

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УПРУГИХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА НА РАВНОМЕРНОСТЬ ТОЛЩИНЫ ШПОНА И ТОЧНОСТЬ БАЗИРОВАНИЯ ПРИ ПЕРЕРАБОТКЕ ФАНЕРНЫХ СОРТИМЕНТОВ

Ю. К. Калугин¹, С. Д. Лещик², А. И. Филиппов³

¹ К. т. н., доцент, доцент кафедры машиноведения и технической эксплуатации автомобилей

Гродненского государственного университета имени Янки Купалы, Гродно, Беларусь, e-mail: yustk@list.ru

² К. т. н., доцент, заведующий кафедрой машиноведения и технической эксплуатации автомобилей

Гродненского государственного университета имени Янки Купалы, Гродно, Беларусь, e-mail: s.lesh@grsu.by

³ К. т. н., доцент, заведующий кафедрой механизации сельскохозяйственных производств автомобилей

Гродненского государственного аграрного университета, Гродно, Беларусь, e-mail: kafmehan@mail.ru

Реферат

Предложен метод оценивания влияния упругих перемещений шпиндельного узла на равномерность толщины шпона и точность базирования при переработке фанерных сортиментов. Данная методика использована для анализа упругих перемещений шпиндельного узла, возникающих в результате вибрационных процессов в шпинделе лущильного станка и его опорных элементах, и оценки их влияния на качественные показатели процесса переработки древесины и базирования фанерных сортиментов при переработке. На примере конструкции шпиндельного узла лущильного станка ЛУ-17 рассмотрены факторы, влияющие на формирование приведенных коэффициентов жесткости динамической системы. Полученные результаты частотного анализа динамических свойств элементов шпиндельного узла при воздействии различных факторов позволят улучшить динамические характеристики и наметить направления для модернизации функционирующего в настоящее время оборудования для лущения шпона.

Ключевые слова: динамические процессы, частотный анализ, собственные колебания, вынужденные колебания, резонанс, точность изготовления, базирование, точность лущенного шпона, имитационная модель, система инженерного анализа.

INVESTIGATION OF THE INFLUENCE OF ELASTIC DISPLACEMENTS OF THE SPINDLE ASSEMBLY ON THE UNIFORMITY OF VENEER THICKNESS AND THE ACCURACY OF BASING DURING THE PROCESSING OF PLYWOOD GRADES

Y. K. Kalugin, S. D. Leshchik, A. I. Filippov

Abstract

A method is proposed for estimating the effect of elastic displacements of the spindle assembly on the uniformity of the veneer thickness and the accuracy of basing during the processing of plywood grades. This technique is used to analyze the elastic displacements of the spindle assembly arising as a result of vibration processes in the spindle of the peeling machine and its supporting elements, and to assess their impact on the quality indicators of the wood processing process and the basing of plywood grades during processing. By the example of the design of the spindle assembly of the LU - 17 lathe, the factors influencing the formation of the reduced stiffness coefficients of the dynamical system are considered. The obtained results of the frequency analysis of the dynamic properties of the elements of the spindle assembly under the influence of various factors will improve the dynamic characteristics and outline directions for the modernization of the currently functioning equipment for peeling veneer.

Keywords: dynamic processes, frequency analysis, natural oscillations, forced oscillations, resonance, manufacturing accuracy, basing, accuracy of tinning veneer, simulation model, engineering analysis system.

Введение

На основании расчетных методов, приведенных в научных источниках, можно констатировать, что повышение точности лущенного шпона по толщине в два раза позволит уменьшить расход сырья на 1 м³ произведенной фанеры на 3,5 % и за счет этого получить значительный экономический эффект [1]. Основной причиной колебаний толщины лущенного шпона является ограниченная и непостоянная жесткость узлов лущильного станка. Поле рассеяния толщины шпона в результате погрешностей изготовления или износа отдельных звеньев кинематической цепи механизмов подачи и резания по данным профессора В. А. Куликова для эксплуатируемых типов лущильных станков составляет в среднем 0,10...0,15 мм. Эта величина на практике соответствует колебаниям толщины шпона, полученного из одного сортимента, в пределах 0,1...0,6 мм. При наличии жесткой связи между шпинделями станка и суппортом, колебания толщины шпона, вызываемые неравномерностью перемещения режущего инструмента, неизбежны. Основная причина периодических колебаний – непостоянство жесткости шпинделей в пределах одного оборота.

