

ОЦЕНКА ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ В ТЕКСТУРИРОВАННЫХ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯХ ПОРШНЕВЫХ МАШИН. ЧАСТЬ 2. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ШАТУННОГО ПОДШИПНИКА ДВС

К.В. Гаврилов, В.С. Худяков

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия

Одним из способов уменьшения фрикционных потерь является применение текстурирования поверхности трения. Использование текстурирования оказывает влияние на образование зон кавитации и турбулентности, что является мало изученным аспектом в современной литературе. Текстурирование вкладышей коленчатого вала может иметь вид эллиптических микроямок различных размеров. Предыдущая часть была посвящена описанию методики моделирования гидродинамических потерь в смазочном слое с учетом явлений кавитации и турбулентности и анализу научных источников. Подробно рассмотрен параметр безразмерного расстояния до стенки y^+ , а также его влияние на расчет значений напряжений сдвига при использовании современных численных методов. В настоящей работе представлены результаты моделирования смазочного слоя в шатунных подшипниках с разными типами текстурирования поверхности вкладыша, при разных нагрузках. Исходные данные для моделирования базируются на экспериментальных результатах. Расчеты проводились в коммерческом программном комплексе ANSYS Fluent и разработанном авторами программном обеспечении. Полученные данные указывают на положительное воздействие текстурирования поверхности трения шатунного подшипника на его гидромеханические характеристики при правильном подборе геометрических параметров текстуры, что в свою очередь требует проведения оптимизационных и параметрических исследований. Значения доли насыщенных паров зависит как от значения нагрузки, так и от типа текстурирования. Целью данной статьи является оценка влияния текстурирования на гидромеханические характеристики шатунного подшипника.

Ключевые слова: *подшипник скольжения, потери на трение, кавитация, микрогеометрия, трибосопряжения.*

Введение

Данная статья является продолжением работы [1], где особое внимание уделено теме форсирования двигателя с помощью уменьшения потерь на трение в трибосопряжениях ДВС за счет использования текстурирования.

Подход текстурирования поверхностей трения для улучшения гидромеханических характеристик узлов трения не является инновационным. Начиная с 1965 года, было опубликовано более 400 научных работ, посвященных тематике текстурирования.

Текстурирование поверхности трения нашло применение в конструкции многих узлов трения: опорные и упорные подшипники, уплотнения, гильзы цилиндров и т. д. Большинство исследований проводились в виде эксперимента как на традиционных трибометрах, так и с использованием реальных компонентов [2–8].

Хотя радиальные подшипники скольжения весьма распространены в поршневых и роторных машинах, но влияние микротекстурирования на их гидромеханические характеристики является малоизученным аспектом, чем в случае плоских трибосопряжений. Тематика текстурирования радиальных подшипников представлена ограниченным числом исследований, что обусловлено сложностью математической задачи моделирования переменной толщины слоя в радиальном направлении [9]. На рис. 1 изображен пример текстурирования радиального подшипника скольжения.

Первое теоретическое исследование подшипников скольжения с текстурированием было проведено в 2007 году [10]. Авторы использовали конечно-разностное моделирование для изучения влияния формы сферических микроямок на характеристики подшипникового узла. В результате исследования были сделаны выводы, что от выбора геометрических параметров (глубина ямки, форма углубления, распределение по поверхности и т. д.) зависит изменение характеристик

трибосопряжения. Выбор геометрии имеет решающее значение и может как улучшить характеристики, так и ухудшить их.

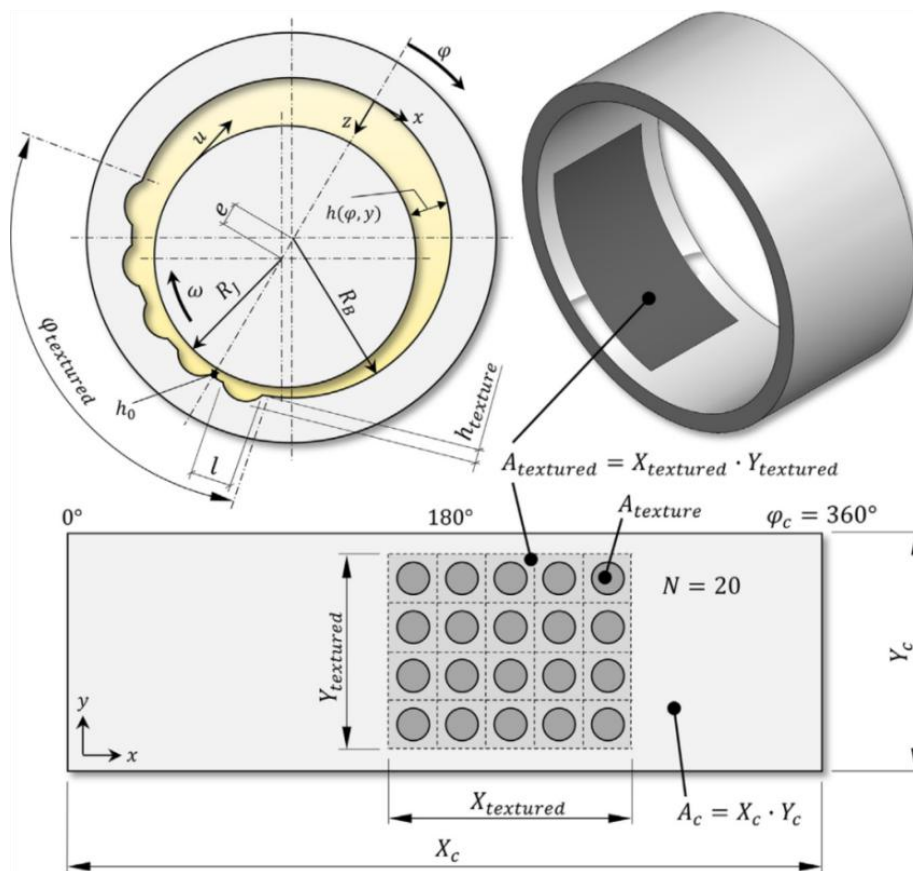


Рис. 1. Пример текстурирования радиального подшипника скольжения

Большое количество работ [11–15], посвященных численным исследованиям микротекстурирования подшипников, свидетельствуют об уменьшении относительного эксцентриситета при использовании текстурирования на поверхности радиального подшипника, при этом улучшение гидромеханических характеристик является несущественным.

