

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ**

**Інженерно-технологічний факультет**

Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин

**П о я с н ю в а л ь н а з а п и с к а**

до дипломної роботи  
освітнього ступеня "Магістр"

на тему:

**Обґрунтування параметрів і розробка конструкції  
лушильно-сепараторного комплексу для  
переробки зерна**

**Виконав:** студент факультету за спеціальністю  
208 «Агроінженерія»

\_\_\_\_\_ Мягкоголов Антон Володимирович

**Керівник:** \_\_\_\_\_ Волик Борис Анатолійович

**Рецензент:** \_\_\_\_\_

Дніпро, 2023

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ**  
**УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин  
Освітній ступінь: "Магістр"  
Спеціальність: 208 "Агроінженерія"

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри тракторів і  
сільськогосподарських машин

(назва кафедри)

ДОЦЕНТ

(вчене звання)

\_\_\_\_\_ (підпис)

\_\_\_\_\_ (прізвище, ініціали)

„\_\_\_\_\_” \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

**З А В Д А Н Н Я**  
**НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

\_\_\_\_\_ (прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи \_\_\_\_\_

керівник роботи \_\_\_\_\_

( прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “\_\_\_\_\_” \_\_\_\_\_ 20\_\_ року

№ \_\_\_\_\_

2. Строк подання студентом роботи \_\_\_\_\_

3. Вихідні дані до роботи \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_



## АНОТАЦІЯ

Мягкоголов А.В. Обґрунтування параметрів і розробка конструкції лушильно-сепараторного комплексу для переробки зерна/ Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «Магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія» – ДДАЕУ, Дніпро, 2023. – 81с.

Приведено особливості подрібнення та сепарації сільськогосподарської продукції. Дано аналіз конструкцій дробарок та сепараторів, характеристики машин як вітчизняного, так і закордонного виробництва, їх недоліки і позитивні якості.

Розроблена конструкція лушильно-сепараторного комплексу, розраховані параметри машини і окремі елементи конструкції робочих органів. Складено заходи по охороні праці при первинній переробці зерна.

Проведені розрахунки показали, що дана розробка має економічний ефект 43539,82 грн. і вона може бути рекомендована для впровадження в виробництво.

Ключові слова: сепаратори, дробарки, конструкція, лушильно-сепараторний комплекс, охорона праці, економічний ефект.

## З М І С Т

В С Т У П. ....	6
1 ОСОБЛИВОСТІ ПОДРІБНЕННЯ ТА СЕПАРУВАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ПРОРДУКЦІЇ. ....	9
1.1 Особливості подрібнення. ....	9
1.2 Особливості процесу сепарації. ....	10
2 АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ СХЕМ ДРОБАРОК ТА СЕПАРАТОРІВ. .	14
2.1 Особливості конструкцій і принципу дії віброщоккових дробарок. ....	14
2.2 Особливості конструкцій та принципу дії конусних дробарок. ....	17
2.3 Особливості конструкцій і принципу дії валкових вібродробарок. ....	18
2.4 Особливості конструкцій і принципу дії вібраційних дробарок із спеціальним мелючим тілом. ....	20
2.5 Особливості конструкцій і принципу дії кулькових дробарок. ....	21
2.6 Існуючі конструктивні схеми сепараторів та перспективи їх розвитку.	23
3 ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЛУЩИЛЬНО- СЕПАРАТОРНОГО КОМПЛЕКСУ. ....	35
4 РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ЛУЩИЛЬНО-СЕПАРАТОРНОГО КОМПЛЕКСУ. ....	42
4.1 Розрахунок вала на статичну міцність. ....	42
4.2 Розрахунок валу на витривалість. ....	46
4.3 Розрахунок вала на жорсткість і поперечні коливання. ....	49
5 РОЗРАХУНОК ЕЛЕКТРООБЛАДНАННЯ ВІБРАЦІЙНОГО ЛУЩИЛЬНО-СЕПАРАТОРНОГО КОМПЛЕКСУ. ....	53
5.1 Електрична схема вібраційного луцильно-сепараторного комплексу. .	53
5.2 Розрахунок потужності привідного електродвигуна та вибір пускозахисної апаратури. ....	54
6 ОХОРОНА ПРАЦІ. ....	59
6.1 Загальні відомості. ....	59
6.2 Охорона праці в цеху при роботі вібраційної машини. ....	60
6.3 Розрахунок освітлення. ....	64
7 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ. ....	66
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ. ....	71
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ. ....	79
Д О Д А Т К И. ....	76

## ВСТУП

Війна росії проти України окрім великих людських втрат завдала ще й величезних збитків економіці країни. Скорочення експорту зерна в умовах закриття зернового коридору, руйнування портової інфраструктури і ін. поставило перед аграріями ряд значних проблем. Адже все це привело до падіння цін на зерно і значних збитків – ціна на зерно стала меншою, ніж його собівартість.

Одним із шляхів виходу з такої кризи є переробка зернових культур в крупи і іншу продукцію з доданою вартістю. Це дозволить поліпшити реалізацію такої продукції як на внутрішньому, так і на зовнішньому ринку.

Для інтенсифікації процесів переробки слід удосконалювати технологічні лінії і конструкцію машин, застосовувати нові науково обґрунтовані методи виробництва і переробки сільськогосподарської продукції.

Серед машин, що задовольняють даним властивостям, можна виділити вібраційні технологічні машини. Подібні машини поєднують дві, в загальному, відносно незалежні, та по суті взаємопов'язані технологічні дії – використання можливостей вібраційного поля та поточної форми організації виробництва.

Використання вібротехнології [1, 2, 3, 8] зумовлюється потребами підвищення інтенсивності, поліпшення якісних показників, а в деяких випадках і можливістю реалізації технологічних процесів. Унікальні можливості вібраційного поля дозволяють успішно здійснювати не тільки оздоблювано–зачисну та зміцнювальну операцію, але і такі операції, як подрібнення, сепарація, перемішування, вібротранспортування за важких

експлуатаційних умов, гомогенізацію, фільтрування, сушіння, руйнування поверхонь та ряд інших процесів.

Для подрібнення твердих тіл у різних галузях промисловості, а також у сільськогосподарському виробництві широкого застосування набули щоківі, гіраційні (конусні), молоткові (ударно-відцентрові), валкові, барабанні та кулькозаповнені вібраційні дробарки чи млини, у яких використовуються такі методи руйнування оброблюваного матеріалу, як роздавлювання, розколювання, удар та стирання. У силу своїх конструктивних особливостей та принципів роботи кожен із цих типів обладнання має свою область доцільного використання. Поряд із ними, останнім часом все більшого розповсюдження набувають вібраційні дробарки та млини із інерційними (дебалансними) віброзбуджувачами. Незаперечними перевагами таких дробарок та млинів порівняно із традиційними є вищий ступінь подрібнення, значно вища частота качань подрібнювальних тіл та більші зусилля подрібнення, а також перехід від принципу подрібнення при заданій деформації матеріалу до принципу подрібнення із заданим зусиллям, подрібнення матеріалу вздовж природних поверхонь поділу та менші втрати на переподрібненні фракції. Отже застосування вібраційного подрібнення матеріалу призводить до зменшення енергоємності процесу, вищої інтенсивності та якості подрібнення при менших втратах на переподрібнення.

Вказані вище переваги вібродробарок та вібромлинів роблять їх незамінними при подрібненні продукції у переробних галузях сільськогосподарського виробництва, наприклад, при виробництві круп, коли необхідно очистити зерно від луски (лушення гречки) або розділити її на декілька частин вздовж природних поверхонь поділу (лушення гороху). Інерційні віброприводи таких машин повинні розвивати зусилля достатні для відколювання луски або поділу зернин вздовж природних поверхонь поділу, але ці зусилля мають бути меншими від зусиль руйнування ядра зернин, що

запобігатиме переподрібненню крупи та втраті її харчових і смакових властивостей.

Водночас, у відомих вібраційних дробарках рухомі подрібнювальні тіла в процесі роботи рухаються у напрямку до нерухомих подрібнювальних тіл, або взагалі без поперечних переміщень, або при незначних поперечних переміщеннях, що при невеликій кількості поверхонь природного поділу у зернин (від однієї до декількох), внаслідок стохастичності процесу руху зернин, призводить до защемлення відносно великої їх кількості між подрібнювальними тілами таким чином, що зусилля, які діють на зернину направлені під прямим (або близьким до нього) кутом до поверхонь природного поділу зернин. У таких умовах стає неможливим розділ зернин вздовж їх природних поверхонь поділу і зернина або взагалі не подрібнюється або руйнується ядро зернини і втрачається її харчова цінність. Для усунення цього негативного явища, необхідно щоб рухомі подрібнювальні тіла вібраційних дробарок рухались у напрямку до нерухомих при значних поперечних переміщеннях, або точки поверхні рухомого подрібнювального тіла рухались по траєкторії, що має форму витягнутого еліпса із великою віссю паралельною до поверхні нерухомого подрібнювального тіла. За таких умов у процесі защемлення зернини між подрібнювальними тілами, проходитиме і її провертання, а отже збільшуватиметься ймовірність того, що зусилля які діють на зернину, в окремі моменти часу, будуть направлені під косим до поверхонь природного поділу зернин кутом, або будуть паралельними до них, а отже створюватимуться умови для подрібнення зернин вздовж їх природних поверхонь поділу.

Реалізувати вказану траєкторію руху подрібнювальних тіл дозволяє запропонований однопривідний вібраційний дробильно-сепараторний комплекс, який дозволяє поряд із якісним подрібненням, здійснювати і розділ обробленого матеріалу на фракції (ядра та луску), причому, як рух подрібнювального тіла вібродробарки так і рух сепараторних сит здійснюється від одного електромеханічного відцентрового віброприводу із вертикальним



дебалансним валом, що істотно спрощує конструкцію комплексу, підвищує його надійність та зменшує вартість і енергоємність процесу роботи.

Розробці конструкції такого луцильно-сепараторного комплексу і присвячений даний дипломний проект.

## 1 ОСОБЛИВОСТІ ПОДРІБНЕННЯ ТА СЕПАРУВАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ПРОДУКЦІЇ

### 1.1 Особливості подрібнення

Подрібнюванням можна назвати процес силового поділу матеріалу на частки з метою або зменшення розмірів об'єкта впливу аж до утворення гомогенної маси, або руйнування структури матеріалу, або одержання частин продукції певної форми конфігурації. Якщо розміри шматків матеріалу зменшують без надання їм певної форми, то даний процес називають дробленням [19].

В процесі подрібнення під дією прикладених до продукції сил у матеріалі створюються пружні і пластичні деформації, що зумовлюють ріст концентраторів напруги. Руйнування структури матеріалу, тобто втрата суцільності відбувається по лінії найбільшої напруги і настає тоді, коли дані напруги перевищують тимчасовий опір або межу міцності матеріалу. У результаті виникають мікро тріщини, деяка гранична концентрація, яких в одиниці об'єму продукції викликає утворення мікротріщини, по якій і відбувається поділ матеріалу на частки.

З огляду на те, що подрібнення є руйнуванням міжмолекулярних зв'язків, то необхідною умовою його протікання є підведення до системи енергії, яка перевищує енергію міжмолекулярної взаємодії. При цьому спосіб підведення енергії є тим оптимальнішим, чим менша різниця між підведеною енергією та енергією зв'язків. Підведення енергії до матеріалу можна здійснити або поодинокими діями, що створюють напругу вищу граничних значень за міцністю; або багато частотними впливами, прикладеними в різних

точках тіла, що створюють напруги нижче граничних але порушують стійкість рівноважного напруженого стану. В останньому випадку місцеві напруги, що виникають в місцях удару, викликають розхитування кристалічної решітки у місцях порушення суцільності, дефектах (у концентраторах напруги) і в остаточному підсумку призводять до руйнування. Передача максимальної енергії подрібнюваному матеріалу в даних умовах можлива при резонансному режимі роботи технологічної машини.

Традиційне дробильно-подрібнювальне устаткування для одержання дрібнозернистої і високодисперсної продукції є недостатньо ефективним внаслідок значного зношування робочих органів (у молоткових, роторних дробарках), низької питомої продуктивності (у кульових і струменевих млинах), можливості налипання подрібнюваного матеріалу на робочі органи, порівняно високих енерговитрат на привід та інших факторів.

Процес вібраційного дроблення здійснюється за рахунок удару і стирання оброблюваного матеріалу при взаємодії його часток між собою та з поверхнею робочого тіла. При цьому остання взаємодія здійснюється або в процесі одностороннього, або двостороннього контакту (коли частка матеріалу затискається між двох тіл, що мелють). В якості робочих тіл в зазначених процесах використовується вільно гранульована маса сталевих загартованих або керамічних кульок, роликів або стержнів, а також поверхні у вигляді щік, конусів, циліндрів, перфорованих тарілок та інших коливних тіл. Тому серед вібраційних дробарок можна виділити млини або камерні установки, щоківі, конусні і тарілчасті машини.

## 1.2 Особливості процесу сепарації

За допомогою машин для вібраційного розділення (сепарування) сипучих сумішей розв'язують такі технологічні задачі:

- очищення сировини від домішок;
- фракціонування і сортування.

Ознаками розділення частин за допомогою вібрації можуть бути: розміри, форма, густина матеріалу, коефіцієнти зовнішнього тертя, пружність, феромагнітні властивості.

В більшості процесів вібраційного сепарування ці властивості проявляються в певних поєднаннях; тоді одну з них виділяють в якості основної, а решту називають супутніми.

Основні технологічні характеристики сепараторів:

- Продуктивність – кількість вихідної суміші, оброблюваної за одиницю часу;
- число фракцій;
- коефіцієнти, що характеризують кількість компонентів, що попали у відповідну їм фракцію, віднесені до їх кількості у вихідній суміші, або кількості цієї фракції (коефіцієнт чистоти фракції).

У більшості машин вібраційну дію на сипучий матеріал використовують:

- для транспортування вихідної суміші в робочий простір, рівномірного розподілу суміші між робочими органами, а також транспортування проміжних і кінцевих продуктів;
- для зосередження частин неоднорідної суміші в певних місцях робочого простору;
- для роздільного виведення фракцій із робочого простору.

Ознаки і спосіб розділення частин суміші, характеристики робочих органів, форми їх коливань, технологічна і конструктивна схеми машин знаходяться у визначеному зв'язку (табл. 1.1).

Серед машин, в яких розділення на фракції відбувається при вібротранспортуванні, коли частини з різною якістю поверхні та відповідно різним коефіцієнтом тертя розділяються за швидкістю пересування на лотку, а частини, що мають різний статичний момент маси розподіляються за напрямком пересування (табл. 1.1).

Для подрібнення твердих тіл у різних галузях промисловості [15,

19] (гірничорудній, хімічній, будівельній, харчовій та ін.), а також у сільськогосподарському виробництві широкого застосування набули щоківі, гіраційні (конусні), молоткові (ударно-відцентрові), валкові, барабанні та кулькозаповнені вібраційні дробарки чи млини, у яких використовуються такі

Таблиця 1.1 - Характеристики машин для розділення сипучих сумішей

Ознаки розділення частин		Спосіб розділення	Робочі органи	Коливання	Галузева назва машини
основні	супутні				
розміри	густина	ситовий	сита (решета)	прямолінійні кругові, еліптичні в горизонтальній або вертикальній площині	грохоти, ситові сепаратори (с/г.) розсіви (зернопереробна промисловість)
форма	коефіцієнт зовнішнього тертя, густина	вібраційне транспортування	коміркові, шорсткі поверхні	прямолінійні похилі до горизонтальної площини	вібросепаратори
густина	розміри форма	само сортування	шорсткі поверхні (плоскі або конічні) зі зливними патрубками	кругові в горизонтальній площині, кругові сферичні	каменевідбієвники Григоровича, фракціонуючі типу БОК (зер. пер. пром)
густина	коефіцієнт зовнішнього тертя форма	вібропневматичний без просіювання	шорстка плоска поверхня	прямолінійні похилі до горизонтальної площини	вібропневматичні сепаратори (зер. пер. пром.)
густина, розміри	форма	вібропневматичний з просіюванням	сита і повітряні канали	прямолінійні нахилені до горизонтальної площини	ситовійки, повітряні грохоти пневмостоли

пружність	густина, коефіцієнт тертя	ударно-вібраційний	похилі, гладкі опорні з вертикальними боковими стінками	горизонтальні і прямокутні і зворотно обертові	сортувальні столи (зер. пер. пром.)
-----------	---------------------------	--------------------	---------------------------------------------------------	------------------------------------------------	-------------------------------------

методи руйнування оброблюваного матеріалу як роздавлювання, розколювання, удар та стирання. У силу своїх конструктивних особливостей та принципів роботи кожен із цих типів обладнання має свою область доцільного використання. Поряд із ними, останнім часом все більшого розповсюдження набувають вібраційні дробарки та млини із інерційними (дебалансними) віброзбуджувачами.

Незаперечними перевагами таких дробарок та млинів порівняно із традиційними є вищий ступінь подрібнення, значно вища частота качань подрібнювальних тіл та більші зусилля подрібнення, а також перехід від принципу подрібнення при заданій деформації матеріалу до принципу подрібнення із заданим зусиллям, подрібнення матеріалу вздовж природних поверхонь поділу та менші втрати на переподрібнені фракції. Отже застосування вібраційного подрібнення матеріалу призводить до зменшення енергоємності процесу, вищої інтенсивності та якості подрібнення при менших втратах на переподрібнення.

Вказані вище переваги вібродробарок та вібромлинів роблять їх незамінними при подрібненні продукції у переробних галузях сільськогосподарського виробництва, наприклад, при виробництві круп, коли необхідно очистити зерно від луски (лушення гречки) або розділити її на декілька частин вздовж природних поверхонь поділу (лушення гороху). Інерційні віброприводи таких машин повинні розвивати зусилля достатні для відколювання луски або поділу зернин вздовж природних поверхонь поділу, але ці зусилля мають бути меншими від зусиль руйнування ядра зернин, що запобігатиме переподрібненню крупи та втраті її харчових і смакових властивостей.