Шпиндельные узлы (ШУ) вызывают от 60 до 85 % погрешностей в общем балансе точности станка [2]. Качество шпиндельного узла оказывает самое существенное влияние на точность, надежность, производительность всего станка. Таким образом, динамическое качество ШУ напрямую влияет на качество выпускаемой продукции. При существующей тенденции в конструировании ШУ, когда шпиндель принимают как абсолютно жесткий вал на упругих опорах,

динамическое качество ШУ будет полностью определяться упруго-демпфирующими характеристиками его опор, которые в 90–95% случаях для ШУ станочного парка состоят из подшипников качения. Упруго-демпфирующие характеристики ШУ во многом зависят от конструкции, выбора подшипников и предварительного натяга подшипниковых опор. Оптимизация параметров этих составных частей шпиндельного узла является одной из самых сложных проблем конструирования и производства технологического оборудования.

Периодические нагрузки на шпиндельный узел формируются при взаимодействии лущильного ножа с сортиментом. С ростом скоростей динамические воздействия возрастают, оказывая существенное влияние на точность и производительность станка. К числу наиболее важных динамических характеристик шпиндельного узла относятся: круговая частота собственных колебаний, резонанс, критическая частота вращения шпинделя, амплитуда колебаний, динамические силы в опорах шпинделя, амплитудно-фазовая частотная характеристика и др. Эти характеристики и определяют жесткость механической системы станка. Перечисленные выше процессы в значительной степени влияют на точность базирования, качество переработки древесного сырья и конечной продукции.

Шпиндельный узел лущильного станка состоит из шпинделя, его опор и приводного элемента, заключенных, как правило, в отдельном корпусе. В станке ЛУ-17 установлены два шпиндельных узла, размещенных на общей станине. Конструкцию шпинделя определяют следующие особенности:

- а) размер шпинделя, расстояние между опорами, наличие отверстия для пропуска материалов или других целей;
- б) приводные детали (шестерни, шкивы) и их расположение на шпинделе;
- в) конструкция опор и тип подшипников;
- г) метод крепления приспособления для детали или инструмента, что влияет на конструкцию переднего конца шпинделя.

Размеры шпинделя, его длина и диаметр, расстояние между опорами, упругие и демпфирующие параметры опор определяют инерционные и собственные жесткостные и диссипативные характеристики шпиндельного узла и формируют собственную амплитудно-частотную характеристику (АЧХ). Анализ влияния, перечисленных выше конструктивных параметров на динамические параметры ШУ, приведен в работе [2].

Таким образом, конструктивные особенности шпинделя и узла установки подшипников определяют динамическое качество ШУ и исследование динамических характеристик ШУ путем моделирования его параметров и протекающих в нем процессов, приобретает особую актуальность. Это, в свою очередь, позволит решить задачу прогнозирования необходимого динамического качества еще на стадии проектирования ШУ, тем самым минимизировать затраты на этапе изготовления и эксплуатации. Применяемые для анализа методы компьютерного имитационного моделирования позволят автоматизировать процесс диагностики, выявить слабые места в механической системе, повысить точность конечной продукции и разработать способы повышения экономической эффективности процесса лущения.

Целью данной работы является установление факторов, характеризующих качественные показатели продукции и точности базирования на основе компьютерного моделирования и анализа частотных процессов, возникающих в шпиндельном узле лущильного станка и его опорных элементах.

