

ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА

УДК 62-185.7

Сергей Александрович Нестеров

ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», кандидат технических наук, доцент кафедры электромеханики, Россия, Иваново, e-mail: elmash@em.ispu.ru

Иван Сергеевич Егоров

ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», аспирант кафедры электромеханики, Россия, Иваново, e-mail: elmash@em.ispu.ru

Анализ процессов в магнитожидкостном герметизаторе с учетом деформации магнитной жидкости

Авторское резюме

Состояние вопроса. Малая величина рабочего зазора в магнитожидкостном герметизаторе сильно затрудняет или делает невозможным многие физические измерения. Основным способом изучения процессов внутри устройства остается аналитическое и численное математическое моделирование. Большинство современных исследователей идет по пути конечно-элементного расчета магнитного поля и аналитического нахождения удерживаемого перепада давления. Работ, посвященных мультифизическому численному расчету процессов в зазоре герметизаторов, к настоящему времени выполнено мало, несмотря на то, что данный подход позволяет учитывать зависимость реологических свойств магнитной жидкости от гидродинамических, температурных и магнитных полей, реальную геометрию рабочей зоны, включает в себя меньшее количество предположений по сравнению с аналитическими моделями, позволяет визуализировать различные параметры течения, что особенно важно для его анализа. Целью работы является анализ влияния деформации магнитожидкостной пробки на удерживаемый герметизатором перепад давления на основе разработанной численной модели с взаимосвязанным расчетом магнитного и гидродинамического полей.

Материалы и методы. Исследования проведены на основе теорий феррогидродинамики, гидродинамики и электромагнитного поля. Использовано взаимосвязанное конечно-элементное моделирование магнитного и гидродинамического полей магнитожидкостного герметизатора в пакете Comsol Multiphysics.

Результаты. Разработана численная модель магнитожидкостного герметизатора, отличающаяся автоматическим перестроением границ магнитожидкостной пробки на основе баланса давлений внутри жидкости. Получены картины распределения магнитной индукции и давления в рабочем зазоре гер-

метизатора с учетом изменения границ магнитной жидкости. Проведено сравнение полученного удерживаемого перепада давления с результатами, полученными на других моделях.

Выводы. Разработанная численная математическая модель, учитывающая деформацию магнито-жидкостной пробки, позволяет оценить влияние центробежных усилий от вращающегося вала на удерживаемый перепад давления, что может быть использовано при создании высокоскоростных уплотнений. Разница с аналитическим расчетом не превышает 5 %. Возможное при расчете допущение о полном заполнении рабочего зазора магнитной жидкостью в 2,5 раза занижает удерживаемый перепад давления при больших частотах вращения вала.

Ключевые слова: магнитная жидкость, магнитожидкостный герметизатор, магнитожидкостная пробка, магнитная индукция, перепад давления, численное моделирование, Comsol Multiphysics

Sergei Aleksandrovich Nesterov

Ivanovo State Power Engineering University, Candidate of Engineering Sciences (PhD), Associate Professor of Electromechanics Department, Russia, Ivanovo, e-mail: elmash@em.ispu.ru

Ivan Sergeevich Egorov

Ivanovo State Power Engineering University, Postgraduate Student of Electromechanics Department, Russia, Ivanovo, e-mail: elmash@em.ispu.ru

Analysis of processes in magnetorheological sealer considering for magnetic fluid deformation

Background. The small size of the working gap in the sealer makes many physical measurements difficult or impossible. The main way to study the processes inside the device is to use analytical and numerical mathematical modeling. Most researchers apply finite-element calculation of magnetic field and analytically find the difference in pressure. Currently, there are few studies devoted to multiphysics numerical calculations of the processes in magnetorheological seal. The use of numerical models allows considering the dependence of rheological properties of magnetic fluid on hydrodynamic, temperature and magnetic fields, the real geometry of the working zone. Compared to the analytical models, a numerical one includes a smaller number of assumptions and allows visualizing various flow parameters, which are especially important for the analysis. The purpose of this study is to analyze the effect of the deformation of the magnetorheological plug in case of pressure difference held by the sealer. The study is based on the developed numerical model with the related calculation of magnetic and hydrodynamic fields.

Materials and methods. The study is carried out based on the theories of ferrohydrodynamics, hydrodynamics and electromagnetic field. Integrated finite-element modeling of the magnetic and hydrodynamic fields of the magnetorheological sealer in Comsol Multiphysics has been used.

Results. A numerical model of the magnetorheological sealer characterized by automatic rearrangement of the boundaries of the liquid plug based on the balance of pressures inside the liquid has been developed. The distribution results of magnetic induction and pressure in the working gap of the sealer, considering changes in the boundaries of the magnetic fluid, has been obtained. Comparison of the results of the obtained retained pressure drop and the results of other models has been carried out.

Conclusions. A numerical mathematical model that considers the deformation of the magnetorheological plug has been developed. The model makes it possible to estimate the influence of centrifugal forces of the rotating shaft on the retained pressure drop. The results can be used to create high-speed seal components. The difference of the value of analytical calculation does not exceed 5 %. The assumption about full filling of the working gap with magnetic fluid 2,5 times underestimates the retained pressure difference at high shaft rotation speeds.

