МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ МЕХАНІКИ ТА АВТОМАТИКИ АПВ НААН
ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ЗБІРНИК
ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ

X Міжнародної науково-технічної конференції з нагоди 116-ї річниці від дня народження
доктора технічних наук, професора,
члена-кореспондента ВАСГНІЛ,
віцепрезидента УАСГН
КРАМАРОВА
Володимира Савовича
(1906-1987)

«КРАМАРОВСЬКІ ЧИТАННЯ»

23-24 лютого 2023 року
м. Київ

прута деревних біоенергетичних культур 8…25 мм, заглиблення ножа в крайку на протирізі – 1…2 мм, кут заточування ножа 15…20 º.

Список використаних джерел

1. Адамчук В. В., Грицишин М. І., Перепелиця Н. М. Біоенергетичні культури. Технології. Техніка. Економіка. Ніжин: Видавець Лисенко М. М., 2021. 136 с

2. Енергетична верба: технологія вирощування та використання. Під загальною редакцією доктора сільськогосподарських наук В. М. Сінченка. – Вінниця: ТОВ «Нілан-ЛТД», 2015. 340 с. https://bio.gov.ua/sites/default/files/documentation/energetychna_verba.pdf.

3. Розробити наукові основи техніко-технологічного забезпечення вирощування та збирання деревних культур, як сировини для виробництва твердих біопалив: звіт (проміжний) 04.03.00.01Ф / НААН; ННЦ «ІМЕСГ»; кер. А. Борис; вик.: В. Присяжний, І. Савченко, І. Гузік, В. Кусайко, Н. Мартинайтус;. Глеваха, 2018. 29 с.

УДК 621.873

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ ПУСКУ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

Ю. О. РОМАСЕВИЧ, д.т.н., проф.,
В. С. ЛОВЕЙКІН, д.т.н., проф.
О. Д. МАЛІНЕВСЬКИЙ, аспірант,
Національний університет біоресурсів і природокористування України,
E-mail: romasevichyuriy@ukr.net, lovvs@ukr.net, malinevskiy.2017@gmail.com

Гвинтові конвеєри отримали широке використання в багатьох галузях виробництва, в тому числі у сільському господарстві. Їх використовують для транспортування сухих, порошкоподібних, дрібнозернистих і рідких вантажів.

Однак, роботі таких конвеєрів, притаманні певні недоліки, зокрема: відносно високий рівень небажаних динамічних навантажень, який призводить до зменшення ресурсу роботи машини та знижує ефективність її експлуатації [1].

Для встановлення величини динамічних навантажень гвинтового конвеєра виконано математичне моделювання динаміки його пуску. Для цього прийнято двомасову динамічну модель, яку зображено на рис. 1.

На рис. 1, представлено наступні позначення: *1* – привід гвинтового конвеєра; *2* – шнек; M_o – рушійний момент приводу; *M0.1* – момент опору руху машини; $J_{1.1}$ – зведений момент інерції приводу; $J_{1.2}$ – зведений момент інерції шнека; $c_{0.1}$ – зведений коефіцієнт жорсткості приводу (пасової передачі); $b_{0.1}$ –

зведений коефіцієнт дисипації приводу; υ_0 та υ_1 – узагальнені кутові координати повороту зосереджених мас приводного механізму та гвинта (шнека) відповідно. Всі наведені вище величини зведені до пасової передачі.

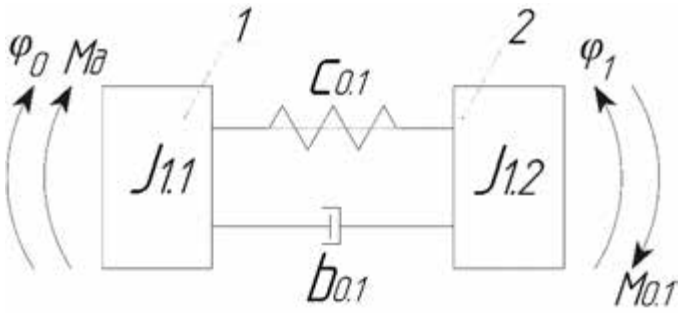

Рис. 1. Двомасова динамічна модель гвинтового конвеєра

Рух динамічної моделі (рис. 1) у часі описується системою диференційних рівнянь:

$$\begin{cases} M_{\partial} = J_{1.1} \cdot \ddot{\varphi}_0 + c_{01} \cdot (\varphi_0 - \varphi_1) + b_{01} \cdot (\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_1); \\ c_{01} \cdot (\varphi_0 - \varphi_1) + b_{01} \cdot (\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_1) = J_{1.2} \cdot \ddot{\varphi}_1 + M_{01}. \end{cases} \quad (1)$$

Для побудови динамічної моделі використовувався принцип д‘Аламбера [1]. Для перевірки точності отриманих результатів при проведені аналізу, запропоновано у динамічній моделі (рис. 1) масу – *2* (шнек) розділити спочатку на дві, а потім на три частини. Тримасова динамічна модель гвинтового конвеєра представлена на рис. 2.

