

К ТЕОРИИ РАСЧЕТА РАДИАЛЬНОГО АКТИВНОГО МАГНИТНОГО ПОДШИПНИКА

И. А. Шеклеина, А. В. Угольников

On the theory of calculating of radial active magnetic bearings

I. L. Shchekleina, A. V. Ugol'nikov

This study reflects the advantages and problems of using the radial active magnetic bearing (AMB). It also describes the existing calculation methods. The traditional method of calculation (developer Yu. N. Zhuravlev) includes a definition of the geometry of the bearing, the calculation of the winding and thermal bearing calculation. To determine the geometry of the radial bearing authors used the optimization approach: the maximum driving force is realized in a given volume by the bearing. The starting point in the procedure of optimization of the geometry is the induction in the gap. It depends on the magnetic properties of the steel used. Unlike electrical machines, magnetic saturation in AMB is not allowed since it causes loss of control.

Then authors calculate the bearing winding. Radial bearing has four electromagnets, so its winding contains four circuits. The coils may be included in the circuit either sequentially or parallel. Obviously, a parallel circuit requires higher current but lower voltage. Remagnetization losses on the rotor will be less if the magnetomotive force (MMF) of two adjacent poles of adjacent magnets will have the same direction.

Heat bearing calculation consists in determining the maximum temperature of the coil conductor and comparison with the allowable temperature for the used insulation class. The calculation bases on Ohm's Law for steady heat flow.

This method of calculation of the bearing has disadvantages; in result, you get the parameters at which the maximum driving force and the packet length may be more than is necessary. I. V. Zotov and V. G. Lisenko offered the methodology of calculating the bearing. It allows finding the minimum required length of the packet at the maximum electric current. Accordingly, the size and cost of the bearing reduce too.

Analysis of the methods showed that it is necessary to improve the calculations in order to minimize the size and cost of the magnetic bearing. It is advisable to use these devices in the rotating parts of mining machines and complexes.

Keywords: bearing; electromagnet; method; calculation; tractive effort; magnetic circuit; electrical circuit; heat loss; heat flow; thermal resistance; insulation class.

Отражены преимущества и проблемы использования радиального активного магнитного подшипника, изложены существующие методы вычислений. Традиционная методика расчета (разработчик Ю. Н. Журавлев) включает определение геометрии, расчет обмотки и тепловой расчет подшипника. Для определения геометрии радиального подшипника используется оптимизационный подход: максимальное тяговое усилие реализуется в заданном объеме подшипником. Отправной точкой в процедуре оптимизации геометрии является индукция в зазоре. Она зависит от магнитных свойств используемой стали. В отличие от электрических машин магнитное насыщение в АМП не допускается, поскольку оно вызывает потерю управляемости. Далее рассчитывается обмотка подшипника. Радиальный подшипник имеет четыре электромагнита, поэтому его обмотка содержит четыре электрические цепи. Катушки в цепи могут включаться последовательно или параллельно. Очевидно, что при параллельном включении требуется больший ток, но меньшее напряжение. Потери на перемагничивание в роторе будут меньше, если магнитодвижущая сила (МДС) двух соседних полюсов соседних электромагнитов имеет одинаковое направление. Тепловой расчет подшипника заключается в определении максимальной температуры проводника катушки и сравнении ее с допустимой температурой для используемого класса изоляции. Расчет основан на законе Ома для установившегося теплового потока. Данная методика расчета подшипника имеет недостатки, заключающиеся в том, что в результате находятся параметры, при которых максимальное тяговое усилие и длина пакета могут быть больше, чем это необходимо. И. В. Зотов и В. Г. Лисенко предложили методологию вычисления подшипника. Она позволяет находить минимальную необходимую длину пакета при максимальном электрическом токе. Соответственно уменьшаются размеры и стоимость подшипника. Анализ методов показал, что нужно совершенствовать расчеты для минимизации размеров и стоимости магнитного подшипника. Целесообразно использовать эти устройства во вращающихся частях горных машин и комплексов.

