

УДК 614.843.4

## РАСЧЕТ И ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИИ ПРОТОЧНОГО КАНАЛА ПОЖАРНОГО СТВОЛА С РАСХОДОМ ДО 5 Л/С

Камлюк А.Н.\*, к.ф.-м.н., доцент, Пармон В.В.\*, к.т.н., доцент,  
Стриганова М.Ю.\*, к.т.н, доцент, Морозов А.А.\*, Ширко А.В.\*\*, к.ф.-м.н.

\*Командно-инженерный институт МЧС Республики Беларусь

\*\*Белорусский государственный технологический университет

e-mail: mail@kii.gov.by

*В работе приведены расчеты и оптимизация параметров проточного тракта и кинематических параметров выходной части и формы поверхности дефлектора для фокусировки струи пожарного ручного ствола с диапазоном расхода до 5 л/с.*

*The paper presents the calculation and optimization of the parameters of the flow path and the output of the kinematic parameters and the surface shape of the deflector to focus the jet fire with a range of hand-barrel flow to 5 l/s.*

(Поступила в редакцию 14 декабря 2015 г.)

**Введение.** Согласно данным Государственной статистической отчетности в 2014 году в Республике Беларусь произошло 6 802 пожара, на которых погибло 737 человек (из них 14 детей) и 450 человек травмировано. При этом 87 % от общего количества пожаров приходится на жилой фонд [1–3]. Таким образом, 9 выездов из 10 были связаны с тушением пожаров в квартирах жилых домов. В настоящее время для тушения данных пожаров на вооружении в Республике Беларусь стоят пожарные стволы Protek 360 и Protek 366, разработанные и произведенные корпорацией «Protek» (Тайвань).

С целью импортозамещения в 2014 году в Республике Беларусь уже был разработан аналог пожарного ствола Protek 366 – СПРУ-50/0,7. Полученный отечественный ствол обладает следующими гидродинамическими параметрами: дальность сплошной струи – 40 м; дальность распыленной струи – 20 м; возможность создания защитного экрана диаметром 4 м; регулируемый расход до 13 л/с; рабочее давление 0,7 МПа. Следует отметить, что стоимость отечественного ствола более чем в два с половиной раза дешевле зарубежного аналога Protek 366. По этой причине пожарный ствол СПРУ-50/0,7 поступил на вооружение белорусским спасателям. Однако при тушении пожаров в квартирах такие гидродинамические параметры не требуются, т. к. в результате применения такого ствола ущерб от излишне пролитой воды может быть сравним с ущербом от пожара. Кроме того, масса ствола составляет более 3 кг, что затрудняет его использование при тушении внутри помещений, а отсутствие режима промывки для удаления грязи и мелких камней быстро приводит к остановке процесса тушения пожара в сельской местности для ручной очистки ствола [4–6]. Для решения данной проблемы требуется разработка облегченной версии пожарного ствола с режимом промывки и расходом до 5 л/с.

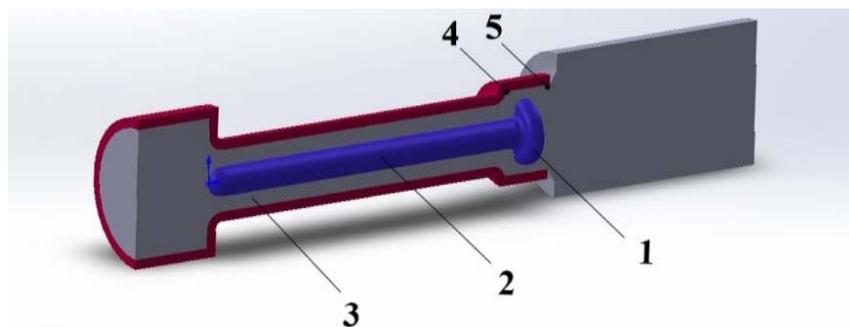
В настоящее время стволы пожарные ручные универсальные для тушения пожаров высотных зданий с диапазоном расхода до 5 л/с в Республике Беларусь не производятся. Поэтому разработка и внедрение легких стволов пожарных ручных универсальных отечественного производства для тушения пожаров высотных зданий с изменяемым расходом с диапазоном до 5 л/с является актуальной задачей.

**1. Постановка задачи.** Таким образом, разрабатываемый ствол должен обеспечить расход жидкости до 5 л/с при рабочем давлении в 7 атм., при этом гарантировать заброс струи воды на расстояние не менее 30 метров и иметь режим промывки.

