

**д-р техн. наук Качанов И.В., канд. техн. наук Карпенчук И.В.*,
канд. техн. наук Пармон В.В.*, Шкутник В.А.***

**Методика расчета параметров лафетного ствола пожарного
с винтовой структуризацией потока**

*УО «Белорусский национальный технический университет», г. Минск
ГУО «Командно-инженерный институт»

Министерства по чрезвычайным ситуациям Республики Беларусь, г. Минск

Приведенная методика позволяет рассчитать гидродинамические параметры пожарного лафетного ствола с винтовой структуризацией потока.

Ключевые слова: лафетный ствол, пожар, гидродинамические параметры.

**Dr. (Tech.) I.V. Kachanov, Ph.D. (Tehn.) I.V. Karpenchuk*,
Ph.D. (Tehn.) V.V. Parmon*, V.A. Shkutnik***

**Method of calculation of the parameters of the fire carriage stock with
with the helical flow structurization**

Belarusian National Technical University, Minsk

**The State Educational Establishment «Command and Engineering Institute»
of the Ministry for Emergency Situations of the Republic of Belarus, Minsk*

The technique allows the calculation of the hydrodynamic parameters of a fire monitor with the screw structuring stream.

Keywords: fire monitor, fire, hydrodynamic parameters.

Введение

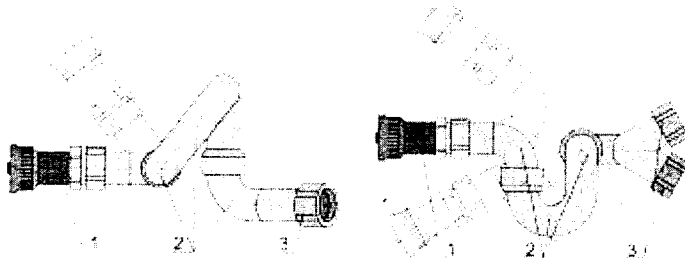
В настоящее время актуальной задачей является разработка и использование новых технологий тушения пожаров, обладающих высокой эффективностью и меньшим риском для персонала, занятого в тушении пожара. Одной из таких технологий является тушение крупных пожаров на складах нефти и нефтепродуктов с помощью стволов пожарных лафетных пеной низкой кратности из фторсодержащих пенообразователей целевого назначения.

Анализ результатов исследований гидродинамики закрученных по-

токов жидкостей и газов, проведенных в нашей стране и за рубежом, показал, что внедрение данного явления приносит положительный эффект.

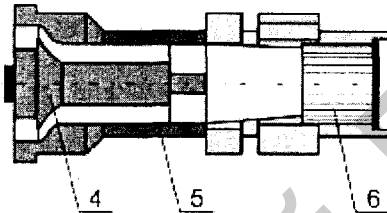
Основная часть

Методика расчета параметров лафетного ствола пожарного (далее – ствол) сводится к определению геометрических размеров элементов проточного тракта ствола исходя из заданных рабочих параметров. Принципиальная схема ствола приведена на рисунках 1, 2.



1 – струеформирующий насадок; 2 – подводящий трубопровод;
3 – вход со слиянием потоков

Рисунок 1 – Принципиальная схема лафетного ствола



4 – дефлектор; 5 – корпус; 6 – рассекатель
Рисунок 2 – Струеформирующий насадок

При определении геометрических характеристик проточного тракта лафетного ствола используются следующие исходные данные:

1. Максимальный расход из пожарного ствола, м³/с (л/с) – Q_{\max} .

2. Максимальная дальность подачи струи, м – L_{\max} .

Основные определяемые параметры:

1. Скорость на выходе из ствола, м/с – $v_{\text{вых.}}$.

2. Скорость в канале перед дефлектором, м/с – $v_{\text{к.}}$.

3. Диаметр канала перед дефлектором, м (мм) – $d_{\text{к.}}$.

4. Диаметр дефлектора, м (мм) – $d_{\text{деф.}}$.

