
НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 539.8

ОПТИМИЗАЦИЯ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛОВ НА ОСНОВЕ ПРЕССОВАННОЙ ДРЕВЕСИНЫ ПРИМЕНЯЕМЫХ В КОНСТРУКЦИЯХ НЕФТЕПРОМЫСЛОВЫХ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

© 2023 г. А. Гулиев¹, А. Шарифова¹, Ф. Юсубов^{1,*}

¹Азербайджанский государственный университет нефти и промышленности, Баку, Азербайджан

*e-mail: fikratyusub@gmail.com

Поступила в редакцию 03.06.2022 г.

После доработки 11.06.2023 г.

Принята к публикации 20.06.2023 г.

Настоящая статья посвящена исследованию подшипников скольжения из прессованной древесины, смазываемых и охлаждаемых водой с целью установления особенности их расчета и конструкции. В связи с развитием промышленности, производящей пластические массы, способные заменить цветные металлы, этот вопрос приобретает особое значение. В направляющих и подшипниках скольжения, характеризующихся в основном небольшими скоростями скольжения, успешно применяют прессованную древесину и материалы на ее основе. Материалы на основе прессованной древесины обладают хорошими триботехническими свойствами. Прессованная древесина легко модифицируется для придания ей желаемых свойств. Перспективным является ее использование в подвижных сопряжениях, работающих без смазки.

Ключевые слова: нефтепромысловые машины, подшипник скольжения, древесно-слоистые пластики, смазочно-охлаждающие жидкости, теплоемкость, геометрическое строение, удельное давление, коэффициент трения

DOI: 10.31857/S0235711923050085, **EDN:** ХСРСМЕ

Актуальность темы. Особое место среди пластических масс в качестве подшипникового материала, благодаря своим механическим и антифрикционным свойствам и сравнительно небольшой стоимости, занимают древесно-слоистые пластики – ДСП, способные заменить не только цветные металлы и их сплавы, но и дорогостоящий текстолит. Применение ДСП в узлах трения самых различных машин и механизмов дало вполне удовлетворительные результаты.

В литературе по подшипникам из пластмасс ДСП характеризуется как материал, обладающий высокими антифрикционными свойствами [1–3]. Однако, ДСП так же, как и другие пластмассы, имеет крайне низкую теплопроводность и невысокую теплоустойчивость, что ухудшает его антифрикционные свойства.

Тепло, возникающее в металлических подшипниках от трения поверхностей, отводится смазывающей жидкостью, валом, и в значительной степени корпусом. Причем искусственное охлаждение проводится только в сравнительно тяжело нагруженных подшипниках. В подшипниках из ДСП вкладыши и втулки фактически являются теплоизоляционным материалом, и поэтому отвод тепла через корпус практически невозможен. Тепло, отводимое через вал, составляет незначительную долю. Чрезмерное скопление тепла в подшипниковом узле недопустимо из-за невысокой теплоустойчивости древесно-слоистых пластиков [4, 5]. Поэтому вопрос теплового режима в подшип-

никах из ДСП выходит на первый план. Отсюда следует, что при проектировании таких подшипников основной характеристикой их работы нужно считать тепловой режим и расчет подшипника нужно проводить исходя из условий его нагревания, определять количество жидкости, которое необходимо не только для создания жидкостного трения, но и для отвода основного потока образовавшегося тепла.

При этом необходимо предусматривать такую конструкцию подшипникового узла, при котором тепло, возникающее при трении, будет минимальным. Количество тепла при одинаковых режимах скорости и нагружения зависит от величины коэффициента трения. Для металлических подшипников эта зависимость широко исследована, и полученные методы расчета удовлетворяют требования практики [6]. Тогда как проведенные до настоящего времени исследования подшипников скольжения из ДСП, смазываемых водой, не дают возможность устанавливать оптимальные величины геометрических параметров в зависимости от режима скорости и нагружения с точки зрения получения минимального коэффициента трения, т.е. создания наилучшего теплового режима.

