

Для цитирования: Михитаров А.Р., Савич В.Л., Хегай В.К. К вопросу оптимизации динамических характеристик виброкорчевальной машины. Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2018;45 (2):149-157. DOI:10.21822/2073-6185-2018-45-2-149-157

For citation: Mikhitarov A.R., Savich V.L., Khagai V.K. To the question of optimising the dynamic characteristics of a vibrational tree uprooting machine. Herald of Daghestan State Technical University. Technical Sciences. 2018; 45 (2):149-157. (In Russ.) DOI:10.21822/2073-6185-2018-45-2-149-157

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ ИНФОРМАТИКА, ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА И УПРАВЛЕНИЕ

УДК 550.34.01

DOI:10.21822/2073-6185-2018-45-2-149-157

К ВОПРОСУ ОПТИМИЗАЦИИ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВИБРОКОРЧЕВАЛЬНОЙ МАШИНЫ

Михитаров А.Р.³ Савич В.Л.², Хегай В.К.¹,

¹⁻³ Ухтинский государственный технический университет,

¹⁻³ 169300, г. Ухта, ул. Первомайская, 13, Россия,

¹e-mail: khagaivk@gmail.com, ²e-mail: vsavitch@yandex.ru, ³e-mail: mkrth@yandex.ru

Резюме. Цель. После лесосечных работ в лесу остаются пни, которые выкорчевываются специальными машинами при проведении лесохозяйственных работ, то есть, для корчевки пней приходится вторично «загонять» на лесные делянки тяжелую технику, разрушая повторно почвенную среду и подрост, что приводит не только к эрозии почвы, но и не малым финансовым затратам. Несомненный интерес представляют машины, которые будут совмещать операции рубки (валки) леса и корчевки пней, то есть, выкорчевывать деревья вместе с корнями. Как показали исследования, основными недостатками применения такой технологии «стандартными» лесосечными или лесохозяйственными машинами являются их избыточная нагруженность и энергоемкость. Одним из направлений устранения этих недостатков является применение вибрации. **Метод.** В статье рассматриваются вопросы эффективности применения вибрации, в частности, крутильных колебаний, при корчевании деревьев вместе с корнями. Для решения задачи разработана математическая модель системы «машина – дерево – почвенно-корневая система», учитывающая взаимное влияние динамических характеристик технологического оборудования машины, дерева и почвенно-корневой системы, позволяющая методом (путем) анализа амплитудно-частотных характеристик заданной системы выбрать рациональный (оптимальный) диапазон частот работы вибрационной техники. Для реализации метода анализа амплитудно-частотных характеристик механической системы использовалось уравнение Лагранжа второго рода. **Результат.** На основе математической модели системы «машина – дерево – почвенно-корневая система (ПКС)» и анализа амплитудно-частотных характеристик заданной системы определяется рациональный диапазон частот работы вибрационной техники. Работа вибрационной техники в заданном диапазоне частот, как показал анализ, позволяет значительно снизить динамическую нагруженность машины и в то же время создать условия для эффективного разрушения почвенно-корневой системы. **Вывод.** Предложенная методика позволяет для каждого расчетного дерева в зависимости от типа почвы и базовой машины найти рациональные значения частотной характеристики вибрационной техники.

Ключевые слова: крутильные колебания, амплитудно-частотная характеристика, частота и фаза колебаний, корчевальная машина, корчевание деревьев, диапазон частот, оптимальный и рациональный выбор параметров системы

TECHNICAL SCIENCE
COMPUTER SCIENCE, COMPUTER ENGINEERING AND MANAGEMENT

TO THE QUESTION OF OPTIMISING THE DYNAMIC CHARACTERISTICS OF A VIBRATIONAL TREE UPROOTING MACHINE

Valery K. Khegai¹, Vasily L. Savich², Aleksander R. Mikhitarov³

¹⁻³Ukhta State Technical University,

¹⁻³13, Pervomayskaya Str., Ukhta 169300, Russia

¹e-mail: khegaivk@gmail.com, ²e-mail: vsavitch@yandex.ru, ³e-mail: mkrth@yandex.ru

Abstract Objectives Following logging operations, tree stumps remain in the site of the former forest. While these may be uprooted by special machines in the course of forestry operations, the use of heavy forestry machines operated repeatedly on the forest sites not only lead to soil erosion, but also to considerable financial expense. Consequently, the development of machines combining cutting (logging) and uprooting operations – that is, uprooting the trees along with their roots – are of a great interest. As research has shown, the main disadvantages of the use of such technology by “conventional” logging or forestry machines are their excessive loading and energy intensity. The aim of the research is to investigate means of eliminating these drawbacks by using vibration. **Methods** The article deals with the problem of ensuring the effectiveness of the vibration application – in particular, torsional vibrations, used to stub trees together with their roots. To solve this problem, a mathematical model of the “machine-tree-soil-root system” system was developed, which takes into account the mutual influence of the dynamic characteristics of the machine’s technological equipment and tree and soil-root system, which allows a rational (optimal) frequency range of vibration equipment to be selected by analysing the amplitude-frequency characteristics of a given system. To analyse the amplitude-frequency characteristics of a mechanical system, the Euler-Lagrange equations were used. **Results** Based on the mathematical model of the “machine-tree-soil-root system (SRS)” system and an analysis of the amplitude-frequency characteristics of a given system, a rational range of vibration frequencies was determined. As shown by analysis, the work of vibrational equipment in a given frequency range can significantly reduce the dynamic loading of the machine and at the same time create appropriate conditions for the effective destruction of the soil-root system. **Conclusion** The proposed method allows the rational values of the frequency characteristic of vibration equipment for each calculated tree to be found depending on the soil type and the basic machine.

