


## Модальный анализ колебаний ветвей древесной растительности с учетом динамики режущего ротора

Леонид Д. Бухтояров✉, [vglta-mlx@yandex.ru](mailto:vglta-mlx@yandex.ru),  0000-0002-7428-0821

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, 394087, Российская Федерация

Представлены результаты исследования, направленного на обоснование рабочей высоты ротора кустореза. Для описания отклика ветви использована модель, основанная на уравнениях Эйлера–Бернулли с проекцией импульсной силы, на модальные формы, которая описывает распределение энергии и максимальные смещения в зависимости от импульса, длительности удара, геометрии ветви и точки приложения  $x_0$ . Получены аналитические выражения собственных частот и форм колебаний, формулы для расчета модальной энергии и зависимости энергии колебаний и отклонения ветви от импульса удара, и высоты его приложения к ветви, позволяющие связать параметры ротора – частоту вращения, массу, расстояние лезвия от оси ротора с ожидаемыми колебаниями и изломом ветви. Для ветви длиной 1,5 м и диаметром 0,01 м получены собственные частоты первых пяти форм колебаний 2,91; 17,34; 48,25; 94,51 и 156,17 Гц. Для верификации модального анализа выполнен частотный анализ в САПР, расхождение собственных частот для первых пяти мод менее 1%. Разработана модель гидропривода ротора с учетом его инерционных параметров, и изменения давления в напорной гидромагистрале. Установлено, что при резании ветвей диаметром 10...30 мм в первую очередь, расходуется энергия от инерции маховика, которую восстанавливает привод в промежутках между ударами. Полученные теоретические значения давления при резании ветвей сопоставлены с результатами экспериментальных исследований на опытном образце ротора кустореза. Установлено, что модель гидропривода удовлетворительно описывает изменение давления в гидросистеме. Показано, что наиболее рациональной является высота резания 0,2...0,4 м. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании кусторезов и выборе параметров их рабочих органов. Ограничения модели: линеаризация, необходимость калибровки параметров для разных пород древесины.

**Ключевые слова:** ротор кустореза, математическое моделирование, модальный анализ, удар лезвием, ветвь, распределение энергий по модам, системы автоматизированного проектирования (САПР)

**Финансирование:** Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда №25-19-00876, <https://rscf.ru/project/25-19-00876/>.

**Благодарности:** Автор благодарит рецензентов за вклад в экспертную оценку статьи.


**Конфликт интересов:** автор заявляет об отсутствии конфликта интересов.

**Для цитирования:** Бухтояров, Л. Д. Модальный анализ колебаний ветвей древесной растительности с учетом динамики режущего ротора / Л. Д. Бухтояров // Лесотехнический журнал. – 2026. – Т. 16. – № 2 (62). – С. 171–182. – Библиогр.: с. 180–182 (25 назв.). – DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2026.2/11>.

*Поступила* 16.03.2026. *Пересмотрена* 25.04.2026. *Принята:* 15.05. 2026. *Опубликована онлайн* 26.06.2026

Article

## Modal analysis of oscillations of tree vegetation branches taking into account the dynamics of the cutting rotor

Leonid D. Bukhtoyarov✉, [vglta-mlx@yandex.ru](mailto:vglta-mlx@yandex.ru),  0000-0002-7428-0821

Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazeva str., 8, Voronezh, 394087, Russian Federation

### Abstract

The article presents the results of a study aimed at substantiating the working height of a brush cutter rotor. To describe the branch response, a model based on the Euler–Bernoulli equations with the projection of the impulse force

onto modal forms was used, which describes the energy distribution and maximum displacements depending on the impulse, impact duration, branch geometry, and the point of application  $x_0$ . Analytical expressions for natural frequencies and vibration modes, formulas for calculating the modal energy and the dependence of the oscillation energy and branch deviation on the impact impulse and the height of its application to the branch were obtained. These formulas make it possible to relate the rotor parameters - rotation frequency, mass, blade distance from the rotor axis - with the expected oscillations and branch fracture. For a branch 1.5 m long and 0.01 m in diameter, the obtained natural frequencies of the first five vibration modes were 2.91; 17.34; 48.25; 94.51 and 156.17 Hz. To verify the modal analysis, a frequency analysis was performed in CAD; the deviation of natural frequencies for the first five modes is less than 1%. A model of the rotor hydraulic drive was developed, taking into account its inertial parameters and pressure changes in the pressure hydraulic line. It was found that when cutting branches with a diameter of 10...30 mm, the energy from the flywheel inertia is primarily consumed, which is restored by the drive between blows. The obtained theoretical values during branch cutting are compared with the results of experimental studies on a prototype brushcutter rotor. It was found that the hydraulic drive model satisfactorily describes the pressure changes in the hydraulic system. The most rational cutting height is shown to be 0.2...0.4 m. The obtained results can be used in the design of brushcutters and the selection of the parameters of their working tools. Limitations of the model: linearization, the need for calibration of parameters for different wood species.

**Keywords:** *brush cutter rotor, mathematical modeling, modal analysis, blade impact, branch, energy distribution by modes, computer-aided design (CAD) systems*

**Funding:** The study was supported by a grant from the Russian Science Foundation №25-19-00876, <https://rscf.ru/project/25-19-00876/>

**Acknowledgement:** The authors thank the reviewers for their contribution to the peer review of this work.

**Conflict of interest:** the authors declare no conflict of interest.

**For citation:** Bukhtoyarov L. D. (2026) Modal analysis of oscillations of tree vegetation branches taking into account the dynamics of the cutting rotor. *Forestry Engineering journal*, Vol. 16, No. 2 (62), pp. 171-182 (in Russian). DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2026.2/11>.

*Received* 16.03.2026. *Revised* 25.04. 2026. *Accepted* 15.05. 2026. *Published online* 26.06.2026

### Введение

При разработке кусторезов, мульчеров и машин для расчистки лесных площадей важно обосновать высоту приложения ударного воздействия ножей ротора на ветви и стволы, чтобы обеспечить эффективное разрушение древесины при оптимальных энергозатратах поэтому необходимо глубокое понимания взаимодействия рабочих органов машин с древесной растительностью. Традиционные подходы основаны на эмпирическом подборе режимов работы кусторезов, однако методы модального анализа позволяют предсказывать динамический отклик древесных стеблей на импульсное воздействие роторов [1, 2, 3, 4].

Для анализа крупномерных деревьев актуальны вопросы их структурной безопасности при различных нагрузках, так Pang et al. (2025) [5] применили метод конечных элементов для анализа деревьев под действием сил тяжести, ветра и снега, показав, что снеговая нагрузка контролирует критические напряжения (13,63 МПа в наихудшей ветви), а подпорные конструкции снижают перемещения на 30...42% и напряжения на 84...92% [5]. Zhuang et al. (2023) [6] разработали расчётную схему для прогноза разрушения деревьев воздушной волной от оползней, установив, что резонанс между

собственной частотой дерева и частотой нагрузки приводит к динамическому усилению прогиба при слабых потоках, тогда как при сильных, нелинейные эффекты ослабляют отклик [6]. Moravčík et al. (2021) [7] использовали подход с наземным лазерным сканированием, акустическую томографию и методы конечных элементов (FEM) для статического анализа липы, выявив критические узлы с прогибом 280,4 мм и пределом прочности на растяжение 23,6 МПа [7]. Karlinasari et al. (2023) сопоставили три метода оценки потери устойчивости стоящих деревьев под собственным весом, установив, что формула Эйлера – Илинена является наиболее подходящей для данного случая и рассчитали соответствующие распределения категорий безопасности деревьев [8]. Эти работы демонстрируют важность учёта статических и динамических граничных условий, анизотропии и геометрической нелинейности при моделировании деревьев.

