

УДК 614.842.6

КАВИТАЦИЯ В ГЕНЕРАТОРАХ ПЕНЫ НИЗКОЙ КРАТНОСТИ ДЛЯ ПОДСЛОЙНОГО ТУШЕНИЯ ПОЖАРОВ В РЕЗЕРВУАРАХ НЕФТИ И НЕФТЕПРОДУКТОВ

Пармон В.В., Карпенчук И.В., к.т.н., доцент,
Камлюк А.Н., к.ф.-м.н., доцент
Командно-инженерный институт МЧС Республики Беларусь
e-mail: mail@kii.gov.by

В работе рассмотрены пути повышения эффективности и надежности систем противопожарной защиты резервуаров нефти и нефтепродуктов. Приведены результаты исследований по разработке эффективных пеногенераторов пены низкой кратности, работающих в кавитационном режиме при высоких противодавлениях.

The work describes the ways to improve efficiency and reliability of fire protection systems for oil and oil products reservoirs. The research results on development of effective low expansion foam generators operating in cavitation mode at high backpressure are given.

(Поступила в редакцию 31 января 2011 г.)

Введение

В результате анализа сведений о крупных пожарах, произошедших в резервуарах для хранения нефти и нефтепродуктов, показано, что стационарные системы пожаротушения, располагающиеся в верхнем поясе резервуаров, не выполняют свои функции из-за их разрушения при возникновении пожара. Также более чем в 60 % случаев пожары сопровождаются образованием «карманов» (т. е. объемов, в которых горение и прогрев жидкости, а также тепломассообмен при подаче воздушно-механической пены происходят независимо от остальной массы горючего в резервуаре), что значительно затрудняет тушение подачей пены в горящий резервуар сверху.

Решением данной проблемы является использование систем подслоного тушения пожаров. Эффективность этих систем была проверена при проведении экспериментов по тушению натуральных резервуаров, которые позволили установить, что эффективность и надежность работы системы в целом обеспечиваются оптимальными гидравлическими характеристиками пеногенератора (эжектора-смесителя) для подслоного тушения пожаров в резервуарах (далее – пеногенератор), который должен обеспечивать пожаротушение при значительных противодавлениях со стороны резервуара.

Перспективным методом повышения эффективности (увеличение коэффициента преобразования давления при обеспечении необходимого расхода огнетушащего вещества и оптимальной кратности воздушно-механической пены низкой кратности) пеногенераторов проточного типа является возбуждение гидродинамической кавитации в потоке движущейся жидкости.

Таким образом, изучение протекания рабочих процессов, разработка методик расчета эффективных пеногенераторов, работающих в кавитационном режиме, а также методик расчета систем пожаротушения, включающих данные элементы, являются актуальной задачей.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

С целью теоретического изучения движения огнетушащего вещества в пеногенераторе при наличии развитой кавитации разработана математическая модель движения газожидкостной смеси в диффузоре пеногенератора [1].

Схема течения газожидкостной смеси в диффузоре пеногенератора представлена на рис. 1.

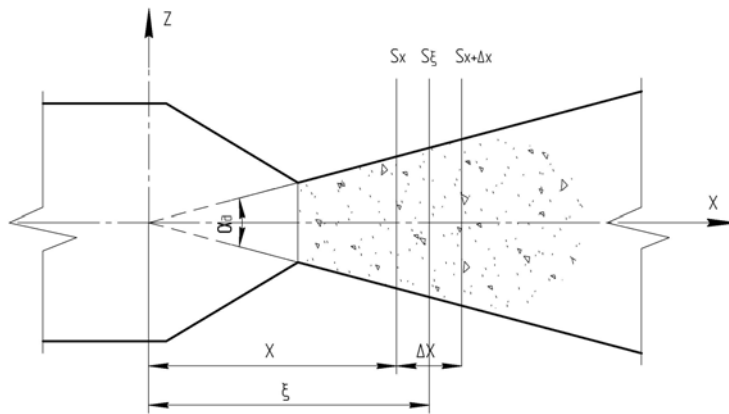
В рамках математической модели для элементарного участка диффузора, заключенного между сечениями S_x и $S_{x+\Delta x}$, записаны закон сохранения импульса:

$$g_x \left[(\rho_r - \rho) \varphi + \rho \right] + \frac{2\theta}{x} - \frac{2\tau}{x \operatorname{tg} \frac{\alpha_d}{2}} - \frac{\partial p_{ox}}{\partial x} - \frac{2p_{ox}}{x} = \varphi \rho_r \left(\frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial x} \right) + (1 - \varphi) \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} \right) + (v - v_r) \left\{ -\frac{\partial(\varphi \rho)}{\partial t} + \frac{1}{x^2} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \cdot [(1 - \varphi) \rho x^2 v] \right\}, \quad (1)$$

и уравнение неразрывности:

$$\pi \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha_d}{2} \left\{ x^2 \frac{\partial}{\partial t} [\rho_r \varphi + (1 - \varphi) \rho] + \frac{\partial}{\partial x} [x^2 \rho_r \varphi v_r + x^2 \rho (1 - \varphi) v] \right\} = 0, \quad (2)$$

где ρ, ρ_r – плотности жидкой и газообразной фаз соответственно;
 φ – газосодержание;
 θ – нормальные напряжения на стенке диффузора;
 τ – касательные напряжения на стенке диффузора;
 p_{ox} – давление в перпендикулярных оси Ox сечениях;
 v, v_r – скорости жидкой и газообразной фаз соответственно;
 t – время.



