Численные методы моделирования

УДК 629.3.033, 620.174 DOI: 10.14529/engin180108

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ИЗ ПОРИСТОГО СТЕКЛОПЛАСТИКА В СОСТАВЕ ОПОРНОГО КАТКА ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

А.В. Безмельницын

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия

В настоящее время в опорных катках тихоходных гусеничных движителей применяются подшипники скольжения с антифрикционными втулками из дорогостоящих сплавов цветных металлов. Возможной альтернативой могут стать более дешевые композитные втулки на основе пористого стеклопластика, полученные радиальной намоткой. Они выдерживают высокие нагрузки и могут работать в условиях ограниченной маслоподачи, используя смазочный материал, содержащийся в открытых порах втулки. Из-за пористой структуры втулки имеют низкую жесткость в радиальном направлении, что способствует образованию развитой площадки контакта со стальным валом. Низкие контактные нормальные и касательные напряжения приводят к снижению износа вала. Фактором, ограничивающим применение композитной втулки, является ее низкая межслойная прочность. По этой причине актуальной становится задача определения максимальных радиальных и сдвиговых напряжений, возникающих в процессе эксплуатации узла трения для расчетной оценки его работоспособности.

В экспериментальной части работы для композитной втулки из пористого стеклопластика были найдены коэффициенты трения покоя и скольжения. Используя расчетно-экспериментальный метод, найдено критическое межслойное сдвиговое напряжение, приводящее к разрушению стеклопластика.

В расчетной части представлена разработанная численная модель, позволяющая определить напряженно-деформированное состояние антифрикционных втулок в составе опорного катка трубоукладчика ТР-20. Используя численное моделирование в пакете ANSYS Workbench, для втулок из стеклопластика и бронзы были найдены картины распределения нормальных напряжений по поверхности контакта с валом. Получены зависимости значения максимального нормального напряжения от величины радиального зазора между валом и втулкой. Установлено, что на величину локальных нормальных напряжений существенное влияние оказывают сама кососимметричность нагружения подшипникового узла, зазоры, обусловленные его сборкой, и зазоры, образующиеся в процессе эксплуатации. Определена максимально допустимая величина радиального зазора между валом и втулками из бронзы и стеклопластика. Расчетным путем установлено, что применение антифрикционных композитных втулок в катках тихоходных гусеничных движителей не только возможно, но и позволяет увеличить значение максимального допускаемого зазора в узле трения.

Ключевые слова: стеклопластик, намотка, прочность на сдвиг, МКЭ, самосмазывающиеся подшипники скольжения, опорный каток.

Введение

Работоспособность опорных катков зависит от многих параметров, однако, узлы трения являются одними из самых слабых звеньев. Отличительными особенностями работы подшипников скольжения в катках гусеничного движителя являются: высокие контактные давления, динамические нагрузки, постоянное воздействие абразивных частиц грунтов и недостаток смазки [1].

В процессе эксплуатации из-за интенсивных статических и динамических нагрузок, а также из-за воздействия абразивных частиц в зоне трения, происходит ускоренный износ подшипника, что приводит к появлению зазоров. Вследствие увеличения зазора уменьшается пятно контакта

между валом и втулкой, возникают необратимые пластические деформации, что становится причиной нежелательных вибраций и приводит к потере работоспособности узла трения.

Применение антифрикционных втулок из традиционных материалов (баббиты, бронзы, и др.) требует высокой точности сопряжения с валом в процессе эксплуатации [2, 3]. С целью повышения надежности и долговечности, а также экономии цветных металлов в узлах трения опорных катков возможно применение новых перспективных антифрикционных композитных материалов [4, 5].

Благодаря высокой пористости подшипник скольжения, полученный намоткой препрега из стеклоткани пропитанной смолой [6, 7], достаточно податливый в трансверсальном направлении [8, 9]. Высокая податливость в радиальном направлении позволяет обеспечить развитую площадку контакта между валом и втулкой, а низкие контактные нормальные и касательные напряжения способствуют существенному снижению износа вала [10–13].

Втулки подшипника из стеклопластика с открытой пористостью насыщают консистентным смазочным материалом, который в процессе работы выделяется в зону трения из пор, снижая коэффициент трения. Самосмазывающиеся подшипники представляют собой «умную» конструкцию и дают возможность отказаться от дорогостоящей и технологически сложной системы маслоподачи.

Для оценки возможности применения втулок из стеклопластика необходимо провести расчет по критерию прочности под действием нагрузки. Для слоистых пластиков таким критерием выступает максимальное сдвиговое межслойное напряжение [14–16].

В процессе эксплуатации происходит износ антифрикционной вставки, вследствие чего нарушается кинематическая точность узла трения. Это приводит к уменьшению пятна контакта и локальному увеличению нормальных и сдвиговых напряжений. По этой причине необходимо определить допустимую величину радиального зазора, при котором узел трения остается работоспособным.

Определена допустимая величина радиального зазора для втулки из бронзы БрО10Ц2, устанавливаемой на предприятии изготовителя.

Найдены картины распределения нормальных контактных напряжений на поверхности взаимодействия втулок из стеклопластика и бронзы с валом при оптимальном и максимально допустимом зазоре.

Расчетная оценка возможности применения антифрикционных втулок из пористого стеклопластика, работающих в составе опорного катка гусеничного движителя, является предметом данной статьи.

