

ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНИХ АКУМУЛЯТОРІВ У ГІДРОПРИВОДАХ ПЛОДОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

Yaroslav Semen, Oleg Krupych, Roman Shevchuk

The Lviv State Agrarian University in Dublany, Ukraine

Анотація. Приведені результати енергетичного аналізу процесу знімання плодів тросовим віброударним струшувачем, обладнаним системою акумулювання енергії, що агрегується з трактором класу 0,6. Виконаний порівняльний аналіз енергетичної ефективності використання тросового струшувача, агрегованого з тракторами різних класів та способів збирання врожаю.

Ключові слова: знімання плодів, тросовий віброударний струшувач, пневмогідролічні акумулятори, енергетична ефективність

ВСТУП

В конструкціях сучасних плодозбиральних машин намітилися тенденції до створення моделей, що забезпечують їх ефективну роботу під час знімання врожаю з найменшими затратами енергії. Особливого поширення набули плодозбиральні засоби, що мають додаткове джерело енергії – пневмогідро-акумулятор (ПГА), який здатний компенсувати її під час пікових навантажень роботи агрегату. Якщо врахувати, що крім пристосування для струшування сучасні машини і комбайни обладнані пристроями для транспортування, очищення і затарювання плодів, питання енергоємності процесу виходить на перший план.

Змонтований на базі енергетичного засобу класу 1,4 тросовий струшувач забезпечує знімання плодів з дерев, діаметр штамба яких не перевищує 200 мм. При цьому насос роздільно-агрегатної системи трактора і гідродвигун приводу віброзбурювача коливань струшувача узгоджені за продуктивністю [Шевчук та ін. 1995]. Таке узгодження необхідне тільки під час безпосереднього струшування плодів, тривалість якого не перевищує 8-10 секунд. Решта операцій процесу збирання врожаю є допоміжними і не вимагають значних енергетичних затрат. Тому використання трактора класу 1,4 як енергетичного засобу тросового струшувача не завжди доцільне.

МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ

Удосконалений тросовий струшувач [Шевчук та ін. 2000] відрізняється від базової моделі наявністю системи акумулювання енергії, яка забезпечує компенсацію потоку рідини в напірній магістралі його гідроприводу в процесі знімання плодів. Завдяки такій конструкції появилась можливість агрегатування плодознімального засобу тракторами нижчих класів, а саме Т-25А.