α_d – угол конусности диффузора;
 $S_x, S_{x+\Delta x}$ – площади сечений элементарного участка диффузора

Рисунок 1 – Схема течения двухфазной жидкости в диффузоре

Сделаны следующие допущения: движение жидкости в диффузоре пеногенератора установившееся; диффузор расположен горизонтально, т. е. проекция ускорения свободного падения g_x равна 0; рабочей жидкостью является вода, ее плотность принята постоянной и намного больше плотности газообразной фазы; величины скоростей жидкой v и газообразной v_r фаз и их приращения одного порядка.

С учетом принятых допущений после преобразований (1) и (2) получена система уравнений, позволяющая рассчитывать распределение осредненного давления по длине кавитационной зоны, а также определять давление на ее границе в конце диффузора:

$$\pi \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha_d}{2} \cdot [\rho_r \varphi v_r + \rho (1 - \varphi) v] x^2 = \text{const}, \quad (3)$$

$$\frac{dp_{ox}}{dx} + \frac{p_{ox}}{x} = -\frac{1}{2} \rho v (1 - \varphi) \cdot \frac{dv}{dx}. \quad (4)$$

Значение газосодержания задается исходя из необходимой кратности воздушно-механической пены. Определение давления на границе кавитационной зоны в конце диффузора дает возможность проектировать выходной участок системы с гидродинамическим сопротивлением, обеспечивающим в пеногенераторе режим кавитации.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МОДЕЛЕЙ ПЕНОГЕНЕРАТОРОВ

Точность разработанной математической модели была проверена в ходе экспериментальных исследований моделей пеногенераторов (табл. 1). Конструкции моделей пеногенераторов с углами конусности диффузора менее 6° не рассматривались ввиду значительного увеличения их габаритов. Угол конусности конфузора α_k принят равным 20 и 25° , так как В.П. Бочаровым установлено, что в пределах $\alpha_k = 15-50^\circ$ коэффициент гидродинамического сопротивления конфузора практически не изменяется [2].

Таблица 1 – Характеристика моделей пеногенераторов

Параметр	Значение параметра для модели							
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6	№ 7	№ 8
Диаметр входного (выходного) сечения d , мм	20							
Диаметр узкой части d_c , мм	4	5	8	5			4,3	
Длина узкой части l_c , мм	50		68	50			–	
Угол конусности конфузора α_k , град	20						25	
Угол конусности диффузора α_d , °	10		12	13	15		8,5	6
Размеры элемента в узкой части, мм	–		2 стержня $d_{ст.} = 3; l_{ст.} = 8$	стержень $d_{ст.} = 1; l_{ст.} = 5$	стержень $d_{ст.} = 1,5; l_{ст.} = 5$	пластина $d_{пл.} = 1,5; l_{пл.} = 5$	–	стержень $d_{ст.} = 0,5; l_{ст.} = 4$
Площадь сечения узкой части S_c , мм ²	12,56	19,63	11,2	14,62	9,63	12,13	14,5	12,5

В результате анализа полученных экспериментальных данных (рисунок 2, таблица 2) показано, что в модели пеногенератора № 7 потери давления по сравнению с моделями пеногенераторов № 1–6 снижены в 5–9 раз. Так, в диапазоне расходов до $(1,55 \pm 0,01)$ л/с потери давления при наступлении кавитации не превышали (1000 ± 44) кПа, при этом кавитационное течение имело место при противодавлениях до (5000 ± 52) кПа. Поэтому конструкция модели № 7 принята за основу при дальнейшем проектировании пеногенераторов.

С целью исследования структуры кавитационной зоны в диффузорах исследуемых устройств проведены эксперименты по визуализации процесса кавитации с использованием скоростной киносъемки.

Результаты скоростной киносъемки показали, что процесс схлопывания кавитационных пузырьков происходит по всему объему кавитационной зоны, заполняющей пространство диффузора, что и обеспечивает интенсивное генерирование воздушно-механической пены.

На основе анализа расчетных и экспериментальных данных определено значение оптимального угла конусности диффузора $\alpha_d = 6-9^\circ$ как обеспечивающее минимум потерь давления в пеногенераторе (расхождение теоретических значений, рассчитанных с использованием разработанной математической модели, по сравнению с экспериментальными состави-

ло в среднем 10 %).