Keywords: torsional vibrations, amplitude-frequency response, frequency and phase of vibrations, tree uprooting machine, tree stubbing, frequency range, optimal and rational choice of system parameters

Введение. После рубки леса валочно-пакетирующими машинами на лесных площадях остаются пни, которые при проведении лесохозяйственных работ убираются специальными корчевальными машинами. Такая раздельная технология лесных работ приводит к дополнительным затратам и ухудшению экологии в лесу (дважды уничтожается подрост и разрушается почва).

В связи с вышесказанным несомненный интерес представляют машины, которые будут совмещать операции рубки леса и корчевки пней, то есть выдергивать деревья с корневой системой с последующим ее отделением.

О перспективности применения таких машин были посвящены работы известных ученых и инженеров [1-9].

Как показали исследования [1-4, 9], корчевка деревьев вместе с корнями или отдельно пней чисто силовыми методами (статическое выдергивание или разрушение корневой системы бульдозером) требует применения мощных энергоемких машин.

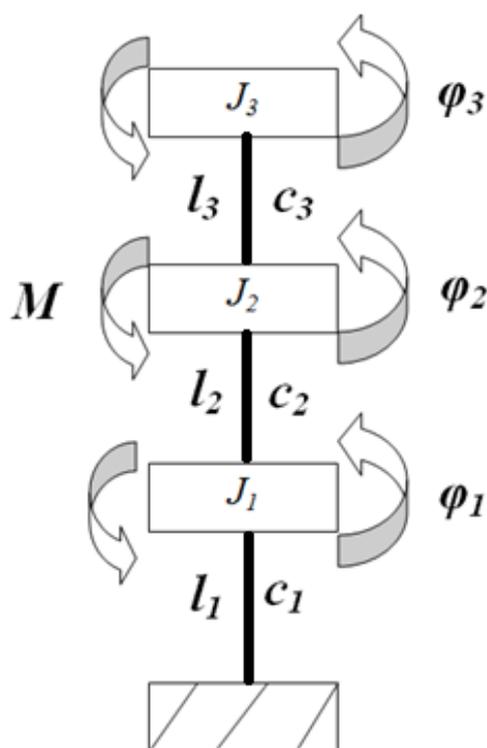
Постановка задачи. Альтернативным решением может быть применение вибрацион-

ной техники. Это позволит значительно снизить нагрузку на технологическое оборудование, а, следовательно, и энергоёмкость машины в целом. При этом следует иметь в виду, что применение вибрационной техники может привести к обратному эффекту – значительному возрастанию динамических нагрузок [10-13]. Помимо этого, необходимо учитывать и собственные частоты рассматриваемых объектов, в частности, в работах [17-18] были установлены методы определения собственных частот стержневых систем с древовидной структурой.

Методы исследования. Решение проблемы снижения нагрузок за счет вибрации связано с задачей оптимизации виброхарактеристик в системе «машина–дерево – почвенно-корневая система».

В работах [9, 14-16] были рассмотрены вопросы оптимизации виброхарактеристик вышеупомянутой системы при продольных колебаниях ствола дерева. Теперь рассмотрим случай применения крутильных колебаний.

Для исследования этой задачи рассмотрим следующую расчетную схему (рис.1).



J_1, J_2, J_3 – соответственно приведенные моменты инерций ПКС, технологического оборудования и дерева;

J_1, J_2, J_3 - respectively, the reduced moments of inertia of the PKS, technological equipment and wood;

c_1, c_2, c_3 – соответственно приведенные коэффициенты жесткости на кручение участков ПКС, технологического оборудования и ствола дерева;

c_1, c_2, c_3 - respectively, the reduced stiffness coefficients for torsion of the PKS sections, the process equipment and the tree trunk

l_1 – глубина ПКС;

l_1 – is the PKS depth;

l_2 – длина части дерева от поверхности земли до точки контакта с технологическим оборудованием (ТО);

l_2 – is the length of the part of the tree from the surface of the earth to the point of contact with the technological equipment (TO);

l_3 – длина части ствола дерева от точки контакта с ТО до центра тяжести дерева;

l_3 is the length of the part of the tree trunk from the point of contact with the TO to the center of gravity of the tree;

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – обобщенные координаты системы; *generalized system coordinates*

$M = M_0 \sin(pt + \delta)$ – возмущающий крутящий момент, действующий на технологическое оборудование; *disturbing torque acting on the process equipment;*

M_0 – максимальный возмущающий момент;

p – циклическая частота возмущающего момента; *maximum disturbing moment*

δ – начальная фаза возмущающего момента; *initial phase of disturbing moment*

Рис.1. Расчетная схема

Fig.1. Design scheme

Рассматриваемая система имеет три степени свободы. За обобщенные координаты системы примем углы поворота дисков $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$.

