

Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Недовесов В. І., Ляшко А. П.

**ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ МОЛОТИЛЬНО-СЕПАРУЮЧОГО
ПРИСТРОЮ ТАНГЕНЦІАЛЬНОГО ТИПУ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО
КОМБАЙНА**

Монографія

Київ – 2016

УДК 631.354.026

ББК 40.72

0-13

Публікується за рішенням вченої ради Національного університету біоресурсів і природокористування України (протокол № від)

Рецензенти:

Сидорчук О. В., доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НААН, заступник директора з наукової роботи ННЦ «ІМЕСГ», д.т.н.,

Войтюк В. Д., доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри технічного сервісу та інженерного менеджменту ім. М. П. Момотенка Національного університету біоресурсів і природокористування України

Ловейкін В. С.

0-13 Обґрунтування параметрів молотильно-сепаруючого пристрою тангенціального типу зернозбирального комбайна. Монографія / В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, В. І. Недовесов та ін. – К.: ЦП «КОМПРИНТ», 2016. – 238 с.

ISBN

Монографія написана на основі досліджень авторів параметрів молотильно-сепаруючого пристрою тангенціального типу зернозбирального комбайна. Побудовано модель руху технологічної маси між барабаном та підбарабанням. Визначено закон руху порції хлібної маси. Розроблено динамічну та математичну модель руху молотильного барабана. Розв'язано математичну модель для двох етапів: з'єднання валу ДВЗ та валу пасової передачі привода молотильного барабана; повне зчеплення валу ДВЗ і диска зчеплення. Досліджено вплив невірноваженості молотильного барабана на коливання лівої та правої опор молотильного барабана та на кутову швидкість молотильного барабана. Проведено планування експериментальних досліджень невірноваженості молотильного барабана під час роботи. На підставі результатів досліджень запропоновано рекомендації з удосконалення конструкції молотильного барабана, захищених патентом на корисну модель.

Призначена для наукових та інженерних працівників, а також може бути корисна аспірантам, магістрам та студентам машинобудівних спеціальностей вищих навчальних закладів.

ISBN

УДК 631.354.026

ББК 40.72

© Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Недовесов В. І., Ляшко А. П.
©НУБіП України

ВСТУП

На сучасному етапі розвитку механізації сільського господарства передбачається підвищення продуктивності та якості роботи сільськогосподарських агрегатів, включаючи і зернозбиральні комбайни. Зернозбиральний комбайн – основна збиральна машина, від якої залежить ефективність всіх робіт, пов'язаних із збиранням зернових культур.

Головною частиною кожного зернозбирального комбайна є молотильно-сепаруючий пристрій, від дієдатності якого залежить ефективність роботи машини в цілому.

На сьогоднішній день конструкції молотильних барабанів майже не змінилися і вони подібні у всіх виробників зернозбиральних комбайнів. Одним з недоліків таких конструкцій є виконання молотильного барабана «відкритим». А це сприяє попаданню у середину молотильного барабана рослинних решток, зерна, пилу, що налипають на підбичниках або бичах і призводять до дисбалансу і, як наслідок, до виникнення вібрацій молотильного барабана, що передаються на підшипники, корпус зернозбирального комбайна і самого комбайнера. Дані вібрації призводять до підвищення динамічних навантажень і, як наслідок, до зниження надійності роботи зернозбирального комбайна.

Принципи обробки технологічного матеріалу в молотильно-сепаруючому пристрої та, відповідно, втрати зерна та якість обмолоту за останні роки практично не змінилися. В зв'язку з цим підвищення ефективності процесу обмолоту зернових культур в молотильно-сепаруючому пристрої є досить важливим завданням.

Привод молотильного барабана зернозбирального комбайна є складною системою. Комбайнер під час комбайнування обирає оптимальну швидкість обмолоту залежно від виду культури, вологості зерна, рельєфу поля, біологічних особливостей культури.

Під час пуску, а також при переході на іншу швидкість обмолоту виникають значні вібрації молотильного барабана та його привода. Ці вібрації також передаються на підшипники та всю конструкцію молотильно-сепаруючого пристрою, сам комбайн і комбайнера. Все це є небажаним, оскільки приводить до зниження надійності роботи молотильного барабана, а також збільшенню енергетичних витрат.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Аналіз конструкцій молотарок зернозбиральних комбайнів

Сучасні зернозбиральні комбайни виробляють на базі молотарок класичного та аксіально-роторного типів.

Молотарки класичного типу (рис. 1.1) включають барабанно-дековий молотильно-сепаруючий пристрій тангенціального типу з розташуванням осі барабану поперек руху технологічної маси. Вони включають також решітну очистку зерна (сепаратор дрібного вороху) та клавішний соломотряс (сепаратор грубого вороху).

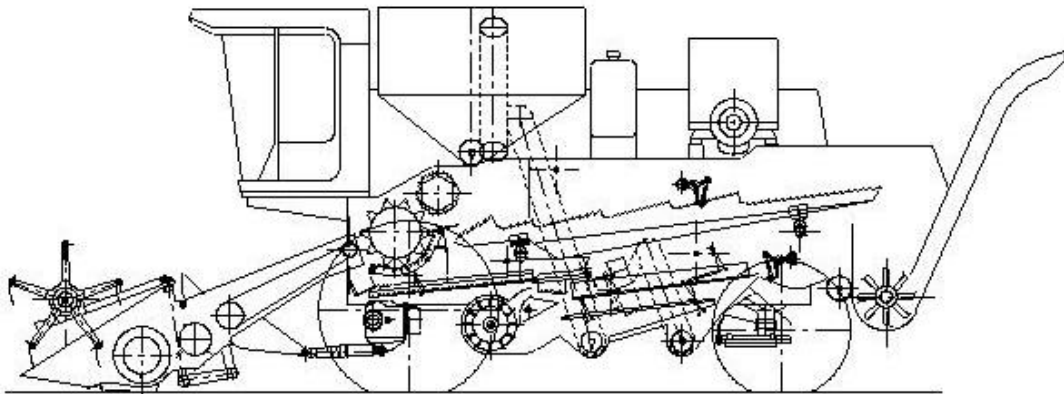


Рис. 1.1 Барабан з молотаркою класичного типу

Моделі комбайнів MEGA фірми CLAAS (рис. 1.2) [49] оснащуються молотильною системою APS (Accelerated Pre Separation – прискорення перед обмолотом). Це унікальна система, яка дозволяє підвищити швидкість входження технологічної маси в молотильний зазор від 3 м/с до 20 м/с, що дозволяє на новому технічному рівні вирішити задачі підвищення продуктивності комбайна. В основі молотильного обладнання APS використаний ефект молотильного барабана-прискорювача, який встановлюється перед основним молотильним барабаном. Поряд з підвищенням швидкості проходження хлібної маси, що досягається системою

APS, є ще одна перевага. Через підбарабання барабана-прискорювача проходить зерно, що легко вимолочується до попадання на основний молотильний барабан. Завдяки попередньому прискоренню технологічна маса краще розосереджена. Потік рослинної маси стає більш рівномірним і рухається швидше на 33%. До 30% всіх зерен відокремлюються вже в попередньої деці, розташованій під прискорювачем, що значно зменшує навантаження на основну деку. Підвищення продуктивності на 20% при незмінній витраті палива - основна перевага системи APS. Підбарабання молотильного апарата змінні і підбираються залежно від виду культури, що збирається, та умов збирання.



Рис. 1.2. Молотильно-сепаруючий пристрій зернозбирального комбайна MEGA фірми CLAAS

Площа сепарації на підбарабаннях подвоєна за рахунок введення додаткового підбарабання і збільшення кута охоплення молотильного барабана до 151° . Це дозволяє підвищити продуктивність; особливо при великій врожайності і тяжких умовах збирання. Ступінь сепарації зерна при обмолоті зростає за рахунок двох додаткових факторів: по-перше, зростають відцентрові сили, які викидають зерно крізь комірки підбарабання; по-друге, зростання прискорення матеріалу, що обмолочується, призводить до розтягування хлібної

маси і полегшення проходження зерна в нижній частині шару. Тому обмолот ведеться з вищою продуктивністю.

У процесі обмолоту основна маса зерна і дрібних домішок проходить через отвори підбарабання і попадає на транспортну дошку грохота. Реверсивний барабан направляє солому з можливим вмістом у ній зерна на соломотряс. Зерна, що відскакують, спрямовуються фартухом (знаходиться за реверсивним барабаном), на передню частину соломотряса.

Унікальна система обмолоту APS встановлена також на комбайнах LEXION 770-750, LEXION 670-650, TUCANO 580/570 (рис. 1.3) [80].

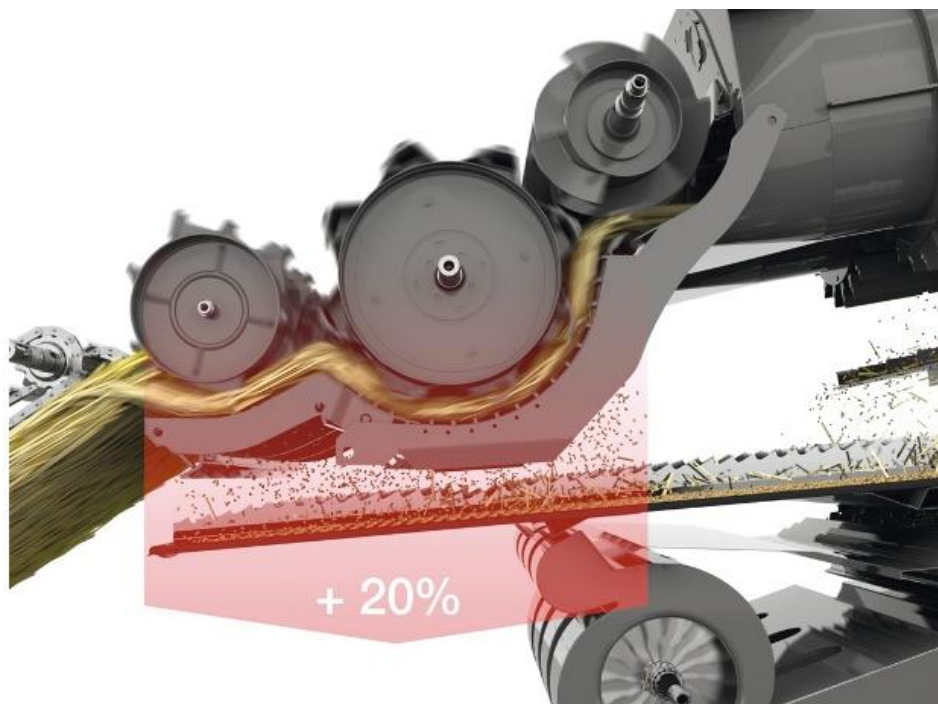


Рис. 1.3. Система обмолоту APS зернозбиральних комбайнів CLAAS (LEXION 770-750, LEXION 670-650, TUCANO 580/570)

Крім відкритого молотильного барабана пропонується також універсальний барабан з перекриттям міжбичового простору, що забезпечує оптимізацію потоку зернової маси, підвищення якості зерна, а також сприяє більш дбайливій обробці.

Для оптимального очищення зерна в APS доступні багатоступінчасті налаштування. За допомогою пасивних бичів-шасталок основного підбарабання

і пластин-перекриттів попереднього підбарабання, які можна активувати спеціальним важелем на подаючому каналі, APS забезпечує найвищу якість.

Молотильний апарат комбайна MASSEY FERGUSON [78] (рис. 1.4.) обладнаний високоінерційним барабаном. Молотильний барабан з баластними балками забезпечує великий момент інерції і високу продуктивність навіть у найважчих умовах. Це жорсткий високоінерційний агрегат, який сприяє підвищенню міцності і збільшенню відцентрової маси. Висока інерція плюс широкий діапазон частоти обертання створює найоптимальніші умови для рівномірного обмолочування при збиранні різноманітних культур у різних умовах збирання [49, 78].

Незалежне налаштування зазору в передній і задній частинах підбарабання гарантує оптимальне регулювання і добрі результати обмолоту в будь-яких умовах і для будь-якої культури (додаткове універсальне підбарабання) [78].

Система контролю навантаження дозволяє комбайнеру регулювати швидкість руху комбайна, підтримуючи таким чином максимальну пропускну здатність, або ж використовувати функції «круїз-контролю» для автоматичного регулювання швидкості, що сприяє рівномірному завантаженню барабана і збільшенню продуктивності машини. Діаметр барабана дорівнює 450...600 мм, діапазон частоти його обертання 550...1500 об/хв для діаметра 450 мм або 390...1200 об/хв для діаметра 600 мм.

Відповідно масивною та міцною є й конструкція підбарабання з 12-13-ма пластинами тертя, з кутом обхвату в 117°. Роторний сепаратор розрахований так, щоб забезпечити найкраще відокремлення зерна при високих навантаженнях, що особливо важливо за вологих умов, при збиранні високоврожайних культур або культур з великим вмістом соломи. Покращення сепарації досягається за рахунок, по-перше, використання додаткового підбарабання, а, по-друге, за рахунок розпушення соломи при підході до соломотряса.

На комбайнах MF-30/40 для обробітку невимолоченої хлібної маси використовується другий повністю автономний, зубчастий молотильний агрегат, який ефективно обробляє невимолот і подає оброблену масу назад на скатну зернову дошку. Для таких культур як рапс або соняшник, що вимагають менш жорстких умов обмолочування, для зменшення жорсткості до обмолочування можуть встановлюватися гладенькі пластини.



Рис. 1.4. Молотильний апарат MASSEY FERGUSON

Використовуючи надміцну конструкцію агрегатів зернозбиральний комбайн Massey Ferguson ACTIVA S [78], зокрема посилене підбарабання, дані комбайни можуть з легкістю ефективно здійснювати обмолот широкого розмаїття зернових культур. У підбарабанні використовуються решета з нерівномірним перетином. Осередки решет в задній секції підбарабання на половину крупніші осередків у передній секції, тим самим створюється оптимальний баланс між функціями обмолоту і переміщенням зерна через підбарабання. Незалежне регулювання фронтальної і тильної частин підбарабання здійснюється за допомогою ручних органів керування, розташованих у кабіні.

Під відбійним бітером, розташоване активне підбарабання. Це комбінований вузол, що забезпечує додаткові 14° охоплення в тильній стороні головного підбарабання. Воно також керує потоком соломи, що надходить на

соломотряс від молотильного барабана. Пристрій регулюється залежно від довжини соломи та її вологості, тим самим, оптимізуючи сепарацію.

Компанія «JOHN DEERE» випускає 5 різних моделей зернозбиральних комбайнів: серія комбайнів 1470/1570, серія W, серія T, серія C, серія S [77].

Молотильні барабани комбайнів серії 1470/1570 [77] мають збільшену масу: 340 кг на комбайнах серії 1470 і 300 кг на комбайнах серії 1570. Цим забезпечується високий інерційний ефект, який дозволяє швидко відновлювати молотильно-сепаруючий пристрій від тимчасових перенавантажень і легко проштовхує хлібну масу (рис. 1.5).



Рис. 1.5. Молотильний барабан комбайна серії 1470/1570

На першій стадії зернова маса поступає в підбарабання довжиною 600 мм, де відбувається швидке і чисте розділення матеріалу. Підбарабання виконано так, що не потрібно його змінювати для різних культур та різних умов праці.

Привод PosiTorq дозволяє покращити крутний момент і забезпечує автоматичне натягування приводного пасу. За допомогою даної системи

проходить рівномірне розподілення потоку маси, підлаштування швидкості барабана при зміні умов і збільшення зносостійкості пасу.

Комбайни серії W (рис. 1.6.) [77] обладнані високоінерційним молотильним барабаном збільшеного діаметру і довгим підбарабання, що легко налаштовуються на прибирання широкого спектру культур з урахуванням різних умов. Різниця між швидкістю руху хлібної маси і швидкістю барабана забезпечує чудову якість початкової сепарації.



Рис. 1.6. Молотильно-сепаруючий пристрій зернозбирального комбайна серії W (1 – молотильний барабан; 2 – відбійний бітер)

На комбайні встановлено бітер великого діаметру, що забезпечує якісну обробку матеріалу і додаткову сепарацію. Це досягається завдяки збільшенню зони сепарації за рахунок другого підбарабання.

В конструкції молотарок зернозбиральних комбайнів серії T (рис. 1.7) [77] збільшено діаметр молотильного барабана та кут охоплення підбарабання.

Молотильно-сепаруючий пристрій характеризується низькими нахилами і «м'якими» кутами, а це дозволяє при подачі мінімізувати випадки захоплення і пошкодження культур.

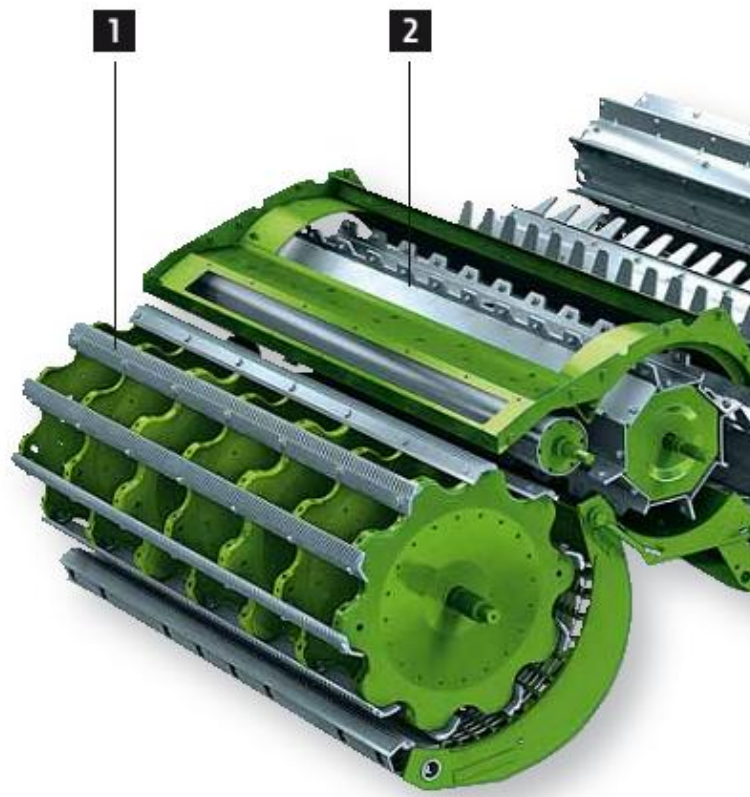


Рис. 1.7 Молотильно-сепаруючий пристрій зернозбирального комбайна серії Т (1 – молотильний барабан; 2 – відбійний бітер)

Хлібна маса подається від молотильного барабана до бітера через його верхню частину, при цьому солома не пошкоджується. З різких кутів матеріал плавно переміщується від бітера до тангенціального зубчастого сепаратору. А велика площа активної сепарації забезпечує максимальну пропускну можливість.

В комбайнах серії С (рис. 1.8.) [77] потік зернового матеріалу проходить через великий молотильний барабан і довге підбарабання довжиною 750 мм. Завдяки 13 бичам в підбарабанні здійснюється інтенсивний обмолот навіть важкообмолочуємих культур з мінімальним пошкодженням зерна та соломи. Решітчасте підбарабання дозволяє більшості зерен безперешкодно падати через отвори. Пряма подача матеріалу на бітер запобігає заплутуванню і волочінню

хлібної маси. Завдяки даній конструкції підбарабання матеріал подається рівномірним потоком навіть при роботі з недостиглим зерном і засміченими культурами.

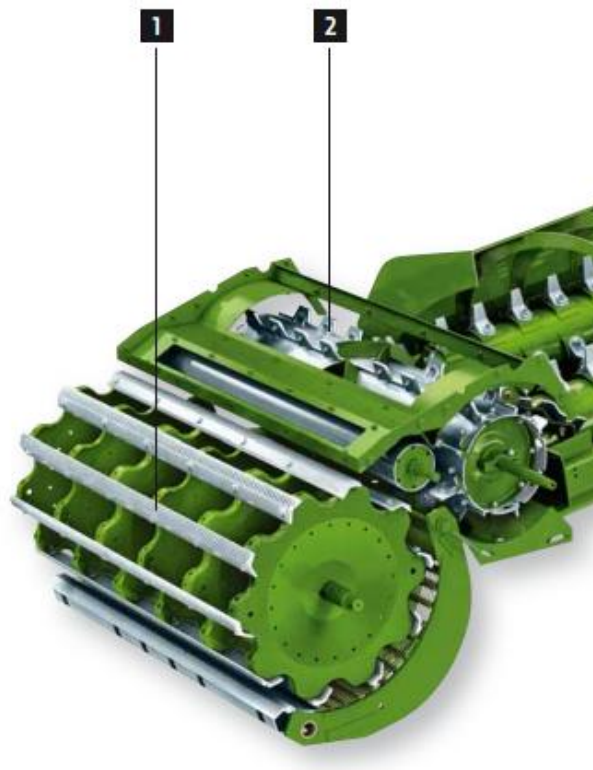


Рис. 1.8. Молотильно-сепаруючий пристрій зернозбирального комбайна серії С (1 – молотильний барабан; 2 – відбійний бітер)

Завдяки вторинному підбарабанню в комбайнах серії С можна отримати високу якість соломи поряд з високою продуктивністю. Унікальна конструкція вторинного підбарабання сприяє плавному ходу хлібної маси від основного підбарабання і молотильного барабана до подвійного зубчатого сепаратору. Похилі пластини виключають зміни напрямку потоку маси, сприяючи високій якості соломи.

В комбайнах Sampro Rosenlew (рис. 1.9.) [49] молотильний барабан збільшеної ваги закритого типу. Великий кут охоплення підбарабання барабана (108°) і відбійний бітер забезпечують високий коефіцієнт сепарації. Частота обертання молотильного барабана регулюється із кабіни електроприводом. Три довгих і широких клавіші соломотряса забезпечують ефективне відокремлення

зерна від соломи. Цьому також сприяють каскади між клавішами, рухаючись ними солома розпушується і перевертається.

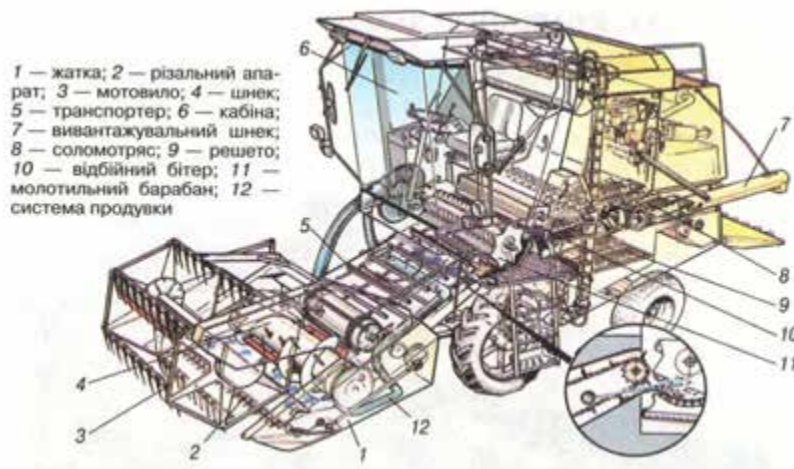
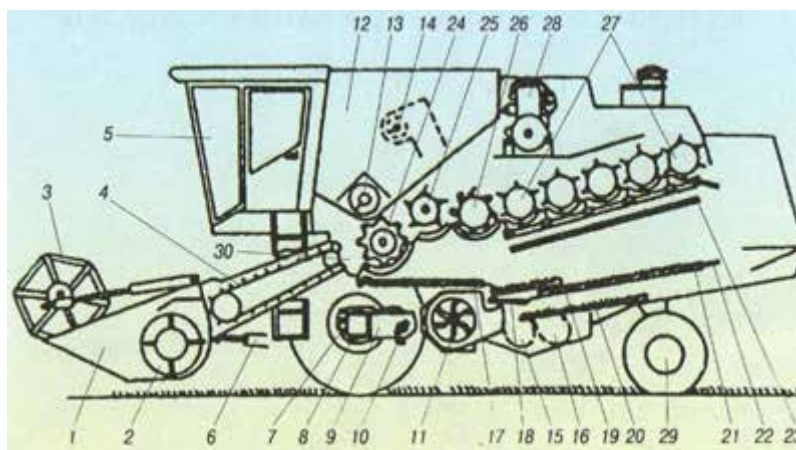


Рис.1.9. Комбайн Sampro 2010

В комбайні BIZON Z110 (рис. 1.10) [49] після скошування хлібна маса потрапляє на шнек жатки, а потім на похилий транспортер, яким переноситься до молотильного апарата. Далі хлібна маса потрапляє в зазор між підбарабанням і барабанами молотильним, відбійним, сепаруючим, а також барабанами соломотряса. При цьому основна маса зерна вимолочується. На транспортну дошку потрапляє зерно, що пройшло крізь отвори підбарабання, а також зерно з барабанного соломотряса.



1 — жатка; 2 — шнек жатки; 3 — мотовило; 4 — похилий транспортер; 5 — кабіна; 6 — механізм виносу жатки; 7 — гідроаккумулятор; 8 — колісна передача; 9 — коробка передач; 10 — гідродвигун; 11 — вентилятор; 12 — бункер; 13 — вивантажувальний шнек; 14 — шнек зерновий верхній; 15 — зерновий елеватор; 16 — колосовий елеватор; 17, 18 — грохот ступінчастий; 19 — переднє решето; 20 — нижнє решето; 21 — верхнє решето; 22 — колосове решето; 23 — площадка;

24 – молотильний барабан; 25 – відбійний бітер; 26 – сепаратор ротаційний; 27 – соломотряс барабаний; 28 – двигун; 29 – заднє колесо; 30 – каменевловлювач
Рис. 1.10 Загальна будова комбайна BIZON BS Z-110

В зернозбиральному комбайні Challenger 654В/658В (рис. 1.11) [75] за рахунок великої ширини молотильного барабана збільшується його пропускна спроможність. Високоміцні центральні ребра жорсткості додають конструкції комбайна міцності і збільшують термін експлуатації. Молотильний барабан може використовуватися на всіх без винятку культурах. Обтяжені планки під бичами збільшують момент інерції, запобігаючи забиванню барабана.



Рис. 1.11. Система обмолоту Challenger 654В/658В

Система Constant Flow забезпечує постійний потік хлібної маси; автоматично регулює швидкість руху комбайна залежно від завантаження молотильного барабана, що дозволяє повністю завантажити всі системи машини під час роботи. При цьому, зернозбиральний комбайн працює з максимальною продуктивністю протягом усього дня незалежно від культури, польових умов, досвідченості оператора і ширини захвату жатки.

Молотарка зернозбирального комбайна New Holland CX8000 (рис.1.12) [79] вкрай легко і ефективно справляється навіть з самими щільними колоссям. Діаметр молотильного барабана становить 750 мм – це найбільший за розмірами молотильний барабан з доступних на сьогоднішній день. Кут охоплення в 111 градусів дозволяє збільшити площу підбарабання до 1,18 м² на моделях з шестиклавішним соломотрясом.

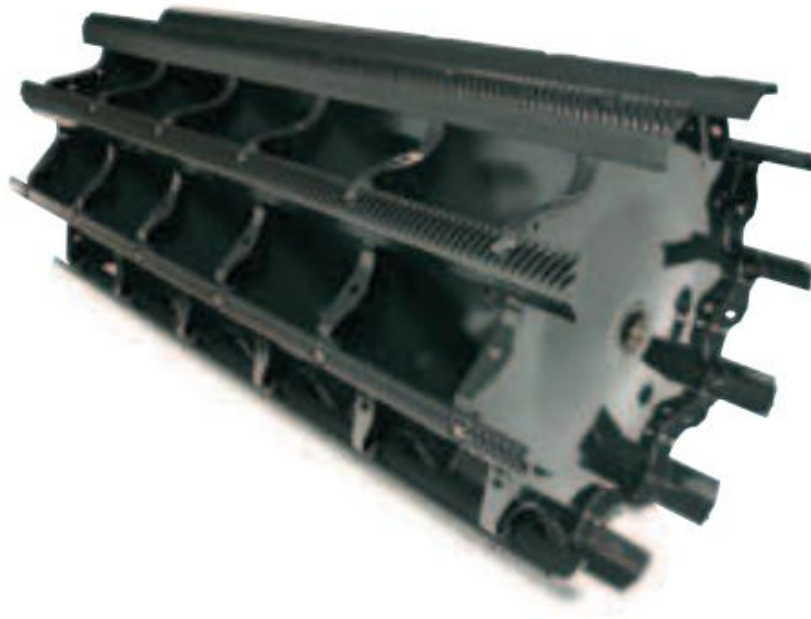


Рис. 1.12. Молотильний барабан комбайна New Holland CX8000

Завдяки дуже великому діаметру барабана для отримання оптимальних результатів обмолоту не вимагається висока швидкість його обертання. Привід працює м'якше і навантаження на силові передачі знижується. Висока інерційність барабана великого діаметру пом'якшує пікові навантаження навіть в умовах підвищеної вологості.

В зернозбиральному комбайні Fendt серії «С» (рис. 1.13) [76] висока продуктивність молотильного барабана є, серед іншого, наслідком його великого діаметру 600 мм. У силу великої інерційної маси молотильний барабан, оснащений додатковими противагами, а це забезпечує рівномірний потік технологічної маси з дбайливою обробкою зерна і соломи навіть у важких умовах збирання.

Особливістю, що відрізняє і виділяє систему обмолоту Multicrop Separator (MCS) від інших систем, є сепаруюче підбарабання MCS. Якщо в його використанні немає необхідності, підбарабання можна електрично повернути за відцентровий сепаратор; в результаті цього з'являється ще одна можливість налаштування - для належного реагування на мінливі умови прибирання.

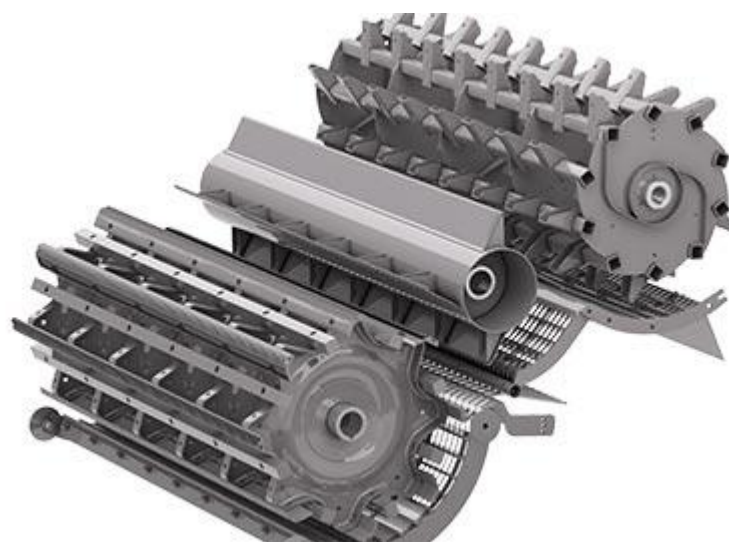


Рис. 1.13. Молотильно-сепаруючий пристрій зернозбирального комбайна Fendt серії «С».

Решітний стан характеризується високою продуктивністю очищення при будь-яких умовах проведення прибирання решета HighCapacity, що серійно використовуються, відрізняються простотою у використанні, і надійно слугують забезпеченню високого ступеня очищення зерна в бункері.

Отже, основні недоліки молотарок класичного типу полягають в наступному.

- В однобарабанних молотарок класичного типу спостерігається порівняно високий рівень пошкодження зерна (подрібнення та мікропошкодження), що пов'язане з малими зазорами в молотильному пристрої, необхідними для повного вимолоту зерна за один прохід технологічної маси в підбарабанні.

- Переважно ударний принцип руйнування суцвіть з зерном, при якому вивільнене зерно ударяється в жорсткі металеві частини деки та барабану зі швидкостями, що перевищують швидкості руйнуючого пошкоджуючого удару тертя.

- Клавішний соломотряс, як основний сепаратор грубого вороху, недостатньо активно виділяє зерно з соломи. Це пов'язано з тим, що час проходження зерна крізь велику товщину соломистого шару (до 450 мм) на

клавішах, суттєво перевищує час руху соломи до виходу з соломотряса. В результаті цього соломотряс є робочим органом, стримуючим можливість підвищення продуктивності молотарки.

- Конструкція молотильно-сепарувального пристрою молотарки класичного типу дозволяє попадання зерна у середину барабана, що пов'язане з підвищенням рівня пошкодження зерна та виходу його до соломотрясу оминаючи решітчасте підбарабання.

- На підбичниках (або на бичах зарубіжних комбайнів) накопичується додаткова маса пилу, дрібних рослин (до 1 кг і більше на одному бичі), яка від нерівномірних навантажень та вібрацій може опадати, порушуючи збалансованість барабану, в результаті чого виникає його вібрація, яка руйнує кулькові підшипники та шкодить здоров'ю водія (комбайнера). Дисбаланс барабана може сягати понад 1 кг при допустимих 0.04кг на один бич.

- Молотильний барабан, як правило, відкритого типу, проявляє суттєвий вентиляторний ефект, що призводить до підвищених затрат енергії на його привод.

- Інерційність барабана відкритого типу, як правило, не достатня для подолання опору нерівномірного подання в нього технологічної маси, що призводить не тільки до порушення рівномірності частоти обертання барабана, але й навіть до заорювання (забивання) барабана технологічною масою.

Разом з цим молотильно-сепаруючому пристрою молотарки класичного типу притаманні суттєві переваги, такі як.

- Порівняно малий кут охоплення барабана підбарабанням, достатній для вимолоту й відділення більшої (80-95%) частини зерна від соломи. Це зменшує витрати енергії на деформацію та руйнування соломи.

- Тонкошарове сепарування грубого вороху з виділенням з нього дрібного вороху. Такий спосіб сепарування грубого вороху можна використати замість процесу, що виконується клавішним соломотрясом. Це означає, що можна відмовитися від клавішного соломотрясу, замінюючи його робочими

органами типу барабанно-декового, або встановленням додаткових до основного молотильно-сепаруючого пристрою, таких же пристроїв, як основний. При цьому вимолот зерна і сепарацію грубого вороху зробити диференційованим, багатоступінчастим.

- У випадках, коли в молотильно-сепарувальній пристрій молотарки класичного типу, потрапляють сторонні матеріали, їх руйнівна дія порівняно менша ніж при попаданні їх в молотильно-сепарувальні пристрої інших типів. До того ж на всіх барабанно-декових пристроях установлюють каменеуловлювачі, які не установлюють на молотарках аксіально-роторного типу, бо вони не ефективно виконують на них захисну дію.

- Барабанно-декові пристрої класичного типу порівняно прості та дешеві у виготовленні та експлуатації.

Перераховані переваги молотарок класичного типу стали основною причиною найпоширенішого втілення їх у виробництво.

Порівняно менше (в світі – 5-20 %), але значне поширення (особливо в США – до 50 %) набули зернозбиральні комбайни аксіально-роторного типу.

Аксіально-роторна молотарка (рис. 1.14) включає молотильний барабан, що розташований переважно уздовж напрямку руху комбайна та уздовж руху технологічної маси. В ньому напрям руху технологічної маси співпадає з напрямом осі молотильного барабана. Молотильний барабан охоплює решітчасте підбарабання циліндроподібного типу.

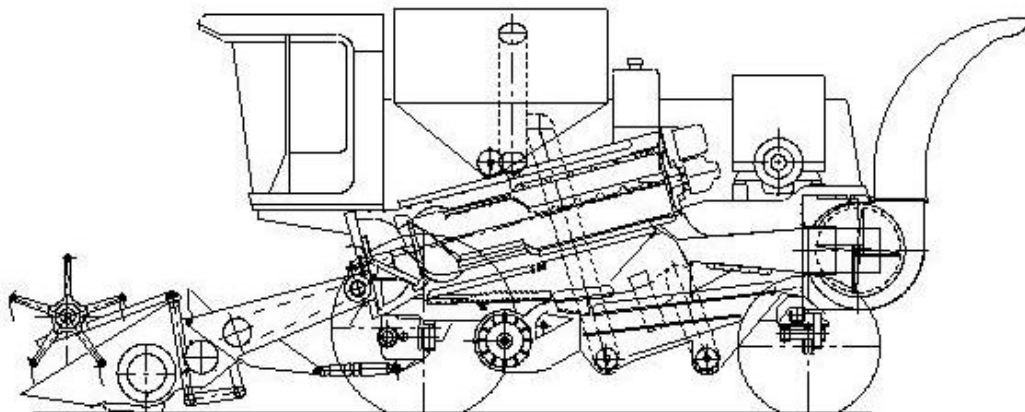


Рис. 1.14. Комбайн з молотаркою аксіально-роторного типу

Аксіально-роторна молотарка не має клавішного соломотряса, його заміняє решітчаста сепаруюча секція підбарабання, яка є продовженням молотильної секції. Решітчаста сепаруюча секція підбарабання може бути нерухомою або рухомою, обертаючись навколо осі барабана.

Дещо менше розповсюджені молотарки комбінованого типу, що включають молотильно-сепаруючі пристрої молотарок класичного типу та аксіально-роторні сепаруючі пристрої.

Молотарки аксіально-роторного та комбінованого типу включають сепаратори дрібного вороху та інші робочі органи, такі ж як у молотарок класичного типу.

В зернозбиральному комбайні John Deere серії S (рис. 1.15) [77] спіральні пластини, установлені по всій довжині внутрішніх стін кожуха, направляють масу рівномірним потоком по всій довжині ротора і знижують до мінімуму можливість забивання.

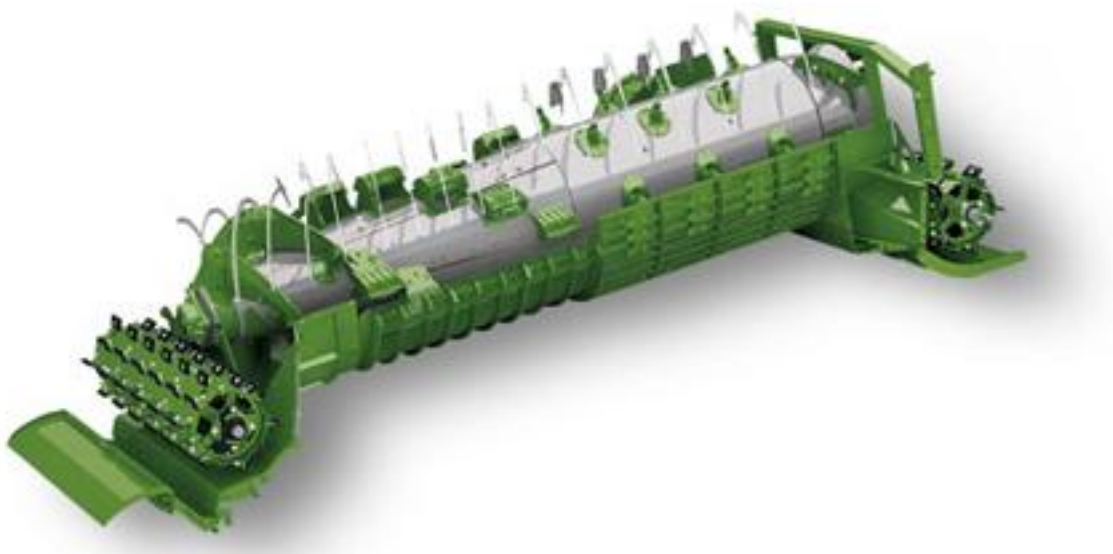


Рис. 1.15. Роторна молотарка зернозбирального комбайна John Deere серії S

Завдяки потужному повітряному потоку вентилятора хлібна маса безперешкодно переміщається від зони обмолоту до зони сепарації. На відміну від традиційних роторів кожух ротора «John Deere» комбайнів серії S має

еліптичний дизайн, що працює за принципом «напруження - звільнення», гарантуючи тим самим якісний обмолот в умовах підвищеної вологості.

Модернізована охоплююча конструкція високотехнологічного ротора не вимагає стількох енергетичних витрат при підвищенні швидкості, як традиційний ротор. Дизайн ротора істотно зменшує рівень шуму, пов'язаний з високою щільністю маси, що подається, високою швидкістю подачі і великими навантаженнями навіть при роботі з вологими культурами. Це особливо актуально при збиранні рано вранці або пізно ввечері, коли спостерігається підвищення вологості маси.

Комбайн «Дон-2600» (рис. 1.16) [49] оснащений аксіально-роторним молотильно-сепаруючим агрегатом двокаскадною вітрорешітною очисткою. Передньоприводне аксіально-роторне молотильно-сепаруюче обладнання дозволяє вирішити проблему збирання незернової частини врожаю по замовленню споживачів на відміну від зарубіжних аналогів. Діаметр ротора – 762 мм, довжина 3306 мм. Місткість бункера для зерна – 6 м³.

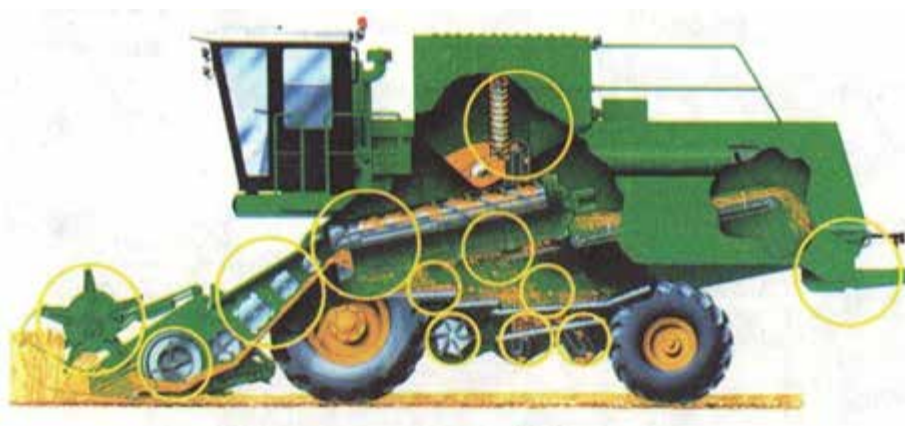


Рис. 1.16. Комбайн «Дон-2600»

В комбайні CASE AXIAL-Flow (рис. 1.17) [49] міститься аксіально-роторний молотильно-сепаруючий агрегат, який має значні переваги порівняно із звичайним молотильним апаратом. Він менше травмує і подрібнює зерно незалежно від культури. Такі агрегати менш чутливі до способів збирання і нерівномірності подачі хлібної маси, а їх технологічне налаштування на оптимальний режим обмолоту значно простіше. Проте виконувати у них

процеси обмолоту і сепарації потребують більшої потужності і менш стабільні при збиранні довгостебельної маси. Утруднене також збирання соломи після комбайнів.



Рис. 1.17. Загальний вигляд комбайна CASE AXIAL-Flow

В зернозбиральному комбайні Challenger 660/680 (рис. 1.18) [75] перед ротором встановлений подавальний бітер діаметром 457 мм зі спірально розташованими витками. Цей бітер зменшує витрати потужності на роторі, пластини подають масу рівномірно і прискорюють подачу на вхідну частину ротора. Також, подавальний бітер ефективного відокремлює камені від загального потоку маси.



Рис. 1.18. Ротор зернозбирального комбайну Challenger 660/680

ATR - прогресивна конструкція ротора. Роторна система обмолоту Challenger встановила новий стандарт продуктивності роторних комбайнів. Система володіє рядом унікальних характеристик, таких як найдовший ротор у

галузі 3560 мм, завантаження ротора на всі 360 градусів, нова конструкція і орієнтація бичів ротора, гідростатичний привод, пряме вивантаження, відмінна пристосовність ротора до різних умов збирання. Крім того, дана конструкція ротора і системи прямого вивантаження дозволяють отримувати солому найвищої якості, яку можна легко тюкувати, чого важко отримати від інших роторних систем. Все це, плюс приймальня горловина із загартованого металу, хромовані бичі, що поставляються з комбайном Challenger в базовій комплектації, не доступно іншим комбайнам.

Переваги молотарок аксіально-роторного типу.

- В цих молотарках суттєва частина зерна вимолочується шляхом його витирання, що сприяє зменшенню подрібнення зерна.
- Порівняно велика площа тонкошарового розділення (сепаруюча) технологічного матеріалу на дрібний та грубий ворох, що сприяє активному виділенню зерна з грубого вороху.
- Суміщення в одному барабанні молотильно-сепаруючої частини з сепаратором грубого вороху дозволяє виконувати цей пристрій більш компактним.

Разом з цим, молотильно-сепаруючі пристрої аксіально-роторного типу мають притаманні їм суттєві технологічні та конструктивні недоліки, які полягають в наступному.

- Технологічний матеріал, переважно солома, порівняно довго обробляється молотильним барабаном (обертається навколо осі барабана 6-7 витків – 2160...2520°), довгий час деформується та руйнується. Це призводить до невиправданих затрат енергії (пального), на 20-40 % більше в порівнянні з затратами енергії при роботі молотарок класичного типу. За даними ННЦ «ІМЕСГ», на вимолот 30-35 т зерна, зернозбиральний комбайн СК-10 «Дон-ротор», з молотаркою аксіально-роторного типу, витрачає пального на 100 л більше в порівнянні з відповідним показником комбайна «Дон-1500 Б» при такому ж намолоті зерна. Це найбільш суттєва вада комбайнів з аксіально-роторними молотарками.

- Аксіально-роторні молотарки більш чутливі стосовно втрат зерна при роботі на хлібах вологих та забур'яненних.
- Аксіально-роторні молотильно-сепаруючі пристрої, як правило, менш захищені від попадання в них сторонніх предметів, що можуть зруйнувати робочі органи.
- Ці молотарки складніші за виготовленням та дорожчі в порівнянні з молотарками класичного типу.
- Вони, хоча і виконуються закритими і пустотілими, але з причин нерівномірного зносу робочих поверхонь та налипання пилу, змоченої соком бур'янів, порівняно швидко втрачають балансування, що викликає пульсуюче навантаження на підшипники цапф барабана і передчасний їх (підшипників) знос. Ця обставина ускладнює експлуатацію таких молотарок (ускладнює ремонт та балансування барабана).

1.2. Призначення і типи молотильних пристроїв

Молотильний апарат призначений для виділення зерна з колосків, волоті і бобів [45]. На сьогоднішній день за конструкцією молотильного елемента зернозбиральні комбайни найчастіше ділять на: бильні (рис. 1.19), штифтові (рис. 1.4) та планетарні [45, 161, 170, 31]. В штифтових на планках закріплені штифти (зуби), а в бильних – рельєфні биля (бичі) [31].

Бильні молотильні пристрої складаються з обертового барабана 1 і нерухомого підбарабанья 2 (рис. 1.3). Молотильний барабан має вал 4, штамповані диски, підбильники, що прикріплюються до кожного диску, і биля 5, які мають ребристу робочу поверхню. На барабані встановлено парна кількість бил з поперемінним напрямком ребер вліво, потім вправо. Таке розташування рівномірно розподіляє обмолочуючу масу і зменшує осьовий тиск на підшипники вала.

Підбарабанья 2 являє собою решітку 3, яка охоплює по дузі кола барабан. Решітка підбарабанья утворена поперечними планками, в які вставлено поздовжні прутки.

Бичі вдаряють по стеблах, тягнучи їх до підбарабання. Обганяючи шар стебел, що знаходяться між барабаном і підбарабанням, била проходить по ньому, зрушуючи його перед собою. Кожен шар стебел, розташований вище, захоплює за собою силами тертя шар, що лежить нижче. Верхні стебла прослизують по нижніх. Найбільшу перешкоду руху зустрічає самий нижній шар, який рухається по ребристої поверхні підбарабання. Удари бил і ковзання їх по стеблах, ковзання стебел між собою і по ребристій поверхні підбарабання призводять до вимолочування зерен з колосся і зминання, розриву, перетирання соломи.

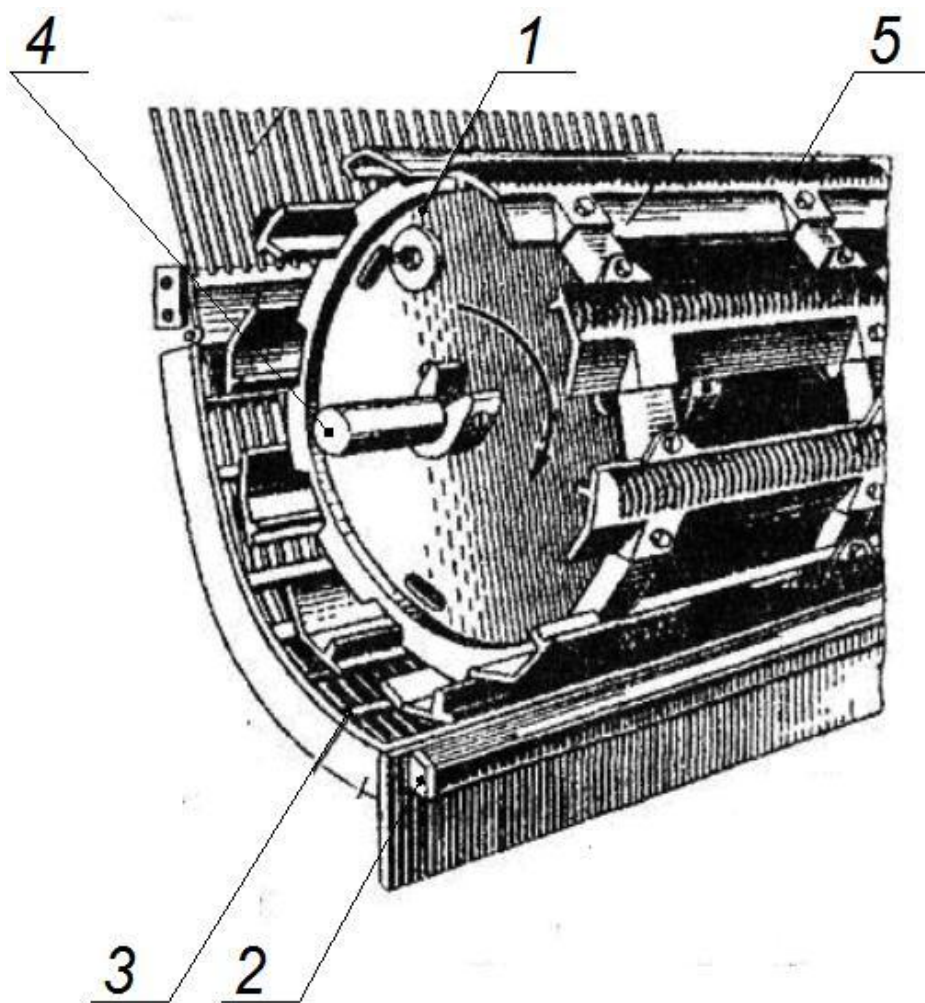


Рис. 1.19. Молотильно-сепаруючий пристрій з бильним барабаном

До переваг бильного молотильного пристрою відносяться: незначне дроблення соломи та зерна, невелике надходження дрібного вороху на очистку,

що полегшує її роботу, можливість обмолоту технічних культур і насінників трав, а також задовільна якість обмолоту при нестабільній частоті обертання.

Недоліки – погіршення якості обмолоту і збільшення втрат при обмолоті довгостеблових хлібів і хлібів підвищеної вологості, порівняно невисока продуктивність [170].

Штифтові молотильні пристрої складаються з обертового барабана 1 і нерухомого підбарабання 2 (рис. 1.20). По краях валу барабана встановлені два диска, третій середній диск не має опори на валу. В квадратні отвори сталевих планок вставлені штифти 3. Підбарабання 2 має три чавунні секції з штифтами, виконаними за формою дуги кола.

Штифти на барабані розташовані по гвинтовій лінії, розрізняють 2-, 3-, 4-, 5- і 6 ходові барабани. Число планок і число ходів обов'язково роблять кратним. Робоча частина штифта піддається загартуванню. Штифти розташовують на підбарабанні, так щоб між штифтами барабана і підбарабанням зазор був більше ширини зерна обмолочуваної культури.

Технологічний процес обмолоту штифтовим барабаном полягає в наступному: штифти барабана ударяють і захоплюють стебла і надають їм швидкість, близьку до колової швидкості барабана; колосся ударяються об штифти підбарабання, протягуються в проміжки між їх бічними поверхнями. При цьому відбувається виділення зерна, зжимання і розрив стебел.

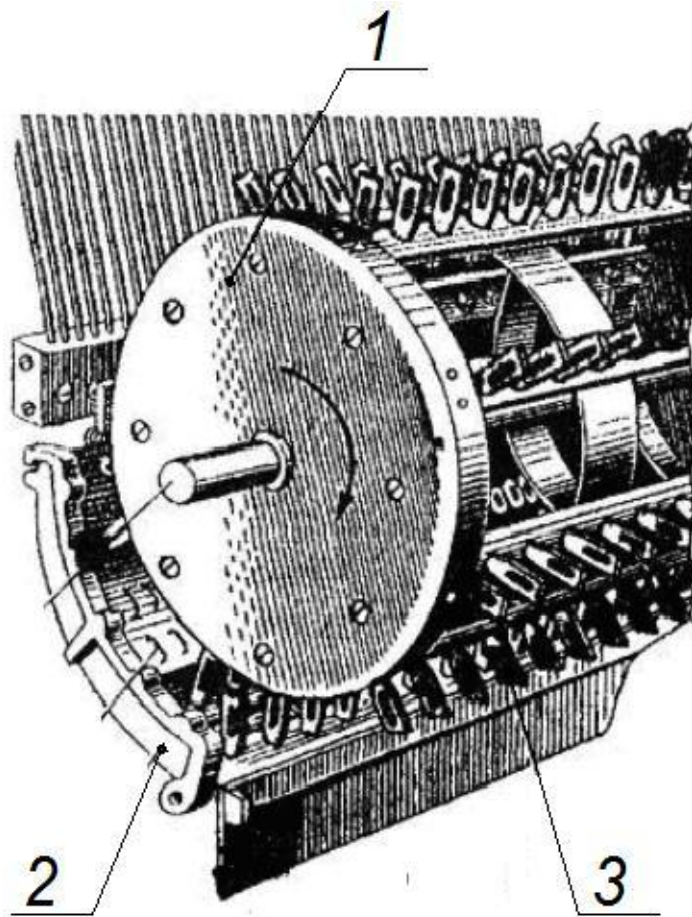


Рис. 1.20. Молотильно-сепаруючий пристрій зі штифтовим барабаном

Добра захоплююча здатність штифтового молотильного пристрою підвищує його продуктивність, покращує обмолот вологих і забур'янених хлібів, проте значне подрібнення соломи завантажує очищення і ускладнює виділення зерна. На хід робочого процесу такого молотильного пристрою впливають також повітряні потоки, створювані барабаном. Але їх закономірності залишаються поки нез'ясованими [170, 31].

Планетарні молотильні пристрої знаходяться в стадії впровадження в сучасні зернозбиральні машини. Вони складаються з багатовальцевого обертового барабана і вальцевої (гратчастої) деки (Рис. 1.21).

На маточинах барабана шарнірно встановлюються 5-9 вальців малого діаметра (80-100 мм). Кожен валець має примусовий привід через планетарну або диференціальну передачу. Напрямки обертання барабана і вальців збігаються. Кожен валець несе на своїй поверхні кілька бичів або штифтів.

Підбарання комбіноване – решітчастовальцьове. Вальці можуть вільно обертатися або мати свій механізм приводу - обертатися примусово.

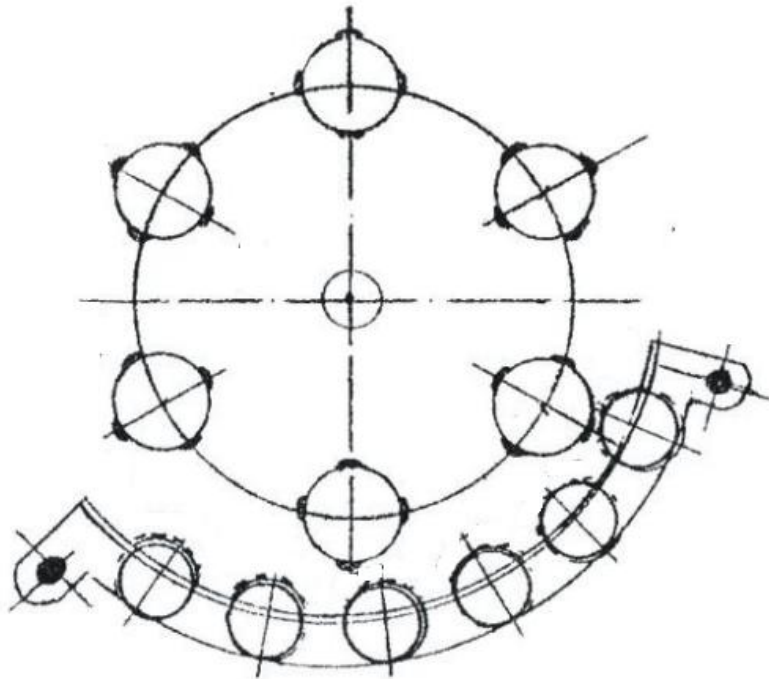


Рис. 1.21. Планетарний багатовальцевий молотильний пристрій

У процесі роботи такого пристрою стеблова маса потрапляє в робочий зазор, підхоплюється бичами (штифтами) вальців і протягуються з багаторазовим впливом вальців на стебла. Вальці підбарання є рухомою опорою при обмолоті. Обмолот тут відбувається за рахунок деформації перетирання і удару по масі, такий пристрій забезпечує якісний обмолот зернових колосових і рису при високій пропускну здатності пристрою (12-16 кг/с) [170].

1.3. Аналіз параметрів і режимів роботи молотильно-сепаруючих пристроїв зернозбиральних комбайнів

На якісні і кількісні показники роботи молотильних апаратів впливають вологість і здатність до обмолоту хлібної маси, направленість подачі стебел і розміщення колосків, тип молотильного пристрою, діаметр барабана, кількості бичів і планок, довжини підбарання, колова швидкість барабана і зазор між бичами і планками [158, 74].

Вологість хлібної маси. Вплив вологості зерна для деяких сортів пшениці головним чином позначається на величині недомолоту, а для інших – на відсотку подрібнення зерна [137].

У роботі [52] досліджувався вплив вологості хлібної маси на якість обмолоту. Вологість змінювали від 20 до 70% за рахунок зрошення штучним дощем за декілька годин до початку дослідів.

О.І. Грек вказує, що вологість хлібної маси практично не впливає на недомолот зерна. Так, наприклад, при зміні вологості маси від 20 до 70% недомолот зерна виріс від 1 до 1,3%. Подрібнення зерна залишається також майже постійним: зменшується по мірі збільшення вологості хлібної маси від 0,8 до 0,6%. Явище зменшення подрібнення зерна – це результат надбання зерном пружних властивостей. Травмування зерна зі збільшенням вологості хлібної маси зменшується незначно – з 18 до 16%. Сепарація зернового вороху через підбарабання зменшується з 70 до 35% при зміні вологості від 20 до 70%. Таке різке зменшення сепарації вороху можна пояснити поганим проникненням зерна через шар вологої маси внаслідок великих сил внутрішнього опору. Зменшується зі збільшенням вологості хлібної маси вміст дрібних домішок в зерні. Автор робить припущення, що перезволожена маса подрібнюється в меншій мірі, ніж суха. Затрати потужності на обмолот збільшуються зі збільшенням вологості. Збільшення потужності на обмолот відбувається за рахунок подолання зростаючих сил тертя по мірі збільшення вологості хлібної маси.

Діаметр молотильного барабана. Відповідно до [158] діаметр молотильного барабана знаходять за формулою:

$$D = \frac{v \cdot t_c \cdot M}{\pi}, \quad (1.1)$$

де t_c – проміжок часу обертання барабана на кут між сусідніми планками (бичами), $t_c=5,3 \cdot 10^{-3}$ с; M – кількість планок (бичів) на барабані; v – колова швидкість барабана.

Діаметр бильного барабана сучасних молотарок $D=450 \dots 800$ мм [160].

Останнім часом спостерігається тенденція до збільшення діаметру молотильного барабана. Проте збільшення діаметра барабана (з одночасним збільшенням довжини деки) має і негативні сторони. Через збільшення довжини деки зростає пошкодження зерна. Зі збільшенням діаметра барабана зменшується кривизна деки і, як наслідок, зменшується напруженість відцентрового поля, в якому відбувається сепарація [99]. Дослідження проведені Е.І. Ліпковичем показують, що молотильно-сепаруючі пристрої з великим діаметром барабана при збереженому куті охоплення деки мають кращу сепаруючу дію в порівнянні з меншим діаметром. Позитивним явищем апарату з барабаном збільшеного діаметру виступає зниження недомолоту.

Зазор між бичами молотильного барабана і планками підбарабання. Найбільш доступним способом пристосування молотильного барабана до властивостей і стану культур, що обмолочуються є зміна величини зазорів [137].

Е.І. Ліпкович у [99] наводить функцію зміни зазору, вважаючи, що вона є лінійною:

$$\delta(\phi) = \delta_1 - \frac{\delta_1 - \delta_2}{\Omega} \cdot \phi, \quad (1.2)$$

де δ_1 і δ_2 – зазори відповідно на вході і виході; Ω – кут охоплення деки; ϕ – змінний кут охоплення деки.

У [137] вказано, що зазор на вході повинен бути приблизно в 4 рази більше зазору на виході. При дотриманні такого співвідношення величин зазорів на вході і на виході має місце однаковий тиск обмолочуємого матеріалу на деку по всьому куту охоплення. Бильний барабан, як правило, при малих зазорах дає значно кращу якість обмолоту.

У [52] встановлено експериментальним методом, що при зменшенні співвідношення зазорів при обмолоті пшениці з 34/2 до 34/6, рису з 34/6 до 34/10 і сої з 34/6 до 34/18, не обмолот зростає у всіх випадках відповідно з 0,5 до 4%, з 4 до 5%, і з 0,2 до 2%. Дроблення зерна зменшується зі зменшенням співвідношення зазорів для пшениці з 4 до 1%, рису з 3 до 1%, і сої з 13 до 1,5%

при тих самих співвідношеннях. Досить значимо змінюються затрати потужності на обмолот: для всіх культур вони зменшуються. Найкраще співвідношення зазорів становить: пшениця 34/4, рису 34/8 і сої 34/12. Під час другого етапу дослідів автор приймає оптимальні значення зазорів на виході і експериментально встановлює оптимальні зазори на вході. А.І. Грек приймає в якості номінальних такі співвідношення зазорів: пшениця – 16/4, рис – 24/8 і соя – 36/12.

Кут охоплення барабана підбарабанням α (рис. 1.22) зумовлюється кутами α_1 входу бил у зону молотильного зазору і α_2 виходу із нього. Чим більший кут α_1 , тим менша швидкість потоку хлібної маси в молотильному зазорі, завдяки чому підвищується обмолот і сепарація зерна, але підвищується подрібнення зерна і перебивання соломи. Зі збільшенням кута α_1 погіршується захоплення маси билами. Для спрямування потоку маси молотильний зазор при $\alpha_1 > 45^\circ$ установлюють приймальний бітер. У сучасних МСП кут охоплення становить $\alpha = 96 \dots 151^\circ$ [160].

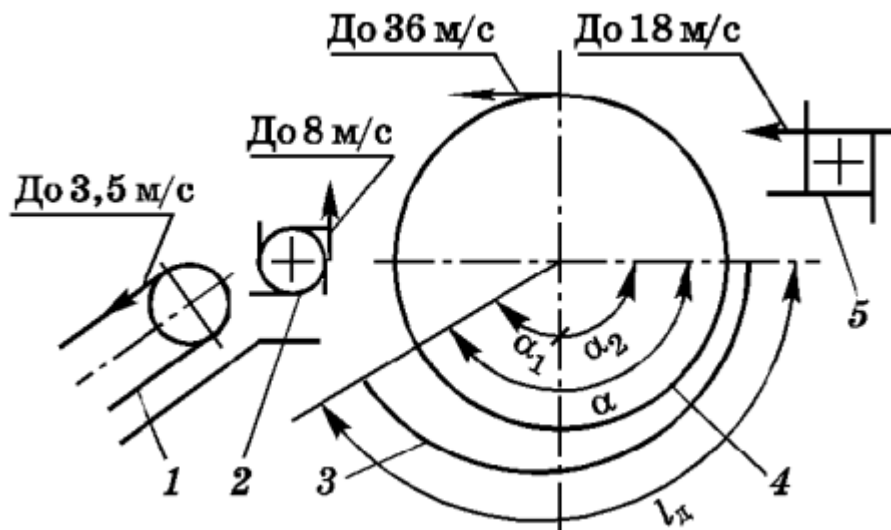


Рис. 1.22. Кінематичні та геометричні параметри поперечно-поточкового МСП: 1 – похилий конвеєр; 2 – приймальний бітер; 3 - підбарабання; 4 – барабан; 5 – відбійний бітер

У [137] експериментальним методом було встановлено вплив кута охоплення підбарабання на потрібну потужність, недомолот, ступінь

подрібнення. Зі збільшенням кута охоплення потрібна потужність зростає по опуклій кривій. Автор це пояснює тим, що при більшому куту охоплення, внаслідок вимолоту великої кількості колосків на початку підбарабання і послаблення пружності шару стебел в кінцевій частині, зменшує нормальний тиск і пов'язані з ним сили тертя. Цьому сприяє і те, що значна частина зерна разом з дрібним ворохом просипається під деку, не доходячи до її кінця і сприяє зменшенню хлібної маси в її кінцевій частині. Недомолот зі збільшенням кута охоплення різко зменшується, а ступінь подрібнення росте по прямолінійній залежності. Відсоток зерна, яке просипається під деку, змінюється в залежності від кута охоплення по випуклій залежності.

А.І. Грек в [52] після проведення експериментів встановив, що кут охоплення барабана декою для всіх типів підбарабання повинен становити близько 110° . На обмолоті сої - 90° .

Швидкість руху хлібної маси. Молотильний барабан, з однієї сторони, і порція хлібної маси, з іншої, представляють собою невільну систему з двох тіл. З енергетичної точки зору при роботі молотильного апарата відбувається передача енергії від однієї частини системи до іншої – від барабана до порції маси. Таким чином, для знаходження швидкості руху хлібної маси Е.І. Ліпкович в [99] вирішує задачу про взаємодію двох тіл, що рухаються з різними швидкостями – барабана і порції хлібної маси – при проковзуванні барабана відносно порції.

Після розв'язання автор отримує рівняння для обчислення кутової швидкості порції хлібної маси в підбарабанні в залежності від кута повороту ϕ :

$$2 \cdot H \cdot \phi + \omega^2 - \omega_1^2 = D \cdot (\omega_1 + \omega) \cdot \ln \left| \frac{2 \cdot \omega_1 - D}{\omega_1 + \omega - D} \right| \quad (1.3)$$

де $H = \frac{T \cdot R \cdot f_2}{m \cdot R^2}$; $D = \frac{2 \cdot \omega_0 \cdot f_1}{f_2}$; T – нормальна сила стиску; R – радіус молотильного барабана; f_1 – коефіцієнт тертя між бичами барабана та соломою; f_2 – коефіцієнт тертя між соломою і поверхнею деки; m – маса порції хлібної

маси; ω_6 – кутова швидкість барабана на холостому ході; φ – кут повороту; ω_1 – кутова швидкість порції на вході; ω – кутова швидкість порції.

1.4. Силові та енергетичні параметри роботи молотильних апаратів

Основне рівняння роботи барабана відповідно до теорії В.П. Горячкіна полягає у тому, що енергія, яка підводиться до молотильного барабана, витрачається на подолання опору двох основних категорій: опору тертя в підшипниках та пере давальних механізмах, а також опору повітря та опору, який цілком пов'язаний з процесом обмолоту, внаслідок якого змінюється стан оброблюваного матеріалу.

Потужність N_6 , що витрачається на обертання барабана, складається з двох складових [158]:

$$N_6 = N_1 + N_2, \quad (1.4)$$

де N_1 – потужність, яка витрачається на першу категорію опору; N_2 – потужність, яка витрачається на другу категорію пору.

Величина N_1 включає потужності, які витрачаються на подолання тертя та подолання опору повітря:

$$N_1 = A \cdot \omega + B \cdot \omega^3, \quad (1.5)$$

де A – коефіцієнт, який являє собою момент тертя (за даними М.А. Пустигіна на кожні 100 кг маси барабана A приймають рівним 2,6 Н·м для штифтового та 0,2 Н·м для бильного); B – коефіцієнт пропорційності, який залежить від щільності повітря, форми та розмірів частин барабана, що обертаються, і має розмірність осьового моменту маси (для кожного метра довжини стандартних штифтових барабанів B можна приймати рівним $7,3 \cdot 10^{-4}$ Н·м·с², для бильних $9,7 \cdot 10^{-4}$ Н·м·с²); ω – кутова швидкість молотильного барабана.

Для визначення N_2 слід враховувати, що дія барабана на хлібну масу супроводжується ударами та протягуванням її у молотильному зазорі.

Повне колове зусилля P на билах або штифтах барабана складається з сили P_1 на удар та сили P_2 на переборення опору протягування хлібної маси крізь робочу щілину, яке супроводжується перетиранням стебел:

$$P = P_1 + P_2. \quad (1.6)$$

Скориставшись законом про зміну кількості руху, визначають силу та момент удару. Час удару позначають через Δt . Тоді при рівномірній подачі захоплена хлібна маса одним ударом одного била дорівнюватиме:

$$\Delta m = m' \cdot \Delta t. \quad (1.7)$$

Оскільки солома має слабку пружність, після удару вона набуває швидкості v захопившого її била, яка є коловою швидкістю барабана $\omega \cdot D/2$.

Отже, кількість руху, яку набуває солома масою Δm , буде $\Delta m \cdot v$. Із прискорення руху визначається значення імпульсу сили з рівняння $P_1 \cdot \Delta t = \Delta m \cdot (v - v_0)$.

При $v_0=0$, сила удару буде такою:

$$P_1 = \frac{\Delta m \cdot v}{\Delta t} = m' \cdot v. \quad (1.8)$$

Момент сили удару

$$M_y = P_1 \cdot D/2 = m' \cdot D^2 \cdot \omega/4. \quad (1.9)$$

Згідно теорії В.П. Горячкіна, сила P_2 пропорційна повному коловому зусиллю P , тобто

$$P_2 = f_n \cdot P, \quad (1.10)$$

де f_n – коефіцієнт пропорційності, який враховує усі опори при протягуванні хлібної маси, називається коефіцієнтом перетирання.

Коефіцієнт перетирання залежить від конструктивних особливостей барабана та деки, фізико-механічних властивостей продукту, який обмолочується та подачі. Його приймають у межах $f_n=0,6\dots0,75$ для більних апаратів.

З урахуванням значень P_1 та P_2 буде: $P = m' \cdot v + f_n \cdot P$, звідки

$$P = \frac{m' \cdot v}{(1 - f_n)}. \quad (1.11)$$

Перемноживши обидві частини рівняння (1.11) на колову швидкість молотильного барабана, одержимо вираз для знаходження потужності N_2 :

$$N_2 = \frac{m' \cdot v^2}{(1 - f_n)} \quad (1.12)$$

Процес роботи молотильного апарата характеризується трьома елементами: роботоздатністю двигуна, як джерела енергії; роботоздатністю барабана і опором матеріалу, який обмолочується.

Механічна енергія, яка передається двигуном барабану, поглинається прискоренням руху останнього, яке у свою чергу поглинається опором хлібної маси, у зв'язку з чим при рівномірній подачі і встановленому режимі замість можливого прискорення руху барабана відбувається його рівномірний рух.

Якщо потужність, що витрачається, дорівнює повній потужності $N_6 = N_0$ двигуна, то під час холостого ходу, тобто коли немає подачі хлібної маси, різниця $N_0 - N_6$.

1.5. Аналіз динамічних параметрів молотильно-сепаруючого пристрою

У [99] Ліпковичем було вказано, що найбільш ємким аналітичним відображенням системи рослинна маса–барабан–двигун є відоме рівняння барабана акад. В. П. Горячкіна. Проте в даному рівнянні не відображено вплив таких параметрів, як нерівномірність подачі, коливання швидкості вороху та особливості приводного двигуна.

Автор у [99] розглядає молотильний барабан, що взаємодіє з приєднаною на вході в підбарабання і відкиданої на виході порцією рослинної маси, як єдине ціле. На основі даного припущення Е. І. Ліпкович наводить динамічне рівняння системи:

$$J \cdot \frac{d\omega_0}{dt} = M - \frac{dJ_1}{dt} \cdot (\omega_2 - \omega_1) \quad (1.13)$$

де M – момент всіх зовнішніх сил, що прикладені до барабану;

ω_1 – абсолютна кутова швидкість приєднуваної маси (швидкість вороху на вході);

ω_2 – абсолютна кутова швидкість маси, що від'єднується (швидкість вороху на виході);

J – момент інерції.

Величина моменту всіх зовнішніх сил визначається за наступною формулою:

$$M = -M_c + M_{\text{дв}} \cdot \chi \cdot i \quad (1.14)$$

де M_c – момент шкідливих опорів;

$M_{\text{дв}}$ – момент двигуна;

i – передаточне число привода барабана;

χ – ККД привода.

Динамічне рівняння барабана має наступний вигляд:

$$J \cdot \frac{d\omega_0}{dt} = -M_{\text{дс}} + M_{\text{дв}} \cdot \chi \cdot i \quad (1.15)$$

де $M_{\text{дс}}$ – момент динамічного опору на валу двигуна і визначається по формулі:

$$M_{\text{дс}} = K_1 + K_2 \cdot \omega_0^2 + \frac{R^2 \cdot (\omega_2 - \omega_1) \cdot \left(\bar{q} + \sum_{k=1}^m W_k \cdot V_k(t) \right)}{g \cdot (1 - f_n)}$$

K_1 та K_2 – постійні коефіцієнти;

ω_0 – кутова швидкість барабана;

R – радіус барабана;

\bar{q} – математичне очікування випадкової функції

W_k – випадкова величина з математичним очікуванням рівним 0;

$V_k(t)$ – детерміновані функції (періодичні);

f_n – коефіцієнт перетирання

Зміна моменту $M_{\text{дс}}$ визначається регуляторною характеристикою двигуна, що визначається виразом:

$$M_{\text{дв}} = M_{\text{еп}} \cdot \frac{\omega_p \cdot c_p - \omega_{\text{дв}}}{\omega_p \cdot (c_p - 1)} \quad (1.16)$$

$$\text{де } c_p = \frac{2 + \delta_p}{2 - \delta_p};$$

$M_{\text{еп}}$ – середнє значення крутного моменту при розрахунковій потужності;

ω_p і $\omega_{\text{дв}}$ – розрахункова і робоча кутові швидкості валу двигуна відповідно;

δ_p – ступінь нерівномірності регулятора.

