

УДК 621.01: 631.355

ОБГРУНТУВАННЯ КІНЕМАТИЧНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ СЕПАРАТОРА КАРТОПЛЯНОГО ВОРОХУ

*Заєць М. Л., Пижик Я. С.
Поліський національний університет*

Аналіз останніх дослідень. Пруткові елеватори працюють в абразивному середовищі - ґрунті. Тому зусилля конструкторів і вчених спрямовані на створення конструкцій полотен елеваторів, що забезпечують надійну і довговічну роботу. Найбільш розповсюдженими і простими по конструкції полотна є гачкові. Прутки і зірочки не вимагають механічної обробки. Кінці прутків (ланок) елеватора загнуті, утворюють гачки. За допомогою гачків прутки з'єднуються між собою й утворюють нескінченне полотно.[1]

Постановка проблеми. Спроби створити пристосування для регулювання інтенсивності струшування полотна елеватора з еліптичними струшувачами починали як в Україні, так і за кордоном. Наприклад, на комбайні ККР-2 був установлений підйомний пристрій, що дозволяє відводити із зачеплення з полотном еліптичні струшувачів і підводити

замість них циліндричні ролики. На закордонних комбайнах застосовують більш складні пристрої, що дозволяють регулювати й амплітуду коливань, і швидкість полотна. Наприклад, на комбайні "Дальман" (США) є механізми для зміни як швидкості елеваторного полотна, так і амплітуди його струшування (рис. 1).

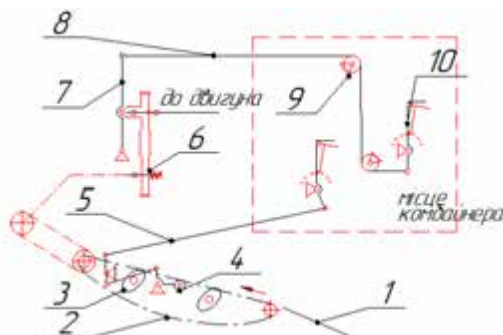


Рис. 1. Схема.

Швидкість полотна основного елеватора, встановленого за лемішем 1, змінюється важелем 10, зв'язаним тросом 8 через ролики 9 і важіль 7 з варіатором 6, встановленим у приводі основного елеватора 2. Амплітуда коливань елеваторного полотна змінюється важелем 5, зв'язаним через систему проміжних важелів і тяг з роликом 4, що піднімає елеваторний ланцюг над пасивними струшувачами 3, у результаті чого змінюється ступінь впливу їх на елеваторне полотно. Важелі 5 і 10 встановлені на майданчику комбайнера. Однак це спосіб регулювання є недосконалим, оскільки частота струшувань не може регулюватися без зміни швидкості полотна.

Механізм струшування (рис. 2) містить у собі ексцентриковий вал 1, шатун 2, передаточні планки 3, двоплечими важелями 4, спарені ролики 5. Полотно 6 елеватора проходить між спареними роликами і піддається струшуванню, причому верхній ролик запобігає можливому відставанню ланцюга від нижнього ролика під дією сил інерції. Інтенсивність струшувань можна регулювати, змінюючи частоту обертання ексцентрикового вала й амплітуду коливань полотна.

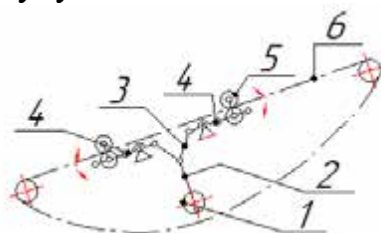


Рис. 2. Схема.

Виклад основного матеріалу. Нами запропоновано механізм, показаний на рис. 3. Розглянемо кінематику процесу струшувань полотна цим механізмом. Механізм приводу струшувача (рис. 3, а) є чотирьох ланковим,

який складається з кривошипа ОА, що обертається з постійною кутовою швидкістю навколо точки О, шатуна АВ і коромисла О₁В. До коромисла жорстко під прямим кутом приєднані важелі О₁Е і О₁В, на кінцях яких знаходяться струшуючі ролики.