К недостаткам антифрикционной прессованной древесины относятся низкая теплопроводность, термостойкость и склонность к набуханию.

Цель статьи – определение коэффициента скольжения подшипников из ДСП, смазываемых и охлаждаемых водой в зависимости от отношения длины подшипника к диаметру и относительного зазора при различных режимах скорости и нагружения путем проведения эксперимента в условиях, полностью имитирующих условия работы подшипникового узла. Сделана так же попытка объяснить причину расхождения результатов расчета подшипников из ДСП по гидродинамической теории смазки с результатами экспериментов.

Методика проведения экспериментального исследования. Для проведения экспериментов была использована установка типа “весов трения”, с помощью которой достаточно просто измерить момент трения (рис. 1).

В этом устройстве есть возможность регулировать нагрузку, прикладываемую к паре трения, и имеется блок, измеряющий температуру в зоне трения. Компактность устройства позволяет при необходимости смешивать его в любой камере среды для создания более сложных атмосферных условий в процессе работы.

Установка приводилась в действие двигателем постоянного тока, что дало возможность, плавно изменять скорость вала в пределах 2–5 м/сек.

Двойная рычажная система обеспечивала нагружение подшипника диаметром 80 мм, удельным давлением до 5 МПа. Вал установки, сидящий на шарикоподшипниках, был соединен с электродвигателем посредством гибкой пальцевой муфты. Смазка подшипника осуществлялась водой из водопроводной сети.

Для уменьшения возможного влияния вибраций на результаты экспериментов, установка была смонтирована на массивной раме, залитой бетоном.

Измерение силы, уравнивающей момент трения, проводилось пружинным динамометром с ценой деления 0.05 кН. Относительная погрешность измерений составляла 3% при больших нагрузках и не более 8% при малых нагрузках. Неуровненность нагрузочного параллелограмма устранялась с помощью гаек, расположенных по обеим сторонам его плеча. Величина коэффициента трения определялась по измеряемой величине силы, уравнивающей момент трения.

Для выявления оптимальных геометрических параметров подшипников из ДСП в зависимости от режимов скорости и нагружения для определения коэффициента трения были проведены эксперименты. Экспериментальному исследованию подвергалась серия вкладышей из древесно-слоистого пластика марки ДСП-Б. Разъемные вкладыши вырезались из втулок, собранных из прямоугольных брусков и склеенных клеем БФ-2. Брусочки во вкладышах были расположены таким образом, что их торцы образовывали поверхность скольжения, и направление скорости скольжения было

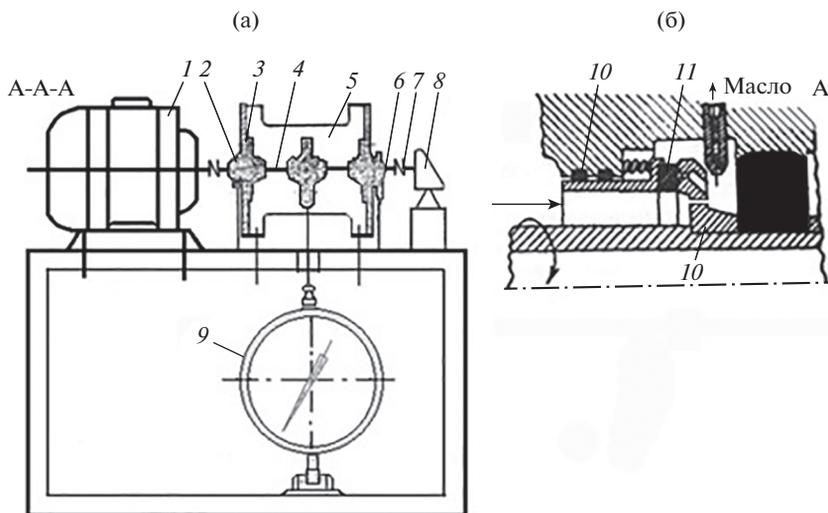


Рис. 1. Устройства для определения прирабатываемости подшипников скольжения (а) и испытательный узел устройства (разрез А-А) (б): 1 – электродвигатель; 2 – подшипник; 3 – крышка подшипникового шита; 4 – вал; 5 – стальной кожух; 6 – подставка для установки испытательного узла; 7 – муфта; 8 – счетчик оборотов вала электродвигателя; 9 – динамометр; 10 – кольцо; 11, 12 – кольцевые уплотнители.