1. Материал и технология

Для экспериментального исследования трибологических и прочностных свойств методом «сухой» намотки [17] были изготовлены экспериментальные образцы подшипника (рис. 1) в количестве 6 штук. На вращающуюся металлическую оправку диаметром 70 мм была послойно намотана стеклолента сатинового переплетения, предварительно пропитанная эпоксифенольной смолой с добавлением 5 % этанола и 5 % ацетона для понижения вязкости связующего. Толщина кольца составляла 3 мм (около 15 слоев ткани). Сила натяжения ~5 кг/см обеспечивала обжатие препрега и уплотнение структуры намотанной заготовки. После намотки препрега оправку оборачивали хлопчатобумажной киперной лентой с натяжением ~6 кг/см и помещали в сушильный шкаф. Процесс отверждения состоял из нескольких этапов. На первом этапе проводили ступенчатый нагрев 80 °С (выдержка 2 ч), 120 °С (выдержка 2 ч), 160 °С (выдержка 8 ч), 180 °С (выдержка 3 ч). На третьем этапе охлажденную кольцевую заготовку снимают с оправки, торцы обрабатывают на шлифовальном станке до ширины 70 мм.



Рис. 1. Экспериментальный образец втулки подшипника скольжения

2. Расчетно-экспериментальные исследования по определению коэффициента трения и межслойной сдвиговой прочности для композитной втулки

2.1. Экспериментальное определение коэффициента трения для композитной втулки

Трибологические испытания пяти образцов проводились на машине трения ИИ 5018 по схеме «вал – втулка» с вращающимся валом и неподвижной втулкой. Для проведения испытаний втулок был использован стальной вал с шероховатостью поверхности Ra 0,80. Перед испытаниями втулки пропитывались консистентным смазочным материалом (Литол 24). Скорость скольжения составляла 0,1 м/с при давлении на поверхность вала 4,5 МПа. Продолжительность испытаний каждой втулки составляла 1 ч, путь трения при этом составил 720 м. В процессе испытания определялся коэффициент трения. Типичный вид диаграммы представлен на рис. 2.

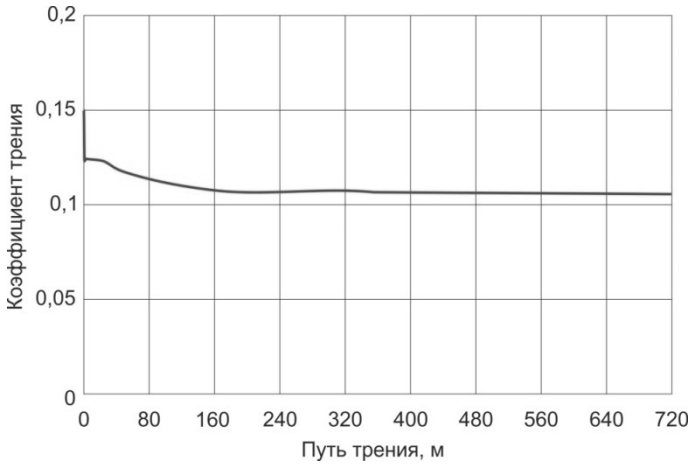


Рис. 2. Зависимость коэффициента трения от пути трения

Стадия приработки исследуемых подшипников не изучалась. Судя по характеру изменения коэффициента трения (см. рис. 2) видно, что процесс приработки проходит достаточно быстро.

Для определения коэффициента трения покоя приработанной втулки было проведено повторное испытание с аналогичными параметрами нагружения (рис. 3).

Значение коэффициентов трения покоя и скольжения составили 0,13 и 0,11 соответственно.

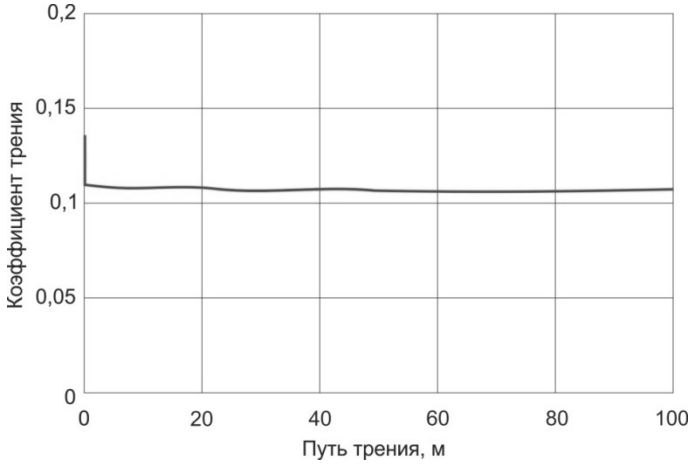


Рис. 3. Зависимость коэффициента трения от пути трения при повторном испытании

2.2. Определение предела прочности на сдвиг материала композитной втулки

Для определения сдвигового предела прочности из втулки было вырезано шесть образцов (сегментов) шириной 20 мм и центральным углом 60°, как показано на рис. 4.

Полученные образцы были испытаны с помощью устройства, реализующего схему трехточечного изгиба. Образцы устанавливались на специальные опоры, а в центр прикладывалась

нагрузка (рис. 5). Для уменьшения трения в области контакта образца и опор наносилась антифрикционная паста. Траверса перемещалась вниз со скоростью 5 мм/мин. Расстояние между точками опирания образца составляло 35 мм.

На рис. 6 видно, что разрушение образцов происходило от межслойного сдвига.

