УДК 614.842.65(075.8)

СОПРОТИВЛЕНИЕ ПОЖАРНЫХ СТВОЛОВ

Докт. техн. наук, доц. КАЧАНОВ И. В.,
канд. техн. наук, доц. КАРПЕНЧУК И. В., инж. КРАСОВСКИЙ А. И.

Белорусский национальный технический университет,
Командно-инженерный институт МЧС

В органах и подразделениях по чрезвычайным ситуациям (ОПЧС) для определения водоотдачи используются пожарные стволы. Теоретической основой процесса истечения жидкости из пожарных стволов являются зависимости, полученные при изучении опорожнения резервуаров, а также результаты исследования влияния различных видов насадков (присоединенных к отверстию в стенке труб, длина которых составляет два–пять внутренних диаметров) на скорость истечения и расход жидкости [1]. В результате предложены к использованию основные уравнения для определения параметров насадков:

$$v_н = \varphi_н \sqrt{2gH_н}; \quad (1)$$

$$q_н = \mu_н \omega_н \sqrt{2gH_н}; \quad (2)$$

$$\omega_с = \varepsilon_н \omega_н; \quad (3)$$

$$\mu_н = \varepsilon_н \varphi_н, \quad (4)$$

где $v_н$ – скорость истечения из насадка, м/с; $\varphi_н$ – коэффициент скорости насадка; $H_н$ – напор на входе в насадок, м; $q_н$ – расход жидкости из насадка, м^3/с; $\mu_н$ – коэффициент расхода насадка; $\omega_н$ – площадь конечного сечения насадка, м^2; $\omega_с$ – то же струи в сжатом сечении, м^2; $\varepsilon_н$ – коэффициент сжатия.

Большое значение для теории пожарных струй имеют исследования истечения через конические сходящиеся и коноидальные насадки. Установлено [2, 3], что в коническом насадке явление внутреннего сжатия сказывается меньше (например, в сравнении с цилиндрическим насадком), зато появляется сжатие струи на выходе из насадка. Это влечет за собой, с одной стороны, увеличение коэффициента скорости $\varphi_н$, а с другой – уменьшение коэффициента сжатия $\varepsilon_н$. Поэтому при малых углах конусности коэффициент расхода $\mu_н$ сначала увеличивается, а затем, достигнув максимального значения 0,946 при угле конусности 13°24′, начинает убывать. Струи, полученные из этих насадков, обладают большой удельной кинетической энергией вследствие малой величины гидравлических сопротивлений насадка $\xi_н$ = = 0,06 (табл. 1). Именно поэтому такие насадки применяют в пожарных стволах.

Коноидальный насадок имеет форму струи, выходящей из отверстия: его входной участок имеет сложную поверхность двоякой кривизны, а выходной участок – цилиндрический. Это позволяет устранить сжатие струи на выходе из насадка и получить максимальную удельную кинетическую энергию струи при $\mu_н$ = 0,99. Из-за сложности изготовления подобные насадки не применяются в пожарных стволах и имеют исключительно теоретическую значимость.

Гидравлические характеристики рассмотренных насадков способствовали определению геометрического вида основных конструктивных элементов пожарных стволов. В результате были приняты конические сходящиеся насадки с плавным переходом на выходе в цилиндрическую часть, а для организации движения жидкости к насадку в виде прямолинейных струек была использована направляющая ствола – цилиндрический или конический сходящийся канал.

Известно, что коэффициент расхода насадка $\mu_н$ пожарного ствола зависит от числа Рейнольдса, шероховатости внутренней поверхности

насадка, профиля насадка в конце конической части, длины цилиндрической части насадка и других параметров [4].

