

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний аграрний університет
Факультет механізації сільського господарства

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ПОПХВ
_____ В.П. Янович
„___” _____ 2017 р.

**Обґрунтування робочих параметрів конвеєрної
вібраційної машини для відтискування жому
Спеціальність 8.090221 „Обладнання переробних і харчових
виробництв”**

**Дипломна робота на здобуття освітньо-кваліфікаційного рівня –
«Магістр»**

Керівник проекту д.т.н., проф.
Паламарчук Ігор Павлович
Розробив магістрант гр. 61-МП
Данильченко Олександр Миколайович

Вінниця 2017

Анотація

В основі дипломного проекту є удосконалення пресуючого обладнання лінії приготування цукру. Основні параметри робочих органів даної машини вибрані на основі необхідних інженерних розрахунків. Результати проекту можуть бути впроваджені при виробництві цукру.

The summary

Graduation paper is based on improving the equipment for pressing the dough in line for preparation of sugar. The main characteristic of work equipment is get out during in mechanical researches. The results of project may be use in production of sugar.

ЗМІСТ

Анотація.....	5
Вступ.....	6
Розділ 1 Обґрунтування основних складових процесу дифузії у цукровому виробництві	7
1.1 Вплив основних технологічних факторів на дифузійний процес.....	7
1.2 Технологічна схема роботи дифузійної установки	8
1.2.1 Конструкція і принцип дії дифузійної установки.....	8
1.2.2 Технологічні параметри й особливості ведення процесу.....	9
1.2.3 Особливості пуску дифузійної установки.....	10
1.2.4 Правила експлуатації дифузійної установки	13
1.2.5 Особливості зупинення і консервації колонної дифузійної установки	15
1.3 Очищення дифузійного соку від мезги	16
1.4 Підготовка води для дифузійного процесу	16
1.4.1 Загальні відомості щодо означеного процесу.....	16
1.4.2 Технологічна схема підготовки сульфатованої води	17
1.4.3 Технологічні параметри та особливості ведення процесу підготовки води	17
1.4.4 Пуск схеми підготовки води для дифузійного процесу	18
1.5 Охорона праці на підприємстві з виробництва цукру	19
1.5.1 Безпека праці.....	21
1.5.2 Порядок роботи з теплообмінною апаратурою	23
1.5.3 Розрахункова частина.....	25
Розділ 2 Проектування процесів пресування жому та підготовки жомопресової води.....	28
2.1 Характеристика процесу пресування жому	28
2.2 Особливості реалізації процесу пресування гніту.....	29
2.3 Особливості реалізації процесу підготовки та звороту жомопресової води у дифузійні апарати.....	31
2.4 Особливості процесу виробництва жому та підготовка його до реалізації.....	32
2.4.1 Харектеристика якостей жому та особливості його зберігання.....	32
2.4.2 Характеристика виробництва бардяного жому	32
2.4.3 Характеристика виробництва мелясового сушеного жому	34
Розділ 3 Розробка конструкції вібраційної конвеєрної машини для відтискування	36
3.1 Перспективи реалізації транспортно-технологічних операцій в умовах вібраційного поля.....	36

3.2	Розвиток конструктивних та технологічних схем вібраційних конвеєрних машин з гнучким транспортуючим елементом	44
3.3	Конструктивні та технологічні особливості вібраційної конвеєрної машини для відтискування рідини.....	54
3.4	Обґрунтування конструкції машин для відтискування рідкої фракції....	58
3.5	Розрахунок основних елементів конструкції конвеєрної машини	62
Розділ 4 Аналіз динаміки руху виконавчих органів віброконвеєрної системи		69
4.1	Основні структурні складові.....	69
4.2	Сили, що діють в розглянутих вібросистемах	70
4.3	Складання, рішення і математична обробка рівнянь руху конвеєрної вібромашини з дебалансним приводом	74
4.4	Теоретичне обґрунтування режимних параметрів коливального процесу	78
4.4.1.	Кінематичні характеристики.....	79
4.4.2.	Силкові та енергетичні характеристики.....	85
Розділ 5 Конструювання жомопресуючого обладнання та оцінка економічної ефективності розробок.....		87
5.1	Розрахунок основних техніко-економічних параметрів розробленої машини	87
5.1.1	Складання балансу часу технологічного процесу	87
5.1.2	Розрахунок продуктивності машини.....	87
5.1.3	Розрахунок витрат потужності на привод технологічної машини	89
5.2	Визначення основних експлуатаційних витрат при роботі технологічної машини	91
5.3	Оцінка ефективності приведених у проекті розробок.....	93
5.4	Характеристика процесу та обладнання для відтискування рідкої або плинної фракції	95
5.5	Методика розрахунку основних параметрів відтискуючих пресів.....	99
5.5.1	Розрахунок основних параметрів гідравлічного пресу	99
5.5.2	Особливості розрахунку гвинтового пресу.....	102
5.5.3	Розрахунок основних параметрів шнекових пресів	104
Основні висновки		109
Література.....		110

ВСТУП

Сучасний цукровий завод є великим індустріальним підприємством, що оснащений складним обладнанням з високим рівнем автоматизації технологічних процесів та механізації основних виробничих робіт.

На теперішній час налагоджується серійний випуск нових видів обладнання з інтенсифікованими процесами обробки або створених на базі принципово нових рішень. Серед такого обладнання можна відзначити автоматизовані випарні установки прямотечійно-плівкового типу, вакуум апарати з примусовою циркуляцією, вакуум апарати та центрифуги безперервної дії тощо.

Інтенсифікація виробничих процесів в цілому в даний момент є загально визнаним напрямком технічного прогресу. Пошук нових способів інтенсифікації процесів і розробка ефективних теплообмінних апаратів є актуальними проблемами і мають велике народногосподарське значення, що відображено в багатьох науково-дослідних та навчально-методичних працях [1,4,5,9,13,20,21,22,23].

Враховуючи актуальність представлених проблем та напрямів розвитку цукрового виробництва основними задачами даного дипломного проекту є:

- проаналізувати технологічний процес відтискування жому та обґрунтувати технологічну схему досліджуваного виробництва;
- удосконалити технологічну та конструктивну схему машини для відтискування жому;
- розробити заходи з охорони праці та навколишнього середовища для поліпшення умов роботи на ділянці роботи теплового оснащення;
- розробити математичну модель процесу віброконвеєрного відтискування пружнов'язкопластичної сировини та обґрунтувати основні параметри робочого режиму даної обробки;
- оцінити економічну ефективність приведених у проєкті розробок.

РОЗДІЛ 1

ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ СКЛАДОВИХ ПРОЦЕСУ ДИФУЗІЇ У ЦУКРОВОМУ ВИРОБНИЦТВІ

1.1 Вплив основних технологічних факторів на дифузійний процес

1.1 Велике значення для ефективності сокодобування дифузійним методом мають такі фактори, як якість стружки, величина добору дифузійного соку, температура і тривалість процесу дифузії, вихід гніта, що залежить від змісту м'якоті в буряках а також величини рН сокостружечної суміші.

2-3 точки зору техніко – економічного характеру прийнято рахувати оптимальним добір соку – 120% до маси буряка. При роботі на дифузійній установці з поверненням жомопресової води знецукрення стружки до вмісту цукру менш 0,15% до маси буряка економічно недоцільно.

Вода, використовувана для дифузії, винна бути спеціально підготовлена. Для дифузійного процесу найкраще застосовувати надлишковий конденсат вторинних парів останніх корпусів випарної установки після його деамонізації і підкислення до рН 6,4-6,6 за схемою ВНИИСП.

Допускається використання барометричної води, підкислення до рН 6,2-6,5. Використання аміачних конденсатів і барометричної води без попереднього підкислення її до необхідного рН неприпустимо. У дифузійних апаратах безупинної дії обов'язковим є використання попередньо підготовленої жомопресової води.

Бурякова стружка і дифузійний сік є достатньо досконалим живильним середовищем для мікроорганізмів, що споживають у процесі життєдіяльності сахарозу. Про життєдіяльність мікроорганізмів можна судити по рН соку, проби якого відбирають з різних місць дифузійної

установки. Так необхідно, щоб уздовж усієї дифузійної установки значення рН соку було не нижче 6,0. При температурі в дифузійному апараті вище 70 °С бактеріальні процеси практично придушуються. У якості антисептика для придушення активної життєдіяльності мікроорганізмів у дифузійному апараті використовують формалін, щоб уздовж усієї дифузійної установки значення рН соку було не нижче 6,0. При температурі в дифузійному апараті вище 70 °С бактеріальні процеси практично придушуються. У якості антисептика для придушення активної життєдіяльності мікроорганізмів у дифузійному апараті використовують формалін

1.2 Технологічна схема роботи дифузійної установки

2.1.1 1.2.1 Конструкція і принцип дії дифузійної установки. Похилим стрічковим конвеєром 2 (рис 2.1), обладнаним стрічковими вагами 3, подають бурякову стружку в завантажувальну шахту ошпарювача 1.

В ошпарювачі відбувається денатурація протоплазми бурякової тканини гарячим соком, а сокостружечну суміш насосом 12 подають у колону 7. У колоні стружка знецукрюється та вивантажується з верхньої частини колони в жолоб кільцевого скребкового транспортера. Знецукрена стружка надходить в шнек – водовідокремлювач 6 і далі системою конвеєрів її подають у жомові преси.

Отриману при пресуванні воду після спеціальної обробки подають у колону через контропаті 17-го чи 15-го ряду, а сульфітовану воду через верхній ряд контропатей. У колонні дифузійних апаратів типу КДА-15-58 сульфітовану воду подають через форсунки розвантажувальними лопатями, а жомопресуючу воду – лопатями 12-го чи 14-го ряду.

Сік з колони проходить піщану пастку 9 і розділяється на два потоку. Один потік складає 250-300% до маси оброблюваного буряка, через підогрівачі 5 напрямляють у мішалку ошпарувача для готування сокостружечної суміші. Другий, що дорівнює добору соку, спрямовують на втягуючий трубо-провід насоса соку поперечного потоку 11 для відшкодування кількості соку, що відбирається на піногасник. Сік поперечного потоку, насосами 11 через підігрівник 4 подають у розподільний колектор ошпарувача, а частина його (без підігріву) – на піногасник і в шахту ошпарувача. При переробці буряка в холодний період долі рекомендується подавати в шахту ошпарувача сік, на грітій у підігрівниках поперечного потоку 4.

Дифузійний сік через цільне сито ошпарувача відводять насосом 10 і подають на мезгопастку, після чого відділена мезга (разом з піною) спрямовується в шахту мішалку ошпарувача. При очищенні піщаної пастки 9 частина соку з піском надходить в збірник розливів і викачують насосами 8 на преддефекацію. Вивантаження жомоводяної суміші з колони наприкінці технологічного процесу чи у випадку аварійної зупинки здійснюють насосом 12 на шнек – водовідбирач 6.

1.2.2 Технологічні параметри й особливості ведення процесу.

Основними параметрами розглянутого дифузійного процесу є

1. Утрати цукру з гнітом, % до маси буряка
0,25÷0,40
2. Якість бурякової стружки:
 - довжина 100м, м
10÷13
 - зміст мезги і шлюбу, %, не більш 3
3. Добір дифузійного соку, % до маси буряка 120
4. Витрата води для дифузійного процесу,

% до маси буряка

90÷105

5. Температурний режим, °С:

- температура соку поперечного потоку після підігрівника 78÷80
- температура баштового соку після підігрівника 78÷80
- температура сульфітованої води 65÷70
- температура жомопресової води, що повертається в апарат 70÷75
- середня температура по колоні 70÷72

6. Витрата 40% - ного формаліну, % до маси буряка 0,01

Приведень вище температурний режим є середнім і уточнюється в залежності від якості сировини, що надходить в переробку, та ефективності знецукрення стружки.

Температурний режим у колонній дифузійній установці регулюють кількістю і температурою циркуляційного соку, температурою баштового соку, сульфітованої і жомопресової води.

Важливо систематично стежити за величиною добору дифузійного соку. Рівномірний добір його забезпечує незмінну швидкість потоків, завдяки чому досягається постійна різниця концентрації цукру в стружці і соку. У випадку припинення добору соку з дифузійного апарата він повинний бути негайно зупинений.

Для забезпечення рівномірної роботи і підтримки постійного питомого навантаження колони стружкою необхідною умовою є безупинна подача стружки в шахту ошпарувача. При ненадходженні її протягом 10 хв роботу колони й ошпарувача зупиняють.

1.2.3 Особливості пуску дифузійної установки. При реалізації даного процесу можна відзначити наступні етапи.

1. Перед пуском всі обладнання дифузійної установки ретельно оглядають

як із зовнішньої, так із внутрішньої сторони і перевіряють:

- рівень мастила в редукторах;
- систему подачі мастила до підшипників;
- справність засобів автоматизації;
- ступінь натягу клинопасових передач на приводах колони і насосів сокостружечної суміші;

2. Терморегулятор підігріву сульфатованої води, який подається до колони,

виставляють на задану температуру.

3. Колону та ошпарувач типу “О” наповнюють гарячою водою доти, поки манометр у верхній частині мішалки ошпарувача не покаже тиск 0,025 МПа (2,5 м вод. ст), що складає орієнтовно висоти колони. При цьому відкривають засувку на трубопроводі баштового соку, спрямовуючи його в мішалку ошпарувача. По досягненні заданого рівня води надходження її припиняють. Пневматично керована засувка на трубопроводі баштового соку реагує на коливання рівня в ошпаривателі і автоматично підтримують рівень постійним.

4. Включають з пульта керування електродвигуни приводом устаткування в наступній послідовності: маслососа, шнека і мішалки ошпарувача, кільцево-го конвеєра вивантаження жому, транспортної системи, насосів поперечного потоку і сокостружечної суміші. Після виконання зазначених операцій керування дифузійною установкою переключають на електричне блокування.

5. Повністю відкривають засувки на насосі сокостружечної суміші, перекривають дросель сокостружечної суміші на $1/3$, а засувку перед піногасником відкривають на $1/2$.

6. Включають у роботу підігрівники і налаштовують терморегулятори на необхідну температуру. Присткривають вентилі

аміачних витяжок і цілком (але поступово) - парові вентилі. Включають насоси конденсата.

7. Кількість соку (води) поперечного і баштового потоку визначають по витратомірах і регулюють за допомогою запірної арматури.

8. Коли на всіх ділянках установки буде досягнута оптимальна температура, апарат вважається підготовленим до роботи.

9. Прилади, що контролюють навантаження мішалки ошпарувача і навантаження дифузійної колони, повинні бути відрегульовані на максимально припустиму величину, при перевищенні якої включається світлова і звукова сигналізація.

10. Рахунковий механізм стрічкових ваг установлюють на нульові положення, включають самописні прилади переробки буряка і терморегуляторів. Подають сигнал для введення в роботу бурякорізок.

11. На початку виробничого сезону при пуску дифузійної установки що раніше вже діяла, рекомендується починати роботу з продуктивністю, що не перевищує 75% номінальної. При пуску нової установки продуктивність її не повинна перевищувати 60% номінальної.

12. Після подачі стружки у дифузійну установку регулюють рівень соку шахті ошпарувача на задану величину. Клапан на трубопроводі баштового соку в мішалки ошпарувача регулюють таким чином, щоб манометер у верхній її частині показував тиск біля 0,025МПа (2,5мм вод. ст.). Регулювання продовжують доти, поки з дифузійної колони не зявиться жом.

13. Частоту обертання шнека ошпарувача і трубовала колони регулюють дистанційно (з пульта керування), у залежності від продуктивності. Частота обертання трубовала колони для апарата КДА-25- 59 і уніфікованих дифузійних апаратів типу КДА-66 складають 0,3-0,4 оберти у хвилину, а для КДА-58 і “Букау-Вольф” – 0,5 об/хв.

14. При досягненні масової частки сухих речовин у соку 8% включають насос дифузійного соку. Вентиль соку на виробництво

відкривають настільки, щоб добір соку складав 120% до маси буряка. Одночасно включають насос подачі води в дифузійну колону.

15. Після початку вивантаження жому з колони вентиль сульфітованої во-ди відкривають цілком, і з цього моменту надходження води в колону регулюється автоматично. Нормальний рівень рідини в колоні повиний бути на 250 – 300 мм нижче переливної крайки вивантажувальних вікон.

16. У нормальних умовах роботи дифузійної установки вентиль на трубо-проводі дифузійного соку, що напрямляється у відділення очищення, відкривають настільки, щоб масова частка сухих речовин у соку була на 1- 2 % нижче цукристості бурякової стружки. Засувки перед піногасником регулюють так, щоб у піногасник надходило соку на 5-10% більше, ніж відбиралося на виробництво.

17. При відсутності дефектів у роботі дифузійної установки поступово збільшують переробку буряка до заданої величини.

1.2.4 Правила експлуатації дифузійної установки. Можна відзначити наступні основні правила експлуатації дифузійної установки:

1.Рівень соку в шахті ошпарувача регулюють пневматичним регулятором.

Для ошпарувача типу “О” вважається нормальним, якщо він знаходиться на 50-100 мм нижче нижньої крайки зливального отвору з піногасника в шахту. Якщо стружка не достатньо занурюється в шахті ошпарувача трохи знижують рівень соку за допомогою датчика пневматичного регулятора.

2. Частота обертання шнека в залежності від кількості переробленого буряка повинна знаходитися в наступних межах: для ошпарувача типу “О” - 0,6- 0,9 про/хв, для ошпарювача типу “ОС”-2,0-2,5 про/хв.

З метою забезпечення нормального завантаження ошпарувача стружкою та максимального видалення з неї повітря встановлюють по можливості меншу частоту обертання. Зменшення частоти обертання шнека лімічуться підвищенням тертя стружечної маси, що викликається збільшенням ступеня наповнення об'єма ошпарувача стружкою. Останнє приводить до перевищення номінальної потужності, споживаної приводом шнека.

3. Періодично (1-2 рази в зміну) піщані пастишки ошпарувача типу "О" очищають від зібраного піску.

4. Щоб сокостружечную суміш можна було транспортувати відцентровим насосом, вона повинна містити не більш 28% стружки.

5. Варто підтримувати високе питоме навантаження стружкою дифузійного апарата, тому що лише в цьому випадку запобігається перемішування її по висоті колони, що веде до змішання шарів стружки з різною концентрацією сахарози і тим самим ухудшає процес знецукрення. Для дифузійних установок типу КДА нормальне навантаження робочого дифузійного простору колони стружкою повинно складати не менш 700 кг/м за масою свіжої стружки.

Якщо через оглядове скло колони спостерігають окремі стружинки, що вільно пливають у соку в різних напрямках, то питоме навантаження дифузійного простору стружкою є занадто мала і не перевищує 500 кг/м.

Питоме навантаження можна вважати нормальним, якщо частки стружки лежать настільки щільно, що в хвилеподібному русі можуть лише спільно підніматися й опускатися в момент проходження лопаті (близько 700 кг/м).

Якщо частки стружки в оглядовому склі мають спресований вигляд, то питоме навантаження колони стружкою перевищує 750 кг/м.

Про величину удільної навантаження колони стружкою можна побічно судити за значенням умовного крутного моменту, на

лопатовому валу колони, що визначається показами амперметра. Кожному значенню питомого навантаження колони стружкою відповідає визначена величина умовного крутного моменту, на лопатовому валу. Тому в установці КДА-25-59 уніфікованих дифузійних апаратах типу КДА-66, обладнаних приводом із плавною зміною частоти обертання лопатевого вала колони, можна утримувати величину питомого навантаження і крутного моменту, на заданому рівні, регулюючи частоту обертання лопатевого вала при зміні продуктивності.

Питоме навантаження колони стружкою при сталій постійній продуктивності і сталій частоті обертання лопатевого вала можна чи збільшувати зменшити шляхом зміни рівня рідини в колоні. Зниження рівня веде до збільшення питомого навантаження та навпаки. Разом з тим, зниження рівня рідини в колоні приводить до зменшення активного об'єма дифундування.

Питоме навантаження колони стружкою при сталій продуктивності зростає зі зменшенням обертів лопатевого вала, збільшенням довжини перероблюваної і погіршенням її якості, підвищенням температури в ошпарувачі та у колоні, зниженням пружних властивостей стружки і рівня рідини в колоні.

Раціонально варіюючи абсолютні значення перерахованих факторів, можна підтримувати в колоні оптимальне питоме навантаження.

6. Необхідно безупинно стежити за якістю надходжуваної у переробку бурякової стружки і не допускати одержання стружки з великим вмістом браку та різної за товщиною.

7. За зміною вмісту сухих речовин рідкої фази у контрольованій крапці по висоті колони оперативно коректують добір дифузійного соку для досягнення заданого вмісту цукру в гніті.

8. За станом сита в колоні систематично стежать за показниками перепаду тиску соку над і під ситом. Якщо перепад складає більш 0,01МПа (1 мм вод. ст.), уживають заходів до його зменшення.

9. Необхідно приймати заходу для боротьби з мікроорганізмами.

10. При припиненні подачі стружки у дифузійний апарат на 10 хв і більше його зупиняють, однак добір соку, хоча і повільно, продовжують. У випадку припинення добору соку на виробництво більш ніж на 10 хв зупиняють роботу дифузійної установки.

1.2.5 Особливості зупинення і консервації колонної дифузійної установки. Реалізуючи означені операції доцільно дотримуватись наступної послідовності дій.

1. Стружку, що знаходиться в колоні, знецукрюють до вмісту у відібраному дифузійному соку масової частки, сухих речовин 1,0%. Потім уміст колони через штуцер аварійного вивантаження насосом сокостружечної суміші подають у шнек-водовідбирач, відкіля жом надходить на відтискуючі преси.

2. Коли жом з колони вилучений, установку ретельно промивають чистою водою і видаляють через нижні люки колони й ошпарувача залишки жому та інші домішки.

3. Після просушки внутрішніх частин колони та ошпарувача очищену поверхню покривають антикорозійним змащенням.

1.3 Очищення дифузійного соку від мезги

Дифузійний сік очищають від мезги на ротаційних мезгопастках. Вміст мезги в очищеному дифузійному соку не повинен перевищувати 1,0 г/л. Відділену мезгу напрямляють у головну частину дифузійного апарата.

Ротаційні мезгопастки повинні оснащуватися плетеними ситами з розміром комірок не більш 1,0x1,0 мм.

Регенерацію сит ротаційних мезголовушек здійснюють щетковим регенератором і струменем стиснутого повітря тиском не нижче 0,3 Мпа (3 кгс/см).

Засмагли сита очищають щіткою при одночасній дії 5%-ним розчином каустичної соди. На період очищення однієї з мезголовушек включають іншу.

Санітарну обробку ротаційних мезголовушек проводять періодично промиванням їх гарячою водою і дезінфекцією формаліном (1раз у зміну).

1.4 Підготовка води для дифузійного процесу

1.4.1 Загальні відомості щодо означеного процесу. Для дифузійного процесу використовують усю жомпресову воду, сульфітовані надлишкові конденсати вторинних парів випарної установки (аміачні конденсати) і сульфітовану барометричну воду.

Необхідне значення рН аміачних конденсатів або їхньої суміші з барометричною водою забезпечується сульфітуванням.

При переробці буряка погіршеної якості (підгнилого, підмороженого, ураженого слизуватим бактеріозом тощо) рекомендується додатково вводити у сульфітовану воду подвійний неамонізований суперфосфат або сірчаноокислий глинозем.

1.4.2 Технологічна схема підготовки сульфітованої води. На рисунках 2.3 і 2.4 представлені принципальні схеми підготовки води при використанні відповідно сульфітаторів зрошувального і рідинно-струменевого типів.

Аміачні конденсати або суміш їх з барометричною водою надходять зі збірника води 1 (рис 1.3) у сульфітатор 2 . При використанні рідино-струменевих сульфітаторів воду в них подають насосом 12 .

Газ для сульфитації із сірчистої печі 6 через попіловідокремлювач 5 та охолоджувач 4 надходить у сульфитатор. Розрідження в сульфитаторі зрошувального типу створюється ежектором 3 за рахунок подачі в нього повітря вентилятором 14.

Розрідження в рідинно – струменевому сульфитаторі створюють за рахунок подачі в нього води через вхідний патрубок ежектора 13.

Воду після сульфитатора насосом 9 постачають у пароконтактний підігрівач 3, а потім, після збірника-гідрозатвора 7, направляють у дифузійний апарат.

При переробці буряка погіршеної якості (підгнилого, подмороженого тощо) сульфитовану воду із сульфитатора 2 порередньо направляють у мішалку 10, куди подають через дозатор 11 подвійний неамонізований чи суперфосфат сірчаноокислий або глинозем. Далі процес обробки реалізується згідно ознауеної схеми.

1.4.3 Технологічні параметри та особливості ведення процесу підготовки води. Для буряка нормальної якості можна відзначити наступні параметри означеного процесу обробки.

1. Величина рН сульфитованої води ----- 6,2 ÷ 6,6
2. Температура нагрівання сульфитованої води (за вказівкою лабораторії) у залежності від термостійкості буряка , °С 65 ÷ 70
3. Витрата сірки на 100 т буряки, кг ----- 10 ÷ 20
4. Біля сірчистих печей має бути запас сірки для роботи протягом доби
5. Горіння сірки повинно бути рівномірне по усьому внутрішньому дзеркалу печі

Для буряка погіршеної якості означені параметри набувають наступного вигляду;

- 1 Величина рН води після сульфітатора ----- 7,0 ÷
7,2
- 2 Витрата подвійного неамонізованого суперфосфату на 100 т буряки, кг ----- 30 ÷ 50
- 3 Витрата сірчанокислового глинозему на 100 т буряки, кг -----
30
- 4 Величина рН води, обробленої подвійним неаммонізованим суперфосфатом ----- 5,8 ÷
6,5
- 5 Запас суперфосфату або сірчанокислового глинозему —
добовий

1.4.4 Пуск схеми підготовки води для дифузійного процесу.

Можна відзначити наступну послідовність дій при реалізації означеного процесу;

- оглядають устаткування;
- Відкривають вентиль подачі води у збірник перед сульфітатором і наповнюють його ;
- Відкривають вентиль води у сульфітатор і забезпечують подачу її самопливно або насосом ;
- вмикають насос подачі сульфітованої води на пароконтактний підігрівник ;
- вмикають вентилятор ;
- вмикають двигун сірчистої печі ;
- завантажують піч сіркою і розпалюють її ;
- відкривають вентиль подачі води в охолоджувач ;
- відкривають вентиль подачі пари в пароконтактний підігрівник ;
- вмикають насос подачі води у дифузійний апарат ;

– переводять регулювання процесу на автоматичний режим.

1.5 Охорона праці на підприємстві з виробництва цукру

За стан охорони праці у виробничих цехах відповідає завідуючий цехом. Він складає замовлення на забезпечення працюючих засобами індивідуального захисту та гігієни, милом, мийними засобами, лікувально-профілактичним харчуванням і проводить та реєструє в журналі інструктаж на робочих місцях. Первинний інструктаж на робочому місці проводиться з усіма без винятку особами, які вперше прийшли на роботу в даний цех, переведених з інших робіт, а також учнів закладу, які прибули на виробничу практику. При цьому особлива увага звертається на небезпечні виробничі фактори, парцельні прийоми праці, правильне користування та управління механізмами, правильне користування захисними засобами.

Після перевірки отриманих знань та навиків інструктовані допускаються до самостійної роботи.

Через шість місяців після проведення первинного інструктажу на робочому місці незалежно від кваліфікації, освіти і стану роботи працівників, проводиться повторний інструктаж, який реєструється в журналі.

Кожне робоче місце в цеху обладнане інструкціями по техніці безпеки та наочними зображеннями.

Аптечки першої медичної допомоги розміщені в трьох місцях будівлі цеху в приміщенні цеху, в побутовому приміщенні для персоналу та в адміністративному приміщенні.

Всі машини в цеху обладнані заземленням, всі небезпечні агрегати огорожені стінкою, а обертові частини покрашені в яскравий колір.

Заземлення являє собою сукупність заземлюючих провідників які з'єднують металеві не струмоведучі частини обладнання (що контактують з струмоведучими ізольованими провідниками) з заземлювачами, що являє собою металеву трубу діаметром 50мм з товщиною стінки 4 мм. Заземлювач має довжину 2.5 м та повністю знаходиться в ґрунті.

За рівнем електробезпеки приміщення цеху відноситься до приміщень з підвищеною небезпекою ураження електричним струмом, оскільки в приміщенні постійно присутній підвищений рівень пилу, а також вологість повітря періодично перевищує 75%.

Енергозабезпечення об'єкта являє собою трифазну мережу з чотирма провідниками. Напруга в мережі складає 380/200В.

Система освітлення в цеху складається з природного та штучного освітлення. Природне освітлення являє собою бокове двостороннє освітлення, світловий коефіцієнт КЕО=0,9% [10].

Штучне освітлення комбінованого типу, яке складається з освітлювальних приладів, які рівномірно розподіляють світловий потік по всьому приміщенню, та освітлювальних приладів, які розміщені безпосередньо над робочими місцями персоналу. Загальне освітлення забезпечується за допомогою люмінесцентних ламп. Місцеве освітлення забезпечується лампами розжарення.

Приміщення цеху характеризується незначним надлишком явного тепла і відноситься до 1 класу.

Категорія виконуваних в цеху робіт - середньої важкості II б згідно стандарту характеристика умов праці в приміщенні дано в таблиці 5.1.

Приміщення цеху обладнане витяжною вентиляцією, вона забезпечується вентилятором продуктивністю 250 м³/год. Вентилятор розміщений на висоті 1.9 м від підлоги.

Під час роботи обладнання цеху виділяється пил. Вміст пилу в повітрі приміщення складає 6-8 м²/м³.

Будівля, в якій знаходиться цех, по вогнестійкості відноситься до будівель 1 ступеня.

За вибухопожежною небезпекою приміщення цеху відноситься до категорії Б, оскільки пил, що знаходиться в повітрі, може утворювати з повітрям вибухові та пожежні суміші.

Таблиця 1.1 Карта умов праці на робочому місці оператора дифузійного

апарату.

Назва фактору	Рівень фактору		Час дії фактору,
	Нормативний	Фактичний	
Мікроклімат в приміщені:			
- температура повітря, *С	18-23	20	7
- вологість ,%	30-70	65	7
- швидкість повітря, м/с	<0.4	0.1	7
Запиленість повітря, мг/м ³	2	2	7
Шум, дБА	85	80	7
Вібрація, дБ	106-113	102	7
м/с	1.0-1.6	0.8	7
Загазованість повітря	15	10	7
CO ₂ , мг/м ³			
Освітлення:			
- природне, К.П.О., %	1.4	1.0	7
- штучне : - загальне , лк	150	200	7
- комбіноване, лк	200	300	7

Приміщення цеху, побутове приміщення обладнані куточками першої допомоги, які обладнані аптечками та наочними засобами щодо проведення першої медичної допомоги потерпілим.

