

- 9 Fleischer M. Geschichte der Holzernte in Handarbeit. Proekte Verlag Cornelius GmbH, Halle/S. 1. Auflage, 2009, 212 p. ISBN 978-3-86634-664-2.
- 10 Fleischer M. Geschichte der mobile Holzerntemaschinen. Proekte Verlag Cornelius GmbH, Halle/S. 1. Auflage, 2007, 366 p. ISBN 978-3-86634-412-9.
11. Kokkarinen, J. Koneellinen puunkorjuu. Hallitusti hyvään tulokseen. Metsäteho Oy: Helsinki, 2013, 91 p. (in Finnish)
12. Stampfer K., Strinmuller T. Harvester und Seilgerät im Steilgelände. Valmet 911 und Synchronfalke. Universität für Bodenkultur, Institut für Forsttechnik. Eigenverlag Wien, 2004, 25 p. (in German)
13. Thieme, F. Naturgemäße Waldwirtschaft und modern Foresttechnik. In: FT, 1999, pp. 12-13. (in German)
14. *Lesnoj kodeks Rossijskoj Federacii* [Forest Code of the Russian Federation]. Moscow, 2007, 48 p. (in Russian)
15. Pravila zagotovki drevesiny. Utverzhdeny prikazom MPR Rossii № 184 ot 16.07.2007 [Rules of wood harvesting. Approved by order of Russian Ministry of Natural Resources № 184 from 16.07.2007] Available at: [http://www.consultant.ru/document/cons\\_doc\\_LAW\\_124947/?frame=5](http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_124947/?frame=5) (in Russian)
16. Derbin V.M., Derbin M.V. Lesosechnye raboty s sortirovkoj hlystov ili derev'ev [Harvesting with Sorting of Tree-lengths or Trees]. Arhangelsk, 2014, 103 p. (in Russian)

### Сведения об авторах

*Дербин Василий Михайлович* – доцент кафедры технологии лесозаготовительных и деревообрабатывающих производств, «Северный (Арктический) федеральный университет имени М.В. Ломоносова», кандидат технических наук, доцент, г. Архангельск, Российская Федерация; e-mail: v.derbin@mail.ru.

*Дербин Михаил Васильевич* – старший преподаватель кафедры технологии лесозаготовительных и деревообрабатывающих производств, «Северный (Арктический) федеральный университет имени М. В. Ломоносова», кандидат технических наук, г. Архангельск, Российская Федерация; e-mail: m.v.derbin@mail.ru.

### Information about authors

*Derbin Vasily Mikhailovich* – Head of the Department Technology of logging and woodworking industries of «Northern (Arctic) Federal University named after M.V. Lomonosov», Ph.D. in Engineering, Associate Professor, Arkhangelsk, Russian Federation; e-mail: v.derbin@mail.ru.

*Derbin Mikhail Vasilyevich* – Senior Lecture of the Department Technology of logging and woodworking industries of «Northern (Arctic) Federal University named after M.V. Lomonosov», Ph.D. in Engineering, Arkhangelsk, Russian Federation; e-mail: m.v.derbin@mail.ru.

DOI: 10.12737/19957

УДК 656\*4

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ЛЕСОТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕОРИИ ГРАФОВ

кандидат технических наук, доцент **И. Н. Кручинин**

ФГБОУ ВО «Уральский государственный лесотехнический университет»,  
г. Екатеринбург, Российская Федерация

Работа лесотранспортных машин связана со специфическими условиями эксплуатации, а именно движением по временным дорогам и в условиях бездорожья. Перемещения по этим поверхностям связаны со значительными динамическими процессами в узлах и агрегатах машин. Нами разработана математическая модель для проведения анализа динамических колебаний лесотранспортной машины с учетом физико-механических свойств опорной поверхности. В качестве опорной поверхности принят деформируемый грунт с низкой несущей способностью. Построенная математическая модель колебаний лесотранспортной машины содержит мо-

дульный принцип построения, а ее решение проводится с использованием теории графов. Помимо модулей в структуре модели представлены классы, которые базируются на описании взаимодействия внутренних и внешних связей модулей с более высокими уровнями движениями элементов машины. Получено линейное уравнение колебаний лесотранспортной машины и трехдольный граф, построенный на основе анализа этого уравнения. Разработана и организована структура модели колебаний лесотранспортной машины с применением объектов движения элементов машины, объектов внутреннего взаимодействия элементов машины и объектов внешнего взаимодействия лесотранспортной машины, в том числе и с опорной поверхностью. Деформация опорной поверхности задается нелинейными физико-механическими характеристиками. Модульный принцип построения модели позволил устранить значительные трудности при решении ее численными методами. В результате имитационного моделирования установлено, что в системе поддрессирования лесотранспортной машины колебания происходят по всем трем координатам и связаны между собой. Получено решение по оценке силового воздействия лесотранспортной машины на деформируемую опорную поверхность, с учетом касательной силы тяги пневмоколеса, в момент начала поступательного движения как по горизонтальным, так и по вертикальным координатам. Построен фазовый портрет колебаний корпуса лесотранспортной машины и пневмоколеса по их скорости перемещения и по перемещению.

