

УДК 630*377.4

В. С. Исаченков, В. А. Симанович

Белорусский государственный технологический университет

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРИЦЕПНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО
ОБОРУДОВАНИЯ КОЛЕСНЫХ ТРЕЛЕВОЧНЫХ МАШИН**

Повышение тягово-динамических качеств колесных трелевочных машин при лесосечных работах на участках с низкой несущей способностью почвогрунтов может быть достигнуто совершенствованием конструкции самой машины или технологического оборудования. За счет таких изменений можно добиться перераспределения нагрузок на несущую систему в процессе движения, снизить динамическую нагруженность машин, тем самым увеличив ее долговечность. Одним из основных, на наш взгляд, путей дальнейшего развития конструкции колесных трелевочных машин является совершенствование технологического оборудования, правильный выбор которого зависит от условий лесосечных работ.

В статье представлена разработанная на основе методов системного подхода и синтеза математическая модель движения колесной трелевочной машины, которая дала возможность получить матрицы численных значений отклонений степеней свободы моделей, первые производные этих отклонений и соответствующие им моменты времени протекания процесса. Получены все необходимые параметры оценки динамической нагруженности узлов и агрегатов колесной трелевочной машины, оснащенной различным по типу решения технологическим оборудованием.

Обоснован выбор канатно-чокерного технологического оборудования. Установлено, что введение в конструкцию дополнительной опорной оси позволяет минимизировать, в сравнении с другими вариантами, энергетические затраты и динамическую нагруженность в процессе трелевки. Определены конструктивные параметры одноосного прицепного технологического оборудования колесной трелевочной машины для выполнения лесосечных работ на почвогрунтах с низкой несущей способностью.

Ключевые слова: математическая модель, движение, колесная трелевочная машина, технологическое оборудование, динамическая нагруженность.

V. S. Isachenkov, V. A. Simanovich

Belarusian State Technological University

**SUBSTANTIATION OF THE PARAMETERS
OF TOW TECHNOLOGY EQUIPMENT WHEELED SKIDDERS**

The increase in traction and dynamic qualities of the wheeled skidders in logging operations at sites with low bearing capacity of soils can be achieved by improving the design of the machine or process equipment. Due to these changes, you can achieve a redistribution of loads on the bearing system during the movement, reduce the dynamic load of machines, thereby increasing its service life. One of the main, in our opinion, the further development of the design of wheeled skidders is the improvement of technological equipment, the correct choice of which is subject to logging operations.

The article presents, developed on the basis of methods of system approach and synthesis, mathematical model of the motion of wheeled skidders, which gave the opportunity to obtain a matrix of numerical values of the deviations of the degrees of freedom of models, the first derivative of these deviations and their corresponding time points of the process. Obtained all necessary evaluation parameters of dynamic loading of components and assemblies of wheeled skidders, are equipped with different types of technological equipment.

The choice of rope-choker manufacturing equipment. It is established that the introduction of additional reference axis to minimize, in comparison with other options, energy costs and dynamic loading in the process of skidding. Defined the design parameters of the uniaxial towed technological equipment of wheeled skidders to perform logging operations on the soils of low bearing capacity.

Key words: mathematical model, motion, wheeled skidders, technological equipment, dynamic loading.

Введение. При работе на грунтах с низкой несущей способностью повышение тягово-динамических качеств колесных трелевочных машин (КТМ) может быть достигнуто правильным выбором типа технологического оборудования, за счет чего можно добиться перерас-

пределения нагрузок на несущую систему в процессе движения, тем самым снизить динамическую нагруженность КТМ.

Одной из главных тенденций в развитии расчетных исследований является разработка математических моделей движения специальных

транспортных средств на основе методов системного подхода и синтеза, которые широко применяются для лесозаготовительной техники различного назначения.

Взаимодействие КТМ с пачкой хлыстов осуществляется посредством технологического оборудования и является сложным динамическим процессом [1].

Теоретически обосновано и экспериментально подтверждено с точки зрения минимальных значений динамической нагруженности узлов и агрегатов, что при трелевке пачки хлыстов на грунтах с низкой несущей способностью наиболее рациональным является применение КТМ с прицепным технологическим оборудованием (ПТО) [2, 3].

В процессе теоретических исследований был поставлен вопрос о необходимости выбора типа трелевочного оборудования, размещаемого на ПТО, с последующим определением его параметров.