Таблица 2 – Результаты экспериментов на моделях пеногенераторов

Номер образца	Максимальное давление на выходе p_2 , при котором получен кавитационный режим, кПа	Коэффициент гидродинамического сопротивления ζ	Критическое число кавитации σ_k
1	3700 ± 21	$440,00 \pm 8,28$	$1,70 \pm 0,15$
2	1000 ± 14	$190,00 \pm 4,65$	$1,44 \pm 0,13$
3	1250 ± 18	$443,00 \pm 5,60$	$0,78 \pm 0,07$
4	1450 ± 15	$351,00 \pm 4,96$	$1,26 \pm 0,12$
5	2700 ± 25	$438,00 \pm 8,43$	$1,21 \pm 0,12$
6	2500 ± 24	$607,00 \pm 15,50$	$1,70 \pm 0,17$
7	5000 ± 52	$90,00 \pm 3,76$	$1,26 \pm 0,12$
8	3800 ± 30	$400,00 \pm 6,87$	$1,60 \pm 0,13$

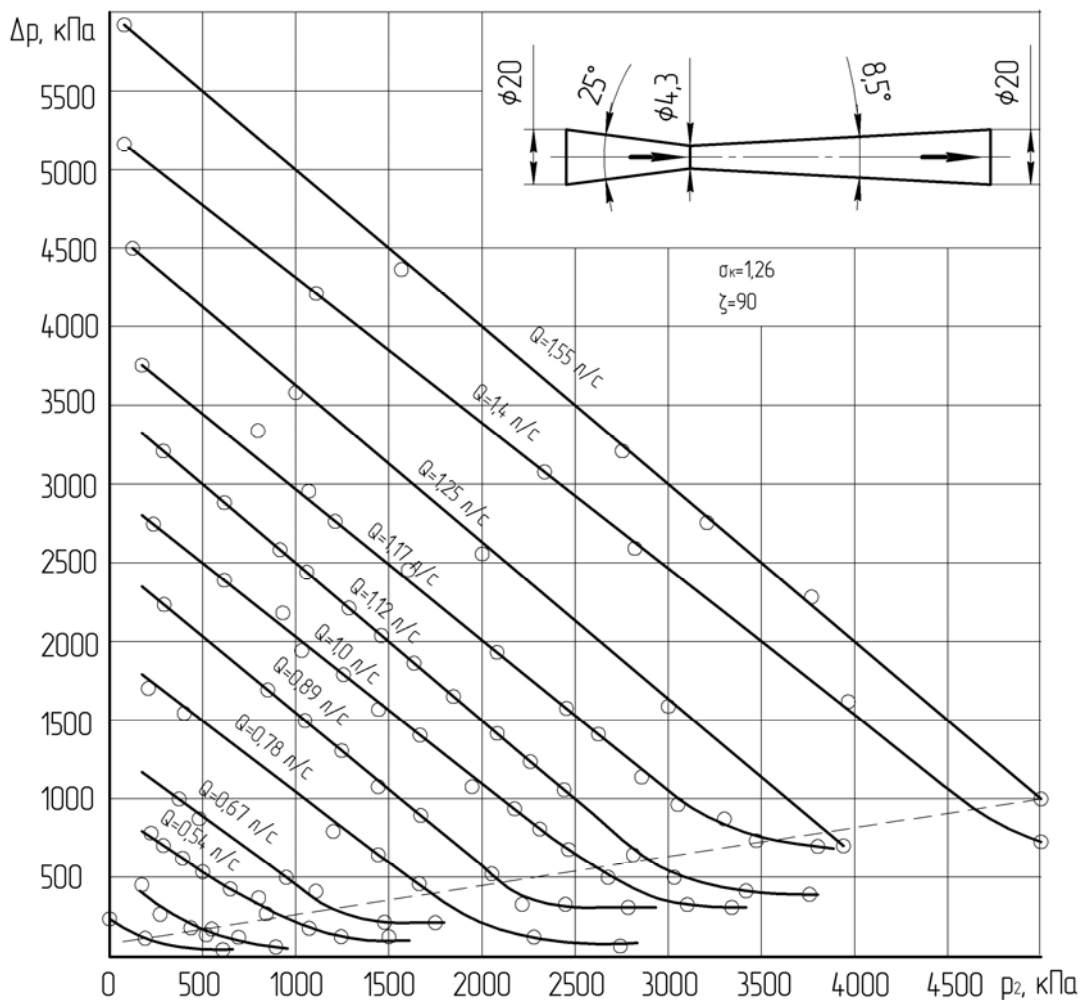


Рисунок 2 – Результаты гидравлических испытаний модели пеногенератора № 7

Экспериментально установлено, что при кавитационном течении расход Q остается постоянным независимо от величины противодавления p_2 . Это согласуется с экспериментальными данными, полученными Э.С. Арзумановым.

