

Abstract

RESEARCH OF PROCESS OF DRYING OF OIL FLAX SEED WITH DEVELOPMENT OF CONSTRUCTION OF DRYER

Yaschuk A., Kirchuk., R. Goliy O.

The results of the research of drying process of flax oilseed in various conditions are introduced in the article. The research of effect of drying parameters on seed germination is carried out. Flax oilseed dryer construction is suggested.

УДК 631.316+534.1

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ФРИКЦІЙНИХ АВТОКОЛИВАНЬ ВІБРАЦІЙНОЇ РОЗПУШУВАЛЬНОЇ ЛАПИ КУЛЬТИВАТОРА ПРИ СПРОЩЕНІЙ ХАРАКТЕРИСТИЦІ ТЕРТЯ.

Човник Ю.В., к.т.н, доцент, Гуменюк Ю. О. асистент.

Національний університет біоресурсів і природокористування України.

Проведений динамічний аналіз фрикційних автоколиваний вібраційної розпушувальної лапи культиватора при спрощені характеристикі тертя (опору) оброблюваного ґрунту. Встановлені основні кінематичні та силові характеристики, які виникають у робочому органі при взаємодії з ґрунтом.

Постановка проблеми. При взаємодії вібраційної розпушувальної лапи культиватора з ґрунтом виникають фрикційні автоколивання, для аналізу яких необхідно одночасно враховувати масу об'єкта, що коливається (робочий орган і приєднана маса ґрунту), та значних за величиною сил тертя. У загальному випадку така процедура призводить до значних труднощів при математичному моделюванні процесу взаємодії робочого органу з ґрунтом. Але у даному випадку такий розгляд необхідний. Так, наприклад, експериментальними дослідженнями встановлено [1, 2], що не завжди забезпечується плавний (безривковий) рух лапи культиватора при досить малих швидкостях, під час обробітку ґрунту. Замість бажаного руху виникає рух з періодичними зупинками. У подібних випадках має місце суттєва нелінійність процесу і у той же час розміри об'єктів, які коливаються, ніяк не допускають припущення про «відсутність маси» системи. Тому необхідним є ґрунтовний і всебічний аналіз фрикційних автоколиваний вібраційної розпушувальної лапи культиватора.

Аналіз останніх публікацій по темі дослідження. У роботах [3, 6] наведені загальні дані про автоколивання та автоколивальні системи. Зокрема, для автоколивальної системи з одним ступенем вільності руху характерна наявність на фазовій площині одного чи кількох стійких граничних циклів. Відповідно у автоколивальних системах можуть існувати кілька стаціонарних процесів з різними амплітудами [7 - 10]. встановлення конкретного процесу залежить від того, у якій області притягування знаходяться початкові умови. Автоколивання

можуть бути по формі близькі до гармонічних, але можуть і суттєво відрізнятись від них.

Наближений розв'язок подібних задач за допомогою спрощеної характеристики тертя [10], яка моделює процес взаємодії вібраційної розпушувальної лапи з ґрунтом.

Мета даної роботи полягає у встановленні основних закономірностей виникнення фрикційних автоколивань вібраційної розпушувальної лапи культиватора з ґрунтом методами розвиненими у роботах [6, 10], які дозволяють встановити межі стійкості можливого періодичного руху (автоколивання) та врахувати діючі у системі «лапа культиватора – оброблюваний ґрунт» характеристики тертя за спрощеним варіантом.

Виклад основного змісту дослідження. Модель автоколивань вібраційної розпушувальної лапи культиватора, яка взаємодіє з ґрунтом.

Модель взаємодії вібраційної розпушувальної лапи культиватора з ґрунтом подана на рис. 1. (Розглядається лише рух вздовж осі OX).

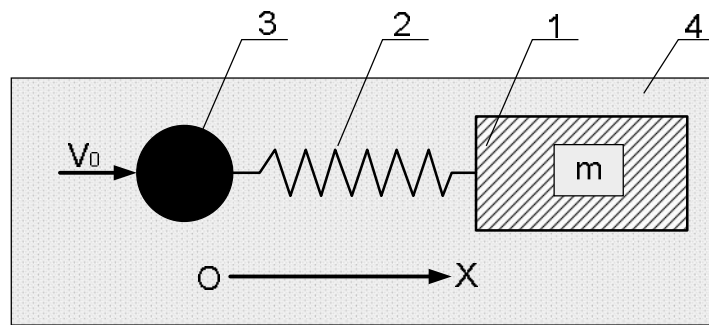


Рис. 1. Модель взаємодії вібраційної розпушувальної лапи культиватора з ґрунтом

На рис. 1 введені позначення: 1 – маса ґрунту та робочого органу, яка зв'язана пружиною 2 з ведучою ланкою 3 (підвіска). Швидкість руху останньої постійна і дорівнює V_0 (у ґрунті 4).

