

УДК 674.053:621.935

Л. Ф. Дзюба, О. В. Меньшикова, И. Т. Ребезнюк
Национальный лесотехнический университет (Украина)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА В МЕХАНИЗМЕ РЕЗАНИЯ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ЛЕНТОЧНОПИЛЬНОГО СТАНКА

В статье рассмотрен вопрос моделирования переходного динамического процесса в механизме резания горизонтального ленточнопильного станка. Исследование переходного колебательного процесса во время пуска станка выполнено с учетом взаимодействия электромеханических процессов в двигателе и колебательных процессов эквивалентной упругой системы механизма резания. Решение дифференциальных уравнений крутильных колебаний механизма резания с учетом дифференциальных уравнений электромагнитного состояния двигателя выполнено методом Эйлера. Полученные результаты свидетельствуют о значительном увеличении динамической нагрузки на элементы конструкции механизма резания и на полотно ленточной пилы во время пуска станка.

Ключевые слова: резание, станок, пила, расчетная схема, график.

L. F. Dzyuba, O. V. Men'shikova, I. T. Rebeznyuk
National Timber University (Ukraine)

MODELING THE DYNAMICS OF THE TRANSITION PROCESS IN MECHANISM OF CUTTING HORIZONTAL BAND SAWS

In the article the question of modeling the transition dynamic process in the mechanism of cutting horizontal bandsaw machine has been considered. The study of the transient oscillatory process during start-up of the machine has been made in consideration of the interaction of electromechanical processes in the engine and oscillatory processes equivalent elastic system cutting mechanism. The solution of differential equations torsional vibration cutting mechanism based on differential equations of the electromagnetic state of the engine has been done by Euler's method. The results indicate a significant increase in the dynamic loads on the structure of the mechanism of cutting and on the blade of the band saw during the start of the machine.

Key words: cutting, machine, sawing machine, the design scheme, the schedule.

Введение. За последние 10–15 лет для переработки древесины широко применяют горизонтальные бревнопильные станки с узкой ленточной пилой. На этих станках в Украине распиливают примерно 60–70% всего объема древесины [1]. Поэтому особенное значение приобретает улучшение технических характеристик такого оборудования с целью увеличения его продуктивности. При эксплуатации бревнопильных станков с узкой ленточной пилой как украинского, так и зарубежного производства, возникает ряд проблем, связанных с недолговечностью узких ленточных пил и недостаточной точностью распиливания древесины. До сих пор для решения этих проблем конструкторы, преимущественно, усовершенствовали профиль зубьев ленточной пилы, использовали разные направляющие для рабочего участка полотна ленточной пилы, оптимизировали расположение инструмента [1, 2, 3]. Однако современный ленточнопильный станок, механизм резания которого работает на высоких скоростях (до 50 м/с), является достаточно сложным оборудованием, приводы механизмов резания и подачи которого включают в себя

электродвигатели и механические передачи. Работа ленточнопильного станка сопровождается значительным механическим колебанием как при пуске двигателя, что происходит достаточно часто, так и во время устоявшегося процесса пиления, поскольку изменяется сила сопротивления резанию из-за неоднородности структуры древесины. Поэтому всестороннее изучение динамики приводов механизмов ленточнопильного станка является важным условием рационального их проектирования и эффективной эксплуатации.

Динамику привода деревообрабатывающих станков в издании [2] предлагают исследовать на основе дифференциальных уравнений движения двухмассовых моделей. Момент электродвигателя в таких моделях считают постоянным. Если во время установившегося движения механизмов станка такой подход оправдан [1], то при пуске пренебрежение изменением момента электродвигателя не отражает реальную динамическую нагрузку на элементы конструкции. Основательный анализ динамических нагрузок на элементы конструкций ленточнопильных станков и изучение их нелинейных колеба-

ний во время пуска возможны тогда, когда учитывается взаимодействие составляющих упругой системы станка: электродвигателя, механизмов передач и пильного инструмента. Целью данной работы является моделирование динамических процессов, возникающих в приводе механизма резания горизонтального ленточнопильного станка с узкой пилой в момент его пуска.