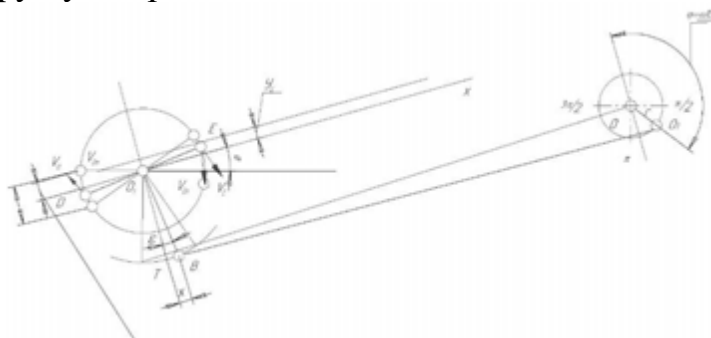


Рис. 3. Кінематична схема механізму стручувача транспортера

Позначимо довжину кривошипа ОА через r . Оскільки за один його оберт обидва ролики послідовно взаємодіють з полотном, частота струшування полотна, так само як і при еліптичному струшувачі, у 2 рази більше частоти обертання вала струшувача. Нормальні переміщення полотна визначаються амплітудою коливань роликів, що, у свою чергу, залежить від радіуса r кривошипа і співвідношення розмірів плеч важелів [5]

$$y_E = \pm \frac{O_1E}{O_1B} \cdot r \cdot \sin \omega t \quad (1)$$

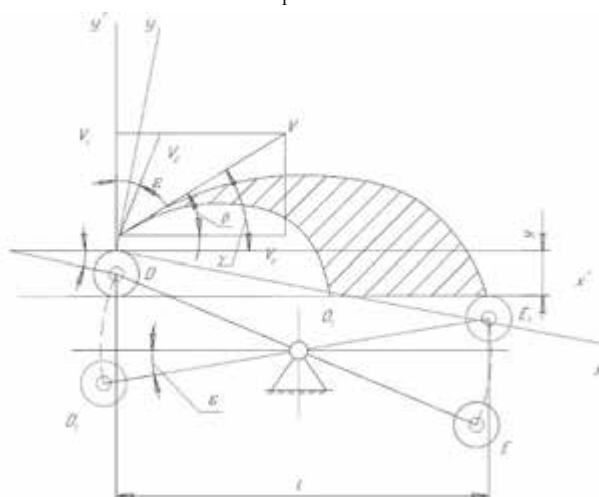


Рис. 4. Графіки переміщень, швидкостей і прискорень

У зв'язку з тим, що точки В, D, і Е рухаються не по прямих, а по дугах, закон нормальних переміщень полотна теоретично відрізняється від закону гармонійних коливань. Для уточнення відхилень були побудовані графоаналітичними шляхом графіки переміщень, швидкостей і прискорень (рис. 4). При порівнянні цих графіків із графіками, побудованими по розрахунковим даним, обчисленим з умови гармонійного коливання точок

О і Е, видно, що переміщення і швидкості розрізняються дуже мало (розбіжності не більш 1 - 2 %). Трохи більше розрізняються прискорення (до 5 %).

Дійсні прискорення трохи вище отриманих з умови гармонійних коливань. Тому з достатньою точністю можна приймати при розрахунках, що полотно робить гармонійні коливання.

Оскільки нормальні переміщення полотна походять від впливу двох роликів, що роблять гармонійні коливання, графік переміщень полотна в зоні струшування може бути зображений переривчастою кривою, утвореною верхніми (додатніми) частинами синусоїд, зміщених одна відносно іншої по фазі на 2π .

Швидкість полотна в напрямку, перпендикулярному площині його руху, у проміжку $0 - 2\pi$ також змінюється по синусоїді. Якщо припустити, що ведуча ланка має натяг, то при куті повороту вала $\omega t = \pi$ відбувається удар полотна елеватора, що опускається, по другий ролик, що піднімається. Відносна швидкість співударяння буде визначатись [6]

$$V_{\text{вд}} = 2 \frac{OE}{OB} \omega \cdot r \quad (2)$$

При цьому напрямок руху полотна змінюється на протилежний. Відповідно виглядає і графік зміни прискорень. В інтервалі $0 - \pi$ прискорення змінюється по синусоїді. [7,8] При куті 2π у зв'язку з ударом по другому ролику, прискорення різко збільшується і його вектор спрямовано вгору. Прискорення в цій точці в зв'язку з ударним характером кінематично невизначено. Потім цикл повторюється.

