

ТЕРМОУПРУГОСТЬ ОПОР СКОЛЬЖЕНИЯ ИЗ ПРЕССОВАННОЙ ДРЕВЕСИНЫ ПРИ ТЕМПЕРАТУРНЫХ И ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗКАХ

В.П. БЕЛОКУРОВ, *проф.*, ВГЛТУ им. Г.Ф. Морозова, *д-р техн. наук*⁽¹⁾

opbd_yglta@mail.ru

⁽¹⁾ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова»
394087, Воронежская обл., г. Воронеж ул. Тимирязева, д. 8, ВГЛТУ им. Г.Ф. Морозова

Проблема создания долговечных и надежных узлов трения из модифицированной древесины (ДМ) до настоящего времени решалась экспериментальным подбором и созданием различных конструктивных вариантов опор трения скольжения. Целенаправленное же решение этой проблемы невозможно без создания и использования надежных, удобных и проверенных методов расчета подшипников скольжения из ДМ. При решении этой задачи существенное значение имеет вопрос об определении напряженного состояния подшипников скольжения из ДМ от воздействия динамических нагрузок и температур, которые и определяют работоспособность опор скольжения. Напряженность, характеризующая работоспособность подшипников скольжения из ДМ, определяется величиной и характером распределения как контактных, так и температурных напряжений. Недооценка температурных и механических напряжений может привести как к интенсивному износу, так и к разрушению подшипников скольжения. Долговечность и износостойкость опор скольжения лесных машин при различных эксплуатационных режимах заслуживает глубокого теоретического исследования и требует особого подхода и решения. Поэтому основными задачами исследования в данной статье явились вопросы теоретического и экспериментального определения факторов, влияющих на работоспособность узлов трения лесных машин. Особое внимание уделяется разработке предложений и методов на их основе по снижению напряжений в результате температурных и динамических нагрузок в опорах скольжения лесных машин. Расчеты, предложенные в данной статье, должны быть учтены при принятии конструктивных и технологических решений и мероприятий по увеличению долговечности рассматриваемых узлов трения лесных машин, которые в результате эксплуатации подвержены интенсивной нагрузочно-скоростной и тепловой динамике трения.

Ключевые слова: модифицированная древесина, напряжение, температура, динамические нагрузки

Опоры скольжения лесных машин имеют сравнительно низкую работоспособность из-за работы, как правило, в абразивных (запыленных) и агрессивных средах, а также в условиях недостаточной смазки. Замена же опор скольжения (подшипников скольжения) из цветных металлов, в некоторых узлах лесных машин, на прессованной древесине при одновременной ее пропитке антифрикционными материалами позволяет повысить долговечность узлов трения лесных машин в 2–3 раза. В ГОСТе данный конструкционный материал из прессованной древесины получил название модифицированной древесины (ДМ). При этом следует отметить, что при использовании ДМ изнашивание вала уменьшается примерно в 10 раз, а расход цветных металлов заменяется более дешевым возобновляемым природным материалом – древесиной [1, 3, 5].

Расчет анизотропной опоры скольжения (подшипника скольжения) из ДМ рассмотрим в цилиндрической системе координат r, φ, z с учетом анизотропии дре-

весины (рисунок). При этом ось Z совместима с осью подшипника и анизотропии. Поперечное сечение, ограниченное двумя радиусами r_1 и r_2 , будет обладать цилиндрической анизотропией с трансверсальной изотропией относительно радиального направления (рисунок). Подшипник скольжения из ДМ, запрессованный в корпус, находится под действием внутреннего p и

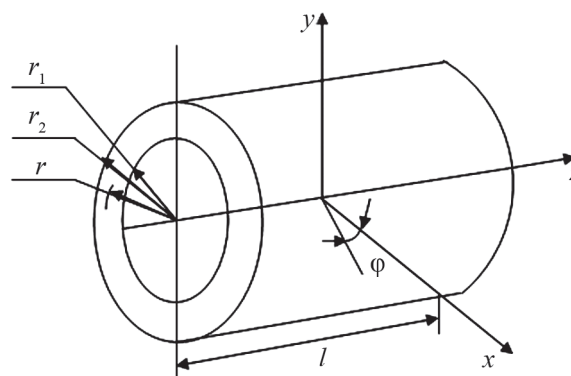


Рисунок. Общий вид подшипника скольжения из модифицированной древесины

Fig. General view of the bearing from modified wood

внешнего q давлений, а также радиального теплового потока, определяемого температурой в зоне трения, которая зависит от времени τ и относительного радиуса $\rho = r/r_1$, то есть $T = t(\rho, \tau)$. Вал, при опоре на подшипники скольжения, вращается с угловой скоростью ω .