Основная часть. Механизм резания горизонтального бревнопильного станка (рис. 1) оборудован электродвигателем Д, на валу (обозначен 1) которого расположен ведущий шкив клиноременной передачи с диаметром D_1 . На валу 2 расположен ведомый шкив с диаметром D_2 клиноременной передачи и ведущий пильный шкив, диаметр которого D_3 . Ведомый пильный шкив с диаметром D_3 расположен на оси 3. Межцентровые расстояния на рис. 1 обозначены: между валами шкивовременной передачи $a_{рем}$, между валами пильных шкивов $a_{пил}$.

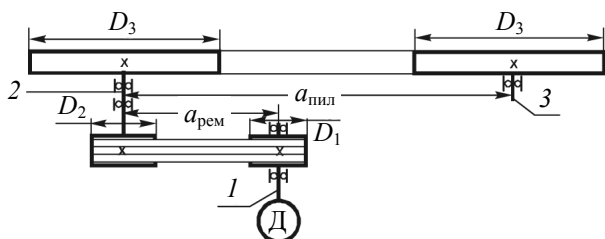


Рис. 1. Кинематическая схема механизма резания горизонтального ленточнопильного станка: 1, 2 – валы; 3 – ось

Согласно изданию [3], основными взаимодействующими между собой составляющими динамической системы станка при исследовании динамических характеристик считают упругую систему станка, рабочие процессы трения, резания и процессы в двигателе. Упругая система горизонтального ленточнопильного станка включает в себя станок, инструмент и распиливаемую древесину. Динамическая система ленточнопильного станка является многоконтурной [1], но для исследования динамических процессов в механизме резания при пуске станка, когда древесину еще не пилят, динамическую систему этого механизма можно рассматривать как двухконтурную (рис. 2).

Влияние процессов, происходящих в электродвигателе, на механическую систему механизма резания, которая представляется эквивалентной упругой системой, характеризуют моментом двигателя $M_D = M_D(t)$. Взаимодействие механической системы и двигателя описывается угловым перемещением φ вала двигателя.

На это же угловое перемещение влияют процессы трения, происходящие в механической системе. Влияние процессов трения характеризуют моменты трения M_T , возникающие в опорах валов 1, 2, 3 (рис. 1). Исследование процесса пуска связано с анализом нестационарного режима работы привода и требует построения математической модели приводной системы как единой электромеханической системы. Для моделирования динамики такой системы необходимо эквивалентную упругую систему представить в виде расчетной схемы.

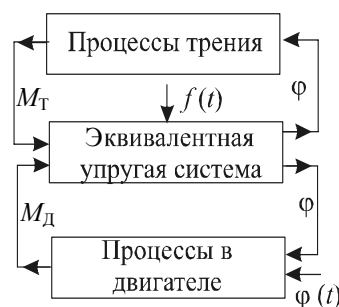


Рис. 2. Динамическая система механизма резания

Поскольку на трех валах механизма резания расположены три вращающиеся массы (шкивы, рис. 1), то целесообразно расчетную схему эквивалентной упругой системы подать согласно рекомендациям источника [4] в форме трехмассовой модели с приведенными к валу электродвигателя параметрами (рис. 3).

Составленные на основе уравнений Лагранжа второго рода и представленные в нормальной форме Коши дифференциальные уравнения малых колебаний эквивалентной упругой системы механизма резания в соответствии с расчетной схемой имеют вид

$$\begin{cases} \omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}; \omega_2 = \frac{d\varphi_2}{dt}; \omega_3 = \frac{d\varphi_3}{dt}, \\ \frac{d\omega_1}{dt} = -\frac{k_1}{I_1}(\omega_1 - \omega_2) - \frac{c_1}{I_1}(\varphi_1 - \varphi_2) + \frac{M_D(t)}{I_1}, \\ \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{k_1}{I_2}(\omega_1 - \omega_2) - \frac{k_2}{I_2}(\omega_2 - \omega_3) + \frac{c_1}{I_2}(\varphi_1 - \varphi_2) - \frac{c_2}{I_2}(\varphi_2 - \varphi_3) - \frac{M_{T1}}{I_2}, \\ \frac{d\omega_3}{dt} = \frac{k_2}{I_3}(\omega_2 - \omega_3) + \frac{c_2}{I_3}(\varphi_2 - \varphi_3) - \frac{M_{T2}}{I_3}, \end{cases} \quad (1)$$

где I_1, I_2, I_3 – приведенные к валу электродвигателя моменты инерции вращающихся масс;

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – обобщенные координаты – углы поворота соответствующих приведенных вращающихся масс; $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ – обобщенные угловые скорости вращающихся масс; k_1, k_2 – приведенные коэффициенты вязкого сопротивления упругих звеньев; c_1, c_2 – приведенные коэффициенты жесткости упругих звеньев; $M_D(t)$ – электромагнитный момент двигателя; M_{T_1}, M_{T_2} – приведенные моменты сил сопротивления, обусловленные трением в подшипниках валов.