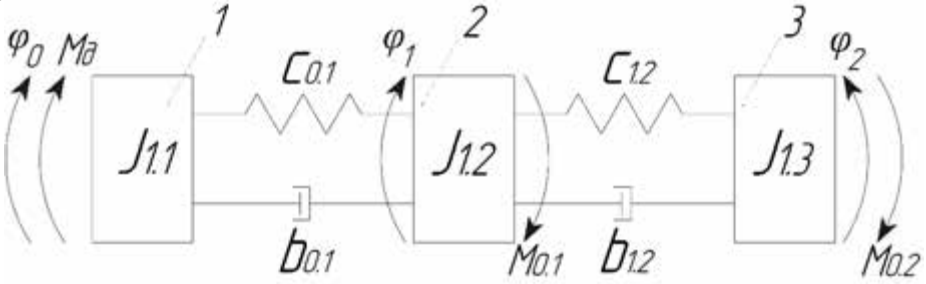

Рис. 2. Тримасова динамічна модель гвинтового конвеєра

На рис. 2, введено наступні позначення: *3* – друга частина шнека; $J_{1.3}$ – зведений момент інерції другої частини шнека; $c_{1.2}$ – зведений коефіцієнт жорсткості другої частини шнека; $b_{1.2}$ – зведений коефіцієнт дисипації другої частини шнека; $M_{0.2}$ – момент опору другої частини шнека.

Динамічній моделі (рис. 2) відповідає наступна система диференційних рівнянь:

$$\begin{cases} M_{\partial} = J_{1.1} \cdot \ddot{\varphi}_0 + c_{0.1} \cdot (\varphi_0 - \varphi_1) + b_{0.1} \cdot (\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_1); \\ c_{0.1} \cdot (\varphi_0 - \varphi_1) + b_{0.1} \cdot (\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_1) = J_{1.2} \cdot \ddot{\varphi}_1 + M_{0.1}; \\ c_{1.2} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + b_{1.2} \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = J_{1.3} \cdot \ddot{\varphi}_2 + M_{0.2}. \end{cases} \quad (2)$$

Чотиримасова динамічна модель гвинтового конвеєра зображена на рис. 3.

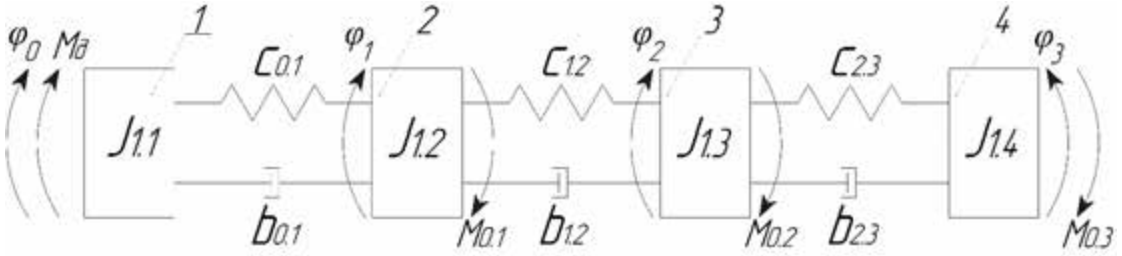

Рис. 3. Чотиримасова динамічна модель гвинтового конвеєра

На рис. 3, наведено позначення: *4* – третя частина шнека; $J_{1.4}$ – зведений момент інерції третьої частини шнека; $c_{2.3}$ – зведений коефіцієнт жорсткості третьої частини шнека; $b_{2.3}$ – зведений коефіцієнт дисипації третьої частини шнека; $M_{0.3}$ – момент опору третьої частини шнека.

