

ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК АДАПТИВНОГО МАГНИТНОГО ДЕМПФЕРА
© 2019

Е.А. Кожухов, аспирант

кафедры «Технологические машины и оборудование нефтегазового комплекса» Института нефти и газа

Э.А. Петровский, доктор технических наук,

профессор кафедры «Технологические машины и оборудование нефтегазового комплекса» Института нефти и газа

К.А. Баимур, старший преподаватель

кафедры «Технологические машины и оборудование нефтегазового комплекса» Института нефти и газа

Сибирский федеральный университет, Красноярск (Россия)

Ключевые слова: адаптивный демпфер; демпфирование осевых колебаний; демпфирующий материал; магнитная сила; пиннинг; перемагничивание; подшипник; распределение намагниченности; устойчивость; упругая сила.

Аннотация: В статье рассматривается проблема дисбаланса рабочего органа высокоскоростных технологических машин, в частности центробежных агрегатов. Современная тенденция развития технологических машин – повышение производительности. Увеличение числа рабочих характеристик устройств может достигаться различными способами: от разработок новых видов устройств и модернизации существующих до повышения частотных характеристик. Поэтому демпфирование резонансных колебаний, вследствие которого повышается надежность технологических машин, является актуальным в современной технике. Выявлены наиболее опасные виды колебаний, которые приводят к значительным разрушениям рабочего колеса. На основе анализа влияния различных осевых колебаний на рабочее колесо предложен способ устранения колебаний при помощи адаптивного демпфера. Демпферы осевых колебаний, работающие на основе постоянных магнитов, имеют перед механическими демпферами следующие технические преимущества: относительная высокая грузоподъемность, большие скорости вращения при больших температурах, отсутствует необходимость подачи рабочей жидкости и т. п. Магнитные гасители колебаний могут работать на сверхвысоких частотах (свыше 9000 об/мин), поэтому необходимо исследовать их работу в близких к предельным условиям. Адаптивность конструкции заключается в применении резинометаллического материала, благодаря которому возникает упругая сила. Рассматривается комплексный подход к демпфированию: сила магнитного взаимодействия действует совместно с упругой силой. Работа нацелена на установление взаимосвязей основных силовых характеристик. Одним из необходимых критериев любой системы является ее устойчивость, которая оценивается в работе при помощи критерия Л.М. Ляпунова. Основные результаты представлены в виде математических зависимостей теоретической модели.

ВВЕДЕНИЕ

Современные высокооборотистые технологические машины (центробежные компрессоры, турбодетандеры и т. п.) работают на частотах, близких ко второй собственной критической скорости [1; 2]. Эксплуатация устройств в подобном режиме приводит к большим нагрузкам и высокому дисбалансу и, как следствие, к потере устойчивости и разрушению частей агрегата (основного рабочего органа, подшипников и т. п.) [3; 4].

Вибрация из-за дисбаланса массы во вращающихся деталях (рабочих колесах) является важной инженерной проблемой. Этот фактор необходимо учитывать при проектировании современных машин, так как они работают при высоких скоростях, и поэтому необходимо, чтобы они были более надежны. С помощью устранения дисбаланса можно добиться значительной экономии средств на высокоскоростные насосы, турбины, компрессоры и другие турбомашин, используемые в промышленности.

Магнитные подшипники и магнитные демпферы в настоящее время применяются совместно с традиционными видами подшипников: подшипниками качения, гидростатическими, гидродинамическими, газостатическими и газодинамическими подшипниками. В современной технике различают два вида магнитных подшипников (демпферов) по принципу действия: электроподшипники и магнитные подшипники с постоянными магнитами. Отсутствие трения в магнитных опорах позволяет создавать весьма долговечные подшипники.

Рассмотрим схему направления векторов – сил воздействия дисбалансов на рабочее поле турбодетандера (рис. 1) под различными видами нагрузок.