В связи с тем, что основой любого пожарного ствола является его проточный тракт, то задача сводится к расчету непосредственно геометрии этого проточного тракта с заданными технико-эксплуатационными характеристиками с последующей оптимизацией.

Расчетная модель ствола представлена на рисунке 1.

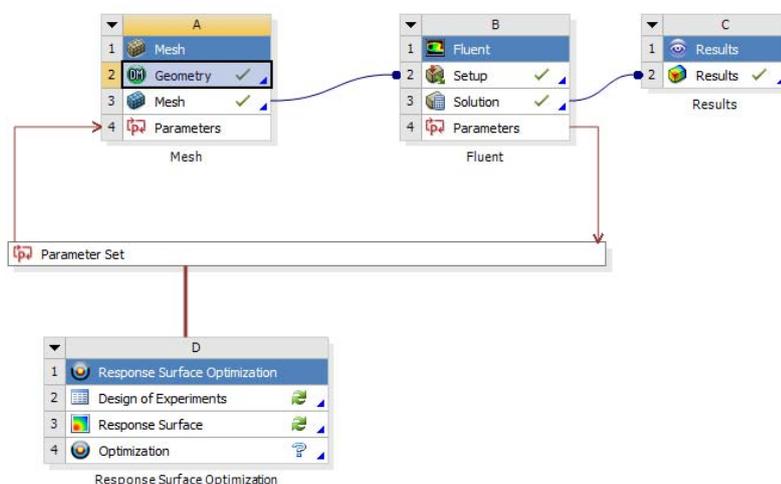
При выполнении оптимизации геометрических параметров целью будет достижение максимальной скорости вылета струи при регламентированном расходе и давлении.



1 – дефлектор; 2 – втулка; 3 – проточный канал; 4 – крайнее левое положение дефлектора;  
5 – крайнее правое положение дефлектора

**Рисунок 1 – Расчетная модель**

Задача решается с помощью моделирования процесса течения жидкости через проточную часть пожарного ствола. Решение строится с помощью метода конечных элементов. Общая структура проекта в среде Ansys Workbench показана на рисунке 2.



**Рисунок 2 – Общая структура проекта**

Процесс моделирования разбит на ряд этапов:

- построение параметризованной геометрической модели проточной части пожарного ствола;
- построение сетки конечных элементов, имеющей необходимый размер элементов в пристеночных областях для явного разрешения пограничного слоя;
- задание граничных условий и численное решение уравнений многофазного течения;
- оптимизация геометрических параметров по критерию достижения максимальной скорости вылета струи;
- анализ полученных результатов;
- исследование рабочих характеристик ствола.

**2. Геометрическая модель и построение сетки конечных элементов.** Задачу будем решать в осесимметричной постановке. При создании геометрической модели необходимо обеспечить возможность перемещения дефлектора в осевом направлении, а также параметризовать основные геометрические размеры для последующего проведения задачи оптимизации. Помимо оптимизации непосредственно геометрии канала, необходимо обеспечить свободный выход струи воды в атмосферу. Геометрическая модель проточного канала ствола показана на рисунке 3.

В качестве параметров, используемых при оптимизации, принимаются: диаметр дефлектора, диаметр втулки, величина зазора в выходной части, толщина дефлектора, радиусы его скругления, положение дефлектора. При изменении какого-либо параметра или набора параметров, программа в автоматическом режиме перестраивает всю геометрию.

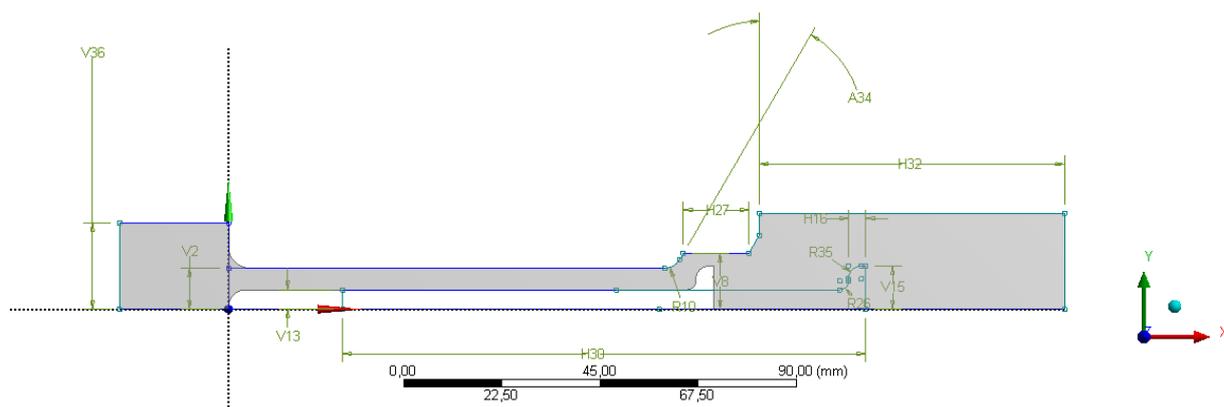


Рисунок 3 – Геометрическая модель

Построение сетки конечных элементов является важным этапом моделирования, т. к. качество сетки непосредственно влияет на сходимость решения.

