенням кута загострення збільшується величина накопиченої до руйнування деформації (рис. 8, б), тому кут 2γ з точки зору оптимізації механіки процесу різання бажано вибрати мінімальним.

При оцінці дисипативних властивостей пружно-пластичної сировини в процесі обробки різанням визначали коефіцієнт тертя спокою та руху в залежності від нормального тиску на поверхні контакту, шорсткості поверхні леза, часу попереднього контакту, що дозволило визначити витрати енергії, напругу при терті та отримати початкові дані для вибору робочого режиму експлуатації досліджуваної різальної машини (рис. 7). В результаті дослідження механіки руху виконавчих органів останньої були отримані наступні залежності для частот приводного валу ω_1 та сателітів ω_2 , сили різання P_p та потужності на здолаття сил тертя N_T при впровадженні лезового інструменту в матеріал продукції.

$$\omega_1 = \frac{k_\varphi}{k} \sqrt{\frac{B_2 - k_\varphi \omega_{20} \operatorname{ctg} k_\varphi t}{(B_1 k_\varphi^2 + B_2) - k_\varphi \omega_{20} \operatorname{ctg} k_\varphi t}} \quad (10)$$

$$\omega_2 = \left[\frac{B_1 k_\varphi (k \omega_1^2)}{k \varphi^2 - (k \omega_1)^2} - \frac{B_2}{k_\varphi} + \omega_{20} \right] \frac{1}{\sqrt{2}} \quad (11)$$

$$\text{де } k_{\varphi}^2 = \frac{C_{\varphi}}{I_2 + 3I_3}; B_1 = \frac{3(R+r)}{I_2 + 3I_3}; B_2 = \frac{M_{оп}}{I_2 + 3I_3}$$

C_{φ} – коефіцієнт жорсткості пружних елементів при обертанні; $M_{оп}$ – момент опору; R, r – радіуси відповідно водила та сателіту; k – коефіцієнт, що враховує передаточне відношення; I_1, I_2, I_3 – моменти інерції відповідних мас системи.

$$P_p = \sqrt{\left[m_{\bar{a}} R_{\bar{a}} \left(\frac{k_{\varphi}}{k} \right)^2 \cdot B_{\varphi 1} + 0.5 m_{f, \zeta D} \cdot r \left(B_{\varphi 2} - \frac{B_2}{k_{\varphi}} + \omega_{20} \right)^2 \right]^2 + 0.5 (m_{f, \zeta D} \cdot r)^2 (B_{\varphi 2} \cdot k_{\varphi} - B_2 - k_{\varphi} \omega_{20})^2} \quad (12)$$

де $m_{\bar{a}}, R_{\bar{a}}$ – маса та радіус різального диска;

$$B_{\varphi 1} = \frac{B_2 - k_{\varphi} \omega_{20}}{B_1 \cdot k_{\varphi}^2 + B_2 - k_{\varphi} \omega_{20}}; B_{\varphi 2} = \frac{B_1 k_{\varphi} (k \omega_1)}{k_{\varphi}^2 - (k \omega_1)^2}$$

Тут приймаємо, що $\omega_1 \approx const$.

$$N_T = \frac{(I_1 + I_3) \omega_1^2}{2t} - P_p f R_{\bar{a}} \omega_1 + 1.78 \rho_n R_{\bar{a}}^4 \omega_1 (\omega_1^2 + \omega_2^2)^{3/2} \operatorname{tg}^2 \beta \frac{f^2 \sin \beta + 2}{\sin \beta / 2} + 0.5 m_{f, \zeta D} r \omega_2^2 \cdot \omega_1 f_K d_{\delta} \quad (13)$$

де β – кут нахилу інструмента до поверхні продукту; f – коефіцієнт тертя; t – час обробки.

При виборі оптимального режиму різання використовували частотну характеристику досліджуваного приводу (рис. 6, б).

На основі аналізу механіки руху виконавчих органів транспортно-технологічної вібраційної машини або вібромашини з гнучким контейнером були отримані наступні вирази для основних параметрів вібрації. Зокрема, для комбінованого кінематичного вібропривода плоских коливань амплітуда коливань A , потужність приводу $N_{пр}$, незрівноважені сили $F_{н.зр.}$, енергія коливальних мас $E_{кол}$ мають вигляд:

$$A = \sqrt{2\ell_{12}^2 + \frac{B_1(B_1 - 2\ell_{12}(\omega_1^2 - k_x^2))}{(\omega_1^2 - k_x^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_1^2} + \frac{(B_1 - C_{\bar{a}})(B_1 - C_{\bar{a}} - 2\ell_{12}(\omega_1^2 - k_y^2))}{(\omega_1^2 - k_y^2)^2 + \alpha_y^2 \omega_1^2}} \quad (14)$$

$$N_{i\delta} = m_2 \ell_{12} \omega_1^3 \eta_{i\delta}^{-1} (0.5 d_{\delta} \mu + \sqrt{[(\ell_{12} - B_1 \cdot B_{x1}) \cos \omega_1 t + B_1 \cdot B_{x2} \sin \omega_1 t]^2 + [(B_1 - C_{\bar{a}}) B_{y1} - \ell_{12}] \sin \omega_1 t + (B_1 - C_{\bar{a}}) B_{y1} \tilde{n} \cos \omega_1 t]^2}) \quad (15)$$

$$\text{де } B_1 = m_0^{-1} (m_2 l_{12} - m_4 l_{14}); B_{x1} = \frac{(\omega_1^2 - k_x^2)}{(\omega_1^2 - k_x^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_1^2}; B_{x2} = \frac{\alpha_x \omega_1}{(\omega_1^2 - k_x^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_1^2};$$

$$B_{y1} = \frac{(\omega_1^2 - k_y^2)}{(\omega_1^2 - k_y^2)^2 + \alpha_y^2 \omega_1^2}; B_{y2} = \frac{\alpha_y \omega_1}{(\omega_1^2 - k_y^2)^2 + \alpha_y^2 \omega_1^2}$$

$$F_{i, \zeta \delta} = (m_k + \xi_m \cdot m_{\zeta \delta \bar{a}}) m_1 \cdot m_0^{-1} e \omega_2^4 \sqrt{(B_{x1} \cos \omega_2 t - B_{x2} \sin \omega_2 t)^2 + (B_{y1} \sin \omega_2 t - B_{y2} \cos \omega_2 t)^2} \quad (16)$$

$$E_{\text{віб}} = 0,5(m_{\text{е}} + \xi_m m_{\text{çад}}) e^2 \omega_2^6 \left[(B_{x2} \cdot \cos(\omega_2 t) - B_{x1} \sin(\omega_2 t))^2 + (B_{y1} \cdot \cos(\omega_2 t) + B_{y2} \cdot \sin(\omega_2 t))^2 \right], \quad (17)$$

де l_{12} – ордината приводного валу; $\eta_{\text{пр}}$ – ККД приводу; μ – коефіцієнт тертя в опорних вузлах; $C_{\text{д}}$ – приведена жорсткість гнучкого зв'язку.

