

МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕТАЛЛОКЕРАМИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ СУХОГО ТРЕНИЯ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ ПОГРУЖНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН

✉Рева Юрий Викторович.

Санкт-Петербургский университет ГПС МЧС России, Санкт-Петербург, Россия

✉spi78@mail.ru

Аннотация. Рассматривается методика расчета металлокерамических подшипников сухого трения электродвигателей погружных электрических машин. Приведены формульные зависимости и математический аппарат расчета металлокерамических подшипников сухого трения асинхронных электрических двигателях. Кроме этого рассмотрены некоторые характерные особенности влияния повышенной температуры подшипника на давление и скорость, а также срок его службы. Рассмотрены критерий прочности, критерий износостойкости, критерий теплостойкости, критерий оптимальных рабочих зазоров для пар скольжения.

Ключевые слова: вибраакустическая характеристика, критерий теплостойкости, интенсивность изнашивания трущихся поверхностей, механические характеристики подшипников, критерии прочности, критерий износостойкости, линейный износ, скорость скольжения шейки вала

Для цитирования: Рева Ю.В. Методика расчета и проектирование металлокерамических подшипников сухого трения электродвигателей погружных электрических машин // Природные и техногенные риски (физико-математические и прикладные аспекты). 2025. № 4 (56). С. 19–25. DOI: 10.61260/2307-7476-2025-4-19-25.

Scientific article

CALCULATION AND DESIGN METHODS OF METAL-CERAMIC DRY FRICTION BEARINGS OF ELECTRIC MOTORS OF SUBMERSIBLE ELECTRIC MACHINES

✉Reva Yuriy V.

Saint-Petersburg university of State fire service of EMERCOM of Russia, Saint-Petersburg, Russia

✉spi78@mail.ru

Abstract. The article describes the method of calculating the metal-ceramic dry friction bearings of the electric motors of the submersible electric machines. The formulae dependencies and the mathematical apparatus of calculating the metal-ceramic dry friction bearings of the asynchronous electric motors are given. In addition, some characteristic features of the influence of the increased temperature of the bearing on the pressure and speed, as well as its service life, are considered. The strength criterion, the wear criterion, the heat resistance criterion, the criterion of optimal working clearances for the sliding pairs are considered.

Keywords: vibroacoustic characteristics, heat resistance criterion; wear intensity of the rubbing surface, mechanical characteristics of bearings, strength criteria, wear resistance criterion, linear wear, and shaft neck sliding speed

For citation: Reva Yu.V. Calculation and design of metal-ceramic dry-friction bearings for submersible electric motors // Prirodnye i tekhnogennye riski (fiziko-matematicheskie i prikladnye aspekty) = Natural and man-made risks (physico-mathematical and applied aspects). 2025. № 4 (56). P. 19–25. DOI: 10.61260/2307-7476-2025-4-19-25.

Введение

При проектировании в погружных герметичных электродвигателях (ПЭД) для получения оптимальных рабочих результатов необходимо стремиться выбрать наиболее благоприятные геометрические размеры и механические характеристики подшипников сухого трения. Эти характеристики определяются по различным методам и критериям. К числу таких мер относятся:

- критерий прочности;
- критерий износостойкости;
- критерий теплостойкости;
- критерий оптимальных рабочих зазоров для пар скольжения.

Асинхронные электрические двигатели (АЭД) с протяженными обмотками статора должны иметь соответствующие металлокерамические подшипники сухого трения. Это будет гарантировать их надежность при эксплуатации в неблагоприятных климатических условиях и морской среде. Решение задачи по созданию электрических машин (ЭМ) открытого исполнения с охлаждением ее активных частей непосредственно окружающей морской водой и будет составлять в настоящее время ее актуальность [1].

Конечным результатом данной работы является разработка алгоритма расчета и проектирование металлокерамических подшипников сухого трения.

Научной новизной данной работы является то, что на основе среднестатистических данных для асинхронных короткозамкнутых двигателей расчет и проектирование металлокерамических подшипников сухого трения впервые рассчитывался по эмпирическим формулам и зависимостям, которые дополнили существующие известные данные о них.

Важное значение в теоретическом плане работы является то, что впервые приведены формульные зависимости и алгоритм расчета и проектирования металлокерамических подшипников сухого трения АЭД погружных электрических машин. Данный расчет приводится в качестве обоснования для решения в будущем важных прикладных задач в данной сфере деятельности.

В результате исследования, проведенного автором, была создана практическая модель ЭМ открытого исполнения, которая показала высокую эффективность при испытании на АО «Электросила» [2].