Сетка имеет 72 тыс. конечных элементов и 42 тыс. узлов. Средний размер элемента составляет 0,3 мм. Конечные элементы имеют тетрагональную форму (рисунок 4).

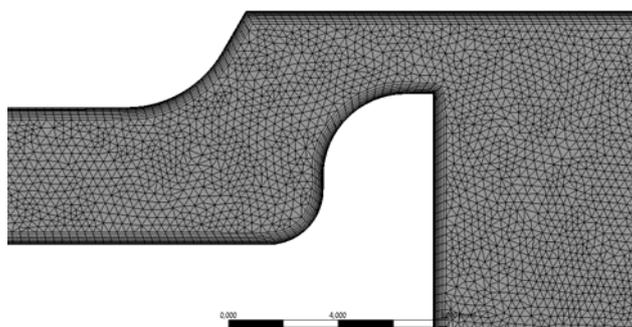


Рисунок 4 – Фрагмент сетки конечных элементов

Важным вопросом для численного решения уравнений многофазного течения является моделирование турбулентности. Для последующего использования низкорейнольдсовых моделей турбулентности необходимо обеспечить явное разрешение пристеночной области. Это обеспечивается выбором параметра  $y^+$ :

$$y^+ = \frac{\rho y U_\tau}{\mu}, \quad (1)$$

где  $\rho$  – плотность среды,  $\mu$  – динамическая вязкость среды,  $U_\tau$  – скорость сдвига (для воды  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ ,  $\mu = 1 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ ).

Для расчета размера первой ячейки оценим число Рейнольдса, сдвиговые напряжения у стенки и скорость сдвига.

Число Рейнольдса:

$$\text{Re}_d = \frac{\rho U_{cp} d_\Gamma}{\mu} = \frac{1000 \cdot 30 \cdot 10 \cdot 10^{-3}}{10^{-3}} = 3 \cdot 10^5, \quad (2)$$

где  $d_\Gamma$  – гидравлический диаметр проточного канала, примем 10 мм,  $U_{cp}$  – средняя скорость в потоке, примем 30 м/с.

Сдвиговые напряжения у стенки:

$$\tau_w = \frac{1}{2} C_f \rho U_{cp}^2 = \frac{1}{2} 0,0034 \cdot 1000 \cdot 30^2 = 1530 \text{ Па}, \quad (3)$$

где  $C_f$  – коэффициент трения.

Параметр  $C_f$  в (3) можно определить по формуле

$$C_f = 0,079 \text{Re}_d^{-0,25} = 0,079 \cdot (3 \cdot 10^5)^{-0,25} = 0,0034. \quad (4)$$

Скорость сдвига:

$$U_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} = \sqrt{\frac{1530}{1000}} = 1,24 \text{ м/с}. \quad (5)$$

Приняв значение  $y^+ = 1$ , размер первой ячейки из (1) будет

$$y = \frac{y^+ \mu}{U_\tau \rho} = \frac{1 \cdot 10^{-3}}{1,24 \cdot 1000} = 0,0008 \text{ мм}. \quad (6)$$

Таким образом, пристеночная область состоит из 20 слоев, ширина которых постепенно возрастает от 0,0008 мм до 0,3 мм.

**3. Граничные условия и уравнения многофазных турбулентных течений.** В Ansys Fluent на основе метода конечных объемов численно решаются базовые уравнения гидрогазодинамики – система уравнений Навье-Стокса, в состав которого входят уравнение неразрывности и уравнения движения [7]. В работе принято, что жидкость является несжимаемой, т. е.  $\rho = \text{const}$ , и относится к ньютоновской.

Постоянство плотности означает постоянную температуру и химический состав. В несжимаемой жидкости уравнение неразрывности принимает вид условия нулевой дивергенции поля скорости, при этом будет иметь место линейная связь между компонентами тензора сдвиговых напряжений и компонентами тензора скоростей деформаций.

В несжимаемой жидкости давление играет особую роль. Численная эффективность расчетных процедур в большой степени обусловлена затратами времени на расчет поля деления рассчитываемых показателей.