Авторами исследований [16] были разработаны радиальные гидродинамические подшипники с окружными микроканавками. Подшипники с таким вариантом текстурирования широко распространены в промышленности благодаря улучшенному распределению смазочного материала по поверхности трения. При возрастании расхода смазки подшипники с микроканавками имеют более низкие значения температур по сравнению с обычными подшипниками, а так как смазочный материал остается в микроканавках, то это автоматически снижает вероятность износа [17, 18].

При оценке влияния текстурирования на толщину смазочного слоя, Vlădescu и др. [19–21] использовали оптическую интерферометрию. Базируясь на результатах исследования, авторами было выдвинуто утверждение, что при полном заполнении зазора текстурирование трибосопряжения увеличивает коэффициент трения, а величина толщины смазочного слоя при этом уменьшается.

В исследованиях [22, 23] при изготовлении микроямок квадратной и треугольной формы с разным значениями глубины использовалось лазерное текстурирование поверхности трения. Результаты изучения разных типов текстурирования показали, что глубина ямки оказывает значительное влияние на силы трения в смазочном слое.

Целью данной статьи является оценка влияния текстурирования на гидромеханические характеристики шатунного подшипника, чтобы повысить энергоэффективность трибосопряжений в современных ДВС.

Расчет и конструирование

1. Геометрия и граничные условия

Прототипом для гидродинамического расчета стал шатунный подшипник бензинового двигателя ВАЗ-21083. Были приняты четыре расчетных варианта текстурирования, представленных на рис. 2.

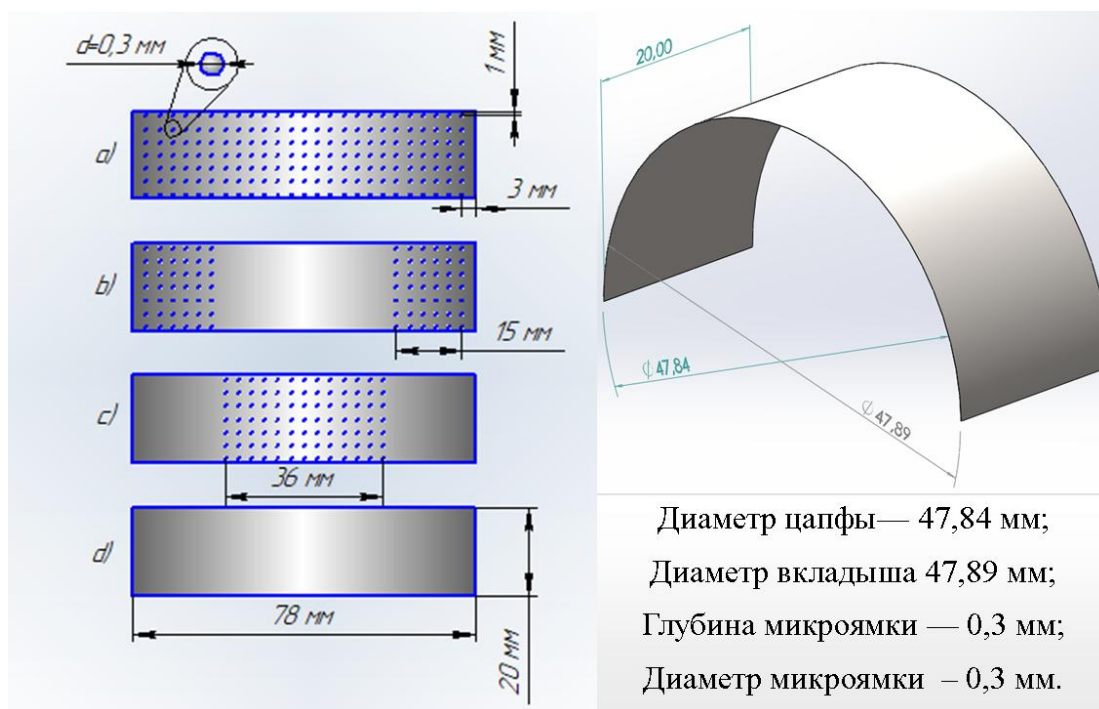


Рис. 2. Общие геометрические параметры и варианты текстурирования:
 а) полное текстурирование; б) частичное текстурирование по краям;
 с) частичное текстурирование по центру; д) вариант без текстурирования

Для варианта без текстурирования был проведен эксперимент [24] на машине трения ИИ 5018. Машина предназначена для испытания различных материалов на трение и износ в широком диапазоне нагрузок и скоростей. Для моделирования замерялось влияние нагрузки на потери на трение, температуру жидкости и динамическую вязкость. Чтобы определить положение шипа в пространстве зазора, использовалось разработанное программное обеспечение [25].

В результате эксперимента и расчета были сформированы исходные данные для расчета, представленные в табл. 1.

Исходные данные для расчета

Таблица 1

Нагрузка, Н	Потери на трение, Вт	Дин. вязкость, мПа с	Температура, °С	Эксцентриситет, мкм	Толщина слоя, мкм
1000	46,08	26,90	69,30	15,55	9,45
2000	76,10	25,35	71,00	18,85	6,15
3000	103,32	23,06	73,77	20,31	4,69
4000	134,74	20,65	77,07	21,18	3,82

Из анализа работ [26, 27] были подобраны параметры, необходимые для моделирования кавитации в среде моторного масла, которые представлены в табл. 2.