Ліпкович припустив, що зміна подачі в часі відбувається не неперервно, а стрибкоподібно на кінцеву величину Δq_k . Відповідно до даного припущення рівняння молотильного барабану набуло наступного вигляду:

$$J \cdot \frac{d\omega_{\text{б}}}{dt} = - \left[M_c + \frac{R \cdot (v_2 - v_1) \cdot (\bar{q} + \Delta q_k)}{g \cdot (1 - f_n)} \right] + M_{\text{еп}} \cdot \frac{\omega_p \cdot c_p - \omega_{\text{дв}}}{\omega_p \cdot (c_p - 1)} \cdot \chi \cdot i \quad (1.17)$$

Інтегрування формули (1.17) дало можливість визначити кутову швидкість барабана:

$$\omega_k = \frac{U_{\text{б}}}{J} \cdot \left(1 - e^{-\frac{J \cdot t}{I}} \right) + \omega_{k-1} \cdot e^{-\frac{J \cdot t}{I}} \quad (1.18)$$

$$\text{де } U_{\text{б}} = M_c + \frac{R \cdot (v_2 - v_1) \cdot (\bar{q} + \Delta q_k)}{g \cdot (1 - f_n)} + \frac{M_{\text{еп}} \cdot c_p \cdot \chi \cdot i}{c_p - 1}; \quad J = \frac{M_{\text{еп}} \cdot c_p \cdot \chi \cdot i^2}{\omega_p \cdot (c_p - 1)}$$

Аналіз формули (1.18) вказує, що на швидкість і плавність руху молотильного барабана впливають величини крутного моменту і потужності двигуна, зведений момент інерції барабана, а також характеристика регулятора. Проведені автором дослідження в [99] вказують, що чим більший момент інерції мас, що обертаються, тим спокійніше проходить нарощування швидкості барабана і тим менше його прискорення. Зниження крутного моменту двигуна приводить до зниження швидкості барабану і до великих її коливань.

Висновки до розділу 1, задачі досліджень

Проаналізувавши наукові літературні джерела, можна зробити такі висновки:

- найпоширенішою схемою молотильно-сепаруючих пристроїв є молотарка тангенціального типу, дещо менш розповсюджені молотарки аксіально-роторного типу (5-20% в світі, до 50% в США);

- основними недоліками молотарок класичного (тангенціального) типу є: порівняно великий рівень пошкодження зерна, що пов'язано з малими зазорами на вході та виході з підбарабання; конструкція даних молотарок призводить до попадання зерна у середину барабана та налипання його разом з рослинними рештками та пилом на підбичниках або бичах, в результаті чого виникає його вібрація, яка руйнує кулькові підшипники та шкодить здоров'ю водія (комбайнера).

- під час обмолоту виникають значні динамічні навантаження, які діють на елементи приводного механізму молотильного барабана, що призводить до передчасного руйнування і зниження надійності роботи конструкції.

Однак на сьогодні мало висвітлені такі питання:

- побудова математичної моделі руху порції хлібної маси в молотильному зазорі;

- визначення сил, які діють на хлібну масу під час обмолоту;

- дослідження впливу невірноваженості молотильного барабана зернозбирального комбайна на його роботу;

- дослідження динаміки руху молотильного барабана зернозбирального комбайна.

Згідно з проведеним аналізом сформульовано задачі досліджень:

- проаналізувати існуючі конструкції молотильно-сепаруючих пристроїв та результати проведених досліджень процесу обмолоту зернових культур зернозбиральним комбайном;
- розробити математичну модель процесу обмолоту хлібної маси молотильно-сепаруючим пристроєм та визначити рівняння руху порції хлібної маси;

- побудувати математичну модель динаміки руху приводного механізму молотильного барабана зернозбирального комбайна та визначити навантаження в його елементах;
- дослідити коливання молотильного барабана з урахуванням його неврівноваженості і розробити рекомендації щодо їхнього зменшення;
- провести експериментальні дослідження з визначення просівної здатності підбарабання, незбалансованості молотильного барабана зернозбирального комбайну та режиму його руху для підтвердження розроблених моделей.

Вирішення вказаних задач дозволить підвищити ефективність роботи молотильно-сепаруючого пристрою, мінімізувати динамічні навантаження на тяговий орган приводу.

Результати даного розділу опубліковані в роботах [107, 148]

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РУХУ МОЛОТИЛЬНОГО БАРАБАН ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

2.1. Моделювання руху технологічної маси між барабаном та підбарабанням

При входженні хлібної маси в підбарабання сила нормального тиску на неї як зі сторони барабана, так і зі сторони підбарабання повинна бути мінімальною, але такою щоб здійснювалося відділення зерна від колоса, тобто зазор між бичом і підбарабанням повинен бути максимальним. По мірі проходження хлібної маси під барабаном цей зазор повинен зменшуватись, а на виході хлібної маси з підбарабання він повинен бути найменшим, але таким щоб зусилля стиснення хлібної маси забезпечувало відділення зерна, що залишилося в колосі, але воно не повинно перевищувати граничних зусиль руйнування зерна.

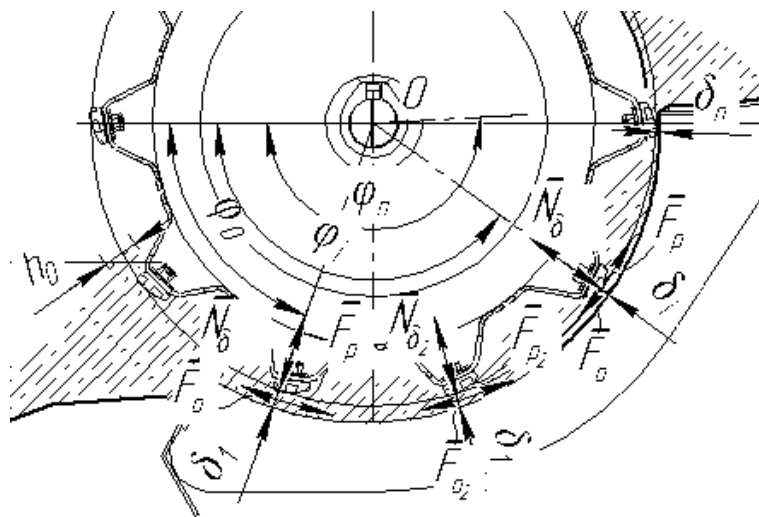


Рис. 2.1 Схема сил в молотильно-сепаруючому апараті

Виходячи з цього зазор δ між виступами бичів і підбарабанням в секторі підбарабання повинен бути функцією кута φ , тобто $\delta=f(\varphi)$.

При $\varphi = \varphi_0$, $\delta = \delta_0 = \delta_{max}$, при $\varphi = \varphi_i$, $\delta = \delta_i$ і на виході з підбарабання при $\varphi = \varphi_n$, $\delta = \delta_n = \delta_{min}$. Тут $n+1$ - кількість бичів, що перебувають в секторі підбарабання.

Залежність зазору між виступами бичів і підбарабанням від функції кута φ може бути описана лінійною, квадратичною, кубічною або іншими залежностями. Визначимо залежність, яка описується поліномом другого порядку, тобто:

$$\delta = A_0 + A_1 \cdot \varphi + A_2 \cdot \varphi^2 \quad (2.1)$$

де A_0, A_1, A_2 – постійні коефіцієнти, які визначаються з крайових або інших умов. Розглянемо випадок, коли заданими є крайові умови:

$$\text{при } \varphi = \varphi_0, \delta = \delta_0, \text{ а при } \varphi = \varphi_n, \delta = \delta_n \text{ і } \frac{d\delta}{d\varphi} = 0, \quad (2.2)$$

знайдемо похідну від функції (2.1) по координаті φ :

$$\frac{d\delta}{d\varphi} = A_1 + 2 \cdot A_2 \cdot \varphi. \quad (2.3)$$

Виходячи з залежностей (2.1) і (2.3) та умов (2.2) матимемо:

$$\begin{cases} A_0 + A_1 \cdot \varphi_0 + A_2 \cdot \varphi_0^2 = \delta_0; \\ A_0 + A_1 \cdot \varphi_n + A_2 \cdot \varphi_n^2 = \delta_n; \\ A_1 + 2 \cdot A_2 \cdot \varphi_n = 0. \end{cases} \quad (2.4)$$

З останнього рівняння системи (2.4) знаходимо

$$A_1 = -2 \cdot A_2 \cdot \varphi_n \quad (2.5)$$

і підставляємо це значення в перші два рівняння системи (2.4), в результаті чого отримуємо:

$$\begin{cases} A_0 - 2 \cdot A_2 \cdot \varphi_0 \cdot \varphi_n + A_2 \cdot \varphi_0^2 = \delta_0; \\ A_0 - A_2 \cdot \varphi_n^2 = \delta_n. \end{cases} \quad (2.6)$$

З останнього рівняння системи (2.6) знаходимо:

$$A_0 = \delta_n + A_2 \cdot \varphi_n^2. \quad (2.7)$$

І підставляємо його в перше рівняння цієї ж системи, після чого будемо мати:

$$A_2 \cdot (\varphi_n - \varphi_0)^2 = \delta_0 - \delta_n. \quad (2.8)$$

З рівняння (2.8) знаходимо

$$A_2 = \frac{\delta_0 - \delta_n}{(\varphi_n - \varphi_0)^2}. \quad (2.9)$$

Підставивши вираз (2.9) в залежності (2.5) і (2.7), матимемо:

$$A_0 = \delta_n + (\delta_0 - \delta_n) \cdot \left(\frac{\varphi_n}{\varphi_n - \varphi_0} \right)^2; \quad (2.10)$$

$$A_1 = -2 \cdot (\delta_0 - \delta_n) \cdot \frac{\varphi_n}{(\varphi_n - \varphi_0)^2}. \quad (2.11)$$

Після підстановки постійних (2.9),..., (2.11) в рівняння (2.1) отримаємо залежність зміни зазору між бичами і підбарабанням від зміни кута φ (положення бичів над підбарабанням)

$$\delta = \delta_n + (\delta_0 - \delta_n) \cdot \left(\frac{\varphi_n - \varphi}{\varphi_n - \varphi_0} \right)^2. \quad (2.12)$$

Під час обмолоту хлібна маса рухається з меншою швидкістю в порівнянні з коловою швидкістю виступів бичів, тобто має місце проковзування між хлібною масою та бичами. Визначимо переміщення хлібної маси між барабаном та підбарабанням. Для цього розглянемо усталений режим руху хлібної маси в процесі обмолоту та закон обертання барабана.

Спочатку визначимо закон руху барабана. Для визначення закону руху барабана розглянемо всі сили, що на нього діють. Серед цих сил виділимо силу тяжіння барабана – G_0 , реакцію опори 0 вісі обертання барабана – N_0 , сили нормальних реакцій зі сторони хлібної маси, що діють на бичі барабана – $N_{\delta i}$ ($i=1,2,\dots,n$, де n – кількість бичів, що взаємодіють з хлібною масою в підбарабанні), $F_{\delta i}$ – сили тертя, що діють зі сторони хлібної маси на бичі барабана ($i=0,1,2,\dots,n$), момент сил тертя в підшипниках опор вісі барабана – M_0 .

Визначимо сили нормальних реакцій, що діють на бичі барабана зі сторони хлібної маси. На кожний з бичів зі сторони хлібної маси будуть діяти різні за величиною та напрямком дії сили. Величина нормальної реакції на i -й ($i=1,2,\dots,n$) бич може бути визначена такою залежністю:

$$N_{\delta i} = c_i(\delta_i) \cdot b \cdot l(h_0 - \delta_i), i = 0,1,2,\dots,n, \quad (2.13)$$

де c_i – коефіцієнт об'ємної жорсткості хлібної маси, який залежить від величини стиснення хлібної маси і визначається експериментально; b – ширина бича; l – довжина бича (барабана); h_0 – товщина потоку хлібної маси на вході в молотильний апарат; δ_i – величина зазору між i -им ($i=1,2,\dots,n$) бичом та підбарабанням.

Знайдемо сумарну силу нормального тиску, яка діє на підшипники барабана від ваги барабана та сил нормального тиску

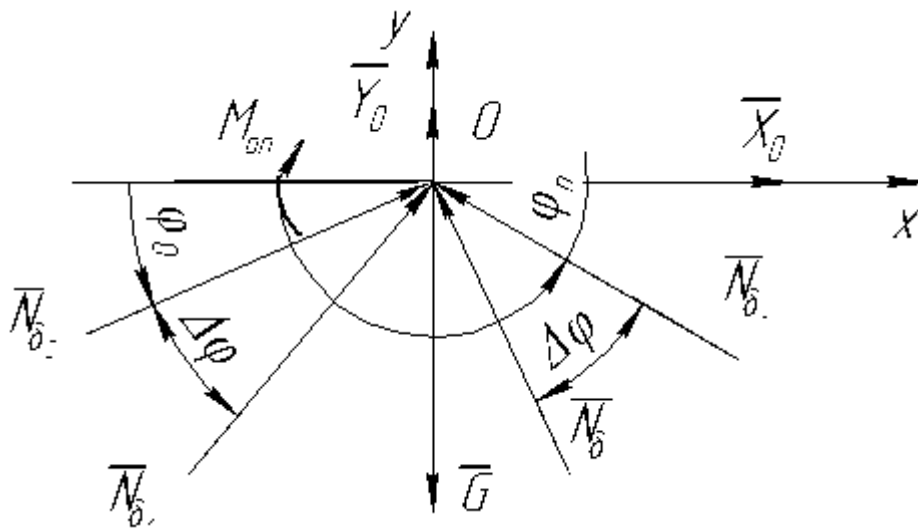


Рис. 2.2. Схема сил

$$\varphi_i = \varphi_0 + \Delta\varphi i$$

$$\Delta\alpha = \frac{\varphi_n - \varphi_0}{n}$$

Спроекуємо усі сили нормального тиску та силу ваги барабана на координатні осі, в результаті чого будемо мати:

$$\begin{cases} \sum_{i=0}^n N_{\delta_i} \cdot \cos \alpha_i + X_0 = 0; \\ \sum_{i=0}^n N_{\delta_i} \cdot \sin \alpha_i + Y_0 - G = 0. \end{cases} \quad (2.14)$$

З отриманої системи знайдемо складові нормальної реакції в опорах барабана на вісі 0.

$$X_0 = -\sum_{i=0}^n N_{\delta_i} \cdot \cos \alpha_i; \quad (2.15)$$

$$Y_0 = G - \sum_{i=0}^n N_{\delta_i} \cdot \sin \alpha_i.$$

Тоді сумарна величина опорної реакції в підшипниках барабана визначається залежністю:

$$N_0 = \sqrt{X_0^2 + Y_0^2}. \quad (2.16)$$

Після цього можна знайти момент сил тертя в підшипниках опор вісі барабана:

$$M_o = N_o \cdot f_o \cdot \frac{D}{2}, \quad (2.17)$$

де f_o – зведений коефіцієнт тертя в підшипниках барабана; D – діаметр барабана по виступах бичів.

Тепер визначимо силу тертя, яка діє на i -ий бич зі сторони хлібної маси:

$$F_{\delta_i} = N_{\delta_i} \cdot f_{\delta}, \quad (2.18)$$

яка направлена по дотичні до кола виступів.

Тут f_{δ} – коефіцієнт тертя між хлібною масою і бичами барабана.

Тоді сумарний момент опору від тертя бичів з хлібною масою визначається залежністю:

$$M_{\delta} = \sum_{i=0}^n F_{\delta_i} \cdot \frac{D}{2} = \sum_{i=0}^n c_i(\delta_i)(h_0 - \delta_i) \cdot b \cdot l \cdot f_{\delta} \cdot \frac{D}{2}. \quad (2.19)$$

2.2. Визначення закону руху порції хлібної маси

Розглянемо рух порції хлібної маси, що припадає на одне било в підбарабанні. Для визначення закону руху порції хлібної маси використаємо такі припущення:

1. Розглядається порція хлібної маси, яка припадає на один бич, що знаходиться над підбарабанням;

2. Оскільки зазор δ між барабаном та підбарабанням є незначним, в порівнянні з радіусом барабана R , то в динамічних розрахунках ним знехтуємо і будемо вважати, що всі сили, які прикладені до хлібної маси, прикладені по колу виступу бичів.

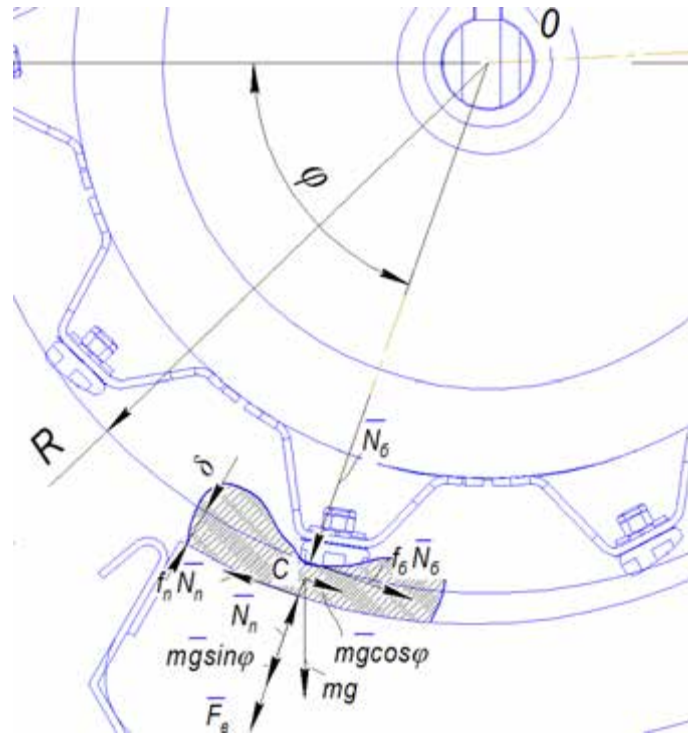


Рис. 2.3. Схема сил, що діють на порцію хлібної маси

На i -ту ($i=0, \dots, n$) порцію хлібної маси в молотильному проміжку діють сили: нормальна сила стиску N_δ біла зі сторони молотильного барабана; рушійна сила (сила тертя між білом барабана і порцією хлібної маси), яка направлена по дотичній до кола виступів бичів в бік обертання барабана $f_\delta \cdot N_\delta$; нормальна сила стиску зі сторони підбарабання \bar{N}_n , яка направлена протилежно силі N_δ ; сила тертя між порцією хлібної маси і планкою деки в підбарабанні, яка спрямована по дотичній до криволінійної форми деки в бік, протилежний руху хлібної маси $f_n \cdot N_n$; сила тяжіння порції хлібної маси mg ; відцентрова сила, що діє на порцію хлібної маси в процесі її обертання.

Кінетична енергія порції хлібної маси, що припадає на одне біло в підбарабанні:

$$T = \frac{1}{2} \cdot m(\varphi) \cdot V_c^2 = \frac{1}{2} \cdot m(\varphi) \cdot R^2 \cdot \omega^2, \quad (2.20)$$

де $m(\varphi)$ – маса порції хлібної маси, що припадає на одне било в підбарабанні, яка є змінною величиною, що залежить від координати повороту центра мас хлібної маси φ ; V_c – лінійна швидкість руху центра мас порції хлібної маси, що припадає на одне било; R – радіус молотильного барабана по колу виступів бил; ω – кутова швидкість повороту центра мас порції хлібної маси, що припадає на одне було відносно осі обертання O .

Рівняння руху порції хлібної маси:

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = \sum_{i=1}^n M_{oi}, \quad (2.21)$$

де M_{oi} - момент i -ої ($i=1,2,\dots,n$) сили відносно осі обертання, що діє на порцію хлібної маси; n – кількість сил.

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = m(\varphi) \cdot R^2 \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dm(\varphi)}{d\varphi} \cdot R^2 \cdot \omega^2, \quad (2.22)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{oi} = f_{\delta} \cdot N_{\delta} \cdot R - f_n \cdot N_n \cdot R + m(\varphi) \cdot g \cdot R \cdot \cos(\varphi) / \quad (2.23)$$

Після підстановки залежностей (2.22) і (2.23) в рівняння (2.21) отримаємо:

$$m(\varphi) \cdot R^2 \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dm(\varphi)}{d\varphi} \cdot R^2 \cdot \omega^2 = f_{\delta} \cdot N_{\delta} \cdot R - f_n \cdot N_n \cdot R + m(\varphi) \cdot g \cdot R \cdot \cos(\varphi). \quad (2.24)$$

Для визначення реакції підбарабання на хлібну масу N_n спроєкуємо усі сили, що діють на хлібну масу на нормаль, що з'єднує центр обертання O з центром мас порції хлібної маси C , в результаті чого будемо мати:

$$F_{\delta} + m(\varphi) \cdot g \cdot \sin(\varphi) + N_{\delta} - N_n = 0. \quad (2.25)$$

Відцентрова сила, що діє на порцію хлібної маси визначається залежністю:

$$F_{\delta} = \frac{m(\varphi) \cdot v^2}{R} = m(\varphi) \cdot \omega^2 \cdot R. \quad (2.26)$$

Підставимо вираз (2.26) в рівняння (2.25), в результаті чого отримаємо:

$$m(\varphi) \cdot \omega^2 \cdot R + m(\varphi) \cdot g \cdot \sin(\varphi) + N_o - N_n = 0. \quad (2.27)$$

З отриманого рівняння знаходимо:

$$N_n = m(\varphi) \cdot \omega^2 \cdot R + m(\varphi) \cdot g \cdot \sin(\varphi) + N_o = 0. \quad (2.28)$$

З протягуванням порції хлібної маси в проміжку молотильний барабан-підбарабання вміст зернової частини в хлібні масі зменшуватиметься. На початку руху порція матиме масу:

$$m_0 = \rho \cdot l \cdot h_0 \cdot \Delta\alpha \cdot R, \quad (2.29)$$

де ρ – густина хлібної маси; l – довжина бича (барабана); h_0 – товщина потоку хлібної маси на вході в молотильний апарат; R – радіус молотильного барабана.

Враховуючи рівняння (2.29) отримаємо залежність зміни маси порції хлібної маси:

$$m[\varphi] = \frac{m_0}{K_c + K_s} \cdot [K_c + K_s \cdot e^{-a(\varphi - \varphi_0)}], \quad (2.30)$$

де K_c , K_s – коефіцієнти, що враховують вміст відповідно соломи та зернової частини в хлібній масі; a – коефіцієнт просівної здатності підбарабання (визначається експериментально).

Використовуючи залежність (2.30) побудовано графік зміни маси порції хлібної маси для коефіцієнта просівної здатності – 1,5 та культури пшениця; $K_c=1,5$ та $K_s=1$ (рис.2.4.) та графік залежності зміни маси порції хлібної маси від коефіцієнта просівної здатності підбарабання та кута обхвату підбарабання (рис.2.5).

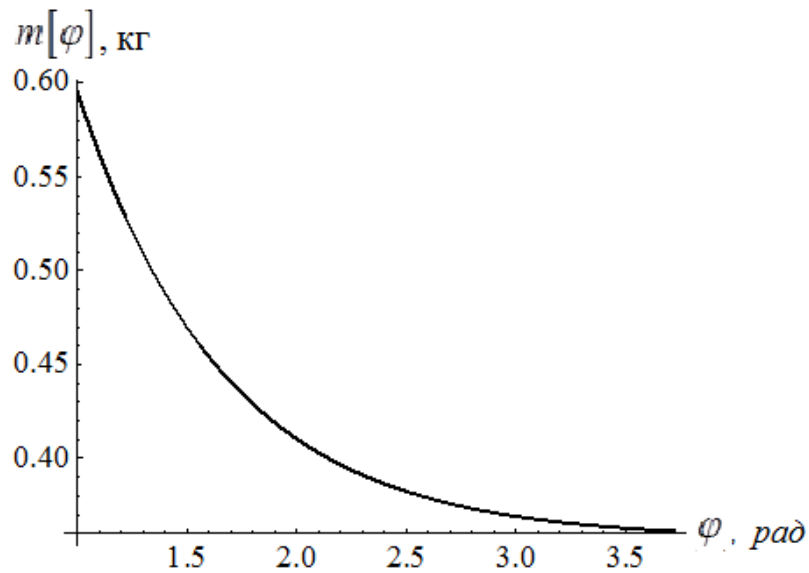


Рис. 2.4. Графік зміни маси порції хлібної маси

Аналіз графіка на рис. 2.4 показує, що найінтенсивніше процес обмолоту відбувається при куті обхвату підбарабання від 0 до 2 рад.

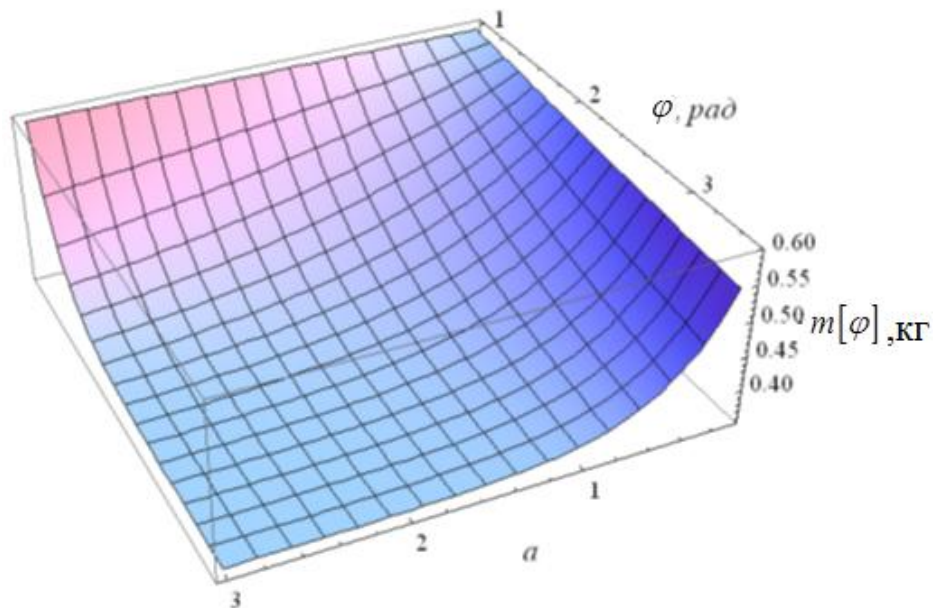


Рис.2.5. Графік залежності зміни маси порції хлібної маси від коефіцієнта просівної здатності підбарабання та кута обхвату підбарабання

Аналіз графіка на рис. 2.5 показує, що зі збільшенням коефіцієнта просівної здатності процес обмолоту відбувається інтенсивніше.

Продиференціювавши рівняння (2.30) отримаємо:

$$\frac{dm[\varphi]}{d\varphi} = -\frac{m_0 \cdot K_3 \cdot a}{K_c + K_3} \cdot e^{-a(\varphi - \varphi_0)} \quad (2.31)$$

Величина нормальної реакції хлібної маси на бич може бути визначена такою залежністю:

$$N_{\bar{\sigma}} = c \cdot b \cdot l \left(h_0 - \delta_n - (\delta_0 - \delta_n) \cdot \left(\frac{\varphi_n - \varphi}{\varphi_n - \varphi_0} \right)^2 \right) \quad (2.32)$$

Враховуючи (2.28)-(2.32) і підставивши їх в рівняння (2.24), а також зробивши деякі перетворення і скорочення, отримаємо рівняння руху хлібної маси, що припадає на один бич:

$$\begin{aligned} & \frac{m_0}{K_c + K_3} \cdot \left[K_c + K_3 \cdot e^{-a(\varphi - \varphi_0)} \right] \cdot \left[R \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + \omega^2 \cdot f_n \cdot R + g \cdot (f_n \cdot \sin(\varphi) - \cdot \cos(\varphi)) \right] + \\ & + (f_n - f_{\bar{\sigma}}) \cdot c(\varphi) \cdot b \cdot l \left(h_0 - \delta_n - (\delta_0 - \delta_n) \cdot \left(\frac{\varphi_n - \varphi}{\varphi_n - \varphi_0} \right)^2 \right) - \\ & - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{m_0 \cdot K_3 \cdot a}{K_c + K_3} \cdot e^{-a(\varphi - \varphi_0)} \right) \cdot R \cdot \omega^2 = 0. \end{aligned} \quad (2.33)$$

Рівняння (2.33) являє собою нелінійне диференціальне рівняння першого порядку, тому для його розв'язку використаємо чисельний метод проф. Г.Г. Баранова [21].

Згідно з цим методом рівняння (2.33) представимо у виді:

$$\begin{aligned} & 2 \cdot m(\varphi) \cdot d\omega + \omega \cdot dm(\varphi) = \\ & = \frac{2}{\omega \cdot R} \cdot \left\{ N_{\bar{\sigma}} \cdot (f_{\bar{\sigma}} - f_n) - m(\varphi) \cdot \left[g \cdot (f_n \cdot \sin(\varphi) - \cdot \cos(\varphi)) + f_n \cdot \omega^2 \cdot R \right] \right\} d\varphi \end{aligned} \quad (2.34)$$

Виходячи з умови відсутності сингулярності особливих точок та розривів, замінивши в рівнянні (2.33): $d\varphi = \square\varphi$ – крок інтегрування; $dm(\varphi) \approx m_{i+1} - m_i$; $d\omega = \omega_{i+1} - \omega_i$; $\square\varphi = \varphi_{i+1} - \varphi_i$ отримаємо:

$$\begin{aligned} & 2 \cdot m_i \cdot (\omega_{i+1} - \omega_i) + \omega_i \cdot (m_{i+1} - m_i) = \\ & = \frac{2}{\omega_i \cdot R} \cdot \left\{ N_{\bar{\sigma}_i} \cdot (f_{\bar{\sigma}} - f_n) - m_i \cdot \left[g \cdot (f_n \cdot \sin(\varphi) - \cdot \cos(\varphi)) + f_n \cdot \omega_i^2 \cdot R \right] \right\} \square\varphi_i, \end{aligned} \quad (2.35)$$

де φ_i , ω_i , m_i , $N_{\bar{\sigma}_i}$ – відповідно кутова координата, кутова швидкість, маса порції хлібної маси та нормальний тиск на неї зі сторони барабана в положенні

i ($i=0,1,\dots,n$); n – кількість точок розрахунку; φ_{i+1} , ω_{i+1} , m_{i+1} – відповідно кутова координата, кутова швидкість і маса порції хлібної маси в положенні $i+1$.

Розв'язавши рівняння (2.35) відносно ω_{i+1} отримаємо функцію зміни кутової швидкості в кожному наступному положенні при походженні всієї ділянки підбарабання.

$$\omega_{i+1} = \frac{1}{2} \cdot \omega_i \cdot \left(3 - \frac{m_{i+1}}{m_i} \right) + \frac{1}{m_i \cdot \omega_i \cdot R} \times$$

$$\times \left\{ N_{\delta i} \cdot (f_{\delta} - f_n) - m_i \cdot \left[g \cdot (f_n \cdot \sin(\varphi) - \cos(\varphi)) + f_n \cdot \omega_i^2 \cdot R \right] \right\} \cdot \varphi_i, \quad (2.36)$$

$$i = 0, 1, 2, \dots, n$$

За допомогою даного методу, а також пакету Mathematica 9.0 розв'язуємо рівняння (2.33) та будуємо графік залежності кутової швидкості порції хлібної маси відносно кута повороту барабана (рис.2.6).

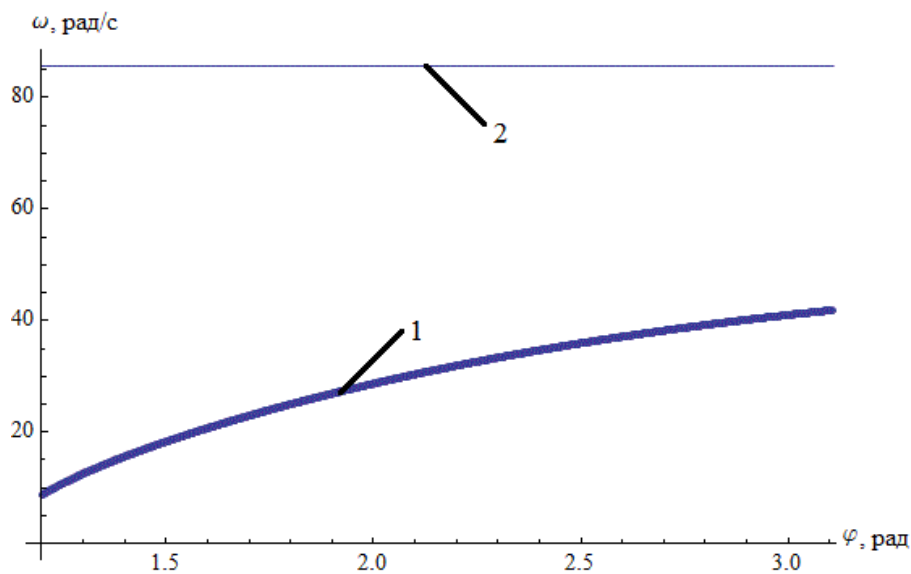


Рис. 2.6. Графік залежності кутової швидкості: 1 – порції хлібної маси (культура – пшениця); 2 – молотильного барабана від кута повороту барабана

З отриманих графіків видно, що при постійній кутовій швидкості барабана, кутова швидкість хлібно маси в підбарабанні зростає за параболічним законом і не досягає швидкості барабана.

2.3. Дослідження динаміки руху молотильного барабана

Молотильний барабан зернозбирального комбайна приводиться в дію муфтою зчеплення, яка з'єднує вал ДВЗ та вал пасової передачі привода молотильного барабана. Саме тому робота молотильного барабана складається з двох етапів:

1. Перший етап – вмикання диска зчеплення муфти.
2. Другий етап – повне зчеплення ротора ДВЗ і диска зчеплення.

2.3.1. Розв'язок математичної моделі першого етапу

Розглянемо перший етап

Динамічна модель руху системи ДВЗ-молотильний барабан на першому етапі матиме такий вигляд (рис. 2.7).

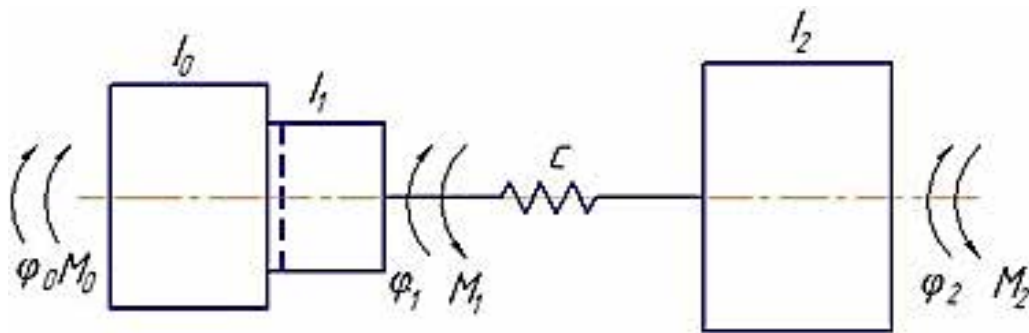


Рис. 2.7. Динамічна модель руху системи на першому етапі

На рис. 2.7: φ_0 , φ_1 , φ_2 – кутові координати вала ДВЗ, диска зчеплення муфти та молотильного барабана відповідно, зведені до вісі ДВЗ; M_0 – момент на валу двигуна M_1 – момент, що діє на диск зчеплення; M_2 – момент сил опору на барабані, зведений до осі двигуна.

Механічна характеристика ДВЗ має наступний вид (рис. 2.8).

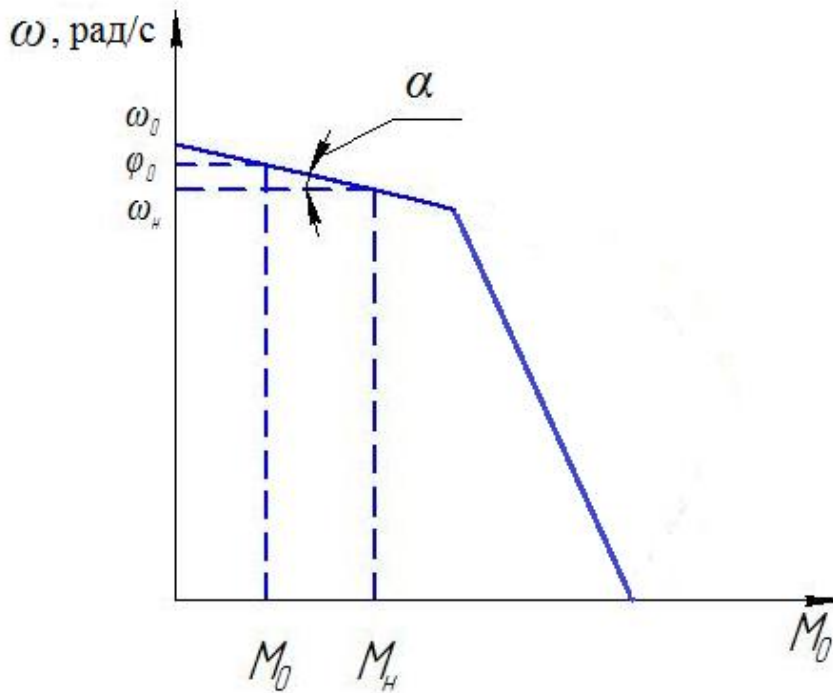


Рис. 2.8. Механічна характеристика двигуна

З рис.2.8: $\operatorname{tg}\alpha = \frac{\omega_0 - \omega_n}{M_n} = \frac{\omega_0 - \dot{\varphi}_0}{M_0}$, а отже з даної рівності момент на валу двигуна дорівнюватиме:

$$M_0 = M_n \cdot \frac{\omega_0 - \dot{\varphi}_0}{\omega_0 - \omega_n}, \quad (2.37)$$

де M_n – номінальний момент на валу двигуна; ω_n – номінальна кутова швидкість двигуна; $\dot{\varphi}_0$ – кутова швидкість ротора двигуна.

На рис. 2.9: M_0 –рушійний момент на валу двигуна; M_1 – момент зчеплення між ротором двигуна і диском зчеплення; M_2 – момент сил опору на барабані, зведений до вісі двигуна; M_R – момент в пружному елементі; M_{i0} , M_{i1} , M_{i2} – моменти сил інерції відповідно ротора двигуна, диска зчеплення і молотильного барабана.

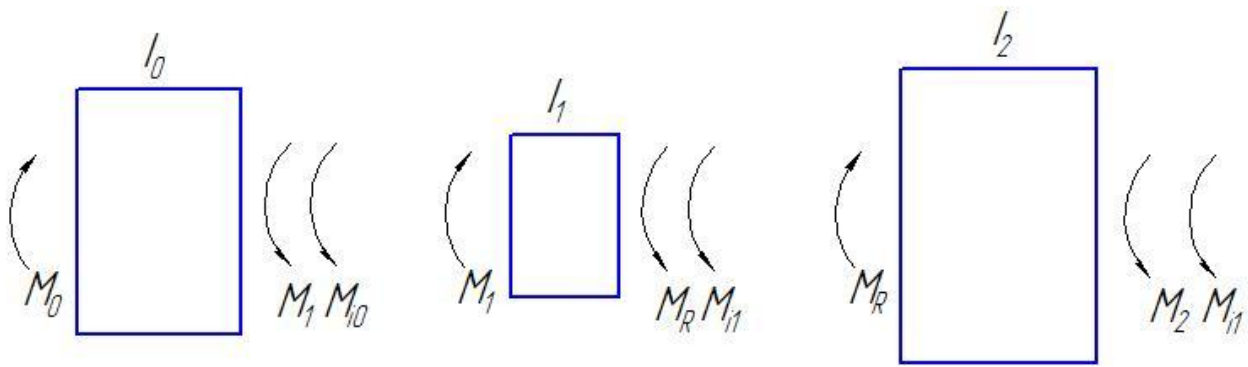


Рис. 2.9. Ланки моделі

$$M_1 = \frac{M_n}{t_n} \cdot t = \mu \cdot t, \quad (2.38)$$

де $\mu = M_n/t_n$ - швидкість зміни моменту зчеплення; t_n - час, за який момент зчеплення досягне значення M_n .

Складемо рівняння динамічної рівноваги ланок моделі (рис.2.9):

$$\begin{cases} M_0 - M_1 - M_{i0} = 0; \\ M_1 - M_R - M_{i1} = 0; \\ M_R - M_2 - M_{i2} = 0. \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} I_0 \cdot \ddot{\varphi}_0 + M_n \cdot \frac{\dot{\varphi}_0}{\omega_0 - \omega_n} = M_n \cdot \frac{\omega_0}{\omega_0 - \omega_n} - \mu \cdot t; \\ I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = \mu \cdot t - c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2); \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - M_2. \end{cases} \quad (2.39)$$

Рівняння моменту в пружному елементі має наступний вид:

$$M_R = c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2), \quad (2.40)$$

де c – зведена до валу двигуна крутильна жорсткість приводу.

$$M_{i0} = I_0 \cdot \ddot{\varphi}_0; M_{i1} = I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1; M_{i2} = I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2. \quad (2.41)$$

Після підстановки залежностей (2.37), (2.38), (2.40) і (2.41) в систему (2.39) будемо мати:

$$\begin{cases} I_0 \cdot \ddot{\varphi}_0 + M_n \cdot \frac{\dot{\varphi}_0}{\omega_0 - \omega_n} = M_n \cdot \frac{\omega_0}{\omega_0 - \omega_n} - \mu \cdot t; \\ I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = \mu \cdot t - c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2); \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - M_2. \end{cases} \quad (2.42)$$

Оскільки перше рівняння системи (2.42) залежить лише від координати φ_0 та її похідних і являє собою лінійне диференціальне рівняння другого порядку з правою частиною, то представимо його у вигляді:

$$\ddot{\varphi}_0 + a \cdot \dot{\varphi}_0 = a \cdot \omega_0 - \frac{\mu}{I_0} \cdot t, \quad (2.43)$$

де:

$$a = \frac{M_n}{I_0 \cdot (\omega_0 - \omega_n)}. \quad (2.44)$$

Розв'язок рівняння (2.43) шукаємо, як суму загального розв'язку однорідного рівняння φ_0^* та часткового розв'язку повного рівняння φ_0^{**} , тобто:

$$\varphi_0 = \varphi_0^* + \varphi_0^{**}; \quad (2.45)$$

$$\ddot{\varphi}_0^* + a \cdot \dot{\varphi}_0^* = 0. \quad (2.46)$$

Складемо для рівняння (2.46) характеристичне рівняння:

$$r^2 + a \cdot r = 0 \Rightarrow r \cdot (r + a) = 0 \Rightarrow r_1 = 0; r_2 = -a.$$

Тоді

$$\varphi_0^* = C_1 + C_2 \cdot e^{-at} \quad (2.47)$$

Частковий розв'язок повного рівняння (2.43) шукаємо у вигляді

$$\begin{aligned} \varphi_0^{**} &= A_0 + A_1 \cdot t + A_2 \cdot t^2; \\ \dot{\varphi}_0^{**} &= A_1 + 2 \cdot A_2 \cdot t; \\ \ddot{\varphi}_0^{**} &= 2 \cdot A_2. \end{aligned} \quad (2.48)$$

Після підстановки виразів (2.48) в рівняння (2.43), отримаємо

$$2 \cdot A_2 + a \cdot A_1 + 2 \cdot A_2 \cdot a \cdot t = a \cdot \omega_0 - \frac{\mu}{I_0} \cdot t. \quad (2.49)$$

З рівняння (2.49) маємо:

$$\begin{cases} 2 \cdot A_2 + a \cdot A_1 = a \cdot \omega_0; \\ 2 \cdot A_2 \cdot a = -\frac{\mu}{I_0}. \end{cases} \Rightarrow \begin{aligned} A_0 &= 0; \\ A_1 &= \omega_0 + \frac{\mu}{a^2 \cdot I_0}; \\ A_2 &= -\frac{\mu}{2 \cdot a \cdot I_0}. \end{aligned}$$

Після підстановки виразів $A_0, A_1, \text{ і } A_2$ в залежність (2.48) будемо мати

$$\varphi_0^{**} = \left(\omega_0 + \frac{\mu}{a^2 \cdot I_0} \right) \cdot t - \frac{\mu}{2 \cdot a \cdot I_0} \cdot t^2. \quad (2.50)$$

Тоді

$$\varphi_0 = C_1 + C_2 \cdot e^{-at} + \left(\omega_0 + \frac{\mu}{a^2 \cdot I_0} \right) \cdot t - \frac{\mu}{2 \cdot a \cdot I_0} \cdot t^2; \quad (2.51)$$

$$\dot{\varphi}_0 = \omega_0 + \frac{\mu}{a^2 \cdot I_0} - \frac{\mu}{2 \cdot a \cdot I_0} \cdot t - C_2 \cdot a \cdot e^{-at}, \quad (2.52)$$

де C_1 і C_2 – постійні інтегрування, які знаходяться з початкових умов руху

$$t=0: \varphi_0 = 0; \dot{\varphi}_0 = \omega_0. \quad (2.53)$$

Після підстановки умов (2.53) в залежності (2.51) і (2.52) знайдемо C_1 і C_2 :

$$C_2 = \frac{\mu}{a^3 \cdot I_0}; C_1 = -\frac{\mu}{a^3 \cdot I_0}. \quad (2.54)$$

Підставивши вираз (2.54) в (2.51), отримаємо:

$$\varphi_0 = \frac{\mu}{a^3 \cdot I_0} \cdot (e^{-at} - 1) + \left(\omega_0 + \frac{\mu}{a^2 \cdot I_0} \right) \cdot t - \frac{\mu}{2 \cdot a \cdot I_0} \cdot t^2; \quad (2.54)$$

$$\dot{\varphi}_0 = \omega_0 + \frac{\mu}{a^2 \cdot I_0} \cdot (1 - a \cdot t - e^{-at}); \quad (2.55)$$

$$\ddot{\varphi}_0 = \frac{\mu}{a \cdot I_0} \cdot (e^{-at} - 1). \quad (2.55)$$

Відповідно до виразу (2.55) було побудовано графік зміни кутової швидкості двигуна на першому етапі (рис. 2.10) для $\omega_0=90$ рад/с; $I_0=4,5$ кг·м²; $M_0=1200$ Н·м; $t_n=0,5$ с; $M_n=2300$ Н·м; $c=15000$ Н·м/рад.

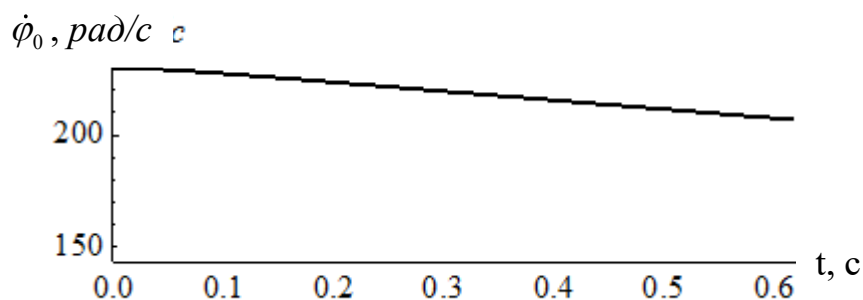


Рис. 2.10. Графік зміну кутової швидкості валу двигуна на першому етапі

Аналізуючи отриманий графік, можна зробити висновок, що при з'єднанні валу двигуна з валом приводу молотильного барабана за допомогою муфти зчеплення, відбувається зниження кутової швидкості від 230 рад/с до 213 рад/с

З останнього рівняння системи (2.43) знайдемо:

$$\begin{aligned}\varphi_1 &= \varphi_2 + \frac{I_2}{c} \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{M_2}{c}; \\ \dot{\varphi}_1 &= \dot{\varphi}_2 + \frac{I_2}{c} \cdot \ddot{\varphi}_2; \\ \ddot{\varphi}_1 &= \ddot{\varphi}_2 + \frac{I_2}{c} \cdot \overset{IV}{\varphi}_2.\end{aligned}\tag{2.56}$$

Підставимо вирази (2.56) в друге рівняння системи (2.43), в результаті чого отримаємо:

$$\frac{I_1 \cdot I_2}{c} \cdot \overset{IV}{\varphi}_2 + (I_1 + I_2) \ddot{\varphi}_2 = \mu \cdot t - M_2.\tag{2.57}$$

Розділимо усі члени рівняння (2.57) на коефіцієнт біля найбільшої похідної, тоді будемо мати

$$\overset{IV}{\varphi}_2 + \frac{I_1 + I_2}{I_1 \cdot I_2} \cdot c \cdot \ddot{\varphi}_2 = \frac{c}{I_1 \cdot I_2} (\mu \cdot t - M_2).$$

Зробимо заміну

$$k = \sqrt{\frac{I_1 + I_2}{I_1 \cdot I_2} \cdot c},\tag{2.58}$$

де k – частота власних коливань системи.

Тоді

$$\overset{IV}{\varphi}_2 + k^2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = \frac{c}{I_1 \cdot I_2} (\mu \cdot t - M_2).\tag{2.59}$$

Розв'яжемо рівняння (2.59)

$$\varphi_2 = \varphi_2^* + \varphi_2^{**},\tag{2.60}$$

де φ_2^* – повний розв'язок однорідного рівняння; φ_2^{**} – частковий розв'язок повного рівняння.

Однорідне рівняння

$$\overset{IV}{\varphi_2^*} + k^2 \cdot \ddot{\varphi}_2^* = 0. \quad (2.61)$$

Складемо характеристичне рівняння:

$$r^4 + k^2 \cdot r^2 = 0 \Rightarrow r^2 \cdot (r^2 + k^2) = 0$$

$$r_1 = r_2 = 0 \quad (2.62)$$

$$r_{3,4} = \pm k \cdot i \quad (2.63)$$

Тоді повний розв'язок однорідного рівняння має вигляд

$$\varphi_2^* = B_1 + B_2 \cdot t + B_3 \cdot \sin kt + B_4 \cdot \cos kt. \quad (2.64)$$

Частковий розв'язок повного рівняння шукаємо у вигляді

$$\begin{aligned} \varphi_2^{**} &= D_0 + D_1 \cdot t + D_2 \cdot t^2 + D_3 \cdot t^3; \\ \dot{\varphi}_2^{**} &= D_1 + 2 \cdot D_2 \cdot t + 3 \cdot D_3 \cdot t^2; \\ \ddot{\varphi}_2^{**} &= 2 \cdot D_2 + 6 \cdot D_3 \cdot t; \\ \overset{IV}{\varphi}_2^{**} &= 6 \cdot D_3; \\ \overset{IV}{\varphi}_2^{**} &= 0. \end{aligned} \quad (2.65)$$

Після підстановки виразів (2.65) в рівняння (2.59) матимемо

$$2 \cdot D_2 \cdot k^2 + 6 \cdot D_3 \cdot k^2 \cdot t = \frac{c}{I_1 \cdot I_2} (\mu \cdot t - M_2). \quad (2.66)$$

З рівняння (2.66) отримуємо:

$$\begin{aligned} 2 \cdot D_2 \cdot k^2 &= -\frac{c \cdot M_2}{I_1 \cdot I_2}; \Rightarrow D_2 = -\frac{c \cdot M_2}{2 \cdot k^2 \cdot I_1 \cdot I_2} = -\frac{M_2}{2 \cdot (I_1 + I_2)}; \\ 6 \cdot D_3 \cdot k^2 &= \frac{c \cdot \mu}{I_1 \cdot I_2}; \Rightarrow D_3 = \frac{c \cdot \mu}{6 \cdot k^2 \cdot I_1 \cdot I_2} = \frac{\mu}{6 \cdot (I_1 + I_2)}; \\ D_0 &= D_1 = 0. \end{aligned} \quad (2.67)$$

Підставимо вирази (2.67) в залежність (2.65), отримаємо частковий розв'язок рівняння (2.59)

$$\varphi_2^{**} = \frac{1}{2 \cdot (I_1 + I_2)} \cdot \left(\frac{\mu \cdot t^3}{3} - M_2 \cdot t^2 \right). \quad (2.68)$$

Після підстановки виразів (2.64) і (2.67) в залежність (2.60) будемо мати:

$$\begin{aligned}
\varphi_2 &= B_1 + B_2 \cdot t + B_3 \cdot \sin kt + B_4 \cdot \cos kt + \frac{1}{2 \cdot (I_1 + I_2)} \cdot \left(\frac{\mu \cdot t^3}{3} - M_2 \cdot t^2 \right); \\
\dot{\varphi}_2 &= B_2 + B_3 \cdot k \cdot \cos kt - B_4 \cdot k \cdot \sin kt + \frac{1}{2 \cdot (I_1 + I_2)} \cdot (\mu \cdot t^2 - 2M_2 \cdot t); \\
\ddot{\varphi}_2 &= -B_3 \cdot k^2 \cdot \sin kt - B_4 \cdot k^2 \cdot \cos kt + \frac{1}{(I_1 + I_2)} \cdot (\mu \cdot t - M_2); \\
\dddot{\varphi}_2 &= -B_3 \cdot k^3 \cdot \cos kt + B_4 \cdot k^3 \cdot \sin kt + \frac{\mu}{(I_1 + I_2)}.
\end{aligned} \tag{2.69}$$

Початкові умови руху

$$t=0: \varphi_1 = 0; \dot{\varphi}_1 = 0; \varphi_2 = 0; \dot{\varphi}_2 = 0. \tag{2.70}$$

Виразимо початкові умови (2.70) через координату φ_2 та її похідні. Для цього скористаємось залежностями (2.56)

$$0 = 0 + \frac{I_2}{c} \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{M_2}{c}; \Rightarrow \ddot{\varphi}_2 = -\frac{M_2}{I_2};$$

$$0 = 0 + \frac{I_2}{c} \cdot \dddot{\varphi}_2; \Rightarrow \dddot{\varphi}_2 = 0.$$

Після перетворень початкові умови (2.70) будуть мати вигляд:

$$t=0: \varphi_2 = 0; \dot{\varphi}_2 = 0; \ddot{\varphi}_2 = -\frac{M_2}{I_2}; \dddot{\varphi}_2 = 0. \tag{2.71}$$

Підставимо початкові умови (2.71) в залежності (2.69), в результаті чого будемо мати:

$$\begin{cases}
0 = B_1 + B_4; \\
0 = B_2 + B_3 \cdot k; \\
-\frac{M_2}{I_2} = -B_4 \cdot k^2 - \frac{M_2}{(I_1 + I_2)}; \\
0 = -B_3 \cdot k^3 + \frac{\mu}{(I_1 + I_2)};
\end{cases}$$

$$\begin{aligned}
B_3 &= \frac{\mu}{k^3 \cdot (I_1 + I_2)}; \\
B_4 &= \frac{M_2 \cdot I_1}{k^2 \cdot I_2 \cdot (I_1 + I_2)}; \\
B_1 &= -\frac{M_2 \cdot I_1}{k^2 \cdot I_2 \cdot (I_1 + I_2)}; \\
B_2 &= -\frac{\mu}{k^2 \cdot (I_1 + I_2)}.
\end{aligned}
\tag{2.72}$$

Після підстановки виразів (2.72) в залежності (2.69) отримаємо:

$$\begin{aligned}
\varphi_2 &= \frac{1}{k^2 \cdot (I_1 + I_2)} \cdot \left[M_2 \cdot \frac{I_1}{I_2} \cdot (\cos kt - 1) + \frac{\mu}{k} \cdot (\sin kt - kt) \right] + \frac{1}{2 \cdot (I_1 + I_2)} \cdot \left(\frac{\mu \cdot t^3}{3} - M_2 \cdot t^2 \right) \\
\dot{\varphi}_2 &= \frac{1}{k \cdot (I_1 + I_2)} \cdot \left[-M_2 \cdot \frac{I_1}{I_2} \cdot \sin kt + \frac{\mu}{k} \cdot \cos kt \right] + \frac{1}{2 \cdot (I_1 + I_2)} \cdot (\mu \cdot t^2 - 2 \cdot M_2 \cdot t); \\
\ddot{\varphi}_2 &= -\frac{1}{(I_1 + I_2)} \cdot \left[M_2 \cdot \frac{I_1}{I_2} \cdot \cos kt + \frac{\mu}{k} \cdot \sin kt \right] + \frac{1}{(I_1 + I_2)} \cdot (\mu \cdot t - M_2); \\
\ddot{\ddot{\varphi}}_2 &= \frac{k}{(I_1 + I_2)} \cdot \left[M_2 \cdot \frac{I_1}{I_2} \cdot \sin kt - \frac{\mu}{k} \cdot \cos kt \right] + \frac{\mu}{(I_1 + I_2)}.
\end{aligned}
\tag{2.73}$$

Використовуючи другу залежність у формулі (2.73) було побудовано графік зміни кутової швидкості молотильного барабана на першому етапі (рис. 2.11, рис. 2.12).

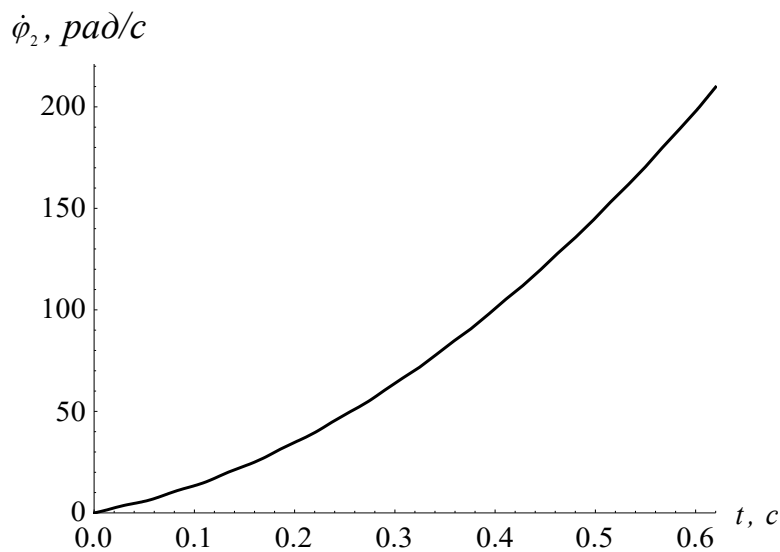


Рис. 2.11. Графік зміни кутової швидкості молотильного барабана, зведеної до осі повороту валу двгуна на першому етапі

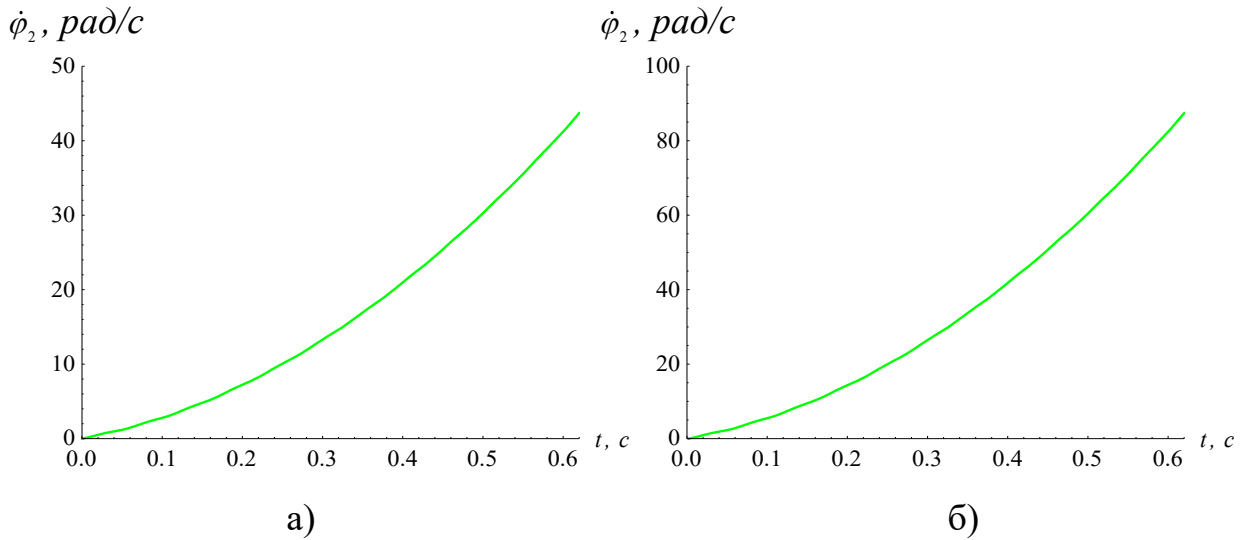


Рис. 2.12. Графік зміни кутової швидкості на першому етапі: а – культури, що легко піддаються обмолоту; б – культури, що важко піддаються обмолоту.

Аналіз графіків на рис. 2.11 та рис. 2.12 показує, що характер зміни кутової швидкості молотильного барабана є параболічною залежністю.

Знайдемо залежності координати диска зчеплення муфти та її похідні. Для цього скористаємось залежностями (2.56):

$$\begin{aligned}
 \varphi_1 &= \frac{1}{(I_1 + I_2)} \cdot \left[\frac{1}{k^2} \cdot \left(M_2 \cdot \frac{I_1}{I_2} \cdot (\cos kt - 1) + \frac{\mu}{k} \cdot (\sin kt - kt) \right) + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\mu \cdot t^3}{3} - M_2 \cdot t^2 \right) - \right. \\
 &\quad \left. - \frac{I_2}{c} \cdot \left(\left[M_2 \cdot \frac{I_1}{I_2} \cdot \cos kt + \frac{\mu}{k} \cdot \sin kt \right] + \frac{1}{(I_1 + I_2)} \cdot (\mu \cdot t - M_2) \right) \right] + \frac{M_2}{c} \\
 \dot{\varphi}_1 &= \frac{1}{(I_1 + I_2)} \cdot \left[\frac{1}{k} \cdot \left(-M_2 \cdot \frac{I_1}{I_2} \cdot \sin kt + \frac{\mu}{k} \cdot (\cos kt - 1) \right) + \frac{1}{2} \cdot (\mu \cdot t^2 - 2 \cdot M_2 \cdot t) - \right. \\
 &\quad \left. - \frac{I_2}{c} \cdot \left(\left[-M_2 \cdot k \cdot \frac{I_1}{I_2} \cdot \sin kt + \mu \cdot \cos kt \right] + \frac{\mu}{(I_1 + I_2)} \right) \right]; \tag{2.74} \\
 \ddot{\varphi}_1 &= \frac{1}{(I_1 + I_2)} \cdot \left[\left(M_2 \cdot \frac{I_1}{I_2} \cdot \cos kt + \frac{\mu}{k} \cdot \sin kt \right) \cdot \left(\frac{I_2 \cdot k^2}{c} - 1 \right) + \mu \cdot t - M_2 \right].
 \end{aligned}$$

Використовуючи залежність у (2.74) побудовано графік зміни кутової швидкості диска муфти зчеплення (рис. 2.13). Аналізу графік свідчить, що з'єднання валу двигуна та валу пасової передачі привода молотильного барабана відбувається за 0,65 с. Характер зміни кутової швидкості диска муфти зчеплення також є параболічною залежністю.

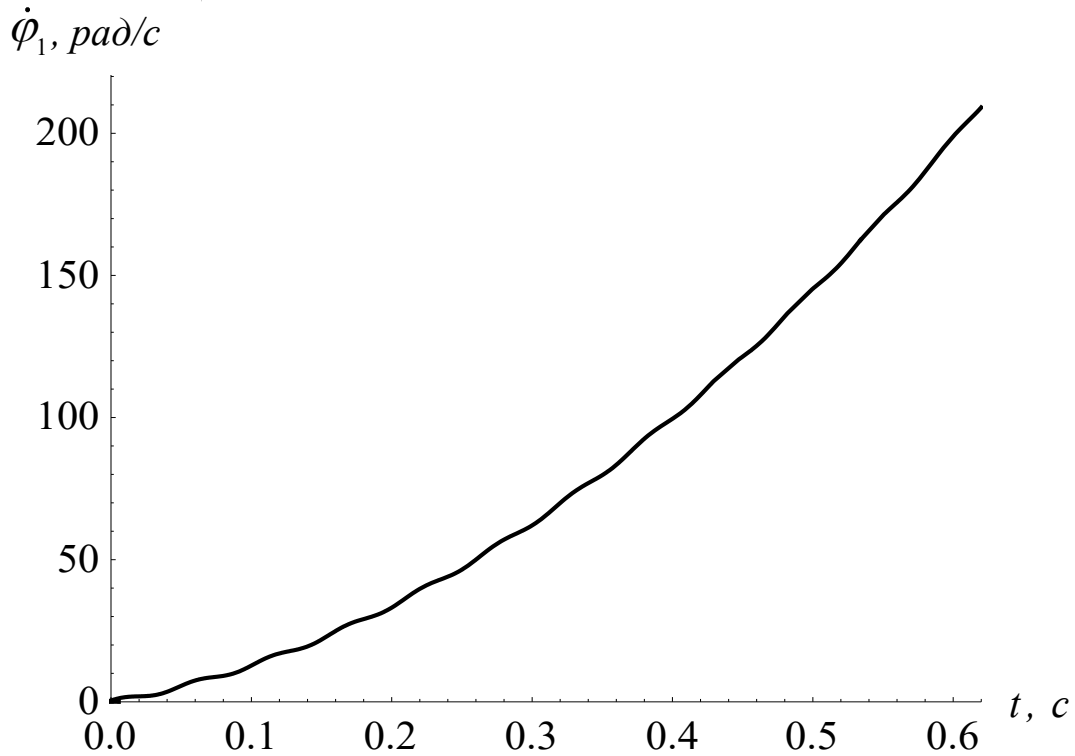


Рис.2.13. Графік зміни кутової швидкості диска зчеплення муфти

Повне зчеплення ротора двигуна і муфти диска зчеплення буде мати місце в той момент часу t_k , коли швидкість ротора двигуна $\dot{\varphi}_0$ стане рівною зі швидкістю диска муфти зчеплення $\dot{\varphi}_1$, тобто $\dot{\varphi}_0 = \dot{\varphi}_1$:

$$\frac{1}{(I_1 + I_2)} \cdot \left[\begin{aligned} & \frac{1}{k} \cdot \left(-M_2 \cdot \frac{I_1}{I_2} \cdot \sin kt + \frac{\mu}{k} \cdot (\cos kt - 1) \right) + \frac{1}{2} \cdot (\mu \cdot t^2 - 2 \cdot M_2 \cdot t) \\ & - \frac{I_2}{c} \cdot \left(\left[-M_2 \cdot k \cdot \frac{I_1}{I_2} \cdot \sin kt + \mu \cdot \cos kt \right] + \frac{\mu}{(I_1 + I_2)} \right) \end{aligned} \right] = \quad (2.74)$$

$$= \omega_0 + \frac{\mu}{a^2 \cdot I_0} \cdot (1 - a \cdot t - e^{-a \cdot t}).$$

З рівняння (2.74) необхідно знайти момент часу $t = t_k$, при якому $\dot{\varphi}_0 = \dot{\varphi}_1$. Рівняння (2.74) є трансцендентним рівнянням, яке аналітично розв'язати не представляється можливим, тому для його розв'язку використаємо метод інерцій. Для цього рівняння (2.74) представимо в наступному вигляді

$$\begin{aligned}
& \frac{\mu \cdot t}{a^2 \cdot I_0} = \omega_0 + \frac{\mu}{a^2 \cdot I_0} \cdot (1 \cdot -e^{-at}) - \frac{1}{(I_1 + I_2)} \times \\
& \times \left[\frac{1}{k} \cdot \left(-M_2 \cdot \frac{I_1}{I_2} \cdot \sin kt + \frac{\mu}{k} \cdot (\cos kt - 1) \right) + \frac{1}{2} \cdot (\mu \cdot t^2 - 2 \cdot M_2 \cdot t) \right] \\
& \times \left[-\frac{I_2}{c} \cdot \left(\left[-M_2 \cdot k \cdot \frac{I_1}{I_2} \cdot \sin kt + \mu \cdot \cos kt \right] + \frac{\mu}{(I_1 + I_2)} \right) \right] \\
& t_{\kappa} = \frac{1}{a} \cdot (1 \cdot -e^{-at}) + \frac{a \cdot I_0}{\mu} \times \\
& \times \left\{ \omega_0 + \frac{1}{(I_1 + I_2)} \cdot \left[\frac{1}{k} \cdot \left(M_2 \cdot \frac{I_1}{I_2} \cdot \sin kt - \frac{\mu}{k} \cdot (\cos kt - 1) \right) - \frac{1}{2} \cdot (\mu \cdot t^2 - 2 \cdot M_2 \cdot t) - \right. \right. \\
& \left. \left. -\frac{I_2}{c} \cdot \left(\left[M_2 \cdot k \cdot \frac{I_1}{I_2} \cdot \sin kt - \mu \cdot \cos kt \right] - \frac{\mu}{(I_1 + I_2)} \right) \right] \right\}. \quad (2.75)
\end{aligned}$$

Спочатку задаємо довільним моментом часу, наприклад, $t=0,2\text{с}$ і для цього моменту часу за формулою (2.75) визначаємо час t_{κ} . якщо $t_{\kappa} \neq t$, то процес продовжуємо поки $t_{\kappa} = t \pm \varepsilon$. Тут ε похибка відхилення. При розрахунках приймаємо наступне $t_i = t_{\kappa i}$ ($i=1,2,\dots,n$).

Після того, як $t_{\kappa i} = t_i \pm \varepsilon$ розрахунки закінчуються.

Для аналізу впливу таких параметрів, як момент інерції молотильного барабана та муфти зчеплення на функціонування системи ДВЗ-молотильний барабан за допомогою пакету Mathematica 9.0 було отримано формулу пружного моменту муфти:

$$\begin{aligned}
M_{np} = & \frac{1}{(I_1 + I_2)^2} \cdot \left((I_1 + I_2) \cdot (I_1 \cdot M_2 + I_2 \cdot t \cdot \mu) - I_1^2 \cdot M_2 \cdot \text{Cosh} \left[\frac{\sqrt{c} \cdot (I_1 + I_2) \cdot t}{\sqrt{-I_1 \cdot I_2 \cdot (I_1 + I_2)}} \right] - \right. \\
& \left. - I_1 \cdot I_2 \cdot M_2 \cdot \text{Cosh} \left[\frac{c \cdot (I_1 + I_2) \cdot t}{\sqrt{-c \cdot I_1 \cdot I_2 \cdot (I_1 + I_2)}} \right] + \frac{\sqrt{I_1} \cdot \sqrt{-I_1 - I_2} \cdot I_2^{3/2} \cdot \mu \cdot \text{Sinh} \left[\frac{\sqrt{c} \cdot \sqrt{-I_1 - I_2} \cdot t}{\sqrt{I_1} \cdot \sqrt{I_2}} \right]}{\sqrt{c}} \right), \quad (2.76)
\end{aligned}$$

а також формулу максимального пружного моменту:

$$M_{npmax} = I_1 \cdot \left(\frac{-4 \cdot c \cdot (I_1 + I_2)^2 \cdot M_2 \cdot \sinh \left[\frac{\sqrt{I_1 + I_2}}{4 \cdot \sqrt{-I_1 - I_2}} \right]^2}{2 \cdot c \cdot (I_1 + I_2)^3} + \sqrt{c \cdot \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right) \cdot I_2^2 \cdot \mu \cdot \left(I_1 + I_2 - 2 \cdot \sqrt{-(I_1 + I_2)^2} \cdot \sinh \left[\frac{\sqrt{I_1 + I_2}}{4 \sqrt{-I_1 - I_2}} \right]} \right)}{2 \cdot c \cdot (I_1 + I_2)^3} \right) \quad (2.77)$$

Використовуючи формулу 2.76 було побудовано графік зміни пружного моменту (рис.2.14). Аналіз графіка свідчить, що при значеннях $I_1 = 2,75 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ та $I_2 = 2,2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, значення пружного моменту буде найменшим і становитиме $M_{np} = 715 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

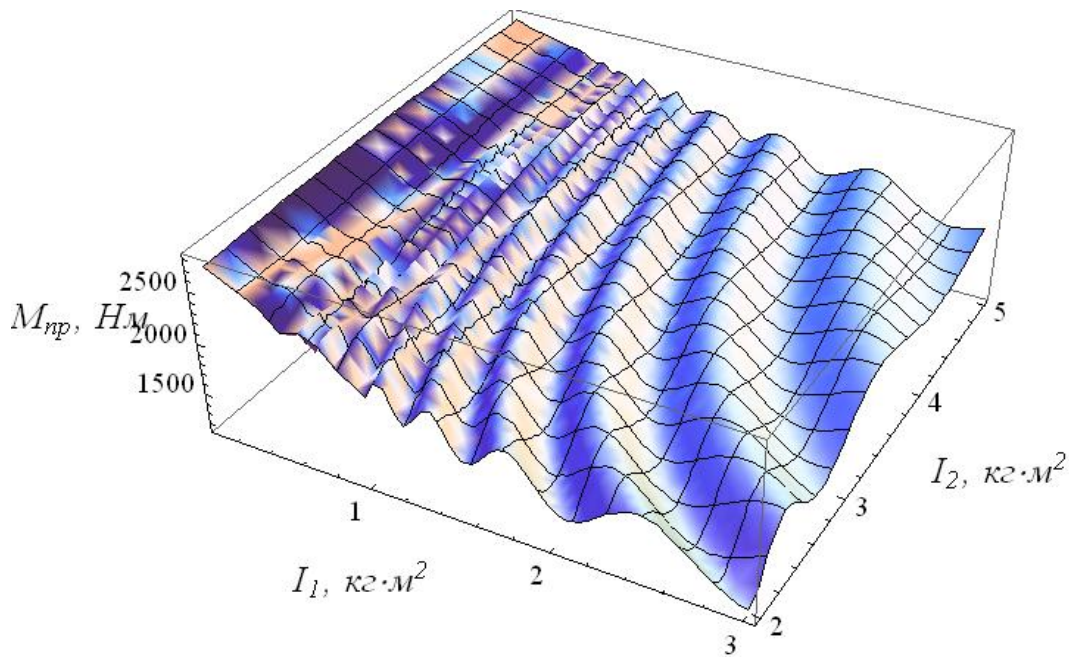


Рис. 2.14. Графік зміни пружного моменту

Використовуючи формулу (2.77) було побудовано графік зміни максимального пружного моменту в залежності від зміни моментів інерції муфти та молотильного барабана (рис.2.15).

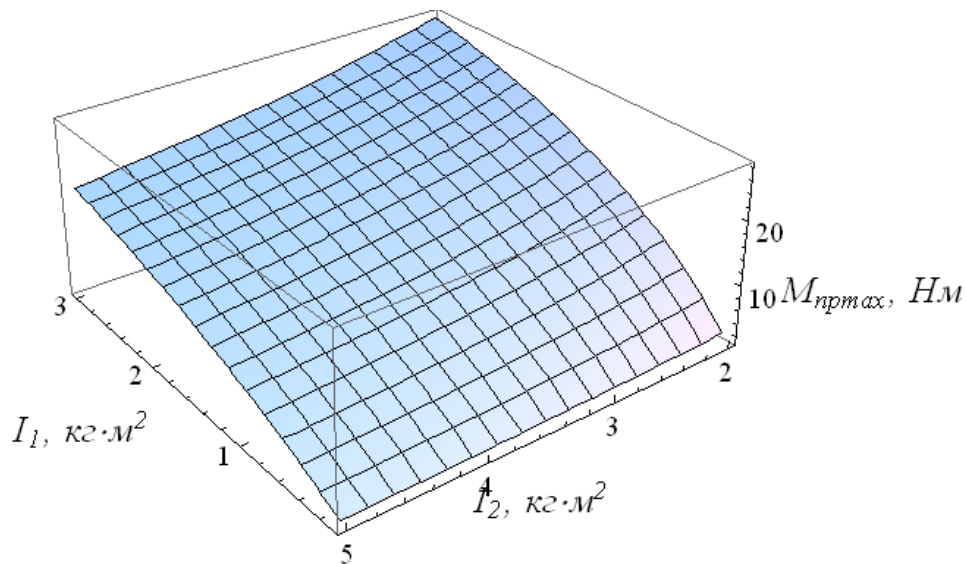


Рис. 2.15. Графік зміни максимального пружного моменту

Аналіз графіка рис. 2.15 показує, що зі збільшенням моменту інерції муфти значення максимального пружного моменту збільшується, а зі збільшення моменту інерції молотильного барабана значення максимального пружного моменту зменшується, проте не значно.