Существующие подходы к численному моделированию турбулентных течений основаны на степени детальности разрешения турбулентных пульсаций и их энергетического спектра. В нашем случае будем использовать RANS-метод, в котором уравнения Навье-Стокса позволяют получить уравнения переноса для средних значений величин, случайным образом пульсирующих в турбулентном потоке. Для этого используется разложение мгновенного значения скорости  $u$  в уравнении Рейнольдса на сумму среднего значения  $\bar{u}$  и пульсационной составляющей  $u'$ . Подстановка такого разложения в уравнение неразрывности и уравнения движения и их последующее осреднение позволяет получить систему уравнений для среднего поля скоростей. Эту систему называют уравнениями Навье-Стокса, осредненными по Рейнольдсу (Reynolds-averaged Navier-Stokes equations или, короче, уравнения RANS) [7]. На данном этапе в осредненных уравнениях появляются неизвестные корреляции пульсирующих величин, без определения которых осредненные уравнения не могут быть решены, так как возникает проблема замыкания. Для решения проблемы замыкания привлекаются модели турбулентности, которые выражают неизвестные корреляции через известные (точнее – искомые) осредненные значения. Численное решение зависит от пространственной сетки и шага по времени. Последовательное уменьшение ячеек пространственной сетки и шагов по времени в принципе позволяет получить сеточно-независимое (точное) решение уравнений RANS.

Для физической интерпретации рейнольдсовых напряжений используем аналогию их с компонентами тензора вязких напряжений, которые характеризуют перенос импульса за счет молекулярных столкновений. Отсюда сделаем вывод, что рейнольдсовы напряжения также характеризуют перенос импульса за счет перемешивания в пульсирующем турбулентном потоке.

Используя концепцию Буссинеска, который предположил, что связь между турбулентными напряжениями и тензором скоростей деформации осредненного течения аналогична соответствующей связи, которая имеет место между вязкими напряжениями и ком-

понентами тензора скоростей деформаций для ньютоновской жидкости, можно записать [7]:

$$-\rho \overline{u'_j u'_i} = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij}, \quad (7)$$

где  $k = 1/2 (\overline{u_1'^2} + \overline{u_2'^2} + \overline{u_3'^2})$  – кинетическая энергия турбулентных пульсаций,  $\mu_t$  – динамическая вязкость,  $\delta_{ij}$  – символ Кронекера.

С учетом (7) уравнения для среднего поля скоростей при постоянной плотности будут иметь вид

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \bar{p} + \frac{2}{3} \rho k \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( (\nu + \nu_t) \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right) + g_i + f_i, \quad (8)$$

где  $\nu_t$  – кинематическая вязкость,  $g_i$  – ускорение свободного падения,  $f_i$  – внешние поверхностные силы,  $\bar{p}$  – среднее давление.

Для моделирования турбулентного течения жидкости в проточном канале ствола используем SST модель (Shear Stress Transport model), которая, как показал опыт [7], приводит к лучшему согласию с экспериментом на данном классе течений. SST модель основана на линейной комбинации  $k$ - $\omega$  модели Уилкокса в пристеночных областях и  $k$ - $\epsilon$  модели вдали от стенок. Уравнения  $k$ - $\omega$  модели имеют вид [7]

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho k \bar{u}_j}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k1}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \rho P_k - \rho C_\mu k \omega, \\ \frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial \rho \omega \bar{u}_j}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 1}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \alpha_1 \frac{\omega}{k} \rho P_k - \rho \beta_1 \omega^2. \end{aligned} \quad (9)$$

Уравнения  $k$ - $\epsilon$  модели (9), записанные так, чтобы использовать  $\omega$  вместо  $\epsilon$  имеют вид:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho k \bar{u}_j}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k1}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \rho P_k - \rho C_\mu k \omega, \\ \frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial \rho \omega \bar{u}_j}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 1}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_2 \frac{\omega}{k} \rho P_k - \rho \beta_2 \omega^2. \end{aligned} \quad (10)$$

Турбулентная вязкость определяется равенством [7]

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega}. \quad (11)$$

Считается, что  $k$ - $\omega$  модель (9) лучше приспособлена к описанию пристеночных течений в пограничных слоях, а  $k$ - $\epsilon$  вдали от стенок. Для того, чтобы активировать каждую из перечисленных моделей в своей области течения формируется комбинированная  $k$ - $\omega$  модель:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho k \bar{u}_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \rho P_k - \rho C_\mu k \omega,$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial \rho \omega \bar{u}_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_3 \frac{\omega}{k} \rho P_k - \rho \beta_3 \omega^2. \quad (12)$$