Анализируя взаимодействие режущих рабочих органов с молодыми деревьями, их ветвями и древесно-кустарниковой растительностью можно заметить, что актуальными являются вопросы влияния собственных частот и высоты среза на процесс взаимодействия с рабочим органом. Aiso et al. (2025) [9] оценили скорость стресс-волн у

6-летних растений (*Rubroshorea*, *Leprosula*, *R. Masrophylla*), установив среднюю скорость волны 3,80 км/с для обоих видов [9]. Значительный объём исследований посвящён вибрационному сбору плодов с целью оптимизации частоты, амплитуды и точки приложения возбуждения. Lin Sun (2021) [10] показали, что гармонический отклик ветвей (*Ginkgo biloba*) усиливается вблизи резонансных частот, причём стволное возбуждение неэффективно, а частотные спектры существенно различаются между ветвями, что затрудняет одночастотный сбор [10]. Niu et al. (2022) [11] объединили конечно-элементный анализ в SolidWorks с виброиспытаниями оливы в диапазоне 10...30 Гц, рекомендуя возбуждение боковой ветви силой 5220 Н при 25 Гц для эффективного отделения плодов [11]. Yu et al. (2023) [12] продемонстрировали сильную зависимость эффективности режимов вибросбора от диаметра ствола, оптимальные параметры составили 30 Гц для диаметра 30 мм, 18,55 Гц для диаметра 50 мм и 6 Гц для диаметра 70 мм [12]. Zhang et al. (2023) [13] исследовали многонаправленный отклик винограда, установив максимальные амплитуды 27,10 мм по оси Z и повышенное осыпание в верхней правой зоне грозди [13]. Wang et al. (2024) [14] для камелии масличной определили оптимальный диапазон 4...8 Гц и 50 Н [14]. Sun et al. (2023) [15] показали, что при 3 Гц и 20 мм сила отделения яблок достигает 18,71 Н, превышая связующую силу [15]. Ma et al. (2022) [16] ввели индекс положения  $\lambda$  и коэффициенты для описания затухания энергии в кроне фисташки, показав универсальное падение силы по мере удаления от точки захвата [16]. Из этих работ следует, что эффективность вибросбора определяется согласованием частоты возбуждения с модальными характеристиками системы плод – ветвь, что релевантно и для механизированной работы кусторезов, у которых импульсное возбуждение от ротора должно максимально возбуждать моды, ответственные за изгибные напряжения ветвей для их излома.

Модальный анализ позволяет определить параметры ветвей и то, как они реагируют на внешнее воздействие. Grande et al. (2023) [1] предложили метод который заключается в аппроксимации динамической реакции ветви, вызванной свободными колебаниями, представляя ветвь как вязко-демпфированную систему с одной степенью свободы (SDOF), после чего валидировали результаты методом конечных элементов [1]. Bilir et al. (2023) [17] выполнили модальное исследование алюминиевой консольной балки с достижением средней ошибки частот 1,5%, также проведя верификацию конечно-элементной моделью [17]. Chau et al. (2022) [2] применили многолучевой сканер (LiDAR) для реконструкции 3D – движений фикуса мелкоплодного (*Ficus micocarpa*), получив

расхождение с измерениями индуктивными датчиком линейных перемещений (LVDT) первых двух модальных частот 0,1% и 2,5%, и выявив, что широколиственные деревья вибрируют в широком диапазоне, а хвойные имеют доминирующую частоту [2]. Jiang и Jiang (2021) [3] расширили методы операционного модального анализа (ОМА) на нелинейные системы посредством символической регрессии, автоматически отыскивающей структуру нелинейных нормальных мод без априорных предположений [3]. Перечисленные методы позволяют проводить модальный анализ и валидацию его результатов и могут быть применимы при обосновании параметров кусторезов, воздействующих на древесно-кустарниковую растительность.

Классические аналитические решения уравнений Эйлера–Бернулли служат основой для понимания модального поведения консольных стеблей. Барагунова и др. (2024) [18] рассмотрели свободные и вынужденные колебания балок переменного сечения под распределённой нагрузкой, вывели спектр собственных частот и форм с применением принципа Д'Аламбера, показав зависимость амплитуды от близости частоты возмущения к собственным значениям. Эта теоретическая база позволяет предсказывать, какие моды возбуждаются ударом в конкретной точке через проекцию силы на модальные формы, и связывать начальную модальную энергию с импульсом удара [18].

Ряд исследований сфокусирован на динамике резания ветвей, что дополняет понимание взаимодействия ножей с древесиной. Toleu и Liu (2024) [19] оценили требуемую удельные силу и энергию резания мискантуса при скоростях ножа 8,2...11,3 м/с, установив максимумы 511 Н/см<sup>2</sup> и 10,5 Дж/см<sup>2</sup> для ножа, причём тип ножа и положение по стеблю существенно влияют на удельные показатели [19]. Kumar et al. (2024) [20] показали, что сила резания убывает с ростом скорости ножевой балки и возрастает с поступательной скоростью, а выбор геометрии лезвия снижает энергопотребление на 18–30% [20]. Nowakowski и Tuskі (2025) [21] разработали модель затрат удельной энергии резания ивы с учётом влажности и угла резания, которая может быть использована для оптимизации режущих узлов кусторезов [21]. Драпалюк М.В. и др. (2023) [4] экспериментально определили мощностные характеристики шарнирно-сочлененного и ножевого роторных рабочих органов кустореза, установив, что работа резания на минимальных оборотах (1000 об/мин) составляет 960...1062 Дж, а на максимальных (2500 об/мин) 1600...2500 Дж, причём тонкое шарнирное лезвие даёт срез без раскола, однако не обосновали выбор высоты удара с позиции модальных свойств ветви [21]. Бухтояров Л.Д. и др. (2025) [22]

разработали методику экспресс-оценки напряженно-деформированного состояния (НДС) балок кустореза методом вокселизации и регулярной HEX8-сетки, позволяя отбраковывать конструкции по глобальным метрикам жёсткости и напряжений, однако сосредоточились на прочности рамы, а не на режимах нагружения ветвей [22]. Эти работы подчёркивают, что помимо модального отклика необходимо учитывать кинематику и геометрию режущих элементов для комплексного обоснования рабочей высоты кустореза.

Следует также отметить работы Фоминой О.А. и Фокина С.В. изложенные в монографии [23], они исследовали конструкцию и рабочий процесс рубительных машин, разработали математическую модель выброса щепы и обосновали рациональные конструктивно-технологические параметры узлов машины. Сиваков В.В. и Заикин А.Н. показали, что повышение эффективности лесозаготовительных машин связано с цифровым моделированием режимов работы, учетом условий эксплуатации и мониторингом технического состояния техники [24]. Абдразаков Ф.К. и Кузнецов В.А. на основе полевых исследований оросительных каналов установили диапазоны диаметров, высот, густоты стояния и углов наклона древесно-кустарниковой растительности, а также обосновали необходимость автоматического регулирования высоты рабочего органа и усиления режущей системы кустореза [25].