Key words: magnetic fluid, magnetic fluid sealer, magnetic fluid plug, magnetic induction, pressure drop, numerical simulation, Comsol Multiphysics

DOI: 10.17588/2072-2672.2022.1.054-063

Введение. Исследования магнитной жидкости (МЖ) (стабильного коллоида, состоящего из трех компонентов: жидкостно-носителя, магнитных частиц нанометрового размера и поверхностно-активного вещества, выполняющего роль стабилизатора)

интересны благодаря уникальной возможности управлять ее течением и положением в пространстве с помощью градиента внешнего магнитного поля.

Одним из наиболее распространенных применений МЖ является магнито-жид-

костная герметизация вращающихся валов. Путем создания жидкостного барьера из МЖ, находящегося под действием магнитного поля, можно удерживать перепады давления в несколько атмосфер. Широкое распространение магнитожидкостного герметизатора (МЖГ) связано с его преимуществами над другими системами герметизации, такими как: вариативность конструкции; отсутствие механического износа между движущимися частями; нулевая утечка уплотняемой среды и полная герметичность; длительный срок службы и приспособленность к неблагоприятным условиям окружающей среды [1–3].

Типовая конструкция МЖГ показана на рис. 1 и состоит из двух ферромагнитных полюсов 1, являющихся концентраторами магнитного поля, созданного постоянным магнитом 2 и удерживающего МЖ 3 в зазоре между ферромагнитным валом 4 и зубцами полюсов 1.

Экспериментальное исследование МЖГ имеет ограничения, связанные с тем, что рабочий зазор в большинстве уплотнений составляет 0,2–0,4 мм, что сильно затрудняет или делает невозможным многие физические измерения. Поэтому основным способом изучения процессов внутри устройства остается аналитическое и численное математическое моделирование.

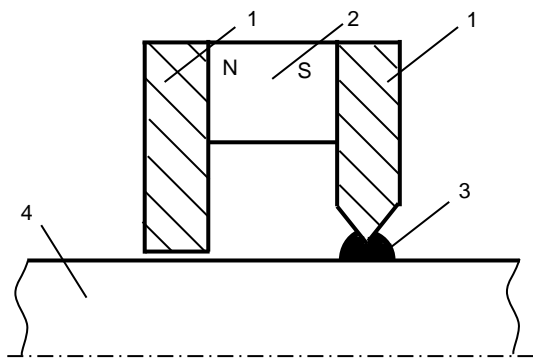


Рис. 1. Принципиальная конструкция МЖГ: 1 – полюс; 2 – магнит; 3 – МЖ; 4 – вал

Сложное реологическое поведение МЖ включает в себя взаимодействия не-ньютоновских, вязкопластических и вязкоупругих свойств, которые контролируются магнитным полем. Считается, что для моделирования параметров течения МЖ аналитических моделей магнитожидкостных систем недостаточно, что обусловлено разным поведением МЖ в зависимости от режима течения и геометрии рабочего за-

зора, принимаемыми в аналитических моделях допущениями и различными явлениями в каждой технической области применения МЖ.

В то же время использование численных расчетов позволяет учитывать большее количество явлений и конструктивных параметров и включать в себя меньшее количество предположений по сравнению с аналитическими моделями, а также визуализировать различные параметры течения, что особенно важно для его анализа.

Основная сложность при совместном численном расчете физических процессов, происходящих в рабочем зазоре МЖГ, связана с определением положения и формы поверхности магнитожидкостной пробки, на которую влияют распределение магнитного поля, в свою очередь зависящее от положения границ магнитожидкостной пробки, удерживаемый перепад давления и центробежные усилия от вращающегося вала [4].

Большинство современных работ, связанных с численным расчетом МЖГ, заключается в конечно-элементном расчете магнитного поля в герметизаторе и нахождении по аналитическим формулам максимального удерживаемого перепада давления [5–7]. Несмотря на широкое использование данного подхода в силу его простоты, он не учитывает множества гидродинамических процессов, происходящих в зазоре МЖГ, но позволяет проводить оптимизацию магнитной системы герметизатора, используя в качестве критерия максимальный градиент напряженности или индукции магнитного поля в зазоре [5, 6, 8, 9].

Работ, посвященных мультифизическому численному расчету МЖГ, к настоящему времени выполнено мало. Ю.Б. Казаков [10] определяет форму магнитной жидкости в зазоре МЖГ с помощью оптимизационной процедуры поиска, при которой в элементах сетки на поверхности МЖ обеспечивается значение магнитной индукции, определяемое перепадом давления и температурой. А.В. Родионов с соавторами [11, 12] по линиям равной индукции, полученным в результате численного расчета магнитного поля, задают границы магнитожидкостной пробки в зазоре МЖГ и, принимая их неизменными, методом конечных объемов исследуют гидродинамические процессы в данном объеме МЖ при вращении вала. Yibiao Chen с соавторами в [13] аналогичным образом находят первоначальные гра-

ницы магнитожидкостной пробки, а при численном расчете гидродинамических процессов учитывают деформацию поверхности МЖ под действием приложенного перепада давления и центробежных сил. С.А. Нестеров с соавторами в [14] принимают зазор МЖГ полностью заполненным МЖ и на основе распределения давления в МЖ, связанного с действием магнитных и центробежных сил, рассчитывают максимальный удерживаемый перепад давления.

Расширение возможностей применения численных методов при расчете магнитожидкостных устройств, позволяющих визуализировать и анализировать различные параметры течения, является сложной и актуальной научной задачей.

Материалы и методы. Для исследования выбрано одно зубцовое деление МЖГ, конфигурация которого показана на рис. 2,а. Задача сформулирована в двумерной осесимметричной постановке. Рассматривается переходный процесс деформации магнитожидкостной пробки под действием приложенного стороннего давления.

