

## РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ АДАПТИВНОЙ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПРИТОКА ДЛЯ МЕСТОРОЖДЕНИЯ С ПРИМЕНЕНИЕМ CFD

О.В. Белова<sup>1</sup>, В.Ю. Волков<sup>2</sup>, О.Н. Журавлев<sup>3</sup>, И.Г. Зорина<sup>1</sup>,  
А.А. Крутиков<sup>2</sup>, Д.А. Семикин<sup>4</sup>, А.П. Скибин<sup>2</sup>

<sup>1</sup>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

e-mail: ovbelova@yandex.ru; zorina.ig@gmail.com

<sup>2</sup>ОАО “ВНИИАЭС”, Москва, Российская Федерация

e-mail: vasya-volkov@yandex.ru; krutikov\_aa@mail.ru; askibin@yandex.ru

<sup>3</sup>ООО “БОРМХОЛС”, Москва, Российская Федерация

e-mail: ozhur@mail.ru

<sup>4</sup>ООО “ЛУКОЙЛ – Нижневожскнефть”, Астрахань, Российская Федерация

*Приведены результаты вариантных расчетов зависимостей гидродинамических сил, действующих на клапан адаптивной системы регулирования притока в зависимости от расхода для случая течения жидкой рабочей среды (воды). Определены гидродинамические силы, действующие на клапан, в зависимости от расхода. Выполнена численная проверка полученных данных. Для прямого хода потока рабочей среды определены силы от расхода, действующие на магнитный клапан, в зависимости от его положения. В соответствии с полученными данными определена коэрцитивная сила магнита, которая должна составлять 1,5 Н. Проверена более технологичная конструкция сливного канала байпасной магистрали. В соответствии с полученными данными, гидродинамическая сила, действующая на клапан, отличается менее чем на 3% в зависимости от конструкции сливного канала.*

**Ключевые слова:** адаптивная система, клапан, дроссель, магнит, коэрцитивная сила, гидродинамическая сила, программный комплекс STAR-CCM+.

## CFD-BASED DEVELOPMENT OF ADAPTIVE SYSTEM DESIGN FOR REGULATING THE DEPOSIT INFLOW

O.V. Belova<sup>1</sup>, V.Yu. Volkov<sup>2</sup>, O.N. Zhuravlev<sup>3</sup>, I.G. Zorina<sup>1</sup>,  
A.A. Krutikov<sup>2</sup>, D.A. Semikin<sup>4</sup>, A.P. Skibin<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

e-mail: ovbelova@yandex.ru; zorina.ig@gmail.com

<sup>2</sup>ОАО “ВНИИАЭС”, Москва, Russian Federation

e-mail: vasya-volkov@yandex.ru; krutikov\_aa@mail.ru; askibin@yandex.ru

<sup>3</sup>ООО “WORMHOLES”, Moscow, Russian Federation

e-mail: ozhur@mail.ru

<sup>4</sup>ООО “LUKOIL – Nizhnevolzhskneft”, Astrakhan, Russian Federation

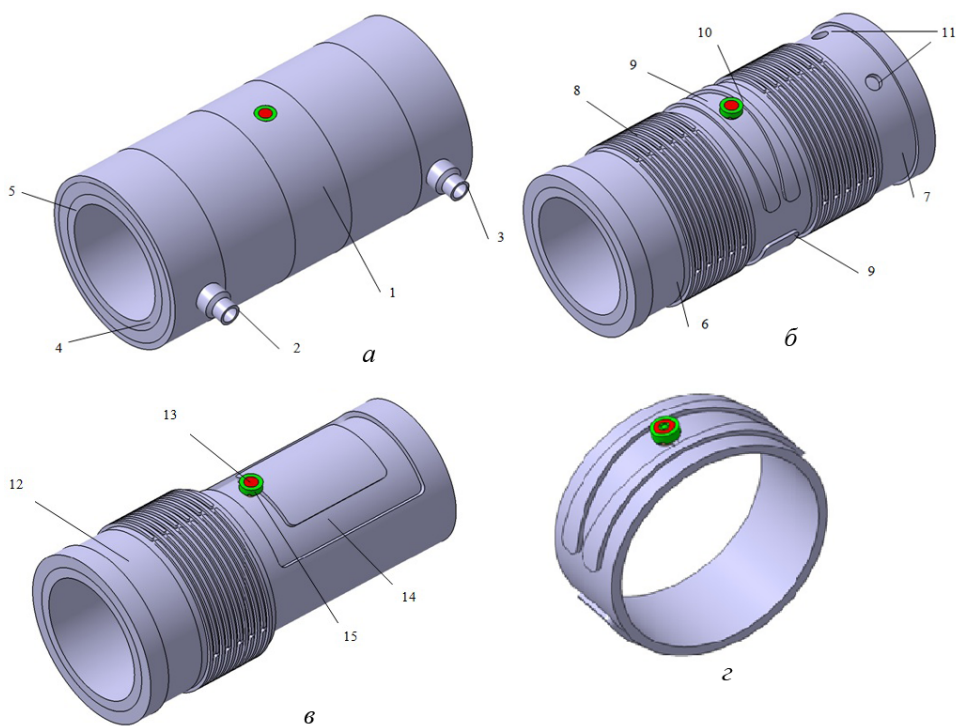
*Results of variant calculations of hydrodynamic forces acting on a valve of the adaptive system for inflow regulation depending on the flowrate are given for the case of a flow of liquid working medium (water). The relationships are defined for a hydrodynamic force that acts on the valve depending on the flowrate through the valve. A numerical verification of the obtained data is performed. For a forward direction of the working medium flow, the flowrate-induced forces are found that act on the magnetic valve depending on its position. According to the obtained data, a coercive force of the magnet is determined that should be 1.5 N. The more practically*

feasible design of a draining channel of bypass main is checked. In conformity with the obtained data, the hydrodynamic force acting on the valve differs by less than 3% depending on the draining channel design.