Проведені дослідження дозволили обґрунтувати раціональні способи віброзбудження та режими обробки, що ілюстровано на рис. 9.

Теоретичне дослідження математичної моделі живильного конвеєра з гнучким контейнером (рис. 10, а) для нагнітання в'язко - пластичної сировини дозволило отримати наступні рівняння руху (18) та їх розв'язок (19)

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{x} + \frac{6 \cdot \pi \cdot \eta \cdot R}{m} \cdot \dot{x} = \frac{\Delta p_x d_2^2}{\tau \cdot \rho \cdot v_0 \cdot d_1^2} - \frac{\lambda \cdot S_k}{m} \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\cos \alpha}{f} \right); \\ \ddot{y} + \frac{6 \cdot \pi \cdot \eta \cdot R}{m} \cdot \dot{y} = \frac{\Delta p_y d_2^2}{\tau \cdot \rho \cdot v_0 \cdot d_1^2} - \frac{\lambda \cdot S_k}{m} \cdot \left(\sin \alpha - \frac{\cos \alpha}{f} \right); \end{array} \right. \quad (18)$$

де m, η – маса та в'язкість середовища, що нагнітається; R – середній радіус елемента середовища; f – коефіцієнт тертя матеріалу і стінок; $\Delta p_x, \Delta p_y$ – перепад тиску за перистальтичних рухів по осям координат; α – кут нахилу виступів; τ – час одного скорочення; S_k – площа контакту елемента середовища і стінки; d_1, d_2 – діаметри поперечного перерізу стінки контейнера до та після скорочення.

$$x = \frac{a_x \cdot (\omega^2 + \alpha_x^2)}{(\alpha_x^2 - \omega^2) \cdot (1 + \alpha_x)} + \frac{a_x \cdot (\omega^2 - \alpha_x^2)}{(\omega^2 - \alpha_x^2) \cdot (1 + \alpha_x)} \cdot e^{-\alpha t} + \frac{a_x \cdot \omega}{\omega^2 - \alpha_x^2} \cdot \sin(\omega \cdot t) + \frac{a_x \cdot \alpha_x}{\omega^2 - \alpha_x^2} \cdot \cos(\omega \cdot t) = \quad (19)$$

$$= \frac{a_x}{(\alpha^2 - \omega^2) \cdot (1 + \alpha)} \cdot (\omega^2 + \alpha_x^2 - (\omega^2 - \alpha) \cdot e^{-\alpha t}) + \frac{a}{\omega^2 - \alpha_x^2} (\omega \cdot \sin(\omega \cdot t) + \alpha_x \cdot \cos(\omega \cdot t))$$

$$y = \frac{a_y}{(\omega^2 + \alpha_y^2)} \cdot e^{-\alpha t} + \frac{a_y \cdot \omega}{\omega \cdot (\omega^2 + \alpha_y^2)} \cdot \sin(\omega \cdot t) - \frac{a_y}{\omega^2 + \alpha_y^2} \cdot \cos(\omega \cdot t) = \quad (20)$$

$$= \frac{a_y}{\omega^2 + \alpha_y^2} (e^{-\alpha t} + \frac{\alpha_y}{\omega} \cdot \sin(\omega \cdot t) - \cos(\omega \cdot t))$$

де ω – кутова швидкість коливань; α_x, α_y – коефіцієнти дисипації по координатним осям; a_x, a_y – амплітудні складові по координатним осям; t – час обробки.

Використовуючи математичний аналіз рівнянь (18) та (19) у програмному середовищі MathCAD, були отримані основні характеристики коливальної системи (рис. 10 б,в) для визначення оптимальних робочих режимів використання розробленої транспортно-технологічної машини.

Використовуючи розроблені методики розрахунку були обґрунтовані основні етапи проектування вібраційних технологічних машин (рис. 11), спроектовано та виготовлено робочі креслення для наступних машин та їх приводних механізмів (табл. 2):

- вібраційного фільтра з комбінованим кінематичним віброзбуджувачем;