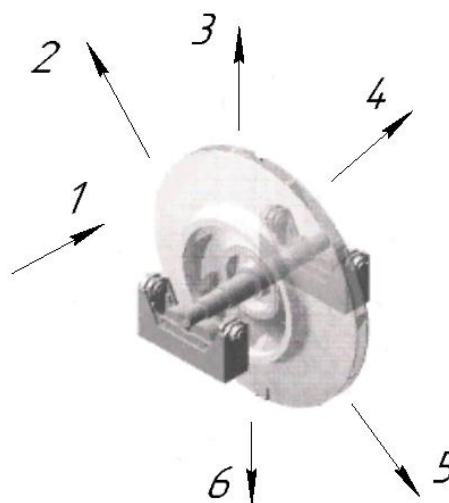


Рис. 1. Схема расположения векторов дисбалансов рабочего колеса:

- 1 – остаточный дисбаланс;
- 2, 4 – начальный дисбаланс;
- 3, 6 – суммарный дисбаланс начального дисбаланса;
- 5 – суммарный остаточный дисбаланс [3]

Величина дисбаланса будет находиться в зависимости от углов приложения векторов. Векторы 1 и 4 (рис. 1) направлены в сторону изгиба рабочего колеса и вносят максимальные отклонения в систему. Дисбалансы 3 и 6 оказывают незначительное влияние. Поэтому вопрос о демпфировании осевых колебаний является актуальным для высокооборотистых центробежных машин.

Уменьшение частоты вибраций в области резонансных частот увеличивает срок службы вращающегося оборудования. Международный стандарт ISO 1940/1 является общепринятым для выбора качества жесткого роторного баланса.

Для исследования основных силовых характеристик адаптивного магнитного демпфера изобразим зависимость величины воздушного зазора от угловой скорости (рис. 2) [5; 6].

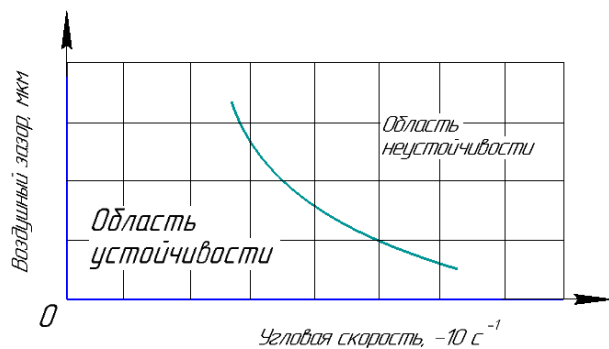


Рис. 2. График устойчивости магнитного демпфера

Наибольший интерес представляет рассмотрение устойчивости рабочих процессов при высоких скоростях.

Методология демпфирования колебаний при помощи магнитных устройств на постоянных магнитах приобретает все большее значение. Обширный обзор по этому вопросу представлен в работах [7–9]. Подобные устройства не обладают адаптивностью. При контакте левитирующих частей между собой соприкасающиеся элементы подвергаются разрушению. Наиболее комплексно левитационные модели представлены в работах [10–12].

Цель исследования – разработка новой конструкции адаптивного демпфера для гашения осевых колебаний и изучение его силовых характеристик в области неустойчивости.

АДАПТИВНЫЙ ДЕМПФЕР

Предлагаемая конструкция адаптивного демпфера для гашения осевых колебаний представлена на рис. 3. Адаптивность устройства заключается в конструктивных особенностях: демпфирование колебаний осуществляется за счет силы магнитного взаимодействия, а также силы упругого взаимодействия резинометаллических составных частей. В основе изучения сил при взаимодействии постоянных магнитов демпфера лежит методика, изложенная в работах [13; 14].