**Keywords:** adaptive system, valve, throttle, magnet, coercive force, hydrodynamic force, software complex STAR-CCM+.

В настоящее время в нефтегазовой индустрии разрабатываются специализированные системы контроля для равномерной выработки пласта, которые служат для выравнивания профиля притока к горизонтальным скважинам, контроля добычи из каждой зоны, задержки времени прорыва воды и газа. При этом одним из приоритетных направлений является разработка адаптивных систем контроля притока, которые способны подстраиваться под изменяющиеся со временем характеристики притока жидкой и/или газообразной фаз.

Адаптивная система регулирования притока (АСРП) предназначена для поддержания расходов жидкости (воды и нефти) и газа из пласта в сборную трубу в заданных пределах относительно номинального значения. Ступень АСРП (рис. 1) состоит из наружного кожуха 1, входного и выходного штуцеров 2 и 3, а также внутренней и внешней трубы 4 и 5. На внешней трубе 5 расположены входная и выходная камеры 6



**Рис. 1. Единичная ступень адаптивной системы регулирования притока:**

1 — наружный кожух; 2 и 3 — входной и выходной штуцеры; 4 и 5 — внутренняя и внешняя трубы; 6 и 7 — входная и выходная камеры; 8 — дроссель; 9 — вытеснители; 10 — магнитный клапан; 11 — отверстия сливного клапана; 12 — входная камера; 13 — постоянный магнит; 15 — пробка

и 7, дроссель 8, вытеснители 9, магнитный клапан 10; сливной канал 14 и отверстия сливного канала 11.

Рабочая среда через входной штуцер 2 (см. рис. 1) поступает во входную камеру 6, а затем через дроссель 8 проходит в секцию магнитного клапана 10. Для организации движения потоков жидкости в секции магнитного клапана и обеспечения его надежной работы предусмотрены вытеснители 9. Это сделано в целях организации движения потока в секции клапана для компенсации сил, действующих на затвор, в поперечном направлении относительно перемещения затвора.

При расходе жидкости и/или газа через АСРП меньше номинального затвор магнитного клапана открыт и удерживается в фиксированном положении коэрцитивной силой постоянного магнита. При увеличении расхода жидкости более номинального клапан срабатывает, затвор закрывается и поток перенаправляется в дроссель, следующий за клапаном, тем самым увеличивая общее гидравлическое сопротивление системы, что в случае постоянного перепада давления между пластом и сборной трубой приводит к понижению расхода среды. Характеристики дроссельных ступеней были определены в предыдущих работах [1, 2].

В дальнейшем при снижении расхода среды через АСРП коэрцитивная сила постоянного магнита возвращает затвор клапана в исходное положение, и поток среды поступает в сливной канал, минуя вторую дроссельную ступень (см. рис. 1). При этом общее гидравлическое сопротивление системы уменьшается, что, в свою очередь, приводит к увеличению расхода среды. Таким образом, поддерживается общий расход среды через АСРП в заданных пределах при изменении или перепада давления между пластом и сборной трубой, т.е. условий добычи жидких полезных ископаемых.

**Постановка задачи.** Необходимо провести моделирование магнитного клапана, чтобы определить действующие на него гидродинамические силы; зависимости составляющих гидродинамической силы, действующей на открытый клапан одной секции, от расхода через клапан; оценить влияние конструкции сливного канала (см. рис. 1) на наличие застойных зон и на значение гидродинамической силы, действующей на клапан для одной секции.

**Решение задачи.** Трехмерная модель клапана в открытом и закрытом состояниях приведена на рис. 2, а и б. Клапан закрывается при превышении номинального расхода через него, когда поток рабочей среды срывает его с магнитного подвеса и вдавливают в коническую часть седла.

Из-за неравномерного подвода среды могут возникать пульсации давления в потоке, что приводит к увеличению нагрузок на клапан.

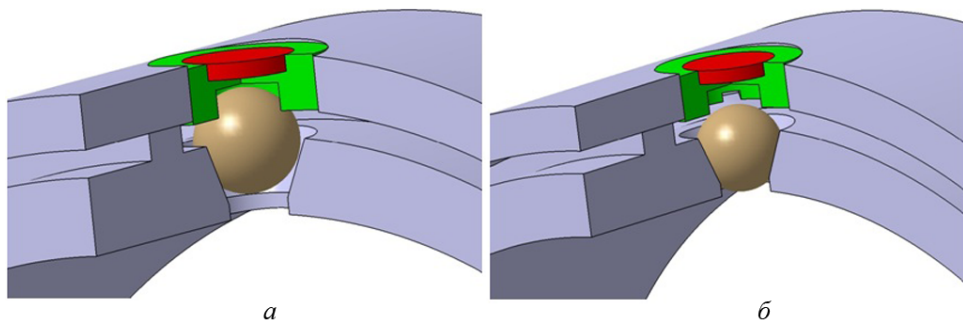


Рис. 2. Трехмерная модель магнитного клапана в открытом (а) и закрытом (б) состоянии

В целях нивелирования поперечных составляющих гидродинамической силы на основной магистрали предусмотрены вытеснители 9 (см. рис. 1, б), которые создают сложный профиль проточного тракта рабочей среды основной магистрали в области клапана. Участок трехмерной модели магнитного клапана с особенностями вытеснителей представлен на рис. 1, з.

Твердотельная модель АСРП строилась в графическом редакторе CATIA V5R21 [3].

**Математическая модель.** При моделировании процесса течения рабочей среды через АСРП принимаются следующие допущения:

- рабочая среда считается ньютоновской и несжимаемой жидкостью;
- течение рабочей среды стационарное;
- режим течения рабочей среды турбулентный;
- физические параметры рабочей среды постоянные и не зависят от температуры и давления;
- рассматривается идеализированный случай, когда при открытом клапане вся рабочая среда проходит через него, при этом положение запорного элемента клапана принимается фиксированным.