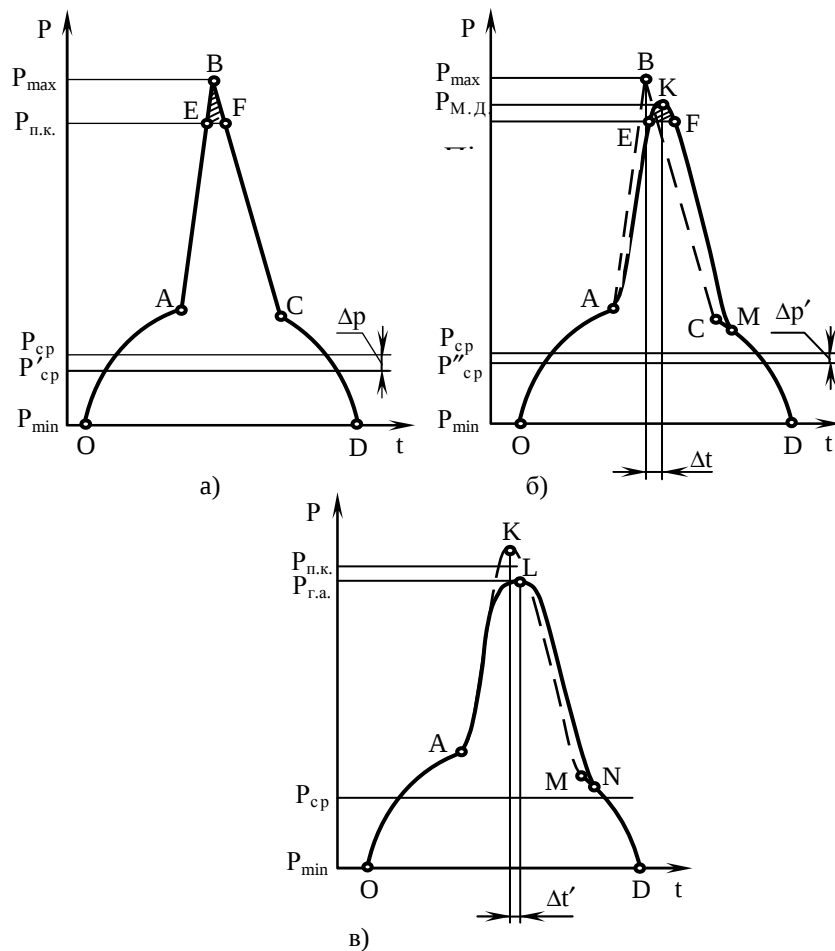


Рис. 1. Закономірності зміни тиску в напірній магістралі приводу віброзбурювача: а) жорстке з'єднання з гідродвигуном; б) з'єднання з гідродвигуном через демпферну муфту; в) з підключенням гідроакумулятора до порожнини нагнітання гідродвигуна

Fig. 1. Economic pressure changes in the pressure main of vibration pipe: a) hard joint with hydromotor, b) connection with hydromotor by means of elastic clutch, c) connection with hydraulic accumulator to hydromotor pressure void

Під час роботи тросового струшувача реалізується полігармонійний віброударний процес [Рибарук та ін. 1996], для якого закономірність зміни тиску в

напірній магістралі приводу віброзбурювача коливань, що жорстко з'єднаний з гідродвигуном, описується кривою OABCD (рис. 1a), згідно якої $P_{\min}$, $P_{\text{ср}}$, $P_{\max}$ – відповідно мінімальний, середній та максимальний тиск. В цьому випадку робоча рідина від насоса подається по напірній магістралі 5 (рис. 2) до гідродвигуна 2 і через зливну магістраль 4 в бак 3. Імпульсні навантаження, створювані віброударним збурювачем, зумовлюють в напірній магістралі гідроудари, що супроводжуються миттєвим зростанням тиску і, відповідно, енергії потоку рідини. Надлишкова енергія ΔE рідини виконує роботу з подолання місцевих опорів A_p та надмірного навантаження гідроприводу $A_{\text{г.д.}}$, тобто

$$\Delta E = A_p + A_{\text{г.д.}}$$

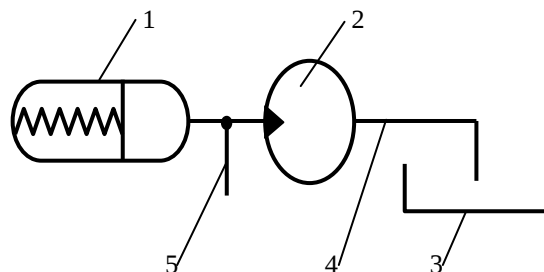


Рис. 2. Принципова схема підключення гідроаккумулятора до напірної порожнини гідродвигуна: 1 – гідроаккумулятор; 2 – гідродвигун; 3 – бак; 4 – зливна магістраль, 5 – напірна магістраль

Fig. 2. A draft of hydraulic accumulator's connection to hydromotor pressure main: 1 – hydraulic accumulator, 2 – hydromotor, 3 – tank, 4 – run-off pipe, 5 – pressure pipe

Перепускний клапан розвантажує гідросистему, перепускаючи об'єм рідини ΔQ (площа заштрихованої фігури EBF (рис. 1a), на злив. Тиск у напірній магістралі знижується з $P_{\max}$ до тиску $P_{\text{п.к.}}$ спрацювання перепускного клапана, що спричиняє пониження середнього тиску $P_{\text{ср}}$ до значення $P'_{\text{ср}}$ на величину Δp і, відповідно, зменшуються крутний момент, збурювальна сила та прискорення плодоносних гілок.