Определение собственных и вынужденных изгибных частот шпинделя лущильного станка с учетом упругости опор

В шпинделях станка могут возникать продольные, поперечные, осевые и крутильные колебания. По виду их подразделяют на собственные, вынужденные и автоколебания. Так как шпиндель имеет сложную конструкцию и в процессе работы станка на него действует большое количество различных факторов как систематического, так и случайного характера, в том числе от смежных технологических систем, то расчет колебаний представляет определенную трудность. Основная характеристика шпинделя для оценки его виброустойчивости – частота собственных колебаний f_c . Обычно чем ниже частота колебаний, тем меньше виброустойчивость, так как для возбуждения колебаний на низкой частоте затрачивается меньше энергии.

Колебания одного из шпиндельных узлов, установленных в лущильном станке, как системы с одной степенью свободы (рисунок 1) описываются дифференциальным уравнением с постоянными коэффициентами [2]: m – приведенная масса шпинделя, $P(b)$ – приведенная характеристика демпфирующих свойств системы, K – приведенная жесткость системы.

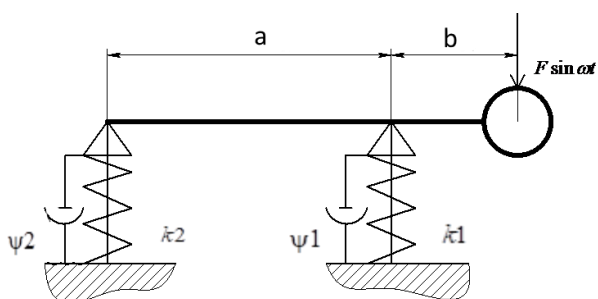


Рисунок 1 – Расчетная схема для моделирования шпиндельного узла станка ЛУ-17-4

Чаще всего находятся колебания переднего конца шпинделя, к которому приводятся все постоянные коэффициенты:

$$m\ddot{y} + \beta\dot{y} + k_y y = F \sin \omega t. \quad (1)$$

Если разделить обе части уравнения на массу шпинделя, получим

$$\ddot{y} + 2b\dot{y} + p^2 y = \frac{F}{m} \sin \omega t, \quad (2)$$

где, $\frac{\beta}{m} = 2b$; $\frac{k}{m} = p^2$; p – круговая частота собственных колебаний.

Уравнение (1) в нашем случае характеризует равновесие динамической системы шпиндельного узла под действием приложенных к ней сил: \ddot{y} – сила инерции, β – сила вязкого сопротивления (сила трения), k_y – сила упругости, $F \sin \omega t$ – периодически изменяющаяся внешняя сила, где ωt – круговая частота внешнего воздействия.

Решение уравнения (2) состоит из двух частей. Первая часть включает полное решение однородного уравнения (при $F = 0$), ($y = a$), и вторая часть – частное решение неоднородного уравнения $y = A$, которые соответственно описывают собственные – a и вынужденные – A , колебания динамической системы шпиндельного узла:

$$y = a + A = a_0 e^{-bt} + y_{cm} \mu, \quad (3)$$

где a_0 – начальная амплитуда собственных колебаний; $y_{cm} = \frac{F}{k}$, статический прогиб шпиндельного вала под действием силы F ; μ – динамический коэффициент:

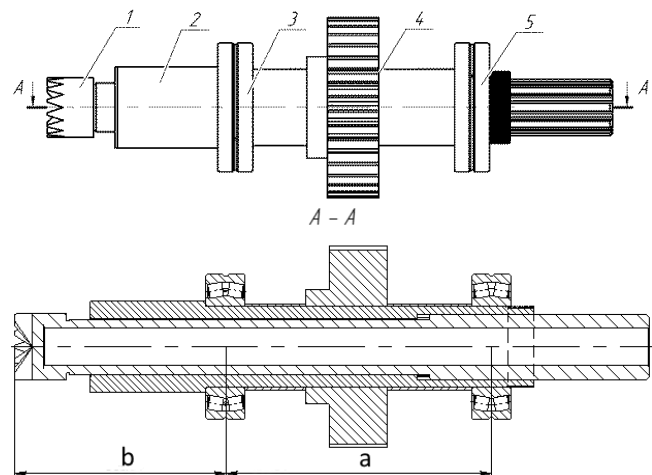
$$\mu = \left[\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)^2 + 4 \frac{b^2 \omega^2}{p^4}} \right]^{-1}. \quad (4)$$