Кинетическую и потенциальную энергии заданной системы определяем из уравнений [11, 19-21]

$$\left. \begin{aligned} T &= \frac{1}{2}(J_1\dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2}J_2\dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2}J_3\dot{\varphi}_3^2); \\ \Pi &= \frac{1}{2}c_1\varphi_1^2 + \frac{1}{2}c_2(\varphi_2 - \varphi_1)^2 + \frac{1}{2}c_3(\varphi_3 - \varphi_2)^2. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Подставим значения Т и П в уравнения Лагранжа II-го рода [11, 19-21].

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_i} = - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_i} + Q_i, \quad i = 1, 2, 3, \quad (2)$$

где Q_i – обобщенная сила, соответствующая φ_i обобщенной координате. В результате имеем:

$$\left. \begin{aligned} J_1\ddot{\varphi}_1 + (c_1 + c_2)\varphi_1 - c_2\varphi_2 &= 0; \\ J_2\ddot{\varphi}_2 - c_2\varphi_1 + (c_2 + c_3)\varphi_2 - c_3\varphi_3 &= M_0 \sin(pt + \delta); \\ J_3\ddot{\varphi}_3 - c_3\varphi_2 + c_3\varphi_3 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Общий интеграл системы дифференциальных уравнений (3) является суммой общего решения однородной системы и частного решения неоднородной системы, то есть

$$\varphi_i = \varphi_i^* + \varphi_i^{**}, \quad i = 1, 2, 3. \quad (4)$$

Первое решение φ_i^* определяет свободные колебания системы. Так как свободные колебания системы при наличии сопротивлений быстро затухают, то практический интерес представляет лишь частное решение φ_i^{**} , определяющее вынужденные колебания системы.

Частное решение будем искать в виде:

$$\varphi_i^{**} = A_{i6} \sin(pt + \delta), \quad i = 1, 2, 3, \quad (5)$$

предположив, что координаты φ_i ($i=1,2,3$) изменяются по гармоническому закону.

Для определения неизвестных постоянных A_{i6} подставим (4) в (3). После сокращения $\sin(pt + \delta)$ и несложных математических преобразований получим следующую систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} (c_1 + c_2 - J_1 p^2)A_1 - c_2 A_2 &= 0; \\ -c_2 A_1 + (c_2 + c_3 - J_2 p^2)A_2 - c_3 A_3 &= M_0; \\ -c_3 A_2 + (c_3 - J_3 p^2)A_3 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

В уравнениях (5) неизвестными являются амплитуды вынужденных колебаний A_{i6} ($i=1,2,3$).

Решение системы линейных уравнений (5) относительно A_{i6} дает:

$$\left. \begin{aligned} A_{16} &= \frac{m_0}{\Delta'(p^2)} \omega_{12}^2 (p^2 - \omega_{33}^2); \\ A_{26} &= \frac{m_0}{\Delta'(p^2)} (p^2 - \omega_{33}^2) (\omega_{11}^2 + \omega_{12}^2 - p^2); \\ A_{36} &= \frac{m_0}{\Delta'(p^2)} \omega_{33}^2 (p^2 - \omega_{11}^2 - \omega_{12}^2), \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

где

$$\begin{cases} \omega_{11}^2 = \frac{c_1}{J_1}; & \omega_{22}^2 = \frac{c_2}{J_2}; & \omega_{33}^2 = \frac{c_3}{J_3}; \\ \omega_{12}^2 = \frac{c_2}{J_1}; & \omega_{13}^2 = \frac{c_3}{J_1}; & \omega_{23}^2 = \frac{c_3}{J_2}; \\ m_0 = \frac{M_0}{J_2}; \end{cases}$$

$$\Delta'(p^2) = p^6 - p^4(\omega_{11}^2 + \omega_{22}^2 + \omega_{33}^2 + \omega_{12}^2 + \omega_{23}^2) + p^2(\omega_{11}^2\omega_{22}^2 + \omega_{11}^2\omega_{33}^2 + \omega_{22}^2\omega_{33}^2 + \omega_{11}^2\omega_{23}^2 + \omega_{22}^2\omega_{13}^2 + \omega_{33}^2\omega_{12}^2) - \omega_{11}^2\omega_{22}^2\omega_{33}^2.$$

