

ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ И ТЕХНИКА ПРОЦЕССОВ СЕПАРАЦИИ ПЕНЫ



А.Г. Ветошкин



Инфра-Инженерия

А.Г. Ветошкин

**ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ
И ТЕХНИКА ПРОЦЕССОВ
СЕПАРАЦИИ ПЕНЫ**

Москва-Вологда
Инфра-Инженерия
2016

УДК 66.069.89: 663.14.036

ББК 24.1

В39

Ветошкин А.Г.

В39 Физические основы и техника процессов сепарации пены : научн. изд. /
А.Г.Ветошкин. – М.: Инфра-Инженерия, 2016. – 404 с.

ISBN 978-5-9729-0111-1

Рассмотрены физико-химические основы процессов, лежащие в основе сепарации пены на исходные фазы при воздействии физико-механических факторов и различных физических полей, включая акустическое, электрическое и термическое. Большое внимание уделяется капиллярным свойствам пены, гидромеханическим процессам течения и разрушения пены в каналах и в окрестности твердых поверхностей. На основе предложенной классификации механических пеногасителей подробно рассмотрены вопросы моделирования и расчета процессов разделения и разрушения пены в статических и динамических пеногасителях. С учетом предложенных моделей приведены методики и примеры расчета механических пеногасителей различных типов, даны анализ их работы и технико-экономическая оценка.

Рассмотрены механизмы акустического, электрического и термического воздействий на пенную структуру, приведена укрупненная оценка их эффективности.

Большое внимание уделено рассмотрению конструкций физико-механических пеногасителей и вопросов применения различных способов и устройств для механического и физического пеногашения в технологических процессах.

Книга может представлять интерес для специалистов различных отраслей промышленности: нефтедобывающей, горнорудной, химической, пищевой, химико-фармацевтической, строительной, для студентов вузов различных направлений подготовки. Материалы книги могут быть применены при проектировании технологических процессов и оборудования, где используются газо-жидкостные системы.

© Ветошкин А.Г., 2016

© Издательство «Инфра-Инженерия», 2016

ISBN 978-5-9729-0111-1

Введение

Пена как технологическая гетерогенная среда, состоящая из дисперсии газа в жидкой сплошной среде, широко используется как средство повышения отдачи подземных пластов в добыче нефти и газа, во флотационных процессах обогащения полезных ископаемых и очистки сточных вод, флотационном концентрировании биомассы при производстве продуктов биосинтеза, в качестве защитного противопылевого средства при проведении подземных работ, как теплоизоляция в строительстве и в сельском хозяйстве, а также как средство пенного пожаротушения.

Определяющую роль в интенсификации основных технологических процессов биохимических, пищевых и химических производств играют гидромеханические явления при взаимодействии газов с жидкостями, лежащие в основе конвективного массопереноса и теплообмена в гетерогенных системах. Многие технологические процессы, протекающие в системе «газ-жидкость», сопровождаются интенсивным пенообразованием, что характерно для истинных и коллоидных растворов, белковых и рабочих сред, содержащих поверхностно-активные вещества (ПАВ) и стабилизаторы многокомпонентных систем.

Интенсивное пенообразование в большинстве технологических процессов имеет негативные последствия, выражающиеся в снижении использования полезного объема технологической аппаратуры и оборудования, нарушении регламента производства и стерильности биохимических процессов, в увеличении потерь ценных продуктов производства и снижении производительности оборудования, загрязнении окружающей среды.

Ограничение и регулирование интенсивного пенообразования в технологических процессах развивается в основном по пути синтеза новых и совершенствования существующих химических средств пеногашения и создания рациональных и эффективных конструкций устройств для механического гашения и разделения пены. Вследствие ряда отрицательных технологических и экологических последствий применения химических веществ-пеногасителей все возрастающее значение приобретают достаточно эффективные и универсальные в использовании механические пеногасители.

Проблемы и задачи ограничения и регулирования интенсивного пенообразования зачастую решаются на уровне интуитивных подходов и практического опыта без учета современного уровня научных знаний и технических достижений в этой области. До настоящего времени в полном объеме не решена задача создания рациональных и оптимальных конструкций пеногасящих устройств, при этом расчет и создание механических пеногасителей осуществлялись в основном эмпирическим путем, что снижает их эффективность и экономичность.

В этой связи актуальной является научная проблема, заключающаяся в теоретическом обосновании и моделировании процессов сепарации пены, в достоверном расчете и разработке рационального и эффективного оборудования для разделения устойчивых газожидкостных систем с пенной структурой. Разработка физико-математических моделей процессов сепарации пены, создание методов расчета и разработка оптимальных и рациональных конструкций механических пеногасителей являются взаимосвязанными задачами, объединенными физическими явлениями и механизмами, характерными для конкретных видов и типов пеногасителей. Разработка математических моделей работы механических пеногасителей связана с решением внутренней, внешней и смешанной задач гидромеханики. Создание методов расчета основных параметров и характеристик механических пеногасителей должно базироваться на решении фундаментальных и модифицированных уравнений гидродинамики и гидромеханики с учетом конкретных начальных и граничных условий.

Гидродинамика пены включает в себя внутреннюю задачу капиллярной гидродинамики и течение пены по каналам, трубопроводам и насадкам как внешнюю задачу. При этом, вследствие неустойчивости пены во времени, эти задачи являются взаимосвязанными и характерные для них явления протекают одновременно. Для внутренней задачи гидродинамики пены целью рассмотрения является определение скорости процесса синерезиса, при рассмотрении внешней задачи гидродинамики определяются такие характеристики течения как распределение скоростей в потоке пены, ее реологические свойства и гидравлическое сопротивление.

Глава 1. Капиллярная гидродинамика пены

Гидродинамика пены включает в себя внутреннюю задачу капиллярной гидродинамики, и течение пены по трубопроводам и насадкам как внешнюю задачу. При этом, вследствие неустойчивости пены во времени, эти задачи являются взаимосвязанными и характерные для них явления протекают одновременно.

1.1. Модели гидропроводности пены

Для внутренней задачи гидродинамики пены целью рассмотрения является определение скорости процесса синерезиса (дренажа) жидкости из пены.

Вопросы капиллярной гидродинамики являются основополагающими при изучении устойчивости пенной структуры в силовых полях различной физической природы. Явление синерезиса, сопровождающее стадии образования и существования газожидкостной пены, влияет на ее основные структурные и гидромеханические свойства, и синерезис можно рассматривать в качестве характеристики гидродинамической устойчивости пены [1]. В свою очередь, синерезис существенным образом зависит от гидропроводности пенной среды, т. е. от ее структурных параметров.

К основным структурным параметрам пены относят ее кратность $K = V_n / V_{ж}$ (отношение объема пены V_n к объему ее жидкой фазы $V_{ж}$), объемную плотность пены как обратную величину кратности $\nu = 1 / K = V_{ж} / V_n$; используют также такое понятие как объемное газосодержание пены $\varphi_n = V_g / V_n$ (отношение объема газовой фазы V_g в пене ко всему объему пены V_n). Пену характеризуют также дисперсностью в виде $D_n = 1 / d_n$ (величины, обратной приведенному диаметру пузырька пены d_n), или удельной межфазной поверхностью $s = S / V_n$ (отношением суммарной поверхности S пузырьков, содержащихся в единице объема V_n пены).

Взаимная связь кратности пены с ее газосодержанием устанавливается по зависимости

$$K = \frac{1}{1 - \varphi_n} \quad \text{или} \quad \varphi_n = \frac{K - 1}{K}.$$

Различают [1] пены низкократные ($K < 20$), средней кратности ($20 < K < 200$) и высокократные ($K > 200$).

В зависимости от величины кратности пены, зависящей от формы составляющих ее структурных ячеек (газовых пузырьков), различают сферическую (шаровую), ячеистую и полиэдрическую структуры [1].

Сферическая структура соответствует наиболее плотной упаковке газовых пузырьков пены, имеющих форму шара. Для монодисперсной сферической пены объемное газосодержание составляет величину порядка $\varphi_n \approx 0,74$ (74 %), что соответствует значению кратности $K = 3,86$. Эта величина кратности представляет предел существования сферической структуры пены, ниже которой газожидкостная смесь представляет дисперсию не связанных между собой газовых пузырьков. Удельная поверхность s_0 сферической пены определяется выражением

$$s = 6 / d_n.$$

Ячеистая структура является промежуточной между сферической и полиэдрической пенами. В ячеистой структуре пузырьки пены имеют форму смятых сфер. Утверждается [1], что такая структура наиболее типична для получаемых на практике пен. Диапазон кратности, характеризующий ячеистую структуру, находится в пределах от $K = 4$ до $K = 170$ (нижняя граница полиэдричности пены).

Величина удельной межфазной поверхности ячеистой структуры пены определяется выражением [1]

$$s = 6 D_n \cdot \frac{K - 1}{K},$$

где $D_n = 1 / d_n$ – дисперсность пены, m^{-1} .

В качестве характеристики взаимодействия пузырьков между собой при переходе сферической структуры в ячеистую в работе [2] вводится параметр τ_s , представляющий напряжения, возникающие по плоскости контакта дисперсной фазы, отнесенные к площади нормального сечения:

$$\tau_s = 2\sigma \sqrt{\frac{\pi d_n}{4\varphi_n}} \left(\sqrt{\frac{1}{1-\varphi_n}} \sqrt{1-\frac{\pi}{4}} - 1 \right).$$

Полиэдрическая структура пены представляет собой дисперсию газовых пузырьков многогранной формы. Полиэдрическая структура пены характеризуется наличием жидких плоскопараллельных пленок, каналов-капилляров Плато-Гиббса на месте контакта трех граней (пленок) и узлов-полостей между четырьмя пузырьками. Полиэдрическая структура пены детально и подробно исследована в ряде работ [3-5].

Для разграничения ячеистой и полиэдрической структурных моделей пены предложены критерии полиэдричности, когда пена начинает приобретать каналовую структуру [6]:

$$a > 5r_s; a > 10r_k,$$

где a - длина ребра додекаэдрической ячейки пены; r_s - радиус кривизны сферического мениска в узле пенной структуры; r_k - радиус канала Плато-Гиббса.

Удельная межфазная поверхность в полиэдрической структуре равна суммарной поверхности пленок в единице объема пены:

$$s = \frac{3}{r_k} \cong 6 D_n.$$

В самом общем виде процесс синерезиса жидкой фазы пены может быть описан уравнением Пуазейля при ламинарном течении жидкости со скоростью v_k в цилиндрическом капилляре диаметром d_k и длиной dl под действием перепада давления dp :

$$v_k = \frac{d_k^2}{32\mu_{ж}} \cdot \frac{dp}{dl}.$$

Течение жидкости между пузырьками сферической пены аналогично процессу фильтрования жидкости через зернистый пористый слой. Скорость фильтрации v_ϕ в пористой среде определяется [7] выражением

$$v_\phi = \frac{d_s^2 (1 - \varphi_n)}{32\mu_{ж}} \cdot \frac{dp}{dl}.$$

Значение эквивалентного диаметра d_s каналов в слое структурированной пористой среды можно связать [8] со средним значением диаметра d_n ее ячеек в виде пузырьков с учетом коэффициента формы ячеек Φ соотношением:

$$d_s = \frac{2\Phi(1 - \varphi_n)d_n}{3\varphi_n},$$

С учетом последнего соотношения выражение для скорости синерезиса в сферической пене примет вид

$$v_c = \frac{d_n^2 (1 - \varphi_n)^3}{k_c \mu_{ж} \varphi_n^2} \cdot \frac{dp}{dl},$$

где $k_c = 150...200$ - коэффициент проницаемости пористого слоя сферической пены.

Аналогичный подход используется для определения скорости фильтрации жидкости через слой монодисперсной ячеистой пены, которая рассматривается как своеобразная пористая среда [9]. Коэффициент фильтрации в пористой среде определяется по зависимости Козени-Кармана:

$$k_\phi = (C \mu_{ж} k_s s^2)^{-1}, \quad (1.1)$$

где $C = 2, 4$ - структурный коэффициент; k_s - кратность засыпки (величина, обратная пористости слоя); s - удельная межфазная поверхность.

Для монодисперсной ячеистой структуры

$$s = \frac{6(K-1)}{d_n K} \cdot f(K), \quad (1.2)$$

где $f(K) = \sqrt{K_{\min}/K}$ - функция кратности: $0 < f(K) < 1$.

С учетом выражений (1.1) и (1.2) скорость синерезиса в ячеистой пене имеет вид

$$v_c = 2,89 \cdot 10^{-3} \frac{d_n^2}{\mu_{ж} (K-1)^2} \cdot \frac{dp}{dl}.$$

Для полиэдрической пены основной вклад в ее гидропроводность вносят каналы Плато-Гиббса [3], образующиеся на стыке трех ячеек, имеющие в поперечном сечении форму сферических треугольников с радиусом кривизны r_k (рис. 1.1).

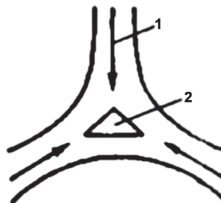


Рис. 1.1. Схема поперечного сечения канала Плато-Гиббса:
1 – пленка жидкости; 2 – канал

Детальный анализ гидропроводности в полиэдрической пене показал [3, 4], что линейная скорость синерезиса в одиночном канале при условии неподвижности его стенок определяется в виде

$$v_k = \frac{C r_k^2}{\mu_{ж}} \cdot \frac{dp}{dl},$$

где $C = 3,3 \cdot 10^{-3}$ – геометрический коэффициент.

Поскольку число каналов, приходящееся на единицу площади пены, пропорционально относительному количеству жидкости $1/K$ на этой площади, а сами каналы в пространстве имеют произвольную ориентацию, то в соответствии с электрогидродинамической аналогией [10] приведенная скорость синерезиса в пене по направлению l выражается формулой

$$v_n = \frac{v_k}{3K} = \frac{C r_k^2}{3\mu_{ж} K} \cdot \frac{dp}{dl}. \quad (1.3)$$

Связь величины r_k с основными структурными параметрами пены установлена [11] из геометрических соображений:

$$r_k^2 = \frac{d_n^2}{4C_k K},$$

где $C_k = 0,33$ - геометрический коэффициент.

Тогда уравнение (1.3) принимает вид

$$v_n = 8,25 \cdot 10^{-4} \frac{d_n^2}{\mu_{ж} K^2} \cdot \frac{dp}{dl}.$$

Градиент давления в центробежном поле для полиэдрической структуры определяется в виде

$$\frac{dp}{dl} = \rho_{ж} \omega^2 r - p_{\sigma},$$

где ω - угловая скорость вращения ротора; r - текущий радиус вращения; $p_{\sigma} = \sigma / r_k$ - капиллярное давление в каналах Плато-Гиббса.

Существование ламинарного режима синерезиса в пористой среде определяется [12] по условию

$$Re_{ж} = \frac{2\Phi(1-\varphi_n)}{3\varphi_n} \cdot \frac{v_{ж} d_n \rho_{ж}}{\mu_{ж}} < 50.$$

В общем случае по закону Дарси уравнение синерезиса, выраженное в векторной форме через плотность потока жидкости в пене \vec{q}_{ϕ} (аналог скалярной величины скорости синерезиса или скорости фильтрации v_{ϕ}), имеет следующий вид

$$\vec{q}_{\phi} = H_r \vec{F}_{\phi},$$

где H_r - коэффициент локальной гидропроводности пены, $m^4/(Hc)$; \vec{F}_{ϕ} - движущая сила процесса синерезиса, H/m^3 .

Движущая сила \vec{F}_{ϕ} процесса синерезиса складывается из внешней силы $\rho \vec{g}$ и противоположно направленного капиллярного разрежения $\text{grad } \Delta p_k$ [13]:

$$\vec{F}_{\phi} = \rho \vec{g} - \text{grad } \Delta p_k = \rho \vec{g} + \frac{\partial p_k}{\partial z},$$

где $p_k = p_n - \sigma / r_k$; p_n - давление внутри пузырька.

Для гравитационного поля $\vec{g} = g$, при действии на систему поля центробежных сил $\vec{g} = \omega^2 r$.

Гидростатическое равновесие в пене, отвечающее прекращению синерезиса ($\bar{q}_\phi = 0$), устанавливается при равенстве внешней силы и градиента капиллярного разрежения:

$$\rho \bar{g} + \frac{\partial p_k}{\partial z} = 0.$$

Для состояния равновесия полиэдрической структуры пены в однородном гравитационном поле получено [14] параболическое распределение локальной кратности $K(z)$ по высоте z газожидкостного столба:

$$K(z) = \left(\sqrt{K|_{z=0}} - \frac{\rho g r_n}{\sigma \sqrt{C_k}} \cdot z \right)^2.$$

Состояние равновесия полиэдрической структуры пены в центробежном поле в случае контакта пены с раствором описывается [14] параболой четвертого порядка:

$$K(r) = \left(\sqrt{K|_{r=0}} - \gamma_\omega r^2 \right)^2,$$

где параметр $\gamma_\omega = \frac{\rho r_n \omega^2}{2 \sigma \sqrt{C_k}}.$

Коэффициент локальной гидропроводности (фильтрации) монодисперсной сферической пены получен в работе [1] с использованием гидродинамической аналогии фильтрации в пористых средах:

$$H_{г.с} = \frac{d_n^2}{36 C \mu_{ж} K (K-1)^2}, \quad (1.4)$$

где $C = 5,25 B / (K-1) = 2,63$ - константа Козени-Кармана; $B = 1,5$ - структурный коэффициент для сферической пены.

Гидропроводность ячеистой структуры монодисперсной пены также определена в работе [1] с использованием соотношений Козени-Кармана:

$$H_{г.я} = 2,89 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{d_n^2}{\mu_{ж} (K-1)^2}. \quad (1.5)$$

В работах [3, 5] показано, что гидропроводность полиэдрической пены имеет преимущественно каналový характер и принята следующая зависимость

$$H_{г.п} = 8,25 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{d_n^2 v^2}{\mu_{ж}}. \quad (1.6)$$

где $v = 1/K$ - объемная плотность (влагосодержание) пены.

Путем анализа локальной гидропроводности канала Плато-Гиббса в работе [15] получено близкое значение:

$$H_{г.п} = 8,7 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{d_n^2}{\mu_{ж} K^2}. \quad (1.7)$$

Исходя из результатов работ [16, 17], в работе [18] использовано значение средней скорости течения жидкости в канале Плато-Гиббса с сечением, отличным от цилиндрической формы:

$$H_{г.п} = 1,37 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{r_k^4 \varphi_n^2}{\mu_{ж} d_n^2}, \quad (1.8)$$

где $\varphi_n = \frac{K-1}{K}$.

В работах [4, 19] по исследованию синерезиса в полиэдрической пене использовалась модифицированная модель Леонарда-Лемлиха:

$$q_\phi = 0,16 \cdot k_n F_\phi \frac{r_k^4}{\mu_{ж}}, \quad (1.9)$$

где геометрический коэффициент $k_n = 3,3 \cdot 10^{-3}$.

Связь радиуса канала с геометрическими и структурными параметрами полиэдрической пены установлена в работе [3]:

$$r_k^2 = \frac{d_n^2 (1 - \varphi_n)}{C_n}, \quad (1.10)$$

где геометрический коэффициент полиэдрической пены $C_n = 1,26$.

Используя связь (1.10) и выражая газосодержание пены через ее кратность, получено иное выражение формулы (1.8):

$$H_{г.п} = 8,62 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{d_n^2 (K-1)^2}{\mu_{ж} K^4}. \quad (1.11)$$

Для больших значений кратности формула (1.11) практически совпадает с формулой (1.7).

Дальнейшее развитие представлений С.Хартланда и А.Барбера [18] получило в работе [20], где в значении приведенной скорости стекающей жидкости учтена подвижность стенок канала Плато-Гиббса:

$$H_{г.п} = 8,845 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{r_k^4 \varphi_n^2}{k \mu_{ж} d_n^2}, \quad (1.12)$$

где $k = 3$ - коэффициент скорости.

Использование в уравнении (1.12) связи (1.10) дает для этого случая значение коэффициента гидропроводности:

$$H_{г.п} = 1,86 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{d_n^2 (K-1)^2}{\mu_s K^4}, \quad (1.13)$$

которое для больших значений K имеет общий вид с выражениями (1.6) и (1.7), но величина числового коэффициента формулы (1.13) почти в 2 раза больше, что согласуется с экспериментальными данными [4], где примерно при $r_k \geq 5 \cdot 10^{-5}$ м (что соответствует $K > 400$ при величине среднего радиуса пузырька пены $r_n = d_n / 2 = 6,3 \cdot 10^{-4}$ м) качественно подтверждается ход зависимости (1.13), после чего скорость синерезиса начинает резко уменьшаться, что можно объяснить как увеличением жесткости границ каналов Плато-Гиббса, так и возрастающим влиянием гидропроводности утончающихся пленок пены.

В работах Десаи и Кумара [21] для оценки степени подвижности поверхностей используется величина $\beta = f(\alpha)$, которая представляет собой отношение скорости течения раствора ПАВ с учетом подвижной поверхности к скорости течения с неподвижными стенками канала Плато. Величина $\alpha = \frac{0,176 \mu r_k}{\mu_s}$, где μ и μ_s - динамическая (Па·с) и поверхностная (Н·с/м) вязкость раствора ПАВ; r_k - радиус канала Плато, м.

В работе Нгуйена [22] из точного решения уравнения Навье-Стокса получена формула для расчета объемной скорости течения раствора ПАВ по каналу Плато с учетом подвижности поверхности для локального слоя пены:

$$Q = \frac{k r_k^4}{\mu} \cdot \frac{dp_\sigma}{dl} \left(\frac{a \cdot \frac{1}{\sqrt{B_0}}}{C + B_0^{0,628}} + 0,02 \right), \quad (1.14)$$

где $\frac{dp_\sigma}{dl}$ - градиент капиллярного давления; $C = 0,209$; $k = 0,026$; $a = 0,0655$; $B_0 = \frac{\mu_s}{\mu r_k}$ (число Буссинеска, безразмерная величина).

В работе [23] представлены результаты расчета профиля канала Плато в предположении подвижной поверхности. С учетом величины поверхностной вязкости, подвижности поверхностей, параметра $\beta = \frac{Q}{Q_m}$ и линейной зависимости $\beta = 1 + 5,4 \alpha^{0,5}$ (полученной на основе данных работ Десаи, Кумара), была рассчитана объемная скорость течения раствора ПАВ по каналу Плато

$$Q = \frac{0,16 f}{\mu} \cdot \frac{dp_\sigma}{dl} \cdot r_k^4 (1 + 5,4 \alpha^{0,5}) \quad (1.15)$$

и на ее основе было определено изменение радиуса канала Плато по его длине:

$$\begin{aligned} \frac{1}{L} \cdot \left(r_{\max}^3 - r_{\min}^3 + 3 \cdot 1,98 \cdot r_{\max}^3 \sqrt{\frac{\mu r_{\max}}{\mu_s}} - 3 \cdot 1,98 \cdot r_{\min}^3 \sqrt{\frac{\mu r_{\min}}{\mu_s}} \right) + \\ + r_{\min}^3 + 1,98 \cdot r_{\min}^3 \sqrt{\frac{\mu r_{\min}}{\mu_s}} = r_{\kappa}^3 \left(1 + 1,98 \sqrt{\frac{\mu r_{\kappa}}{\mu_s}} \right). \end{aligned} \quad (1.16)$$

Здесь f - геометрический коэффициент; r_{\max} и r_{\min} - максимальный и минимальный радиусы канала Плато.

С использованием уравнения Нгуйена (1.14) также получена формула для расчета профиля канала Плато с учетом подвижной поверхности:

$$\begin{aligned} \frac{k \sigma a r_{\kappa}^3 \left(\frac{\mu r_{\kappa}}{\mu_s} \right)^{1,13}}{4,13 \mu l} + \frac{5,2 \cdot 10^{-4} \sigma r_{\kappa}^3}{3 \mu l} = \frac{k \sigma a r_{\min}^3 \sqrt{\frac{\mu r_{\min}}{\mu_s}}}{4,13 \mu l} + \frac{5,2 \cdot 10^{-4} \sigma r_{\min}^3}{3 \mu l} + \\ + \frac{k \sigma a r_{\kappa}^3 \left(\frac{\mu r_{\max}}{\mu_s} \right)^{1,13}}{4,13 \mu L} - \frac{k \sigma a r_{\min}^3 \left(\frac{\mu r_{\min}}{\mu_s} \right)^{1,13}}{4,13 \mu L} + \frac{5,2 \cdot 10^{-4} \sigma (r_{\max}^3 - r_{\min}^3)}{3 \mu L}. \end{aligned} \quad (1.17)$$

Для расчета теоретической объемной скорости течения растворов ПАВ по каналу Плато с учетом величины поверхностной вязкости и подвижности поверхностей в работе [23] использовали полученные формулы (1.16) и (1.17) с помощью зависимостей Десаи, Кумара (1.15) и Нгуйена (1.14):

$$\begin{aligned} Q_1 = \frac{0,16 \cdot f \cdot \sigma (r_{\max}^3 - r_{\min}^3)}{3 \mu L} \cdot (1 + 5,4 \alpha^{0,5}); \\ Q_2 = \frac{k \sigma a r_{\max}^3 \left(\frac{\mu r_{\max}}{\mu_s} \right)^{1,13} - k \sigma a r_{\min}^3 \left(\frac{\mu r_{\min}}{\mu_s} \right)^{1,13}}{4,13 \mu L} + \frac{5,2 \cdot 10^{-4} \sigma (r_{\max}^3 - r_{\min}^3)}{3 \mu L}. \end{aligned}$$

Анализ существующих модельных представлений по гидропроводности пены различной структуры показывает, что в основном используются два концептуальных подхода. Для сферической и ячеистой структур пены используется концепция фильтрации в пористом слое между газовыми пузырьками по аналогии с моделью Козени-Кармана. Для полиэдрической пены применяется концепция каналовой гидропроводности как аналог модели Пуазейля.

В общем случае для пен с различной структурой в качестве исходной предпосылки используется [24] значение коэффициента гидропроводности из уравнения Пуазейля

$$H_r = \frac{d_r^2}{32 \mu_{ж}}, \quad (1.18)$$

где d_r - гидравлический диаметр межпузырькового пространства, м.

Для сферической пены значение гидравлического диаметра свободного сечения пространства между газовыми пузырьками по аналогии с зернистым слоем выражается соотношением

$$d_r = 4 \frac{1 - \Phi_n}{s},$$

где $s = \frac{6}{\Phi d_n}$ - удельная поверхность пены; Φ - фактор формы пузырьков.

Поскольку для сферических пузырьков $\Phi_c = 1$, то значение гидропроводности (1.18) в плоском сечении в окрестности сферического пузырька определяется по формуле

$$H_{r.c} = \frac{d_n^2 (1 - \Phi_n)^2}{72 \Phi_n^2 \mu_{ж}}. \quad (1.19)$$

Кривизна каналов-капилляров между пузырьками снижает полученное по формуле (1.19) значение коэффициента гидропроводности.

Для определения влияния кривизны капилляров используется [25] электрогидродинамическая аналогия оценки структуры пены, при этом по данным работы [25 24] для сферической структуры пены значение коэффициента электропроводности $B_c = 1,5$. Поскольку число каналов-капилляров между пузырьками, приходящееся на единицу площади пены, пропорционально относительному количеству жидкости на этой площади $(1 - \Phi_n)$, то фиктивная или приведенная гидропроводность в сферической пене определяется выражением

$$H_{r.c} = H_r \frac{1 - \Phi_n}{B_c} = \frac{d_n^2 (1 - \Phi_n)^3}{72 B_c \Phi_n^2 \mu_{ж}}$$

или в терминах кратности пены:

$$H_{r.c} = \frac{d_n^2}{108 \mu_{ж} K (K - 1)^2}. \quad (1.20)$$

Сравнение значений коэффициентов гидропроводности по формулам (1.4) и (1.20) показывает, что они совпадают с точностью до числового коэффициента, и относительная ошибка определения коэффициента гидропроводности по этим формулам составляет 12 %.

Поскольку ячеистая пена занимает промежуточное положение между сферической и полиэдрической структурами, проведено [24] сопоставление коэффициентов гидропроводности, полученных с использованием двух концепций гидропроводности.

В соответствии с концепцией фильтрации в пористом слое исходное уравнение сирезиса имеет вид, аналогичный уравнению (1.18), но при определении гидравлического диаметра учитывается, что фактор формы пузырьков ячеистой пены $\Phi_{\text{я}} < 1$, а его численное значение получено как промежуточное значение

$$\Phi_{\text{я}} = (\Phi_{\text{с}} + \Phi_{\text{п}}) / 2 = 0,956,$$

где $\Phi_{\text{п}} = 0,912$ - коэффициент формы полиэдрической пены.

Для ячеистой пены величина коэффициента электропроводности также принимается как среднее значение

$$B_{\text{я}} = (B_{\text{с}} + B_{\text{п}}) / 2 = 2,25,$$

где $B_{\text{п}} = 3$ - коэффициент электропроводности полиэдрической пены.

Приведенный коэффициент гидропроводности для этого случая определяется по формуле

$$H_{\text{г.я}} = \frac{\Phi_{\text{я}}^2}{72 B_{\text{я}}} \cdot \frac{d_{\text{п}}^2}{\mu_{\text{ж}} K (K-1)^2} = 5,63 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{d_{\text{п}}^2}{\mu_{\text{ж}} K (K-1)^2}. \quad (1.21)$$

При использовании концепции канальной гидропроводности для ячеистой пены в качестве исходного принимается аналог уравнения Леонарда-Лемлиха [20]:

$$H_{\text{г.я}} = \frac{a_{\text{п}}^2}{2m\mu_{\text{ж}}},$$

где $a_{\text{п}} = 0,205r_{\text{к}}$; $m = 6,43$.

Значение структурного коэффициента $a_{\text{я}}$ в связи (1.10) получено [24] путем экстраполяции зависимости (1.10) в область сферической пены, что означает $2r_{\text{к}} = d_{\text{п}}$, в этом случае $C_{\text{с}} = 1,036$ и $C_{\text{п}} = 1,26$.

Для ячеистой пены принято среднее значение

$$C_{\text{я}} = (C_{\text{с}} + C_{\text{п}}) / 2 = 1,15.$$

С учетом этих величин структурных параметров ячеистой пены получено значение гидропроводности одного канала Плато-Гиббса:

$$H_{\text{г.к}} = 1,83 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{d_{\text{п}}^2}{m\mu_{\text{ж}} K},$$

а также приведенного коэффициента гидропроводности ячеистой пены:

$$H_{\text{г.я}} = \frac{H_{\text{г.к}}}{B_{\text{я}} K} = 1,265 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{d_{\text{п}}^2}{\mu_{\text{ж}} K^2}. \quad (1.22)$$

Используя аналогичный подход для полиэдрической пены, получено [24] значение гидропроводности одного канала Плато-Гиббса:

$$H_{г.к} = 3,345 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{d_n^2}{2m\mu_{ж}K}.$$

С учетом кривизны каналов в слое пены значение приведенного коэффициента гидропроводности полиэдрической пены определено по формуле

$$H_{г.п} = \frac{H_r}{B_n K} = 8,65 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{d_n^2}{\mu_{ж} K^2}, \quad (1.23)$$

которая практически совпадает с формулой (1.7).

При использовании в работе [26] модифицированной модели Леонарда-Лемлиха в соответствии с уравнением (1.9) коэффициент гидропроводности одного канала Плато-Гиббса определяется по формуле

$$H_r = k_n \frac{r_k^2}{\mu_{ж}}.$$

Учитывая произвольную ориентацию каналов в пространстве, приведенный коэффициент гидропроводности в направлении действия массовой силы выражается по аналогии с (1.23):

$$H_{г.п} = \frac{H_r}{B_n K} = \frac{k_n}{B_n} \cdot \frac{r_k^2}{\mu_{ж} K}. \quad (1.24)$$

С учетом связи (1.10) уравнение (1.24) принимает вид

$$H_{г.п} = 8,32 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{d_n^2}{\mu_{ж} K^2}, \quad (1.25)$$

что практически совпадает с зависимостью (1.6).

Графическая интерпретация основных зависимостей коэффициента гидропроводности для различных структурных форм пены представлена на рисунке 1.2.

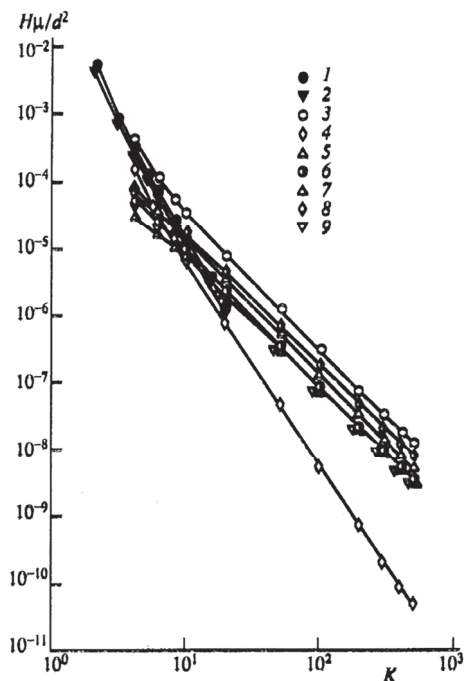


Рис. 1.2. Зависимость приведенной гидропроводности пены от кратности K . Модельные уравнения: 1 – (1.4); 2 – (1.20); 3 – (1.5); 4 – (1.21); 5 – (1.22); 6 – (1.7), (1.23); 7 – (1.11); 8 – (1.13); 9 – (1.6), (1.25)

Расчет коэффициента гидропроводности сферической пены проведен [24] в пределах значений кратности пены от $K = 2$ до $K = 20$, гидропроводность ячеистой и полиэдрической структур пены рассчитана в диапазоне $K = 4 \dots 500$. Верхняя граница кратности $K = 500$ принята из практических соображений, а именно, из условия незначительного влияния градиента капиллярного давления по высоте пенного слоя в принятом диапазоне кратности пены.

Ход представленных на рис.1.2 зависимостей показывает, что для сферической пены коэффициент гидропроводности по формулам (1.4) и (1.20) с ростом кратности пены снижается гораздо интенсивнее, чем гидропроводность ячеистой и полиэдрической структур, исключая зависимость (1.21), полученной с использованием концепции гидропроводности пористого слоя, при этом наклон этой кривой практически совпадает с наклоном для сферической пены, но она расположена ниже последней.

Значения гидропроводности ячеистой пены по зависимости (1.5) выше значений этой характеристики для зависимости (1.22), полученной на основе концепции каналовой гидропроводности, и существенно выше значений, полученных по формуле (1.21), а также выше значений гидропроводности полиэдрической пены. Для ячеистой пены зависимость (1.5) согласуется с зависимостями (1.4) и (1.20) для сферической пены при значении кратности $K = 4$, а зависимость (1.22) для ячеистой структуры согласуется с ними уже при значении кратности $K = 9 \dots 10$.

Для полиэдрической структуры пены согласование величин гидропроводности по формуле (1.13) с зависимостями (1.4) и (1.20) для сферической пены происходит также при этих значениях кратности, для гидропроводности по формулам (1.7) и (1.23) - при значении кратности $K = 12$ и $K = 13$, а по формуле (1.11) - при $K = 16$.

Учитывая, что зависимости (1.5) для ячеистой пены и (1.13) для полиэдрической пены имеют экспериментальное подтверждение в достаточно широком диапазоне кратности пены, рекомендуется [24] эти зависимости для расчета коэффициента гидропроводности пены вплоть до значения $K = 500$.

1.2. Гидропроводность полидисперсной пены

Большинство аналитических моделей каналовой гидропроводности пены, в частности, модели Кротова [3, 5], Леонарда-Лемлиха [16, 17], Хартланда-Барбера [18], Штейнера-Ханкелера-Хартланда [20], получены для монодисперсной полиэдрической пены, когда сечение канала Плато-Гиббса рассматривается в форме равнобедренного сферического треугольника. Фактически пена имеет полидисперсную структуру, т. е. состоит из пузырьков разных размеров. В работе [27] предложена функция распределение пузырьков пены по размерам в виде

$$\Phi = \frac{12\beta d_n}{(1 + \beta d_n^2)^4},$$

где β - параметр функции распределения.

Учет полидисперсности при расчете гидропроводности сферической и ячеистой пены [28] показывает, что коэффициент гидропроводности в этом случае существенно снижается из-за появления в узлах пенной структуры более мелких пузырьков.

В шаровой пене пузырьки меньших фракций занимают зазоры между пузырьками более крупных фракций. С ростом количества фракций кратность шаровой пены растет медленно. С ростом кратности сферической пены растет и ее полидисперсность. Поэтому предлагается [1] использовать величину кратности как меру полидисперсности шаровой пены.

Вследствие сложности формы структурных элементов ячеистой пены дисперсность таких систем характеризуют [1] понятием «эквивалентного сферического пузырька», объемом которого равен объему пузырька ячеистой структуры, а ансамбль эквивалентных пузырьков представляет «эквивалентную пену».

Полидисперсность ячеистой пены характеризуется [1] количественным критерием в виде «минимальной кратности» K_{\min} эквивалентной пены. Минимальная кратность ячеистой пены - это кратность шаровой пены с тем же распределением «эквивалентных сферических пузырьков» по размерам. Минимальная кратность K_{\min} любой пены может служить количественной характеристикой степени ее полидисперсности, поскольку полидисперсность ячеистой пены и ее эквивалентной пены одна и та же.

Практически полидисперсность реальных пен такова, что минимальная кратность эквивалентной пены находится в пределах $K_{\min} = 10 \dots 20$.

В полиэдрической пене с монодисперсной структурой и тонкими пленками площадь сечения одного канала Плато-Гиббса (рис. 1.3) без учета площади сечения трех сопряженных пленок равна

$$S_k = k r_k^2, \quad (1.26)$$

где $k = 0,1612$.

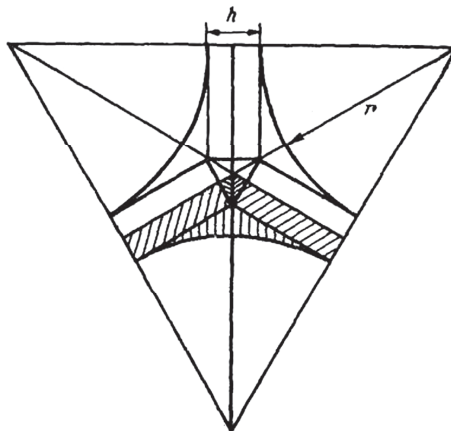


Рис. 1.3. Сечение канала Плато-Гиббса

Учитывая полидисперсный характер реальной пены, в качестве геометрической модели канала Плато-Гиббса в работе [29] рассматривается зазор между тремя касающимися модельными цилиндрами, имеющими различные радиусы кривизны (рис. 1.4).

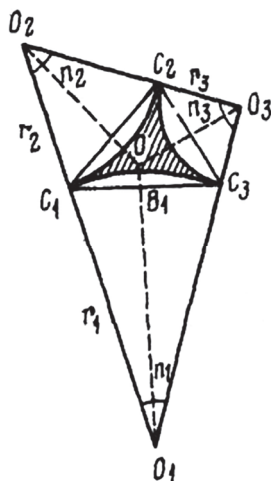


Рис. 1.4. Геометрическая модель канала Плато-Гиббса

Вывод уравнения для площади сечения такого канала вытекает из геометрических соотношений при рассмотрении треугольника $O_1O_2O_3$:

$$S_{\kappa} = S_{\text{тр}} - \Sigma S_{\text{с}},$$

где $S_{\text{тр}}$ - площадь треугольника $O_1O_2O_3$; $\Sigma S_{\text{с}}$ - сумма площадей секторов с углами n_1, n_2, n_3 .

Площадь треугольника $O_1O_2O_3$ находится с учетом не равных по величине радиусов канала Плато-Гиббса r_1, r_2, r_3 и высоты $h = OC_1 = OC_2 = OC_3$ по формуле

$$S_{\text{тр}} = h(r_1 + r_2 + r_3). \quad (1.27)$$

Сумма площадей указанных секторов равна

$$\sum_{i=1}^3 S_{\text{с}} = \pi(n_1 r_1^2 + n_2 r_2^2 + n_3 r_3^2) / 360. \quad (1.28)$$

Высота h определяется из геометрических соотношений площадей треугольников O_1C_1O , O_2C_1O , O_3C_2O и длин хорд C_1C_3 , C_1C_2 , C_2C_3 :

$$h = \sqrt{\frac{r_1 r_2 r_3}{r_1 + r_2 + r_3}},$$

с учетом чего формула (1.27) принимает вид

$$S_{\text{тр}} = \sqrt{r_1 r_2 r_3} (r_1 + r_2 + r_3). \quad (1.29)$$

Для каждого угла n_i треугольника $O_1O_2O_3$, например угла n_1 , выполняется равенство

$$n_1 = \arccos \left[\frac{1 - 2r_2r_3}{(r_1 + r_2)(r_1 + r_3)} \right]. \quad (1.30)$$

С учетом уравнений (1.28), (1.29) и (1.30) для выражения (1.26) получено

$$S_k = \sqrt{r_1r_2r_3(r_1 + r_2 + r_3)} - \frac{\pi}{360} \left\{ r_1^2 \arccos \left[\frac{1 - 2r_2r_3}{(r_1 + r_2)(r_1 + r_3)} \right] + r_2^2 \arccos \left[\frac{1 - 2r_1r_3}{(r_1 + r_2)(r_2 + r_3)} \right] + r_3^2 \arccos \left[\frac{1 - 2r_1r_2}{(r_1 + r_3)(r_2 + r_3)} \right] \right\}. \quad (1.31)$$

Это уравнение используется для расчета сечения канала полидисперсной пены, но форма уравнения (1.26) признана более удобной для практических расчетов, поэтому уравнение (1.31) приводится к виду (1.26), для чего радиусы границ канала выражаются через один из них, например, через максимальный радиус r_1 , а с учетом связи типа (1.7) - через максимальный эквивалентный диаметр d_1 пузырьков ячеистой или полиэдрической пены.

Для расчета средневзвешенного значения коэффициента k полидисперсной пены используются данные [30] о наиболее представительных классах размеров пузырьков ячеистой и полиэдрической пены, приведенные в табл. 1.1.

С целью сокращения объема вычислений в расчет принималось четыре наиболее представительных класса размеров пузырьков, составляющих от общего количества 82,6 % для кратности $K = 25$ и 66,1 % для кратности $K = 240$ соответственно, поскольку при включении дополнительно только одного класса пузырьков объем расчетов возрастает в 2 раза.

Т а б л и ц а 1.1

Параметры и свойства пен, использованные в расчетах

Параметры пузырьков пены	Кратность пены	Класс пузырьков t			
		1	2	3	4
Средний диаметр d_n , мм	25	0,180	0,140	0,100	0,060
Частота появления пузырька		0,121	0,195	0,218	0,292
Приведенная частота P_t		0,145	0,240	0,265	0,350
Расчетная доля пузырьков, %		82,6			
Средний диаметр d_n , мм	240	0,360	0,280	0,200	0,120
Частота появления пузырька		0,109	0,141	0,180	0,231
Приведенная частота P_t		0,165	0,214	0,272	0,349
Расчетная доля пузырьков, %		66,1			

Общее число возможных группировок пузырьков по размерам для пены с одинаковой кратностью составляет $m = 20$ вариантов.

Из общего числа сочетаний 4 группировки составлены варианты с одинаковым размером пузырьков (сочетания 111, 222, 333, 444). Количество сочетаний с двумя одинаковыми и одним отличающимся размерами (например, сочетания 112, 113, 114 и т.п.) составляет 12 группировок, а число сочетаний с тремя различными размерами пузырьков (например, сочетания 123, 124, 134 и т.п.) - 4 группировки. Вероятность одной группировки пузырьков при образовании канала Плато-Гиббса определяется в виде

$$P_u = \prod_{i=1}^3 P_i,$$

где P_i - приведенная частота появления пузырьков данного класса.

Вес или доля сочетаний, имеющих хотя бы один пузырек максимального размера данного класса 1, 2, 3, рассчитывается по группам в виде суммы

$$P_{ij} = \sum_i P_u = \sum_i \left(\prod_{t=1}^3 P_t \right),$$

где j - число групп сочетаний пузырьков ($j = 4$); i - число вариантов группировок с одним из максимальных радиусов кривизны каналов ($i = 9$ - для 1-го класса пузырьков, $i = 5$ - для 2-го класса пузырьков, $i = 2$ - для 3-го класса пузырьков).

Расчет текущих значений коэффициентов k_i для полидисперсной пены, содержащей хотя бы один пузырек максимального размера, проводится по уравнениям (1.31) и (1.26), при этом вместо значений r_2 и r_3 подставляют их долю от значения максимального радиуса r_1 .

Число таких расчетов соответствует числу вариантов i группировок ($i = 9, 5, 2$).

Расчет средневзвешенного значения коэффициента k_j по группам сочетаний пузырьков ведется по формуле

$$k_j = \sum_i (k_i P_{ij}),$$

а расчет средневзвешенного числового коэффициента k уравнения (1.26) с учетом всех сочетаний - по формуле

$$k = \sum_j (k_j P_j).$$

В табл.1.2 приведены результаты расчета значений вероятностей сочетаний P_{ij} пузырьков по группам, значения коэффициента k_j по группам, а также значения вклада (веса) группового коэффициента k_j в зависимости от величины P_j .

Расчет значений числового коэффициента уравнения (1.26)

Варианты группировки пузырьков	Расчет доли числа каналов для группировок	Доля числа каналов для групп P_{ij}	Коэффициент k_j	Вклад группы в значение k , $(k_j P_{ij})$
Кратность $K = 25$				
Группа № 1		0,0782	0,1612	0,0126
111; 222;	$P_1^3 + P_2^3 + P_3^3 + P_4^3$			
333; 444				
Группа № 2		0,373	0,0655	0,0244
112; 113; 114	$P_1^2(P_2 + P_3 + P_4)$			
122; 133; 144	$P_1(P_2^2 + P_3^2 + P_4^2)$			
123; 124; 134	$P_1(P_2P_3 + P_2P_4 + P_3P_4)$			
Группа № 3		0,379	0,0729	0,02763
223; 224;	$P_2(P_3^2 + P_4^2) + P_2^2(P_3P_4)$			
233; 244				
234	$P_2P_3P_4$			
Группа № 4		0,171	0,093	0,0159
334; 344	$P_3(P_3P_4 + P_4^2)$			
				Σ0,0805
Кратность $K = 240$				
Группа № 1		0,0769	0,1612	0,0124
Группа № 2		0,413	0,0655	0,02705
Группа № 3		0,333	0,0729	0,02428
Группа № 4		0,1768	0,093	0,01644
				Σ0,0802

Результаты расчета средневзвешенного значения коэффициента $k = 0,08$ показывают, что его величина для полидисперсной пены существенно (в 2 раза) меньше его значения $k = 0,1612$ для пены с монодисперсным фракционным составом. Доля каналов с равной кривизной сторон (сочетания типа 111 и т.п.) в общей массе пены незначительна и не превышает 8 %, а доля площади сечения таких каналов составляет 7,1 %.

Проведенная статистическая оценка величины коэффициента k дала следующие результаты:

- взвешенное среднее квадратическое отклонение

$$\sigma_k = \frac{\sum_n [P_{ii} (k_i - k)]}{\sum_n P_{ii}};$$

- коэффициент вариации средневзвешенного значения k

$$v_k = \frac{\sigma_k}{k} \cdot 100\% = 31,2\%,$$

где $n = 2m$.

Доверительная оценка истинного значения коэффициента k_0 при условии подчинения случайных ошибок нормальному закону распределения вероятностей имеет вид неравенства:

$$(k - \varepsilon) < k_0 < (k + \varepsilon),$$

где $\varepsilon = t(P_b) \sigma_k / \sqrt{n}$; $t(P_b) = 1,96$ - при заданной доверительной вероятности (надежности оценки) $P_b = 0,95$; $n = 2m = 40$.

Следовательно, с надежностью 0,95 (95 %) можно считать, что

$$0,0672 < k_0 < 0,0936.$$

Полученный результат подтверждается практикой синерезиса, когда гидропроводность полидисперсной пены существенно снижается.

Глава 2. Реологические свойства пены

Важное значение в гидромеханике пены имеют ее реологические свойства, определяемые реологическими уравнениями состояния [31]. Реологические свойства пены влияют на гидродинамическую устойчивость потока, на взаимодействие структурированной пены с ограничивающими поверхностями и движущимися в потоке телами, а также на энергетические затраты при транспортировке пенной среды.

2.1. Реологические модели пены

Правильный выбор адекватной реологической модели для пены требует знания величин касательных напряжений в потоке и на стенке канала, сдвиговых деформаций, градиентов скорости сдвига, распределения локальной скорости потока по сечению трубы или ограничивающего канала, кратности и дисперсности пенной структуры. Важную роль играют вопросы физико-математического описания течений пены с использованием различных реологических моделей. Как правило, проверка правильности выбора реологической модели производится экспериментальным путем.

Важнейшим физико-механическим свойством пены является ее способность оказывать сопротивление приложенной деформации, т.е. ее реомеханическое поведение. В целом механика пены как дисперсной системы подчиняется тем же закономерностям, что и реомеханическое поведение высококонцентрированных эмульсий [32], когда связи между структурными элементами системы (частицами, каплями, пузырьками) подвергаются деформации, разрушению и восстановлению. Вместе с тем, механика пены имеет свои специфические особенности, обусловленные ее структурной морфологией. Большое влияние на характер реомеханического поведения пены оказывает форма и строение ее ячеек-пузырьков, наличие в ее структуре пленок, межпузырьковых узлов и каналов Плато-Гиббса.

Основываясь на опытных данных [33], пену можно характеризовать в реомеханическом отношении как упруго-пластично-вязкую систему, в которой при малых деформациях проявляется упругость структурных связей пены, при этом первоначальная форма ячеек-пузырьков искажается, но при снятии нагрузки возвращается в исходное состояние. При увеличении деформации система переходит в область запаздывающей упругой деформации, где происходит разрушение первоначальных связей с их перегруппировкой и восстановлением структуры, подобной исходному состоянию. Дальнейшее увеличение деформации приводит к полному разрыву связей между структурными элементами системы, приводящее к разрушению пены, разделению на исходные фазы и квазиньютоновскому течению полученной газожидкостной системы. В реальной полидисперсной пене кар-

тина разрушения ее структуры значительно сложнее, поскольку при заданной степени деформации в первую очередь будут разрушаться оболочки более крупных ячеек-пузырьков вследствие большей структурно-механической жесткости мелких пузырьков, и вместе с неразрушенной мелкодисперсной пеной в выделенной при разрушении жидкости из-за турбулентных пульсаций потока могут образоваться пузырьки вторичной пены.

Фундаментальные теоретические исследования структурно-механических и упругих свойств пенной структуры проведены Б.Дерягиным [34, 35], Х.Принсеном и др. [36-38], А.Крайником и др. [39-41], С.Кханом и Р.Армстронгом [42, 43]. Ими были получены значения начального напряжения сдвига:

$$\tau_0 = C_1 \frac{\sigma \varphi_n f_{\max}}{r_n} \quad (\text{Х.Принсен}),$$

модуля сдвига пены

$$G = \frac{4}{15} \cdot \sigma s \quad (\text{Б.Дерягин}),$$

$$G = C_2 \frac{\sigma \sqrt[3]{\varphi_n}}{r_n} \quad (\text{Х.Принсен}),$$

и сформулированы условия разрушения пенной структуры при сдвиговой деформации, характеризуемые критическим значением капиллярного числа Ca (А.Крайник):

$$Ca^* = \frac{\sqrt{3}}{4} \cdot \frac{a \mu_{ж} \gamma (1 - \varphi_n)}{\sigma} = (2,37 \dots 3,16) \cdot 10^{-2},$$

или его модифицированным значением (С.Кхан-Р.Армстронг)

$$Ca^* = \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot \frac{a \mu_{ж} \gamma \sqrt{\varphi_n} (1 - \sqrt{\varphi_n})}{\sigma} > 0,1,$$

где $C_1 = 1,28$; $C_2 = 1,769(\varphi_n - 0,769)$; $f_{\max} = (0,1 \dots 0,5)$ - вклад элементарной ячейки пены в начальное напряжение сдвига.

Обобщенное реологическое уравнение состояния пены как неньютоновской среды может быть получено [44] исходя из уравнения объемного расхода в цилиндрической системе координат:

$$Q = \pi R^2 \bar{v} = \int_0^R 2 \pi r u dr,$$

где \bar{v} - средняя скорость течения среды.

Значение средней скорости устанавливается в соответствии с выражением:

$$\bar{v} = u_w + \frac{1}{R^2} \cdot \int_0^R r^2 \dot{\gamma} dr, \quad (2.1)$$

где $\dot{\gamma} = \frac{du}{dr}$ - скорость сдвига.

Для рассматриваемой задачи связь тензора напряжений со скоростью сдвига имеет вид

$$\tau = \mu_s (\dot{\gamma}^2) \cdot \dot{\gamma}, \quad (2.2)$$

где μ_s - эффективная (кажущаяся) вискозиметрическая вязкость.

Использование линейного распределения напряжения $\tau = \tau_w \cdot \frac{r}{R}$ по радиусу совместно с уравнениями (2.1) и (2.2) приводит к выражению

$$\gamma_u (1 - A) = \frac{4}{\tau_w^3} \cdot \int_0^{\tau_w} \tau^2 f(\tau) d\tau,$$

где $\gamma_u = \frac{4\bar{v}}{R}$; $A = \frac{u_w}{v}$, что служит основой для определения реологической кривой $\eta(\dot{\gamma}_w^2)$

на основании данных по падению давления Δp .

Кажущаяся вискозиметрическая вязкость μ_s определяется в виде

$$\mu_s = \frac{\tau_w}{\dot{\gamma}_w}.$$

Обобщенное реологическое уравнение (2.2) в случае подчинения газожидкостной среды степенному реологическому закону принимает вид

$$\tau = k (\dot{\gamma}^2)^{\frac{n-1}{2}} \cdot \dot{\gamma}, \quad (2.3)$$

где k - аналог вязкости (мера консистентности) среды.

При условии того, что значение скорости сдвига неотрицательно, из уравнения (2.3) получается распределение скоростей по сечению трубы:

$$u = u_w + \frac{n}{n+1} \cdot \left(\frac{\tau_w}{k} \right)^{\frac{1}{n}} \cdot R \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right].$$

Кажущаяся вязкость для степенного закона выражается через n :

$$\mu_s = k \dot{\gamma}^{n-1}.$$

При реологическом законе Шведова - Бингама кривая течения пенной смеси как структурированного пластика описывается [45] линейным уравнением

$$\tau - \tau_0 = \mu_{\text{пл}} \dot{\gamma}.$$

Эффективная (кажущаяся) вязкость для бингамовских пластиков имеет вид

$$\mu_3 = \mu_{\text{пл}} + \frac{\tau_0}{\dot{\gamma}}.$$

Вязкоупругие свойства пены как структурированной газожидкостной среды характеризуются упругим восстановлением формы по закону Гука и вязким течением в соответствии с законом Ньютона, что выражается законом Максвелла [45]:

$$\tau + \lambda_1 \dot{\tau} = \mu_0 \dot{\gamma}$$

или более сложным уравнением Олдройда

$$\tau + \lambda_1 \dot{\tau} = \mu_0 (\dot{\gamma} + \lambda_2 \ddot{\gamma}),$$

где $\lambda_1 = \frac{\mu_0}{G}$ - время релаксации напряжения; G - модуль сдвига; λ_2 - время запаздывания деформация.

Обработка результатов реологических исследований пены предполагает использование той или иной реологической модели, связывающей возникающие напряжения с приложенной деформацией. В работе [46] были рассмотрены несколько моделей реологического поведения пены, включая модель вязко-пластичной жидкости (модель Бингама-Шведова), модель псевдопластического течения и обобщенную модель Балкли-Гершеля.

При сравнительно медленном течении потока, когда динамические эффекты и сдвиговые усилия не приводят к разрушению газожидкостной структуры, в некоторых случаях среду можно рассматривать как вязкопластичную жидкость. При небольших касательных напряжениях, не превышающих предела сдвига τ_0 , структурированная система «газ - жидкость» ведет себя как твердое тело. При превышении предела сдвига структура переходит в состояние пластического течения подобно жидкости с эффективным коэффициентом вязкости μ_* . Считая газожидкостную систему в условиях медленных течений несжимаемой средой, при рассмотрении стационарного ламинарного течения среды в круглой трубе радиусом R без учета массовых сил единственной отличной от нуля является продольная компонента скорости $u(r)$:

$$u(r) = \frac{1}{4} \cdot \frac{dp/dz}{\mu_{\text{пл}}} (R^2 - r^2) - \frac{1}{2} \cdot \frac{dp/dz}{\mu_{\text{пл}}} R_0 (R - r) + u_w,$$

где $R_0 \leq r \leq R$; u_w - скорость скольжения среды на стенке; $\mu_{\text{пл}}$ - пластическая (бингамовская) вязкость.

Выражение для скорости в ядре потока имеет вид:

$$u_0 = \frac{1}{4} \cdot \frac{dp/dz}{\mu_{\text{пл}}} \cdot R^2 \left[1 - \left(\frac{R_0}{R} \right)^2 - 2 \cdot \frac{R_0}{R} \left(1 - \frac{R_0}{R} \right) \right] + u_w.$$

При описании течения среды с пенной структурой другой реологической моделью - псевдопластическим законом Освальда де Вилля используется основное уравнение стационарного ламинарного течения в круглой трубе:

$$-\frac{dp}{dz} + \frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr}(r p_{rz}) = 0,$$

где, согласно закону Освальда,

$$p_{rz} = B \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right)^9.$$

Размерная константа B представлена в виде:

$$B = b \mu \left(\frac{R}{u} \right)^{9-1}.$$

Распределение скоростей течения псевдопластической среды в трубе имеет вид

$$u(r) = \frac{A}{2(n+1)} (R^{2n+2} - r^{2n+2}) + u_w,$$

где $A = \left(\frac{1}{2B} \cdot \frac{dp}{dz} \right)^{\frac{1}{n+1}}$; n - показатель степенного закона.

Математическое выражение более сложного реологического закона Балкли - Герше-ля имеет вид

$$\tau = \tau_0 + k \left| \frac{du}{dr} \right|^n.$$

Исходя из линейного распределения касательных напряжений по радиусу трубы и уравнения движения, получено распределение скоростей для этого закона:

$$u(r) = \frac{2k}{(-dp/dz)} \cdot \frac{n}{n+1} \left[\frac{(-dp/dz) \frac{r}{2} - \tau_0}{k} \right]^{\frac{n+1}{n}} + u_0.$$

Скорость скольжения на стенке трубы в этом случае имеет вид

$$u_w = \frac{2k}{(-dp/dz)} \cdot \frac{n}{n+1} \left[\frac{(-dp/dz) \frac{R}{2} - \tau_0}{k} \right]^{\frac{n+1}{n}} + u_0.$$

Для более детального анализа реологии газожидкостной смеси в качестве реологического уравнения состояния предложено [47] использовать уравнение Ривлина - Эриксона, учитывающее при течении чистого сдвига появление в системе нормальных напряжений (эффект Вайссенберга) и характеризующееся тензором напряжений

$$\sigma_{ij} = -p\delta_{ij} + \tau_{ij},$$

где σ_{ij} - компоненты тензора напряжений, Па; δ_{ij} - шаровой тензор; τ_{ij} - компоненты девиаторных напряжений, Па.

Реологическое уравнение состояния в модели Ривлина-Эриксона связывает компоненты девиаторных напряжений с компонентами тензора скоростей деформации γ_{ij} и оператором дифференцирования Олдройда:

$$\tau_{ij} = 2\eta\gamma_{ij} + 2\nu_1 D_0(\gamma_0) \quad \text{при } \tau_{ij} > \tau_0;$$

$$\gamma_{ij} = 0 \quad \text{при } \tau_{ij} < \tau_0,$$

где η , ν_1 - функции второго инварианта тензора скоростей деформации.

Для пенной структуры характерно существование пристеночного скольжения в поршневом режиме течения при низких скоростях, значения которых получены [47] с использованием принципа минимума диссипации энергии, теряемой на поверхности канала и в объеме среды, в виде функции средней скорости \bar{u} движения пены в канале:

$$F(\bar{u}) = \frac{\chi}{2} \cdot \frac{\beta_n + 2X_0^{\beta_n+2}}{X_0(\beta_n - 1) + 3X_0^{\beta_n+2}},$$

где χ - параметр, характеризующий взаимодействие данной среды и твердой стенки канала; $\beta_n = \frac{n+1}{n}$; X_0 - безразмерный радиус ядра течения.

Использование в практике точной модели Ривлина - Эриксона осложнено необходимостью экспериментального определения шести параметров, значения которых зависят от свойств конкретной среды. Вместе с тем эксперименты показывают, что кривые течения $\tau = f(\dot{\gamma})$ имеют слабо выраженный нелинейный характер. Это дает возможность считать пену бингамовской жидкостью с погрешностью, не превышающей 20 %.

Разработана комбинированная математическая модель [48] реологического поведения среды с пенной структурой при ее течении в канале с учетом гипотезы о перераспределении жидкости по сечению цилиндрического канала. В твердотельном режиме течения было установлено, что часть жидкости переходит из центральной зоны канала на его периферию, образуя жидкостный слой на стенке канала. При изучении реологического поведения пен обнаружено проявление упругих свойств, характеризующихся существованием нормальных напряжений. Напряженное состояние газожидкостной среды как сплошной среды с элементом в виде отдельного газового пузырька определяется выражением

$$\sigma_{ij} = -(p_k + p_{\text{ст}}^{\sigma} + \Delta p^{\sigma})\delta_{ij} + \tau_{ij},$$

где p_k - давление в канале Плато – Гибба; p_{ct}^σ - капиллярное давление в пузырьке в статическом состоянии; Δp^σ - динамическая добавка капиллярного давления.

Градиентное поле давлений, действующих на каждый пузырек, вызывает их совместную деформацию, в результате чего при движении среды через поперечную плоскость канала эта плоскость деформируется в часть сферической поверхности радиуса ρ_ε с центром на оси канала.

Динамическое капиллярное давление определено выражением

$$\Delta p_d^\sigma = C + B_k \rho_k \cos \alpha_0,$$

где постоянная C определяется из равенства приращения внутренней энергии работе сил системы; $\rho_k = R / \sin \alpha_0$; $B_k = dp_k / dx$; $\alpha_0 = B_k R \sqrt[3]{\zeta} / p_{ct}$ - угол течения; ζ - экспериментальный коэффициент.

В твердотельном режиме течения расход смеси определяется эффектом скольжения по жидкостному пристенному слою толщиной δ_R :

$$Q = \frac{\pi B_k R^3}{2 \mu_{ж}} \cdot \delta_R,$$

где $\mu_{ж}$ - динамическая вязкость жидкой фазы пены.

Переход от твердотельного к сдвиговому течению осуществляется при постоянном значении угла течения $\alpha_0 = \frac{\pi}{6}$, при котором $\sigma_{xx} = \sigma_{\pi\pi}$, а теоретически обоснованное значение предельного напряжения сдвига имеет вид

$$\tau_0 = \left(\frac{\pi}{6} \right)^3 \cdot \frac{p_{ct}^\sigma}{2 \zeta}.$$

В сдвиговом режиме течения среды кроме твердотельного ядра потока радиусом R_0 и пристенного жидкостного слоя толщиной δ_R присутствует кольцевой сдвиговый слой с радиусами R_0 и R , в котором происходит относительное движение пузырей по жидкостным пленкам. Такое представление механизма течения позволило получить выражение для осредненной скорости сдвигового течения

$$\bar{U} = \frac{B_k R \delta_R}{2 \mu_{ж}} + \frac{B_k R^2 \delta}{8 \mu_{ж} r_{\pi}} \left(1 - \frac{R_0^4}{R^4} \right),$$

первое слагаемое которого определяется проскальзыванием среды по стенке канала, второе - сдвиговым течением.

В работе [49] предложен метод описания реологических характеристик пены, где реологические кривые течения пены в трубопроводах аппроксимируются линейным зако-

ном текучести, при этом была установлена связь между эквивалентной текучестью ν_3 и касательным напряжением на стенке τ_w :

$$\nu_3 = \nu_0 + 910^3 K^{-0.6} 2 R(\tau_w - \tau_0),$$

где $\nu_0 = 1/\tau_0$ - начальная текучесть, $\text{м}^2/\text{Н}$.

Сложный реологический характер поведения кондитерских пен обнаружен в работе [50] при исследовании их структурно-механических свойств на ротационном вискозиметре, где было установлено существование трех критических напряжений сдвига: $\tau_0(\text{min})$ - первый (минимальный) предел текучести, соответствующий началу течения; τ_0 - предел текучести по Бингаму, соответствующий отрезку, отсекаемому продолжением прямолинейного участка кривой течения; $\tau_0(\text{max})$ - максимальный предел текучести, соответствующий значению прилагаемой нагрузки, при котором кривая течения переходит в прямую, что свидетельствует о полном разрушении структуры.

Экспериментальное исследование течения мелкодисперсной водной пены через стеклянные трубки-капилляры различных диаметров [51] показало, что в интервале газосодержаний $\varphi_n = 0,7...0,96$ пенная структура ведет себя как псевдопластическая жидкость. В этом исследовании было установлено два режима течения пены. В первом режиме течения при малых скоростях сдвига ($n \sim 1$) пена ведет себя как ньютоновская жидкость с параболическим распределением скоростей по радиусу трубы-капилляра. При больших скоростях сдвига во втором режиме течения показатель реологического поведения $n < 1$, и пенная структура ведет себя как псевдопластическая жидкость, при этом значения показателя $n = 0,316...0,561$.

Более сложное реологическое поведение пенной структуры было установлено в работе [52] при исследовании вязкостных свойств пены с кратностью $K = 39...508$ и размерами газовых пузырьков $d_n = (0,5...0,9)$ мм в лопастном коническом и цилиндрическом ротационном вискозиметрах. Результаты этих исследований показали, что пена обладает пределом текучести τ_0 и в реологическом отношении подчиняется закону Балли-Гершеля, при этом начальное напряжение сдвига τ_0 является обратной функцией диаметра пузырьков d_n , а эффективная вязкость μ_γ , принимаемая как тангенс угла наклона реологической кривой $d\tau/d\gamma_c$ в любой ее точке, уменьшается с увеличением скорости сдвига γ_c , и форма кривой течения $\tau = f(\gamma_c)$ не зависит от кратности и диаметра пузырьков пены.

Подтверждение бингамовского характера течения при движении пены в круглой трубе диаметром 20 мм получено в экспериментальном исследовании [53, 54], где изучалось распределение скоростных напоров по радиусу трубы и влияние дисперсности водной пены на величину потерь напора. В работе [54] установлено, что при одинаковой кратности и объемной скорости потери напора выше для мелкодисперсной пены, которая обладает более высокими значениями начального напряжения сдвига τ_0 и пластической вязкости $\mu_{пл}$.

Прямое измерение эффективной вязкости пены по методу Стокса проведено в работе [55], где была установлена простая эмпирическая зависимость, связывающая вязкость водной пены при высоких скоростях сдвига с кратностью пены K :

$$\mu_s = \mu_{ж} K^{1,13},$$

где нижняя граница кратности $K = 4$.

В работе [56] приведены результаты теоретических исследований описания движения пены, учитывающего упругие эффекты, проявляющиеся при течении пены. Установлено, что деформация пенных пузырьков является причиной возникновения межфазных напряжений. Каждой форме деформированного пузыря соответствует определенный тензор межфазных напряжений

$$\sigma_{ij} = \frac{\gamma}{S} \oint_l (\mathbf{e}_t \cdot \mathbf{e}_k) dl, \quad k = i, j.$$

Здесь σ_{ij} - межфазное напряжение в рассматриваемом сечении, γ - коэффициент поверхностного натяжения, S - площадь сечения, dl - элемент длины контура сечения, \mathbf{e}_t - единичный вектор касательной к поверхности в точке сечения, лежащей в плоскости, перпендикулярной плоскости сечения, \mathbf{e}_i - единичный вектор нормали к плоскости сечения, \mathbf{e}_j - единичный вектор оси, лежащей в плоскости сечения.

Знание формы пузыря пены позволило вычислить компоненты этого тензора. Общая картина деформации среды в процессе течения пены представлена на рис. 2.1.

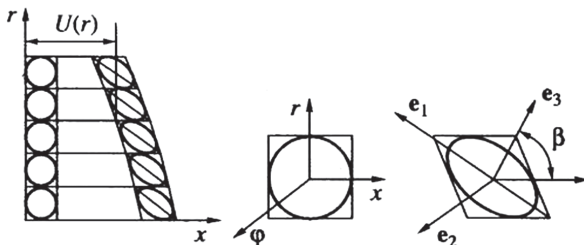


Рис. 2.1. Схема деформации пены и отдельного пузырька при течении

Наиболее вероятной формой деформации будет выпуклая форма поверхности в направлении движения. Через $\mathbf{e}_1, \mathbf{e}_2, \mathbf{e}_3$ обозначены единичные векторы главных осей деформаций. В этом случае компоненты тензора напряжений будут главными, т.е. определяются только три его компоненты

$$\sigma_i = \frac{\gamma l_i}{S_i},$$

где l_i и S_i - периметр контура и площадь i -го сечения пузыря соответственно.

При малых скоростях движения среды, отвечающих поршневому режиму течения, в этой работе получены значения компонент девиатора тензора межфазных напряжений и главных значений тензора деформаций

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \frac{Br}{2} \left(1 - \frac{Br}{P_{\gamma 0}} \right), & \varepsilon_1 &= \frac{Br}{P_{\gamma 0}} \left(1 + \frac{Br}{P_{\gamma 0}} \right), & \sigma_{rr} &= 0, \\ \sigma_2 &= \frac{B^2 r^2}{P_{\gamma 0}}, & \varepsilon_2 &= 0, & \sigma_{\varphi\varphi} &= \frac{B^2 r^2}{P_{\gamma 0}}, \\ \sigma_3 &= -\frac{Br}{2} \left(1 + \frac{Br}{P_{\gamma 0}} \right), & \varepsilon_3 &= -\frac{Br}{P_{\gamma 0}} \left(1 - \frac{Br}{P_{\gamma 0}} \right), & \sigma_{xx} &= -\frac{B^2 r^2}{P_{\gamma 0}}, & \sigma_{rx} &= \frac{Br}{2},\end{aligned}$$

где $B = -\frac{\partial P}{\partial x}$ — осевой градиент давления сплошной среды; $P_{\gamma 0}$ - капиллярное давление в недеформированной пене.

В работе [56] было установлено, что при объемной деформации пены происходит сжатие газовой фазы в пене и изменение ее кратности, обусловленное, в основном, изменением содержания жидкой фазы в пене вследствие ее перетекания в пристенный слой. Исходя из этого, получено значение среднего по сечению изменения кратности при деформации пены

$$\Delta K = 2,57 \cdot \frac{BRK_0 \exp(0,042 K_0)}{P_{\gamma 0}},$$

где R - внутренний радиус канала; K_0 - кратность недеформированной пены.

Также в этой работе предложено выражение для расхода пены в зависимости от режимных параметров течения и структурных характеристик пены с учетом перераспределения массы жидкой фазы по сечению канала

$$Q = 0,857 \pi \cdot \frac{B^2 R^5 \exp(0,042 K_0)}{\mu_{ж} K_0 P_{\gamma 0}}.$$

Наиболее простой для анализа реологического поведения пены является модель вязко-пластичной (бингамовской) жидкости, поскольку ее аналитическое выражение включает только две эмпирические константы: начальное напряжение сдвига τ_0 и пластическую

(бингамовскую) вязкость $\mu_{пл}$. Реологическая модель пены как псевдопластической жидкости также включает в себя две эмпирические константы: так называемую "консистентную вязкость" k_0 и показатель реологического поведения среды n , но трудоемкость обработки экспериментальных данных выше, чем для модели бингамовского пластика. Для реологической модели Балкли-Гершеля характерно наличие трех эмпирических констант, что соответственно повышает трудоемкость обработки экспериментальных данных. Использование в практике наиболее точной реологической модели Ривлина-Эриксона осложняется необходимостью экспериментального определения шести параметров, значения которых зависят от свойств конкретной пенной системы. Вместе с тем, ряд экспериментов [47, 53] показывают, что зависимости касательного напряжения сдвига от градиента скорости сдвига имеют слабо выраженный нелинейный характер, что дает возможность считать пену в реологическом отношении бингамовской жидкостью с погрешностью, не превышающей 20 %.

2.2. Гидродинамическая идентификация реологии пены

Для выбора достоверной реологической модели пены необходимо знать распределение сдвиговых деформаций, напряжений и градиентов скорости сдвига в объеме измеряемой среды. Указанные реологические параметры зависят от распределения в потоке или объеме пены локальных скоростей сдвига, инструментальное измерение которых до сих пор было затруднительно из-за отсутствия необходимых технических средств.

Впервые в практике реологических исследований пенной структуры методом капиллярной вискозиметрии была предложена [57] лазерно-доплеровская система измерения скорости (ЛДИС) по сечению измерительных трубопроводов (рис. 2.2).

В методе лазерной анемометрии пены используется доплеровский эффект при рассеянии света на неоднородностях движущейся среды. Скорость потока пены определяется через частоту доплеровского смещения, длину волны излучения лазера и геометрические параметры оптической схемы. Применение лазерных доплеровских анемометров для измерения в многофазных потоках ограничивается условием оптической прозрачности среды, которое выполняется при объемной концентрации газовой фазы не менее (3...5) %. Локальность измерения скорости в потоке пены достигается при использовании модифицированной ЛДИС с применением волоконной оптики (световода). Информация о скорости движения среды получается из пространства, непосредственно примыкающего к торцу световода, помещаемого в заданную область потока.

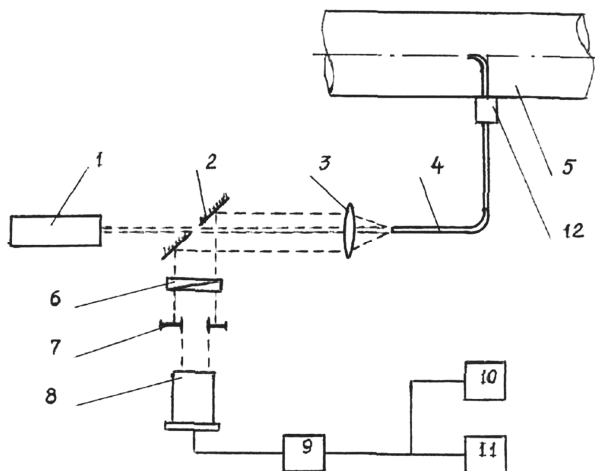


Рис. 2.2. Система лазерно-доплеровского измерения скорости в потоке пены:

1 - газовый гелий-неоновый лазер ЛГ-52-1; 2 - зеркало; 3 - короткофокусный объектив;
4 - волоконный световод; 5 - измерительный трубопровод; 6 - поляризационный фильтр;
7 - ограничительная диафрагма; 8 - фотоприемник ФЭУ-51; 9 - фильтр верхних и нижних частот; 10 - анализатор спектра С4-25; 11 - осциллограф С8-13; 12 - механизм передвижения

Волоконный световод формирует на своем торце зондирующее излучение в виде конуса с углом 20 градусов при его вершине. Измерительная система работает по схеме с опорным пучком, роль которого выполняет волна, отраженная от выходного торца световода, принимающего также излучение, рассеянное на движущихся в потоке пленках пенной структуры. При размещении световода-зонда в трубопроводе для получения достоверных результатов измерений необходимо оценивать влияние вносимых возмущений потока. Одним из влияющих факторов является отношение диаметров зонда и измерительного трубопровода. При значении этого соотношения меньше 0,02 практически исключается возмущение потока зондом. При проведении экспериментальных исследований этот показатель был равен 0,006 для минимального диаметра трубопровода 25 мм, т.е. этот геометрический фактор не оказывал влияния на результаты измерений. Для изучения степени локализации измерений ЛДИС со световодом и оценки влияния взаимодействия торца световода со структурой пенного потока были проведены предварительные эксперименты, которые показали, что отношение сигнала к шуму было равно 8...20, а пространственная ориентация пленок пены относительно торца световода оказывает влияние

только на амплитуду доплеровского сигнала, т.е. практически сохраняется преимущество ЛДИС как бесконтактного способа измерения скорости.

Обусловленный эффектом Допплера сдвиг частоты волны света, рассеянного движущейся пленкой определялся по формуле

$$\Delta\omega = (k_s - k_0)\vec{u},$$

где k_s - волновой вектор рассеянной волны; k_0 - волновой вектор падающей волны; \vec{u} - вектор скорости рассеивающей пленки пены.

Для света, рассеянного назад, $k_0 = -k_s$, тогда

$$\Delta\omega = 2|k|u_0,$$

где $u_0 = \vec{u} \cos \alpha$ - проекция вектора скорости на ось световода; α - угол между вектором скорости пленки и продольной осью световода.

Окончательно связь между скоростью движения неоднородной среды (пены) и измеряемой доплеровской частотой f_d определяется в виде

$$u_n = \frac{f_d \lambda_n}{2 \eta_f},$$

где λ_n - длина волны лазерного излучения; $\eta_f = 1,33$ - показатель преломления исследуемой среды (пены).

На рис. 2.3 представлены данные измерений локальных скоростей пены u по текущему радиусу горизонтально расположенных трубопроводов в вертикальном сечении ($\alpha = 0$ град.) при различных значениях объемного расхода пены, на рис. 2.4 - то же, но в горизонтальном сечении ($\alpha = 90$ град.).

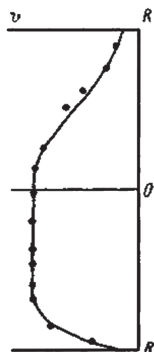


Рис. 2.3. Эпюра распределения скоростей пены u_n для горизонтального канала в вертикальном сечении

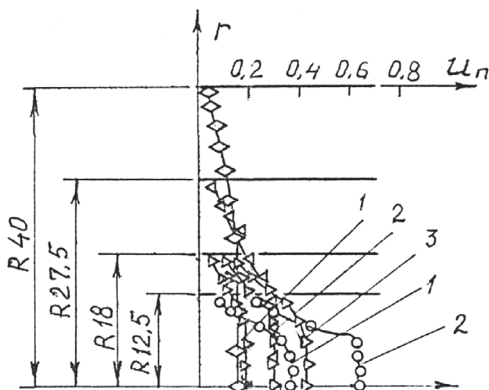


Рис. 2.4. Распределение скоростей течения пены u_n (м/с) в горизонтальном сечении горизонтальных трубопроводов. Радиус трубы $R \cdot 10^{-3}$ (м): 12,5; 18,0; 27,5; 40. Расход пены $Q_n \cdot 10^{-4}$ м³/с: 1 - 1,53; 2 - 2,53; 3 - 3,3.

Характер распределения скоростей во всех горизонтальных трубопроводах как в вертикальном, так и в горизонтальном диаметральных сечениях указывает на существование участков с постоянной скоростью течения пены, т.е. на наличие квазитвердого ядра течения с переменным радиусом R_0 , при этом в вертикальном сечении наблюдается несимметричность ядра течения с его смещением к нижней стороне трубопроводов, что можно объяснить влиянием силы тяжести. При увеличении расхода пены характер распределения скоростей меняется в сторону формирования более симметричного профиля скоростей, что является следствием роста силы инерции в потоке.

Промежуточный аналогичный характер имеют распределения скоростей в наклонных диаметральных сечениях под углами 30° и 60°.

Используемая техника измерений не позволяла получать значение скорости непосредственно у стенок трубопроводов, тем не менее, исходя из полученных данных распределения скорости, можно говорить о наличии явления пристенного скольжения пены.

Характер распределения скоростей в вертикальном трубопроводе (рис. 2.5) имеет некоторые отличия по сравнению с симметричным распределением в горизонтальных трубопроводах. Из приведенных графиков заметно, что симметричные профили в горизонтальных трубопроводах имеют точку перегиба при приближении к стенкам трубопроводов, в то время как в вертикальном трубопроводе профили скоростей имеют параболический характер.

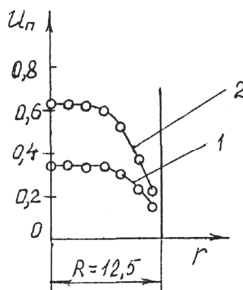


Рис. 2.5. Распределение скоростей течения пены u_n (м/с) в вертикальном трубопроводе.

Радиус трубы $R = 12,5 \cdot 10^{-3}$ м. Расход пены $Q_n \cdot 10^{-4}$ м³/с: 1 - 1,53; 2 - 2,53

Результаты измерений локальных скоростей пены в горизонтальных трубопроводах показывают, что в этих условиях необходима специальная методика обработки данных реологических исследований.

2.3. Реологическая модель пены с учетом синерезиса

На основе проведенных измерений локальных скоростей потока пены в горизонтальных трубах была предложена [46] реологическая модель бингамовского пластика, учитывающая асимметричный профиль эпюор скорости, согласно которой поперечное сечение горизонтальной круглой трубы разделяется (рис. 2.6) на ряд секторов с углом θ , при этом радиус квазитвердого ядра течения R_0 есть функция текущего угла θ , скорость скольжения на стенке трубы u_w отлична от нуля и также зависит от угла θ .

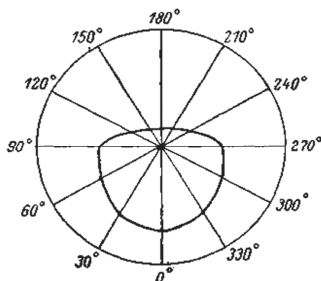


Рис. 2.6. Положение ядра потока пены в горизонтальной трубе

Для каждого сектора с углом раствора $d\theta$ приближенно выполняется уравнение стационарного осесимметричного движения:

$$-\frac{dp}{dz} + \frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} \left[r \left(\mu_{пл} + \frac{\tau_0}{h} \right) \frac{du}{dr} \right] = 0, \quad (2.4)$$

где $h = \left| \frac{du}{dr} \right| = -\frac{du}{dr}$.

Двукратное интегрирование уравнения (2.4) по радиусу r дает выражение для текущего значения скорости потока:

$$u(r) = C_2 + C_1 \ln r - \frac{dp}{dz} \cdot \frac{r^2}{4\mu_{пл}} + \frac{\tau_0}{\mu_{пл}} \cdot r. \quad (2.5)$$

Постоянная интегрирования C_2 получена из граничного условия $u = u_w$ при $r = R$:

$$C_2 = u_w + \frac{dp}{dz} \cdot \frac{R^2}{4\mu_{пл}} - \frac{\tau_0}{\mu_{пл}} \cdot R - C_1 \ln R. \quad (2.6)$$

С учетом (2.6) при $R_0 \leq r \leq R$ формула (2.5) примет вид

$$u(r) = u_w + \frac{dp}{dz} \cdot \frac{R^2 - r^2}{4\mu_{пл}} - \frac{\tau_0}{\mu_{пл}} (R - r) - C_1 \ln \frac{R}{r}. \quad (2.7)$$

Постоянная C_1 определяется из условия на границе квазитвердого ядра течения, где при $r = R_0$ $du/dr = 0$ и касательное напряжение $\tau = \tau_0$, что означает

$$\frac{du}{dr} = -\frac{dp}{dz} \cdot \frac{r}{2\mu_{пл}} + \frac{\tau_0}{\mu_{пл}} + \frac{C_1}{r},$$

откуда следует

$$C_1 = \frac{dp}{dz} \cdot \frac{R}{2\mu_{пл}} - \frac{\tau_0}{\mu_{пл}} \cdot R_0. \quad (2.8)$$

Значение постоянной C_1 также получено из условия

$$u = u_0 \text{ при } r = R_0,$$

что дает для C_1 другое выражение

$$C_1 = \frac{\frac{dp}{dz} \cdot \frac{R^2 - R_0^2}{4\mu_{пл}} - \frac{\tau_0}{\mu_{пл}} (R - R_0) + u_w - u_0}{\ln \frac{R}{R_0}}. \quad (2.9)$$

Сопоставление (2.8) и (2.9) позволяет получить выражение для скорости скольжения пены на стенке трубы:

$$u_w = u_0 - \frac{dp}{dz} \cdot \frac{R^2 - R_0^2}{4\mu_{пл}} + \frac{\tau_0}{\mu_{пл}} (R - R_0) + \left(\frac{dp}{dz} \cdot \frac{R_0^2}{2\mu_{пл}} - \frac{\tau_0}{\mu_{пл}} \cdot R_0 \right) \ln \frac{R}{R_0}. \quad (2.10)$$

Для упрощения последующих записей вводится безразмерная функция

$$X_0(\theta) = R_0(\theta) / R$$

и безразмерный средний радиус ядра потока

$$\langle X_0 \rangle = \frac{\int_0^\pi X_0^2(\theta) d\theta}{\int_0^\pi X_0(\theta) d\theta}. \quad (2.11)$$

Значение начального напряжения сдвига для несимметричного течения определяется из интегрального (осредненного) условия равновесия ядра течения, т.е. условия стационарности течения:

$$\frac{1}{2} \frac{dp}{dz} \int_0^\pi R_0^2(\theta) d\theta = \tau_0 \int_0^\pi R_0(\theta) d\theta, \quad (2.12)$$

откуда с учетом осреднения (2.11) получено выражение

$$\tau_0 = \frac{1}{2} \cdot \frac{dp}{dz} \cdot R \langle X_0 \rangle. \quad (2.13)$$

которое служит основой для оценки начального напряжения сдвига по экспериментальным данным.

Локальный аналог условия равновесия (2.12) получен при интегрировании уравнения (2.4) по радиусу в пределах ядра течения:

$$-R_0 \tau_0 = -\frac{dp}{dz} \cdot \frac{R_0^2}{2} \quad (2.14)$$

или окончательно

$$\tau_0 = \frac{1}{2} \cdot \frac{dp}{dz} \cdot R X_0.$$

Рассматривая несимметричный случай течения как «суперпозицию» симметричных профилей скоростей в каждом секторе $d\theta$, использование выражения (2.13) вместо (2.14) предполагает осреднение значения τ_0 . Для осесимметричного течения из формулы (2.4) следует, что $C_1 = 0$, следовательно, выражение для скорости (2.7) осесимметричного течения не содержит логарифмического члена, в то время как в скорости несимметричного течения он присутствует.

Элементарный объемный расход пены через сектор определяется по формуле

$$dQ_{\pi} = \left[u_0 \frac{R_0^2}{2} + \int_{R_0}^R u(r) r dr \right] d\theta, \quad (2.15)$$

где $u(r)$ определяется выражением (2.7) с учетом (2.8).

Для интегрирования в уравнении (2.15) предварительно вычисляется по частям необходимый интеграл:

$$\int_{R_0}^R r \ln \frac{R}{r} dr = \frac{R^2}{4} \left[2X_0^2 \ln X_0^2 + (1 - X_0^2) \right]. \quad (2.16)$$

Выполняя интегрирование в (2.15) с учетом (2.7), (2.8), (2.13) и (2.16), получено

$$dQ_n = \left\{ u_w \frac{R^2}{2} + (u_0 - u_w) X_0^2 \cdot \frac{R^2}{2} + \frac{dp}{dz} \cdot R^4 \left[X_0^4 \left(\frac{3}{2} - \ln X_0^2 \right) - 2X_0^2 + \frac{1}{2} \right] / (8\mu_{\text{пл}}) - \right. \\ \left. - \frac{dp}{dz} \langle X_0 \rangle R^4 \left[X_0^3 \left(\frac{7}{3} - \ln X_0^2 \right) - 2X_0^2 + \frac{2}{3} \right] / (8\mu_{\text{пл}}) \right\} d\theta. \quad (2.17)$$

Расчет полного объемного расхода через поперечное сечение трубы с учетом (2.17) проводится по формуле

$$Q_n = 2 \int_0^\pi dQ_n(\theta) = \pi R^2 u_0 - \frac{dp}{dz} \cdot \frac{R^4}{8\mu_{\text{пл}}} \cdot \pi \left(1 - \frac{8}{3} \langle X_0 \rangle \right) + \\ + \int_0^\pi \left[\frac{2}{3} X_0^3 \langle X_0 \rangle - X_0^4 + 2X_0^2 \ln X_0^2 + 2X_0 \langle X_0 \rangle (1 - \ln X_0^2) \right] d\theta. \quad (2.18)$$

При симметричном ядре и отсутствии пристенного скольжения пены $u_w = 0$, $\langle X_0 \rangle = X_0$ из уравнения (2.7) с учетом (2.8) получено

$$u_0 = u(R_0) = \frac{dp}{dz} (1 - X_0)^2 \frac{R^2}{4\mu_{\text{пл}}}. \\ Q_n = \pi \frac{dp}{dz} \left(1 - \frac{4}{3} X_0 + \frac{1}{3} X_0^4 \right) \frac{R^4}{8\mu_{\text{пл}}},$$

что совпадает с формулой Букингема [58].

Для упрощения записи уравнения (2.18) вводятся следующие обозначения элементарных интегралов:

$$I_1 = \int_0^\pi X_0(\theta) d\theta; \quad I_2 = \int_0^\pi X_0^2(\theta) d\theta; \quad I_3 = \int_0^\pi X_0^3(\theta) d\theta; \\ I_4 = \int_0^\pi X_0^4(\theta) d\theta; \quad I_5 = \int_0^\pi X_0(\theta) \ln X_0^2(\theta) d\theta; \quad I_6 = \int_0^\pi X_0^2(\theta) \ln X_0^2(\theta) d\theta. \quad (2.19)$$

В общем случае при несимметричном течении пены с учетом осреднения (2.11) и обозначений (2.19) выражение для расхода имеет вид

$$Q_n = \pi R^2 u_0 - \pi \cdot \frac{dp}{dz} \cdot \frac{1 - \frac{8}{3} \frac{I_2}{I_1} + 2I_2 + \frac{2}{3} \frac{I_2 I_3}{I_1} - I_4 - 2 \frac{I_2 I_5}{I_1} + 2I_6}{8\mu_{\text{пл}}}. \quad (2.20)$$

Из уравнения (2.20) получено выражение для пластической (бингамовской) вязкости при течении пены по горизонтальной трубе

$$\mu_{\text{пл}} = \pi \cdot \frac{dp}{dz} \cdot R^4 \cdot \frac{1 - \frac{8}{3} \frac{I_2}{I_1} + 2I_2 + \frac{2}{3} \frac{I_2 I_3}{I_1} - I_4 - 2 \frac{I_2 I_5}{I_1} + 2I_6}{8(\pi R^2 u_0 - Q_n)}. \quad (2.21)$$

Следовательно, основные реологические характеристики пены как бингамовского пластика, а именно, начальное напряжение сдвига τ_0 и пластическая вязкость $\mu_{\text{пл}}$, при течении в горизонтальной трубе-капилляре и несимметричном распределении локальных скоростей определяются по экспериментальным измерениям и значениям радиуса трубы R , скорости течения твердотельного ядра u_0 , градиента давления dp/dz и безразмерной величины $X_0(\theta)$ на основании формул (2.13) и (2.21) с учетом (2.11) и (2.19).

Поскольку при экспериментальном определении распределения скоростей в горизонтальных трубах инструментальное измерение величины скорости пристенного скольжения пены затруднительно, для нее получено поверочное соотношение при использовании формулы (2.10) с учетом осреднения (2.11):

$$u_w(\theta) = u_0 - \frac{dp}{dz} \cdot R^2 \cdot \frac{(1 - X_0^2) - 2\langle X_0 \rangle(1 - X_0) + X_0(X_0 - \langle X_0 \rangle) \ln X_0^2}{4\mu_{\text{пл}}}.$$

В случае прямой задачи при определении скорости $u(r)$, безразмерной величины ядра твердотельного течения $X_0(\theta)$ по заданным значениям расхода пены Q_n , начального напряжения сдвига τ_0 , пластической вязкости $\mu_{\text{пл}}$, скорости пристенного скольжения $u_w(\theta)$ уравнение (2.20) с учетом выражения для скорости u_0 , полученного из (2.7), рассматривается как интегральное уравнение для определения величины $X_0(\theta)$.

2.4. Экспериментальные исследования реологии пены

Теоретические модели реомеханики пены базируются на ряде упрощающих допущений ее морфологии, поэтому для описания реологии пены в реальных условиях необходимы экспериментальные исследования. Широкое распространение получили два основных метода реологических исследований: ротационной и капиллярной вискозиметрии [59]. Каждый из этих методов имеет свою область применения, свои достоинства и недостатки. Ротационная вискозиметрия является более чувствительным и точным методом, хорошо моделирует условия работы барабанных пеногасителей. Вместе с тем, неустойчивость пены во времени, непроточная схема устройства, сложность конструкции и обработки результатов измерений накладывают ограничения на использование ротационных

вискозиметров для реологических исследований пенной структуры. Метод капиллярной вискозиметрии хорошо моделирует условия работы непрерывно действующих пеногасителей фильтрационного, центробежно-тарельчатого и гидромеханического типов, он достаточно прост по конструкции, а его невысокая точность компенсируется несложной методикой обработки результатов измерений.

Основной задачей реологических исследований является установление связи между напряжением и скоростью сдвига. Существует два основных метода изучения такой связи:

1) непосредственное измерение величины напряжения сдвига путем приложения однородного сдвига к испытываемой среде в ротационных устройствах в виде соосных цилиндров или конуса и пластины;

2) установление зависимости между напряжением и скоростью сдвига косвенным способом по измерениям перепада давления и соответствующего расхода среды в трубопроводе или капиллярной трубке.

Для структурированных сред в пристенном слое скорость сдвига не является функцией только напряжения сдвига, что вызвано наличием эффекта проскальзывания на стенке, и среда в пристенном слое имеет меньшую вязкость. Это обстоятельство необходимо либо учитывать при обработке результатов измерений [58, 59], либо исключать эффект конструктивным исполнением рабочих элементов вискозиметров.

Ротационные вискозиметры. Принцип действия вискозиметров этого типа основан на изменении крутящего момента неподвижного цилиндра (конуса) от числа оборотов вращающегося цилиндра (пластины). Цилиндрический ротационный вискозиметр [52], предназначенный для изучения явления скольжения у стенки, представлен на рис. 2.7.

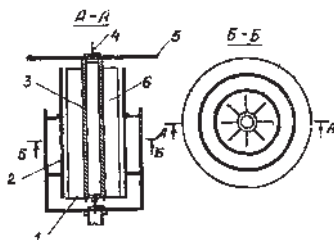


Рис. 2.7. Схема ротационного цилиндрического вискозиметра

Конструкция этого вискозиметра предусматривает наличие лопастей (ребер) 6 на внутреннем цилиндре 3, чтобы предотвратить на нем скольжение пенной структуры, которое может возникнуть только на гладкой стенке наружного цилиндра 2. Внутренний цилиндр монтируется на калиброванной торсионной проволоке 4 со шкалой 5 для измерения

угла закручивания. С помощью кольцевой пластины I в нижнем конце внутреннего цилиндра предотвращается вытекание пены из кольцевого зазора между цилиндрами. Внутренний цилиндр имеет возможность подниматься вертикально вверх из наружного цилиндра для заполнения испытываемой средой. Наружный цилиндр приводится во вращение с переменной скоростью до $29,2 \cdot \text{мин}^{-1}$.

Изменение напряжения трения в радиальном направлении $\tau(r)$ связано с крутящим моментом $G_{\text{кр}}$ [45]:

$$\tau(r) = \frac{G_{\text{кр}}}{2\pi r^2},$$

а скорость сдвига $\dot{\gamma}$ зависит от угловой скорости ω вращения цилиндра (пластины):

$$\dot{\gamma} = r \frac{d\omega}{dr}.$$

При отсутствии скольжения среды вблизи твердой поверхности распределение скоростей по радиусу вискозиметра с подвижным внешним цилиндром имеет вид:

$$\frac{u(r)}{r} = \int_{r_1}^r f \left(\frac{G_{\text{кр}}}{2\pi r^2} \right) \frac{dr}{r},$$

а связь между ω и r определяется по зависимости

$$\omega = \int_{\tau_1}^{\tau_2} \frac{f(\tau) d\tau}{2\tau}.$$

Отсутствие скольжения на стенках вискозиметров ротационного типа достигается при использовании конусно-пластинчатого вискозиметра (рис. 2.8), который состоит из конуса 3 с углом конусности 10° , пластины круговой формы I диаметром $30,5$ см с расположенным по периметру бортом 5 для предотвращения радиального вытекания среды из рабочей зоны [52].

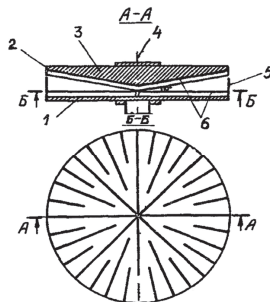


Рис. 2.8. Схема ротационного конусно-пластинчатого вискозиметра

Конус и пластина имеют радиально расположенные лопасти 6 высотой 6,35 мм для предотвращения эффекта скольжения среды вблизи твердых поверхностей и обеспечения чисто сдвиговой деформации испытываемой среды. Для наполнения рабочей зоны пеной пластина имеет возможность вертикального перемещения. Конус поддерживается калиброванной торсионной проволокой 4 и оснащен шкалой 2 для измерения угла закручивания в пределах до $0,5^\circ$. Круглая пластина приводится во вращение со скоростью от 0,004 до $29,2 \text{ мин}^{-1}$.

Для конусно-пластинчатого вискозиметра установлено, что испытываемая среда подвергается однородному сдвигу во всем объеме, если угол между конусом и пластиной ψ сравнительно мал (не больше $0,5^\circ$) и средняя ширина щели невелика (меньше 0,5 мм) [44]. В этом случае можно считать концевые эффекты незначительными.

Скорость сдвига в конусно-пластинчатом вискозиметре определяется выражением

$$\dot{\gamma}(r) = \frac{\omega r}{r \operatorname{tg} \psi} = \frac{\omega}{\operatorname{tg} \psi}.$$

Поскольку крутящий момент при постоянных $\dot{\gamma}$ и τ определяется как

$$G_{\text{кр}} = 2 \pi \tau \int_0^R r^2 dr,$$

то напряжение сдвига равно

$$\tau = \frac{3 \sigma_{\text{кр}}}{2 \pi R^3}.$$

Следовательно, эффективная вязкость μ_e для этого типа вискозиметра может быть определена в виде

$$\mu_e = \frac{\frac{3 G_{\text{кр}}}{2 \pi R^3}}{\frac{\omega}{\operatorname{tg} \psi}}.$$

При изучении бингамовских пластиков взаимосвязь между ω и $G_{\text{кр}}$ зависит от соотношения локальной величины напряжения сдвига τ и предела текучести τ_0 или соотношения между радиусом r_2 и r_0 , где r_0 находится из формулы

$$\tau_0 = \frac{G_{\text{кр}}}{2 \pi r_0^2}$$

Если $r_2 > r_0$, т.е. часть изучаемой среды около внешнего цилиндра не подвергается сдвигу, то

$$\omega = \frac{G_{\text{кр}}}{4\pi\mu_{\text{пл}}r_1^2} - \frac{\tau_0}{2\mu_{\text{пл}}} \left[1 + \ln \left(\frac{G_{\text{кр}}}{2\pi r_1^2 \tau_0} \right) \right].$$

Если $r_2 < r_0$, т.е. вся среда подвергается сдвигу, то

$$\omega = \frac{G_{\text{кр}}}{4\pi\mu_{\text{пл}}} \left(\frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_2^2} \right) - \frac{\tau_0}{\mu_{\text{пл}}} \ln \frac{r_2}{r_1}.$$

Когда $r_2 = r_0$, среда подвергается сдвигу во всем объеме и тогда

$$\omega = \frac{\tau_0}{\mu_{\text{пл}}} \left(\frac{r_2^2}{2r_1^2} - \frac{1}{2} - \ln \frac{r_2}{r_1} \right).$$

В случае, если газожидкостная среда описывается степенным реологическим законом [45], угловая скорость вращения равна

$$\omega = \frac{n}{2k^{1/n}} \left(\frac{G_{\text{кр}}}{2\pi} \right)^{1/n} \left[\left(\frac{1}{r_1^2} \right)^{1/n} - \left(\frac{1}{r_2^2} \right)^{1/n} \right]$$

Связь ω и $\dot{\gamma}$ дается выражением

$$\dot{\gamma} = \frac{2\omega}{nr^{2/n} \left[\left(\frac{1}{r_1} \right)^{2/n} - \left(\frac{1}{r_2} \right)^{2/n} \right]}.$$

Эффективную вязкость псевдопластичной среды при ротационной вискозиметрии можно определить по формуле

$$\mu_s(r) = \frac{G_{\text{кр}} \left(\frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_2^2} \right) n \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^{2/n} \right] \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^{2/n-2}}{4\pi\omega \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right]}.$$

Скорость скольжения в цилиндрическом ротационном вискозиметре при соотношении $\frac{r_2}{r_1} < 1,2$ определяется с использованием выражения для скорости сдвига на поверхности

сти внешнего подвижного цилиндра:

$$\frac{4\pi\omega a^2}{a^2-1} \left[1 + k_1 \left(\frac{1}{s} - 1 \right) + k_2 \left(\frac{1}{s} - 1 \right)^2 \right].$$

Постоянные вискозиметра рассчитываются из соотношений

$$a = \frac{r_2}{r_1}; \quad k_1 = \frac{a^2-1}{2a^2} \left(1 + \frac{2}{3} \ln a \right); \quad k_2 = \frac{a^2-1}{6a^2} \ln a,$$

где s - тангенс угла наклона зависимости $G_{кр} = f(\omega)$ в логарифмических координатах при определенной величине ω .

Качественное изучение структурно-механических свойств газожидкостных смесей показало [60], что пенные структуры в зависимости от концентрации пенообразователя и кратности обладают упруго-пластично-вязким поведением с ярко выраженным пределом текучести с постепенным переходом упругих деформаций к вязкому течению, а также могут характеризоваться хрупким разрывом с полным разрушением системы в месте разрыва, наступающим после достижения предельного напряжения сдвига. При этом установлена симбатная зависимость прочности и кратности смеси от концентрации пенообразователя, а также то обстоятельство, что эффективная вязкость системы снижается с увеличением градиента сдвига в ротационном вискозиметре и стремится к постоянному значению, что указывает на приближение к ньютоновскому характеру течения.

Сложный реологический характер поведения кондитерских пен обнаружен [61] при исследовании их структурно-механических свойств на ротационном вискозиметре, где было установлено существование трех критических напряжений сдвига: $\tau_0(\min)$ - первый или минимальный предел текучести, соответствующий началу течения; τ_0 - предел текучести по Бингаму, соответствующий отрезку, отсекаемому продолжением прямолинейного участка кривой течения; $\tau_0(\max)$ - максимальный предел текучести, соответствующий значению прилагаемой нагрузки, при котором кривая течения переходит в прямую, что свидетельствует о полном разрушении структура.

Более сложное реологическое поведение пенной структура было установлено Х.Дж.Венцелем и др. [52] при исследовании вязкостных свойств газожидкостной смеси с кратностью $K = 39...508$ и размерами газовых пузырьков $d_n = 0,5...9$ мм в лопастном коническом и цилиндрическом ротационном вискозиметре. Результаты этих исследований показали, что пена обладает пределом текучести τ_0 и в реологическом отношении подчиняется закону Балкли - Гершеля (рис. 2.9), при этом τ_0 является обратной функцией диаметра пузырьков d_n , а эффективная вязкость μ_e , принимаемая как тангенс угла наклона реологической кривой в любой ее точке $\frac{d\tau}{d\dot{\gamma}} = n k \dot{\gamma}^{n-1}$, уменьшается с увеличением скорости сдвига $\dot{\gamma}$ и форма кривой течения $\tau = f(\dot{\gamma})$ не зависит от кратности и диаметра пузырьков структуры.

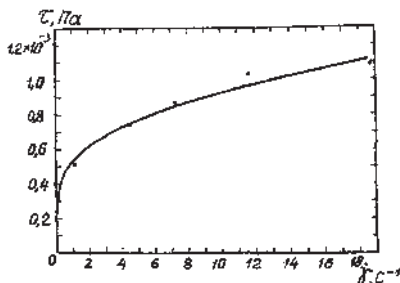


Рис. 2.9. Кривая течения пенной структуры в конусно-пластинчатом ротационном вискозиметре. Диаметр структурных ячеек $d_n = 4 \cdot 10^{-3}$ м; кратность структуры $K = 155$

Кроме того, отмечен эффект скольжения пены по гладкой поверхности наружного цилиндра ротационного вискозиметра. Эффект скольжения не зависит от структурных параметров среды, при этом толщина пристенного слоя скольжения δ_R имеет тот же порядок, что и толщина пленок пены, и является степенной функцией скорости скольжения пленки.

Капиллярные вискозиметры. Для определения реологических характеристик в капиллярных вискозиметрах необходимо производить одновременное измерение объемной скорости течения Q в сечениях трубки и соответствующего продольного перепада давлений Δp на заданной длине L .

Экспериментальное исследование течения мелкодисперсной водной структуры через стеклянные трубки различных диаметров показало, что в интервале объемных газосодержаний пены от 0,7 до 0,96 пенная структура ведет себя как псевдопластическая жидкость [51]. Здесь же было установлено два режима течения (рис. 2.10). В первом режиме течения при малых скоростях сдвига $n \approx 1$ пена ведет себя подобно ньютоновской жидкости с параболическим распределением скоростей по радиусу трубы. При больших скоростях сдвига во втором режиме течения показатель $n < 1$ и пенная структура ведет себя как псевдопластическая среда, при этом значения n изменяются в пределах от 0,316 до 0,561.

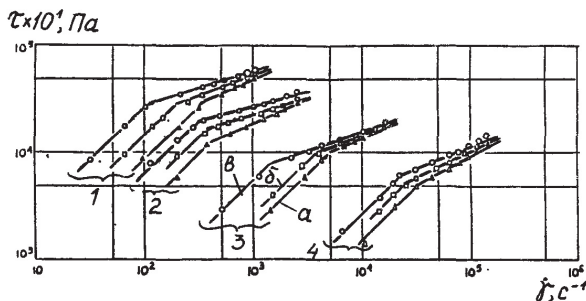


Рис. 2.10. Зависимость касательного напряжения τ от скорости сдвига $\dot{\gamma}$ при течении пенной структуры в капиллярных трубках с радиусом $R \cdot 10^3$ м: 1 - 1,5; 2 - 1,0; 3 - 0,5; 4 - 0,25. Газосодержание среды Φ_n : а - 0,75; б - 0,85; в - 0,93.

Подтверждение бингамовского характера течения при движении пенной структуры в круглой трубе диаметром 20 мм получено в экспериментальном исследовании [53], где изучалось распределение скоростных напоров по радиусу трубопровода (рис. 2.11) и влияние дисперсности водных пен на величину потерь напора при их движении в круглой трубе [54].

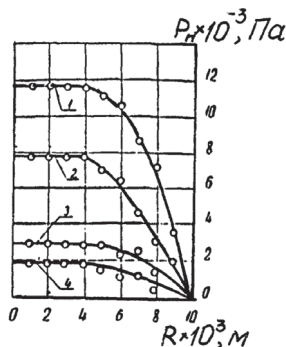


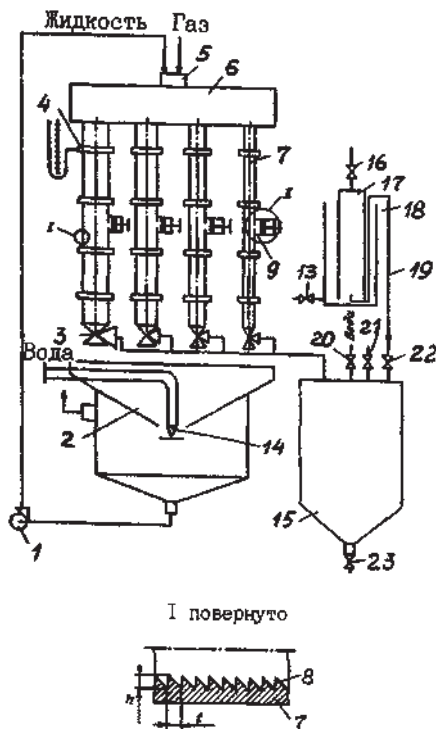
Рис. 2.11. Профили скоростного напора p_n газожидкостной смеси по радиусу трубы R . Расход ($\text{м}^3/\text{с}$) и удельный вес смеси ($\text{Н}/\text{м}^3$): 1 - 0,004 и 350; 2 - 0,033 и 310; 3 - 0,002 и 560; 4 - 0,0021 и 300.

Установлено, что при одинаковой кратности и объемной скорости потери напора выше для более мелкодисперсных пен. Соответственно мелкодисперсные структуры обладают более высокими значениями предельного напряжения сдвига τ_0 и пластической вязкости $\mu_{пл}$.

Эффективную скорость скольжения на стенке $s(\tau)$ можно найти из экспериментов при течении структурированной среды в ряде гладких трубок с различными радиусами R с использованием обобщенного уравнения течения [45, 62]:

$$\frac{Q_n}{\pi R^3 \tau_w} = \frac{s(\tau_w)}{\tau_w R} + \frac{1}{\tau_w^4} \int_0^{\tau_w} \tau^2 f(\tau) d\tau.$$

Комплексные реологические исследования методом капиллярной вискозиметрии были проведены в работе [63] на специальной экспериментальной установке (рис. 2.12), включающей несколько измерительных капилляров-трубопроводов различного внутреннего диаметра и одинаковой длины, подсоединенных к пеногенератору через коллектор, где изучалось реологическое поведение пены в зависимости от ее кратности и дисперсного состава газовых пузырьков.



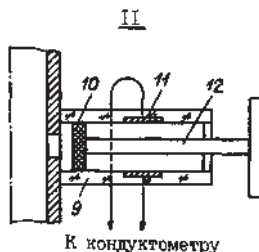


Рис. 2.12. Установка для исследования реологических свойств газожидкостных систем (пояснения в тексте)

Установка состоит из коллектора 6 с присоединенными измерительными трубками 7 одинаковой длины с различными внутренними диаметрами, при этом их внутренние поверхности имеют поперечные ребра 8 с шагом t и глубиной h , соизмеримыми с максимальным размером структурных ячеек.

К входу коллектора подсоединен пеногенератор 5, а к измерительным трубкам - датчики 4 для измерения перепада давлений и измерительные ячейки 9 для определения характеристик структуры газожидкостной среды с вмонтированными заподлицо в стенки электродами 11. Для отбора среды из измерительных трубок предусмотрен поршень 10 с тягой 12. На выходе измерительных трубок установлены трехходовые краны 3, один ход которых соединяет трубки с пеногасителем 2 для разрушения газожидкостной структуры струей сжатого воздуха из сопла 14, а другой ход - с приемным баком 15, на крыше которого установлен кран 20 подачи воды, кран 21 для соединения с атмосферой, кран 22 на воздушной линии, а снизу бака - кран 23 для слива воды. Приемный бак соединен воздушной линией 19 с измерительным баком 17, установленным открытым снизу сечением во вспомогательный бак 18. Измерительный и вспомогательный баки снабжены кранами 13 и 16. Насос 1 используется для возвращения жидкости из пеногасителя в пеногенератор.

Принцип работы устройства основан на том, что при одном и том же продольном градиенте давления параметры реологически сложной среды на внутренней поверхности измерительных трубок меньшего диаметра идентичны параметрам в цилиндрическом слое того же диаметра в трубке большого сечения. Постоянство продольного градиента давления во всех измерительных трубках обеспечивается наличием общего коллектора и одинаковой длиной всех трубок. Отсутствие скольжения у стенок трубок достигается наличием поперечных ребер на внутренних поверхностях измерительных трубок.

Это устройство позволяет, проделав измерения на нескольких трубках одновременно в едином цикле, получить распределение скоростей, газосодержания (кратности) и дисперсности газожидкостных структурированных систем по сечению потока.

Основополагающим соотношением при проведении реологических исследований в капиллярных вискозиметрах без учета пристенного скольжения является расходное уравнение [44]

$$\frac{Q_n}{\pi R^3} = \frac{1}{\tau_w^3} \int_0^{\tau_w} \tau^2 f(\tau) d\tau. \quad (2.22)$$

Для бингамовского пластика это уравнение имеет вид

$$\frac{Q_n}{\pi R^3} = \frac{1}{\mu_{пл} \tau_w^3} \int_{\tau_0}^{\tau_w} \tau^2 (\tau - \tau_0) d\tau$$

или после решения и учета баланса сил на стенке трубки $\tau_w = \frac{\Delta p R}{2L}$:

$$Q_n = \frac{\pi R^4 \Delta p}{8 \mu_{пл} L} \geq \left[1 - \frac{4}{3} \cdot \frac{2 \tau_0 L}{\Delta p R} + \frac{1}{3} \left(\frac{2 \tau_0 L}{\Delta p R} \right)^4 \right].$$

Исходя из соотношения (2.22), для степенного реологического закона уравнение расхода определяется как

$$\frac{Q_n}{\pi R^3} = \frac{1}{k^{1/n} \tau_w^3} \int_0^{\tau_w} \tau^{1/n+2} d\tau,$$

которое после решения и преобразований принимает вид

$$Q_l = \frac{n \pi R^3}{3n+1} \left(\frac{\Delta p R}{k 2L} \right)^{1/n}.$$

Обработка результатов измерений проводилась с использованием универсального для всех реологических сред метода Рабиновича-Вейссенберга-Муни [44, 59, 64] при условии стационарности реологических параметров во времени:

$$-\gamma_c = 3 \frac{Q_n}{\pi R^3} + \frac{\Delta p R}{2L} \cdot \frac{d \left(\frac{Q_n}{\pi R^3} \right)}{d \left(\frac{\Delta p R}{2L} \right)},$$

где Δp - перепад давления на измерительном участке длиной L , Па.