Біля входу в будівлю цеху та в самому приміщені цеху обладнані куточки пожежної безпеки які обладнані щитами з протипожежним інструментом (лопати, багри, відра) і ящиками з піском, вогнегасниками.

Також вогнегасники розміщені біля пожежне-безпечного обладнання.

3 1.5.1 Безпека праці. До запуску дифузійного апарата весь обслуговуючий персонал повинний бути проінструктований за правилами техніки безпеки і неухильно їх виконувати.

Оглядом установлюється, що всі огороження на механізмах, що рухаються, поставлені на місце і надійно закріплені. Необхідно постійно

стежити за справністю сходинок, поруччя й огорожень. Сторонніх осіб, що не пройшли відповідного інструктажу з належним оформленням до дифузійного апарата не допускати.

Оглядові люки повинні бути завжди закриті.

Під час зупинки апарата, у разі потреби огляду шнеків, чи сита, регулювання скребків сит, варто звільнити обладнання від сокостружечної суміші й остудити.

Тільки при знеструмлених електродвигунах дозволяється доступ у внутрішню частину апарата. В запобіганні поразки електрострумом усередині апарата користуватися тільки низьковольтним освітленням (не більш 12 вольт)

Усі частини апарата в тому числі труби і фланці, що мають підвищену температуру, повинні добре ізольовані. Сходинок і підлога площадок повинні бути завжди сухими, не можна допускати розливів мастила, дифузійного соку і води. Особливо треба бути обережним при взятті проб чи гніта соку через люки, при цьому не слід цілком відкривати їхній, і в взятті проби повинні брати участь два чоловіки. Беручий пробу повинний підстраховуватися товаришем.

До взяття проби повинний бути попереджений оператор дифузії, що повинний уважно стежити за беручим пробу з робочого місця у головного пульта апарата.

Перед запуском апарата перевірити правильність і надійність підключення апарата із суміжними вузлами й устаткуванням.

Необхідно також перевірити наявність змащення в редукторах і механізмах, а у випадку відсутності залити рідким мастилом АТ-10 ДСТ 10178 до рівні мастилопоказчика.

Перед початком роботи в картер приводів залити рідке мастило марки АС-10.ДСТ. 105-78.

Перевірити заповнення систем формаліном і антипінною речовиною.

При наповненні апарата водою відкрити вентилі подачі пари в парові

камери і відводу конденсату з них.

Включити насоси відводу конденсату.

Особливо важливо перед запуском апарата перевірити і відрегулювати систему дозування і подачі свіжої води, роботу терморегуляторів по підтримці необхідної температури сокостружечної суміші в апараті.

До подачі стружки похиле корито апарата наповняється водою, нагрітою до 353ДО (80°C) [5], рівень її до сита повинний бути на 200 мм нижче верхньої кромки крайнього витка шнека.

1.5.2 Порядок роботи з теплообмінною апаратурою. Керування і спостереження за роботою повинні бути доручені оператору, що пройшов спеціальне навчання по обслуговуванню і керуванню даного апарата.

Коли підготовка до роботи буде закінчена, уключити насоси густого і рідкого мастила, а потім приводи шнеків і розвантажувального пристрою. Шнеки на початку запуску повинна мати швидкість близько 0,0057-0,0034 с^{-1} (0,34-0,5 об/хв).

Стружку в апарат подавати поступово до 70% від нормальної продуктивності апарата. При спаді температури води від надходження стружки підвищити тиск пари в камерах до 0,07 МПа.

Стружку починають подавати тільки після нагрівання води до 353К (80°C), у противному випадку створюється небезпека перевантаження шнеків у верхній частині жолоба. Приблизно через 30 хвилин після початку подачі стружки в апарат включити в роботу регулятор дозування свіжої води, що набудовується на подачу 60 л/ч.

При одержанні жомопресової води її частково замінити свіжою водою, регулятор подачі якої відповідно набудовується в залежності від продуктивності і показників роботи дифузійного апарата.

У запобіганні поломок шнеків неприпустимі також короточасні перерви в подачі води в апарат. Усякого роду зупинки апарата небажані.

У випадку чи відсутності зменшення кількості стружки, що надходить,

відповідно, знижуються обороти шнеків і зменшується подача води. При повній відсутності стружки шнеки і розвантажувальний пристрій повинні бути зупинені. При раптовому припиненні відкачки соку з апарата необхідно припинити подачу стружки і води щоб уникнути переливу, соку через люки, негайно відкачати 8-10 м³ соку в збірник.

Якщо передбачається тривала зупинка апарата, необхідно закрити головні парові вентиля, зупинити шнеки і розвантажувальний пристрій, стежити за реакцією середовища в установці, періодично, у міру необхідності подавати розчин формаліну.

За п'ять хвилин до пуску апарата в роботу (після зупинки) свіжа вода подається в нормальній кількості. Це робиться для того, щоб підняти рівень соку в апараті і полегшити роботу шнеків і розвантажувального пристрою для гніта при запуску. В запобіганні переповнення апарата частину соку варто відкачати. Далі відкривають головний клапан парових камер, а через 10-15 хвилин запускають шнеки і розвантажувальний пристрій відновляють подачу стружки в кількості до 75% від нормальної продуктивності.

Якщо зупинка, була тривалої і температура соку значно упала, рекомендується збільшити тиск пари до потрібної величини.

Наприкінці чи виробництва в період простою заводу роблять очищення дифузійного апарата від гніта і води. На початку, після припинення подачі стружки свіжа вода подається в апарат у тім же кількості як і до зупинки, обороти шнеків також зберігаються колишніми. Коли вся стружка буде переміщена з нижньої частини корпусу у верхню, подача пари припиняється, подача свіжої води знижується пропорційно виходу залишку гніта. Коли апарат спорожниться, а розвантажувальний пристрій буде вивантажувати незначна кількість гніта, виключають приводи апарата і розвантажувального пристрою. Пульпа, що залишилася, і гніт змивається через люки струменем води зі шланга.

Одночасно промивають бічні стінки корпусу і витки шнека, а вода і гніт, що залишився, відкачуються через два патрубки, розташованих а

нижньої частини корпусу установка біля ситового пояса, у жомову яму чи жомомішалку. Щоб уникнути появи корозії усередині корпусу за допомогою прогріву пором камер при відкритих люках. Рекомендується покрити внутрішню очищену і висушену поверхню корпусу антикорозійним змащенням (крім поверхонь, виконаних з некорозійних матеріалів).

У період експлуатації дифузійного апарата, щозмінно оператором повинний вестися журнал роботи апарату, у якому повинні бути відбиті навантаження, число оборотів, простої і їхня причина. У випадку відсутності журналу виробник знімає гарантію по роботі апарата.

1.5.3 Розрахункова частина. Всі електричні установки, які передбачені проектом, встановлюють у суворій відповідності до діючих вимог.

Заземлення виконують приєднанням заземлюючого контуру болтами до машин і апаратів. У випадку вібрації на болтах повинні бути контргайки. З'єднують проводи із заземлюючим контуром зварюванням. В якості заземлюючих елементів застосовують сталеві обміднені чи оцинковані труби діаметром не менше 35 мм, завдовжки не менше як 3 м із загостренням на кінці. Труби закопують у землю на відстані 2 – 3 м від установки. Заземлюючу магістраль виконують із сталевієї смуги перерізом не менше 48 мм. Опір пристроїв заземлення не повинен перевищувати 4 Ом.

Визначення опору заземлення

Вихідні дані: $l = 3$ м, $d = 40$ мм, $t = 2$ м.

Визначаємо опір розтікання струму однакового вертикального електрода за формулою[7]

$$R_{\text{ел}} = \frac{0,366\rho_p}{l} \left(\lg \frac{2l}{d} + 0,5 \lg \frac{4t+l}{4t-l} \right), \quad (4.1)$$

де l – довжина заземлювача, $l = 300$ см

d – діаметр труби, $d = 4$ см

t – відстань від поверхні землі до середини заземлювача, $t = 200$ см

ρ_p - розрахунковий питомий електричний опір ґрунту з урахуванням кліматичного коефіцієнту до вертикальних заземлювачів, Ом * см

$$\rho_p = \rho \psi, \quad (4.2)$$

де ρ - питомий електричний опір ґрунту, $\rho = 300$ Ом * см

ψ - коефіцієнт, який враховує кліматичні умови, $\psi = 1,5$ [7]

$$\rho_p = 3000 \cdot 1,5 = 4500 \text{ Ом} \cdot \text{см}$$

$$R_e = \frac{0.366 \cdot 4500}{300} \left(\lg \frac{2 \cdot 300}{4} + 0.5 \lg \frac{4 \cdot 200 + 300}{4 \cdot 200 - 300} \right) = 17.6 \text{ Ом}$$

Визначаємо опір групи електродів без урахування опору з'єднувальної штаби [7]

$$R_{\text{гр.ел.}} = \frac{R_e}{\eta_e \cdot n}, \quad (4.3)$$

де R_e – опір розтікання поодинокого трубчастого заземлювача,

$$R_e = 17,6 \text{ Ом}$$

n – кількість електродів, $n = 10$

η_e - коефіцієнт використання вертикальних стержньових заземлювачів,

$$\eta_e = 0,7 \quad [7]$$

$$R_{\text{гр.ел.}} = \frac{17,6}{0,7 \cdot 10} = 2,5 \text{ Ом}$$

Обчислюємо опір поодинокій штаби, прокладеної в ґрунті на глибині t від поверхні землі

$$R_{\text{шт}} = 0,366 \frac{\rho}{l} \lg \frac{2l}{b \cdot t},$$

Де b – ширина штаби, $b = 10$ см

t – глибина залягання штаби, $t = 50$ см

$$R_{\text{шт}} = 0,366 \frac{3000}{1000} \lg \frac{2 \cdot 1000}{10 \cdot 50} = 0,33 \text{ Ом}$$

Визначаємо сумарний опір заземлюючого електрода з урахуванням опору штаби [7]

$$R_c = \frac{R_e \cdot R_{ш}}{R_{ep.ел.} + R_{ш} \cdot \eta_{ш}} \leq R_{доп}, \quad (4.4)$$

Де $R_{доп}$ – допустимий опір заземлюючого пристрою, $R_{доп} = 4 \text{ Ом}$

$\eta_{ш}$ – коефіцієнт використання штаби, $\eta_{ш} = 0,62 []$

$$R_c = \frac{17,6 \cdot 0,33}{2,5 + 0,33 \cdot 0,62} = 2,14 < R_{доп} = 4 \text{ Ом}$$

Умова виконується.

РОЗДІЛ 2

ПРОЕКТУВАННЯ ПРОЦЕСІВ ПРЕСУВАННЯ ЖОМУ ТА ПІДГОТОВКИ ЖОМОПРЕСОВОЇ ВОДИ

2.1 Характеристика процесу пресування жому

1 Свіжий гніт або жом після дифузійної установки 1 рис 2.5 надходить на шнек-водовідокремлювач 2.

Після відділення води гніт грабельним контейнером 3 подають у жомовідтискуючі преси 4, а потім видаляють стрічковим конвеєром 8 для відтискуваного гніта.

Жомова вода після шнека – водовідокремлювача самопливно надходить на ротаційну мезгопастку з пресом або у гравітаційний щілинний сепаратор 15. Жомопресову воду після обробки в пресах подають у збірник 14, відкіля насосом - на ротаційну мезгопастку з пресом або у гравітаційний щільний сепаратор 15 для механічного очищення.

Відділена на сепараторі мезга гравітаційно надходить на стрічковий конвеєр видалення гніта 8. Після сепаратора жомопресова вода надходить у збірник 13, а потім неї подається насосом у трубчастий теплообмінник 6 типу “рідина-рідина” і пароконтактний підігрівник 7. Вода після підігріву в пароконтактному теплообміннику через збірник-гідрозатвор 9 надходить у відстійник 11 для термостатування і відстоювання, а потім насосом 10 через трубчастий теплообмінник 6 після охолодження або частково через регулювальний клапан 5 у дифузійний апарат.

Періодичне чи безупинне скидання осаду з відстійника здійснюють за допомогою насоса 12 з подачею на гравітаційний щілинний сепаратор 15 чи на грабельний конвеєр 3, або, при необхідності, на зволоження відтиснутого гніта перед жомосховищем.

Схема підготовки і повернення жомопресової води обладнана контуром автоматичного контролю і регулювання процесу підтримки заданої температури нагрівання жомепресової води, що надходить у відстійник та дифузійний апарат.

При переробці свіжого буряка вересень-жовтень можна застосувати скорочену схему підготовки жомопресової води тобто без її термообробки і відстоювання.

2.2 Особливості реалізації процесу пресування гніту

Можна відзначити наступні особливості реалізації досліджуваного процесу.

1. Весь гніт з дифузійних апаратів безупинної дії незалежно від способу видалення його з заводу пресують з поверненням жомокомпресової води для використання в дифузійному процесі.

2. Ступінь пресування гніта встановлюють максимально можливу для даного типу жомопресового устаткування.

3. Відпресований гніт, що надходить у відкриті жомові сховища, необхідно зволожити барометричною водою до 12-14% масовою частки сухих речовин.

4. На ступінь пресування гніта (вміст сухих речовин у ньому) впливають:

- а) рівномірність подачі гніта в жомові преси;
- б) якість стружки;
- в) температура гніта;
- г) рН клітинного соку гніта.

При регулюванні роботи пресів розподільні шибери над працюючими пресами тримають повністю відкритими. При цьому преси, змонтовані на початку лінії жомопресування, працюють цілком

завантаженими, і їх регулюють на максимальний ступінь пресування при заданій продуктивності.

На останній працюючий прес надходять залишки гніта, і регулювання цього преса здійснюють за величиною середньої фактичної його продуктивності. Спосіб регулювання жомовідтискних пресів на максимальний ступінь пресування визначається їхніми конструктивними особливостями і здійснюється за рахунок зміни частоти обертання двигунів головного привода або шляхом піднімання регулюючого конуса зі зміною розмірів щілини видалення гніта з преса.

При більш тонкій і рівномірній стружці сухі речовини у відпресованому гніті вище мають вищий вміст.

Оптимальна температура пресування складає 55-60 °С: приблизно при такій температурі гніт надходить з дифузійних апаратів на жомовідтискні преси;

При більш низькому рН сухі речовини у відпресованому гніті мають вищий вміст.

5. При тривалій зупинці преса його ретельно промивають, пропарюють і внутрішню частину (шнек, сита, патрубки) зрошують вапняною водою з метою запобігання бактеріального зараження жомопресової води при повторному пуску преса.

6. Привод преса споряджають показчиками витрати потужності, що дозволяє обслуговуючому персоналу судити про ступінь завантаження преса, а також запобігати можливості аварії від перевантаження. Зниження споживаної потужності щодо оптимальної свідчить про недостатній завантаженню преса; різке підвищення – про аварійний стан (заклинюванні унаслідок улучення сторонніх предметів, обриві контрлап, сит та ін.).

Рекомендується автоматизувати подачу гніта на преси в залежності від навантаження електродвигунів.

2.3 Особливості реалізації процесу підготовки та звороту жомпресової води у дифузійні апарати

Можна відзначити наступні особливості реалізації досліджуваного процесу

1. Перед поверненням у дифузійну мезгопастку жомпресова вода підлягає механічному очищенню, термічній стерилізації, декантированню і дезінфекції що поділяється на такі операції:

– мезгу відокремлюють на ротаційній мезгопастці з пресом, оснащеним плетеними ситами з отворами не більше 1,5x1,5 мм, чи на гравітаційних щілинних сепараторах, обладнаних ситами з щілиною 0,5-1,0мм, що переважніше;

– воду, звільнену від мезги, нагрівають у підігрівниках до температури 85-90 °С для повної стерилізації і часткової коагуляції колоїдів;

– нагріту жомпресову воду напрямляють у відстійник, в якому осідають часточки, не затримані мезгопасткою. Тривалість перебування води в ньому складає 10-15 хв. Осад з відстійника періодично або без перервно подають грабельний конвеєр видалення свіжого гніта або на гравітаційний щілинний сепаратор;

– по всій довжині тракту очищення і повернення температура жомпресової води не повинна бути нижче 70 °С;

– не рідше 2 разів у зміну здійснюють подачу формаліну в збірник води після пресів у кількості 0,04% до маси води. Момент початку введення

формаліну визначається часом повного його видалення з тракту підготовки і повернення жомпресової води.

2. При переробці свіжого і непошкодженого буряка повернення жомопресової води у дифузійний апарат можна здійснювати безпосередньо після механічного очищення її та на мезгопастка з пресом або у гравітаційному щілинному сепараторі.

3. При переробці ушкодженого буряка жомопресову воду, задовільють якість якої не перевищує 55%, не слід повертати у дифузійний апарат.

2.4 Особливості процесу виробництва жому та підготовка його до реалізації

2.4.1 Характеристика якостей жому та особливості його зберігання. Буряковий жом (гніт) є коштовним кормом для сільськогосподарських тварин. Який готують у свіжому, кислому і сушеному вигляді.

У залежності від домішок, що вводяться, на цукровому заводі виробляють збагачений сушений гніт наступних різновидів: при додаванні тільки меласи – гніт меласваний; при додаванні меласи з карбамідом гнід амідний; при додаванні меласи, карбаміду, фосфату, глауберової солі і мікроелементів (солей кобальту, цинку і міді) – гніт амідомінеральний; при додаванні згущеної після дріждєвої і післяспиртової барди-гніт бардяний.

Жомосховища до початку виробничого сезону ретельно ремонтують: упорядковують облицювання їхніх внутрішніх укосів і покритть днище, очищають і закривають належним чином дренажну систему. Дренажні решітки ретельно покривають хмизом, шаром товщиною 0,35 м або шаром невеликих каменів (кругляка).

Вивантаження гніта зі сховища здійснюють грейферним краном, що рухається навколо жомової ями по її периметрі. Автотранспорт

можна завантажувати гнітом тільки зовні жомосховища, тому що в'їзд його до сховища збільшує псування гніта.

2.4.2 Характеристика виробництва бардяного жому. Відмінною рисою даної технологічної схеми є змішування згущеної барди з відпресованим гнітом перед його висушуванням отриману продукцію використовують як з післяспиртової, так і післядріжжевої барди.

Принципова технологічна схема виробництва бардяного жому представлена на рисунку 2.1

Гніт після дифузійного апарата конвеєром 1 подають до відтискуючих пресів 2. Відтискований гніт конвеєром 3 подають на стрічкові ваги 4 і з них – у змішувач 8.

Згущену барду зі збірника 5 насосом 6 подають у мерник 7, з якого дозують у змішувач 8, в якому барда рівномірно розподіляється у масі гніта. Отриманий сприй бардяний жом, що являє собою сипучу масу, через живильник 9 надходить у жомосушильний барабан 10. Висушування бурячного жому здійснюють так само, як і подібну теплову обробку для звичайного гніта, але при пониженому температурному режимі.

Висушений гніт після елеватора 13 проходить електромагнітний сепаратор 14 для вилучення з нього можливих феромагнітних домішок та потрапляє у проміжний бункер 15. Потім його зважують на автоматичних терезах 16 і висипають у бункер 17, з якого, через дозатор 18, пнев-мотранспортом 19, направляють у сховище або на гранулювання. Гранулювання здійснюють аналогічно, як і амідомінерального гніта, тільки без мелясного розчину амідомінеральних домішок.

Дрібні частки гніта, винесені із сушильного барабана повітряно-газовим потоком, створюваним вентилятором 11, осаджуються у циклоні

12 і повертаються до шнеку, що транспортує висушений гніт з барабана в

елеватор 13.

Особливості процесу виробництва бардяного гніта висвітлюються за допомогою технологічних параметрів

1. Масова частка сухих речовин у пресованому гніті, % 15 – 20
2. Масова частка сухих речовин у згущеній барді, % не менше 40
3. Витрата барди, % до маси гніта:
 - а) при вмісті у гніті 15 – 18 % масової частки сухих речовин 15
 - б) при вмісті у гніті більш 18 % масової частки сухих речовин 20
4. Час перемішування у змішувачі, хв \approx 5
5. Температура маси, °C не менш 45
6. Температура топкових газів на вході у жомосушительний апарат, °C 730 – 770
7. Температура відпрацьованих газів, що відробили, на виході з жомосушительного апарата, °C 110 - 130

8. Для дотримання оптимального співвідношення гніт- згущена барда необхідно автоматизувати подачу до змішувача згущеної барди у залежності від кількості пресованого гніта, що надходить на сушіння, а також забезпечувати постійний вміст сухих речовин у пресованому гніті і барді на заданому рівні.

2.4.3 Характеристика виробництва м'ясового сушеного жому.

М'ясований жом можна отримати як за схемою виробництва бардяного жома, так і за схемою виробництва аїдомінерального жома, змішуючи гніт тільки з м'ясою.

Можна відзначити наступні технологічні параметри й особливості процесу виробництва меласированного сушеного гніта

1 Температура м'яси, °C ----- 70 – 80

2 Витрата м'яси:

% по масі сушеного гніта ----- до 50

% по масі м'ясованого гніта ----- до 38

3 При додаванні м'яси до висушеного гніту перед гранулюванням визначають максимально припустима її кількість, з огляду на те, що отримані гранули повинні мати вологість не більше 14 %, а також приймаючи до

уваги вміст води в м'ясі і вологість сушеного гніта:

$$M = \frac{M_{с.ж.} (C_{Вс.ж.} - C_{Вм.ж.})}{C_{Вм.ж.} - C_{Вм}}, \text{ кг на 100 кг м'ясованого гніта,}$$

де $M_{с.ж.}$ – кількість сушеного жому в 100 кг м'ясованого гніта, кг; $C_{Вс.ж.}$; $C_{Вм.ж.}$; $C_{Вм}$ - масова частка сухих речовин відповідно в сушеному жомі, м'ясованом жомі і м'ясі.

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІ ВІБРАЦІЙНОЇ КОНВЕЄРНОЇ МАШИНИ ДЛЯ ВІДТИСКУВАННЯ

3.1 Перспективи реалізації транспортно-технологічних операцій в умовах вібраційного поля

Разом з енергозберігаючими технологіями у сільському виробництві набуває розповсюдження організація безперервного циклу процесу обробки сировини, що реалізується, зокрема, в машинах віброконвеєрного типу.

Застосування ефективних методів для інтенсифікації процесу виробництва, безперервна реалізація технологічного руху, зменшення долі використання непродуктивної праці, керування динамічним станом системи, в якій відбувається технологічна дія, становлять основні тенденції технічного прогресу в галузях сільськогосподарського виробництва та машинобудування. Серед методів поліпшення якісних параметрів даних процесів обробки можна відзначити застосування конвеєрної технології та вібраційну дію на об'єкт виробництва.

Конвеєрна або поточна технологія передбачає розбивання технологічного процесу на окремі, відносно короткі операції, що виконуються на спеціально обладнаних та послідовно розташованих робочих місцях і не вимагають високої кваліфікації обслуговуючого персоналу. Такі робочі ланки об'єднуються, як правило, єдиною конвеєрною лінією, що переміщує об'єкт технологічної дії. Конвеєрне виробництво дозволяє досить ефективно реалізувати пропорційність, динамічність та спрямованість технологічного процесу, а вузька спеціалізація його окремих ланок сприяє більш повному використанню обладнання та зменшенню долі допоміжних операцій. Пропорційність між складовими технологічного процесу та його спрямованість зумовлює зниження виробничих запасів сировини, скорочення протяжності циклу обробки: забезпечує зменшення собівартості продукції, ріст рентабельності обігу обортових запасів та поліпшує фінансовий стан підприємства.

Вібраційна технологічна дія характеризується створенням у зоні обробки коливального режиму із заданими амплітудно-частотними

параметрами. Вплив різних прискорень при різній орієнтації часток технологічного середовища забезпечують динамічний характер протікання процесу та ударно-хвильові явища при обробці. При цьому, з однієї сторони, має місце рівномірна обробка поверхонь продукції, а з іншої – виключається можливість регульованого локального впливу на розміри та форми об'єкту виробництва. Дана обробка забезпечує можливість передачі досить високої енергії за порівняно незначних рухів виконавчих органів при забезпеченні загальної керованості динамічним станом технологічного завантаження. Такі характеристики зумовлюють високу ефективність робочих вібрацій в процесах об'ємної обробки продукції, зокрема в галузі переробного сільськогосподарського виробництва.

Позитивні сторони поточної організації технологічного процесу та вібраційної дії на продукцію реалізуються у вібраційних конвеєрних машинах. Серед машин даного типу відзначаються установки, в яких вібраційна дія спрямована або на здійснення суто транспортного руху (на вібраційних транспортерах), або на транспортування та супутнє виконання певних технологічних операцій: сушіння, зволоження, сортування, калібрування тощо (на вібраційних транспортно-технологічних машинах), або на здійснення певної технологічної обробки на окремих ділянках конвеєрної лінії (у вібраційних технологічних машинах конвеєрного типу). Конвеєрним вібраційним машинам разом з наведеними вище ознаками притаманні такі визначаючі грані як синхронність та пропорційність між основними та допоміжними операціями, згладжування протиріччя між транспортними і технологічними рухами, універсальність та технологічна гнучкість, простота реалізації комплексної технологічної дії на автоматизованих технологічних лініях. Дані властивості зумовлюють перспективність використання конвеєрних вібраційних машин як у промисловому, так і у сільськогосподарському переробному виробництві.

Широкого розповсюдження набули вібраційні конвеєрні технологічні машини, що мають спеціальні механізми для реалізації транспортних

операцій у вигляді відомих транспортерів, серед яких перевагу надають стрічковим конвеєрам.

З підвищенням механізації виробничих процесів, впровадженням у виробництво більш ефективного технологічного обладнання конвеєрні машини виконують не тільки суто транспортну функцію, але й використовуються як передаточні пристрої в технологічних автоматизованих лініях по виготовленню, обробці деталей, збиранню вузлів та агрегатів. Завдяки високій продуктивності, спрямованості дії та автоматизації управління конвеєри стають складовою та невід'ємною частиною сучасного технологічного процесу; вони встановлюють та регулюють темп виробництва, забезпечують його ритмічність, сприяють підвищенню продуктивності праці та збільшенню випуску продукції.

Для технологічного обладнання з заданим кінематичним зв'язком між інструментом та об'єктом обробки серед найперспективніших напрямів здійснення комплексної механізації та автоматизації є розвиток роторно-конвеєрних схем машин. Великий внесок в розробку та практичну реалізацію машин даного типу здійснив Кошкін Л.Н. [237]. Подібні машини виконуються за двома конструктивними схемами: роторні та роторно-конвеєрні. У разі реалізації роторної схеми робочі інструменти монтується на жорстких транспортних системах – роторах сумісно із виконавчими органами, які передають їм необхідні технологічні рухи. Для роторно-конвеєрної схеми робочі інструменти монтується на гнучких замкнених транспортних системах – конвеєрах, а виконавчі органи – в обслуговуючих роторах, що огинають їх. Роторна схема відповідає початковій стадії розвитку даного класу машин та володіє обмеженими можливостями як за техніко-економічними показниками, так і за широтою сфери використання. Роторно-конвеєрна схема відповідає більш розвинутій формі даних машин.

Застосування роторно-конвеєрної схеми для здійснення операцій об'ємної обробки деталей не тільки забезпечує реалізацію основних технологічних операцій, але і створює також широкі можливості вирішення

різних специфічних задач, що виникають при здійсненні даних операцій при поштучному транспортуванні та зберіганні, орієнтації предметів обробки. Подібна схема за самою своєю структурою забезпечує мінімально необхідне число органів кожного типу, що відноситься до одиниці інструмента та до одиниці продуктивності. Так, незалежність щільності потоку від поперечних розмірів виконавчих органів забезпечується в результаті розташування їх в декількох обслуговувальних роторах на необхідних тягових відстанях. Відокремлення інструмента від виконавчих органів практично знімає обмеження числа одночасно оброблювальних в одній машині предметів. При цьому підвищується можливість оснащення машини більшим числом інструментів для різних технологічних процесів обробки. Роторно-конвеєрні машини відкривають перспективи широкого використання автоматичних ліній в умовах немасових виробництв, тобто для виробів, продуктивність яких економічно недостатня для автоматизації виробництва. Також можливість використання окремих ліній з роторами даної якості дозволяє автоматизувати операції по обслуговуванню робочого інструмента.

Подальший розвиток роторно-конвеєрної машини пов'язаний з відокремленням комплекта інструментів та розташуванням кожного типу інструмента (або їх сполучень) в окремих конвеєрах, що мають власні траєкторії та містять загальні для всіх (або для частини) конвеєрів ділянки, на яких відповідно з етапами виконання операції збирається весь комплект інструментів (або їх частина), та окремі ділянки, на яких розташовується тільки один конвеєр. Підвищення рівня автоматизації в даному випадку являє собою передачу машинам все більшої кількості виробничих функцій, особливо тих, що важко механізуються (заміна інструмента, його обслуговування, зміна об'єктів виробництва). Економічна ефективність подібних машин, якої достатньо для їх окупності, настає при досить високому рівні продуктивності технологічного обладнання.

Таким чином, серед основних проблем, що виникають при реалізації роторно-конвеєрної схеми технологічного обладнання відзначаються

порівняно висока складність конструктивного виконання, труднощі при універсалізації машини, значна металоємкість та енергоємкість обладнання. Це обумовлює пошук нових конструктивних схем технологічних машин, серед яких досить перспективним є застосування обладнання з вільним кінематичним зв'язком між інструментом та деталями. Найбільш поширені з цих машин – вібраційні, хвильові, галтовочні, гвинтові ротори та інші.

Вібраційні та хвильові конвеєри відрізняються простотою конструктивного виконання, легкістю обслуговування та експлуатації, високою довговічністю та надійністю в самих складних умовах експлуатації, ремонтпридатністю та взаємозамінністю вузлів, можливістю суміщення транспортних операцій з одночасним здійсненням деяких технологічних процесів. Математичне моделювання даних процесів, теоретичні та експериментальні дослідження закономірностей їх реалізації, розробка конструктивних схем хвильових та вібраційних транспортуючих машин наведені у працях А.С. Співаковського, І.Ф. Гончаревича, К.С. Фролова [206, 207, 209, 310].