Ламинарное течение несжимаемой ньютоновской жидкости (МЖ или воздух) в зазоре МЖГ характеризуется уравнением Навье-Стокса, которое составляется на основании второго закона Ньютона:

$$\rho[(\bar{v} \cdot \nabla)\bar{v}] = -\nabla p + \nabla \left(\eta \left(\nabla \bar{v} + (\nabla \bar{v})^T \right) \right) + \bar{F},$$

где \bar{v} , p , ρ и η – скорость, давление, плотность и динамическая вязкость МЖ соответственно; \bar{F} – внешние силы, действующие на жидкость.

В [6] показано, что при малых диаметрах валов сила тяжести не оказывает заметного влияния на процессы в МЖГ и в данной модели не учитывается. Следова-

тельно, для воздуха внешние силы равны нулю. На МЖ действует дополнительная магнитная сила

$$\bar{F} = \mu_0 M \nabla \bar{H},$$

где M – намагниченность МЖ; \bar{H} – напряженность магнитного поля.

Граничные условия, использованные для расчетной области, показаны на рис. 2,б. В качестве допущений при расчете принято, что вязкость МЖ постоянна и не зависит от величины магнитной индукции, скорости сдвига и температуры.

Решение задачи магнитостатики проведено по уравнениям

$$\nabla \times \bar{H} = \bar{J}, \quad \bar{B} = \nabla \times \bar{A}, \quad \bar{B} = \mu \bar{H},$$

где \bar{A} – векторный магнитный потенциал; \bar{B} – вектор магнитной индукции; μ – магнитная проницаемость материала.

Для сокращения времени расчета магнитные свойства стального зубца и МЖ приняты постоянными и заданы относительной магнитной проницаемостью, равной 1000 для стали и 1,2 для МЖ.

Граничные условия для расчета магнитного поля показаны на рис. 2,в и задаются через азимутальную составляющую векторного магнитного потенциала, величина которой меняется прямо пропорционально радиусу вала:

$$A_2 = \frac{r_{\text{вала}} B_{\text{ср}} b}{r}.$$

Для деформации магнитожидкостной пробки под действием центробежной силы, магнитного и приложенного стороннего давлений необходимо обеспечить возможность изменения границ расчетной области в процессе расчета.

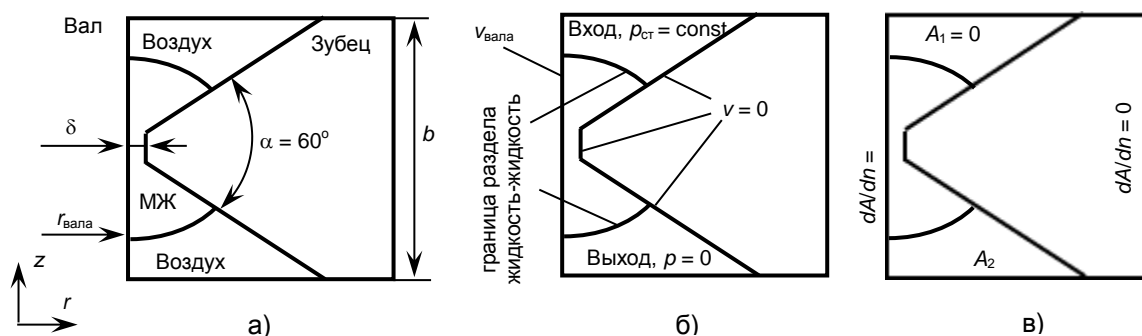


Рис. 2. Исследуемая область МЖГ: а – основные размеры; б – граничные условия для гидродинамического расчета; в – граничные условия при расчете магнитного поля

Положение и форма границ раздела между МЖ и воздухом отслеживаются с помощью граничного условия для двух несмешивающихся жидкостей Fluid-Fluid Interface, задаваемого уравнениями [15, 16]:

$$v_1 = v_2 + \left(\frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_2} \right) M_f n_i;$$

$$n_i \tau_2 = n_i \tau_1 + f_{st};$$

$$v_{mesh} = \left(v_1 n_i - \frac{M_f}{\rho_1} \right) n_i,$$

где v_1 и v_2 – скорости МЖ и воздуха соответственно; v_{mesh} – скорость движения сетки на границе раздела; n_i – нормаль к границе раздела (направлена наружу от области с МЖ); τ_1 и τ_2 – тензоры полного напряжения в МЖ и воздухе; f_{st} – сила поверхностного натяжения на единицу площади; M_f – поток массы через границу раздела.

В качестве допущений принято, что поверхностное натяжение рассчитывается для случая керосин–воздух и поток массы через границу раздела отсутствует.

Для перемещения точек контакта МЖ со стальными элементами задана возможность скольжения границ раздела МЖ и воздуха по поверхностям вала и зубца с одновременной деформацией расчетной сетки. Если во время расчета качество элементов сетки в результате деформации становится неудовлетворительным, то происходит ее автоматическое перестроение во всей модели с учетом нового расположения границ. К сожалению, данный подход не позволяет получить изменение топологии модели (например, отрыв МЖ от одной из стальных поверхностей или отрыв части МЖ от общего объема), что является

возможным направлением дальнейшего развития работы.