**Ключевые слова:** лесотранспортная машина, динамическая модель, опорная поверхность, колебания, узел, класс объекта, трехдольный граф состояния

### MATHEMATICAL MODELING OF OSCILLATIONS TRANSPORT FOR THE FOREST USING GRAPH THEORY

Ph.D. in Engineering, Associate Professor **I. N. Kruchinin**

Federal State Budget Education Institution of Higher Education «Ural State Forestry Engineering University»,  
Ekaterinburg, Russian Federation

#### Abstract

Work transport vehicle for the forest associated with the specific operating conditions, namely, motion for temporary roads and off-road conditions. Migration to these surfaces are associated with significant dynamic processes in the nodes and units of machines. We have developed a mathematical model to analyze the dynamic co-oscillations transport vehicle for the forest based on physical and mechanical properties of the support surface. As adopted by the deformable support surface ground with low carrying capacity. The constructed mathematical model of vibrations transport vehicle for the forest contains modular design, and its solution is carried out using graph theory. In addition to the modules in the model structure presented classes, which is based on the description of the interaction of internal and external communication modules with higher levels of the movements of the machine elements. An oscillation linear equation transport vehicle for the forest and triple meter graph constructed based on the analysis of this equation. Designed and organized structure of the model of the machine vibrations transport vehicle for the forest using objects motion machine elements, object of the internal interaction of the elements of the machine and the objects of the external interaction transport vehicle for the forest, including with the support surface. The deformation of the bearing surface is defined by non-linear physical-mechanical characteristics. The modular design of the model would remove major difficulties in solving it numerically. As a result, the simulation found that the system of suspension transport vehicle for the forest vibrations occur in all three coordinates and linked. The solution to assess the impact of the power lesotransportnoy cars on a deformable support surface, given the tangent traction pneumatic wheel a, at the beginning of the translational motion of both the horizontal and vertical coordinates. The phase portrait of the oscillation body transport vehicle for the forest pneumatic wheel machines and their movement speed and pedisplaced.

**Keywords:** transport vehicle for the forest, dynamic model, supporting topness, vibration, unit, object class, three-parts of the state graph

Современные исследования в области повышения транспортно-эксплуатационных свойств лесотранспортных машин в основном направлены на теоретическое и экспериментальное изучение динамических процессов в узлах и агрегатах, чаще всего без учета свойств опорных поверхностей, по которым перемещаются машины, и с применением классических методов построения динамических моделей [1, 5, 8].

Целью данной работы является создание математической модели колебаний лесотранспортной машины на базе теории графов, с использованием объектно-ориентированного подхода к построению модели.

Учитывая сложность поставленной задачи, математическая модель лесотранспортной машины (ЛТМ) разрабатывалась в два этапа: разработка линеаризованной модели динамических колебаний корпуса; разработка модели динамических колебаний лесотранспортной машины с учетом взаимодействия с опорной поверхностью.

Первый этап. Линеаризованная модель динамических колебаний корпуса ЛТМ при движении ее с лесным грузом. В этом случае взаимодействие ходовой

части с опорной поверхностью задавалось в виде гармонических функций. При создании математической модели используются следующие допущения: рассматриваются колебания только поддресоренных масс ЛТМ; характеристики упругих и демпфирующих элементов линейны; деформационные свойства опорной поверхности оцениваются по набору физико-механических характеристик с учетом их вероятностного характера распределения; микропрофиль под левой и правой сторонами задается в виде гармонических функций; движение происходит прямолинейно, горизонтальная скорость точек корпуса постоянна; колебания считаются малыми; отрывы пневмоколер от опорной поверхности, удары подвески об ограничители не рассматриваются.

Для качественного исследования колебаний корпуса ЛТМ на этом этапе была создана линеаризованная динамическая модель, учитывающая наряду с продольно-угловыми и вертикальными колебаниями также и поперечно-угловые [1].

Расчетная схема приведена на рис. 1. Уравнения динамических колебаний для рассматриваемой математической модели ЛТМ имеют вид:

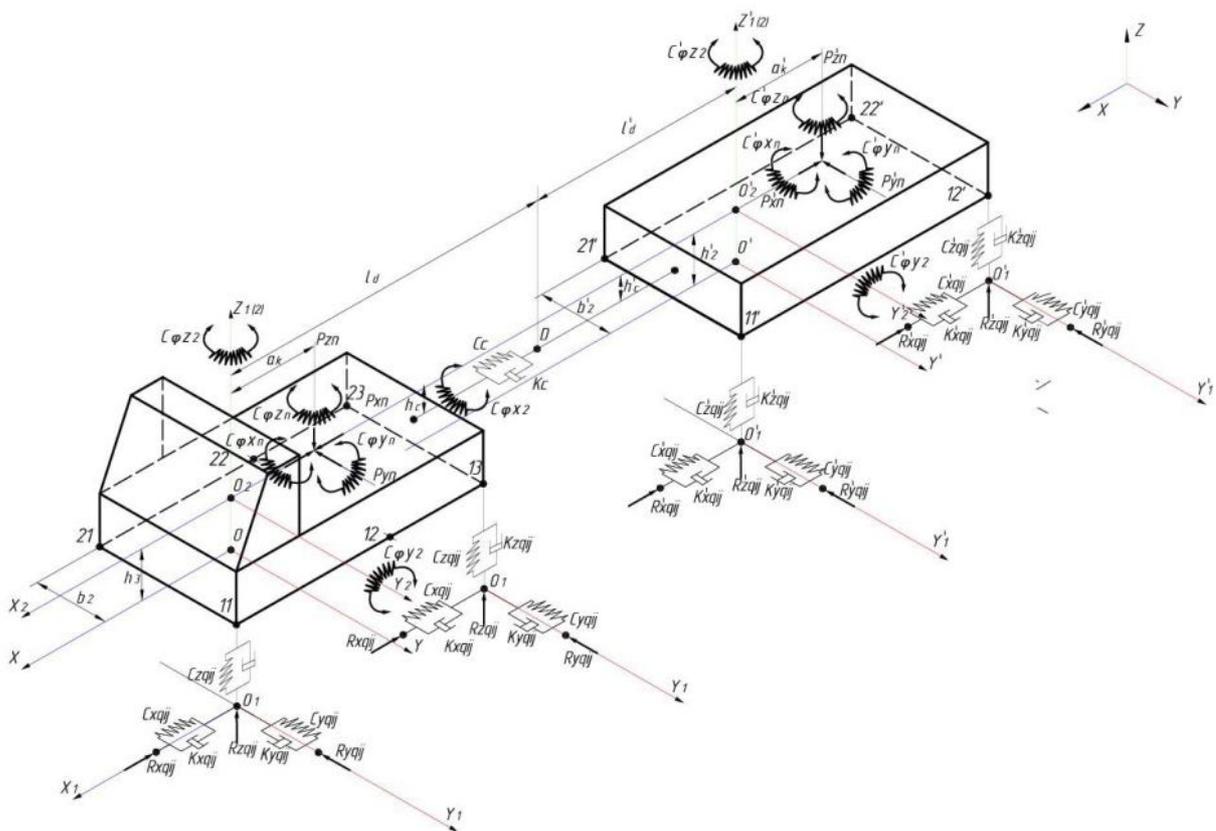


Рис. 1. Расчетная схема динамических колебаний корпуса лесотранспортной машины

$$\begin{cases} m\ddot{z} = \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^n P_{ji} - P_{nz} - mg, \\ I_{\varphi} \ddot{\varphi} = -\sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^n P_{ji} l_{ji} - P_{nx}, \\ I_{\psi} \ddot{\psi} = \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^n P_{ji} b_j - P_{ny}, \end{cases} \quad (1)$$

где  $P_{ji}$  – сила в  $i$ -й ходовой части  $j$ -й стороны ЛТМ (если  $j = 1$  – левая сторона, если  $j = 2$  – правая сторона);

$P_n$  – сила от пакета длинномерного лесного груза (пачка сортиментов);

$b_j$  – поперечная координата плоскости  $j$ -й стороны относительно центра масс;

$l_{ji}$  – продольная координата относительно центра масс  $i$ -го узла подвески на  $j$ -й стороне ЛТМ;

$m$  – масса ЛТМ;

$I_{\varphi}$  – момент инерции корпуса лесотранспортной машины относительно поперечной оси, проходящей через центр масс;

$I_{\psi}$  – момент инерции корпуса лесотранспортной машины относительно продольной оси, проходящей через центр масс;

$n$  – число осей ЛТМ.

В теории колебаний транспортных средств обычно рассматривают воздействие на его подвеску или единичных неровностей, или периодически чередующихся неровностей одинакового размера, или случайных воздействий в виде микропрофиля дороги [1, 2].

В случае гармонического воздействия со стороны опорной поверхности, что характерно для лесотранспортных путей, по которым перемещается однотипное оборудование, решение представленной системы линейных дифференциальных уравнений будем искать в следующем виде:

$$\begin{cases} z = x_1 \sin \omega t + x_2 \cos \omega t \\ \varphi = x_3 \sin \omega t + x_4 \cos \omega t \\ \psi = x_5 \sin \omega t + x_6 \cos \omega t \end{cases} \quad (2)$$

В результате преобразований получим систему шести линейных уравнений, описывающих вынужденные колебания корпуса ЛТМ по трем обобщенным координатам. В окончательном виде

решения система дифференциальных уравнений примет вид:

$$\begin{cases} z = A_z \cdot \sin(\omega t + \varepsilon_z) \\ \varphi = A_{\varphi} \cdot \sin(\omega t + \varepsilon_{\varphi}) \\ \psi = A_{\psi} \cdot \sin(\omega t + \varepsilon_{\psi}) \end{cases} \quad (3)$$

где  $A$  – амплитуды вынужденных колебаний по обобщенным координатам,

$$\begin{cases} A_z = \sqrt{x_1^2 + x_2^2} \\ A_{\varphi} = \sqrt{x_3^2 + x_4^2} \\ A_{\psi} = \sqrt{x_5^2 + x_6^2} \end{cases};$$

$\varepsilon$  – значения фазовых углов,

$$\begin{cases} \varepsilon_z = \arctg \frac{x_2}{x_1} \\ \varepsilon_{\varphi} = \arctg \frac{x_4}{x_3} \\ \varepsilon_{\psi} = \arctg \frac{x_6}{x_5} \end{cases}.$$

Анализируя систему дифференциальных уравнений (3), можно прийти к выводу, что в системе подressоривания ЛТМ колебания по всем трем координатам связаны между собой.

При исследовании динамики многоопорной лесотранспортной машины с помощью представленной пространственной линейной модели внешнее воздействие со стороны опорной поверхности обычно задается на основе статистических характеристик микропрофиля лесных дорог, будь то трелевочный волок или лесовозная автомобильная дорога [1, 6].

Для повышения точности результатов моделирования некоторыми исследователями дополнительно рассматривается деформация опорной поверхности, задаваемая нелинейными физико-механическими характеристиками [2, 3].