Полученные результаты измерений в виде кривых течения пены различной дисперсности представлены на рис. 2.13, из которого видно, что пену с большой степенью вероятности можно отнести к вязкопластичной (бингамовской) жидкости, характеризующейся

предельным или начальным напряжением сдвига τ_0 и пластической (бингамовской) вязкостью $\mu_{пл}$:

$$\tau = \tau_0 + \mu_{пл} \frac{du}{dr}.$$

Анализ кривых течения пены показывает, что дисперсность пены существенно влияет на ее реологическое поведение, а именно, с уменьшением размера газовых пузырьков напряжение сдвига в пене возрастает.

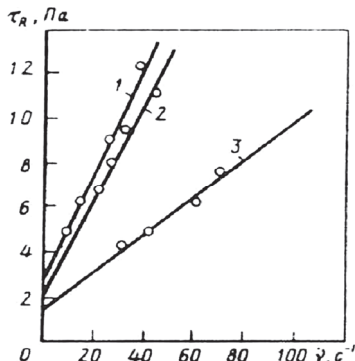


Рис. 2.13. Кривые течения пены: τ_R (Па), $\dot{\gamma}$ (с⁻¹). Кратность пены $K = 36$, дисперсность пены d_n (м): 1 - $3,5 \cdot 10^{-4}$, 2 - $5 \cdot 10^{-4}$, 3 - $7 \cdot 10^{-4}$

Значения величины начального напряжения сдвига ориентировочно можно определить графическим путем из рис. 2.13 при продолжении кривых течения до пересечения с осью ординат, т.е. до значения градиента сдвига $\dot{\gamma}_c = 0$. Для более точных измерений начального напряжения сдвига были проведены дополнительные эксперименты.

Исследование зависимости начального напряжения сдвига пены от физико-химических свойств раствора ПАВ и объемно-структурных параметров пены проводилось в работе [63] на отдельном узле экспериментальной установки, включающем три горизонтально расположенных измерительных патрубка, при этом один патрубок был выполнен гладким, а на внутренней поверхности двух других патрубков была выполнена резьба.

Расчет значения предельного напряжения сдвига пены проводился по формуле

$$\tau_0 = \frac{\Delta p}{2L} R,$$

где Δp - перепад давления, соответствующий началу сдвига пены в измерительном патрубке, Па.

На рис. 2.14, а - в представлены экспериментальные зависимости начального напряжения сдвига τ_0 от варьируемых параметров: кратности пены K , размера газовых пузырьков d_n , динамической вязкости пенообразующего раствора μ_p .

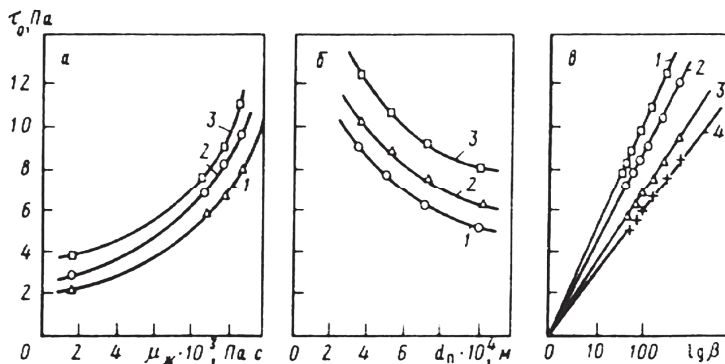


Рис. 2.14. Зависимость начального напряжения сдвига τ_0 (Па) от: а) - коэффициента вязкости μ_p (Па·с) исходного раствора при $d_n = 5 \cdot 10^{-4}$ м, кратность пены K : 1 – 100, 2 – 200, 3 – 300; б) - среднего диаметра d_n (м) пузырьков при вязкости раствора $\mu_p = 1,47 \cdot 10^{-3}$ Па·с, кратность пены K : 1 – 86, 2 – 100, 3 – 322; в) - кратности пены K при вязкости раствора $\mu_p = 1,47 \cdot 10^{-3}$ Па·с, дисперсность пены d_n (м): 1 – $3,5 \cdot 10^{-4}$, 2 – $5 \cdot 10^{-4}$, 3 – $7 \cdot 10^{-4}$, 4 – $1 \cdot 10^{-3}$

Качественный анализ этих зависимостей показывает, что начальное напряжение сдвига пены возрастает с увеличением ее кратности а также вязкости раствора и уменьшается с ростом размеров пузырьков пены, что согласуется с физическими представлениями о природе пены и данными других исследований реологии пены. Достоверность полученных экспериментальных результатов подтверждается тем, что при экстраполяции прямых зависимости $\tau_0 = f(\lg K)$ они проходят через начало координат, где для монолитной жидкости $\tau_0 = 0$ при $K = 1$. Это также подтверждается тем, что полученные из кривых течения (рис. 2.13) значения начального напряжения сдвига совпадают с экспериментальными значениями τ_0 для данной пены с ошибкой, не превышающей 10 %.

При обработке полученных опытных данных с использованием теории размерностей [65] составлены два определяющих критерия:

$$Su = \frac{\sigma \rho_{ж} d_n}{\mu_{ж}^2} - \text{критерий Суретмена,}$$

$$Ga = \frac{\rho_{ж} g d_n^3}{\mu_{ж}^2} - \text{критерий Галилея.}$$

Для определяемой безразмерной величины, характеризующей начальное напряжение сдвига τ_0 , составлен комплекс:

$$He = \frac{\tau_0 \rho_{\text{ж}} d_{\text{n}}^2}{\mu_{\text{ж}}^2} - \text{критерий Хедстрёма},$$

который, наряду с критериями Суретмена и Галилея, также является функцией безразмерной кратности пены, рассматриваемой как симплекс $K = V_{\text{n}} / V_{\text{ж}}$.

В результате графо-аналитической обработки получена критериальная зависимость значений τ_0 :

$$He = 0,61 K^{0,18} Su^{0,5} Ga^{0,35}$$

или эмпирическая зависимость в явном виде

$$\tau_0 = 0,61 K^{0,18} \sigma^{0,5} \rho_{\text{ж}}^{0,2} \mu_{\text{ж}}^{0,3} d_{\text{n}}^{-0,45},$$

обобщающая опытные данные с погрешностью, не превышающей + 6 %.

Эти исследования показали, что пластическая (бингамовская) вязкость $\mu_{\text{пл}}$ также зависит от тех же характеристик раствора и параметров пены, и эта связь определяется критериальным уравнением

$$\frac{\mu_{\text{пл}}}{\mu_{\text{п}}} = 8,78 \cdot 10^{-5} \cdot K \frac{Su^2}{Ga}$$

или в явном виде

$$\mu_{\text{пл}} = 8,78 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{K \sigma^2}{\mu_{\text{ж}} g d_{\text{n}}}.$$

Глава 3. Гидродинамика и гидромеханика пены

3.1. Конвективный синерезис в потоке пены

Для адекватного описания гидродинамического и реомеханического поведения таких газожидкостных систем, как структурированная пена, кроме обычных гидродинамических характеристик, связывающих потери давления, скорость течения и вязкость, необходимо еще учитывать структурную неустойчивость, связанную с синерезисом (вытеканием) жидкой фазы из пены. Течение газожидкостной пенной системы в каналах и трубопроводах сопровождается необратимыми изменениями ее структуры вследствие синерезиса, в частности, увеличения ее кратности и изменения ее дисперсного состава. При определенных условиях течения происходит ослабление структурно-механических свойств пены, что приводит к ее редисперсии, к потере ее структурно-механической устойчивости и изменению ее реологических свойств.

При переходе от локального значения скорости синерезиса к ее пространственному распределению, по аналогии с уравнением диффузии и теплопроводности В.Кротов сформулировал [13] обобщенный вид уравнения синерезиса неподвижной пены:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \operatorname{div} [S(v) \cdot \operatorname{grad} v] - \rho (\bar{g} \cdot \operatorname{grad} H) - \rho H \cdot \operatorname{div} \bar{g}, \quad (3.1)$$

где функция $S(v) = \frac{\sigma H dr_k}{r_k^2 dv} > 0$.

Для однородного гравитационного поля, когда влагосодержание v зависит только от времени t и вертикальной координаты z , уравнение (3.1) принимает вид

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left[S(v) \frac{\partial v}{\partial z} \right] - \rho g \frac{dH}{dv}(v) \cdot \frac{dv}{dz}. \quad (3.2)$$

Для канального варианта величины H и S имеют вид

$$H = 3,3 \cdot 10^{-3} \frac{r_n^2 v^2}{\mu_{ж}} = \alpha_H v^2;$$

$$S = 9,5 \cdot 10^{-4} \frac{\sigma r_n \sqrt{v}}{\mu_{ж}} = \beta_s \sqrt{v},$$

с учетом чего уравнение (3.2) преобразуется к виду

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \beta_s \sqrt{v} \cdot \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} + \frac{\beta_s}{2\sqrt{v}} \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 - 2\rho g \alpha_H v \frac{\partial v}{\partial z}.$$

В центробежном поле $\bar{g} = \omega^2 \vec{r}$, $\operatorname{div} \bar{g} = 2\omega^2$ и при условии отсутствия влияния кориолисова ускорения для течений в полиэдрической структуре пены получено [14] уравнение синерезиса:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left[r S(v) \frac{\partial v}{\partial r} \right] - \rho \omega^2 r \frac{dH}{dv}(v) \frac{\partial v}{\partial r} - 2\rho \omega^2 H(v).$$

Влияние синерезиса при сравнительно медленных течениях пены на ее свойства и гидродинамику определяется на основе уравнения неразрывности дисперсионной (жидкой) фазы:

$$\operatorname{div} \left(\vec{u} \cdot \frac{1}{K} \right) = -\operatorname{div}(\vec{v}_c),$$

Скорость синерезиса v_c существенным образом зависит от структуры пены (формы пенных ячеек, способа их упаковки) и объемного соотношения фаз. Во многих случаях скорость гравитационного синерезиса может быть определена с использованием полиэдрической модели структуры пены:

$$v_c = \alpha_n \rho_{ж} g \cdot \frac{1}{K^2}, \quad (3.3)$$

где параметр $\alpha_n = 3,3 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{d_n^2}{4\mu_{ж}}$.

Кинетика гравитационного синерезиса в потоке пены зависит от положения трубопровода в пространстве. Так, в вертикальном потоке пены кроме градиента гравитационного поля возникает продольный градиент капиллярного давления вследствие неоднородности объемной плотности пены [5], пропорциональный величине $v^{1/2} = 1/K^{1/2}$.

В этом случае скорость синерезиса v_n определяется выражением

$$v_c = -S_i \operatorname{grad} v + H_i \rho_{ж} g, \quad (3.4)$$

где S_i - коэффициент синерезиса; $v = 1/K$ - объемная плотность (влагосодержание) пены; H_i - коэффициент гидропроводности пены.

При наличии поля скоростей потока пены в уравнении синерезиса (3.2) учитывается кинематическое слагаемой $u_n v$ [5, 66]:

$$\frac{\partial}{\partial z} \left[S(v) \frac{\partial v}{\partial z} \right] + \left[\rho g \frac{dH}{dv}(v) - u_n \right] \frac{\partial v}{\partial z} = 0. \quad (3.5)$$

или в терминах кратности пены

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(u_n \frac{1}{K} \right) = -\frac{\partial}{\partial z} \left(\alpha_n \rho_{ж} g \frac{1}{K^2} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left[\beta_s \frac{1}{K^{1/2}} \cdot \frac{\partial \left(\frac{1}{K} \right)}{\partial z} \right], \quad (3.6)$$

где параметр $\beta_s = 9,5 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{\sigma d_n}{2\mu_{ж}}$.

В уравнениях (3.5) и (3.6) принято начало координат $z = 0$ на границе контакта пены с пенообразующим раствором.

Решение уравнения (3.6) получено [5] для варианта гидропроводности преимущественно в каналах Плато-Гиббса с неподвижными поверхностными слоями и равновесием между каналами и пленками пены в виде соотношения:

$$K = \frac{\alpha_H \rho_{\text{ж}} g}{u_n} \cdot \text{cth}^{-2} \left(\frac{z}{2\beta_S} \sqrt{\alpha_H \rho_{\text{ж}} g u_n} \right).$$

Для горизонтального цилиндрического трубопровода уравнение неразрывности в дифференциальной форме при допущении незначительного изменения кратности по поперечному сечению трубы имеет вид:

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(r u_n \cdot \frac{1}{K} \right) = - \frac{\partial}{\partial r} (r v_c). \quad (3.7)$$

Интегрирование (3.7) по радиусу трубы с учетом выражения для скорости синерезиса в форме (3.3) и постоянства расхода пены Q_n и ее газовой фазы Q_r и того, а также того, что $Q_n = \int_0^R 2\pi u_n r dr$, дает уравнение связи между кратностью в потоке пены и длиной горизонтального трубопровода:

$$K - K_0 = \frac{2\pi R}{Q_n} \cdot \alpha_H \rho_{\text{ж}} g (z - z_0).$$

Аналогично решению В.Кротова [5] для полиэдрической пены произведена [67] оценка конвективного синерезиса в движущемся потоке по структурной модели Штейнера-Ханкелера-Хартланда [20]. Для этого случая в уравнении синерезиса (3.5) коэффициент гидропроводности H_n и коэффициент синерезиса S_n в терминах влагосодержания v определяются в виде

$$H_n = \alpha_H [v(1-v)]^2; \quad S_n = \beta_S v^{2/3} (1-v)^2.$$

где $\alpha_H = 8,62 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{d_n^2}{\mu_{\text{ж}}}$; $\beta_S = 4,83 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{d_n \sigma}{\mu_{\text{ж}}}$.

При отсутствии орошения на верхней границе вертикального столба пены после первого интегрирования уравнения (3.5) получено

$$u_n v = -\alpha_H \rho_{\text{ж}} g v^2 (1-v)^2 + \beta_S v^{2/3} (1-v)^2 \frac{dv}{dz}. \quad (3.8)$$

Для решения уравнения (3.8) произведена замена переменной $Y = \sqrt{v}$, после чего оно преобразовано его к виду

$$dz = \frac{2\beta_s Y^2 (1 - Y^2) dY}{u_n + \alpha_H \rho_{ж} g Y^2 (1 - Y^2)^2}.$$

Поскольку величина $Y^6 \ll Y^4$ и величина $2Y^4 \ll Y^2$ (то есть $v^3 \ll v^2$ и $2v^2 \ll v$; например, при $v = 0,01$ значение $v^3 = 10^{-6}$, а величина $2v^2 = 2 \cdot 10^{-4}$), можно упростить последнее соотношение:

$$dz = 2\beta_s \frac{Y^2 dY}{u_n + \alpha_H \rho_{ж} g Y^2}. \quad (3.9)$$

Решение уравнения (3.9) с учетом значения табличного интеграла из [68] имеет вид

$$z = 2\beta_s \frac{Y - b \operatorname{arctg} \frac{Y}{\sqrt{b}}}{\alpha_H \rho_{ж} g} + C_2, \quad (3.10)$$

где параметр $b = \frac{u_n}{\alpha_H \rho_{ж} g}$.

Постоянная интегрирования C_2 в уравнении (3.10) находится из условия на нижней границе $z = 0$, где $v = 0,25$, и условия полиэдричности пены

$$\sqrt{\frac{\alpha_H \rho_{ж} g}{4u_n}} \gg 1,$$

из чего следует $C_2 = 0$.

Уравнение (3.10) преобразовано с учетом связи $Y = \sqrt{v}$ к виду

$$\operatorname{arctg} \sqrt{\frac{v}{b}} = \frac{\sqrt{v}}{b} - \frac{\alpha_H \rho_{ж} g}{2\beta_s b} \cdot z,$$

откуда получено распределение влагосодержания полиэдрической пены по высоте вертикального трубопровода

$$v = b \left(\operatorname{tg} \frac{\sqrt{v}}{b} - \frac{\alpha_H \rho_{ж} g}{2\beta_s b} \cdot z \right)^2. \quad (3.11)$$

Для горизонтального трубопровода круглого сечения уравнение синерезиса полиэдрической пены в соответствии с моделью Штейнера-Ханкелера-Хартланда [20] в предположении отсутствия градиента капиллярного давления по длине трубопровода имеет следующий вид

$$\frac{d}{dz}(r u_n v) = -\frac{d}{dr} \left[r \alpha_H \rho_{ж} g v^2 (1 - v)^2 \right]. \quad (3.12)$$

Интегрирование уравнения (3.12) по радиусу трубы в предположении незначительного изменения влагосодержания пены по ее радиусу с учетом уравнения расхода дает следующий результат

$$\frac{Q_n}{2\pi} \cdot \frac{dv}{dz} = -\alpha_H \rho_{жg} v^2 (1-v)^2. \quad (3.13)$$

Для удобства последующих операций уравнение (3.13) выражено в терминах кратности пены $K = 1/v$ и после разделения переменных оно проинтегрировано в пределах от начальных до текущих значений переменных

$$\left(\frac{K}{K-1} \right)^2 dK = -\frac{2\pi\alpha_H \rho_{жg}}{Q_n} \cdot dz. \quad (3.14)$$

Левая часть в уравнении (3.14) представляет собой табличный интеграл [68], с учетом чего окончательный результат интегрирования примет вид распределения кратности полиэдрической пены по длине горизонтальной трубы:

$$\left| (K-1) + 2 \frac{\ln(K-1)}{K-1} \right|_{K_0}^K = \frac{2\pi\alpha_H \rho_{жg}}{Q_n} (z - z_0)$$

или в терминах влагосодержания пены:

$$\left| \frac{1-v}{v} + \frac{2v}{1-v} \cdot \ln \frac{1-v}{v} \right|_{v_0}^v = \frac{2\pi\alpha_H \rho_{жg}}{Q_n} (z - z_0). \quad (3.15)$$

Уравнения (3.11) и (3.15) решаются методом последовательных приближений.

В работах [5, 66] предложены как аналитические, так и расчетные модели и методы для учета и оценки явлений капиллярной гидродинамики полиэдрической структуры пены и гидравлических характеристик течения пены по трубам при высоком газосодержании пены $\varphi_n \geq 0,98$, что соответствует значению кратности пены $K = \frac{1}{1-\varphi_n} \geq 50$ или ее объемной плотности (влагосодержанию) $v = (1 - \varphi_n) \leq 0,02$. Вместе с тем, в литературе отсутствуют данные о степени влияния синерезиса на гидродинамику при течении пены с ячеистой структурой при значениях влагосодержания $0,02 \leq v \leq 0,2$.

В работе [67] проведена оценка процесса синерезиса в потоке пены с ячеистой структурой в достаточно широком диапазоне значений кратности пены.

По аналогии с полиэдрической пеной [3] с учетом значений коэффициента гидропроводности для ячеистой пены [1]

$$H_{я} = 2,89 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{d_n^2 v^2}{\mu_{ж} (1-v)^2}$$

и коэффициента синерезиса

$$S_s = 1,55 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{d_n \sigma \sqrt{v}}{\mu_{ж} (1-v)^2},$$

первое интегрирование уравнения (3.5 1.39) дает следующий результат

$$-\alpha_H \rho_{ж} g \left(\frac{v}{1-v} \right)^2 + \beta_s \frac{\sqrt{v}}{(1-v)^2} \cdot \frac{dv}{dz} - u_n v + q_0 = 0, \quad (3.16)$$

где $\alpha_H = 2,89 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{d_n^2}{\mu_{ж}}$; $\beta_s = 1,55 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{d_n \sigma}{\mu_{ж}}$; константа $q_0 = 0$ при отсутствии орошения

верхней границы столба пены.

Связь влагосодержания ячеистой пены с высотой трубопровода получено из решения уравнения (3.16) путем замены переменной вида $Y = \sqrt{v}$:

$$\frac{dY}{u_n (1 - 2Y^2 + Y^4) + \alpha_H \rho_{ж} g Y^2} = \frac{dz}{2\beta_s}. \quad (3.17)$$

Поскольку величина $Y^4 \ll Y^2$ (т.е. $v^2 \ll v$; например, при $v < 0,25$ величина $v^2 \ll 0,0625$), формулу (3.17) упростили с учетом условия $\frac{dv}{dz} < 0$:

$$\frac{dY}{\frac{u_n}{2u_n + \alpha_H \rho_{ж} g} - Y^2} = (2u_n + \alpha_H \rho_{ж} g) \frac{dz}{\beta_s}. \quad (3.18)$$

Интегрирование уравнения (3.18) приводит к соотношению

$$\ln \frac{a + \sqrt{v}}{a - \sqrt{v}} = \sqrt{u_n (2u_n + \alpha_H \rho_{ж} g)} \frac{z}{\beta_s} + C_1, \quad (3.19)$$

где параметр $a = \sqrt{\frac{u_n}{2u_n + \alpha_H \rho_{ж} g}}$.

Постоянная интегрирования C_1 в уравнении (3.19) определена из краевого условия

$$v = 0,25 \text{ при } z = 0, \text{ т. е. } C_1 = \ln \frac{2a+1}{2a-1}.$$

С учетом этого из уравнения (3.19) получено распределение относительного влагосодержания по высоте вертикального потока ячеистой пены:

$$\frac{a + \sqrt{v}}{a - \sqrt{v}} = \exp \sqrt{u_n (2u_n + \alpha_H \rho_{ж} g)} \frac{z}{\beta_s} + \ln \frac{2a+1}{2a-1}. \quad (3.20)$$

Решение уравнения (3.20) относительно объемной плотности v или кратности пены $K = 1/v$ находится методом последовательных приближений.

Для горизонтального трубопровода цилиндрической формы уравнение неразрывности дисперсионной фазы пены при допущении о незначительном изменении ее влагосо-

держания по поперечному сечению трубы и отсутствию градиента капиллярного давления по координате z принято [67] в виде

$$\frac{d}{dz}(ru_n v) = -\frac{d}{dr}(rv_c). \quad (3.21)$$

Интегрирование уравнения (3.21) по радиусу трубы r учетом выражения (3.4) и того, что расход пены в трубопроводе равен

$$Q_n = \int_0^R 2\pi u_n r dr$$

дает следующий результат

$$\frac{Q_n}{2\pi} \cdot \frac{dv}{dz} = -\alpha_H \rho_{ж} g R \left(\frac{v}{1-v} \right)^2. \quad (3.22)$$

После разделения переменных в уравнении (3.22) и последующего интегрирования в пределах от начального влагосодержания v_0 при значении координаты $z = z_0$ до текущих значений параметров получено уравнение связи между влагосодержанием ячеистой пены и длиной горизонтального трубопровода:

$$\left| \frac{1}{v} + 2 \ln v - v \right|_{v_0}^v = 2\pi R \alpha_H \rho_{ж} g \frac{z - z_0}{Q_n},$$

которое также решается методом последовательных приближений.

В работе [2] для описания процесса истечения жидкости из пен в широком диапазоне газосодержаний φ_1 , был принят изотермический процесс относительного течения двух континуумов – жидкости и газовых пузырей, происходящей под действием гравитации в одномерном пространстве. В качестве характеристики взаимодействия пузырьков газа между собой введен параметр σ_* , под которым понимаются напряжения, возникающие по плоскостям контакта дисперсной фазы, но отнесенные к площади нормального сечения пенного слоя. Они названы «приведенными контактными напряжениями». При этом пенная система, в которой газовые пузыри имеют сферическую форму, названа пенной эмульсией, а система с более высоким газосодержанием – пеной

Также в работе [2] предложена формула для определения истинной скорости фильтрации (синерезиса), полученная при совместном решении уравнения импульса для жидкой фазы пены и уравнения Козени-Кармана:

$$v_\Phi = - \frac{\left(\rho_{ж} g + \frac{dp}{dz} \right) (1 - \varphi_n)^2}{k \mu_{ж} s^2 \varphi_n^2},$$

где $k = 4, 5$ - постоянная Козени-Кармана; s - удельная поверхность межфазного трения.

Для описания удельной силы межфазного взаимодействия f также использовалось уравнение фильтрации Козени-Кармана:

$$f = -\frac{k \mu_{ж} S \varphi_n}{1 - \varphi_n} \cdot u_0,$$

где u_0 - относительная скорость фаз.

Поскольку в пенах основная масса жидкости течет по каналам Плато-Гиббса, в работе [2] принято, что в межфазном трении участвует преимущественно поверхность этих каналов.

При переходе от плоской модели пузыря пены к объемной в работе [2] были получены соотношения, определяющие зависимость s и σ_* от газосодержания φ_n :

$$s = \frac{6}{d_s} \cdot \frac{\sqrt{\frac{\pi}{4}}}{\sqrt{1 - \frac{\pi}{4}}} \cdot \sqrt{\frac{1 - \varphi_n}{\varphi_n}},$$

$$\sigma_* = \frac{4\sigma}{d_s} \cdot \sqrt{\frac{4\varphi_n}{\pi}} \left(\sqrt{\frac{1 - \frac{\pi}{4}}{1 - \varphi_n}} - 1 \right),$$

где d_s - эквивалентный диаметр пузыря пены; σ - поверхностное натяжение пенообразующей жидкости.

Также здесь найдена зависимость для определения относительной скорости фаз:

$$u_0 = -\left(\rho_{ж} g + \frac{\partial p}{\partial x} \right) \frac{v_0^2}{k \mu_{ж} s^2},$$

где $v_0 = \frac{1 - \varphi_n}{\varphi_n}$ - объемное соотношение фаз.

Для описания системы с перемещающейся границей, отделяющей пену или эмульсию от жидкости, в работе [2] был осуществлен переход от неподвижной системы координат к координатам Лагранжа, связанным с движущимися газовыми пузырями.

При начальном газосодержании системы $\varphi_n < \frac{\pi}{4}$ (пенная эмульсия) скорость перемещения границы «жидкость-эмульсия» не изменяется во времени и определяется соотношением:

$$w_r = \frac{\rho_{ж} g v (1 - \varphi_n)^2}{k \mu_{ж} s^2}. \quad (3.23)$$

Для трехфазной флотационной пены сорбирующаяся на поверхности газового пузырька масса твердых частиц утяжеляет его, что приводит к изменению условной плотности дисперсной фазы:

$$\rho_{г.у} = \rho_{г.} + \frac{C_{ч}(1 - \varphi_n)}{\varphi_n},$$

где $C_{ч}$ - исходная концентрация массы твердых частиц, кг/м³.

Тогда уравнение (3.23) примет вид:

$$w_r = \frac{(\rho_{ж} - \rho_{г.у})g \cup (1 - \varphi_n)^2}{k \mu_{ж} s^2}.$$

Скорость w_a будет оставаться постоянной до тех пор, пока газосодержание по всей высоте пенного столба не станет $\varphi_l \geq \frac{\pi}{4}$.

Влияние синерезиса в устойчивых пенах исследовано [69] при течении пенной структуры по вертикальному стволу квадратного сечения. При стационарном движении пенного потока в основу описания полученных в этой работе результатов было положено равновесие между переносимым вверх со скоростью $\bar{u}_{ж}$ потоком жидкости:

$$Q_l = \bar{u}_{ж} S$$

и обратным стеканием жидкости под действием силы тяжести:

$$Q_2 = 2,56 \cdot 10^{-3} \rho_{ж} g d_k^2 r_n^3 (0,088 r_n + 1,008 \delta),$$

где S - площадь поперечного сечения ствола, м²; $d_k = 0,205 a_p$ - эквивалентный диаметр канала Плато-Гиббса; δ - толщина пленки ячейки пены.

Уменьшение толщины жидкостной пленки от δ_0 до δ происходит за время:

$$t = 2,571 \cdot \frac{\mu_{ж}}{\sigma} \left(\frac{\bar{u}_{ж} \mu_{ж}}{\rho_{ж} g} \right)^{0,25} \frac{a_p^{2,5}}{\delta}.$$

В работе [69] было также установлено, что газосодержание вертикального потока пены на расстоянии z ствола зависит от приведенной скорости газовой фазы пены $\bar{u}_r = u_r / \varphi_n$:

$$\varphi_n = 1 - \frac{6,56}{a_p} \left(\frac{\bar{u}_{ж} \mu_{ж}}{\rho_{ж} g} \right)^{0,5} - 1,78 \left(\frac{\bar{u}_{ж}}{\rho_{ж} g} \right)^{0,125} \left(\frac{\bar{u}_r}{\sigma z} \right)^{0,5} \mu_{ж}^{0,625} a_p^{0,25}.$$

3.2. Гидродинамические характеристики течения пены

Гидродинамика течения газожидкостной дисперсной системы с пенной структурой имеет свои особенности, обусловленные как гидродинамической, так и структурной неустойчивостью. Эти обстоятельства необходимо учитывать при расчете технологических

процессов и проектировании аппаратов, систем пенного пожаротушения, технологических коммуникаций, устройств для механического пеногашения, используя подходы, изложенные в последующих разделах.

При рассмотрении внешней задачи гидродинамики пены определяются такие характеристики течения как распределение скоростей в потоке пены, коэффициенты гидравлического сопротивления и гидравлические потери, определяемые перепадом давлений, с учетом реологических свойств пены.

Важное значение для определения гидродинамических характеристик реологически сложных газожидкостных систем имеют вопросы определения границ перехода от ламинарного к турбулентному гидродинамическому режиму течения. Этот переход может быть охарактеризован на основе энергии диссипации газожидкостных потоков [70]:

$$\varepsilon = \tau \frac{du}{dy} = u_*^2 \rho_{\text{ж}} \frac{du}{dy},$$

где du/dy - скорость сдвига; $u_* = \sqrt{\tau/\rho_{\text{ж}}}$ - динамическая скорость.

Для системы с неньютоновскими свойствами

$$u_*^2 = \left(\frac{\tau^{1+n}}{\rho_{\text{ж}} v_{\text{н}}} \right)^{1/n} = \left[\frac{u_*^{2(1+n)} \rho_{\text{ж}}^n}{v_{\text{н}}} \right]^{1/n},$$

где n - показатель неньютоновского течения; $v_{\text{н}}$ - кинематическая неньютоновская вязкость.

Для газожидкостных потоков в вертикальных трубах энергия диссипации ε_0 характеризуется суммой двух составляющих:

$$\varepsilon_0 = \varepsilon_{\text{см}} + \bar{\varepsilon}_{\text{отн}},$$

где величина $\varepsilon_{\text{см}}$ характеризует затраты мощности на трение:

$$\varepsilon_{\text{см}} = \frac{P_{\text{см}}}{V_{\text{сл}}} = \frac{(u_{\text{г}} + u_{\text{ж}}) \tau_{\text{w}} \pi D l}{\pi D l \delta} = \tau_{\text{w}} \frac{du}{dy_{\text{w}}} = \left(\frac{\tau_{\text{w}}^{1+n}}{\rho_{\text{ж}} v_{\text{н}}} \right)^{1/n},$$

а значение $\bar{\varepsilon}_{\text{отн}}$ учитывает потери мощности за счет относительного движения фаз:

$$\bar{\varepsilon}_{\text{отн}} = \frac{P_{\text{отн}}}{V_{\text{ж}}} = \frac{\rho_{\text{ж}} (1-\varphi) g l u_{\text{отн}} \varphi \pi D^2 / 4}{(1-\varphi) l \pi D^2 / 4} = \rho_{\text{ж}} g u_{\text{отн}} \varphi.$$

Здесь $P_{\text{см}}$ - затраты мощности на трение при движении смеси в трубе высотой l и диаметром D ; $V_{\text{сл}}$ - объем пристенного слоя; $\delta = (u_{\text{г}} + u_{\text{ж}}) \frac{du}{dy_{\text{w}}}$ - условная толщина пристенного слоя; $P_{\text{отн}}$ - потери мощности за счет относительного движения фаз со скоростью $u_{\text{отн}}$; $V_{\text{ж}}$ - объем жидкости в трубе; φ - истинное газосодержание потока.

В работе [70] принимается, что ламинарный режим ограничен значением критерия Рейнольдса:

$$Re \leq 2300 \cdot \frac{3n+1}{4n}$$

или величиной безразмерного расстояния

$$\eta_w = \left(\frac{\tau_w}{\rho_{ж}} \right)^{\frac{2-n}{2}} \frac{R^n}{v_n} \leq 70 \cdot \frac{3n+1}{4n}.$$

В ламинарном режиме значение средней истинной скорости потока с неньютоновскими свойствами определяется по формуле

$$\bar{u}_{ист} = \frac{n}{3n+1} \cdot \frac{\tau_w}{\rho_{ж} (u_*)_w} \cdot \eta_w^{1/n},$$

а динамическая скорость на стенке как для ламинарного, так и для турбулентного режима течения определяется с учетом диссипации энергии и стесненности проникновения турбулентных пульсаций в пристенный слой в соответствии с выражением

$$(u_*)_w = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho_{ж}}} \left[1 + \frac{C}{\left(\frac{\tau_w}{\rho_{ж}} \right)^{\frac{1+n}{n}}} \right]^{\frac{n}{2(1+n)}},$$

где $C = \chi^{\frac{2(1+n)}{2}} v_n^{1/n} g u_{отн} \Phi(1-\Phi)^2$; χ - коэффициент пропорциональности, определяемый экспериментально.

Турбулентный режим течения неньютоновской газожидкостной смеси может характеризоваться следующим значением безразмерного расстояния:

$$60 \leq \left[\left(\frac{\tau}{\rho_{ж}} \right)^{\frac{2-n}{2}} \frac{y^n}{v_n} \right]^{1/n} \leq 600,$$

а распределение скоростей – логарифмическим законом в виде степенной функции

$$u = A \cdot \frac{\tau}{\rho_{ж} u_*} \left[\frac{\left(\frac{\tau}{\rho_{ж}} \right)^{\frac{2-n}{n}} \cdot y^n}{v_n} \right]^{\frac{1}{m-n}},$$

где коэффициент A и показатель степени m зависят от n и могут быть определены графическим путем.

Для турбулентного потока средняя истинная скорость равна

$$\bar{u}_{\text{ист}} = B \cdot \frac{\tau}{\rho_{\text{ж}} u_*} \left[\frac{\left(\frac{\tau}{\rho_{\text{ж}}} \right)^{\frac{2-n}{2}} \cdot R^n}{V_{\text{II}}} \right]^{\frac{1}{m-n}},$$

где коэффициент $B = \frac{2m}{(1+m)(1+2m)} \cdot A$.

Переход ламинарного режима в турбулентный при течении среды, реология которой описывается степенным законом, определялся в работе [71] с помощью отношения кинетической энергии потока E к среднерасходному трению T :

$$\left(\frac{E}{T} \right)_* = \frac{15}{32} \cdot 10^3. \quad (3.24)$$

Для степенной двухфазной среды связь обобщенного числа Рейнольдса Re с эффективным числом Рейнольдса Re_* в ламинарном режиме определяется соотношением

$$Re = \frac{64}{15} \left(\frac{E}{T} \right) = Re_* \cdot \frac{6(3n+1)(4n+1)}{5(2n+1)(5n+3)}, \quad (3.25)$$

где $Re_* = \frac{\bar{u}(2R)\rho}{\mu_s}$; \bar{u} - средняя скорость; $\mu_s = \frac{k}{4} \left(\frac{3n+1}{n} \right)^n \left(\frac{u}{R} \right)^{n-1}$; k - аналог вязкости.

С учетом соотношений (3.24) и (3.25) определяется критическое эффективное число Рейнольдса

$$(Re_*)_* = \frac{5}{3} \cdot 10^3 \cdot \frac{(2n+1)(5n+3)}{(3n+1)(4n+1)},$$

а эффективный коэффициент гидравлического сопротивления представляется в виде

$$\lambda_s = \lambda_* \cdot \frac{6(3n+1)(4n+1)}{5(2n+1)(5n+3)},$$

где $\lambda = \frac{64}{Re}$ - обобщенный коэффициент гидравлического сопротивления степенной среды.

Критическое значение эффективного коэффициента гидравлического сопротивления с учетом (3.25) и того, что критическое значение обобщенного числа Рейнольдса $Re_* = 2000$, определяется по формуле

$$(\lambda_s)_* = 0,0384 \cdot \frac{(3n+1)(4n+1)}{(2n+1)(5n+3)}.$$

При использовании двухзонной модели турбулентности критические параметры потока и «сшивки» ламинарного и турбулентного профилей скорости происходит на границе вязкого подслоя:

$$\left(\frac{E}{T}\right)_* = \frac{1}{4} \left(\frac{u_* \delta}{v_n}\right)^2 = \frac{1}{4} \alpha^2,$$

где $\alpha = \frac{u_* \delta}{v_n} = 10,5 \dots 13,5$; u_* - динамическая скорость; δ - толщина вязкого подслоя.

В турбулентной зоне течения неньютоновской среды профиль скорости по аналогии с ньютоновской жидкостью можно описать логарифмической зависимостью, а коэффициент гидравлического сопротивления удовлетворительно определяется по формуле

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = \frac{1}{\sqrt{8}} \left(\frac{\bar{u}}{u_*}\right)^2.$$

Гидродинамические характеристики при течении низкократных пен исследованы в работе [72], где было установлено, что при объемном газосодержании $\varphi_n \leq 0,82$ пена течет без начального напряжения сдвига τ_0 и в потоке присутствуют области сдвигового ($\tau_1 > \tau_0$) и твердотельного ($\tau_2 \leq \tau_0$) течения. Связь касательных напряжений со скоростью сдвига в жидкостной пленке с учетом ее извилистости и влияния вязкости газа представлена в виде

$$\tau_1 = \mu_{ж} \cdot \frac{\Delta u_1}{\delta} \cdot k_1; \quad \tau_2 = \mu_{ж} \cdot \frac{\Delta u_2}{\delta} \cdot k_1,$$

где $\Delta u / \delta$ - градиент скорости в пленке жидкости толщиной δ ; $k_1 = 1,22$ - коэффициент извилистости жидкостной пленки; $k = \frac{1+2,5\varphi_n}{1+\varphi_n} \cdot k_3$ - коэффициент, учитывающий влияние вязкости газа на движение пены; $k_3 = 0,9$ - коэффициент закрепленности газовых пузырьков.

Градиент скорости в пленке связан со скоростью сдвига в газожидкостном слое du/dz через средний размер (диаметр) d_n пузырька:

$$\frac{\Delta u}{\delta} = \frac{du}{dz} \cdot \frac{d_n + \delta}{\delta},$$

где для сферической структуры пены $\delta = \frac{d_n(1-\varphi_n)}{3\varphi_n}$.

При решении используемой системы уравнений движения газожидкостной смеси в цилиндрической системе координат получено распределение локальных скоростей в потоке пены

$$u_1 = -\frac{dp}{dz} \cdot \frac{k_3(1-\varphi_n)(1+2,5\varphi_n)(R^2-r^2)}{4k_n\mu_{ж}(1+2\varphi_n)(1+\varphi_n)};$$

$$u_2 = -\frac{dp}{dz} \cdot \frac{k_3(1-\varphi_n)[r^2-R_0^2-(1+2,5\varphi_n)]}{4\mu_{ж}(1+2\varphi_n)} \frac{R^2-r^2}{1+\varphi_n}$$

и потери давления при движении пены

$$(p_n - p_k)(1 - \varphi_k) + \frac{1}{2} p_k \varphi_k \ln \frac{p_n \varphi_k + p_n(1 - \varphi_k)}{p_k \varphi_k + p_k(1 - \varphi_k)} - 4,5 p_k \varphi_k \ln \frac{3 p_k \varphi_k + p_n(1 - \varphi_k)}{p_k(1 + 2 \varphi_k)} =$$

$$= 32 k_n u_n L \cdot \frac{\rho_n \mu_{ж}(1 - \varphi_k)^2}{4 k_3 R^2 \rho_{ж}},$$

где p_n, p_k - начальное и конечное давление на длине L , Па; φ_k - конечное газосодержание пены.

Исследование гидродинамики газожидкостной эмульсии с газосодержанием в пределах $\varphi_n = 0,48 \dots 0,8$ проведено в работе [73], где предложены формулы для оценки коэффициента гидравлического сопротивления при движении низкократной пены

$$\frac{\lambda_n}{\lambda_{ж}} = 0,172 \cdot \frac{\sin[2,15 \ln(1 - \varphi_n)]}{(1 - \varphi_n)^{1,5}} + 1.$$

При использовании полуэмпирической модели турбулентности Прандтля получено описание профиля безразмерной скорости в потоке в виде логарифмической кривой

$$\frac{u_x}{u_*} = \frac{k}{\sqrt{1 - \varphi_n}} + \sqrt{\frac{1}{1 - \varphi_n} - \left(\frac{k}{\sqrt{1 - \varphi_n}} + \frac{u_y}{u_*} \right) \frac{u_y}{u_*} \cdot \frac{1}{m} \ln \frac{u_* R}{k v_{ж}} \sqrt{1 - \varphi_n} - \frac{u_y}{4 u_* m^2} \ln \frac{u_* R \sqrt{1 - \varphi_n}}{k v_{ж}}},$$

где коэффициенты $k = 11,4$; $m = 0,4$; u_* - значение динамической скорости:

$$u_* = \sqrt{(1 - \varphi_n) \frac{du_x}{dy} + u_y(u_x + u_y)(1 - \varphi_n)}.$$

При низких газосодержаниях в этой работе выявлен эффект относительного скольжения фаз, скорость которого определена с использованием модели ансамбля сферических частиц:

$$u_c = \left[\frac{3 \left(1 - \frac{3}{2} \sqrt[3]{\varphi_n} + \frac{3}{2} \sqrt[3]{\varphi_n^5} - \varphi_n^2 \right)}{3 + 2 \sqrt[3]{\varphi_n^5}} \cdot \frac{d_n^2}{2 g \mu_{ж} \varphi_n} \right] \cdot \frac{dp}{dx},$$

где диаметр газовых пузырьков рассчитывается по формуле

$$d_n = 3,48 \sqrt[5]{\frac{k_\sigma \sigma}{\rho_n^3 s^2}}.$$

Здесь $k_\sigma = 0,115$ - коэффициент, учитывающий концентрацию поверхностно-активных веществ на границе газ – жидкость.

3.3. Течение пены в трубопроводах

Гидродинамика пены в трубопроводах имеет важное прикладное значение для расчета и проектирования технологических аппаратов и сепарационных устройств, систем транспортирования газожидкостных смесей и систем пенного пожаротушения.

Гидродинамика неоднородной дисперсной системы с пенной структурой имеет свои особенности, обусловленные ее реологией, сжимаемостью газожидкостного потока, гидродинамической и структурной неустойчивостью.

Энергетический подход к описанию гидродинамики газожидкостных пен при сравнительно быстром течении в цилиндрических трубах со скоростями $u_n = 2,5 \dots 13,5$ м/с использовался в работе [74], где было установлено, что при движении пены в трубопроводе энергия потока расходуется на ускорение, изменение межфазной поверхности пены и на преодоление сил трения:

$$\frac{dp}{\rho_n} + d \left(\frac{\bar{u}^2}{2g} \right) + \frac{dE_s}{\rho_n} + \lambda \frac{\bar{u}^2}{2g} \cdot \frac{dL}{D} = 0, \quad (3.26)$$

где E_s - затраты энергии на изменение свободной межфазной поверхности пены; λ - коэффициент гидравлического сопротивления; $D = 2R$ - эквивалентный диаметр трубопровода.

Поскольку $dE_s = \sigma s$ и $d_n = d_{n,0} \sqrt[3]{\frac{p_0}{p}}$, где $d_{n,0}$ - средневзвешенный диаметр ячеек пены при нормальном давлении p_0 , то

$$\frac{dE_s}{\rho_n} = \frac{6\sigma}{d_{n,0} \sqrt[3]{p_0}} \cdot \frac{d \left(\frac{K-1}{K} \sqrt[3]{p} \right)}{\rho_n}.$$

Уравнение (3.26) решено относительно коэффициента λ в развернутом

$$\lambda = \frac{4Rg\Delta p}{\rho_n u^2 \Delta L} \left[1 - \frac{A\Delta p}{2p(A+p)} - \frac{A\rho_n u^2}{p(A+p)g} - \frac{2\sigma A(A-2p)}{d_{n,0} \sqrt[3]{p_0} (A+p)^2 \sqrt[3]{p^2}} \right]$$

или общем виде:

$$\lambda = \lambda_{\text{жс}} (1 - \chi_1 - \chi_2 - \chi_3),$$

$$\text{где } \lambda_{\text{ж}} = \frac{2gD\Delta p}{\rho_n u^2 L}; \quad \chi_1 = \frac{A\Delta p}{2p(A+p)}; \quad \chi_2 = \frac{A\rho_n u^2}{p(A+p)g}; \quad \chi_3 = \frac{2\sigma A(A-2p)}{d_{n,0}\sqrt[3]{p_0(A+p^2)}\sqrt[3]{p^2}}.$$

Количественная оценка вклада составляющих членов χ_i для известных параметров потока смеси показывает, что наиболее существенно влияние члена χ_2 , связанного с ускорением потока пены, особенно в конце трубопровода. Незначительное изменение составляющей χ_3 говорит об устойчивости структуры газожидкостного потока пены.

При решении уравнения сохранения энергии в работе [74] получено распределение статического давления по длине трубопровода в дифференциальной форме

$$C \cdot \frac{p^{0,63} dp}{(A+p)^{0,8}} - 4A \cdot R \cdot \frac{dp}{p^{1,36}(A+p)^{0,8}} + B \cdot \frac{(A-2p)dp}{p^{0,03}(A+p)^{2,8}} = -T \cdot dL, \quad (3.27)$$

где комплексы A , C и B выражены через кратность K_0 , давление p_0 и диаметр пузырька пены $d_{n,0}$ по условиям выхода потока пены из трубопровода:

$$A = (K_0 - 1)p_0; \quad C = 32\pi^2 R^5 g \cdot \frac{\rho_{\text{ж}} + (K_0 - 1)\rho_{\text{г}}}{4\sqrt[3]{p_0 d_{n,0} G_{\text{м}}^2}};$$

$$B = 32\pi^2 R^5 g \sigma A \cdot \frac{\gamma_{\text{ж}} + (K_0 - 1)\gamma_{\text{г}}}{4\sqrt[3]{p_0 d_{n,0} G_{\text{м}}^2}}; \quad T = 0,24(2R)^{2,5} \frac{\sqrt{\gamma_{\text{ж}} + (K_0 - 1)\gamma_{\text{г}}}}{\sqrt{d_{n,0} G_{\text{м}}^3}}.$$

Уравнение (3.27) приводится к виду $dp/dL = -f(p)$ и решается численными методами.

Исследование гидродинамических особенностей формирования и движения структурированной пены проводилось на специальном стенде [49, 74], включающем (рис. 3.1) емкость 9 для рабочего раствора, нагнетающий шестеренчатый насос 2, ротаметры 1 для измерения расходов, смеситель компонентов 3 в виде трубчатого тройника, диспергирующее устройство 4 в виде плоского змеевика или трубочки, участок стабилизации потока 11, промежуточный участок 5, контрольные участки 8 с изменяемым диаметром 10, 12, 16, 19 и 25 мм, кондуктометрические ячейки 6 для определения кратности структуры, манометры 7 для измерения давления по участкам трубопровода, диффузорный участок 10 трубопровода, откачивающее устройство 12 и насос 13 для откачки отработанной среды. Подача газообразного компонента в смеситель осуществляется от магистрали сжатого воздуха.

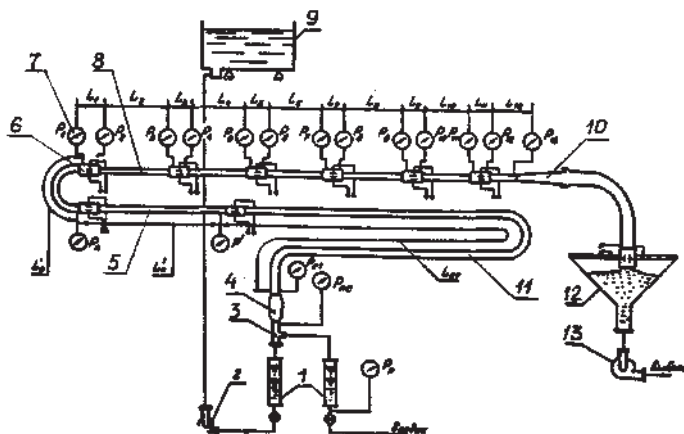


Рис. 3.1. Стенд для исследования гидродинамики устойчивых газожидкостных смесей (пояснения в тексте)

Экспериментальный стенд позволяет проводить исследования гидродинамики в широком диапазоне структурных и гидродинамических параметров газожидкостных потоков: средняя скорость потока может изменяться в пределах от 2,0 до 59 м/с, газосодержание смеси - от 0,833 до 0,991.

В работе А.Качалова [55, 75] при анализе течения пены со скоростями 1...14 м/с по длинным трубопроводам кратность выходящей в атмосферу пены изменялась от 5 до 200, а скорость – от 1 до 14 м/с. Было установлено, что с увеличением длины трубопроводов одного и того же диаметра можно получить пену более высокой кратности, а при одинаковой длине более высокая кратность пены возможна в трубопроводах меньшего диаметра.

Опыты показали, что движение пены по трубопроводам сопровождается значительным перепадом давления между началом и концом трубопровода (рис. 3.2).

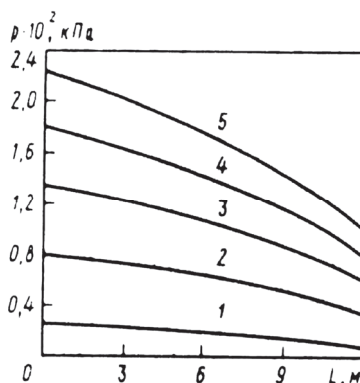


Рис. 3.2. Изменение статического давления p в потоке пены по длине трубы L .
Кратность пены K и средняя скорость потока пены u_n (м/с): 1 – 10,2 и 3,0; 2 – 26,2 и 5,65;
3 – 47,1 и 7,7; 4 – 73,3 и 6,6; 5 – 108,5 и 8,2

В этом случае нельзя без больших погрешностей делать допущение о постоянстве объемной массы (плотности) пены по длине пенопровода. Кроме того, движение пены по трубопроводу даже при постоянном диаметре не является равномерным. Ввиду снижения давления пены по длине пенопровода ее плотность уменьшается, следовательно, возрастает скорость течения пены, которая в конце пенопровода всегда выше, чем в его начале. Изменение давления приводит к изменению кратности пены, следовательно, в каждом сечении будет находиться пена определенной кратности. Изменения кратности влекут за собой изменение вязкости от минимальной в начале пенопровода до максимальной на выходе в атмосферу.

Изменение давления, плотности, скорости, кратности и вязкости приводят к тому, что потери напора по длине не являются равномерными; они увеличиваются к концу пенопровода, а пьезометрическая линия приобретает ярко выраженный вид параболической кривой.

Наибольший перепад давления наблюдается для пен больших кратностей и при высоких скоростях течения. Эти же параметры влияют на кривизну линий. Сравнение данных опытов по гидравлическим сопротивлениям для пен разных кратностей, но выходящих в атмосферу с одинаковой скоростью, показывают, что перемещение пены более высокой кратности требует больших затрат энергии.

Для упрощенного расчета пенопроводов А. Качалов использовал [75] уравнение Бернулли с учетом соотношения Дарси-Вейсбаха для участка пенопровода dz , которое сов-

падает с выражением для определения потери напора на трение при движении газожидкостного потока в трубах, предложенным С.Кутателадзе и М.Стыриковичем [76]:

$$-\frac{dp_{\text{тр}}}{dz} = \zeta \cdot \frac{\rho_n u_n^2}{4R}, \quad (3.28)$$

где ζ - коэффициент гидравлического сопротивления; R - радиус пенопровода.

Исследования А.Качаловым движения пены по трубопроводам показывают, что коэффициент гидравлического сопротивления ζ , плотность, кратность пены K и ее скорость u_n существенно меняются по длине пенопровода z , следовательно

$$\zeta = f_1(z); \rho_n = f_2(z); K = f_3(z); u_n = f_4(z).$$

Для удобства обработки результатов исследования и получения достаточно простых расчетных формул изменяющиеся по длине трубопровода значимые параметры были выражены при изотермических условиях течения и на выходе пены из трубопровода при атмосферном давлении p_0 .

С учетом этих условий А.Качаловым было составлено дифференциальное уравнение при условии сжимаемости газовой фазы пены:

$$(p_0 + p)^{2,13} dp = -\frac{8u_{n0}\mu_{n0}p_0^{2,13}}{R^2} \cdot dz. \quad (3.29)$$

После интегрирования (3.29) была получена формула для определения давления в любом сечении пенопровода:

$$p = p_0 \left(1 + 25 \cdot \frac{u_{n0}\mu_{n0}}{p_0 R^2} \cdot z \right)^{0,32}, \quad (3.30)$$

где u_{n0} - скорость выхода пены в атмосферу; $\mu_{n0} = f_4(K_0)$ - вязкость пены при атмосферном давлении; K_0 - кратность пены при атмосферном давлении; z - расстояние от заданного сечения до конца пенопровода; R - радиус пенопровода.

Для решения обратной задачи для определения возможно максимальной длины пенопровода при всех известных других параметрах А.Качаловым было предложено выражение:

$$z = \frac{4R^2}{\mu_{n0}u_{n0}} \left(\frac{p^{3,13}}{p_0^{2,13}} - p_0 \right).$$

Недостатком проведенных А. Качаловым исследований является отсутствие составляющих градиента давления, обусловленных ускорением сжимаемого потока пены и влиянием силы тяжести на процесс синерезиса жидкой фазы пены при ее течении по трубопроводу.

В общем случае баланс количества движения для квазигомогенного двухфазного течения в интегральной форме для элементарного участка Δz канала постоянного сечения площадью S и наклоненного под углом β к горизонту, предложенный Дж. Хьюиттом и Н. Холл-Тэйлором [77] имеет вид:

$$\int_S \left[p - \left(p + \frac{dp}{dz} \Delta z \right) \right] dS = \int_{\Pi} \tau_w \Delta z \cdot d\Pi + \int_S \frac{d}{dz} (\rho_n u_n S u_n) \Delta z \cdot dS + \int_S \rho_n g \sin \beta \Delta z \cdot dS,$$

где p - давление в данной точке поперечного сечения с осевым расстоянием z ; τ_w - касательное напряжение на стенке в точке периметра канала Π ; ρ_n и u_n - местные значения соответственно плотности и скорости пены.

При условии постоянства плотности и скорости потока по поперечному сечению круглого канала, а касательного напряжения постоянным по периметру канала, это уравнение примет вид

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{2}{R} \tau_w + \rho_n u_n \frac{du_n}{dz} + \rho_n g \sin \beta. \quad (3.31)$$

Три члена в правой части уравнения (3.31) можно рассматривать как составляющие градиента давления, обусловленные трением $-\frac{dp_{тр}}{dz} = \frac{2}{R} \cdot \tau_w$, ускорением $-\frac{dp_{уск}}{dz} = \rho_n u_n \cdot \frac{du_n}{dz}$ и силой тяжести $-\frac{dp_{с.т}}{dz} = \rho_n g \sin \beta$.

Соответственно, баланс энергии квазигомогенного течения двухфазного потока включает следующие члены:

$$-\frac{dp}{dz} = \rho_n \cdot \frac{dF}{dz} \tau_w + \rho_n u_n \cdot \frac{du_n}{dz} + \rho_n g \sin \beta, \quad (3.32)$$

где dF - количество механической энергии, превращенной во внутреннюю энергию, т. е. в тепловую энергию молекул.

Г. Уоллисом были предложены [78] уравнения одномерного стационарного квазигомогенного равновесного течения в канале, применимые для описания движения пены:

уравнение неразрывности

$$\rho_n u_n \pi R^2 = \text{const};$$

уравнение количества движения

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{2}{R} \cdot \tau_w - \rho_n u_n \cdot \frac{du_n}{dz} - \rho_n g \cos \theta,$$

где θ - угол относительно вертикали.

Следовательно, можно раздельно оценивать вклад каждой составляющей в общий градиент давления:

$$-\frac{dp}{dz} = -\frac{dp_{\text{тр}}}{dz} - \frac{dp_{\text{уск}}}{dz} - \frac{dp_{\text{с.т.}}}{dz}. \quad (3.33)$$

Оценим значение составляющей градиента давления, обусловленной трением потока по периметру трубопровода $-\frac{dp_{\text{тр}}}{dz} = \frac{2}{R} \cdot \tau_w$.

Значение касательного напряжения на стенке определяется зависимостью:

$$\tau_w = \mu_3 \frac{4u_n}{R},$$

где μ_3 - эффективная динамическая вязкость пены.

С учетом этого потери напора на трение будут равны

$$-\frac{dp_{\text{тр}}}{dz} = \frac{8\mu_n u_n}{R^2}. \quad (3.34)$$

А. Качаловым была получена [75] эмпирическая формула для динамической вязкости пены, отражающая зависимость вязкости от кратности K пены:

$$\mu_3 = \mu_{ж(20)} K^{1.13}, \quad (3.35)$$

где $\mu_{ж(20)}$ - коэффициент динамической вязкости воды при 20 °С.

Выразим вязкость пены через условия на выходе из трубопровода в атмосферу с учетом выражения (3.35):

$$\mu_3 = \mu_{3,0} \left(\frac{p_0}{p} \right)^{1.13}, \quad (3.36)$$

где $\mu_{3,0}$ - вязкость пены при атмосферном давлении.

Таким же образом выразим скорость пены:

$$u_n = u_{n,0} \cdot \frac{p_0}{p}, \quad (3.37)$$

где $u_{n,0}$ - скорость пены при ее выходе в атмосферу.

Выберем начало координат $z = 0$ при выходе пены из трубопровода в атмосферу и подставим выражения (3.36) и (3.37) в уравнение (3.34), в результате чего получим:

$$\frac{dp}{dz} = \frac{8\mu_{3,0} u_{n,0}}{R^2} \left(\frac{p_0}{p} \right)^{2.13}, \quad (3.38)$$

что по виду совпадает с формулой (3.29), полученной А. Качаловым.

После разделения переменных в (3.38)

$$p^{2.13} dp = \frac{8\mu_{3,0} u_{n,0} p_0^{2.13}}{R^2} \cdot dz \quad (3.39)$$

проинтегрируем уравнение (3.39):

$$p^{3,13} = \frac{25\mu_{3,0}u_{n,0}p_0^{2,13}}{R^2} \cdot z + C_1$$

Постоянную интегрирования C_1 можно определить из условия

$$C_1 = p_0^{3,13} \text{ при } z = 0.$$

Следовательно, текущее значение составляющей затрат давления на трение в заданном сечении трубопровода определяется выражением

$$p^{3,13} = p_0^{3,13} \left(1 + \frac{25\mu_{3,0}u_{n,0}}{R^2 p_0} \cdot z \right),$$

или в явном виде

$$p_{mp} = p_0 \left(1 + \frac{25\mu_{3,0}u_{n,0}}{R^2 p_0} \cdot z \right)^{0,32},$$

что полностью совпадает с формулой (3.30), полученной А. Качаловым.

Оценим эту же составляющую градиента давления в соответствии с формулой (3.28):

$$-\frac{dp_{тр}}{dz} = \zeta \cdot \frac{\rho_n u_n^2}{4R}.$$

Условием равномерного неразрушающего движения потока пены является ламинарный режим ее течения. По аналогии с ламинарным однофазным течением запишем для потока пены выражение для коэффициента гидравлического сопротивления:

$$\zeta = \frac{24}{Re_n},$$

где $Re_n = \frac{u_n (2R) \rho_n}{\mu_n}$ - критерий Рейнольдса потока пены.

Следовательно,

$$\zeta = \frac{12\mu_n}{u_n R \rho_n}. \quad (3.40)$$

Выразим плотность пены через условия на выходе из трубопровода в атмосферу:

$$\rho_n = \rho_{n,0} \cdot \frac{p}{p_0}; \quad (3.41)$$

где $\rho_{n,0}$ - плотность пены при ее выходе в атмосферу.

Подставим полученные выражения (3.40), (3.41) с учетом (3.36) и (3.37) в уравнение (3.28), в результате чего получим:

$$\frac{dp}{dz} = \frac{3\mu_{3,0}u_{n,0}}{R^2} \left(\frac{p_0}{p} \right)^{2,13}$$

или в преобразованном виде

$$p^{2,13} dp = \frac{3u_{n,0} \mu_{n,0} p_0^{2,13}}{R^2} \cdot dz. \quad (3.42)$$

Уравнения (3.39) и (3.42) отличаются только величиной числовых коэффициентов, что можно объяснить различными методологическими подходами в определении диссипации механической энергии по (3.31) и (3.32), что было отмечено Дж. Хьюиттом и Н. Холл-Тэйлором [77].

Проведем оценку других составляющих градиента давления по уравнению (3.33), используя аналогичные рассуждения.

Потери давления, вызванные ускорением потока пены в этом случае можно представить в виде

$$\frac{dp}{dz} = \rho_{n,0} \mu_{n,0}^2 p_0 \cdot \frac{d}{dz} \left(\frac{1}{p} \right),$$

т. е. необходимо знать функциональную зависимость изменения давления по длине трубопровода $\frac{d}{dz} \left(\frac{1}{p} \right)$.

Теперь проведем оценку потерь давления, обусловленных действием силы тяжести при соблюдении тех же условий

$$\frac{dp}{dz} = \rho_{n,0} g \sin \beta \cdot \frac{p}{p_0}. \quad (3.43)$$

После разделения переменных в (3.43)

$$\frac{dp}{p} = \frac{\rho_{n,0}}{p_0} \cdot g \sin \beta \cdot dz$$

и последующего интегрирования получим

$$\ln p + C_2 = \frac{\rho_{n,0} g \sin \beta}{p_0} \cdot z. \quad (3.44)$$

Постоянная интегрирования C_2 в уравнении (3.44) определяется из условия

$$C_2 = -\ln p_0 \text{ при } z = 0,$$

и текущее значение составляющей затрат давления на преодоление силы тяжести в заданном сечении трубопровода определится выражением

$$\ln \frac{p}{p_0} = \frac{\rho_{n,0} g \sin \beta}{p_0} \cdot z$$

или в явном виде

$$p_{с.т} = p_0 \exp \left(\frac{\rho_{n,0} g \sin \beta}{p_0} \cdot z \right).$$

Таким образом, можно определить давление в любом сечении трубопровода при течении пены на расстоянии z от места выхода потока пены в атмосферу:

Гидравлические потери при течении пены в прямых трубопроводах постоянного сечения в общем случае обусловлены ускорением потока сжимаемой среды, пристенным трением, силой тяжести и изменением межфазной поверхности.

Уравнение одномерного стационарного движения квазигомогенного потока пены в круглой трубе постоянного сечения имеет вид [79, 80]:

$$-\frac{\partial p}{\partial z} - \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} (r \tau_{rz}) \pm \rho_n g \sin \beta - \frac{\partial}{\partial z} (\sigma s_0) = \rho_n u_n \frac{\partial u_n}{\partial z}, \quad (3.45)$$

где $\partial p / \partial z$ - градиент давления p вдоль оси z ; τ_{rz} - касательное напряжение; β - угол наклона трубы к горизонтали; s_0 - удельная межфазная поверхность пены.

Интегрирование уравнения (3.45) по радиусу трубы r дает:

$$-\frac{dp}{dz} \cdot \frac{R^2}{2} - R \tau_w \pm \rho_n g \sin \beta \cdot \frac{R^2}{2} - \frac{d}{dz} (\sigma s_0) \frac{R^2}{2} = \int_0^R \rho_n u_n \frac{du_n}{dz} r \cdot dr, \quad (3.46)$$

где τ_w - касательное напряжение на стенке трубы радиусом R .

Для решения уравнения (3.46) приняты следующие допущения:

- скорость потока пены не зависит от радиальной координаты и ее среднее значение

$$u_n = \frac{Q_n}{\pi R^2} = \text{const};$$

- плотность пены также не изменяется по радиусу трубы;

- объемный расход пены по длине трубы остается постоянным, т.е. принимаем условие несжимаемости пены;

- размер пенных ячеек-пузырьков также существенно не меняется по длине трубы;

- реологические свойства пены определены упрощенной зависимостью ее эффективной вязкости $\mu_s \approx \mu_{ж} K$.

С учетом принятых допущений и того, что значение касательного напряжения на стенке определено зависимостью

$$\tau_w = \mu_s \cdot \frac{4 Q_n}{\pi R^3},$$

проинтегрированы члены уравнения (3.46) по радиусу трубы, в результате чего получено

$$-\frac{dp}{dz} = 8 u_n \cdot \frac{\mu_{ж} K}{R^2} \pm g \left(\rho_{ж} + \rho_{г} \frac{K-1}{K} \right) + \frac{6 \sigma}{d_n} \cdot \frac{d}{dz} \left(\frac{K-1}{K} \right). \quad (3.47)$$

Решение уравнения (3.47) возможно путем замены дифференциала dz функцией кратности пены, определяемой из решения уравнения неразрывности (3.5)

$$\frac{d}{dz}(u_n v) = -\frac{d}{dz}(\rho_{ж} g H_i) + \frac{d}{dz}\left(S_i \frac{dv}{dz}\right)$$

с учетом синерезиса в ячеистой пене:

$$dz = 2\beta_s \cdot \frac{dY}{2u_n + \alpha_H \rho_{ж} g (a^2 - Y^2)}$$

или

$$dz = -2\beta_s \cdot \frac{dX}{u_n (X^2 - c^2)},$$

где $a^2 = \frac{u_n}{2u_n + \alpha_H \rho_{ж} g}$; $c^2 = 1/a^2$; $X = \sqrt{K}$.

С учетом этой замены после интегрирования (3.47) в пределах от начального давления p_0 , соответствующего начальной кратности пены K_0 , до их текущих значений определены гидравлические потери при течении пены в вертикальном трубопроводе:

$$\Delta p = p_0 - p = \frac{16\beta_s \rho_{ж}}{R^2} \left| \frac{c}{2} \ln \frac{\sqrt{K} + c}{\sqrt{K} - c} \right|_{K_0}^K + \frac{2\beta_s g}{2u_n + \alpha_H \rho_{ж} g} \left| \frac{\rho_{ж}}{2c} \ln \frac{\sqrt{K} + c}{\sqrt{K} - c} - \frac{\rho_{ж} - \rho_{г}}{\sqrt{K}} \right|_{K_0}^K + \frac{6\sigma \left(\frac{1}{K_0} - \frac{1}{K} \right)}{d_n}.$$

Для горизонтального трубопровода при тех же допущениях и с учетом того, что

$$dz = \frac{Q_n}{2\pi R \alpha_H \rho_{ж} g} \left(\frac{K-1}{K} \right) \cdot dK$$

решение уравнения (3.47) при незначительном влиянии силы тяжести имеет вид

$$\begin{aligned} \Delta p &= \frac{4\mu_{ж}}{R \alpha_H \rho_{ж} g} \left(\frac{Q_n}{\pi R^2} \right)^2 \left| \frac{K^2}{2} - 2K - \ln K \right|_{K_0}^K = \\ &= \frac{4\mu_{ж} u_n^2}{R \alpha_H \rho_{ж} g} \left[\frac{K^2 - K_0^2}{2} - 2(K - K_0) - \ln \frac{K}{K_0} \right]. \end{aligned}$$

Полученные результаты позволяют прогнозировать поведение сложной двухфазной системы с пенной структурой на стадии расчета и проектирования систем пенного пожаротушения и сепарационных элементов технологической аппаратуры.

3.4. Режимы течения пены в сопловых насадках

Гидродинамика пены в сопловых насадках и сужающих устройствах была объектом изучения в работах теоретического и прикладного характера [47, 48, 81-86], где на основе аналитических и феноменологических подходов были решены задачи определения опти-

мальных технологических и конструктивно-геометрических параметров сопловых пеногасителей. Однако эти решения не полностью отражают специфику течения такой сложной газожидкостной системы, какой является пенная структура, в частности, не было учтено влияние изменения ее плотности и вязкости на характер распределения давления в канале сопла. Изменение плотности и вязкости газожидкостного потока пены в канале сопловых пеногасителей обусловлено сжимаемостью газовой фазы пены, изменением ее дисперсного состава, характеризуемого средневзвешенным эквивалентным радиусом пузырьков r_n , в результате структурной перестройки потока пены. Кроме того, при выводе зависимостей для расчета конструктивных параметров сопловых насадок различной конфигурации не учитывался критерий сдвиговой прочности пенной структуры, что сужает границы применимости полученных зависимостей.

Течение газожидкостного потока пены с псевдопластическими реологическими свойствами в конфузоре с использованием сферической системы координат (r, θ, φ) описано в работе [86] системой дифференциальных уравнений:

- уравнение движения

$$\rho u_r \cdot \frac{\partial u_r}{\partial r} = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{4k E^{n-1}}{r} \left(\frac{\partial u_r}{\partial r} - \frac{u_r}{r} \right) + 2k \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(E^{n-1} \frac{\partial u_r}{\partial r} \right) + \frac{k E^{n-1} \operatorname{ctg} \theta}{r^2} \cdot \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \frac{k}{r^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \left(E^{n-1} \cdot \frac{\partial u_r}{\partial \theta} \right);$$

- уравнение неразрывности потока

$$r \cdot \frac{\partial u_r}{\partial r} + 2u_r = 0,$$

где E - интенсивность скоростей деформации:

$$E = \sqrt{2 \left(\frac{\partial u_r}{\partial r} \right)^2 + 4 \cdot \frac{u_r^2}{r^2} + \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial u_r}{\partial \theta} \right)^2}.$$

Решение этой системы уравнений относительно перепада давлений Δp при условии $\theta = 0$ и граничных условиях $p|_{r=r_1} = p_1$, $p|_{r=r_2} = p_2$ представлено в виде

$$D C_1^2 + F C_1^n - \Delta p = 0,$$

$$\text{где } \Delta p = p_1 - p_2; D = \frac{\rho}{2} \left(\frac{1}{r_2^4} - \frac{1}{r_1^4} \right); F = \frac{2^{n-1} \cdot 3^{\frac{n-1}{2}} k \left(\alpha^2 n - \alpha^2 - \frac{1}{3} \right)}{\alpha^2 n} \left(\frac{1}{R_2^{3n}} - \frac{1}{R_1^{3n}} \right).$$

Постоянная C_1 зависит от размеров конфузора сопла, свойств газожидкостной смеси и определена из уравнения расхода

$$Q_n = 2 \pi C_1 \left[1 - \frac{2}{\alpha^2} (\cos \alpha - 1 + \alpha \cdot \sin \alpha) \right],$$

где α - угол конусности конфузора.

Возникающие в потоке напряжения сдвига определены в виде

$$\tau_r = k \left(\frac{\partial u_r}{\partial r} \right)^n; \quad \tau_\theta = \frac{k}{r^n} \left(\frac{\partial u_r}{\partial \theta} \right)^n; \quad \tau_\Sigma = \sqrt{\tau_r^2 + \tau_\theta^2}.$$

Возможность разрушения пенной структуры оценивалась путем сравнения суммарного τ_Σ на выходе из конфузора с величиной предельного напряжения сдвига τ_* .

Учет гидродинамических и реологических особенностей течения пены в сопловых насадках проведен в работе [87]. При течении пены в круглых сужающихся соплах-насадках с достаточно большим углом сужения α_c (рис. 3.3) по аналогии с течением вспененного расплава полимера [88] использовалась сферическая система координат (r, θ, φ) , в которой при осевой симметрии потока и отсутствии вторичных течений, обусловленных симметричностью кругового сечения насадка, поле скоростей задается в виде

$$u_r = u_r(r, \theta); \quad u_\theta = u_\varphi = 0.$$

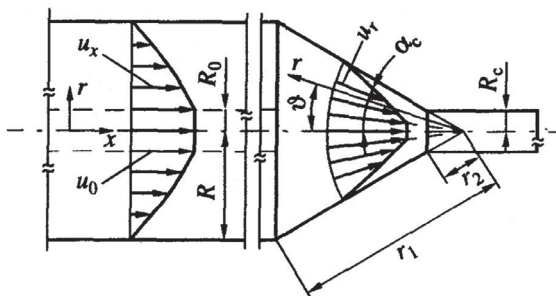


Рис. 3.3. Схема течения пены в круглой трубе и сопловом насадке

В этом случае распределение касательных напряжений τ_r по части сферы в пределах угла сужения α_c сопла имеет вид

$$\frac{\tau_r}{\tau_w} = \frac{r \theta}{r \alpha_c}. \quad (3.48)$$

В соответствии с обобщенным реологическим уравнением связь касательного напряжения со скоростью сдвига u_r сферической системе координат запишется в виде

$$\tau_r = \mu_s \cdot \frac{du_r}{r \cdot d\theta}, \quad (3.49)$$

где $\mu_3 = f(K)/d_n$ - эффективная вязкость пены; $K = V_n / V_{ж}$.

Из уравнения (3.49) с учетом соотношения (3.48) и допущения $\mu_3(\theta) = \text{const}$ после интегрирования получено распределение скорости потока пены по текущей угловой координате:

$$u_r = \frac{r \tau_w}{2\mu_3} \cdot \frac{\alpha_c^2 - \theta^2}{\alpha_c}. \quad (3.50)$$

Установлена связь касательного напряжения на стенке сопла с объемным расходом пены при использовании выражения (3.50):

$$Q_n = 2\pi r \int_0^{\alpha} u_r \sin \theta \cdot d\theta = \frac{2\pi r^3 \tau_w}{\mu_3} \cdot \frac{F(\alpha_c)}{\alpha_c},$$

откуда получено

$$\tau_w = \frac{Q_n \mu_3}{2\pi r^3} \cdot \frac{\alpha_c}{F(\alpha_c)}, \quad (3.51)$$

где функция $F(\alpha_c) = \frac{\alpha_c}{2} + 1 - \cos \alpha_c - \alpha_c \cdot \sin \alpha_c$.

С учетом (3.51) скорость течения выражается через расход пены:

$$u_r = \frac{Q_n}{4\pi r^2} \cdot \frac{\alpha_c^2 - \theta^2}{F(\alpha_c)},$$

из которого следует, что скорость течения является обратной квадратичной функцией координаты r .

При отсутствии других массовых сил, кроме силы инерции, и принятом в соответствии с (3.50) поле скоростей уравнения движения могут быть представлены в виде

$$\frac{dp}{dr} = \mu_3 \left[\frac{1}{r^2} \cdot \frac{d}{dr} \left(r^2 \cdot \frac{du_r}{dr} \right) + \frac{1}{r^2 \sin \theta} \cdot \frac{d}{d\theta} \left(\sin \theta \frac{du_r}{d\theta} \right) - 2 \cdot \frac{u_r}{r^2} \right] - \rho_n u_r \cdot \frac{du_r}{dr}; \quad (3.52)$$

$$\frac{dp}{d\theta} = 2 \frac{\mu_3}{r} \cdot \frac{du_r}{d\theta}, \quad (3.53)$$

где p - статическое давление в потоке пены, включающее в себя капиллярное давление $p_k = 4\sigma/d_n$, Па.

Уравнение неразрывности в этом случае имеет вид

$$\frac{1}{r^2} \cdot \frac{d}{dr} (r^2 u_r) + \frac{1}{r \sin \theta} \cdot \frac{d}{d\theta} (u_r \sin \theta) = 0.$$

В коническом сопловом насадке давление в потоке является двухмерной функцией координат r и θ , что следует из уравнений (3.52) и (3.53). Входящая в уравнение движения (3.52) плотность пены также является функцией этих координат. Для удобства прове-

дения дальнейших вычислений используется осредненное значение плотности по координате θ :

$$\bar{\rho}_n = \frac{1}{\alpha_c (1 - \cos \alpha_c)} \left[\rho_{ж} \left(\frac{2 \alpha_c \sin \alpha_c - 2 + 2 \cos \alpha_c - \alpha_c^2 \cos \alpha_c}{\alpha_c} \right) + \rho_0 (\alpha_c - \sin \alpha_c) \right],$$

где ρ_0 - плотность пены на оси сопла, кг/м³.

Интегрирование уравнения (3.52) с учетом выражения для скорости (3.50) при условии зависимости эффективной вязкости пены от продольной координаты $\mu_3 = \mu_3(r)$ и изменения плотности пены по этой координате $\rho_n = \rho_n(r)$ дает:

$$p = \frac{1}{2} \left[\frac{Q_n (\alpha_c^2 - \theta^2)}{2 \pi F(\alpha_c)} \right]^2 \int_{r_2}^{r_1} \rho_n(r) \frac{dr}{r^5} - \frac{Q_n (1 + \theta \cdot \operatorname{ctg} \theta)}{2 \pi F(\alpha_c)} \int_{r_2}^{r_1} \mu_3(r) \frac{dr}{r^4} + C(\theta), \quad (3.54)$$

где функция $C(\theta)$ зависит только от координаты θ .

Производная по θ в уравнении (3.54) имеет вид

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{Q_n}{2 \pi F(\alpha_c)} \cdot \frac{Q_n (\theta^3 - \alpha_c^2 \theta)}{\pi F(\alpha_c)} \int_{r_2}^{r_1} \rho_n(r) \frac{dr}{r^5} + \left(\frac{1}{\sin^2 \theta} - \operatorname{ctg} \theta \right) \int_{r_2}^{r_1} \mu_3(r) \frac{dr}{r^4} + C'(\theta). \quad (3.55)$$

Одновременно производная из уравнения (3.53) имеет вид

$$\frac{dp}{d\theta} = - \frac{Q_n \mu_3(r) \theta}{\pi r^3 F(\alpha_c)}. \quad (3.56)$$

После определения производной $C'(\theta)$ при совместном решении уравнений (3.55) и (3.56) с последующим ее интегрированием, при подстановке значения функции $C(\theta)$ в уравнение (3.54) получено выражение для определения поля давлений в коническом сопловом насадке:

$$p = \left[\frac{Q_n}{2 \pi F(\alpha_c)} \right]^2 \left[\left(\frac{3}{2} \cdot \alpha_c^4 - 2 \alpha_c^2 \theta^2 \right) \int_{r_2}^{r_1} \rho_n(r) \frac{dr}{r^5} + (\operatorname{ctg} \theta - \theta \cdot \operatorname{ctg} \theta - 1 - \ln \sin \theta) \times \right. \\ \left. \times \int_{r_2}^{r_1} \mu_3(r) \frac{dr}{r^4} - \theta^2 \cdot \frac{\mu_3(r)}{r^3} \right] + D, \quad (3.57)$$

где постоянная D определяется из граничных условий.

Уравнение (3.57) не позволяет получить величину перепада давлений при течении пены через конические конфузторные сопла, поскольку поле давлений является двухмерным. Для определения перепада давления как функции координаты r проводилось осреднение всех членов уравнения движения (3.52) по части сферической поверхности $2 \pi r^2 (1 - \cos \alpha_c)$.

После подстановки результатов осреднения в уравнение (3.52) и интегрирования его в пределах от значений параметров на входе до значений этих параметров на выходе из сопла получено

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{Q_n}{2\pi(1 - \cos \alpha_c) F(\alpha_c)} \left[\frac{Q_n F_1(\alpha_c)}{4\pi F(\alpha_c)} \int_{r_2}^{r_1} \rho_n(r) \frac{dr}{r^5} - \alpha_c \sin \alpha_c \int_{r_2}^{r_1} \mu_s(r) \frac{dr}{r^4} \right], \quad (3.58)$$

где $F_1(\alpha_c) = (\alpha_c^4 + 4\alpha_c^2 + 24)(1 - \cos \alpha_c) + (\alpha_c^4 + 12\alpha_c^2) \cos \alpha_c - 24\alpha_c \sin \alpha_c$.

Для определения в явном виде результата интегрирования членов правой части уравнения (3.58) необходимо установить функциональную связь плотности пены ρ_n и ее эффективной вязкости μ_s с координатой r , что является задачей достаточно сложных экспериментальных исследований.

При преобладающем влиянии силы инерции движение пены в трубах и насадках сопровождается структурной перестройкой потока с образованием различных видов и форм границ раздела составляющих поток фаз [77, 78]. В двухфазных течениях поверхность раздела в зависимости от динамических условий течения и физико-химических свойств компонентов может иметь самые различные формы, поэтому описание таких течений одной универсальной аналитической моделью, удовлетворяющей всем разновидностям поверхности раздела фаз, не представляется возможным. Для качественной характеристики течений с изменяющейся формой поверхности раздела фаз используется понятие «режим течения» [78], в рамках которого справедлива своя индивидуальная аналитическая модель или комбинированная математическая модель, учитывающая одновременное влияние различных сил и тенденций, т.е. модель течения со смешанными структурами потока.

Наличие того или иного режима течения определяется динамическими параметрами течения и физико-химическими свойствами фаз, геометрическими параметрами труб и насадков, условиями формирования и развития потока в пространстве и времени. Для ориентировочного определения типа режима течения и пространственного распределения фаз в потоке можно использовать так называемые "диаграммы режимов течения", на которых обозначены границы раздела между различными режимами течения, полученные на основе экспериментальных данных. Для горизонтально расположенных каналов, труб, насадков широко используется диаграмма режимов течения Бейкера [77, 78].

Исследование режимов течения и разделения газожидкостных смесей с пенной структурой проводились в работах [83, 85]. Нанесенные на диаграмму Бейкера в логарифмических координатах результаты исследований [83] показаны [85] на рис. 3.4, где G' , G'' - массовые скорости соответственно жидкой и газовой фаз, кг/(м² час); параметры λ_0 , ψ_0 - безразмерные нормирующие коэффициенты для физико-химических свойств фаз, опреде-

ляемые в форме отношений этих свойств к аналогичным свойствам воды и воздуха при нормальных условиях:

$$\lambda_0 = \sqrt{\frac{\rho''}{1,2} \cdot \frac{\rho'}{1000}}; \quad \Psi_0 = \sqrt[3]{\frac{0,073}{\sigma} \cdot \frac{\mu'}{10^{-3}} \cdot \frac{1000}{\rho'}}$$

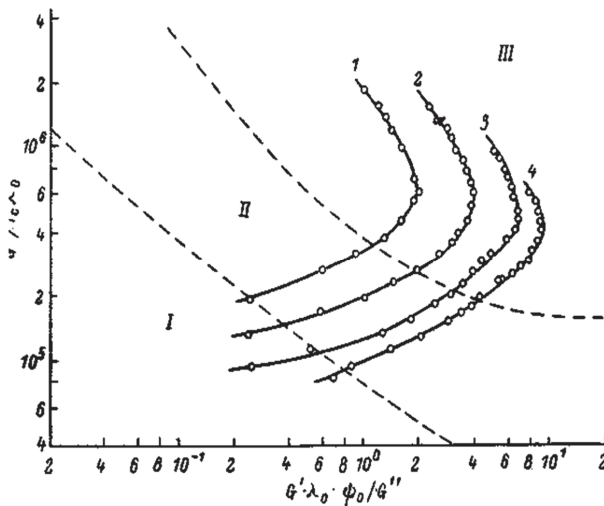


Рис. 3.4. Диаграмма режимов течения пены в круглых сужающих устройствах соплового типа. Диаметр сопла d_c (мм): 1 - 4, 2 - 5, 3 - 6, 4 - 7. Режимы течения: I - волновой, II - кольцевой, III - дисперсный

Массовая скорость жидкой фазы определялась по объемному расходу отсепарированной жидкости Q' (м³/час):

$$G' = Q' \rho' / f_c.$$

Плотность газообразной фазы вычислялась по термодинамическим условиям на выходе из сопла, достаточно близким к условиям в сепараторе. При истечении пены под избыточным давлением из закрытой колонны величина массовой скорости газа определяется ее объемным расходом нагнетаемого воздуха и плотностью сжатого газа:

$$G'' = Q'' \rho'' / f_c = Q'' \rho'' / f_c,$$

где Q'' , Q' , ρ'' , ρ' - соответственно объемный расход (м³/час) и плотность воздуха (кг/м³) в колонне и сепараторе.

Анализ распределения расчетных режимных параметров, нанесенных на диаграмму Бейкера, показывает, что при течении пены в конфузорных насадках наблюдается смена нескольких режимов, а границы этих переходов в основном определяются внутренним

диаметром сопловых насадков. При этом наблюдается расслоение по этому геометрическому параметру, каждая зависимость имеет вид кривой линии с максимумом по горизонтальной оси, смещающимся вправо и вниз с увеличением диаметра насадка. Такой характер зависимости можно объяснить влиянием условий входа в пеновод, когда еще в колонне с ростом массового расхода воздуха уменьшается относительное массовое содержание жидкости в двухфазной системе.

При истечении пены через сопловые насадки поверхность раздела фаз изменяется от квазигомогенной пенной структуры до взвешенных в потоке газа жидких капель, и режимные параметры последовательно проходят области волнового, кольцевого и дисперсного режимов течения. Технологическому требованию обеспечения разделения пены на исходные фазы в наибольшей степени отвечает кольцевой режим, описываемый аналитической моделью раздельного течения [78]. В чистом виде кольцевой режим представляет собой течение, в котором к стенке насадка прилегает кольцевой слой сплошной жидкой пленки, а в центральной части насадка течет газ (ядро потока), т.е. фазы разделены четко выраженной поверхностью. В реальных случаях при течении разрушенной пены имеются как газовые включения в пристенном слое жидкости, так и взвешенные в газовом потоке капли жидкости. Тем не менее, в известных пределах этот случай течения можно рассматривать как разновидность кольцевого режима течения.

Детальный анализ гидродинамических характеристик течения пены в соответствии с раздельной моделью течения основан на использовании классических уравнений гидромеханики: уравнений неразрывности, сохранения движения и энергии для каждой фазы с учетом взаимодействия фаз системы между собой и ограничивающей поверхностью стенок. Для стационарного одномерного течения газожидкостной системы типичными переменными являются изменение давления и плотности вдоль направления течения, а также форма поверхности раздела фаз и пространственное изменение их объемных концентраций.

Расчетные участки исследуемого конфузорного насадка показаны на рис. 3.5, где в сечении 1-1 на входе в сопло движется поток гомогенной пены с объемным газосодержанием φ_1 , в сечениях 2-2 и 3-3 раздельно движутся потоки газа и жидкости с газосодержаниями потоков φ_2 и φ_3 соответственно.

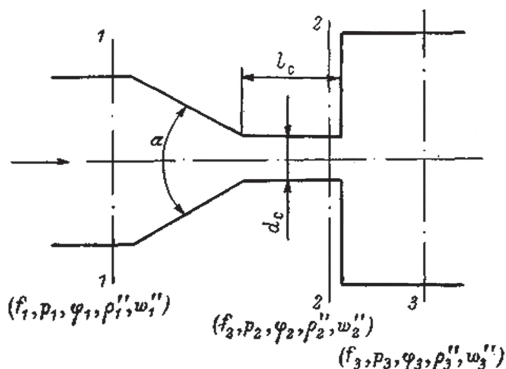


Рис. 3.5. Расчетная схема сужающего устройства:

f - площадь поперечного сечения, p - статическое давление, Φ - объемное газосодержание, ρ - плотность газа, w - истинная средняя скорость газа

В работе [85] составлены уравнения интегрального баланса массы, количества движения и механической энергии для газообразной фазы двухкомпонентной среды:

- уравнение сохранения массы газа по сечениям насадка:

$$\rho_1'' w_1'' \Phi_1 f_1 = \rho_2'' w_2'' \Phi_2 f_2 = \rho_3'' w_3'' \Phi_3 f_3, \quad (3.59)$$

- уравнения сохранения количества движения газа на участках 1-2 и 2-3:

$$p_1 \Phi_1 f_1 + \rho_1'' (w_1'')^2 \Phi_1 f_1 = p_2 \Phi_2 f_2 + \rho_2'' (w_2'')^2 \Phi_2 f_2 + p_1 (\Phi_1 f_1 - \Phi_2 f_2) + F_{1-2}; \quad (3.60)$$

$$p_2 \Phi_2 f_2 + \rho_2'' (w_2'')^2 \Phi_2 f_2 = p_3 \Phi_3 f_3 + \rho_3'' (w_3'')^2 \Phi_3 f_3 + p_2 (\Phi_2 f_2 - \Phi_3 f_3) + F_{2-3}; \quad (3.61)$$

- уравнения сохранения механической энергии для газа на этих участках:

$$\frac{p_1}{\rho_1''} + \frac{(w_1'')^2}{2} = \frac{p_2}{\rho_2''} + \frac{(w_2'')^2}{2} + \Delta E_{1-2}; \quad (3.62)$$

$$\frac{p_2}{\rho_2''} + \frac{(w_2'')^2}{2} = \frac{p_3}{\rho_3''} + \frac{(w_3'')^2}{2} + \Delta E_{2-3}, \quad (3.63)$$

где F_L - результирующая сил трения, Н; ΔE_L - потери удельной механической энергии, Дж.

Выражая параметры газа в сечении 1-1 и 3-3 через условия течения газа в сечении 2-2 при условии несжимаемости газовой фазы пены ($\rho_1'' = \rho_2'' = \rho_3''$), определены полные потери давления при совместном решении уравнения (3.59) - (3.63):

$$\Delta p = \frac{\rho_2'' (w_2'')^2}{2} \left[\left(1 - \frac{\Phi_2 f_2}{\Phi_1 f_1} \right)^2 + \left(1 - \frac{\Phi_2 f_2}{\Phi_3 f_3} \right)^2 \right] + \Delta p_\tau$$

или

$$\Delta p = \frac{\rho_2'' (w_2'')^2}{2} \left[k_c \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2 + \left(1 - \frac{\Phi_2 f_2}{\Phi_3 f_3} \right)^2 \right] + \Delta p_\tau, \quad (3.64)$$

где $\varepsilon = 0,57 + \frac{0,43}{1,1 - \left(\frac{\Phi_2 f_2}{\Phi_1 f_1} \right)^2}$ - коэффициент сжатия струи в горловине сопла [89]; $k_c = f(\alpha_c)$

- коэффициент смягчения сопла.

Суммарные потери на трение Δp_τ по аналогии с однофазным течением представлены как потери при течении в конфузормо-цилиндрической части сопла и при расширении свободной затопленной струи на выходе из соплового насадка:

$$\Delta p_\tau = \frac{\rho_2'' (w_2'')^2}{2} \cdot \lambda_{\text{г-ж}} \left[\frac{1 - \left(\frac{\Phi_2 f_2}{\Phi_1 f_1} \right)^2}{8 \sin \frac{\alpha_c}{2}} + \frac{1 - \left(\frac{\Phi_2 f_2}{\Phi_3 f_3} \right)^2}{8 \sin \frac{\alpha_p}{2}} + \frac{L_c}{D_c \sqrt{\Phi_2}} \right],$$

где λ - коэффициент трения газа о жидкость; α_p - угол расширения свободной затопленной струи; D_c , L_c - соответственно диаметр и длина цилиндрической части соплового насадка.

Для двухфазного потока коэффициент трения является функцией числа Рейнольдса газообразной фазы и газосодержания потока. Он определяется по зависимости [78]:

$$\lambda_{\text{г-ж}} = 0,316 \cdot \frac{1 + 75(1 - \Phi_2)}{\sqrt[4]{\text{Re}}},$$

где число Рейнольдса рассчитывается по приведенной скорости газа:

$$\text{Re} = \frac{w_2'' \Phi_2 D_c \rho_2''}{\mu''}.$$

С учетом вышеизложенного уравнение (3.64) примет вид

$$\Delta p = \frac{\rho_2'' (w_2'')^2}{2} \left[k_c \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2 + \left(1 - \frac{\Phi_2 f_2}{\Phi_3 f_3} \right)^2 + \lambda_{\text{г-ж}} \left\{ \frac{1 - \left(\frac{\Phi_2 f_2}{\Phi_1 f_1} \right)^2}{8 \sin \frac{\alpha_c}{2}} + \frac{1 - \left(\frac{\Phi_2 f_2}{\Phi_3 f_3} \right)^2}{8 \sin \frac{\alpha_p}{2}} + \frac{L_c}{D_c \sqrt{\Phi_2}} \right\} \right]. \quad (3.65)$$

Входящие в уравнение (3.65) параметры на входе в сопловой насадок (сечение 1-1) и на выходе из канала сопла (сечение 2-2) зависят от термодинамического процесса расширения газа, который при отсутствии подвода тепла описывается уравнением политропы:

$$\frac{p_1^{1/n}}{\rho_1''} = \frac{p_2^{1/n}}{\rho_2''} = \frac{p_3^{1/n}}{\rho_3''}.$$

Параметры в сечениях 1-1 и 2-2 выражаются через термодинамические условия в сечении 3-3, которые близки к условиям при атмосферном давлении:

$$\rho_1'' = \rho_3'' \left(\frac{p_1}{p_3} \right)^{1/n}; \quad \rho_2'' = \rho_3'' \left(\frac{p_2}{p_3} \right)^{1/n}. \quad (3.66)$$

Из уравнения баланса массы газообразной фазы (3.59) на участке 1-1 с учетом (3.66) получено выражение связи скоростей газовой фазы:

$$w_2'' = w_1'' \cdot \frac{\varphi_1 f_1}{\varphi_2 f_2} \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{1/n}.$$

Значения φ_1 , w_1'' , φ_3 получены из системы уравнений баланса массы газовой и жидкой фаз в сечениях 1-1 и 3-3:

$$\frac{G''}{\rho_1'' f_1} = \varphi_1 w_1''; \quad \frac{G'}{\rho' f_1} = (1 - \varphi_1) w_1'; \quad \frac{G''}{\rho_3'' f_3} = \varphi_3 w_3''; \quad \frac{G'}{\rho' f_3} = (1 - \varphi_3) w_3';$$

Для гомогенного потока пены в сечении 1-1 и тонкодисперсного газожидкостного потока в сечении 3-3 принято:

$$w_1' = w_1''; \quad w_3' = w_3''.$$

Тогда с учетом этого условия:

$$\varphi_1 = \frac{1}{1 + \frac{G' \rho_1''}{G'' \rho'}}; \quad w_1'' = \frac{G''}{\rho_1'' f_1} + \frac{G'}{\rho' f_1}; \quad \varphi_3 = \frac{1}{1 + \frac{G' \rho_3''}{G'' \rho'}}.$$

Для составления системы уравнений баланса массы компонентов двухфазного потока в сечении 2-2 принято допущение о преобладании инерционных сил при быстром разгоне двухфазного потока на конфузормом участке соплового насадка, когда истинные скорости фаз связаны соотношением [78]:

$$\frac{w_2''}{w_2'} = \sqrt{\frac{\rho'}{\rho_2''}}$$

С учетом этого условия и уравнения (3.66) получено:

$$w_2'' = \frac{G''}{\rho_2'' f_2} + \frac{G'}{f_2 \sqrt{\rho' \rho_2''}} = \frac{G''}{\rho_3'' f_2} \left(\frac{p_2}{p_3} \right)^{1/n} + \frac{G'}{f_2 \sqrt{\rho' \rho_3''}} \left(\frac{p_2}{p_3} \right)^{1/2n};$$

$$\Phi_2 = \frac{1}{1 + \frac{G'}{G''} \sqrt{\frac{\rho_3''}{\rho'}} \left(\frac{p_2}{p_3} \right)^{1/2n}} = \frac{1}{1 + \frac{w_2'}{w_2''} \sqrt{\frac{\rho'}{\rho_2''}}}.$$

Значения ρ_2'' , w_2'' , Φ_2 являются функциями давления p_2 , которое, в свою очередь, зависит от термодинамического процесса расширения газа в ячейках (пузырьках) пены и его сжимаемости. В условиях течения пены с большими скоростями принимается термодинамический процесс расширения газа близким к адиабатическому процессу, т.е. значение показателя политропы $n=1,4$. В то же время, согласно справочным данным [90], для сужающих конфузорных устройств трубопроводной арматуры $n=1,15$. Истинное значение показателя политропы определяется на основе опытных данных путем сравнения экспериментальных и теоретических значений потерь давления, полученных в соответствии с расчетом по предложенной аналитической модели.

Давление в выходном сечении соплового насадка может быть различным в зависимости от величины отношения p_2/p_1 , определяемого критической скоростью истечения:

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^* = \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}}. \quad (3.67)$$

При $n=1,4$ $p_2^*=0,53$; при $n=1,15$ $p_2^*=0,57$.

Если давление внешней среды p_3 больше критического давления, т.е. $p_3 > p^*$ или $(p_3/p_1) > 0,53$, а также $(p_3/p_1) > 0,57$, то в выходном сечении насадка устанавливается внешнее давление $p_2 = p_3$.

Если при повышении p_1 соответствующее ему критическое давление p^* станет равным давлению внешней среды p_3 , то давление в выходном сечении насадка определяется критическими значениями (3.67).

Критерием правильности выбранной аналитической модели служит минимум отношения $\Delta p_3/\Delta p_m$ экспериментальных значений потерь давления к вычисленным по аналитической модели.

На рис. 3.6 в логарифмических координатах показана зависимость отношения экспериментальных потерь давления к его теоретическим значениям от комплекса $G''/(f_c \lambda_0)$ диаграммы Бейкера для условий истечения потока в среду с атмосферным давлением. В области значений комплекса $G''/(f_c \lambda_0) \approx (1,6...4)10^5$ наблюдается минимум отношения

$\Delta p_3 / \Delta p_1$, что указывает на приближение к аналитической модели раздельного (кольцевого) течения. Относительная погрешность расчетов в этой области составляет 20...25 %.

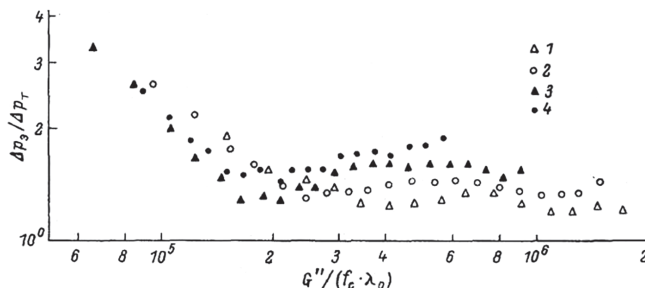


Рис. 3.6. Зависимость отношения экспериментальных гидравлических потерь к расчетным $\Delta p_3 / \Delta p_1$ от комплекса $G'' / (f_c \lambda_0)$ при различных диаметрах сопла d_c

Установленный по результатам эксперимента интервал значений комплекса $G'' / (f_c \lambda_0)$ соответствует кольцевому режиму течения на диаграмме Бейкера (рис. 3.4).

Анализ графической зависимости отношений давлений $\Delta p_3 / \Delta p_1$ показывает, что существует второй минимум этого отношения при значениях комплекса $G'' / (f_c \lambda_0) \approx 10^6$. Такой факт объясняется характерным изменением отношений расходов жидкой и газообразной фаз, выражаемого безразмерным комплексом $G' \lambda_0 \psi_0 / G''$, когда с ростом массового расхода газа и одновременного уменьшения комплекса $G' \lambda_0 \psi_0 / G''$ наблюдается возврат к кольцевому режиму течения при приведенной скорости газовой фазы порядка 300 м/с.

Все расчетные значения потерь давления при течении пены в конфузторных насадках получены для показателя политропы $n = 1,15$ и показателя адиабаты $n = 1,4$. Проведенный анализ показал, что при значении $n = 1,15$ отношение $\Delta p_3 / \Delta p_1$ меньше, чем при $n = 1,4$, т.е. при этом значении показателя политропы обеспечивается более точный расчет потерь давления.

Интерес представляет определение значения скорости газовой фазы пены в горловине соплового насадка, которая соответствует наибольшей степени разделения пены при минимальных энергетических затратах. На рис. 3.7 видно, что оптимальные значения приведенной скорости газовой фазы находятся в пределах 40...60 м/с, что соответствуют экспериментальным данным [81, 82].

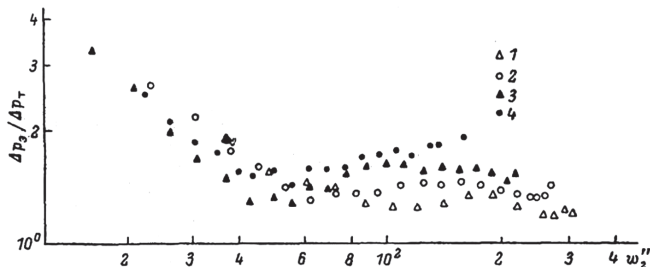


Рис. 3.7. Зависимость отношения экспериментальных гидравлических потерь к расчетным $\Delta p_3 / \Delta p_r$ от истинной скорости газа на выходе из сопла w_2'' (м/с) при различных диаметрах сопла d_c

3.5. Реомеханические свойства пены

Моделирование и расчет механических пеногасителей предполагает наличие универсального критерия механической прочности пены, связанного с ее основными объемно-структурными параметрами и физико-химическими свойствами составляющих пену фаз.

Разрушение исходной структуры пены при механических воздействиях происходит при достижении в объеме или в потоке пены определенных величин усилий и деформаций, характеризующихся критическим значением напряжения сдвига.

В работе [91] для получения кинематической характеристики лопастного пеногасителя, работающего в режиме сдвига пены, теоретическим путем из баланса силы инерции $F_{\text{и}}$ действующей на пузырек пены в форме пентагонального додекаэдра, и противостоящей силы поверхностного натяжения F_{σ} получено уравнение для определения минимальной величины линейной скорости движения ротора $w_{\text{мин}}$, необходимой для критической деформации пены:

$$w_{\text{мин}} = 7,33 \left[\frac{2 We \Delta \sigma I_s}{d_n^2 \rho_{\text{ж}} (1 - \varphi_n)^{1/2}} \right]^{1/2}, \quad (3.68)$$

где $We = 0,0209 \rho_{\text{ж}} w^2 r d_n / (2 \Delta \sigma I_s)$ - число Вебера канала Плато-Гиббса полиэдрической пены; $\Delta \sigma$ - разность между динамическим σ_d и равновесным σ поверхностным натяжением, Н/м.

Для большинства растворов поверхностно-активных веществ $\Delta\sigma = 0,015...0,025$ Н/м. Величина $l_s = 0,027$ м определена из эксперимента [91], где установлена связь между w_{\min} и влагосодержанием пены $(1 - \varphi_n)$:

$$w_{\min} = \frac{3,38}{(1 - \varphi_n)^{1/4}}.$$

Установлено [91], что для поступающей из аппарата первичной пены с диаметром пузырьков $d_n = (1...5) \cdot 10^{-3}$ м скорость $w_{\min} = 8...20$ м/с, а на выходе из пеногасителя для вторичной пены с пузырьками диаметром $d_i = (0,1...0,4) \cdot 10^{-3}$ м скорость $w_{\min} = 50...120$ м/с.

Критерий (3.68) применим только для пены с газосодержанием $\varphi_n = 0,99...0,9999$ и для других условий пеногашения требуется дополнительное экспериментальное определение l_s .

При рассмотрении модели реомеханики гексагональной структуры пены в условиях сдвиговой деформации для пенных пленок получено [40] критическое значение безразмерного капиллярного числа Ca :

$$Ca_* = \sqrt{3} \cdot \frac{b\mu_{ж}(1 - \varphi_n)\gamma_*}{4\sigma} = (2,37...3,16) \cdot 10^{-2}, \quad (3.69)$$

где $b = \frac{d_n}{2} \left(\frac{2\pi}{3^{3/2}\varphi_n} \right)^{1/2}$ - длина ребра ячейки пены в гексагональном сечении, м.

Дальнейшее развитие модели [40] получило в работе [43], где для пленочной модели полидисперсной пены предложено модифицированное критическое капиллярное число:

$$Ca_* = \frac{\sqrt{3} b \mu_{ж} \gamma_* \varphi_n^{1/2} (1 - \varphi_n^{1/2})}{2\sigma} \succ 0,1. \quad (3.70)$$

Критерии (3.69), (3.70) пригодны для оценки структурной устойчивости идеальной пены, состоящей только из пленок ($\varphi_n \succ 0,99$).

В работах [47, 48] предложены другие критерии в виде продольного градиента давления и продольной растягивающей силы, характеризующие процесс разрушения пены в конических сопловых насадках, не обладающие универсальностью и имеющие ограниченное применение только для гидромеханических сопловых пеногасителей.

В качестве универсального критерия механической прочности пены при деформационном сдвигом пеногашении может быть принято критическое напряжение сдвига τ_* , связанное с кинематическими характеристиками механических пеногасителей [92]:

$$\tau_* = \text{const} \left(\frac{\sigma \gamma_0}{d_n \varphi_n} \right),$$

где γ_0 - относительная деформация структурной ячейки пены.

Постоянный коэффициент γ_0 требуют дополнительного экспериментального определения.

Для высокочастотной полиэдрической пены в условиях одноосного растяжения свободного «пенного цилиндра» в работе [93] была предложена расчетная формула:

$$\tau_* = \frac{\mu_t \sigma}{b \left[4,78(1-\varphi_n)^3 \right]^{1/2}} = 0,725 \cdot \frac{\mu_t \sigma}{d_n (1-\varphi_n)^{3/2}}, \quad (3.71)$$

где $\mu_t = 0,02$ - абсолютный коэффициент трения; $b = \frac{\sqrt[3]{2} d_n}{2}$.

Критерий (3.71) не учитывает вязкость и плотность жидкой фазы пены, что ограничивает область его применения условиями эксперимента.

При анализе процесса разрушения пены на основе баланса между энергией деформации и работой когезии, характеризующей образование новой удвоенной площади поверхности при разрыве стенок ячеек пены, в работах [94, 95] получено значение критического напряжения сдвига τ_* в виде

$$\tau_* = \frac{9 \Delta \sigma (1-\varphi_n)}{d_n},$$

не лишенное противоречий с другими исследованиями реомеханического поведения пены.

В работе [67] аналогично модели (3.68), используя соотношение между F_n и F_σ , определено значение критической скорости сдвиговой деформации для эквивалентной сферической пены.

В этой работе показано, что для пузырька пены в соответствии с законами механики:

$$F_n = m_n a_v = V_n \rho_n a_v,$$

где $a_v = \frac{w^2}{2l_v}$ - ускорение, сообщаемое ячейке пены, м/с²; $V_n = \frac{\pi(d_n + \delta)^3}{6}$; $\delta = \frac{d_n(1-\varphi_n)}{3\varphi_n}$;

$$\rho_n \approx \rho_{ж}(1-\varphi_n).$$

Сила поверхностного натяжения, преодолеваемая при деформации пузырька пены, пропорциональна его периметру Π :

$$F_\sigma = \Pi \Delta \sigma,$$

где $\Pi = \pi d_n$.

Из баланса сил F_n и F_σ получено:

$$\frac{\pi \rho_{\text{ж}} w^2 (1 - \varphi_n)}{12 l_*} \left[\frac{d_n (1 + 2 \varphi_n)}{3 \varphi_n} \right]^3 = \pi d_n \Delta \sigma,$$

откуда получим значение скорости

$$w_* = 18 \left[\frac{\Delta \sigma l_* \varphi_n^3}{d_n^2 \rho_{\text{ж}} (1 - \varphi_n) (1 + 2 \varphi_n)^3} \right]^{1/2}. \quad (3.72)$$

Кинематический критерий (3.72) совпадает с модельным представлением (3.68), однако отличается величиной числового коэффициента и показателем степени при выражении $(1 - \varphi_n)$, что можно объяснить использованием различных структурных моделей пены.

Используя энергетический подход, в работе [67] также был получен кинематический критерий в виде (3.72) на основе баланса кинетической энергии E_k , сообщаемой при разрушении элементу эквивалентной пены, и поверхностной энергии E_σ , преодолеваемой при разрушении пены.

По определению в соответствии с энергетическим подходом для кинетической энергии, сообщаемой пузырьку пены:

$$E_k = m_n \cdot \frac{w^2}{2} = \frac{\pi (d_n + \delta)^3}{12} \cdot \rho_{\text{ж}} (1 - \varphi_n) w^2.$$

При использовании в формуле поверхностной энергии силы поверхностного натяжения, т.е. выражения типа:

$$E_\sigma = F_\sigma l_*,$$

решение уравнения энергетического баланса:

$$m_n \cdot \frac{w^2}{2} = \Pi \Delta \sigma l_*$$

приводит к значению кинематического критерия, совпадающего со значением (3.72).

От кинематического критерия сдвиговой прочности пены целесообразно перейти к универсальному критерию механического пеногашения как меры механической прочности пены, каким является критическое напряжение сдвига, не зависящее от вида и типа механического пеногасителя с деформационным принципом действия. Для этого используется [96] баланс между энергией деформации E_d и внутренней энергией разрыва E_δ связей между ячейками-пузырьками пены.

Энергия сдвиговой деформации представлена в виде

$$E_d = \tau_c S_c l_d,$$

где $S_c = \frac{\pi(d_n + \delta)^2}{4} = \frac{\pi \left[\frac{d_n(1+2\varphi_n)}{3\varphi_n} \right]^2}{4}$ - площадь поперечного сечения ячейки эквивалентной пены в направлении сдвига, м²; l_d - величина продольной деформации ячейки пены, м.

В соответствии с [34] можно считать, что

$$l_d = k_n d_n,$$

где $k_n = l_d / d_n$ - коэффициент Пуассона, учитывающий отношение продольной деформации l_d ячейки пены к ее поперечной деформации l_n при сдвиге ($k_n = 2 \dots 4$).

Энергия связей между ячейками-пузырьками пены по аналогии с высококонцентрированными дисперсными системами [97] представлена в виде

$$E_p = \sigma_n S_n \chi V_n,$$

где $\chi = \left(\frac{3z_k \varphi_n}{2\pi d_n^2} \right)^{3/2}$ - число контактов между ячейками пены в единице объема;

$S_n = \pi(d_n + \delta)^2 = \pi \left[\frac{d_n(1+2\varphi_n)}{3\varphi_n} \right]^2$ - площадь поверхности ячейки эквивалентной пены, м²;

z_k - число контактов ячейки пены с соседними пузырьками в плоскости сдвига (для наиболее плотной гексагональной упаковки сферических и пентагондодекаэдрических ячеек пены $z_k = 6$).

Из равенства E_d и E_p получено:

$$\tau_* = \left(\frac{1+2\varphi_n}{3} \right)^3 \left(\frac{3z_k^3}{2\pi\varphi_n^3} \right)^{1/2} \cdot \frac{\sigma + \Delta\sigma}{k_n d_n}.$$

Однако здесь отсутствует зависимость τ_* от $(1-\varphi_n)$, что противоречит экспериментальным данным [92, 93].

Для более обоснованного определения структурно-механического критерия прочности пены может быть использован кинематический критерий пеногашения.

В соответствии с обобщенным квазиньютоновским реологическим законом интенсивность сдвиговой деформации γ_c связана с напряжением сдвига τ_c выражением

$$\gamma_c = \frac{\tau_c}{\mu_s}, \quad (3.73)$$

где в соответствии с [75] для эффективной вязкости принимается значение (3.35):

$$\mu_s = \frac{\mu_{ж}}{(1-\varphi_n)^{1,13}}.$$

По определению градиент скорости сдвига равен

$$\gamma_{c*} = -\frac{dw_s}{dn}, \quad (3.74)$$

где n - направление нормали к скорости деформации, м.

Для критической скорости сдвига в (3.74) использовано выражение (3.68) в предположении линейного характера изменения скорости по нормали n с учетом характера деформации ячейки пены, связанной с изменением поверхностного натяжения на деформированном участке ячейки пены:

$$\gamma_{c*} = -7,33 \left[\frac{2 We l_s}{d_n^2 \rho_{ж} (1-\varphi_n)^{1/2}} \right]^{1/2} \cdot \frac{d(\sigma^{1/2})}{dn}. \quad (3.75)$$

После приравнивания (3.73) и (3.75) полученное уравнение проинтегрировано в пределах от динамического поверхностного натяжения σ_d на деформированной поверхности ячейки до равновесного $\sigma = \sigma_d - \Delta\sigma$ на недеформированной стороне пузырька в диапазоне линейного размера ячейки пены d_n :

$$-7,33 \cdot \frac{\mu_{ж}}{d_n (1-\varphi_n)^{1,38}} \left(\frac{2 We l_s}{\rho_{ж}} \right)^{1/2} \int_{\Delta\sigma}^0 d(\sigma^{1/2}) = \tau_* \int_0^{D_s} dn, \quad (3.76)$$

откуда с учетом (3.35) получен критерий структурно-механической прочности полиэдрической пены

$$\tau_* = 7,33 \cdot \frac{\mu_{ж}}{d_n^2 (1-\varphi_n)^{1,38}} \left(\frac{2 We \Delta\sigma l_s}{\rho_{ж}} \right)^{1/2}. \quad (3.77)$$

По аналогии с (3.75) и (3.76) определен градиент скорости сдвига при использовании кинематического критерия (3.72):

$$\gamma_{c*} = -18 \left[\frac{l_s \varphi_n^3}{d_n^2 \rho_{ж} (1-\varphi_n)(1+2\varphi_n)^3} \right]^{1/2} \cdot \frac{d(\sigma^{1/2})}{dn},$$

и составлено интегральное уравнение

$$-\frac{18\mu_{ж}}{d_n (1-\varphi_n)^{1,63}} \left[\frac{l_s \varphi_n^3}{\rho_{ж} (1+2\varphi_n)^3} \right]^{1/2} \int_{\Delta\sigma}^0 d(\sigma^{1/2}) = \tau_* \int_0^{D_s} dn,$$

при решении которого получен критерий сдвиговой прочности пены:

$$\tau_* = \frac{18\mu_{ж}}{d_n^2 (1-\varphi_n)^{1,63}} \left[\frac{\Delta\sigma l_s \varphi_n^3}{\rho_{ж} (1+2\varphi_n)^3} \right]^{1/2}. \quad (3.78)$$

Анализ имеющихся и полученных выше кинематических и структурно-механических критериев пеногашения показывает, что эти критерии не учитывают всей совокупности факторов, характеризующих процесс разделения пенной структуры, в частности, упругую деформацию пены при приложении усилия сдвига.