Ключевые слова: подшипник; электромагнит; методика; расчет; тяговое усилие; магнитная цепь; электрическая цепь; тепловые потери; тепловой поток; тепловое сопротивление; класс изоляции.

Под активным магнитным подшипником (АМП) понимается управляемое электромагнитное устройство, которое удерживает вращающуюся часть машины (ротор) в заданном положении относительно неподвижной части (статора). Магнитные силы притяжения, действующие на ротор со стороны электромагнитов, управляются с помощью электронной системы управления. АМП обладают рядом преимуществ: большой грузоподъемностью, высокой механической прочностью, возможностью использования при высоких скоростях вращения и осуществления устойчивой неконтактной поддержки тела, возможностью изменения жесткости и демпфирования в широких пределах. В последние годы АМП находят широкое применение в целом ряде областей современной техники, в том числе и в станкостроении, так как они способны надежно работать в экстремальных условиях: в вакууме, при высоких и низких температурах, сверхчистых технологиях, в агрессивных средах и т. п. Вместе с тем нельзя не отметить, что на пути широкого промышленного освоения АМП имеется целый ряд объективных трудностей.

1. В отличие от подшипников качения и скольжения для АМП трудно

создать разносторонне используемую стандартизованную серию. В каждом отдельном случае в зависимости от размеров, скорости, нагрузок, требуемой жесткости и точности, характеристик окружающей среды и системы электропитания выбирается конструкция и рассчитываются параметры подшипников и системы управления.

2. Создание машин с АМП затрудняется его многоплановостью, обусловленной необходимостью одновременного решения комплекса задач механики, электромеханики, систем управления и электроники, а также задач по обеспечению функциональной сущности машины. Такая работа может быть выполнена, как правило, лишь группой подготовленных специалистов.

3. Промышленность воспринимает любые новшества, в том числе и АМП, замедленно в силу объективной инерционности и консерватизма.

Эти причины приводят к тому, что, по мнению как отечественных, так и зарубежных специалистов, «... идеи АМП претворяются на практике значительно медленнее, чем это можно было бы ожидать из прогнозов в отношении АМП двадцать лет назад из-за встретившихся на пути внедрения трудностей» и «... для широкого промышленного внедрения АМП потребуются мужество и творческая энергия инженеров и конструкторов, а также положительное отношение к новшествам со стороны промышленности» [1].

Существуют разные подходы к расчетам АМП. В предлагаемой Ю. Н. Журавлевым методике расчета радиального активного магнитного подшипника (РАМП) использованы разработки лаборатории активных магнитных опор Псковской инженерной компании, имеющей богатый опыт разработки и эксплуатации машин с применением активных магнитных подшипников. Традиционно методика расчета включает определение геометрии подшипника, расчет обмотки и тепловой расчет [2].

Геометрия магнитной цепи РАМП показана на рис. 1.

РАМП, как и любой другой тип подшипника, должен обладать заданной несущей способностью F_{\max} . Применительно к нему под несущей способностью понимается максимальное тяговое усилие, которое может развиваться в течение длительного времени без перегрева обмотки. В ряде случаев статическая нагрузка на подшипник Q известна точно, в других случаях – приближенно. Однако всегда значение F_{\max} должно быть больше Q настолько, чтобы оставался запас для отработки динамических нагрузок. Также должна быть учтена возможность непредвиденных нагрузок. При отсутствии особых обстоятельств коэффициент запаса, равный $F_{\max}/Q = 2$, может быть принят как вполне приемлемый.

