

предприятий агротехнического сервиса с руководителями и специалистами аграрных организаций в целях увеличения уровня ритмичности имеющегося производства.

Принцип заинтересованности подразумевает финансовое стимулирование специалистов и рабочего персонала при самостоятельном освоении и применении ими научно-практических рекомендаций по предоставлению услуг технического сервиса сельскохозяйственным предприятиям.

Принцип постоянного развития должен свидетельствовать о том, что в условиях конкурентного рынка параметры предоставления технического сервиса должны непременно превосходить уровень, сложившийся во всех сферах аграрного производства.

Таким образом, владея информацией о негативных факторах и способах их устранения можно надеяться на успешное развитие технического сервиса в АПК.

Литература

1. Кириллов, Н.А. Сборник статей по перспективам развития Агропромышленного комплекса и его технического сервиса / Н.А. Кириллов. – Томский ПТУ, 2008. – 108 с.
2. Усуфов, М.М. Перспективы развития автосервиса / М.М. Усуфов. – СПюГУСЭ, 2011. – 6 с.
3. Чеботарев, М.И. Проблемы и перспективы развития технического сервиса АПК / М.И. Чеботарев, И.Г. Савин // Научный журнал КубГАУ. – 2014. – № 97 (03). – С. 3.-10.

3. Н.Н. Корчак, Подольский государственный аграрно-технический университет ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ УСТРОЙСТВА ДЛЯ МЕХАНИЗИРОВАННОЙ УБОРКИ ФРУКТОВ

Фрукты в настоящее время занимают в рационе человека исключительно важное место. В связи с этим как в Европе, так и во всём мире территории, отводимые под фруктовые насаждения неуклонно возрастают. Качественная и современная уборка фруктов в значительной мере влияет как на качество их дальнейшей переработки, так и на длительность сроков хранения. Безусловно, процесс уборки довольно трудоёмкий и требует больших затрат ручного труда. Для фруктов, которые предназначены для хранения – это неизбежно, но если же фрукты предназначены для переработки, можно применять менее щадящие механизированные технологии уборки.

В ряде стран разработаны технологии и устройства для их реализации, в основу которых заложены принципы вибрационного воздействия на ствол дерева. Существенным недостатком применяемой технологии является значительное повреждение ствола. Это связано с тем, что устройства, передаваемые вибрации на дерево, являются одночастотными, что требует значительных амплитуд воздействия [1, с. 334]. В предлагаемой работе приведены результаты теоретических исследований вибрационно-резонансной технологии, которая лишена вышеупомянутого недостатка. Суть технологии состоит в следующем.

Вибрационное устройство (рис. 1) воздействует на цилиндрический (без потери общности, вертикально расположенный, консольно укрепленный корневой системой) ствол, вызывая в нём поперечные упругие колебания. Эти колебания являются возбуждением для продольно-поперечных колебаний веток, которые могут быть смоделированы упругими цилиндрическими отростками [2, с. 24], в которых один конец свободный, а второй выполняет периодические движения. На ветках находятся плоды, которые могут быть смоделированы физическим маятником с подвижной точкой подвеса.

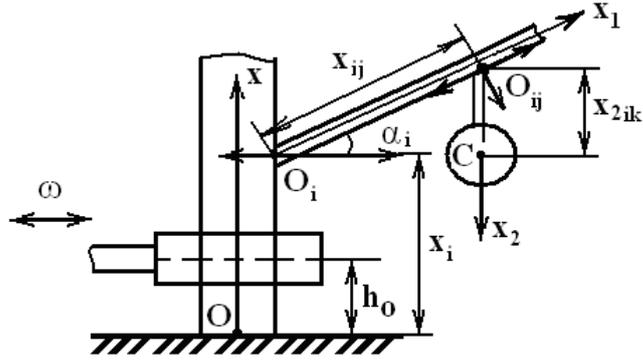


Рис. 1. Расчётная схема устройства

Используя обозначения рис. 1, запишем динамические уравнения ствола дерева, веток и плодов [3, с. 228]:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + C^2 \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = \frac{Q}{\mu} \sigma_1(x - h_0) \sin(\omega \cdot t + \alpha) \quad (1)$$

Здесь $y(x, t)$ – поперечное смещение осевой линии ствола от положения равновесия;

Q – амплитуда сосредоточенной силы;

ω – частота;

μ – погонная масса ствола;

$$C = \sqrt{\frac{EI}{\mu}}; C_i = \sqrt{\frac{EI_i}{\mu}} \quad (2)$$

где E – модуль Юнга древесины;

I – момент инерции поперечного сечения ствола;

$\sigma_1(x - x_0)$ – импульсная функция первого порядка.

