





Моделирование процесса ленточной подачи саженцев в лесопосадочном аппарате на основе метода дискретных элементов

Михаил В. Драпалюк, michael1@yandex.ru,  0000-0002-8029-2706

Александр В. Школьных , alex.hk525@gmail.com,  0009-0002-3311-5907

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

Проектирование ленточных механизмов подачи саженцев для лесопосадочных машин требует обеспечения надежного захвата без повреждения живых тканей посадочного материала. Традиционные методы натуральных испытаний для оптимизации этого процесса являются ресурсоемкими. Цель исследования: Разработка и применение метода дискретных элементов (DEM) для создания детализированной виртуальной модели процесса ленточной подачи, позволяющей провести параметрический анализ силового воздействия. В исследовании разработана комплексная DEM-модель, интегрирующая три подсистемы: дискретную структуру резиновой ленты (упруго-вязкая модель Кельвина-Фойгта), мультисферическую модель саженца с учетом сил изгиба и точную геометрию роликового механизма. Модель реализована в специализированном программном комплексе. Ключевым анализируемым параметром являлась сила поперечного сжатия саженца лентами (F_c). Верификация подтвердила физическую корректность модели. Установлено пространственно-временное распределение силы F_c с выраженными максимумами (до 13.5 Н) в зонах контакта с роликами. Минимальное значение силы (7.5 Н) гарантирует надежное удержание на всей траектории. Сравнение пикового усилия с порогом повреждения тканей хвойных саженцев (15–18 Н) показало запас прочности >20%. Параметрический анализ выявил статистически значимое увеличение среднего усилия на 7.8% при росте скорости лент с 0.5 до 1.0 м/с. Разработанная DEM-модель является эффективным инструментом виртуального прототипирования. Она позволяет проводить многовариантный анализ и оптимизацию конструктивных и режимных параметров ленточного механизма, обеспечивая баланс между надежностью захвата и биомеханической безопасностью саженца, что сокращает затраты на опытно-конструкторские работы.

Ключевые слова: *метод дискретных элементов (DEM); лесопосадочная машина; ленточный механизм подачи; силовое воздействие; саженец; математическое моделирование; параметрический анализ; биомеханическая безопасность; виртуальное прототипирование*

Финансирование: Исследование выполнено за счет внутривузовского гранта № 15В/25.

Благодарности: авторы благодарят рецензентов за вклад в экспертную оценку статьи.


Конфликт интересов: авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.



Для цитирования: Драпалюк, М. В. Моделирование процесса ленточной подачи саженцев в лесопосадочном аппарате на основе метода дискретных элементов / М. В. Драпалюк, А. В. Школьных // Лесотехнический журнал. – 2026. – Т. 16. – № 1 (61). – С. 141–159. – *Библиогр.:* с. 157–159 (21 назв.). – DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2026.1/10>.

Поступила 20.09.2025. Пересмотрена 27.01.2026. Принята 15.03.2026. Опубликована онлайн 27.03.2026.

Article

Modeling the process of belt feeding of seedlings in a forest planting machine based on the discrete element method

Michael V. Drapalyuk, michael1@yandex.ru,  0000-0002-8029-2706

Alexander V. Shkolnykh , alex.hk525@gmail.com,  0009-0002-3311-5907

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

Abstract

Designing belt seedling feeding mechanisms for forest planting machines requires ensuring a reliable grasp without damaging the living tissues of the planting material. Traditional field-testing methods for optimizing this process are resource-intensive. The purpose of the research is to develop and apply the discrete element method (DEM) to create a detailed virtual model of the belt feed process, which allows for parametric analysis of the force effect. The comprehensive DEM model was developed in the research. It integrates three subsystems: the discrete structure of the rubber belt (Kelvin-Voigt elastic-viscous model), the multifarious model of the seedling, taking into account bending forces, and the precise geometry of the roller mechanism. The model is implemented in a specialized software complex. The main analyzed parameter was the force of transverse compression of the seedling by the belts (F_c). Verification confirmed the physical correctness of the model. The spatio-temporal distribution of force F_c with pronounced maxima (up to 13.5 N) in the contact zones with the rollers has been established. The minimum value of the force (7.5 N) guarantees reliable traction throughout the entire trajectory. Comparison of peak force with the threshold for damage to the tissues of coniferous seedlings (15-18 N) showed a strength margin of >20%. Parametric analysis revealed a statistically significant increase in the average force by 7.8% with an increase in the belt speed from 0.5 to 1.0 m/s. The developed DEM model is an effective tool for virtual prototyping. It allows for multi-variant analysis and optimization of the structural and operating parameters of the belt mechanism, ensuring a balance between grabbing reliability and seedling biomechanical safety, which reduces the costs of experimental design work.

Keywords: *discrete element method (DEM); timber planting machine; belt feed mechanism; force impact; seedling; mathematical modeling; parametric analysis; biomechanical safety; virtual prototyping*

Acknowledgments: The authors thank the reviewers for their contribution to the peer review of the article.

Conflict of interest: The authors declare no conflict of interest.

For citation: Drapalyuk M. V., Shkolnykh A. V. (2026). Modeling the process of belt feeding of seedlings in a forest planting machine based on the discrete element method. *Forestry Engineering journal*. Vol. 16, No. 1 (61), pp. 141–159 (in Russian). DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2026.1/10>.

Received 20.09.2025. **Revised** 27.01.2026. **Accepted** 15.03.2026. **Published online** 27.03.2026.

Актуальность. Повышение эффективности лесовосстановления является стратегической задачей лесного комплекса, особенно в контексте реализации климатических и экологических проектов [1]. Качество механизированной посадки, как ключевого этапа технологии, напрямую определяет приживаемость культур и экономическую отдачу мероприятий [2]. Посадочный материал (сеянцы, саженцы) представляет собой сложный живой биологический объект, высокочувствительный к механическим повреждениям камбия, корневой шейки и проводящих тканей в процессе его захвата, транспортировки и высадки рабочими органами машины [3,4]. В этой связи критически важной становится задача перехода от эмпирического проектирования лесопосадочной техники к методам, основанным на глубоком понимании и точном прогнозировании силового взаимодействия в системе «машина – растение».

Ленточные механизмы подачи, основанные на фрикционном удержании стебля между двумя синхронно движущимися резиновыми лентами, являются распространенным решением благодаря надежности и возможности обеспечения непрерывного потока посадочного материала [5]. Однако проектирование и настройка таких систем сталкиваются с фундаментальным технологическим противоречием: необходимо гарантировать силу сжатия, достаточную для беспроскальзывающей транспортировки саженца в различных условиях, но не превышающую биохимический предел прочности его живых тканей [6]. Разрешение этого противоречия исключительно методами натурального экспериментирования ресурсоемко, затратно по времени и часто не позволяет выявить скрытые, нелинейные закономерности распределения контактных напряжений.

Анализ современных исследований В последнее десятилетие проектирование агротехнических и лесохозяйственных систем претерпевает цифровую трансформацию, связанную с активным внедрением методов компьютерного моделирования. Метод дискретных элементов (Discrete Element Method, DEM), первоначально разработанный для задач механики горных пород [7], стал стандартным инструментом для моделирования процессов, связанных с большими деформациями, сыпучестью и сложным многотельным контактным взаимодействием [8]. Его успешные применения включают моделирование обработки почвы [9], работы сеялок и высевальных аппаратов [10], калибровки семян [11] и взаимодействия рабочих органов с растительными остатками [12-14].

В области лесопосадочных машин значительная часть исследований сфокусирована на

DEM-моделировании почвенных процессов: взаимодействия уплотняющих катков с грунтом, формирования посадочной борозды и оценки тягового сопротивления. Однако комплексное моделирование гибридной системы, объединяющей деформируемую резиновую ленту, вязкоупругий стебель саженца и жесткий роликовый механизм, остается слабо изученной областью. Существующие публикации часто рассматривают саженец как упрощенное твердое тело [16] или фокусируются на кинематике, не учитывая внутренние напряжения в растительных тканях. Это создает существенный пробел между возможностями DEM и актуальными инженерными задачами в лесохозяйственном машиностроении.

Параллельно развивается направление, связанное с моделированием гибких и составных тел в рамках DEM. Разрабатываются усложненные контактные модели для упруго-вязких материалов, методы связывания частиц в волокна и мембраны, а также алгоритмы учета изгибной и крутильной жесткости [18, 19]. Эти наработки открывают путь к созданию высокоадекватных биомеханических моделей растений, параметры которых могут быть определены экспериментально, например, с помощью методов наноиндентификации [20]. Тем не менее, интеграция таких продвинутых моделей в контекст конкретных технологических процессов, таких как ленточная подача, требует специальных исследований и методик валидации [21].

Целью настоящей работы является разработка, верификация и параметрический анализ детализированной DEM-модели ленточного механизма подачи саженцев лесопосадочного аппарата. Модель призвана стать инструментом для количественной оценки пространственно-временного распределения силового воздействия на саженец и оптимизации конструктивных параметров механизма с точки зрения паритета «надежность захвата – сохранность материала».

Научная новизна исследования заключается в следующем:

1. Впервые предложена комплексная DEM-модель, интегрирующая три физически разнородные подсистемы: дискретную структуру резиновой ленты с нелинейной упруго-вязкой реакцией, мультисферическую модель саженца с учетом сопротивления изгибу, и детальную полигональную геометрию роликового привода.
2. Разработана и реализована методика расчета ключевого эксплуатационного параметра – силы поперечного сжатия саженца (F_c) – на основе динамического анализа контактных взаимодействий в компьютерном эксперименте.
3. Проведена оценка биомеханической безопасности технологического процесса путем

сопоставления пиковых расчетных усилий с известными данными о пределе прочности тканей саженцев хвойных пород, что позволяет количественно обосновать шадящий режим работы.