2.3.2. Розв'язок математичної моделі другого етапу

Другий етап.

На другому етапі розглядається двомасова модель (рис.2.16), в якій $I_{01}=I_0+I_1$.

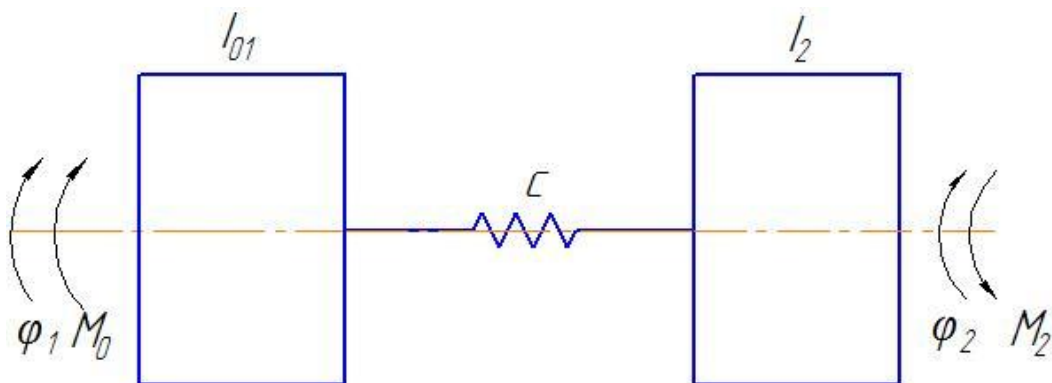


Рис. 2.16. Динамічна модель руху системи на другому етапі

На основі динамічної моделі (рис.2.16) складемо диференціальні рівняння руху

$$\begin{cases} I_{01} \cdot \ddot{\varphi}_1 = M_0 - c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2); \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - M_2. \end{cases} \quad (2.78)$$

Початкові умови руху II етапу є кінцевими умовами I етапу:

$$t=t_k: \varphi_1 = \varphi_{1k}; \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_{1k}; \varphi_2 = \varphi_{2k}; \dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_{2k}. \quad (2.79)$$

Виразимо з другого рівняння системи (2.78) φ_1 та першу і другу її похідні

за часом:

$$\varphi_1 = \varphi_2 + \frac{I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2}{c} + \frac{M_2}{c}; \quad (2.80)$$

$$\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 + \frac{I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2}{c}; \quad (2.82)$$

$$\ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2 + \frac{I_2 \cdot \varphi_2^{IV}}{c}. \quad (2.82)$$

Підставимо знайдені вирази в перше рівняння системи, в результаті чого будемо мати

$$\frac{I_{01} \cdot I_2}{c} \cdot \varphi_2^{IV} + (I_{01} + I_2) \cdot \ddot{\varphi}_2 = M_0 - M_2.$$

Помножимо отримане рівняння на $\frac{c}{I_{01} \cdot I_2}$, в результаті чого отримаємо

$$\varphi_2^{IV} + \frac{(I_{01} + I_2)}{I_{01} \cdot I_2} \cdot c \cdot \ddot{\varphi}_2 = \frac{M_0 - M_2}{I_{01} \cdot I_2} \cdot c. \quad (2.83)$$

Зробимо заміну в рівнянні (2.83)

$$k_2 = \sqrt{\frac{(I_{01} + I_2)}{I_{01} \cdot I_2}}.$$

Після чого рівняння (2.83) набуде вигляду

$$\varphi_2^{IV} + k^2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = \frac{M_0 - M_2}{I_{01} \cdot I_2} \cdot c. \quad (2.84)$$

Розв'язок рівняння (2.84) шукаємо як суму повного розв'язку однорідного рівняння та часткового розв'язку повного рівняння,

$$\varphi_2 = \varphi_2^* + \varphi_2^{**}, \quad (2.85)$$

де φ_2^* - повний розв'язок однорідного рівняння; φ_2^{**} - частковий розв'язок повного рівняння.

Однорідне рівняння має вигляд

$$\overset{IV}{\varphi_2^*} + k^2 \cdot \ddot{\varphi_2^*} = 0. \quad (2.86)$$

Складемо характеристичне рівняння для диференціального рівняння (2.86)

$$r^4 + k^2 \cdot r^2 = 0 \Rightarrow r^2 \cdot (r^2 + k^2) = 0;$$

$$r_1 = r_2 = 0; \quad (2.87)$$

$$r_{3,4} = \pm k \cdot i. \quad (2.88)$$

Тоді повний розв'язок однорідного рівняння має вигляд

$$\varphi_2^* = E_0 + E_1 \cdot t + E_2 \cdot \sin kt + E_3 \cdot \cos kt, \quad (2.89)$$

де E_0, E_1, E_2, E_3 – постійні, які визначаються з початкових умов руху.

Частковий розв'язок повного рівняння шукаємо у вигляді:

$$\begin{aligned} \varphi_2^{**} &= F_0 + F_1 \cdot t + F_2 \cdot t^2 + F_3 \cdot t^3; \\ \dot{\varphi}_2^{**} &= F_1 + 2 \cdot F_2 \cdot t + 3 \cdot F_3 \cdot t^2; \\ \ddot{\varphi}_2^{**} &= 2 \cdot F_2 + 6 \cdot F_3 \cdot t; \\ \ddot{\varphi}_2^{**} &= 6 \cdot F_3; \\ \overset{IV}{\varphi}_2^{**} &= 0 \end{aligned} \quad (2.90)$$

де F_0, F_1, F_2, F_3 – постійні, які визначаються з рівняння (2.84).

Після підстановки виразів (2.90) в рівняння (2.84) матимемо

$$2 \cdot k^2 \cdot F_2 \cdot t + 6 \cdot k^2 \cdot F_3 \cdot t = \frac{M_0 - M_2}{I_{01} \cdot I_2} \cdot c \quad (2.91)$$

$$2 \cdot F_2 \cdot k^2 = \frac{M_0 - M_2}{I_{01} \cdot I_2} \cdot c; \Rightarrow F_2 = \frac{M_0 - M_2}{2 \cdot k^2 \cdot I_{01} \cdot I_2} \cdot c; \quad (2.92)$$

$$F_0 = F_1 = F_2 = 0.$$

$$\varphi_2^{**} = \frac{M_0 - M_2}{2 \cdot k^2 \cdot I_{01} \cdot I_2} \cdot c \cdot t^2. \quad (2.93)$$

Загальний розв'язок φ_2 та його похідні

$$\begin{aligned} \varphi_2 &= E_0 + E_1 \cdot t + E_2 \cdot \sin kt + E_3 \cdot \cos kt + \frac{M_0 - M_2}{2 \cdot k^2 \cdot I_{01} \cdot I_2} \cdot c \cdot t^2; \\ \dot{\varphi}_2 &= E_1 + E_2 \cdot k \cdot \cos kt - E_3 \cdot k \cdot \sin kt + \frac{M_0 - M_2}{k^2 \cdot I_{01} \cdot I_2} \cdot c \cdot t; \\ \ddot{\varphi}_2 &= -E_2 \cdot k^2 \cdot \sin kt - E_3 \cdot k^2 \cdot \cos kt + \frac{M_0 - M_2}{k^2 \cdot I_{01} \cdot I_2} \cdot c; \\ \ddot{\ddot{\varphi}}_2 &= -E_2 \cdot k^3 \cdot \cos kt + E_3 \cdot k^3 \cdot \sin kt, \end{aligned} \quad (2.94)$$

E_0, E_1, E_2, E_3 – постійні інтегрування, які знаходимо з початкових умов руху.

$$\left\{ \begin{aligned} \varphi_{2k} &= E_0 + E_1 \cdot t_k + E_2 \cdot \sin kt_k + E_3 \cdot \cos kt_k + \frac{M_0 - M_2}{2 \cdot k^2 \cdot I_{01} \cdot I_2} \cdot c \cdot t_k^2; \\ \dot{\varphi}_{2k} &= E_1 + E_2 \cdot k \cdot \cos kt_k - E_3 \cdot k \cdot \sin kt_k + \frac{M_0 - M_2}{k^2 \cdot I_{01} \cdot I_2} \cdot c \cdot t_k; \\ \ddot{\varphi}_{2k} &= -E_2 \cdot k^2 \cdot \sin kt_k - E_3 \cdot k^2 \cdot \cos kt_k + \frac{M_0 - M_2}{k^2 \cdot I_{01} \cdot I_2} \cdot c; \\ \ddot{\ddot{\varphi}}_{2k} &= -E_2 \cdot k^3 \cdot \cos kt_k + E_3 \cdot k^3 \cdot \sin kt_k. \end{aligned} \right. \quad (2.95)$$

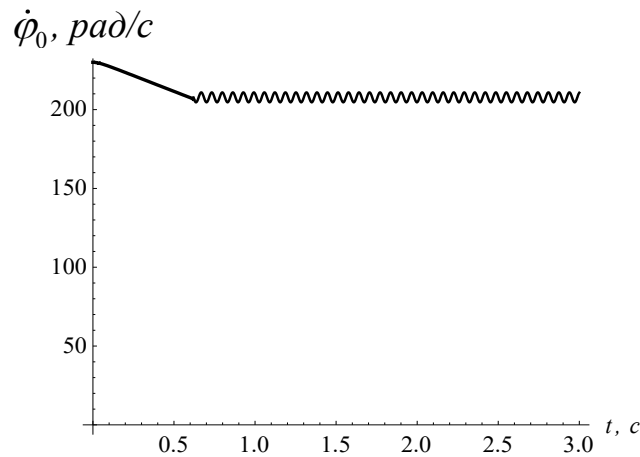
Розв'язавши систему (2.95), враховуючи, що на усталеному русі $M_2 = M_0$, отримаємо:

$$\begin{aligned} E_0 &= -\frac{I_2 \cdot M_2}{k^2} + \frac{c}{I_2 \cdot k^2} \cdot (\varphi_{1k} - \varphi_{2k} + t_k \cdot (\dot{\varphi}_{2k} - \dot{\varphi}_{1k})) + \dot{\varphi}_{2k} - \dot{\varphi}_{2k} \cdot t_k; \\ E_1 &= \frac{c}{I_2 \cdot k^2} \cdot (\dot{\varphi}_{1k} - \dot{\varphi}_{2k}) + \dot{\varphi}_{2k}; \\ E_2 &= \frac{c}{I_2 \cdot k^3} \cdot ((\varphi_{2k} - \varphi_{1k}) \cdot k \cdot \sin kt_k + (\dot{\varphi}_{2k} - \dot{\varphi}_{1k}) \cdot \cos kt_k) + \frac{I_2 \cdot M_2}{k^2}; \\ E_3 &= \frac{c}{I_2 \cdot k^3} \cdot ((\varphi_{2k} - \varphi_{1k}) \cdot k \cdot \cos kt_k + (\dot{\varphi}_{2k} - \dot{\varphi}_{1k}) \cdot \sin kt_k) + \frac{I_2 \cdot M_2}{k^2}. \end{aligned} \quad (2.96)$$

Підставивши (2.94) в (2.80)-(2.82) отримуємо:

$$\begin{aligned}\varphi_1 &= \frac{M_0}{c} + (E_0 + E_1 \cdot t) + \frac{(c - I_2 \cdot k^2)}{c} \cdot (E_3 \cdot \cos kt + E_2 \cdot \sin kt); \\ \dot{\varphi}_1 &= E_1 + \frac{k \cdot (c - I_2 \cdot k^2)}{c} \cdot (E_2 \cdot \cos kt - E_3 \cdot \sin kt); \\ \ddot{\varphi}_1 &= -\frac{k^2 \cdot (c - I_2 \cdot k^2)}{c} \cdot (E_3 \cdot \cos kt + E_2 \cdot \sin kt);\end{aligned}\tag{2.97}$$

На основі отриманих залежностей для параметрів приводного механізму молотильного барабана зернозбирального комбайна КЗС-9-1 «Славутич»: $I_0=4,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $I_I=0,8 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $I_2=2,29 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $I_{0I}=5,3 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $c=15000 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$; $M_0=1200 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $M_2=381,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $M_H=2300 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $t_H=0,5 \text{ с}$; $k=159,06 \text{ с}^{-1}$; $\mu=4600 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{с}$, побудовані графіки кутових швидкостей валу ДВЗ, диска муфти зчеплення та молотильного барабана, зведених до осі вала ДВЗ на першому та другому етапах руху для легко обмолочуємих рослин (рис.2.17). Аналіз графіків свідчить, що на усталеному режимі руху молотильного барабана присутні коливання кутової швидкості як молотильного барабана, так і валу ДВЗ з диском зчеплення.



а)

$\dot{\varphi}_1, \text{ рад}/\text{с}$

$\dot{\varphi}_2, \text{ рад}/\text{с}$

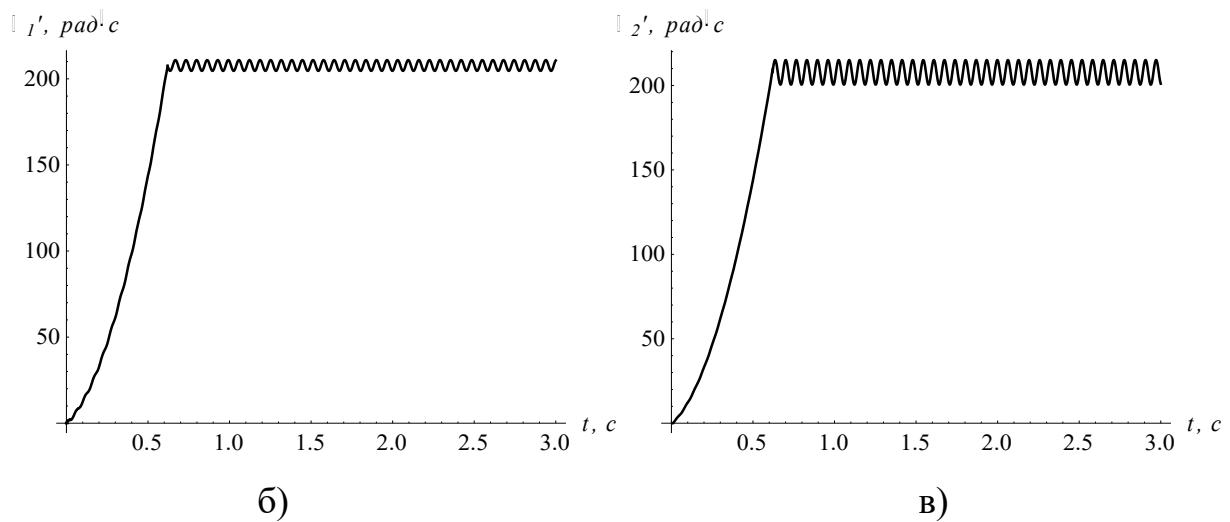


Рис.2.17. Графік зміни кутової швидкостей валу ДВЗ (а), диска муфти зчеплення (б) та молотильного барабана, зведеного до осі ДВЗ (в) на першому та другому етапах

Зобразимо всі кутові швидкості першого та другого етапів на одному графіку (рис. 2.18; рис. 2.19). Аналіз графіків свідчить, що на усталеному режимі руху молотильного барабана присутні коливання кутової швидкості як молотильного барабана, так і валу ДВЗ з диском зчеплення.

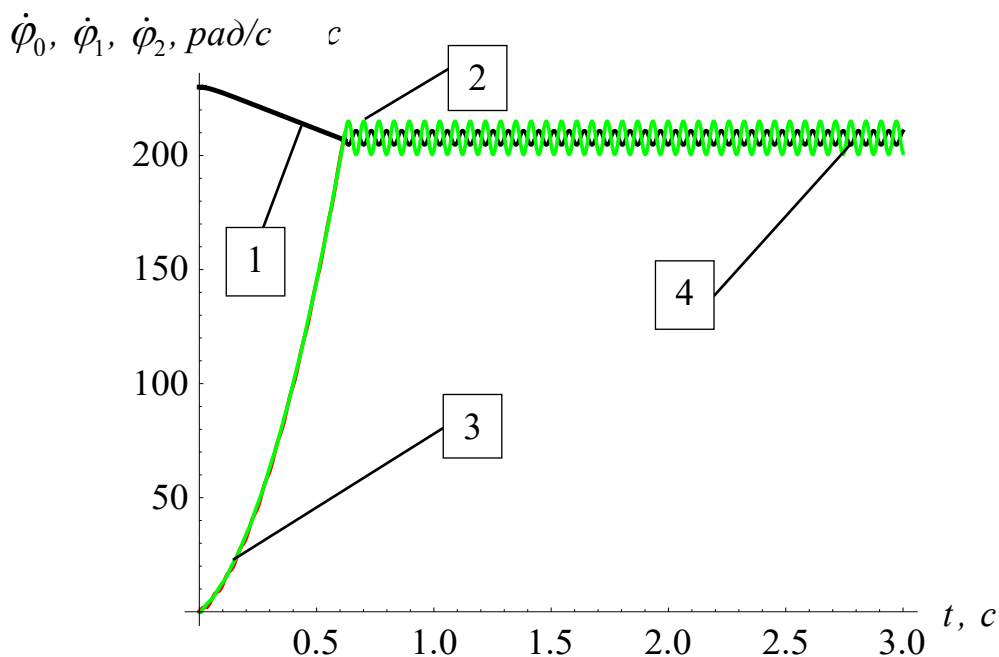


Рис.2.18. Графік зміни кутових швидкостей: 1– валу ДВЗ, 2 – диска муфти зчеплення; 3 – молотильного барабана, зведеного до валу ДВЗ; 4 – валу ДВЗ та диска муфти зчеплення на першому та другому етапах руху.

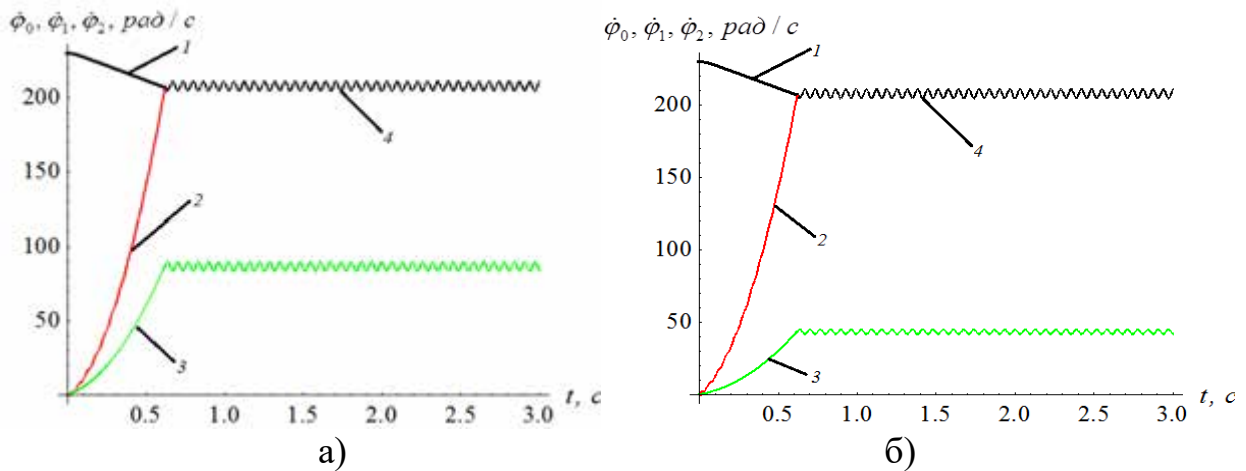


Рис.2.19. Графік зміни кутових швидкостей: 1 – валу ДВЗ, 2 – диска муфти зчеплення, 3 – молотильного барабана; 4 – валу ДВЗ та диска муфти зчеплення на першому та другому етапах руху (а – для культур, що важко піддаються обмолоту; б – для культур, що легко піддаються обмолоту).

2.4. Дослідження впливу нерівноваженості молотильного барабана зернозбирального комбайна на його коливання

Загальна схема молотильного барабана наведена на рис. 2.20. Під час роботи на бичі налипає маса рослинних решток та пилу, яка призводить до незбалансованості молотильного барабана. У якості узагальнених координат, які визначають положення молотильного барабана при коливаннях, приймаємо вертикальне переміщення x центра мас молотильного барабана й кут φ повороту ротора навколо центру мас (рис. 2.21). Розглянемо випадок, коли нерівноважена маса розміщена лише на одному бичі.

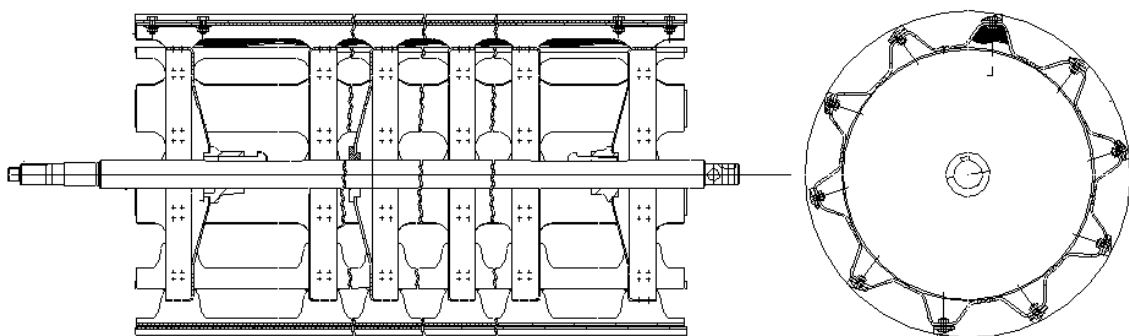


Рис. 2.20. Загальна схема нерівноваженого молотильного барабан

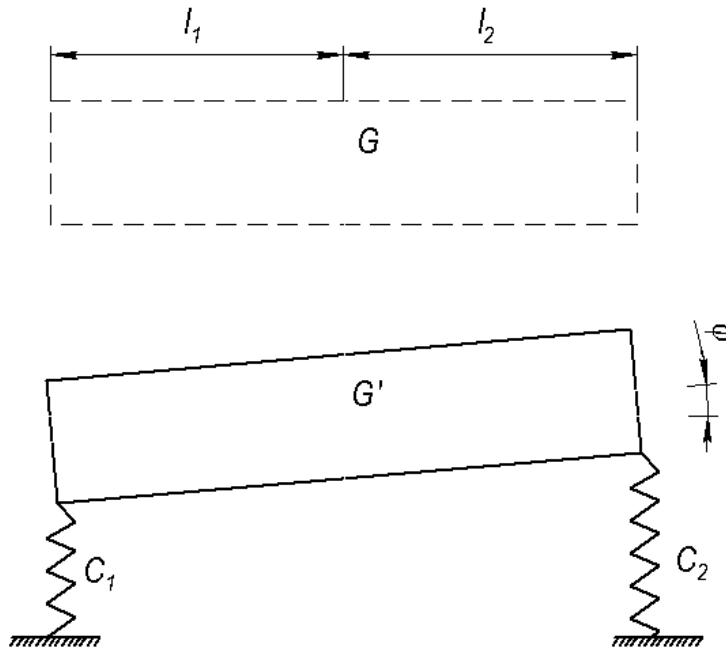


Рис. 2.21. Розрахункова схема для дослідження невірноваженості молотильного барабана

На основі вибраної динамічної моделі диференціальні рівняння коливань системи записуємо у вигляді:

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{x} + (C_1 + C_2) \cdot x + (C_1 \cdot l_1 - C_2 \cdot l_2) \cdot \varphi = 0; \\ I \cdot \ddot{\varphi} + (C_1 \cdot l_1 - C_2 \cdot l_2) \cdot x + (C_1 \cdot l_1^2 + C_2 \cdot l_2^2) \cdot \varphi + \beta \cdot \dot{\varphi} = m_1 \cdot \rho_1 \cdot \omega^2 \cdot a \cdot \cos(\omega \cdot t), \end{cases} \quad (2.98)$$

де m – маса барабану; x – вертикальне переміщення центра мас барабану; φ – кут відхилення вісі барабана від горизонталі; C_1, C_2 – жорсткості лівої та правої пружних опор барабану; l_1 та l_2 – відстані точки центру мас барабану від лівої і правої опор, відповідно, β – приведений коефіцієнт згасання коливань кута φ ; I – момент інерції барабану відносно вісі, яка проходить через його центр маси; ω – кутова швидкість обертання барабану; $m_1 \cdot \rho_1$ – статичний момент приведеної маси відносно вісі обертання барабану; $\dot{\varphi} = \frac{d\varphi}{dt}$ – кутова швидкість відхилення вісі барабана від горизонталі; $\ddot{\varphi} = \frac{d^2\varphi}{dt^2}$ – відповідно прискорення; a – відстань між площиною невірноваженої маси і площиною центру мас.; t – час.

Власні частоти коливань системи мають вид:

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{I}{2} \cdot \left[\left(\frac{C_1 + C_2}{m} + \frac{C_1 \cdot l_1^2 + C_2 \cdot l_2^2}{I} \right) \pm \sqrt{\left(\frac{C_1 + C_2}{m} + \frac{C_1 \cdot l_1^2 + C_2 \cdot l_2^2}{I} \right)^2 - 4 \cdot \frac{C_1 \cdot C_2 \cdot (l_1 + l_2)^2}{I \cdot m}} \right]. \quad (2.99)$$

Власні коливання барабану описують вирази:

$$x_1(t) = (A_1 + A_2 \cdot t) \cdot \sin(\omega_1 t) + (B_1 + B_2 \cdot t) \cdot \cos(\omega_1 t) \rightarrow \text{на частоті } \omega_1;$$

$$x_2(t) = (D_1 + D_2 \cdot t) \cdot \sin(\omega_2 t) + (E_1 + E_2 \cdot t) \cdot \cos(\omega_2 t) \rightarrow \text{на частоті } \omega_2;$$

$$\varphi_1(t) = (\tilde{A}_1 + \tilde{A}_2 \cdot t) \cdot \sin(\omega_1 t) + (\tilde{B}_1 + \tilde{B}_2 \cdot t) \cdot \cos(\omega_1 t) \rightarrow \text{на частоті } \omega_1;$$

$$\varphi_2(t) = (\tilde{D}_1 + \tilde{D}_2 \cdot t) \cdot \sin(\omega_2 t) + (\tilde{E}_1 + \tilde{E}_2 \cdot t) \cdot \cos(\omega_2 t) \rightarrow \text{на частоті } \omega_2;$$

При цьому $\beta \rightarrow 0$ (нехтуємо згасаннями коливань по куту φ з плином часу).

Константи $A_1, A_2, B_1, B_2, D_1, D_2, E_1, E_2$ знаходимо з початкових умов задачі:

$$\varphi(0) = 0; \dot{\varphi}(0) = 0; x(0) = 0; \dot{x}(0) = 0.$$

Знайдемо вимушені коливання системи (2.98).

Нехай:

$$\begin{cases} \varphi = \varphi_0 \cdot \cos(\omega t); \\ x = x_0 \cdot \cos(\omega t); \end{cases} \quad (2.100)$$

Тоді з першого рівняння системи (2.98) маємо:

$$m \cdot (-\omega^2) \cdot x_0 + (C_1 + C_2) \cdot x_0 + (C_1 \cdot l_1 - C_2 \cdot l_2) \cdot \varphi_0 = 0. \quad (2.101)$$

Звідси:

$$x_0 = \frac{(C_1 \cdot l_1 - C_2 \cdot l_2) \cdot \varphi_0}{m \cdot \omega^2 - (C_1 + C_2)}. \quad (2.102)$$

З другого рівняння системи (2.98) маємо ($\beta \rightarrow 0$):

$$I \cdot (-\omega^2) \cdot \varphi_0 + (C_1 \cdot l_1 - C_2 \cdot l_2) \cdot x_0 + (C_1 \cdot l_1^2 + C_2 \cdot l_2^2) \cdot \varphi_0 = m_1 \cdot \rho_1 \cdot \omega^2 \cdot a. \quad (2.103)$$

Підставляючи (2.102) у (2.103), маємо:

$$I \cdot (-\omega^2) \cdot \varphi_0 + (C_1 \cdot l_1^2 + C_2 \cdot l_2^2) \cdot \varphi_0 + \frac{(C_1 \cdot l_1 - C_2 \cdot l_2)^2 \cdot \varphi_0}{m \cdot \omega^2 - (C_1 + C_2)} = m_1 \cdot \rho_1 \cdot \omega^2 \cdot a. \quad (2.104)$$

Тоді отримаємо:

$$\varphi_0 = \frac{m_1 \cdot \rho_1 \cdot \omega^2 \cdot a}{\left[I \cdot (-\omega^2) + (C_1 \cdot l_1^2 + C_2 \cdot l_2^2) + \frac{(C_1 \cdot l_1 - C_2 \cdot l_2)^2}{m \cdot \omega^2 - (C_1 + C_2)} \right]}; \quad (2.105)$$

$$x_0 = \frac{(C_1 \cdot l_1 - C_2 \cdot l_2) \cdot m_1 \cdot \rho_1 \cdot \omega^2 \cdot a}{(m \cdot \omega^2 - (C_1 + C_2)) \cdot \left[I \cdot (-\omega^2) + (C_1 \cdot l_1^2 + C_2 \cdot l_2^2) + \frac{(C_1 \cdot l_1 - C_2 \cdot l_2)^2}{m \cdot \omega^2 - (C_1 + C_2)} \right]}. \quad (2.106)$$

Загальний розв'язок задачі:

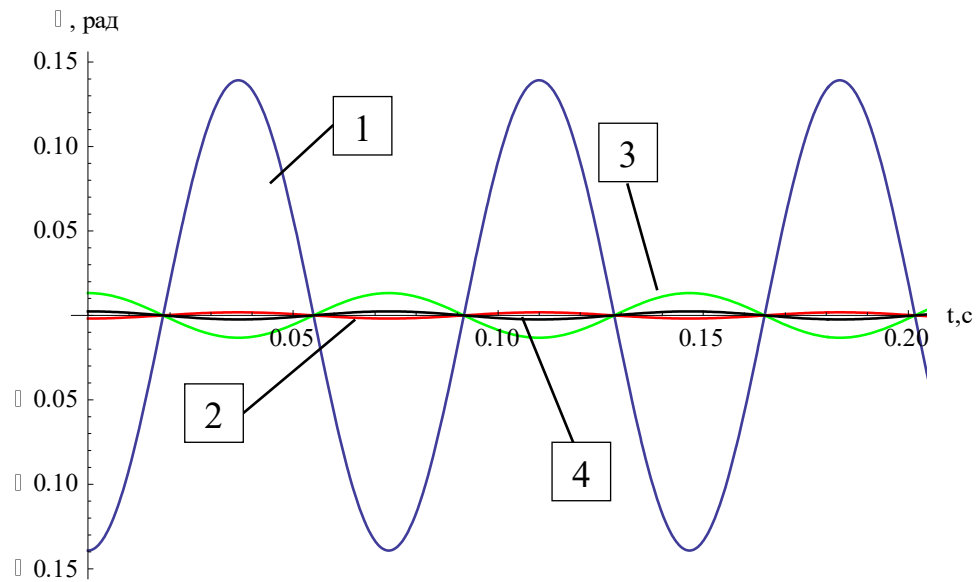
$$\begin{cases} x(t) = (A_1 + A_2 \cdot t) \cdot \sin(\omega t) + (B_1 + B_2 \cdot t) \cdot \cos(\omega t) + x_0 \cdot \cos(\omega t); \\ \varphi(t) = (\tilde{A}_1 + \tilde{A}_2 \cdot t) \cdot \sin(\omega t) + (\tilde{B}_1 + \tilde{B}_2 \cdot t) \cdot \cos(\omega t) + \varphi_0 \cdot \cos(\omega t). \end{cases} \quad (2.107)$$

З плином часу t , внаслідок $\beta \neq 0 \rightarrow$ коливання власні у системі затухають і залишаються лише вимушені доданки, тобто:

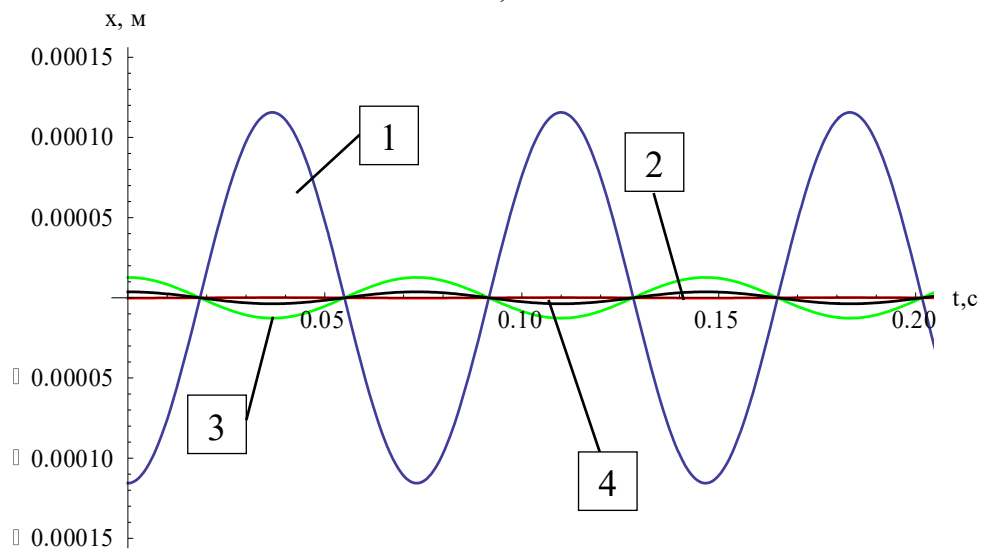
$$t \rightarrow \infty: \begin{cases} x = x_0 \cdot \cos(\omega t); \\ \varphi = \varphi_0 \cdot \cos(\omega t). \end{cases} \quad (2.108)$$

де x_0, φ_0 визначаються з (2.105) та (2.106).

На основі приведених формул (2.105, 2.106, 2.108) побудовані графіки зміни коливань вертикального переміщення центру мас барабану; кута повороту барабана навколо центру мас та вертикального переміщення лівої та правої опор для зернозбирального комбайна КЗС-9-1 «Славутич» з параметрами: $I=13,2 \text{ кг}\cdot\text{м}^3$, $m=200\text{кг}$, $\rho_I=0,3 \text{ м}$; $\omega=85,7 \text{ рад/с}$; $m_I=12,386 \text{ кг}$.

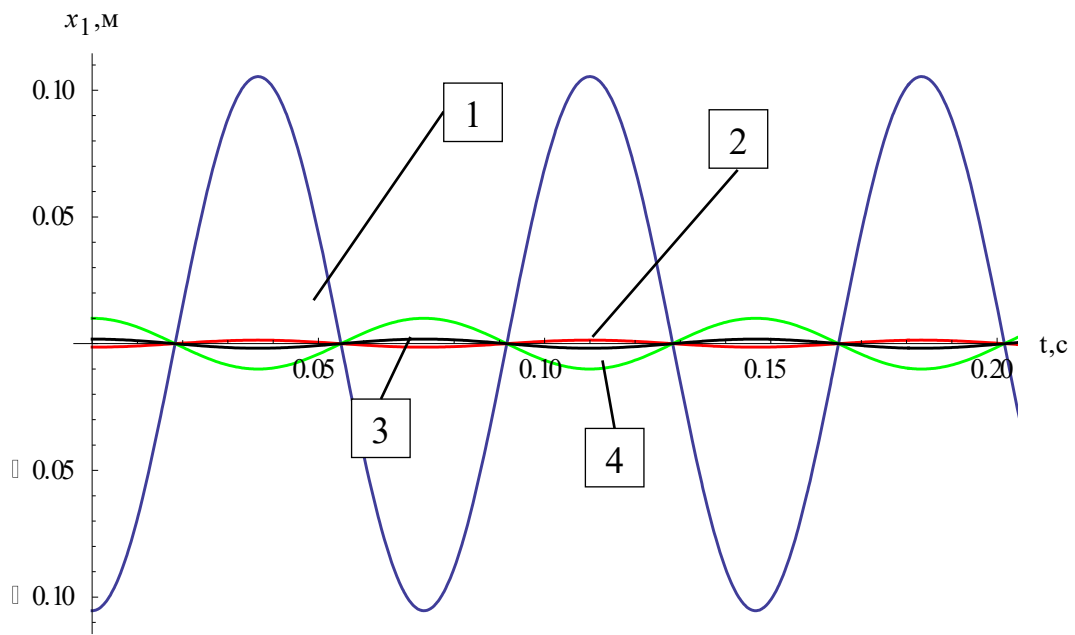


а)

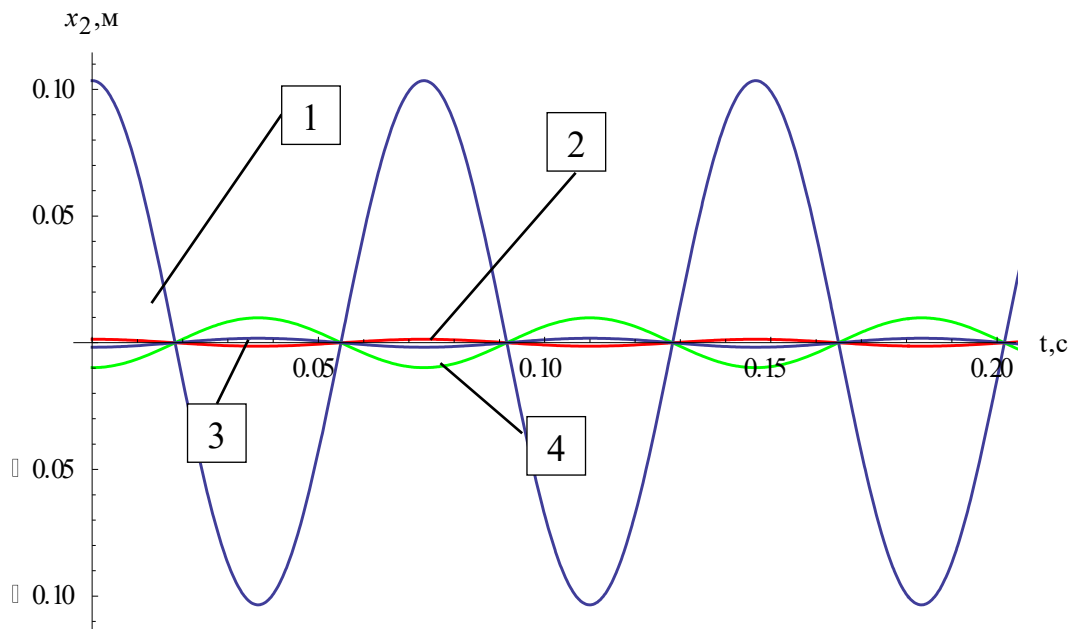


б)

Рис. 2.22. Графік зміни кута повороту корпусу барабана навколо центру мас (а) та зміни вертикального переміщення центру мас барабану (б) від часу в залежності від зміни коефіцієнта жорсткості опор (1 – коефіцієнт жорсткості 88000 Н/м, 2 – 10000 Н/м, 3 – 100000 Н/м, 4 - 150000 Н/м)



a)



б)

Рис. 2.23. Графік зміни вертикального переміщення лівої (а) та правої (б) опор молотильного барабана від часу в залежності від зміни жорсткості опор (1 – коефіцієнт жорсткості 88000 Н/м, 2 – 10000 Н/м, 3 – 100000 Н/м, 4 - 150000 Н/м)

Аналіз графіків на рис. 2.22 та рис. 2.23 показує, що при коефіцієнті жорсткості опор 88000 Н/м, амплітуди коливань кута повороту корпусу барабана навколо центру мас, вертикального переміщення центру мас барабану,

вертикального переміщення лівої та правої опор молотильного барабана зернозбирального комбайну досягають максимальних значень. При зменшенні та збільшенні коефіцієнта жорсткості опор від даного значення амплітуда коливань зменшується.

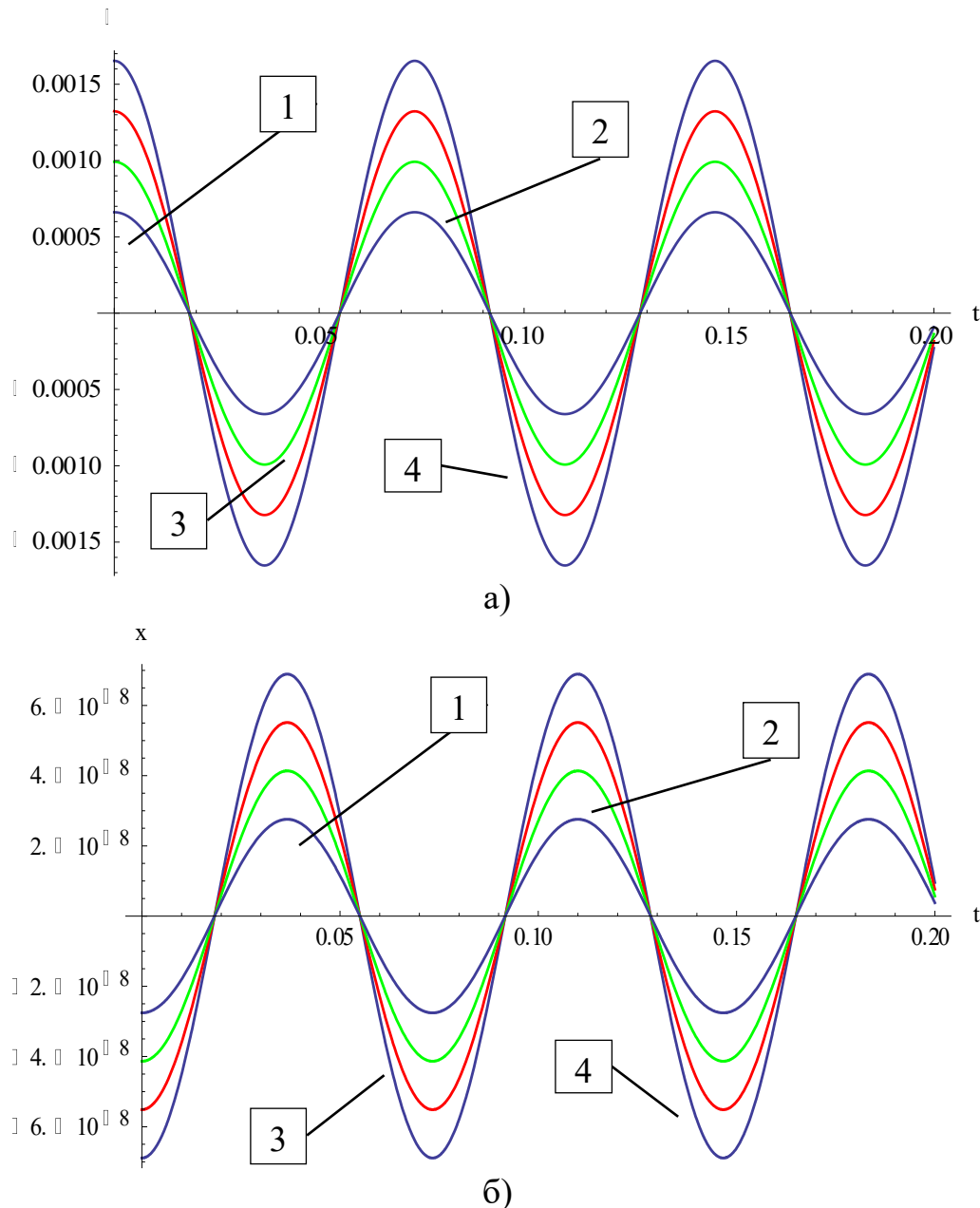


Рис. 2.24. Графік зміни кута повороту корпусу барабана навколо центру мас (а) та зміни вертикального переміщення центру мас барабану (б) від часу в залежності від зміни незрівноваженої маси (1 – маса 0,25 кг; 2 – 0,5 кг; 3 – 0,75 кг; 4 – 1 кг)

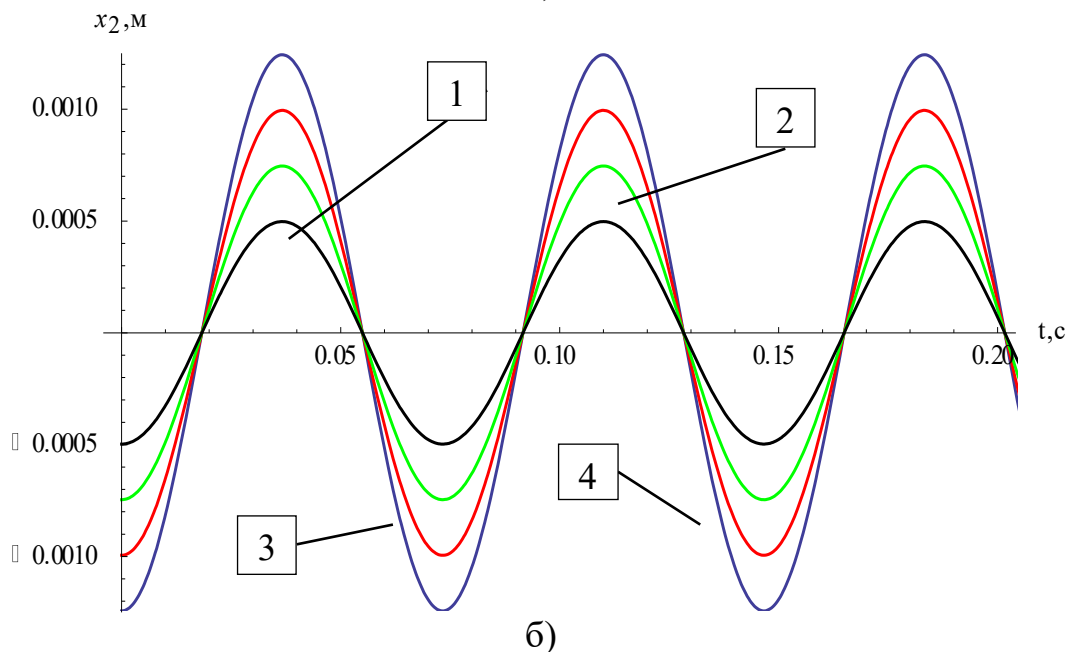
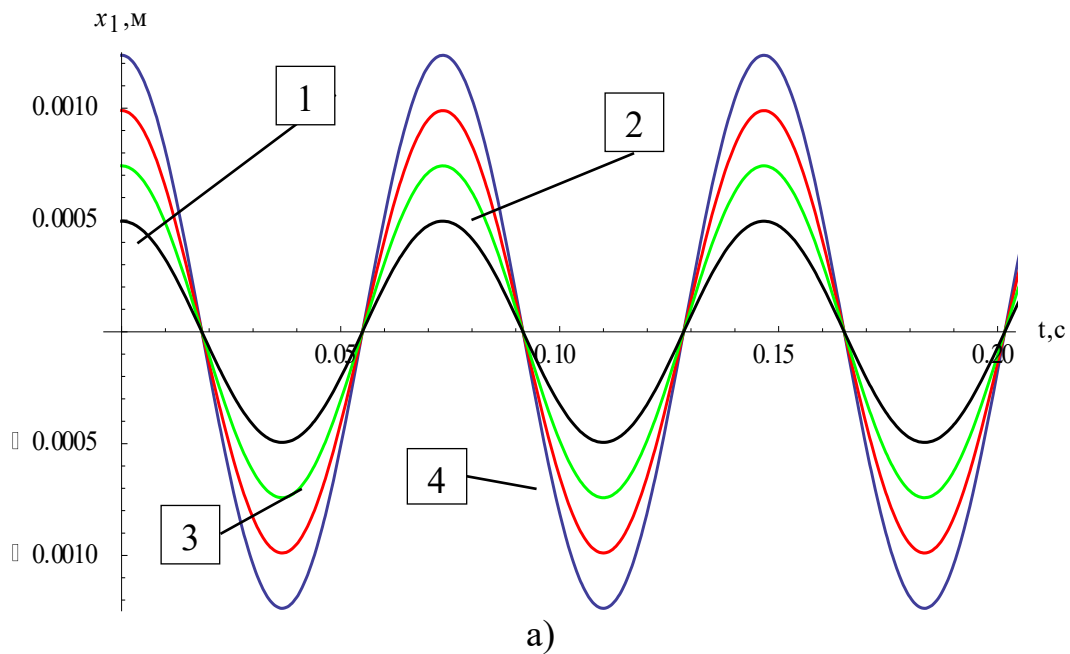


Рис. 2.25. Графік зміни вертикального переміщення лівої (а) та правої (б) опор зернозбирального комбайну від часу в залежності від зміни неврівноваженої маси (1 – маса 0,25 кг; 2 – 0,5 кг; 3 – 0,75 кг; 4 – 1 кг)

Аналіз графіків на рис. 2.24 та рис. 2.25 показує, що при збільшенні неврівноваженої маси, амплітуди коливань кута повороту корпусу барабана навколо центру мас, зміни вертикального переміщення центру мас барабану та вертикального переміщення лівої та правої опор зернозбирального комбайну будуть зростати.

Для дослідження впливу коефіцієнта жорсткості опор, за допомогою пакету Mathematica, було визначено максимальне зусилля, яке діє в опорах молотильно-сепаруючого пристрою та побудовано графік його залежності від коефіцієнта жорсткості опор (рис. 2.26). Також було побудовано графік залежності амплітуди коливань опор від коефіцієнта жорсткості опор (рис. 2.27).

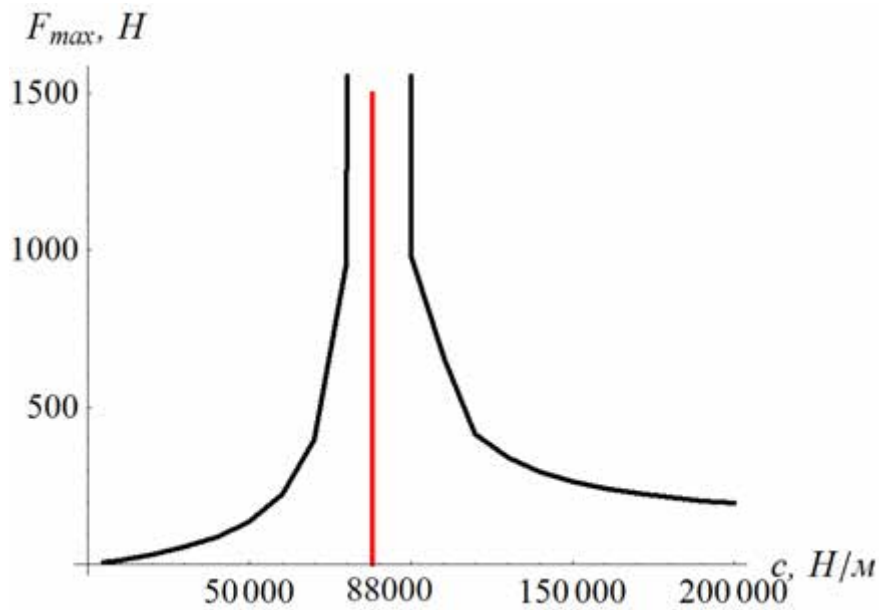


Рис. 2.26. Графік залежності максимального зусилля, яке діє в опорах від коефіцієнта жорсткості опор

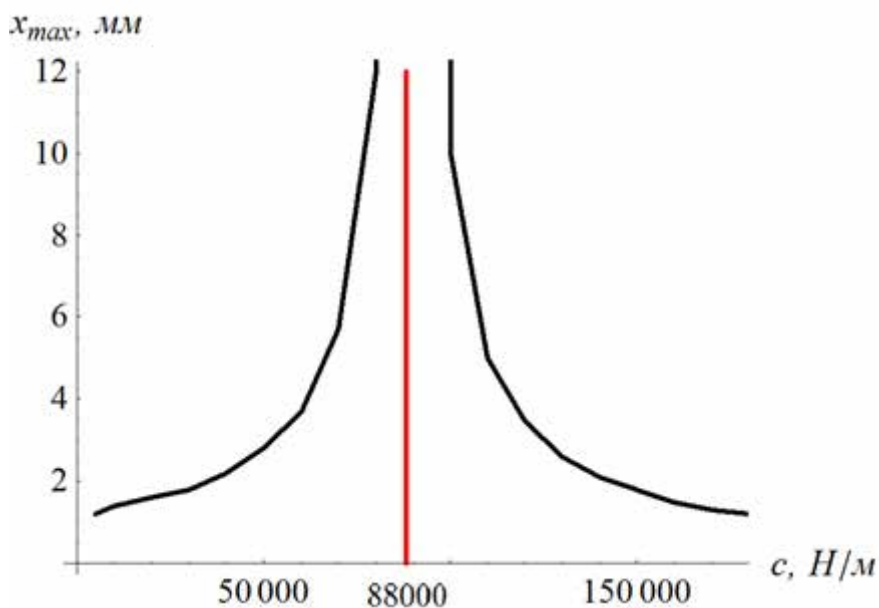


Рис. 2. 27. Графік залежності амплітуди коливань опор від коефіцієнта жорсткості опор

Аналізуючи дані графіки, можна зауважити, що небезпечним для конструкції є коефіцієнт жорсткості опор – 88000 Н/м, адже при даному значенні виникатиме явище резонансу.

2.5. Оптимізація режимів пуску молотильного барабана зернозбирального комбайна

У даному підрозділі розглянемо більш досконалу модель приводного механізму молотильного барабана на відміну від моделі представленої на рис. 2.5 та у формулі (2.78), а саме врахуємо моменти опору ДВЗ (M_{on1}) та барабана (M_{on2}), вважаючи, що вони прямо пропорціональні, відповідно, $\dot{\varphi}_1$ та $\dot{\varphi}_2$ [56], що характерно для механізмів з великими втратами у пасових передачах при їх пуску під навантаженням, тобто

$$M_{on1} = \mu \cdot \dot{\varphi}_1; M_{on2} = \mu \cdot \dot{\varphi}_2, \quad (2.109)$$

де μ – коефіцієнт, що враховує в'язкий опір, котрий формує момент опору. У [84], зокрема, введене поняття коефіцієнта внутрішнього в'язкого тертя (для двомасової моделі привода), яке записане наступним чином:

$$M_{on1} = \bar{\beta}_1 \cdot \dot{\varphi}_1; M_{on2} = \bar{\beta}_2 \cdot \dot{\varphi}_2; \dot{\varphi}_1 = \omega_1; \dot{\varphi}_2 = \omega_2., \quad (2.110)$$

де ω_1, ω_2 – кутові частоти коливань, відповідно ДВЗ та молотильного барабана. З урахуванням (2.109), (2.110) система (2.78) набуває вигляд:

$$\begin{cases} I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = M_p - c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - M_{on1}; \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - M_{on2}. \end{cases} \quad (2.111)$$

Оптимізація рушійного моменту M_p у процесі пуску системи.

Розглянемо систему (2.111) у наступній формі:

$$\begin{cases} I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = M_p - c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - \mu \cdot \dot{\varphi}_1; \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - \mu \cdot \dot{\varphi}_2. \end{cases} \quad (2.112)$$

Якщо скласти обидва рівняння системи (3.4), тоді можна отримати співвідношення:

$$M_p = I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + \mu \cdot \dot{\varphi}_1 + \mu \cdot \dot{\varphi}_2. \quad (2.113)$$

У якості критерію оптимальності руху систем в режимі її пуску оберемо наступний:

$$\int_0^{\tau_n} [M_p]^2 dt \Rightarrow \min, \quad (2.114)$$

де t – час; $t=\tau_n$ – тривалість перехідного процесу (розгону/пуску) у системі (зазвичай, задана величина, котра визначається паспортними даними ДВЗ). Враховуючи (2.113) співвідношення (2.114) можна подати наступним чином:

$$\int_0^{\tau_n} [I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + \mu \cdot \dot{\varphi}_1 + \mu \cdot \dot{\varphi}_2]^2 dt \Rightarrow \min. \quad (2.115)$$

Функціонал у (2.115) залежить від $\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2, \ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2$. Тому екстремалі (2.115) досягаються [177], якщо виконується необхідна умова (рівняння Ейлера-Пуассона):

$$\begin{cases} I_1^2 \cdot \varphi_1^{(IV)} + I_1 \cdot I_2 \cdot \varphi_2^{(IV)} + \ddot{\varphi}_2 \cdot (I_1 \cdot \mu - I_2 \cdot \mu) - \mu^2 \cdot \ddot{\varphi}_1 - \mu^2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = 0; \\ I_1 \cdot I_2 \cdot \varphi_1^{(IV)} + I_2^2 \cdot \varphi_2^{(IV)} + \ddot{\varphi}_1 \cdot (I_2 \cdot \mu - I_1 \cdot \mu) - \mu^2 \cdot \ddot{\varphi}_1 - \mu^2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = 0. \end{cases} \quad (2.116)$$

Характеристичне рівняння для системи (2.116) набуває вигляду:

$$\lambda^6 \cdot \mu \cdot \left\{ (I_1 - I_2) \cdot [1 - \mu \cdot (I_1 - I_2)] \right\} = 0. \quad (2.117)$$

Вважаємо, що $I_1 \neq I_2$, $\mu(I_1 - I_2) \neq 1$, тоді з (2.117) випливає, що корінь $\lambda=0$ є шестикратно вироджений для рівнянь системи (2.118).

Отже, розв'язки (2.116) можна записати у наступному виді:

$$\begin{cases} \varphi_1(t) = C_1 + C_2 \cdot t + C_3 \cdot t^2 + C_4 \cdot t^3 + C_5 \cdot t^4 + C_6 \cdot t^5; \\ \varphi_2(t) = D_1 + D_2 \cdot t + D_3 \cdot t^2 + D_4 \cdot t^3 + D_5 \cdot t^4 + D_6 \cdot t^5, \end{cases} \quad (2.118)$$

де константи $C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6$, та $D_1, D_2, D_3, D_4, D_5, D_6$, визначаються з початкових/кінцевих умов пуску розглядуваної системи:

$$\begin{cases} \varphi_1(t)|_{t=0} = \dot{\varphi}_1(t)|_{t=0} = \ddot{\varphi}_1(t)|_{t=0} = 0; \\ \dot{\varphi}_1(t)|_{t=\tau_n} = \Omega_{n1}; \ddot{\varphi}_1(t)|_{t=\tau_n} = \ddot{\varphi}_1(t)|_{t=\tau_n} = 0. \end{cases} \quad (2.119)$$

(для молотильного барабана і закону його руху $\varphi_2(t)$ умови (2.118) слід переписати, замінюючи скрізь у наведених співвідношеннях індекс «1» на індекс «2»).

У (3.11) Ω_{n1} – номінальна частота (кутова) обертання валу ДВЗ. (До речі, Ω_{n2} – номінальна частота обертання (кутова) валу барабана).

З рівняння (2.118) легко знаходимо:

$$C_1 = C_2 = C_3 = 0; C_4 = \frac{2\Omega_{n1}}{\tau_n^2}; C_5 = -\frac{2\Omega_{n1}}{\tau_n^3}; C_6 = \frac{3}{5} \cdot \frac{\Omega_{n1}}{\tau_n^4}. \quad (2.120)$$

Аналогічно можна знайти вирази для коефіцієнтів $D_1, D_2, D_3, D_4, D_5, D_6$, котрі входять у закон $\varphi_2(t)$ (2.118):

$$D_1 = D_2 = D_3 = 0; D_4 = \frac{2\Omega_{n2}}{\tau_n^2}; D_5 = -\frac{2\Omega_{n2}}{\tau_n^3}; D_6 = \frac{3}{5} \cdot \frac{\Omega_{n2}}{\tau_n^4}. \quad (2.120)$$

Остаточно, для законів руху $\varphi_1(t)$ й $\varphi_2(t)$, котрі відповідають критерію якості руху системи (у режимі її пуску) (2.115) маємо:

$$\varphi_1(t) = \frac{2\Omega_{n1}}{\tau_n^2} \cdot t^3 + \left(-\frac{2\Omega_{n1}}{\tau_n^3}\right) \cdot t^4 + \left(\frac{3}{5} \cdot \frac{\Omega_{n1}}{\tau_n^4}\right) \cdot t^5; \quad (2.121)$$

$$\varphi_2(t) = \frac{2\Omega_{n2}}{\tau_n^2} \cdot t^3 + \left(-\frac{2\Omega_{n2}}{\tau_n^3}\right) \cdot t^4 + \left(\frac{3}{5} \cdot \frac{\Omega_{n2}}{\tau_n^4}\right) \cdot t^5. \quad (2.122)$$

Слід зазначити, що вказані режими руху ДВЗ та молотильного барабана (2.121), (2.122) можна реалізовувати за допомогою мехатронних систем управління рухом елементів ДВЗ та молотильного барабана. Крім того, закони такого оптимального руху системи повністю визначаються лише трьома параметрами системи, які є об'єктом дослідження, а саме: $\Omega_{n1}, \Omega_{n2}, \tau_n$.

За допомогою пакету Mathematica 9.0, продиференціювавши рівняння (2.121) та (2.122) будемо графіки залежності кутової швидкості молотильного барабана від часу, для таких вихідних даних: $\Omega_{n1}=219$ рад/с (відповідно до паспортних даних двигуна ЯМЗ-238АК-4); $\Omega_{n2}=45$ рад/с (для культур, що легко піддаються обмолоту) та $\Omega_{n2}=85$ рад/с (для культур, що важко піддаються обмолоту), $\tau_n=1$ с.

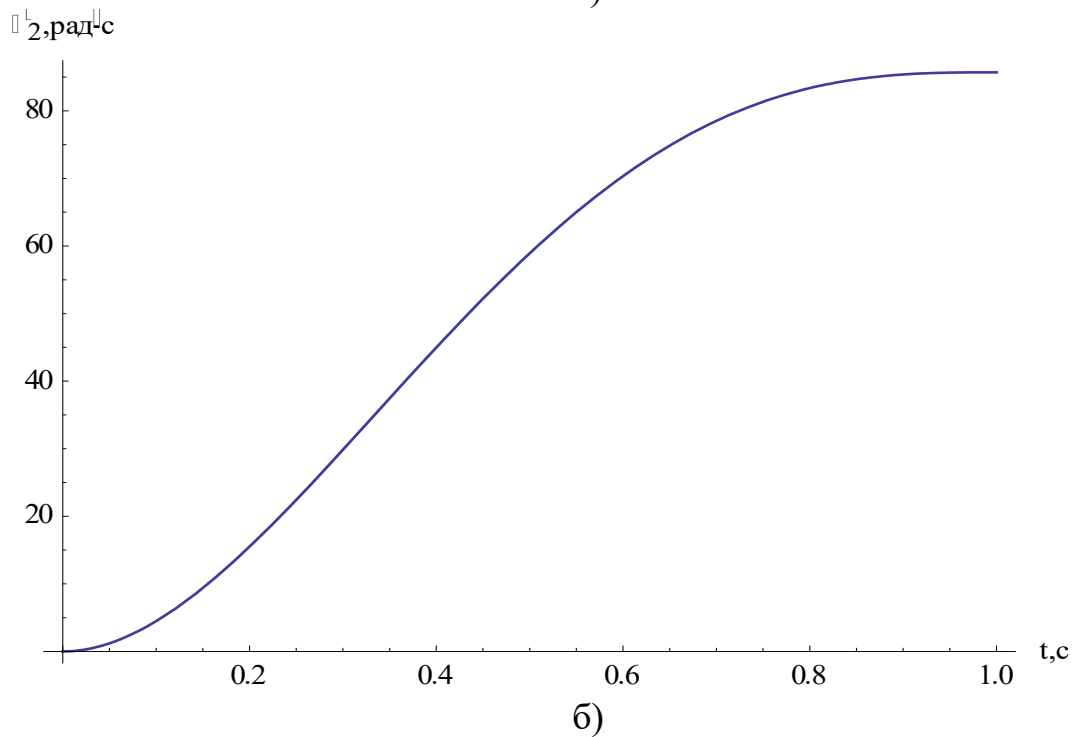
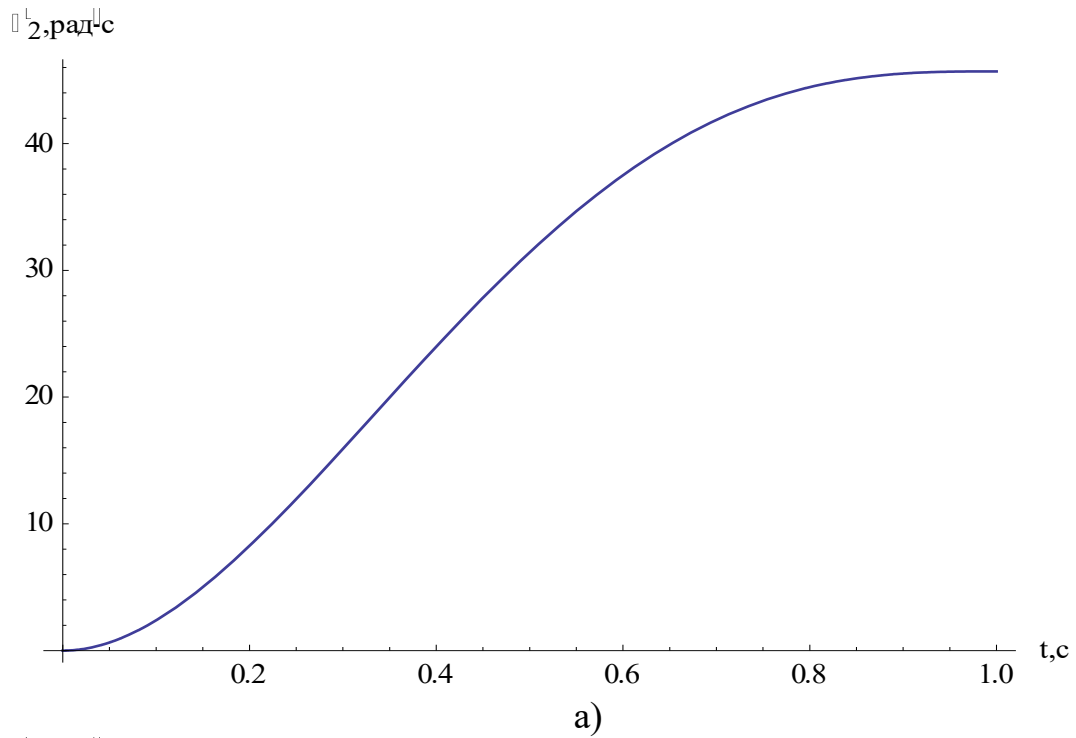


Рис. 2.28. Графіки залежності кутової швидкості молотильного барабана від часу під час розгону після оптимізація рушійного моменту M_p (а – для $\Omega_{н2}=45$ рад/с; б – для $\Omega_{н2}=85,7$ рад/с)

Аналізуючи графіки на рис. 2.28 видно, що під час пуску відсутні коливання кутової швидкості молотильного барабана, а також процес пуску є плавним.

Оптимізація (мінімізація) крутного моменту $M_{кр}$ у процесі пуску системи при $M_p = \text{const} > 0$ ($M_p > M_{onl}$).

Розглянемо систему (2.111) у формі (2.112) і вважатимемо, що $M_p = \text{const} > 0$, причому $M_p > M_{onl}$. Величину крутного моменту $M_{кр}$ системи у режимі її пуску, коли $t \in [0, \tau_n]$, визначимо наступним чином:

$$M_p = c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2). \quad (2.123)$$

У якості критерію оптимальності руху системи в режимі її пуску оберемо наступний:

$$\int_0^{\tau_n} [M_p^2] dt \Rightarrow \min, \quad (2.124)$$

тобто зменшуючи до мінімуму M_p системи, який виникає при взаємодії ДВЗ та молотильного барабана, ми зможемо уникати небажаних коливань системи у процесі її пуску. З системи (2.112) маємо:

$$M_{кр} = c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = \begin{cases} M_p - \mu \cdot \dot{\varphi}_1 - I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1; \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + \mu \cdot \dot{\varphi}_2. \end{cases} \quad (2.125)$$

Тому критерій (2.124) можна записати інакше:

$$\begin{cases} \int_0^{\tau_n} [M_p - \mu \cdot \dot{\varphi}_1 - I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1]^2 dt \Rightarrow \min; \\ \int_0^{\tau_n} [I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + \mu \cdot \dot{\varphi}_2]^2 dt \Rightarrow \min. \end{cases} \quad (2.126)$$

Необхідні умови реалізації екстремалей руху системи для (2.126) – критерію – це рівняння Ейлера-Пуассона:

$$\begin{cases} I_1^2 \cdot \varphi_1^{(IV)} - \mu^2 \cdot \ddot{\varphi}_1 = 0; \\ I_2^2 \cdot \varphi_2^{(IV)} - \mu^2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = 0. \end{cases} \quad (2.127)$$

Характеристичне рівняння для першого рівняння системи (2.127) має вигляд:

$$I_1^2 \cdot \lambda_1^4 - \mu^2 \cdot \lambda_1^2 = 0. \quad (2.128)$$

Звідси:

$$\lambda_1^2 \cdot (I_1^2 \cdot \lambda_1^2 - \mu^2) = 0. \quad (2.129)$$

Корені (2.129) наступні:

$$\lambda_{1,2} = 0; \quad \lambda_{3,4} = \pm \frac{\mu}{I_1}. \quad (2.130)$$

Це означає, що розв'язок $\varphi_1(t)$, який задовольняє критерію якості руху системи (2.124) у режимі її пуску, має вид:

$$\varphi_1(t) = \tilde{C}_1 + \tilde{C}_2 \cdot t + \tilde{C}_3 \cdot e^{\frac{\mu}{I_1} t} + \tilde{C}_4 \cdot e^{-\frac{\mu}{I_1} t}. \quad (2.131)$$

(При цьому слід зазначити, що для $t \in [0, \tau_n]$ $M_p = \text{const} > 0$, $M_p > M_{onl}$).

Константи $\tilde{C}_1, \tilde{C}_2, \tilde{C}_3, \tilde{C}_4$ знаходимо з наступних початкових/кінцевих умов задачі:

$$\varphi_1(t)|_{t=0} = \dot{\varphi}_1(t)|_{t=0} = 0; \quad \dot{\varphi}_1(t)|_{t=\tau_n} = \Omega_{n1}; \quad \ddot{\varphi}_1(t)|_{t=\tau_n} = 0. \quad (2.132)$$

Тоді з (2.132) для $\varphi_1(t)$ (2.131) маємо:

$$\varphi_1(t) = \tilde{C}_1 + \tilde{C}_2 \cdot t + \tilde{C}_3 \cdot e^{\frac{\mu}{I_1} t} + \tilde{C}_4 \cdot e^{-\frac{\mu}{I_1} t},$$

де:

$$\tilde{C}_3 = \frac{(\Omega_{n1} \cdot I_1)}{\mu} \cdot \frac{\exp\left(-\frac{\mu}{I_1} \cdot \tau_n\right)}{2 \cdot \left(1 - ch\left[\frac{\mu}{I_1} \cdot \tau_n\right]\right)}; \quad \tilde{C}_4 = -\frac{(\Omega_{n1} \cdot I_1)}{\mu} \cdot \frac{\exp\left(\frac{\mu}{I_1} \cdot \tau_n\right)}{2 \cdot \left(1 - ch\left[\frac{\mu}{I_1} \cdot \tau_n\right]\right)} \quad (2.133)$$

$$\tilde{C}_2 = (-\Omega_{n1}) \cdot \frac{ch\left[\frac{\mu}{I_1} \cdot \tau_n\right]}{\left(1 - ch\left[\frac{\mu}{I_1} \cdot \tau_n\right]\right)}; \quad \tilde{C}_1 = \frac{(\Omega_{n1} \cdot I_1)}{\mu} \cdot \frac{sh\left[\frac{\mu}{I_1} \cdot \tau_n\right]}{\left(1 - ch\left[\frac{\mu}{I_1} \cdot \tau_n\right]\right)}.$$

Аналогічно до (2.131), (2.133) для закону руху $\varphi_2(t)$, який задовольняє критерію якості руху системи (2.126) маємо:

$$\varphi_2(t) = \tilde{D}_1 + \tilde{D}_2 \cdot t + \tilde{D}_3 \cdot e^{\frac{\mu}{I_2} t} + \tilde{D}_4 \cdot e^{-\frac{\mu}{I_2} t}, \quad (2.134)$$

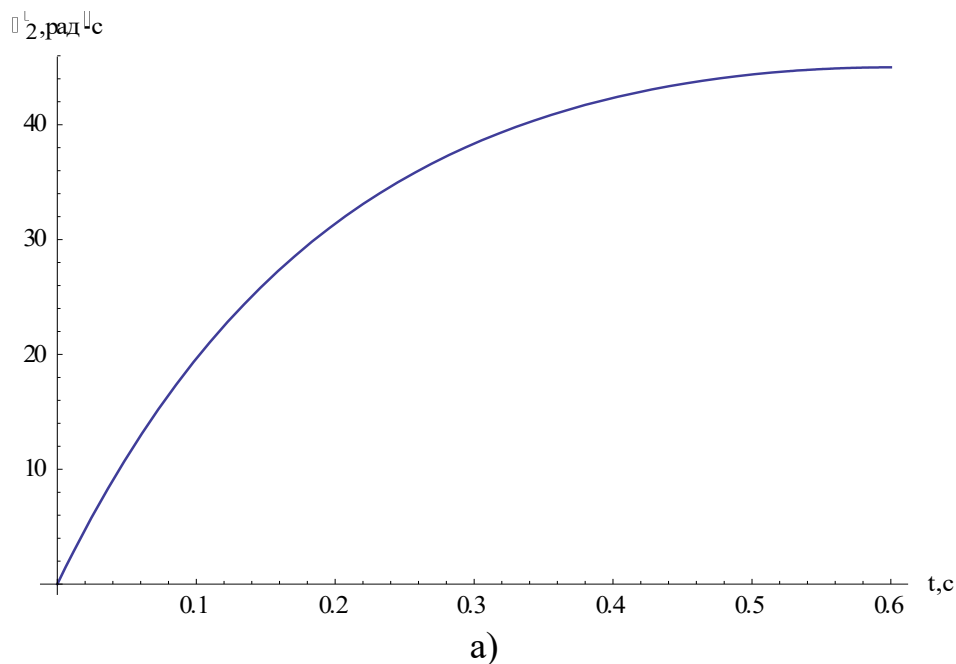
де:

$$\tilde{D}_3 = \frac{(\Omega_{n2} \cdot I_2)}{\mu} \cdot \frac{\exp\left(-\frac{\mu}{I_2} \cdot \tau_n\right)}{2 \cdot \left(1 - \operatorname{ch}\left[\frac{\mu}{I_2} \cdot \tau_n\right]\right)}; \tilde{D}_4 = -\frac{(\Omega_{n2} \cdot I_2)}{\mu} \cdot \frac{\exp\left(\frac{\mu}{I_2} \cdot \tau_n\right)}{2 \cdot \left(1 - \operatorname{ch}\left[\frac{\mu}{I_2} \cdot \tau_n\right]\right)}; \quad (2.135)$$

$$\tilde{D}_2 = (-\Omega_{n2}) \cdot \frac{\operatorname{ch}\left[\frac{\mu}{I_2} \cdot \tau_n\right]}{\left(1 - \operatorname{ch}\left[\frac{\mu}{I_2} \cdot \tau_n\right]\right)}; \tilde{D}_1 = \frac{(\Omega_{n2} \cdot I_2)}{\mu} \cdot \frac{\operatorname{sh}\left[\frac{\mu}{I_2} \cdot \tau_n\right]}{\left(1 - \operatorname{ch}\left[\frac{\mu}{I_2} \cdot \tau_n\right]\right)}.$$

Закони руху елементів досліджуваної системи (2.131), (2.133), (2.134), (2.135) можна забезпечити мехатронними засобами управління (типу мікропроцесори, мікроконтролери, програматори та ін.)