перпендикулярно волокнам. Такое расположение брусков в сочетании с незначительной толщиной вкладышей (7.5 мм при внутреннем диаметре равном 80 мм) обеспечивало небольшую чувствительность вкладышей к возможным изменениям размеров от разбухания пластика.

В эксперименте испытывались подшипники с относительным зазором 0.001; 0.0025; 0.0040; 0.0055 мм и с отношением длины к диаметру равным 0.6; 0.9; 1.2 и 1.5. Каждый из этих подшипников испытывался при различных режимах скорости и нагружения.

Процесс приработки заключался в следующем. Каждый подшипник работал при различных нагрузках и скоростях (от минимальных до максимальных) в течение 30–40 часов. Затем подшипник прирабатывался при заданном режиме работы. Окончание приработки определялось установившимися величинами коэффициента трения и температуры охлаждающе-смазывающей воды, выходящей из подшипника. При каждом изменении нагрузочного или скоростного режима подшипник вновь прирабатывался до получения устойчивых величин коэффициента трения и температуры.

Теоретическое обоснование и экспериментальные результаты. Результаты проведенных экспериментов в основном соответствуют данным отдельных исследований, имеющихся в литературе [7, 8]. По данным эксперимента устанавливалась закономерность изменения коэффициента трения в зависимости от окружной скорости, удельного давления и геометрических параметров подшипника.

Величина коэффициента трения для подшипников из ДСП, смазываемых и охлаждаемых водой, полученного при эксперименте мало отличается от его величины для подшипников с металлическими вкладышами, и с вкладышами из древесно-слоистого пластика, смазываемых минеральным маслом.

Следует отметить, что при расчете подшипника, смазываемого водой, по существующей гидродинамической теории получаются результаты, резко отличающиеся от

данных эксперимента: значение коэффициента трения, получается в несколько раз меньше его действительного значения, а минимальная толщина смазочного слоя получается соответствующей случаю несовершенной смазки. При жидкостном трении нагрузка полностью передается на слой жидкой смазки, толщина которого превышает суммарную высоту микронеровностей на поверхности подшипного материала [7]. При гидроупругом динамическом слое толщина слоя смазки при гидродинамических условиях составляет 0.02–3.60 мкм (известные данные составляют 0.03–76.0 мкм).

Такое резкое расхождение расчета по гидродинамической теории с действительностью объясняется следующим образом. Выводы гидродинамической теории смазки основываются на ряде предположений и допущений, к числу которых относится и пренебрежение массовыми силами.

Пренебрегая массовыми силами, запишем уравнение Навье–Стокса в виде уравнений Рейнольдса

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right); \quad \frac{\partial p}{\partial y} = \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right);$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \mu \left(\frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial z^2} \right).$$

При соблюдении в подшипнике условия $\frac{\partial p}{\partial y} = 0$ и пренебрегая величинами $\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}$, $\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}$, $\frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2}$, $\frac{\partial^2 \omega}{\partial z^2}$, уравнения Рейнольдса приводятся к виду

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}; \quad \frac{\partial p}{\partial z} = \mu \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2}.$$

Рассмотрим, можно ли пренебречь силами инерции в уравнении Навье–Стокса в случае смазки водой. Считая, что движение жидкости в подшипнике установившееся, что составляющая скорости v равна нулю, составляющие скорости u в направлении z и ω в направлении x также равны нулю. При пренебрежении вторыми производными u относительно x и ω относительно z и при $X=0$, $Y=0$, $Z=0$, получаем

$$u \frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}; \quad \omega \frac{\partial \omega}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2}.$$