Математическая модель гидродинамических процессов, происходящих при течении рабочей среды в канале, состоит из системы уравнений, описывающих турбулентное течение несжимаемой вязкой жидкости [4]:

$$\operatorname{div}(\rho \vec{v} u - \mu_{\text{eff}} \operatorname{grad}(u)) = -\frac{\partial p}{\partial x};$$

$$\operatorname{div}(\rho \vec{v} v - \mu_{\text{eff}} \operatorname{grad}(v)) = -\frac{\partial p}{\partial y};$$

$$\operatorname{div}(\rho \vec{v} w - \mu_{\text{eff}} \operatorname{grad}(w)) = -\frac{\partial p}{\partial z};$$

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t; \quad \mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, \Omega^* F_2)}$$

– уравнения количества движения;

$$\operatorname{div}(\vec{v}) = 0$$

– уравнение неразрывности.

Для замыкания системы уравнений требуется задать модель турбулентности и граничные условия.

Выбор модели турбулентности зависит от того, насколько полно распределение вихревых структур определяется непосредственно из решения уравнений Навье–Стокса и как часто при этом необходимо обращаться к вспомогательным моделям.

Для получения интегральных характеристик потока (перепада давления) в двух стационарных положениях клапана наиболее оптимальным является применение RANS-моделей турбулентности (с усреднением уравнений Навье–Стокса по методу Рейнольдса) [5].

Наиболее полно распределение вихревых структур описывает модель рейнольдсовых напряжений (RSM).

Для реализации данного подхода необходимо записать уравнение переноса для моментов второго порядка в виде

$$\frac{\partial \overline{u_i' u_j'}}{\partial t} + U_k \frac{\partial \overline{u_i' u_j'}}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} D_{ijk} + P_{ij} + \Phi_{ij} - \varepsilon_{ij},$$

где  $D_{ijk}$  – диффузионный член;  $P_{ij}$  – член, характеризующий генерацию рейнольдсовых напряжений;  $\Phi_{ij}$  – перераспределительный член;  $\varepsilon_{ij}$  – диссипативный член.

Диффузионный член  $D_{ijk}$  можно записать как

$$D_{ijk} = \nu \frac{\partial \overline{u_i' u_j'}}{\partial x_k} - \overline{u_i' u_j' u_k'} - \frac{1}{\rho} (\delta_{ik} \overline{u_i' p'} + \delta_{jk} \overline{u_i' p'}).$$

Член, характеризующий генерацию рейнольдсовых напряжений  $P_{ij}$ , имеет вид

$$P_{ij} = -\overline{u_i' u_k'} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} - \overline{u_j' u_k'} \frac{\partial U_i}{\partial x_k}.$$

Перераспределительный член  $\Phi_{ij}$ , отвечающий за стремление системы вернуться к изотропному состоянию путем перераспределения рейнольдсовых напряжений, можно представить как

$$\Phi_{ij} = \frac{p'}{\rho} \left( \frac{\partial u_j'}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i'}{\partial x_j} \right).$$

Диссипативный член  $\varepsilon_{ij}$

$$\varepsilon_{ij} = 2\nu \frac{\partial \overline{u_i' \partial u_j'}}{\partial x_k \partial x_k}$$

отвечает за диссипацию рейнольдсовых напряжений.

Для замыкания полученной системы уравнений необходимо выполнить моделирование диссипативного, перераспределительного и диффузионного членов. Для диффузионного члена в общем случае полагается, что значение тройной корреляции скорости является доминирующим по сравнению с комплексами  $\overline{v'p'}$  и  $\overline{u'p'}$ , т.е. ими можно пренебречь. Наиболее простым способом моделирования тройной корреляции является метод градиентной диффузии, в этом случае, используя модель [6], член  $D_{ijk}$  в анизотропном виде можно выразить следующим образом:

$$D_{ijk} = \left( \nu \delta_{kl} + C_s \frac{k}{\varepsilon} \overline{u_k' u_l'} \right) \frac{\partial \overline{u_i' u_j'}}{\partial x_l},$$

где  $C_s = 0,22$ .

Диссипативный член моделируется, основываясь на гипотезе об изотропности малых вихрей, тогда  $\varepsilon_{ij} = \frac{2}{3} \delta_{ij} \varepsilon$ .

Перераспределительный член является наиболее сложным для моделирования, в литературе существует множество вариантов, предложенных разными исследователями. В настоящей работе использована модель Гибсона – Лаундера [7]. В этом случае перераспределительный член записывается в виде суммы трех слагаемых:  $\Phi_{ij} = \Phi_{ij,1} + \Phi_{ij,2} + \Phi_{ij,3}$ , где  $\Phi_{ij,1}$  – слагаемое, не зависящее от производной скорости, также называемое “медленным” слагаемым, или слагаемым Ротта, который предложил следующую форму записи:

$$\Phi_{ij,1} = -\rho C_1 \frac{\varepsilon}{k} \left( \overline{u_i' u_j'} - \frac{1}{3} \delta_{ij} \overline{u_k' u_k'} \right).$$

Второе слагаемое, называемое “быстрым” или “быстрое деформирование”, в соответствии с [8] записывается следующим образом:

$$\Phi_{ij,2} = -C_2 \left( P_{ij} - \frac{1}{3} \delta_{ij} P_{kk} \right).$$

Третье слагаемое называется “отражение стенки” и является необходимым в окрестностях стенок, так как служит для предотвращения изотропизации турбулентности, вызванной слагаемыми  $\Phi_{ij,1} + \Phi_{ij,2}$ :

$$\Phi_{ij,3} = \Phi_{ijw1} + \Phi_{ijw2}.$$

Согласно [9] первое слагаемое можно записать в виде

$$\Phi_{ijw1} = C_{1w} \frac{\rho \varepsilon}{k} \left( \overline{u_k' u_m'} n_k n_m \delta_{ij} - \frac{3}{2} \overline{u_i' u_k'} n_j n_k - \frac{3}{2} \overline{u_j' u_k'} n_i n_k \right) \left( \frac{l}{2,5 l_n} \right),$$

где  $n = (n_i, n_j, n_k)$  – единичный вектор, нормальный к поверхности стенки;  $l_n$  – расстояние до стенки;  $l$  – масштаб турбулентности, равный  $l = k^{3/2} / \varepsilon$ .

