Аннотация

МЕТОДИКА И СРЕДСТВА ЛАБОРАТОРНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПРОЦЕССА ОТДЕЛЕНИЯ БОТВЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМИ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ

Булгаков В.М., Борис А.М.

Проведен анализ методов и технического обеспечения процесса отделения ботвы экспериментальными рабочими органами. Разработана установка и методика исследований в лабораторных условиях процесса отделения ботвы от корнеплодов с разными агротехническими параметрами. Конструкцией установки предусмотрена возможность моделирования в широком диапазоне основных агрофизических характеристик посева, конструктивно-технологических параметров и режимов роботы рабочих органов.

Abstract

METHOD AND FACILITIES OF LABORATORY RESEARCHES PROCESS OF SEPARATION OF TOPS BY EXPERIMENTAL WORKINGS ORGANS

Bulgakov V.M., Boris A.M.

The analyses of methods and technical provision of process of separation of roots of sugar beet of experimental working organs was conducted. The set and methods for researches in the laboratory conditions of process of separation of roots of sugar beet with a different agrophisycal parameters. With construction of set is envisaged possibility of modeling in wide diapason of basic agrophisycal characteristics of crops, constructional-technical parameters and regime of work of working organs.

УДК 631.358:634.22

АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ „ГІДРОДВИГУН – ДЕМПФЕРНА МУФТА – ВІБРОЗБУРЮВАЧ КОЛИВАНЬ”

Семен Я.В, к.т.н.

Львівський національний аграрний університет

Виконано аналітичні дослідження системи “гідродвигун – демпферна муфта – віброзбурювач коливань”. Отримано аналітичні залежності для визначення моменту, що передається демпферною муфтою, з врахуванням амплітудно-частотних характеристик плодових дерев.

У тросового струшувача з демпферною муфтою у приводі віброзбурювача, пропорційно до навантажень змінюється і власна частота системи – критична частота обертання вала гідродвигуна віброзбурювача

коливань також зростає, що є вагомим чинником для забезпечення агротехнічно-встановленої частоти коливань плодових дерев.

Але система «струшувач – дерево» працює з перевантаженням під час виведення» її з положення рівноваги (вмикання гідроприводу) та зупинки (вимикання гідроприводу). Перший із вказаних періодів роботи системи характеризується великим моментом опору струшування $M_{стр}$, подолати який повинен крутний момент на валу гідродвигуна $M_{гд}$, створюваний силовим потоком робочої рідни. Після зупинки гідроприводу вал гідродвигуна зупиняється. В цей період на нього діють всі махові обертові та поступальні маси елементів віброзбурювача коливань і дерева. Саме наявність демпферної муфти пом'якшує можливий гідроудар та згладжує пікові навантаження елементів гідроприводу [1].

Огляд конструкцій пружних муфт і розрахунок їх основних параметрів та режимів роботи проведено авторським колективом під керівництвом Полякова В.С. [2]. Але авторами не подано рекомендацій стосовно адаптації демпферних муфт до конкретних приводних механізмів сільськогосподарських машин, зокрема, плодозбиральної техніки.

Встановленню закономірностей взаємодії елементів системи "струшувач – дерево – плід" під час віброударного процесу посвятив свої дослідження Шевчук Р.С. [3]. Крім того, в роботах [4; 5] отримано залежності, що описують закономірності подачі робочої рідини до гідродвигуна тросового плодознімального засобу з врахуванням динаміки процесу підсистеми "гідродвигун – віброзбурювач коливань". При цьому всі зусилля зрівноважувалися на ексцентричній обертовій частині віброзбурювача коливань, привід вала якого здійснювався через ланцюгову муфту.

Мета дослідження – отримання аналітичних закономірностей, що описують роботу системи "гідродвигун – демпферна муфта – віброзбурювач коливань" та дозволяють встановити параметри демпферної муфти залежно від амплітудно-частотних характеристик плодових дерев.

Роботу пружної муфти приводу віброзбурювача коливань тросового струшувача можна показати, розглядаючи привід як просту двомасову систему, в якій $I_{зв}$ – це всі махові обертові та поступальні маси (включаючи масу плодового дерева) замінено однією масою з моментом інерції, зведеним до вала гідродвигуна, а момент інерції рухомих мас робочої рідини позначений Ір.

Максимальний крутний момент, створюваний потоком робочої рідини, яка скеровується до шестерень гідродвигуна і діє на його вал та демпферну муфту визначається з умови:

$$M_{гд} = M_{стр} \frac{J_{зв}}{J_р + J_{зв}} \mu, \qquad (1)$$

де μ – коефіцієнт передачі зусилля під час коливань, який характеризує ефективність застосування пружних муфт.