За допомогою пакету Mathematica, продиференціювавши рівняння (2.134) враховуючи залежності (2.135), побудуємо графіки залежності кутової швидкості молотильного барабана від часу, для таких вихідних даних: $\Omega_{n1}=219$ рад/с (відповідно до паспортних даних двигуна ЯМЗ-238АК-4); $\Omega_{n2}=45$ рад/с (для культур, що легко піддаються обмолоту) та $\Omega_{n2}=85,7$ рад/с (для культур, що важко піддаються обмолоту); $\tau_n=0.67$ с; $I_1=105,7$ кг·м² (для культур, що легко піддаються обмолоту) та $I_1=30,7$ кг·м² (для культур, що важко піддаються обмолоту); $I_2=13,2$ кг·м²; $c=15000$ Н·м/рад.



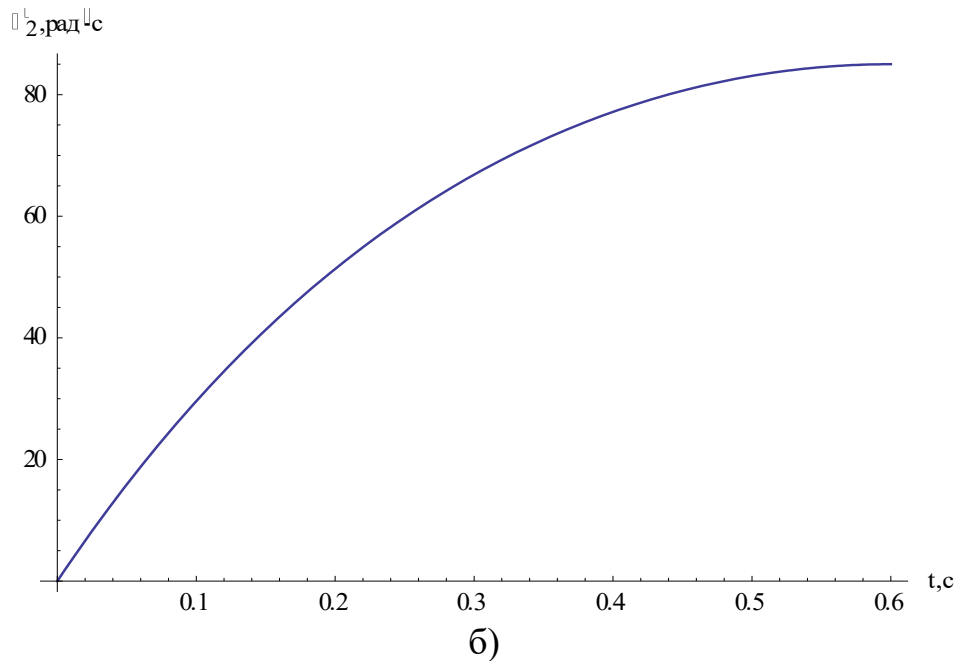


Рис. 2.29. Графіки залежності кутової швидкості молотильного барабана від часу під час розгону після оптимізація (мінімізація) крутного моменту $M_{кр}$ (а – для $\Omega_{н2}=45$ рад/с; б – для $\Omega_{н2}=85,7$ рад/с)

Аналізуючи графіки на рис. 2.29 видно, що під час пуску відсутні коливання кутової швидкості молотильного барабана.

Оптимізація (мінімізація) кутового прискорення ε у процесі пуску системи (при $M_p = \text{const}$, $M_p > M_{он1}$).

Виходячи з запису системи (2.111) у формулі (2.112) при $M_p = \text{const} > M_{он1}$ можна знайти:

$$\begin{aligned} (\varphi_1 - \varphi_2) &= \frac{M_p - I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 - \mu \cdot \dot{\varphi}_1}{c}; \Leftrightarrow \varphi_2 = \varphi_1 - \frac{M_p - I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 - \mu \cdot \dot{\varphi}_1}{c} \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow \ddot{\varphi}_2 = \ddot{\varphi}_1 + \frac{I_1 \cdot \varphi_1^{(iv)} - \mu \cdot \ddot{\varphi}_1}{c}. \end{aligned} \quad (2.136)$$

Складаючи перше й друге рівняння системи (2.112) маємо:

$$I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = M_p - \mu \cdot \dot{\varphi}_1 - \mu \cdot \dot{\varphi}_2. \quad (2.137)$$

Враховуючи останній вираз у (2.137) і підставляючи його у (2.136), матимемо:

$$I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + I_2 \cdot \left[\ddot{\varphi}_1 + \frac{I_1 \cdot \varphi_1^{(iv)} - \mu \cdot \ddot{\varphi}_1}{c} \right] = M_p - \mu \cdot \dot{\varphi}_1 - \mu \cdot \dot{\varphi}_2. \quad (2.138)$$

Оскільки з (2.136) можна отримати, що:

$$\dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_1 + \frac{I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + \mu \cdot \dot{\varphi}_1}{c}, \quad (2.139)$$

тоді (2.139) можна записати таким чином:

$$\frac{I_1 \cdot I_2}{c} \cdot \varphi_1^{(iv)} + \frac{\mu \cdot (I_1 + I_2)}{c} \cdot \ddot{\varphi}_1 + \left[(I_1 + I_2) + \frac{\mu^2}{c} \right] \cdot \dot{\varphi}_1 + 2 \cdot \mu \cdot \dot{\varphi}_1 = M_p. \quad (2.140)$$

Введемо заміну змінних:

$$\dot{\varphi}_1 = \omega_1. \quad (2.141)$$

Тоді (2.140) можна записати так:

$$\frac{I_1 \cdot I_2}{c} \cdot \ddot{\omega}_1 + \frac{\mu \cdot (I_1 + I_2)}{c} \cdot \dot{\omega}_1 + \left[(I_1 + I_2) + \frac{\mu^2}{c} \right] \cdot \omega_1 = M_p - 2 \cdot \mu \cdot \omega_1. \quad (2.142)$$

При $\mu=0$ (2.142) набуває виду:

$$\frac{I_1 \cdot I_2}{c} \cdot \ddot{\omega}_1 + [I_1 + I_2] \cdot \dot{\omega}_1 = M_p. \quad (2.143)$$

Поділимо (2.143) почленно $[I_1 + I_2] = I_\Sigma$ [84], тоді матимемо:

$$\frac{I_1 \cdot I_2}{c \cdot [I_1 + I_2]} \cdot \ddot{\omega}_1 + \dot{\omega}_1 = \frac{M_p}{[I_1 + I_2]} = \frac{M_p}{I_\Sigma} = \varepsilon_{cep}, \quad (2.144)$$

де ε_{cep} – середнє значення кутового прискорення системи за умови $M_{on1} = M_{on2} = 0$ [9]. Тоді ε_{cep}^* при $\mu \neq 0$ має вигляд:

$$\left\{ \frac{I_1 \cdot I_2}{c} \cdot \ddot{\omega}_1 + \frac{\mu \cdot (I_1 + I_2)}{c} \cdot \dot{\omega}_1 + \left[(I_1 + I_2) + \frac{\mu^2}{c} \right] \cdot \omega_1 + 2 \cdot \mu \cdot \omega_1 \right\} / (I_1 + I_2) = \frac{M_p}{I_1 + I_2} = \varepsilon_{cep}^*. \quad (2.145)$$

Отже, вираз, що стоїть зліва у співвідношенні (2.143), згідно визначень роботи [84], є середнім кутовим прискоренням системи ε_{cep}^* , яке враховує ефект дисипації (в'язкого тертя у системі).

Подамо ε_{cep}^* у більш зручному вигляді:

$$\varepsilon_{cep}^* = \left\{ \frac{I_1 \cdot I_2}{c \cdot (I_1 + I_2)} \cdot \ddot{\omega}_1 + \frac{\mu}{c} \cdot \dot{\omega}_1 + \left[1 + \frac{\mu^2}{c \cdot (I_1 + I_2)} \right] \cdot \omega_1 + \frac{2 \cdot \mu}{(I_1 + I_2)} \cdot \omega_1 \right\}. \quad (2.146)$$

У якості критерію оптимальності руху системи у процесі її пуску на інтервалі $t \in [0, \tau_n]$ при $M_p = \text{const}$, $M_p > M_{onl}$ оберемо наступний:

$$\int_0^{\tau_n} (\varepsilon_{cep}^*)^2 dt \Rightarrow \min. \quad (2.147)$$

Введемо заміну:

$$\Omega_{12} = \sqrt{\frac{c \cdot (I_1 + I_2)}{I_1 \cdot I_2}}, \quad (2.148)$$

де Ω_{12} – результуюча резонансна частота розглядуваної системи [84]. Тоді критерій (2.147) набуває виду:

$$\int_0^{\tau_n} \left\{ \ddot{\omega}_1 \cdot \frac{1}{\Omega_{12}^2} + \frac{\mu}{c} \cdot \dot{\omega}_1 + \left[1 + \frac{\mu^2}{\Omega_{12}^2 \cdot I_1 \cdot I_2} \right] \cdot \dot{\omega}_1 + \frac{2 \cdot \mu \cdot c}{\Omega_{12}^2 \cdot I_1 \cdot I_2} \cdot \omega_1 \right\}^2 dt \Rightarrow \min. \quad (2.149)$$

Введемо позначення:

$$\gamma_1 = \frac{1}{\Omega_{12}^2}; \gamma_2 = \frac{\mu}{c}; \gamma_3 = \left(1 + \frac{\mu^2}{\Omega_{12}^2 \cdot I_1 \cdot I_2} \right); \gamma_4 = \frac{2 \cdot \mu \cdot c}{\Omega_{12}^2 \cdot I_1 \cdot I_2}. \quad (2.150)$$

Тоді критерій (2.149) можна подати у вигляді:

$$\int_0^{\tau_n} \{ \gamma_1 \cdot \ddot{\omega}_1 + \gamma_2 \cdot \dot{\omega}_1 + \gamma_3 \cdot \dot{\omega}_1 + \gamma_4 \cdot \omega_1 \}^2 dt \Rightarrow \min. \quad (2.151)$$

Необхідною умовою досягнення екстремуму функціонала, що описується лівою частиною виразу (2.151) є рівняння Ейлера-Пуассона:

$$-\gamma_1^2 \cdot \omega_1^{(VI)} + (\gamma_2^2 - 2 \cdot \gamma_1 \cdot \gamma_3) \cdot \omega_1^{(IV)} + (2 \cdot \gamma_{21} \cdot \gamma_4 - \gamma_3^2) \cdot \ddot{\omega}_1 + \gamma_4^2 \cdot \omega_1 = 0. \quad (2.152)$$

Характеристичне рівняння для λ^* (46) має вид:

$$-\gamma_1^2 \cdot (\lambda^*)^6 + (\gamma_2^2 - 2 \cdot \gamma_1 \cdot \gamma_3) \cdot (\lambda^*)^4 + (2 \cdot \gamma_{21} \cdot \gamma_4 - \gamma_3^2) \cdot (\lambda^*)^2 + \gamma_4^2 = 0. \quad (2.153)$$

Якщо ввести заміну: $(\lambda^*)^2 = u$, тоді (2.153) зведеться до кубічного рівняння відносно u :

$$-\gamma_1^2 \cdot u^3 + (\gamma_2^2 - 2 \cdot \gamma_1 \cdot \gamma_3) \cdot u^2 + (2 \cdot \gamma_{21} \cdot \gamma_4 - \gamma_3^2) \cdot u + \gamma_4^2 = 0. \quad (2.154)$$

Рівняння (2.154) можна розв'язати, використовуючи класичні формули Кардано, а потім, знаючи $u_{1,2,3}$, знайти всі шість коренів (2.153) за формулами:

$$\lambda_{1,2}^* = \pm \sqrt{u_1}; \lambda_{3,4}^* = \pm \sqrt{u_2}; \lambda_{5,6}^* = \pm \sqrt{u_3}. \quad (2.155)$$

Визначивши всі характеристичні корені (2.153) можна знайти загальний розв'язок (2.152) у формі:

$$\omega_1(t) = \sum_{j=1}^6 E_j \cdot \exp(\lambda_j^* \cdot t). \quad (2.156)$$

Невизначені константи E_j знаходимо з типових початкових/кінцевих умов задачі:

$$\omega_1(t)|_{t=0} = \dot{\omega}_1(t)|_{t=0} = \ddot{\omega}_1(t)|_{t=0} = 0; \omega_1(t)|_{t=\tau_n} = \Omega_{n1}; \dot{\omega}_1(t)|_{t=\tau_n} = \dot{\omega}_1(t)|_{t=\tau_n} = 0. \quad (2.157)$$

У зв'язку із громізdkістю вирази $\lambda_j^*, j = (\overline{1,6})$, як і значення $E_j, j = (\overline{1,6})$, що задовольняють встановленим умовам (2.157), не наводимо.

Розглянемо спрощений варіант даної задачі, коли $\mu=0$ [84]. Тоді $\gamma_2 = 0; \gamma_3 = 1; \gamma_4 = 0$. У результаті рівняння Ейлера–Пуассона набувають вигляду:

$$-\gamma_1^2 \cdot \omega_1^{(VII)} - 2 \cdot \gamma_1 \cdot \omega_1^{(IV)} - \ddot{\omega}_1 = 0. \quad (2.158)$$

Характеристичне рівняння для (2.158) має вид:

$$-\gamma_1^2 \cdot (\lambda^*)^6 - 2 \cdot \gamma_1 \cdot (\lambda^*)^4 - (\lambda^*)^2 = 0. \quad (2.159)$$

Або:

$$(\lambda^*)^2 \cdot [\gamma_1^2 \cdot (\lambda^*)^4 + 2 \cdot \gamma_1 \cdot (\lambda^*)^2 + 1] = 0. \quad (2.160)$$

Корені (2.160) мають вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda_{1,2}^* = 0 \text{ (двократно виражений корінь);} \\ \lambda_{3,4}^* = i \cdot \frac{1}{\sqrt{\gamma_1}} = i \cdot \Omega_{12} \text{ (двократно виражений корінь);} \\ \lambda_{5,6}^* = -i \cdot \frac{1}{\sqrt{\gamma_1}} = -i \cdot \Omega_{12} \text{ (двократно виражений корінь).} \end{array} \right. \quad (2.161)$$

Тоді розв'язок (2.160) має вигляд:

$$\omega_1(t) = G_1 + G_2 \cdot t + (G_3 + G_4 \cdot t) \cdot \sin(\Omega_{12} \cdot t) + (G_5 + G_6 \cdot t) \cdot \cos(\Omega_{12} \cdot t). \quad (2.162)$$

Константи $G_j, j = (\overline{1,6})$, знаходимо з умов (2.158).

Оскільки вирази для $G_j, j = (\overline{1,6})$ громізdkі, то вони тут не представлені.

Слід зазначити, що у випадку $\mu=0$ (відсутня дисипація коливань типу «в'язкого тертя») у законі зміни з часом $\omega_1(t)$ виникають коливання з частотою Ω_{12} .

Використовуючи вираз (2.139) при $\mu=0$ для $\omega_2 \equiv \dot{\varphi}_2$ маємо:

$$\omega_2(t) = \omega_1(t) + \frac{I_1}{c} \cdot \ddot{\omega}_1(t). \quad (2.163)$$

Знаючи $\omega_1(t)$ з (2.162) можна легко за виразом (2.163) знайти $\omega_2(t)$. Отже, й для закону руху $\omega_2(t)$ характерним є коливання молотильного барабана на частоті Ω_{12} .

Якщо врахувати $\mu \neq 0$ (в'язке тертя у системі присутнє), тоді коливання $\omega_1(t)$, $\omega_2(t)$ на частоті Ω_{12} з плином часу t згасають [84].

Режими руху ДВЗ $\omega_1(t)$ (2.162) та $\omega_2(t)$ (2.163) можна реалізувати мехатронними засобами керування об'єкта дослідження.

У межах моделі із зосередженими параметрами отримані оптимальні режими пуску молотильних барабанів та ДВЗ зернозбиральних комбайнів, які забезпечують наперед задану якість руху системи і мінімізують її енергосилові й кінематичні параметри.

2.6. Функціональна оптимізація режиму пуску молотильного барабана

Для оптимізації режиму пуску молотильного барабана зернозбирального комбайна використаємо двомасову модель (рис. 2.30), яка з достатньою точністю відображає динамічні процеси пуску молотильного барабана.

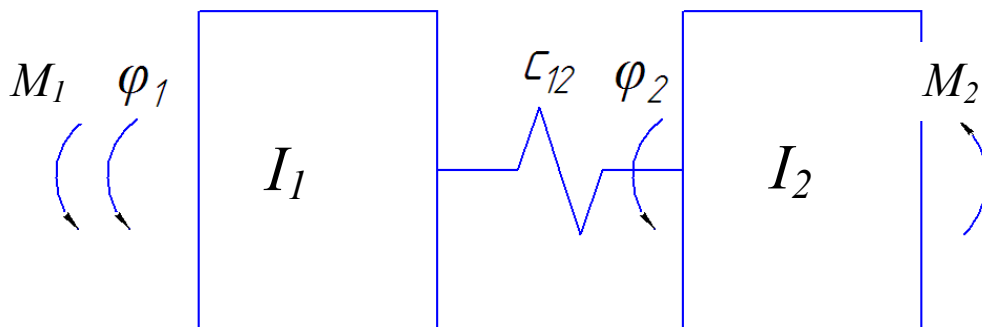


Рис. 2.30. Двомасова динамічна модель привода молотильного барабана зернозбирального комбайна

У цій моделі прийняті такі позначення:

- I_1, I_2 – зведені до осі повороту молотильного барабана моменти інерції відповідного приводного механізму та молотильного барабана;
- C_{12} – зведена до осі повороту молотильного барабана жорсткість приводного механізму;
- M_1 – рушійний момент приводного двигуна зведений до осі повороту барабана;
- M_2 – сумарний момент сил статичного опору на молотильному барабані відносно осі його обертання;
- φ_1, φ_2 – кутові координати повороту першої та другої зведених мас.

Процес пуску молотильного барабана у відповідності з прийнятою динамічною моделлю здійснюється в два етапи. На першому етапі в рух приводиться лише перша маса. Причому рух цієї маси здійснюється до моменту часу, поки внутрішній момент M_{12} в пружному елементі не стане рівним зовнішньому моменту M_2 , тобто $M_{12}=M_2$. З цього моменту часу настає другий етап пуску, на якому в рух приводяться обидві маси і здійснюється він до моменту часу, поки кутова швидкість другої приведеної маси не досягне свого уставленого значення ω_y .

Розглянемо процес оптимізації режиму пуску молотильного барабана на кожному з розглянутих етапів окремо.

Перший етап. На цьому етапі рівняння руху першої маси має вигляд:

$$I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = M_1 - M_{12}, \quad (2.164)$$

де $M_{12} = C_{12} \cdot \varphi_1$ – внутрішнє зусилля в пружному елементі приводу.

Оскільки на першому етапі пуску зусилля $M_{12} \leq M_2$, то визначимо найбільш сприятливий закон зміни рушійного моменту приводу. Згідно з рівнянням (2.164) цей момент визначається залежністю:

$$M_1 = I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + C_{12} \cdot \varphi_1. \quad (2.165)$$

Визначимо на цьому етапі пуску такий закон руху першої маси, який забезпечує мінімальне середньоквадратичне значення рушійного моменту двигуна:

$$M_{1cp} = \left[\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} M_1^2 dt \right]^{1/2}, \quad (2.166)$$

де t – час; t_1 – тривалість першого етапу пуску.

З урахуванням залежності (2.165) вираз критерію оптимальності першого етапу пуску (2.166) приймає вигляд:

$$M_{1cp} = \left[\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} (I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + C_{12} \cdot \varphi_1)^2 dt \right]^{1/2}. \quad (2.167)$$

Умовою мінімуму критерію (2.167), який являє собою інтегральний функціонал, є рівняння Пуассона:

$$\frac{\partial F}{\partial \varphi_1} - \frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial F}{\partial \dot{\varphi}_1} + \frac{d^2}{dt^2} \cdot \frac{\partial F}{\partial \ddot{\varphi}_1} = 0, \quad (2.168)$$

де F – підінтегральна функція критерію (2.167).

Після підстановки підінтегрального виразу критерію (2.167) у рівняння (2.168) будемо мати:

$$\overset{IV}{\varphi_1} + 2 \cdot K_1^2 \cdot \ddot{\varphi}_1 + K_1^4 \cdot \varphi_1 = 0. \quad (2.169)$$

Тут $K_1 = \sqrt{C_{12}/I_1}$ – частота власних коливань першої маси.

У результаті розв'язку диференціального рівняння (2.169) отримуємо:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= (A_1 + A_2 \cdot t) \cdot \sin K_1 t + (A_3 + A_4 \cdot t) \cdot \cos K_1 t; \\ \dot{\varphi}_1 &= [A_2 - K_1 \cdot (A_3 + A_4 \cdot t)] \cdot K_1 \sin K_1 t + [A_4 + K_1 \cdot (A_3 + A_4 \cdot t)] \cdot K_1 \cos K_1 t; \\ \ddot{\varphi}_1 &= [2A_2 - K_1 \cdot (A_3 + A_4 \cdot t)] \cdot K_1 \cos K_1 t - [2A_4 + K_1 \cdot (A_3 + A_4 \cdot t)] \cdot K_1 \sin K_1 t, \end{aligned} \quad (2.170)$$

де A_1, A_2, A_3, A_4 – постійні інтегрування, які визначаються з крайових умов руху.

Розглянемо процес пуску першої маси. Цей процес починається в момент часу $t=0$, коли координата першої маси, її швидкість та рушійний момент на приводному валу дорівнюють нулю, тобто $\varphi_1 = 0, \dot{\varphi}_1 = 0, M_1 = 0$. Остання умова

з урахуванням залежності (2.168) рівноцінна умові $\dot{\varphi}_1 = 0$. Закінчується перший етап пуску першої маси в момент часу $t=t_1$, коли внутрішнє зусилля в пружному елементі приводу $M_{12} = C_{12} \cdot \varphi_1 = M_2$. Звідки знаходимо, що в момент часу $t=t_1$, $\varphi_1 = \frac{M_2}{C_{12}}$.

Для цих крайових умов руху постійні інтегрування виражаються залежностями:

$$A_1 = \frac{M_2}{C_{12}(\sin K_1 t_1 - K_1 t_1 \cos K_1 t_1)}; A_2 = A_3 = 0; A_4 = -A_1 K_1. \quad (2.171)$$

Після підстановки виразів (2.170) у залежності (2.171), а останні в рівняння (3.58) отримаємо закон зміни рушійного моменту на приводному валу, який забезпечує мінімізацію його середньоквадратичного значення:

$$M_1 = \frac{2 \cdot M_2 \cdot \sin K_1 t}{\sin K_1 t - K_1 \cdot t \cdot \cos K_1 t}. \quad (2.172)$$

В залежності (2.165) невідомим є момент часу t_1 , коли закінчується перший етап пуску. Будемо вважати, що в кінці першого етапу пуску рушійний момент M_1 досягає свого максимального значення, тобто $M_1 = M_m$. Для приводного механізму, наприклад, який має в своєму складі фрикційну муфту це означає, що в кінці першого етапу пуску досягається повне зчеплення напівмуфт. Виходячи з цієї умови отримаємо рівняння:

$$M_m = \frac{2 \cdot M_2 \cdot \sin K_1 t}{\sin K_1 t - K_1 \cdot t \cdot \cos K_1 t}. \quad (2.173)$$

Розділивши чисельник і знаменник правої частини рівняння (2.173) на $\sin K_1 t_1$ і зробивши заміну $\sin K_1 t_1 = \psi_1$, отримаємо рівняння:

$$\psi_1 \operatorname{ctg} \psi_1 = 1 - 2 M_2 / M_m. \quad (2.174)$$

Рівняння (2.174) може бути розв'язане тільки чисельним методом. У результаті розв'язку цього рівняння знайдемо ψ_1 , з якого визначимо тривалість першого етапу пуску:

$$t_1 = \psi_1 / K_1. \quad (2.175)$$

Другий етап. Після закінчення першого етапу пуску починається другий етап, на якому вводиться в рух друга приведена маса. Диференціальні рівняння обох мас на цьому етапі мають вигляд:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\phi}_1 = M_1 - M_{12}; \\ I_2 \ddot{\phi}_2 = M_{12} - M_2. \end{cases} \quad (2.176)$$

З другого рівняння системи (2.176) визначимо внутрішній момент у пружному елементі:

$$M_{12} = I_2 \ddot{\phi}_2 + M_2. \quad (2.177)$$

Визначимо на другому етапі пуску такий режим, який забезпечує мінімальне середньоквадратичне значення внутрішнього моменту в пружному елементі за час пуску:

$$M_{12cp} = \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} M_{12}^2 dt \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (2.178)$$

де t_2 – момент часу закінчення другого етапу пуску.

З урахуванням залежності (2.177) вираз критерію оптимальності другого етапу пуску (2.178) виражається інтегральним функціоналом виду:

$$M_{12cp} = \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} (I_2 \ddot{\phi}_2 + M_2) dt \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (2.179)$$

Умовою мінімуму цього критерію є рівняння Пуассона (2.170), в яких функція F замінена на підінтегральний вираз функціоналу (2.178), а координата ϕ_1 на ϕ_2 та її похідні. У результаті цих заміन отримаємо диференціальне рівняння $\overset{IV}{\phi}_2 = 0$, після інтегрування якого будемо мати:

$$\begin{aligned} \ddot{\phi}_2 &= B_1; \\ \dot{\phi}_2 &= B_1(t - t_1) + B_2; \\ \phi_2 &= \frac{1}{2} B_1(t - t_1)^2 + B_2(t - t_1) + B_3; \\ \phi_2 &= \frac{1}{6} B_1(t - t_1)^3 + B_2(t - t_1)^2 + B_3(t - t_1) + B_4, \end{aligned} \quad (2.180)$$

де B_1, B_2, B_3, B_4 – постійні інтегрування, які визначаються з крайових умов другого етапу пуску.

На другому етапі пуску в рух приводиться друга маса. Починається етап пуску з моменту часу $t=t_1$, коли $\varphi_2 = 0, \dot{\varphi}_2 = 0$. Закінчується цей етап в момент часу $t=t_2$, коли кутова швидкість другої маси досягне усталеного значення, тобто $\dot{\varphi}_2 = \omega_y$, при якому $\ddot{\varphi}_2 = 0$.

Для цих крайових умов постійні інтегрування визначаються залежностями:

$$B_1 = -2 \frac{\omega_y}{(t_2 - t_1)^2}; B_2 = 2 \frac{\omega_y}{t_2 - t_1}; B_3 = B_4 = 0. \quad (2.181)$$

Після підстановки постійних інтегрування в друге рівняння системи (2.180) отримаємо залежність прискорення другої маси від часу на другому етапі пуску:

$$\ddot{\varphi}_2 = 2 \frac{\omega_y}{t_2 - t_1} \left(1 - \frac{t - t_1}{t_2 - t_1} \right). \quad (2.182)$$

За допомогою залежностей (2.177) і (2.182) визначимо закон зміни внутрішнього моменту в пружному елементі на другому етапі пуску, який забезпечує мінімізацію його середньоквадратичного значення:

$$M_{12} = 2I_2 \frac{\omega_y}{t_2 - t_1} \left(1 - \frac{t - t_1}{t_2 - t_1} \right) + M_2. \quad (2.183)$$

З другого рівняння системи (2.176), з урахуванням того, що $M_{12} = C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)$, визначимо координату першої маси та її похідні:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \varphi_2 + \frac{I_2}{C_{12}} \ddot{\varphi}_2 + \frac{M_2}{C_{12}}; \\ \dot{\varphi}_1 &= \dot{\varphi}_2 + \frac{I_2}{C_{12}} \ddot{\varphi}_2; \\ \ddot{\varphi}_1 &= \ddot{\varphi}_2 + \frac{I_2}{C_{12}} \ddot{\varphi}_2. \end{aligned} \quad (2.184)$$

Оскільки для розглянутого оптимального закону руху на другому етапі пуску $\varphi_2 = 0$, то виходячи з останньої залежності (2.170), отримуємо, що $\ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2$. Підставивши в перше рівняння системи (2.177) залежності (2.182) і (2.183), знайдемо закон рушійного моменту, який забезпечує оптимальний закон руху на другому етапі пуску:

$$M_1 = 2(I_1 + I_2) \frac{\omega_y}{t_2 - t_1} \left(1 - \frac{t - t_1}{t_2 - t_1} \right) + M_2. \quad (2.185)$$

У залежності (2.185) невідомою є величина моменту часу закінчення процесу пуску t_2 . Визначимо цю величину з умови, що на початку другого етапу пуску, коли $t=t_1$, а $M_1=M_m$. В результаті чого маємо:

$$t_2 = t_1 + 2 \frac{I_1 + I_2}{M_m - M_2} \omega_y. \quad (2.186)$$

Для приводного механізму молотильного барабана з параметрами: $I_1=30,7 \text{ кгм}^2$; $I_2=5,22 \text{ кгм}^2$; $M_m=5520 \text{ Нм}$; $M_2=915 \text{ Нм}$; $C_{12}=15000 \text{ Нм/рад}$; $\omega_y=85,7 \text{ рад/с}$, з рівняння (2.174) чисельним методом визначимо параметр $\psi_1=1,5$, а за формулами (2.175) та (2.176) тривалості першого та другого етапів $t_1=0,04 \text{ с}$, $t_2=1,65 \text{ с}$.

За допомогою залежностей (2.170) та (2.194) побудовано графік зміни рушійного моменту впродовж всього періоду пуску (рис. 2.29), який забезпечує оптимальні режими руху на першому та другому етапах пуску, а також графіки зміни внутрішнього моменту в пружному елементі на двох стадіях пуску (рис. 2.30).

Аналіз наведених графіків показує, що в запропонованих оптимальних режимах руху на обох ділянках пуску відсутні коливальні процеси як рушійного моменту приводу (рис. 2.31), так і внутрішнього моменту в пружному елементі (рис. 2.32). Це дозволяє значно зменшити динамічні навантаження, як у приводному механізмі, так і у молотильному барабані в 1,9 рази в порівнянні з пуском молотильного барабана у звичайному режимі. І, як

наслідок, приводить до підвищення продуктивності та якості обмолоту, а також надійності і довговічності приводного механізму.

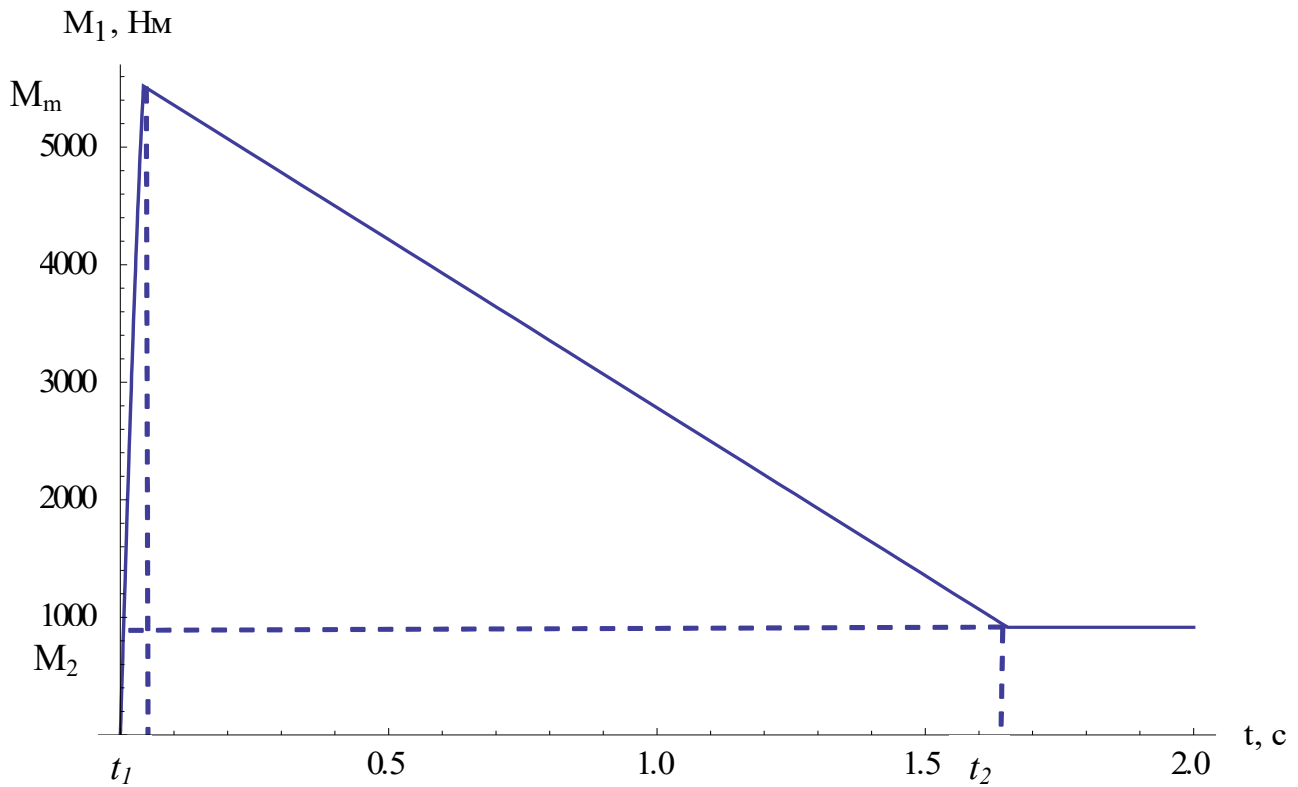


Рис. 2.31. Графік зміни рушійного моменту приводу. M_1 – рушійний момент приводу; M_m – максимальне значення рушійного моменту; M_2 – сумарний момент сил статичного опору на молотильному барабані; t_1 – тривалість першого етапу пуску; t_2 – тривалість другого етапу пуску.

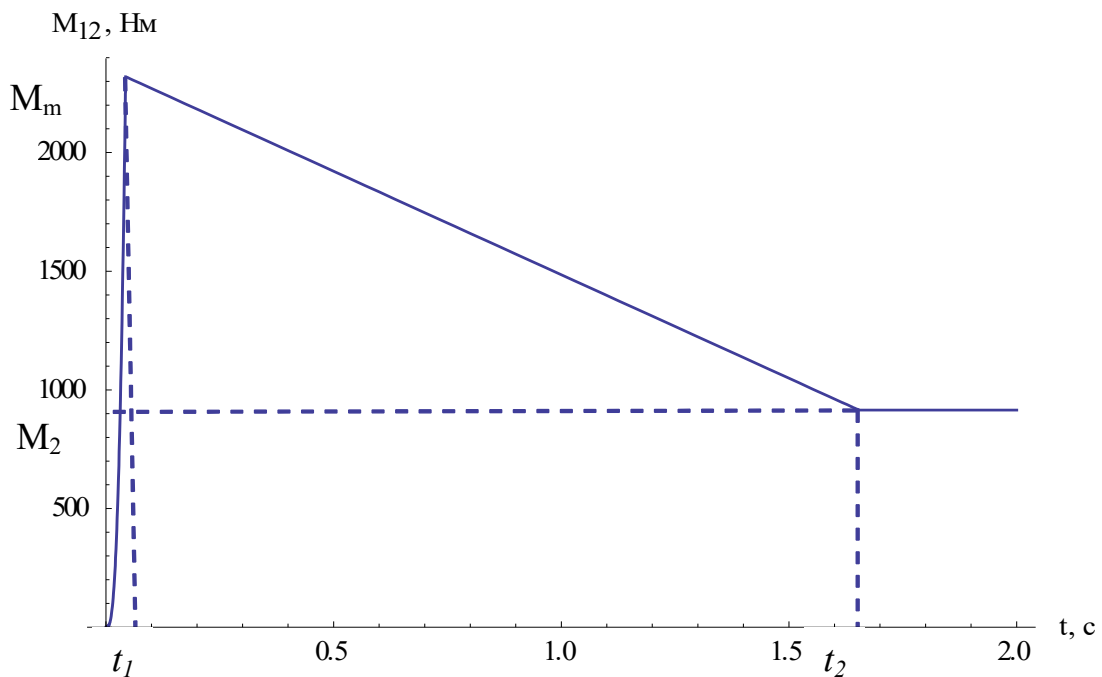


Рис. 2.32. Графік зміни внутрішнього моменту в пружному елементі M_{12} – внутрішній момент в пружному елементі; M_2 - сумарний момент сил статичного опору на молотильному барабані; t_1 – тривалість першого етапу пуску; t_2 – тривалість другого етапу пуску.

Отримано закон зміни рушійного моменту, а також закон зміни внутрішнього моменту в пружному елементі, які забезпечують на обох ділянках пуску відсутність коливань як рушійного моменту, так і внутрішнього моменту в пружному елементі.

Аналіз результатів на прикладі молотильного барабана комбайна КЗС–9–1 «Славутич» показав, що в запропонованих оптимальних режимах руху на обох ділянках пуску відсутні коливальні процеси рушійного моменту приводу і внутрішнього моменту в пружному елементі, що дозволяє у 1,9 раз зменшити динамічні навантаження.

Одержані результати досліджень дають змогу при проектуванні приводів молотильно-сепаруючого пристрою вибрати такі режими пуску приводу, які забезпечують ефективне зменшення динамічних навантажень, і, таким чином, підвищують надійність та довговічність роботи в цілому.

2.7. Аналіз вимушених коливань статично незбалансованого молотильного барабана зернозбирального комбайна

При традиційних методах проектування (сільськогосподарських) машинних агрегатів, до складу котрих входить статистично незбалансований вал, найчастіше знаходить одну критичну кутову швидкість обертання ротору двигуна, яка залежить від згинної жорсткості валу та маси, що обертається [122].

У випадках, коли жорсткість валу одного порядку з жорсткістю опор, на яких тримається платформа з двигуном, більш реальною є розрахункова схема, що враховує пружні властивості опор. Зрозуміло, що при цьому збільшується

кількість ступенів вільності рухів, а, значить, і кількість критичних швидкостей обертання ротору.

При проведенні досліджень у даній роботі використані наукові роботи наступних авторів: Блехмана І.І., Большакова В.І., Буцукіна В.В., Вейца В.Л., Давидова Б.Л., Тимошенко С.П., Пановка Я.І., Кожевнікова С.Н., Лойцянского Л.Г., Яблонського А.А., Целікова А.І., Степіна П.А., Франчука В.П., Лози О.А. та ін. [122].

У сучасних машинних агрегатів (сільськогосподарського призначення) доволі часто двигуни (електродвигуни) знаходяться не на твердому фундаменті, а на платформі, чи на плиті, які спираються на тверду поверхню за допомогою стояків або коліс.

Для більш детального й поглибленого вивчення динаміки статично незбалансованого ротора двигуна слід враховувати пружні властивості саме стояків (чи коліс), різноманітні сили опору (зовнішнього та внутрішнього), що ів є метою даного дослідження.

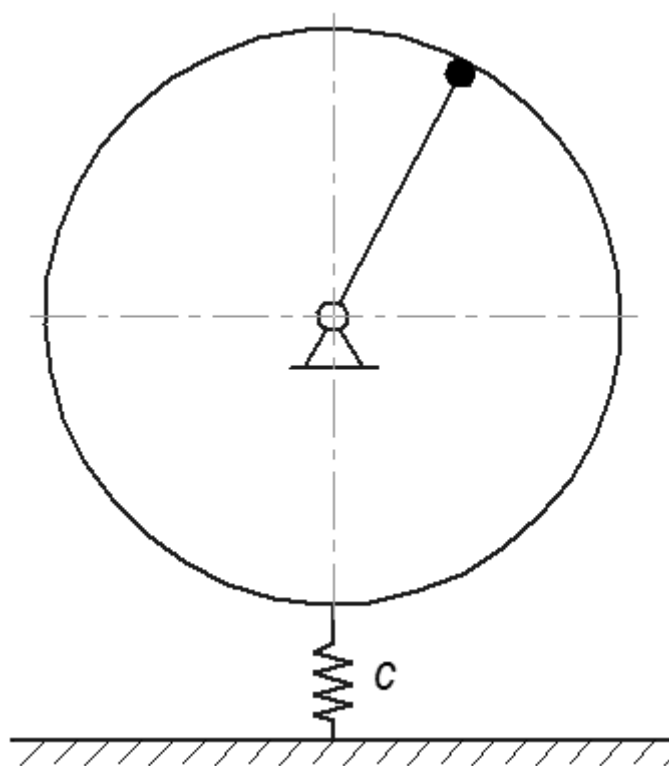


Рис. 2.33 Схема молотильного барабана

Введемо наступні позначення: M – маса платформи/плити і встановлених на ній нерухомих деталей двигуна, кг; m – маса ротора, кг; I_3 – осьовий момент

інерції ротора, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; l, d – довжина та діаметр валу двигуна, відповідно, м; e – ексцентриситет центру ваги ротора, м; L – висота стояків, м; D, d_k – зовнішній та внутрішній діаметр коліс, м; E_1, E_2, E_3 – модулі пружності матеріалів валу, стояків, коліс, відповідно, $\text{Н}/\text{м}^2$; c – коефіцієнт згинної жорсткості валу, $\text{Н}/\text{м}$; C – коефіцієнт згинної жорсткості стояків чи коліс, $\text{Н}/\text{м}$; I_ω, I_{cm}, I_k – осьові моменти інерції перерізу валу, стояка, колеса, відповідно, м^4 .

Диференціальні рівняння руху та їхній розв'язок.

Дана механічна система має чотири ступені вільності руху, тому її положення в довільний момент часу (t) характеризується наступними узагальненими координатами: $q_1=x, q_2=y$ – координати центру ваги ротора, м; $q_3=x_l$ – прогин стояків чи коліс у напрямку, перпендикулярному до осі ротора, м; $q_4=\varphi$ – кут обертання ротора, рад.

Для складання диференціального рівняння руху механічної системи застосуємо рівняння Лагранжа II роду [109]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} \quad (2.187)$$

У подальшому вважаємо, що момент сил, які рухають ротор, дорівнює моментів сил опору. Тому узагальнена непотенціальна сила дорівнює нулеві.

Кінетична енергія системи дорівнює:

$$T = \frac{1}{2} \cdot M \cdot \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot m \cdot (\dot{x}^2 + \dot{y}^2) + \frac{1}{2} \cdot I_p \cdot \dot{\varphi}^2. \quad (2.188)$$

Потенціальна енергія пружних деформацій валу та опор дорівнює:

$$\Pi = \frac{1}{2} \cdot c \cdot f^2 + \frac{1}{2} \cdot C \cdot x_1^2, \quad (2.189)$$

де f – прогин валу.

Виражаємо потенціальну енергію через узагальнені координати, з'ясувавши зв'язок прогину валу з координатами та з ексцентриситетом (рис. 2.34).

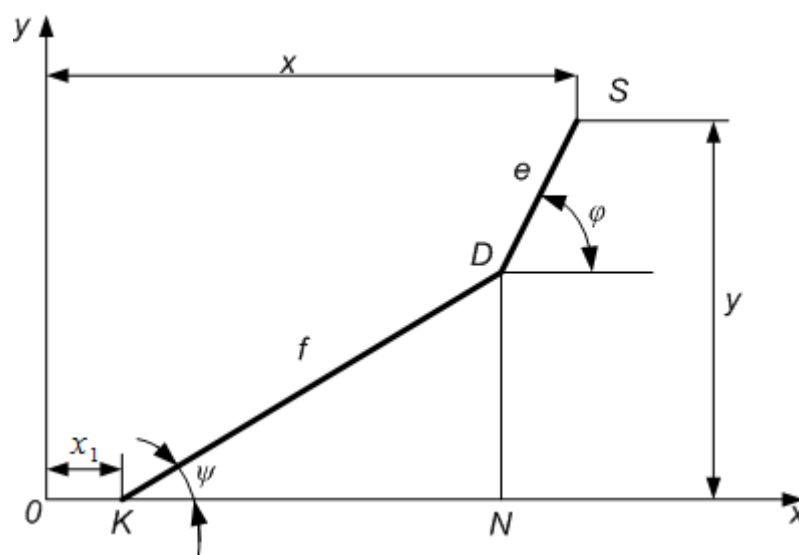


Рис. 2.34. Залежність між координатами центру ваги ротора і прогином валу (ілюстрація)

На рис. 2.34: а) точка D – точка перетину осі валу з серединною площиною ротора; б) точка K – точка перетину з серединною площиною ротора прямої, що зєднує центри підшипників валу; в) точка S – центр ваги ротора. DS – ексцентриситет ротору. $KD=f$ – прогин валу в його середині.

Виходячи з геометричних міркувань, маємо:

$$\begin{cases} f^2 = KN^2 + ND^2, KN = x - x_1 - e \cdot \cos \varphi, ND = y - e \cdot \sin \varphi, \\ f^2 = (x - x_1 - e \cdot \cos \varphi)^2 + (y - e \cdot \sin \varphi)^2. \end{cases} \quad (2.190)$$

Тому потенціальна енергія (2.189) із врахуванням (2.190), має вигляд:

$$\Pi = \frac{1}{2} \cdot C \cdot x_1^2 + \frac{1}{2} \cdot c \cdot \left[(x - x_1 - e \cdot \cos \varphi)^2 + (y - e \cdot \sin \varphi)^2 \right]. \quad (2.191)$$

Отримаємо похідні від кінетичної (T) та потенціальної (Π) енергій і підставимо їх у рівняння (2.187). Диференціальні рівняння руху механічної системи матимуть такий вигляд [109]:

$$\begin{cases} M \cdot \ddot{x}_1 + (C + c) \cdot x_1 - c \cdot x = -c \cdot e \cdot \cos \varphi; \end{cases} \quad (2.192)$$

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{x} + C \cdot x - c \cdot x_1 = c \cdot e \cdot \cos \varphi; \end{cases} \quad (2.193)$$

$$\begin{cases} m \ddot{y} + c \cdot y = c \cdot e \cdot \sin \varphi; \end{cases} \quad (2.194)$$

$$\begin{cases} I_p \cdot \ddot{\varphi} + c \cdot e \cdot \left[(x - x_1 - e \cdot \cos \varphi) \sin \varphi + (y - e \cdot \sin \varphi) \cdot \cos \varphi \right] = 0. \end{cases} \quad (2.195)$$

Спростимо рівняння (2.195), враховуючи, що:

$$\left[(x - x_1 - e \cdot \cos \varphi) \sin \varphi + (y - e \cdot \sin \varphi) \cdot \cos \varphi \right] = f \cdot \sin(\varphi - \psi).$$

Тоді (2.195) набуває виду:

$$I_p \cdot \ddot{\varphi} + c \cdot e \cdot f \cdot \sin(\varphi - \psi) = 0. \quad (2.196)$$

При цьому ψ знаходимо зі співвідношення:

$$\psi = \operatorname{arctg} \left\{ \frac{e \cdot \sin \varphi - y}{x - x_1 - e \cdot \cos \varphi} \right\}. \quad (2.197)$$

Нехай Ω – характерна частота (кутова швидкість) обертання ротора. За умови:

$$\frac{c \cdot e \cdot f}{I_p \cdot \Omega^2} \ll 1 \quad (2.198)$$

рівняння (2.195) набуває виду:

$$I_p \cdot \ddot{\varphi} \approx 0. \quad (2.199)$$

Інтегрування рівняння (2.199) дає наступний результат:

$$\dot{\varphi} = \text{const}. \quad (2.200)$$

Будемо вважати, що $\dot{\varphi} = \Omega$. Тоді кут обертання ротору (миттєвий) визначається таким чином:

$$\varphi = \Omega \cdot t. \quad (2.201)$$

Тоді отримаємо систему диференціальних рівнянь руху:

$$\begin{cases} M \cdot \ddot{x}_1 + (C + c) \cdot x_1 - c \cdot x = -c \cdot e \cdot \cos(\Omega t); & (2.202) \end{cases}$$

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{x} + C \cdot x - c \cdot x_1 = c \cdot e \cdot \cos(\Omega t); & (2.203) \end{cases}$$

$$\begin{cases} m \ddot{y} + c \cdot y = c \cdot e \cdot \sin(\Omega t); & (2.204) \end{cases}$$

Оскільки рівняння (2.204) не залежить від узагальнених координат x та x_1 , тоді y – головна координата. Частинний розв'язок цього рівняння при відсутності резонансу – є закон вимушених коливань центру ваги ротора по вертикалі з частотою Ω й з амплітудою $A_{y \text{ вим}}$, тобто:

$$y_{\text{част}} = A_{y_{\text{вим}}} \cdot \sin \Omega t, \quad (2.205)$$

де

$$A_{y_{\text{вим}}} = \frac{c \cdot e}{m \cdot \left(\frac{c}{m} - \Omega^2 \right)}. \quad (2.206)$$

Якщо ввести позначення $\omega^2 = \frac{c}{m}$, тоді (2.206) можна подати у вигляді:

$$A_{y_{\text{вим}}} = \frac{c \cdot e}{m \cdot (\omega^2 - \Omega^2)}, \quad \omega \neq \Omega. \quad (2.207)$$

Повний розв'язок (2.204) має вид:

$$y(t) = A_1 \cdot \sin(\omega t) + B_1 \cdot \cos(\omega t) + \frac{c \cdot e}{m \cdot (\omega^2 - \Omega^2)} \cdot \sin(\Omega t). \quad (2.208)$$

Константи A_1 , B_1 – амплітуда власних (з частотою ω) вертикальних (вздовж осі Oy) коливань центру ваги ротора можна визначити з початкових умов:

$$y|_{t=0} = y_0; \quad \dot{y}|_{t=0} = v_{oy}. \quad (2.209)$$

(Зазначимо, що при $y_0=0$, $v_{oy}=0$ ($A_1, B_1=0$). У загальному випадку маємо:

$$B_1 = y_0; \quad A_1 = \frac{\left(v_{oy} - \frac{c \cdot e}{m \cdot (\omega^2 - \Omega^2)} \right)}{\omega} = \frac{v_{oy}}{\omega} - \frac{c \cdot e \cdot \Omega}{m \cdot \omega \cdot (\omega^2 - \Omega^2)}. \quad (2.210)$$

Для визначення критичної швидкості обертання валу ротора використаємо результати роботи [3]. Спочатку треба уточни рівняння (2.199). В уточненому варіанті воно набуває наступного вигляду:

$$\begin{aligned} & (I + ma^2 + me^2 + 2mae \cdot \cos \beta) \frac{d\dot{\phi}}{dt} = \\ & = M_{kp} - m\tilde{\omega}^2 (a^2 + e^2 + 2ae \cdot \cos \beta) - (\tilde{c} + \mu) \cdot \tilde{\omega}^2, \quad (2.211) \\ & \tilde{\omega} \equiv \dot{\phi}, \quad \dot{\phi} = \Omega. \end{aligned}$$

де I – «симетричний» момент інерції (ротор збалансований), a – зсув (переміщення) ротора відносно осі обертання, β – кут повороту ротора навколо середньої лінії опор, \tilde{c}, μ – коефіцієнти внутрішнього і зовнішнього тертя, відповідно.

Для однорідного обертання ротора $\left(\frac{d\varphi}{dt} = 0\right)$ з (2.211) маємо:

$$M_{кр} - m\tilde{\omega}^2(a^2 + e^2 + 2ae \cdot \cos \beta) - (\tilde{c} + \mu) \cdot \tilde{\omega}^2 = 0. \quad (2.212)$$

Рівняння (2.212) визначає величину критичного моменту обертання:

$$M_{кр} = \tilde{\omega}^2 \cdot [m(a^2 + e^2 + 2ae \cdot \cos \beta) - (\tilde{c} + \mu)]. \quad (2.213)$$

Тоді, на відміну від результату, отриманого у [108], для критичної швидкості обертання валу ротора маємо:

$$\tilde{\omega}_{кр} = \omega_{см} \cdot \left\{ M_{кр} / [m(a^2 + e^2 + 2ae \cdot \cos \beta) - (\tilde{c} + \mu)] \right\}^{1/2}. \quad (2.214)$$

Для суперкритичних швидкостей обертання ротора (при цьому ротор обертається однорідно $\left(\frac{d\dot{\varphi}}{dt} = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\tilde{\omega}}{dt} = 0\right)$) маємо:

$$\beta = 180^\circ, M_{кр} = \tilde{\omega}^2 \cdot [m \cdot (a - e)^2 + (\tilde{c} + \mu)], \quad (2.215)$$

а $\tilde{\omega}_{кр}$ набуває значення:

$$\tilde{\omega}_{кр} = \omega_{см} \cdot \left\{ M_{кр} / [m(a - e)^2 + (\tilde{c} + \mu)] \right\}^{1/2}. \quad (2.216)$$

Для отримання розв'язків диференціальних рівнянь руху (202), (203) введемо прийняті при вивченні коливань механічної системи з двома ступенями вільності позначення коефіцієнтів інерції a_{ij} та коефіцієнтів жорсткості C_{ij} [178178Error! Reference source not found.Ошибка! Источник ссылки не найден.].

Маємо:

$$\begin{cases} a_{11} = M, a_{12} = a_{21} = 0, a_{22} = m, c_{11} = C + c, c_{12} = c_{21} = -c, c_{22} = c, \\ H_1 = -H_2 = -c \cdot e. \end{cases} \quad (2.217)$$

Тоді диференціальні рівняння вимушених коливань у горизонтальному напрямку ротора будуть наступними:

$$\begin{cases} a_{11} \cdot \ddot{x}_1 + c_{11} \cdot \dot{x}_1 + c_{12} \cdot x = H_1 \cdot \cos \Omega t, \\ c_{12} \cdot \dot{x}_1 + a_{22} \cdot \ddot{x} + c_{22} \cdot x = H_2 \cdot \cos \Omega t. \end{cases} \quad (2.218)$$

Загальні розв'язки однорідних диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} a_{11} \cdot \ddot{x}_1 + c_{11} \cdot \dot{x}_1 + c_{12} \cdot x = 0, \\ c_{12} \cdot \dot{x}_1 + a_{22} \cdot \ddot{x} + c_{22} \cdot x = 0. \end{cases} \quad (2.219)$$

Шукаємо у вигляді:

$$x_1 = \tilde{A}_1 \cdot \sin pt, x = \tilde{A}_2 \cdot \sin pt. \quad (2.220)$$

Тоді головний визначник системи лінійних рівнянь:

$$\begin{cases} \tilde{A}_1 \cdot (c_{11} - a_{11} \cdot p^2) + \tilde{A}_2 \cdot c_{12} = 0, \\ \tilde{A}_1 \cdot c_{12} + \tilde{A}_2 \cdot (c_{22} - a_{22} \cdot p^2) = 0, \end{cases} \quad (2.221)$$

дорівнює:

$$\Delta(p^2) = (c_{11} - a_{11} \cdot p^2) \cdot (c_{22} - a_{22} \cdot p^2) - c_{12} \cdot c_{21}. \quad (2.222)$$

Для визначення частот власних коливань р даної системи треба розв'язати рівняння:

$$(c_{11} - a_{11} \cdot p^2) \cdot (c_{22} - a_{22} \cdot p^2) - c_{12} \cdot c_{21} = 0 \Leftrightarrow \Delta(p^2) = 0. \quad (2.223)$$

З урахуванням позначень (2.217) маємо рівняння для визначення частот власних коливань:

$$(C - M_p^2) \cdot (c - m \cdot p^2) - c \cdot m \cdot p^2 = 0. \quad (2.224)$$

Резонанс, при якому мають місце інтенсивні горизонтальні коливання, буде тоді, коли кутова швидкість обертання ротору $\tilde{\omega}_{кр}$ (2.214) буде дорівнювати одній із власних частот, тобто одному із коренів рівняння:

$$(C - M \cdot \tilde{\omega}_{кр}^2) \cdot (c - m \cdot \tilde{\omega}_{кр}^2) - c \cdot m \cdot \tilde{\omega}_{кр}^2 = 0. \quad (2.225)$$

Введемо наступні позначення:

$$\frac{C}{M} = \omega_1^2; \quad \frac{c}{M} = \omega_2^2. \quad (2.226)$$

Тоді (2.225) має наступні розв'язки:

$$\tilde{\omega}_{кр1,2}^2 = \frac{\omega_1^2 + \omega^2 - \omega_2^2}{2} \pm \sqrt{\frac{(\omega_1^2 + \omega^2 - \omega_2^2)^2}{4} - \omega_1^2 \cdot \omega^2}. \quad (2.227)$$

За умови:

$$\begin{cases} (\omega_1^2 + \omega^2 - \omega_2^2)^2 > 4 \cdot \omega_1^2 \cdot \omega^2; \\ \omega_1^2 + \omega^2 - \omega_2^2 > 0, \end{cases} \quad (2.228)$$

Критичне значення $\tilde{\omega}_{кр}$ набуває виду:

$$\begin{cases} \tilde{\omega}_{кр}^{(+)} = \left[\frac{\omega_1^2 + \omega^2 - \omega_2^2}{2} + \left\{ \frac{(\omega_1^2 + \omega^2 - \omega_2^2)^2}{4} - \omega_1^2 \cdot \omega^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{2}}; \\ \tilde{\omega}_{кр}^{(-)} = \left[\frac{\omega_1^2 + \omega^2 - \omega_2^2}{2} - \left\{ \frac{(\omega_1^2 + \omega^2 - \omega_2^2)^2}{4} - \omega_1^2 \cdot \omega^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{2}}. \end{cases} \quad (2.229)$$

При цьому $\tilde{\omega}_{кр}^{(+)} > \tilde{\omega}_{кр}^{(-)}$.

За умови:

$$\begin{cases} (\omega_1^2 + \omega^2 - \omega_2^2)^2 = 4 \cdot \omega_1^2 \cdot \omega^2; \\ \omega_1^2 + \omega^2 - \omega_2^2 > 0, \end{cases} \quad (2.230)$$

$$\tilde{\omega}_{кр}^{(-)} = \tilde{\omega}_{кр}^{(+)} = \left\{ \frac{\omega_1^2 + \omega^2 - \omega_2^2}{2} \right\}^{1/2}. \quad (2.231)$$

За умови:

$$\frac{\omega_1^2 + \omega^2 - \omega_2^2}{2} \pm \sqrt{\frac{(\omega_1^2 + \omega^2 - \omega_2^2)^2}{4} - \omega_1^2 \cdot \omega^2} \quad (2.232)$$

резонанс, що призводить до інтенсивних горизонтальних коливань відсутній.

Щоб знайти частинні розв'язки рівнянь (2.218), підставимо у них розв'язки у вигляді [178]:

$$x_1 = B_1 \cdot \cos \Omega t; \quad x = B_2 \cdot \cos \Omega t. \quad (2.233)$$

Отримаємо систему двох лінійних алгебраїчних рівнянь відносно B_1 та B_2 :

$$\begin{cases} (c_{11} - a_{11} \cdot \Omega^2) \cdot \tilde{B}_1 + c_{12} \cdot \tilde{B}_2 = H_1; \\ c_{21} \cdot \tilde{B}_1 + (c_{22} - a_{22} \cdot \Omega^2) \cdot \tilde{B}_2 = H_2. \end{cases} \quad (2.234)$$

Головний визначник цієї системи (2.234) має вид:

$$\Delta(\Omega^2) = (c_{11} - a_{11} \cdot \Omega^2) \cdot (c_{22} - a_{22} \cdot \Omega^2) - c_{12} \cdot c_{21}. \quad (2.235)$$

Розв'язавши систему рівнянь (2.234) відносно $\tilde{B}_{1,2}$, маємо закони вимушених коливань, згідно (2.233):

$$x_1 = \frac{e \cdot c \cdot m \cdot \Omega^2}{\Delta(\Omega^2)} \cdot \cos \Omega t; \quad (2.236)$$

$$x = \frac{e \cdot c \cdot (C - M \cdot \Omega^2)}{\Delta(\Omega^2)} \cdot \cos \Omega t. \quad (2.237)$$

Маючи кінетичні рівняння руху центру мас ротора (2.205), (2.237), можна з'ясувати, який вигляд має траєкторія центру мас ротора.

Позначимо амплітуди вимушених коливань таким чином:

$$A_{x \text{ вим.}} = \frac{e \cdot c \cdot (C - M \cdot \Omega^2)}{\Delta(\Omega^2)} = a, \quad (2.238)$$

$$A_{y \text{ вим.}} = \frac{e \cdot c}{m(\omega^2 - \Omega^2)} = b. \quad (2.239)$$

Тоді:

$$\begin{cases} x = a \cdot \cos \Omega t, \\ y = b \cdot \cos \Omega t. \end{cases} \quad (2.240)$$

Виключаючи з (2.240) параметр t , тоді матимемо:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1. \quad (2.241)$$

Тобто траєкторія центру мас ротора є еліпс з піввісями a (2.238) і b (2.239).

Будемо вважати, що вал, на якому знаходиться ротор і опори, якими підтримується плита з двигуном, пружними. Тоді можна зробити висновки наведені нижче.

Крім критичної швидкості обертання ротору $\tilde{\omega}_{кр}$, що визначається формулою (2.214), з'являються ще дві критичні швидкості $\tilde{\omega}_{кр}^{(+)}$, $\tilde{\omega}_{кр}^{(-)}$ (2.229).

Центр ваги ротора, що має ексцентриситет e , описує еліпс з піввісями, величини яких залежать від усіх основних параметрів розглядуваної системи.

Дослідивши формули амплітуд вимушених коливань центру ваги ротора (2.238), (2.239), можна з'ясувати, при якому співвідношенні інерційних, конструктивних і жорсткісних параметрів об'єкти вивчення встановлюються інтенсивні вертикальні або горизонтальні коливання:

а) інтенсивні горизонтальні коливання виникають за умови

$$a \gg b \Leftrightarrow \frac{(C - M \cdot \Omega^2)}{\Delta(\Omega^2)} \gg \frac{1}{m \cdot (\omega^2 - \Omega^2)}; \quad (2.242)$$

б) інтенсивні вертикальні коливання виникають за умови

$$b \gg a \Leftrightarrow \frac{1}{m \cdot (\omega^2 - \Omega^2)} \gg \frac{(C - M \cdot \Omega^2)}{\Delta(\Omega^2)}. \quad (2.243)$$

2.8. Вплив ступінчастої форми гнучкого ротора на жорстких опорах на його власні частоти

Значна частина теоретичних досліджень щодо динаміки роторів присвячена розгляду простих систем у вигляді жорсткого ротора, гнучкого ротора з одним диском чи ротора з рівномірно розподіленими масами та жорсткостями. Подібні спрощення полегшують розв'язок задачі і не відображаються суттєво на якісній стороні питання. Величезна кількість висновків, отриманих для таких роторів, у першому наближенні можуть бути розповсюджені і на інші типи роторів (зокрема тих, котрі використовуються у машинах промислового та сільськогосподарського призначення). Однак розв'язки задач для спрощених схем не можуть охопити весь комплекс питань, розв'язаних із врахуванням конструктивних факторів, притаманним складним роторам. У першу чергу це призводить до повної невідповідності кількісних співвідношень.

До гнучких роторів зі ступінчастою змінною поперечного перерізу, які застосовуються у сучасних машинах великої потужності різноманітного призначення, слід, зокрема, вміти знаходити власні частоти та критичні швидкості. Знання критичних швидкостей необхідне для балансування гнучких роторів, відмежування їх від критичних режимів, при визначенні нечутливих швидкостей і т.п.

Гнучкий ротор є системою з нескінченною кількістю степенів вільності руху. Якщо розповсюджувати традиційні методи, які використовуються у теоретичних дослідженнях, на ротори ступінчастої форми, то це призводить до того, що точний розв'язок задачі щодо визначення власних частот, заснований на складанні диференціальних рівнянь для ротора як системи з багатьма

степенями вільності руху, стає мало прийнятним для практичного використання, особливо тоді, коли потрібно швидко отримати результат.

Дещо менш складними і трудомісткими є наближені методи. Сюди відноситься метод, заснований на енергетичному принципі Релея, метод послідовних наближень і метод інтегральних рівнянь. Однак і наближені методи не дають можливості досить ясно приставити вплив окремих конструктивних параметрів гнучкого ротора на його власні частоти, оскільки при кожній зміні якогось параметра всю задачу необхідно розв'язувати знову з самого початку.

Для отримання можливості аналізу впливу окремих параметрів складного гнучкого ротора на його власні частоти доцільно розв'язувати задачу аналітично окремо для різних груп параметрів (ступінчастість форми ротора, пружність і маса опор, кількість опор і т.п.), отримуючи, якщо це можливо, розв'язки у замкненому виді. Спільний вплив окремих груп параметрів на власні частоти, зрозуміло, можна буде врахувати у подальшому, як це роблять деякі автори.

Визначення власних частот гнучкого ротора на жорстких опорах важливе для знаходження його нечутливих швидкостей, котрі не залежать від піддатливості опор ротора.

Класичні теоретичні дослідження та методи, за допомогою яких вивчається динаміка гнучкого ротора, як системи з нескінченною кількістю степенів свободи руху, подані у роботах [23, 96], а наближені методи – у [59**Error! Reference source not found.Ошибка! Источник ссылки не найден.**]. Спільний вплив окремих груп параметрів (ступінчастість форми ротора, пружність і маса опор, кількість опор тощо) на власні частоти врахований авторами [2, 96]. Визначення нечутливих швидкостей ротора, котрі не залежать від піддатливості опор (ротора), як і процедура встановлення власних частот гнучкого ротора на жорстких опорах, наведені у роботі [164].

Результати цитованих вище робіт будуть використані у даному дослідженні.

Загальна схема ротора наведена на рис. 1. Ротор вважаємо таким, що складається з окремих ділянок, границями котрих слугують площини, у яких змінюється площа поперечного перерізу (момент інерції і погонна маса). У межах n -ої осі ділянки ротора площа поперечного перерізу r_n , погонна маса m_n і момент інерції поперечного перерізу I_n постійні.

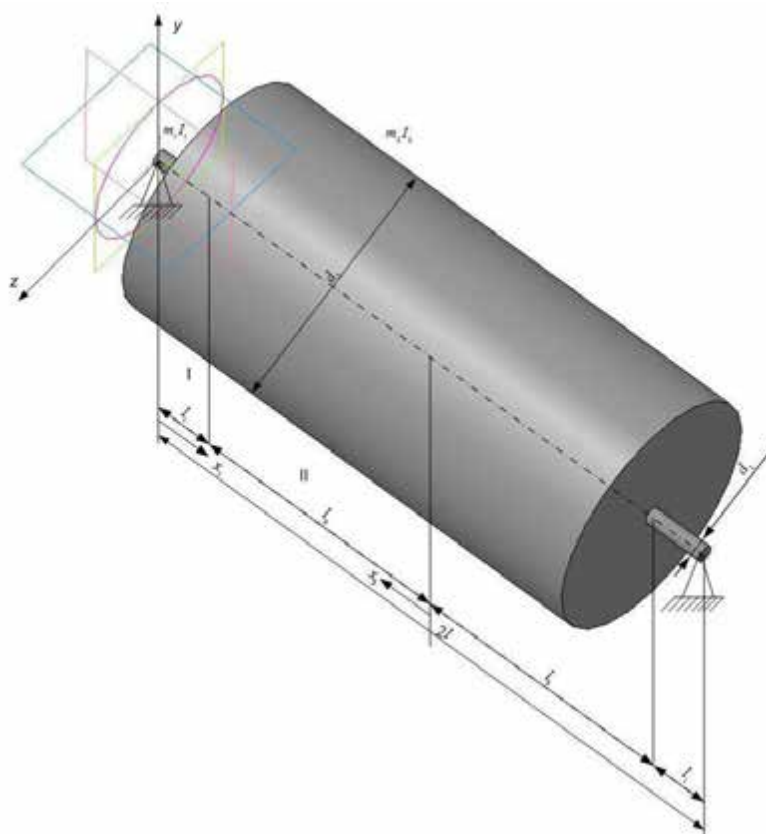


Рис. 2.35. Схема ступінчастого ротора.

Диференціальні рівняння поперечних коливань ротора можна отримати на основі принципу Даламбера з диференціальних рівнянь згину:

$$E \cdot I \cdot \frac{\partial^4 u(x,t)}{\partial x^4} = q_u; E \cdot I \cdot \frac{\partial^4 v(x,t)}{\partial x^4} = q_v. \quad (2.244)$$

де EI – згинна жорсткість ротора; $u(x,t)$, $v(x,t)$ – проекції прогину перерізу з координатою x на вісі z та y нерухомої системи координат; q_u , q_v – розподілені навантаження, котрі при вільних коливаннях представляють собою сили інерції елементарних мас ротора:

$$q_u = -m \cdot \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2}; q_v = -m \cdot \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2}. \quad (2.245)$$

Нехтуючи, як зазвичай, гіроскопічною дією мас ротора, які обертаються та перерізуючи ми силами, отримаємо рівняння руху для n -ої ділянки у комплексній формі:

$$E \cdot I \cdot w_n^{(IV)}(x_n, t) + m \cdot \ddot{w}_n(x_n, t) = 0, \quad (2.246)$$

де

$$w_n(x_n, t) = u_n(x_n, t) + i \cdot v(x_n, t), \quad i^2 = -1, \quad (2.247)$$

$$w_n^{(IV)}(x_n, t) = \frac{\partial^4 w_n(x_n, t)}{\partial x^4}, \quad (2.248)$$

$$\ddot{w}_n(x_n, t) = \frac{\partial^2 w_n(x_n, t)}{\partial t^2}. \quad (2.249)$$

Рівняння типу (2.246) складаємо для кожної ділянки ротора. Причому початок координат кожного разу переноситься на межу ділянки.

Розв'язок рівняння (2.246) шукаємо у виді:

$$w_n(x_n, t) = W_n(x_n) \cdot \exp(ipt), \quad (2.250)$$

де p – кругова частота; $W_n(x_n)$ – функція форми коливань згину, яка залежить лише від x_n та параметрів ротора.

У результаті підстановки матимемо диференціальне рівняння пружної лінії ротора у виді:

$$W_n^{(IV)}(x_n) - k_n^4 \cdot W_n(x_n) = 0, \quad (2.251)$$

де

$$k_n^4 = p^2 \cdot \frac{m_n}{E \cdot I_n}. \quad (2.252)$$

Розв'язок рівняння (2.251) шукаємо за допомогою функції О.М. Крилова:

$$W_n(x_n) = A_n \cdot S(k_n \cdot x_n) + B_n \cdot T(k_n \cdot x_n) + C_n \cdot U(k_n \cdot x_n) + D_n \cdot V(k_n \cdot x_n), \quad (2.253)$$

де A_n, B_n, C_n, D_n – довільні постійні, які визначаються з умов на опорах й у місцях спряження ділянок; $S(k_n \cdot x_n), T(k_n \cdot x_n), U(k_n \cdot x_n), V(k_n \cdot x_n)$ – функції Кривола [23]:

$$\begin{cases} S(kx) = \frac{1}{2} \cdot (ch kx + \cos kx); T(kx) = \frac{1}{2} \cdot (sh kx + \cos kx); \\ U(kx) = \frac{1}{2} \cdot (ch kx - \cos kx); V(kx) = \frac{1}{2} \cdot (sh kx - \cos kx); \end{cases} \quad (2.254)$$

котрі мають наступні властивості:

$$\begin{aligned} \frac{dS}{dx} &= k \cdot V; \quad \frac{dT}{dx} = k \cdot S; \quad \frac{dU}{dx} = k \cdot T; \quad \frac{dV}{dx} = k \cdot U; \\ T(0) &= U(0) = V(0) = 0, \quad S(0) = 1. \end{aligned}$$

Ротор, як видно з рис. 2.35, складається з трьох ділянок: середньої потовщеної частини («бочки») з діаметром d_2 , довжиною $2l_2 = 2 \cdot (1 - \varepsilon_1) \cdot L$ і двох крайніх ділянок з меншим діаметром d_1 («хвостів») довжиною $L_1 = \varepsilon_1 \cdot L$ кожна. Загальна довжина ротора дорівнює $2L$. Будемо вважати, що такий ротор симетричний відносно середнього перерізу, тому будемо розглядати тільки половину ротора, яка складається з двох ділянок – кінцевої та половини середньої. За початок ділянки I приймаємо її лівий кінець та вісь x_1 спрямовуємо вправо, за початок ділянки II приймаємо її правий кінець та вісь x_2 спрямовуємо вліво.