По результатам испытаний шести образцов была найдена нагрузка разрушения P = 1,28 ± 0,5 кН.

Для определения предела прочности при межслойном сдвиге τ_{XY} было смоделировано испытание сегмента кольца на трехточечный изгиб в пакете ANSYS Workbench [18, 19]. В расчете при моделировании из соображения симметрии была рассмотрена 1/4 образца под нагрузкой P = 0,32 кН.

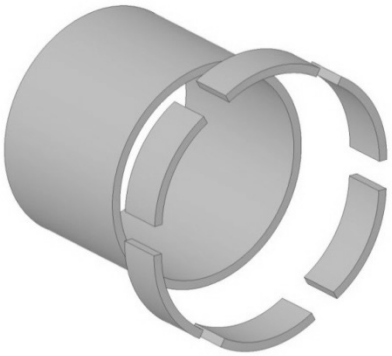


Рис. 4. Схема расположения образцов

При моделировании были использованы характеристики материала найденные в предыдущей работе (табл. 1) [20].

Результаты МКЭ-анализа сдвиговых напряжений сегмента кольца в цилиндрической системе приведены на рис. 7.



Рис. 5. Образец в нагрузочном приспособлении

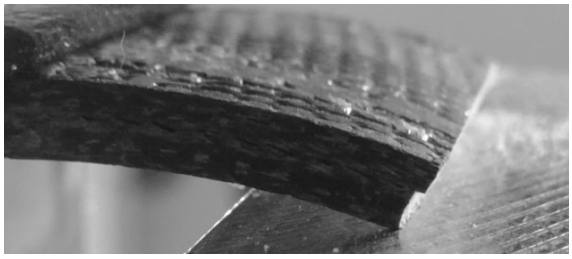


Рис. 6. Типичный вид образца после разрушения

Таблица 1

Упругие свойства ортотропного материала образца

E_x (ГПа)	E_y (ГПа)	E_z (ГПа)	G_{xz} (ГПа)	G_{yz} (ГПа)	G_{xy} (ГПа)	ν_{xy}	ν_{xz}	ν_{yz}
5,5	22,7	21,2	3,12	4,25	3,15	0,43	0,45	0,38



Рис. 7. Картина распределения межслойных сдвиговых напряжений τ_{XY} (1/4 часть образца)

При нагрузке 1,27 кН максимальное значение сдвиговых напряжений составило $\tau_{XY} \approx 25{,}3$ МПа. Это значение будет использовано ниже для расчетной оценки сдвиговой прочности втулки, работающей в опорном катке.

3. Численная оценка несущей способности

При замене подшипников скольжения из традиционных материалов на подшипники из стеклопластика возникает необходимость оценки их работоспособности.

В данной работе представлен расчет несущей способности втулок из бронзы БрО10Ц2 и стеклопластика, установленных в опорные катки гусеничного движителя трубоукладчика ТР-20.

Разрешенная максимальная масса трубоукладчика составляет 49 550 кгс, максимальная скорость 1,75 км/ч. Исходя из опыта эксплуатации, было выявлено, что максимальная нагрузка на каток составляет 163 200 Н.

Величина оптимального радиального зазора определена в процессе эксплуатации и составляет 0,1 мм.

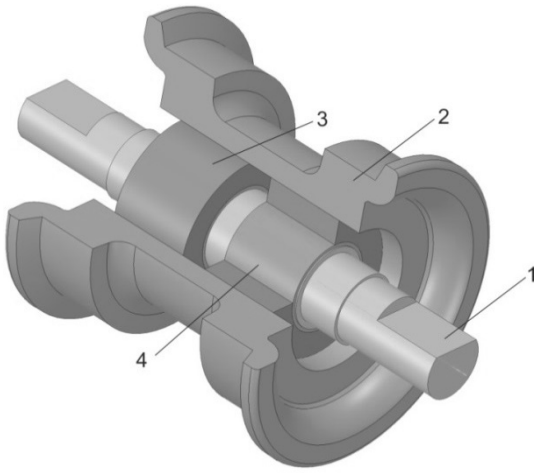


Рис. 8. Общий вид и основные элементы опорного катка: 1 – ось катка, 2 – каток, 3 – букса, 4 – антифрикционная втулка

Для расчета прочности подшипников скольжения в составе опорного катка использовали трехмерную модель, построенную с помощью пакета SpaceClaim (рис. 8).

При моделировании было принято допущение, что тепловой режим в процессе эксплуатации является стационарным. При таком режиме все элементы катка нагреты до одной температуры, а вновь образуемое тепло отдается окружающей среде. Для экономии вычислительных ресурсов в расчете из соображения симметрии была рассмотрена только половина катка.

Задача нагружения опорного катка была решена в упругой постановке в пакете ANSYS Workbench (схема расчета Static Structural). Нагружение в расчете осуществлялось пошагово. На первом шаге в зоне соприкосновения беговой поверхности катка с гусеничным траком была приложена статическая следящая нагрузка F = 81 600 Н, что соответствует половине максимальной нагрузки, приходящейся на каток. На втором шаге, при действующей нагрузке F, было приложено кинематическое перемещение поверхностных точек беговой поверхности w = 5° вокруг неподвижного вала, тем самым имитируя работу катка под нагрузкой (рис. 9).

