

ТАВРІЙСЬКА ДЕРЖАВНА АГРОТЕХНІЧНА АКАДЕМІЯ

ДЕРЕЗА ОЛЕНА ОЛЕКСАНДРІВНА

УДК 635.64:631.55.

**ОБҐРУНТУВАННЯ РЕЖИМУ РОБОТИ
ПРУТКОВИХ ТРАНСПОРТЕРІВ
ОВОЧЕЗБИРАЛЬНИХ МАШИН**

05.05.11 – Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Мелітополь - 2005

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Таврійській державній агротехнічній академії Міністерства аграрної політики України.

Науковий керівник: доктор технічних наук
Тарасенко Володимир Віталійович,
професор кафедри сільськогосподарських машин
Таврійської державної агротехнічної академії.

Офіційні опоненти:

- доктор технічних наук, професор **Чурсінов Юрій Олексійович**, Дніпропетровський державний аграрний університет, завідувач кафедри технології зберігання і переробки сільськогосподарської продукції;

- кандидат технічних наук, доцент **Алба Віктор Дмитрович**, Ново-Каховський державний агротехнічний коледж, завідувач науково-практичним центром.

Провідна установа: Південний філіал „Кримський агротехнологічний університет” НАУ, кафедра сільськогосподарських машин, смт. Аграрне, м. Сімферополь.

Захист відбудеться “ 17 ” березня 2006 р. о 10-00 год. на засіданні спеціалізованої вченої ради К 18.819.01 Таврійської державної агротехнічної академії за адресою: 72312 Запорізька обл., м. Мелітополь, пр-т. Б.Хмельницького, 18, навчальний корпус 1, конференцзал.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Таврійської державної агротехнічної академії (72312, м. Мелітополь, пр-т. Б.Хмельницького, 18).

Автореферат розісланий “ 30 ” січня 2006 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

В. О. Мунтян

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми полягає у тому, що в Україні для підвищення обсягів виробництва овочів, а також рівня механізації їх збирання, необхідне використання високопродуктивних овочезбиральних комбайнів, невід'ємною частиною яких є пруткові транспортери.

В більшості овочезбиральних машин застосовуються гідроприводи обертального руху. При пуску машини навантаження на валу гідромотора може суттєво перевищувати номінальне через похибки виготовлення й монтажу привода, перевищення норм завантаження, тощо. При цьому швидко зношуються поверхні тертя елементів транспортерів, ланки ланцюгів, гнуться й навіть ламаються прутки. Тому питання надійного пуску гідромоторів досить актуальні. Особливого значення набувають питання зниження енергоємності, динамічного і вібраційного завантаження вузлів і деталей машини. Для вирішення цієї проблеми необхідно проаналізувати роботу пруткових транспортерів, виявити причини руйнування їх елементів і, на цій підставі, розробити математичні моделі, які б описували процес роботи транспортерів в реальних умовах експлуатації.

Питанням вдосконалення робочих органів для транспортування присвячено багато робіт. В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях транспортерів обґрунтовано вплив конструктивних та режимних параметрів на ефективність сепарації, на пошкоджуваність плодів. Однак недостатньо уваги надається розробці аналітичних підходів до визначення ударних навантажень на прутки, зірочки та інші елементи транспортерів, від чого залежить надійність машини в цілому.

В дисертаційній роботі вирішуються питання дослідження та обґрунтування режиму роботи пруткових транспортерів, вдосконалення конструкції робочих органів для забезпечення необхідної надійності та працездатності овочезбиральних комбайнів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами полягає у тому, що дослідження, які склали основу дисертаційної роботи, виконано відповідно до тематичного плану науково - дослідної частини (НДЧ) Таврійської державної агротехнічної академії (ТДАТА) згідно з програмою, затвердженою Міністерством аграрної політики України, № 0104U003924 „Розробка машин для виробництва овочів відкритого ґрунту”.

Мета і задачі досліджень. Мета дисертаційної роботи полягає у підвищенні працездатності пруткового транспортера овочезбиральної машини шляхом зниження динамічних навантажень на робочі органи.

Для досягнення цього вирішувались такі задачі:

- виконати аналіз існуючих способів транспортування овочів збиральними машинами;
- визначити шляхи збільшення надійності пруткового елеватора овочезбирального комбайна;
- теоретично обґрунтувати динамічні навантаження транспортуючих систем овочезбиральних машин;
- розробити експериментальну модель процесу і обґрунтувати параметри для коефіцієнтів динамічності по зусиллю й тиску системи та максимальному зусиллю в стрічці;
- розробити методичку розрахунку привода елеватора;
- виконати виробничу перевірку і дати техніко-економічний аналіз машини.

Об'єкт дослідження – процес переміщення вантажу прутковим елеватором.

Предмет дослідження – закономірності процесу руху полотна елеватора пруткового транспортера під час пуску.

Методи дослідження. Експериментальні дослідження проводилися у лабораторних умовах на спроектованому та виготовленому автором стенді. Розроблено алгоритм і програму розрахунку привода елеватора за допомогою обчислювальної техніки для визначення динамічних навантажень, що діють на полотно елеватора під час пуску. Обґрунтування параметрів і режимів роботи пруткового елеватора томатозбирального комбайна виконувалось з використанням математичного моделювання й базувалось на положеннях теоретичної механіки, диференційного обчислювання та математичної статистики.

Обробка результатів здійснювалась на ПЕОМ з використанням загальноприйнятих методик обробки результатів експериментів.

Наукова новизна отриманих результатів. Вперше висунута і підтверджена дослідами доцільність використання демпфіруючого пристрою в приводі пруткового елеватора овочезбиральної машини. На основі аналізу причин руйнування елементів пруткових елеваторів запропоновано шляхи усунення виходу їх з ладу.

Вперше розроблено теоретичну модель процесу переміщення полотна елеватора. Визначено і обґрунтовано раціональні геометричні параметри демпфіруючого пристрою.

Дістало подальшого розвитку методика визначення динамічних навантажень елементів пруткових транспортерів із застосуванням теорії динаміки вантажопідійомних машин, за допомогою якої виявлено вплив параметрів демпфіруючого пристрою на динамічне навантаження приводного вала елеватора овочезбиральної машини.

Практичне значення отриманих результатів.

За результатами наукових досліджень розроблено методику розрахунку привода пруткового елеватора овочезбиральних машин з використанням ПЕОМ. Ця методика прийнята для впровадження в дослідне підприємство конструкторсько-технологічного інституту сільськогосподарських машин (КТІСМ) м. Запоріжжя. Теоретичні та експериментальні дослідження транспортера використано при створенні машини для приготування компосту МПК-Ф-0,1.

За результатами розрахунків виготовлено дослідний зразок демпфіруючого пристрою і встановлено на томатозбиральний комбайн ТАКИ-15. Зазначений комбайн впроваджено в КСП ім. 8 Березня Джанкойського р-ну АР Крим. В процесі досліджень встановлено, що застосування експериментального пристрою дозволяє знизити коефіцієнт динамічності на 8-9 %, пусковий момент – на 11,5 %.

Особистий внесок здобувача.

Основні результати, які відображують суть дисертаційної роботи, отримані автором самостійно на основі аналізу літературних джерел, патентів на конструктивні рішення приводів пруткових транспортерів і на проведених здобувачем теоретичних та експериментальних досліджень пруткових транспортерів.