При замене

$$x = \varphi r; \quad u = u_0 u_1; \quad y = \delta y_1; \quad R_e = \frac{u_0 \delta}{\nu}; \quad p = \frac{\mu u_0 r}{\delta^2} p_1; \quad \omega = \nu \omega_1;$$

$$z = l z_1; \quad l = kr; \quad z = kr z_1; \quad \frac{\nu}{u_0} = \varepsilon,$$

после некоторых математических преобразований получим

$$R_e \psi \left(u_1 \frac{\partial u_1}{\partial \varphi} \right) = -\frac{\partial p_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 u_1}{\partial y_1^2}, \quad R_e \psi \varepsilon_2 \left(\omega_1 \frac{\partial \omega_1}{\partial z_1} \right) = -\frac{\partial p_1}{\partial z_1} + k \varepsilon \frac{\partial^2 \omega_1}{\partial y_1^2},$$

где u_0 – окружная скорость цапфы; u – максимальная величина составляющей скорости в направлении z ; δ – средняя величина радиального зазора; l – длина подшипника; ν – кинематическая вязкость смазки.

Сравнительный анализ этих уравнений показывает, что в случае смазки минеральными маслами величина R_e и произведение $R_e \psi$ незначительны и в этом случае левы-

ми частями полученных уравнений можно пренебречь. В случае же смазки водой число R_e , и произведение $R_e \psi$ в сотни раз больше и ими пренебрегать нельзя. Таким образом становится очевидным, что при выводах гидродинамической теории смазки для случая смазки водой пренебрежение силами инерции приводит к значительным ошибкам.

К числу допущений и пренебрежений, принимаемых при выводах основных положений гидродинамической теории смазки, относится также пренебрежение маслянистостью (взаимодействием частиц смазочной жидкости с частицами трущихся поверхностей цапфы и вкладыша). Объемные свойства смазывающей жидкости определяются только вязкостью [9].

Невозможность этого допущения в случае смазки водой пары металл–ДСП видно из следующего. Известно, что молекула воды является полярной и имеет угловую структуру с расположением атомов водорода по одну сторону от атомов кислорода. Такая структура, а также высокая полярность связи О–Н делают значительной полярность молекулы воды.

Величину прилипания смазки к твердой поверхности, как правило, определяют смачиваемостью, которой приписывают и возникновение несущей способности. Считают, что молекулы воды, адсорбированные поверхностями трущихся тел, и обладающие некоторой расклинивающей способностью, устремляются в клиновидный зазор, и вследствие смачивающей способности, возникает жидкостное трение [10].

Как известно, вода обладает высоким поверхностным натяжением и смачивает большинство тел. Смачиваемость бронзы водой немного отличается от смачиваемости ДСП. В то же время применение воды в качестве смазки в подшипниках, имеющих бронзовые вкладыши, не приводит к тем же результатам, которые имеются в подшипниках с вкладышами из ДСП. Этот факт указывает на то, что решающую роль в создании несущей способности нельзя приписывать смачиваемости.

Большую роль в создании жидкостного трения при смазке водой, по-видимому, играет структура древесно-слоистого пластика, представляющая собой мельчайшие капилляры. Вода, смачивающая поверхность вкладыша из ДСП, поднимается по капиллярам. Находящаяся же в капиллярах жидкость имеет более прочную связь с поверхностной пленкой жидкости, чем пленка жидкости с твердым телом. Это приводит к тому, что объемные свойства воды на границе ДСП значительно отличаются от ее объемных свойств в слоях, удаленных от поверхностной пленки, и не могут характеризоваться, как обычно характеризуются смазывающие жидкости, одной вязкостью.