При рассмотрении данной задачи принимаем, что внутреннее давление p , внешнее давление q и температура T не изменяются по длине подшипника [6, 7]. В этом случае компоненты касательных напряжений и тангенциального смещения обращаются в ноль, то есть $\tau_{r\varphi} = \tau_{rz} = \tau_{\varphi z} = 0$, а компоненты радиального напряжения σ_r , тангентального напряжения σ_φ и компонент радиального перемещения U_r не зависят от φ, z и являются функцией от r, τ .

Уравнения обобщенного закона Гука для подшипников скольжения из ДМ с цилиндрической анизотропией и трансверсальной изотропией относительно радиального направления примут вид [2, 4]

$$\sigma_r = E_r \frac{dU}{dr} - E_r \alpha_r T, \quad (1)$$

$$\sigma_\varphi = E_\varphi \frac{U}{r} - E_\varphi \alpha_\varphi T, \quad (2)$$

где E_r, E_φ – модули упругости ДМ в радиальном и тангенциальном направлениях, МПа;

α_r, α_φ – коэффициент температурного расширения в радиальном и тангенциальном направлениях, $1/^\circ\text{C}$.

Дифференциальное уравнение, описывающее напряженное состояние цилиндрического подшипника скольжения из ДМ плотностью $\bar{\rho}$ вращающегося вала с постоянной угловой скоростью ω , можно записать в виде [1, 10]

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\varphi}{r} = -\bar{\rho}\omega^2 r. \quad (3)$$

Граничные условия на внутренней $r = r_1$ и внешней $r = r_2$ поверхностях подшипника скольжения будут

$$\sigma_r|_{r=r_1} = -P; \quad \sigma_r|_{r=r_2} = -q. \quad (4)$$

Подставив значения компонентов радиального и тангенциального напряжений (1) и (2) в уравнение (3), определим

$$\frac{d^2 U}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dU}{dr} - k^2 \frac{U}{r} = (\alpha_r - k^2 \alpha_\varphi) \frac{T}{r} + \alpha_r \frac{dT}{dr} - \frac{\bar{\rho}\omega^2}{E_r} r, \quad (5)$$

где $k^2 = E_\varphi / E_r$ – коэффициент анизотропии материала ДМ.

Общий интеграл уравнения (5) имеет вид

$$U = C_1 r^k + C_2 r^{-k} + \frac{1}{2k} \left[\frac{k(\alpha_r - k\alpha_\varphi) r^k \int_{r_1}^{r_2} T r^{-k} dr + k(\alpha_r + k\alpha_\varphi) r^{-k} \int_{r_1}^{r_2} T r^k dr}{E_r (9 - k^2)} - \frac{\bar{\rho}\omega^2 r^3}{E_r (9 - k^2)} \right]. \quad (6)$$

Вычислим радиальное напряжение, подставив значения (6) в формулу (1)

$$\sigma_r = C_1 E_r k r^{k-1} - C_2 E_r k r^{-k-1} + \frac{E_r k}{2} \left[\frac{(\alpha_r - k\alpha_\varphi) r^{k-1} \int_{r_1}^{r_2} T r^{-k} dr - (\alpha_r + k\alpha_\varphi) r^{-k-1} \int_{r_1}^{r_2} T r^k dr}{(9 - k^2)} - \frac{3\bar{\rho}\omega^2 r^2}{(9 - k^2)} \right]. \quad (7)$$

