

# Расчет и конструирование

УДК 621.22-226

DOI: 10.14529/engin230201

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩЕЙ НА ЗОЛОТНИК ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО УСИЛИТЕЛЯ МОЩНОСТИ С ПРИМЕНЕНИЕМ СРЕДСТВ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ГИДРОДИНАМИКИ

*Д.Ф. Хабарова, С.Ю. Битюцких, А.Р. Исмагилов, Д.В. Ардашев*

*Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия*

Разработка и проектирование золотниковых электрогидравлических усилителей мощности с высокими требованиями к динамическим характеристикам сопряжены с необходимостью точного расчета силовых воздействий на золотник. При работе усилителя наибольшее воздействие на золотник оказывает гидродинамическая сила, которая определяется расходом жидкости и углом отклонения струи. Вместе с тем существующие методики расчета величины гидродинамической силы не учитывают действительную форму гильзы и буртов золотника, что негативно сказывается на точности расчета.

Статья посвящена разработке методики расчета величины результирующего воздействия гидродинамической силы на золотник электрогидравлического усилителя мощности с применением средств вычислительной гидродинамики, учитывающей действительную форму гильзы и буртов золотника.

В статье представлены параметры и результаты моделирования течения жидкости через золотниковую пару электрогидравлического усилителя мощности в различных положениях золотника при перепаде давлений на усилителе 7МПа в условиях отсутствия нагрузки. По результатам моделирования для каждого из рассматриваемых положений золотника определен фактический расход жидкости через гидроусилитель, а также углы отклонения струй с учетом действительной геометрии пары золотник – гильза. По данным о фактических расходах определены коэффициенты расхода усилителя и построена его расходная характеристика. С применением данных об углах отклонения струй и полученной расходной характеристике рассчитана зависимость результирующего воздействия гидродинамической силы на золотник электрогидравлического усилителя мощности от положения золотника. По результатам исследования сформулирована пошаговая методика расчета результирующего воздействия гидродинамической силы на золотник, которая применима для различных режимов работы гидроусилителя, определяющихся давлением питания и величиной нагрузки.

*Ключевые слова: электрогидравлический усилитель мощности, золотник, гидродинамическая сила, вычислительная гидродинамика*

### Введение

В современных промышленных гидравлических системах технологические процессы выполняются с высокой точностью и эффективностью с применением элементов автоматики и сервоуправления. Один из таких элементов – электрогидравлические усилители мощности (ЭГУМ), благодаря которым регулирование скоростных и силовых характеристик гидропривода осуществляется с высокой эффективностью и точностью. Вместе с тем растущие требования к характеристикам гидравлических приводов приводят к необходимости увеличения точности проекторочных расчетов, в том числе и золотниковых ЭГУМ [1].

Наибольшее силовое воздействие, противодействующее управлению положением золотника, оказывает гидродинамическая сила. Данная сила, возникающая в результате воздействия потока жидкости на золотник, как правило, в проекторочных расчетах определяется по величинам максимального расхода жидкости через ЭГУ и угла отклонения струи – угла между осью результирующей силой динамического воздействия струи жидкости и нормали к боковой поверхности бурта золотника, с которой струя соударяется. При этом следует отметить, что величина угла отклонения струи в этих современных методиках расчета определяется без учета действительной геометрии гильзы и буртов золотника [2, 3]. Однако в современных ЭГУМ кана-

## Расчет и конструирование

лы в гильзе и бурты золотника, как правило, имеют сложную форму [4], и влияние этой этих формы на динамическое воздействие потока существенно. Кроме того, в случае повышенных требований к амплитудно-частотным характеристикам ЭГУМ для разработки или выбора электромеханического преобразователя (ЭМП) может потребоваться зависимость величины гидродинамической силы от перемещения золотника. Для повышения точности расчета максимальной величины результирующего воздействия гидродинамической силы на золотник с учетом действительной геометрии гильзы и буртов золотника, а также получения зависимости величины этой силы от перемещения золотника можно воспользоваться средствами вычислительной гидродинамики – численного моделирования потока жидкости в паре золотник – гильза.

Методы численного моделирования для расчета золотников гидроаппаратов описаны в исследованиях российских и зарубежных ученых. Так, в работе [5] авторы изучают влияние величины гидродинамической силы при различных схемах подключения распределителя с электроуправлением на баланс сил на золотнике. Также авторы предлагают метод определения некоторых радиальных и осевых сил, действующих на золотник распределителя при помощи численного моделирования, который ученые подтвердили экспериментальными исследованиями.

В статьях [6–14] исследователи предлагают методы CFD-анализа золотниковых распределителей различного типа, которые предполагают применять для оптимизации конструкции клапанов при проектировании. Ключевым фактором оптимизации конструкции авторы также видят определение фактической величины гидродинамической силы.

Методы вычислительной гидродинамики также применяются с целью снижения результирующего воздействия гидродинамической силы на золотник путем оптимального профилирования его геометрии [15, 16]. Так, в работе [16] исследователи моделированием потока в паре золотник – гильза определяют влияние параметров конического бурта золотника на величину осевой составляющей гидродинамической силы и в результате предлагают методику оптимального профилирования такой формы бурта.

Исходя из вышеизложенного видно, что методы вычислительной гидродинамики широко применяются для исследований характеристик золотниковой гидроаппаратуры. Кроме того, задача определения величины гидродинамической силы, действующей на золотник, является актуальной. Однако, несмотря на большое количество работ, посвященных решению этой задачи, четко сформулированной методики расчета величины гидродинамической силы на основании результатов моделирования обнаружить не удалось.

Целью данного исследования явилась разработка методики определения осевой составляющей гидродинамической силы, действующей на золотник гидроаппарата, а также зависимости ее величины от положения золотника. Разработка методики осуществлялась на примере ЭГУМ золотникового типа с прямым управлением. Для достижения поставленной цели произведено численное моделирование течения жидкости в паре золотник – гильза при различных степенях открытия окна (положениях золотника) с заданным перепадом давлений на кромках золотника в программном пакете Ansys Fluent. По результатам моделирования определены углы отклонения струй и фактические величины расхода жидкости через усилитель, которые использованы для расчета зависимости результирующего воздействия гидродинамической силы от положения золотника.