Исходные дифференциальные уравнения теплопроводности и движения несжимаемой жидкости имеют следующий вид:

$$\lambda \nabla^2 t + q_v = \left(\frac{\partial t}{\partial \tau} + \bar{v} \operatorname{grad} t \right) c \rho,$$

$$\frac{\partial v}{\partial \tau} + (\bar{v} \operatorname{grad}) \bar{v} = \bar{g} - \frac{1}{\rho} \operatorname{grad} \bar{p} + \nu \nabla^2 \bar{v}, \quad \operatorname{div} \bar{v} = 0,$$

где λ – теплопроводность; c – удельная теплоемкость; ρ – плотность; q_v – плотность внутреннего источника теплоты; t – температура; τ – время; v – скорость; g – ускорение силы тяжести; p – давление; ν – кинематическая вязкость;

$$\nabla^2 t = \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}; \quad \bar{v} \operatorname{grad} t = v_x \frac{\partial t}{\partial x} + v_y \frac{\partial t}{\partial y} + v_z \frac{\partial t}{\partial z},$$

$$\operatorname{div} \bar{v} = \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z}.$$

Наряду с высокими механическими и антифрикционными свойствами ДСП обладает весьма низким (в 400 раз меньше по сравнению с бронзой) коэффициентом теплопроводности. Поэтому отвод тепла трения через корпус подшипника практически равен нулю и осуществляется валом и смазывающе-охлаждающей жидкостью. Таким образом, для подшипников скольжения из ДСП при их проектировании и расчете главным является создание оптимального теплового режима, т.е. создание условий, при которых тепло, возникающее при трении, будет наименьшим. Количество тепла определяется по формуле

$$Q_m = \frac{P \vartheta f}{427}, \quad (1)$$

где P – нагрузка на подшипник, кгс; ϑ – окружная скорость, м/с; f – коэффициент трения.

Отсюда видно, что при равных условиях работы количество тепла зависит от величины коэффициента трения.

Оптимизация для выбора геометрических параметров расчета подшипников из ДСП и методика расчета при смазывании и охлаждении водой.

1. Выбор относительного зазора. В литературе имеются рекомендации для выбора относительного зазора резко отличающиеся друг от друга. Приводятся данные о работе подшипников из ДСП с относительным зазором 0.001–0.04 мм.

Величина относительного зазора, равная 0.001 мм не применима для подшипников из ДСП, воспринимающих более или менее значительные удельные давления. Самое незначительное увеличение нагрузки приводит к резкому повышению коэффициента трения с переходом режима работы от жидкостного к полужидкостному и даже полусухому, а впоследствии и к заземлению вала в подшипнике [7, 10].

Такое явление можно объяснить тем, что из-за небольшой величины зазора в подшипнике количество проходящей через него смазывающе-охлаждающей жидкости недостаточно для отвода всего выделяющегося тепла. Часть тепла из-за небольшой теплопроводности ДСП не может отводиться корпусом и поэтому воспринимается материалом вала. При нагреве увеличивается его диаметр и происходит прогрессирующее уменьшение зазора.

Величина оптимального зазора находится в пределах 0.004–0.005 мм. Для верхнего предела несмотря на некоторое увеличение коэффициента трения, нагрузочная способность несколько возрастает. Минимальное значение коэффициента трения получается при относительном зазоре 0.004 мм.

При величине относительного зазора 0.0025 мм с увеличением удельного давления коэффициент трения сначала понижается, а затем (при $p > 2.5$ МПа) наблюдается значительное его повышение.

2. Выбор отношения длины подшипника к его диаметру. Результаты экспериментов, проведенных с подшипниками, по нахождению оптимального соотношения длины к диаметру 0.6–1.5 показали, что применение длинных подшипников нецелесообразно.

Нецелесообразность применения длинных подшипников вытекает из следующего. Кромки длинных подшипников нагреваются и обугливаются. Это происходит с одной стороны за счет прогиба вала (местное давление на кромках увеличивается), с другой стороны за счет уменьшения количества вытекающей из подшипника жидкости.

В подшипниках из ДПС это явление проявляется более резко, чем в металлических подшипниках, в которых вкладыши, выдержав сравнительно высокую температуру, обкатываются и в значительной степени восстанавливается нормальный тепловой режим подшипника.