Частота собственных колебаний шпинделя определяется через круговую частоту собственных колебаний p и определяется через следующие соотношения:

$$p = \sqrt{\frac{k}{m}}; f = \frac{p}{2\pi}. \quad (5)$$

Из уравнения (3) следует: собственные колебания механической системы (шпиндельного узла) затухают с течением времени t и в установившемся процессе можно учитывать только вынужденные колебания, которые в большинстве случаев связаны с технологическими параметрами оборудования.

Структурная схема для определения динамических характеристик одного из шпиндельных узлов приведена на рисунке 2.



1 – кулачки; 2 – наружный трубчатый вал; 3, 5 – подшипники; 4 – колесо зубчатое

Рисунок 2 – Основные конструктивные элементы шпиндельного узла станка ЛУ-17-4

Учитывая значительные размеры и вес деталей шпинделя, анализ динамических характеристик с помощью встроенного модуля CAE системы позволит с достаточной точностью определить частоту и амплитуду свободных и вынужденных колебаний и, как следствие, параметры податливости и жесткости шпиндельного узла и его виброустойчивость. Приведенные математические формулы и зависимости представляют обобщенный алгоритм динамического анализа механической системы, реализованный в программной среде.

Результаты исследования и их обсуждение

Для изучения причин возникновения паразитных вибрационных процессов в механической системе был проведен частотный анализ резонансных колебаний одного из шпиндельных узлов лущильного станка ЛУ-17-4, с помощью встроенного модуля частотного анализа и твердотельной имитационной модели.

Посредством метода трехмерного параметрического моделирования, в соответствии со сборочным конструкторским чертежом, была разработана твердотельная модель шпиндельного узла, состоящая из пустотелого телескопического вала, вращающегося в двух опорах. В качестве опорных элементов были использованы стандартные модели двухрядных радиально-упорных подшипников, применяющиеся в действующем оборудовании.

При проектировании были учтены фактические размерные характеристики деталей и расстояния между опорами. Вес спроектированного узла составил – 180,4 кг. Расстояние между опорами (подшипниками) – 460 мм. Характерной особенностью данного узла является наличие ступенчатых участков с различными динамическими свойствами и телескопического наружного и внутреннего шпинделя. Процесс анализа динамических свойств узла состоял из нескольких этапов. Вначале определялись собственные колебания, вызываемые резонансными частотами без нагрузки, затем на основе полученных результатов анализировались вынужденные колебания и в завершение определялись результаты комплексного анализа, оценивалось их влияние на качественные показатели процесса лущения и конечной продукции и рассматривались варианты оптимизации элементов конструкции анализируемого узла. Анализ собственных частот шпиндельного узла проводился методом конечных элементов, с помощью встроенного в систему модуля частотного анализа. После автоматической генерации трёхмерной сетки конечных элементов, на основе сформированной имитационной модели, был проведен анализ собственных частот шпиндельного узла. На рисунке 3 показана сформированная имитационная твердотельная модель шпиндельного узла и результирующая сетка конечных элементов, сгенерированная программой.