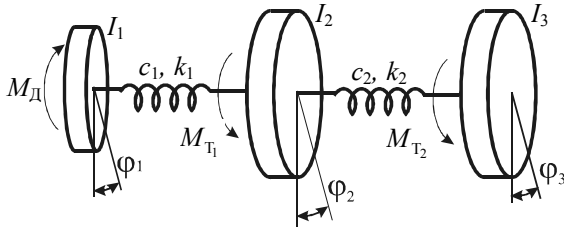


Рис. 3. Расчетная схема механизма резания ленточнопильного станка

Чтобы решить систему дифференциальных уравнений (1), нужно описать момент электродвигателя $M_D(t)$ для произвольного времени t . Для этого использована зависимость [5, 6]

$$M_D(t) = \frac{3}{2} p_0 L_m (i_{rx} i_{sy} - i_{ry} i_{sx}), \quad (2)$$

где p_0 – количество пар магнитных полюсов двигателя; L_m – рабочая индуктивность двигателя; $i_{rx}, i_{ry}, i_{sx}, i_{sy}$ – проекции токов ротора (индекс r) и статора (индекс s) на координатные оси. Чтобы определить токи статора и ротора, применяют уравнения электромагнитного состояния машины:

$$\begin{cases} \frac{di_s}{dt} = A_s(u_s + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s) + B_s(\Omega_r \Psi_r - R_r i_r), \\ \frac{di_r}{dt} = A_r(\Omega_r \Psi_r - R_r i_r) + B_r(u_s + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s), \end{cases} \quad (3)$$

где i_r, i_s, u_s – матрицы-столбцы тока и напряжения; A_s, B_s, A_r, B_r – квадратные матрицы связи; Ω_s, Ω_r – матрицы частот вращения; Ψ_s, Ψ_r – матрицы потокоцеплений; R_s, R_r – активные сопротивления. Для вычисления указанных параметров по методике [5, 6] используют технические характеристики электродвигателя.

Системы дифференциальных уравнений (1), (3) описывают динамическое состояние электромеханической системы механизма резания горизонтального ленточнопильного станка.

Для решения систем дифференциальных уравнений (1), (3) с учетом (2) принимаем нулевые начальные условия. Когда запускают двигатель, проекции токов на координатные оси, обобщенные угловые скорости и углы поворота вращающихся масс равны нулю

$$i_{rx}(0) = 0, i_{ry}(0) = 0, i_{sx}(0) = 0, i_{sy}(0) = 0;$$

$$\omega_1(0) = 0, \omega_2(0) = 0, \omega_3(0) = 0;$$

$$\varphi_1(0) = 0, \varphi_2(0) = 0, \varphi_3(0) = 0.$$

Система дифференциальных уравнений малых колебаний упругой системы механизма резания ленточнопильного станка (1) решена с учетом уравнений электромагнитного состояния двигателя (3) методом Эйлера в среде Maple V.

Для решения принято: геометрические параметры кинематической схемы механизма резания (рис. 1): $a_{рем} = 0,625$ м, $a_{пил} = 1,3$ м, $D_1 = 0,125$ м, $D_2 = 0,375$ м, $D_3 = 0,61$ м; величины приведенных моментов инерции вращающихся масс – $I_1 = 0,025$ кг · м², $I_2 = 0,299$ кг · м², $I_3 = 0,232$ кг · м². Эти значения соответствуют массам пильных шкивов 45 кг. Приведенные коэффициенты жесткости упругих звеньев:

$$c_1 = 1710 \text{ (Н · м)/рад}; c_2 = 14\,951 \text{ Н · м/рад}.$$

В величине c_1 учтена податливость трех клиновых ремней сечения В, в величине c_2 – геометрические параметры полотна ленточной пилы: толщина $s = 1$ мм, ширина $B = 26$ мм. Модуль упругости первого рода для стального полотна ленточной пилы $E = 2 \cdot 10^{11}$ МПа. Приведенные коэффициенты вязкого сопротивления упругих звеньев $k_1 = 0,78$ (Н · м · с)/рад, $k_2 = 0,68$ (Н · м · с)/рад.