Таким образом, уравнения вынужденных крутильных колебаний системы «машина – дерево – ПКС» в соответствии с (5), (6) и (7) запишутся в виде:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= \frac{m_0}{\Delta'(p^2)} \omega_{12}^2 (p^2 - \omega_{33}^2) \sin(pt + \delta); \\ \varphi_2 &= \frac{m_0}{\Delta'(p^2)} (p^2 - \omega_{33}^2) (\omega_{11}^2 + \omega_{12}^2 - p^2) \sin(pt + \delta); \\ \varphi_3 &= \frac{m_0}{\Delta'(p^2)} \omega_{33}^2 (p^2 - \omega_{11}^2 - \omega_{12}^2) \sin(pt + \delta). \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Из анализа уравнений (6) и (7) и (8) следует, что при выполнении условия

$$p^{*2} = p^2 = \omega_{11}^2 + \omega_{12}^2 = \frac{c_1 + c_2}{J_1}, \quad (9)$$

объекты системы с моментами инерций J_2 и J_3 не совершают вынужденные крутильные колебания, а объект с моментом инерции J_1 совершает вынужденные колебания с частотой p^* возмущающего момента. При этом амплитуда вынужденных крутильных колебаний этого объекта определяется первой формулой системы (6).

С точки зрения динамики машины оптимальным вариантом подбора частоты возмущения крутильных колебаний является условие, отвечающее требованиям формулы (9). В этом случае вынужденные колебания совершает лишь ПКС, тогда как машина и ствол дерева с технологическим оборудованием совершают свободные колебания. Это означает, что вся энергия вибратора направлена на колебания ПКС, способствуя ее разрушению. Однако, остается открытым вопрос – насколько при этом будет эффективно происходить разрушение ПКС.

Для ответа на поставленный вопрос необходимо произвести анализ амплитудно-частотных характеристик изучаемой механической системы при крутильных колебаниях.

Обсуждение результатов. Анализ произведем для расчетного дерева с объемом 0,5 м³, тип почвы «кисличный». В качестве базовой машины примем валочно-пакетирующую машину ЛП-19.

Примем следующие расчетные данные: $J_1 = 40,78$ кг·м²; $J_2 = 22,95$ кг·м²; $J_3 = 4,95$ кг·м²; $c_1 = 2 \cdot 10^4$ Н·м; $c_2 = 4,59 \cdot 10^5$ Н·м; $c_3 = 3,5 \cdot 10^4$ Н·м.

Рассмотрим поведение системы на четырех интервалах изменения циклической частоты возмущающего момента:

$$0 \leq p \leq p_1, \quad p_1 < p \leq p_2, \quad p_2 < p \leq p_3, \quad p_3 < p < \infty, \quad (10)$$

здесь p_1, p_2, p_3 – резонансные частоты крутильных колебаний системы «машина – дерево – ПКС», которые определяются из уравнения частот

$$p^6 - p^4(\omega_{11}^2 + \omega_{22}^2 + \omega_{33}^2 + \omega_{12}^2 + \omega_{23}^2) + p^2(\omega_{11}^2\omega_{22}^2 + \omega_{11}^2\omega_{33}^2 + \omega_{22}^2\omega_{33}^2 + \omega_{11}^2\omega_{23}^2 + \omega_{22}^2\omega_{13}^2 + \omega_{33}^2\omega_{12}^2) - \omega_{11}^2\omega_{22}^2\omega_{33}^2 = 0. \quad (11)$$

Корни кубического уравнения (11) относительно p^2 определяют резонансные частоты $p_1,$

p_2, p_3 . В рассматриваемом случае они соответственно равны $p_1=20,75 \text{ c}^{-1}$, $p_2=87,04 \text{ c}^{-1}$, $p_3=145,54 \text{ c}^{-1}$.