Для определения геометрии радиального подшипника используется оптимизационный подход, при котором в заданном объеме, занимаемом подшипником, реализуется максимальное тяговое усилие. Отправной точкой в процедуре оптимизации геометрии является индукция в зазоре B . Она, в свою очередь, зависит от магнитных свойств используемой стали. В отличие от электрических машин магнитное насыщение в АМП не допускается, поскольку оно вызывает потерю управляемости. Поэто-

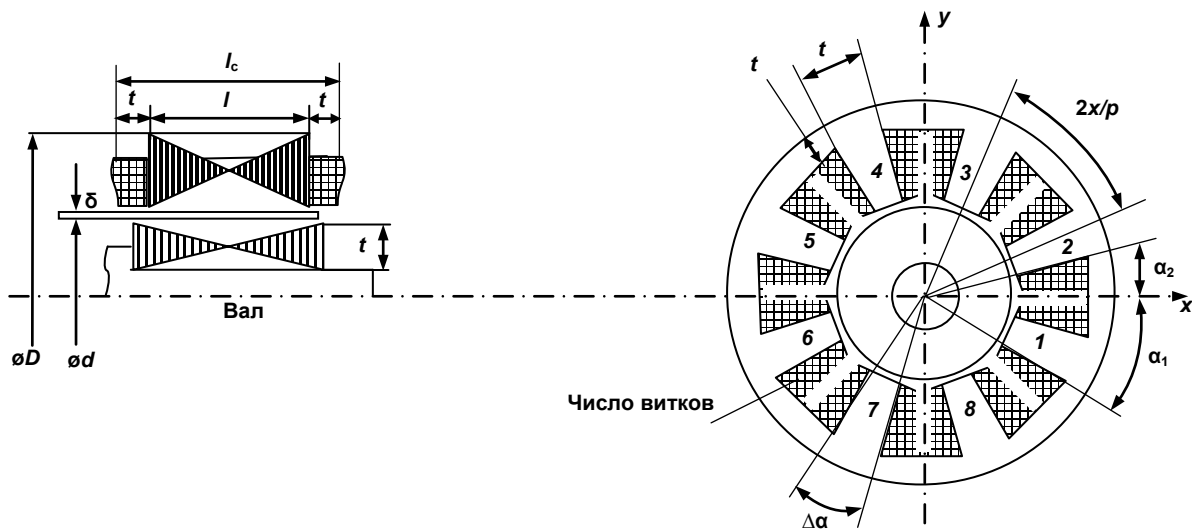


Рисунок 1. Геометрия радиального подшипника / Figure 1. The geometry of the radial bearing.

му максимальное значение магнитной индукции в стали не должно быть больше 1,4 Тл для электротехнической стали и 1,8 Тл для кобальтовой стали. Индукция в зазоре B_{max} при этом будет на 10–15 % меньше, чем в стали, из-за наличия потоков рассеяния и составляет 1,2 Тл при использовании электротехнической стали и 1,6 Тл – кобальтовой стали. Очевидно, что при индукции в зазоре $B = B_{max}$ подшипник должен развивать тяговое усилие, равное требуемой несущей способности F_{max} . Плотность тока в проводниках катушек при этом должна быть равна допустимому значению j_{max} .

При рассмотрении восьмипольного РАМП формулируют задачу оптимизации его геометрии следующим образом. Задаются объем, занимаемый пакетом стали, т. е. задаются внешний диаметр D и длина пакета l . Также задаются зазор δ и допустимая плотность тока j_{max} . Требуется найти диаметр цапфы d и ширину полюса t , при которых тяговое усилие было бы максимальным, а индукция в зазоре при этом была бы равна B_{max} .

Индукцию в зазоре находят из закона Ампера для магнитной цепи, по которому МДС, создаваемая катушками обоих полюсов, равна сумме падений магнитных напряжений в двух воздушных зазорах и в стали. Магнитная цепь не насыщена, поэтому для простоты магнитным сопротивлением стали пренебрегают [3].