Частота власних коливань системи з демпферною муфтою має бути набагато нижчою ніж частота збурювальних сил. В цих умовах демпфуванням

коливань можна нехтувати і визначати коефіцієнт μ за залежністю

$$\mu = \frac{1}{(\omega_c / p)^2 - 1}, \tag{2}$$

де p – частота власних коливань системи;

$$p = \sqrt{\frac{C(J_p + J_{зв})}{J_p J_{зв}}}, \tag{3}$$

C – кутова (крутильная) жорсткість муфти.

Враховуючи, що принцип роботи гідродвигунів шестеренного типу побудований на тиску потоку робочої рідини на зуби шестерень, диференціальне рівняння обертального руху валу гідродвигуна можна подати у наступному вигляді:

$$I_{зв} \frac{d\omega_c}{dt} = P_1 RS - Fr \sin\varphi - P_{оп} RS - M_м \psi \tag{4}$$

де P_1 – тиск, що чинить маса рідини на зуби шестерні гідродвигуна;
R – відстань від рівнодійної сили тиску на шестерню до осі обертання;
S – площа зубів шестерні, на яку діє тиск;
F – сила натягу троса;
r – радіус ексцентрика віброзбурювача коливань струшувача;
$P_{оп}$ – тиск опору переміщенню шестерень гідродвигуна;
$M_м$ – момент, що передається демпферною муфтою;
φ – кут, що позначає положення радіуса ексцентрика відносно напрямку дії сили натягу троса і визначається з умови

$$\varphi = \int_0^t \omega_c dt. \tag{5}$$

ψ – кут закручування демпферної муфти, який за початкової умови $(t = 0)$ визначається за формулою

$$\psi = \frac{1}{J_{стр} k} \int_0^t M_м(\tau) e^{-n(t-\tau)} \sin k(t-\tau) dt, \tag{6}$$

де τ – тривалість удару (миттєвого наростання навантаження),
k – власна частота коливань системи:

$$k = \sqrt{\frac{C}{J_{зв}}}, \tag{7}$$

n – коефіцієнт, що залежить від демпфувальних властивостей муфти:

$$n = \frac{f}{2J_{зв}}, \tag{8}$$

f – коефіцієнт, що враховує швидкість деформації пружного елементу муфти під дією еквівалентного демпфувального моменту.

Момент, що передається демпферною муфтою залежить від тривалості наростання ударного навантаження. Якщо ударне навантаження доволі тривале, то муфта пом'якшує його. У випадку миттєвого наростання удару жорсткіша муфта не встигає амортизувати, а тому слід використовувати більш еластичний пружний елемент.

З врахуванням (1) і за умови, що робота досліджуваної системи можлива при $M_{стр} = M_{гд}$ (за наявності демпферної муфти) при короткочасному виникненні ударного навантаження момент, що передається муфтою можна визначити за формулою

$$M_{м} \approx \frac{CM_{стр}\tau^{2}}{2J_{стр}} + \frac{M_{стр}J_{гд}n_{м}k\tau(1-\frac{n_{м}kr}{2})}{J_{стр}+J_{гд}}, \qquad (9)$$

де r – радіус розміщення пальців демпферної муфти.

Відомо [4], що зведений до вала гідродвигуна момент інерції визначається як сума моментів інерції мас окремих обертових ланок, конструктивно пов'язаних між собою та валом гідродвигуна, тобто:

$$I_{зв} = \sum I_{в} + \sum I_{м} + \sum I_{е}, \qquad (10)$$

де $\Sigma\ I_{в}$, $\Sigma\ I_{м}$, $\Sigma\ I_{е}$ – відповідно сума моментів інерції вала гідродвигуна, демпферної муфти та ексцентрикового механізму.

Суму моментів інерції вала гідродвигуна складають його конструктивні елементи, що обертаються, тобто:

$$\sum I_{в} = \frac{\rho\pi}{32}\left(2b_{1}D_{1}^{4} + l_{1}D_{2}^{4}\right), \qquad (11)$$

де b_1, l_1 – відповідно ширина шестерень і довжина вала гідронасоса;
D_1, D_2 – відповідно діаметр зубів шестерень та вала гідронасоса;
ρ – густина їх матеріалу.