1. На вид аналитической зависимости коэффициента расхода насадка $\mu_н$ пожарного ствола от числа Рейнольдса оказывают влияние режимы движения жидкости:

• для ламинарного подслоя

$$\mu_н = 1 - 6{,}88\left(\frac{n_н}{\mathrm{Re}}\right)^{0,5}; \qquad (5)$$

• для турбулентного подслоя

$$\mu_н = 1 - 0{,}185\frac{n_н^{0,8}}{\mathrm{Re}^{0,2}}, \qquad (6)$$

где $n_н$ – отношение эквивалентной длины $l_э$ к диаметру насадка;

• для переходной зоны

$$\mu_н = 1 - 0{,}185\frac{n_н^{0,8}}{\mathrm{Re}^{0,2}} + \frac{A_н}{n_н\,\mathrm{Re}}, \qquad (7)$$

где $A_н$ – постоянная величина насадка, определяемая экспериментально.

Установлено, что значения коэффициента расхода насадка $\mu_н$ пожарного ствола имеют максимум, который с дальнейшим увеличением числа Re исчезает, и при $\mathrm{Re} \geq 10^5$ значения коэффициента $\mu_н$ стабилизируются в пределах 0,97–0,98. Сравнение аналитических и экспериментальных данных дает удовлетворительное совпадение только для насадков, которые имеют плавное очертание внутренней поверхности, способствующей образованию полностью ламинарного подслоя.

Таблица 1

Значения коэффициентов $\xi_н$, $\varepsilon_н$, $\varphi_н$, $\mu_н$

Тип насадка	$\xi_н$	$\varepsilon_н$	$\varphi_н$	$\mu_н$
Конический сходящийся (13°) насадок	0,09	0,98	0,96	0,94
Коноидальный насадок	0,06	1,00	0,98	0,99

2. Влияние шероховатости на характер течения в насадках пожарных стволов определяется теми же законами, которые применяются при обтекании плоской пластины с нулевым углом атаки. Улучшая чистоту внутренней поверхности насадка, можно увеличить коэффициент расхода $\mu_н$ с 0,94 до 0,98. Для гидравлически гладкой поверхности насадка установлена экспериментальная зависимость, позволяющая определить максимальную величину шероховатости:

$$k_а = 100\frac{d_н}{\mathrm{Re}}, \qquad (8)$$

где $d_н$ – диаметр насадка, м.

3. Профиль насадка в конце конической части оказывает влияние на характер течения в цилиндрической части насадка. Округление перехода способствует росту коэффициента расхода $\mu_н$. Длина цилиндрической части, где гидравлические потери значительны, предлагается в пределах $0{,}5–1{,}0d_н$ [5].

Принято считать, что потери напора в направляющей пожарного ствола незначительны. Кроме того, различные направляющие, присоединенные к одному и тому же насадку, имеют приблизительно одинаковые потери, за исключением направляющих со спрямляющим аппаратом [4]. Поэтому для приближенных расчетов и в случаях, когда коэффициент расхода пожарного ствола μ неизвестен, предлагается использовать коэффициент расхода насадка $\mu_н$ [6]

$$H_н = s_н q_н^2 \qquad (9)$$

где $s_н$ – сопротивление насадка пожарного ствола, $с^2/м^5$;

$$s_н = \frac{1}{2g\mu_н^2\omega_н^2}. \qquad (10)$$

В противопожарном водоснабжении для расчета насосно-рукавных систем коэффициент расхода насадка $\mu_н$ рекомендуется принимать равным единице, т. е. гидравлические потери не учитываются не только в направляющей пожарного стола, но и в его насадке. В то же время технология массового изготовления пожарных стволов допускает гидравлическое несовершенство элементов проточной части. К примеру, на поверхности литых деталей допускаются раковины длиной до 2 мм и глубиной до 25 % толщины стенки [7]; соединения гайки и направляющей, направляющей и насадка могут быть ступенчатыми и т. д. Это приводит к дополнительным гидравлическим потерям в проточной части.

Итак, в расчетах основных параметров пожарных стволов допускается не учитывать гидравлические потери. Между тем состояние проточной части пожарного ствола далеко от гидравлического совершенства. Пренебрежение потерями энергии в пожарном стволе приводит к завышению расхода пожарного ствола, а в итоге – результатов испытания участков сети объединенных противопожарных водопроводов на водоотдачу. Поэтому в настоящее время актуальна задача определения значений гидравлического сопротивления основных пожарных стволов в диапазоне рабочих давлений.

