

УДК 681.5.04

МОДЕЛИРОВАНИЕ МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКОГО ПРИВОДА

А. Ю. АТАНОВ¹, В. А. ЦЕЛИЩЕВ², К. В. НАЙГЕРТ³

¹ azamat.atanov.97@mail.ru, ² pgl.ugatu@mail.ru, ³ kathy_naigert@mail.ru

^{1,2} ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

³ «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)»

Поступила в редакцию 22.03.2021

Аннотация. Рассмотрена новая гидравлическая схема магнитореологического привода, приведено ее описание и принцип работы. Показаны твердотельные модели основных элементов магнитореологического привода. Представлены математические модели силовых и управляющих линий гидроусилителя. Приведены результаты 3D моделирования основных управляющих элементов магнитореологического привода. Проведена трехмерная визуализация результатов математического моделирования рабочих процессов магнитореологического дросселя. Предложен метод расчета приводных систем, исполненных на базе элементов струйной гидроавтоматики с магнитореологическими управляющими контурами.

Ключевые слова: магнитореологическая жидкость; магнитореологический привод; магнитореологический дроссель-гидрозамок; гидравлическая сема; подвижный дефлектор; струйная трубка.

ВВЕДЕНИЕ

На современном этапе развития исполнительных гидравлических систем широко распространены объемное регулирование гидравлических приводов и дроссельное регулирование посредством использования гидравлических распределителей различной конструкции. Данные методы регулирования гидравлических приводов применяются в различных энергетических машинах и системах управления летательных аппаратов, в нефтехимической промышленности, где требуется управление скоростью движения рабочих органов.

Важными народно-хозяйственными задачами являются повышение надежности, эффективности и быстродействия гидравлических систем. Существующие в классической гидравлике методы дросселирующего регулирования потока преимущественно основаны на изменении сечения проточной части гидравлического аппарата, изменяющего расход среды при помощи подвижного

запорно-регулирующего элемента. Присутствующая подвижная масса регулятора увеличивает время реакции на управляющее воздействие, снижает надежность гидравлического аппарата и его быстродействие. Еще одной важной характерной особенностью классических гидравлических дросселирующих устройств является изменение их рабочих характеристик со временем в процессе эксплуатации из-за эрозии проточной части, поэтому создание конструкций без механических запорно-регулирующих элементов позволяет повысить эффективность гидравлической аппаратуры.

Необходимо отметить, что применяемые в настоящее время гидромеханические запирающие элементы, вследствие сложности конструкции, не обладают требуемым уровнем надежности и нуждаются в периодическом техническом обслуживании. Перспективным направлением в решении этих задач является разработка магнитореологических приводов, у которых отсутствуют вышепе-

речисленные недостатки. Немаловажно и то, что магнитореологические системы обладают лучшими соотношениями массы к мощности и лишены многих технических проблем при их эксплуатации в зонах пониженной гравитации.

АКТУАЛЬНОСТЬ

Как известно, объемный метод регулирования обладает меньшими энергетическими потерями, в сравнении с дроссельным регулированием, а, следовательно, более предпочтителен, но при этом реализация объемного регулирования требует больших материальных затрат. Поэтому исследования, направленные на оптимизацию энергетических процессов дроссельного управления и упрощение конструкций источников давления для осуществления объемного управления, то есть снижение стоимости их производства являются актуальными и востребованными.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Создание приводной системы, совмещающей преимущества дроссельного и объемного регулирования и отличающейся высокой энергоэффективностью и низкой стоимостью производства.

КОНСТРУКТИВНОЕ РЕШЕНИЕ

Одним из вариантов снижения энергетических потерь при дроссельном управлении является реализация приводных систем на базе элементов струйной гидроавтоматики с магнитореологическими управляющими контурами.

Гидравлическая схема подобного магнитореологического привода, изображена на рис. 1 [1].