## 2 АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ СХЕМ ДРОБАРОК ТА СЕПАРАТОРІВ

### 2.1 Особливості конструкцій і принципу дії віброщоккових дробарок

Вібраційні щоккові дробарки можна назвати розвитком щоккових дробарок із підвищеною частотою коливань робочих поверхонь. Проте на відміну від останніх, щоккові вібродробарки мають потужні елементи зв'язку щік із корпусом, опорну віброізоляцію і характеризуються яскраво вираженим ударним характером руйнування матеріалу (у звичайних щоккових дробарках матеріал руйнується переважно роздавлюванням). При цьому визначальним фактором у процесі обробки стає кінетична енергія щоки, що зумовлює оптимальність ударного-вібраційного резонансу при виборі робочого режиму установки. Параметри коливань системи підбирають таким чином, щоб при надходженні продукції у робочу зону, між шматком матеріалу і щокою періодично виникав зазор, що забезпечує найбільшу швидкість щоки у момент удару.

Конструктивно щоккові дробарки можуть виготовлятися з усіма рухомими щоками, або мати одну чи декілька рухомих щік (рис. 2.1 а, б, в, д) [19]. Дробильні камери при цьому утворюються між поверхнями робочих органів машини: між двома щоками симетричними, що коливаються синхронно і антифазно, і зв'язані з корпусом за допомогою торсійних осей (рис. 2.1 г): між поверхнями рухомих і нерухомих щік у трищоккових схемах дробарок (рис. 2.1 б, в) тощо. У дробарках із похилою робочою камерою нижню щоку виконують

перфорованою (як правило у вигляді колосникових ґраток) для вчасного видалення кондиційних часток із зони обробки (рис. 2.1 д). Для дробильних установок безперервної дії доцільно робочу камеру компоувати з вантажонесучим живильником.

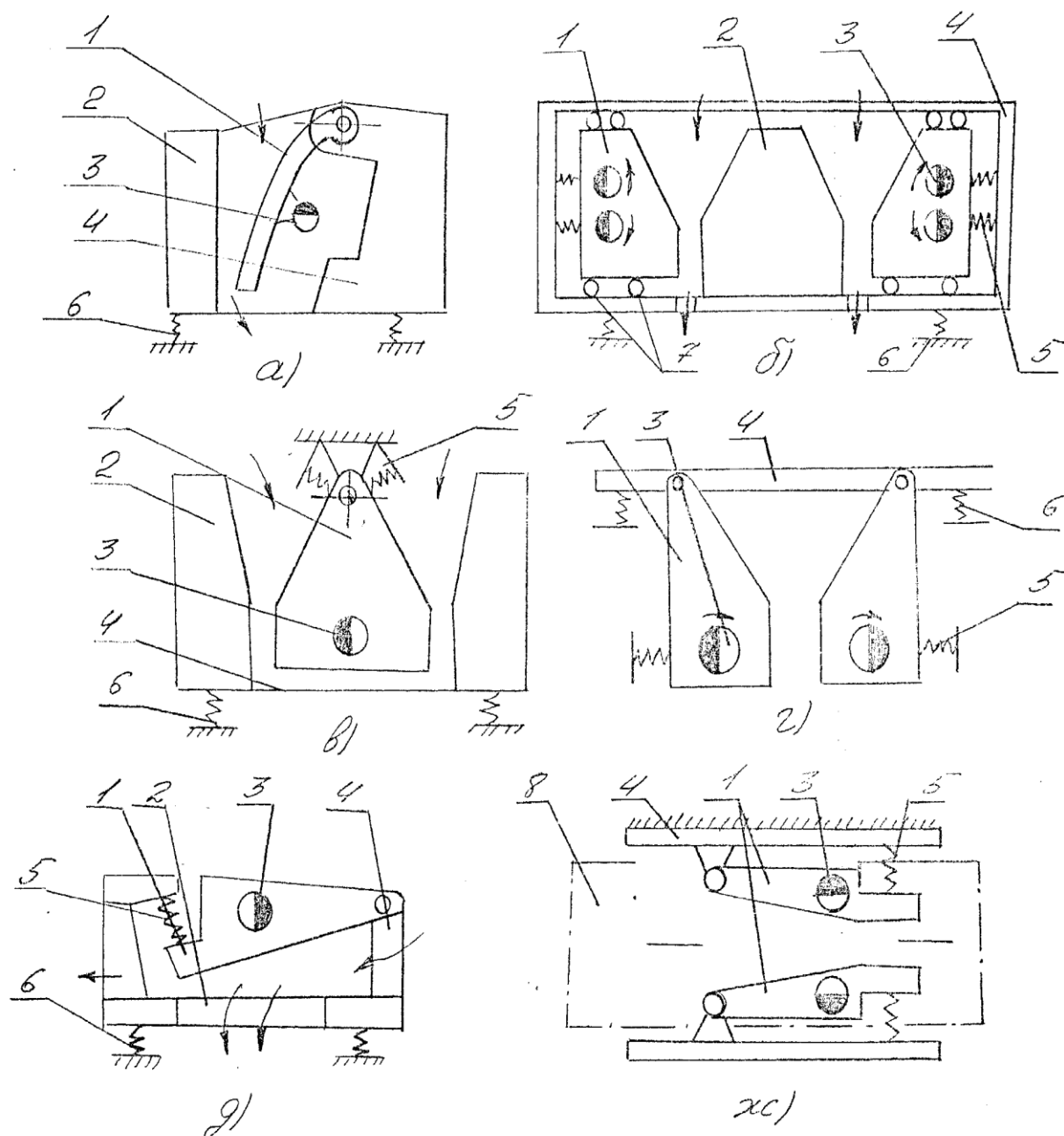


Рисунок 2.1 – Схеми щоккових вібраційних дробарок:

*a* - двощоккова з одною нерухомою щоквою; *б* - трищоккова з нерухомою щоквою; *в* - трищоккова із зовнішніми нерухожими щоквами; *г* - з вертикальною камерою та рухомими щоквами; *д* - з похилою камерою та колосниковими ґратами; *ж* - з рухомими щоквами та вантажонесучим живильником: 1 - рухома

щока; 2 - нерухома щока; 3 - віброзбуджувач; 4 - корпус; 5 - пружні елементи рухомої щоки; 6 - пружні опори; 7 - котки; 8 - вантажонесучий живильник

З метою підвищення продуктивності процесу дроблення в деяких конструкціях дробарок використовується декілька рухомих щік із незалежними приводами. В установці, що представлена на рис 2.2, має місце центрально розташований конус 5 з окремим приводом обертання 13, а центральний конус має спеціальні рифлення 8, а зовнішні щоки 1, 2-конічно вигнуті поверхні, що дроблять.

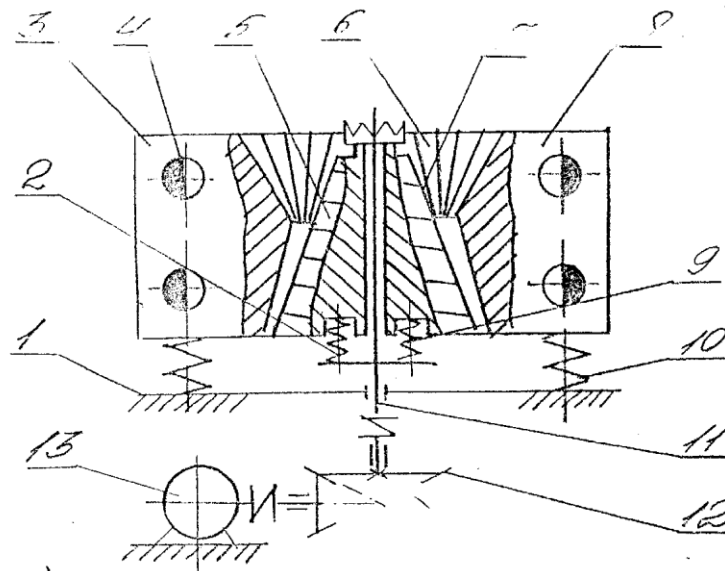


Рисунок 2.2 – Схема трищогової вібраційної дробарки з центральною обертовою щокою:

1 - корпус; 2 - пружна опора; 3,8 - віброуючі щоки; 4 - віброзбуджувачі; 5 - конусна щока; 6 - кільцеві камери, що звужуються; 7 - спіральне рифлення конуса; 9 - пружні елементи конуса; 10 - пружні елементи щік; 11 - привідний вал конуса; 12 - конічна передача; 13 - привід конусної щоки

В процесі роботи дробарки в результаті обертання дебалансів віброзбуджувачів 4, щоки 3 і 8 коливаються протиіфазно в горизонтальній площині, а дроблячий конус приводиться до обертання від мотор-редуктора 12 і валу 11. Оброблюваний матеріал подрібнюється в щілині, що звужується,



камери 6 і переміщуючись по гвинтовій лінії на поверхні конуса 5 подається до вивантажувального бункера. Кільцева форма камери, що утворюється між конічними поверхнями обертового дроблячого конуса і вібруючих щік, забезпечує при значній своїй протяжності ефективний комплекс роздавлюючих і зсувних навантажень на частки продукції [19].

## 2.2 Особливості конструкцій та принципу дії конусних дробарок

Дроблення матеріалу в конусних дробарках проводиться в кільцевому просторі, утвореному зовнішньою нерухомою конічною чашею, що є верхньою частиною корпусу установки, і розташованим в середині цієї чаші рухомим дроблячим конусом, насадженим на привідний вал. Вібраційну конусну дробарку можна розглядати як удосконалену конструкцію звичайної конусної дробарки, у

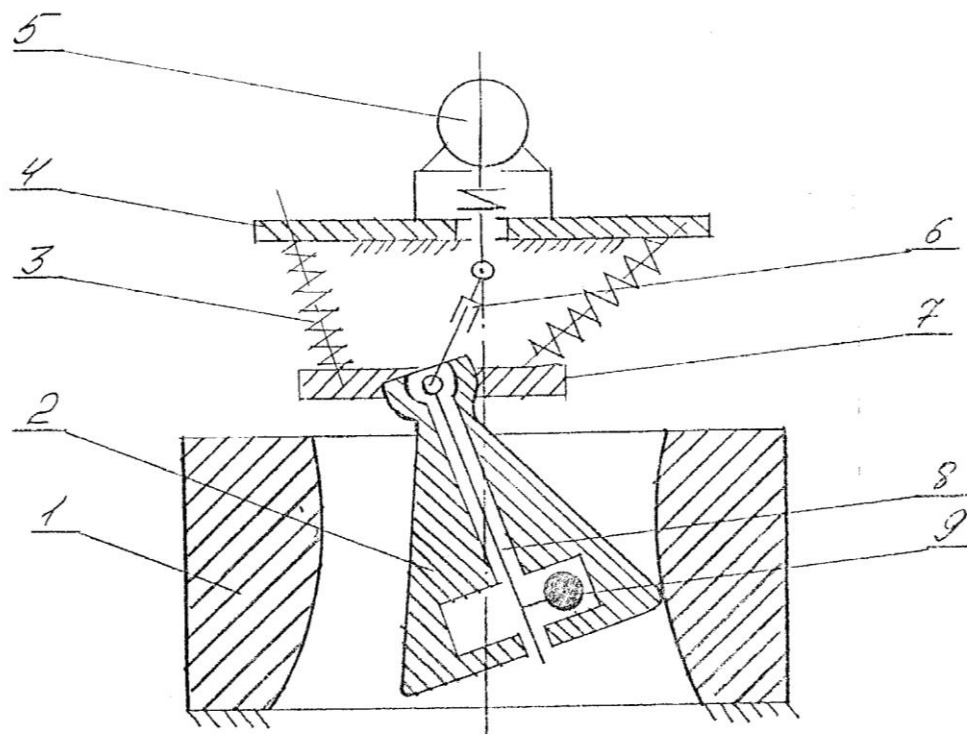


Рисунок 2.3 – Схема вібраційною конусної дробарки:

1 - корпус; 2 - дроблячий конус; 3 - підвіска; 4 - рама; 5 - привідний електродвигун; 6 - карданний вал; 7 - шарнір; 8 - дебалансний вал; 9 - дебаланс

котрої привідним органом служить віброзбуджувач. Таке конструктивне виконання машини дозволяє ефективно змінювати розмір зазору між робочими органами, підвищити технологічну гнучкість установки.

Залежно від типу віброприводу найбільш поширеними є вібраційні дробарки з інерційними і кінематичними віброзбуджувачами [5, 19].

Серед основних структурних елементів інерційного конусного віброподрібнювача можна виділити чашу 1 (рис. 2.3), дроблячий конус 2, інерційний елемент 9 із приводом його обертання і пружну систему, що дозволяє частково зрівноважити виникаючі інерційні зусилля. У процесі роботи машини дебаланс, притискаючи конус 2 до чаші, розвиває додаткові сили інерції, що перевищують відцентрові сили інерційного елемента. Внаслідок цього конус починає обертатись в протилежну сторону навколо власної осі й обкочуватися по внутрішній поверхні чаші, здійснюючи дроблення матеріалу в зоні зближення конуса і чаші.

### 2.3 Особливості конструкцій і принципу дії валкових вібродробарок

При обробці матеріалу у валкових дробарках частинки продукції затягуються у простір між барабанами, що обертаються назустріч один одному, де і дробляться. Однократність стиску шматків продукції при проходженні їх між робочими органами зумовлює малий вихід дрібних фракцій, внаслідок чого дані дробарки практично не переподрібнюють матеріал.

Робочі барабани, які називають валками, можуть виконуватися гладкими або зубчатими. Дробарки з гладкими валками широко використовуються для середнього і дрібного подрібнювання достатньо твердого матеріалу. Установки з зубчатими валками, що виготовляються в одно- дво- і багатовалковому виконанні, відрізняються громіздкістю і деякими незручностями експлуатації.

Подрібнювальна дія валкових дробарок полягає в розчавлюванні при дуже обмеженому стиранні. Значне підвищення стираючого ефекту і

відповідно можливість здійснення тонкого подрібнювання матеріалу має місце у вібраційних валкових дробарках.

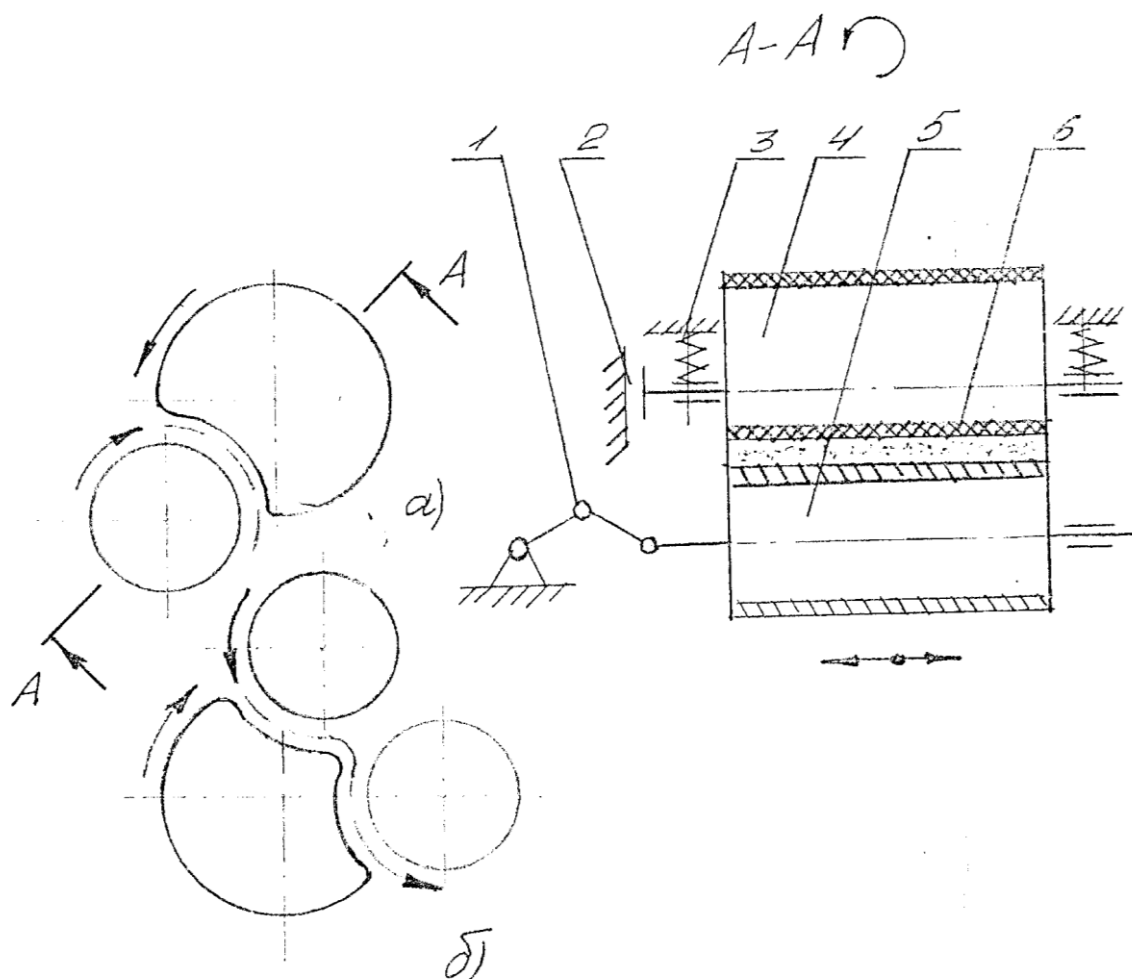


Рисунок 2.4 – Схема робочих органів валкової вібродробарки:  
*a* - двовалкова схема; *б* - тривалкова схема; 1 - привод; 2 - фрикційна муфта; 3 - пружні елементи; 4 - підпружинений барабан; 5 - жорсткий барабан; 6 - продукція

Валковий віброподрібнювач містить пружні циліндричні барабани 4 і 5 (рис. 2.4 а) [9] і привод зворотно-поступального руху 1. При обертанні барабана 5 за рахунок контакту між поверхнями, обертання передається барабану 4. При цьому фрикційна муфта 2 пригальмовує підпружинений барабан 4. Привід зумовлює значне підвищення стираючої дії на продукцію при зворотно-поступальному русі барабана 5. Дана схема обробки дозволяє збільшити інтенсивність подрібнення при знижені пошкоджуваності продукції, що дає можливість, зокрема, знизити втрати зерна при переробці. Збільшення

поверхні контакту в процесі обробки продукції в даній вібромашині можна досягти, використовуючи тривалкову схему (рис 2.4, б). Такий віброподрібнювач містить три підпружинені циліндричні барабани, але все ж при його роботі раму передаються значні зусилля а самі коливні маси погано збалансовані, що обмежує область застосування даних віброподрібнювачів.