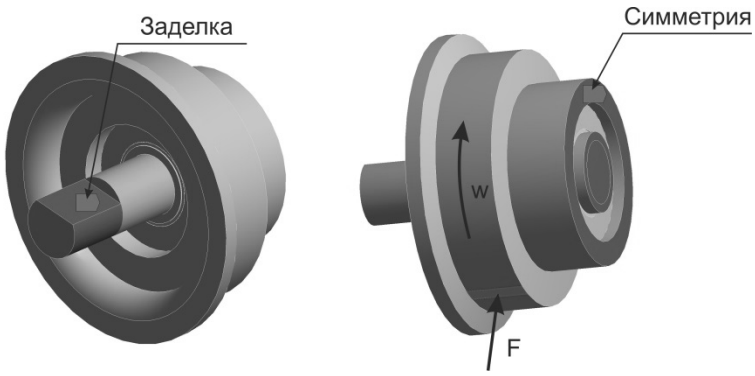
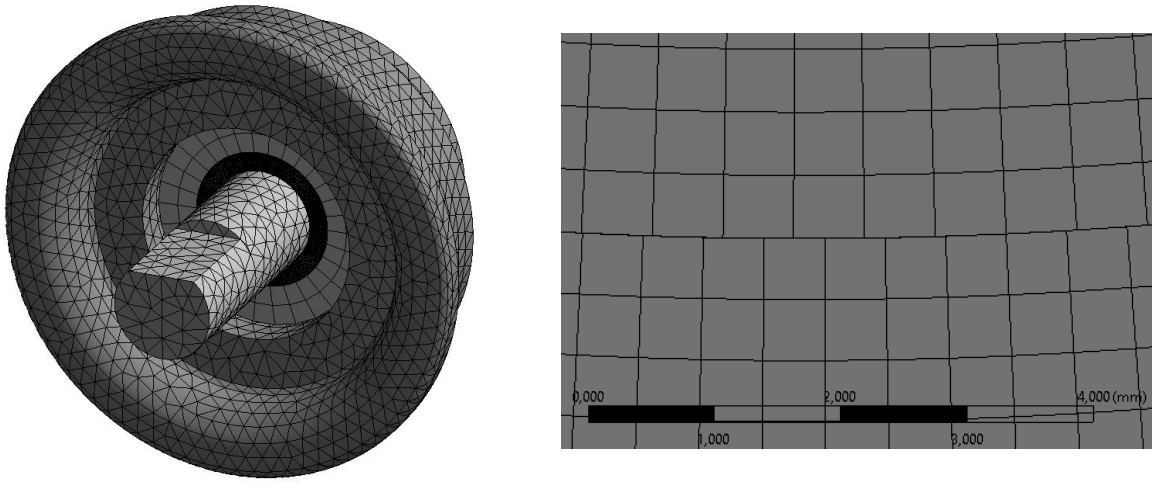


Рис. 9. Граничные условия

Для моделирования крепления неподвижного вала к гусеничной тележке было использовано граничное условие типа *Fixed Support*, обеспечивающее условие жесткой заделки. Условие зеркальной симметрии было задано за счет граничного условия типа *Frictionless Support*. Это обеспечивает одинаковость нормальных перемещений во всех точках поверхности и отсутствие ограничений на перемещения в плоскости симметрии. Между валом и втулкой был задан контакт типа *Frictional* с коэффициентами трения 0,034 и 0,13 для бронзы и композита соответственно. Для сопряжения остальных элементов модели использовался тип контакта *Bonded*, обеспечивающий взаимное перемещение всех точек в зоне контакта.

При создании сетки конечных элементов использовали элементы высокого порядка, доступные в библиотеке элементов ANSYS Workbench. Для катка и части вала применяли 10 узловые тетрагональные твердотельные элементы типа SOLID187. Букса, втулка и часть вала, контактирующая с втулкой, моделировали 20-узловыми гексагональными твердотельными элементами типа SOLID186. Размер элементов катка, вала и буксы порядка 10 мм. Часть вала и втулка разбивались элементами размером 0,5 мм. Измельчение сетки приводило к изменению значений результатов расчета не более чем на 5 %. Количество элементов в модели порядка 564 тысяч (рис. 10).



а) **б)**

Рис. 10. Сетка конечных элементов модели (а) и сетка конечных элементов в зоне контакта «вал – втулка» (б)

Упругие и прочностные свойства, использованные в расчетах, приведены в табл. 2 [21, 22].

При оценке несущей способности подшипника скольжения из бронзы и стеклопластика необходимо использовать разные критерии прочности.

Работоспособность подшипникового узла из бронзы была проведена по традиционной методике, базирующейся на критерии допускаемых нормальных напряжений [14]:

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{0,2},$$

где σ_{max} – максимальное контактное радиальное напряжение на поверхности втулки, $\sigma_{0,2}$ – условный предел текучести.

