

/ Т. М. Шкиря (СССР).— № 3216790/29—15; Заявлено 29.10.80; Опубл. 15.05.82, Бюл. № 18 // Открытия. Изобретения.— 1982.— № 18.— С. 124. [7]. А. с. 1025512 СССР, МКИЗ В27 17/00, Дровокольный станок / Т. М. Шкиря (СССР).— № 3407829/29—15; Заявлено 15.03.82; Опубл. 30.06.83, Бюл. № 24 // Открытия. Изобретения.— 1983.— № 24.— С. 34. [8]. А. с. 1027039 СССР, МКИЗ В27 17/00, Устройство для раскалывания лесоматериалов / Т. М. Шкиря (СССР).— № 3403509/29—15; Заявлено 03.02.82; Опубл. 07.07.83, Бюл. № 25 // Открытия. Изобретения.— 1983.— № 25.— С. 65. [9]. ГОСТ 24260—80, Сырье древесное для пиролиза и углежжения.— Введ. 01.01.83 до 01.01.88.— М.: Изд-во стандартов, 1980.— 10 с. [10]. Никитшов В. Д. Комплексное использование древесины.— М.: Лесн. пром-сть, 1985.— 264 с. [11]. Рушинов Н. П., Липман Э. П., Пряхин Е. А. Рубильные машины.— М.: Лесн. пром-сть, 1985.— 208 с. [12]. Шкиря Т. М. Высокопроизводительная линия расколки бревен // Лесн. пром-сть.— 1983.— № 11.— С. 10—12. [13]. Шкиря Т. М. Гидроколун с насосно-маховичным приводом // Лесозэксплуатация и лесосплав.— 1972.— № 13.— С. 12—13. [14]. Шкиря Т. М. Количество ножей рабочего органа дровокольного станка // Лесозэксплуатация и лесосплав.— 1976.— № 12.— С. 11—12. [15]. Шкиря Т. М. Комплексная механизация работ на бирже сырья цеха ДСП Надворнянского лесокомбината // Лесн. хоз-во, лесн., бум. и деревообаб. пром-сть.— Киев: Будівельник, 1984.— Вып. 15.— С. 56—58. [16]. Шкиря Т. М. Номограмма для подбора оптимальной мощности электродвигателя гидроколлуна // Лесн. журн.— 1983.— № 5.— С. 118—120. (Изв. высш. учеб. заведений). [17]. Шкиря Т. М. Совершенствование и динамика дровокольных станков.— Львов: Вища школа, 1977.— 160 с. [18]. Шкиря Т. М. Технологические потоки для переработки низкокачественной древесины // Лесн. пром-сть.— 1984.— № 8.— С. 22—23. [19]. Шкиря Т. М., Гомонай В. В. Станки для расколки низкокачественных краёв // Лесн. пром-сть.— 1982.— № 4.— С. 22—23. [20]. Шкиря Т. М., Сопотун А. И. Номограмма для определения максимального усилия при раскалывании древесины // Лесн. журн.— 1982.— № 4.— С. 86—91. (Изв. высш. учеб. заведений). [21]. Tiberij Skirja. Untersuchungen über die mechanisierte Spaltung des minderwertigen Rundholzes // Programm und Resume des XIV Internationalen Simposiums für Forstnutzung, Sopron (Ungarn).— 1980.— P. 30.

Поступила 30 сентября 1986 г.

УДК 630*812

ВЛИЯНИЕ ПОЛЗУЧЕСТИ ДРЕВЕСИНЫ НА ДЕФОРМАТИВНОСТЬ ВТУЛОК ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ИЗ ДРЕВЕСНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Б. И. ОГАРКОВ, М. И. КОРОЛЬКОВА

Воронежский сельскохозяйственный институт

С целью экономии металлов и пластмасс на производстве внедряют втулки подшипников скольжения из древесных материалов. На работоспособность их в узлах трения решающее значение оказывают механическая напряженность, теплонапряженность и износостойкость.

При ограничении скорости скольжения и удельной нагрузки на подшипник износостойкость втулок из прессованной древесины намного выше, чем изготовленных из металлов, а температура в зоне трения не превышает 60 °С [1].

В данной статье определены напряжения и деформации, возникающие во втулках подшипников скольжения, изготовленных из древесных материалов с учетом особенностей поведения древесины как упруговязкого тела, способного проявлять ползучесть и релаксацию напряжений.

Если бы древесина была упругим телом, то, согласно закону Гука, напряжение σ определяли произведением модуля упругости E на относительную деформацию ϵ :

$$\sigma = E\epsilon. \quad (1)$$

На самом деле, древесные материалы — упруговязкие тела, для них связь между напряжением и деформацией выражается в виде интегрального соотношения [3]:

$$\sigma = E_m \left[\varepsilon(t) - \int_0^t R(t, \tau) \varepsilon(\tau) d\tau \right], \quad (2)$$

где $R(t, \tau)$ — функция, называемая резольвентой.