Дисертантом особисто:

- досліджено динамічні навантаження, що діють на стрічку пруткового елеватора овочезбиральної машини, розроблено методику експериментального дослідження [3, 4];
- розроблено і здійснено монтаж лабораторної установки для переміщення овочевої маси прутковим елеватором [5];
- визначено вплив жорсткостей елементів передач на коливальний процес полотна елеватора [6, 10];
- визначено параметри для коефіцієнтів динамічності по зусиллю й тиску системи, максимальному зусиллю в стрічці, оптимальний час пуску елеватора [7, 8];
- розроблено експериментальний пристрій для зниження динамічних навантажень та методику розрахунку його раціональних геометричних параметрів [9, 11];
- визначено шляхи вирішення проблеми пошуку ефективних методів збільшення надійності пуску пруткового елеватора [12].

Апробація результатів дисертації. Основні положення результатів дисертаційної роботи доповідалися і обговорювалися на науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу ТДАТА (м. Мелітополь, 1999...2005 рр.), інституті механізації тваринництва Української академії аграрних наук (м. Запоріжжя, 2004р.), Міжнародній науково-практичній конференції „Стан і перспективи розвитку переробної галузі АПК” (смт. Кирилівка, 2005 р.).

Публікації. Основні матеріали та положення дисертації опубліковано у 12 наукових працях, з них 2 одноосібних, 2 тезах конференцій, 1 патент.

Обсяг та структура роботи. Дисертація складається з вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаної літератури та трьох додатків. Загальний обсяг роботи 170 сторінок, на 138 з яких викладено текст роботи і список використаної літератури. Текст вміщує 11 таблиць, 51 ілюстрацію. До списку використаних джерел увійшло 102 найменування.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність проблеми, сформульовано мету й задачі дисертаційного дослідження, визначено об'єкт та предмет роботи, наукову новизну й практичне значення, а також наведено методи дослідження.

У першому розділі „Огляд існуючих конструкцій транспортуючих систем та типів елеваторів” проаналізовано способи транспортування та наведено класифікацію транспортуючих робочих органів овочезбиральних машин, проведено аналіз роботи різних типів робочих органів для транспортування та сепарації вороху і обґрунтовано вибір робочого органу для досліджень.

Встановлено, що найвищу сепаруючу здатність за мінімальних пошкоджень плодів у порівнянні з іншими робочими органами, забезпечує прутковий елеватор за рахунок конструктивних особливостей та захисного покриття прутків. Проте, він має такі недоліки, як швидкий знос деталей, що працюють в агресивному середовищі, та внаслідок значних динамічних навантажень під час пуску.

Дослідженню технологічних процесів і робочих органів для переміщення та сепарації вороху прутковими транспортерами із визначенням їх конструктивних і кінематичних параметрів присвячені праці Погорілого Л.В., Петрова Г.Д., Сорокіна А.А., Діденка Н.Ф., Хвостова В.А. Вагомі результати в розробку та удосконалення транспортуючих робочих органів овочезбиральних машин та їх приводів внесли також науковці Тарасенко В.В., Буханько Н.Ф., Галіулін Ш.Р., Дядькович В.Т., Деревенчук О.А, Чурсінов Ю.О., Алба В.Д., Хомик Н.І. та ін.

Аналіз досліджень показав, що існуючі методи розрахунку параметрів роботи приводу елеватора не враховують весь комплекс явищ, які виникають під час пуску і не дозволяють визначити динамічні навантаження транспортуючої системи. Відзначено, що процес роботи пруткового елеватора вивчено недостатньо, як теоретично, так і експериментально. Визначено напрямки подальшого удосконалення приводу та шляхи збільшення надійності пруткових транспортерів. На основі аналізу експериментальних досліджень пруткових елеваторів встановлено причини відказів та виходу з ладу їх елементів. Відзначено, що удосконалення приводу доцільно робити шляхом зниження динамічних навантажень на вал гідромотора за допомогою пружних муфт. Визначені мета та основні задачі наукового дослідження.

У другому розділі „Теоретичні дослідження пруткового елеватора овочезбиральної машини” виходячи з аналізу умов роботи, на основі отриманих результатів теоретичних досліджень завантаженості пруткового елеватора під час пуску обґрунтовано необхідність удосконалення приводу з метою збільшення його надійності. Для удосконалення приводу з метою зменшення пускового навантаження вал гідромотора пропонується розвантажити при пуску за допомогою демпфіруючого пристрою (рис.1), [11]. Дослідження ефективності використання демпфіруючого пристрою виконувалось вперше.

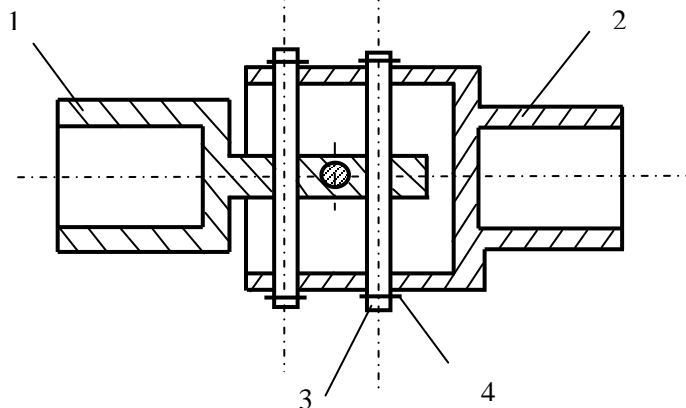


Рис.1. Демпфіруючий пристрій: 1 – ведуча півмуфта; 2 – ведена півмуфта; 3 – пружний стержень, 4 – шплінт.

Для теоретичного обґрунтування динамічних навантажень в процесі пуску елеватора його було розкладено на елементарні технологічні процеси:

- 1) обертальний рух приводного вала;

- 2) натяг стрічки транспортера;
- 3) поступальне переміщення полотна елеватора.

Виведено математичні залежності, що дозволяють описувати кожний з цих процесів.

Аналіз динамічних процесів в загальному виді складний. В ряді випадків можна розглядати коливання механізмів і конструкції окремо, що спрощує рішення динамічних задач. Виходячи з аналізу теоретичних досліджень динамічних процесів, можливо привести всю систему до двох масової.

Схема приводу складається з двох мас, з'єднаних пружною ланкою (рис.2).

При дослідженні динамічних систем, елементи яких мають відносний характер руху, найбільш адекватний результат дає принцип Лагранжа (диференціальні рівняння Лагранжа другого роду). Але тільки в тому випадку, коли можуть бути знайдені вирази кінетичної енергії й узагальнених сил, прикладених до системи, яка досліджується, у функції від координат, швидкості і часу.