### 1. Объект исследования

Объектом исследования является ЭГУ золотникового типа 4/3 с прямым управлением, схема которого показана на рис. 1. Данный аппарат был разработан в рамках проводимого исследования, имеет следующие характеристики: максимальное давление питания ЭГУМ 35 МПа, номинальный расход составляет 60 л/мин при перепаде 7 МПа на клапане, максимальный ход золотника  $X_{\max} = 0,75$  мм.

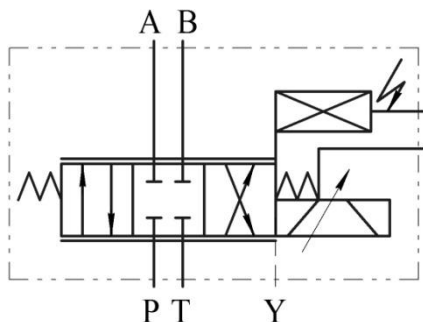


Рис. 1. Принципиальная схема электрогидравлического усилителя мощности

## 2. Конечно-элементная сетка проточной части ЭГУМ

Первым шагом для расчета гидродинамики является построение геометрической модели проточной части клапана. С помощью программы *Autodesk Inventor* сформирована геометрическая модель проточной части Р-А и В-Т из 3D-модели клапана. Пути Р-В и А-Т имеют ту же геометрию, что и Р-А и В-Т, из-за симметрии золотника и корпуса клапана. Следовательно, возможно ограничиться анализом только пути Р-А и В-Т.

Трехмерная модель гидроусилителя была упрощена и адаптирована для расчета гидродинамики. В отношении геометрической модели были приняты следующие допущения: между гильзой и золотником отсутствует радиальный зазор, исключены радиальные канавки на цилиндрических поверхностях золотника, исключена линия разгрузки торцевых поверхностей золотника. Трехмерная модель формировалась при различных смещениях золотника: 5; 25; 50; 75 и 100 % от максимального перемещения  $X_{\max}$ .

Модель проточной части клапана выполнена в трехмерном варианте. Иллюстрация трехмерной модели жидкости представлена на рис. 2. Также показана определенная система координат. В принятой системе координат ось  $Y$  совпадает с осью золотника, а ее направление совпадает с силой линейного привода.

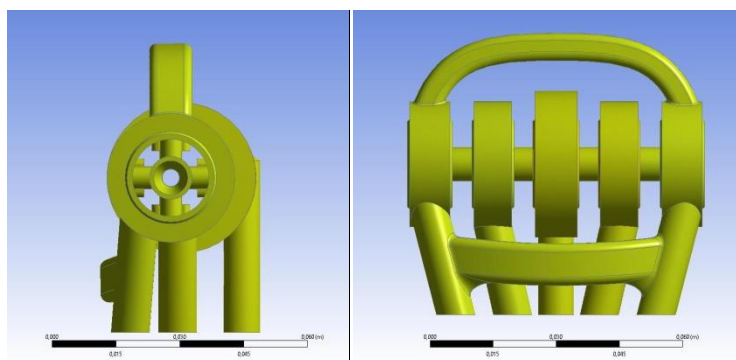


Рис. 2. Модель проточной части клапана

Согласно представленной геометрической модели исследуемого гидроусилителя была создана трехмерная расчетная сетка, которая представлена на рис. 3, а. Расчетная область состоит из неструктурированной тетрагональной сетки. Для создания сетки использовалась расширенная размерная функция элементов *Proximity and Curvature*, которая позволяет локально уточнить плотность сетки и задать нужное количество элементов. При построении модели было сформировано 5380690 узлов, 3712480 ячеек. В местах сужения потока в расчетной области производилось равномерное измельчение и сгущение элементов сетки, которое показано на рис. 3, б.

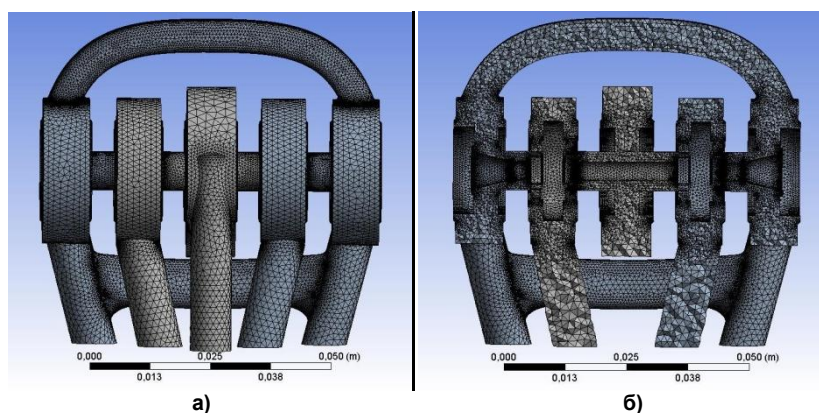


Рис. 3. Модель расчетной сетки

## Расчет и конструирование

### 3. Параметры моделирования

Для моделирования гидродинамики потоков в расчетной области приняты следующие предположения: расчет выполняется в стационарной постановке; отсутствует скольжение по стенкам проточной части; жидкость несжимаемая; свойства жидкости постоянны; отсутствуют утечки; стенки каналов клапана приняты гидравлически гладкими; модель находится в условиях теплового равновесия; вязкость рабочей жидкости принята  $32 \text{ мм}^2/\text{с}$ .

Для решения поставленной в данном исследовании задачи выбрана модель турбулентности  $k-\varepsilon$ , так как при моделировании потоков жидкости в регулирующей и направляющей гидравлической аппаратуре, как правило, применяется модель турбулентности  $k-\varepsilon$  Realizable [17, 18], которая обеспечивает достаточную точность расчетов. Параметры модели турбулентности были определены согласно [19, 20].

Граничные условия, выбранные для расчета, приведены в табл. 1.