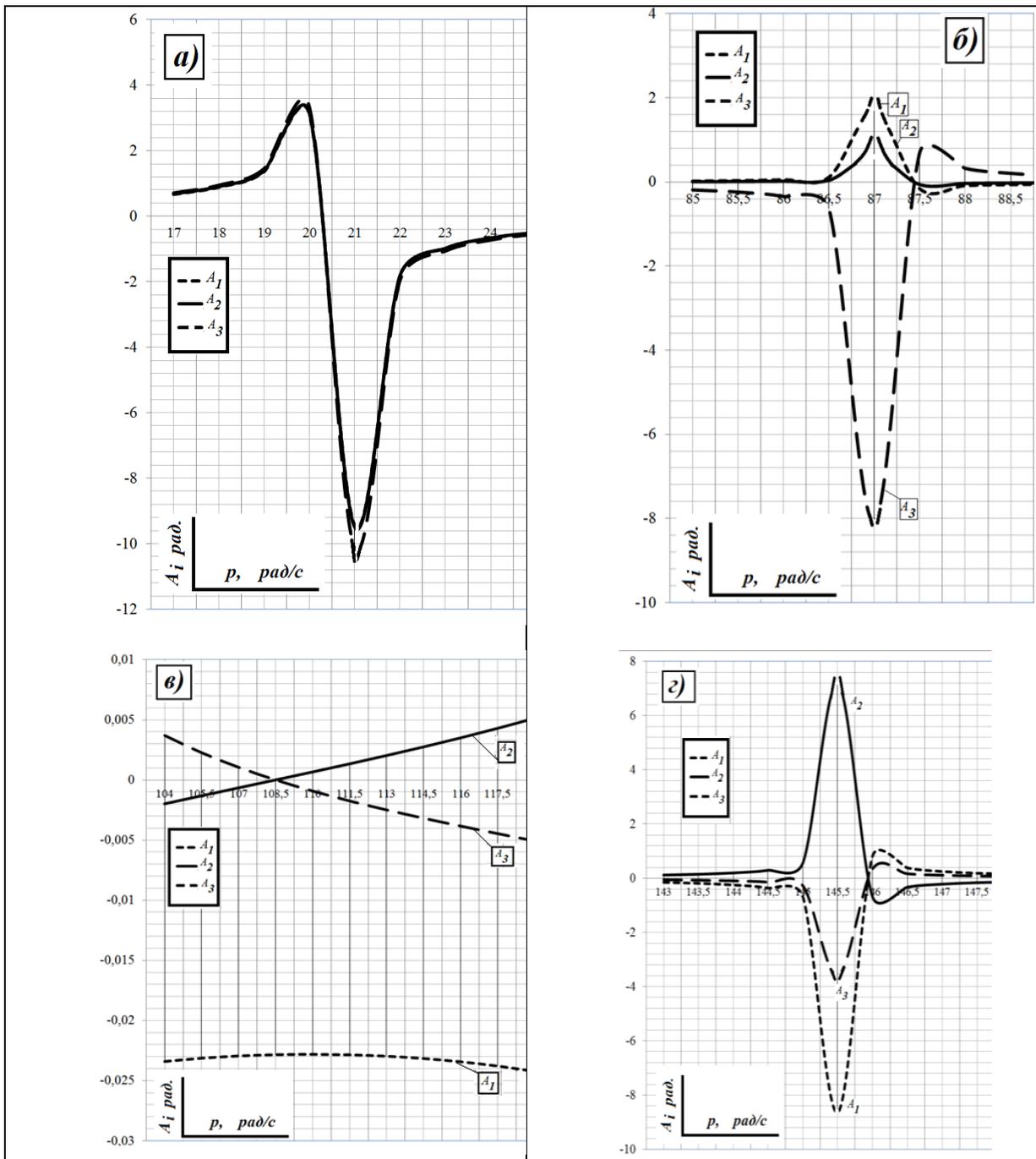


Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики механической системы

Fig. 2. Amplitude-frequency characteristics of the mechanical system

В интервале $[0, p_1)$ все три диска с моментами инерции J_1, J_2, J_3 колеблются синфазно с возмущающим моментом M . С ростом величины p амплитуды $A_{i\omega}$ ($i=1, 2, 3$) возрастают. При $p=p_1$ в системе наступает первый резонанс и функции $A_{i\omega}$ претерпевают бесконечный разрыв (рис. 2а).

На этом интервале, с точки зрения динамики, нет оптимального решения, так как все объекты системы колеблются в сопоставимых величинах, в том числе и объект с моментом инерции J_2 , характеризующий технологическое оборудование машины, что нежелательно.

В интервале $(p_1; p_2)$ все три диска, до некоторого значения $p=p_k$, колеблются в противофазе с возмущающим моментом M . При $p>p_k$ диски с моментами инерции J_1, J_2 уже колеблются

ся синфазно с возмущающим моментом, а объект с моментом инерции J_3 продолжает колебаться в противофазе с моментом M . Амплитуды $A_{i\theta}$ в интервале $(p_1; p_k]$ убывают по абсолютной величине. При $p=p_2$ в системе возникает второй резонанс, и функции $A_{i\theta}$ снова претерпевают бесконечный разрыв (рис.2, б).

На интервале $(p_1; p_2)$ также нет оптимального решения, так амплитуды $A_{i\theta}$ в диапазоне $(p_1; p_k)$ сопоставимы по величине, а в интервале $(p_k; p_2)$ амплитуды $A_{1\theta}$ и $A_{2\theta}$ весьма незначительны, а $A_{3\theta}$ возрастает по абсолютной величине.

В интервале $(p_2; p_3)$ до значения $p = p^*$, которое находится из формулы (9), диски с моментами инерции J_1, J_2 колеблются в противофазе с возмущающим моментом M , а объект с J_3 – в противофазе с возмущающим моментом.

Все три амплитуды $A_{1\theta}, A_{2\theta}, A_{3\theta}$ с ростом p до значения $p = p^*$, то есть $p \in (p_2; p^*]$ уменьшаются по абсолютной величине. При $p = p^* A_{2\theta} = A_{3\theta} = 0$, а $A_{1\theta} = 0,0228$ рад. При дальнейшем увеличении p , то есть $p \in (p^*; p_3)$ амплитуды $A_{i\theta}$ возрастают по абсолютной величине (рис.2, в).

При $p=p_3$ в системе наступает третий резонанс и функции $A_{i\theta}$ снова претерпевают бесконечный разрыв (рис.2, г).