Материалы и методы

2.1. Объект моделирования и вычислительная модель

Объектом исследования является процесс захвата, транспортировки и освобождения саженца подающими лентами лесопосадочного аппарата.

Предмет исследования — пространственно-временное распределение силы поперечного сжатия саженца лентами $F_c(x_c, t)$ и ее зависимость от конструктивных параметров механизма.

В рамках DEM каждый компонент системы представлен следующим образом (рисунок 1):

- Резиновые ленты смоделированы как упорядоченный массив сферических элементов диаметром d_3 , упакованных в гексагональную структуру для обеспечения механической изотропии материала. Элементы соединены между собой упруго-вязкими связями, параметры которых определяются физико-механическими свойствами резины.
- Саженец представлен мультисферической цепочкой, состоящей из 14 составных элементов: 3 элемента моделируют корневую систему, 7 элементов — ствол, 3 элемента — крону. Каждый элемент характеризуется двумя

радиусами взаимодействия: малым радиусом r_{iM} — для контакта между элементами саженца, и большим радиусом r_{i6} — для контакта с элементами лент. Для каждого типа элементов (корень, ствол, крона) задаются индивидуальные значения радиуса r_{i6} , коэффициентов жесткости и вязкого трения.

- Ролики представлены полигональными моделями: геометрия каждого ролика аппроксимирована сеткой, состоящей из 96 треугольных граней (рисунок 3). Как основная цилиндрическая поверхность, так и конические бортики упрощены до 16 граней. Для ведущих роликов задается закон вращения, обеспечивающий требуемую линейную скорость движения лент; направляющие и натяжные ролики могут иметь статичное положение или свободное вращение.

Основой исследования является метод дискретных элементов (Discrete Element Method, DEM). Моделируемая система включает три ключевых физически разнородных компонента: две бесконечные резиновые ленты, систему из шести роликов (ведущих, натяжных, направляющих) и саженец хвойной породы (условно — сосна обыкновенная).

2.2. Математический аппарат

Движение каждого i -го сферического элемента (как части ленты, так и саженца) подчиняется второму закону Ньютона. Система дифференциальных уравнений движения в векторной форме имеет вид:

$$(1) \quad \begin{cases} i = 1 \dots N_3; \zeta = "x", "y", "z"; \\ m_i \frac{d^2 \zeta_i}{dt^2} = \sum_{j=1}^{N_3} \left(\begin{cases} c_{ij} \left(\frac{d_i + d_j}{2} - r_{ij} \right) \frac{(\zeta_i - \zeta_j)}{r_{ij}} + \left(k_{ij}^C \frac{v_{\zeta_i} - v_{\zeta_j}}{|\vec{v}_i - \vec{v}_j|} + k_{ij}^B (v_{\zeta_i} - v_{\zeta_j}) c_{ij} \left(r_{ij} - \alpha_0 \frac{d_i + d_j}{2} \right), r_{ij} < \alpha_0 \frac{d_i + d_j}{2} \right) + \\ 0, r_{ij} \geq \alpha_0 \frac{d_i + d_j}{2}; \end{cases} \right) + \\ + \sum_{j=1}^{N_{II}} \left(\begin{cases} c_{i-II_j} \left(\frac{d_i}{2} - r_{i-II_j} \right) \frac{(\zeta_i - \zeta_{i-II_j})}{r_{i-II_j}} + \left(k_{ij}^C \frac{v_{\zeta_i} - v_{\zeta_{i-II_j}}}{|\vec{v}_i - \vec{v}_{i-II_j}|} + k_{ij}^B (v_{\zeta_i} - v_{\zeta_{i-II_j}}) c_{ij} \left(r_{i-II_j} - \alpha_0 \frac{d_i}{2} \right), r_{i-II_j} < \alpha_0 \frac{d_i}{2}; \right) \\ 0, r_{i-II_j} \geq \alpha_0 \frac{d_i}{2}; \end{cases} \right) - m_i g_{\zeta}, \end{cases}$$

где i — номер элемента; ζ — обобщенное обозначение декартовой переменной (может принимать значения "x", "y", "z"); N_3 — количество элементов; m_i — масса элемента; t — время; j — номер элемента, возможно контактирующего с i -м элементом; c_{ij} — коэффициент жесткости взаимодействия элементов i и j (рассчитывается через объемный модуль упругости материала ленты) k_{ij}^C и k_{ij}^B — коэффициенты сухого трения элементов i и j друг о друга; d_i — диаметр i -го элемента; r_{ij} — расстояние между центрами элементов i и j ; α_0 — коэффициент ограничения взаимодействия между элементами (определяется для материала по пределу прочности на разрыв); N_{II} — количество элементарных поверхностей роликов; c_{i-II_j} , $k_{i-II_j}^C$ и $k_{i-II_j}^B$ — коэффициенты жесткости, сухого и вязкого трения при взаимодействии элемента i с поверхностью j ; r_{i-II_j} — расстояние от центра i -го элемента до j -й поверхности; x_{i-II_j} , y_{i-II_j} , z_{i-II_j} — декартовы координаты точки-проекции центра элемента i на поверхность j ; $v_{\zeta_{i-II_j}}^x$ — компоненты скорости центра j -й элементарной поверхности; $|\dots|$ — модуль вектора; g_{ζ} — ускорение свободного падения. Условия $r_{ij} < \alpha_0 \frac{d_i + d_j}{2}$ и $r_{i-II_j} < \alpha_0 \frac{d_i}{2}$ под знаком суммы означают, что суммирование производится только по тем парам элементов или элементов с поверхностями, для которых выполнено условие контакта (взаимное перекрытие не превышает предельно допустимой величины).

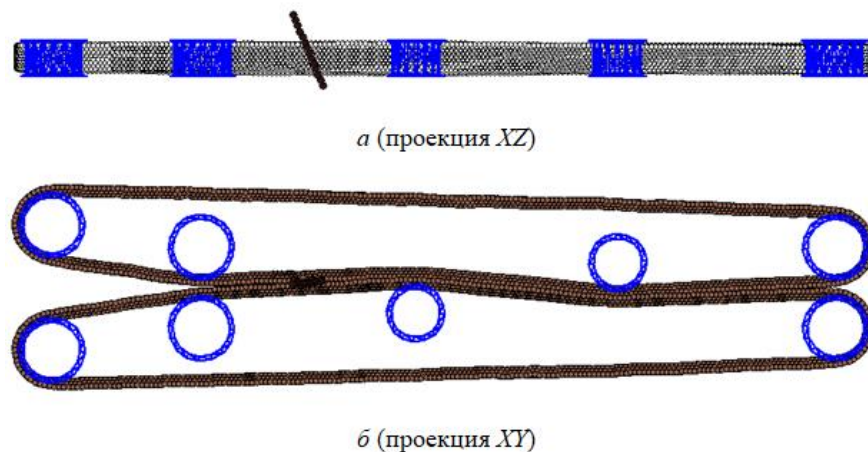


Рисунок 1. Представление в модели подающих лент, роликов и саженца

Figure 1. Representation of feed belts, rollers and seedlings in the model

Источник: Собственные вычисления авторов

Source: Authors' own calculations

Расстояние r_{ij} между центрами элементов рассчитывается на каждом шаге интегрирования по теореме Пифагора:

$$r_{ij} = \sqrt{(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2 + (z_i - z_j)^2} \quad (2)$$

Коэффициент жесткости взаимодействия элементов c_{ij} определяется с использованием объемного модуля упругости материала ленты E :

$$c_{ij} = E \cdot \frac{\pi d_3}{4} \cdot k_3 \quad (3)$$

где d_3 – диаметр элемента; k_3 – коэффициент заполнения пространства, учитывающий несплошность упаковки сферических элементов.

2.3. Формирование дискретной структуры лент

Подготовка лент и лентопотяжного механизма в модели производится в несколько этапов, обеспечивающих равномерное и плотноупакованное расположение сферических элементов.

Генерация плоского полотна. На начальном этапе создается незамкнутое полотно ленты путем заполнения объема параллелепипеда размером $L_n \times B_n \times H_n$ (где L_n – длина полотна, B_n – ширина ленты, H_n – толщина ленты). Для формирования гексагональной структуры, обеспечивающей механическую изотропию материала, размещение элементов производится с использованием следующих выражений:

$$\begin{cases} x_i = (k + 1) \cdot 0,1 + j \cdot 0,05 + n \cdot 0,05, \\ y_i = (2j + 1) \cdot 0,0866025 + n \cdot 0,0288675, \\ z_i = 2n \cdot (0,0866025 - 0,005), \end{cases} \quad (4)$$

где k, j, n – целые числа, последовательный перебор которых позволяет получить гексагональную упаковку элементов.

Из бесконечной гексагональной структуры полотна ленты составляют только элементы, координаты которых удовлетворяют системе неравенств, ограничивающих расчетную область размерами полотна.

Замыкание ленты. Далее полотно сворачивается круговым образом, и его концы соединяются с образованием замкнутой ленты (рисунок 2, а). Преобразование координат из декартовой системы в цилиндрическую осуществляется по формулам:

$$\begin{cases} \varphi_i = 2\pi \frac{x_i^0}{L_n + d/2}, \\ r_i = \frac{L_n + d/2}{2\pi} + y_i^0 - y_{\min}, \\ x_i = x_{\text{ц}} + r_i \cdot \cos \varphi_i, \\ y_i = y_{\text{ц}} + r_i \cdot \sin \varphi_i, \end{cases} \quad (5)$$

где φ_i и r_i – полярные координаты элементов замкнутой круговой ленты; x_i^0, y_i^0 – координаты элемента до преобразования; d – диаметр элемента; y_{\min} – минимальная из координат y_i^0 ; $x_{\text{ц}}, y_{\text{ц}}$ – координаты центра окружности, на которую сворачивается лента. Координата z элементов при данном преобразовании не изменяется: $z_i = z_i^0$.