Для цих ділянок ротора маємо наступні рівняння пружної лінії:

$$\begin{cases} W_1(x_1) = A_1 \cdot S(k_1 x_1) + B_1 \cdot T(k_1 x_1) + C_1 \cdot U(k_1 x_1) + D_1 \cdot V(k_1 x_1), \\ W_2(x_2) = A_2 \cdot S(k_2 x_2) + B_2 \cdot T(k_2 x_2) + C_2 \cdot U(k_2 x_2) + D_2 \cdot V(k_2 x_2). \end{cases} \quad (2.255)$$

Для симетричних форм коливань крайові умови будуть мати вид:

для лівого кінця I ($x_1=0$)

$$W_1(0) = \frac{\partial^2 W_1(0)}{\partial x_1^2} = 0; \quad (2.256)$$

Для границі між ділянками I та II ($x_1=l_1, x_2=l_2$)

$$W_1(\beta_1) = W_2(\beta_2); \frac{\partial W_1(\beta_1)}{\partial x_1} = \frac{\partial W_2(\beta_2)}{\partial x_2}; \quad (2.257)$$

$$I_1 \cdot \frac{\partial^2 W_1(\beta_1)}{\partial x_1^2} = I_2 \cdot \frac{\partial^2 W_2(\beta_2)}{\partial x_2^2}; I_1 \cdot \frac{\partial^3 W_1(\beta_1)}{\partial x_1^3} = -I_2 \cdot \frac{\partial^3 W_2(\beta_2)}{\partial x_2^3},$$

де $\beta_1 = k_1 \cdot l_1; \beta_2 = k_2 \cdot l_2;$

для середини ротора ($x_2=0$)

$$\frac{\partial W_2(0)}{\partial x_2} = \frac{\partial^3 W_2(0)}{\partial x_2^3} = 0. \quad (2.258)$$

З умов (2.256) й (2.257) знаходимо, що: $A_1 = C_1 = B_1 = D_1 = 0.$

Рівняння пружної лінії для ділянок I та II приймають вид:

$$\begin{cases} W_1(x_1) = B_1 \cdot T(k_1 x_1) + D_1 \cdot V(k_1 x_1), \\ W_2(x_2) = A_2 \cdot S(k_2 x_2) + C_2 \cdot U(k_2 x_2). \end{cases} \quad (2.259)$$

З умов (2.257) отримаємо систему рівнянь:

$$\begin{cases} B_1 \cdot T(\beta_1) + D_1 \cdot V(\beta_1) - A_2 \cdot S(\beta_2) - C_2 \cdot U(\beta_2) = 0, \\ a_1 \cdot [B_1 \cdot S(\beta_1) + D_1 \cdot U(\beta_1)] + A_2 \cdot V(\beta_2) + C_2 \cdot T(\beta_2) = 0, \\ b_1 \cdot [B_1 \cdot V(\beta_1) + D_1 \cdot T(\beta_1)] - A_2 \cdot U(\beta_2) - C_2 \cdot S(\beta_2) = 0, \\ c_1 \cdot [B_1 \cdot U(\beta_1) + D_1 \cdot S(\beta_1)] + A_2 \cdot T(\beta_2) + C_2 \cdot V(\beta_2) = 0, \end{cases} \quad (2.260)$$

де

$$a_1 = k_1/k_2; b_1 = k_1^2 \cdot I_1 / (k_2^2 \cdot I_2); c_1 = k_1^3 \cdot I_1 / (k_2^3 \cdot I_2). \quad (2.261)$$

Прирівнюючи до нуля системи (2.260), матимемо рівняння для визначення власних частот ротора при симетричних коливаннях:

$$\frac{(1+b_1^2)}{b_1} \cdot B(\beta_1) \cdot A(\beta_2) + \frac{1}{a_1} \cdot S_1(\beta_1) \cdot S_1(\beta_2) + 2A(\beta_1) \cdot B(\beta_2) - a_1 \cdot C(\beta_1) \cdot C(\beta_2) = 0 \quad (2.262)$$

Тут прийняті позначення Прагера та Гогенемзера [23]:

$$\begin{cases} A(\beta) = 2 \cdot [S(\beta) \cdot T(\beta) - U(\beta) \cdot V(\beta)] = ch\beta \cdot \sin \beta + sh\beta \cdot \cos \beta, \\ B(\beta) = 2 \cdot [T(\beta) \cdot U(\beta) - S(\beta) \cdot V(\beta)] = ch\beta \cdot \sin \beta - sh\beta \cdot \cos \beta, \\ C(\beta) = 2 \cdot [S^2(\beta) - U^2(\beta)] = 2ch\beta \cdot \cos \beta, \\ S_1(\beta) = 2 \cdot [T^2(\beta) - V^2(\beta)] = 2sh\beta \cdot \sin \beta. \end{cases} \quad (2.263)$$

Вводячи позначення:

$$\mu = m_1/m; j = I_1/I_2, \quad (2.264)$$

Матимемо частотне рівняння для симетричних коливань ротора

$$\frac{(1+\mu \cdot j)}{\sqrt{\mu \cdot j}} \cdot B(\beta_1) \cdot A(\beta_2) + \sqrt[4]{\frac{j}{\mu}} \cdot \frac{(1-\varepsilon_1)}{\varepsilon_1} \cdot \beta_1 = \sqrt[4]{\frac{j}{\mu}} \cdot \varepsilon_2 \cdot \beta_1. \quad (2.265)$$

Тут

$$\beta_2 = \frac{\beta_1 \cdot l_2}{a_1 \cdot l_1} = \sqrt[4]{\frac{j}{\mu}} \cdot \frac{(1-\varepsilon_1)}{\varepsilon_1} = \sqrt[4]{\frac{j}{\mu}} \cdot \varepsilon_2 \cdot \beta_1; \varepsilon_2 = \frac{l_2}{l_1}. \quad (2.266)$$

Для кососиметричних коливань умови на опорі й умови спряження ділянок I та II будуть такими ж, як й при симетричних коливань (2.256 та 2.257). умови спряження у середині ротора будуть мати вид:

$$W_2(0) = \frac{\partial^2 W_2(0)}{\partial x_2^2} = 0. \quad (2.267)$$

З умов (2.258) та (2.267) випливає, що: $A_1 = C_1 = A_2 = C_2 = 0$.

Рівняння пружної лінії для ділянок I та II приймають вид:

$$W_1(x_1) = B_1 \cdot T(k_1 x_1) + D_1 \cdot V(k_1 x_1), W_2(x_2) = B_2 \cdot T(k_2 x_2) + D_2 \cdot V(k_2 x_2). \quad (2.268)$$

З умов (2.257) отримаємо наступну систему рівнянь:

$$\begin{cases} B_1 \cdot T(\beta_1) + D_1 \cdot V(\beta_1) - B_2 \cdot T(\beta_2) - D_2 \cdot V(\beta_2) = 0, \\ a_1 \cdot [B_1 \cdot S(\beta_1) + D_1 \cdot U(\beta_1)] + B_2 \cdot S(\beta_2) + D_2 \cdot T(\beta_2) = 0, \\ b_1 \cdot [B_1 \cdot V(\beta_1) + D_1 \cdot T(\beta_1)] - B_2 \cdot V(\beta_2) - D_2 \cdot T(\beta_2) = 0, \\ c_1 \cdot [B_1 \cdot U(\beta_1) + D_1 \cdot S(\beta_1)] + B_2 \cdot U(\beta_2) + D_2 \cdot S(\beta_2) = 0, \end{cases} \quad (2.269)$$

Здійснюючи перетворення, аналогічно виконаним вище, отримаємо рівняння власних частот при кососиметричних коливаннях:

$$\begin{aligned} & \frac{(1+\mu \cdot j)}{\sqrt{\mu \cdot j}} \cdot B(\beta_1) \cdot B(\beta_2) - \sqrt{\frac{j}{\mu}} \cdot S_1(\beta_1) \cdot C(\beta_2) - \\ & - 2A(\beta_1) \cdot A(\beta_2) - \sqrt{\frac{j}{\mu}} \cdot C(\beta_1) \cdot S_1(\beta_2) = 0 \end{aligned} \quad (2.270)$$

Значення власних частот гнучкого ступінчастого ротора зв'язані з коренями рівнянь (2.265) чи (2.270) формулами:

$$P^{(r)} = \begin{cases} P_c^{(r)} \rightarrow \text{для (2.265)} \\ P_{kc}^{(r)} \rightarrow \text{для (2.270)} \end{cases} \quad (2.271)$$

Зазначимо, що рівняння (2.265) та (2.270) мають нескінченну кількість коренів. Тому для кожного r -го кореня вказаних рівнянь визначається $p^{(r)}$, $r=1,2,3,\dots$ (тобто $P_c^{(r)}$ й $P_{kc}^{(r)}$)

З рівнянь (2.265) та (2.270) при умовах $\mu=1, j=1 (k_1=k_2)$ можна отримати частотні рівняння для гнучкого ротора постійного перерізу при симетричних коливаннях

$$\cos \beta = 0 \quad (\beta = \beta_1 + \beta_2 = k_1 l) \quad (2.272)$$

й при кососиметричних коливаннях

$$\sin \beta = 0, \quad (2.273)$$

Корені котрих рівні відповідно:

$$k_{rc} = (2r-1) \cdot \frac{\pi}{2l} \quad \text{й} \quad k_{rk} = \frac{r \cdot \pi}{l} \quad (r=1,2,3,\dots).$$

Для однорідного суцільного ротора відношення погінних мас та моментів інерції перерізів кінцевої та середньої частини (2.264) можуть бути виражені через відношення діаметрів ($\delta = d_1/d_2$) цих перерізів:

$$\mu = (d_1/d_2)^2 = \delta^2; \quad j = (d_1/d_2)^4 = \delta^4. \quad (2.273)$$

З урахуванням співвідношень (2.273) та (2.266) частотні рівняння приймають наступний вигляд:

для симетричних коливань

$$\begin{aligned} & \frac{(1+\delta^6)}{\delta^3} \cdot B(\beta_1) \cdot B(\beta_2) - \sqrt{\delta} \cdot S_1(\beta_1) \cdot S_1(\beta_2) + \\ & + 2A(\beta_1) \cdot B(\beta_2) - \frac{1}{\sqrt{\delta}} \cdot C(\beta_1) \cdot C(\beta_2) = 0 \end{aligned} \quad (2.274)$$

для кососиметричних коливань

$$\begin{aligned} & \frac{(1+\delta^6)}{\delta^3} \cdot B(\beta_1) \cdot B(\beta_2) - \sqrt{\delta} \cdot S_1(\beta_1) \cdot C(\beta_2) - \\ & - 2A(\beta_1) \cdot A(\beta_2) - \frac{1}{\sqrt{\delta}} \cdot C(\beta_1) \cdot S_1(\beta_2) = 0 \end{aligned} \quad (2.275)$$

Для того, щоб проаналізувати вплив співвідношень діаметрів і довжин кінцевих і середньої частини ротора на значення його власних частот, були обчислені на ПЕОМ для різних значень δ й ε_2 корені $P_{c,kc}^{(r)}$ рівняння (2.274) та (2.275), а також значення $\tilde{k}_{nc}^{(r)}$ й $\tilde{k}_{nkc}^{(r)}$, через які можна визначити й власні частоти ротора:

$$p_{c,kc}^{(r)} = \sqrt{\frac{[\tilde{k}_{nc, nkc}^{(r)}]^4 \cdot EI_n}{m_n}} \quad (2.276)$$

За результатами розрахунків визначені залежності перших, других та третіх ($r=1, 2, 3$) власних частот гнучкого ротора на жорстких опорах від співвідношення діаметрів та довжин його кінцевих та середньої частин.

Слід зазначити, що при проведенні вказаних розрахунків на ПЕОМ діаметр кінцевої частини ротора прийнятий постійним ($d_1 = \text{const}$). А діаметр середньої частини (d_2) збільшується обернено пропорційно величині δ ($\delta = d_1/d_2$); довжина ротора при цьому не змінюється ($2l = \text{const}$).

У результаті проведених розрахунків можна зробити наступні загальні висновки про характер залежності перших трьох власних частот ($p^{(1)}, p^{(2)}, p^{(3)}$) ступінчастого ротора від його відносних розмірів.

При незмінній довжині ротора постійного перерізу його власні частоти пропорціональні діаметру. Ця відома залежність приведена лише як сукупній

висновок, що підтверджує застосовність виведених формул й для роторів постійного перерізу.

Перша власна частота ступінчастого ротора при невеликій різниці діаметрів кінцевої й середньої частин ($\delta = d_1/d_2$ до приблизно 0,8) зростає у порівнянні з ротором постійного перерізу ($d_n=d_1$) при будь-якій довжині середньої частини. Це пояснюється тим, що вплив жорсткості спочатку зростає швидше, ніж вплив маси. Зростання власної частоти тим більше, чим менше відносна довжина кінцевих частин ротора ($\varepsilon_1=1-l_1$).

При подальшому збільшенні діаметру середньої частини перша власна частота при великих значеннях ε_1 починає поступово зменшуватись, у той час як за малих значень ε_1 вона не продовжує зростати. Тут за короткої середньої частини починає проявляти себе переважаючий у порівнянні зі зростанням жорсткості середньої частини вплив збільшення її маси.

При подальшому збільшенні діаметру середньої частини переважаючий вплив її маси над жорсткістю проявляє себе при все більших відносних довжинах цієї частини, і поступово власна частота ступінчастого ротора стає менше, ніж ротора постійного перерізу, діаметр котрого дорівнює діаметру кінцевої частини ступінчастого ротора ($d_n=d_1$). До відношення $\delta \approx 0,1$ відбувається поступове зменшення першої власної частоти. При $\delta < 0,1$ перша власна частота зменшується ще більш інтенсивно навіть при дуже малих довжинах кінцевих частин (до $\varepsilon_1 \approx 0,1$), оскільки при цьому ротор представляє собою відносно тонкий вал (пружний) з дуже масивною середньою частиною.

Заміна другої власної частоти у залежності від співвідношення діаметрів й довжин кінцевих і середньої частини подібна до зміни першої власної частоти, але має деякі кількісні відмінності. Збільшення другої власної частоти ступінчастого ротора у порівнянні з власною частотою гладкого ротора дещо менше, ніж для першої частоти за тих самих значень δ й ε_1 . Відносна висота (\max) другої власної частоти менше, і розміщується він (\max) у зоні відносно меншої різниці діаметрів, ніж у першої власної частоти. У цій зоні відношення діаметрів і довжин частин ротора менше впливають на другу власну частоту,

ніж на першу. Лінія рівності другої власної частоти ступінчастого і гладкого роторів, як і тах другої власної частоти, розміщена у зоні відносно меншої різниці діаметрів, ніж для першої власної частоти.

При подальшому збільшенню діаметру середньої частини друга власна частота стає менше, ніж у ротора постійного перерізу. При малій довжині середньої частини ротора ($\varepsilon_1 \approx 0,6 \dots 0,8$) зменшення другої власної частоти відбувається повільніше, при більшій довжині середньої частоти ($\varepsilon_1 < 0$) швидше, ніж першої.

На відміну від першої власної частоти друга при дуже значній різниці діаметрів кінцевих і середньої частини ротора не зменшується, а дещо зростає зі збільшенням цієї різниці.

Зміна третьої власної частоти ступінчастого ротора у порівнянні зі відповідною частотою ротора постійного перерізу має інший характер, ніж для першої і другої частот.

Третя власна частота ступінчастого ротора майже при всіх значеннях δ й ε_1 більше, ніж у ротора постійного перерізу. Це пояснюється більш вагомим впливом жорсткості на третю частоту, ніж на дві перші. Тільки при $\delta < 0,57$ й при дуже короткій середній частині ротора ($\varepsilon_1 \approx 0,9$) існує зона, у котрій третя власна частота ступінчастого ротора менше, ніж у гладкої; зі зменшенням δ ця зона дещо розширюється ($\varepsilon_1 \approx 0,84$). У вказаній зоні відношення третіх власних частот ступінчастого й гладкого роторів дещо більше, ніж відношення перших, і дещо менше (до $\delta \approx 0,1$), ніж відношення других частот при тих самих значеннях δ і ε_1 . При $\delta < 0,1$ ці відношення стають більшими і у порівнянні з відношеннями других власних частот.

Відношення третіх власних частот ступінчастого і гладкого роторів при всіх відношеннях діаметрів зростають зі зменшенням δ швидше, ніж відповідні відношення для перших двох частот, до тих пір, поки довжина середньої частини ротора менше половини його повної довжини. При більш довгій середній частині й при малій різниці діаметрів відношення третіх власних частот ступінчастого і гладкого роторів зростає у меншому степені, ніж такі ж

відношення для першої і другої частот. Зі зменшенням δ різниця між третіми власними частотами ступінчастого і гладкого роторів стає більше, ніж для перших двох частот, і при коротких кінцевих частинах.

На відміну від ротора постійного перерізу, у котрого співвідношення між власними частотами різних порядків постійні, у ступінчастих роторів ці співвідношення змінюються при різних співвідношеннях діаметрів й довжин кінцевих і середніх частин.

Аналіз залежності відношення другої власної частоти до першої ($p_2^{(r)} : p_1^{(r)}$) від відносних розмірів (δ й ε_1) ступінчастого ротора показує, що при невеликій різниці діаметрів ($\delta \geq 0,8$) інтервал між другою й першою власними частотами ступінчастого ротора незначно (до 7 %) зменшується у порівнянні з гладким ротором. При більшій різниці діаметрів й малій відносній довжині кінцевих частин ротора інтервал між $p_2^{(r)}$ й $p_1^{(r)}$ зменшується ще більше, а при короткій середній частині цей інтервал навпаки збільшується.

Отримані чисельні результати показують, що розширення інтервалу між другою і першою власними частотами ступінчастого ротора можливе тільки при відносно короткій середній частині, коли її довжина не перевищує 0,43 довжини ротора. У ротора з диском відношення $p_2^{(r)} : p_1^{(r)}$ більше, ніж гладкого ротора. Для дуже тонких дисків більшого діаметру цей інтервал може бути у чотири рази більше, ніж у гладкого вала. При довжині середньої частини, більшій, ніж 0,43 довжини ротора, інтервал між частотами $p_2^{(r)}$ і $p_1^{(r)}$ завжди менше, ніж у гладкого ротора.

Аналіз залежності відношення третьої власної частоти до першої ($p_3^{(r)} : p_1^{(r)}$) від відносних розмірів ступінчастого ротора показує, що при довжині середньої частини, яка менша 0,4 довжини ротора, інтервал між третьою і першою власними частотами завжди більш широкий, ніж у ротора постійного перерізу ($p_3^{(r)} : p_1^{(r)} = 9$), і зі збільшенням різниці діаметрів зростає у багато разів. Цей інтервал при малій довжині середньої частини зростає при збільшенні різниці між діаметрами кінцевих і середньої частини. При довжині середньої

частини, більшій 0,4 довжини ротора, відношення $p_3^{(r)} : p_1^{(r)}$ може бути меншим, ніж у ротора постійного перерізу, причому чим більша різниця діаметрів, тим при більшій відносній довжині середньої частини інтервал між $p_3^{(r)}$ і $p_1^{(r)}$ ступінчастого ротора стає меншим, ніж у ротора постійного перерізу.

Розрахунки на ПЕОМ показують, що і відношення третьої і другої власних частот ступінчастого ротора при більшості значень параметрів більше, ніж у ротора постійного перерізу ($p_3^{(r)} : p_1^{(r)} > 2,25$). Область зменшених у порівнянні з гладким ротором відношень третьої і другої власних частот значно менше, ніж для відношень цих частот до першої.

Розширення інтервалу між третьою і другою власними частотами ступінчастого ротора у порівнянні з ротором постійного перерізу завжди відбувається при довжині середньої частини, меншій, ніж 0,6 загальної довжини ротора, а також при відношенні діаметрів $\delta < 0,225$. Для роторів з суттєво потовщеною середньою частиною цей інтервал може розширюватись у сотні разів. При малій різниці діаметрів й при довжині середньої частини більшій, ніж 0,6 довжини ротора, відношення між третьою і другою власними частотами ступінчастого ротора може бути менше, ніж у ротора постійного перерізу. Однак це зменшення незначне у порівнянні зі зменшенням відношень другої і третьої частот до першої і складає біля 15 % від такого ж відношення для ротора постійного перерізу.

Чисельні розрахунки на ПЕОМ були проведені для широкого інтервалу зміни відносних розмірів роторів ($\delta=0\dots1$; $\varepsilon_1=0,1\dots1$) й вони характеризують доволі велику групу типів роторів (ротаційних машин) – від гладкого вала до тонкого ротора з масивним диском.

Наприклад, відношення діаметрів кінцевих і середньої частини δ для більшості роторів генераторів знаходиться у межах 0,3...0,45, а відношення довжин цих частин – у межах $\varepsilon_1=0,8\dots0,18$. Такі межі зміни відносних розмірів роторів генераторів дають наступні області значень їх власних частот у порівнянні з відповідними частотами ротора постійного перерізу з діаметром, який дорівнює діаметру кінцевої частини:

$$p_{1\text{ст}} : p_{1\text{п}} = 1,18 \dots 2,42; p_{2\text{ст}} : p_{2\text{п}} = 0,80 \dots 1,75; p_{3\text{ст}} : p_{3\text{п}} = 1,47 \dots 1,90,$$

де: $p_{i\text{ст}}$ – i -а власна частота ступінчастого ротора, $p_{i\text{п}}$ – i -а власна частота ротора постійного перерізу, $i = \overline{(1,3)}$.

Таким чином, за рахунок зміни відносних розмірів перша і друга власні частоти роторів генераторів змінюються і 2 рази, а третя – на 30 %. При цьому перша і третя частоти ступінчастого ротора з постійним перерізом, а друга власна частота може бути як більше, так і менше такої ж частоти гладкого ротора. Відношення власних частот різних порядків у роторів генераторів можуть змінюватись у наступних межах:

$$p_2^{(r)} : p_1^{(r)} = 2,72 \dots 3,42; p_3^{(r)} : p_1^{(r)} = 6,76 \dots 17,26; p_3^{(r)} : p_2^{(r)} = 2,11 \dots 6,22;$$

Отже, у роторів турбогенераторів інтервал між $p_2^{(r)}$ й $p_1^{(r)}$ менше, ніж у ротора постійного перерізу, і складає (0,68...0,86) від величини останнього. Інтервали між частотами $p_3^{(r)}$ і $p_1^{(r)}$, $p_3^{(r)}$ і $p_2^{(r)}$ складають відповідно (0,75...1,92) й (0,94...2,76) від таких самих інтервалів для ротора постійного перерізу. Таким чином, змінюючи відносні розміри ротора генератора у звичайних межах, можна розширювати інтервал між $p_2^{(r)}$ й $p_1^{(r)}$ на 25%, між $p_3^{(r)}$ і $p_1^{(r)}$ у 2,5 рази і між $p_3^{(r)}$ і $p_2^{(r)}$ у 3 рази.

Чисельні розрахунки на ПЕОМ були зроблені для ротора турбогенератора з наступним співвідношенням довжин, ваг та моментів інерції кінцевої та середньої частин ротора: $\varepsilon_1 = 0,3684$; $\varepsilon_2 = 1,7143$; $\mu = 0,5678$; $j = 0,2078$ (значення j обчислювалось за найменшим моментом інерції середньої частини). При цьому критичні швидкості ротора генератора (типу ТВ2-100-2) склали: $p^{(1)} = 1080$ об/хв ≈ 113 рад/с; $p^{(2)} = 3710$ об/хв $\approx 388,5$ рад/с; (у той час як експериментальні значення цих швидкостей склали $p^{(1)} = 1100$ об/хв; $p^{(2)} = 3780$ об/хв).

Відхилення між цими результатами й заводськими даними (отриманими у випробуваннях й за допомогою графоаналітичних розрахунків) менше 2%. Якщо врахувати, що заводські дані отримані у першому наближенні, тобто з деяким завищенням, тоді можна вважати, що відхилення отриманих нами величин критичних швидкостей від їх дійсних значень будуть ще меншими.

Розрахунки проводились й для молотильного барабана сільськогосподарської машини (комбайна зернозбирального) за наступних значень приведених параметрів: $\varepsilon_1=0,1957$; $\varepsilon_2=4,1096$; $\delta=0,0857$; $\mu=0,0073$; $j=5 \cdot 10^{-5}$. Були визначені критичні значення першої та другої частот обертання валу: $p_{кр}^{(1)} \approx 933,34 \text{ об/хв} \approx 97,74 \text{ рад/с}$; $p_{кр}^{(2)} \approx 8400,06 \text{ об/хв} \approx 879,66 \text{ рад/с}$. Оскільки інтервал робочих частот обертання молотильного барабана складає (445...832) об/хв. – це означає, що при його розгоні і переведенні у робочий (штатний) режим функціонування він працює у до резонансному (докритичному) режимі, бо $p_{кр}^{(1)} > 832 \text{ об/хв}$. (Зазначимо, що у випадку молотильного барабану розглядалися симетричні моди коливань, а для кососиметричних $p_{кр}^{(1)}$ ще більша, ніж $p_{кр}^{(1)} \approx 97,74 \text{ рад/с}$).

Наведені розрахунки показують, що за допомогою виведених формул можна з великою точністю розрахувати критичні швидкості обертання ступінчастих роторів турбогенераторів/молотильних барабанів (зернозбиральних комбайнів). При цьому розрахунок може бути виконаний значно простіше, швидше й з більшою точністю, ніж за допомогою графоаналітичного методу.

Внаслідок різного впливу маси й жорсткості ступінчастого ротора при зміні відносних розмірів його кінцевих і середніх частин власні частоти різного порядку і співвідношення між ними може змінюватись у широких межах. Тому для зміни будь-якої власної частоти ступінчастого ротора чи для зміни інтервалу між частотами різних порядків з метою відстроювання робочого діапазону обертів від зони х швидкостей разом зі зміною абсолютних розмірів ротора можна користуватися й зміною його відносних розмірів. Суттєву допомогу при розрахунку для вибору оптимального варіанту відносних розмірів ротора можуть дати наведені у даній роботі формули.

У подальшому результати роботи можуть бути використані для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку ротаційних машин як на стадіях їх проектування/конструювання, так і у

режимах реальної експлуатації, а також для запобігання небажаних резонансів, які суттєво знижують надійність та довговічність таких машин.

2.9. Концептуальні основи аналізу режимів резонансних вимушених коливань роторних систем з (нелінійно-) пружними опорами

Аналіз лінійних та нелінійних моделей технічних систем, зокрема, роторних (дискового/барабанного типу), представляє значний інтерес з точки зору адекватного опису процесів, що відбуваються у таких системах. Однак, навіть незначна кількість степенів вільності руху моделі, яка досліджується, суттєво ускладнює застосування більшості методів теорії нелінійних коливань, тому найчастіше всього аналіз обмежується розглядом доволі простих моделей.

Більшість досліджень роторних систем використовують методи нелінійних нормальних форм коливань та гармонічного балансу, які дозволяють отримувати амплітудні криві для головних координат динамічної системи у колі першої критичної швидкості. Проте низка особливостей, пов'язаних із існуванням та стійкістю режимів коливань, близьких до резонансних у роторних системах з лінійними/нелінійними опорами, а також їх фазові портрети руху не досліджені у повній мірі й вимагають подальшого поглибленого аналізу.

Широко відомі класичні роботи з роторної динаміки А. Тондла [19], Ф. М. Діментберга, Е. Л. Ніколаї [118], В. В. Болотіна [35]. Динаміку роторів, які мають пружні опори, розглядали В. А. Гробов [58], А. П. Філіппов та Є. Г. Голоскоков [50], А. С. Кользон [82, 83], І. А. Пасинкова [123, 124], J. Genta [4], A. Muszynska [11], Н. В. Перепілкін та Ю. В. Міхлін [129] та ін. У роботі [54] розглядаються моделі роторних систем з лінійно-пружними масивними опорами, а також системи з нелінійно-пружними безмасовими опорами з кубічною нелінійністю (типу Дуффінга). У статті [82] вивчається питання про апроксимації нелінійної характеристики підшипника степеневим рядом, що безпосередньо призводить до концепції опор типу Дуффінга. Дослідження поведінки роторів з нелінійно-пружними опорами можна знайти у роботах [123,

124, 4, 129] та ін. Динаміка симетричного ротора з опорами типу Дуффінга досліджувалась за допомогою асимптотичних методів у роботі [1].

У роботі [128] розглянуті вимушені коливання, які відбуваються у роторній системі, математична модель котрої представлена приведеними нижче рівняннями (2.277). У цій роботі за допомогою методів нелінійних нормальних форм коливань та гармонічного балансу отримані амплітудні криві для головних координат динамічної системи у околі першої критичної швидкості.

Автори [129] будують та аналізують стійкість резонансних режимів уху однодискового ротору на нелінійно-пружних опорах. Проте, особливості фазових траєкторій руху досліджуваних роторних систем як дискового, так і барабанного типу, у нелінійній постановці, на думку авторів даного дослідження, доцільно вивчати не тільки традиційними методами нелінійного аналізу коливань, але й використовувати чисельно-аналітичні підходи та методи фазових портретів (класичного і вищих порядків).

2.9.1. Математична модель ротору (дискового/барабанного типу) з масивними лінійно-/нелінійно-пружними опорами.

Розглядається модель ротора (дискового/барабанного типу), диск/барабан котрого має статичну неврівноваженість і розміщений на валу довжиною l несиметрично відносно опор (рис. 2.36, а). Опори ротора є масивними, лінійно-/нелінійно-пружними. (якщо опора є нелінійно-пружною, тоді вона має кубічну нелінійність, тобто відновлююча сила P у опорі й переміщення валу у опорі x зв'язані співвідношенням виду $P = k_1 \cdot x + k_1 \cdot x^3$. Якщо опора лінійно-пружна, тоді $k_2 \equiv 0$). Вал й опори прийняті ізотропно-пружними. Крім поступальних переміщень x , y , місцеположення диска (барабана визначається кутовими переміщеннями Θ_1, Θ_2 (рис. 2.36, б)). Місцеположення опор визначається їх переміщеннями x_1, y_1, x_2, y_2 .

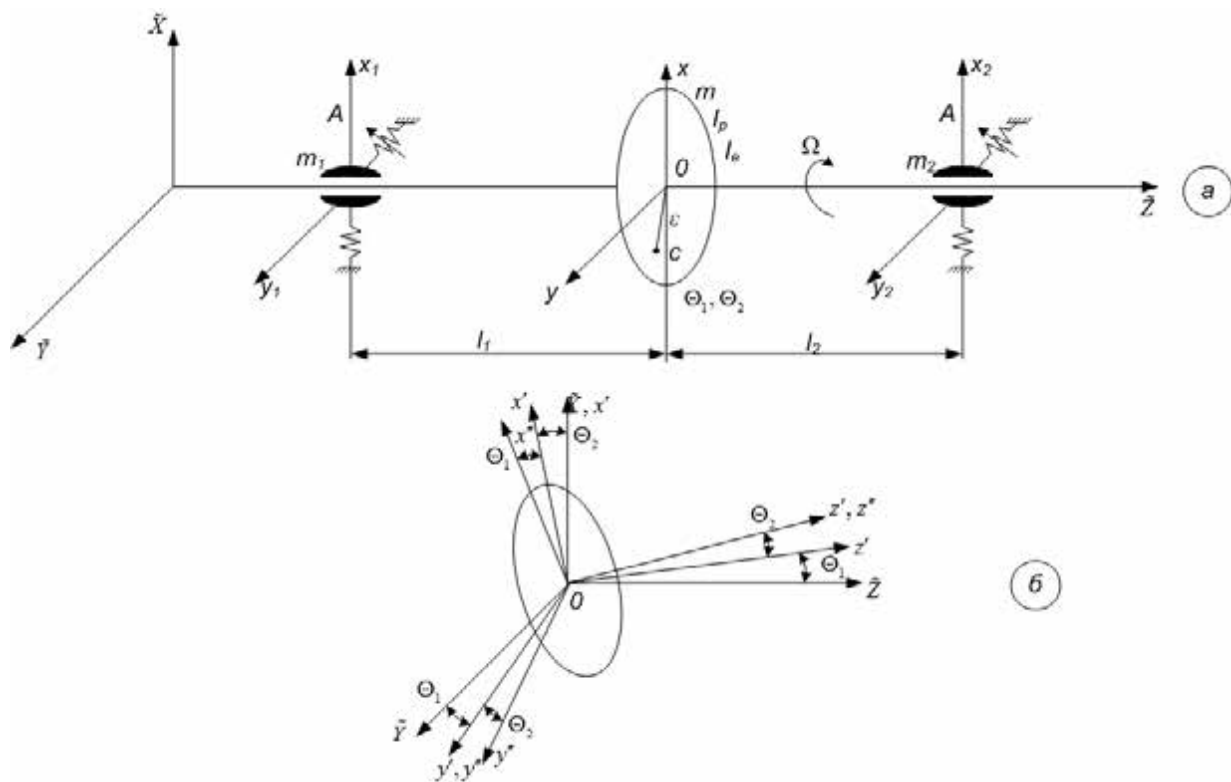


Рис. 2.36. Розрахункова схема розглядуваного ротора

Рівняння вимушених коливань даної системи мають наступний вид:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 m \cdot \ddot{x} + \rho_1 \cdot \dot{x} + c_{11} \cdot (x - h_1 \cdot x_2 - h_2 \cdot x_1) + c_{12} \cdot \left(\Theta_2 - \frac{(x_2 - x_1)}{l} \right) = \varepsilon \cdot \Omega^2 \cdot m \cdot \cos \Omega t, \\
 m \cdot \ddot{y} + \rho_1 \cdot \dot{y} + c_{11} \cdot (y - h_1 \cdot y_2 - h_2 \cdot y_1) + c_{12} \cdot \left(-\Theta_1 - \frac{(y_2 - y_1)}{l} \right) = \varepsilon \cdot \Omega^2 \cdot m \cdot \sin \Omega t, \\
 I_e \cdot \ddot{\Theta}_1 + \rho_2 \cdot \dot{\Theta}_1 + I_p \cdot \Omega \cdot \dot{\Theta}_2 - c_{21} \cdot (y - h_1 \cdot y_2 - h_2 \cdot y_1) - c_{22} \cdot \left(-\Theta_1 - \frac{(y_2 - y_1)}{l} \right) = 0, \\
 I_e \cdot \ddot{\Theta}_2 + \rho_2 \cdot \dot{\Theta}_2 - I_p \cdot \Omega \cdot \dot{\Theta}_1 - c_{21} \cdot (y - h_1 \cdot x_2 - h_2 \cdot x_1) - c_{22} \cdot \left(\Theta_2 - \frac{(x_2 - x_1)}{l} \right) = 0, \\
 m_1 \cdot \ddot{x}_1 + \beta \cdot \dot{x}_1 + s_1 \cdot (x - h_1 \cdot x_2 - h_2 \cdot x_1) + s_2 \cdot \left(\Theta_2 - \frac{(x_2 - x_1)}{l} \right) + c_x^{(1)} \cdot x_1 + c_x^{(2)} \cdot x_1^3 = 0, \\
 m_1 \cdot \ddot{y}_1 + \beta \cdot \dot{y}_1 + s_1 \cdot (y - h_1 \cdot y_2 - h_2 \cdot y_1) + s_2 \cdot \left(-\Theta_1 - \frac{(y_2 - y_1)}{l} \right) + c_y^{(1)} \cdot y_1 + c_y^{(2)} \cdot y_1^3 = 0, \\
 m_2 \cdot \ddot{x}_2 + \beta \cdot \dot{x}_2 + s_3 \cdot (x - h_1 \cdot x_2 - h_2 \cdot x_1) + s_4 \cdot \left(\Theta_2 - \frac{(x_2 - x_1)}{l} \right) + k_x^{(1)} \cdot x_2 + k_x^{(2)} \cdot x_2^3 = 0, \\
 m_2 \cdot \ddot{y}_2 + \beta \cdot \dot{y}_2 + s_3 \cdot (y - h_1 \cdot y_2 - h_2 \cdot y_1) + s_4 \cdot \left(-\Theta_1 - \frac{(y_2 - y_1)}{l} \right) + k_y^{(1)} \cdot y_2 + k_y^{(2)} \cdot y_2^3 = 0,
 \end{array} \right. \quad (2.237)$$

де: t – час; m – маса циліндра (диску/барабану); $I_e = \frac{1}{4} \cdot \left(R^2 + r^2 + \frac{1}{3} \cdot h^2 \right) \cdot m$;

$I_p = \frac{1}{2} \cdot (R^2 + r^2) \cdot m$; R – зовнішній радіус циліндра (диску/барабану); r –

внутрішній радіус циліндра (диску/барабану), який фактично співпадає з радіусом валу; h – висота (диску/барабану), зокрема, для тонкого диску ($h \rightarrow 0$), $I_p = 2 \cdot I_e$, а для ротора барабанного типу $I_e \square I_p (h \square R)$;

$c_{11} = 3 \cdot E \cdot I \cdot \frac{(l_1^3 + l_2^3)}{l_1^3 \cdot l_2^3}$; $c_{12} = c_{21} = 3 \cdot E \cdot I \cdot l \cdot \frac{(l_1 - l_2)}{l_1^2 \cdot l_2^2}$; $c_{22} = 3 \cdot E \cdot I \cdot \frac{l}{l_1 \cdot l_2}$; ($c_{11}, c_{12}, c_{21},$

c_{22} – статичні коефіцієнти жорсткості вала); $E \cdot I$ – згинна жорсткість вала [3]; ε

- ексцентриситет диску/барабана; Ω – частота обертання ротора; β, ρ_1, ρ_2 –

коефіцієнти демпферування переміщення опор та диску/барабану; $c_x^{(1)}, c_y^{(1)}$ та

$k_x^{(1)}, k_y^{(1)}$ – коефіцієнти, які характеризують лінійну частину відновлюючих сил у

опорах (для лівої та правої опор відповідно); $c_x^{(2)}, c_y^{(2)}$ та $k_x^{(2)}, k_y^{(2)}$ – аналогічні

коефіцієнти, що визначають нелінійні компоненти відновлюючих сил;

$s_1 = \frac{c_{12}}{l} - c_{11} \cdot h_2$; $s_2 = \frac{c_{22}}{l} - c_{12} \cdot h_2$; $s_3 = -\frac{c_{12}}{l} - c_{11} \cdot h_1$; $s_4 = -\frac{c_{22}}{l} - c_{12} \cdot h_1$; $h_1 = \frac{l_1}{l}$;

$h_2 = \frac{l_2}{l}$. Виведення рівнянь (2.237) як рівнянь Лагранжа другого роду можна

знайти у роботах [58, 1, 12].

2.9.2. Методи аналізу стаціонарних коливань роторної системи.

Аналіз стаціонарних коливань досліджуваної роторної системи будемо вести, застосовуючи два математичних методи: 1) гармонічного балансу; 2) нелінійних нормальних форм коливань (ННФК).

Метод гармонічного балансу застосуємо безпосередньо до вихідних рівнянь (1), причому для узагальнених переміщень системи (2.237) будуються тригонометричні розклади такого виду:

$$x_i = A_{1i} \cdot \cos(\Omega t) + B_{1i} \cdot \sin(\Omega t) + A_{3i} \cdot \cos(3\Omega t) + B_{3i} \cdot \sin(3\Omega t), i = \overline{(1,8)}.$$

Для застосування методу ННФК система (2.237) спочатку зводиться за допомогою лінійної заміни змінних до головних координат \bar{q} . Завдяки наявності ізотропії пружного поля розглядувана система має парні власні частоти і t , таким чином, системою з внутрішніми резонансами [129]. Внаслідок цього при наближенні частоти зовнішнього впливу до резонансного значення серед головних координат \bar{q} можна виділити дві (т. зв. активні змінні), амплітуди коливань котрих суттєво перевищують амплітуди коливань інших змінних. Для визначеності активні головні координати позначаються символами q_1, q_2 , а відповідні узагальнені швидкості – \tilde{s}_1, \tilde{s}_2 .

Для застосування ітераційної процедури методу ННФК досить знати наближені тригонометричні розклади активних змінних як функцій часу (t) (це можуть бути, наприклад, розв'язки відповідної консервативної системи):

$$\begin{cases} q_1 = A_1 \cdot \cos(\Omega t) + B_1 \cdot \sin(\Omega t) + A_2 \cdot \cos(2\Omega t) + B_2 \cdot \sin(2\Omega t) + A_3 \cdot \cos(3\Omega t) + \\ + B_3 \cdot \sin(3\Omega t) + \dots; q_1 = \dots; \\ \tilde{s}_1 = B_1 \cdot \Omega \cdot \cos(\Omega t) - A_1 \cdot \Omega \cdot \sin(\Omega t) + 2 \cdot B_2 \cdot \Omega \cdot \cos(2\Omega t) - 2 \cdot A_2 \cdot \Omega \cdot \sin(2\Omega t) + \\ + 3 \cdot B_3 \cdot \Omega \cdot \cos(3\Omega t) - 3 \cdot A_3 \cdot \Omega \cdot \sin(3\Omega t) + \dots; \tilde{s}_2 = \dots \end{cases} \quad (2.238)$$

Після низки перетворень матимемо наступні розклади:

$$\begin{cases} \cos(\Omega t) = \alpha_1 \cdot q_1 + \alpha_2 \cdot q_2 + \alpha_2 \cdot \tilde{s}_1 + \alpha_3 \cdot \tilde{s}_2 + \alpha_5 \cdot q_1^2 + \alpha_6 \cdot \tilde{s}_1^2 + \dots, \\ \sin(\Omega t) = \beta_1 \cdot q_1 + \beta_2 \cdot q_2 + \beta_2 \cdot \tilde{s}_1 + \beta_3 \cdot \tilde{s}_2 + \beta_5 \cdot q_1^2 + \beta_6 \cdot \tilde{s}_1^2 + \dots \end{cases} \quad (2.239)$$

Використовуючи розклад (2.239), можна перетворити неавтономну систему рівнянь у головних координатах у еквівалентну автономну. У цьому полягає основна ідея Раушера [115, 13]. У еквівалентній автономній системі можна виділити залежності між фазовими змінними системи виду $q_i = q_i(q_1, \tilde{s}_1, q_2, \tilde{s}_2)$, $\tilde{s}_i = \tilde{s}_i(q_1, \tilde{s}_1, q_2, \tilde{s}_2)$, котрі є нелінійними нормальними формами коливань Шоу-П'єра [15, 16]. Тут активні змінні q_1, q_2 та \tilde{s}_1, \tilde{s}_2 обираються у якості нових незалежних змінних. Знаючи нормальні форми коливань, побудовані для еквівалентної автономної системи, можна наближено описати резонансні коливання вихідної неавтономної динамічної системи.

Для побудови ННФК еквівалентна система рівнянь у головних координатах трансформується у систему рівнянь у частинних похідних за допомогою перетворення:

$$\frac{d}{dt} = \frac{\partial}{\partial q_1} \left(\frac{dq_1}{dt} \right) + \frac{\partial}{\partial \tilde{s}_1} \left(\frac{d\tilde{s}_1}{dt} \right) + \frac{\partial}{\partial q_2} \left(\frac{dq_2}{dt} \right) + \frac{\partial}{\partial \tilde{s}_2} \left(\frac{d\tilde{s}_2}{dt} \right).$$

Розв'язок отриманих рівнянь у частинних похідних може бути знайдений у формі степеневих рядів:

$$\begin{cases} q_n = a_{1,0,0,0}^{(n)} \cdot q_1 + a_{0,1,0,0}^{(n)} \cdot \tilde{s}_1 + a_{0,0,1,0}^{(n)} \cdot q_2 + a_{0,0,0,01}^{(n)} \cdot \tilde{s}_2 + a_{2,0,0,0}^{(n)} \cdot q_1^2 + \dots, \\ \tilde{s}_n = b_{1,0,0,0}^{(n)} \cdot q_1 + b_{0,1,0,0}^{(n)} \cdot \tilde{s}_1 + b_{0,0,1,0}^{(n)} \cdot q_2 + b_{0,0,0,01}^{(n)} \cdot \tilde{s}_2 + b_{2,0,0,0}^{(n)} \cdot q_1^2 + \dots, \\ n = (\overline{3, N}). \end{cases} \quad (2.240)$$

Знаючи залежності (2.240), можна звести неавтономну систему рівнянь у головних координатах з N степенями вільності руху до системи з двома степенями вільності, залишаючи з N рівнянь другого порядку тільки ті два, котрі мають \ddot{q}_1 та \ddot{q}_2 , й виключаючи усі інші змінні за допомогою залежностей (2.240). Використовуючи ці рівняння, можна уточнити представлення (2.238) й виконати нову ітерацію, якщо точність отриманого розв'язку недостатня. Більш детально реалізація ітераційної процедури побудови ННФК (для вимушених коливань описана у роботах [20, 127, 128]).

2.9.3. Аналіз стаціонарних коливань роторної системи.

Виходячи з припущення, що пружне поле, створене валом з опорами у системі (2.237), є ізотропним, впливає, що $c_x^{(1)} = c_y^{(1)}, c_x^{(2)} = c_y^{(2)}, k_x^{(1)} = k_y^{(1)}, k_x^{(2)} = k_y^{(2)}$.

Роторна система дискового типу.

Нехай параметри системи приймають наступні значення: $m_1 = m_2 = 2 \text{ кг}$, $m = 12 \text{ кг}$, $I_e = 0,1225 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $I_p = 0,24 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $\varepsilon = 0,00003 \text{ м}$, $l = 0,8 \text{ м}$, $l_1 = 0,24 \text{ м}$, $c_x^{(1)} = c_y^{(1)} = k_x^{(1)} = k_y^{(1)} = 7 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$, $c_x^{(2)} = c_y^{(2)} = k_x^{(2)} = k_y^{(2)} = 8 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^3$, $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, $\{m \cdot \ddot{x}(t) + \rho \cdot \dot{x}(t) + \dots\}$, $\rho_1 = 5 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$, $\rho_2 = 5 \text{ Н} \cdot \text{с}$, $I = 3,976 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$.

Застосовуючи описані вище процедури розрахунку ННФК, можна отримати у колі першого резонансу ($\Omega = \nu_1$, де ν_1 – перша власна частота коливань нерухомого ротора) амплітудні криві, зображені на рис. 2.37, де представлені амплітуди першої та другої гармонік переміщень центру O роторної системи дискового типу. Амплітуди переміщень диску й опор у двох взаємно перпендикулярних напрямках, які відповідають вісям OX й OY , виявляються рівними.

Форма отриманих АЧХ є цілком очікуваною, враховуючи прийнятний характер нелінійності опор (нелінійність-жорстка, тому АЧХ нахилені поблизу резонансу: $\frac{\Omega}{\nu_i} = 1, i = (1;3)$, – у правий бік). Якщо опори лінійні, тоді у АЧХ відсутній нахил поблизу i -го резонансу. Однак, задля отримання всебічно обґрунтованих результатів даного дослідження, був проведений аналіз стійкості отриманих стаціонарних розв'язків шляхом розрахунків мультиплікаторів (досліджується розв'язок, отриманий методом гармонічного балансу) демонструє неочікувані результати (рис. 2.38).

Як видно з цього рисунку, існує певний діапазон частот, у якому знайдені режими виявляються нестійкими. Додаткове дослідження показує, що від знайденої амплітудної кривої відгалужується додаткова пара розв'язків, котрі можна знайти як методом гармонічного балансу, так і методом ННФК. Дослідження стійкості отриманих режимів подане на рис. 4.

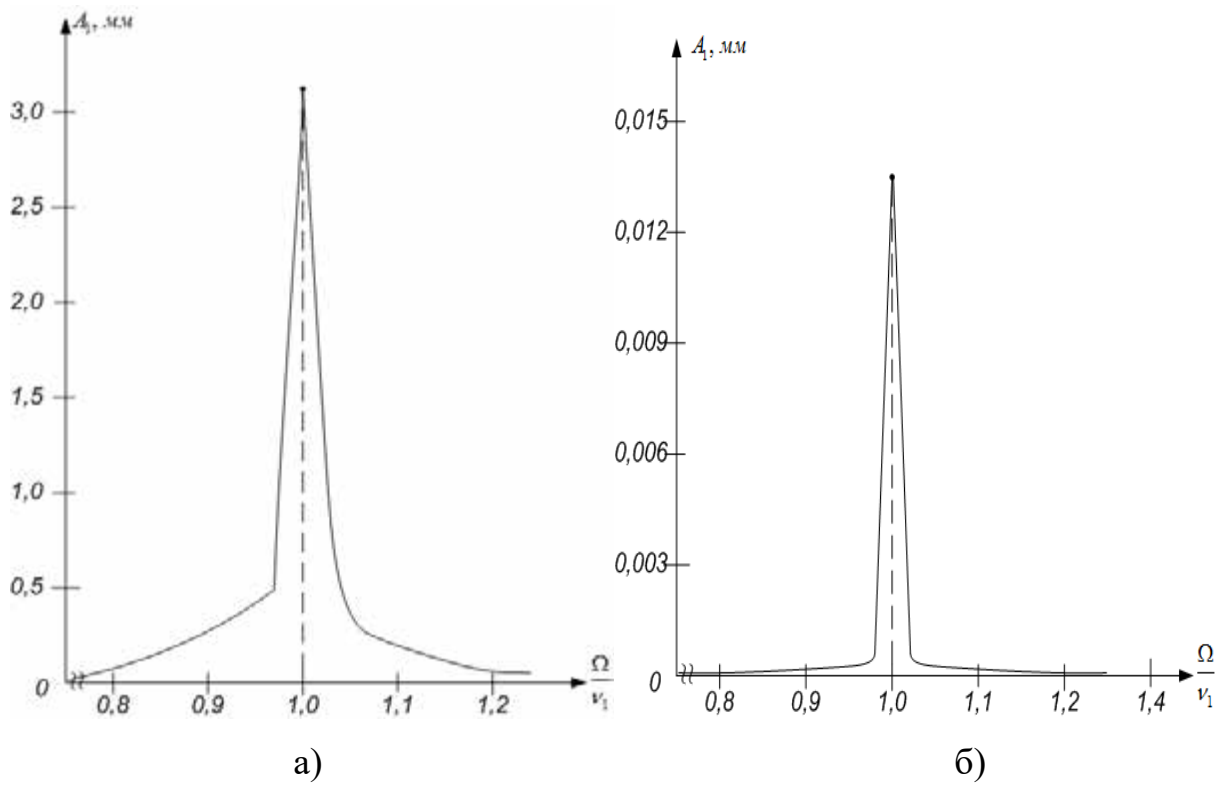


Рис. 2.37 Амплітудні криві першої (а) та третьої (б) гармонік поступальних переміщень центру диска O (лінія-розв'язок, отриманий із застосуванням методу гармонічного балансу, точки-розв'язок, отриманий на основі методу ННФК).

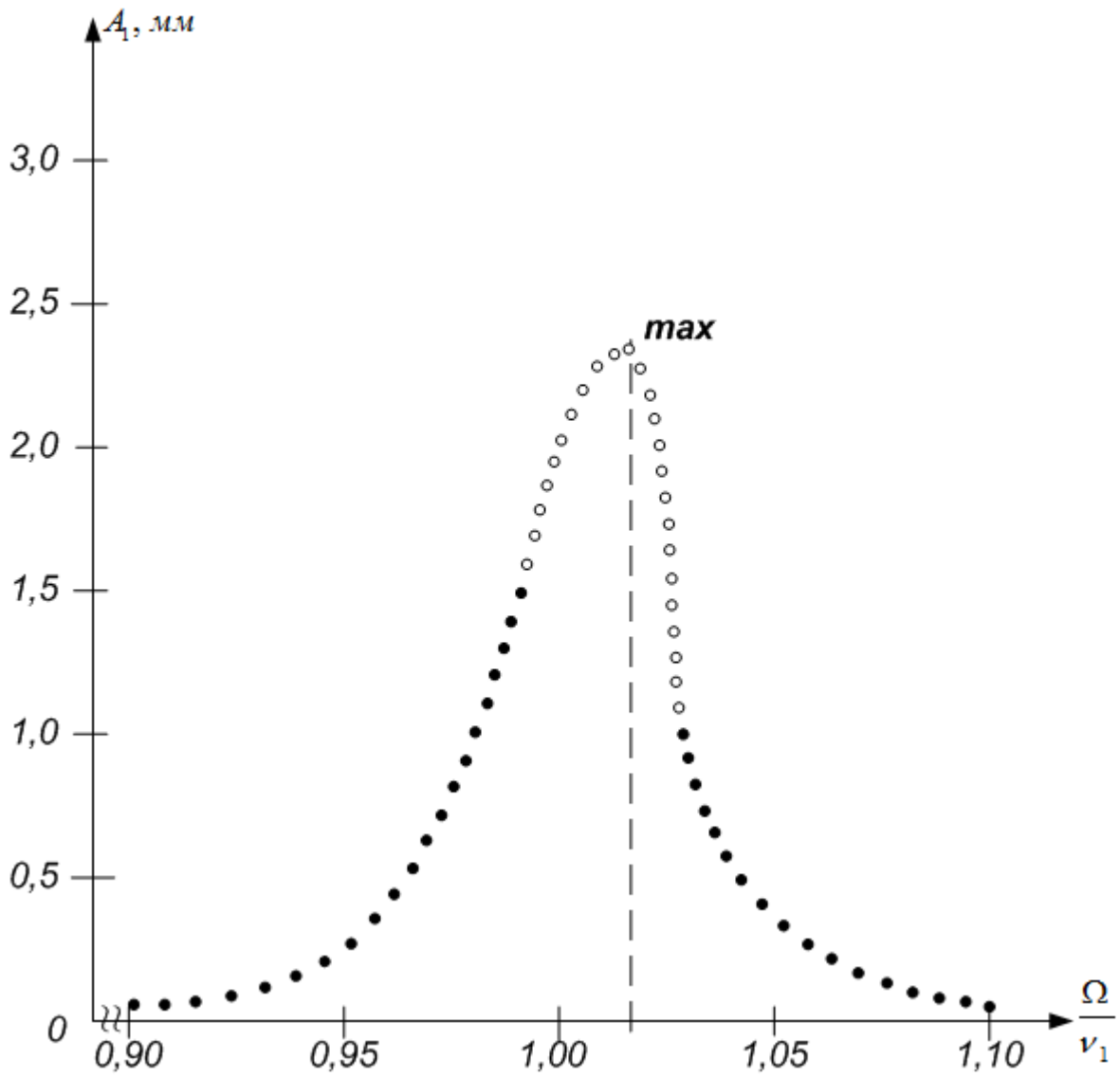


Рис. 2.38. Результат аналізу стійкості розв'язків, які відповідають рис. 2.37 Точками зображені стійкі розв'язки, колами – нестійкі.

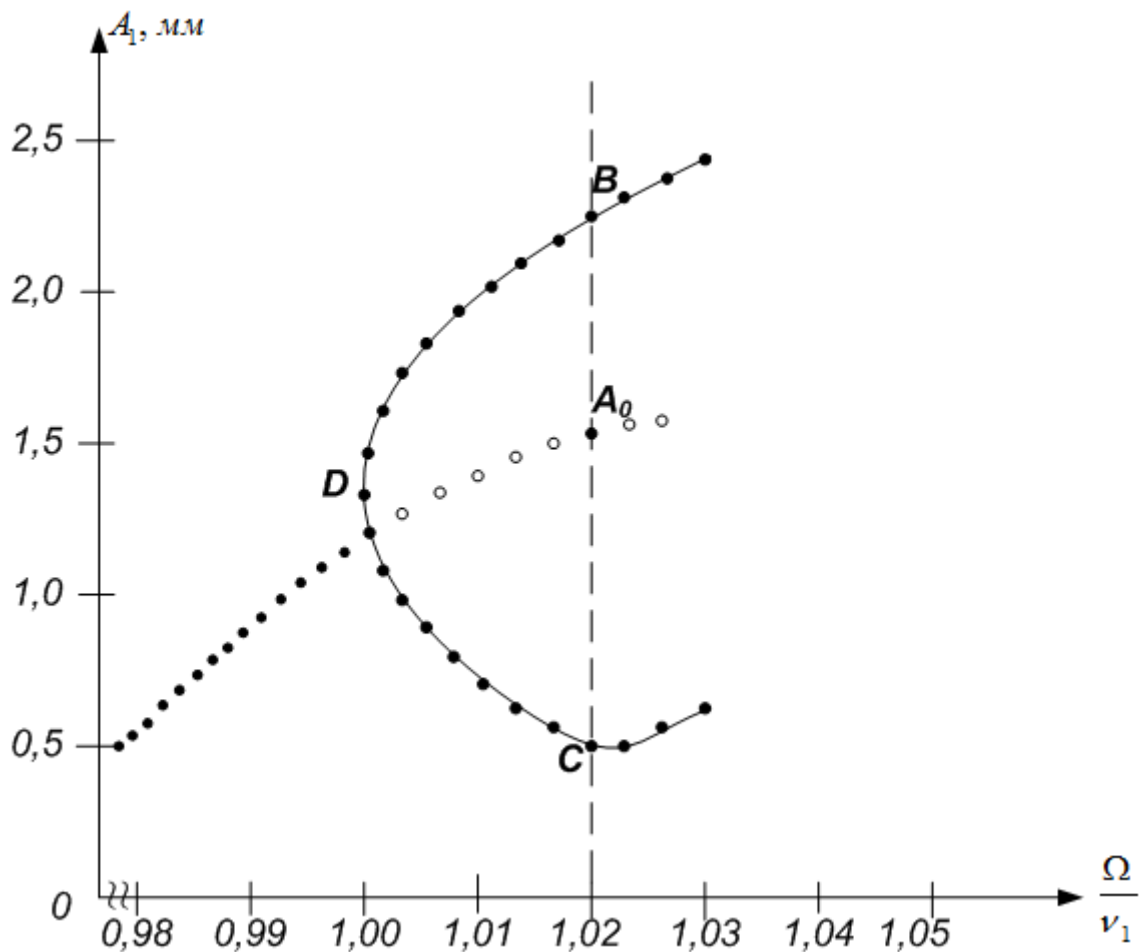
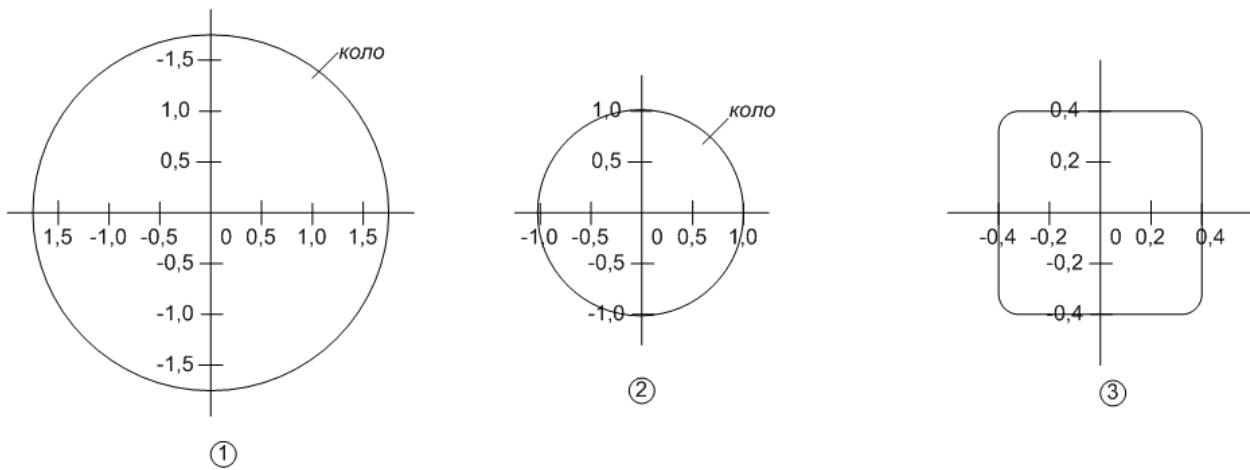


Рис. 2.39. Результат аналізу стійкості за Ляпуновим отриманих результатів (точки – стійкі розв’язки, колами - нестійкі).

Розглянемо знайдені режими. Довільно виберемо якесь значення частоти обертання Ω , при якому існують три знайдені режими коливань (нехай, наприклад, $\Omega/\nu_1 = 1,02$ (ν_1 – перша власна частота коливань нерухомого ротора)). Заданому значенню частоти обертання відповідають режими, які умовно позначені буквами A , B та C (див. рис. 2.39).



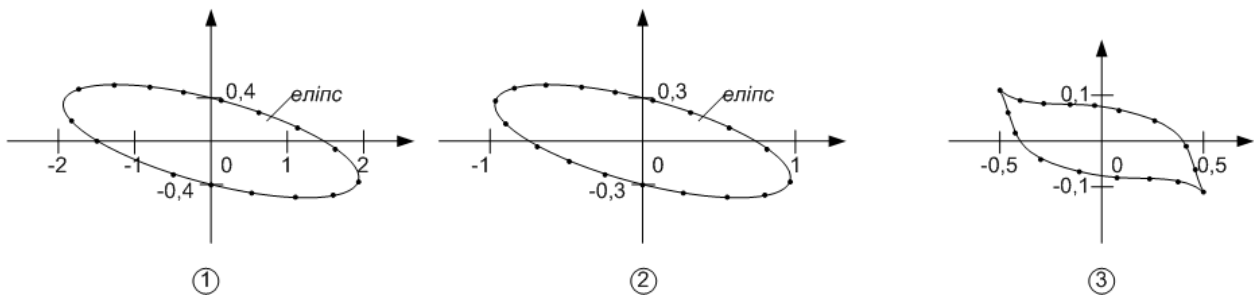
Режим А

Рис. 2.40. Траєкторії переміщення диску (1), лівої (2) та правої (3) опори, отримані на основі аналітичних розв'язків (одиниця вимірювання переміщень - мм).

Форма траєкторій, зображених на рис. 2.40, є типовою для всіх режимів, зображених на рис. 2.37 – траєкторії, як центру диску, так і його опор представляють собою циклічні симетричні лінії. Однак, при обраному раніше значенні частоти обертання режим А виявляється нестійким, що підтверджує чисельний аналіз на ПЕОМ.

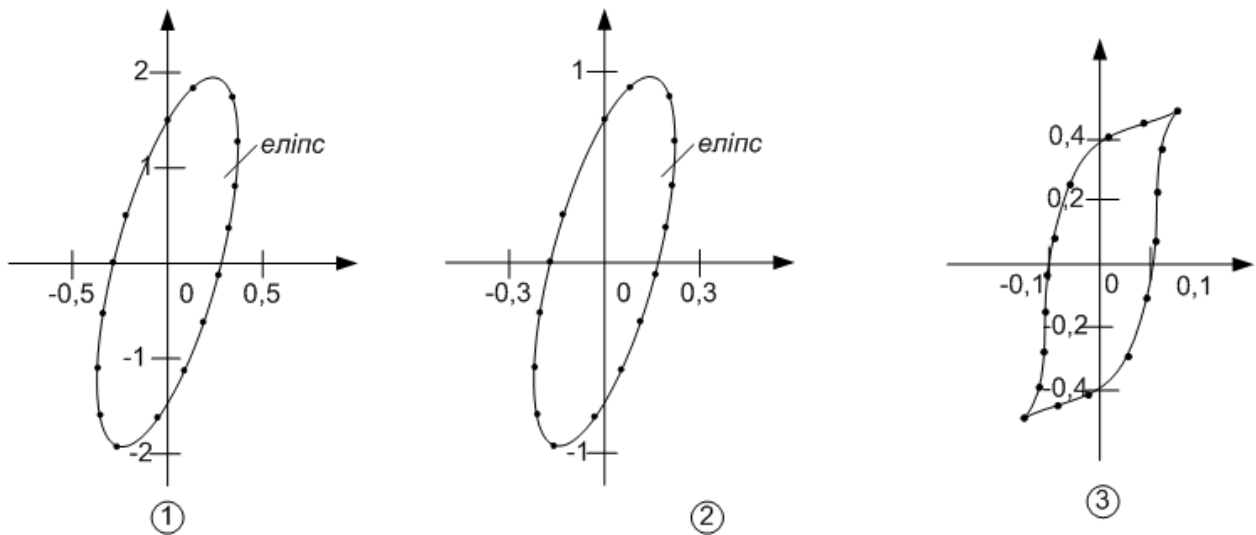
Властивості циклічної симетрії не мають траєкторії руху системи у режимах В та С (рис. 2.41 та 2.42, відповідно), проте їм притаманна властивість центрально-симетричного типу. На кожному з даних режимів центр диску описує траєкторію, яка близька до еліптичної. При цьому у режимі В амплітуди коливань у напрямку вісі OX суттєво перевищують амплітуди переміщень у напрямку вісі OY , для режиму С все з точністю до навпаки. Кожний з даних режимів є стійким, результати відповідних розрахунків на ПЕОМ також наведені на рис. 2.41 та 2.42.

На рис. 8 зображена діаграма Кемпбелла роторної системи при вказаних раніше значеннях параметрів. Точці D на рис. 2.39, у якій відбувається відгалуження розв'язків, відповідає значення частоти обертання, яке дорівнює першій критичній швидкості ротора.



Режим В

Рис. 2.41. Траєкторії переміщення диску, лівої та правої опор (точки 1, 2 та 3 відповідно), одиниця вимірювання переміщень – мм. Тут точки відповідають аналітичним розв’язкам, лінії чисельним розрахунком на ПЕОМ.



Режим С

Рис. 2.42. Траєкторії переміщень диску (1), лівої (2) та правої опор (3), одиниця вимірювання переміщень – мм. Точки відповідають аналітичному розв’язку, лінії – чисельному на ПЕОМ.

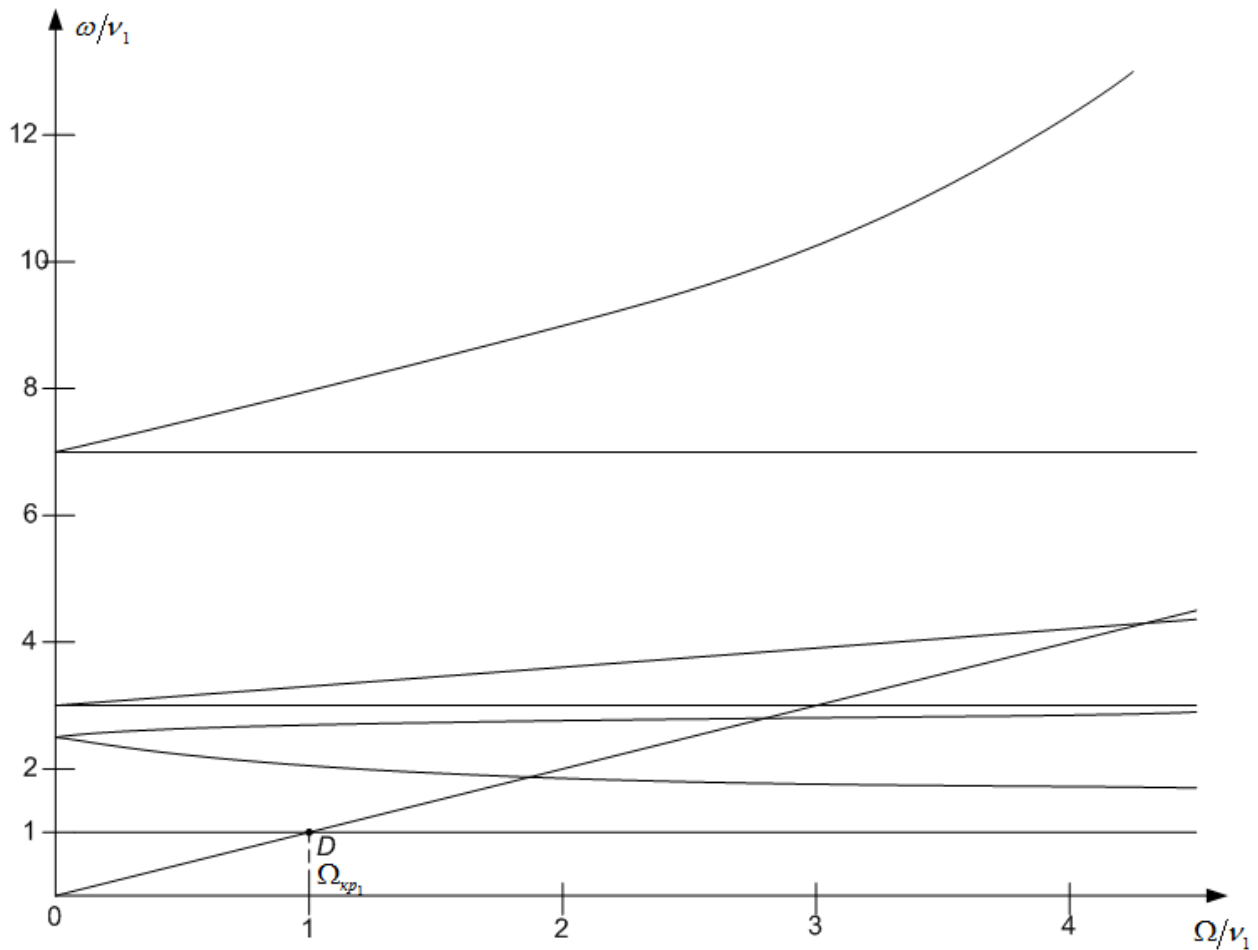


Рис. 2.43. Діаграма Кемпбелла роторної системи. Визначення першої критичної швидкості прямої прецесії. (ω – кутові швидкості прецесії лінійного ротора), $\Omega_{кр1} = 1,005 \cdot \nu_1$.

Розглянемо далі можливість використання математичної моделі з половинним числом змінних. Як випливає з результатів, отриманих вище, рівняння руху роторної системи, зображеної на рис. 2.36, дозволяє виявити два якісно різних види розв’язків: перший тип розв’язків відповідає режимам з циклічно симетричними траєкторіями переміщень диску й опор (режим *A*), другий тип розв’язків описує режими руху, при яких траєкторії диску й опор є лініями з центральною симетрією (режим *B, C*). відмінною рисою режиму *A* є циклічна симетрія траєкторій у конфігураційному просторі, що дозволяє знаходити режими такого типу, використовуючи більш просту математичну модель.

Тепер, вводячи позначення $\bar{f} = \{x, \Theta_1, x_1, x_2\}^T$, $\bar{f}^* = \{y, \Theta_2, y_1, y_2\}^T$, можна впевнитись, проводячи відповідні перетворення у системі (1), що дана система рівнянь інваріантна відносно заміни виду $\bar{f}(t) \rightarrow \bar{f}^*\left(t + \frac{T}{4}\right)$, $\bar{f}^*(t) \rightarrow -\bar{f}\left(t + \frac{T}{4}\right)$ при одночасній заміні $t \rightarrow t + \frac{T}{4}$ ($T = \frac{2 \cdot \pi}{\Omega}$ – період обертання ротора). Рівність $\bar{f}(t) \rightarrow \bar{f}^*\left(t + \frac{T}{4}\right)$, $\bar{f}^*(t) \rightarrow -\bar{f}\left(t + \frac{T}{4}\right)$ для режиму *A* підтверджується також аналітичними розв'язками й представленням відповідних траєкторій на рис. 2.40. Таким чином, умови симетрії дозволяють для знаходження режимів типу *A* використовувати більш просту модель, число змінних котрої зменшено вдвічі:

$$\left\{ \begin{array}{l} m \cdot \ddot{x}(t) + \rho \cdot \dot{x}(t) + c_{11} \cdot [x(t) - h_1 \cdot x_2(t) - h_2 \cdot x_1(t)] + \\ + c_{12} \cdot \left\{ -\Theta_1\left(t + \frac{\pi}{2 \cdot \Omega}\right) - \frac{x_2(t) - x_1(t)}{l} \right\} = \varepsilon \cdot \Omega^2 \cdot m \cdot \cos \Omega t, \\ I_e \cdot \ddot{\Theta}_1(t) + \rho_2 \cdot \dot{\Theta}_1(t) - I_p \cdot \Omega \cdot \dot{\Theta}_1\left(t + \frac{\pi}{2 \cdot \Omega}\right) - \\ - c_{12} \cdot \left[-x\left(t + \frac{\pi}{2 \cdot \Omega}\right) + h_1 \cdot x_2\left(t + \frac{\pi}{2 \cdot \Omega}\right) + h_2 \cdot x_1\left(t + \frac{\pi}{2 \cdot \Omega}\right) \right] - \\ - c_{22} \cdot \left\{ -\Theta_1(t) - \frac{-x_2\left(t + \frac{\pi}{2 \cdot \Omega}\right) + x_1\left(t + \frac{\pi}{2 \cdot \Omega}\right)}{l} \right\} = 0, \\ m_1 \cdot \ddot{x}_1(t) + \beta \cdot \dot{x}_1(t) + s_1 \cdot [x(t) - h_1 \cdot x_2(t) - h_2 \cdot x_1(t)] + \\ + s_2 \cdot \left[-\Theta_1\left(t + \frac{\pi}{2 \cdot \Omega}\right) - \frac{x_2(t) - x_1(t)}{l} \right] + c_x^{(1)} \cdot x_1(t) + c_x^{(2)} \cdot x_1^3(t) = 0, \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2(t) + \beta \cdot \dot{x}_2(t) + s_3 \cdot [x(t) - h_1 \cdot x_2(t) - h_2 \cdot x_1(t)] + \\ + s_4 \cdot \left[-\Theta_1\left(t + \frac{\pi}{2 \cdot \Omega}\right) - \frac{x_2(t) - x_1(t)}{l} \right] + k_x^{(1)} \cdot x_2(t) + k_x^{(2)} \cdot x_2^3(t) = 0. \end{array} \right. \quad (2.241)$$

Зрозуміло, що даний варіант запису редукованої систем з половинчастим числом змінних не є єдиним.

Метод гармонічного балансу можна застосувати до рівнянь (2.241) безпосередньо. Застосування методу нелінійних нормальних форм коливань також можливе після низки припущень. По-перше, у описаному вище варіанті метод ННФК вимагає наявності рівнянь у головних координатах. Однак у режимі A головні координати також можна розділити на дві групи подібно наведеним вище векторам \vec{f} та \vec{f}^* , а це у свою чергу дозволяє отримати чотири рівняння у головних координатах, подібних рівнянням (2.241). По-друге, серед залишених чотирьох змінних активною буде лише одна головна координата (наприклад, q_1), а значить, форми Шоу-П'єра необхідно шукати у вигляді залежностей $q_i = q_i(q_1, s_1)$, $s_i = s_i(q_1, s_1)$, де $s_1 = \dot{q}_1$, що значно полегшує обчислюваний бік задачі. По-третє, у нульовому наближенні можна прийняти, що точка системи, яка відображає, у процесі руху описує на площині (q_1, s_1) траєкторію, близьку до канонічного еліпсу виду $q_1 = A \cdot \cos(\Omega t + \psi)$, $s_1 = -\Omega \cdot A \cdot \sin(\Omega t + \psi)$, що дозволяє встановити наступні залежності:

$$q_1\left(t + \frac{\pi}{2 \cdot \Omega}\right) = -A \cdot \sin(\Omega t + \psi) = \frac{s_1(t)}{\Omega}, \quad s_1\left(t + \frac{\pi}{2 \cdot \Omega}\right) = -A \cdot \Omega \cdot \cos(\Omega t + \psi) = -\Omega \cdot q_1(t).$$

Таким чином, за допомогою цих залежностей при побудові нормальних форм коливань необхідно виконати заміну активних змінних у рівняннях руху редукованої системи, й лише після цього починати складати рівняння у

частинних похідних. Членами виду $q_1\left(t + \frac{T}{4}\right)$, $s_1\left(t + \frac{T}{4}\right)$ при формуванні рівнянь у частинних похідних ставлять у відповідність вирази

$$q_i = q_i\left(\frac{s_1}{\Omega}, -\Omega \cdot q_1\right), \quad s_i = s_i\left(\frac{s_1}{\Omega}, -\Omega \cdot q_1\right),$$

щодо інших дій процедура нічим не відрізняється від наведеної вище.

Розрахунки показують, що АЧХ, побудовані у околі резонансу $\Omega \approx \Omega_{1kp}$ за допомогою методу гармонічного балансу, який застосовується як до повної системи рівнянь, так і до скороченої, нічим не відрізняються.

Роторна система барабанного типу.

Моменти інерції I (у поперечному до вісі вала) та I_0 (у поздовжньому до вісі вала) для характерної фігури з масою M , яка представляє собою циліндр із зовнішнім радіусом R внутрішнім радіусом r й висотою h , обчислюється за формулами:

$$I = \frac{1}{4} \cdot \left(R^2 + r^2 + \frac{1}{3} \cdot \tilde{h}^2 \right) \cdot M, \quad I_0 = \frac{1}{2} \cdot (R^2 + r^2) \cdot M. \quad (2.242)$$

Зокрема, для тонкого диску (роторна система дискового типу) (\tilde{h} -мале). $I_0/I = 2$. У випадку, коли форма ротора близька до циліндра, довжина котрого у кілька разів більше його діаметру (роторна система барабанного типу), $I_0 \ll I$. У даному дослідженні ($I \equiv I_e; I_0 \equiv I_p$), $m \equiv M$.

Для роторної системи барабанного типу розглянемо у подальшому випадок, коли пружні опори ідентичні. Введемо позначення: $\Theta_1 = \Theta_2 = \Theta$; $m_1 = m_2 = m_{on}$; $y_1 = y_2 = y_{on}$; $x_1 = x_2 = x_{on}$.

Тоді система рівнянь (2.237) зведеться до наступної:

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{x} + \rho_1 \cdot \dot{x} + c_{11} \cdot (x - x_{on}) = \varepsilon \cdot \Omega^2 \cdot m \cdot \cos \Omega t; \\ m_{on} \cdot \ddot{x}_{on} + \beta \cdot \dot{x}_{on} + s_1 \cdot (x - x_{on}) + c_x^{(1)} \cdot x_{on} + c_x^{(2)} \cdot x_{on}^3 = 0; \\ m \cdot \ddot{y} + \rho_1 \cdot \dot{y} + c_{11} \cdot (y - y_{on}) = \varepsilon \cdot \Omega^2 \cdot m \cdot \sin \Omega t; \\ m_{on} \cdot \ddot{y}_{on} + \beta \cdot \dot{y}_{on} + s_1 \cdot (y - y_{on}) + c_y^{(1)} \cdot y_{on} + c_y^{(2)} \cdot y_{on}^3 = 0; \\ I_e \cdot \ddot{\Theta} + \rho_2 \cdot \dot{\Theta} + \frac{12 \cdot E \cdot I}{l} \cdot \Theta = 0, \end{cases} \quad (2.243)$$

де: $c_{11} = \frac{48 \cdot E \cdot I}{l^3}$; $s_1 = -\frac{24 \cdot E \cdot I}{l^3}$. Рівняння для Θ можна розв'язати аналітично.