В интервале $(p_3; \infty)$ все три амплитуды $A_{i\theta}$ с ростом p вначале колеблются в сопоставимых абсолютных величинах, а затем асимптотически приближаются к нулю (рис.2, г). Следовательно, на этом интервале также нет оптимального решения.

Вывод. Таким образом, из проделанного анализа следует, что оптимальное решение находится в интервале $(p_2; p_3)$. Этим оптимальным решением является случай, когда $p=p^*$, значение которой определяется из равенства (9)

$$p^* = \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{J_1}} \quad (12)$$

Для принятых параметров рассматриваемой системы имеем:

$$p^* = 108,5 \text{ с}^{-1}; A_{2\theta} = 0; A_{3\theta} = 0; A_{1\theta} = 0,0228 \text{ рад.},$$

то есть при соблюдении условия (12) вынужденные колебания совершает только диск с моментом инерции J_1 , характеризующий почвенно-корневую систему, а объекты с моментами инерции J_2 и J_3 совершают лишь свободные крутильные колебания

Имея в виду, что в интервале $[104; 118] \text{ с}^{-1}$ (рис. 2, в) амплитуды $A_{2\theta}$ и $A_{3\theta}$ несопоставимо малы по сравнению с $A_{1\theta}$ по абсолютной величине можно принять этот диапазон рациональным. Так, в этом диапазоне частот амплитуда $A_{1\theta}$ превышает $A_{2\theta}$ и $A_{3\theta}$ в среднем 4 и более раз, то есть

$$A_{2\theta} \ll A_{1\theta} \geq A_{3\theta}. \quad (13)$$

Предложенная методика позволяет для каждого расчетного дерева в зависимости от типа почвы и базовой машины найти рациональные значения частотной характеристики вибрационной техники.

Библиографический список:

1. Албьяков, М.П. Справочник механизатора лесного хозяйства [Текст] / М.П. Албьяков, Г.П. Ильин, Г.Б. Климов и др. – изд. 2-е, доп. и перераб. - М.: Лесная пром-сть, 1977 г. - 296 с.
2. Шегельман, И.Р. Исследование процесса механизированной заготовки пней древесины [Текст]: дис. ... канд. техн. наук / И.Р. Шегельман, Петрозаводск, 1978 – 205 с.
3. Зима, И.М. Механизация сельскохозяйственных работ [Текст] / И.М. Зима, Т.Т. Малютин / 2-е изд. – М.: Лесн. промышленность, 1964. 550 с.
4. Египко, С.В. Технология корчевания одиночных пней комбинированным рабочим органом [Текст]: дис. ... канд. техн. наук. / С.В. Египко. - Новочеркасск, 2007. 212 с.
5. Пат. 2001132729/12 РФ, 00/00040 НУ. Устройство для валки деревьев вместе с корнями (варианты) / ТрефанЛайош, ТрефанСаболч, ТрефанСилард // Бюл. -2005. - № 11.
6. Пат. 2005110586/12 РФ. Устройство для корчевания пней / И.М. Бартенев, М.В. Драпалюк, В.И. Посметьев, В.В. Чмелев // Бюл. – 2006. - № 36
7. Пат. 2007142842/12 РФ. Способ комбинированного корчевания пней / С.В. Египко // Бюл. - 2009. - № 24.

8. А.с. 406513 МПК 23/08 СССР Машина для заготовки деревьев с корнями / Шегельман И.Р. // Бюл. – 1973. - № 46.
9. Савич, В.Л. Обоснование параметров оборудования для виброкорчевки пней и целых деревьев [Текст]: дис. ... канд. техн. наук. /В.Л. Савич. - Ухта, 2012. 188 с.
10. Александров, В.А. Конструирование и расчет машин и оборудования для лесосечных работ и нижних складов [Текст]: учебник /В.А. Александров, Н.Р. Шоль. – Ухта: УГТУ, 2002 г. – 244 с.
11. Сурьянинов, Н.Г. Теоретические основы динамики машин [Текст]: учебное пособие / Н.Г. Сурьянинов, А.Ф. Дашенко, П.А. Белоус. – Одесса: ОГПУ, 2000 г. – 302 с.
12. Магнус, К. Колебания: Введение в исследование колебательных систем[Текст] /К. Магнус.- пер. с нем. – М.: Мир, 1982. – 304 с.
13. Pain H. J. The physics of vibration and waves. John Willey and sons, LTD, London, New York, Sydney, Toronto, 1976.
14. Хегай, В.К. О выборе оптимальных параметров виброкорчевальной машины [Текст] /В.К. Хегай, В.Л. Савич, А.Р. Михитаров – Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. – 2015. - № 213. – С. 173-183
15. Хегай, В.К. Определение продольных резонансных частот дерева [Текст] /В.К. Хегай, В.Л. Савич, А.Р. Михитаров – Актуальные проблемы развития лесного комплекса: матер.международ. научн.-техн. конференции – Вологда: ВоГТУ, 2013 г. С. 86-90.
16. Хегай, В.К. Исследование динамического процесса взаимодействия дерева с машиной при гравитационном методе пакетирования [Текст]: Дис. канд. техн. наук / В.К. Хегай – Л. – 1975 г.
17. Kondou, T. Free vibration analysis of a tree structure by the transfer influence coefficient method.1st report. Formulation for a two-dimensional tree structure / Т. Kondou, А. Sucoka, Yu. Yasuda, D.H. Moon // Trans. Jap. Soc. Mech. EngC. – 1991. – 57. № 536. – p. 1091-1098.
18. Распопов, А.С. Продольные и крутильные колебания стержневых систем с древовидной или кольцевой структурой [Текст] / А.С. Распопов // Вестник Днепропетр. нац. ун-тажел.-дор. трансп. им. акад. В. Лазаряна. – 2008. – Вып. 23. – Д.: Изд-во ДНЖТ, 2008. -с. 161-166
19. Яблонский, А.А. Курс теории колебаний[Текст]: 5-е изд., стереотипное / А.А. Яблонский, С.С. Норейко. – СПб.: БХВ-Петербург, 2007. – 336 с.
20. Пановко, Я.Г. Введение в теорию механических колебаний[Текст]/Я.Г. Пановко. – М.: Наука, 1980. – 270 с
21. Бабаков, И.М. Теория колебаний[Текст]: учеб.пособие / И.М. Бабаков. – 4-е изд., испр. – М.: Дрофа, 2004. – 591 с.