Поскольку лентопотяжный механизм включает две ленты, после создания и замыкания первой ленты аналогичным образом создается и замыкается вторая лента, при этом координаты центров замкнутых лент смещены в направлении оси x (рисунок 2, а).

Монтаж лент на роликовый механизм.

После создания замкнутых лент производится их натяжение на ролики и сближение (рисунок 2, б–ж). Сначала два вращающихся ролика смещают каждую ленту в противоположных направлениях по оси y (рисунок 2, б, в), в результате чего ленты оказываются параллельны друг другу на некотором расстоянии (рисунок 2, г). Затем перемещением роликов в пространстве ленты растягиваются и сближаются до требуемой конфигурации (рисунок 2, д, е). На завершающем этапе добавляются остальные четыре ролика, лентопотяжный механизм приводится в окончательную конфигурацию, и лента приходит в состояние динамического равновесия (рисунок 2, ж).

Перемещение роликов происходит в четыре этапа; на каждом этапе центры роликов движутся по линейному закону:

$$\begin{cases} x_{pi}(t) = x_{pi1} + (x_{pi2} - x_{pi1}) \frac{t - t_{p1}}{t_{p2} - t_{p1}}, \\ y_{pi}(t) = y_{pi1} + (y_{pi2} - y_{pi1}) \frac{t - t_{p1}}{t_{p2} - t_{p1}}, \\ z_{pi}(t) = \text{const}, \end{cases} \quad (6)$$

где $x_{pi}(t), y_{pi}(t), z_{pi}(t)$ – координаты центра i -го ролика в момент времени t ; (x_{pi1}, y_{pi1}) и (x_{pi2}, y_{pi2}) – начальные и конечные координаты центра ролика на данном этапе перемещения; t_{p1}, t_{p2} – моменты времени, соответствующие начальному и конечному положению ролика.

Описанный способ позволяет создать ленты, структура и свойства которых симметричны относительно оси кругового расположения и инвариантны вдоль полотна ленты.

2.4. Моделирование саженца и учет изгибных свойств

При исследовании ленточного механизма подачи один саженец захватывается лентами (рисунок 4, а), перемещается вдоль механизма (рисунок 4, б) до момента его освобождения (рисунок 4, в). В реальной конструкции лента в лесопосадочном устройстве наклонена под углом около 25° к горизонту, чтобы освобождаемый саженец попадал в посадочную борозду. В модели используется обратный принцип: лента расположена

горизонтально, а саженец отклонен на 25° от направления ленты; соответствующим образом отклонен и вектор ускорения свободного падения (рисунок 5, а).

Взаимодействие элементов саженца между собой, а также с элементами лент описывается той же контактной моделью (формула 1). Однако для корректного воспроизведения изгибных свойств саженца дополнительно учитываются силы изгиба в последовательных тройках элементов (рисунок 5, в). В модели принято, что силы изгиба пропорциональны смещению центрального элемента от линии, соединяющей центры двух соседних элементов. Данный подход позволяет воспроизвести упругое сопротивление стебля изгибу при прохождении криволинейных участков траектории.

2.5. Программная реализация и параметры моделирования

Для проведения численных экспериментов разработан специализированный программный комплекс на языке Object Pascal. Интерактивная среда программы (рисунок 6) обеспечивает визуализацию процесса транспортировки саженца, задание контролируемых параметров модели (коэффициенты жесткости, вязкости и трения, скорости движения лент), а также экспорт расчетных данных для последующего анализа.

Вычислительные эксперименты выполнялись на рабочей станции с процессором Intel Core i7-12700 (3.6 ГГц) и оперативной памятью 32 Гб. Интегрирование системы уравнений движения выполнялось методом Рунге–Кутты второго порядка с фиксированным шагом по времени $\Delta t = 10^{-5}$ с, величина которого выбиралась из условия устойчивости численного решения Куранта–Фридрихса–Леви.

Для обеспечения статистической достоверности каждый сценарий моделирования воспроизводился в трех независимых повторностях с последующим осреднением полученных значений силовых и кинематических характеристик и расчетом стандартных отклонений.

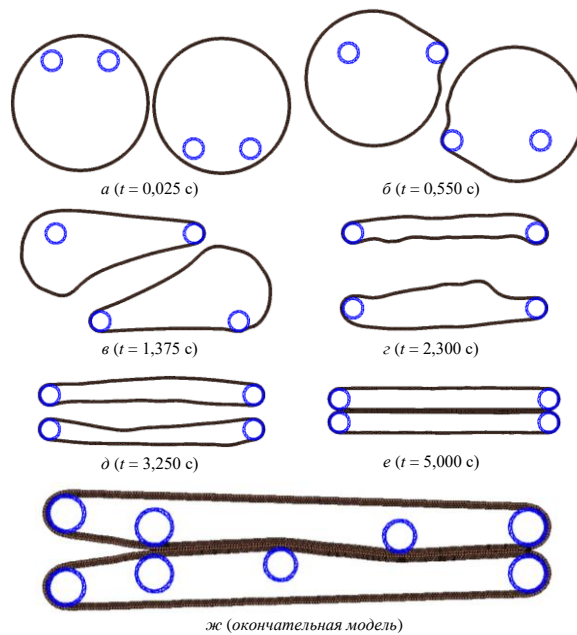


Рисунок 2. Последовательность состояний в процессе подготовки ленты и лентопротяжного механизма перед началом основного компьютерного эксперимента

Figure 2. Sequence of states in the process of preparing the tape and tape transport mechanism before the start of the main computer experiment

Источник: Собственные вычисления авторов/
Source: Authors' own calculations

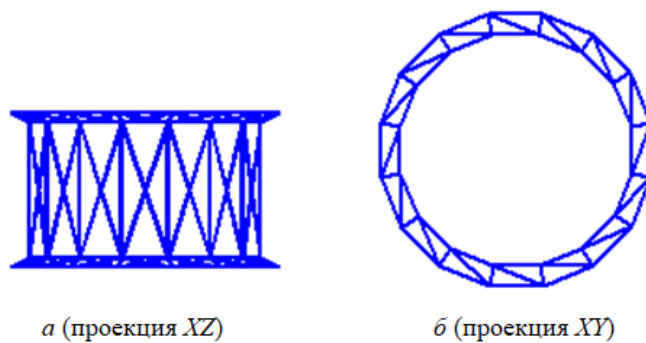


Рисунок 3. Представление роликов в модели как совокупности треугольников

Figure 3. Representation of rollers in the model as a set of triangles

Источник: Собственные вычисления авторов
Source: Authors' own calculations

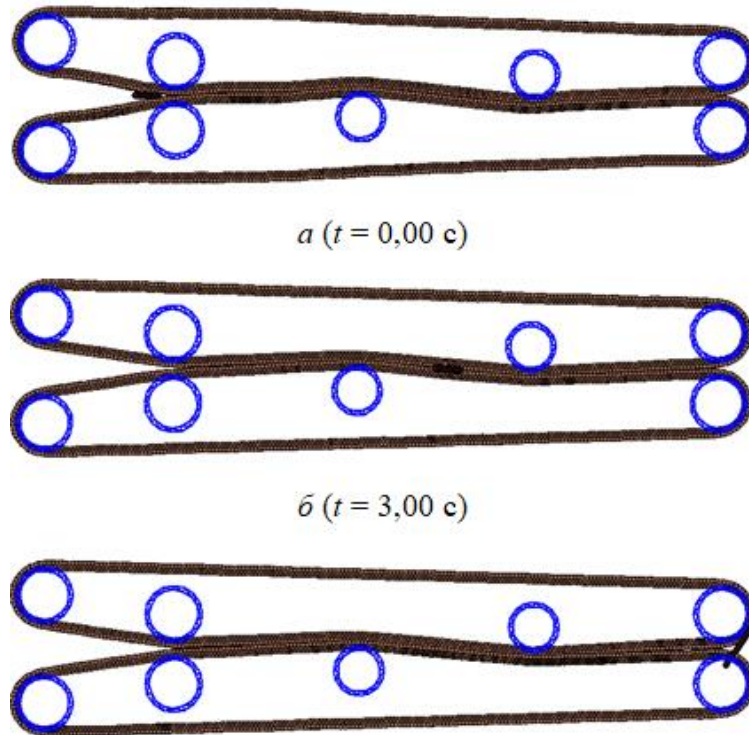


Рисунок 4. Последовательные состояния механизма подачи при перемещении саженца
 Figure 4. Sequential states of the feed mechanism when moving a seedling
 Источник: Собственные вычисления авторов
 Source: Authors' own calculations

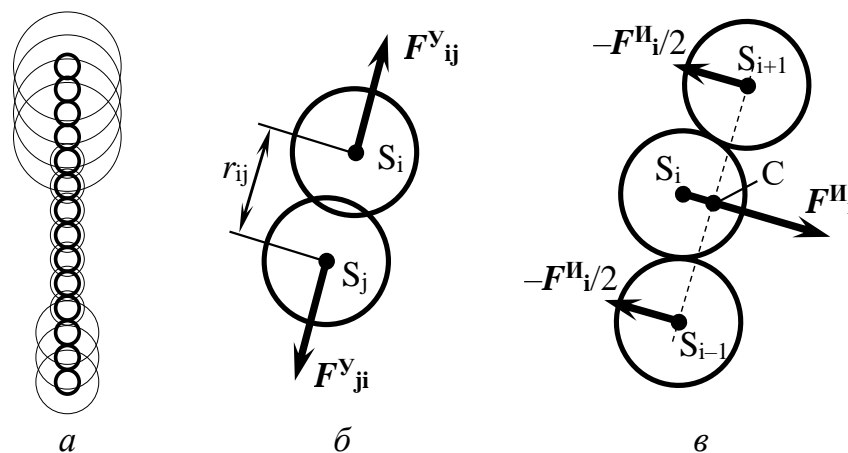


Рисунок 5. Мультисферическое представление саженца в модели: представление саженца в виде ряда сдвоенных шарообразных элементов (а); схема для расчета упругих сил при взаимодействии элементов саженца (б); схема для расчета возвращающих сил при изгибе саженца (в)