В рассматриваемом демпфере, работающем за счет сил отталкивания, векторы магнитных полей направлены встречно, поэтому существует опасность взаимного размагничивания магнитов. Чтобы избежать этого, магниты должны иметь хорошую устойчивость

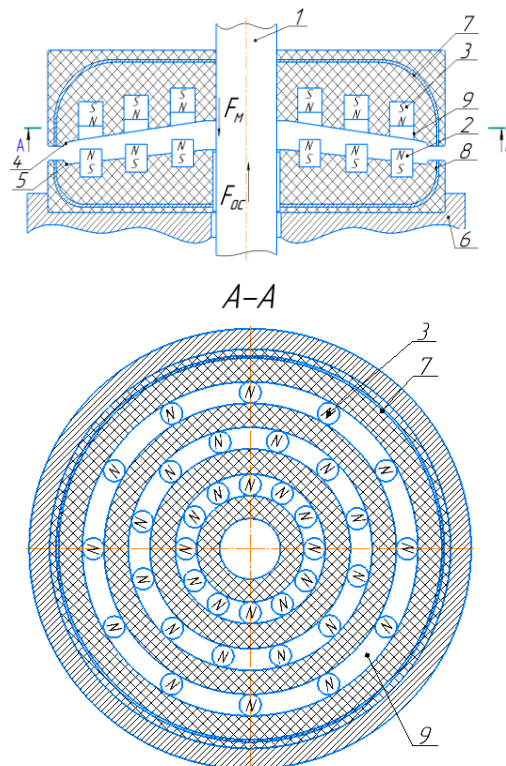


Рис. 3. Адаптивный демпфер:
1 – вал; 2, 3 – постоянные магниты; 4, 5 – конусы;
6 – корпус; 7, 8 – стаканы; 9 – канавка

к размагничиванию, т. е. высокую коэрцитивную силу. Материал магнита должен быть магнитожестким, обладать максимальной остаточной индукцией B_r и максимальной коэрцитивной силой H_c . Качество материала для магнитного демпфера характеризуется его энергией BH , причем наиболее выгодные условия работы подвеса достигаются в точке, соответствующей значению энергии BH_{\max} . Помимо указанных свойств, от магнитного материала для подвески требуется малый удельный вес, высокая температурная стабильность характеристик, прочность, низкая стоимость. Кроме того, в ряде случаев необходимо большое электрическое сопротивление во избежание появления больших вихревых токов при высоких скоростях движения.

Перечисленным требованиям в значительной степени удовлетворяет керамический материал – феррит бария ($BaO \cdot Fe_2O_3$). У бариевого феррита нет тенденции к химическим изменениям, он обладает высокой стабильностью магнитных свойств во времени, т. е. большим сроком службы. Он имеет большую коэрцитивную силу, и это делает его нечувствительным к воздействию магнитных полей – его трудно размагнитить, что позволяет игнорировать эффект пиннинга. Магнитные параметры и характеристики многочисленных отечественных и зарубежных высококоэрцитивных материалов для постоянных магнитов приводятся в [15].

Порядок включения магнитов в работу устройства происходит последовательно при пересечении допустимых пределов колебаний. Для каждого ряда имеется свой предел допустимых амплитуд колебаний: $A_{\min} \sim 20$ мкм, $A_2 \sim 40$ мкм, $A_3 \sim 60$ мкм, $A_{\max} \sim 80$ мкм.

При сближении магнитов 3 с магнитами 6, установленными внутри конуса 5, возникает магнитная сила. Магниты не расположены близко друг к другу. Эта особенность позволяет изменять рисунок магнитного поля, и эффект перемагничивания не будет иметь высокую прямолинейность [16].

Для дальнейших исследований составим схему для расчетной модели на основе рис. 4.

Демпфирующие материалы с наличием металлической вставки (MR), «пружинной подушки» и т. д. широко используются в системах виброзащиты. Они имеют высокую прочность и высокую степень демпфирования, однако их характеристики нелинейны и анизотропны. Чтобы использовать современное конечно-элементное программное обеспечение для расчета виброизоляторов

из демпфирующего материала с наличием металлического дополнения, необходимо знать постоянные параметры этого материала. Демпфирующие материалы с постоянными магнитами мало изучены, существует лишь несколько данных в линейном приближении.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Рассмотрим силу конического взаимодействия демпфера с постоянными магнитами и армированной вставкой, работающей на сжатие.

