



МЕХАНИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ДРЕВЕСИНЫ И ДРЕВЕСИНОВЕДЕНИЕ

УДК 621.822.5:630*812.79:674.05

Л.И. Евельсон, Е.А. Памфилов, Е.В. Шевелева, А.П. Симин

Евельсон Лев Игоревич родился в 1962 г., окончил в 1985 г. Брянский институт транспортного машиностроения, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой информационных технологий Брянской государственной инженерно-технологической академии. Имеет более 50 работ в области динамики и прочности машин и разработки систем автоматизированного проектирования.



Памфилов Евгений Анатольевич родился в 1941 г., окончил в 1964 г. Брянский институт транспортного машиностроения, заслуженный деятель науки РФ, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой механической технологии древесины Брянской государственной инженерно-технологической академии. Имеет более 250 печатных работ в области долговечности машин.



Шевелева Елена Викторовна родилась в 1978 г., окончила в 2000 г. Брянскую государственную инженерно-технологическую академию, инженер кафедры механической технологии древесины Брянской государственной инженерно-технологической академии. Имеет около 20 работ в области использования модифицированной древесины и древесно-металлических композиционных материалов для изготовления подшипников скольжения.



Симин Андрей Петрович родился в 1977 г., окончил в 1999 г. Брянский государственный технический университет, кандидат технических наук, доцент кафедры информационных технологий Брянской государственной инженерно-технологической академии. Имеет около 10 работ в области динамики и прочности машин и материаловедения.



ИССЛЕДОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Предложены принципы формирования древесно-металлических композиционных материалов для изготовления вкладышей подшипников скольжения деревообрабатывающего оборудования, проведен анализ влияния металлических элементов на амплитудно-частотные характеристики системы подшипник – вал.

Ключевые слова: подшипники скольжения, модифицированная древесина, древесно-металлические композиционные материалы, амплитудно-частотные характеристики, деревообрабатывающее оборудование.

Для повышения работоспособности узлов трения деревообрабатывающего оборудования во многих случаях можно использовать подшипники скольжения из модифицированной древесины, которая является одним из перспективных антифрикционных материалов. Она сочетает высокие триботехнические и демпфирующие свойства, а также обладает такими преимуществами, как недефицитность, технологичность, экономичность и воспроизводимость. Однако многие из известных конструкций подшипников скольжения, вкладыши которых выполнены из модифицированной древесины, не всегда обеспечивают требуемую работоспособность деревообрабатывающего оборудования.

Исследованы подшипники скольжения из композиционных древесно-металлических материалов, получаемых путем размещения в древесине, обладающей высокими виброгасящими свойствами, металлических элементов, обеспечивающих повышенную теплопроводность. Для благоприятного распределения температурных полей и интенсивного отвода тепла из поверхностных слоев используют металлические вставки переменного по толщине сечения (рис. 1).

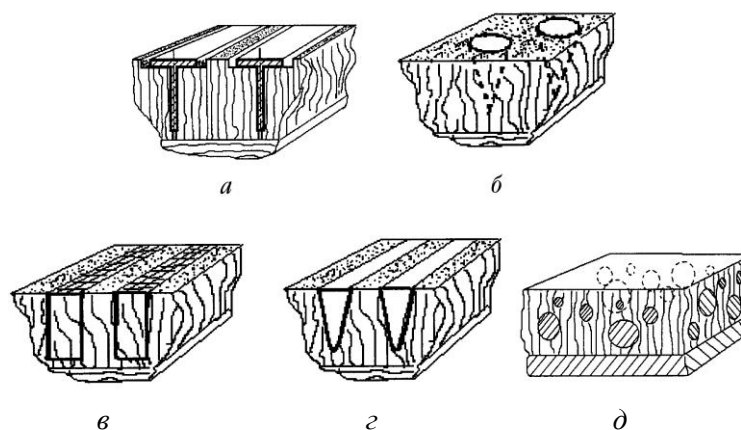


Рис. 1. Варианты древесно-металлических композиционных материалов с металлическими элементами в форме тавра (а), конуса (б), сетки (в), клина (г), сферы (д)

Площадь и размещение металлических вставок по поверхности зависят от условий фрикционного контакта, определяемого функциональным назначением подшипника. Рационально размещение вставок по траектории рабочих перемещений вкладыша относительно вала с обеспечением перекрытия элементов металлической фазы.