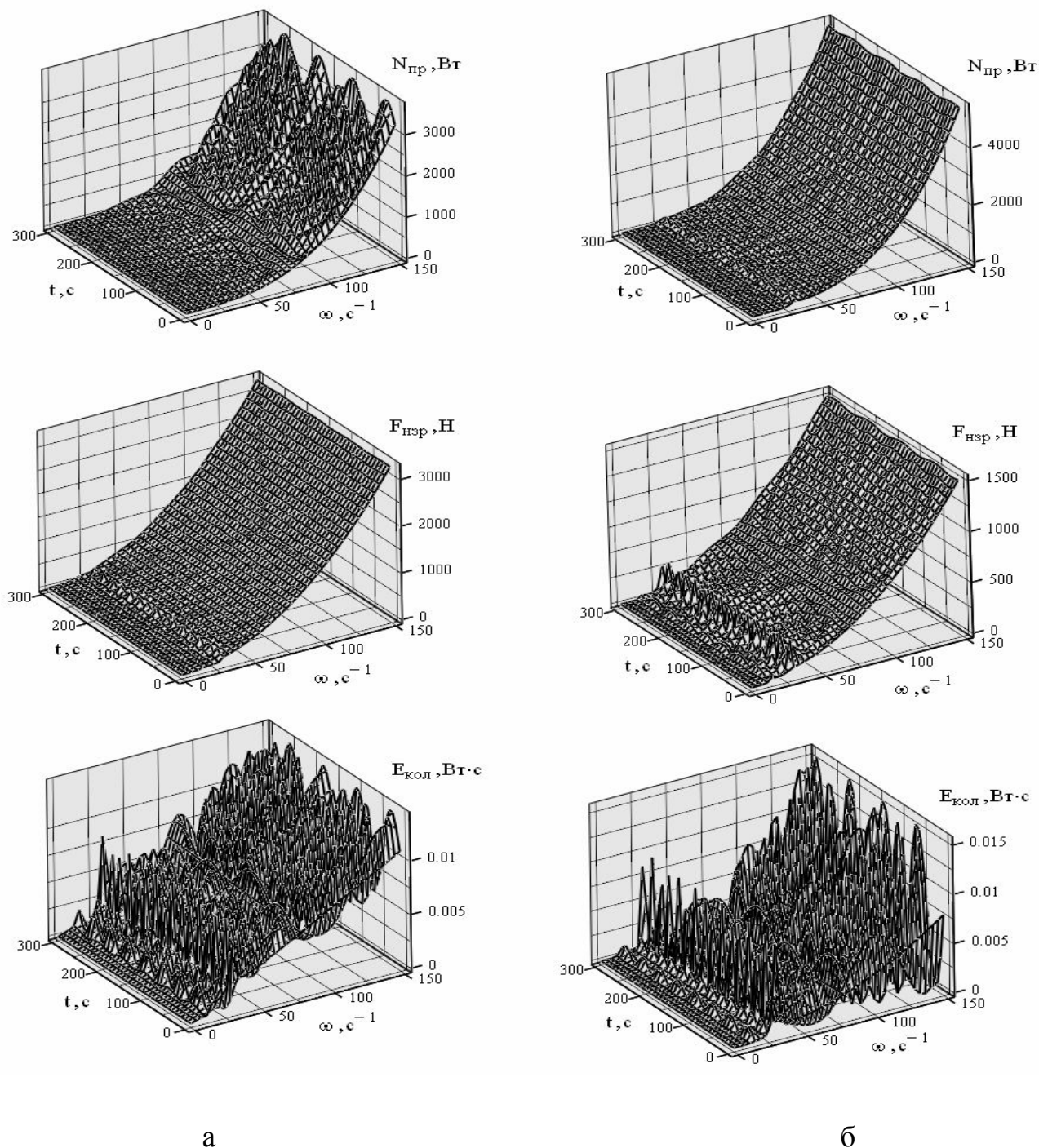


Рис. 9. Основні силові та енергетичні характеристики досліджуваних вібробуджувачів машини з гнучким контейнером:

а – комбінований кінематичний привод; б – динамічний дебалансний привод;
 $E_{\text{кол}}$ – енергія коливних мас; F_0 – навантаження на опорні вузли; t – час;
 $N_{\text{пр}}$ – потужність приводу; ω – кутова швидкість приводного валу.

- вібраційних транспортно-технологічних машин із закритим дебалансним вібробуджувачем, з приводним механізмом стрічки, з механізмом повільного регулювання ексцентриситету приводного валу, з дебалансним приводом плоских коливань;

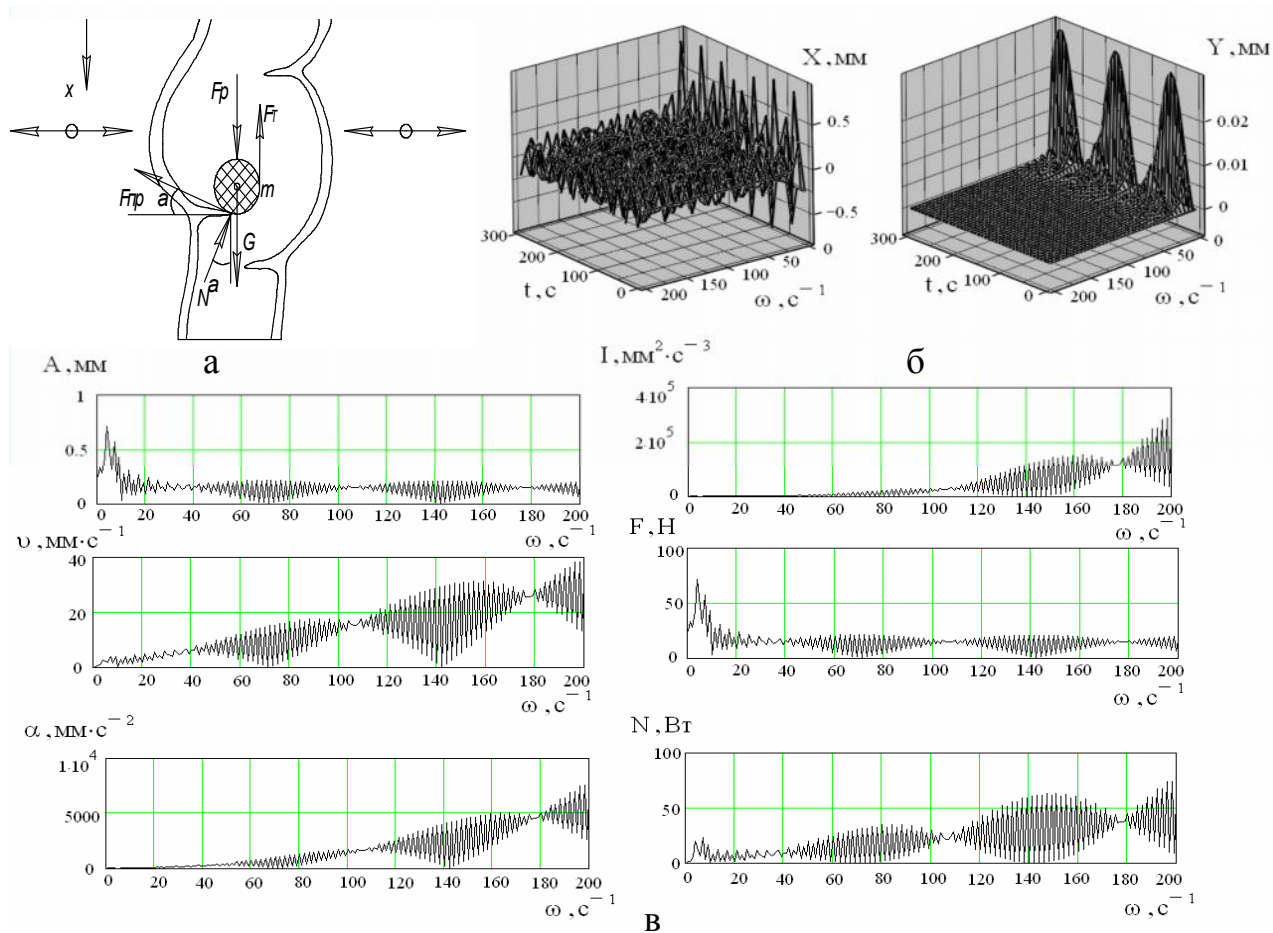


Рис. 10 Основні характеристики хвильового конвеєра для нагнітання в'язко-пластичних мас:

а – розрахункова схема коливальної системи; б – траєкторія руху виконавчих органів машини; в – амплітудно-частотні та енергетичні параметри машин: v – віброшвидкість; N – потужність приводного валу; a – віброприскорення; I – інтенсивність вібраційного поля; ω – кутова швидкість приводного валу машини.