Для второго слагаемого запишем

$$\Phi_{ijw2} = C_{2w} \left( \Phi_{km2} n_k n_m \delta_{ij} - \frac{3}{2} \Phi_{ik2} n_j n_k - \frac{3}{2} \Phi_{jk2} n_i n_k \right) \left( \frac{l}{2,5l_n} \right).$$

Значения выбранных констант рейнольдсовых напряжений следующие:  $C_1 = 1,8$ ;  $C_2 = 0,6$ ;  $C_{1w} = 0,5$ ;  $C_{2w} = 0,3$ .

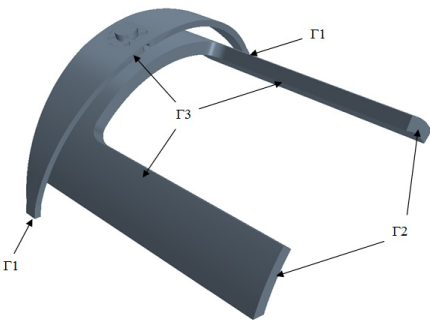
Использование приведенных дифференциальных замыкающих соотношений сопряжено с рядом проблем. Во-первых, они являются вычислительно затратными, так как основная система уравнений дополняется семью уравнениями для турбулентности; во-вторых, обладают сильной нелинейностью, что требует использования специальных методик для обеспечения устойчивости и сходимости. В то же время использование моделей такого рода позволяет анализировать течения жидкости с учетом имеющихся второстепенных течений, образующихся ввиду неизотропности турбулентности.

Расчетная область течения рабочей среды с приложенными к ней граничными условиями приведена на рис. 3. Проточная часть построена на основе инвертирования трехмерной твердотельной модели с упрощением в связи с симметричным подводом среды к клапану и решением в стационарной постановке.

Граничные условия для расчета течения жидкости описываются следующими соотношениями:

$G = \text{const}$  — постоянный расход на входе в расчетную область ( $\Gamma_1$ , см. рис. 3) для уравнений движения;

$\frac{\partial u}{\partial n} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial n} = 0, \quad \frac{\partial w}{\partial n} = 0$  — нулевое изменение скорости вдоль нормали к поверхности на выходе из расчетной области ( $\Gamma_2$ , см. рис. 3) для уравнений движения;  $u = 0, \quad v = 0, \quad w = 0$  — условие прилипания на внешних границах и перегородках ( $\Gamma_3$ , см. рис. 3) расчетной области для уравнений движения.



**Рис. 3. Расчетная область для течения жидкости**

В общем случае суммарная гидродинамическая сила  $F$ , действующая на клапан, определяется суммой гравитационной составляющей  $F_g$ , силой, действующей за счет перепада давления на клапане  $F_{pressure}$ , и силой, действующей вследствие касательных напряжений на поверхности клапана  $F_{shear}$ :

$$F_{\Sigma} = F_g + F_{pressure} + F_{shear}.$$

Расчетные данные определялись без учета гравитационной составляющей  $F_g = mg$  ( $m$  — масса шара магнитного клапана,  $g$  — ускорение свободного падения), поскольку сила, действующая на шар вследствие гравитации, составляет 0,03 Н. Такое значение является достаточно малым, и в дальнейших расчетах не учитывается.

Искомая гидродинамическая сила [10], определяемая в результате расчетов, описывается следующим уравнением:

$$F = \sum_f (F_f^{pressure} + F_f^{shear})n_f, \quad (1)$$

где  $F_f^{pressure} = (p_f - p_{ref})a_f$ ,  $F_f^{shear} = -T_f a_f$  — составляющие силы на поверхности  $f$ ;  $n_f$  — направление, в котором данная сила должна быть вычислена (силы вычислялись по трем компонентам, см. рис. 2);  $p_f$  — давление на поверхности;  $p_{ref}$  — референсное значение давления на поверхности (в соответствии с рекомендациями разработчика программного комплекса (ПК) STAR-CCM+ [10] задавалось как среднее значение давления на поверхности);  $a_f$  — вектор, нормальный к поверхности, для которой определяется значение силы;  $T_f$  — тензор напряжений на поверхности  $f$ .

Результирующая сила  $F$  определялась по зависимости

$$F = \sqrt{(F_x)^2 + (F_y)^2 + (F_z)^2}, \quad (2)$$

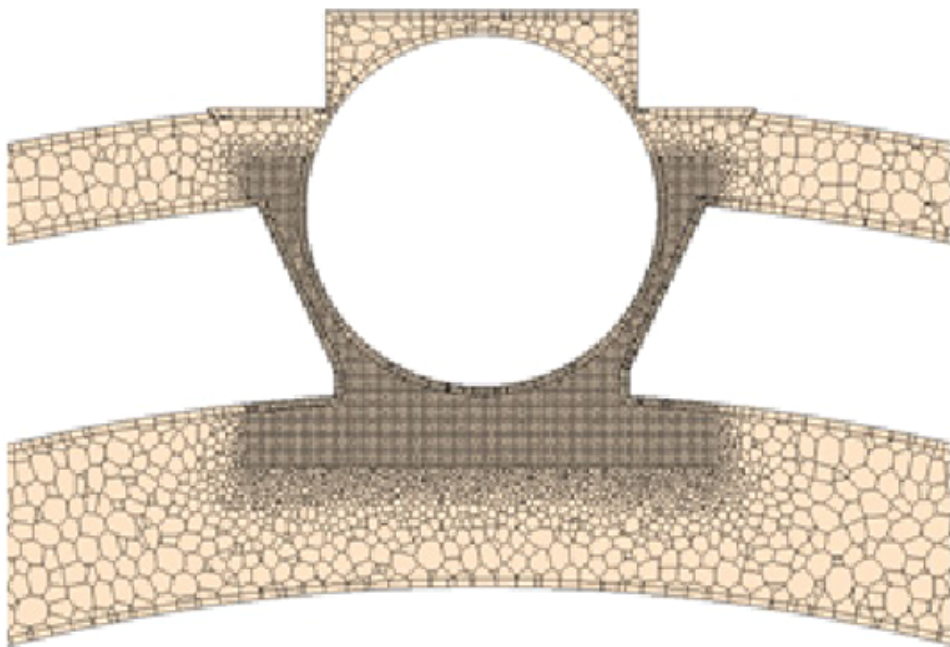
где  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$  — составляющие силы, действующей за счет трения и перепада давления в направлении осей  $x$ ,  $y$  и  $z$  соответственно (см. рис. 2).