Тангенциальное напряжение при подстановке (6) в формулу (2) соответственно запишется

$$\sigma_\varphi = C_1 E_\varphi r^{k-1} - C_2 E_\varphi r^{-k-1} + \frac{E_\varphi}{2} \left[\frac{(\alpha_r - k\alpha_\varphi) r^{k-1} \int_{r_1}^{r_2} T r^{-k} dr - (\alpha_r + k\alpha_\varphi) r^{-k-1} \int_{r_1}^{r_2} T r^k dr}{(9 - k^2)} - \frac{k^2 \bar{\rho}\omega^2 r^2}{(9 - k^2)} \right]. \quad (8)$$

Постоянные величины C_1 и C_2 определим из граничных условий (4), которые затем подставим в уравнения (7) и (8). В результате получим распределение напряжений по сечению анизотропного подшипника скольжения из ДМ в точках $r_1 \leq r \leq r_2$.

$$\sigma_r = \frac{1}{1 - \rho_1^{2k}} \left\{ \left[P + \frac{r^{-k-1} E_\varphi}{2k} \left((\alpha_r - k\alpha_\varphi) \int_{r_1}^{r_2} T r^k dr + (\alpha_r + k\alpha_\varphi) \left(r_2^{2k} \int_{r_2}^r T r^{-k} dr - r_1^{2k} \int_{r_1}^r T r^{-k} dr \right) \right) \right] \times \right. \\ \left. \times \rho_1^{k+1} - q + \frac{3\bar{\rho}\omega^2 r_2^2}{(9 - k^2)} (1 - \rho_1^{k+3}) \right] \rho^{k-1} - \\ - \left[\left[p - \frac{r^{k-1} E_\varphi}{2k} \left((\alpha_r - k\alpha_\varphi) \int_{r_1}^{r_2} T r^{-k} dr + (\alpha_r + k\alpha_\varphi) \left(r_2^{2k} \int_{r_2}^r T r^k dr - r_1^{2k} \int_{r_1}^r T r^k dr \right) \right) \right] \rho_1^{k+1} - \right. \\ \left. - q \rho_1^{2k} - \frac{3\bar{\rho}\omega^2 r^2}{(9 - k^2)} (1 - \rho_1^{k-3}) \rho_1^{k+3} \right] \rho^{-(k+1)} \left. \right\} - \frac{3\bar{\rho}\omega^2 r^2}{(9 - k^2)}; \quad (9)$$

$$\sigma_r = \frac{k}{1-\rho_1^{2k}} \left\{ \left[p + \frac{E_\phi r^{k-1}}{2k} \left((\alpha_r - k\alpha_\phi) \int_{r_1}^{r_2} Tr^k dr + (\alpha_r + k\alpha_\phi) \left(r_2^{2k} \int_{r_2}^r Tr^{-k} dr - r_1^{2k} \int_{r_1}^r Tr^{-k} dr \right) \right) \right] \rho_1^{k+1} - \right. \\ \left. -q + \frac{3\bar{\rho}\omega^2 r_2^2}{(9-k^2)} (1-\rho_1^{k+3}) \right] \rho^{k-1} - \\ - \left[\left(p - \frac{E_\phi r^{k-1}}{2k} \left((\alpha_r - k\alpha_\phi) \int_{r_1}^{r_2} Tr^{-k} dr + (\alpha_r + k\alpha_\phi) \times \right. \right. \right. \\ \left. \left. \left. \times \left(r_2^{-2k} \int_{r_2}^r Tr^k dr - r_1^{-2k} \int_{r_1}^r Tr^k dr \right) \right) \right) \right] \rho_1^{k+1} - q\rho_1^{2k} - \\ \left. - \frac{3\bar{\rho}\omega^2 r_2^2}{(9-k^2)} (1-\rho_1^{k-3}) \rho_1^{k+3} \right] \rho^{-(k+1)} \right\} - \frac{k^2 \bar{\rho}\omega^2 r^2}{(9-k^2)} - \alpha_\phi E_\phi T. \quad (10)$$