Таблица 2
Параметры модели кавитации

Параметры	Значение
Диаметр пузырька, мкм	2
Коэффициент связи объемной доли с массовой	0,004
Коэффициент парообразования	0,02
Коэффициент конденсации	0,01
Давление парообразования, Па	5400

Моделирование проводилось в программном комплексе ANSYS Fluent, который основан на численном методе конечных объемов. Основная идея моделирования заключается в определении величины u^+ , соответствующей потерям на трение, полученным в эксперименте для варианта без текстурирования. После чего аналогичное значение u^+ в смазочном слое подбиралось для вариантов с текстурированием. Таким образом, созданная сеточная модель была верифицирована результатами эксперимента. Единственным допущением принималось, что положение шипа при разных нагрузках идентично для каждого из вариантов микрогеометрии.

Подбор значения u^+ осуществлялся с помощью варьирования двух параметров: количество слоев в смазочном слое и функция их распределения. Идентичные значения u^+ можно получить различными комбинациями данных параметров. Количество слоев по толщине смазочного слоя равнялось девяти, так как при более большом количестве качество ячеек ухудшалось в варианте с минимальной толщиной смазочного слоя. В процессе создания сеточной модели менялось только значение функции распределения слоев. Для каждого значения нагрузки было подобрано значение u^+ . Полученное значение u^+ рассчитывалось с точностью 10^{-6} , чтобы при сравнении результатов погрешность значений потерь на трение не превышала 0,1 Вт. Итоговые значения представлены ниже: 1000 Н – 0,001777; 2000 Н – 0,005481; 3000 Н – 0,12753; 4000 Н – 0,028576.

Для расчета была выбрана модель турбулентности k- ω SST (Shear Stress Transport), так как данная модель является низкорейнольдсовой, что позволяет очень точно рассчитать течение в интересующем нас пограничном слое. Масло подавалось в один торец и выходило через другой. Давление подачи масла на входе составляло 400 кПа, а на выходе – 101,325 кПа. Температура на входе и на выходе была одинаковой, что наблюдалось и при эксперименте. Скорость вращения ротора составляла 2000 об/мин.

2. Результаты моделирования

С учетом вышесказанных операций были получены гидромеханические параметры шатунного подшипника. Потери на трение рассчитывались на основании полученных напряжений сдвига в смазочном слое. Результаты расчета представлены в табл. 3.

Полученные контуры давлений не изменялись в зависимости от типа текстурирования, а только от значения нагрузки. Чем больше нагрузка, тем меньше толщина смазочного слоя. Из-за этого контур давления приобретает более локальный вид. Контуры давлений в зависимости от нагрузки представлены на рис. 3.

Лучшим вариантом текстурирования для максимального снижения потерь на трение является вариант *a*. При таком варианте фрикционные потери меньше на 2,6–4,3 % в зависимости от значения нагрузки, чем в варианте без текстурирования. Это объясняется уменьшением площади

Расчет и конструирование

контакта из-за микроямок, расположенных на поверхности трения вкладыша. Варианты *b* и *c* имеют незначительные отличия (0,02–0,3 %), но в большинстве случаев вариант *c* является более предпочтительным.

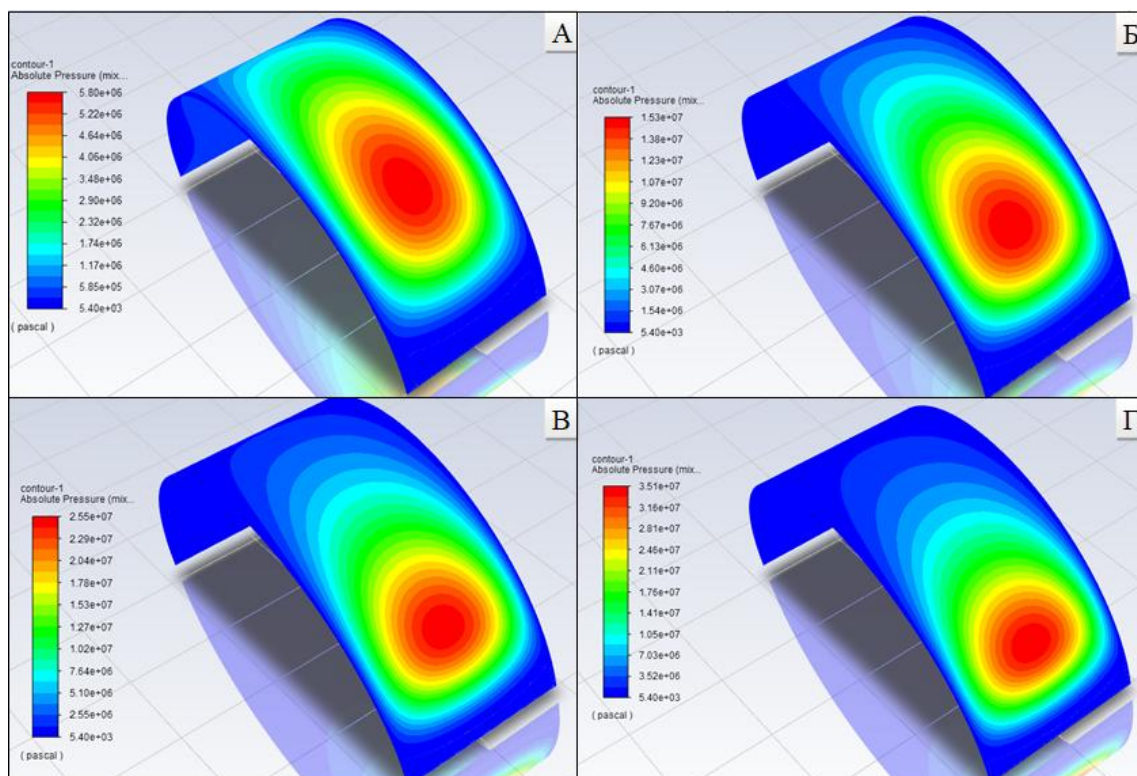


Рис. 3. Вид контура давлений в зависимости от значения нагружения:
А) 1000 Н; Б) 2000 Н; В) 3000 Н; Г) 4000 Н