Применим теорию Рейсснера для нахождения силы конического взаимодействия из соотношения [17]:

$$P = \left[(0,83 + 0,25n) \left(\frac{R_{\text{кон}}}{H_{\text{кон}}} - \frac{(r_{\text{вн}} - r)}{h} \right)^{0,26-0,04n} \cdot \left(\frac{h_{\text{кон}}}{H_{\text{кон}}} - \frac{3 \cdot \sqrt[3]{(r_{11} - r_{12})(r_{21} - r_{22})(r_{31} - r_{32})}}{h_1 + h_2 + h_3} \right)^{1,87+0,13n} \right] \cdot a^{-1,13-0,08n} \cdot EH_{\text{кон}}^2$$

где r_{f1}, r_{f2} – внутренний и наружный радиус магнитов;

n – величина, зависящая от применяемого материала;

a – угол наклона конуса;

$R_{\text{кон}}, H_{\text{кон}}$ – геометрические параметры конической части.

В модели (рис. 4) необходимо учитывать наличие армированной вставки. Рассчитаем поправочный коэффициент ужесточения [18]:

$$\beta = \frac{\frac{h_{\text{ар}} \sqrt{6}}{r_{\text{вн}} - r_{\text{н}}}}{\frac{h \sqrt{6}}{r_{\text{вн}} - r_{\text{н}}} - \text{th} \frac{h \sqrt{6}}{r_{\text{вн}} - r_{\text{н}}}}, \quad (1)$$

где $h_{\text{ар}}$ – толщина армированной вставки;

$r_{\text{вн}}, r_{\text{н}}$ – внешний и внутренний диаметр армированной вставки.

С учетом поправки (1) упругую силу можно выразить следующим образом:

$$P_0 = \beta \cdot P.$$

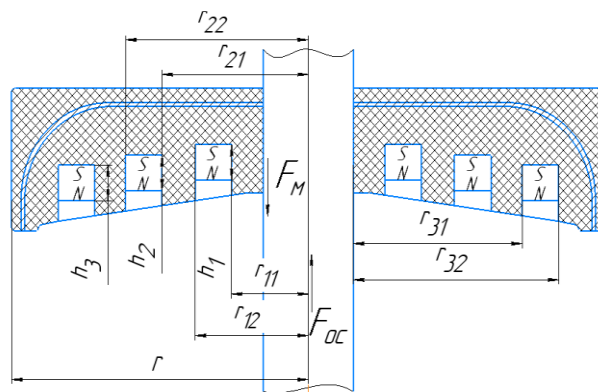


Рис. 4. Схема для расчетной модели

Изобразим зависимость упругой силы P от параметра n (рис. 5). Именно параметр n представляет интерес, так как позволяет оценить упругую силу при сохранении геометрических размеров устройства.

На основе рис. 5 можно сделать вывод, что наличие в конструкции армированной вставки позволяет получить лучшие характеристики упругости при использовании аналогичного материала и аналогичных геометрических параметрах. Линия, отделяющая устойчивую область, проходит при $n=1,1$.

Магнитный демпфер в зависимости от нагрузки может работать как магнитный подвес и как магнитная разгрузка. Демпфирование колебаний будет осуществляться за счет отталкивания однополюсных магнитов, расположенных соосно друг другу.

Рассчитаем значение отталкивающей силы на основе следующего допущения: магниты одной части адаптивного устройства будут располагаться оппозитно магнитам второй части. Определяется отталкивающая сила через потенциальную энергию поля верхних постоянных магнитов в поле нижнего [19].

$$f = \frac{J_0^3}{4\mu_0} e^{-\left(\frac{2\pi(h_1+h_2+h_3)}{3\lambda}\right)},$$

где h_i – расстояние между соосными магнитами;
 λ – длина волны распределения намагниченности в направлении осевой силы.