В наиболее общем случае условие сдвигового разрушения пены может быть сформулировано в виде соотношения между удельными (на единицу объема пены) затратами подводимой энергии E и удельной внутренней энергией E_a пенной структуры:

$$E \geq E_a = E_{o.d} + E_{\sigma} + E_p, \quad (3.79)$$

где $E_{o.d}$ - энергия объемной деформации, Дж.

Удельная энергия E_0 исходной пенной структуры идентична модулю сдвига G_c пены, найденного в [34]:

$$E_0 = G_c = \frac{4}{15} \cdot \sigma s_0, \quad (3.80)$$

$$\text{где } s_0 = \frac{S_n}{V_n} = \frac{6\varphi_n}{d_n}.$$

Изменение удельной поверхностной энергии (энергии Гиббса) пены при деформации пенной структуры зависит от степени повышения поверхностного натяжения $\Delta\sigma$ вследствие увеличения поверхности раздела фаз на ΔS_n в единице объема, т.е. от увеличения удельной поверхности пены $\Delta s_0 = \Delta S_n / V_n$:

$$E_{\sigma} = \sigma \Delta s_0 + \Delta\sigma (s_0 + \Delta s_0). \quad (3.81)$$

В условиях когезионного разрушения пенной структуры можно принять $\Delta S_n = S_n$, что означает $\Delta s_0 = s_0$.

Удельная энергия связей между ячейками-пузырьками пены равна

$$E_p = \sigma_d S_n \chi. \quad (3.82)$$

Подводимая для разрушения пены механическая энергия может быть представлена как удельная кинетическая энергия E_k , передаваемая рабочим элементом механического пеногасителя:

$$E = E_k = \rho_n \cdot \frac{w^2}{2}. \quad (3.83)$$

С учетом выражений (3.80) - (3.83) соотношение (3.79) представлено в развернутом виде

$$\rho_n \frac{w^2}{2} \geq s_0 \left(\frac{19}{15} \sigma + 2 \Delta\sigma \right) + S_n \chi (\sigma + \Delta\sigma),$$

откуда получен кинематический критерий пеногашения:

$$w_* \geq \left[\frac{12 \varphi_n}{\rho_{\text{ж}} (1 - \varphi_n) d_n} \left\{ \left(\frac{19}{15} \cdot \sigma + 2 \Delta \sigma \right) + (\sigma + \Delta \sigma) \frac{(1 + 2 \varphi_n)^2}{2} \left[\frac{1}{\pi} \left(\frac{z_k}{6 \varphi_n} \right)^3 \right]^{1/2} \right\} \right]^{1/2},$$

или в упрощенном виде

$$w_* \geq \left[\frac{12 \varphi_n B}{\rho_{\text{ж}} (1 - \varphi_n) d_n} \right]^{1/2}, \quad (3.84)$$

где $B = \left(\frac{19}{15} \cdot \sigma + 2 \Delta \sigma \right) + (\sigma + \Delta \sigma) \frac{(1 + 2 \varphi_n)^2}{2} \left[\frac{1}{\pi} \left(\frac{z_k}{6 \varphi_n} \right)^3 \right]^{1/2}$; $z_k = 6 \dots 14$ – число мест контакта

ячейки пены с соседними пузырьками.

Кинематический критерий (3.84) по сравнению с (3.68) и (3.72) имеет более универсальный характер, поскольку получен для модели эквивалентной пены, описывающей поллидрическую, ячеистую и сферическую структуры пены.

В соответствии с (3.74) определен градиент критической скорости сдвига для (3.84):

$$\gamma_{c*} = - \left[\frac{3 \varphi_n}{\rho_{\text{ж}} (1 - \varphi_n) d_n B} \right]^{1/2} \left[2 + \frac{(1 + 2 \varphi_n)^2}{2} \left\{ \frac{1}{\pi} \left(\frac{z_k}{6 \varphi_n} \right)^3 \right\}^{1/2} \right] \cdot \frac{d \sigma}{d n}$$

и на основании (3.73) получен критерий сдвиговой прочности пены:

$$\tau_* \geq \frac{\mu_{\text{ж}} \Delta \sigma}{(1 - \varphi_n)^{1.63}} \left(\frac{3 \varphi_n}{\rho_{\text{ж}} d_n^3 B} \right)^{1/2} \left[2 + \frac{(1 + 2 \varphi_n)^2}{2} \left\{ \frac{1}{\pi} \left(\frac{z_k}{6 \varphi_n} \right)^3 \right\}^{1/2} \right], \quad (3.85)$$

где $B = \left(\frac{19}{15} \sigma + 2 \Delta \sigma \right) + (\sigma + \Delta \sigma) \frac{(1 + 2 \varphi_n)^2}{2} \left[\frac{1}{\pi} \left(\frac{z_k}{6 \varphi_n} \right)^3 \right]^{1/2}$.

Критерии механического пеногашения (3.84) и (3.85) составлены с учетом всех основных факторов, проявляющихся при сдвиговой деформации пенной структуры.

Сопоставление расчетных величин кинематических критериев пеногашения (3.68), (3.72), (3.84) с экспериментальными данными [91] приведено на рис. 3.8.

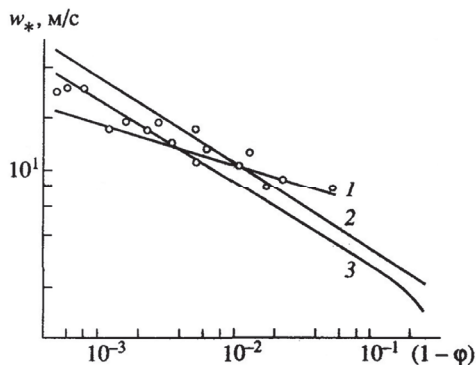


Рис. 3.8. Зависимость w_* при сдвиговом разрушении пены от $(1 - \varphi_n)$. Линии – расчет по уравнениям: (3.68) – 1, (3.72) – 2, (3.84) – 3; точки – экспериментальные данные [91].
 $We = 1, 0$; $\Delta\sigma = 3 \cdot 10^{-2}$ Н/м; $l_* = 2, 7 \cdot 10^{-2}$ м; $\rho_{ж} = 10^3$ кг/м³; $d_n = 2, 8 \cdot 10^{-3}$ м; $\sigma = 4 \cdot 10^{-2}$ Н/м;
 $z_k = 6$; $\varphi_n = 0, 75 \dots 0, 9995$

Как видно, соблюдается достаточно хорошее соответствие зависимости (3.68) в диапазоне значений $(1 - \varphi_n) = 10^{-3} \dots 5 \cdot 10^{-2}$. Аналогично для зависимости (3.84) при значениях $5 \cdot 10^{-4} \leq (1 - \varphi_n) \leq 5 \cdot 10^{-3}$ и для зависимости (3.72) в диапазоне $(1 - \varphi_n) = 2 \cdot 10^{-3} \dots 2 \cdot 10^{-2}$. График зависимости (3.84) лежит ниже прямой (3.72) и при низких газосодержаниях, характерных для сферической структуры пены, стремится к низким значениям скорости пеногашения.

Сопоставление расчетных значений структурно-механических критериев прочности пены (3.71), (3.77), (3.78) и (3.85) с экспериментальными данными истинной сдвиговой прочности пены [93], приведенной к условиям разрушения площади сечения жидкой фазы столба пены, показано на рис. 3.9, из которого следует, что расчетные значения критериев (3.77) и (3.78) значительно выше экспериментальных величин предела сдвиговой прочности пены.

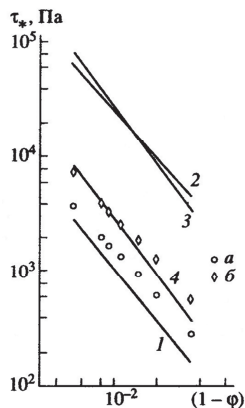


Рис. 3.9. Сравнение экспериментальных данных [101] с результатами расчетов сдвиговой прочности пены разными методами. Линии – расчет по уравнениям: (3.71) – 1, (3.77) – 2, (3.78) – 3, (3.85) – 4; точки – эксперимент [93]: *a* – сдвиговая прочность пены, *б* – прочность пены при одноосном растяжении. $\sigma = 3,2 \cdot 10^{-2}$ Н/м; $d_n = 0,48 \cdot 10^{-3}$ м; $We = 1,0$; $\mu_{ж} = 1 \cdot 10^{-3}$ Па·с; $\Delta\sigma = 3 \cdot 10^{-2}$ Н/м; $l_* = 2,7 \cdot 10^{-2}$ м; $\rho_{ж} = 10^3$ кг/м³; $z_k = 6$; $\phi_n = 0,9667...0,995$

Наибольшее соответствие с экспериментальными данными наблюдается для критериев (3.71) и (3.85), причем значения критерия (3.85) почти совпадают с величинами прочности пены при одноосном растяжении пенного столба [93]. Критерий (3.85) является более предпочтительным, т.к. он обладает универсальными свойствами по сравнению с критерием (3.71).

В результате проведенного анализа можно сделать вывод, что в качестве универсального кинематического критерия пеногашения при расчетах механических пеногасителей в широком диапазоне влагосодержаний пены необходимо использовать зависимость (3.84). В качестве универсального структурно-механического критерия прочности пены при расчетах всех типов механических пеногасителей целесообразно использовать зависимость (3.85).

Глава 4. Классификация способов и устройств для гашения пены

Ограничение и регулирование интенсивного пенообразования в технологических процессах развивается в основном по пути создания рациональных и эффективных конструкций устройств для механического гашения и сепарации (разделения) пены на составляющие фазы.

4.1. Основные способы ограничения пенообразования и гашения пены

Для борьбы с пеной в производственных условиях существует много различных приемов и способов, классификация которых представлена на рис. 4.1.

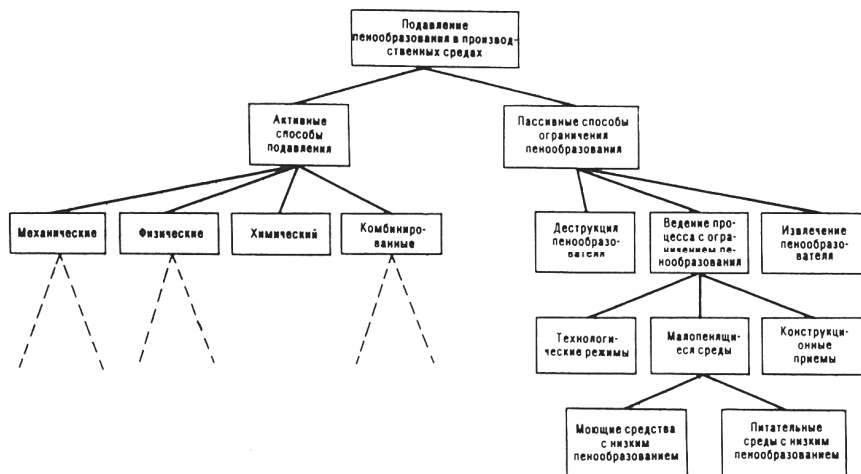


Рис. 4.1. Способы борьбы с пеной

Все эти способы можно условно разделить на две группы: активные способы подавления пенообразования, предусматривающие использование различных устройств, химических веществ или их комбинацию, и пассивные способы, которые основаны на использовании определенных приемов, обеспечивающих в условиях ведения технологических процессов наименьшее пенообразование.

Поскольку процесс пенообразования всегда индивидуален, практическое применение выбранного способа зависит от конкретных условий. В ряде случаев отдельные отрасли промышленности используют «свои» традиционные способы, хотя зачастую существуют другие, более эффективные и экономичные.

Активные способы борьбы с пеной, в свою очередь, можно разделить на химический, предусматривающий введение каких-либо веществ в пенящуюся среду в ходе процесса или перед его началом, и нехимические, с использованием различных устройств, разрушающих пену. Предпочтение тому или другому методу следует отдавать только на основании тщательного изучения всех аспектов производства: технологических, экономических, гигиенических, экологических и др. В то же время при проектировании технологических процессов необходимо стремиться к тому, чтобы аппараты и режимные параметры ведения процесса обеспечивали минимальный объем образующейся пены без снижения основных показателей производства.

4.2. Обобщенная классификация механических пеногасителей

Сущность механического способа разрушения пены заключается в целенаправленном многократном увеличении скорости естественного разрушения пенной структуры путем ввода в систему механической энергии. Вводимая энергия может быть реализована посредством движения рабочих элементов пеногасителей относительно пены (динамические пеногасители), либо движением потока пены относительно неподвижных стенок ограничивающих поток пены каналов или поверхностей (статические пеногасители). И в том, и другом случае разрушение пены происходит за счет ее сдвигового течения, индуцируемого либо внешним источником в динамических пеногасителях, или за счет внутренней энергии самого потока в статических пеногасителях. Результатом работы механических пеногасителей является трансформация исходной пенной структуры с образованием на выходе из рабочей зоны пеногасителей выделившейся из пены части газа и жидкости, а также мелкодисперсной вторичной (остаточной) пены с пониженным газосодержанием, устойчивой к приложенным в данных условиях механическим воздействиям. До последнего времени отсутствовали удовлетворительные теоретические представления о механизме действия этого класса пеногасителей, которые давали бы возможность проведения количественной оценки их работы.

В основу существующих классификаций методов и способов механического гашения пены заложены различные принципы и приемы воздействия, конструктивные особенности используемого оборудования. Большинство разработанных классификаций [98-100] ограничивается рассмотрением укрупненных классов химического, механического, физического и комбинированного методов пеногашения. Более подробные классификации методов и способов пеногашения изложены в работах [80, 82, 101], где в основу классификации положена физико-химическая сущность происходящих при их использовании явлений и процессов (см. рис. 4.1).

Механический метод пеногашения - один из традиционных и широко распространенных приемов разделения и разрушения пены, происходящий за счет создания в пене перепада

да гидростатического давления или воздействия на пену рабочих тел в виде твердых поверхностей, жидкости, газа, пара при их относительном движении или взаимном смешении.

Наиболее полно классификация механического метода пеногашения представлена в работе [102] применительно к микробиологическим производствам, согласно которой группа существующих способов механического воздействия на пену разделена на 6 подгрупп (рис. 4.2).

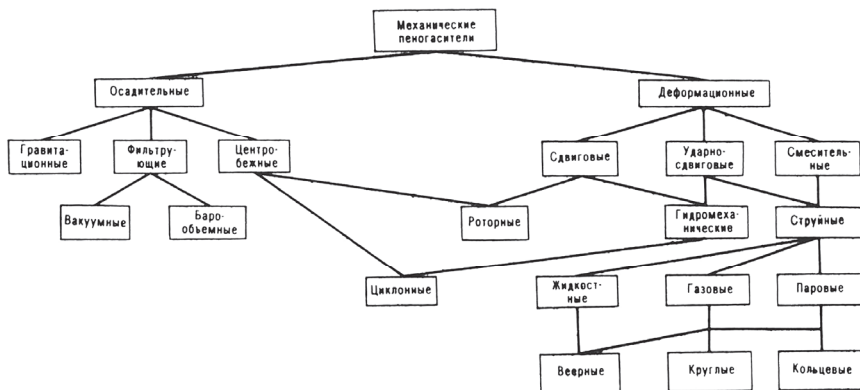


Рис. 4.2. Схема классификации механических пеногасителей

В 1-ю подгруппу включены механические пеногасители с ротором различной конструкции, разбитых на 17 видов и типов.

Во 2-ю подгруппу выделены циклонные пеногасители 3-х конструктивных видов.

3-я подгруппа представляет устройства 4-х типов с пеногашением на наклонных лотках с использованием дополнительно подаваемой жидкости.

В 4-ю подгруппу входят пеногасители 5-и видов с использованием струй жидкости.

5-я подгруппа представляет пеногасители 4-х видов с использованием струй газа (воздуха).

6-я подгруппа пеногасителей использует 3 типа устройств с вакуумным пеногашением и перепадом давлений.

В рассмотренной классификации за классификационный признак приняты или конструктивные особенности устройств (1-я и 2-я подгруппы) или способ осуществления наряду с конструктивными признаками (3-я...6-я подгруппы). Кроме того, здесь не учтен физический механизм воздействия на пену, что не позволяет более рационально построить структуру классификации и избежать повторов и дублирования.

Другой подход при классификации механических способов и устройств для пеногашения предложен в работе [30], где группа механических способов и пеногасителей разделена

на 12 видов. В этой классификации недостаточно четко разграничены способы осуществления механического гашения пены и реализующие их устройства.

В классификации, предложенной в работе [101], более четко выделены 5 способов механического пеногашения, на основании которой была разработана классификация [99], где механические способы пеногашения и реализующие их конструкции устройств разделены на 6 групп. В этой классификации также отсутствует четкая систематизация, поскольку в ней без иерархического деления представлены как способы пеногашения, так и конструктивные особенности пеногасителей.

Дальнейшее обобщение классификации [101] проведено в работе [103], где механические пеногасители разделены на группы роторных и статических пеногасителей. Здесь также не учтен механизм пеногашения и происходящие при этом физические явления, а в качестве единственного классификационного признака принято относительное движение рабочего органа пеногасителя и потока пены.

Различие механических способов пеногашения положено в основу классификации [104], где выделено 4 способа. В этой классификации уже присутствуют элементы систематизации с учетом физического механизма пеногашения, хотя и здесь отсутствует четкое иерархическое построение классификационных признаков.

В работе [105] механические пеногасители разделены на 2 большие группы динамических и статических пеногасителей, которые делятся на подгруппы, виды, подвиды. В этой классификации в основу систематизации также положен кинематический принцип и только затем учитывается механизм пеногашения.

Механизм пеногашения учитывается в классификации механических средств пеногашения [106], где выделено по 3 группы ударно-сдвиговых и гидромеханических пеногасителей. Эта классификация ограничивается механическими способами пеногашения без дальнейшей детализации и, кроме того, в ней неоправданно выделены в отдельную группу гидромеханические способы, которые по механизму воздействия должны входить во 2-ю группу ударно-сдвиговых пеногасителей.

Существующие классификации механических пеногасителей в своем большинстве основываются на внешних конструктивных признаках, в них отсутствует четкая систематизация, базирующаяся на физической природе явлений и механизмов их работы, что затрудняет методологию математического моделирования и расчета механических пеногасителей.

В основу обобщенной классификации [107] механических пеногасителей положен системный подход, согласно которому деление на классы проводится по целенаправленности процесса разделения или разрушения пены, когда каждый класс пеногасителей характеризуется основополагающими физическими механизмами происходящих в них явлений и процессов.

Выделенный класс пеногасителей подразделяется на подклассы в зависимости от способа создания и вида движущей силы процесса разделения и разрушения пенной структуры.

Подклассы, в свою очередь, делятся на группы (подгруппы) и виды (подвиды) пеногасителей в соответствии с различными условиями реализации движущей силы процесса пеногашения, а виды (подвиды) подразделяются на типы по технологическим и конструктивным признакам и особенностям.

Механическое разделение пены может быть осуществлено ускорением естественного процесса самопроизвольного разрушения термодинамически неустойчивой пенной структуры путем интенсификации такого разделяющего фактора как синерезис (дренаж) жидкой фазы пены или путем прямого механического воздействия на пену, вызывающего необратимую деформацию и структурную перестройку пенной системы, либо одновременным сочетанием этих разделяющих факторов. Следовательно, по своей целенаправленности механический метод пеногашения и реализующие его технические устройства-пеногасители можно подразделить (см. рис. 4.2) на два класса:

- пеногашение за счет ускорения процесса синерезиса как фактора естественного ослабления пенной структуры и гашения пены в осадительных пеногасителях;
- разрушение пенной структуры путем прямого механического воздействия за счет создания в пене критических деформаций и напряжений в деформационных пеноразрушителях.

Осадительные пеногасители. В основе синерезиса жидкой фазы пены лежит процесс осаждения жидкости между пузырьками, в результате чего происходит осушение пены до некоторого приемлемого с технологической точки зрения влагосодержания пены. Синерезис в пене может быть осуществлен как естественный процесс отстаивания под действием силы гравитации:

- подкласс гравитационных пеноразделителей;
- либо как процесс осаждения под действием разности давлений в слое пены, контактирующей с пористой перегородкой:
- подкласс статических фильтрующих пеноразделителей;
- или в поле центробежной силы:
- подкласс динамических центробежных пеноразделителей.

Деформационные пеноразрушители. Механическое деформационное разрушение пены может происходить за счет воздействия на пенную структуру рабочих тел или рабочих элементов пеноразрушителей в виде твердых поверхностей:

- подклассы сдвиговых и ударно-сдвиговых пеногасителей;
- или изменяющегося в пространстве рабочего тела в виде жидкости, газа или пара при их относительном движении и смещении:
- подкласс смесительных пеногасителей.

Пеноразрушители, реализующие сдвиговое и ударно-сдвиговое воздействия, можно подразделить в зависимости от относительного движения обрабатываемой среды (пены) и рабочих элементов пеноразрушителей на:

- группу статических пеногасителей с организованным движением потока пены и с неподвижными рабочими элементами (гидромеханические пеногасители);
- группу струйных пеногасителей со смешением пены и струй жидкости, газа или пара;
- группу динамических пеногасителей с движущимися рабочими элементами (роторные пеноразрушители).

4.3. Классификация статических фильтрующих, гидромеханических и струйных пеногасителей

Дальнейшая систематизация механических пеногасителей проводится на уровне классификационных групп (подгрупп), видов (подвидов) и типов (см. рис. 4.2).

Синерезис жидкой фазы пены в осадительных фильтрующих пеноразделителях можно осуществить путем создания разрежения под пористой перегородкой-фильтром:

- группа вакуумных пеноразделителей;
- или под действием избыточного давления в объеме пены над фильтрующей перегородкой:
- группа барообъемных пеноразделителей.

Группа статических гидромеханических пеногасителей подразделяется (рис. 4.3) на следующие подгруппы:

- циклонные пеноразделители;
- сопловые пеногасители, сопряженные с экранами или циклонами.

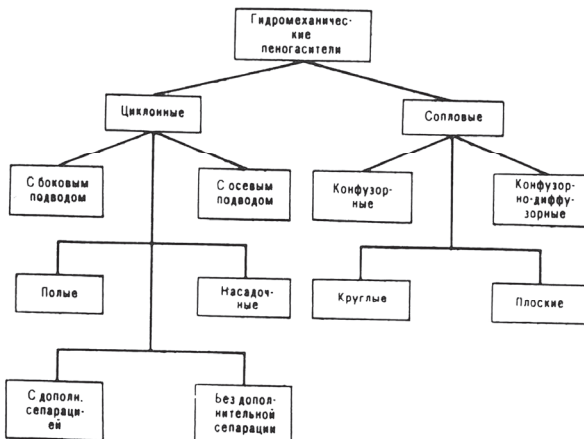


Рис. 4.3. Классификация статических гидромеханических пеногасителей

Как правило, циклонные пеногасители служат для центробежной сепарации газо-жидкостной эмульсии, образовавшейся при разрушении пены в сопловых устройствах.

По конструктивно-технологическим признакам циклонные пеногасители-сепараторы можно классифицировать на подвиды:

- циклоны с боковой подачей пены или газо-жидкостной эмульсии;
- циклоны с осевым подводом пены.

По конструктивным признакам циклонные пеногасители подразделяются на следующие типы:

- полые циклоны;
- циклоны с наличием в полости дополнительных устройств.

По степени разделения газо-жидкостной смеси в циклонах их можно классифицировать по видам:

- циклоны с дополнительной сепарацией эмульсии и отходящего газа;
- циклоны без дополнительной сепарации.

Подгруппа гидромеханических сопловых пеногасителей по конструктивным признакам подразделяется на следующие типы:

- конфузорные сопла;
- конфузорно-диффузорные сопла, которые, в свою очередь, по форме исполнения делятся на:

- круглые сопла;
- плоские (щелевые) сопла.

По технологическим признакам эта подгруппа подразделяется на следующие виды:

- с подачей в полость сопла дополнительного рабочего газа;
- без подачи дополнительного газа.

Группа струйных пеногасителей по природе рабочего тела подразделяется на подгруппы:

- жидкостные струйные пеногасители;
- газоструйные пеногасители;
- пароструйные пеногасители.

По условиям формирования струй эта группа классифицируется на следующие виды:

- пеногасители с веерной струей;
- пеногасители с круглой струей;
- пеногасители с кольцевой струей.

По условиям работы и конструкциям струйные пеногасители подразделяются на типы:

- устройства со смесительной камерой;
- открытые пеногасители;

- устройства с регулированием сечения рабочего сопла;
- устройства с регулированием осевых размеров;
- устройства с одноступенчатым эжектированием;
- устройства с многоступенчатым эжектированием.

По степени разделения смешанного потока струйные пеногасители можно классифицировать на виды:

- устройства с сепарацией смеси на выходе;
- устройства без сепарации выходящей смеси.

4.4. Классификация динамических роторных пеногасителей

Роторные пеногасители в зависимости от способа подвода пены к ротору и отвода от него газа и сгущенной газожидкостной эмульсии подразделяются [108] на подгруппы (см. рис. 4.4):

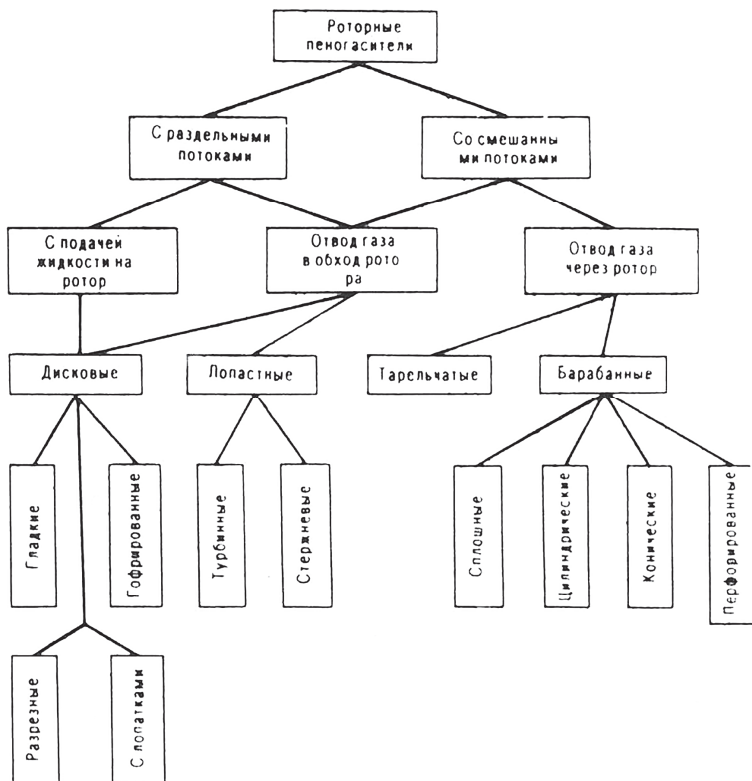


Рис. 4.4. Классификация динамических роторных пеногасителей

- пеногасители с отдельными потоками исходной пены и уплотненной газожидкостной эмульсии;

- пеногасители со смешанными потоками пены и эмульсии.

В первом случае ротор расположен в выносном сепараторе или камере, соединенных с зоной пенообразования, а отвод уплотненной газожидкостной эмульсии обратным потоком в технологический аппарат или на дальнейшую обработку осуществляется отдельно от линии подвода пены в пеногаситель.

В свою очередь, пеноразрушители со смешанными потоками пены и эмульсии можно разделить по классификационным видам на:

- устройства с подачей в зону ротора дополнительной жидкости для усиления эффекта пеногашения;

- устройства с отводом газа в обход ротора;

- устройства с отводом газа через ротор.

По конструктивным признакам роторные пеногасители подразделяются на подвиды:

- центробежные тарельчатые пеноразделители;

- лопастные пеногасители;

- дисковые пенорегуляторы;

- барабанные пеноразрушители.

Общим признаком центробежных роторных пеноразделителей является выделение из пены жидкой фазы в поле центробежной силы и наличие в роторе каналов для транспорта исходной пены и потоков разделенных фаз. Классификационные признаки центробежных роторных пеноразделителей основаны [109] на технологических и конструктивных различиях и особенностях (рис. 4.5).

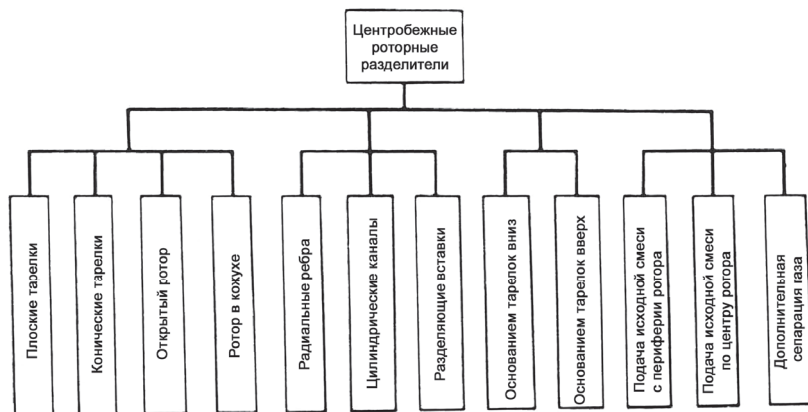


Рис. 4.5. Классификация центробежных роторных пеноразделителей

По технологическим признакам центробежные роторные пеноразделители можно классифицировать на:

- устройства с периферийной подачей исходной пены;
- устройства с подачей исходной пены по центру пакета тарелок;
- устройства с сепарацией отходящего газа в полости вала;
- устройства с сепарацией газа в специальной камере.

По конструктивным признакам центробежные роторные пеногасители разделяются в зависимости от формы рабочего органа ротора на:

- ротор в виде пакета плоских тарелок;
- ротор с пакетом конических тарелок.

Ротор в форме пакета конических тарелок является наиболее распространенной конструкцией среди этого вида механических пеногасителей, поскольку здесь созданы условия для более рациональной гидродинамики потоков по сравнению с плоскими тарелками, где практически невозможно разделить в пространстве между тарелками исходный поток пены и выделенные из нее составляющие фазы, что существенно снижает эффективность таких устройств.

Ротор центробежных пеногасителей может быть выполнен как:

- открытый пакет тарелок;
- пакет тарелок, закрытый в корпусе-кожухе.

Выполнение закрытого пакета тарелок способствует более эффективной сепарации выделенных из пены фаз. Открытый пакет тарелок более прост по конструкции, но его применение сопровождается образованием встречных потоков исходной пены и выделенных при центробежном осаждении фаз, что ухудшает условия процесса разделения.

По конструкции межтарелочных зазоров центробежные роторные пеногасители подразделяются на:

- устройства с радиально установленными секционирующими ребрами;
- устройства с каналами-патрубками;
- устройства с разделяющими вставками (перегородки, кольца).

По расположению к поверхности жидкости в аппарате основания конических тарелок центробежные пеногасители делятся на:

- устройства с тарелками, установленными основанием вниз;
- устройства с тарелками, установленными основанием вверх.

Лопастные пеногасители (см. рис. 4.4) в соответствии с типовыми признаками выполняются как:

- вал с прямыми или фигурными лопастями;

- открытые или закрытые турбины;
- ротор со стержнями различной формы.

Дисковые пенорегуляторы по типам рабочего элемента ротора могут быть выполнены (см. рис. 4.4) как:

- гладкий сплошной диск;
- перфорированный диск;
- гофрированный диск;
- разрезной диск;
- диск с лопатками.

Ротеры барабанных пеноразрушителей по типам исполнения подразделяются (см. рис. 4.4) на:

- сплошные барабаны-обечайки;
- перфорированные барабаны;

По форме барабаны пеноразрушителей могут быть выполнены как:

- цилиндрические барабаны;
- конические барабаны.

4.5. Основы статической и динамической сепарации пены

Существующие химические, механические, физические методы и способы разделения пены основаны на химических превращениях и действии силовых и энергетических полей различной природы [30, 98, 101, 102]. Выбор тех или иных методов пеногашения в конкретной ситуации является типичной задачей оптимизации, где приходится учитывать целый комплекс условий проведения процесса. Сюда можно отнести гидродинамическую обстановку процесса, устойчивость пены к внешним воздействиям, особенности технологического процесса, качественные показатели разделения, энергетические ограничения и экономические требования.

Традиционным методом пеногашения в процессах микробиологического синтеза является химический способ [30, 99, 101-103], основанный на замещении образующих пену поверхностно-активных веществ молекулами пеногасителя, обладающего более высокой поверхностной активностью. При этом возникает миграция жидкости в пенных пленках, которые истончаются вследствие градиента поверхностного натяжения, появляются ослабленные участки мономолекулярной толщины, служащие центрами прорыва пленок. Применение химических пеногасителей не является универсальным средством, так как при их использовании возникает ряд негативных проблем, связанных со снижением массообменных характеристик аэробных процессов вследствие инертного бронирования молекулами пеногасителя об-

разующихся при аэрации газовых пузырьков, необходимости селективного подбора состава химического пеногасителя для конкретной технологической среды, большим расходом и дорогостоящей природными пеногасителями, снижением качества синтезируемых целевых продуктов, токсичностью синтетических пеногасителей [30, 99, 101].

Более универсальными свойствами обладают механические пеногасители с внешним подводом энергии, при использовании которых физический механизм разрушения пены объясняется динамическим воздействием подвижных рабочих органов, вызывающих механический удар твердых поверхностей, срезающие усилия и сдвиговые деформации пленок газовых пузырьков, центробежное разделение фаз [30, 98, 100-102, 106, 107].

Наибольшее распространение получили вращающиеся роторные пеногасители, которыми можно обрабатывать высоко устойчивые пены с одновременной центробежной сепарацией отходящего газа. К недостаткам механических пеногасителей можно отнести сложность некоторых конструкций, необходимость установки герметичного уплотнения вращающихся роторов в условиях стерильных производств, относительно высокие энергозатраты, образование вторичной высокоустойчивой пены, ограниченная сфера воздействия в зоне работы пеногасителя. Опытным путем установлено [108], что при гашении пены вращающимися устройствами в зоне расположения механического пеногасителя газосодержание пены ниже, чем в основном слое пены, что указывает на образование в этой зоне мелкодисперсной пены повышенной плотности.

Конечной целью анализа и моделирования процессов разделения газожидкостных систем с устойчивой пенной структурой является определение и расчет основных кинематических, динамических, технологических, конструктивных и энергетических параметров и характеристик механических пеногасителей.

Механическое разделение пены может быть осуществлено ускорением естественного процесса самопроизвольного разрушения термодинамически неустойчивой пенной структуры путем интенсификации такого разделяющего фактора как синерезис (дренаж) путем осаждения жидкой фазы пены или путем прямого механического воздействия на пену, вызывающего необратимую деформацию и структурную перестройку пенной системы, либо одновременным сочетанием этих разделяющих факторов.

Теоретической и методологической основой для расчета процессов и аппаратов для разделения устойчивых пенных систем являются гидромеханические процессы естественно-го и искусственно ускоренного осаждения жидкой фазы пены для ослабления ее структуры, а также процессы деформации, течения и разрушения неоднородных сред при воздействии механических сил.

В основе синерезиса жидкой фазы пены лежит процесс осаждения жидкости между пузырьками, в результате чего происходит осушение пены до некоторого приемлемого с технологической точки зрения влагосодержания пены. Наряду с естественным осаждением жидкой фазы пены под действием силы гравитации или под действием разности давлений в слое пены, контактирующей с пористой перегородкой, синерезис в пене может быть осуществлен в поле центробежной силы.

В технике пеногашения осаждение жидкой фазы пены (синерезис жидкости) осуществляется под действием движущей силы различной природы путем отстаивания пены низкой кратности K или низкого газосодержания φ_n в гравитационном поле, путем фильтрования жидкой фазы пены на пористой перегородке под действием перепада гидростатического давления или разрежения под пористой перегородкой, а также путем осаждения жидкой фазы пены в поле центробежных сил.

Гидродинамику процесса синерезиса несжимаемой жидкости с учетом капиллярных явлений можно описать классическими уравнениями динамики сплошных сред [110, 111]:

- уравнение непрерывности

$$\operatorname{div} \vec{v} = 0 ; \quad (4.1)$$

- уравнение Навье-Стокса

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \Delta) = -\frac{1}{\rho_{ж}} \cdot \operatorname{grad} p + \frac{\mu_{ж}}{\rho_{ж}} \Delta \vec{v} + \vec{F}, \quad (4.2)$$

где \vec{v} - вектор скорости синерезиса, м/с; \vec{F} - удельная объемная сила, м/с².

Решение уравнений (4.1) и (4.2) зависит от природы объемной силы, начальных и граничных условий процесса осушения пены и конструктивных особенностей устройств-пеногасителей. В качестве одного из граничных условий можно принять допущение об обращении в нуль скорости жидкости на границе раздела фаз вследствие наличия жесткого адсорбционного слоя [16, 17, 23].

Кинетика синерезиса в силовом поле зависит от природы капиллярных явлений, характера и величины движущей силы \vec{F} , структурных характеристик пены, физико-химических свойств жидкой дисперсионной фазы. В случае действия силы тяжести $\vec{F} = \vec{g}$, для центробежной силы инерции $\vec{F} = \omega^2 \vec{r}$. При баросинерезисе перепад гидростатического давления p обуславливает синерезис при условии $|\operatorname{grad} p| \gg \rho_{ж} g$.

При моделировании и расчете процессов синерезиса в зависимости от структуры пены решаются внутренние и смешанные задачи гидродинамики и используются аналоги уравне-

ния Козени-Кармана для сферической и ячеистой структуры пены [1, 24], а также аналоги уравнений диффузии и теплопроводности для полиэдрической структуры [66].

Разновидностью механического пеногашения с использованием внутренней энергии потока пены является гидродинамический способ разделения пены на исходные фазы, которое достигается за счет структурной перестройки газожидкостной системы. Гидродинамическое пеногашение может быть осуществлено в сужающих устройствах различной конфигурации и газоструйных инжекторах [101].

Динамика течения пены как квазисплошной среды в трубах, каналах различной геометрии и в окрестности рабочих тел, инициирующих движение пены, является определяющим фактором процесса деформации, разрушения и разделения пены в статических, динамических и смесительных пеногасителях различных типов.

Механическое разрушение пенной структуры определяется критическим значением сдвигового напряжения τ_* , возникающего в потоке пены при ее движении. Для модели простого прямолинейного сдвигового течения можно принять:

$$\tau_* = \mu_* \dot{\gamma}.$$

При моделировании работы статических пеногасителей соплового и циклонного типов решается внутренняя задача гидродинамики с помощью уравнения непрерывности (4.1) и движения (4.2) для стационарного движения потока пены.

Механизм гашения пены в сужающих устройствах состоит в том, что возникающий при движении потока пены градиент давления вблизи от сужения вызывает эффект дросселирования газа в пене, которое является причиной радиальных смещений жидких оболочек пены. Термодинамически этот процесс может быть описан уравнением политропы [112]:

$$p_1 V_1^n = p_2 V_2^n,$$

где p_1 и p_2 , V_1 и V_2 - давление и объем газа в пене до и после сужающего устройства; n - показатель политропы.

Перейдя от объема газа в пузырьке пены к его линейным размерам

$$\frac{r_2}{r_1} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{1/3} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{1/(3n)},$$

можно записать следующее выражение для процесса расширения газа в приращениях

$$\frac{r + \Delta r}{r} = \left(\frac{V + \Delta V}{V} \right)^{1/3} = \left(\frac{p}{p + \Delta p} \right)^{1/(3n)}.$$

Произведена оценка [112] величины ускорения оболочки отдельного пузырька пены радиусом $r = 1$ мм, движущегося со скоростью $v = 50$ м/с при градиенте давления

$\Delta p / \Delta L = -0,05$ атм/см и при истечении в атмосферу ($p_2 = 1$ ата) в адиабатических условиях ($n = k = 1,4$).

В этом случае радиус пузырька увеличится:

$$\frac{r + \Delta r}{r} = \left(\frac{1,05}{1,05 - 0,05} \right)^{1/(3+1,4)} = 1,012,$$

то есть $\Delta r = (1,012 - 1)r = 1,2 \cdot 10^{-5}$ м.

Радиальное ускорение элемента оболочки пузырька пены определится выражением (при $\Delta L = 1$ см):

$$a_r = \frac{2 \cdot \Delta r}{\Delta t^2} = \frac{2 \cdot \Delta r \cdot v_r^2}{\Delta L^2} = 600 \text{ м/с}^2 \cong 60g,$$

то есть жидкая оболочка пузырька испытывает динамическую нагрузку, в 60 раз превосходящую ускорение силы тяжести.

Затрачиваемая мощность P в гидродинамических пеногасителях зависит от гидравлических потерь Δp и объемной производительности устройства по пене Q_n :

$$P = \Delta p \cdot Q_n.$$

Потери давления или гидравлическое сопротивление при оптимальных условиях гидродинамического разделения пены можно определить по параметрам газовой фазы смеси в раздельной модели течения [78, 85, 87]:

$$\Delta p = \left(\zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{тр}} + \zeta_{\text{вых}} \right) \frac{\rho_r \cdot v_r^2}{2}.$$

Описание процесса разделения пены с использованием динамических пеногасителей дискового типа проводится путем автомодельного решения уравнений Навье-Стокса [111].

Разрушение пены в динамических лопастных и смесительных струйных пеногасителях в основном осуществляется в тонкой вихревой области течения с резким изменением скорости, и может быть описано с помощью уравнений Прандтля для турбулентного пограничного слоя [100, 111]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} &= 0; \\ v_x \cdot \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \cdot \frac{\partial v_x}{\partial y} &= \frac{1}{\rho_i} \cdot \frac{\partial \tau}{\partial y}. \end{aligned}$$

При этом для свободной турбулентности предполагается

$$v_x \gg v_y, \quad \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} \ll \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2}, \quad p = \text{const}.$$

С точки зрения энергозатрат вращающиеся пеногасители имеют наилучшие показатели при разрушении достаточно крупных пузырьков пены, так как затрачиваемая мощность P является обратной степенной функцией диаметра пузырьков в соответствии с эмпирической зависимостью [113]:

$$P = \frac{17,5 \sigma^{1,5} Q_n}{d_n^{2,5} \rho_j^{0,5}},$$

где σ - коэффициент поверхностного натяжения жидкой фазы пены, Н/м; Q_n - количество обрабатываемой пены, м³/с; d_n - средневзвешенный диаметр пузырьков пены, м; ρ_j - плотность пенообразующей жидкости, кг/м³.

Конечной целью анализа и моделирования процессов разделения газожидкостных систем с устойчивой пенной структурой является определение и расчет основных кинематических, динамических, технологических, конструктивных и энергетических параметров и характеристик механических пеногасителей.

Глава 5. Моделирование и расчет статических фильтрующих и гидромеханических пеногасителей

Теоретической основой разделения устойчивых газожидкостных систем с пенной структурой в статических устройствах для механического пеногашения являются гидромеханические процессы осаждения жидкой фазы пены, течения и деструкции неоднородных сред.

Все расчетные параметры и характеристики механических пеногасителей можно условно разделить на группы технологических, конструктивно-геометрических и энергетических характеристик. Группа технологических параметров объединяет кинематические параметры (в частности, скоростные характеристики), расходные характеристики, временные параметры. Конструктивно-геометрические параметры включают в себя размеры основных рабочих элементов механических пеногасителей в зависимости от их вида и типа. Энергетические параметры механических пеногасителей характеризуют их гидравлическое сопротивление, затрачиваемую энергию и потребляемую мощность.

Сложность проблемы пеногашения и ее недостаточная проработанность до настоящего времени не позволяли создать единый методический подход для разнообразных видов и типов механических пеногасителей. Поэтому, в своем большинстве, существующие методики расчета основных параметров и характеристик механических пеногасителей получены эмпирическим путем в ограниченном интервале изменения опытных факторов и величин.

Расчет, проектирование и создание рациональных и экономичных конструкций механических пеногасителей должен базироваться на физически обоснованных модельных представлениях и экспериментальных исследованиях.

5.1. Моделирование и расчет осадительных фильтрующих пеноразделителей

В технике пеногашения осушение пены путем осаждения ее жидкой фазы может быть осуществлено различными способами: отстаиванием пены низкой кратности в гравитационном поле или путем фильтрования на пористой перегородке под действием избыточного давления над слоем пены или разрежения под фильтром, а также путем ускоренного синерезиса жидкой фазы пены в поле центробежной силы.

Поскольку процесс разделения пены в центробежных роторных пеногасителях происходит по смешанному осадительно-деформационному типу и движущая сила процесса определяется динамикой вращения ротора, то их расчет целесообразно рассматривать в группе роторных пеногасителей.

Скорость стационарного осаждения жидкой фазы пены, имеющей низкократную сферическую и ячеистую структуры средней кратности, определена в работах К. Канна [1,

9] по аналогии с течением жидкости через пористую среду с использованием модифицированного уравнения Козени-Кармана [24, 66]:

$$\vec{q} = k \rho \vec{F},$$

где \vec{q} – плотность объемного потока жидкости в пене, м/с; коэффициент фильтрации пены

$$k = 2,89 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{d_n^2}{\mu_{\text{ж}} (K-1)^2}, \text{ м}^4/(\text{Нс}).$$

Синерезис в высокочастотной полиэдрической пене детально изучен В.Кротовым [5, 66] и П.Кругляковым [4, 19] с использованием концепции локальной гидропроводности каналов Плато-Гиббса пены с учетом поля массовых сил и капиллярного давления:

$$\vec{q} = H_{\text{к}} \left(\rho_{\text{ж}} \vec{F} + \text{grad} \frac{\sigma}{r_{\text{к}}} \right),$$

где локальная каналовая гидропроводность $H_{\text{к}} = 0,33 \cdot \frac{r_{\text{к}}^4}{\mu_{\text{ж}} r_{\text{п}}^2}$, м⁴/(Нс); $r_{\text{к}}$ – радиус кривизны поверхности канала Плато-Гиббса, м; $r_{\text{п}}$ – радиус пузырька пены, м.

Исследование вакуумного осушения пены путем синерезиса с применением фильтрующих перегородок проведено в ряде работ В.Кротова, П.Круглякова и др. [4, 5, 19, 66]. Экспериментально установлено [114], что для гашения пены в количестве 0,4 м³/ч с использованием фильтра с рабочей поверхностью 0,018 м² необходимо создать разрежение порядка (1...54) 10³ Па.

Для моделирования и расчета осадительных пеногасителей фильтрующего типа используются [115] аналоги уравнения Козени-Кармана или аналоги уравнений диффузии и теплопроводности с учетом кинетики синерезиса и структурных особенностей пены.

При рассмотрении задачи фильтрования жидкой фазы пены за основу принимается [10] процесс синерезиса в пене, движущейся в щелевом зазоре (рис. 5.1) между плоскими поверхностями фильтров, находящихся под одинаковым разрежением.

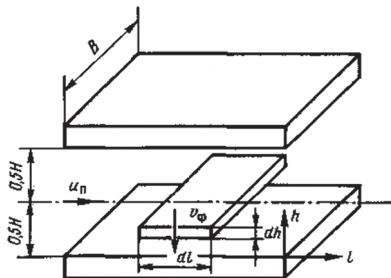


Рис. 5.1. Расчетная схема плоского фильтрующего пеногасителя

Основным кинетическим условием работы фильтрующих пеногасителей является соотношение между временем пребывания $t_{\text{пр}}$ пены в зоне фильтрации и временем фильтрации t_{ϕ} жидкой фазы через слой пены:

$$dt_{\text{пр}} \geq dt_{\phi}.$$

За время $dt_{\text{пр}}$ пена пройдет расстояние dl со скоростью u_n :

$$dt_{\text{пр}} = \frac{dl}{u_n}.$$

Продолжительность фильтрации зависит от локальной скорости фильтрации (синерезиса) v_{ϕ} на элементарной высоте dh слоя пены:

$$dt_{\phi} = \frac{dh}{v_{\phi}}.$$

Расход фильтруемой жидкости, приходящийся на элемент площади фильтрования $dS_{\phi} = B_{\phi} dl$ (B_{ϕ} - ширина плоского фильтра):

$$-dq_{\text{ж}} = v_{\phi} dS_{\phi}. \quad (5.1)$$

В соответствии с материальным балансом этот же расход связан со скоростью движения пены u_n соотношением

$$-dq_{\text{ж}} = u_n B_{\phi} dh.$$

Полученные уравнения являются основополагающими балансовыми соотношениями при расчете основных технологических характеристик и конструктивных параметров фильтрующих пеногасителей.

Расчет площади фильтрующей поверхности пеногасителя проводится на основе уравнения (5.1) баланса жидкости в пене:

$$-d(q_n v) = v_{\phi} dS_{\phi},$$

где расход жидкости в пене выражается через объемный расход пены q_n , сохраняющий почти постоянное значение ввиду незначительного изменения объемного газосодержания пены $(1-v)$ по длине фильтра.

Кинетика течения жидкости в пене может быть определена на основе различных модельных представлений в зависимости от формы составляющих пенную структуру ячеек (пузырьков). В практически важных случаях процесса синерезиса структура пены может последовательно трансформироваться от исходных сферических ячеек через промежуточную ячеистую структуру до полиэдрических ячеек.

Зависимость скорости синерезиса в пене может быть представлена в общем виде через коэффициент гидропроводности H_r :

$$v_{\Phi} = H_r \cdot \frac{dp}{dh},$$

где $\frac{dp}{dh}$ - градиент давления в дисперсионной (жидкой) фазе пены.

Для сферических ячеек пены на первом участке пеногасителя площадью S_1 приведенная скорость фильтрации жидкости в слое пены по аналогии с пористым слоем толщиной $0,5H$ выражается через коэффициент гидропроводности согласно эквивалентным модельным уравнениям (1.4) или (1.20). На втором участке пеногасителя площадью S_2 осаждение жидкости в ячеистой пене идет со скоростью, описываемой через коэффициент гидропроводности согласно модели К.Канна (1.5). Для полиэдрической структуры пены на третьем участке пеногасителя S_3 скорость синерезиса определяется каналовой гидропроводностью, описываемой рядом равноценных уравнений типа уравнения В.Кротова (1.6).

Градиент давления в пене существенным образом зависит от способа создания перепада давления и структуры пены. В условиях создания разрежения под фильтром градиент давления в сферической пене остается постоянным в щелевом зазоре на высоте $0,5H$, но в ячеистой и полиэдрической пене градиент давления зависит от распределения радиусов каналов Плато-Гиббса r_k по высоте h слоя.

Экспериментально установлено [19], что эта связь подчиняется параболической зависимости

$$r_k^2 = 2 p_* h, \quad (5.2)$$

где p_* - параметр параболы.

Давление p_k в каналах Плато-Гиббса является разностью между давлением p_n в полости пенных ячеек и капиллярным давлением p_k на вогнутой поверхности каналов:

$$p_k = p_n - \frac{\sigma}{r_k}. \quad (5.3)$$

Давление p_l и дисперсность пены незначительно изменяются по высоте слоя пены, поэтому их можно приближенно считать постоянными величинами. С учетом (5.2) и (5.3) и в предположении постоянного значения параметра параболы p_* для градиента давления в каналах Плато-Гиббса по высоте слоя пены получена зависимость

$$\frac{dp_{\kappa}}{dh} = \frac{d\left(p_{\kappa} - \frac{\sigma}{r_{\kappa}}\right)}{d\left(\frac{r_{\kappa}^2}{2p_{\kappa}}\right)} = \frac{\sigma p_{\kappa}}{r_{\kappa}^3}. \quad (5.4)$$

Параметр параболы при его постоянном значении выражается через конечные параметры пены на участках с ячеистой и полиэдрической структурой:

$$p_{\kappa} = \frac{r_{\kappa}(\max)}{2 \cdot 0,5 H}, \quad (5.5)$$

где $r_{\kappa}(\max) = d_{\kappa} \left(\frac{v_2}{a_{\kappa}} \right)^{1/2}$ - максимальный радиус конечных каналов Плато-Гиббса ячеистой

пены на координате $0,5 H$; $r_{\kappa}(\max) = d_{\kappa} \left(\frac{v_3}{4 C_{\kappa}} \right)^{1/2}$ - то же для полиэдрической пены;

$a_{\kappa} = 1,178$; $C_{\kappa} = 0,33$.

С учетом (5.5) градиент давления (5.4) в ячеистой пене имеет вид

$$\frac{dp_{\kappa}}{dh} = \frac{\sigma v a_{\kappa}^{1/2}}{d_{\kappa} v^{3/2} H}. \quad (5.6)$$

Аналогично запишем для полиэдрической пены

$$\frac{dp_{\kappa}}{dh} = \frac{2 \sigma v C_{\kappa}^{1/2}}{d_{\kappa} v^{3/2} H}. \quad (5.7)$$

После преобразования балансовое уравнение (5.1) на участке сферической пены примет вид

$$d\left(\frac{1}{v^2}\right) = 2 A_1 dS_1, \quad (5.8)$$

где параметр $A_1 = \frac{d_{\kappa}^2 \Delta p}{k_{\kappa} q_{\kappa} 0,5 \cdot H \mu_{\kappa} \Phi_1^{-2}}$; $k_{\kappa} = 108$; $\bar{\Phi}_1 = \frac{\Phi_0 + \Phi_1}{2}$ - среднее газосодержание сферической пены на первом участке пеногасителя.

Значение площади первого участка фильтрующего пеногасителя получено интегрированием (5.8) при изменении влажосодержания сферической пены от начального v_0 до конечного влажосодержания v_1 :

$$S_1 = \frac{k_{\kappa} \mu_{\kappa} q_{\kappa} \Phi_1^{-2} H \left(\frac{1}{v_1^2} - \frac{1}{v_0^2} \right)}{4 \Delta p d_{\kappa}^2}. \quad (5.9)$$

С учетом скорости осаждения влаги в ячеистой пене и выражения (5.6) уравнение (5.1) после преобразования примет вид

$$-d(v^{1/2}) = A_2 dS_2,$$

из которого при интегрировании переменных в заданных пределах получена величина второго участка пеногасителя:

$$S_2 = \frac{2q_n \mu_{ж} H \bar{\varphi}_2^{-2} (v_1^{1/2} - v_2^{1/2})}{k_n d_n \sigma a_n^{1/2} v_2}. \quad (5.10)$$

где $A_2 = \frac{k_n d_n \sigma v a_n^{1/2}}{q_n \mu_{ж} H \bar{\varphi}_2}$; $k_n = 2,9 \cdot 10^{-3}$; $\bar{\varphi}_2 = \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2}$ - среднее газосодержание ячеистой пены

на втором участке пеногасителя.

Для полиэдрической пены с учетом соотношения (5.7) преобразованное балансовое уравнение (5.1) имеет вид

$$-d(v^{1/2}) = A_3 dS_3,$$

из которого интегрированием определена площадь третьего участка пеногасителя при изменении переменных от их значений на входе и выходе с этого участка:

$$S_3 = \frac{12 q_n \mu_{ж} H C_k^{1/2} (v_2^{1/2} - v_3^{1/2})}{k_n \sigma d_n v_3}, \quad (5.11)$$

где $A_3 = \frac{k_n \sigma d_n v_3}{q_n \mu_{ж} H C_k^{1/2}}$; $k_n = 3,3 \cdot 10^{-3}$.

Общая площадь фильтрующего пеногасителя складывается из площадей отдельных его участков (5.9), (5.10) и (5.11):

$$S_{\phi} = 2(S_1 + S_2 + S_3) = \frac{2q_n \mu_{ж} H}{d_n} \left[\frac{k_c \bar{\varphi}_1^{-2} \left(\frac{1}{v_1^2} - \frac{1}{v_0^2} \right)}{4 d_n \Delta p} + \frac{2 \bar{\varphi}_2^{-2} (v_1^{1/2} - v_2^{1/2})}{k_n \sigma v_2 a_n^{1/2}} + \frac{12 C_k^{1/2} (v_2^{1/2} - v_3^{1/2})}{k_n \sigma v_3} \right] \quad (5.12)$$

или в терминах кратности пены

$$S_{\phi} = \frac{Q_n \mu_{ж} H}{d_n} \left[\frac{k_c (\bar{K}_1 - 1)^2 (\bar{K}_1^2 - K_0^2)}{4 d_n \Delta p \bar{K}_1^2} + \frac{2 \bar{K}_2 (\bar{K}_2 - 1)^2 \left(\frac{1}{\bar{K}_1^{1/2}} - \frac{1}{\bar{K}_2^{1/2}} \right)}{k_n \sigma \bar{K}_2^2 a_n^{1/2}} + \frac{12 C_k^{1/2} K_3 \left(\frac{1}{\bar{K}_2^{1/2}} - \frac{1}{K_3^{1/2}} \right)}{k_n \sigma} \right],$$

где $Q_n = 2q_n$ - общий объемный расход пены; $\bar{K}_1 = \frac{K_0 + K_1}{2}$; $\bar{K}_2 = \frac{K_1 + K_2}{2}$.

Одной из определяющих характеристик фильтрующего вакуумного пеногасителя является величина остаточного давления под фильтром p_ϕ , связанного с минимальным давлением в каналах Плато-Гиббса $p_k(\min)$ и сопротивлением фильтра Δp_ϕ соотношением

$$p_\phi = p_k(\min) - \Delta p_\phi.$$

Минимальное давление в каналах Плато-Гиббса зависит от дисперсности пены Δ_D и определяется максимальным капиллярным давлением $\frac{\sigma}{r_k(\min)}$ на границе контакта пены с фильтром:

$$p_k(\min) = p + \frac{2}{3} \sigma \Delta_D - \frac{\sigma}{r_k(\min)},$$

где p - давление над пеной на оси щелевого зазора пеногасителя.

Здесь дисперсность полиэдрической пены определяется по среднему объемному газосодержанию $\bar{\varphi}_3 = \frac{\varphi_2 + \varphi_3}{2}$ на третьем участке пеногасителя:

$$\Delta_D = \frac{6\bar{\varphi}_3}{d_n},$$

а минимальный радиус каналов Плато-Гиббса на границе с фильтром вычисляется по параметру параболы p_* :

$$r_k(\min) = \frac{r_k(\max)}{\left(\frac{l_0}{0,5 \cdot H}\right)^{1/2}},$$

где величина l_0 определяется экспериментально.

В условиях фильтрации жидкости в пене можно считать $\Delta p_\phi = 0$, и тогда выполняется равенство

$$p_\phi = p_k(\min). \quad (5.13)$$

Условием прохождения через поры фильтра только жидкой фазы пены является соотношение

$$p_k(\max) - p_k(\min) < \frac{2\sigma \cos \Omega}{r_\phi}, \quad (5.14)$$

где Ω - угол смачивания материала фильтра; r_ϕ - средний радиус пор фильтра.

Максимальное давление в каналах Плато-Гиббса на оси щелевого зазора определяется выражением

$$p_k(\max) = p + \frac{2}{3} \sigma \Delta_D - \frac{\sigma}{r_k(\max)},$$

$$\text{где } r_k(\max) = \frac{d_n v_3^{1/2}}{2 C_k}.$$

С учетом (5.14) преобразованное уравнение (5.13) примет вид

$$p_\phi = p_k(\max) - \frac{2 \sigma \cos \Omega}{r_\phi}$$

или в развернутом виде

$$p_\phi = p + \sigma \left[\frac{2}{3} \Delta_D - \frac{1}{r_k(\max)} - \frac{2 \cos \Omega}{r_\phi} \right].$$

С практической точки зрения более рациональной формой конструкции фильтра является цилиндрическая поверхность. По аналогии с плоским фильтром рассмотрена [67] задача об осушении пены при ее движении в кольцевом зазоре между коаксиальными цилиндрами-фильтрами (рис. 5.2).

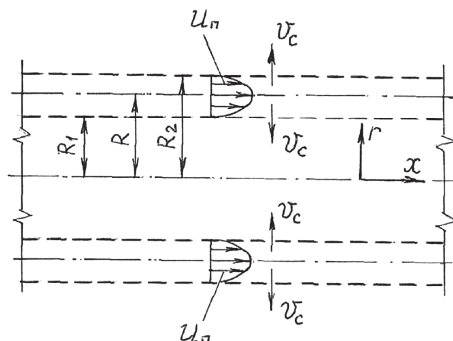


Рис. 5.2. Расчетная схема пеногасителя с цилиндрическим фильтром

Для этого варианта осушения пены балансовое уравнение (5.1) имеет вид

$$-d(q_n v) = v_\phi \cdot 2 \pi r \cdot dx, \quad (5.15)$$

где r - текущий радиус в кольцевом зазоре пеногасителя.

Поскольку радиус рабочей зоны пеногасителя является переменным, в этом случае за характерный конструктивный параметр принимается длина L_ϕ цилиндрического фильтра. Основное отличие цилиндрического фильтрующего пеногасителя от плоского фильтра состоит в характере изменения движущей силы процесса осушения пены, т.е. измене-

ние градиента давления по радиусу рабочей зоны пеногасителя. Так, для первого участка пеногасителя со сферической структурой пены постоянный градиент давления имеет вид

$$\left(\frac{dp}{dr}\right)r = \frac{dp}{dr/r} = \frac{\Delta p}{\ln(R/R_1)}, \quad (5.16)$$

где R и R_1 - соответственно средний и внутренний радиус кольцевого зазора.

Изменение градиента давления в ячеистой и полиэдрической структурах пены на втором и третьем участках пеногасителя с учетом связи (5.2) и соотношения (5.3) имеет общий вид и отличается только значениями числовых коэффициентов:

$$\frac{dp}{dr} \cdot r = \frac{\sigma}{2r_k}, \quad (5.17)$$

где для сферической пены $r_k = d_n \left(\frac{v}{a_s}\right)^{1/2}$; для полиэдрической пены $r_k = \frac{d_n}{2} \left(\frac{v}{C_k}\right)^{1/2}$.

Интегрирование балансового уравнения (5.15) на первом участке с учетом выражения (5.16) дает значение длины этого участка:

$$L_1 = \frac{k_c q_n \mu_{ж} \varphi_1^2 \ln \frac{R}{R_1} \left(\frac{1}{v_1^2} - \frac{1}{v_0^2} \right)}{4 \pi \Delta p d_n^2}. \quad (5.18)$$

Преобразование (5.15) с учетом (5.17) приводит к выражению

$$-\frac{dv}{v^{3/2}} = \frac{\pi k_s \sigma d_n a_s^{1/2}}{q_n \mu_{ж} \varphi_2^2} \cdot dx$$

и после его интегрирования в пределах изменения переменных получено значение длины второго участка пеногасителя:

$$L_2 = \frac{2 q_n \mu_{ж} \varphi_2^2 \left(\frac{1}{v_2^{1/2}} - \frac{1}{v_1^{1/2}} \right)}{\pi k_s \sigma d_n a_s^{1/2}}. \quad (5.19)$$

После аналогичных преобразований (5.15) и последующего интегрирования на участке фильтра с полиэдрической структурой пены получено значение длины третьего участка пеногасителя:

$$L_3 = \frac{12 q_n \mu_{ж} C_k^{1/2} \left(\frac{1}{v_3^{1/2}} - \frac{1}{v_2^{1/2}} \right)}{\pi k_n \sigma d_n}. \quad (5.20)$$

Общая длина цилиндрического фильтра-пеногасителя складывается из длин (5.18), (5.19) и (5.20) отдельных его участков:

$$L_{\phi} = L_1 + L_2 + L_3 = \frac{q_n \mu_{ж}}{\pi d_n} \left[\frac{k_c \varphi_1^2 \ln \frac{R}{R_1} \left(\frac{1}{v_1^2} - \frac{1}{v_0^2} \right)}{4 d_n \Delta p} + \frac{2 \varphi_2^2 \left(\frac{1}{v_2^{1/2}} - \frac{1}{v_1^{1/2}} \right)}{k_{я} \sigma a_{я}^{1/2}} + \frac{12 C_{к}^{1/2} \left(\frac{1}{v_3^{1/2}} - \frac{1}{v_2^{1/2}} \right)}{k_n \sigma} \right]. \quad (5.21)$$

Расход пены в части кольцевого зазора пеногасителя с радиусами $(R - R_1)$ выражается через общий расход пены Q_n :

$$q_n = Q_n \cdot \frac{R^2 - R_1^2}{R_2^2 - R_1^2}$$

и с учетом связи суммарной площади пеногасителя с длиной фильтра

$$S_{\phi} = 2 \pi (R_1 + R_2) L_{\phi},$$

получено преобразованное уравнение (5.21) относительно рабочей площади фильтра в терминах кратности пены:

$$S_{\phi} = \frac{2 Q_n \mu_{ж} (R^2 - R_1^2)}{d_n (R_2 - R_1)} \left[\frac{k_c (K_1 - 1)^2 \ln \frac{R}{R_1} (K_1^2 - K_0^2)}{4 d_n \Delta p K_1^2} + \frac{2 (K_2 - 1)^2 (K_2^{1/2} - K_1^{1/2})}{k_{я} \sigma K_2^2 a_{я}^{1/2}} + \frac{12 C_{к}^{1/2} (K_3^{1/2} - K_2^{1/2})}{k_n \sigma} \right].$$

Уравнения (5.12) и (5.21) также могут служить основой для решения обратной задачи - определения производительности фильтрующего пеногасителя по заданным качественным характеристикам разделения и его конструктивным параметрам.

5.2. Моделирование и расчет процессов разделения пены в гидромеханических пеногасителях

Гидромеханические пеногасители представляют комбинацию сопловых и циклонных устройств, что делает их расчеты взаимосвязанными. Большинство исследований в области гидромеханического пеногашения носит экспериментальный характер, но в последнее время появились работы с теоретическим обоснованием их функционирования.

В работе [116] за определяющую величину процесса разделения пены на исходные фазы в циклонном аппарате была принята скорость потока газожидкостной смеси u_c на выходе из сопла в циклон. Обобщение опытных результатов представлено в виде

$$u_c = 7,08 \cdot \frac{C_p^{0,2}}{u_{ж0,1}^{0,1}},$$

где C_p - концентрация ПАВ в растворе, кг/м³; $u_{ж}$ - приведенная объемная скорость жидкой фазы пены, м³/(м² час).

В этом исследовании экспериментально установлено, что минимальная скорость по газовой фазе пены на входе в циклон находится в пределах 6,2...10,7 м/с.

Проведены экспериментальные исследования [117] по разделению в циклоне смеси пены с дополнительно подаваемым на вход сопла воздухом и получены эмпирические зависимости для определения минимально необходимой скорости подачи пены в циклон:

$$u_{\min} = 1,05 \cdot 10^{-5} \rho_n^{-0,09} Q_r^{0,53} S_n^{0,4} H_n^{-0,008} D_n^{-0,95}$$

и определения перепада давления в циклоне

$$\Delta p = 7,7 \cdot 10^{-5} \rho_n^{1,43} u_n^{0,69} H_n^{-0,37} S_n^{-1,24},$$

где Q_r - количество подаваемого воздуха, м³/час; H_n - пенообразующая способность раствора ПАВ по методике Росс-Майлса, м.

Детальное исследование сопло-диффузорного пеногасителя (СДП) проведено в работе [82], где были определены оптимальные соотношения конфигурации сужающего устройства (СУ), позволяющие довести остаточное газосодержание пенной эмульсии до 10 %:

- отношение длины диффузорной части L_d к ширине щели насадка $B_{щ}$ ($L_d / B_{щ} = 10$);
- ширина щели $B_{щ} = 1...5$ мм;
- угол раскрытия насадка на выходе $\alpha_d = 8$ град.

Для определения энергетических затрат на гидромеханическое пеногашение в работе [81] использовалось уравнение баланса энергии в объеме СУ, решение которого относительно гидравлического сопротивления СУ представлено в виде

$$\Delta p = 2 k_{\phi} (1 - \zeta_{c,y}) \rho_{r0} u_{r,c}^2 \left[\frac{1}{(1 - \lg \beta)^2} + \frac{\beta^3}{(1 + \lg \beta)^2} \right],$$

где k_{ϕ} и $\zeta_{c,y}$ - соответственно коэффициент формы и коэффициент сопротивления СУ;

$u_{r,c}$ - приведенная скорость газовой фазы пены в СУ, м/с; $\beta = \alpha_v \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_r} \right)^{1/3}$ - коэффициент;

$\alpha_v = \frac{v}{1-v} = 1 - \phi_n$ - относительный объемный «захват» газом жидкости в виде пены.

В этой работе было также установлено оптимальное значение приведенной скорости газовой фазы пены для СДП, равное 47 м/с, когда плотность газожидкостной среды на выходе из СДП максимальна, а отношение действительных значений гидравлических потерь к расчетным близки к единице.

В работе [81] определены геометрические параметры циклона-газоотделителя (диаметр $D_{\text{ц}}$), исходя как из условия полного успокоения пленки жидкости при растекании по поверхности циклона:

$$D_{\text{ц}} = 2,3 B_{\text{ш.в}} \cdot \frac{(1 + \lg \beta) \lg \frac{200 \alpha_v u_{r.c}}{(1 + \lg \beta)(1 - \varphi_{ж.т})}}{\pi \lambda_{\tau}}, \quad (5.22)$$

так и из условия отсутствия срыва газом пленки жидкости при максимальном значении приведенной к поперечному сечению циклона скорости газа порядка 2...3 м/с:

$$D_{\text{ц}} = (0,65 \dots 0,8) (B_{\text{ш.в}} u_{r.c} L_{\text{с.у}})^{1/2}, \quad (5.23)$$

где $B_{\text{ш.в}}$ - ширина СУ в выходном сечении; λ_{τ} - коэффициент трения жидкости о стенку циклона; $L_{\text{с.у}}$ - высота (длина) СУ.

В работе [48] проведено аналитическое исследование работы сопловых пеногасителей. Исходя из баланса силы сдвига, вытягивающей пузырьки вдоль линий тока в коническом сопловом насадке, и силы, обусловленной действием поверхностного натяжения, получено выражение для определения критического радиуса сопла, с которого начинается разрушение пузырьков пены в конической части сопла:

$$R_* = \left(\frac{3 \mu_{\text{ж}} f_0 V_{\text{п}}}{\pi \sigma \beta} \right)^{1/5},$$

где $\mu_{\text{ж}} = \frac{\mu_{\text{ж}} r_{\text{п}}}{\delta_{\text{ж}}}$ - эффективная вязкость пены, Па·с; $r_{\text{п}}$ - радиус пузырька пены; $\delta_{\text{ж}}$ - толщи-

на пенных пленок; комплекс $f_0 = \frac{Q_{\text{п}}}{2\pi \cdot \frac{1 - 2 \cos^3 \alpha_c}{3 \cos^2 \alpha_c - 1}}$; $V_{\text{п}}$ - объем пузырька пены, м³; пара-

метр $\beta = \frac{r_{\text{п}} \sin \alpha_c}{R_{\tau}}$; R_{τ} - радиус подводящего трубопровода.

5.2.1. Разрушение пены в трубопроводах и сопловых насадках

Условия неразрушающего течения пены в трубопроводах и различных насадках в основном определяются ее реологическим поведением.

Возникающие при течении пены сдвиговые напряжения при достижении некоторых критических значений могут вызвать разрушение пены.

Выражение для линейного распределения касательных напряжений по радиусу трубы имеет вид

$$\tau = \tau_w \cdot \frac{r}{R}. \quad (5.24)$$

Касательное напряжение связано с реологическими свойствами пены и эта связь устанавливается посредством использования определенного реологического закона, в частности, модели бингамовского пластика:

$$\tau = \tau_0 - \mu_{\text{пл}} \cdot \frac{du_n}{dr}. \quad (5.25)$$

где τ_0 - начальное напряжение сдвига пенной структуры, Па; $\mu_{\text{пл}}$ - пластическая (бингамовская) вязкость, Па·с.

При условии отсутствия скольжения пены на стенке трубы совместное решение уравнений (5.24) и (5.25) дает распределение скоростей потока пены по радиусу трубы:

$$u_n = \frac{\tau_w}{\mu_{\text{пл}}} \cdot \frac{R^2 - r^2}{2R} - \frac{\tau_0}{\mu_{\text{пл}}} (R - r). \quad (5.26)$$

Связь τ_w с параметрами потока пены и радиусом трубы выражается через уравнение расхода с использованием распределения (5.26):

$$Q_n = \pi R^3 \tau_w \cdot \frac{3 - 4 \frac{\tau_0}{\tau_w} + \left(\frac{\tau_0}{\tau_w} \right)^4}{12 \mu_{\text{пл}}},$$

откуда с учетом связи $\frac{\tau_0}{\tau_w} = \frac{r_0}{R}$:

$$\tau_w = \frac{12 Q_n R \mu_{\text{пл}}}{\pi (3 R^4 - 4 R^3 R_0 + R_0^4)}. \quad (5.27)$$

При течении пены по трубам критические сдвиговые напряжения и деформации, приводящие к разрушению исходной структуры пены, вначале возникают в зоне, прилегающей к стенке трубы, и затем, по мере увеличения скорости течения, распространяются в ядро потока к его центру. Соотношение (5.27) дает возможность сформулировать [80] критические условия относительно значения радиуса трубы, при котором на ее стенке возникает касательное напряжение, равное пределу прочности пены τ_* , приводящее к разрушению пены:

$$R_{w*} = \sqrt[3]{\frac{12 Q_n \mu_{\text{пл}}}{\pi \tau_* \left[3 - 4 \frac{\tau_0}{\tau_*} + \left(\frac{\tau_0}{\tau_*} \right)^4 \right]}}.$$

Значение среднерасходной скорости потока, соответствующее пристенному разрушению пены в трубе находится по формуле

$$u_{w*} = \frac{Q_n}{\pi R_{w*}^2} = \frac{\tau_* R_{w*}}{12 \mu_{\text{пл}} \left[3 - 4 \frac{\tau_0}{\tau_*} + \left(\frac{\tau_0}{\tau_*} \right)^4 \right]}.$$

В практике расчетов с достаточной точностью используется обобщенное реологическое уравнение квазиньютоновского течения с учетом структурных особенностей пены:

$$\tau = \mu_3 \cdot \frac{du_n}{dr}. \quad (5.28)$$

При таком допущении связь расходной характеристики потока пены с ее реологическими свойствами выражается в виде

$$Q_n = \frac{\pi R_t^3 \tau_w}{4 \mu_3}. \quad (5.29)$$

Из принятой реологической модели (5.28) найдено распределение скоростей потока пены в круглой трубе постоянного сечения:

$$u_n = \frac{\tau_w (R_t^2 - r^2)}{2 R_t \mu_3}. \quad (5.30)$$

При разрушении пены по всему сечению трубы распределение касательных напряжений по ее радиусу определяется соотношением

$$\tau_* = \tau_w \cdot \frac{r_{\min}}{R_t}, \quad (5.31)$$

где $r_{\min} \leq \frac{d_n}{2}$ - минимальный радиус потока, соответствующий полному объемному разрушению пены в трубе, м.

Из соотношения (5.31) определено значение касательного напряжения на стенке при объемном разрушении пены в трубе:

$$\tau_w = \tau_* \cdot \frac{2 R_t}{d_n}. \quad (5.32)$$

Исходя из распределения (5.30) и уравнения расхода (5.29) с учетом соотношения (5.32), определено значение критического радиуса трубопровода, при котором достигается полная объемная деструкция пены в потоке при заданном ее расходе:

$$R_{t*} = \left(\frac{2 Q_n d_n \mu_3}{\pi \tau_*} \right)^{1/4}$$

и соответствующую этому случаю среднерасходная скорость потока:

$$u_{n*} = \frac{R_t^2}{4 d_n} \cdot \frac{\tau_*}{\mu_3}.$$

Разрушение пены в объеме потока путем увеличения градиента скорости сдвига достигается при сужении трубопровода в форме конического круглого (см. рис. 3.3) или плоского конфузорного соплового насадка. При определенных динамических условиях течения пены в сопловых насадках наступает кризис течения, что выражается в деструкции пены и ее разрушении.

При достижении критического напряжения сдвига в минимальном сечении соплового насадка на расстоянии от оси, равном или меньшем величины среднего радиуса пузырька пены r_n условие полной деструкции и разрушения в объеме потока пены имеет вид [85, 87]:

$$\frac{\tau_*}{\tau_w} = \frac{d_n}{2\alpha_c \cdot \frac{R_c}{\sin \alpha_c}}. \quad (5.33)$$

Из сформулированного условия (5.33) с учетом выражения (5.28) получено значение минимального радиуса конического соплового насадка в его критическом сечении:

$$R_{c*} = \sin \alpha_c \left[\frac{Q_n \mu_3 d_n}{4\pi \tau_* F(\alpha_c)} \right]^{1/4},$$

где $F(\alpha_c) = \frac{\alpha_c}{2} + 1 - \cos \alpha_c - \alpha_c \cdot \sin \alpha_c$.

При проведении гидродинамических расчетов оценивается среднерасходная скорость потока в критическом сечении соплового насадка, достаточная для разрушения всего объема пены в потоке, используя выражение (5.27) и распределение (5.24):

$$u_{c*} = \frac{4R_c^2 F(\alpha_c)}{d_n \sin^4 \alpha_c} \cdot \frac{\tau_*}{\mu_3}. \quad (5.34)$$

Аналогичный подход используется для вертикального симметричного плоского соплового насадка шириной L_c и высотой B_c критического сечения в цилиндрической системе координат. Для этого случая уравнение расхода пены выглядит следующим образом:

$$Q_n = \frac{2r_0^2 \alpha_c^2 L_c \tau_w}{3\mu_3}, \quad (5.35)$$

откуда получено выражение для касательного напряжения на стенке в узком сечении сопла:

$$\tau_{w0} = \frac{3Q_n \mu_3}{2r_0^2 \alpha_c^2 L_c}. \quad (5.36)$$

Из уравнения (5.35) с учетом соотношения (5.36) и связи $r_0 = \frac{0,5 \cdot B_c}{\sin \alpha_c}$ получено выражение для определения ширины плоского сопла в его критическом сечении:

$$B_c = \frac{2 \sin \alpha_c}{\alpha_c} \left(\frac{3 Q_n \mu_3 d_n}{4 L_c \tau_*} \right)^{1/3},$$

а также значение среднерасходной скорости потока при условии объемного разрушения пены в плоском сопловом насадке:

$$u_{c*} = \frac{B_c^2 \alpha_c^3}{6 d_n \sin^3 \alpha_c} \cdot \frac{\tau_*}{\mu_3}.$$

Количественная оценка предложенных расчетных методик показывает, что для потока пены с ячейками-пузырьками диаметром $d_n = 10^{-3}$ м (1,0 мм) при объемном газосо-
 держании $\varphi_n = 0,95$ (кратность пены $K = 20$), динамической вязкости жидкой фазы пены $\mu_3 = 1 \cdot 10^{-3}$ Па·с, разности между динамическим и равновесным значениями поверхностного натяжения пленок пены $\Delta\sigma = 0,035$ Н/м, движущегося в коническом сопловом насадке с минимальным радиусом в критическом сечении $R_{c*} = 2,5 \cdot 10^{-3}$ м (2,5 мм), значение средней критической скорости, необходимой для разрушения пены в потоке, в соответствии с расчетом по (5.34) равно $u_{c*} = 40$ м/с.

Полученный результат расчета находится в удовлетворительном соответствии с опытными данными [81, 85], определенными в идентичных условиях.

5.2.2. Циклонирование пены и газовой эмульсии

При гидромеханическом гашении пены в сужающих устройствах соплового типа под воздействием сдвиговых деформаций и высоких продольных градиентов давления в первую очередь в основном разрушаются достаточно крупные ячейки-пузырьки полидисперсной пены, порождая вместе с тем мелкие пузырьки, устойчивые к приложенным в данной ситуации динамическим воздействиям. Кроме того, разрушение пены в сопловых насадках сопровождается образованием газожидкостной эмульсии и мелкодисперсных капель жидкости, что требует дополнительной сепарации отходящего потока. В этом случае для окончательного разделения образовавшихся фаз и компонентов газожидкостной смеси применяется [81, 118-120] комбинация пеноразрушающих сопловых насадок с циклоном, в полости которого остаточная и вторичная пена, а также образовавшаяся газожидкостная эмульсия под действием центробежной силы движутся в виде закрученного слоя по стенке циклона как по полуоткрытому руслу-каналу.

Динамическое уравнение для газового пузырька пены или газожидкостной эмульсии, всплывающего в слое жидкости толщиной h от стенки циклона, имеет вид [112, 120, 121]:

$$m_n \cdot \frac{dy_n}{dt} = F_A - F_C, \quad (5.37)$$

где $m_n = \frac{1}{2} \left(\frac{4}{3} \pi r_n^3 \rho_{\text{ж}} \right)$ - присоединенная масса газового пузырька, кг; v_n - скорость всплытия пузырька, м/с; t - текущее время, с; $F_A = \frac{4}{3} \cdot \pi r_n^3 \rho_{\text{ж}} g_n$ - центробежная сила Архимеда, Н; $g_n = \frac{u_{\tau}^2}{R_n}$ - ускорения в центробежном поле, м/с²; u_{τ} - осредненная тангенциальная скорость потока на стенке циклона, м/с; R_n - внутренний радиус цилиндрического корпуса циклона, м; $A = 6 \pi r_n \mu_{\text{ж}} v_n$ - сила сопротивления в стоковском режиме всплытия пузырька, Н; $\mu_{\text{ж}}$ - динамическая вязкость жидкостной пленки.

С учетом принятых обозначений параметров динамическое уравнение примет вид

$$\frac{dv_n}{dt} = 2g_n - 9 \cdot \frac{\mu_{\text{ж}}}{r_n^2 \rho_{\text{ж}}} v_n.$$

Скорость всплытия пузырька во времени определяется после интегрирования (5.37) с начальным условием $v_n = 0$ при $t = 0$:

$$v_n(t) = 2\rho_{\text{ж}} g_n r_n^2 \cdot \frac{1 - \exp\left(-\frac{9\mu_{\text{ж}} t}{\rho_{\text{ж}} r_n^2}\right)}{9\mu_{\text{ж}}}. \quad (5.38)$$

Интегрированием соотношения $v_n(t) = dh/dt$ с учетом (5.38) при начальном условии $h = h_0$ при $t = 0$ и с граничным условием $h(t_*) = 0$ (t_* - момент выхода пузырька на внешнюю поверхность закрученного газожидкостного слоя) с последующим упрощением результата интегрирования получено выражение для оценки времени всплытия газовых пузырьков в циклоне

$$t_* = \frac{9}{2} \cdot \frac{\mu_{\text{ж}} h_0}{\rho_{\text{ж}} g_n r_n^2}. \quad (5.39)$$

Количественная оценка времени всплытия пузырьков под действием центробежной силы в соответствии с (5.39) показывает, что для пузырьков с радиусом $r_n = 1 \dots 100$ мкм необходимое время для полного всплытия составляет $t_* = 2 \dots 200$ секунд. Практически время пребывания газожидкостной системы в зоне действия центробежной силы составляет всего несколько секунд, на основании чего можно сделать вывод о недостаточно высокой эффективности циклона для выделения пузырьков мелкодисперсной пены.

Проведено экспериментальное исследование [122] влияния конструктивных параметров циклонного пеногасителя на его работоспособность и эффективность сепарации. При заданных геометрических параметрах циклонного пеногасителя (диаметр циклона

$D_{\text{ц}} = 70$ мм, угол конусности циклона $\alpha_{\text{ц}} = 30$ град., диаметр входного соплового насадка $d_{\text{с}} = 5$ мм) эффективность сепарации оценивалась путем варьирования двух основных факторов: центробежного ускорения разделяемого потока за счет изменения его скорости во входном сопловом патрубке и времени пребывания разделяемого потока в поле центробежной силы, что достигается изменением диаметра сливного патрубка $d_{\text{сл}}$, однозначно связанного с длиной образующей конической части циклона при постоянном значении угла конусности ($d_{\text{сл}} = 10, 15, 20$ мм). Эффективность сепарации циклонного пеногасителя оценивалась по величине остаточного газосодержания или кратности газожидкостной смеси на выходе из сливного патрубка циклона. Кратность газожидкостной смеси на выходе из сливного патрубка циклона определялась кондуктометрическим методом путем измерения стандартным колоколообразным электродом электропроводности жидкой фазы $G_{\text{ж}}$ и электропроводности выходящей из циклона газожидкостной смеси $G_{\text{п}}$:

$$K = \frac{1}{B_{\text{с}}} \cdot \frac{G_{\text{ж}}}{G_{\text{п}}},$$

где $B_{\text{с}}$ - коэффициент, определяемый структурой газожидкостной смеси (пены).

В соответствии с данными работы [25] при значении кратности пены $K < 4$ коэффициент $B_{\text{с}} = 1$, при значении $K > 10$ коэффициент $B_{\text{с}} = 3$. В интервале $4 < K < 10$ коэффициент $1 < B_{\text{с}} < 3$.

Поскольку одной из задач создания непрерывно действующих сепарирующих устройств, установленных в технологической аппаратуре, является определение высоты зоны отстаивания, была принята методика измерения кратности по высоте столба выходящей из циклона газожидкостной смеси. Для уменьшения динамического воздействия потока на выходе из циклона его сливной патрубок был погружен под уровень жидкости, находящейся в сепараторе. Замеры проводились при фиксированном положении электрода по мере увеличения высоты столба отсепарированной жидкости, фиксируемой при помощи уровнемера через каждые 10 мм.

На рис. 5.3 и 5.4 представлены графики изменения электропроводности слоя газожидкостной смеси $G_{\text{п}}$ в зависимости от высоты уровня жидкости $h_{\text{ж}}$ относительно датчика электропроводности при различных значениях приведенной скорости газовой фазы $w_{\text{г}}$ во входном сопловом насадке.

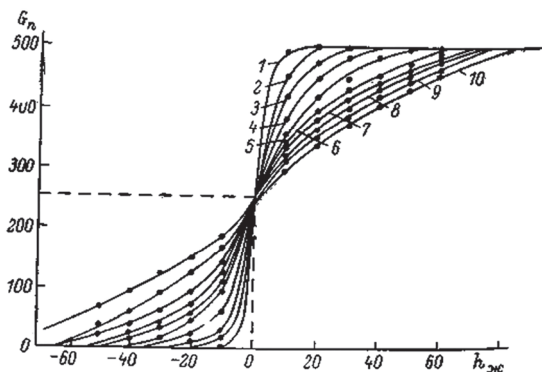


Рис. 5.3. Зависимость электропроводности газожидкостной смеси G_n (мкС) от уровня жидкости $h_{ж}$ (мм) в сепараторе при $d_{сл} = 10$ мм для различных приведенных скоростей газа в сужающем устройстве циклона w_r (м/с): 1 – 20; 2 – 29,4; 3 – 36,2; 4 – 42,75; 5 – 50,7; 6 – 58,4; 7 – 65,6; 8 – 75,8; 9 – 90,4; 10 – 98,6

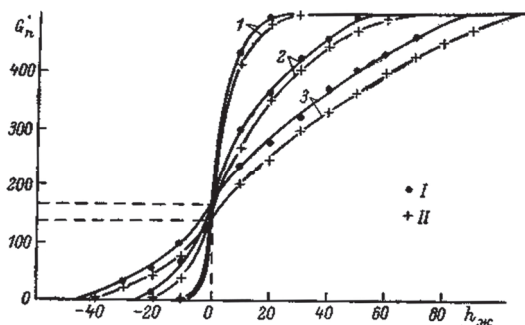


Рис. 5.4. Зависимость электропроводности газожидкостной смеси G_n (мкС) от уровня жидкости $h_{ж}$ (мм) в сепараторе при $d_{сл}$ (мм): I – 15; II – 20 для различных приведенных скоростей газа в сужающем устройстве циклона w_r (м/с): 1 – 29,4; 2 – 58,4; 3 – 98,6

Из графиков следует, что зависимость меняется по экспоненциальному закону по мере увеличения столба газожидкостной смеси, и для разных скоростей газовой фазы пены на входе в циклон зависимость представляет собой пучок кривых, пересекающихся приблизительно в одной точке.

В начальный момент электропроводность стремится к нулю, т.е. она равна электропроводности G_r газовой фазы (воздуха). По мере увеличения столба отсепарированной жидкости датчик регистрирует изменение электропроводности газожидкостной смеси в сторону ее увеличения при приближении уровня чистой гомогенной жидкости. При до-

стижении уровня чистой жидкости уровня расположения датчика электропроводность возрастает до величины электропроводности $G_{\text{ж}}$ раствора. При полном отсутствии пены проводимость меняется скачкообразно от $G_{\text{г}}$ до $G_{\text{ж}}$.

Высота слоя Δh неразделенной газожидкостной смеси характеризуется длиной кривой, а объем этого слоя - площадью под кривой. Эти величины зависят от скорости пены на входе в циклон $w_{\text{г}}$, при этом они возрастают при ее увеличении.

Аналогичный характер имеет зависимость $K = K(\Delta h)$ кратности K выходящей из циклона газожидкостной смеси от высоты Δh расположения датчика электропроводности над уровнем жидкости в сепараторе (рис.5.5 а, б).

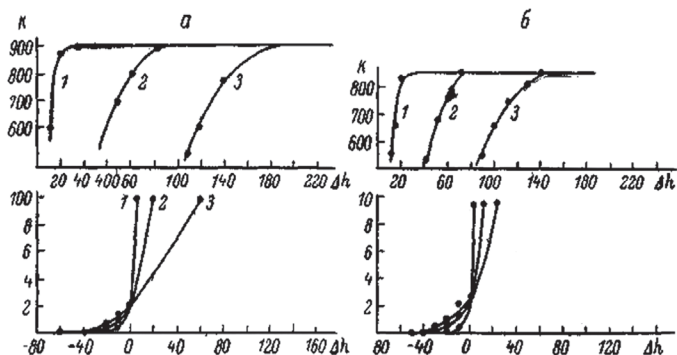


Рис. 5.5. Зависимость кратности K не разрушенной пены от высоты Δh (мм) датчика над жидкостью в сепараторе при различных приведенных скоростях газа в сужающем устройстве циклона $w_{\text{г}}$ (м/с): 1 – 29,4; 2 – 58,4; 3 – 98,6. $d_{\text{ци}}$ (мм): а – 10; б – 15

В этом случае кратность газожидкостной смеси изменяется от $K=1$ до $K \rightarrow \infty$ и проходит через одну точку перегиба $K_{\text{лин}}$. Вид кривых на рис. 5.5 позволяет определить функциональную зависимость $K = K(\Delta h)$:

$$K = \exp[a \cdot \exp(b \Delta h)] = \exp[\exp(\ln a + b \Delta h)]. \quad (5.40)$$

Для определения коэффициентов a и b в уравнении (5.40) построен график зависимости $\ln(\ln K) = f(\Delta h)$, представленный на рис. 5.6 для значения $d_{\text{ци}} = 10$ мм.

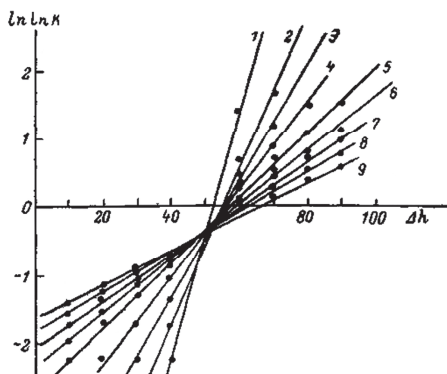


Рис. 5.6. Зависимость $\ln(\ln K)$ от высоты датчика Δh (мм) над жидкостью для $d_{\text{сн}} = 10$ мм при различных приведенных скоростях газа в сужающем устройстве циклона w_r (м/с): 1 – 29,4; 2 – 36,2; 3 – 42,75; 4 – 50,7; 5 – 58,4; 6 – 65,6; 7 – 75,8; 8 – 90,4; 9 – 98,6

Эта графическая зависимость имеет линейный характер, представляющая собой пучок прямых, проходящих через одну точку, характеризующую значение $\ln(\ln K_{\text{дин}})$.

Коэффициенты уравнения (5.40) зависят от приведенной скорости w_r газовой фазы на входе в циклон и определяются по формулам

$$a = -\frac{\ln(\ln K_{\text{дин}})w_r + 1}{w_r}; \quad b = \frac{1}{1,21w_r - 0,47}.$$

В свою очередь, кратность динамической пены $K_{\text{дин}}$ зависит от диаметра сливного патрубка циклона (рис. 5.7).

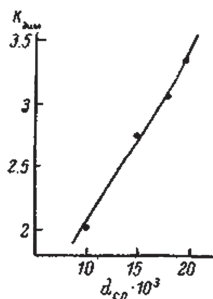


Рис. 5.7. Зависимость ординаты точки перегиба кратности пены $K_{\text{дин}}$ от диаметра сливного патрубка $d_{\text{сн}}$ (м)

Эта зависимость определяется в виде

$$K_{\text{дин}} = 0,166 d_{\text{сл}} + 0,7.$$

Влияние скорости газовой фазы пены, поступающей в циклон, на высоту газожидкостной смеси в сепараторе, идентичную величине Δh , имеет вид линейной зависимости (рис. 5.8).

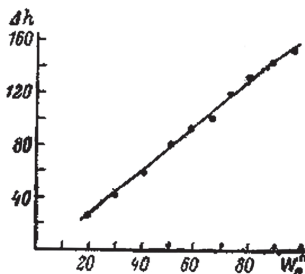


Рис. 5.8. Зависимость высоты слоя Δh (мм) не разрушенной пены в сепараторе от приведенной скорости газа w_r (м/с) в сужающем устройстве циклона для $d_{\text{сл}} = 10$ мм

С увеличением скорости подачи пены высота неразделенной газожидкостной смеси также возрастает, что можно объяснить усилением динамического воздействия потока на выходе из циклона в сепаратор.

Также была проведена оценка влияния диаметра сливного патрубка циклона на эффективность разделения газожидкостной смеси при разной скорости подачи пены в циклон. Представленная графическая зависимость (рис. 5.9) высоты неразделенной газожидкостной смеси от диаметра сливного патрубка имеет слабо возрастающий линейный характер.

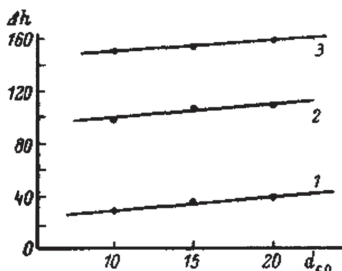


Рис. 5.9. Зависимость высоты слоя Δh (мм) не разрушенной пены в сепараторе от диаметра сливного патрубка $d_{\text{сл}}$ (мм). w_r : 1 – 29,4; 2 – 65,6; 3 – 98,6

График этой зависимости позволяет определить высоту сепарационной части в технологической аппаратуре, необходимую для отстоя неразделенной газожидкостной смеси, задаваясь конструктивно-геометрическими (диаметр $d_{\text{ци}}$) и расходными (скорость w_f) параметрами циклона. Для этого по оси абсцисс рис. 5.9 выбирается необходимый диаметр сливного патрубка и, задаваясь приведенной скоростью газовой фазы пены, по оси ординат определяется высота сепарационной части аппарата, равная высоте слоя Δh газожидкостной смеси. При необходимости для проведения такой расчетной процедуры можно дополнительно использовать график на рис. 5.8.

Пример 5.1. Расчет циклонно-соплового пеногасителя [123]

Исходные данные. В закрытом биореакторе при взаимодействии аэрирующего воздуха в количестве $Q_r = 3000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и культуральной жидкости с динамической вязкостью $\mu_{\text{ж}} = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$, плотностью $\rho_{\text{ж}} = 1200 \text{ кг/м}^3$ и поверхностным натяжением $\sigma = 0,04 \text{ Н/м}$ происходит образование пены с объемным газосодержанием $\varphi_{\text{п}} = 0,95$, средневзвешенным эквивалентным диаметром ячеек пены $d_{\text{п}} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ (1 мм), дифференциальным поверхностным натяжением при деформации пленок пены $\Delta\sigma = 0,02 \text{ Н/м}$. Для пеногашения используется циклонно-сопловый пеногаситель с плоскими соплами, имеющий следующие характеристики: диаметр подводящего патрубка $D_{\text{пр}} = 0,5 \text{ м}$, количество сопел $z = 6$, ширина сопла в узком сечении $B_c = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ (5 мм), угол сужения конфузорной части сопла $\alpha_{\text{ж}} = 2\alpha_{\text{с}} = \pi/6 = 30^\circ$, угол раскрытия диффузора на выходе из сопла $\alpha_{\text{д}} = 8^\circ$, плотность газовой фазы в узком сечении сопла $\rho_{\text{г}2} = 1,2 \text{ кг/м}^3$; содержание жидкости в газовом потоке на выходе из сопла $\varphi_{\text{ж-г}} = 0,15$.

Требуется определить: минимальную приведенную скорость потока пены $u_{\text{с*}}$, высоту сопловых насадков $H_{\text{с}}$, диаметр перфорированной перегородки $D_{\text{п}}$ и диаметр циклона $D_{\text{ц}}$, гидравлическое сопротивление пеногасителя Δp , энергетические затраты P .

Порядок расчета:

1. Определяем плотность пены:

$$\rho_{\text{п}} \approx \rho_{\text{ж}} (1 - \varphi_{\text{п}}) = 1200(1 - 0,95) = 60 \text{ кг/м}^3.$$

2. Находим эффективную вязкость пены:

$$\mu_{\text{э}} = \frac{\mu_{\text{ж}}}{1 - \varphi_{\text{п}}} = \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{1 - 0,95} = 3 \cdot 10^{-2} \text{ Па}\cdot\text{с}.$$

3. Находим значение комплекса B в уравнении (3.85):

$$B = \left(\frac{19}{15} \sigma + 2 \Delta \sigma \right) + (\sigma + \Delta \sigma) \frac{(1 + 2 \varphi_n)^2}{2} \left[\frac{1}{\pi} \left(\frac{z_k}{6 \varphi_n} \right)^3 \right]^{1/2} =$$

$$= \left(\frac{19}{15} 0,04 + 2 \cdot 0,02 \right) + (0,04 + 0,02) \cdot$$

$$\cdot \frac{(1 + 2 \cdot 0,95)^2}{2} \left[\frac{1}{3,14} \left(\frac{6}{6 \cdot 0,95} \right)^3 \right]^{1/2} = 0,244 \text{ Н/м.}$$

4. По формуле (3.85) определяем величину критического напряжения сдвига:

$$\tau_* = \frac{\mu_* \Delta \sigma}{(1 - \varphi_n)^{1,63}} \left(\frac{3 \varphi_n}{\rho_* d_n^3 B} \right)^{1/2} \left[2 + \frac{(1 + 2 \varphi_n)^2}{2} \left\{ \frac{1}{\pi} \left(\frac{z_k}{6 \varphi_n} \right)^3 \right\}^{1/2} \right] =$$

$$= \frac{1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,02}{(1 - 0,95)^{1,63}} \left(\frac{3 \cdot 0,95}{1,2 \cdot 10^3 \cdot 10^{-9} \cdot 0,244} \right)^{1/2} \times$$

$$\times \left[2 + \frac{(1 + 2 \cdot 0,95)^2}{2} \left\{ \frac{1}{3,14} \left(\frac{6}{6 \cdot 0,95} \right)^3 \right\}^{1/2} \right] = 56,4 \text{ Па.}$$

5. По формуле (5.34) определяем величину минимальной скорости потока пены, необходимой для ее разрушения в соплах:

$$u_{c*} = \frac{\tau_* B_c^2 \alpha_c^3}{6 \mu_* d_n \sin^3 \alpha_c} = \frac{56,4 (5 \cdot 10^{-3})^2 (3,14/12)^3}{6 \cdot 3 \cdot 10^{-2} \cdot 10^{-3} \cdot 0,26^3} = 8,15 \text{ м/с.}$$

Исходя из соотношения $u_{r2} \geq u_{c*}$ и экспериментальных данных, принимаем величину приведенной скорости газовой фазы в критическом сечении сопла $u_{r*} = 40 \text{ м/с.}$

6. По расходным характеристикам пеногасителя определяем площадь критического сечения сопла:

$$f_2 = \frac{Q_r}{z u_{r*}} = \frac{3000}{3600 \cdot 6 \cdot 40} = 3,48 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

7. По площади критического сечения сопла находим его высоту:

$$H_c = \frac{f_2}{B_c} = \frac{3,48 \cdot 10^{-3}}{5 \cdot 10^{-3}} = 0,7 \text{ м.}$$

8. Определяем количество жидкости, проходящей с пеной через сопла:

$$Q_x = Q_r \cdot \frac{1 - \varphi_n}{\varphi_n} = 3000 \cdot \frac{1 - 0,95}{0,95} = 160 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

9. Находим приведенную скорость жидкой фазы пены в критическом сечении сопла:

$$u_{ж*} = \frac{Q_{ж}}{z f_2} = \frac{160}{3600 \cdot 6 \cdot 3,48 \cdot 10^{-3}} = 2,12 \text{ м/с.}$$

10. Определяем [85] объемное газосодержание потока в критическом сечении сопла:

$$\varphi_2 = \frac{1}{1 + \frac{u_{ж*}}{u_{г*}} \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_{г2}} \right)^{1/2}} = \frac{1}{1 + \frac{2,48}{40} \left(\frac{1200}{1,2} \right)^{1/2}} = 0,374.$$

11. Находим величину истинной скорости газа в критическом сечении сопла:

$$u_{г2} = \frac{Q_{г}}{z f_2 \varphi_2} = \frac{3000}{3600 \cdot 6 \cdot 3,48 \cdot 10^{-3} \cdot 0,374} = 107 \text{ м/с.}$$

12. Определяем длину, ширину и площадь сечения диффузора на выходе из сопла:

$$L_d = 10 B_c = 10 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 5 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

$$B_d = B_c + L_d \operatorname{tg} \alpha_d = 5 \cdot 10^{-3} + 5 \cdot 10^{-2} \cdot \operatorname{tg} 8^\circ = 1,2 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

$$f_3 = B_d H_c = 1,2 \cdot 10^{-2} \cdot 0,7 = 8,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

13. Находим приведенную скорость газа на выходе из диффузора:

$$u_3 = \frac{Q_{г}}{z f_3} = \frac{3000}{3600 \cdot 6 \cdot 8,4 \cdot 10^{-3}} = 16,5 \text{ м/с.}$$

14. Находим значения параметров, входящих в уравнения (5.22) и (5.23):

$$\alpha_v = 1 - \varphi_n = 1 - 0,95 = 0,05;$$

$$\beta = \alpha_v \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_{г}} \right)^{1/3} = 0,05 \left(\frac{1200}{1,2} \right)^{1/3} = 0,5.$$

15. По формулам (5.22) и (5.23) определяем минимальное значение диаметра циклонного газоотделителя:

$$D_{ц} = 2,3 B_d \cdot \frac{(1 + \lg \beta) \lg \frac{200 \alpha_v u_3}{(1 + \lg \beta)(1 - \varphi_{ж+г})}}{\pi \lambda_c} =$$

$$= 2,3 \cdot 1,2 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{(1 + \lg 0,5) \lg \frac{200 \cdot 0,05 \cdot 16,5}{(1 + \lg 0,5)(1 - 0,15)}}{3,14 \cdot 0,02} = 0,75 \text{ м;}$$

$$D_{ц} = (0,65 \dots 0,8) (B_d u_3 H_c)^{1/2} = 0,8 (1,2 \cdot 10^{-2} \cdot 16,5 \cdot 0,7)^{1/2} = 0,3 \text{ м.}$$

16. Находим площадь поперечного сечения и диаметр перфорированной перегородки циклона, приняв скорость газа в сечении циклона $u_{г,ц} = 1,5 \text{ м/с}$:

$$f_{ц} = \frac{Q_{г}}{u_{г,ц}} = \frac{3000}{3600 \cdot 1,5} = 0,56 \text{ м}^2,$$

$$D_n = \left(D_{\text{тр}}^2 + \frac{4f_n}{\pi} \right)^{1/2} = \left(0,5^2 + \frac{4 \cdot 0,56}{3,14} \right)^{1/2} = 0,985 \text{ м.}$$

Принимаем диаметр перегородки циклона $D_n = 1,0 \text{ м.}$

Исходя из конструкции пеногасителя, принимаем $D_u = 1,15 \text{ м.}$

17. Потери напора в подводящем патрубке складываются из гидравлических потерь на входе в патрубок и потерь на преодоление гидростатического столба пены в патрубке:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \zeta_{\text{вх}} \cdot \frac{\rho_n u_{\text{тр}}^2}{2} + \rho_n g H_{\text{тр}} = 0,5 \cdot \frac{60 \cdot 4,25^2}{2} + 60 \cdot 9,81 \cdot 1,5 = 1150 \text{ Па,}$$

где $\zeta_{\text{вх}} = 0,5$ - коэффициент сопротивления при входе потока в патрубок; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ - ускорение силы тяжести; $H_{\text{тр}} = 1,5 \text{ м}$ - высота подводящего патрубка; скорость движения потока пены в патрубке:

$$u_{\text{тр}} = \frac{4(Q_r + Q_{\text{ж}})}{\pi D_{\text{тр}}^2} = \frac{4(3000 + 160)}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,52} = 4,25 \text{ м/с.}$$

18. Гидравлические потери на входе потока пены в щелевые сопла складываются из потерь при повороте и входе потока из подводящего патрубка в конфузорную часть плоских сопел:

$$\Delta p_{\text{вх}} = (\zeta_{\text{пов}} + \zeta_{\text{вх}}) \frac{\rho_n u_{\text{вх}}^2}{2} = (1 + 0,3) \frac{60 \cdot 1,4^2}{2} = 80 \text{ Па,}$$

где $\zeta_{\text{пов}} = 1,0$ - коэффициент гидравлического сопротивления при повороте потока; $\zeta_{\text{вх}} = 0,3$ - коэффициент гидравлического сопротивления при входе потока в конфузор; $u_{\text{вх}}$ - скорость потока пены на входе в конфузорную часть сопел:

$$u_{\text{вх}} = \frac{Q_r + Q_{\text{ж}}}{z B_{\text{к}} H_{\text{с}}} = \frac{3000 + 160}{3600 \cdot 6 \cdot 0,14 \cdot 0,7} = 1,4 \text{ м/с,}$$

где $B_{\text{к}} = 0,14 \text{ м}$ - ширина конфузорной части сопла.

19. Определяем параметры потока в критическом сечении сопла:

$$\text{Re}_r = \frac{u_{r2} d_p \rho_{r2}}{\mu_r} = \frac{107 \cdot 0,01 \cdot 1,2}{1,8 \cdot 10^{-5}} = 7,15 \cdot 10^4;$$

$$\lambda_{\text{ж}} = 0,11 \left(\frac{k_{\text{ш}}}{d_p} + \frac{68}{\text{Re}_r} \right)^{1/4} = 0,11 \left(\frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{0,01} + \frac{68}{7,15 \cdot 10^4} \right)^{1/4} = 0,05,$$

где $d_p = \frac{4 H_{\text{с}} B_{\text{с}}}{2(H_{\text{с}} + B_{\text{с}})} = \frac{4 \cdot 0,7 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{2(0,7 + 5 \cdot 10^{-3})} = 0,01 \text{ м}$ - эквивалентный диаметр сопла;

$\mu_r = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ Па с}$ - динамическая вязкость газа (воздуха).

20. Потери напора при движении и разрушении пены в соплах определяем по формуле (3.65):

$$\Delta p_c = \rho_{r2} u_{r2}^2 \left[k_c \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2 + \sin \alpha_n \left(1 - \frac{f_2}{f_3} \right)^2 + \lambda_{ж} \left[\frac{1 - \left(\frac{f_2 \Phi_2}{f_1 \Phi_1} \right)^2}{8 \sin \frac{\alpha_n}{2}} + \frac{1 - \left(\frac{f_2 \Phi_2}{f_3 \Phi_3} \right)^2}{8 \sin \frac{\alpha_n}{2}} \right] \right] =$$

$$= 1,2 \cdot 10^2 \left[0,2 \left(\frac{1}{0,61} - 1 \right)^2 + 0,14 \left(1 - \frac{3,48 \cdot 10^{-3}}{8,4 \cdot 10^{-3}} \right)^2 + \right.$$

$$\left. + 5,25 \cdot 10^{-2} \left\{ \frac{1 - \left(\frac{0,374 \cdot 3,48 \cdot 10^{-3}}{0,95 \cdot 9,8 \cdot 10^{-2}} \right)^2}{8 \cdot 0,26} + \frac{1 - \left(\frac{0,374 \cdot 3,48 \cdot 10^{-3}}{0,382 \cdot 8,4 \cdot 10^{-3}} \right)^2}{8 \cdot 0,07} \right\} \right] = 1600 \text{ Па.}$$

21. Находим приведенную скорость жидкости и объемное газосодержание потока на выходе из диффузорной части сопла:

$$u_{ж3} = \frac{Q_{ж}}{z f_3} = \frac{160}{3600 \cdot 6 \cdot 8,4 \cdot 10^{-3}} = 0,885 \text{ м/с;}$$

$$\Phi_3 = \frac{1}{1 + \frac{u_{ж3}}{u_3} \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_r} \right)^{1/2}} = \frac{1}{1 + \frac{0,885}{16,5} \left(\frac{1200}{1,2} \right)^{1/2}} = 0,382.$$

22. Определим истинную скорость газового потока на выходе из диффузорной части сопла:

$$u_{r3} = \frac{Q_r}{z f_3 \Phi_3} = \frac{3000}{3600 \cdot 6 \cdot 8,4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,382} = 43,5 \text{ м/с.}$$

23. Находим потери давления при выходе газожидкостного потока из диффузорной части сопла:

$$\Delta p_d = \zeta_{\text{вых}} \cdot \frac{\rho_r u_{r3}^2}{2} = 0,5 \cdot \frac{1,2 \cdot 43,5^2}{2} = 565 \text{ Па,}$$

где $\zeta_{\text{вых}} = 0,5$ - коэффициент гидравлического сопротивления при выходе потока газа из диффузора на экран.

24. Потери напора в каплеуловителе складываются из потерь при повороте и входе газового потока в кольцевое сопло, потерь при движении потока в сужающейся и расширяющейся частях кольцевого сопла, из потерь при повороте потока из расширяющейся части кольцевого сопла в патрубок для отвода газа и потерь при выходе газа из устройства.

При скорости газа в кольцевой щели сопла $u_{г.к} = 15$ м/с гидравлические потери в каплеуловителе составляют:

$$\Delta p_k = 120 \text{ Па.}$$

25. Определим общее гидравлическое сопротивление циклонно-соплового пеногасителя:

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_{вх} + \Delta p_c + \Delta p_d + \Delta p_k = 1150 + 80 + 1600 + 565 + 120 = 3515 \text{ Па.}$$

26. Определим затраты энергии при пеногашении в циклонно-сопловом пеногасителе:

$$P = \frac{Q}{\varphi_n} \cdot \Delta p = \frac{3000}{3600 \cdot 0,95} \cdot 3515 = 3080 \text{ Вт или } 3,08 \text{ кВт.}$$

Глава 6. Моделирование и расчет струйных пеногасителей

Инжектирование пены в зону струй газа или пара, истекающих из различного вида насадков, является одним из методов создания критических напряжений и деформаций в объеме пены. В практике пеногашения нашли применение струйные пеногасители с формированием продольной круглой струи при истечении из сопла в приемную камеру [124] и формированием струи в виде радиального веера, перекрывающего поперечное сечение определенной зоны или всего технологического аппарата [125]. Такие устройства являются высокоэффективными при гашении высокоустойчивой пены, но создание надежных и экономичных конструкций струйных пеногасителей сдерживается из-за отсутствия теоретически обоснованных и достоверных расчетных рекомендаций.

Экспериментальное исследование струйного пеногасителя эжекторного типа проведено в работе [47]. Установлено, что разрушение пены происходит в конической части приемной камеры эжектора, а в качестве параметра, характеризующего процесс разрушения пены, выбран градиент давления вдоль оси конической части пеногасителя:

$$\frac{dp}{dr} = k_2 Q_r^{i+2} \left[(84i + 108) \frac{Q_n f(\alpha_c)}{Q_r} + 10 \right] \left[\frac{\left\{ 1 + \frac{12 Q_n f(\alpha_c)}{Q_r} \right\}^{i/2}}{3 \pi^{i+2} (i+2) (\sin \alpha_c)^{i+2} R_c^{3i+7} \{f(\alpha_c)\}^{i+2}} \right],$$

где k_2 , i - параметры реологического уравнения Ривлина-Эриксона; R_c - радиус выходно-

го сечения конического сопла, м; параметр $f(\alpha_c) = \frac{\alpha_c - 2 \sin \alpha_c + \frac{2(1 - \cos \alpha_c)}{\alpha_c}}{\sin \alpha_c}$.

В этой работе определен также массовый коэффициент инжекции струйного пеногасителя:

$$U_3 = \frac{\rho_{ж} Q_n}{\rho_r Q_r K}.$$

Рекомендуется [47] использовать эти соотношения для определения максимального значения радиуса выходного сечения конусной части приемной камеры эжектора, что связано со сложными вычислительными операциями и затрудняет применение этой методики для инженерных расчетов.

Экспериментальное исследование газоструйного пеногасителя с веерной струей в колонном аппарате диаметром 200 и 500 мм проведено в работе [126], где в качестве физической модели принято условие равенства давления, развиваемого газовой струей, давлению трения при опускании пузырей пены в жидкости. На основе этой модели получено

значение скорости газа в кольцевой щели пеногасителя, необходимой для стабилизации уровня пены:

$$w_{щ} = 14,8 \left(\frac{v_{ж}}{d_n} \right)^{0,35} \cdot \frac{D_k^{3/2} w_k^{0,65} \sqrt{\Phi_n}}{(D_{щ} h_{щ})^{0,75}},$$

где D_k - диаметр колонны, м; w_k - скорость аэрации раствора ПАВ в колонне, м/с; $D_{щ}$ и $h_{щ}$ - соответственно диаметр и высота кольцевой щели, м.