Таблица 3

Результаты расчета

Нагрузка, Н	Вариант текстурирования	Потери на трение, Вт	Среднее давление в смазочном слое, МПа	Макс. давление в смазочном слое, Па	Средняя доля насыщенных паров в смазочном слое, %	Макс доля насыщенных паров, %	Несущая способность, Н
1000	Вариант а	44,9	1,2	5,9	0,2	78,8	1328,2
	Вариант б	45,4	1,2	5,8	0,2	77,8	1344,9
	Вариант с	45,6	1,2	5,8	0,1	63,9	1619,0
	Вариант d	46,1	1,2	5,8	0,2	64,0	1511,1
2000	Вариант а	73,7	1,8	15,2	0,1	75,8	2660,6
	Вариант б	74,8	1,8	15,5	0,1	79,5	2850,0
	Вариант с	74,8	1,8	15,2	0,1	70,7	2913,2
	Вариант d	76,1	1,8	15,3	0,1	73,0	3104,0

Нагрузка, Н	Вариант текстурирования	Потери на трение, Вт	Среднее давление в смазочном слое, МПа	Макс. давление в смазочном слое, Па	Средняя доля насыщенных паров в смазочном слое, %	Макс доля насыщенных паров, %	Несущая способность, Н
3000	Вариант а	100,0	2,1	25,0	0,1	80,0	3871,5
	Вариант b	101,6	2,1	25,6	0,1	78,8	4264,6
	Вариант с	101,6	2,1	25,4	0,1	73,3	4054,2
	Вариант d	103,3	2,1	25,5	0,1	74,2	4483,0
4000	Вариант а	129,0	2,3	34,9	0,1	79,6	4919,8
	Вариант b	132,4	2,3	34,9	0,1	80,6	5356,3
	Вариант с	132,0	2,2	35,0	0,1	71,1	5094,6
	Вариант d	134,7	2,2	35,1	0,1	71,4	5602,4

Наилучшие показатели несущей способности показал вариант *d*. При других вариантах текстурирования несущая способность ниже на 4,4–18 % в зависимости от нагрузки, однако при нагружении 1000 Н наибольшее значение несущей способности имел вариант *c*, где значение данной величины было больше на 6,7 % по сравнению с вариантом *d*. Это единственный случай, при котором вариант текстурирования оказался лучше гладкого варианта.

При нагрузке 2000 Н лучшим является вариант *c*. Разница с другими видами текстурирования достигает от 2 до 8 %. При нагрузках от 3000 Н до 4000 Н вариант *b* показывает значения выше на 4,7–8,8 %, чем другие типы текстурирования. Худшим при любой нагрузке является вариант *a*. В зависимости от значения нагружения несущая способность ниже на 12,2–18 %, по сравнению с наилучшими вариантами. Скорее всего, наличие большого количества микроямок мешает образованию гидродинамического давления в смазочном слое. На это указывают и значения полученных давлений. В большинстве случаев вариант *a* имеет самые низкие значения максимального давления. Суммируя это с уменьшением площади несущей поверхности, получаем наиболее низкие значения несущей способности.

Результаты по доле насыщенных паров в смазочном слое более неоднозначны. Ориентируясь на полученные значения, наглядно видно, что при снижении толщины смазочного слоя уменьшается доля насыщенных паров в смазке. Скорее всего, значение зазора влияет на механизм образования пузырьков. При нагрузке от 1000 до 2000 Н лучшие показатели показывает вариант *c*, а наихудший результат показывает вариант *b*. Но при значении нагрузки 3000 Н ситуация меняется. Лучший результат показывает вариант *b*, а худший – вариант *d*. При 4000 Н значения доли насыщенных паров отличаются на 0,3–4,6 %. На рис. 4 представлено поле гидродинамических давлений по угловой координате при разных вариантах нагружения. Можно заметить, что всплески давления от микроямок более заметны при нагружении от 1000 до 2000 Н. При нагрузке от 3000 до 4000 Н влияние микроямок почти не ощутимо.

Графическое представление результатов изменения несущей способности и доли насыщенных паров от значения нагрузки для разных видов текстурирования представлены на рис. 5–6.