Анализ литературы показывает, что вибрационная динамика деревьев достаточно подробно изучена главным образом в задачах механизированного сбора плодов, а методы модального анализа успешно применяются для оценки колебательного состояния и структурной устойчивости древесных систем. Вместе с тем применительно к кусторезам вопросы импульсного отклика ветвей при ударном воздействии ножа исследованы недостаточно. В частности, в литературе практически не раскрыта связь между высотой приложения удара, модальной структурой изгибных колебаний ветви и условиями ее разрушения. Исследования процесса резания стеблей и ветвей в основном сосредоточены на удельной энергии резания, геометрии лезвия и режимных параметрах, однако не рассматривают возможность обоснования высоты удара с позиций модального отклика системы. Настоящая работа заполняет этот пробел, предлагая пятимодальную модель на основе уравнений Эйлера – Бернулли с проекцией импульсной силы на модальные формы, и устанавливая масштабные зависимости энергии и смещений от импульса  $J$ , длительности удара  $t_c$ , геометрии ветви  $L$ ,  $D$  и точки приложения  $x_0$ .

Цель исследования – обосновать с использованием модального анализа, рациональную высоту ротора кустореза, а также оценить энергетические и динамические параметры ротора,

включая работу резания и изменение давления в гидросистеме, для проверки реализуемости рекомендуемого режима срезания.

### Материалы и методы

Представим ветвь как тонкую балку, заделанную концом в грунте. В рассматриваемых случаях отношение длины ветви к её диаметру значительно больше единицы, то есть поперечные размеры малы по сравнению с продольным, поэтому примем допущение что диаметр ветви в модели имеет постоянное сечение. В таком случае уравнение свободных поперечных колебаний найдем, используя теорию Эйлера-Бернулли по формуле:

$$\frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} + \frac{\rho A}{EI} \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} = 0 \quad (1)$$

где  $w(x, t)$  – прогиб балки в точке  $x$  в момент времени  $t$ , м;  $E$  – модуль Юнга (модуль упругости) материала балки, Па;  $I$  – осевой момент инерции поперечного сечения балки относительно нейтральной оси, м<sup>4</sup>;  $\rho$  – плотность материала балки, кг/м<sup>3</sup>;  $A$  – площадь поперечного сечения балки, м<sup>2</sup>;  $L$  – длина балки, м.

При ударе сила  $F(t)$  прикладывается в конкретной точке ветви  $x = x_0$ . Такое кратковременное воздействие мгновенно возбуждает все моды колебаний, но в разной степени. Чтобы понять, какая мода сколько энергии получит, силу  $F(t)$  нужно спроецировать на каждую модальную форму  $\phi_n(x)$ . Проекция силы на  $n$  – ю моду (модальная сила) определим по формуле:

$$F_n(t) = F(t) \phi_n(x_0), \quad (2)$$

Силу ударного контакта  $F$  нож-ветвь с мгновенной деформацией найдем по формуле  $F = K_c u$ , где  $F$  – сила удара, Н;  $u$  – относительная мгновенная деформация, в месте удара, м;  $K_c$  – коэффициент упругости (жёсткость) в зоне контакта (по Герцу), Н/м.

В этом случае каждая мода чувствует только ту часть силы, которая совпадает с её формой в точке удара. Если  $\phi_n(x_0) = 0$  (узел моды), то удар не возбуждает эту моду вообще. Если удар очень короткий ( $t_c \ll 1/\omega_n$ ), то систему можно считать не возбуждённой за время удара – смещения  $q_n$  не успевают измениться, только скорости  $\dot{q}_n$  возрастают скачком. Для случая, когда ветвь до удара находилась в состоянии покоя, получим:

$$\dot{q}_n(0^+) = \frac{J \phi_n(x_0)}{M_n}, \quad (3)$$

После удара каждая мода получает начальную скорость  $\dot{q}_n(0^+)$  и, следовательно, начальную кинетическую энергию, подставив скорость получим:

$$E_n(0^+) = \frac{1}{2} M_n \dot{q}_n^2(0^+) = \frac{J^2 \phi_n^2(x_0)}{2M_n}, \quad (4)$$

где  $E_n(0^+)$  – энергия  $n$ -й моды непосредственно после удара, Дж;  $J$  – импульс удара, Н·с;  $M_n$  – модальная масса, кг.

Модальная масса зависит от формы колебаний и может быть определена через интеграл по длине балки. Для упрощения расчета примем допущение, что модальная масса равна массе эквивалентной однородной ветви постоянного сечения. Модальную массу найдем по формуле:

$$M_n \approx \rho \frac{\pi D^2}{4} L. \quad (5)$$

Максимальное смещение от одной моды найдем по формуле:

$$y_{max,n} = \frac{J \cdot \phi_n^2(x_0)}{M_n \cdot \omega_n}, \quad (6)$$

где  $y_{max,n}$  – максимальное смещение от  $n$ -й моды в точке удара, м;  $\omega_n = 2\pi f_n$  – круговая частота  $n$ -й моды, рад/с.

Для многомодальной оценка смещения используем метод энергетически взвешенного суммирования для значимых мод  $E_{n,\%} > 5\%$ .

$$y_{max,multi} = \frac{\sum_{n \in S} E_{n,\%} \cdot y_{max,n}}{\sum_{n \in S} E_{n,\%}}, \quad (7)$$

где  $y_{max,multi}$  – многомодальная оценка максимального смещения, мм;  $S$  – множество

Система уравнений движения примет вид:

$$\begin{cases} I_m \dot{\omega}_m = T_{mot}(\omega_m) - K_{mf}(\theta_m - \theta_f) - C_{mf}(\omega_m - \omega_f) - B_m \omega_m, \\ I_f \dot{\omega}_f = K_{mf}(\theta_m - \theta_f) + C_{mf}(\omega_m - \omega_f) - K_{fr}(\theta_f - \theta_r) - C_{fr}(\omega_f - \omega_r) - B_f \omega_f, \\ I_r \dot{\omega}_r = K_{fr}(\theta_f - \theta_r) + C_{fr}(\omega_f - \omega_r) - M_{cut}(t) - B_r \omega_r, \end{cases} \quad (10)$$

где  $I_m, I_f, I_r$  – моменты инерции мотора, маховика и ротора, кг·м<sup>2</sup>;  $K_{mf}$  – торсионная жёсткость мотор-маховик, Н·м/рад;  $C_{mf}$  – вязкое демпфирование мотор-маховик, Н·м·с/рад;  $B_m, B_f, B_r$  – вязкие потери на моторе, маховике и роторе, Н·м·с/рад;  $\theta_m, \theta_f, \theta_r$  – углы положения мотора, маховика и ротора, рад;  $\omega_m, \omega_f, \omega_r$  – угловые скорости мотора, маховика и ротора, рад/с;  $T_{mot}$  – движущий момент мотора, Н·м;  $M_{cut}(t)$  – момент сопротивления импульсному резанию, Н·м;

Интегрирование системы (10), описывающей динамику гидропривода, выполним численно по явной схеме Эйлера используя язык Python в среде PyCharm.

Энергию, затрачиваемую при резании на одну ветвь, найдем через удельную энергию резания  $u_{spec}$  и объём разрушения по формуле:

$$E_{cut} = u_{spec} A l_{cut}, \quad (11)$$

где  $E_{cut}$  – энергия резания одной ветви, Дж;  $u_{spec}$  – удельная энергия резания, Дж/м<sup>3</sup>;  $A = \pi d^2/4$  – площадь сечения ветви, м<sup>2</sup>;  $l_{cut}$  – эффективная длина активного резания вдоль подачи, м.

Работу, затраченную на резание, найдем по формуле:

$$W_{cut}(t) = \int_0^t M_c(t) \omega_s(t) dt, \quad (12)$$

где  $W_{cut}(t)$  – работа, затраченная на резание к моменту времени  $t$ , Дж;  $t$  – время, с;  $M_c(t)$  –

индекс значимых мод;  $E_{n,\%}$  – процентная доля энергии  $n$ -й моды, %.