Задача оптимизации геометрии подшипника математически сводится теперь к задаче на условный экстремум: требуется найти максимум функции $F(d, t)$ при дополнительном условии $B(d, t) = B_{max}$, которое можно записать в виде уравнения

$$F(d, t) = \left[\frac{D}{2} - \frac{d}{2} - t \right] \left[\frac{\pi d}{2} - t \right] - \frac{B_{max}}{C_B} = 0, \quad (1)$$

где C_B – константа, определяемая соотношением $C_B = \frac{\mu_0 k_{Cu} j_{max}}{2\delta}$.

В указанном выражении μ_0 – магнитная постоянная, k_{Cu} – коэффициент заполнения площади паза медью, ориентировочно $k_{Cu} = 0,3-0,5$.

Метод решения такой задачи хорошо известен. Формируют функцию $\Phi(d, t) = F(d, t) + \lambda\phi(d, t)$, где λ – множитель Лагранжа. Три неизвестные величины d, t и λ находят из совместного решения уравнения (1) и двух уравнений:

$$\frac{\partial \Phi(d, t)}{\partial d} = 0; \quad \frac{\partial \Phi(d, t)}{\partial t} = 0.$$

Решение задачи дается соотношениями:

$$t = 0,22D - 0,993 \sqrt{\frac{B_{max}}{C_B}}; \quad d = 0,5D + 0,273t; \quad C_B > B_{max} / \frac{(\pi D)^2}{64}.$$

Видно, что в оптимальном подшипнике внутренний диаметр d должен быть немного больше половины наружного диаметра D . Ширина полюса t в зависимости от соотношения между выбранными значениями

параметров B_{max}, j_{max} и δ может меняться в определенных пределах. Обычно эти параметры выбирают так, чтобы полюс занимал примерно половину полюсного деления, равного $\pi d/8$.

Требуемое значение несущей способности F_{max} может быть достигнуто соответствующим выбором длины пакета стали l . Продольный размер статора $l_c = l + 2t_0$, где t_0 – длина лобовой части обмотки, $t_0 = (\pi d/8 - t)/2$.

Далее приводится расчет обмотки РАМП с четырьмя электромагнитами [4], поэтому его обмотка содержит четыре электрические цепи. Каждая цепь содержит $p/4$ полюсных катушек. Катушки в цепи могут включаться последовательно или параллельно. Очевидно, что при параллельном включении требуется больший ток, но меньшее напряжение. Потери на перемагничивание в роторе будут меньше, если МДС двух соседних полюсов соседних электромагнитов имеют одинаковое направление. Схема соединения катушек обмотки восьмипольного РАМП показана на рис. 2. Схемой реализуется последовательность полярностей полюсных наконечников вида NS–SN–NS–SN.

Максимальный ток в проводнике катушки i_{max} должен быть согласован с максимальным током, который может развивать усилитель мощности. С другой стороны, ток i_{max} должен вызывать максимальное тяговое усилие F_{max} и максимальную магнитодвижущую силу при известной площади поверхности обмотки A :

$$2ni_{max} = j_{max} k_{Cu} A. \quad (2)$$

При известном токе i_{max} по формуле (2) вычисляется число витков на полюс n . Далее последовательно определяются площадь сечения проводника

$$a_0 = \frac{i_{max}}{j_{max}},$$

омическое сопротивление катушки

$$R = \frac{\rho n l_m}{a_0}$$

и мощность тепловых потерь одного электромагнита

$$P_1 = \frac{i^2 R}{4},$$

где ρ – удельное сопротивление меди; l_m – средняя длина проводника катушки.

Тепловой расчет РАМП заключается в определении максимальной температуры проводника катушки и сравнении ее с допустимой температурой для используемого класса изоляции. Расчет основан на законе Ома для установившегося теплового потока [5]:

$$\Delta T = PR_r,$$

где ΔT – перепад температуры на тепловом проводнике; P – рассеиваемая мощность; R_r – тепловое сопротивление.