Нехай рух маси 1 та ланки 3 здійснюється зі спільною швидкістю V_0 . Спрощена характеристика тертя (сили опору ґрунту) при русі у ґрунті робочого органу подана на рис 2.

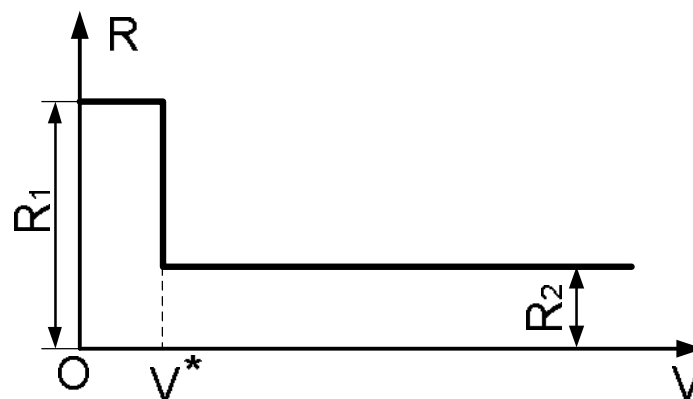


Рис. 2 Спрощена характеристика тертя у ґрунті при русі в ньому робочого органу з відносною швидкістю (V).

На рис 2: R_1 – сила тертя спокою ($V \rightarrow 0$); R_2 – сила тертя, яка виникає при русі у ґрунті робочого органу ($R_1 > R_2$). Слід зазначити, що R_1 реалізується не тільки при $V = 0$, але й при невеликих $0 < V < V^*$ відносних швидкостях руху робочого органу культиватора у ґрунті.

Нехай рух вантажу (маси m) 1 та ланки 3 здійснюється у початковий момент спостереження за системою з деякою $V_0 > V^*$, тоді сила пружності пружини P дорівнює силі тертя R_2 . Якщо ж швидкість V_0 досить мала ($V_0 < V^*$), може виявитися достатньою для зупинки руху маси m . Розглянемо, що відбудеться після цього.

Ведуча ланка 3, продовжуючи рух вправо, буде стискати пружину до тих пір, поки сила стискання P не зрівняється з максимальною силою опору (тертя) ґрунту R_1 . Оскільки після цього подальше зростання сили тертя неможливе, то відбудеться «зрив» маси m (1). При цьому сила тертя R_1 миттєво зменшиться до значення R_2 , тоді як сила стискання пружини $P = R_1$ миттєво не може змінитись і у першу мить руху, що розпочався, буде, як і раніше, дорівнювати R_1 . Саме момент зриву маси 1 приймаємо за початок відліку часу ($t = 0$); при цьому дорівнюють нулю як переміщення x робочого органу, так і його швидкість \dot{x} , тобто:

$$x = 0, \dot{x} = 0 \quad (1)$$

(У даному випадку не можна вважати миттєвого стрибка швидкості. Такому стрибку нескінченно велике прискорення, а відповідно, й нескінченно великі сили; тут на вантаж а1 у першу мить руху діє скінченна сила $R_1 - R_2$).

Розглянемо подальший рух маси 1. до поточного моменту часу довжина пружини зміниться на величину $(x - V_0 t)$ й сила пружності пружини зменшиться до величини:

$$P(t) = R_1 - c(x - V_0 t) \quad (2)$$

Диференціальне рівняння руху маси m запишеться у вигляді:

$$R_1 - c(x - V_0 t) - R_2 = m\ddot{x}, \quad (3)$$

або

$$\ddot{x} + p^2 x = p^2 V_0 t + \frac{R_1 - R_2}{m} \quad (4)$$

де $p^2 = \frac{c}{m}$, c – жорсткість пружини. Слід зазначити, що $p = \sqrt{\frac{c}{m}}$ –

власна частота коливань системи (власних її коливань).

Розв'язок рівняння (4), який відповідає початковим умовам (1), має вид:

$$x = V_0 t - \frac{V_0}{p} \sin pt + \frac{R_1 - R_2}{c} (1 - \cos pt) \quad (5)$$

Перший доданок правої частини (5) виражає рух зі швидкістю ведучої ланки системи 3, а інші складові – додаткові коливання маси m (рис. 2.).