З'єднання гідродвигуна з ексцентриковим механізмом за допомогою демпферної муфти збільшує тривалість наростання ударного імпульсу, який сприймає вал гідродвигуна, на час Δt та зменшує максимальний тиск $P_{\max}$ в гідросистемі до $P_{\text{м.д.}}$ (рис. 1б) завдяки жорсткісно-демпфувальним властивостям її гумової основи; зміна тиску в напірній магістралі описується кривою OAKMD. Оскільки крива OACD, що є складовою віброударного процесу, відповідає вібраційному режиму і однакова для всіх варіантів навантажень (рис. 1 а, б, в), доцільно здійснювати порівняльний аналіз ділянок, які стосуються ударного режиму віброударного процесу.

Площі фігур ABC та АКМ однакові, але при виникненні гідроударів за рахунок того, що $P_{\text{п.к.}} < P_{\text{м.д.}}$, через перепускний клапан поступає на злив об'єм рідини $\Delta Q'$, який відповідає площі заштрихованої ділянки EKF (рис. 1б), меншої за площу EBF (рис. 1а). При цьому середній тиск в напірній магістралі падає до

значення $P''_{\text{ср}} = P_{\text{ср}} - \Delta p'$, а оскільки $\Delta p' < \Delta p$, тоді $P''_{\text{ср}} > P'_{\text{ср}}$, що зменшує навантаження елементів гідроприводу.

Обмежувати максимальний тиск до значення, що не перевищує $P_{\text{п.к}}$, і накопичувати енергію дозволяє гідроаккумулятор 1 (рис. 2), підключений безпосередньо до порожнини нагнітання гідродвигуна. У цьому випадку закономірність зміни тиску в гідросистемі приводу віброударного збудювача описується кривою OALND (рис. 1в).

Внаслідок виникнення гідроудару миттєво зростає тиск в напірній магістралі і надлишкова енергія ΔE потоку рідини, крім виконання роботи з подолання місцевих опорів A_p та надмірного навантаження елементів гідроприводу $A'_{\text{г.д.}}$, затрачається на підзаряджування акумулятора, тобто

$$\Delta E = A_p + A'_{\text{г.д.}} + A_{\text{г.а.}}$$

У цьому випадку робота $A'_{\text{г.д.}}$ менша від $A_{\text{г.д.}}$ на величину $A_{\text{г.а.}}$; рідина на злив через перепускний клапан не поступає, а заряджає акумулятор внаслідок чого збільшується на $\Delta t'$ час наростання ударного імпульсу, який передається на вал гідродвигуна. Оскільки $\Delta Q = 0$, то площі фігур ABC (рис. 1а) та ALN (рис. 1в) однакові. Максимальний тиск обмежується до значення $P_{\text{г.а.}}$, а середній тиск і пропорційний йому крутий момент незмінні та відповідають максимальному значенню прискорень плодоносних гілок.

Енергетичну оцінку процесу виконано згідно стандартної методики [КД 46.16.02.02.-93] і її метою є визначення коефіцієнта енергетичної ефективності R , що міститься у вирощеній продукції (E_k , МДж/га) до кількості непоновлюваної енергії, затраченої на формування даного урожаю (E_z , МДж/га), тобто:

$$R = E_k / E_z \quad (1)$$

Складові рівняння (1) визначаються за наступними залежностями:

$$E_k = B \times \alpha_b; \quad (2)$$

$$E_z = E_{\text{п}} + E_{\text{ж}} + E_{\text{т}} + E_{\text{м}} + E_{\text{зч}}, \quad (3)$$

де:

B – кількість отриманої продукції, кг/га;

α_b – енергетичний еквівалент плодів (для яблук $\alpha_b = 2,2$ МДж/кг);

$E_{\text{п}}$ – прямі затрати енергії у використаному паливі, МДж/га;

$E_{\text{ж}}$ – енергія живої праці, МДж/га;

$E_{\text{т}}$ – енергоємність силового агрегату без врахування палива, МДж/га;

$E_{\text{м}}, E_{\text{зч}}$ – відповідно енергоємність машини та зчіпки, МДж/га.