Выражение для расчета восстанавливающей силы на основе модели, изображенной на рис. 4, будет иметь вид [20]:

$$F_M = \frac{J_1 \cdot J_2 \cdot J_3 \cdot \mu_0}{3} \cdot f((r_{11}-r_{12})(r_{21}-r_{22})(r_{31}-r_{32}); h_1, h_2, h_3, d),$$

где J_i – намагниченность магнитов;
 h_i – толщина магнита.

Зависимость магнитной силы взаимодействия от длины волны распределения намагниченности изображена на рис. 6. Величина длины волны распределения намагниченности увеличивается с уменьшением воздушного зазора между частями устройства. Поэтому приоритетнее использовать данную величину как основную результирующую характеристику в системе демпфера для рассмотрения всех геометрических параметров.

Положение равновесия, которое достигается при равенстве нулю суммы действующих на тело сил, должно быть устойчивым. Оценим устойчивость всей системы при помощи критерия Л.М. Ляпунова [21]. Интегрированное уравнение движения ротора вдоль оси Oz записывается следующим образом:

$$\frac{d}{dt} \left(\beta \left(\frac{dz}{dt} \right)^2 + \frac{a(z)^2}{2} + az \frac{dz}{dt} \right) = (a - \beta) \left(\frac{dz}{dt} \right)^2 + \frac{1}{m} \left(z - \beta \frac{dz}{dt} \right) \int \frac{B_r (2\pi(H_{\text{кон}} - h_{\text{кон}} - \delta_r) \delta_z) r^2}{\mu_0} dt,$$

где δ_r , δ_z – минимальный и максимальный воздушный зазор;
 α , β – коэффициенты демпфирования.

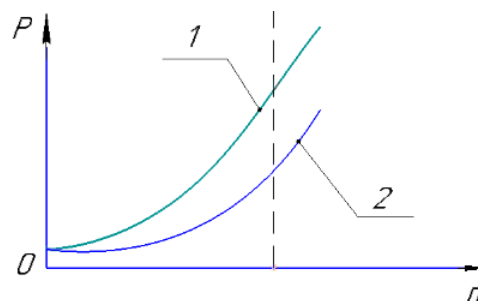


Рис. 5. Зависимость усилия P от величины n :
 1 – без амортизатора; 2 – с амортизатором

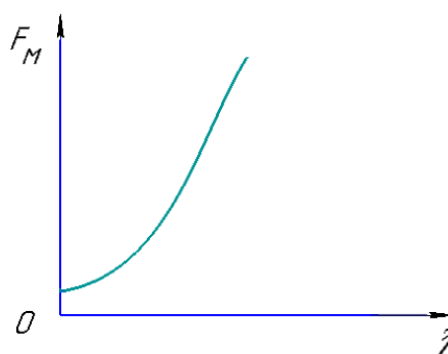


Рис. 6. Зависимость магнитной силы F от длины волны распределения намагниченности λ

Подынтегральная функция является отрицательно-определенной. Левая часть выражения – это функция Ляпунова, а правая – ее производная с противоположным знаком. Согласно теореме Л.М. Ляпунова, данная система будет устойчива.