- вібраційних сепараторів сипкої продукції конвеєрного типу, з механічним комбінованим віброзбуджувачем просторових коливань;
- вібраційних змішувачів віброімпелерного виконання, з неколивним приводним валом, з коливним приводним валом, з самоприводним лопатевим валом, з маятниковим перетворювачем руху для приводу лопатевого вала, з обгінною муфтою приводу лопатевого вала;
- вібраційного млина зі ступінчастим регулюванням ексцентриситету приводного вала;
- різальної дискової машини з вібропланетарним приводом виконавчих органів;
- вібраційних технологічних машин барабанного типу з двома джерелами коливального руху, з маятниковим механізмом вільного ходу та двовальним приводним пристроєм, з маятниковим перетворювачем руху та одновальним приводним механізмом;
- комбінованого механічного віброзбуджувача просторових коливань.

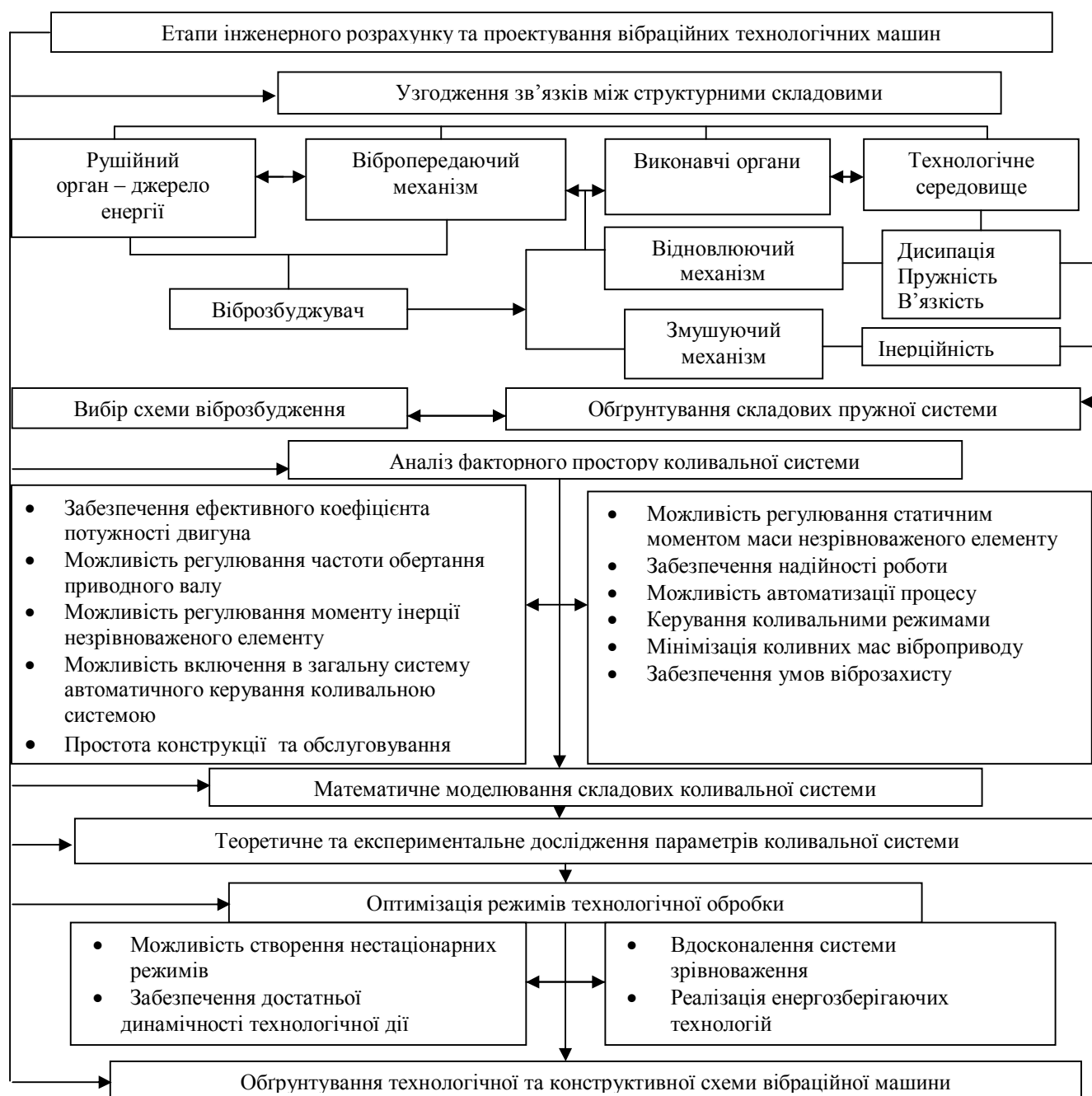


Рис. 11. Етапи інженерного розрахунку та проектування вібраційних технологічних машин

На основі підготовленої технічної документації було виготовлено експериментально-промислові моделі конвеєрної вібраційної машини, різальної машини дискового типу, вібраційних змішувача та дробарки барабанного типу, вібраційного сепаратора сипучої продукції, що знайшли впровадження у харчових і переробних виробництвах.

У сьомому розділі роботи „*Техніко-економічний та функціонально-вартісний аналіз розроблених процесів та конструкцій*” представлена методика розрахунку основних техніко-економічних параметрів для досліджуваних переробних машин, оцінка рівня розроблюваної техніки в результаті функціонально - вартісного аналізу та визначення конкурентоспроможності розробок за узагальнюючими показниками. На

прикладі процесу приготування преміксів було побудовано функціональну модель, функціонально-вартісну діаграму та функціонально-вартісний показник досліджуваних процесів.

Результати дослідження розроблених машин за конкурентоспроможністю представлені у табл. 3.

Таблиця 3

Рейтинг розроблюваних машин порівняно із базовими конструкціями за узагальнюючими показниками якості

№ п/п	Досліджуваний процес	Досліджувана машина	Рейтинг за показниками якості	
			I типу	II типу
1	Приготування пекарської суміші	ВНЗВ-03-60	2	2
2	Подрібнення кісткової сировини	ВЗБ-60	3	2
3	Перемішування інгредієнтів до фаршу	ВНЗ-03-60	1	2
5	Приготування преміксів	ВЗК-02-80	1	2