Методы исследования

ПЭД являются в данной работе объектом исследования.

При разработке алгоритма расчета и проектирования металлокерамических подшипников сухого трения асинхронных электрических двигателей был использован метод экспертных оценок.

При расчете критериев прочности необходимо учитывать прочность подшипника, материал которого под действием нагрузки подвергается объемному сжатию.

При расчете критерия прочности принимают среднее давление, или удельное давление, которое не должно не превышать допустимое:

$$p_{уд} = \frac{N}{S} \leq [p_{уд}] \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}, \quad (1)$$

где N – нагрузка на подшипник, кгс; S – расчетная площадь контакта, равная площади проекции подшипника, см^2 ;

$$S = l_{вкл} * d_{вкл}. \quad (2)$$

Подставляя формулу (2) в формулу (1), можно рассчитать удельное давление:

$$p_{уд} = \frac{N}{l_{вкл} * d_{вкл}} \leq [p_{уд}], \quad (3)$$

где $[p_{уд}]$ – допустимое удельное давление; $l_{вкл}$ – длина проекции или длина вкладыша в осевом направлении, см; $d_{вкл}$ – ширина проекции, равная приблизительно диаметру шейки подвижной втулки подшипника, см [3].

Практически ПЭД имеет конструктивное соотношение:

$$d_{вкл} = 0,4 * D_2, \quad (4)$$

где D_2 – диаметр ротора, см.

При подстановки этих данных в (3) формулу удельного давления выглядит следующим образом:

$$p_{уд} = \frac{F_{рот}}{0,4 * l_{вкл} * D_2} \leq [p_{уд}], \quad (5)$$

где $F_{рот} = N$ – вес ротора, кгс.

Таким образом, из формулы (5) определяют длину вкладыша $l_{вкл}$ в осевом направлении по $[p_{уд}]$, либо предварительно принимает длину вкладыша $l_{вкл}$, при соблюдении условия формулы (5) [4].

Упорная часть подшипника при вертикальном положении ротора характеризуется поверхностью опоры на вкладыше в виде кольца площадью:

$$S_{уп} = \frac{\pi * d_1^2}{4} - \frac{\pi * d_{вкл}^2}{4} = \frac{\pi}{4} * (d_1^2 - d_{вкл}^2), \quad (6)$$

где d_1 – внешний диаметр упорной поверхности вкладыша, см; $d_{вкл} = d_2$ – внутренний диаметр вкладыша, см.

С другой стороны:

$$S_{уп} = \frac{F_{рот}}{p_{уд}}, \quad (7)$$

Подставляя формулу (7) в формулу (6), можно найти внешний диаметр d_1 упорной поверхности вкладыша:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 * F_{рот}}{\pi * p_{уд}}} + d_{вкл}^2, \text{ см}^2 \quad (8) [5]$$

Результаты исследования и их обсуждение

По интенсивности изнашивания трущейся поверхности, определяемой как объем материала ΔV , удаленный с единицы поверхности на единицу пути трения, определяется критерий износстойкости:

$$I_h = \frac{\Delta V}{L * S_1}, \quad (9)$$

где S_1 – фактическая площадь вкладыша и вала; L – путь трения.

Средняя толщина изношенного слоя подшипника определяется:

$$\Delta h = \frac{\Delta V}{S_1}. \quad (10)$$

С учетом (10) интенсивности изнашивания определяется:

$$\Delta h = \frac{\Delta V}{L}, \quad (11)$$

$$L = \vartheta * T, \quad (12)$$

где ϑ – линейная скорость скольжения, м/с; T – срок службы подшипника, с [6].

В результате получим выражение для срока службы подшипника:

$$T = \frac{\Delta h}{I_h * \vartheta}. \quad (13)$$

Подставляя значение величин из формул (10), (12) в формулу (9), определив срок службы по формуле (13) в секундах, определяют его затем в часах и годах через соответствующие переводные постоянные коэффициенты.

В формуле (13) Δh является линейным износом, характеризующимся изменением размера подшипника в направлении, перпендикулярном валу.

В машинах трения в условиях максимально приближенных к эксплуатационным интенсивность изнашивания I_h для данной пары трения материалов устанавливается опытным путем [7].

В период нормальной эксплуатации скорость изнашивания остается постоянной:

$$u = \frac{\Delta h_H}{t}. \quad (14)$$

Оценку критерия износостойкости подшипника можно оценить по запасу ресурса и срока службы для конкретного электропривода проектируемым переносным электродвигателем ПЭД.