Доля энергии моды:

$$E_{n,\%} = \frac{E_n(0^+)}{\sum_{k=1}^N E_k(0^+)} \times 100\%, \quad (8)$$

Таким образом рассчитаем, как импульс  $J$  распределяет энергию между модами в зависимости от положения удара ( $\phi_n(x_0)$ ), и модальной массы ( $M_n$ ).

Воздействие на ветвь осуществляется со стороны ротора с ножами.

Для оценки просадки оборотов, пиков мощности и энергетических показателей используем трёхмассовую модель: двигатель – маховик – ротор. Нагрузкой является момент резания, который рассчитаем, как силу резания на радиусе ротора. Для линейного упругого удара сила равна:

$$F_{max} = \omega_r R \sqrt{K_c m_{eq}}, \quad (9)$$

где  $F_{max}$  – максимальная сила контактного взаимодействия, Н;  $K_c$  – контактная жёсткость нож-ветвь, Н/м;  $m_{eq}$  – приведённая масса системы нож-ветвь, кг;  $\omega_r$  – угловая скорость ротора, рад/с;  $R$  – плечо силы, м.

суммарный момент сопротивления резанию во времени, Н·м,  $\omega_s(t)$  – угловая скорость рабочего органа во времени, рад/с.

Энергия, запасённая во вращающихся массах

$$E_{fly}(t) = \frac{1}{2} I_f \omega_f^2(t), \quad (13)$$

где  $E_{fly}(t)$  – кинетическая энергия, запасённая во вращающихся массах к моменту времени  $t$ , Дж;  $I_f$  – момент инерции маховика, кг·м<sup>2</sup>;  $\omega_f(t)$  – угловая скорость маховика, рад/с.

Для привода ротора используем гидромотор. Систему уравнений движения дополним уравнением динамики давления в напорной магистрали, на основе уравнения неразрывности для эквивалентного сжимаемого объёма. В этой постановке скорость изменения давления пропорциональна суммарному дисбалансу расходов (подача насоса минус расход через гидромотор и утечки с учётом подпитки), приведённому к

податливости гидролинии  $K_{line}$ . Запишем соответствующее уравнение в дифференциальной форме:

$$\frac{dp(t)}{dt} = \frac{Q_{pump}(t) - Q_m(t) - Q_{leak}(t) + Q_{charge}(t)}{K_{line}}, \quad (14)$$

где  $p(t)$  – давление в напорной магистрали, Па;  $dp/dt$  – скорость изменения давления, Па/с;  $Q_{pump}$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с;  $Q_m$  – расход через гидромотор, м<sup>3</sup>/с;  $Q_{leak}$  – утечки, м<sup>3</sup>/с;  $Q_{charge}$  – подпитка, м<sup>3</sup>/с;  $K_{line}$  – коэффициент податливости эквивалентного гидрообъёма, м<sup>3</sup>/Па.

Таким образом, с одной стороны мы определяем энергетические параметры ротора, а с другой энергию колебаний ветви.

*Ограничения модели.* При проведении модального анализа ветвь рассматривается как однородная консольно закреплённая балка Эйлера–Бернулли постоянного сечения. В модели не учитываются анизотропия древесины, конусность, сучки, дефекты, локальные повреждения и геометрическая нелинейность. Удар ножа задаётся как кратковременное импульсное воздействие, а расчёт выполняется по ограниченному числу форм колебаний. Установим пороги по прогибам: для  $u_{max} < 0,3L$  модель соответствует упругим колебаниям ветви, для величин  $0,3L < u_{max} < L$  начало разрушения, при превышении предела пластических деформаций, если  $u_{max} > L$  то ветвь гарантированно ломается от изгиба, так изгиб не может быть больше чем её длина. Рассматриваем только первые пять мод. При расчете параметров ротора формула контактной силы не учитывает пластическое смятие, трещинообразование, трение, затупление лезвия и изменение площади контакта, контакт ножа с ветвью рассматривается в

n, об/мин   n, rpm	V, м/с   V, m/s	J, Н·с   J, N·s	F <sub>max</sub> , Н   F <sub>max</sub> , N
1000	15,71	1,571	3142
2000	31,42	3,142	6283
3000	47,12	4,712	9425

упрощённой линейно-упругой постановке. Расчёт энергии и работы резания основан на предположении о постоянстве удельной энергии разрушения и эффективной длины активного резания. Получаемые значения следует рассматривать как инженерные оценки, пригодные для сравнительного анализа режимов, но не как универсальные константы процесса. Модель гидропривода является сосредоточенной и использует эквивалентный сжимаемый объём и коэффициент податливости гидролинии, но не учитываются волновые процессы в трубопроводах, локальные гидравлические сопротивления, и нелинейность характеристик элементов системы.

### Результаты и их обсуждение

Параметры расчета первых пяти мод: диаметр ствола  $D=0,01$  м; длина ствола  $L=1,5$  м; модуль Юнга осины  $E = 8,4 \cdot 10^9$  Па; плотность осины  $\rho = 430$  кг/м<sup>3</sup>. Для первых пяти мод получим соответственно 2,91; 17,34; 48,25; 94,51; 156,17 Гц.

#### *Вычислительный эксперимент.*

Численное решение модальных уравнений движения ветви, полученных на основе уравнения (1), для первых пяти форм колебаний выполним методом Рунге – Кутты 4(5)-го порядка на языке Python в среде PyCharm. Временной интервал моделирования  $t=0\dots0,03$  с; шаг по времени  $\Delta t=0,0001$  мс;  $m_l = 0,1$  кг;  $R_l = 0,15$  м;  $\zeta_n=0.02$ . Машинное время расчёта не превышало 30 с. Вычисления выполнялись на персональном компьютере с процессором AMD Ryzen 5 5600X, 64 ГБ оперативной памяти, под управлением ОС Windows 11.

Таблица 1

Константы трех серий опытов

Table 1

Constants of three series of experiments

Серия опытов   Experim ental Series	Длина L, м   Lengt h L, m	Диаметр D мм   Diamete r D, mm	Жёсткость EI, Нм <sup>2</sup>   Stiffness EI Nm <sup>2</sup>	Масса, кг   Massa kg
1	1,5	10	0,0413	0,0506
2	2	15	0,209	0,152
3	3	20	0,661	0,406

Источник: собственный расчет автора  
Source: authors' own calculations

Таблица 2

Константы опытов по оборотам

Table 2

Constants of experiments on revolutions

Источник: собственный расчет автора  
Source: authors' own calculations

Проведём 27 численных экспериментов (три длины и соответствующие им диаметры ветвей × три высоты удара × три частоты вращения ротора). Высоту удара  $x_0$  варьировали, принимая значения 0,2; 0,4 и 1,0 м. Параметры эксперимента сведены в таблицы 1...2.

Создадим 3D модель ветви, закрепим её у основания и выполним частотный анализ в САПР, результаты показаны на рисунке 1.