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. На основі огляду літератури, теоретичного аналізу та експериментальних досліджень обґрунтовано та розроблено вібраційні технологічні та транспортно-технологічні машини для перемішування, подрібнення, сепарації, миття та очищення поверхні сировини харчових та переробних виробництв, про доцільність яких свідчать 7 патентів України на винахід, промислові випробування моделей вібротехніки, 5 актів про впровадження.
2. У розроблених конструкціях серед енергозберігаючих заходів було втілено обгінні муфти та механізми вільного ходу, кінематична комбінована схема віброзбудження плоских і просторових коливань; в якості інтенсифікуючих факторів було застосовано схеми активних і пасивних турбулізаторів суміші, відцентрові та вібропланетарні приводи; для підвищення динамічної стійкості машин були запроваджені схеми з неколивним приводним валом, з підпружиненими опорними вузлами.
3. Обґрунтовані закономірності руху технологічного завантаження залежно від якісної зміни незрівноваженості коливальної системи; від зміни кінематичних, силових та енергетичних параметрів вібрації, вплив яких оцінювали в ракурсі можливої втрати стійкості вібротехніки, а при відображенні розсіювання енергії у масі сировини визначали коефіцієнт дисипації як коефіцієнт затухання коливань із рівняння вільних коливань.
4. Отримані аналітичні та графічні залежності для рівнянь руху виконавчих органів, амплітудно-частотних, силових та енергетичних характеристик досліджуваних вібротехнік дозволили виявити:
 - зменшення енерговитрат на привод за кінематичного комбінованого віброзбудження плоских і просторових коливань в $2,2 \div 2,5$ рази;
 - зменшення енергії незрівноважених мас досліджуваної коливальної системи для кінематичного комбінованого віброприводу в $1,5 \div 1,75$ разів, що разом із ефективною системою нівелювання паразитних коливань дозволяє збільшити термін служби опорних вузлів у $4 \div 5$ разів.

5. В результаті експериментальних досліджень процесу подрібнення кісткової сировини було визначено максимальне навантаження за різних форм силового навантаження; побудована діаграма пластичності та отримані параметри робочого інструменту, що дозволило зменшити енергетичні витрати при різанні майже в 3,3 рази.
6. Отримані залежності основних силових та геометричних параметрів вібропланетарного приводу дискової різальної машини та дисипативних характеристик середовища дозволили обґрунтувати найменш енергозатратні та водночас високоінтенсивні режими роботи ножового диска при резонансі сателітних елементів.
7. Розроблена методика розрахунку вібраційних технологічних та транспортно-технологічних машин, що поєднує послідовність визначення кінематичних, силових та енергетичних параметрів вібрації; врахування впливу руху технологічного середовища, закономірностей поглинання енергії в системі та визначення величини енергії дисипації.
8. Розроблена методика розрахунку основних параметрів процесу різання кісткової та в'язко - пластичної сировини на основі вивчення основних закономірностей означених процесів при поділенні їх на складові; використання феноменологічної теорії накопичення пошкоджень при великих пластичних деформаціях та діаграми пластичності матеріалу; приведення технологічного континуума до фізичної моделі продукту та ріжучої частини інструменту до мікроскопічних розмірів, що дозволяє застосувати до системи: робочий інструмент–сировина класичні рівняння механіки.
9. Підготовлена технічна документація на 18 вібраційних технологічних машин та їх приводних механізмів, створено 5 експериментально-промислових моделей досліджуваних вібромашин, які були впроваджені на птахокOMBінаті «Тулчинський», Корделівському комбікормовому заводі, Літинському м'ясокомбінаті та ВАТ «Вінниця - хліб». Сукупний очікуваний економічний ефект від впровадження розроблених машин складає 351 тис. грн./рік.

Результати досліджень відображено в двох навчальних посібниках з процесів та апаратів харчових і переробних виробництв і використовуються в навчальному процесі при підготовці фахівців зі спеціальності „Обладнання переробних і харчових виробництв”.

СПИСОК ОСНОВНИХ ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. **Берник П.С.** Конвеєрні вібраційні машини для оздоблювально-зміцнювальної обробки / **П.С. Берник, І.П. Паламарчук.**- К.: Вища школа, 1996.- 237 с.

Особистий внесок: написано главу 1 „Тенденції розвитку сучасного технологічного обладнання”, главу 3 „Аналіз параметрів та конструктивних особливостей основних елементів вібраційних машин”, главу 4 „Основи

проектування вібраційних технологічних машин», главу 5 „Розрахунок параметрів та вибір схеми віброзбудження в технологічній машині конвеєрного типу”.

2. Механічні процеси і обладнання переробного та харчового виробництва / [П.С. Берник, З.А. Стоцько, І.П. Паламарчук, В.В. Яськов, І.А. Зозуляк] – Львів: Видавництво НУ «Львівська політехніка», 2004. – 336 с.

Особистий внесок: написано розділ 5 „Машини для подрібнення сільськогосподарської продукції”, розділ 6 „Машини для перемішування”, розділ 7 „Обладнання для обробки сільськогосподарської продукції тиском”, розділ 8 „Машини для розділення неоднорідних систем”.

3. Тепломасообмінні процеси та обладнання переробного та харчового виробництва / [І.П. Паламарчук, П.С. Берник, З.А. Стоцько, В.В. Яськов, І.А. Зозуляк] – Львів: Видавництво „Бескид Біт”, 2006. – 368 с.

Особистий внесок: написано для I частини розділ 2 „Машини та процеси для охолодження сільськогосподарської продукції”, розділ 5 „Теплове обладнання в процесах переробки сільськогосподарського виробництва”, для II частини: розділ 2 „Обладнання для перегонки рідин”, розділ 4 „Обладнання для сушіння сільськогосподарської продукції”, розділ 5 „Обладнання для екстрагування сільськогосподарської сировини”.

4. Берник П.С., Серeda Л.П., Паламарчук И.П. Выбор рациональной схемы механического вибровозбудителя для конвейерной вибрационной машины с эластичной направляющей // Вибрации в технике и технологиях 1995. - №2 - С.15 - 20.

Особистий внесок: проведено огляд конструкцій віброзбуджувачів, виконано розрахунок основних параметрів конвеєрної вібраційної машини.

5. Серeda Л.П., Паламарчук И.П., Величко Л.Д. Влияние геометрии подвески на динамику конвейерной вибрационной машины с эластичной направляющей // Вибрации в технике и технологиях.– 1996.– №1 (3).– С.10 – 13.

Особистий внесок: складено та розв’язано рівняння руху виконавчих органів конвеєрної вібраційної машини.

6. Паламарчук И.П. Исследование влияния технологической загрузки на стабилизацию колебательной системы // Вибрации в технике и технологиях, 1998. – № 2(6). –С. 47-51.

7. Паламарчук И.П. Развитие конструктивных та технологических схем вибрационных конвеєрных машин с гнучким транспортирующим элементом // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах, 1998. – №4. – С. 17 – 22.

8. Паламарчук И.П., Омелянов О.М. Анализ приводных механизмов та дослідження динаміки віброзбуджувачів технологічних машин сільськогосподарського виробництва та переробки // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах, 1998. – № 3. –С. 152-157.

Особистий внесок: проведено аналіз приводних механізмів технологічних вібраційних машин переробних і харчових виробництв.