Магнитореологический привод состоит из управляющего и основного контуров. Управляющий контур содержит магнитодинамический насос 1, связанный с блоками регулирования давления, с серией модульных магнитореологических дросселей-гидрозамков 2–5, предохранительный клапан 6, соединенный с магнитодинамическим насосом 1, и бак для магнитореологической жидкости 7. Основной контур содержит насос 8, предохранительный клапан 9,

связанный с неподвижной струйной трубкой 10 и подвижным дефлектором 11, который связан с гидроцилиндром 12, при этом в сливной линии привода установлен фильтр 13 и предохранительный клапан 14, связанный с баком для рабочей жидкости 15.

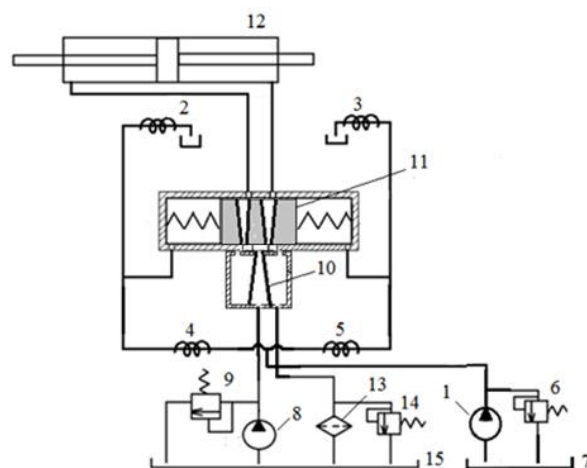


Рис. 1. Принципиальная схема магнитореологического привода

Магнитореологический привод работает следующим образом – от регулируемого насоса 8 рабочая жидкость подается через неподвижную струйную трубку 10 на управляющий каскад – подвижный дефлектор 11, откуда рабочая жидкость поступает в одну из полостей гидроцилиндра. Для подачи магнитореологической жидкости к управляющему дефлектором контуру используется регулируемый магнитодинамический насос 1, осуществляющий объемный способ управления расходными характеристиками. Регулирование параметров потока и управление перемещением дефлектора осуществляется посредством установки в контур управляющих гидродинамических магнитореологических дросселей-гидрозамков 2–5, регулирующих расход магнитореологической жидкости при управлении положением дефлектора 11 посредством бегущего электромагнитного поля, индуцируемого блоком электромагнитного управления потоком. Комбинация дроссельного и объемного регулирования в управляющем магнитореологическом контуре и применение рационального алгоритма управления позволяют значительно снизить потери энергии на дросселях. Регулирование расхода на магнитореологическом дросселе-гидрозамке и подачи магниторео-

логического насоса осуществляется в зависимости от изменения характеристик электромагнитного поля и скорости переключения элементов кольцевой дифференциальной обмотки блока электромагнитного управления потоком магнитореологического дросселя-гидрозамка и в каскаде блоков электромагнитного управления магнитодинамического насоса. С целью предотвращения попадания абразивных частиц в гидросистему, предусмотрен фильтр 13 в сливной линии. Предохранительные клапаны 6 и 9 защищают гидросистему от скачков давления, путем сливания рабочей жидкости при давлении выше установленного. Предусмотрена защита гидропривода в случае засорения фильтра 13 путем подключения в сливную линию предохранительного клапана 14.

Магнитореологические системы нового поколения имеют различное исполнение управляющих электромагнитных блоков в зависимости от функциональных особенностей магнитореологического аппарата. В магнитореологических системах комбинированного типа применены дифференциальные индукторы, так как они позволяют создавать управляющие электромагнитные поля со сложными профилями распределения магнитной индукции и напряженности в пространстве. Очевидно, что геометрия и расположение дифференциальных индукторов в подобных магнитореологических устройствах напрямую зависят от требуемых динамических характеристик электромагнитного поля [2].