**Создание компьютерной модели.** Компьютерная модель — это компьютерная программа, реализующая концептуальную модель физической системы, позволяющая проводить вычислительный эксперимент по моделированию поведения данной системы при изменении различных параметров. В настоящей работе моделирование течения рабочей среды в проточной части АСРП выполнялось в ПК STAR-CCM+ (компания CD-adapco). Трехмерная твердотельная модель проточной части через нейтральный формат импортировалась в STAR-CCM+ [10], где проводилась дальнейшая работа с моделями.

В первую очередь был автоматизирован процесс построения сетки расчетной области. Автоматизация процесса построения сетки расчетной модели значительно сокращает время, необходимое для перестроения сетки модели после внесения модификаций в конструкцию устройства, а также уменьшает вероятность внесения ошибок пользователем.

Все сетки строились с помощью строителя многогранных ячеек (Polyhedral), при применении которого расчетная область разбивается на ячейки сложной многогранной формы, приближенной к ограненной





**Рис. 4. Сеточная модель расчетной области вблизи клапана**

сфере. Данный тип ячеек является наиболее экономичным при автоматическом построении сетки расчетной области, а также наиболее выгодным с точки зрения вычислительной производительности.

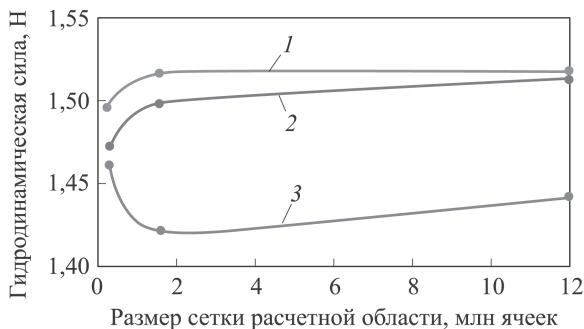
В ходе расчетов течения жидкости было создано три сетки расчетной области, различающихся между собой базовым размером ячейки и детализацией разрешения пристеночной области.

Особенностью всех сеточных моделей является местное сгущение сетки расчетной области около клапана системы регулирования (рис. 4). Для всех сеточных моделей сделано детальное разрешение расчетной области около стенок с выдавливанием призматических сеточных пограничных слоев (таблица).

**Параметры сеток расчетной области**

Номер сетки	Число контрольных объемов	Базовый размер ячейки, мм	Максимальное сгущение в пристеночной области на поверхности, мм
1	250 000	2	0,2
2	1 500 000	1	0,1
3	12 000 000	0,5	0,05

Также был автоматизирован процесс задания условий однозначности, соответствующих постановке задачи. Особенностью ПК STAR-CCM+ является возможность написания команд и создания готовых шаблонов, в которых требуется только определить новую геометрию и правильно задать границы. При этом существует множество функций,



**Рис. 5.** Влияние сетки расчетной области и моделей турбулентности на гидродинамическую силу:

1 –  $k-\varepsilon$ -модель; 2 –  $k-\varepsilon$ -SST(Mentor); 3 – модель RSM

которые можно использовать в качестве пользовательского программирования [10].

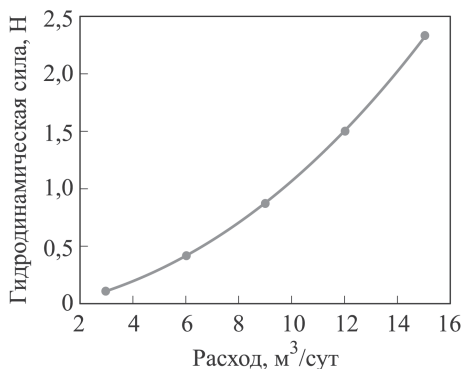
Для проведения вариантных задач был создан и использован шаблон \*.sim, с помощью которого перестраивалась сеточная модель расчетной области и задавались свойства рабочей среды.

**Расчетные исследования. Анализ результатов.** Влияние размера сетки и моделей турбулентности (нелинейная  $k-\varepsilon$ ,  $k-\omega$ -SST (Mentor) и RSM) было исследовано для номинального расхода  $G_{\text{ном}} = 12 \text{ м}^3/\text{сут}$ . Анализ показал, что различие результатов составляет менее 5% (рис. 5). Поэтому в дальнейшем для определения характеристик системы была выбрана нелинейная  $k-\varepsilon$ -модель турбулентности и сетка № 2.