Швидкість руху маси m змінюється за законом:

$$\dot{x}(t) = V_0 - V_0 \cos pt + \frac{p(R_1 - R_2)}{c} \sin pt \quad (6)$$

Наступна зупинка маси m відбудеться у момент, коли \dot{x} знову перетворюється у нуль. Умова зупинки $\dot{x} = 0$ призводить згідно співвідношення (6) до рівняння:

$$V_0 - V_0 \cos pt_1 + \frac{p(R_1 - R_2)}{c} \sin pt_1 = 0 \quad (7)$$

де t_1 – час від моменту зриву до нової зупинки.

Введемо безрозмірний параметр

$$\alpha = \frac{p(R_1 - R_2)}{cV_0} \quad (8)$$

Умова зупинки приймає вигляд:

$$\alpha \sin pt_1 = \cos pt_1 - 1 \quad (9)$$

Розв'язуючи це рівняння, знаходимо:

$$\sin pt_1 = -\frac{2\alpha}{1+\alpha^2}, \quad \sin pt_1 = \frac{1-\alpha^2}{1+\alpha^2}, \quad \sin pt_1 = -\frac{2\alpha}{1+\alpha^2} \quad \operatorname{tg} pt_1 = -\frac{2\alpha}{1+\alpha^2} = \frac{2\alpha}{\alpha^2-1} \quad (10)$$

Звідси можна знайти t_1 за формулою:

$$t_1 = \frac{1}{p} \operatorname{arctg} \left\{ \frac{2\alpha}{\alpha^2-1} \right\} \quad (11)$$

Далі за формулою (5) можна визначити абсцису x_1 маси m у момент нової зупинки, тобто шлях, який пройде маса m за час t_1 :

$$x_1 = V_0 t_1 - \frac{V_0}{p} \sin pt_1 + \frac{(R_1 - R_2)}{c} (1 - \cos pt_1) = V_0 t_1 + \frac{2\alpha V_0}{p} \quad (12)$$

Із урахуванням виразів (10) знайдемо за формулою (2) силу стискування пружини у момент зупинки:

$$p(t_1) = 2R_2 - R_1 \quad (13)$$

Оскільки $R_2 < R_1$, тоді $p(t_1) < R_1$; відповідно, після зупинки маса m деякий час буде залишатися на місці, поки сила пружності знову не досягне значення критичної сили опору (тертя) спокою R_1 .

За час, протягом якого маса m не рухається, сила стискання пружини поступово зростає на величину

$$\Delta P = R_1 - p(t_1) = 2R_1 - R_2 \quad (14)$$

й відповідне скорочення пружини складе:

$$\Delta l = \frac{\Delta P}{c} = \frac{2R_1 - R_2}{c} \quad (15)$$

Цій же величині дорівнює шлях, який проходить ведуча ланка за час, поки маса m стоїть на місці. Відповідно, тривалість стану спокою маси m дорівнює:

$$t_2 = \frac{\Delta l}{V_0} = \frac{2(R_1 - R_2)}{cV_0} = \frac{2\alpha}{p} \quad (16)$$

Той самий результат можна знайти з умови:

$$V_0(t_1 + t_2) = x_1 \quad (17)$$

яка виражає рівність переміщень маси m та ведучої ланки за період.

Таким чином, період автоколивань маси m визначається формулою:

$$T = t_1 + t_2 \quad (18)$$

а саме:

$$T = \frac{1}{p} \operatorname{arctg} \left\{ \frac{2\alpha}{\alpha^2 - 1} \right\} + \frac{2\alpha}{p} \quad (19)$$

Таким чином, у момент $t = T$ відбувається наступний зрив маси m і починається новий цикл автоколивань.

Чим меншою є швидкість ведучої ланки, тим більш різко виражений процес автоколивань. Дійсно, при малих значеннях V_0 безрозмірний параметр α стає досить великим, й з виразу (10) наближено впливає:

$$\sin pt_1 \rightarrow 0, \quad \operatorname{tg} pt_1 \rightarrow 0 \Rightarrow t_1 = \frac{\pi}{p} \quad (20)$$

При врахуванні виразу (16) період автоколивань наближено дорівнює:

$$T \approx \frac{\pi + 2\alpha}{p} \quad (21)$$

Значення другої складової у чисельнику збільшується зі зменшенням швидкості V_0 ; характер руху при двох різних малих значеннях V_0 показаний на

рис. 3. Зі зменшенням швидкості V_0 зростає період автоколивань T й одночасно зростає значення x_1 .