Таблица 1

Граничные условия

Локация	Значения параметров
Вход в гидроусилитель (линия P), Inlet P	$p = 7 \text{ МПа}, T = 303,15 \text{ К}$
Вход в гидроусилитель (линия B), Inlet B	$p = 3,5 \text{ МПа}, T = 303,15 \text{ К}$
Выход из гидроусилителя (линия A), Outlet A	$p = 3,5 \text{ МПа}, T = 303,15 \text{ К}$
Выход из гидроусилителя (линия T), Outlet T	$p = 0 \text{ МПа}, T = 303,15 \text{ К}$
На стенке трубы, Wall	$T = 303,15 \text{ К}, u = 0 \text{ м/с}$ , стенки гидравлически гладкие

Построенная таким образом вычислительная модель позволяет автоматически выполнять расчеты для различных режимов работы клапана и получать информацию о значениях распределения давления и скорости в проточной зоне.

### 4. Результаты моделирования

Результаты анализа гидродинамики потоков жидкости в ЭГУ при перемещениях золотника 5 и 100 % от  $X_{\text{max}}$  представлены на рис. 4 и 5, где показаны распределения полей давления и скорости течения рабочей среды в проточной части гидроусилителя. В ходе исследования также получены распределения полей давления и скорости при перемещениях золотника 25; 50 и 75 % от  $X_{\text{max}}$ .

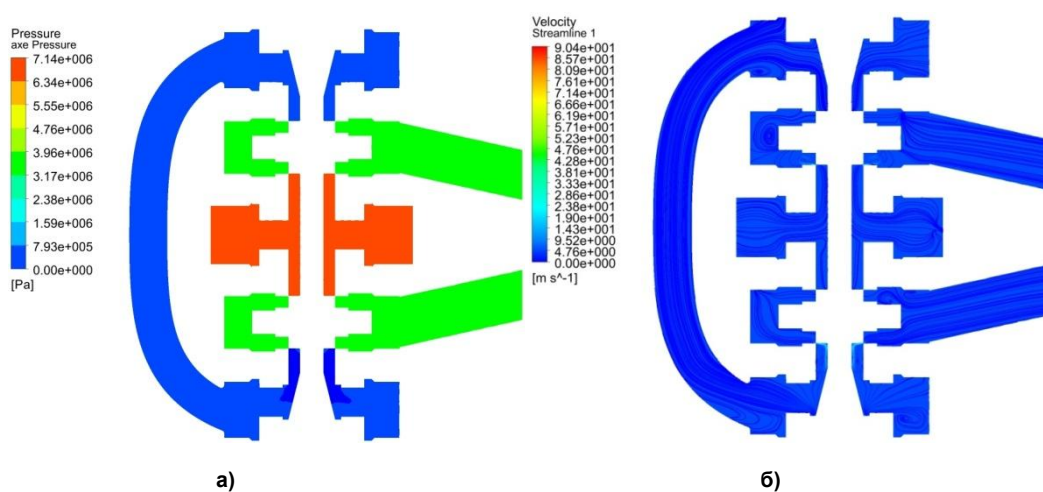


Рис. 4. Распределение полей параметров в расчетной области при перемещении золотника 5 % (0,04 мм) и перепаде давлений на линиях P-A-B-T  $\Delta P = 7 \text{ МПа}$  в условиях отсутствия нагрузки:  
а) поле давления, б) поле скорости

Как видно на рис. 4 и 5, с увеличением площади открытого проходного сечения золотника возрастает расход жидкости и степень неравномерности распределения давления в проточной части клапана, в том числе в пристеночной зоне золотника, что способствует увеличению гидродинамической силы, воздействующей на золотник.

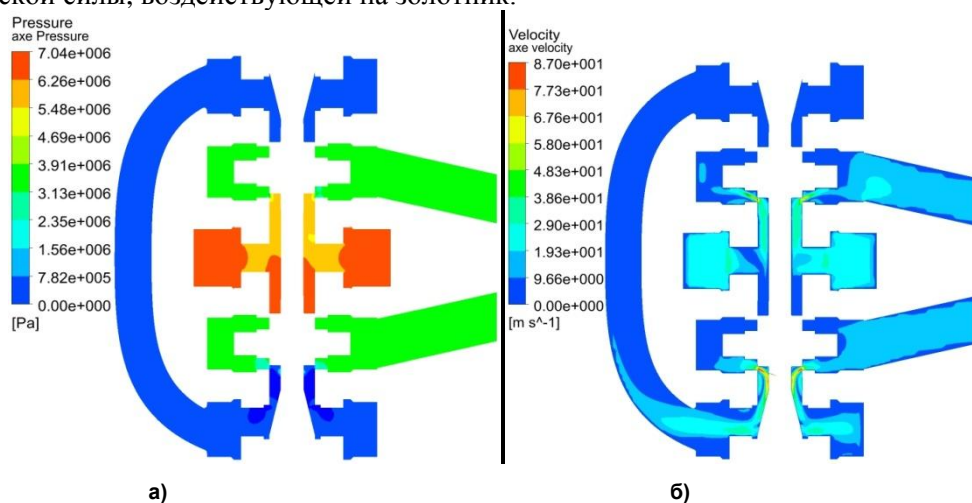


Рис. 5. Распределение полей параметров в расчетной области при перемещении золотника 100 % (0,75 мм) и перепаде давлений на линиях Р-А-В-Т  $\Delta P = 7$  МПа в условиях отсутствия нагрузки:  
а) поле давления, б) поле скорости

Для определения величины осевой составляющей гидродинамической силы проведен анализ распределения скорости потока в области щели пристеночной зоны золотника, т. е. при движении потока по пути из линии Р в линию А и на пути из линии В в линию Т. В результате расчетов построен результирующий вектор скорости потока в области щели пристеночной зоны золотника. Между результирующим вектором скорости и продольной осью золотника было определено значение угла при различных перемещениях золотника. Иллюстрация распределения поля скорости в области щели пристеночной зоны золотника и определение угла отклонения струи потока по пути из Р в А и на пути из В в Т при перемещениях золотника 5 и 100 % от  $X_{\max}$  представлены на рис. 6. Численные значения угла отклонения струи представлены в табл. 2.

### 5. Расчёт расходной характеристики ЭГУМ и результирующего воздействия гидродинамической силы

Система золотник – гильза в ЭГУМ представляет собой систему управляемых дросселирующих щелей, объединённых в одной конструкции. Расчетная схема этой системы показана на рис. 7.