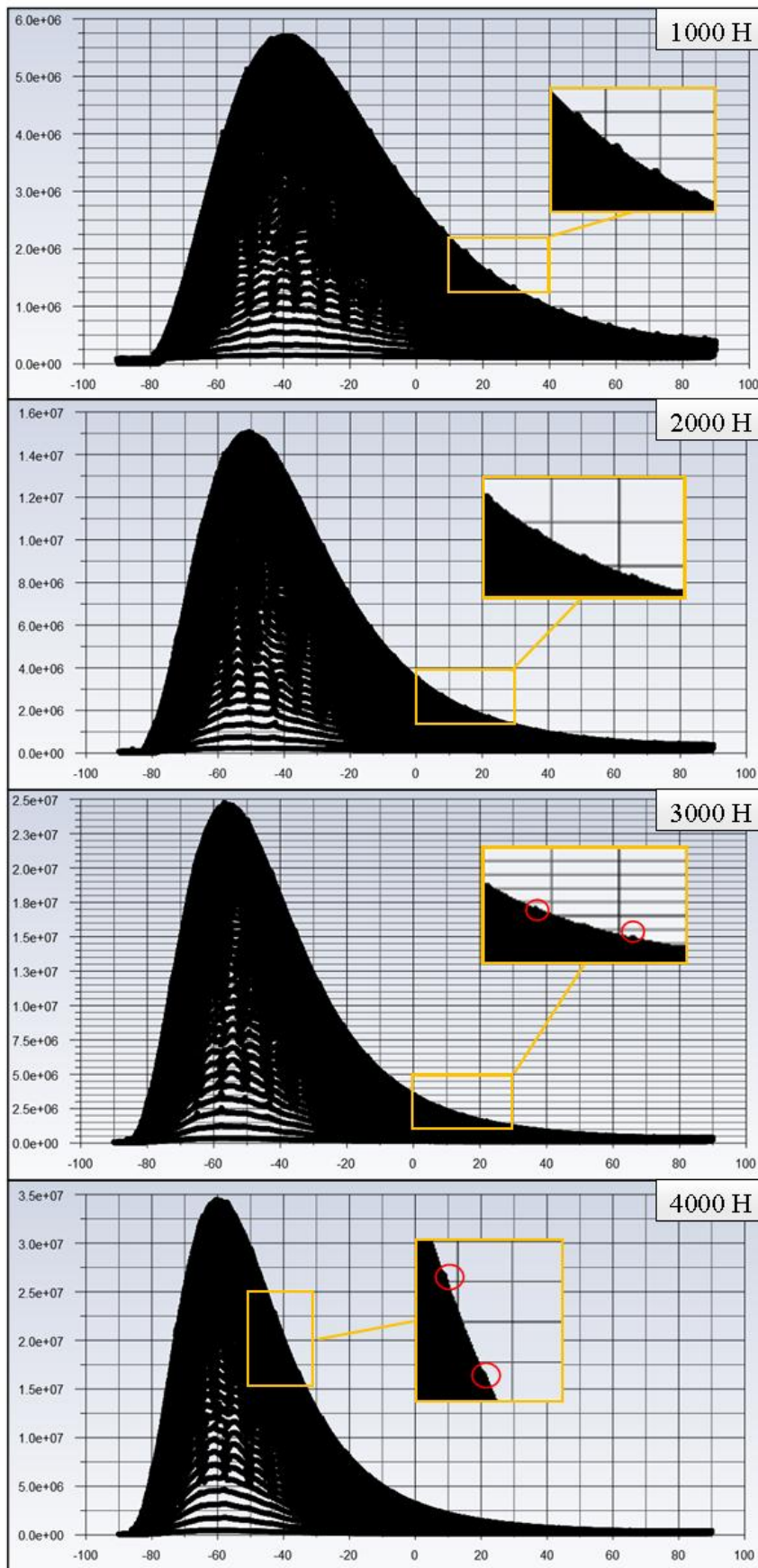


Рис. 4. Изменение давления в смазочном слое по угловой координате при разных вариантах нагрузки

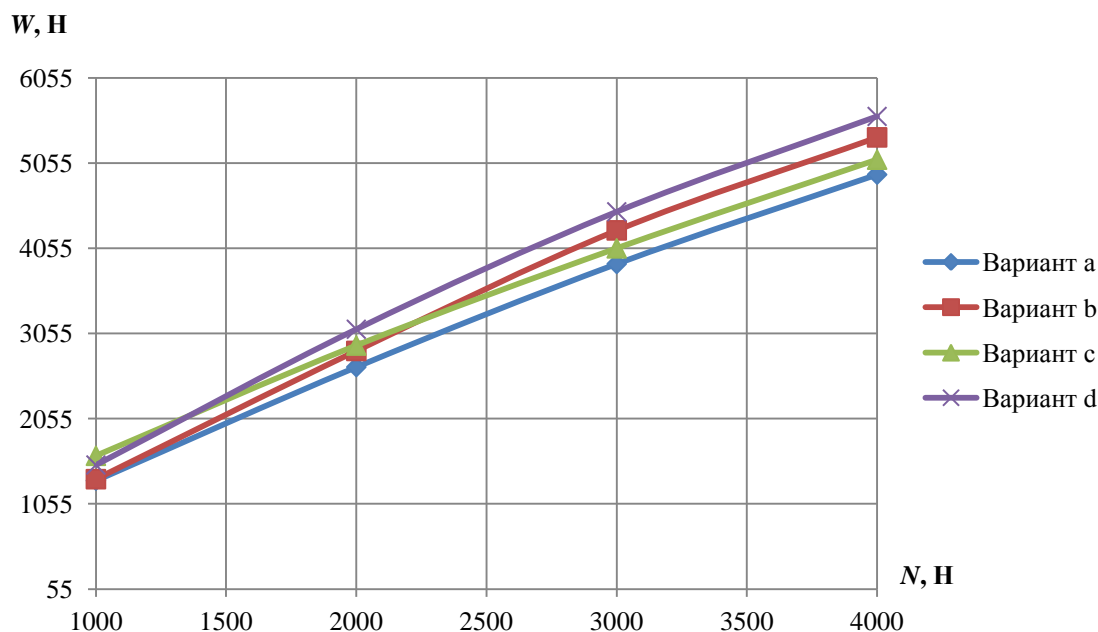


Рис. 5. Изменение несущей способности от нагрузки для разных вариантов текстурирования