Снижение абразивного воздействия на рабочие поверхности вкладышей подшипников достигается за счет формирования на них винтовых или поперечных пазов, где в процессе работы накапливаются абразивные частицы.

Металлические вставки клиновой или тавровой формы размещают при сборке в специальных пазах, формируемых при прессовании древесных брусков, вставки конической формы запрессовывают в древесную составляющую после достижения заданной геометрической формы вкладыша.

Расчеты показали, что введение металлических элементов в древесный вкладыш позволяет на 20 % снизить максимальную температуру его эксплуатации [1]. Однако увеличение доли металлической составляющей приводит к росту модуля упругости композиционного материала вкладыша, что способствует повышению частоты колебаний системы подшипник–вал. В связи с этим для проведения анализа влияния металлических элементов на амплитудно-частотные характеристики системы проведен расчет колебаний механической системы подшипник–вал в условиях их контакта.

При оценке амплитуды и частоты колебаний системы подшипник–вал решали задачу колебания вала на подшипнике, определяя относительное сближения двух контактирующих поверхностей, которое вместе с параметрами шероховатости и свойствами материалов использовали для расчета коэффициента трения.

Так как вкладыш подшипника скольжения состоит из чередующихся древесных и металлических элементов, то его модель представляли в виде набора секторов с отличающимися физико-механическими свойствами. Модуль упругости E и коэффициент Пуассона μ древесно-металлического сектора определяли из уравнений

$$E_1 = n_m E_m + n_d E_d; \mu_1 = n_m \mu_m + n_d \mu_d,$$

где n_m, n_d – объемные доли металлического и древесного материалов;

E_m, E_d – модуль упругости металлического и древесного материалов;

μ_m, μ_d – коэффициент Пуассона металлического и древесного материалов.

Число контактирующих микронеровностей

$$n_r = n_a \left(\frac{p_c}{p_r t_m} \right)^{\epsilon-1} \zeta^v, \quad (1)$$

где n_a – количество пятен номинального контакта;

p_c – контурное давление, принимаемое равным номинальному давлению, $p_c \approx \frac{P}{S_k}$;

$$p_c \approx \frac{P}{S_k};$$

S_k – площадь контакта цапфы вала с вкладышем подшипника;
 p_r – давление в контакте;
 t_m – относительная опорная длина профиля на уровне средней линии;
 ν – параметры аппроксимации начальной части опорной кривой профиля.
 Фактическое давление (давление в контакте) определяли по [2]:

$$p_r = (0,43E^*)^{\frac{2\nu}{2\nu+1}} \left(\frac{2p_c}{t_m} \right)^{\frac{1}{2\nu+1}} \left(\frac{R_p}{r} \right)^{\frac{\nu}{2\nu+1}}, \quad (2)$$

где E^* – приведенный модуль упругости, $E^* = \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)^{-1}$;

R_p – расстояние от линии выступов до средней линии;
 r – радиус единичной микронеровности.

Значение относительной опорной длины профиля t_m на уровне средней линии определяли по формуле

$$t_m = \frac{R_a}{R_p} \frac{\nu + 1}{2}, \quad (3)$$

где R_a – среднеарифметическое отклонение профиля.

Представляя каждую контактирующую неровность в виде упругого элемента, вычисляли вертикальную составляющую равнодействующей упругой силы. Так как контакт в паре вкладыш–вал происходит по дуге, то вклад каждого упругого элемента в вертикальную составляющую различен.