Прямі затрати енергії у використаному паливі визначаються за формулою

$$E_{\text{п}} = H_{\text{п}} \times \alpha_{\text{п}}; \quad (4)$$

де:

H_n – витрата палива, кг/га;

α_n – енергетичний еквівалент палива (для дизельного палива, $\alpha_n = 42,7$ МДж/кг).

Енергія живої праці робітників, зайнятих на обслуговуванні агрегату, визначається за формулою

$$E_{\text{ж}} = (n_o \alpha_o + n_d \alpha_d) / W_{\text{год}} , \quad (5)$$

де:

n_o, n_d – кількість основних і допоміжних робітників;

α_o, α_d – енергетичний еквівалент основних і допоміжних робітників (для трактористів $\alpha_o = 1,3$ МДж/год, допоміжного персоналу $\alpha_d = 0,9$ МДж/год);

$W_{\text{год}}$ – годинна продуктивність агрегату, га/год.

Енергоемність силового агрегату:

$$E_{\text{т}} = \frac{M_{\text{т}} \alpha_{\text{т}}}{100 W_{\text{год}}} \left(\frac{a_{\text{т}}}{T_{\text{нт}}} + \frac{a_{\text{тк}} + a_{\text{тп}}}{T_{\text{зт}}} \right) , \quad (6)$$

де:

$M_{\text{т}}$ – маса трактора, кг;

$\alpha_{\text{т}}$ – енергетичний еквівалент трактора, $\alpha_{\text{т}} = 86,4$ МДж/кг;

$a_{\text{т}}, a_{\text{тк}}, a_{\text{тп}}$ – відрахування на реновацію, капітальний і поточний ремонт трактора, %;

$T_{\text{нт}}, T_{\text{зт}}$ – нормативне і зональне річне завантаження трактора, год.

Енергоемність машини:

$$E_{\text{м}} = \frac{M_{\text{м}} \alpha_{\text{м}}}{100 W_{\text{год}}} \left(\frac{a_{\text{м}}}{T_{\text{нм}}} + \frac{a_{\text{мп}}}{T_{\text{зм}}} \right) , \quad (7)$$

де:

$M_{\text{м}}$ – маса машини, кг;

$\alpha_{\text{м}}$ – енергетичний еквівалент машини, $\alpha_{\text{м}} = 75$ МДж/кг;

$a_{\text{м}}, a_{\text{мп}}$ – відрахування на реновацію і поточний ремонт машини, %;

$T_{\text{нм}}, T_{\text{зм}}$ – нормативне і зональне річне завантаження машини, год.

Продуктивність плодознімального засобу, агрегатованого з трактором Т-25А визначалась на підставі хронометражних спостережень [Семен та ін. 2002] процесу знімання плодів за різних способів позиціонування [Патент МПК 7 А01D 46/26] і використання двох пар уловлюваних полотен.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Після виконання хронометражу та аналітичних розрахунків зроблено порівняльний аналіз використання тросового струшувача з тракторами різних

класів (табл. 1). Для порівняння прийнято результати господарських випробувань тросового струшувача [Шевчук та ін. 1995], агреатованого з трактором МТЗ-82.