В результате совместного расчета гидродинамического и магнитного полей можно получить распределение в рабочем зазоре МЖГ скорости и давления. Распределение давления внутри МЖ подчиняется уравнению Бернулли:

$$\rho \frac{v^2}{2} + p - \mu_0 \int_0^H M dH = const.$$

Свойства МЖ взяты на основе данных из научной лаборатории ИГЭУ: вязкость $\eta = 1,33$ Па·с; плотность $\rho = 1245$ кг/м³; намагниченность $M_s = 38300$ А/м.

Результаты. Картина распределения магнитной индукции в МЖГ показана на рис. 3,а вместе с линиями равной индукции, по одной из которых выстраивается свободная поверхность магнитожидкостной пробки при неподвижном вале и отсутствии действующих на МЖ центробежных усилий. Анализ приведенного на рис. 3,б распределения величины магнитной индукции на поверхности вала показывает, что ее значение изменяется от 1,05 Тл в зоне минимального зазора до 0,185 Тл в межзубцовом пространстве и составляет 0,2 Тл на границе раздела МЖ и воздуха. Двадцатипроцентная разница в магнитной проницаемости материалов дает незначительный скачок индукции по величине на границе раздела.

По известной формуле аналитически рассчитаем максимальный удерживаемый перепад давления:

$$\begin{aligned} \Delta p &= M_s (B_{\max} - B_{\min}) = \\ &= 38300(1,02 - 0,22) = 30,64 \text{ кПа.} \end{aligned}$$

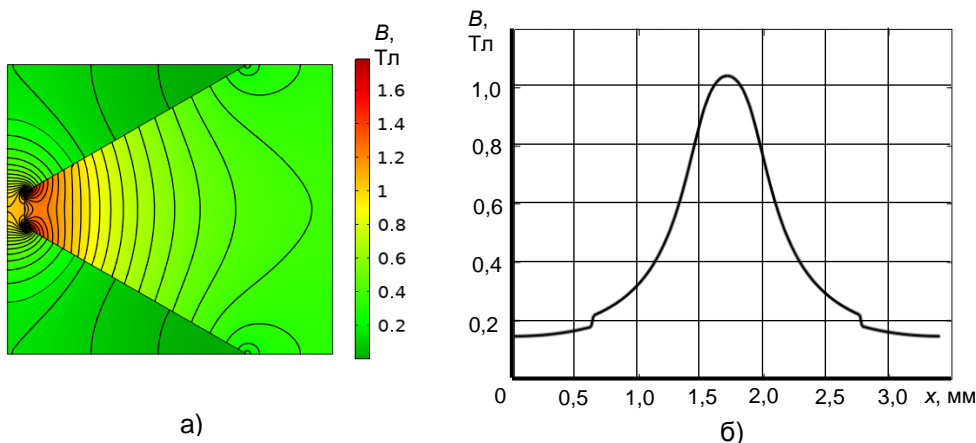


Рис. 3. Магнитное поле в МЖГ при $r_{\text{вала}} = 32,5$ мм и $\delta = 0,2$ мм: а – линии равной индукции; б – величина магнитной индукции на поверхности вала

Магнитная сила, возникающая в МЖ, находящейся в магнитном поле, создает в жидкости дополнительное давление, величину которого можно получить, если принять вал неподвижным и стороннее давление равным нулю.

На рис. 4,а показана картина распределения давления и линии равного давления в зазоре МЖГ при нулевой частоте вращения вала. Картина линий равного давления, связанного с объемной магнитной силой в МЖ, качественно повторяет распределение линий равной индукции в зазоре.

Деформация магнитоожидкостной пробки, происходящая с ростом частоты

вращения вала от 0 до 20000 об/мин, что соответствует изменению линейной скорости на поверхности вала от 0 до 68 м/с, показана на рис. 5. С ростом линейной скорости поверхности вала увеличивается величина центробежных сил, действующих на элементарные объемы МЖ, которые отбрасывают жидкость от вала, что приводит к уменьшению длины жидкостной уплотняющей пробки, адсорбированной по его поверхности [1–3, 17].

При увеличении приложенного перепада давления происходит смещение магнитоожидкостной пробки, границы которой по-прежнему выстраиваются по линиям равной индукции, как показано на рис. 6.

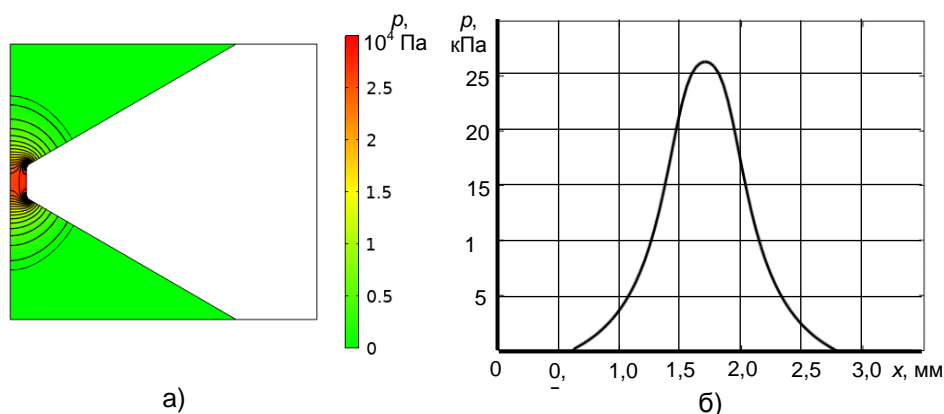


Рис. 4. Давление в МЖ при $r_{\text{вала}} = 32,5$ мм и $\delta = 0,2$ мм, $n = 0$ об/мин: а – линии равного давления; б – распределение давления в МЖ на поверхности вала