Представлена динамічна модель (рис. 3) описується наступною системою диференційних рівнянь:

$$\begin{cases} M_{\partial} = J_{1.1}\cdot\ddot{\varphi}_0 + c_{0.1}\cdot(\varphi_0-\varphi_1)+b_{0.1}\cdot(\dot{\varphi}_0-\dot{\varphi}_1); \\ c_{0.1}\cdot(\varphi_0-\varphi_1)+b_{0.1}\cdot(\dot{\varphi}_0-\dot{\varphi}_1)=J_{1.2}\cdot\ddot{\varphi}_1+M_{0.1}; \\ c_{1.2}\cdot(\varphi_1-\varphi_2)+b_{1.2}\cdot(\dot{\varphi}_1-\dot{\varphi}_2)=J_{1.3}\cdot\ddot{\varphi}_2+M_{0.2} \\ c_{2.3}\cdot(\varphi_2-\varphi_3)+b_{2.3}\cdot(\dot{\varphi}_2-\dot{\varphi}_3)=M_{0.3}+J_{1.4}\cdot\ddot{\varphi}_3. \end{cases} \quad (3)$$

Використовуючи рівняння статичної (Клосса) та динамічної механічної характеристики, а також математичні моделі (1)-(3), виконано динамічний аналіз величини основних показників режиму пуску гвинтового конвеєра. Величину оціночних показників динамічного аналізу зведено до таблиці 1.

Таблиця 1.

Оціночні показники прямого режиму пуску гвинтового конвеєра

Показники	Одиниця вимірювання	Математична модель		
		(1)	(2)	(3)
Максимальні значення				
Рушійний момент приводу	Нм	31,1	31,1	31,1
Момент пасової передачі	Нм	30,8	30,8	30,8
Потужність приводу	Вт	4303	4303	4303
Втрати потужності в природі	Дж	3965	3965	3965
Прискорення шнека	рад/с^2	244,4	244,3	244,3
Сила струму	А	10,9	10,9	10,9
Середньоквадратичні значення				
Рушійний момент приводу	Нм	19,1	19,1	19,1
Момент пасової передачі	Нм	17,4	17,4	17,4
Втрати енергії в природі за час пуску конвеєра	Дж	1846	1846	1846
Прискорення шнека	рад/с^2	98	98	98

Висновок. За результатами динамічного аналізу (табл. 1) встановлено, що збільшення кількості мас динамічної моделі гвинтового конвеєра не суттєво

змінює величину основних показників руху конвеєра. Тому для проведення подальших досліджень, запропоновано використовувати двомасову динамічну модель (рис. 1).

Список використаних джерел

1. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Теорія технічних систем. Навчальний посібник. Київ. ЦП «КОМПРИНТ». 2017. 291 с.

УДК 631.4:31

ГІДРОСЛІДКУВАЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ САДОВОЇ ФРЕЗИ

В. Ю. ОЛЕКСІЄНКО, студент,
В. М. МАРТИШКО, кандидат технічних наук,
НУБІП України,
E-mail: vm.mart@ukr.net

Для керування висувними секціями сільськогосподарських машин широко використовують гідромеханічні пристрої з механічними щупами – копірами.

Гідрослідкувальний пристрій садової фрези для обробітку ґрунту в пристовбурно-міжстовбурних смугах саду призначений для своєчасного виведення робочого органа з ряду дерев при зустрічі щупа із штамбом дерева. Від його роботи залежить якість обробітку ґрунту (площа необробленої ділянки біля стовбура дерева) та ступінь пошкодження надземної частини стовбура дерева.

Основним недоліком цієї системи є надмірні зусилля, які виникають в момент контакту щупа із штамбом дерева (понад 20 Н), перевищуючи агротехнічні вимоги.

Оскільки фреза агрегатується з трактором, що має власну гідросистему, тоді гідрослідкувальний пристрій можна істотно спростити і вдосконалити. Схема гідрослідкувального пристрою складається з дросельного гідророзподільника роторного типу, безпосередньо з‘єднаного із щупом керування гідроциліндром висувною секцією та системи оливо проводів.

Порядок роботи гідрослідкувального пристрою аналогічний існуючим прототипу. Крім того, запропонована схема не має власного гідронасосу та оливного баку, а приєднана до гідросистеми трактора через розривні муфти. На фрезі встановлений гідророзподільник роторного типу РР-1, який дозволяє за рахунок установки щупа безпосередньо на валу гідророзподільника зменшити зусилля яке виникає при контакті щупа із штамбом дерева.

Розроблена схема має істотні переваги над гідрослідкувальним пристроєм існуючого прототипу. Оскільки нами застосований роторний