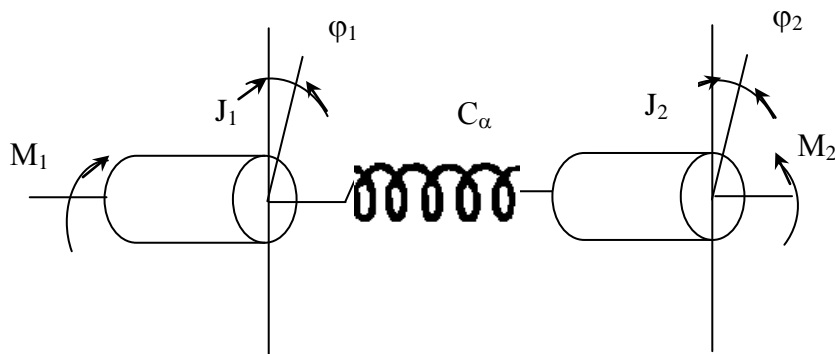


Рис.2. Схема приводу: M_1 – надлишковий обертаючий момент двигуна, Н·м; M_2 – момент статичного опору обертанню, Н·м; J_1 – приведений момент інерції обертових частин на валу двигуна, кг·м²; J_2 – приведений момент інерції частин механізму, що обертаються і рухаються поступально, кг·м²; C_α – приведена кутова жорсткість елементів передач, Н/рад.; φ_1 – приведений кут повороту вала гідромотора, рад.; φ_2 – приведений кут повороту вала транспортера з вантажем, рад.

Для визначення деформацій пружної системи, яка має кінцеве число ступенів свободи (кінцеве число мас), зручно скористатися рівняннями руху Лагранжа в такій формі:

$$\begin{cases} J_1 \frac{d^2 u_1}{dt^2} + (u_1 - u_2) \cdot C_\sigma = M_1; \\ J_2 \frac{d^2 u_2}{dt^2} - (u_1 - u_2) \cdot C_\sigma = -M_2. \end{cases} \quad (1)$$

Вирази (1) являють собою загальну систему диференціальних рівнянь, що визначають рух двох мас.

Загальне рішення рівняння (1), тобто визначення величини деформації пружної ланки (різниці $(\varphi_1 - \varphi_2)$), знайдемо у вигляді:

$$\varphi_1 - \varphi_2 = A \sin \sqrt{\frac{C_\alpha \cdot (J_1 + J_2)}{J_1 \cdot J_2}} \cdot t + B \cos \sqrt{\frac{C_\alpha \cdot (J_1 + J_2)}{J_1 \cdot J_2}} \cdot t + \varphi(t). \quad (2)$$

Розглянувши різні значення характеру зміни зовнішнього моменту, що відповідають різним режимам пуску чи зупинки механізму, прийшли до висновку, що усі наближені формули, які визначають максимальний момент M_{ymax} при різних виразах, виявилися однаковими. Остаточне рішення цього рівняння має вигляд:

$$M_{y_{max}} \approx \frac{2MJ_2}{J_1 + J_2} + M_c, \quad (3)$$

де M – початковий (найбільший) надлишковий момент, що прискорює чи гальмує, Н·м;
 M_c – статичний (зовнішній) момент опору руху другої маси, Н·м.

Максимальний момент, що сприймається пружною ланкою, майже не залежить від характеру зміни зовнішнього (збурювального) моменту, а визначається, головним чином, початковим значенням цього моменту.

Встановлено, що змінення приведенної кутової жорсткості елементів передач впливає на коливальний процес у стрічці елеватора. Під впливом дії збурювальних сил привода і завдяки пружним властивостям тягового органа елеватора в пружному елементі виникає коливальний процес, який супроводжується виникненням в ньому динамічних зусиль. Для того, щоб аналітично визначити процес коливань при кращій відповідності дійсним умовам, необхідно враховувати вплив демпфіруючих сил.

Для дослідження процесу переміщення полотна елеватора складемо приведену схему, яка містить безліч розподілених та дві зосереджені маси (рис.3).

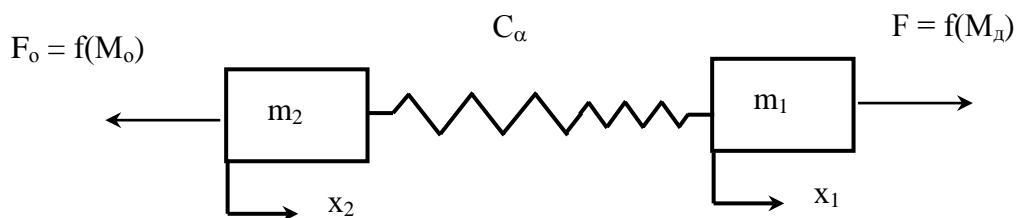


Рис.3. Приведена схема пружного елеватора: m_1 – приведена маса обертових частин вала двигуна, кг; m_2 – приведена маса частин, що переміщуються, кг; x_1, x_2 – відповідно переміщення мас m_1 і m_2 , мм; M_d – рушійний момент, Н·м; M_0 – момент опору руху, Н·м; C_α – приведена жорсткість елементів передач, Н/м.

У період розгону система описується хвильовим рівнянням

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - a^2 \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = 0, \quad (4)$$

де u – переміщення перетинів стрічки, м;

t – поточний час, с;

x – координата положення перетину, м;

$\frac{\partial u}{\partial x}$ – відносна подовжня деформація стрічки, що залежить від положення перетину x і

змінюється з часом t ;

$\frac{\partial u}{\partial t}$ – швидкість стрічки при пружному зсуві, м/с;

a – швидкість поширення пружної хвилі обурення в стрічці, м/с.

У роботі приведено порядок розрахунку динамічних зусиль. Встановлено, що це зусилля залежить від ваги вантажу, який переміщується елеватором, ваги самого елеватора, жорсткості елементів передач, швидкості переміщення та кута нахилу елеватора.

Змінення жорсткості демпфіруючого елемента експериментального пристрою дозволяє збільшити час пуску завантаженого елеватора й тим самим знизити динамічні навантаження на приводний вал.

Після побудови математичних залежностей для аналітичного визначення критеріїв оптимізації для пружного елеватора розроблено програму для ЕОМ. Для запропонованого методу розрахунку динамічних навантажень на приводний елеватор овочезбиральної машини розроблено

алгоритм і програму математичного розрахунку процесу пуску, блок-схема якого представлена на рис. 4.