5. Диаметр выходного канала ствола, м (мм) – $D_{\text{вых.}}$.

6. Параметры канала перераспределения силы реакции ствола.

7. Форма криволинейной поверхности дефлектора (расчет координат):

– текущий радиус, м (мм) – R_i ;

– текущая длина дефлектора, м (мм) – l_i .

8. Определение потерь давления в проточном тракте лафетного ствола и необходимого рабочего давления перед стволом, Па – $p_{\text{лаф.}}$.

Расчет гидродинамических параметров пожарного лафетного ствола производится в следующей последовательности.

1. Определение скорости на выходе из ствола

Дальность и высота подачи струи из лафетного ствола будут зависеть от скорости на выходе из ствола.

Для определения высоты вертикальной струи воспользуемся формулой Люгера [1]:

$$S_b = \frac{H}{1 + \varphi \cdot H}, \quad (1)$$

где S_b – высота вертикальной струи;

H – напор перед стволом;

φ – коэффициент, учитывающий сопротивление воздуха и диаметра (для стволов с дефлектором – гидравлического диаметра выходного сечения ствола).

Для определения коэффициента φ предлагается следующая формула, соответствующая структуре формулы [1], но учитывающая то, что ствол на выходе имеет коаксиальное сечение:

$$\varphi = \frac{0,16}{d_{\text{гид.}} + (0,1 \cdot d_{\text{гид.}})^3}, \quad (2)$$

где $d_{\text{гид.}}$ – гидравлический диаметр для канала коаксиального сечения:

$$d_{\text{гид.}} = D_{\text{вых.}} - d_{\text{деф.}}, \quad (3)$$

где $D_{\text{вых.}}$ – диаметр выходного канала ствола;

$d_{\text{деф.}}$ – диаметр дефлектора.

Однако в начале расчета значения $D_{\text{вых.}}$ и $d_{\text{деф.}}$ не определены, поэтому в первом приближении предлагается принимать $\varphi = 0,005-0,0039$ (как для стволов с диаметром sprыска 28–32 мм). Лафетный ствол с диаметром 32 мм по напорно-расходным ха-

рактеристикам наиболее приближен к рассматриваемому варианту ствола.

Впоследствии при определении параметров $D_{\text{вых.}}$ и $d_{\text{деф.}}$ расчет уточняется с использованием формулы (3).

Напор перед стволом можно выразить как

$$H = \frac{v_{\text{вых.}}^2}{2g}, \quad (4)$$

где $v_{\text{вых.}}$ – скорость на выходе из ствола;

g – ускорение свободного падения.

Тогда формула (1) примет вид

$$S_b = \frac{v_{\text{вых.}}^2}{2g + \varphi \cdot v_{\text{вых.}}^2}, \quad (5)$$

откуда

$$v_{\text{вых.}} = \sqrt{\frac{2g \cdot S_b}{1 - \varphi \cdot S_b}}. \quad (6)$$

Для определения S_b используем зависимость для нахождения дальности полета струи из ствола [1]:

$$L_{\text{max}} = \varepsilon \cdot S_b, \quad (7)$$

Откуда

$$S_b = \frac{L_{\text{max}}}{\varepsilon}, \quad (8)$$

где L_{max} – максимальная дальность подачи струи;

ε – коэффициент, зависящий от угла наклона ствола [1].

В расчетах для максимальной дальности полета струи при наклоне ствола 30 можно принять $\varepsilon = 1,4$ [1].

2. Определение скорости в канале ствола перед дефлектором

Для определения оптимальной скорости в канале ствола перед дефлектором воспользуемся формулой, полученной при разработке математической модели движения жидкости в пожарном ручном стволе универсальном СПРУ-50/0,7[2].

$$v_k = v_\infty = v_{\text{вых.}} \frac{\sqrt{h}}{1 + \sqrt{1-h}}, \quad (9)$$

где h – значение переменной интегрирования.