В рассматриваемых в данной работе динамических системах технологическое оборудование размещено на одноосном прицепе. Проводилось сравнение следующих типов технологического оборудования: в первом варианте выбрано канатно-чокерное технологическое оборудование, обозначается в дальнейшем как ПКЧ; во втором варианте – гидрозажимной коник (ПК), обозначается ПKN; а в третьем варианте – пачковый челюстной захват с гидроприводом (КЗ), размещенный на специальной арке (ПА), обозначается как ПКЗ.

Основная часть. Расчетные динамические схемы (рис. 1) и допущения при составлении математических моделей движения КТМ, оснащенной различным по компоновочному решению типом ПТО, аналогичны по принципам построения математическому аппарату, представленному в работе [3]. В них предполагается нахождение независимых, изменяющихся во времени координат (степеней свободы), определяющих положение всех масс, входящих в системы, при рассмотрении переходных и установившихся режимов движения.

Схемы определялись следующими обобщенными координатами: вертикальным, угловым и продольным перемещением центра тяжести КТМ – y_1, y_2, y_3 ; вертикальным перемещением центра тяжести переднего моста КТМ – y_4 ; вертикальным, угловым и продольным перемещением центра тяжести ПТО (ПКЧ, ПК и ПА) – y_5, y_6, y_7 ; углом поворота коленчатого вала двигателя – y_8 ; углами поворота колес КТМ – y_9 и y_{10} ; вертикальными и продольными перемещениями центра тяжести КЗ и дискретных масс пачки деревьев – y_{11}, y_{12}, y_{13} ; вертикальным перемещением центра тяжести водителя и сиденья – y_{14} .

Параметрами расчетных динамических схем и описывающих их уравнений являются: M_d –

момент двигателя, Н·м; I_d – момент инерции вращающихся масс двигателя и ведущих частей сцепления, кг·м²; I_{K1}, I_{K2} – моменты инерции элементов трансмиссии и колес КТМ, приведенные к их осям, кг·м²; $I_T, I_{\text{Щ}}, I_{\text{ПА}}, I_{\text{ПК}}$ – моменты инерции КТМ, ПКЧ, ПА и ПК соответственно, кг·м²; $M_T, m_M, m_{\text{Щ}}, m_{\text{ПА}}, m_{\text{ПК}}$ – масса КТМ, поддрессоренная масса переднего моста КТМ, масса ПКЧ, ПА и ПК соответственно, кг; m_{K3}, m_1, m_2 и m_3 – дискретные массы клещевого захвата и пачки хлыстов, кг; m_B – поддрессоренная масса водителя и сиденья, кг; c_1, k_1 – коэффициент вертикальной жесткости (Н/м) и сопротивление вертикальному перемещению (Н·с/м) переднего моста КТМ; c_2, c_3, k_2, k_3 – коэффициенты вертикальной жесткости (Н/м) и сопротивления (Н·с/м) шин, установленных на колеса КТМ; $c_{41}, c_{42}, k_{41}, k_{42}$ – коэффициенты вертикальной и горизонтальной жесткости (Н/м) и сопротивление (Н·с/м) сцепки КТМ с ПТО; c_5, k_5 – коэффициенты вертикальной жесткости (Н/м) и сопротивления (Н·с/м) шин, установленных на колесах ПТО; $c_{61}, c_{62}, k_{61}, k_{62}$ – коэффициенты горизонтальной жесткости (Н/м) и сопротивления (Н·с/м) шин и почвогрунта, приведенные к точкам контакта колес КТМ с трелевочным волокном; c_7, c_8, k_7, k_8 – коэффициенты угловой жесткости (Н) и сопротивление (Н·с) валов привода переднего и заднего мостов КТМ; c_9, k_9 и c_{10}, k_{10} – продольная и вертикальная жесткость (Н/м) и сопротивление (Н·с/м) узла связи пачки с ПКЧ; c_{11}, k_{11} – коэффициенты вертикальной жесткости (Н/м) и сопротивления (Н·с/м) пачки хлыстов; c_{12}, k_{12} – коэффициенты вертикальной жесткости (Н/м) и сопротивления (Н·с/м) сиденья водителя; $c_{13}, c_{14}, k_{13}, k_{14}$ – коэффициенты горизонтальной и вертикальной жесткости (Н/м) и сопротивления (Н·с/м) в КЗ; i_1, i_2 – передаточные числа приводов переднего и заднего мостов КТМ; a, b, h_T – координаты центра тяжести КТМ, м; l_B – координата центра тяжести водителя и сиденья, м; $l_{\text{Щ}}, h_{\text{Щ}}$ – координаты центра тяжести ПКЧ, м; $l_{\text{ПА}}, h_{\text{ПА}}$ – координаты центра тяжести ПА, м; $l_{\text{ПК}}, h_{\text{ПК}}$ – координаты центра тяжести ПК, м; $l_{\text{СЦ}}, h_{\text{СЦ}}, h_2$ – координаты точек сцепки КТМ и ПТО, м; L_X – длина пачки хлыстов, м; l_1, l_2 – координаты центра тяжести пачки хлыстов, м; h_{K3} – координата КЗ относительно трелевочного волокна, м; l_{K3} – координата центра тяжести КЗ относительно центра тяжести ПА, м; l_4 – координата опорной оси относительно центра тяжести ПТО, м; r_1, r_2, r_3 – радиусы качения шин колес КТМ и ПТО, м; q_1, q_2, q_3 – текущие значения ординат микропрофиля неровностей трелевочного волокна под шинами колес КТМ и ПТО, м; P_{K1}, P_{K2} – касательные силы тяги, развиваемые на колесах КТМ, Н; P_{F1}, P_{F2}, P_{F3} – силы сопротивления шин колес КТМ и ПТО, Н; P_V – сила сопротивления волочению пачки хлыстов, Н.