#### 2.4 Особливості конструкцій і принципу дії вібраційних дробарок із спеціальним мелючим тілом

У конусних дробарках в якості мелючого тіла використовується конус, у валкових - циліндри. З метою підвищення площі контакту взаємодіючих поверхонь (інструмент - матеріал) у дробильних установках часто використовуються мелючі елементи спеціальної форми.

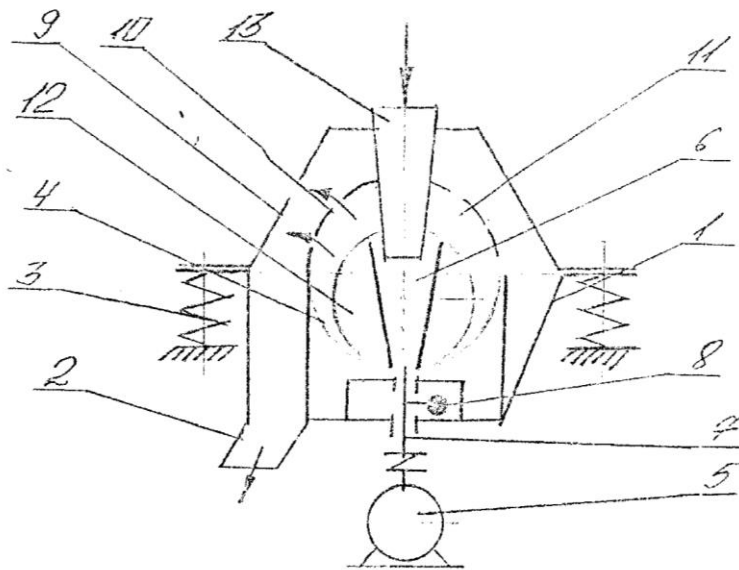


Рисунок 2.5 – Схема вібродробарки із сферичним мелючим тілом:

1 - корпус; 2 - канал для розвантаження; 3 - пружна опора; 6 - наскрізний отвір; 7 - привідний вал; 8 - віброзбуджувач; 9 - кришка; 10 - перфорована перегородка; 11 - порожнина; 12 - мелюче тіло; 13 – завантажувальний патрубок

У ряді дробарок використовуються мелючі тіла сферичної форми. У корпусі 1 (рис 2.5) [9] вібраційної дробарки такого типу всередині помольної

камери 4 розміщений мелючий елемент 2 із наскрізним отвором 6, а в його нижній частині змонтований приводний вал 7 з не зрівноваженою масою 8. Між кришкою 9 і мелючим тілом, у корпусі встановлена перфорована перегородка 10, що замикає зверху помольну камеру і відокремлює від неї порожнину 11 виносу продукції в канал 12. У процесі роботи дробарки корпус 1 в результаті обертання дебалансного вала 7 здійснює гіраційні коливання, що викликають обкочування поверхні камери 4 робочим тілом 2, а завантажені в центральний патрубок 13 частки сировини засипаються в отвір 6, розносяться відцентровими силами по камері подрібнення, де і розмелюються.

## 2.5 Особливості конструкцій і принципу дії кулькових дробарок

Найбільш ефективно в даний час застосовується вібраційний метод подрібнення, який здійснюється в вібраційних дробарках, в середовищі мелючих тіл. Вібраційна дробарка проста за конструкцією. Вона складається із робочої камери, заповненої тілами, що мелють (сталевими кульками або стержнями), одного або декількох інерційних вібраторів, які тісно з'єднані з робочою камерою. Камера встановлюється за допомогою пружних елементів на раму (рис. 2.6) [19]. Всередині робочої камери встановлюються калібрувальні решета, через які подрібнений матеріал виходить із зони подрібнення і подається до розвантажувальних люків.

При обертанні вала інерційного вібратора камера починає здійснювати вібраційний рух. Під дією вібрації тіла, що мелють і подрібнений продукт здійснюють швидкі коливні рухи, які повторюють форму траєкторії робочої камери, і одночасно вся вага завантаження здійснює повільні циркуляційні переміщення по замкнених еліпсоподібних траєкторіях, які визначаються стінками робочої камери.

Подрібнення проходить внаслідок відносного переміщення тіл, що мелють і продукту, що обробляється, в результаті ударів кульок, роздавлювання і стирання. Висока частота коливань і велика кількість кульок в камері створюють багатократні дії на подрібнюваний продукт, що забезпечує

продуктивність і високоякісне диспергування. Основний вплив на характер процесу подрібнення здійснює частота, розмах і форма траєкторії коливань,

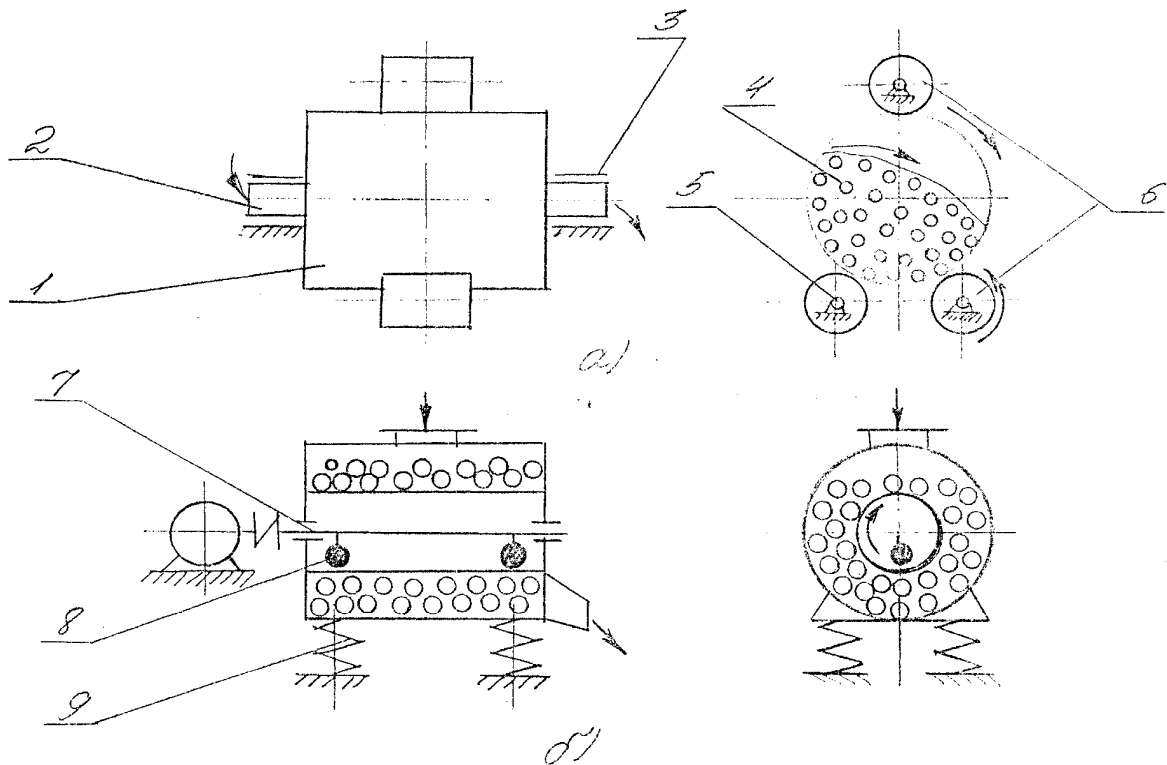


Рисунок 2.6 – Схеми кулькових млинів:

а - відцентровий; б - інерційний; 1 - робочий контейнер; 2, 3 - патрубки для завантаження та розвантаження; 4 - кульовий наповнювач; 5 - приводні ролики; 6 - опорні ролики; 7 - привідний вал; 8 - нерівноважений (інерційний) елемент; 9 - пружні опори

а також розміри і матеріалу тіл, які мелють, конструкції робочої камери.

Якість подрібнення залежить від відношення між кількістю тіл, які мелють і продукту, ступеня заповнення камери.

Більш рівномірне розділення продукту, що подрібнюється у об'ємі тіл, що подрібнюють та внаслідок, підвищення якості подрібнення можуть бути досягнуті у вібромлині з обертовою камерою. Камера такого вібромлина має біциліндроконічну форму. Конічні кінці камери опираються на пневмобалонні котки, а циліндрична частина - на привідний ексцентриковий ролик. Діаметр ролика значно менший від діаметра циліндричної частини камери, тому, забезпечує високу частоту коливань, він здійснює їй повільне обертання (рис. 2.6, а).

## 2.6 Існуючі конструктивні схеми сепараторів та перспективи їх розвитку

При сортуванні використовують наступні основні типи сепараторів [20]:

а) колосникові сепаратори, які складаються з окремих елементів (колосників);

б) плоскі коливні сепаратори, які отримують коливання від певного механізму, причому коливання здійснюються в площині решета або під кутом до нього;

в) плоскі вібраційні сепаратори, які створюють швидкі вібрації змінної амплітуди, приблизно нормально до площини решета;

г) барабанні сепаратори у вигляді решітчастого циліндра або зрізаного конуса, що повільно обертається навколо своєї осі.

Останні три типи по суті є рухомими сепараторами з більш або менш складним механізмом, а поверхня, на якій проводиться сепарування, може бути із штампованого листа або з дротяного сита.

Плоскі коливні і плоскі вібраційні сепаратори можна об'єднати в одну групу плоских рухомих сепараторів, дія яких оснований не лише на силі ваги, але й на взаємодії її сил інерції і тертя.

Плоскі сепаратори мають такі переваги:

- вони дають добре сортування, оскільки у них працює вся поверхня
- решета займають мало місця;
- зручні для обслуговування і ремонту.

Недоліки плоских сепараторів:

- велика швидкість руху, що вимагає доброго виконання, догляду і мащення частин, що труться;
- поштовхи і струси, що передаються будинку;
- порівняно швидке зношення решіт;
- шум при роботі.

У коливних сепараторів короб здійснює вимушений рух завдяки наявності жорсткого кінематичного зв'язку між рухомих механізмом (ексцентриком) і коробом. Величина ходу і траєкторія руху точок короба є достатньо визначеними, незалежними від швидкості і навантаження на сепаратор.

У вібраційних сепараторів жорсткий кінематичний зв'язок між рухомих механізмом і коробом відсутній. Амплітуда вільних коливань (вібрацій) залежить від динамічних факторів - сил інерції, жорсткості пружин, величини рухомих мас та інше.

Для вібраційних сепараторів характерна мала амплітуда і велика частота вібрацій. У вібраційному сепараторі рух, приблизно нормальний до поверхні решета, призначений для покращення якості сортування тим, що швидкі коливання решета вгору та вниз, підкидаючи матеріал, сприяють звільненню застряглих зерен, провалювання нижнього сорту і стратифікацію всього шару матеріалу, при якій більш крупні частини відкидаються на поверхню шару, а більш дрібні залишаються внизу, біля решета, що також покращує сортування. Характер руху решета вібраційного сепаратора сприяє ще й збільшенню продуктивності, а також оскільки рух матеріалу здійснюється майже без притоку енергії зовні, а тільки за рахунок дії сили тяжіння, то витрата потужності є малою.

У вібраційному сепараторі рух решета викликається або повністю або частково динамічними причинами, причому напрямок руху приблизно або навіть точно нормальний до площини решета; амплітуда вібрацій тут не строго постійна, а може залежати від кутової швидкості вала механізму, або ж від розміщення вібратора.

Вібраційні сепаратори дають найкраще сортування, ККД якої доходить до 90%, відрізняються найбільшою продуктивністю на  $1\text{ м}^2$  площі решета і найменшою витратою потужності.



Вібраційні сепаратори за способом надання руху решету можна розділити на такі класи: механічні і електричні сепаратори. Механічні можна розділити по принципу дії механізму на два типи:

- ударні, дія яких заснована на ударі, що наноситься решету або окремими його точками за допомогою молотків або ж кулачковим механізмом;
- інерційні, які діють за допомогою сили інерції не зрівноважених обертових мас.

Ударні сепаратори отримують коливання від ексцентрика і в кінці ходу вдаряють об буферний брус. В результаті сильних ударів машина є не довговічною, робота супроводжується сильними шумами, тому такі сепаратори не знайшли широкого розповсюдження. Ударні сепаратори з молоточками, що вдаряють в сито, також майже вийшли із використання.

Найбільш вживаний тип сучасних інерційних сепараторів - з незбалансованим швидко обертовим шківом, що викликає своєю відцентровою силою інерції вібрації рами сепаратора, яка повинна бути прикріплена пружно до головної нерухомої станини, для цього використовуються пружини (листові або гвинтові), гума.

Дія електричних сепараторів основана на притягуванні і відпусканні решета електромагнітом, через який пропускається змінний однофазний струм, тут вібрації відбуваються не силами інерції, а електромагнітною силою. Таким чином відпадає потреба в механічному приводі і принцип дії цього сепаратора є чисто електричний. Недоліки цих сепараторів в тому, що вони потребують особливого генератора для перетворення струму і їх котушка може перегорати. Крім того, вони займають багато місця по висоті і потребують уважного догляду, і нарешті вони дорогі і дуже чутливі до вологи. Тому найбільш задовільними для сепарування дрібних сортів сільськогосподарської продукції слід визнати механічні вібраційні грохота інерційного типу.

Залежно від режиму обробки продукції можна виділити вібраційне сепарування, тобто ситове розділення неоднорідної системи у вібраційному

полі без підкидання і ударне. Безперервний контакт із ситовою поверхнею і відсутність інтервалів відносного спокою для першого режиму збільшує ймовірність просіювання частинок з нижнього шару і зменшує динамічні навантаження на робочі органи. Але при цьому має місце надлишковий тиск верхніх шарів продукції, що збільшує сили тертя між частинами нижніх шарів. Такий режим обробки доцільний для розділення суміші по ширині і товщині частинок за допомогою пробивних листових сит з круглими і прямокутними отворами, а також плетених металевих сит. Для чіткого розділення сипучих мас по товщині (ширині) частинок на велику кількість фракцій використовують робочий режим з рівномірними круговими вібраціями лотка в горизонтальній площині. При цьому в якості робочих органів використовується поярусне розташування сит, які виготовляють із металу, шовку або штучного волокна, а ситові корпуси виконуються у формі шафи, що забезпечує герметичність і зручність в експлуатації.

При необхідності розділення суміші, що має частинки різноманітної форми та зв'язаних сипучих сумішей, доцільно використовувати рівномірно кругові коливання лотка в режимі з безперервним підкиданням. При цьому віброударна дія сприяє не лише розпушенню і само сортуванню неоднорідної системи, але й потребує використання міцних і жорстких сит, які частіше виконуються у вигляді колосників.

На вибір вібраційного режиму обробки також впливає форма частинок продукції. Для просіювання частинок, форма яких була близькою до сферичної, оптимальними вважаються кругові поступальні коливання в горизонтальній площині. Коли форма частинок продовгувата, то ефективними є прямолінійні коливання.

До основних технологічних факторів, що визначають конструктивні особливості вібросепараторів можна віднести періодичність і послідовність стадій циклу обробки продукції.

Вібраційні сепаратори безперервної дії використовуються, як правило, в основному технологічному процесі, для ефективною реалізації якого потрібна

стабільність за густиною, складом та іншими характеристиками вихідної суміші. Вібросепаратори періодичної дії доцільні або на допоміжних операціях, або в якості обладнання для оцінки ефективності основних машин. Такі установки відрізняються порівняно невеликою продуктивністю, але мають високу точність сепарування.

Послідовність виділення фракцій неоднорідної системи визначає особливості виконання робочих органів вібросепараторів. Так, ярусне розташування сит має місце при сепаруванні продукції від великої до дрібної фракції. Для такого процесу характерне точніше сепарування внаслідок поступового розділення великих частинок від дрібних і зменшення ступеня подрібнення великих фракцій, оскільки вони виводяться вже на перших ситах. Крім того, вся маса подається на більш міцне перше сито, що зумовлює підвищення довговічності решти сит. При розділенні спочатку дрібних фракцій сита розташовують в одній площині, горизонтальній або похилій. Такі машини відрізняються простотою конструкції, зручністю в обслуговуванні і експлуатації. Комбінація розглянутих способів сепарування може мати місце в апаратах барабанного типу.

Серед конструктивних класифікаційних ознак вібросепараторів можна виділити особливості виконання робочих органів і привідного механізму.

Залежно від особливостей траєкторії робочого руху ситового механізму розрізняють сепаратори з гіраційними, лінійними, круговими або еліптичними площинними і просторовими коливаннями. Коливний режим у вібросепараторах здійснюється завдяки механічним або електромагнітним віброзбудувачам, які експлуатуються в резонансних або за резонансних режимах. Серед механічних віброприводів най розповсюдженіші ексцентрикові, дебалансні і самобалансні.

До вібраційних сепараторів з прямолінійними коливаннями короба можна віднести швидкохідні сепаратори на похилих опорах, резонансні сепаратори з ексцентриковим механізмом і з електромагнітним віброприводом і сепаратори з самобалансним віброзбудувачем.