Однако известные подходы к решению поставленной задачи характеризуются большой трудоемкостью и вероятностью появления ошибок при составлении программного кода, что существенно ограничивает получение качественного анализа оценки динамического воздействия на опорную поверхность [4, 9].

Для получения наиболее достоверных качественных результатов моделирования необходимо ис-

пользование моделей динамики ЛТМ, построенных на несколько ином принципе – модульном, с использованием теории графов. Такие модели позволяют использовать характеристики элементов корпуса ЛТМ, системы поддрессоривания пневмоколес и физико-механических параметров опорной поверхности непосредственно, для создания структуры моделей динамических колебаний [3, 4].

Второй этап. На втором этапе в разработанную модель динамических колебаний лесотранспортной машины были внесены следующие изменения: включены неподрессоренные массы от мостов и пневмоколес ЛТМ по координатами  $x_2, y_2, z_2$ ; поступательное движение ЛТМ реализовано за счет приложения крутящего момента  $M_{кр}$  со стороны двигателя на пневмоколесах с тангенциальной жесткостью  $C_{\varphi y_2}$ ; учтено появление момента сопротивления качения пневмошины  $M_c$  от деформации опорной поверхности при поступательном движении ЛТМ по координате  $x$ ; силовое взаимодействие пневмошины представлено в

виде упругих  $c_{qij}$  и диссипативных  $k_{qij}$  свойств опорной поверхности.

Разработанная расчетная схема представлена на рис. 2.

Принимая в качестве обобщенных координат канонические координаты квадратичной формы кинетической энергии, запишем уравнение колебаний ЛТМ в виде

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \left( \frac{\partial T}{\partial q_j} \right) + \left( \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} \right) + \left( \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_j} \right) = Q_j, j = 1, \dots, n, \quad (4)$$

где  $T$  – кинетическая энергия системы;

$\Pi$  – потенциальная энергия системы;

$R$  – диссипативная функция Релея;

$Q_j$  – приведенные внешние силы;

$q_j$  – обобщенные координаты;

$n$  – количество степеней свободы системы.

Способы решения уравнений такого вида подробно описаны в работе [1].

Сложность в представлении функции взаи-

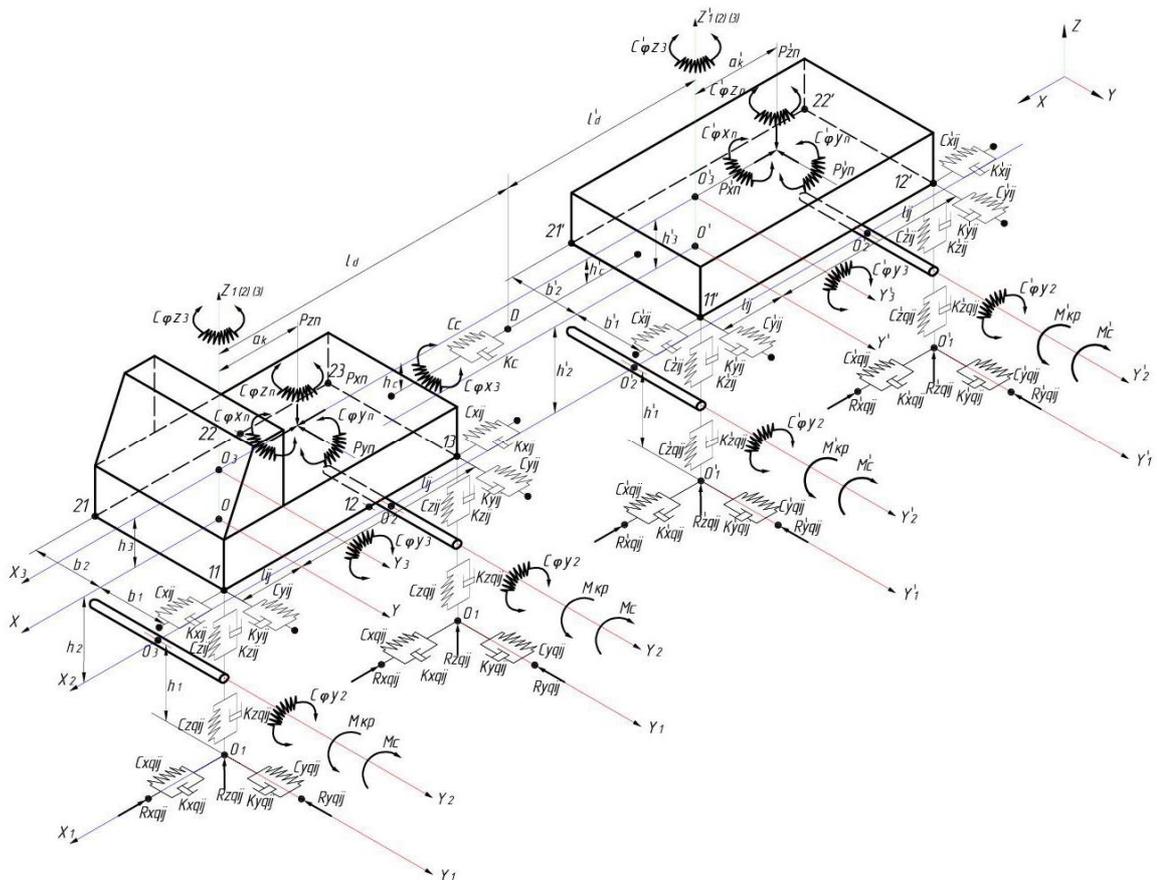


Рис. 2. Расчетная схема колебаний корпуса и ходовых частей лесотранспортной машины с учетом взаимодействия с опорной поверхностью