Гидравлическое сопротивление пожарных стволов. Несмотря на то, что существует теоретическая основа процесса истечения из пожарных стволов, подтвержденная экспериментальными исследованиями, до сих пор остаются не определенными значения сопротивления пожарных стволов в диапазоне рабочих давлений от 0,2 до 0,6 МПа. По этой причине при выполнении гидравлических расчетов систем противопожарного водоснабжения рекомендуются к использованию данные, табл. 2.

Таблица 2

Значения сопротивления насадков $s_н$ пожарных стволов при $\mu_н = 1$

$d_н$, мм	$s_н$, 10^{-6} с^2/м^5	$d_н$, мм	$s_н$, 10^{-6} с^2/м^5
12	3,988	22	0,353
13	2,890	25	0,212
16	1,260	28	0,135
19	0,634	32	0,079

Установлено [4], что, во-первых, при Re ≥ ≥ 10^5 коэффициент расхода насадка $\mu_н$ принимает постоянное значение. Во-вторых, сопротивление направляющей пожарного ствола минимально. Из сказанного выше следует, что при Re ≥ 10^5 коэффициент расхода пожарного ствола μ не зависит от числа Рейнольдса.

Расчеты также показывают, что образование струй при давлении на входе в пожарный ствол от 0,2 МПа происходит при числе Рейнольдса более 10^6, т. е. при μ = const. Значит, в диапазоне рабочих давлений 0,2–0,6 МПа его величина остается постоянной.

Изготовление пожарных стволов осуществляется на основании действующих государственных стандартов или технических условий, в которых с учетом существующей технологии производства указана минимальная производительность пожарного ствола при фиксированном давлении: для ручных пожарных стволов – 0,4 МПа, для лафетных пожарных стволов – 0,6 МПа. Эти значения попадают в рассматриваемый диапазон рабочих давлений, в котором коэффициент расхода μ и гидравлическое сопротивление пожарного ствола принимают постоянные значения.

С помощью (9) были получены максимальные значения гидравлического сопротивления пожарных стволов (табл. 3).

Таблица 3

Максимальные значения гидравлического сопротивления пожарных стволов $s_{ств}$

Наименование ствола	$d_н$, мм	$q_н$, 10^{-3} м^3/с	$s_{ств}$, 10^{-6} с^2/м^5
РСП-50	12	2,70	5,487
РСК-50	12	2,75	5,289
РС-50	13	3,60	3,086
РС-70	19	7,40	0,730
ПЛС-20	28	19,00	0,166

Зависимость между сопротивлениями пожарного ствола и его насадка можно представить в виде

$$s_{ств} = s_н + s_{абс}, \qquad (11)$$

где $s_{абс}$ – абсолютное приращение сопротивления, с^2/м^5.

Параметр $s_{абс}$ характеризует гидравлические потери напора в проточной части направляющей ствола и его насадка. Используя данные табл. 2 и 3, рассчитаем значения абсолютного приращения сопротивления основных пожарных стволов (табл. 4).

Соотношение параметров $s_{абс}$ и $s_н$ определяет относительное приращение сопротивления

$$\varepsilon_s = \frac{s_{абс}}{s_н} \cdot 100\ \%, \qquad (12)$$

которое есть ни что иное, как относительная погрешность напора на входе в пожарный ствол, необходимого для получения заданной производительности струи q

$$\varepsilon_s = \frac{H_{ств} - H_н}{H_н} \cdot 100\ \% = \frac{(s_{ств} - s_н) q^2}{s_н q^2} \cdot 100\ \% = \frac{s_{абс}}{s_н} \cdot 100\ \%, \qquad (13)$$

где $H_{ств}$ – требуемый напор на входе в пожарный ствол, необходимый для получения заданной производительности струи q, м^3/с; $H_н$ – то же в насадок пожарного ствола, необходимый для получения заданной производительности струи q, м^3/с.

Согласно табл. 4 относительная погрешность ε_s изменяется в диапазоне 7–38 %. Наименьшее значение погрешности ε_s наблюдается в простом по конструкции пожарном стволе РС-50, а наибольшее – в стволах РСП-50 и РСК-50, состоящих из нескольких сборочных единиц каждый.