Вібраційне переміщення з успіхом застосовують при транспортуванні як в горизонтальній, так і у вертикальній площині; при переміщенні як сипучих, пороховидних, так і рідких, липких та пластичних мас. Вібраційне транспортування може здійснюватися або при асиметрії сил інерції, або при асиметрії сил тертя, або при асиметрії як сил інерції, так і сил тертя, що діють на вантаж в процесі зворотно-поступального руху вантажонесучого органа.

Найбільш близьким по сутності здійснення до вібраційного конвеєра є хвильовий конвеєр. Основним елементом цього типу машин є деформувальний вантажонесучий орган, в якому тим або іншим способом створюються хвильові рухи. Картина руху створюється в результаті коливань точок поверхні робочих органів відносно певного центру у повздовжньому та поперечному напрямках. При цьому кожна точка переміщується відносно сусідньої з деяким зсувом по фазі. При відсутності цього зсуву мав би місце вібраційний рух, що характерний для жорстких робочих органів, що не

деформуються. В загальному випадку процес транспортування вантажа формується як поперечними, так і повздовжніми хвилями на поперечній поверхні. Поперечні хвилі керують взаємодією транспортувальної поверхні з вантажем за рахунок періодичної зміни тиску вантажа на опорну поверхню. Повздовжні хвилі формують швидкість переміщення. Конфігурація хвилі, її транспортні можливості визначаються параметрами повздовжніх та поперечних хвиль при їх взаємодії. Як привод для хвильових конвеєрів використовуються різні типи віброзбуджувачів, що можуть бути вмонтовані безпосередньо в стрічку. При цьому враховують, що частоти коливань пружної системи, яка утворюється під дією рівномірно рухомого гармонічного джерела, зміщені по відношенню до частоти джерела (ефект Доплера).

Хвильове переміщення є більш загальним випадком транспортування ніж вібраційне. Так, вібраційне переміщення являє собою приватний випадок хвильового транспортування, коли довжина вантажонесучого органа незначна по відношенню до довжини хвилі. Таким чином, можливості хвильових установок за різноманітністю режимів транспортування набагато перевищують вібраційні транспортуючі машини. Хвильове переміщення досягається за рахунок поперечних і повздовжніх стоячих та біжучих хвиль на транспортувальній поверхні. При цьому мають вагу конфігурація хвилі та співвідношення швидкості транспортування та швидкості розповсюдження біжучих хвиль. Серед особливостей хвильових конвеєрів можна виділити:

- повну зрівноваженість хвильових машин, так як для них, на відміну від вібраційних, характерна відсутність періодичного переміщення зосереджених мас за рахунок того, що при роботі хвильових конвеєрів відбувається лише періодична зміна форми деформувального робочого органу;

- наявність повздовжніх деформацій вантажа;
- вплив конфігурації хвилі на процес переміщення.

Поряд із хвильовим транспортером, в основу дії якого покладений ефект тиску хвиль, представляє інтерес хвильовий рушій, що переміщується за рахунок спрямованого випромінювання хвиль. Для реалізації цього руху по одновірній пружній напрямній необхідно, щоб рушій поєднував в собі одночасно два типи когерентних джерела коливань, один із яких збуджує хвилі синфазно в обидві сторони, а другий – протифазно. В результаті інтерференції сумарне випромінювання спрямовується в одну сторону та під дією сил віддачі (реакції випромінювання) відбувається рух.

Серед технологічного обладнання конвеєрного типу, що виконує транспортну функцію, найбільшою ефективністю відрізняються вібраційні та хвильові конвеєри. Наступна ступінь досконалості вібраційного конвеєрного обладнання вимагає виконання також деяких технологічних функцій. Подібна схема процесу реалізована у вібраційних транспортно-технологічних машинах.

Першій ступені досконалості відповідають комбіновані вібраційні машини, в яких вібрація застосовується як засіб, що знижує сили внутрішнього тертя в сипучому середовищі, поліпшує умови його транспортування та зменшує кут самопливного руху. При цьому переміщення вантажу може відбуватися або за допомогою тягових органів (вібраційно-тягові машини), або під дією аеродинамічного чи гідродинамічного напору (вібропневматичні чи віброгідролічні машини), або під дією електромагнітного поля (вібромагнітні машини).

У вібраційних транспортно-технологічних машинах другого типу вібрація не тільки знижує сили внутрішнього тертя при транспортуванні, але й забезпечує примусове вібропереміщення матеріалу по робочому органі. Серед машин даного типу можна виділити бункерні живильники, вібраційні лотки-транспортери та підйомники. Для цього обладнання характерні процеси:

- первинного орієнтування, коли деталі за рахунок форми орієнтуючої поверхні виносяться із “насіпу” та займають декілька певних стійких

положень;

- вторинного орієнтування, коли під час роботи машини кількість стійких положень зменшується до одного потрібного. Також при пасивному орієнтуванні відбувається видалення в насип деталей, що займають невірне положення. При активному орієнтуванні відбувається поворот деталей в потрібне положення під дією або гравітаційних сил, або пневмоструменя, або електромагнітного поля.

Для вібраційних транспортно-технологічних машин третього типу характерне те, що під дією вібрації забезпечується примусове спрямоване переміщення маси матеріалу. Серед подібних машин можна виділити доставочні віброконвеєри, вібраційні насоси. Віброконвеєри дозволяють змінювати напрям транспортування та інші параметри цього процесу та успішно конкурують із звичайними горизонтальними та вертикальними транспортуючими машинами внаслідок переваг вібропереміщення; дозволяють сумістити транспортну та ряд технологічних функцій.

При роботі вібраційних конвеєрів із супутнім виконанням технологічних функцій вживають ряд заходів, а саме: нижню частину вантажонесучого органа поміщають в ємкість, що наповнена робочим середовищем (при гідріруванні, промиванні, регенерації, обробці в кислоті та струменях тощо); опорну частину конвеєра виконують перфорованою для того, щоб тепло-, холодоносій, або інший елемент дренажував через отвори в днищі та вільно пронизував рухомий вантаж (при обезводжуванні продуктів збагачених насиченим газовим середовищем, сепарації, сушінні).

Окрему групу конвеєрних машин становлять окремі технологічні машини, що дають можливість реалізувати об'ємну взаємодію між деталями та інструментом. Простота конструктивного виконання подібних машин та автоматизації технологічних процесів обробки при їх реалізації обумовлює перспективність розвитку вібраційних технологічних машин з метою досягнення найвищих форм безперервності та пропорційності. Розвиток

конвеєрних вібраційних машин по мірі росту досконалості технологічного обладнання представлений на рис. 3.1.

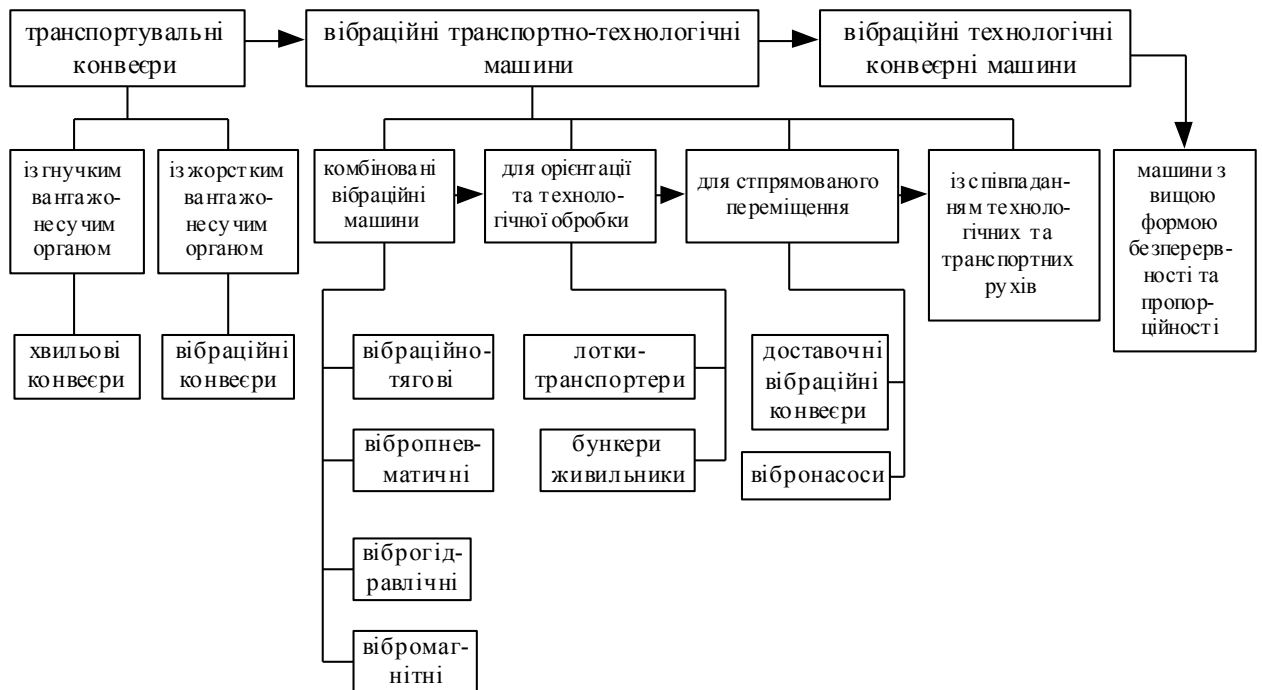


Рис. 3.1. Тенденції розвитку вібраційних конвеєрних машин

3.2 Розвиток конструктивних та технологічних схем вібраційних конвеєрних машин з гнучким транспортуючим елементом

Наявність транспортуючого руху, що безперервно здійснюється в певній машині, можна назвати необхідною умовою для визначення даної машини як конвеєрної. Цілеспрямована технологічна дія машини, яка органічно поєднується з означеним транспортуючим рухом, становить достатню умову подібного визначення. Серед способів реалізації транспортуючої операції в технологічних машинах, у тому числі і у вібраційних, найбільше розповсюдження має використання механічних пристроїв із гнучким транспортним елементом. При цьому по мірі вдосконалення вібраційних технологічних машин конвеєрного типу функції гнучкого елемента якісно змінюються.

В ряді вібраційних машин безперервної дії гнучкий транспортуючий елемент використовується для забезпечення циркуляційного руху робочого середовища. Так відома вібраційна конвеєрна машина [23], що містить замкнену систему подачі гранульованого наповнювача, яка включає нагромаджувальну ємкість, механізм підйому у вигляді стрічкового транспортеру, пристрій для регулювання рівня робочого середовища. Деталі обробляються в закріпленому стані. При цьому вони обертаються за рахунок ефекту переміщення гранул завантаження по міжлопатевим каналам. Створення спрямованого циркуляційного потоку робочого наповнювача сприяє поліпшенню якості обробки деталей та підвищенню інтенсифікації процесу.

Інша вібраційна машина [21], що має транспортер з подібними функціями, призначена для обробки деталей "насіпом". Серед її основних елементів можна виділити робочий резервуар, стрічковий конвеєр та розділювальний пристрій. Резервуар машини виконаний у вигляді труби та складається з окремих секцій, що кінематично пов'язані між собою. Секції труби являють собою ряд обертальних та нерухомих кільцевих ділянок. Резервуар установлений з можливістю зміни кута нахилу, що дозволяє регулювати режими роботи машини. Конструктивне виконання кільцевих ділянок забезпечує обертання останніх у різні сторони. Технологічне завантаження під дією відцентрових сил переміщується до рухомого кільця та обертається разом з ним. За рахунок нахилу осі резервуара маса завантаження зміщується донизу до нерухої кільцевої ділянки, де відбувається різке гальмування. Коли деталі з робочим тілом надходять до наступної ділянки, яка обертається із зворотною швидкістю, виникає додатковий імпульс для переміщення технологічного завантаження. В нижній секції маса робочого середовища потрапляє до розділювального пристрою, в якому відбувається видалення оброблених деталей. Далі абразивні гранули за допомогою механічного транспортеру повертаються до робочого резервуару.

Вібраційна машина безперервної дії [18], яка була розроблена у Пензенському науково-дослідницькому інституті приладобудування, містить у своєму складі стрічковий транспортер, що застосовується з метою видобуття оброблених деталей із маси робочого середовища та переміщення їх до прийомної тари. При обертанні приводного барабану отримують рух стрічковий конвеєр та магнітний блок. Під дією магнітного поля деталі та сталеві кульки робочого тіла притягуються до стрічкового транспортеру та виводяться із зони обробки. При обробці вібрація через опорні вузли передається стрічці транспортера, що приводить до здолання залишкових магнітних сил притягування між деталями та сталевими кульками, які опиняються на транспортері. В результаті кульки скочуються в робочий бункер, так як вони мають незначну поверхню стикання із конвеєрною лінією, а деталі по стрічці потрапляють до прийомної тари. Наявність магнітного барабану дозволяє здійснити повне вивантаження деталей із вузьких глибоких бункерів.

Остання вібраційна машина дозволяє здійснювати за допомогою стрічкового конвеєру вилучення феромагнітних деталей, що оброблюються "насіпом" в середовищі гранульованих тіл. Реалізація подібного процесу щодо деталей, які обробляються в закріпленому стані, застосовується у вібраційній конвеєрній машині [17], що містить транспортну стрічку з коливальними та неколивальними ділянками. З метою підвищення продуктивності стрічка розташована на барабані у вигляді спіралі, так як це дозволяє збільшити кількість деталей, що одночасно обробляються в машині. В U-видному контейнері з можливістю обертання закріплений барабан, зовнішню поверхню якого по спіралі охоплює стрічка із захватами для деталей. З метою забезпечення компенсації положень коливальної та неколивальної гілок гнучкої стрічки, механізм її подачі споряджений тяговими та гальмівними парами роликів.

Ряд вібраційних машин конвеєрного типу з подібними конструктивними елементами розроблені також під керівництвом П.Д.

Денисова. Це зокрема вібраційна конвеєрна машина [24], що містить контейнер, всередині якого умонтований пристрій для транспортування деталей. Останній складається із барабана, гнучкого транспортуючого елемента, що його охоплює, захватів для деталей. Барабан обкочується по роликам, які закріплені всередині контейнера на його бічних стінках, та має незалежний привод. Робочий контейнер машини підвішений на амортизаторах та приводиться до коливального руху за допомогою приєднаного вібробуджувача.

Розглянуті вище машини не дозволяють повільно змінювати режими обробки в процесі транспортування. Тому являє інтерес вібраційна машина [19], що призначена для обробки в закріпленому стані крихких та великогабаритних деталей. Установа має пружно підвішений робочий контейнер, що приводиться до коливального руху за допомогою дебалансного вібробуджувача; транспортувальну систему, яка забезпечує проходження через робочу зону гнучкої стрічки із деталями. З метою забезпечення якісної обробки деталей транспортна стрічка розташована вздовж робочого контейнеру похило та створює своєю зовнішньою поверхнею його рухоме днище, а вал вібро-збуджувача установлений з можливістю передачі змінних коливань по довжині зони обробки. Така компоновка приводить до того, що по мірі переміщення стрічки в контейнері постійно зростає енергія зіткнення часток робочого середовища з деталями. Для забезпечення похилого транспортування гнучкого елемента в робочій камері на бічних стінках контейнера виконані напрямні, а стрічка споряджена поперечними планками жорсткості з роликами на кінцях, що установлені з можливістю взаємодії з напрямними.

У вібраційній машині безперервної дії [25], яка розроблена у Томбовському інституті хімічного машинобудування, гнучкий елемент створює своєю поверхнею стінки робочої камери. Крім того, за останнім залишається функція транспортування деталей. Дана вібраційна машина містить робочий контейнер, що пружно умонтований на основі та пристрій

для транспортування деталей і їх вилучення із зони обробки. Даний пристрій являє собою гнучкий елемент машини, що виконаний у вигляді труби, яка сформована з дротяного матеріалу, що створює сітку вічками, розміри яких перевищують розміри гранул робочого середовища. Така конструкція гнучкого елемента забезпечує обробку деталей з усіх сторін робочої камери. Трубочата гнучка камера, всередині якої розміщуються деталі, одним із своїх кінців приєднана до стінки робочого контейнеру через двоплечий важіль, що шарнірно з'єднаний з трубою, контейнером та основою машини. Під час роботи вібраційної машини гнучка труба разом із деталями безперервно переміщується в зоні обробки.

Безперервний принцип покладений в основу роботи вібраційної машини [15], в якій реалізується один із способів обробки нескінченної стрічки. Гнучка стрічка безперервно переміщується через опорні ролики машини та зону обробки і виступає в даному випадку як деталь, що обробляється у вібраційному полі. Перед експлуатацією машини металеву стрічку укладають по внутрішньому контуру робочого контейнера, огинають її гілками через систему роликів. Після цього кінці стрічки закріплюють та повертають один відносно другого на 180° , що створює так називану "смужку Мебіуса". Далі заповнюють контейнер робочим середовищем. Таке конструктивне виконання приводить до зміни поверхонь стрічки при її переміщенні між парами роликів, що забезпечує рівномірність її обробки з обох сторін.

Розглянуті конвеєрні вібраційні машини мають подібні основні конструктивні елементи, а саме, механічний вібропривод, робочий контейнер та транспортувальний пристрій у вигляді гнучкого конвеєру. Вони дозволяють обробляти деталі як "насіпом", так і в закріпленому стані, достатньо ефективно вирішують проблему вилучення деталей із маси робочого середовища та зумовлюють хороші перспективи для здійснення повної автоматизації процесу обробки. Проте загальним недоліком їх можна назвати те, що саме наявність гнучкого транспортувального елемента значно ускладнює конструкцію машини, утруднює, а в деяких випадках і виключає можливість регулювання робочих режимів вібраційної установки.

Більш раціональне використання означених конструктивних елементів характерне для ряду вібраційних конвеєрних машин, що були розроблені на базі Вінницького державного аграрного університету. Так, являє інтерес вібраційна машина конвеєрного типу [10], яка призначена для обробки крихких та деталей, що легко пошкоджуються. Конструкція установки містить корпус, ексцентриковий вібробуджувач та нескінчену стрічку, поверхня якої служить місцем для кріплення деталей. З метою спрощення конструктивного виконання торці контейнеру виконані у вигляді двох дисків 3 (рис. 3.2), а його бічна поверхня створена транспортерною стрічкою 1. Коливальний рух контейнеру надається від приводного валу 5 з двома кулачками. При цьому підшипники не передають крутний момент дискам 3, а тільки сприяють їх радіальним переміщенням, що зумовлені ексцентриситетом приводного валу. Таким чином, диски синхронно здійснюють коливальний рух по коловій траєкторії та одночасно повертаються на певну величину, що протилежна обертанню вала. Стрічка на ділянці контакту з торцевими дисками здійснює одночасно з ними коливальний рух та просовується за рахунок циркуляційної дії завантаження і обертання дисків. Вібробуджувач виконаний у вигляді вала 5 з двома кулачками, що розміщені на його кінцях. Кулачки розташовані в дисках співвісно, а приводний вал – з ексцентриситетом. Переміщення стрічки можливе тільки при достатньому зчепленні між торцевими дисками контейнера та гнучкою стрічкою, низькому коефіцієнті тертя в опорних вузлах машини та при досить інтенсивному режимі обробки (для забезпечення достатнього віброприскорення). Ці умови значно звужують інтервал можливих робочих швидкостей транспортної стрічки, що обмежує продуктивність та технологічні можливості машини.

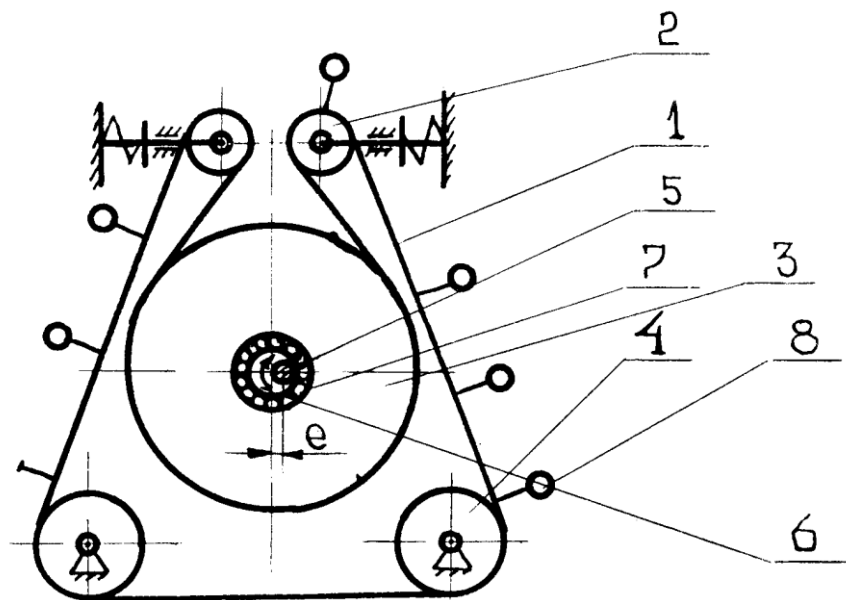
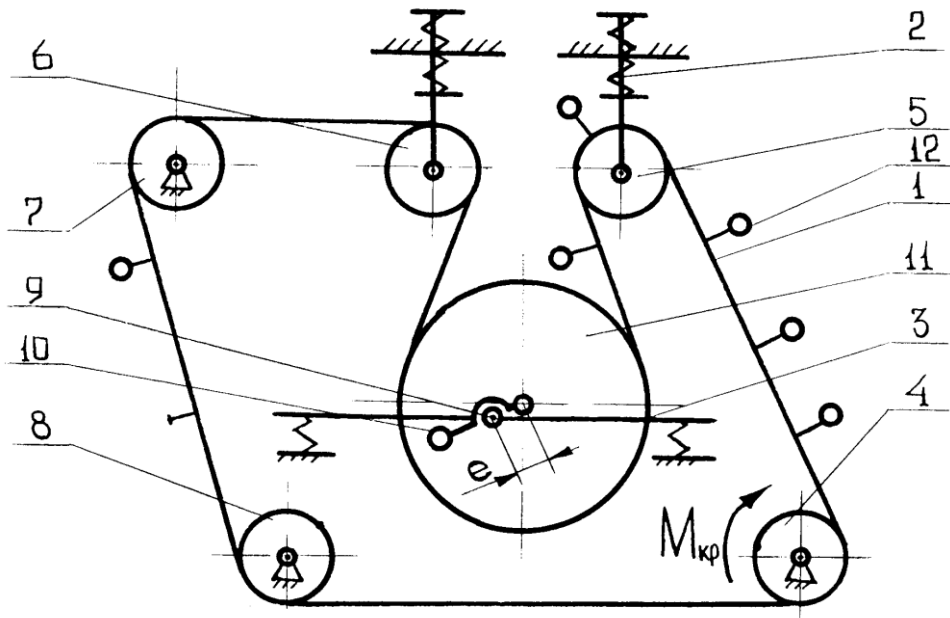


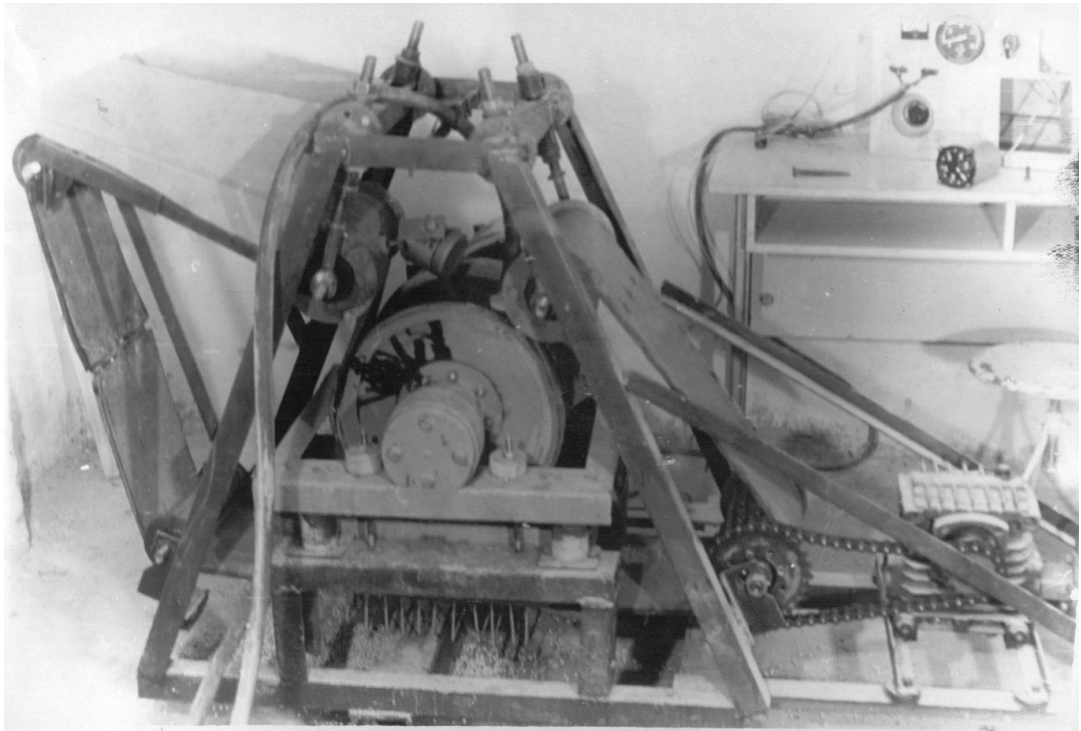
Рис. 3.2. Віброконвеєрна машина з ексцентриковим приводом:

1 – гнучка стрічка; 2 – обтискний валець; 3 – бічний диск; 4 – опорний валець; 5 – приводний вал; 6 – кулачок; 7 – підшипник; 8 – оброблювана продукція

Вказані недоліки враховані в наступній конвеєрній вібраційній машині [189], в якій збережена загальна компоновка вузлів, що і в попередній машині. Така компоновка зумовлює, з однієї сторони, простоту виготовлення даної установки, так як майже всі її деталі або мають нескладні геометричні форми, або є стандартними металоконструкціями. З другої сторони, розміщення джерела вібрації в центрі та з бічних сторін робочої камери, дозволяє зменшити об'єм "застійних зон" у робочому контейнері, що сприяє інтенсифікації процесу обробки деталей. На відміну від розглянутої вище схеми дана вібраційна машина (рис. 3.3) має декілька особливостей. Так, наявність механічного приводу стрічки, хоча, дещо і ускладнює конструкцію машини, але дозволяє більш гнучко реагувати на вимоги певних технологій при обробці деталей та продукції різного типу. При цьому створюються сприятливі умови для забезпечення автоматизованого процесу обробки. Крім того, в машині застосований комбінований спосіб віброзбудження робочих коливань, що дозволяє значно зменшити енерговитрати на привод та поліпшити умови експлуатації опорних вузлів вібратора [175, 185, 263, 277].



а)



б)

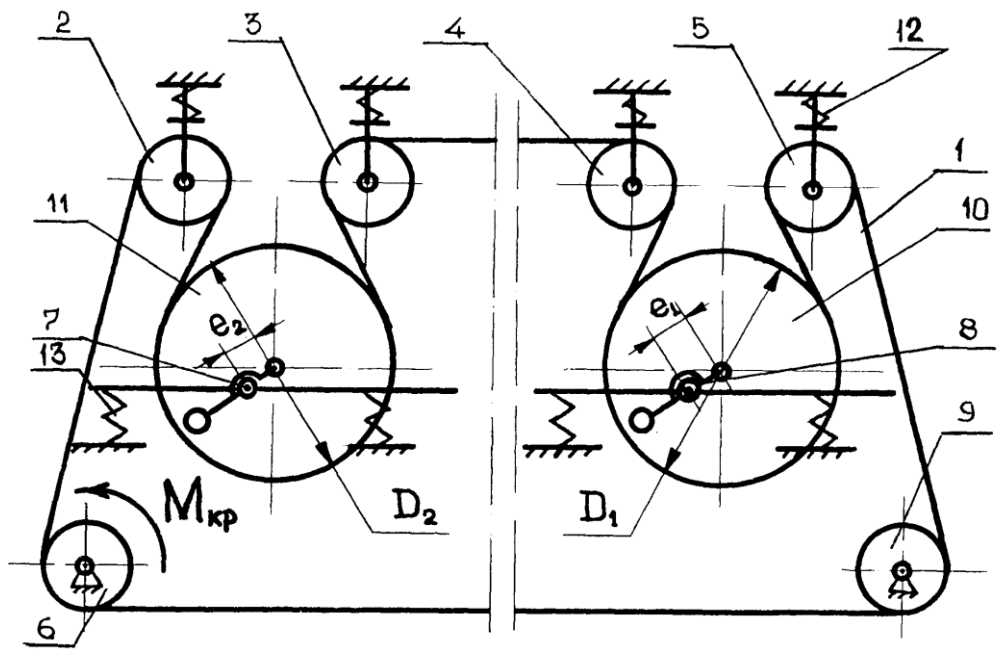
Рис. 3.3. Віброконвеєрна машина з механічним комбінованим приводом плоских коливань:

а – принципова схема машини; б – фотографія машини; 1- гнучка стрічка; 2 – підпружинена підвіска; 3 – платформа; 4 – ведучий коток; 5, 6, 7, 8 – опорні котки; 9 – приводний вал; 10 – противага; 11 – бічний диск; 12 – оброблювана продукція.