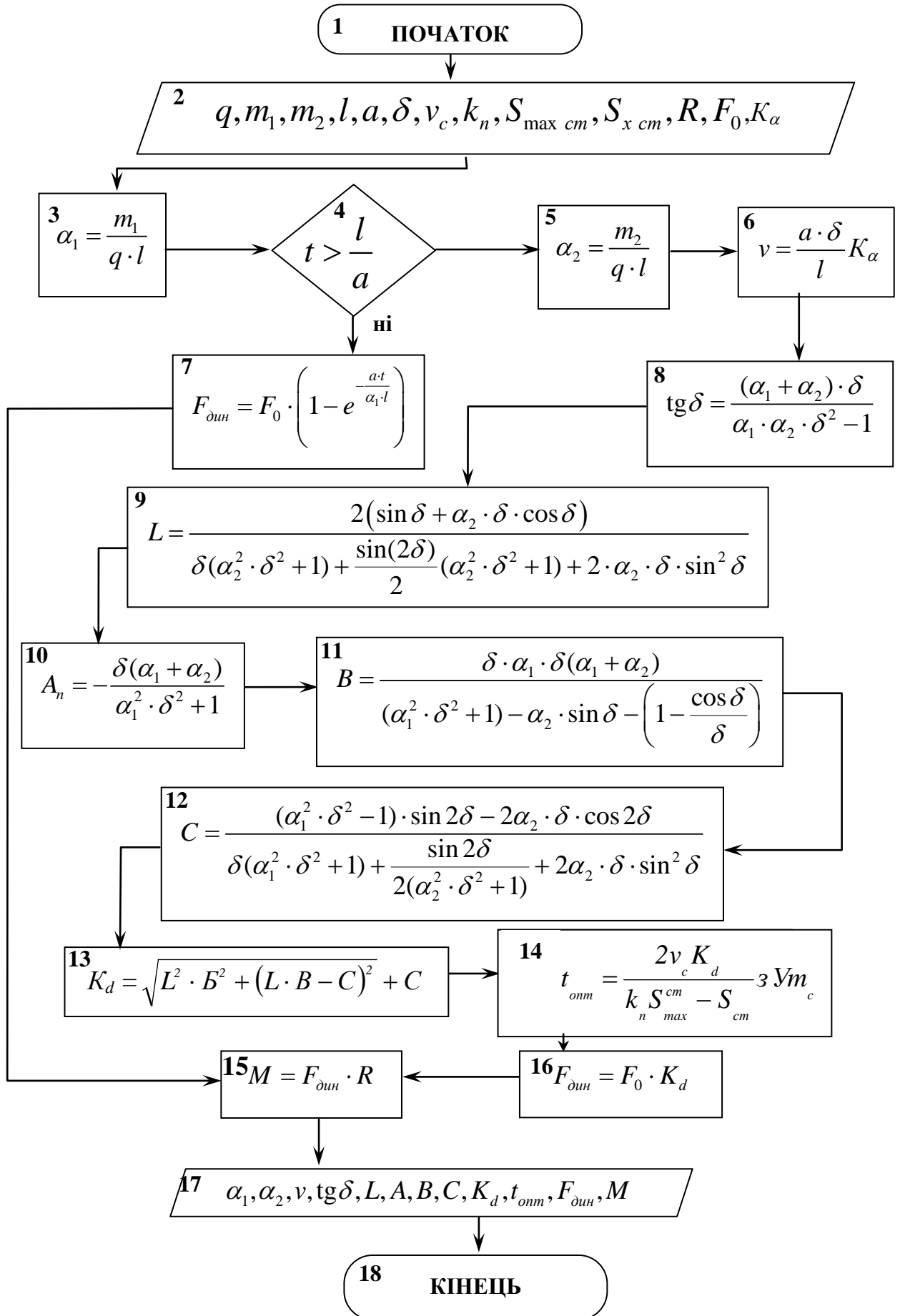


Рис. 4. Блок-схема алгоритму визначення динамічних навантажень.

В результаті рішення рівняння (4) одержуємо вираз для визначення максимального зусилля в точці набігання стрічки на приводний барабан. Загальне рішення містить суму зусиль в стрічці від власних та примусових коливань. Після перетворень одержуємо вираз у вигляді:

$$F_{\text{дин}}'' = F_0 \cdot \left[\sqrt{L_1^2 \cdot A_1^2 + (L_1 \cdot B_1 - C_1)^2} + C_1 \right] \quad (5)$$

де F_0 – надлишкова сила, Н;

L_1, A_1, B_1, C_1 – коефіцієнти, що залежать від параметрів приводного елеватора.

Позначимо $K_d = \sqrt{L_1^2 \cdot B_1^2 + (L_1 \cdot B_1 - C_1)^2} + C_1$.

Оптимальний час пуску визначиться з виразу:

$$t_{\text{опт}} = \frac{2v_c K_d}{k S_{n \max}^{cm} - S_{cm}} \cdot \Sigma m_c, \quad (6)$$

де v_c – частота власних коливань системи, c^{-1} ;

k_n – коефіцієнт перевантаження стрічки під час пуску

$$k_n = \frac{S_{cm} + S_{\text{дин}}}{S_{cm}};$$

S_{cm} і $S_{\text{дин}}$ – відповідно максимальне статичне і динамічне зусилля, Н;

S_{\max}^{cm} – максимальне зусилля в стрічці при встановленому русі, Н;

η – к.к.д. приводу;

Σm_c – сума приведених мас, що обертаються та рухаються поступально, кг.

Досліджено параметри демпфіруючого пристрою та пруткового елеватора овочезбиральної машини з метою використання їх як вхідних даних для розробки методики розрахунку приводу елеватора. Показано, що при динамічному аналізі пруткового елеватора достатньо обмежитись розгляданням тільки першого періоду руху системи.

Визначалась приведена маса приводного вала елеватора та його елементів, що рухаються поступально. Обчислювались приведені моменти інерції обох мас. Виміряна жорсткість стрічки елеватора, встановлено залежність впливу жорсткості стрічки на період її коливань. Зниження жорсткості елементів передач на 16-18 % приводить до зменшення пускового моменту на 10-12 %. Визначено кут кочення вантажу по поверхні пруткового елеватора, оптимальний час пуску елеватора.

При теоретичному обґрунтуванні динамічних навантажень транспортуючих систем овочезбиральних машин були прийняті такі припущення при вирішенні задачі:

- маса вантажу, що переміщується, постійна й рівномірно розподілена по поверхні елеватора;
- відсутнє буксування стрічки;
- рух машини по полю не враховується;
- швидкість і напрямок вітру не враховується.

У третьому розділі „Методика експериментальних досліджень динамічного навантаження пруткового елеватора” наведено методику експериментальних досліджень, описано експериментальну установку, умови проведення експериментів та застосовану вимірювальну апаратуру.

Основною задачею цих досліджень було визначення експериментальної моделі процесу й обґрунтування параметрів для коефіцієнтів динамічності по зусиллю (K_F) й тиску (K_P) системи та максимальному зусиллю в стрічці елеватора.

Для проведення експериментальних досліджень була створена лабораторна установка (рис.5).

При цьому визначали зусилля в стрічках елеватора, тиск нагнітання та тиск зливу гідросистеми, час розгону та час гальмування. Якісну оцінку працездатності привода проводили по коефіцієнтам динамічності K_F і K_P та максимальному зусиллю F_{max} , причому вони повинні прагнути до мінімуму.

Для роботи гідросистеми пруткового елеватора використовувалась насосна станція. Гідравлічний насос станції приводився до дії від електродвигуна трьохфазного струму АО-52-4 потужністю 4,5 кВт. В гідравлічній системі установки використовувалась робоча рідина МГ-10. Тиск в порожнині нагнітання та зливу вимірювався за допомогою датчиків тиску ТДД-100 (в зливній порожнині) та ТДД-200 (в нагнітаючій порожнині). Регулювання швидкості руху транспортерної стрічки здійснювалось за допомогою дроселів, вмонтованих в систему.

Тягове зусилля в стрічках елеватора вимірювалось тензOMETричними датчиками зусилля опором 200 Ом, зібраними по напівмостовій схемі. Для вимірювання частоти обертання вала елеватора використовувався тахометр. Кут нахилу полотна елеватора змінювався за допомогою спеціально виготовлених стійок.