9. Паламарчук И.П. Новые вибрационные машины в механических процессах перерабатывающего сельскохозяйственного производства // Материалы

международной НТК «Вибрации в технике и технологиях». Приложение к журналу „Вибрации в технике и технологиях”. –Евпатория, 1998.– С.187-194.

10. **Берник П.С., Паламарчук І.П., Липовий І.Г.** Особливості застосування вібропланетарної технологічної дії в процесах кормоприготування // Вісник Сумського державного аграрного університету. Вип. 4 „Машиновикористання в тваринництві”. – Суми: СДАУ, 1999. – С. 59 – 62.

Особистий внесок: обґрунтовано схему вібропланетарної машини для приготування кормових сумішей.

11. **Берник П.С., Денісов П.Д., Паламарчук І.П., Солоня О.В.** Особливості проектування тримасових вібраційних машин з опозитно розташованими віброзбуджувачами // Вибрации в технике и технологиях, 2000.– №2(14). – С.15 - 17.

Особистий внесок: розроблено методику розрахунку вібраційної дробарки з опозитно розташованими віброзбуджувачами.

12. **Паламарчук І.П., Омелянов О.Н.** Динамика вибратионных грохотов с комбинированным приводом пространственных колебаний рабочих органов // Вибрации в технике и технологиях, 2000. – №4(16). – С. 89 – 92.

Особистий внесок: складено математичні моделі вібраційних приводів до машин для грохочення.

13. **Паламарчук І.П., Холодюк О.В.** Дослідження конструктивних та технологічних параметрів вібраційних пристроїв для різання сільськогосподарської продукції з дисковими робочими органами // Вибрации в технике и технологиях, 2000. – № 1(13). –С 58-66.

Особистий внесок: проведено аналіз приводних механізмів вібраційної дії до різальних машин дискового типу.

14. **Паламарчук І.П., Бандура В.М., Омелянов О.М.** Розвиток конструктивних схем сепараторів сипкої продукції з вібровідцентровим приводом технологічного руху // Вибрации в технике и технологиях, 2001. – № 3(19). –С. 80 - 86.

Особистий внесок: проведено аналіз приводних механізмів комбінованої механічної дії та обґрунтовано схему сепаратора з вібропланетарними виконавчими органами.

15. **Паламарчук І.П., Берник М.П., Цуркан О.В.** Обґрунтування технологічних та конструктивних схем енергоощадних віброзмішувачів барабанного типу// Вибрации в технике и технологиях, 2001. – №1(17). –С. 35-41.

Особистий внесок: проведено аналіз приводних механізмів до вібраційних змішувачів барабанного типу.

16. **Бандура В.М., Паламарчук І.П.** Оцінка параметрів процесу подрібнення кісткової сировини на основі критеріїв пластичності // Наукові нотатки. Вип 9 за напрямком „Інженерна механіка”. –Луцьк: ЛДТУ, 2001. –С.12-21.

Особистий внесок: розроблена методика визначення силових параметрів при руйнуванні кісткової сировини та узагальнено отримані результати.

17. **Бандура В.М., Паламарчук І.П.** Оцінювання ресурсу пластичності різання кісток сільськогосподарської птиці // Наукові праці Українського державного університету харчових технологій, 2001. – № 10. -С. 116-117.

Особистий внесок: отримано рівняння для визначення сили різання при руйнуванні кісткової сировини.

18. **Паламарчук І.П.** Розвиток конструктивного виконання фільтруючих апаратів в умовах вібраційного технологічного поля // Вибрації в техніці та технологіях, 2001. – №2(18). – С. 66 – 74.

19. **Паламарчук І.П., Бандура В.М.** Вплив параметрів робочого інструмента на якість процесу різання сільськогосподарської продукції // Вісник Харківського державного університету сільського господарства. Вип. 9. „Сучасні напрями технології та механізації процесів переробних і харчових виробництв”. – Харків: ХДТУСГ, 2002. – С. 357-363.

Особистий внесок: отримано та узагальнено результати віброзміцнення лезового інструмента для машин харчових і переробних виробництв.

20. **Бандура В.М., Паламарчук І.П.** Оцінка дисипативних властивостей пружно-пластичної сировини в процесі обробки різанням // Вісник технологічного університету Поділля. – Хмельницький, 2002. – №1(38). – С.97-101.

Особистий внесок: розроблено методику та узагальнено результати оцінки впливу сили тертя в процесі різання кісткової сировини.

21. **Бандура В.М., Паламарчук І.П.** Оцінка силових та енергетичних параметрів процесу різання пружно-пластичної сировини // Вісник технологічного університету Поділля. – Хмельницький, 2002. – №3. Т.2(41). – С. 206-208.

Особистий внесок: складено рівняння для визначення силових та енергетичних параметрів для процесу різання пружно-пластичної сировини.

22. **Паламарчук І.П., Липовий І.Г., Кухарчук В.Т.** Математичне моделювання закономірностей руху виконавчих органів коливальної системи при інженерному розрахунку та проектуванні вібраційних машин // Вибрації в техніці та технологіях, 2003. – №5 (31). – С. 58 – 60.

Особистий внесок: виведено залежність для коефіцієнта дисипації технологічного завантаження вібраційної машини барабанного типу.

23. **Бандура В.М., Паламарчук І.П.** Основи розрахунку параметрів процесу руйнування кісткової сировини // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Вип. 16 „Сучасні напрями технології та механізації процесів переробних і харчових виробництв”. – Харків, 2003. – С.102 – 109.

Особистий внесок: обґрунтовано дію та розроблено методику графоаналітичного аналізу основних силових факторів в процесі різання кісткової сировини.

24. **Середа Л.П., Берник П.С., Паламарчук І.П.** Застосування вібраційних ефектів у переробних машинах / Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Вип. 34. – Мелітополь: ТДАТА, 2005. – С. 25 – 31.

Особистий внесок: обґрунтовано галузі застосування вібраційної дії в процесах харчових і переробних виробництв.

25. **Берник П.С., Паламарчук І.П., Герасимов О.О.** Застосування віброозонуючого комплексу для дослідження дії озону в процесі сушки

дрібнодисперсної сільськогосподарської продукції // Вібрації в техніці та технологіях, 2005. – №4 (42). – С. 17 – 23.

Особистий внесок: обґрунтовано апаратурне забезпечення та методику оцінки параметрів вібрації машини для сушіння з озонуванням.

26. **Паламарчук І.П.** Тенденції розвитку конструктивних та технологічних схем вібраційних машин для реалізації механічних процесів переробки сільськогосподарської продукції // Вібрації в техніці та технологіях, 2006. – №1 (43). – С. 160 – 167.

27. **Паламарчук І.П.** Обґрунтування основних етапів інженерного розрахунку та проектування вібраційних технологічних машин // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. Вип. 20. – ВДАУ, 2006.– С. 227–234.