Figure 5. Multispherical representation of a seedling in the model: representation of a seedling as a series of paired spherical elements (a); diagram for calculating elastic forces during the interaction of seedling elements (b); diagram for calculating restoring forces during bending of the seedling (c)

Источник: Собственные вычисления авторов
 Source: Authors' own calculations

2.3. Алгоритм компьютерного эксперимента и подготовка модели

Реализация численного моделирования процесса транспортировки саженца требует последовательного формирования расчетной области и задания начальных условий, обеспечивающих физическую непротиворечивость вычислительного эксперимента. Подготовка модели и проведение исследований осуществлялись в соответствии с разработанным алгоритмом, включающим четыре последовательных этапа (рисунок 6), каждый из которых решает специфические задачи по приведению системы в состояние, адекватное реальному технологическому процессу.

Этап 1. Генерация дискретной структуры лент. На первом этапе выполнялось формирование дискретной структуры бесконечных резиновых лент, представляющих собой упорядоченный массив сферических элементов. Плоское полотно создавалось путем заполнения объема параллелепипеда с линейными размерами, соответствующими длине, ширине и толщине ленты, сферическими элементами диаметром d_3 . Упорядочение элементов производилось по правилу гексагональной плотной упаковки с использованием кинематических соотношений (3), что обеспечивает механическую изотропию моделируемого материала и равномерное распределение контактных связей между соседними элементами. После завершения формирования плоской структуры осуществлялось преобразование координат элементов из декартовой системы в цилиндрическую путем свертки полотна круговым образом с последующим соединением концов, в результате чего образовывалась замкнутая непрерывная лента, готовая к последующему монтажу на роликовый механизм. Математическая реализация данного преобразования описывается системой уравнений (5).

Этап 2. Натяжение и сближение лент. Для приведения лент в рабочее состояние, соответствующее их реальной конфигурации в лесопосадочном аппарате, осуществлялось имитационное моделирование процесса монтажа на роликовый механизм. Посредством программного управления положением натяжных роликов, перемещаемых по линейному закону в соответствии с выражением (6), производилось последовательное растяжение и сближение двух замкнутых лент до достижения заданной пространственной конфигурации. На данном этапе интегрирование уравнений движения (1) продолжалось до установления статического равновесия системы, критерием завершения которого служила стабилизация суммарной кинетической энергии всех дискретных элементов лент на уровне, не

превышающем порогового значения $E_{кин} < 10^{-5}$ Дж. Достигнутое равновесное состояние соответствует предварительному натяжению лент в реальной конструкции и фиксируется в качестве начальных условий для основного эксперимента.

Этап 3. Проведение основного вычислительного эксперимента. После завершения подготовительных процедур и фиксации лент в рабочем положении в зону захвата между лентами вводилась мультисферическая модель саженца, предварительно ориентированная под заданным углом относительно направления движения. Ведущим роликам задавалась постоянная угловая скорость ω , обеспечивающая требуемую линейную скорость движения лент $v = \omega R$ (где R — радиус ведущего ролика). Интегрирование системы уравнений движения (1) выполнялось численным методом Рунге-Кутты второго порядка с фиксированным шагом по времени $\Delta t = 10^{-5}$ с, величина которого выбиралась из условия устойчивости численного решения Куранта–Фридрихса–Леви (CFL), обеспечивающего корректное разрешение динамических контактных взаимодействий без накопления численной погрешности.

Этап 4. Регистрация и первичная обработка экспериментальных данных. В процессе моделирования на каждом шаге интегрирования для каждого элемента, входящего в состав мультисферической модели саженца, производилась регистрация векторов сил взаимодействия с элементами лент. Путем суммирования поперечных (удерживающих) компонент этих сил относительно продольной оси саженца рассчитывалась текущая интегральная сила сжатия $F_c(t)$, являющаяся ключевым анализируемым параметром в данном исследовании. Дополнительно фиксировались координаты центра масс саженца $x_c(t), y_c(t), z_c(t)$, что позволяло впоследствии осуществить переход к пространственному представлению $F_c(x_c)$. Для обеспечения статистической достоверности и оценки воспроизводимости результатов каждый сценарий моделирования воспроизводился в трех независимых повторностях с последующим осреднением полученных данных и расчетом стандартных отклонений для всех регистрируемых величин.

Разработанная поэтапная методология подготовки и проведения вычислительного эксперимента обеспечивает воспроизводимость результатов и минимизирует влияние начальных условий, не соответствующих реальному технологическому процессу, на конечные количественные характеристики силового взаимодействия в системе «лента–саженец».

2.4. Программная реализация и параметры

Для проведения численных экспериментов разработан специализированный программный комплекс на языке Object Pascal. Интерактивная среда программы (рис. 6) обеспечивает визуализацию процесса транспортировки саженца, задание контролируемых параметров модели (коэффициенты жесткости, вязкости и трения, скорости движения лент), а также экспорт расчетных данных для последующего анализа. Вычислительные эксперименты выполнялись на рабочей станции с процессором Intel Core i7-12700 (3.6 ГГц) и оперативной памятью 32 ГБ. Для обеспечения статистической достоверности каждый сценарий моделирования воспроизводился в трех повторностях с последующим осреднением полученных значений силовых и кинематических характеристик.

2.5. Верификация модели

Верификация разработанной DEM-модели осуществлялась по нескольким направлениям, позволяющим оценить корректность реализации численного алгоритма и адекватность воспроизведения физических процессов. Прежде всего, выполнялась проверка выполнения закона сохранения энергии: в ходе моделирования контролировалась полная механическая энергия замкнутой системы, включающая кинетическую энергию всех дискретных элементов и потенциальную энергию упругих деформаций связей. Установлено, что относительные

флуктуации полной энергии за полный цикл транспортировки саженца не превышают 0,5 %, что свидетельствует об отсутствии существенной численной диссипации, обусловленной погрешностями интегрирования, и подтверждает корректность реализации алгоритма решения уравнений движения. Вторым направлением верификации выступила качественная валидация кинематических характеристик, в рамках которой проводился визуальный анализ соответствия моделируемого процесса реальным фазам функционирования ленточного механизма (рисунок 4). В ходе вычислительных экспериментов наблюдалось устойчивое воспроизведение всех технологических этапов: начальный захват саженца без проскальзывания, равномерная транспортировка с сохранением ориентации посадочного материала и контролируемое высвобождение в зоне высадки, что свидетельствует о корректном учете геометрических и кинематических параметров системы. Дополнительно осуществлялся контроль отсутствия численных артефактов, характерных для некорректной настройки контактных взаимодействий или ошибок дискретизации. Установлено, что взаимное проникновение элементов не превышает допустимых значений, задаваемых условиями контакта, а скорости движения элементов изменяются плавно, без необусловленных скачков. Отсутствие подобных артефактов подтверждает адекватность выбранных параметров контактной модели и устойчивость численного решения.

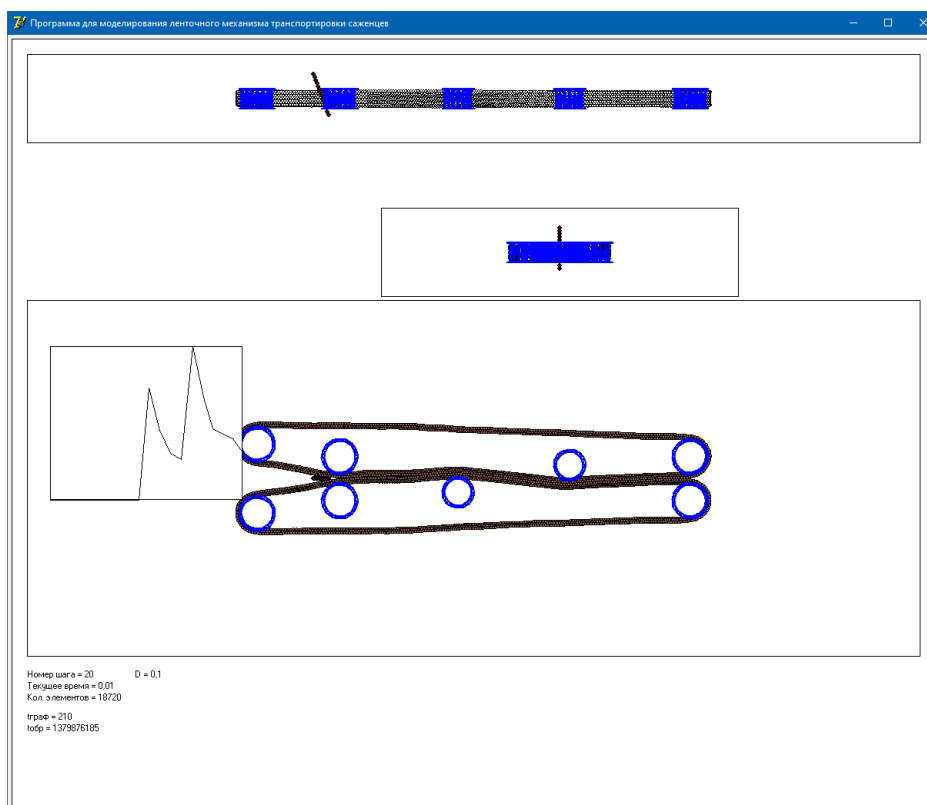


Рисунок 6. Интерфейс разработанного программного комплекса: три проекции модели, график зависимости силы сжатия от времени/положения и панель числовых параметров