В уравнениях (9) – (12) обозначены:  $P_k = \tau_{ij} S_{ij}$  – генерационный член,  $\tau_{ij}$  – тензор реинльдсовых напряжений,  $S_{ij}$  – тензор скоростей деформации среднего течения;  $C_\mu$  – коэффициент вязкости,  $\omega$  – удельная скорость диссипации,  $\sigma_{k1}$ ,  $\sigma_{k3}$ ,  $\sigma_{\omega 1}$ ,  $\sigma_{\omega 2}$ ,  $\sigma_{\omega 3}$ ,  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\alpha_3$ ,  $\beta_1$ ,  $\beta_2$ ,  $\beta_3$  – константы.

Таким образом, вклад  $k-\omega$  и  $k-\epsilon$  модели определяется значением функции переключателя  $F_1$  в (12):

$$F_1 = \begin{cases} 0, & \text{вдали от поверхности, } k - \epsilon \text{ модель;} \\ 1, & \text{внутри пограничного слоя, } k - \omega \text{ модель.} \end{cases}$$

При расчете в качестве граничных условий на входе подается вода и ставится давление в 7 атм., на выходе давление атмосферное, а среда – воздух.

**4. Оптимизация параметров проточной части ствола.** Для оптимизации параметров проточного тракта задаются начальные геометрические размеры проточной части ствола, предварительно определенные по требуемому расходу. В качестве выходных параметров вычисляются динамическое давление на входе и выходе из канала, полные давления, расход, потери давления на местных сопротивлениях и скорость потока на выходе из расчетной области. Затем определяются геометрические параметры, которые оказывают наибольшее влияние на итоговый результат. К таким параметрам относятся диаметры дефлектора и втулки, толщина и радиусы скругления дефлектора, величина выходного зазора. По этим параметрам строится матрица планирования, которая представляет собой набор геометрических параметров с заданными вариациями. Далее производится расчет и строится поверхность отклика системы. Условиями оптимизации является максимальная скорость жидкости при выходе из расчетной области, минимальные потери полного давления и соблюдение условия не превышения расхода заявленным 5 л/с. На рисунке 5 показана зависимость скорости потока на выходе в зависимости от положения дефлектора для различных геометрических параметров проточной части. Крайнее левое положение дефлектора соответствует положению 1, а крайнее правое – положению 6 (рисунок 5).

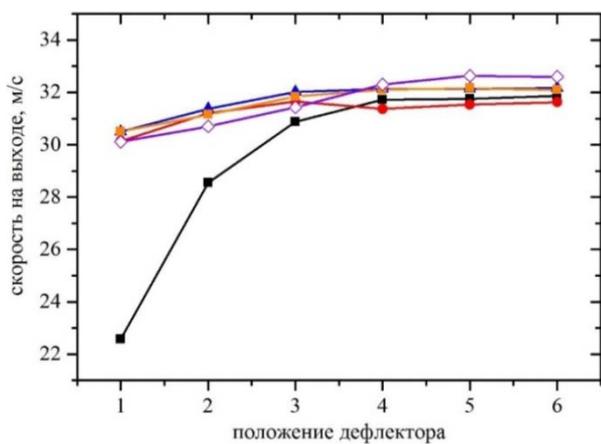


Рисунок 5 – Скорость потока на выходе в зависимости от положения дефлектора и геометрических параметров

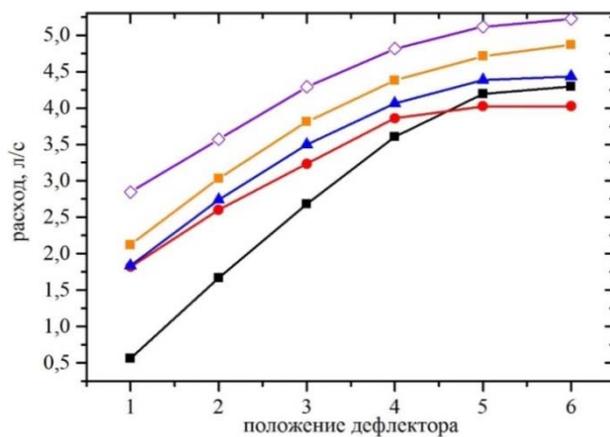


Рисунок 6 – Зависимость расхода от положения дефлектора и геометрических параметров

Оптимизация проводилась для задачи в осесимметричной постановки (плоская задача), однако для того чтобы убедиться в адекватности полученных результатов необходимо

произвести сопоставление результатов с модельной задачей в трехмерной постановке. Такой расчет является гораздо более затратным с точки зрения используемых вычислительных ресурсов и машинного времени. На рисунке 7 показано поле статического давления в проточной части ствола для трехмерной задачи.