Эффективность пеногашения в этой работе оценивалась по величине коэффициента K_3 , характеризующего отношение количества разрушенной пены к количеству расходуемого воздуха:

$$K_3 = \frac{Q_n}{Q_v} = \frac{w_k D_k^2}{4 w_{щ} D_{щ} h_{щ}}.$$

Экспериментально установлено изменение коэффициента в диапазоне $K_3 = 0,32 \dots 0,89$ и сделан вывод, что при одних и тех же расходах образующейся пены уменьшение диаметра колонны приводит к снижению значения K_3 и расхода эжектирующего газа (воздуха) Q_v .

6.1. Моделирование и расчет пеногасителей с продольно-круглой струей

Физическая сущность работы струйных пеногасителей со смешением рабочей газовой или паровой струи с некоторым объемом пены базируется [127, 128] на полуэмпирической теории свободных затопленных турбулентных струй с использованием дифференциальных уравнений пограничного слоя [129-133]. За счет наложения на продольное движение струи поперечных пульсаций создается турбулентный обмен импульсами между веществом струи и окружающей средой (пенной), в результате чего при удалении струи от устья соплового насадка масса струи возрастает, а ее скорость убывает. При этом пена на границе струи вовлекается в движение и осуществляется ее эжекция в зону струи. Возникающие при этом сдвиговые напряжения приводят к разрушению пенной структуры и разрыву составляющих ее ячеек-пузырьков, которые диспергируются струей в виде мелких капель. Процесс взаимного обмена количеством движения между струей и тонкодисперсной жидкой фазой пены протекает столь быстро, что можно говорить о достижении равновесия процессов обмена и сделать допущение о равенстве скоростей компонентов струи. В свободной турбулентной струе кажущееся турбулентное трение во много раз превышает ламинарное трение, вследствие чего можно пренебречь вязкостным трением и считать турбулентную вязкость постоянной во всей области течения струи. Ввиду сложности анализа турбулентных течений

можно принять ряд упрощающих допущений, как это сделано в работах [110, 111], в частности, постоянство статического давления во всей области струи, а также автомодельность течения относительно числа Рейнольдса и гипотезу подобия (аффинности) характеристик течения в поперечных сечениях основного участка струи.

Основными параметрами струйных пеногасителей, подлежащих определению, являются конструктивно-геометрические характеристики устройств, их производительность и необходимые энергетические затраты на проведение процесса пеногашения [127]. Для оценки расчетных параметров можно использовать простую аналитическую модель гомогенного течения тонкодисперсной двухфазной струи, рассматриваемой как некоторый квазиконтинуум с осредненными свойствами, который описывается [78, 111] уравнениями однофазной среды.

Расчетная схема (рис. 6.1) пеногасителя с продольно-круглой паро-(газовой) струей характерна для эжекционных струйных аппаратов, включающих приемную камеру с рабочим соплом-насадком и цилиндрической камерой смешения.

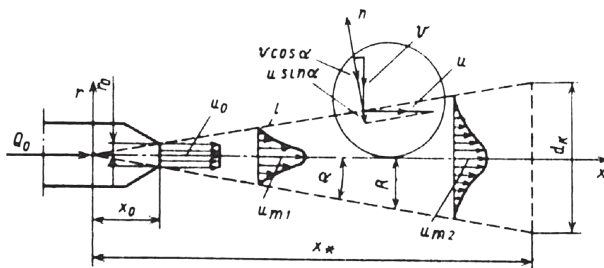


Рис. 6.1. Расчетная схема пеногасителя с круглой струей

Для турбулентных струй можно записать уравнение движения Рейнольдса как аналог уравнения Навье-Стокса несжимаемой жидкости и уравнение неразрывности в цилиндрических координатах (r, θ, x) :

$$u_x \cdot \frac{du_x}{dx} + v_r \cdot \frac{du_x}{dr} = \eta_i \cdot \frac{d}{dr} \left(r \cdot \frac{du_x}{dr} \right); \quad (6.1)$$

$$\frac{d}{dx} (ru_x) + \frac{d}{dr} (rv_r) = 0. \quad (6.2)$$

Граничные условия для этого случая имеют вид

$$v_r = 0, \quad \frac{du_x}{dr} = 0 \quad \text{при} \quad r = 0; \quad u_x = 0 \quad \text{при} \quad r = \pm \infty. \quad (6.3)$$

При условии постоянства давления в струе поток количества движения или импульс продольно-круглой струи постоянен и равен

$$J_x = 2\pi \int_0^{\infty} \rho_c u_x^2 r dr = \text{const}, \quad (6.4)$$

где ρ_c - плотность среды в струе, кг/м³.

Плотность двухфазной среды в области струи меняется по ее длине, среднее значение плотности струи зависит как от плотности эжектирующего газа ρ_0 , так и от плотности пены ρ_n :

$$\rho_c = \frac{\rho_n - \rho_0}{\ln \frac{\rho_n}{\rho_0}}, \quad (6.5)$$

где $\rho_n = \rho_0 \phi_n + \rho_{ж}(1 - \phi_n)$.

Для решения уравнений (6.1) и (6.2) в автомодельных струйных течениях существует несколько подходов для представления осредненных параметров течения в виде функции выбранных координат с использованием какой-либо полуэмпирической зависимости для определения вязкости η_r . Здесь используется асимптотический подход [133] как наиболее приемлемый для практических расчетов:

$$\frac{u_x}{u_{xm}} (\rho = \text{const}) = \frac{F'(f)}{f}; \quad u_{xm} (\rho = \text{const}) = A x^m \quad f = B r x^n, \quad (6.6)$$

где u_{xm} - скорость струи на оси x , м/с; параметр $A = \left(\frac{3J_x}{8\pi\rho_c a^2} \right)^{1/2}$, м²/с; J - импульс струи;

$B = 1/a$; a - эмпирическая константа; константы $m = n = -1$.

Здесь принята зависимость турбулентной вязкости в виде

$$\eta_r = A a^2 = \text{const}.$$

Исходные уравнения (6.1) и (6.2) в частных производных путем формул преобразования (6.6) приводятся к автомодельному виду в форме обыкновенных дифференциальных уравнений при новых граничных условиях. Результат решения исходных уравнений представлен [133] в виде

$$F'(f) = \frac{1}{1 + \frac{1}{8} f^2}. \quad (6.7)$$

В общем случае значение плотности вещества в струе и в окружающей ее среде могут быть различными, что имеет место при истечении газа в пену, когда формируется двухфазная многокомпонентная неоднородная струя. При истечении из соплового насадка менее плотного газа в среду с большей плотностью, например в пену, условие сохранения

энергии для одно- и двухфазной струи или условие сохранения плотности потока импульса имеет вид

$$\rho_0 u_x^2 \Big|_{\rho=\text{const}} = \rho_c u_x^2, \quad (6.8)$$

где ρ_0 - плотность однофазной однородной струи, равная плотности газа в сопловом насадке, кг/м³.

Из соотношения (6.8) с учетом (6.6) получено

$$u_x = \sqrt{\frac{\rho_0 u_x^2 \Big|_{\rho=\text{const}}}{\rho_c}} = u_{xm} \Big|_{\rho=\text{const}} \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_c} \frac{F'(f)}{f}}, \quad (6.9)$$

т.е. падение скорости в струе будет происходить быстрее в случае распространения струи менее плотного газа в более плотной окружающей среде.

Используя условия автомодельности (6.6), с учетом решения (6.7) и соотношения (6.9) получено выражение для продольной составляющей скорости в двухфазной неоднородной струе

$$u_x = \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_c}} \cdot \frac{A}{x \left(1 + \frac{1}{8} f^2\right)^{\frac{1}{2}}}. \quad (6.10)$$

При сдвиговом разрушении пены критические деформации и напряжения первоначально возникают на границе струи, где $\frac{R}{x} = \tan \alpha$ ($\alpha = 3^\circ \dots 5^\circ$ - угол раскрытия струи), и в соответствии с обобщенным реологическим уравнением сдвиговое напряжение пропорционально градиенту продольной составляющей скорости по радиусу круглой струи:

$$\tau_* = -\rho_c \eta_r \cdot \frac{du_x}{dr} = -\rho_c A a^2 \cdot \frac{du_x}{dr}. \quad (6.11)$$

С учетом выражения (6.10) градиент скорости сдвига при условии постоянного значения плотности по радиусу струи имеет вид:

$$\frac{du_x}{dr} = \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_c}} \cdot \frac{A f_c}{2 a x^2 \left(1 + \frac{1}{8} f_c^2\right)^{\frac{3}{2}}}, \quad (6.12)$$

где параметр $f_c = \frac{R}{x a}$.

При совместном решении уравнений (6.11) и (6.12) определяется значение продольной координаты круглой струи, где достигаются условия разрушения пены:

$$x_* = A \left[\frac{\operatorname{tg} \alpha \sqrt{\rho_0 \rho_c}}{2 \tau_* \left(1 + \frac{1}{8} \cdot \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha}{a^2} \right)^3} \right]^{1/2}. \quad (6.13)$$

Для эжекционных струйных аппаратов-пеногасителей величина x_* характеризует расстояние от полюса струи до камеры смешения, при этом диаметр последней D_k связан с продольной координатой струи соотношением

$$D_k = 2x_* \operatorname{tg} \alpha \quad (6.14)$$

Объемная производительность струйных аппаратов-пеногасителей зависит от скорости притока пены из внешнего пространства в зону смешения через внешнюю границу струи, т.е. от величины продольной и поперечной составляющих скорости.

Поперечная составляющая скорости определяется интегрированием уравнения неразрывности струи (6.2) с учетом граничных условий (6.3) и выражения (6.10):

$$v_r = A f a \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_c}} \cdot \frac{1 - \frac{1}{8} f^2}{2x \left(1 + \frac{1}{8} f^2 \right)^2}. \quad (6.15)$$

Элементарный объем вещества (пены), притекающий в зону смешения, пропорционален элементу dS боковой поверхности границы продольной круглой струи:

$$dQ_n = (u_x \sin \alpha + v_r \cos \alpha) dS. \quad (6.16)$$

Здесь

$$dS = \pi(R \cdot dl + l \cdot dR),$$

где $l = R / \sin \alpha = x / \cos \alpha$ - длина образующей границы струи, м.

Общая величина объемной производительности пеногасителя с продольной круглой струей определяется интегралом на длине струи от координаты $x_0 = \frac{r_0}{\operatorname{tg} \alpha}$ до предельной координаты x_* с учетом значений скоростей (6.10) и (6.15):

$$\begin{aligned} Q_i &= 2\pi \int_{x_0}^{x_*} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha} (u_x \sin \alpha + v_r \cos \alpha) x \cdot dx = \\ &= 2\pi A \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_c}} \operatorname{tg} \alpha \left[\frac{a f_c \left(1 - \frac{1}{8} f_c^2 \right)}{2} + \operatorname{tg} \alpha \left[\frac{x_* - x_0}{\left(1 + \frac{1}{8} f_c^2 \right)^2} \right] \right], \end{aligned} \quad (6.17)$$

где $f_n = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{a}$.

Расчет объемной производительности струйных пеногасителей по формуле (6.17) ведется методом последовательных приближений, поскольку входящая в это уравнение плотность среды в струе сама является функцией объемного расхода пены:

$$\rho_c = \rho_n \beta_n + \rho_0 (1 - \beta_n),$$

где $\beta_n = \frac{Q_n}{Q_n + Q_0}$ - объемная доля пены в струе; Q_0 - объемный расход эжектирующего вещества (газа), м³/с.

Для практических инженерных расчетов удобно пользоваться величиной импульса струи в выходном сечении соплового насадка, где известны кинематические параметры струи:

$$J_x = 2 \pi \rho_0 u_0^2 \int_0^{r_0} r \cdot dr = \pi \rho_0 u_0^2 r_0^2, \quad (6.18)$$

где $u_0 = Q_0 / S_0$ - скорость струи на выходе из сопла, м/с; $S_0 = \pi r_0^2$ - площадь поперечного сечения соплового насадка, м².

Скорость истечения u_0 эжектирующей среды из сопловых насадков лимитируется скоростью звука u_* в этой среде:

$$u_0 \leq u_*. \quad (6.19)$$

Используя условие (6.19) и соотношение $u_0 = Q_0 / S_0$, можно определить предельную величину объемного расхода эжектирующей среды при заданных или принятых значениях конструктивных параметров сопловых насадков:

$$q_{0*} = Q_0 / z = u_* S_0,$$

где q_{0*} - предельный объемный расход эжектирующей среды через один сопловый насадок, м³/с; z - количество сопловых насадков.

Для расчета необходимого расхода эжектирующего газа используется соотношение (6.13) с учетом значения (6.18) при соблюдении условия $Q_0 \leq Q_{0*}$ ($q_0 \leq q_{0*}$):

$$Q_0 = 4 \pi r_0 z a x_* \left(\frac{\rho_n}{\rho_0^3} \right)^{1/4} \left[\frac{\tau_* \left(1 + \frac{1}{8} \operatorname{tg}^2 \alpha \right)^3}{3 \operatorname{tg} \alpha} \right]^{1/2}. \quad (6.20)$$

Приведенные аналитические соотношения позволяют провести оценочные расчеты основных технологических характеристик струйных пеногасителей - производительности по объему разрушаемой пены в единицу времени (6.17) и необходимого расхода рабочей среды (6.20), а также двух конструктивных параметров - расстояния от среза соплового насадка до камеры смешения (6.13) и ее диаметра (6.14).

6.2. Расчет пеногасителя с радиально-вверной струей

Методология расчета пеногасителя с радиально-вверной струей идентична вышеизложенному подходу [127].

Для несжимаемой радиально-вверной струи (рис. 6.2) уравнения пограничного слоя имеют вид

$$u_r \cdot \frac{du_r}{dr} + v_z \cdot \frac{du_r}{dy} = \frac{d}{dy} \left(\eta_t \cdot \frac{du_r}{dy} \right);$$

$$\frac{d}{dr} (r u_r) + \frac{d}{dy} (r v_z) = 0. \quad (6.21)$$

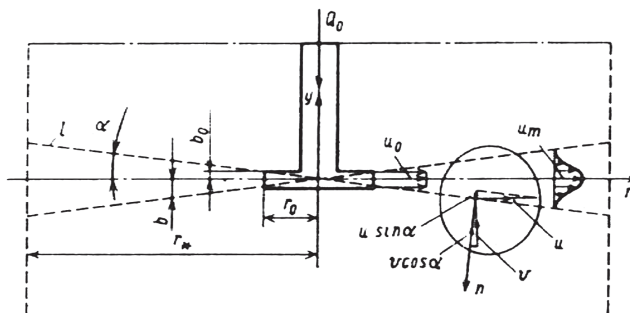


Рис. 6.2. Расчетная схема пеногасителя с радиально-вверной струей

Здесь приняты следующие граничные условия

$$v_z(r, 0) = 0; \quad \frac{du_r}{dy} = 0 \quad \text{при} \quad y = 0; \quad u_r(r, \pm\infty) = 0.$$

Условием сохранения импульса J_r радиально-вверной струи будет выражение

$$J_r = 2\pi r \int_{-\infty}^{+\infty} \rho_c u_r^2 dy = \text{const}.$$

Для этого случая в соответствии с асимптотическим подходом Вулиса-Кашкарова [133] приняты следующие аффинные преобразования

$$\frac{u_r}{u_{rm}} = \sqrt{\frac{\rho_m}{\rho_n}} \cdot F'(f); \quad u_{rm} = \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_m}} \cdot A r^m; \quad f = B y r^n, \quad (6.22)$$

где константы $m = n = -1$; $B = 1/a$; параметр $A = \sqrt{\frac{3J_r}{8\pi\rho_c a}}$.

Для радиально-вверной струи турбулентная кинематическая вязкость определяется по зависимости

$$\eta_{\tau} = \frac{1}{2} A a^2.$$

Решение уравнений пограничного слоя в этом случае имеет вид

$$F'(f) = 1 - \operatorname{th}^2 f = \frac{1}{\operatorname{ch}^2 f}, \quad (6.23)$$

$$\text{где } \operatorname{th} f = \frac{e^f - e^{-f}}{e^f + e^{-f}}; \operatorname{ch} f = \frac{e^f + e^{-f}}{2}.$$

С учетом преобразований (6.22) и решения (6.23) найдено

$$u_r = \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_c}} \cdot \frac{A}{r \operatorname{ch}^2 f}. \quad (6.24)$$

Градиент скорости сдвига в радиально-веерной струе определяется как производная сложной функции (6.24) при условии $\rho_c(y) = \operatorname{const}$:

$$\frac{du_r}{dy} = \frac{du_r}{df} \cdot \frac{df}{dy} = -2A \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_c}} \cdot \frac{\operatorname{tg} f_c}{ar^2 \operatorname{ch}^2 f_c}, \quad (6.25)$$

$$\text{где } f_c = \frac{b_c}{ar} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{a}.$$

Используя реологическое уравнение (6.11) и выражение (6.25), получено значение координаты-радиуса веерной струи, где реализуются условия разрушения пены:

$$r_* = A \sqrt{\frac{2a\sqrt{\rho_0\rho_c} \operatorname{th} f_c}{\tau_* \operatorname{ch} f_c}}. \quad (6.26)$$

Полученную по (6.26) координату можно отождествить с радиусом поперечного сечения корпуса технологического аппарата или радиусом рабочей зоны в реакторе, перекрываемых радиально-веерной струей.

Поперечная составляющая v скорости в радиально-веерной струе найдена из уравнения неразрывности (6.21):

$$v_z = A \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_n}} \cdot \frac{a(2f - \operatorname{sh} 2f)}{2r \operatorname{ch}^2 f}. \quad (6.27)$$

Объем притекающего в зону смешения вещества, идентичный количеству разрушаемой пены при ее контакте с нижней границей радиально-веерной струи, определен по аналогии с (6.16), принимая во внимание, что в этом случае

$$dS = \pi(r \cdot dl + l \cdot dr), \quad (6.28)$$

$$\text{где } l = \frac{r}{\cos \alpha}.$$

С учетом (6.27) и (6.28) можно провести расчет объемной производительности пеногасителя с радиально-вверной струей:

$$Q_n = 2\pi \int_{r_0}^{r_*} (u_r \operatorname{tg} \alpha + v_z) r \cdot dr = 2\pi A \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_c}} \left[\operatorname{tg} \alpha + a \left(f_c + \frac{\operatorname{sh} 2 f_c}{2} \right) \frac{r_* - r_0}{\operatorname{ch}^2 f_c} \right]. \quad (6.29)$$

Расчет производительности пеногасителя с радиально-вверной струей по формуле (6.29) также ведется методом последовательных приближений.

Практический расчет импульса радиально-вверной струи по ее параметрам на выходе из кольцевого соплового насадка проводится по формуле

$$J_r = 2\pi r_0 \rho_0 u_0^2 \int_{-b_0}^{+b_0} dy = 4\pi r_0 \rho_0 u_0^2 b_0^2, \quad (6.30)$$

$$\text{где } u_0 = \frac{Q_0}{4\pi r_0 b_0}.$$

Из уравнения (6.26) с учетом (6.30) определяется расход эжектирующего газа:

$$Q_0 = 4\pi z r_* \sqrt{\frac{\rho_c}{\rho_0}} \sqrt{\frac{r_0 b_0 \tau_* \operatorname{ch}^2 f}{3 \operatorname{th} f}}. \quad (6.31)$$

Энергетические затраты в струйных пеногасителях зависят от гидравлического сопротивления Δp при истечении эжектирующей среды (газа) и ее объемного расхода:

$$P = Q_0 \Delta p.$$

Поскольку величина гидравлического сопротивления при истечении зависит от местных сопротивлений, характеризуемых суммой коэффициентов гидравлических сопротивлений $\Sigma \zeta$, и скорости истечения $u_0 = \frac{Q_0}{S_0}$, то

$$\Delta p = \Delta \zeta \cdot \frac{\rho_0 u_0^2}{2}, \quad (6.32)$$

где S_0 - площадь поперечного сечения соплового насадка, м^2 .

Используя зависимость (6.32), определены энергетические затраты при использовании струйных пеногасителей:

$$P = \Sigma \zeta \cdot \frac{\rho_0 Q_0^3}{2 S_0^2}. \quad (6.33)$$

Существующие экспериментальные исследования работы струйных пеногасителей [125] позволяют провести сопоставительный анализ с полученными теоретическими результатами и произвести оценку основных расчетных характеристик и параметров пеногасителя с радиально-вверной струей. В указанном эксперименте исследованы некоторые характеристики струйного пеногасителя при истечении эжектирующего воздуха из коль-

цевого соплового насадка с наружным радиусом $r_0 = 6 \cdot 10^{-3}$ м (6 мм), высотой щели $2b_0 = 2,5 \cdot 10^{-3}$ м (2,5 мм) в цилиндрическом аппарате с внутренним радиусом $R = 0,15$ м. В условиях эксперимента объемный расход эжектирующего воздуха составлял величину $Q_0 = 7 \cdot 10^{-3}$ м³/с, количество разрушаемой пены $Q_n = 5,2 \cdot 10^{-3}$ м³/с, газосодержание пены $\varphi_n = 0,9$; дифференциальное поверхностное натяжение $\Delta\sigma = 0,03$ Н/м. При величине угла раскрытия струи $\alpha = 3$ град и значении эмпирической константы $a = 0,1$ [133] параметр струи $f_c = 0,5$ при геометрическом параметре $\operatorname{tg} \alpha = 0,05$. При таких условиях остальные параметры и величины имеют следующие значения:

$$\rho_0 = 1,2 \text{ кг/м}^3; A = 0,77; \rho_n = 70 \text{ кг/м}^3; \rho_c = 30 \text{ кг/м}^3;$$

$$\operatorname{th} f_c = 0,46; \operatorname{ch} f_c = 1,275; \operatorname{ch} 2 f_c = 1,175.$$

Расчет координат радиально-вверной струи, где достигаются условия разрушения пены со средневзвешенным эквивалентным диаметром $d_n = 1,3 \cdot 10^{-3}$ м (1,3 мм) по предложенной зависимости (6.26) дает результат $r_* = 0,12$ м (120 мм), а расчет объемной производительности пеногасителя по формуле (6.29) дает $Q_n = 6,4 \cdot 10^{-3}$ м³/с, что свидетельствует об удовлетворительном соответствии разработанной математической модели и эксперимента.

Пример 6.1. Расчет вверно-струйного пеногасителя [123]

Исходные данные: в закрытом биореакторе объемом $V_a = 16$ м³ диаметром $D_a = 2,0$ м при взаимодействии аэрирующего газа (воздуха) в количестве $Q_r = 720$ м³/ч и культуральной жидкости с плотностью $\rho_{\text{ж}} = 1030$ кг/м³, вязкостью $\mu_{\text{ж}} = 1,5 \cdot 10^{-3}$ Па·с и поверхностным натяжением $\sigma = 0,04$ Н/м образуется пена с объемным газосодержанием $\varphi_n = 0,8$, средневзвешенным эквивалентным диаметром пузырьков $d_n = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м (1,5 мм) и дифференциальным поверхностным натяжением при деформации пленок пены $\Delta\sigma = 0,02$ Н/м.

В качестве эжектирующего газа используется воздух, плотность воздуха на выходе из кольцевого сопла $\rho_0 = 1,2$ кг/м³.

Параметры струйного пеногасителя: $r_0 = 2,5 \cdot 10^{-2}$ м, $b_0 = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м, $\alpha = 3^\circ$.

Требуется определить: количество пеногасителей z , радиус зоны пеногашения r_* , расход аэрирующего газа Q_0 (q_0), количество разрушаемой пены Q_n (q_n), затраты энергии P .

1. Определяем минимальный радиус зоны пеногашения, исходя из конструкции био-реактора и расположения струйных пеногасителей на круговом коллекторе:

$$r_*(\min) = D_a / 4 = 2 / 4 = 0,5 \text{ м.}$$

2. Определяем диаметр коллектора:

$$D_k = 2r_*(\min) = 2 \cdot 0,5 = 1,0 \text{ м.}$$

3. Определяем количество струйных пеногасителей:

$$z = \frac{\pi D_k}{2r_*} = \frac{3,14 \cdot 1}{2 \cdot 0,5} = 3,14.$$

Принимаем количество струйных пеногасителей $z = 3$.

4. Определяем радиус зоны пеногашения с учетом принятого количества пеногасителей:

$$r_* = \frac{\pi D_k}{2z} = \frac{3,14 \cdot 1}{2 \cdot 3} = 0,525 \text{ м.}$$

5. Находим плотность пены:

$$\rho_n = \rho_0 \varphi_n + \rho_{ж} (1 - \varphi_n) = 1,2 \cdot 0,8 + 1000(1 - 0,8) \approx 200 \text{ кг/м}^3.$$

6. По формуле (6.5) определяем плотность среды в струе:

$$\rho_c = \frac{\rho_n - \rho_0}{\ln \frac{\rho_n}{\rho_0}} = \frac{200 - 1,2}{\ln \frac{200}{1,2}} = \frac{198,8}{5,116} \approx 38,86 \text{ кг/м}^3.$$

7. Находим значение параметра B в уравнении (3.85):

$$\begin{aligned} B &= \left(\frac{19}{15} \sigma + 2 \Delta \sigma \right) + (\sigma + \Delta \sigma) \frac{(1 + 2\varphi_n)^2}{2} \left[\frac{1}{\pi} \left(\frac{z_k}{6\varphi_n} \right)^3 \right]^{1/2} = \\ &= \left(\frac{19}{15} 0,04 + 2 \cdot 0,02 \right) + (0,04 + 0,02) \frac{(1 + 2 \cdot 0,8)^2}{2} \left[\frac{1}{3,14} \left(\frac{6}{6 \cdot 0,8} \right)^3 \right]^{1/2} = 0,25 \text{ Н/м.} \end{aligned}$$

8. По уравнению (3.85) определяем критическое напряжение сдвига для разрушения пены:

$$\begin{aligned} \tau_* &= \frac{\mu_{ж} \Delta \sigma}{(1 - \varphi_n)^{1,63}} \left(\frac{3\varphi_n}{\rho_{ж} d_n^3 B} \right)^{1/2} \left[2 + \frac{(1 + 2\varphi_n)^2}{2} \left\{ \frac{1}{\pi} \left(\frac{z_k}{6\varphi_n} \right)^3 \right\}^{1/2} \right] = \\ &= \frac{1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,02}{(1 - 0,8)^{1,63}} \left[\frac{3 \cdot 0,8}{1,03 \cdot 10^3 (1,5 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 0,25} \right]^{1/2} \times \end{aligned}$$

$$\times \left[2 + \frac{(1+2 \cdot 0,8)^2}{2} \left\{ \frac{1}{3,14} \left(\frac{6}{6 \cdot 0,8} \right)^3 \right\}^{1/2} \right] = 3,2 \text{ Па.}$$

9. Вычисляем гиперболические функции:

$$f = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{a} = \frac{\operatorname{tg} 3^\circ}{0,1} = 0,524; \quad \operatorname{ch} f = \frac{e^f + e^{-f}}{2} = \frac{e^{0,524} + e^{-0,524}}{2} = \frac{1,68867 + 0,59218}{2} = 1,14;$$

$$\operatorname{th} f = \frac{e^f - e^{-f}}{e^f + e^{-f}} = \frac{e^{0,524} - e^{-0,524}}{e^{0,524} + e^{-0,524}} = \frac{1,68867 - 0,59218}{2,28} = 0,48;$$

$$\operatorname{ch} 2f = \frac{e^{2f} + e^{-2f}}{2} = \frac{e^{2 \cdot 0,524} + e^{-2 \cdot 0,524}}{2} = \frac{2,8516 + 0,3507}{2} = 1,6.$$

10. Определим предельный расход эжектирующего воздуха:

$$Q_{0*} = z u_* 4 \pi r_0 b_0 = 3 \cdot 350 \cdot 4 \cdot 3,14 \cdot 2,5 \cdot 10^{-2} \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} = 0,495 \text{ м}^3/\text{с},$$

где $u_* = 350 \text{ м/с}$ - значение скорости звука воздуха при температуре 30°C .

11. По уравнению (6.31) определяем необходимый для пеногашения суммарный расход эжектирующего газа (воздуха):

$$Q_0 = 4 \pi z r_* \left(\frac{\rho_c}{\rho_0} \right)^{1/4} \left(\frac{r_0^2 b_0^2 \tau_* \operatorname{ch}^2}{3 \operatorname{th} f} \right)^{1/2} =$$

$$= 4 \cdot 3,14 \cdot 3 \cdot 0,525 \left(\frac{38,86}{1,2} \right)^{1/4} \left(\frac{2,5 \cdot 10^{-2} \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 3,2 \cdot 1,14^2}{3 \cdot 0,48} \right)^{1/2} = 0,49 \text{ м}^3/\text{с} \text{ (1764 м}^3/\text{ч)},$$

т.е. $Q_0 \approx Q_{0*}$, что не противоречит условию дозвукового истечения воздуха из сопла.

12. По формуле (6.30) определим импульс струи:

$$J_r = \frac{\rho_0 (Q_0 / z)^2}{4 \pi r_0 b_0} = \frac{1,2 (0,49 / 3)^2}{4 \cdot 3,14 \cdot 2,5 \cdot 10^{-2} \cdot 1,5 \cdot 10^{-3}} = 68 \text{ Н.}$$

13. Найдём величину комплекса A :

$$A = \sqrt{\frac{3 J_r}{8 \pi \rho_c a}} = \left(\frac{3 \cdot 68}{8 \cdot 3,14 \cdot 38,86 \cdot 0,1} \right)^{1/2} = 1,4456 \text{ м}^2/\text{с}.$$

14. По формуле (6.29) определим производительность струйного пеногасителя по количеству разрушаемой пены:

$$Q_n = 2 \pi A z \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_c}} \left[\operatorname{tg} \alpha + a \left(f_c + \frac{\operatorname{sh} 2 f_c}{2} \right) \frac{r_* - r_0}{\operatorname{ch}^2 f_c} \right] =$$

$$= 2 \cdot 3,14 \cdot 1,4456 \cdot 3 \left(\frac{1,2}{38,86} \right)^{1/2} \times$$

$$\times \left[0,0524 + 0,1 \left(0,524 + \frac{1,6}{2} \right) \frac{0,525 - 0,025}{1,14^2} \right] = 0,493 \text{ м}^3/\text{с} = 1775 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

15. Энергетические затраты на пеногашение определим по формуле (6.33):

$$P = z \Sigma \zeta \cdot \frac{\rho_0 (Q_0 / z)^3}{2(4\pi r_0 b_0)^2} = 3 \cdot 2,7 \cdot \frac{1,2(0,49/3)^3}{2(4 \cdot 3,14 \cdot 2,5 \cdot 10^{-2} \cdot 1,5 \cdot 10^{-3})^2} = 96,25 \cdot 10^3 \text{ Вт} (96,25 \text{ кВт}).$$

6.3. Расчет инжекционного пароструйного пеногасителя

Инжекционный пеногаситель представляет собой струйный аппарат, в котором происходит смешение и обмен энергией двух потоков разных давлений [134]. В общем случае этот пеногаситель состоит из приемной камеры 1, в которой расположено рабочее сопло 2 для подвода эжектирующей среды и патрубков для подвода инжектируемого потока (пены), камеры смешения потоков 3 и диффузора 4 (рис. 6.3).

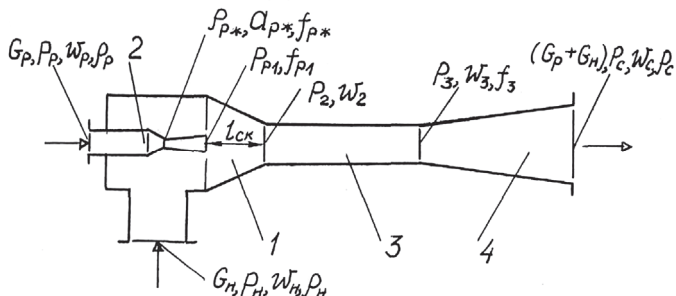


Рис. 6.3. Схема инжекционного пароструйного пеногасителя

Энергия давления эжектирующей среды в пределах сопла преобразуется в кинетическую энергию высокоскоростного потока, который поступает в камеру смешения. Высокая скорость эжектирующей (рабочей) среды способствует возникновению разрежения, под воздействием которого в камеру смешения поступает инжектируемая пена. Кинетическая энергия рабочего потока частично передается потоку пены. Вследствие наличия разрежения на входе в камеру смешения содержащийся в пене газ расширяется, пузырьки пены укрупняются и подвергаются сдвиговой деформации. В пленках пены появляются напряжения, превосходящие ее предельную прочность, в результате чего пена разрушается и разделяется на исходные фазы. При протекании потоков в камере смешения происходит перемешивание взаимодействующих сред, повышение давления и выравнивание поля скоростей, при этом скорость рабочего потока снижается, а скорость инжектируемого потока повышается. В диффузоре происходит дальнейший рост давления, в результате да-

ление смешанного потока на выходе из диффузора превышает давление инжектируемой пены на входе в приемную камеру. В качестве рабочей среды используется сжатый воздух или насыщенный водяной пар. Для целей пеногашения целесообразно использовать водяной пар, поскольку при достаточной разности температур пара и пены выходящая из рабочего сопла струя пара конденсируется в инжектируемой пене до входа в камеру смешения, чем обуславливается большая величина возникающего разрежения по сравнению со сжатым воздухом или другим рабочим газом.

Процесс пеногашения в инжекционном пароструйном пеногасителе существенно зависит от термодинамической обстановки на входе в камеру смешения, влияющей также на производительность пеногасителя, определяемой величиной массового коэффициента инжекции

$$U = \frac{G_n}{G_p}, \quad (6.34)$$

где G_n и G_p - соответственно массовый расход инжектируемого потока пены и рабочей среды (пара), кг/с.

При поступлении пены в камеру смешения ее скорость возрастает, а давление соответственно снижается от величины p_n до значения p_2 , которое ограничивается давлением насыщенного пара при температуре пены в камере смешения t_c , т.е. коэффициент инжекции ограничивается условиями вскипания жидкой фазы пены в камере смешения. Вскипание жидкой фазы пены будет происходить в случае, когда давление в камере смешения p_2 станет ниже давления насыщения (кипения) p_k при температуре пены $t_k = t_c$. Оба эти давления зависят при заданных параметрах потоков рабочего пара и пены от коэффициента инжекции. При снижении расхода пены и постоянном расходе рабочего пара температура пены повышается до температуры насыщения при давлении p_2 и наступает «срыв» работы инжектора из-за недостатка пены для конденсации пара. Этот режим определяет минимальный коэффициент инжекции U_{\min} . При увеличении расхода пены ее температура в камере смешения падает, давление p_2 понижается до давления насыщения при температуре пены. Дальнейшее падение давления становится невозможным, что приводит к стабилизации расхода инжектируемой пены. Понижение давления может вызвать вскипание жидкой фазы пены в камере смешения, что обуславливает максимальный коэффициент инжекции U_{\max} .

Температура смеси пены с конденсатом пара в камере смешения определяется из уравнения сохранения энергии:

$$G_p i_p + G_n i_n = (G_p + G_n) i_c$$

или в преобразованном виде с учетом (6.34 37 67):

$$i_p + U i_n = (1 + U) i_c,$$

откуда

$$t_k = \frac{i_p + U c_n t_n}{c_c (1 + U)}, \quad (6.35)$$

где $i_n = c_n t_n$ - энтальпия пены, кДж/кг; $i_c = c_c t_k$ - энтальпия смешанного потока при кипении жидкости, кДж/кг; i_p - энтальпия рабочего пара, кДж/кг; c_n и c_c - теплоемкость пены и смешанного потока соответственно, кДж/(кг °C); t_n - температура поступающей пены, °C.

Принимая значения коэффициентов инжекции при температуре пены t_n , определяются соответствующие значения давления p_k по таблицам свойств насыщенного водяного пара [134, 135].

Давление пены в начале камеры смешения можно найти по уравнению Бернулли при допущении о малой величине значения скорости пены при давлении p_n :

$$p_2 = p_n - \rho_n \cdot \frac{w_2^2}{2},$$

где ρ_n - плотность поступающей пены, кг/м³.

Скорость потока в камере смешения:

$$w_2 = \frac{G_p + G_n}{\rho_n S_3} = G_p \cdot \frac{1 + U}{\rho_n S_3}, \quad (6.36)$$

где S_3 - площадь сечения камеры смешения, м².

Тогда следует

$$p_2 = p_n - G_p \cdot \frac{(1 + U)^2}{2 \rho_n S_3^2}. \quad (6.37)$$

Величины предельных коэффициентов инжекции можно определить из уравнения

$$U_{np} = S_3 \cdot \frac{[2 \rho_n (p_n - p_2)]^{1/2}}{G_p} - 1. \quad (6.38)$$

Уравнение (6.38) решается методом последовательных приближений по следующей схеме. Принимая коэффициент инжекции U , определяется значение температуры t_k , которому соответствует определенное значение давления насыщенного пара p_k , и по уравнению (6.38) находится предельное значение U_{np} . Если это значение не совпадает с ранее

принятым, расчет повторяется, и таким образом определяются значения предельных коэффициентов инжекции U_{\max} и U_{\min} .

В уравнения для определения p_2 и $U_{\text{пр}}$ входят параметры G_p и S_3 , которые зависят от степени расширения рабочего потока (пара), определяемой соотношением p_p / p_n . Степень расширения водяного пара влияет на его истечение из сопла, которое при определенных условиях носит критический характер.

При течении пара в расширяющихся соплах его массовый расход можно связать с критическими условиями в наиболее узком сечении следующим соотношением:

$$G_p = k p_p \rho_p S_*^2 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}, \quad (6.39)$$

где k - показатель адиабаты рабочей среды (пара); ρ_p - плотность рабочей среды (пара), кг/м³; S_* - площадь критического сечения сопла, м².

Достижимый коэффициент инжекции при заданных параметрах рабочего потока, параметрах инжектируемой пены и необходимом давлении смешанного потока после инжектора p_c можно определить из уравнения импульсов на участке от выходного сечения сопла до выхода потока из камеры смешения:

$$G_p w_{p1} \varphi_2 - w_3 (G_p + G_n) = p_3 S_3 - p_n (S_3 - S_{p1}) - p_{p1} S_{p1}, \quad (6.40)$$

где w_{p1} и w_3 - соответственно скорости пара на выходе из сопла и смеси в камере смешения, м/с; φ_2 - коэффициент скорости камеры смешения; S_{p1} - площадь выходного сечения сопла, м²; p_{p1} - давление пара на выходе из сопла, Па.

Совместное решение уравнений (6.38) и (6.40) приводит к выражению для достижимого коэффициента инжекции:

$$U = \frac{C(p_n - p_k)^{1/2}}{p_c - p_n + (2 - \varphi_3^2)(p_n - p_k)} - 1, \quad (6.41)$$

где параметр C рассчитывается из условия, что давление в выходном сечении сопла равно давлению поступающей пены p_n :

$$C = 2k_1 \lambda_p \left(\frac{k}{k+1} \right)^{1/2} \left(\frac{\rho_n}{\rho_p} \right)^{1/2} \frac{p_p^{1/2}}{\varphi_3}, \quad (6.42)$$

где p_p - давление рабочего потока (пара), ата.

Здесь φ_3 - коэффициент скорости диффузора; $k_1 = \varphi_1 \varphi_2 \varphi_3$ - коэффициент скорости рабочего потока (пара); φ_1 - коэффициент скорости при расширении рабочего потока; λ_p - изэнтропная скорость рабочей среды (пара).

Приведенная изэнтропная скорость λ_p является отношением скорости рабочей среды (пара) при адиабатном течении к критической скорости рабочей среды, равной местной скорости звука и зависящей от соотношения $\Pi_p = p_n / p_p$. Величина λ_p может быть определена из таблиц газодинамических функций для соответствующего вещества среды [134].

Величина основного геометрического параметра инжекционного струйного пеногасителя - отношение сечений камеры смешения и критического сечения сопла S_3 / S_* , определяется из уравнения для предельных коэффициентов инжекции (6.38):

$$\frac{S_3}{S_*} = (1+U) \left(\frac{\rho_p}{\rho_n} \right)^{1/2} \left(\frac{p_p}{p_n - p_k} \right)^{1/2} \left[\frac{1}{2} \cdot k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right]^{1/2}. \quad (6.43)$$

С учетом соотношений между количеством пены G_i и критическими условиями истечения (6.39) выражение (6.37) примет вид

$$p_2 = p_n - \frac{k \rho_p p_p}{2 \rho_n} (1+U)^2 \left(\frac{S_*}{S_3} \right)^2 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}, \quad (6.44)$$

по которому можно провести поверочный расчет значений максимального и минимального коэффициентов инжекции путем сравнения полученных значений p_2 и p_k при различных значениях U .

Исходя из уравнения сохранения импульсов (6.40), можно провести поверочный расчет давления смешанного потока на выходе из диффузора пеногасителя в диапазоне от U_{\min} до U_{\max} :

$$p_c = p_p \left[\frac{\Pi_{p*} S_{p1}}{S_3} + k k_1 \Pi_p \lambda_p \cdot \frac{S_*}{S_3 \varphi_3} - k \cdot \frac{\rho_p}{\rho_c} \left(1 - \frac{\varphi_3^2}{2} \right) \left(\frac{S_*}{S_3} \right)^2 \times \right. \\ \left. \times (1+U)^2 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right] + p_n \left(1 - \frac{S_{p1}}{S_3} \right), \quad (6.45)$$

где $\Pi_{p*} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$ - газодинамическая функция при критических условиях истечения па-

ра; $\rho_c = \rho_{г.д} \varphi_{с.д} + \rho_{ж} (1 - \varphi_{с.д})$ - плотность смеси на выходе из диффузора пеногасителя, кг/м^3 ; $\rho_{г.д}$ - плотность газовой фазы смеси на выходе из диффузора, кг/м^3 ; $\varphi_{с.д}$ - газосодержание смеси на выходе из диффузора.

Критическое сечение сопла для рабочего потока (пара) определяется по уравнению расхода:

$$S_* = \frac{G_p a_{p*}}{k p_p \Pi_{p*}}, \quad (6.46)$$

где значение критической скорости рабочего потока (пара) находится по формуле:

$$a_{p*} = \left(\frac{2kRT_0}{k+1} \right)^{1/2}. \quad (6.47)$$

Здесь R_p - газовая постоянная для рабочей среды (пара), Дж/(кг·К); T_0 - абсолютная температура газа (пара) в изэнтропно заторможенном состоянии, К.

Размер выходного сечения рабочего сопла инжекционного пеногасителя определяет-ся на основе уравнения неразрывности потока:

$$\rho_{p1} w_{p1} S_{p1} = \rho_{p*} a_{p*} S_{p*},$$

откуда получим геометрический параметр инжекционного пеногасителя

$$\frac{S_{p1}}{S_{p*}} = \frac{\rho_{p*} a_{p*}}{\rho_{p1} w_{p1}} = \frac{1}{q_p}, \quad (6.48)$$

где q_p - значение приведенной массовой скорости рабочего потока (пара), рассчитываемой по соотношению $\Pi_p = p_n / p_p$ [134].

Скорость смеси на выходе из камеры смешения находим по аналогии с уравнением расхода (6.36):

$$w_3 = \frac{\frac{G_n}{\rho_n} + \frac{G_p}{\rho_p}}{S_3}. \quad (6.49)$$

Для оценки условия достижения разрушения пены в камере смешения струйных пеногасителей можно использовать значение критической скорости сдвиговой деформации пены [91, 96]:

$$w_* = \left[\frac{12 \Delta \sigma l_*}{\rho_{ж} d_n^2 (1 - \varphi_n)} \right]^{1/2}, \quad (6.50)$$

где $l_* = 0,027$ м - характерный линейный размер пеногашения.

Пример 6.2. Расчет пароструйного пеногасителя [123]

Исходные данные: инжекционный пароструйный пеногаситель установлен во флотационном аппарате; объемная производительность по флотационной пене $Q_n = 30$ м³/ч; газосодержание пены $\varphi_n = 0,8$; начальное давление в потоке пены $p_n = 9,8 \cdot 10^4$ Па (1 ата); началь-

ная температура пены $t_n = 30$ °C; плотность газовой фазы пены $\rho_r = 1,2$ кг/м³; плотность жидкой фазы пены $\rho_{ж} = 1000$ кг/м³; средневзвешенный эквивалентный диаметр пузырьков $d_n = 10^{-3}$ м; дифференциальное поверхностное натяжение при деформации пленок пены $\Delta\sigma = 0,03$ Н/м; давление рабочего потока (водяного пара) $p_p = 6 \cdot 10^5$ Па (~ 6 ата); показатель адиабаты насыщенного пара $k = 1,13$; температура насыщенного пара $t_p = 158,1$ °C; газовая постоянная водяного пара $R_p = 463$ Дж/(кг·K); энтальпия насыщенного пара $i_p = 2,768 \cdot 10^6$ Дж/кг; плотность насыщенного пара $\rho_p = 3,104$ кг/м³; необходимое давление потока на выходе из диффузора пеногасителя $p_c = 1,2 \cdot 10^5$ Па ($\sim 1,2$ ата); коэффициенты скорости в элементах пеногасителя: $\varphi_1 = 0,95$; $\varphi_2 = 0,975$; $\varphi_3 = 0,83$; $k_1 = 0,765$.

Требуется определить: достижимый коэффициент инжекции U ; давление в начале камеры смешения p_2 ; расход рабочей среды (водяного пара) G_p ; диаметр сопла d_{p*} подачи рабочей среды; диаметр камеры смешения d_3 ; расстояние от сопла до камеры смешения l_c ; скорость смеси в камере смешения w_3 ; необходимую скорость смешанного потока для разрушения пены w_* .

1. Определяем плотность инжектируемой пены:

$$\rho_n = \rho_r \varphi_n + \rho_{ж} (1 - \varphi_n) = 1,2 \cdot 0,8 + 1000(1 - 0,8) = 200 \text{ кг/м}^3.$$

2. Находим величину массового расхода пены:

$$G_n = Q_n \rho_n = 30 \cdot 200 = 6000 \text{ кг/ч.}$$

3. Определяем значение отношения:

$$\Pi_p = p_n / p_p = 1 / 6 = 0,1665$$

и по газодинамическим таблицам [134] выбираем соответствующие значения:

- приведенной изэнтропной скорости $\lambda_p = 1,75$;

- приведенной массовой скорости $q_p = 0,578$.

4. По формуле (6.42) определяем величину коэффициента C :

$$C = 2k_1 \lambda_p \left(\frac{k}{k+1} \right)^{1/2} \left(\frac{\rho_n}{\rho_p} \right)^{1/2} \frac{p_p^{1/2}}{\varphi_3} = 2 \cdot 0,765 \cdot 1,75 \left(\frac{1,13}{1,13+1} \right)^{1/2} \left(\frac{200}{3,104} \right)^{1/2} \frac{6^{1/2}}{0,83} = 46,15.$$

5. По уравнению (6.41) находим значение достижимого коэффициента инжекции:

$$U = \frac{C(p_n - p_k)^{1/2}}{p_c - p_n + (2 - \varphi_3^2)(p_n - p_k)} - 1 = \frac{46,15(1 - p_k)^{1/2}}{1,2 - 1 + (2 - 0,83^2)(1 - p_k)} - 1.$$

Это уравнение решается методом последовательных приближений: принимая значение коэффициента инжекции U , по уравнению (6.35) определяется величина t_k , затем по таблицам насыщенного водяного пара находится p_k и по уравнению (6.41) проверяется принятое значение U . Результаты расчета сведены в табл. 6.1.

Т а б л и ц а 6.1

Принятое значение U	Температура смеси пены с конденсатом пара t_k , °C	Давление насыщенного водяного пара p_k , ата	Расчетное значение U
50	42,3	0,0865	30,7
40	45,3	0,098	30,7
30	50,2	0,126	31,0
20	60,0	0,203	32,0
15	69,3	0,317	35,0
10	87,3	0,652	40,5
9	93,0	0,79	43,5
8,5	96,2	0,896	43,3
8,25	98,0	0,965	35,0
8,1	99,1	0,9985	7,85

Как видно из табл. 6.1 уравнение (6.41) имеет два решения, соответствующие максимальному коэффициенту инжекции $U_{\max} \sim 30$ при $p_k = 0,126$ ата и минимальному $U_{\min} \sim 8,1$ при $p_k = 0,9985$ ата.

Принимаем рабочее значение $U = 30$.

6. По формуле (6.43) определим отношение сечений камеры смешения и критического сечения сопла, обеспечивающего достижимый коэффициент инжекции:

$$\begin{aligned}
 \frac{S_3}{S_*} &= (1+U) \left(\frac{\rho_p}{\rho_n} \right)^{1/2} \left(\frac{p_p}{p_n - p_k} \right)^{1/2} \left[\frac{1}{2} \cdot k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right]^{1/2} = \\
 &= (1+30) \left(\frac{3,104}{200} \right)^{1/2} \left(\frac{6}{1-0,126} \right)^{1/2} \left[\frac{1,13}{2} \left(\frac{2}{1,13+1} \right)^{\frac{1,13+1}{1,13-1}} \right]^{1/2} = 4,56.
 \end{aligned}$$

7. По формуле (6.48) определяем отношение выходного сечения сопла к критическому:

$$\frac{S_{pl}}{S_{p*}} = \frac{1}{q_p} = \frac{1}{0,578} = 1,725.$$

8. Для уточнения предельных коэффициентов инжекции определим по формуле (6.44) зависимость давления в начале камеры смешения от U :

$$p_2 = p_n - \frac{k \rho_p p_p}{2 \rho_n} (1+U)^2 \left(\frac{S_*}{S_3} \right)^2 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} =$$

$$= 1 - \frac{1,13 \cdot 3,104 \cdot 6}{2 \cdot 200} (1+U)^2 \left(\frac{1}{4,56} \right)^2 \left(\frac{2}{1,13+1} \right)^{\frac{1,13+1}{1,13-1}} = 1 - 9,1 \cdot 10^{-4} (1+U)^2.$$

Результаты этих расчетов сведены в табл. 6.2.

Т а б л и ц а 6.2

U	8,5	10	15	20	25	30
p_k , ата	0,9188	0,89	0,767	0,598	0,385	0,125

Результаты расчета p_k и p_2 приведены на рис. 6.4, из которого по пересечению кривых находятся уточненные значения $U_{\max} = 30$ и $U_{\min} = 8,3$.

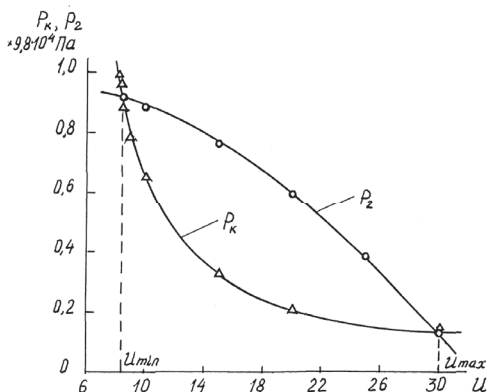


Рис. 6.4. Зависимость давлений p_k и p_2 от коэффициента инжекции U

9. По уравнению (6.45) производится расчет характеристики инжектора, показывающей изменение давления смешанного потока на выходе из диффузора пеногасителя в зависимости от коэффициента инжекции:

$$p_c = p_p \left[\frac{\Pi_{p^*} S_{p1}}{S_3} + k k_1 \Pi_{p^*} \lambda_p \cdot \frac{S_*}{S_3 \Phi_3} - k \cdot \frac{\rho_p}{\rho_c} \left(1 - \frac{\Phi_3^2}{2} \right) \left(\frac{S_*}{S_3} \right)^2 \right] \times$$

$$\times (1+U)^2 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} + p_n \left(1 - \frac{S_{p1}}{S_3} \right) =$$

$$= 6 \left[\frac{0,1665 \cdot 1,725}{4,56} + \frac{1,13 \cdot 0,765 \cdot 0,1665 \cdot 1,75}{4,56 \cdot 0,83} - \right. \\ \left. - 1,13 \frac{3,104}{206} \left(1 - \frac{0,83^2}{2} \right) \left(\frac{1}{4,56} \right)^2 \times \right. \\ \left. \times (1+U)^2 \left(\frac{2}{1,13+1} \right)^{\frac{1,13+1}{1,13-1}} \right] + 1 \left(1 - \frac{1,725}{4,56} \right) = 2,3995 - 1,166 \cdot 10^{-3} (1+U)^2,$$

где $\rho_c = \rho_{гд} \varphi_{сд} + \rho_{ж} (1 - \varphi_{сд}) = 1,25 \cdot 0,795 + 1000 (1 - 0,795) = 206 \text{ кг/м}^3$.

Значения расчетной характеристики в зависимости от U представлены в табл. 6.3.

Т а б л и ц а 6.3

U	5	8,5	10	15	20	25	30	35
p_c , ата	2,36	2,3	2,26	2,1	1,88	1,61	1,28	0,89

10. Расход рабочего агента (водяного пара) определяется из соотношения (6.34):

$$G_p = G_n / U_{\max} = 6000 / 30 = 200 \text{ кг/ч.}$$

11. Величина критической скорости рабочего потока (пара) вычисляется по уравнению (6.47):

$$a_{p^*} = \left(\frac{2kRT_0}{k+1} \right)^{1/2} = \left[\frac{2 \cdot 1,13 \cdot 463 (273 + 158,1)}{1,13 + 1} \right]^{1/2} = 460 \text{ м/с.}$$

12. По формуле (6.46) определяем критическое сечение рабочего сопла:

$$S_* = \frac{G_p a_{p^*}}{k p_p \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}} = \frac{200 \cdot 460}{3600 \cdot 1,13 \cdot 6 \cdot 10^5 \left(\frac{2}{1,13+1} \right)^{\frac{1,13}{1,13-1}}} = 6,6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2,$$

откуда находим диаметр критического сечения рабочего сопла:

$$d_{p^*} = \left(\frac{4S_*}{\pi} \right)^{1/2} = \left(\frac{4 \cdot 6,6 \cdot 10^{-5}}{3,14} \right)^{1/2} = 9,2 \cdot 10^{-3} \text{ м (9,2 мм).}$$

13. Выходное сечение сопла определяем по формуле (6.48):

$$S_{p1} = \frac{S_{p^*}}{q_p} = \frac{6,6 \cdot 10^{-5}}{0,578} = 1,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$$

откуда получаем диаметр выходного сечения рабочего сопла:

$$d_1 = \left(\frac{4S_{p1}}{\pi} \right)^{1/2} = \left(\frac{4 \cdot 1,14 \cdot 10^{-4}}{3,14} \right)^{1/2} = 1,2 \cdot 10^{-2} \text{ м (12 мм).}$$

14. Величину поперечного сечения камеры смешения находим из соотношения:

$$S_3 = 4,56 S_{p*} = 4,56 \cdot 6,6 \cdot 10^{-5} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$$

откуда ее диаметр

$$d_3 = \left(\frac{4 S_3}{\pi} \right)^{1/2} = \left(\frac{4 \cdot 3 \cdot 10^{-4}}{3,14} \right)^{1/2} = 1,96 \cdot 10^{-2} \text{ м (19,6 мм)}.$$

15. Расстояние от среза рабочего сопла до камеры смешения определим из соотношения:

$$l_{c.k} = (1 \dots 1,5) d_3 = 19,6 \dots 29,4 \text{ мм}.$$

16. По формуле (6.49) находим скорость потока на выходе из камеры смешения:

$$w_3 = \frac{\frac{G_n}{\rho_n} + \frac{G_p}{\rho_p}}{S_3} = \frac{\frac{6000}{200} + \frac{200}{1000}}{3600 \cdot 3 \cdot 10^{-4}} = 28 \text{ м/с}.$$

17. По формуле (6.50) произведем оценку приведенной скорости смешанного потока, необходимой для разрушения пены:

$$w_* = \left[\frac{12 \Delta \sigma l_*}{\rho_{ж} d_n^2 (1 - \varphi_n)} \right]^{1/2} = \left[\frac{12 \cdot 0,03 \cdot 0,027}{1000 (1 \cdot 10^{-3})^2 (1 - 0,8)} \right]^{1/2} = 7 \text{ м/с}.$$

Таким образом, значение скорости w_3 движения пены в камере смешения достаточно для ее разрушения, поскольку $w_3 > w_*$.

Глава 7. Моделирование и расчет роторных деформационных пеногасителей

Принцип действия роторных деформационных пеногасителей состоит в деструкции и разрушении исходной пены путем создания критических напряжений и деформаций при относительном движении потока пены в окрестности иницирующих это движение рабочих тел в виде лопастей, дисков, тарелок, барабанов.

Моделирование работы и расчет лопастных и дисковых роторных пеноограничителей и пенорегуляторов базируется на уравнениях пограничного слоя вблизи твердых поверхностей создания спутного течения за этими поверхностями [129, 131], расчет барабанных роторных пеноразрушителей основан на использовании модельного течения Куэтта [94, 129, 136].

7.1. Оценка параметров лопастных пеногасителей

Для описания пеноразрушающей способности трехлопастной турбинки предложено [137] эмпирическое уравнение, связывающее объемный расход разрушенной пены Q_n ($\text{м}^3/\text{мин}$) с диаметром турбинки D_t (см) и скоростью вращения ротора n_p (об/мин):

$$Q_n = 7,7 \cdot 10^{-2} D_t + 2,6 \cdot 10^{-3} n_p - 4,7.$$

В этой работе по аналогии с механическим перемешиванием жидкости с низкой вязкостью установлена зависимость потребляемой мощности на единицу разрушенной пены $[W_t/(\text{м}^3/\text{мин})]$:

$$\frac{P}{Q_n} = 51,7 \cdot 10^{-17} n_p^3 D_t^5.$$

Полученные в работе [137] эмпирические зависимости не учитывают структурные параметры и свойства пены, что ограничивает их использование в расчетной практике.

При теоретическом и экспериментальном исследовании процесса пеногашения с помощью лопастного пеногасителя в работе [91] из баланса силы инерции и силы поверхностного натяжения получено уравнение для минимальной линейной скорости вращения ротора:

$$w_{\min} = 7,33 \sqrt{2 \text{ We } \Delta \sigma l_r \sqrt{1 - \varphi_n}}.$$

В этой работе установлена зависимость номинальной нагрузки лопастного пеногасителя по газу Q_r от высоты h_n (м) пены в рабочей зоне, площади подводящих пену отверстий S_o (м^2), числа этих отверстий k_o , от числа лопастей m_d и частоты вращения n_p ротора (об/с):

$$Q_r = h_n S_o k_o m_d n_p.$$

Такой подход к моделированию работы механических пеногасителей является плодотворным, но требует дополнительных экспериментов для определения неизвестных величин (например, l , h_n).

Основой расчета лопастных пеногасителей является моделирование гидродинамики [138, 139] при возникновении спутного течения потока пены в следе за лопастями пеногасителя, исходя из предложенной Прандтлем полуэмпирической теории свободной турбулентности [111, 129]. Применимость теории свободной турбулентности к областям, сосредоточенными между лопастями мешалки-пеногасителя, основывается на физическом явлении отрыва пограничного слоя при обтекании лопастей и возникновении вихревого течения в следе за лопастями, не ограниченном стенками по его поперечной координате. В этом случае количественные закономерности можно установить из уравнений пограничного слоя [129], включающих уравнение движения как аналог уравнения Навье-Стокса и уравнение неразрывности потока.

Для свободной турбулентности давление в следе за лопастью можно считать постоянным во всей области течения, возникающие при этом сдвиговые касательные напряжения обусловлены турбулентным или «кажущимся» трением, во много раз превосходящим обычное ламинарное трение [110].

При работе лопастного пеногасителя по аналогии с механическим перемешиванием возникает сложное трехмерное течение, при этом соотношение составляющих скорости потока в основном зависит от типа перемешивающего устройства и геометрических соотношений аппарата и мешалки. Для пеногасителя с прямыми лопастями, размещенного в гладкостенном аппарате или в сепарационной камере без отражательных перегородок и других внутренних устройств, при соотношении диаметров аппарата и мешалки $D_a / D_m > 1,5$ можно пренебречь осевой составляющей скорости. При малых значениях центробежной силы в потоке вследствие высокой эффективной вязкости пены и отсутствия влияния стенок аппарата радиальная составляющая скорости мала и вынужденная циркуляция среды в окрестности пеногасителя незначительна. Существующие экспериментальные данные [140] показывают, что в гладкостенных аппаратах с мешалками окружная составляющая скорости v_ϕ примерно на порядок превышает средние значения радиальной и осевой составляющих скорости, т.е. в этом случае сложное трехмерное движение можно условно свести к одномерному окружному течению.

Окружную составляющую скорости (рис. 7.1) можно представить по аналогии как локальное значение скорости для плоского спутного течения позади тела [129], имея в ви-

ду, что продольная координата следа в цилиндрической системе координат является функцией текущего радиуса лопасти r и ее угла поворота φ вокруг оси z .

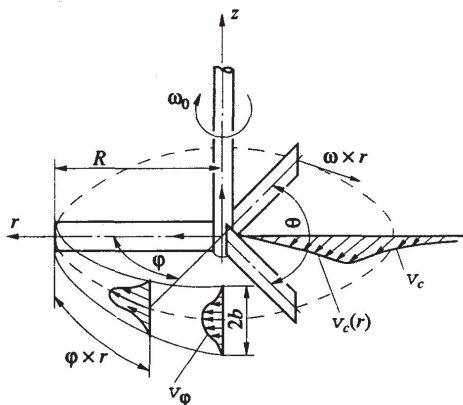


Рис. 7.1. Расчетная схема кинематики лопастного пеногасителя

Теоретическим путем получено [129] распределение скоростей в плоском спутном течении за телом на основе формулы Прандтля для длины пути перемешивания, которое в цилиндрической системе координат имеет вид

$$v_{\varphi} = \frac{1}{18} \cdot \frac{\omega_0}{\beta} \left(10 \frac{c_w h_a r}{\varphi} \right)^{1/2} \left[1 - \left(\frac{z}{b} \right)^{3/2} \right]^2, \quad (7.1)$$

где $\beta = 0,18$ - опытная константа; ω_0 - угловая скорость вращения лопастей; c_w - коэффициент профильного сопротивления лопасти; h_a - высота лопасти, м; b - половина ширины зоны перемешивания в следе, м.

Одним из результатов решения в [129] является выражение для ширины зоны перемешивания

$$b = \beta (10 c_w h_a r \varphi)^{1/2}. \quad (7.2)$$

В работе [129] получено также решение для распределения скоростей спутного течения на основе формулы Прандтля с использованием коэффициента турбулентного обмена:

$$v_{\varphi} = \frac{1}{4} \cdot \frac{c_w h_a r \omega_0^{3/2}}{(\pi \varepsilon_0 \varphi)^{1/2}} \cdot \exp \left(-\frac{1}{4} \eta^2 \right), \quad (7.3)$$

где $\varepsilon_0 = a C_w h_n \omega_0 r$ - турбулентная (кажущаяся) вязкость $\text{м}^2/\text{с}$; константа $a = 0,0222$; пара-

метр $\eta = z \left(\frac{\omega_0}{\varepsilon_0 \Phi} \right)^{1/2}$.

Результаты, полученные по формулам (7.1) и (7.3), мало отличаются между собой.

Динамические характеристики лопастных пеногасителей тесно связаны с условиями разрушения пены и возникающими в потоке сдвиговыми напряжениями, которые в соответствии с обобщенным реологическим уравнением пропорциональны градиенту окружающей составляющей скорости:

$$\tau_* = \rho_n \varepsilon_0 \left(-\frac{dv_\phi}{dz} \right), \quad (7.4)$$

Градиент окружной скорости определяется как производная по координате z из формулы (7.1) с учетом (7.2):

$$\frac{dv_\phi}{dz} = \frac{1}{6} \cdot \frac{\omega_0}{\beta} \left(10 \frac{c_w h_n r}{\Phi} \right)^{1/2} \left[\frac{z^2}{b^3} - \left(\frac{z}{b^3} \right)^{1/2} \right]. \quad (7.5)$$

После подстановки значения (7.5) в уравнение (7.4), разрешив его относительно угловой скорости, получена кинематическая характеристика лопастного пеногасителя:

$$\omega_* = \left[6 \cdot \frac{\beta \tau_*}{a \rho_n} \left\{ \frac{1}{10} \cdot \frac{\theta}{(c_w h_n r_*)^3} \right\}^{1/2} \left\{ \left(\frac{z}{b^3} \right)^{1/2} - \frac{z^2}{b^3} \right\}^{-1} \right]^{1/2} \quad (7.6)$$

где $r_* = R_l$ - минимальный расчетный радиус лопастей, где достигаются условия разрушения пены, м; $\theta = \frac{2\pi}{m_n}$ - угловое расстояние между лопастями, рад; m_n - число лопастей; R_l - радиус внутренних кромок лопастей, м.

При использовании в расчетах скорости коэффициента турбулентного обмена Прандтля (7.3) градиент окружной скорости в следе по аналогии с (7.5) будет равен

$$\frac{dv_\phi}{dz} = -\frac{1}{8} \cdot \frac{\omega_0 z}{(\pi a^3 c_w h_n r \Phi^3)^{1/2}} \cdot \exp \left(-\frac{1}{4} \cdot \frac{z^2}{a c_w h_n r_* \theta} \right). \quad (7.7)$$

С учетом реологического уравнения (7.4) и выражения (7.7) определяется необходимая угловая скорость вращения лопастного пеногасителя для этой физической модели:

$$\omega_* = 8 \cdot \frac{\tau_*}{z \rho_n} \left(\frac{\pi a \theta^3}{c_w h_n r_*} \right)^{1/2} \cdot \exp \left(\frac{1}{4} \cdot \frac{z^2}{a c_w h_n r_* \theta} \right).$$

При работе лопастного пеногасителя кроме вихревого течения в следе за лопастями индуцируется потенциальное течение в области между стенками аппарата (камеры) и зоной, ометаемой лопастями.

Для описания радиального профиля окружной скорости потока рабочей среды в этой области используется либо приближенная модель комбинированного вихря Ренкина [141, 142], либо более точные экспериментальные данные. В работе [143] получена гиперболическая зависимость распределения относительной угловой окружной скорости $\bar{\omega} = \frac{\omega_c}{\omega_0}$ рабочей среды как для гладкостенных, так и для оребренных аппаратов при значе-

нии приведенного радиуса мешалки $\bar{r} > 1,2$:

$$\bar{\omega} = \bar{\omega}_p \cdot \frac{\bar{r}_{\min}}{\bar{r} - \bar{r}_{\min}}$$

или в упрощенном виде

$$\bar{\omega} = \frac{C_1}{\bar{r}^{3/2}}, \quad (7.8)$$

где $\bar{r} = r / R_d$; R_d - внешний радиус лопастей, м; $\bar{\omega}_p = 0,37$; $\bar{r}_{\min} = 0,6$; $C_1 = 0,5$ - для гладкостенных аппаратов (камер).

При использовании распределения (7.8) градиент окружной скорости по текущему радиусу пристенной зоны аппарата (камеры) имеет вид

$$\frac{dv_c}{dr} = -\frac{1}{2} C_1 \omega_0 \left(\frac{R_a}{r} \right)^{3/2}. \quad (7.9)$$

При подстановке (7.9) в реологическое уравнение (7.4) получено значение радиуса периферийной области течения, где достигаются условия разрушения пены:

$$R_* = \left(\frac{\rho_n a c_w h_a \omega_0^2 C_1 R_1^{3/2}}{2 \tau_*} \right)^2,$$

откуда определяется необходимая угловая скорость вращения лопастей для обеспечения деструкции пены по всей площади поперечного сечения аппарата (сепарационной камеры) при $R_* = R_a$:

$$\omega_{a*} = \left(\frac{2 \tau_* R_a^{1/2}}{\rho_n a c_w h_a C_1 R^{3/2}} \right)^{1/2} \quad (7.10)$$

где R_a - радиус корпуса аппарата (камеры), м.

Объемная производительность лопастного пеногасителя по количеству разрушенной пены определяется скоростью (7.1) спутного течения в следе за лопастями на элементарной фронтальной площади следа $dS = 2b \, dr$ на угловой координате $\varphi = 2\pi / m_n$:

$$Q_n = m_n \int_0^s v_\varphi dS = \frac{5}{9} m_n \omega_n c_w h_n (R_n^2 - R_i^2) \left[1 - \left(\frac{z}{b} \right)^{3/2} \right]^2. \quad (7.11)$$

Энергетические затраты на разрушение пены лопастями выражаются [141] через крутящий момент $M_{кр}$, приложенный к лопастям:

$$P = m_n \omega_0 \int_0^{M_{кр}} dM_{кр}. \quad (7.12)$$

Крутящий момент прямых вертикальных лопастей создается силой F , приложенной к элементу лопасти на ее текущем радиусе:

$$dM_{кр} = r \, dF = c_w h_n \cdot \frac{\rho_n v^2}{2} \cdot r \cdot dr. \quad (7.13)$$

В период пуска в работу при наличии максимальной разности скоростей между лопастями и окружающей средой принимается $v = \omega_0 r$. В этом случае в соответствии с уравнениями (7.12) и (7.13) и условием $c_w = \text{const}$ в развитом турбулентном режиме пусковая мощность равна

$$P = \frac{1}{2} m_n \rho_n c_w h_n \omega_0^3 \int_{R_i}^{R_n} r^3 dr = \frac{1}{8} m_n \rho_n c_w h_n \omega_0^3 (R_n^4 - R_i^4).$$

В установившемся режиме работы лопастного пеногасителя крутящий момент обусловлен скоростью обтекания лопастей, т.е. разностью между окружными скоростями лопастей $\omega_0 r$ и движущейся среды $v_c(r) = \omega_c(r)r$:

$$M_{кр} = \frac{1}{2} \rho_n c_w h_n \int_{R_i}^{R_n} (\omega_0 r - v_c)^2 r \cdot dr. \quad (7.14)$$

Экспериментально установлено [143], что в области центрального вихря при $0,2 < \bar{r} < \bar{r}_\varepsilon$ распределение по радиусу относительной окружной скорости рабочей среды описывается уравнением-аналогом универсального гидродинамического профиля турбулентной струи:

$$\bar{\omega} = 1 - 6\eta^2 + 8\eta^3 - 3\eta^4, \quad (7.15)$$

где $\bar{r}_\kappa = 1,2$; $\eta = 0,385 \bar{r}$.

С учетом распределения (7.15) крутящий момент лопасти пеногасителя (7.14) будет равен

$$M_{\text{кр}} = \frac{1}{2} \rho_n c_w h_a \omega_0^2 \left(\frac{0,385}{R_n} \right)^4 \left[\begin{aligned} & \frac{9}{2} (R_n^8 - R_1^8) - \frac{32}{3} \cdot \frac{0,385}{R_n} (R_n^9 - R_1^9) + \\ & + 10 \left(\frac{0,385}{R_n} \right)^2 (R_n^{10} - R_1^{10}) - \frac{48}{11} \left(\frac{0,385}{R_n} \right)^3 (R_n^{11} - R_1^{11}) + \\ & + \frac{3}{4} \left(\frac{0,385}{R_n} \right)^4 (R_n^{12} - R_1^{12}) \end{aligned} \right]. \quad (7.16)$$

В установившемся режиме работы лопастного пеногасителя потребляемая мощность определяется по формуле (7.12) с учетом выражения (7.16):

$$P = \frac{1}{2} m_n \rho_n c_w h_a \omega_0 \int_{R_1}^{R_2} (\omega_0 r - v_c)^2 r \cdot dr = \frac{1}{32} m_n \rho_n c_w h_a \omega_0^3 (R_n^4 - R_1^4), \quad (7.17)$$

где $v_c = 0,5 \omega_0 r$.

Для оценки возможности применения разработанной физической модели в расчетной практике проведено сопоставление опытных данных [137, 144] с величинами угловой скорости вращения лопастей и потребляемой мощности, рассчитанных по формулам (7.6), (7.10), (7.12), (7.16). При этом, исходя из условий работы, расчет скорости вращения лопастного пеногасителя проведен по формулам (7.6) и (7.10), а для турбинного пеногасителя - расчет только по формуле (7.6). Полученные результаты сопоставительного анализа приведены в табл. 7.1.

Т а б л и ц а 7.1

Сопоставление экспериментальных и расчетных значений параметров лопастного пеногасителя

Параметры и характеристики среды и пеногасителей	Лопастной пеногаситель [137]	Расчетные величины	Турбинный пеногаситель [144]	Расчетные величины
Газосодержание пены φ_n		0,95...0,97	0,985	
Поверхностное натяжение $\Delta\sigma \cdot 10^2$, Н/м		3...4		3...4
Средний диаметр пузырьков $d_n \cdot 10^3$, м		1,0		0,5
Плотность пены ρ_n , кг/м ³		30...50		15...20
Критическое напряжение сдвига τ_* , Па		18		10
Количество лопастей мешалки m_n	2		2...8	

Наружный радиус лопастей $R_n \cdot 10^2$, м	10; 22,5; 37,5		7,5; 11,5; 15,5; 19	
Радиус внутренних кромок лопастей $R_l \cdot 10^2$, м		2,5	2,5; 4,0; 5,5; 6,5	
Высота лопасти $h_n \cdot 10^2$, м	3,5		2,5	
Коэффициент сопротивления лопасти c_w	2,2		3,5	
Радиус корпуса аппарата R_a , м	0,45		-	
Расчетная вертикальная координата z , м		0,5 b		0,5 b
Угловая скорость вращения лопастей ω_0 , c^{-1}	80...135; 27...54; 12...31	106 (4.82 106; 57) 39 (4.86)	150; 125 90; 70	80...116; 65...91; 54...79
Потребляемая мощность P , Вт	10...140; 9,5...130; 7,5...110	7...46; 7,5...60,5; 5...85,5	350...450	39...390

Расхождение опытных и расчетных значений параметров и характеристик пеногасителей объясняется одномерным приближением принятой модели, сложностью учета взаимного влияния лопастей, динамикой изменения структуры и плотности пены в процессе пеногашения, а также зависимостью гидравлического сопротивления лопастей от условий пеногашения. Учитывая сложность математического описания процесса механического пеногашения, можно признать удовлетворительное соответствие анализируемых данных работы лопастных пеногасителей.

Пример 7.1. Расчет лопастного пеногасителя [145]

Исходные данные: в газоотделителе ферментационного аппарата радиусом $R_a = 1,0$ м на поверхности дегазированной жидкости образуется пена с газосодержанием $\varphi_n = 0,9$ и средневзвешенным эквивалентным диаметром пузырьков $d_n = 2 \cdot 10^{-3}$ м (2 мм), плотность жидкой фазы пены $\rho_{ж} = 1000$ кг/м³, динамическая вязкость жидкой фазы пены $\mu_{ж} = 2 \cdot 10^{-3}$ Па.с, равновесное поверхностное натяжение жидкой фазы пены $\sigma = 0,04$ Н/м, дифференциальное поверхностное натяжение при деформации пленок пены $\Delta\sigma = 0,02$ Н/м. Наружный радиус лопастей пеногасителя $R_n = 0,25$ м, расчетный радиус пеногаше-

ния лопастей $R_l = 2 \cdot 10^{-2}$ м, высота лопастей $h_n = 4 \cdot 10^{-2}$ м, количество лопастей $m_n = 3$, коэффициент сопротивления лопасти $c_w = 2,2$, расчетная координата $z = 0,5b$.

Требуется определить: необходимую угловую скорость ω_0 (частоту n) вращения лопастей для разрушения пены, производительность пеногасителя Q_n и затраты мощности на пеногашение P .

Порядок расчета:

1. Определяем плотность пены:

$$\rho_n \approx \rho_{ж} (1 - \varphi_n) = 1000(1 - 0,9) = 100 \text{ кг/м}^3.$$

2. Находим значение комплекса B в уравнении (3.85):

$$B = \left(\frac{19}{15} \sigma + 2 \Delta \sigma \right) + (\sigma + \Delta \sigma) \frac{(1 + 2 \varphi_n)^2}{2} \left[\frac{1}{\pi} \left(\frac{z_{\kappa}}{6 \varphi_n} \right)^3 \right]^{1/2} =$$

$$= \left(\frac{19}{15} 0,04 + 2 \cdot 0,02 \right) + (0,04 + 0,02) \frac{(1 + 2 \cdot 0,9)^2}{2} \left[\frac{1}{3,14} \left(\frac{6}{6 \cdot 0,9} \right)^3 \right]^{1/2} = 0,245 \text{ Н/м}.$$

3. По формуле (3.85) определяем величину критического напряжения сдвига:

$$\tau_* = \frac{\mu_{ж} \Delta \sigma}{(1 - \varphi_n)^{1,63}} \left(\frac{3 \varphi_n}{\rho_{ж} d_n^3 B} \right)^{1/2} \left[2 + \frac{(1 + 2 \varphi_n)^2}{2} \left\{ \frac{1}{\pi} \left(\frac{z_{\kappa}}{6 \varphi_n} \right)^3 \right\}^{1/2} \right] =$$

$$= \frac{2 \cdot 10^{-3} \cdot 0,02}{(1 - 0,9)^{1,63}} \left(\frac{3 \cdot 0,9}{10^3 \cdot 10^{-9} \cdot 0,245} \right)^{1/2} \left[2 + \frac{(1 + 2 \cdot 0,9)^2}{2} \left\{ \frac{1}{3,14} \left(\frac{6}{6 \cdot 0,9} \right)^3 \right\}^{1/2} \right] \cong 26 \text{ Па}.$$

4. Найдем величину половины ширины зоны перемешивания в следе при $r = R_l$, $\varphi = 2\pi / m_n$:

$$b = \beta (10 c_w h_n R_l 2\pi / m_n)^{1/2} = 0,18 (10 \cdot 2,2 \cdot 4 \cdot 10^{-2} \cdot 2 \cdot 10^{-2} \cdot 2 \cdot 3,14 / 3)^{1/2} = 3,47 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

5. По уравнению (7.6) определяем необходимую для пеногашения угловую скорость вращения лопастей при $z = 0,5b$:

$$\omega_* = \left[6 \cdot \frac{\beta \tau_*}{a \rho_n} \left\{ \frac{1}{10} \cdot \frac{\theta}{(c_w h_n r_*)^3} \right\} \left\{ \left(\frac{z}{b^3} \right)^{1/2} - \frac{z^2}{b^3} \right\}^{-1} \right]^{1/2} =$$

$$= \left[6 \frac{0,18 \cdot 26}{0,0222 \cdot 102} \left\{ \frac{1}{10} \cdot \frac{2 \cdot 3,14 / 3}{(2,2 \cdot 4 \cdot 10^{-2} \cdot 2 \cdot 10^{-2})^3} \right\} \left\{ \frac{0,5^{1/2}}{3,47 \cdot 10^{-2}} - \frac{0,5^2}{3,47 \cdot 10^{-2}} \right\}^{-1} \right]^{1/2} = 77,4 \text{ рад/с}.$$

Частота вращения лопастей составит:

$$n_* = 60 \cdot \frac{\omega_*}{2\pi} = 60 \cdot \frac{77,4}{2 \cdot 3,14} = 740 \text{ об/мин.}$$

6. Значение угловой скорости вращения лопастей для обеспечения деструкции пены по всей площади поперечного сечения аппарата определим по формуле (7.10):

$$\omega_{a*} = \left(\frac{2 \tau_a R_a^{1/2}}{\rho_n a c_w h_n c_1 R^{3/2}} \right)^{1/2} = \left(\frac{2 \cdot 26 \cdot 1^{1/2}}{102 \cdot 0,0222 \cdot 2,2 \cdot 4 \cdot 10^{-2} \cdot 0,5 \cdot 0,25^{3/2}} \right)^{1/2} = 65,4 \text{ рад/с,}$$

что означает $\omega_* > \omega_{a*}$, т.е. скорость вращения лопастей достаточна для деструкции пены по всему сечению аппарата.

7. По формуле (7.11) определяем производительность лопастного пеногасителя:

$$Q_n = \frac{5}{9} m_n \omega_n c_w h_n (R_n^2 - R_1^2) \left[1 - \left(\frac{z}{b} \right)^{3/2} \right]^2 = \\ = \frac{5}{9} \cdot 3 \cdot 77,4 \cdot 2,2 \cdot 4 \cdot 10^{-2} \left[0,25^2 - (2 \cdot 10^{-2})^2 \right] (1 - 0,5^{3/2})^2 = 1057 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

8. Мощность, потребляемую лопастным пеногасителем в установившемся режиме работы, находим по формуле (7.17):

$$P = \frac{1}{32} m_n \rho_n c_w h_n \omega_n^3 (R_n^4 - R_1^4) = \\ = \frac{1}{32} \cdot 3 \cdot 100 \cdot 2,2 \cdot 4 \cdot 10^{-2} \cdot 77,4^3 (0,25^4 - 0,02^4) = 1518 \text{ Вт } (\sim 1,5 \text{ кВт}).$$

7.2. Моделирование и расчет дисковых пеногасителей

В технике пеногашения основными требованиями, предъявляемыми к механическим пеногасителям, являются эффективность работы, низкие энергетические затраты и достаточно простая конструкция. Из существующих типов роторных пеногасителей этим критериям в значительной мере отвечают дисковые пенорегуляторы, представляющие собой ротирующий вал с плоским круглым диском, ограничивающим слой пены своей нижней стороной. Дисковые пенорегуляторы по конструктивным типам рабочего элемента ротора могут быть выполнены в виде гладкого сплошного диска, перфорированного диска, гофрированного диска, разрезного диска, диска с лопатками

Результаты экспериментов по разделению пены с помощью гладкого диска обобщены [146] в виде зависимости фактора разделения пены C_n (%) от расхода пены Q_n (см³/мин), скорости вращения ротора диска n_p (об/мин) и радиального расстояния подачи пены от оси вращения диска r_0 (см):

$$C_n = 48,7 + 8,8 \cdot \lg \frac{Q_n^{0,72}}{n_p^2 r_0^{1,25}}.$$

В этой работе также была установлена зависимость критической скорости вращения диска n_{p*} , выше которой вся пена, контактирующая с диском, будет разрушаться:

$$n_{p*} = (3,52 \cdot 10^4 Q_n^{0,72} r_0^{1,25})^{1/2}.$$

Для дисковых пенорегуляторов с лопатками в работах [147, 148] получены формулы для расчета скоростей газа (м/с), соответствующих пенному $w_{г.п}$ и эмульсионному $w_{г.э}$ режимам работы пеногасителя:

$$w_{г.п} = 0,011 \chi^{0,78} K_3^{-1,36};$$

$$w_{г.э} = 0,019 \chi^{1,8} K_3^{-4,8}$$

и определена зависимость потребляемой дисковым пеногасителем мощности (Вт) в оптимальном переходном режиме:

$$P = 1,8 \cdot 10^4 S_a w_r^{1,5} \chi^{-1,7} K_3^{3,7} n_p^{1,3} D_d^{1,4},$$

где χ - показатель пенообразующей способности раствора; K_3 - коэффициент заполнения аппарата раствором; S_a - площадь поперечного сечения аппарата, м²; w_r - приведенная скорость воздуха в аппарате, м/с; n_p - частота вращения ротора, об/с; D_d - диаметр диска ротора, м.

В работе [149] предложена эмпирическая зависимость для расчета режима работы пенорегулятора с гладким диском, препятствующего уносу пены из технологического аппарата:

$$\frac{Y_n}{\rho_r} = 1,63 \left(\frac{q_n \sigma \rho_{ж} v_m}{\eta_{ж} \rho_r p h_1} \right)^{-0,044} \left(\frac{w_r h_1}{v_n h_2} \right)^{-0,337},$$

где Y_n - удельный унос пены по отношению к расходу воздуха в аппарате, кг/м³; q_n - показатель вспениваемости по методике Сойфера, м; v_m и v_n - линейная скорость вращения соответственно мешалки и пеногасителя, м/с; $\eta_{ж}$ - кинематическая вязкость жидкости, м²/с; p - давление в реакторе, Па; h_1 - высота расположения пеногасителя от уровня жидкости, м; w_r - приведенная скорость воздуха в реакторе, м/с; h_2 - высота сепарационного пространства биореактора, м.

Величину необходимых энергетических затрат (Вт) на гашение пены дисковым пенорегулятором в этой работе предлагается оценивать по формуле

$$P = E \omega_m C_r,$$

где критерий эффективности определяется по зависимости

$$E = -3,34 \cdot 10^{-2} \omega_m + 2 \cdot 10^{-2} \omega_n - 3,36 C_r + 0,67 q_n + 1,54 \cdot 10^{-5} p_n + 0,51.$$

Здесь ω_m и ω_n - угловая скорость вращения соответственно мешалки и пеногасителя, с^{-1} ; C_r - удельный расход аэрирующего газа на единицу объема среды, с^{-1} ; p_n - избыточное давление в реакторе, Па.

Для оценки предельного расхода жидкости $Q_{ж}$, подаваемой на гладкий диск пеногасителя, предложена [150, 151] эмпирическая зависимость:

$$\frac{Q_{ж}}{V_{ж}} = 3,44 q_a^{-0,0521} \left(\frac{D_a}{D_d} \right)^{-0,21} \left(\frac{H_{ж}}{H_d} \right)^{-1,19}$$

и определена зависимость критической скорости вращения диска n_{p*} (об/мин) в режиме подавления пены:

$$n_{p*} = 73,6 \left(\frac{Q_r}{Q_{ж}} \right)^{0,27} \left(\frac{D_a}{D_d} \right)^{1,31} \left(\frac{H_{ж}}{H_d} \right)^{0,27},$$

где $V_{ж}$ - рабочий объем жидкости в аппарате, м^3 ; q_a - удельная скорость газа в аппарате, $\text{м}^3/(\text{м}^3 \text{ мин})$; D_a - диаметр аппарата, м; D_d - наружный диаметр диска, м; $H_{ж}$ - статическая высота жидкости в аппарате, м; H_d - высота расположения диска пеногасителя в аппарате, м; Q_r - расход газа в аппарате, $\text{м}^3/\text{с}$.

На основе аналитического подхода к определению параметров дискового пенорегулятора с использованием теории пограничного слоя в работе [152] определена зависимость объемной производительности ($\text{м}^3/\text{с}$):

$$Q_n = 0,144 \omega_p R_d^3 \left(\frac{k_{ш}}{R_d} \right)^{1/4}$$

и коэффициент мощности пеногасителя

$$k_p = 9,1 \cdot 10^{-2} \left(\frac{k_{ш}}{R_d} \right)^{1/4},$$

где ω_p - угловая скорость ротора, с^{-1} ; R_d - радиус диска, м; $k_{ш}$ - абсолютная шероховатость поверхности диска, м.

На основе математического моделирования в работе [153] предлагается оценивать затраты мощности дискового пеногасителя по двум составляющим:

- мощности, затрачиваемой на сообщение кинетической энергии подходящей к диску пены;

$$P_k = \frac{Q_r \rho_{\text{ж}} (1 - \varphi_n) v_o}{8 \varphi_n};$$

- мощности, затрачиваемой на трение поверхности диска о пену;

$$P_r = \frac{2}{3} \pi R_d^2 \bar{\tau} v_o,$$

где Q_r - расход газа в аппарате, м³/с; $v_o = \omega R_d / 2$ - средняя окружная скорость точек диска, м/с; $\bar{\tau}$ - средние по поверхности диска касательные напряжения, Па.

Основная трудность широкого использования дисковых пеногасителей в практике состоит в отсутствии до последнего времени достоверных и надежных методов расчета их характеристик и рекомендаций, позволяющих выбрать и обосновать оптимальный режим работы таких устройств еще на стадии проектирования.

Физический механизм работы дисковых пенорегуляторов состоит в создании при вращении плоского диска в прилегающем к нему слое пены критических сдвиговых деформаций и напряжений, распределенных по радиусу диска и его аксиальной координате, что приводит к структурной перестройке исходной пены, ее разрушению и разделению на сходные фазы. Кинематическими и технологическими параметрами дисковых пеногасителей, подлежащими определению являются необходимая угловая скорость вращения, достижимая производительность по объему разрушенной пены и необходимые энергетические затраты.

С учетом физических и структурных особенностей пены для моделирования работы дискового пеногасителя используется [95, 154] классическое решение задачи трехмерного ламинарного течения однородной жидкости, индуцируемого диском бесконечной протяженности в неограниченном объеме неподвижной жидкости [111, 129]. В условиях высокой структурной вязкости пены можно считать, что в окрестности диска реализуется ламинарное течение.

Для дискового пеногасителя основная задача моделирования состоит в определении динамических условий в пространстве около диска, где достигается критическое напряжение сдвига τ_* . Необходимую угловую скорость вращения диска можно определить из решения обобщенного реологического уравнения течения пены в окрестности диска. При работе дискового пеногасителя в качестве ограничителя слоя пены в технологическом аппарате сдвиговое напряжение в точке на некотором расстоянии от диска в цилиндрической системе координат (r, φ, z) имеет три составляющие (рис. 7.2) и направлено по касательной к линии тока, проходящей через данную точку. При этом выражение для касательного напряжения имеет вид

$$\tau = \mu_s \left[\left(\frac{du}{dz} \right)^2 + \left(\frac{dv}{dz} \right)^2 + \left(\frac{dw}{dz} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.18)$$

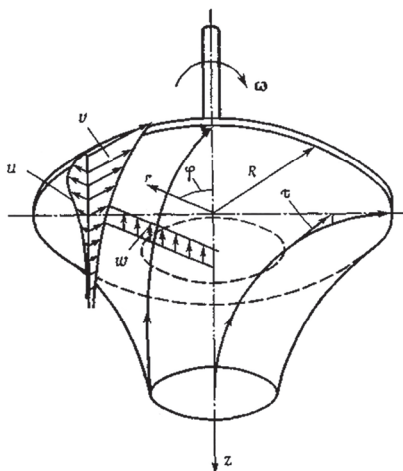


Рис. 7.2. Распределение составляющих скорости течения пены в окрестности вращающегося плоского диска

Для моделирования работы дискового пеногасителя вдали от ограничивающих поверхностей технологического аппарата или сепарационной камеры и их внутренних устройств можно применить результаты численного решения уравнений движения и неразрывности с использованием теории пограничного слоя [111, 129], где составляющие скорости течения на линии тока u, v, w выражены через угловую скорость ω вращения диска, его текущий радиус r и безразмерное расстояние $\xi = \frac{z}{\delta}$ от рассматриваемой в объеме пены точки до диска:

$$u = r\omega F(\xi); v = r\omega G(\xi); w = \frac{\omega\mu_3}{\rho_n} H(\xi). \quad (7.19)$$

Здесь δ - масштаб толщины пограничного слоя; $\xi = z \left(\frac{\omega\rho_n}{\mu_3} \right)^{1/2}$; $\mu_3 \approx \frac{\mu_k}{1-\varphi_n} \approx \mu_k K$ - эффективная вязкость пены, Па·с; ρ_n - плотность пены, кг/м³; φ_n - объемное газосодержание пены; K - кратность пены.

После подстановки (7.19) в (7.18) получено

$$\tau = \omega r \sqrt{\mu_3 \rho_n} \left[\left\{ \frac{dF(\xi)}{d\xi} \right\}^2 + \left\{ \frac{dG(\xi)}{d\xi} \right\}^2 + \left\{ \frac{\mu_3}{\rho_n \omega r^2} \frac{dH(\xi)}{d\xi} \right\}^2 \right]^{1/2}. \quad (7.20)$$

Производные входящих в (7.20) параметров F и G затабулированы в работе [129] в зависимости от ξ .

В условиях достаточно высоких значений градиента скорости сдвига в окрестности диска эффективная вязкость пены уменьшается с ростом скорости деформации до значения, которое может быть определено аналогом закона Эйнштейна [55] для двухфазной среды.

При разрушении пены в окрестности диска важно рационально выбрать радиальную координату и аксиальное расстояние от диска, где достигается критическое напряжение сдвига τ_* . В условиях работы дискового пеногасителя вдали от ограничивающих поверхностей в качестве расчетного радиуса в пределах пограничного слоя δ_0 ориентировочно можно принять величину $r_0 = R_d - \delta_0$, где отсутствует краевой эффект, обусловленный конечным размером диска [155].

Краевой эффект на диске конечных размеров появляется на расстоянии от края диска, сравнимом с толщиной пограничного слоя:

$$\delta_0 = 3,6 \left(\frac{\mu_p}{\rho_n \omega} \right)^{1/2}. \quad (7.21)$$

Численная оценка показывает, что краевой эффект возрастает с увеличением кратности пены, поскольку в этом случае увеличивается как вязкость пены, так и толщина пограничного слоя. Так, для пены с кратностью $K=10$ толщина пограничного слоя $\delta_0 = 1,8 \cdot 10^{-3}$ м, а при кратности $K=100$ величина $\delta_0 = 3,6 \cdot 10^{-2}$ м, т. е. влияние краевого эффекта возрастает в 20 раз.

При вращении диска в ограниченном объеме жидкости на течение вне пограничного слоя у диска при $\xi > 1$ оказывают влияние пограничные слои у ограничивающих стенок. При этом величина расчетного радиуса смещается в сторону меньших значений и по данным работы [156] при отношении наружного радиуса диска к радиусу ограничивающей поверхности $\frac{R_d}{R_a} \geq 0,8$ расчетный радиус в окрестности диска при $(z > \delta_0)$ $r_0 = 0,3 R_d$, т. е. при меньших значениях радиуса влияние ограничивающих поверхностей в окрестности диска несущественно и наличие ограничивающих поверхностей практически не сказывается на распределении составляющих скорости в пограничном слое.

При выборе аксиального расстояния от диска в качестве расчетной величины следует исходить из условия создания критической деформации и критического напряжения сдвига τ_* на высоте слоя пены, как минимум равной наибольшему эквивалентному диа-

метру ячеек-пузырьков пены, т. е. $z \geq d_n$ (max). Верхний предел аксиальной координаты ограничивается толщиной пограничного слоя, поскольку выход за его пределы приводит к резкому увеличению необходимой угловой скорости вращения диска и, соответственно, к росту энергозатрат.

Численная оценка составляющих формулы (7.20) показывает, что для реальной пены с кратностью $K = 10 \dots 100$, угловой скорости вращения диска $\omega = 100 \dots 400$ рад/с и минимального расчетного радиуса $r_0 = 0,01$ м значение комплекса

$$\frac{\mu_3}{\rho_n \omega r_0^2} \ll 1,$$

т. е. в практически важных случаях последним членом в (7.20) можно пренебречь. С учетом этого допущения после соответствующих преобразований (7.20) получено соотношение для определения динамических условий разрушения пены дисковым пеногасителем:

$$\omega_* \geq \left[\frac{\tau_*}{r_0 R(\xi)} \sqrt{\rho_n \mu_3} \right]^{2/3}, \quad (7.22)$$

где $R(\xi) = \sqrt{(F')^2 + (G')^2}$.

В соотношении (7.22) величина критического напряжения сдвига τ_* определяется, исходя из установившегося режима разрушения пузырьков пены с минимальным размером d_n (min), а координата ξ - по максимальному размеру пузырьков d_n (max) и толщине пограничного слоя δ_0 у диска.

Графоаналитическая обработка [95] с использованием метода наименьших квадратов позволила для гладкого диска аппроксимировать входящую в (7.22) функцию $R(\xi)$ в интервале $0 \leq \xi \leq 6,0$ с относительной погрешностью не более 3 % следующим выражением

$$R(\xi) = \frac{1}{10^{a+b}} - c, \quad (7.23)$$

где $a = 0,302$; $b = 0,092$; $c = 0,011$.

Расчет необходимой для разрушения пены угловой скорости вращения по (7.20) ведется методом последовательных приближений, поскольку аргументы z и r_0 в пределах области $z < 1$ зависят от угловой скорости ω .

Объемная производительность Q_n дискового пеногасителя по количеству обрабатываемой пены определяется скоростью отбрасывания разрушенной пены к периферии диска:

$$Q_n = 2\pi r_0 \int_0^z u \cdot dz.$$

Для пеногасителя с гладким диском с учетом (7.19) для составляющей скорости u , а

также того, что $dz = \left(\frac{\mu_3}{\rho_n \omega_p} \right)^{1/2} d\xi$:

$$Q_n = 2\pi r_0^2 \sqrt{\frac{\omega \mu_3}{\rho_n}} \int_0^{\xi} F(\xi) d\xi, \quad (7.24)$$

где расчетный радиус $r_0 = R_d - \delta_0$.

В отличие от индуцированного диском течения монолитной жидкости производительность пеногасителя зависит от радиальной и аксиальной координат, где достигаются условия разрушения пены, поэтому верхний предел интегрирования в (7.24) не является строго фиксированным для пен с различными структурными свойствами и для различных динамических условий разрушения пены, а устанавливается, исходя из соотношения

$$\xi = d_n(\max) / \delta_0.$$

Для представления результата интегрирования (7.24) в аналитической форме с учетом изменения координаты ξ при различных динамических условиях разрушения пены целесообразно использовать аппроксимацию [95] табличных значений функции $F(\xi)$, полученных в работе [129], с относительной погрешностью не более 4,6 %:

$$F(\xi) = \frac{\xi}{10^{m\xi+n}}, \quad (7.25)$$

где $m = 0,48$; $n = 0,27$.

С учетом аппроксимации (7.25) результат интегрирования (7.24) имеет вид

$$Q_n = 2\pi r_0^2 \left(\frac{\mu_3 \omega}{\rho_n} \right)^{1/2} \cdot \frac{1}{(2,3m)^2 10^n} \left(1 - \frac{1+2,3m\xi_*}{10^{m\xi_*}} \right). \quad (7.26)$$

Безразмерная координата ξ_* является функцией текущего радиуса r диска и ее значение получено из зависимости (7.22) при заданных динамических условиях и $r_0 = R_d$:

$$\xi_* = \frac{\lg \left[\frac{(\omega^3 \rho_n \mu_3)^{1/2} R_d + c}{\tau_*} \right] - b}{a}. \quad (7.27)$$

Дисковые пеногасители обладают универсальным действием, они (особенно диски с гладкой поверхностью) имеют самое простое конструктивное оформление и низкие энергозатраты, сфера их применения охватывает сравнительно широкий диапазон кратности пены, но вместе с тем для некоторых из них, особенно для гладкого диска, характерна малая величина объемной производительности вследствие ограничения рабочей зоны их действия

непосредственно вблизи диска. Для устранения этого недостатка на нижней поверхности диска располагают в радиальном направлении гофры, лопасти, лопатки (рис. 7.3).

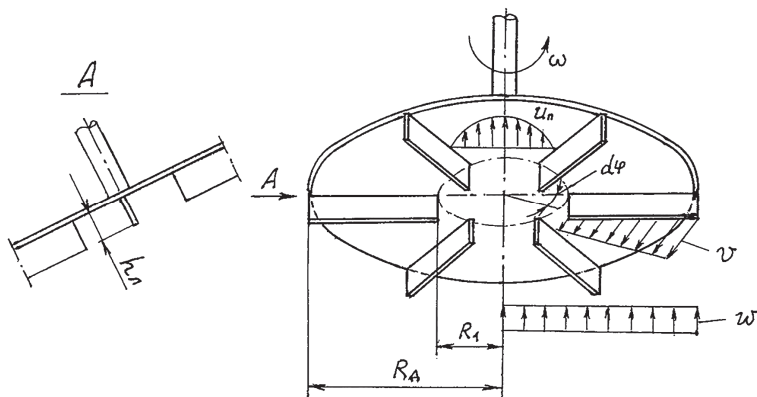


Рис. 7.3. Дискový пеногаситель с лопатками

Сложный физический механизм работы оребренных дисковых пеногасителей определяется деформационным ударным воздействием обращенных к пене выступающих лопаток, аналогично работе лопастных пеногасителей, ограниченных сверху диском, и совокупным воздействием сдвиговых деформаций со стороны ограничивающего диска [157].

Кинематическими и технологическими параметрами таких дисковых пеногасителей, подлежащими определению, являются: минимально необходимая окружная (угловая) скорость вращения диска на определенной радиальной координате, достижимая производительность по объему разрушенной пены, оптимальные конструктивные параметры и необходимые энергетические затраты.

Минимальную величину скорости движения лопастей ротора, необходимой для критической деформации полиэдрической пены высокой кратности можно определить по предложенному в работе [91] уравнению (3.68) критериального вида:

$$w_{\min} = 7,33 \left[\frac{2 We \Delta \sigma l_*}{d_n^2 \rho_{ж} (1 - \phi_n)^{1/2}} \right]^{1/2}.$$

С учетом более широкого диапазона физических и структурных особенностей пены для моделирования работы механических пеногасителей в работе [96] предложен кинематический критерий (3.84), позволяющий определить необходимую линейную скорость движения рабочего органа механического пеногасителя:

$$w_* \geq \left[\frac{12 \varphi_n B}{\rho_{\text{ж}} (1 - \varphi_n) d_n} \right]^{1/2},$$

$$\text{где } B = \left(\frac{19}{15} \sigma + 2 \Delta \sigma \right) + (\sigma + \Delta \sigma) \frac{(1 + 2 \varphi_n)^2}{2} \left[\frac{1}{\pi} \left(\frac{z_{\text{к}}}{6 \varphi_n} \right)^3 \right]^{1/2}.$$

Здесь $\Delta \sigma$ - дифференциальное поверхностное натяжение пенообразующей жидкости (разность между динамическим $\sigma_{\text{д}}$ и равновесным σ поверхностным натяжением), Н/м.

Угловая скорость вращения диска связана с величиной кинематического критерия известным соотношением

$$\omega_* = \frac{w_*}{r}, \quad (7.28)$$

т. е. зависит от радиальной координаты диска, точнее от радиального расстояния лопаток от оси вращения $r = R_0$.

Производительность дискового пеногасителя, снабженного лопатками, зависит от скорости течения u_r газожидкостного потока в пространстве между лопатками, которая, в свою очередь, определяется давлением потока, развиваемым центробежной силой $F_{\text{ц}}$:

$$\Delta p_r = \frac{F_{\text{ц}}}{S_0} = \zeta \cdot \frac{\rho_n u_r^2}{2}, \quad (7.29)$$

где $S_0 = 2 \pi r h_{\text{л}}$ - площадь давления, м^2 ; $\zeta_{\text{п}} = (\zeta_{\text{пов}} + \zeta_{\text{тр}} + \zeta_{\text{р}})$ - коэффициент гидравлического сопротивления течению потока; $\zeta_{\text{пов}} = 1, 0$ - коэффициент сопротивления при повороте потока; $\zeta_{\text{тр}} = 0, 02$ - коэффициент трения потока о поверхность диска; $\zeta_{\text{р}} = \frac{\sin 2 \pi}{m_{\text{л}}}$ - коэффициент расширения потока при течении между лопатками; $m_{\text{л}}$ - количество лопаток на диске.

Центробежная сила потока зависит от его массы $M_{\text{п}}$ между лопатками и центробежного ускорения $g_{\text{ц}}$:

$$F_{\text{ц}} = M_{\text{п}} g_{\text{ц}}, \quad (7.30)$$

где $M_{\text{п}} = \rho_n V_{\text{п}}$; $V_{\text{п}} = \pi r^2 h_{\text{л}}$ - объем газожидкостной смеси между лопатками на радиусе r диска, м^3 ; $h_{\text{л}}$ - высота лопаток, м; $g_{\text{ц}} = \omega^2 r$.

Из соотношения (7.29) с учетом (7.28) получено выражение для скорости течения потока между лопатками:

$$u_r = \frac{\omega r}{\sqrt{\epsilon_n}}, \quad (7.31)$$

которое используется для определения объемной производительности дискового пеногасителя, снабженного лопатками:

$$Q_n = \int_0^s u_r dS = \frac{\pi \omega h_n R_d^2}{\sqrt{\epsilon_n}}. \quad (7.32)$$

Количество лопаток на диске m_n можно определить из уравнения траектории элемента потока пены в пространстве между лопатками с учетом условия разрушения ячейки пены с эквивалентным диаметром d_n при ее поступлении в пространство между лопатками:

$$\frac{dz}{w_{cp}} = \frac{dl}{v_o}, \quad (7.33)$$

где $w_{cp} = \frac{Q_n}{\pi R_d^2}$ - среднее значение скорости поступления пены к диску, м/с; $dl = R_0 d\varphi$ - элемент окружности диска на минимальном расстоянии лопаток от оси R_0 , м; $v_o = \omega R_0$ - окружная скорость диска на расстоянии R_0 от оси ($v_o \geq w_*$), м/с.

Это уравнение решается интегрированием

$$\int_0^{d_n} \omega \cdot dz = \int_0^{\frac{2\pi}{m_n}} \frac{Q_n}{\pi R_d^2} \cdot d\varphi, \quad (7.34)$$

откуда можно определить минимальное количество лопаток на диске:

$$m_n(\min) \geq \frac{2Q_n}{\omega h_n R_d^2}. \quad (7.35)$$

Потребляемая дисковым пеногасителем мощность складывается из мощности P_p , затраченной непосредственно на разрушение пены, и затрат мощности P_k для транспортирования газожидкостного потока на периферию диска.

Затраты мощности на пеногашение гладким диском зависят от величины касательного напряжения на поверхности гладкого диска τ_w , значения окружной скорости среды v_s при $\xi = 0$ ($v_s = \omega r$ при отсутствии скольжения среды на поверхности диска) и от площади контакта пены с поверхностью диска $dS = 2\pi r dr$:

$$P_p = 2\pi \omega_p \int_0^r \tau_w r^2 \cdot dr. \quad (7.36)$$

Касательное напряжение τ_w на границе контакта пены с плоским диском определяется из (7.20) или (7.22) при значении $\xi = 0$:

$$\tau_w = r R(\xi) (\rho_n \mu_s \omega_p^3)^{1/2}. \quad (7.37)$$

Пренебрегая концевым эффектом, т. е. принимая $r_0 = R_d$, с учетом (7.23) и (7.37) получено решение (7.36) в виде

$$P_p = \frac{\pi R_d^4}{2} (\rho_n \mu_s \omega_p^5)^{1/2} (10^{-b} - c). \quad (7.38)$$

Величина мощности, затрачиваемая плоским диском на транспортирование выделенной из пены жидкости к периферии диска, зависит от массы транспортируемой жидкости $M_{ж} = Q_{ж} \rho_{ж}$ и значения средней скорости $u_{ж}$ течения жидкости на периферии плоского диска:

$$P_k = Q_{ж} \cdot \frac{\rho_{ж} u_{ж}^2}{2}, \quad (7.39)$$

где $Q_{ж} = Q_n (1 - \varphi_n)$ - объемный расход жидкости, содержащейся в пене, м³/с.

Средняя скорость течения жидкости в пограничном слое на периферии диска определяется по уравнению расхода на радиусе R_d :

$$u_{ж} = \frac{\omega_p R_d}{\xi_* 10^n (2,3m)^2 (1 - \varphi_{г-ж})} \left(1 - \frac{1 + 2,3m \xi_*}{10^m \xi_*} \right), \quad (7.40)$$

где газосодержание потока разделенной пены вблизи поверхности диска определяется по модели раздельного течения фаз [78]:

$$\varphi_{г-ж} = \left[1 + \frac{1 - \varphi_n}{\varphi_n} \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_{г}} \right)^{1/2} \right]^{-1}. \quad (7.41)$$

Затраты мощности на преодоление сопротивления разрушаемой пены для дискового пеногасителя с лопатками по аналогии с турбинными мешалками определяются [141] силой сопротивления $F_c = m_d \Delta p_d S_d$ при контакте пены с поверхностью оребренного диска и разностью между окружной скоростью вращения лопаток диска v_o и окружной скоростью среды (пены) v_s :

$$P_p = \int_0^{F_c} (v_o - v_s) dF_c = \zeta_n \rho_n \omega_p^3 m_d h_n \cdot \frac{R_d^4}{32}, \quad (7.42)$$

где $v_o = \omega_p r$; $dF_c = m_d \Delta p_d dS_d$; $\Delta p_d = \zeta_d \cdot \frac{\rho_n (v_o - v_s)^2}{2}$ - давление потока пены на лопатку, Па; $v_s = 0,5 \omega_p r$; $\zeta_d = 1,75$ - коэффициент профильного сопротивления лопатки диска; $dS_d = h_d dr$ - элемент площади одной лопатки, м².

Кинетическая составляющая мощности дискового пеногасителя с лопатками определяется аналогично (7.39) с учетом значения (7.31) для выделенной из разрушенной пены жидкости:

$$P_k = Q_{\text{ж}} \cdot \frac{\rho_{\text{ж}} u_{\text{ж}}^2}{2} = \frac{Q_n \rho_{\text{ж}} (1 - \varphi_n)}{2 \zeta_n} \left(\frac{\omega R_d}{1 - \varphi_{\text{г-ж}}} \right)^2, \quad (7.43)$$

$$\text{где } u_{\text{ж}} = \frac{u_n}{1 - \varphi_{\text{г-ж}}}.$$

Имеющиеся экспериментальные данные [146, 149] по разрушению пены с помощью гладкого диска не полностью отражают наиболее важные параметры процесса пеногашения, что объясняется отсутствием теоретически обоснованных моделей. Тем не менее, можно провести сравнение полученных расчетных зависимостей с опытными данными.

Экспериментально установлено [146], что при разрушении пены в цилиндрическом аппарате гладким диском радиусом $R_d = 2,8 \cdot 10^{-2}$ м критическая угловая скорость вращения диска, отвечающая условиям деструкции и стабилизации уровня пены с газосодержанием $\varphi_n = 0,95$, средним диаметром пузырьков пены $d_n = (0,5 \dots 2) 10^{-3}$ м (0,5...2 мм), дифференциальным поверхностным натяжением пенообразующего раствора $\Delta\sigma = 0,03$ Н/м, плотностью пенообразующего раствора $\rho_{\text{ж}} = 1000$ кг/м³ и динамической вязкостью раствора $\mu_{\text{ж}} = 1 \cdot 10^{-3}$ Па.с, находится в пределах $\omega_* = 157 \dots 167,3$ рад/с (число оборотов диска в минуту $n = 1500 \dots 1600$).

При таких свойствах пены и динамических условиях толщина пограничного слоя $\delta_0 = 5,6 \cdot 10^{-3}$ м (5,6 мм), расчетный радиус $r_0 = 2,24 \cdot 10^{-2}$ м (22,4 мм), при значении $z = d_n (\text{max}) = 2 \cdot 10^{-3}$ м (2 мм) аксиальная координата $\xi = 0,36$.

Расчет по формуле (7.22) дает величину $\omega_* = 160$ рад/с. Результаты сопоставления опытных и расчетных величин объемной производительности дискового пеногасителя по формуле (7.26) приведены в табл. 7.2.

Сопоставление расчетных и экспериментальных значений параметров дискового пеногасителя

Параметры пеногасителя	Расчетные и экспериментальные значения						
Угловая скорость вращения диска, $\omega_p, \text{с}^{-1}$	167,3	188	209	230	251	293	314
Толщина пограничного слоя, $\delta_0 \cdot 10^3, \text{м}$	5,6	5,25	5,0	4,75	4,55	4,2	4,0
Безразмерное расстояние от диска, ξ	0,36	0,38	0,4	0,42	0,44	0,47	0,5
Расход пены по эксперименту, $Q_{пэ} \cdot 10^3, \text{см}^3/\text{мин}$	1,45	1,7	1,9	2,2	2,4	3,2	4,0
Расход пены по расчету, $Q_{пр} \cdot 10^3, \text{см}^3/\text{мин}$	1,3	1,53	1,65	2,17	2,46	3,1	3,65

Сравнение и анализ экспериментальных и расчетных значений параметров дисковых пеногасителей по предложенной модели показывает их удовлетворительное соответствие, что подтверждает адекватность и достоверность разработанной аналитической модели реальному процессу разрушения пены с помощью гладкого диска.

Для оценки возможности применения в расчетной практике разработанной физической модели работы оребренного дискового пеногасителя с лопатками проведено сопоставление опытных данных [91] с величинами скорости вращения лопастей, рассчитанной по формуле (3.84).

В работе [91] установлено, что для поступающей из технологического аппарата первичной пены с диаметром пузырьков $d_n = (1...5) \cdot 10^{-3}$ м значения скорости движения лопастей ротора составляют $v_{\min} = 8...20$ м/с, а на выходе из пеногасителя для вторичной пены с пузырьками диаметром $d_n = (0,1...0,4) \cdot 10^{-3}$ м скорость $v_{\min} = 50...120$ м/с.

При расчете по формуле (3.84) для пены с газосодержанием $\varphi_n = 0,99$ и средневзвешенным эквивалентным диаметром пузырьков $d_n = 1 \cdot 10^{-3}$ м и $d_n = 0,1 \cdot 10^{-3}$, плотности жидкой фазы пены $\rho_{ж} = 1200$ кг/м³, вязкости жидкой фазы пены $\mu_{ж} = 1,5 \cdot 10^{-3}$ Па·с, по-

верхностном натяжении жидкой фазы пены $\sigma = 0,04$ Н/м, дифференциальном поверхностном натяжении в условиях деформации пленок пены $\Delta\sigma = 0,02$ Н/м получены значения $v_{\min} = 15,5$ м/с и $v_{\max} = 49$ м/с, что свидетельствует о достаточно хорошей степени адекватности предложенной аналитической модели.

Пример 7.2. Расчет дискового пеногасителя [145]

Исходные данные: в сепарационную камеру радиусом $R_a = 0,25$ м, где установлен дисковый пеногаситель а) с плоским диском и б) диском с лопатками радиусом $R_d = 0,15$ м, подается на разделение пена с газосодержанием $\varphi_n = 0,95$ и средневзвешенным эквивалентным диаметром пузырьков $d_n = 1 \cdot 10^{-3}$ м (1 мм), плотность жидкой фазы пены $\rho_{ж} = 1200$ кг/м³, вязкость жидкой фазы пены $\mu_{ж} = 1,5 \cdot 10^{-3}$ Па·с, поверхностное натяжение жидкой фазы пены $\sigma = 0,04$ Н/м, дифференциальное поверхностное натяжение при деформации пленок пены $\Delta\sigma = 0,02$ Н/м.

Требуется определить: угловую скорость ω (частоту n) вращения ротора диска, объемную производительность Q_n пеногасителя, потребляемую пеногасителем мощность P .