Эксперименты показали, что оптимальное значение второго геометрического параметра – отношения длины подшипника к диаметру, находится в пределах 0.6–0.9. Изменение величины этого параметра в сторону увеличения не дает желаемых результа-

тов с точки зрения увеличения нагрузочной способности подшипника, т.к. для более длинных подшипников удельное давление выше 1–1.5 МПа вызывает резкое повышение коэффициента трения с полным нарушением режима жидкостного трения.

3. Методика расчета подшипников из ДПС, смазываемых и охлаждаемых водой. Важнейшим свойством ДПС, отличающим их от металлов является крайне незначительная теплопроводность, благодаря чему тепло, отводится жидкостью и частично валом. Эта особенность делает тепловой режим подшипника из ДПС сильно отличающимся от теплового режима металлического подшипника, в котором корпус подшипника является третьим телом, отводящим значительное количество тепла. Отсюда и вытекает важность правильного теплового режима подшипника из ДПС.

Для расчета подшипника из ДПС не подходит гидродинамическая теория смазки [6]. Поэтому практически, как это рекомендует ряд литературных источников [11], расчет ведется в основном по следующей схеме: устанавливается величина коэффициента трения, затем определяется количество выделяющегося тепла и количество жидкости, необходимое для смазки и охлаждения подшипника.

Однако при установлении величины коэффициента трения пользуются табличными данными, составленными на основе отдельных опытов без учета влияния геометрических параметров подшипника, а также нагрузочного и скоростного режимов, или же определяют коэффициент трения по гидродинамической теории или по упрощенным формулам.

При таком определении расчетный коэффициент трения может резко отличаться от действительного. Нежелательно использовать коэффициент трения больше расчетного, т.к. для подшипников из ДСП, смазываемых и охлаждаемых водой, не рекомендуется допускать повышение температуры выходящей из подшипника воды более чем на 10–15°. Дальнейшее повышение температуры воды приводит к увеличению коэффициента трения и как следствие к ухудшению теплового режима.

Имеются попытки применять формулы расчета подшипников скольжения с металлическими втулками и вкладышами к расчету подшипников из ДСП [15]. Но, если применение этих формул для подшипников из ДСП, смазываемых маслом, дает результаты, близкие к истине, то для подшипников, смазываемых водой, они непригодны. Так, при расчете подшипника из ДСП с характеристикой $d = 80$ мм; $l = 120$ мм; $n = 900$ об/мин; $p = 1.5–2.0$ МПа будем использовать формулу

$$f = 5.5 \times 10^{-5} \sqrt{4 \frac{d}{l} + 1} \sqrt{\frac{\lambda n}{p}}$$

Получаются следующие данные: для подшипника, смазываемого минеральным маслом вязкостью $\lambda = 10$ сП $f = 0.00184$, для подшипника же, смазываемого водой, вязкостью $\lambda = 0.8$ сП f в 3.5 раза меньше, т.е. $f = 0.00052$. На самом же деле коэффициент трения подшипника скольжения из ДСП, смазываемого водой, близок к коэффициенту трения подшипника, смазываемого маслом. Примерно такие же результаты получаются при расчете по другим методикам. При проведении исследований подшипников скольжения из ДПС, смазываемых водой, получили следующие рекомендации: 1) отношение длины подшипника к его диаметру не должно превышать единицы; 2) оптимальным значением относительного зазора является $\psi = 0.004–0.0055$ мм. При сравнительно маленьких удельных давлениях ($p = 1.5–2$ МПа) можно применять и $\psi = 0.0025–0.004$ мм. Более низкие значения относительного зазора применимы для направляющих подшипников, воспринимающих незначительные удельные давления; 3) преимуществами антифрикционной прессованной древесины является высокая несущая и хорошая демпфирующая способность [16], низкая стоимость и простота изготовления (рис. 2).