По техническим требованиям виброакустических характеристик (ВАХ) задается максимальный износ подшипника на весь срок службы. Например, для ПЭД насоса максимальный износ за срок службы равняется $20 * 10^{-3}$ мм на одну сторону.

На нормальном тепловом режиме при установленной работе подшипника основан расчет по критерию теплостойкости. В результате чего обеспечивается стабильность физико-химических свойств материалов пары трения и геометрических размеров подшипника. Это является основным фактором надежности и долговечности [8].

Выделившегося при работе подшипника количество тепла в единицу времени находят по формуле:

$$Q_1 = \frac{F * \vartheta}{427}, \quad (15)$$

где F – сила трения, кгс; ϑ – скорость скольжения шейки вала, м/с; $1/427$ – тепловой эквивалент механической энергии, ккал/кгс м.

Подставляя в формулу (15) значение величин из формул:

$$F = \frac{\tau_{cp}}{\sigma_t} * N \text{ или } F = f_t * N,$$

где $f_t = \frac{\tau_{cp}}{\sigma_t}$ и формулы (3), получается:

$$Q_1 = \frac{l_{вкл} * d_{вкл} * f_t}{427} * p_{уд} * \vartheta. \quad (16)$$

Ввиду того, что коэффициент трения при установившемся движении является величиной постоянной (const), то из (16) следует:

$$Q_1 = C * p_{уд} * \vartheta, \quad (17)$$

где $C = \frac{l_{вкл} * d_{вкл} * f_t}{427} = const.$

Критерий теплостойкости является важным критерием при расчете подшипников сухого трения как это видно из выражения (17). Этим доказывается, что – произведения допускаемое значение удельного давления на скорость скольжения, характеризуют увеличение температуры вследствие тепловыделения во время трения. При повышенной температуре подшипника меньше давление и скорость, срок службы уменьшается. Следовательно, критерий $[p^*\vartheta]$ определяет долговечность подшипника при повышенных удельных нагрузках и скоростях скольжения, чем выше $[p^*\vartheta]$, тем выше класс подшипника [9].

В связи с тем, что подшипники находятся постоянно в окружающей морской воде, то температура нагрева скользящих пар будут низкими. Износ подшипника будет определяться стабильностью физико-химических свойств материалов пары трения. При этом необходимо, чтобы произведение допустимой линейной скорости ϑ на удельное давление $p_{уд}$ было бы меньше допустимого параметра $[p^*\vartheta]$, то есть:

$$p_{уд} * \vartheta \leq [p^*\vartheta],$$

где $[p^*\vartheta]$ – допустимое значение.

Заключение

Таким образом, на основе вышеизложенного можно сделать вывод, что расчет оптимальных рабочих зазоров для пар скольжения металлокерамических подшипников производится по известным методикам с учетом требования ВАХ и других специальных характеристик. Для разрабатываемых металлокерамических подшипников принимается рабочий зазор – ходовой или по движению. По подшипникам, работающим в морской воде, выпущены технические условия на вкладыши из порошковых материалов, например, ТУ 231-14498972 02-92 [10].

Список источников

1. Рева. Ю.В. Технология изготовления и способ сборки электрических машин открытого исполнения на средствах водного транспорта // Проблемы управления рисками в техносфере. 2020. № 2. С. 36–40.
2. Рева. Ю.В. Применение опорно-упорных подшипников скольжения электрических машин открытого исполнения в морской воде арктической зоны // Проблемы управления рисками в техносфере. 2020. № 1. С. 27–30.
3. Вешняков А.С. Опыт ОАО «Удмуртнефть» по внедрению штанговых насосов двойного действия // Нефтегазовая вертикаль – Технологии/специальное приложение. 2014. № 3. С. 49–52.