Швидкохідний сепаратор на похилих пружних опорах має два горизонтальних сита, які складають систему з двох коливних мас. На одному

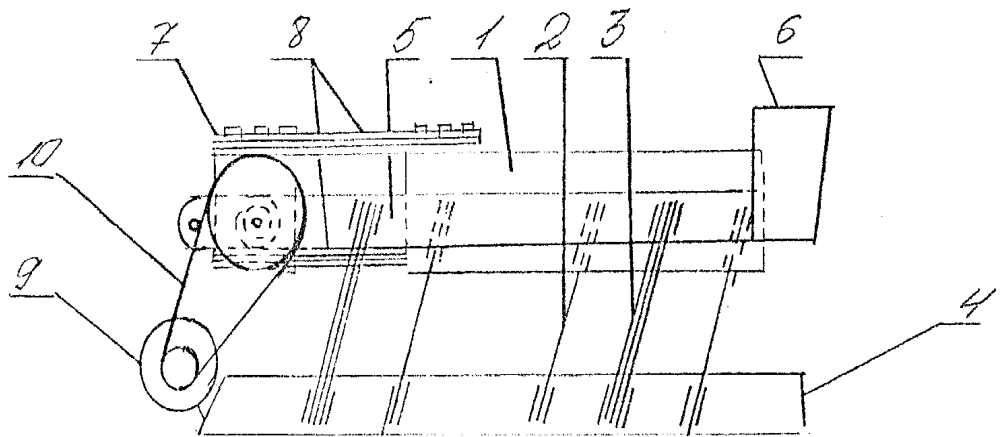


Рисунок 2.7 – Швидкохідний сепаратор на пружних опорах:

1 – короб з ситом; 2,3 – пружні опори; 4 – опорна рама; 5 – рухома рама; 6 – конус; 7 – ексцентриковий вал; 8 – пружні шатуни; 9 – електродвигун; 10 – клинопасова передача

коробі змонтований ексцентриковий вал, а шатун передає коливання другому коробу. Схожу принципову схему має сепаратор Сайманса, що використовується в США і представлений на рисунку 2.7. Короб 1 сепаратора з ситом кріпиться на пружних опорах 2 до нерухомої опорної рами 4. До цієї ж рами на опорах 3 кріпиться рухома рама 5, яка складається з двох паралельних балок, зв'язаних конусом 6 для подачі матеріалу на сито. На рухомій рамі змонтовано ексцентриковий вал 7, від якого пружними шатунами 8 передається коливання коробу.

Такий сепаратор є повністю врівноваженими, як система з двох мас, що коливаються під дією внутрішніх сил. Це дозволяє розвивати високі швидкості обертання приводного вала (1000 – 1100 об/хв), збільшувати розмір короба. Шарнірні вузли тут відсутні за рахунок пружних опор, що є перевагою даного типу сепараторів.

Резонансні сепаратори з ексцентриковим механізмом мають ситові поверхні, які підвішуються на похилих шарнірних або пружних підвісках.

Передача руху коробом від електродвигуна здійснюється ексцентриковим механізмом.

На рисунку 2.8 представлена схема двох масного резонансного сепаратора [21]. При обертанні ексцентрикового вала відбувається деформація пружини шатуна, що є пружним елементом привода. Сила пружності в цьому елементі змінюється за синусоїдальним законом і викликає вимушені коливання верхнього короба, який викликає коливання нижнього.

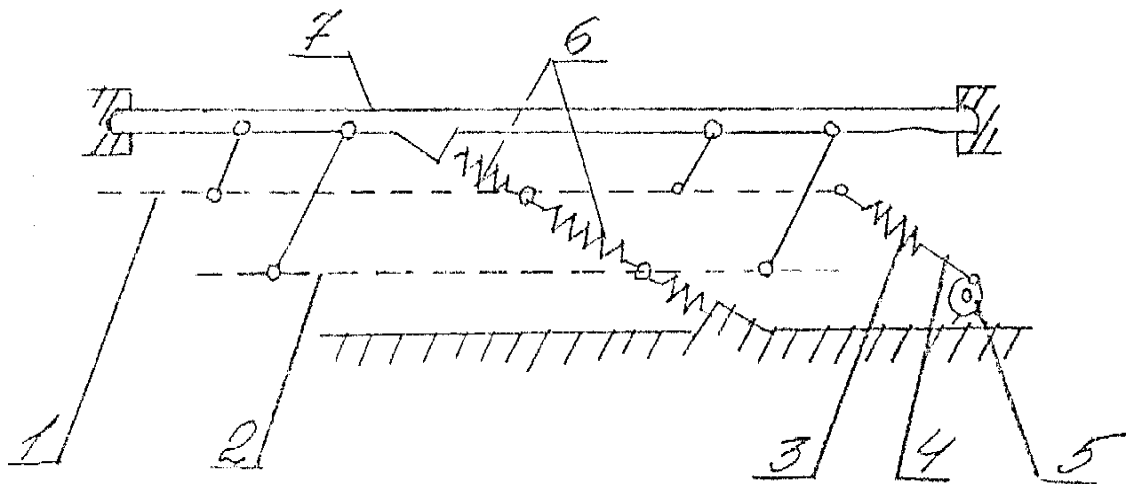


Рисунок 2.8 – Схема двохмасного резонансного грохота:

- 1, 2 – сита; 3, 6 – пружні елементи; 4 – шатун; 5 – ексцентриковий вал;  
7 – підтримуюча конструкція

Незначні відхилення від рівноважної ваги дебалансних вантажів викликають кругові рухи центра вала з малим радіусом, які суттєво не впливають на роботу гнучкої передачі від електродвигуна. Тому самоцентруючі сепаратори не потребують точного балансування і це є їх суттєвою перевагою перед гіраційними сепараторами, в яких незрівноваженість передається на опорні конструкції.

Для створення просторових коливань ситової поверхні можна використати вібробуджувач з вертикальною віссю обертання, площини дебалансів, якого зміщені одна відносно одної на деякий кут  $\alpha$ . Нормальна експлуатація такої вібросистеми можлива при співпаданні осі

вібробудувача і центра ваги маси, що коливається. Для створення просторових рухів сита по лініях, які лежать на циліндричній поверхні заданих радіусів можна використати двох вальну систему вібробудувача, розташування дебалансів, якого дозволяє створити напрямлену змушувальну силу і момент.

Підсумовуючи даний підрозділ, можна провести класифікацію основних типів вібраційних сепараторів, яка представлена в таблиці 2.1. Проаналізувавши дану класифікацію можна вибрати клас сепараторів, який найбільше підходить для лушення та сепарації гречки.

У силу своїх конструктивних особливостей та принципів роботи кожен із цих типів обладнання має свою область доцільного використання. Поряд із ними, останнім часом все більшого розповсюдження набувають вібраційні дробарки та млини із інерційними (дебалансними) вібробудувачами.

Таблиця 2.1- Класифікація основних типів сепараторів

Класифікаційна ознака	Тип сепаратора
Технологічне призначення	а) Сепаратори класифікатори; - для просіювання - для калібрування - для сортування б) Сепаратори – живильники в) Сепаратори – зневоложувачі г) Бункерні гідрокласифікатори
Періодичність технологічного циклу	а) Періодичної дії б) Безперервної дії
Характер режиму обробки	а) Інерційні що працюють в режимі без підкидання б) Ударно - вібраційні
Особливості переміщення продукції в робочій зоні	а) Сепаратори з вібротранспортуванням продукції б) Сепаратори з пневмовібраційним переміщенням продукції в) Сепаратори з само сортуванням продукції
Послідовність виділення фракцій	а) Машини з просіюванням від дрібної до мілкої фракції.

	б) Машини з просіюванням від мілкої до дрібної фракції. в) Машини з комбінованим режимом просіювання.
--	----------------------------------------------------------------------------------------------------------

## Продовження таблиці 2.1

Класифікаційна ознака	Тип сепаратора
Розташування ситових поверхонь	а) Послідовне б) Ярусне в) Комбіноване
Тип пружної системи машини	а) Сепаратори з механічними пружними елементами. б) Сепаратори з пневматичними пружними елементами.
Особливості траєкторії руху робочих органів	а) з просторовими коливаннями б) Сепаратори з просторовими коливаннями сит.
Особливості віброзбуджувача машини	а) Резонансні сепаратори з електромагнітним збуджувачем. б) Резонансні сепаратори з механічним віброзбуджувачем: 1) з двохмасним ексцентриковим віброприводом 2) з трьохмасним ексцентриковим віброприводом в) За резонансні сепаратори з механічним віброзбуджувачем: 1) з самобалансним віброприводом 2) з простим дебалансним віброприводом 3) з самоцентруючим віброприводом
Геометрична форма поверхні, що просіює	а) Колосникові сепаратори. б) Сепаратори з плоскими ситами. в) Барабанні сепаратори: 1) з циліндричною ситовою поверхнею 2) з конічною ситовою поверхнею
Геометрична форма просіюючої поверхні	1) з циліндричною ситовою поверхнею 2) з конічною ситовою поверхнею
Особливості ситової поверхні	а) Сепаратори з пробивними металевими ситами. б) Сепаратори з плетеними ситами: 1) з металевої сітки; 2) з штучного волокна.
Форма отворів на ситовій поверхні	а) Сепаратори з круглими отворами на ситах. б) Сепаратори з квадратними (прямокутними) отворами на ситах. в) Сепаратори з продовгуватими отворами на ситах.

Характер зв'язку робочих органів і корпусу машини	а) Сепаратори з пружно підвішеними робочими органами. б) Сепаратори з пружно опорними робочими органами.
---------------------------------------------------	-------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Незаперечними перевагами таких дробарок та млинів порівняно із традиційними є вищий ступінь подрібнення, значно вища частота качань подрібнювальних тіл та більші зусилля подрібнення, а також перехід від принципу подрібнення при заданій деформації матеріалу до принципу подрібнення із заданим зусиллям, подрібнення матеріалу вздовж природних поверхонь поділу та менші втрати на переподрібнені фракції. Отже застосування вібраційного подрібнення матеріалу призводить до зменшення енергоємності процесу, вищої інтенсивності та якості подрібнення при менших втратах на переподрібнення.

Вказані вище переваги вібродробарок та вібромлинів роблять їх незамінними при подрібненні продукції у переробних галузях сільськогосподарського виробництва, наприклад, при виробництві круп, коли необхідно очистити зерно від луски (лущення гречки) або розділити її на декілька частин вздовж природних поверхонь поділу (лущення гороху). Інерційні віброприводи таких машин повинні розвивати зусилля достатні для відколювання луски або поділу зернин вздовж природних поверхонь поділу, але ці зусилля мають бути меншими від зусиль руйнування ядра зернин, що запобігатиме переподрібненню крупи та втраті її харчових і смакових властивостей.

Водночас, у відомих вібраційних дробарках рухомі подрібнювальні тіла в процесі роботи рухаються у напрямку до нерухомих подрібнювальних тіл, або взагалі без поперечних переміщень, або при незначних поперечних переміщеннях, що при невеликій кількості поверхонь природного поділу у зернин (від однієї до декількох), внаслідок стохастичності процесу руху зернин, призводить до защемлення відносно великої їх кількості між подрібнювальними тілами таким чином, що зусилля, які діють на зернину



направлені під прямим (або близьким до нього) кутом до поверхонь природного поділу зернин. У таких умовах стає неможливим розділ зернин вздовж їх природних поверхонь поділу і зернина або взагалі не подрібнюється або руйнується ядро зернини і втрачається її харчова цінність. Для усунення цього негативного явища, необхідно щоб рухомі подрібнювальні тіла вібраційних дробарок рухались у напрямку до нерухомих при значних поперечних переміщеннях, або точки поверхні рухомого подрібнювального тіла рухались по траєкторії, що має форму витягнутого еліпса із великою віссю паралельною до поверхні нерухомого подрібнювального тіла. За таких умов у процесі защемлення зернини між подрібнювальними тілами, проходитиме і її провертання, а отже збільшуватиметься ймовірність того, що зусилля які діють на зернину, в окремі моменти часу, будуть направлені під косим до поверхонь природного поділу зернин кутом, або будуть паралельними до них, а отже створюватимуться умови для подрібнення зернин вздовж їх природних поверхонь поділу.

Реалізувати вказану траєкторію руху подрібнювальних тіл, а отже значно покращити якість подрібнення дозволяє однопривідний вібраційний дробильно-сепараторний комплекс, який дозволяє поряд із якісним подрібненням, здійснювати і розділ обробленого матеріалу на фракції (ядра та луску), причому, як рух подрібнювального тіла вібродробарки так і рух сепараторних сит здійснюється від одного електромеханічного відцентрового віброприводу із вертикальним дебалансним валом, що істотно спрощує конструкцію комплексу, підвищує його надійність та зменшує вартість і енергоємність процесу роботи.

Таким чином, в результаті аналізу існуючих конструкцій дробарок та сепараторів можна зробити висновок, що вони мають досить складні конструкції, погану збалансованість коливних частин та порівняно високу енергоємність процесу роботи, тому найбільш перспективними є дробарки та сепаратори принцип роботи яких ґрунтується на використанні вібраційної дії із еліпсоподібною траєкторією коливань та можливість виконання декількох

операцій на одній машині, реалізувати вказану траєкторію руху подрібнювальних тіл, а отже значно покращити якість подрібнення дозволяє однопривідний вібраційний дробильно-сепараторний комплекс, який дозволяє поряд із якісним подрібненням, здійснювати і розділ обробленого матеріалу на фракції (ядра та луску), причому, як рух подрібнювального тіла вібродробарки так і рух сепараторних сит здійснюється від одного електромеханічного відцентрового віброприводу із вертикальним дебалансним валом, що істотно спрощує конструкцію комплексу, підвищує його надійність та зменшує вартість і енергоємність процесу роботи.

### 3 ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЛУЩИЛЬНО-СЕПАРАТОРНОГО КОМПЛЕКСУ

Для подрібнення твердих тіл у різних галузях промисловості (гірничорудній, хімічній, будівельній, харчовій та ін.), а також у сільськогосподарському та переробному виробництвах широкого застосування набули щокові, гіраційні (конусні), молоткові (ударно-відцентрові), валкові, барабанні та кулькозаповнені вібраційні дробарки чи млини, у яких використовуються такі методи руйнування оброблюваного матеріалу як роздавлювання, розколювання, удар та стирання. Конструкції таких дробарок описані у попередніх розділах. У силу своїх конструктивних особливостей та принципів роботи кожен із цих типів обладнання має свою область доцільного використання. Поряд із ними, останнім часом все більшого розповсюдження набувають вібраційні дробарки та млини із інерційними (дебалансними) вібробудувачами. Незаперечними перевагами таких дробарок та млинів порівняно із традиційними є вищий ступінь подрібнення, значно вища частота качань подрібнювальних тіл та більші зусилля подрібнення, а також перехід від принципу подрібнення при заданій деформації матеріалу до принципу подрібнення із заданим зусиллям, подрібнення матеріалу вздовж природних поверхонь поділу та менші втрати на переподрібнені фракції. Отже застосування вібраційного подрібнення матеріалу призводить до зменшення енергоємності процесу, вищої інтенсивності та якості подрібнення при менших втратах на переподрібнення.

Вказані вище переваги вібродробарок та вібромлинів роблять їх незамінними при подрібненні продукції у переробних галузях

сільськогосподарського виробництва, наприклад, при виробництві круп, коли необхідно очистити зерно від луски (лущення гречки) або розділити її на декілька частин вздовж природних поверхонь поділу (лущення гороху). Інерційні віброприводи таких машин повинні розвивати зусилля достатні для відколювання луски або поділу зернин вздовж природних поверхонь поділу, але ці зусилля мають бути меншими від зусиль руйнування ядра зернин, що запобігатиме переподрібненню крупи та втраті її харчових і смакових властивостей.

Водночас, у відомих вібраційних дробарках рухомі подрібнювальні тіла в процесі роботи рухаються у напрямку до нерухомих подрібнювальних тіл, або взагалі без поперечних переміщень, або при незначних поперечних переміщеннях, що при невеликій кількості поверхонь природного поділу у зернин (від однієї до декількох), внаслідок стохастичності процесу руху зернин, призводить до защемлення відносно великої їх кількості між подрібнювальними тілами таким чином, що зусилля, які діють на зернину направлені під прямим (або близьким до нього) кутом до поверхонь природного поділу зернин. У таких умовах стає неможливим розділ зернин вздовж їх природних поверхонь поділу і зернина або взагалі не подрібнюється або руйнується ядро зернини і втрачається її харчова цінність. Для усунення цього негативного явища, необхідно щоб рухомі подрібнювальні тіла вібраційних дробарок рухались у напрямку до нерухомих при значних поперечних переміщеннях, або точки поверхні рухомого подрібнювального тіла рухались по траєкторії, що має форму витягнутого еліпса із великою віссю паралельною до поверхні нерухомого подрібнювального тіла. За таких умов у процесі защемлення зернини між подрібнювальними тілами, проходитиме і її провертання, а отже збільшуватиметься ймовірність того, що зусилля які діють на зернину, в окремі моменти часу, будуть направлені під косим до поверхонь природного поділу зернин кутом, або будуть паралельними до них, а отже створюватимуться умови для подрібнення зернин вздовж їх природних поверхонь поділу.