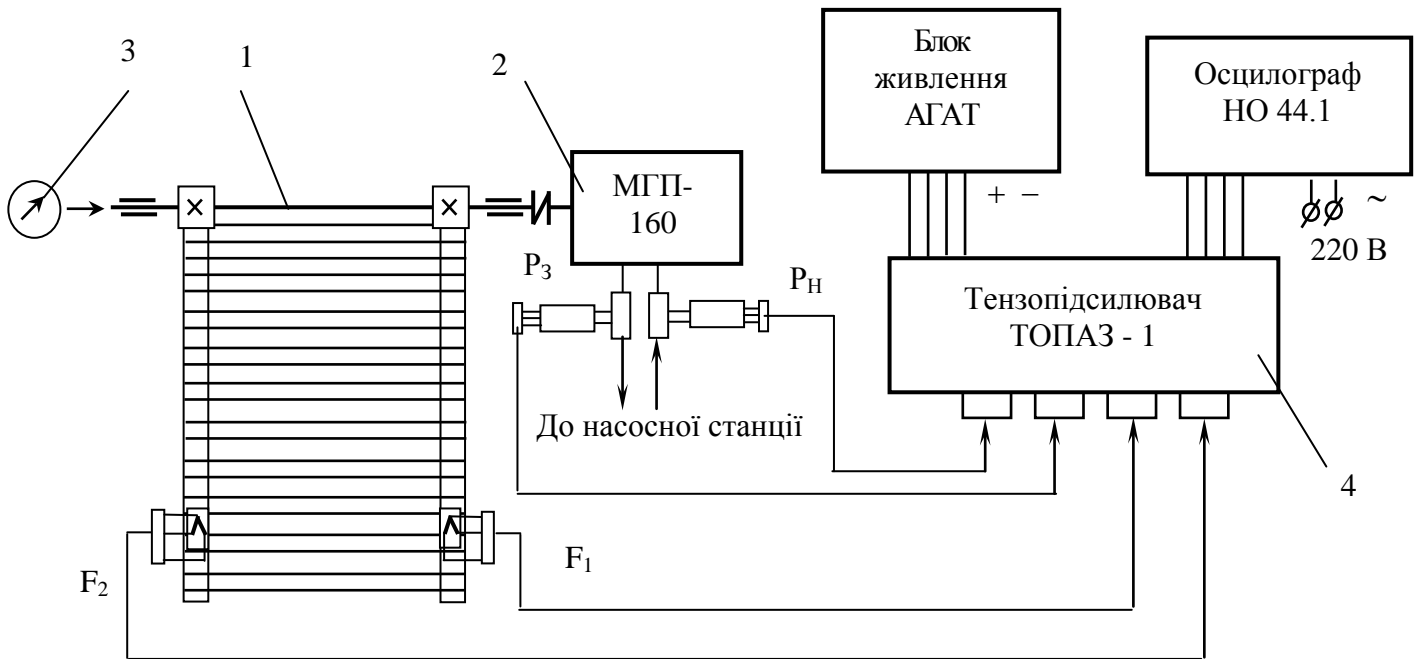


Рис.5. Схема установки для дослідження динамічного навантаження пруткового елеватора: 1 – елеватор; 2 – привод; 3 – тахометр; 4 – тензостанція; P_H , P_3 – відповідно датчики тиску нагнітання та зливу; F_1 , F_2 – датчики зусилля.

Показники датчиків тиску та зусилля фіксувалися за допомогою осцилографа НО 44.1 при швидкості протяжки фотопaperу 40 мм/с. Електричні сигнали, що надходили від датчиків, посилювались тензопідсилювачем ТУП-101 „ТОПАЗ-1”.

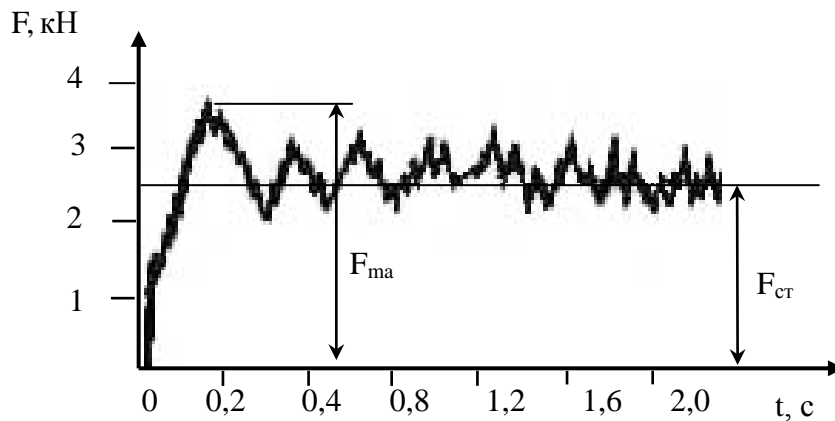
Було виділено 3 фактори, що припустимо впливають на критерії оптимізації: X_1 (кут нахилу елеватора), X_2 (маса вантажу, що переміщується), X_3 (частота обертання вала); виконано обґрунтування їх рівнів варіювання.

У четвертому розділі розглядаються результати експериментальних досліджень динамічного навантаження пруткового елеватора.

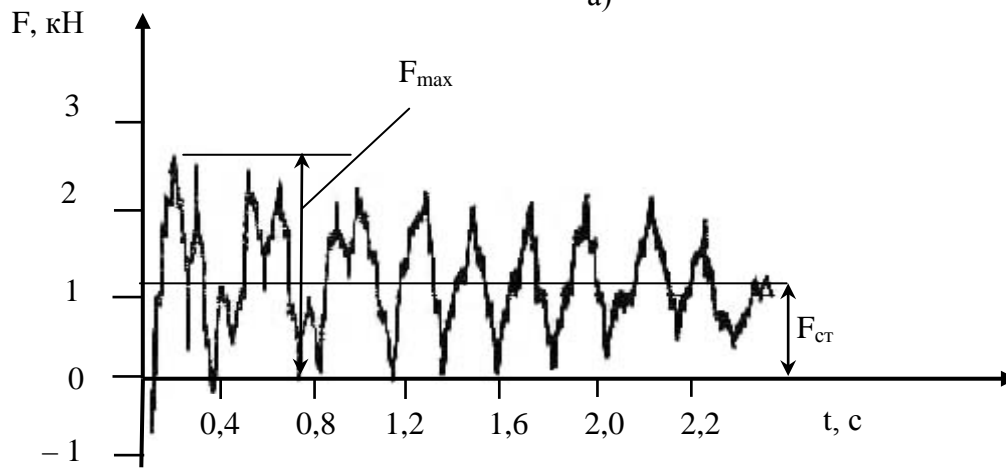
В результаті проведення експерименту і реалізації матриці планування отримано осцилограми переміщення вантажу прутковим транспортером (рис.6) та тиску нагнітання (рис.7).

За допомогою F -критерію Фішера доведено, що теоретичні дослідження відповідають реальному процесу з імовірністю не менш 95 %. Співвідношення F , F_m дозволяє приймати гіпотезу про адекватність отриманих рівнянь регресії. Це дозволяє зробити висновок про те, що рекомендації, зроблені у другому розділі, мають експериментальне підтвердження.

За допомогою критерію Кохрена була доказана однорідність дисперсій на 95 % рівні імовірності по основному критерію Y_I , так як $G_{YI} = 0,23$, $G_{YI} = 0,15$, що менше табличного $G_{0,05}(2,15) = 0,33$.