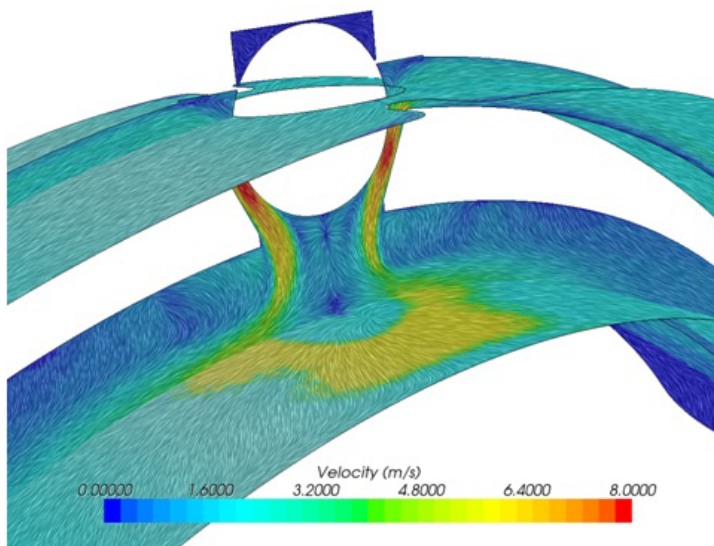
Основной вклад вносит сила  $F_x$ , направленная на закрытие клапана. Однако в случае неравномерного подвода рабочей среды, возрастет поперечная составляющая силы и возможно срабатывание клапана при условии прохождения через него расхода меньше номинального  $12 \text{ м}^3/\text{сут}$ . Зависимость результирующей силы в устройстве от расхода представлена на рис. 6.

Условие закрытия клапана определяется совместным действием гидродинамической и магнитной сил:  $F_{\text{ном}} \leq F_{\text{магн}}$ .

Магнитная сила, действующая на клапан, выбирается из гидродинамического расчета из условия, что при достижении расхода через клапан  $G_{\text{ном}} = 12 \text{ м}^3/\text{сут}$  моторный орган должен оторваться от верхнего конечного положения. Таким образом, клапан должен удерживаться в верхнем положении магнитной силой  $F_{\text{магн}} = 1,5 \text{ Н}$ .



**Рис. 6.** Зависимость результирующей гидродинамической силы от расхода



**Рис. 7. Картина образующихся вихрей при течении рабочей среды через клапан**

На входе и выходе в магнитный клапан могут возникать дополнительные нагрузки за счет образования вихрей у седла. Образующаяся вихревая картина при течении рабочей среды через полностью открытый клапан при номинальном расходе  $G_{\text{ном}} = 12 \text{ м}^3/\text{сут}$  приведена на рис. 7 с помощью отображения векторного поля скорости на соответствующие им линии тока (line integral convolution). Данный способ отображения позволяет наглядно проиллюстрировать возникающие вихревые зоны на входе, за клапаном и при ударе и развороте рабочей среды на входе в сливной канал. Как следует из данного рисунка, течение практически во всей расчетной области симметричное относительно клапана. Закрутки потока на входе и больших неравномерностей не наблюдается. На выходе по сливному каналу также происходит достаточно равномерное симметричное растекание рабочей среды.

**Определение влияния конструкции сливного канала на гидродинамическую силу.** В базовой конструкции сливного канала при развороте потока после прохождения им клапана образуются застойные зоны, в которых будут скапливаться тяжелые отложения и засоряющие тракт рабочей среды. В связи с этим предложена альтернативная конструкция, однако требуется определить влияние, оказываемое изменением конструкции на гидродинамическую силу.

В ходе вариантных расчетов проведен сравнительный анализ характеристик результирующих гидродинамических сил, действующих на магнитный клапан, для рабочей среды для сливного канала базовой и альтернативной конструкции. Проточный тракт альтернативной конструкции, выполненный в ПК-1 САПР, приведен на рис. 8.

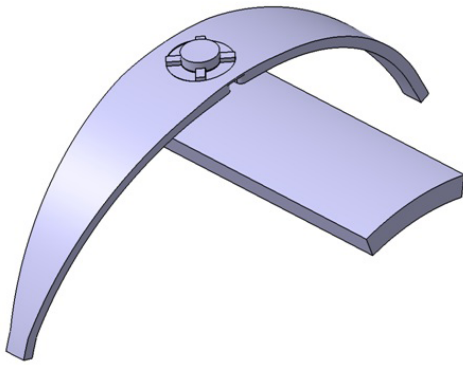


Рис. 8. Проточный тракт альтернативной конструкции сливного канала

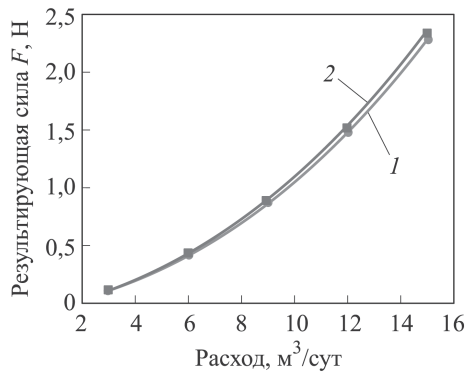


Рис. 9. Зависимости результирующей гидродинамической силы от расхода для базовой и альтернативной конструкций сливного канала

Данная серия расчетов проведена в целях уменьшения застойных зон, возникающих в базовой конструкции из-за поворота рабочей среды после прохождения клапана.

Расчетные данные определялись без учета гравитационной составляющей. Результирующая сила  $F$  определялась по зависимости (2). Расчетные данные по результирующей силе сведены в график (рис. 9).

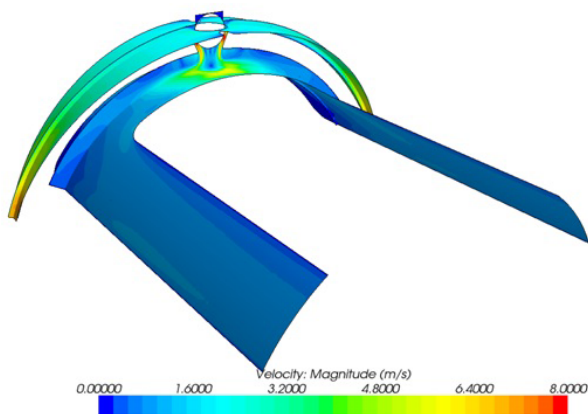
На рис. 9 видно, что результирующая гидродинамическая сила, действующая на магнитный клапан, практически не зависит от конструкции сливного канала. При этом конструкция с одним отводящим трактом проще в изготовлении с точки зрения технологии механической обработки. В соответствии с полученными данными, гидродинамическая сила, действующая на клапан с альтернативной конструкцией сливного канала, отличается менее чем на 3 % от значений, полученных для базовой конструкции.