Figure 6. Interface of the developed software package: three model projections, a graph of compression force versus time/position, and a panel of numerical parameters
 Источник: Собственные вычисления авторов / Source: Authors' own calculations

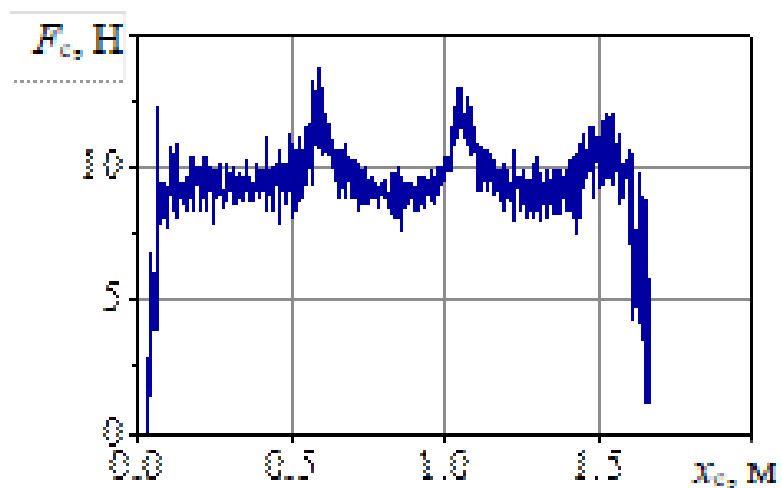


Рисунок 7. Зависимость силы поперечного сжатия саженца F_c от его положения x_c вдоль ленточного механизма. Вертикальными пунктирными линиями отмечено положение центров роликов
 Figure 7. Dependence of the seedling transverse compression force F_c on its position x_c along the belt mechanism. The vertical dashed lines indicate the positions of the roller centers.
 Источник: Собственные вычисления авторов / Source: The authors' own calculations

Результаты

3.1. Верификация и корректность вычислительной модели

Достоверность результатов, полученных методом дискретных элементов, непосредственно обусловлена корректностью реализации численного алгоритма и адекватностью воспроизведения физических процессов. В связи с этим первичная верификация разработанной DEM-модели была проведена по нескольким взаимодополняющим направлениям, включающим анализ выполнения фундаментальных законов сохранения, качественную оценку соответствия моделируемого процесса реальной физической картине и контроль отсутствия численных артефактов.

Ключевым критерием численной устойчивости и корректности интегрирования уравнений движения выступила оценка сохранения полной механической энергии в изолированной системе. В ходе моделирования контролировалась сумма кинетической энергии всех дискретных элементов и потенциальной энергии упругих деформаций связей. Установлено, что относительная флуктуация полной механической энергии за время моделирования одного полного цикла транспортировки саженца не превысила 0,5%. Данный результат свидетельствует об отсутствии существенной численной диссипации, обусловленной погрешностями интегрирования, и подтверждает корректность реализации алгоритма решения уравнений движения Рунге-Кутты второго порядка с выбранным шагом по времени.

Вторым направлением верификации выступила качественная валидация кинематических характеристик моделируемого процесса. Проведен визуальный анализ соответствия фаз движения саженца в модели реальным этапам функционирования ленточного механизма, представленный на рисунке 4. В ходе вычислительных экспериментов наблюдалось устойчивое воспроизведение всех технологических этапов: начальный захват стебля без проскальзывания, равномерная транспортировка с сохранением заданной пространственной ориентации посадочного материала и контролируемое высвобождение в зоне высадки. Такое соответствие подтверждает корректность учета геометрических параметров роликовой системы и кинематических связей, наложенных на элементы лент.

Дополнительно осуществлялся контроль отсутствия численных артефактов, характерных для некорректной настройки контактных взаимодействий или ошибок дискретизации. В процессе моделирования проверялось соблюдение условий непроникновения и непрерывности движения. Установлено, что взаимное перекрытие

элементов (перекрытие, допускаемое контактной моделью) не превышает значений, задаваемых условиями контакта и соответствующих физически допустимой деформации. Скорости движения элементов изменяются плавно, без необусловленных осцилляций и скачков, что свидетельствует об отсутствии жесткости системы, приводящей к численной неустойчивости. Отсутствие подобных нефизических явлений подтверждает адекватность выбранных параметров контактной модели (коэффициентов жесткости, демпфирования и трения) и устойчивость численного решения на всем протяжении модельного времени.

Таким образом, проведенная комплексная верификация подтверждает, что разработанная DEM-модель корректно отражает физику исследуемого процесса, а получаемые с ее помощью количественные характеристики могут служить надежной основой для последующего параметрического анализа и оптимизации конструктивно-режимных параметров ленточного подающего механизма.

3.2. Пространственно-временное распределение силы сжатия саженца

Ключевым результатом работы явилось получение количественной зависимости силы поперечного сжатия саженца F_c от его продольной координаты x_c . График функции $F_c(x_c)$, полученный в результате осреднения данных по трем независимым вычислительным экспериментам, представлен на Рисунке 7.

Ключевым результатом проведенного вычислительного эксперимента явилось установление количественной зависимости силы поперечного сжатия саженца F_c от его продольной координаты x_c вдоль тракта подачи. График функции $F_c(x_c)$, построенный по результатам осреднения данных трех независимых повторностей, представлен на рисунке 7. Статистическая обработка экспериментальных данных включала расчет средних арифметических значений и стандартных отклонений для каждого фиксированного положения саженца, что позволило оценить вариабельность силовых характеристик в идентичных условиях нагружения.

Анализ полученной зависимости позволяет сделать следующие выводы, характеризующие закономерности силового взаимодействия в системе «лента – саженец».

Во-первых, установлено, что сила поперечного сжатия варьирует в диапазоне от 7,5 до 13,5 Н. Среднеинтегральное значение за полный цикл транспортировки составило $F_{ср.} = 10,2 \pm 0,3$ Н (здесь и далее указано стандартное отклонение, рассчитанное по трем независимым повторностям

эксперимента). Столь значительный размах колебаний (6 Н) свидетельствует о существенной неравномерности нагружения саженца на различных участках траектории движения.

Во-вторых, выявлена выраженная пространственная периодичность изменения силы сжатия, амплитуда которой модулируется геометрией лентопротяжного механизма, а именно — положением роликов. Методом однофакторного дисперсионного анализа (ANOVA) подтверждена статистическая значимость ($p < 0,01$) четырех локальных максимумов, координаты которых строго коррелируют с положением роликовых пар:

- Пик 1, достигающий значения 13,5 Н, соответствует зоне начального контакта и захвата саженца ($x_c > \approx 0,1$ м). Повышенное усилие в данной области объясняется необходимостью преодоления инерции покоя и вовлечения саженца в направленное движение.
- Пик 2 (11,8 Н) и Пик 3 (12,1 Н) приходятся на зоны натяжных роликов ($x_c \approx 0,6$ м и $\approx 1,1$ м соответственно). Возрастание силы сжатия в данных областях обусловлено локальным увеличением кривизны лент при их огибании роликов, что приводит к дополнительному обжатию стебля.
- Пик 4 (12,9 Н) наблюдается в зоне освобождения саженца ($x_c \approx 1,5$ м). Данный максимум, вероятно, связан с изменением напряженно-деформированного состояния лент на выходе из контакта с последним роликом и подготовкой к высвобождению посадочного материала.

В-третьих, важным с практической точки зрения является оценка надежности удержания саженца на всем протяжении траектории. Минимальные значения силы сжатия (7,5 Н) зафиксированы на прямолинейных участках между роликами, где отсутствуют дополнительные изгибающие воздействия на ленты. Тот факт, что на всем протяжении траектории движения $F_c > 0$, гарантирует выполнение условия отсутствия макропроскальзывания и свидетельствует о надежном фрикционном удержании саженца на всех этапах транспортировки независимо от положения в механизме.

Таким образом, установленная функциональная зависимость $F_c(x_c)$ не только раскрывает механизм формирования силового воздействия на саженец, демонстрируя его непосредственную связь с конструктивными особенностями роликовой системы, но и создает количественную основу для последующей оптимизации параметров ленточного подающего механизма путем целенаправленного изменения геометрии тракта подачи.

3.3. Анализ напряженно-деформированного состояния лент

В результате анализа контактных взаимодействий в DEM-модели установлено, что эквивалентная деформация материала лент характеризуется локальным распределением.

Максимальные значения деформации ($\epsilon_{\max} = 14\text{--}15\%$) зафиксированы в зонах контакта ленты с натяжными роликами. Данные области соответствуют участкам перегиба ленты на малом радиусе кривизны, что приводит к концентрации изгибных напряжений. Установленная корреляция между зонами максимальной деформации лент и пиковыми значениями силы сжатия саженца F_c (до 13,5 Н на Рисунке 7) позволяет заключить, что деформация лент является прямой причиной возникновения экстремумов силового воздействия на посадочный материал.

На прямолинейных участках транспортировки, свободных от контакта с роликами, деформации не превышают 3–5%, что свидетельствует о работе материала в области упругой линейности. Такой режим деформирования исключает накопление пластических деформаций и гарантирует сохранение эксплуатационных свойств лент в условиях циклического нагружения.