Сопротивление вращению шкивов оказывают моменты трения в подшипниках валов. Момент трения M_T для одного подшипника определяют по зависимости [7]

$$M_T = f^* N_r d,$$

где f^* – приведенный коэффициент трения подшипников качения ($f^* = 0,001-0,004$ – для шариковых подшипников); $N_r = 2F_0$ – радиальная нагрузка на подшипник; d – диаметр вала пильного шкива; F_0 – сила начального натяжения полотна ленточной пилы. Сила начального натяжения $F_0 = 4680$ Н соответствует напряжению $\sigma_{нат} = 180$ МПа в полотне пилы с указанной толщиной и шириной. При диаметре вала $d = 80$ мм момент трения находится в пределах 0,7488–2,9952 Нм. Приведенный к валу двигателя момент сопротивления будет меньше на величину передаточного отношения ременной передачи, следовательно будет находиться в диапазоне 0,250–0,998 Нм. В расчетах приняты значения приведенных моментов – $M_{T_1} = 0,7$ Н · м, $M_{T_2} = 0,8$ Н · м.

Технические характеристики асинхронного электродвигателя, использованные для вычисления параметров дифференциальных уравнений (3),

следующие: номинальная мощность $P_{дв} = 11$ кВт, момент инерции ротора $I_{дв} = 0,023$ кг · м², синхронная частота вращения $n_c = 3000$ об/мин, угловая скорость вращения поля статора двигателя $\omega_{дв} = 314$ рад/с, индуктивность рассеивания статора $L_s = 0,157 \cdot 10^{-2}$ Гн, индуктивность рассеивания ротора $L_r = 0,21 \cdot 10^{-2}$ Гн, взаимная индуктивность $L_m = 0,14$ Гн, активное сопротивление фаз статора $R_s = 0,41$ Ом, активное сопротивление фаз ротора $R_r = 0,26$ Ом, амплитуда напряжения сети питания $U_m = 310,5$ В, количество пар магнитных полюсов $p_0 = 1$.

На рис. 4–8 показаны результаты моделирования переходного процесса при пуске механизма резания.

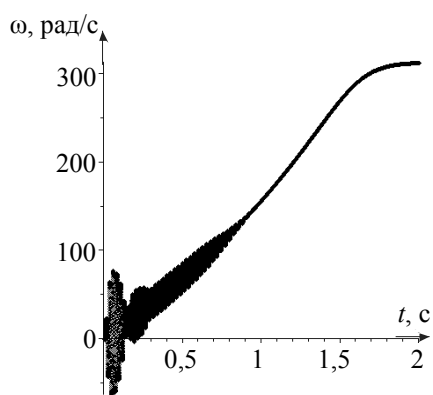


Рис. 4. График изменения угловой скорости вала электродвигателя

Как видно из рис. 4, переходный процесс длится примерно 1,8 с. В течение этого времени угловая скорость вала электродвигателя возрастает от 0 до 314 рад/с. Во время переходного процесса пусковой момент двигателя достигает наибольшего значения 200 Нм, что превышает номинальное значение почти в шесть раз.

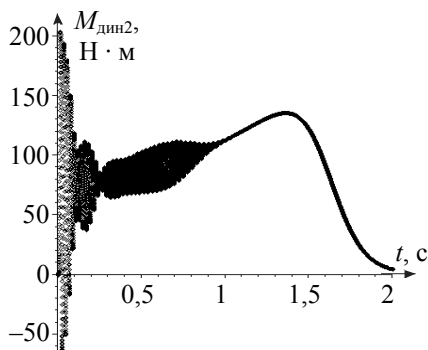


Рис. 5. График изменения момента электродвигателя

Наибольшая амплитуда колебаний угловой скорости на валу электродвигателя и его момента продолжается 0,3 с. На рис. 6 и рис. 7

показаны графики динамических моментов в упругих звеньях в течение этого временного интервала.