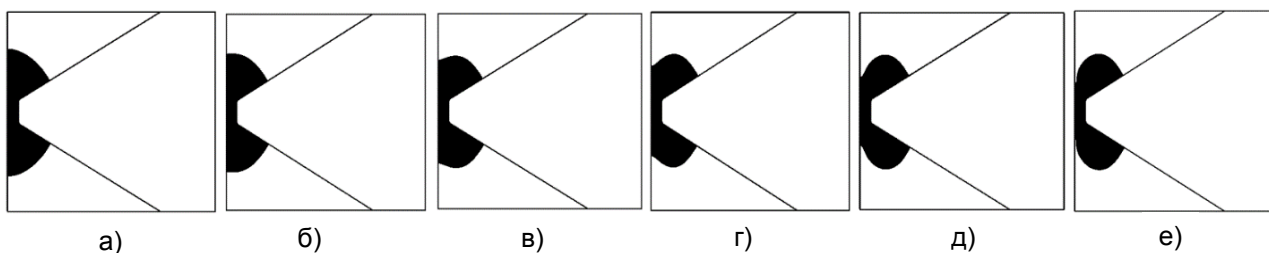


Рис. 5. Изменение границы магнитоожидкостной пробки с ростом частоты вращения вала: а – 0 об/мин; б – 3000 об/мин; в – 6000 об/мин; г – 9000 об/мин; д – 15000 об/мин; е – 20000 об/мин

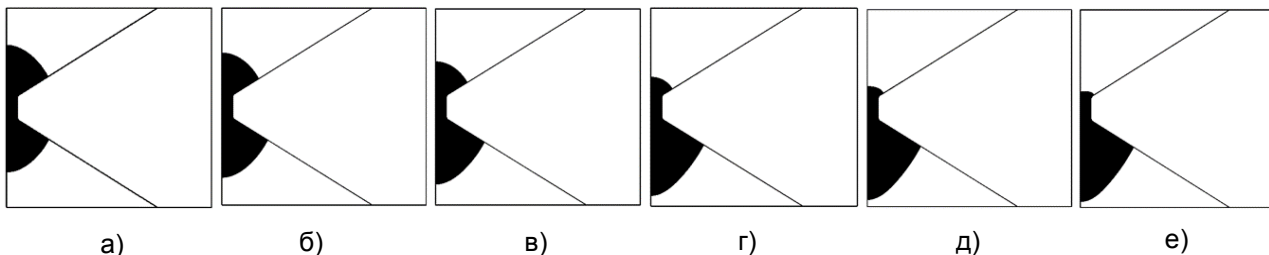


Рис. 6. Изменение границы магнитоожидкостной пробки с ростом приложенного перепада давления при неподвижном вале: а – 0 кПа; б – 2,5 кПа; в – 5 кПа; г – 10 кПа; д – 15 кПа; е – 20 кПа

Так как по мере удаления от оси зубца магнитное поле достаточно быстро убывает, то начальное небольшое увеличение давления приводит к относительно сильной деформации магнитожидкостной пробки. С дальнейшим ростом приложенного давления верхняя граница магнитожидкостной пробки находится в области с частыми линиями равной индукции и движение границы замедляется.

Совместное действие центробежных сил и приложенного внешнего давления на форму поверхности магнитожидкостной пробки показано на рис. 7. При больших давлениях центробежные усилия практически не влияют на форму верхней поверхности магнитожидкостной пробки, так как она находится в области минимального зазора. Значительное искажение нижней границы, обусловленное большой разницей радиусов подвижной и неподвижной поверхностей, переводит точку контакта границы с валом в область больших индукций.

На рис. 8 показано распределение результирующего давления по поверхности вала. Сравнение зависимостей показывает, что на уменьшение максимального удерживаемого герметизатором давления влияет только баланс магнитных и центробеж-

ных сил в области минимального зазора под вершиной зубца. Несмотря на то, что деформация краев магнитожидкостной пробки смещает точку контакта МЖ с валом, это не оказывает заметного влияния на удерживаемый перепад давления. При большом приложенном перепаде давления объем МЖ, находящийся на стороне с большим давлением, небольшой и смещение точки контакта МЖ с валом с этой стороны незначительно.

На рис. 9 показано изменение максимального удерживаемого герметизатором перепада давления с ростом частоты вращения вала, полученное с использованием разных математических моделей. Линия 1 получена с использованием аналитической формулы [18]

$$\Delta p = M_s (B_{\max} - B_{\min}) - \frac{2\rho v_{\text{вала}}^2 \delta}{D_{\text{вала}}},$$

где $D_{\text{вала}}$ – диаметр вала; $v_{\text{вала}}$ – линейная скорость поверхности вала.