3.4. Оценка биомеханической безопасности процесса

С позиции обеспечения сохранности посадочного материала как живого биологического объекта критическим параметром, лимитирующим допустимый режим работы ленточного подающего механизма, является максимальное значение силы поперечного сжатия саженца $F_{c_{\max}}$. Согласно результатам проведенного вычислительного эксперимента (раздел 3.2), максимальная зарегистрированная величина данного параметра составила $F_{c_{\max}} = 13,5\text{Н}$, что соответствует зоне входного захвата саженца (пик 1 на рисунке 7).

Для оценки степени повреждающего воздействия на растительные ткани необходимо сопоставить полученное значение с известными литературными данными о пределе прочности камбиального слоя и проводящих тканей стебля хвойных саженцев. Камбий, являясь образовательной тканью, обеспечивающей вторичный рост стебля в толщину, наиболее чувствителен к механическим повреждениям, поскольку его разрушение нарушает транспорт питательных веществ и может приводить к гибели растения или существенному снижению приживаемости [5, 6].

Анализ доступных экспериментальных данных, полученных для саженцев сосны обыкновенной (*Pinus sylvestris* L.) с диаметром стебля в корневой шейке 8–12 мм (соответствующих типоразмеру, принятому в данной работе), показывает, что критическое значение силы поперечного сжатия, вызывающее необратимые повреждения камбиальных тканей, находится в интервале 15–18 Н [20]. Данный порог соответствует переходу от упругой деформации клеточных стенок к их пластическому разрушению и образованию магистральных трещин в зоне контакта.

Сопоставление расчетного максимального усилия $F_{c_max} = 13,5\text{Н}$ с указанным порогом повреждения позволяет количественно оценить биомеханическую безопасность исследуемого технологического процесса. Запас прочности k_s , рассчитываемый как отношение порогового значения к фактическому:

$$k_s = \frac{[F]}{F_{c_max}} \times 100\% = \frac{15}{13,5} \times 100\% \approx 111\% \text{ (по нижней границе)}$$

или в терминах относительного превышения порога:

$$\Delta = \left(1 - \frac{F_{c_max}}{[F]}\right) \times 100\% = \left(1 - \frac{13,5}{15}\right) \times 100\% \approx 10\% \text{ (по нижней границе)}$$

Более консервативная оценка с использованием среднего значения порогового интервала (16,5 Н) дает запас прочности:

$$k_s = \frac{16,5}{13,5} \times 100\% \approx 122\%,$$

что соответствует превышению порога повреждения более чем на 20%. Таким образом, можно утверждать, что для исследуемой конфигурации ленточного механизма максимальное силовое воздействие на саженец находится в области безопасных значений с гарантированным запасом не менее 20%.

Полученный результат имеет важное практическое значение, поскольку подтверждает принципиальную возможность реализации шадящего режима транспортировки саженцев в ленточном подающем механизме без риска критического повреждения живых тканей. При этом следует отметить, что даже при достижении абсолютного максимума $F_{c_max} = 13,5\text{Н}$ в зоне захвата, длительность воздействия данного усилия минимальна (доли секунды), что дополнительно снижает вероятность накопления повреждений, поскольку разрушение биологических тканей носит как силовой, так и временной характер.

Вместе с тем, выявленный запас прочности не должен рассматриваться как основание для ужесточения режимов работы без дополнительного анализа. При изменении породного состава посадочного материала, его влажности, сезонного состояния (вегетационный или покоящийся период) механические свойства тканей могут существенно изменяться, что требует либо корректировки модели с использованием соответствующих входных параметров, либо проведения дополнительных натурных экспериментов по уточнению пороговых значений для конкретных условий применения.

3.5. Результаты параметрического анализа влияния скорости

В рамках параметрического анализа выполнена оценка влияния скорости движения лент v на силовое взаимодействие с саженцем. Результаты численных экспериментов для трех значений скорости представлены в таблице 1.

Таблица 1

Влияние скорости движения лент на силовые характеристики взаимодействия с саженцем

Table 1

Influence of belt speed on the force characteristics of interaction with the seedling

Скорость лент, v (м/с) / Belt speed, v (m/s)	Средняя сила F_{c_cp} (Н) / Average force F_{c_avg} (N)	Минимальная сила F_{c_min} (Н) / Minimum force F_{c_min} (N)	Максимальная сила F_{c_max} (Н) / Maximum force F_{c_max} (N)	Амплитуда колебаний A (Н) / Oscillation amplitude A (N)
0,5 / 0,5	10,2 ± 0,3 / 10,2 ± 0,3	7,5 ± 0,2 / 7,5 ± 0,2	13,5 ± 0,4 / 13,5 ± 0,4	6,0 ± 0,2 / 6,0 ± 0,2
0,75 / 0,75	10,9 ± 0,4 / 10,9 ± 0,4	7,8 ± 0,3 / 7,8 ± 0,3	14,1 ± 0,5 / 14,1 ± 0,5	6,6 ± 0,3 / 6,6 ± 0,3
1,0 / 1,0	11,0 ± 0,5 / 11,0 ± 0,5	7,7 ± 0,3 / 7,7 ± 0,3	14,4 ± 0,6 / 14,4 ± 0,6	6,9 ± 0,3 / 6,9 ± 0,3

Амплитуда колебаний A определялась как средний размах осцилляций силы сжатия за период установившегося движения, что объясняет отличие ее значений от простой разности максимальной и минимальной сил в отдельных точках. Для оценки используется соотношение:

The oscillation amplitude A was determined as the average range of force fluctuations during the steady-state motion period, which explains the

difference between its values and the simple difference between the maximum and minimum forces at individual points. The following relationship is used for estimation:

$$A = F_{c_max} - F_{c_min}, \quad (7)$$

где черта сверху обозначает осреднение по времени или по ансамблю реализаций.

При увеличении скорости движения лент с 0,5 до 1,0 м/с зафиксировано статистически значимое ($p < 0,05$) возрастание среднего значения силы сжатия F_{c_cp} на 7,8% (с 10,2 до 11,0 Н). Максимальная сила F_{c_max} увеличилась на 6,7% (с 13,5 до 14,4 Н). Минимальная сила F_{c_min} остается стабильной на уровне 7,5–7,8 Н во всем исследованном диапазоне скоростей, что гарантирует надежное фрикционное удержание саженца без риска проскальзывания. Наблюдается рост размаха колебаний силы сжатия на 15% (с 6,0 до 6,9 Н), что свидетельствует об усилении динамической составляющей взаимодействия при повышении скорости транспортирования. Выявленная зависимость указывает на существенный вклад инерционных эффектов в процесс контактного взаимодействия и позволяет рассматривать скорость движения лент в качестве одного из ключевых управляемых параметров при оптимизации режимов работы посадочного аппарата.

Обсуждение

Проведенное исследование демонстрирует возможности метода дискретных элементов как эффективного инструмента виртуального прототипирования ленточных механизмов подачи лесопосадочных аппаратов. Полученные результаты позволяют обсудить ряд фундаментальных и прикладных аспектов моделирования гибридных систем «рабочий орган – биологический объект» в контексте современных тенденций цифровизации лесного и сельского хозяйства [1, 2]. Разработанная комплексная модель интегрирует три разнородные подсистемы: дискретную структуру резиновой ленты с упруго-вязкой реакцией, мультисферическую модель саженца с учетом изгибной жесткости и детальную геометрию роликового механизма. Такой подход соответствует современным тенденциям расширения области применения DEM, которые ранее успешно применялись для моделирования взаимодействия рабочих органов с почвой [9, 10, 21], сыпучими материалами в шнековых транспортерах [8] и процессах галтовки [7]. Используемая в настоящем исследовании модифицированная модель контактного взаимодействия базируется на фундаментальных принципах, заложенных в классической работе Cundall и Strack [13], и

развивает их применительно к упруго-вязким материалам.

Важным результатом работы является выявление волнообразного характера распределения силы сжатия $F_{c(x)}$ с выраженными максимумами в зонах расположения роликов. Данная особенность не могла быть обнаружена при использовании упрощенных подходов, в которых растительный материал рассматривается как абсолютно твердое тело. Предложенная мультисферическая модель саженца с 14 элементами, учитывающая силы изгиба между последовательными тройками элементов, развивает методологию, применяемую для калибровки параметров семян различных культур [12, 14–17]. Принципиально важным является то, что использованный подход позволяет воспроизвести деформационное поведение стебля под нагрузкой, что необходимо для корректной оценки биомеханической безопасности процесса. В отличие от моделей семян, где преобладают контактные взаимодействия [11], модель саженца должна учитывать еще и изгибную жесткость стебля, что было реализовано в настоящей работе.

Установленный диапазон варьирования силы сжатия (7,5–13,5 Н) и сравнение пикового значения (13,5 Н) с порогом повреждения тканей хвойных саженцев (15–18 Н) подтверждают выполнение паритетного условия между надежностью удержания и сохранностью материала с запасом прочности не менее 20%. Минимальное значение силы (7,5 Н) на всем протяжении траектории гарантирует отсутствие проскальзывания, что критически важно для обеспечения непрерывности технологического процесса. Полученные результаты согласуются с общей логикой проектирования рабочих органов для работы с растительным материалом, отраженной в работах по совершенствованию выкопчных устройств [5, 6], где также подчеркивается необходимость минимизации повреждающего воздействия на посадочный материал.