References

1. Albyakov M.P., Il'in G.P., Klimov G.B. Spravochnik mekhanizatora lesnogo khozyaistva. M.: Lesnaya prom-st'; 1977. 296 s. [Albyakov M.P., Il'in G.P., Klimov G.B. Handbook of the forestry mechaniser. M.: Lesnaya prom-st'; 1977. 296 p. (in Russ.)]
2. Shegel'man I.R. Issledovanie protsessa mekhanizirovannoi zagotovki pnevoi drevesiny. Dis. ... kand. tekhn. nauk. Petrozavodsk; 1978. 205 s. [Shegel'man I.R. Investigation of the process of mechanised harvesting of stump wood. PhD in technical scienses thesis. Petrozavodsk; 1978. 205 p. (in Russ.)]
3. Zima I.M., Malyutin T.T. Mekhanizatsiya sel'skokhozyaistvennykh robot. M.: Lesn. promyshlennost'; 1964. 550 s. [Zima I.M., Malyutin T.T. Mechanisation of agricultural works. M.: Lesn. promyshlennost'; 1964. 550 p. (in Russ.)]
4. Egipko S.V. Tekhnologiya korchevaniya odinochnykh pnei kombinirovannym rabochim organom. Dis. ... kand. tekhn. nauk. Novochoerkassk; 2007. 212 s. [Egipko S.V. Technology of ripping single stumps with a combined working organ. PhD in technical scienses thesis. Novochoerkassk; 2007. 212 p. (in Russ.)]
5. Trefan L., Trefan S., Trefan S. Ustroistvo dlya valki derev'ev vmeste s kornyami (varianty). Pat. 2001132729/12 RF, 00/00040 HU. Byul. 2005. № 11. [Trefan L., Trefan S., Trefan S. Device for felling trees with roots (variants). Pat. 2001132729/12 RF, 00/00040 HU. Bull. 2005. № 11. (in Russ.)]
6. Bartenev I.M., Drapalyuk M.V., Posmet'ev V.I., Chmelev V.V. Ustroistvo dlya korchevaniya pnei. Pat. 2005110586/12 RF. Byul. 2006. № 36 [Bartenev I.M., Drapalyuk M.V., Posmet'ev V.I., Chmelev V.V. Device for stubbing stumps. Pat. 2005110586/12 RF. Bull. 2006. № 36 (in Russ.)]
7. Egipko S.V. Sposob kombinirovannogo korchevaniya pnei. Pat. 2007142842/12 RF. Byul. 2009. № 24. [Egipko S.V. Method of combined stubbing of stumps. Pat. 2007142842/12 RF. Bull. 2009. № 24. (in Russ.)]
8. Shegel'man I.R. Mashinadlyazagotoviderev'evskornyami. A.s. 406513 MПК 23/08 SSSR. Byul. 1973. № 46. [Shegel'man I.R. A machine for cutting trees with roots. A.s. 406513 MПК 23/08 SSSR. Bull. 1973. № 46. (in Russ.)]
9. Savich V.L. Obosnovanie parametrov oborudovaniya dlya vibrokorchevki pnei i tselykh derev'ev.

Dis. ... kand. tekhn. nauk. Ukhta; 2012. 188 s. [Savich V.L. Substantiation of the parameters of equipment for vibro uprooting of stumps and whole trees. PhD in technical sciences thesis. Ukhta; 2012. 188 p. (in Russ.)]