Первое слагаемое – это удерживаемый перепад давления при неподвижном вале, второе слагаемое – уменьшение удерживаемого перепада давления под действием центробежных сил

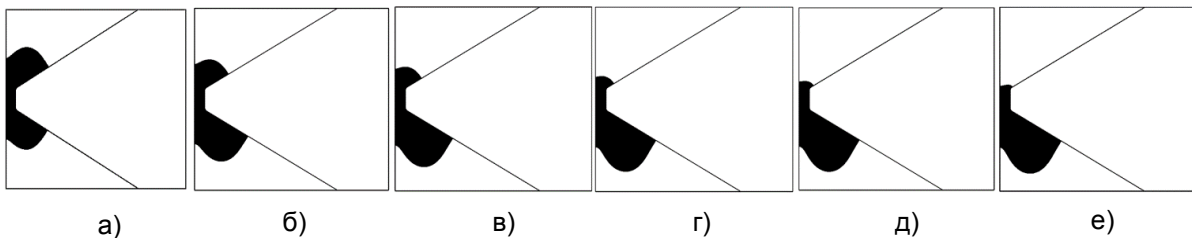


Рис. 7. Изменение границы магнитожидкостной пробки с ростом приложенного перепада давления при частоте вращения вала 9000 об/мин: а – 0 кПа; б – 2,5 кПа; в – 5 кПа; г – 10 кПа; д – 15 кПа; е – 20 кПа

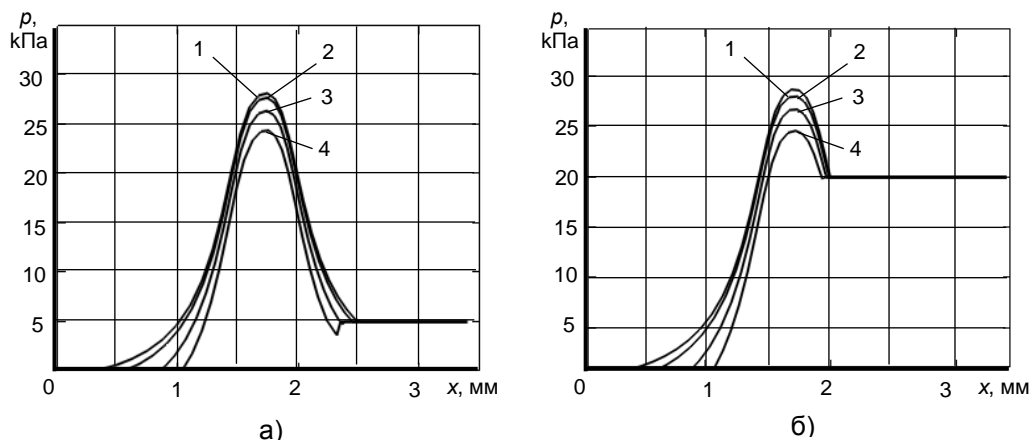


Рис. 8. Распределение давления в магнитожидкостной пробке по поверхности вала: а – удерживаемый перепад давления 5 кПа; б – удерживаемый перепад давления 20 кПа; 1 – частота вращения вала 0 об/мин; 2 – 3000 об/мин; 3 – 6000 об/мин; 4 – 9000 об/мин

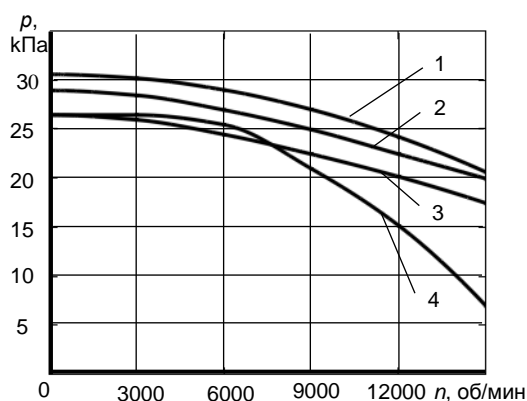


Рис. 9. Зависимость максимального удерживаемого перепада давления: 1 – аналитическое решение; 2 – магнитожидкостная пробка с учетом ее деформации; 3 – магнитожидкостная пробка без учета деформации; 4 – зазор полностью заполнен МЖ

Линия 2 построена на основе распределения давления по поверхности вала, полученного в результате расчета предложенной численной математической модели с учетом изменения поверхности магнитожидкостной пробки от центробежных сил и приложенного стороннего давления.

Линия 3 построена аналогично линии 2 с учетом изменения границ МЖ от центробежных сил, но без учета деформации от приложенного стороннего давления. Деформация магнитожидкостной пробки для данного случая показана на рис. 5.

Линия 4 построена на основе линий равного давления в МЖ, полученных в результате численного расчета с допущением о полном заполнении рабочего зазора жидкостью, как предложено в [14].

Сравнение кривых рис. 9 показывает, что учет деформации магнитожидкостной пробки позволяет максимально приблизиться к результатам, полученным по аналитическим формулам. Различие между зависимостями 1 и 2 связано с определением максимального перепада давления для неподвижного вала, и с ростом частоты вращения эта начальная разница давлений остается практически неизменной. Расхождение между графиками 1 и 2 не превышает 5 %.

Различие между линиями 2 и 3 связано с тем, что учет деформации МЖ под действием приложенного стороннего давления влияет на перераспределение магнитного поля в зазоре и приводит к увеличению значения магнитной индукции под вершиной зубца, а следовательно, и максимального удерживаемого перепада давления.

Резкое снижение удерживаемого перепада давления с ростом частоты вращения вала, получаемое при использовании модели, предложенной в [14] (рис. 9, линия 4), связано с большими центробежными усилиями, действующими на полностью заполняющий рабочий зазор объем МЖ, которые за счет внутренних напряжений «вытягивают» жидкость из области минимального зазора под вершиной зубца.