Влияние скорости на динамику процесса. Параметрический анализ выявил статистически значимое ($p < 0,05$) увеличение среднего усилия сжатия на 7,8% при росте скорости лент с 0,5 до 1,0 м/с. При этом минимальная сила F_{c_min} оставалась стабильной на уровне 7,5–7,8 Н, что свидетельствует об отсутствии риска потери сцепления во всем исследованном диапазоне. Рост амплитуды колебаний силы на 15% указывает на усиление динамической составляющей взаимодействия при повышении скорости транспортирования. Выявленная зависимость позволяет рассматривать скорость движения лент в качестве одного из ключевых управляемых

параметров при оптимизации режимов работы посадочного аппарата, что переключается с подходами к оптимизации скоростных режимов рабочих органов в сеялках [3, 4]. Представленная модель ленточного транспортера для саженцев имеет определенное сходство с моделями шнековых конвейеров [8] с точки зрения учета взаимодействия транспортирующего органа с перемещаемым материалом. Однако принципиальное отличие заключается в необходимости учета повреждаемости живых тканей, что сближает данную задачу с проблематикой моделирования семян [11, 12, 16] и других биологических объектов [14]. При этом использованный в работе подход к учету изгибной жесткости стержневой структуры выходит за рамки традиционных контактных моделей и требует дальнейшего развития с привлечением данных о механических свойствах растительных тканей [19, 20].

Ограничения исследования и перспективы развития. Представленная модель, несмотря на высокую детализацию, имеет ряд допущений, которые следует учитывать при интерпретации результатов. Резиновая лента моделировалась как упруго-вязкая среда без учета возможных нелинейных эффектов, характерных для реальных эластомеров при больших деформациях. Мультисферическая модель саженца не учитывает анизотропию механических свойств растительных тканей и их реологические характеристики, что может быть существенно при анализе длительного нагружения. Верификация модели проведена преимущественно на качественном уровне и путем контроля фундаментальных законов сохранения; количественная валидация путем сопоставления с данными натуральных экспериментов является предметом дальнейших исследований.

Дальнейшее развитие работы предполагает углубление биомеханической составляющей модели с использованием экспериментальных данных по механическим свойствам тканей саженцев, полученных современными методами исследования материалов [18–20]. Перспективным направлением также является интеграция разработанной подсистемы в комплексную цифровую модель лесопосадочной машины, включающую модели взаимодействия с почвой [9, 10, 21] и процессы ориентирования посадочного материала, что позволит выйти на новый уровень виртуального прототипирования лесохозяйственной техники в контексте задач устойчивого лесовосстановления [1, 2].

Заключение

В результате выполненного исследования разработана и верифицирована детализированная вычислительная модель процесса ленточной подачи саженцев в лесопосадочном аппарате, основанная

на методе дискретных элементов (DEM). Научная новизна работы заключается в комплексном подходе к моделированию гибридной системы, объединяющей три физически разнородные подсистемы: дискретную структуру резиновой ленты с упруго-вязкой реакцией (модель Кельвина–Фойгта), мультисферическую модель саженца с учетом сопротивления изгибу и детальную полигональную геометрию роликового механизма. Такой подход впервые позволил в единой расчетной среде воспроизвести процессы захвата, транспортировки и освобождения посадочного материала с количественной оценкой силового воздействия на каждом этапе движения.

Проведенная верификация модели подтвердила ее физическую и кинематическую корректность. Установлено, что относительная флуктуация полной механической энергии замкнутой системы за полный цикл транспортировки не превышает 0,5%, что свидетельствует об отсутствии существенной численной диссипации и корректности реализации алгоритма интегрирования уравнений движения. Качественная валидация кинематических характеристик подтвердила воспроизведение всех технологических этапов: начального захвата без проскальзывания, равномерной транспортировки с сохранением ориентации и контролируемого высвобождения саженца.

Ключевым результатом исследования явилось установление пространственно-временного распределения силы поперечного сжатия саженца $F_c(x_c)$. Выявлен волнообразный характер зависимости с выраженными максимумами, строго коррелирующими с положением роликов лентопотяжного механизма. Установлено, что сила сжатия варьирует в диапазоне от 7,5 до 13,5 Н при среднеинтегральном значении $F_{c, \text{cp}} = 10,2 \pm 0,3$ Н. Минимальные значения силы, зафиксированные на прямолинейных участках между роликами, гарантируют надежное фрикционное удержание саженца на всем протяжении траектории движения.

Принципиально важным результатом является количественная оценка биомеханической безопасности процесса. Сопоставление максимального расчетного усилия $F_{c, \text{max}} = 13,5$ Н с известными литературными данными о пределе прочности тканей хвойных саженцев (15–18 Н) показало, что работа механизма происходит с запасом прочности не менее 20%. Это подтверждает выполнение паритетного условия между надежностью захвата и сохранностью посадочного материала и свидетельствует о возможности реализации щадящего режима транспортировки в исследуемой конфигурации ленточного подающего механизма.

Параметрический анализ влияния скорости движения лент выявил статистически значимое ($p < 0,05$) увеличение среднего значения силы сжатия на 7,8% при возрастании скорости с 0,5 до 1,0 м/с. Максимальная сила увеличилась на 6,7%, при этом минимальная сила оставалась стабильной на уровне 7,5–7,8 Н, что исключает риск потери сцепления во всем исследованном диапазоне скоростей. Рост амплитуды колебаний силы на 15% указывает на усиление динамической составляющей взаимодействия при повышении скорости транспортирования и позволяет рассматривать скорость движения лент в качестве одного из ключевых управляемых параметров при оптимизации режимов работы посадочного аппарата.

Практическая значимость исследования заключается в создании эффективного инструмента виртуального прототипирования, позволяющего:

- сокращать сроки и стоимость опытно-конструкторских работ за счет замены части

натурных испытаний компьютерными экспериментами;

- проводить многовариантный параметрический анализ для поиска оптимальных конструктивных решений;
- формировать научно обоснованные рекомендации по настройке технологических режимов для различных типоразмеров посадочного материала.

Дальнейшие исследования предполагают углубление биомеханической составляющей модели с учетом анизотропии и реологических свойств стебля, интеграцию разработанной подсистемы в комплексную цифровую модель лесопосадочной машины, а также проведение натурной экспериментальной валидации для уточнения контактных параметров и установления корреляций между силовым воздействием и приживаемостью культур.

Список литературы

1. Птичников А.В., Шварц Е.А., Попова Г.А., Байбар А.С. Роль лесов в реализации стратегии низкоуглеродного развития России // Известия Российской академии наук. Серия географическая. – 2022. – Т. 86, № 6. – С. 822–836. – DOI 10.31857/S268673972260120X. – EDN JEDQHN.
2. Palander T. Precision Modeling of Fuel Consumption to Select the Most Efficient Logging Method for Cut-to-Length Timber Harvesting. *Forests*. 2025; 16(2): 294. DOI 10.3390/f16020294. EDN MRCHZA.
3. Wang Q.Y., Peng M., He J., Lu C.Y., Wang C., Tong Z.W. Design and experiment of the ditching device for wheat seeders capable of ditching sloped drainage furrows in rice-wheat rotation areas. *Int J Agric & Biol Eng*. 2025; 18(1): 154–164.
4. Wang L.Z., Liao Q.X., Li M.L., Shan Y.Y., Li X.R., Zhang Q.S. et al. Drivetype ditching device of the high-speed no-tillage direct seeder for rapeseed. *Transactions of CSAE*. 2023; 39(19): 15–26. (in Chinese)
5. Коновалов В.И., Коновалов А.Г. Анализ направлений развития машин для выкопки саженцев // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. – 2022. – № 179. – С. 33-54. – DOI 10.21515/1990-4665-179-004. – EDN XABX1Y.
6. Коновалов А.Г., Коновалов В.И. Разработка конструктивно-технологической схемы выкопочной скобы для саженцев // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. – 2023. – № 188. – С. 23-43. – DOI 10.21515/1990-4665-188-004. – EDN FMXEZC.
7. Uhlmann E., Fürstenau J.P., Kuche Y. [et al.] Modeling of the wet immersed tumbling process with the Discrete Element Method (DEM). *Procedia CIRP*. 2021; 102: 1–6. DOI 10.1016/j.procir.2021.09.001. EDN EJMZCH.
8. Pezo M., Pezo L., Lončar B. [et al.] Granular flow in screw conveyors: A review of experiments and discrete element method (DEM) studies. *Powder Technology*. 2025; 459: 121040. DOI 10.1016/j.powtec.2025.121040. EDN DVDTTO.
9. Patidar P., Soni P., Jain A., Mahore V. Modelling soil-rotor blade interaction of vertical axis rotary tiller using discrete element method (DEM). *Journal of Terramechanics*. 2024; 112: 59–68. DOI 10.1016/j.jterra.2024.01.001. EDN KXJWAJ.
10. Мударисов С.Г., Фархутдинов И.М., Гареев И.Ф. Моделирование взаимодействия анкерного сошника с почвой и семенами методом дискретных элементов: анализ тягового сопротивления и агротехнических параметров // Российский электронный научный журнал. – 2025. – № 1(55). – С. 287-295. – DOI 10.31563/2308-9644-2025-55-1-287-295. – EDN JXUHWP.
11. Sharaby N.N., Doroshenko A.A., Butovchenko A.V. Simulation of Sesame Seeds Outflow in Oscillating Seed Metering Device Using DEM. *Engineering Technologies and Systems*. 2020; 30(2): 219–231. DOI 10.15507/2658-4123.030.202002.219-231. EDN NBOEZY.
12. Wang S., Mengqing L., Liu X., Ji J., Chen P. Calibration and analysis of discrete element simulation parameters of Chinese cabbage seeds. *PLoS One*. 2022; 17(6): e0270415. DOI <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0270415>.