В формулу (9) входит множитель, зависящий от h :

$$A = \frac{\sqrt{h}}{1 + \sqrt{1-h}}. \quad (10)$$

Рекомендуемое значение $h = 0,65$ [2], тогда

$$v_k = v_{\text{вых.}} A, \quad (11)$$

где $A = 0,506$.

3. Определение диаметра канала перед дефлектором

Диаметр канала перед дефлектором d_k может быть определен исходя из известного расхода ствола Q_{max} и скорости в канале v_k , определенной по максимальной заданной дальности подачи струи из ствола L_{max} :

$$d_k = \sqrt{\frac{4Q_{\text{max}}}{\pi v_k}}, \quad (12)$$

где Q_{max} – максимальный расход из ствола.

4. Расчет диаметра дефлектора

При решении математической модели движения жидкости в канале ствола пожарного с дефлектором получена интегральная зависимость для определения радиуса дефлектора [2]:

$$r_{\text{деф.}} = \frac{q}{\pi \cdot v_0} \left(2\sqrt{\frac{b-1}{b}} \ln(b + \sqrt{b-1}) + \sqrt{\frac{1-h}{h}} \left[\frac{\pi}{2} - \arcsin(2h-1) \right] + \pi \left(\frac{1}{\sqrt{h}} - \frac{1}{\sqrt{b}} \right) \right), \quad (13)$$

где $r_{\text{деф.}}$ – радиус дефлектора;

b – значение переменной интегрирования.

Было введено следующее обозначение:

$$f_1(h, b) = 2\sqrt{\frac{b-1}{b}} \ln(b + \sqrt{b-1}) + \sqrt{\frac{1-h}{h}} \left[\frac{\pi}{2} - \arcsin(2h-1) \right] + \pi \left(\frac{1}{\sqrt{h}} - \frac{1}{\sqrt{b}} \right), \quad (14)$$

тогда

$$r_{\text{деф.}} = \frac{q_{\text{уд.}}}{\pi \cdot v_{\text{вых.}}} f_1(h, b), \quad (15)$$

где $q_{\text{уд.}}$ – удельный расход.

Математический параметр b в соответствии с математической моделью лежит в интервале $1 < b < \infty$ и определяет угол наклона струи к оси абсцисс на выходе из ствола $\theta_{\text{вых.}}$ [2]. Для определения параметра b используем формулу из математической модели [2]:

$$\theta_{\text{вых.}} = -\arctg\sqrt{b-1}, \quad (16)$$

где $\theta_{\text{вых.}}$ – угол наклона струи к оси абсцисс на выходе из ствола.

Зададим угол наклона при выходе канала перед дефлектором равным 60° исходя из условия отсутствия прилипания струи [3]. Тогда из формулы (16) $b = 4$.

Удельный расход определяется следующим образом:

$$q_{\text{уд.}} = \frac{Q_{\text{max}}}{2r_{\text{деф.}}} = \frac{Q_{\text{max}}}{d_{\text{деф.}}}, \quad (17)$$

где $d_{\text{деф.}}$ – диаметр дефлектора. Тогда

$$r_{\text{деф.}} = \frac{Q_{\text{max}}}{2\pi \cdot v_{\text{вых.}} \cdot r_{\text{деф.}}} f_1(h, b), \quad (18)$$

$$r_{\text{деф.}} = \sqrt{\frac{Q_{\text{max}}}{2\pi \cdot v_{\text{вых.}}}} f_1(h, b), \quad (19)$$

$$d_{\text{деф.}} = 2 \sqrt{\frac{Q_{\text{max}}}{2\pi \cdot v_{\text{вых.}}}} f_1(h, b). \quad (20)$$

5. Расчет диаметра выходного канала ствола

При расчете дефлекторных стволов необходимо учитывать, что вы-

ходное сечение ствола имеет коаксиальное сечение, образуемое выходным каналом и дефлектором.