При описании исследуемых динамических систем были взяты массово-геометрические параметры, моменты инерции, силы сопротивления и касательные силы тяги, аналогичные работе [3].

Расчетные схемы динамической системы КТМ с ПТО различных компоновочных решений, которые приведены на рис. 1, были разработаны с учетом ряда принятых допущений на основе анализа конструкции и кинематики движения звеньев и имеют различное количество степеней свободы:

а – ПКЧ (четыренадцать степеней свободы);

б – ПКН (двенадцать степеней свободы);

в – ПКЗ (четыренадцать степеней свободы).

Разработанный математический аппарат дал возможность получить в системе высокоуровневого программирования *MATLAB 7.11.0 (R2010b)* матрицы численных значений отклонений степеней свободы моделей, первые производные этих отклонений и соответствующие им моменты времени протекания процесса, что позволило определить все необходимые параметры оценки динамической нагруженности КТМ, оснащенной различным по типу решению ПТО.

Так, изменения вертикальных ускорений по времени в центре тяжести ПТО определялись по следующим зависимостям:

а) для ПКЧ:

$$\ddot{Y}_5 = [c_{41}(Y_1 - (b + l_{\text{ЦЦ}})Y_2 - Y_5 - (l_{\text{Щ}} - b - l_{\text{ЦЦ}})Y_6) +$$

$$+ k_{41}(\dot{Y}_1 - (b + l_{\text{ЦЦ}})\dot{Y}_2 - \dot{Y}_5 - (l_{\text{Щ}} - b - l_{\text{ЦЦ}})\dot{Y}_6) -$$

$$- c_5(Y_5 + l_4Y_6 - Q_3) - k_5(\dot{Y}_5 + l_4\dot{Y}_6 - \dot{Q}_3) -$$

$$- c_{10}(Y_5 - l_3Y_6 - Y_{11}) - k_{10}(\dot{Y}_5 - l_3\dot{Y}_6 - \dot{Y}_{11}) -$$

$$- c_{11}(Y_5 + l_3l_2Y_6/L_X - Y_{13}) -$$

$$- k_{11}(\dot{Y}_5 + l_3l_2\dot{Y}_6/L_X - \dot{Y}_{13})] / m_{\text{Щ}};$$

б) для ПКН:

$$\ddot{Y}_5 = [c_{41}(Y_1 - (b + l_{\text{ЦЦ}})Y_2 - Y_5 - (l_{\text{ПК}} - b - l_{\text{ЦЦ}})Y_6) +$$

$$+ k_{41}(\dot{Y}_1 - (b + l_{\text{ЦЦ}})\dot{Y}_2 - \dot{Y}_5 - (l_{\text{ПК}} - b - l_{\text{ЦЦ}})\dot{Y}_6) -$$