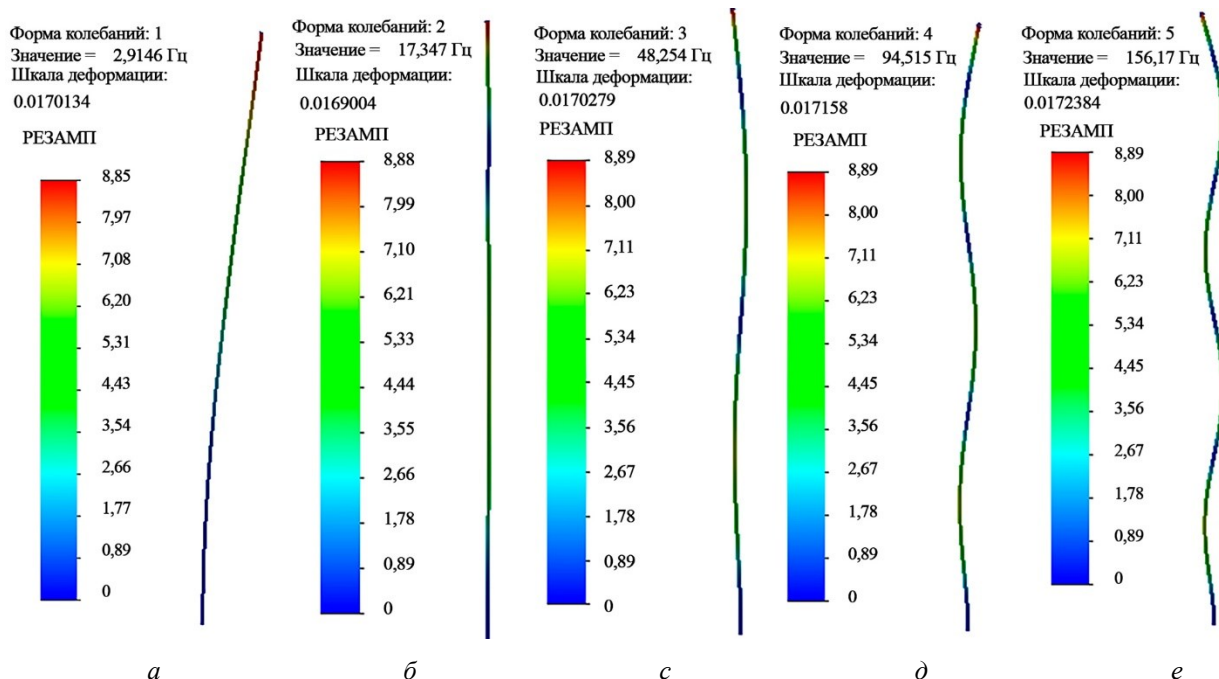


Рисунок 1. Рассчитанные в САПР моды для ветви высотой 1,5 м и диаметром 20 мм: а – первая мода 2,91 Гц, б – вторая мода 17,3 Гц, с – третья мода 48,2 Гц, д – четвертая мода 94,5 Гц, е – пятая мода 156,2 Гц

Источник: собственный расчет автора

Figure 1. CAD-calculated modes for a branch 1.5 m high and 20 mm in diameter: a – first mode 2.91 Hz, b – second mode 17.3 Hz, c – third mode 48.2 Hz, d – fourth mode 94.5 Hz, e – fifth mode 156.2 Hz

Source: authors' own calculations

Основные параметры расчета резания ветви. Рабочий орган: масса ротора  $m_r = 11,5$  кг, масса лезвия  $m_l = 0,1$  кг, радиус ротора  $R_r = 0,15$  м, частота вращения  $n=1000$  об/мин. Коэффициенты:  $I_m=0,02$  кг·м<sup>2</sup>,  $K_{mf} = 8000$  Н·м/рад,  $C_{mf} = 2$  Н·м·с/рад,  $K_{fr} = 3 \cdot 10^4$  Н·м/рад  $C_{fr} = 5$  Н·м·с/рад,  $B_m = 0,05$ ,  $B_f = 0,02$ ,  $B_r = 0,05$  Н·м·с/рад. Значения коэффициентов демпфирования и вязких потерь выбирали из условия обеспечения соответствия расчётной динамики по данным эксперимента.

Контакт с ветвью: приведенный модуль  $E=3,5 \cdot 10^9$  Па, толщина ножа  $b=0,04$  м, удельная энергия резания  $u_{spec} = 10$  Дж/см<sup>3</sup>.

Зависимость изменения энергий резания и энергий на маховике для диаметров ветвей 10...30 мм показана на рисунке 2.

Полученный характер зависимостей подтверждает, что в рассматриваемом режиме пики нагрузки преимущественно покрываются запасом энергии вращения, тогда как двигатель выполняет роль источника, восстанавливающего этот запас между последовательными актами резания.

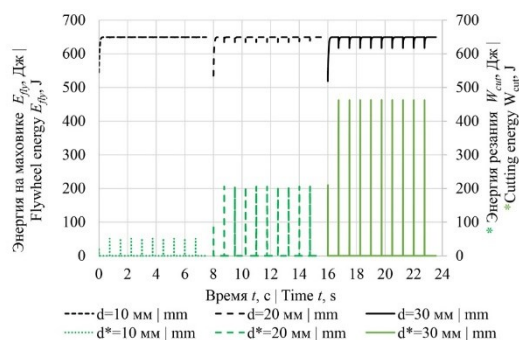


Рисунок 2. Энергия на маховике и энергия резания

Источник: собственный расчет автора

Figure 2. Flywheel energy and cutting energy

Source: authors' own calculations

Параметры расчета динамики гидропривода ротора:  $T_{imp} = 0.4$  мс,  $T_{start} = 0.80$  с,  $Q_m = 32$  см<sup>3</sup>/об,  $\eta_m=0.90$ ,  $p_0=1$  МПа,  $Q_0=32.0$  л/мин. Ветви  $3 \times 10$ мм,  $3 \times 20$ мм,  $4 \times 30$ мм, шаг=1 м,  $dt=0.100$  мс,  $T=30.0$  с. При старте наблюдается гидроудар и далее процесс резания который влияет на напорное давление в гидромагистрали, рисунок 3.

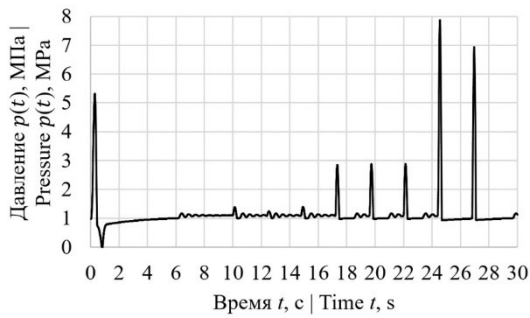
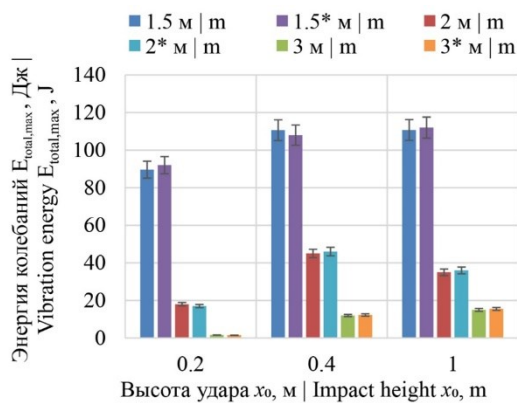


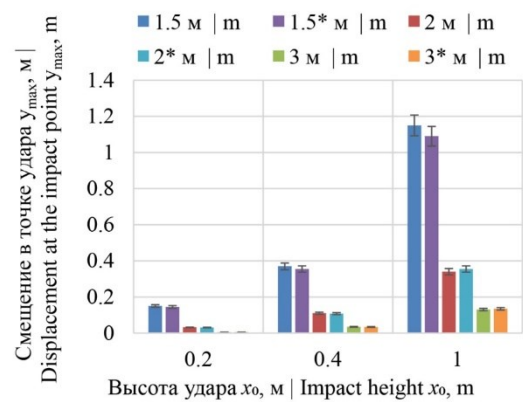
Рисунок 3. Изменение давление в гидросистеме

Источник: собственный расчет автора  
Figure 3. Pressure change in the hydraulic system

Source: authors' own calculations



*a*



*б*

Рисунок 4. Сравнение аналитических (\*) и численных результатов с учетом разной высоты ветви и разного уровня ударов: *a* – энергия колебаний; *б* – величина смещения

Источник: собственный расчет автора

Figure 4. Comparison of analytical (\*) and numerical results taking into account different branch heights and different impact levels: *a* – vibration energy; *b* – displacement value

Source: authors' own calculations

**Верификация результатов**

После обработки всех 27 опытов модального анализа сведем результаты в виде диаграмм, показанных на рисунке 4. Сравним результаты собственных частот первых пяти мод, полученных двумя независимыми методами – частотным анализом в САПР на основе конечно-элементной 3D модели ветви (см. рисунок 1) и аналитическим по формуле Эйлера-Бернулли (1) с использованием безразмерных частотных параметров  $\beta_n L$  (см. рисунок 2).