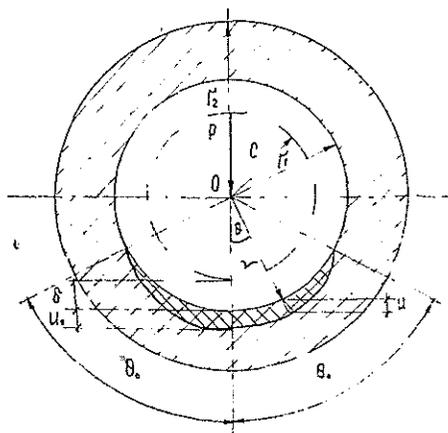
Резольвента для древесных материалов известна [1] и равна

$$R(t, \tau) = \frac{1}{n} \left[\left(1 - \frac{E_m}{E_d} \right) e^{-\left(\frac{t^\alpha - \tau^\alpha}{n^\alpha} \right)} \right]. \quad (3)$$

Здесь имеются в наличии так называемые реологические постоянные: время релаксации n ; мгновенный модуль упругости E_m ; длительный модуль упругости E_d и показатель кривой релаксации α .

При работе подшипников в условиях переменного температурно-влажностного режима деревянная втулка может зажать вал, поэтому необходим надлежащий зазор между втулкой и валом.

Пусть подшипник скольжения состоит из металлического вала, металлического корпуса и деревянной втулки (см. рис.).



Подшипник скольжения с втулкой из прессованной древесины

Вследствие того, что упругие деформации древесины примерно в 100 раз больше, чем у стали, можно полагать, что при нагружении подшипника деформируется только деревянная втулка, а вал и корпус считаются абс. твердыми телами. В этом случае втулка находится в условиях радиального напряженного состояния [2]. Начальное положение точки характеризуется полярным углом Θ

Обозначим через r_1 внутренний радиус втулки, r_2 — внешний радиус втулки, l — длину подшипника, δ — радиальный зазор между деревянной втулкой и валом, c — радиус металлического вала в положении, предшествующем нагрузке. Подшипник нагружается постоянной силой P , являющейся равнодействующей давлений q ; u — перемещение точки деревянной втулки с радиусом r и угловой координатой Θ ; u_0 — перемещение точки втулки, лежащей на оси симметрии. Между этими перемещениями существует соотношение [2]

$$u + \delta = (u_0 + \delta) \cos \Theta. \quad (4)$$

Обозначим через Θ_0 половину угла контакта между деревянной втулкой и металлическим валом.

Так как при $\Theta = \Theta_0$ перемещение $u(\Theta_0)$ равно нулю, то:

$$u_0 = \frac{\delta(1 - \cos \Theta_0)}{\cos \Theta_0}. \quad (5)$$

Поэтому перемещение и относительная деформация в любой точке деревянной втулки равны:

$$u = \delta \left(\frac{\cos \theta}{\cos \theta_0} - 1 \right); \quad (6)$$

$$\varepsilon = \frac{\delta}{r_2 - r_1} \left[\frac{\cos \theta}{\cos \theta_0} - 1 \right]. \quad (7)$$

Между силой P и напряжением в деревянной втулке σ существует соотношение, соответствующее уравнению равновесия:

$$P = 2lr_1 \int_0^{\theta_0} \sigma \cos \theta d\theta. \quad (8)$$

С учетом ползучести древесины относительная деформация и напряжение связаны между собой уравнением (2). Подставляя (7) в (2), а затем (2) в (8), имеем:

$$\sigma^* = E_M \left[f(t) - \int_0^t R(t, \tau) f(\tau) d\tau \right], \quad (9)$$

где $f(t) = \int_0^{\theta_0(t)} \left[\frac{\cos^2 \theta}{\cos \theta_0} - \cos \theta \right] d\theta = \frac{2\theta_0 + \sin 2\theta_0}{4 \cos \theta_0} - \sin \theta_0; \quad (10)$

$$\sigma^* = \frac{P(r_2 - r_1)}{2lr_1\delta}.$$

Мы получили интегральное уравнение (9) для определения $f(t)$ при известном σ^*

$$f(t) = \sigma^* \left\{ \frac{1}{E_M} + \left(\frac{1}{E_M} - \frac{1}{E_R} \right) \left[1 - e^{-\frac{E_R}{E_M} \left(\frac{t}{n} \right)^\alpha} \right] \right\} = \frac{2\theta_0 + \sin 2\theta_0}{4 \cos \theta_0} - \sin \theta_0. \quad (11)$$

Соотношение (11) представляет собой трансцендентное уравнение для определения угла контакта $2\theta_0$, изменяющегося со временем. По формуле (7) находим изменение со временем относительной деформации точки.