$$- c_5(Y_5 + l_4Y_6 - Q_3) - k_5(\dot{Y}_5 + l_4\dot{Y}_6 - \dot{Q}_3) -$$

$$- l_2c_{11}(l_2Y_5 / L_X - Y_{13}) / L_X -$$

$$- l_2k_{11}(l_2\dot{Y}_5 / L_X - \dot{Y}_{13}) / L_X] / m_{\text{ПК}};$$

в) для ПКЗ:

$$\ddot{Y}_5 = [c_{41}(Y_1 - (b + l_{\text{ЦЦ}})Y_2 - Y_5 - (l_{\text{ПА}} - b - l_{\text{ЦЦ}})Y_6) +$$

$$+ k_{41}(\dot{Y}_1 - (b + l_{\text{ЦЦ}})\dot{Y}_2 - \dot{Y}_5 - (l_{\text{ПА}} - b - l_{\text{ЦЦ}})\dot{Y}_6) -$$

$$- c_5(Y_5 + l_4Y_6 - Q_3) - k_5(\dot{Y}_5 + l_4\dot{Y}_6 - \dot{Q}_3) -$$

$$- c_{14}(Y_5 - l_{\text{КЗ}}Y_6 - Y_{11}) - k_{14}(\dot{Y}_5 - l_{\text{КЗ}}\dot{Y}_6 - \dot{Y}_{11})] / m_{\text{ПА}};$$

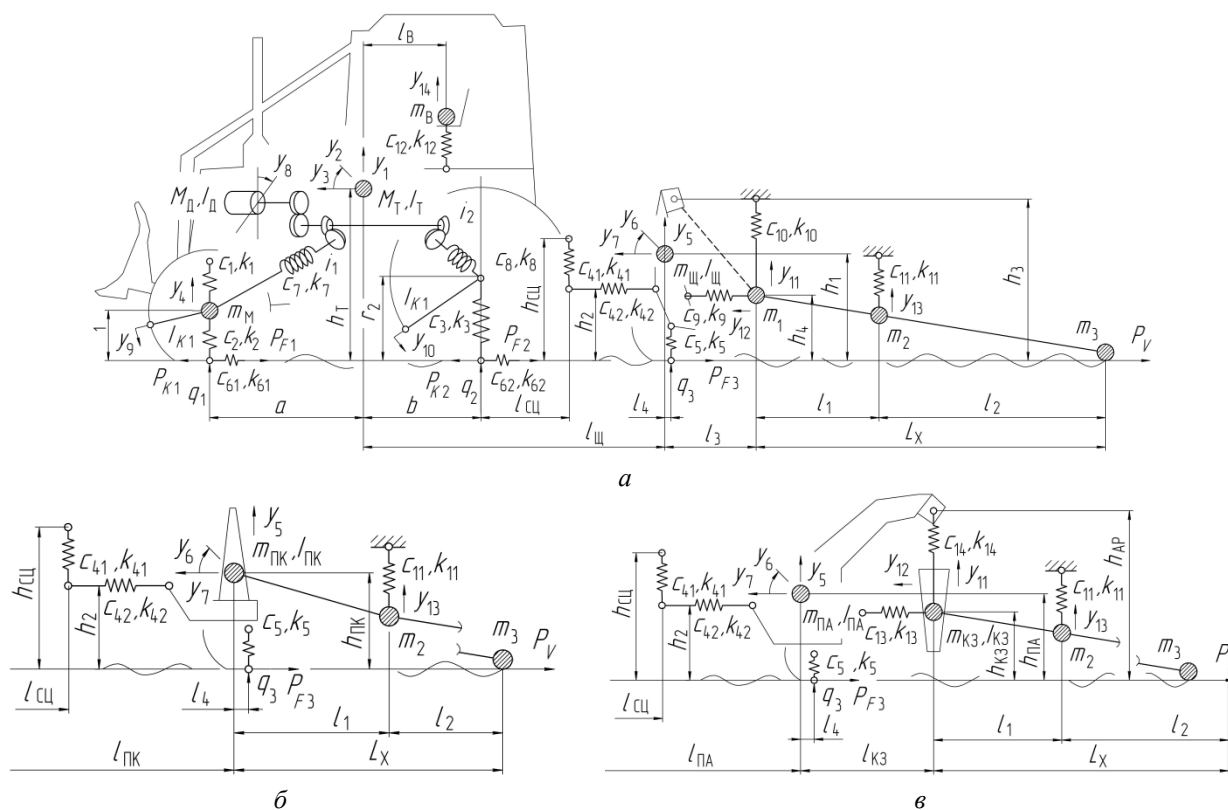


Рис. 1. Расчетные схемы динамической системы КТМ, оснащенной:
а – ПКЧ; б – ПКН; в – ПКЗ