Система уравнений, описывающих физический процесс течения жидкости через систему ЭГУМ-гидродвигатель, включает уравнения неразрывности, уравнения Бернулли и в результате имеет следующий вид:

$$Q_1 = \mu_1 \cdot S_{щ1} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_n - p_1)}{\rho}}; \quad (1)$$

$$Q_2 = \mu_2 \cdot S_{щ2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_2 - p_{сн})}{\rho}}; \quad (2)$$

$$Q_3 = \mu_3 \cdot S_{щ3} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_n - p_2)}{\rho}}; \quad (3)$$

$$Q_4 = \mu_4 \cdot S_{щ4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_2 - p_{сн})}{\rho}}; \quad (4)$$

$$Q_d = Q_1 - Q_4 = Q_2 - Q_3; \quad (5)$$

$$p_d = p_1 - p_2, \quad (6)$$



## Расчет и конструирование

где  $p_d$  – перепад давлений на гидродвигателе;  $p_1, p_2$  – давления в рабочих полостях гидродвигателя, в данном исследовании  $p_1 = p_2$ ;  $Q_d$  – расход жидкости, поступающей в гидродвигатель;  $Q_i$  – расход жидкости через  $i$ -ю дросселирующую щель;  $\mu_i$  – коэффициент расхода при течении жидкости через  $i$ -ю дросселирующую щель;  $S_{щi}$  – площадь сечения  $i$ -й дросселирующей щели.

Коэффициенты расхода  $\mu_i$  определены в связи с результатами численного моделирования, представленными в табл. 2.

Для расчёта площадей применены формулы:

$$S_{щ1,2} = \begin{cases} n \cdot b \cdot \sqrt{(X_3 - G_{1,2})^2 + \delta^2} & \text{при } (X_3 - G_{1,2}) > 0; \\ n \cdot b \cdot \delta & \text{при } (X_3 - G_{1,2}) \leq 0 \end{cases}; \quad (7)$$

$$S_{щ3,4} = \begin{cases} n \cdot b \cdot \sqrt{(X_3 - G_{3,4})^2 + \delta^2} & \text{при } (X_3 - G_{3,4}) > 0, \\ n \cdot b \cdot \delta & \text{при } (X_3 - G_{3,4}) \leq 0 \end{cases}, \quad (8)$$

где  $n = 4$  – количество дросселирующих окон;  $b = 5,2$  мм – ширина окна;  $X_3$  – перемещение золотника;  $G_i$  – перекрытия соответствующих дросселирующих щелей.

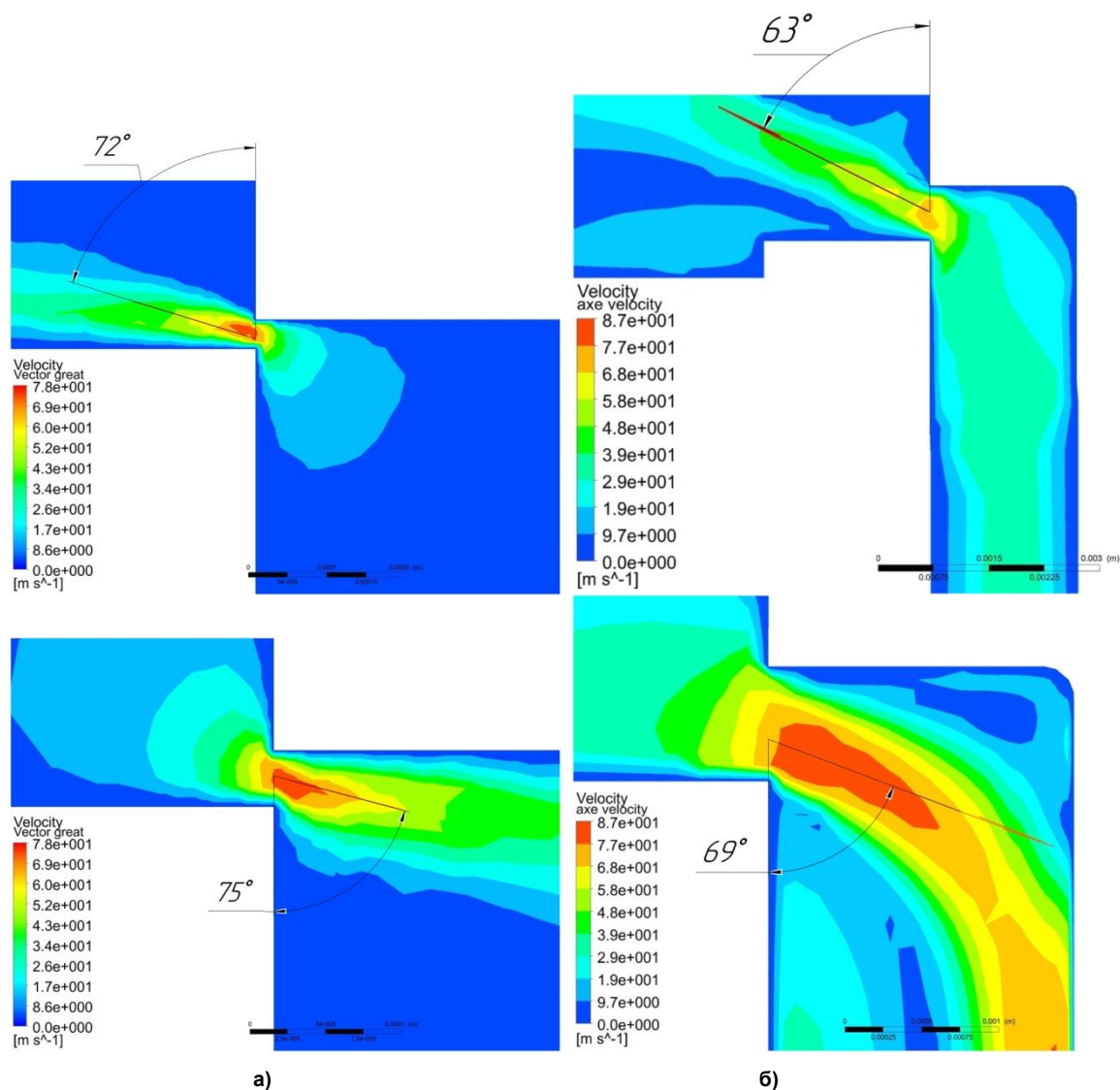


Рис. 6. Распределение поля скорости в области щели пристеночной зоны золотника и угол отклонения струи потока при течении из Р в А и из В в Т при перемещениях золотника: а) 5 % от  $X_{max}$ ; 100 % от  $X_{max}$