Если токи в катушках всех четырех электромагнитов одинаковы и равны $i = j_{max}/2$, тогда в обмотке РАМП будет выделяться мощность:

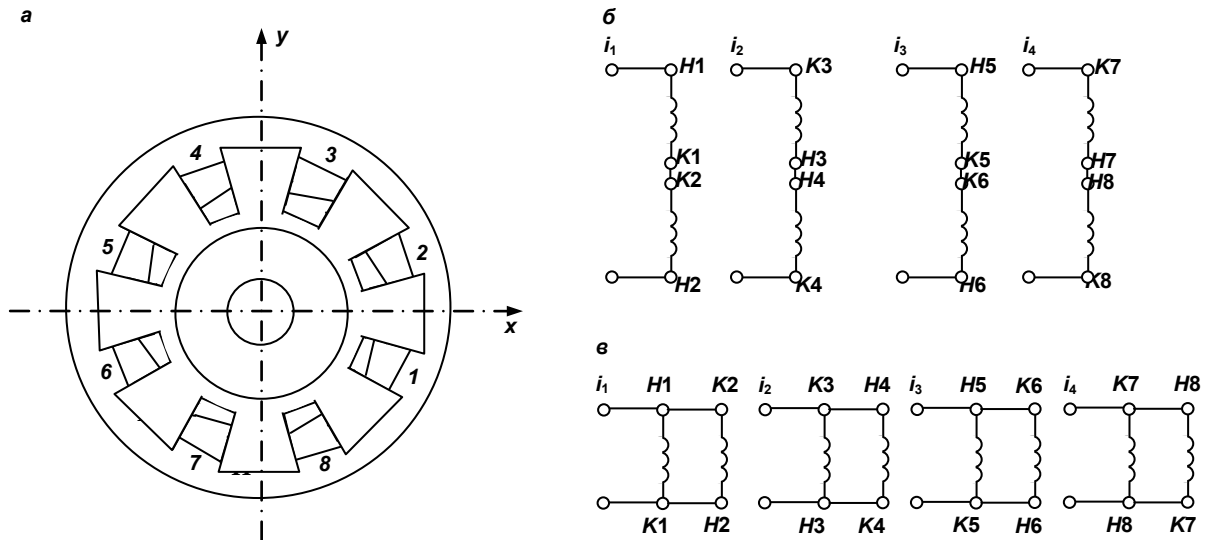


Рисунок 2. Соединение катушек РАМП. а – расположение катушек; б – последовательное включение; в – параллельное включение / Figure 2. Compound of coils of radial active magnetic bearing.

$$P = 4P_1 = \frac{\rho i_{\max} R}{4}$$

На рис. 3 показана расчетная схема тепловой цепи подшипника. Обмотка представлена в виде теплового источника мощностью P . Отбор теплоты происходит двояко: через воздух с температурой T_a и через корпус машины с температурой корпуса T_h .

Одна часть теплоты передается от обмотки непосредственно в окружающий её воздух через тепловое сопротивление:

$$R_{Cu-a} = \frac{1}{aA_{Cu-a}},$$

где a – коэффициент теплопередачи от обмотки в воздух, $a = 12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$; A_{Cu-a} – площадь поверхности лобовых частей обмотки.

Другая часть теплоты передается от обмотки на железный сердечник через электроизоляционный слой между обмоткой и сердечником, обладающий тепловым сопротивлением:

$$R_i = \frac{\Delta_i}{A_i \lambda_i},$$

где Δ_i – толщина изоляции; λ_i – коэффициент теплопроводности изолирующего материала, $\lambda_i = 0,16 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ для изоляционной бумаги; A_i – суммарная площадь внутренней поверхности пазов и наружной поверхности полюсов.