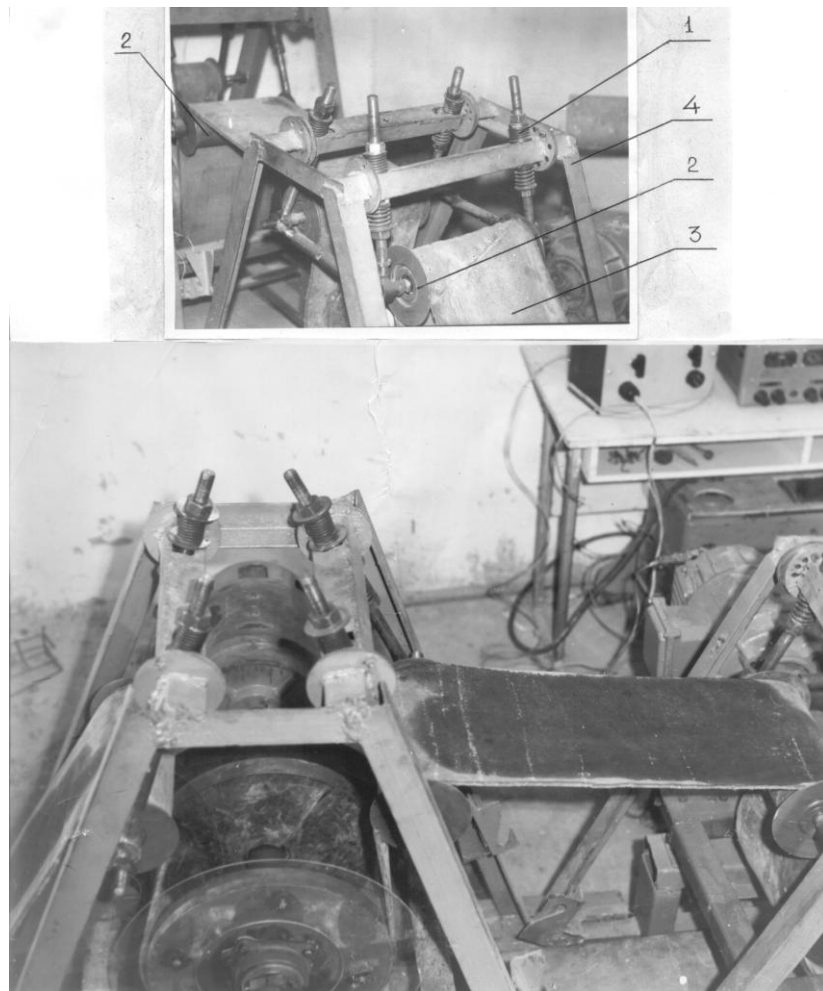
Конструкція пружної підвіски 2 обумовлює простоту регулювання натягу стрічки та дає можливість використовувати робочий наповнювач різного типу, у тому числі і з досить високою питомою вагою. Застосування спеціальних пристроїв, які закріплюються на поверхні стрічки дозволяє досить ефективно здійснювати видалення деталей із маси робочого наповнювача. До того ж, додатковий опорний коток 7 полегшує процес вилучення оброблених деталей з поверхні транспортної стрічки. Наведені особливості та результати експериментальних і виробничих досліджень обґрунтовують можливість успішної реалізації даної схеми конвеєрної вібраційної машини у досить широкому спектрі технологій промислового та сільськогосподарського виробництва:

- при віброзміцненні лезового металооброблювального інструменту [186, 273];
- при очищенні від нагару деталей двигунів внутрішнього згорання [180];
- в процесах очищення та миття коренеклубнеплодів [187, 192, 269];
- в процесах розділення неоднорідних систем [268, 271, 274, 275].

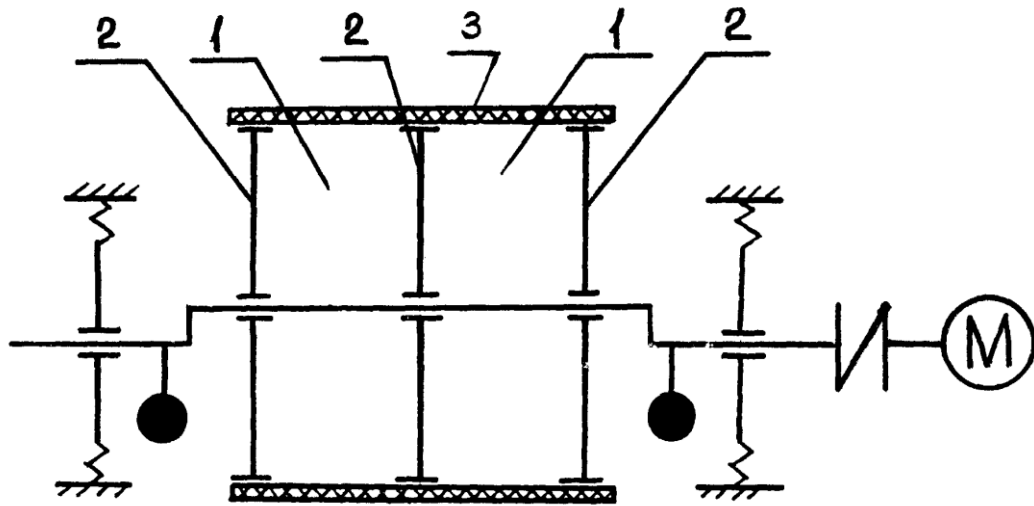
Аналіз розглянутих конвеєрних вібраційних машин показує, що гнучкий елемент даних установок виконує ряд різноманітних і важливих функцій, а саме: здійснює транспортування робочого середовища, деталей та пристроїв, вилучення їх із зони обробки; служить місцем для кріплення деталей та вивантажувальних пристроїв; створює своєю поверхнею рухоме днище робочого контейнеру, а то і взагалі – усі стінки робочої камери, реалізує можливість багатостадійної обробки за порівняно простої конструкції обладнання (рис. 3.4). Такий широкий асортимент функціонального використання гнучкого елемента свідчить про постійний пошук вітчизняними та закордонними конструкторами раціональної компоновки вібраційних машин безперервної дії; про широкі можливості універсалізації, комплексної механізації та автоматизації технологічного процесу; про неабиякі перспективи росту досконалості подібних конвеєрних вібраційних машин.



a)



b)



в)

Рис. 3.4. Віброконвеєрна машина для багатостадійної обробки продукції

з механічним комбінованим віброзбудженням:

- а) принципова схема машини: 1 – гнучка стрічка; 2, 3, 4, 5, 9 – опорні котки; 6 – приводний коток; 7, 8 – приводні вали; 10, 11 – бічні диски робочого контейнера; 12 – пружна підвіска; 13 – пружні елементи приводного валу
 б) фотографії машини: 1 – пружна підвіска; 2 – опорний коток; 3 – гнучка стрічка; 4 – корпус; в) багатокамерна віброконтейнерна машина: 1 – робочі камери; 2 – бічні диски; 3 – гнучка стрічка

3.3 Конструктивні та технологічні особливості вібраційної конвеєрної машини для відтискування рідини

Для реалізації процесу відтискування рідини в сільськогосподарському переробному виробництві виявляється ефективним застосування вібраційної конвеєрної машини, основними конструктивними елементами якої є вібраційний привод, система транспортування продукції в зону обробки, перемішуючий механізм та робочий контейнер.

Вібропривод машини містить двигун 1 (рис. 3.5), який через пружну муфту 2 з'єднується з ексцентриковим валом 3. Противаги 4 дозволяють зрівноважувати стаціонарні маси системи, а пружні елементи 5 забезпечують

як демпфірування, так і передачу інерційних навантажень на раму вібраційної машини, значно розвантажуючи опорні вузли 6 приводного вала 3.

Система транспортування продукції у зону обробки складається із еластичної стрічки 7, що спирається на вальці 8, 9, 10, 11, 12, останній з яких є ведучим та забезпечує переміщення в зону обробки разом із стрічкою продукції 13 з лотка 14. Перфорована ділянка стрічки 7 та лоток 15 служать для вилучення відтиснутої рідини, а закріпленій на поверхні стрічки лючок 16 – для вивантаження залишку. Опорні вальці 8, 9 з пружними елементами 17 не тільки з'єднують раму вібромашини із стрічкою 7, але і забезпечують необхідний натяг останньої.

Переміщуючий механізм виконаний у вигляді лопатевого пристрою з механізмом вільного ходу, який складається з системи ведучого 18 та веденого 19 елементів, штанги 20 та вантажа маятника 21, який через пружини 22 з'єднується з робочим контейнером. Лопатевий вал містить порожнистий вал 23, із-зовні якого монтуються перемішуючі лопаті 24, а всередині – розташовується приводний вал 3, опорні вузли якого встановлюються на платформі 25.

Робочу ємкість машини становлять диски 26 та поверхня еластичної стрічки 7. Для поліпшення контакту стрічки та дисків 26 на поверхні останніх передбачено напрямні 27.

Дана конструкція вібраційної машини реалізує ідею єдиного приводу і перетворення коливань контейнера в обертовий рух лопатевого валу, що органічно вписується в схему машини конвеєрного типу. Основна новизна конструкції полягає у застосуванні означених конструктивних заходів для реалізації процесу відтискування рідини в безперервному циклі обробки твердотільної сировини.

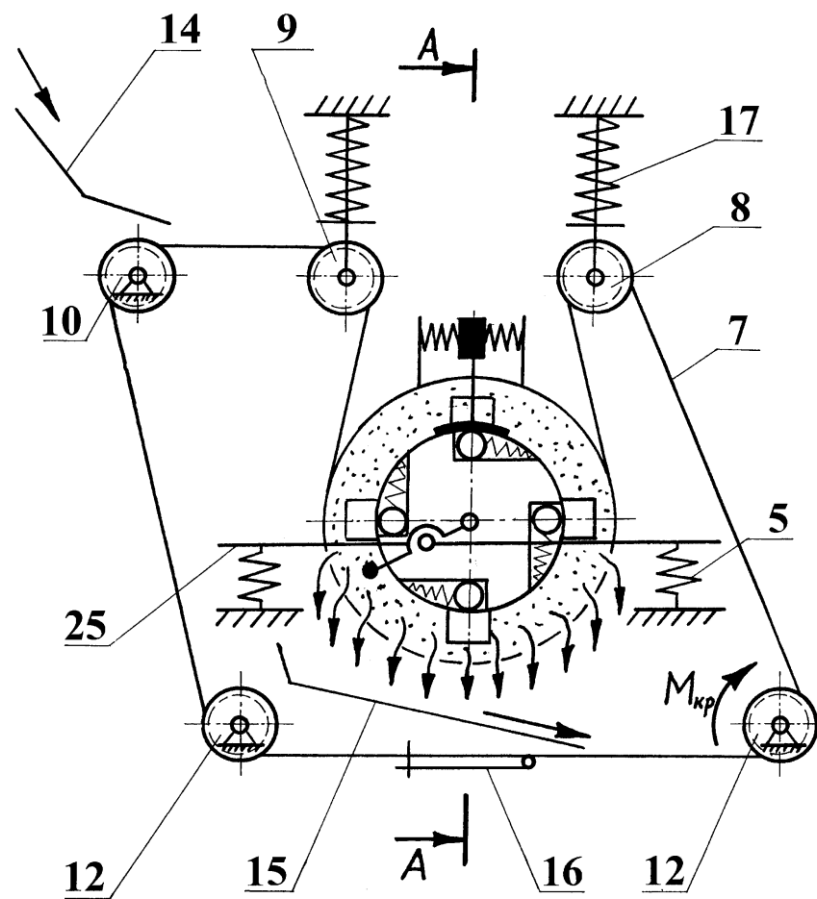
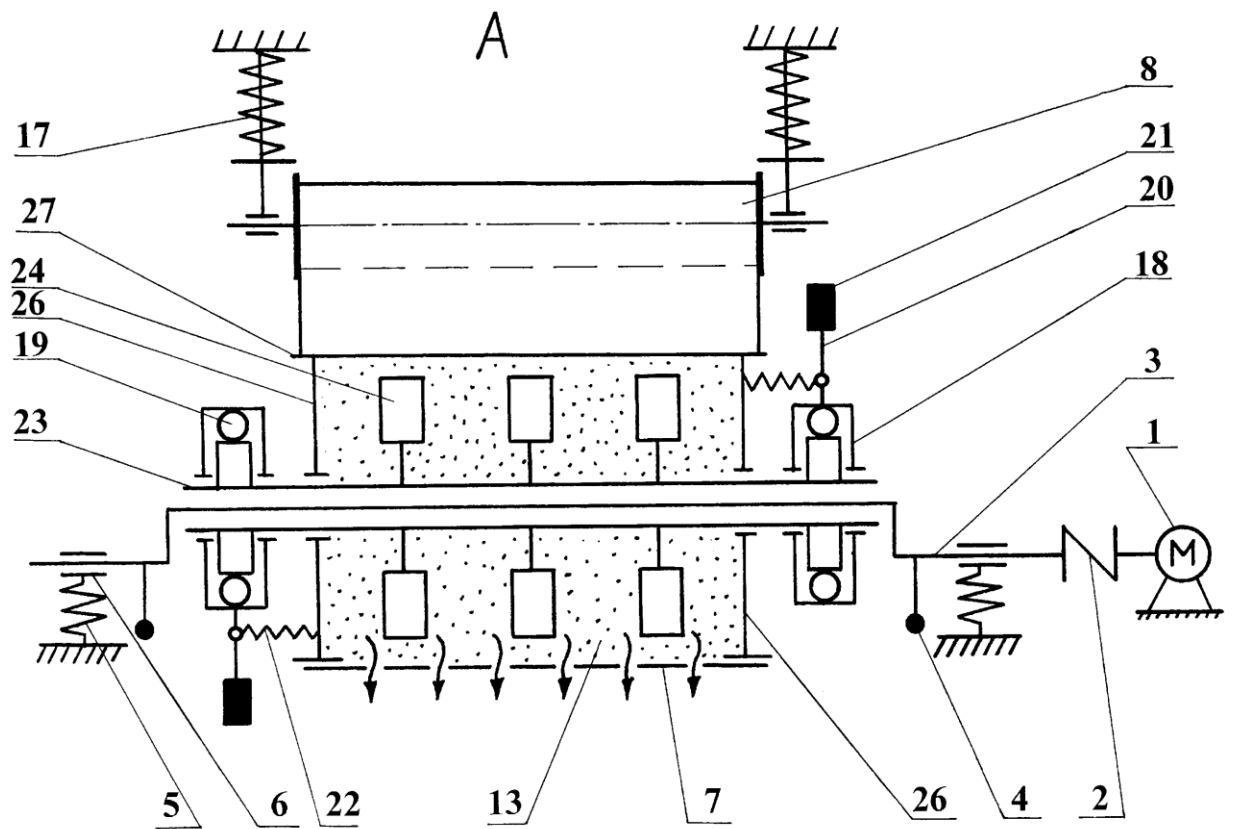
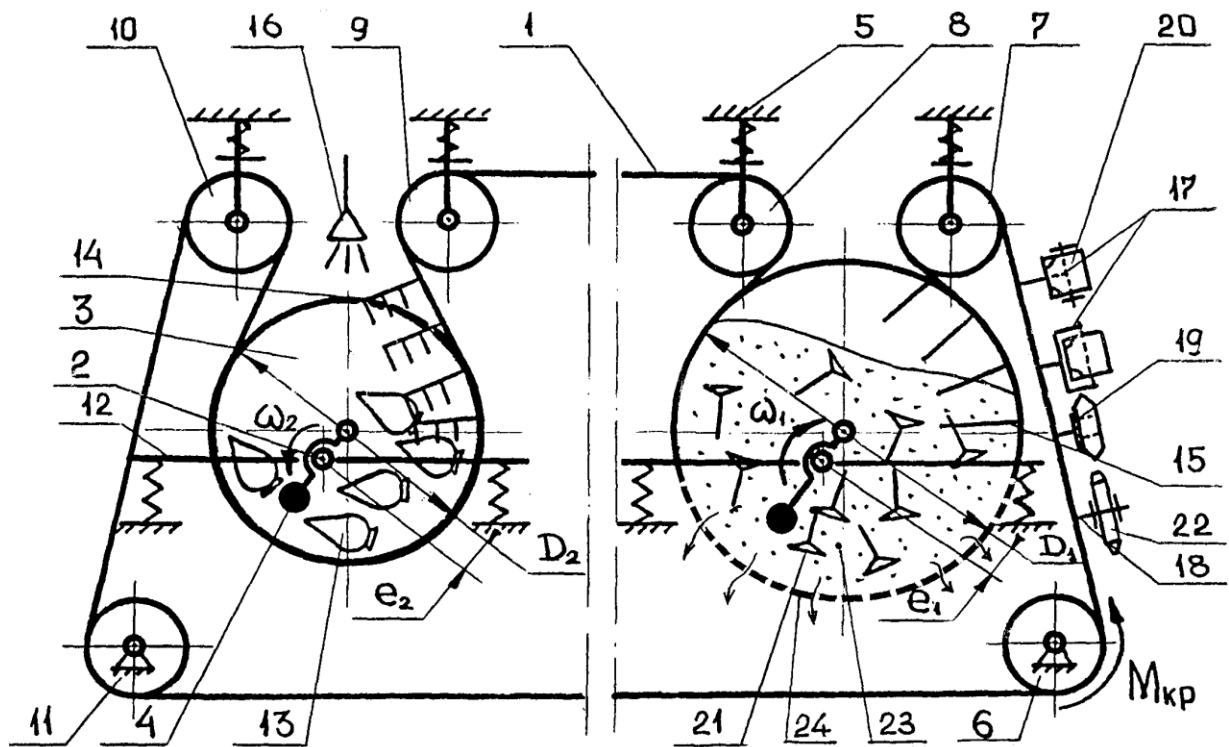


Рис. 3.5. Конвеєрна вібростина для відтискування рідини

При реалізації процесу обробки сировина через лоток 11 потрапляє на еластичну стрічку 7, рух якої забезпечується обертанням від окремого приводу вальця 12, та далі надходить до робочого контейнера. Попередньо примусовим обертанням вальця 12 стрічка 7 своєю перфорованою ділянкою підводиться в зону обробки. Одночасно від двигуна 1 через муфту 2 приводиться до обертання ексцентриковий вал 3, що збуджує коливальний рух дисків 26 та сполученої з ними перфорованої ділянки стрічки 7. Крім того, вібрація через опорні елементи передається ведучим та веденим ланкам механізму вільного хода, а через штанги 20 – вантажам маятника 21. Власні частоти коливань маятників підбирають рівними частотам коливань робочого контейнера в установленому режимі. Тому виникнення резонансу в одній системі зумовлює ефективне перетворення коливального руху маятників до обертового руху лопатевого вала 23. В результаті лопаті 24, як і вібраційне поле в зоні обробки забезпечують пресуючу дію на продукцію 13, яка весь час перебуває у стані циркуляційного руху. Рідина, що відтискується під час такої технічної дії проходить через отвори перфорованої ділянки та відводиться лотком 15. По досягненні необхідного виходу рідини примусовим рухом стрічки 7 до робочої зони підводиться ділянка з лючком 16, через який здійснюється вивантаження відтиснутого залишку. Одночасно нова партія завантаження проходить до зони відтискування, замикаючи технологічний цикл.

Таким чином, з однієї сторони, поєднання коливального руху поверхонь робочої ємкості та відтискуючої дії лопатів створюють високу енергонасиченість технологічного завантаження та відповідно високу продуктивність машини; а з іншої сторони, за даного способу обробки має місце безперервний технологічний цикл при порівняно простому конструктивному виконанні робочих органів вібраційної машини та реалізації енергозберігаючої технології, що зумовлює ефективність застосування представленої віброконвеєрної машини (рис. 3.6).



1.1.1.1.1 Рис. 3.6. Галузі застосування віброконвеєрної технологічної машини:

1.1.1.1.2 1 – гнучка стрічка; 2 – ексцентриковий вал; 3 – бічний диск; 4 – протизвага; 5 – пружна підвіска; 6 – приводний коток; 7, 8, 9, 10, 11 – опорні котки; 12 – підпружинена платформа; Оброблювана сировина або деталі: 13 – коренеплоди; 20 – поршень; 21 – клапан; 22 – фреза; 23 – робоче завантаження; 14, 15 – вивантажуючі пристрої ковшого та П-видного типу;

1.1.1.1.3 16 – форсунка подачі рідини; 17, 18, 19 – кріплення деталей на стріці; 24 – перфорована ділянка

3.4 Обґрунтування конструкції машин для відтискування рідкої фракції

Для реалізації процесу відтискування рідини в сільськогосподарському переробному виробництві виявляється ефективним застосування вібраційної конвеєрної машини, основними конструктивними елементами якої є вібраційний привод, система транспортування продукції в зону обробки, перемішуючий механізм та робочий контейнер.

Вібропривод машини містить двигун 1 (рис. 3.7), який через пружну муфту 2 з'єднується з ексцентриковим валом 3. Противаги 4 дозволяють зрівноважувати стаціонарні маси системи, а пружні елементи 5 забезпечують як демпфірування, так і передачу інерційних навантажень на раму вібраційної машини, значно розвантажуючи опорні вузли 6 приводного вала 3.

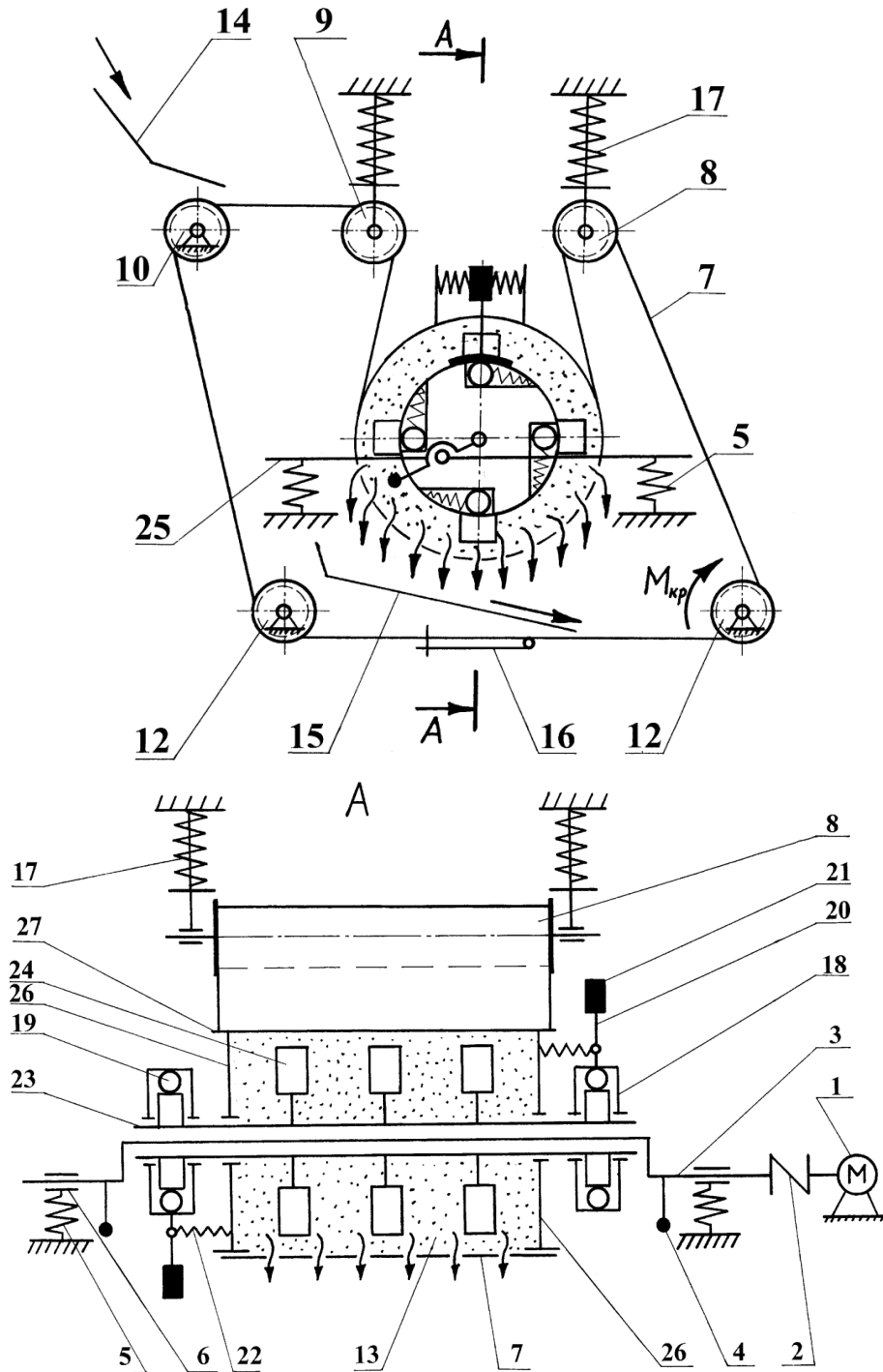


Рис. 3.7. Конвеєрна вібромашина для відтискування рідини

Система транспортування продукції у зону обробки складається із

еластичної стрічки 7, що спирається на вальці 8, 9, 10, 11, 12, останній з яких є ведучим та забезпечує переміщення в зону обробки разом із стрічкою продукції 13 з лотка 14. Перфорована ділянка стрічки 7 та лоток 15 служать для вилучення відтиснутої рідини, а закріплені на поверхні стрічки лючок 16 – для вивантаження залишку. Опорні вальці 8, 9 з пружними елементами 17 не тільки з'єднують раму вібростанини із стрічкою 7, але і забезпечують необхідний натяг останньої.

Перемішувальний механізм виконаний у вигляді лопатевого пристрою з механізмом вільного ходу, який складається з системи ведучого 18 та веденого 19 елементів, штанги 20 та вантажа маятника 21, який через пружини 22 з'єднується з робочим контейнером. Лопатевий вал містить порожнистий вал 23, із-зовні якого монтується перемішувальні лопаті 24, а всередині – розташовується приводний вал 3, опорні вузли якого встановлюються на платформі 25.

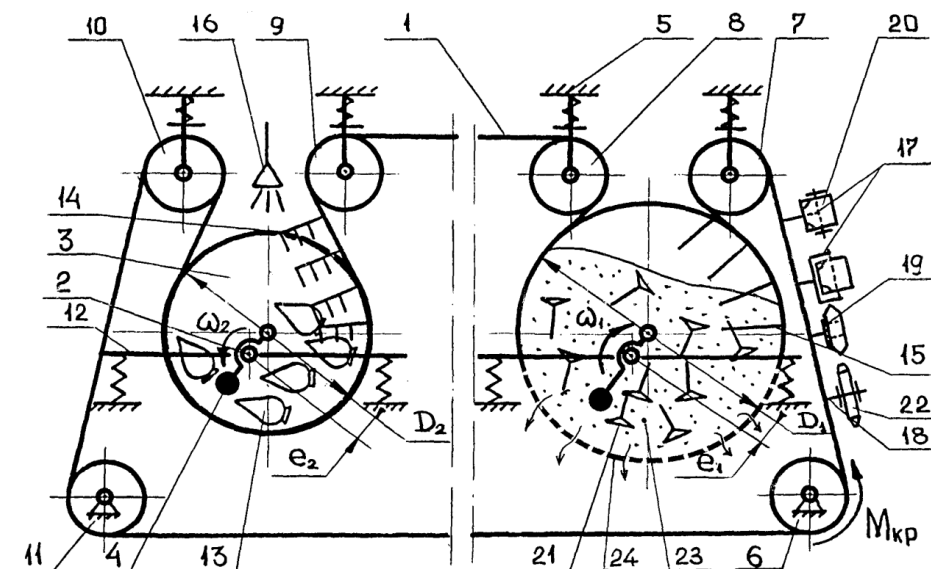
Робочу ємкість машини становлять диски 26 та поверхня еластичної стрічки 7. Для поліпшення контакту стрічки та дисків 26 на поверхні останніх передбачено напрямні 27.

Дана конструкція вібраційної машини реалізує ідею єдиного приводу і перетворення коливань контейнера в обертовий рух лопатевого валу, що органічно вписується в схему машини конвеєрного типу. Основна новизна конструкції полягає у застосуванні означених конструктивних заходів для реалізації процесу відтискування рідини в безперервному циклі обробки твердотільної сировини.

При реалізації процесу обробки сировина через лоток 11 потрапляє на еластичну стрічку 7, рух якої забезпечується обертанням від окремого приводу вальця 12, та далі надходить до робочого контейнера. Попередньо примусовим обертанням вальця 12 стрічка 7 своєю перфорованою ділянкою підводиться в зону обробки. Одночасно від двигуна 1 через муфту 2 приводиться до обертання ексцентриковий вал 3, що збуджує коливальний рух дисків 26 та сполученої з ними перфорованої ділянки стрічки 7. Крім того, вібрація через опорні елементи передається ведучим та веденим ланкам механізму вільного ходу, а через штанги 20 – вантажам маятника 21. Власні

частоти коливань маятників підбирають рівними частотам коливань робочого контейнера в установленому режимі. Тому виникнення резонансу в одній системі зумовлює ефективне перетворення коливального руху маятників до обертового руху лопатевого вала 23. В результаті лопаті 24, як і вібраційне поле в зоні обробки забезпечують пресуючу дію на продукцію 13, яка весь час перебуває у стані циркуляційного руху. Рідина, що відтискується під час такої технічної дії проходить через отвори перфорованої ділянки та відводиться лотком 15. По досягненні необхідного виходу рідини примусовим рухом стрічки 7 до робочої зони підводиться ділянка з лючком 16, через який здійснюється вивантаження відтиснутого залишку. Одночасно нова партія завантаження проходить до зони відтискування, замикаючи технологічний цикл.

Таким чином, з однієї сторони, поєднання коливального руху поверхонь робочої ємкості та відтискуючої дії лопатів створюють високу енергонасиченість технологічного завантаження та відповідно високу продуктивність машини; а з іншої сторони, за даного способу обробки має місце безперервний технологічний цикл при порівняно простому конструктивному виконанні робочих органів вібраційної машини та реалізації енергозберігаючої технології, що зумовлює ефективність застосування представленої віброконвеєрної машини (рис. 3.8).



1.1.1.1.4 Рис. 3.8. Галузі застосування віброконвеєрної технологічної машини:

1.1.1.1.5 1 – гнучка стрічка; 2 – ексцентриковий вал; 3 – бічний диск; 4 – противага; 5 – пружна підвіска; 6 – приводний коток; 7, 8, 9, 10, 11 – опорні котки; 12 – підпружинена платформа; 13 – продукція; 20 – поршень; 21 – клапан; 22 – фреза; 23 – робоче завантаження; 14, 15 – вивантажуючі пристрої ковшого та П-видного типу; 16 – форсунка подачі рідини; 17, 18, 19 – кріплення деталей на стрічці; 24 – перфорована ділянка

3.5 Розрахунок основних елементів конструкції конвеєрної машини

Як нам відомо із результатів випробувань швидкість руху стрічки становить $V=1,25\div 2,0$ м/с. Приймаємо швидкість стрічки для розрахунків $V=2,0$ м/с. Продуктивність даної установки приймаємо $Q=1,2$ т/час (провірена експериментально).

Ширини стрічки конвеєра:

$$B = 1.1 \left(\sqrt{\frac{Q}{V \cdot \gamma}} + 0.05 \right) = 1.1 \left(\sqrt{\frac{1.2}{20 \cdot 1.5}} + 0.05 \right) = 0.27 \text{ м}, \quad (3.1)$$

де $\gamma = 1,5$ т/м³ – густина середовища в якій обробляються деталі

З урахуванням рекомендацій вибираємо стрічку загального призначення типу 2 (стрічка пошарова з двосторонньою гумовою обкладкою) з чотирма прокладками з білдинга Б – 820с гумова оболонка на робочій поверхні товщиною 3мм і на неробочій поверхні 1 мм. Позначення вибраної стрічки

Л2-270-4Б-820-3-11 .