Використовуючи схеми рис. 3 і 4, напишемо умову підкидання вороху

$$J_H \geq g \cdot \cos \alpha \rightarrow \omega^2 \cdot r \frac{OE}{OB} \sin \omega \cdot t \cos \alpha \cdot \varepsilon \geq g \cdot \cos \alpha \quad (3)$$

Оскільки амплітуда коливань, обумовлена кутом ε , невелика ($\varepsilon_{\text{max}} < 10^\circ$), косинус цього кута близький до одиниці і його можна не враховувати. Якщо при цьому допустити, що полотно, не відриваючись від поверхні ролика, увесь час рухається за ним, то, позначивши $OE/OB = \lambda$, отримаємо:

$$\omega^2 \cdot r \geq g \cdot \cos \alpha / (\lambda \cdot \sin \omega \cdot t) \quad (4)$$

Задаючись радіусом r кривошипа, частоту обертання, необхідну для підкидання, визначимо по формулі:

$$n \geq 30 \sqrt{\cos \alpha / (\lambda \cdot r \cdot \sin \omega \cdot t)} \quad (5)$$

Висновки. При значенні кута $\alpha = 20^\circ$, $\sin \omega \cdot t = 1$, $OE = OB$ і $r = 0.01$ м для забезпечення підкидання частота обертання вала струшувала повинна бути не менш 300 об/хв. При збільшенні радіуса кривошипа до 0.05 м мінімальна частота обертання, що забезпечує початок підкидання, зменшується до 125 об/хв.

Якщо вали елеватора і приводу струшувача конструктивно сполучені, виникає зворотна задача - при постійній частоті обертання вала елеватора установити радіус r кривошипа, що забезпечує роботу елеватора без підкидання, з невеликим чи підкиданням або інтенсивним підкиданням матеріалу.

Список використаних джерел

1. Василенко П. М., Василенко В. П. Методика побудови моделей функціонування машинних агрегатів. Механізація і електрифікація сільського господарства. № 12. 1979. С. 42-45.

2. Сисолін П.В., Сало В.М., Кропівний В.М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Том 1,2 К.: Урожай, 2001. 384 с.

3. Nevko, R.B., Tkachenko, I.G., Synii, S.V., Flonts, I.V. 2016. Development of design and investigation of operation process of small-scale root crop and potato harvesters. INMATEH-Agricultural Engineering, 49(2):53-60.

ISBN 978-617-8102-06-7

Міністерство освіти і науки України
Національний університет біоресурсів
і природокористування України
Механіко-технологічний факультет
Кафедра сільськогосподарських машин
та системотехніки імені академіка П. М. Василенка

ЗБІРНИК
ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ
XXV МІЖНАРОДНОЇ НАУКОВОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ
"Сучасні проблеми землеробської механіки"
(17–19 жовтня 2024 року)

*присвяченій 124-й річниці з дня народження академіка
Петра Мефодійовича Василенка, 95-й річниці з дня заснування
механіко-технологічного факультету НУБіП України*



Київ – 2024

ББК40.7

УДК 631.17+62-52-631.3

JEL CLASSIFICATION Q 01; D 24; P 42

З 38

Рекомендовано до друку збірник тез доповідей XXV Міжнародної наукової конференції "Сучасні проблеми землеробської механіки" вченою радою механіко-технологічного факультету Національного університету біоресурсів і природокористування України від 15 жовтня 2024 року протокол № 3.

Збірник тез доповідей XXV Міжнародної наукової конференції "Сучасні проблеми землеробської механіки" (17–19 жовтня 2024 року). МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ. 2024. 527 с.