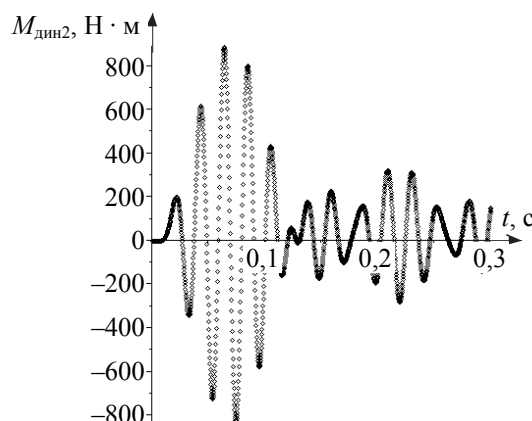


Рис. 6. График изменения динамического момента в упругом звене с жесткостью c_1

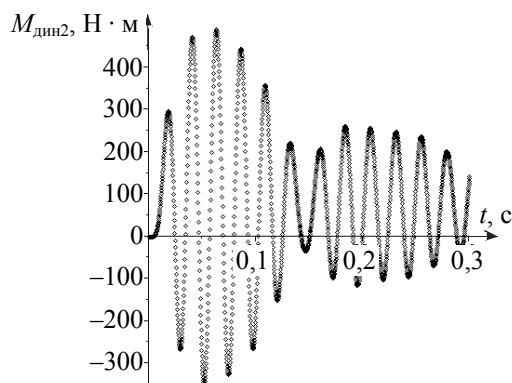


Рис. 7. График изменения динамического момента в упругом звене с жесткостью c_2 при ширине полотна пилы 26 мм

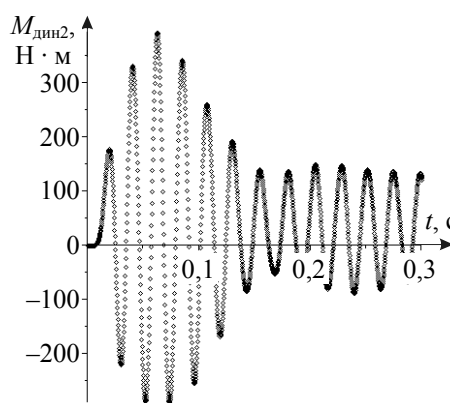


Рис. 8. График изменения динамического момента в упругом звене

Динамические моменты в упругих звеньях достигают значений: в первом с жесткостью c_1 — 480 Нм (рис. 6), во втором с жесткостью c_2 — 840 Нм (рис. 7). Значительная величина динамического момента в первом упругом звене

обуславлюет пробуксовку ремней на шкивах при включении механизма резания. Хотя такая дополнительная динамическая нагрузка является кратковременной, она негативно влияет на долговечность ремней. Динамический момент во втором упругом звене превышает крутящий момент на валу тягового пильного шкива почти в 8 раз и достигает 840 Нм. Это обуславливает появление дополнительных динамических напряжений в полотне ленточной пилы, что является причиной возникновения усталостных трещин во впадинах между зубьями и разрушения полотна пилы. Когда ширина полотна ленточной пилы увеличивается вдвое (до 52 мм), приведенная угловая жесткость второго упругого звена достигает значения $c_2 = 29\,902$ (Н · м)/рад. При такой жесткости наибольший динамический момент второго упругого звена уменьшится до 380 Нм (рис. 8).

Заключение. 1. Переходной процесс при пуске двигателя механизма резания продолжается до 1,8 с.

2. Пусковой момент больше номинального почти в 6 раз.

3. Динамический момент во втором упругом звене существенно превышает вращающий момент, создавая дополнительную переменную нагрузку на полотно ленточной пилы, в частности для пилы с полотном шириной 26 мм – в 8 раз.

4. Когда ширина полотна пилы увеличена до 52 мм, динамический момент уменьшается в 2,1 раза в результате увеличения жесткости упругого звена.

5. Значительная переменная динамическая нагрузка на полотно ленточной пилы во время переходного процесса может вызывать его попеременные резонансные колебания.