ТВЕРДОТЕЛЬНЫЕ МОДЕЛИ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКОГО ПРИВОДА

Применение многих полимерных компонентов для корпусов магнитореологических устройств невозможно в связи с их низкой прочностью к воздействию интенсивных динамических нагрузок. Существующий уровень развития данных направлений техники приведен в работе [3].

На рис. 2 и 3 приведены твердотельные модели базовых элементов магнитореологического привода, положенные в основу элементов моделирования объекта исследования.

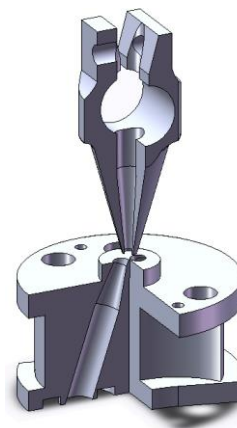


Рис. 2. Конструктивная схема струйного гидроусилителя

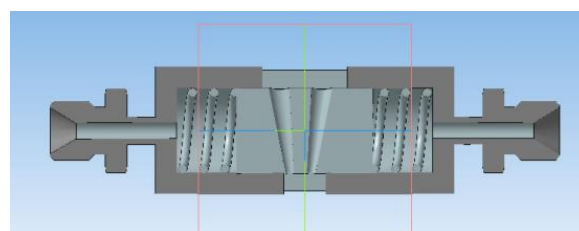


Рис. 3. Твердотельная модель подвижного дефлектора магнитореологического привода

Вследствие высоких скоростей движения рабочей жидкости через сопло струйной трубки возможно снижение пьезометрического давления ниже давления насыщенных паров и образование кавитационной каверны.

Определяем пьезометрическую составляющую полного давления в сопле, пренебрегая путевыми и местными потерями в плавающей втулке, повороте сопла, сопловом конфузоре. Исходя из уравнения Бернулли, имеем:

$$P_c = P_y - \frac{\rho \cdot v^2}{2},$$

где v – средняя по сечению скорость прохождения жидкости через сопло.

$$P_c = 1,78 \text{ МПа},$$

$P_c \gg P_{н.п.} < 0,1 \text{ МПа}$ – кавитация в струйной трубке отсутствует.

Определяем жесткость подобранной пружины:

$$c_{пр} = \frac{1000 \cdot d^4}{D_0^3 \cdot n} = \frac{1000 \cdot 4^4}{16^3 \cdot 4,8} = 13 \text{ кгс/мм}.$$

Жесткость подобранной пружины практически совпадает с предварительно заданной требуемой жесткостью.

Определяем касательное напряжение, действующее в витках пружины при максимальной деформации:

$$\tau_3 = k \cdot \frac{8 \cdot P_3 \cdot D_0}{\pi \cdot d^3} = 100 \text{ кгс/мм}^2$$

Отклонение от ранее определенного значения $\tau_3 = 96 \text{ кгс/мм}^2$ составляет

$$\delta\tau_3 = \frac{100 - 96}{100} = 0,04 \text{ или } 4\% < [\delta\tau_3] = \pm 10\%$$

Окончательно подтверждаем, что для центровки золотника подходят пружины номер 84 (по ГОСТ 13772–68).

Пружины в предлагаемой конструкции применены исключительно для центровки подвижного элемента в гидрораспределителе. Поэтому с целью повышения динамических характеристик и точности перемещения подвижного дефлектора возможны, конструктивное исполнение гидрораспределителя без использования пружин и реализация центровки поджатием торцов объемами рабочей среды. Следовательно, при моделировании управляющего магнитореологического контура можно допустить квазинулевую жесткость центровочных пружин.

РАСЧЕТ СИЛОВЫХ И УПРАВЛЯЮЩИХ ЛИНИЙ

В рамках данной математической модели расчета, управляющего магнитореологического контура ошибка управления будет оцениваться по перемещению подвижного дефлектора гидрораспределителя. Расчетная гидравлическая схема управляющего контура (рис. 4).