Таблица 2

Свойства материалов

Материал	E (ГПа)	ν	$\sigma_{0,2}$ (МПа)	σ_B (МПа)
Бронза БрО10Ц2	100	0,34	170	250
Сталь 38ХС	210	0,3	730	930

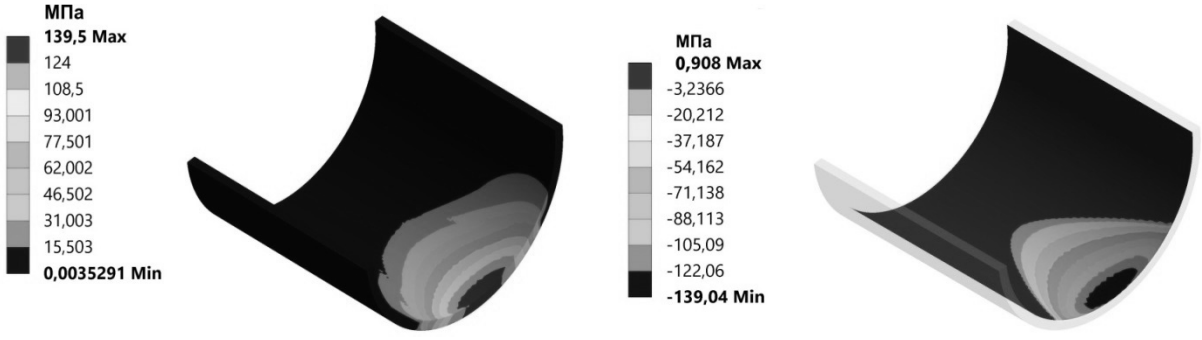
С помощью численной модели были получены картины распределения эквивалентных напряжений по Мизесу и контактных давлений для втулки из бронзы (рис. 11).

Слоистые композиты обладают низкой межслойной сдвиговой прочностью, и для оценки прочности вкладыша из стеклопластика необходимо применять следующий критерий:

$$\tau_{max\ расч} \leq \tau_{max\ эксп},$$

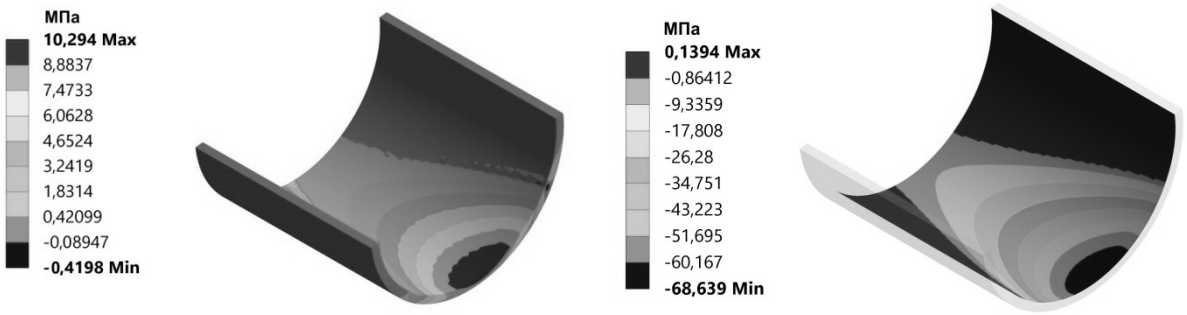
где $\tau_{max\ расч}$ – максимальные сдвиговые межслойные напряжения, полученные расчетным путем, $\tau_{max\ эксп}$ – максимальные сдвиговые межслойные напряжения, полученные экспериментально (см. п. 2.2).

Распределение межслойных сдвиговых напряжений и контактных давлений для втулки из стеклопластика показано на рис. 12 и 13.



а) б)

Рис. 11. Картина эквивалентных напряжений (а) и контактных давлений (б)

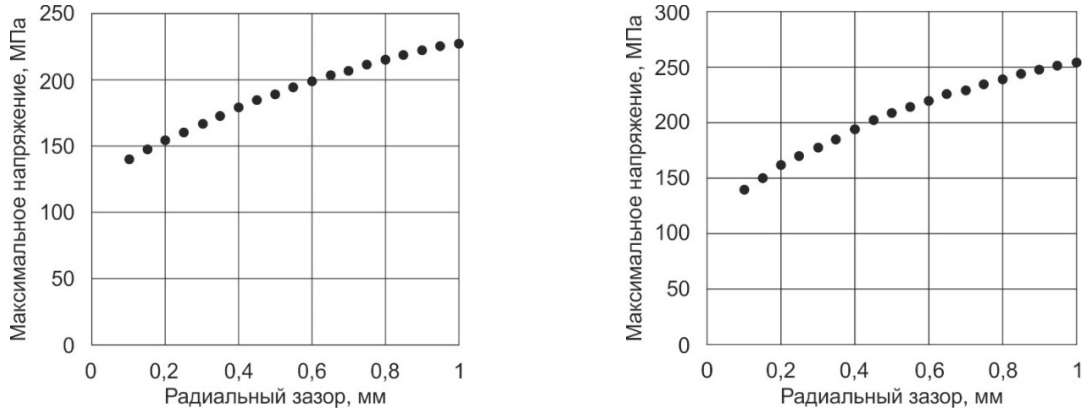


а) б)

Рис. 12. Картина межслойных сдвиговых напряжений (а) и контактных давлений (б)

Из рис. 11, 12 видно, что втулка из стеклопластика имеет развитую площадку контакта с валом, а величина максимального давления в два раза ниже, чем для втулки из бронзы.

В процессе работы из-за естественного износа рабочие зазоры постепенно возрастают, что приводит к уменьшению площадки контакта между валом и втулкой. Используя разработанную КЭ модель, для бронзовой втулки были получены зависимости значений максимального эквивалентного напряжения и максимального контактного давления от величины радиального зазора (см. рис. 13).



а) б)

Рис. 13. Зависимость максимального эквивалентного напряжения по Мизесу (а) и максимального контактного давления (б) от зазора между бронзовой втулкой и валом

На рис. 14 представлены зависимости максимального сдвигового межслойного напряжения и максимального контактного давления от величины зазора между валом и композитной втулкой.