Отличия в результатах по всем пяти модам менее 1%, что свидетельствует о корректности граничных условий в САПР модели, достаточной точности конечно-элементной сетки для воспроизведения аналитического решения, правильности параметров  $E, \rho$  в обоих подходах, и применимости теории Эйлера-Бернулли для данной задачи.

Для верификации расчетного давления в напорной магистрали разработаем опытный образец роторного кустореза. Для расширения возможностей снятия показаний сил резания установим раму кустореза на тензонавеску. Режущий ротор с ножами 1 получает вращение от гидромотора 2 через подшипниковый узел 3. В напорной линии гидросистемы размещены манометр 4 и тензодатчик давления 5, позволяющие фиксировать изменение нагрузки в процессе резания. Подшипниковый узел установлен на раме 6, которая закреплена на навеске 7, жёстко соединённой с тензонавеской 8. Для визуального контроля процесса взаимодействия ножа с ветвью использованы две экшен-камеры 9. Такая установка ротора кустореза позволяет экспериментально определить нагрузки на роторе и сравнить их с результатами, полученными при расчёте по формулам динамики гидропривода.



Рисунок 5 Опытный образец ротора кустореза

Источник: собственное фото автора  
Figure 5. Prototype of a brushcutter rotor  
The authors' own photos

Сравнение максимальных значений давления полученных экспериментальных и теоретическим путем приведено на рисунке 6.

Технические характеристики манометра РОСМА диапазон 0...25 МПа, класс точности 1,5, тензодатчика давления ZET 315 диапазон 0...16 МПа, собственные шумы  $10^{-5}$  от диапазона.

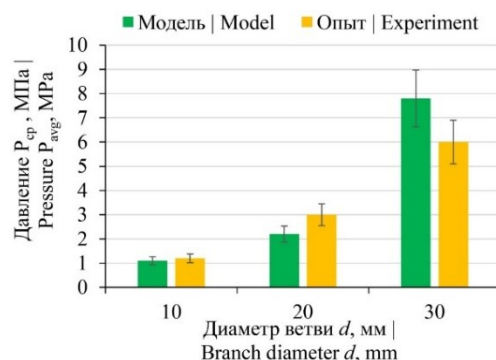


Рисунок 6. Верификация давления при резании

Источник: собственный расчет автора  
Figure 6. Verification of cutting pressure  
Source: authors' own calculations

Среднее относительное отклонение расчетных значений от экспериментальных по трем диаметрам составило 21,7%, что свидетельствует об удовлетворительном согласовании с имитационной моделью. Расхождение обусловлено принятыми допущениями, влияние которых наиболее велико при повышении давления и срезании ветвей диаметром 30 мм.

### Выводы

1. Установлено, что в рассматриваемом режиме резания пиковые энергозатраты в основном покрываются запасённой кинетической энергией ротора, тогда как двигатель преимущественно восполняет этот запас между последовательными актами резания.

2. В рамках принятой модели увеличение частоты вращения ротора приводит к росту энергии колебаний ветви; при увеличении частоты вращения с 1000 до 3000 об/мин расчётные значения энергии возрастают примерно в 9 раз.

3. По результатам модального анализа и 27 численных экспериментов установлено, что рациональной с точки зрения распределения энергии по модам является зона удара на расстоянии 0,2...0,4 м от основания ветви, где обеспечивается эффективное возбуждение изгибных форм колебаний и создаются наиболее благоприятные условия для её разрушения.

4. Разработана расчётная модель динамики роторного привода и гидросистемы, позволяющая оценивать изменение угловой скорости ротора и давления в напорной магистрали при старте и в процессе резания.

5. Сопоставление расчётных и экспериментальных значений давления показало, что модель гидропривода удовлетворительно описывает общий уровень нагрузки в гидросистеме и может быть использована для инженерной оценки режима резания.

б. При применении модели к разным породам необходимо уточнять модуль упругости, плотность, влажность, контактную жёсткость и удельную

энергию резания, что определяет необходимость дальнейшей экспериментальной калибровки параметров модели.