В результате анализа зависимостей коэффициента трения от удельного давления, окружающей скорости и геометрических параметров подшипника, полученных в ре-

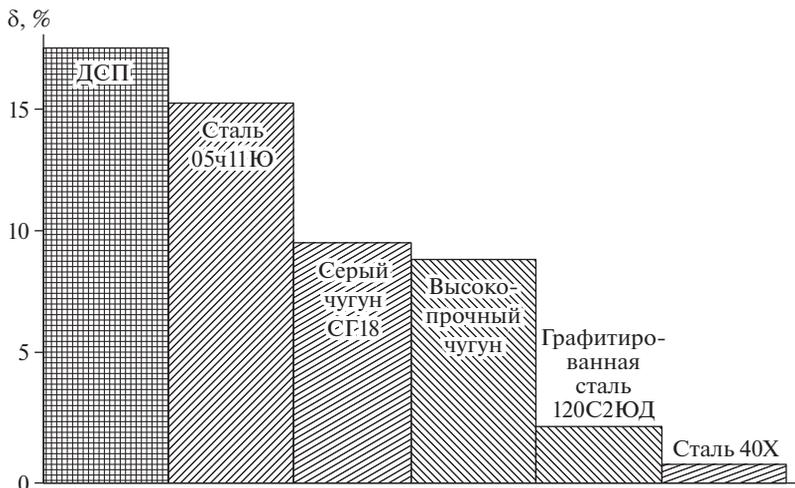


Рис. 2. Гистограммы уменьшения демпфирующей способности разных материалов.

зультате экспериментальных исследований, предложена следующая формула для определения коэффициента трения:

$$f = 10^{-3} \left[a + \frac{1}{k} (\vartheta - m) \right]^2, \quad (2)$$

где a , k , m — коэффициенты, полученные из экспериментов.

Для определения коэффициента трения, построены кривые, выражающие его зависимость от удельного давления и геометрических параметров (рис. 3). Коэффициент m выражает значение окружной скорости, при которой достигается минимум коэффициента трения для подшипников скольжения. Для всех подшипников, рассмотренных в эксперименте, эта величина была очень близкой к 4 м/сек. И поэтому в формулу можно поставить значение $m = 4$. Коэффициент k определяется по формуле

$$k = 1.184 + 0.04p + 0.00049p^2.$$

В статье приводятся графики зависимости a от удельного давления, относительного зазора и отношения длины подшипника к диаметру, составленные на основе данных эксперимента, где a — минимальное значение коэффициента трения для подшипника с данными геометрическими параметрами и удельным давлением (рис. 3).

Таким образом, расчет подшипника скольжения из ДСП можно свести к следующему: по формуле (2) определяется коэффициент трения f , а затем по формуле (1) вычисляется количество тепла трения Q_m . Далее определяется количество охлаждающей смазывающей жидкости (считая, что вся масса тепла уносится охлаждающей жидкостью)

$$G = \frac{Q_m}{c\gamma\Delta t},$$

где γ — удельный вес воды; практически $\gamma = 1$; Δt — разность температур входящей в подшипник и выходящей из него жидкости, °С. Для воды Δt можно рекомендовать в пределах 10–15°С.

Затем по формулам, существующим для металлических подшипников, определяется количество жидкости, вытекающее в торцы, и если это количество окажется мень-

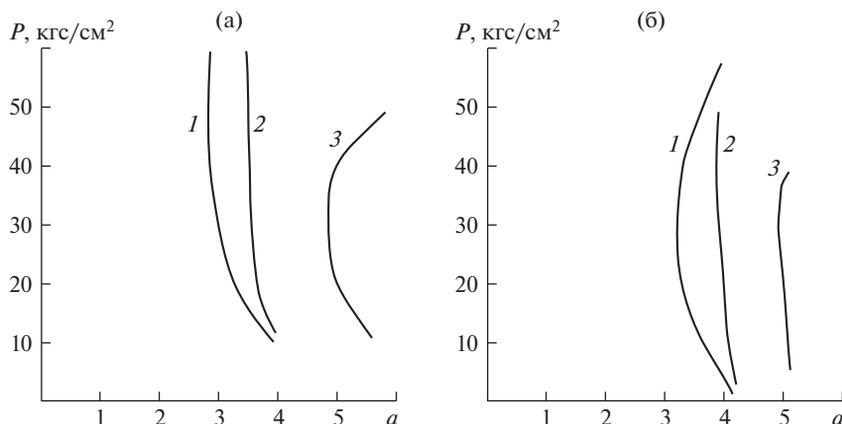


Рис. 3. Зависимость коэффициента трения от удельного давления и геометрических параметров подшипника из разных материалов (а), (б) при $L/d = 0.6$: 1 – $\psi = 0.004$; 2 – $\psi = 0.0055$; 3 – $\psi = 0.0025$.