Изменение вертикальных ускорений центра тяжести водителя и сиденья по времени определялось по формуле:

$$\ddot{Y}_{14} = [-c_{12}(Y_{14} - Y_1 + l_B Y_2) - k_{12}(\dot{Y}_{14} - \dot{Y}_1 + l_B \dot{Y}_2)] / m_B.$$

В данных уравнениях заглавные буквы степеней свободы означают полученные при моделировании матрицы результатов, обработка которых позволила построить графики нормированных спектральных плотностей ускорений центра тяжести ПТО, центра тяжести водителя и сиденья, и их изменение в зависимости от применяемого технологического оборудования.

Моделирование динамических процессов для различных типов ПТО проводилось при равных весовых, жесткостных и т. д. параметрах систем. Полученные результаты обрабатывались методами математической статистики.

В частности, рассматривался процесс трелевки КТМ пачки деревьев объемом $V_{ХЛ} = 1,2 \text{ м}^3$ при скорости перемещения КТМ $V = 4,57 \text{ км/ч}$, при одинаковых характеристиках микропрофиля волока.

На рис. 2 представлены нормированные спектральные плотности ускорения центра тяжести различных типов ПТО при движении КТМ по трелевочному волоку.

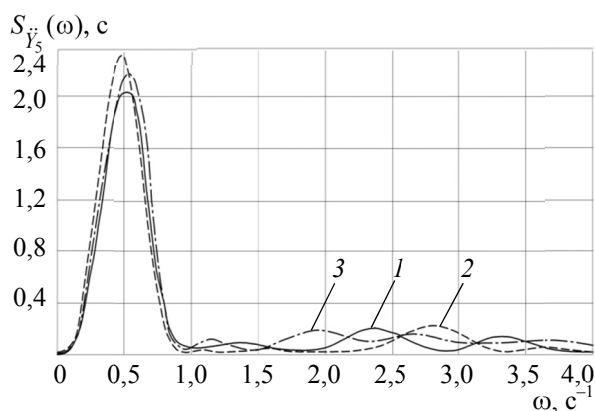


Рис. 2. Нормированные спектральные плотности вертикальных ускорений центра тяжести ПТО при движении по трелевочному волоку: 1 – ПКЧ; 2 – ПКН; 3 – ПКЗ

Максимум нормированной спектральной плотности проявляется для ПКЧ при частоте $0,52 \text{ с}^{-1}$ и достигает значения $2,04 \text{ с}$, а для ПКН при частоте $0,49 \text{ с}^{-1}$ имеет значение $2,37 \text{ с}$, в то же время для ПКЗ проявляется при частоте $0,53 \text{ с}^{-1}$ и достигает $2,10 \text{ с}$.

Процесс снижения статистических величин ускорений рассматриваемых обобщенных координат затухает более интенсивно для ПКЧ, чем для ПКН или ПКЗ.

Из графиков нормированных спектральных плотностей ускорения центра тяжести водителя

и сиденья (рис. 3) видно, что максимальные значения встречаются также один раз и лежат в диапазоне частот от $0,2 \text{ с}^{-1}$ до $0,7 \text{ с}^{-1}$, при этом абсолютные величины максимумов зависят от применяемого типа технологического оборудования.

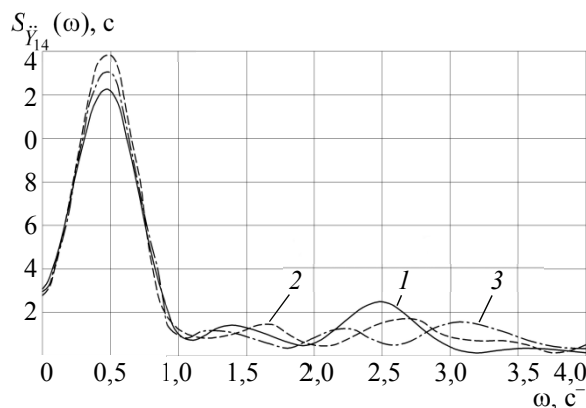


Рис. 3. Нормированные спектральные плотности вертикальных ускорений центра тяжести водителя и сиденья при движении по трелевочному волоку: 1 – ПКЧ; 2 – ПКН; 3 – ПКЗ