Для i – той ветки:

$$\frac{\partial^2 y_i}{\partial t^2} + C_i^2 \frac{\partial^4 y_i}{\partial x_i^4} = \frac{Q_i}{\mu_i} \sigma_1(x_i) \sin \alpha_i \cdot \sin \Omega t; i = \overline{1, n} \quad (3)$$

где Ω – основная частота колебаний ствола;

n – число веток;

α_i – угол наклона ветки к горизонту. Для продольных колебаний:

$$\frac{\partial^2 z_i}{\partial t^2} - C_{iii}^2 \frac{\partial^2 z_i}{\partial x_{ii}^2} = \frac{Q_i}{\mu_i} \sin \Omega \cdot t \cos \alpha_i \cdot \sigma_1(x_i);; C_{iii}^2 = \frac{ES_i}{\mu_i} \quad (4)$$

где z_i – отклонение ветки $i = \overline{1, n}$ в продольном направлении;

S_i – площадь поперечного сечения i – той ветки z ;

H – высота ствола;

l_i – длина i – той ветки.

Запишем краевые условия для (1 – 4):

$$y(0, t) = \frac{\partial y}{\partial x_1} \Big|_{x=0} = \frac{\partial^2 y}{\partial x_{ii}^2} \Big|_{x_{ii}=H} = \frac{\partial^3 y}{\partial x^3} \Big|_{x_{ii}=H} = 0;$$

$$y_i \Big|_{x_{ii}=0} = \frac{Q_i}{\mu_i} \cos \alpha_i \cdot \sin \Omega t; \frac{\partial y_i}{\partial x_{ii}} \Big|_{x_{ii}=0} = \frac{Q_i \Omega}{\mu_i} \cos \alpha_i \cos \Omega t \quad (5)$$

$$\frac{\partial^2 y_i}{\partial x_i^2} \Big|_{x_i=l_i} = \frac{\partial^3 y_i}{\partial x_i^3} \Big|_{x_i=l_i} = 0 ;$$

$$z_i \Big|_{x_i=0} = \frac{Q_i}{\mu_i} \sin \alpha_i \cdot \sin \Omega t ; \quad \frac{\partial z_i}{\partial x_i} \Big|_{x_i=0} = \frac{Q_i \cdot \Omega}{\mu} \sin \alpha_i \cdot \cos \Omega t \quad (6)$$

Для плода:

$$I_{ij} \cdot \ddot{\varphi}_{ij} = M_{ij} ; i = \overline{1, n}; j = \overline{1, N} \quad (7)$$

где I_{ij} – момент инерции j – го плода на i – той ветке;

M_{ij} – масса плода, $M_{ij} = m_{ij} \cdot g \cdot x_{2ij} \cdot \sin \varphi_{ij}$.

Безусловно, решение этого набора уравнений довольно громоздкое. Однако более важным является вопрос о частотных зависимостях решений. Так, например, недопустимым является резонанс частот ω и Ω . В этом случае существует вероятность повреждений коры ствола. Резонанс является желательным между собственной частотой плода и частотой колебаний точки подвеса O_{ij} . Но так как плоды различны по массе, начальная возбуждающая частота ω должна быть переменной. Это требует применения вариатора (с довольно небольшой мощностью), который бы обеспечил частоты $\omega_{min} \leq \omega \leq \omega_{max}$.

Литература

1. Андреев О.А. Теоретичний аналіз та розрахунок параметрів пристрою для вібраційного збирання плодів / О.А. Андреев. – Зб. наук. праць ПДА-ТУ. – Кам’янець-Подільський, 2004. – Вип. 12. – С. 333–336.
2. Андреев А.А. Математическая модель “Консоль с отростком” / А.А. Андреев // Труды 5-ой международной конференции им. акад. М. Кравчука, Киев, 1996. – С. 24–28.
3. Бабаков И.М. Теория колебаний / И.М. Бабаков. – М., Наука, 1968. – 560 с.

4. С.С. Карабиньоиш, к.т.н., доцент, Д. Стежка, студент, Національний університет біоресурсів і природокористування України

ГОЛОГРАФІЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ЙМОВІРНОСТІ БЕЗВІДМОВНОЇ РОБОТИ

Безвідмовність складових частин машин характеризується міцнісними та несучими можливостями їх матеріалів та величиною навантаження і напруження. З іншого боку імовірність безвідмовної роботи поверхні деталі P_{jk}^i визначається в загальному порядку стаціонарністю і ординарністю процесу залежить від величини деформації навантаженого тіла виробу[1]. Вона визначається тільки подовженістю t ділянок навантаження, і не залежить де буде розміщено цю ділянку. Як було встановлено P_{jk}^i (імовірність безвідмовної роботи деталі) визначається мінімумом знайденої деформації на поверхні навантаженого тіла. Це легко пояснити виходячи із стохастичної імовірнісної природи міцнісних характеристик поверхневих контактних шарів матеріалу, які і визначають працездатність виробу.

Відомо, що практично не існує рівноміцнісних поверхневих шарів металу, за рахунок наявності в них недосконалостей, недоліків та дефектів. Особливо, це яскраво відтворено для деталей, які пройшли відновлення та ремонт. Міцність таких поверхонь є інтегральною характеристикою, що визначається із виразу:

$$[\sigma_\varepsilon] \geq \sigma_{\varepsilon_i}^j = \int_{-\infty}^{\infty} A(x, y) dt, \quad (1)$$

де $[\sigma_\varepsilon], \sigma_{\varepsilon_i}^j$ – допустимі (стандартні) та виявлені в процесі експерименту напруження, МПа;