### Список литературы

1. Grande E., Giordano E., Clementi F. Evaluation of Dynamic Properties of Trees Subjected to Induced Vibrations. *Applied Sciences*. 2023; 13(12):7333. – DOI: <https://doi.org/10.3390/app13127333>.
2. Chau W.Y., Cheng N.L., Yu-Hsing W., Chiu S.W., Tan T.J., Wu J., Leung M.L., Tan P.S., Ooi G.L. Understanding the Dynamic Properties of Trees Using the Motions Constructed from Multi-Beam Flash Light Detection and Ranging Measurements. *Journal of The Royal Society Interface*. 2022; 19(193). – DOI: <https://doi.org/10.1098/rsif.2022.0319>.
3. Jiang X., Jiang F. Operational modal analysis using symbolic regression for a nonlinear vibration system. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*. 2020; 40(1):120-134. – DOI: <https://doi.org/10.1177/1461348420905172>.
4. Драпалюк М.В., Бухтояров Л.Д., Куницкая О.А., Прокудина А.В., Григорьева О.И., Отмахов Д.В. Изучение мощностных показателей и качества среза шарнирно-сочлененным и ножевым рабочими органами роторного кустореза // *Системы. Методы. Технологии*. – 2023. – Т. 2. – № 58. – С. 7-13. – DOI: <https://doi.org/10.18324/2077-5415-2023-2-7-13>.
5. Pang S., Jung J.S., Lee G.G., Shin J.H., Son J.W. Finite element analysis of structural safety and support reinforcement efficacy in a large old Zelkova tree: A case study of a natural monument. *BioResources*. 2025; 20(4):8632-8653. – DOI: <https://doi.org/10.15376/biores.20.4.8632-8653>.
6. Zhuang Y., Xing A., Bartelt P., Bilal M., Ding Z. Dynamic response and breakage of trees subject to a landslide-induced air blast. *Nat. Hazards Earth Syst. Sci.* 2023; 23(4):1257-1266. – DOI: <https://doi.org/10.5194/nhess-23-1257-2023>.
7. Moravčík L., Vincúr R., Rózová Z. Analysis of the Static Behavior of a Single Tree on a Finite Element Model. *Plants*. 2021; 10(7):1284. – DOI: <https://doi.org/10.3390/plants10071284>.
8. Karlinasari L., Bahtiar E.T., Kadir A.S.A., Adzkie U., Nugroho N., Siregar I.Z. Structural Analysis of Self-Weight Loading Standing Trees to Determine Its Critical Buckling Height. *Sustainability*. 2023; 15(7):6075. – DOI: <https://doi.org/10.3390/su15076075>.
9. Aiso H., Nezu I., Hidayati F., Irawati D., Wahyudi I., Ohkubo T., Ishiguri F. Growth characteristics, stress-wave velocity of stems, and radial variations of wood properties and anatomical characteristics in six-year-old *Rubrosorea leprosula* and *R. macrophylla* planted in Central Kalimantan, Indonesia. *J Wood Sci.* 2025; 71(7):1611-4663. – DOI: <https://doi.org/10.1186/s10086-025-02181-5>.
10. Lin H., Sun L. Vibration responses characteristics of a Ginkgo biloba tree excited under harmonic excitation. *PLOS ONE*. 2021; 16:e0256492. – DOI: <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0256492>.
11. Zijie N., Zhang X., Juntao D., Jun Z., Shijia P., Haotian M. Optimal vibration parameters for olive harvesting from finite element analysis and vibration tests. *Biosystems Engineering*. 2022; 215:228-238. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2022.01.002>.
12. Yu C., Qiao Y., Feng J., Guo T., Luo W., Guo J., Hu Y. Optimization of Vibration Parameters for Red Jujube Trees with Different Diameters. *Forests*. 2023; 14(7):1287. – DOI: <https://doi.org/10.3390/fl14071287>.
13. Zhang P., Yan D., Cai X., Chen Y., Luo L., Pan Y., Zou X. Multidirectional Dynamic Response and Swing Shedding of Grapes: An Experimental and Simulation Investigation under Vibration Excitation. *Agronomy*. 2023; 13(3):869. – DOI: <https://doi.org/10.3390/agronomy13030869>.
14. Wang R., Fang D., Wu C., Wang B., Zhu H., Hu T., Wu D. Dynamic response of *Camellia oleifera* fruit-branch based on mathematical model and high-speed photography. *Biosystems Engineering*. 2024; 237:232-241. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2023.12.010>.
15. Sun X., Wu W., Cao C., Xu L., Jiang R., Fang L., Sheng Z., Lu X. Research on vibration response characteristics and separation deformation law of fruit-branch system. *AIP Advances*. 2023; 13(6):065306. – DOI: <https://doi.org/10.1063/5.0153355>.
16. Ma R., Homayouni T., Toudeshki A., Ehsani R., Zhang X. An Experimental Study and Mathematical Modeling of Vibration Transfer in Pistachio Trees Using an Inertia-Type Trunk Shaker and Field-Adapted Wireless Sensors. *Shock and Vibration*. 2022; 1:9966848. – DOI: <https://doi.org/10.1155/2022/9966848>.
17. Bilir M., Karakaş M., Oktav A., Özdemir E., Savi A.S., Sevinç F., Türkan H.A. Experimental Verification of Dynamic Properties of a Hollow Aluminum Beam. *ALKÜ Fen Bilimleri Dergisi*. 2023; 5(3):149-162. – DOI: <https://doi.org/10.46740/alku.1324880>.
18. Барагунова Л.А., Шогенова М.М., Шогенов О.М., Жирикова И.А. Свободные и вынужденные колебания балок под действием распределенной нагрузки // *Вестник НИЦ «Строительство»*. – 2024. – Т. 41. – № 2. – С. 7-17. – DOI: [https://doi.org/10.37538/2224-9494-2024-2\(41\)-7-17](https://doi.org/10.37538/2224-9494-2024-2(41)-7-17).

19. Toleu Z., Liu J. Dynamic Cutting Properties of Miscanthus (giganteus) Stems Using an Impact Tester. *AgriEngineering*. 2024; 6(3):1987-2000. – DOI: <https://doi.org/10.3390/agriengineering6030116>.
20. Kumar M., Sahoo P.K., Kushwaha D.K., Mani I., Pradhan N.C., Patel A., Tariq A., Ullah S., Soufan W. Force and power requirement for development of cumin harvester: a dynamic approach. *Sci Rep*. 2024; 14:13666. – DOI: <https://doi.org/10.1038/s41598-024-64473-y>.
21. Nowakowski T., Tucki K. Impact of Blade Geometric Parameters on the Specific Cutting Energy of Willow (*Salix viminalis*) Stems. *Applied Sciences*. 2025; 15(2):696. – DOI: <https://doi.org/10.3390/app15020696>.
22. Бухтояров Л.Д., Гнусов М.А., Лысыч М.Н. Математическая модель и методика экспресс-оценки напряженно-деформированного состояния рамы машины для ухода за лесными культурами // *Лесотехнический журнал*. – 2025. – Т. 15. – № 3 (59). – С. 201-216. – DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2025.3/13>.
23. Фомина О.А., Фокин С.В. Совершенствование конструкции технических средств для производства топливной щепы из отходов лесозаготовок: монография. – Тюмень: ФГБОУ ВО ГАУ Северного Зауралья, 2023. – 119 с. – ISBN 978-5-98346-152-9.
24. Сиваков В.В., Заикин А.Н. Совершенствование работы лесозаготовительных машин в условиях внедрения цифровых технологий // *Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии*. – 2025. – № 255. – С. 320-335. – DOI: <https://doi.org/10.21266/2079-4304.2025.255.320-335>.
25. Абдразаков Ф.К., Кузнецов В.А. Полевые исследования по зарастанию древесно-кустарниковой растительностью оросительных каналов Саратовской области // *Мелиорация и гидротехника*. – 2025. – Т. 15. – № 4. – С. 177-193. – DOI: <https://doi.org/10.31774/2712-9357-2025-15-4-177-193>.

### **References**

1. Grande E., Giordano E., Clementi F. Evaluation of Dynamic Properties of Trees Subjected to Induced Vibrations. *Applied Sciences*. 2023; 13(12):7333. – DOI: <https://doi.org/10.3390/app13127333>.
2. Chau W.Y., Cheng N.L., Yu-Hsing W., Chiu S.W., Tan T.J., Wu J., Leung M.L., Tan P.S., Ooi G.L. Understanding the Dynamic Properties of Trees Using the Motions Constructed from Multi-Beam Flash Light Detection and Ranging Measurements. *Journal of The Royal Society Interface*. 2022; 19(193). – DOI: <https://doi.org/10.1098/rsif.2022.0319>.
3. Jiang X., Jiang F. Operational modal analysis using symbolic regression for a nonlinear vibration system. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*. 2020; 40(1):120-134. – DOI: <https://doi.org/10.1177/1461348420905172>.
4. Drapalyuk M.V., Bukhtoyarov L.D., Kunitskaya O.A., Prokudina A.V., Grigorieva O.I., Otmakhov D.V. Izuchenie moshchnostnykh pokazateley i kachestva sreza sharnirno-sochlenennym i nozhevym rabochimi organami rotornogo kustoreza. [Study of power indicators and quality of cutting by articulated and knife working bodies of a rotary brush cutter]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii = Systems. Methods. Technologies*. 2023; 2(58):7-13. (In Russ.). – DOI: <https://doi.org/10.18324/2077-5415-2023-2-7-13>.
5. Pang S., Jung J.S., Lee G.G., Shin J.H., Son J.W. Finite element analysis of structural safety and support reinforcement efficacy in a large old Zelkova tree: A case study of a natural monument. *BioResources*. 2025; 20(4):8632-8653. – DOI: <https://doi.org/10.15376/biores.20.4.8632-8653>.
6. Zhuang Y., Xing A., Bartelt P., Bilal M., Ding Z. Dynamic response and breakage of trees subject to a landslide-induced air blast. *Nat. Hazards Earth Syst. Sci*. 2023; 23(4):1257-1266. – DOI: <https://doi.org/10.5194/nhess-23-1257-2023>.
7. Moravčík E., Vincúr R., Rózová Z. Analysis of the Static Behavior of a Single Tree on a Finite Element Model. *Plants*. 2021; 10(7):1284. – DOI: <https://doi.org/10.3390/plants10071284>.
8. Karlinasari L., Bahtiar E.T., Kadir A.S.A., Adzkie U., Nugroho N., Siregar I.Z. Structural Analysis of Self-Weight Loading Standing Trees to Determine Its Critical Buckling Height. *Sustainability*. 2023; 15(7):6075. – DOI: <https://doi.org/10.3390/su15076075>.
9. Aiso H., Nezu I., Hidayati F., Irawati D., Wahyudi I., Ohkubo T., Ishiguri F. Growth characteristics, stress-wave velocity of stems, and radial variations of wood properties and anatomical characteristics in six-year-old *Rubrosorea leprosula* and *R. macrophylla* planted in Central Kalimantan, Indonesia. *J Wood Sci*. 2025; 71(7):1611-4663. – DOI: <https://doi.org/10.1186/s10086-025-02181-5>.
10. Lin H., Sun L. Vibration responses characteristics of a Ginkgo biloba tree excited under harmonic excitation. *PLOS ONE*. 2021; 16:e0256492. – DOI: <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0256492>.
11. Zijie N., Zhang X., Juntao D., Jun Z., Shijia P., Haotian M. Optimal vibration parameters for olive harvesting from finite element analysis and vibration tests. *Biosystems Engineering*. 2022; 215:228-238. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2022.01.002>.
12. Yu C., Qiao Y., Feng J., Guo T., Luo W., Guo J., Hu Y. Optimization of Vibration Parameters for Red Jujube Trees with Different Diameters. *Forests*. 2023; 14(7):1287. – DOI: <https://doi.org/10.3390/f14071287>.