В результате обработки результатов экспериментов установлена эмпирическая зависимость для критического числа кавитации, учитывающая связь критического числа кавитации с геометрическими характеристиками пеногенератора:

$$\sigma_k^B = \frac{4,54}{m \cdot S_{отн}^{2,5} \cdot \zeta^{0,4}}, \quad (5)$$

где $m = \alpha_k / \alpha_d$;

$S_{отн} = S_c / S$ – относительная площадь;

ζ – коэффициент гидродинамического сопротивления;

α_k – угол конусности диффузора.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЕНОГЕНЕРАТОРОВ

С использованием зависимости (5) разработана методика расчета оптимальных геометрических характеристик пеногенераторов, обеспечивающих возникновение кавитации при минимальных потерях давления [3].

Как известно, кавитация будет иметь место, если число кавитации σ меньше критического значения σ_k . Следовательно, оптимальными параметрами будут такие, которые обеспечивают возникновение кавитации в пеногенераторе при минимальных потерях давления, т.е. выполняется равенство

$$\sigma = \sigma_k \text{ или } \zeta = \beta \cdot \sigma_k, \quad (6)$$

где $\beta = 1 - p_2/p_1$ – параметр, зависящий от противодавления и связывающий коэффициент гидродинамического сопротивления в момент возникновения кавитации с критическим числом кавитации.

В результате совместного решения уравнений (5) и (6) построен график зависимости критического числа кавитации от $S_{отн}$ (рис. 3), а также установлена зависимость $\alpha_d = f(S_{отн})$:

$$\alpha_d = \frac{\alpha_k \cdot S_{отн}^{2,5} \cdot \beta^{0,4} \cdot \sigma_k^{1,4}}{4,54}. \quad (7)$$

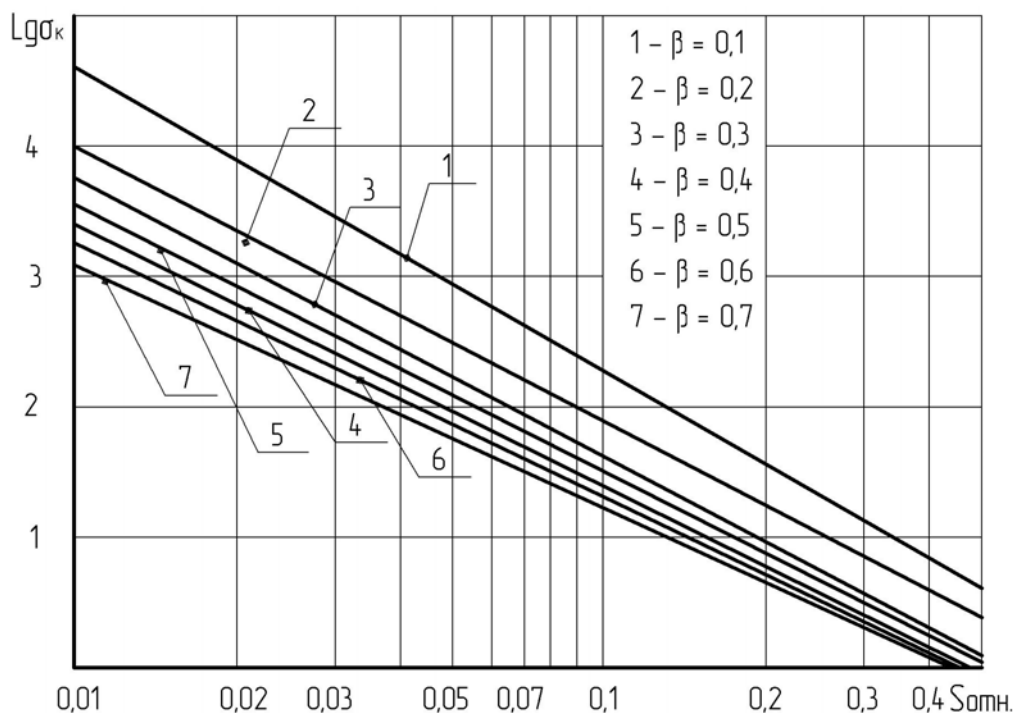


Рисунок 3 – Зависимость критического числа кавитации от относительной площади при $\alpha_k = 25^\circ$

Используя полученные зависимости, расчет оптимальных геометрических характеристик производится следующим образом. Для заданных параметров (расход огнетушащего вещества Q , давления на входе в пеногенератор p_1 , давление на выходе из пеногенератора p_2 , β) вычисляется $\sigma_k = 2p_1 / \rho v^2$. По графику (см. рис. 3) определяется $S_{отн}$, которое соответствует значению $\sigma = \sigma_k$. Угол конусности диффузора определяется по формуле (7). Найденные параметры $S_{отн}$ и α_d пеногенератора обеспечивают возникновение в нем кавитации при минимальных потерях давления.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА СИСТЕМ ПОДСЛОЙНОГО ПОЖАРОТУШЕНИЯ

Для расчета систем подслоного пожаротушения, включающих пеногенераторы, работающие в кавитационном режиме, предложена методика, которая позволяет рассчитать режим подачи необходимого объема воздушно-механической пены низкой кратности на пожаротушение [4].