Погонне навантаження від маси вантажу:

$$g_{гр} = Q/3.6 \cdot V = 1.2/3.6 \cdot 2.0 = 0.017 \text{ кгс/м}. \quad (3.2)$$

Погонне навантаження від маси стрічки:

$$g_{л} = 1,1 \cdot B \cdot \delta, \quad (3.3)$$

де $B=0,27$ м – ширина стрічки;

$\delta = \delta_p + i\delta_{пр} + c$ – товщина прокладки;

$\delta_{пр} = 1,5$ мм – товщина прокладки;

$\delta_p = 3$ мм – товщина гумової оболонки робочої поверхні стрічки;

$\delta_{пр} = 1$ мм – товщина гумової оболонки неробочої поверхні стрічки;

$i = 4$ – число прокладок;

$$\delta = 3 + 4 \cdot 1,5 + 1 = 10 \text{ мм}$$

$$g_{л} = 1,1 \cdot 0,27 \cdot 10 = 2,97 \text{ кгс/м.}$$

Згідно рекомендаціям [5] приймаємо діаметр роликів опор рівним 110 мм.

Приймаємо відстань між роликівими опорами робочої вітки конвеєра $l_p = 250$ мм, відстань між роликівими опорами холостої вітки $l_x = 760$ мм.

Приймаємо масу обертових частин плоскої роликівої опори:

$$C_{тр} = 8,4 \text{ кгс};$$

$$C_{тх} = 2,5 \text{ кгс.}$$

Погонне навантаження від маси обертових частин роликів:

- на завантаженій гілці:

$$g_{п} = C_{тр} / l_p = 8,4 / 0,25 = 33,6 \text{ кгс/м}; \quad (3.4)$$

- на холостій гілці:

$$g_x = C_{тх} / l_x = 2,5 / 0,76 = 3,3 \text{ кгс/м}; \quad (3.5)$$

Погонне навантаження від рухомих частин установки:

$$g_k = 2g_k + g_p + g_x = 2 \cdot 2,97 + 33,6 + 3,3 = 42,8 \text{ кгс/м}; \quad (3.6)$$

Для попередньої тягової сили установки знайдемо:

- коефіцієнт опору $\omega = 0,022$ [5]

- довжина проєкції конвеєра на горизонтальну площину: $L_r = 1,4$ м

- коефіцієнт:

$$m = m_1 m_2 m_3 m_4 m_5 = 1,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1,5. \quad (3.7)$$

Тягова сила установки :

$$W_o = [\omega \cdot L_r (g + g_k) + g_n] \cdot m, \quad (3.8)$$

$$W_o = [0,022 \cdot 1,4 (0,017 + 42,8) + 0,017 \cdot 1,3] \cdot 1,5 = 2 \text{ кгс}$$

де $H = L_2 \cdot \operatorname{tg}\beta = 0,6 \cdot \operatorname{tg} 65^\circ = 1,3\text{м}$.

Приймаємо коефіцієнт щеплення між прогумованою стрічкою і стальним барабаном для сухої атмосфери $\mu = 0,3$ [5].

Прийнявши кут обхвату барабана стрічкою рівним 60° знайдемо коефіцієнт $R_s = 2,4$.

Максимальний статичний натяг стрічки :

$$S_{\max} = R_s \cdot W_0 = 2,4 \cdot 2 = 4,8\text{кгс}. \quad (3.9)$$

Рекомендований номінальний запас стрічки $n_0 = 9$. Прийmemo границю міцності прокладок вибраної стрічки:

$$R_p = 55 \text{ кгс/м}.$$

Провіримо необхідне число прокладок стрічки:

$$i = \frac{S_{\max} \cdot n_0}{R_p \cdot B} = \frac{4,8 \cdot 9}{55 \div 0,27} = 0,9 < 4, \quad (3.10)$$

що нас задовільняє.

Визначаємо потрібний діаметр приводного барабану:

$$R_{\text{пр.б}} \geq a \cdot i = 27,5 \cdot 4 = 110 \text{ мм},$$

де коефіцієнт $a = 27,5$ [5] ,

Приймаємо діаметр приводного барабана: $D_{\text{пр.б}} = 110 \text{ мм}$.

Діаметр натяжного барабана рівний: $D_{\text{н.б}} = 0,9D_{\text{пр.б}} = 100\text{мм}$

Довжина приводного і натяжного барабанів, згідно рекомендаціям, приймаємо рівною:

$$B + 20\text{мм} = 270 + 20 = 290\text{мм}.$$

Розіб'ємо установку на відповідні ділянки, пронумерувавши їх границі, так, як показано на рисунку 3.9.

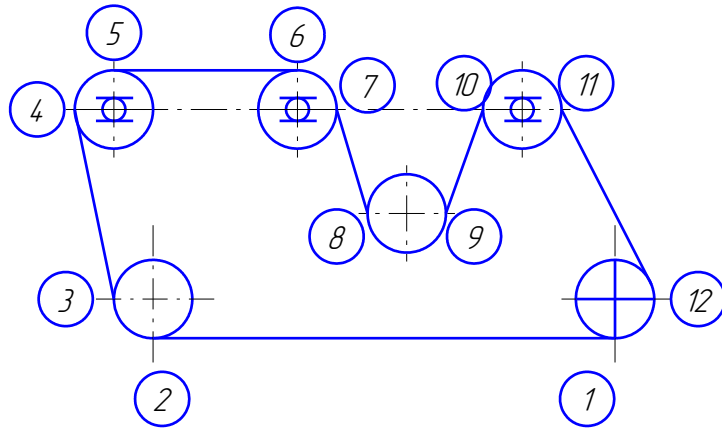


Рисунок 3.9 – Кінематична схема приводу

Визначимо натяг стрічки в визначених точках установки методом обходу по контуру. Обхід починається з точки 1, натяг на якій поки S_1 невідомо. Опір на відхиляючих барабанах $W_{пов}$ визначимо при значенні коефіцієнта $R_{\pi} = 1,03$, отже, кут обхвату стрічкою відхиляючого барабану буде біля 65° .

Опір на прямолінійній холостій ділянці 1-2 :

$$W_{1-2} = W_i = g_r \cdot L_{1-2} \cdot \omega, \quad (3.11)$$

$$W_{1-2} = 6,27 \cdot 1,14 \cdot 0,022 = 0,19 \text{ кгс}$$

де g_k - погонне вагове навантаження частин на порожній ділянці конвеєра, кгс/м.

$$g_k = g_l + g_x, \quad (3.12)$$

$$g_k = 2,973,3 = 6,27 \text{ (кгс/м)}.$$

$$L_{1-2} \approx L = 1,4 \text{ м}$$

де L_{1-2} – довжина ділянки 1-2;

ω – коефіцієнт опору руху стрічки по опорам, $\omega = 0,022$.

Натяг в точці 2:

$$S_2 = S_1 + W_{1-2}; \quad (3.13)$$

$$S_2 = S_1 + 0,19;$$

Натяг в точці 3:

$$S_3 = S_2 + W_{1-2}; \quad (3.14)$$

$$S_3 = 1,03 (S_1 + 0,19) = 1,03 \cdot S_1 = 0,2;$$

Опір на ділянці:

$$W_{3-4} = g_k \cdot L_{3-4} \cdot \omega + H; \quad (3.15)$$

$$W_{3-4} = 6,27 \cdot 0,25 \cdot 0,022 + 1,3 = 1,4, \text{ кгс};$$

де L_{3-4} – довжина горизонтальної проекції ділянки 3-4, $L_{3-4} = 0,25$ м;

$$H = L_{3-4} \cdot \text{tg}\beta, \quad (3.16)$$

$$H = 1,3 \text{ м};$$

ω – коефіцієнт опору руху стрічки по опорам, $\omega = 0,022$.

Натяг в точці 4:

$$S_4 = S_3 + W_{3-4}; \quad (3.17)$$

$$S_4 = 1,03S_1 + 1,6.$$

Натяг в точці 5:

$$S_5 = S_4 + W_{\text{пов}} \cdot 1,03; \quad (3.18)$$

$$S_5 = 1,03 (1,03 \cdot S_1 + 1,6) = 1,06 \cdot S_1 + 1,65.$$

Опір на ділянці 5-6:

$$W_{5-6} = g_k \cdot L_{5-6} \cdot \omega; \quad (3.19)$$

$$W_{5-6} = 6,27 \cdot 0,25 \cdot 0,022 = 0,034 \text{ кгс}.$$

Натяг в точці 6:

$$S_6 = S_5 + W_{5-6}; \quad (3.20)$$

$$S_6 = 1,06 \cdot S_1 + 1,684.$$

Натяг в точці 7:

$$S_7 = S_6 + W_{\text{пов}}; \quad (3.21)$$

$$S_7 = 1,09 \cdot S_1 + 1,73$$

Опір на ділянці 7-8:

$$W_{7-8} = (g_r + g) \cdot (\omega \cdot L_u + H); \quad (3.22)$$

$$W_{7-8} = (36,57 + 0,017) \cdot (0,022 \cdot 0,14 + 0,29) = 10,73 \text{ кгс}.$$

де g_k – погонне навантаження від рухомих частин конвеєра на завантаженій ділянці,

$$g_k = g_l + g_p; \quad (3.23)$$

$$g_k = 33,6 + 2,97 = 36,97, \text{ кгс/м};$$

$$L_r = L_{7-8} \cdot \cos\beta; \quad (3.24)$$

$$L_r = 0,32 \cdot \cos 65^\circ = 0,14, \text{ м.}$$

$$H = L_{7-8} \cdot \sin\beta; \quad (3.25)$$

$$H = 0,32 \cdot \sin 65^\circ = 0,29, \text{ м.}$$

Натяг в точці 8:

$$S_8 = S_7 + W_{7-8}; \quad (3.26)$$

$$S_8 = S_1 + 12,46/$$

Натяг в точці 9:

$$S_9 = S_8 + W_{\text{пов}} + m_3; \quad (3.27)$$

$$S_9 = 1,12 \cdot S_1 + 21,4,$$

де m_3 – маса завантаження, $m_3 = 8,6$ кг.

Опір на ділянці 9-10:

$$W_{9-10} = (g + g_k) \cdot (\omega \cdot L_r + H); \quad (3.28)$$

$$W_{9-10} = (0,017 + 36,57) \cdot (0,022 \cdot 0,14 + 0,29) = 10,73 \text{ кгс.}$$

Натяг в точці 10:

$$S_{10} = S_d + W_{9-10}; \quad (3.29)$$

$$S_{10} = 1,12 \cdot S_1 + 32,13.$$

Натяг в точці 11:

$$S_{11} = S_{10} + W_{\text{пов}}; \quad (3.30)$$

$$S_{11} = 1,15 \cdot S_1 + 33,09.$$

Опір на ділянці 11-12:

$$W_{11-12} = g_k \cdot L_{11-12} \cdot \omega; \quad (3.31)$$

$$W_{11-12} = 6,27 \cdot 0,25 \cdot 0,022 = 0,034 \text{ кгс.}$$

Натяг в точці 12:

$$S_{12} = S_{11} + W_{11-12}; \quad (3.32)$$

$$S_{12} = 1,15 \cdot S_1 + 33,09 + 0,034.$$

Перевіряємо міцність стрічки.

Необхідне число прокладок:

$$I = S_{\text{max}} \cdot n_0 / (R_p \cdot B); \quad (3.33)$$

$$I = 728 \cdot 9 / (55 \cdot 27) = 3,15 < 4, \text{ що задовольняє.}$$

Перевіримо правильність вибору приводного барабана по тиску стрічки на барабан.

$$D_{п.б.} \geq 360 \cdot W_0 / (B \cdot P_{cp} \cdot \pi \cdot \alpha \cdot \mu), \quad (3.34)$$

де $W_0 = S_{12} - S_1 = 728 - 520 = 208$, кгс – тягова сила.

$P_{cp} = 10000$ кгс/м² – допустимий тиск стрічки на барабан;

$\alpha = 65^\circ$ – прийнятий кут обхвату барабана стрічкою;

$\mu = 0,3$ – прийнятий коефіцієнт щеплення між стрічкою і барабаном.

$$D_{п.б.} = 360 \cdot 208 / (0,27 \cdot 10000 \cdot 3,14 \cdot 65 \cdot 0,3) = 0,1 < 0,11 \text{ м, що задовольняє}$$

ККД приводного барабана:

$$\eta_{бар} = 1 / (1 + \omega_б \cdot (2R_б - 1)), \quad (3.35)$$

де $\omega_б = 0,04$ – коефіцієнт опру барабана,

$$R_б = I^{\mu\alpha} / (I^{\mu\alpha} - 1); \quad (3.36)$$

$$R_б = 2,718^{0,3 \cdot 1,1} / (2,718^{0,3 \cdot 1,1} - 1) = 1,4 / 0,4 = 3,5.$$

$$\eta_{бар} = 1 / (1 + 0,04 \cdot (2 \cdot 3,5 - 1)) = 0,8.$$

Потужність на приводному валі стрічкопротяжного механізму:

$$N_0 = W_0 \cdot V / (1200 \cdot \eta_{бар}); \quad (3.37)$$

$$N_0 = 208 \cdot 20 / (1200 \cdot 0,8) = 4,3 \text{ кВт.}$$

Припустимо, що в нашому випадку приводний пристрій буде представляти собою незалежний агрегат, який складається із електродвигуна і редуктора. Визначаємо потужність двигуна.

$$N = R \cdot N_0 / \eta; \quad (3.38)$$

$$N = 1,1 \cdot 4,3 / 0,96 = 4,9 \text{ кВт.}$$

Де $R = 1,1$ – коефіцієнт запаса;

$\eta = 0,96$ – ККД передачі від двигуна до приводного валу.

Вибираємо мотор редуктор МЦ 2С – 280 номінальною потужністю $N=1,5$ кВт при частоті обертання електродвигуна $n = 23,67 \text{ с}^{-1}$ і номінальною частотою обертання вихідного валу $n_b = 0,93 \text{ с}^{-1}$ [5].

РОЗДІЛ 4

АНАЛІЗ ДИНАМІКИ РУХУ ВИКОНАВЧИХ ОРГАНІВ ВІБРОКОНВЕЄРНОЇ СИСТЕМИ

Для генерації коливань в досліджуваній конвеєрній вібромашині згідно з проведенням у главах 1 та 2 дисертації аналізом передбачаємо використання механічного віброприводу дебалансного типу, що агрегатується в опорних котках напрямної стрічки розробленої інфрачервоної сушарки. Для досліджуваної машини збуджувальна сила виникає внаслідок обертання неврівноважених мас дебалансів. У геометричному центрі віброзбудувача встановлений приводний вал.

4.1 Основні структурні складові

З метою вибору ефективних робочих режимів був проведений аналіз динаміки силової схеми віброзбудження досліджуваної сушарки. При цьому вирішувалися такі завдання: складання розрахункової схеми машини з механічним дебалансним віброзбудувачем; складання рівнянь руху рухомих ланок віброприводу при використанні наближених і чисельних методів аналізу; дослідження амплітудно-частотних характеристик; визначення потужності приводу.

Для досліджуваної вібросушарки (рис. 4.1) має місце наступний розподіл мас.

$$m_1 = m_{\text{деб.і}}$$

$$m_2 = m_{\text{д.в.}} + m_n + m_B + m_{\text{пр}};$$

$$m_0 = m_1 + m_2$$

де m_n – відповідно маси опорних вузлів приводного валу;

$m_{\text{д.в.}}$ – маса бічних дисків і втулки;

m_B – маса приводного валу;

$m_{\text{деб}}$ – маса дебалансів;

$m_{\text{пр}}$ – маса технологічного завантаження (наповнювача);

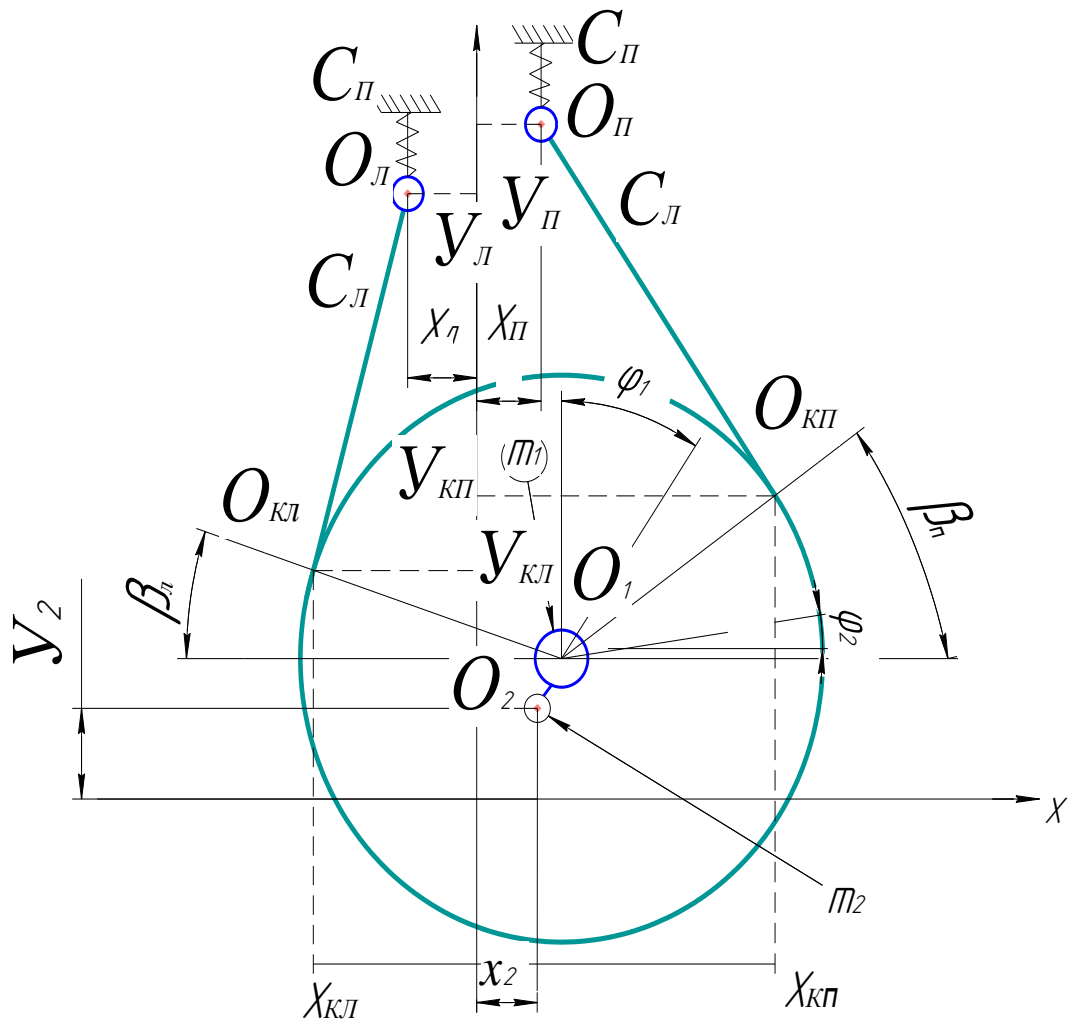


Рис. 4.1. Вібротехніка з гнучкою напрямною та динамічним приводом:
Розподіл мас у системі:

$$m = m_1 + m_2$$

$$m_1 = m_{\text{двб}}$$

$$m_2 = m_e + m_n$$

Степені вільності системи:

x_1 - горизонтальне переміщення приводного валу;

y_1 - вертикальне переміщення приводного валу ;

φ_1 - кутове зміщення приводного валу ;

φ_2 - кутове зміщення бічного диску опорного котка;

4.2 Сили, що діють в розглянутих вібротехніках

При складанні диференціальних рівнянь руху враховувалися наступні сили:

- збуджувальна сила, створювана кінематичним або динамічним способом;
- сили тяжіння основних елементів системи;
- сили пружності гнучкої системи приводів;

- сили натягу гілок еластичною направляючою Тл і Тп ;
- сили дисипативного опору (гістерезисні втрати при деформації пружин і елементів робочого органу тертя та ін).

Збуджуюча сила, що виникає при роботі віброприводу змінюється за величиною і напрямком. Так величини проєкцій її на осі координат F_x і F_y , а також амплітудне значення сили F складе :

$$F_x = m_1 l_{12} \omega_1^2 \sin \omega_1 t$$

$$F_y = m_1 l_{12} \omega_1^2 \cos \omega_1 t$$

Внутрішні пружні сили опору системи, які збуджує і водночас повинна подолати змушуюча сила, без урахування дисипативних втрат, можна уявити з урахуванням робіт [94,98,110]: $F_c = [C - m\omega_1^2]A$, де A - амплітуда коливань. Розглянуті механічні системи характеризуються наявністю подвійного пружного зв'язку: між платформою і корпусом, а також між пружними валиками напрямної частини машини і її основою.

Зважаючи на гнучкий зв'язок між опорним котком і підпружинену підвіскою віброзбуджувача, реакцією опори в напрямку осі X варто знехтувати, а вплив на систему підпружиненої опори буде позначатися тільки при розтягуванні опори.

Сила натягу направляючої стрічки T залежить від сумарної деформації гнучкого зв'язку Δl і її жорсткості C_0 :

$$T = \Delta l C_0 \tag{4.1}$$

Для знаходження шуканих величин необхідно розглянути деякі кінематичні характеристики досліджуваних систем. Так з рис.4.1 видно, що початкова відстань між точками контакту і підвісу стрічки Ол Окло, Оп Окпо становить:

$$\begin{aligned} \text{Ол Окло} &= \sqrt{X_{II}^2 Y_{II}^2 - R^2} \\ \text{Оп Окпо} &= \sqrt{X_{II}^2 Y_{II}^2 - R^2} \end{aligned} \tag{4.2}$$

Аналогічно в поточний момент часу ці відстані будуть рівні:

$$\begin{aligned} O_{\text{л}} O_{\text{кл}} &= \sqrt{(X_{\text{л}} - X_2)^2 + (Y_{\text{л}} - Y_2)^2} - R^2 \\ O_{\text{п}} O_{\text{кп}} &= \sqrt{(X_{\text{п}} - X_2)^2 + (Y_{\text{п}} - Y_2)^2} - R^2 \end{aligned} \quad (4.3)$$

Рівняння прямої, що проходить через точки: 0 ($X_2 : Y_2$) і $O_{\text{кл}}$ ($X_{\text{кл}}$; $Y_{\text{кл}}$) виражаються залежністю :

$$\frac{Y - Y_2}{Y_{\text{кл}} - Y_2} = \frac{X - X_2}{X_{\text{кл}} - X_2} \Rightarrow -X(Y_{\text{кл}} - Y_2) + (X_{\text{кл}} - X_2) - Y_2(X_{\text{кл}} - X_2) + X_2(Y_{\text{кл}} - Y_2) = 0 \quad (4.4)$$

4)

$$\text{або} \quad Y = X \frac{Y_{\text{кл}} - Y_2}{X_{\text{кл}} - X_2} + Y_2 - X_2 \frac{Y_{\text{кл}} - Y_2}{X_{\text{кл}} - X_2} \quad (4.5)$$

5)

Використовуючи рівняння (4.4), відстань від т. $O_{\text{п}}$ ($X_{\text{п}}$; $Y_{\text{п}}$) до прямої $O_{\text{кп}}$ приймає вигляд:

$$\begin{aligned} O_{\text{п}} O_{\text{кп}} &= \frac{-X_{\text{п}}(Y_{\text{кл}} - Y_2) + Y_{\text{п}}(X_{\text{кл}} - X_2) - Y_2(X_{\text{кл}} - X_2) + X_2(Y_{\text{кл}} - Y_2)}{\sqrt{(X_{\text{кл}} - X_2)^2 + (Y_{\text{кл}} - Y_2)^2}} \Rightarrow \\ \Rightarrow O_{\text{п}} O_{\text{кп}} &= \frac{(X_{\text{кл}} - X_2)(Y_{\text{п}} - Y_2) - (Y_{\text{кл}} - Y_2)(X_{\text{п}} - X_2)}{\sqrt{(X_{\text{кл}} - X_2)^2 + (Y_{\text{кл}} - Y_2)^2}} \end{aligned} \quad (4.6)$$

6)

Прирівнюючи праві частини рівнянь (4.3) і (4.6), отримали:

$$\sqrt{(X_{\text{п}} - X_2)^2 + (Y_{\text{п}} - Y_2)^2} - R^2 = \frac{(X_{\text{п}} - X_2)(Y_{\text{п}} - Y_2) - (Y_{\text{кл}} - Y_2)(X_{\text{п}} - X_2)}{\sqrt{(X_{\text{кл}} - X_2)^2 + (Y_{\text{кл}} - Y_2)^2}} \quad (4.7)$$

7)

Ділимо чисельник і знаменник правої частини виразу (4.7) на ($X_{\text{кл}} - X_2$) та враховуючи, що

$$\operatorname{tg} \beta_{\Pi} = \frac{Y_{K\Pi} - Y_2}{X_{K\Pi} - X_2}$$

(4.

8)

після деяких перетворень отримали:

$$\frac{(X_{\Pi} - X_2)^2 + (Y_{\Pi} - Y_2)^2 - \tan^2 \beta_{\Pi} + 2(Y_{\Pi} - Y_2)(X_{\Pi} - X_2) \tan \beta_{\Pi}}{1 + \tan^2 \beta_{\Pi}} = R^2 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow 1 + \tan^2 \beta_{\Pi} [(Y_{\Pi} - Y_2)^2 - R^2] + \tan \beta_{\Pi} [(Y_{\Pi} - Y_2)(X_{\Pi} - X_2)] - R^2 + (X_{\Pi} - X_2)^2 = 0$$

(4.

9)

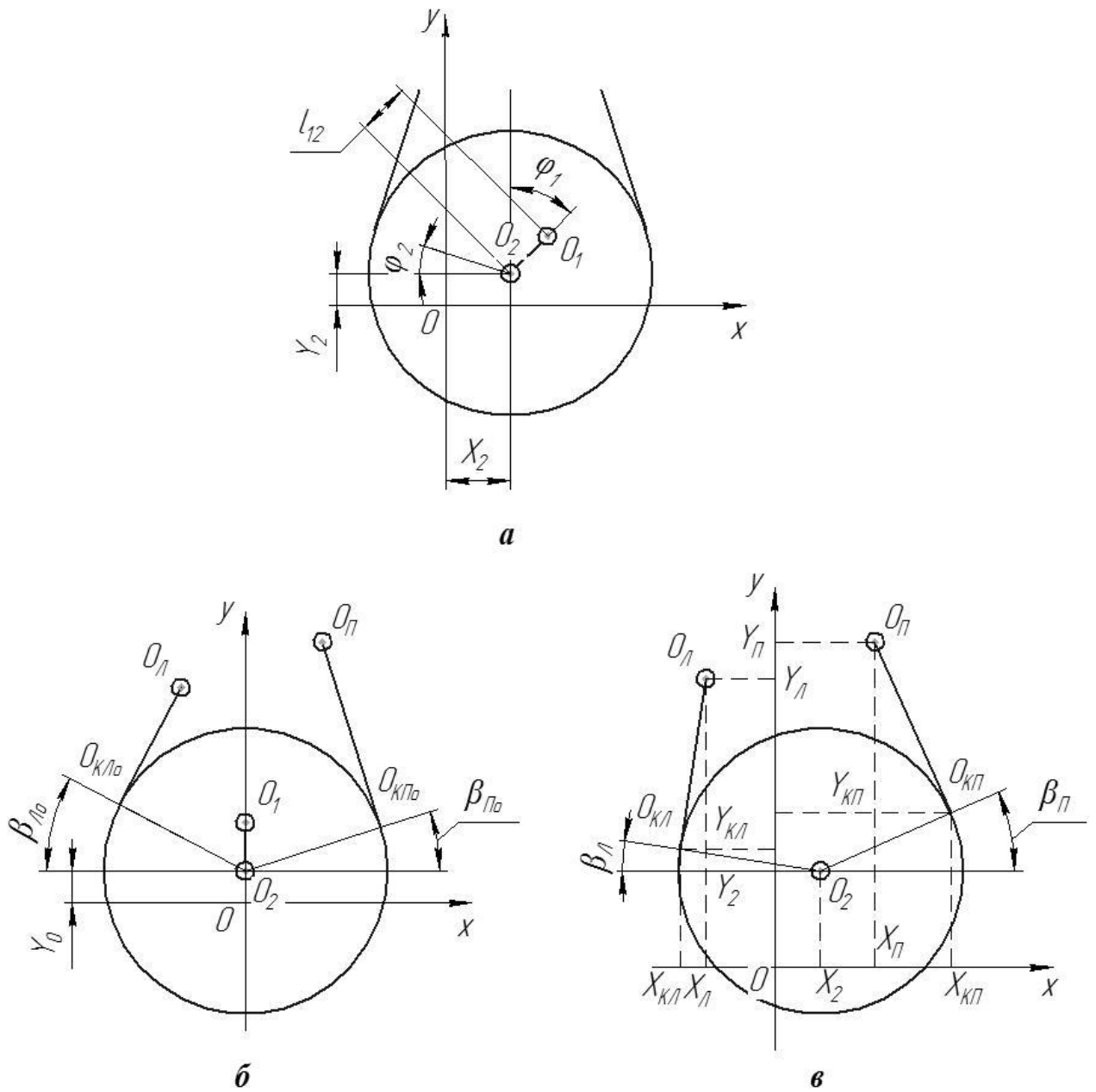


Рис. 4.2. Геометричні параметри дебалансного вібропривода.

- а) ступені вільності розглянутої вібросистеми ;
- б) система в початковому положенні;
- в) система в поточному становищі.

При підстановці чисельних значень переконуємося, що позитивне значення має тільки один корінь рівняння (4.9):

$$\operatorname{tg} \beta_{\Pi} = \frac{[Y_{\Pi} - Y_2] \cdot [X_{\Pi} - X_2] - R \sqrt{[X_{\Pi} - X_2]^2 + [Y_{\Pi} - Y_2]^2 - R^2}}{R^2 - [Y_{\Pi} - Y_2]^2} \quad (4.10)$$

Користуючись даною методикою, аналогічно виводимо вираз:

$$tg\beta_{Л} = \frac{[Y_{Л} - Y_2] \cdot [X_2 - X_{Л}] - R\sqrt{[X_2 - X_{Л}]^2 + [Y_{Л} - Y_2]^2 - R^2}}{R^2 - [Y_{Л} - Y_2]^2} \quad (4.11)$$

Для динамічного віброприводу (рис. 4.2) сумарна деформація стрічки і пружного елемента підпружиненої підвіски в поточний момент часу для лівої і правої гілки складе:

$$\begin{aligned} \Delta l_{Л} &= \sqrt{(X_{Л} - X_2)^2 + (Y_{Л} - Y_2)^2 - R^2} - \sqrt{X_{Л}^2 + Y_{Л}^2 - R^2} + R\varphi_2 \\ \Delta l_{Л} &= 0_{п} 0_{кп} - 0_{п} 0_{кпо} - R\varphi_2 = \\ &= \sqrt{(X_{Л} - X_2)^2 + (Y_{Л} - Y_2)^2 - R^2} - \sqrt{X_{Л}^2 + Y_{Л}^2 - R^2} + R\varphi_2 \end{aligned} \quad (4.12)$$

Складова $R\varphi_2$ враховує поворот бічних дисків вібратора на кут φ_2 .