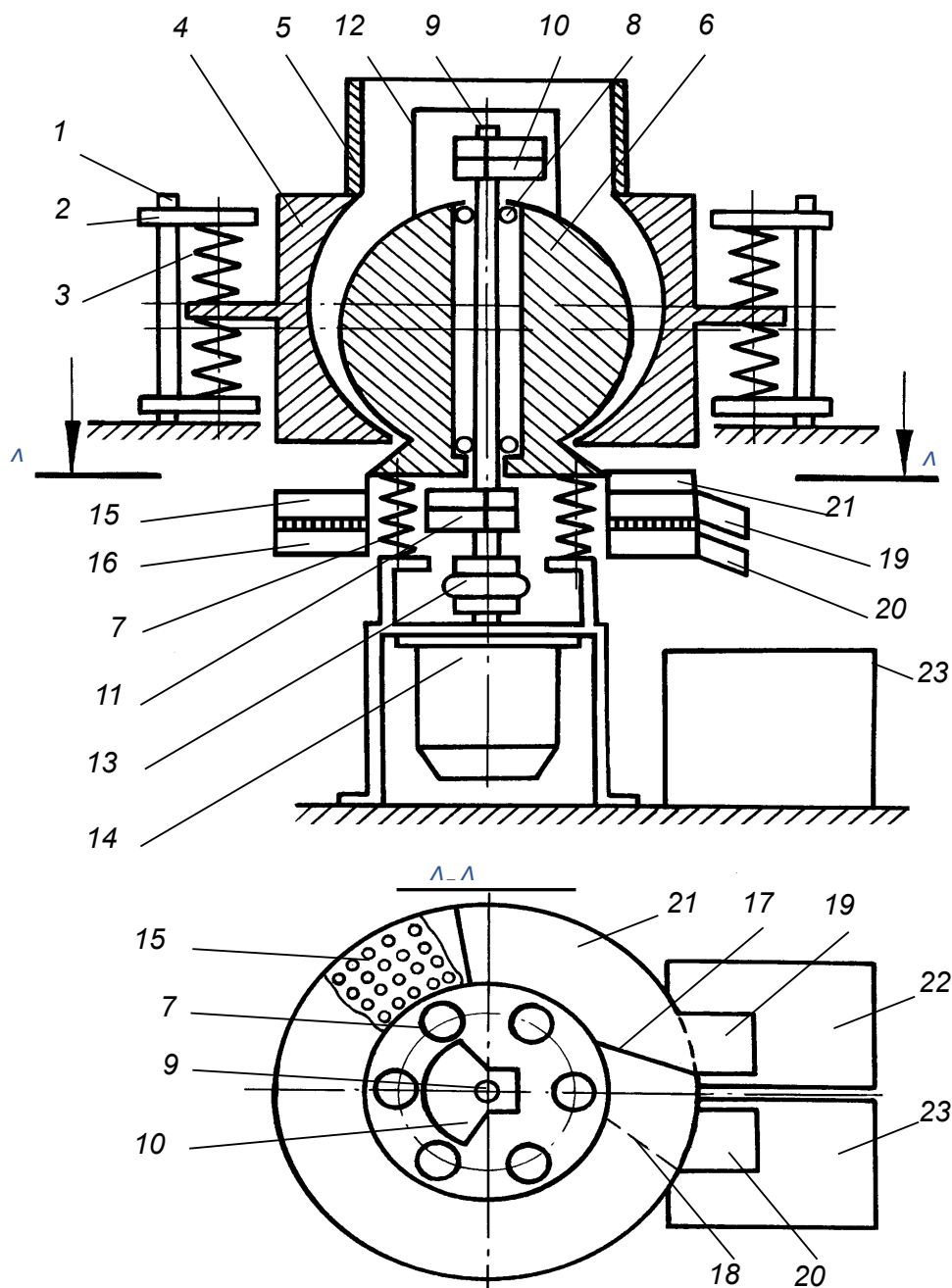
Реалізувати вказану траєкторію руху подрібнювальних тіл, а отже значно покращити якість подрібнення дозволяє запропонований однопривідний вібраційний дробильно-сепараторний комплекс, який дозволяє поряд із якісним подрібненням, здійснювати і розділ обробленого матеріалу на фракції (ядра та луску), причому, як рух подрібнювального тіла вібродробарки так і рух сепараторних сит здійснюється від одного електромеханічного відцентрового віброприводу із вертикальним дебалансним валом, що істотно спрощує конструкцію комплексу, підвищує його надійність та зменшує вартість і енергоємність процесу роботи.

Принципова конструктивна схема однопривідного вібраційного дробильно-сепараторного комплексу приведена на рис. 3.1. Комплекс складається із змонтованої у корпусі, за допомогою шпильок 1, кронштейнів 2 і спарених пружних елементів 3, дробильної камери 4 із внутрішньою сферичною робочою поверхнею. Зверху до дробильної камери 4 жорстко прикріплений завантажувальний патрубок 5. Всередині дробильної камери 4 встановлене із зазором рухоме подрібнювальне тіло 6, яке має сферичну зовнішню робочу поверхню і за допомогою пружних елементів 7 спирається на корпус. Всередині сферичного подрібнювального тіла 6, на підшипниках 8 змонтовано вертикальний вал 9, із розміщеними на його кінцях верхньою 10 та нижньою 11 парами дебалансних вантажів. Причому, пари дебалансних вантажів 10 і 11 встановлені таким чином, щоб між площинами які проходять через їх центри мас і вісь вертикального вала утворювався кут їх взаємного розвороту  $\alpha$  величиною у  $30 - 150^\circ$ . Верхня пара дебалансних вантажів 10 закрита, прикріпленим до сферичного подрібнювального тіла 6, кожухом 12. Нижній кінець вертикального вала 9, через еластичну муфту 13 з'єднаний із привідним електродвигуном 14. Нижня частина сферичного подрібнювального тіла 6 виконана у вигляді звуженого доверху зрізаного конуса, до нижньої площини якого прикріплений вивантажувальний канал, що складається із набору, встановлених один під одним кільцевих сепараційних лотків. Причому, верхній кільцевий лоток 15

має робочу перфоровану доріжку із отворами, а нижній 16 – суцільну. Всередині кільцевих лотків 15 і 16 закріплені вертикальні перегородки 17 та 18, вкінці яких змонтовані вивантажувальні вікна 19 і 20, відповідно. Над кінцем верхнього перфорованого сепараційного лотка 15 закріплено сектор суцільного кільцевого лотка 21, таким чином, щоб його кінець співпадав із верхньою вертикальною спрямовуючою перегородкою 17. Під вивантажувальними вікнами 19 та 20 встановлені приймальні бункери 22 і 23, відповідно.

Сферичний вібраційний млин працює наступним чином.

При включенні привідного електродвигуна 14, обертовий рух через еластичну муфту 13 передається до вертикального валу 9 із парами дебалансних вантажів 10 і 11, що призводить до виникнення системи двох взаємно нерухомих оберткових відцентрових сил. Під дією цих сил генеруються складні просторові коливання сферичного подрібнювального тіла 6, які можна розглядати як суму двох коливань: поступальних коливань центру мас по горизонтальній круговій траєкторії та кутових коливань навколо центру мас. При цьому кожна точка робочої поверхні сферичного подрібнювального тіла 6 коливається по траєкторії, яка має форму нахиленого під певним кутом до горизонтальної площини еліпсу. Такі коливання сферичного подрібнювального тіла 6 і точок його поверхні сприяють защемленню між сферичними робочими поверхнями помольної камери 4 і сферичного подрібнювального тіла 6 кусків оброблюваного матеріалу, їх провертанню та руйнуванню вздовж поверхонь поділу, що сприяє зменшенню енергоємності процесу подрібнення і покращує якість та рівномірність розмірів кінцевого продукту. Оброблюваний матеріал подається до помольної камери 4 через завантажувальний патрубок 5. Після обробітку у помольній камері 4, оброблюваний матеріал скочується по конусній поверхні сферичного подрібнювального тіла 6 на верхній кільцевий перфорований лоток 15. Оскільки кільцеві лотки 15 і 16 жорстко прикріплені до сферичного подрібнювального тіла 6, то точки їх поверхонь також



коливаються по траєкторіях, що мають форму нахиленого під певним кутом до горизонтальної площини еліпсу. Причому, точки поверхонь кільцевих сепаратійних лотків 15 і 16, які лежать на концентричному із віссю вертикального вала 9 колі, здійснюють ці коливання із зсувом фаз одна

Рисунок 3.1 – Принципова конструктивна схема однопривідного вібраційного дробильно-сепараторного комплексу:  
 1 – шпилька; 2 – кронштейн; 3 – пружні елементи; 4 – дробильна камера;  
 5 – завантажувальний патрубок; 6 – рухоме подрібнювальне тіло; 7 –

пружні елементи; 8 – підшипники; 9 – вертикальний вал; 10,11 - дебалансні вантажі; 12 – кришка; 13 – з'єднуюча муфта; 14 – двигун; 15, 16 – сепараційні лотки; 17, 18 – вертикальна перегородка; 19,20 – вивантажувальні вікна; 21 – кільцевий лоток; 22, 23 – приймальні бункери

відносно одної. Такі коливання точок поверхонь кільцевих сепараційних лотків 15 і 16 можна розглядати як розповсюдження вздовж їх кільцевих осей квазіхвиль, які складаються із біжучих повздовжньої і поперечної квазіхвиль, що зсунуті одна відносно одної на  $90^\circ$ . Причому, хвилеві фронти обох квазіхвиль мають форму площин, які проходять через вісь вертикального валу 9, а довжина квазіхвиль рівна довжині концентричного із віссю валу 9 кола, вздовж якого вона розповсюджується. Такі коливання точок поверхонь кільцевих сепараційних лотків 15 і 16, призводять до інтенсивного вібротранспортування оброблюваного матеріалу вздовж їх кільцевих доріжок. При цьому, оброблюваний матеріал невеликих розмірів просіюється через отвори перфорованої поверхні верхнього кільцевого лотка 15 і попадає на суцільну поверхню нижнього кільцевого лотка 16. При русі оброблюваного матеріалу вздовж кільцевих лотків 15 і 16, він ударяється об вертикальні перегородки 17 і 18, відповідно і спрямовується ними до вивантажувальних вікон 19 та 20, а звідти попадає у приймальні бункери 22 і 23, відповідно. Таким чином здійснюється поділ обробленого матеріалу на фракції за розмірами. Оскільки, для гарантування якісної сепарації обробленого матеріалу необхідно, щоб останній пройшов вздовж перфорованої поверхні певну відстань, то над верхнім кільцевим лотком 15, перед його спрямовуючою вертикальною перегородкою 17 закріплений сектор суцільного кільцевого лотка 21. Який запобігає просипанню оброблюваного матеріалу на поверхню кільцевого перфорованого лотка 15 перед вивантажувальним вікном 19 і спрямовує його на поверхню кільцевого перфорованого лотка 15 за цим вікном. Довжина суцільного кільцевого лотка 21 повинна бути достатньою для якісної сепарації на такій же довжині поверхні кільцевого перфорованого лотка 15.



Змінюючи масу пар дебалансних вантажів 10 і 11, їх ексцентриситет, шляхом повертання дебалансних вантажів один відносно одного у кожній парі, та кут взаємного розвороту  $\alpha$  пар дебалансних вантажів 10 і 11, можна плавно, у широких межах, регулювати складові траєкторії коливань сферичного подрібнювального тіла 6 і точок його поверхні, а також точок поверхонь кільцевих лотків 15 та 16. При цьому, будуть змінюватись зусилля із яким сферичне подрібнювальне тіло 6 діє на оброблюваний матеріал і швидкість вібротранспортування останнього вздовж поверхонь кільцевих лотків 15 та 16. Шляхом переміщення кронштейнів 2 із спареними пружними елементами 3 вздовж шпильок 1, можна регулювати зазор між сферичними робочими поверхнями помольної камери 4 та подрібнювального тіла 6. При необхідності поділу обробленого матеріалу на декілька фракцій за розмірами, можна встановити один під одним декілька кільцевих лотків 15 із перфорованими поверхнями, які мають різні діаметри отворів.

Запропонована конструкція однопривідного вібраційного луцильно-сепараторного комплексу, внаслідок застосування принципу подрібнення із заданим зусиллям та оптимальної траєкторії коливань подрібнювального тіла, забезпечує подрібнення матеріалу вздовж природних поверхонь поділу та менші втрати на переподрібнені фракції, а отже дозволяє якісно здійснювати процес подрібнення зерна при меншій енергоємності процесу. Використання вібраційного сепаративного пристрою, що має один із подрібнювальним тілом електромеханічний відцентровий вібропривід, дозволяє також, якісно здійснювати поділ обробленого матеріалу на фракції за розмірами, при значно меншій енерго- та металоємності, а отже вартості усього комплексу.

## 4 РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ЛУЩИЛЬНО-СЕПАРАТОРНОГО КОМПЛЕКСУ

### 4.1 Розрахунок вала на статичну міцність

Перевірний розрахунок вала виконують на статичну міцність і витривалість, а в окремих випадках – жорсткість і коливання. При цьому дійсні умови праці вала замінюють умовними і зводять до однієї з відомих розрахункових схем. При переході від конструкції до розрахункової схеми виконують схематизацію навантаження, опор і форми вала. Внаслідок такої схематизації, розрахунок вала стає приблизним. При складанні розрахункової схеми вали розглядають як прямі балки, розташовані на шарнірних опорах. При виборі виду опори приймають, що деформація вала незначна, одну з опор приймають шарнірно – нерухомою, а для компенсації незначних переміщень іншу шарнірно – рухомою. Якщо підшипники сприймають одночасно радіальне та осьове навантаження, то їх розглядають, як шарнірно–нерухому опору, а підшипники які сприймають радіальне навантаження – шарнірно–рухому опору. На схемах центр шарніра опори приймають по середині підшипника кочення або на відстані  $0,3 \dots 0,4$  довжини підшипника ковзання, з боку навантаження. Основним навантаженням на вали є сили від передач, які рівномірно розподілені по довжині маточини. На розрахункових схемах ці сили, а також обертаючий момент, розглядаються, як зосереджені, прикладені посередині маточини. З практики експлуатації відомо, що для валів основним видом руйнування є витривалість. Статичне руйнування спостерігається значно рідше, тому для валів розрахунок на витривалість є основним.

Для виконання розрахунку вала на витривалість складаємо розрахункову схему навантаження вала (рис. 4.1) та знаходимо значення  $M_{зг}$  та  $T$ .

Визначимо обертовий момент на валу за формулою:

$$T = \frac{P}{\omega}; \quad (4.1)$$

де  $p$  – потужність на валу двигуна, Вт;

$\omega$  - кутова швидкість вала, рад/с.

Кутову швидкість визначаємо за формулою:

$$\omega = \frac{n \cdot \pi}{30}, \quad (4.2)$$

де  $n$  – частота обертання вала двигуна, за  $хв^{-1}$ .

$$\omega = \frac{945 \cdot \pi}{30} = 98,9 \text{ рад/с.}$$

$$T = 1100/98,9 = 11,12 \text{ Нм.}$$

Величину сили, що виникає на валу знаходимо за формулою:

$$F = m \cdot r \cdot \omega^2, \quad (4.3)$$

де  $m$  – вага однієї противаги, кг;

$r$  – радіус дії сили на противагах, м;

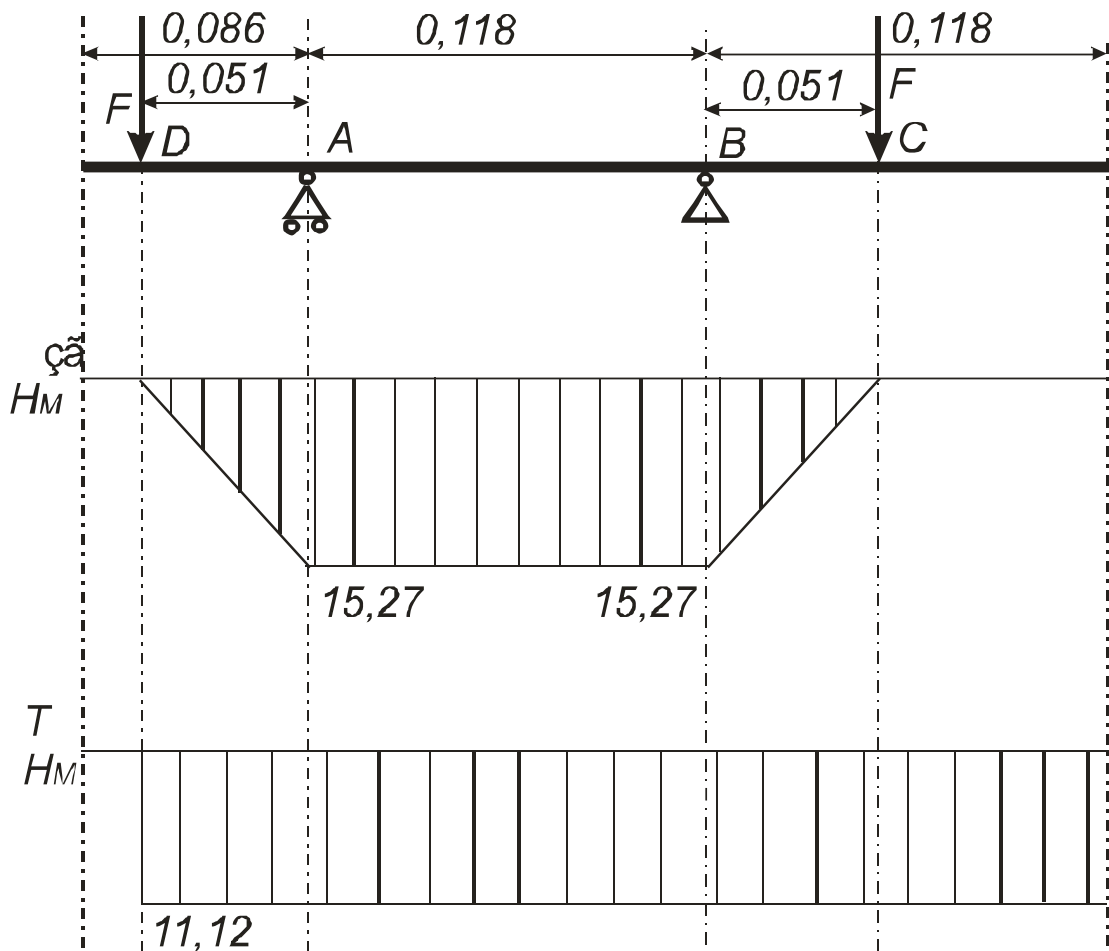


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема валу

$$F = 0.712 \cdot 0.043 \cdot 98.9^2 = 299.5 \text{ Н.}$$

Складаємо рівняння:

$$\sum M_B = 0,118R_A - 0.169F + 0.051F = 0 \quad (4.4)$$

$$\sum M_A = 0.169F - 0.051F - 0,118R_B = 0 \quad (4.5)$$

Із формули (4.4) знаходимо  $R_A$ .

$$R_A = \frac{0.169F - 0.051F}{0.118}, \quad (4.6)$$

$$R_A = \frac{0.169 \cdot 299.5 - 0.051 \cdot 299.5}{0.118} = 299.5 \text{ Н.}$$

Із формули (4.5) знаходимо  $R_B$ .

$$R_B = \frac{(0.169 - 0.051)F}{0.118} \quad (4.7)$$

$$R_B = \frac{(0.169 - 0.051)299.5}{0.118} = 299.5 \text{ Н.}$$

Перевірка:  $F_x = 0$

$$F_x = -2F + R_A + R_B = 0 \quad (4.8)$$

$$F_x = -2 \cdot 299.5 + 299.5 + 299.5 = 0$$

Визначаємо  $M_{зг}$ :

$$1. \text{ с. д. FB: } \quad 0 \leq X_1 \leq 0.051 \text{ м.}$$

$$M_{зг} = -F \cdot X_1 \quad (4.9)$$

$$M_1 = 0 \text{ при } X_1 = 0$$

$$M_2 = -299,5 \cdot 0,051 = -15,27 \text{ Нм при } X_1 = 0,051 \text{ м.}$$

$$2. \text{ с. д. ДА: } \quad 0 \leq X_2 \leq 0.051 \text{ м.}$$

$$M_2 = -F \cdot X_2 \quad (4.10)$$

$$M_2 = 0 \text{ при } X_2 = 0$$

$$M_2 = -299,5 \cdot 0,051 = -15,27 \text{ Нм при } X_2 = 0,051 \text{ м.}$$

$$3. \text{ с.д. АВ: } \quad 0 \leq X_3 \leq 0.118$$

$$M_3 = -F(X_2 + X_3) + R_A \cdot X_3 \quad (4.11)$$

$$M_3 = -299,5(0,051 + 0) + 299,5 \cdot 0 = -15,27 \text{ Нм} \quad \text{при } X_3 = 0.$$

$$M_3 = -299,5(0,051 + 0,118) + 299,5 \cdot 0,118 = -15,27 \text{ Нм} \quad \text{при } X_3 = 0,118 \text{ м.}$$

Розрахунок на статичну міцність виконують за допустимими напруженнями. Величину дійсних напружень, які виникають у різних перерізах вала можна визначити з рівняння міцності за гіпотезою найбільших дотичних напружень (з теорії міцності):

$$\zeta = \sqrt{\zeta_{32}^2 + 4\tau_{кр}^2} = \frac{\sqrt{\sum M_{32}^2 + T^2}}{W_x} \leq [\zeta_{32}] \quad (4.12)$$

де  $M_{32}$  - згинаючий момент, Нм і визначається за формулою:

$$\sum M_{32} = \sqrt{(M_{32}^6)^2 + (M_{32}^2)^2}, \quad (4.13)$$

де  $M_{32}^6$  - згинаючий момент у вертикальній площині, Нм;

$M_{32}^2$  - згинаючий момент у горизонтальній площині, Нм;

$T$  - обертовий момент, Нм;

$W_x$  - осьовий момент опору перерізу вала, Нм;

$[\zeta_{32}]$  - допустиме напруження на згин матеріалу вала, МПа.