а)



б)

Рис. 6. Осцилограми зусиль переміщення полотна елеватора: а) завантаженого транспортера; б) не завантаженого транспортера

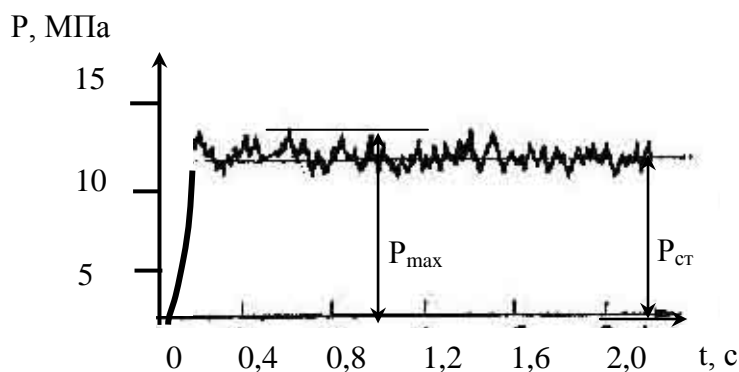


Рис. 7. Осцилограма тиску нагнітання

Отримані значення коефіцієнтів регресійних рівнянь зібрано у табл. 1.

Аналізуючи отримані моделі, зроблено висновок, що при будь-якому приводі оптимальною є частоти обертання вала, встановлена на верхньому рівні ($n = 190$ об/хв.).

Значення коефіцієнтів регресійних рівнянь за критеріями оптимізації

| Коефіцієнти рівняння K_F | | Коефіцієнти рівняння K_P | |
|----------------------------|----------|----------------------------|----------|
| Позначення | Значення | Позначення | Значення |
| B_0 | 1,86 | B_0 | 1,07 |
| B_2 | -0,14 | B_2 | -0,03 |
| B_{1-3} | -0,14 | B_{1-3} | 0,03 |
| B_{2-3} | -0,16 | B_{2-2} | -0,02 |
| B_{2-2} | 0,33 | | |
| B_{3-3} | -0,34 | | |

Так як проводилися стендові випробування, то деякі фактори можна зафіксувати. Перетини поверхонь відгуку у разі стабілізації факторів кута нахилу елеватора і маси вантажу, що переміщується, будемо для двох варіантів: визначенню впливу частоти обертання вала на динамічні характеристики елементів транспортера та гідроприводу.

Таким чином, зафіксувавши значення факторів X_1 і X_2 на різних рівнях і розкодувавши фактор X_3 , отримуємо такі залежності критеріїв оптимізації від коефіцієнтів динамічності по зусиллю і тиску:

$$K_F = -31,2618 + 1,4708\alpha + 0,0001m + 0,1832n + 0,0001am - 0,0024an - 0,0001mn - 0,0214\alpha^2 + 0,0001m^2; \quad (7)$$

$$K_P = 5,5760 - 0,2351\alpha - 0,0027m - 0,0184n + 0,0001am + 0,0005an + 0,0031\alpha^2. \quad (8)$$

При цьому, крім двох критеріїв оптимізації (коефіцієнтів динамічності по зусиллю і тиску), використовувався третій – максимальне зусилля, що діє на полотно елеватора. Прийнято рішення, що доцільно встановлювати експериментальний пристрій.

$$F_{max} = -23870,5118 + 1801,1657\alpha + 4,3158m + 29,0573n + 0,2542am - 0,9736an - 0,0063mn - 32,4259\alpha^2 + 0,0021m^2 - 0,0028n^2. \quad (9)$$

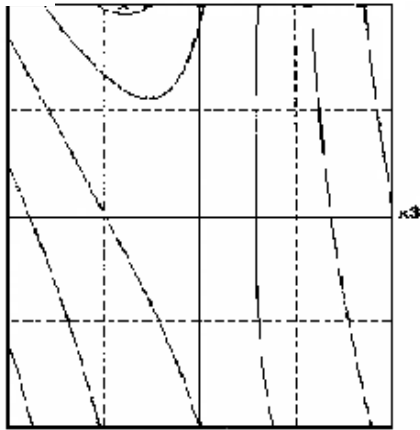
Так як основними регулюваннями елеватора є подача вороху та частота обертання, побудовано двовимірні перетини, на яких вздовж однієї вісі відкладено один з цих параметрів, а вздовж іншої – частота обертання приводного вала. Це дозволило визначити необхідні регулювання в залежності від частоти обертання приводного вала. Проте, на процес роботи пруткового елеватора впливає крім швидкості подавання також наявність демпфера. Тому перетини будемо для двох варіантів – з серійним приводом (рис. 8) та з експериментальним пристроєм (рис. 9).

Після побудови двовимірних перетинів з їх допомогою визначено оптимальні режими роботи елеватора (табл. 2).

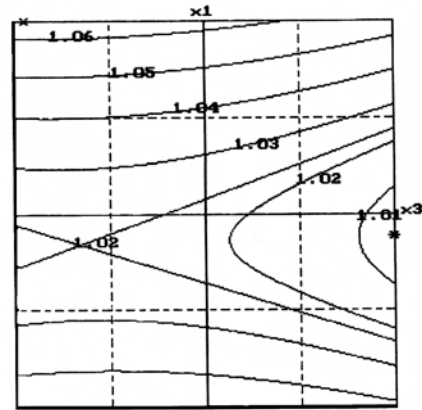
Таблиця 2 -

Оптимальні режими роботи елеватора

| Показники | Значення | |
|---------------------------|-----------------|--------------------------|
| | Серійний привод | З демпфіруючим пристроєм |
| Кут нахилу, град. | 25 | 26 |
| Подача вороху, кг/с | 30 | 32 |
| Частота обертання, об/хв. | 160 | 160 |

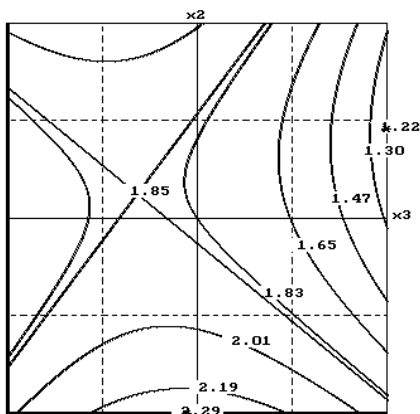
K_F 

а)

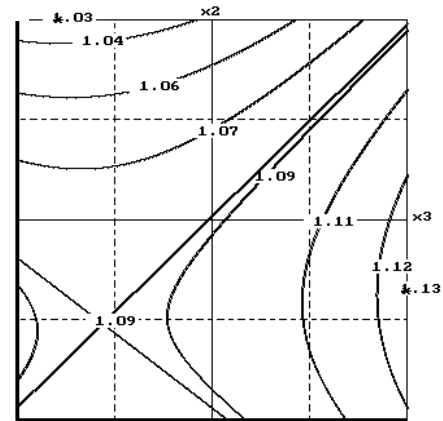
 K_P 

б)

Рис. 8. Двовимірні перетини поверхонь відгуку при стабілізації факторів:
а) $X_2 = 0$; б) $X_2 = 1$ (з серійним приводом).

 K_F 

а)

 K_P 

б)

Рис. 9. Двовимірні перетини поверхонь відгуку при стабілізації факторів:
а) $X_1 = 1$; б) $X_1 = -1$ (з експериментальним пристроєм).