В целях минимизации гидравлических потерь задаем площадь коаксиального сечения между дефлектором и струеформирующим каналом, равным площади канала перед дефлектором. Таким образом площадь коаксиального выходного сечения равна:

$$S_{\text{вых}} = \frac{Q_{\text{max}}}{v_{\text{к}}}, \quad (21)$$

а диаметр выходного струе формирующего канала будет

$$D_{\text{вых.}} = \sqrt{\frac{4S_{\text{вых.}}}{\pi} + d_{\text{деф.}}^2} \quad (22)$$

или

$$D_{\text{вых.}} = \sqrt{\frac{4S_{\text{вых.}} \cdot Q_{\text{max}}}{\pi v_{\text{к}}} + d_{\text{деф.}}^2} \quad (23)$$

6. Параметры канала перераспределения силы реакции ствола

В связи с тем, что в канале образуется парный вихрь [4], для уменьшения потерь давления в канале его сечение принимается прямоугольным с соотношением сторон $e/d = 2,5$ [4].

Скорость в подводящем канале принимается равной скорости в канале перед дефлектором:

$$v_{\text{подв}} = v_{\text{к}}. \quad (24)$$

Тогда площадь сечения канала перераспределения силы реакции струи будет равна:

$$S_{\text{подв.}} = \frac{Q_{\text{max}}}{v_{\text{к}}} \quad (25)$$

Размеры сторон канала соответственно:

$$e = \sqrt{\frac{S_{\text{подв.}}}{2,5}} \quad \text{и} \quad d = \frac{S_{\text{подв.}}}{a}. \quad (26)$$

7. Определение формы криволинейной поверхности дефлектора

Форму криволинейной поверхности дефлектора (текущий радиус) предполагается определять по формуле [2]:

$$R_i = \sqrt{\frac{\eta}{b_{\text{деф.}} + L_i}}, \quad (27)$$

где R_i – текущий радиус дефлектора;

η – постоянная, зависящая от требуемых параметров ствола (для лафетных стволов может приниматься ~2000);

$b_{\text{деф.}}$ – толщина дефлектора;

L_i – текущая длина дефлектора.

8. Определение потерь давления в проточном тракте лафетного ствола и необходимого рабочего давления перед стволом

Рабочее давление перед стволом будет расходоваться на преодоление всех местных сопротивлений в канале ствола, потерь по длине, а также на создание скоростного напора на выходе из ствола.

Местными сопротивлениями в канале ствола являются (рисунок 1):

сопротивление при слиянии двух потоков на входе в ствол;

сопротивление по длине подводящего канала;

вихревое сопротивление подводящего канала;

сопротивление рассекателя;

сопротивление дефлектора.

Таким образом, давление перед стволом будет равно:

$$p_{\text{вх.}} = \zeta_{\text{сл.}} \rho \frac{v_{\text{подв.}}^2}{2} + \lambda \frac{l}{d_{\text{гид.}}} \rho \frac{v_{\text{подв.}}^2}{2} + \zeta_{\text{вихр.}} \rho \frac{v_{\text{подв.}}^2}{2} + \zeta_{\text{раст.}} \rho \frac{v_{\text{к}}^2}{2} + \zeta_{\text{деф.}} \rho \frac{v_{\text{к}}^2}{2} + \frac{\rho}{2} (v_{\text{вых.}}^2 - v_{\text{подв.}}^2) \quad (28)$$

или

$$p_{\text{вх.}} = \rho \frac{v_{\text{подв.}}^2}{2} \left(\zeta_{\text{сл.}} + \lambda \frac{l}{d_{\text{гид.}}} + \zeta_{\text{вихр.}} \right) + \rho \frac{v_{\text{к}}^2}{2} (\zeta_{\text{раст.}} + \zeta_{\text{деф.}}) + \frac{\rho}{2} (v_{\text{вых.}}^2 - v_{\text{подв.}}^2) \quad (29)$$

где $p_{\text{вх.}}$ – давление на входе в лафетный ствол;