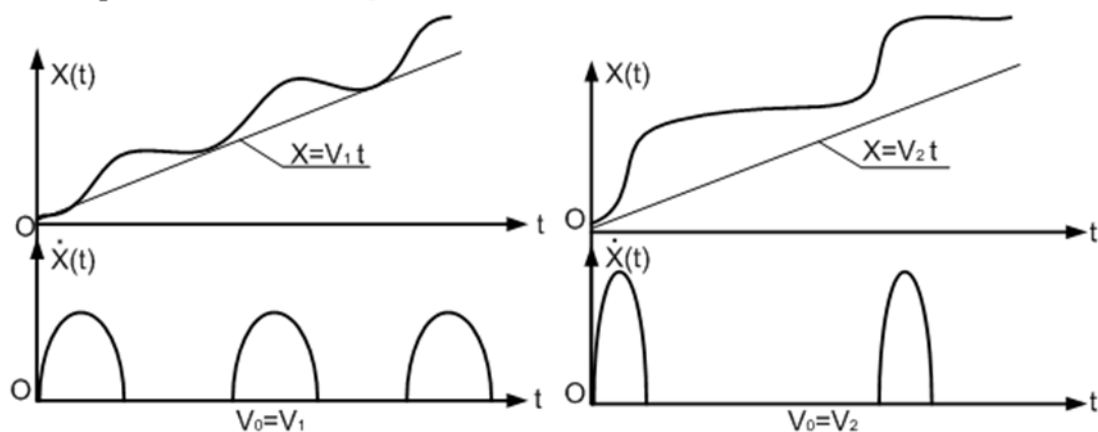


Рис 3. Характер руху при двох різних малих значеннях V_0 ($V_2 < V_1$)

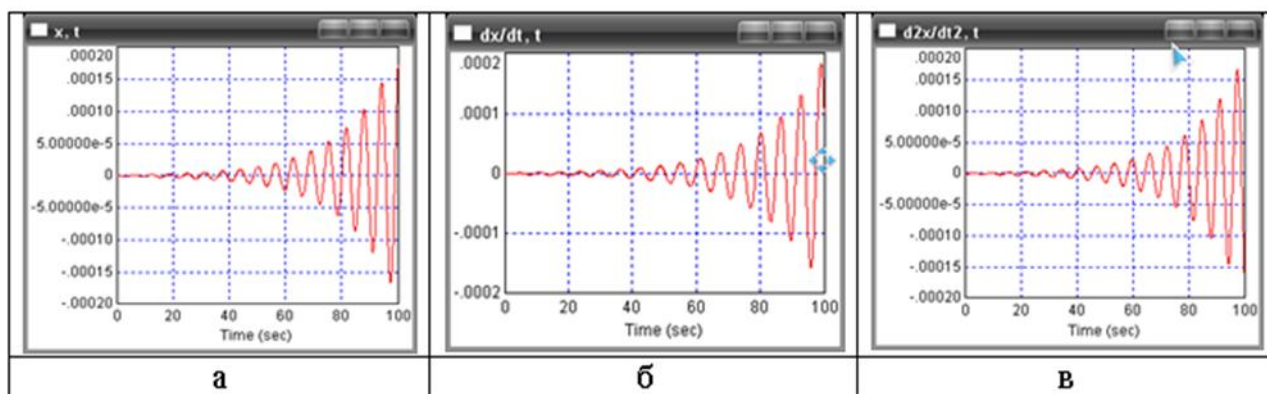


Рис.4. Залежності координати робочого органу (а), швидкості його руху (б), прискорення (в), та фазові портрети руху (класичний варіант (г) та неklasичні варіанти фазового портрету вищих порядків (д, е))

Висновки

Проведений динамічний аналіз фрикційних автоколивань вібраційної розпушувальної лапи культиватора при спрощеній характеристиці тертя показав, що характер руху системи «розпушувальна лапа культиватора - ґрунт» у оброблюваному ґрунті суттєво залежить від швидкості руху вказаної системи (вздовж поверхні ґрунту) V_0 . Чим вона менша, тим більшим є період автоколивань і швидкість (max) руху самого робочого органу. Чим більш жорсткою є система (коефіцієнт c), тобто чим більше її власна частота (p), тим меншою виявляється швидкість V_0 .

Отримані у роботі результати можуть бути використані для уточнення й удосконалення існуючих інженерних методів розрахунку параметрів руху та

силової взаємодії вібраційної розпушувальної лапи культиватора, при її взаємодії з ґрунтом.