Тоді сили натягу стрічки для лівої і правої гілок виражаються залежностями:

$$\begin{aligned} T_{Л} &= C_0 \sqrt{(X_{Л} - X_2)^2 + (Y_{Л} - Y_2)^2 - R^2} - \sqrt{X_{Л}^2 + Y_{Л}^2 - R^2} + R\varphi_2 \\ T_{П} &= C_0 \sqrt{(X_{П} - l_{12} \sin \varphi_1)^2 + (Y_{П} - l_{12} \cos \varphi_1)^2 - R^2} - \sqrt{X_{П}^2 + Y_{П}^2 - R^2} - R\varphi_2 \end{aligned} \quad (4.13)$$

4.3 Складання, рішення і математична обробка рівнянь руху конвєсрної вібромащини з дебалансним приводом

З розрахункової схеми динамічного вібробуджувача рис.4.1 видно, що розглянута система має 4 ступені свободи:

- кут повороту приводного валу φ_1 ;
- кут повороту бічних дисків опорного котка φ_2 ;
- зміщення X_2 приводного валу щодо осі ОХ;
- зміщення Y_2 приводного валу щодо осі ОУ;

Щоб оцінити закономірності руху складових елементів віброприводу по кожній з незалежних координат, зручно використовувати рівняння

Лагранжа. При цьому, для кожної узагальненої координати q - необхідно скласти диференціальне рівняння у вигляді:

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right] - \frac{\partial T}{\partial q} = Qq \quad (4.14)$$

де T - кінетична енергія системи;

$q[\varphi_1; \varphi_2; X_2; Y_2]$ - узагальнена координата ;

Qq - узагальнена сила.

Використовуючи методику, наведену в додатку, записуємо диференціальні рівняння руху даної системи у вигляді:

$$\ddot{X}_2 + \frac{c_x}{m_0} X_2 = \frac{m_1 l_{12}}{m_0} [\ddot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 - \dot{\varphi}_1^2 \sin \varphi_1] + \frac{1}{m_0} [T_L \sin B_L - T_{II} \cos B_{II}] \quad (4.15)$$

$$\ddot{Y}_2 + \frac{c_y}{m_0} Y_2 = \frac{m_1 l_{12}}{m_0} [\ddot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 - \dot{\varphi}_1^2 \cos \varphi_1] - \frac{1}{m_0} [m_0 q - T_L \cos B_L - T_{II} \cos B_{II}] \quad (4.16)$$

$$\ddot{\varphi}_2 - [T_{II} - T_L] R / J_2 \quad (4.17)$$

$$\ddot{\varphi}_1 + \frac{X_2}{l_{12}} \cos \varphi_1 + \frac{Y_2 + m_1 q}{l_{12}} \sin \varphi_1 + \frac{M_{KP}}{m_1 l_{12}^2} \quad (4.18)$$

Для визначення виразів для амплітуди коливань елементів приводів і потужності на його реалізацію, досить вирішити рівняння (4.14) і (4.15). При цьому доцільно прийняти наступні припущення, які узгоджуються з особливостями розглянутої системи:

$$\beta_L = \beta_{II} = const ;$$

$$Y_L = Y_{II}; |X_L| = |X_{II}|;$$

$$\dot{\varphi}_1 = const \quad (4.19)$$

Нелінійність отриманих рівнянь визначається наявністю в них сил натягу гілок направляючої стрічки T_L і T_{II} . Тому для вирішення даних диференціальних рівнянь виконуємо ряд перетворень, враховуючи прийняті припущення. Використовуючи вирази (4.10) отримаємо:

$$T_L - T_{II} = C_0 \left[\sqrt{[X_L - X_2]^2 + [Y_L - Y_2]^2 - R^2} - \sqrt{[X_{II} - X_2]^2 + [Y_{II} - Y_2]^2 - R^2} \right] +$$

$$\begin{aligned}
+2C_0R\varphi_2 &= C_0\sqrt{X_L^2 + Y_L^2 - R^2 - 2X_LX_2 - 2Y_LY_2 + X_2^2 + Y_2^2} - \\
&- \sqrt{X_{II}^2 + Y_{II}^2 - R^2 - 2X_{II}X_2 - 2Y_{II}Y_2 + X_2^2 + Y_2^2} + 2C_0R\varphi_2 \Rightarrow \\
\Rightarrow T_L - T_{II} &= \\
= C_0 \left[\sqrt{X_{II}^2 + Y_{II}^2 - R^2} \sqrt{1 - \frac{2X_LX_2 + 2Y_LY_2 - X_2^2 - Y_2^2}{X_{II}^2 + Y_{II}^2 - R^2}} - \sqrt{1 - \frac{2X_{II}X_2 + 2Y_{II}Y_2 - X_2^2 - Y_2^2}{X_{II}^2 + Y_{II}^2 - R^2}} \right] + \\
+ 2C_0R\varphi_2 &
\end{aligned} \tag{4.20}$$

Використовуючи розкладання в ряд Тейлора [96] : $\sqrt{1 + \delta} = 1 + \frac{\delta}{2} + \dots$
обмежуючись першими двома числами отриманого ряду запишемо:\

$$\sqrt{1 + \delta} = 1 + \frac{\delta}{2} \tag{4.21}$$

Тоді вираз (4.20) можна представити у вигляді:

$$\begin{aligned}
T_L - T_{II} &= C_0 \left[\sqrt{X_{II}^2 + Y_{II}^2 - R^2} \left[\frac{2X_2[X_{II} - X_L] + 2Y_2[Y_{II} - Y_L]}{2[X_{II}^2 + Y_{II}^2 - R^2]} \right] \right] + 2C_0R\varphi_2 \Rightarrow \\
T_L - T_{II} &= \frac{2C_0X_{II}X_2}{X_{II}^2 + Y_{II}^2 - R^2} + 2C_0R\varphi_2
\end{aligned} \tag{4.22}$$

Аналогічно попередній методиці:

$$\begin{aligned}
T_L + T_{II} &= C_0 \left[\sqrt{[X_L - X_2]^2 + [Y_L - Y_2]^2 - R^2} + \sqrt{[X_{II} - X_2]^2 + [Y_{II} - Y_2]^2 - R^2} - \right. \\
&2\sqrt{X_{II}^2 + Y_{II}^2 - R^2} \left. \right] = -C_0 \frac{2[X_L + X_{II}]X_2 + [Y_L + Y_{II}]Y_2 - 2[X_2^2 + Y_2^2]}{2\sqrt{X_{II}^2 + Y_{II}^2 - R^2}} \Rightarrow \Rightarrow T_L + T_{II} = \\
&-C_0 \frac{2Y_{II}Y_2}{\sqrt{X_{II}^2 + Y_{II}^2 - R^2}} + C_0 \frac{X_2^2 + Y_2^2}{\sqrt{X_{II}^2 + Y_{II}^2 - R^2}}
\end{aligned} \tag{4.23}$$

Враховуючи, що другий доданок отриманого виразу малий, отримаємо
шукану залежність у вигляді:

$$T_L + T_{II} = \frac{2C_0Y_{II}Y_2}{\sqrt{X_{II}^2 + Y_{II}^2 - R^2}} \tag{4.24}$$

З урахуванням (4.20) і прийнятих припущень рівняння (4.19):

$$\ddot{X}_2 + \frac{1}{m_0} \left[C_X - \frac{2C_0X_{II}\sin\beta}{\sqrt{X_{II}^2 + Y_{II}^2 - R^2}} \right] X_2 = \frac{m_1 l_{12} \omega_1^2}{m_0} \sin \omega_1 t + \frac{1}{m_0} 2C_0R\varphi_2 \sin\beta \tag{4.25}$$

$$\ddot{\varphi}_2 = \left[-\frac{2C_0 X_{II} X_2}{\sqrt{X_{II}^2 + Y_{II}^2 - R^2}} - 2C_0 R \varphi_2 \right] \frac{R}{J_2} \Rightarrow \varphi_2 = -\frac{\ddot{\varphi}_2 J_2}{2C_0 R^2} - \frac{X_{II} X_2}{R \sqrt{X_{II}^2 + Y_{II}^2 - R^2}} \quad (4.26)$$

Тоді перетворюємо вираз (3.54) у вигляді :

$$\ddot{X}_2 + \frac{C_X}{m_0} X_2 = -\frac{m_1 l_{12} \omega_1^2}{m_0} \sin \omega_1 t - \frac{\varepsilon_2 J_2 \sin \beta}{R m_0}$$

Враховуючи дисипативні сили опору в системі, а також те, що при робочому натягу стрічки $\varphi_2 = 0 \Rightarrow \varepsilon_2 = 0$, отримаємо:

$$\ddot{X}_2 + \frac{C_X}{m_0} X_2 + \varphi_X \dot{X}_2 = \ddot{X}_2 + k_X^2 X_2 + \varphi_X \dot{X}_2 = \sin \omega_1 t [-A_1] \quad (4.27)$$

де L - характеристика демпфіруючих властивостей системи.

$k_X^2 = \frac{C_X}{m_0}$ - власна частота горизонтальних коливань системи

$$A_1 = \frac{1}{m_0} m_1 l_{12} \omega_1^2$$

Використовуючи методику, наведену в додатку, представляємо рішення рівняння (4.19) у вигляді:

$$X_2 = e^{-\frac{d_X}{2} t} [C_1 \cos \rho_1 t + C_2 \sin \rho_2 t] + \frac{A_1 [(\omega_1^2 - k_X^2) \sin \omega_1 t + \varphi_X \omega_1 \cos \omega_1 t]}{[\omega_1^2 - k_X^2]^2 + \varphi_X^2 \omega_1^2} \quad (4.28)$$

$$\text{Де } \rho_1 = \sqrt{k_X^2 - \frac{\varphi_X^2}{4}}, \quad C_1 = -\frac{\varphi_X A_1 \omega_1}{[\omega_1^2 - k_X^2]^2 + \varphi_X^2 \omega_1^2};$$

$$C_2 = \frac{v_{X0}}{\rho_1} + \frac{A_1 \omega_1 [\omega_1^2 - k_X^2] - \frac{1}{2} \varphi_X^2}{\rho_1 [(\omega_1^2 - k_X^2)^2 + \varphi_X^2 \omega_1^2]}$$

Аналогічно перетворюємо рівняння (4.15) і отримуємо:

$$\ddot{Y}_2 + \alpha_y Y_2 + k_y^2 Y_2 = A_1 \cos \omega_1 t - A_3 \quad (4.29)$$

$$\text{де } k_y^2 = \frac{1}{m_0} \left[\frac{2C_0 Y_{II} \cos \beta}{X_{II}^2 + Y_{II}^2 - R^2} \right]; \quad A_3 = \frac{1}{m_0} [m_0 q - C_y \delta_{CT}]$$

Рішенням даного виразу є рівняння:

$$Y_2 = e^{-\frac{d_X}{2} t} [C_3 \cos \rho_2 t + C_4 \sin \rho_2 t] + \frac{A_1 [\varphi_y \omega_1 \sin \omega_1 t - (\omega_1^2 - k_y^2) \cos \omega_1 t]}{[\omega_1^2 - k_y^2]^2 + \varphi_y^2 \omega_1^2} - \frac{A_3}{k_y^2} \quad (4.30)$$

$$\text{де } \rho_2 = \sqrt{k_y^2 - \frac{1}{4}\varphi_y^2}; C_3 = \frac{A_3}{k_y^2} + h + \frac{A_1[\omega_1^2 - k_y^2]}{[\omega_1^2 - k_y^2]^2 + \varphi_y^2 \omega_1^2};$$

$$C_4 = \frac{v_{y0}}{\rho_2} + \frac{\varphi_y A_3}{2\rho_2 k_y^2} + \frac{\varphi_y h}{2\rho_2} + \frac{\varphi_y A_1 \left[\frac{1}{2}[\omega_1^2 - k_y^2] - \omega_1^2 \right]}{\rho_2 [\omega_1^2 - k_y^2]^2 + \varphi_y^2 \omega_1^2}$$

Внаслідок розсіювання енергії вільні коливання вібростеми загасають і для усталеного режиму рівняння траєкторії руху приводного валу можна представити у вигляді:

$$X_2 = \frac{A_1[\omega_1^2 - k_x^2]}{[\omega_1^2 - k_x^2]^2 + \varphi_x^2 \omega_1^2} \sin \omega_1 t + \frac{A_1 \varphi_x \omega_1}{[\omega_1^2 - k_x^2]^2 + \varphi_x^2 \omega_1^2} \cos \omega_1 t \quad (4.31)$$

$$Y_2 = -\frac{A_1[\omega_1^2 - k_y^2]}{[\omega_1^2 - k_y^2]^2 + \varphi_y^2 \omega_1^2} \cos \omega_1 t + \frac{A_1 \varphi_y \omega_1}{[\omega_1^2 - k_y^2]^2 + \varphi_y^2 \omega_1^2} \sin \omega_1 t \quad (4.32)$$

Ввівши заміну:

$$\begin{aligned} \frac{A_1[\omega_1^2 - k_x^2]}{[\omega_1^2 - k_x^2]^2 + \varphi_x^2 \omega_1^2} &= A_{\text{ПХ}} \cos \varphi_x \\ \frac{A_1[\varphi_x \omega_1]}{[\omega_1^2 - k_x^2]^2 + \varphi_x^2 \omega_1^2} &= A_{\text{ПХ}} \sin \varphi_x \end{aligned} \quad (4.33)$$

перетворюємо рівняння (4.31):

$$X_2 = A_{\text{ПХ}} [\cos \varphi_x \sin \omega_1 t + \sin \varphi_x \cos \omega_1 t] = A_{\text{ПХ}} \sin[\omega_1 t + \varphi_x] \quad (4.34)$$

де $A_{X_2} = A_{\text{ПХ}} = A_{\text{КХ}}$ - амплітуда коливань контейнера і приводного валу вібратора

$$\varphi_x = \arctg \left[\frac{\alpha_x \omega_1}{\omega_1^2 - k_x^2} \right]$$

Використовуючи рівняння (4.33), після деяких перетворень одержимо рівняння амплітуди горизонтальних коливань:

$$A_{\text{ПХ}} = A_{\text{КХ}} = \frac{A_1}{\sqrt{[\omega_1^2 - k_x^2]^2 + \alpha_x^2 \omega_1^2}} = \frac{m_1 l_{12} \omega_1^2}{m_0 \sqrt{[\omega_1^2 - k_x^2]^2 + \alpha_x^2 \omega_1^2}} \quad (4.35)$$

Аналогічно отримуємо шукані вирази для вертикальних коливань:

$$Y_2 = A_{\text{ПУ}} \cos[\omega_1 t - \varphi_y] \quad (4.36)$$

$$\varphi_y = \arctg \left[\frac{\alpha_y \omega_1}{k_y^2 - \omega_1^2} \right] \quad (4.37)$$

$$A_{\text{ПУ}} = A_{\text{КУ}} = \frac{A_1}{\sqrt{[\omega_1^2 - k_y^2]^2 + \alpha_y^2 \omega_1^2}} \quad (4.38)$$

Тоді рівняння для результуючої амплітуди коливань елементів динамічного віброприводу:

$$A_{\Pi} = A_K = \sqrt{A_{\text{ПХ}}^2 + A_{\text{ПУ}}^2} = \frac{m_1 l_{12} \omega_1^2}{m_0} \sqrt{\frac{1}{[\omega_1^2 - k_x^2]^2 + \alpha_x^2 \omega_1^2} + \frac{1}{[\omega_1^2 - k_y^2]^2 + \alpha_y^2 \omega_1^2}} \quad (4.39)$$

4.4 Теоретичне обґрунтування режимних параметрів коливального процесу

Складові амплітудно-частотних характеристик виражаються чисельними значеннями та за допомогою складеної програми ЕОМ представляються графічним способом (рис. 4.3).

4.4.1. Кінематичні характеристики. Аналіз отриманих кривих показує, що:

- мінімальна частота обертання приводного валу, яка відповідає установленому режиму роботи вібромашини, дорівнює $80 \dots 90 \text{ с}^{-1}$;
- для установленного режиму роботи конвеєрної машини схема з комбінованим віброзбудженням дозволяє знизити амплітуду коливань приводного валу майже в 3 рази порівняно з силовою схемою;
- для установленного режиму при рівності силових параметрів вібрації у випадку комбінованого віброзбудження амплітуда коливань контейнера в 2 рази перевищує подібний параметр для динамічного віброприводу.

Вихідними параметрами для технологічного розрахунку вібраційної машини є параметри коливального процесу, необхідний час обробки продукції, амплітудно-силові характеристики віброзбуджувача, що визначаються, як правило, в процесі експериментального та теоретичного аналізу машини, а також робоча програма з виготовлення продукції.

Силовий аналіз віброконвеєрної технологічної машини розпочинаємо з визначення основних параметрів її пружної системи (рис. 4.4).

Так як пружні елементи підвіски та гнучка стрічка розташовується послідовно, то приведена жорсткість гнучкого зв'язку між верхньою опорою та віброзбуджувачем виражається за формулою:

$$C_{\text{ПР}} = \frac{2C_1 C_c}{C_c + C_1}, \quad (4.40)$$

де C_c – жорсткість гнучкої стрічки; C_1 – жорсткість пружної опори.

Використовуючи схему пружних зв'язків, що представлені на рис. 4.4, можна знайти статичний прогин елементів пружної системи.

Із умов забезпечення взаємного переміщення напрямної стрічки та дисків вібробуджувача при коливальному русі параметри верхньої опори мають вигляд:

$$R_{\text{ОП}} > m_2(g + y) \quad (4.41)$$

$$C_{\text{ПР}} > \frac{m_2(g + y)}{4(y_0 + \ddot{y} - \delta_{\text{СТ}})},$$

де $R_{\text{ОП}}$ – реакція верхньої опори; y_0 – початкова ордината пружного елемента; \ddot{y} – друга похідна вертикального переміщення у пружного елемента.

Вираз статичного прогину набуває вигляд:

$$\delta_{\text{СТ}} = \frac{G_0 - C_1(\delta_1 - \delta_2) - C_1(\delta_0 - \delta_3)}{C_{\text{ПР}}} \quad (4.42)$$

де δ_0, δ_3 – відповідна висота пружного елемента платформи до і після статичного деформування.

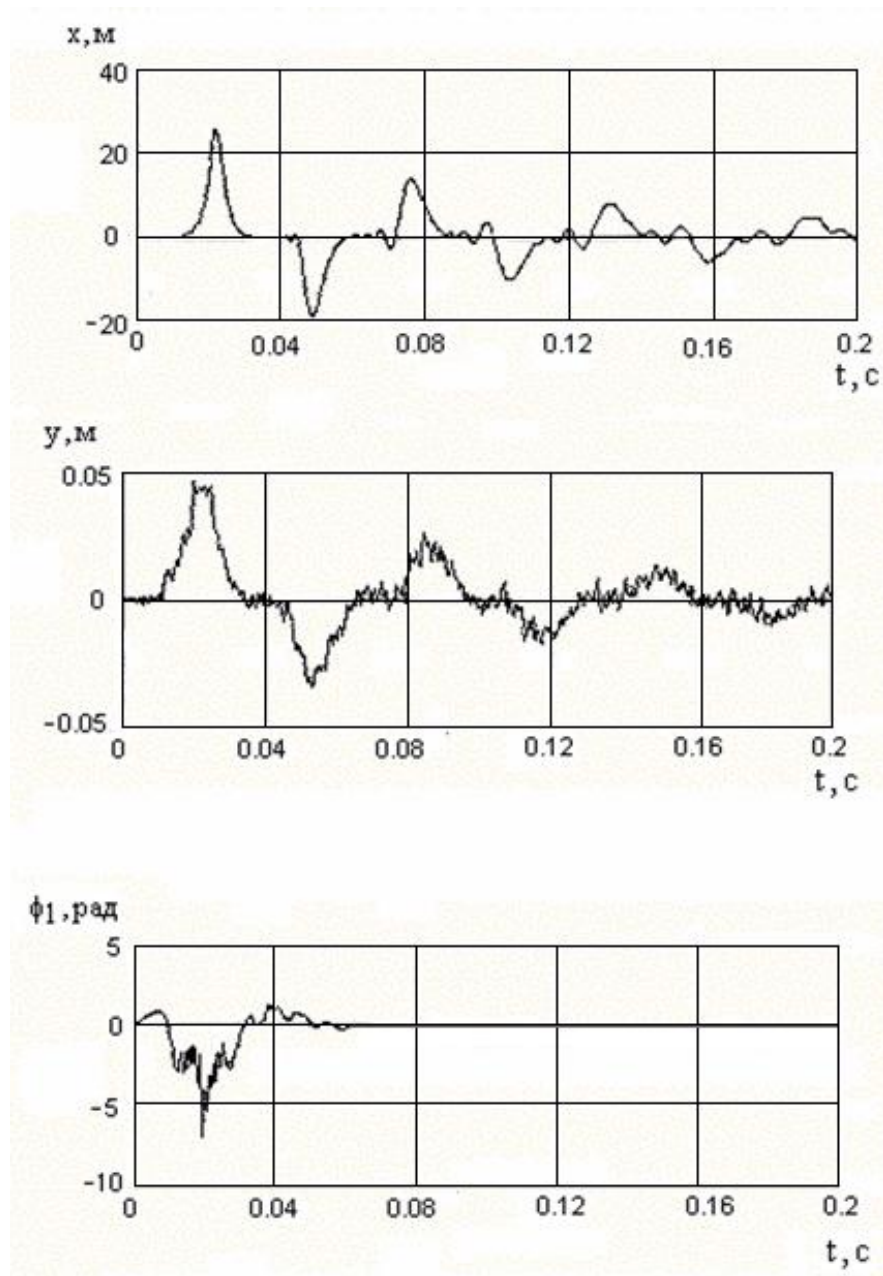


Рис. 4.3. Траєкторії руху виконавчих органів динамічного дебалансного віброприводу плоских коливань машини з гнучкою напрямною:
 X , Y – лінійні переміщення робочого контейнера; φ – кутове переміщення приводного валу; ω – кутове переміщення платформи.

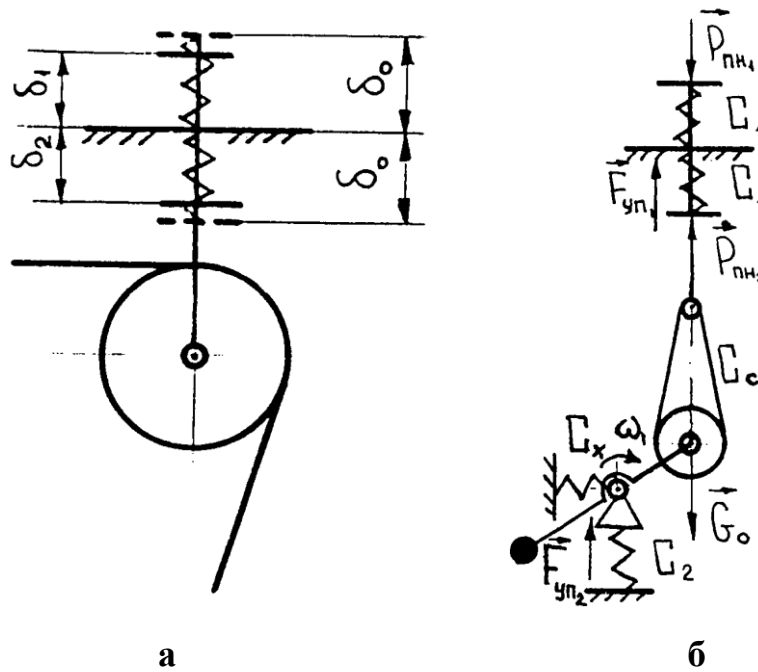


Рис. 4.4. Елементи пружної системи конвеєрної транспортно-технологічної вібромашини:

а – пружна підвіска; б – пружні елементи опорного вузла вібромашини;

в – розрахункова схема пружної системи конвеєрної вібромашини з механічним комбінованим віброзбудженням

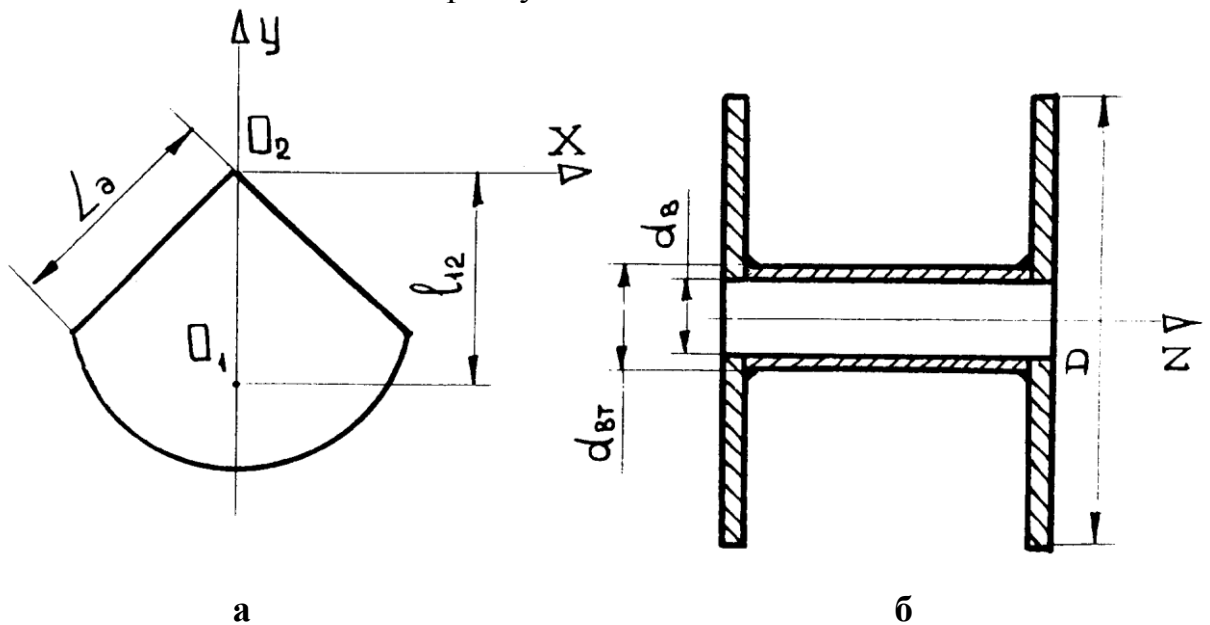


Рис. 4.5. Розрахункові схеми для визначення моментів інерції основних елементів досліджуваної конвеєрної транспортно-технологічної вібромашини: а – дебаланс; б – опорний коток з бічним диском.

Параметри пружної опори:

$$R_{OP} > m_2(g + \ddot{y});$$

$$C_{PP} > \frac{m_2(g + \ddot{y})}{4(y_0 - \delta_{CT} + y)} \quad (4.43)$$

В процесі дослідження геометричних параметрів машини для комбінованого способу генерації коливань були отримані наступні залежності:

$$tg\beta_{Л} = \frac{X_{PP\Pi}Y_{PPЛ} - R\sqrt{X_{PP\Pi}^2 + Y_{PP\Pi}^2 - R^2}}{R^2 - Y_{PPЛ}^2} \quad (4.44)$$

$$\begin{aligned} X_2 &= X_1 - I_{12} \sin \varphi_1 \\ Y_2 &= Y_1 + I_{12} \cos \varphi_1 \end{aligned}$$

на підставі яких можна знайти приведені координати:

$$\begin{aligned} X_{PP\Pi} &= X_{\Pi} - X_1 + I_{12} \sin \varphi_1; & X_{PPЛ} &= X_1 - X_{Л} - I_{12} \sin \varphi_1 \\ Y_{PP\Pi} &= Y_{\Pi} - Y_1 - I_{12} \cos \varphi; & Y_{PPЛ} &= Y_{Л} - Y_1 - I_{12} \cos \varphi_1 \end{aligned} \quad (4.45)$$

Серед сил, що діють в розглянутих вище коливальних системах, доцільно виділити змушуючу силу F , силу ваги P основних складових віброприводу та сили натягу T гнучкої стрічки, які саме і визначають закономірності руху елементів механізму.

Величини проекції змушуючої сили на вибрані осі координат F_X , F_Y та її амплітудне значення F складають для схеми з динамічним віброзбудженням:

$$\begin{cases} F_X = m_1 I_{12} \omega_1^2 \sin \omega_1 t \\ F_Y = m_1 I_{12} \omega_1^2 \cos \omega_1 t, \\ F = m_1 I_{12} \omega_1^2 \end{cases} \quad (4.46)$$

де ω_1 – кутова швидкість обертання приводного валу віброзбуджувача;
 I_{12} – відстань між віссю приводного валу та центром маси m_1 , тобто інерційного елемента;
 t – текуче значення часу.

Силу натягу гнучкої стрічки T_C можна виразити через сумарну деформацію гнучкого зв'язку I та його приведену жорсткість C_{PP} .

$$T_C = IC_{PP} \quad (4.47)$$

Для динамічного віброприводу даної конвеєрної машини сумарна деформація стрічки та пружного елемента верхньої опори в текучий момент часу складає (відповідно для лівої та правої гілки):

$$\begin{aligned} I_{\text{Л}} &= O_{\text{Л}} O_{\text{КЛ}} - O_{\text{Л}} O_{\text{КЛО}} + R_2 \varphi_2 = \\ &= \sqrt{(X_{\text{Л}} - X_2)^2 + (Y_{\text{Л}} - Y_2)^2 - R^2} - \sqrt{X_{\text{Л}}^2 + Y_{\text{Л}}^2 - R^2} + R \varphi_2 \end{aligned} \quad (4.48)$$

$$\begin{aligned} I_{\text{П}} &= O_{\text{П}} O_{\text{КП}} - O_{\text{П}} O_{\text{КПО}} - R_2 \varphi_2 = \\ &= \sqrt{(X_{\text{П}} - X_2)^2 + (Y_{\text{П}} - Y_2)^2 - R^2} - \sqrt{X_{\text{П}}^2 + Y_{\text{П}}^2 - R^2} + R \varphi_2 \end{aligned} \quad (4.49)$$

Складова $R\varphi_2$ враховує поворот бічних дисків опорних котків вібробуджувачів на кут φ_2 .