Таблица 4

Приращение гидравлического сопротивления пожарных стволов в абсолютных и относительных величинах

Наименование ствола	$s_{абс}$, 10^{-6} с^2/м^5	ε_s, %
РСП-50	1,507	38
РСК-50	1,309	33
РС-50	0,196	7
РС-70	0,096	15
ПЛС-20	0,031	23

При проведении испытаний на соответствие требованиям ГОСТ или ТУ в зависимости от технологии производства и назначения пожарных стволов имеет место разброс значений гидравлического сопротивления в диапазоне от $s_н$ (для стволов-водомеров) до $s_{ств}^{max}$ (для стволов, соответствующих минимальным требованиям ГОСТ или ТУ). Разброс значений подтверждается выводами относительно того, как влияют шероховатость внутренней поверхности, профиль и длина составных частей на характеристики пожарного ствола.

В настоящее время при проведении испытаний участков сети объединенных противопожарных водопроводов на водоотдачу стволы-водомеры не используются вследствие их высокой стоимости, а применяются штатные пожарные стволы из комплектации пожарного автомобиля или внутреннего пожарного крана. Поэтому в расчетах пожарных струй необходимо руководствоваться ГОСТ или ТУ, определяющими минимальные требования к правилам приемки и испытания пожарных стволов и полученными на их основе значениями гидравлического сопротивления пожарных стволов (табл. 3).

Корректировка расходов воды на внутреннее пожаротушение. К основным параметрам (производительность и напор), характеризующим пожарные стволы, следует отнести: высоту компактной части струи $H_к$ и радиус действия компактной части струи $R_к$. Для успешного тушения пожара принято считать достаточным радиус действия компактной части струи ручного пожарного ствола, равный 17 м. При таком значении пожарная струя обладает хорошим динамическим воздействием на очаг пожара, а условия работы ствольщика вследствие действия незначительной силы реакции ствола достаточно комфортны для длительной работы в условиях ликвидации чрезвычайных ситуаций [1].

В зависимости от конкретных условий радиус действия компактной части струи может быть увеличен, но давление на ручном пожарном стволе не должно превысить 0,6 МПа, следуя требованиям обеспечения безопасности выполнения работ пожарными-спасателями на месте ликвидации чрезвычайной ситуации. При тушении пожара от внутренних пожарных кранов оптимальный радиус действия компактной части струи, равный 17 м, в большинстве случаев является избыточным вследствие относительно малой высоты помещения. Кроме того, на начальной стадии пожара до прибытия основных сил и средств ОПЧС тушение возлагается на членов добровольной пожарной дружины. Поэтому давление на входе в пожарный ствол $p_{ств}$ ограничено 0,4 МПа [7]. Следствием этого является меньший радиус действия компактной части струи.

До сих пор применяется методика корректировки расходов воды на внутреннее пожаротушение [1, 2], определяющая зависимость между основными параметрами пожарных струй на основании сопротивления насадков. В настоящее время актуально оптимизировать ее в направлении учета гидравлических потерь в пожарном стволе.

Методика корректировки расходов воды на внутреннее пожаротушение.

1. Определить высоту компактной части струи $H_к$

$$H_к = \frac{T - Z_{пк}}{\sin\alpha}, \qquad (14)$$

где T – высота помещения, м; $Z_{пк}$ – высота положения клапана пожарного крана относительно пола, м; α – угол наклона вектора $R_к$ к горизонту, град.

2. Рассчитать высоту вертикальной сплошной струи

$$S_в = \beta H_к, \qquad (15)$$

где β – эмпирический коэффициент

$$\beta = 1{,}19 + 80 \cdot \left(0{,}01 H_к\right)^4. \qquad (16)$$

3. Определить высоту идеальной струи

$$H_{ск} = \frac{S_в}{1 - \varphi S_в}, \qquad (17)$$

где φ – эмпирический коэффициент,

$$\varphi = \frac{0{,}25}{d + \left(0{,}1d\right)^3}, \qquad (18)$$

где d – диаметр выходного сечения насадка, мм.