При вычислении напряжений для втулки из прессованной древесины березы взяты следующие данные [1]: $E_M = 1\,000$ МПа; $E_R = 500$ МПа; $\alpha = 0,3$; $n = 5$ ч; $P = 6\,000$ Н; $\delta = 0,005$ см; $l = 10$ см; $r_1 = 10$ см; $r_2 = 10,6$ см.

Наибольшее напряжение возникает в точке, лежащей на оси симметрии.

В таблице даны изменяющиеся со временем значения θ_0 , наибольшее значение относительной деформации (в точке $\theta = 0$) и наибольшее значение напряжения (в точке $\theta = 0$).

t , ч	θ_0	ε	σ , МПа
0	89°9'32"	0,0404216	40,4216
5	82°29'44"	0,0554730	39,8602
10	82°47'	0,0580030	39,7507
20	83°4'16"	0,0607436	39,6467
30	83°14'18"	0,0624148	39,5817
40	83°20'15"	0,0636208	39,5502

Из данных таблицы видно, что с возрастанием времени относительная деформация повышается значительно, а напряжение падает очень мало.

Среднее давление

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{P}{2lr_1} = 30 \text{ МПа.} \quad (12)$$

Несмотря на большое значение среднего давления (30 МПа) наибольшее давление в точках втулки из прессованной древесины при сжатии поперек волокон составляет 40,4 МПа, что меньше допустимого для прессованной древесины (60 МПа).

Таким образом, влияние ползучести древесины на работу втулки заключается в том, что в течение определенного промежутка времени происходит увеличение угла контакта между валом и втулкой, возрастание деформации втулки и незначительное падение напряжения. Втулки из древесных материалов вместо металлов можно применять при удельных давлениях на подшипник, меньших 30 МПа.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Огарков Б. И., Апостол А. В. Теория и физическая сущность прессования древесины.— Воронеж: Изд-во Воронеж. гос. ун-та, 1981.— 83 с. [2]. Платонов В. Ф. Подшипники из полиамидов.— М.: Машигиз, 1961.— 110 с. [3]. Ржанецы и А. Р. Теория ползучести.— М.: Стройиздат, 1968.— 416 с.

Поступила 9 июля 1986 г.

УДК 662.921

ВЛИЯНИЕ УСЛОВИЙ ВВОДА ВТОРИЧНОГО ВОЗДУХА НА АЭРОДИНАМИКУ ЦИКЛОННОЙ КАМЕРЫ, ЗАГРУЖЕННОЙ МЕЛКОДИСПЕРСНОЙ ДРЕВЕСНО-ШЛИФОВАЛЬНОЙ ПЫЛЬЮ

Э. Н. САБУРОВ, Ю. Л. ЛЕУХИН, С. И. ОСТАШЕВ,

А. И. ЕГОРОВ, И. Ф. КОПЕРИН

Архангельский лесотехнический институт, ЦНИИМЭ

Условия ввода воздуха и топлива в рабочий объем циклонной топки имеют большое значение для организации режима ее работы [4]. В настоящей работе рассмотрены результаты опытов, являющихся продолжением ранее выполненных исследований [1] и посвященных изучению аэродинамики циклонной топки при различных способах подачи вторичного воздуха.

Эксперименты проводили на том же стенде и по той же методике, что и в работе [1]. Основной элемент экспериментального стенда — циклонная камера, схема которой представлена на рис. 1. Внутренний диаметр модели $D = 312$ мм, длина $L = 596$ мм.

Воздух в камеру подавали с двух диаметрально противоположных сторон при помощи четырех шлицев ($f-4$ на рис. 1) вторичного воздуха и одного, смещенного к выходному торцу шлица b первичного воздуха. В поперечном сечении шлицы имеют форму квадрата со стороной 45 мм. Трубопровод каждого шлица имел заслонку и измерительную диафрагму. При необходимости часть шлицев заглушали с помощью текстолитовых вставок, внутренняя поверхность которых была выполнена заподлицо с внутренней поверхностью камеры. Площадь входа вторичного воздуха в работе изменяли при помощи как отключения части шлицев (заглушали вкладышами), так и специальных вкладышей, перекрывавших часть их сечения. Относительная приведенная площадь входа потока в камеру $\bar{f}_{\text{вх. пр}} = 4f_{\text{вх. пр}}/\pi D^2$ в опытах равнялась $5,87 \cdot 10^{-2}$ и $11,19 \cdot 10^{-2}$ ($f_{\text{вх. пр}} = f_{\text{вх}2} + f_{\text{вх}1} \omega_{\text{вх}1}/\omega_{\text{вх}2}$, где $f_{\text{вх}1}$ и $f_{\text{вх}2}$, $\omega_{\text{вх}1}$ и $\omega_{\text{вх}2}$ — соответственно площади входа и скорости первичного и вторичного воздуха).