Для підтвердження доцільності виконаної роботи були здійснені порівняльні випробування серійного приводу та приводу з демпфіруючим пристроєм. При цих випробуваннях визначено якісні показники роботи пруткового елеватора. При цьому частоти обертання приводного вала установлювались на рівнях, які є оптимальними для кожного випадку. Експериментально визначено експоненціальний закон зміни зусилля в стрічці транспортера, що підтверджує теоретичні дослідження. Результати випробувань зведено до табл. 3.

Таблиця 3 -

Результати випробувань пруткового елеватора

| Показники | Значення | |
|-------------------------------|-----------------|--------------------------|
| | Серійний привод | З демпфіруючим пристроєм |
| Коефіцієнт динамічності K_F | 1,34 | 1,22 |
| Коефіцієнт динамічності K_P | 1,08 | 1,03 |
| Максимальне зусилля F , Н | 2282 | 1425 |

Аналізуючи отримані моделі, було зроблено такий висновок. Встановлення експериментального пристрою хоча майже не впливає на перепад тиску в системі, але дозволяє знизити динамічні навантаження на елементи полотна елеватора, підвищити надійність пуску.

Обладнання приводу комбайна демпфіруючим пристроєм приводить до зменшення коефіцієнту динамічності K_F на 8-9 %, коефіцієнту динамічності K_P – на 4-5 %. Навантаження на робочі органи пруткового елеватора зменшується на 11,5 %.

На основі теоретичних та експериментальних досліджень розроблено методику розрахунку пруткового елеватора. За наведеною методикою розраховано привод пруткового елеватора овочезбиральної машини. Довжина пруткового елеватора 2,5 м; маса вантажу, що переміщується, складає 100 кг. Кут нахилу елеватора прийнято 26° , поступальна швидкість полотна елеватора $v = 1,25$ м/с. Визначено навантаження на приводний вал елеватора, підібрана гідроапаратура. Підрахувавши основні параметри елеватора, визначено максимальне навантаження, яке сприймається робочим органом елеватора. Максимальне динамічне зусилля, яке діє на стрічку елеватора, складає $F_{\text{дин}} = 7086$ Н, максимальний момент на приводному валу $M_d = 530$ Н·м. Оптимальний час пуску елеватора $t_{\text{опт}} = 0,26$ с.

У п'ятому розділі подано дані **виробничої перевірки та дослідного впровадження** експериментального пристрою для зниження динамічних навантажень у схемі томатозбирального комбайна ТАКИ-15.

Розроблена методика розрахунку приводу пруткового елеватора овочезбиральної машини прийнята для впровадження в ІМТ УААН головним підприємством КТІСМ м. Запоріжжя, теоретичні та експериментальні дослідження транспортера використано при створенні машини для приготування компосту МПК-Ф-0,1. В умовах КСП ім. 8 Марта Джанкойського р-ну АР Крим виконувалось визначення техніко-економічних показників вузла, розробленого за вищезазначеною методикою. Ці показники порівнювались з відповідними показниками серійного приводу комбайна ТАКИ-15.

Розроблена методика дозволяє розраховувати привод подаючого транспортера будь-якої овочезбиральної машини або комбайна. Вона дає можливість виявити вплив маси вантажу та транспортера на динамічне навантаження елеватора, визначити раціональні режими роботи пруткового транспортера. Зниженням приведеної жорсткості елементів передач на 16-18 % можна зменшити навантаження на елементи транспортера на 10-12 %.

У порівнянні з серійним приводом експериментальний пристрій, що розроблено за даною методикою, практично не змінює продуктивність роботи комбайна. Проте при його застосуванні збільшується час пуску елеватора, що приводить до зниження навантаження на елементи транспортера та перепаду тиску в гідросистемі, зменшення простоїв машини. Сукупність цих факторів дає змогу отримати значний економічний ефект.

ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі наведено теоретичне узагальнення і нове вирішення наукової задачі удосконалення приводів пруткових транспортерів овочезбиральних машин на основі використання математичного моделювання особливостей їх динамічного навантаження під час пуску. На основі виконаної роботи, яку присвячено дослідженню та обґрунтуванню параметрів і режимів роботи пруткового елеватора томатозбирального комбайна, можна зробити такі висновки:

1. В результаті аналізу конструкцій транспортуючих систем овочезбиральних машин встановлено, що елеватор пруткового типу, який є найбільш розповсюдженим транспортуючим засобом і відповідає існуючим нормативним вимогам по якості роботи, має низьку надійність складових елементів. Це приводить до виходу їх з ладу, особливо під час пуску. Збільшення надійності роботи приводного елеватора овочезбирального комбайна можна отримати шляхом удосконалення існуючих конструкцій і зменшенням пускового навантаження на приводний вал.

2. На основі проведеного теоретичного обґрунтування динамічних навантажень транспортуючих систем встановлено характер зміни зовнішнього моменту на валу, визначено максимальне навантаження, яке сприймається робочим органом елеватора. Визначено параметри демпфіруючого пристрою, який має три пружних стержня діаметром 12 мм. Розрахунковий оптимальний час пуску елеватора $t_{\text{опт}} = 0,26$ с, мінімальний коефіцієнт динамічності $K_F = 1,15$.

3. Розроблено стенд для випробувань транспортера в лабораторних умовах, за допомогою якого експериментально визначено оптимальні коефіцієнт динамічності по зусиллю $K_F = 1,22$ і час пуску елеватора $t_{omt} = 0,22$ с, які близькі до розрахункових значень. Експериментально визначено оптимальний коефіцієнт динамічності по тиску $K_P = 1,03$. Оптимальними параметрами й режимами елеватора є: швидкість полотна елеватора $v = 1,25$ м/с, кут нахилу елеватора $\alpha = 26^\circ$, подача вороху 32 кг/с.

4. Порівняльні випробування показали переваги приводу з демпфіруючим пристроєм по відношенню до серійного приводу. Застосування приводу з демпфіруючим пристроєм приводить до зменшення коефіцієнту динамічності K_F на 8-9 %, коефіцієнту динамічності K_P – на 4-5 %; пускового моменту – на 11,5 % при частоті обертання вала $n = 150$ об/хв. ($\omega = 16$ р/с).

5. На підставі отриманих у дисертаційній роботі результатів теоретичних та експериментальних досліджень пруткових транспортерів розроблено методику розрахунку приводу пруткового елеватора, внесено конструктивні зміни у приводі вала елеватора. Ця методика і рекомендації щодо вдосконалення конструкції приводу елеватора використані при проектуванні стаціонарних транспортерів, що підтверджується актом впровадження у виробництво результатів досліджень.

6. Техніко-економічний аналіз машини показав, що використання експериментального пристрою економічно вигідно у порівнянні з серійним приводом комбайна. При роботі комбайна ТАКИ-15 з демпфіруючим пристроєм текучі витрати – на 12 %, витрати з-за простоїв – на 6 %. Річний економічний ефект від використання пристрою дорівнює 2250 грн. (на 1.10.2003).

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Дереза Е.А. Методика и приборы для определения динамической нагруженности прутковых транспортеров // Труды ТГАТА. – Мелітополь, 1998. – Вып. 1. Т. 2. – С. 120–122.

2. Дереза О.О. Застосування елеваторів в овочезбиральних машинах // Труды ТГАТА. – Мелітополь, 1998. – Вып. 1. Т. 4. – С. 117–119.