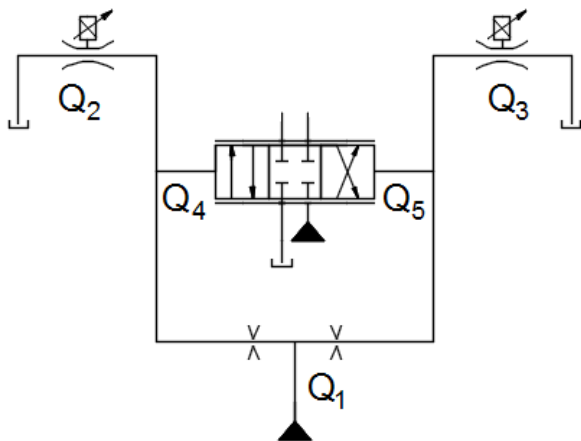


Рис. 4. Расчетная схема управляющего контура

Примем, что перемещения подвижного дефлектора гидрораспределителя отслеживаются датчиками линейного перемещения, поэтому управляющий сигнал можно задать по формуле:

$$U_y = U_{in} - U_v,$$

где U_{in} – входной сигнал; U_v – ошибка передачи.

Базовое уравнение баланса расходов для контура управляющего перемещением подвижного дефлектора:

$$\begin{cases} Q_4 = Q_1 - (Q_3 + Q_2 + Q_5) \\ Q_5 = Q_1 - (Q_3 + Q_2 + Q_4) \end{cases}$$

Расход жидкости в управляющей линии (на торцах подвижного дефлектора) можно представить, как:

$$Q_y = S_p \frac{dx_p}{dt}.$$

Вводим допущение, что сжимаемостью рабочей жидкости в полостях управления подвижного дефлектора можно пренебречь из-за малости объема этих полостей, запишем уравнение движения в виде:

$$m_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} + S_g \cdot k_{f.p} \frac{dx_p}{dt} + F_{gd.p} + F_s = \Delta p_y S_p,$$

где m_p – масса дефлектора; $F_{gd.p}$ – гидродинамическая сила, действующая на подвижный дефлектор со стороны рабочей жидкости; F_s – сила сухого трения, действующая на подвижный дефлектор; Δp_y – перепад давления рабочей жидкости на торцах дефлектора; S_p – площадь сечения торца дефлектора; S_g – площадь щели между дефлектором и гильзой; $k_{f.p}$ – коэффициент, учитывающий вязкое трение в зазоре между подвижным дефлектором и гильзой:

$$k_{f.p} = f \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right).$$

Допустив возможность пренебречь массой подвижного дефлектора, получаем:

$$S_g \cdot k_{f.p} \cdot \frac{dx_p}{dt} = \Delta p_y S_p.$$

Перепишем баланс расходов в управляющих перемещением подвижного дефлектора линиях, как:

$$\begin{cases} Q_4 = S_p \cdot \pm \frac{dx_p}{dt} \\ Q_5 = S_p \cdot \mp \frac{dx_p}{dt} \end{cases}.$$

Расчет силового контура проведем исходя из допущения того, что при перемещении подвижного дефлектора от нейтрального положения, приближенно можно считать, что давления в линиях дефлектора пропорциональны площадям перекрытия их струей рабочей жидкости:

$$p_1 = \frac{\rho v_0^2}{2} \frac{\Delta S_1}{S}; p_2 = \frac{\rho v_0^2}{2} \frac{\Delta S_2}{S}.$$

где v_0 – скорость истечения рабочей жидкости; S – полная площадь каждого из приемных окон.

Разность давлений в силовых линиях:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{\rho v_0^2 (\Delta S_1 - \Delta S_2)}{S}.$$

Разность площадей сечений линий дефлектора, перекрытых струей рабочей жидкости, зависит от величины смещения x_p . При малых значениях x_p можно считать, что:

$$k_s x_p = (\Delta S_1 - \Delta S_2),$$

где k_s – коэффициент изменения площади.