Сума моментів інерції демпферної муфти – це сукупність її окремих складових, що обертаючись, передають крутний момент від вала гідродвигуна до вала ексцентрикового механізму віброзбурювача коливань:

$$\sum I_{м} = \frac{\rho\pi}{2}\left(b_{2}D_{3}^{4} + b_{3}D_{4}^{4}\right), \qquad (12)$$

де b_2, b_3– відповідно ширина маточини та хрестовини кожної напівмуфти демпферної муфти діаметри яких D_3 і D_4.

Конструктивні елементи ексцентрикового та пов'язаного з ним ударного механізмів, які обертаються сумарно становлять момент інерції I_e:

$$\sum I_e = \rho\pi\left(\frac{b_4 D_5^2}{4}\left(\frac{D_5^2}{8}+r^2\right)+\left(\frac{b_5\left(D_6^2-d_1^2\right)}{4}+\frac{l_2\left(D_7^2-d_2^2\right)}{4}\right)\cdot r^2\right), \qquad (13)$$

де b_4, b_5 – відповідно ширина диска ексцентрика діаметром D_5 та обойми віброзбурювача коливань;
D_6, D_7, d_1, d_2 – відповідно зовнішній та внутрішній діаметри обойм віброзбурювача коливань і ударного механізму;
l_2 – довжина вала-шестерні гідродвигуна та обойми ударного механізму.

З досліджень [6] відомо, що

$$M_{стр} = \left(\left(Fr\sin\omega_c t\right)+\left(m\dot{q}_к^2+m_1\dot{q}_1^2+m_2\dot{q}_2^2\right)\frac{\dot{\omega}_c}{\omega_c^2}\right). \qquad (14)$$

де m – зведена до місця прикладання збурювального зусилля маса дерева;
m_1 – маса петлі-захвата;
m_2 – маса енергетичного засобу з начепленим віброзбурювачем коливань;
$q_к$ q_1 q_2 – швидкість переміщення відповідно дерева, петлі-захвата та енергетичного засобу.

Тоді момент, що передається демпферною муфтою, з врахуванням формул (9) та (14) можна визначити:

$$M_м = \left(\left(Fr\sin\omega_c t\right)+\left(m\dot{q}_к^2+m_1\dot{q}_1^2+m_2\dot{q}_2^2\right)\frac{\dot{\omega}_c}{\omega_c^2}\right)\times$$

$$\times\left(\frac{C\tau^2}{2J_{стр}}+\frac{J_{гд}n_м k\tau\left(1-\frac{n_м kr}{2}\right)}{J_{стр}+J_{гд}}\right). \qquad (15)$$

Проте, для вирішення рівняння (15) необхідно дослідити систему «тросовий струшувач-дерево», врахувавши, що збурювальне зусилля в часі струшування плодів змінюється внаслідок повертання вала ексцентрика зі швидкістю ω_c на кут $\varphi = \omega_c t$ і супроводжується деформацією пружини та переміщенням поршня ударного механізму.

На етапі, коли збурювальна сила F не перевищує граничної деформації пружини $x_п = \Delta_{y0} + F_0 / c_п$, вона визначається з виразу:

$$F = a_1\left(b_1 + r\left(1-\cos\omega_c t\right) - q_к - q_1 + q_2\right), \qquad (16)$$

де F_0 – попередній натяг троса;
Δ_{y0} – зазор в ударному механізмі;
a_1, b_1 – постійні коефіцієнти;

$$\left.\begin{aligned} a_1 &= c_п c_т c_м / \left(c_п + c_т + c_м\right); \\ b_1 &= F_0 / c_п + F_0 / c_т + F_0 / c_м; \end{aligned}\right\}, \qquad (17)$$

$q_к$, q_1, q_2 – відхилення від положення рівноваги мас m, m_1 і m_2;
$c_п$, $c_т$, $c_м$ – жорсткість відповідно петлі-захвата, троса та демпферної муфти.

Під час роботи струшувача з гранично стисненою пружиною і спрацюванням демпферної муфти збурювальна сила F становить:

$$F = c_m\left(b_2 + r\left(1 - \cos\omega_c t\right) - q_к - q_1 + q_2\right), \qquad (18)$$

де b_2 – постійна величина, що визначається з умови $b_2 = b_1 - \Delta_{y0} - \frac{F_0}{c_п} - \frac{F}{c_м}$.

Очевидно, на кожному із етапів роботи віброзбурювача коливань струшувача рух мас m, m_1 і m_2 буде здійснюватися за певними закономірностями, які дають змогу досить точно визначити переміщення, швидкість та прискорення коливань елементів системи "тросовий струшувач – дерево" за відомого попереднього натягу троса і жорсткості демпферної муфти та частоту й амплітуду струшування. Тому для остаточного встановлення параметрів і режимів роботи вказаної системи необхідно розв'язати диференціальні рівняння, що описують рух її окремих елементів.