ше необходимого для отвода тепла трения, предусматриваются дополнительные каналы для выхода жидкости.

Выводы. 1. Приводимые в литературе рекомендации многих исследователей по выбору оптимальных величин геометрических параметров зачастую противоречивы, причем они не дают возможность определить величину коэффициента трения и установить тепловой режим работы подшипника. 2. В статье приводятся результаты экспериментов и составленные на их основе кривые зависимости коэффициента трения от геометрических параметров подшипников, скорости и удельного давления. 3. Определено, что одной из причин несоответствия расчета подшипников из ДСП по гидродинамической теории и теории теплопроводности смазки по данным эксперимента является пренебрежение маслянистостью при отводах тепла. 4. Установлены величины геометрических параметров, при которых можно обеспечить наименьшую величину коэффициента трения. 5. Определено удельное давление и окружная скорость подшипника. 6. Определена величина коэффициента трения, по экспериментальным кривым, приводимым в статье, и по формуле, выведенной на основе анализа и обобщения материалов экспериментов. 7. Расчет остальных величин: количества тепла, количества смазывающей и охлаждающей жидкости, температуры жидкости, выходящей из подшипника и т.д. проведен общеизвестными методами.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Bakir K., Aydemir D., Bardak T. Dimensional stability and deformation analysis under mechanical loading of recycled PET-wood laminated composites with digital image correlation // Journal of Cleaner Production. 2021. V. 280. P. 124472.
2. Yartsev V.P., Kiseleva O.A. The Influence of composition and structure on the performance properties of wood composites // Advanced Materials & Technologies. 2020. V. 4. № 20. P. 41.
3. Liu J., Tang C., Wu H., Xu Z., Wang L. An analytical calculation method of the load distribution and stiffness of an angular contact ball bearing // Mechanism and machine theory. 2019. V. 142. P. 103597.

4. Тесленко А.Ю., Шишлов О.Ф., Глухих В.В. Получение древесно-слоистого пластика, с использованием карданолсодержащего основания манниха // Материалы XIII Международной научно-технической конференции, 2021. С. 568.
5. Arya S., Chauhan S., Kumar R. Plastic bonded plywood using waste polypropylene container // Materials Today: Proceedings. 2022. V. 67. P. 472.
6. Kwak W., Lee J., Lee Y.B. Theoretical and experimental approach to ball bearing frictional characteristics compared with cryogenic friction model and dry friction model // Mechanical systems and signal processing. 2019. V. 124. P. 424.
7. Russell T., Sadeghi F., Peterson W., Aamer S., Arya U. A novel test rig for the investigation of ball bearing cage friction // Tribology Transactions. 2021. V. 64. № 5. P. 943.
8. Yalçın İ., Esen R. Adhesive type's effects on adhesive strength of densified reinforced laminated wood obtained from black poplar (*Populus nigra* L.) // BioResources. 2023. V. 18. № 1. P. 1155.
9. Bekhta P., Müller M., Hunko I. Properties of thermoplastic-bonded plywood: Effects of the wood species and types of the thermoplastic films // Polymers. 2020. V. 12. № 11. P. 2582.
10. Zou M., Tang Q., Guo W. High-strength wood-based composites via laminated delignified wood veneers with different adhesive contents for structural applications // Polymer composites. 2022. V. 43. № 5. P. 2746.
11. Fang B., Zhang J., Yan K., Hong J., Wang M.Y. A comprehensive study on the speed-varying stiffness of ball bearing under different load conditions // Mechanism and machine theory. 2019. V. 136. P. 13.