ISBN 978-617-8102-06-7

В збірнику тез представлено анотований зміст доповідей науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів НУБіП України, провідних вітчизняних і закордонних вищих навчальних закладів та наукових установ, в яких розглядаються завершені етапи розробок з: розвитку сучасної землеробської механіки; механіко-технологічних процесів, робочих органів та машин для рослинництва; механіко-технологічних процесів, робочих органів та машин для тваринництва; смарт-технологій машиновикористання, інженерного менеджменту, технічного сервісу; транспортних технологій та логістики; історії аграрної освіти і науки; будівництва сільських територій; надійності машин для сільського, лісового і водного господарств та харчових технологій; удосконалення та нові розробки біотехнологічних процесів і технічних засобів.

Організаційний комітет:

Ткачук В.А. – д.е.н., проф., ректор Національного університету біоресурсів і природокористування України (НУБіП), голова.

Ніколаєнко С.М. – д.п.н., проф., академік НАПН, академік НААН, президент НУБіП, співголова.

Тонха О.Л. – д.с.-г.н., проф., проректорка з наукової роботи та інноваційної діяльності НУБіП, співголова.

Братішко В.В. – д.т.н., проф., декан НУБіП, співголова.

Войтюк Д.Г. – к.т.н., проф., член-кор. НААН, професор кафедри НУБіП, співголова.

Адамчук В.В. – д.т.н., проф., академік НААН, директор ІМА АПВ.

Аулін В.В. – д.т.н., проф., професор кафедри ЦНТУ.

Барановський В.М. – д.т.н., проф., ТНТУ імені Івана Пулюя.

Борак К.В. – д.т.н., проф., заступник директора ЖАТФК.

Бредихін В.В. – д.т.н., доц., декан ДБУ.

Вергунов В.А. – д.с.-г.н., д.і.н., проф., академік НААН, директор ННСГБ НААН.

Вечера О.М. – ст. викл. кафедри НУБіП, секретар оргкомітету конференції.

Гуменюк Ю.О. – к.т.н., доц., завідувач кафедри НУБіП.

Гуцол О.П. – к.т.н., доц., керівник приватного підприємства.

Зубко В.М. – д.т.н., проф., декан СНАУ.

Іванишин В.В. – д.е.н., проф., академік НААН, ректор ЗВО «ПДУ».

Іценко Т.Д. – к.п.н., проф., директор ДУ «НМЦВФПО».

Калетнік Г.М. – д.е.н., проф., академік НААН, президент ВНАУ.

Кірчук Р.В. – к.т.н., проф., декан ЛНТУ.

Кобець А.С. – д.н. з держ. упр., проф., ректор ДДАЕУ.

Ковалишин С.Й. – к.т.н., проф., декан ЛНУП.

Гуцол О.П. – к.т.н., власник і бенефіціар аграрних компаній.

Козаченко Л.П. – президент Української аграрної конфедерації.

Кравчук В.І. – д.т.н., проф., академік НААН, директор УМІ АПІ.

Кропівний В.М. – к.т.н., проф., ректор ЦНТУ.

Кульгавий В.Ф. – генеральний директор ВГО «Українська асоціація аграрних інженерів».

Кюрчев В.М. – д.т.н., проф., член-кор. НААН, радник ректора ТДАТУ імені Дмитра Моторного.

Кюрчев С.В. – д.т.н., проф., ректор ТДАТУ імені Дмитра Моторного.

Лавріненко О.Т. – к.т.н., доц. кафедри НУБіП.

Лукач В.С. – к.п.н., проф., директор ВП НУБіП «НАТІ».

Маруцак П.О. – д.т.н., проф., проректор ТНТУ імені Івана Пулюя.

Мельник В.І. – д.т.н., проф., професор кафедри ДБУ.

Мироненко В.Г. – д.т.н., проф., ІМА АПВ.

Мороз О.О. – Голова Верховної Ради України двох скликань.

Надикто В.Т. – д.т.н., проф., член-кор. НААН, професор кафедри ТДАТУ імені Дмитра Моторного.

Панцир Ю.І. – к.т.н., доц., декан ЗВО «ПДУ».

Пастухов В.І. – д.т.н., проф., професор кафедри ЦНТУ.

Пилипака С.Ф. – д.т.н., проф., завідувач кафедри НУБіП України.

Пугач А.М. – д.н. з держ. упр., проф., декан ДДАЕУ.

Пушка О.С. – к.т.н., доц., проректор УНУС.

Ребенко В.І. – к.т.н., доц., доцент кафедри НУБіП.