10. Aleksandrov V.A., Shol' N.R. Konstruirovaniye i raschet mashin i oborudovaniya dlya lesosechnykh rabot i nizhnikh skladov: uchebnik. Ukhta: UGTU; 2002. 244 s. [Aleksandrov V.A., Shol' N.R. Design and calculation of machines and equipment for logging operations and lower warehouses: a tutorial. Ukhta: UGTU; 2002. 244 p. (in Russ.)]

11. Sur'yaninov, N.G., Dashchenko A.F., Belous P.A. Teoreticheskie osnovy dinamiki mashin: uchebnoe posobie. Odessa: OGPU; 2000. 302 s. [Sur'yaninov, N.G., Dashchenko A.F., Belous P.A. Theoretical foundations of the dynamics of machines: a tutorial. Odessa: OGPU; 2000. 302 p. (in Russ.)]

12. Magnus K. Kolebaniya: Vvedenie v issledovanie kolebatel'nykh sistem. M.: Mir; 1982. 304 s. [Magnus K. Kolebaniya: Oscillations: Introduction to the Study of Oscillatory Systems. M.: Mir; 1982. 304 p. (in Russ.)]

13. Pain H. J. The physics of vibration and waves. London, New York, Sydney, Toronto: John Willey and sons; 1976.

14. Khagai V.K., Savich V.L., Mikhitarov A.R. O vybore optimal'nykh parametrov vibrokorableval'noi mashiny. Izvestiya Sankt-Peterburgskoi lesotekhnicheskoi akademii. 2015;213:173-183 [Khagai V.K., Savich V.L., Mikhitarov A.R. On the choice of optimum parameters of vibrational tree uprooting machine. News of the Saint Petersburg State Forest Technical Academy. 2015;213:173-183 (in Russ.)]

15. Khagai V.K., Savich V.L., Mikhitarov A.R. Opredeleniye prodol'nykh rezonansnykh chastot dereva. Mater.mezhdunar. nauchn.-tekhn. konferentsii "Aktual'nye problemy razvitiya lesnogo kompleksa". Vologda: VoGTU; 2013. S. 86-90. [Khagai V.K., Savich V.L., Mikhitarov A.R. Determination of the longitudinal resonance frequencies of a tree. Materials of international scientific-technical conference "Relevant problems of forestry complex development". Vologda: VoGTU; 2013. P. 86-90. (in Russ.)]

16. Khagai V.K. Issledovanie dinamicheskogo protsessa vzaimodeistviya dereva s mashinoi pri gravitatsionnom metode paketirovaniya. Dis. ... kand. tekhn. Nauk. L.; 1975. [Khagai V.K. Investigation of the dynamic process of interaction between a tree and a machine using the gravitational packing method. PhD in technical sciences thesis. L.; 1975. (in Russ.)]

17. Kondou T., Sucoka A., Yasuda Yu., Moon D.H. Free vibration analysis of a tree structure by the transfer influence coefficient method. 1st report. Formulation for a two-dimensional tree structure. Trans. Jap. Soc. Mech. Eng C. 1991;57(536):1091-1098.

18. Raspopov A.S. Prodol'nye i krutil'nye kolebaniya sterzhnevnykh sistem s drevovidnoi ili kol'tsevoi strukturoi. Vestnik Dnepropetr. nats. un-tazhel.-dor. transp. im. akad. V. Lazaryana. 2008;23:161-166 [Raspopov A.S. Longitudinal and torsional vibrations of rod systems with tree or ring structure. Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport. named after Academician V. Lazaryan. 2008;23:161-166 (in Russ.)]

19. Yablonskii A.A., Noreiko S.S. Kurs teorii kolebanii. SPb.: BKhV-Peterburg; 2007. 336 s. [Yablonskii A.A., Noreiko S.S. The course of the oscillation theory. SPb.: BKhV-Peterburg; 2007. 336 p. (in Russ.)]

20. Panovko Ya.G. Vvedenie v teoriyu mekhanicheskikh kolebanii. M.: Nauka; 1980. 270 s. [Panovko Ya.G. Introduction to the theory of mechanical oscillations. M.: Nauka; 1980. 270 p. (in Russ.)]

21. Babakov I.M. Teoriya kolebanii: ucheb. posobie. M.: Drofa; 2004. 591 s. [Babakov I.M. Theory of oscillations. M.: Drofa; 2004. 591 p. (in Russ.)]

Сведения об авторах:

Хегай Валерий Константинович – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры механики.

Савич Василий Леонидович – кандидат технических наук, доцент кафедры механики.

Михитаров Александр Рафаилович – старший преподаватель кафедры механики.

Information about the authors:

Valery K. Khagai - Dr.Sci. (Technical), Assoc. Prof., Prof., Department of Mechanics.

Vasiliy L. Savich – Cand. Sci. (Technical), Assoc. Prof., Department of Mechanics.

Alexander R. Mikhitarov - Senior lecturer of the Department of Mechanics.

Конфликт интересов

Conflict of interest.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

The authors declare no conflict of interest.

Поступила в редакцию 15.03.2018.

Received 15.03.2018.

Принята в печать 29.04.2018.

Accepted for publication 29.04.2018.- Prof.,