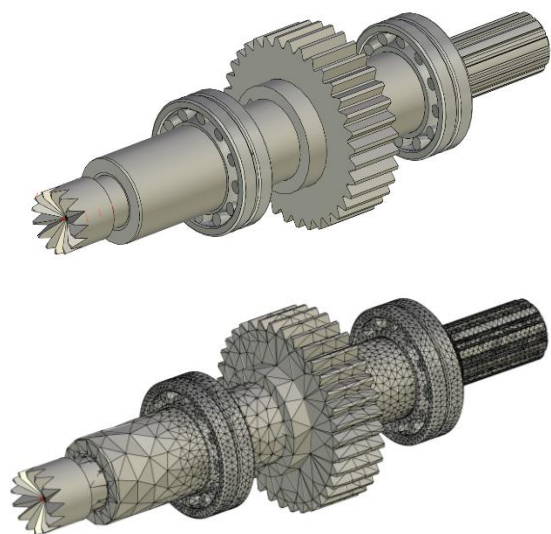
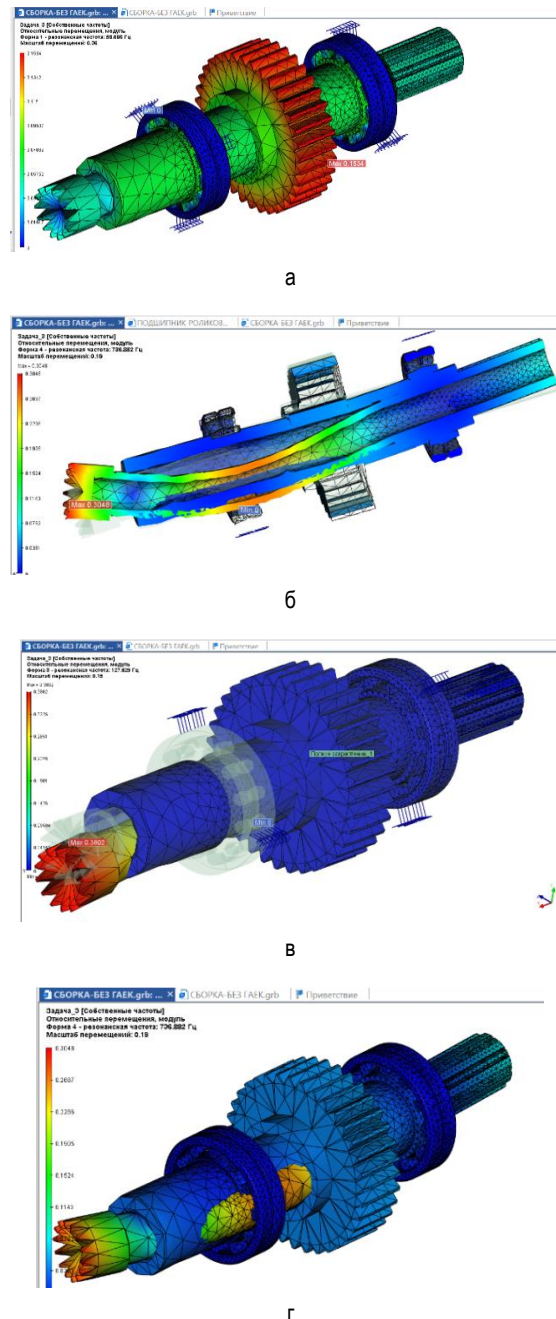


Рисунок 3 – Трёхмерная твердотельная и конечно-элементная сеточная модель шпиндельного узла станка ЛУ-17-4

При выполнении анализа собственных резонансных частот шпиндельного узла [3] были зафиксированы четыре значения, при которых могут произойти существенные конструктивные изменения.

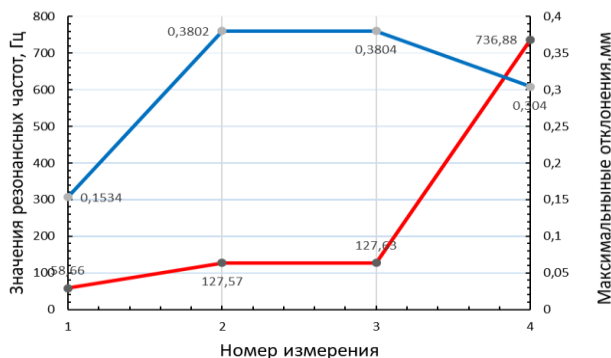
Сформированные формы изменений конструкции деталей под действием собственных резонансных частот показывают, какую форму примет ось шпинделя при колебаниях на собственных частотах, равных 58,6; 127,57; 127,63 и 736,88 Гц соответственно. Полученные значения частот являются расчетными, они зависят от свойств материала деталей и топологических особенностей конструкции отдельных элементов. Значения частот сформированы в соответствии с вычислительным алгоритмом системного модуля. При этом детали конструкции имеют размеры и форму, соответствующие фактическим сборочным единицам. Предполагаемые изменения формы отдельных элементов конструкции шпиндельного узла для различных значений частот показаны на рисунке 4.