а) Расчет пеногасителя с плоским диском.

Порядок расчета:

1. Определяем плотность пены:

$$\rho_n \approx \rho_{ж} (1 - \varphi_n) = 1200 (1 - 0,95) = 60 \text{ кг/м}^3.$$

2. Находим эффективную вязкость пены:

$$\mu_n = \frac{\mu_{ж}}{1 - \varphi_n} = \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{1 - 0,95} = 3 \cdot 10^{-2} \text{ Па·с.}$$

3. Находим значение комплекса B в уравнении (3.85):

$$\begin{aligned} B &= \left(\frac{19}{15} \sigma + 2 \Delta\sigma \right) + (\sigma + \Delta\sigma) \frac{(1 + 2\varphi_n)^2}{2} \left[\frac{1}{\pi} \left(\frac{z_k}{6\varphi_n} \right)^3 \right]^{-1/2} = \\ &= \left(\frac{19}{15} 0,04 + 2 \cdot 0,02 \right) + (0,04 + 0,02) \frac{(1 + 2 \cdot 0,95)^2}{2} \left[\frac{1}{3,14} \left(\frac{6}{6 \cdot 0,95} \right)^3 \right]^{-1/2} = 0,244 \text{ Н/м.} \end{aligned}$$

4. По формуле (3.85) определяем величину критического напряжения сдвига:

$$\tau_c = \frac{\mu_{ж} \Delta\sigma}{(1 - \varphi_n)^{1,63}} \left(\frac{3\varphi_n}{\rho_{ж} d_n^3 B} \right)^{1/2} \left[2 + \frac{(1 + 2\varphi_n)^2}{2} \left\{ \frac{1}{\pi} \left(\frac{z_k}{6\varphi_n} \right)^3 \right\}^{1/2} \right] =$$

$$= \frac{1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,02}{(1-0,95)^{1,63}} \left(\frac{3 \cdot 0,95}{1,2 \cdot 10^3 \cdot 10^{-9} \cdot 0,244} \right)^{1/2} \left[2 + \frac{(1+2 \cdot 0,95)^2}{2} \left\{ \frac{1}{3,14} \left(\frac{6}{6 \cdot 0,95} \right)^3 \right\}^{1/2} \right] = 56,4 \text{ Па.}$$

5. Определяем безразмерное расстояние ξ при $z = d_n$, приняв величину $\omega = 75 \text{ с}^{-1}$:

$$\xi = z \left(\frac{\omega \rho_n}{\mu_s} \right)^{1/2} = 10^{-3} \left(\frac{75 \cdot 60}{3 \cdot 10^{-2}} \right)^{1/2} = 0,39.$$

6. Находим по формуле (7.23) значение функции:

$$R(\xi) = \frac{1}{10^{a+b}} - c = \frac{1}{10^{0,302+0,092}} - 0,011 = 0,8.$$

7. По формуле (7.21) определяем толщину пограничного слоя на гладком диске:

$$\delta_0 = 3,6 \left(\frac{\mu_s}{\rho_n \omega} \right)^{1/2} = 3,6 \left(\frac{3 \cdot 10^{-2}}{60 \cdot 75} \right)^{1/2} = 9 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

8. Находим значение расчетного радиуса гладкого диска:

$$r_0 = R_d - \delta_0 = 0,15 - 9 \cdot 10^{-3} = 0,141 \text{ м.}$$

9. По формуле (7.22) находим величину угловой скорости вращения диска пеногасителя:

$$\omega_* = \left[\frac{\tau_*}{r_0 R(\xi)} \sqrt{\rho_n \mu_s} \right]^{2/3} = \left[\frac{56,4}{0,141 \cdot 0,8} (60 \cdot 3 \cdot 10^{-2})^{1/2} \right]^{2/3} = 52,3 \text{ рад/с.}$$

10. Принимаем значение $\omega_* = 52,5 \text{ рад/с}$ и производим пересчет всех значений величин, начиная с п. 5:

$$\xi = z \left(\frac{\omega \rho_n}{\mu_s} \right)^{1/2} = 10^{-3} \left(\frac{52,5 \cdot 60}{3 \cdot 10^{-2}} \right)^{1/2} \approx 0,335;$$

$$R(\xi) = \frac{1}{10^{a+b}} - c = \frac{1}{10^{0,302+0,092}} - 0,011 = 0,8;$$

$$\delta_0 = 3,6 \left(\frac{\mu_s}{\rho_n \omega} \right)^{1/2} = 3,6 \left(\frac{3 \cdot 10^{-2}}{60 \cdot 52,5} \right)^{1/2} = 1,075 \cdot 10^{-2} \text{ м;}$$

$$r_0 = R_d - \delta_0 = (15 - 1,075) 10^{-2} = 0,13925 \text{ м;}$$

$$\omega_* = \left[\frac{\tau_*}{r_0 R(\xi)} \sqrt{\rho_n \mu_s} \right]^{2/3} = \left[\frac{56,4}{0,13925 \cdot 0,8} (60 \cdot 3 \cdot 10^{-2})^{1/2} \right]^{2/3} = 52,34 \text{ рад/с.}$$

Частота вращения диска составит:

$$n = \frac{\omega_*}{2\pi} \cdot 60 = \frac{52,5}{2 \cdot 3,14} \cdot 60 \approx 500 \text{ об/мин.}$$

11. По формуле (7.27) находим величину безразмерной координаты:

$$\xi_* = \frac{\log \left[\frac{(\omega^3 \rho_n \mu_s)^{1/2} R_n}{\tau_*} + c \right] - b}{a} = \frac{\log \left[\frac{(52,5^3 \cdot 60 \cdot 3 \cdot 10^{-3})^{1/2} \cdot 0,15}{56,4} + 0,011 \right] - 0,092}{0,302} = 0,1.$$

12. По выражению (7.26) определяем производительность пеногасителя с гладким диском по количеству разрушенной пены:

$$\begin{aligned} Q_n &= 2 \pi r_0^2 \left(\frac{\mu_s \omega}{\rho_n} \right)^{1/2} \frac{1}{(2,3m)^2 10^n} \left(1 - \frac{1+2,3m\xi_*}{10^{m\xi_*}} \right) = \\ &= 2 \cdot 3,14 \cdot 0,14^2 \left(\frac{3 \cdot 10^{-2} \cdot 52,5}{60} \right)^{1/2} \frac{1}{(2,3 \cdot 0,48)^2 \cdot 10^{0,27}} \left(1 - \frac{1+2,3 \cdot 0,48 \cdot 0,1}{10^{0,48 \cdot 0,1}} \right) = \\ &= 6,16 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с} \quad (0,222 \text{ м}^3/\text{ч}). \end{aligned}$$

13. По формуле (7.36) находим величину затрат мощности на пеногашение гладким диском:

$$\begin{aligned} P_p &= \frac{\pi R_n^4}{2} (\rho_n \mu_s \omega_p^5)^{1/2} (10^{-b} - c) = \\ &= \frac{3,14 \cdot 0,15^4}{2} (60 \cdot 3 \cdot 10^{-2} \cdot 52,5^5)^{1/2} (10^{-0,092} - 0,011) = 16,85 \text{ Вт}. \end{aligned}$$

14. По формуле (7.41) определяем газосодержание раздельного потока у поверхности гладкого диска:

$$\varphi_{г-ж} = \left[1 + \frac{1 - \varphi_n}{\varphi_n} \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_{г}} \right)^{1/2} \right]^{-1} = \left[1 + \frac{1 - 0,95}{0,95} \left(\frac{1200}{1,2} \right)^{1/2} \right]^{-1} = 0,375.$$

15. По соотношению (7.40) определяем среднюю скорость движения жидкости на периферии гладкого диска:

$$\begin{aligned} u_{ж} &= \frac{\omega_p R_n}{\xi_* 10^n (2,3m)^2 (1 - \varphi_{г-ж})} \left(1 - \frac{1+2,3m\xi_*}{10^{m\xi_*}} \right) = \\ &= \frac{52,5 \cdot 0,15}{0,1 \cdot 10^{0,27} (2,3 \cdot 0,48)^2 (1 - 0,375)} \left(1 - \frac{1+2,3 \cdot 0,48 \cdot 0,1}{10^{0,48 \cdot 0,1}} \right) = 0,376 \text{ м/с}. \end{aligned}$$

16. Величину затрат мощности на отбрасывание потока от гладкого диска находим по формуле (7.39):

$$P_k = Q_n (1 - \varphi_n) \frac{\rho_{ж} u_{ж}^2}{2} = 7 \cdot 10^{-5} (1 - 0,95) \frac{1200 \cdot 0,376^2}{2} = 2,85 \cdot 10^{-4} \text{ Вт}.$$

б) Для условий примера а) рассчитать основные параметры дискового пеногасителя с лопатками высотой $h_a = 0,03$ м (30 мм) и радиальным расстоянием лопаток от оси вращения $R_0 = 0,05$ м (50 мм).

17. По формуле (3.84) определяем необходимую линейную скорость движения лопаток пеногасителя:

$$w_* = \left[\frac{12 \varphi_n B}{\rho_{ж} (1 - \varphi_n) d_n} \right]^{1/2} = \left[\frac{12 \cdot 0,95 \cdot 0,244}{1,2 \cdot 10^3 (1 - 0,95) 10^{-3}} \right]^{1/2} = 6,8 \text{ м/с},$$

где $B = 0,244$ Н/м.

18. Находим по формуле (7.28) угловую скорость вращения диска:

$$\omega_* = \frac{w_*}{R_0} = \frac{6,8}{0,05} = 136 \text{ рад/с}.$$

Частота вращения диска с лопатками составит:

$$n = \frac{\omega_*}{2\pi} \cdot 60 = \frac{136}{2 \cdot 3,14} \cdot 60 = 1300 \text{ об/мин}.$$

19. Принимая число лопаток на диске $m_n = 8$, находим значение коэффициента гидравлического сопротивления при течении потока по поверхности оребренного диска:

$$\zeta_n = (\zeta_{нов} + \zeta_{тр} + \zeta_p) = 1 + 0,02 + \sin(2\pi/8) = 1,72.$$

20. По формуле (7.32) определяем объемную производительность такого пеногасителя:

$$Q_n = \frac{\pi \omega h_a R_a^2}{\sqrt{\zeta_n}} = \frac{3,14 \cdot 136 \cdot 0,03 \cdot 0,15^2}{1,72^{1/2}} \cong 0,218 \text{ м}^3/\text{с} \text{ (} 785 \text{ м}^3/\text{ч)}.$$

21. Минимально необходимое количество лопаток на диске определяем по формуле (7.35):

$$m_n \geq \frac{2 Q_n}{\omega h_a R_a^2} = \frac{2 \cdot 0,218}{136 \cdot 0,03 \cdot 0,15^2} = 4,75.$$

22. По формуле (7.42) находим величину затрат мощности на разрушение пены лопатками дискового пеногасителя:

$$P_p = \zeta_{дл} \rho_n \omega_p^3 m_n h_a \cdot \frac{R_a^4}{32} = 1,75 \cdot 60 \cdot 136^3 \cdot 8 \cdot 0,03 \cdot 0,15^4 / 32 \cong 1003 \text{ Вт}.$$

23. Затраты мощности на транспортирование выделенной из пены жидкости к периферии пеногасителя определяем по формуле (7.43):

$$P_k = Q_n (1 - \varphi_n) \frac{\rho_{ж}}{2 \zeta_n} \left(\frac{\omega_p R_a}{1 - \varphi_{г-ж}} \right)^2 = 0,218 (1 - 0,95) \frac{1200}{2 \cdot 1,72} \left(\frac{136 \cdot 0,15}{1 - 0,375} \right)^2 = 4050 \text{ Вт}.$$

24. Таким образом, суммарные затраты мощности составят:

$$P = P_p + P_k = 1003 + 4050 = 5053 \text{ Вт } (\sim 5 \text{ кВт}).$$

7.3. Расчет параметров барабанных пеногасителей

Для барабанных пеноразрушителей в работе [158] предлагается определять кинематические и геометрические параметры проектируемых пеногасителей на основе их подобию лабораторной модели.

В работе [92] предложена зависимость для расчета затрат мощности барабанного пеногасителя, выполненного в виде коаксиально установленных с зазором перфорированных неподвижного и вращающегося конусов:

$$P = D_k^2 \left[\frac{k_1 \left\{ 1 - \left(\frac{D_r}{D_k} \right)^3 \right\} v_o s}{d_n \varphi_n \sin \alpha_k} + \frac{k_2 \rho_n Q v_o^2}{S_k \varphi_n} + k_3 \rho_r v_o^3 \right],$$

где k_1, k_2, k_3 - экспериментально определяемые константы; D_k и D_r - диаметр соответственно подвижного и неподвижного конических барабанов, м; v_o - окружная скорость ротора, м/с; α_k - угол наклона к горизонтали подвижного конуса, град.; S_k - площадь поперечного сечения подвижного конусного барабана, м².

В этой работе определено значение оптимального диапазона окружной скорости вращения ротора в пределах $v_o = 12 \dots 18$ м/с для разрушения пены с плотностью до 300 кг/м³.

Полученные эмпирические зависимости ограничены пределами диапазонов варьируемых факторов процесса пеногашения и не могут быть использованы для расчета роторных барабанных пеногасителей, работающих при других условиях.

Анализ работы дискового пеногасителя, в частности рассмотрение характера распределения в окрестности диска составляющих скорости течения на линии тока (рис.6.2), показывает, что рациональный и оптимальный режим процесса механического деформационного пеногашения может быть достигнут путем увеличения градиента скорости сдвига в узком зазоре между подвижной и неподвижной поверхностями при одинаковом значении скорости движения рабочего элемента пеногасителя.

В работе [94] рассмотрена модельная одномерная задача вынужденного течения пенной структуры в зазоре между двумя параллельными пластинами при отсутствии действия массовых сил. В этом случае при движении одной из пластин, инициирующей сдвиг пены, задача сводится к рассмотрению течения Куэтта (рис. 7.4).

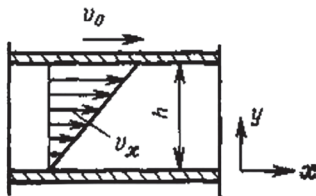


Рис. 7.4. Безнапорное сдвиговое течение пены в плоском зазоре (течение Куэтта)

Для одномерного установившегося безнапорного вдоль оси x течения уравнение движения пенной структуры в напряжениях имеет вид

$$\frac{d\tau_{xy}}{dy} = 0.$$

Касательное напряжение τ_{xy} связано с градиентом скорости сдвига dv_x/dy обобщенным реологическим уравнением:

$$\tau_{xy} = \mu_3 \cdot \frac{dv_x}{dy}.$$

Разрушение исходной структуры пены наступает в момент, когда текущие касательные напряжения τ_{xy} достигнут критического значения напряжения τ_* сдвига пены (3.58):

$$\tau_* \geq \frac{\mu_3 \Delta \sigma}{d_n (1 - \varphi_n)^{1.63}} \sqrt{\frac{3 \varphi_n}{d_n \rho_3 B}} \left(2 + \sqrt{\frac{3 \varphi_n z_k^3}{32 \pi}} \right).$$

Наиболее информативным параметром при сдвиговом разрушении пены является градиент скорости dv_x/dy , возникающий в ее объеме и связанный (при условии отсутствия проскальзывания пены у движущейся поверхности) с величиной скорости подвижного элемента пеногасителя:

$$\frac{dv_x}{dy} = \frac{\tau_{xy}}{\mu_3}. \quad (7.44)$$

Скорость сдвига пены в зазоре между рабочими поверхностями пеногасителя, эквивалентная скорости разрушения пены при достижении критического напряжения сдвига, определена из (7.44) в соответствии с линейным распределением скоростей при течении Куэтта:

$$v_x = \frac{\tau_*}{\mu_3} \cdot y. \quad (7.45)$$

Скорость движущейся поверхности пеногасителя, идентичная скорости сдвига на границе пены с движущейся поверхностью при условии отсутствия их взаимного про-

скальзывания, связана с величиной зазора h между рабочими поверхностями в соответствии с распределением (7.45) выражением

$$v_o = \frac{\tau_*}{\mu_s} \cdot h \quad (7.46)$$

Непрерывное разделение пены путем чисто сдвиговой деформации конструктивно реализуется в барабанном пеногасителе, где разрушение пены происходит в кольцевом зазоре между вращающейся и неподвижной перфорированными цилиндрическими поверхностями (рис. 7.5).

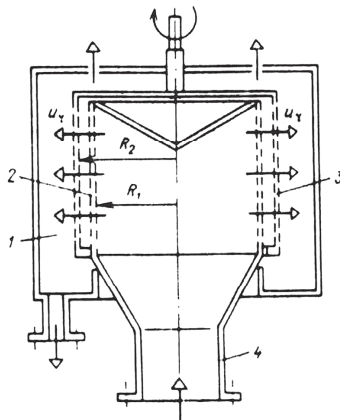


Рис. 7.5. Конструктивное решение непрерывного сдвигового разрушения пены:
1 – подающий патрубков; 2 – неподвижный корпус; 3 – вращающийся цилиндр;
4 – сепаратор

В этом случае аналог линейного распределения скоростей (7.45) в цилиндрической системе координат имеет вид [159]:

$$\frac{v_s}{r - R_1} = \frac{\tau_*}{\mu_s}, \quad (7.47)$$

где текущая линейная скорость v_s сдвигового течения пены связана с окружной линейной скоростью v_o движущейся рабочей поверхности пеногасителя в соответствии с распределением:

$$v_s = v_o \cdot \frac{r - R_1}{R_2 - R_1}. \quad (7.48)$$

Здесь R_1 и R_2 – радиусы соответственно неподвижного и вращающегося барабанов, м.

Для барабанного пеногасителя наиболее характерными параметрами, подлежащими определению, являются угловая скорость вращения подвижного барабана, его объемная производительность и необходимые для этого энергозатраты.

Значение необходимой угловой скорости подвижного барабана пеногасителя с учетом основных свойств обрабатываемой пены определено при совместном решении (7.47) и (7.48) с учетом связи $v_o = \omega R_2$:

$$\omega_s = \frac{\tau_s}{\mu_s} \cdot \frac{R_2 - R_1}{R_2}.$$

При непрерывном поступлении пены в кольцевой зазор пеногасителя через его неподвижный перфорированный барабан связь скорости подачи пены u_n с динамическими и конструктивными параметрами пеногасителя устанавливается на основе уравнения траектории ячейки пены размером d_n при выходе из подвижного барабана через его перфорацию с линейным размером l_0 (рис. 7.6):

$$\frac{d_n}{u_n} \geq \frac{l_0}{v_o}. \quad (7.49)$$

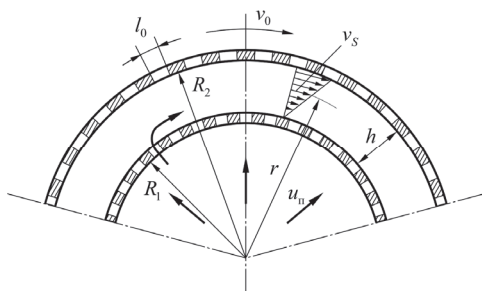


Рис. 7.6. Расчетная схема барабанного пеногасителя

Из соотношения (7.49) находится величина перфорации подвижного барабана, обеспечивающей условие отсутствия проскока неразрушенной ячейки пены из рабочей зоны пеногасителя при ее заданной ширине h :

$$l_0 \leq \frac{v_o}{u_n} \cdot d_n. \quad (7.50)$$

где $v_o = h \cdot \frac{\tau_s}{\mu_s}$.

При заданном значении l_0 формулу (7.50) можно использовать для оценки величины линейной скорости подачи пены в кольцевой зазор пеногасителя:

$$u_n \leq \frac{d_n}{l_0} \cdot v_0. \quad (7.51)$$

Объемная производительность барабанного пеногасителя Q_n связана со скоростью подачи пены, определяемой по (7.51), соотношением

$$Q_n = u_n k_n S_6 = k_n v_0 S_6 \cdot \frac{d_n}{l_0}, \quad (7.52)$$

откуда находим общую площадь поверхности одного барабана:

$$S_6 = \frac{Q_n}{k_n u_n},$$

где $k_n = S_6 / S_6$ - коэффициент перфорации барабана; S_6 - суммарная площадь перфорации барабана, м².

При заданных геометрических соотношениях одного из барабанов пеногасителя его основные размеры определяются из соотношений:

$$S_6 = 2\pi R_1 H_6; \quad R_1 = \frac{S_6}{2\pi H_6}, \quad R_2 = R_1 + h. \quad (7.53)$$

где H_6 - высота рабочей зоны барабана, м.

В этом случае значение угловой скорости ω (с⁻¹) вращения барабана или его частоты вращения n (об/мин) определяется из соотношений:

$$\omega = \frac{v_0}{R_2}; \quad n = 60 \cdot \frac{\omega}{2\pi}. \quad (7.54)$$

Гидравлическое сопротивление барабанного пеногасителя определяется суммой гидравлических сопротивлений, включая:

- сопротивление гидростатического столба пены по высоте внутреннего неподвижного барабана:

$$\Delta p_H = \rho_{\text{ж}} (1 - \varphi_n) g H_6;$$

- сопротивления поворота потока пены к неподвижному барабану:

$$\Delta p_{\text{пов}} = \zeta_{\text{пов}} \rho_{\text{ж}} (1 - \varphi_n) \frac{u_n^2}{2};$$

- сопротивления на входе в отверстия перфорации неподвижного и подвижного барабанов:

$$\Delta p_{\text{вх}} = 2 \zeta_{\text{вх}} \rho_{\text{ж}} (1 - \varphi_n) \frac{u_n^2}{2 k_n^2};$$

- сопротивления сдвига потока пены в зазоре между барабанами:

$$\Delta p_v = \rho_{\text{ж}} (1 - \varphi_{\text{п}}) (1 - k_{\text{п}}) \frac{v_{\text{о}}^2}{2};$$

- сопротивления на выходе из отверстий перфорации неподвижного и подвижного барабанов:

$$\Delta p_{\text{вых}} = 2 \zeta_{\text{вых}} \rho_{\text{ж}} (1 - \varphi_{\text{п}}) \frac{u_{\text{п}}^2}{2 k_{\text{п}}^2},$$

где g - ускорение силы тяжести, м/с^2 ; $\zeta_{\text{пов}} = 1, 2$ - коэффициент местного сопротивления при повороте потока пены из полости внутреннего барабана к его поверхности; $\zeta_{\text{вх}} = 0, 5$ - коэффициент местного сопротивления при входе потока в отверстия перфорации барабанов; $\zeta_{\text{вых}} = 1, 0$ - коэффициент местного сопротивления при выходе потока из отверстий перфорации барабанов.

Суммарное гидравлическое сопротивление барабанного пеногасителя определяется по формуле

$$\Delta p = \rho_{\text{ж}} (1 - \varphi_{\text{п}}) \left[g H_6 + \left(\frac{\zeta_{\text{пов}}}{2} + \frac{\zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вых}}}{k_{\text{п}}^2} \right) u_{\text{п}}^2 + (1 - k_{\text{п}}) \frac{v_{\text{о}}^2}{2} \right]. \quad (7.55)$$

Затраты энергии при сдвиговом разрушении пены пропорциональны силе сдвига, создаваемой на поверхности, равной площади подвижной рабочей поверхности пеногасителя S_6 , и скорости сдвига v_0 у рабочей поверхности:

$$P_p = v_0 S_6 \tau_* . \quad (7.56)$$

В барабанных пеногасителях основную долю потребляемой мощности составляют энергозатраты P_k на ускорение выделившейся из пены жидкости до окружной скорости v_0 на выходе с подвижного барабана:

$$P_k = Q_{\text{п}} \rho_{\text{ж}} (1 - \varphi_{\text{п}}) \frac{v_{\text{о}}^2}{2}. \quad (7.57)$$

Количественные расчеты с использованием предложенной аналитической модели показывают, что для непрерывно действующего барабанного пеногасителя, в который поступает пена со средневзвешенным эквивалентным диаметром ячеек-пузырьков $d_{\text{п}} = 1 \cdot 10^{-3}$ м (1 мм) при объемном газосодержании $\varphi_{\text{п}} = 0, 85$ и дифференциальным поверхностным натяжением $\sigma = 0, 03$ Н/м, при ширине кольцевого зазора между барабанами $h = R_2 - R_1 = 0, 01$ м (10 мм), окружная скорость вращающегося барабана равна $v_0 = 12, 5$ м/с, а величина энергетических затрат на сдвиговое разрушение пены по (7.56) при площади рабочей поверхности пеногасителя $S_6 = 0, 2$ м² составляет величину $P_p = 25$ Вт. Для таких условий пеногашения энергозатраты на ускорение выделившейся жидкости по

уравнению (7.57) при плотности жидкой фазы пены $\rho_{\text{ж}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ и расходе газовой фазы пены $Q_{\text{г}} = 135 \text{ м}^3/\text{ч}$ составляет величину $P_{\text{к}} = 515 \text{ Вт}$. Таким образом, расчетная суммарная величина затрат энергии барабанного пеногасителя составит 540 Вт.

Полученные расчетные результаты находятся в удовлетворительном соответствии с имеющимися экспериментальными данными [92], согласно которым для идентичных условий процесса пеногашения оптимальные значения окружной скорости вращающегося барабана находятся в пределах $v_0 = 12...16 \text{ м/с}$, а потребляемая мощность пеногасителя составляет $P = 250...700 \text{ Вт}$.

Пример 7.3. Расчет роторно-барабанного пеногасителя [160]

Исходные данные: в закрытом технологическом аппарате при аэрации пенообразующей жидкости с плотностью $\rho_{\text{ж}} = 1500 \text{ кг/м}^3$, равновесным поверхностным натяжением $\sigma = 0,04 \text{ Н/м}$ и вязкостью $\mu_{\text{ж}} = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ Па·с}$ образуется пена с объемным газосодержанием $\varphi_{\text{п}} = 0,8$ в количестве $Q_{\text{п}} = 1800 \text{ м}^3/\text{ч}$; средневзвешенный эквивалентный диаметр пузырьков пены $d_{\text{п}} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ (1 мм), дифференциальное поверхностное натяжение при деформации пленок пены составляет $\Delta\sigma = 0,02 \text{ Н/м}$. Для пеногашения используется роторно-барабанный пеногаситель, зазор между барабанами $h = 0,01$ (10 мм), коэффициент перфорации (свободного сечения) барабанов $k_{\text{п}} = 0,75$.

Требуется определить: линейную окружную v_0 и угловую ω скорости вращения подвижного барабана, размеры барабанов (R_1 , R_2 , H_6), гидравлическое сопротивление Δp пеногасителя, энергетические затраты на пеногашение P .

Порядок расчета:

1. Определяем эффективную вязкость пены:

$$\mu_{\text{э}} = \frac{\mu_{\text{ж}}}{1 - \varphi_{\text{п}}} = \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{1 - 0,8} = 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ Па·с}.$$

2. Находим значение комплекса B , входящего в формулу (3.85):

$$B = \left(\frac{19}{15} \sigma + 2 \Delta\sigma \right) + (\sigma + \Delta\sigma) \frac{(1 + 2\varphi_{\text{п}})^2}{2} \left[\frac{1}{\pi} \left(\frac{z_{\text{к}}}{6\varphi_{\text{п}}} \right)^3 \right]^{1/2} =$$

$$= \left(\frac{19}{15} 0,04 + 2 \cdot 0,02 \right) + (0,04 + 0,02) \frac{(1 + 2 \cdot 0,8)^2}{2} \left[\frac{1}{3,14} \left(\frac{6}{6 \cdot 0,8} \right)^3 \right]^{1/2} \cong 0,25 \text{ Н/м}.$$

3. По формуле (3.85) определяем критическое напряжение сдвига:

$$\tau_* = \frac{\mu_* \Delta \sigma}{(1 - \varphi_n)^{1,63}} \left(\frac{3 \varphi_n}{\rho_* d_n^3 B} \right)^{1/2} \left[2 + \frac{(1 + 2 \varphi_n)^2}{2} \left\{ \frac{1}{\pi} \left(\frac{z_e}{6 \varphi_n} \right)^3 \right\}^{1/2} \right] =$$

$$= \frac{1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,02}{(1 - 0,8)^{1,63}} \left(\frac{3 \cdot 0,8}{1,5 \cdot 10^3 \cdot 10^{-9} \cdot 0,25} \right)^{1/2} \left[2 + \frac{(1 + 2 \cdot 0,8)^2}{2} \left\{ \frac{1}{3,14} \left(\frac{6}{6 \cdot 0,8} \right)^3 \right\}^{1/2} \right] \cong 6 \text{ Па}.$$

4. Величину окружной линейной скорости движения наружного барабана находим по формуле (7.46):

$$v_o = \frac{\tau_*}{\mu_s} \cdot h = \frac{6}{7,5 \cdot 10^{-3}} \cdot 0,01 \cong 8 \text{ м/с}.$$

5. Из уравнения расхода (7.52) определим рабочую поверхность неподвижного барабана при скорости подачи пены $u_n = 0,5 \text{ м/с}$:

$$S_6 = \frac{Q_n}{k_n u_n} = \frac{1800}{0,75 \cdot 0,5} = 1,3 \text{ м}^2.$$

6. Величину ячейки перфорации подвижного барабана находим по формуле (7.50):

$$l_0 = \frac{v_o}{u_n} \cdot d_n = \frac{8}{0,5} (1 \cdot 10^{-3}) = 1,6 \cdot 10^{-2} \text{ м (16 мм)}.$$

Принимаем значение $l_0 = 20 \text{ мм}$.

7. Принимаем соотношение $H_6 = 2 R_1$ и по формуле (7.53) находим основные размеры пеногасителя:

$$R_1 = \frac{S_6}{2\pi H_6} = \left(\frac{S_6}{4\pi} \right)^{1/2} = \left(\frac{1,3}{4 \cdot 3,14} \right)^{1/2} = 0,325 \text{ м};$$

$$R_2 = R_1 + h = 0,325 + 0,01 = 0,335 \text{ м};$$

$$H_6 = 2 R_1 = 2 \cdot 0,325 = 0,65 \text{ м}.$$

8. По формуле (7.54) определяем угловую скорость и частоту вращения подвижного наружного барабана:

$$\omega = \frac{v_o}{R_2} = \frac{8}{0,335} = 24 \text{ рад/с};$$

$$n = \frac{\omega}{2\pi} \cdot 60 = \frac{24}{2 \cdot 3,14} \cdot 60 \approx 230 \text{ об/мин}.$$

9. Гидравлическое сопротивление барабанного пеногасителя определяем по формуле (7.55):

$$\Delta p = \rho_{ж} (1 - \varphi_n) \left[g H_6 + \left(\frac{\zeta_{пов}}{2} + \frac{\zeta_{вх} + \zeta_{вых}}{k_n^2} \right) u_n^2 + (1 - k_n) \frac{v_o^2}{2} \right] =$$

$$= 1500(1-0,8) \left[9,81 \cdot 0,65 + \left(\frac{1,2}{2} + \frac{0,5+1}{0,75^2} \right) 0,5^2 + (1-0,75) \frac{8^2}{2} \right] \approx 4438 \text{ Па.}$$

10. Затраты мощности на сдвиговое разрушение пены и на вращение выделившейся из пены жидкости находим по формулам (7.56) и (7.57):

$$P_p = v_o S_6 \tau_* = 8 \cdot 1,3 \cdot 6 = 62,5 \text{ Вт,}$$

$$P_k = Q_n \rho_{ж} (1 - \varphi_n) \frac{v_o^2}{2} = \frac{1800}{3600} \cdot 1500(1-0,8) \frac{8^2}{2} = 4800 \text{ Вт.}$$

Таким образом, общие затраты мощности составят:

$$P = P_p + P_k = 62,5 + 4800 = 4862,5 \text{ Вт } (\sim 4,9 \text{ кВт}).$$

Глава 8. Моделирование и расчет центробежных роторно-тарельчатых пеноразделителей

Общим признаком центробежных роторных пеногасителей является выделение из пены жидкой фазы в поле центробежной силы и наличие в роторе каналов для транспорта исходной пены и потоков разделенных фаз.

В отличие от роторных деформационных пеногасителей моделирование работы и расчет центробежных роторных пеногасителей имеет свои особенности в силу специфики происходящих в них процессов, включающих как явление осаждения жидкой фазы пены вследствие ее синерезиса, так и деформационный механизм разрушения пены [26, 109, 161, 162].

Несмотря на то, что пена относится к сравнительно неустойчивым дисперсным системам, ее самопроизвольное разрушение в поле гравитационной силы может длиться несколько часов или даже суток. Это время значительно сокращается при интенсификации процесса синерезиса (дренажа) жидкой фазы пены в поле центробежной силы, например, при движении потока пены через быстровращающийся ротор.

Для сокращения пути движения жидкой фазы пены при ее вытекании из пенной структуры, увеличения времени пребывания в рабочей зоне пеногасителя и сохранения ламинарного режима движения ротор пеногасителя часто выполняется (рис. 8.1) в виде секционированного пакета конических тарелок, разделенных радиальными ребрами [163, 164].

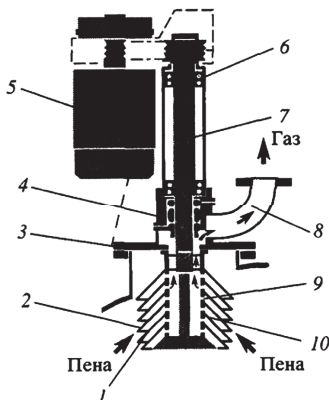


Рис. 8.1. Центробежный роторно-тарельчатый пеногаситель с коническими тарелками и периферийной подачей пены: 1 – радиальные ребра; 2 – пакет конических тарелок; 3 – фланец для крепления пеногасителя к аппарату; 4 – торцевое уплотнение; 5 – привод; 6 – подшипниковая стойка; 7 – вращающийся вал; 8 – штуцер для отвода газа; 9 – отверстия для прохода газа; 10 – кольцевые втулки

Ротор в форме пакета конических тарелок является наиболее распространенной конструкцией среди этого вида механических пеногасителей, поскольку здесь созданы условия для более рациональной гидродинамики потоков по сравнению с плоскими тарелками, где практически невозможно разделить в пространстве между тарелками исходный поток пены и выделенные из нее составляющие фазы, что существенно снижает эффективность таких устройств.

Одним из важнейших кинематических параметров роторных пеногасителей является скорость вращения ротора, необходимая и достаточная для осуществления процесса разделения пены.

Значение минимальной угловой скорости вращения применительно к работе центробежных пеноразделителей получено в работе [14] из условия появления слоя жидкости на стенке центрифуги при квазиравновесном синерезисе:

$$\omega_{\min} = \sqrt{\frac{2\pi\sigma C_k^{1,2}}{M_0 d_n}}, \quad (8.1)$$

где $C_k = 0,33$ - коэффициент для полиэдрической пены; M_0 - исходная масса пены на единицу длины центрифуги, кг/м.

В работах [147, 148, 165-167] получены зависимости для определения скоростей газа (воздуха) в аппарате, соответствующих возникновению переходного $w_{r,n}$ и эмульсионного $w_{r,z}$ режимов работы центробежного роторного пеногасителя с отводом газа через ротор:

$$w_{r,n} = 0,01\chi^{2,42}K_3^{-2,18},$$

$$w_{r,z} = 0,014\chi^{3,7}K_3^{-4,8},$$

где χ - показатель пенообразующей способности раствора; K_3 - коэффициент заполнения аппарата раствором.

При изучении закономерностей работы центробежного пеноразделителя с пакетом плоских тарелок-дисков получена [166, 167] эмпирическая зависимость предельного расхода газа Q_r (м³/с) через ротор, соответствующего явлению «захлебывания» ротора в эмульсионном режиме:

$$Q_r = 0,011\chi^{2,62}n_p^2 D_p^{3,5} K_3^{-4,8} z,$$

где n_p - частота вращения ротора, об/с; D_p - диаметр тарелок ротора, м; z - количество межтарелочных зазоров.

Для этого пеногасителя получена зависимость мощности (Вт), потребляемой ротором на стабилизацию уровня газожидкостной смеси в эмульсионном режиме:

$$P = 3,84 S_a \chi^{0,46} n_p^2 D_p^{1,96} z^{0,34},$$

где S_a - площадь поперечного сечения аппарата, м².

При описании работы центробежного пеногасителя с ротором в форме сплошного конуса с цилиндрическими каналами для прохода пены установлена [168] связь кинематических, технологических, геометрических и физико-химических параметров в виде критериального уравнения

$$\frac{n_p D_p^3}{Q_p} = C_p^n \left(\frac{Q_p^2}{k_* D_p^5} \right)^m,$$

где k_* - размерная константа, м/с; C_p - концентрация ПАВ в растворе, г/л.

В диапазоне $k_* = 1,7...55$ м/с значения показателей этого уравнения: $n = 0,35...0,09$; $m = -(0,5...0,38)$.

Для центробежных камерных пеногасителей с набором конических тарелок проводилась [149, 169] оценка режима их работы в биореакторе. Результаты представлены в виде критериального уравнения, в которое входят кинематические, геометрические, расходные параметры пеногасителя и свойства пены:

$$\frac{Y_p}{p_r} = 3,34 \cdot 10^6 \left(\frac{q_p \sigma p_{ж} v_m}{\eta_{ж} p_r p h_1} \right)^{-1,28} \left(\frac{w_r h_1}{v_n h_2} \right)^{-0,245},$$

где Y_p - удельный унос пены по отношению к расходу воздуха в аппарате, кг/м³; q_p - показатель вспениваемости по методике Сойфера, м; v_m и v_n - линейная скорость вращения соответственно мешалки и пеногасителя, м/с; $\eta_{ж}$ - кинематическая вязкость жидкости, м²/с; p - давление в реакторе, Па; h_1 - высота расположения пеногасителя от уровня жидкости, м; w_r - приведенная скорость воздуха в реакторе, м/с; h_2 - высота сепарационного пространства биореактора, м.

Оценка эффективности использования энергетических затрат этим устройством проводилась по критерию:

$$E = \frac{P}{\omega_m C_r},$$

где P - мощность, вводимая для разделения пены, Вт; ω_m - угловая скорость вращения мешалки, рад/с; C_r - удельный расход аэрирующего газа на единицу объема среды, с⁻¹.

Определена [149] эмпирическая зависимость критерия эффективности центробежного пеногашения от режимных параметров:

$$E = -6,16 \cdot 10^{-2} \omega_m + 9,17 \cdot 10^{-2} \omega_n - 2,37 \cdot 10^2 C_i + 0,102 q_n + 8,45 \cdot 10^{-5} p_n + 2,96.$$

где ω_m и ω_n - угловая скорость вращения соответственно мешалки и пеногасителя, c^{-1} ; p_n - избыточное давление в реакторе, Па.

Аналитический подход использован в работе [105] для определения гидравлического сопротивления центробежного роторного пеногасителя, где для расчета перепада давления по уравнению движения используется зонная модель разделения пены со сферической и ячеистой структурами:

$$\Delta p_1 = 17,3 \cdot \frac{q_n \mu_{ж} \sin \alpha}{\pi d_n^2 R_2 \cos \alpha} \cdot I_1 + 6 \cdot \frac{q_n \mu_{ж} \sin^2 \alpha}{\pi B h^3} \cdot I_2;$$

$$\Delta p_2 = \frac{\rho_{ж} \omega^2 R_n^2 \sin^2 \alpha}{40 A} \cdot I_3 + 3 \cdot \frac{q_n \mu_{ж} \sin^2 \alpha}{20 \pi A h^3} \cdot I_4.$$

Входящие в эти уравнения интегралы имеют вид

$$I_1 = \int_{K_0}^{K_1} \frac{1}{C} \left(1 - \frac{2}{K} - \frac{1}{K^2} \right) \cdot dK; \quad I_2 = \int_{K_0}^{K_1} K^b \frac{K - 2 + \frac{1}{K}}{C} \cdot dK;$$

$$I_3 = \int_{K_n}^{K_1} \frac{1}{K T^{1/3}} \cdot dK; \quad I_4 = \int_{K_n}^{K_1} \frac{K^b}{T} \cdot dK.$$

$$\text{Здесь } A = 5,78 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{\pi R_n^3 \omega^2 \rho_{ж} d_n^2 \cos \alpha \sin^2 \alpha}{q_n \mu_{ж}};$$

$$B = 5,78 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{\pi R_2^3 \omega^2 \rho_{ж} d_n^2 \cos \alpha \sin^2 \alpha}{q_n \mu_{ж}};$$

$$C = 1 - 3 \sin^3 \alpha \cdot \frac{K_2 - K_0^2 - 4(K - K_0) + \ln \frac{K}{K_0}}{2B};$$

$$T = 3 \sin^3 \alpha \cdot \frac{K_n - K}{40A} + 1,$$

где q_n - расход пены через один межтарелочный зазор, m^3/c ; R_n - радиус перехода от зоны сферической пены к зоне ячеистой структуры пены, м; K_0 , K_n и K_1 - кратность пены на входе, переходе между зонами и выходе из пакета тарелок; $b = 1,13$.

8.1. Осаждение жидкости из пены в центробежном поле

Процесс центробежного разделения пены путем ее осушения в поле центробежной силы в общем виде можно описать с позиций концепции науки о процессах и аппаратах

химической и пищевой технологии, в соответствии с которой скорость любого процесса пропорциональна его движущей силе [113, 158, 170-174].

В рассматриваемой ситуации движущей силой процесса центробежного разделения пены путем дренажа ее жидкой фазы со скоростью синерезиса v_c является градиент гидростатического давления dp/dr , возникающий в непрерывной жидкой фазе пены при ее центрифугировании в роторе пеногасителя. Градиент гидростатического давления определен в дифференциальной форме с учетом переменного радиуса r расположения элемента пены в роторе пеногасителя из суммы сил, действующих на единицу площади пены:

$$dp/dr = (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{г}}) \omega^2 r = \Delta\rho \omega^2 r, \quad (8.2)$$

где $\Delta\rho = \rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{г}}$.

После разделения переменных и интегрирования левой части уравнения (8.2) в пределах от 0 до значения полного перепада давления Δp при фильтрации жидкости через слой пены, а правой части этого уравнения от $r = R_1$ до $r = R_2$ (где R_2 - внешний максимальный радиус тарелки, R_1 - ее внутренний минимальный радиус), при допущении о незначительном изменении объемного газосодержания пены, т.е. $\varphi_n \approx \text{const}$, получим выражение для полного перепада давления в жидкой фазе пены на тарелке центробежного пеногасителя:

$$\Delta p = \frac{\Delta\rho \omega^2 (R_2^2 - R_1^2)}{2}.$$

В работах [67, 159, 161] рассмотрена задача о центробежном осаждении жидкой фазы пены в межтарелочном зазоре роторного пеногасителя для наиболее распространенного в практике случая периферийной подачи пены в пакет конических тарелок (рис. 8.2).

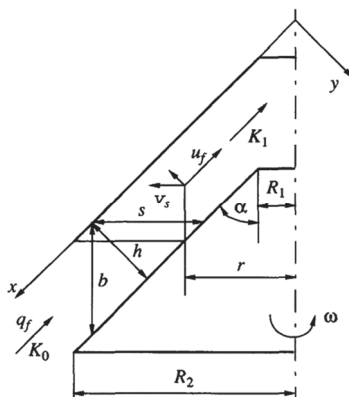


Рис. 8.2. Схема межтарелочного зазора и распределения скоростей жидкой фазы пены в режиме фильтрации

Условием осаждения жидкости из пены на оси зазора между тарелками пеногасителя, где скорость u_n движения пены максимальна, является соотношение:

$$v_c \geq 2u_n \sin \alpha, \quad (8.3)$$

где v_c - скорость синерезиса (осаждения) жидкости из пены.

Для пены с монодисперсной ячеистой структурой скорость синерезиса определяется выражением

$$v_c = \frac{A}{(K-1)^2} \cdot \frac{dp}{dr}. \quad (8.4)$$

Здесь параметр A зависит от структурных и физико-химических свойств пены.

Средняя скорость движения пены в зазоре между тарелками определяется на минимальном радиусе R_1 тарелок, где она имеет максимальное значение, а скорость синерезиса v_c минимальна:

$$u_n = \frac{Q_n}{2\pi R_1 h z}, \quad (8.5)$$

где h - кратчайшее расстояние между тарелками, м; z - число межтарелочных зазоров.

Для пены с монодисперсной ячеистой структурой условие (8.3) с учетом выражений (8.2) и (8.5) имеет вид

$$\frac{A}{(K-1)^2} \cdot \frac{dp}{dr} \geq \frac{q_n \sin \alpha}{2\pi R_1 h}, \quad (8.6)$$

где параметр $A = \frac{k_a k_a d_n^2}{\mu_a}$, м²/(Па·с); $k_a = 2,9 \cdot 10^{-3}$ - геометрический коэффициент ячеистой

структуры пены; $k_a = 3$ - коэффициент подвижности адсорбционных слоев на межфазной

границе пены; d_n - средневзвешенный эквивалентный диаметр ячеек пены, м; $K = \frac{1}{1 - \varphi_n}$;

$q_n = Q_n / z$; Q_n - расход пены, м³/с.

Для установления функциональной взаимосвязи кратности пены и координат r и x , используются экспериментальные данные [19] по параболическому распределению величин радиусов каналов Плато-Гиббса пены по направлению синерезиса:

$$r_k^2 = 2 p_* r, \quad (8.7)$$

где для ячеистой пены связь размера канала r_k со структурными параметрами выражается [67] в виде

$$r_k = \frac{d_n}{(1,15 K)^{1/2}}. \quad (8.8)$$

С учетом соотношения (8.7) и связи (8.8) получено распределение кратности пены по радиусу r в межтарелочном зазоре:

$$K(r) = \frac{d_n^2}{2,3 p_* r}. \quad (8.9)$$

Значение параметра параболы p_* получено из распределения (8.9) с учетом условия, что $K = K_1$ при $r = R_1 + s/2$:

$$p_* = \frac{d_n^2}{2,3(R_1 + s/2)K_1}. \quad (8.10)$$

Из (8.9) с учетом выражения (8.10) получено распределение кратности пены по ширине s межтарелочного зазора:

$$K(s) = K_1 \frac{R_1 + s/2}{r}. \quad (8.11)$$

С учетом распределения (8.11) соотношение (8.6) примет вид

$$\frac{A}{\left[K_1 \frac{R_1 + s/2}{r} - 1 \right]^2} \cdot \frac{dp}{dr} = \frac{q_n \sin \alpha}{2 \pi R_1 h},$$

после интегрирования которого в пределах изменения параметров на выходе из пакета тарелок с учетом соотношения $h = s \cos \alpha$ получено значение необходимого перепада гидростатического давления для наиболее тяжелых условий центробежного осушения пены:

$$\Delta p = \frac{q_n \operatorname{tg} \alpha \left[K_1^2 (R_1 + s/2)^2 \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_1 + s} \right) - K_1 (2 R_1 + s) \ln \frac{R_1 + s}{R_1} + s \right]}{2 \pi R_1 A s}.$$

Пузырьки пены, поступающие в зазор на внешнюю поверхность нижележащей тарелки, находятся в неблагоприятных условиях, поскольку жидкая фаза пены должна пройти путь длиной $s = h / \cos \alpha$, и все параметры пеногасителя, включая его кинематические и технологические характеристики, должны обеспечить осаждение жидкости из этой крайней зоны на внутреннюю поверхность вышележащей тарелки до момента выхода осушенной до приемлемого влагосодержания пены из пакета тарелок на радиусе R_1 . Эти условия оптимального разделения обеспечиваются при следующем кинетическом соотношении

$$t_{\text{пр}} \geq t_{\text{ос}}, \quad (8.12)$$

где время пребывания пены $t_{\text{пр}}$ в рабочей зоне пеногасителя определяется из уравнения траектории

$$t_{np} = - \int_{x_2}^{x_1} \frac{dx}{u_n} = \pi h \frac{R_2^2 - R_1^2}{q_n \sin \alpha}. \quad (8.13)$$

За это время жидкая фаза пены под действием центробежной силы должна переместиться в радиальном направлении на расстояние l со скоростью v_c на расчетной радиальной координате нижележащей тарелки $r = R_1 + l = R_1 + \frac{h-y}{\cos \alpha}$:

$$t_{oc} = \int_0^s \frac{dl}{v_c} = - \int_h^0 \frac{dy}{v_c \cos \alpha} =$$

$$= \frac{\left(R_1 + \frac{s}{2}\right) \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_1 + s}\right) \left[\frac{1}{2} \left(R_1 + \frac{s}{2}\right) \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_1 + s}\right) - 2\right] - \ln \left(\frac{R_1}{R_1 + s}\right)}{A \rho_{\kappa} \omega^2}. \quad (8.14)$$

Процесс разделения пены в роторном тарельчатом пеногасителе протекает в две стадии. На первой стадии происходит осаждение жидкой фазы пены, определяемой выражением (8.6), на второй стадии - фиксация жидкости на внутренней поверхности вышележащей тарелки и ее течение к периферии тарелок (рис. 8.3).

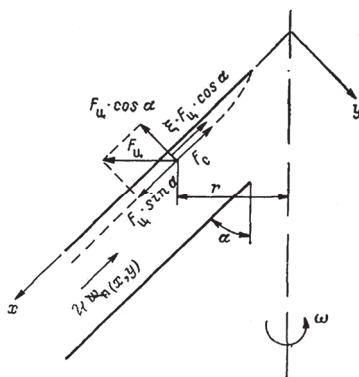


Рис. 8.3. Система сил, действующих на пленку осажденной жидкости в межтарелочном пространстве

Условие фиксации осажденной из пены жидкости на поверхности вышележащей тарелки и ее движение к периферии ротора находится из соотношения

$$F_u (\sin \alpha - \xi \cos \alpha) \geq F_c,$$

или, раскрывая значение удельной центробежной силы F_u и удельной силы F_c сопротивления потока пены движению пленки жидкости по поверхности тарелки, определяемой в ламинарном режиме зависимостью Стокса:

$$\Delta\rho\omega^2r(\sin\alpha - \xi\cos\alpha) \geq \frac{18\mu_{\text{ж}}u_{\text{n}}(x,y)}{d_{\text{n}}^2},$$

где ξ - коэффициент трения при движении пленки жидкости по тарелке.

Меридианная скорость потока пены при параболическом распределении скоростей в межтарелочном зазоре на расстоянии от поверхности вышележащей тарелки, равном половине диаметра ячейки-пузырька пены $y = d_{\text{n}}/2$, определяется по формуле

$$u_{\text{n}}(x,y) = 6u_{\text{n}}(x) \left[\frac{d_{\text{n}}}{2h} - \left(\frac{d_{\text{n}}}{2h} \right)^2 \right] = \frac{3q_{\text{n}} \left[\frac{d_{\text{n}}}{2h} - \left(\frac{d_{\text{n}}}{2h} \right)^2 \right]}{\pi r h}.$$

В этом случае меридианная скорость $u_{\text{n}}(x,y)$ должна быть рассчитана для наиболее неблагоприятных условий процесса, т. е. на минимальном радиусе тарелок $r = R_1$.

Для эффективной работы роторного тарельчатого пеногасителя необходимо обеспечить ламинарный режим течения как потока пены в межтарелочном зазоре, так и истечение жидкой фазы пены при синерезисе. Условие устойчивости потока пены по аналогии с процессом центробежной сепарации суспензий и эмульсий [173] математически выражается в виде соотношения

$$(\lambda - 1)\eta \leq \frac{1}{2}, \quad (8.15)$$

где параметр

$$\lambda = h \sqrt{\frac{\rho_{\text{n}} \omega \sin \alpha}{\mu_{\text{ж}}}} \quad (8.16)$$

характеризует соотношение между силой Кориолиса и силой вязкости во вращающемся потоке, а параметр

$$\eta = \frac{2u_{\text{n}}(x) \sin \alpha}{\omega r} \quad (8.17)$$

является отношением кориолисовой силы к центробежной силе, при этом $\eta < 0$ для сходящегося потока при течении пены от периферии к центру конических тарелок.

Ламинарный режим синерезиса жидкой фазы пены по аналогии с течением жидкости в пористом слое [173] может существовать при условии

$$\text{Re} = \frac{2\Phi(1-\phi_{\text{n}})v_{\text{с}}d_{\text{n}}\rho_{\text{ж}}}{3\mu_{\text{ж}}\phi_{\text{n}}} \leq 50, \quad (8.18)$$

где Φ - коэффициент формы частиц пористого слоя.

Таким образом, условием обеспечения оптимальной работы центробежного тарельчатого пеногасителя является ламинарный режим фильтрации жидкой фазы пены, выполнение основного кинетического соотношения между скоростью осаждения жидкой фазы и скоростью движения потока пены на минимальном радиусе тарелок ротора и соотношение между скоростями течения пены и осажденной жидкой пленки.

8.2. Теоретические основы процесса центробежного разделения пены

Для рассмотрения модели, описывающей процесс центробежного разделения пены в роторном тарельчатом пеногасителе используется континуальный подход, разработанный применительно к процессу синерезиса в поле массовых сил [66, 161, 162], в рамках которого уравнение неразрывности содержащейся в пене жидкости в терминах объемной плотности (влагодержания) пены υ имеет вид

$$\frac{\partial \upsilon}{\partial t} = \operatorname{div}(\vec{u}_n \upsilon) = -\operatorname{div} \vec{v}_c. \quad (8.19)$$

Скорость синерезиса жидкости в пене зависит от локальной гидропроводности H_r пенной структуры и вектора удельной массовой силы \vec{g}_m :

$$\vec{v}_c = H_r \vec{g}_m, \quad (8.20)$$

где для ячеистой структуры пены, наиболее приближенной к реальным условиям существования пены, гидропроводность равна [24]:

$$H_{\text{я}} = 2,89 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{d_n^2 \upsilon^2}{\mu_{\text{ж}} (1 - \upsilon)^2}.$$

Для центробежного пеногасителя поле величины \vec{g}_m , определяемой гравитационным, центробежным и кориолисовым эффектами, является неоднородным, что затрудняет интегрирование нелинейной системы (8.19), (8.20). При достаточно больших размерах ротора пеногасителя и угловых скоростях вращения тарелок гравитационным эффектом можно пренебречь, а влияние радиального кориолисова эффекта, действующего против основного центробежного эффекта, практически устраняется конструктивной разбивкой межтарелочного пространства на секторы с помощью радиальных разделительных перегородок.

Для теоретического анализа центробежного роторного пеногасителя с коническими тарелками используется [174] предложенная в работе [172] жестко связанная с ротором биконическая система координат (рис. 8.4), в которой основными являются линейные координаты x, y и угловая координата θ .

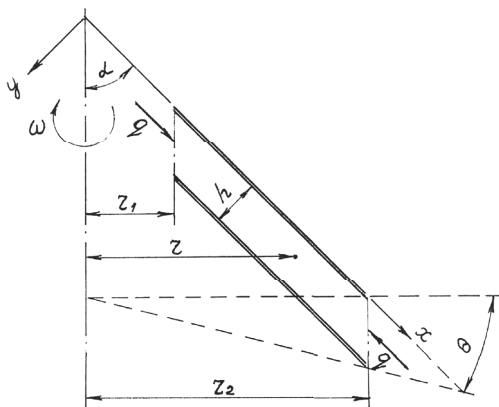


Рис. 8.4. Система координат центробежного роторно-тарельчатого пеногасителя

Максимальный R_2 и минимальный R_1 радиусы тарелок, высота межтарельчатого зазора h и угол наклона α конических тарелок к вертикали являются основными конструктивными параметрами устройства. Объемный расход пены q_n через один межтарельчатый зазор и угловая скорость ω вращения ротора являются режимными параметрами пеногасителя. Рассматриваются два варианта движения пены в межтарельчатом зазоре - от периферии ротора к оси вращения (индекс \uparrow) и от оси вращения (индекс \downarrow).

Принятая система координат является криволинейной ортогональной системой и имеет следующие коэффициенты Ламе [172]:

$$H_x = 1, H_y = 1, H_\theta = r, \quad (8.21)$$

где r - расстояние от оси вращения, определяемое как

$$r = x \sin \alpha - y \cos \alpha.$$

В биконической системе координат вектор ускорения \vec{g}_m имеет компоненты $(\omega^2 r \sin \alpha, -\omega^2 r \cos \alpha, 0)$. С учетом этого и соотношений (8.20), (8.21) уравнение неразрывности (8.19) для стационарного процесса представляется в развернутом виде

$$\frac{\partial}{\partial x}(r v u_x) + \frac{\partial}{\partial y}(r v u_y) = 2,89 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\omega^2 d_n^2}{\eta_k} \left[\sin \alpha \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \frac{r^2 v^2}{(1-v)^2} \right\} - \cos \alpha \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \frac{r^2 v^2}{(1-v)^2} \right\} \right]. \quad (8.22)$$

В соответствии с данными работы [19] объемное влагосодержание пены можно считать линейной функцией координаты y :

$$v = \left(1 - \frac{y}{h}\right) \cdot f\left(\frac{x}{R_2}\right). \quad (8.23)$$

Объемный расход пены выражается как поток вектора скорости через сечение устройства $S_y|_{x=\text{const}}$. При условии непроницаемости среды на стенке устройства получено

$$q_n = \int_S u_n dS_y = 2\pi \int_0^h u_x r dy = \text{const}, \quad (8.24)$$

откуда выведено выражение для продольной компоненты скорости u_x , если пренебречь ее зависимостью от координаты y :

$$u_x = \pm \frac{q_n}{\pi h (2x \sin \alpha - h \cos \alpha)}.$$

Здесь знак «плюс» соответствует подаче пены от оси ротора, «минус» - с его периферии.

После интегрирования (8.22) по координате y с учетом допущения $1 - v = \bar{\varphi}_n = \text{const}$ и значений (8.23), (8.24) получено уравнение для функции $f(v)$:

$$\begin{aligned} & \pm \frac{d}{dx} \left[\frac{f(3x \sin \alpha - h \cos \alpha)}{2x \sin \alpha - h \cos \alpha} \right] = 2,89 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\pi \omega^2 d_n^2}{5 q_n \eta_{ж} \bar{\varphi}_n} \times \\ & \times \left[h \sin \alpha \frac{d}{dx} \left\{ f^2 (10x^2 \sin^2 \alpha - \right. \right. \\ & \left. \left. - 5xh \sin \alpha \cos \alpha + h^2 \cos^2 \alpha) \right\} + \right. \\ & \left. + 30 f^2 x^2 \sin^2 \alpha \cos \alpha \right] \end{aligned} \quad (8.25)$$

Для решения этого уравнения применяется метод асимптотического разложения по малому параметру, в качестве которого выбрано отношение $\varepsilon = h / R_2$.

После введения безразмерных величин

$$A = 5,78 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{\pi \omega^2 R_2^3 d_n^2 \sin^2 \alpha \cos \alpha}{q_n \eta_{ж} \bar{\varphi}_n}$$

уравнение (8.25) представлено в виде

$$\begin{aligned} & \pm \frac{d}{d\xi} \left[\frac{f(3\xi \operatorname{tg} \alpha - \varepsilon)}{2\xi \operatorname{tg} \alpha - \varepsilon} \right] = \\ & -A \left[30 f^2 \xi^2 + \varepsilon \frac{d}{d\xi} \left\{ f^2 (10\xi^2 \operatorname{tg} \alpha - 5\varepsilon \xi + \varepsilon^3 \operatorname{ctg} \alpha) \right\} \right]. \end{aligned} \quad (8.26)$$

Поиск функции $f(\xi)$ ведется в виде разложения

$$f(\xi) = \sum_{i=0}^{\infty} \varepsilon^i f_i(\xi). \quad (8.27)$$

В этом случае процесс решения (8.26) сводится к последовательному интегрированию системы уравнений, лишь первое из которых является нелинейным. Так, для нулевого приближения по малому параметру имеется решение

$$\pm \frac{3}{2} \cdot \frac{df_0}{d\xi} = -30 A f_0^2 \xi^2,$$

откуда получено

$$f_0 = \left(\pm \frac{20}{3} A \xi^3 + a_0 \right)^{-1}. \quad (8.28)$$

Константа a_0 определяется из граничного условия для дифференциального уравнения (8.22), в качестве которого берется средняя по площади величина объемного влагосодержания пены \bar{v} . Переход от равномерного распределения влагосодержания пены до распределения типа (8.23) происходит непрерывно на протяжении всей длины тарелок пеногасителя. С целью упрощения вычислений используется среднее значение x :

$$\bar{v}_{1,2} = \frac{1}{h} \int_0^h \left(1 - \frac{y}{h} \right) f \left(\frac{R_{1,2}}{R_2 \sin \alpha} + \frac{h}{2 R_2 \operatorname{tg} \alpha} \right) dy = \frac{1}{2} f \left(\frac{R_{1,2}}{R_2 \sin \alpha} + \frac{h}{2 R_2 \operatorname{tg} \alpha} \right).$$

Здесь индексы 1 и 2 соответствуют подаче пены от оси и с периферии ротора.

Таким образом, начальным условием в случае подачи пены от оси ротора является равенство

$$f^{\downarrow}(\xi_1) = 2 v_n, \quad (8.29)$$

где v_n - начальное влагосодержание пены, подлежащей разделению.

Также в случае подачи пены с периферии ротора:

$$f^{\uparrow}(\xi_2) = 2 v_n. \quad (8.30)$$

Здесь введены обозначения:

$$\xi_1 = \frac{R_1}{R_2 \sin \alpha} + \frac{h}{2 R_2 \operatorname{tg} \alpha}; \quad \xi_2 = \frac{1}{\sin \alpha} + \frac{h}{2 R_2 \operatorname{tg} \alpha}.$$

При разложении согласно представлению (8.27) условия (8.29) и (8.30) в ряд по параметру ε , получена система граничных условий для функций асимптотического разложения (8.27), принимая во внимание, что лишь условия для нулевого приближения являются неоднородными:

$$f_0^{\downarrow}(\xi_1) = 2 v_n; \quad f_1^{\downarrow}(\xi_1) = 0, \quad i = 1, 2, \dots \quad (8.31)$$

$$f_0^{\uparrow}(\xi_2) = 2 v_n; \quad f_1^{\uparrow}(\xi_2) = 0, \quad i = 1, 2, \dots \quad (8.32 \text{ } 28)$$

С учетом граничных условий (8.31), (8.32), из (8.28) получено для нулевого приближения:

$$f_0^\downarrow = \left[\frac{20}{3} A (\xi^3 - \xi_1^3) + \frac{1}{2v_u} \right]^{-1};$$

$$f_0^\uparrow = \left[\frac{20}{3} A (\xi_2^3 - \xi^3) + \frac{1}{2v_u} \right]^{-1}.$$

Для следующего приближения из (8.26) следует

$$\pm \frac{1}{A} \cdot \frac{d}{d\xi} \left(\frac{f_0}{4\xi \operatorname{tg} \alpha} + \frac{3f_1}{2} \right) = -60 f_0 f_1 \xi^2 - 10 \operatorname{tg} \alpha \frac{d}{d\xi} (f_0^2 \xi^2),$$

откуда получено выражение для функции f :

$$f_1^\downarrow = (f_0^\downarrow)^2 a^3 \left[\begin{aligned} & \left(\xi^2 - \xi_1^2 \right) \left(2 \operatorname{tg} \alpha + \frac{1}{3 \operatorname{tg} \alpha} \right) - \frac{b^3}{6 \operatorname{tg} \alpha} \left(\frac{1}{\xi} - \frac{1}{\xi_1} \right) - \\ & - \operatorname{tg} \alpha b^2 \ln \frac{(b^2 - b \xi + \xi^2)(b - \xi_1)^2}{(b + \xi)^2 (b^2 - b \xi_1 + \xi_1^2)} - \\ & - 2\sqrt{3} b^2 \operatorname{tg} \alpha \left(\operatorname{arctg} \frac{2\xi - b}{\sqrt{3} b} - \operatorname{arctg} \frac{2\xi_1 - b}{\sqrt{3} b} \right); \end{aligned} \right]$$

$$f_1^\uparrow = (f_0^\uparrow)^2 a^3 \left[\begin{aligned} & c^2 \operatorname{tg} \alpha \ln \frac{(c^2 + c \xi + \xi^2)(c - \xi_2)^2}{(c - \xi)^2 (c^2 + c \xi_2 + \xi_2^2)} - \\ & - 2\sqrt{3} c^2 \operatorname{tg} \alpha \left(\operatorname{arctg} \frac{2\xi + c}{\sqrt{3} c} - \operatorname{arctg} \frac{2\xi_2 + c}{\sqrt{3} c} \right) - \\ & - (\xi^2 - \xi_2^2) \left(2 \operatorname{tg} \alpha + \frac{1}{3 \operatorname{tg} \alpha} \right) - \frac{c^3}{6 \operatorname{tg} \alpha} \left(\frac{1}{\xi} - \frac{1}{\xi_2} \right). \end{aligned} \right]$$

Здесь использованы обозначения

$$a = \sqrt[3]{\frac{20}{3} A}; \quad b = \sqrt[3]{\frac{3}{40 A v_u} - \xi_1^3}; \quad c = \sqrt[3]{\xi_2^3 + \frac{3}{40 A v_u}}.$$

Для определения среднего по высоте межтарелочного зазора влагосодержания в распределении (8.23) применяется операция осреднения:

$$\langle v \rangle = \frac{1}{h} \int_0^h \left(1 - \frac{y}{h} \right) f \cdot dy = \frac{1}{2} f.$$

В качестве иллюстрации полученных зависимостей на рис. 8.5 приведены графики распределения влагосодержания пены по длине межтарелочного зазора роторного пеногасителя для вариантов периферийной и осевой подачи пены при следующих значениях параметров:

$$A = 1; 2; 5; 10; \quad \varepsilon = 0,1; \quad \xi_1 = 0,607; \quad \xi_2 = 1,414; \quad v_u = 0,05.$$

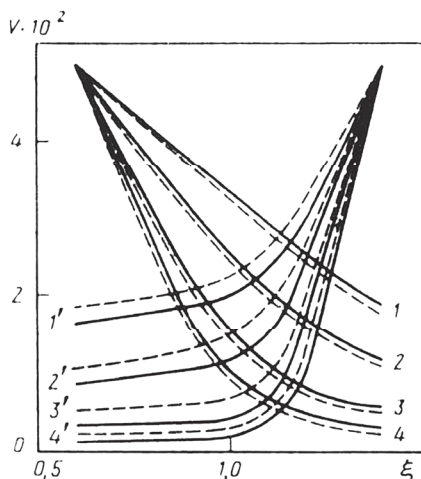


Рис. 8.5. Распределение влагосодержания по длине тарелки:
1, 1' - $A = 1$; 2, 2' - $A = 2$; 3, 3' - $A = 5$; 4, 4' - $A = 10$

Семейство кривых 1 - 4 характеризует изменение влагосодержания пены при осевой подаче пены в ротор, а семейство кривых 1' - 4', - при периферийной подаче. Пунктирные линии соответствуют одночленному приближению $\langle v_0 \rangle = \frac{f_0}{2}$, сплошные линии - двухчленному приближению $\langle v \rangle = \frac{f_0 + \varepsilon f_1}{2}$.

Графики показывают, что одночленные приближения, учитывающие лишь эффект поперечного синерезиса, дают одинаковый конечный результат, несмотря на различие в характере распределения для двух вариантов подачи пены. В то же время, на основании двухчленных приближений, учитывающих еще и продольный синерезис, некоторое предпочтение, в смысле конечного эффекта, можно отдать варианту с периферийной подачей, поскольку в этом случае конечное влагосодержание пены меньше. К достоинствам варианта с осевой подачей пены можно отнести более плавное изменение ее влагосодержания по длине межтарелочного зазора, что иллюстрирует рис. 8.4, и отсутствие дробления исходной пены пленкой осажденной из пены жидкости, которая в случае варианта периферийной подачи срывается со среза тарелок. Уменьшение при дроблении размера пенных ячеек, что соответствует увеличению дисперсности исходной пены, снижает скорость синерезиса в соответствии с формулой (8.20).

8.3. Гидродинамика пены в центробежном роторно-тарельчатом пеногасителе

Гидродинамика пены в межтарелочном зазоре центробежного роторного пеногасителя является одним из определяющих факторов, влияющих на динамику осаждения жидкой фазы, на условия неразрушающего течения пенного потока и конструктивные параметры пеногасителя.

В работе [26] при рассмотрении задачи о течении пены через межтарелочный зазор отмечено важное значение имеют ее реологические свойства, характеризующиеся связью касательных напряжений со скоростью деформации по определенному реологическому закону. При отсутствии или малом значении силы инерции, действующей на поток пены в пространстве между тарелками, касательное напряжение определяется из баланса сил, действующих на кольцевой элемент пены длиной dx и шириной $2dy$ (рис. 8.6):

$$2 \cdot 2\pi r dx \cdot d\tau = 2 \cdot 2\pi r dy \cdot dp,$$

откуда получена связь касательного напряжения τ с продольным градиентом давления

$$\frac{dp}{dx}:$$

$$\tau = \frac{dp}{dx} \cdot y. \quad (8.33)$$

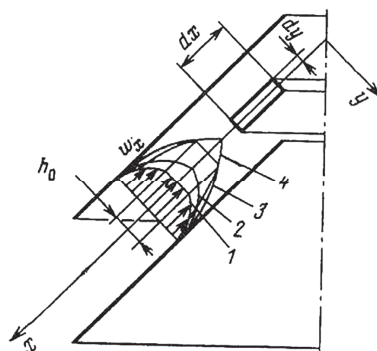


Рис. 8.6. Течение и распределение скоростей пены в кольцевом коническом зазоре между тарелками пеногасителя: 1 — бингамовский пластик; 2 — псевдопластичная жидкость; 3 — жидкость Балкли — Гершеля; 4 — ньютоновская жидкость

Распределение скоростей потока пены в межтарелочном зазоре устанавливается [46, 59] на основе принятой наиболее общей реологической модели Балкли-Гершеля:

$$\frac{du_x}{dx} = \left(\frac{\tau - \tau_0}{\kappa} \right)^{1/n} = 0, \quad (8.34)$$

где κ - консистентная постоянная, $\text{Hc}^n/\text{м}^2$.

В соответствии с линейным распределением (8.33) определена величина начального напряжения сдвига τ_0 для квазитвердого ядра потока пены шириной h_0 :

$$\tau_0 = \frac{h_0}{2} \cdot \frac{dp}{dx}. \quad (8.35)$$

Объемный расход пены в зазоре между тарелками определяется из интегрального уравнения

$$q_n = 2 \cdot 2 \pi r \int_0^{h/2} u_x \cdot dy. \quad (8.36)$$

Интегрирование в (8.36) по частям дает результат

$$q_n = 4 \pi r \left[u_x y - \int y \cdot du_x \right]_0^{h/2}. \quad (8.37)$$

С учетом, что скорость скольжения пены на поверхности тарелок вносит ощутимый вклад в общую скорость течения пены лишь при низких значениях приведенной скорости

$u_x = \frac{q_n}{2 \pi R h}$, т. е. принимая допущение $u_x = 0$ при $y = \frac{h}{2}$, из (8.37) получено

$$q_n = 4 \pi r \int_0^{h/2} y \cdot du_x. \quad (8.38)$$

При подстановке (8.33) - (8.35) в (8.38) и вынесения постоянных величин из под знака интеграла получено:

$$q_n = 4 \pi r \left(\frac{1}{\kappa} \cdot \frac{dp}{dx} \right)^{1/n} \int_0^{h/2} y \left(y - \frac{h_0}{2} \right)^{1/n} dy. \quad (8.39)$$

В пределах ядра потока при $0 < y < h_0/2$ выполняется условие:

$$\left(y - \frac{h_0}{2} \right)^{1/n} = 0. \quad (8.40)$$

С учетом краевого условия (8.40) проведено интегрирование в (8.39) с заменой переменной в подинтегральной функции:

$$q_n = 4 \pi r n \left(\frac{1}{\kappa} \cdot \frac{dp}{dx} \right)^{1/n} \left[\frac{\left(\frac{h}{2} - \frac{h_0}{2} \right)^{\frac{2n+1}{n}}}{2n+1} + \frac{h_0}{2} \cdot \frac{\left(\frac{h}{2} - \frac{h_0}{2} \right)^{\frac{n+1}{n}}}{n+1} \right]. \quad (8.41)$$

При значении $h_0 = 0$ получается уравнение расхода, определяемое реологическим законом Освальда-де Вилля для псевдопластической жидкости:

$$q_n = 4 \pi r \cdot \frac{n}{2n+1} \left(\frac{1}{\kappa} \cdot \frac{dp}{dx} \right)^{\frac{1}{n}} \left(\frac{h}{2} \right)^{\frac{2n+1}{n}}.$$

При значении $n = 1$ получается уравнение расхода, определяемое законом Бингама-Шведова:

$$q_n = \frac{\pi r h^3}{6\mu_{\text{пл}}} \cdot \frac{dp}{dx} \left[1 - \frac{3}{2} \cdot \frac{h_0}{h} + \frac{1}{2} \left(\frac{h_0}{h} \right)^3 \right], \quad (8.42)$$

где $\mu_{\text{пл}}$ - вязкость бингамовского пластика, Па·с.

При значении $h_0 = 0$ и $n = 1$ расход пены определяется законом Ньютона:

$$q_n = \frac{\pi r h^3}{6\mu_y} \cdot \frac{dp}{dx},$$

где μ_y - эффективная вязкость пены.

В расчетной практике использование уравнений расхода (8.41) и (8.42) затруднено вследствие неопределенности величины квазитвердого ядра потока h_0 , размеры которого, как и значение градиента давления $\frac{dp}{dx}$, являются функцией координаты x . Уравнения расхода (8.41) и (8.42) выражаются в иной форме при нахождении связи текущих касательных напряжений с напряжением τ_w на поверхности стенки межтарелочного зазора:

$$\tau = \tau_w \cdot \frac{y}{h/2}.$$

С учетом этого уравнение (8.41) примет вид

$$q_n = 4\pi r \int_0^{\tau_w} \frac{h}{2} \cdot \frac{\tau}{\tau_w} \left(\frac{\tau - \tau_0}{\kappa} \right)^{1/n} \cdot \frac{h}{2\tau_w} \cdot d\tau. \quad (8.43)$$

В пределах ядра потока при $0 < \tau < \tau_0$:

$$\left(\frac{\tau - \tau_0}{\kappa} \right)^{1/n} = 0. \quad (8.44)$$

Интегрирование уравнения (8.43) по частям с учетом краевого условия (8.44) приводит к решению:

$$q_n = \pi r n \left(\frac{h}{\tau_w} \right)^2 \left(\frac{1}{\kappa} \right)^{\frac{1}{n}} \left[\frac{(\tau_w - \tau_0)^{\frac{2n+1}{n}}}{2n+1} + \tau_0 \cdot \frac{(\tau_w - \tau_0)^{\frac{n+1}{n}}}{n+1} \right].$$

Такой же подход при трансформации уравнения (8.42) дает для реологической модели Бингама-Шведова решение:

$$q_n = \pi r h^3 \tau_w \cdot \frac{2 - 5 \left(\frac{\tau_0}{\tau_w} \right)^3 + 3 \cdot \frac{\tau_0}{\tau_w}}{6\mu_{\text{пл}}}.$$

Уравнение движения потока пены между коническими тарелками пеногасителя при малых скоростях потока включает силу давления, поверхностную силу трения и массовую центробежную силу:

$$\frac{dp}{dx} + \mu_3 \cdot \frac{d^2 u_n}{dy^2} + \rho_n \omega^2 r \sin \alpha = 0. \quad (8.45)$$

При периферийной подаче пены совокупное действие центробежной силы и силы трения при определенных динамических условиях может привести к разрушению структуры частично осушенной пены на выходе из межтарелочного зазора пеногасителя. Значение кратности пены, при которой достигается критическое напряжение сдвига τ_c и наступает деструкция пены в зазоре между коническими тарелками, определяется [109] из совместного решения обобщенного реологического уравнения:

$$\tau = \mu_3 \cdot \frac{du_x}{dy},$$

уравнения расхода пены в межтарелочном зазоре

$$q_n = 2 \pi r \int_0^h \frac{\tau_w}{\mu_3} \left(y - \frac{y^2}{h} \right) dy$$

и линейного распределения касательных напряжений в зазоре

$$\tau = \tau_w \cdot \frac{h - 2y}{h} \quad \text{при} \quad y = \frac{h - d_n}{2},$$

где касательное напряжение на стенке зазора определяется на минимальном (внутреннем) радиусе тарелок:

$$\tau_w = \frac{3 q_r \mu_{ж} K_1}{\pi h^2 \left(R_1 - h \cos \frac{\alpha}{2} \right)}, \quad (8.46)$$

где K_1 - кратность пены на выходе из пеногасителя.

Здесь принято упрощающее допущение $\mu_3 = \mu_{ж} K$ и соотношение между объемными расходами пены и ее газовой фазы $q_n = q_r \cdot \frac{K}{K - 1}$.

Соотношение (8.46) можно разрешить относительно критического значения кратности пены $K_{н*}$, соответствующего пристенному разрушению пенной структуры в межтарелочном зазоре, используя значение предела сдвиговой прочности пены. Для эффективного осушения пены в центробежном роторном пеногасителе необходимо соблюдать условие

$$K_1 < K_{н*}.$$

8.4. Взаимодействие потоков в центробежном пеногасителе с коническими тарелками

Процесс разделения пены в центробежном роторном пеногасителе характеризуется интенсивно протекающим синерезисом (дренажом) содержащейся в пене жидкости под действием изменяющейся по радиусу ротора центробежной силы. В работе [176] рассмотрена задача о формировании и взаимодействии различных потоков в зазоре между коническими тарелками для наиболее сложного и практически важного случая подачи исходной пены с периферии ротора.

Течение пены (рис. 8.7) в меридианном направлении от периферии ротора к центру конических тарелок со скоростью $u_n(x)$ сопровождается центробежным осаждением жидкой фазы пены со скоростью $v_c(r)$ в радиальном направлении, ее фиксацией на поверхности вышележащей тарелки и меридианным течением образовавшейся пленки жидкости к периферии тарелок.

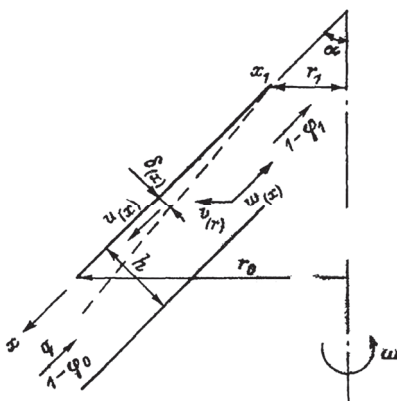


Рис. 8.7. Схема потоков между тарелками центробежного пеногасителя

Скорость течения пленки $u_n(x)$ и ее толщина $\delta_n(x)$ являются взаимосвязанными величинами и в большой мере определяют характер взаимодействия пленки с пеной, поступающей в пакет тарелок. Результатом этого взаимодействия является дробление исходной структуры пены на более мелкие пузырьки, устойчивые в данных условиях к динамическим воздействиям. Степень осушения пены, характеризующая ее остаточным влагосодержанием $(1-\varphi_1)$ на выходе из пакета тарелок, определяет эффективность центробежного разделения пены, которая зависит от влагосодержания исходной пены $(1-\varphi_0)$, ее

дисперсности, характеризуемой средневзвешенным диаметром d_n пузырьков эквивалентной пены, плотности $\rho_{\text{ж}}$ и вязкости $\mu_{\text{ж}}$ жидкой фазы пены, геометрических параметров конических тарелок (угла наклона α тарелок к вертикали, внешнего R_2 и внутреннего R_1 радиусов тарелок, высоты h межтарелочного зазора), а также от кинематических условий процесса разделения, определяемых угловой скоростью ω вращения ротора, и от объемной производительности Q_n пеногасителя.

В процессе работы центробежного роторного пеногасителя в его межтарелочном зазоре движется поток пены со средней скоростью:

$$u_n = \frac{q_n}{2\pi r h}. \quad (8.47)$$

При прохождении пены в межтарелочном зазоре ее влагосодержание $(1 - \varphi_n)$ вследствие синерезиса уменьшается, т. е. эта величина является функцией координаты x . Скорость синерезиса жидкой фазы в пенном слое с ячеистой структурой под действием центробежной силы в направлении от оси вращения можно найти по формуле [176, 177]:

$$v_c(r) = 2,89 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\rho_{\text{ж}} \omega^2 r d_n^2 (1 - \varphi_n)^2}{\mu_{\text{ж}} \varphi_n^2}. \quad (8.48)$$

Осаждающаяся из пены в пленку жидкость подпитывает ее не только массой, но и привносит вместе с ней некоторый отрицательный импульс, поскольку движение содержащейся в пене жидкости направлено против движения пленки. Обозначая через $\bar{u}_{\text{ж}}$ среднюю по толщине скорость движения жидкости в пленке, условия баланса массы жидкости в пене и пленке по координате x запишутся в виде

$$\frac{d}{dx} [q_n (1 - \varphi_n)] = v_c(r) \cos \alpha \cdot 2\pi r; \quad (8.49)$$

$$\frac{d}{dx} (2\pi r \delta_{\text{ж}} \bar{u}_{\text{ж}}) = v_c(r) \cos \alpha \cdot 2\pi r. \quad (8.50)$$

Баланс импульса в пленке будет характеризовать уменьшение импульса элемента пленки вследствие трения на поверхности тарелки, уменьшение импульса вследствие трения на границе с пеной, уменьшение импульса за счет привнесения массы с отрицательной скоростью, увеличение импульса за счет действия составляющей центробежной силы:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dx} (2\pi r \delta_{\text{ж}} \bar{u}_{\text{ж}}^2) = & -2\pi r \cdot \frac{\tau_0}{\rho_{\text{ж}}} - 2\pi r \cdot \frac{\tau_{\delta}}{\rho_{\text{ж}}} - \\ & - 2\pi r v_c(r) \cos \alpha u_n(x) + 2\pi r \delta_{\text{ж}} \omega^2 r \sin \alpha. \end{aligned} \quad (8.51)$$

При подстановке выражений из формул (8.47) и (8.48) в уравнения (8.49) - (8.51) с учетом, что $r = x \sin \alpha$, получены преобразованные уравнения

$$\frac{d(1-\varphi_n)}{dx} = 5,78 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\rho_{\text{ж}} d_n^2 \omega^2 x^2}{q_n \mu_{\text{ж}}} \cdot \sin^2 \alpha \cos \alpha \cdot \frac{(1-\varphi_n)^2}{\varphi_n^2}; \quad (8.52)$$

$$\frac{d}{dx} (x \delta_{\text{ж}} \bar{u}_{\text{ж}}) = 2,89 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\rho_{\text{ж}} d_n^2 \omega^2 x^2}{\mu_{\text{ж}}} \cdot \sin^2 \alpha \cos \alpha \cdot \frac{(1-\varphi_n)^2}{\varphi_n^2}. \quad (8.53)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dx} (x \delta_{\text{ж}} \bar{u}_{\text{ж}}^2) = & -x \cdot \frac{\tau_0}{\rho_{\text{ж}}} - x \cdot \frac{\tau_{\delta}}{\rho_{\text{ж}}} + \delta_{\text{ж}} \omega^2 x^2 \sin^2 \alpha - \\ & - 2,89 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{q_n \rho_{\text{ж}} d_n^2 \omega^2 x}{2 \pi h \mu_{\text{ж}}} \cdot \cos \alpha \cdot \frac{(1-\varphi_n)^2}{\varphi_n^2}. \end{aligned} \quad (8.54)$$

При введении безразмерных величин

$$\xi = \frac{x}{R_1}, \quad \xi_0 = \frac{x_2}{R_1}, \quad U = \frac{2 \pi h R_2 \bar{u}_{\text{ж}}}{q_n}, \quad \Delta = \delta_{\text{ж}} \sqrt{\frac{\omega \rho_{\text{ж}}}{\mu_{\text{ж}}}} \quad (8.55)$$

и параметров

$$A = 2,89 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\rho_{\text{ж}} d_n^2 \omega^2 R_1^3}{q_n \mu_{\text{ж}} \varphi_n^2} \cdot \sin^2 \alpha \cos \alpha; \quad B = h \sqrt{\frac{\rho_{\text{ж}} \omega}{\mu_{\text{ж}}}} \quad (8.56)$$

уравнение (8.52) преобразовано к безразмерному виду

$$-d \left(\frac{1}{1-\varphi_n} \right) = 2 A \xi^2 d\xi = \frac{2}{3} A d(\xi^3). \quad (8.57)$$

При интегрировании выражения (8.57) с начальным условием

$$1-\varphi_n = 1-\varphi_0 \quad \text{при} \quad \xi = \xi_2$$

получено соотношение

$$1-\varphi_n = \left[\frac{1}{1-\varphi_0} + \frac{2}{3} \cdot A (\xi_2^3 - \xi^3) \right]^{-1}, \quad (8.58)$$

которое характеризует текущее влагосодержание пены при ее движении в кольцевом зазоре между тарелками пеногасителя.

Уравнение (8.53) также преобразуется к безразмерному виду с учетом выражений (8.55) и (8.56) и соотношения $R_2 = x_2 \sin \alpha$:

$$d(\xi U \Delta) = 2 A B \xi_2 (1-\varphi_n)^2 \xi^2 \cdot d\xi. \quad (8.59)$$

Правая часть уравнения (8.59) с учетом (8.58) преобразована к виду

$$d(\xi U \Delta) = -B \xi_2 \frac{d \left[\frac{1}{1-\varphi_0} + \frac{2}{3} A(\xi_2^3 - \xi^3) \right]}{\left[\frac{1}{1-\varphi_0} + \frac{2}{3} A(\xi_2^3 - \xi^3) \right]^2},$$

при интегрировании которого с начальным условием

$$(\xi U \Delta) = 0 \quad \text{при } \xi = \xi_1$$

получено соотношение

$$\xi U \Delta = B \xi_2 \left\{ \left[\frac{1}{1-\varphi_0} + \frac{2}{3} \cdot A(\xi_2^3 - \xi^3) \right]^{-1} - \left[\frac{1}{1-\varphi_0} + \frac{2}{3} \cdot A(\xi_2^3 - \xi_1^3) \right]^{-1} \right\}. \quad (8.60)$$

Значения U и Δ определяются интегрированием уравнения баланса импульса в пленке (8.54) с учетом физически непротиворечивого начального условия по отношению к локальному квазиравновесному значению $\bar{u}_ж$, определяемому из условия равенства нулю правой части уравнения (8.54), как это принято в теории медленных течений тонких пленок [179]. Для нахождения выражения для $\bar{u}_ж$ из соотношения (8.54) члены $\frac{\tau_0}{\rho_ж}$, $\frac{\tau_\delta}{\rho_ж}$ выражаются через скорость $\bar{u}_ж$ и толщину пленки $\delta_ж$. Для этого рассматривается модельная задача о квазистационарном течении пленки по наклонной подложке под действием центробежной силы (рис. 8.8).

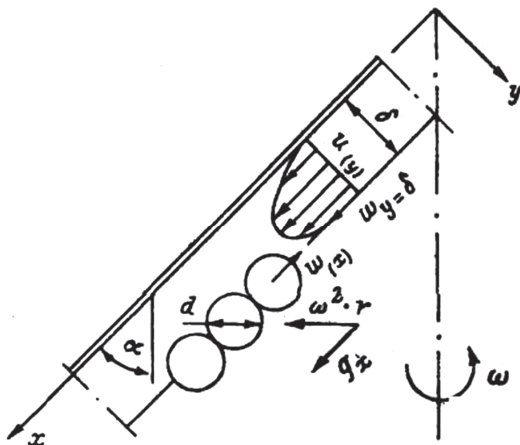


Рис. 8.8. Распределение скоростей при двухфазном пленочном течении вдоль поверхности тарелки пеногасителя

Для одномерного движения пленки вдоль оси x выполняется равенство:

$$\frac{d^2 \bar{u}_ж}{dy^2} = -\frac{\rho_ж g_x}{\mu_ж}, \quad (8.61)$$

где $g_x = \omega^2 r \sin \alpha$.

При противонаправленном движении пены и пленки жидкости в ламинарном режиме сила сопротивления течению пленки на границе раздела определяется зависимостью Стокса для погруженного на половину диаметра пузырька:

$$F = \frac{3}{2} \cdot \pi d_n \mu_ж \left[u_n(x) + \bar{u}_ж \Big|_{y=\delta_ж} \right].$$

Количество пузырьков пены, приходящееся на единицу поверхности раздела пены и пленки жидкости равно

$$n_n = \frac{4 \varphi_n}{\pi d_n^2}.$$

Касательное напряжение на поверхности раздела равно

$$\tau \Big|_{y=\delta_ж} = -F n_n = -\frac{6 \mu_ж \varphi_n}{d_n} \left[u_n(x) + \bar{u}_ж \Big|_{y=\delta_ж} \right].$$

Для принятой схемы потоков граничные условия имеют вид

$$\bar{u}_ж(y) \Big|_{y=0} = 0 \quad \text{при } y=0, \quad \mu_ж \cdot \frac{d\bar{u}_ж}{dy} \Big|_{y=\delta_ж} = -\frac{6 \mu_ж \varphi_n}{d_n} \left[u_n(x) + \bar{u}_ж \Big|_{y=\delta_ж} \right].$$

После интегрирования (8.61) получено

$$\frac{d\bar{u}_ж}{dy} = -\frac{\rho_ж g_x}{\mu_ж} \cdot y + C_1.$$

Повторное интегрирование (8.61) дает результат

$$\bar{u}_ж(y) = -\frac{1}{2} \cdot \frac{\rho_ж g_x}{\mu_ж} y^2 + C_1 y + C_2.$$

Согласно первому граничному условию $C_2 = 0$. Из второго граничного условия получено

$$C_1 = \frac{\frac{\rho_ж g_x \delta_ж}{\mu_ж} \left(1 + \frac{3 \varphi_n \delta_ж}{d_n} \right) - \frac{6 \varphi_n u_n(x)}{d_n}}{1 + \frac{6 \varphi_n \delta_ж}{d_n}}. \quad (8.62)$$

Определены касательные напряжения на стенке и на поверхности раздела пленки с пеной

$$\tau_0 = \mu_ж \cdot \frac{d\bar{u}_ж}{dy} = \mu_ж C_1 \quad \text{при } y=0, \quad (8.63)$$

$$\tau_{\delta} = -\mu_{\text{ж}} \cdot \frac{d\bar{u}_{\text{ж}}}{dy} = \rho_{\text{ж}} g_x \delta_{\text{ж}} - \mu_{\text{ж}} C_1 \text{ при } y = \delta_{\text{ж}}, \quad (8.64)$$

а также средняя скорость по толщине пленки

$$\bar{u}_{\text{ж}} = \frac{1}{\delta_{\text{ж}}} \int_0^{\delta_{\text{ж}}} \bar{u}_{\text{ж}}(y) dy = -\frac{1}{2} \cdot \frac{\rho_{\text{ж}} g_x \delta_{\text{ж}}^2}{\mu_{\text{ж}}} + \frac{1}{2} C_1 \delta_{\text{ж}}$$

Из выражений (8.63) и (8.64) следует

$$\tau_0 + \tau_{\delta} = \rho_{\text{ж}} g_x \delta_{\text{ж}}. \quad (8.65)$$

Численная оценка составляющих членов формулы (8.62) показывает, что

$$\frac{\rho_{\text{ж}} g_x \delta_{\text{ж}}}{\mu_{\text{ж}}} \left(1 + \frac{3 \varphi_{\text{п}} \delta_{\text{ж}}}{d_{\text{п}}} \right) \gg \frac{6 \varphi_{\text{п}} u_{\text{п}}(x)}{d_{\text{п}}},$$

откуда следует

$$\tau_0 = \rho_{\text{ж}} g_x \delta_{\text{ж}} \cdot \frac{1 + \frac{3 \varphi_{\text{п}} \delta_{\text{ж}}}{d_{\text{п}}}}{1 + \frac{6 \varphi_{\text{п}} \delta_{\text{ж}}}{d_{\text{п}}}}; \quad (8.66)$$

$$\tau_{\delta} = \rho_{\text{ж}} g_x \delta_{\text{ж}} \left(1 - \frac{1 + \frac{3 \varphi_{\text{п}} \delta_{\text{ж}}}{d_{\text{п}}}}{1 + \frac{6 \varphi_{\text{п}} \delta_{\text{ж}}}{d_{\text{п}}}} \right); \quad (8.67)$$

$$\bar{u}_{\text{ж}} = \frac{1}{3} \cdot \frac{\rho_{\text{ж}} g_x \delta_{\text{ж}}^2}{\mu_{\text{ж}}} \cdot \frac{1 + \frac{3}{2} \cdot \frac{\varphi_{\text{п}} \delta_{\text{ж}}}{d_{\text{п}}}}{1 + \frac{6 \varphi_{\text{п}} \delta_{\text{ж}}}{d_{\text{п}}}}. \quad (8.68)$$

Из соотношений (8.66) - (8.68) исключением g_x найдена связь между суммой касательных напряжений (8.65) и средней скоростью пленки (8.68):

$$\tau_0 + \tau_{\delta} = \frac{3 \mu_{\text{ж}} \bar{u}_{\text{ж}}}{\delta_{\text{ж}}} \cdot \frac{1 + \frac{6 \varphi_{\text{п}} \delta_{\text{ж}}}{d_{\text{п}}}}{1 + \frac{3}{2} \cdot \frac{\varphi_{\text{п}} \delta_{\text{ж}}}{d_{\text{п}}}}. \quad (8.69)$$

При подстановке выражения (8.69) в уравнение (8.54) и введении безразмерных параметров

$$C = \omega R_1 \cdot \frac{2 \pi R_1 h}{q_{\text{п}}}; \quad D = 2,89 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{d_{\text{п}}^2 R_2}{\varphi_{\text{п}}^2} \sqrt{\left(\frac{\rho_{\text{ж}} \omega}{\mu_{\text{ж}}} \right)^3}; \quad G = \frac{\varphi_{\text{п}}}{d_{\text{п}}} \sqrt{\frac{\mu_{\text{ж}}}{\rho_{\text{ж}} \omega}}$$

уравнение (8.54) с учетом выражения (8.55) приведено к безразмерному виду

$$\frac{d}{d\xi}(\xi U^2 \Delta) = -3C \cdot \frac{\xi U}{\Delta} \cdot \frac{1+6G\Delta}{1+\frac{3}{2}G\Delta} - CD\xi(1-\varphi_n)^3 \cos \alpha + C^2 \Delta \xi^2 \sin^2 \alpha,$$

или, постулируя квазиравновесное течение пленки,

$$-3C \cdot \frac{\xi U}{\Delta} \cdot \frac{1+6G\Delta}{1+\frac{3}{2}G\Delta} - CD\xi(1-\varphi_n)^3 \cos \alpha + C^2 \Delta \xi^2 \sin^2 \alpha = 0, \quad (8.70)$$

получено выражение для комплекса, содержащего скорость пленки

$$U = \frac{1+\frac{3}{2}G\Delta}{3(1+6G\Delta)} \left[C \Delta^2 \xi \sin^2 \alpha - D \Delta (1-\varphi_n)^3 \cos \alpha \right]. \quad (8.71)$$

Замкнутая система уравнений (8.60) и (8.70) однозначно определяет величины $\Delta(\xi)$ и $U(\xi)$. Так, при совместном решении этих уравнений, обозначив правую часть уравнения (8.60) через функцию $F(\xi)$, получено соотношение

$$-\frac{3F(\xi)}{\xi \Delta} \cdot \frac{1+6G\Delta}{1+\frac{3}{2}G\Delta} - D \Delta (1-\varphi_n)^3 \cos \alpha + C \xi \Delta^2 \sin^2 \alpha = 0,$$

при разрешении которого относительно комплекса $\Delta(\xi)$, получено алгебраическое уравнение

$$\Delta^3 - \frac{D}{C} \cdot \frac{\cos \alpha}{\sin^2 \alpha} \cdot \frac{(1-\varphi_n)^3}{\xi} \cdot \Delta^2 - \frac{3F(\xi)}{C \xi^2 \sin^2 \alpha} \cdot \frac{1+6G\Delta}{1+\frac{3}{2}G\Delta} = 0. \quad (8.72)$$

Расчет локальных режимных величин проводится по уравнениям (8.58), (8.71) и (8.72) итерационным методом, последовательно решая по заданным кинематическим, технологическим и конструктивным параметрам пеногасителя сначала кубическое уравнение (8.72), а затем уравнение (8.71) с использованием найденной величины $\Delta(\xi)$.

Под динамическим воздействием жидкой пленки, выходящей с периферийного среза конических тарелок, происходит дробление исходной пены, поступающей в пакет тарелок. Если допустить, что вся кинетическая энергия жидкой пленки идет на дробление пузырьков пены, т. е. на увеличение поверхностной энергии пены, то уравнение баланса энергии имеет вид

$$\frac{\rho_{\text{ж}} u_{\text{ж}}^2}{2} \cdot q_n (\varphi_{\text{п.н}} - \varphi_{\text{п.0}}) = \sigma (s_0 - s_n) q_n. \quad (8.73)$$

Удельные поверхности исходной и деструктурированной после дробления пены определены из выражений

$$s_n = \frac{6\varphi_{n.n}}{d_{n.n}}; \quad s_0 = \frac{6\varphi_{n*}}{d_{n*}}, \quad (8.74)$$

где $d_{n.n}$ и d_{n*} - средневзвешенные размеры (диаметры) пузырьков исходной и деструктурированной пены.

С учетом выражений (8.74) соотношение (8.73) преобразовано к виду

$$\rho_{ж} u_{ж}^{-2} (\varphi_{n.n} - \varphi_{n*}) = 12\sigma \left(\frac{\varphi_{n*}}{d_{n*}} - \frac{\varphi_{n.n}}{d_{n.n}} \right),$$

откуда получена формула для определения критического размера пузырьков деструктурированной пены:

$$d_{n*} = \frac{1}{\frac{1}{d_{n.n}} + \frac{\rho_{ж} u_{ж}^{-2}}{12\sigma} \cdot \frac{\varphi_{n.n} - \varphi_{n*}}{\varphi_{n*}}}. \quad (8.75)$$

При установившемся режиме работы и заданных кинематических параметрах в межтарелочные зазоры пакета конических тарелок пеногасителя будет поступать пена с дисперсным составом ее ячеек-пузырьков, максимальный размер (диаметр) которых не будет превышать критического размера d_{n*} . Расчет критического диаметра пузырьков деструктурированной пены по формуле (8.75) ведется методом последовательных приближений, используя все зависимости, в которых фигурирует размер ячеек-пузырьков пены.

8.5. Расчет основных параметров центробежных роторно-тарельчатых пеногасителей

Расчет кинематических, технологических и энергетических параметров и характеристик центробежных роторных пеногасителей базируется на модельных представлениях процесса центробежного разделения пены [159, 180-186].

Для разработки инженерных методов расчета пеногасителей этого типа принят [67, 186] ряд допущений, упрощающих физическую картину процесса центробежного разделения пены при ее течении в межтарелочном пространстве пеногасителя:

- кратность пены являются функцией только продольной координаты тарелки $K = K(x)$, т.е. принимается поршневой режим течения пены при равномерном распределении ее кратности или влагосодержания по ширине межтарелочного зазора [174, 177];
- продольный синерзис в пене отсутствует $v_c(x) = 0$;
- дробление пены при течении в зазоре отсутствует, т. е. $d_n(x) = \text{const}$.

Угловая скорость вращения тарелок пеногасителя, определяющая интенсивность центробежного поля, должна обеспечить осушение пены до требуемого влагосодержания

$v_1 = 1 - \varphi_1$ (рис. 8.9). Минимальную угловую скорость вращения ротора пеногасителя для сходящегося потока пены при периферийной подаче в ротор можно определить из условия вытекания жидкости из пены на внутреннем радиусе тарелок R_1 по зависимости (8.1).

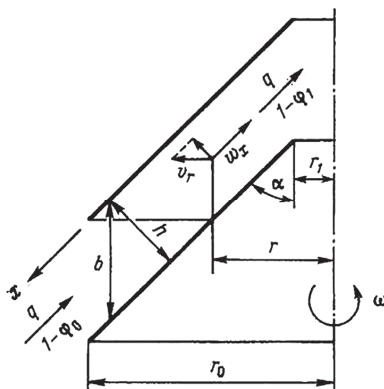


Рис. 8.9. Расчетная схема для сходящегося потока пены в роторно-тарельчатом пеногасителе

Масса пены, которая приходится на единицу длины тарелки, определяется следующим образом (рис. 8.9):

$$M_n = \frac{\rho_n dV}{dx} = [\rho_r \varphi_n + \rho_{\text{ж}} (1 - \varphi_n)] 2\pi r b \cdot \frac{dr}{dx}.$$

Учитывая, что $b = \frac{h}{\sin \alpha}$, $dx = \frac{dr}{\sin \alpha}$, $\varphi_n = \varphi_1$, $r = R_1$:

$$M_n = 2\pi R_1 h [\rho_r \varphi_1 + \rho_{\text{ж}} (1 - \varphi_1)].$$

Тогда (8.1) примет вид

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{\sigma \sqrt{C_k}}{h R_1 d_n [\rho_r \varphi_1 + \rho_{\text{ж}} (1 - \varphi_1)]}}. \quad (8.76)$$

Для расходящегося потока пены при ее осевой подаче величину ω_0 следует рассчитывать исходя из вида уравнения (8.76) как для внутреннего, так и для наружного радиусов тарелок, а в качестве определяющей величины выбирается наибольшее значение ω_0 .

Из условия равновесия жидкости в каналах Плато-Гиббса под совокупным действием капиллярного и гидростатического давлений можно определить минимальное значение внутреннего радиуса тарелок пеногасителя, при котором прекращается истечение жидкости из пены:

$$R_{\min} = \sqrt{\frac{2\sigma}{\rho_{\text{ж}} \omega^2 r_{\text{к}}}}.$$

Радиус менисков $r_{\text{к}}$ канала Плато-Гиббса связан с требуемым остаточным влагосодержанием пены $v_1 = 1 - \varphi_1$, длиной ребра a ячейки полиэдрической пены и толщиной ее пленок соотношением [187]

$$r_{\text{к}} = a \sqrt{4,78(1 - \varphi_1) - 6,56 \cdot \frac{\delta}{a}},$$

$$\text{где } a = \frac{\sqrt{2} d_{\text{n}}}{2}; \quad \delta = \frac{d_{\text{n}}(1 - \varphi_1)}{6}.$$

Исходным уравнением для расчета параметров центробежного роторного пеногасителя с пакетом конических тарелок является уравнение неразрывности (8.15), которое в биконических координатах и в терминах кратности пены с учетом принятых допущений имеет вид

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{r u_{\text{n}}}{K} \right) = \frac{d}{dy} (r v_{\text{с}} \cos \alpha). \quad (8.77)$$

Все расчеты проводятся для наиболее приближенной к реальным условиям ячеистой структуры пены, охватывающей широкий диапазон изменения кратности и скорость синерезиса в которой описывается зависимостью (8.16):

$$v_{\text{с}} = A_1 \cdot \frac{\omega^2 r}{(K - 1)^2},$$

$$\text{где параметр } A_1 = 2,89 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\rho_{\text{ж}} d_{\text{n}}^2}{\mu_{\text{ж}}}.$$

При интегрировании уравнения (8.77) по переменной y с учетом соотношения $r = x \sin \alpha - y \cos \alpha$ и того, что

$$2\pi \int_0^h u_{\text{n}} r dy = q_{\text{г}} \cdot \frac{K}{K - 1},$$

получено

$$\frac{d}{dx} \left[\frac{q_{\text{г}}}{2\pi(K - 1)} \right] = A_1 \cdot \frac{\omega^2 \cos \alpha}{(K - 1)^2} (x^2 \sin^2 \alpha - 2xh \sin \alpha \cos \alpha - h^2 \cos^2 \alpha). \quad (8.78)$$

где $q_{\text{г}}$ - объемный расход газовой фазы пены в одном межтарелочном зазоре, м³/с.

Решение уравнения (8.78) с учетом, что дифференциал

$$d \left(\frac{1}{K - 1} \right) = - \frac{d[(K - 1)]}{(K - 1)^2},$$

дает функцию распределения кратности пены по длине конических тарелок при периферийной подаче пены в пакет тарелок:

$$K = K_0 + \frac{2\pi A_1 \omega^2 \cos \alpha}{q_r} \left[\frac{x_2^3 - x^3}{3} \cdot \sin^2 \alpha - h(x_2^2 - x^2) \sin \alpha \cos \alpha - \right. \\ \left. - h^2(x_2 - x) \cos^2 \alpha \right], \quad (8.79)$$

где x_2 - полная длина образующей конической тарелки, м.

Задаваясь физико-химическими свойствами пенообразующей жидкости, геометрическими и расходными параметрами центробежного пеногасителя, а также требуемой кратностью осушенной пены на выходе из пакета тарелок, из уравнения (8.79) определяется значение угловой скорости вращения ротора:

$$\omega = \sqrt{\frac{q_r (K_1 - K_0) \operatorname{tg} \alpha}{2\pi A_1} \left\{ \frac{R_2^3 - R_1^3}{3} - h(R_2^2 - R_1^2) \cos \alpha + h^2(R_2 - R_1) \cos^2 \alpha \right\}^{-1}}, \quad (8.80)$$

где $R_1 = x_1 \sin \alpha$; $R_2 = x_2 \sin \alpha$.

Ограничением на величину угловой скорости вращения ротора является соблюдение условия прочности ротора по величине допускаемого напряжения [188]:

$$[\sigma] \geq \frac{\frac{1}{2} \rho_n \omega^2 R_2 (R_2^2 - R_1^2) + \delta_r \rho_m \omega^2 R_2^2 \cos \alpha}{\delta_r \cos \alpha}, \quad (8.81)$$

где $[\sigma] = 160$ МПа - допускаемое напряжение для стали 12Х18Н10Т при температуре 20 °С; $\rho_n \approx \rho_{ж} / K_0$ - плотность пены, кг/м³; δ_r - толщина тарелок, м; $\rho_m = 7850$ кг/м³ - плотность материала тарелок.

При заданной кинематической характеристике пеногасителя с учетом соотношения на входе в пакет тарелок

$$q_r = q_n \cdot \frac{K_0 - 1}{K_0}$$

из уравнения (8.79) можно получить значение производительности центробежного пеногасителя по объему обрабатываемой пены:

$$Q_n = q_n z = 2\pi A_1 \omega^2 K_0 z \cdot \frac{\left[\frac{R_2^3 - R_1^3}{3} - h(R_2^2 - R_1^2) \cos \alpha + h^2(R_2 - R_1) \cos^2 \alpha \right]}{(K_1 - K_0)(K_0 - 1) \operatorname{tg} \alpha}. \quad (8.82)$$

Ограничением величины объемной производительности центробежного пеногасителя является кинетическое соотношение (8.12), откуда с учетом значений (8.13) и (8.14) получено

$$Q_n \leq \frac{\pi A_1 h \rho_{\text{ж}} \omega^2 z (R_2^2 - R_1^2)}{\sin \alpha \left(R_1 + \frac{s}{2} \right) \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_1 + s} \right) \left[\left(\frac{R_1 + s/2}{2} \right) \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_1 + s} \right) - 2 \right] - \ln \left(\frac{R_1}{R_1 + s} \right)}.$$

Уравнение движения (8.45) потока пены между тарелками является основой для определения затрат энергии в газовой фазе на преодоление гидравлического сопротивления при входе пены в пакет конических тарелок и ее течения в межтарелочном зазоре. Решение уравнения (8.45) получено [107, 109] интегрированием при использовании обобщенного реологического закона и допущениях:

$$r \approx x \sin \alpha, \quad \mu_3 \approx \mu_{\text{ж}} K, \quad K-1 \approx K.$$

Результат интегрирования (8.45) представлен в общем виде

$$\Delta p = \frac{6 q_r \mu_{\text{ж}}}{\pi h^3 \sin \alpha} \int_{x_1}^{x_2} \frac{K}{x} \cdot dx - \rho_{\text{ж}} \omega^2 \sin^2 \alpha \int_{x_1}^{x_2} \frac{x}{K} \cdot dx. \quad (8.83)$$

Интегралы в уравнении (8.83) имеют решения:

$$\int_{x_1}^{x_2} \frac{K}{x} \cdot dx = K_0 \ln \frac{x_2}{x_1} + 2 \pi A_1 \omega^2 \cos \alpha \sin^2 \alpha \cdot \frac{R_2^3 \ln \frac{R_2}{R_1} - \frac{R_2^3 - R_1^3}{3}}{3 q_r \sin^3 \alpha}; \quad (8.84)$$

$$\int_{x_1}^{x_2} \frac{x}{K} \cdot dx = 3 q_r \cdot \frac{\operatorname{arctg} \left[\frac{2(x_2 - x_1) - a}{a \sqrt{3}} \right]}{2 \pi \sqrt{3} A_1 \omega^2 \cos \alpha} - \ln \frac{a^2 + a(x_2 - x_1) + (x_2^2 - x_1^2)}{6[a - (x_2 - x_1)]^2}, \quad (8.85)$$

$$\text{где параметр } a = \sqrt[3]{x_2^3 + \frac{3 q_r K_0}{2 \pi A_1 \omega^2 \sin^2 \alpha \cos \alpha}}.$$

Важным конструктивным параметром центробежного роторного пеногасителя, влияющим на эффективность его работы, является кратчайшее расстояние h между коническими тарелками, которое определено [186] из уравнения расхода пены по условиям осаждения жидкой фазы на минимальном радиусе тарелок R_1 :

$$h \geq \sqrt[3]{\frac{6 q_n \mu_3 K_1}{\pi \rho_{\text{ж}} \omega^2 R_1^2 \sin \alpha}}. \quad (8.86)$$

С другой стороны, с учетом устойчивости потока пены между тарелками, для определения величины зазора h раскроем соотношение (8.15) с учетом выражений (8.16) и (8.17) для параметров λ и η , при этом для сходящегося потока пены $\eta < 0$:

$$\left(h \sqrt{\frac{\rho_n \omega \sin \alpha}{\mu_3}} - 1 \right) \frac{2 u_n(x) \sin \alpha}{\omega r} \geq \frac{1}{2}. \quad (8.87)$$

Из уравнения (8.87) путем преобразований получим соотношение:

$$h \sqrt{\frac{\rho_n \omega \sin \alpha}{\mu_3}} \geq 1,$$

из которого выразим зависимость величины h от параметров роторно-тарельчатого центробежного пеногасителя:

$$h \geq \sqrt{\frac{\mu_3}{\rho_n \omega \sin \alpha}}. \quad (8.88)$$

Эффективность работы центробежного роторного пеногасителя зависит также от количества секционирующих радиальных ребер-перегородок в пространстве между коническими тарелками. Особенно важен этот конструктивный параметр при подаче пены с периферии ротора, поскольку в этом случае секционирующие ребра участвуют в деструкции исходной пены. Количество секционирующих ребер получено [109, 186] из решения уравнения траектории элемента пены на входе в пакет тарелок:

$$\frac{dl_p}{v_o} = \frac{dx}{u_n}, \quad (8.89)$$

где $v_o = \omega R_2$ - окружная линейная скорость вращения на наружном радиусе тарелок, м/с;

$l_p = 2\pi R_2 / m_p$ - расстояние между ребрами по дуге на наружном радиусе тарелок, м;

$u_n = \frac{q_n}{2\pi R_2 h / \sin \alpha}$ - средняя скорость потока пены на входе в пакет тарелок, м/с.

Решение уравнения (8.89) из условия прохода потока пены в межтарелочный зазор без ее деструкции секционирующими ребрами дает необходимое количество ребер:

$$m_p \leq \frac{q_n \sin \alpha}{\omega R_2 h d_n}. \quad (8.90)$$

Энергетические затраты E и мощность P центробежных роторно-тарельчатых пеногасителей складываются из нескольких составляющих, которые определяются динамикой вращения ротора, силами давления и трения, а также усилиями деформации исходной пены:

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6. \quad (8.91)$$

Затраты мощности на вращение массы ротора M_p зависят от линейной скорости его вращения $v_{cp} = \omega R_{cp}$ на среднем радиусе тарелок R_{cp} :

$$P_1 = M_p g_{cp}, \quad (8.92)$$

где $M_p = \rho_m V_m$ - масса ротора, кг; ρ_m - плотность материала ротора, кг/м³;

$V_m = (z+1)R_{cp}H_r\delta_r + z \cdot \frac{m_p \delta_p h (R_2 - R_1)}{\sin \alpha}$ - объем металла тарелок, м³;

$R_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{R_2^3 - R_1^3}{3(R_2 - R_1)}}$; H_r - высота тарелки ротора, м; z - количество зазоров между тарелками ротора; m_p - количество секционирующих ребер в одном зазоре между тарелками; δ_p - толщина секционирующего ребра, м; g - ускорение силы тяжести, м/с².

Мощность, затрачиваемая на вращение массы пены M_n в роторе, также зависит от линейной скорости его вращения:

$$P_2 = M_n g v_{\text{ср}}, \quad (8.93)$$

где $M_n = \rho_n V_r$; $V_r = z \cdot \frac{\pi(R_2^2 - R_1^2)h}{\sin \alpha}$ - объем межтарелочных пространств ротора, м³.

Затраты мощности на преодоление давления потока пены на нижнюю часть (днище) роторного пеногасителя прямо пропорциональны силе давления $F_{\text{дн}}$ на эту часть и скорости набегающего потока пены на поверхность ротора:

$$P_3 = F_{\text{дн}} u_n, \quad (8.94)$$

где $F_{\text{дн}} = C_A S_{\text{дн}} \cdot \frac{\rho_n u_n^2}{2}$; $C_A = 1,33$ - коэффициент фронтального давления потока пены;

$S_{\text{дн}} = \pi R_2^2$ - площадь давления, м²; $u_n = \frac{Q_n}{\pi R_2^2}$; Q_n - объемный расход потока пены, м³/с.