Перепад давления, необходимый на преодоление сопротивления элементов, работающих в кавитационном режиме, определяется по формуле

$$\Delta p_m^{кав} = \frac{8\rho Q^2}{\pi^2} \sum_{i=1}^k \frac{4,54(1-K_i)\sqrt{n_{сж,i}^5}}{m_i \zeta_i^{0,4} d_i^4}. \quad (8)$$

С учетом перепада давления, необходимого на преодоление сопротивления по длине, а также на преодоление сопротивления элементов, работающих в кавитационном и бескавитационном режимах, перепад, необходимый для транспортировки огнетушащего вещества, определяется следующим образом:

$$\Delta p_{сист} = \frac{8\rho Q^2}{\pi^2} \left\{ \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d_i^5} + \sum_{i=1}^m \frac{\zeta_i}{d_i^4} + 4,54 \sum_{i=1}^k \frac{(1-K_i)\sqrt{n_{сж,i}^5}}{m_i \zeta_i^{0,4} d_i^4} \right\}, \quad (9)$$

где λ_i – коэффициент гидравлического трения (выбирается соответствующий режиму движения на участке системы с данным диаметром);

l_i – длина отдельного участка системы;

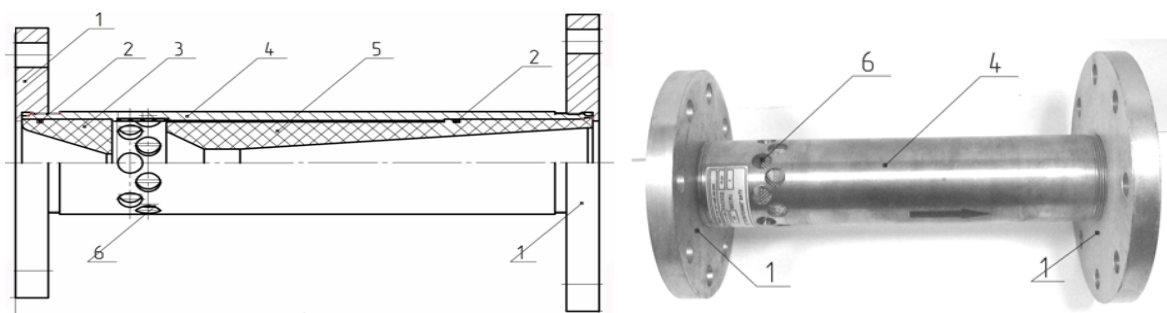
d_i – диаметр сечения отдельного участка системы.

ИСПЫТАНИЯ ОПЫТНЫХ ОБРАЗЦОВ ПЕНОГЕНЕРАТОРОВ

С использованием разработанной методики расчета оптимальных геометрических характеристик пеногенераторов, обеспечивающих возникновение кавитации при минимальных потерях давления, рассчитана конструкция опытных образцов пеногенераторов (рис. 4) по следующим исходным данным: расход огнетушащего вещества – 10, 20 и 30 л/с; давление на входе – $(0,9 \pm 0,1)$ МПа; кратность воздушно-механической пены – не менее 4; коэффициент преобразования давления – не менее 50 % [5].