а – зоны максимальных отклонений шпинделя для частоты 58,66 Гц;
 б – структурные изменения внутреннего трубчатого вала при резонансной частоте 736,86 Гц; в – изменение формы элементов шпиндельного узла при резонансной частоте 127,62 Гц;
 г – изменение формы элементов шпиндельного узла при резонансной частоте 736,86 Гц

Рисунок 4 – Изменения формы элементов конструкции шпиндельного узла под действием собственных резонансных частот

Анализируя полученные результаты [4], были определены предельные значения возможных отклонений конечных участков шпинделей. Данные анализа предельных значений структурированы по виду колебаний (собственные и вынужденные) и представлены в виде графиков для каждого диапазона измерений (рисунок 5).



1 – максимальные отклонения участков шпиндельного вала;
2 – спектр резонансных частот.

Рисунок 5 – Резонансные частоты (собственные колебания) шпиндельного узла и значения максимальных отклонений шпинделя для каждой частоты.

Анализируя графическую зависимость значений резонансных частот и изменение отклонений участков шпиндельного вала, были определены наиболее критические значения перемещений точек и участков вала, способствующих возникновению погрешностей базирования и потерь качественных показателей шпона (перемещение шпинделя на частоте резонанса 127 Гц). Однако наиболее характерными являются данные, полученные для анализа резонансных вибраций при воздействии вынужденных колебаний (частоты вращения шпиндельного вала и силовые нагрузки). Результат исследования вынужденных колебаний более развернут и включает большое количество результатов, среди которых наибольшую значимость представляют перемещения в направлении осей X, Y, Z и виброперегрузки. По данным измерений построены графики зависимостей (рисунок 6).

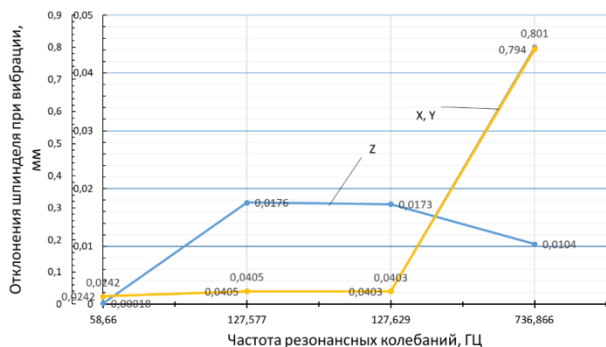


Рисунок 6 – Резонансные частоты (вынужденные колебания) шпиндельного узла и значения максимальных отклонений шпинделя для каждой частоты

Из приведенных графических зависимостей следует, что максимальные виброперегрузки могут возникнуть при частоте резонансных колебаний – 736,866 Гц. Направления максимальных перемещений шпинделя в соответствии с расчетной схемой – Y, Z. Повышенные значения перемещений шпинделя в этих направлениях вызваны приложенной к шпиндельному валу нагрузкой (сила обжима, составляющая силы резания, крутящий момент).