4. Вычислить начальную скорость истечения

$$v = \sqrt{2gH_{ск}}. \qquad (19)$$

5. Определить производительность пожарного ствола

$$Q = v\omega, \qquad (20)$$

где ω – площадь выходного сечения насадка, м^2.

6. Рассчитать потери давления в рукавной линии

$$p_р = \rho g A l Q^2, \qquad (21)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м^3; g – ускорение свободного падения, м/с^2; A – удельное сопротивление пожарного рукава, с^2/м^6; l – длина пожарного рукава, м.

7. Определить давление на входе в пожарный ствол $p_{ств}$

$$p_{ств} = \rho g s_{ств} Q^2, \qquad (22)$$

где $s_{ств}$ – сопротивление пожарного ствола (табл. 3), с^2/м^5; Q – производительность пожарного ствола, м^3/с.

8. Вычислить давление на выходе из пожарного крана

$$p_{пк} = p_р + p_{ств}, \qquad (23)$$

где $p_р$ – потери давления в рукавной линии, МПа; $p_{ств}$ – то же в пожарном стволе, МПа.

Используя результаты исследования сопротивления пожарных стволов (табл. 3), получили следующие аналитические зависимости (табл. 5):

- между производительностью пожарной струи q и высотой ее компактной части $H_к$ в линейном виде (величина достоверности аппроксимации от 0,997 до 0,998);
- между давлением на выходе из пожарного крана $p_{кп}$ и производительностью пожарной струи q в квадратичном виде.

Таблица 5

Аналитические зависимости между основными параметрами пожарных стволов q, $H_к$ и $p_{кп}$

Пожарный ствол	Аналитические зависимости	
	$H_к = f(q)$ и $q = (H_к)$	$p_{кп} = f(q)$ длина рукава 20; 15 и 10 м
РС-50 $d_н$ = 13 мм	$H_к = 5{,}911q - 3{,}015$; $q = 0{,}168H_к + 0{,}517$	$p_{кп\,20} = 3{,}326q^2$; $p_{кп\,15} = 3{,}266q^2$; $p_{кп\,10} = 3{,}206q^2$
РС-50 $d_н$ = 16 мм	$H_к = 4{,}652q - 5{,}505$; $q = 0{,}214H_к + 1{,}188$	$p_{кп\,20} = 1{,}692q^2$; $p_{кп\,15} = 1{,}632q^2$; $p_{кп\,10} = 1{,}572q^2$
РС-70, $d_н$ = 16 мм	$H_к = 4{,}620q - 5{,}392$; $q = 0{,}216H_к + 1{,}173$	$p_{кп\,20} = 1{,}434q^2$; $p_{кп\,15} = 1{,}415q^2$; $p_{кп\,10} = 1{,}396q^2$
РС-70, $d_н$ = 19 мм	$H_к = 3{,}523q - 6{,}200$; $q = 0{,}283H_к + 1{,}766$	$p_{кп\,20} = 0{,}807q^2$; $p_{кп\,15} = 0{,}788q^2$; $p_{кп\,10} = 0{,}769q^2$

В настоящее время в Республике Беларусь не производятся пожарные стволы с диаметром насадка 16 мм. В то же время в действующем нормативном документе [7] предусматривается их применение, а в ТУ 22-4814–80 «Стволы пожарные ручные РС-50, РС-70» установлены технические требования. Необходимо отметить, что использование во внутреннем противопожарном водопроводе пожарных стволов

с диаметром насадка 16 мм дает экономический эффект. Сложилась парадоксальная ситуация: проектные организации не применяют пожарные стволы с диаметром насадка 16 мм, так как их не производит промышленность, а предприятия не занимаются выпуском этой продукции, потому что нет спроса.