ВЫВОДЫ

Устранение нежелательных осевых колебаний при помощи адаптивного демпфера осуществляется за счет не только сил магнитного взаимодействия, но и упругой силы резинометаллических частей устройства. Адаптивность базируется на такой конструктивной особенности, как применение постоянных магнитов с резино-металлическим материалом. Все полученные зависимости подходят для различных материалов магнитов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Подгорный Ю.И., Мартынова Т.Г., Скиба В.Ю., Пушкин В.Н., Вахрушев Н.В., Корнев Д.Ю., Зайцев Е.К. Определение основных параметров технологического оборудования // *Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты)*. 2013. № 3. С. 68–73.
2. Пушкин В.Н., Корнев Д.Ю., Вахрушев Н.В., Скиба В.Ю., Парц К.А. Прогнозирование технических характеристик интегрального технологического оборудования // *Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки*. 2014. № 2. С. 97–101.
3. ГОСТ Р 31320-2006. Вибрация. Методы и критерии балансировки гибких роторов. М.: Стандартинформ, 2008. 27 с.
4. Подгорный Ю.И., Мартынова Т.Г., Войнова Е.В. Уравновешивание рабочего вала смесителя непрерывного действия // *Проблемы повышения эффективности металлообработки в промышленности на современном этапе: сборник материалов 8-й Всероссийской научно-практической конференции*. Новосибирск: НГТУ, 2010. С. 127–129.
5. Буряк А.А., Дзензерский В.А. О возможностях самостабилизации движения в системах электродинамической левитации // *Строительство, материаловедение, машиностроение*. 2006. № 37. С. 65–73.
6. Савин Л.А., Соломин О.В. Активные магнитные подшипники: принципы функционирования и моделирования // *Мехатроника, автоматизация, управление*. 2009. № 2. С. 33–37.
7. Чернышов Н.Н., Лупиков В.С., Байда Е.И., Крюкова Н.В., Геляровская О.А. Возможности магнитной левитации ферромагнитных тел в градиентном магнитном поле обмоток постоянного тока // *Вопросы атомной науки и техники. Серия: Вакуум, чистые материалы, сверхпроводники*. 2008. № 1. С. 115–122.
8. Danby G.R., Powell J.R. Design approaches and parameters for magnetically levitated transport system // *Superconductivity and its application*. London: Elsevier, 1988. P. 318–342.
9. Jayawant B.V. Electromagnetic suspension and levitation techniques // *Proceedings of the royal society of London. Series A: Mathematical and Physical Sciences*. 1988. Vol. 416. № 1851. P. 245–320.
10. Антонов Ю.Ф., Зайцев А.А., Морозова Е.И. Исследование магнитодинамической левитации и электродинамического торможения грузовой транспортной платформы // *Известия Петербургского университета путей сообщения*. 2014. № 4. С. 5–15.
11. Петровский Э.А., Башмур К.А., Кожухов Е.А. Исследование характеристик магнитоупругого упорного подшипника скольжения // *Computational Nanotechnology*. 2018. № 2. С. 68–71.
12. Lebrun R., Ross A., Bender S.A., Quaiumzadeh A., Baldrati L., Cramer J., Brataas A., Duine R.A., Kläui M. Tunable long-distance spin transport in a crystalline antiferromagnetic iron oxide // *Nature*. 2018. Vol. 561. № 7722. P. 222–225.
13. Верещагин В.П., Клабуков В.А. Математическая модель магнитного подшипника // *Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ*. 2009. Т. 112. № 5. С. 17–22.
14. Богданов Ю.В., Гуськов А.М. Моделирование динамики ротора электрошпинделя на магнитных подшипниках // *Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н. Э. Баумана*. 2015. № 1. С. 201–220.
15. Голенков Г.М., Бондар С.А. Численный расчёт магнитного поля и основных характеристик электро-вибратора на основе коаксиально-линейного двигателя с постоянными магнитами // *Электротехника и электромеханика*. 2007. № 1. С. 8–12.
16. Семенов Е.А., Ляхова М.Б., Лукин А.А., Карпенков А.Ю., Лукина Е.А. Методика исследования процессов перемагничивания в магнитных системах Sm-Co-Fe-Cu-Zr при высоких температурах // *Металловедение и термическая обработка металлов*. 2018. № 8. С. 8–12.
17. Зимица Г.В., Николаева И.И., Таук М.В., Цыганкова М.В. Экстракционные схемы разделения редкоземельных металлов // *Цветные металлы*. 2015. № 4. С. 23–27.
18. Балакин П.Д., Красотина Л.В., Кривцов А.В. Статика резинометаллического виброизолятора // *Омский научный вестник*. 2016. № 3. С. 10–14.
19. Earnshaw S. On the nature of molecular forces which regulate the constitution of luminiferous ether // *Transactions of Cambridge Philosophie Society*. 1842. Vol. 7. P. 97–112.
20. Лазарева Т.Я., Мартемьянов Ю.Ф. Основы теории автоматического управления. Тамбов: ТГУ, 2003. 308 с.
21. Pakshin P.V., Pozdyayev V.V. Existence criterion of the common quadratic Lyapunov function for a set of linear second-order systems // *Journal of Computer and Systems Sciences International*. 2005. Vol. 44. № 4. P. 519–524.