Його розв'язок має наступний вид:

$$\Theta(t) = \exp\left(-\frac{\rho_2}{2 \cdot I_e} t\right) \cdot (A_{1\Theta} \cdot \sin \Omega_\Theta \cdot t + B_{1\Theta} \cdot \cos \Omega_\Theta \cdot t), \quad (2.244)$$

$$\Omega_{\Theta} = \left\{ \frac{12 \cdot E \cdot I}{l \cdot I_e} - \left(\frac{\rho_2}{2 \cdot I_e} \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad \frac{12 \cdot E \cdot I}{l \cdot I_e} > \left(\frac{\rho_2}{2 \cdot I_e} \right)^2, \quad (2.245)$$

де: $A_{1\Theta}$, $B_{1\Theta}$ – константи, які знаходимо з наступних початкових умов

$$\Theta|_{t=0} = \Theta_0; \quad \dot{\Theta}|_{t=0} = \dot{\Theta}_0. \quad (2.246)$$

Система (2.243) розпадається на дві незалежні:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{x} + \alpha_1 \cdot \dot{x} + \Omega_{11}^2 \cdot (x - x_{on}) = \varepsilon \cdot \Omega^2 \cdot m \cdot \cos \Omega t; \\ \alpha_1 = \frac{\rho_1}{m}; \quad \Omega_{11}^2 = \frac{48 \cdot E \cdot I}{l^3 \cdot m}; \\ \ddot{x}_{on} + \alpha_2 \cdot \dot{x}_{on} + \Omega_{11}^2 \cdot x_{on} - \frac{24 \cdot E \cdot I}{m_{on} \cdot l^3} \cdot x + \frac{c_x^{(2)}}{m_{on}} \cdot x_{on}^3 = 0; \\ \alpha_2 = \frac{\beta}{m_{on}}; \quad \Omega_{on}^2 = \left\{ \frac{c_x^{(1)}}{m_{on}} + \frac{24 \cdot E \cdot I}{m_{on} \cdot l^3} \right\}; \end{array} \right. \quad (2.247)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{y} + \alpha_1 \cdot \dot{y} + \Omega_{11}^2 \cdot (y - y_{on}) = \varepsilon \cdot \Omega^2 \cdot m \cdot \sin \Omega t; \\ \ddot{y}_{on} + \alpha_2 \cdot \dot{y}_{on} + \tilde{\Omega}_{11}^2 \cdot y_{on} - \frac{24 \cdot E \cdot I}{m_{on} \cdot l^3} \cdot y + \frac{c_y^{(2)}}{m_{on}} \cdot y_{on}^3 = 0; \quad \tilde{\Omega}_{on}^2 = \left\{ \frac{c_y^{(1)}}{m_{on}} + \frac{24 \cdot E \cdot I}{m_{on} \cdot l^3} \right\}; \end{array} \right. \quad (2.248)$$

При умові: $c_x^{(1)} = c_y^{(1)}$ $\Omega_{on} = \tilde{\Omega}_{on}$. Якщо ввести позначення: $\tau = \Omega \cdot t$; $\bar{x} = \frac{x}{\varepsilon}$;

$\bar{y} = \frac{y}{\varepsilon}$; $\bar{x}_{on} = \frac{x_{on}}{\varepsilon}$; $\bar{y}_{on} = \frac{y_{on}}{\varepsilon}$, тоді замість (2.247) й (2.248) матимемо:

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{x}_{\tau\tau} + \frac{\alpha_1}{\Omega} \cdot \bar{x}_{\tau} + \frac{\Omega_{11}^2}{\Omega^2} \cdot (\bar{x} - \bar{x}_{on}) = \cos \tau; \\ \bar{x}_{on\tau\tau} + \frac{\alpha_2}{\Omega} \cdot \bar{x}_{on\tau} + \frac{\Omega_{11}^2}{\Omega^2} \cdot \bar{x}_{on} - \frac{24 \cdot E \cdot I}{m_{on} \cdot l^3 \cdot \Omega^2} \cdot \bar{x} + \frac{c_x^{(2)} \cdot \varepsilon^3}{m_{on} \cdot \Omega^2} \cdot \bar{x}_{on}^3 = 0; \end{array} \right. \quad (2.249)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{y}_{\tau\tau} + \frac{\alpha_1}{\Omega} \cdot \bar{y}_{\tau} + \frac{\Omega_{11}^2}{\Omega^2} \cdot (\bar{y} - \bar{y}_{on}) = \sin \tau; \\ \bar{y}_{on\tau\tau} + \frac{\alpha_2}{\Omega} \cdot \bar{y}_{on\tau} + \frac{\Omega_{11}^2}{\Omega^2} \cdot \bar{y}_{on} - \frac{24 \cdot E \cdot I}{m_{on} \cdot l^3 \cdot \Omega^2} \cdot \bar{y} + \frac{c_y^{(2)} \cdot \varepsilon^3}{m_{on} \cdot \Omega^2} \cdot \bar{y}_{on}^3 = 0. \end{array} \right. \quad (2.250)$$

Для розрахунку на ПЕОМ розв'язків, наприклад, системи (2.249), а саме: $\bar{x}(\tau), \bar{x}_{on}(\tau)$, – слід задати конкретні значення коефіцієнтів, які в неї входять. У подальшому, при чисельному аналізі вказаної вище системи будемо вважати:

$$\frac{\alpha_1}{\Omega} = 0,1; \alpha_{11} = \frac{\Omega_{11}^2}{\Omega^2}; \frac{\alpha_2}{\Omega} = 0,1; \alpha_{22} = \frac{\Omega_{on}^2}{\Omega^2}; \alpha_{12} = \frac{24 \cdot E \cdot I}{m_{on} \cdot l^3 \cdot \Omega^2}; \frac{c_x^{(2)} \cdot \varepsilon^3}{m_{on} \cdot \Omega^2} = 0,1.$$

Тоді система (2.249) набуває вигляду:

$$\begin{cases} \bar{x}_{\tau\tau} + 0,1 \cdot \bar{x}_\tau + \alpha_{11} \cdot (\bar{x} - \bar{x}_{on}) = \cos \tau; \\ \bar{x}_{on\tau\tau} + 0,1 \cdot \bar{x}_{on\tau} + \alpha_{22} \cdot \bar{x}_{on} - \alpha_{12} \cdot \bar{x} + 0,1 \cdot \bar{x}_{on}^3 = 0; \end{cases} \quad (2.251)$$

Для скорочення кількості варіантів розрахунку системних розв'язків (2.251) на ПЕОМ вважатимемо: $\alpha_{22} = \alpha_{12}$. Тоді (2.251) можна подати наступним чином:

$$\begin{cases} \bar{x}_{\tau\tau} + 0,1 \cdot \bar{x}_\tau + \alpha_{11} \cdot (\bar{x} - \bar{x}_{on}) = \cos \tau; \\ \bar{x}_{on\tau\tau} + 0,1 \cdot \bar{x}_{on\tau} + \alpha_{22} \cdot (\bar{x}_{on} - \bar{x}) + 0,1 \cdot \bar{x}_{on}^3 = 0. \end{cases} \quad (2.252)$$

Якщо: $\alpha_{11} > \alpha_{22}$, тоді жорсткість барабану більша, ніж жорсткість опор; при $\alpha_{11} = \alpha_{22}$ – вказані жорсткості однакові; при $\alpha_{11} < \alpha_{22}$ – жорсткість опор перевищує жорсткість барабану.

На рис. ... подані залежності $\bar{x}(\tau), \bar{x}_{on}(\tau)$ для різних значень α_{11} й α_{22} . Початкові умови: $\bar{x} = \bar{x}_\tau = 10^{-9}$; $\bar{x}_{on} = \bar{x}_{on\tau} = 10^{-9}$ при $\tau = 0$.

Розгляд математичної моделі ротора дискового/барабанного типу з ізотропно-пружним валом та нелінійними ізотропно-пружними опорами дозволяє встановити, що рівняння вимушених коливань ротора під дією власної неврівноваженості у діапазоні частот, близькому до першої критичної швидкості, допускають розв'язки, які відповідають якісно різним режимам руху.

Поряд з режимами синхронної прецесії, при яких траєкторії диску/барабану й опор є циклічно симетричними (за малої нелінійності – близькими до кругових), можна виявити також і синхронні режими, при яких

траєкторії стають центрально-симетричними (при малій нелінійності – близькими до еліптичних). Існування подібних режимів підтверджується як за допомогою аналітичних методів дослідження, так із застосуванням чисельного моделювання.

Для визначення режимів руху з циклічно симетричними траєкторіями можна використати рівняння руху, які слід сформулювати відносно чотирьох узагальнених переміщень, а не восьми.

Числьні розрахунки на ПЕОМ режимів руху роторних систем барабанного типу показують, що залежності координат центра маси ротора та опор від часу суттєво відрізняються для випадків різних значень жорсткості ротора й жорсткостей (у т. ч. нелінійного типу) опор.

2.10. Розрахунок оптимальних параметрів демпферів в'язкого тертя для гасіння коливань нерівноваженого гнучкого ротора з одним барабаном.

Для зменшення вібрації у широкому діапазоні швидкостей обертання роторних систем з насадженням на вал, що обертається, барабаном, який включає критичні швидкості обертання останнього, доцільно використати спеціальні демпфери, які суміщуються зазвичай з опорами. Розрахунок основних параметрів вязких демпферів, які суттєво знижують небажані коливання нерівноваженого гнучкого ротора з насадженням на нього барабаном, вимагають, на думку авторів даної роботи подальшого уточнення й вдосконалення.

Вперше спеціальні демпфери, які суміщені з опорами, вязкого та сухого тертя були запропоновані у роботах [53–132]. Методика розрахунку демпферів вязкого тертя викладена у.

Розглянемо демпфер вязкого тертя, який використовують для зменшення резонансних коливань у системі, зображений на рис. 2.44 ротор розміщений на двох однакових ізотропних пружнодемперних опорах, кожна з яких має масу M_2 , жорсткість C_2 , коефіцієнт лінійного демпферування K_2 , $E=l_1+i\cdot l_2$, $i^2=-1$, де

$l_{1,2}$ – лінійні величини (вздовж вісей Oy , Oz), які характеризують параметри недосконалостей ротора типу неврівноваженості.

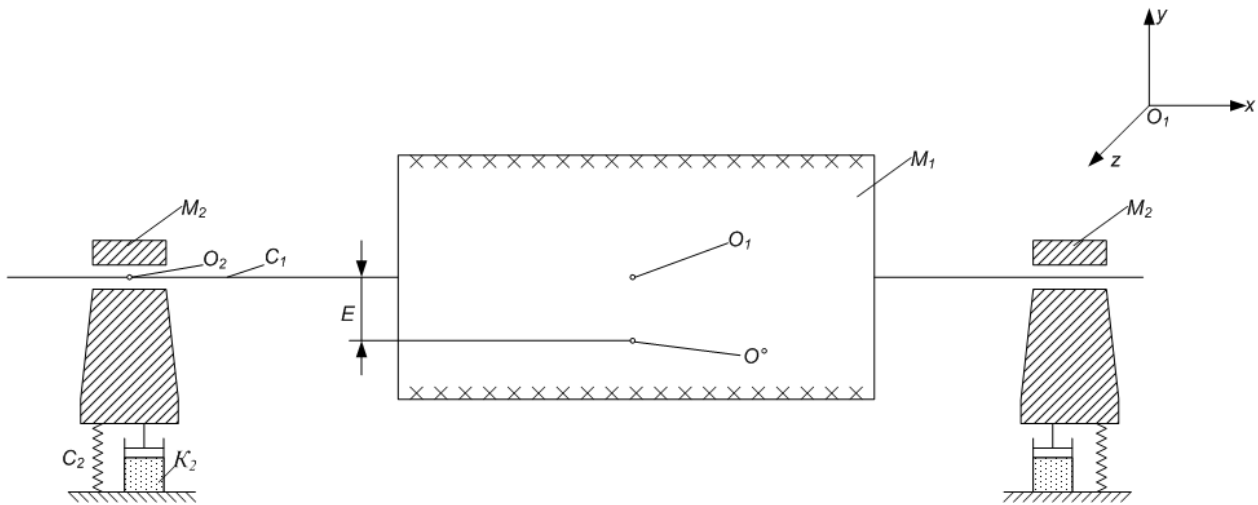


Рис. 2.44. Розрахункова схема задачі

«Спресовані» рівняння руху тільки за поступальних переміщень незбалансованого ротора мають вид:

$$\begin{cases} M_1 \cdot \ddot{u}_1 + C_1 \cdot (u_1 - u_2) = M_1 \cdot E \cdot \omega^2 \cdot \exp(i \cdot \omega \cdot t); \\ M_2 \cdot \ddot{u}_2 + C_2 \cdot u_2 + K_2 \cdot \dot{u}_2 + \frac{1}{2} \cdot C_1 \cdot (u_1 - u_2) = 0. \end{cases} \quad (2.253)$$

де: u_1 , u_2 – переміщення, відповідно, барабана та опор ротора; $u_1 = u_{1y} + i \cdot u_{1z}$; $u_2 = u_{2y} + i \cdot u_{2z}$; (u_{1y}, u_{2y}) – переміщення барабана та опор вздовж вісі Oy ; (u_{1z}, u_{2z}) – переміщення барабана та опор вздовж вісі Oz ; ω – швидкість обертання ротора навколо вісі Ox у стаціонарному режимі функціонування.

Амплітудні значення переміщення барабана A_1 , опор A_2 , взаємні переміщення барабана й опор $(A_1 - A_2)$, а також зусилля на фундамент опори Q (на обидві опори) визначаються з виразів:

$$\begin{cases} \left(\frac{A_1}{E} \right)^2 = \frac{\beta^4}{\Delta} \cdot \left[\left(\frac{1}{2} + \alpha - \mu \cdot \beta^2 \right)^2 + (\delta \cdot \beta)^2 \right]; \left(\frac{Q}{C_1 \cdot E} \right)^2 = q^2 = \frac{\beta^4}{\Delta} \cdot (\alpha^2 + \delta^2 \cdot \beta^2); \\ \left(\frac{A_2}{E} \right)^2 = \frac{\beta^4}{4 \cdot \Delta}; \left(\frac{A_1 - A_2}{E} \right)^2 = \frac{\beta^4}{\Delta} \cdot \left[(\alpha - \mu \cdot \beta^2)^2 + (\delta \cdot \beta)^2 \right], \end{cases} \quad (2.254)$$

$$\text{де: } \Delta = \left[(1 - \beta^2) \cdot (\alpha - \mu \cdot \beta^2) - \frac{1}{2} \cdot \beta^2 \right]^2 + \delta^2 \cdot \beta^2 \cdot (1 - \beta^2)^2; \quad \mu = \frac{M_2}{M_1}; \quad \alpha = \frac{C_2}{C_1};$$

$$\delta^2 = \frac{K_2^2}{C_1 \cdot M_1}; \quad \beta = \frac{\omega}{\Omega}; \quad \Omega^2 = \frac{C_1}{M_1}. \quad (\text{Зазначимо, що у роботі допущена помилка при}$$

визначенні Δ . У даному дослідженні цю помилку усунуто.)

Недемпфовані власні частоти (критичні швидкості) системи $(\beta_0)_{1,2}$ знаходимо при цьому, як корені рівняння:

$$(1 - \beta_0^2) \cdot (\alpha - \mu \cdot \beta_0^2) - \frac{1}{2} \cdot \beta_0^2 = 0, \quad (2.255)$$

тобто:

$$(\beta_0^2)_{1,2} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\alpha}{\mu} + 1 + \frac{1}{2 \cdot \mu} \right) \pm \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \left(\frac{\alpha}{\mu} + 1 + \frac{1}{2 \cdot \mu} \right)^2 - \frac{\alpha}{\mu}}. \quad (2.256)$$

За умови:

$$\frac{1}{4} \cdot \left(\frac{\alpha}{\mu} + 1 + \frac{1}{2 \cdot \mu} \right)^2 - \frac{\alpha}{\mu} > 0. \quad (2.257)$$

Критичні швидкості обертання ротора мають наступний вигляд:

$$\omega_{\text{кр}1} = \left\{ \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\alpha}{\mu} + 1 + \frac{1}{2 \cdot \mu} \right) + \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \left(\frac{\alpha}{\mu} + 1 + \frac{1}{2 \cdot \mu} \right)^2 - \frac{\alpha}{\mu}} \right\}^{\frac{1}{2}} \cdot \Omega; \quad (2.258)$$

$$\omega_{\text{кр}2} = \left\{ \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\alpha}{\mu} + 1 + \frac{1}{2 \cdot \mu} \right) - \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \left(\frac{\alpha}{\mu} + 1 + \frac{1}{2 \cdot \mu} \right)^2 - \frac{\alpha}{\mu}} \right\}^{\frac{1}{2}} \cdot \Omega. \quad (2.259)$$

Для знаходження оптимальних параметрів демпферів в'язкого тертя використаємо так звані інваріантні швидкості амплітудних кривих, які мають наступну властивість: амплітуди при цих швидкостях обертання ротора не залежать від величини демпферування у опорах. Ці швидкості обертання ротора визначають у точках перетину амплітудних кривих при відсутності демпферування ($\delta=0$) й при нескінченно великому ($\delta \rightarrow \infty$) демпферуванні (рис.

2). у загальному випадку таких інваріантних швидкостей для переміщень дві (β_{01}, β_{02}), а для сил – три ($\beta_1, \beta_2, \beta_3$). З умови рівності амплітуд у двох інваріантних точках можна знайти величину жорсткості опор. Умова, що дотична до амплітудної кривої у інваріантній точці є горизонтальною чи близькою до горизонтальної, слугує для знаходження коефіцієнта демпферування, котрий забезпечує максимальним вібраціям їх мінімально можливі значення у всьому діапазоні швидкостей.

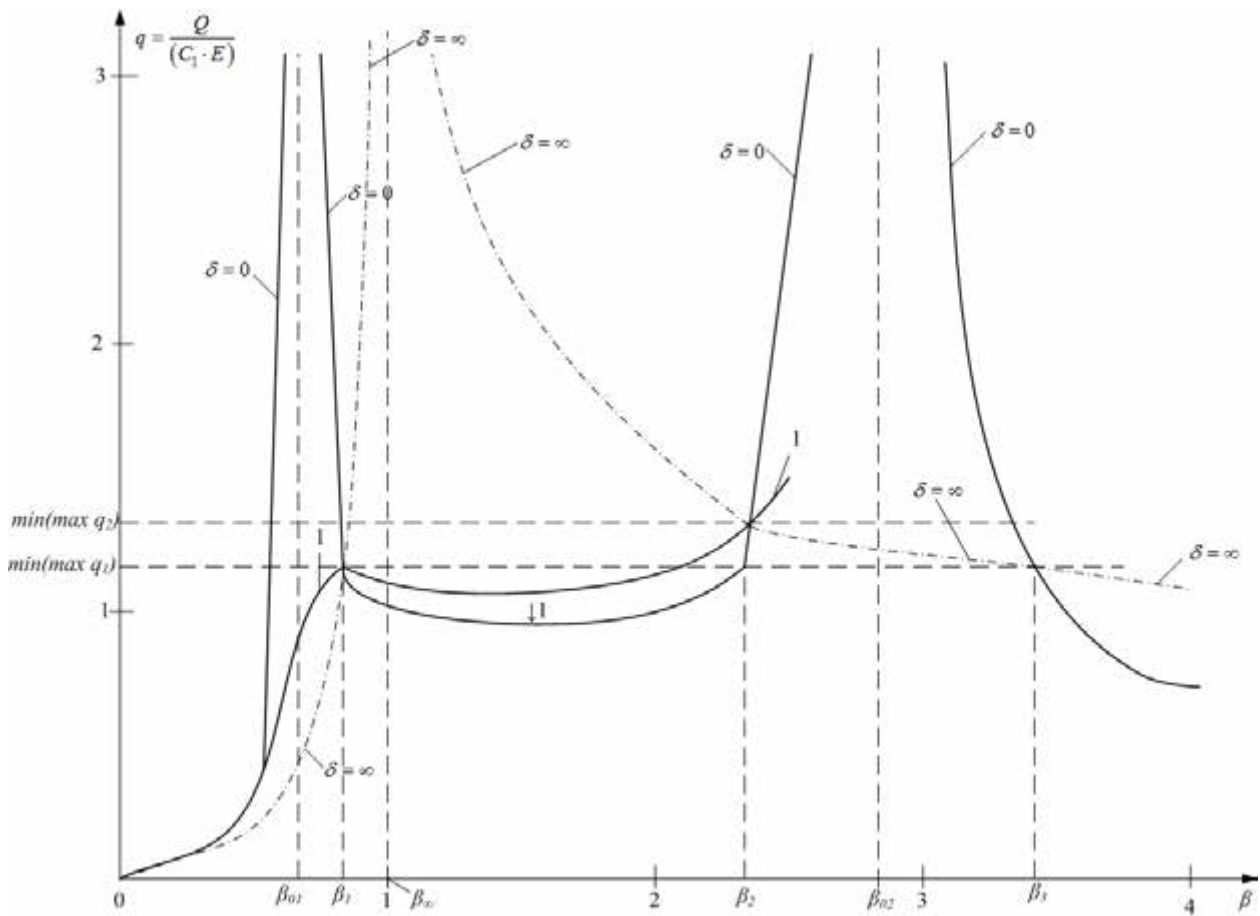


Рис. 2.45. Графіки для визначення інваріантних швидкостей амплітудних кривих: $\beta_{\infty} = \beta|_{\delta \rightarrow \infty}$

Розрахунки показують, що оптимальні значення можуть бути різними у залежності від обраної вібраційної характеристики (Табл. 2.1).

Таблиця 2.1

Оптимальні значення жорсткості й демпферування

Характеристика	Значення	Оптимальні значення
----------------	----------	---------------------

	характеристики при інваріантній швидкості	α	δ^2
Переміщення барабана A_1/E	$\sqrt{1+4\cdot\mu}$	μ	M
Взаємне переміщення $(A_1-A_2)/e$	$\sqrt{1+4\cdot\mu}$	$\frac{1}{4} + \mu$	$\frac{3}{16} + \mu$
Сила $Q/(C_1\cdot E)$	$1+2\mu$	$\frac{1}{4} + \frac{1}{2}\cdot\mu$	$\frac{(1+2\cdot\mu)\cdot(3-2\cdot\mu)}{16}$

Слід зазначити. Що всі три характеристики співпадають при $\mu \ll 1$, оскільки: $\sqrt{1+4\cdot\mu} \approx 1+2\cdot\mu$.

На рис. 2.45 при $\mu=0,1$ побудована амплітудна крива для сили (q) за «оптимальних» параметрів демпферів, обраних у відповідності з Табл. 2.1 (крива 1). З рис. 2.45 випливає, що сила у широкому діапазоні швидкостей (β) знаходиться на достатньо низькому рівні й при вказаних припущеннях не може бути зменшена.

Якщо замість порівнювання амплітуд у інваріантних точках маємо наміри знизити амплітуди тільки поблизу першої критичної швидкості, тоді рівень вібрації для сили може бути додатково знищений. Так, у випадку коли жорсткість опор з конструктивних міркувань може бути обрана невеликою, задовільні результати практично для всіх змінних дає демпфер з параметрами, які відповідають «оптимальним» параметрам для переміщень барабану:

$$\alpha = \delta^2; K_2 = \sqrt{C_2 \cdot M_1}. \quad (2.260)$$

Важливе значення має питання про «розбалансування» демпфера, тобто про відхилення його параметрів від параметрів оптимальних розрахункових. На рис. 2.46 побудовані залежності для сили від величини демпферування при

оптимальній жорсткості (крива 1) й від величини жорсткості демпфера при оптимальному демпферуванні (крива 2).

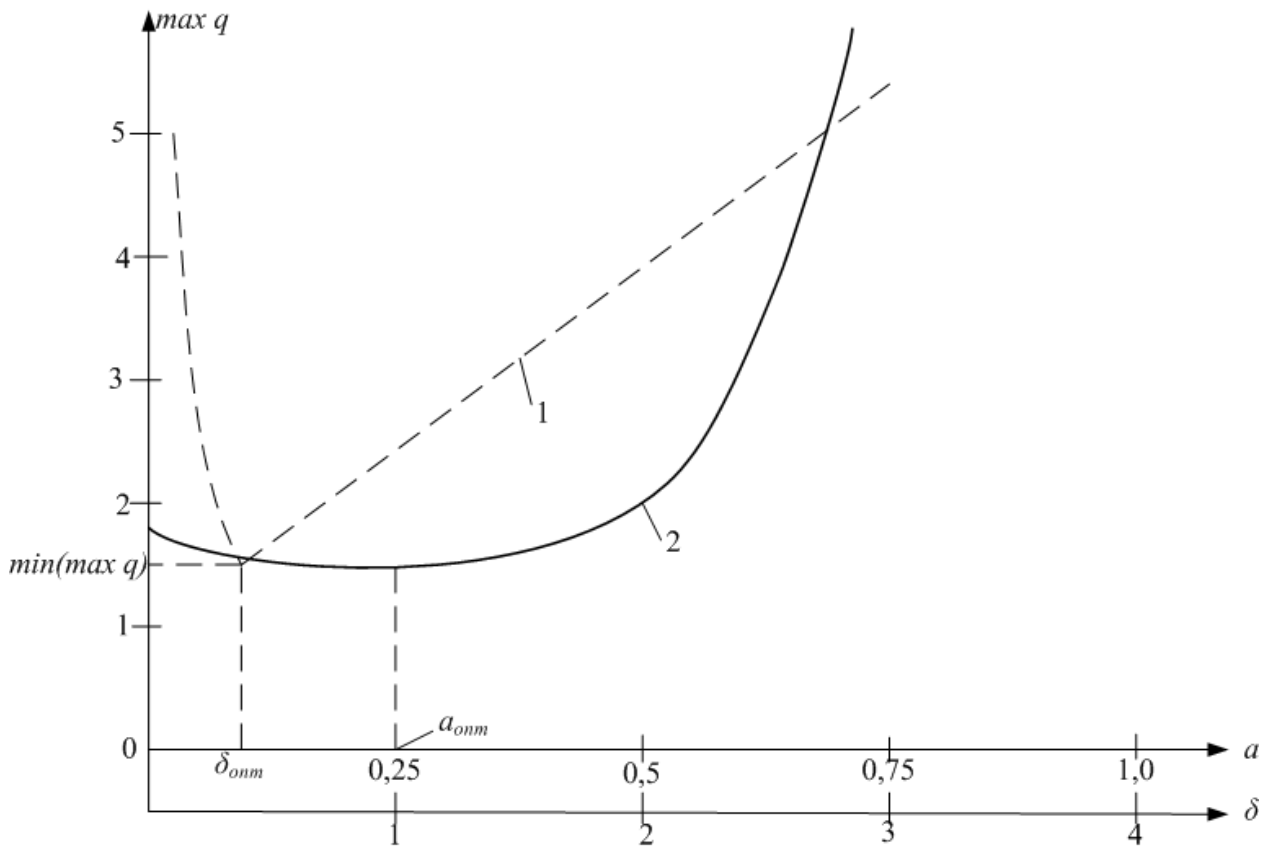


Рис. 2.46. Залежності для сили від величини демпферування: 1 – при оптимальній жорсткості; 2 – від величини жорсткості демпфера при оптимальному демпферуванні.

З рис. 2.46 видно, що при зменшенні демпферування у порівнянні з оптимальним амплітуди сили зростають більш різкими темпами, ніж при його збільшенні. І навпаки, при зменшенні жорсткості сили зменшуються вкрай незначним чином й різко зростають при її збільшенні. Аналіз показує, що оптимальний демпфер забезпечує мінімальне розсіювання енергії у демпфері.

Демпфери з параметрами, обраними виходячи з мінімуму вібрації за симетричними формами, як показують розрахунки, задовільно працюють й при кососиметричних формах коливань, а також при встановленні ротора з насадженими на нього барабаном на одну демпферну опору.

Позитивна властивість демпферів в'язкого тертя полягає у тому, що їх налаштування не залежить від величини неврівноваженості, якщо вона не перевищує деякої межі; за котрої демпфери перестають бути лінійними [155].

2.11. Розрахунок оптимальних параметрів демпферів сухого тертя для гасіння коливань неврівноваженого гнучкого ротора з одним насадженим барабаном.

Вперше спеціальні демпфери, які суміщені з опорами, в'язкого та сухого тертя були запропоновані в роботах [53-132]. Проте існування режимів функціонування подібних демпферів, на думку авторів, вивчене недостатньо, зокрема, режими з проковзуванням (чи без нього). Результати цитованих вище робіт будуть частково використані у даному дослідженні.

У тому випадку, коли демпфери в'язкого тертя не можуть бути використані, з метою зниження амплітуд при критичних швидкостях можна використати демпфери сухого тертя. Основними особливостями елементів сухого тертя є:

1) Слабка залежність сили тертя від швидкості, що дозволяє при аналізі використати формулу Кулона-Амонтона:

$$F = \bar{\alpha} \cdot N \quad (2.261)$$

де N – сила, з якою притиснені одна до одної поверхні; α – коефіцієнт, який залежить головним чином від матеріалу пар тертя;

2) існування у системах, які використовують сухе тертя, двох режимів:

а) елемент «відчинений» - можливе взаємне проковзування поверхонь, що контактують між собою (у цьому режимі сухе тертя не обмежує амплітуд при резонансі);

б) елемент «зачинений» - взаємне проковзування поверхонь відсутнє, що можливо у випадку, коли сила тертя у елементі буде перевищувати силу, яка передається через нього.

Врахування вказаних особливостей дає можливість за рахунок вибору величини зтяжки демпфера уникнути резонансних станів системи, зображеної на рис. 2.47

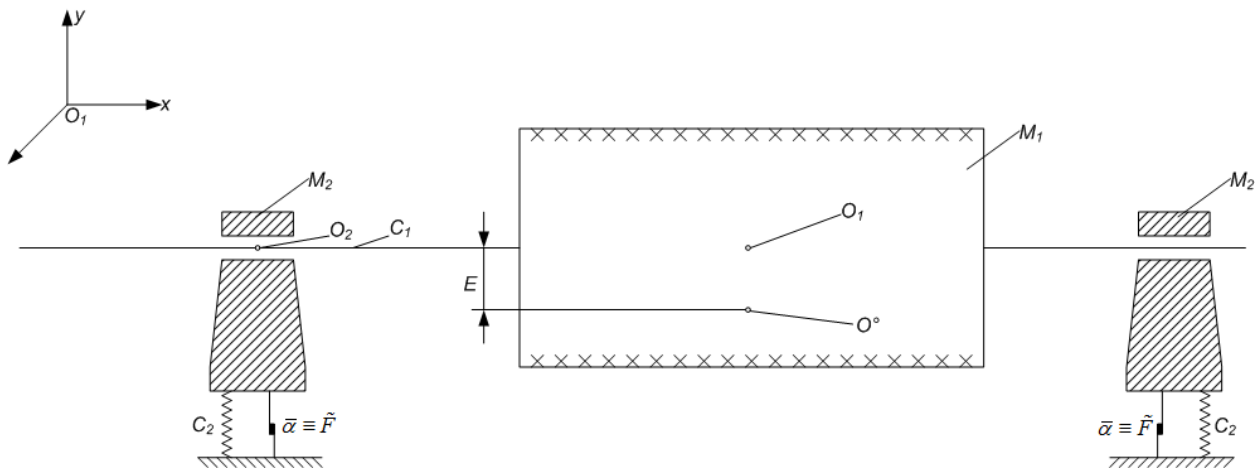


Рис. 2.47. Геометрія задачі

Для зменшення резонансних коливань у системі «ротор барабан» саме ротор розміщений на двох однакових ізотропних пружнодемпферних опорах, кожна з котрих має масу M_2 , жорсткість C_2 , коефіцієнт демпфування сухого тертя: $\tilde{F} = \frac{F}{N} = \bar{\alpha}$; M_1 – маса ротора з насадженим барабаном; C_1 – його жорсткість.

«Спресовані» рівняння руху тільки для поступальних переміщень мають вид:

$$\begin{cases} M_1 \cdot \ddot{u}_1 + C_1 \cdot (u_1 - u_2) = M_1 \cdot E \cdot \omega^2 \cdot e^{i\omega t}; \\ M_2 \cdot \ddot{u}_2 + C_2 \cdot u_2 + F \cdot \text{sign}(\dot{u}_2) + \frac{1}{2} \cdot C_1 \cdot (u_2 - u_1) = 0, \end{cases} \quad (2.262)$$

де u_1 та u_2 – переміщення відповідно барабану та його опор; $E = l_1 + i \cdot l_2$; $u_1 = u_{1y} + i \cdot u_{1z}$; $u_2 = u_{2y} + i \cdot u_{2z}$; $i^2 = -1$; l_1, l_2 – лінійні величини (вздовж вісей Oy , Oz), які характеризують параметри недосконалості ротора типу неврівноваженості; ω – швидкість обертання ротора; t – час.

Після нескладних перетворень рівняння системи (2.262) можна звести до двох наступних:

$$\begin{cases} u_1 = \frac{2}{C_1} \cdot \left[M_2 \cdot \ddot{u}_2 + C_2 \cdot u_2 + F_0 \cdot \text{sign}(\dot{u}_2) + \frac{1}{2} \cdot C_1 \cdot u_2 \right]; \\ \frac{M_1 \cdot M_2}{C_1} \cdot u_2^{(IV)} + \ddot{u}_2 \cdot \left(M_1 \cdot \frac{C_2}{C_1} + \frac{M_1}{2} + M_2 \right) + C_2 \cdot u_2 + \\ + F \cdot \text{sign}(\dot{u}_2) = \frac{1}{2} \cdot M_1 \cdot E \cdot \omega^2 \cdot e^{i\omega t}. \end{cases} \quad (2.263)$$

У подальшому розглядатимемо випадок, коли:

$$\frac{u_2^{(IV)}}{\ddot{u}_2} \square \Omega^2 \cdot \left[\frac{M_1}{M_2} \cdot \frac{C_2}{C_1} + \frac{M_1}{2 \cdot M_2} + 1 \right], \Omega^2 = \frac{C_1}{M_1}. \quad (2.264)$$

Тоді друге рівняння системи (2.263) спрощується й набуває вигляду:

$$\ddot{u}_2 \cdot \left(M_1 \cdot \frac{C_2}{C_1} + \frac{M_1}{2} + M_2 \right) + C_2 \cdot u_2 + F \cdot \text{sign}(\dot{u}_2) = \frac{1}{2} \cdot M_1 \cdot E \cdot \omega^2 \cdot e^{i\omega t} \quad (2.265)$$

Введемо позначення:

$$\mu = \frac{M_2}{M_1}; \tilde{\alpha} = \frac{C_2}{C_1}; \beta = \frac{\omega}{\Omega}; D = \frac{2 \cdot F}{E \cdot C_1}, \quad (2.266)$$

де F – сила затяжки кожного з демпферів.

Аналіз показує, що якщо параметр D обрати з умови:

$$D > D^* = \left| \frac{\beta_0^2}{1 - \beta_0^2} \right|, \quad (2.267)$$

де β_0 – недемпфована власна частота системи (нормована на Ω) й визначається з рівняння:

$$(1 - \beta_0^2) \cdot (\tilde{\alpha} - \mu \cdot \beta_0^2) - \frac{1}{2} \cdot \beta_0^2 = 0, \quad (2.268)$$

Тоді у системі не буде резонансних станів. При розрахунку по формулі (2.267) беремо значення β_0 , котре призводить до більшого значення для D^* . З (2.267) видно, що D^* завжди більше одиниці. (рівняння (2.268) має два корені β_{01}, β_{02}).

На рис. 2.48 побудовані амплітудні криві сили, діючої на фундамент ($q = \frac{Q}{C_1 \cdot E}$, де Q – власне сила, діюча на фундамент), при $\mu = 0.1$, $\tilde{\alpha} = 0.1$ й для кількох значень параметру D ($D^* = 1.17$).

З рис. 2.48 випливає, що при $D > D^*$ резонансні стани відсутні. Демпфер сухого тертя при цьому працює у двох режимах:

1) демпфер працює у діапазоні швидкостей $\beta_*(D) \dots B_2$;

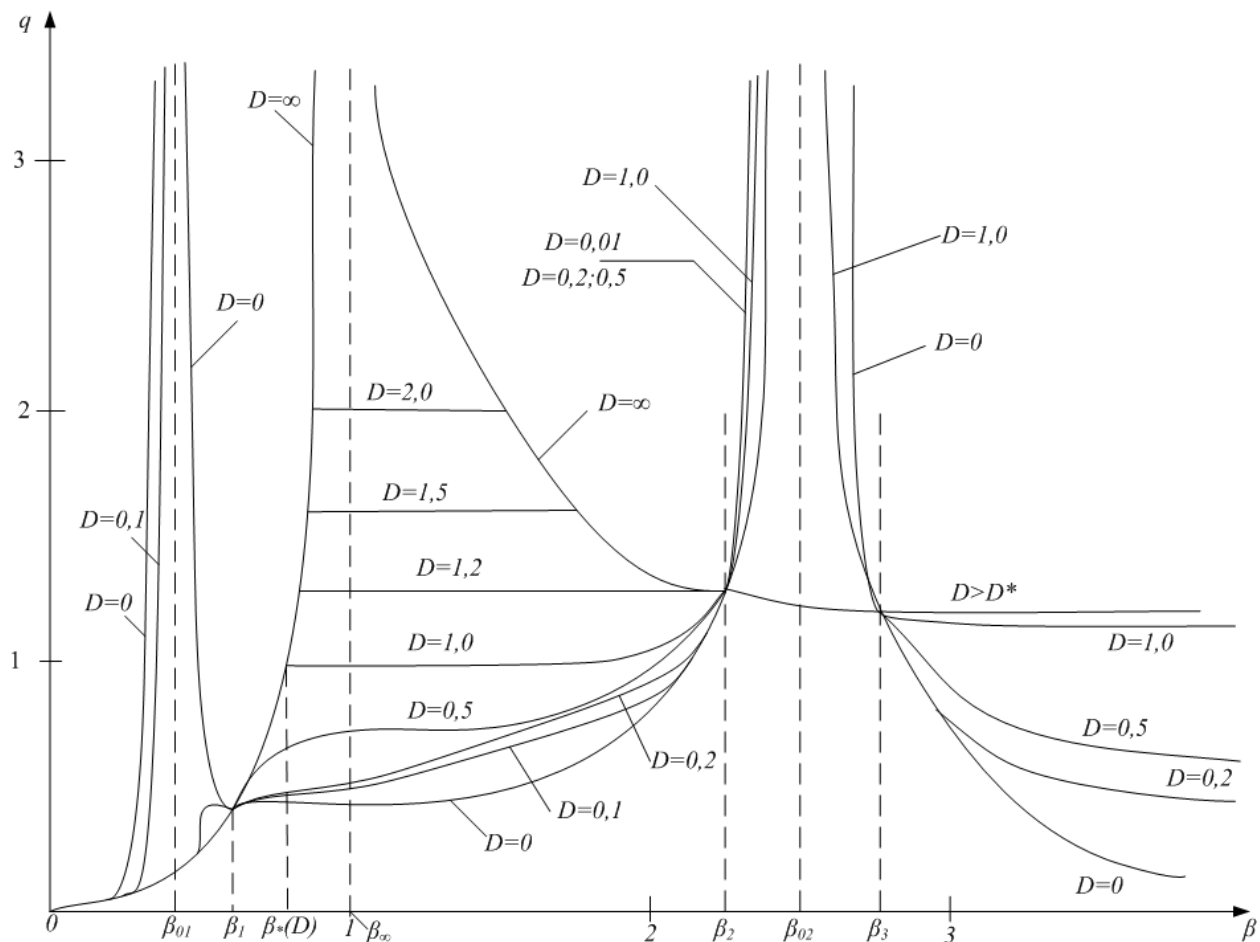


Рис. 2.48 Залежність сили, діючої на фундамент (q), від частоти обертання ротора (β) за наявності демпфера сухого тертя ($\beta_\infty = \beta|_{D \rightarrow \infty}$).

2) Демпфер не працює в усьому іншому діапазоні швидкостей.

Рис. 2.48 дозволяє зрозуміти фізичний зміст ефекту демпферів сухого тертя, котрий полягає у тому, що демпфери вмикаються лише поза резонансних швидкостей ротора на пружних опорах.

Параметр D й жорсткість опор C_2 слід обирати мінімально можливим, оскільки при цьому зменшуються сили, діючі на фундамент. Параметр D залежить від величини неврівноваженості. Тому, якщо ця величина заздалегідь невідома, тоді слід орієнтуватись на максимально можливу. При непередбаченому зростанні неврівноваженості зменшується параметр D , і якщо він стає меншим D^* , тоді можливі резонансні коливання на критичних швидкостях. Саме у цьому проявляються нелінійні властивості демпферів сухого тертя.

Для більш детального з'ясування меж функціонування демпфера сухого тертя, в яких виникають (чи ні) резонансні коливання на критичних швидкостях, слід детально проаналізувати рівняння (2.265) у наближенні (2.264), але це є предметом окремого дослідження.

2.12. Використання пасивних вібраційних демпферів для гасіння коливань неврівноважених гнучких роторів з насадженим барабаном.

У деяких випадках для суттєвого зниження вібрацій на фіксованих швидкостях обертання ротора у механічній системі «ротор–насаджений барабан» корисно й доцільно застосовувати т. з. пасивні віброгасники, які представляють собою деякі масивні елементи, які зв'язані з опорами чи корпусом пружнодемпферними зв'язками. На думку авторів даного дослідження, методики розрахунку головних параметрів вказаних демпферів ще недостатньо обґрунтовані і тому вимагають подальших уточнень і досліджень.

Основні результати для роторної системи, котра включає: гнучкий ротор з одним неврівноваженим барабаном (або диском); жорсткість, співвісний з ротором корпус на амортизаторах; два однакових ізотропних, встановлених на корпусі віброгасника, котрі можуть здійснювати коливання у площині, яка перпендикулярна до вісі обертання, – отримані у роботах [53,153, 132], проте на визначені критичні частоти обертання ротора, а оцінки амплітуд переміщень

корпусу механічної системи, що розглядається, та самих віброгасників наближені.

Метою даної роботи полягає у обґрунтуванні методики розрахунку основних параметрів пасивних вібраційних демпферів, призначених для гасіння коливань у механічних системах типу «неврівноважений гнучкий ротор – барабан», котрі використовуються при моделюванні функціонування молотильного барабану зернозбирального комбайну.

На рис. 2.49 зображена роторна система, яка включає гнучкий ротор з одним неуврівноваженим барабаном, жорсткий, співвісний з ротором корпус на амортизаторах й два однакових ізотропних, встановлених на корпусі віброгасника, котрі можуть здійснювати коливання у площині, перпендикулярній до вісі обертання. На рис. 2.49 введені позначення: $E=l_1+i\cdot l_2$, $i^2=-1$, де $l_{1,2}$ – лінійні величини, котрі характеризують параметри недосконалостей ротора типу неуврівноваженості (l_1 – лінійне переміщення центру O_1 системи вздовж осі Oy ; l_2 – лінійне переміщення центру O_1 системи вздовж осі Oz); M_1 – приведена до вісі ротора маса власне ротора й насадженого на нього барабану; C_1 – жорсткість ротора; ω – кутова швидкість обертання ротора; C_2 ; K_2 – відповідно жорсткість та коефіцієнт лінійного демпфування кожного з амортизаторів опори; M_3 , C_3 , K_3 – маса, жорсткість, коефіцієнт лінійного демпфування кожного з віброгасників, встановлених на корпусі даної роторної системи; $u_1=u_{1y}+i\cdot u_{1z}$; $u_2=u_{2y}+i\cdot u_{2z}$; $u_3=u_{3y}+i\cdot u_{3z}$ – комплексні переміщення, відповідно барабана (насадженого на ротор), амортизатора опор, віброгасника. (індекси «у» та «z» у виразах u_j , $j = \overline{1,3}$), означають переміщення вподовж відповідних осей Oy та Oz).

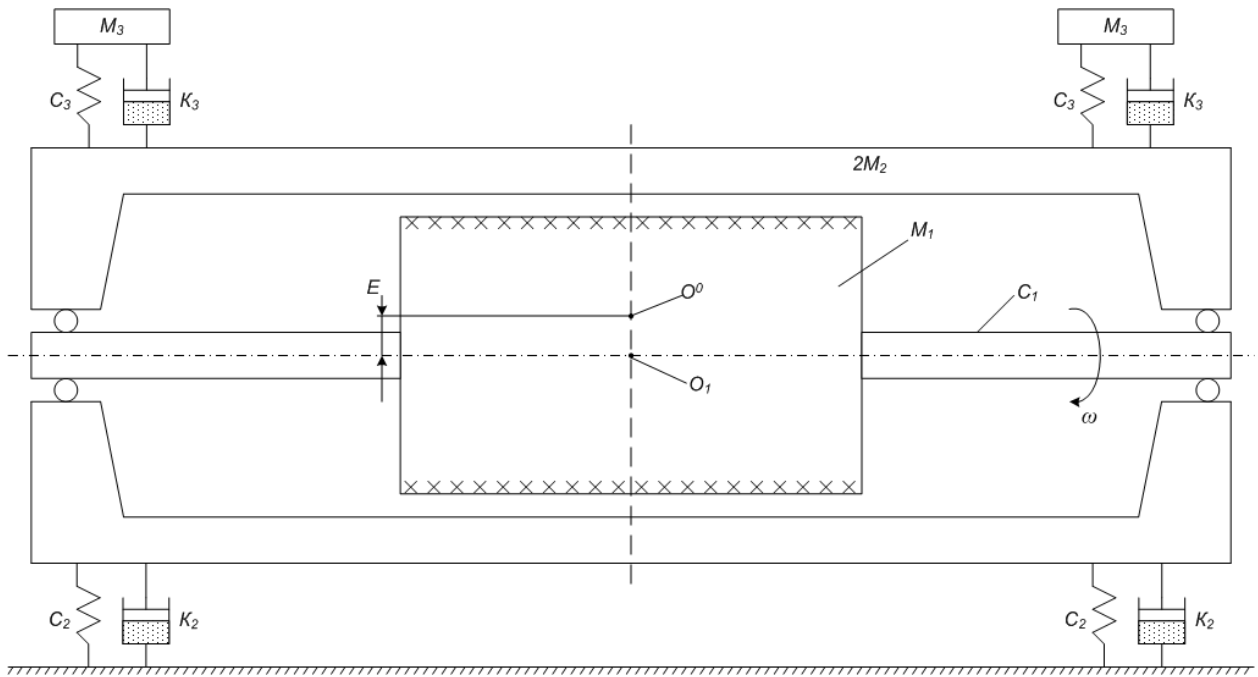


Рис. 2.49. Розрахункова схема задачі

«Спресовані» рівняння руху при поступальних переміщеннях мають вид:

$$\begin{cases} M_1 \cdot \ddot{u}_1 + C_1 \cdot (u_1 - u_2) = M_1 \cdot E \cdot \omega^2 \cdot e^{i\omega t}; \\ M_2 \cdot \ddot{u}_2 + (C_2 + C_3) \cdot u_2 - C_3 \cdot u_3 + \frac{1}{2} \cdot C_1 \cdot (u_2 - u_1) + (K_2 + K_3) \cdot \dot{u}_2 - K_3 \cdot \dot{u}_3 = 0; \\ M_3 \cdot \ddot{u}_3 + C_3 \cdot (u_3 - u_2) + K_3 \cdot (\dot{u}_3 - \dot{u}_2) = 0. \end{cases} \quad (2.269)$$

Введемо наступні безрозмірні параметри задачі:

$$\begin{aligned} \mu_2 &= \frac{M_2}{M_1}; \mu_3 = \frac{M_3}{M_1}; \alpha_2 = \frac{C_2}{C_1}; \alpha_3 = \frac{C_3}{C_1}; \\ \delta_2^2 &= \frac{K_2^2}{(C_1 \cdot M_1)}; \delta_3^2 = \frac{K_3^2}{(C_1 \cdot M_1)}; \beta^2 = \frac{\omega^2 \cdot M_1}{C_1} \end{aligned} \quad (2.270)$$

Для зведених (нормованих на величину E) амплітуд переміщень A_2 й віброгасників A_3 можна отримати наступні залежності:

$$\begin{cases} \left(\frac{A_2}{E}\right)^2 = \frac{\beta^4 \cdot \left[(\alpha_3 - \mu_3 \cdot \beta^2)^2 + \mu_3^2 \cdot \delta_3^2 \cdot \beta^4 \right]}{\Delta_1^2 + \Delta_2^2}; \\ \left(\frac{A_3}{E}\right)^2 = \left(\frac{A_2}{E}\right)^2 \cdot \frac{\mu_3 \cdot \beta^2}{\left[(\alpha_3 - \mu_3 \cdot \beta^2)^2 + \mu_3^2 \cdot \delta_3^2 \cdot \beta^4 \right]}, \end{cases} \quad (2.271)$$

де:

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= 2 \cdot (1 - \beta^2) \cdot \left[(\alpha_2 - \mu_2 \cdot \beta^2) \cdot (\alpha_3 - \mu_3 \cdot \beta^2) - \beta^3 \cdot \mu_2 \cdot \delta_2 \cdot \delta_3 - \beta^2 \cdot \mu_3 \cdot \alpha_3 \right] - \beta^2 \cdot (\alpha_3 - \beta^2 \cdot \mu_3); \\ \Delta_2 &= 2 \cdot (1 - \beta^2) \cdot \beta \cdot \left[\delta_2 \cdot (\alpha_3 - \beta^2 \cdot \mu_3) - \beta \cdot \mu_3 \cdot \delta_3 \cdot (\alpha_2 - \beta^2 \cdot \mu_2) - \beta^3 \cdot \mu_3^2 \cdot \delta_3 \right] - \beta^4 \cdot \mu_3 \cdot \delta_3. \end{aligned}$$

У випадку ідеального віброгасника без тертя ($\delta_3=0$) система має наступну властивість: при швидкості обертання ротора $\beta=B_*$, яка чисельно дорівнює парціальній частоті віброгасника й визначається з умови:

$$\alpha_3 - \beta_*^2 \cdot \mu_3 = 0 \Rightarrow B_* = \left(\frac{\alpha_3}{\mu_3} \right)^{1/2}, \quad (2.272)$$

амплітуда переміщень корпусу обертається у нуль, що дозволяє застосовувати віброгасники задля знищення вібрацій на фіксованих частотах/швидкостях.

Завжди існуюче демпфування у віброгасниках ($\delta_3 \neq 0$) робить принципово неможливим перетворення у нуль переміщень корпусу. Для налаштованих віброгасників, тобто при виконанні умови (2.272), за малих δ_3 можна отримати наближені оцінки:

$$\left| \frac{A_2}{E} \right| \approx \frac{\delta_3}{2 \cdot (1 - \beta^2) \cdot \mu_3}; \quad \left| \frac{A_3}{E} \right| \approx \frac{1}{2 \cdot (1 - \beta^2) \cdot \mu_3}, \quad (2.273)$$

котрі дозволяють зрозуміти основні особливості роботи віброгасника, а саме:

- 1) рівень вібрацій корпусу практично прямопропорціональний силам демпферування у віброгасниках й обернено пропорціональний їх масі;
- 2) переміщення самих віброгасників визначається в основному їх масою.

Резонансні коливання корпусу системи, за яких $\left(\left| \frac{A_2}{E} \right| \right)$ зростає до великих

значень, визначається з розв'язку системи рівнянь:

$$\begin{cases} \Delta_1 = 0; \\ \Delta_2 = 0. \end{cases} \quad (2.274)$$

Якщо віброгасники та амортизатори опор ідеальні (без тертя), тобто $\delta_2 = \delta_3 = 0$, система рівнянь (2.274) зводиться до наступної:

$$\begin{cases} \Delta_2 \equiv 0; \\ 2 \cdot (1 - \beta^2) \cdot [(\alpha_2 - \mu_2 \cdot \beta^2) \cdot (\alpha_3 - \mu_3 \cdot \beta^2) - \beta^2 \cdot \mu_3 \cdot \alpha_3] - \beta^2 \cdot (\alpha_3 - \beta^2 \cdot \mu_3) = 0. \end{cases} \quad (2.275)$$

Друге рівняння системи (2.276) є кубічним відносно змінної $\nu = \beta^2$ і може мати 3 дійсних додатних кореня $\beta_1^2, \beta_2^2, \beta_3^2$, котрі можна визначити за формулою Кардано.

Зрозуміло, що при стаціонарному обертанні ротора з конкретною частотою $\beta = \frac{\omega}{\Omega}, \Omega = \sqrt{\frac{C_1}{M_1}}$, можна налаштувати віброгасник і саму роторну систему на такі швидкості обертання ω , за яких резонанси відсутні, тобто виконується умова:

$$\beta \neq \{\beta_1; \beta_2; \beta_3\}. \quad (2.276)$$

Ефект застосування віброгасників визначається при співставленні вібрацій систем без віброгасників й з віброгасниками, причому за ефективність L (у дБ) приймається величина:

$$L = 20 \cdot \lg \left| \frac{A_{20}}{A_2} \right|, \quad (2.277)$$

де A_{20} – амплітуда вібрацій корпусу у системі без віброгасників.

На рис. 2.50 при $B_* = 0,8; \alpha_2 = 0,225; \mu_2 = 0,5; \delta_2 = 0$ побудовані залежності L від параметрів μ_3 та δ_3 .

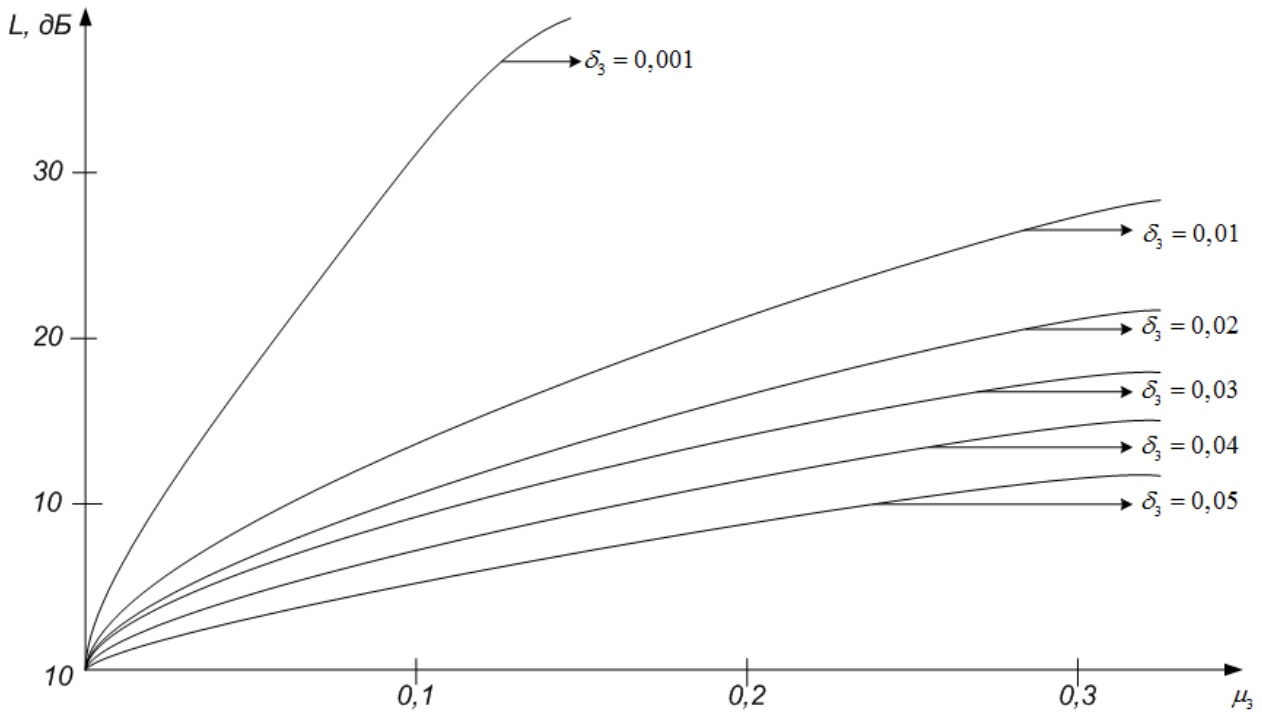


Рис. 2.50. Залежність L від параметрів μ_3 та δ_3

Ефективність пасивних віброгасників максимальна при робочій швидкості обертання ротора, яка співпадає з власними частотами системи, зображеної на рис. 2.49, й мінімальна при швидкості, що дорівнює парціальній частоті ротора на абсолютно жорстких опорах ($\beta_\infty = 1$). Вплив маси корпусу, жорсткості амортизаторів й сили тертя у них незначний.

Ефективність пасивних віброгасників суттєво зменшується при їх «розкиді», тобто при порушенні умови (2.272), що може виникнути за рахунок відхилення від розрахункових величин жорсткості чи маси віброгасників або ж за рахунок зміни швидкості обертання. Ці величини характеризуються співвідношеннями:

$$p_\alpha = \frac{\Delta\alpha_3}{\alpha}; p_\mu = \frac{\Delta\mu_3}{\mu}; p_B = \frac{\Delta B_*}{B_*}, \quad (2.278)$$

котрі зв'язані між собою наступним чином:

$$p = p_\alpha = -p_\mu = -2 \cdot p_B. \quad (2.279)$$

Аналогічний негативний вплив справляє також анізотропія властивостей віброгасників, зокрема, відмінність власних частот у напрямках «y» та «z»..

Аналіз випадку, коли обидва віброгасника розбалансовані однаково за величиною i за знаком, показаний на рис. 2.51 ($B_* = 0,8; \alpha_2 = 0,225; \mu_2 = 0,5; \mu_3 = 0,3; \delta_2 = 0$), з котрого, зокрема, випливає, що чим вище ефективність налаштованого віброгасника, тим різкіше вона спадає при розбалансуванні. У випадку, коли пасивні віброгасники розбалансовані у різні сторони, ефективність гасіння коливань знижується ще більш суттєво (на рис. 3 ці криві зображені штриховими лініями). При цьому можуть виникати умови, коли ефективність гасіння зникає практично повністю, для чого достатньо, щоб швидкість обертання попадала у середину діапазону, який утворений парціальними частотами двох віброгасників. Це дозволяє пояснити на практиці явища, які спостерігаються, коли ефективність системи з кількома віброгасниками виявляється меншою, ніж з одним віброгасником.

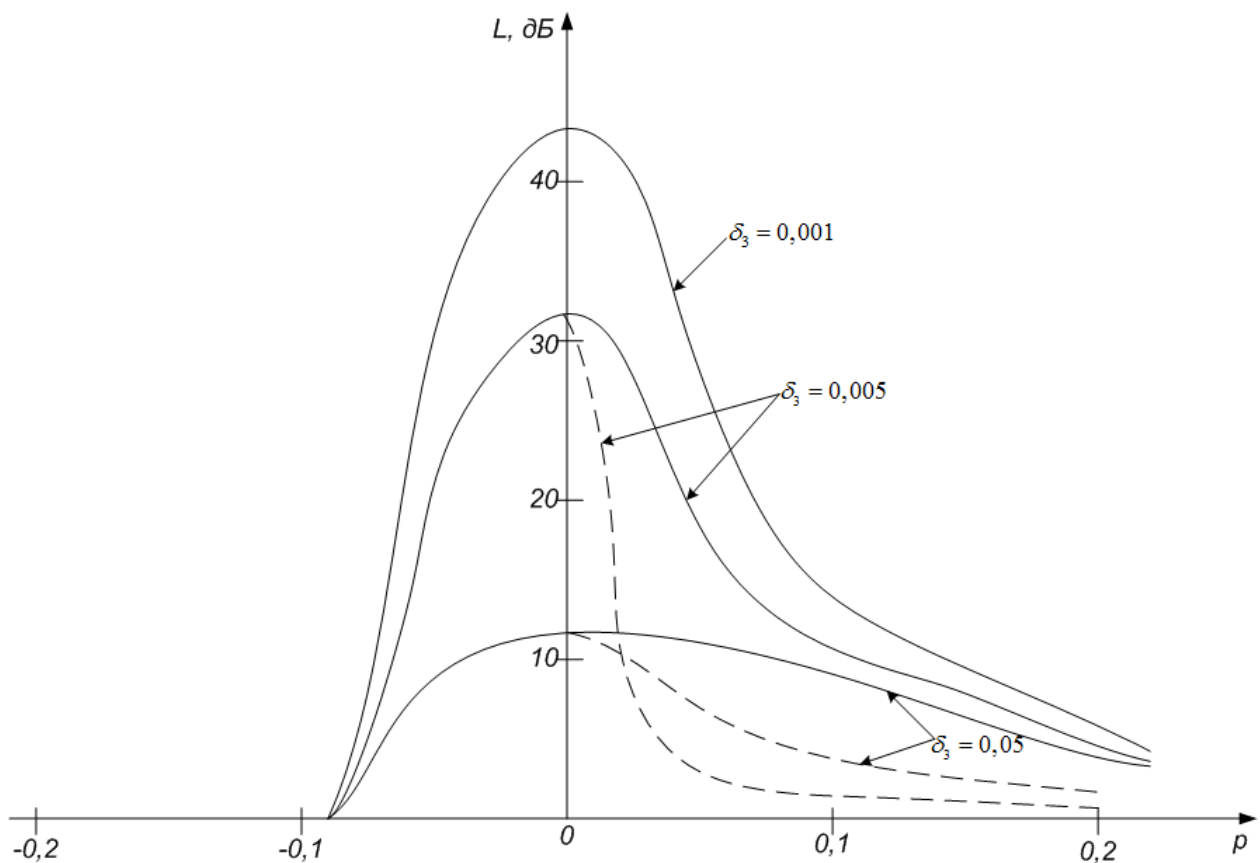


Рис. 2.51. Залежність L від ρ

Встановлення віброгасників (пасивного типу) на корпусі є класичною схемою. Однак віброгасники можуть бути встановлені також на проміжні

елементи між ротором і корпусом чи між корпусом і фундаментом. Аналіз вказаних схем [53,153, 132] й співставлення їх з класичними (схемами) показали, що такі схеми, як правило, не є більш ефективними.

Висновки до розділу 2

1. Розроблено модель руху технологічної маси в молотильному зазорі. У рамках цієї моделі встановлено залежності зазору між виступами бичів і підбарабанням від функції кута φ та сумарного моменту опору від тертя бичів з хлібною масою. Залежність сумарного моменту опору використовувалась для наступних розрахунків динаміки руху молотильного барабана.

2. Визначено закон руху порції хлібної маси. Наведено графік залежності кутової швидкості порції хлібної маси (культура – пшениця) від кута повороту барабана. Встановлено, що кутова швидкість порції хлібної маси зростає з проходженням її в молотильному зазорі і на виході є найбільшою та становить 42 рад/с для культури пшениця, а це в 2 рази менше кутової швидкості молотильного барабана.

3. Розроблено динамічну та математичну модель динаміки руху молотильного барабана, в якій за узагальнюючі координати прийнято кутові координати валу ДВЗ, диска муфти та молотильного барабана. Розв'язано математичну модель для двох етапів: з'єднання валу ДВЗ та валу пасової передачі привода молотильного барабана (даний етап триває 0,6...0,7 с); повне зчеплення валу ДВЗ і диска зчеплення. Наведено кінематичні характеристики молотильного барабана, диска муфти зчеплення та валу ДВЗ на для двох етапів руху. Встановлено вплив моментів інерції муфти зчеплення та молотильного барабана на значення максимального пружного моменту. Так при значеннях $I_1 = 2,75 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ та $I_2 = 2,2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, значення пружного моменту буде найменшим і становитиме $M_{np} = 715 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

4. Досліджено вплив неврівноваженості молотильного барабана зернозбирального комбайна на його коливання. Встановлено, що при коефіцієнті жорсткості опор 88000 Н/м, амплітуди коливань кута повороту

корпусу барабана навколо центру мас, зміни вертикального переміщення центру мас барабану та вертикального переміщення лівої та правої опор зернозбирального комбайну досягають максимальних значень. При даному значенні коефіцієнта жорсткості опор виникатиме явище резонансу, яке є небажаним, адже призводить до руйнування конструкції. При цьому при коефіцієнті жорсткості 10000 Н/м, амплітуда коливань вертикального переміщення становить 0,001 м. Дане значення коефіцієнта жорсткості опор досягається за допомогою підпружинених опор молотильного барабана.

5. Результати другого розділу опубліковані в роботах [8, 101–106, 110, 114, 150]

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Програма експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження динаміки руху молотильного барабана зернозбирального комбайна проводились на основі натурального моделювання, за якого дослідження проводились на реальному об'єкті. При функціонуванні об'єкту відповідно до поставленої мети удається виявити закономірності протікання реального процесу. Натурний експеримент володіє високою мірою достовірності.

Мета проведення експериментальних досліджень полягає у перевірці адекватності теоретичних досліджень, отриманих у розділі 2, з наступним порівнянням їх з отриманими експериментальними залежностями. Програма експериментальних досліджень включає комплекс необхідних робіт, які дають можливість підтвердити попередні теоретичні положення про виникнення вібрацій молотильного барабана під час його роботи. Також експериментальними дослідженням передбачається дослідити просівну здатність підбарабання під час обмолоту.

Згідно з цим розроблено програму експериментальних досліджень для визначення просівної здатності підбарабання та програму для дослідження вібрації молотильного барабана.

Програма експериментальних досліджень для визначення просівної здатності підбарабання включає:

- визначення характеристик поля: висота стеблостою, густина стеблостою, вологість стебел орієнтовна, вологість зерна орієнтовна, ширина міжрядь, відстань між стеблами в рядку, вологість поверхні поля, висота розташування колосків над поверхнею поля;
- розбиття поля на ділянки для проведення експериментів;
- підбір та розробка вимірювально-реєструючого обладнання;

- проведення експериментів для визначення просівної здатності підбарабання;
- вибір методики для обробки масиву експериментальних даних.

Програма експериментальних досліджень для дослідження вібрації молотильного барабана включає:

- розробку натурної моделі молотильно-сепаруючого пристрою зернозбирального комбайна;
- підбір та розробка вимірювально-реєструючого обладнання для визначення основних параметрів руху натурної моделі;
- проведення експериментів для визначення параметрів руху незбалансованого та збалансованого молотильного барабана зернозбирального комбайна;
- вибір методики для обробки масиву експериментальних даних.

3.2. Параметри та конструкція натурної моделі молотильного барабан зернозбирального комбайна

Експериментальні дослідження проводились на зернозбиральному комбайн КЗС–9–1 «Славутич», основні технічні характеристики наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Основні технічні характеристики зернозбирального комбайна КЗС–9–1 «Славутич»

Основні характеристики	Одиниці вимірювання	Величини
Пропускна здатність	кг/с	9
Потужність двигуна номінальна/експлуатаційна	кВт (к.с.)	173 (235)/165 (225)
Ширина молотарки	мм	1500
Діаметр молотильного барабана	мм	700

Вага молотильного барабана	кг	198
Кількість бичів барабана		10
Діапазон частот обертання барабана	об/хв	465...1 013
Потужність потрібна для обмолоту	кВт	27
Частота обертання колінчастого вала	об/хв	2000

Зернозбиральний комбайн КЗС–9–1 «Славутич» призначений для прямого та роздільного збору зернових колосових культур, а з використанням спеціальних пристосувань, може використовуватися для прибирання різних олійних, зернобобових, круп'яних культур, насінників трав, кукурудзи на зерно та інших.

Об'єктом експериментального дослідження є серійний зернозбиральний комбайн КЗС-9-1 «Славутич». Він складається жатної частини, молотарки, бункера з вивантажувальним пристроєм, ДВЗ, силових передач, ходової системи, органів управління, електрообладнання, контрольно-вимірної системи.

Схема зернозбирального комбайна представлена на рис. 3.1.

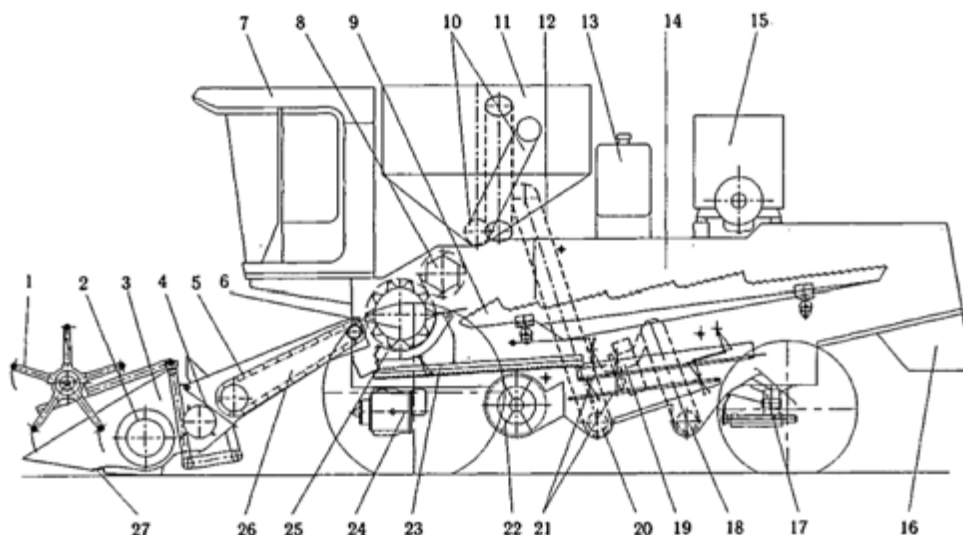


Рис. 3.1. Конструктивно-компоновочна схема зернозбирального комбайна КЗС–9–1 «Славутич»

На рис. 3.1: 1 - мотовило; 2 - шнек; 3 – жатна частина; 4 – прийомний бітер; 5 – похилий транспортер камери; 6 - молотильний барабан; 7 - кабіна; 8 – відбійний бітер; 9 - соломотряс; 10 – вивантажувальний пристрій; 11 - бункер; 12 - елеватор зерновий; 13 – паливний бак; 14 - молотильно-сепаруючий пристрій; 15 - моторно-силова установка; 16 - капот; 17 - міст керуючих коліс; 18 - колосовий шнек; 19 – домолочуючий пристрій; 20 - зерновий шнек; 21 - решета очистки; 22 - вентилятор; 23 - ступінчаста дошка (грохот); 24 - міст ведучих коліс; 25 - підбарабання; 26 – похила камера; 27 – ріжучий апарат

При русі зернозбирального комбайна мотовило 1 підводить до ріжучого апарату 27 культуру, що збирається. Зрізані стебла планками мотовила вкладаються на платформу жатної частини 3, а потім шнеком 2 переміщуються до центральної її частини і передаються транспортеру похилої камери 5, який подає їх в молотильно-сепаруючий пристрій 14. В молотильно-сепаруючому пристрої проходить обмолот культури, що збирається.

3.3. Допоміжне і вимірювальне обладнання для знаходження коефіцієнта просівної здатності підбарабання

Для проведення експериментальних досліджень з визначення просівної здатності підбарабання було використані лотки. Для цього виготовлено 4 лотки для проведення досліджень на сої та 3 – на ячмені (рис. 3.2).



Рис. 3.2. Лотки для проведення експериментальних досліджень з визначення просівної здатності підбарабання

Прилади і вимірювальне обладнання, що використовувалися для вимірів величин, отриманих в результаті дослідження, наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 4.2.

Прилади і вимірювальне обладнання

Вимірювальна величина	Найменування	Марка	Похибка вимірювання
Довжина облікової ділянки	Рулетка (23 м)		$\pm 0,5$ см
Висота зрізу, довжина стебел	Мірна лінійка		$\pm 0,2$ мм
Маса зерна, вороху, маса зерна в оброблених пробах	Ваги електричні	BEURER KS 49	± 1 мг
Час проходження облікової ділянки	Секундомір		$\pm 0,1$ с/добу

3.4. Вимірювально-реєструюче обладнання для проведення експериментальних досліджень з визначення впливу неврівноваженої маси на коливання молотильного барабана

Для збору експериментальних даних під час досліджень в процесі роботи молотильного барабана зернозбирального комбайна необхідно виміряти такі параметри: швидкість та прискорення елементів машини.

Кінематичні параметри молотильного барабана зернозбирального комбайна вимірювалися за допомогою енкодера лінійного переміщення. Тарування такого датчика виконувати не потрібно, оскільки це вже виконано фірмою виробником. Енкодер формує електричні імпульси, кількість яких пропорційна лінійному переміщенню. Для вимірювання лінійного переміщення використовується енкодер ENC фірми Autonics (рис. 3.3)



Рис. 3.3. Зовнішній вигляд лінійного енкодера ENC Autonics

Датчик лінійний енкодер ENC Autonics встановлюємо на зернозбиральному комбайні так, щоб колесо датчика вільно перекочувалось по пасу, який дотикається до шківа, що розміщений на валу молотильного барабана (рис. 3.4).



Рис. 3.4. Встановлення лінійного енкодера ENC Autonics на зернозбиральному комбайні: 1 – лінійного енкодера ENC Autonics; 2 – шків пасової передачі, що розміщений на валу ДВЗ

Вимірювання прискорень виконувалось за допомогою акселерометра (рис. 3.5), який має три канали, що відповідає трьом вісям декартової системи координат. Структура акселерометра подібна до структури датчика струму: він складається з чутливого елемента MMA 7260Q фірми Freescale Semiconductor, підсилювача сигналу та стабілізатора напруги живлення. Живлення акселерометра виконується за допомогою гальванічних елементів.

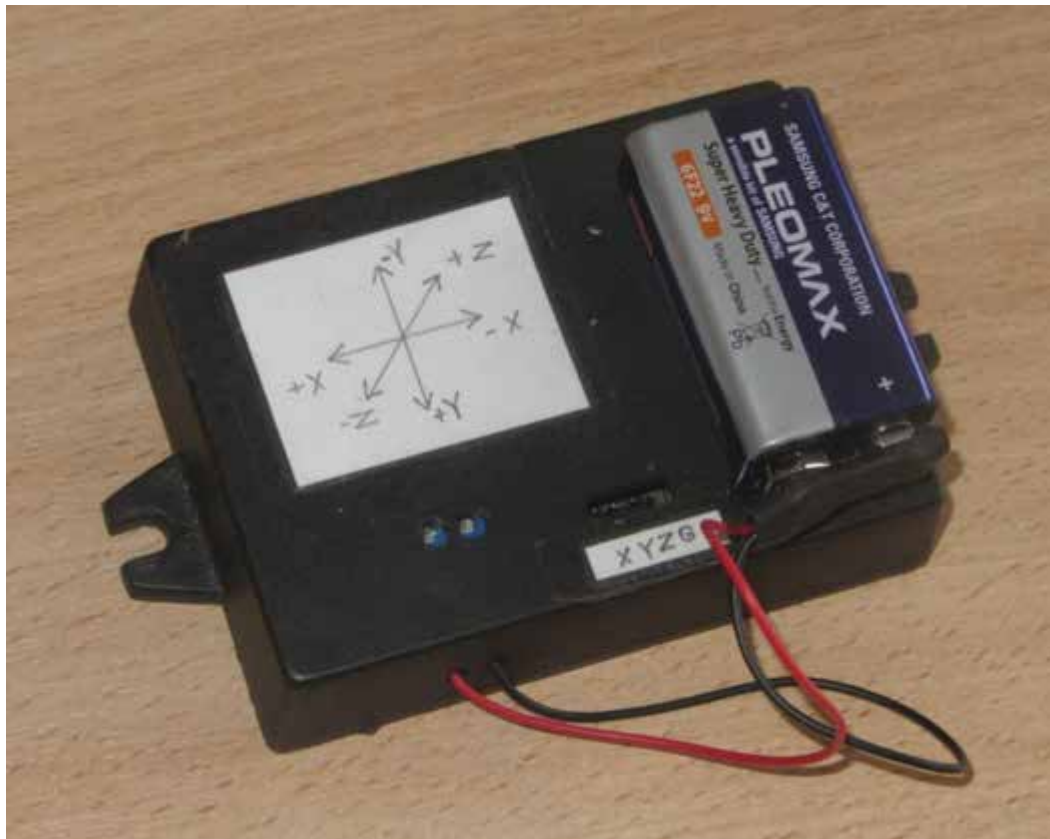


Рис. 3.5. Зовнішній вигляд датчика прискорення (акселерометра)

Датчики прискорення встановлюємо на боковинах зернозбиральних комбайнів в зоні розташування молотильно-сепаруючого пристрою (рис. 3.6).