Таблица 2

Значения угла отклонения

Перемещение золотника, % от $X_{\max}$	Угол $\beta$ на щели Р–А, град	Угол $\beta$ на щели В–Т, град	Расход $Q$ , л/мин
5	72	75	3,7
25	76	76	20,3
50	67	72	40,0
75	65	75	53,5
100	63	69	60,8

Для определения гидродинамической силы  $F_{гд}$  с помощью уравнений (1)–(7) рассчитана расходная характеристика ЭГУМ, устанавливающая связь между положениями золотника  $X_3$  и расходом жидкости при нулевой нагрузке ( $p_1 = p_2$ ) для перепада давления на клапане  $\Delta p = 7$  МПа при смещении золотника влево (см. рис. 7). При расчете величина утечек принята равной нулю.

С помощью компьютерной программы MathCad методом последовательного приближения получены коэффициенты расхода на дросселирующих щелях, равные  $\mu_1 = \mu_2 = 0,736$ . Данная величина удовлетворяет номинальному расходу  $Q_n = 60$  л/мин при максимальном смещении золотника  $X_3 = 0,75$  мм.

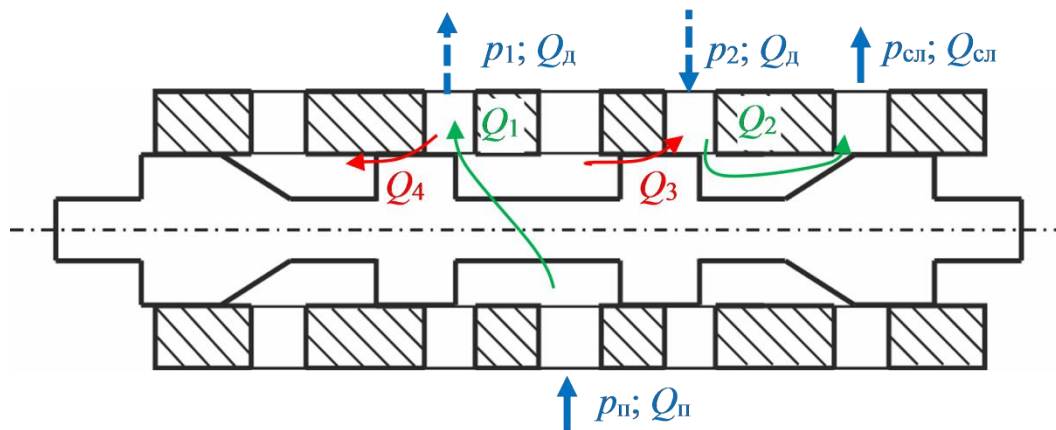


Рис. 7. Расчётная схема системы гильза – золотник

На рис. 8 представлена расходная характеристика, по которой видно, что связь между перемещением золотника и расходом является линейной и характеристика возрастающей.

Результирующее воздействие силы  $F_{гд}$  складывается из воздействия осевой составляющей силы  $F_{гд1}$  на бурт золотника при вытекании из ЭГУМ в линию управления гидродвигателем и воздействия осевой составляющей силы  $F_{гд2}$  на конический бурт золотника при вытекании из ЭГУМ в сливной трубопровод.

Для расчёта осевых составляющих сил  $F_{гд1}$  и  $F_{гд2}$  воспользуемся формулами [21]:

$$F_{гд1} = \rho Q_1 U_1 \cos \beta; \quad (9)$$

$$F_{гд2} = \rho Q_2 U_2 \sin^2(\alpha / 2), \quad (10)$$

где  $U_1, U_2$  – скорость течения жидкости в дросселирующей щели при вытекании её из камеры золотника в линию управления гидродвигателем и сливной трубопровод соответственно;  $\beta$  – угол между осью золотника и вектором скорости вытекающей жидкости;  $\alpha = 28^\circ$  – угол конусности конического бурта золотника. Скорости определяются через соотношение расходов к площади щелей.

Для расчёта осевой составляющей силы  $F_{гд1}$  данные для угла  $\beta$  приведены в табл. 2 (угол  $\beta$  на щели Р–А, град).

## Расчет и конструирование

Влияние положения золотника на результирующее воздействие силы  $F_{гд}$  представлено на графике на рис. 9.