Тепловое сопротивление железного сердечника значительно меньше, чем электроизоляционного слоя, поэтому им пренебрегают. Отбор теплоты от железного сердечника, имеющего температуру T_{Fe} , происходит двумя путями:

- в воздух через тепловое сопротивление,

$$R_{Fe-a} = \frac{1}{aA_{Fe-a}},$$

где A_{Fe-a} – площадь контактирующей с воздухом части наружной поверх-

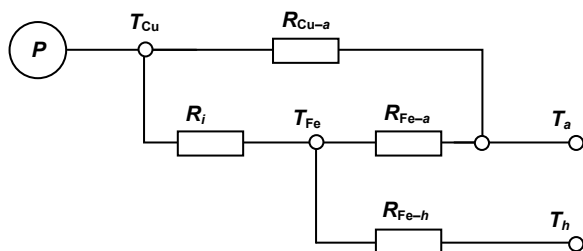


Рисунок 3. Тепловая цепь РАМП / Figure 3. Thermal chain of radial active magnetic bearing.

ности сердечника;

- в корпус машины через тепловое сопротивление R_{Fe-h} (последнее зависит от конструкции узла крепления подшипника в корпусе).

В случае, если сердечник подшипника запрессован непосредственно в металлический корпус машины, то тепловым сопротивлением R_{Fe-h} пренебрегают, температура сердечника T_{Fe} будет равна температуре корпуса T_h и температура обмотки:

$$T_{Cu} = \frac{R_{Cu-a} R_i P + R_i T_a + R_{Cu-a} T_h}{R_{Cu-a} + R_i}$$

В другом предельном случае, когда тепловое сопротивление перехода от сердечника к корпусу R_{Fe-h} очень большое, решение задачи имеет вид:

$$T_{Cu} = T_a + \frac{PR_{Cu-a} R_i + R_{Fe-a}}{R_{Cu-a} + R_i + R_{Fe-a}}$$

Тепловой расчет заканчивается сравнением температуры обмотки T_{Cu} с допустимой температурой для используемого класса изоляции (110 °С для эмалевой изоляции).

Однако рассмотренная методика расчета РАМП имеет недостатки, заключающиеся в том, что при оптимизации геометрии подшипника задаются внешний диаметр D и длина пакета l . В результате расчета находятся параметры, при которых максимальное тяговое усилие и длина пакета могут быть больше, чем необходимо.

И. В. Зотовым и В. Г. Лисиенко предложена усовершенствованная методика расчета РАМП. Задача расчета заключается в следующем: при заданных внешнем диаметре D , зазоре δ и допустимой плотности тока i_{\max} требуется найти длину пакета l , диаметр цапфы d и ширину полюса t , при которых тяговое усилие и индукция в зазоре будут максимальны [6].

Согласно данной методике, вначале расчета длина пакета l задается равной нулю и увеличивается пошагово с шагом, равным погрешности оборудования, на котором будет изготавливаться магнитный подшипник. Длина пакета увеличивается по закону

$$l = l + l_{pr},$$

где l – длина пакета, l_{pr} – погрешность оборудования.

Расчет длины пакета ведется до выполнения условия

$$F_{\text{туэг}} \geq F_{\max},$$

где $F_{\text{туэг}}$ – сила тяги подшипника.

Верещагиным В. П., Рогозой А. В., Савиновой Т. Н. [7] на основе рассмотренных расчетных соотношений разработаны несколько проектных вариантов РАМП, отличающихся значениями параметров или коэффициентов в пределах оговоренной выше возможной вариации. Для этих вариантов проводятся в дальнейшем поверочные электромагнитные расчеты по определению основных электромеханических характеристик, позволяющих более полно провести сопоставление и оценить проектные

варианты с целью выбора оптимального.

Таким образом, усовершенствование методики расчета РАМП позволяет находить минимально необходимую длину пакета при заданном максимальном токе и, соответственно, уменьшить габариты и стоимость РАМП.