Несмотря на незначительные расчётные отклонения, вызванные изгибными колебаниями, выявлены проблемные зоны в механической системе шпиндельных узлов, способствующие возникновению смещения кулачковых зажимов, вызывающего разнотолщинность ленты шпона и отклонения от базовой оси вращения [3,4]. Такие явления особенно могут проявляться, если учесть, что шпиндели

находятся на определенном расстоянии друг от друга (преимущественно – 1,6 м). Так, например, для частоты свободных колебаний 127 Гц (эта частота наиболее близка к частоте вращения шпинделей лущильного станка (109, 147, 220 мин⁻¹) максимальное перемещение оси одного шпинделя составляет 0,38 мм. Если учесть совместное использование двух шпинделей, отклонение может составить $\Delta = 0,38 \cdot 2 = 0,76$ мм. При таком отклонении, по данным профессора В. А. Куликова, изменение толщины шпона составит более 2 мм. Такая погрешность при обработке древесины на лущильном станке неизбежно приведет к возникновению некондиционной продукции. Податливость механической системы шпиндельных узлов в станках старого поколения также влияет и на объемный выход полезной продукции. По данным фирмы Rautе (Финляндия), отклонения от оптимальной оси на 1 мм, для чураков диаметром 200 мм, приведет к 2,5 % потерь полезной древесины с одного фанерного чурака.

Заключение

Оценив спектр собственных частот колебаний конструкций на стадии проектирования или эксплуатации, можно оптимизировать конструкцию или выполнить модернизацию шпиндельного узла для выполнения условий частотной виброустойчивости. Для повышения значений собственных частот необходимо придать конструкции больше жесткости и уменьшить ее массу. Для случая испытания шпиндельного вала можно повысить жесткость, уменьшив его длину или увеличив толщину стенок трубчатого основания.

Таким образом, с помощью полученных результатов, анализируя предполагаемые изменения в конструкции шпиндельных узлов на различных резонансных частотах, можно оценить влияние упругих перемещений шпиндельного узла на равномерность толщины лущеного шпона и точность базирования при переработке фанерных сортиментов.

Список цитированных источников

- Алифанов, А. В. Влияние точности базирования фанерных сортиментов и жесткости механической системы лущильного оборудования на качество шпона / А. В. Алифанов, Ю. К. Калугин, Н. В. Бурносов // Труды БГТУ. – 2011. – № 2 (140). – С. 231–234.
- Рохин, В. Л. Проектирование шпиндельных узлов на опорах качения методические указания / В. Л. Рохин. – Курган, 1998: Ч. 1. Типовые конструкции шпиндельных узлов – 28 с.
- Калугин, Ю. К. Комплексная система ресурсосбережения в производстве лущеного шпона : монография / Ю. К. Калугин. – Барановичи : РИО БарГУ, 2011. – 223, [3] с.
- Калугин, Ю. К. Сравнительный анализ способов базирования фанерных чураков / Ю. К. Калугин, А. В. Петров // Деревообрабатывающая промышленность. – 2004. – № 5. – С. 16–17.

References

- Alifanov, A. V. Vliyaniye tochnosti bazirovaniya fanerных sortimentov i zhestkosti mekhanicheskoy sistemy lushchil'nogo oborudovaniya na kachestvo shpona / A. V. Alifanov, Yu. K. Kalugin, N. V. Burnosov // Trudy BGTU. – 2011. – № 2 (140). – S. 231–234.
- Rohin, V. L. Proektirovaniye shpindel'nyh uzlov na oporah kacheniya. metodicheskiye ukazaniya / V. L. Rohin. – Kurgan, 1998. Ch. 1. Tipovye konstrukcii shpindel'nyh uzlov : – 28 s.
- Kalugin, Yu. K. Kompleksnaya sistema resursosberezheniya v proizvodstve lushchenogo shpona : monografiya / Yu. K. Kalugin. – Baranovichy : RIO BarGU, 2011. – 223, [3] s.
- Kalugin, Yu. K. Sravnitel'nyy analiz sposobov bazirovaniya fanerных churakov / Yu. K. Kalugin, A. V. Petrov // Derevoobrabatvayushchaya promyshlennost'. – 2004. – № 5. – S. 16–17.

Материал поступил в редакцию 06.05.2022