Зная радиальное и тангенциальное напряжения, которые могут быть определены по формулам (9) и (10), определим радиальное перемещение в подшипнике скольжения из ДМ при плоском осесимметричном поле температуры. Для этой цели используем выражение (2)

$$U_r = \frac{r_2}{1-\rho_1^{2k}} \left\{ \frac{1}{kE_r} \left[\left(p + \frac{E_\phi r^{-(k+1)}}{2k} \left((\alpha_r - k\alpha_\phi) \int_{r_1}^{r_2} Tr^k dr + (\alpha_r + k\alpha_\phi) \times \right. \right. \right. \right. \\ \left. \left. \left. \times \left(r_2^{2k} \int_{r_2}^r Tr^{-k} dr - r_1^{2k} \int_{r_1}^r Tr^{-k} dr \right) \right) \right] \rho_1^{k+1} - \right. \\ \left. -q + \frac{3\bar{\rho}\omega^2 r_2^2}{(9-k^2)} (1-\rho_1^{k+3}) \right] \rho^k + \frac{1}{kE_r} \times \\ \times \left[\left(p - \frac{r^{k-1} E_\phi}{2k} \left((\alpha_r - k\alpha_\phi) \int_{r_1}^{r_2} Tr^{-k} dr + (\alpha_r + k\alpha_\phi) \times \right. \right. \right. \\ \left. \left. \left. \times \left(r_2^{-2k} \int_{r_2}^r Tr^k dr - r_1^{-2k} \int_{r_1}^r Tr^k dr \right) \right) \right] \rho_1^{k+1} - q\rho_1^{2k} - \right. \\ \left. - \frac{3\bar{\rho}\omega^2 r_2^2}{(9-k^2)} (1-\rho_1^{k-3}) \rho_1^{k+3} \right] \rho^{-k} \right\} - \frac{\bar{\rho}\omega^2 r^3}{E_r (9-k^2)}. \quad (11)$$

При невысоком нагрузочно-скоростном режиме, при котором возникающая температура в подшипнике скольжения является незначительной и ею можно пренебречь, формулы (9), (10) и (11) примут вид

$$\sigma_r = \frac{1}{1-\rho_1^{2k}} \left\{ \left[p\rho_1^{k+1} - q + \frac{3\bar{\rho}\omega^2 r_2^2}{(9-k^2)} (1-\rho_1^{k+3}) \right] \rho^{k-1} - \right. \\ \left. - \left[p\rho_1^{k+1} - q\rho_1^{2k} - \frac{3\bar{\rho}\omega^2 r_2^2}{(9-k^2)} (1-\rho_1^{k-3}) \rho_1^{k+3} \right] \rho^{-(k+1)} \right\} \frac{3\bar{\rho}\omega^2 r^2}{(9-k^2)}; \quad (12)$$

$$\sigma_\phi = \frac{k}{1-\rho_1^{2k}} \left\{ \left[p\rho_1^{k+1} - q + \frac{3\bar{\rho}\omega^2 r_2^2}{(9-k^2)} (1-\rho_1^{k+3}) \right] \rho^{k-1} - \right. \\ \left. - \left[p\rho_1^{k+1} - q\rho_1^{2k} - \frac{3\bar{\rho}\omega^2 r_2^2}{(9-k^2)} (1-\rho_1^{k-3}) \rho_1^{k+3} \right] \rho^{-(k+1)} \right\} \frac{k^2 \bar{\rho}\omega^2 r^2}{(9-k^2)}; \quad (13)$$

$$U_r = \frac{r_2}{1-\rho_1^{2k}} \frac{1}{kE_r} \left\{ \left[p\rho_1^{k+1} - q + \frac{3\bar{\rho}\omega^2 r_2^2}{(9-k^2)} (1-\rho_1^{k+3}) \right] \rho^k + \right. \\ \left. + \left[p\rho_1^{k+1} - q\rho_1^{2k} - \frac{3\bar{\rho}\omega^2 r_2^2}{(9-k^2)} (1-\rho_1^{k-3}) \rho_1^{k+3} \right] \rho^{-k} \right\} \frac{\bar{\rho}\omega^2 r^3}{E_r (9-k^2)}. \quad (14)$$