модействия пневмоколес ЛТМ с опорной поверхностью и значительное количество элементов, участвующих в динамических процессах, привели к неоправданному усложнению модели, а ее решение описанным выше традиционным способом требует большого объема вычислительных процедур. При этом, как показано в работах [2, 4, 9], традиционное решение не лишено накопления ошибок в процессе дифференцирования. В нашем случае математическая модель представляет систему, состоящую из 42 дифференциальных уравнений второго порядка, описывающую механическую систему взаимодействия ЛТМ с опорной поверхностью.

С целью оптимизации процедуры решения математической модели и получения нового научного знания рассмотрим метод, основанный на теории графов, с использованием объектно-ориентированного подхода к построению модели.

Обозначим обобщенные координаты Лагранжа через  $q$ , а координаты инерционных, внутренних и внешних взаимодействий системы через  $\vartheta$ ,  $\eta$ ,  $\chi$ , тогда уравнения для стационарных, голономных связей можно представить как

$$\begin{cases} \tau(\vartheta, q) = 0, \\ \pi(\eta, q) = 0, \\ \alpha(\chi, q) = 0. \end{cases} \quad (5)$$

При этом размерность векторного пространства для описания кинетической энергии системы будет равна  $dim < \vartheta > = n$ , размерность векторного пространства, описывающего внутреннюю энергию системы, равна  $dim < \eta > = m$ , а размерность векторного пространства, описывающая внешнее взаимодействие системы, может быть представлена в виде  $dim < \chi > = k$ .

В этом случае уравнение Лагранжа (4) представим в виде

$$-\tau_q^T (\tau_\vartheta^T)^{-1} \theta \ddot{\vartheta} + \pi_q^T (\pi_\eta^T)^{-1} F + \alpha_q^T (\alpha_\chi^T)^{-1} X = 0, \quad (6)$$

где  $\theta$  – каноническая матрица коэффициентов инерции;

$F$  – вектор сил внутреннего взаимодействия элементов рассматриваемой системы;

$X$  – вектор внешних сил, действующих на систему.

С учетом уравнений связи (5) проведем линеаризацию уравнений связи

$$\tau(\vartheta, q) = \tau_\vartheta \vartheta + \tau_q q = 0.$$

В этом случае вторая производная от координат

инерционных взаимодействий системы  $\vartheta$  равна

$$\ddot{\vartheta} = -(\tau_\vartheta)^{-1} \tau_q \ddot{q}$$

Если представить силы внутреннего взаимодействия в виде функции  $F_i = -(c_i \eta_i + r_i \dot{\eta}_i)$ ,

где  $c_i$  – коэффициенты жесткости связей между элементами системы;

$r_i$  – коэффициенты диссипации между элементами системы, то уравнение колебаний системы можно представить в виде

$$\bar{A} \ddot{q} + \bar{B} \dot{q} + \bar{C} q + \bar{D} = 0, \quad (7)$$

где  $\bar{A}$  – матрица приведенных коэффициентов инерции

$$\bar{A} = \tau_q^T (\tau_\vartheta^T)^{-1} \theta (\tau_\vartheta)^{-1} \tau_q;$$

где  $\bar{B}$  – матрица смежности приведенных коэффициентов диссипации между элементами системы

$$\bar{B} = \pi_q^T (\pi_\eta^T)^{-1} R (\pi_\eta)^{-1} \pi_q;$$

где  $\bar{C}$  – матрица смежности приведенных коэффициентов жесткости между элементами системы

$$\bar{C} = \pi_q^T (\pi_\eta^T)^{-1} C (\pi_\eta)^{-1} \pi_q;$$

где  $R$  – диагональная матрица коэффициентов диссипации системы;

$C$  – диагональная матрица коэффициентов жесткости системы;

$\bar{D}$  – вектор приведенных внешних сил взаимодействия

$$\bar{D} = \alpha_q^T (\alpha_\chi^T)^{-1} X;$$

где  $X$  – вектор внешних сил, действующих на систему.

Для оптимизации расчетов и составления программного решения примем в качестве обобщенных координат канонические координаты квадратичной формы кинетической энергии системы  $\vartheta \equiv q$ , и матрицы в уравнении (7) примут вид:

$$\begin{aligned} \bar{A} &= \theta, \\ \bar{B} &= \pi_q^T R \pi_q, \\ \bar{C} &= \pi_q^T C \pi_q, \\ \bar{D} &= \alpha_q^T X. \end{aligned}$$

Полученное решение уравнения (7) соответствует основным положениям, представленным в широко известных работах В.Л. Вейца, и их удобнее рассматривать в форме графов [2, 3, 4].