Список використаних джерел

1. Гуменюк Ю.О. Установка для дослідження взаємодії робочих органів з ґрунтом. /Ю.О. Гуменюк, О.М. Дімчев, В.П. Ковбаса, М.М. Кучер //Механізація сільськогосподарського виробництва: Зб. наукових праць. /НАУ. – Київ, 2000. – Т.9. – С. 271 – 273.
2. Гуменюк Ю.О. Стан та напрямки досліджень ґрунтообробних робочих органів вібраційного типу. /Ю.О. Гуменюк //Науковий вісник НАУ– Київ, 2002. – Вип.40. – С. 142 – 147.
3. Бутенин Н.В. Элементы теории нелинейных колебаний /Н.В.Бутенин .Л.: Судпромгиз, 1962. – 195 с.
4. Кайдановский Н.Л. Механические релаксационные колебания./Н.Л. Кайдановский, С.Э. Хайкин //Журнал технической физики. – 1933. – Т.3, Вып. 1. – С. 17 – 28.
5. Попов Е.П. Приближенное исследование автоколебаний и вынужденных колебаний нелинейных систем. /Е.П. Попов // Известия АН СССР Серия ОТН. – 1954. - №5. – С. 11 – 22.
6. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти томах . – М.: Машиностроение, 1979. – Т.2. Колебания нелинейных механических систем / Под ред. И.И. Блехмана. – 1979. – 351с.
7. Костерин Ю.И. Механические колебания при сухом трении. /Ю.И. Костерин. М.: Издательство АН СССР, 1960.
8. Теодорчик К.Ф. Автоколебательные системы/ К.Ф. Теодорчик М.: Физматгиз, 1957.
9. Харкевич А.А. Автоколебания. / Харкевич А.А.. – М.: Гостехиздат, 1953.
10. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. /Я.Г. Пановко . – М.: Машиностроение, 1967.– 316 с.

Аннотация

ДИНАМИЧЕСКИ АНАЛИЗ ФРИКЦИОННЫХ АВТОКОЛЕБАНИЙ ВИБРАЦИОННОЙ РЫХЛИТЕЛЬНОЙ ЛАПЫ КУЛЬТИВАТОРА ПРИ УПРОЩЕННОЙ ХАРАКТЕРИСТИКЕ ТРЕНИЯ

Човнык Ю.В., Гуменюк Ю. О.

Проведен динамический анализ фрикционных автоколебаний вибрационной рыхлительной лапы культиватора при упрощенной характеристике трения (сопротивления) обрабатываемой почвы. Установлены основные кинематические и силовые характеристики, которые возникают в рабочем органе при взаимодействии с почвой.

Abstract

DINAMICALLY ANALYSIS OF FRICTION SELF-EXCITED OSCILLATIONS OF OSCILLATION BURSTER PAW OF CULTIVATOR AT SIMPLIFIED DESCRIPTION OF FRICTION

Chovnyk Y. V., Gomenyk Y.O

The article presents a dynamic analysis of frictional self-oscillations of the cultivator tillage tool in a simplistic characterization of friction (resistance) of the treated soil. The basic kinematic and power characteristics that arise in the tillage tool in contact with soil are described.

УДК 631.5/519.2-6

ЗАГАЛЬНІ ЗАСАДИ ФОРМУВАННЯ АСПЕКТІВ НАДІЙНОСТІ СКЛАДНОЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

К.М. Думенко, к.т.н., доцент

Миколаївський державний аграрний університет

Проведений аналіз перспектив розвитку високонадійної зернозбиральної техніки. Сформовані основні переваги і недоліки вітчизняної зернозбиральної техніки порівняно з показниками зарубіжної. Намічені основні шляхи вирішення проблеми з позиції підвищення надійності

Постановка проблеми. На сьогодні забезпечення надійності складної техніки у тому числі і сільськогосподарської потребує особливої уваги. Підхід, що базується тільки на раціональному проектуванні, виходячи з інтуїтивних уявлень і досвіду конструктора вже не є достатній для розробки сучасних складних машин. Про необхідність виділення питань забезпечення надійності сучасних машин, їх комплектів і систем в окремий науковий напрямок говорить наступне [1, 2]:

- постійне ускладнення машин у напрямку підвищення багатопераційності і продуктивності, що потребує приділення особливої уваги проблемі їх розробки на стадії проектування;
- скорочення термінів розробки і економічні обмеження, що унеможливають використання в повному обсязі результатів багаторічної експлуатації машин і їх систем;
- необхідність урахування людського фактору при експлуатації складної техніки в реальних умовах обмеженості часу на прийняття управлінського керуючого рішення;
- успіхи теорії і практики науки про надійність технічних систем досягнуті за останні роки в механіці та інших розвинутих в цьому напрямку галузях промисловості.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Надійності технічних систем і