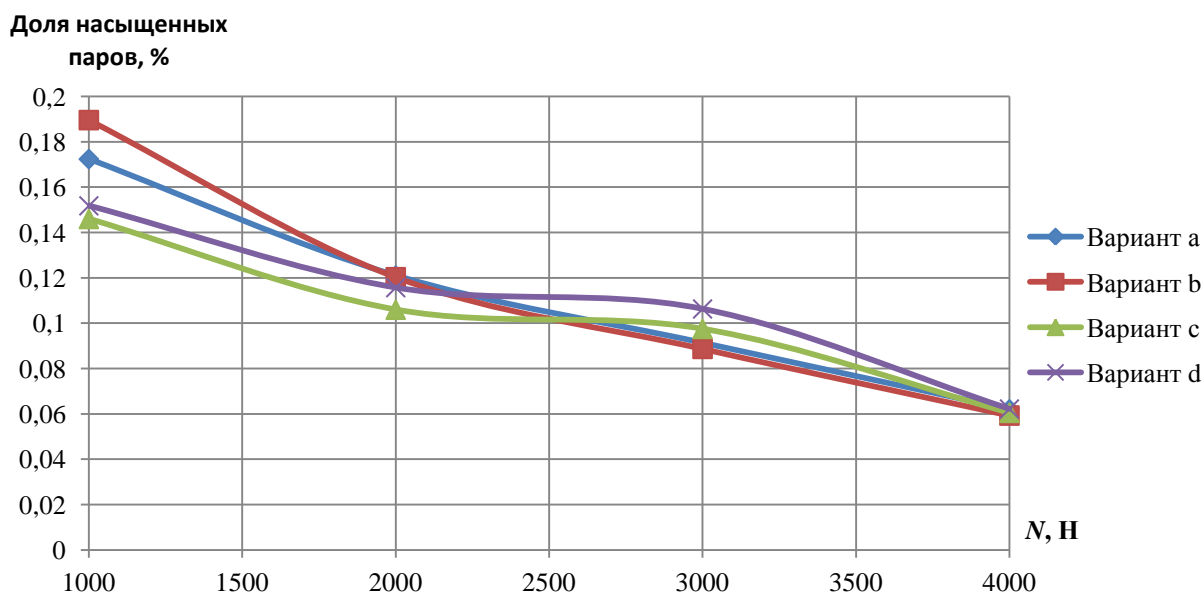


Рис. 6. Изменение средней доли насыщенных паров в смазочном слое от нагрузки для разных вариантов текстурирования

Заключение

В данной работе представлена методика расчета потерь на трение с помощью синергии экспериментальных данных с параметрами сеточной модели. Для определения положения шипа в пространстве зазора использовалось разработанное программное обеспечение. Для моделирования гидродинамики использовался коммерческий программный комплекс ANSYS Fluent. По результатам расчета можно сделать следующие выводы.

1. Лучшим вариантом текстурирования для снижения потерь на трение является вариант полного текстурирования. Снижение фрикционных потерь может достигать от 2,6 до 4,3 % в зависимости от нагрузки по сравнению с вкладышем без текстурирования.

2. Наибольшее значение несущей способности достигается в варианте без текстурирования. При наличии микроямок значение данного параметра ниже на 4,4–18 % в зависимости от нагрузки.

3. При нагрузке в 1000 Н значение несущей способности в варианте с текстурированием по центру выше на 6,7 %, чем в варианте без текстурирования.

4. Значение массовой доли насыщенных паров уменьшается с увеличением нагрузки и уменьшением толщины смазочного слоя.

Результаты моделирования свидетельствует об эффективности применения текстурирования с целью улучшения гидромеханических характеристик трибосопряжения, но следует уделить особое внимание подбору геометрических характеристик текстуры, а также необходимости проведения оптимизационных исследований на этапе проектирования подшипника с микротекстурированием.

Литература

1. Гаврилов, К.В. Оценка потерь на трение в текстурированных гидродинамических трибосопряжениях поршневых машин. Часть 1. Обзор методик моделирования / К.В. Гаврилов, В.С. Худяков, М.А. Иззатуллоев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2021. – Т. 21, № 1. – С. 5–13. DOI: 10.14529/engin210101
2. Lu, X. An experimental investigation of dimple effect on the stribeck curve of journal bearings / X. Lu, M. Khonsari // Tribology Letters. – 2007. – № 27(2). – P. 169–175.
3. Experimental investigation of laser surface textured parallel thrust bearings / I. Etsion, G. Halperin, V. Brizmer, Y. Kligerman // Tribology Letters. – 2004. – № 17(2). – P. 295–300.
4. Qiu, Y. Experimental investigation of tribological performance of laser textured stainless steel rings / Y. Qiu, M. Khonsari // Tribology International. – 2011. – № 44(5). – P. 635–644.
5. Henry, Y. An experimental analysis of the hydrodynamic contribution of textured thrust bearings during steady-state operation: A comparison with the untextured parallel surface configuration / Y. Henry, J. Bouyer, M. Fillon // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. – 2015. – № 229(4). – P. 362–375.
6. Yu, X. Frictional characteristics of mechanical seals with a laser-textured seal face / X. Yu, S. He, R. Cai // Journal of Materials Processing Technology. – 2002. – № 129(1). – P. 463–466.
7. Etsion, I. Improving tribological performance of mechanical components by laser surface texturing / I. Etsion // Tribology Letters. – 2004. – № 17(4). – P. 733–737.
8. Bai, L. Frictional performance of a textured surface with elliptical dimples: geometric and distribution effects / L. Bai, S. Bai // Tribology Transactions. – 2014. – № 57(6). – P. 1122–1128.
9. Gropper, D. Hydrodynamic lubrication of textured surfaces: A review of modeling techniques and key findings / D. Gropper, L. Wang, T. Harvey // J Tribology International. – 2016. – № 94. – P. 509–529.
10. Effects of surface texture on journalbearing characteristics under steady-state operating conditions / N. Tala-Ighil, P. Maspeyrot, M. Fillon et al. // Proc Inst Mech Eng Part J J Eng Tribol. – 2007. – № 221. – P. 623–633
11. Kango, S. Thermal analysis of microtextured journal bearing using non-Newtonian rheology of lubricant and JFO boundary conditions / S. Kango, R. Sharma, R. Pandey // Tribology International. – 2014. – № 69. – P. 19–29.
12. Kango, S. Comparative analysis of textured and grooved hydrodynamic journal bearing / S. Kango, R. Sharma, R. Pandey // Proc Inst Mech Eng Part J J Eng Tribol. – 2014. – № 228. – P. 82–95.
13. Brizmer, V. A laser surface textured journal bearing / V. Brizmer, Y. Kligerman // J Tribol. – 2012. – № 134. – P. 1–9.
14. Cupillard, S. Computational fluid dynamics analysis of a journal bearing with surface texturing / S. Cupillard, S. Glavatskih, M.J. Cervantes // Proc Inst Mech Eng Part J J Eng Tribol. – 2008. – № 222. – P. 97–107.
15. Cupillard, S. A cfd study of a finite textured journal bearing / S. Cupillard, M.J. Cervantes, S. Glavatskih // IAHR 24th symp hydraul mach syst. – 2008. – P. 1–11.
16. Theoretical analysis of bearing performance of microgrooved bearing / K. Watanabe, J. Natsuma, K. Hashizuma et al. // JSAE Review. – 2000. – № 21. – P. 29–33.
17. Roy, L. Thermo-hydrodynamic performance of grooved oil journal bearing. / L. Roy // Tribology International. – 2009. – № 42. – P. 1187–1198.