Как показано в этих же работах, если объекты внутреннего взаимодействия системы можно объединить и описывать их в виде вектора  $F$  сил внутреннего взаимодействия системы, то в нашем случае уравнение (4) будет представлено в виде

$$\theta \ddot{\vartheta} + \pi_g^T F + \alpha_g^T X = 0, \quad (8)$$

где  $\theta$  – матрица приведенных коэффициентов инерции;

$\ddot{\vartheta}$  – вторая производная от координаты инерционных взаимодействий системы объекты движения ЛТМ;

$\pi_g^T$  – транспонированная матрица инцидентности;

$F$  – вектор сил внутреннего взаимодействия системы, представленного в виде

$$F = C\eta + R\dot{\eta};$$

$\eta = \pi(\mathcal{G})$  – вектор координат действия внутренних сил;

$\alpha_g^T$  – транспонированная матрица инцидентности;

$X$  – вектор внешних сил по координате  $\chi$ ;

$\chi = \alpha(\mathcal{G})$  – вектор координат действия внешних сил;

Полученное линейное уравнение соответствует трехдольному графу и позволяет организовать совершенно новую структуру модели колебаний ЛТМ.

Полученный граф имеет следующую структуру:

- левая доля графа соответствует вектору сил внутреннего взаимодействия системы;
- правая доля – вектору внешних сил на ЛТМ;
- средняя доля представляет собой объекты одного типа (движение, координаты, скорости и т. д.), т. е. описывает инерционные силы рассматриваемой системы.

Структурный анализ уравнения (8) позволил выделить три класса объектов:

- объекты движения элементов ЛТМ  $\{\theta \ddot{\vartheta}\}$ ;
- объекты внутреннего взаимодействия элементов ЛТМ  $\{\pi_g^T F\}$ ;
- объекты внешнего взаимодействия ЛТМ, в том числе и с опорной поверхностью  $\{\alpha_g^T X\}$ .

Как показано в наших работах, объединив элементы модели в однотипные объекты, можно получить граф динамических колебаний корпуса ЛТМ с учетом взаимодействия с опорной поверхностью [2, 3]. Полученный граф может быть тоже приведен к классическому трехдольному и содержать следующие доли: движение элементов корпуса и ходовых частей, внут-

реннее взаимодействие элементов модели ЛТМ и внешнее взаимодействие с опорной поверхностью с приложенным крутящим моментом от двигателя.

Таким образом, основным элементом математической модели служат модули и классы. Если классы базируются на описании особенности движения элементов ЛТМ, а также их взаимодействия и характера внутренних и внешних связей с более высокими уровнями движениями элементов ЛТМ, то модули включают в себя элементы, определяющие структуру и особенности решения уравнения колебаний (8) с учетом внутренних и внешних связей.

Примером базового модуля является граф, описывающий колебания колеса ЛТМ, изображенный на рис. 3.

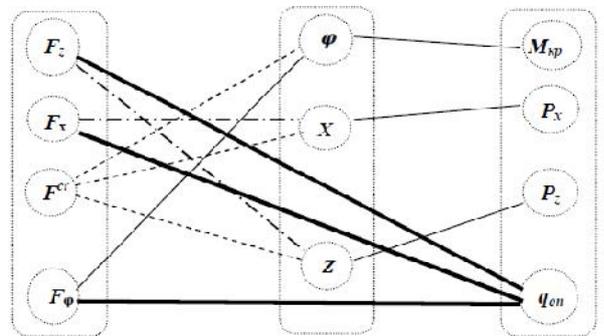


Рис. 3. Трехдольный граф уравнения колебаний базового модуля

Силы внутреннего взаимодействия представлены в виде кортежа  $\{F_{Xij}, F_{Zij}, F_{\varphi yij}, F^{cr}_{ij}\}$ , объекты движения через  $\{Xij, Zij, \varphi_{yij}\}$ , а объекты внешнего взаимодействия через  $\{q_{olij}, M_{kp}, P_{Xij}, P_{Zij}\}$ .

При этом уравнения колебаний базового модуля имеют такую же структуру и методы решения, что и полученное уравнение (8) динамических колебаний, а модули связаны элементами взаимодействия или их комбинациями.

На основе математической модели был разработан комплекс программного обеспечения для оценки колебаний ЛТМ и степени их влияния на опорную поверхность [4, 7, 10]. На рис. 5 представлено решение математической модели по оценке воздействия ЛТМ на деформируемую опорную поверхность в момент начала поступательного движения по координатам  $x$  и  $z$ . На рис. 6 представлен фазовый портрет колебаний центра масс корпуса ЛТМ и оси пневмоколеса при

$F_z, P_z, F_{кас}, V_x$

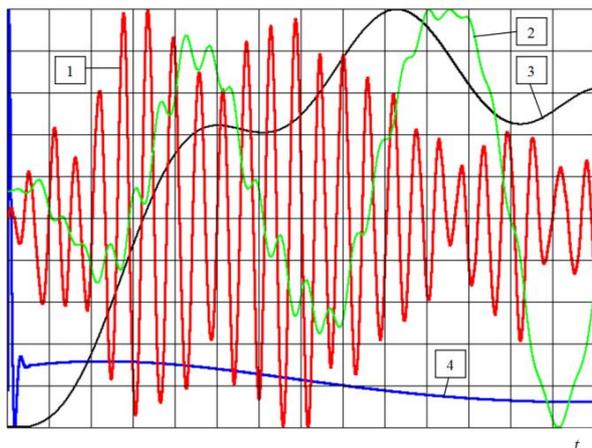


Рис. 4. Силовое взаимодействие корпуса ЛТМ и пневмоколеса с опорной поверхностью (грунт с низкой несущей способностью) при разгоне и установившемся движении: 1-  $F_z$  – величина усилия на опорную поверхность со стороны пневмоколеса (левая сторона) в вертикальной плоскости по координате  $Z$ ; 2-  $P_z$  – величина усилия на корпус ЛТМ (левая сторона) в вертикальной плоскости по координате  $Z$ ; 3 -  $V_x$  – скорость корпуса в горизонтальной плоскости по координате  $X$ ; 4 -  $F_{кас}$  – касательная сила тяги пневмоколеса (в пятне контакта) по координате  $X$