Рис. 3.6. Встановлення датчика прискорення: 1 – датчик прискорення; 2 – боковина зернозбирального комбайна.

У таблиці 3.3 приведені основні характеристики датчиків.

Таблиця 3.3

Характеристики датчиків

Вимірюваний параметр	Марка чутливого елемента	Фірма-виробник чутливого елемента	Абсолютна похибка вимірювання	Межі вимірювання	Чутливість
Лінійне переміщення	ENC	Autonics	1 мм	–	1 імп/мм
Прискорення	MMA7260Q	Freescale Semiconductor	0,03 м/с ²	0...60 м/с ²	0,078 В·с ² /м

Для збору експериментальних даних був використаний аналого-цифровий перетворювач пристрій mDAQ-14 (рис. 3.7).

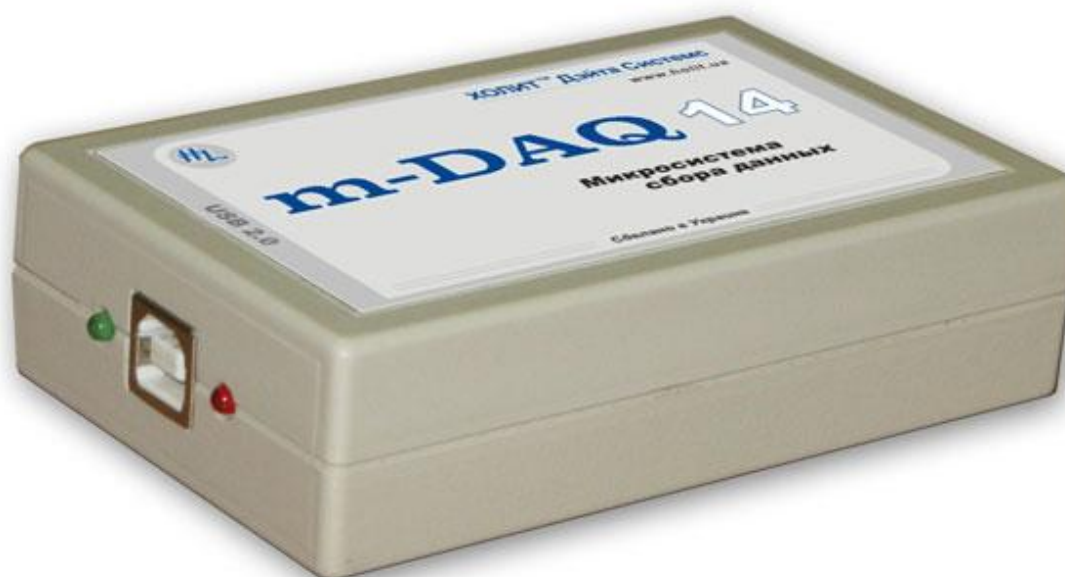


Рис. 3.7. Зовнішній вигляд пристрою для збору даних mDAQ-14

Технічні характеристики пристрою mDAQ-14 наведені у Таблиці 3.4 [9].

Технічна характеристика пристрою для збору даних mDAQ-14

Характеристика	Опис
Інтерфейс зв'язку з ПК	USB 2.0
Кількість аналогових каналів	4 диференціальних або 8 однопровідних
Вхідний діапазон сигналів, В	± 10
Гранична вхідна напруга відносно A_{GND} (землі), В	± 15 (при включеному інтерфейсі USB) ± 10 (при відключеному інтерфейсі USB)
Розрядність АЦП, біт	14
Максимальна диференціальна нелінійність перетворення, МЗР	-1...+1,5
Максимальна інтегральна нелінійність перетворення, МЗР	$\pm 1,5$
Максимальна частота дискретизації, кГц	100
Живлення пристрою	від шини USB
Максимальний споживаний струм, мА:	250 (в активному режимі)
Габаритні розміри, мм	60x100x28
Маса, кг	0,10
Тип роз'ємну для підключення аналогових сигналів	DB-25F
Відносна вологість, %	5-90 (без конденсації вологи)
Температурний діапазон, °С	5...+40

Матеріал корпусу	пластик
------------------	---------

Використаний при проведенні експериментів пристрій збору даних mDAQ-14 не має внутрішньої гальванічної розвязки, тому коло „землі” має внутрішнє сполучення із загальним проводом USB і, відповідно, з „землею” комп’ютера. Для коректної роботи вхідного тракту пристроя необхідно, щоб потенціал кожного входу відносно „землі” не перевищував встановленого вхідного діапазона.

Керування роботою пристроєм mDAQ-14 виконується за допомогою програмного продукту mDAQ-14 Reader, інтерфейс якого зображено на рис. 3.8.

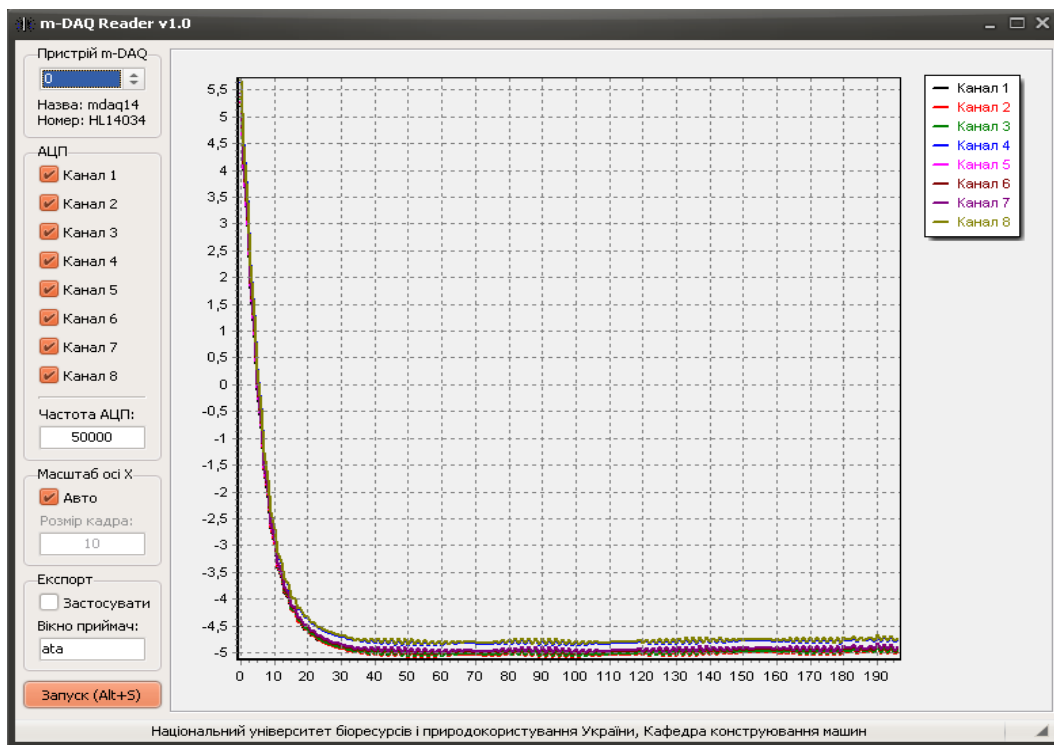


Рис. 3.8. Вікно «візуалізації» програми mDAQ-14 Reader

Для налаштування опитування датчиків спочатку відмічають канали, які задіяні в вимірюванні. Надалі встановлюють частоту опитування каналів. Вибір частоти опитування є дуже важливим етапом. Встановлення великої частоти опитування може призвести до значного об’єму даних, що у свою чергу призведе до уповільнення обробки всього масиву даних. Мала частота

опитування каналів пристрою може викликати втрату корисної інформації про досліджуваний процес.

Після налаштування частоти опитування датчиків вмикають АЦП, який починає послідовно опитувати канали, до яких підключені датчики. Включення АЦП виконують до початку руху елементів досліджуваної системи. Це необхідно для того, щоб зафіксувати рівень аналогових сигналів, які відповідають стану спокою елементів молотильно-сепаруючого пристрою зернозбирального комбайна та відсутності живлення його приводу. Надалі вмикають ДВЗ з механізмом приводу. Після зупинки приводу необхідно через певний проміжок часу вимкнути АЦП. Цей проміжок часу вибирається для того, щоб зафіксувати залишкові коливання та переміщення елементів механізму. Всі дані під час проведення експерименту записуються у файл ADD.log. Після зупинки АЦП виконують конвертацію даних: файл ADC_Log.add перетворюється у текстовий файл з розширенням txt, який у подальшому імпортується у документ Mathematica (файл з розширенням nb) для проведення обробки експериментальних даних.

Для підключення датчиків до пристрою mDAQ-14 та до роз'ємів блоку живлення використовуються екрановані гнучкі багатожильні мідні кабелі. Живлення датчиків виконується за допомогою блоку живлення SPD12051 фірми Carlo Gavazzi (рис. 3.9).



Рис. 3.9. Зовнішній вигляд блоку живлення SPD12051

Технічні характеристики блоку живлення, який показані на рис. 3.9 вказані у таблиці 3.5.

Таблиця 3.5

Технічні характеристики блоку живлення SPD12051

Параметр	Марка блоку живлення
	SPD12051
Опір ізоляції, МОм	100
Температурний діапазон, °С	-10...+71
Відносна вологість, %	до 95
Номінальний діапазон напруги живлення, В	100-240
Відносна похибка вихідної напруги, %	±1
Пульсації та шум вихідної напруги, мВ	50
Відносна зміна вихідної напруги при зміні навантаження в робочих межах, %	±2
Номінальна вихідна напруга, В	12

Номінальний вихідний струм, А	0,42
Номінальна споживана потужність, Вт	18

3.5. Методика збору та попередньої обробки експериментальних даних

Процедура збору експериментальних даних складається з подальших етапів: 1) підключення датчиків прискорення та лінійного енкодера до АЦП та налаштування програмного забезпечення для їх опитування; 2) записування даних на ПК та конвертація даних у txt; 4) експорт даних в програму Mathematica. Докладніше опишемо кожен з цих етапів.

Під час вимірювання всі дані записувались у файл ADC_Log.add. За допомогою програми ADA-1406 Reader Plus відкривають файл ADC_Log.add та конвертують його у формат txt, в якому дані записані у такому форматі:

$$\{ \{x_{11}, x_{12}, \dots, x_{1i}, x_{1i+1}, \dots, x_{1n}\}, \{x_{21}, x_{22}, \dots, x_{2i}, x_{2i+1}, \dots, x_{2n}\}, \dots, \{x_{m1}, x_{m2}, \dots, x_{mi}, x_{mi+1}, \dots, x_{mn}\} \}, \quad (3.1)$$

де m – кількість задіяних каналів; n – довжина масиву (кількість вимірів); x – величина вимірюваного параметра.

Для того, щоб ідентифікувати експеримент файлу з розширенням txt дають певну назву, наприклад, називають його за номером експерименту „Експеримент 1.txt”.

Для попередньої обробки даних файл з розширенням txt експортують у робочий документ Mathematica. Це виконується шляхом присвоєння змінній InputData вмісту файлу з розширенням txt.

Після того, як дані завантажені у робочий документ Mathematica виконується вибір даних з потрібного каналу шляхом присвоєння змінній DataList елементу InputData з номером потрібного каналу. Попередня обробка даних для аналогових сигналів включає наступні операції з одномірним масивом DataList:

- 1) визначення моментів початку та закінчення процесу;
- 2) калібровка нуля (якщо потрібно);
- 3) згладжування даних (якщо потрібно);

4) формування двомірного масиву «час – вимірювана величина».

Для цифрових сигналів (сигнали енкодерів) операції попередньої обробки даних такі:

1) визначення моментів початку та закінчення процесу;

2) формування двомірного масиву «час – вимірювана величина»;

3) формування двомірного модифікованого масиву «час – вимірювана величина».

3.6. Планування експериментальних досліджень для встановлення впливу неврівноваженості молотильного барабана на його роботу

Метою проведення експериментів є дослідження характеру зміни коливань молотильного барабана при його незбалансованості, за рахунок налипання на його підбичниках неврівноваженої маси (зерно, рослинні рештки, пил та ґрунт), а також при відсутності незбалансованої маси. Порівняльний аналіз отриманих експериментальних даних дасть змогу встановити ефективність збалансування молотильного барабана під час його роботи.

Всі експериментальні дослідження проводилися в два етапи. Під час першого етапу досліджувалась робота молотильного барабана з розміщеною на ній незрівноваженою масою. Дослідження проводилися на зернозбиральному комбайні після збору зернових культур. Після його експлуатації на підбичниках була налипла неврівноважена маса (зерно, рослинні рештки, земля, пил) (рис. 3.10).

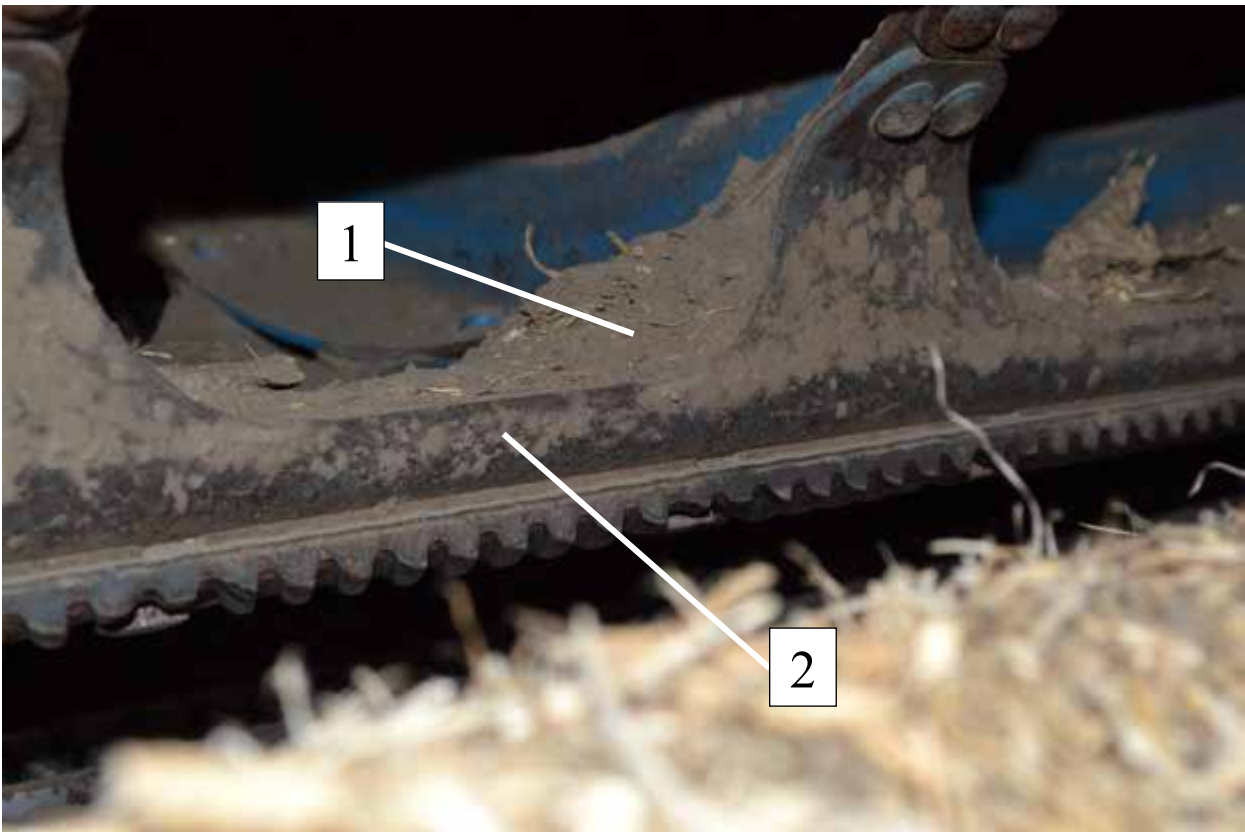


Рис. 3.10. Розміщення невірноваженої маси на підбичниках молотильного барабана: 1 – невірноважена маса; 2 – бич молотильного барабана.

Під час цього етапу записувалися дані з лінійного енкодера та датчика прискорення.

На рис.3.11 показано схему розміщення датчиків та вимірювального обладнання на елементах зернозбирального комбайна КЗС–9–1 «Славитич».

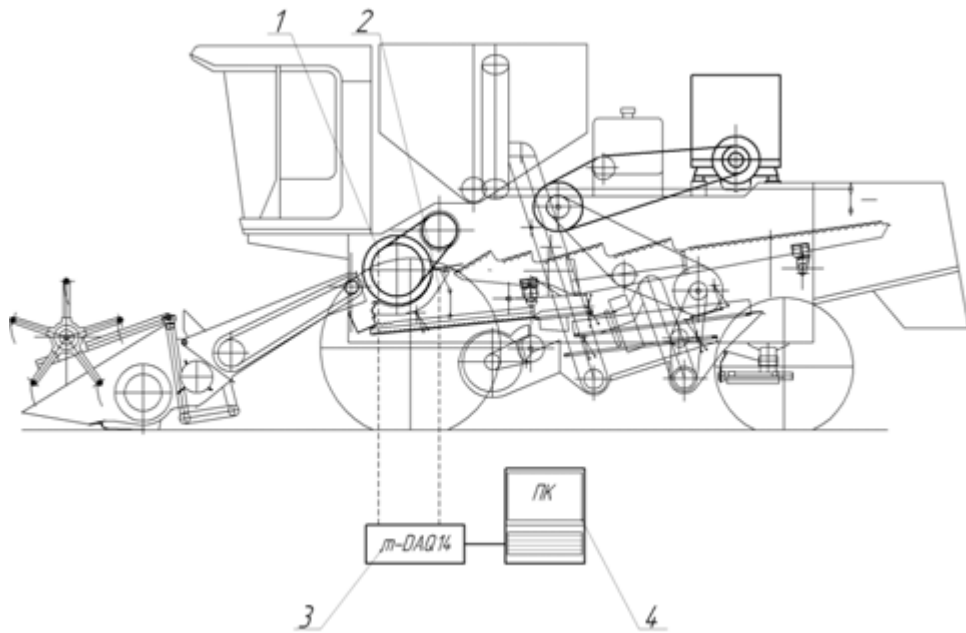


Рис. 3.11. Схема розміщення датчиків

На рис. 3.11 прийняті такі позначення: 1 – лінійний енкодера ENC Autonics; 2 – датчик прискорення; 3 - пристрій для збору даних mDAQ-14; 4 – персональний комп'ютер.

Перед проведенням другого етапу експериментальних досліджень молотильний барабан був очищений від неврівноваженої маси. Під час другого етапу були використані ті ж датчики і теж обладнання, що й під час першого етапу.

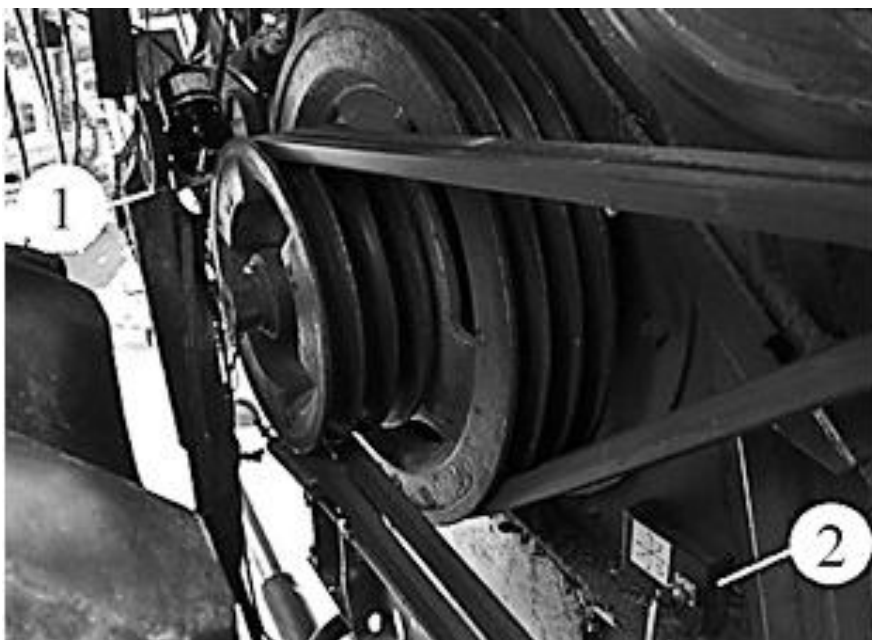


Рис. 3.12. Зовнішній вигляд встановлення датчиків (1 – лінійного енкодера ENC Autonics; 2 – датчика прискорення)

3.7. Методика визначення просівної здатності підбарабання молотильно-сепаруючого пристрою в польових умовах

Якість просіювання зерна крізь підбарабання визначається коефіцієнтом просівної здатності підбарабання.

Фіксує змінним показником по величині була швидкість руху зернозбирального комбайна. Досліджувався вплив швидкості руху агрегату на коефіцієнт просівної здатності. А також зміна коефіцієнта просівної здатності підбарабання по всій його довжині.

В процесі експерименту на об'єкт подавався досліджуваний фактор впливу і оцінювався якісний показник роботи молотильно-сепаруючого пристрою.

Для проведення дослідів поле завчасно підготовлювали – розмірювали на зони.

За годину до початку проведення дослідів здійснювали операції по визначенню таких показників: висота стеблостою, густина стеблостою, вологість стебел, вологість зерна, ширина міжрядь, відстань між стеблами в рядку, орієнтація рядків, вологість поверхні поля, орієнтація рядків відносно оранки.

Для визначення характеристики стеблостою вибирались довільні 20 стебел на всій площі поля і для кожного визначалися вказані вище характеристики.

Такі характеристики, як вологість стебел, зерна та поверхні поля були вказані агрономом.

Дослідження проводились при висоті зрізу жатки 150 мм; частоті обертання молотильного барабана 712...715 об/хв.; зазорах між барабаном та підбарабанням: на вході – 20 мм, на виході – 4...6 мм.

Зміна швидкості руху агрегату здійснювалась оператором комбайна з кабіни. Контролював оператор даний параметр за допомогою цифрового індикатора панелі обладнання.

Проби відбиралися в трихкратній повторності для швидкостей руху агрегату 5, 7 та 9 км/год. Під час кожної повторності від комбайна відбирали зерно разом з ворохом та соломою, що просіялось крізь підбарабання та те, що вийшло з молотильно-сеперауючого пристрою.

Відбір проб на обліковій ділянці здійснювався в наступній послідовності:

1. Комбайн встановлювали перед обліковою ділянкою, розміщеною завчасно. Під підбарабанням встановлювали 3 (ячмінь) або 4 (соє) лотки розбиті на секції (рис. 3.3), а на соломотряс полотно. Потім включали молотарку, приводили в робочу позицію жатку і починали рух. До моменту початку надходження рослинної маси на жатку комбайн виходив на потрібну швидкість руху. Одночасно з початком скошування рослинної маси включали секундомір для визначення часу проходження ділянки зернозбиральним комбайном. Облікову ділянку комбайн проходив без зупинки і без порушення технологічного процесу роботи комбайна. Під час руху комбайн використовував жатку на повну ширину її захвату.

На рис. 3.13 показано встановлення лотків під підбарабанням для відбору проб



Рис. 3.13. Встановлення лотків під підбарабанням для відбору проб

На рис. 3.14 показано проходження зернозбиральним комбайном КЗС–9–1 «Славутич» облікової ділянки поля



Рис. 3.14. Проходження зернозбиральним комбайном облікової ділянки

2. Після проходження комбайном облікової ділянки просіяне зерно крізь підбарання з ворохом вивантажували в мішки. Надалі обробку зібраних матеріалів проводили в лабораторії.

3. В лабораторних умовах зважували мішки з матеріалом зібраним на полі. Після чого за допомогою решіт відділяли зерно з дрібним ворохом від соломи. А за допомогою апарату для відділення зерна від вороху (рис. 3.15) віддаляли чисте зерно. Отримане зерно зважували. Отримані дані для кожної секції записували до книги обліку проведення досліджень аспірантом для подальшого обробітку даних.

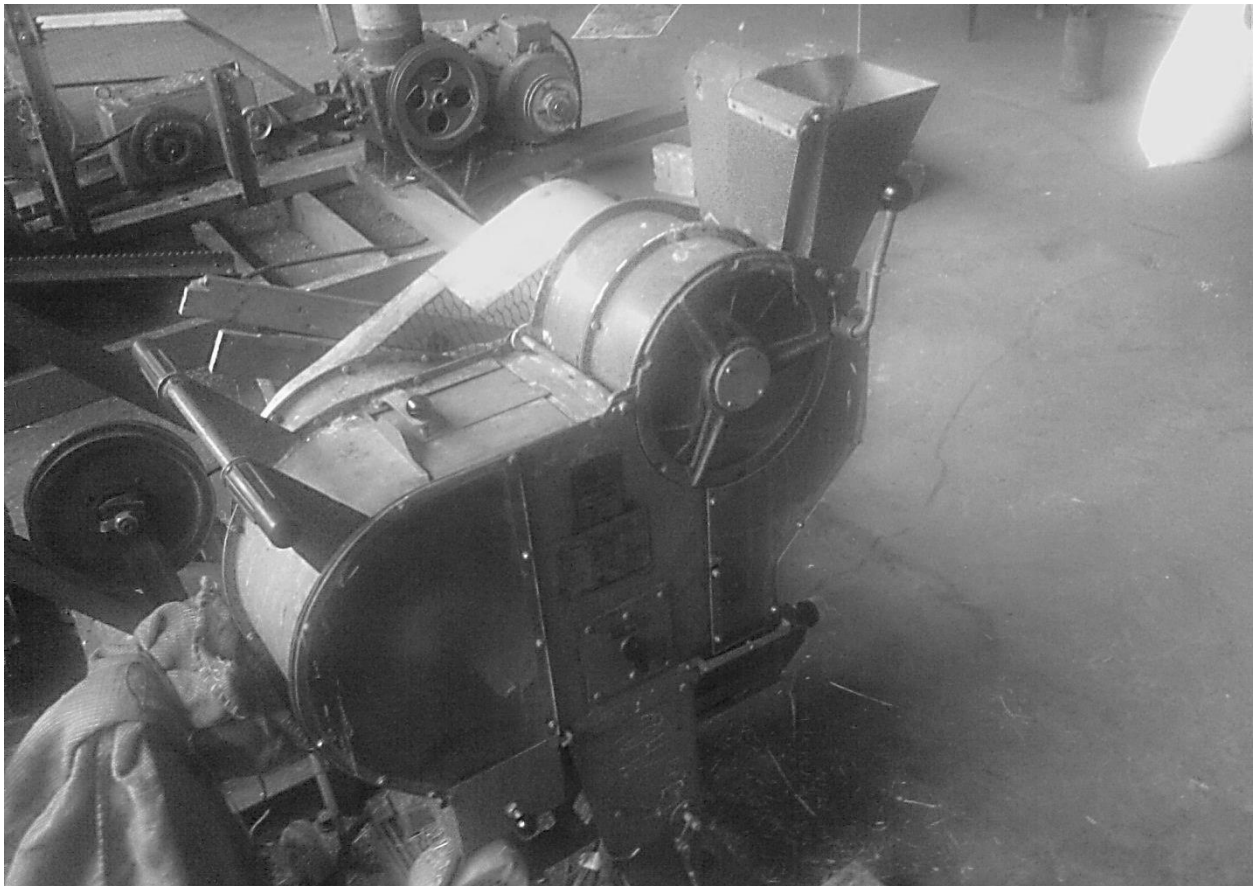


Рис. 3.15. Апарат для відділення зерна від вороху

3.8. Методика обробки дослідних даних

Для статичного обробітку проведених експериментальних досліджень була прийнята наступна методика. Дані оброблялися окремо для швидкостей руху комбайну 5, 7 та 9 км/год, а також для різних культур (соя, ячмінь). Було визначено наступні зони: чотири зони розміщені під декою і складають $(0,22 \times 1,5) 0,33 \text{ м}^2$ – для культури соя, та три зони розміщені під декою і складають $(0,29 \times 1,5) 0,43 \text{ м}^2$ – для культури ячмінь. Остання зона розміщена після деки в зоні соломотрясу. Для початку визначалася сумарна кількість зерна яка входила в молотильно-сепаруючий пристрій та у всі наступні зони для всіх повторностей. Далі дані переводились у відсоткове співвідношення та знаходили середнє значення для кожної швидкості.

Для знаходження коефіцієнта просівної здатності підбарабання використовувалась наступна формула:

$$q = Q \cdot e^{-k \cdot L} \quad (3.2)$$

де Q – кількість зерна, яка входить до зони у %, q – кількість зерна, яка виходить з зони у %, k – коефіцієнт просівної здатності підбарабання, L – довжина зони.

Відповідно до (3.2) було встановлено коефіцієнти просівної здатності всіх зон для швидкостей руху комбайна 5, 7 та 9 км/год.

3.9. Статистичні показники оцінки експериментальних даних

Для інтерпретування експериментальних даних при дослідженні впливу дисбалансу молотильного барабана на коливання прискорення корпусу молотильного барабана та його кутової швидкості необхідно використати комплекс статистичних показників. Наведемо їх опис.

До позиційних показників належать такі:

- 1) максимальне значення вимірюваної величини $x_{i \max}$:

$$x_{i \max} = \max(x_i), \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (4.3)$$

де x_i – значення i -тої вимірюваної величини;

n – кількість елементів у масиві вимірюваної величини.

Даний показник використовується для оцінки максимального зусилля у гнучкому підвісі вантажу, пікових значень струму двигуна, максимальних прискорень тощо. На основі показника (4.3) розраховані кратності максимальних величин;

- 2) різниця заданої та реальної величини Δx_i у момент часу t_i :

$$\Delta x_i = x_{i.z} - x_{i.p}, \quad (4.4)$$

де $x_{i.z}$ та $x_{i.p}$ – задане (теоретично очікуване) та реально виміряне значення i -тої величин.

Сумарні показники включають:

- 1) середнє вибіркоче значення \bar{x} (середнє арифметичне значення ознаки вибіркової сукупності, що досліджується) визначається за формулою:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |x_i|. \quad (4.5)$$

- 2) середньоквадратичне відхилення вимірюваної та заданої величин δ :

$$\delta = \sqrt{n^{-1} \sum_{i=1}^n (x_{z.i} - x_{p.i})^2}. \quad (4.5)$$

Сумарні та позиційні показники мають розмірність величин, для яких вони застосовуються. Використання безрозмірного коефіцієнта варіації C_v дозволяє оцінити міру відносного розкиду вимірюваної величини відносно середнього значення заданої величини:

$$C_v = \frac{\delta}{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_{z.i}}. \quad (4.6)$$

Показники (4.5) та (4.6) дають змогу оцінити адекватність обраної математичної моделі.

3.10. Висновки до розділу 3

1. Розроблено програми експериментальних досліджень для визначення просівної здатності підбарабання (на прикладі ячменю, сої) та для дослідження вібрації молотильного барабана.

2. Підбрано вимірювально-реєструюче обладнання для визначення основних параметрів.

3. Розроблена методика визначення просівної здатності підбарабання молотильно-сепаруючого пристрої в польових умовах

4. Розроблено методику обробки масиву експериментальних даних з визначення просівної здатності підбарабання.

5. Результати даного розділу опубліковані у роботах [112, 149]

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Результати визначення коефіцієнта просівної здатності підбарабання

Для визначення коефіцієнта просівної здатності підбарабання необхідно дослідити зміну просівання зерна в залежності від віддалення від входу в молотильно-сепаруючий пристрій. Для цього кількість просіяного зерна по зонах переводимо у відсотки, вважаючи що до молотильно-сепаруючого пристрою увійшло 100% чистого зерна. Далі необхідно скористатися пропорцією та визначити відсоток чистого зерна, який поступає до кожної наступної зони. Для внесення даних до таблиці необхідно зайти середнє значення для всіх повторностей. Для визначення коефіцієнта просівної здатності скористаємось формулою (3.2). Отримані результати наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1

Культура	Швидкість руху комбайна	Зона	Кількість зерна, яка поступило до зони, %	Коефіцієнт просівної здатності зони
Со́я	5	1	100	1,85
		2	66,8	3,1
		3	33,9	3,3
		4	16,5	2,34
		Зона соломотрясу	9,9	0,44
	7	1	100	1,87
		2	66,4	3,17
		3	33,2	3,06
		4	17,0	2,07
		Зона соломотрясу	10,8	0,46
	9	1	100	1,76
		2	68,1	2,85
		3	35,8	3,45
		4	16,8	2,24
		Зона соломотрясу	10,3	0,46

Ячмінь	5	1	100	0,93
		2	76,6	1,91
		3	44,5	5,17
		Зона соломотрясу	10,0	0,44
	7	1	100	1
		2	75,0	2,39
		3	38,4	4,67
		Зона соломотрясу	10,0	0,44
	9	1	100	0,91
		2	77,0	2,57
		3	36,7	4,51
		Зона соломотрясу	10,0	0,44

На основі отриманих даних з табл. 4.1 будуюмо графіки залежності просівання зерна та коефіцієнта просівної здатності від віддаленості від входу до молотильно-сепаруючого пристрою та від швидкості руху зернозбирального КС

$$\text{Var1} = 103,4943 - 0,9346 * x - 1,8074 * y + 0,0825 * x * x - 0,0005 * x * y + 0,0086 * y * y$$

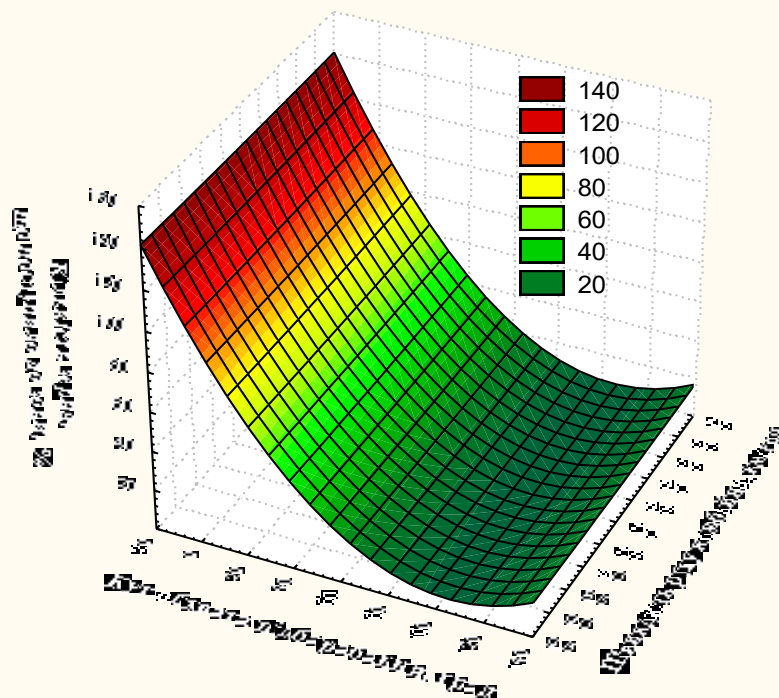


Рис. 4.1. Графік залежності зміни просівання зерна від зміни відстані від входу в молотильно-сепаруючий пристрій та швидкості руху зернозбирального комбайна для культури соя

$$\text{Var1} = 116,324 - 3,8585 \cdot x - 1,113 \cdot y + 0,25 \cdot x^2 - 0,0019 \cdot x \cdot y + 0,0031 \cdot y^2$$

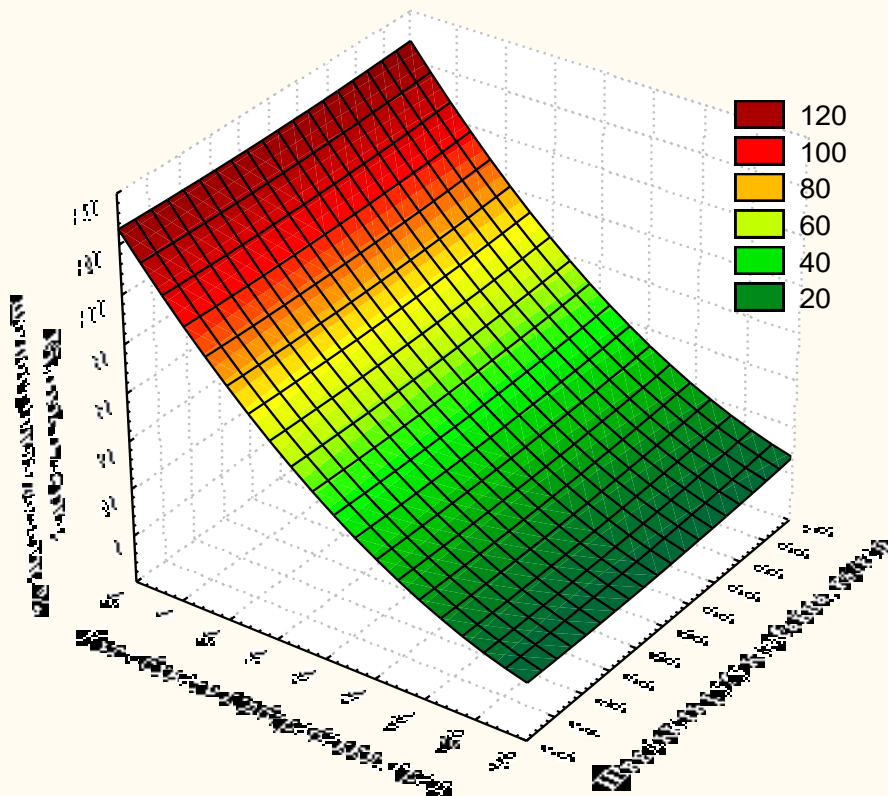


Рис. 4.2. Графік залежності зміни просіювання зерна від кута обхвату підбарабання та швидкості руху зернозбирального комбайна для культури ячмінь

Визначено математичні залежності (4.1) для культури соя та (4.2) для культури ячмінь кількості зерна (%) від кодованих параметрів: x – швидкість руху комбайна, км/год; y – кут обхвату підбарабання (φ , рад).

$$z = 104,4943 - 0,9346 \cdot x - 1,8074 \cdot y - 0,0825 \cdot x^2 - 0,0005 \cdot x \cdot y - 0,0086 \cdot y^2; (4.1)$$

$$z = 116,324 - 3,8585 \cdot x - 1,113 \cdot y + 0,25 \cdot x^2 - 0,0019 \cdot x \cdot y + 0,0031 \cdot y^2. (4.2)$$

3D Surface Plot (коєф просів здатності дані.sta 10v*12c)
Var1 = 0,2227+0,0817*x+0,1155*y-0,0037*x*x-0,0006*x*y-0,0009*y*y

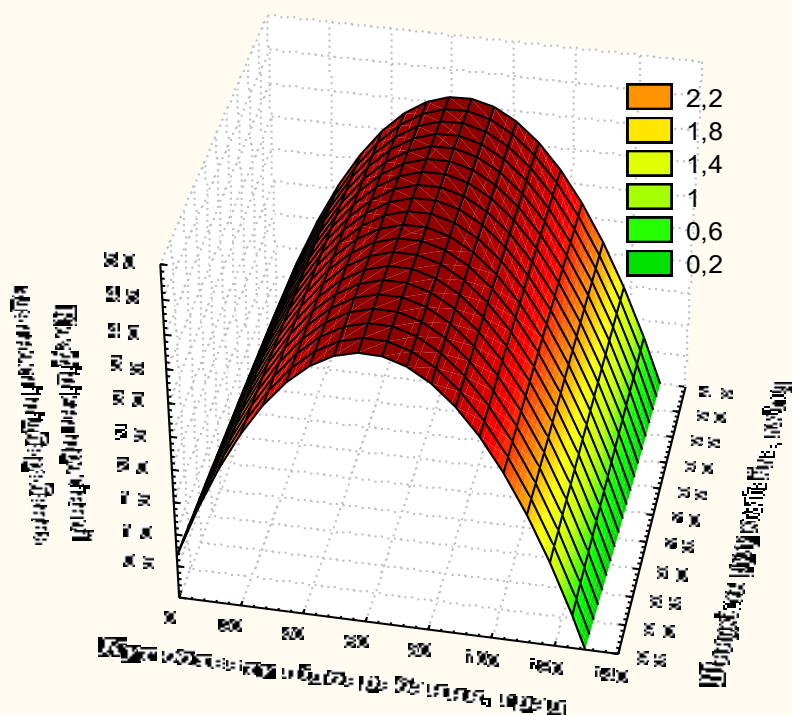


Рис. 4.3. Графік залежності зміни коефіцієнта просівної здатності підбарання від кута обхвату підбарання та швидкості руху зернозбирального комбайна для культури соя

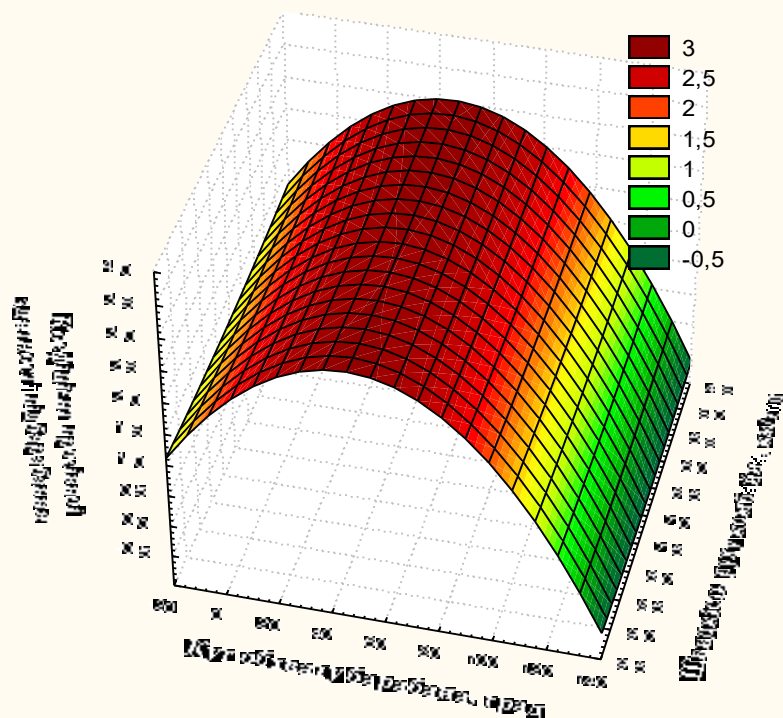


Рис. 4.4. Графік залежності зміни коефіцієнта просівної здатності підбарання від кута обхвату підбарання та швидкості руху зернозбирального комбайна для культури ячмінь

Визначено математичні залежності (4.3) для культури соя та (4.4) для культури ячмінь коефіцієнта просівної здатності підбарабання від кодованих параметрів: x – швидкість руху комбайна, км/год; y – кут обхвату підбарабання (φ , рад).

$$z_1 = 0,2227 + 0,0817 \cdot x + 0,1155 \cdot y - 0,0037 \cdot x^2 - 0,0006 \cdot x \cdot y - 0,0009 \cdot y^2 \quad (4.3)$$

$$z_1 = 2,8886 - 0,2145 \cdot x + 0,0357 \cdot y + 0,0133 \cdot x^2 + 0,0003 \cdot x \cdot y - 0,0004 \cdot y^2 \quad (4.4)$$

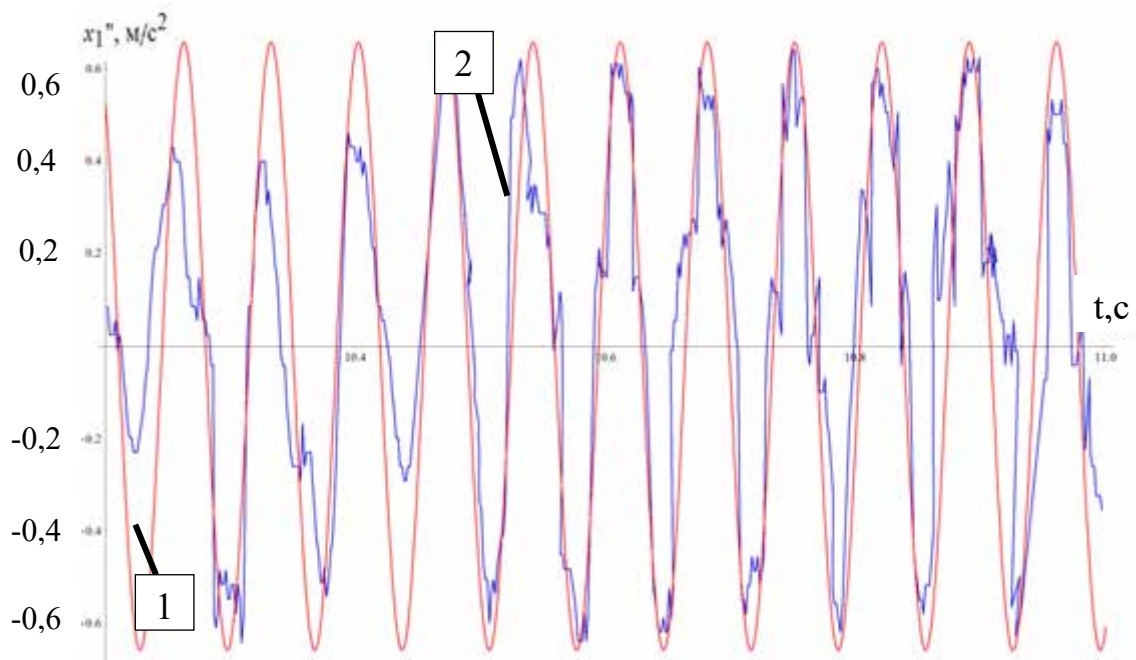
З аналізу графіків на рис. 4.3 та рис. 4.4 видно що виділення зерна найефективнішим є при куті обхвату підбарабання 40° - 80° як для сої, так і для ячменю. Причому така ефективність просіювання зберігається для всіх швидкостей руху зернозбирального комбайна.

4.2. Результати експериментальних досліджень динаміки руху молотильного барабана

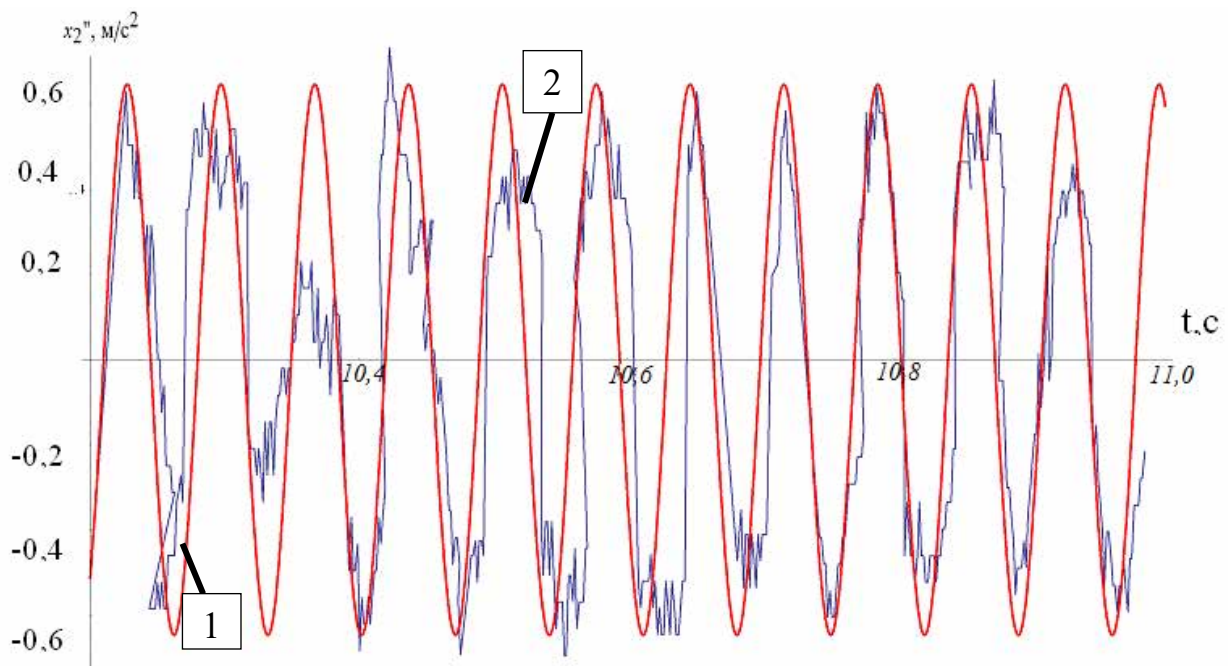
Для підтвердження адекватності отриманих у другому розділі теоретичних даних динаміки руху молотильного барабана зернозбирального комбайна проведено експериментальні дослідження за умови незбалансованості молотильного барабана та умовної збалансованості молотильного барабана.

4.2.1. Аналіз коливань конструкції незбалансованого молотильного барабана

Для порівняння експериментальних даних з теоретичними побудовано графіки прискорення лівої та правої опор молотильного барабана (рис. 4.5). На даному рисунку лінія 1 відображає функції отримані теоретично, 2 – відповідні функції отримані експериментально.



a)



б)

Рис. 4.5 Графік порівняння теоретичних і експериментальних даних прискорення корпусу зернозбирального комбайна: а) лівої опори; б) правої опори

Порівняння статистичних показників відхилень теоретичних і експериментальних даних наведено в таблиці 4.2. на основі аналізу розрахованих статистичних показників можна зробити висновок про адекватність обраної математичної моделі коливань молотильного барабана.

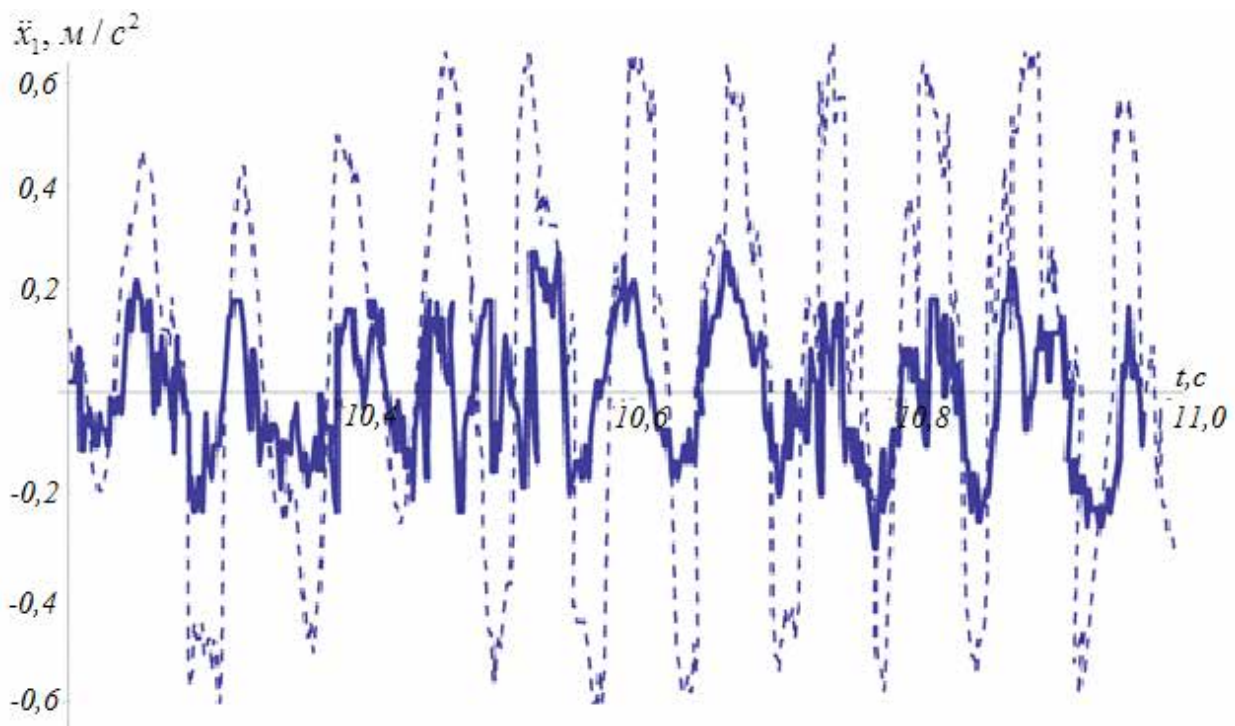
Статистичні показники відхилень теоретичних та експериментальних даних прискорення корпусу зернозбирального комбайна

Функції	Середнє квадратичне відхилення	Коефіцієнт варіації, %
\ddot{x}_1	0,74	7,3
\ddot{x}_2	0,71	6,9

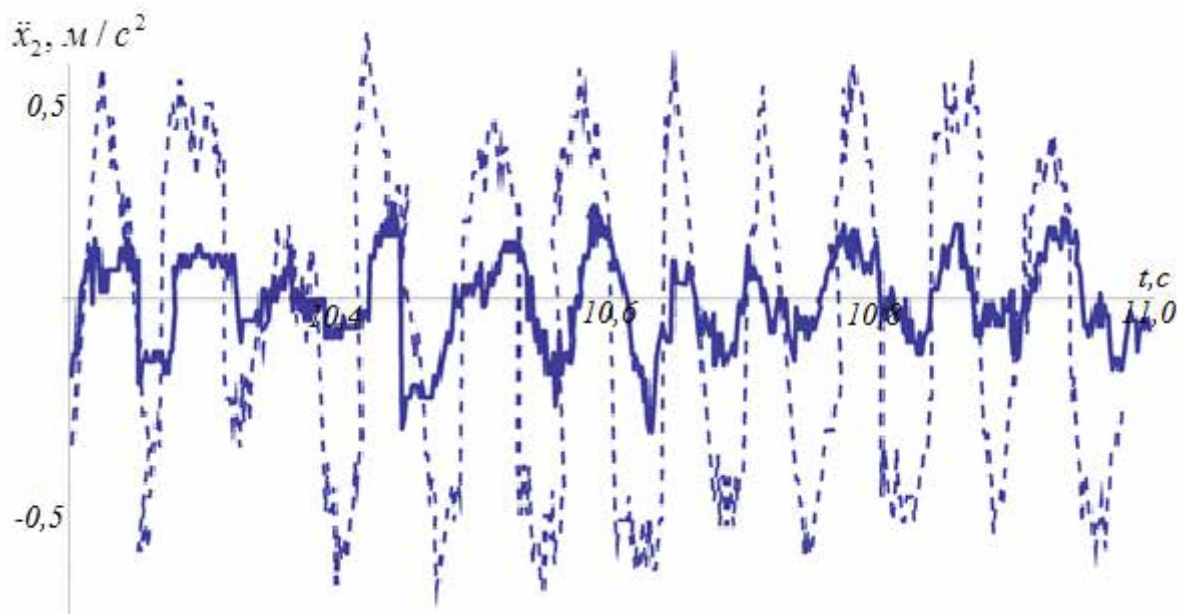
На графіках прискорення корпусу зернозбирального комбайна (рис.4.5) за експериментальними даними спостерігаються деякі залишкові коливання. Це може бути обумовлено тим, що математична модель коливань молотильного барабана враховує не всі фактори, що впливають на коливання молотильного барабана.

Дослідження було проведено для незбалансованого та умовно збалансованого (очищеного) молотильного барабана, тому на рис. 4.6 наведено порівняння експериментальних даних для незбалансованого та умовно збалансованого молотильного барабана.

На рис. 4.6: пунктирна лінія – прискорення опор незбалансованого молотильного барабана; суцільна лінія – прискорення опор умовно збалансованого молотильного барабана.



а)



б)

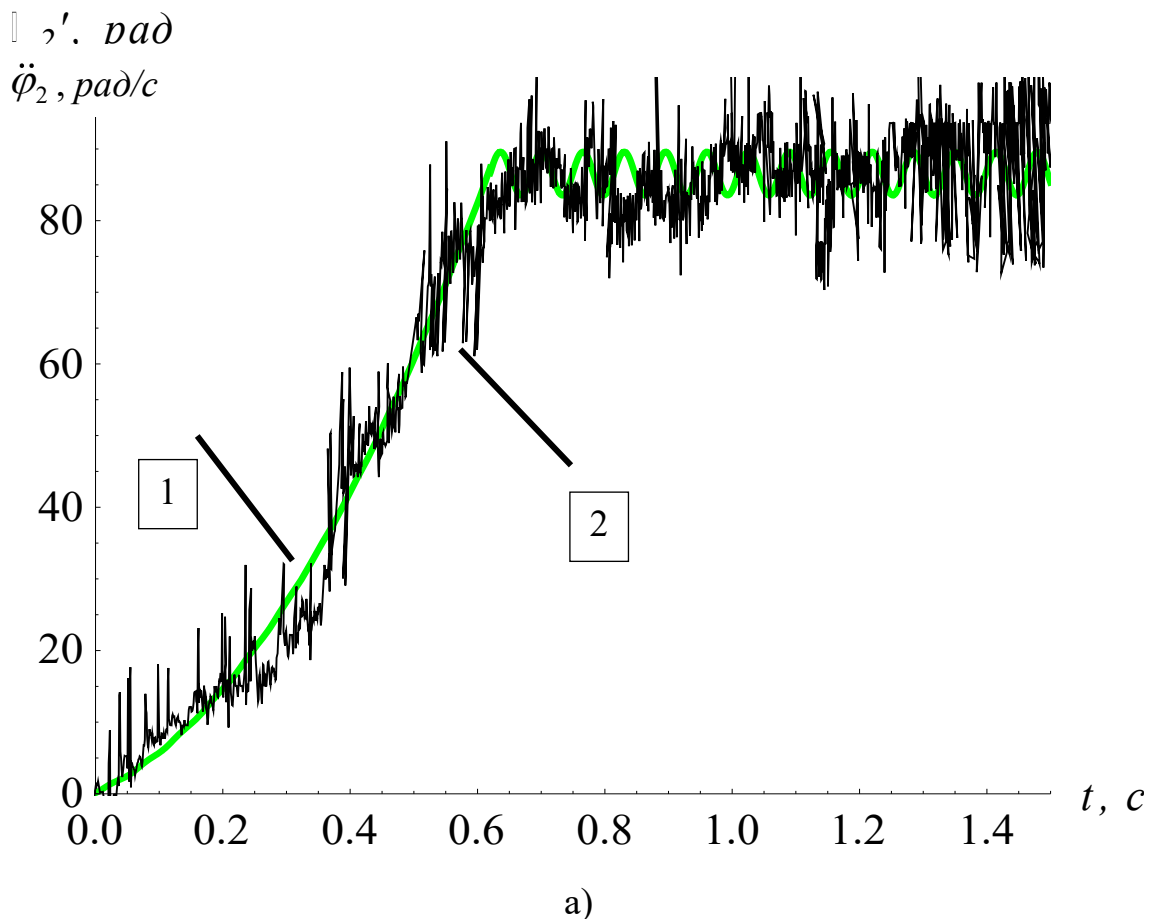
Рис. 4.6. Графіки порівняння експериментальних даних прискорення лівої (а) та правої (б) опор молотильного барабана

Експериментальними дослідженнями встановлено, що коливання прискорення лівої опори менші в 2,9 раза при умовно збалансованому молотильному барабані в порівнянні з незбалансованим барабаном. Аналізуючи графіки на рис. 4.6 видно, що максимальна амплітуда коливань

прискорення опор молотильного барабана становить $0,7 \text{ м/с}^2$, а мінімальна – $0,13 \text{ м/с}^2$.

4.2.2. Аналіз коливань кутової швидкості молотильного барабана

Для порівняння експериментальних даних з теоретичними побудовано графіки кутової швидкості молотильного барабана зернозбирального комбайна. На рис. 4.7.(а) лінія 1 відображає функцію кутової швидкості молотильного барабана одержану теоретично; лінія 2 відображає кутову швидкість незбалансованого молотильного барабана, одержану експериментально. На рис. 4.7.(б) лінія 1 відображає кутову швидкість умовно збалансованого молотильного барабан, лінія 2 – одержану експериментально.



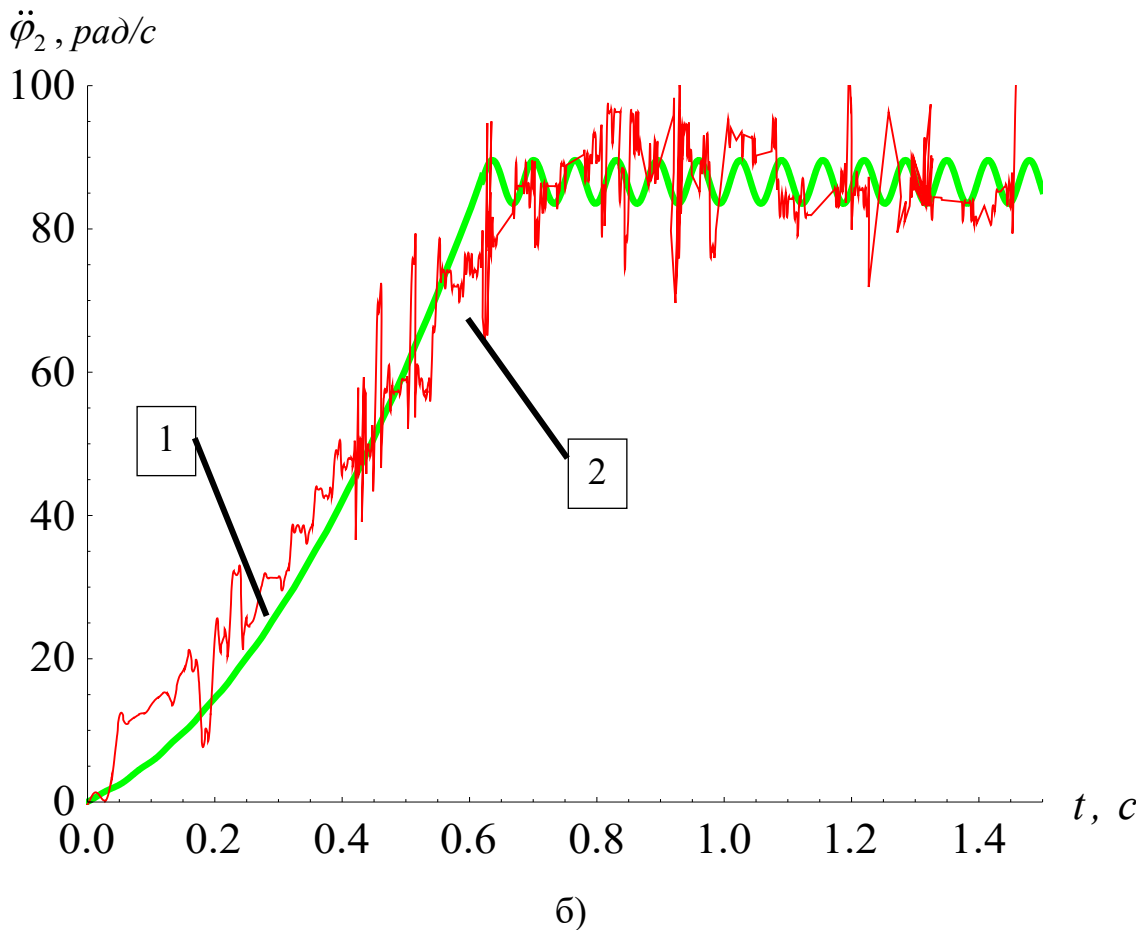


Рис. 4.7. Графік порівняння теоретичних та експериментальних даних кутової швидкості молотильного барабана: а) незбалансованого молотильного барабана; б) умовно збалансованого молотильного барабана

Для аналізу отриманих результатів наведемо таблицю статистичних показників відхилень теоретичних та експериментальних даних (табл.4.3).

Аналізуючи отримані графіки можна зробити висновок, що обрана математична модель динаміки руху молотильного барабана відповідає характеру зміни кутової швидкості молотильного барабана, отриманої експериментально.

Для співставлення теоретичних та експериментальних даних незбалансованого та умовно збалансованого молотильного барабана, зобразимо ці дані на рис. 4.8.

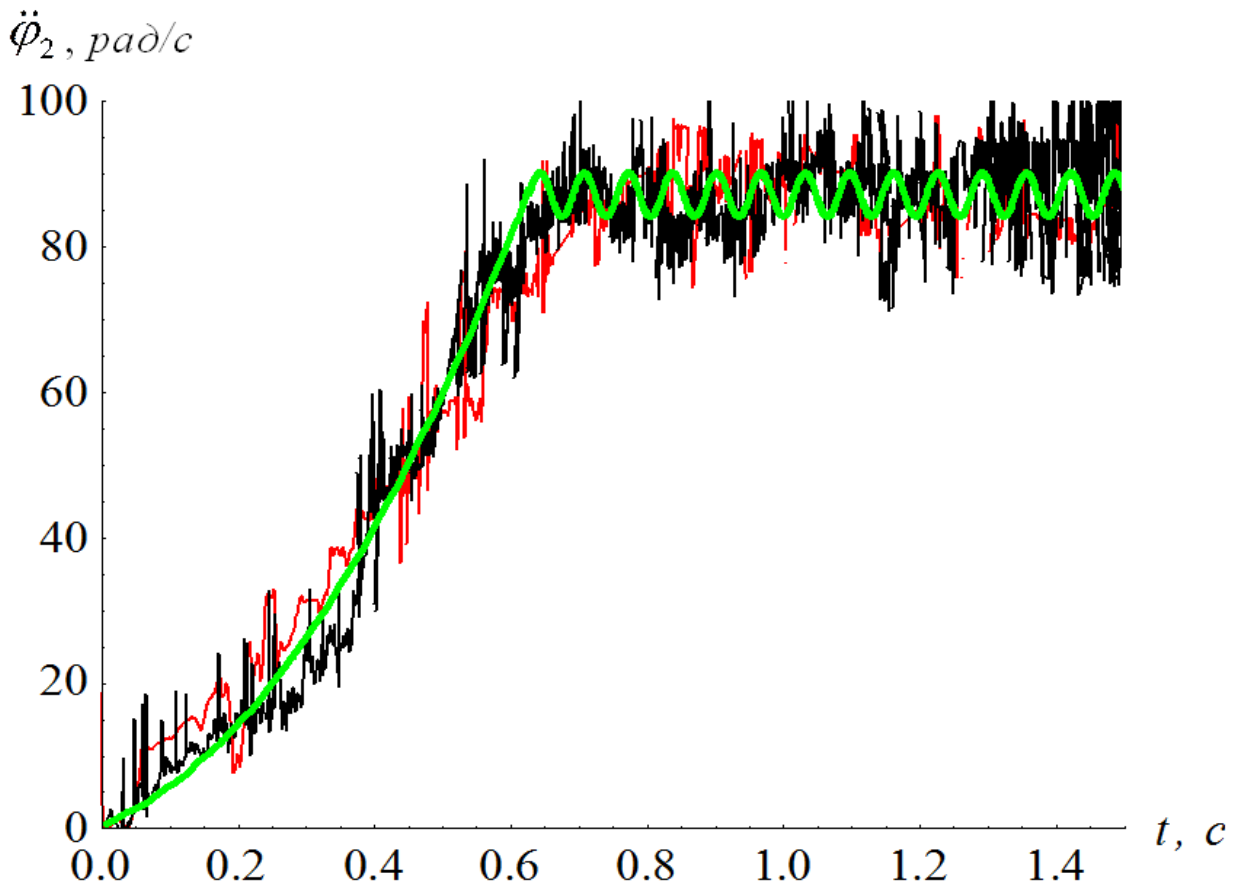


Рис. 4.8. Графік порівняння теоретичних та експериментальних даних кутової швидкості молотильного барабана

Порівнюючи графіки на рис. 16 видно, що при реальному режимі роботи молотильний барабан виходить на усталену швидкість за 0,7 с, що підтверджують як теоретичні, так і експериментальні результати досліджень.

Експериментальні дослідження також свідчать, що коливання кутової швидкості молотильного барабана менші в 1,6 раза при умовно збалансованому молотильному барабані в порівнянні з незбалансованим барабаном. Аналізуючи графіки на рис. 4.8 видно, що максимальна амплітуда коливань кутової швидкості незбалансованого молотильного барабана становить 13 рад/с, а умовно збалансованого – 7 рад/с.

Статистичні показники відхилень теоретичних та експериментальних даних кутової швидкості молотильного барабана

Функції	Середнє квадратичне відхилення	Коефіцієнт варіації, %
ϕ_2 незбалансованого молотильного барабана	1,57	9,8
ϕ_2 умовно збалансованого молотильного барабана	0,98	6,5

Зазначимо, що на графіках експериментальних даних кутової швидкості молотильного барабана присутні деякі залишкові коливання. Це може бути обумовлено тим, що математична модель динаміки руху молотильного барабана не враховує всі фактори, що впливають на коливання кутової швидкості молотильного барабана.

4.3. Висновки до розділу 4

1. Експериментальними дослідженнями встановлено характер зміни коефіцієнта просівної здатності підбарабаня та хлібної маси від кута обхвату підбарабаня та швидкості руху зернозбирального комбайна. Дослідження проводилися на таких культурах, як соя та ячмінь. Встановлено, що при куті обхвату підбарабаня 40° - 80° , коефіцієнт просівної здатності є найбільшим і становить від 3 до 5, а це свідчить, що в даній зоні процес обмолоту відбувається найефективніше.

2. Експериментальним дослідженнями підтверджено адекватність математичної моделі коливань молотильного барабана. Також експериментальними дослідженнями встановлено, що коливання прискорення лівої та правої опор менші в 2,9 раза при умовно збалансованому молотильному барабані ніж при незбалансованому барабані.

3. Обрана математична модель та динамічна модель руху молотильного барабана відповідає характеру зміни кутової швидкості молотильного барабана, отриманої експериментально. При реальному режимі роботи молотильний барабан виходить на усталену швидкість за 0,7 с. Це підтверджують як теоретичні, так і експериментальні дослідження. Також встановлено, що коливання кутової швидкості молотильного барабана менші в 1,6 раза при умовно збалансованому молотильному барабані в порівнянні з незбалансованим барабаном.

4. Результати п'ятого розділу опубліковані у роботах [112,149]

РОЗДІЛ 5

КОНСТРУКТИВНІ ВДОСКОНАЛЕННЯ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ МОЛОТИЛЬНО-СЕПАРУЮЧОГО ПРИСТРОЮ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

5.1. Конструктивні вдосконалення молотильно-сепаруючого пристрою

Одним з недоліків молотильно-сепаруючих пристроїв тангенціального типу зернозбирального комбайну є те, що більшість конструкцій молотильних барабанів сприяє тому, що під час обмолоту усередину барабана потрапляє зерно, рослинні рештки, пил та ґрунт, що призводить до їхнього нерівномірного накопичення на бичах та підбичниках. Все це призводить до незбалансованості молотильного барабана і, як наслідок, до неприпустимої його вібрації, яка передається на підшипники і корпус комбайна, що зменшує його надійність роботи, та погіршує якість процесу обмолоту.

Отже покладено завдання створити таку конструкцію молотильного барабана, який би виключав дисбаланс молотильного барабана, підвищував надійність та покращував якість обмолоту.

Поставлене завдання досягається тим, що два зрівноважуючих автобалансири додатково розміщуються по обидва боки молотильного барабана і при цьому, дотикаються до його бокових дисків.

Суть удосконалення пояснюється кресленнями де на рис. 5.1 і рис. 5.2 зображено молотильний барабан зернозбирального комбайна із зрівноважуючими автобалансирами. Зміна конструкції удосконаленого молотильного барабана вирішує задачу співвісного встановлення зрівноважуючих автобалансирів щодо вала молотильного барабана зернозбирального комбайна.