Затраты мощности на преодоление трения пены о ротор пеногасителя определяются силой $F_{\text{тр.н}}$ трения о нижнюю тарелку, также силой трения $F_{\text{тр.б}}$ о боковую поверхность пакета тарелок и окружной линейной скоростью $v_o = \omega R_2$ вращения ротора на наружном радиусе тарелок R_2 :

$$P_4 = (F_{\text{тр.н}} + F_{\text{тр.б}}) v_o, \quad (8.95)$$

где $F_{\text{тр.н}} = C_{\text{тр}} S_{\text{дн}} \cdot \frac{\rho_n v_o^2}{2}$; $F_{\text{тр.б}} = C_{\text{тр}} S_6 \cdot \frac{\rho_n v_o^2}{2}$; $C_{\text{тр}} = 0,02$ - коэффициент трения;

$S_6 = 2 \pi R_2 \delta_r (z + 1) + z \cdot \frac{m_p h \delta_p}{\sin \alpha}$ - суммарная площадь боковой поверхности тарелок и секционирующих ребер ротора, м².

Затрачиваемая мощность на преодоление сопротивления пены при ее контакте с секционирующими ребрами, выходящими за профиль конических тарелок (рис. 8.10), зависит от общего числа ребер m_p , числа тарелок ротора z ; угловой скорости вращения ротора ω и крутящего момента ребер $M_{\text{кр}}$:

$$P_5 = z m_p \omega M_{\text{кр}}. \quad (8.96)$$

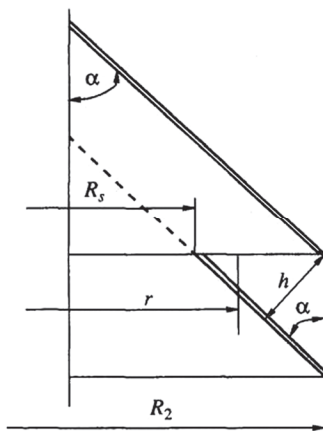


Рис. 8.10. К расчету затрат мощности на сопротивление радиальных ребер между тарелками

Крутящий момент зависит от силы сопротивления пены $F_c = \Delta p_p S_p$ при вращении ребер, приложенной на текущем радиусе r :

$$M_{кр} = \int_0^{R_2} r dF_c = \int_0^{S_p} r \Delta p_p dS_p = \zeta_p \cdot \frac{\rho_n \omega^2}{4} \cdot \sin \alpha \cos \alpha \left[\frac{R_2^5 - R_s^5}{5} - \frac{R_s (R_2^4 - R_s^4)}{4} \right], \quad (8.97)$$

где $\Delta p_p = \zeta_p \cdot \frac{\rho_n (\omega r - v_s)^2}{2}$ - давление потока пены на ребро, Па; $v_s = \omega r / 2$ - окружная скорость пены на периферии тарелок, м/с; $R_s = R_2 - h / \cos \alpha$; $dS_p = 2 \sin \alpha \cos \alpha (r - R_s) dr$ - элемент площади ребра, м²; $\zeta_p = 1,5$ - коэффициент профильного сопротивления ребра.

Для расчета мощности (Вт), потребляемой роторным тарельчатым пеногасителем с радиальными ребрами типа "FUNDAFOM" на дробление и разрушение исходной структуры пены на входе в межтарелочные зазоры с периферии ротора, используется эмпирическая зависимость [113]:

$$P_6 = 17,5 \cdot \frac{\sigma^{3/2} q_n z}{d_n^{5/2} \rho_{ж}^{1/2}}, \quad (8.98)$$

где σ - поверхностное натяжение жидкой фазы пены, Н/м.

Оценки и расчеты основных технологических характеристик и конструктивных параметров центробежных роторных пеногасителей с пакетом конических тарелок типа FUNDAFOM (фирма «Chemar AG») [163] в широком диапазоне изменения определяющих

факторов процесса пеногашения показали удовлетворительное соответствие расчетных величин с их реальными значениями.

Пример 8.1. Расчет центробежно-роторного пеногасителя [160]

Исходные данные: в закрытом биохимическом реакторе объемом 63 м^3 и диаметром $D_a = 3,6 \text{ м}$ при взаимодействии аэрирующего газа (воздуха) в количестве $Q_r = 3000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и культуральной жидкости с динамической вязкостью $\mu_{\text{ж}} = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ и плотностью $\rho_{\text{ж}} = 1500 \text{ кг}/\text{м}^3$ образуется пена с объемным газосодержанием $\varphi_n = 0,9$ (кратность пены $K_0 = 10$), средневзвешенным диаметром пузырьков пены $d_n = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ (2 мм) и равновесным поверхностным натяжением $\sigma = 0,04 \text{ Н}/\text{м}$. Конструктивные параметры пеногасителя: наружный радиус конических тарелок $R_2 = 0,3 \text{ м}$, внутренний радиус тарелок $R_1 = 0,12 \text{ м}$, количество межтарелочных зазоров в пакете тарелок $z = 5$, угол наклона конических тарелок к вертикали $\alpha = 45^\circ$. Необходимо обеспечить разделение пены до газосодержания $\varphi_1 = 0,98$ (кратность $K_1 = 50$).

Требуется определить: угловую скорость вращения ω (частоту вращения n_p) ротора, объемную производительность пеногасителя Q_n , расстояние между тарелками h , количество секционирующих ребер m_p в одном межтарелочном зазоре, затрачиваемую мощность P .

Порядок расчета:

1. Определяем количества газа и пены, приходящиеся на один межтарелочный зазор пеногасителя:

$$q_r = Q_r / z = \frac{3000}{3600 \cdot 5} = 0,167 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$q_n = \frac{Q_r}{z \varphi_n} = \frac{3000}{3600 \cdot 5 \cdot 0,9} = 0,185 \text{ м}^3/\text{с};$$

2. Рассчитываем параметр синерезиса:

$$A = \frac{k_{\text{я}} k_{\text{а}} \rho_{\text{ж}} d_n^2}{\mu_{\text{ж}}} = \frac{2,9 \cdot 10^{-3} \cdot 3 \cdot 1500 (2 \cdot 10^{-3})^2}{1,5 \cdot 10^{-3}} = 3,45 \cdot 10^{-2} \text{ с}$$

3. По формуле (8.80) определим величину угловой скорости вращения тарелок пеногасителя для обеспечения требуемой степени разделения пены, приняв расстояние между тарелками $h = 5 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ (50 мм):

$$\omega = \sqrt{\frac{q_t (K_1 - K_0) \operatorname{tg} \alpha}{2 \pi A_1} \left\{ \frac{R_2^3 - R_1^3}{3} - h (R_2^2 - R_1^2) \cos \alpha + h^2 (R_2 - R_1) \cos^2 \alpha \right\}^{-1}} =$$

$$= \left[\frac{0,167(50-10)1,0}{2 \cdot 3,14 \cdot 3,45 \cdot 10^{-2}} \times \frac{1}{\frac{0,3^3 - 0,12^3}{3} - 5 \cdot 10^{-2} (0,3^2 - 0,12^2) 0,7 + (5 \cdot 10^{-2})^2 (0,3 - 0,12) 0,7^2} \right]^{1/2} = 75 \text{ рад/с.}$$

4. Найдем эквивалентную вязкость пены на радиусе тарелок R_1 :

$$\mu_3 = \mu_{ж} K_1 = 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 50 = 7,5 \cdot 10^{-2} \text{ Па·с}$$

и на радиусе R_2 :

$$\mu_3 = \mu_{ж} K_0 = 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 10 = 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ Па·с.}$$

5. По формуле (8.86) проведем расчет минимального расстояния между тарелками с учетом величины ω :

$$h \geq \sqrt[3]{\frac{6 q_n \mu_3 K_1}{\pi \rho_{ж} \omega^2 R_1^2 \sin \alpha}} = \left(\frac{6 \cdot 0,185 \cdot 7,5 \cdot 10^{-2} \cdot 50}{3,14 \cdot 1500 \cdot 75^2 \cdot 0,12^2 \cdot 0,7} \right)^{1/3} = 2,5 \cdot 10^{-2} \text{ м (25 мм).}$$

6. Для проверки проведем расчет этого расстояния по формуле (8.88) на входе и выходе потока из межтарелочного зазора:

- на входе в зазор, где $\rho_n = \rho_{ж} / K_0 = 1500 / 10 = 150 \text{ кг/м}^3$:

$$h \geq \sqrt{\frac{\mu_3}{\rho_n \omega \sin \alpha}} = \sqrt{\frac{1,5 \cdot 10^{-2}}{150 \cdot 66,5 \cdot 0,7}} = 1,46 \cdot 10^{-3} \text{ м (1,46 мм);}$$

- на выходе из зазора, где $\rho_n = \rho_{ж} / K_1 = 1500 / 50 = 30 \text{ кг/м}^3$:

$$h \geq \sqrt{\frac{\mu_3}{\rho_n \omega \sin \alpha}} = \sqrt{\frac{7,5 \cdot 10^{-2}}{30 \cdot 66,5 \cdot 0,7}} = 7,33 \cdot 10^{-3} \text{ м (7,33 мм).}$$

Окончательно принимаем размер $h = 2,5 \cdot 10^{-2} \text{ м (25 мм)}$.

7. Проведем пересчет величины угловой скорости вращения ротора с учетом полученного значения h :

$$\omega = \left[\frac{0,167(50-10)1,0}{2 \cdot 3,14 \cdot 3,45 \cdot 10^{-2}} \times \frac{1}{\frac{0,3^3 - 0,12^3}{3} - 2,5 \cdot 10^{-2} (0,3^2 - 0,12^2) 0,7 + (2,5 \cdot 10^{-2})^2 (0,3 - 0,12) 0,7^2} \right]^{1/2} = 66,5 \text{ рад/с.}$$

Частота вращения ротора пеногасителя составит:

$$n_p = 60 \cdot \frac{\omega}{2\pi} = 60 \cdot \frac{66,5}{2 \cdot 3,14} = 635 \text{ об/мин.}$$

8. Проведем проверку условия сохранения прочности ротора по формуле (8.81):

$$[\sigma] \geq \frac{\frac{1}{2} \rho_n \omega^2 R_2 (R_2^2 - R_1^2) + \delta_r \rho_n \omega^2 R_2^2 \cos \alpha}{\delta_r \cos \alpha} =$$

$$= \frac{0,5 \cdot 150 \cdot 66,5^2 \cdot 0,3 (0,3^2 - 0,12^2) + 2 \cdot 10^{-3} 7850 \cdot 66,5^2 \cdot 0,3^2 \cdot 0,7}{2 \cdot 10^{-3} \cdot 0,7} = 8,45 \cdot 10^6 \text{ Па (8,45 МПа)},$$

т. е. $8,45 < 160$ МПа.

Здесь плотность поступающей пены $\rho_n = \rho_{\text{ж}} / K_0 = 1500 / 10 = 150 \text{ кг/м}^3$, толщина тарелок $\delta_r = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м (2 мм)}$.

9. Проведем поверочный расчет объемной производительности одного межтарелочного зазора пеногасителя по формуле (8.82):

$$q_n = Q_n / z = 2 \pi A_1 \omega^2 K_0 \cdot \frac{\left[\frac{R_2^3 - R_1^3}{3} - h (R_2^2 - R_1^2) \cos \alpha + h^2 (R_2 - R_1) \cos^2 \alpha \right]}{(K_1 - K_0)(K_0 - 1) \operatorname{tg} \alpha} =$$

$$= \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 3,45 \cdot 10^{-2} \cdot 66,5^2 \cdot 10 \cdot \left[\frac{0,3^3 - 0,12^3}{3} - 2,5 \cdot 10^{-2} (0,3^2 - 0,12^2) 0,7 + \right.}{(50 - 10)(10 - 1) 1,0} \left. + (2,5 \cdot 10^{-2})^2 (0,3 - 0,12) 0,7^2 \right] = 0,188 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Погрешность расчетной величины q_n по сравнению с заданной составляет 1,6 %.

10. По формуле (8.90) определяем число секционирующих ребер в одном межтарелочном зазоре пеногасителя:

$$m_p \leq \frac{q_n \sin \alpha}{\omega R_2 h d_n} = \frac{0,185 \cdot 0,7}{66,5 \cdot 0,3 \cdot 2,5 \cdot 10^{-2} \cdot 2 \cdot 10^{-3}} = 130.$$

Принимаем число секционирующих ребер $m_p = 24$ из условия отсутствия деструкции пены на входе в зазоры между тарелками.

11. Находим интегралы (8.84) и (8.85), сначала определив необходимый параметр:

$$\alpha = \sqrt[3]{x_2^3 + \frac{3 q_r K_0}{2 \pi A_1 \omega^2 \sin^2 \alpha \cos \alpha}} = \left[\left(\frac{0,3}{0,7} \right)^3 + \frac{3 \cdot 0,167 \cdot 10}{2 \cdot 3,14 \cdot 3,45 \cdot 10^{-2} \cdot 66,5^2 \cdot 0,7^2 \cdot 0,7} \right]^{1/3} = 0,45.$$

$$\int_{x_1}^{x_2} \frac{K}{x} \cdot dx = K_0 \ln \frac{x_2}{x_1} + 2 \pi A_1 \omega^2 \cos \alpha \sin^2 \alpha \cdot \frac{R_2^3 \ln \frac{R_2}{R_1} - \frac{R_2^3 - R_1^3}{3}}{3 q_r \sin^3 \alpha} =$$

$$= 10 \cdot \ln \frac{0,3}{0,12} + 2 \cdot 3,14 \cdot 3,45 \cdot 10^{-2} \cdot 66,5^2 \cdot 0,7 \cdot 0,7^2 \cdot \frac{0,3^2 \ln \frac{0,3}{0,12} - \frac{0,3^2 - 0,12^2}{3}}{3 \cdot 0,167 \cdot 0,7^3} = 42,5 ;$$

$$\begin{aligned} \int_{x_1}^{x_2} \frac{x}{K} \cdot dx &= 3q_r \cdot \frac{\operatorname{arctg} \left[\frac{2(x_2 - x_1) - a}{a\sqrt{3}} \right]}{2\pi\sqrt{3} A_a \omega^2 \cos \alpha} - \ln \frac{a^2 + a(x_2 - x_1) + (x_2^2 - x_1^2)}{6[a - (x_2 - x_1)]^2} = \\ &= 3 \cdot 0,167 \cdot \frac{\operatorname{arctg} \left[\frac{2(0,3 - 0,12)/0,7 - 0,45}{0,45 \cdot 3^{1/2}} \right]}{2 \cdot 3,14 \cdot 3^{1/2} \cdot 3,45 \cdot 10^{-2} \cdot 0,45 \cdot 66,5^2 \cdot 0,7} - \\ &- \ln \frac{0,45^2 + 0,45 \left(\frac{0,3 - 0,12}{0,7} \right) + \left(\frac{0,3^2 - 0,12^2}{0,7^2} \right)}{6 \left[0,45 - \left(\frac{0,3 - 0,12}{0,7} \right) \right]^2} = -7,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2. \end{aligned}$$

12. По формуле (8.83) определяем величину гидравлического сопротивления роторно-тарельчатого пеногасителя:

$$\begin{aligned} \Delta p &= \frac{6q_r \mu_{\text{ж}}}{\pi h^3 \sin \alpha} \int_{x_1}^{x_2} \frac{K}{x} \cdot dx - \rho_{\text{ж}} \omega^2 \sin^2 \alpha \int_{x_1}^{x_2} \frac{x}{K} \cdot dx = \\ &= \frac{6 \cdot 0,167 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3}}{3,14 (2,5 \cdot 10^{-2})^3 \cdot 0,7} 42,5 - 1500 \cdot 66,5^2 \cdot 0,7^2 (-7,5 \cdot 10^{-4}) = 1850 + 2480 = 4330 \text{ Па}. \end{aligned}$$

13. По формуле (8.92) определяем затраты мощности на вращение массы ротора:

$$P_1 = M_p g v_{\text{cp}} = \rho_m V_m g \omega R_{\text{cp}} = 7850 \cdot 1,22 \cdot 10^{-2} \cdot 9,81 \cdot 66,5 \cdot 0,215 = 13400 \text{ Вт (13,4 кВт)}.$$

$$\text{где } R_{\text{cp}} = \sqrt{\frac{R_2^3 - R_1^3}{3(R_2 - R_1)}} = \left[\frac{0,3^3 - 0,12^3}{3(0,3 - 0,12)} \right]^{1/2} = 0,215 \text{ м};$$

$$\begin{aligned} V_m &= (z+1) R_{\text{cp}} H_r \delta_r + z \cdot \frac{m_p \delta_p h (R_2 - R_1)}{\sin \alpha} = (5+1) 0,215 \cdot 0,3 \cdot 2 \cdot 10^{-3} + \\ &+ 5 \cdot \frac{24 \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} (0,3 - 0,12)}{0,7} = 1,22 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3; \end{aligned}$$

$$H_r = 0,3 \text{ м}; \delta_r = \delta_p = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}; m_p = 24; h = 2,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

14. Находим по формуле (8.93) затраты мощности на вращение массы пены в роторе:

$$P_2 = M_n g v_{\text{cp}} = \rho_n V_n g \omega R_{\text{cp}} = 150 \cdot 4,2 \cdot 10^{-2} \cdot 9,81 \cdot 66,5 \cdot 0,215 = 900 \text{ Вт (0,9 кВт)},$$

$$\text{где } V_{\tau} = z \cdot \frac{\pi(R_2^2 - R_1^2)h}{\sin \alpha} = 5 \cdot \frac{3,14(0,3^2 - 0,12^2)2,5 \cdot 10^{-2}}{0,7} = 4,2 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3.$$

15. Затраты мощности на преодоление давления потока пены на нижнюю часть роторного пеногасителя определяем по формуле (8.94):

$$P_3 = F_{\text{дн}} u_{\text{н}} = C_{\text{д}} S_{\text{дн}} \frac{\rho_{\text{п}} u_{\text{н}}^3}{2} = 1,33 \cdot 0,285 \cdot \frac{150 \cdot 3,25^3}{2} = 1000 \text{ Вт (1 кВт)},$$

$$\text{где } S_{\text{дн}} = \pi R_2^2 = 3,14 \cdot 0,3^2 = 0,285 \text{ м}^2; u_{\text{н}} = \frac{Q_{\text{п}}}{\pi R_2^2} = \frac{q_{\text{п}} z}{\pi R_2^2} = \frac{0,185 \cdot 5}{3,14 \cdot 0,3^2} = 3,25 \text{ м/с}.$$

16. По формуле (8.95) определяем затраты мощности на преодоление трения пены о ротор пеногасителя:

$$P_4 = (F_{\text{тр.н}} + F_{\text{тр.б}}) v_o = C_{\text{тр}} \rho_{\text{п}} (S_{\text{дн}} + S_6) \frac{(\omega R_2)^2}{2} =$$

$$= 0,02 \cdot 150 (0,285 + 3,12 \cdot 10^{-2}) \frac{(66,5 \cdot 0,3)^2}{2} = 3450 \text{ Вт (3,45 кВт)},$$

$$\text{где } S_6 = 2 \pi R_2 \delta_{\tau} (z + 1) + z \cdot \frac{m_{\text{п}} h \delta_{\text{п}}}{\sin \alpha} =$$

$$= 2 \cdot 3,14 \cdot 0,3 \cdot 2 \cdot 10^{-3} (5 + 1) + 5 \cdot \frac{24 \cdot 2,5 \cdot 10^{-2} \cdot 2 \cdot 10^{-3}}{0,7} = 3,12 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

17. Величину мощности, затрачиваемой на преодоление сопротивления пены при вращении секционирующих ребер, находим по формуле (8.96) с учетом значения (8.97):

$$P_5 = z m_{\text{п}} \omega M_{\text{кр}} = z m_{\text{п}} \zeta_{\text{р}} \cdot \frac{\rho_{\text{п}} \omega^3}{4} \cdot \sin \alpha \cos \alpha \left[\frac{R_2^5 - R_s^5}{5} - \frac{R_s (R_2^4 - R_s^4)}{4} \right] =$$

$$= 5 \cdot 24 \cdot 1,5 \cdot \frac{150 \cdot 66,5^3}{4} \cdot 0,7 \cdot 0,7 \left[\frac{0,3^5 - 0,265^5}{5} - \frac{0,265 (0,3^4 - 0,265^4)}{4} \right] = 14400 \text{ Вт (14,4 кВт)},$$

$$\text{где } R_s = R_2 - h / \cos \alpha = 0,3 - 2,5 \cdot 10^{-2} / 0,7 = 0,265 \text{ м}.$$

18. Мощность, затрачиваемую на деформацию и разрушение структуры исходной пены при ее контакте с радиальными ребрами на входе в межтарелочные зазоры, находим по зависимости (8.98):

$$P_6 = 17,5 \cdot \frac{\sigma^{3/2} q_n z}{d_n^{5/2} P_{ж}^{1/2}} = 17,5 \cdot \frac{(4 \cdot 10^{-2})^{3/2} \cdot 0,185 \cdot 5}{(2 \cdot 10^{-3})^{5/2} \cdot 1500^{1/2}} = 3700 \text{ Вт (3,7 кВт)}.$$

19. Общую мощность центробежного роторно-тарельчатого пеногасителя определяем по формуле (8.91):

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 = 13,4 + 0,9 + 1,0 + 3,45 + 14,4 + 3,7 = 36,85 \text{ кВт}.$$

Глава 9. Анализ работы механических пеногасителей

Применение большинства видов механических пеногасителей, одновременно с позитивным явлением разрушения пены порождает такую негативную проблему, как образование «вторичной» деструктурированной мелкодисперсной пены, устойчивой к приложенным в данных условиях динамическим воздействиям. Механические пеногасители разрушают сравнительно крупные пузырьки пены и одновременно генерируют мелкие пузырьки. Количество «вторичной» пены и скорость ее образования зависит от объема выделившегося из разрушенной пены воздуха и количества вновь образовавшихся мелкодисперсных пузырьков.

9.1. Анализ условий работы механических пеногасителей

В практике пеногашения устойчивой пены наряду с другими механическими пеногасителями нашли применение высокоэффективные аэродинамические пеногасители с формированием струи воздуха в виде радиального веера, перекрывающего поперечное сечение определенной рабочей зоны или всего аппарата [189]. Секционирование аэродинамического пеногасителя позволяет расширить зону его действия практически на всю площадь поперечного сечения технологического аппарата.

При применении аэродинамических струйных пеногасителей определяющую роль играет явление смещения пеногасящего агента с разрушаемой пеной. Пеногасители с радиально-веерной струей могут использоваться в колонной аппаратуре, где они ограничивают слой образующейся пены и одновременно создают высокоразвитую поверхность контакта фаз [190]. Такие пеногасители являются достаточно эффективными при гашении высокоустойчивой пены, но их широкое применение требует более детального теоретического и экспериментального изучения.

Применение механических пеногасителей в технологических процессах, в частности, аэродинамических пеногасителей с кольцевыми (веерными) газовыми струями, при взаимодействии газов с пенообразующими жидкостями сопровождается постепенным накоплением в аппарате или реакторе мелкодисперсной устойчивой пены, что приводит к нарушению работы пеногасителя и неконтролируемым выбросам пены из аппарата [91, 146]. При этом работа аэродинамического пеногасителя носит циклический характер с постепенным убыванием в последующих циклах диапазона его работы во времени [191, 192].

Накопление высокоустойчивой вторичной пены является причиной другой проблемы, выражающейся в явлении так называемого «захлебывания» механического пеногасителя, когда он не справляется с мелкодисперсной пеной и становится неработоспособным. В этом случае приходится прибегать к использованию природных или синтетических хи-

мических пеногасителей, которые позволяют эффективно гасить почти любую пену, но вместе с тем имеют ряд негативных свойств, главное из которых - снижение массообменных характеристик технологического процесса вследствие резкого уменьшения межфазной поверхности и увеличения межфазного сопротивления при массопереносе кислорода воздуха из газовой в жидкую фазу [99, 106].

Все эти проблемы ставят задачу рациональной организации стадии пеногашения в технологических процессах. В массообменных технологических процессах, в частности биохимических, стремятся к минимуму расхода дорогостоящего и дефицитного химического пеногасителя при интенсивном пенообразовании и максимуму величины межфазной поверхности S_ϕ , ответственной за количество перенесенного кислорода M в соответствии с основным уравнением массопередачи

$$M = K_M S_\phi \Delta c t,$$

где K_M - коэффициент массопередачи; Δc - движущая сила процесса, выраженная через концентрацию кислорода c ; t - время процесса.

При аэрации пенообразующей жидкости, например, ферментационной среды в процессе аэробного синтеза биологически активных веществ [193], с использованием механических пеногасителей (рис. 9.1) сначала образуется слой исходной первичной пены H_a , а при включении в работу механического пеногасителя, в частности струйного аэродинамического, генерируется и слой деструктурированной вторичной пены H_d , что отражено на циклограмме (рис. 9.2). Нулевой уровень на циклограмме соответствует исходному уровню жидкости в аппарате.

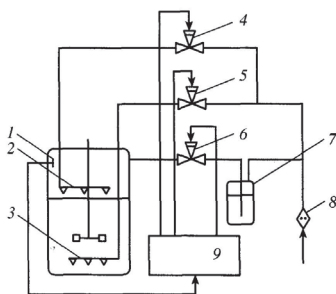


Рис. 9.1. Схема автоматизированной системы аэродинамического пеногашения в процессе биосинтеза:

- 1 – датчик уровня пены; 2 – аэродинамический пеногаситель; 3 – барботер;
4, 5 – клапаны подачи воздуха в пеногаситель и барботер соответственно; 6 – клапан подачи химического пеногасителя в аппарат; 7 – сборник химического пеногасителя;
8 – воздушный фильтр; 9 – пульт управления

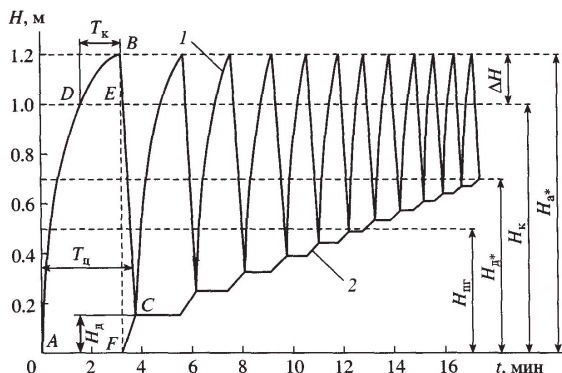


Рис. 9.2. Циклограмма образования и разрушения первичной пены (1) при накоплении вторичной пены (2): *AB* - образование пены; *BC* - разрушение пены; *DE* - период контакта пены с датчиком; *CF* - накопление вторичной пены

Каждый цикл состоит из периода роста слоя пены до высоты H_k расположения первого датчика уровня пены, служащего для подачи заблаговременного сигнала системе автоматического управления процессом пеногашения и повышения надежности ее работы, затем периода T_k контакта пены с этим датчиком, во время которого уровень пены возрастает до заданной высоты расположения второго датчика уровня пены $H_{к*}$, определяемой условиями уноса пены из аппарата с воздухом, и периода резкого снижения уровня пены до высоты H_d в результате работы аэродинамического пеногасителя в течение заданного автоматической системой периода времени, определяемого заблаговременно в режиме ручного управления процессом пеногашения. Затем по истечении заданного времени аэродинамический пеногаситель отключается, и вновь в период аэрации наблюдается рост столба пены до заданного уровня, состоящего как из вновь образованной сравнительно крупнодисперсной пены в нижней части столба, так и сгенерированной в предыдущем цикле, в результате работы аэродинамического пеногасителя, мелкодисперсной устойчивой пены в верхней части столба, что вновь служит сигналом для включения в работу аэродинамического пеногасителя в течение заданного промежутка времени. С течением времени длительность циклов сокращается за счет уменьшения длительности времени аэрации, поскольку период роста первичной пены начинается с более высокого уровня, включающего высоту H_d образовавшейся вторичной пены, динамика роста которой показана на нижней ветви циклограммы (линия 2).

В конечном итоге такая пена постепенно накапливается и занимает объем от уровня жидкости в аппарате до высоты $H_{д*}$, определяемой как разность между заданным максимальным уровнем пены H_{a*} и высотой расположения аэродинамического пеногасителя $H_{шт}$:

$$H_{д*} = H_{a*} - H_{шт}.$$

В период аэрации этот слой мелкодисперсной пены поднимается на поверхности вновь образовавшейся пены до критического уровня H_{a*} . В момент достижения мелкодисперсной пеной второго датчика уровня аэродинамический пеногаситель находится на границе между мелкодисперсной и вновь образованной пеной, и при включении аэродинамического пеногасителя наблюдается явление его «захлебывания», когда аэродинамический пеногаситель погружается в слой мелкодисперсной вторичной пены и становится неработоспособным, т. к. при его включении он превращается в дополнительный генератор мелкодисперсной пены, и это вызывает необходимость применения химического пеногасителя. Поскольку уровень пены в этом случае находится все заданное (для второго датчика) автоматической системой время на критическом уровне H_{a*} , то это служит сигналом для подачи химического пеногасителя.

Технологическая задача рационального проведения процесса при интенсивном пенообразовании состоит в увеличении числа рабочих циклов, включающих стадии аэрации и аэродинамического пеногашения, без применения химического пеногасителя, а также в увеличении до максимального уровня мелкодисперсной пены, обладающей высокоразвитой межфазной поверхностью, до момента начала «захлебывания» аэродинамического пеногасителя. Все эти задачи объединяет стремление к максимуму межфазной поверхности пены на протяжении всех рабочих циклов, состоящих из стадий аэрации и механического пеногашения.

Условие достижения максимума межфазной поверхности пены можно сформулировать в виде

$$S_{\max} = \sum_{i=1}^k (S_i a_i) k, \quad (9.1)$$

где S_i - межфазная поверхность вторичной пены в одном цикле; a_i - доля (вес) i -й межфазной поверхности в общем числе циклов; k - число циклов.

Величина межфазной поверхности вторичной пены связана с ее удельной межфазной поверхностью s и объемом пены V_i :

$$S_i = s V_i.$$

Удельная межфазная поверхность связана с параметрами пены (газосодержанием ϕ_n и диаметром ее пузырьков d_n) соотношением:

$$s = \frac{6\varphi_n}{d_n},$$

а объем пены - с площадью S_a поперечного сечения аппарата и высотой H_i столба вторичной пены:

$$V_i = S_a H_i.$$

В циклических условиях протекания стадий аэрации и механического пеногашения средневзвешенный размер пузырьков вторичной пены стабилизируется уже в первом цикле и достигает определенного значения, определяемого величиной энергии аэродинамического пеногасителя, а суммарный объем вторичной пены и соответствующая высота слоя вторичной пены увеличиваются в каждом цикле, при этом высота слоя вторичной пены постепенно приближается к своему максимальному значению $H_{д*}$, т. е. эти параметры пены являются функциями текущего времени.

Таким образом, межфазную поверхность можно определить через измеряемые параметры пены φ_n , d_n , H_i :

$$S_{\max}(t) = \sum_{i=1}^k \left(\frac{6\varphi_n}{d_n} S_a H_i a_i \right) k. \quad (9.2)$$

Скорость роста исходной первичной пены в период аэрации является функцией времени и определяется [194] при предварительном экспериментальном исследовании пенообразующей способности жидкости (рис. 9.3) в лабораторных условиях, включающей как кинетику роста столба пены при аэрации (кривая 1), так и кинетику разрушения пены (кривая 2).

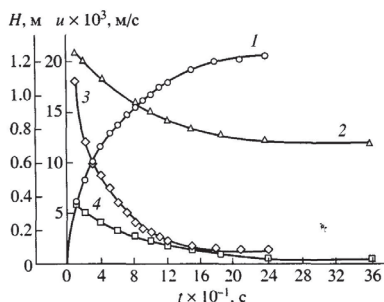


Рис. 9.3. Изменение во времени:

1 – высоты слоя пены H , образующейся при аэрации культуральной жидкости;
2 – высоты слоя H при самопроизвольном разрушении пены; 3 – скорости u образования пены при аэрации; 4 – скорости u самопроизвольного разрушения пены

Скорость роста первичной пены u_a определяется как тангенс угла наклона к графической зависимости высоты образующегося столба пены H_a от времени аэрации (кривая 3), т. е. $u_a = \frac{dH_a}{dt}$. Аналогично определяется скорость самопроизвольного разрушения пены под действием силы тяжести (рис. 9.4).

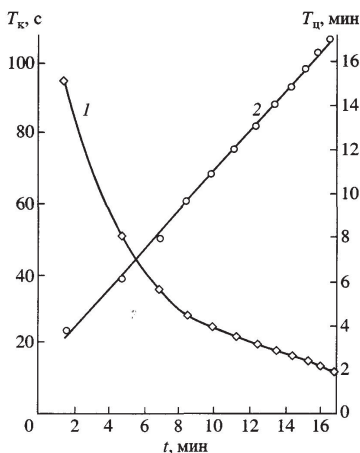


Рис. 9.4. Зависимость времени контакта пены T_k (1) с первым датчиком и суммарной продолжительности циклов $T_{\text{ц}}$ (2) от времени процесса t

Поскольку в каждом последующем цикле контакт верхней границы столба пены с датчиками уровня пены наступает за меньшее время, чем в предыдущем, вследствие наличия выросшего столба вторичной пены, то скорость роста пены в начальный период аэрации выше в соответствии с данными рис. 9.3.

При использовании в качестве первого датчика игольчатых датчиков или лазерно-доплеровских измерителей скорости [57] частота контакта жидких пленок пены с датчиком уровня пены в каждом цикле зависит от скорости роста столба пены в данном цикле и дисперсности пены:

$$z_i = u_{a,i} / d_n,$$

а число контактирующих пузырьков в цикле N_k , наряду с этими параметрами, также зависит от полного времени контакта датчика в цикле $T_{k,i}$ с возрастающим столбом пены:

$$N_k = z_i T_{k,i},$$

откуда получено выражение, связывающее длительность контакта в цикле первого датчика уровня пены со скоростью роста столба пены в период аэрации:

$$T_{\kappa,i} = N_{\kappa} d_n / u_{a,i} . \quad (9.3)$$

Работа аэродинамического пеногасителя позволяет предотвратить в каждом цикле рост столба пены сверх высоты, равной величине

$$\Delta H = N_{\kappa} d_n$$

или

$$\Delta H = H_{a*} - H_{\kappa} .$$

Ориентировочно необходимое время контакта пены с первым датчиком уровня пены в данном цикле до момента включения в работу аэродинамического пеногасителя можно определить, исходя из кинетики пенообразования:

$$T_{\kappa,i} = \Delta H / \bar{u}_{\kappa,i} .$$

Интенсивность разрушения пены с помощью аэродинамического пеногасителя можно охарактеризовать соотношением движущих сил процессов аэродинамического и самопроизвольного гравитационного разрушения пены.

Движущей силой гравитационного разрушения пены является гидростатическое давление столба пены под действием силы тяжести:

$$p_{\tau} = \rho_{\text{ж}} (1 - \varphi_n) g H_n , \quad (9.4)$$

а при аэродинамическом пеногашении исходным силовым фактором является динамическое давление струи воздуха:

$$p_d = \rho_n u_n^2 / 2 . \quad (9.5)$$

Гидростатическое давление p_{τ} столба пены является переменной, убывающей во времени, величиной в связи с уменьшением высоты H_n , а динамическое давление p_d не меняется при постоянном расходе воздуха, прошедшего через аэродинамический пеногаситель.

С учетом (9.4) и (9.5) фактор пеногашения при использовании аэродинамического пеногасителя можно выразить как соотношение движущих сил процессов аэродинамического и самопроизвольного гравитационного разрушения пены:

$$k_n = \frac{p_d}{p_{\tau}} = \frac{\rho_n u_n^2}{2 \rho_{\text{ж}} (1 - \varphi_n) g H_n} .$$

В соответствии с уравнением (9.3) продолжительность $T_{\kappa,i}$ контакта пены с первым датчиком уровня пены в каждом последующем цикле уменьшается вследствие увеличения частоты контакта этого датчика с пеной по мере увеличения скорости $u_{a,i}$ роста столба пены в период аэрации, т. е. время контакта первого датчика с пеной также зависит от те-

кущего времени (рис. 9.4) и обратно пропорционально увеличению суммарной поверхности контакта фаз.

Как следует из данных рис. 9.4 максимум суммарной межфазной поверхности достигается при минимальном значении длительности контакта пены с первым датчиком уровня пены в момент «захлебывания» аэродинамического пеногасителя, поэтому в качестве рабочего условия процесса можно использовать минимум продолжительности контакта пены с первым датчиком уровня пены:

$$T_k(t) = \min.$$

В соответствии с уравнениями (9.1) и (9.2) максимальное значение межфазной поверхности пены может быть получено путем суммирования во времени текущих величин межфазных поверхностей, достигнутых в каждом цикле и связанных с объемом или высотой вторичной пены. Отсюда следует, что максимум межфазной поверхности пены будет соответствовать максимальному значению суммарной продолжительности циклов аэрации и пеногашения (рис. 9.4), т. е. эта величина также отражает условия рационального проведения таких процессов:

$$\sum_{i=1}^m T_{u,i}(t) = \max.$$

Таким образом, из анализа изменения рабочих условий технологических процессов, сопровождаемых интенсивным пенообразованием, следует, что количество циклов и длительность периода работоспособности аэродинамического пеногасителя зависят от пенообразующих свойств жидкости, дисперсности вторичной пены и энергетических характеристик аэродинамического пеногасителя.

Управлять работой аэродинамического пеногасителя можно путем отслеживания времени контакта первого датчика уровня пены с растущим столбом вторичной пены в период аэрации, и при достижении минимально заданного времени такого контакта дальнейшее проведение технологического процесса возможно только при подаче химического пеногасителя. Такой порядок проведения технологических операций позволяет максимально использовать массообменные характеристики аппарата и экономно расходовать химический пеногаситель.

9.2. Автоколебательная модель процесса при механическом пеногашении

Анализ автоколебательной модели работы механического пеногасителя проведен на примере работы аэродинамического пеногасителя с кольцевой веерной рабочей струей газа [195].

Рабочее пространство генератора пены представляет собой цилиндр (рис. 9.5).

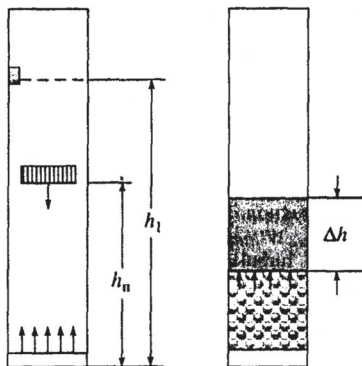


Рис. 9.5. Модель работы пеногасителя

Источник образования пены расположен в нижней части цилиндра. На высоте h_n расположен пеногаситель. Особенности процесса аэродинамического пеногашения поясняются на примере первого цикла работы пеногасителя. Для анализа приняты следующие допущения:

- известна кривая роста столба «новой» пены $h(t)$;
- закон генерации новой пены считается независимым от высоты «поршня» Δh мелкодисперсной фракции пены.

В первом цикле пена достигает высоты h_1 , на которой расположен датчик включения пеногасителя. Первое включение пеногасителя происходит в момент времени t_1 на высоте столба пены равной h_1 (рис. 9.6).

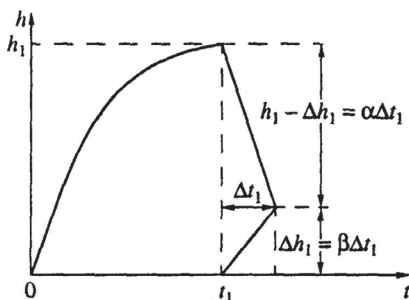


Рис. 9.6. Динамика роста и разрушения пены в первом цикле работы пеногасителя

В результате работы пеногасителя образуется мелкодисперсная пена. Пеногаситель выключается в момент преобразования всей «новой» пены в мелкодисперсную фракцию, т. е. во время работы пеногасителя протекают два взаимоисключающих процесса: снижение первоначальной высоты пены как следствие процесса пеногашения и рост уровня устойчивой к механическим воздействиям мелкодисперсной пены до высоты Δh_1 . Продолжительность цикла состоит из периода роста пены во время аэрации жидкости до фиксированного уровня h_1 и периода работы аэродинамического пеногасителя, включение в работу которого в первом цикле происходит в момент времени t_1 . Скорость гашения «новой» пены обозначается - α , скорость образования мелкодисперсной пены - β . Величины α и β считаются постоянными.

Время гашения пены в первом цикле равно

$$\Delta t_1 = \frac{h_1}{\alpha + \beta}.$$

Прирост мелкодисперсной части пены (балласта) составит

$$\Delta h_1 = h_1 \cdot \frac{\beta}{\alpha + \beta}.$$

Во втором цикле пена вновь растет до уровня h_1 , но начиная с уровня Δh_1 . Уровень мелкодисперсной пены как бы сдвигает кривую роста пены. Для расчета высоты прироста пены во время цикла с номером k можно использовать формулу:

$$h_k = h_1 \left(\frac{\alpha}{\alpha + \beta} \right)^{k-1} = h_1 q^{k-1}, \quad (9.6)$$

где $q = \frac{\alpha}{\alpha + \beta} < 1$.

Прирост мелкодисперсной пены во время этого цикла

$$\Delta h_k = h_k \cdot \frac{\beta}{\alpha + \beta} = h_1 q^{k-1} \cdot \frac{\beta}{\alpha + \beta},$$

при этом $\Delta h^k / \Delta h^{k-1} = q < 1$.

В дальнейших циклах работы пеногенератора мелкодисперсная фракция накапливается и поршнем движется вверх вместе с «новой» пеной. Высота «поршня» - Δh . После достижения равенства $\Delta h = (h_1 - h_n)$ пеногаситель, совершив два дополнительных цикла, «захлебывается» (эффективное гашение пены прекращается). На рис. 9.7. представлены графики автоколебаний высоты пенного столба для различных величин скоростей α и β и их соотношений (высоты даны в единицах H , где H – максимально возможная высота

пенного столба; горизонтальная линия отмечает высоту «поршня» мелкодисперсной фракции при условии $\Delta h = (h_1 - h_n)$.

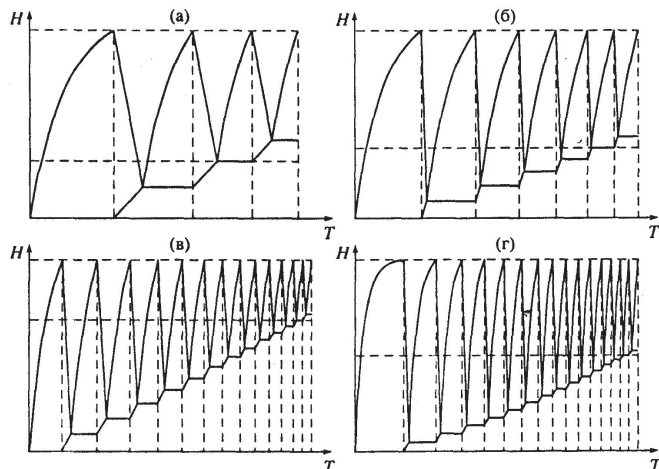


Рис. 9.7. Циклограмма работы аэродинамического пеногасителя при:
 $h_1 = 0,9$ (а), (б); $0,7$ (в); $0,995$ (г); $h_n = 0,63$ (а); $0,56$ (б); $0,22$ (в); $0,50$ (г);
 $\alpha = 1$ (а); 5 (б); 2 (в), (г); $\beta = 0,2$ (а), (в); $0,5$ (б); $0,1$ (г)

Высота «поршня» за N циклов (до момента когда $\Delta h = (h_1 - h_n)$).

$$\Delta h = \sum_{k=1}^N \Delta h_k = h_1 \cdot \frac{\beta}{\alpha + \beta} \sum_{k=1}^N q^{k-1} = h_1 \cdot \frac{\beta}{\alpha + \beta} \cdot \frac{(1 - q^N)}{1 - q} = h_1 (1 - q^N). \quad (9.7)$$

Формула (9.7) определяет связь между основными параметрами работы полного цикла пеногасителя: $h_1, h_n, \alpha, \beta, N$.

Из формулы (9.7) получается расчетное соотношение

$$N = \frac{\ln(h_n / h_1)}{\ln q},$$

которое для случая $\delta = (\alpha / \beta) \gg 1$ можно записать приближенно

$$N \approx \ln \frac{h_1}{h_n} \cdot \delta. \quad (9.8)$$

Полное число циклов приближенно линейно зависит от величины $\delta = \alpha / \beta$ (в этом соотношении не учтены два дополнительных цикла). О справедливости формулы (9.8) можно судить по графику (рис. 9.8).

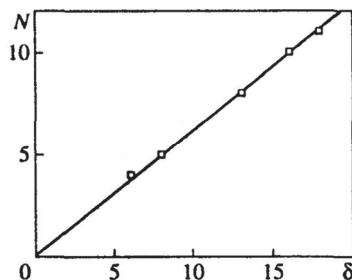


Рис. 9.8. Зависимость числа циклов работы пеногасителя от параметра δ при $h_1 = 0,9$; $h_n = 0,5$; $\alpha = 1$. Точки – результаты расчета по (9.7), линия – аппроксимация по (9.8)

Полное время работы пеногасителя с учетом времени дополнительных циклов можно вычислить, используя формулы (9.6) и (9.7):

$$T = \sum_1^{N+2} t_k + \sum_1^{N+1} \frac{h_1}{\alpha + \beta} \cdot q^{k-1} = \sum_1^{N+2} t_k + \frac{h_1}{\alpha + \beta} \cdot \frac{1 - q^{N+1}}{1 - q}. \quad (9.9)$$

Здесь t_k – время роста новой пены в цикле с номером k . В последнем дополнительном цикле не вычисляется время гашения новой пены (см. рис. 9.7).

Проведены вычисления в формуле (9.9) для конкретного вида функции $h(t)$. Для простейшей модели, функция роста имеет вид

$$h(t) = H \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right). \quad (9.10)$$

Данная зависимость получается для модели с постоянным приростом пены и скоростью «гибели» пены, пропорциональной объему столба пены. Дифференциальное уравнение роста столба пены для этой модели можно записать в виде

$$\frac{dh}{dt} = u - \frac{h}{\tau},$$

где u – постоянная скорость роста, τ – время релаксации.

В соответствии с формулой (9.10)

$$t_k = -\tau \cdot \ln \left(1 - \frac{h_1}{H} q^{k-1} \right). \quad (9.11)$$

Подстановка (9.11) в формулу (9.9) приводит к сложному ряду. Для упрощения ряда проведена аппроксимация функции (9.10) более простой зависимостью (полиномом):

$$t(h) = \tau \left[\frac{h}{H} + a \left(\frac{h}{H} \right)^n \right].$$

Величина a определяется из условия равенства кривых в точке h_1 :

$$a = \left(\frac{t_1 - h_1}{\tau} \right) \left(\frac{H}{h_1} \right)^n.$$

Параметр n подбирается по условию наилучшего совмещения кривых в интервале высот $(0 - h_1)$. Результат аппроксимации (с $n = 3,5$) представлен на рис. 9.9.

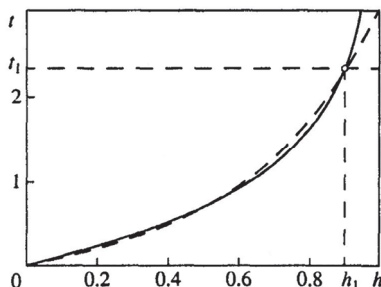


Рис. 9.9. Аппроксимация функции (9.10) (сплошная линия) функцией (9.12) (пунктирная линия) при $n = 3,5$

После аппроксимации вычисляется сумма ряда в формуле (9.9):

$$T = \frac{\tau h_1}{H} \cdot \frac{1 - q^{N+2}}{1 - q} + \left(t_1 - \frac{\tau h_1}{H} \right) \frac{1 - q^{n(N+2)}}{1 - q^n} + \frac{h_1}{\beta} (1 - q^{N+1}).$$

После преобразования с использованием формулы (9.7) полученное соотношение приводится к следующему безразмерному виду

$$\frac{T}{\tau} = A(\delta) - B(\delta)x - C(\delta)x^n. \quad (9.13)$$

Здесь введены следующие обозначения:

$$A = \frac{h_1}{H} \left(\frac{H}{\beta \tau} + 1 + \delta \right) + \left(\frac{t_1}{\tau} - \frac{h_1}{H} \right) \cdot \frac{(\delta + 1)^n}{((\delta + 1)^n - \delta^n)}; \quad B = h_1 \cdot \frac{\delta^2}{\delta + 1} \left(\frac{1}{H} + \frac{1}{\alpha \tau} \right)$$

$$C = \left(\frac{t_1}{\tau} - \frac{h_1}{H} \right) \frac{\delta^{2n}}{(\delta + 1)^n [(\delta + 1)^{n-1}]}; \quad x = \frac{h_n}{h_1}.$$

При $\delta \gg 1$ коэффициенты формулы (9.13) упрощаются и становятся линейными по параметру δ :

$$A = \frac{h_1}{H} \left(\frac{H}{\beta \tau} + 1 + \delta \right) + \left(\frac{t_1}{\tau} - \frac{h_1}{H} \right) \frac{\delta}{n}; \quad B = \frac{h_1}{H} (\delta - 1); \quad C = \left(\frac{t_1}{\tau} - \frac{h_1}{H} \right) \frac{\delta - n}{n}.$$

При упрощении формул дополнительно использовано условие $(H/\tau) \ll \alpha$.

Из формулы (9.13) следует, что общее время работы пеногасителя приближенно линейно зависит от величины $\delta = \alpha / \beta$ (при постоянных величинах: h_1, h_n, β). Справедливость этого утверждения иллюстрирует рисунок 9.10.

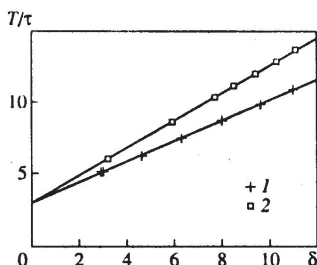


Рис. 9.10. Зависимость общего времени работы установки от параметра δ при постоянных значениях $h_1 = 0,9$, $\alpha = 1$, $h_n = 0,3$ (1), 0,5 (2). Точки – результаты расчета по (9.13), линия – линейная аппроксимация

На рисунке 9.11 представлен график зависимости общего времени работы установки от высоты расположения пеногасителя.

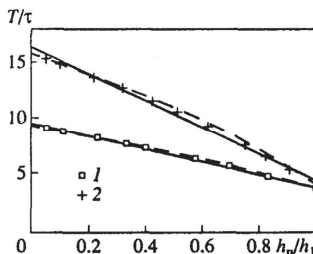


Рис. 9.11. Зависимость общего времени работы установки от относительной высоты расположения пеногасителя при $h_1 = 0,9$, $\beta = 1$, $\alpha = 5$ (1), 10 (2). Сплошные линии – линейная аппроксимация, пунктирные линии – результаты расчета по (9.13)

Из формулы (9.13) следует, что эта зависимость должна быть нелинейной. Но, как показывает график, в широком интервале высот пеногасителя эта зависимость хорошо аппроксимируется линейной функцией.

Упрощенная зависимость (9.13) полного времени работы пеногасителя от основных параметров процесса качественно совпадает с результатами [191], полученными графо-аналитической обработкой экспериментальных данных.

Полученные результаты могут служить теоретической основой для оптимизации работы механических пеногасителей различных конструкций.

9.3. Анализ эффективности работы механических пеногасителей

В качестве показателей технологической эффективности аэродинамических пеногасителей можно принять [107] отношение объемной или массовой производительности по обрабатываемой пене соответственно к объемному или массовому расходу пеногасящего воздуха, при этом объемный расход воздуха должен быть приведен к нормальным условиям по давлению и температуре. Для аэродинамических пеногасителей, размещенных непосредственно в аппарате, технологическая эффективность может оцениваться [107] также степенью повышения коэффициента массопередачи при работе струйного пеногасителя и без него. Кроме того, эффективность использования аэродинамического пеногасителя во многом зависит от времени его устойчивой работы до наступления явления «захлебывания» [193].

В работе [191] рассматривается влияние работы аэродинамического пеногасителя на структурные параметры пены. Под динамическим воздействием струи воздуха, выходящей из кольцевой щели аэродинамического пеногасителя, происходит разрушение и дробление первичной пены, поступающей в зону струи. Предполагается, что кинетическая энергия газо-воздушной струи с плотностью ρ_v , истекающей из кольцевой щели аэродинамического пеногасителя со скоростью u_v идет на дробление пузырьков, т. е. на увеличение поверхностной энергии пены. В этом случае уравнение баланса энергии имеет вид

$$\frac{\rho_v u_v^2}{2} \cdot Q_v \eta = \sigma (s_d - s_n) Q_n, \quad (9.14)$$

где η - коэффициент полезного действия; Q_v и Q_n - расход соответственно воздуха и пены, м³/с; s_d и s_n - удельная межфазная поверхность деструктурированной и исходной пены соответственно, м⁻¹.

Удельные поверхности исходной и деструктурированной пены определяются из выражений

$$s_n = 6 \varphi_n / d_n, \quad s_d = 6 \varphi_d / d_d, \quad (9.15)$$

где φ_n и φ_d - газосодержание исходной и деструктурированной пены соответственно; d_n и d_d - средневзвешенный эквивалентный диаметр пузырьков исходной и деструктурированной пены соответственно, м.

С учетом выражений (9.15) соотношение (9.14) преобразуется к виду

$$\rho_v u_v^2 Q_v \eta = 12 \sigma \left(\frac{\varphi_d}{d_d} - \frac{\varphi_n}{d_n} \right) Q_n, \quad (9.16)$$

откуда получено значение необходимой скорости истечения воздушной струи из кольцевой щели аэродинамического пеногасителя для определения заданного размера пузырьков деструктурированной пены:

$$u_{\text{в}} = \left[\frac{12 \sigma \left(\frac{\varphi_{\text{д}}}{d_{\text{д}}} - \frac{\varphi_{\text{н}}}{d_{\text{н}}} \right) Q_{\text{п}}}{\rho_{\text{в}} Q_{\text{в}} \eta} \right]^{1/2}.$$

Скорость истечения эжектирующего воздуха из кольцевой щели аэродинамического пеногасителя лимитируется скоростью звука в воздушной среде.

Количество разрушаемой пены при использовании аэродинамического пеногасителя с радиально-вверной струей рассчитывается по формуле (6.29):

$$Q_{\text{п}} = 2 \pi A \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_{\text{с}}}} \left[\operatorname{tg} \alpha + a \left(f_{\text{с}} + \frac{\operatorname{sh} 2 f_{\text{с}}}{2} \right) \frac{r_{\text{с}} - r_0}{\operatorname{sh}^2 f_{\text{с}}} \right].$$

Расход эжектирующего воздуха в пеногасителе определяется по формуле (6.31)

$$Q_0 = 4 \pi z r_{\text{с}} \sqrt{\frac{\rho_{\text{с}}}{\rho_0}} \sqrt{\frac{r_0 b_0 \tau_{\text{с}} \operatorname{ch}^2 f}{3 \operatorname{th} f}}.$$

Используя эти соотношения, получено значение объемного коэффициента инжекции, характеризующего отношение количества разрушенной пены к количеству расходуемого воздуха:

$$U = \frac{Q_{\text{п}}}{Q_{\text{в}}} = \frac{1}{2} \cdot A \left(\frac{\rho_{\text{в}}}{\rho_{\text{с}}} \right)^{3/4} \left[\operatorname{tg} \alpha + a_{\text{с}} (f + 0,5 \operatorname{sh} 2 f) \right] \times \\ \times \left(\frac{3 \operatorname{th} f}{r_0 b_0 \tau_{\text{с}} \operatorname{ch}^2 f} \right)^{1/2} \frac{\left[\operatorname{tg} \alpha + a_{\text{с}} (f + 0,5 \operatorname{sh} 2 f) \right] \cdot r_{\text{с}} - r_0}{r_{\text{с}}}.$$

При установившемся режиме работы в верхней зоне технологического аппарата будет накапливаться пена с дисперсным составом пузырьков, максимальный размер (диаметр) которых не будет превышать критического размера $d_{\text{д}^*}$, определяемого из выражения (9.16):

$$d_{\text{д}^*} = \frac{\varphi_{\text{д}}}{\frac{\varphi_{\text{н}}}{d_{\text{н}}} + \frac{\rho_{\text{в}} u_{\text{в}}^2}{12 \sigma} \cdot \frac{Q_{\text{в}}}{Q_{\text{п}}} \cdot \eta}.$$

Такое негативное явление, как постепенное накопление вторичной деструктурированной, но не полностью разрушенной пены, с течением времени может привести к явлению «захлебывания» аэродинамического пеногасителя и нарушению нормальной работы технологического аппарата [193]. Скорость накопления вторичной деструктурированной

пены в период работы аэродинамического пеногасителя связана с изменением объема или высоты вторичной пены во времени.

Механическое разрушение структуры исходной пены определяется работой когезии [196], сопровождающейся образованием новой удвоенной межфазной поверхности S_i при разрыве пленок исходной пены в i -ой стадии ее деструкции:

$$S_n, 2S_1, 2(2S_2), 2 \times 2(2S_3), \dots, 2^m S_m, \quad (9.17)$$

где $S_n = \pi d_n \delta_n / 2$; $S_i = N_i \pi d_i \delta_i / 2$ - площадь поперечного сечения пузырьков соответственно исходной и разрушенной в i -м цикле пены; $\delta_n = d_n \cdot \frac{1-\varphi_n}{3\varphi_n}$; $\delta_i = d_i \cdot \frac{1-\varphi_n}{3\varphi_n}$ - толщина стенок пузырьков соответственно исходной и разрушенной пены.

Деструкция пены по стадиям при работе аэродинамического пеногасителя продолжается до тех пор, пока на одной из стадий деструкции не выполнится условие $d_i \leq d_{\text{д}}^*$, т. е. последовательность деструкции исходной пены по гипотезе Риттингера [8] в соответствии с (9.17) при постоянном газосодержании пены ($\varphi_n = \text{const}$) можно представить в виде

$$d_n^2, 2d_1^2, 2(2d_2^2), 2 \times 2(2d_3^2), \dots, 2^m d_{\text{д}}^2. \quad (9.18)$$

Общая степень измельчения пены n связана со степенью измельчения k по стадиям соотношением

$$n = d_n / d_{\text{д}} = k^m. \quad (9.19)$$

Исходя из когезионного характера механического разрушения пены в соответствии с последовательностью (9.18) количество пузырьков в деструктурированной вторичной пене $N_{\text{д}}$ связано с количеством пузырьков в исходной первичной пене N_n соотношением

$$N_{\text{д}} = 2^m N_n. \quad (9.20)$$

С учетом соотношений (9.19) и (9.20), а также условия, что газосодержание при деструкции остается постоянным, объем исходной первичной пены V_n выражается через размер пузырьков деструктурированной вторичной пены, а объем вторичной деструктурированной пены $V_{\text{д}}$ через количество пузырьков в исходной первичной пене:

$$V_n = \frac{1}{6} \cdot N_n \pi (n d_{\text{д}})^3 \left(\frac{2\varphi_n + 1}{3\varphi_n} \right)^3;$$

$$V_{\text{д}} = \frac{1}{6} (2^m N_n) \pi d_{\text{д}}^3 \left(\frac{2\varphi_n + 1}{3\varphi_n} \right)^3,$$

откуда получено соотношение, связывающее объемы деструктурированной и исходной пены:

$$V_d = 2^m V_n / n^3. \quad (9.21)$$

При постоянном по высоте сечении аппарата с учетом выражения (9.21) получим соотношение высот деструктурированной вторичной H_d и исходной первичной H_n пены:

$$H_d = 2^m H_n / n^3. \quad (9.22)$$

Уменьшение объема и снижение уровня разрушенной пены определяются как разность между объемами и высотами исходной первичной и деструктурированной вторичной пены:

$$\Delta V = V_n - V_d = V_n \left(1 - \frac{2^m}{n^3} \right), \quad (9.23)$$

$$\Delta H = H_n - H_d = H_n \left(1 - \frac{2^m}{n^3} \right). \quad (9.24)$$

В соотношения (9.21) – (9.24) не входит неизвестное количество пузырьков в пене, что позволяет установить связь параметров деструктурированной вторичной пены с известными или заданными величинами исходной первичной пены V_n и H_n , степенью измельчения пены n , а также расчетной величиной количества стадий деструкции пены m .

Количество стадий деструкции исходной пены можно определить по степени измельчения пены и по отношению объемов или высот исходной и деструктурированной пены из уравнений (9.21) или (9.22):

$$m = \frac{\lg \left(\frac{V_d n^3}{V_n} \right)}{\lg 2},$$

$$m = \frac{\lg \left(\frac{H_d n^3}{H_n} \right)}{\lg 2}.$$

Из анализа результатов работы [193] следует, что время T_* устойчивой работы аэродинамического пеногасителя зависят как от пенообразующих свойств жидкости и дисперсности пены, так и от высоты $H_{\text{пг}}$ расположения пеногасителя над уровнем жидкости.

В то же время, при расположении аэродинамического пеногасителя на уровне жидкости, т. е. при $H_{\text{пг}} = 0$, критический уровень вторичной пены не должен превышать высоты H_k расположения контактного датчика уровня пены.

При несоблюдении этого условия наступает момент, когда время контакта датчика с пеной $T_k = 0$, что приводит к неконтролируемому росту уровня пены, сопровождающегося ее выбросом из аппарата.

Эти выводы подтверждаются графическими зависимостями устойчивых режимов работы аэродинамического пеногасителя от его конструктивно-геометрических параметров и структурно-технологических параметров пены представленными на номограмме (рис. 9.12), полученной путем обработки экспериментальных данных работы [193].

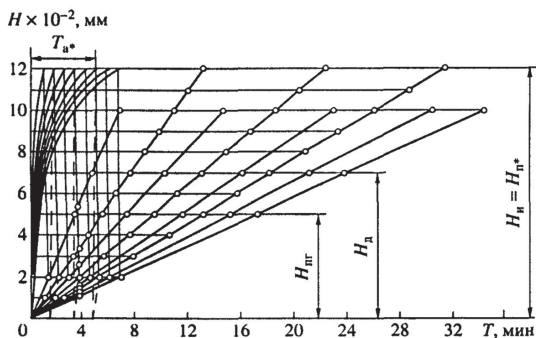


Рис. 9.12. Номограмма для определения устойчивых режимов работы аэродинамического пеногасителя

На диаграмме в качестве характеристики пенообразующих свойств жидкости принято время $T_{а*}$ роста высоты пены до заданного максимального уровня $H_{н*}$. Структурно-технологические параметры пены характеризуются величиной $2^m / n^3$, которая выражается через отношение высот деструктурированной вторичной пены $H_{д}$ и исходной первичной пены $H_{н}$. При заданной пенообразующей способности жидкости, известной скорости (или известном времени) аэродинамического гашения исходной первичной пены в диапазоне от уровня $H_{н*}$ до высоты расположения пеногасителя $H_{гр}$, что эквивалентно скорости (или времени) накопления деструктурированной вторичной пены до высоты $H_{гр}$, через полученную точку из начала координат проводится линия до высоты на оси ординат, равной разности $(H_{н*} - H_{гр})$, то есть до линии максимального уровня деструктурированной вторичной пены $H_{д*}$, соответствующего времени T_* начала «захлебывания» аэродинамического пеногасителя.

На рис. 9.13 представлена зависимость времени T_* устойчивой работы аэродинамического пеногасителя до начала его «захлебывания» в мелкодисперсной вторичной пене в

зависимости от высоты $H_{\text{пг}}$ его расположения над уровнем жидкости в аппарате при различной пенообразующей способности жидкости $T_{\text{а}^*}$ и определенном значении величины $2^m / n^3$.

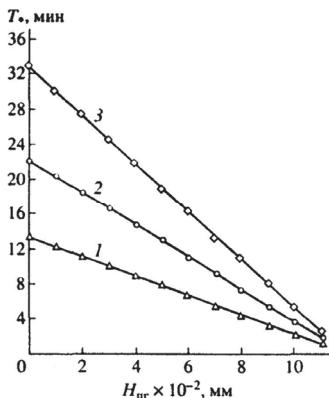


Рис. 9.13. Зависимость T^* от $H_{\text{пг}}$ при $T_{\text{а}^*} = 1,6$ (1), 3,2 (2), 4,8 (3) мин; $2^m / n^3 = 0,166$

Из представленной на рис. 9.13 зависимости следует, что время устойчивой работы линейно снижается с увеличением высоты расположения пеногасителя над уровнем жидкости, а жидкости с более интенсивным пенообразованием соответствует меньшее время устойчивой работы. Это объясняется тем, что в циклических условиях проведения процесса пеногашения при малой высоте расположения пеногасителя над уровнем жидкости он более длительное время эффективно работает в слое исходной первичной пены.

Изменение времени устойчивой работы пеногасителя в зависимости от пенообразующих свойств жидкости показано на рис. 9.14, из которого следует, что это время линейно возрастает с увеличением времени роста высоты пены до заданного уровня, т. е. с уменьшением интенсивности пенообразования.

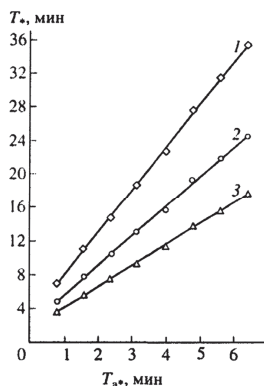


Рис. 9.14. Зависимость T_* от T_{a*} при $H_{шр} = 200$ (1), 500 (2), 700 (3) мм; $2^m/n^3 = 0,166$

Более сложный характер имеют зависимости устойчивой работы пеногасителя от структурно-технологических параметров пены, представленные на рис. 9.15 – 9.17. На рис. 9.15 приведена эта зависимость от значения величины $2^m/n^3$, она носит гиперболический характер и характеризуется снижением времени устойчивой работы пеногасителя с возрастанием этой величины.

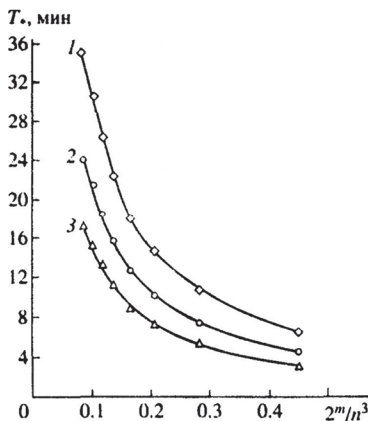


Рис. 9.15. Зависимость T_* от $2^m/n^3$ при $H_{шр} = 200$ (1), 500 (2), 700 (3) мм; $T_{a*} = 3,2$ мин

Возрастающий параболический характер зависимости времени устойчивой работы пеногасителя от степени измельчения исходной пены показан на рис. 9.16.

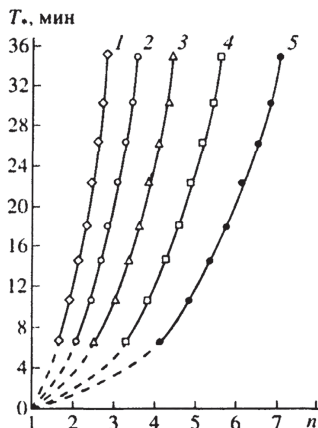


Рис. 9.16. Зависимость T_* от n при $m = 1$ (1), 2 (2), 3 (3), 4 (4), 5 (5); $T_{a*} = 3,2$ мин;
 $H_{шт} = 200$ мм

Этот рост объясняется тем, что величина степени измельчения пены при заданных энергетических характеристиках струйного пеногасителя в основном определяется дисперсностью исходной первичной пены, когда с увеличением размеров ее пузырьков уменьшается высота слоя вторичной деструктурированной пены H_d , т. е. возрастает отношение H_n / H_d , а следовательно, и суммарное время работы пеногасителя до его «захлебывания». При построении графика на рис. 9.16 степень измельчения исходной пены получена на основе данных рис. 12 из соотношения (9.22) при заданном количестве стадий деструкции исходной пены m :

$$n = \left(\frac{2^m H_n}{H_d} \right)^{1/3}.$$

Обратный предыдущему имеет вид зависимость времени устойчивой работы пеногасителя от количества стадий деструкции исходной пены, показанная на рис. 9.17, и полученная графоаналитической обработкой данных рис. 9.16.

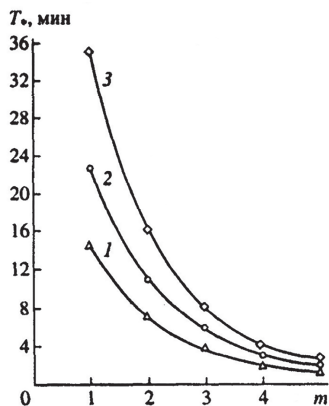


Рис. 9.17. Зависимость T_* от m при $n = 2,13$ (1), $2,42$ (2), $2,80$ (3); $T_{a*} = 3,2$ мин;
 $H_{шт} = 200$ мм

В этом случае эффективность работы пеногасителя снижается с увеличением количества стадий деструкции пены, что объясняется непосредственным влиянием количества стадий деструкции на процесс накопления вторичной деструктурированной пены и подтверждается теоретически обоснованными зависимостями (9.21) и (9.22).

Глава 10. Сферы применения и оценка технико-экономической эффективности оборудования для сепарации пены

10.1. Области применения механических пеногасителей

Выбор областей применения различных классов, групп, видов и типов механических пеногасителей в основных технологических процессах биотехнологии, химических, пищевых и других производств и определение их эффективности во многом обуславливается [197] характерными для различных пеногасителей физическими явлениями и механизмами разделения пены, а также их конструктивными особенностями [107].

Класс механических **осадительных пеноразделителей**, основанный на ускорении процессов самопроизвольного гашения пены, где основное место занимает процесс синерезиса (дренажа) жидкой фазы, целесообразно использовать для обработки пены с повышенным влагосодержанием, т. е. пены с низкой кратностью. Этот класс пеногасителей можно рассматривать как вспомогательный или дополнительный по отношению к классу деформационных пеноразрушителей. Поскольку на практике синерезис в пене осуществляется путем фильтрации жидкой фазы под действием перепада гидростатического давления, **фильтрующие пеноразделители** целесообразно использовать при осушении двухфазных пен, не содержащих твердых и волокнистых включений, которые могут повлечь за собой не только забивание пор фильтрующей поверхности, но и снизить скорость синерезиса вследствие появления стесненности и уменьшения свободной площади истечения жидкой фазы по пленкам, каналам и узлам пенной структуры. Достоинства фильтрующих пеноразделителей заключаются в высоком качестве разделения двухфазной пены и простом конструктивном исполнении. Недостатками этих механических пеногасителей являются невысокая скорость осушения пены, особенно высокократной пены, что проявляется в малоинтенсивном громоздком оборудовании, чувствительность к наличию в пене твердых примесей, периодический режим работы и необходимость регенерации фильтрующей поверхности.

Исходя из анализа механизма деформационного разрушения пенной структуры (см. главу 4), можно сделать вывод, что класс **деформационных пеноразрушителей** целесообразно использовать для разделения пены с относительно низким влагосодержанием, т. е. с относительно высокой кратностью пены, состоящей из сравнительно крупнодисперсных ячеек-пузырьков.

Преимущественной областью применения **гидромеханических пеногасителей** является разрушение пены средней кратности (средней плотности), генерируемой в закрытых аппаратах и реакторах, работающих под некоторым избыточным давлением, или в откры-

тых негерметичных аппаратах, когда за пеногасителем в герметичном исполнении на линии отвода газа создается и поддерживается разрежение. В гидромеханических пеногасителях можно обрабатывать пену с содержанием твердых и волокнистых включений, поскольку высокие скорости потока в устройствах соплового типа предотвращают их отложение на стенках сопла, а процессы дренажа и осаждения здесь играют роль только на стадии циклонирования газожидкостной эмульсии. Комбинированные циклонно-сопловые пеногасители могут применяться для обработки пены с объемным расходом от нескольких литров в минуту до несколько тысяч кубических метров пены или газа в час при секционировании сопловых насадков. При использовании циклонов в качестве самостоятельных центробежных пеноразделителей при осаждении жидкой фазы пены средней и высокой кратности их отличает невысокое качество разделения, вследствие чего их применяют преимущественно для сепарации неустойчивой низкократной пены и газожидкостной эмульсии.

Применение *струйных пеногасителей* определяется самой природой явления смешения пеногасящего агента с разрушаемой пеной (см. главу 6). Пеногасители с жидкой радиально-всерединной струей могут использоваться в абсорбционной колонной аппаратуре, где они играют роль ограничителя слоя образующейся пены и одновременно создают высокоразвитую поверхность контакта фаз. Пароструйные пеногасители вследствие достижения в зоне контакта струи с пеной высокого вакуума можно использовать для интенсивного разрушения высокоустойчивой мелкодисперсной флотационной пены, содержащей твердые и волокнистые включения. Газоструйные пеногасители вследствие своей универсальности могут использоваться для разрушения достаточно устойчивой пены средней и высокой кратности. Достоинство пароконденсационных и газовых струйных пеногасителей состоит в простом конструктивном оформлении (особенно открытых пеногасителей с радиально-всерединной струей), отсутствии движущихся частей, возможности работать в негерметичной технологической аппаратуре, высокой работоспособности и эффективности в широком диапазоне дисперсности и кратности пены, что особенно важно при обработке высокоустойчивой пены, а также в возможности интенсификации тепло-массообменных процессов при работе в слое пены. Недостатки струйных пеногасителей заключаются в больших удельных расходах пеногасящего агента и высокой энергоемкости вследствие низкого коэффициента полезного действия струйных аппаратов.

Область применения *лопастных пеногасителей* - это разрушение высокократной малоустойчивой пены в технологических процессах и аппаратуре с низкой интенсивностью пенообразования. Применение лопастных пеногасителей в других условиях эксплуатации ограничивается механизмом образования спутного потока за лопастями, высокой

вязкостью пенной структуры, малой величиной рабочей зоны их воздействия на обрабатываемую среду (пену), возможностью генерирования вторичной пены, резким возрастанием затрачиваемой мощности при повышении скорости вращения лопастей.

Дисковые пенорегуляторы обладают универсальным действием, они (особенно диски с гладкой поверхностью) имеют самое простое конструктивное оформление и низкие энергозатраты, сфера их применения охватывает сравнительно широкий диапазон кратности пены, но вместе с тем для них характерна малая величина объемной производительности вследствие ограничения рабочей зоны их действия непосредственно вблизи диска и ограничение области эффективной работы с крупнодисперсной пеной.

Барабанные пеноразрушители (см. главу 7) являются одними из самых эффективных механических роторных пеногасителей как с точки зрения качества разделения высокоустойчивой пены и обеспечения высокой объемной производительности, так и низких удельных энергетических затрат. Область их применения охватывает большой диапазон дисперсности и кратности пены, начиная от ячеистой пены средней кратности и до высокократной полиэдрической пенной структуры. При специальном конструктивном оформлении рабочих поверхностей барабанных пеноразрушителей они вполне применимы и для обработки пены с твердыми и волокнистыми включениями, что особенно важно при работе с флотационными пенами в биотехнологических процессах и очистке сточных вод. К недостаткам этих устройств можно отнести необходимость уплотнения вращающегося ротора в герметичных технологических аппаратах и реакторах, а также необходимость дополнительной сепарации отходящего газа от капельной влаги.

В **центробежных роторно-тарельчатых пеногасителях** могут проявляться различные механизмы гашения пены в зависимости от конструктивного оформления, особенностей и требований проведения основного технологического процесса (см. главу 8). Так, в центробежных тарельчатых пеногасителях с осевым подводом исходной пены в пакет тарелок в основном проявляется механизм осушения пены и их целесообразно использовать для разделения низкократной пены, т.е. пены с высоким влагосодержанием. Такие же тарельчатые пеногасители с периферийной подачей пены в открытый пакет тарелок могут эффективно использоваться для разделения пены средней и низкой кратности, поскольку для них характерно проявление как деформационного механизма разрушения пены, так и явления синерезиса (дренажа) жидкой фазы пены. Центробежные роторно-тарельчатые пеногасители с периферийной подачей пены применимы также в случаях, когда по условиям основного технологического процесса требуется интенсивное перемешивание в верхней застойной зоне технологического аппарата для ускорения процессов массообмена, что характерно для ферментационных аппаратов и биореакторов. Центробеж-

ные роторные пеногасители, действие которых частично основано на явлении синерезиса в пене, по сравнению с осадительными фильтрующими пеноразделителями не так чувствительны к наличию в пене твердых включений вследствие больших величин движущей силы процесса осаждения и отсутствия пористой фильтрующей перегородки, хотя и здесь скорость синерезиса может снижаться из-за стесненности площади истечения. Поэтому, эти универсальные устройства имеют обширную область применения в различных технологических процессах биотехнологии, в химико-фармацевтической, пищевой, химической промышленности. Центробежные роторно-тарельчатые пеногасители обеспечивают высокое качество разделения в широком диапазоне кратности и дисперсности пены при минимальном уносе капельной влаги с отработанным газом, интенсифицируют массообменные процессы. Их недостатки заключаются в сложном конструктивном оформлении, необходимости квалифицированного технического обслуживания при эксплуатации, сравнительно высоких энергетических затратах.

Выбор того или иного метода и способа пеногашения в основном обусловлен требованиями проведения основного технологического процесса в части длительности сохранения эффективности, обеспечения термической, химической и коррозионной инертности к рабочим средам, отсутствия загрязнения получаемых биологических продуктов и их интоксикации. Основопологающими требованиями к выбираемым методам, способам и устройствам пеногашения являются эффективность их действия и экономичность применения.

10.2. Критерии и показатели эффективности работы механических пеногасителей

Практическому использованию того или иного механического пеногасителя в условиях конкретного производства должна предшествовать оценка [198, 199] его соответствия предъявляемым к нему требованиям, в частности, в отношении эффективности пеногашения.

Эффективность механических пеногасителей можно оценивать [107] по трем взаимосвязанным критериям:

- качество процесса разделения (пеногашения);
- технологическая эффективность;
- энергетическая эффективность.

Качественный аспект процесса разделения пены, исходя из его целенаправленности, характеризуется следующими показателями:

- абсолютная и относительная степень осушения пены;
- абсолютная и относительная степень разделения пены (пеногашения);
- степень уплотнения пены в зоне пеногашения;

- удельная степень разделения (пеногашения).

Технологическая эффективность механических пеногасителей включает в себя следующие количественные характеристики процесса разделения:

- удельную массу выделенной при разделении жидкости на единицу энергозатрат;
- удельную объемную или массовую производительность пеногасителя по разделяемой пене или отводимому газу на единицу затрачиваемой мощности;
- повышение характеристик основного технологического процесса (коэффициента тепло-массопередачи, удельной поверхности контакта фаз, гидродинамических характеристик технологического аппарата, качества производимого продукта) в результате действия пеногасителя;
- удельный унос неразрушенной пены или унос капельной влаги на единицу объемного расхода пены или газа;
- относительный объемный или массовый расход подаваемой пеногасящей рабочей среды (рабочего агента) на единицу достигаемой объемной или массовой производительности по пене.

Энергетическая эффективность оценивается путем сравнения механических пеногасителей различных видов и типов при их одинаковой качественной и технологической эффективности. Энергетическую эффективность можно оценить количеством потребляемой энергии или затрачиваемой мощности:

- по отношению к достигаемой степени пеногашения (осушения, разделения пены);
- на единицу объемной или массовой производительности устройства по разделяемой пене или выделенному из пены газу.

Эффективность осадительных *фильтрующих пеногасителей* по критерию качества разделения можно оценить абсолютной степенью осушения (АСО), т.е. степенью повышения кратности (K) или газосодержания (ϕ) исходной пены как разности между этими характеристиками пены на выходе (индекс «2») и входе (индекс «1») в пеноразделитель или оценить степенью снижения плотности пены как разности между плотностями пены на входе (ρ_1) и выходе (ρ_2), а также как разности влажосодержаний исходной (v_1) и осушенной (v_2) пены. Качество разделения фильтрующих пеногасителей можно характеризовать также относительной степенью осушения (ОСО), определяемой отношением абсолютной степени осушения (АСО) к соответствующей характеристике исходной пены или отношением кратностей (K) или газосодержаний (ϕ) осушенной и исходной пены, а также отношением абсолютной степени осушения пены (АСО) к влажосодержанию осушенной пены (v_2) либо отношением влажосодержаний исходной (v_1) и осушенной (v_2) пены.

В группу относительных качественных показателей осадительных пеногасителей также входит отношение плотностей исходной (ρ_1) и осушенной (ρ_2) пены. Удельная степень осушения (УСО) характеризуется комплексными качественными показателями пеногасителей этого класса, которые можно рассматривать как отношения соответствующей абсолютной степени осушения (АСО) к необходимому перепаду давления (Δp) либо к необходимым капитальным затратам (КЗ).

В качестве показателей критерия технологической эффективности вакуумных баро-объемных фильтрующих пеногасителей можно принять удельный (на единицу площади фильтра) объем осаждаемой жидкости ($Q_{ж.уд}$) по отношению к движущей силе процесса, т.е. к единице создаваемого перепада давления (Δp), а также удельный показатель объемной (Q_n) производительности пеногасителя по обрабатываемой пене в расчете на единицу перепада давления (Δp) или на капитальные затраты (КЗ).

Энергетическая эффективность осадительных фильтрующих пеногасителей характеризуется удельными энергетическими затратами (УЭЗ) - отношением необходимого перепада давления (Δp) к достигаемой абсолютной степени осушения (АСО) по кратности (K), газосодержанию (ϕ), плотности (ρ), влагосодержанию (v) или к удельному объему выделившейся при осаждении жидкости ($Q_{ж.уд}$).

Показателями качества разделения гидромеханических *циклонно-сопловых пеногасителей* являются абсолютная (АСР), относительная (ОСР) и удельная (УСР) степени разделения пены.

Абсолютная степень разделения (АСР) в этих пеногасителях оценивается как разность между кратностью или газосодержанием пены на входе (K_1 или ϕ_1) и уплотненной газожидкостной эмульсии на выходе из устройства ($K_{г-ж}$ или $\phi_{г-ж}$), а также как разность плотностей или влагосодержаний газожидкостной эмульсии ($\rho_{г-ж}$ или $v_{г-ж}$) на выходе из устройства и исходной пены (ρ_1) или ее влагосодержания (v_1) на входе в пеногаситель.

Показатели относительной степени разделения (ОСР) циклонно-сопловых пеногасителей определяются как отношение между кратностью или газосодержанием пены на входе (K_1 или ϕ_1) и этими параметрами уплотненной газожидкостной эмульсии на выходе ($K_{г-ж}$ или $\phi_{г-ж}$), отношением плотностей или влагосодержаний уплотненной газожидкостной эмульсии ($\rho_{г-ж}$ или $v_{г-ж}$) и этими параметрами исходной пены (ρ_1 или v_1) или как отношение абсолютной степени разделения (АСР) к соответствующим значениям кратности ($K_{г-ж}$) или газосодержания ($\phi_{г-ж}$) газожидкостной эмульсии на выходе или к плотности

(ρ_1) или влагосодержанию (v_1) пены на входе в пеногаситель. Кроме того, качество разделения этих пеногасителей можно оценивать удельной степенью разделения (УСР) как отношения соответствующего показателя абсолютной степени разделения (АСР) по кратности (K), газосодержанию (ϕ), плотности (ρ) или влагосодержанию (v) к гидравлическим потерям в устройстве (Δp).

Технологическая эффективность циклонно-сопловых пеногасителей оценивается следующими удельными показателями: отношением объема не разрушенной пены ($Q_{п.н-р}$) в сепараторе к объемной производительности пеногасителя по обрабатываемой пене ($Q_{п}$), отношением массы капельного уноса жидкости ($G_{ж.у}$), т. е. потерь производимого продукта, к объемному расходу выделенного из пены газа ($Q_{г.в}$), отношением объемных производительностей пеногасителя по объему обрабатываемой пены ($Q_{п}$) или выделенного объема газа ($Q_{г.в}$) к гидравлическим потерям (Δp). Технологическую эффективность таких пеногасителей целесообразно также оценивать повышением массообменных (коэффициент массопередачи K_m), теплообменных (коэффициент теплопередачи K_t) и гидравлических характеристик (коэффициент циркуляции $K_{ц}$) аппарата при работе струйного пеногасителя и при его отсутствии ($K_{м(0)}$, $K_{т(0)}$, $K_{ц(0)}$).

В аспекте энергетической эффективности гидромеханические циклонно-сопловые пеногасители оцениваются удельными энергозатратами (УЭЗ) как отношение гидравлического сопротивления устройства (Δp) к абсолютной степени разделения (АСР), выраженной через кратность (K), газосодержание (ϕ), плотность (ρ) или влагосодержание (v), а также отношением перепада давления Δp к объемной ($Q_{п}$) производительности пеногасителя по обрабатываемой пене.

Качественный аспект работы гидромеханических *струйных пеногасителей* оценивается в зависимости от их конструктивного исполнения.

Качество разделения камерных струйных пеногасителей целесообразно оценивать по относительной степени разделения (ОСР) в виде отношения кратности или газосодержания исходной пены (K_1 или ϕ_1) и этими параметрами в уплотненной газожидкостной эмульсии на выходе из устройства ($K_{г-ж}$ или $\phi_{г-ж}$), либо отношением плотностей или влагосодержаний газожидкостной эмульсии ($\rho_{г-ж}$ или $v_{г-ж}$) и этими параметрами исходной пены. Для открытых пеногасителей с радиально-вверной струей качество разделения оценивается как степень увеличения плотности или влагосодержания газожидкостной эмуль-

сии в зоне действия струи ($\rho_{г-ж}$ или $\nu_{г-ж}$) по отношению к плотности или влагосодержанию исходной пены (ρ_1 или ν_1). Для струйных пеногасителей всех типов качественный аспект их работы можно оценивать по удельной степени разделения (УСР) как отношения абсолютных показателей качества разделения (АСР) по кратности (K), газосодержанию (ϕ), плотности (ρ) или влагосодержанию (ν) к необходимому для работы струйных пеногасителей перепаду давления (Δp).

Технологическую эффективность струйных пеногасителей целесообразно оценивать по величине коэффициента инжекции, т. е. отношения объемной (Q_n) или массовой (G_n) производительности по обрабатываемой пене к объемному или массовому расходу пеногасящего агента (Q_0 или G_0), при этом объемный расход агента должен быть приведен к нормальным условиям по давлению и температуре. Поскольку струйные пеногасители характеризуются большой скоростью истечения пеногасящего агента в число показателей их технологической эффективности необходимо включить удельный унос капельной влаги ($G_{ж.у}$) к объемному или массовому расходу пеногасящего агента (Q_0 или G_0) или по отношению к объему обрабатываемой пены (Q_n). Для струйных пеногасителей, размещенных непосредственно в технологическом аппарате, технологическую эффективность можно оценить также степенью повышения площади поверхности контакта фаз (S_ϕ), коэффициента массопередачи (K_m), коэффициента теплопередачи (K_t), гидравлических характеристик аппарата (коэффициента циркуляции $K_{ц}$) при работе струйного пеногасителя и при его отсутствии ($S_{\phi(0)}$, $K_{m(0)}$, $K_{t(0)}$, $K_{ц(0)}$).

Энергетическая эффективность струйных пеногасителей оценивается удельными энергозатратами (УЭЗ) в виде произведения гидравлического сопротивления устройства (Δp) на отношение объемного расхода пеногасящего агента (Q_0) к объему обрабатываемой пены (Q_n) или на отношение массовых расходов пеногасящего агента (G_0) к массе обрабатываемой пены (G_n).

Поскольку деформационные роторные *лопастные и дисковые пеногасители* в основном работают как погружные регуляторы и ограничители пенообразования в слое пены, их качественную эффективность целесообразно оценивать степенью уплотнения пены (СУП) в окрестности лопастей или диска, характеризуемой отношением кратностей или газосодержаний при отключенном пеногасителе (K_1 или ϕ_1) и при его работе (K_2 или ϕ_2), или отношением плотностей или влагосодержаний уплотненной пены (ρ_2 или ν_2)

при работе пеногасителя и этих параметров исходной пены (ρ_1 или ν_1), а также удельной степени уплотнения (УСУ) - отношением достигаемой степени уплотнения пены (СУП) к энергетическим затратам (мощности P).

Технологическая эффективность лопастных и дисковых пеногасителей оценивается удельной величиной объемной (Q_n) или массовой (G_n) производительности по обрабатываемой пене по отношению к энергетическим затратам (мощности P), а также отношением объемного или массового уноса пены (Q_{ny} или G_{ny}) к объемному расходу пены (Q_n) или газа (Q_r). В число показателей технологической эффективности роторных лопастных и дисковых пеногасителей можно включить отношение капельного уноса жидкости ($G_{жy}$) к объемному или массовому расходу обрабатываемой пены (Q_n или G_n). Кроме того, технологическую эффективность таких пеногасителей можно оценить степенью повышения площади поверхности контакта фаз (S_ϕ), массообменных (K_m), теплообменных (K_t) и гидравлических (коэффициента циркуляции K_n) характеристик основного технологического аппарата при наличии пеногасителя и при его отсутствии ($S_{\phi(0)}$, $K_{m(0)}$, $K_{t(0)}$, $K_{n(0)}$).

Энергетический аспект работы лопастных и дисковых пеногасителей можно характеризовать удельными энергетическими затратами (УЭЗ) как отношения энергетических затрат (мощности P) к степени уплотнения пены (СУП) по кратности (K), газосодержанию (ϕ), плотности (ρ) или влагосодержанию (ν) пены, а также энергетических затрат (P) к объемной (Q_n) или массовой (G_n) производительности устройств по обрабатываемой пене.

Деформационные роторные **барабанные пеногасители** функционируют как устройства с разнесенными в пространстве потоками исходной пены, уплотненной газожидкостной эмульсии и выделенной из пены газовой фазы. Поэтому, эффективность качества разделения этих пеногасителей можно характеризовать одновременно несколькими показателями, включая абсолютную (АСР) и относительную (ОСР) степени разделения по кратности (K), газосодержанию (ϕ), плотности (ρ) и влагосодержанию (ν) пены, а также удельную степень разделения (УСР) по отношению к необходимым энергетическим затратам (мощности P).

Показатели технологической эффективности барабанных пеногасителей включают в себя относительные расходные характеристики объемной (Q_n) или массовой (G_n) производительности устройства по отношению к энергетическим затратам (P), также отношения объемного (Q_{ny}) или массового уноса пены (G_{ny}), а также массового уноса капельной

влаги ($G_{ж.у}$) к объемным расходам пены (Q_n) или выделенного из пены газа ($Q_{г.в}$). При работе барабанного пеногасителя в замкнутом цикле по жидкости его влияние на работу основного технологического аппарата можно оценить степенью повышения массообменных (K_m), теплообменных (K_t) и гидравлических (K_n) характеристик аппарата.

В качестве показателей энергетической эффективности барабанных пеногасителей могут быть приняты удельные энергетические затраты как отношение энергетических затрат по мощности (P) к абсолютным показателям качества разделения (АСР) по кратности (K), газосодержанию (ϕ), плотности (ρ) и влагосодержанию (ψ), а также к расходным объемным характеристикам по обрабатываемой пене (Q_n), выделенному из пены газу ($Q_{г.в}$) или к массовой расходной характеристике обрабатываемой пены (G_n). Энергетическую эффективность этих пеногасителей можно также оценить отношениями гидравлического сопротивления устройства (Δp) к объемным расходным характеристикам по пене (Q_n) и выделенному из пены газу ($Q_{г.в}$) или массовому расходу обрабатываемой пены (G_n).

Поскольку в *центробежных роторно-тарельчатых пеногасителях* реализуется смешанный осадительно-деформационный механизм пеногашения, им присущи критерии эффективности, характерные как для осадительных фильтрующих, так и для деформационных роторных пеногасителей.

Для характеристики качества разделения центробежных роторных пеногасителей можно использовать большинство тех же показателей качества осушения фильтрующих пеногасителей, такие как абсолютные и относительные степени осушения пены: повышения кратности (K) и газосодержания (ϕ), степени снижения плотности (ρ) и влагосодержания (ψ) пены. Отличие состоит в формулировке удельной степени осушения (УСО) по отношению к энергетическим параметрам процесса, в качестве которых для центробежных роторных пеногасителей принимаются энергетические затраты (по мощности P).

Технологическая эффективность центробежных роторно-тарельчатых пеногасителей характеризуется удельными объемными или массовыми расходными показателями, представляющими собой отношения объемной или массовой производительности центробежных пеногасителей по обрабатываемой пене (Q_n или G_n), а также объемной производительности по выделенному из пены газу ($Q_{г.в}$) к энергетическим (по мощности P) или капитальным (КЗ) затратам. К группе показателей технологической эффективности таких пеногасителей относится также удельный массовый унос неразрушенной пены ($G_{п.у}$) или унос капельной влаги ($G_{ж.у}$) по отношению к объемной производительности по разделяе-

мой пене (Q_n) или по выделенному из пены газу ($Q_{г.в}$). Степень влияния центробежных роторных пеногасителей на технологические характеристики основного аппарата можно оценить также отношениями величин площади поверхности контакта фаз (S_{ϕ}), коэффициента массопередачи (K_m), коэффициента теплопередачи (K_T), кратности циркуляции (K_{κ}) рабочей среды в аппарате при работе пеногасителя и при его отсутствии.

Энергетическая эффективность центробежных роторных пеногасителей оценивается удельными энергетическими затратами как отношение необходимых энергетических затрат (по мощности P) к показателям абсолютной степени осушения пены (АСО) по кратности (K), газосодержанию (ϕ), плотности (ρ), влагосодержанию (v), а также к объемной (Q_n) или массовой (G_n) производительности по обрабатываемой пене либо к объемной производительности по выделенному из пены газу ($Q_{г.в}$). В эту группу также можно включить отношения гидравлического сопротивления (Δp) пеногасителя к его объемным или массовым производительностям по пене (Q_n или G_n) и выделенному из пены газу ($Q_{г}$ или $G_{г.в}$).

В табл. 10.1 приведен сводный перечень критериев и показателей оценки качества разделения, технологической и энергетической эффективности основных видов механических пеногасителей.

Т а б л и ц а 10.1

Сводный перечень критериев и показателей качества разделения, технологической и энергетической эффективности механических пеногасителей

Энергетическая эффективность механических пеногасителей			
Класс, группа, вид, тип пеногасителя	Качество разделения	Технологическая эффективность	Энергетическая эффективность
Осадительные фильтрующие пеногасители	АСО: $K_2 - K_1; \varphi_2 - \varphi_1$ $\rho_1 - \rho_2; v_1 - v_2$	$Q_{ж.уд} / \Delta p$ $Q_n / \Delta p$	УЭЗ: $\Delta p / (K_2 - K_1)$ $\Delta p / (\varphi_2 - \varphi_1)$
	ОСО:	$Q_n / KЗ$	$\Delta p / (\rho_1 - \rho_2)$
	$(K_2 - K_1) / K_1$		$\Delta p / (v_1 - v_2)$
	$(\varphi_2 - \varphi_1) / \varphi_1$		$\Delta p / Q_{ж.уд}$
	$K_2 / K_1; \varphi_2 / \varphi_1$		
	$(\rho_1 - \rho_2) / \rho_2$		
	$(v_1 - v_2) / v_2$		
	$\rho_1 / \rho_2; v_1 / v_2$		
	УСО: АСО/ Δp АСО/ $KЗ$		

Деформационные гидромеханические циклонно-сопловые пеногасители	АСР: $K_1 - K_{г-ж}$; $\varphi_1 - \varphi_{г-ж}$ $\rho_{г-ж} - \rho_1$; $v_{г-ж} - v_1$	$Q_{п.н-р} / Q_{п}$ $Q_{ж.у} / Q_{г.в}$ $Q_{п} / \Delta p$ $Q_{г.в} / \Delta p$ $K_{м} / K_{м(0)}$ $K_{г} / K_{г(0)}$ $K_{ц} / K_{ц(0)}$	УЭЗ: $\Delta p / (K_1 - K_{г-ж})$ $\Delta p / (\varphi_1 - \varphi_{г-ж})$ $\Delta p / (\rho_{г-ж} - \rho_1)$ $\Delta p / (v_{г-ж} - v_1)$ $\Delta p / Q_{п}$
	ОСР: $K_1 / K_{г-ж}$; $\varphi_1 / \varphi_{г-ж}$ $\rho_{г-ж} / \rho_1$; $v_{г-ж} / v_1$ $(K_1 - K_{г-ж}) / K_{г-ж}$ $(\varphi_1 - \varphi_{г-ж}) / \varphi_{г-ж}$ $(\rho_{г-ж} - \rho_1) / \rho_1$ $(v_{г-ж} - v_1) / v_1$		
	УСР: $(K_1 - K_{г-ж}) / \Delta p$ $(\varphi_1 - \varphi_{г-ж}) / \Delta p$ $(\rho_{г-ж} - \rho_1) / \Delta p$ $(v_{г-ж} - v_1) / \Delta p$		
Деформационные гидромеханические струйные пеногасители	ОСР: $K_1 / K_{г-ж}$; $\varphi_1 / \varphi_{г-ж}$ $\rho_{г-ж} / \rho_1$; $v_{г-ж} / v_1$	$Q_{п} / Q_0$; $G_{п} / G_0$ $G_{ж.у} / Q_0$; $G_{ж.у} / G_0$	УЭЗ: $\Delta p \cdot \frac{Q_0}{Q_{п}}$ $\Delta p \cdot \frac{G_0}{G_{п}}$
	УСР: $(K_1 - K_{г-ж}) / \Delta p$ $(\varphi_1 - \varphi_{г-ж}) / \Delta p$ $(\rho_{г-ж} - \rho_1) / \Delta p$ $(v_{г-ж} - v_1) / \Delta p$	$G_{ж.у} / Q_{п}$ $S_{ф} / S_{ф(0)}$ $K_{м} / K_{м(0)}$ $K_{г} / K_{г(0)}$ $K_{ц} / K_{ц(0)}$	
Деформационные роторные лопастные и дисковые пеногасители	СУП: K_1 / K_2 ; φ_1 / φ_2 ρ_2 / ρ_1 ; v_2 / v_1	$Q_{п} / P$; $G_{п} / P$ $Q_{п.у} / Q_{п}$; $G_{п.у} / Q_{п}$	УЭЗ: $\frac{P}{K_1 / K_2}$; $\frac{P}{\varphi_1 / \varphi_2}$ $\frac{P}{\rho_2 / \rho_1}$; $\frac{P}{v_2 / v_1}$
	УСУ: $\frac{K_1 / K_2}{P}$; $\frac{\varphi_1 / \varphi_2}{P}$ $\frac{\rho_2 / \rho_1}{P}$; $\frac{v_2 / v_1}{P}$	$Q_{п.у} / Q_{г}$; $G_{п.у} / Q_{г}$ $G_{ж.у} / Q_{п}$; $G_{ж.у} / G_{п}$ $S_{ф} / S_{ф(0)}$; $K_{м} / K_{м(0)}$ $K_{г} / K_{г(0)}$; $K_{ц} / K_{ц(0)}$	$P / Q_{п}$ $P / G_{п}$
Деформационные роторные барабанные пеногасители	АСР: $K_1 - K_2$; $\varphi_1 - \varphi_2$ $\rho_2 - \rho_1$; $v_2 - v_1$	$Q_{п} / P$; $G_{п} / P$ $Q_{п.у} / Q_{п}$	УЭЗ: $P / (K_1 - K_2)$ $P / (\varphi_1 - \varphi_2)$

	ОСР: $K_1 / K_2; \varphi_1 / \varphi_2$ $\rho_2 / \rho_1; v_2 / v_1$	$Q_{a,y} / Q_{r,b}$ $G_{n,y} / Q_n$ $G_{n,y} / Q_{r,b}$	$P / (\rho_2 - \rho_1)$ $P / (v_2 - v_1)$ P / Q_n
	УСР: $(K_1 - K_2) / P$ $(\varphi_1 - \varphi_2) / P$ $(\rho_2 - \rho_1) / P$ $(v_2 - v_1) / P$	$G_{ж,y} / Q_n$ $G_{ж,y} / Q_{r,b}$ $K_m / K_{м(0)}$ $K_r / K_{т(0)}$ $K_{ц} / K_{ц(0)}$	$P / Q_{r,b}$ P / G_n $\Delta p / Q_n$ $\Delta p / Q_{r,b}$ $\Delta p / G_n$
Осадительно-деформационные центробежные роторно-тарельчатые пеногасители	АСО: $K_2 - K_1; \varphi_2 - \varphi_1$ $\rho_1 - \rho_2; v_1 - v_2$	$Q_n / P; G_n / P$ $Q_{r,b} / P$	УЭЗ: $P / (K_2 - K_1)$ $P / (\varphi_2 - \varphi_1)$
	ОСО: $(K_2 - K_1) / K_1$ $(\varphi_2 - \varphi_1) / \varphi_1$ $K_2 / K_1; \varphi_2 / \varphi_1$ $(\rho_1 - \rho_2) / \rho_2$ $(v_1 - v_2) / v_2$ $\rho_1 / \rho_2; v_1 / v_2$	$Q_n / K_3; G_n / K_3$ $Q_{r,b} / K_3$ $G_{n,y} / Q_n; G_{n,y} / Q_{r,b}$ $G_{ж,y} / Q_n; G_{ж,y} / Q_{r,b}$ $S_\phi / S_{\phi(0)}$ $K_m / K_{м(0)}$ $K_r / K_{т(0)}$ $K_{ц} / K_{ц(0)}$	$P / (\rho_1 - \rho_2)$ $P / (v_1 - v_2)$ P / Q_n P / G_n $P / Q_{r,b}$ $\Delta p / Q_n$ $\Delta p / G_n$ $\Delta p / Q_{r,b}$ $\Delta p / G_{r,b}$
	УСО: АСО/P АСО/K3		

10.3. Оценка технико-экономической эффективности механических пеногасителей

Решение вопросов разделения пены на исходные фазы во многом определяются условиями и требованиями проведения основных процессов технологических производств. Например, в биотехнологии вопросы пеногашения приобретают особо важное значение, поскольку именно здесь целый ряд технологических и производственных процессов (получение антибиотиков, витаминов, ферментов, вакцин, органических кислот, кормовых добавок и дрожжей) осуществляется в гетерогенных системах, играющих определяющую роль в процессах тепло- и массопереноса. Системы «газ-жидкость» широко используются на стадии глубоинной аэробной ферментации, флотационного выделения и концентрирования биомассы, центробежного сепарирования продуктов бисинтеза, упаривания и утилизации отходящих растворов и сточных вод.

Оптимальное проведение процессов глубоинного культивирования микроорганизмов во многом определяется решением вопросов регулирования интенсивного пенообразова-

ния, сопровождающего эти процессы. Роль образующейся в биохимических процессах пены играет двоякую роль.

С одной стороны, пенная структура газожидкостной смеси обладает высокоразвитой межфазной поверхностью, что способствует процессам массопереноса кислорода из газовой фазы в культуральную жидкость.

С другой стороны, накопление устойчивой малоподвижной пены в верхних слоях биореакторов приводит к образованию застойных зон, накоплению в пене продуктов метаболизма, инфицированию рабочей среды, загрязнению окружающей среды и потерям продуктов производства вследствие возможных выбросов пены, нарушению стерильных условий биохимических процессов, снижению коэффициента использования объема аппаратуры, нарушению хода технологического процесса культивирования вследствие вынужденного прекращения подачи носителя кислорода (воздуха) и приостановки работы перемешивающих устройств.

Это явление может нарушить ритмичность производственного цикла при заполнении пеной емкостей, перекачивающих насосов, фильтров, сепараторов, трубопроводов, что также негативно отражается на общей производительности биотехнологических установок.

Унос пены из биореакторов и ферментационных аппаратов с отходящими газами приводит как к потерям полезных веществ и продуктов, так и к загрязнению атмосферы биологически активными веществами.

Выбросы пены из технологического оборудования нарушают санитарные условия производства вследствие загрязнения помещений и территории предприятий вредными веществами и вызывают необратимые потери ценного сырья и продуктов. В ряде производств (ферментация вакцин и антибиотиков) наличие пены приводит к появлению бракованной продукции.

Технико-экономическую оценку использования механических пеногасителей можно проводить [198, 199] в нескольких аспектах.

Во-первых, следует оценить влияние работы механического пеногасителя на характеристики основного технологического процесса и на показатели используемого оборудования. Рассмотрим на примере работы центробежного роторно-тарельчатого пеногасителя его влияние на увеличение объема заполнения (коэффициента заполнения) биореактора, что позволяет (при прочих равных условиях) повысить его объемную производительность пропорционально увеличению полезно используемого геометрического объема. Это следует из рассмотрения динамики образования слоя пены в аппарате высотой h_n при скорости газа u_r в сечении аппарата S_a , при этом

$$h_n = V_n / S_a,$$

где V_n - объем газожидкостной смеси в аппарате, м^3 .

Скорость u_r связана с объемным расходом газа Q_r соотношением

$$u_r = Q_r / S_a.$$

Исходя из этих зависимостей, можно получить значение средней продолжительности существования («жизни») t_n газовых пузырьков:

$$t_n = V_n / Q_r.$$

Величина времени t_n зависит от поверхностно-активных свойств рабочей жидкости в аппарате, при этом она может изменяться в диапазоне от нескольких секунд до одного часа.

Численная оценка последствий интенсивного пенообразования в биохимическом реакторе диаметром $D_a = 4$ м и высотой заполнения жидкостью $h_{\text{ж}} = 10$ м при значении времени существования пузырьков пены $t_n = 300$ с (5 мин) и расходе азирующего газа (воздуха) $Q_r = 100$ $\text{м}^3/\text{мин}$ показывает, что в этих условиях может образоваться газожидкостной столб объемом $V_n = 500$ м^3 и высотой $h_n = 40$ м, т. е. общая высота биореактора H_a должна быть не менее 50 м, а коэффициент заполнения аппарата

$$k_3 = h_{\text{ж}} / H_a = 10 / 50 = 0,2.$$

Следовательно, в биореакторе с меньшей высотой, например $H_a = 45$ м, будут происходить потери рабочей среды вследствие перелива пены через верх открытого аппарата или вследствие ее уноса через газоотводящую магистраль.

Применение в таких случаях центробежных роторно-тарельчатых пеногасителей позволяет существенно повысить коэффициент заполнения аппарата за счет ограничения и стабилизации высоты газожидкостного слоя. Например, в производстве аминокислот [113] до использования такого пеногасителя биореактор вследствие интенсивного пенообразования имел заполнение геометрического объема рабочей жидкостью максимум на 40 %, а после применения в этом аппарате центробежного роторного пеногасителя коэффициент заполнения достиг величины 0,95 (95 %), т.е. полезно используемый объем аппарата и связанная с ним производительность биореактора увеличились в 2,37 раза.

Следующим фактором, который необходимо учитывать при проведении технико-экономической оценки применения механических пеногасителей, является интенсификация массообмена в верхней застойной зоне аппаратов химической и биохимической технологии, где обычно накапливается слой малоподвижной, слабо обновляемой пены. По-

вышение массообменных характеристик основной технологической аппаратуры является следствием возникновения циркуляционных потоков при вращении ротирующих рабочих элементов механических пеногасителей и увеличения поверхности контакта фаз в газожидкостном слое за счет диспергирующего динамического воздействия ротирующих элементов и возникающих циркуляционных потоков жидкости. Это иллюстрирует зависимость, связывающая количество абсорбируемого компонента (кислорода в биореакторах) в единицу времени m_k , переносимого в единицу времени, с поверхностью контакта фаз S_ϕ , коэффициентом массопередачи K_M и с движущей силой массообменного процесса Δc :

$$m_k = K_M S_\phi \Delta c.$$

Величина коэффициента массопередачи K_M прямо пропорциональна скорости циркуляции газожидкостной смеси в аппарате, а площадь контакта фаз S_ϕ - объему газожидкостной смеси V_n и удельной поверхности контакта фаз s_0 :

$$S_\phi = V_n s_0 = \frac{6V_n \Phi_{г-ж}}{d_n},$$

где $\Phi_{г-ж}$ - газосодержание газожидкостной смеси в аппарате.

Численная оценка показывает, что при сохранении всех других параметров массообменного процесса и гидродинамики в технологическом аппарате, только за счет редисперсии исходной пенной структуры в зоне действия роторных и открытых струйных пеногасителей можно существенно повысить массообменные характеристики используемого оборудования. Например, при уменьшении среднего диаметра ячеек (пузырьков) пены в 2 раза от величины $d_n = 1 \cdot 10^{-3}$ м (1 мм) до значения $d_n = 5 \cdot 10^{-4}$ м (0,5 мм) количество поглощенного жидкостью абсорбируемого компонента (кислорода воздуха) M_k возрастает в 2 раза.

Технико-экономическую оценку эффективности применения механических пеногасителей можно проводить и в аспекте сравнительного анализа с другими существующими методами пеногашения. По сравнению с широко распространенным в практике пеногашением химическими веществами, например, растительными маслами, кашалотовым жиром, олеиновой кислотой и другими химическими пеногасителями, механические роторные и струйные устройства-пеногасители обладают рядом преимуществ вследствие исключения негативных явлений и побочных последствий при проведении массообмена в газожидкостных системах.

Так, например, в биохимических процессах для биореактора, заполненного культуральной жидкостью в количестве $V_{\text{ж}} = 100 \text{ м}^3$ на высоту $h_{\text{ж}} = 8 \text{ м}$ при удельной аэрации $q_{\text{г}} = 100 \text{ (м}^3/\text{мин)}/\text{м}^3$, вязкости рабочего раствора $\mu_{\text{ж}} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ Па с}$ и среднем размере газовых пузырьков в газожидкостной смеси $d_{\text{п}} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ (1 мм) относительная скорость всплытия пузырьков $w_{\text{п}}$ составляет величину порядка 0,5 м/с в соответствии с формулой Стокса:

$$w_{\text{п}} = \frac{d_{\text{п}}^2 (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{г}}) g}{18 \mu_{\text{ж}}},$$

а объем газа $V_{\text{г}}$ в системе составляет величину

$$V_{\text{г}} = \frac{h_{\text{ж}} q_{\text{г}}}{w_{\text{п}}} = \frac{8 \cdot 100}{60 \cdot 0,5} = 26,5 \text{ м}^3.$$

При этих условиях высота газожидкостного слоя $h_{\text{п}}$ и время подъема газовых пузырьков $t_{\text{п}}$ в слое жидкости определяется по формулам

$$h_{\text{п}} = \frac{h_{\text{ж}} (V_{\text{ж}} + V_{\text{г}})}{V_{\text{ж}}} = \frac{8(100 + 26,5)}{100} = 10 \text{ м},$$

$$t_{\text{п}} = h_{\text{п}} / w_{\text{п}} = 10 / 0,5 = 20 \text{ с}.$$

Среднее объемное газосодержание в слое $\varphi_{\text{г-ж}}$ и поверхность контакта фаз $S_{\text{ф}}$ определяются следующим образом:

$$\varphi_{\text{г-ж}} = \frac{V_{\text{г}}}{V_{\text{ж}} + V_{\text{г}}} = \frac{26,5}{100 + 26,5} = 0,21,$$

$$S_{\text{ф}} = \frac{6 \varphi_{\text{г-ж}} (V_{\text{ж}} + V_{\text{г}})}{d_{\text{п}}} = \frac{6 \cdot 0,21(100 + 26,5)}{1 \cdot 10^{-3}} = 1,6 \cdot 10^5 \text{ м}^2.$$

При использовании химических веществ-пеногасителей изменяются физико-химические свойства жидкости и параметры газожидкостной смеси, в частности, повышается поверхностное натяжение рабочего раствора и возрастают размеры газовых пузырьков [99]. Примем, что средневзвешенный диаметр газовых пузырьков изменяется всего на 10 %, т.е. увеличится до $d_{\text{п}} = 1,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ (1,1 мм), при этом скорость пузырьков при всплытии составит уже $w_{\text{п}} = 0,6 \text{ м/с}$, т.е. увеличится на 20 %. Соответственно, объем газа в системе снизится на 16 % и составит $V_{\text{г}} = 22,2 \text{ м}^3$, высота газожидкостного слоя уменьшится до $h_{\text{п}} = 9,8 \text{ м}$, а время пребывания газовых пузырьков в слое составит $t_{\text{п}} = 16,3 \text{ с}$, т.е. снизится на 18 %. Также снизится объемное газосодержание слоя до $\varphi_{\text{г-ж}} = 0,18$, что повлечет

за собой снижение на 25 % поверхности контакта фаз, которая в этом случае составит величину $S_{\phi} \approx 1,2 \cdot 10^5 \text{ м}^2$.

В соответствии с основным уравнением массопередачи

$$M_{\kappa} = K_M S_{\phi} \Delta c t_n$$

количество растворенного кислорода M_{κ} уменьшится на 40 %.

Полученные расчетным путем оценки снижения массообменных характеристик при использовании химических веществ-пеногасителей подтверждаются данными [82, 100, 103], полученными в практике культивирования микроорганизмов. Таким образом, использование механических устройств-пеногасителей вместо химических веществ-пеногасителей позволяет существенно повысить поверхность контакта фаз и массообменные характеристики технологических процессов биохимической, химической, пищевой промышленности.

Конечный экономический эффект от применения механических пеногасителей рассчитывается с учетом конкретной технологии производства, выбранного типа механического пеногасителя, его конструктивных особенностей, необходимых капитальных затрат, запроектированных и достигаемых показателей качества разделения, требуемых показателей технологической и энергетической эффективности, трудоемкости технического обслуживания при эксплуатации механического пеногасителя.

Глава 11. Физические методы пеногашения

Наряду с химическими и механическими методами и способами сепарации пены в последнее время развиваются новые направления в использовании физических эффектов для достижения технологических целей пеногашения.