$Z_2, Z_3$

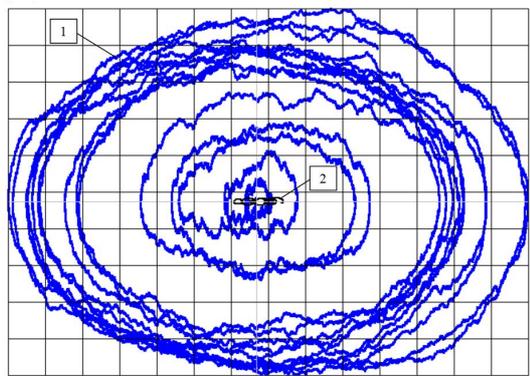


Рис. 5. Фазовый портрет колебаний центра масс корпуса ЛТМ и оси пневмоколеса (левая сторона) при разгоне и установившемся движении по опорной поверхности (грунт с низкой несущей способностью):  $Z_{2,3}$  – перемещения пневмоколеса и корпуса по координате  $Z$ ;  $Z'_{2,3}$  – скорость перемещения пневмоколеса и корпуса по координате  $Z$ : 1-Фазовая траектория колебаний оси пневмоколеса 2-Фазовая траектория колебаний центра масс корпуса ЛТМ

$Z_3$

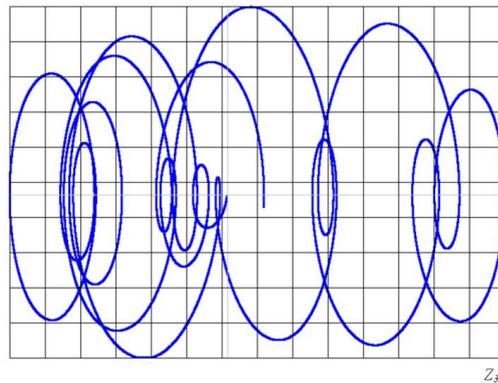


Рис. 6. Фазовая траектория 2 (увеличено) перемещения центра масс корпуса по координате  $Z$  при разгоне и установившемся движении ЛТМ. Обозначения те же, что и на рис. 5

разгоне и установившемся движении.

Вывод. Разработанная модель, построенная на базе теории графов, позволила существенно сократить объем вычислительных процедур. Предложенная структура математической модели помимо оценки динамических колебаний ЛТМ позволила оценить и степень влияния машины на опорную поверхность лесной дороги.

## Библиографический список

1. Агейкин, Я.С. Теория автомобиля [Текст] : учеб. пособие / Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская. – М. : МГИУ, 2008. – 318 с.
2. Кручинин, И.Н. Математическая модель лесотранспортной машины для исследования взаимодействия ходовой части с деформируемой опорной поверхностью [Электронный ресурс] / И.Н. Кручинин // Современные проблемы науки и образования. – 2014. – № 5. – Режим доступа: <http://www.science-education.ru/119-15129>
3. Баженов, Е.Е. Сочленённые транспортные и технологические системы [Текст] : монография / Е.Е. Баженов. – Екатеринбург: УГТУ - УПИ, 2009. – 174 с.
4. Кручинин, И.Н. Модульный принцип построения динамических моделей движения транспортных средств [Текст] / И.Н. Кручинин, С.К. Буйначев // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе: Модернизация транспортных систем. Урбанистика территорий. Охрана окружающей среды. Техносферная безопасность: Материалы международной научно-практической конференции: Том 2. – Пермь : Изд-во ПНИПУ, 2013. –Т. 2. – С. 239-248.
5. Hare, W. A mixed-integer linear programming model to optimize the vertical alignment considering blocks and side-slopes in road construction [Text] / W. Hare, Y. Lucet, F. Rahman // European journal of operational research. – 2015. – Vol. 241. – Issue 3. – pp. 631-641.
6. Santos, J. A life cycle assessment model for pavement management: methodology and computational framework [Text] / J. Santos, A. Ferreira, G. Flintsch // International journal of pavement engineering. – 2015. – Vol. 16. – Issue 3. – pp. 268-286.
7. Liyanage, C. Measuring Success of PPP Transport Projects: A Cross-Case Analysis of Toll Roads [Text] / C. Liyanage, F. Villalba-Romero // Transport reviews. – 2015. – Vol. 35. – Issue 2. – Special Issue: SI. – pp. 140-161.
8. Setinc, M. Optimization of a highway project planning using a modified genetic algorithm [Text] / M. Setinc, M. Gradisar, L. Tomat // Optimization. – 2015. – Vol. 64. – Issue 3. – pp. 687-707.
9. Burdett, R. Block models for improved earthwork allocation planning in linear infrastructure construction [Text] / R. Burdett, E. Kozan, R. Kenley // Engineering optimization. – 2015. – Vol. 47. – Issue 3. – pp. 347-369.
10. Janssen, Thomas Stahlbau Design and construction in existing contexts: Replacement of the first High Bridge Levensau [Text] // Janssen Thomasstahlbau. – 2015. – Vol. 84. – Issue 3. – pp. 182-194.