В случае незначительной угловой скорости или при статических расчетах подшипников скольжения из ДМ, когда можно не учитывать угловую скорость, уравнения (12), (13) и (14) преобразуются и примут вид

$$\sigma_r = \frac{1}{1-\rho_1^{2k}} \left[(p\rho_1^{k+1} - q)\rho^{k-1} - (p\rho_1^{k+1} - q\rho_1^{2k})\rho^{-(k+1)} \right]; \quad (15)$$

$$\sigma_\phi = \frac{k}{1-\rho_1^{2k}} \left[(p\rho_1^{k+1} - q)\rho^{k-1} - (p\rho_1^{k+1} - q\rho_1^{2k})\rho^{-(k+1)} \right]; \quad (16)$$

$$U_r = \frac{r_2}{1-\rho_1^{2k}} \frac{1}{kE_r} \left[(p\rho_1^{k+1} - q)\rho^k + (p\rho_1^{k+1} - q\rho_1^{2k})\rho^{-k} \right]. \quad (17)$$

Формулы (15), (16) и (17) после преобразования будут аналогичны формулам для плоского напряженного состояния [1, 8, 9].

В расчетах в формулах (9), (10) и (11) может быть использована любая расчетная температурная зависимость. Например, при стационарном тепловом режиме и граничных условиях 1-го рода температурное поле в подшипнике скольжения из ДМ может быть описано формулой

$$T = t_2 + (t_1 - t_2) \ln p / \ln \rho_1. \quad (18)$$

Зависимость модуля упругости в радиальном E_r и тангенциальном E_ϕ направлениях от температуры может быть рассчитана согласно предложенным формулам [1], например

$$E_\phi = 245800 T^{-2/3}. \quad (19)$$

При использовании данных $\alpha_\phi = 44 \cdot 10^{-6}$ (1/°C), $\alpha_r = 24 \cdot 10^{-6}$ (1/°C); $k = 0,67$.

Расчеты показывают, что в подшипниках скольжения из ДМ при увеличении угловой скорости вала ω , внутреннего p и внешнего q давлений возникают значительные температурные напряжения и перемещения U_r , которые необходимо учитывать при определении оптимального зазора между валом и подшипником скольжения из ДМ, а также при определении оптимального натяга при запрессовке подшипника скольжения из ДМ в корпус.

Библиографический список

1. Белокуров, В.П. Температурный режим узлов лесных машин и их работоспособность: моногр. / В.П. Белокуров. – Воронеж: ВГУ, 1997. – 184 с.
2. Боли, Б. Теория температурных напряжений: моногр. / Б. Боли, Дж. Уэйнер. – М.: Мир, 1964. – 517 с.
3. Лехницкий, С.Г. Теория упругости анизотропного тела: моногр. / С.Г. Лехницкий. – М.: Наука, 1977. – 416 с.
4. Новацкий, В. Вопросы термоупругости: моногр. / В. Новацкий. – М.: АН СССР, 1962. – 364 с.
5. Огарков, Б.И. Температурно-влажностные напряжения в анизотропном кольце с учетом зависимости модуля упругости материала от температуры и влажности / Б.И. Огарков // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1966. – № 5. – С. 26–30.
6. Чернышов, Ю.Ф. Температурное давление во втулках из древесины лиственницы сибирской / Ю.Ф. Чернышов // Лесной журнал. – Архангельск, 1990. – № 5. – С. 66–70.
7. Чернышов, Ю.Ф. Напряженное состояние ортотропного цилиндра переменной плотности / Ю.Ф. Чернышов // Лесной журнал. – Архангельск, 1990. – № 6. – С. 71–75.
8. Boley, B.A. Survey of recept development in the fields of need conduction in solids and thermoelasticity / B.A. Boley. – New York: Nuclear Engineering and Design, 1972. – vol. 18. – № 3. – pp. 377–399.
9. Kalam, M.A. Modified Rayleigh – Ritz method in nonaximmetric thermoelastic analisis of an orthotropic cylinder/ M.A. Kalam. – Munchen: Journal of thermal stress. Jan., 1981. – vol. 4. – № 1 – pp. 31–38.
10. Tauchert, T.R. Thermal stresses in an orthotropic Cylinder with temperature – dependent elastic properties [Text] / T.R. Tauchert. – Munchen: Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 1976. – vol. 8. – pp. 201–212.