Допустиме напруження визначається за формулою:

$$[\zeta_{32}] = Kn\zeta_{екв} = Kn\sqrt{\zeta_{32}^2 + 3\tau_{кр}^2} = \frac{\zeta_T}{[S_T]}, \quad (4.14)$$

де  $Kn$  - коефіцієнт перевантаження;

$\zeta_T$  - межа витривалості, МПа;

$[S_T]$  = 1,3 - 1,5 - коефіцієнт запасу витривалості.

Недоліком методу розрахунку за допустимими напруженнями є те, що не враховується різний характер дії навантаження, а також змінність напружень. Крім того, величина допустимих напружень визначається за приблизними залежностями. Тому такий метод розрахунку приймають тільки у

невідповідальних конструкціях.

#### 4.2 Розрахунок валу на витривалість

У відповідальних конструкціях розраховують вали на витривалість. Це роблять за фактичними запасами міцності у небезпечних перерізах (виконують уточнений розрахунок вала).

Загальний запас міцності розраховують за формулою:

$$S = \sqrt{\frac{S_\zeta^2 \cdot S_T^2}{S_\zeta^2 + S_T^2}} \geq [S] \quad (4.15)$$

Запаси міцності за нормальними і дотичними напруженнями визначають за формулами:

$$S_\zeta = \frac{\zeta_{-1}}{\zeta_a \left( \frac{K_\zeta}{K_d K_F} \right) + \Psi_\zeta \zeta_m}, \quad (4.16)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \left( \frac{K_\tau}{K_d K_F} \right) + \Psi_\tau \tau_m}, \quad (4.17)$$

де  $\zeta_a, \tau_{-1}$  - границя витривалості при згині та крученні при симетричних циклах, їх визначають за таблицями або за наближеними формулами:

$$\zeta_{-1} \approx (0,4 \dots 0,5) \zeta_s \quad (4.18)$$

$$\tau_{-1} \approx (0,2 \dots 0,3) \zeta_s \quad (4.19)$$

де  $\zeta_a, \tau_a$  - амплітуда циклів нормальних і дотичних напружень.

$$\zeta_a = \frac{\zeta_{\max} - \zeta_{\min}}{2}, \quad (4.20)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}, \quad (4.21)$$

Для валів

$$\zeta_a = \frac{M_{зз}}{W_{зз}} \quad (4.22)$$

$$\zeta_a = \frac{15,27}{335 \cdot 10^{-3}} = 45,58 \text{ МПа.}$$

$$\tau_a = \frac{T}{2 \cdot W_{кр}} \quad (4.23)$$

$$\tau_a = \frac{11,12}{2 \cdot 170 \cdot 10^{-3}} = 32,71 \text{ МПа}$$

де  $M_{зз}$  і  $T$  - згинаючий і обертовий момент, в небезпечному перерізі, який перевіряється, Нм ;  $W_{зз}, W_{кр}$  - моменти опору небезпечного перерізу вала;

$\zeta_m, \tau_m$  - середні напруження знакозмінного циклу нормальних напружень і пульсуючого циклу дотичних напружень.

При розрахунку валів

$$\zeta_m = 0$$

$$\tau_m = \tau_a = 0,5\tau = \frac{0,5T}{0,2d^3}; \quad (4.24)$$

$$\zeta_a = \frac{M_{зз}}{0,1d^3}; \quad (4.25)$$

$\Psi_\zeta, \Psi_\tau$  - коефіцієнти, що враховують вплив середнього напруження циклу та механічні характеристики матеріалу (числові значення цих коефіцієнтів є у додатковій літературі). У разі приблизних розрахунків їх можна прийняти:

$$\Psi_\zeta = 0,05 \quad ; \quad \Psi_\tau = 0 \text{ — вуглецеві м'які сталі;}$$



$\Psi_{\zeta} = 0,1$  ;  $\Psi_{\tau} = 0,05$  – середньовуглицеві сталі;

$\Psi_{\zeta} = 0,15$  ;  $\Psi_{\tau} = 0,1$  – леговані сталі;

$K_{\zeta}, K_{\tau}$  – коефіцієнти концентрації напружень при згинанні та крученні;

$K_d$  – масштабний фактор;

$K_F$  – фактор жорсткості.

Приймаємо матеріал вала сталь 45, отже

$\Psi_{\zeta} = 0,1$  ;  $\Psi_{\tau} = 0,05$  та  $\zeta_{-1} = 250 \dots 340$  МПа

$\tau_{-1} = 150 \dots 200$  МПа

$S_{\zeta} = 454,5$

$S_{\tau} = 11,9$

$$S = \sqrt{\frac{454,5^2 \cdot 11,9^2}{454,5^2 + 11,9^2}} = 11,89$$

Отже, приймаємо запас міцності  $S = 12$ .

Для забезпечення міцності вала (у разі відсутності залишкових деформацій) треба, щоб  $[S]=1,3 - 2$ , за відомих умов роботи вала й точного обчислених навантажень і напружень. Запас міцності  $[S]$  збільшують до 2,5 - 3 і навіть більше, якщо умови навантаження вала визначені наближено, або вал має незвичайну форму, для якої невідомий коефіцієнт концентрації напружень, або матеріал вала не досить надійний, чи площа вала може призвести до аварії всієї машини. Витривалість вала можна підвищити конструктивно, роблячи перехідні заокруглення (галтелі) якомога більшого радіуса, шліфуванням поверхні, що приводить до зниження концентрації напружень. Істотно підвищує витривалість валів також поверхневе зміцнення (загартовування СВЧ, азотування, цементация, обкатування роликками).

#### 4.3 Розрахунок вала на жорсткість і поперечні коливання

Розрахунок вала на жорсткість виконується з метою обмежити пружну деформацію вала. Якщо жорсткість вала недостатня, то під дією зовнішніх навантажень може виникнути, недопустимий поперечний прогин, який призведе до перекосу в підшипниках чи до порушення правильної роботи зубчастого зачеплення чи інших неполадок. Наприклад, значний прогин вала електродвигуна порушує нормальний зазор між ротором і статором, що негативно позначається на результаті його роботи.

Прогин і кути нахилу пружної лінії вала визначають методом опору матеріалів. Наприклад, для двоопорного вала постійного перерізу розрахункова величина прогину в точці прикладення сили (рис. 4.3).

$$t = \frac{Fa^2b^2}{3EI} \leq [f] \quad (4.26)$$

де  $F$  – зовнішня сила, Н;

$a, b$  – відстані від опор до точки прикладення сили, м;

$\Pi$  – загальна відстань між опорами;

$E$  – модуль пружності валу; ( $E = 2,15 \cdot 10^5$  МПа для сталі).

$$f = \frac{299,5 \cdot 0,051^2 \cdot 0,051^2}{3 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 0,118} = 0,021 \text{ мм.}$$

Осьовий момент інерції перерізу вала визначаємо за формулою:

$$I = \frac{\Pi \cdot d^4}{64} \quad (4.27)$$

де  $d$  – діаметр вала,  $d=0,05$  мм

$$I = \frac{\Pi \cdot 0,05^4}{64} = 3,07 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4.$$

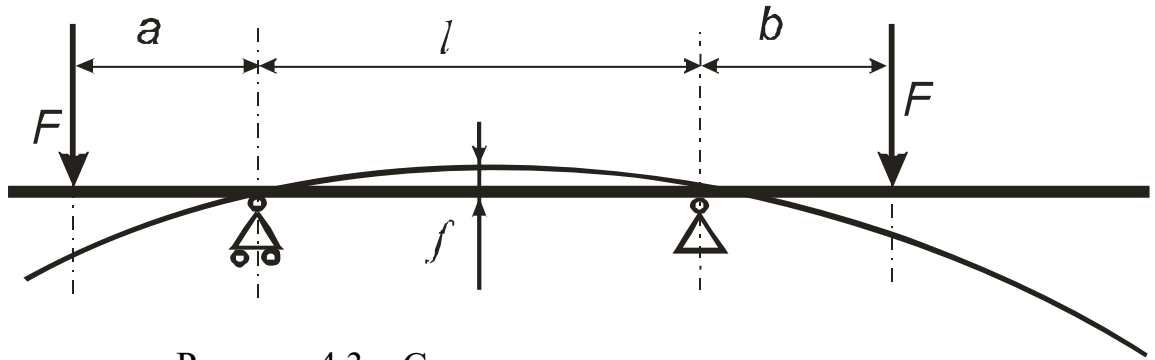


Рисунок 4.3 – Схема визначення прогину валу

Допустиму величину прогину  $[f]$  вибирають залежно від умов роботи. Для валів циліндричних зубчастих і черв'ячних передач допустимий прогин  $[f] = 0,01m$  ( $m$ -модуль зачеплення); для конічних і глобоїдних передач  $[f] = 0,005m$ . У верстатобудуванні для валів загального призначення  $[f] = (0,0002 - 0,0003)L$  ( $L$  – відстань між опорами).

Кут закручення вала (кутова деформація) також впливає на роботу машини.

Для вала постійного перерізу розрахунковий кут закручення розраховується за формулою:

$$\varphi = \frac{T \cdot L}{I_p C} \leq [\varphi] \quad (4.28)$$

де  $L$  – довжина частини вала, яка скручується, м;

$C$  – модуль зсуву;

$I_p$  - полярний момент інерції,  $m^4$ .

Полярний момент інерції розраховується за формулою:

$$I_p = 0,1d^4 \quad (4.29)$$

Значення допустимих кутів закручення коливається в різних межах залежно від механізму. Так в ділільних механізмах кут закручення обмежують кутовими секундами на 1 м, для карданних валів допускають кілька градусів на метр. Для різних галузей машинобудування у довідниках

наводять допустимі значення прогину вала і кута закручування на 1 м довжини.

Прогин вала  $f$  і кут закручення  $\varphi$  залежить від модулів пружності  $E$  та  $C$ , розмір яких для сталей різних марок приблизно однаковий, тому вали й вісі доцільно виготовляти не з легованих сталей, а з менш дефіцитних і відносно дешевих вуглецевих сталей з наступною термічною обробкою

Швидкохідні вали перевіряють на поперечні коливання. При цьому визначають критичну частоту обертання вала  $n_{кр}$ , за якої період власних коливань вала збігається з періодом зміни зовнішніх сил і настає резонанс:

$$n_{кр} = 300 \sqrt{\frac{1}{f}} \quad (4.30)$$

$$f = 0,0002 \cdot 0,118 = 2,36 \cdot 10^{-5} \text{ м} = 2,36 \cdot 10^{-2} \text{ мм}.$$

$$n = 300 \sqrt{\frac{1}{2,36 \cdot 10^{-2}}} = 6175,4 \text{ об/хв.}$$

де  $f$  - статичний прогин вала, см.

Щоб уникнути резонансу, треба проектувати жорсткий вал, в якого:

$$n_{факт} \geq 1,5n_{кр} \quad (4.31)$$

$$n_{факт} \geq 1,5 \cdot 6175,4$$

$$n_{факт} \geq 9263,1 \text{ об/хв.}$$

Отже перевірка вала на поперечні коливання довела, що він працює у далеко до резонансній зон.

Розроблена конструкція однопривідного вібраційного луцильно-сепараторного комплексу, внаслідок застосування принципу подрібнення із заданим зусиллям та оптимальної траєкторії коливань подрібнювального тіла, забезпечує подрібнення матеріалу вздовж природних поверхонь поділу та

менші втрати на переподрібнені фракції, а отже дозволяє якісно здійснювати процес подрібнення зерна при меншій енергоємності процесу. Використання вібраційного сепараційного пристрою, що має один із подрібнювальним тілом електромеханічний відцентровий вібропривід, дозволяє також, якісно здійснювати поділ обробленого матеріалу на фракції за розмірами, при значно меншій енерго- та металоємності, а отже вартості усього комплексу. Проведений конструктивний розрахунок привідного вала, зроблена перевірка довговічності підшипників та уточнений розрахунок вала. Усі розрахунки підтвердили надійність і довговічність конструкції.

## 5 РОЗРАХУНОК ЕЛЕКТРООБЛАДНАННЯ ВІБРАЦІЙНОГО ЛУЩИЛЬНО-СЕПАРАТОРНОГО КОМПЛЕКСУ

### 5.1 Електрична схема вібраційного лущильно-сепараторного комплексу

Електрична схема вібраційного лушильно-сепараторного комплексу (рис. 4.1) служить для забезпечення його роботи у автоматичному або ручному режимі і складається з: електродвигунів вібропривода *M1* та вібробункера дозатора *M2*, автоматичного вимикача *QF*, контакторів *KM1* та *KM2*, реле часу *KT*, тумблера відключення реле часу *SA1*, тумблера відключення електронасоса *SA2*, теплового реле *KK*, кнопки «стоп» *SB1*, кнопки «пуск» *SB2*, сигнальних лампочок *HL1*, *HL2* та *HL3*, конденсатора *C*.

Електрична схема працює наступним чином.

При включенні автоматичного вимикача *QF*, напруга подається на схему керування і загоряється сигнальна лампочка *HL1*. Перед вмиканням електродвигуна вібропривода *M1*, реле часу *KT* – встановлюється на певну тривалість процесу лушення. При натиску на кнопку «пуск» - *SB2*, спрацьовує контактор *KM1*, головні контакти якого вмикають електродвигун віброприводу *M1* і при вмиканні тумблера *SA2* вмикається електродвигун вібробункера дозатора *M2* (одночасно загоряється сигнальна лампочка *HL3*). Одночасно блок-контакт контактора *KM1*, блокує кнопку *SB2*, яку можна відпустити, при цьому через тумблер *SA1*, також подається напруга на реле часу *KT*. Після закінчення часу сушіння, реле часу *KT* вимкне контактор *KM1*, котрий знеструмить електродвигуни *M1* та *M2*. Для зупинки машини під час обробки, необхідно натиснути на кнопку «стоп» - *SB1*. Тумблер *SA1* служить для вимкнення реле часу *KT* і переводу вібросушарки на ручне керування. Тумблер *SA2* служить для відключення електродвигуна вібробункера дозатора *M2* при проведенні ремонтних робіт. Теплове реле *KK*

служить для захисту електродвигуна  $M1$  від тривалих перевантажень.

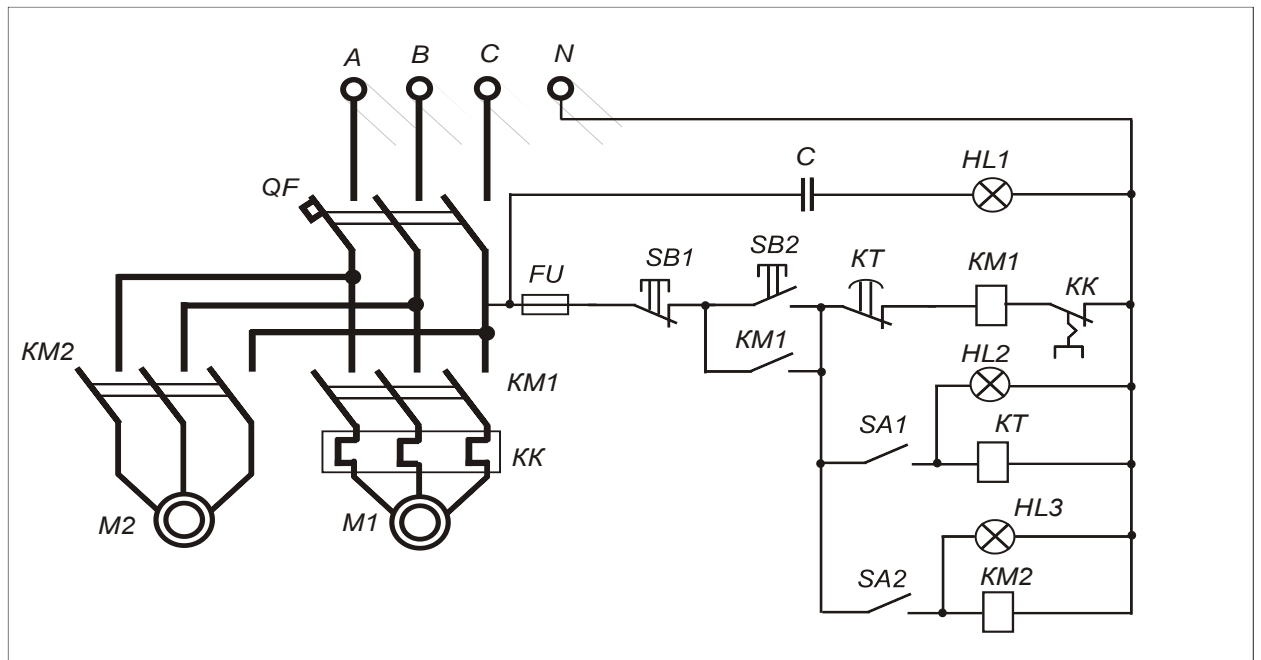


Рисунок 5.1 - Електрична схема вібраційної шахтної сушарки:

$QF$  - вимикач автоматичний;  $FU$  – запобіжник;  $SB1$  і  $SB2$  кнопки “Стоп”, “Пуск”;  $C$  – конденсатор;  $HL1$ ,  $HL2$  і  $HL3$  – сигнальні лампи;  $KM1$  і  $KM2$  – контактори;  $KT$  – реле часу;  $KK$  – реле електротеплове;  $SA1$  і  $SA2$  – вимикачі

Автоматичний вимикач  $QF$  - захищає коло головного струму від коротких замикань, а запобіжник  $FU$  - коло керування від коротких замикань.