## Reference

1. Ageikin Y.S., Volskaya N.S. *Teorija avtomobilja* [Car Theory]. Moscow, 2008, 318 p. (In Russian).
2. Kruchinin I.N. *Matematicheskaja model' lesotransportnoj mashiny dlja issledo-vanija vzaimodejstvija hodovoj chasti s deformiruemoj opornoj poverhnost'ju* [Mathematical model lesotransportnoy machine interaction studies with deformable chassis bearing surface]. *Sovremennye problemy nauki i obrazovanija* [Modern problems of science and education]. 2014, no. 5. Available at: <http://www.science-education.ru/119-15129>. (In Russian).
3. Bazhenov E.E. *Sochlenjonnye transportnye i tehnologicheskie sistemy* [Articulated vehicles and technological systems]. Yekaterinburg, 2009, 174 p. (In Russian).
4. Kruchinin I.N., Buinachev S.K. *Modul'nyj princip postroenija dinamicheskikh modelej dvizhenija transportnyh sredstv* [The modular design of dynamic models of vehicle movement]. *Modernizacija i nauchnye issledovanija v transportnom komplekse: Modernizacija transportnyh sistem. Urbanistika territorij. Ohrana okružhajushhej sredy. Tehnosfernaja bezopasnost': Materialy mezhdunarodnoj nauchno-praktičeskoj konferencii* [Modernization and research in the transport sector: modernization of transport systems. Urban areas. Environmental protection. Technosphere safety: Proceedings of the international scientific-practical conference]. Perm, 2013, Vol. 2, pp. 239-248. (In Russian).
5. Hare, Warren; Lucet, Yves; Rahman, Faisal A mixed-integer linear programming model to optimize the vertical alignment considering blocks and side-slopes in road construction. *European journal of operational research*, 2015, Vol. 241, Issue 3, pp. 631-641.
6. Santos, Joao; Ferreira, Adelino; Flintsch, Gerardo A life cycle assessment model for pavement management:

methodology and computational framework. International journal of pavement engineering, 2015, Vol. 16, Issue 3, pp. 268-286.

7. Liyanage, Champika; Villalba-Romero, Felix Measuring Success of PPP Transport Projects: A Cross-Case Analysis of Toll Roads. Transport reviews, 2015, Vol. 35, Issue 2, Special Issue: SI, pp. 140-161.

8. Setinc, Marko; Gradisar, Mirko; Tomat, Luka Optimization of a highway project planning using a modified genetic algorithm. Optimization, 2015, Vol. 64, Issue 3, pp. 687-707.

9. Burdett R.; Kozan E.; Kenley R. Block models for improved earthwork allocation planning in linear infrastructure construction. Engineering optimization, 2015, Vol. 47, Issue 3, pp. 347-369.

10. Janssen, Thomas Design and construction in existing contexts: Replacement of the first High Bridge Levensau. Janssen Thomasstahlbau, 2015, Vol. 84, Issue 3, pp. 182-194.

### Сведения об авторе

*Кручинин Игорь Николаевич* – доцент кафедры транспорта и дорожного строительства, ФГБОУ ВО «Уральский государственный лесотехнический университет», кандидат технических наук, г. Екатеринбург, Российская Федерация, e-mail: kinaa.k@ya.ru.

### Information about the author

*Kruchinin Igor Nikolaevich* – Associate Professor of transport and road construction, Federal State Budget Education Institution of Higher Education «Ural State Forestry Engineering University», Phd in Engineering, Ekaterinburg, Russian Federation; e-mail: kinaa.k@ya.ru

DOI: 10.12737/19959

УДК 625.863.4

### ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ КАМЕННЫХ МАТЕРИАЛОВ ПРИ СТРОИТЕЛЬСТВЕ ОСНОВАНИЙ И ПОКРЫТИЙ ЛЕСОВОЗНЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ

кандидат технических наук, доцент **И. Н. Кручинин**  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный лесотехнический университет»,  
г. Екатеринбург, Российская Федерация

Основным материалом для строительства лесовозных автомобильных дорог остаются местные каменные материалы. Создание из этих дискретных материалов прочных конструктивных слоев сопряжено с рядом особенностей. При отсутствии вяжущего материала основным физико-механическим параметром будет являться их структурная прочность. Нами были проведены исследования по изучению изменения зернового состава при уплотнении щебней из различных горных пород в лабораторных условиях на роллерном компакторе. Проведена оценка степени влияния размеров измельченных частиц на структурную прочность. При изучении степени влияния сдерживающей силы между частицами были выделены зерна крупностью менее 0,25 мм. Было показано, что эти частицы кроме физических связей способны образовывать и химические, цементирующие связи за счет реакции с водой. Цементирующая способность различных каменных материалов оценивалась по времени прохода изготовленных из пыли образцов через квадратные отверстия в ситах, а после семи суток твердения еще и по пределу прочности при одноосном сжатии. На основе этих данных изучено влияние каменной пыли на величину контактных усилий между частицами материала и скорость его измельчения. Получены зависимости изменения прочности частиц каменных материалов относительно координационного числа и изменения контактных усилий между частицами при воздействии на них многократных циклических нагрузок. Установлено, что известняковый щебень прочности 400 гораздо сильнее подвержен измельчению при воздействиях многократных циклических нагрузок, чем прочные доломитовый и гранитный щебни. При этом увеличение сдерживающих сил между частицами за счет цементации у слабых каменных материалов составило от 5 до 30 процен-