Литература

1. Ребезнюк І. Т. Розвиток наукових основ розпилювання деревини на стрічкопилкових верстаках: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.04. Львів, 2009. 375 с.
2. Грубе А. Э., Санев В. И. Основы расчета элементов привода деревообрабатывающих. М.: Лесн. пром-сть, 1969. 344 с.
3. Орликов М. Л. Динамика станков. К.: Выща шк. Головное изд-во, 1989. 272 с.
4. Комаров М. С. Динамика механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1969. 296 с.
5. Електромеханічні системи автоматизованого керування та електроприводи: навч. посібник / М. Г. Попович [та ін.]; за ред. М. Г. Поповича, О. Ю. Лозинського. К.: Либідь, 2005. 680 с.
6. Харченко Е. В. Динамические процессы буровых установок. Львів: Світ, 1991. 176 с.
7. Юдин В. А. Теория механизмов и машин: учеб. пособие для втузов. М.: Высшая школа, 1977. 527 с.

References

1. Rebeznyuk I. T. *Razvitok naukovikh osnov rozpilyuvannya derevini na strichkopilkovikh verstatakh*. Dis. dokt. tekhn. nauk [The development of the wood sawing on the density wood sawing machine. Doct. Dis.]. Lviv, 2009. 375 p.
2. Grube A. E., Sanev V. I. *Osnovy rascheta elementov privoda derevoobrabatyvayushchikh stankov* [Base of calculation on the components of the transmission woodworking machinery]. Moscow, Lesnaya Promyshlennost' Publ., 1969. 344 p.
3. Orlikov M. L. *Dinamika stankov* [Dynamics of machines]. Kiev, Vyshcha shkola. Golovnoe izdatel'stvo Publ., 1989. 272 p.
4. Komarow M. S. *Dinamika mekhanizmov i mashin* [Dinamics of mechanisms and machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1969. 296 p.
5. Popovich M. G., Lozins'kiy O. Yu., Klepikov V. B. *Elektromekhanichni sistemi avtomatizovanogo keruvannya ta elektroprivodi: navch. posibnik* [Electromechanical automatic control systems and electric drives]. Kiev, Libid' Publ., 2005. 680 p.
6. Kharchenko E. V. *Dinamicheskie protsesi burovikh ustanovok* [Dynamic processes rigs]. Lviv, Svit Publ., 1991. 176 p.
7. Yudin V. A., Petrokas L. V. *Teoriya mekhanizmov i mashin: ucheb. posobie dlya vtuzov* [Theory of mechanisms and machines: textbook for technical colleges]. Moscow, Vysshaya Shkola Publ., 1977. 527 p.

Информация об авторах

Дзюба Лидия Федоровна – кандидат технических наук, доцент кафедры прикладной математики и механики. Национальный лесотехнический университет (79057, г. Львов, ул. Генерала Чупринки, 103, Украина). E-mail: kavd@nltu.edu.ua

Меньшикова Ольга Владимировна – кандидат физико-механических наук, доцент кафедры прикладной математики и механики. Национальный лесотехнический университет (79057, г. Львов, ул. Генерала Чупринки, 103, Украина). E-mail: kavd@nltu.edu.ua

Ребезнюк Игорь Тарасович – доктор технических наук, профессор, декан лесомеханического факультета. Национальный лесотехнический университет (79057, г. Львов, ул. Генерала Чупринки, 103, Украина). E-mail: kavd@nltu.edu.ua

Information about the authors

Dzyuba Lidiya Fedorovna – PhD (Engineering), Assistant Professor, the Department of Applied Mathematics and Mechanics. National Forestry University (103, Generala Chupryny str., 79057, Lviv, Ukraine). E-mail: kavd@nltu.edu.ua

Men'shikova Ol'ga Vladimirovna – PhD (Physics and Mathematics), Assistant Professor, the Department of Applied Mathematics and Mechanics. National Forestry University (103, Generala Chupryny str., 79057, Lviv, Ukraine). E-mail: kavd@nltu.edu.ua

Rebeznyuk Igor' Tarasovich – DSc (Engineering), Professor, Dean of the Faculty of the Lumber-mechanical. National Forestry University (103, Generala Chupryny str., 79057, Lviv, Ukraine). E-mail: kavd@nltu.edu.ua

Поступила 16.02.2016