Поля вектора скорости для базовой и альтернативной конструкций байпасной магистрали и полном открытии клапана при номинальном расходе  $12 \text{ м}^3/\text{сут}$  представлены на рис. 10 и 11.

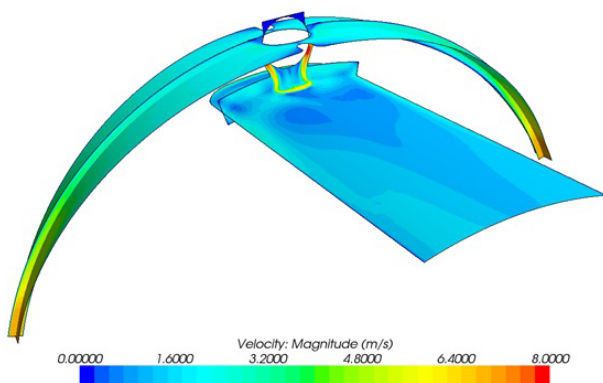
Анализ полей модуля скорости, приведенных на рисунках, показывает равномерное симметричное распределение скорости относительно оси магнитного клапана. Максимальная скорость потока наблюдается в зазоре между клапаном и седлом. Скорость в альтернативном варианте сливного канала в 2 раза больше, чем базовой конструкции, что не влияет на гидродинамическую силу, действующую на магнитный клапан. При этом в альтернативном варианте отсутствуют застойные зоны, связанные с дополнительным поворотом потока, как в базовой конструкции.

**Заключение.** 1. Поставлена задача расчета магнитного клапана для определения гидродинамических сил, действующих на него.

2. Для прямого хода потока рабочей среды определены зависимости сил, действующих на магнитный клапан, от его положения. В



**Рис. 10. Поле скоростей для базовой конструкции сливного канала**



**Рис. 11. Поле скоростей для альтернативной конструкции сливного канала**

соответствии с полученными данными определена коэрцитивная сила магнита, которая должна составлять 1,5 Н.

3. Проверено влияние более технологичного варианта конструкции сливного канала байпасной магистрали. В соответствии с полученными данными, гидродинамическая сила, действующая на клапан, отличается менее чем на 3% в зависимости от конструкции сливного канала.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Шишов А.В., Белова О.В., Комракова А.Е. и др. Применение вычислительной гидродинамики для определения гидродинамических характеристик дроссельного устройства // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. Спец. вып. “Вакуумные и компрессорные машины и пневмооборудование”. 2011.
2. Белова О.В., Волков В.Ю., Скибин А.П. и др. Определение гидродинамических характеристик дроссельного устройства с помощью вычислительной гидродинамики // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. Спец. вып. “Вакуумные и компрессорные машины и пневмооборудование”. 2014. № 4. С. 54–64.

3. *User guide*, CATIA Version 5.21, Dassault Systemes, 2009.
4. Белов И.А., Исаев С.А. Моделирование турбулентных течений: Учеб. пособие. СПб.: Балт. гос. техн. ун-т, 2001. 108 с.
5. *Best Practice Guidelines for the use of CFD in Nuclear Reactor Safety Applications*. Nuclear Energy Agency, NEA/CSNI/R (2007)5.
6. Gibson, M.M. and Launder, B.E. Ground effects on pressure fluctuations in the atmospheric boundary layer, *J. Fluid Mech.* 1975. Vol. 86. P. 491–511.
7. Launder B.E. *Prediction of Turbulent Flows*. Cambridge University Press. 2005. P. 74–82.
8. Lien F., Chen W., Leschziner M. Low-Reynolds number eddy-viscosity modelling based on non-linear stress-strain/vorticity relations, *Proc. 3-rd Symp. On Engineering Turbulence Modelling and Measurements*, Greece, 1996. P. 91–100.
9. Bradshaw P., Ferriss D.H., Atwell N.P. Calculation of boundary layer development using the turbulent energy equation, *J. Fluid Mech.* 1967. Vol. 28. P. 593–616.
10. *User guide*, STAR-CCM+ Version 7.02. 2012.
11. Суинни Х., Голлаб Дж., Ланфорд О. и др. Гидродинамические неустойчивости и переход к турбулентности / пер. с англ. Серия: Проблемы прикладной физики. М.: Мир, 1984. 344 с.
12. Daly, B.J., and Harlow, F.H. Transport equations in turbulence. *Phys. Fluids*, 1970. 13(11). P. 2634–2649.