Рассматривая произвольный i -й упругий элемент, расположенный под углом φ_i от вертикальной линии, определяем вертикальную составляющую от радиальной упругой силы:

$$F_{Y,i}^{уп} = F_i^{уп} \cos \varphi_i. \quad (4)$$

Значение радиальной упругой силы единичного элемента $F_i^{уп}$ получено с учетом перемещения точки контакта по радиусу. В этом случае величина радиального смещения связана с вертикальным смещением соотношением $\delta_i = y \cos \varphi_i$

Из гипотезы Герца следует, что восстанавливающая сила может быть определена из условия

$$F_i^{уп} = K_i \delta_i^{3/2}, \quad (5)$$

где $K_i = \frac{4}{3} E_i^* R^{1/2}$ – коэффициент гипотезы Герца;

R – радиус полусферы, описывающей единичную микронеровность;

δ_i – деформация контакта.

С учетом вышеизложенного формула (4) принимает вид

$$F_{y,i}^{y_{np}} = K_i \delta_i^{3/2} \cos \varphi_i. \quad (6)$$

Равнодействующая всех восстанавливающих сил может быть определена из условия

$$F_{y,\Sigma}^{y_{np}} = 2 \sum_{i=1}^{n_r/2} K_i \delta_i^{3/2} \cos \varphi_i. \quad (7)$$

Учитывая стабильность шероховатости фрикционного контакта и считая расположение упругих элементов равномерным по всей дуге контакта, определяем угол φ_i :

$$\varphi_i = i \Delta \varphi = \frac{2i \varphi_0}{n_r}, \quad (8)$$

где φ_0 – угол обхвата подшипником цапфы вала.

Аналогично вычисляли суммарную диссипативную функцию:

$$\eta_{y,\Sigma} = 2 \sum_{i=1}^{n_r/2} \eta_i R \cos^2 \varphi_i, \quad (9)$$

где η_i – коэффициент диссипации материала, выбираемый равным коэффициенту гистерезисных потерь.

Зная эквивалентную жесткость и диссипативную характеристику системы, представим динамическую модель подшипника скольжения в виде массы на пружине с демпфером (рис. 2).

Учитывая приложенные к системе активные, реактивные и инерционные силы, ее движение получим из следующего дифференциального уравнения:

$$m_{np} \ddot{y} + \eta_{y,\Sigma} \dot{y} - F_{y,\Sigma}^{y_{np}} = -F_0(1 + \alpha \cos \omega t) - mg, \quad (10)$$

где m_{np} – приведенная масса системы, которая включает в себя массы вала и закрепленных на нем других элементов системы.

Для применения выражения восстанавливающей силы в формуле (7) выполнено преобразование, связывающее δ_i и y :

$$\delta_i = (y_0 - y) \cos \varphi_i.$$

Здесь y_0 – деформация от статической нагрузки. Подставляя выражение (7) в (10), получаем дифференциальное уравнение, описывающее нормальные колебания системы:

$$m_{np} \ddot{y} + \eta_{y,\Sigma} \dot{y} - 2 \sum_{i=1}^{n_r/2} K_i \cos^{5/2} \varphi_i (y_0 - y)^{3/2} = -F_0(1 + \alpha \cos \omega t) - mg, \quad (11)$$

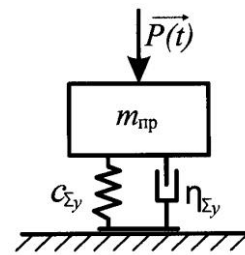


Рис. 2. Динамическая модель подшипника скольжения

$$\text{где } y_0 = \left(\frac{F_0 + mg}{2 \sum_{i=1}^{n_r/2} K_i \cos^3 \varphi_i} \right)^{2/3}. \quad (12)$$

Обозначим $q = y/y_0$; $\dot{q} = \dot{y}/y_0$; $\ddot{q} = \ddot{y}/y_0$; $H = 2 \sum_{i=1}^{n_r/2} K_i \cos^5 \varphi_i$, уравнение (11) можно представить в следующем виде:

$$m_{\text{пр}} \ddot{q} + \eta_{\text{в}} \dot{q} - Hy_0^{1/2} (1-q)^{3/2} = \frac{F_0}{y_0} (1 + \alpha \cos \omega t) - \frac{m_{\text{пр}} g}{y_0}. \quad (13)$$

Решая уравнения (13) численным методом Рунге–Кутты, получим выражение для $y(t) = q(t)y_0$, которое является перемещением вала (подшипника) относительно положения статического равновесия, вызванного массовой и статической нагрузками. Перемещения от статической нагрузки и динамической составляющей определяют сближение двух поверхностей $h(t) = y_0 - y(t)$.