Исследование теории расчета РАМП и подробный анализ существующих методик расчетов позволят продолжить работы по их усовершенствованию, проектированию и разработке систем управления магнитным подвесом вращающихся частей горных машин и комплексов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Журавлев Ю. Н. Электромагнитные силы в радиально-упорном коническом электромагнитном подшипнике // Электричество. 1982. № 11. С. 61–63.
2. Стоцкая А. Д. Разработка и исследование математической модели электромагнитных процессов в радиальных магнитных подшипниках // Современные проблемы науки и образования. 2013. № 5. URL: <http://www.science-education.ru/ru/article/view?id=10689>
3. Bleuler H. Magnetic levitation: a challenge for control design in mechatronics // Toshiba Chair for Intelligent Mechatronics. 2011. Vol. 44, № 12. P. 578–583.
4. Журавлев Ю. Н. Активные магнитные подшипники: теория, расчет, применение. СПб.: Политехника, 2003. 206 с.
5. Kimman M. H., Langen H. H., Munnig Schmidt R. H. A miniature milling spindle with active magnetic bearings // Mechatronics. 2010. Vol. 20, № 2. P. 224–235.
6. Зотов И. В., Лисиенко В. Г. Усовершенствование методики расчета радиальных активных магнитных подшипников // Вестник Воронежского государственного технического университета. 2012. Т. 8, № 6. С. 54–56.
7. Верещагин В. П., Порога А. В., Савинова Т. Н. Методика проектирования

электромагнитных подшипников // Вопросы электромеханики. 2009. Т. 113. С. 3–12.

REFERENCES

1. Zhuravlev Yu. N. 1982, *Elektromagnitnye sily v radial'no-upornom konicheskom elektromagnitnom podshipnike* [Electromagnetic forces in the radial-thrust conical electromagnetic bearing]. *Elektrichestvo* [Electricity], no. 11, pp. 61–63.
2. Stotskaya A. D. 2013, *Razrabotka i issledovanie matematicheskoy modeli elektromagnitnykh protsessov v radial'nykh magnitnykh podshipnikakh* [Development and research of mathematical model of electromagnetic processes in radial magnetic bearings]. *Sovremennye problemy nauki i obrazovaniya* [Modern problems of science and education], no. 5. Available at: <http://www.science-education.ru/ru/article/view?id=10689>
2. Zotov I. V., Lisienko V. G. 2012, *Usovershenstvovanie metodiki rascheta radial'nykh aktivnykh magnitnykh podshipnikov* [Improving the method for calculating the radial active magnetic bearings]. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [The Bulletin of Voronezh State Technical University], no. 6, vol. 8, pp. 54–56.
3. Vereshchagin V. P., Rogoza A. V., Savinova T. N. 2009, *Metodika proektirovaniya elektromagnitnykh podshipnikov* [Methods of designing of electromagnetic bearings]. *Voprosy elektromekhaniki* [Electromechanics Questions], vol. 113, pp. 3–12.
4. Bleuler H. 2011, Magnetic levitation: a challenge for control design in mechatronics. Toshiba Chair for Intelligent Mechatronics, vol. 44, no. 12, pp. 578–583.
5. Zhuravlev Yu. N. 2003, *Aktivnye magnitnye podshipniki: teoriya, raschet, primeneniye* [Active magnetic bearings: theory, calculation, application], Saint Petersburg. 206 p.
6. Kimman M. H., Langen H. H., Munnig Schmidt R. H. 2010, A miniature milling spindle with active magnetic bearings. Mechatronics, vol. 20, no. 2, pp. 224–235.

Ирина Леонтьевна Щеклеина,
кандидат технических наук, доцент
gmf.et@m.ursmu.ru

Александр Владимирович Угольников,
кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой электротехники
ugolnikov@yandex.ru
Уральский государственный горный университет
Россия, Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30

Irina Leont'evna Shchekleina,
PhD, Assistant Professor
gmf.et@m.ursmu.ru
Aleksandr Vladimirovich Ugoľnikov,
PhD, Assistant Professor
ugolnikov@yandex.ru
Ural State Mining University
Ekaterinburg, Russia