К нехимическим способам подавления пены прибегают в тех случаях, когда химические пеногасители ухудшают технологическую переработку полуфабриката, оказывают токсическое действие на конечный продукт, например на некоторые пищевые и лекарственные продукты, или значительно удорожают продукцию (так, применение пеногасителей при производстве кормовых дрожжей повышает их себестоимость на 20 %). Эти способы позволяют полностью или частично избежать введения химических препаратов в пенящиеся среды. Специалисты подразделяют их на механические, физические и физико-химические.

Теоретическое осмысление этих прогрессивных способов и приемов разделения пены находится в основном на уровне формулирования механизмов их действия, что не позволяет проводить физически обоснованные и достоверные расчеты основных технологических и конструктивных параметров устройств и аппаратов.

11.1. Классификация физических методов и устройств для пеногашения

В зависимости от вида подводимой энергии физические способы и реализующие их устройства для разделения структурированных газожидкостных систем в химико-технологических процессах подразделяются [30, 80, 100, 102, 103, 200, 201] на акустические (воздействие ультразвуком), электрические (разрушение пены под действием электрического поля), термические (разрушение пены осуществляется нагревом), радиационные, термодинамические (рис. 11.1).

Акустический способ применяют для гашения пены в промышленных аппаратах не большого объема: при производстве растворимого кофе, красителей и т.д. Акустический способ разделения систем «газ – жидкость» основан на воздействии индуцируемых звуковых колебаний большой амплитуды с интенсивностью не менее 150 дБ и частотой 6...20 кГц, которые обуславливают комплекс факторов, разрушающих пену: акустическое давление звуковых волн с воздействием периодических разрушающих сил; радиационное давление с вытеснением жидкости из пленок пены; «звуковой ветер» с повышением температуры среды; резонансная вибрация в пузырьках. При использовании этого метода очень важно правильно подобрать частоту звука. В зависимости от рода используемых энергоносителей и конструкций акустические разделители подразделяются на сирены,

свистки с энергоносителями в виде газа или пара, магнито-стрикционные излучатели с пьезокерамическими элементами.

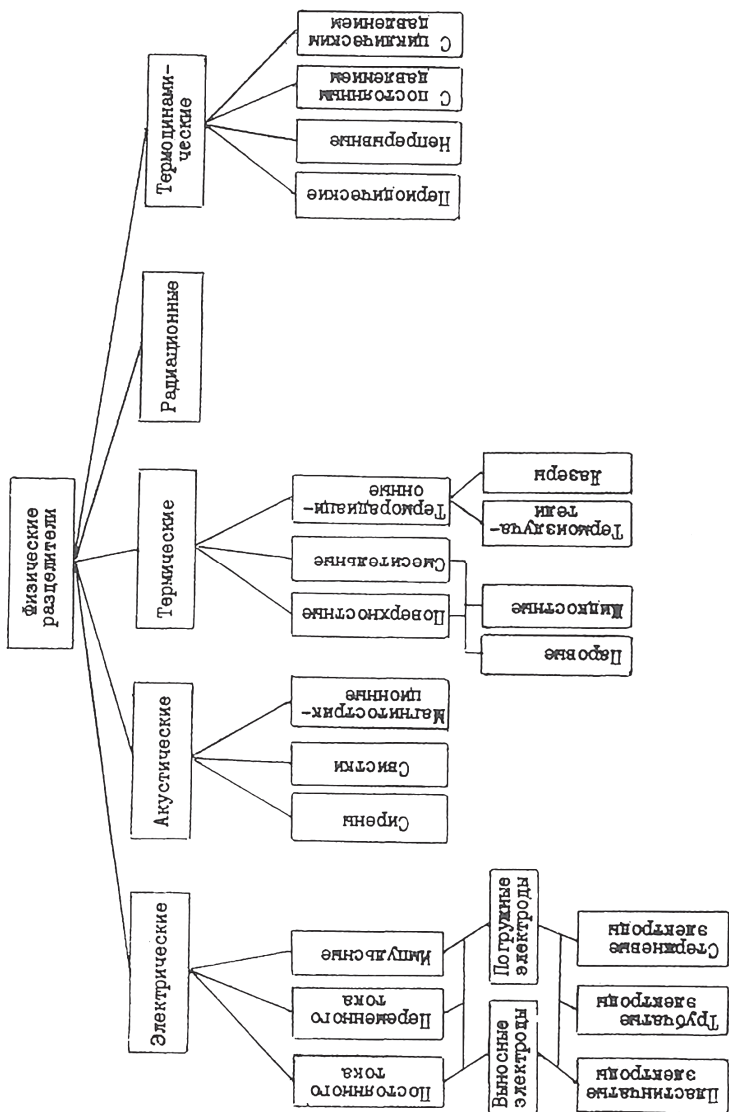


Рис. 11.1. Классификация физических способов и устройств для разделения пены

Электрический способ разделения основан на ослаблении и разрушении структуры электрическим полем. Устройства, реализующие электрический способ, по роду действующего электрического поля подразделяются на устройства с постоянным, переменным и импульсным электрополем, по условиям работы - на устройства с электродами выносными и погруженными в пену, по конструктивным признакам - на устройства с пластинчатыми, трубчатыми и стержневыми электродами.

Термический способ разделения основан на ослаблении прочности структуры в объеме среды при нагревании и испарении жидкости из пленок пены в ее верхних слоях. Этот принцип используется для пеногашения при сахароварении, при очистке сточных вод, при производстве бумаги и т. д. Достаточно эффективное разрушение газожидкостной смеси можно достичь циклическим термическим воздействием путем чередования высокой и низкой температуры. Температуру регулируют таким образом, чтобы она была выше температуры кипения растворителя, но не оказывала вредного влияния на конечный продукт производства. По условиям передачи тепловой энергии термические устройства подразделяются на поверхностные, в которых теплопередача осуществляется через теплообменную поверхность в виде змеевика, трубчатки или теплообменной рубашки аппарата; контактные, в которых теплоноситель непосредственно вводится в среду и смешивается с ней; терморadiационные, в которых энергия передается путем излучения через воздушную или газовую среду. По типу источника и носителя тепловой энергии термические пеногасители классифицируются на паровые, жидкостные, излучательные и лазерные.

Радиационный способ разделения основан на деструкции пенообразующих веществ под воздействием пучка ускоренных электронов.

Термодинамический способ основан на изменении ряда физических свойств структурированной газожидкостной системы, в частности, давления, связанного с другими свойствами уравнением состояния среды. При этом термодинамические устройства подразделяются по условиям проведения процесса на периодические и непрерывно действующие, а по видам действующих факторов - на устройства с постоянным давлением и циклическим изменением давления, при котором избыточное давление периодически меняется на разрежение.

11.2. Закономерности физических воздействий на газожидкостные системы

Воздействие на пену физических полей различной природы предполагает возможность изменения физических свойств пенной структуры как дисперсной системы в сторону снижения ее устойчивости. Устойчивость изучаемой среды, как известно, определяют процессы синергизиса (дренажа), диффузионного переноса газовой фазы между пузырька-

ми и граничащей с ними атмосферой, а также процесс испарения пленочной жидкости. Всякое физическое воздействие, ускоряющее эти процессы, можно рассматривать как один из способов физического пеногашения.

Вследствие сравнительной новизны и ограниченного применения физические способы наименее разработаны в теоретическом аспекте. Для их описания в большинстве случаев используют качественные представления о механизме воздействия физических полей различной природы.

11.2.1. Механизм акустического воздействия на пену

Для интенсификации химико-технологических процессов применяются акустические колебания инфразвуковых, звуковых и ультразвуковых частот [99, 101, 102, 200, 201].

Ультразвуковой способ гашения пены заключается в направлении акустических колебаний высокой (более 130 дБ) интенсивности в зону образования пены. Знакопеременное ультразвуковое поле наиболее активно воздействует на верхние (открытые) слои пены, поскольку вглубь проникает слабо из-за большого затухания.

При высоких интенсивностях ультразвукового воздействия знакопеременные силы достигают значений, при которых происходит разрыв пленки пены. Для различных пен существует пороговая интенсивность колебаний, при которой происходит ее разрушение. Стойкость пены к звуковому воздействию зависит от структуры пены. Пены, состоящие из крупных пузырей, как правило, легко и быстро разрушаются при невысоких интенсивностях. Пены, состоящие из мелких пузырей более стойки к воздействию акустических полей и требуют большей интенсивности

Ультразвуковые (УЗ) колебания используют для разрушения пен, у которых пенообразователь образует в растворе коллоидную систему. Эти пены обладают большой стойкостью, так как истечение межпленочной жидкости в определенный момент времени прекращается, а пенный каркас может сохраниться длительное время. Такие системы имеют потенциальный энергетический барьер, противодействующий разрушению и обеспечивающий состояние равновесия системы.

В последние годы для пеногашения эффективно используют УЗ колебания диапазона до 35 кГц. В основном здесь используются газоструйные излучатели. Результаты исследований показывают, что поверхность пенообразующей жидкости можно удержать без пены, если ее озвучивать при частоте $f = 6...22$ кГц и интенсивности излучения $J = 147...158$ дБ [202].

Механизм воздействия мощных акустических колебаний на химико-технологические процессы, протекающие в жидких и газообразных средах, в общем слу-

чае определяется частотой, интенсивностью и скоростью акустических колебаний, называемых эффектами первого порядка и нелинейными эффектами второго порядка, возникающими в среде при распространении мощных акустических волн. Эффекты второго порядка включают акустические течения («звуковой ветер»), кавитацию, пульсации газовых пузырьков, пондеромоторные силы, поверхностные эффекты, радиационное давление (давление излучения).

Разрушение пены в УЗ поле происходит в результате пульсации пузырьков пены и воздействия на их поверхность турбулентных вихрей, вызываемых акустическими течениями. Механизм разрушения пузырька пены можно представить следующим образом. При пульсации пузырька под действием колебаний в фазе расширения увеличивается поверхность раздела фаз и толщина пленки на поверхности пузырька уменьшается. Акустическая турбулентность способствует тому, что утончение пленки происходит неравномерно по всей поверхности пузырька, в каком-то месте толщина поверхности становится критической и в ней образуется круглое отверстие. В результате расширения этого отверстия распространяется круговая волна. Скорость ее распространения, а следовательно, и скорость разрушения пузырька высока.

Акустические течения в форме вихревых потоков жидкости возникают вблизи помещенных в акустическое поле препятствий и вблизи пульсирующих или осциллирующих тел вследствие необратимых потерь энергии и импульса акустических волн в среде. В результате действия мощных акустических колебаний в дисперсной системе возникают силы, вызывающие пульсации дисперсной фазы и появление пондеромоторных сил. Разрыв сплошности жидкости под действием акустических колебаний с большой амплитудой приводит к появлению кавитационных пузырьков, схлопывание которых сопровождается периодическим распространением фронта волн гидродинамического разрыва. На границе раздела фаз газожидкостной среды при распространении акустических волн возникают поверхностные или капиллярные волны малой длины λ_k , зависящие от поверхностного натяжения жидкости:

$$\lambda_k = \sqrt{\frac{8\pi\sigma}{\rho_k f^2}},$$

где σ - поверхностное натяжение жидкости, Н/м; ρ_k - плотность жидкости, кг/м³; f - частота акустических колебаний, с⁻¹.

Вследствие структурных особенностей среды влияние тех или иных эффектов будет различным в зависимости от частоты и интенсивности акустических колебаний. В практике чаще всего используются высокочастотные колебания достаточно большой интенсив-

ности. Теоретические положения ультразвукового разделения структурированных газожидкостных систем развиты на уровне качественных представлений. Анализ пеногашения с помощью ультразвука в химико-технологических процессах приведен в работах [102, 103]. Различают два основных механизма акустического разделения фаз. При средних и больших частотах (выше 2000 Гц) и высокой интенсивности преобладают силы высокочастотного давления, при низкой частоте (до 700 Гц) и высокой интенсивности основную роль играют акустическое давление и собственные резонансные колебания. В первом случае при высокочастотном давлении разрушение структуры происходит вследствие процесса сжатия пузырьков, интенсивность которого обратно пропорциональна расстоянию между источником звука и уровнем среды. Во втором случае при низкой частоте среда разрушается локально. В большинстве практических случаев для эффективного акустического разрушения структуры необходимы мощность излучения свыше 150 дБ над поверхностью жидкости и оптимальный диапазон звуковых частот 6...15 кГц.

Другой механизм акустического воздействия сформулирован для небольших величин звукового давления [203]. Разрушение в этом случае объясняется не резонансной вибрацией в пузырьках, а параметрической неустойчивостью пленки жидкости в звуковом поле. Это подтверждается тем обстоятельством, что разделение среды начинается с некоторой величины звукового давления, имеющей критический характер, а также при эффективности процесса, обратно пропорциональной частоте звука [103]. Анализ этого механизма проведен для бесконечной пленки жидкости в декартовой системе координат (x, y, z) , плоскость которой совпадает с верхней невозмущенной поверхностью жидкости, вертикальная ось z направлена вверх, при этом пленка совершает малые колебания вдоль вертикальной оси с частотой ω и амплитудой $a < 1$ по закону $a \cos(\omega t)$. Равновесное состояние в системе сформулировано в виде

$$\vec{v}_{0i} = 0; \quad \xi_{0i} = 0; \quad p_{0i} = -\rho g(t)z + \text{const}, \quad (11.1)$$

где $\vec{v}_{0i} = \{u, v, w\}$ - скорость движения пленки, м/с; ξ_{0i} - смещение поверхности от положения равновесия, м; $i = 1, 2$ - номер жидкости; p_{0i} - давление, Па; g - ускорение силы тяжести, м/с².

При внесении возмущений скорости и давления устойчивость равновесия (11.1) описывается линеаризованной системой уравнений

$$\begin{aligned} \frac{\partial \vec{v}_i}{\partial t} &= -\frac{1}{\beta_i} \nabla p_i + \frac{1}{A_i} \nabla^2 \vec{v}_i; \\ \nabla \vec{v}_i &= 0; \quad i = 1, 2, \end{aligned} \quad (11.2)$$

где $\beta_i = \frac{\rho_i}{\rho_1 + \rho_2}$; $A_i = \frac{\sqrt[4]{\frac{\sigma^3}{g}(\rho_1 + \rho_2)^3}}{\eta_i}$; η_i - коэффициент кинематической вязкости, м²/с; t - время, с.

Решение (11.2) для границ области неустойчивости вблизи области основного резонанса $\Omega_{0i} = \omega/2$ имеет вид

$$\frac{b^2 k^2 (\beta_1 - \beta_2)^2}{4 \omega^2 \delta^2} - \frac{\left(\Omega_{0i}^2 - \frac{\omega^2}{4} \right)^2}{\omega^2 \delta^2} = 1, \quad (11.3)$$

где $b = \frac{a \omega^2}{g}$; $k = \sqrt{k_x^2 + k_y^2}$ - волновое число; $\delta = \frac{2k^2}{A_i}$; $\Omega_{0i}^2 = k^3 (-1)^i (\beta_1 - \beta_2)^k$.

Эта постановка задачи позволяет получить порог разрушения пленки снизу b_* из анализа уравнения (11.3), когда на поверхности пленки возникают волны частотой $\omega/2$ и волновым числом k :

$$b \geq b_* = \frac{4k\beta_1\omega}{A_1(\beta_1 - \beta_2)}.$$

Учет вязкости газовой фазы и наличие поверхностно-активных веществ приводят к повышению порога устойчивости. При некоторых соотношениях между частотой и амплитудой возбуждения исключено разрушение структуры вследствие стабилизации равновесия.

Принципиально иной механизм разрушения жидких пленок при низкочастотных вибрационных воздействиях для интенсификации химико-технологических процессов может быть сформулирован при рассмотрении возникновения акустических течений в канале Плато-Гиббса пены [204]. Вибрационные воздействия, приложенные к среде, могут быть описаны посредством заданных внешних сил и скоростей на границе в виде периодических функций времени t . Аналитическое описание влияния возникающих на поверхности пленки бегущих волн малой амплитуды на течение жидкости в канале Плато-Гиббса представлено системой уравнений в безразмерном виде:

$$\text{Sh} \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{\text{Re}} \nabla v_z;$$

$$\frac{\partial}{\partial r}(r v_r) + \frac{\partial}{\partial z}(r v_z) = 0,$$

где $\text{Sh} = \frac{\Omega R}{U}$ - число Струхала; $\text{Re} = \frac{U R}{\eta}$ - число Рейнольдса; U - масштаб скорости

жидкости (максимальная скорость невозмущенного течения в канале); $\frac{1}{\Omega}$ - масштабы времени и длины; v_r , v_z - радиальная и предельная составляющие скорости жидкости.

Здесь приняты кинематические граничные условия

$$v_r(t, z, \xi) = \text{Sh} \frac{\partial w(t, z_0)}{\partial t};$$

$$v_z(t, z, \xi) = \text{Sh} \frac{\partial u(t, z_0)}{\partial t};$$

$$z = z_0 + u_0(t_0, z_0); \quad \xi(t, z) = 1 + w(t, z_0),$$

где u , w - продольные и поперечные перемещения срединной поверхности канала Плато-Гиббса.

Представленная модель рассматривает такие движения, когда вдоль канала Плато-Гиббса распространяются гармоничные изгибные бегущие волны:

$$\omega = \varepsilon \cos(kz - t),$$

где ε - отнесенная к радиусу недеформированного канала Плато-Гиббса амплитуда прогибов; k - безразмерное волновое число (масштаб $1/R$).

Численное решение краевой задачи для функции тока волновых движений устанавливает возникновение дополнительного направленного течения. При этом для покоящейся жидкости в невозмущенном состоянии максимальная скорость достигается в узкой периферийной зоне вблизи стенки канала Плато-Гиббса. По мере удаления от стенки канала скорость резко уменьшается, и в центре канала она не зависит от поперечной (радиальной) координаты и имеет небольшое абсолютное значение. Дополнительный расход жидкости при ламинарном течении по каналу Плато-Гиббса по мере увеличения фазовой скорости и амплитуды волны может достигать значительных величин. Так, для воды при $\varepsilon = 0,1$; $R = 0,01$ м; $c = 5044$ м/с; $v = 0,1$ м/с; $\eta = 1 \cdot 10^{-6}$ м²/с расход возрастает до 17 раз. Таким образом, вибрационное воздействие существенно ускоряет синерзис, ослабляет пенную структуру и содействует ее интенсивному разрушению.

11.2.2. Влияние электрического поля на устойчивость газожидкостных систем

В ряде отраслей народного хозяйства, таких как нефтедобывающая, нефтеперерабатывающая, газовая, горнорудная, химическая, химико-фармацевтическая и микробиологическая, производство минеральных удобрений, пищевая проводятся работы по интенсификации различных технологических процессов, в первую очередь тепло- массообменных и гидромеханических, путем применения электрических полей с целью уменьшения

габаритов соответствующего оборудования. Применение электрических полей является декомпозиционным аппаратно-конструктивным методом интенсификации работы оборудования с использованием внешнего источника энергии. Необходимо отметить, что среди всех видов интенсификации применение электрических полей в аппаратах химической и биохимической технологии является наименее энергоемким и, следовательно, экономически выгодным, так как величина тока в работающей системе весьма мала и потребляемая мощность невелика.

Применение электрического поля в роли интенсификатора химико-технологических процессов вызвало необходимость теоретического и экспериментального изучения воздействия поля на физико-химические свойства сред, в основном жидкостей, смесей на их основе и газожидкостных систем [200, 205-214]. Из физических и физико-химических свойств сред изучаются в первую очередь такие, как поверхностное натяжение, электрическое сопротивление, электрическая прочность и электропроводность, краевой угол смачивания, вязкость, характеристики течения различных жидкостей.

В процессах, связанных с жидкостными и газожидкостными фазами, при наложении электрического поля происходит воздействие его на дипольные моменты молекул жидкости. При этом возникают пондеромоторные силы, вызванные образовавшимся полем поляризационных зарядов, направление которых обусловлено разностью диэлектрических проницаемостей сред. Эти силы изменяют поверхностное натяжение жидкостей, причем по-разному полярных и неполярных. Воздействие электрического поля на полярную жидкость приводит к взаимодействию дипольного момента самой жидкости с внешним полем. Вследствие появившегося воздействующего на диполь вращающего момента молекулы ориентируются таким образом, чтобы направление силовых линий внешнего поля было параллельно изменившимся осям диполей. Возникшее внутри жидкости поле поляризационных зарядов обуславливает появление пондеромоторной силы, которая действует в направлении из среды с большей в среду с меньшей диэлектрической проницаемостью. Так как диэлектрическая проницаемость жидкости больше диэлектрической проницаемости воздуха, то пондеромоторная сила направлена из жидкости в воздух, т. е. она уменьшает поверхностное натяжение.

Исследование поведения водных растворов и углеводородов в электрическом поле показало, что поверхностное натяжение полярных жидкостей с ростом напряженности поля убывает, а неполярных - сначала убывает, затем проходит минимальное значение и возрастает, т. е. носит экстремальный характер с минимумом. Экспериментальное изучение влияния высокочастотного и низкочастотного электрических полей на поверхностное натяжение углеводородов показало, что воздействие полей уменьшает их поверхностное натяжение на

границе с воздухом, причем это влияние для более полярных углеводов с большей диэлектрической проницаемостью сказывается сильнее, чем для менее полярных.

Такое свойство жидкостей, как электрическое сопротивление, важно для проведения процессов с использованием электрических полей. С увеличением напряженности электрического поля возрастает электропроводность растворов электролитов, поэтому в сильных полях закон Ома выполняется ограниченно для этих растворов. Для неполярных жидкостей и смесей на их основе с увеличением напряженности сопротивление увеличивается таким образом, что эта кривая имеет гистерезис в зависимости от порядка изменения напряженности. Кроме того, сопротивление жидкости зависит от полярности электродов при неоднородном электрическом поле.

Диэлектрическая проницаемость, электропроводность и вязкость жидкости связаны уравнением Шкодина. Естественно, что любое нарушение закона Ома и изменение электропроводности вызовут в электрическом поле изменение диэлектрической проницаемости.

Изучение электрической прочности и электропроводности жидких диэлектриков, содержащих воду, показало, что электрическая прочность жидких диэлектриков не связана с массой растворенной воды, а определяется массой воды, эмульгированной в них. Изменение диаметра эмульгированных капель воды в жидких диэлектриках не влияет на электрическую прочность. Углеводы с содержанием воды более 1 % являются проводниками второго рода, а с содержанием менее 1 % - диэлектриками.

Одной из причин изменения краевого угла смачивания в электрическом поле можно считать неравномерный характер распределения напряженности поля на поверхности жидкости; показатели граничного натяжения связаны с характеристиками электрического поля, в частности с напряженностью.

Косвенным показателем, подтверждающим влияние электрического поля на такие характеристики, как краевой угол смачивания и время истечения жидкости, является изменение вязкости жидкости, в частности воды и растворов на ее основе, под действием электрических полей. Вязкость определялась по времени истечения определенного объема воды через электроды, создающие однородное поле, исходя из известной формулы Пуазейля. Результаты работ показали, что электрическое поле вызывает изменение вязкости воды и водных растворов в пределах до 8...10 %. Следует отметить, что нецелесообразно в данном случае употреблять термин «вязкость», целесообразнее пользоваться термином «квазивязкость», так как этот показатель, изменяющийся под действием поля, при снятии (выключении) его приходит в первоначальное состояние, т.е. это свойство появляется в результате взаимодействия поля с жидкостью, поэтому его необходимо именовать «ква-

звязность». Объяснение этого явления предполагает действие в электрическом поле электростатических сил на объемные заряды, в результате чего можно влиять на квазизвязность с двух сторон: и в сторону увеличения, и в сторону уменьшения исходя из соотношения электрических и гидродинамических факторов.

Проведены исследования и разработаны теоретические основы разрушения структурированных газожидкостных систем под воздействием переменного электрического тока в режиме плавного безыскрового гашения [215, 216]. В этом случае механизм разрушения структуры объясняется, подобно действию акустических колебаний, возникновением в пленках осцилляционных электрокинетических течений жидкости, приводящих к резонансному колебательному движению жидкости и развитию критических касательных напряжений. При решении такой задачи используется уравнение движения жидкости в пленке с учетом воздействия внешнего осциллирующего электрического поля

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \eta \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{q(y)}{\rho} \cdot E_0 \sin(\omega t) \quad (11.4)$$

при граничных условиях симметрии в центре пленки $\left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0} = 0$ и заторможенности на границе диффузного и поверхностного слоев пленки $u|_{y=\frac{h}{2}} = 0$ с начальным условием $u|_{t=0} = 0$. Здесь u – скорость движения жидкости в пленке, м/с; $q(y)$ – плотность распределения заряда по толщине пленки, Кл/м³; E_0 – амплитудное значение напряженности осциллирующего электрического поля, В/м; ω – циклическая частота колебаний, с⁻¹; h – толщина пленки пены, м.

Решение (11.4) имеет вид:

$$u(t, y) = \frac{4E_0}{\rho h} \sum_{n=1}^{\infty} \left[\frac{A_n \sin(\omega t) - \omega \cos(\omega t)}{\omega^2 + A_n^2} + \frac{\omega \exp(-A_n t)}{\omega^2 + A_n^2} \right] \cos \left(y \sqrt{\frac{A_n}{\eta}} \right) \int_0^{h/2} q(\xi) \cos \left(\xi \sqrt{\frac{A_n}{\eta}} \right) d\xi, \quad (11.5)$$

где $A_n = \frac{\pi^2 \eta (2n-1)^2}{h^2}$; ξ – переменная интегрирования.

Анализ и оценка уравнения (11.5) показывают, что на частотах 10...20 кГц основной тон пульсации u начинает отставать по фазе от колебаний электрического поля, что вызывает снижение эффективности процесса (рис. 11.2).

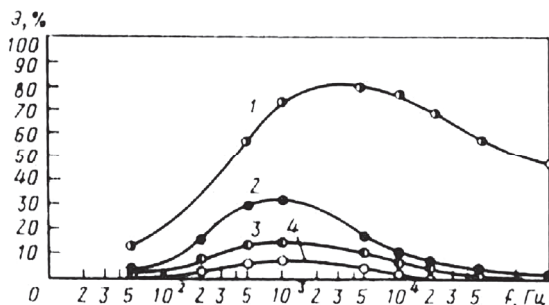


Рис. 11.2. Зависимость эффективности электрического метода разделения пены от частоты переменного напряжения. Концентрация ПАВ: 1 – 3,28 кг/м³ (сульфол); 2 – 1,21 кг/м³ (ПО-3АИ); 3 – 5,5 кг/м³ (ПО-3А); 4 – 1,1 кг/м³ (олеат натрия)

Результирующее касательное напряжение связано с распространением и распределением скорости по толщине пленки реологическим выражением

$$\tau(t, y) = -\rho \eta \cdot \frac{\partial u}{\partial y},$$

а его максимальное значение достигается на границе диффузного и поверхностного слоев при $y = h/2$:

$$\tau_s = \frac{4E_0 \epsilon \epsilon_0 \xi}{h} \left[\sin(\omega t) \cdot \frac{32h^4 \omega^2}{\pi^4 \eta^2} \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \frac{16n^3 + 13n}{\left\{ (4n-1)^4 + \frac{h^4 \omega^2}{\pi^4 \eta^2} \right\} \left\{ (4n-3)^4 + \frac{h^4 \omega^2}{\pi^2 \eta^2} \right\}} + \right. \right. \\ \left. \left. + 8\omega \cos(\omega t) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(2n-1) \left\{ (4n-1)^2 (4n-3)^2 - \frac{h^4 \omega^2}{\pi^2 \eta^2} \right\}}{\left\{ (4n-1)^4 + \frac{h^4 \omega^2}{\pi^4 \eta^2} \right\} \left\{ (4n-3)^4 + \frac{h^4 \omega^2}{\pi^2 \eta^2} \right\}} \right],$$

где ξ - дзета-потенциал, В; n - индекс суммирования; ϵ - относительная диэлектрическая проницаемость среды; ϵ_0 - электрическая постоянная, Ф/м.

Амплитудное значение касательного напряжения τ_s имеет максимум при значении безразмерной частоты $\frac{h^2 \omega}{\pi^2 \eta} = 1,74$, что соответствует оценке резонансной частоты $\omega = 8700$ Гц. Это подтверждается экспериментальными данными (см. рис. 11.2).

Подача высокоимпульсного напряжения с помощью электрического разряда непосредственно в пене вызывает почти мгновенное оседание пены. При этом легко разрушаются даже высокостойкие белковые пены. Однако применение этого метода требует

надежных мер безопасности, так как должно использоваться очень высокое напряжение, а пены обладают достаточно высокой электрической проводимостью.

11.2.3. Термический и термодинамический способы разделения пены

Терморadiационное разделение устойчивых газожидкостных структур в химико-технологических процессах основывается на ряде теоретических предпосылок [217]. Баланс энергии термодинамического устройства определяется равенством

$$Q_v = Q_p + Q_k + Q_n, \quad (11.6)$$

где Q_v - общая мощность введенной энергии излучателем, Вт; $Q_p = \iint q_p dS_n$ - мощность энергии результирующего излучения; $Q_k = \iint q_k dS_n$ - мощность энергии конвективного переноса от излучателя к окружающей среде; Q_n - мощность энергии тепловых потерь; S_n - площадь поверхности излучателя, м².

Результирующий радиационный теплообмен поверхности излучателя с поверхностью среды определяется разностью излучаемой и поглощаемой энергии:

$$q_p = E_n - E_n,$$

где $E_n = \epsilon_n \sigma_0 T_n^4$ - поверхностная плотность энергии излучения на поверхности излучателя, Вт/м²; ϵ_n - излучательная способность; $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴) - константа Стефана-Больцмана; T_n - температура на поверхности излучателя, К; $E_n = A_n E_{\text{пад}}$ - поверхностная плотность поглощенной энергии, Вт/м²; A_n - поглощающая способность среды.

Поверхностная плотность падающей энергии излучения $E_{\text{пад}}$ в приближении серого спектра определяется собственным излучением среды и излучением газа (пара):

$$E_{\text{пад}} = \iint \frac{\epsilon_N}{A_N} n_N^2 T_N^4 K(N, M) dS_N + \iiint 4K_p n_p^4 T_p^4 K(P, M) dV_p,$$

где $K(N, M) = \exp\left(-\int_N^M K_p dl\right) \frac{\cos(\vec{l}, \vec{n}_M) \cos(\vec{l}, \vec{n}_N)}{\pi I_{NM}^2}$ - фактор, определяющий облученность

места M на поверхности излучателя лучеиспусканием со всех мест N поверхности пены

S_n с учетом ослабления интенсивности излучения; $K(P, M) = \exp\left(-\int_P^M K_p dl\right) \frac{\cos(\vec{l}, \vec{n}_M)}{\pi I_{MP}^2}$ -

фактор, определяющий облученность места M излучением пара, находящегося во всех местах P объема V , с учетом ослабления интенсивности излучения; K_p - коэффициент ослабления интенсивности энергии излучения в различных местах P на пути прохожде-

ния лучей в массе газа (пара); T_N , T_P - температура среды и пара в местах N и P ; n_M , n_P , n_N - нормаль по направлению к поверхности излучателя в точке M , к точке P в объеме газа (пара), к поверхности пены в точке N ; dl - элементарная толщина слоя излучающего и поглощающего пара в объеме V по длине луча.

Лучепоглощательную способность пены можно оценить, пользуясь величиной числа Бугера:

$$Bu = k_0 \delta,$$

где k_0 - коэффициент ослабления интенсивности падающей энергии излучения; δ - толщина слоя среды.

Практически полное поглощение отвечает значению числа Бугера $Bu = 3$. При большом коэффициенте ослабления инфракрасной радиации с длиной волны $\lambda > 1$ мкм полное поглощение осуществляется в тонком слое (для воды в слое менее 1 мм). Вследствие большой рассеивающей способности пузырьковой структуры коэффициент ослабления сильно возрастает. Для излучателей со значительной коротковолновой радиацией отмечаются меньшее ослабление интенсивности энергии излучения и большая проникающая способность.

При термодинамическом гашении пены [101] изменение давления в технологическом аппарате непосредственно влияет на ряд объемных и структурных параметров среды, таких как кратность, определяемая отношением объема пены к объему содержащейся в ней жидкости, дисперсный состав, толщина структурных пленок. Повышение давления в системе увеличивает гидропроводность структуры и изменяет формы ячеек структуры от полиэдрической до сферической. Таким образом, в этом случае можно использовать основные уравнения синерезиса.

Явление синерезиса жидкой фазы пены существенным образом зависит от гидропроводности среды и ее структурных параметров, таких как кратность и дисперсность структурных ячеек. В зависимости от величины кратности пены и формы составляющих ее ячеек (пузырьков) различают сферическую, ячеистую и полиэдрическую структуры.

Максимальную гидропроводность имеет пена со сферическими пузырьками. Переход от полиэдрической структуры к сферической достигается сжатием газовой фазы путем повышения давления над средой [218].

Считая, что газовая фаза в пузырьках подчинена законам идеального газа, кинетику разрушения низкократных газожидкостных структур, используемых в химико-технологических процессах, можно определить по уравнению

$$p_0 Q_0 = (p_0 + p) Q, \quad (11.7)$$

где Q_0 - объемный расход среды при атмосферном давлении p_0 ; Q - объемный расход среды при избыточном давлении p .

Время t_p разрушения сжатой пены связано со временем разрушения ее при атмосферном давлении t_{p0} ; выражением

$$t_p (p_0 + p) = t_{p0} p_0. \quad (11.8)$$

Одновременно длительность пребывания пены в замкнутом объеме связана с ее расходом зависимостью

$$t_p = \frac{V}{Q}. \quad (11.9)$$

Совместное решение уравнений (11.7), (11.8) и (11.9) позволяет определить величину создаваемого избыточного давления, необходимого для эффективного разрушения устойчивой газожидкостной структуры в непрерывном потоке:

$$p = p_0 \left(\sqrt{\frac{Q_0 t_{p0}}{V}} - 1 \right).$$

При образовании в биотехнологических и флотационных процессах при очистке сточных вод высокоустойчивой трехфазной пены, обогащенной продуцентами и клетками микроорганизмов, активного ила и коллоидными частицами, скорость синерезиса существенно снижается даже в низкократных пенах вследствие роста гидравлического сопротивления. Для высоковязких структур, какими являются ферментационные и флотационные пены, целесообразно использовать процесс вакуумирования [30], который влияет на скорость всплывания газовых пузырьков в соответствии с выражением

$$v_0 \approx \sqrt[3]{p_2 \left(\frac{\rho_{ж} V_{ж}}{p_2 V_{ж} + p_1 V_{г1}} - \frac{\rho_{г1}}{p_1} \right)},$$

где p_1 , p_2 - соответственно начальное и конечное давление в среде, Па; $V_{ж}$ - объем жидкой фазы, м³; $\rho_{г1}$, $V_{г1}$ - плотность (кг/м³) и объем (м³) газовой фазы:

Вместе с тем численная оценка [219] показывает, что скорость дегазации пены с повышенной вязкостью жидкой фазы возрастает незначительно при давлении более 0,01 МПа. При этом давлении в случае достижения температуры насыщения (кипения) рабочей среды (45...47 °С) жидкая фаза вскипает и пена разрушается в режиме кипения. Таким образом, для обеспечения термодинамического разрушения пены необходимо установить соответствие между рабочей температурой среды и давлением на линии насыщения пара жидкой фазы.

11.3. Основы расчета физических пеногасителей

Расчет физических пеногасителей базируется на теоретических концепциях разрушения структурированной газожидкостной смеси под воздействием энергетических полей различной физической природы.

Ультразвуковое пеногашение предполагает [102], что процесс разрушения газожидкостной среды ультразвуком при возникновении в ее пузырьках резонансных колебаний определяется действием периодически изменяющегося давления звуковых волн (акустического давления) $p_1 = \sqrt{2J\rho c_n}$, давления однонаправленного излучения (радиационного давления) $p_2 = \frac{5\pi}{2\lambda} \cdot V_n E$, акустического течения («звукового ветра») p_{zv} . Условие разрушения пузырька монодисперсной пены радиусом r_i имеет вид:

$$\sqrt{2J\rho c_n} + \frac{5\pi}{2\lambda} \cdot V_n E + p_{zv} \geq \frac{4\sigma}{r_n}, \quad (11.10)$$

где J - мощность излучения, Вт/м²; c_n - скорость звука в пене, м/с; λ - длина волны излучения, м; $V_n = \frac{4}{3} \cdot \pi r_n^3$ - объем пузырька пены; $E = \frac{kJ}{c_n}$ - плотность энергии звука, Дж/м³; k - коэффициент, учитывающий поглощение и отражение звука, $1 < k < 2$.

Поскольку в ультразвуковом диапазоне «звуковым ветром» можно пренебречь, то баланс сил (11.10) имеет вид:

$$\sqrt{2J\rho c_n} + \frac{10\pi r_n^3}{3\lambda} \cdot \frac{kJ}{c_n} \geq \frac{4\sigma}{r_n}. \quad (11.11)$$

Формула (11.11) позволяет определить по параметрам среды необходимую для работы мощность звука.

Расчет основных технологических параметров терморadiационного аппарата проводится [217] с использованием балансового соотношения (11.6). Радиационный теплообмен Q_p излучателя с поверхностью газожидкостной смеси приближенно определяется по формуле

$$Q_p = \Phi_0 \varepsilon_n \sigma_0 (T_n^4 - T_n^4) S_n, \quad (11.12)$$

где Φ_0 - множитель, учитывающий облученность среды с поверхности излучателя; ε_n - излучательная способность; $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²К⁴) - константа Стефана-Больцмана; T_n - температура соответственно на поверхности излучателя и пены, К; S_n - площадь поверхности излучателя, м².

Уравнение (11.12) предполагает, что поглощающая способность пены $A_n = 1$.

Конвективная теплоотдача Q_k излучателя потоку газа (пара) определяется из уравнения

$$Q_k = \alpha_k (T_n - T_r) S_n, \quad (11.13)$$

где α_k - коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²К); T_r - температура газа (пара), К.

Тепловые потери оцениваются с помощью множителя χ_n :

$$Q_n = \chi_n Q_b, \quad (11.14)$$

где $\chi_n = 0,02...0,05$.

Радиационный теплообмен излучателя с системой определяет количество разрушенной пены по формуле

$$Q_p = m_n [\Delta h + c_p (T_n - T_n)], \quad (11.15)$$

где m_n - поток разрушенной среды, кг/с; Δh - удельная энергия испарения жидкой фазы, Дж/кг; c_p - удельная теплоемкость жидкой фазы пены, Дж/(кг·К); T_n - температура насыщенного пара, К.

Из уравнений (11.6), (11.12) - (11.15) выведены формулы для определения необходимой термической мощности излучателя:

$$Q_b = \frac{1}{1 - \chi_n} [m_n \{ \Delta h + c_p (T_n - T_n) \} + \alpha_k (T_n - T_r) S_n]$$

и производительности устройства по массе обрабатываемой пены:

$$m_n = \frac{\varphi_0 \varepsilon_n \sigma_0 (T_n^4 - T_n^4) S_n}{\Delta h + c_p (T_n - T_n)}.$$

11.4. Эффективность физических методов разделения пены

Оценка эффективности физических способов разделения устойчивых газожидкостных систем проводится по различным параметрам. При оценке эффективности могут быть использованы статистические методы [220-223]. Акустические разделители оцениваются в зависимости от способа создания и генерирования колебаний. Вместе с тем существует критерий [102], связывающий частоту собственных колебаний воздушного пузырька с его размером (радиусом):

$$f r_n = 238 \text{ Гц см.} \quad (11.16)$$

Критерий (11.16) позволяет правильно выбрать оптимальную частоту генерируемых резонансных колебаний. Эффективность акустического разрушения статического столба газожидкостной системы с помощью воздушного свистка оценивается временем полного

его разрушения, которое почти линейно зависит от скорости разрушения газожидкостной смеси при различной интенсивности излучения и частоты, изменяющейся в диапазоне 7...10 кГц (рис. 11.3).

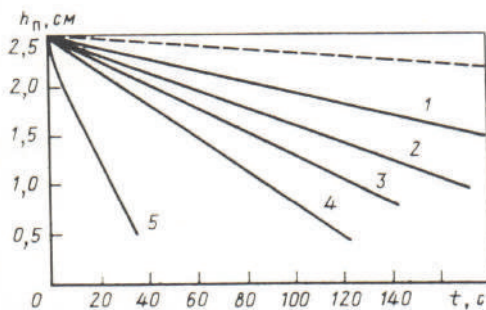


Рис. 11.3. Скорость разрушения статической пены при частоте излучения 7...10 кГц. Уровень звуковой мощности: 1 – 116 дБ; 2 – 120 дБ; 3 – 125 дБ; 4 – 135 дБ; 5 – 145 дБ; h_n – высота пены; τ – время

На графике пунктиром показана скорость естественного разрушения исходной смеси без внешних воздействий, когда продолжительность осаждения и разрушения составляет 16 мин.

Связь между скоростью v_p разрушения газожидкостной смеси и расстоянием x между излучателем и уровнем жидкости при тех же частотах выражается уравнением

$$v_p = ab^{-x},$$

где a , b – постоянные коэффициенты, зависящие от физических свойств исходной среды.

При акустическом разрушении динамической газожидкостной смеси эффективность оценивается не только интенсивностью излучения, но и объемным расходом рабочей смеси (воздуха), подаваемой в свисток, в зависимости от вспенивающей способности обрабатываемого раствора, выраженной через скорость роста столба газожидкостной смеси. Анализ этой взаимосвязи показывает, что можно осуществлять полное разрушение исходной смеси на расстоянии около $x = 0,38$ м при незначительном увеличении расхода воздуха даже в тех случаях, когда вспенивающая способность возрастает в несколько раз.

За меру эффективности разрушения статической газожидкостной смеси иногда принимается [224] время обработки в акустическом поле (рис. 11.4). При частоте ультразвуковых колебаний $f = 21 \cdot 10^3$ Гц и давлении подаваемого сжатого воздуха 0,3 МПа для достижения полноты разрушения 92...94 % достаточно озвучивать исходную смесь в течение 2...8 с.

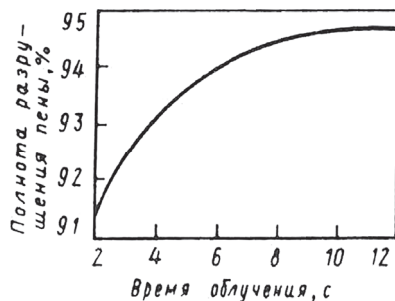


Рис. 11.4. Зависимость эффективности разрушения пены различных флотационных концентратов от времени акустической ее обработки

В табл. 11.1 приведены режимы работы акустических излучателей различных типов и относительные оценки их эффективности, в качестве которых приняты объемное соотношение количества разрушенной пены и количества необходимого для этого воздуха или водяного пара, а также отношение генерируемой на поверхности разделяемой среды акустической мощности к общей величине затрачиваемой мощности [102, 103, 224].

Таблица 11.1

Характеристики акустических разделителей структурированных газожидкостных систем

Тип источника акустических колебаний	Режим работы излучателя				Эффективность разделения			Область применения, среда
	Частота звука, Гц 10^3	Звуковая мощность, Вт	Уровень звуковой мощности, Б	Расход газа (пара), м ³ /с	Давление газа (пара), Па 10^{-5}	Производительность, м ³ /с	Потребляемая мощность, Вт 10^{-3}	
Центробежная сирена	6,0	210	14,8	0,145	0,77	$1,2 \cdot 10^{-5}$	11,0	Процессы флотации
Свисток Гартмана	27,5	20	14,5	$3,5 \cdot 10^{-3}$	3,5	$7,2 \cdot 10^{-4}$	1,25	Легкие углеводородные питательные среды
Свисток Гартмана	29	13	14,5	$2,8 \cdot 10^{-3}$	2,8	$6,4 \cdot 10^{-4}$	0,8	Процессы ферментации
Модифицированный свисток Гартмана	8,0	100	14,8	$3 \cdot 10^{-2}$	4,2	$7,2 \cdot 10^{-3}$	12,8	Растворы ПАВ
Пароструйный свисток	11,3	80	14,7	$1,3 \cdot 10^{-2}$	3,1	$3,6 \cdot 10^{-3}$	4,0	Растворы ПАВ
Мембранный излучатель	0,7	300	15,5	$4,3 \cdot 10^{-3}$	2,8	$1,55 \cdot 10^{-3}$	1,2	Растворы ПАВ
Аэродинамический излучатель	8...30	$(1...2) \cdot 10^3$ Вт/м ²	16...86 МВ	$(1,7...2,5) \cdot 10^{-2}$	2,5	$(1,3...1,6) \cdot 10^{-2}$	4,6...6,2	Процессы флотации

Анализ данных табл. 11.1 показывает, что объемный коэффициент полезного действия (КПД) во многом зависит от конструктивных особенностей излучателя, а низкое значение показателя энергетической эффективности, характерное для большинства акустических излучателей, объясняется низким КПД преобразования одного вида энергии в другой. Акустические способы разделения и реализующие их устройства в основном действуют в ограниченной зоне и обладают повышенными энергетическими затратами.

Существуют два типа промышленных устройств акустического пеногашения. Один из них предназначен для ликвидации пены в трубопроводах на выходе из резервуара. Генератор со свистком создает в небольшом пространстве сильное акустическое поле, разрушающее пену.

Для более рационального использования энергии акустических колебаний ультразвуковой излучатель-свисток размещают на выходе из резервуара для разрушения газожидкостной смеси в трубопроводе (рис. 11.5).

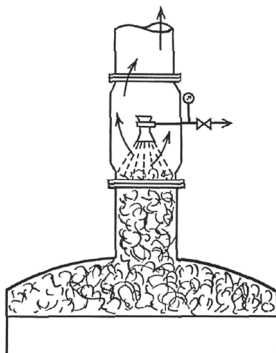


Рис. 11.5. Размещение ультразвукового излучателя-свистка в трубопроводе на выходе пены из аппарата

В этом случае акустический свисток создает интенсивное акустическое поле в небольшом объеме пространства трубопровода, вследствие чего поступающая в него смесь эффективно разрушается.

Устройство для звукового пеногашения второго типа - это звуковые сирены. Пневматические или электрические сирены создают мощные звуковые излучения либо горизонтально над поверхностью жидкости, либо перпендикулярно к ее поверхности в смесителях, ферментационных сосудах и т. д. Вариант использования ультразвука для предотвращения образования пены из жидкости в горизонтальном резервуаре предусматривает размещение ряда акустических излучателей над поверхностью жидкости (рис. 11.6).

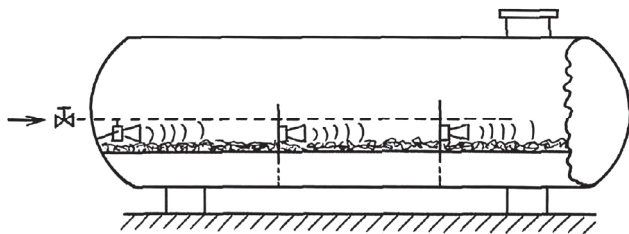


Рис. 11.6. Размещение акустических излучателей в горизонтальном резервуаре

Эта схема размещения излучателей ультразвука менее экономична, чем предыдущая, поскольку здесь происходит значительное рассеивание акустической энергии в большом объеме резервуара. При использовании в химико-фармацевтических и биотехнологических процессах допустимый предел частоты акустических колебаний ограничен величиной 20 кГц.

Высокая эффективность низкочастотных вибрационных колебаний подтверждается промышленными испытаниями генератора акустических колебаний низкого диапазона частот в ферментационном аппарате объемом 200 м³ [225]. В качестве генератора вибрационных колебаний использовался гидропневматический излучатель, заключенный в гибкую оболочку. В диапазоне низких звуковых частот линейные размеры излучающей поверхности значительно меньше длины волны, поэтому на этих частотах излучатель создает сферическую волну уже на небольших расстояниях. Излучатель работает в резонансном режиме с частотой 60 Гц и генерирует синусоидальные колебания с амплитудой 0,03 м. Расход воздуха в резонансном режиме равен 0,1 м³/с. Генератор колебаний с поверхностью излучателя 0,6 м² и мощностью 1000 Вт разрушает пену высотой 0,75 - 1,5 м над жидкостью на площади аппарата 40 м² в течение 60...90 с. Процесс акустического разрушения низкочастотными колебаниями объясняется виброакустическим воздействием колеблющейся оболочки пневмогидравлического излучателя на такие параметры среды, как упругость, текучесть, размеры пузырьков. В качестве параметра интенсивности процесса предложен комплекс

$$K_s = \frac{v_p}{v_n},$$

где v_p - скорость разделения при работе излучателя, м/с; $v_n = \frac{dh}{dt}$ - скорость образования структурированной газожидкостной системы при типовых условиях работы, м/с; h - высота разделяемой среды, м.

При обработке опытных данных получена зависимость эффективности разделения от силовых параметров работы излучателя:

$$K_y = 1,62 \cdot \exp \left[m - n \left(\frac{\Delta p}{p_0} \right) \right],$$

где $\Delta p = p_{\text{зв}} - p_0$; $p_{\text{зв}}$ - звуковое давление, Па; p_0 - давление в аппарате. Па; m , n - числовые коэффициенты.

В диапазоне изменения $\frac{\Delta p}{p_0}$ от 0,1 до 0,45 эти коэффициенты изменяются в пределах: $1,4 \leq m \leq 1,9$; $2,3 \leq n \leq 3,1$.

В качестве критерия эффективности процесса при использовании электрического метода разделения в большинстве случаев принимают относительное значение объема разрушенной среды [226] или объемной скорости разрушения [227]. Можно провести достаточно четкую аналогию между акустическими и электрическими воздействиями при использовании концепции возникновения в пенных пленках осцилляционного направленного течения. В этом случае эффективность электрического воздействия во многом определяется частотой переменного тока, что видно из зависимости (см. рис. 11.2) эффективности пеногашения для анионных ПАВ при напряжении на электродах 120 В, напряженности в пене $5 \cdot 10^4$ В/м и объемном расходе пены $1,065 \cdot 10^{-7}$ м³/с. Экспериментально установлен [216] оптимальный диапазон частот электрического поля в пределах $10^3 \dots 10^4$ Гц, что, по-видимому связано с полидисперсным составом пены. Аналитическая оценка теоретических представлений подтверждает [213] значение оптимальных частот; использование квазиаррениусовской кинетики при описании процесса разрушения пены с постулированным механизма, «реакции образования дефектов» в пленке позволило представить эффективность разрушения η следующим образом:

$$\eta = k \cdot \exp \left(-k_1 \cdot \frac{\sigma_0 - \sigma}{\tau_{s0} a \chi} \right),$$

где k и k_1 - безразмерные константы, определяемые экспериментально; τ_{s0} - амплитудное значение осциллирующего касательного напряжения, Па; a - размер элемента пленки пены, м; σ и σ_0 - поверхностное натяжение раствора и растворителя, Н/м.

Анализ результатов исследования эффективности разделения устойчивых газожидкостных систем путем воздействия током высокого напряжения связан с различием механизмов электрического разделения в зависимости от уровня параметров электрических полей [228]. Наиболее эффективным с точки зрения обеспечения макси-

мальной объемной производительности и экономичности по энергетическим затратам является метод импульсного высокого напряжения. Получены результаты разрушения структуры посредством электрического пробоя в виде зависимости объемной скорости разрушения пены Q_n от величин импульсного высокого напряжения и (рис. 11.7).

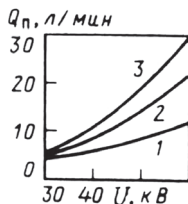


Рис. 11.7. Эффективность электроимпульсного разрушения пены в зависимости от напряжения U при различной емкости конденсатора: 1 – 0,016 мкФ; 2 – 0,063 мкФ; 3 – 0,25 мкФ; Q_n – объем разрушенной пены

Отмечается определяющая роль возникающей при этом ударной волны. Электрический пробой развивается от верхнего электрода через воздух и разрушаемую структуру до заземленного электрода. Расход энергии в конденсаторе импульсного генератора пропорционален его емкости C_3 и напряжению его заряда U_3 :

$$W_n = \frac{C_3 U_3^2}{2}.$$

Объем разрушенной структуры пропорционален расходу энергии, т. е. мощности импульса:

$$Q_n = k C_3 U_3^2,$$

где k - коэффициент пропорциональности.

Расход энергии при работе с импульсным напряжением составляет $5,4 \cdot 10^5$ Дж на 1 м^3 пены при напряжении $3 \cdot 10^4$ В. Необходимо отметить прогрессивность этого метода электрического воздействия и возможность автоматизации производственного процесса при его применении. Сравнительные данные по эффективности работы для различных типов электрических пеногасителей приведены в табл. 11.2.

Таблица 11.2

Характеристики электрических пеноагентов

Вид электрического воздействия	Параметры электрического поля			Характеристика устройства	Параметры системы	Эффективность работы	Область применения, среда
	напряжение, В	частота, Гц	напряженность, В/м (емкость, С)				
Переменное напряжение [215]	120	$5 \cdot 10^2$... $2 \cdot 10^4$	$5 \cdot 10^4$	—	Кратность пены 30...50, размер пузырьков (0,8...1,2) 10^{-3} м	—	Растворы анионных ПАВ
Постоянный ток (угасание и пробив) [225]	$(1...15) \times 10^3$	-	—	1...2	Кратность пены 600...700	Производительность 0,165 м ³ /с	Раствор ПАВ
Переменное напряжение (пробив) [226]	$(2...8) 10^4$	50	—	Формы электродов: игла, гребень, кольцо	—	Расход энергии (0,36...3,25) 10^6 Дж	Производство целлолозы
Постоянное напряжение (пробив) [226]	$(3...8) 10^4$	—	—	То же	—	Производительность 0,35 10^{-3} м ³ /с	То же

Импульсное напряжение (пробив) [226]	(3...6) 10 ⁴	12, 20, 30	1,6·10 ⁻⁸ , 6,3·10 ⁻⁸ , 25·10 ⁻⁸	Волна импульса (1,5/40, 0,6/40, 50/500) 10 ⁻⁶ с	То же	—	Производительное (6,66...5) 10 ⁻⁴ м ³ /с	То же
Переменный ток [228]	24...220	50	—	10 ² ...10 ³	Между электродами (2...12) 10 ⁻³ м	—	Время гашения 0,5...2 с	Растворы ПАВ, белковый раствор
Переменный ток [229]	100	50...60	—	—	Форма электродов: стержни в ободах с углом поворота 140...160°, частота вращения 0...0,85 с ⁻¹	Кратность пены 200...300, размер пузырьков (5...10) 10 ⁻³ м	Полнота гашения 20...100 %	Раствор ПАВ
Постоянный ток [230]	—	—	(1...15) × 10 ⁶	—	Форма электродов: стержни в цилиндрах, стержни между пластинами	—	Полнота гашения 5...100 %	Диэлектрические жидкости

Термические разделители структурированных газожидкостных систем также ограничено используются в микробиологических процессах из-за сравнительно высоких энергозатрат и термолабильности биологических жидких сред к высокой температуре. Имеющиеся в научно-технической литературе сведения [217, 232] о применении устройств и аппаратов этого типа показывают, что они в основном могут быть использованы при очистке сточных вод флотацией или при обогащении минерального сырья, а также в некоторых микробиологических процессах.

В последнее время установлена способность радиоактивного излучения (нейтронов, β -частиц) разрушать пленки пены. Такое пеногашение не требует энергетических затрат, пеногасящее устройство невелико по размерам, легко может быть вмонтировано в технологическое оборудование и не требует никакого обслуживания. Однако этот способ пеногашения непригоден для пищевой, фармацевтической и некоторых других отраслей промышленности.

Радиационный способ разделения ограничено применяется при очистке сточных вод «жестких» в биологическом отношении ПАВ [228], но недостаточная изученность этого способа и его аппаратного оформления, а также необходимость защиты обслуживающего персонала от радиации пока не позволяют широко использовать его в микробиологических и химико-фармацевтических производствах.

Сведения об эффективности термического и радиационного способов разделения структурированных газожидкостных систем, а также об областях их применения приведены в табл. 11.3.

Т а б л и ц а 11.3

Характеристика термических и радиационных разделителей структурированных газожидкостных систем

Способ разделения	Параметры термического (радиационного) воздействия			Эффективность работы	Область применения, среда
	температура, К	тепловой поток, Вт	плотность теплового потока, Вт/м ²		
Терморadiационный (инфракрасное излучение) [217]	473...1073	—	—	Производительность (0,72...24,3) × 10 ⁻³ кг/(м ² с)	Водные растворы ПАВ

Термораднационный (инфракрасное, излучение) [217]	—	$(1...4)10^3$	$(3...12,2)10^3$	Снижение времени разрушения в 2,7...6,5 раз	То же
Радиационный (облучение пучком ускоренных электронов) [228]	-	Энергия пучка 0,7 МэВ	Поглощенная доза 2 мрад	Повышение степени очистки до 95 %	Сточные воды
Термический (циклическое воздействие) [232]	Нагревание: 318...363; охлаждение: 277...293	—	—	Снижение времени разрушения в 3...4 раза	Процессы ферментации

11.5. Физико-химические способы пеногашения

Физико-химические способы гашения пены базируются на учете поведения жидкой фазы пены вблизи твердой поверхности, структурно-капиллярных свойств пены и объемных свойств ее газовой фазы.

Физико-химические капиллярные и поверхностные свойства пены для интенсификации процесса пеногашения путем изменения структуры пены используются в способе для ее разрушения [233], например, при проведении механического пеногашения с использованием твердой поверхности.

Для этого твердую поверхность предварительно покрывают слоем вещества с краевым углом смачивания $\geq 80^\circ$. Эту же цель можно достичь, выбрав материал, обладающий такой же смачиваемостью. В качестве покрытий твердой поверхности могут быть использованы различные вещества, например кремнийорганические соединения, составы, содержащие парафины, мыла поливалентных металлов и др., сохраняющие указанный краевой угол смачивания в пенообразующей смеси. Указанное покрытие обеспечивает соприкосновение пузырьков пены трехфазными контурами прилипания и их слияние — поверхностную коалесценцию. Этим достигается повышение эффективности пеногашения даже при отсутствии механического воздействия твердой поверхности на пузырьки пены и без введения в технологический процесс химических пеногасителей.

Особенности капиллярной каналовой структуры пены используются в физико-химическом способе разрушения пены путем контактирования пены с перегородкой, выполненной из фильтрующего материала [234].

Для повышения эффективности разрушения пены перегородка выполнена из пористого смачиваемого пенящимися растворами материала и с ее стороны, соприкасающейся

с пеной, создают давление, которое больше давления с другой стороны перегородки на величину, не превышающую максимального капиллярного давления перегородки. Целесообразно использовать перегородку с диаметром пор 0,2...100 мкм.

Основными преимуществами способа являются простота процесса, отсутствие вращающихся устройств, высокая эффективность при разрушении устойчивой пены.

Сущность способа состоит в том, что пену, подлежащую разрушению, приводят в соприкосновение с пористой перегородкой. Затем на перегородке со стороны, соприкасающейся с пеной, создают давление, которое больше давления с другой стороны перегородки на величину, не превышающую максимального капиллярного давления пористой перегородки, для того чтобы пена не могла проходить через перегородку. Для увеличения эффективности разрушения пены в качестве пористой перегородки используют хорошо смачиваемые пенящимся раствором фильтры (например, стеклянные или керамические) с диаметром пор 0,2...100 мкм.

Перепад давлений в гиббсовых каналах пены создают, понижая давление над пористой перегородкой, под которой находится пена, по сравнению с атмосферным или помещая пену в закрытый сосуд с пористой перегородкой и прилекая к ней избыточное давление по сравнению с атмосферным.

Особенности фазового состава пены, ее объемные свойства и учет эффекта сжимаемости газовой фазы пены используются в способе для разрушения пены [235] для ускорения процесса синерезиса и повышения эффективности процесса пеногашения.

В предлагаемом способе для разрушения пены с разделением на газ и жидкость, пену поочередно подвергают воздействию избыточным давлением и разрежением, причем избыточным давлением воздействуют перед разрежением, при этом должно выполняться соотношение

$$p_1 = p_0 \left(\frac{t_0}{t} - 1 \right),$$

где p_0 - атмосферное давление; t_0 - время разрушения пены при атмосферном давлении; p_1 - избыточное давление; t - время выдержки пены под избыточным давлением.

Кроме того, в предлагаемом способе, перед разрежением жидкость, вытекающую из пены, удаляют.

Сущность предлагаемого способа заключается в том, что пену, подлежащую разрушению, сжимают избыточным давлением, превышающим атмосферное, выдерживают под этим давлением в течение некоторого времени, а затем давление резко сбрасывают. При сжатии пены объем газовых пузырьков уменьшается пропорционально избыточному дав-

лению, тогда как жидкость практически не сжимается. При этом отношение объема пены к объему содержащейся в ней жидкости (так называемая "кратность"), уменьшается. Известно, что чем ниже кратность пены, тем быстрее "вытекает из нее жидкость. Поэтому, сжимая пену избыточным давлением, можно во много раз ускорить процесс обезвоживания пены. Осушенные пенные пленки механически непрочные, поэтому после выдержки пены под давлением достаточно резко сбросить избыточное давление, чтобы пена практически полностью разрушилась, причем скорость истечения жидкости из пены возрастает примерно во столько раз, во сколько раз пена сжата. Если при атмосферном давлении разрушение пены происходит за t_0 секунд, то для разрушения пены за t секунд ее необходимо сжать в t_0 / t раз, т. е. необходимо в течение времени t выдержать пену под избыточным давлением

$$p_1 = p_0 \left(\frac{t_0}{t} - 1 \right),$$

где p_0 - внешнее (атмосферное) давление.

Если под пеной находится слой вытекшей из нее жидкости, то при сбрасывании давления эта жидкость частично засасывается обратно в пенные пленки, и часть пены остается не разрушенной. Поэтому для более полного разрушения жидкость, вытекающую из пены, перед сбрасыванием давления необходимо удалить из емкости с пеной.

Применение предлагаемого способа разрушения пены позволит осуществлять эффективное разрушение больших объемов пены, мешающих при проведении ряда технологических процессов. При этом исключается загрязнение технологических жидкостей вредными веществами-пеногасителями, не требуется вакуумное оборудование и сложные энергоемкие устройства для механического разрушения пены. Разрушение пены можно ускорять практически неограниченно, повышая избыточное давление.

Глава 12. Техника и технология сепарации пены

При решении проблемы пеногашения встает вопрос о выборе оптимального в данных условиях метода пеногашения и типа пеногасителя, для чего необходимо знать условия проведения технологического процесса, роль пены на данной стадии производства, требования к качеству целевых продуктов, негативные побочные явления, возникающие при использовании того или иного метода пеногашения, а также экономичность методов.

Механический способ пеногашения - один из традиционных и широко распространенных в практике приемов разрушения пены. Это объясняется достаточно высокой его эффективностью и большим практическим опытом использования в химико-фармацевтической, микробиологической, химической, пищевой промышленности.

Описание конструкций механических пеногасителей базируется на их систематизации и классификационных признаках. Критериями выбора конкретных устройств для рассматриваемого в этой книге механического пеногашения послужили различные факторы, отражающие эффективность работы пеногасителей, их практическую значимость и промышленное применение, а также перспективность использования. Выбор количества конструкций механических пеногасителей, принадлежащих к одному виду, диктуется уровнем их конструктивной проработки и наличием достоверных аргументированных обоснований их эффективности.

Принцип работы механических пеногасителей заключается в целенаправленном многократном ускорении процесса самопроизвольного разрушения пены с дополнительной затратой энергии. Работа механических пеногасителей основана на предварительном осушении пены и ослаблении ее пленок в поле сил, значительно превосходящих гравитационные, с последующим быстрым деформированием пленок пены и их разрывом. Результатом работы механических пеногасителей является трансформация пенной структуры с образованием газа, жидкости и мелкодисперсной остаточной пены с пониженным газосодержанием, устойчивой к механическим воздействиям.

12.1. Гидромеханические пеногасители

Большинство гидромеханических пеногасителей представляют собой сочетание сопловых устройств и циклонных сепараторов для отделения газа от жидкости за счет центробежного эффекта или силы инерции.

Интенсификация процесса пеногашения достигается в циклонном устройстве [236] при движении потока пены по перфорированному спиральному каналу (рис. 12.1) от периферии устройства к его центру, при этом разрушение пены происходит за счет комплексного воздействия центробежного синергиза жидкой фазы пены и деформационного

воздействия каплей выделенной из пены жидкости, распыляемой через перфорацию спирального канала.

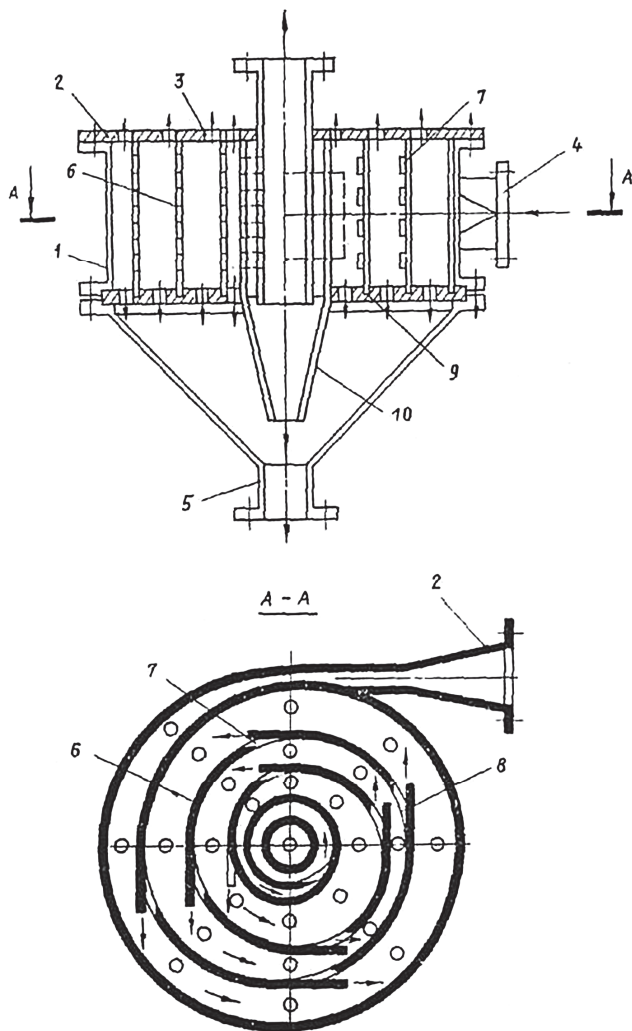


Рис. 12.1. Циклонный пеногаситель со спиральным каналом (пояснения в тексте)

Пена подается через тангенциальный патрубок 4 в цилиндрическую часть корпуса 1 и приобретает вращательное движение. По мере движения по внутренней поверхности корпуса и перегородки 6 пена под действием центробежной силы расслаивается на жид-

кую пленку, текущую по поверхности корпуса и перегородки, слой пенной эмульсии и газ. Образовавшаяся пленка жидкости частично вытесняется тангенциальным потоком в виде капель и струй через отверстия 7 перегородки с тангенциальной отбортовкой 8. За счет своей кинетической энергии капли и струи жидкости дополнительно разрушают пену, движущуюся по предыдущему витку спирального канала. При этом влажность и плотность пены в этой зоне канала повышается, что способствует более интенсивному центробежному осаждению (синерезису) жидкой фазы пены и ее разделению. Частично осушенная пена подвергается сдвиговой деформации при контакте с поверхностью перегородки 6 и расслаивается с образованием пленки жидкости и слоя мелкодисперсной пенной эмульсии.

Такие циклы разделения пены повторяются по мере движения потока по спиральному каналу перегородки. Часть обеспеченной жидкости выводится из спирального канала в коническую часть корпуса 1 через решетку 9, а газ выводится в атмосферу через отверстия 3 в крышке 2. Мелкодисперсная устойчивая пена разделяется в интенсивном центробежном поле, создаваемом в циклоне 10, откуда обеспеченная жидкость стекает в коническую часть корпуса и через патрубок 5 выводится из устройства, а газ выходит в атмосферу.

Наличие в спиральной перегородке отверстий с тангенциальной отбортовкой для отвода части осажденной из пены жидкости и подача ее в виде струй и капель на слой пены, движущейся по предыдущему витку спирального канала, позволяет интенсифицировать процесс разделения пены в циклонах за счет дополнительного механического воздействия на ее пузырьки струй и капель выделенной из пены жидкости, а также за счет увеличения скорости осаждения жидкой фазы пены вследствие увеличения ее плотности. Наличие отверстий в крышке корпуса устройства способствует более равномерному распределению газа по поперечному сечению корпуса, при этом скорость газа в спиральном канале уменьшается, что значительно снижает капельный унос из устройства и его гидравлическое сопротивление.

Для повышения степени разделения пены по а.с.1044629 [237] разработана конструкция (рис.12.2) циклонного пеногасителя с установленной в корпусе циклона 7 винтовой направляющей 2 и нижней камерой 5 для сбора жидкости, соединенной с полостью циклона рядом щелевых прорезей 3 и 6.

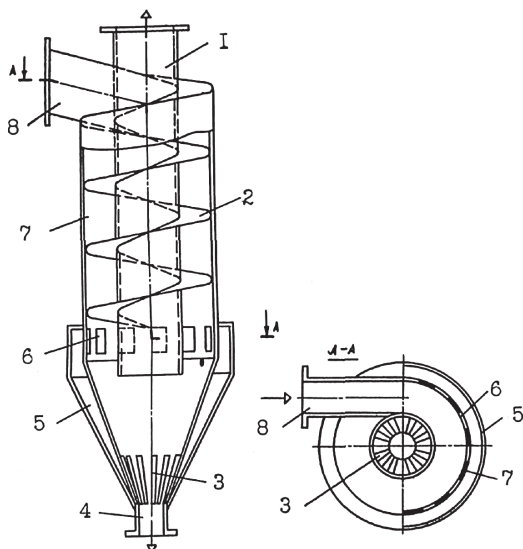


Рис. 12.2. Циклонный пеногаситель с винтовой направляющей (пояснения в тексте)

Пена подается через подводящий патрубок 8 со скоростью 15...20 м/с в корпус 7 циклона, где она приобретает вращательное движение вокруг патрубка 1. При этом пена движется в спиральном канале, образованном винтовой направляющей 2. Внутренняя поверхность циклона и поверхность винтовой направляющей покрыты гидрофобной пленкой для увеличения адгезии пенных пленок к прилегающим поверхностям, что приводит к возрастанию градиента скорости сдвига частично осушенной в центробежном силовом поле пены и увеличению действующих на нее касательных напряжений. Вследствие этого пена разрушается и расслаивается на жидкую пленку, текущую по стенке циклона, слой газожидкостной эмульсии и выделенный из пены газ. Пленка жидкости внизу вытесняется через отверстия 6 в кольцевую камеру 5, что способствует отделению потоков жидкости и газа, исключению их контакта и препятствует образованию вторичной пены. Это следует из циклонного соотношения

$$u_t \sqrt{R_{\text{ц}}} = \text{const},$$

связывающего распределение тангенциальных скоростей газа u_t по радиусу циклона $R_{\text{ц}}$, из которого видно, что скорость газа уменьшается с увеличением радиуса циклона.

Из камеры 5 жидкость через нижние отверстия 3 стекает в сливной патрубок 4 и выводится из пеногасителя. Часть не разрушенной пенной эмульсии закрученным потоком

стекает в коническую часть циклона, где происходит разделение эмульсии при контакте с его гидрофобной поверхностью. Выделившийся из пены газ смещается к центру циклона и выводится из него через патрубок 1.

В результате увеличения касательных напряжений в потоке пенной эмульсии, движущейся в винтовом канале, и увеличения адгезии пены интенсифицируется процесс разрушения пены, предотвращается ее унос с отходящим газом, что способствует повышению эффективности процесса пеногашения в циклонных аппаратах.

Большой объемной производительностью при достаточно высокой эффективности пеногашения обладает гидромеханический пеногаситель [238] для разделения ячеистой пены с повышенным газосодержанием порядка 0,9...0,95 (90...95 %). В этом пеногасителе (рис. 12.3) используется принцип секционирования плоских сопло-диффузорных насадок 3, тангенциально установленных на пеноподводящем патрубке 2.

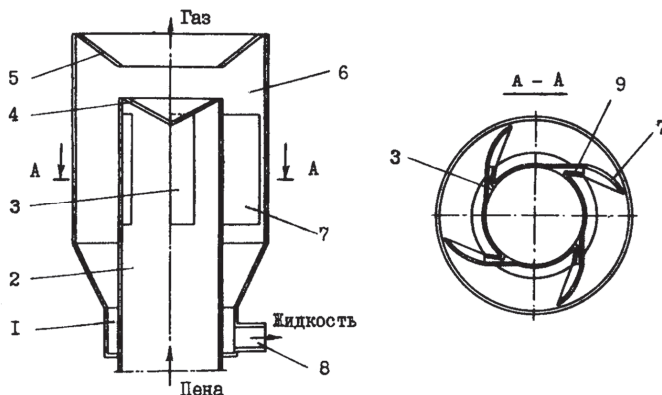


Рис. 12.3. Гидромеханический циклонный пеногаситель с щелевыми соплами:
1 – камера; 2 – подводящий патрубок; 3 – щелевые сопла; 4 – заглушка; 5 – конический патрубок; 6 – циклон; 7 – пластина-экран; 8 – патрубок для выхода жидкости; 9 – диффузоры

Устройство устанавливается на крышке закрытого технологического аппарата и связано с ним патрубками 2 и 8. Образовавшаяся в аппарате пена через вертикальный подводящий патрубок 2 поступает под некоторым избыточным давлением в щелевые сопловые насадки 3, где поток пены приобретает высокую скорость (50...70 м/с) в сужающемся канале. При этом происходит быстрое падение давления в пузырьках пены, которые деформируются и разрушаются в наиболее узком сечении канала сопловых насадков. Несимметричность щелевых сопел способствует возникновению центробежного эффекта, что приводит к отделению жидкости от газа. Жидкость оттесняется потоком газа к внешним

стенкам сопловых насадков, где она продолжает двигаться в виде пленки, а газ вместе с мелкими каплями жидкости занимает остальную часть поперечного сечения канала сопловых насадков. При движении потока в диффузорах 9 происходит частичное восстановление статического давления, что обуславливает снижение гидравлического сопротивления устройства. На выходе из диффузорной части сопловых насадков пленка жидкости движется по цилиндрической поверхности направляющих пластин-экранов 7, откуда она плавно переходит по касательной на внутреннюю поверхность корпуса циклона 6. Капли жидкости, взвешенные в газовом потоке, под действием центробежной силы оседают на стенках корпуса циклона, а поток газа оттесняется к центральной части циклона и выходит из него через конический патрубок 5. Пленка жидкости стекает закрученным потоком по конической части корпуса циклона в камеру 1, откуда она выводится через патрубок 8.

При установке в циклоне с диаметром корпуса 1100 мм шести щелевых сопловых насадков с размерами 5×500 мм объемная производительность такого пеногасителя составляет 3000 м³ пены в час, а гидравлическое сопротивление устройства не превышает 10000 Па (\approx 1000 мм вод.ст.) при газосодержании пены 0,9...0,95.

При применении этого устройства достигается высокая степень разделения исходной пены, обеспечивается большая объемная производительность за счет секционирования плоских сопловых насадков, вследствие чего снижается металлоемкость оборудования по сравнению с использованием нескольких индивидуальных циклонных пеногасителей с равной суммарной производительностью.

Более совершенным устройством этого типа является циклонно-сопловой пеногаситель [239], в котором для более полного разделения выделившихся из пены фаз и сепарации отходящего газа используется (рис. 12.4) установленная соосно в корпусе циклона 1 цилиндрическая перфорированная перегородка 7 и кольцевой сопловой насадок 10 на газотводящем патрубке 9.

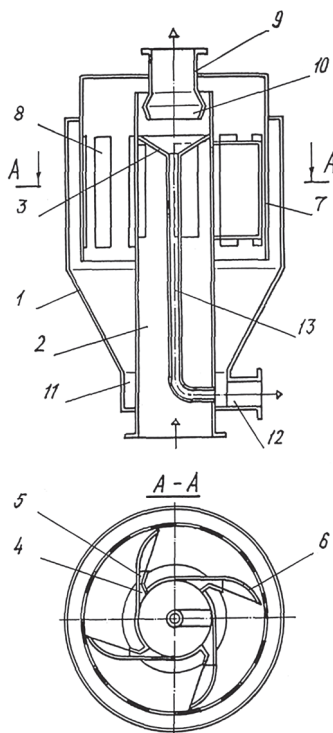


Рис. 12.4. Циклонно-сопловой пеногаситель (пояснения в тексте)

Поступающая в подводящий патрубок 2 пена разделяется на исходные фазы под действием продольного градиента давления и сдвиговой деформации, а также вследствие структурной перестройки потока в щелевых соплах 4 с диффузорами 5. После плавного перехода по касательной линии с изогнутых направляющих экранов 6 образовавшаяся пленка жидкости движется по внутренней поверхности перфорированной перегородки-обечайки 7 и, достигая ее продольных щелей 8, жидкость под действием центробежной силы тангенциальным потоком переходит в кольцевой зазор между обечайкой 7 и цилиндрической частью циклонного корпуса 1, где она закрученным потоком в виде пленки продолжает свое движение по стенке корпуса, откуда стекает в камеру-сборник 11 и через патрубок 12 выводится из пеногасителя в технологический аппарат. Вследствие создания перегородкой 7 дополнительного гидравлического сопротивления на пути движения газа при выходе с направляющих экранов 6, газовый поток со взвешенными в нем каплями жидкости поворачивает в вертикальном направлении, проходит в зазор между верхним

обрезом подводящего патрубка 2 и корпусом 1, затем попадает в кольцевой зазор между насадком 10 и внутренней поверхностью подводящего патрубка 2, где поток приобретает высокую скорость в сужающейся конфузальной части кольцевого канала. При движении потока в расширяющейся части этого канала происходит частичное восстановление статического давления, что обеспечивает сравнительно низкое гидравлическое сопротивление газовому потоку. Несимметричность кольцевого канала способствует возникновению инерционного эффекта, при этом взвешенные капли жидкости оттесняются потоком газа к стенке подводящего патрубка 2, где на его поверхности капли коагулируют и в виде пленки жидкость стекает в полость конической перегородки 3, откуда по трубе 13 отводится в камеру-сборник 11. Отсепарированный от капель поток газа поворачивает в полость насадка 10 и через патрубок 9 выводится из устройства.

Наличие в полости циклонного корпуса соосно установленной с ним перфорированной перегородки-обечайки позволяет отделить поток газа от выделенной из пены жидкости, исключая их дальнейший контакт и образование вторичной пены. Это следует из распределения окружной скорости газа u_i по текущему радиусу r в циклонных аппаратах, определяемого соотношением

$$u_i \sqrt{r} = \text{const}.$$

Вследствие большой разности плотностей фаз возникающая при закручивании потока центробежная сила жидкой фазы с массой $m_{\text{ж}}$, определяемая выражением

$$F_{\text{ц}} = \frac{m_{\text{ж}} u_i^2}{r},$$

намного превосходит аналогичную силу для потока газа, что обеспечивает перетекание жидкости в продольные перфорационные щели перегородки-обечайки, исключает их дальнейший контакт и предотвращает вторичное пенообразование.

Применение насадка из двоянных усеченных конусов, установленного на патрубке для отвода газа, обеспечивает более полную сепарацию взвешенных в газовом потоке жидких капель путем сообщения им дополнительной кинетической энергии при быстром разгоне потока в сужающейся части кольцевого канала, что следует из баланса кинетической энергии жидких капель различной массы m_1 и m_2 , движущихся с разными скоростями u_1 и u_2 :

$$\frac{m_1 u_1^2}{2} = \frac{m_2 (u_2 - u_1)^2}{2},$$

при $m_1 > m_2$, где $m \approx d_{\text{к}}^3$ ($d_{\text{к}}$ - диаметр капли жидкости).

Это позволяет обеспечить сепарацию мелкодисперсных капель. Так, например, при разгоне капель до скорости $u_1 = 5$ м/с сепарируются капли диаметром $d_k = 1 \cdot 10^{-4}$ м (100 мкм), а при разгоне капель до скорости $u_2 = 25$ м/с можно выделить капли диаметром $d_k = 4 \cdot 10^{-5}$ м (40 мкм), вследствие чего значительно снижается унос ценных продуктов производства вместе с отходящим газом, повышается степень защиты окружающей среды.

Для колонных ферментационных аппаратов разработан выносной гидромеханический пеногаситель [240] с кольцевым соплом и дополнительной подачей орошающей жидкости (рис. 12.5). В этом устройстве на первой стадии происходит осушение пены за счет гравитационного синерезиса при движении пены в восходящем потоке и ее сдвиговое разрушение в кольцевом сопловом насадке.

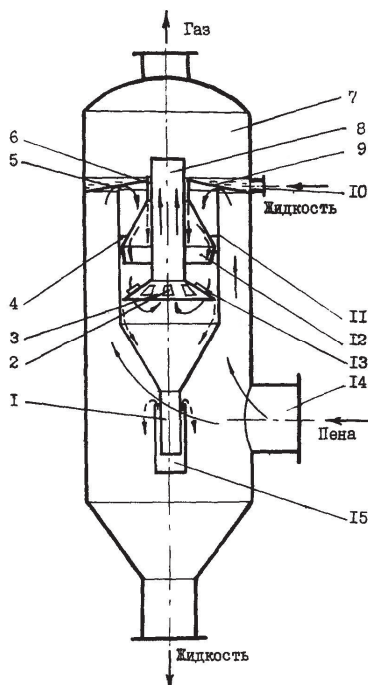


Рис. 12.5. Гидромеханический пеногаситель с кольцевым соплом и дополнительной подачей жидкости: 1 – патрубок для отвода жидкости; 2 – прорези; 3 – отбойная тарелка; 4 – вставки; 5 – зазор; 6 – кольцевая щель; 7 – цилиндрический корпус; 8 – патрубок для отвода газа; 9 – коническая перегородка; 10 – патрубок для подвода жидкости; 11 – сепарационная камера; 12 – насадок; 13 – отбортовка; 14 – патрубок для отвода пены; 15 – гидрозатвор

Образовавшаяся в колонном ферментере пена через боковой патрубок 14 поступает в кольцевое пространство, образованное корпусом 7 и сепарационной камерой 11. На этом участке происходит первичное обезвоживание пены, далее пенный поток поступает в кольцевой зазор 5 и совершает поворот в полость между внутренней стенкой сепарационной камеры 11 и наружной поверхностью насадка 12, при этом его скорость резко возрастает за счет уменьшения проходного сечения. Под действием кинетической энергии газового потока и резкого изменения направления движения газожидкостной смеси происходит частичное разрушение пены. После прохождения зазора 5 и поворота скорость пены снижается вследствие увеличения проходного сечения. По мере движения пены по сужающемуся каналу скорость потока увеличивается и достигает максимального значения порядка 50...70 м/с в наиболее узком сечении между вставками 4. При этом происходит резкое падение статического давления в пузырьках пены, которые деформируются как за счет продольного градиента давления, так и вследствие возникающих сдвиговых касательных напряжений при трении потока о поверхность насадка 12 и сепарационной камеры 11, а также о соседние наклонные поверхности вставок 4, что приводит к разрыву пленок между пузырьками и разрушению пены в целом. Отделенная при этом жидкость оттесняется потоком газа к стенке камеры 11, по которой стекает вниз в виде пленки. Жидкая пленка стекает в кольцевой зазор, образованный отбойной тарелкой 3 и внутренней поверхностью сепарационной камеры 11. Высокая надежность работы этого устройства обеспечивается подачей в зону сепарации орошающей жидкости через патрубок 10 и далее в полость сепарационной камеры 11 через кольцевую щель 6, образованную газоотводящим патрубком 8 и конической перегородкой 9, а также наличием на отбойной тарелке 3 прорезей 2 с отбортовкой 13. Орошающая жидкость, пройдя кольцевую щель 6, попадает в сепарационную камеру 11, и, стекая по внешней поверхности патрубка 8 и частично по внутренней поверхности насадка 12, попадает на наклонную поверхность отбойной тарелки 3. При возможном проскоке некоторого объема не разрушенной пены она увлажняется, контактируя с жидкостью на наклонной поверхности отбойной тарелки 3, ее структура становится менее устойчивой, что приводит к ее разделению на исходные фазы вследствие синерезиса. Кроме того, добавление орошающей жидкости (воды) приводит к снижению вспениваемости культуральной жидкости за счет снижения в ней концентрации микроорганизмов и поверхностно-активных веществ. Снижение возможности вторичного вспенивания способствует также устранению контакта газа и жидкости на поверхности отбойной тарелки 3 за счет наличия на ее поверхности прорезей 2 с отбортовкой 13. Газ проходит через эти прорези, а жидкость стекает к периферии тарелки 3. Отбортовка 13 препятствует контакту выделенных из пены фаз непосредственно в сечении прорезей, а

также снижает унос жидкости из устройства вместе с отходящим газом. Далее жидкость стекает через кольцевую щель, образованную тарелкой 3 и внутренней поверхностью камеры 11. Поток газа, пройдя отбойную тарелку 3, попадает в полость камеры 11, меняет направление движения и выходит из устройства через патрубок 8. Взвешенные в потоке газа капли жидкости вследствие действия инерционного эффекта при повороте потока осаждаются в нижней части камеры 11 и, соединяясь с основным потоком жидкости, выводятся из устройства через патрубок 1 и гидрозатвор 15.

При диаметре кольцевого сопла 1000 мм, ширине кольцевого канала 15 мм в его минимальном сечении, наличии вставок шириной 95 мм в количестве 24 шт. обеспечивается объемная производительность по газу 2400 м³/ч.

При разрушении больших количеств пены в круглых сопловых насадках возникают значительные гидравлические потери, обусловленные высокой скоростью потока пены в критическом сечении насадков, что приводит к значительным энергетическим затратам процесса пеногашения. Для уменьшения энергетических затрат на процесс гидромеханического пеногашения в соплах и насадках необходимо снизить среднюю скорость потока пены со средним размером пузырьков d_n и эффективной вязкостью μ , в сопловом насадке с углом α_c при ее фиксированном общем расходе Q_n , что можно достичь путем секционирования сопловых насадков и применением нескольких сопел меньшего радиуса R_c , значение которого определяется по формуле:

$$R_c = \sin \alpha_c \sqrt[4]{\frac{Q_n \mu_n d_n}{4 \pi N_c \tau_* F(\alpha_c)}},$$

где N_c - общее количество сопловых насадков в устройстве; $F(\alpha_c)$ - константа сопла.

С целью повышения эффективности разделения пены и снижения гидравлических потерь при обработке больших объемов пены был разработан [241] многосопловой пеногаситель (рис. 12.6), работа которого состоит в следующем.

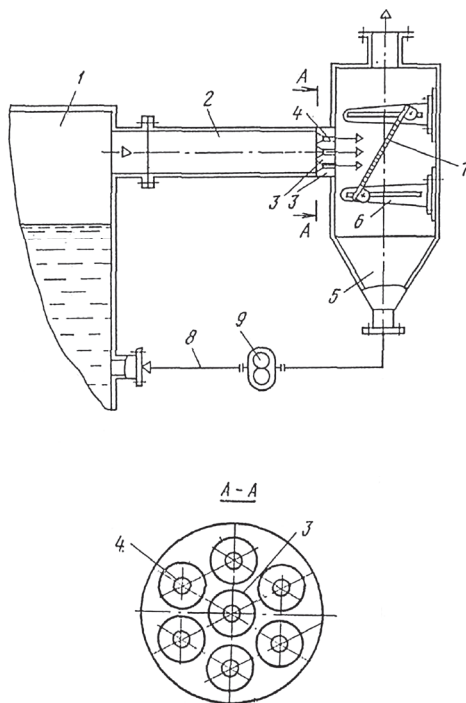


Рис. 12.6. Гидромеханический многосопловый пеногаситель (пояснения в тексте)

Образовавшаяся в закрытом технологическом аппарате пена поступает через трубопровод 2 к параллельно установленным в коллекторе 4 круглым соплам 3 и равномерно распределяется между ними. В сужающейся части сопел поток пены приобретает скорость, достаточную для возникновения в пене критического напряжения сдвига τ_c на расстоянии от оси сопел, равном или меньшем среднего радиуса пузырьков пены r_n . При достижении критической деформации пузырьки пены разрушаются, образуя мелкодисперсную вторичную пену и выделившиеся из разрушенной пены газ и жидкость. Этот трехкомпонентный поток под динамическим напором направляется в сепаратор 7, где на стойках 6 установлен подвижный отражающий экран 5, при контакте с которым газ отделяется от жидкости, которая стекает в нижнюю часть сепаратора, откуда через трубопровод 9 отбирается насосом 8 и направляется в технологический аппарат 1. Отсепарированный газ удаляется из верхней части сепаратора в атмосферу или направляется на последующую очистку.

Пропускание пены через несколько параллельно установленных сопловых насадков позволяет проводить пеногашение в оптимальных гидродинамических условиях и существенно снизить скорость потока, необходимую для создания в пене критических деформаций и критических напряжений τ_* , поскольку в этом случае снижается величина касательного напряжения τ_w на стенках сопел:

$$\tau_w = \frac{2\tau_* R_c}{d_n \sin \alpha_c}.$$

Уменьшение средней скорости u_c потока пены с плотностью ρ_n в соплах с коэффициентом гидравлического сопротивления ζ_c приводит к снижению гидравлического сопротивления устройства в соответствии с формулой

$$\Delta p = \zeta_c \cdot \frac{\rho_n u_c^2}{2}$$

и, следовательно к уменьшению энергетических затрат на проведение процесса пеногашения.

Для гашения пены в азрированных буровых растворах в нефтегазодобывающей промышленности разработан гидромеханический пеногаситель [242], которое содержит бак с патрубком для подачи в него пенообразующей среды, размещенные в баке сетки и патрубок для отвода обеспеченной среды, сопла Лавалья, клапан для сброса воздуха, перегородку, образующую камеру слива, и трубки с овальной перфорацией по высоте сеток.

Устройство для гашения пены поясняется чертежами (рис. 12.7.), где на фиг. 1 изображено устройство, продольный разрез по линии А-А, на фиг. 2 изображено устройство, поперечный разрез по линии Б-Б, на фиг. 3 изображено устройство, разрез по линии С-С.

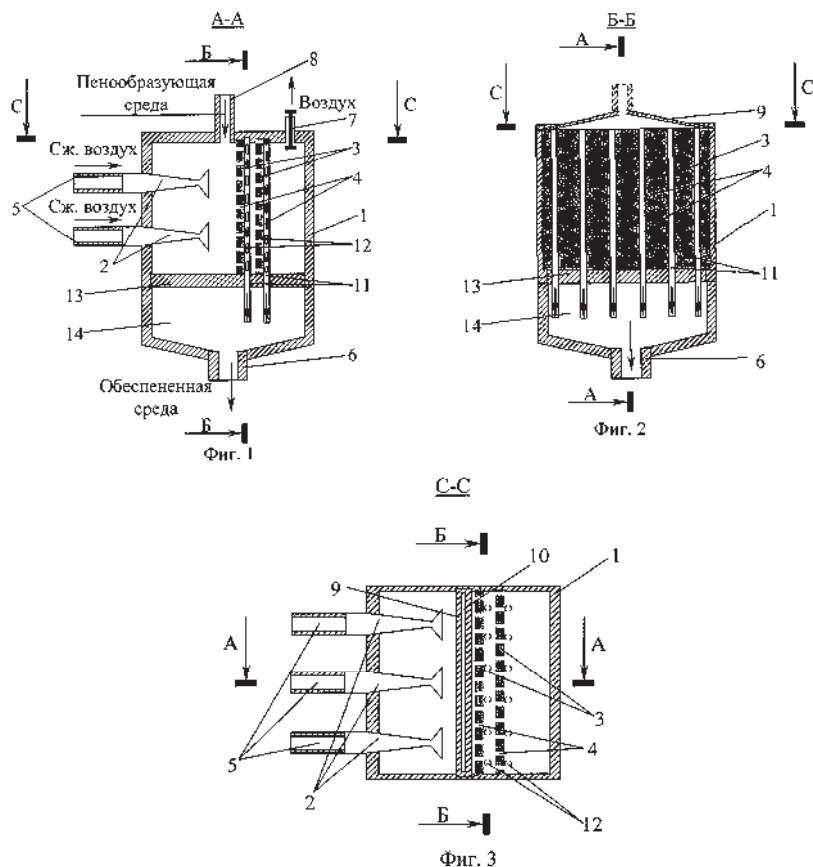


Рис. 12.7. Устройство для гидромеханического гашения пены (пояснения в тексте)

Устройство для гашения пены содержит бак 1 с размещенными в его пазах сетками 3 с отверстиями 4. На патрубках 5 для подачи сжатого воздуха, установленных в боковой стенке бака 1, закрепляют сопла Лавалья 2, направленные на сетки 3. Сопла Лавалья 2 располагают равномерно относительно площади ближней к ним сетки 3. За сетками 3 по ходу потока сжатого воздуха из сопел Лавалья 2 закрепляют трубки 11 с овальной перфорацией 12, предназначенные для удаления обеспененной среды за счет вихревых сил, возникающих при обтекании трубок 11. Трубки 11 имеют овальную перфорацию по высоте сеток 3. Концы трубок 11 помещают в камеру слива 14, образованную путем установки в баке 1 перегородки 13. В нижней части бака 1 расположен патрубок для отвода обеспененной среды 6. В верхней части бака 1 расположен клапан 7 для сброса воздуха. В верхней части

бака 1 закрепляют вертикально установленный в баке 1 патрубок 8 для подачи сверху пенообразующей среды. Центры отверстий 4 в одной сетки 3 смещены относительно центров отверстий 4 другой сетки на диаметр отверстий, что обеспечивает дополнительное механическое воздействие на пузырек пены. Диаметр отверстий 4 в сетке 3, ближней к соплам Лавалья, принимают равным 0,7 среднего диаметра пузырька пены, а диаметр отверстий 4 во второй сетке принимают равным 0,4 среднего диаметра пузырька пены для обеспечения наиболее эффективного разрушения пены. Патрубок 8 для подачи сверху пенообразующей среды снабжен щелевой насадкой 9 с щелью 10, расположенной длинной стороной параллельно сеткам 3. Щелевая насадка 9 с щелью 10 предназначена для равномерного распределения подаваемой пены относительно площади сеток 3 в их плоскости.

Устройство для гашения пены работает следующим образом. От патрубков 5 для подачи сжатого воздуха через сопла Лавалья 2, направленные на сетки 3 подают сжатый воздух. По вертикально установленному в баке 1 патрубку 8 для подачи сверху пенообразующей среды через щелевую насадку 9 с щелью 10 подают аэрированный буровой раствор. Под интенсивным воздействием сверхзвукового потока сжатого воздуха пузырьки газа и воздуха в аэрированном буровом растворе разрушаются, после чего погашенный буровой раствор за счет воздействия вихревых сил, возникающих при обтекании потоком трубок 11 с овальной перфорацией 12, попадает через них в камеру слива 14. Далее обезпеченная среда из камеры слива 14 попадает в патрубок 6 для отвода обезпеченной среды, а выделяющийся газ и подаваемый сжатый воздух удаляется через клапан 7 для сброса воздуха. Для обеспечения наибольшей производительности и более эффективной работы устройства сопла Лавалья 2 располагают равномерно относительно площади ближней к ним сетки 3 с покрытием рабочими зонами сопел Лавалья всей ее площади.

Применение этого устройства для гашения пены обеспечивает расширение области применения устройств данного типа, повышение эффективности гашения пены в аэрированных буровых растворах и снижение затрат на гашение пены.

12.2. Струйные пеногасители

Примером простой конструкции струйного пеногасителя является устройство для гашения пены [243]. В этом струйном пеногасителе (рис. 12.8) сопло 3 с камерой 4 устанавливается над уровнем жидкости в зоне образования пены под углом 10...30° к горизонту.

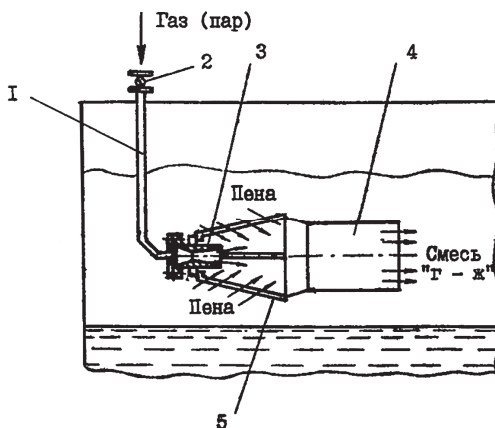


Рис. 12.8. Струйный пеногаситель с камерой смешения:
1 – трубопровод; 2 – вентиль; 3 – сопло; 4 – камера; 5 – стойки

При интенсивном вспенивании жидкости открывают вентиль 2 и по трубопроводу 1 в сопло 3 подается сжатый воздух или водяной пар. При истечении из сопла скорость газа (пара) может достигать 200...300 м/с. При этом у сопла возникает разрежение, вследствие чего пена подсасывается между стойками 5 в зону газовой (паровой) струи, где она деформируется и разрушается при турбулентном смешении со струей под влиянием ее ударно-сдвигового воздействия. В камере смешения 4 формируется высокоскоростной газо-парожидкостный поток, который при выходе из камеры разрушает новые объемы пены. В этом случае гашение пены протекает в две стадии: на выходе газа (пара) из сопла и на выходе смешанного потока из камеры. Это устройство можно также использовать для интенсификации процесса массообмена в верхней застойной зоне биореакторов и флотаторов.

Повышение производительности по объему обрабатываемой пены в крупногабаритной технологической аппаратуре открытого типа (например, флотаторов или аэротенков) с одновременным снижением удельного расхода эжектирующего газа достигается при использовании секционированного многокамерного струйного пеногасителя [244] с центробежным сепарированием выделенных из пены фаз (рис. 12.9).

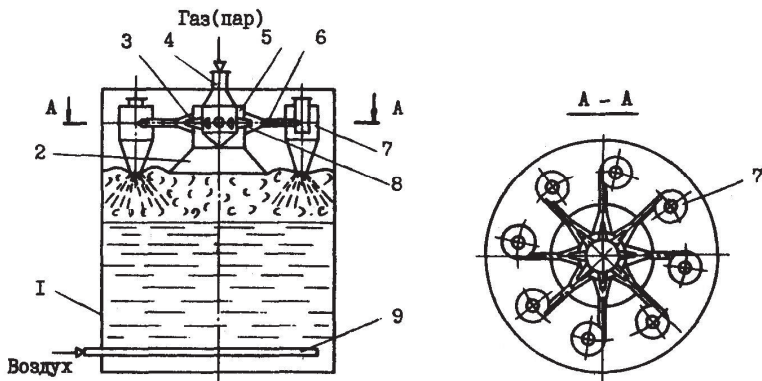


Рис. 12.9. Секционированный камерный струйный пеногаситель:

- 1 – корпус аппарата; 2 – раструб для забора пены; 3 – сопла инжекторов;
4 – газораспределительная камера; 5 – патрубок; 6 – инжекционные камеры смешения;
7 – циклоны; 8 – приемные камеры; 9 – аэратор для подачи технологического воздуха

В этом устройстве обеспечивается разрушение пены в две стадии за счет эффекта эжекции и динамического напора сжатого воздуха в приемных камерах, а также сдвиговой деформации при динамическом воздействии струй и капель отсепарированной в циклонах жидкой фазы пены. Многокамерный струйный пеногаситель размещается в верхней части корпуса технологического аппарата 1, снабженного аэратором 9 для подачи технологического воздуха в слой жидкости. В состав струйного пеногасителя входит раструб 2 для забора пены с патрубком 5, внутри которого соосно расположена газораспределительная камера 4 с подключенными к ней газоподводящими инжекционными соплами 3. Соосно с соплами на патрубке 5 установлены приемные камеры 8 конической формы, переходящие в инжекционные камеры смешения 6, тангенциально подсоединенные с циклонами 7, размещенными внутри корпуса аппарата над уровнем жидкости. При достижении пеной уровня раструба 2 в газораспределительную камеру 4 подается сжатый воздух. При выходе сжатого воздуха из газоподводящих сопел 3 в приемных камерах создается разрежение, под действием которого пена подсасывается в патрубок 5 через раструб 2. Из патрубка 5 пена попадает в приемные камеры 8, где под воздействием динамического напора струй воздуха, вытекающего с большой скоростью из сопел 3, пена разрушается. В камерах смешения 6 газожидкостный поток расслаивается, при этом жидкость оттесняется к стенкам, а газ вместе с взвешенными каплями жидкости занимает ядро потока. Отделение жидкости от газа происходит в циклонах 7 за счет действия центробежной силы. Из циклонов газ выходит в атмо-

сферу, а обеспеченная жидкость из конической части циклонов подается в виде струй и капель в слой пены между раструбом 2 и корпусом аппарата 1. Жидкость, вытекающая из циклонов, за счет своей кинетической энергии срезает и гасит пену, не попавшую в приемный раструб пеногасителя.

Для гашения пены в количестве 2000 м^3 в час в ферментационном аппарате или аэротенке объемом 1300 м^3 (диаметр корпуса 10...11 м) необходимо будет установить 16 инжекторов с камерами смешения диаметром 30 мм. Наличие в струйном пеногасителе циклонов-сепараторов диаметром 0,5 м позволяет снизить расход эжектирующего воздуха с 2000 до 1400 м^3 в час, при этом его удельный расход уменьшается с 1,0 до $0,7 \text{ м}^3$ на 1 м^3 обрабатываемой пены.

Использование газоструйного веерного пеногасителя [245] в процессах ферментации показало его надежную и эффективную работу. Секционирование струйного пеногасителя (рис. 12.10) позволяет расширить зону его действия практически на всю площадь поперечного сечения технологического аппарата.

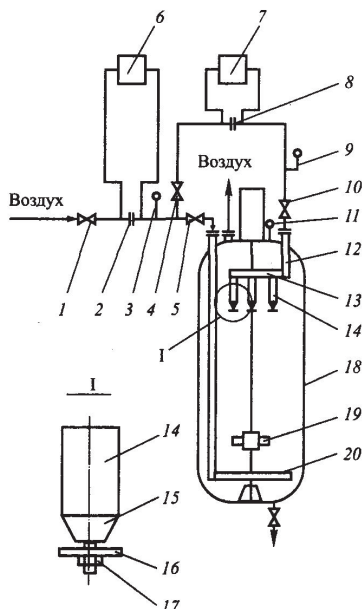


Рис. 12.10. Ферментационный аппарат с системой аэродинамического пеногашения:
1, 4, 5, 10 – регулирующие вентили; 2, 8 – измерительные диафрагмы; 3, 9, 11 – контрольные манометры; 6, 7 – дифманометры; 12 – штуцер; 13 – разъемный воздушный коллектор; 14 – отводы; 15 – сопло; 16 – отражатель; 17 – контргайки; 18 – корпус аппарата; 19 – перемешивающее устройство; 20 – аэратор

По мере роста высоты слоя пены она достигает датчиков уровня пены (на рисунке не показаны), которые дают сигнал для подачи воздуха в пеногаситель. При истечении воздуха из сопел 15 его поток отклоняется отражателями 16 и направляется в слой пены, в результате чего в пене возникают интенсивные турбулентные вихри и сдвиговая деформация, являющиеся причиной разрушения пены. Образовавшаяся в зоне действия струи газожидкостная смесь интенсивно перемешивается, что положительно влияет на массообмен в верхней части аппарата. Выделившийся из пены газ и отработанный воздух выводятся через один из штуцеров на крышке аппарата 18, а выделившаяся жидкость и часть неразрушенной пены отбрасываются к стенке аппарата и вовлекаются в циркуляционный поток, создаваемый мешалкой 19. Для пеногашения используется часть воздуха, подаваемого в аппарат для аэрации культуральной среды через аэратор 20 барботажного типа, что способствует общему снижению энергетических затрат на проведение процесса культивирования без потери его интенсивности. Расход воздуха в пеногасителе с коллектором диаметром 1,8 м, снабженном четырьмя отводами с соплами, составляет 360...1200 м³ (норм.) в 1 час в зависимости от интенсивности пенообразования при скорости истечения воздуха из сопел 100...150 м/с и расстояния 2...3 мм между соплом и отражателем.

Рациональное использование энергии сжатых газов достигается в струйном эжекторном пеногасителе [246], существенно интенсифицирующем процесс механического пеногашения.

С целью повышения эффективности пеноразрушения, снижения энергозатрат и обеспечения регулирования степени пеноразрушения при неизменной производительности устройства по засасываемой пене устройство для разрушения пены, включающее цилиндрическую камеру с патрубком подвода пены, по оси которой размещена труба с соплом и с патрубком подвода сжатого газа, снабжено кольцевой камерой с соплами и патрубком подвода сжатого газа, размещенной коаксиально с трубой (рис. 12.11.).

На фиг. 1 изображено предложенное устройство для разрушения пены, разрез; на фиг. 2 - разрез А-А на фиг.1, на фиг. 3 и 4 - варианты выполнения устройства для разрушения пены.

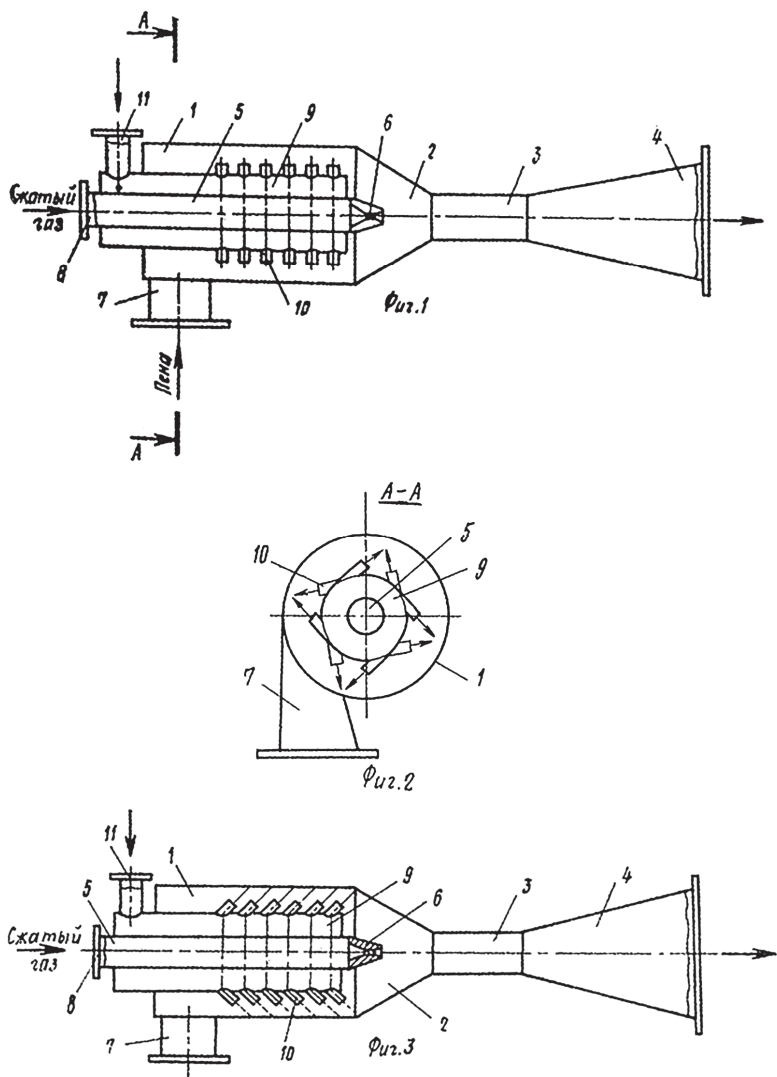


Рис. 12.11. Струйный эжекторный пеногаситель (пояснения в тексте)

Устройство состоит из инжектора, содержащего приемную цилиндрическую камеру 1, конфузор 2, камеру смешения 3, диффузор 4, центральную трубу 5 с рабочим соплом 6, патрубков 7 для подвода пены и патрубков 8 для подвода сжатого газа. Коаксиально централь-

ной трубе 5 расположена замкнутая кольцевая камера 9 с расположенными на ней соплами 10. К камере 9 автономно подведен сжатый газ через патрубок 11. Сопла 10 могут быть расположены радиально по отношению к камере 9. Предпочтительно сопла 10 установить равномерно по окружности рядами в плоскостях, перпендикулярных оси камер, тангенциально по отношению к кольцевой камере 9. Ряды сопел 10, находящихся в соседних плоскостях, предпочтительно расположить так, чтобы они имели противоположное друг другу направление истечения газа. Предпочтительно сопла 10 располагать под острым углом к оси камеры в сторону движения в ней газа. Предпочтительно сопла 10 попарно соседними рядами устанавливать под углом друг к другу таким образом, чтобы их оси пересекались на внутренней поверхности цилиндрической камеры 1, а также предпочтительно сопла 10 выполнять в виде щелей. Устройство может устанавливаться в любом рабочем положении.

Устройство работает следующим образом.

В патрубок 8 подается сжатый газ, который, проходя через трубу 5, сопло 6, конфузор 2, камеру 3 и диффузор 4, создает разрежение в цилиндрической камере 1. В эту камеру 1 под действием созданного разрежения засасывается пена через патрубок 7. Одновременно через патрубок 11 в камеру 9 подается другой поток сжатого газа. Выходя из сопел 10 с большой скоростью в виде узких струй, сжатый газ разбивает пузыри пены. Газовая фаза с брызгами жидкости просасывается через инжектор и выводится из устройства. При этом в конфузоре 2, камере 3 и диффузоре 4 происходит дополнительное разрушающее воздействие на пузыри пены со стороны транспортирующего потока сжатого газа.

Расположение сопел 10 равномерно по окружности, рядами, в плоскостях, перпендикулярных оси инжектора, тангенциально к камере 9 позволяет исключить проскоки пузырей пены и более эффективно их разрушать за счет большей турбулизации газовой фазы. Расположение рядов сопел 10, находящихся в соседних плоскостях, таким образом, чтобы они имели противоположное друг другу направление истечения газа, позволяет еще эффективнее разрушать пену вследствие дополнительных турбулентных слоев, возникших между соседними рядами сопел. Установка сопел 10 под острым углом к оси камеры в сторону движения в ней газа позволяет снизить гидравлическое сопротивление устройства без ухудшения его характеристик по пеноразрушению, что снижает расход сжатого газа, идущего на транспортирование из сопла 6. Установка сопел 10 попарно соседними рядами под углом друг к другу таким образом, чтобы их оси пересекались на внутренней поверхности камеры 1, позволяет усилить эффект пеноразрушения за счет увеличения удельного давления сжатого газа на внутреннюю поверхность камеры 1 в местах пересечения струй. Выполнение сопел 10 в виде щелей позволяет увеличить внешнюю поверхность из сопел струй и увеличить удельное давление струй на внутреннюю поверхность

камеры 1, что увеличивает эффективность пеноразрушения.

Предлагаемое устройство позволяет более эффективно разрушать пену за счет увеличения суммарной поверхности высоконапорных струй, где происходит непосредственное пеноразрушение, и многократных ударных воздействий на пузыри пены на внутренней поверхности камеры 1 и снизить энергозатраты за счет уменьшения общего количества сжатого газа, необходимого для получения заданной степени пеноразрушения.

Меняя количественно, а также применяя различные по давлению потоки сжатого газа, идущие на транспортирование газовой фазы и на разбивание пузырей пены, подбирается нужный режим работы устройства, обеспечивающий требуемую степень пеноразрушения и производительность по засасываемой пене:

12.3. Роторные пеногасители

Для обогащительных процессов, сопровождающихся обильным образованием устойчивой пены, например, при флотации полезных ископаемых, разработан роторный пеногаситель [247], представленный на рис. 12.12.

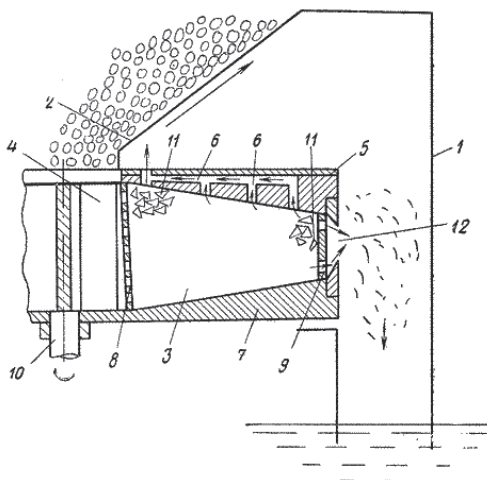


Рис. 12.12. Роторный камерный пеногаситель (пояснения в тексте)

С целью интенсификации процесса пеноразрушения внутренняя полость ротора выполнена в форме усеченного конуса и заполнена телами неправильной формы, а верхняя крышка ротора выполнена с каналами.

Роторное устройство для разрушения пены состоит из корпуса 1 с горловиной 2,лого ротора 3 с лопастями 4, образованного верхней крышкой 5 с каналами 6, нижней крышкой 7 и решетками 8 и 9 с торцов. Ротор насажен на вращающийся вал 10 и заполнен телами неправильной формы. Пульпа разгружается через отверстие 12.

Устройство работает следующим образом.

Пенный продукт через горловину 2 поступает на вращающиеся лопасти 4 и под действием центробежной силы проходит через цилиндрическую решетку 8, поступает в каналы переменного сечения, образованные между телами неправильной формы, например остроугольной, находящимися в полости ротора. При прохождении через каналы благодаря перепадам давления в разных сечениях каналов и пристенному трению пенный продукт полностью разрушается. В полости вращающегося ротора составляющие пену фазы разделяются. Воздух через каналы 6 в верхней крышке 5 удаляется в атмосферу, жидкая часть пенного продукта, под действием центробежной силы, перемещаемая к периферии ротора, разгружается через разгрузочное отверстие 12, выполненное в форме ласточкина хвоста, что позволяет предотвратить интенсивный износ кожуха.