18. Optimization of groove dimensions in herringbone-grooved journal bearings for improved repeatable run-out characteristics / T. Hirayama, N. Yamaguchi, S. Sakai et al. // *Tribology International*. – 2009. – № 42. – P. 675–681.
19. The effects of surface texture in reciprocating contacts—An experimental study / S.-C. Vladescu, A.V. Olver, I.G. Pegg et al. // *Tribology International*. – 2015. – № 82. – P. 28–42.
20. The transient friction response of a laser-textured, reciprocating contact to the entrainment of individual pockets / S.-C. Vlădescu, S. Medina, A.V. Olver et al. // *Tribology Letters*. – 2016. – № 62(2).
21. Combined friction and wear reduction in a reciprocating contact through laser surface texturing / S.-C. Vladescu, A.V. Olver, I.G. Pegg et al. // *Wear*. – 2016. – № 358. – P. 51–61.
22. The use of anisotropic texturing for control of directional friction / P. Lu, R.J. Wood, M.G. Gee et al. // *Tribol Int*. – 2017. – № 113. – P. 169–181.
23. A novel surface texture shape for directional friction control / P. Lu, R.J. Wood, M.G. Gee et al. // *Tribol Lett*. – 2018. – № 66. – 51 p.
24. Иззатуллоев, М. А. Экспериментальная оценка влияния регулярной микрогеометрии на трибологические характеристики радиального подшипника скольжения // *Политехнический вестник. Серия: Инженерные исследования*. – 2021. – № 1(53). – С. 87–94.
25. Certificate of state registration of a computer program «Micro-optim» / K.V. Gavrilov, M.A. Izzatulloev. Applicant and copyright holder of SUSU. – № 2020660864, 15.09.2020.
26. Assessment of the cavitation models implemented in OpenFOAM under DI-like conditions / G. Cazzoli, S. Falfari, G.M. Bianchi et al. // *Energy Procedia*. – 2016. – Vol. 101. – P. 638–645.
27. Tridimensional CFD Analysis of the Oil Pump of an High Performance Engine / E. Frosina, A.Senatore, D. Buono et al. // *SAE International*. – 2014.

Гаврилов Константин Владимирович, доктор технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, gavrillovk@susu.ru

Худяков Владислав Сергеевич, аспирант кафедры «Автомобильный транспорт», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, asp19kvs857@susu.ru

Поступила в редакцию 24 декабря 2021 г.

DOI: 10.14529/engin220102

EVALUATION OF FRICTION LOSSES IN TEXTURED HYDRODYNAMIC TRIBO-UNITS OF PISTON MACHINES. PART 2. PARAMETRIC STUDIES OF THE ICE CONNECTING ROD BEARING

K.V. Gavrilov, gavrillovk@susu.ru

V.S. Hudyakov, asp19kvs857@susu.ru

South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation

One of the ways to reduce frictional losses is to use texturing of the friction surface. The use of texturing affects the formation of cavitation and turbulence zones, which is a poorly studied aspect in the modern literature. The texturing of the crankshaft liners can be in the form of elliptical microwells of various sizes. The previous part was devoted to the description of the methodology for modeling the hydrodynamic losses in the lubricating layer taking into account the phenomena of cavitation and turbulence and the analysis of scientific sources. The parameter of the dimensionless distance to the wall y^+ is considered in detail, as well as its influence on the calculation of the values of shear stresses using modern numerical methods. This paper presents the results of modeling

the lubricant layer in connecting rod bearings with different types of liner surface texturing, at different loads. The initial data for modeling are based on experimental results. The calculations were carried out in the commercial software package ANSYS Fluent and software developed by the authors. The data obtained indicate a positive effect of the texturing of the connecting rod bearing friction surface on its hydromechanical characteristics with the correct selection of the texture geometric parameters, which in turn requires optimization and parametric studies. The values of the saturated vapor fraction depend on both the load value and the type of texturing. The purpose of this article is to assess the effect of texturing on the hydromechanical characteristics of a connecting rod bearing.

Keywords: journal bearing, friction losses, cavitation, microgeometry, tribo-units.