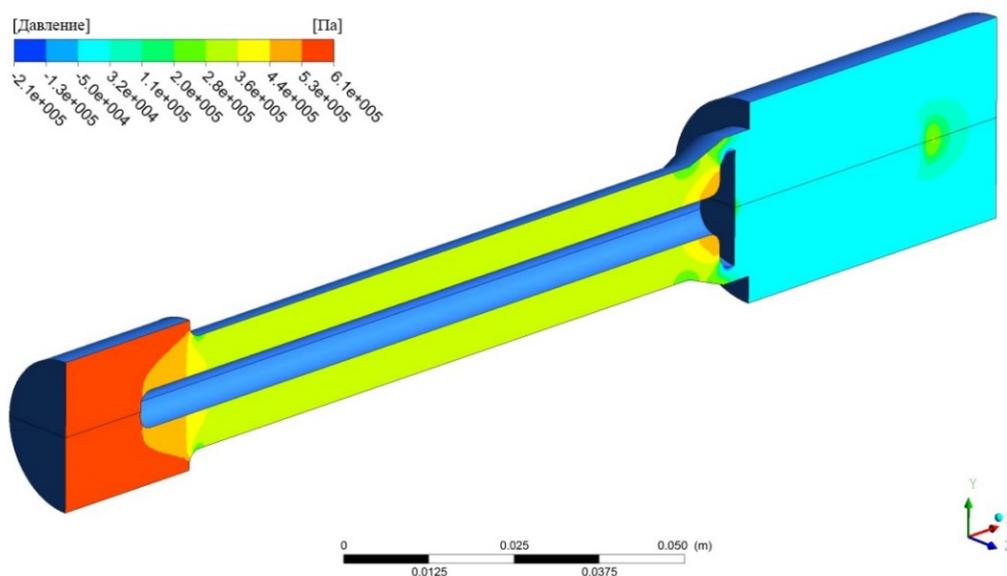


Рисунок 7 – Поле статического давления

Линии тока и поле скоростей показаны на рисунке 8.

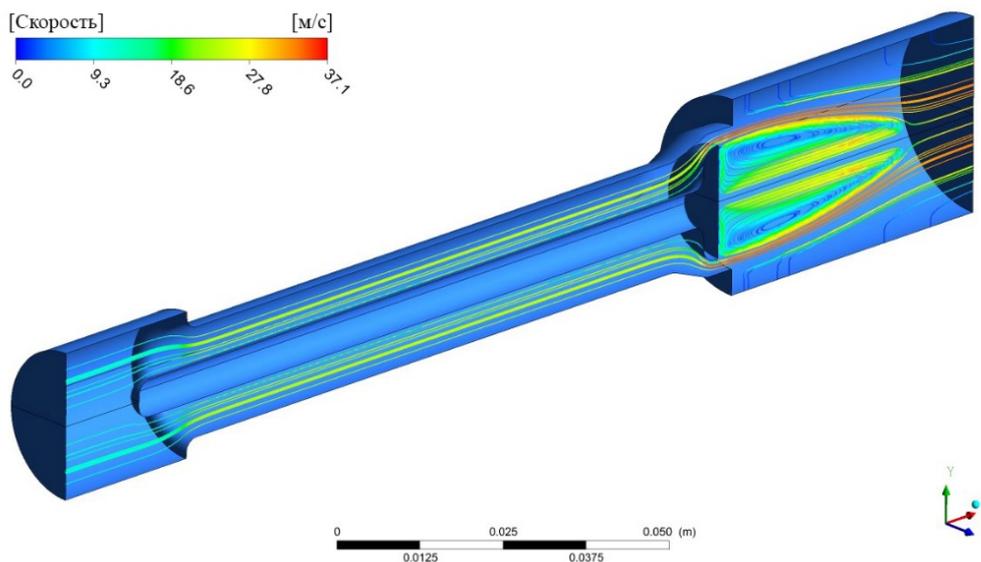


Рисунок 8 – Линии тока

Как показали расчеты, результаты при плоской и осесимметричной постановке задачи практически полностью совпадают с модельной задачей в трехмерной постановке, что свидетельствует об адекватности полученных данных. Поэтому все последующие результаты будут представлены для решенных задач в плоской осесимметричной постановке.

На рисунке 6 показана зависимость расхода от положения дефлектора для различных значений геометрических параметров проточной части ствола.