Расходная характеристика силовой линии:

$$Q = v_0 (\Delta S_1 - \Delta S_2); Q = v_0 k_s x_p.$$

Расход в линиях распределителя:

$$\begin{cases} Q_4 = S_p \cdot \pm \frac{dx_p}{dt} \\ Q_5 = S_p \cdot \mp \frac{dx_p}{dt} \\ Q = v_0 k_s \frac{dx_p}{dt} \end{cases}.$$

Расход через сечение:

$$Q = v \cdot S_i = \frac{Re \times \eta}{\rho \cdot d} \cdot S_i,$$

где S_i – площадь сечения; v – скорость потока рабочей среды; ρ – плотность жидкости; η – коэффициент вязкости жидкости; d – эквивалентный диаметр.

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕГУЛИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ СИЛОВЫХ И УПРАВЛЯЮЩИХ ЛИНИЙ

Принимая во внимание малую протяженность управляющих линий и силовых линий подвижного дефлектора и струйной трубки, очевидно, что для расчета расходных характеристик в гидравлических линиях распределителя необходимо и достаточно определить расходные характеристики управляющих устройств.

Для упрощения процесса проектирования и расчета приводной системы проведем компьютерное моделирование течения сред в рабочих полостях управляющих элементов и установим требуемые для дальнейшего расчета параметры, а именно скоростные характеристики потока в струйной трубке и вязкостные характеристики рабочей среды в магнитореологических дросселях.

Расчетная схема проточной части струйного гидроусилителя исследуется в пакете прикладных программ вычислительной гидродинамики Ansys CFX с использованием пакетов твердотельного проектирования Solid Works и Ansys Design Modeler.

С учетом нестационарных гидродинамических эффектов в струйном гидроусилителе физическая модель течения основывалась на следующих условиях: задача решалась в стационарной постановке; течение рассматривалось как гомогенное двухфазное; газообразная фаза (пар) формулировалась в эйлеровой постановке; эффекты турбулентности течения вводились с помощью модели $k-\varepsilon$; в качестве модели теплопереноса была выбрана гомогенная изотермическая модель; в качестве модели кавитационного массопереноса была выбрана модель Релея–Плессета.

Краевые условия модели (см. рис. 5) определялись следующим образом: скорость на входе (Γ_1) задавалась в виде массо-

вого расхода; на выходе (Γ_2) задавалось условие открытой границы (статическое давление); на остальных границах расчетной области (Γ_3) задавалось условие адиабатической стенки с нулевыми составляющими скорости потока.

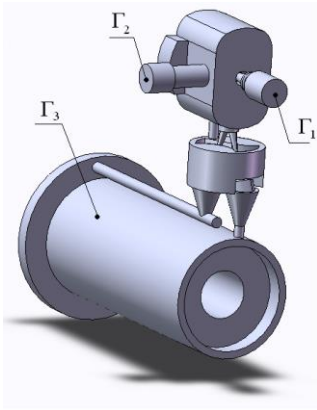


Рис. 5. Расчетная схема проточной части струйного гидросилителя

В качестве начальных условий были использованы следующие параметры: на входе – постоянный расход 21,7 л/мин, на выходе – статическое давление 0,7 МПа.

В качестве жидкости было использовано масло АМГ-10 при температуре 25 °С. В качестве газообразной фазы пар – АМГ-10. Расчетная сетка составила 19 809 994 ячеек, 4 482 564 узлов.

Ниже приведены результаты численного моделирования двухфазного течения жидкости в проточной части струйного гидросилителя в пакете вычислительной гидродинамики Ansys CFX.

На рис. 6 показано распределение давления в гидрораспределителе. Из рис. 6 видно, что максимальное давление имеет место в подводящем канале и плавающей втулке и достигает 23 МПа. Далее по мере сужения струйной трубки местное давление снижается вследствие роста скорости течения. При входе струи в струйную камеру местное статическое давление становится равным давлению в сливной камере 0,7 МПа.