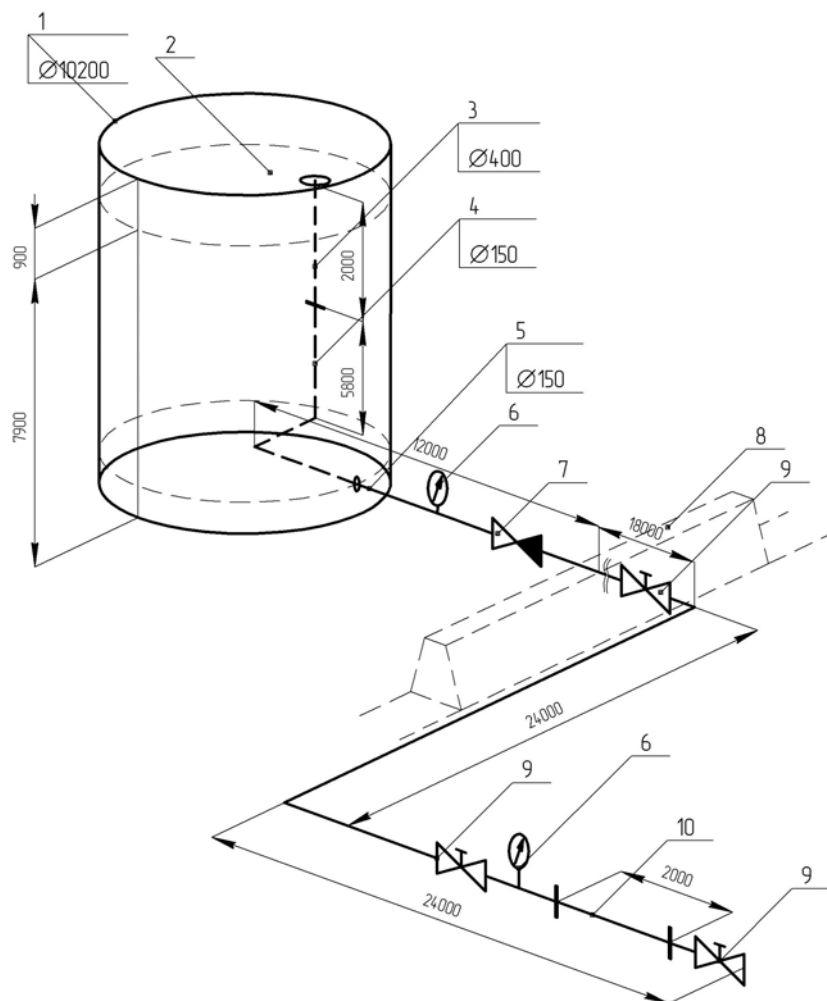
На первом этапе были проверены основные рабочие характеристики. Подтверждено, что опытные образцы пеногенераторов работают в кавитационном режиме, при этом потери давления не превышают расчетной величины (расхождение расчетных и экспериментальных данных – не более 10 %), соответственно максимальное значение коэффициента преобразования давления составляет 50–53 %, а значение кратности воздушно-механической пены – 4–5.

На втором этапе проведены натурные испытания по определению огнетушащей эффективности опытных образцов с использованием комплекта оборудования для оперативной врезки в продуктопровод и подключения системы подслоного пожаротушения при значении коэффициента преобразования давления, равном 50 %. В качестве огнетушащего вещества использовался 6 %-ный раствор фторсинтетического пленкообразующего пенообразователя «Барьер-пленкообразующий». Схема резервуара приведена на рис. 5.



1 – фланец; 2 – прокладка; 3 – конфузор; 4 – корпус; 5 – диффузор; 6 – отверстие для эжекции воздуха

Рисунок 4 – Принципиальная схема и общий вид пеногенератора



1 – резервуар; 2 – противень для горючей жидкости; 3 – трубопровод $\varnothing 400$; 4 – трубопровод $\varnothing 150$; 5 – продуктопровод $\varnothing 150$; 6 – манометр; 7 – обратный клапан; 8 – обвалование; 9 – шаровый кран; 10 – тренировочный участок продуктопровода

Рисунок 5 – Схема резервуара для натуральных испытаний

В задачи натуральных испытаний входили:

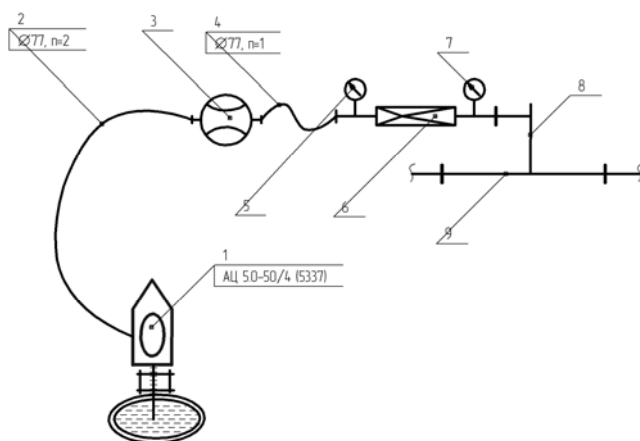
– апробирование в реальных условиях эксплуатации пеногенератора, работающего в кавитационном режиме, при использовании комплекта оборудования для проведения оперативной врезки в продуктопровод и подключения системы подслоного пожаротушения

(определение времени тушения горючей жидкости в резервуаре и свойств воздушно-механической пены);

– апробирование в реальных условиях эксплуатации методики расчета систем пожаротушения при наличии в них кавитирующих элементов.

Испытания проводились в следующей последовательности:

1. Определялись параметры окружающей среды.
2. Участки трубопроводов и поддон резервуара заполнялись водой (при определении времени тушения – горючей жидкостью).
3. Производилось разворачивание рукавных линий, выполнялась оперативная врезка в тренировочный участок продуктопровода для дальнейшего подключения пеногенератора согласно схеме, приведенной на рис. 6.