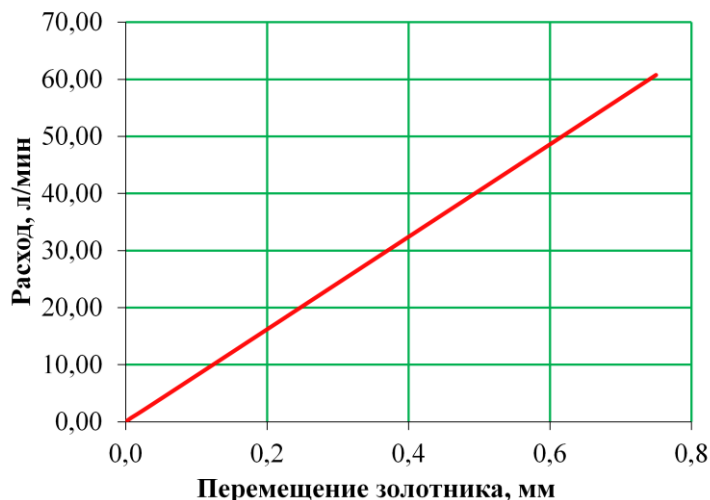


Рис. 8. Влияние положения золотника на расход жидкости через ЭГУМ

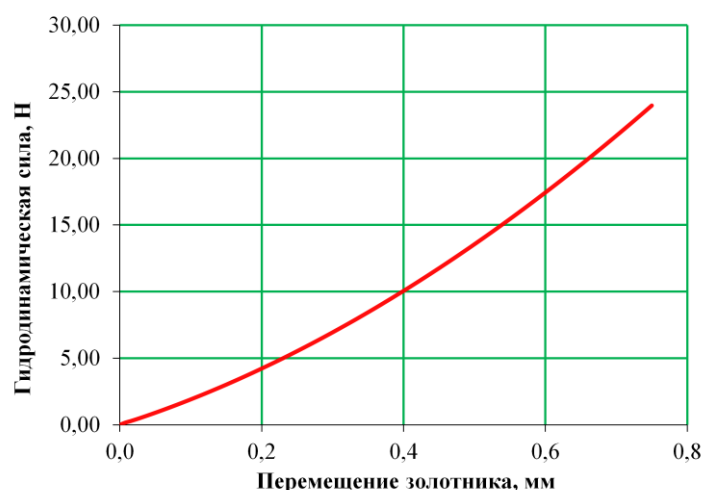


Рис. 9. Зависимость результирующего воздействия гидродинамической силы от положения золотника ЭГУМ

Из графика видно, что влияние положения золотника на гидродинамическую силу  $F_{гд}$  является нелинейным и с увеличением смещения золотника относительно исходного положения сила  $F_{гд}$  возрастает. При этом величина силы  $F_{гд}$  будет также зависеть и от нагрузки, действующей на гидродвигатель, и от давления питания  $p_n$ , так как расход жидкости будет отличаться. Для различных режимов работы величину гидродинамической силы  $F_{гд}$  следует уточнять с помощью методики, предложенной в данной статье. Кроме того, принимая во внимание линейную зависимость расхода жидкости через ЭГУМ от перемещения золотника и формулы (9) и (10), можно сделать вывод, что зависимость гидродинамической силы от перемещения золотника описывается функцией второго порядка, а значит, для расчета этой зависимости достаточно рассмотрения трех различных положений золотника.

### 6. Выводы и формулировка методики расчета гидродинамической силы

В результате проведенных исследований показано, что применение средств вычислительной гидродинамики позволяет определить величину результирующего воздействия гидродинамиче-



ской силы на золотник ЭГУМ с учетом действительной геометрии гильзы и буртов золотника, а также рассчитать зависимость этой величины от перемещения золотника.

На основании полученных результатов сформулирована методика расчета величины результирующего воздействия гидродинамической силы на золотник ЭГУМ в зависимости от положения золотника:

1. Средствами вычислительной гидродинамики моделируется поток жидкости через ЭГУМ при заданном перепаде давления минимум в трех положениях золотника.

2. По полученным в результате моделирования данным определяются фактический расход жидкости через ЭГУМ и угол отклонения струи.

3. По системе уравнений (1)–(6) с применением данных о фактическом расходе, полученных в результате моделирования, рассчитывается величина коэффициента расхода и расходная характеристика ЭГУМ.

4. По полученной расходной характеристике и формулам (9) и (10) с применением данных о величинах угла отклонения струи, полученных в результате моделирования, рассчитывается зависимость результирующего воздействия гидродинамической силы на золотник ЭГУМ от перемещения золотника.

Разработанная методика применима для расчёта ЭГУМ при различных режимах работы, характеризующихся нагрузкой  $p_d$  и давлением питания  $p_n$ .

### Благодарности

Работа выполнялась при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в рамках реализации комплексного проекта по созданию высокотехнологичного производства «Создание высокотехнологичного производства электрогидравлических усилителей мощности с электромеханическим преобразователем электродинамического типа с расширенным частотным диапазоном» с использованием мер государственной поддержки развития кооперации российских образовательных организаций высшего образования, государственных научных учреждений и организаций реального сектора экономики, реализующих комплексные проекты по созданию высокотехнологичного производства, предусмотренных постановлением Правительства Российской Федерации от 9 апреля 2010 г. № 218 по Соглашению № 075-11-2023-005 от 13.02.2023 г. (Идентификатор государственного контракта 000000S407523Q8R0002) между Министерством науки и высшего образования Российской Федерации и Обществом с ограниченной ответственностью «Уральский инжиниринговый центр» в кооперации с Головным исполнителем НИОКТР – Федеральным государственным автономным образовательным учреждением высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)». НИОКТР выполнен в организации Головного исполнителя НИОКТР.

### Литература

1. Лернер Д.Л., Спиридонов Е.К., Форенталь В.И. Комплексный подход к исследованию дроселирующего распределителя // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2011. Т. 13, № 1–2. С. 459–462.

2. Свойкин А.О. Уменьшение гидродинамической силы в гидрораспределителе путем модернизации деталей золотниковой пары // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2021. № 4. С. 356–368. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-04-356-368

3. Определение гидродинамической силы, действующей на золотник в статике / Я.А. Гусенцова, В.В. Бугаенко, А.Т. Павленко, И.К. Максюк // Вестник Луганского государственного университета имени Владимира Даля. 2021. № 11(53). С. 40–43.

4. Салман М.И., Попов Д.Н. Уравновешивание гидродинамических сил путем профилирования поверхности золотника // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2012. № 11. С. 33–54. DOI: 10.7463/1112.0491497.

5. Lisowski E., Czyzycki W., Rajda J. Three Dimensional CFD Analysis and Experimental Test of Flow Force Acting on the Spool of Solenoid Operated Directional Control Valve // Energy Conversion and Management. 2013. Vol. 70. P. 220–229. DOI: 10.1016/j.enconman.2013.02.016

6. Reduced Order Model for Estimation of Fluid Flow and Flow Forces in Hydraulic Proportional Valves / J.R.Valdes, M.J. Miana, J.L. Nunez, T. Putz // Energy Conversion and Management. 2008. Vol. 49, Iss. 6. P. 1517–1529. DOI: 10.1016/j.enconman.2007.12.010.