28. **Паламарчук І.П.** Науково-технічні основи проектування машин харчових і переробних виробництв, зокрема вібраційної механічної дії // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. Вип. 1 „Стан і перспективи розвитку сучасних технологій і обладнання переробних і харчових виробництв”. –ВДАУ, 2006. – С. 28 – 34.

29. **Паламарчук І.П., Липовий І.Г.** Обґрунтування силових та енергетичних характеристик вібропланетарної різальної машини // Вібрації в техніці та технологіях, 2006. – №2 (44). – С. 50 – 53.

Особистий внесок: складено математичну модель та виведено залежності для визначення силових та енергетичних параметрів вібропланетарної різальної машини.

30. **Паламарчук І.П., Шаргородський С.А.** Обґрунтування параметрів плоского та просторового віброзбудження барабанних машин переробних і харчових виробництв // Вібрації в техніці і технологіях, 2006. - №3(45).- С.73-81.

Особистий внесок: складена математична модель, отримані основні залежності для параметрів віброзбуджувачів плоских та просторових коливань.

31. **Паламарчук І.П.** Обґрунтування робочих параметрів вібропланетарної різальної машини // Вісник Вінницького політехнічного інституту, 2007. – №1.– С. 35 – 39.

32. **Паламарчук І.П., Місюра Т.Г.** Обґрунтування основних робочих параметрів механічного віброприводу машини з гнучким контейнером для механічної обробки харчової сировини // Наукові праці Національного університету харчових технологій.–2007.–№1.–С. 53 – 56.

Особистий внесок: складені математична модель, рівняння руху та залежності для амплітудно-частотних і енергетичних характеристик приводів з динамічним та кінематичним віброзбудженням плоских коливань конвеєрної машини.

33. **Паламарчук І.П., Липовий І.Г.** Обґрунтування робочих параметрів хвильового конвеєра для переміщення фаршу // Вібрації в техніці та технологіях, 2007. – №5 (50).– С. 80-82.

Особистий внесок: складена математична модель та рівняння руху хвильового конвеєра для переміщення фаршу.

34. **Берник П.С., Паламарчук І.П., Величко Л.Д., Романов А.М.**

Исследование частотных характеристик вибросистем с двойной гибкой связью // Вопросы вибрационной технологии: Межвуз. сб. науч. статей. –Ростов-на-Дону: Изд. центр ДГТУ, 1996. – С. 103-104.

Особистий внесок: виведено рівняння для частоти коливань виконавчих органів транспортно-технологічної вібраційної машини.

35. **Берник П.С., Паламарчук И.П., Липовый И.Г.** Динамика вибрационно-планетарной машины для обработки деталей в свободно-гранулированной среде // XXXVI Sympozjon “Modelowanie w mechanice”.-Gliwice, 1997. –Р.31-36.

Особистий внесок: складено математичну модель приводного механізму вібропланетарної машини з плоскими коливаннями виконавчих органів.

36. **Паламарчук И.П.** Вибрационная машина для отжатаия жидкости // Сб. научных статей «Вопросы вибрационной технологии».–Ростов-на-Дону,2001.– С. 157-159.

37. Патент України № 32665. Машина для вібропланетарної обробки / **П.С. Берник, І.П. Паламарчук, І.Г. Липовий** // Бюл. изобр. –2001. -№ 1.

Особистий внесок: обґрунтовано схему вібропланетарного приводу машини.

38. Патент України № 37433. Вібраційний змішувач / **Р.Д. Іскович-Лотоцький, М.П. Берник, І.П. Паламарчук** // Бюл. – 2001. -№ 4.

Особистий внесок: обґрунтовано схему віброприводу змішувача з механізмом вільного ходу.

39. Патент України № 42124. Пристрій для вібраційної обробки деталей / **П.С. Берник, І.П. Паламарчук, О.М. Омелянов** // Бюл. – 2001. -№ 9.

Особистий внесок: обґрунтовано схему віброприводу транспортно-технологічної машини.

40. Патент України № 49119. Пристрій для вібраційної обробки сільськогосподарської продукції / **І.П. Паламарчук, О.М. Омелянов** // Бюл. – 2002. -№ 9.

Особистий внесок: обґрунтовано схему конвеєрної вібраційної машини для сепарації та поверхневої миєчно-очисної обробки.

41. Патент України № 63977. Вібраційний змішувач / **М.П. Берник, І.П. Паламарчук, О.В. Цуркан** // Бюл. – 2004. -№ 2.

Особистий внесок: обґрунтовано схему віброімпелерного приводу змішувача.

42. Патент України № 68339. Машина для різання м'яса на шматки / **І.П. Паламарчук, О.В. Холодюк, С.В. Антохов** // Бюл. – 2004. -№ 8.

Особистий внесок: обґрунтовано схему віброзбуджувача просторових коливань машини для різання м'ясопродуктів.

43. Патент України № 72465. Вібраційна машина для відтискування рідини / **І.П. Паламарчук, О.В. Цуркан** // Бюл. – 2005. -№ 3.

Особистий внесок: обґрунтовано схему приводного механізму до вібраційної транспортно-технологічної машини для відтискування рідини

Анотація

Паламарчук І.П. Науково–технічні основи розроблення енергозберігаючих вібромашин механічної дії харчових і переробних виробництв. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.18.12 – процеси й обладнання харчових, мікробіологічних та фармацевтичних виробництв. – Національний університет харчових технологій, Київ, 2008.

У дисертації вирішено науково–технічну проблему розроблення класу енергозберігаючих вібромашин, що має важливе значення для підвищення ефективності застосування технологічного обладнання в механічних процесах харчових й переробних виробництв і було втілено у розроблених вібраційних машинах для реалізації операцій дроблення, різання, перемішування, сепарації, пресування та здійснення транспортно – технологічних функцій.

На основі теоретичних та експериментальних досліджень динамічних моделей означених машин отримані аналітичні та графічні залежності для їх основних характеристик, що дало підставу для обґрунтування робочих режимів експлуатації досліджуваних машин та віброзбуджувачів.

В результаті дослідження закономірностей протікання даних механічних переробних процесів, оцінки основних факторів вібраційного технологічного поля, обґрунтування тенденцій розвитку технологічних та конструктивних схем механічних коливальних систем сформульовано науково – технічні основи конструювання та проектування енергоощадних вібраційних приводів механічної дії на сільськогосподарську сировину.

Створені експериментально – промислові моделі вібраційних машин з комбінованим кінематичним приводом, з приводним механізмом віброімпульсного виконання для реалізації подрібнення, перемішування та поверхневої очисної обробки продукції харчових і переробних виробництв; що відзначаються енергоощадністю та інтенсивністю технологічної дії.