Сили натягу лівої та правої гілок стрічки можна представити тоді у вигляді:

$$T_{\text{Л}} = C_{\text{ПР}} \left[\sqrt{X_{\text{ПР.Л}}^2 + Y_{\text{ПР.Л}}^2 - R^2} - \sqrt{Y_{\text{Л}}^2 + Y_{\text{Л}}^2 - R^2} + R \varphi_2 \right] \quad (4.50)$$

$$T_{\text{П}} = C_{\text{ПР}} \left[\sqrt{X_{\text{ПР.П}}^2 + Y_{\text{ПР.П}}^2 - R^2} - \sqrt{Y_{\text{П}}^2 + Y_{\text{П}}^2 - R^2} + R \varphi_2 \right] \quad (4.51)$$

При визначенні моментів інерції необхідно виділити основні елементи, що визначають структуру та функціонування розглянутих схем віброприводів, а саме: контейнер, який містить бічні диски та втулку, що їх з'єднує в єдиний вузол; приводний вал; підшипникові опори дисків та валу; дебаланси та технологічне завантаження. При розрахунку моментів інерції даних елементів по можливості зводимо їх до фігур з простою геометричною формою, для яких використовуються наступні залежності:

$$J_{\text{В}} = \frac{1}{8} m_{\text{В}} d_{\text{В}}^2 \quad (4.52)$$

$$J_{\text{П1}} = \frac{1}{8} m_{\text{П1}} [D_{\text{П1}}^2 + d_{\text{П1}}^2] \quad (4.53)$$

$$J_{\text{П2}} = \frac{1}{8} m_{\text{П2}} [D_{\text{П2}}^2 + d_{\text{П2}}^2] \quad (4.54)$$

де $m_{\text{П1}}$, $m_{\text{П2}}$ – відповідно маси приводного вала, його опорних вузлів та підшипникових опор контейнера;

$d_{\text{В}}$ – діаметр приводного вала;

$d_{\Pi 1}$, $d_{\Pi 2}$, $D_{\Pi 1}$, $D_{\Pi 2}$ – відповідно внутрішні та зовнішні діаметри опорних вузлів приводного вала та контейнера;

Останні два параметри можна виразити таким чином:

$$D_{\Pi}^2 = \frac{4m_{\Pi}}{\pi\gamma_{\Pi}I_{\Pi}} + d_{\Pi}^2 \quad (4.55)$$

де γ_{Π} – середня об'ємна вага матеріалу підшипникового вузла;

I_{Π} – довжина підшипникової опори.

При розрахунку моменту інерції технологічного завантаження вважаємо, що дане середовище являє собою суцільне тіло з об'ємною вагою, що займає в робочій зоні певний об'єм V_3 .

$$J_{3AB} = m_{3AB} \frac{F_B Y'_C}{F_H}, \quad (4.56)$$

де $m_{3AB} = V_3\gamma_3$ - маса технологічного завантаження;

$$Y'_C = \frac{4R \sin^3 \alpha}{3 \left(\frac{\pi\alpha}{90} - \sin 2\alpha \right)} - \text{ордината центра ваги верхнього сектору};$$

$$F_B = \frac{1}{2} R^2 \left(\frac{\pi\alpha}{90} - \sin 2\alpha \right) - \text{площа перерізу верхнього сектору};$$

$$F_H = \Pi(R^2 - r^2) - \frac{R^2}{2} \left(\frac{\pi\alpha}{90} - \sin 2\alpha \right) - \text{площа перерізу нижнього сектору}.$$

Дебаланси в даній конвеєрній вібраційній машині являють собою тіла, що мають переріз у вигляді колового сектору (рис. 3.31, а). На підставі розглянутих вище розрахункових методик шукані параметри даних елементів виражаються:

$$\begin{aligned} m_C &= \theta L^2 \delta_C \gamma_C \\ S_C &= \frac{2}{3} L^3 \delta_C \gamma_C \sin \theta \\ J_C &= \frac{1}{2} m_C L^2 \end{aligned} \quad (4.57)$$

де m_C – маса секторного елемента (дебалансів); S_C – статичний момент

маси секторного елемента; J_C – момент інерції секторного елемента; γ_C, δ_C – відповідно об’ємна маса та товщина секторного елемента; L – твірна сектора; θ – половина центрального кута сектора; I_{12} – ордината центра ваги.

4.4.2. С и л о в і т а е н е р г е т и ч н і х а р а к т е р и с т и к и . Використовуючи отримані рівняння були сформульовані залежності для основних параметрів досліджуваного дебалансного віброзбуджувача [140, 141].

Амплітудно-частотні та енергетичні характеристики машини з гнучким контейнером та динамічним приводом представлені наступним чином.

Абсолютна амплітуда коливань робочих органів віброзбуджувача

$$A = m_0^{-1} m_1 \ell_{12} \omega_1^2 \sqrt{\left[(\omega_1^2 - k_x^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_1^2 \right]^{-1} + \left[(\omega_1^2 - k_y^2)^2 + \alpha_y^2 \omega_1^2 \right]^{-1}} \quad (4.58)$$

Потужність приводу машини

$$N_{np} = m_1 \ell_{12} \omega_1^2 \eta_{np}^{-1} \left[0,5 d_y \mu + m_1 \ell_{12} \omega_1^3 \cdot m_0^{-1} \sqrt{\left[\frac{(\omega_1^2 - k_x^2) \cos \omega_1 t - \alpha_x \omega_1 \sin \omega_1 t}{(\omega_1^2 - k_x^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_1^2} \right]^2 + \left[\frac{(\omega_1^2 - k_y^2) \sin \omega_1 t + \alpha_y \omega_1 \cos \omega_1 t}{(\omega_1^2 - k_y^2)^2 + \alpha_y^2 \omega_1^2} \right]^2} \right] \quad (4.59)$$

Навантаження на опорні вузли приводного валу

$$F_{н.з.р} = m_1 \ell_{12} \omega_1^4 \sqrt{\left[\frac{(k_x^2 - \omega_1^2) \sin \omega_1 t - \omega_1 \alpha_x \cos \omega_1 t}{(\omega_1^2 - k_x^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_1^2} \right]^2 + \left[\frac{(\omega_1^2 - k_y^2) \cos \omega_1 t - \alpha_y \omega_1 \sin \omega_1 t}{(\omega_1^2 - k_y^2)^2 + \alpha_y^2 \omega_1^2} \right]^2} \quad (4.60)$$

Енергія руху коливних мас віброприводу

$$E_{кол} = 0,5 m_0^{-1} m_1^2 \ell_{12}^2 \omega_1^6 \left[\left[\frac{(\omega_1^2 - k_x^2) \cos \omega_1 t - \alpha_x \omega_1 \sin \omega_1 t}{(\omega_1^2 - k_x^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_1^2} \right]^2 + \left[\frac{(\omega_1^2 - k_y^2) \sin \omega_1 t - \alpha_y \omega_1 \cos \omega_1 t}{(\omega_1^2 - k_y^2)^2 + \alpha_y^2 \omega_1^2} \right]^2 \right] \quad (4.61)$$

Таким чином, в ході дослідження динаміки конвеєрної вібромашини були отримані кінематичні, силові та енергетичні характеристики: динамічного дебалансного віброприводу (рис. 4.6), що дозволяє витрати ефективні режими роботи вібраційної установки з міркувань забезпечення

найбільш інтенсивного режиму передачі інерційного імпульсу при помірних енерговитратах. Отримуваний інерційний режим має надати потрібний хвильовий рух стрічці та визначається амплітудно-частотними та силовими характеристиками обох віброзбуджувачів, які агрегатовані в опорних котках конвеєрної вібромашини.

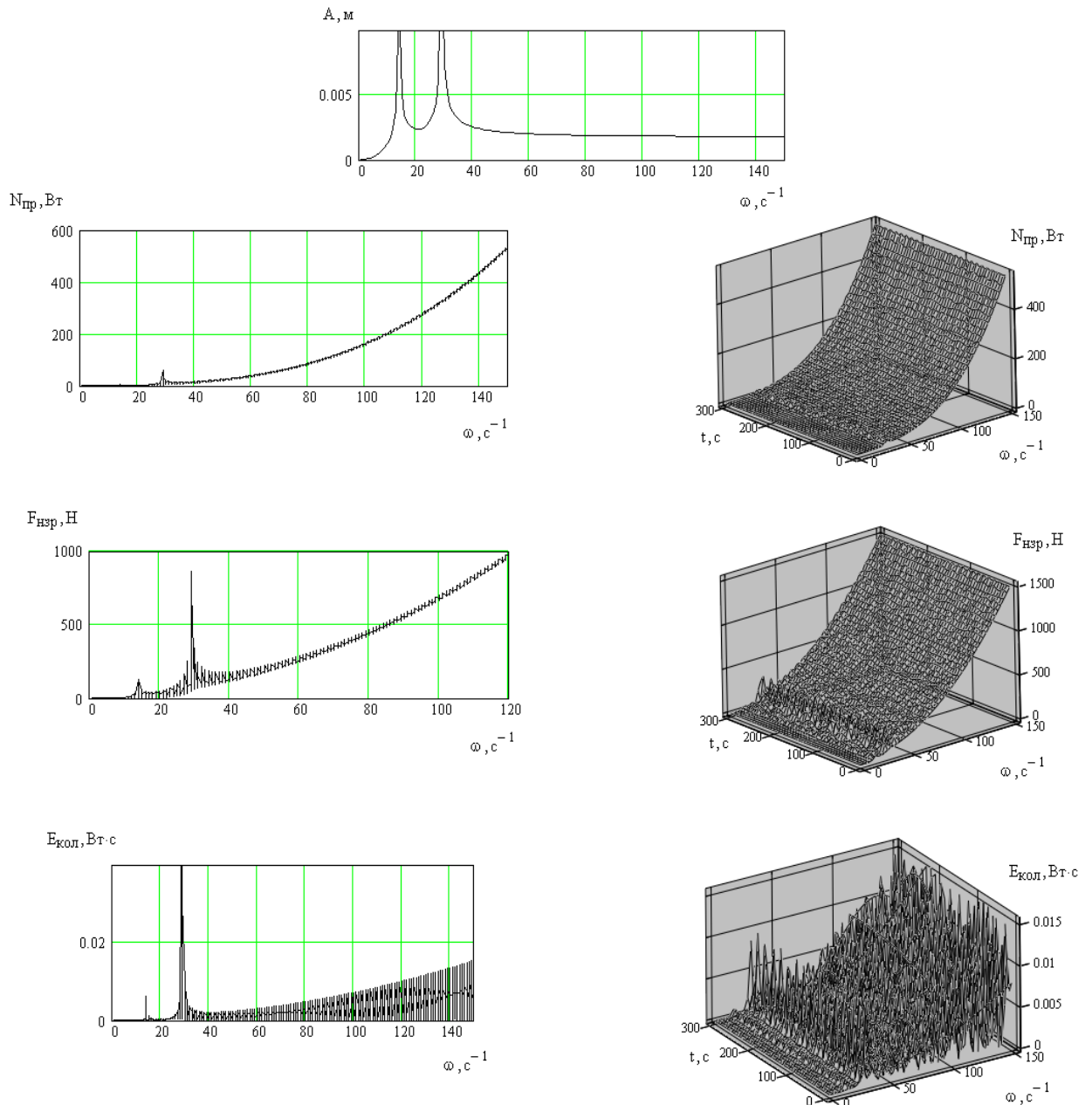


Рис. 4.6. Амплітудно-частотні ($f = A(\omega)$), силові ($f = F_{\text{нзр}}(\omega, t)$) та енергетичні ($f = N_{\text{пр}}(\omega, t)$), $E_{\text{кол}}(\omega, t)$ характеристики дебалансного динамічного віброприводу машини з гнучким або деформованим транспортуючим органом:

A – амплітуда коливань робочого контейнера;

$N_{\text{пр}}$ – потужність приводу;

$F_{\text{нзр}}$ – незрівноважені зусилля, що навантажують опорні вузли;

$E_{\text{кол}}$ – енергія коливальних мас.

1.1.1.1.5.1 РОЗДІЛ 5

1.1.1.1.5.2 КОНСТРУЮВАННЯ ЖОМОПРЕСУЮЧОГО ОБЛАДНАННЯ ТА ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗРОБОК

5.1 Розрахунок основних техніко-економічних параметрів розробленої машини

5.1.1 Складання балансу часу технологічного процесу. Загальний час роботи технологічної машини на протязі одної зміни можна розділити на цикловий та позацикловий час. Цикловий час – є структурна складова експлуатаційного часу виробничого обладнання, яка циклічно повторюється та характеризує основну технологічну дію на продукцію. Позацикловий – є час, необхідний для підготовки основного циклу обробки; який містить час на підготовку обладнання до експлуатації та робочого місця до та після змінного часу тобто на реалізацію підготовчо-заклучних операцій $t_{п.з.}$, на простої через несправності або регульовальні роботи $t_{пр}$, на відновлення працездатності обслуговуючого персоналу або так званий , фізіологічний час $t_{ф}$.

Таким чином, можна записати, що

$$T_{з.м.} = T_{ц.} + T_{п.ц.} \quad (5.1)$$

де $T_{з.м.}$ – час робочої зміни , який приймаємо :

$$T_{з.м.} = 8 \text{ год}$$

$T_{ц.}$ – цикловий час ;

$T_{п.ц.}$ – позацикловий час.

Цикловий час можна розрахувати як

$$T_{ц.} = t_{ц.} \times П_{ц.} \quad (5.2)$$

де $t_{ц.}$ – час одного циклу обробки ;

$П_{ц.}$ – кількість робочих циклів.

Дані складові можна визначити за формулами

$$t_{ц.} = t_p + t_x$$

(5.3)

де t_p – робочий час , коли відбувається безпосередня обробка продукції ;

t_x – холостий час , тобто час на реалізацію завантажувально-розвантажувальних операцій :

$$t_x = t_{зав.} + t_{роз.}$$

(5.4)

де $t_{зав.}$ – час на завантаження продукції ,

$t_{роз.}$ – час на розвантаження продукції.

На основі експериментальних досліджень приймаємо , що $t_p = 0,5$ хв. ; $t_x = 1$ хв.

Тоді $t_{ц.} = 1 + 0,5 = 1,5$ хв.

Позацикловий час становить

$$T_{п.ц.} = t_{п.з} + t_{ф.} + t_{пр}$$

(5.5)

Приймаємо $t_{п.з} = 10$ хв ; $t_{ф.} = 60$ хв ; $t_{пр} = 398$ хв.

Тоді $T_{п.ц.} = 10 + 60 + 398 = 468$ хв.

Використовуючи формули (4.1) та (4.2) кількість циклів становить

$$П_{ц.} = T_{з.м.} - T_{п.ц.} / t_{ц.} = 8 \times 60 - 468 / 1,5 = 8$$

5.1.2 Розрахунок продуктивності машини. Продуктивність машини за один цикл роботи можна визначити за формулою

$$\Pi_{ц} = 60 \times V_{з} \times \rho_{п} / t_{ц} = 60 \times 0,21 \times 900 / 1,5 = 7560 \text{ кг/год}$$

(5.6)

для базової машини означений параметр складає $\Pi_{ц'} = 60 \times 0,15 \times 800 / 2 = 3600 \text{ кг/год}$

де $\rho_{п}$ – густина продукції :

для суміші , що обробляється $\rho_{п} = 900 \text{ кг/м}^3$

$t_{ц} = 1,5 \text{ хв}$

$V_{з}$ – об'єм завантаження у робочій ємкості :

$$V_{з} = V \times \varphi = 0,3 \times 0,55 = 0,165$$

(5.7)

де $\varphi = 0,55$ – коефіцієнт завантаження робочої ємкості ;

V – геометричний об'єм робочого контейнера , який можна розрахувати за формулою

$$V = \Pi \times (D^2 - d^2) / 4 \times L = 3,14 \times (0,7^2 - 0,06^2) \times 1,0 / 4 = 0,38 \text{ м}^2$$

(5.8)

де $D = 0,7$ – діаметр бічної стінки робочого барабану , м.

$$700 \text{ мм} = 0,7 \text{ м}$$

d – діаметр приводного валу , $d=60 \text{ мм} = 0,06 \text{ м}$

L – довжина робочого контейнера, м ; $1000 \text{ мм} = 1,0 \text{ м}$

Тоді $\Pi_{ц} = 60 \times 800 \text{ кг/м}^3 \times 0,21 / 1,5 \text{ хв} = 6720 \text{ кг}$, $\Pi_{год.} = 3360 \text{ кг/год}$.

$\Pi_{год.} = \Pi_{ц} / K_v$, де K_v – коефіцієнт коректування робочого об'єму.

Змінна продуктивність технологічної машини становить

$$\Pi_{зм.} = 3600 \times 8 = 28800$$

$$\Pi_{зм.} = \Pi_{ц} \times n_{ц} = 60480 \text{ кг/год}$$

(5.9)

5.1.3 Розрахунок витрат потужності на привод технологічної машини. Загальні витрати потужності на привод $N_{пр}$ машини визначаються за формулою

$$N_{пр} = N \times K_3 / \eta$$

(5.10)

де N – технологічна потужність машини, тобто потужність, що

витрачається на безпосередню обробку продукції;
 K_3 – коефіцієнт запасу потужності, який враховує необхідність здолання пускових навантажень та короточасних позавантажень при роботі машини.

Орієнтовно можна прийняти $K_3 = 1,25 \dots 1,5$.

η – к.к.д. приводу, який визначаємо в залежності від кінематичної схеми технологічної машини та її приводу [22]:

$$\eta = \eta_{м.ч.} \times \eta_{м} \times \eta_{п.з.} = 0,93$$

(5.11)

де $\eta_{м.ч.}$ – к.к.д. механічної передачі; $0,92 - 0,96$
 $\eta_{м}$ – к.к.д. з'єднувальної муфти; $\eta_{м} = 0,99$
 $\eta_{п}$ – к.к.д. підшипникових вузлів; $\eta_{п} = 0,995$
 z – кількість підшипникових опор в машині.

Технологічна продуктивність розробленої машини містить

$$N = N_1 + N_2 + N_3$$

де N_1 – потужність, що необхідна для обертання привідного

валу вібробуджувача;

N_2 – потужність, що необхідна для обертання лопатевого валу;

N_3 – потужність, що витрачається на здолання сил тертя

та

налипання продукції в робочій ємкості.

Дані складові можна розрахувати за слідуючою методикою

$$N_1 = N_{f_{\max}} + N_{\text{тер}} = 1025,7 \text{ Вт} \quad (5.12)$$

де $N_{f_{\max}}$ – потужність максимальної змушуючої сили
 $N_{\text{тер}}$ – потужність на здолаття сил тертя в опорних вузлах віброприводу.

Потужність максимальної змушуючої сили визначається

$$N_{f_{\max}} = F_{\max} \cdot \omega_1 = 929 \text{ Вт} \quad (5.13)$$

де F_{\max} – величина максимальної змушуючої сили, що утворюється при обертанні приводного валу віброзбуджувача

$\omega_1 = \pi \times n_1 \times 1500 / 30 = 157$ – кутова швидкість обертання приводного валу віброзбуджувача.

r_1 – радіус приводного валу вібропривода, $r = 0,012$.

Частоту обертання приводного валу приймаємо $n_1 = 1500$ об/хв.

Затрати потужності на тертя можна визначити за формулою

$$N_{\text{тер}} = M_{\text{тер}} \times \omega_1 = 0,5 \times F_{\max} \times d_{\text{ц}} \times f_{\text{к}} \times \omega_1 = 106,42 \text{ Вт} \quad (5.14)$$

де $M_{\text{тер}} = 0,5 \times F_{\max} \times d_{\text{ц}}$ – момент сил тертя ;

$d_{\text{ц}}$ – діаметр цапфи, на який посаджений підшипник ; $d_{\text{ц}} = 0,05$ м

$f_{\text{к}}$ – коефіцієнт тертя, в підшипниках кочення; $f_{\text{к}} = 0,05$ м

Потужність, що необхідна для обертання лопатевого валу, можна визначити за формулою

$$N_2 = M_2 \times \omega_2 = 212 \text{ Вт} \quad (5.15)$$

де M_2 – крутний момент на лопатевому валу ;

$\omega_2 = \pi \times n_2 / 30$ – кутова швидкість обертання лопатевого

валу ; $\omega_2 = 10,6$

Використовуючи дані експериментальних досліджень, можна прийняти, що $M_2 = 20 \text{ Н} \times \text{м} ; \quad \dot{n}_2 = 1000 \text{ об/хв.}$

Потужність на здолаття сил тертя та налипання у робочій ємкості можна визначити як

$$N_3 = (F_{\max} + P_n \times S) \times f \times A \times \omega_1 = 37,8 \text{ Вт} \quad (5.16)$$

де P_n – липкість продукції , яку можна прийняти в межах :

$$P_n = (2 \dots 5) \text{ Н/ м}^2 ;$$

S – площа контакту продукції з внутрішньою поверхнею

робочого контейнера

$$S = \pi \times L \times D = 3,14 \times 0,7 \times 0,95 = 2,088$$

f - коефіцієнт тертя продукції з поверхнею робочого барабану : $f = 912$

A – амплітуда коливання робочого контейнера : $A = 4 \text{ мм}$

$$\text{Тоді} \quad N_{\text{пр.}} = (N_1 + N_2 + N_3) \times k_3 / 2 = 1,8 \text{ кВт}$$

При використанні механізму вільного ходу в схемі машини: $N_2=0$

5.2 Визначення основних експлуатаційних витрат при роботі технологічної машини

Серед основних експлуатаційних витрат розробленої технологічної машини можна відзначити витрати на виготовлення машини, енерговитрати при її роботі та витрати на заробітню платню обслуговуючому персоналу. Витрати на виготовлення технологічної машини становлять:

$$Z_{\text{виг.}} = C_v \times E_n = 6000 \quad (5.17)$$

де C_v – вартість технологічної машини , яка

становить $C_b = 40\,000$ грн

E_n – нормативний коефіцієнт капітальних вкладень :

$$E_n = 0,15$$

Тоді $Z_{\text{виг.}} = 7500 \text{ грн} = 6000$

Річні енерговитрати при експлуатації даної машини складають

$$Z_{\text{ен.}} = N_{\text{пр.}} \times t_{\text{р.зм.}} \times n_{\text{з.м.}} \times n_{\text{р}} = 6037,2 \text{ кВт} \times \text{год.}$$

(5.18)

де $t_{\text{р.зм.}}$ – робочий час одної зміни ,

$n_{\text{з.м.}}$ – кількість змін: $n_{\text{з.м.}} = 2$;

$n_{\text{р}}$ – кількість робочих днів на рік : $n_{\text{р}} = 258$

Робочий час одної зміни можна розрахувати за формулою

$$t_{\text{р.зм.}} = T_{\text{зм.}} - t_{\text{пц.}} = 8 - 1,5 = 6,5 \text{ (год)}$$

Тоді $Z_{\text{ен.}} = 6037,2$

Річні витрати на заробітню платню обслуговуючому персоналу становлять

$$Z_{\text{зп.}} = Z_{\text{зпм.}} \times n_{\text{м.}} \times n_{\text{пр.}} = 450 \cdot 12 \cdot 2 = 10800$$

(5.19)

де $Z_{\text{зпм.}}$ – місячна заробітна платня працівникам ,

обслуговуючим технологічну машину : $Z_{\text{зпм.}} = 450$ грн

$n_{\text{пр.}}$ – кількість обслуговуючого персоналу : $n_{\text{пр.}} = 2$

$n_{\text{м.}}$ – кількість місяців на рік : $n_{\text{м.}} = 12$

Тоді $Z_{\text{зп.}} = 6480$

Таким чином, загальні експлуатаційні витрати технологічної машини складають

$$Z = Z_{\text{виг.}} + Z_{\text{ен.}} \times C_{\text{ен.}} + Z_{\text{зп.}} = 6000 + 6037,2 \cdot 0,27 + 10800 = 18430$$

грн.

$$C_{\text{ен.}} = 0,27 \text{ грн./кВт} \cdot \text{год}$$

Аналогічно розраховуємо загальні експлуатаційні витрати для базової, технологічної машини, вважаючи, що

$$N_{\text{пр.}} = 7,7 \text{ кВт}, \quad C_{\text{в}} = 150000 \text{ грн}$$

Відповідні техніко-економічні параметри для базового технологічного оснащення складають [15].

$$\text{Тоді} \quad Z' = Z'_{\text{виг.}} + Z'_{\text{ен.}} \times C_{\text{ен.}} + Z'_{\text{зп.}} = 51073 \text{ грн.}$$

$$Z'_{\text{ам.}} = 150000 \times 0,15 = 22500 \text{ грн}$$

$$Z'_{\text{ен.}} = 7,7 \times 6,5 \times 2 \times 258 \times 0,27 = 6973 \text{ грн}$$

$$Z'_{\text{зп.}} = 450 \times 2 \times 12 = 10800 \text{ грн.}$$

5.3 Оцінка ефективності приведених у проєкті розробок

Аналіз техніко-економічних показників роботи досліджуваної схеми мийно-очисної машини та базового обладнання, показав, що в результаті приведених розробок має місце економічний ефект від збільшення продуктивності машини та, зменшення енерговитрат при її експлуатації.

$$E = E_1 + E_2$$

де E – загальний економічний ефект;

E_1 – економічний ефект від збільшення продуктивності досліджуваної машини;

E_2 - економічний ефект від зменшення енерговитрат при експлуатації даної машини.

Дані складові для розроблюваного обладнання визначаємо наступним чином

$n'_{\text{р}} = n_{\text{з.м.}} \times n_{\text{р}} / n'_{\text{з.м.}} \times K_{\text{в}}$ (Кількість днів роботи для розроблюваної машини, що економиться внаслідок збільшення продуктивності)

Розрахунок здійснюється за умови виконання розроблюваною машиною об'єма робіт, що виконується базовим обладнанням.

$n'_{\text{з.м.}}$ – змінна продуктивність промислової мийно-очисної

машини : $\Pi'_{з.м.} = 2400$ кг/зм

$K_V = V_3 / V'_3$ – коефіцієнт коректування робочого об'єму досліджуваної вібромашини для змоги реалізації порівняльного аналізу.

V'_k – робочий об'єм контейнера базової машини : $V'_{k=0,15\text{м}^3}$

V'_3 – об'єм завантаження у робочій камері базової

машини : $V'_3 = V' \times \varphi' = 0,15 \times 0,55 = 0,0825$

V' - об'єм робочої камери базової машини : $V' = 0,15\text{м}^3$

$\varphi' = 0,5 \dots 0,6$ – коефіцієнт заповнення робочої камери

Тоді $E_1 = (3780 - 2400) \times 2 \times (258 - 122,8) / 12 = 31096$ грн
(5.21)

$E_2 = (Z'_{ен.} - Z_{ен.}) \times C_{ен.}$

де $C_{ен.}$ – вартість 1 кВт × год електроенергії, $C_{ен.} = 0,27$ грн./кВт·год

$E_2 = (6973 - 6037,2) \times 0,27 = 252,7$ грн
(5.22)

Таким чином , загальний економічний ефект від приведених розробок складає

$$E = E_1 + E_2 = 31096 + 252,7 = 31348,7$$

Тоді срок окупності при впровадженні розробленого змішувача становить

$$T_{ок.} = Z/H = \frac{18430}{31348,7} = 0,6$$

Отримані техніко-економічні параметри для базового та розроблюваного обладнання заносимо у таблицю 6.1

Таблиця 5.1 – Техніко-економічна ефективність проекту

№ п/п	Показники	Розробленої машини	Базової машини	Відхилення +,-
1	Продуктивність машини, кг/год	3780	2400	1380
2	Загальні експлуатаційні витрати, грн	18430	51073	32643
3	Ефект від збільшення продуктивності E_1 , грн	31096	-	-
4	Ефект від економії енерговитрат E_2 , грн	252,7	-	-
5	Загальний економічний ефект E , грн	31348,7	-	-
6	Срок окупності $T_{ок.}$, роки	0,6	-	-

5.4 Характеристика процесу та обладнання для відтискування рідкої або плинної фракції

Віджимання рідини від твердої решти внаслідок дії зовнішнього тиску використовується у двох випадках:

- коли рідина являє більшу цінність ніж залишок (сік, масло з рослинницької та тваринницької продукції, жир тощо);
- коли наявність рідини у твердій фазі зменшує цінність останнього (вода у жомі, рідка фракція у м'ясній сировині тощо).

Даний процес супроводжується виділенням рідкої або текучої фракції та зменшенням як маси, форми так і об'єму продукції, що обробляється тиском. При цьому з матеріалу продукта видаляють здебільшого рідину, що має механічний або структурний зв'язок з твердим залишком. М'ясожирова сировина, зокрема, у структурному плані являє собою складну колоїдно-

дисперсну систему з розвинутою та значною по величині поверхнею. Це накладає певні особливості на процес обробки тиском даної продукції.

Крім того, на процес відтискання впливають певні фізико-механічні властивості складових продукції. Так, використовуючи здатність мускульної тканини (мускульних клітин) виділятися з м'язів при односторонньому зтисканні м'яса, доцільно для певних випадків здійснювати за рахунок пресування процеси виділення із м'яса змеднувальної тканини (жиловка), сортуванні його, а також при обвалюванні м'ясних відрубів. Також різна адсорбційна здатність води та складових продукції використовується в процесах виділення жиру із вишкварка (відзначено Петровським та Кулешовим у 1941 році), отримання масла з олійних культур (відзначено Голдовським у 1937 році). Однак додавання води раціонально застосовувати в процесах відтискання продукції, що не має у своєму складі клейдаючих речовин. Останні при реалізації даного процесу створюють таку масу, що при пресуванні погано віддає рідину.

При реалізації процесу пресування рідина починає виділятися тоді, коли зовнішня дія буде превалювати над силами опору структури матеріалу продукції. Як правило, на початковій стадії процесу виділяється максимальна частина рідини. Далі швидкість виділення спадає, а в подальшому витіснення рідкої або текучої фракції припиняється. Мінімальна кількість відпресованої рідини, що міститься у залишку, за даних технологічних умов, служить критерієм оцінки процесу відтискання та називається рівноважною вологістю або жирністю.