$\zeta_{\text{сл.}}$ – коэффициент сопротивления при слиянии потоков на входе в ствол (в соответствии с [5] можно принять равным 0,28);

λ – коэффициент гидравлического трения подводящего канала;

l – длина подводящего канала;

$d_{\text{гид.}}$ – гидравлический диаметр;

$\zeta_{\text{вихр.}}$ – коэффициент вихревого сопротивления подводящего канала;

$\zeta_{\text{рас.}}$ – коэффициент местного сопротивления рассекателя (в соответствии с [5] можно принять равным 0,34);

$\zeta_{\text{деф.}}$ – коэффициент местного сопротивления дефлектора (в связи с отсутствием экспериментальных данных предлагается принимать как для конусного клапана при степени открытия 0,22 – 0,38 [6,7] (среднее значение равно 2,8).

Коэффициент гидравлического трения подводящего канала можно определить по формуле Шифринсона для квадратичной области сопротивления:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d_r} \right)^{0,25}, \quad (30)$$

где Δ – шероховатость канала ($\Delta = 0,05$ мм по данным [5, 6]).

Коэффициент вихревого сопротивления подводящего канала определяется по формуле [4]:

$$\xi_{\text{вихр.}} = 0,4\xi_0, \quad (31)$$

где ξ_0 – коэффициент сопротивления изгиба трубопровода круглого сечения;

$$\xi_0 = 0,73abc, \quad (32)$$

где в соответствии с [8]

$$a = 0,3 \left(\frac{R}{d} \right)^{0,54}, \quad (33)$$

$$b = \frac{2,35\alpha}{120 + \alpha}, \quad (34)$$

$$c = \frac{0,33e}{e - 0,66d}, \quad (35)$$

где R – радиус закругления канала;

d – диаметр круглого канала;

α – суммарный угол поворота канала;

e – большая сторона прямоугольного сечения канала;

d_k – меньшая сторона прямоугольного сечения канала.

Заключение

Приведенная методика позволяет рассчитывать необходимые для проектирования геометрические и гидродинамические параметры:

скорость на выходе из ствола; скорость в канале перед дефлектором; диаметр канала перед дефлектором; диаметр дефлектора; диаметр выходного канала ствола; параметры канала перераспределения силы реакции ствола; форму криволинейной поверхности дефлектора (расчет координат): текущий радиус при текущей координате; потери давления в проточном тракте лафетного ствола и необходимое рабочее давление перед стволом.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Иванов, Е.Н.* Противопожарное водоснабжение / Е.Н. Иванов. – М.: Стройиздат, 1986. – 20 л., ил.
2. Провести теоретические исследования механики движения жидкости в пожарном ручном комби-

нированном стволе: отчет о НИР / ГУО «Командно-инженерный институт» МЧС Республики Беларусь; рук. темы И.В. Карпенчук. – Минск, 2011. – 55 с.

3. Расчет и проектирование устройств гидравлической струйной техники / В.П. Бочаров [и др.]. – К.: Техніка, 1987. – 127 с.

4. Некрасов, Б.Б. Гидравлика и ее применение в летательных аппаратах / Б.Б. Некрасов. – М.: Машиностроение, 1967. – 364 с.

5. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1975. – 560 с.

6. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я.М. Вильнер [и др.]; под

общ. Б.Б. Некрасова. – 1-е изд. – Мн.: Высшая школа, 1985. – 382 с.

7. Рабинович, Е.З. Гидравлика / Е.З. Рабинович. – М.: Недра, 1980. – 278 с.

8. Провести теоретические исследования механики движения жидкости в пожарном лафетном стволе с винтовой структуризацией потока. Разработать комплект схем расстановки сил и средств при тушении пожаров в резервуарах нефтепродуктов с применением лафетных стволов: отчет о НИР/ Ком.-инжен. ин-т МЧС РБ; рук. И.В. Карпенчук. – Минск, 2013. – 39 с. – № ГР 20130455.