Ключові слова: віброзбуджувач, харчова сировина, віброобробка, дроблення, різання, перемішування, сепарація, проектування.

Аннотація

Паламарчук И.П. Научно–технические основы разработки энергосберегающих вибромашин механического действия пищевых и перерабатывающих производств. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.08.12 – процессы и оборудование пищевых, микробиологических и фармацевтических производств. – Национальный университет пищевых технологий, Киев, 2008.

В диссертации решена научно-техническая проблема разработки класса энергосберегающих вибромашин, имеющая важное значение для повышения эффективности использования вибрационных технологических машин в механических процессах пищевых и перерабатывающих производств, в частности для реализации операций дробления, резания, перемешивания,

сепарации, прессования и осуществления транспортно – технологических функций.

Используя результаты исследований закономерностей изменения данных механических процессов переработки сельскохозяйственной продукции, свойств обрабатываемого технологического поля и составляющих колебательной системы, сформулированы основные тенденции развития конструктивных и технологических схем вибрационных машин для реализации представленных процессов. Это послужило основой для создания конструкций вибрационных приводов, которые отличаются усовершенствованием элементов упругой системы с целью уменьшения потребляемой мощности и улучшения условий работы опорных узлов, использованием в процессе обработки активных и пассивных турбулизаторов технологической среды, а также использованием нескольких технологических движений для повышения интенсивности обрабатываемого действия.

На основании исследований основных компонентов факторного пространства вибрационной машины как структурированной колебательной системы проведена оценка кинематических, силовых и энергетических параметров вибрации, а также исследование влияния свойств технологической среды на динамику и изменение стойкости вибрационной системы в целом. В результате были систематизированы способы реализации силовой и моментной неуравновешенности колебательной системы как фактор регулирования траектории движения исполнительных органов и массы загрузки в условиях вибрационного технологического поля; проведена оценка и систематизация моделей технологической загрузки и приводов вибрационных машин, обоснована целесообразность разработанных механо - реологических моделей.

С целью получения критериев оценки рассматриваемых вибрационных систем разработаны математические модели вибромашин с кинематическим и динамическим способами генерации плоских колебаний для конструкций с жестким и упругим контейнерами, а также с вибровозбудителем пространственных колебаний для конструкций с жестким контейнером, с вибропланетарным приводом угловых и плоских колебаний исполнительных органов технологической системы; исследована динамика движения основных элементов данных механизмов; определены графические зависимости основных параметров вибрации исследуемых машин. Исследования позволили проанализировать эффективность альтернативных схем вибровозбуждения, обосновать рабочие режимы виброприводов соответствующих технологических машин, оценить состояние колебательной системы.

Установлено, что при одинаковых геометрических размерах, нагрузке и величине неуравновешенного фактора использование кинематического комбинированного вибропривода по сравнению с динамическим дебалансным для генерации плоских и пространственных колебаний дает возможность уменьшить энергозатраты на привод в $2,2 \div 2,5$ раза, практически на порядок уменьшить нагрузки на опорные узлы приводного вала вибровозбудителя. Указанный эффект справедлив для технологических машин с жестким и упругим контейнером. При исследованиях процессов рассеивания энергии в

технологической массе коэффициент диссипации энергии в колебательной системе рассчитывался как коэффициент затухания из уравнений свободных колебаний.

Для реализации процесса нагнетания вязкопластических масс была разработана и исследована математическая модель виброволнового конвейера, на основании чего были обоснованы рабочие режимы работы данной колебательной системы.

На основании теоретических и экспериментальных исследований процессов резания твердых конфектатов и вязко – пластического сырья для модели вибропланетарного привода дисковой резательной машины были получены зависимости для кинематических, силовых и энергетических параметров процесса, обоснованы режимы эксплуатации приводного механизма. Установлено, что при величине угла заточки инструмента $\gamma = 10^0$ энергозатраты на резание мясокостного сырья уменьшается в 3,3 раза. Определены нагрузки, коэффициенты трения движения и покоя в процессах сжатия, растягивания и кручения: при скорости скольжения от 12 до 15м/с напряжение трения резко возрастает и стабилизируется при скорости до 20м/с, затраты энергии на трение при этом составляют 20 до 70% от общих энергозатрат в системе. Экспериментально установлено отсутствие связи между коэффициентом трения и номинальной величиной площади контакта в пределах ее изменения до 10 см², а также от длительности предыдущего контакта в пределах ее изменения 25 ÷ 600с. Установлено, что минимальные энергозатраты при максимальном угловом перемещении ножевого диска в процессе эксплуатации вибропланетарного привода соответствуют частоте вращения приводного вала вибровозбудителя 37 рад/с.

На основании анализа исследуемых параметров, схем инженерного проектирования вибрационных технологических машин, разработана методика расчета основных параметров вибрации и элементов вибропривода машин для реализации механических процессов пищевых и перерабатывающих производств. В результате подготовлена техническая документация на 18 вибрационных технологических машин и их приводных механизмов, изготовлено 5 экспериментально – промышленных моделей машин, которые были внедрены в производство и прошли промышленные испытания.

Ключевые слова : вибровозбудитель, пищевое сырье, виброобработка, дробление, резание, перемешивание, сепарация, проектирование.

Annotation

Palamarchuk I.P. Scientifically and technical bases of development of vibromachine of mechanical action with economy of energy in food and processing productions. It is manuscript.

Dissertation on the receipt of scientific degree of doctor of engineering sciences in speciality 05.18.12 are processes and equipments of food, microbiological and pharmaceutical productions. National university of food technologies, Kyiv, 2007.

In dissertation it is decided scientifically - technical problem, development the group of vibromachines that has the important value for the increase of efficiency of application of vibration technological machines in the mechanical processes of food and processing productions, that it was incarnate in the developed vibration causes of machines for realization of operations of crushing, cutting, interfusion, separation, pressing and realization transport - technological functions.

On the basis of theoretical and experimental researches of dynamic models the noted vibromachines got analytic and graphic dependences for their basic descriptions, that gave foundation for the ground of operating conditions of exploitation of the explored machines and vibrodrives.

As a result of research of conformities to the law of flowline of these mechanical processing processes, estimations of basic factors of the vibration technological field, the ground of progress trends of technological and structural charts of the mechanical oscillating systems is formulated scientifically are technical bases of constructing and planning of vibration occasions of mechanical action on agricultural raw material.

Drawing on result of the noted researches were created experimentally are industrial models of vibration machines with combined - kinematics occasion, with the drive mechanism of vibroimpeler implementation for realization of growing shallow, interfusion and superficial cleansing treatment of products of food and processing productions; that is marked by economy of energy and intensity of technological action.

Keywords: vibrodrive, food productions, vibration treatment, crushing, cutting, interfusion, separation, planning.