Частотный диапазон изменяется незначительно в сторону увеличения с $0,47 \text{ с}^{-1}$ до $0,49 \text{ с}^{-1}$. Абсолютный максимум при этом меньше для ПКЧ ($1,21 \text{ с}$) в $1,13$ раза по сравнению с ПКН ($1,37 \text{ с}$), и в $1,07$ раза по сравнению с ПКЗ ($1,29 \text{ с}$).

Критерием оптимизации явился выбор минимальных значений максимумов нормированных спектральных плотностей ускорений рассматриваемых обобщенных координат. Для ПТО весовые и геометрические размеры были определены изменением входящих в динамическую систему параметров.

Заключение. По результатам теоретических исследований установлено, что введение в конструкцию прицепного технологического оборудования для колесной трелевочной машины дополнительной опорной оси и использование канатно-чокерного, по сравнению с другими типами, технологического оборудования позволяет минимизировать показатели энергетических затрат и динамической нагруженности в процессе трелевки при работе на грунтах с низкой несущей способностью.

Диапазон варьирования параметров одноосного канатно-чокерного прицепного технологического оборудования колесной трелевочной машины составляет следующие величины: масса – $0,4–0,6 \text{ т}$; высота центра тяжести – $0,8–1,0 \text{ м}$; расстояние от заднего колеса машины до центра тяжести – $0,6–1,0 \text{ м}$; длина подвеса пачки хлыстов – $0,3–0,5 \text{ м}$.

Полученные данные могут быть использованы при проектировании колесных агрегатных машин для лесозаготовки на машиностроительных предприятиях Республики Беларусь.

Литература

1. Протас П. А., Клоков Д. В. Аналитическое исследование процесса взаимодействия колесных трелевочных машин с пачкой хлыстов и волоком // Актуальные направления научных исследований XXI века: Теория и практика. 2014 Т. 2, № 5–4. С. 256–260.
2. Симанович В. А., Исаченков В. С. Оценка тягово-сцепных свойств трелевочных тракторов с усовершенствованной конструкцией несущей системы // Труды БГТУ. Сер. II, Лесная и деревооб- раб. пром-сть. 2009. Вып. XVII. С. 116–119.
3. Исаченков В. С., Симанович В. А. Обоснование параметров канатно-чокерного технологиче- ского оборудования // Труды БГТУ. 2012. № 2: Лесная и деревооб- раб. пром-сть. С. 39–42.

References

1. Protas P. A., Klokov D. V. Analytical study of the interaction of wheel skidder with a bundle of stems and portage. *Aktual'nyye napravleniya nauchnykh issledovaniy XX veka: Teoriya i praktika* [Recent research trends of the XXI century: Theory and Practice], 2014, vol. 2, no 5–4. pp. 256–260. DOI: 10.12737/7110.
2. Simanovich V. A., Isachenkov V. S. Evaluation of traction characteristics skidders with advanced design support system. *Trudy BGTU* [Proceedings of BSTU], series II: Forest and Woodworking Industry, 2009, issue XVII, pp. 116–119 (In Russian).
3. Isachenkov V. S., Simanovich V. A. Rope-choker trailed implements determination of parameters. *Trudy BGTU* [Proceedings of BSTU], 2012, no. 2: Forest and Woodworking Industry, pp. 39–42 (In Russian).

Информация об авторах

Исаченков Владимир Сергеевич – ассистент кафедры инженерной графики. Белорусский гос- ударственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Бе- ларусь). E-mail: v.isachenkov@belstu.by

Симанович Василий Антонович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры лес- ных машин и технологии лесозаготовок. Белорусский государственный технологический универси- тет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: lmitlz@belstu.by

Information about the authors

Isachenkov Vladimir Sergeevich – assistant lecturer of the Department of Engineering Drawing. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: v.isachenkov@belstu.by

Simanovich Vasilii Antonovich – PhD (Engineering), Assistant Professor, Assistant Professor of the Department of Logging Machinery and Technology. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: lmitlz@belstu.by

Поступила 09.02.2016