Таблиця 1. Енергетична оцінка механізованого знімання плодів тросовим струшувачем

Table 1. An energetic evaluation of agricultural crops' harvesting by vibration method

Показники	Плодознімальні засоби		
	МТЗ-80+ ТВУС	Т-25А+ ТВУС*	Т-25А+ ТВУС**
Прямі затрати енергії у використаному паливі, МДж/га	5023,53	1985,12	1812,50
Енергія живої праці, МДж/га	113,73	92,98	84,89
Енергоємність силового агрегату, МДж/га	1577,47	1151,4	1039,60
Енергоємність машини, МДж/га	480,83	386,62	349,08
Кількість непоновлюваної енергії, МДж/га	7195,56	3616,12	3286,07
Кількість енергії, що міститься у вирощеній продукції, МДж/га	58660,8	58660,8	58660,8
Коефіцієнт енергетичної ефективності	8,15	16,22	17,85

*Позиціонування агрегату біля двох дерев;

**Позиціонування агрегату біля чотирьох дерев.

Очевидним є зниження на 49,75% кількості непоновлюваної енергії при використанні тросового струшувача з тракторами класу 0,6 в порівнянні з таким же агрегатом на базі тракторів класу 1,4, а найбільш суттєвим її показником стало зниження на 60,48% прямих затрат енергії у витраченому паливі. Характерним виявилось зменшення показника енергоємності удосконаленого струшувача на 19,59%, внаслідок різних розширення його технологічних можливостей, які полягають у збільшенні продуктивності та річного завантаження плодозбирального агрегату.

ВИСНОВКИ

На підставі проведеного аналізу встановлено, що в цілому коефіцієнт енергетичної ефективності процесу механізованого знімання плодів удосконаленим тросовим струшувачем підвищується на 99,02% при умові однакової кількості енергії, яка міститься у вирощеній продукції. Це вказує на те, що під час знімання плодів більш перспективним є тросовий віброударний струшувач з системою акумулювання енергії, агреатований тракторами класу 0,6.

ЛІТЕРАТУРА

- КД 46.16.02.02.-93. Енергетична оцінка сільськогосподарської техніки, 1993.
- Патент МПК 7 A01D 46/26 (Україна). Спосіб і засіб механізованого знімання плодів струшуванням. Семен Я.В., Шевчук Р.С., Рибарук В.Я. та ін., №20031110513; Заявл. 21.11.2003. Опубл. 16.08.2004, Бюл. 8.
- Рибарук В.Я., Ніщенко І.О., Паславський Р.І., Гошко М.О. 1996: Взаємодія комбінованого агрегату з деревом. Механізовані процеси сільськогосподарського виробництва. Львів: Львівський держ. с.-г. ін-т, 14–18.
- Семен Я.В., Шевчук Р.С., Крунич О.М. 2002: Господарські дослідження процесу збирання яблук тросовим віброударним струшувачем з акумулятором енергії. Праці Таврійської державн. Агротехн. академії. Вип. 7, Мелітополь: ТДАТА, 36–43.
- Шевчук Р.С., Крунич О.М., Котысько В.И. и др. 1995: Хозяйственные испытания усовершенствованного тросового стряхивателя плодов виброударного действия. Плодоводство и ягодоводство России, т. 11, 256–261.
- Шевчук Р.С., Крунич О.М., Цымбал А.А. 1995: Тросовый виброударный стряхиватель. Техника в сельском хозяйстве, 2, 29–30.
- Шевчук Р.С., Ріпка І.І., Семен Я.В. 2000: Удосконалення тросового струшувача плодів. Сільськогосподарські машини. Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 6, 208–211.

POWER EFFICIENCY OF APPLICATION OF PNEUMOHYDRAULIC ACCUMULATORS
IN HYDRAULIC DRIVE OF FRUIT HARVESTER MACHINES

Summary. The paper presents results of power analysis of the process of removal of garden-stuffs by rope vibroimpact shaker, equipped with the system of accumulation by energy with the tractor of the class 0,6. A comparative analysis was executed of power efficiency of the use of rope shaker with the tractors of different classes and methods of harvesting.

Key words: fruits taking off, rope vibroimpact shaker, pneumohydraulic accumulator, energy efficiency

Reviewer: Stanisław Sosnowski, Prof. Sc. D.