Таким образом, в результате оптимизации были получены наилучшие значения геометрических параметров канала, обеспечивающие наибольшую скорость выхода струи и наименьшие потери давления при необходимом расходе.

**5. Анализ результатов.** Пожарный ствол рассчитан на рабочее давление 7 атм. име-

ет максимальный расход до 5 л/с и заброс струи воды не менее 30 м. На рисунке 9 показаны линии тока, раскрашенные в зависимости от скорости потока.

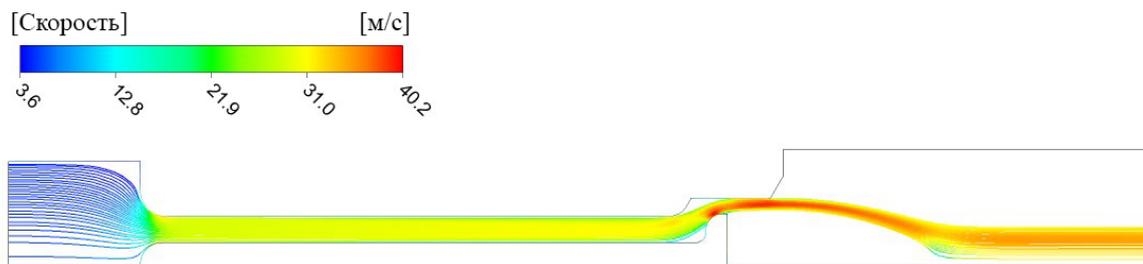


Рисунок 9 – Линии тока

В результате моделирования установлено, что максимальная скорость в струе достигает 40,2 м/с, однако при выходе из расчетной области среднemasсовая скорость имеет значение 33,4 м/с, что, тем не менее, достаточно для заброса струи на расстояние не менее 30 м. Расчет показал (как и в эксперименте) смыкание струи при выходе из ствола. Это происходит вследствие того, что воздух, заключенный внутри струи (внутри «колокола») приходит в движение, тем самым увеличивается его динамическое давление и уменьшается статическое. Статическое давление снаружи струи оказывается выше, тем самым возникает перепад давлений, который схлопывает струю. Это хорошо видно на рисунке 10, где показаны значения статического давления вдоль линий тока. Профиль скорости в сечении проточного канала показан на рисунке 11. Векторное поле скоростей показано на рисунке 12. Изменение величины расхода и скорости выхода струи в зависимости от положения дефлектора показаны на рисунке 13.