4. Францев А.В., Юшкін А.Ю., Якимов С.Б. Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса // НК «РОСНЕФТЬ». 2013. № 6. С. 62–66.
5. Рева. Ю.В. Технические средства добычи минеральных ресурсов и полезных ископаемых из глубин Мирового океана // Научно-аналитический журнал Вестник Санкт-Петербургского университета государственной противопожарной службы МЧС России. 2020. № 1. С. 16–19.
6. Погружные электродвигатели с повышенным напряжением – двойной эффект без инвестиций / С.Б. Якимов [и др.] // НК «РОСНЕФТЬ». ПРИЛОЖЕНИЕ. 2014. № 3.
7. Шафиков И.Н. Пути повышения энергоэффективности электроприводов скважинных центробежных насосных установок // Электропривод, электротехнологии и электрооборудование предприятий: сб. науч. трудов III Междунар. (VI Всерос.) науч.-техн. конф. Уфа: Изд-во УГНТУ, 2017. С. 156–160.
8. Шафиков И.Н. Регулируемый привод скважинного электроцентробежного насоса на основе высоковольтного многоуровневого преобразователя частоты // Электротехнические и информационные комплексы и системы. 2019. Т. 15. № 3. С. 53–60.
9. Междунар. науч.-практ. конф. «Проблемы предупреждения и ликвидации чрезвычайных ситуаций и создание комплексных аварийно-спасательных центров в Арктике». М.: ФГБУ ВНИИ ГОЧС (ФЦ), 2012.
10. Marek E. Обмотки электрических машин постоянного и переменного тока. 2014.

References

1. Reva. Yu.V. Tekhnologiya izgotovleniya i sposob sborki elektricheskikh mashin otkrytogo ispolneniya na sredstvah vodnogo transporta // Problemy upravleniya riskami v tekhnosfere. 2020. № 2. S. 36–40.
2. Reva. Yu.V. Primenenie oporno-upornyh podshipnikov skol'zheniya elektricheskikh mashin otkrytogo ispolneniya v morskoj vode arkticheskoy zony // Problemy upravleniya riskami v tekhnosfere. 2020. № 1. S. 27–30.
3. Veshnyakov A.S. Opyt OAO «Udmurtneft» po vnedreniyu shtangovyh nasosov dvojnogo dejstviya // Neftegazovaya vertikal' – Tekhnologii/special'noe prilozhenie. 2014. № 3. S. 49–52.
4. Francev A.V., Yushkin A.Yu., Yakimov S.B. Oborudovanie i tekhnologii dlya neftegazovogo kompleksa // NK «ROSNEFT». 2013. № 6. S. 62–66.
5. Reva. Yu.V. Tekhnicheskie sredstva dobychi mineral'nyh resursov i poleznyh iskopaemyh iz glubin Mirovogo okeana // Nauchno-analiticheskij zhurnal Vestnik Sankt-Peterburzhskogo universiteta gosudarstvennoj protivopozharnoj sluzhby MCHS Rossii. 2020. № 1. S. 16–19.
6. Pogruzhnye elektrodvigateli s povyshennym napryazheniem – dvojnoj effekt bez investicij / S.B. Yakimov [i dr.] // NK «ROSNEFT». PRILOZHENIE. 2014. № 3.
7. SHafikov I.N. Puti povysheniya energoeffektivnosti elektroprivodov skvazhinnyh centrobznyh nasosnyh ustanovok // Elektroprivod, elektrotehnologii i elektrooborudovanie predpriyatij: sb. nauch. trudov III Mezhdunar. (VI Vseros.) nauch.-tekhn. konf. Ufa: Izd-vo UGNTU, 2017. S. 156–160.
8. Shafikov I.N. Reguliruemyj privod skvazhinnogo elektrocentrobzhnogo nasosa na osnove vysokovol'tnogo mnogourovnevogo preobrazovatelya chastoty // Elektrotehnicheskie i informacionnye kompleksy i sistemy. 2019. Т. 15. № 3. S. 53–60.
9. Mezhdunar. nauch.-prakt. konf. «Проблемы предупреждения и ликвидации чрезвычайных ситуаций и создание комплексных аварийно-спасательных центров в Арктике». М.: FGBU VNII GOCHS (FC), 2012.
10. Marek E. Obmotki elektricheskikh mashin postoyannogo i peremennogo toka. 2014.

Информация о статье:

Статья поступила в редакцию: 12.09.2025; одобрена после рецензирования: 10.11.2025;
принята к публикации: 19.11.2025

The information about article:

The article was submitted to the editorial office: 12.09.2025; approved after review: 10.11.2025;
accepted for publication: 19.11.2025

Информация об авторах:

Рева Юрий Викторович, доцент кафедры экологии и обеспечения безопасности жизнедеятельности Санкт-Петербургского университета ГПС МЧС России (196105, Санкт-Петербург, Московский пр., д. 149), кандидат военных наук, доцент, e-mail: revay@igps.ru, SPIN-код: 2619-6292

Information about the authors:

Reva Yuriy V., associate professor of the department of ecology and life safety of Saint-Petersburg university of State fire service of EMERCOM of Russia (196105, Saint-Petersburg, Moskovsky ave., 149), candidate of military sciences, associate professor, e-mail: revay@igps.ru, SPIN: 2619-6292