Висновки. Спільний розв'язок рівнянь (4), (10) та (15) з врахуванням (11)–(13) та (16)–(18) дозволить встановити параметри і режими роботи тросового струшувача, вал віброзбурювача коливань якого приводиться в дію через демпферну муфту, під час взаємодії зі штамбом плодового дерева.

Проте, для вирішення рівняння (15) необхідно додатково дослідити систему «тросовий струшувач-дерево».

Список використаних джерел

1. Семен Я.В. Вибір типу з'єднувальної муфти вала приводу віброзбурювача коливань тросового струшувала /Я.В. Семен, І.І. Ріпка, О.В. Рогульський // VI Miedzynarodna naukowo-praktyczna konferencja "Naukowa przestrzec Europy – 2010". Volume 16. Chemia i chemiczne technologie. Ekologia. Rolnictwo. Geografia I geologia. –Przemysl.: „Nauka i studia", –2010. –s. 44-47.
2. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам /Под ред. В.С. Полякова, 2-е изд., испр. и доп. –Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1979. –344 с.
3. Шевчук Р.С. Модель системи „тросовий віброударний струшувач плодів – дерево" / Р.С Шевчук // Вісн. Львів. держ. агр. у-тету. Сер. Агроінженерні дослідження –2004. –№8. – С. 230–236.
4. Семен Я.В. Аналітична модель підсистеми "гідродвигун – віброзбурювач коливань" / Я.В. Семен, І.О. Ніщенко // Вісн. Львів. держ. агр. у-тету. Сер. Агроінженерні дослідження –2005 –№9. – С. 222-227.
5. Семен Я.В. Теоретичний аналіз взаємодії елементів системи „енергетичний засіб – струшувач – дерево" / Я.В. Семен, Р.С. Шевчук, І.І. Ріпка, І.О. Ніщенко // Вісн. Львів. нац. агр. у-тету. Сер. Агроінженерні дослідження –2008 –№12. – т.1. – С. 291-297.
6. Yaroslav Semen Energetic analysis of the efficiency of hydraulic / Yaroslav Semen, Oleg Krupych, Roman Shevchuk, Grygoriy Cherevko // TEKA Kom. Mot. Energ. Roln., Tom VIII, Lublin: OL PAN, –2008, s. 207-211.

Аннотация

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ «ГИДРОДВИГАТЕЛЬ – ДЕМПФЕРНАЯ МУФТА – ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ»

Семен Я.В.

Проведено аналитическое исследование системы «гидродвигатель – демпферная муфта – вибровозбудитель колебаний». Получены аналитические зависимости для определения момента, передаваемого демпферной муфтой, с учетом амплитудно-частотных характеристик плодовых деревьев.

Abstract

ANALYTICAL RESEARCH OF THE „ HYDRAULIC ACTUATOR – DAMPER MUFF – VIBROEXCITER" SYSTEM

Semen Ya.V.

Analytical researches of the „hydraulic actuator – damper muff – vibroexciter" system are fulfilled. The analytical dependences are got for determination of moment, that is passed by a damper muff, taking into account amplitude-frequency characteristic of fruit-trees.

УДК 631.312.69

ВИЗНАЧЕННЯ ЯКІСНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДИСКОВОГО ЛУЩИЛЬНИКА

Пащенко В.Ф., д т.н., професор, Онишко М.І., к.т. н., доцент,Дорожко І.М., к.т.н., доцент, Сєдих К.В., аспірант

Харківський національний аграрний університет ім. В.В. Докучаєва

Визначені якісні показники роботи експериментального дискового лущильника порівняно з традиційними боронами.

Основними вимогами до обробітку ґрунту є створення сприятливих умов для росту і розвитку рослин.

У сучасному сільському господарстві існує багато систем обробітку ґрунту, основними з яких є: система основного обробітку ґрунту; система передпосівного обробітку ґрунту під ярі культури; система обробітку ґрунту під озимі культури [1]. Поширена також система обробітку ґрунту після посіву рослин, система обробітку перезволожених і еродованих ґрунтів та ін.

Дослідження бажаної якості обробітку ґрунту залежить у великій мірі від правильного вибору ґрунтообробного знаряддя. Вибір знаряддя визначає і енергомісткість процесу та витрати на виконання обробітку ґрунту.[2].