Для вала с радиусом 32,5 мм при увеличении частоты вращения до 15000 об/мин (линейная скорость 51 м/с) максимальный удерживаемый перепад давления только из-за влияния центробежных сил снизился на 32 %. В реальных условиях вязкостный разогрев МЖ приведет к еще более существенному снижению удерживаемого давления.

Выводы. Разработанная численная математическая модель для взаимосвязанного расчета магнитных и гидродинамических процессов с учетом деформации поверхности магнитожидкостной пробки позволяет оценить влияние центробежных усилий от вращающегося вала на удерживаемый МЖГ перепад давления.

Удерживаемый перепад давления, получаемый в результате расчета по аналитическим формулам, на всем диапазоне частот вращения получается выше, чем при численном расчете. Лучшее совпадение с аналитическим решением дает численный расчет с учетом деформации магнитожидкостной пробки под действием центробежной силы и приложенного перепада давлений. В этом случае разница в результатах не превышает 5 % и связана в первую очередь с определением удерживаемого перепада давления при неподвижном вале.

Допущение о полном заполнении рабочего зазора магнитной жидкостью сильно занижает удерживаемый перепад давления при больших частотах вращения. Однако сильная экономия времени на создание и расчет численной модели с данным допущением делает оправданным ее использование при малых (до 10 м/с) линейных скоростях на поверхности вала.

В качестве дальнейшего развития работы можно рассматривать учет влияния на удерживаемый МЖГ перепад давления изменения вязкостных и магнитных свойств МЖ из-за разогрева при вращении вала.

Список литературы

1. **Магнитные** жидкости в машиностроении / Д.В. Орлов, Ю.О. Михалев, Н.К. Мышкин и др.; под ред. Д.В. Орлова, В.В. Подгоркова. – М.: Машиностроение, 1993. – 275 с.
2. **Морозов Н.А., Казаков Ю.Б.** Нанодисперсные магнитные жидкости в технике и технологиях. – Иваново, 2011. – 264 с.
3. **Сайкин М.С.** Магнитожидкостные герметизаторы технологического оборудования. – СПб.; М.; Краснодар: Лань, 2017. – 136 с.
4. **Казаков Ю.Б.** Герметизаторы на основе нанодисперсных магнитных жидкостей и их моделирование. – Иваново, 2010. – 184 с.
5. **Coaxial Twin-shaft Magnetic Fluid Seals Applied in Vacuum Wafer-Handling Robot** / C. Ming, W. Haiying, D.Yu, D. Penglei // *Chinese journal of mechanical engineering*. – 2012. – Vol. 25, no. 4. – P. 706–714. DOI: 10.3901/CJME.2012.04.706.
6. **Zhang H., Li D.** Analysis of Split Magnetic Fluid Plane Sealing Performance // *Journal of Magnetism*. – 2017. – Vol. 22(1). – P. 133–140. DOI: 10.4283/JMAG.2017.22.1.133.
7. **Hao F., Yang X., Sun P.** Design of Magnetic Circuit and Simulation of Magnetic Fluid Sealing with Three Magnetic Sources // *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. – 2020. – Vol. 740. – 012003. DOI: 10.1088/1757-899X/740/1/012003.
8. **Numerical** analysis of magnetic grease seal pole teeth optimization based on pressure bearing capacity / S. Li, R. Zheng, Q. Zhang, S. Li // *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. – 2021. – Vol. 1081. – 012002. DOI: 10.1088/1757-899X/1081/1/012002.
9. **Two** stage magnetic fluid vacuum seal for variable radial clearance / S. Parmar, V. Raman, R.V. Upadhyay, K. Parekh // *Vacuum*. – 2020. – Vol. 172. – 109087. DOI: 10.1016/j.vacuum.2019.109087.
10. **Radionov A., Podoltsev A., Zahorulkoc A.** Finite-Element Analysis of Magnetic Field and the Flow of Magnetic Fluid in the Core of Magnetic-Fluid Seal for Rotational Shaft // *Procedia Engineering*. – 2012. – Vol. 39. – P. 327–338. DOI: 10.1016/j.proeng.2012.07.038.
11. **Казаков Ю.Б.** Численное определение положения магнитной жидкости в магнито-жидкостном герметизаторе // *Электротехника*. – 2002. – № 1. – С. 51–55.
12. **Radionov A., Podoltsev A., Peczkis G.** The Specific Features of High-Velocity Magnetic Fluid Sealing Complexes // *Open Eng.* – 2018. – Vol. 8. – P. 539–544. DOI: 10.1515/eng-2018-0066.
13. **Numerical** Analysis on Boundary and Flow Regime of Magnetic Fluid in the Sealing Clearance With a Rotation Shaft / Y. Chen, D. Li, Z. Li, Y. Zhang // *IEEE Transactions on magnetism*. – 2019. – Vol. 55, no. 2 – 4600207. DOI: 10.1109/TMAG.2018.2882162.
14. **Nesterov S.A., Stradomskii Yu.I., Belov V.S.** Study of Interconnected Physical Processes in the Magnetic Fluid Sealer // *Problemele energeticii regionale*. – 2021. – Vol. 3(51). – P. 1–9. DOI: 10.52254/1857-0070.2021.3-51.01.
15. **Scardovell R., Zalesk S.** Direct Numerical Simulation of Free Surface and Interfacial Flow // *Annu. Rev. Fluid Mech.* – 1999. – Vol. 31. – P. 567–603. DOI: 10.1146/annurev.fluid.31.1.567.
16. **COMSOL** CFD Module User's Guide [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://doc.comsol.com/5.6/doc/com.comsol.help.cfd/CFDModuleUsersGuide.pdf> [Дата обращения 20.12.21].
17. **Numerical** analysis on the action of centrifuge force in magnetic fluid rotating shaft seals / J. Zoua, X. Lib, Y. Lua, J. Hu // *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*. – 2002. – Vol. 252. – P. 321–323.
18. **Берковский Б.М., Медведев В.Ф., Краков М.С.** Магнитные жидкости. – М.: Химия, 1989. – 240 с.