На рис. 7 представлено распределение полей скоростей на плоскости симметрии струйного гидросилителя. Средняя скорость при входе в гидросилитель составляет не более 28 м/с. Далее по мере сужения

струйной трубки скорость движения жидкости возрастает и на срезе сопла составляет 211 м/с. Значительное влияние на величину максимальной скорости оказывает разворот струи при входе в струйную трубку, который создает дополнительные потери на вихреобразование. В схемах с прямоточным подводом рабочей жидкости потери при повороте струи отсутствуют, поэтому при проектировании подобных гидросилителей следует учесть этот факт.

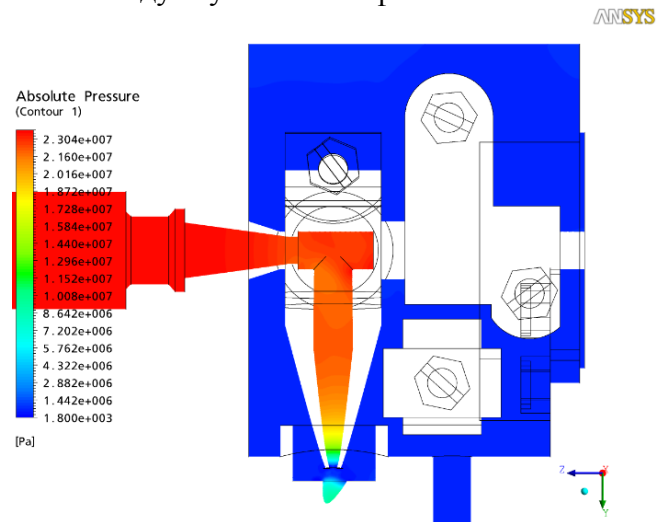


Рис. 6. Распределение давления в струйном гидрораспределителе

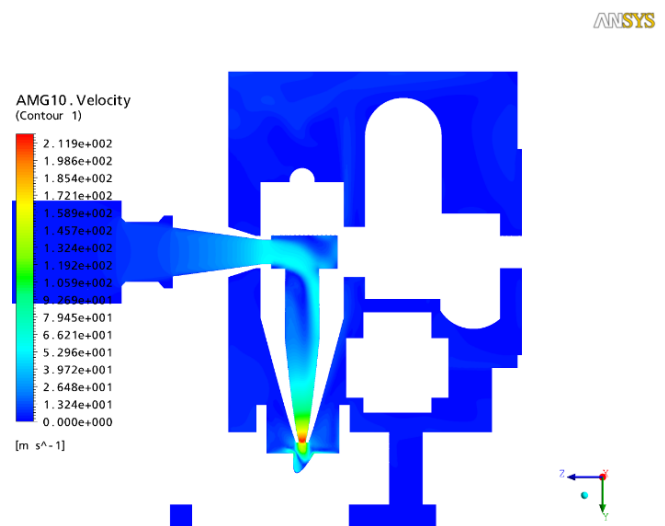


Рис. 7. Скорость течения жидкости в струйной трубке

Проведена трехмерная визуализация результатов математического моделирования рабочих процессов магнитореологического дросселя с комбинированным методом управления характеристиками потока (рис. 8 и 9).

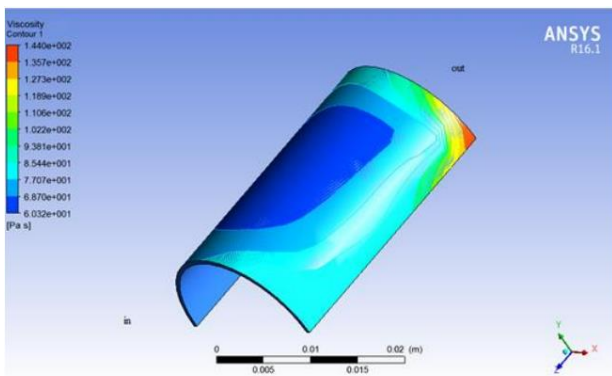


Рис. 8. Распределение вязкости в магнитореологической среде при гидродинамическом запирании потока – внешняя поверхность кольцевого зазора рабочей зоны