Анализ результатов численного моделирования показал, что для втулки из бронзы допускается зазор не более 0,25 мм, при этом максимальное нормальное напряжение в зоне контакта «вал – втулка» достигает условного предела текучести и составляет 170,5 МПа.

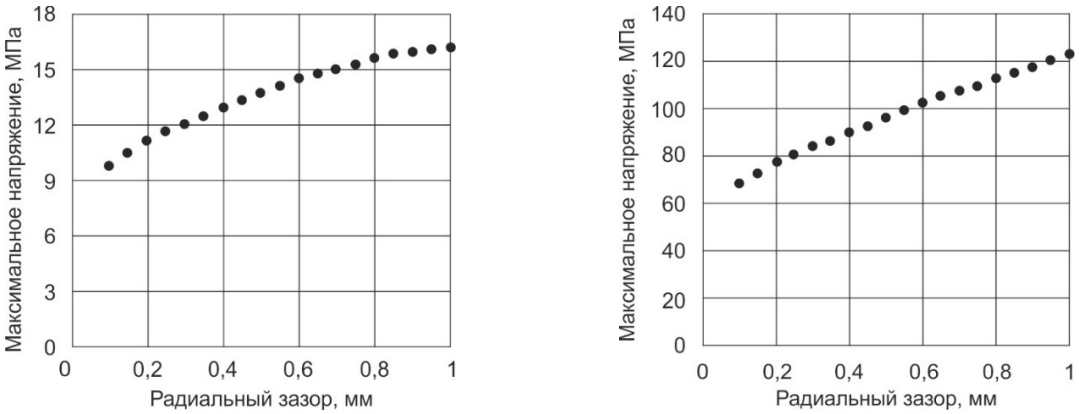


Рис. 14. Зависимость сдвиговых межслойных напряжений (а) и нормальных напряжений (б) от радиального зазора между валом и композитной втулкой

Для втулки из стеклопластика максимальное сдвиговое межслойное напряжения не достигает критического значения даже при величине зазора в 1 мм, а нормальное напряжение в зоне контакта не превышает 123,1 МПа.

Заключение

В работе проведена расчетная оценка возможности применения антифрикционных втулок из пористого стеклопластика, работающих в составе опорного катка гусеничного движителя.

На основании результатов численного моделирования могут быть сделаны следующие выводы:

1. Давление на поверхности контакта «вал – втулка» распределено неравномерно вследствие деформации вала и катка под действием нагрузки. Высокая податливость композитной втулки в радиальном направлении позволяет обеспечить развитую площадку контакта при взаимодействии с валом.

2. Величина конструктивного зазора в радиальном подшипнике скольжения оказывает существенное влияние на процесс контактного взаимодействия элементов. Уменьшение размеров областей контакта элементов приводит к существенному повышению уровня контактных нормальных напряжений в подшипниковом узле, что отрицательно сказывается на его несущей способности.

3. Антифрикционные втулки из стеклопластика обладают достаточной прочностью для использования в опорных катках гусеничных движителей и сохраняют работоспособность в узле трения даже при величине зазора ~1 мм без снижения несущей способности, в то время как для бронзовой втулки допустимая величина зазора не превышает 0,25 мм.

Литература

1. Платонов, В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя / В.Ф. Платонов. – М.: Машиностроение, 1973. – 232 с.

2. Чернавский, С.А. Подшипники скольжения / С.А. Чернавский. – М.: Машгиз, 1963. – 244 с.

3. Neale, M.J. The tribology handbook / M.J. Neale. – 2nd ed. – Butterworth-Heinemann, Oxford, 2001. – 582 p.

4. Полимеры в узлах трения машин и приборов: справ. / Е.В. Зиновьев, А.Л. Левин, М.М. Бородулин. – М.: Машиностроение, 1980. – 203 с.

5. McKeen, L.W. Fatigue and tribological properties of plastics and elastomers / L.W. McKeen. – 2nd ed. – Butterworth-Heinemann, Oxford, 2010. – 312 p.

6. Влияние технологических условий намотки на свойства полимерных композиционных материалов / С.П. Захарычев, В.А. Иванов, Д.В. Отмахов и др. // Вестник ТОГУ. Технические науки. – 2010. – № 1 (16). – С. 55–64.

7. Analysis and control of the compaction force in the composite prepreg tape winding process for rocket motor nozzles / X. He, Y. Shi, C. Kang, T. Yu // Chinese Journal of Aeronautics. – 2017. – Vol. 30. – P. 836–845. DOI: 10.1016/j.cja.2016.07.004

8. Справочник по композитным материалам в двух книгах / под ред. Дж. Любина. – М.: Машиностроение, 1988. – Кн. 1. – 447 с.

9. Vasiliev, V.V. Advanced Mechanics of Composite Materials and Structural Elements / V.V. Vasiliev, E.V. Morozov. – 3rd ed. – Elsevier, 2013. – 816 p.

10. Основы трибологии (трение, износ, смазка) / А.В. Чичинадзе, Э.Д. Браун, Н.А. Буше и др. – 2-е изд. перераб., и доп. – М.: Машиностроение, 2001. – 664 с.

11. Когаев, В.П. Прочность и износостойкость деталей машин / В.П. Когаев, Ю.Н. Дроздов. – М.: Высш. шк., 1991. – 319 с.