Полученная зависимость позволяет выполнить анализ влияния жесткости, диссипативных характеристик материала, частоты и амплитуды возмущающей нагрузки на коэффициент трения при упругом контакте взаимодействующих тел:

$$f_{\text{т}}(t) = \frac{2,4\tau_0 \sqrt{R} \left(-\mu_{\text{пр}}^2 \right)}{E_{\text{пр}} \sqrt{h}} + \beta + \frac{0,2\alpha_{\text{гис}} \sqrt{h(t)/R}}{1}, \quad (14)$$

где τ_0, β – фрикционные параметры;

R – радиус индентера;

$E_{\text{пр}}, \mu_{\text{пр}}$ – приведенные коэффициент Пуассона и модуль упругости;

$\alpha_{\text{гис}}$ – коэффициент гистерезисных потерь в условиях сложного напряженного состояния, $\alpha_{\text{гис}} = K\alpha'_{\text{гис}}$ (для сферического индентера $K = 3$, $\alpha'_{\text{гис}}$ – коэффициент гистерезисных потерь материала древесины).

Для решения этой задачи построены амплитудно-частотные характеристики системы с металлическим вкладышем, вкладышами из древесно-металлического композиционного материала и прессованной древесины. На основании этого установлено, что явление резонанса наблюдается для выбранных параметров одномассовой системы при высоких частотах возмущения $(3 \dots 4) \cdot 10^4$ Гц. С увеличением доли металлической составляющей собственная частота системы возрастает, а амплитуда колебаний уменьшается. Резонанс в системе с древесным вкладышем наступает при меньших частотах, но более ярко выражен, что объясняется низким значением модуля упругости, с металлическим вкладышем резонанс наступает при более высоких частотах, но его величина значительно ниже. Значения резонанса для

древесно-металлического вкладыша располагаются между этими двумя границами, поэтому добавлением металлической составляющей можно влиять на собственные частоты системы, следовательно на коэффициент трения. Для зависимости коэффициента трения от частоты возмущения отмечено уменьшение коэффициента трения при приближении к резонансной зоне. Установлено, что определенное влияние на величину коэффициента трения оказывают фрикционные константы τ_0 , β , а эффект уменьшения коэффициента трения в резонансной зоне в большей степени наблюдается у материалов с более низким значением модуля упругости.

Выполненные исследования показали целесообразность использования древесно-металлических композиционных материалов для вкладышей подшипников скольжения деревообрабатывающего оборудования. Применение систем автоматизированного проектирования подшипниковых узлов может расширить области их использования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Памфилов Е.А. Исследование древесно-металлических композиционных материалов на основе модифицированной древесины / Е.А. Памфилов, А.П. Симин, Е.В. Шевелева // Деревообраб. пром-сть. – 2004. – № 1. – С. 12-15.

2. Чичинадзе А.В. Основы трибологии (трение, износ, смазка): учеб. для технич. вузов; 2-е изд. перераб. и доп. / А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2001. – 664 с.

Брянская государственная
инженерно-технологическая академия

Поступила 15.07.04

L.I. Evelson, E.A. Pamfilov, E.V. Sheveleva, A.P. Simin
Investigation of Friction Bearing

Principles of formation of wood-and-metal composite materials for producing split-shell bearings of woodworking equipment are offered; the analysis of the influence of metal elements on gain-frequency characteristics of the bearing-shaft system is carried out.