7. Amirante R., Vescovo G.D., Lippolis A. *Flow Forces Analysis of an Open Center Hydraulic Directional Control Valve Sliding Spool* // *Energy Conversion and Management*. 2006. Vol. 47, Iss. 1. P. 114–131. DOI: 10.1016/j.enconman.2005.03.010.
8. Amirante R., Moscatelli P., Catalano L. *Evaluation of the Flow Forces on a Direct (Single Stage) Proportional Valve by Means of a Computational Fluid Dynamic Analysis* // *Energy Conversion and Management*. 2007. Volume 48, Issue 3. P. 942–953. DOI: 10.1016/j.enconman.2006.08.024.
9. Amirante R., Moscatelli P., Catalano L. *Evaluation of the Flow Forces on an Open Centre Directional Control Valve by Means of a Computational Fluid Dynamic Analysis* // *Energy Conversion and Management*. 2006. Volume 47, Issue 13–14. P. 1748–1760. DOI: 10.1016/j.enconman.2005.10.005.
10. Frosina E., Senatore A., Buono D. *3D CFD Transient Analysis of the Forces Acting on the Spool of a Directional Valve* // *Energy Procedia*. 2015. Volume 81. P. 1090–1101. DOI: 10.1016/j.egypro.2015.12.131
11. *Improving the position control performance of a Proportional spool valve, using a 3D CFD modeling* / A. Senatore, D. Buono, E. Frosina, M. Pavanetto, I.J. Costin, M. Olivetti // *Proceedings IFPE Technical Conference*. 2014. Paper no. 29.2.
12. *Flow Analysis of a Novel, Three-Way Cartridge Flow Control Valve* / E. Lisowski, G. Filo, P. Pluskowski, J. Rajda // *Applied Science*. 2023. Volume 13, Issue 6. P. 3719–3735. DOI: 10.3390/app13063719.
13. *Flow force research and structure improvement of cartridge valve core based on CFD method* / J. Liu, R. Li, X. Ding, Q. Liu // *Heliyon*. 2022 Volume 11, Issue 8. e11700. DOI: 10.1016/j.heliyon.2022.e11700.
14. Салман М.И., Попов Д.Н. *Компьютерное исследование и расчёт гидродинамических нагрузок на золотник* / М.И. Салман, // *Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана*. 2012. № 10. С. 79–92. DOI: 10.7463/1112.0491484.
15. Vescovo G.D., Lippolis A. *Three-Dimensional Analysis of Flow Forces on Directional Control Valves*, // *International Journal of Fluid Power*. 2003. Volume 4, Issue 2. P. 15–24. DOI: 10.1080/14399776.2003.10781162
16. *Structure Optimization of Conical Spool and Flow Force Compensation in a Diverged Flow Cartridge Proportional Valve* / L. Tan, H. Xie, H. Chen, H. Yang // *Flow Measurement and Instrumentation*. 2019. Volume 66. P. 170–181. DOI: 10.1016/j.flowmeasinst.2019.03.006.
17. *Analysis of flow structure inside a spool type pressure regulating valve* / H. Chattopadhyay, A. Kundu, B.K. Saha, T. Gangopadhyay // *Energy Convers Manage*. 2012. Volume 35, Issue 1. P. 196–204. DOI: 10.1016/j.enconman.2011.08.021.
18. *A New  $k$ - $\epsilon$  Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows* / T.H. Shih, W.W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, J. Zhu // *Computers & Fluids*. 1995. Volume 24, Issue 3. P. 227–238. DOI: 10.1016/0045-7930(94)00032-T.
19. ANSYS FLUENT Theory Guide. Realise 19. Ansys Inc., 2019. 826 p.
20. ANSYS FLUENT User Guide V. 19.2. Ansys Inc., 2019. 2334 p.
21. Форенталь В.И. *Гидравлические усилители мощности: учебное пособие*. Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2005. 103 с.

**Хабарова Дарья Федоровна**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидравлика и гидропневмосистемы», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, khabarova@susu.ru

**Битюцких Сергей Юрьевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидравлика и гидропневмосистемы», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, bityutckikh@susu.ru

**Исмагилов Александр Рашидович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидравлика и гидропневмосистемы», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, ismagilov@susu.ru

**Ардашев Дмитрий Валерьевич**, доктор технических наук, профессор кафедры «Технологии автоматизированного машиностроения», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, ardashevdv@susu.ru

*Поступила в редакцию 29 мая 2023 г.*

## MEASURING THE IMPACT OF FLOW FORCE ON THE SPOOL OF A SERVO VALVE BY MEANS OF COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS

**D.F. Khabarova**, *khabarovadf@susu.ru*

**S.Y. Bitiutckikh**, *bitiutckikhsi@susu.ru*

**A.R. Ismagilov**, *ismagilovar@susu.ru*

**D.V. Ardashev**, *ardashevdiv@susu.ru*

*South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation*

The development and design of servo valve spools with high performance requirements require accurately calculating the impacts on the spool. During the operation of the servo valve, the most significant impact on the spool is exerted by the flow force, which is determined by the flow rate of the liquid and the angle of deflection of the jet. Existing methods for calculating the magnitude of the flow force do not take into account the actual shape of the sleeve and spool collars, which negatively affects the accuracy of the calculations.

This article develops a method for calculating the impact of the flow force on a servo valve spool using computational fluid dynamics, taking into account the shape of the sleeve and spool collars.

The article presents a simulation of the fluid flow through the spool sleeve of a servo valve in various positions of the spool at a pressure drop across the valve of 7 MPa under no load conditions. Based on the simulation results, for each of the spool position under consideration, the actual flow rate through the servo valve and the jet deflection angles are determined, taking into account the actual structure of the spool sleeve. Based on the actual flow rates, the flow rate coefficients of the servo valve are defined and the flow characteristics are built. Using the data on the jet deflection angles and the obtained flow characteristic, the dependence of the resulting impact of the flow force on the spool of the servo valve on the spool position is calculated. As the result of the study, a step-by-step method for calculating the resulting impact of the flow force on the spool is developed, which is applicable for various operating modes of the servo valve, determined by the supply pressure and the load values.