12. Litwin, W. Influence of local bush wear on water lubricated sliding bearing load carrying capacity / W. Litwin // Tribology International. – 2016. – Vol. 103. – P. 352–358. DOI: 10.1016/j.triboint.2016.06.044

13. Abdelbary, A. Wear of polymers and composites / A. Abdelbary. – Elsevier, Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2014. – 223 p.

14. Исследование характеристик армированных реактопластов при изготовлении подшипников скольжения методом послойной намотки / Р.С. Зиновьев, В.Я. Савицкий, Ю.А. Мережко, В.С. Ивановский // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. Машиностроение и машиноведение.– 2013. – № 4 (28). – С. 140–155.

15. Delamination analysis of multi-angle composite curved beams using an out-of-autoclave material / K.-H. Nguyen, H.-W. Ju, V.-H. Truong, J.-H. Kweon // Composite Structures. – 2018. – Vol. 183. – P. 320–330. DOI: 10.1016/j.compstruct.2017.03.078

16. Experimental research into interlaminar tensile strength of carbon/epoxy laminated curved beams / D. Ranza, J. Cuarterob, A. Miravetec, R. Miralbesa // Composite Structures. – 2017. – Vol. 164. – P. 189–197. DOI: 10.1016/j.compstruct.2016.12.010

17. Аношкин, А.Н. Теория и технология намотки конструкций из полимерных композиционных материалов / А.Н. Аношкин. – Пермь: Перм. гос. техн. ун-т, 2003. – 118 с.

18. Тарнопольский, Ю.М. Методы статических испытаний армированных пластиков / Ю.М. Тарнопольский, Т.Я. Кинцис. – М.: Химия, 1981. – 272 с.

19. Зиновьев, Р.С. Оценка прочности и жесткости вкладышей подшипников скольжения из стеклопластика / Р.С. Зиновьев, С.Б. Сапожников, А.В. Безмельницын // Композиты и наноструктуры. – 2012. – № 3. – С. 10–18.

20. Безмельницын, А.В. Многомасштабное моделирование и анализ механизма возникновения технологических межслойных напряжений в толстостенных кольцах из стеклопластика / А.В. Безмельницын, С.Б. Сапожников // Вестник ПНИПУ. Механика. – 2017. – № 2. – С. 5–22.

21. Машиностроение: энцикл. в сорока томах. Т. II-3: Цветные металлы и сплавы. Композитные металлические материалы / К.В. Фролов [и др.]. – М.: Машиностроение, 2001.– 780 с.

22. Сорокин, В.Г. Стали и сплавы. Марочник / В.Г. Сорокин, М.А. Гервасьев. – М.: Интермет Инжиниринг, 2001. – 608 с.

Безмельницын Александр Викторович, инженер-исследователь лаборатории «Экспериментальная механика» НИИ Опытного машиностроения, Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, bezmelnitsynav@gmail.com.

Поступила в редакцию 25 января 2018 г.

DOI: 10.14529/engin180108

NUMERICAL ESTIMATION OF USING POSSIBILITY OF POROUS GFRP SLIDING BEARING AS PART OF A CATERPILLAR MOVER BOTTOM TRACK ROLLER

***A.V. Bezmelnitsyn**, bezmelnitsynav@gmail.com*
South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation

Currently, antifriction bushings for sliding bearings made of expensive non-ferrous metal alloys are used in low-speed caterpillar track rollers. Composite bushings based on porous GFRP obtained by radial winding is a cheap alternative for metal ones. They can withstand high radial compressive loads and successfully work without lubrication supply system using only self-lubricating modifiers in their open porosity. The bushings have a low stiffness in the radial direction due to the porous structure. Low stiffness contributes to the formation of a significant contact area between interacting surfaces. Low contact normal and tangential stresses lead to a shaft wear reduction. Low interlaminar strength is the main factor limiting the use of composite bushings. Determination of the maximum radial and shear stresses emerging in the operational process of a friction unit is a very important problem.

First part of the work is devoted to determination of the static and sliding friction coefficients for composite bushing. Combination of static tests up to fracture and numerical analysis was used to determine the critical interlayer shear stress.

In the second part of the work, numerical model of a support roller with antifriction bushing was developed. This model was used to determine the stress-strain state of antifriction bushings of the support roller of pipe-laying machine TR-20. Distribution of normal stresses on the contact surface with the shaft for GFRP and bronze bushings were found. The relations between the maximum normal stress value and the radial clearance in pair “shaft-bushings” were obtained for both types of bushings. It was shown, that the value of the local normal stresses is significantly affected by the skew-symmetry of the roller support, clearance in pair “shaft-bushings” after assembly and after exploitation. The maximum reasonable value of the radial clearance between the shaft and the bronze and GFRP bushings were 0.25 mm and 1 mm respectively. The use of antifriction composite bushings allows increasing the value of the maximum permissible clearance of friction unit more than two times in comparison with metal one. The paper shows the possibility of replacing antifriction bronze bushings on porous GFRP bushings.

Keywords: GFRP, winding, shear strength, FEA, self-lubricating sliding bearings, bottom track roller.

References

1. Platonov V.F. *Dinamika i nadezhnost' gusenichnogo dvizhitelya* [Dynamics and Reliability of the Caterpillar Mover]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973. 232 p.

2. Chernavskiy S.A. *Podshipniki skol'zheniya* [Sliding Bearing]. Moscow, Mashgiz Publ., 1963. 244 p.

3. Neale, M.J. *The Tribology Handbook*. Butterworth-Heinemann, Oxford, 2001. 582 p.

4. Zinov'ev E.V., Levin A.L., Borodulin M.M. *Polimery v uzlakh treniya mashin i priborov* [Polymers of Friction Units of Machines and Devices]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1980. 203 p.