Рідина, що відтискується в процесі пресування, повинна пройти, як правило, складний шлях в масі матеріалу по системі капілярів, величина перерізу яких змінюється при обробці продукції тиском. Тому для даного процесу мають місце явища, які властиві процесу фільтрації та описуються рівнянням Пуазейля для руху рідини у капілярах:

$$V = \frac{\pi p r^4 n S t}{8 \nu_g l} \quad (5.23)$$

де V – об’єм рідини, що протікає за час t , м^3 ; p - втрати тиску у капілярах, Па ; r - радіус капіляру, м ; n - кількість капілярів на одиницю площі шару матеріалу; ν_g - динамічна в’язкість рідини, $\text{Па}\cdot\text{с}$; l - довжина капіляру, м ;

Із рівняння (5.23) видно, що для прискорення процесу обробки продукції тиском можна збільшити тиск пресування, зменшити товщину шару матеріалу, що підлягає обробці або нагріти продукт з метою зменшення в’язкості рідини. Проте явище відтискання більш складне ніж явище руху рідини у капілярі. Так для віджимання рослинного масла запропоновано рівняння наступного вигляду:

$$W = C W_0 \frac{\sqrt{P} \sqrt{t}}{\nu^a} \quad (5.24)$$

де W, W_0 - вміст масла відповідно наприкінці та на початку процесу обробки, %; ν - кінематична в’язкість масла, $\text{м}^2/\text{с}$; a, C - показники, що залежать від виду масла та матеріалу.

Крім того, рівноважна вологість залежить від об’єму матеріалу, так від об’єму матеріалу, так і від послідовності прикладання зовнішньої дії.

Тиск, що сприймає маса продукції, згідно визначенню професора Горсєванова складає:

$$P = P_p + P_T$$

де P_p - тиск, що сприймається рідиною, P_T - тиск, що сприймається твердою фазою або скелетом матеріалу продукції.

Коли на початковий момент відводу рідини її рух буде ламінарним та з постійним коефіцієнтом швидкості, то тиск, що сприймається рідиною на початку процесу обробки, становить:

$$P_p = \frac{AC}{t^b} \quad (5.25)$$

де А, b - постійні, що залежать від виду матеріалу (таблиця 5.2), $C = \frac{dV}{dx}$ - градієнт швидкості руху рідини, c^{-1} .

Тиск, що сприймається твердою фазою, залежить від степені тиску:

$$P_T = E_1 P = \frac{P^2}{E} \quad (5.26)$$

де E_1 - відносне стискання матеріалу у замкненому об'ємі; E - модуль пружності фази при стисканні, що залежить від складу, вологості, жирності та температури сухого залишку.

Для жирової сировини постійні складові рівняння (5.24) представлені у таблиці 5.2.

Крім того, для процесу віджимання жиру тиск пресування складає:

$$P = \frac{AB}{W^m t^b} \quad (5.27)$$

де W - абсолютна вологість вишкварку; B, m - постійні параметри: $m=2\dots3$, $B=22,2 \cdot 10^3$.

Рівноважна вологість для випадку пресування жому та коагульованої крові визначається за формулою:

$$Wp^S = B_0$$

(5.

28)

де B_0 - постійна, що чисельно дорівнює абсолютній вологості при тиску P ; S - показник степені, що складає : при пресуванні коагульованої крові $S=0,139$, при пресуванні жому $S=0,296$.

Пресування, як і фільтрація пов'язані з переміщенням рідини по капілярам осадку, переріз яких зменшується по мірі підвищення тиску. Того за законом Пуазейля швидкість даного процесу виражається залежністю:

$$V = \frac{pd^2}{32\eta l} \quad , \quad \text{м/с}$$

де p - витрати тиску у капілярах, Н/м^2 ; d - діаметр капіляру, м ; η - в'язкість рідини, $\text{Н}\cdot\text{с/м}^2$; l - довжина капіляру, м .

Вважаючи, що довжина капіляру пропорційна товщині шару пресування, то тривалість процесу обробки тиском становить:

$$t = \frac{l}{V} = \frac{32\eta^2}{pd^2}$$

(5.

29)

Серед машин для відтискання рідкої фракції у сільськогосподарської продукції можна відзначити обладнання, що основане на механічній та гідромеханічній дії на об'єкт (рис. 5.1).

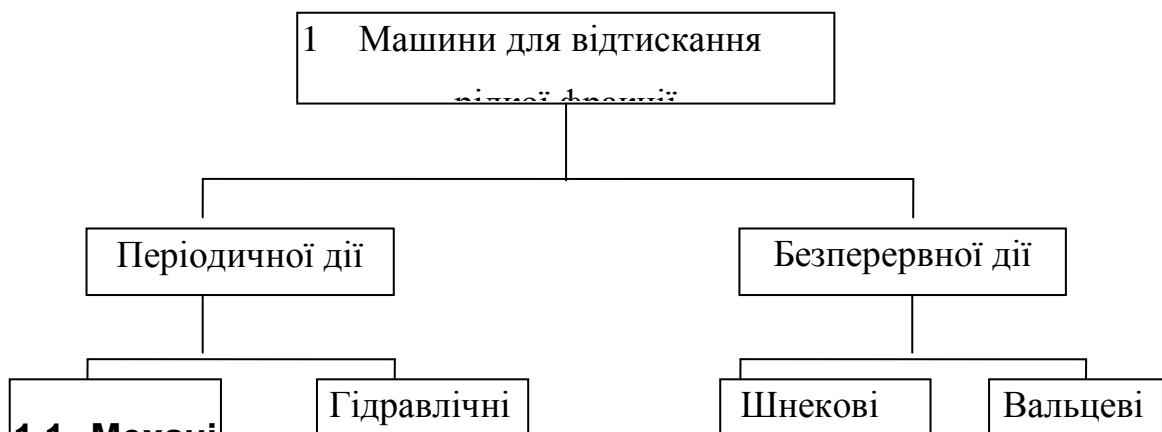




Рис. 5.1. Класифікація відтискувачів машин.

5.5 Методика розрахунку основних параметрів відтискувачів пресів

5.5.1 Розрахунок основних параметрів гідравлічного пресу. Для гідравлічних пресів відкритого типу, що є найбільш простим за конструктивним виконанням, робочий цикл містить: завантаження пакетами та підйом їх до притискання верхньою плитою машини; відведення основної маси рідини при порівняно невисокому тиску (для рослинного масла до 5 МПа); підвищення тиску до певної величини та витримка продукції під даним навантаженням (для олії до 80 МПа); опускання рухомої плити та розвантаження пакетів. Повний цикл процесу відтискання рослинного масла, наприклад становить 20 ... 25хв.

Продуктивність подібних машин можна визначити за формулою:

$$\Pi = \frac{m_0 z_{\Pi} z_p}{t_{\text{ц}}}, \text{ кг/ГОД} \quad (5.3)$$

0)

де m_0 - маса продукції, що завантажується до одного пакету, кг; z_{Π} - кількість пакетів у ряду; z_p - кількість рядів пакетів, що укладаються на одну каретку; $t_{\text{ц}}$ - тривалість робочого циклу машини, год.

У напівзакритих пресах рідина видаляється через отвори у плитах спеціальної конструкції. Гідравлічні машини закритого типу мають зеєрний або щілинний циліндр, куди закладаються пакети з продукцією. В процесі роботи установки рідина витікає через отвори у стінках зеєру. Для даних машин продуктивність можна визначити як:

$$\Pi = \frac{m}{t_{\text{ц}}} , \quad \text{кг/год}$$

де m - маса продукції, що одночасно завантажується до робочої ємкості:

$$m = \frac{\pi D^2}{4} \rho (H - zh), \quad \text{кг}$$

(5.

31)

де D, H - відповідно діаметр та висота робочого циліндру, м; ρ - густина продукції, кг/м^3 ; z - кількість металічних прокладок, що одночасно закладаються у циліндр;

h - товщина металічної прокладки, м.

Продуктивність корзиночного пресу періодичної дії можна визначити за формулою:

$$\Pi = 0,25 z_{\text{к}} \pi D_{\text{к}}^2 H \rho \psi T_{\text{зм}} / k t_{\text{ц}}$$

(5.

32)

де $z_{\text{к}}$ - кількість корзин пресу; $D_{\text{к}}$ - внутрішній діаметр корзини, м; ψ - коефіцієнт заповнення корзини: для винограду $\psi=0,75$, для мезги $\psi=0,85$; k - коефіцієнт, що враховує простой за час зміни $T_{\text{зм}}$: при $z_{\text{к}}=1$ $k=1$, при $z_{\text{к}}=2$ $k=1,2$; при $z_{\text{к}}=3$ $k=1,3$.

Продуктивність гідропресової установки для відтискування какао масла визначається наступним чином:

$$\Pi = \frac{m_T}{t_{\text{ч}}} = \frac{m_M}{t_{\text{ч}}} \quad , \quad \text{кг/с}$$

m_T - маса тертого какао, що завантажується у чашу машини, кг; m_M - маса какао масла, кг.

Дані складові можна знайти при використанні залежностей:

$$m_T = \rho_T \pi r^2 H \quad ; \quad m_M = \rho_M \pi r^2 h \quad , \quad \text{кг} \quad (5.3)$$

3)

де r - внутрішній радіус чашки, м; H - внутрішня висота чашки, м; h - хід плунжону, що відповідає кількості відтиснутого какао масла C_M (в %) : $h = (C_M - 18) \rho_T H / (82 \rho_M)$; ρ_T , ρ_M - густина відповідно тертого какао та масла какао, величини яких можна визначити за експериментально встановленими залежностями:

$$\rho_T = 1115 - 0,5T \quad ; \quad \rho_M = 932 - 0,75T \quad , \quad \text{кг/м}^3 \quad (5.3)$$

4)

T - температура тертого какао.

Час циклу роботи даного агрегату становить:

$$t_{\text{ц}} = t_3 + t_{\text{п}} + t_{\text{зв}} + t_{\text{х}} + t_{\text{ж}} \quad ,$$

де $t_3 = z_{\text{ч}} V_{\text{ч}} / \Pi_{\text{н}}$ - тривалість завантаження чашки продукцією; $z_{\text{ч}}$ - кількість чаш; $V_{\text{ч}}$ - корисний об'єм чашки, м³; $\Pi_{\text{н}}$ - продуктивність живильного насоса, м³/с. $t_{\text{п}} = z_{\text{ч}} (1 - k_{\text{п}}) h / V_{\text{п}}$ - тривалість пресування, $k_{\text{п}} = 0,35 \dots 0,4$ - коефіцієнт, що враховує зазори, та початкове стискання маси продукції; $V_{\text{п}} = (28 \dots 36) \cdot 10^{-5}$ м/с - середня швидкість підйому плунжера при пресуванні; $t_{\text{зв}} = z_{\text{ч}} H / V_{\text{зв}}$ - тривалість звороту чашки до початкового стану; $V_{\text{зв}} = 0,05$ м/с - швидкість звороту чашки;

$t_{\text{х}} = z_{\text{ч}} k_{\text{п}} h / V_{\text{х}}$ - тривалість ущільнення продукції; $V_{\text{х}}$ - швидкість холостого ходу плунжера при роботі насоса, м/с; $t_{\text{ж}} = [z_{\text{ч}} H + \delta] / V$ - тривалість витискування жмиху; δ - загальний зазор у механізмі витискування жмиху, м;

$V = V_x D^2 / (z_{\text{ц}} d^2)$ - швидкість руху плунжера в циліндрі для відтискування; $z_{\text{ц}}$ - кількість циліндрів для відтискування; d - діаметр поршня, м.

Витрати енергії на роботу гідропресової машини становлять:

$$N = \frac{Q_p P k_3}{1020 \eta}, \text{ кВт}$$

(5.

35)

де P - питомий тиск робочої рідини на плунжер пресу, Па; η - загальний коефіцієнт корисної дії насоса з приводом; k_3 - коефіцієнт запасу потужності; $Q_p = \frac{\pi D^2}{4} V_{\text{п}} + q$ - витрати робочої рідини, м³/с; $V_{\text{п}}$ - швидкість руху плунжера при пресуванні, м/с; D - діаметр плунжера, м; q - витрати рідини через нещільності, м³/с.

Зусилля пресування визначають за формулою:

$$F_{\text{п}} = 0,9 p S,$$

де p - тиск пресування, Н/м²; S - площа поперечного перерізу плунжера, м²; 0,9 - коефіцієнт, що враховує втрати на тертя в сальниках циліндра і напрямних колонах.

Для рівномірної роботи гідравлічного пресу застосовують вантажні акумулятори, потрібна вага тягаря якого становить:

$$G = S_a p, \text{ Н}$$

де S_a - площа перерізу плунжера акумулятора, м²; p - тиск рідини в трубопроводі, сполученому з пресом, Н/м².

5.5.2 Особливості розрахунку гвинтового пресу. Механічні преси періодичної дії застосовуються не тільки для відтискування рідкої фракції (при обробці мезги, відтискуванні соку, жиру після кристалізації, коагульованої крові тощо), так і для процесів ущільнення (пресування сухих кішок, шкур, правки рого-копитної сировини тощо). Найбільш простим серед

даних машин вважаються гвинтові преси, основою яких є механізм гвинт-гайка.

Для визначення сили P , що прикладається до кінця рукоятки з метою створення необхідного тиску пресування, можна використати рівняння моментів:

$$PL = 0,5P_C d_C,$$

де L - довжина рукоятки, м; d_C - середній діаметр гвинту різьби, м; P_C - сила, що діє по середній окружності гвинта, Н:

$$P_C = F_{\Pi} \operatorname{tg}(\alpha + \gamma), \quad \text{Н}$$

F_{Π} - сила, що діє вздовж осі гвинту або сила пресування: $F_{\Pi} = qS$; q - питомий тиск пресування, Н/м²; S - площа пресування, м²; α - кут нахилу підйому різьби гвинта; γ - кут тертя гвинта по гайці (при коефіцієнті тертя $f=0,15 \dots 0,3$, $\gamma=8,5 \dots 17^\circ$).

У загальному випадку зусилля, що прикладається до кінця важіля або штурвалу (рукоятці) гвинтового пресу складає:

$$P = \frac{M_{\text{оп}}}{L}, \quad \text{Н}$$

де $M_{\text{оп}}$ - момент усіх сил опору, н*м; L - довжина плеча прикладання сили, м.

Величина $M_{\text{оп}}$ залежить від того, як відбувається передача руху до гвинту та гайки. Коди при роботі механізму обертається гайка, а гвинт зміщується вздовж своєї осі, то:

$$M_{\text{оп}} = 0,5 [P_C d + F_{\Pi} d_C f] \quad (5.$$

36)

де d - середній діаметр нарізання гвинту, м; f - коефіцієнт тертя гайки по опорній поверхні.

Коли при роботі пресу гайка нерухома, а гвинт обертається, то

$$M_{оп} = 0,5[P_c d + F_{п} d_1 f_1]$$

37)

де d_1 - середній діаметр поверхні стикання гвинту з рухомою частиною механізму; f_1 - коефіцієнт тертя при даному контакті.

Тоді потужність двигуна приводу до гвинтового пресу становить:

$$N_{пр} = \frac{M_{оп} \omega k_3}{10^3 \eta}, \text{ кВт}$$

38)

де ω - кутова швидкість обертання гвинта або гайки, с^{-1} .

Продуктивність гвинтового пресу можна визначити за формулою:

$$\Pi = \frac{60V\psi\rho}{t_{ц}}, \text{ кг/ГОД}$$

де V - об'єм робочої камери машини, м^3 ; ψ - степінь заповнення робочої порожнини продукцією; $t_{ц}$ -час циклу роботи машини, тобто тривалість завантаження, пресування, розвантаження та очищення, хв.

Преси вертикальні з горизонтальним гвинтом мають більш високий к.к.д., так як у даних передачах не витрачається енергія на здолаття сил тертя в опорах гвинту або гайки. Також, на відміну від пресів з вертикальним гвинтом, в даних машинах при постійній швидкості обертання гвинту швидкість опускання рухомої частини механізму змінна, причому на початковій стадії процесу опускання вона більш значна, ніж у подальшому.

Однак використання гідравлічних та гвинтових пресів періодичної дії підвищує втрати часу та праці в середньому на 15 ... 25% внаслідок вагової долі вспоміжних операцій у загальному балансі часу. Тому більш перспективним є застосування машин безперервної дії, зокрема шнекових та вальцьових.

5.5.3 Розрахунок основних параметрів шнекових пресів. Сутність роботи шнекових відтискуючих машин (рис. 5.2) полягає в тому, що робочий орган установки або шнек просуває продукцію у зерному барабані, де внаслідок зменшення площі проходу між шнеком і зером та зменшення кроку гвинту шнека по ходу руху продукції відбувається стискання останньої та видалення рідини крізь щілини робочої камери.

Фактична продуктивність шнекового пресу визначається за формулою:

$$\Pi = 0,25z_3z_{ш}\pi(D^2 - d^2)\left[S_r - \frac{b_2 + b_1}{2\cos\alpha}\right]n\rho\psi k_{п}k \quad , \quad \hat{a}/c \quad (5.$$

39)

де z_3 - кількість заходів шнеку; $z_{ш}$ - кількість шнеків у машині; D - зовнішній діаметр шнеку, м; d - діаметр валу шнека, м; b_1, b_2 - ширина гвинтової лопаті шнека у нормальному перерізі відповідно по внутрішньому та зовнішньому радіусу шнека, м; S_r - крок гвинтової лопаті шнека, м; α - кут підйому гвинтової лінії по середньому діаметру шнека : $\text{tg}\alpha = 2S_{ш} / (\pi D_c)$; $D_c = 0,5(D+d)$ - середній діаметр шнеку, м; n - максимальна частота обертання шнеку, c^{-1} ; ρ - густина спресованої продукції (для тіста при виході з отворів матриці $\rho=1330 \dots 1447 \text{ кг/м}^3$); ψ - коефіцієнт наповнення міжвиткового простору; $k_{п}$ - коефіцієнт пресування; k - коефіцієнт, що враховує степінь зменшення подачі продукції від його фізико-механічних властивостей.

Для тістовидних продуктів можна прийняти наступні межі зміни останніх параметрів: $\psi=0,9\dots 1,0$; $k_{п}=0,51\dots 0,56$; $k=0,9\dots 1,0$.

Продуктивність шнекових відтискуючих пресів :

$$\Pi = 15\pi D^2 S_r n \rho \psi, \quad \text{кг/год} \quad (5.$$

40)

де D - діаметр зерного (фільтруючого) барабану в місці надходження в нього маси з живильника, м; n - кількість обертів валу шнека за хвилину; ρ - насипна маса матеріалу, кг/м^3 ; ψ - коефіцієнт наповнення зерного барабану

(враховуючи заповнення робочого простору барабана валом і витками шнеку) або коефіцієнт, що враховує розриви потоку продукції (при установленні гребінок $\psi=0,8\dots 0,9$; при відсутності гребінок $\psi=1,0$).

Технологічна потужність шнекового пресу містить потужність N_1 , необхідну для здолання продукції по поверхні деталей машини та потужність N_2 , яка витрачається на здійснення процесу пресування. Дані складові визначаються наступним чином:

$$N_1 = k_f N_2, \quad (5.41)$$

де k_f - коефіцієнт, що враховує втрати енергії на здолання тертя маси продукції по робочим деталям пресу: $k_f=3\dots 5$.

$$N_2 = \frac{a\Pi}{3,6 \cdot 10^6}, \quad \text{кВт} \quad (5.42)$$

де Π - продуктивність пресу за поступаючою масою, кг/год. a - питома робота пресування, Дж/кг:

$$a = P_c(V_0 - V_k) \quad (5.43)$$

де P_c - середній тиск за процес, Н/м²; V_0, V_k - відповідно питомий об'єм продукції, що надходить на пресування та отримується в результаті обробки тиском, м³/кг:

$$P_c = \frac{P_k}{\varphi_{\Pi}},$$

де P_k - тиск у кінці процесу пресування; φ_{Π} - коефіцієнт повноти діаграми пресування: $\varphi_{\Pi}=2$, коли площа діаграми пресування являє собою трикутник. Для практичних умов $\varphi_{\Pi}>2$, причому для процесів пресування без виділення

рідини можна прийняти $\varphi_{\Pi}=2,25$, а для процесів з відтисканням рідкої фракції $\varphi_{\Pi}=2,8\dots3,2$.

$$V_0 = S^{-1} ; V_k = \frac{m_0}{\rho_1} = \frac{1-m_p}{\rho_1} , \text{ м}^3/\text{кг}$$

де ρ - густина продукції, $\text{кг}/\text{м}^3$; ρ_1 - густина осадка, що отримується в результаті обробки продукції тиском, $\text{кг}/\text{м}^3$; m_0, m_p - відповідно маса осадка та рідини, що отримуються внаслідок пресування 1 кг завантаженої продукції.

Так от витрати енергії на пресування можна визначити за величиною потрібного крутного моменту на валу шнека:

$$N = M_{\text{кр}}\omega \cdot 10^{-3} , \text{ кВт} \quad (5.44)$$

де ω - кутова швидкість валу шнека, $\text{рад}/\text{с}$; $M_{\text{кр}}$ - крутний момент на валу шнека, $\text{Н}\cdot\text{м}$.

Для макаронного пресу:

$$M_{\text{кр}} = 0,131P_{\text{MAX}}(D^3 - d^3)\text{tg}\alpha \quad (5.45)$$

де P_{MAX} - максимальний тиск пресування, Па ; α - кут підйому гвинтової лінії по середньому діаметру шнека.

Для виноробного пресу:

$$M_{\text{кр}} = M_1 + M_2 + M_3 + M_4$$

де M_1 - момент, необхідний для отримання необхідної стискуючої дії на мезгу; M_2 - момент, що витрачається на здолаття тертя мезги по поверхні камери тиску; M_3 - момент, що витрачається на здолаття тертя мезги по валу; M_4 - момент, що необхідний для здолаття тертя мезги по поверхні шнеку.

Дані складові можна визначити наступним чином:

$$M_1 = 0,5P_{\text{MAX}}Stg(\alpha + \gamma)D_C \quad (5.)$$

46)

де S - площа проекції витка на площину, що перпендикулярна осі шнека (дорівнює половині площі поперечного перерізу робочої камери); D_C - середній діаметр витка шнеку, м; α - кут нахилу витка; γ - кут тертя мезги по виткам шнеку; P_{MAX} - максимальний питомий тиск на мезгу.

$$M_2 = 0,5q_{\text{MAX}}f\pi D^2L \quad (5.)$$

47)

де q_{MAX} - максимальний радіальний тиск на мезгу; L - довжина камери тиску; f - середній коефіцієнт тертя мезги по стінкам робочої камери; D - внутрішній діаметр зерного циліндру.

$$M_3 = 0,5q_{\text{MAX}}f_1\pi d^2L \quad (5.)$$

48)

де f_1 - середній коефіцієнт тертя мезги по валу шнека; d - діаметр вала шнеку;

$$M_4 = 0,5q_{\text{MAX}}f_2S_{\Gamma}D \quad (5.)$$

49)

де f_2 - коефіцієнт тертя мезги по виткам шнеку; S_{Γ} - крок гвинтової лінії шнеку

$$P = \frac{4\tau}{d} \quad (5.)$$

50)

де P - тиск в циліндрі на початку відпресування, τ - тиск початку зсуву, Н/м; d - діаметр отворів щілинного циліндру, м;

Для щілинних отворів, довжина яких набагато перевищує їх ширину:

$$P = \frac{2\tau}{b}$$

(5.

51)

де b - ширина щілини, м.

Експериментально встановлено, що при значеннях діаметру отворів зеєрного циліндру від 0,65 до 4 мм тиск початку зсуву становить: для незамороженої яловичини $\tau=0,3\dots0,4$ кН/м; для замороженої яловичини $\tau=3\dots4$ кН/м.

Повнота виділення м'яса при обвалці пресуванням залежить від тиску пресування та співвідношення м'яса та кісті у продукції. У випадку, коли доля м'яса значна, шляхом пресування з частковим руйнуванням кісток можливо виділити основну частину м'яса. Для того, щоб за цих умов отримати більш високий вихід м'яса, необхідно або повністю зруйнувати кістки, або здійснити процес пресування з використанням пружної подушки, інертних тіл, послідовного тонкошарового пресування тощо.

У випадках, коли у відрубі більше кісток, ніж м'яса (наприклад ребра, грудинка), повне руйнування кісток, як правило, не забезпечує необхідного виходу м'яса. Це пояснюється тим, що за даних умов (тиск пресування в межах $6 \cdot 10^4$ кН/м²) кістки розташовуються по всьому об'ємі але не являють собою моноліту, так як проміжки між ними заповнюються з'єднувальною тканиною та м'ясом. За експериментальними даними об'ємна вага різновидів м'ясожирової сировини становить:

У загальному, тиск, необхідний для створення умов для витискування рідкої фракції, складає:

$$P = (P_0 + P_1 + P_2 - P_K)S + P_K$$

(5.5

2)

де P_0 - тиск початку відпресовування; P_1 - тиск, необхідний для здолення опорів всередині циліндру; P_2 - тиск, необхідний для здолення опорів в

процесі руху відпресованої фракції по отворах циліндру; P_K - опір кісток: спочатку, поки не відбувається змикання кісток практично $P_K=0$; по мірі змикання кісток опір збільшується та наприкінці процесу пресування, коли практично завершується віджимання м'яса, $P_K = P$; S - площа поршня, що приходить на м'якітну частину, m^2/m^2 .

Для процесу пресування вишкварка можна вважати, що:

$$P_K = \frac{P^2}{E},$$

де E - модуль пружності кісток, H/m^2 .

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ

При проведенні аналітичних та графоаналітичних досліджень були отримані наступні результати в даному дипломному проекті:

- обґрунтовано основні стадії технологічного процесу відтискування жому;
- обґрунтовано принципову схему та удосконалено конструкцію вібраційної відтискуючої машини, яка дозволяє разом із зменшенням енерговитрат на привод (в 1.7-2.2 рази для оптимальних режимів обробки) покращити умови роботи опорних вузлів приводного валу;
- розроблено заходи для поліпшення умов праці на досліджуваній ділянці;
- розроблено математичну модель процесу вібраційного конвеєрного відтискування жому та обґрунтовано робочі режими даного процесу, що склали: швидкість руху транспортерної стрічки $v = 10 - 15$ см/с при вилученні відтиснутого залишку; амплітуда коливань $A = 3,1$ мм; кутова швидкість $\omega = 110$ рад/с приводного вала віброзбуджувача;
- обчислено економічну ефективність розробок в даному проекті, що становить за рік 31348,7 грн. при терміні окупності 0,6 року.

ЛІТЕРАТУРА

1. Баранцев В.И. Сборник задач по процессам и аппаратам пищевых производств. - М.: Агропромиздат, 1985. – С.136.
2. Берник П.С., Паламарчук І.П. Конвеєрні вібраційні машини для оздоблювально – зміцнювальної обробки. – К. : Вища школа, 1996 – С. 237.
3. Берник П.С., Ярошенко Л.В. Вибрационные технологические машины с пространственными колебаниями рабочих органов. – Винница: Издательський центр ВГСХИ, 1998 – С. 116.
4. Берник П.С. Стоцько З.А., Паламарчук І.П., Яськов В.В., Зозуляк І.А. Механічні процеси і обладнання переробного та харчового виробництва. – Львів: Видавництво ЛНУ «Львівська політехніка», 2004. – 336 с.
5. Былинская Н. А., Леенсон Т.Х. Механическое оборудование предприятий общественного питания и торговли,- 3-е изд., перераб, и доп.- М.; Экономика, 1985,- С. 296.
6. Зуев Ф.Г., Левачев Н.А., Лотков Н.А. Механизация погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ.- М,: Агропромиздат, 1988.- С. 447.
7. Инструкция по ведению технологического процесса свеклосахарного производства. Москва 1985.
8. Лонцин М., Мерсон Р. Основные процессы пищевых производств: Пер. с англ.- М.: Легкая и пищевая промышленность, 1983.- С. 384.
9. Минухин Л.А. Расчеты сложных процессов тепло- и массообмена в аппаратах пищевой промышленности.- М.: Агропромиздат, 1986. – С. 174.
10. Мороз В.К. Курсовое и дипломное проектирование по курсу "Эксплуатация оборудования предприятий пищевой промышленности".- М.; Легкая и пищевая промышленность, 1984,- С. 200.
11. Некрутман С.В., Кирпичников В.П., Леенсон Г.Х. Справочник механика предприятий общественного питания. - 2-е изд., перераб, и доп.- М.: Экономика, 1983.- С. 336.

12. Паламарчук И.П. Вибрационная машина для отжима жидкости / Межвузовский сборник научных статей „Вопросы вибрационной технологии” –Ростов – на – Дону, 2000. С. 157 – 159.

13. Паламарчук І.П., Зав’ялов В.Л. Розвиток конструктивних заходів для механічного розділення неоднорідних систем харчових і переробних виробництв // Наукові праці національного університету харчових технологій. – 2006. – №12. – С. 65 – 68.

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

15. 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.

16. Паламарчук І.П., Липовий І.Г., Кухарчук В.Т. Математичне моделювання закономірностей руху виконавчих органів коливальної системи при інженерному розрахунку та проектуванні вібраційних машин // Вибрации в технике и технологиях.– 2003.– №5 (31). – С. 58 – 60.

17. Паламарчук І.П. Науково-технічні основи проектування машин харчових і переробних виробництв // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. Вип. 1 „ Стан і перспективи розвитку сучасних технологій і обладнання переробних і харчових виробництв” . – ВДАУ, 2006. – С. 30 – 36.

18. 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.

19. 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.

20. Процеси і апарати харчових виробництв./За ред. В.М. Стабшкова. [Навч. посібник для вузів]. К.; Вища школа, 1975.- С. 376.

21. Сергеев Б.М. Расчеты на прочность деталей машин пищевых производств,- М.; Машиностроение, 1969.- С. 144.

22. Ситников Е.Д. Дипломное проектирование заводов по переработке плодов и овощей.- М.; Пищевая промышленность, 1977.- С. 216.

23. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств.- М. ; Машиностроение, 1983.- С. 447.

24. Соколов В,И. Основы расчета и конструирования деталей и узлов пищевого оборудования.- изд. 2-е, перераб. и доп.;

25. Федоров Н.Е. Методы расчетов процессов и аппаратов пищевых производств.- М.: Пищевая промышленность, 1966.- С. 292.

26. Харламов С,В. Практикум по курсу " Расчет и конструирование машин и аппаратов пищевых производств". [Учебное пособие для вузов].- Л.; Машиностроение. Ленинградское отд., 1971.- С. 200.

27. Ястребов С.М. Технологические расчеты по консервированию пищевых продуктов; [Учеб. пособие для вузов],- 2-е изд., перераб, и доп.- М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981.- С. 200.