## 5.2 Розрахунок потужності привідного електродвигуна та вибір пускозахисної апаратури

Потужність, що затрачується на привод коливного руху луцильно-сепараторного комплексу з вертикальною віссю обертання дебалансного вала, можна визначити за залежністю [2, 20]:

$$\begin{aligned}
 N_{\Pi} = & \omega_B \left[ \frac{F^2}{2(C_Y - M\omega_B^2)} + \frac{L^2}{2(C_{\psi} - J_{\eta}\omega_B^2)} \right] + \\
 & + \mu_0 \frac{D_B}{2} \omega_B \left\{ F \sqrt{1 + \frac{\sigma_1 [\sigma_1 \omega_B^4 + 2\omega_B^2 (C_Y M^{-1} - \omega_B^2)]}{(C_Y M^{-1} - \omega_B^2)^2 - 4k_Y \omega_B^2 M^{-1}}} \right. \\
 & \left. + \frac{2L}{Z_L} \sqrt{1 + \frac{\sigma_2 [\sigma_2 \omega_B^4 + 2\omega_B^2 (C_{\psi} J_{\eta}^{-1} - \omega_B^2)]}{(C_{\psi} J_{\eta}^{-1} - \omega_B^2)^2 - 4k_{\psi} \omega_B^2 J_{\eta}^{-1}}} \right\}, \quad (5.1)
 \end{aligned}$$

де  $D_B$  - діаметр вала віброзбуджувача в місцях посадки підшипників;  
 $\mu_0$  - приведений коефіцієнт тертя підшипників віброзбуджувача;  
 $Z_L$  - відстань між підшипниками;

$$\sigma_1 = \frac{m + m}{M} \cdot \frac{B}{H};$$

$$\sigma_2 = J\eta/L;$$

$k_y, k_\psi$  - коефіцієнти не пружних опорів коливному руху, для даного за резонансного режиму, можна прийняти  $k_y=0$  і  $k_\psi=0$ .

Необхідну потужність приводного електродвигуна - визначимо за формулою:

$$N_d = N_{II} / \eta_{ПЕР} \quad (5.2)$$

де  $\eta_{пер}$  - ККД передачі від електродвигуна на приводний вал.

Конструктивні параметри вібраційного луцильно-сепараторного комплексу приведені у табл. 5.1.

Прийнявши максимальне значення амплітуди  $A_{om}$  рівним 6 мм і частоту коливань (кутову швидкість обертання дебалансного вала  $\omega_B = 149,2 \text{ с}^{-1}$ ), використаємо формулу(4.3 ), визначимо величину рівнодіючої виникаючих сил F:

$$F = A_{om} \cdot (C_y - M \cdot \omega_B^2) = 0,005 \cdot (46710 - 18,60 \cdot 149,2^2) = 140,39 \text{ Н}, \quad (5.3)$$

де  $A_{om}$  - максимальне значення амплітуди;

$C_y$  - коефіцієнт загальної жорсткості пружної підвіски;

$M$  – маса коливних частин з приведеною масою завантаження, Н;

$$M = M_1 + k_m \cdot M_3 = M_1 + 0,6 \cdot M_3 = 1200 + 0,6 \cdot 1100 = 1860 \text{ Н},$$

$M_3$  – приведена маса завантаження. Н;

$k_M$  - коефіцієнт приєднаної маси,  $k_M = 0,2 - 0,8 M_3$ ;



$\omega_B$  - кутову швидкість обертання дебалансного вала.

При кутові розвороту дебалансних вантажів  $\alpha = 90^\circ$  визначимо величину результуючого моменту виникаючих сил:

$$L = (C_\psi - J_\eta \cdot \omega_B^2) \arcsin \frac{B_{lm}}{r_3} = (306,4 - 12,25 \cdot 314,2^2) \arcsin \frac{0,005}{0,285} = 0,057 H \cdot m,$$

$r_3$  – середній радіус тороїда, м;

$$r_3 = \frac{r_1 + r_5}{2} = \frac{0,16 + 0,41}{2} = 0,285 m$$

$r_1$  - радіус внутрішнього циліндра робочої поверхні тороїда, м;

$r_5$  - радіус зовнішнього циліндра робочої поверхні тороїда, м;

$$\sigma_1 = \frac{m_B + m_H}{M} = \frac{22 + 22}{1860} = 0,02$$

$$\sigma_2 = \frac{J_\eta}{L} = \frac{122,5}{0,057} = 2149$$

$$N_n = 314,2 \left[ \frac{140,39^2}{2 \cdot (46710 - 18,60 \cdot 314,2^2)} + \frac{0,057^2}{2 \cdot (306,4 - 12,25 \cdot 314,2^2)} \right] +$$

$$+ 0,52 \cdot \frac{0,04}{2} \cdot 314,2 \cdot \left\{ 140,39 \cdot \sqrt{1 + \frac{0,02 \cdot [0,02 \cdot 314,2^4 + 2 \cdot 314,2^2 \cdot (46710 \cdot 18,60 - 314,2^2)]}{(46710 \cdot 18,60^{-1} - 314,2^2)^2 - 4 \cdot 0 \cdot 314,2^2 \cdot 1860^{-1}}} \right\} +$$

$$+ 2 \cdot \frac{0,057}{0,25} \cdot \sqrt{1 + \frac{2149 [2149 \cdot 314,2^4 + 2 \cdot 314,2^2 (306,4 \cdot 12,25^{-1} - 314,2^2)]}{(306,4 \cdot 12,25^{-1} - 314,2^2)^2 - 4 \cdot 0 \cdot 314,2^2 \cdot 12,25^{-1}}} = 2056 Bm$$

Отже,

$$N_d = \frac{N_n}{\eta_{пер}} = 2,07 kBm$$

Отже, для приводу лушильно-сепараторного комплексу приймаємо двигун типу АІР90L4У3 зі стандартною потужністю 2,2 кВт. ДСТУ 195223-94 з частотою обертання  $n = 945 \text{ хв}^{-1}$ , діаметр вихідного кінця вала  $d = 28 \text{ мм}$

Таблиця 5.1- Конструктивні параметри луцильно-сепараторного комплексу

Конструктивні параметри		Одиниці виміру	Величина
Найменування	Позначення		
Маса коливних частин	$M_1$	кг	120
Моменти інерції відносно головних осей	$J_\xi = J_\eta$	кг / м <sup>2</sup>	12,25
	$J_\xi$	кг / м <sup>2</sup>	14,46
Кількість пружних елементів підвіски		шт	16
Коефіцієнт загальної жорсткості пружної підвіски контейнера	$C_x = C_y$	кН/м	46,71
	$C_z$	кН/м	123,05
	$C_\psi = C_\ominus$	Нм/рад	306,4
	$C_\varphi$	Нм/рад	504,7
Кількість дебалансних мас по два вверху і в низу (приводного вала)		шт	4
Границі зміни статичного моменту балансів: - верхнього - нижнього	$S_B = m_B \cdot r_B$	кг/м	0-0,068
	$S_H = m_H \cdot r_H$	кг/м	0-0,068
Відстань від центра мас контейнера до дебалансів: - верхнього - нижнього	$h_B$	м	0,1-0,22
	$h_H$	м	0,1-0,22
Кут повороту дебалансів	$\alpha$	град	0-360
Кутова швидкість електродвигуна	$\omega_B$	с <sup>-1</sup>	314,2

з номінальним струмом  $I_H = 5,6$  А. Для керування електродвигуном, за номінальним струмом вибираємо магнітний пускач ПМЛ –120УЗ з номінальним струмом контактів 10 А, та тепловим реле РТЛ-100100 з межами регулювання струму теплового елемента 5,8-8,0 А, а для захисту електродвигуна від коротких замикань вибираємо автоматичний вимикач серії

АЕ2023 з номінальним струмом електромагнітного розчеплювача 6 А. Для захисту схеми керування від коротких замикань вибираємо запобіжник ПРС-10 з номінальним струмом плавкої вставки 6 А при напрузі 380 В. Для керування магнітними пускачами вибираємо кнопковий пост серії ПКЕ112-2У3 IP54 та реле часу ВС-33 ТУ 16.647.01-94. Сигнальні лампочки В125-225-15.

Розроблена електрична схема вібраційного луцильно-сепараторного комплексу яка дозволяє її роботи у автоматичному або ручному режимі, розрахована потужність привідного електродвигуна, вибраний електродвигун та пускозахисна апаратура.

## 6 ОХОРОНА ПРАЦІ

### 6.1 Загальні відомості

Основні завдання в безпеці життєдіяльності з врахуванням прискорення науково-технічного прогресу складає невід'ємну частину планів економічного і соціального розвитку країни. Ці задачі розвиваються, конкретизуються і деталізуються в комплексних планах по безпеці життєдіяльності.

Виконання цих завдань дало можливість за останні роки скоротити рівень виробничого травматизму в господарстві майже на одну чверть, а професійні захворювання на 23 %. Багато працівників були позбавлені від шкідливого впливу газу і пилу, шуму, вібрації і інших шкідливих виробничих факторів. Це стало можливим завдяки тому, що за останній час введено в дію, реконструйовано ряд виробничих підрозділів, введено в експлуатацію нове висококомеханізоване і автоматизоване обладнання, технологічні лінії. На виконання заходів, передбачених комплексними планами, покращення умов праці затрачено в 1,5 рази більше коштів, ніж в попередні роки.

Також вирішується задача інтенсифікації виробництва, яка базується на підвищенні енергоозброєності і електрифікації виробництва, широким використанням принципово нових технологій, високоефективних методів виробництва.

В основі цього лежать заходи, направлені на різке зниження чи попередження дії на людину несприятливих виробничих факторів, викликаних роботою технологічного обладнання [16].

Охорона праці у нашій країні, яка охоплює заходи по подальшому полегшенню і оздоровленню умов праці на основі механізації і автоматизації важких і шкідливих виробничих процесів, широкому впровадженню сучасних засобів техніки безпеки, усуненню причин, що призводять до травматизму і професійних хвороб робочих і службовців, створенню на підприємстві

необхідних гігієнічних і санітарно – побутових умов - важлива державна задача.

Охорона праці механізаторів має велике значення. Механізаторам необхідні знання по правовим питанням охорони праці і правилам техніки безпеки. Це особливо відноситься до тих працівників, які працюють по договорам з господарствами на різних формах підряду ( колективного, сімейного, орендного).

Механізаторам необхідно мати певні навички при роботі з сучасними високопродуктивними машинами, дотримуватися правил виробничої санітарії і користуватися засобами індивідуального захисту.

Важливі нормативні документи, які дозволяють правильно організувати охорону праці, навчання і інструктаж з техніки безпеки, дотримання вимог виробничої санітарії і гігієни праці у сільському господарстві викладенні достатньо детально в існуючій довідниковій літературі [8].

Враховуючи інтенсивний розвиток сучасної сільськогосподарської техніки, енергонасиченість інтенсивних технологій вирощування сільськогосподарських культур та широку хімізацію аграрного виробництва в наш час питання охорони праці та навколишнього середовища набувають особливого значення.

## 6.2 Охорона праці в цеху при роботі вібраційної машини

Відповідальність за безпеку праці в цеху покладено на завідуючого цехом. Він проводить первинний, а також періодичний інструктаж і робить відповідні записи в журналі реєстрації інструктажів. Завідуючий цехом здійснює контроль за дотриманням правил охорони праці, планує заходи з безпеки праці, проводить навчання працівників, перевіряє наявність інструкцій з охорони праці та укомплектованість медичних аптечок. Слідкує за виконанням правил охорони праці, забезпеченістю працівників засобами індивідуального захисту, а також за наявністю знаків безпеки. Приміщення цеху, де проводяться дослідження вібраційної машини, задовольняє вимогам

СНіП та санітарним нормам проектування виробничих підприємств СН-245-71.

Приміщення цеху займає площу 60 м<sup>2</sup>, висотою 3 м. Дверні проходи цеху не мають порогів, двері відкриваються на зовні.

В цеху, де проводяться роботи по дослідженню вібраційної машини, розміщено різне обладнання:

Ширина проходів між обладнанням, станками, стелажми, вібромашиною від 1,1 м до 1,5 м, що відповідає вимогам стандарту. Відстань від стін до обладнання складає 0,8...1 м цеху призначена для роботи одночасно 5 осіб. При цьому об'єм та площа на одного працюючого відповідно складає:

$$V_{1np} = \frac{V_{лаб}}{5} = \frac{240}{5} = 48 м^3 \quad (6.1)$$

$$S_{1np} = \frac{S_{лаб}}{5} = \frac{60}{5} = 12 м^2 \quad (6.2)$$

Приведені дані відповідають вимогам санітарних норм.

При випробувальних роботах в цеху виникають різні небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

Фізичні:

- небезпечна напруга в електричній мережі (380 В);
- підвищені рівні шуму та вібрації;
- обладнання та машини, що рухаються та обертаються;
- дія місцевої вібрації.

Хімічні:

- підвищена запиленість повітря робочої зони.

Психофізіологічні:

- перевантаження аналізаторів;
- фізичні перевантаження.

З врахуванням виявлених небезпечних та шкідливих факторів в цеху передбачені наступні заходи:

- передбачені запобіжні та гальмівні пристрої на випадок аварійних режимів;
- передбачені обмежувачі механічних навантажень (муфти);
- маховики, частини обертання, що рухаються, закриті решітками, спеціальними щитками, кожухами;
- небезпечні зони обмежені шляхом монтажу різних огорожень;
- використовується звукова та світлова сигналізація;
- огороження пофарбовано в жовтий та червоний кольори;
- витримані нормативні розриви та габарити безпеки.

Приміщення цеху характеризується незначним надлишком явного тепла і відноситься до першого класу. Категорія робіт - середньої важкості II б згідно стандарту.

Для забезпечення нормальних мікрокліматичних умов та чистоти повітря в цеху передбачені наступні заходи:

- для забезпечення нормальної температури в приміщенні в холодний та перехідний період року проведені батареї центрального опалення;
- для забезпечення чистоти повітря, лабораторія обладнана системою загально обмінної припливно-витяжної вентиляції.

В приміщенні лабораторії використовується штучне та природне освітлення відповідно до СНіП II-4-79.

Штучне освітлення загальне рівномірне за допомогою світильників з газорозрядними лампами, а також місцеве.

Для освітлення використовуються газорозрядні лампи змінного струму частотою 50Гц з коефіцієнтом пульсації  $K_{\text{по}} = 15 \dots 20\%$ , потужністю 1000 Вт, напругою 220 В для місцевого освітлення використовуються лампи розжарювання напругою 12 В, 36 В та 220 В, потужністю 100 Вт.

Робота в цеху супроводжується шумом та вібрацією. Параметри шуму і вібрації не перевищують допустимих значень СН245-71, ДСТУ12.1.003-93; ДСТУ12.1.012-93.

Даний дипломний проект передбачає використання вібрації для технологічного процесу луцення і сепарування. При роботі на вібраційній машині, вібраційні процеси негативно впливають на організм працюючих:

- на нервову і серцево-судинну систему, вестибулярний апарат;
- на кістково-м'язовий апарат;
- може призвести до виникнення вібраційної хвороби.

В цеху використано ряд методів та засобів захисту від вібрації і шуму. Стіни оброблені звукопоглинаючим матеріалом-пористим поліхлорвінілом; раціонально сплановано розташування обладнання, машини встановлені на спеціальні віброопори, використовуються засоби індивідуального захисту.

Електрообладнання в цеху працює отримуючи енергію від 3-фазної 4-провідної мережі напругою 380 В.

Приміщення цеху відноситься до приміщень з підвищеною небезпекою ураження людей електричним струмом. Все обладнання в лабораторії надійно заземлено і занулено.

Для захисту працюючих від ураження електричним струмом при виконанні випробувальних робіт в лабораторії використані наступні заходи:

- захисне заземлення та занулення;
- захист огорожувальним екраном струмоведучих частин обладнання;
- забезпечена ізоляція струмоведучих проводів згідно вимог "ПУЭ";
- для відключення живлення електричної мережі встановлено вимикач, захищений спеціальним кожухом;
- встановлені знаки електробезпеки.

Цех за вибухо- і пожежній небезпеці СНіП II-90-81 відноситься до категорії Д, за ступенем вогнестійкості до I ступеню вогнестійкості. В лабораторії є два евакуаційних виходи шириною 0.8 метра. Відстань від найбільш віддаленого робочого місця до вхідних дверей 5 метрів, що відповідає вимогам СНіП. Всередині приміщення розміщені пожежний щит, бочка з водою, ящик з піском.