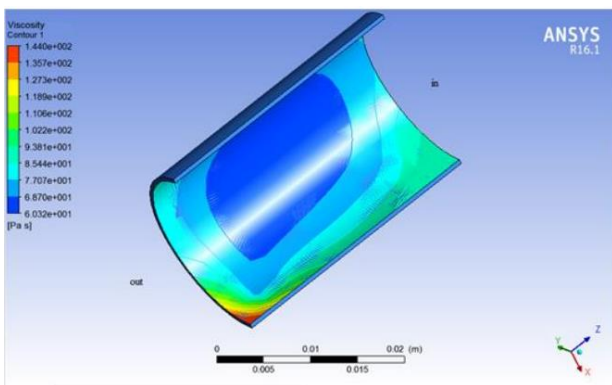


Рис. 9. Распределение вязкости в магнитореологической среде при гидродинамическом запирании потока – внутренняя поверхность кольцевого зазора рабочей зоны

НОВИЗНА

Разработана и запатентована принципиально новая гидравлическая схема, отличающаяся исполнением регулирующей гидроаппаратуры на базе элементов струйной гидроавтоматики с магнитореологическим управляющим контуром.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана принципиальная гидравлическая схема магнитореологического привода, исполненного на базе элементов струйной гидроавтоматики с магнитореологическим управляющим контуром.

Созданная приводная система, позволяет снизить потери энергии на дросселях за счет комбинации дроссельного и объемного регулирования в управляющем магнитореологическом контуре и применения рационального алгоритма управления.

Построены твердотельные модели основных элементов магнитореологического привода. Выполнено моделирование течения жидкости в струйной трубке.

Получены профили вязкости для магнитореологического дросселя с комбинированным методом управления потоком магнитореологической рабочей среды.

Для более точного представления течения жидкости в магнитореологическом приводе следует провести моделирование течения жидкости совместно с подвижным дефлектором, что планируется провести в следующих работах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Атанов А. Ю., Найгерт К. В., Целищев В. А.** Магнитореологический привод // Патент РФ № 192674. Опубл. 26.09.2019. //Бюл. № 27. [А. Yu. Atanov, K. V. Naigert, V. A. Tselishcev, "Magnetorheological drive", Patent RF 192674, 2019.]
2. **Найгерт К. В., Целищев В. А.** О быстродействии электромагнитных блоков управления магнитореологических систем нового поколения // Вестник УГАТУ. 2018. Т. 22, № 4 (82). С. 109–118. [K. V. Naigert, V. A. Tselishcev, "Speed of electromagnetic control units of new generation magnetorheological systems", (in Russian), in *Vestnik UGATU*, vol. 22, no. 4 (82), pp. 109-118, 2018.]
3. **Найгерт К. В., Целищев В. А.** Разработка корпуса магнитореологических устройств из композитных материалов // Вестник УГАТУ. 2018. Т. 22, № 2 (82). С. 19–29. [K. V. Naigert, V. A. Tselishcev, "Development of the housing of magnetorheological devices made of composite materials", (in Russian), in *Vestnik UGATU*, vol. 22, no. 2 (82), pp. 19-29, 2018.]
4. **Larson R. G.** The Structure and Rheology of Complex Fluids. NY: Oxford University Press, 1999. 682 p. [R. G. Larson, *The Structure and Rheology of Complex Fluids*. NY: Oxford University Press, 1999.]
5. **Naigert K. V., Tselishcev V. A.** Design and Calculation Method of Composite Housings for New Generation Magnetorheological Devices // Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019). 2020. Vol. II. Pp. 1295-1303. [K. V. Naigert, V. A. Tselishcev, "Design and Calculation Method of Composite Housings for New Generation Magnetorheological Devices", in *Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019)*, vol. II, pp. 1295-1303, 2020.]
6. **Найгерт К. В., Целищев В. А.** Методология формирования гидродинамических и реологических эффектов магнитореологической рабочей среды // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2019. № 58. С. 122–132. [K. V. Naigert, V. A. Tselishcev, "Methodology for the formation of hydrodynamic and rheological effects of the magnetorheological working environment", (in Russian), in *Vestnik PNIPIY. Aerokosmicheskaya tekhnika*, no. 58, pp. 122-132, 2019.]
7. **Найгерт К. В., Целищев В. А.** Физические основы проектирования магнитореологических систем нового