References

1. Orlov, D.V., Mikhalev, Yu.O., Myshkin, N.K., Podgorkov, V.V., Sizov, A.P. *Magnitnye zhidkosti v mashinostroyenii* [Magnetic Fluids in Mechanical Engineering]. Moscow: Mashinostroyenie, 1993. 275 p.
2. Morozov, N.A., Kazakov, Yu.B. *Nanodispersnye magnitnye zhidkosti v tekhnike i tekhnologiyakh* [Nanodisperse Magnetic Fluids in Machinery and Processes]. Ivanovo, 2011. 264 p.
3. Saykin, M.S. *Magnitozhidkostnye germetizatory tekhnologicheskogo oborudovaniya* [Magnetorheological sealers of technological equipment]. Saint-Petersburg; Moscow; Krasnodar: Lan', 2017. 136 p.
4. Kazakov, Yu.B. *Germetizatory na osnove nanodispersnykh magnitnykh zhidkostey i ikh modelirovaniye* [Sealers based on nanodispersed magnetic fluids and their modeling]. Ivanovo, 2010. 184 p.
5. Ming, C., Haiying, W., Yu, D., Penglei, D. Coaxial Twin-shaft Magnetic Fluid Seals Applied in Vacuum Wafer-Handling Robot. *Chinese journal of mechanical engineering*, 2012, vol. 25, no. 4, pp. 706–714. DOI: 10.3901/CJME.2012.04.706.
6. Zhang, H., Li, D. Analysis of Split Magnetic Fluid Plane Sealing Performance. *Journal of Magnetism*, 2017, vol. 22(1), pp. 133–140. DOI: 10.4283/JMAG.2017.22.1.133.
7. Hao, F., Yang, X., Sun, P. Design of Magnetic Circuit and Simulation of Magnetic Fluid Sealing with Three Magnetic Sources. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2020, vol. 740, 012003. DOI: 10.1088/1757-899X/740/1/012003.
8. Li, S., Zheng, R., Zhang, Q., Li, S. Numerical Analysis of Magnetic Grease Seal Pole Teeth

Optimization Based on Pressure Bearing Capacity. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2021, vol. 1081, 012002. DOI: 10.1088/1757-899X/1081/1/012002.

9. Parmar, S., Ramani, V., Upadhyay, R.V., Parekh, K. Two Stage Magnetic Fluid Vacuum Seal for Variable Radial Clearance. *Vacuum*, 2020, vol. 172, 109087. DOI: 10.1016/j.vacuum.2019.109087.

10. Radionov, A., Podoltsev, A., Zahorulok, A. Finite-Element Analysis of Magnetic Field and the Flow of Magnetic Fluid in the Core of Magnetic-Fluid Seal for Rotational Shaft. *Procedia Engineering*, 2012, vol. 39, pp. 327–338. DOI: 10.1016/j.proeng.2012.07.038.

11. Kazakov, Yu.B. Chislennoe opredelenie polozeniya magnitnoy zhidkosti v magnitno-zhidkostnom germetizatore [Numerical determination of the position of the magnetic fluid in a magnetorheological sealer]. *Elektrotehnika*, 2002, no. 1, pp. 51–55.

12. Radionov, A., Podoltsev, A., Peczkis, G. The Specific Features of High-Velocity Magnetic Fluid Sealing Complexes. *Open Eng*, 2018, vol. 8, pp. 539–544. DOI: 10.1515/eng-2018-0066.

13. Chen, Y., Li, D., Li, Z., Zhang, Y. Numerical Analysis on Boundary and Flow Regime of

Magnetic Fluid in the Sealing Clearance With a Rotation Shaft. *IEEE Transactions on magnetics*, 2019, vol. 55, no. 2, 4600207. DOI: 10.1109/TMAG.2018.2882162.

14. Nesterov, S.A., Stradomskii, Yu.I., Belov, V.S. Study of Interconnected Physical Processes in the Magnetic Fluid Sealer. *Problemele energeticii regionale*, 2021, no. 3(51), pp. 1–9. DOI: 10.52254/1857-0070.2021.3-51.01.

15. Scardovell, R., Zalesk, S. Direct Numerical Simulation of Free Surface and Interfacial Flow. *Annu. Rev. Fluid Mech.*, 1999, vol. 31, pp. 567–603. DOI: 10.1146/annurev.fluid.31.1.567.

16. *COMSOL CFD Module User's Guide*. Available at: <https://doc.comsol.com/5.6/doc/com.comsol.help.cfd/CFDModuleUsersGuide.pdf>.

17. Zoua, J., Lib, X., Lua, Y., Hu, J. Numerical Analysis on the Action of Centrifuge Force in Magnetic Fluid Rotating Shaft Seals. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 2002, vol. 252, pp. 321–323.

18. Berkovskiy, B.M., Medvedev, V.F., Kravkov, M.S. *Magnitnye zhidkosti* [Magnetic fluids]. Moscow: Khimiya, 1989. 240 p.