Ззовні є пожежний кран. В наявності вогнегасники ОХП-10 –1шт., ОУ-5 –1шт., ОУ-3 –1шт. Діє пожежна сигналізація. Встановлено знаки безпеки та вивішені інструкції по пожежній безпеці. Куріння в приміщенні цеху суворо заборонено. Особи, що не пройшли навчання з пожежної безпеки, інструктаж та медичний огляд не допускаються до роботи в лабораторії.

### 6.3 Розрахунок освітлення

В приміщенні цеху, як було вказано в аналізі умов праці виконуються роботи масової точності 5-6 розряду. При виконанні таких робіт передбачено використання системи комбінованого освітлення, тобто рівномірного загального з використанням світильників місцевого освітлення. Нормовані значення рівнів освітленості приведені в таблиці. З урахуванням можливості використання газорозрядних джерел світла доцільно підвищити рівні освітленості при роботі вібраційних машин до 500 лк. при комбінованому освітленні, та до 300 лк. при загальному.

Площа цеху 60 м<sup>2</sup>. Вибираємо світильник дволамповий ППР2×40 масою 11,5 кг. Габарити: довжина –1244 мм; ширина – 260 мм; висота – 11 мм.

Світловий потік ряду ламп визначається за формулою:

$$\Phi = \frac{E \cdot K_3 \cdot S \cdot Z}{N \cdot \eta} \quad (6.3)$$

де E – нормативна освітленість, 300 лк.;

K<sub>3</sub>- коефіцієнт запасу по таблиці згідно СНіП для приміщень лабораторій K<sub>3</sub> = 1.5;

S – площа приміщення, S = 60 м<sup>2</sup>;

Z – коефіцієнт нерівномірності освітлення, (Z = 1.1 - 1.2) для газорозрядних ламп, приймаємо Z = 1.1;

N – кількість рядів світильників в цеху, приймаємо N = 3;

η - коефіцієнт використання світлового потоку, згідно таблиці довідника η = 0,54 або η = 54 %.

В цеху використовуються лампи ЛДЦ-40 (денного світла з покращеною

кольоропередачею), розміщені рядами паралельно до стін, що дозволяє проводити їх послідовне відключення.

Тоді світловий потік ряду ламп становить:

$$\Phi = \frac{300 \cdot 1.5 \cdot 60 \cdot 1.1}{3 \cdot 0.54} = 19800 \text{ лм.}$$

Світловий потік лампи ЛДЦ-40 = 2140 лм, згідно ДСТУ6825-94.

Визначаємо кількість світильників в кожному ряду:

$$n_{\text{ряду}} = \frac{\Phi_{\text{розр.ряду}}}{\Phi_{\text{світ}}} = \frac{19800}{2 \cdot 2140} \approx 4,65 \quad (6.4)$$

Приймаємо  $n_{\text{ряду}} = 5$  світильників.

Загальна кількість світильників цеху:

$$n_{\text{лаб}} = n_{\text{ряду}} \cdot N = 5 \cdot 3 = 15 \text{ шт.} \quad (6.5)$$

Фактичний світловий потік:

$$\Phi_{\text{факт}} = \Phi_{\text{світ}} \cdot n_{\text{лаб}} = 4280 \cdot 15 = 64200 \text{ лм.} \quad (6.6)$$

Освітленість на робочому місці:

$$E_{\text{заг.осв}} = \frac{\Phi_{\text{факт}} \cdot \eta}{K_3 \cdot I \cdot Z} = \frac{64200 \cdot 0.54}{1.5 \cdot 60 \cdot 1.1} \approx 350 \text{ лк,} \quad (6.7)$$

що відповідає прийнятим вимогам.

Місцеве освітлення робочого місця здійснюється вбудованими світильниками ППР2×40 з двома лампами ЛДЦ-40, що забезпечують освітленість робочого місця.

Освітленість робочої зони:

$$E_{\text{місц}} = \Phi_{\text{світ}} / \Phi_{\text{зони}} = 4280 / 5 = 856 \text{ лк.,} \quad (6.8)$$

що відповідає прийнятим вимогам до системи комбінованого освітлення.

Загальна освітленість складає:

$$E_{\text{комб}} = E_{\text{заг}} + E_{\text{місц}} = 350 + 856 = 1206 \text{ лк.} \quad (6.9)$$

що відповідає вимогам.

Розроблені заходи сприятимуть підвищенню безпеки на виробництві, зменшенню травматизму і захворюваності робітників.

## 7 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

Серед основних експлуатаційних витрат запропонованого вібраційного дробильно-сепараторного комплексу можна відзначити витрати на виготовлення машини, енерговитрати при її роботі та витрати на заробітну плату.

Затрати на виготовлення машини становлять [17]:

$$Z_{\text{зат}} = C_v E_n, \quad (7.1)$$

де  $C_v$  – вартість виготовлення дробильно-сепараторного комплексу;

$E_n$  – нормативний коефіцієнт капіталовкладень,  $E_n = 0,15$ .

Таблиця 7.1 – Вартість матеріалів на виготовлення дробильно-сепараторного комплексу

Матеріал	Одиниці виміру	Кількість	Ціна за одиницю, грн	Загальна вартість, грн.
Кутник 40x40x3	м	26	80	2080
Сталь 40Х	м	5	120	600
Стальний лист СТЗсп S3	м <sup>2</sup>	30	126	3780
Провід пружний	м	18	8	144
Муфта пружинна в зборі	шт.	1	40	40
Гумова віброопора	шт.	4	50	200
Підшипник 60308	шт.	2	180	360
Електродвигун АИРП8006У2	шт.	1	1325	1325
Пульт керування	шт.	1	480	480
Всього				9009

Даткові матеріали: болти, гайки, шайби, фарбу та інше, приймаємо 10% від вартості основних матеріалів.

Тоді вартість матеріалів становить:

$$B = 9009 \times 1,1 = 9909,9 \text{ грн.}$$

Розраховуємо затрати на виготовлення та зборку. Для складальних робіт необхідні зварник, бляхар та слюсар-складальник. Всі працівники зайняті в

одну зміну. Оплата праці працівників за зміну (з врахуванням мінімальної заробітної плати 6700 грн) становить:

- зварювальник – 291 грн.
- бляхар – 291 грн.
- слюсар-складальник – 291 грн.

Затрати на оплату праці складають:

$$O_{np} = (O_z + O_c + O_j) \times K_z \quad (7.2)$$

де -  $O_z, O_c, O_j$  - оплата праці за зміну відповідно зварювальника, слюсаря, бляхаря.

$K_z$  – кількість робочих змін.

$$O_{np} = (291 + 291 + 291) \times 6 = 5238 \text{ грн.}$$

Тоді, вартість виготовлення вібраційного дробильно-сепараторного комплексу визначаємо як суму затрат на матеріали та оплату праці:

$$C_\delta = B + O_{np}, \quad (7.3)$$

де  $B$  - вартість матеріалів, грн.;

$O_{np}$  - оплата праці, грн.

$$C_\delta = 9009,9 + 5238 = 14247,9 \text{ грн.}$$

Амортизаційні відрахування:

$$A_\delta = 14247,9 \cdot 0,15 = 2137 \text{ грн.}$$

Розраховуємо річні енерговитрати при експлуатації даного вібраційного дробильно-сепараторного комплексу, за формулою:

$$Z_{en} = N_{np} \cdot t_{p.zm} \cdot n_{zm} \cdot n_p, \quad (7.4)$$

де  $N_{np}$  – потужність приводу, 3,0 кВт;

$t_{p.zm}$  – робочий час однієї зміни

$n_{zm}$  – кількість змін

$n_p$  – кількість робочих днів у році,  $n_p = 258$ ;

Робочий час однієї зміни розраховуємо за формулою:

$$t_{p.zm} = T_{zm} - T_{nz}, \quad (7.5)$$

де  $T_{zm}$  – час однієї зміни,  $T_{zm} = 8$  год.;

$T_{nz}$  – час підготовчо-заключних робіт,  $T_{nz} = 1,5$  год.;

$$t_{p.зм} = 8 - 1,5 = 6,5 \text{ год.}$$

Тоді:

$$Z_{ен} = 3,0 \cdot 6,5 \cdot 1 \cdot 258 = 5031 \text{ кВт·год./рік.}$$

Визначаємо енерговитрати в гривнях, вартість однієї кВт·год. електроенергії для господарств складає 6 грн./кВт·год. звідки,

$$B_e = 5031 \cdot 6 = 30186 \text{ грн./рік.}$$

Визначаємо витрати на заробітну плату обслуговуючого персоналу за формулою:

$$Z_n = Z_{зм} \cdot H_m \cdot H_{np}, \quad (7.6)$$

де  $Z_{зм}$  – місячна заробітна плата працівникам, що обслуговують цех -

$$Z_{зм} = 6700 \text{ грн.};$$

$H_m$  - кількість місяців в році,  $H_m = 12$ ;

$H_{np}$  - кількість обслуговуючого персоналу,  $H_{np} = 2$  люд.

Тоді

$$Z_n = 6700 \cdot 12 \cdot 2 = 160800 \text{ грн./рік.}$$

Звідки загальні експлуатаційні витрати складають:

$$Z = A_e + B_e + Z_n. \quad (7.7)$$

$$Z = 2137 + 30186 + 160800 = 193123 \text{ грн.}$$

Аналогічно розраховуємо загальні експлуатаційні витрати для базової моделі:

- потужність приводу  $N_{np} = 6,5$  кВт;
- балансова вартість машини 42000 грн.;
- вартість виготовлення

$$Z_{виг} = 42000 \cdot 0,15 = 6300 \text{ грн..}$$

Річні енерговитрати:

$$Z_{ен} = 6,5 \cdot 6,5 \cdot 1 \cdot 258 = 10900 \text{ кВт·год.}$$

Вартість електроенергії:

$$B_{ен} = 10900 \cdot 6 = 65400 \text{ грн./рік.}$$

Витрати на оплату праці:

$$Z_n = 6700 \cdot 12 \cdot 2 = 160800 \text{ грн.}$$

Тоді загальні експлуатаційні витрати на базову модель становлять:

$$З = 6300 + 65400 + 160800 = 232500 \text{ грн.}$$

При використанні нового вібраційного дробильно-сепараторного комплексу економія експлуатаційних витрат буде становити:

$$E = 232500 - 193123 = 39377 \text{ грн.}$$

Визначаємо річний економічний ефект від впровадження:

$$E_p = E + E_n \cdot \Delta_B,$$

де  $E_n$  - нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень  $E_n = 0,15$ ;

$\Delta_B$  - зменшення балансової вартості сушарки, грн.

$$\Delta_B = 42000 - 14247,9 = 27752,1 \text{ грн.}$$

Тоді

$$E_p = 39377 + 0,15 \cdot 27752,1 = 43539,82 \text{ грн.}$$

Визначаємо термін окупності вібраційного дробильно-сепараторного комплексу:

$$T_{ок} = B_e / E_p,$$

де  $B_e$  - балансова вартість нової сушарки грн.

$E_p$  – річний економічний ефект.

Таблиця 7.2 – Техніко-економічна ефективність розробленого вібраційного дробильно-сепараторного комплексу

Показники	Машини		Відхилення(+ - )	
	базова	нова	одиниць	%
Продуктивність машини, кг/год.	200	200	-	-
Балансова вартість, грн..	42000	14247,9	-27752	-66,1
Затрати на електроенергію, грн./рік.	65400	30186	-35214	-53,8
Загальні експлуатаційні витрати, грн./рік.	232500	193123	-39377	-16,9
Ефект від економії енерговитрат, грн./рік.	-	35214	-	-
Річний економічний ефект, грн.	-	43539,82	-	-
Строк окупності, роки	-	0,32	-	-

$$T_{ок} = 14247 / 43539,82 = 0,32 \text{ року.}$$

Результати розрахунку економічної ефективності від впровадження нового вібраційного дробильно-сепараторного комплексу зводимо в таблицю 7.2.

Внаслідок впровадження у виробництво вібраційного дробильно-сепараторного комплексу зменшуються затрати на електроенергію на 53,8 % також зменшуються загальні експлуатаційні витрати на 16,9 %, що позитивно впливає на собівартість виробництва крупи. Машина окупається всього за 0,19 року.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. В результаті аналізу існуючих конструкцій дробарок та сепараторів можна зробити висновок, що вони мають досить складні конструкції, погану збалансованість коливних частин та порівняно високу енергоємність процесу роботи, тому найбільш перспективними є дробарки та сепаратори, принцип роботи яких ґрунтується на використанні вібраційної дії із еліпсовидною траєкторією коливань та можливість виконання декількох операцій на одній машині.

2. Розроблена конструкція однопривідного вібраційного луцильно-сепараторного комплексу, у якому внаслідок застосування принципу подрібнення із заданим зусиллям та оптимальної траєкторії коливань подрібнювального тіла, забезпечується подрібнення матеріалу вздовж природних поверхонь поділу та менші втрати на переподрібнені фракції, а отже даний комплекс дозволяє якісно здійснювати процес подрібнення зерна при меншій енергоємності процесу. Використання вібраційного сепараційного пристрою, що має один із подрібнювальним тілом електромеханічний відцентровий вібропривід, дозволяє також, якісно здійснювати поділ обробленого матеріалу на фракції за розмірами, при значно меншій енерго- та металоємності, а отже вартості усього комплексу. Проведений конструктивний розрахунок привідного вала, зроблена перевірка довговічності підшипників та уточнений розрахунок вала. Усі розрахунки підтвердили надійність і довговічність конструкції.

3. Розроблено ряд заходів з поліпшення охорони праці, розраховане освітлення у зернопереробній дільниці, проведено перевірний розрахунок блискавко-захисту, розроблені рекомендації з поліпшення умов праці.

4. Проведено розрахунки з техніко-економічного обґрунтування проекту, визначено, що внаслідок впровадження у виробництво вібраційного



вібраційного дробильно-сепараторного комплексу зменшуються затрати на електроенергію на 53,8 % також зменшуються загальні експлуатаційні витрати на 16,9 %, що позитивно впливає на собівартість виробництва крупи. Строк окупності удосконаленого комплексу машин становить 0,32 року.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Кобець А.С. Машини і обладнання для зберігання та комплексної обробки зерна/А.С.Кобець, Ю.О.Чурсінов, С.А.Черних, М.П.Сабадаш та ін. – Дніпропетровськ: ДДАЕУ, 2014. – 614 с.
2. Дацишин О.В. Машини та обладнання переробних виробництв. – К.: Вища освіта, 2006. – 240 с.
3. Чурсінов Ю.О., Дацишин О.В., Хозяєв І.О. і ін.. Технологічне обладнання для виробництва борошна. – Навчальний посібник. – Дніпропетровськ, «Літограф», 2012. – 176 с.
4. Чурсінов Ю.О., Луценко М.В. Проектування підприємств з переробки та зберігання сільськогосподарської продукції. – Дніпропетровськ, «Літограф», 2011. – 131 с.
5. Демский А. Б., та ін. Обладнання для виробництва борошна та крупи – К.: Вища школа, 1990. – 351 с.
6. Демский А. Б., та ін. Процеси сепарування на зернопереробних підприємствах – К.: Вища школа, 1980. – 304 с.
7. Ярошенко Л.В. Вібраційна шахтна сушарка // Вибрации в технике и технологиях.-2001.-№ 1 (17.) -С.-44 - 46.
8. Ярошенко Л.В. Сферичний вібраційний млин. Патент України № 35261 С2, Бюл. № 9, 2002. – 4 с.
9. Ярошенко Л.В. Нові сільськогосподарські вібраційні машини з вертикальним привідним валом. - Вибрации в технике и технологиях.- 2002.- № 4 (25.) - С.-97 - 105.
10. Землеробська механіка. Т.2. Теоретичні основи сільськогосподарської механіки/ А.С. Кобець, А.Г. Дем'яненко, О.Ю. Береза, О.А. Глонь та ін. – Дніпро, «Свідлер А.Л.», 2022. – 712 с.
11. Землеробська механіка. Т.4. Інноваційні технології харчових виробництв/А.С. Кобець, С.П. Сокол, А.М. Пугач, Ю.О. Чурсінов, О.А.

Пивоваров і ін. Дніпро: «Свідлер А.Л.», 2022.- 460 с.

12. Мізін І.А., Омеляненко І.С. Кінематичний розрахунок приводу. Методичні вказівки по курсу деталей машин. - Полтава. 2000.

13. Довідник з опору матеріалів / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвієв В.В. Відп. Ред. Писаренко Г.С. – 2-е вид., перероб. і доп. К: Наукова думка, 1988 – 736 с.

14. Опір матеріалів/ Під заг. ред. Г.С. Писаренка, К.: Вища школа, 1973р. – 672 с.

15. Кобець А.С. Основи теорії робочих органів сільськогосподарських машин: Навчальний посібник/ Дніпропетровськ. держ. агр. ун-т. – Дніпропетровськ, 1999. – 204 с.

16. Кобець А.С., Іщенко Т.Д., Волик Б.А., Демидов О.А. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: Навчальний посібник. – Дніпропетровськ: РВВ ДДАУ, 2009. – 84 с.

17. Сільськогосподарські машини: підручник/ Д.Г. Войтюк, Л.В. Аніскевич, В.В. Іщенко та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. – К.: «Агросвіт», 2015. – 679 с.

18. Машиновикористання та екологія довкілля: Підручник/ Головчук А.Ф., Лімонт А.С., Бондаренко М.Г. За ред. А.Ф. Головчука. – К.: Грамота, 2007. - 360 с.

19. Сисолін П.В., Сало В.М., Кропівний В.М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Кн.1. Машини для рільництва /За ред. Чорновола М.І.- К.: Урожай, 2001. – 384 с.

20. Гряник Г.М., Лехман С.Д., Бутко Д.А. Охорона праці. – К.: Урожай, 1994. – 272 с., іл..

21. Лешахін С.Д. Довідник з охорони праці в сільському господарстві. - К.: Урожай, 1990. - 165 с.

22. Правила охорони праці у сільськогосподарському виробництві// Затверджені наказом Міністерства соціальної політики України 29 серпня 2018 року № 1240, зареєстровано в Міністерстві юстиції України 21 вересня

2018 р. за № 1090/32542.

23. Вініченко І.І, Сітковська А.О. Методичні рекомендації з економічного обґрунтування дипломних робіт для студентів факультету механізації сільського господарства// Дніпропетровськ: ДДАЕУ, 2016. – 27 с.