References

1. Gavrilov K.V., Hudyakov V.S., Izzatullov M.A. [Evaluation of Friction Losses in Textured Hydrodynamic Tribo-Units of Piston Machines. Part 1. Overview of Modeling Techniques]. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2021, vol. 21, no. 1, pp. 5–13. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin210101
2. Lu X., Khonsari M. An experimental investigation of dimple effect on the stribeck curve of journal bearings. *Tribology Letters*, 2007, no. 27(2), pp. 169–175.
3. Etsion I., Halperin G., Brizmer V., Kligerman Y. Experimental investigation of laser surface textured parallel thrust bearings. *Tribology Letters*. 2004, no. 17(2), pp. 295–300.
4. Qiu Y., Khonsari M. Experimental investigation of tribological performance of laser textured stainless steel rings. *Tribology International*. 2011, no. 44(5), pp. 635–644.
5. Henry Y., Bouyer J., Fillon M. An experimental analysis of the hydrodynamic contribution of textured thrust bearings during steady-state operation: A comparison with the untextured parallel surface configuration. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2015, no. 229(4), pp. 362–375.
6. Yu X., He S., Cai R. Frictional characteristics of mechanical seals with a laser-textured seal face. *Journal of Materials Processing Technology*. 2002, no. 129(1), pp. 463–466.
7. Etsion I. Improving tribological performance of mechanical components by laser surface texturing. *Tribology Letters*. 2004, no. 17(4), pp. 733–737.
8. Bai L., Bai S. Frictional performance of a textured surface with elliptical dimples: geometric and distribution effects. *Tribology Transactions*. 2014, no. 57(6), pp. 1122–1128.
9. Gropper D., Wang L., Harvey T. Hydrodynamic lubrication of textured surfaces: A review of modeling techniques and key findings. *J Tribology International*. 2016, no. 94, pp. 509–529.
10. Tala-Ighil N., Maspeyrot P., Fillon M., Bounif A. Effects of surface texture on journal bearing characteristics under steady-state operating conditions. *Proc Inst Mech Eng Part J J Eng Tribol*. 2007, no. 221, pp. 623–633
11. Kango S., Sharma R., Pandey R. Thermal analysis of microtextured journal bearing using non-Newtonian rheology of lubricant and JFO boundary conditions. *Tribology International*. 2014, no. 69, pp. 19–29.
12. Kango S., Sharma R., Pandey R. Comparative analysis of textured and grooved hydrodynamic journal bearing. *Proc Inst Mech Eng Part J J Eng Tribol*. 2014, no. 228, pp. 82–95.
13. Brizmer V., Kligerman Y. A laser surface textured journal bearing. *J Tribol*. 2012, no. 134, pp. 1–9.
14. Cupillard S., Glavatskih S., Cervantes MJ. Computational fluid dynamics analysis of a journal bearing with surface texturing. *Proc Inst Mech Eng Part J J Eng Tribol*. 2008, no. 222, pp. 97–107.
15. Cupillard S., Cervantes MJ., Glavatskih S. A cfd study of a finite textured journal bearing. *IAHR 24th symp hydraul mach syst*. 2008, pp. 1–11.
16. Watanabe K., Natsuma J., Hashizuma K., Ozasa T., Noda T., Masuda Y. Theoretical analysis of bearing performance of microgrooved bearing. *JSAE Review*. 2000, no. 21, pp. 29–33.
17. Roy L. Thermo-hydrodynamic performance of grooved oil journal bearing. *Tribology International*. 2009, no. 42, pp. 1187–1198.

18. Hirayama T., Yamaguchi N., Sakai S., Hishida N., Matsuoka T., Yabe H. Optimization of groove dimensions in herringbone-grooved journal bearings for improved repeatable run-out characteristics. *Tribology International*. 2009, no. 42, pp. 675–681.
19. Vladescu S.-C., Olver A.V., Pegg I.G., Reddyhoff T. The effects of surface texture in reciprocating contacts—An experimental study. *Tribology International*. 2015, no. 82, pp. 28–42.
20. Vlădescu S.-C., Medina S., Olver A.V., Pegg I.G., Reddyhoff T. The transient friction response of a laser-textured, reciprocating contact to the entrainment of individual pockets. *Tribology Letters*. 2016, no. 62(2).
21. Vlădescu S.-C., Olver A.V., Pegg I.G., Reddyhoff T. Combined friction and wear reduction in a reciprocating contact through laser surface texturing. *Wear*. 2016, no. 358, pp. 51–61.
22. Lu P., Wood R.J., Gee M.G., Wang L., Pflieger W. The use of anisotropic texturing for control of directional friction. *Tribol Int*. 2017, no. 113, pp. 169–181.
23. Lu P., Wood R.J., Gee M.G., Wang L., Pflieger W. A novel surface texture shape for directional friction control. *Tribol Lett*. 2018, no. 66, 51 p.
24. Izzatulloev M. A. [Experimental Assessment of the Influence of Regular Microgeometry on the Tribological Characteristics of a Radial Plain Bearing.] *Polytechnic Bulletin. Series: Engineering Research*. 2021, no. 1(53), pp. 87–94 (in Russ).
25. Gavrilov K.V., Izzatulloev M.A. Certificate of state registration of a computer program “Micro-optim”. *Applicant and copyright holder of SUSU*. № 2020660864, 15.09.2020.
26. Cazzoli G., Falfari S., Bianchi G.M., Forte C., Catellani C. Assessment of the cavitation models implemented in OpenFOAM under DI-like conditions. *Energy Procedia*. 2016, vol. 101, pp. 638–645.
27. Frosina E., Senatore A., Buono D., Olivetti M. A Tridimensional CFD Analysis of the Oil Pump of an High Performance Engine. *SAE International*, 2014.

Received 24 December 2021

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Гаврилов, К.В. Оценка потерь на трение в текстурированных гидродинамических трибосопряжениях поршневых машин. Часть 2. Параметрические исследования шатунного подшипника ДВС / К.В. Гаврилов, В.С. Худяков // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2022. – Т. 22, № 1. – С. 24–35. DOI: 10.14529/engin220102

FOR CITATION

Gavrilov K.V., Hudyakov V.S. Evaluation of friction losses in textured hydrodynamic tribo-units of piston machines. Part 2. Parametric studies of the ice connecting rod bearing. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2022, vol. 22, no. 1, pp. 24–35. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin220102