- 1 – пожарная автомобильная цистерна; 2 – магистральная рукавная линия; 3 – расходомер;
4 – напорная рукавная линия; 5 – манометр для контроля давления на входе в пеногенератор;
6 – пеногенератор; 7 – манометр для контроля давления на выходе из пеногенератора;
8 – устройство для оперативной врезки; 9 – тренировочный участок продуктопровода

Рисунок 6 – Схема подачи огнетушащего вещества

В ходе натурных испытаний в первую очередь было определено время с момента подачи огнетушащего вещества до момента появления воздушно-механической пены на поверхности зеркала резервуара, определен расход огнетушащего вещества и произведены замеры параметров подаваемой воздушно-механической пены низкой кратности и давления на различных участках продуктопровода

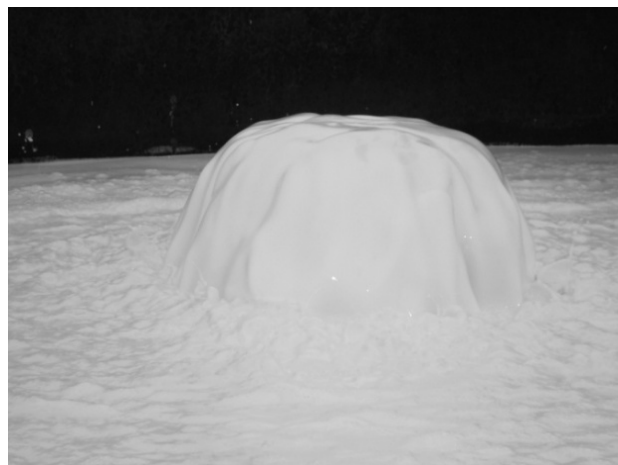
При подаче раствора пенообразователя в течение 56 с в резервуаре наблюдался процесс вытеснения воды из коммуникаций (рис. 7, а). В дальнейшем происходил выход воздушно-механической пены в противень резервуара (рис. 7, б). Отбор проб воздушно-механической пены показал, что ее кратность находится в диапазоне от 4 до 5. Это говорит о хороших гидродинамических характеристиках и высокой работоспособности разработанных устройств при использовании в системах подслоного тушения пожаров нефти и нефтепродуктов в резервуарах.

Затем была апробирована методика расчета систем пожаротушения при наличии в них кавитирующих элементов.

Расчетные потери на входе в пеногенератор получились меньше экспериментальных приблизительно на 10 %. Это можно объяснить тем, что в расчетах не учтены поворот при переходе от системы врезки в магистраль, потери в самом устройстве врезки, так как его гидродинамика не изучена.



а



б

а – вытеснение жидкости из продуктопровода; *б* – появление воздушно-механической пены

Рисунок 7 – Подача воздушно-механической пены на зеркало резервуара

Затем определяли время тушения резервуара. При его определении в качестве нефтепродукта использовались жидкость дегазирующая РД-2 и масляная отработка. Для усложнения процесса тушения в противне резервуара был симитирован «карман».

Время свободного горения составляло 120 с, по истечении его на охлаждение резервуара подавали воду с расходом 22,2 л/с и водный раствор пенообразователя к пеногенератору ГПВ-10 при давлении на входе в пеногенератор $(0,9 \pm 0,1)$ МПа.

Прекращение горения в резервуаре наблюдалось по истечении 110 с с момента подачи водного раствора пенообразователя.

Проведенные испытания показали:

– полученные экспериментальные данные подтверждают принятую методику расчета систем пожаротушения при наличии в них кавитирующих элементов;

– проведенные испытания по тушению модельного резервуара свидетельствуют о высокой огнетушащей эффективности разработанного высоконапорного пеногенератора, в том числе при использовании комплекта оборудования для проведения оперативной врезки в продуктопровод и подключения системы подслоного пожаротушения к резервуарам, не оборудованным стационарной системой пожаротушения.

Результаты натурных испытаний опытных образцов пеногенераторов соответствуют требованиям «Инструкции по тушению пожаров нефти и нефтепродуктов в резервуарах методом подачи пены в слой горючего» (постановление Министерства по чрезвычайным ситуациям Республики Беларусь от 26.06.2007 № 61) и СТБ 11.13.05-2009 «Система стандартов пожарной безопасности. Генераторы пены низкой кратности для подслоного тушения резервуаров. Общие технические требования и методы испытаний» (постановление Госстандарта Республики Беларусь от 24.04.2009 № 19).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана математическая модель, отличающаяся тем, что в ней учитывается неравномерный характер движения газожидкостной смеси в диффузоре пеногенератора, которая позволяет рассчитывать распределение осредненного давления в диффузоре по длине и на границе кавитационной зоны, а также определять потери давления в диффузоре, что дает возможность проектировать выходной участок гидравлической системы с гидродинамическим сопротивлением, обеспечивающим работу пеногенератора в режиме кавитации.