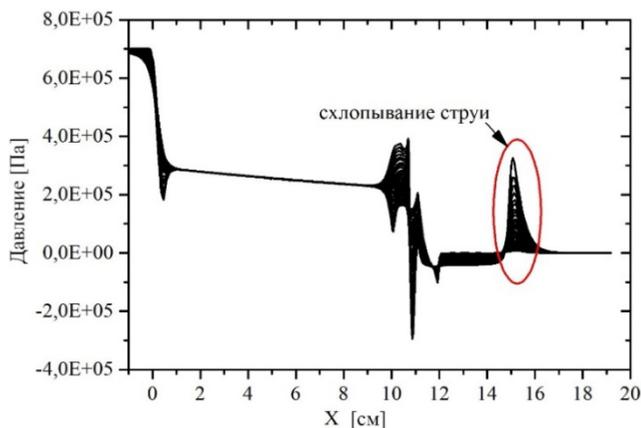


Рисунок 10 – Величина статического давления вдоль линий тока

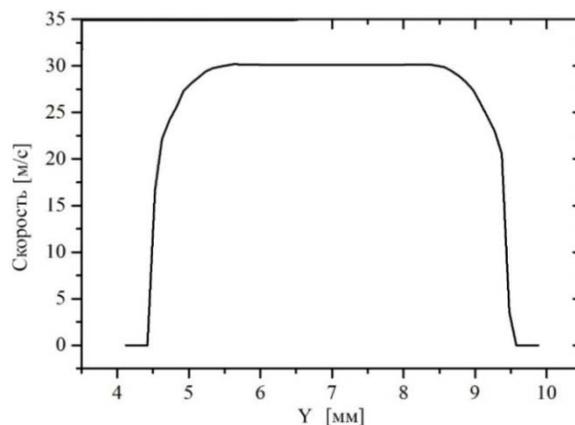


Рисунок 11 – Профиль скорости в сечении канала

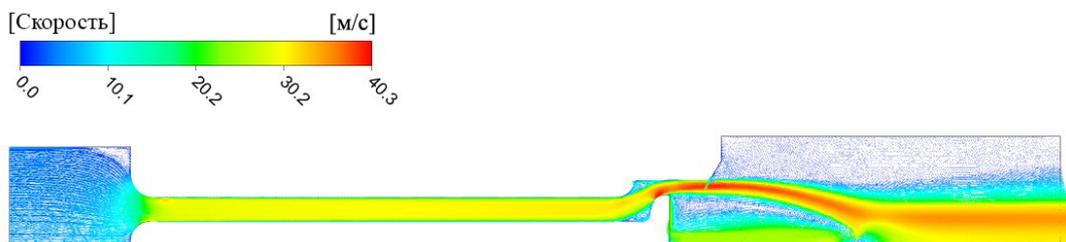


Рисунок 12 – Векторное поле скоростей

При максимально выдвинутом дефлекторе расход несколько завышен. Это сделано целенаправленно, чтобы учесть дополнительные потери на шаровом кране и в остальной части проточного канала.

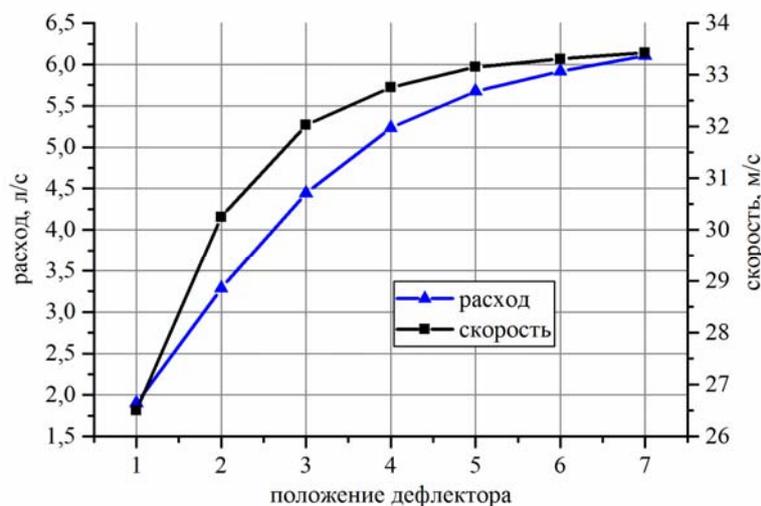


Рисунок 13 – Характеристики ствола

**Заключение.** В работе представлен расчет геометрии проточного канала пожарного ствола. Входными параметрами для численного моделирования были максимальный расход (до 5 л/с) и рабочее давление (7 атм.). Выходным параметром была дальность подачи струи воды – не менее 30 м. В результате решения задачи оптимизации в Ansys методом конечных объемов установлены требуемые геометрические параметры проточной части ствола. В ходе численного моделирования исследованы основные тактико-технические характеристики ствола, а также изменение статического давления и скорости потока вдоль линии тока. Важно отметить, что предсказанный эффект схлопывания струи при выходе ее в атмосферу, подтвержден экспериментально.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Обзор по направлениям деятельности оперативно-тактического блока за 2014 год / МЧС Республики Беларусь; сост.: РЦУ РЧС. – Минск, 2015. – 50 с.
2. Сборник по боевой работе подразделений МЧС Республики Беларусь за 2014 год / МЧС Республики Беларусь; сост.: РЦУ РЧС. – Минск, 2015. – 22 с.
3. Сводная таблица по боевой работе подразделений по чрезвычайным ситуациям Республики Беларусь за 12 месяцев 2014 года / МЧС Республики Беларусь; сост.: РЦУ РЧС. – Минск, 2015. – 4 с.
4. Ствол пожарный ручной универсальный СПРУ-50/0,7. Паспорт. Руководство по эксплуатации. ЭФЮП 306142.001 РЭ. – М.: РУП «Приборостроительный завод «ОПТРОН». – 9 с.
5. Шафранский, Д.А. О результатах испытания экспериментального образца ствола ручного пожарного универсального СПРУ-50/0,7 / Д.А. Шафранский // Вестник Командно-инженерного института. – 2013. – №1(17). – С. 68–74.
6. Карпенчук, И.В. Разработка и оптимизация гидродинамических параметров отечественной модификации экспериментального образца ствола ручного пожарного универсального / И.В. Карпенчук, Д.А. Шафранский, Н.Г. Янкевич // Вестник Командно-инженерного института. – 2013. – № 2(18). – С. 270–279.
7. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений. Учебное пособие / А.В. Гарбарук, М.Х. Стрелец, М.Л. Шур. Санкт-Петербург, 2012. – С. 54–57.