поколения // Избранные труды Всероссийской конференции по проблемам науки и технологий. Москва: РАН, 2018. 90 с. [K. V. Naigert, V. A. Tselishcev, "Physical foundations of designing new generation magnetorheological systems", (in Russian), in *Selected works of the All-Russian conference on the problems of science and technology*. Moscow: RAN, 2018.]

8. **Найгерт К. В., Целищев В. А.** Расчет и проектирование магнитореологических камер гидравлического оборудования // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. 2019. Т. 19, № 2. С. 55–65. [K. V. Naigert, V. A. Tselishcev, "Calculation and design of magnetorheological chambers of hydraulic equipment", (in Russian), in *Vestnik Yuzhno-Ural'skogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Mashinostroenie*, vol. 19, no. 2, pp. 55-65, 2019.]

9. **Такетоми С., Тикадзуми С.** Магнитные жидкости. Пер. с японск. М. К. Овечкина, А. Д. Мицкевича; под ред. В. Е. Фертмана. М.: Мир, 1993. 272 с. [S. Taketomi, S. Chikazumi, *Magnetic fluids*, (in Russian). Translated from Japanese by M. K. Ovechkin, A. D. Mitskevich; V.E. Fertman (ed). Moscow: Mir, 1993.]

10. **Найгерт К. В., Целищев В. А.** Повышение эффективности рабочего процесса магнитодинамического насоса // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г. И. Носова. 2020. Т. 17, № 2. С. 60–67. [K. V. Naigert, V. A. Tselishcev, "Improving the efficiency of the working process of the magnetodynamic pump", (in Russian), in *Vestnik Magnitogorskogo gosudarstvennogo texnicheskogo universiteta im. G. I. Nosova*, vol. 17, no. 2, pp. 60-67, 2020.]

ОБ АВТОРАХ

АТАНОВ Азамат Юлаевич, магистр каф. ПГМ.

ЦЕЛИЩЕВ Владимир Александрович, д-р техн. наук, проф., зав. каф. прикладной гидромеханики.

НАЙГЕРТ Катарина Валерьевна, д-р техн. наук, асс., каф. «Автомобильный транспорт».

METADATA

Title: Simulation of a magnetorheological drive.

Authors: A. Yu. Atanov¹, V. A. Tselishcev², K. V. Naigert³

Affiliation:

^{1,2} Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia

³ "South Ural State University (National Research University)"

Email: ¹azamat.atanov.97@mail.ru, ²pgl.ugatu@mail.ru, ³kathy_naigert@mail.ru

Language: Russian.

Source: Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 25, no. 2 (92), pp. 24-31, 2021. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: The article presents the hydraulic diagram of the magnetorheological drive, its description and operation principle. 3D models of main control elements of magnetorheological drive are considered. Method for calculation of drive systems with elements of jet hydroautomatics and magnetorheological control circuits is proposed.

Key words: magnetorheological fluid; magnetorheological drive; magnetorheological choke-hydraulic lock; hydraulic seed; movable deflector; jet tube.

About authors:

ATANOV, Azamat Yulaevich, Master Student.

TSELISHCHEV, Vladimir Alexandrovich, Dr. of Tech. Sci., Prof., Head. of Dept. of Applied Hydromechanics.

NAIGERT, Katharina Valerevna, Dr. of Tech. Sci., Ass. of Dept. of Automobile Transport.