3. Крылов В.В., Дереза Е.А. Экспериментальное исследование динамической нагруженности пруткового элеватора овощеуборочных машин // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 1999. – Вып. 2. Т. 13. – С. 70–73. (Автором запропоновано методику експериментального дослідження пруткового елеватора).

4. Крылов В.В., Дереза О.О. Дослідження пускових режимів стрічкових (пруткових) елеваторів // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2001. – Вып. 2. Т. 18. – С. 120–125. (Автором запропоновано спосіб дослідження динамічних систем).

5. Крылов В.В., Дереза Е.А. Исследование динамической нагруженности пруткового транспортера. Научный журнал. Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні // Запоріжжя. – 2001. – Січень – С. 96–98. (Автором розроблена лабораторна установка для проведення досліджень пруткових транспортерів).

6. Крылов В.В., Дереза О.О., Єрмак М.П. Пружний элемент як система з розподіленими параметрами // Тези учасників науково-технічної конференції магістрів та студентів. – Мелітополь, 2002. (Автором визначено властивості пружного елемента пруткового елеватора).

7. Крылов В.В., Дереза О.О., Єрмак М.П. Дослідження процесу пуску стрічкових конвеєрів // Тези учасників науково-технічної конференції магістрів та студентів. – Мелітополь, 2002. (Автором запропоновано спосіб визначення часу пуску конвеєрних установок).

8. Крылов В.В., Дереза О.О. Экспериментальное исследование процесса пуску елеватора овочезбирального комбайна // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2003. – Вып. 11. – С. 30–33. (Автором встановлено характер зміни пускового моменту на валу елеватора).

9. Патент 2075 Україна, МКИ F16D3/56. Пружна муфта / В.В.Крылов, О.О.Дереза. – № 2002129925; Заявл. 10.12.02; Опубл. 15.10.03, Бюл. № 10 – 3 с. (Автором запропоновано конструкцію пружної муфти).

10. Крылов В.В., Дереза О.О. Вплив властивостей транспортерної стрічки пруткового елеватора на динамічні характеристики приводу // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2003. – Вып. 12. –

С.74–78. (Автором визначено основні характеристики транспортерної стрічки як пружного елемента).

11.Тарасенко В.В., Дереза О.О., Сілін В.С. Збільшення надійності пуску гідроприводів обертального руху під навантаженням // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2004. – Вип. 17. – С.162–168. (Автором визначено параметри демпфуючого пристрою).

12. Тарасенко В.В., Крилов В.В., Дереза О.О. Аналіз причин виходу з ладу пруткових транспортерів овочезбиральних машин // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2005. – Вип. 26. – С.131–134. (Автором встановлено основні причини відказів пруткових транспортерів).

АНОТАЦІЯ

Дереза О.О. Обґрунтування режиму роботи пруткових транспортерів овочезбиральних машин. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.11. – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. Таврійська державна агротехнічна академія, м. Мелітополь, 2005.

Дисертація присвячена проблемі зниження динамічних навантажень приводу подаючого транспортера овочезбиральних машин та обґрунтуванню раціональних його параметрів і режимів роботи.

Виявлено недоліки існуючих транспортуючих систем та запропоновані шляхи їх удосконалення з використанням демпфуючого пристрою. На основі теоретичних та експериментальних досліджень виявлено вплив конструктивних та технологічних параметрів транспортера на його динамічну навантаженість. Запропонована методика розрахунку приводу пруткового елеватора в системі томатозбирального комбайна, розроблено алгоритм і програму визначення параметрів навантаження елементів елеватора.

Ключові слова: динамічне навантаження, пруток, елеватор, демпфуючий пристрій, гідропривод.

АННОТАЦИЯ

Дереза Е.А. Обоснование режимов работы прутковых транспортеров овощеуборочных машин. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.11. – машины и средства механизации сельскохозяйственного производства. Таврическая государственная агротехническая академия, г. Мелитополь, 2005.

В работе обоснована актуальность выбранной темы исследований, представлены научная проблема, цель и задачи исследований.

Диссертация посвящена задаче снижения динамических нагрузок привода подающего транспортера овощеуборочных машин, обоснованию рациональных его параметров и режимов работы. Для ее решения выявлены недостатки существующих транспортирующих систем и предложены пути их усовершенствования с использованием демпфирующего устройства. На основе теоретических и экспериментальных исследований выявлено влияние конструктивных и технологических параметров транспортера на его динамическую нагруженность.

Определены пути увеличения надежности пруткового элеватора овощеуборочного комбайна. Исследование процесса пуска пруткового элеватора производили с учетом критериев, которые позволяют решать компромиссную задачу: увеличение времени пуска и уменьшение динамических нагрузок на элементы элеватора. В результате проведенных исследований усовершенствована конструкция приводного вала элеватора с целью повышения работоспособности и надежности.

Предложена методика расчета привода пруткового элеватора в системе томатуборочного комбайна, разработан алгоритм и программа определения параметров нагруженных элементов элеватора. Получены аналитические зависимости для определения времени пуска пруткового элеватора, нагрузок, действующих на приводной вал и полотно элеватора.

Разработана лабораторная установка для проведения испытаний транспортеров, на которой моделируется процесс пуска и перемещения полотна элеватора с использованием демпфирующего устройства.

Проведены экспериментальные исследования процесса пуска пруткового элеватора. Определен экспоненциальный закон изменения усилия в ленте транспортера, что подтверждает теоретические исследования процесса пуска элеватора. Обоснованы режимы работы элеватора. В результате проведенных исследований установлено, что применение демпфирующего устройства приводит к уменьшению нагрузок на элементы пруткового элеватора, снижению перепада давления в гидросистеме, в результате чего повышается надежность томатоуборочного комбайна в целом.

Основные результаты предложенных технических решений приняты для внедрения в ИМЖ УААН главным предприятием КТИСМ г. Запорожье и использовались при создании машины для приготовления компоста МПК-Ф-0,1.

Результаты теоретических исследований проверены в экспериментальных условиях на примере томатоуборочного комбайна в КСП им. 8 Марта Джанкойского р-на АР Крым. Сравнительные испытания показали, что применение привода с демпфирующим устройством по сравнению с серийным приводом ведет к снижению простоев техники на 6 %. Годовой экономический эффект от внедрения демпфирующего устройства составляет 2250 грн.

Ключевые слова: *динамическая нагрузка, пруток, элеватор, демпфирующее устройство, гидропривод.*

ANNOTATION

Dereza O.O. Substantiation of operation mode of vegetable harvester twig conveyers. – A manuscript.

Dissertation for the candidate of technical sciences degree in specialty 05.05.11 – Machines and means of agricultural production mechanization. – Tavria State Agrotechnical Academy, Melitopol – 2005.

Thesis is devoted to the problem of dynamic load decrease in the feeding conveyer drive of vegetable harvester and substantiation of its rational operation mode.

Drawbacks of existing conveyer systems have been revealed and ways of their improvement using damping device are offered. Based on theoretical and experimental researches influence of constructive and technological parameters on its dynamic load have been revealed. Calculation technique of twig elevator drive in the system of tomato harvester has been offered, algorithm and program of definition of elevator elements parameter loading have been worked out.

Key words: *dynamic load, twig conveyer, damping device, vegetable harvester, hydro drive.*