До тех пор, пока этот вопрос находится в разработке, необходимо определить значения гидравлического сопротивления пожарных стволов с диаметром насадка 16 мм аналитическим методом. Насадки 16 мм могут быть выполнены в пожарных стволах РС-50 и РС-70. Ввиду того что сопротивления в направляющих пожарных стволов минимальны, следует предположить основные потери напора в насадках, где жидкость движется с максимальными скоростями, и в местных сопротивлениях. С учетом сказанного для определения сопротивления стволов можно предложить зависимости:

- для пожарного ствола РС-70

$$s_{\text{РС-70}}^{16\,\text{мм}} = s_{\text{нас}}^{16\,\text{мм}}(1+\varepsilon_s^{\text{РС-70}}), \qquad (24)$$

где $s_{\text{РС-70}}^{16\,\text{мм}}$ – сопротивление ствола РС-70 с диаметром насадка 16 мм, с^2/м^5; $s_{\text{нас}}^{16\,\text{мм}}$ – сопротивление насадка диаметром 16 мм, с^2/м^5; $\varepsilon_s^{\text{РС-70}}$ – относительное приращение сопротивления пожарного ствола РС-70;

- для пожарного ствола РС-50

$$s_{\text{РС-50}}^{16\,\text{мм}} = s_{\text{н}}^{16\,\text{мм}}(1+\varepsilon_s^{\text{РС-50}}), \qquad (25)$$

где $s_{\text{РС-50}}^{16\,\text{мм}}$ – сопротивление ствола РС-50 с диаметром насадка 16 мм, с^2/м^5; $\varepsilon_s^{\text{РС-50}}$ – относительное приращение сопротивления пожарного ствола РС-50.

Полученное из (25) значение сопротивления пожарного ствола РС-50 с диаметром насадка 16 мм (табл. 6) хорошо согласуются с требованиями указанных выше технических условий, согласно которым производительность ствола должна быть не менее $5{,}5 \cdot 10^{-3}$ м^3/с, что соответствует значению сопротивления ствола $s_{\text{ств}} = 1{,}322 \cdot 10^{-6}$ с^2/м^5 (относительная погрешность менее 2 %).

Используя предложенную зависимость 24, было получено значение сопротивления пожарного ствола РС-70 с диаметром насадка 16 мм (табл. 6). Его минимальная производительность, рассчитанная по (9), определена впервые и составляет $5{,}25 \cdot 10^{-3}$ м^3/с.

Таблица 6

Сопротивления пожарных стволов РС-50 и РС-70 с диаметром насадка 16 мм

Наименование ствола	$s_{\text{ств}}$, 10^{-6} с^2/м^5
РС-50	1,345
РС-70	1,453

Найденные значения гидравлического сопротивления пожарных стволов с диаметром насадка 16 мм были использованы для получения аналитических зависимостей между производительностью пожарной струи q и высотой ее компактной части $H_{\text{к}}$, между давлением на выходе из пожарного крана $p_{\text{кп}}$ и производительностью пожарной струи q (табл. 5).

ВЫВОД

В результате выполненной работы определены значения гидравлического сопротивления основных пожарных стволов, применяемых для комплектации пожарных автомобилей и внутренних пожарных кранов. Это позволило получить аналитические зависимости между основными параметрами пожарных струй с учетом гидравлических потерь в пожарных стволах.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Тарасов-Агалаков, Н. А.** Практическая гидравлика в пожарном деле / Н. А. Тарасов-Агалаков. – М.: Изд-во МКХ РСФСР, 1959. – 188 с.

2. **Справочное** пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер [и др.]; под ред. Б. Б. Некрасова. – Минск: Вышэйш. шк., 1976. – 416 с.

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

4. **Иванов, Е. Н.** Расчет и проектирование систем пожарной защиты / Е. Н. Иванов. – М.: Химия, 1977. – 376 с.

5. **Гидравлика** и противопожарное водоснабжение / Ю. А. Кошмаров [и др.]. – М.: ВПТШ, 1985. – 384 с.

6. **Гидравлика** и противопожарное водоснабжение: учебник / Ю. Г. Абросимов [и др.]. – М.: Академия ГПС МЧС России, 2003. – 391 с.

7. **Противопожарное** водоснабжение. Строительные нормы проектирования: ТКП 45-2.02-138–2009 (02250). – Введ. 02.09.2009. – Минск: Гостстандарт; М-во строит. и арх. Респ. Беларусь, 2009. – 30 с.

Поступила 29.12.2009