13. Cundall P.A., Strack O.D.L. A discrete numerical model for granular assemblies. *Géotechnique*. 1979; 29(1): 47–65.
14. Wang J., Chen L., Tang Y., Chen Z., Wu Q., Han D. Calibration and experiment of discrete element model parameters of *Zanthoxylum bungeanum*. *Frontiers in Mechanical Engineering*. 2023; 9. DOI <https://doi.org/10.3389/fmech.2023.1204659>.
15. Ghodki B.M., Patel M., Namdeo R. et al. Calibration of discrete element model parameters: soybeans. *Comp. Part. Mech.* 2019; 6: 3–10. DOI <https://doi.org/10.1007/s40571-018-0194-7>.
16. Zhang X, Wang H, Wang F, et al. Parameter calibration of discrete element model for alfalfa seeds based on EDEM simulation experiments. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*. 2024; 17(3): 33–38. DOI <https://doi.org/10.25165/j.ijabe.20241703.8681>.
17. Qing J., Gong X., Cai X. et al. Calibration of discrete element parameters for spinach seeds and optimization of seed-metering device design. *Sci Rep*. 2025. DOI <https://doi.org/10.1038/s41598-025-34245-3>.
18. Li H., Lu J., Cheng B., Song W. Effects of film overlying soil technology on soil heat balance for mechanized vegetable planting: Experimental study and numerical modelling. *Solar Energy*. 2024; 278: 112786.
19. Wu Q., Miao W., Zhang Y., Gao H., Hui D. Mechanical properties of nanomaterials: A review. *Nanotechnology Reviews*. 2020; 9: 259–273. DOI 10.1515/ntrev-2020-0021.
20. Bradley A.C., Jaksa M.B., Kuo Y.L. Ground response of rolling dynamic compaction—a finite element modelling approach. *Front. Built Environ*. 2024; 9: 1334090. DOI 10.3389/fbuil.2023.1334090.
21. Sauders C, Ucgul M, Godwin R J. Discrete element method (DEM) simulation to improve performance of a mouldboard skimmer. *Soil and Tillage Research*. 2021; 205: 104764.

References

1. Ptichnikov A.V., Shvarts E.A., Popova G.A., Baibar A.S. Rol' lesov v realizatsii strategii nizkouglerodnogo razvitiya Rossii. [*The role of forests in the implementation of Russia's low-carbon development strategy*]. *Izvestiya Rossiiskoi akademii nauk. Seriya geograficheskaya*, 2022; 86(6): 822–836. DOI 10.31857/S268673972260120X. EDN JEDQHN.
2. Palander T. Precision Modeling of Fuel Consumption to Select the Most Efficient Logging Method for Cut-to-Length Timber Harvesting. *Forests*, 2025; 16(2): 294. DOI 10.3390/f16020294. EDN MRCHZA.
3. Wang Q.Y., Peng M., He J., Lu C.Y., Wang C., Tong Z.W. Design and experiment of the ditching device for wheat seeders capable of ditching sloped drainage furrows in rice-wheat rotation areas. *Int J Agric & Biol Eng*, 2025; 18(1): 154–164.
4. Wang L.Z., Liao Q.X., Li M.L., Shan Y.Y., Li X.R., Zhang Q.S. et al. Drivetype ditching device of the high-speed no-tillage direct seeder for rapeseed. [*Приводная бороздообразовательная фреза высокоскоростной сеялки прямого посева рапса*]. *Transactions of CSAE*, 2023; 39(19): 15–26. (in Chinese)
5. Konovalov V.I., Konovalov A.G. Analiz napravleniy razvitiya mashin dlya vykopki sadentsev. [*Analysis of directions of development of machines for digging seedlings*]. *Politeematischeskiy setevoy elektronnyy nauchnyy zhurnal Kubanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*, 2022; 179: 33-54. DOI 10.21515/1990-4665-179-004. EDN XABXIY.
6. Konovalov A.G., Konovalov V.I. Razrabotka konstruktivno-tekhnologicheskoy skhemy vykopchnoy skoby dlya sadentsev. [*Development of a design and technological scheme of a digging bracket for seedlings*]. *Politeematischeskiy setevoy elektronnyy nauchnyy zhurnal Kubanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*, 2023; 188: 23-43. DOI 10.21515/1990-4665-188-004. EDN FMXEZC.
7. Uhlmann E., Fürstenau J.P., Kuche Y. et al. Modeling of the wet immersed tumbling process with the Discrete Element Method (DEM). *Procedia CIRP*, 2021; 102: 1–6. DOI 10.1016/j.procir.2021.09.001. EDN EJMZCH.
8. Pezo M., Pezo L., Lončar B. et al. Granular flow in screw conveyors: A review of experiments and discrete element method (DEM) studies. *Powder Technology*, 2025; 459: 121040. DOI 10.1016/j.powtec.2025.121040. EDN DVDTTO.
9. Patidar P., Soni P., Jain A., Mahore V. Modelling soil-rotor blade interaction of vertical axis rotary tiller using discrete element method (DEM). *Journal of Terramechanics*, 2024; 112: 59–68. DOI 10.1016/j.jterra.2024.01.001. EDN KXJWAJ.
10. Mudarisov S.G., Farkhutdinov I.M., Gareev I.F. Modelirovanie vzaimodeystviya ankernogo soshnika s pochvoy i semenami metodom diskretnykh elementov: analiz tyagovogo soprotivleniya i agrotekhnicheskikh parametrov. [*Modeling the interaction of an anchor opener with soil and seeds using the discrete element method: analysis of traction resistance and agrotechnical parameters*]. *Rossiyskiy elektronnyy nauchnyy zhurnal*, 2025; 1(55): 287–295. DOI 10.31563/2308-9644-2025-55-1-287-295. EDN JXUHP.

11. Sharaby N.N., Doroshenko A.A., Butovchenko A.V. Simulation of Sesame Seeds Outflow in Oscillating Seed Metering Device Using DEM. *Engineering Technologies and Systems*, 2020; 30(2): 219–231. DOI 10.15507/2658-4123.030.202002.219-231. EDN NBOEZY.
12. Wang S., Li M., Liu X., Ji J., Chen P. Calibration and analysis of discrete element simulation parameters of Chinese cabbage seeds. *PLoS One*, 2022; 17(6): e0270415. DOI <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0270415>.
13. Cundall P.A., Strack O.D.L. A discrete numerical model for granular assemblies. *Géotechnique*, 1979; 29(1): 47–65.
14. Wang J., Chen L., Tang Y., Chen Z., Wu Q., Han D. Calibration and experiment of discrete element model parameters of *Zanthoxylum bungeanum*. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 2023; 9: 1204659. DOI <https://doi.org/10.3389/fmech.2023.1204659>.
15. Ghodki B.M., Patel M., Namdeo R. et al. Calibration of discrete element model parameters: soybeans. *Computational Particle Mechanics*, 2019; 6: 3–10. DOI <https://doi.org/10.1007/s40571-018-0194-7>.
16. Zhang X., Wang H., Wang F. et al. Parameter calibration of discrete element model for alfalfa seeds based on EDEM simulation experiments. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*, 2024; 17(3): 33–38. DOI <https://doi.org/10.25165/j.ijabe.20241703.8681>.
17. Qing J., Gong X., Cai X. et al. Calibration of discrete element parameters for spinach seeds and optimization of seed-metering device design. *Scientific Reports*, 2025; 15: 34245. DOI <https://doi.org/10.1038/s41598-025-34245-3>.
18. Li H., Lu J., Cheng B., Song W. Effects of film overlying soil technology on soil heat balance for mechanized vegetable planting: Experimental study and numerical modelling. *Solar Energy*, 2024; 278: 112786. DOI <https://doi.org/10.1016/j.solener.2024.112786>.
19. Wu Q., Miao W., Zhang Y., Gao H., Hui D. Mechanical properties of nanomaterials: A review. *Nanotechnology Reviews*, 2020; 9(1): 259–273. DOI 10.1515/ntrev-2020-0021.
20. Bradley A.C., Jaksa M.B., Kuo Y.L. Ground response of rolling dynamic compaction—a finite element modelling approach. *Frontiers in Built Environment*, 2024; 9: 1334090. DOI 10.3389/fbuil.2023.1334090.
21. Saunders C., Ucgul M., Godwin R.J. Discrete element method (DEM) simulation to improve performance of a mouldboard skimmer. *Soil and Tillage Research*, 2021; 205: 104764. DOI <https://doi.org/10.1016/j.still.2020.104764>.

Сведения об авторах

Драпалюк Михаил Валентинович – доктор технических наук, профессор кафедры механизации лесного хозяйства и проектирования машин, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева 8, г. Воронеж, 394087, Российская Федерация, 394087, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8029-2706>, e-mail: michael1@yandex.ru.

✉ *Школьных Александр Васильевич* – аспирант кафедры механизации лесного хозяйства и проектирования машин, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева 8, г. Воронеж, 394087, Российская Федерация, 394087, ORCID: <https://orcid.org/0009-0002-3311-5907>, e-mail: alex.hk525@gmail.com

Information about authors

Mikhail V. Drapaluk – Doctor of Engineering Sciences, Professor, Department of Forestry Mechanization and Machine Design, Voronezh State Forest Engineering University named after G.F. Morozov, ul. Timiryazeva 8, Voronezh, 394087, Russian Federation, 394087, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8029-2706>, e-mail: michael1@yandex.ru.

✉ *Aleksandr V. Shkolnykh* – postgraduate student of the Department of Forestry Mechanization and Machine Design, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education “Voronezh State Forest Engineering University named after G.F. Morozov”, 8 Timiryazeva St., Voronezh, 394087, Russian Federation, 394087, ORCID: <https://orcid.org/0009-0002-3311-5907>, e-mail: alex.hk525@gmail.com.

✉ Для контактов / Corresponding author