Определены значения параметров математической модели движения газожидкостной смеси в диффузоре пеногенератора: теоретически рассчитана и экспериментально подтверждена оптимальная величина угла конусности диффузора $\alpha_d = 6-9^\circ$, обеспечивающая минимум потерь давления в пеногенераторе; экспериментально определены значения критического числа кавитации σ_k и коэффициента гидродинамического сопротивления ζ при бескавитационной работе, которые позволяют рассчитать значение параметра, характеризующего степень развития кавитации, и предельное значение противодействия. В частности, для модели пеногенератора с углами конусности конфузора $\alpha_k = 25^\circ$ и диффузора $\alpha_d = 8,5^\circ$, коэффициент гидродинамического сопротивления составил $\zeta = (90,00 \pm 3,76)$, а критическое число кавитации $\sigma_k = (1,26 \pm 0,12)$.

Экспериментально установлено, что при возникновении кавитационного течения расход огнетушащей жидкости Q через пеногенератор остается постоянным независимо от величины противодействия p_2 . Это является следствием сжимаемости газожидкостной кавитационной зоны, изменения длины кавитационной зоны в диффузоре пеногенератора и, соответственно, величины гидродинамического сопротивления пеногенератора, обратно пропорционального давлению на выходе p_2 . Это означает, что при режиме кавитационного течения изменение противодействия p_2 на выходе пеногенератора не влияет на основные рабочие характеристики (давление на входе p_1 , кратность воздушно-механической пены, коэффициент преобразования давления).

С помощью скоростной киносъемки определена зависимость размеров кавитационной зоны от противодействия p_2 на выходе из пеногенератора. Установлено, что интенсивное генерирование воздушно-механической пены на выходе из пеногенератора обеспечивается процессом схлопывания кавитационных пузырьков по всему объему кавитационной зоны, заполняющей пространство диффузора.

На основе условий минимизации гидродинамического сопротивления и возникновения режима кавитации разработана методика численного расчета оптимальных параметров кавитационных пеногенераторов. Для противодавлений до 8 МПа использована полученная эмпирическая зависимость критического числа кавитации σ_k от коэффициента гидродинамического сопротивления при бескавитационной работе ζ ; полученная зависимость учитывает связь между значением критического числа кавитации σ_k и геометрическими характеристиками пеногенератора. Разработанная методика позволяет рассчитать геометрические характеристики пеногенераторов, обеспечивающие возникновение и развитие кавитации при минимальном гидродинамическом сопротивлении.

Рассчитана и разработана конструкция эффективного пеногенератора кавитационного типа ГПВ, обеспечивающая основные рабочие характеристики: расход огнетушащего вещества – 10, 20 и 30 л/с; давление на входе – $(0,9 \pm 0,1)$ МПа; кратность воздушно-механической пены – не менее 4; коэффициент преобразования давления – не менее 50 %. Экспериментально подтверждено, что потери давления не превышают расчетной величины, соответственно, максимальное значение коэффициента преобразования давления составляет 50–53 %.

Разработана методика расчета систем подслоного пожаротушения, которые представляют собой протяженную линию трубопроводов и оборудования, включая кавитационные пеногенераторы. Методика позволяет учесть изменения гидродинамического сопротивления всей системы, в том числе изменения давления на входе в пеногенератор, изменения гидродинамического сопротивления пеногенераторов и рассчитать режим подачи необходимого объема воздушно-механической пены низкой кратности на пожаротушение.

ЛИТЕРАТУРА

1. Уравнения движения кавитационного двухфазного потока в диффузоре пеносмесителя ПС-5 / И.В. Карпенчук [и др.] // Чрезвычайные ситуации: предупреждение и ликвидация. – 2005. – № 7 (17). – С. 154–160.
2. Пармон, В.В. Экспериментальные исследования моделей высоконапорных пеногенераторов (эжекторов-смесителей) проточного типа, работающих в кавитационном режиме. Выбор оптималь-

ного параметра кавитации, расчет пределов кавитации и потерь давления / В.В. Пармон // Вестник Командно-инженерного института. – 2010. – № 2 (12). – С. 59–69.

3. Карпенчук, И.В. Методика расчета оптимальных параметров кавитационных эжекторов-смесителей / И.В. Карпенчук, В.В. Пармон // Чрезвычайные ситуации: предупреждение и ликвидация. – 2006. – № 20 (20). – С. 76–82.

4. Карпенчук, И.В. Особенности расчета гидравлических систем при подслоном тушении пожаров нефти и нефтепродуктов в резервуарах / И.В. Карпенчук, В.В. Пармон // Чрезвычайные ситуации: предупреждение и ликвидация. – 2007. – № 1 (21). – С. 94–103.

5. Карпенчук, И.В. Высоконапорный кавитационный пеногенератора проточного типа, предназначенный для тушения пожаров нефти и нефтепродуктов подслоном способом / И.В. Карпенчук, В.В. Пармон, С.М. Палубец // Чрезвычайные ситуации: предупреждение и ликвидация. – 2009. – № 1 (25). – С. 90–99.