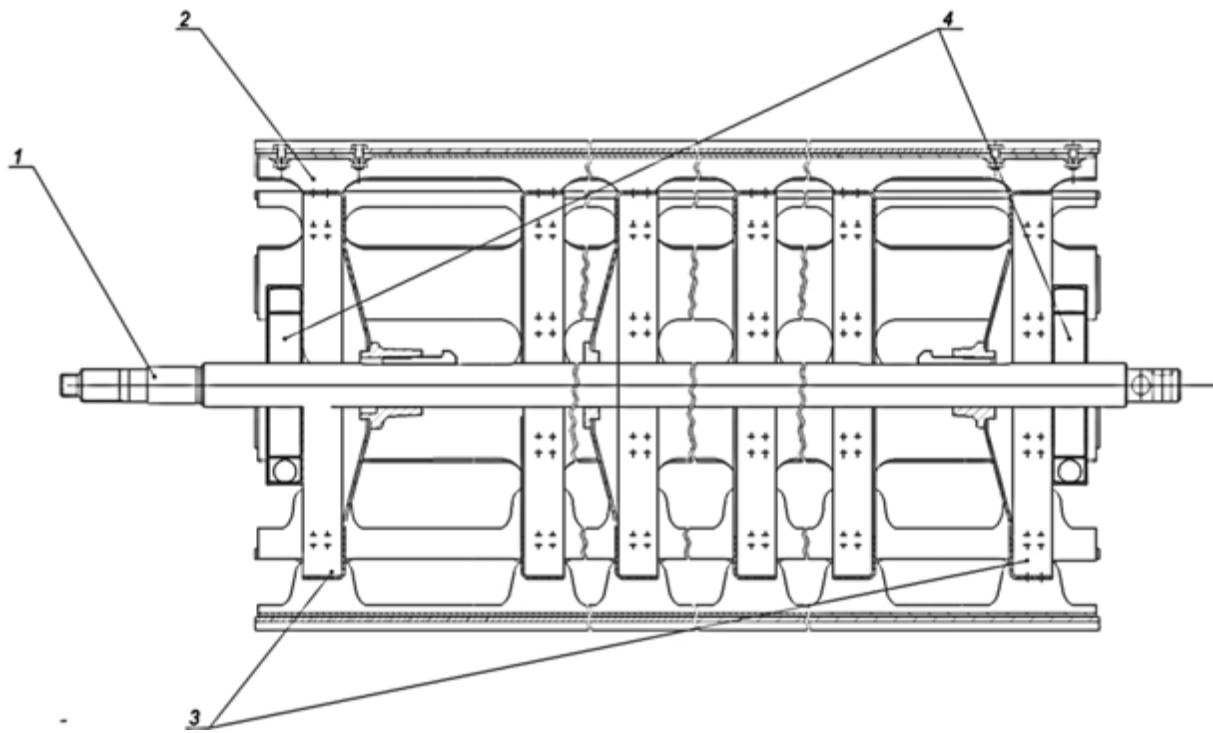


Рис. 5.1 Загальний вигляд молотильного барабана з автобалансирами вид спереду

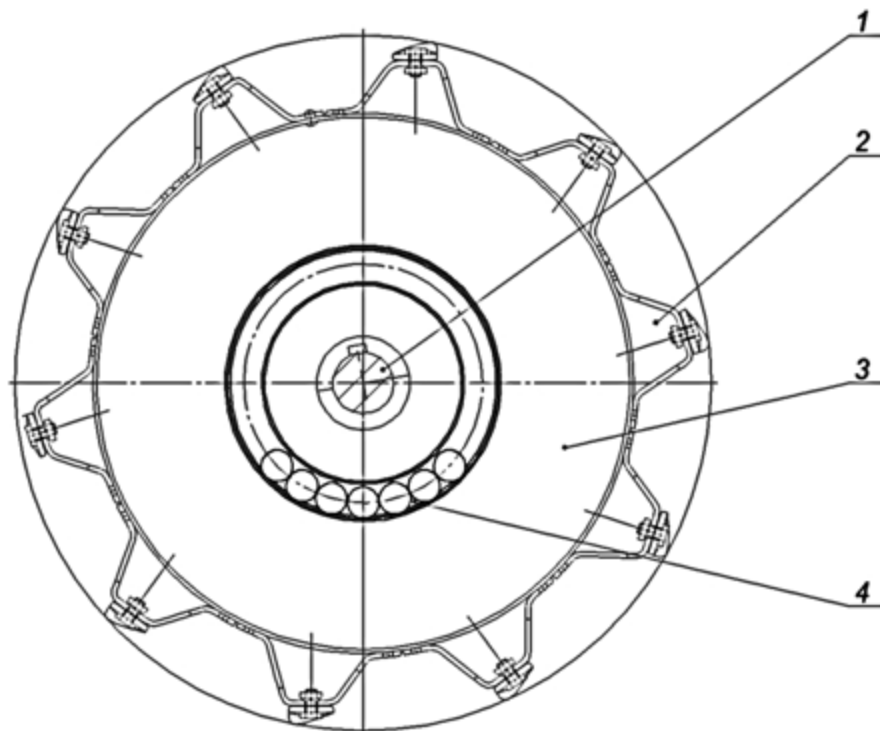


Рис. 5.2 Загальний вигляд молотильного барабана за автобалансирами вид зліва

Молотильний барабан зернозбирального комбайна з автобалансирами складається з вала обертання 1, молотильного барабана 2, насадженого на вал обертання 1, крайніх дисків 3 та автобалансирів 4. Автобалансири зрівноважують молотильний барабан, а саме корегуючі вантажі (кульки) на закритичній швидкості обертання барабана самі займають положення, в якому зрівноважують молотильний барабан. При обмолоті виникає дисбаланс молотильного барабана зернозбирального комбайна, який діє на вал із певною відцентровою силою, зрівноважуючи автобалансири діють на вал із відцентровими силами, які зрівноважують молотильний барабан.

Зміна конструкції молотильного барабана вирішує задачу співвісного встановлення зрівноважуючих автобалансирів щодо вала молотильного барабана зернозбирального комбайна і таким чином запропонований молотильний барабан зернозбирального комбайна має нове конструктивне рішення, усуває недоліки аналогу та за допомогою новизни корисної моделі підвищує якість обмолоту на 5–7%.

У розділі 2 було встановлено, що при коефіцієнті жорсткості опор 88000 Н/м, амплітуди коливань кута повороту корпусу барабана навколо центру мас, зміни вертикального переміщення центру мас барабану та вертикального переміщення лівої та правої опор зернозбирального комбайну досягають максимальних значень. При даному значенні коефіцієнта жорсткості опор виникатиме явище резонансу, яке є небажаним, адже призводить до руйнування конструкції.

При коефіцієнті жорсткості 10000–25000Н/м амплітуда коливань вертикального переміщення є мінімальною і становить 0,001-0.003 м. Дане значення коефіцієнта жорсткості опор досягається за допомогою підпружинених опор молотильного барабана.

Підпружинені опори компенсують незначні вертикальні зміщення молотильного барабан, в якості опор використовуються пружинні компоненти. Функціонування цих компонентів засноване на встановлених спіральних

пружинах, які створюють змінне опорне зусилля на всьому діапазоні переміщення у відповідності з певними характеристиками пружин.

5.2. Зрівноваження молотильного барабана зернозбирального комбайна за допомогою автобалансирів

Одним з недоліків сучасних зернозбиральних комбайнів є те, що конструкція молотильного барабана сприяє тому, що під час обмолоту усередину барабана потрапляє зерно, рослинні рештки, пил та ґрунт, що призводить до їхнього нерівномірного накопичення на билах та підбильниках. Все це призводить до незбалансованості молотильного барабана і, як наслідок, до неприпустимої його вібрації, яка передається на підшипники і корпус комбайна, що зменшує його надійність роботи, та погіршує якість процесу обмолоту.

На рис. 5.3 зображено розміщення незбалансованих мас на молотильному барабані, де: m_1, m_2 – неврівноважені маси; l_1, l_2 – довжини налипання мас m_1 та m_2 відповідно; l_{11}, l_{22} – відстані від країв до центрів мас m_1 та m_2 відповідно; l – довжина молотильного барабана.

$$m_1 = \rho_{\text{налип}} \cdot l_1; \quad m_2 = \rho_{\text{налип}} \cdot l_2 \quad (5.1)$$

де: $\rho_{\text{налип}}$ – лінійна щільність налипання рослинних решток і пилу, кг/м.

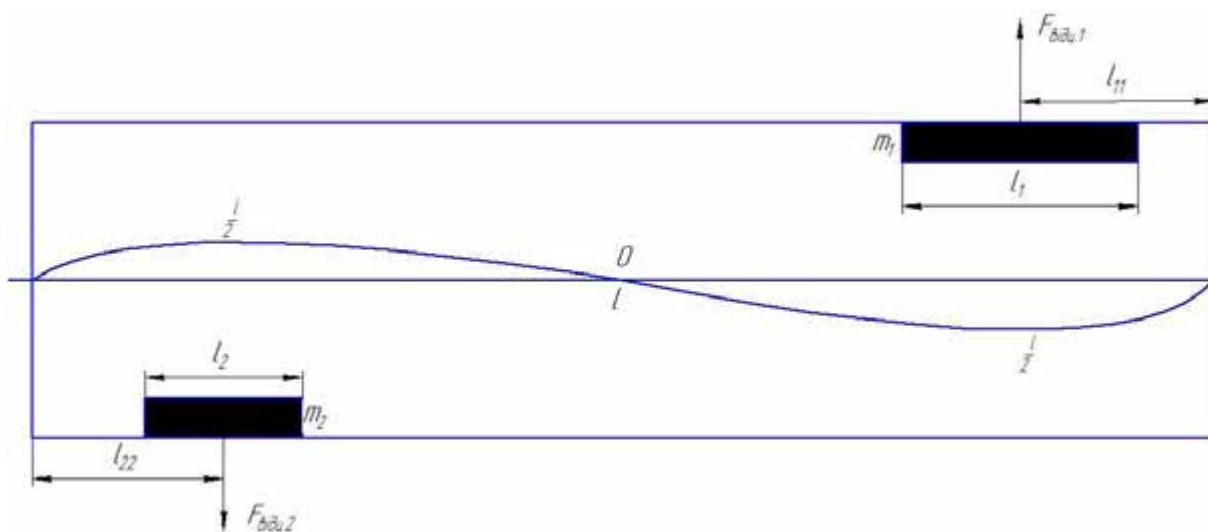


Рис. 5.3. Схема розміщення незбалансованих мас на молотильному барабані

Під час роботи молотильного барабана виникає відцентрова сила налипання маси та момент. Тому врівноваженість молотильного барабана потрібно досягнути по відцентровим силам та по моментам.

Тому виникає потреба збалансовувати молотильний барабан під час його роботи. Для вирішення проблеми збалансування молотильного барабана зернозбирального комбайна, його можна обладнати зрівноважуючими автобалансирами (рис. 5.4), що розміщені по обидва боки молотильного барабана і при цьому, дотикаються до його бокових дисків.

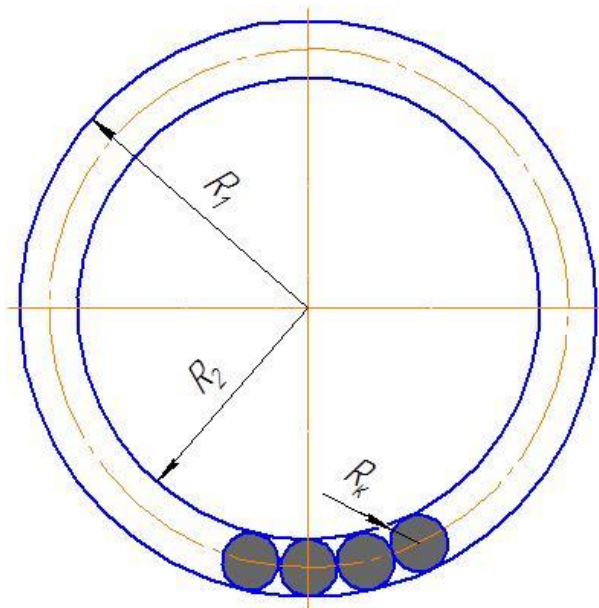


Рис. 5.4. Автобалансири

На рис. 5.4: R_1 – зовнішній радіус барабана; R_2 – внутрішній радіус барабана ($R_1 > R_2$); $R_k = \frac{R_1 - R_2}{2}$ – радіус кульки.

Для врівноваження молотильного барабана по відцентровим силам налипання мас можна використати 2 кульки з лівої і правої сторін молотильного барабана. На закритичній швидкості кульки «зліпляться» і займуть відповідного положення, щоб відцентрова сила кульки компенсувала відцентрову силу налипання мас (рис. 5.5).

На рис. 5.5: ω – кутова швидкість обертання молотильного барабан; F_k – відцентрова сила кульки; m_k – маса кульки; α – кут, що утворюється між відцентровими силами кульок.

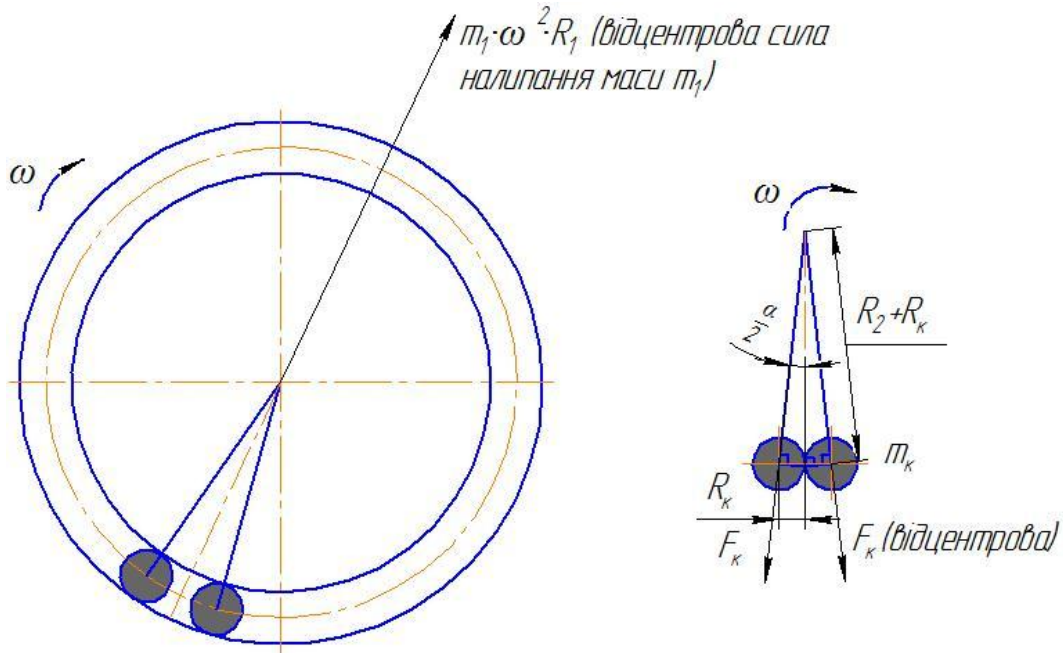


Рис. 5.5 Схема утворення відцентрових сил

З рис. 5.5 кут $\alpha/2$ можна віднайти так:

$$\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{R_k}{R_2 + R_k}, \text{ або } \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{R_k}{R_2 + R_k} \quad (5.2)$$

Так, як $(R_1, R_2) \gg R_k$, тоді з (5.2):

$$\alpha \cong 2 \cdot \operatorname{arctg}\left(\frac{R_k}{R_2 + R_k}\right) \approx 2 \cdot \operatorname{arcsin}\left(\frac{R_k}{R_2 + R_k}\right) \quad (5.3)$$

А умова компенсації відцентрових сил налипання маси прийме вигляд:

$$\begin{aligned} m_1 \cdot \omega^2 \cdot R_1 &= 2 \cdot m_k \cdot \omega^2 \cdot (R_2 + R_k) \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right); \\ m_2 \cdot \omega^2 \cdot R_1 &= 2 \cdot m_k \cdot \omega^2 \cdot (R_2 + R_k) \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right). \end{aligned} \quad (5.4)$$

де $m_k = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot R_k^3 \cdot \rho_{\text{матеріалу}}$; $\rho_{\text{матеріалу}}$ – густина матеріалу кульки (для сталі $\rho_{\text{матеріалу}} = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$).

Для знаходження умови врівноваження моментів, розглянемо два варіанти розміщення мас налипання:

а) маси налипання розміщуються в одній площині (рис. 5.6,а)

б) маси налипання розміщуються не в одній площині (рис. 5.6,б)

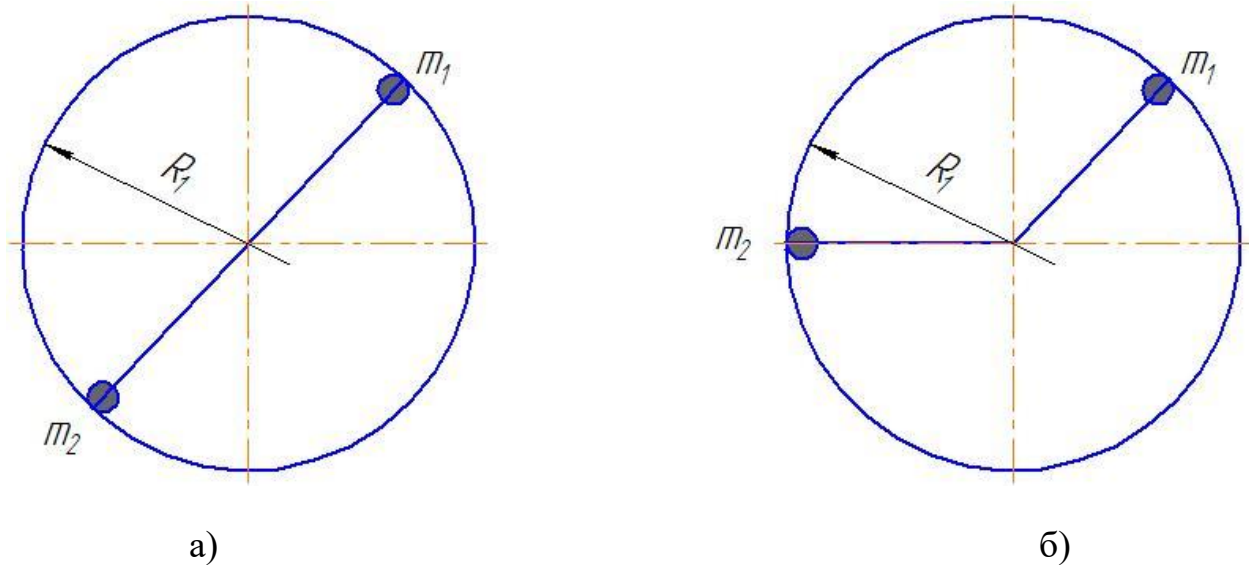


Рис. 5.6. Варіанти розміщення неврівноважених мас

Розглянемо випадок розміщення мас в одній площині. Залежності моментів неврівноваження мас приймуть вигляд:

$$\begin{aligned} M_{m1} &= m_1 \cdot \omega^2 \cdot R_1 \cdot \left(\frac{l}{2} - l_{11} \right); \\ M_{m2} &= m_2 \cdot \omega^2 \cdot R_1 \cdot \left(\frac{l}{2} - l_{22} \right). \end{aligned} \tag{5.5}$$

А умова моментної рівноваги прийме вигляд:

$$\begin{aligned} & m_1 \cdot \omega^2 \cdot R_1 \cdot \left(\frac{l}{2} - l_{11} \right) + m_2 \cdot \omega^2 \cdot R_1 \cdot \left(\frac{l}{2} - l_{22} \right) = \\ & = 2 \cdot m_k \cdot \omega^2 \cdot (R_2 + R_k) \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot \left(\frac{l}{2} + R_k \right) + 2 \cdot m_k \cdot \omega^2 \cdot (R_2 + R_k) \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot \left(\frac{l}{2} + R_k \right). \end{aligned} \tag{5.6}$$

Випадок розміщення неврівноважених мас в різних площинах (рис. 5.6,б).

Представимо рішення умовної моментної рівноваги для випадку (б) в векторній формі:

$$\begin{aligned}
 & m_1 \cdot \omega^2 \cdot R_1 \cdot \left(\frac{l}{2} - l_{11} \right) \cdot \vec{i}_{F1} + m_2 \cdot \omega^2 \cdot R_1 \cdot \left(\frac{l}{2} - l_{22} \right) \cdot \vec{i}_{F2} = \\
 & = 2 \cdot m_k \cdot \omega^2 \cdot (R_2 + R_k) \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot \left(\frac{l}{2} + R_k \right) \cdot \{ \vec{i}_{F1} + \vec{i}_{F2} \}
 \end{aligned}
 \tag{5.7}$$

де $\vec{i}_{F1} = \frac{\vec{F}_{\text{відц}1}}{|\vec{F}_{\text{відц}1}|}$; $\vec{i}_{F2} = \frac{\vec{F}_{\text{відц}2}}{|\vec{F}_{\text{відц}2}|}$ – орти вздовж напрямків відповідних відцентрових сил; $\vec{F}_{\text{відц}1}$; $\vec{F}_{\text{відц}2}$ – вектори відцентрових сил від налипання мас; $|\vec{F}_{\text{відц}1}|$; $|\vec{F}_{\text{відц}2}|$ – модулі векторів відцентрових сил від налипанням мас.

Рекомендації щодо розмірів кульок автобалансирів наведені у таблиці 5.1.

Таблиця 5.1

Рекомендації щодо розмірів кульок автобалансирів

Маса налипання, кг	Радіус кульки, м
1	0,02577
2	0,03247
3	0,03717
4	0,04091
5	0,04407
6	0,04683
7	0,04930
8	0,05154

9	0,05361
10	0,05552

Встановлення зрівноважуючих автобалансирів вирішує проблему нерівноваженості молотильного барабана під час його роботи, компенсуючи відцентрові сили від маси налипання та моменти.

5.3. Розрахунок довговічності молотильно-сепаруючого пристрою

У попередніх розділах встановлено, що під час роботи молотильного барабана внаслідок дисбалансу виникають динамічні навантаження молотильного барабана, які зменшують його довговічність. Динамічні навантаження молотильного барабана викликані коливаннями молотильного барабана у вертикальній площині. Ці коливання передаються на підшипники, всю конструкцію зернозбирального комбайна і на самого комбайнера.

Наведений нижче розрахунок економічної ефективності збалансування молотильного барабана ґрунтується на збільшенні довговічності молотильно-сепаруючого пристрою за рахунок зменшення динамічних навантажень.

Виконаємо розрахунок числа циклів до руйнування металоконструкції молотильно-сепаруючого пристрою. Для цього використаємо формулу [85]:

$$N_{\Sigma} = N_0 \frac{\sum_{i=1}^{\dot{x}} \frac{\ddot{x}_{ai}}{\ddot{x}_{a\max}} \cdot \frac{v_{i\sigma}}{v_{\sigma}} \sigma_{rk}^m}{\sum_{i=1}^{\dot{x}} \ddot{x}_{ai}^m v_{i\sigma}}, \quad (5.8)$$

де N_0 – число циклів змінних коливань прискорень корпусу молотильного барабана;

$\ddot{x}_{a\max}$ – максимальне значення прискорень корпусу молотильного барабана серед всіх значень амплітуд σ_{ai} ;

$v_{i\sigma}$ – частота появи i -ої амплітуди ($v_{i\sigma} = \frac{n_i}{v_{\sigma}}$);

n_i – кількість амплітуд напружень σ_{ai} за розрахунковий час;

ν_σ – сумарне число появи амплітуд напружень за час навантаження молотильного барабана;

σ_{rk} – межа витривалості при коефіцієнтах асиметрії циклу r та коефіцієнті концентрації напружень k ;

m – показник степеня у рівнянні втомленості металоконструкції молотильного барабана. Неможливо достовірно визначити коефіцієнт концентрації напружень k тому його значення для ряду типових елементів металевих конструкцій визначаються експериментально. Згідно рекомендацій приймаємо $k=1,8$.
Значення величини межі витривалості визначаємо за формулою [85]:

$$\sigma_{rk} = \frac{2\sigma_{-1}}{(1-r)k + (1+r)\eta}, \quad (5.9)$$

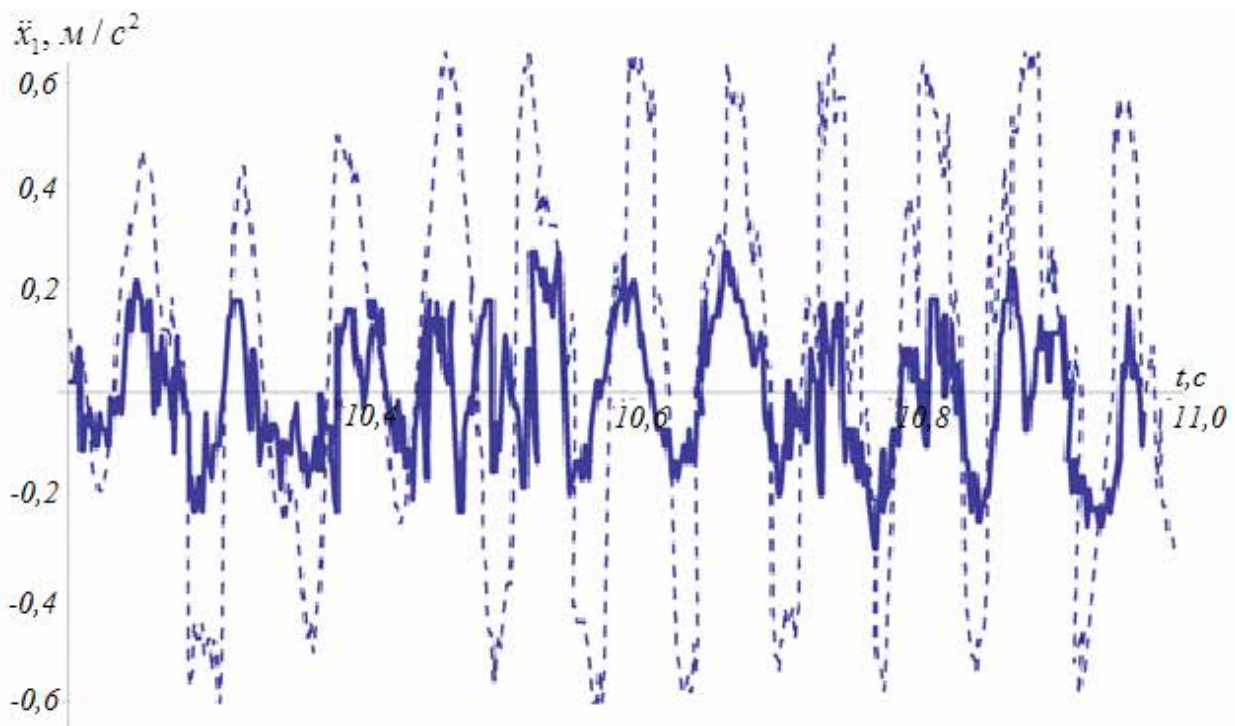
де σ_{-1} – межа витривалості симетричного циклу (для сталі марки Ст3 $\sigma_{-1}=126,6$ МПа);

η – коефіцієнт чутливості металу до асиметрії циклу ($\eta=0,2$ згідно рекомендацій [85]).

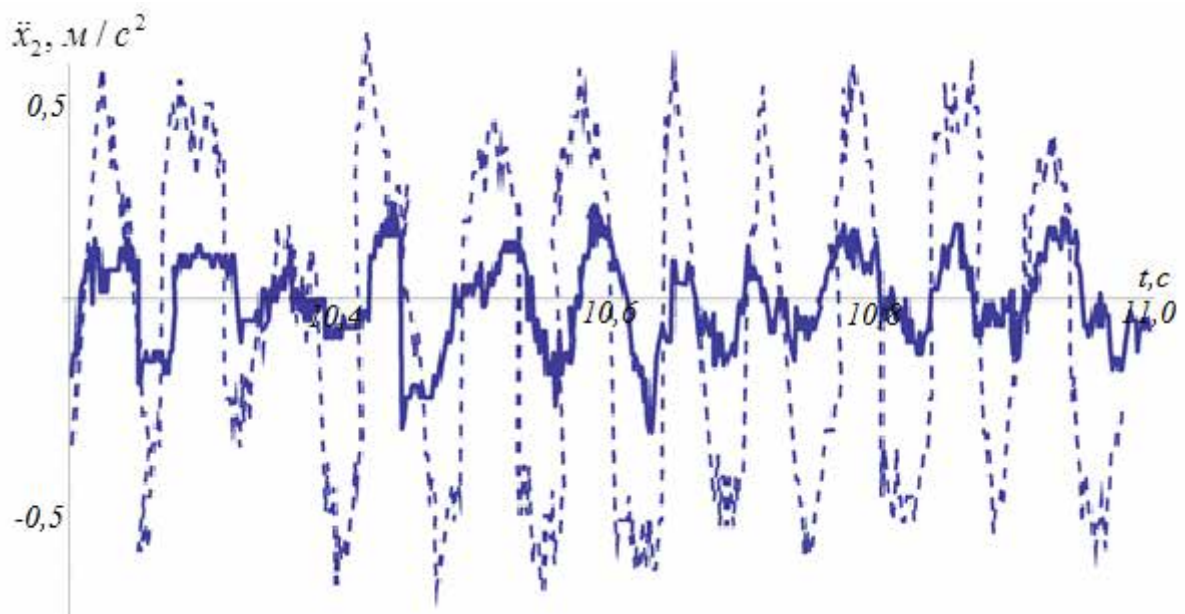
Інші величини у виразі (5.9) визначаються виходячи з графіків коливань прискорень молотильного барабана (рис. 5.7). Відповідно до рис. 5.3 визначаємо коефіцієнт асиметрії циклу:

$$r = \frac{\ddot{x}_{\min}}{\ddot{x}_{\max}} = \frac{0,01}{0,58} = 0,017. \quad (5.3)$$

Для вуглецевих та низьколегованих сталей при $r=0,017$, $k=1,8$ та $N_0=2 \cdot 10^6$ згідно [85] показник степеня у рівнянні втомленості $m=15,7$. Використовуючи отримані дані та графічні залежності на рис. 5.7, розрахуємо число циклів до руйнування металоконструкції молотильно-сепаруючого пристрою N_Σ для незбалансованого та умовно збалансованого молотильного барабана.



а)



б)

Рис. 5.7. Графіки порівняння експериментальних даних прискорення лівої (а) та правої (б) опор молотильного барабана

Отримано, що для незбалансованого молотильного барабана число циклів до руйнування металоконструкції молотильно-сепаруючого пристрою рівне $N_{\Sigma}=9,4 \cdot 10^{12}$ циклів, а для збалансованого - $N_{\Sigma}=13,2 \cdot 10^{12}$ циклів. Отже,

збалансування молотильного барабан під час роботи дає змогу підвищити кількість циклів навантаження молотильного барабана на 28,8 %.

У подальшому прийемо, що кількість циклів навантаження металокопункції прямопропорційна її середньому ресурсу. Нехай зернозбиральний комбайн КЗС-9-1 «Славутич» працює у важкому режимі, тоді його наробіток на відмову становитиме 10 мотогод [116]. У випадку збалансування молотильного барабана під час роботи наробіток на відмову збільшиться на 28,8 %, тобто складе 13 мотогод. Це призведе до зменшення амортизаційних відрахувань на його реновацію.

Розрахунок економічної ефективності від збалансування молотильного барабана під час роботи виконаємо за формулою:

$$E = \Pi_1 \cdot \frac{B_2}{B_1} \cdot \frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n} + \frac{(I_1 - I_2) - E_n(K_2 - K_1)}{P_2 + E_n} - \Pi_2, \quad (5.10)$$

де індекс 1 відноситься до роботи незбалансованого молотильного барабана, а індекс 2 – до роботи умовно збалансованого молотильного барабана;

Π – зведені витрати ($\Pi_1=246$ грн/т; $\Pi_2=247$ грн/т);

P – частка відрахувань від балансової вартості реновації зернозбирального комбайна, яка обернена строку його експлуатації ($P_1=0,1$; $P_2=0,08$);

K – супутні капітальні вкладення споживача (прийемо $K_1=K_2$);

I – річні експлуатаційні витрати споживача (для даного розрахунку $I_1=I_2$);

B – річне напрацювання зернозбирального комбайна (прийемо, що $B_1=802$ тонни, а $B_2=1043$ тонни. Значення B_2 розраховано виходячи зі збільшення циклів навантаження;

E_n – нормативний коефіцієнт ефективності ($E_n=0,2$). У розрахунках прийнято, що $K_1=K_2$ та $I_1=I_2$. З урахуванням цього отримаємо:

$$E = \Pi_1 \cdot \frac{B_2}{B_1} \cdot \frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n} - \Pi_2 = 246 \cdot \frac{1043}{802} \cdot \frac{0,1 + 0,2}{0,08 + 0,2} - 247 = 96 \text{ грн / т.}$$

Таким чином економічна ефективність від збалансування молотильного барабана під час роботи становить 96 грн/т в порівнянні базовою моделлю молотильного барабана зернозбирального комбайна КЗС-9-1 «Славутич».

5.4. Висновки до розділу 5

1. На основі результатів теоретичних і експериментальних досліджень спроектовано конструкцію автобалансирів молотильно-сепаруючого пристрою.
2. Збалансування молотильного барабана під час роботи збільшує строк експлуатації на 28,8 %, тобто складе 13 років.
3. Очікуваний економічний ефект від збалансування молотильного барабана під час роботи становить 96 грн/т в порівнянні базовою моделлю молотильного барабана зернозбирального комбайна КЗС-9-1 «Славутич».
4. Результати п'ятого розділу опубліковані у роботах [125, 126].

ВИСНОВКИ

У монографії наведено теоретичне обґрунтування та вирішення науково практичної задачі, що ґрунтується на обґрунтуванні параметрів молотильно-сепаруючого пристрою зернозбирального комбайна на основі дослідження динаміки руху молотильного барабана та дослідження неврівноваженості молотильного барабана, що у свою чергу, дає змогу знизити коливання молотильного барабана і, як наслідок, покращити надійність роботи молотильно-сепаруючого пристрою.

1. Здійснено теоретичне дослідження та розроблено модель руху технологічної маси в молотильному зазорі. У рамках цієї моделі встановлено залежності: зазору між виступами бичів і підбарабанням від функції кута φ та сумарного моменту опору від тертя бичів з хлібною масою. Визначено закон руху порції хлібної маси. Наведено графік залежності кутової швидкості порції хлібної маси (культура – пшениця) від кута повороту барабана. Встановлено, що кутова швидкість порції хлібної маси зростає з проходженням її в молотильному зазорі і на виході є найбільшою та становить 42 рад/с для культури пшениця, що в 2,04 раза менше кутової швидкості молотильного барабана.

2. Розроблено математичну модель динаміки руху молотильного барабана, в якій за узагальнюючі координати прийнято кутові координати валу ДВЗ, диска муфти та молотильного барабана. Розв'язано математичну модель для двох етапів: з'єднання валу ДВЗ та валу пасової передачі привода молотильного барабана (даний етап триває 0,6...0,7 с); повне зчеплення валу ДВЗ і диска зчеплення. Наведено кінематичні характеристики молотильного барабана, диска муфти зчеплення та валу ДВЗ на для двох етапів руху. Встановлено вплив моментів інерції муфти зчеплення та молотильного барабана на значення максимального пружного моменту. При значеннях

$I_1 = 2,75 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ та $I_2 = 2,2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, величина пружного моменту буде найменшою і становитиме $M_{np} = 715 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

3. На підставі результатів аналізу конструкцій молотильно-сепаруючих пристроїв та технологічного процесу обмолоту обґрунтовано доцільність збалансування молотильного барабана під час його роботи.

4. Досліджено вплив неврівноваженості молотильного барабана зернозбирального комбайна на його коливання. Встановлено, що при коефіцієнті жорсткості опор 88000 Н/м , амплітуди коливань кута повороту корпусу барабана навколо центру мас, зміни вертикального переміщення центру мас барабану та вертикального переміщення лівої та правої опор зернозбирального комбайну досягають максимальних значень. При даному значенні коефіцієнта жорсткості опор виникатиме явище резонансу, яке є небажаним, адже призводить до руйнування конструкції. При коефіцієнті жорсткості 10000 Н/м амплітуда коливань вертикального переміщення становить $0,001 \text{ м}$. Дане значення коефіцієнта жорсткості опор досягається за допомогою підпружинених опор молотильного барабана.

5. Експериментальними дослідженнями встановлено характер зміни коефіцієнта просівної здатності підбарабання та від кута обхвату підбарабання та швидкості руху зернозбирального комбайна. Дослідження проводилися на таких культурах, як соя та ячмінь. Встановлено, що при куті обхвату підбарабання $40\text{--}80^\circ$, коефіцієнт просівної здатності є найбільшим і становить від 3 до 5, а це свідчить, що в даній зоні процес обмолоту відбувається найефективніше.

6. Експериментальними дослідженнями підтверджено адекватність математичної моделі коливань молотильного барабана. Відхилення теоретичних даних від експериментальних знаходяться в межах $18,7\text{...}26,4\%$. Також експериментальними дослідженнями встановлено, що коливання прискорення лівої та правої опор менші в 2,9 раза при умовно збалансованому молотильному барабані у порівнянні з незбалансованим барабаном.

7. Обрана математична та динамічна моделі руху молотильного барабана відповідає характеру зміни кутової швидкості молотильного барабана, отриманої експериментально. При реальному режимі роботи молотильний барабан виходить на усталену швидкість за 0,7 с. Це підтверджують як теоретичні, так і експериментальні дослідження. Також встановлено, що коливання кутової швидкості молотильного барабана менші в 1,6 раза при умовно збалансованому молотильному барабані в порівнянні з незбалансованим барабаном.

8. На підставі отриманих в монографії результатів теоретичних та експериментальних досліджень розроблено нову конструкцію молотильного барабана з автобалансирами. Новизна розробленої конструкції підтверджена двома патентами на корисну модель України. Збалансування молотильного барабана під час роботи дозволяє збільшити наробіток вітчизняного зернозбирального комбайна КЗС-9-1 «Славутич» на 28,8 %.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Avramov K. V. Asymptotic analysis of forced vibrations of a one-disc rotor on a nonlinear flexible base / K. V. Avramov // Proceedings of the I Mech E, Part C: Journal of Mech. Engineering Science. – 2010. – Vol. 224. – P. 1593–1604.
2. Black H. F. Vibration of a rotating asymmetric shaft supported in asymmetric bearing / H. F. Black, A. J. McInernan // Journal of Mechanical Engineering Sciences. – 1968. – P. 252.
3. Franchuk V/P/ Rotating moment for statically unbalanced rotor with elastic shaft / V/P Franchuk, O/Y/ Zhyvotov // Науковий вісник НГУ. – Дніпропетровськ: 2014. - №3. – С. 65-70.
4. Genta G. Dynamics of Rotating Systems / G. Genta. – Berlin: Springer, 2005. – 660 p.
5. Influence of inertia momentum of cylinder on power consumption during corn ear threshing / Dainius Steponavicius, Vidmantas Butkus, Valdas Kiniulis, Tautvydas Karitonas, Laimis Bausa, Edvinas Puzauskas // 12th International Scientific Conference engineering for rural development Proceedings, Volume 12 May 23–24 – 2013 – pp. 66–72.
6. Li X. Balancing of flexible rotors without trial weights based on finite element modal analysis / X. Li, L. Zheng, Z. Liu // Journal of Vibration and Control. – 2013. – P. 461–470.
7. Loveikin V. S. The crane's vibrating systems controllable by mechatronics' devices with magnetorheological fluid: the nonlinear mathematical model of behavior and optimization of work regimes / V. S. Loveikin, Yu. V. Chovniuk, A. P. Liashko // Науковий вісник Національного гірничого університету. – 2014. – Вип. 6. – С. 97–102.
8. Lovejkin V. S. A unified approach for robust motion, position and force control of mechanical system with advanced mechatronics devices / V. S. Lovejkin, Yu. V. Chovnyuk, A. P. Lyashko // Motrol: Motorization and energetics in agriculture. – 2015. – Tom 17. – № 3. – P. 91–104.

9. mDAQ-12, mDAQ-14. Микросистема сбора данных с интерфейсом USB. РУКОВОДСТВО ПОЛЬЗОВАТЕЛЯ. V1.5. ООО «ХОЛИТ Дэйта Системс». – 34 с.
10. Memmot E.A. Stability and Testing of a Train of Centrifugal Compressors / E.A. Memmot // CMVA. 15th Machinery Dynamics Seminar, Banff. Oct. 7-9. – p. 11-20.
11. Muszynska A. Rotordynamics / A. Muszyunska. – Boca Raton: Taylor & Francis, 2005. – 1054 p.
12. Panda K. C. Optimum support characteristics for rotor-shaft system with preloaded rolling element bearing / K. C. Panda, J. K. Dutt // Journal of Sound and Vibration. – 2003. – Vol. 260. – P. 731–755.
13. Rauscher M. Stady oscillations of system with nonlinear and unsymmetrical elasticity / M. Rauscher // Journal of Applied Mechanics. – 1938. – Vol. 5.
14. Re-search on Field Balancing of Rotor / X. Q. Chen, Y. J. Jia, G. Z. Cheng // Applied Mechanics and Materials. – 2012. – Vols. 201-202.– pp. 83-86.
15. Shaw S. Nonlinear normal modes and invariant manifolds / S. Shaw, C. Pierre // J. of Sound and Vibration. – 1991. – Vol. 150. – P. 170–173.
16. Shaw S. Normal modes for nonlinear vibratory systems / S. Shaw, C. Pierre // J. of Sound and Vibration. – 1993. – Vol. 1640. – P. 85–124.
17. Špokas L. Impact of technological parameters of threshing apparatus on grain damage / L. Špokas, D. Steponavičius, S. Petkevičius // Agronomy Research. – 2008. – №6. – pp. 367–376.
18. The Inner Equilibrium Analysis and Counterweight Design of Engine / X. Yuan, T. Wang, W. X. Fan // Applied Mechanics and Materials. – 2010. – Vols. 44-47. – pp. 1051-1055.
19. Tondl A. Some Problems of rotor dynamics / A. Tondl. – London^ Chapman and Hall, 1965. – 400 p.
20. Аврамов К. В. Нелинейная динамика упругих систем / К. В. Аврамов, Ю. В. Михлин. – М. – Ижевск: НИЦ Ргулярная и хаотическая динамика, 2010. – 704 с.

21. Агроболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Агроболевский. – М.: Наука, 1975. – 640 с.
22. Алферов С. А. Исследование динамики привода зерноуборочного комбайна / Сборник трудов по земледельческой механике. – 1966 – Т. IX. – С.4-21.
23. Ананьев И. В. Справочник по расчету собственных колебаний упругих систем / И. В. Ананьев. – М.: Гостехиздат, 1946. – 540 с.
24. Андронов А. А. Теория Колебаний / А. А. Андронов, А. А. Витт, С. Э. Хайкин. – М. – 1959. – 915 с.
25. Антипин В. Г. Развитие и реализация идей В.П. Горячкина в молотильно-сепарирующих устройствах зерноуборочных комбайнов. // Научные труды. – 1974. - Выпуск 15. – Ленинград. – С. 100-105.
26. Белов М. И. Математическая модель сепарации зерна на решетках очистки / М. И. Белов, В. Н. Романенко // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2008. – № 5 – С. 10-13.
27. Берестнев О. В. Аналитические методы механики в динамике приводов / О. В. Берестнев, А. Г. Гоман, Н. Н. Ишин. – Минск, 1992. – 237 с.
28. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний / В. Л. Бидерман. – М. – 1980. – 408 с.
29. Биргер И. А. Некоторые математические методы решения инженерных задач / И. А. Биргер. – М.: Оборонгиз, 1956. – 410 с.
30. Блехман И. И. Вращение неуравновешенного ротора, обусловленного гармоническими колебаниями его оси / И.И. Блехман. – М.: Изв. АН СССР. ОТН. – 1954. – №8.
31. Блехман И. И. Вращение неуравновешенного ротора, обусловленное гармоническими колебаниями его оси. / И. И. Блехман // Издательство АН СССР, ОТН. – 1954. – № 8 – С. 24–32.
32. Богус Ш. Н. Анализ и синтез молотильно-сепарирующих устройств рисо-зерноуборочных комбайнов : дис. докт. техн. наук : 05.05.11 / Богус Ш. Н. – Краснодар, 2005. – 526 с.

33. Бойко А. І. Динаміка зміни рівня надійності підсистем зернозбиральних комбайнів в нестабільних умовах експлуатації і обслуговування / А. І. Бойко, К. М. Думенко // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – 2010. – Вип. 144. – Ч. 3. – С. 331–348.
34. Болотин В. В. Неконсервативные задачи теории упругой устойчивости / В. В. Болотин. – М.: Физматиз, 1961. – 360 с.
35. Большаков В. И. Динамика крупных машин / В. И. Большаков. – М.: Машиностроение. – 1969. – 214 с.
36. Бондар О. Зернозбиральний голод // Пропозиція. – К. – 2006. – №4. – С. 108.
37. Буцикін В.В. Удосконалення електромеханічного багатодвигунового приводу нахилу конвертера з метою зменшення навантажень у перехідних режимах: дис.. канд.. техн.. наук. – Дніпропетровськ, 2004. -210 с.
38. Василенко П. М. Основы научных исследований: Учеб. пособие / П. М. Василенко, Л. В. Погорельый. – К.: Вища школа, 1985. – 265 с.
39. Васильев Н. А. Mathematica. Практический курс с примерами решения прикладных задач / Н. А. Васильев – К.: ВЕК+. – 448 с.
40. Вейц В. Л. Динамические расчеты приводов машин / В. Л. Вейц. – Л.: Машиностроение, 1971. – 352 с.
41. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. /Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). — М.: Машиностроение, 1979 — Т. 2. Колебания нелинейных механических систем /Под ред. И. И. Блехмана. 1979. - 351 с.
42. Вибрация энергетических машин. Справочное пособие. – Л.: Машиностроение, 1974. – 290 с.
43. Влияние срока эксплуатации зерноуборочных комбайнов на их эффективность / [В. О. Шейченко, М. М. Анеляк, А. Я. Кузьмич, С. О. Кустов] // Mechanization in agriculture // Issue 9. 2015. - С.15-17.

44. Войтюк В. Д. зернозбиральні комбайни – новий чи вживаний / В. Д. Войтюк, А. А. Демко., О. А. Демко // Пропозиція. – К. – 2006. – №4. – С. 114–117.
45. Войтюк Д. Г. Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку: Навчальний посібник / За ред. Д. Г. Войтюка / С. С. Яцун, М. Я. Довжик. – Суми: ВТД «Університетська книга», 2008. – С. 345-358.
46. Войтюк Д. Г. Експериментальні дослідження втрат зерна при роботі зернозбиральних комбайнів / Д. Г. Войтюк, С. В. Смолінський // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – 2010. – Вип. 144. – Ч. 3 – С. 331–348.
47. Гадяка В. Г. Математическая модель ротора турбокомпрессора для исследования несинхронных составляющих вибраций / В. Г. Гадяка, Д. В. Лейких, В. И. Симоновский // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2010. – №2(20). – С. 48-50.
48. Гадяка В. Г. Экспериментальное исследование динамики ротора в неустойчивой области частот вращения / В. Г. Гадяка, Д. В. Лейких, В. И. Симоновский // Проблемы машиностроения. – 2009. – Т. 12, №5. – С. 81–85.
49. Головчук А. Ф. Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки: Підручник У 3 кн. Кн.2: Комбайни зернозбиральні / А. Ф. Головчук, В. І. Марченко, В. Ф. Орлов. За ред. А.Ф. Головчука. – К.: Грамота, 2004. – 320 с.
50. Голоскоков Е. Г. Нестационарные колебания деформируемых систем / Е. Г. Голоскоков, А. П. Филиппов. – К.: Наукова думка, 1977. – 368 с.
51. Голоскоков Е. Г. Нестационарные колебания механических систем / Е. Г. Голоскоков, А. П. Филиппов. – К.: Наукова думка, 1966. – 336 с.
52. Грек А. И. Вопросы обмолота / А. И. Грек. – Владивосток: Дальневосточное книжное издательство, 1970. – 204 с.

53. Григорев Н.В. Нелинейные колебания элементов машин и сооружений / Н.В. Григорьев. – М.: Машгиз, 1961. – 250 с.
54. Гробов В. А. Асимптотические методы расчета изгибных колебаний валов турбомашин / В. А. Гробов. – М.: Изд-во АН СССР, 1961. – 150 с.
55. Гробов В. А. Теория колебаний механических систем / В. А. Гробов. – К.: Вища школа, 1982. – 183 с.
56. Давыдов Б. Л. Статика и динамика машин / Б. Л. Давыдов, Б.А. Скородумов. – М.: Машиностроение, 1967. – 432 с.
57. Демко А. А. Метод визначення пропускної здатності молотильно-сепарувального пристрою зернозбиральних комбайнів з урахуванням зміни техніко-експлуатаційних характеристик / А. А. Демко, О. В. Надточій, О. А. Демко // Техніка і технології АПК. – №2. – 2012. – С. 32–35.
58. Диментберг Ф. М. Изгибные колебания вращающихся валов / Ф. М. Диментберг. – М.: Изд-во АН СССР, 1959. – 340 с.
59. Диментберг Ф. М. Колебания машин / Ф. М. Диментберг, К. Т. Шаталов, А. А. Гусаров. – М.: Машиностроение, 1964. – 286 с.
60. Дослідження впливу терміну експлуатації зернозбиральних комбайнів на їх ефективність / [В. О. Шейченко, М. М. Анеляк, А. Я. Кузміч, С.О. Кустов] // Оглядова інформація [загальнодержавний збірник]. – 2015. Випуск №1 (100). – 2015. - С. 242–249.
61. Єгоршин О. О. Методи багатовимірного статистичного аналізу / О. О. Єгоршин, А. М. Зосімов, В. С. Пономаренко. – К.: ІЗИН, 1998. – 205 с.
62. Жалнин Э. В. Некоторые тенденции зарубежного комбайностроения / Э. В. Жалнин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1983. – №12. – С. 56-60.
63. Живолуп Г. І. Довідник по усуненню несправностей зернозбиральних комбайнів: Запитання і відповіді / Г. І. Живолуп, Г. Т. Сіренко, В. А. Ільченко. – К.: Урожай, 1991. – 156 с.
64. Забродский С. С. Гидродинамика и теплообмен в псевдооживленном (кипящем) слое / С. С. Забродский. – М.: Госэнергоиздат, 1963. – 488 с.

65. Заика П. М. Сепарация семян по комплексу физико-механических свойств / П. М. Заика, Г.Е. Мазнев. – М.: Колос, 1978. - 287 с.

66. Занько М. Д. Парк зернозбиральних комбайнів України: стан і прогноз розвитку / М. Д. Занько, В. І. Кравчук, В. В. Погорілий // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. – 2012. – Вип. 16 (30). – С. 129–137.

67. Занько М. Д. Аналітичне моделювання втрат зерна за молотаркою в залежності від умов роботи зернозбирального комбайна / М. Д. Занько, В. І. Недовесов // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Вип. 97. – С. 483–488.

68. Занько Н. Д. Влияние технических параметров молотилки зерноуборочного комбайна с барабанным молотильно-сепарирующим устройством на ее функциональные показатели назначения // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – 1999. – Вип. 28. – С. 174-180.

69. Занько Н. Д. Влияние условий и режимов эксплуатации на качество работы зерноуборочных комбайнов / Н. Д. Занько, Н. М. Осипов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1998. – № 7. – С. 25-26.

70. Збігнев К. Визначення масового моменту барабана зернозбирального комбайна / К. Збігнев, З. Томаш // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК – 2011. – Вип. 114. – С. 208–215.

71. Звіт про науково-дослідну роботу «Розробити механіко-технологічні передумову розвитку комбайнового збирання зернових культур та вирішення головних проблем, спрямованих на зменшення втрат та пошкодження зерна, покращення економічності та екологічності технологій і комплексів зерно-соломозбиральних машин». Проект 40.02-34Ф (проміжний), ННЦ «ІМЕСГ». Глеваха 2008. Керівник НДР Недовесов В.І.;

72. Звіт про науково-дослідну роботу «розробити систему мало затратних зональноадаптивних технологій та комплексів машин нового

покоління для комбайнового збирання зернових культур зі гадячою дією на зерно та ґрунт». Проект 02.02.01Ф (заключний). Том1, ННЦ «ІМЕСГ». Глеваха 2005. Керівник НДР Недовесов В. І.

73. Звіт про наукову дослідну роботу «Розробити механіко-технологічні передумови розвитку комбайнового збирання зернових культур та вирішення головних проблем, спрямованих на зменшення втрат і пошкодження зерна, покращення економічності та екологічності технологій і комплексів зерно-соломозбиральних машин». Проект 40.02-034/01Ф (проміжний). Том 1, ННЦ «ІМЕСГ». Глеваха 2007. Керівник НДР Недовесов В. І.

74. Зерноуборочные комбайны / [Г. Ф. Серый, Н. И. Косилов, Ю. Н. Ярмашев, А. И. Русанов]. – М.: Агропромиздт, 1986 – 248 с.

75. Каталог техники компании Challenger.

76. Каталог техники компании Fendt

77. Каталог техники компании John Deere

78. Каталог техники компании Massey ferguson

79. Каталог техники компании New Holland

80. Каталог техники компании Claas

81. Кельзон А. С. Расчет и конструирование роторных машин / А. С. Кельзон, Ю. Н. Журавлев, Н. В. Январев. – Л.: Машиностроение, 1977. – 260 с.

82. Кельзон А. С. Расчет и конструирование роторных машин / А. С. Кельзон, Ю. Н. Журавлев, Н. В. Январев. – Л.: Машиностроение, 1977. – 287 с.

83. Кельзон А. С. Динамика роторов в упругих опорах / А. С. Кельзон, Ю. П. Циманский, В. И. Яковлев. – М.: Наука, 1982. – 280 с.

84. Ключев В. И. Теория электропривода / В. И. Ключев. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 560 с.

85. Когаев В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / В. П. Когаев. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.

86. Кожевников С. Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / С. Н. Кожевников. – К.: Наукова думка, 1986 – 288 с.
87. Кожуховский И. Е. Зерноочистительные машины. Конструкция расчет и проектирование / И. Е. Кожуховский. – М. : Машиностроение, 1965. 220 с.
88. Колганов К. Г. Интенсификация сепарации зерна при двухфазном обмолоте / К. Г. Колганов // Сб. науч. трудов ЧИМЕСХ. – 1967. – Вып. 23. – С. 185-190.
89. Кондратов А. Ф. Исследования размерно-весовых характеристик урожая зерновых культур / А. Ф. Кондратов, А. Ф. Рушев // Труды Сиб. НИИМЕСХ. – 1972. – Вып. 9. – С. 127-132.
90. Кононеко М. П. Техніко-економічні аспекти використання зернозбиральних комбайнів / М. П. Кононеко, В. В. Марченко // Агроном. – 2006. – № 3. – С. 46-48.
91. Коритынский Я. И. Исследование динамики и конструкций высокопроизводительных веретен текстильных машин / Я. И. Коритынский. – М.: Машгиз, 1963. – 380 с.
92. Коритынский Я. И. Об одном методе определения собственных частот и критических скоростей упруго задеяных и упруго опертых шпинделей и балок / Я. И. Коритынский // Колебания и устойчивость приборов, машин и элементов систем управления. – 1968. – С. 184–206.
93. Косилов Н. И. Интенсификация сепарирования зернового вороха : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук : спец. 05.20.01 / Косилов Н. И. – Челябинск, 1989. – 43 с.
94. Кравцова Е. В. Об эффективности пассивных виброгасителей в роторных системах / Е. В. Кравцова, Э. Л. Позняк // Машиностроение. – 1977. - № 4.
95. Крамаренко Л. П. Теория, конструкция, расчет / Л. П. Крамаренко. – Харьков: Гос. науч.-тех. изд-во Украины, 1936. – 258 с.

96. Курдюмов А.А. Вибрация корабля / А.А. Курдюмов. – М. Судпромгиз, 1953. – 366 с.
97. Кушуль М. Я. Приближенный метод определения критических скоростей многоопорного вала переменного сечения / М. Я. Кушуль // Поперечные колебания и критические скорости валов. – М.: Изд-во АН СССР, 1953. – С. 48-62.
98. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1979. – 574 с.
99. Липкович Э. И. Процессы обмолота и сепарации в молотильных аппаратах зерноуборочных комбайнов. – Зерноград, 1973 – 166 с.
100. Липкович Э. И. Аналитические основы исследования процесса обмолота и сепарации зерна молотильным аппаратом зерноуборочного комбайна / Э. И. Липкович // Сборник трудов по земледельческой механике – М. : Сельхозгиз, 1971. - Т. XII. - С.225–236.
101. Ловейкін В. С. Визначення закону руху порції хлібної маси / В. С. Ловейкін, А. П. Ляшко // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – 2015. – Вип. 212. – Ч. 1. – С. 28–34.
102. Ловейкін В. С. Вплив нерівноваженості молотильного барабана зернозбирального комбайна на його коливання / В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, А. П. Ляшко // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – 2015. - Том 79. - № 3. – С. 123–130.
103. Ловейкін В. С. Дослідження динаміки руху молотильного барабана зернозбирального комбайна / В. С. Ловейкін, А. П. Сачик (А. П. Ляшко) // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – 2014. – Вип. 196. – Ч. 2. – С. 57–63.
104. Ловейкін В. С. Мехатронні системи управління обертаннями молотильного барабана зернозбирального комбайна: ідентифікація параметрів коливань приводу та їх лінійного регулятора зі зворотним зв'язком /

В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, А. П. Ляшко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2015. – Вип. 156. – С. 341–348.

105. Ловейкін В. С. Уточнена модель динаміки руху молотильного барабана зернозбирального комбайна / В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, А. П. Ляшко // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – 2014. – Вип. 196. – Ч. 3. – С. 82–92.

106. Ловейкін В. С. Функціональна оптимізація режиму пуску молотильного барабана зернозбирального комбайна / В. С. Ловейкін, А. П. Сачик (А. П. Ляшко) // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – 2014. – Вип. 196. – Ч. 1. – С. 147–155.

107. Ловейкін В. С. Аналіз конструкції молотильно-сепаруючого пристрою тангенціального типу зернозбирального комбайна / В. С. Ловейкін, А. П. Ляшко // Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій: Міжнародна науково-технічна конференція, м. Тернопіль, 19–21 травня 2015 р.: тези доповідей / Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя. – 2015. – С. 108–109.

108. Лоза О. А. Вимушені коливання ротора на пружних опорах / О. А. Лоза, Т. М. Карпенко, О. Р. Тиненік // Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія: технічні науки. – 2012. – Вип. 25. – С. 196–207.

109. Лойцянский Л. Г. Курс теоретической механики: т. II. Динамика / Л. Г. Лойцянский, А. И. Лурье. – М.: ГИТЛ, 1954. – 595 с.

110. Ляшко А. П. Вплив неврівноваженості молотильного барабана на надійність роботи зернозбирального комбайна / А. П. Ляшко, В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк // Підвищення надійності машин і обладнання: IV Всеукраїнська науково-практична конференція студентів, аспірантів та молодих учених, м. Кіровоград, 15–17 квітня 2015 р.: тези доповідей / Кіровоградський національний технічний університет. – 2015. – С. 37–40.

111. Ляшко А. П. Експериментальні дослідження по визначенню недомолоченого зерна в молотильно-сепаруючому пристрої / А. П. Ляшко // Інноваційний розвиток аграрної сфери: III-я міжнародна наукова конференція, м. Тернопіль, 19–21 березня 2015 р.: тези доповідей. – 2015. – С. 83–86.

112. Ляшко А. П. Експериментальні дослідження по визначенню недомолоченого зерна в молотильно-сепаруючому пристрої / А. П. Ляшко // Збірник тез доповідей III-ї міжнародної наукової конференції «Інноваційний розвиток аграрної сфери». К., 2015. – С. 83–86.

113. Мартыненко М. Д. О колебательных процессах в механических системах / М. Д. Мартыненко, Н. А. Докукова, Л. И. Бойко // Инженерно-физический журнал. – 1999. – Т. 72. – № 3. – С. 491–494.

114. Метод аналізу фрикційних автоколивань приводів механічних систем / [В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, А. П. Ляшко, Л. Б. Ткачук]. // Теорія і практика будівництва. – 2014. – Вип. 14. – С. 27–28.

115. Михлин Ю. В. Резонансные режимы нелинейных систем близких к консервативным / Ю. В. Михлин // Прикладная математика и механика. – 1974. – Т. 38, № 3. – С. 425–429.

116. Моніторинг комбайнового ринку України (частина 1) / [Д. Г. Войтюк, О. В. Надточій, В. Д. Войтюк, А. А. Демко, О. А. Демко] // Науковий вісник Національний університет біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – 2010. – Вип. 144. – Ч. 4. – С. 192–200.

117. Моніторинг комбайнового ринку України (частина 2) / [Д. Г. Войтюк, О. В. Надточій, В. Д. Войтюк, А. А. Демко, О. А. Демко] // Науковий вісник Національний університет біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – 2010. – Вип. 144. – Ч. 5. – С. 197–207.

118. Николаи Е. Л. Теория гироскопов / Е. Л. Николаи. – М. – Л.: ОГИЗ ГИТТЛ, 1948. – 180 с.

119. Обґрунтування сепаруючої поверхні решіт зернозбиральних комбайнів / [В. О. Шейченко, М. М. Анеляк, М. М. Толстушко, А. Я. Кузьмич, С. О. Кустов] // Сільськогосподарські машини. – 2015. - Вип. 33. – С. 151–156.
120. Панов С. Ф. Вынужденные поперечные колебания стержней ступенчато-переменного сечения при наличии сосредоточенного сопротивления / С. Ф. Панов // Приборостроение. – 1959. – №3. – С. 26–38.
121. Пановко Я. Г. Введение в теорию механических колебаний / Я. Г. Пановко. – М. – 1991. – 256 с.
122. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории упругих колебаний / Я. Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1967. – 316 с.
123. Пасынкова И. А. Бифуркации прецессионного движения неуравновешенного ротора / И. А. Пасынкова // Прикладная математика и механика. – 2006. – Вып. 4. – с. 605–616.
124. Пасынкова И. А. Установившиеся вращения ротора в нелинейных упругих опорах без учета сопротивления / И. А. Пасынкова, И. М. Лебедева // Вестник С.-Петербург. ун-та. – 1998. – Серия 1. Вып. 3. – С. 101–106.
125. Патент на корисну модель 100380 Україна, МПК, А01F 12/18 (2006.01). Молотильний барабан зернозбирального комбайна / В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, А. П. Ляшко; заявник і патентовласник Національний університет біоресурсів і природокористування України. – № u 2015 00448; заявл. 21.01.2015; опубл. 27.07.2015, Бюл. №7.
126. Патент на корисну модель 98007 Україна, МПК, А01F 12/18 (2006.01). Молотильний барабан зернозбирального комбайна / В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, А. П. Ляшко; заявник і патентовласник Національний університет біоресурсів і природокористування України. – № u 2014 12457; заявл. 20.11.2014; опубл. 10.04.2014, Бюл. №7.
127. Перепелкин Н. В. Анализ вынужденных форм колебаний однодискового ротора на нелинейно-упругих опорах / Н. В. Перепелкин, Ю. В. Михлин // Механика твердого тела. – 2010. – Т. 40. – С. 221–232.

128. Перепелкин Н. В. Нелинейные нормальные формы вынужденных колебаний однодискового ротора на массивных нелинейно-упругих опорах / Н. В. Перепелкин, Ю. В. Михлин // Методы решения прикладных задач механика деформированного твердого тела. – 2011. – Вып. 12. – С. 270–278.

129. Перепелкин Н. В. Построение и анализ устойчивости резонансных режимов движения однодискового ротора на нелинейно-упругих опорах / Н. В. Перепелкин, Ю. В. Михлин // Динамические системы. – 2011. – Т. 1 (29), № 2. – С. 269–280.

130. Погорілець О. М. Зернозбиральні комбайни: Навчальний посібник для студ. вищ. навч. закладів інженерних спеціальностей / О. М. Погорілець, Г. І. Живолуп. – К. : Урожай, 1994. – 232 с.

131. Позняк Э.Л. Влияние масляного слоя в подшипниках скольжения на устойчивость и критические скорости высокоскоростных роторов / Э. Л. Позняк // Колебания валов на масляной пленке. – М.: Наука, 1968. – С. 64–76.

132. Позняк Э.Л. Демпфирование вынужденных изгибных колебаний гибких роторов / Э.Л. Позняк, А.Н. Космачев, Б.Б. Райхлина. – В кн.: Колебания и прочность при переменных напряжениях. – М.: Наука, 1965.

133. Портнов М. Н. Зерноуборочные комбайны / М. Н. Портнов. М.: Агропромиздат, 1985. – 304 с.

134. Применение математических методов в исследовании процессов сельскохозяйственного производства: Методическое пособие. / Под ред. Ф.П. Полупанова. – К., 1969. – 149 с.

135. Пугачев А. Н. О некоторых показателях режима работы молотилки комбайна СКД 5 / А. Н. Пугачев, Э. И. Чибисова // Совершенствование уборки зерновых культур: Сб. статей. Челябинск: ЧИМЕСХ, – 1974. – Вып. 73. – С. 196–203.

136. Пустыгин М. А. Исследование и усовершенствование молотильно-сепарирующих устройств зерноуборочных комбайнов / М. А. Пустыгин, В. И. Савин // Труды ВИСХОМ. – 1973. – Вып. 72. – С.3–19.

137. Пустыгин М. А. Теория и технологический расчет молотильных устройств – М.: ОГИЗ СЕЛЬХОЗГИЗ, 1948. – 96 с.
138. Рагульскис К. М. Вибрации роторных систем / К. М. Рагульскис, Рем. Д. Ионушас, А. К. Бакшис. – Вильнюс: Мокслас, 1976. – 190 с.
139. Радин В. В. К вопросу о неголономной связи в приводе молотильного барабана зерноуборочного комбайна в режиме разгона / В. В. Радин, С. В. Курчук, М. С. Гнутов // Вестник ДГТУ. – Ростов-на-Дону, 2008. – С. 317–323.
140. Результати досліджень сучасного зернозбирального комбайна сампо-україна 300 / [Д.Г. Войтюк, М.С. Волянський, С.В. Смолінський, Ю.О. Гуменюк, М.Д. Занько]. // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – 2014. – Вип. 196. – С. 66–70.
141. Реклейтис Г. Оптимизация в технике / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, Л. Рэгдел. – Кн. 2: Пер. с англ. – М.: Мир. – 1986. – 320 с.
142. Рижков О. Красномовне мовчання плюс гіркі зітхання – невже це й є вітчизняне комбайнобу дування? // Пропозиція. – К. – 2006. – № 4. – С. 104.
143. Ромасевич Ю. О. Динамічна оптимізація режимів руху механізмів вантажопідйомних машин як мехатронних систем : дис. докт. техн. наук : 05.05.05 / Ромасевич Юрій Олександрович – Одеса, 2015.
144. РТМ 44-62 Методика статистической обработки эмпирических данных. М. : Изд-во стандартов, 1996. 100 с.
145. Румшинский Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента: Справочное руководство / Л.З. Румшинский. М.: Наука, 1971. 192 с.
146. Русанов А.И. Основные концепции развития зерноуборочных комбайнов / А.И. Русанов // Исследование и создание рабочих органов машин для уборки и послеуборочной обработки зерновых культур. М. : ВИСХОМ, 1982. С. 3-14.

147. Салеев Ф.И. Ветрорешетная очистка зерноуборочного комбайна с улучшенной качественной характеристикой центробежного вентилятора : автореф. дис. канд. техн. наук : 05.20.01 / Салеев Ф.И. Новосибирск, 1983. – 22 с.

148. Сачик А. П. Аналіз молотильних пристроїв зернозбиральних комбайнів / А. П. Сачик // Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання: IV Всеукраїнська студентська науко-технічна конференція, м. Тернопіль, 19–20 квітня 2011 р.: тези доповідей / Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя. – 2011. – С. 165.

149. Сачик А. П. Визначення коефіцієнта просівної здатності підбарабання / А. П. Сачик // Актуальні задачі сучасних технологій: Міжнародна науково-технічна конференція молодих учених та студентів, м. Тернопіль, 11–12 грудня 2013 р.: тези доповідей / Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя. – 2013. – С. 135.

150. Свідectво про реєстрацію авторських прав на твір № 59209. Моделі динаміки руху молотильного барабана зернозбирального комбайна / В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, А. П. Ляшко.

151. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / [Листопад Г.Е., Семенов А.Н. Демидов Г.К. и др.] М. : Колос, 1976. 752 с.

152. Семена сельскохозяйственных культур. Правила приемки, методы отбора проб, документы о качестве, правила арбитражного определения качества : ГОСТ 12036 85, ГОСТ 12046 85, ГОСТ 12047 85. М. : Изд-во стандартов, 1985. 36 с.

153. Сергеев С.И. Демпфирование механических колебаний / С.И. Сергеев. – М.: Физматгиз, 1959. – 270 с.

154. Серый Г.Ф. Научные основы интенсификации процессов обмолота и сепарации в зерноуборочных комбайнах : автореф. дис. канд. техн. наук : 05.20.01 / Серый Г.Ф. М., 1976. 40 с.

155. Симандири. Влияние давления подачи смазки на виброизоляционную способность подшипников со сдавливаемой пленкой /

Симандири, Хан // Конструирование и технология машиностроения. – М: Мир, 1976. - №1.

156. Симоновский В. И. Динамика роторов центробежных машин / В.И. Симоновский. – Сумы: Изд-во СумГУ, 200. – 126 с.

157. Симоновський В. І. Уточнення математичних моделей коливальних систем за експериментальними даними / В.І. Симоновський. – Суми: Вид-во СумДУ, 2010. – 92 с.

158. Сисолін П.В. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування: Підручн. для студент. вищ. навч. закл. із спец. «Машини та обладн. с.-г. вир-ва» / За ред. М.І. Черновола. Кн. 2: Машини для рільництва / П.В. Сисолін, Т.І. Рибак, В.М. Сало; За ред. М.І. Черновола. – К.: Урожай, 2002. – С.83-173.

159. Сисоліна І. П. Напрями удосконалення молотильних апаратів зернозбиральних комбайнів / І. П. Сисоліна // Аграрний вісник причорномор'я. – 2013. – Вип. 67. – С. 121–129.

160. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін.; за ред. Д.Г.Войтюка. – К. Вища освіта, 2005. – 464 с.: іл.;

161. Сільськогосподарські та меліоративні машини: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.О. Дубровін, Т.Д. Іщенко та ін.; За ред. Д.Г. Войтюка. — К.: Вища освіта, 2004. — 544 с.; іл.

162. Смашнюк О.В. Аналітичне дослідження завантаження пересувних засобів технічного обслуговування й усунення несправностей зернозбиральних комбайнів // Механізація та ННЦ ІМЕСГ УААН. – 2006. – № 90. – 150с.

163. Степин П.А. Сопротивление материалов / П.А. Степин. – М.: Высшая школа, 1983. – 303 с.

164. Сусси И.Р. Об условия балансируемости гибких валов грузами / И.Р. Сусси, В.М. Фридман. // Машиноведение. – 1966. - №4. – С.45-53.

165. Сухопаров А.И. Повышение эффективности уборки зерновых культур повышенной влажности путем применения комбайнов,

оснащенных молотильным аппаратом с зубowymi бичами / А. И. Сухопаров // Автореф. канд. дисс. – Санкт-Петербург, 2007 – 20с.

166. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки / За ред. В.І. Кравчука, М.І. Нрицина, С.М. Ковалю. – К.: Аграрна наука, 2004. – С. 213-249.

167. Теодорчик К.Ф. Автоколебательные системы / К.Ф. Теодорчик. – М. – 1944. – 104 с.

168. Тимошенко С.П., Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко. – М.: URSS Ком Книга, 2007. – 439 с.

169. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко. – М.: Физматиз, 1960. – 472 с.

170. Трубилин Е.И., Машины для уборки сельскохозяйственных культур (конструкции, теория и расчет), В.А. Абликков: Учеб.пос. - 2 изд. перераб. и дополн. - КГАУ, Краснодар, 2010 – 325 с.

171. Франчук В.П. Использование принципа Вольтерра и комплексного модуля упругости при учете неупругих сопротивлений в колебательных системах с существенной асимметрией / В.П. Франчук, А.В. Анциферов // Науковий вісник НГУ. – Дніпропетровськ: 2000. - №2. – С.30-32.

172. Целиков А. И. Машины и агрегаты металлургических заводов. т. II. / А.И. Целиков, П.И. Полухин. – М.: Металлургия, 1988. – 432 с.

173. Шарактанэ А. С., Железнов Н. Г., Иваницкий В.А. Сложные системы: Учеб. пособ. – М.: Высшая школа., 1977. – С.3.

174. Шейченко В. О. Теорія і розрахунок апаратів для підбирання та обертання: монографія / В. О. Шейченко, Г. А. Хайліс. – 2014. – 240 с.

175. Шейченко В. О. Дослідження обмолоту зерна трибарабанною молотаркою / В. О. Шейченко, В. І. Недовесов, О.М. Грицака // Сільськогосподарські машини. – 2015.- Вип. 33. – С. 149–155.

176. Шпаковский Н. Дерево эволюции зерноуборочного комбайна,

177. Эльсгольц Л.Э Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление / Л.Э. Эльсгольц. – М.: Наука, 1969. – 424 с.

178. Яблонский А.А. Курс теории колебаний / А.А. Яблонский, С.С. Норейко. – М.: Высшая школа, 1975. – 248 с.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
РОЗДІЛ 1	5
СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ	5
1.1. Аналіз конструкцій молотарок зернозбиральних комбайнів	5
1.2. Призначення і типи молотильних пристроїв	24
1.3. Аналіз параметрів і режимів роботи молотильно-сепаруючих пристроїв зернозбиральних комбайнів	28
1.4. Силові та енергетичні параметри роботи молотильних апаратів	33
1.5. Аналіз динамічних параметрів молотильно-сепаруючого пристрою	35
Висновки до розділу 1	37
РОЗДІЛ 2	40
ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РУХУ МОЛОТИЛЬНОГО БАРАБАН ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА.....	40
2.1. Моделювання руху технологічної маси між барабаном та підбарабанням.....	40
2.2. Визначення закону руху порції хлібної маси.....	44
2.3. Дослідження динаміки руху молотильного барабана.....	50
2.3.1. Розв'язок математичної моделі першого етапу	51
2.3.2. Розв'язок математичної моделі другого етапу	64
2.4. Дослідження впливу неврівноваженості молотильного барабана зернозбирального комбайна на його коливання	70
2.5. Оптимізація режимів пуску молотильного барабана зернозбирального комбайна	79
2.6. Функціональна оптимізація режиму пуску молотильного барабана.....	90
2.7. Аналіз вимушених коливань статично незбалансованого молотильного барабана зернозбирального комбайна	98
2.8. Вплив ступінчастої форми гнучкого ротора на жорстких опорах на його власні частоти	109

2.9. Концептуальні основи аналізу режимів резонансних вимушених коливань роторних систем з (нелінійно-) пружними опорами.....	124
2.9.1. Математична модель ротору (дискового/барабанного типу) з масивними лінійно-/нелінійно-пружними опорами.	125
2.9.2. Методи аналізу стаціонарних коливань роторної системи.	127
2.9.3. Аналіз стаціонарних коливань роторної системи.....	129
2.10. Розрахунок оптимальних параметрів демпферів в'язкого тертя для гасіння коливань неврівноваженого гнучкого ротора з одним барабаном.	142
2.11. Розрахунок оптимальних параметрів демпферів сухого тертя для гасіння коливань неврівноваженого гнучкого ротора з одним насадженим барабаном.	148
2.12. Використання пасивних вібраційних демпферів для гасіння коливань неврівноважених гнучких роторів з насадженим барабаном.	152
Висновки до розділу 2	159
РОЗДІЛ 3	161
ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	161
3.1. Програма експериментальних досліджень.....	161
3.2. Параметри та конструкція натурної моделі молотильного барабан зернозбирального комбайна.....	162
3.3. Допоміжне і вимірювальне обладнання для знаходження коефіцієнта просівної здатності підбарабання.....	164
3.4. Вимірювально-реєструюче обладнання для проведення експериментальних досліджень з визначення впливу неврівноваженої маси на коливання молотильного барабана.....	166
3.5. Методика збору та попередньої обробки експериментальних даних.....	174
3.6. Планування експериментальних досліджень для встановлення впливу неврівноваженості молотильного барабана на його роботу.....	175
3.7. Методика визначення просівної здатності підбарабання молотильно-сепаруючого пристрою в польових умовах.....	178
3.8. Методика обробки дослідних даних	181

3.9. Статистичні показники оцінки експериментальних даних	182
3.10. Висновки до розділу 3	183
РОЗДІЛ 4	185
РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	185
4.1. Результати визначення коефіцієнта просівної здатності підбарабання	185
4.2. Результати експериментальних досліджень динаміки руху молотильного барабана.....	189
4.2.1. Аналіз коливань конструкції незбалансованого молотильного барабана	189
4.2.2. Аналіз коливань кутової швидкості молотильного барабана	193
4.3. Висновки до розділу 4	196
РОЗДІЛ 5	198
КОНСТРУКТИВНІ ВДОСКОНАЛЕННЯ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ МОЛОТИЛЬНО-СЕПАРУЮЧОГО ПРИСТРОЮ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА.....	198
5.1. Конструктивні вдосконалення молотильно-сепаруючого пристрою	198
5.2. Зрівноваження молотильного барабана зернозбирального комбайна за допомогою автобалансирів	201
5.3. Розрахунок довговічності молотильно-сепаруючого пристрою.....	206
5.4. Висновки до розділу 5	210
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	214