## REFERENCES

- [1] Shishov A.V., Belova O.V., Komrakova A.E. Application of computational fluid dynamics for determining hydrodynamic characteristics of the throttling device. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Bauman, Mashinost., Spetsvyp. "Vakuumnye i kompressornye mashiny i pnevmooborudovanie"* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng., Spec. Issue "Vacuum and compressor machines and pneumatic equipment"], 2011 (in Russ.).
- [2] Belova O.V., Volkov V.Ju., Skibin A.P., Zorina I.G. Determination of the hydrodynamic characteristics of the throttling device using computational fluid dynamics. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N. E. Bauman, Mashinost., Spetsvyp. "Vakuumnye i kompressornye mashiny i pnevmooborudovanie"* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng., Spec. Iss. "Vacuum and compressor machines and pneumatic equipment"], 2011, no. 4, pp. 54–64 (in Russ.).
- [3] *User guide*, CATIA Version 5.21, Dassault Systemes, 2009.
- [4] Belov I.A., Isaev S.A. Modelirovanie turbulentnyh techeniy [Simulation of turbulent flow.]. St. Petersburg, Baltic State Technical University Publ., 2001. 108 p.
- [5] *Best Practice Guidelines for the use of CFD in Nuclear Reactor Safety Applications*. Nuclear Energy Agency. Committee on the safety of nuclear installations. NEA/CSNI/R (2007)5, 2007. 166 p.
- [6] Gibson M.M., Launder B.E. Ground effects on pressure fluctuations in the atmospheric boundary layer. *J. Fluid Mech.*, 1975, Vol. 86, pp. 491–511.
- [7] Launder B E. RANS modelling of turbulent flows affected by buoyancy or stratification. Part 3 (pp. 50–127). In book "Prediction of turbulent flows". Ed. by G. F. Hewitt, J.C. Vassilicos. Imperial College, London, Cambridge University Press, 2005. 343 p.
- [8] Lien F., Chen W., Leschziner M. Low-Reynolds number eddy-viscosity modelling based on non-linear stress-strain / vorticity relations, *Proc. 3-rd Symp. on Engineering Turbulence Modelling and Measurements*, Greece, Elsevier, 1996, pp. 91–100.
- [9] Bradshaw P., Ferriss D.H., Atwell N.P. Calculation of boundary layer development using the turbulent energy equation. *J. Fluid Mech.*, 1967, vol. 28, pp. 593–616.

- [10] User guide, Перевод документации S STAR-CCM+ Version 7.02. 2012.
- [11] Swinney H.L., Collub J.P., Lanford O., Joseph D., York J., York E., Busse F., Di Prima R.C., Maslow S., Tritton D., Davis P., Gukkenheymer J. Hydrodynamic Instabilities and the Transition to Turbulence. Berlin, 1981. (Russ. ed.: Suinni X., Gollab Dzh., Lanford O., Dzhozef D., York Dzh., York E., Busse F., Di Prima R., Maslou S., Tritton D., Devis P., Gukkenheymer Dzh. Gidrodinamicheskie neustojchivosti i perehod k turbulentnosti. Moscow, Mir Publ., 1984. 344 p.).
- [12] Daly B.J., Harlow F.H. Transport equations in turbulence. *Phys. Fluids*, 1970, vol. 13, no. 11, pp. 2634–2649.

Статья поступила в редакцию 10.09.2013

Белова Ольга Владимировна — канд. техн. наук, доцент кафедры “Вакуумная и компрессорная техника” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 25 научных работ в области компьютерного моделирования инженерных систем.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

O.V. Belova — Cand. Sci. (Eng.), assoc. professor of “Vacuum and Compressor Equipment” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 25 publications in the field of computer simulation of engineering systems. Bauman Moscow State Technical University, Vtoraya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation.

Волков Василий Юрьевич — инженер ОАО “ВНИИАЭС”. Специалист в области вычислительной газодинамики и тепломассообмена.

ОАО “ВНИИАЭС”, Российская Федерация, 109507, Москва, Ферганская ул., д. 25.

V.Yu. Volkov — engineer of ОАО “VNIIAES”. Specializes in the field of computational gas dynamics and heat and mass transfer.

ОАО “VNIIAES”, Ferganskaya ul. 25, Moscow, 109507 Russian Federation.

Крутиков Алексей Александрович — канд. техн. наук, главный специалист ОАО “ВНИИАЭС”. Автор более 20 научных работ в области математического моделирования и исследования рабочих процессов в элементах пневмогидравлических систем.

ОАО “ВНИИАЭС”, Российская Федерация, 109507, Москва, Ферганская ул., д. 25.

A.A. Krutikov — Cand. Sci. (Eng.), chief specialist of ОАО “VNIIAES”. Author of more than 20 publications in the field of mathematical simulation and investigation of working processes in elements of pneumatic and hydraulic systems.

ОАО “VNIIAES”, Ferganskaya ul. 25, Moscow, 109507 Russian Federation.

Журавлев Олег Николаевич — генеральный директор ООО “ВОРМХОЛС”.

ООО “ВОРМХОЛС”, Российская Федерация, 115054, Москва, Озерковская наб., д. 50.

O.N. Zhuravlev — general director of ООО “WORMHOLES”.

ООО “WORMHOLES”, Ozerkovskaya nab. 50, Moscow, 115054 Russian Federation.

Зорина Ирина Григорьевна — канд. физ.-мат. наук, доцент кафедры “Высшая математика” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 15 научных работ в области вычислительной гидрогазодинамики и тепломассообмена.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

I.G. Zorina — Cand. Sci. (Phys.-Math.), assoc. professor of “Higher Mathematics” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 15 publications in the field of computational fluid dynamics and heat and mass transfer. Bauman Moscow State Technical University, Vtoraya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation.

Семикин Дмитрий Анатольевич — начальник ОРНиГМ ООО “ЛУКОЙЛ–Нижневолжскнефть”.

ООО “ЛУКОЙЛ–Нижневолжскнефть”, Российская Федерация, 414000, г. Астрахань, Адмиралтейская ул., д. 1.

D.A. Semikin — head of department at ООО “LUKOIL–Nizhnevolzskneft”.

ООО “LUKOIL–Nizhnevolzskneft”, Admiralteiskaya ul. 1, Astrakhan, 414000 Russian Federation.

Скибин Александр Петрович — канд. техн. наук, главный специалист ОАО “ВНИИАЭС”. Автор более 80 научных работ в области вычислительной гидродинамики и тепломассообмена.

ОАО “ВНИИАЭС”, Российская Федерация, 109507, Москва, Ферганская ул., д. 25.

A.P. Skibin — Cand. Sci. (Eng.), chief specialist of ОАО “VNIIAES”. Author of more than 80 publications in the field of computational fluid dynamics and heat and mass exchange.

ОАО “VNIIAES”, Ferganskaya ul. 25, Moscow, 109507 Russian Federation.