THERMOELASTICITY OF PRESSURE-TREATED WOOD SKID BASE AT TEMPERATURE AND DYNAMIC LOADS

Belokurov V.P., Prof. VGTU after G. F. Morozov, Dr. Sci. (Tech.) ⁽¹⁾

opbd_vglta@mail.ru

⁽¹⁾Voronezh State Forest technical University named after G. F. Morozov (VGTU after G. F. Morozov), Timiryazeva st., 8, 394087, Voronezh, Voronezh reg., Russia

The problem of creating durable and reliable friction units made of modified wood (DM) up to the present time was resolved by experimental selection and the creation of various design options of the skid base friction. A targeted solution to this problem is impossible without the creation and use of reliable, convenient and proven methods for the calculation of sliding bearings of DM. In the solution of the problem it is essential to define the stress state of the sliding bearings of DM, which is derived from the effects of dynamic loads and temperatures, which determine the efficiency of sliding. Tensions characterizing the performance of sliding bearings of DM is defined as the magnitude and the character of the distribution of the contact stresses and the temperature stresses. The underestimation of temperature and mechanical stress can lead to intensive wear and in some cases to the destruction of the bearings. From the foregoing it is obvious that the longevity and durability of sliding forestry machines under various operational modes deserves deep theoretical-economic research and requires a special approach and solutions. Therefore, the main objectives of the research in this article was the issue of the theoretical and experimental determination of the factors affecting the efficiency of the friction forestry machines. Special attention is paid to the development of proposals and methods based on them to reduce the stresses due to thermal and dynamic loads in the sliding bearings of forestry machines. Using the calculations proposed in this paper should be considered in making constructive and technological solutions and taking measures to increase the durability of the considered friction of the forest machines, which are subject to intense exploitation of the load-velocity and thermal dynamics of friction.

Keywords: Modified wood, voltage, temperature, dynamic economic load

References

1. Belokurov V.P. *Temperaturnyy rezhim uzlov lesnykh mashin i ikh rabotospo-sobnost'* [Temperature nodes forestry machines and their working-capacity]. Voronezh, Publishing house of Voronezh state University, 1997. 184 p.
2. Boli B., Ueyner Dzh. *Teoriya temperaturnykh napryazheniy* [Theory of thermal stresses]. Moscow: Mir, 1964, 517 p.
3. Lekhnitskiy S.G. *Teoriya uprugosti anizotropnogo tela* [Theory of elasticity of an anisotropic body]. M.: Nauka, 1977, 416 p.
4. Novatskiy V. *Voprosy termouprugosti* [The problems of thermoelasticity]. Moscow: AN SSSR, 1962, 364 p.
5. Ogarkov B.I. *Temperaturno-vlazhnostnye napryazheniya v anizotropnom kol'tse s uchetoм zavisimosti modulya uprugosti materiala ot temperatury i vlazhnosti* [Temperature and humidity stresses in anisotropic ring considering the variation of the modulus of elasticity of the material from temperature and humidity]. Izvestiya vuzov. Engineering [Oil Industry], 1966, no. 11, pp. 26–30.
6. Chernyshov Yu.F. *Temperaturnoe davlenie vo vtulkakh iz drevesiny listven-nitsy sibirskoy* [Temperature the pressure in the barrels from wood of deciduous insomnia Siberian]. Forest magazine [Oil Industry], 1990. no. 5, pp. 66–70.
7. Chernyshov Yu.F. *Napryazhennoe sostoyanie ortotropnogo tsilindra peremennoy plotnosti* [Orthotropic Stress state of the cylinder of variable density]. Forest magazine. [Oil Industry], 1990, no. 6, pp. 71–75.
8. Boley B.A. Survey of recept development in the fields of need conduction in solids and thermoelasticity. New York: Nuclear Engineering and Design, 1972, vol. 18, № 3, pp. 377–399.
9. Kalam, M.A. Modified Rayleigh – Ritz method in nonaximmetric thermoelastic analisis of an orthotropic cylinder. Munchen: Journal of thermal stress. Jan., 1981, vol. 4, № 1, pp. 31–38.
10. Tauchert, T.R. Thermal stresses in an orthotropic Cylinder with temperature – dependent elastic properties. Munchen: Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 1976, vol. 8, № 2, pp. 201–212.