5. McKeen L.W. *Fatigue and Tribological Properties of Plastics and Elastomers*. Butterworth-Heinemann, Oxford, 2010. 312 p.

6. Zakharychev S.P., Ivanov V.A., Otmahkov D.V., Avdeyev V.A., Manakov V.M. [Effect of Technological Conditions of Winding on Properties of Polymeric Composite Materials]. *Bulletin of PNU. Technical Science*, 2010, no. 1 (16), pp. 55–64. (in Russ.)

7. He X., Shi Y., Kang C., Yu T. Analysis and Control of the Compaction Force in the Composite Prepreg Tape Winding Process for Rocket Motor Nozzles. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2017, vol. 30, pp. 836–845. DOI: 10.1016/j.cja.2016.07.004

8. Lubin D. (Ed.) *Spravochnik po kompozitnym materialam v dvukh knigakh, kniga 1* [Handbook of Composite Materials in Two Books, Book 1]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1988. 447 p.

9. Vasiliev V.V., Morozov E.V. *Advanced Mechanics of Composite Materials and Structural Elements*. Elsevier, 2013. 816 p.

10. Chichinadze A.V., Braun E.D., Bushe N.A. *Osnovy tribologii (trenie, iznos, smazka)* [Tribology Bases (Friction, Wear, Lubricant)]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2001. 664 p.

11. Kogaev V.P., Drozdov Yu.N. *Prochnost' i iznosostoykost' detaley mashin* [Durability and Wear Resistance of Details of Cars]. Moscow, Vyssh. shk. Publ., 1991. 319 p.

12. Litwin W. Influence of Local Bush Wear on Water Lubricated Sliding Bearing Load Carrying Capacity. *Tribology International*, 2016, vol. 103, pp. 352–358. DOI: 10.1016/j.triboint.2016.06.044

13. Abdelbary A. *Wear of Polymers and Composites*. Cambridge, Woodhead Publishing Limited, 2014. 223 p.

14. Zinov'ev R.S., Savitskiy V.Ya., Merezhko Yu.A., Ivanovskiy V.S. [Research of Armored Thermosetting Material Characteristics in Manufacturing Friction Bearing by the Method of Fiber Reeling]. *University proceedings, Volga region. Engineering sciences. Machine science and building*, 2013, no. 4 (28), pp. 140–155. (in Russ.)

15. Nguyen K.-H., Ju H.-W., Truong V.-H., Kweon J.-H. Delamination Analysis of Multi-Angle Composite Curved Beams Using an Out-of-Autoclave Material. *Composite Structures*, 2018, vol. 183, pp. 320–330. DOI: 10.1016/j.compstruct.2017.03.078

16. Ranza D., Cuarterob J., Miravetec A., Miralbesa R. Experimental Research into Interlaminar Tensile Strength of Carbon/Epoxy Laminated Curved Beams. *Composite Structures*, 2017, vol. 164, pp. 189–197. DOI: 10.1016/j.compstruct.2016.12.010

17. Anoshkin A.N. *Teoriya i tekhnologiya namotki konstruktsiy iz polimernykh kompozitsionnykh materialov* [The Theory and Technology of Winding of Designs from Polymeric Composite Materials]. Perm, Perm State University, 2003. 118 p.

18. Tarnopol'skiy Yu.M., Kintsis T.Ya. *Metody staticheskikh ispytaniy armirovannykh plastikov* [Methods of Static Tests of the Reinforced Plastics]. Moscow, Chemistry Publ., 1981. 272 p.

19. Zinoviev R.S., Sapozhnikov S.B., Bezmelnitsyn A.V. [Evaluation of Strength and Stiffness of Journal Beaing's GFRP Bushings]. *Composites and Nanostructures*, 2012, no. 3, pp. 10–18. (in Russ.)

20. Bezmelnitsyn A.V., Sapozhnikov S.B. [Multiscale Modeling and Formation Analysis of Technological Interlaminar Stresses in Thick-Walled GFRP Rings]. *PNRPU Mechanics Bulletin*, 2017, no. 2, pp. 5–22. (in Russ.)

21. Frolov K.V. *Mashinostroenie. Entsiklopediya v soroka tomakh. Tsvetnye metally i splavy. Kompozitnye metallicheskie materialy. T.2* [Mechanical Engineering. The Encyclopedia in Forty Volumes. Non-Ferrous Metals and Alloys. Composite Metal Materials. Vol. 2]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2001. 780 p.

22. Sorokin V.G., Gervas'ev M.A. *Stali i splavy. Marochnik* [There Were Also Alloys. Marochnik]. Moscow, Intermet Inzhiniring Publ., 2001. 608 p.

Received 25 January 2018

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Безмельницын, А.В. Расчетная оценка возможности применения подшипников скольжения из пористого стеклопластика в составе опорного катка гусеничного движителя / А.В. Безмельницын // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2018. – Т. 18, № 1. – С. 68–78. DOI: 10.14529/engin180108

FOR CITATION

Bezmelnitsyn A.V. Numerical Estimation of Using Possibility of Porous Gfrp Sliding Bearing as Part of a Caterpillar Mover Bottom Track Roller. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2018, vol. 18, no. 1, pp. 68–78. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin180108