*Keywords: servo valve, spool valve, flow force, computational fluid dynamics*

### References

1. Lerner D.L., Spiridonov E.K., Forental V.I. [Complex Approach to Research the Directional Vvalves]. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk*, 2011, vol. 13, no. 1–2, pp. 459–462. (in Russ.)
2. Svoykin A.O. [Reducing the Hydrodynamic Force in the Hydraulic Distributor by Modernizing the Spool Coupe Parts]. *Scientific and Technical Bulletin of the Bryansk State University*, 2021, no. 4, pp. 356–368. (in Russ.) DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-04-356-368
3. Gusentsova Ya.A., Bugaenko V.V., Pavlenko A.T., Maksyuk I.K. [Determining the Hydrodynamic Force on the Spool in the Static]. *Bulletin of the Volodymyr Dahl Luhansk State University*, 2021, vol. 53, no.11, pp. 40–43. (in Russ.)
4. Salman M.I., Popov D.N. [Balancing hydrodynamic forces by shaping valve's surface]. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MGTU im. N.E. Baumana* [Science and education: scientific publication of the Moscow State Technical University named after N.E. Bauman], 2012, no. 11, pp. 33–54. DOI: 10.7463/1112.0491497
5. Lisowski E., Czyzycki W., Rajda J. Three Dimensional CFD Analysis and Experimental Test of Flow Force Acting on the Spool of Solenoid Operated Directional Control Valve. *Energy Conversion and Management*, 2013, vol. 70, pp. 220–229. DOI: 10.1016/j.enconman.2013.02.016
6. Valdes J.R., Miana M.J., Nunez J.L., Putz T. Reduced Order Model for Estimation of Fluid Flow and Flow Forces in Hydraulic Proportional Valves. *Energy Conversion and Management*, 2008, vol. 49, iss. 6, pp. 1517–1529. DOI: 10.1016/j.enconman.2007.12.010.

7. Amirante R., Vescovo G.D., Lippolis A. Flow Forces Analysis of an Open Center Hydraulic Directional Control Valve Sliding Spool. *Energy Conversion and Management*, 2006, vol. 47, iss. 1, pp. 114–131. DOI: 10.1016/j.enconman.2005.03.010.
8. Amirante R., Moscatelli P., Catalano L. Evaluation of the Flow Forces on a Direct (Single Stage) Proportional Valve by Means of a Computational Fluid Dynamic Analysis. *Energy Conversion and Management*, 2007, vol. 48, iss. 3, pp. 942–953. DOI: 10.1016/j.enconman.2006.08.024.
9. Amirante R., Moscatelli P., Catalano L. Evaluation of the Flow Forces on an Open Centre Directional Control Valve by Means of a Computational Fluid Dynamic Analysis. *Energy Conversion and Management*, 2006, vol. 47, iss. 13–14, pp. 1748–1760. DOI: 10.1016/j.enconman.2005.10.005.
10. Frosina E., Senatore A., Buono D. 3D CFD Transient Analysis of the Forces Acting on the Spool of a Directional Valve. *Energy Procedia*, 2015, vol. 81, pp. 1090–1101. DOI: 10.1016/j.egypro.2015.12.131
11. Senatore A., Buono D., Frosina E., Pavanetto M., Costin I.J., Olivetti M. Improving the position control performance of a Proportional spool valve, using a 3D CFD modeling. *Proceedings IFPE Technical Conference*, 2014, paper no. 29.2.
12. Lisowski E., Filo G., Pluskowski P., Rajda J. Flow Analysis of a Novel, Three-Way Cartridge Flow Control Valve. *Applied Science*, 2023, vol. 13, iss. 6, pp. 3719–3735. DOI: 10.3390/app13063719.
13. Liu J., Li R., Ding X., Liu Q. Flow force research and structure improvement of cartridge valve core based on CFD method. *Heliyon*, 2022, vol. 11, iss. 8, e11700. DOI: 10.1016/j.heliyon.2022.e11700
14. Salman M.I., Popov D.N. [Computer study and calculation of hydrodynamic loads on the valve]. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MGTU im. N.E. Baumana* [Science and education: scientific publication of the Moscow State Technical University named after N.E. Bauman], 2012, no. 10, pp. 79–92. (in Russ.) DOI: 10.7463/1112.0491484.
15. Vescovo G.D., Lippolis A. Three-Dimensional Analysis of Flow Forces on Directional Control Valves. *International Journal of Fluid Power*, 2003, vol. 4, iss. 2, pp. 15–24. DOI: 10.1080/14399776.2003.10781162.
16. Tan L., Xie H., Chen H., Yang H. Structure Optimization of Conical Spool and Flow Force Compensation in a Diverged Flow Cartridge Proportional Valve. *Flow Measurement and Instrumentation*, 2019, vol. 66, pp. 170–181. DOI: 10.1016/j.flowmeasinst.2019.03.006.
17. Chattopadhyay H., Kundu A., Saha B.K., Gangopadhyay T. Analysis of flow structure inside a spool type pressure regulating valve. *Energy Convers Manage*, 2012, vol. 35, iss. 1, pp. 196–204. DOI: 10.1016/j.enconman.2011.08.021.
18. Shih T.H., Liou W.W., Shabbir A., Yang Z., Zhu J. A New  $k-\varepsilon$  Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows. *Computers & Fluids*, 1995, vol. 24, iss. 3, pp. 227–238. DOI: 10.1016/0045-7930(94)00032-T.
19. ANSYS FLUENT Theory Guide. Realise 19. Ansys Inc., 2019, 826 p.
20. ANSYS FLUENT User Guide V. 19.2. Ansys Inc., 2019, 2334 p.
21. Forental V.I. *Gidravlicheskie usiliteli moshchnosti: uchebnoe posobie* [Hydraulic Servo Valves: handbook]. Chelyabinsk, South Ural St. Univ. Publ., 2005, 103 p.

*Received 29 May 2023*

---

### ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Определение гидродинамической силы, действующей на золотник электрогидравлического усилителя мощности с применением средств вычислительной гидродинамики / Д.Ф. Хабарова, С.Ю. Битюцких, А.Р. Исмагилов, Д.В. Ардашев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2023. – Т. 23, № 2. – С. 5–16. DOI: 10.14529/engin230201

### FOR CITATION

Khabarova D.F., Bitiutckikh S.Y., Ismagilov A.R., Ardashev D.V. Measuring the impact of flow force on the spool of a servo valve by means of computational fluid dynamics. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2023, vol. 23, no. 2, pp. 5–16. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin230201