REFERENCES

1. Podgornyy Yu.I., Martynova T.G., Skiba V.Yu., Pushnin V.N., Vakhrushev N.V., Kornev D.Yu., Zaytsev E.K. Determination of the main parameters of the processing equipment. *Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty)*, 2013, no. 3, pp. 68–73.
2. Pushnin V.N., Kornev D.Yu., Vakhrushev N.V., Skiba V.Yu., Parts K.A. The forecasting of technical characteristics of integrated processing equipment. *Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Estestvennye i inzhenernye nauki*, 2014, no. 2, pp. 97–101.

3. GOST R 31320-2006. *Vibratsiya. Metody i kriterii balansirovki gibkikh rotorov* [Vibration. Methods and criteria for the mechanical balancing of flexible rotors]. Moscow, Standartinform Publ., 2008. 27 p.
4. Podgornyy Yu.I., Martynova T.G., Voynova E.V. Balancing of working shaft of a continuous-type mixer. *Problemy povysheniya effektivnosti metalloobrabotki v promyshlennosti na sovremennom etape: sbornik materialov 8-y Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii*. Novosibirsk, NGTU Publ., 2010, pp. 127–129.
5. Buryak A.A., Dzenzerskiy V.A. Concerning the possibility of motion self-stabilization in the electrodynamic levitation systems. *Stroitelstvo, materialovedenie, mashinostroenie*, 2006, no. 37, pp. 65–73.
6. Savin L.A., Solomin O.V. Active Magnetic Bearings: Foundations of Operation and Simulation. *Mekhatronika, avtomatizatsiya, upravlenie*, 2009, no. 2, pp. 33–37.
7. Chernyshov N.N., Lupikov V.S., Bayda E.I., Kryukova N.V., Gelyarovskaya O.A. Possibility of magnetic levitation for ferromagnetic bodies in the gradient magnetic field of direct current windings. *Voprosy atomnoy nauki i tekhniki. Seriya: Vakuuum, chistye materialy, sverkhprovodniki*, 2008, no. 1, pp. 115–122.
8. Danby G.R., Powell J.R. Design approaches and parameters for magnetically levitated transport system. *Superconductivity and its application*. London, Elsevier Publ., 1988, pp. 318–342.
9. Jayawant B.V. Electromagnetic suspension and levitation techniques. *Proceedings of the royal society of London. Series A: Mathematical and Physical Sciences*, 1988, vol. 416, no. 1851, pp. 245–320.
10. Antonov Yu.F., Zaytsev A.A., Morozova E.I. Study of magnetic dynamic levitation and electrodynamic braking of a cargo transport platform. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshcheniya*, 2014, no. 4, pp. 5–15.
11. Petrovskiy E.A., Bashmur K.A., Kozhukhov E.A. The study of the characteristics of magnitofonov thrust bearing. *Computational Nanotechnology*, 2018, no. 2, pp. 68–71.
12. Lebrun R., Ross A., Bender S.A., Quaiumzadeh A., Baldrati L., Cramer J., Brataas A., Duine R.A., Kläui M. Tunable long-distance spin transport in a crystalline antiferromagnetic iron oxide. *Nature*, 2018, vol. 561, no. 7722, pp. 222–225.
13. Vereshchagin V.P., Klabukov V.A. Mathematical model of magnetic bearing. *Voprosy elektromekhaniki. Trudy VNIEM*, 2009, vol. 112, no. 5, pp. 17–22.
14. Bogdanov Yu.V., Guskov A.M. Modeling the rotor dynamics of electrospindle on magnetic bearings. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MGTU im. N. E. Bauman*, 2015, no. 1, pp. 201–220.
15. Golenkov G.M., Bondar S.A. Numerical calculation of magnetic field and basic characteristics of an electrovibrator based on a coaxial linear motor with permanent magnets. *Elektrotehnika i elektromekhanika*, 2007, no. 1, pp. 8–12.
16. Semenov E.A., Lyakhova M.B., Lukin A.A., Karpenkov A.Yu., Lukina E.A. Methodology for studying reversal magnetization processes in magnets of the Sm-Co-Fe-Cu-Zr system at high temperatures. *Metallavedenie i termicheskaya obrabotka metallov*, 2018, no. 8, pp. 8–12.
17. Zimina G.V., Nikolaeva I.I., Tauk M.V., Tsygankova M.V. Extraction schemes of rare-earth metals' separation. *Tsvetnye metally*, 2015, no. 4, pp. 23–27.
18. Balakin P.D., Krasotina L.V., Krivtsov A.V. Statics of rubber isolator. *Omskiy nauchnyy vestnik*, 2016, no. 3, pp. 10–14.
19. Earnshaw S. On the nature of molecular forces which regulate the constitution of luminiferous ether. *Transactions of Cambridge Philosophie Society*, 1842, vol. 7, pp. 97–112.
20. Lazareva T.Ya., Martemyanov Yu.F. *Osnovy teorii avtomaticheskogo upravleniya* [Fundamentals of Automatic Control Theory]. Tambov, TGU Publ., 2003. 308 p.
21. Pakshin P.V., Pozdyayev V.V. Existence criterion of the common quadratic Lyapunov function for a set of linear second-order systems. *Journal of Computer and Systems Sciences International*, 2005, vol. 44, no. 4, pp. 519–524.