13. Zhang P., Yan D., Cai X., Chen Y., Luo L., Pan Y., Zou X. Multidirectional Dynamic Response and Swing Shedding of Grapes: An Experimental and Simulation Investigation under Vibration Excitation. *Agronomy*. 2023; 13(3):869. – DOI: <https://doi.org/10.3390/agronomy13030869>.
14. Wang R., Fang D., Wu C., Wang B., Zhu H., Hu T., Wu D. Dynamic response of *Camellia oleifera* fruit-branch based on mathematical model and high-speed photography. *Biosystems Engineering*. 2024; 237:232-241. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2023.12.010>.
15. Sun X., Wu W., Cao C., Xu L., Jiang R., Fang L., Sheng Z., Lu X. Research on vibration response characteristics and separation deformation law of fruit-branch system. *AIP Advances*. 2023; 13(6):065306. – DOI: <https://doi.org/10.1063/5.0153355>.
16. Ma R., Homayouni T., Toudeshki A., Ehsani R., Zhang X. An Experimental Study and Mathematical Modeling of Vibration Transfer in Pistachio Trees Using an Inertia-Type Trunk Shaker and Field-Adapted Wireless Sensors. *Shock and Vibration*. 2022; 1:9966848. – DOI: <https://doi.org/10.1155/2022/9966848>.
17. Bilir M., Karakaş M., Oktav A., Özdemir E., Savi A.S., Sevinç F., Türkan H.A. Experimental Verification of Dynamic Properties of a Hollow Aluminum Beam. *ALKÜ Fen Bilimleri Dergisi*. 2023; 5(3):149-162. – DOI: <https://doi.org/10.46740/alku.1324880>.
18. Baragunova L.A., Shogenova M.M., Shogenov O.M., Zhirikova I.A. Svobodnye i vyznuzhdennye kolebaniya balok pod deystviem raspredelennoy nagruzki. [Free and forced vibrations of beams under distributed loads]. *Vestnik NITS «Stroitelstvo» = Bulletin of the SRC "Construction"*. 2024; 41(2):7-17. (In Russ.). – DOI: [https://doi.org/10.37538/2224-9494-2024-2\(41\)-7-17](https://doi.org/10.37538/2224-9494-2024-2(41)-7-17).
19. Toleu Z., Liu J. Dynamic Cutting Properties of *Miscanthus (giganteus)* Stems Using an Impact Tester. *AgriEngineering*. 2024; 6(3):1987-2000. – DOI: <https://doi.org/10.3390/agriengineering6030116>.
20. Kumar M., Sahoo P.K., Kushwaha D.K., Mani I., Pradhan N.C., Patel A., Tariq A., Ullah S., Soufan W. Force and power requirement for development of cumin harvester: a dynamic approach. *Sci Rep*. 2024; 14:13666. – DOI: <https://doi.org/10.1038/s41598-024-64473-y>.
21. Nowakowski T., Tucki K. Impact of Blade Geometric Parameters on the Specific Cutting Energy of Willow (*Salix viminalis*) Stems. *Applied Sciences*. 2025; 15(2):696. – DOI: <https://doi.org/10.3390/app15020696>.
22. Bukhtoyarov L.D., Gnusov M.A., Lysych M.N. Matematicheskaya model i metodika ekspres-otsenki napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya ramy mashiny dlya ukhoda za lesnymi kulturami. [Mathematical model and methodology of express assessment of the stress-strain state of the machine frame for forest crops maintenance]. *Lesotekhnicheskij zhurnal = Forestry Engineering Journal*. 2025; 15(3(59)):201-216. (In Russ.). – DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2025.3/13>.
23. Fomina O.A., Fokin S.V. Sovershenstvovanie konstruktivnykh sredstv dlya proizvodstva toplivnoy shechepy iz otkhodov lesozagotovok: monografiya. [Improving the design of technical means for the production of fuel chips from logging waste]. Tyumen: FSBEI HE Northern Trans-Ural, 2023. 119 p. (In Russ.). – ISBN 978-5-98346-152-9.
24. Sivakov V.V., Zaikin A.N. Sovershenstvovanie raboty lesozagotovitelnykh mashin v usloviyakh vnedreniya tsifrovyykh tekhnologiy. [Improving the performance of forestry machines in the context of digital technologies]. *Izvestiya Sankt-Peterburgskoy lesotekhnicheskoy akademii = Proceedings of the St. Petersburg Forestry Academy*. 2025; 255:320-335. (In Russ.). – DOI: <https://doi.org/10.21266/2079-4304.2025.255.320-335>.
25. Abdrazakov F.K., Kuznetsov V.A. Polevye issledovaniya po zarastaniyu drevesno-kustarnikovoy rastitelnostyu orositelnykh kanalov Saratovskoy oblasti. [Field research on overgrowth of trees and shrubs in irrigation canals of the Saratov region]. *Melioratsiya i gidrotekhnika = Land Reclamation and Hydraulic Engineering*. 2025; 15(4):177-193. (In Russ.). – DOI: <https://doi.org/10.31774/2712-9357-2025-15-4-177-193>.

### **Сведения об авторах**

✉ *Бухтояров Леонид Дмитриевич* – кандидат технических наук, доцент кафедры лесной промышленности, метрологии, стандартизации и сертификации, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, Российская Федерация, 394087, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7428-0821>, e-mail: [vglt-mlx@yandex.ru](mailto:vglt-mlx@yandex.ru).

### **Information about the authors**

✉ *Leonid D. Bukhtoyarov* – candidate of technical sciences, associate Professor of the Department of Forest Industry, Metrology, Standardization and Certification, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazeva str., 8, Voronezh, Russian Federation, 394087, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7428-0821>, e-mail: [vglt-mlx@yandex.ru](mailto:vglt-mlx@yandex.ru).

✉ Для контактов / Corresponding author