THE STUDY OF POWER CHARACTERISTICS OF ADAPTIVE MAGNETIC DAMPER

© 2019

E.A. Kozhukhov, postgraduate student

of Chair “Technological Machines and Equipment of Oil and Gas Complex” of Oil and Gas Institute

E.A. Petrovsky, Doctor of Sciences (Engineering),

professor of Chair “Technological Machines and Equipment of Oil and Gas Complex” of Oil and Gas Institute

K.A. Bashmur, senior lecturer

of Chair “Technological Machines and Equipment of Oil and Gas Complex” of Oil and Gas Institute

Siberian Federal University, Krasnoyarsk (Russia)

Keywords: adaptive damper; axial vibration damping; damping material; magnetic force; pinning; remagnetization; bearing; magnetization pattern; stability; elastic force.

Abstract: The paper deals with the problem of imbalance of a working element of high-speed technological devices, in particular, centrifugal units. The current trend in the development of technological devices is productivity improvement. The increase in the number of operating characteristics of the devices can be achieved through various ways: from the development of new types of devices and modernization of the existing ones to the improvement of frequency characteristics. Therefore, the issue of damping, which improves the reliability of technological machines, becomes more relevant in current technology. The study identified the most dangerous types of vibrations leading to the considerable damage of a working wheel. Based on the analysis of various axial vibrations influence on a working wheel, the authors proposed the way to eliminate vibrations using an adaptive damper. Axial vibration dampers working on permanent magnets have the following technical advantages over the mechanical dampers: relative high lifting capacity, high rotational speeds at high temperatures, no need for working fluid supply, etc. Magnetic dampers can operate at super high frequencies (more than 9000 r/min), therefore, it is necessary to study their work in the conditions close to limiting ones. The design adaptability is in the application of rubber-metal material, due to which the elastic force arises. The authors consider an integrated approach to damping: the force of magnetic interaction acts together with the elastic force. The aim of the paper is to determine the interrelations of key power characteristics. One of the necessary criteria of any system is its stability, which is evaluated in the paper using L.M. Lyapunov's criterion. The paper presents the main results in the form of mathematical dependencies of a theoretical model.