Для разрушения стойких флотационных пен при обогащении полезных ископаемых предложен роторный лопастной пеногаситель [248], представленный на рис. 12.13.

Устройство содержит раму 1, на которой закреплен электродвигатель 2 и подшипниковый узел 3. Электродвигатель через муфту 4 соединен с валом 5, на нижнем конце которого расположены лопасти 6 с отверстиями 7. В нижней части вала имеется коаксиальный канал 8 для подачи воды.

Устройство работает следующим образом

При вращении рабочего органа, представляющего собой лопасти 6, за задней поверхностью каждой лопасти возникает зона разрежения, куда засасывается пенный продукт и подается через канал 8 необходимое количество воды. При прохождении над отверстиями 7 в лопастях 6 струи продукта с большой скоростью устремляются в зону разрежения и, благодаря наличию разрежения и явления срывной кавитации, образуют многочисленные вихри, взаимодействующие между собой. При этом продукты разрушения подвергаются воздействию дополнительных эффектов, интенсифицирующих разрушение пены: мгновенному воздействию растягивающих сил при попадании в разреженную зону, многочисленным соударениям и изменениям градиентов скоростей при движении частиц в образовавшихся вихрях. Таким образом, при пеногашении в данном устройстве требуется меньший расход воды.

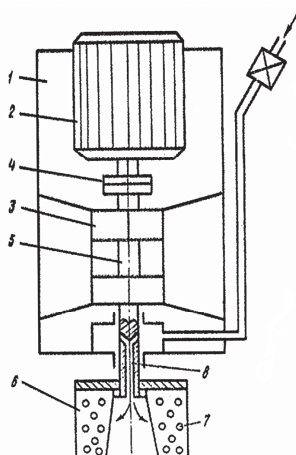


Рис. 12.13. Роторный лопастный пеногаситель (пояснения в тексте)

Разработан также роторный пеногаситель-сепаратор [249], применение которого особенно целесообразно и эффективно при обработке кипящей или дающей обильную пену жидкости. Примерами таких жидкостей являются молоко и другие жидкости, обогащенные белком, растворы ПАВ, вязкие жидкости при кипении и другие.

Устройство предназначено также для предотвращения вытекания пены из емкости при осуществлении технологического процесса в любой емкости и для мойки этой емкости после его завершения.

Схема устройства приведена на чертеже (рис. 12.14.).

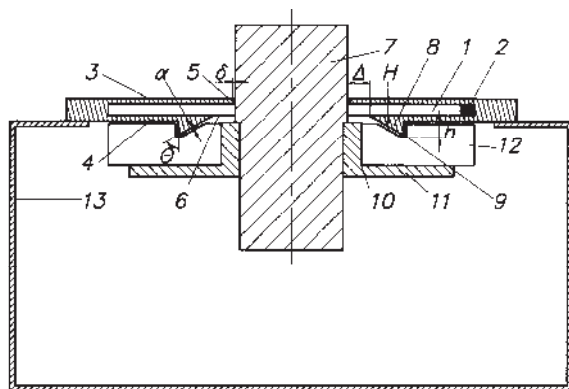


Рис. 12.14. Устройство для сепарации пены (пояснения в тексте)

Устройство представляет собой камеру 1 с входящим в нее каналом 2 (на чертеже представлена камера, выполненная в виде вихревой с тангенциальным каналом, и видно лишь его отверстие). В верхней 3 и нижней 4 торцевых стенках камера 1 имеет осевые отверстия 5 и 6, через которые проходит вал 7. Нижнее осевое отверстие 6 образует зазор между валом 7 и нижней торцевой стенкой камеры 4. На нижней торцевой стенке 4 выполнен выступ 8 с острой нижней кромкой 9. Под выступом 8 с небольшим зазором от него на валу 7 крепится крыльчатка 10. Крыльчатка приводится во вращение с помощью вала 7 и имеет сплошной и плотно прилегающий к валу диск 11 с прилегающими к нему сверху лопатками 12, ориентированными радиально, либо под углом. Предпочтительно устанавливают не менее трех лопаток. Лопатки 12 крыльчатки 10 имеют вырезы, при вращении приблизительно описывающие форму выступа 8. Таким образом, нижняя часть выступа 8 нижней торцевой стенки 4 камеры 1 оказывается как бы утопленной в лопатки 12 крыльчатки 10. При этом зазоры α между лопаткой 12 и выступом 8 должны быть значительно меньше глубины h выреза в лопатке 12. Кроме того, должны выполняться следующие геометрические соотношения. Зазор δ между валом 7 и верхней торцевой стенкой 3 камеры 1 должен быть много меньше высоты H внутренней полости камеры 1 в прилегающей к валу 7 области. В свою очередь, минимальный зазор Δ между валом 7 и нижней торцевой стенкой 4 камеры 1 должен быть больше H . На чертеже выступ 8 выполнен в виде конического сопла, имеющего угол θ при кромке выступа меньше 90° .

Камера 1 может быть выполнена вихревой с улиткообразной или осесимметричной формой внутренней полости. При использовании вихревой камеры 1 канал 2 располагается тангенциально к ней, при другом исполнении камеры 1 ее форма и расположение канала 2 могут быть произвольны.

Предлагаемое устройство работает следующим образом.

При обработке пенящейся жидкости, например, высокооборотным ротором (не показан), закрепленным также на валу 7, канал 2 соединяется с отводящей трубой или открывается в атмосферу, остальные отверстия в емкости 13 аппарата закрываются.

Образующаяся при работе аппарата пена при достижении устройства стремится выйти из емкости вместе с сопутствующим паром через зазор Δ между валом 7 и нижней торцевой частью 4 камеры 1. Попадая на вращающиеся лопатки 12, пена разрушается и образует на них пленку жидкости, которая центробежной силой отбрасывается назад в емкость. Пар же беспрепятственно выходит из емкости. Диск 11 улучшает качество сепарации, так как препятствует вытеканию пены через приосевую область, где центробежное ускорение мало. Выступающая острая кромка 9 выступа 8 нижней торцевой стенки 4 камеры 1 снижает требования к зазорам и преграждает путь пристеночному потоку пены и

пленки жидкости, увлекаемой выходящим паром, так как на острой кромке 9 выступа 8 происходит срыв пленки жидкости или ее пены либо образование капель с последующим их срывом. В результате жидкая фаза опять-таки оказывается на лопатках 12 и отбрасывается в емкость 13. Таким образом, устройство обеспечивает возможность избегать повышения давления в емкости 13 и работать с пенящимися и кипящими жидкостями без использования малоэффективных и быстро изнашивающихся уплотнений вала.

Устройство встраивается в технологический аппарат так, чтобы крыльчатка находилась внутри замкнутой емкости, в которой осуществляют обработку жидкости, сопровождающуюся образованием пены, а канал и отверстия в камере обеспечивали выход из емкости пара, а также подвод внутрь аппарата моющей жидкости. Устройство полностью предотвращает вытекание пены из емкости, надежно в работе, просто в эксплуатации. Предлагаемое устройство для мойки и сепарации пены лишено недостатков перечисленных выше аппаратов и имеет многофункциональное назначение, что приводит к уменьшению количества необходимых узлов технологического аппарата, повышению его надежности и упрощению обслуживания.

Устройство просто в эксплуатации, обслуживании, эффективно предотвращает выход пены из емкости и имеет двойное назначение: кроме сепарации пены его используют после завершения процесса для мойки внутренних частей аппарата, в котором осуществлялся процесс. Это все приводит к уменьшению количества необходимых узлов в составе технологического аппарата, повышению его надежности и облегчению обслуживания.

12.3.1. Дисковые пенорегуляторы

Простыми по конструкции механическими пеногасителями, обладающими сравнительно высокой эффективностью, являются дисковые пенорегуляторы, выполненные в виде вращающегося вала с обращенным в сторону пены диском того или иного типа.

С целью эффективного разрушения пены предлагается устройство [250], рабочие органы которого выполнены в виде диска с отверстиями, погруженного в пену и связанного с вибродвигателем.

На рис. 12.15 изображено описываемое устройство. Оно состоит из пеногасящего диска 1 с отверстиями 2, который прикреплен к штоку 3 вибрационного двигателя 4. Пеногасящий диск расположен внутри сосуда 5 в слое пены. При сообщении пеногасящему диску вибрации частотой в несколько герц в зависимости от свойств пены происходит быстрое ее разрушение. Образующаяся при этом жидкость стекает на дно сосуда, а газ поднимается вверх.

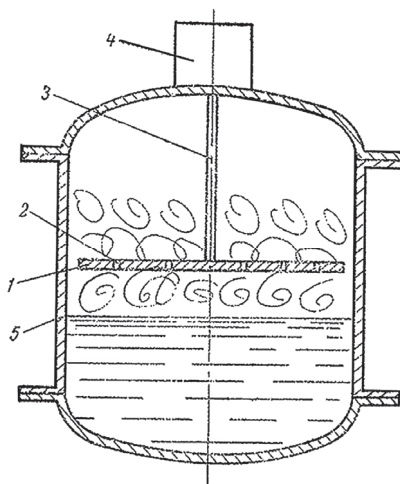


Рис. 12.15. Дисковый пеногаситель с вибратором (пояснения в тексте)

В аппаратах небольшого объема используется устройство для пеногашения [251], включающее разрезной диск с наклонными секторами в качестве рабочего органа и содержащее реактор 2 и контур циркуляции 9 (рис. 12.16).

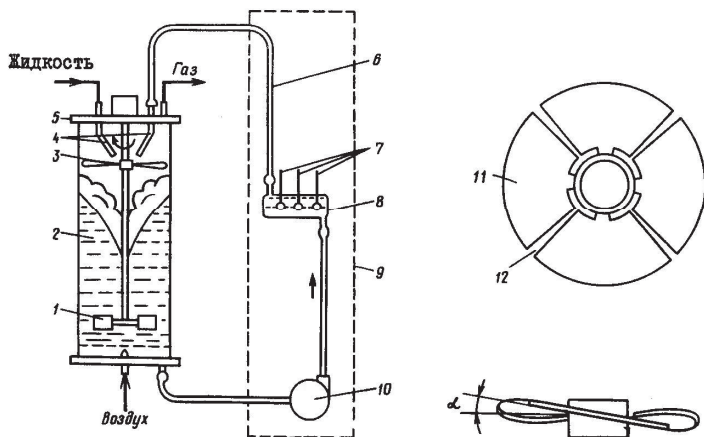


Рис. 12.16. Роторный пенорегулятор с разрезным диском:

1 – механическая мешалка; 2 – реактор; 3 – пеногасящий диск; 4 – насадки; 5 – крышка;
6 – трубопровод; 7 – датчики; 8 – кювета; 9 – контур циркуляции; 10 – насос; 11 – сектор;
12 – прорезь

Пеногаситель начинает функционировать, когда пена, образующаяся в реакторе 2, достигает вращающегося диска 3. В этом случае пена частично разрушается нижними наклонными плоскостями секторов 11 пеногасящего диска, образовавшаяся жидкость и не разрушенная пена отбрасываются на стенки реактора 2, а выделившийся газ свободно проходит в прорези диска и выводится из реактора через крышку 5. Не разрушенная часть пены у стенок реактора 2 подвергается интенсивному механическому воздействию жидких капель, диспергируемых и разбрызгиваемых пеногасящим диском 3 при подаче жидкости через насадки 4 из циркуляционного контура 9 и линии подачи исходной жидкости. При этом часть не разрушенной пены смывается вниз по стенкам реактора 2 и засасывается мешалкой 1 в циркуляционный поток. Разрезной пеногасящий диск позволяет не только осуществлять гашение пены, но и достаточно эффективно организовать раздельный отвод выделенных из пены газа и жидкости, что способствует повышению эффективности работы пеногасителя.

Интенсификация разрушения пены в реакторах малого объема с помощью дискового пенорегулятора может быть осуществлена при использовании устройства [252], представленного на рис. 12.17.

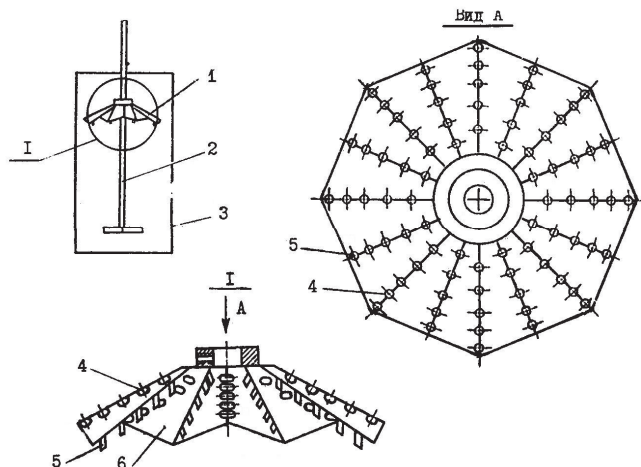


Рис. 12.17. Роторный пенорегулятор с гофрированным диском:
1 – пеногасящий диск; 2 – вал; 3 – аппарат; 4 – отверстия с острыми кромками;
5 – трубки; 6 – гофры

При работе этого устройства, когда пена, образующаяся в аппарате 3, достигает вращающегося гофрированного диска 1 с капиллярными трубками 5, ее пузырьки, контактируя с капиллярными трубками 5, прокалываются ими и разрушаются. Освобожденный

из пены газ собирается в полостях под гребнями гофр 6, проходит через капилляры трубок 5 и отверстия 4, а затем выводится из аппарата 3. Выделенная из разрушенной пены жидкость под действием центробежной силы отбрасывается на стенки аппарата 3 и стекает вниз. Не разрушенная часть пены поднимается к гребням гофр 6 и здесь окончательно разрушается острыми кромками отверстий 4. Эффект пеногашения усиливается также переменным давлением, возникающим при вращении гофрированного диска 1.

Для повышения эффективности разрушения пены дисковым пеногасителем, соединенным с вибратором, разработано устройство [253], которое снабжено конусообразными игольчатыми выступами, размещенными на нижней поверхности пеногасящего диска с отверстиями. На рис. 12.18. изображен общий вид описываемого устройства для разрушения пены.

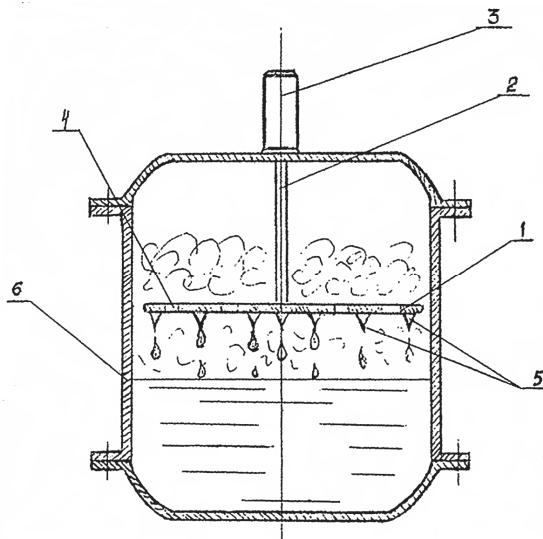


Рис. 12.18. Дисковый пеногаситель (пояснения в тексте)

Устройство состоит из пеногасящего диска 1, который прикреплен к валу 2 вибрационного двигателя 3. Диск 1 имеет отверстия 4 и на нижней поверхности которого размещены конусообразные игольчатые выступы 5. Пеногасящий диск расположен внутри сосуда 6 в слое пены.

При сообщении пеногасящему диску вибрации частотой в несколько герц происходит разрушение пены. Образующаяся при этом на поверхности диска 1 жидкость по кону-

сообразным игольчатым выступам 5 стекает на дно сосуда. Капли жидкости, проходя через слой пены, в свою очередь способствует ее разрушению.

Конусообразные игольчатые выступы 5 при работе устройства для разрушения пены выполняют функции источника каплеобразования, т. е. образующийся слой жидкости на поверхности диска под действием гравитационных сил как бы "стекает" каплями с игольчатого конца выступа.

Возможно наличие нескольких съемных пеногасящих дисков, имеющих различное конструктивное исполнение (диаметр и количество отверстий, габаритные размеры и количество конусообразных игольчатых выступов), что позволит расширить технологические возможности использования устройства.

12.3.2. Центробежные пеноразделители

Широкое применение в промышленности получили центробежные роторные пеногасители типа FUNDAFOM (см. рис. 8.1) фирмы «Chemar» [163]. Пеногаситель начинает устойчиво функционировать при контакте слоя пены, образующейся в закрытом технологическом аппарате, с пакетом тарелок 2, при этом часть пены деформируется и разрушается при взаимодействии с радиальными ребрами 1 на входе потока с периферии в межтарелочные зазоры. Не разрушенная часть пены вместе с выделенным газом поступает в межтарелочные зазоры и движется сходящимся потоком к вершине тарелок 2. Под действием центробежной силы, возникающей при вращении ротора, пена интенсивно осушается в секторах между тарелками 2, и при дальнейшем движении уже осушенная пена подвергается деформации и разрушается при входе в отверстия 9. Выделившаяся из пены жидкость отбрасывается на поверхность вышележащей тарелки и в виде пленки стекает к периферии тарелок, а освобожденный газ через отверстия 9 поступает в кольцевую полость между втулками 10 и валом 7, откуда через штуцер 8 выводится из устройства. Такие пеногасители успешно применяются при разделении высокоустойчивой мелкодисперсной пены и одновременно для интенсификации перемешивания газожидкостной среды в верхней застойной зоне биореакторов и ферментационных аппаратов.

Тарельчатые пеногасители типа FUNDAFOM функционируют по принципу деформации и разрушения пены, поскольку при поступлении пены ее дробление и выделение газовой фазы происходят уже на периферии тарелок. Повышение степени разделения пены путем дополнительного осаждения ее жидкой фазы и предварительного осушения пены в поле центробежных сил достигается в устройстве, представленном на рис. 12.19 [254].

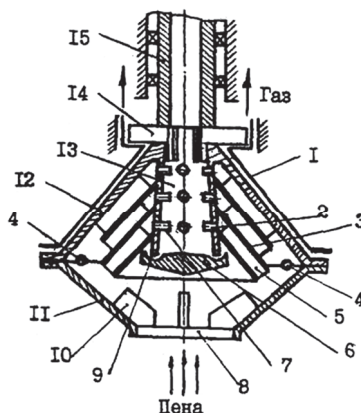


Рис. 12.19. Роторный тарельчатый пеногаситель с предварительным осушением пены: 1 - уплотняющий кожух; 2 - отверстия для прохода газа; 3 - тарелки; 4 - отверстия для прохода жидкости; 5 - радиальные направляющие ребра; 6 - днище сепарационной камеры; 7 - отбортовка; 8 - входной канал; 9 - перепускной канал; 10 - направляющие ребра; 11 - нижний конус; 12 - верхний конус; 13 - коническая сепарационная камера; 14 - напорные лопасти; 15 - полый вал

Пеногаситель устанавливается в верхней части технологического аппарата, пена поступает в полость нижнего конуса 11 через входной канал 8, подхватывается и закручивается направляющими ребрами 10. По мере движения пены к периферии конуса 11 значительная часть жидкой фазы под действием центробежной силы отделяется и выводится из пеногасителя через отверстия 4. Частично осушенная пена поступает с периферии в пакет тарелок 3, при этом наиболее крупные пузырьки пены разрушаются радиальными ребрами 5, остальной поток пены поступает к центру устройства в секторных каналах между ребрами 5, где пена интенсивно осушается, ее пленки утончаются и ослабляются. Выделенная жидкость отбрасывается к внутренней поверхности тарелок 3, стекает по ней к периферии и выводится из рабочей зоны пеногасителя через отверстия 4. Осушенная и малоустойчивая пена при входе в отверстия 2 деформируется и разрушается, в сепарационной камере 13 происходит отделение мелких капель жидкости от газа, отсепарированная жидкость стекает в виде пленки по стенкам камеры вниз, минуя отверстия 2 вследствие наличия внутренних отбортовок 7, и через пропускной канал 9 выводится в полость конуса 11. Осушенный газ отводится через полый вал 15. Герметичность устройства по отношению к окружающей среде достигается благодаря образованию узкого зазора между неподвижным кожухом 1 и верхним подвижным конусом 12, а также вследствие динамического напора, создаваемого при вращении лопастей 14. В этом пеногасителе достигается высо-

кая степень осушения пены, исключается унос брызг из сепарационной камеры, что повышает эффективность процесса.

Снижение гидравлического сопротивления достигается в центробежном роторном пеногасителе [255] с подачей пены по центру устройства (рис. 12.20).

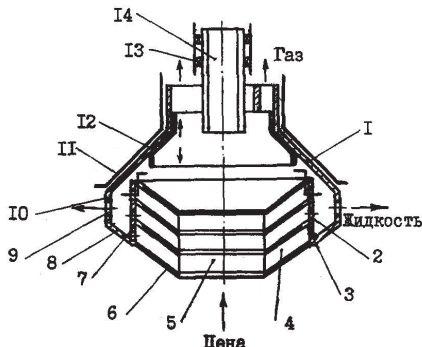


Рис. 12.20. Роторный центробежный пеногаситель с центральной подачей пены:

- 1 – верхний конус; 2 – щелевые отверстия; 3 – секторные прорези для прохода газа; 4 – направляющие ребра; 5 – полость; 6 – тарелки; 7 – внутренняя обечайка; 8 – нижний конус; 9 – отверстия для выхода жидкости; 10 – обечайка; 11 – защитный кожух; 12 – дроссельная заслонка; 13 – подшипники; 14 – полый вал

При вращении подвижных элементов пеногасителя (полый вал, корпус, пакет тарелок) пена подсасывается по его центру и поступает в полость 5, откуда распределяется по зазорам между тарелками 6, где она движется расходящимся потоком к периферии пакета по секторным каналам между ребрами 4. Под действием возрастающей к периферии центробежной силы жидкая фаза пены отделяется, оседает на поверхности нижележащих тарелок и движется к их периферии, откуда через щелевые отверстия 2 перетекает в полость корпуса, а затем через круглые отверстия 9 выводится из пеногасителя. Осушенная пена при входе в секторные прорези 3 разрушается, выделенная жидкость стекает по стенке обечайки 7 и удаляется в месте с ранее выделенной жидкостью через отверстия 2, а газ через прорези 3 последовательно движется от нижней к верхней тарелке, смещается к центру и выводится из пеногасителя через полый вал 14 и кольцевой канал между валом и верхним конусом 1, предварительно освободившись от взвешенных капель жидкости при огибании нижнего среза заслонки 12. Кроме снижения гидравлического сопротивления этот пеногаситель характеризуется высокой степенью осушения пены, поскольку скорость синерезиса существенно зависит от диаметра пузырьков, которые не изменяются в размерах при подаче пены в пакет тарелок по его центру.

Повышение степени разделения пены достигается в центробежном роторном пеногасителе с пакетом конических тарелок [256] за счет секционирования межтарелочного пространства ротора на зону осушения исходной пены и зону сепарации выделенного из пены газа. Это реализуется посредством использования (рис. 12.21) перфорированных конических вставок 4 из несмачиваемого материала, установленных в межтарелочных зазорах, а также посредством установки перфорированной обечайки 2, прикрепленной к боковой поверхности пакета конических тарелок 8, снабженных радиально расположенными секционирующими ребрами 9.

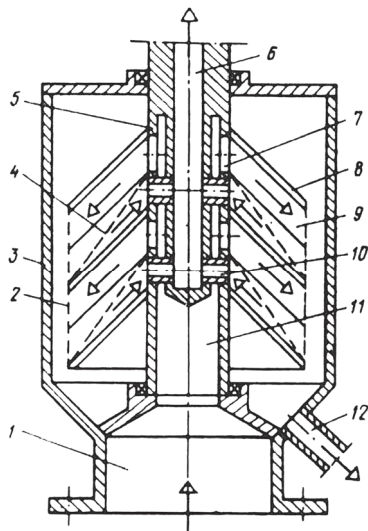


Рис. 12.21. Центробежный роторный пеногаситель с зонами осушения пены и сепарации газа (пояснения в тексте)

Исходная газо-жидкостная смесь с пенной структурой подается в канал 11 через полость 1 и затем через отверстия 7 распределяется в зоне осушения между тарелками 8. Под действием центробежной силы содержащаяся в пене более плотная жидкая фаза в процессе синерезиса осажается в зонах осушения на вышележащие тарелки и в виде пленок и струй стекает в направлении к перфорированной обечайке 2. Поскольку эта обечайка обладает гидравлическим сопротивлением, то жидкость образует на ее поверхности слой постоянной толщины, являющегося своеобразным гидрозатвором для выделившегося при разделении пены газа и препятствующего его проскоку и выходу вместе с жидкостью, которая проходит через перфорацию обечайки 2 и стекает в нижнюю часть корпуса 3 пеногасителя и удаляется из него через патрубок 12. Таким образом, предотвращается

вторичное пенообразование на выходе из пакета тарелок 8. При отделении жидкости в зоне осушения происходит ослабление пенной структуры, которая по мере своего движения к периферии пакета тарелок разрушается секционирующими ребрами 9 вследствие их ударного и срезающего воздействия, а также вследствие истирающего воздействия перфорированных вставок 4. Выделившийся при этом газ устремляется в зону сепарации через перфорацию вставок 4. Так как вставки выполнены из не смачиваемого материала (например, фторопласта или полиэтилена), то на отверстиях перфорации не образуется жидкостных пленок, и поток газа свободно проходит через них в зону сепарации, находящуюся в пространстве между тарелками 8, откуда газ через патрубки 10 и канал 6 выводится из устройства.

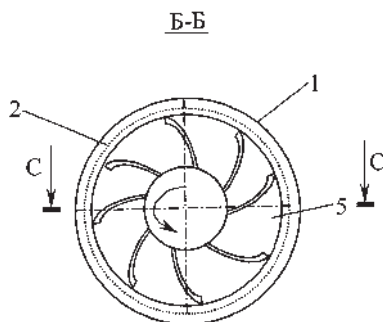
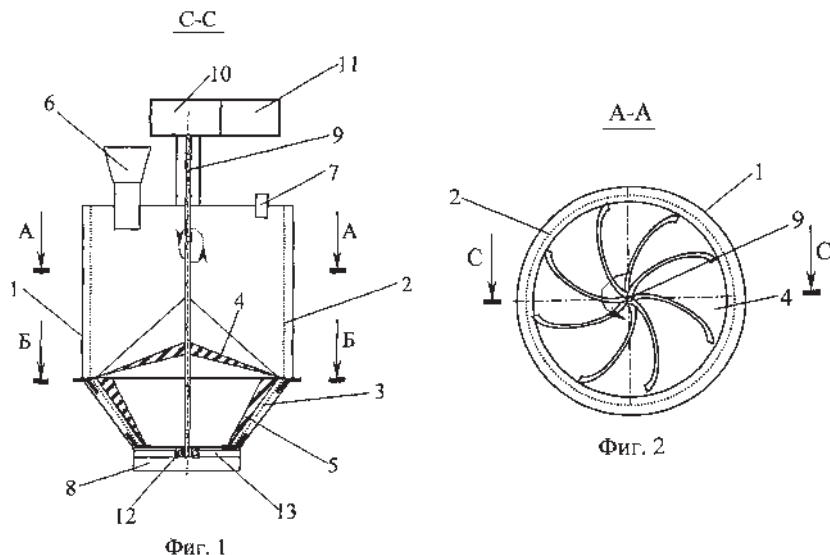
Применение в конструкции центробежного роторного пеногасителя перфорированных не смачиваемых вставок и перфорированной обечайки на периферии пакета тарелок позволяет повысить надежность работы пеногасителя, поскольку при этом предотвращается вторичное пенообразование и брызгоунос, что является предпосылкой повышения объемной производительности пеногасителя и снижения удельных затрат энергии на проведение процесса разделения пены.

Для гашения пены в аэрированных буровых растворах разработан центробежный пеногаситель [257], учитывающий специфику таких растворов. Процесс разрушения пены, образующейся при буровых работах, обогатительных и технологических процессах, является обратным процессу флотации. В процессе работы пенообразующих составов с мелкими частицами горных пород происходит их прилипание к пузырькам воздуха. Разрушение пузырьков воздуха приводит к оседанию частиц горных пород.

Центробежный пеногаситель представлен на рис. 12.22, где на фиг. 1 изображен продольный разрез по линии С-С, на фиг. 2 изображен поперечный разрез по линии А-А, на фиг. 3 изображено устройство, разрез по линии Б-Б.

Центробежный пеногаситель содержит корпус 1 с цилиндрической и конической частями. Внутри корпуса 1 размещают в цилиндрической его части цилиндрическую решетку 2 с зазором относительно цилиндрической части корпуса, причем диаметр отверстий в цилиндрической решетке 2 принимают равным 0,7 среднего диаметра пузырька пены. В конической части корпуса 1 размещают коническую решетку 3, причем диаметр отверстий в конической решетке 3 принимают равным 0,4 среднего диаметра пузырька пены. В верхней части корпуса 1 закрепляют загрузочный патрубок 6 и патрубок для отвода воздуха 7. В нижней части корпуса 1 размещают патрубок 8 для разгрузки обеспешенного продукта со шламом. Вал 9 располагают на оси симметрии корпуса 1 в подшипнике 12, закрепленном в опоре 13 подшипника, и соединяют через редуктор 10 с электродвигате-

лем 11. На валу 9 в цилиндрической части корпуса 1 устанавливают разбрызгиватель 4 со спиральными ребрами, а в конической части корпуса 1 размещают дожиматель 5 со спиральными ребрами, причем спиральные ребра разбрызгивателя 4 и дожимателя 5 ориентируют противоположно. Разбрызгиватель 4 и дожиматель 5 размещают с зазором относительно соответственно цилиндрической 2 и конической 3 решеток, в 1,2 раза большим максимально возможного размера частицы шлама, для обеспечения беспрепятственного удаления шлама.



Фиг. 3

Рис. 12.22. Центробежный пеногаситель (пояснения в тексте)

Центробежный пеногаситель работает следующим образом. От электродвигателя 11 через редуктор 10 на вал 9 передают крутящий момент, вызывающий вращение разбрызгивателя 4 и дожимателя 5 со спиральными ребрами. Затем через загрузочный патрубок 6 подают пеносодержащий продукт. Направленный на разбрызгиватель 4 пеносодержащий продукт под действием центробежных сил с большой скоростью попадает на цилиндрическую решетку 2. За счет удара пузырьков пены о цилиндрическую решетку 2 происходит разрушение большей их части. За счет того, что диаметр отверстий в цилиндрической решетке 2 принимают равным 0,7 среднего диаметра пузырька пены, происходит дополнительное механическое воздействие на пузырьки газа и воздуха. Выделившийся газ и воздух отводят по патрубку 7 для отвода воздуха. Далее продукт с остатками пенной среды под действием сил гравитации попадает на дожиматель 5 со спиральными ребрами, который производит разрушение остатков пены. За счет того, что диаметр отверстий в конической решетке 3 принимают равным 0,4 среднего диаметра пузырька пены, происходит дополнительное механическое воздействие на пенную среду. Обеспененный продукт со шламом отводят по разгрузочному патрубку 8.

Применение такой конструкции центробежного пеногасителя обеспечивает расширение области применения устройств данного типа, повышение эффективности гашения пены в аэрированных буровых растворах и снижение энергоемкости гашения пены.

12.3.3. Барабанные пеноразрушители

Барабанные пеногасители позволяют существенно интенсифицировать процесс механического гашения пены за счет концентрирования механической энергии в локальной области между неподвижным и ротирующим барабанами.

Глубокой очистки фотоэмульсий от растворенных газов можно достичь при использовании деаэратора проточного типа [258]. Устройство (рис. 12.23) работает в следующем режиме.

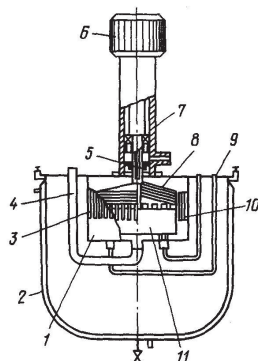


Рис. 12.23. Деаэратор проточного типа с барабанным пеноразрушителем:
1 – корпус; 2 – резервуар; 3 – окна перетока; 4 – трубопровод; 5 – вал; 6 – электро-
двигатель; 7 – подшипниковый узел; 8 – сепаратор; 9 – крышка; 10 – лопасти;
11 – распределитель

В резервуаре 2 с рабочим раствором создается разрежение 5...8 кПа (40...60 мм рт.ст.), которое соответствует температуре кипения обрабатываемой фотоэмульсии (40...45 °С). Дегазируемая жидкость по трубопроводу 4 непрерывно поступает в кольцевой зазор между распределителем 11 и корпусом 1, где она попадает в область более низкого давления и вскипает, освобождаясь от диспергированного и растворенного газов. Образовавшаяся при вскипании пена разрушается комбинированным ударным воздействием движущихся лопастей 10 и за счет сдвиговой деформации в кольцевых зазорах между распределителем 11, лопастями 10 и корпусом 1. Выделившиеся при разрушении пены пары и газы проходят между тарелками сепаратора 8, освобождаясь от капель жидкости, и по полюсу вала 5 отводятся в вакуумную линию. Деаэрированная фотоэмульсия вместе с отсепарированными каплями перетекает через окна 3 в резервуар 2.

Производительность такого деаэратора-пеногасителя с объемом резервуара 0,02 м³ (20 л) при обработке фотоэмульсии с вязкостью $3 \cdot 10^{-3}$...1,5 Па·с составляет 10...120 л/мин, при этом обеспечивается практически полная деаэрация жидкости.

Предложена [259] конструкция барабанного пеногасителя (рис. 12.24), в котором центробежное разделение пены дополняется ее механическим разрушением в кольцевом зазоре между коническим корпусом 1 с кольцевой распределительной камерой 2 и конической вставкой 20 с отбортованной перфорацией и пластинами-рассекателями 21, вращающихся от одного привода 22 во взаимно противоположных направлениях, что способствует повышению степени разделения пены.

Пена подается в устройство через патрубки 5 в распределительную камеру 2, герметизированную относительно корпуса 1 посредством уплотнения 9 и закрытую сверху крышкой 6, снабженную роликами качения 7 и уплотнением 8. Из камеры 2 пена через вертикальные щели 3, снабженные тангенциальными направляющими пластинами 4, попадает в полость корпуса 1, вращающегося от привода 22 через зубчатую передачу 23 в направлении по ходу движения потока пены.

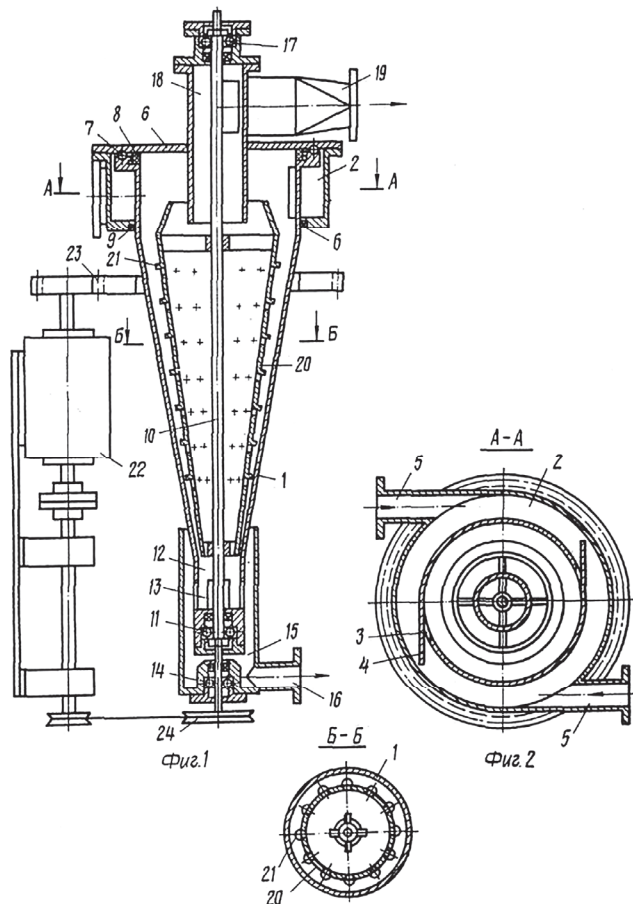


Рис. 12.24. Конический барабанный пеногаситель (пояснения в тексте)

Под действием гравитационной и центробежной сил пена растекается по цилиндрической стенке корпуса 1 и в виде пленки закрученным потоком поступает в кольцевой зазор

между конической частью корпуса 1 и перфорированной вставкой 20, выполненной в виде усеченного конуса и установленной на вращающемся валу 10, подсоединенного через клиноременную передачу 24 к приводу 22 и снабженного верхней 17, промежуточной 11 и нижней 14 опорами. При вращении корпуса 1 по ходу движения потока пены и обратного вращения перфорированной вставки 20 происходит перераспределение тангенциальных скоростей в потоке пены и статического давления в кольцевом зазоре. В прилегающем к стенке корпуса 1 слое пены сила вязкости способствует повышению окружной скорости потока пены. Эта же сила тормозит движение потока слоя пены у внешней стенки перфорированной вставки 20. Под действием градиента статического давления, убывающего от центра по радиусу, более плотная жидкая фаза пены приобретает дополнительную радиальную скорость, направленную от перфорированной вставки 20 к стенке корпуса 1. В результате появляется дополнительная центробежная сила, под действием которой пузырьки пены интенсивно осушаются, при этом выделенная из пены жидкость оттесняется к стенке корпуса 1, а более легкие осушенные газовые пузырьки всплывают к наружной стенке перфорированной вставки 20, где они разрушаются под механическим воздействием пластинчатых рассекателей 21. Отделенный от пены газ через перфорацию вставки 20 отводится из устройства через стакан 18 и патрубок 19. Обеспеченная жидкость стекает по стенке корпуса 1 в приемную камеру 12 и через отверстия 13 поступает в сборник 15, откуда выводится из устройства через патрубок 16.

Повышение эффективности разделения пены осуществляется вследствие снижения трения пузырьков пены относительно вращающейся с той же окружной скоростью стенки корпуса. Тангенциальная скорость потока пены у стенки вращающегося корпуса существенно выше, чем при неподвижном корпусе. Повышение окружной скорости потока пены u_0 на текущем радиусе r вызывает соответственно увеличение центробежного ускорения по соотношению

$$g_r = \frac{u_0^2}{r}.$$

Этот фактор, в свою очередь, интенсифицирует процесс осушения пены с плотностью ρ_n , диаметром пузырьков d_n и динамической вязкостью ее жидкой фазы $\mu_{ж}$, что следует из баланса динамических сил, действующих на пузырьки пены диаметром d_n :

$$\frac{\pi d_n^3}{6} \cdot \rho_n g_r = 3 \pi d_n \mu_{ж} v_c,$$

где v_c - скорость осушения (синерезиса) пены в радиальном направлении от перфорированной вставки к стенке корпуса.

Это соотношение показывает, что при прочих равных условиях увеличение центростремительного ускорения сокращает время осушения пены в кольцевом зазоре.

Оптимальное сочетание высокой эффективности пеногашения при большой объемной производительности и низких энергетических затратах достигается при использовании в ферментационных аппаратах и при очистке сточных вод роторного барабанного пеноразрушителя [260]. Принцип работы этого устройства (рис. 12.25) заключается в следующем.

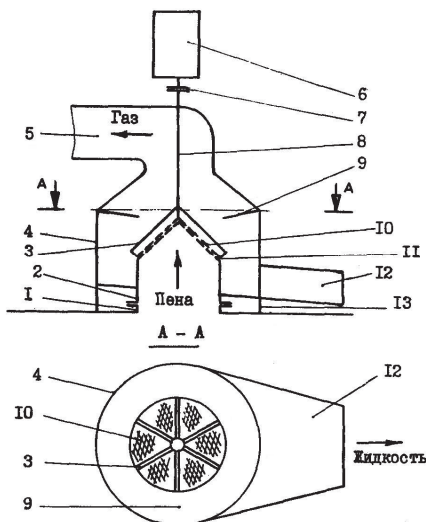


Рис. 12.25. Роторный конический барабанный пеноразрушитель:

1 – аппарат; 2 – штуцер; 3 – лопасти; 4 – корпус; 5 – патрубок; 6 – электродвигатель; 7 – муфта; 8 – приводной вал; 9 – экран; 10 – перфорированный конус; 11 – неподвижный конус; 12 – канал для отвода жидкости; 13 – опорные стойки

Образовавшаяся в аппарате 1 пена непрерывно поступает со скоростью 4...5 м/с через штуцер 2 в полость неподвижного перфорированного конуса 11 и под действием избыточного давления проходит в через его перфорацию в зазор между неподвижным 11 и подвижным 10 перфорированными конусами, где подвергается интенсивной деформации вследствие сдвига в окружном направлении при вращении конуса 10 со скоростью порядка 1400 об/мин. Крупные ячейки пены разрушаются уже при прохождении через перфорацию неподвижного конуса 11, более мелкие пузырьки пены полностью разрушаются под действием интенсивного сдвига в зазоре между конусами. Выделенные при разрушении пены газ и жидкость поступают через перфорацию подвижного конуса 10 на его наружную поверхность. При этом жидкость закручивается радиальными лопастями 3, отбрасы-

вается под действием центробежной силы к стенке корпуса 4, затем стекает по ней вниз и выводится из пеногасителя через канал 12. Освобожденный из пены газ при движении вверх в полости корпуса 4 сепарируется от взвешенных в нем каплей жидкости при огибании отбойного экрана 9 и выводится из устройства через патрубок 5.

При площади поперечного сечения входного патрубка $2,1 \text{ м}^2$, плотности пены $120...150 \text{ кг/м}^3$ и объемном газосодержании пены от 0,85 до 0,88 пеногаситель способен разрушить от 14000 м^3 пены в 1 час и отделить до 1700 м^3 жидкости. Вследствие большой площади свободного сечения перфорированных конусов и небольшой скорости движения пены в рабочей зоне пеногасителя обеспечиваются незначительное гидравлическое сопротивление устройства (порядка 4000 Па) и низкие значения удельных энергетических затрат (не более $0,005 \text{ кВт ч/м}^3$).

12.4. Комбинированные механические пеногасители

Эффективность механического пеногашения можно повысить путем комбинирования различных принципов разделения и технологических приемов. Это положение реализуется в комбинированном устройстве для разделения пены [261], в котором сочетаются осадительно-фильтрационный и гидромеханический принципы пеногашения (рис. 12.26).

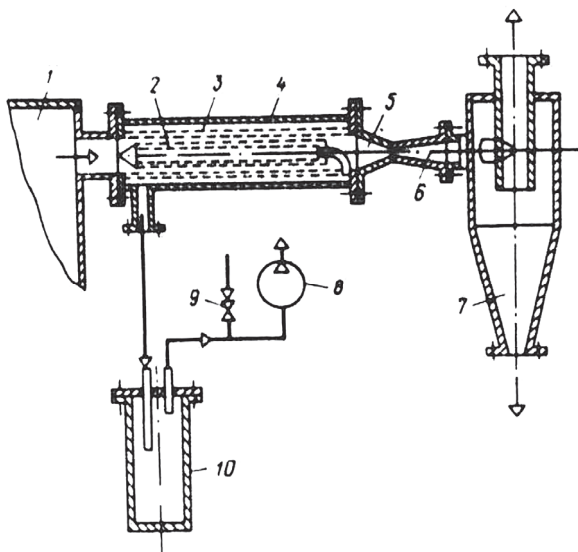


Рис. 12.26. Комбинированный фильтрационно-гидромеханический пеногаситель: 1 – технологический аппарат; 2 – фильтрующий элемент; 3 – трубопровод для отвода пены; 4 – герметичная камера; 5 – конфузорное сопло; 6 – диффузор; 7 – сепаратор; 8 – источник разрежения; 9 – регулировочный воздушный кран; 10 – сборник жидкости

Образовавшаяся в закрытом аппарате 1 пена поступает под некоторым избыточным давлением в трубопровод 3, затем движется в кольцевом зазоре между его пористой стенкой и фильтрующим элементом 2. По мере прохождения по этому зазору жидкость, содержащаяся в пене, под действием разрежения в полостях фильтрующего элемента 2 и камеры 4 подвергается синерезису, фильтруется через пористые стенки и отсасывается в сборник 10. Перепад давлений на фильтре 2 и пористой стенке трубопровода 3 лимитируется их максимальным капиллярным давлением. Частично осушенная пена проходит в сопловой насадок 5, где подвергается сдвиговой деформации и разрушается, превращаясь в двухфазный газожидкостный поток, который проходит через диффузор 6, где частично восстанавливается статическое давление газового потока, а затем разделяется на исходные фазы в циклонном сепараторе 7.

Наличие в подводящем трубопроводе фильтрующего элемента и выполнение стенок трубопровода из пористого материала, помещенных в герметичную камеру, соединенную с источником разрежения, позволяет предварительно осушить пену, что приводит к ослаблению пенной структуры и способствует более полному разделению пены в сопловом насадке, снижению гидравлического сопротивления устройства и, в целом, к уменьшению энергетических затрат на проведение процесса гидромеханического пеногашения.

При обработке высокоустойчивой трехфазной пенной структуры, характерной для биотехнологии, применение фильтров для предварительного осушения пены затруднено вследствие забивания пор фильтрующей поверхности. Известно, что пенная структура со сферическими ячейками-пузырьками имеет максимальную гидропроводность. Переход от полиэдрической или ячеистой структуры к сферической можно достичь путем сжатия газовой фазы пены при повышении давления в системе.

Этот принцип реализуется при комбинации осадительного пеногашения и деформационного разрушения больших объемов трехфазной пены в устройстве [262], в котором (рис. 12.27) на первой стадии в прямоугольной камере 1 происходит гравитационный синерезис жидкой фазы под некоторым избыточным давлением, а на последующей стадии частично осушенная пена подвергается интенсивному разрушению в дросселирующем клапане 5.

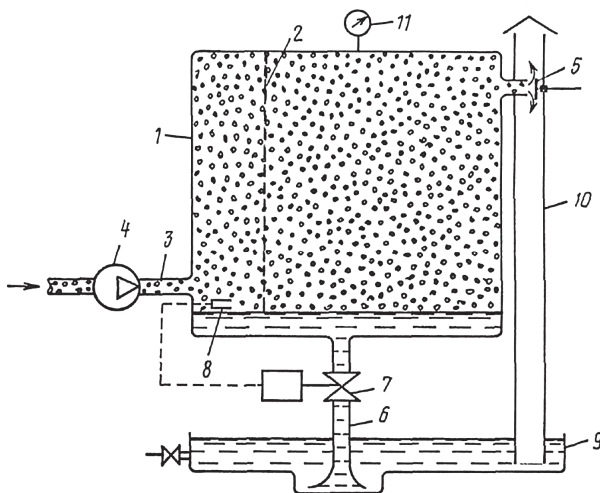


Рис. 12.27. Комбинированный пеногаситель с барогравиационным осаждением и гидромеханическим разрушением пены (пояснения в тексте)

В устройство пена поступает по линии подвода 3 и с помощью объемного нагнетателя 4 подается в герметичную камеру 1 под избыточным давлением, контролируемым по манометру 11 и задаваемым при настройке регулятора давления, роль которого выполняет дросселирующий клапан 5. Поток пены при посредстве перфорированного распределителя 2 равномерно распределяется по всему сечению камеры 1, при прохождении которой из жидкостных оболочек сжатых пузырьков пены с повышенным влагосодержанием вследствие барообъемного синерезиса интенсивно выделяется жидкая фаза, которая скапливается на дне камеры 1. При достижении уровнем выделившейся из пены жидкости датчика 8 от него подается сигнал на привод перепускного крана 7, установленного на сливной линии 6. При открытии крана 7 уровень жидкости снижается, жидкость по сливной линии 6 поступает в сборник 9, вследствие чего перепускной кран 7 автоматически закрывается. Осушенная в верхних слоях пена из камеры 1 поступает в дросселирующий клапан 5, где она приобретает высокую скорость и под действием градиента давления и сдвиговой деформации разрушается. Образовавшийся после разрушения пены газожидкостной поток в сепарирующем канале 10 разделяется на исходные фазы, при этом жидкость стекает в сборник 9, а газ выходит в атмосферу. В случае необходимости жидкость из сборника 9 может быть возвращена в технологический процесс.

При разрушении в герметичной камере объемом 1 м^3 устойчивой пены в количестве $60 \text{ м}^3/\text{час}$ необходимо создать избыточное давление в системе порядка $3 \cdot 10^5 \text{ Па}$ (3 атм.),

энергетические затраты в этом случае равны 4 кВт, а удельные энергозатраты при коэффициенте полезного действия устройства порядка 0,5 составят 134 Вт·ч/м³.

Комбинация дискового пенорегулятора и струйного пеногасителя пеногасителя достигается в устройстве [263], схема которого представлена на рис. 12.28.

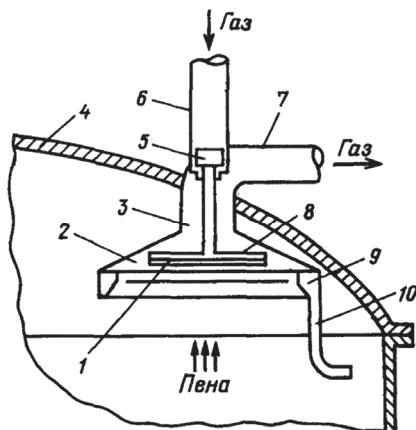


Рис. 12.28. Комбинированный струйно-дисковый пеногаситель: 1 - диск; 2 - воронка; 3 - сборник; 4 - аппарат; 5 - подпятник; 6 - трубопровод; 7 - патрубок для отвода газа; 8 - сегнорово колесо; 9 - отбортовка; 10 - сливной штуцер-патрубок

Комбинированный струйно-дисковый пеногаситель функционирует следующим образом. В сегнорово колесо 8 через трубопровод 6 подается газообразный пеногасящий агент, который с большой скоростью выходит в виде струй через сопла сегнорового колеса. Под действием реактивного эффекта сегнорово колесо 8 начинает вращаться и струи газа перемещаются по окружности в кольцевом зазоре между диском 1 и стенкой воронки 2. Образовавшаяся пена вместе с отходящим газом поступает в приемную воронку 2 сборника 3 и стремится пройти через пористый диск 1 и в кольцевой зазор между диском и конической частью воронки 2. При этом пена, контактируя с пористым диском и проходя в кольцевой зазор, разрушается в результате сдвиговой деформации в зоне вращающегося диска 1 и срезающего эффекта перемещающихся струй газа, формируемых сегноровым колесом 8. Выделившийся при разрушении пены газ проходит через перфорацию диска 1, выполненного из несмачиваемого материала, и в кольцевом зазоре между диском и стенкой воронки 2 вместе с сопровождающим пену свободным газом удаляется по патрубку 7 из аппарата 4. Жидкость из разрушенной пены отбрасывается на стенку воронки 2, затем

стекает по ней и собирается в полости отбортовки 9 и через сливной патрубок 10 возвращается в аппарат 4.

Достоинством такого пеногасителя являются простая конструкция и высокий коэффициент полезного действия, поскольку здесь отсутствуют привод и сложное герметизирующее уплотнение, а энергия сжатого газа расходуется не только для пеногашения, но и на приведение во вращение перфорированного диска, что позволяет повысить эффективность работы и производительность устройства по объему разрушаемой пены. Концентрирование энергий струй в кольцевом зазоре между диском и сборником пены позволяет уменьшить расход пеногасящего агента и снизить общие энергетические затраты.

12.5. Способы и конструкции устройств и аппаратов для разделения пены физическими методами

Техника разделения структурированных газожидкостных систем в химико-технологических процессах применяет наиболее отработанные конструкции устройств для физического воздействия, поэтому большинство физических устройств и аппаратов не нашли широкого промышленного применения из-за отсутствия достаточного объема исследований теоретического и экспериментального характера. К числу наиболее отработанных конструкций этого типа относятся акустические, электрические и термические устройства и аппараты, рассматриваемые ниже.

12.5.1. Акустические деаэраторы-пеногасители

В настоящее время для реализации акустического способа пеногашения используются аэродинамические излучатели, выполненные в виде статических и динамических сирен, пневматических рупоров и обеспечивающие преобразование кинетической энергии газового потока в энергию акустических колебаний.

Практически в качестве акустических излучателей используются усовершенствованные свистки Гартмана [103], содержащие (рис. 12.29) корпус 1, сопло 3, переходящее в отражающий экран 4. По оси корпуса 1 расположен стержень 2 с прикрепленной резонирующей камерой 5.

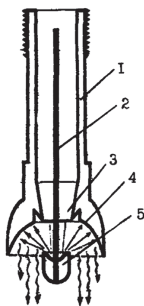


Рис. 12.29. Модифицированный акустический излучатель-свисток (пояснения в тексте)

Принцип действия излучателя состоит в том, что сжатый воздух с большой скоростью проходит через сопло 3 в камеру 5, где формируются высокочастотные резонирующие колебания, направляющиеся на экран 4. Отражаясь от экрана 4, ультразвуковые колебания направляются на поверхность газожидкостной системы. Излучатель начинает функционировать при давлении воздуха около 7 кПа. Эффективное разрушение неустойчивой структуры начинается при давлении воздуха около 84 кПа. Оптимальная работа происходит при давлении, не превышающем 0,28 МПа. Оптимальная частота колебаний находится в диапазоне 8...14 кГц при акустической интенсивности звука на уровне 150 дБ. Излучатель размещается на расстоянии 0,15...0,6 м над уровнем жидкости. Эффективность этого акустического излучателя по сравнению со свистком Гартмана значительно выше и составляет 20 % по сравнению с 2 %, т.е. увеличивается в 10 раз.

К ультразвуковым сиренам относится аэродинамический деаэратор типа УАДП-В-1 [224], конструкция которого содержит (рис. 12.30) цилиндрический корпус 6 с установленной в нем улиткой 7, на боковой поверхности которой выполнены спиральные каналы, образующие тангенциальные выходы.

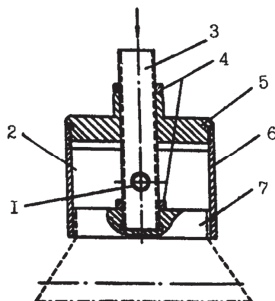


Рис. 12.30. Аэродинамический ультразвуковой деаэратор (пояснения в тексте)

Улитка 7 крепится на воздухоподводящем патрубке 3, который с помощью резьбы закреплён на крышке 5. В патрубке выполнены отверстия 1 для подачи воздуха в объём камеры 2 между улиткой и крышкой. Фиксация улитки и патрубка осуществляется контргайками 4. Устройство работает следующим образом: сжатый воздух подается в патрубок 3 и через отверстия 1 поступает в камеру 2 под повышенным давлением. Из камеры 2 воздух поступает в спиральные каналы улитки 7, где поступательное движение воздуха преобразуется в вихревое и воздух выходит из устройства. При этом генерируются ультразвуковые колебания и воздух на выходе образует зону пониженного давления в полном вибрирующем воздушном конусе. Поступая в зону разрежения, газожидкостная смесь движется от центра воздушного конуса к периферии, где попадает под действие ультразвуковых колебаний и разрушается. Давление воздуха в магистрали этого устройства составляет 0,25 МПа при его расходе 1...1,5 м³ на 1 м³ газожидкостной смеси, что в 3...5 раз ниже удельного расхода сжатого воздуха в излучателях типа свистка Гартмана. Генерируемая частота колебаний 8...25 кГц, интенсивность излучения 1000...2000 Вт/м². Данный звуковой деаэратор может успешно использоваться в биотехнике и очистке сточных вод для непрерывного разрушения прочной трехфазной пены продуктов биосинтеза и флотационных концентратов.

Усиление эффекта пеногашения воздействием на пену ультразвуковых колебаний достигается в устройстве для разрушения флотационных пен [264]. Для этого отбойный зонт 2, расположенный над пеноиспускающим соплом 1, выполнен из упругой мембраны (рис. 12.31).

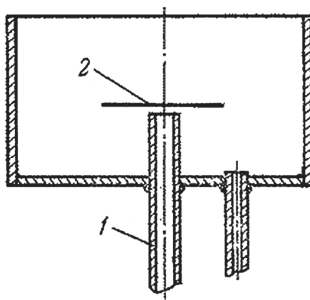


Рис.12.31. Устройство для разрушения пены с использованием ультразвуковых колебаний

Разработано усовершенствованное оборудование для гашения пены ультразвуком [202], обеспечивающее излучение колебаний с интенсивностью не менее 130 дБ на частоте не менее 20 кГц.

Ультразвуковая колебательная система конструктивно состоит из трех основных узлов: пьезоэлектрического преобразователя, концентратора-усилителя механических колебаний и излучающего элемента.

Пьезоэлектрический преобразователь осуществляет преобразование энергии электрических колебаний УЗ частоты в механические колебания. Концентратор осуществляет их усиление и передачу излучающему элементу. Излучающий элемент осуществляет непосредственный ввод УЗ энергии в газовую среду. При этом излучающий элемент выполнен в виде диска ступенчато – переменной толщины, обеспечивающего преобразование продольных колебаний в изгибные, что позволяет улучшать условия согласования колебательной системы с газовой средой.

Для проведения исследований и определения оптимальных режимов было изготовлено два экземпляра оборудования: с излучателем в виде ступенчатопеременного диска из алюминиевого сплава В-95 диаметром 160 мм и с излучателем из титанового сплава ВТ-5 диаметром 250 мм.

Технические характеристики использованного оборудования представлены в табл. 12.1.

Т а б л и ц а 12.1

Технические характеристики УЗ технологического оборудования с дисковым излучателем диаметром 160 и 250 мм

Характеристика оборудования	Диаметр диска излучателя, мм	
	160	250
Потребляемая мощность, Вт, не более	70	250
Питание от сети переменного тока напряжением, В	220 ± 22	220 ± 22
Уровень звукового давления (1 м), дБ, не менее	135	135
Уровень звукового давления в фокусе, дБ	150,4	157,3
Расстояние до фокуса, мм	75	87
Диаметр фокального пятна, мм	19	26
Частота излучаемых колебаний, кГц	22	22
Габаритные размеры колебательной системы, мм	Ø160x150	Ø250x150

В результате экспериментальных исследований было установлено, что применение ультразвукового воздействия с уровнем звукового давления в фокусе 150,4 дБ (для излучателя диаметром 160 мм), обеспечивает ускорение процесса до 32 раз по сравнению с естественным разрушением пены и до 1,5 раз по сравнению с воздействием воздушным потоком.

Зависимости объема разрушаемой пены от времени воздействия для уровня звукового давления 157,3 дБ в фокусе (для излучателя диаметром 250 мм) показывают ускорение процесса до 180 раз по сравнению с естественным разрушением и до 6 раз с воздействием излучателем диаметром 160 мм.

12.5.2. Электрические устройства-пеногасители

В электрических устройствах используются различные эффекты электрических и электромагнитных полей. Большинство разработанных конструкций электрических разделителей предназначено для лабораторных и полупромышленных исследований влияния электрического поля на устойчивую газожидкостную структуру.

Разработан способ разрушения пены [265], включающий разделение ее на составляющие компоненты и их удаление, разделение осуществляют в слое магнитотвердых частиц, помещенных в переменное электромагнитное поле, причем удаление газа ведут путем отсасывания одновременно с разделением.

Для повышения эффекта разрушения пены процесс осуществляют в три этапа с выдержкой в течение 1...3 мин от одного этапа к другому. Выдержка пены между этапами связана со снижением поверхностного натяжения пузырьков газа и частичного движения состояния равновесия трехкомпонентной системы жидкость – газ – твердая фаза. Поскольку выдержку осуществляют под вакуумом, т. е. с непрерывным отсосом газа, то это приводит к удалению того количества воздуха, которое не удаляется на первом этапе обработки и затрудняет процесс дегазации пены из-за возникновения обратного процесса – газонасыщения. Это приводит к удалению избытка воздуха и полному разрушению пены, так как происходит полная дегазация.

Обработку на 1-ом этапе ведут при толщине пенного продукта 0,02...0,8 м ферромагнитными частицами диаметром 8...16 мм (0,008...0,016 м), покрытыми полимерной оболочкой толщиной 0,0001 м, объемная концентрация которых составляет 0,4...0,74 при высоте магнитоожигенного слоя 0,01...0,2 м, движущимися хаотически во вращающемся внешнем переменном магнитном поле с индукцией 0,08...0,15 Тл.

На втором этапе разрушенный пенопродукт обезвоживают ферромагнитными частицами диаметром 0,01...0,02 м, покрытыми изолирующим материалом, например, стеклоталью толщиной до 0,0005 м и обладающими низким коэффициентом трения, объемная концентрация которых составляет 0,2...0,4, вращающимися с частотой до 50^{-1} с при индукции магнитного поля 0,1...0,15 Тл.

Затем жидкую часть пенного продукта на третьем этапе подвергают дополнительной дегазации ферромагнитными частицами диаметром 0,002...0,01 м, покрытыми полимер-

ной оболочки толщиной до 0,0001 м, объемная концентрация которых составляет 0,6...0,74, движущимися хаотически во вращающемся внешнем переменном электромагнитном поле с индукцией 0,02...0,08 Тл.

Такой трехэтапный способ разрушения пены обеспечивает быстрое ее гашение с разделением составляющих фаз при воздействии совокупного влияния многих факторов, среди которых акустическое давление, индуцированное резонансной вибрацией пузырьков, турбулентность, агрегатирование и распад цепочек ферромагнитных частиц в результате взаимных интенсивных столкновений и вращения вокруг собственной оси, колебания твердой, жидкой и газовой фаз, перепады давления, явление кавитации и др., приводящих к разрушению связи между твердой жидкой и газовой фазами. Газовые пузырьки схлопываются и удаляются в атмосферу. Оставшиеся твердая и жидкая фазы образуют вязкую суспензию, которую разделяют на фазы.

Предложен также способ гашения пены в электрическом поле [229], включающий разделение пены на потоки и воздействие на них переменным электрическим полем промышленной частоты напряжением 24...220 В с плотностью тока 0,01...0,1 А/см².

На чертеже (рис. 12.32) приведена схема осуществления способа. На схеме представлены пена 1, электроды 2, изоляторы 3, источник 4 регулируемого напряжения, пенообразующая жидкость 5.

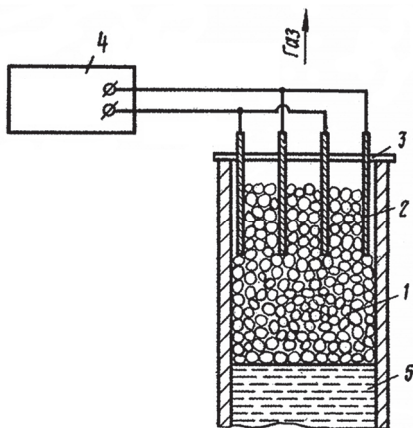


Рис. 12.32. Схема способа электрического гашения пены (пояснения в тексте)

Предлагаемый способ гашения пены осуществляется по следующей технологии.

Пена 1 проходит по корпусу, который может представлять собой технологический аппарат или трубопровод и поступает в пространство между электродами 2. Электроды

крепятся изоляторами 3 на расстоянии 2...12 мм. друг от друга и разделяют пену на отдельные участки указанной ширины, при этом крупные пузырьки пены могут разрушаться краями электродов.

К электродам 2 через регулятор 4 напряжения подается напряжение промышленной частоты 50 Гц в пределах 24...220 В. При попадании пены 1 в пространство между электродами 2 по ней протекает электрический ток плотностью 0,01...0,1 А/см². В результате теплового действия электрического тока, проходящего через пену, и действия электродинамических сил пена разрушается в течение 0,5...2 с. Выделяющийся при разрушении пены газ проходит в пространство между электродами, а жидкость стекает вниз.

Кроме силы взаимного отталкивания, на элементарные участки пленки и молекулы раствора действуют пондеромоторная сила, которая меняется в результате пульсаций электромагнитного поля, вследствие чего пузырьки подвергаются попеременному сжатию и расширению, что уменьшает устойчивость и прочность пенной структуры. Таким образом, пена разрушается в результате действия нескольких факторов, в том числе механического - при разрезании пены электродами на узкие участки.

Параметры способа гашения пены определены экспериментальным путем. Установлено, что уменьшение толщины участков пены менее 0,2 см не дает значительного увеличения эффективности пеногашения, но может привести к соприкосновению электродов, при котором происходит короткое замыкание. Увеличение расстояния между электродами более 1,2 см резко снижает эффективность пеногашения и при этом возникает необходимость прикладывать к электродам высокое напряжение.

Применение напряжения менее 24 В недостаточно эффективно и приводит к нестабильности процесса, а использование высоких напряжений требует применения сложного оборудования и соблюдения специальных мер безопасности при обслуживании.

Использование способа не требует применения специальных мер безопасности, необходимых при работе с высоким напряжением и СВЧ импульсами.

Разработан также способ и устройство для электрического осаждения пены при очистке сточных вод [266], включающий загрузку пены в устройство сверху, перевод пены в неустойчивое состояние, например, механическим путем, затем пену пропускают через сетчатые электроды, на которые подают ток высокой частоты от 50 до 5000 Гц и доводят объем образующейся суспензии до 1...2 % от объема пены, поступающей на обработку. Полученный пенный продукт разделяют на воду и осадок отстаиванием.

Устройство для осаждения пены по этому способу представлено на рис. 12.33.

Устройство содержит источник электрического питания переменного тока 1, сетчатые электроды 2, узел перевода пены в неустойчивое состояние 3, камеру отстаивания 4 с

патрубками вывода воды 5 и осадка 6. Электроды 2 установлены в нижней части устройства, в верхней его части установлен узел перевода пены в неустойчивое состояние. Под сетчатыми электродами 2 находится камера отстаивания 4 с патрубками вывода воды и осадка.

Устройство работает следующим образом. Пена, образующаяся в основном технологическом аппарате (например, электролизере), поступает в устройство сверху. Проходя через узел перемешивания или иной технологический узел пеногашения, она переходит в неустойчивое состояние и превращается в суспензию. Далее, проходя через электроды, суспензия разрушается под действием электрического тока высокой частоты, подаваемого на сетчатые электроды.

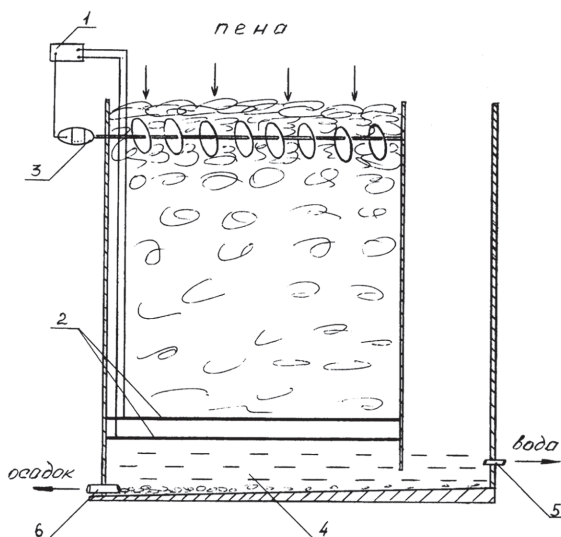


Рис. 12.33. Устройство для осаждения пены (пояснения в тексте)

Процесс разрушения заключается в следующем. Электрический ток, проходя по сетке, в ее углах создает зоны повышенной концентрации напряженности поля от 15 до 300 В. Суспензия быстро разрушается и одновременно обеззараживается.

Анализ работы предлагаемого устройства показывает, что оно обеспечивает почти моментальное осаждение пены в течение 5 мин.

Задача повышения энергетической эффективности гашения пены с использованием электродов решается в разработанном способе [267] и устройстве для электрофизического гашения пен [268].

Способ заключается в создании над поверхностью пены объемного электрического разряда с плотностью тока $(0,5 \dots 50) \cdot 10^{-3} \text{ А/м}^2$. Разряд создают путем размещения над этой поверхностью многоостридной электродной системы, эмиттирующей электроны.

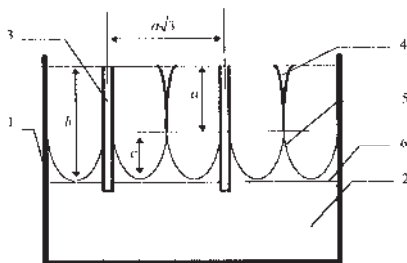
В этом способе разрушение пены является следствием воздействия объемного разряда, генерируемого между поверхностью пены и электродной системой. Указанное разрушение происходит в результате повышенной испаряемости пенообразующей жидкости в условиях объемного разряда с низкой плотностью тока, истончения пленок жидкости и их последующего разрыва. Повышенная испаряемость жидкости обусловлена дополнительными движениями пограничного слоя у поверхности пены из-за наличия объемных сил электрического происхождения. Переносу заряда от электродной системы к слою пара, т. е. току объемного разряда, способствует наличие кислорода воздуха в молекулярном состоянии с образованием определенного количества отрицательных ионов O^{2-} .

Электродная система по этому способу предназначена для генерации объемного разряда с малой плотностью тока. Она содержит отрицательный многоостридный электрод с малым радиусом острий, выполненный из полупроводящего материала. Острия этого электрода эмиттируют электроны по принципу автоэмиссии уже при напряжении $10 \dots 15 \text{ кВ}$. При радиусе острия $\approx 10^{-7} \text{ м}$ напряженность поля на острие $\approx (1 \dots 1,5) 10^{11} \text{ В/м}$, для расстояния до поверхности пены $\approx 0,015 \dots 0,03 \text{ м}$ средняя напряженность поля у поверхности пены составляет $(5 \dots 10) 10^5 \text{ В/м}$. Указанные значения полей вполне достаточны для генерации разряда с плотностью тока $(0,5 \dots 50) 10^{-3} \text{ А/м}^2$. В данном случае генерируется не коронный, а так называемый тихий или темный разряд, в котором практически отсутствует свечение газа, образование озона O_3 и негативные последствия этого.

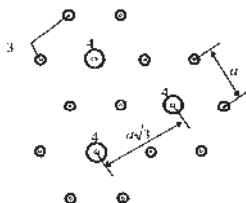
Пеногаситель (рис. 12.34.) имеет положительный электрод, состоящий из системы стержней, погруженных в жидкость, отрицательный электрод, состоящий из системы острижных элементов, выполненных из полупроводникового материала. Стержни положительного электрода образуют структуру с шестиугольной ячейкой. Элементы отрицательного электрода размещены в центре ячеек положительного электрода. Сторона ячеек и длина острижного элемента имеют размер a , расстояние от поверхности пены до верхних концов стержней b и до нижних концов острижных элементов c находятся в соотношении: $b = 2,73a$, $c = 1,73a$. Источник питания имеет напряжение не менее $10 \dots 15 \text{ кВ}$, напряженность поля у поверхности пены $(0,4 \dots 1) 10^6 \text{ В/м}$.

Устройство работает следующим образом. На рис. 12.34 a , изображена схема расположения электродной системы в баке 1 с пенящейся жидкостью 2. Здесь 3 - элементы положительного электрода, частично погруженного в жидкость, 4 - элементы острижного

катода, размещенные среди элементов положительного электрода и образующие регулярную структуру (рис. 12.34 б). В результате работы электрических сил объемного разряда в паровом слое над поверхностью пены (жидкости) образуется система вихревых движений воздуха и пара 5, привязанная к структуре электродов. Благодаря этому и происходит интенсивное испарение пенообразующей жидкости из верхнего слоя пены б и разрушение по механизму истончения пленок.



а



б

Рис. 12.34. Схема электрофизического пеногасителя (пояснения в тексте)

Устройство разрушения пен по данному механизму с использованием объемного тихого разряда и предлагаемой конфигурации показало эффективность достаточно большую по сравнению с эффективным механическим пеногашением. Для верхнего предела плотности тока $50 \cdot 10^{-3}$ А/м² потребляемая мощность в пересчете на 1 м² поверхности пены составляла 20...30 Вт. Это соответствует $(5...7)10^{-3}$ кВт ч/м³ пены, что в 1,5...2 раза лучше, чем эффективность пеногашения под действием ультразвука и механического устройства при полной управляемости, отсутствии движущихся частей, помех и наличия озона.

Использование постоянного электрического тока с разделением в пространстве зон поляризации реализуется в пеногасителе [269], содержащем (рис. 12.35) изолированный

цилиндрический корпус 2 с патрубками для подвода пены 1, отвода выделенных из пены газа 5 и жидкости 7, крышку 6, пакет металлических трубок 3 в корпусе 2 и пакет металлических стержней 4, обращенных заостренными концами к пакету трубок 3 и закрепленных на крышке 6.

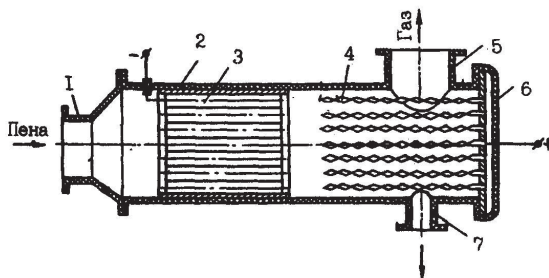


Рис. 12.35. Электрический пеногаситель с разнесенными зонами-полюсами (пояснения в тексте)

Пакет трубок соединен с отрицательным полюсом источника питания, а пакет стержней - с положительным полюсом. Аппарат работает следующим образом. Пена поступает в корпус 2 через патрубок 1 и распределяется краями пакета трубок 3 на отдельные потоки, при этом пена приобретает отрицательный заряд. Затем отрицательно заряженные потоки попадают в зону электрического поля металлических стержней 4, на поверхности которых пузырьки разряжаются и разрушаются. Выделившиеся при этом газ и жидкость выходят из корпуса 2 через патрубки 5 и 7. Ребристая поверхность стержней 4 способствует появлению неоднородности электрического поля, увеличению его напряженности у ребер стержней, что приводит к увеличению электродинамической силы, действующей на пленки пузырьков. Кроме того, вследствие ребристой формы стержней расширяется зона действия электрического поля каждого из стержней и увеличивается вероятность контакта отрицательно заряженных пузырьков с положительно заряженными стержнями. Неоднородность электрического поля и изменение действующей на пузырьки электродинамической силы снижают устойчивость отдельных пузырьков и структуры в целом, что способствует разрушению пены.

Механическое и электрическое разделение структуры сочетаются в устройстве [270], содержащем (рис. 12.36) корпус 9 с вращающимся валом 8 мешалки, на котором укреплено диэлектрическое колесо 7 с попарно закрепленными на нем спицами 6, втулкой 5 из диэлектрического материала и металлическими кольцами 4 на втулке 5.

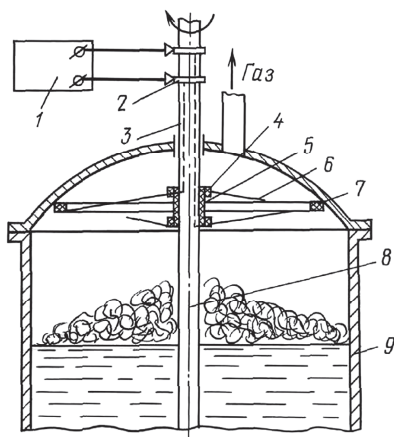


Рис. 12.36. Электромеханический пеноразделитель (пояснения в тексте)

Кольца 4 соединены через проводник 3 и коллектор 2 с источником электрического питания 1. Источник питания может быть постоянного или переменного тока. Каждая пара спиц 6 соединена с разноименными полюсами источника 1. При подъеме образующейся в технологическом процессе пены она контактирует со спицами 6 и разрушается вследствие механического срезания при вращении спиц и действия электрического поля. Выделенный при этом разрушении газ проходит через свободное пространство между спицами 6 и выводится из аппарата, а жидкая фаза пены отбрасывается спицами к стенкам корпуса 9 и стекает вниз. Для работы с пеной электропроводящих жидкостей используется переменное электрическое поле с частотой 50...60 Гц и напряжением до 380 В. Для диэлектрических жидкостей используется либо поляризация диэлектриков, либо коронный разряд при подключении спиц к источнику постоянного тока. При работе с взрывоопасными жидкостями используются изолированные спицы для предотвращения возникновения искр между электродами.

Разделение пены диэлектрических жидкостей производится устройством [231], содержащим (рис. 12.37) трубопровод 1, источник электрического питания 2, установленные в трубопроводе на изолированных держателях 5 стержневые электроды 3, размещенные в наклонных под углом 30...45° цилиндрических или пластинчатых электродах 4, имеющих перфорацию 6 для прохода пены и выделенного из нее газа.

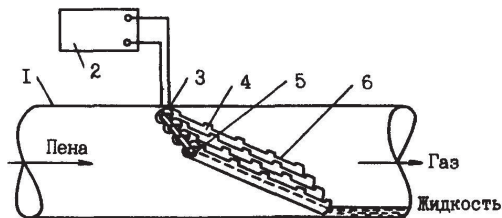


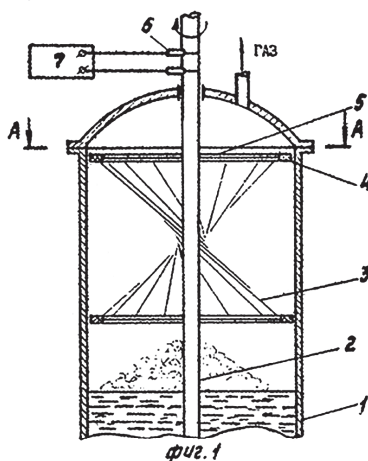
Рис. 12.37. Электрический сепаратор (пояснения в тексте)

Устройство работает следующим образом. Пена по трубопроводу 1 поступает в пространство между электродами 3, подключенными к источнику постоянного тока 2. Пленки диэлектрической жидкости поляризуются под действием электрического поля, затем вытягиваются под действием сил электрострикции в межэлектродное пространство и деформируются вдоль стержневых электродов 3. Жидкость из пленок перетекает на поверхность стержней 3, при этом деформированные и ослабленные ячейки разрушаются, жидкость стекает по наклонным стержневым электродам 3 на дно трубопровода, а выделившийся газ через перфорацию 6 в цилиндрических электродах 4 выходит в межэлектродное пространство и транспортируется по трубопроводу над слоем жидкости. Величина напряженности электрического поля для данной системы электродов рекомендуется меньше значения электрического пробоя пены и возникновения электрического разряда между электродами в пределах $(1...15)10^6$ В/м в зависимости от гидродинамических параметров потока.

С целью повышения эффективности электрического пеногашения разработано устройство [230], в котором система электродов выполнена в виде струн, натянутых между двумя параллельно расположенными ободами, которые повернуты относительно друг друга на угол меньше 180° . Соседние струны-электроды соединены с разноименными полюсами источника электрического питания.

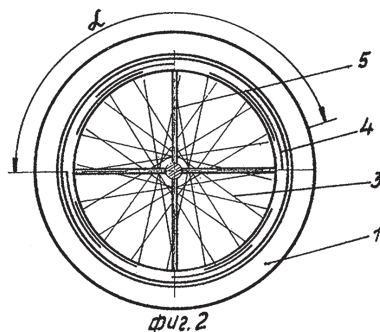
Возможны варианты крепления узла электродов неподвижно на корпусе аппарата либо на вращающемся валу перемешивающего устройства.

На рис. 12.38. представлен аппарат с устройством для пеногашения, фиг. 1 вертикальное сечение; на фиг.2 - разрез А-А на фиг. 1.



фиг. 1

A-A



фиг. 2

Рис. 12.38. Устройство для электрического пеногашения (пояснения в тексте)

Устройство для пеногашения включает корпус аппарата 1 с валом 2 мешалки, в аппарате установлена система электродов в виде струн 3, натянутых между параллельными ободами 4, которые повернуты относительно друг друга на угол α в пределах 180° таким образом, что в плане (рис. 12.38., фиг. 2) струны перекрывают все свободное сечение аппарата. Обода целесообразно закрепить на вращающемся валу мешалки посредством стержней 5. С помощью коллектора 6 струны соединены проводниками с источником 7 электрического питания. Каждая пара соседних струн может быть изолирована друг от друга и закреплена на диэлектрическом ободе. Электрическая связь струн с коллектором может осуществляться двумя проводами, проложенными по стержням и внутри вала ме-

шалки (не показано). Система электродов может быть также установлена неподвижно на корпусе аппарата.

Устройство работает следующим образом. Пена, образующаяся в ходе технологического процесса, поднимается над поверхностью жидкости, причем по центру аппарата пена поднимается в форме, напоминающей конус. При этом ближе к оси аппарата, где пена образуется более интенсивно, пеногашение необходимо осуществлять также более интенсивно, что может быть достигнуто уменьшением расстояния между электродами ближе к оси аппарата.

Проходя через электроды, пена разрушается под действием механического воздействия на пузырьки вращающимися струнами 3 и под действием центробежных сил, вынуждающих пленки жидкости перемещаться к периферии, а также в результате прохождения электрического тока между двумя соседними электродами и других электрокинетических явлений.

Интенсивность пеногашения в таком устройстве зависит от скорости вращения вала (струн), расстояния между струнами и величины подаваемого на них напряжения, поэтому, подбирая любую из этих величин, можно добиться оптимальных параметров для ведения процесса. Образующийся вращающимися электродами верхний конус исключает возможность проскока пены, не разрушенной в нижнем конусе.

Угол взаимного поворота ободов составляет менее 180° , так как если угол разворота равен или больше 180° , происходит соприкосновение соседних струн-электродов и, следовательно, короткое замыкание, способное вывести из строя оборудование и нарушить технологический режим. Угол взаимного поворота ободов предпочтительнее устанавливать порядка $140...160^\circ$. При таком угле поворота исключается короткое замыкание струн-электродов и в то же время достигается максимальная эффективность пеногашения, исключается проскок пены по оси ободов и аппарата.

12.5.3. Термические пеногасители

Для предотвращения вспенивания культуральной среды при глубинном выращивании аэробных микроорганизмов разработан термический способ разрушения пены [232].

Целью указанного способа является интенсификация процесса разрушения пены или снижение ее устойчивости: без изменения общего баланса газ-жидкость, участвующих в создании пенной системы.

Для достижения этой цели в предлагаемом способе осуществляют нагрев пены до $45...90^\circ\text{C}$, а после нагрева ее охлаждают до $20...4^\circ\text{C}$, при этом нагрев и охлаждение осуществляют многократно, обеспечивая перепад температуры между приемами нагревания и охлаждения в $25...85^\circ\text{C}$.

При этом необходимо обеспечить процесс разрушения пены таким путем, чтобы пена подвергалась охлаждению (по времени) больше, чем нагреванию, что усиливает дренаж или стекание жидкости из межпузырьковой области, в большинстве случаев приводящее к лавинообразному распаду пены.

Нагревание в течение 1 мин до 90 °С не вызывает необратимых последствий термофильных и мезофильных бактерий, а для дрожжеподобных микроорганизмов снижается активность только на 1,5 %. При охлаждении до 4 °С жизнеспособность большинства микроорганизмов также не снижается.

Предлагаемый способ можно осуществить при различном аппаратном оформлении, а именно путем периодического изменения температуры в заданных диапазонах в аппарате или путем пропуска пены через переменнно чередующиеся зоны высоких и низких температур.

Из этого класса устройств и аппаратов можно выделить несколько конструкций, представляющих теплообменные и терморadiационные аппараты.

Осуществление термического способа разрушения пены [232] реализуется в устройстве [271], включающем (рис. 12.39) циклон 14 с внутренними перегородками 4, образующими спиралеобразный лабиринт, разделенный по вертикали горизонтальной сетчатой перегородкой 3 для отделения потока пены от выделенной из нее жидкости.

Перегородки 4 разделены на теплоизолированные друг от друга секции 5 и 13. Секция 13 посредством коллекторов 19 и 11 подключена к системе подачи и отвода теплоносителя, а секция 5 через коллекторы 7 и 16 подсоединена к системе подачи и отвода хладагента. В верхней части циклона 14 расположена камера 10 с установленным на ее крышке дисковым механическим пеногасителем 8. Устройство снабжено патрубком 15 для ввода исходной газожидкостной системы, патрубком 20 для вывода обесцененного продукта и патрубком 9 для удаления отработанного газа. Труба 2 служит для подачи уплотненной пено-воздушной смеси из циклона 14 в камеру 10, а дренажная трубка 1 соединяет камеру 10 с нижней частью циклона 14. Подача теплоносителя из коллектора 19 в секцию 13 осуществляется через трубки 18, а отвод теплоносителя из секций 13 в коллектор 11 - через трубки 12. Трубки 6 служат для подачи хладагента из секций коллектора 7 в секции 5, а трубка 17 - для отвода хладагента из секций 5 в коллектор 16.

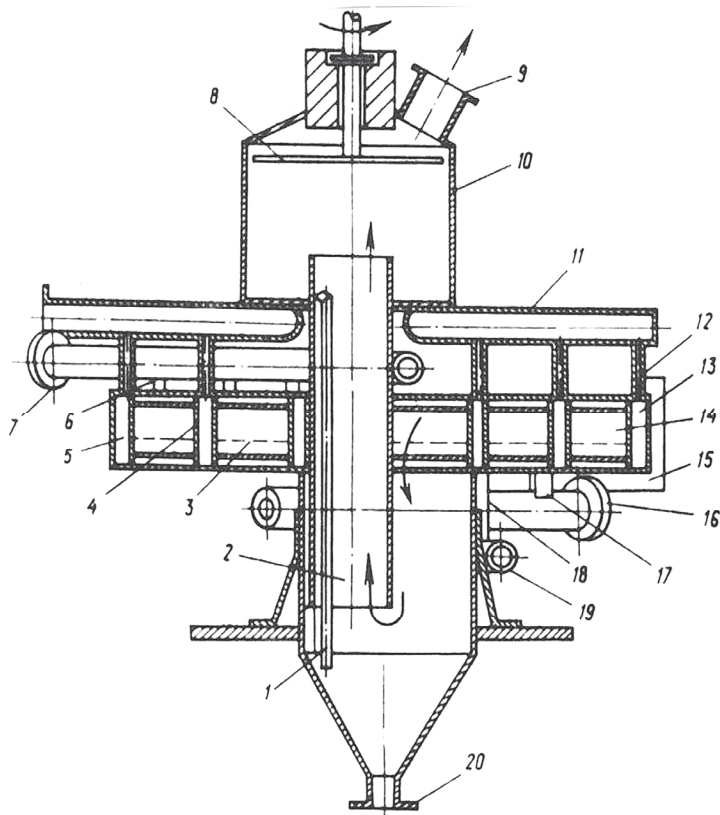


Рис. 12.39. Устройство для термического гашения пены (пояснения в тексте)

Работа устройства происходит следующим образом. Поступающая в циклон 14 по патрубку 15 исходная газожидкостная система под действием центробежной силы разделяется в спиралеобразном лабиринте, при этом из нее выделяется часть жидкости. В процессе движения по лабиринту система неоднократно подвергается нагреванию и охлаждению при контакте с поверхностью секций 13 и 5, что приводит к интенсивному испарению жидкости из пленок, их ослаблению при нагревании, а также сжатию газовых пузырьков и интенсивному выделению газа из пены при ее охлаждении.

Все эти факторы способствуют разрушению пены вследствие появления термических и механических напряжений. Выделенная жидкость в виде пленки движется по поверхности лабиринта, остальное пространство занимают газожидкостная структура и газ. Затем смесь опускается в нижнюю часть циклона 14, откуда жидкость через патрубок 20

выводится из устройства, а газ вместе с частью неразрушенной среды по трубе 2 поднимается в камеру 10, где происходит окончательное разрушение при контакте с дисковым пеногасителем 8. Выделившаяся жидкость по дренажной трубке 1 поступает из камеры 10 в циклон 14 и также выводится через патрубок 20 из устройства. В условиях применения устройства этого типа в биотехнологии температура теплоносителя составляет 90...95 °С, температура хладагента от 4 до 12 °С, что обусловлено биологическими особенностями культуральной жидкости.

Терморadiационное разрушение пены может быть реализовано в устройстве [217], состоящем (рис. 12.40) из теплоизолированного корпуса 3, снабженного боковым штуцером 2 для подачи исходной смеси, смотровым устройством 9 и сливным штуцером 1.

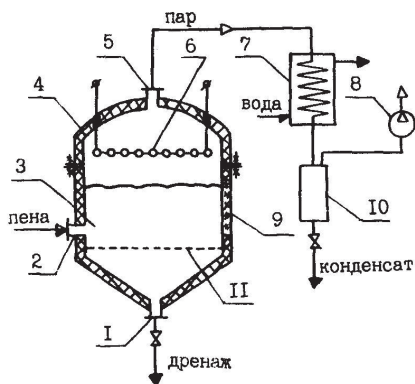


Рис. 12.40. Терморadiационный пеногаситель (пояснения в тексте)

В нижней части корпуса 3 установлена дренажная решетка 11, а под сферической теплоизолированной крышкой-экраном 4 установлены источники 6 радиационного инфракрасного излучения. Крышка 4 снабжена штуцером 5, соединенным с конденсатором 7, куда подается охлаждающая вода. Конденсатор 7 соединен с разделителем 10, верхняя полость которого сообщается с вакуум-насосом 8. Исходная среда, поступающая в корпус 3 через штуцер 2, движется по решетке 11, при этом жидкая фаза дренирует и протекает через отверстия решетки 11 в нижнюю часть корпуса 3, откуда через штуцер 1 отводится дренаж. Процесс дренажа жидкости ускоряется вследствие снижения вязкости жидкости при ее нагревании.

Основной процесс разрушения пены происходит на ее поверхности, обращенной к источникам излучения 6, под воздействием направленного радиационного термического излучения и вызванного им процесса парообразования из жидкой фазы пены. Образовав-

шийся пар, обогащенный летучими поверхностно-активными веществами (ПАВ), через штуцер 5 поступает в конденсатор 7, где превращается в жидкость. Полученный конденсат ПАВ сепарируют в разделителе 10 от газа, отсасываемого вакуум-насосом 8, а отсепарированный конденсат выводится из устройства для последующей утилизации. Процесс разрушения пены в этом устройстве происходит без непосредственного контакта с источниками излучения 6, вследствие чего устраняется образование накипи или отложений. Регулирование процесса при разрушении различных по стойкости исходных систем осуществляется путем изменения напряжения, подаваемого на источники излучения. Визуальное наблюдение за процессом осуществляется с помощью смотрового окна 9.

Достоинством терморadiационного устройства этого типа по сравнению с устройствами, где осуществляется непосредственный контакт среды с теплоносителем или источником тепловой энергии, является снижение трудоемкости технического обслуживания, а также отсутствие разбавления и загрязнения рабочей среды.

Заключение

В книге систематизированы сведения об используемых в исследовательской и расчетной практике капиллярных, реологических моделях и гидродинамических характеристиках структурированных газожидкостных систем, являющихся рабочими средами в ряде технологических процессов различных производств. Рассмотрены вопросы внутренней капиллярной гидродинамики, сопровождающей течения устойчивой газожидкостной смеси, приведены сведения о кинетике синерезиса для различных структурных моделей. Представлены методы определения гидродинамических характеристик и режимов течения, методы расчета гидравлических сопротивлений при течении газожидкостных смесей с пенной структурой в трубах и насадках. Приведены сведения методологического характера об используемых экспериментальных установках для исследования реологии и гидродинамики устойчивых структурированных газожидкостных систем.

На основе системного подхода и анализа процессов пеногашения предложена классификация механических пеногасителей, включающая их иерархию по классам, группам, видам и типам. Рассмотрены существующие конструкции и перспективные разработки устройств для механического гашения пены, приведено описание принципов их работы, выявлены преимущественные области их применения в технологических процессах и даны рекомендации по их использованию с учетом физических концепций их функционирования. Приведены формулы для расчета основных технологических, конструктивных параметров и энергетических характеристик механических пеногасителей различных классов, видов и типов, полученные на основе модельных представлений гидромеханических процессов синерезиса, течения двухфазного структурированного потока в окрестности поверхностей твердых тел. Изложен подход к оценке эффективности действия устройств для механического гашения пены, приведены сводные данные об основных критериях их эффективности, которые могут быть использованы при формировании требований к механическим пеногасителям в нефтедобывающей, горнорудной, химических, пищевых, микробиологических, химико-фармацевтических производствах.

Рассмотрены конструкции основных типов оборудования для механического гашения пены, приведены сведения об их работоспособности, даны их эксплуатационные параметры, указаны их достоинства и недостатки. Приведены рекомендации по расчету основных технологических, конструктивных и энергетических параметров механических пеногасителей различных классов, групп и типов. Даны рекомендации по применению механических пеногасителей с учетом специфики технологических процессов. Систематизированы сведения об оценках эффективности устройств для механического гашения пены, приведены сводные данные о критериях эффективности.

Систематизация современного состояния вопросов разделения устойчивых газожидкостных систем с использованием физических методов, включая используемые в практике и перспективные, но ограниченно применяемые методы и приемы, позволит целенаправленно решать задачу выбора оптимального метода пеногашения для данных условий технологического процесса производства с учетом физических свойств и особенностей рабочей среды.

Можно с достаточной степенью обоснованности использовать рекомендации о применении наиболее разработанных в технологическом и конструктивном отношении акустических деаэраторов в горнорудной и химико-фармацевтической промышленности на стадии культивирования, флотационного и сепарационного концентрирования продуцентов и биомассы, для выделения загрязняющих веществ при биологической очистке сточных вод. Для применения в производственной практике других физических методов разделения структурированных газожидкостных систем необходимо проведение тщательных теоретических и экспериментальных исследований процессов и устройств электрического, термического, радиационного и термодинамического методов разделения систем газ - жидкость.

Подробное рассмотрение различных способов и устройств для механического и физического пеногашения с обоснованием принципов их работы позволяет целенаправленно их выбирать и использовать в различных технологических процессах отраслей промышленности.

Список литературы

1. Канн К.Б. Капиллярная гидродинамика пен. Новосибирск: Наука, 1989. 167 с.
2. Островский Г.М., Люторович В.А., Некрасов В.А. Математическая модель процесса истечения жидкости из пен. Л.: 1985. Деп. ВИНТИ, №0 6827-B-85. 18 с.
3. Кротов В.В. Теория синергиза пен и концентрированных эмульсий. 2. Локальная гидропроводность полиэдрических дисперсных систем. // Коллоидный журнал. 1980. Т. 42. №0 6. С. 1092-1101.
4. Кузнецова Л.Л., Кругляков П.М. Исследование закономерностей течения растворов ПАВ по каналам Плато-Гиббса пены. // Доклады АН СССР. 1981. Т. 260. № 4. С. 928-932.
5. Кротов В.В. Структура, синергиз и кинетика разрушения полиэдрических дисперсных систем. // Вопросы термодинамики гетерогенных систем и теории поверхностных явлений. Л.: Изд-во ЛГУ, 1982. Вып. 6. С. 110-191.
6. Канн К.Б. Капиллярное давление и структура пен. // Коллоидный журнал. 1984. Т.46. № 3. С. 444-448.
7. Альтшуль А.Д., Киселев П.Г. Гидравлика и аэродинамика. М.: Стройиздат, 1975. 323 с.
8. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. М.: Химия, 1973. 752 с.
9. Канн К.Б., Васильев С.А. Распределение жидкости в неполиэдрических пенах // Колл. журнал. 1985. Т. 47. № 6. С. 1054-1060.
10. Ветошкин А.Г. К расчету фильтрующих пеногасителей. // Теорет. основы хим. технол. 1987. Т. 21. №0 5. С. 669-674.
11. Кротов В.В. Теория синергиза пен и концентрированных эмульсий. 1. Локальная кратность полиэдрических дисперсных систем. // Колл. журнал. 1980. Т. 42. № 6. С. 1081-1091.
12. Плановский А.Н., Николаев П.И. Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии. М.: Химия, 1987. 496 с.
13. Кротов В.В. Теория синергиза пен и концентрированных эмульсий. 3. Локальное уравнение синергиза и постановка краевых условий. // Колл. журнал. 1981. Т. 43. № 1. С. 43-51.
14. Кротов В.В. Теория синергиза пен и концентрированных эмульсий. 4. Некоторые аналитические решения одномерного уравнения синергиза. // Колл. журнал. 1981. Т. 43. № 2. С. 286-297.
15. Канн К.Б. К определению расхода жидкости, протекающей через пену. // Коллоидный журнал. 1984. Т. 46. № 3. С. 570-573.

16. Leonard R.A., Lemlich R. //Chem. Eng. Sci. 1965. Vol. 20. No 8. P. 790-791.
17. Leonard R.A., Lemlich R. // Amer. Inst. Chem. Eng. J. 1965. Vol. 11. No 1. P. 18-25.
18. Hartland S., Barber A.D. // Trans. Inst. Chem. Eng. 1974. Vol. 52. No 41. P. 43-52.
19. Кругляков П.М., Кузнецова Л.Л. Синерезис пен при больших перепадах давления в каналах Плато-Гиббса. 2. Параболическая модель профиля канала. // Коллоидный журнал. 1982. Т. 44. № 2. С. 242-247.
20. Steiner L., Hunkeler R., Hartland S. // Trans. Inst. Chem. Eng. 1977. Vol. 55. No 1. P. 153-162.
21. Desai D., Kumar R. // Chem. Eng. Sci. 1984. Vol. 39. No11. P. 1559-1570.
22. Nguyen A. J Colloid and Interface Science. 2002. No 249. P. 1994-1999.
23. Вилкова Н.Г. Коллоидно-химические свойства полиэдрических пен и эмульсий. Автореф. дис. докт. хим. наук. М.: МГУ, 2006. 35 с.
24. Ветошкин А.Г. Анализ моделей гидропроводности пенной структуры. //Теорет. основы хим. технол. 1995. Т. 29. № 5. С. 463-466.
25. Канн К.Б., Феклистов В.Н. Об электропроводности газожидкостных эмульсий и пен. // Известия Сибирского отделения АН СССР. Серия техн. наук. 1977. № 8. Вып. 2. С. 106-120.
26. Ветошкин А.Г. Расчет основных параметров роторно-тарельчатых пеногасителей. // Теорет. основы хим. технол. 1987. Т. 21. № 4. С. 515-521.
27. De Vries A/ Foam Stability. – Amsterdam: Center, 1957. 88 p.
28. Канн К.Б. Зависимость кратности и дисперсности пен от капиллярного разрежения. // Коллоидный журнал. 1985. Т. 47. № 5. С. 865-871.
29. Тихомиров В.К., Ветошкин А.Г. Расчет площади сечения каналов Плато-Гиббса в полидисперсных пенах // Коллоидный журнал. 1992. Т. 54. № 4. С. 194-199.
30. Тихомиров В.К. Пены. Теория и практика их получения и разрушения: 2-е изд. М.: Химия, 1983. 264 с.
31. Рейнер М. Реология. М.: Наука, 1965. 365 с.
32. Эмульсии //Под ред. Ф.Шермана. Л.: Химия, 1972. 448 с.
33. Розенфельд Л.М., Савицкая Е.М. Исследование структурно-механических свойств пен //Коллоидный журнал. 1951. Т. 13. № 6. С. 454-460.
34. Дерягин Б.В. Упругие свойства пен // Журнал физической химии. 1931. Т. 2. № 6. С. 745-753.
35. Дерягин Б., Обухов Е. Упругие свойства пен и тонких пленок. 2. Экспериментальная проверка теории //Журнал физической химии. 1936. Т. 7. № 3. С. 297-301.
36. Princen H.M. //Journal Coll. and Interface Sci. 1983. Vol. 91. No 1. P. 160-175.

37. Princen H.M. //Journal Coll. and Interface Sci. 1985. Vol. 105. No 1. P. 150-171.
38. Princen H.M., Kiss A.D. //Journal Coll. and Interface Sci. 1986. Vol. 112. No 2. P. 427-437.
39. Kraynik A.M., Hansen M.G. //Journal Rheology. 1986. Vol. 30. No 3. P. 409-439.
40. Kraynik A.M., Hansen M.G. //Journal Rheology. 1987. Vol. 31. No 2. P. 175-205.
41. Reinelt D.A., Kraynik A.M. //Journal Cll. and Interface Sci. 1989. Vol. 132. No 2. P. 491-503.
42. Khan S.A., Armstrong R.C. // Journal Non-Newtonian Fluid Mechanics. 1986. Vol. 22. P. 1-22.
43. Khan S.A., Armstrong R.C. // Journal Non-Newtonian Fluid Mechanics. 1987. Vol. 25. P. 61-92.
44. Астарита Д., Маруччи Д. Основы гидромеханики неньютоновских жидкостей. - М.: Мир, 1978. 309 с.
45. Мачихин Ю. А., Мачихин С. А. Инженерная реология пищевых материалов. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. 216 с.
46. Фройндорфер Б., Мюллер Х., Ветошкин А.Г., Казенин Д.А., Кутепов А.М. Математическое описание реологических моделей пены //Журнал прикладной химии. 1986. Т. 59. № 12. С. 2694-2701.
47. Данович Л.М. Гидродинамика процесса разрушения пен и разработка струйного пеногасителя: Дис. ...канд. техн. наук. Ярославль, 1985. 204 с.
48. Рябков А.А. Гидродинамика процессов течения и разрушения пен и создание аппаратуры по введению малых количеств жидкости в сыпучий материал: Дис. ...канд. техн. наук. Иваново, 1988. 217 с.
49. Феклистов В.Н. Гидрореодинамика теплоизоляционных пен и разработка устройств для их получения: Дис....канд.техн.наук. М., 1987. 205 с.
50. Кривцун Л.В., Назаров В.И. О структурно-механических свойствах пен.// Изв. ВУЗов: Пищевая технология. 1965. № 5. С.47-49.
51. Raza S.H., Marsden S.S. // Soc. of Petrol. Eng. Journal. 1967. Vol.7. № 4. P.359-368.
52. Wenzel H.G., Brungraber R.J., Stelson T.E. //Journal of Materials. 1970. Vol. 5. № 2. P. 396-412.
53. Жильцова К.В., Клюев В.Н., Птичкин Б.Б. Реологические свойства некоторых водных пен //Тр. ИХТИ. 1973. № 16. С. 151-153.
54. Жильцова К.В., Клюев В.Н., Птичкин Б.Б. О влиянии дисперсности водных пен на их вязкость //Изв.ВУЗов: Химия и хим.технология. 1977. Т. 20. № 8. С. 1245-1246.

55. Качалов А.А. Гидравлическое сопротивление при движении воздушно-механической пены по трубопроводам и пенные струи: Дис...канд. техн. наук. М., 1970. 159 с.
56. Готовцев В.М. Вязкоупругая модель поршневого движения пены в цилиндрическом канале. //Теорет основы хим. технол. 1996, Т. 30, № 6. С. 576-582.
57. Фройндорфер Б., Ветошкин А.Г., Кутепов А.М., Измайлов М.М. Лазерно-доплеровская система измерения скорости течения пен. М., 1984. 9 с. Депонировано в ЦИНТИхимнефтемаш, № 1183/84 Деп.
58. Касимов А.Ф., Мирзаджанзаде А.Х. Различные формы уравнений движения вязкопластичных жидкостей и закон гидродинамического подобия //Прикл. механика и математика. 1955. № 3. С. 348-352.
59. Уилкинсон У.Л. Неньютоновские жидкости: Гидромеханика, перемешивание и теплообмен. М.: Мир, 1964. 216 с.
60. Перепелкин К.Е., Матвеев В. С. Газовые эмульсии. Л.: Химия, 1979. 200 с.
61. Горбатов А. В., Маслов А.М., Мачихин Ю. А. и др. Структурно-механические характеристики пищевых продуктов/ Под ред. А.В.Горбатова. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. 296 с.
62. Реометрия пищевого сырья и продуктов: Справочник/ Под ред. Ю.А.Мачихина. М.: Агропромиздат, 1990. 271 с.
63. Мюллер Х., Ветошкин А.Г., Казенин Д.А., Канн К.Б., Кутепов А.М. Реологическое поведение газожидкостных пен //Журнал прикладной химии. 1989. Т. 62. № 3. С. 580-585.
64. Смольский Б.М., Шульман З.П., Гориславец В.М. Реодинамика и теплообмен нелинейно-вязкопластичных материалов. Минск: Наука и техника, 1980. 448 с.
65. Минаковский В.И. Обобщенные переменные теории переноса. Киев: Вища школа, 1978. 184 с.
66. Кротов В.В. Обобщенные уравнения синерезиса. // Коллоидный журнал. 1984. Т. 46. № 1. С. 15-22.
67. Ветошкин А.Г. Основы процессов сепарации пены и разработка оборудования для механического пеногашения в биотехнологии. Дис.....доктора техн. наук. Москва, 1993. 306 с.
68. Цыпкин А.Г., Цыпкин Г.Г. Математические формулы. М.: Наука, 1985. 128 с.
69. Гилис И.А., Удыма П.Г. Истинное объемное газосодержание вертикального двухфазного потока // Тр. МЭИ. 1976. Вып. 283. С. 81-87.
70. Меткин В.П., Соколов В.Н. // Журнал прикладной химии. 1982. Т. 55. № 3. С. 614-619.

71. Кондратьев А.С. // Известия вузов: Нефть и газ. 1983. № 12. С. 45-49.
72. Поддубный А.А. Исследование гидродинамики и теплообмена при движении пен в каналах: Дис...канд. техн. наук. Л., 1980. 127 с.
73. Чеповецкий С.Я. Движение устойчивых пен в трубопроводах: Дис. ...канд. техн. наук. Л., 1985. 159 с.
74. Феклистов В.Н. К расчету гидравлического сопротивления пенных потоков в трубах // Инженерно-физический журнал. 1980. Т. 39. № 4. С. 624-628.
75. Качалов А.А. Движение воздушно-механической пены по трубопроводам // Тр. Высшей школы МВД СССР. 1970. № 26. С. 187-194.
76. Кутателадзе С.С., Стырикович М.А. Гидродинамика газожидкостных систем. М.: Энергия, 1976. 296 с.
77. Хьюитт Д., Холл-Тейлор Р. Кольцевые двухфазные течения. М.: Энергия, 1974. 408 с.
78. Уоллис Г. Одномерные двухфазные течения. М.: Мир, 1972. 440 с.
79. Ветошкин А.Г., Вишняков В.В. Реология и гидродинамика структурированных газожидкостных систем в процессах микробиологических производств. Процессы и аппараты химико-фармацевтических и микробиологических производств: Обзор. информ. М., ВНИИСЭНТИ Минмедпрома СССР. 1991. Вып. 1. 53 с.
80. Ветошкин А.Г., Вишняков В.В. Гидродинамические процессы и аппараты для пеногашения в микробиологических производствах. Статистическое моделирование и расчет: Процессы и аппараты микробиологических производств: Обзор.информ. М.: ВНИИСЭНТИ Минмедпрома СССР, 1989. Вып. 1. 56 с.
81. Соколов В.Н., Быстров Г.А. Разделение пены с помощью сужающих устройств. Л., 1974. 22 с. Депонировано в ВИНТИ, № 1738-74.
82. Быстров Г.А. Исследование способов гашения пены в производстве кормовых дрожжей: Автореф. дис...канд. техн. наук. Л., 1974. 31 с.
83. Ветошкин А.Г., Кутепов А.М. Исследование гидродинамических характеристик процесса разделения пенной структуры газожидкостных потоков в конфузорных соплах //Теорет. основы хим. технол. 1977. Т. 11. № 3. С. 423-431.
84. Ветошкин А.Г., Кутепов А.М. Гидродинамические и объемные характеристики двухфазного течения с пенной структурой потока. //Известия ВУЗов. Химия и хим. технология. 1977. Т.20. №10. С.1546-1550.
85. Ветошкин А.Г., Кутепов А.М. Течение и разделение пены в сопловых сужающих устройствах // Журнал прикладной химии. 1983. Т. 56. № 3. С. 606-612.

86. Соковнин О.М., Флегентов И.В., Зинатуллин Н.Х. К расчету гидродинамического пеногашения // Межвуз. тематич. сб. науч. трудов: Массообменные процессы и аппараты химической технологии. Казань: КХТИ, 1988. С. 139-143.
87. Ветошкин А.Г. Течение и разрушение пены в сопловых насадках. // Теорет. основы хим. технол. 1996. Т. 30. № 5. С. 544-547.
88. Hee Ju Yoo, Chang Dae Han. // Polymer Engineering and Science. 1981. Vol. 21. No 2. P. 69-75.
89. Альтшуль А.Д., Киселев П.Г. Гидравлика и аэродинамика. М.: Стройиздат, 1975. 323 с.
90. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1954. 316 с.
91. Furchner B., Mersmann A. Foam Breaking by High Speed Rotors. // Chem. Eng. Technol. 1990. Vol. 13. No 2. P. 86-96.
92. Liepe F., Schlaf G., Langhaus G., Winkler H. // Chem. Tech. 1978. Bd. 30. No 4. S. 190-192.
93. Шароварников А.Ф., Пунчик Г.И. Экспериментальное определение прочности высокократных пен // Коллоидный журнал. 1982. Т. 44. № 1. С. 180-182.
94. Ветошкин А.Г. Оценка параметров механического пеногасителя. // Теорет. основы хим. технол. 1987. Т. 21. № 3. С. 404-407.
95. Ветошкин А.Г. Расчет параметров дискового пеногасителя // Теорет. основы хим. технол. 1991. Т. 25. № 1. С. 135-139.
96. Ветошкин А.Г. Критерии механического пеногашения. // Теорет. основы хим. технол. 1996. Т. 30. № 6. С. 565-569.
97. Урьев Н.Б. Высококонцентрированные дисперсные системы. М.: Химия, 1980. 320 с.
98. Дерканосов Н.И., Назинцева Г.Г. Пеногасители и устройства для гашения пены. // Дрожжевая промышленность. 1975. № 3. С.1-12.
99. Виестур У.Э., Кристапсонс М.Ж., Былинкина Е.С. Культивирование микроорганизмов. Биоинженерные основы. М.: Пищевая промышленность, 1980. 232 с.
100. Смирнов Н.Н. Биохимические реакторы. Л.: Химия, 1987. 72 с.
101. Сойфер Р.Д. Борьба с пенообразованием в процессах биосинтеза. // Антибиотики. 1965. Т. 10. № 3. С.264-271.
102. Виестур У.Э., Кристапсонс М.Ж., Долгицер Н.С. Способы и устройства для пеногашения в микробиологических процессах: Обзор. М.: ОНТИТЭИмикробиопром, 1973. 127 с.

103. Левитан Е.С., Виестур У.Э., Долгицер Н.С., Иванкова Т.А. Пена в технологических процессах: Обзор.информ. М.: НИИТЭХИМ, 1981. Вып.5. 84 с.
104. Кантере В.М. Теоретические основы технологии микробиологических производств. М.: Агропромиздат, 1990. 271 с.
105. Белявский И.Ф. Центробежное разделение пен и расчет тарельчатых пеногасителей: Дис...канд. техн. наук. М., 1986. 138 с.
106. Соколов В.Н., Яблокова М.А. Аппаратура микробиологической промышленности. Л.: Машиностроение, 1988. 278 с.
107. Ветошкин А.Г., Вишняков В.В. Конструкции механических пеногасителей для микробиологических производств: Процессы и аппараты химико-фармацевтических и микробиологических производств: Обзор. информ. М.: ВНИИСЭНТИ Минмедпрома СССР, 1991. Вып. 4. 46 с.
108. Сидоров В.М., Уманский М.П., Богатых С.А., Лосик В.И. Исследование эффективности работы механических пеноразделителей роторного типа // Хим. и нефт. машиностроение. 1978. № 5. С. 10-12.
109. Ветошкин А.Г., Вишняков В.В. Процессы центробежного разделения газожидкостных систем в микробиологической промышленности. Методы расчета и статистические показатели работы: Процессы и аппараты микробиологических производств: Обзор. информ. М.: ВНИИСЭНТИ Минмедбиопроста СССР, 1989. Вып. 4. 38 с.
110. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Гидродинамика. М.: Наука, 1986.
111. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1987.
112. Ветошкин А.Г. Методы и аппаратура для гидродинамического пеногашения в процессах микробиологического синтеза. // Химико-фармацевт. журнал. 2004. Т.38. № 10. С. 32-34.
113. Muller F. // Chem. Rundschau. 1975. Bd. 28. No 18. S. 3.
114. Кузнецова Л.Л., Кругляков П.М., Корецкий А.Ф. Разрушение пены путем создания больших перепадов давлений в каналах Плато-Гиббса // Журнал прикладной химии. 1979. Т. 52. № 6. С. 1294-1297.
115. Ветошкин А.Г. Расчет процессов осаждения жидкой фазы пенной структуры: Тез.докл. 3-й Всесоюз. науч. конф.: Гидромеханические процессы разделения гетерогенных систем. Тамбов, 1991. С. 7-8.
116. Wyczalkowski W. //Prace Naukowe Inst. IC u UC Politechnika Wroclawska. 1973. No 23. S. 50-58.
117. Wyczalkowski W. //Chem. Technik. 1976. Bd. 28. No 10. S. 595-598.

118. Соковнин О.М. Расчет процессов разрушения устойчивых газожидкостных систем (пен): Дис...канд. техн. наук. Казань, 1989. 156 с.
119. Ветошкин А.Г., Кутепов А.М. Сепарация пены в аппаратах циклонного типа: Тез. докл. науч. конф.: Химтехника-83. Навои, 1983. С. 100-101.
120. Ветошкин А.Г. Совершенствование циклонных пеногасителей: Тез. докл. 2-й науч.-техн. конф.: Основные направления совершенствования и создания оборудования для медицинской и микробиологической промышленности. Иркутск, 1988. С. 92-93.
121. Абрамская В.В., Хапаев В.М. О движении двухфазной жидкости в поле центробежных сил // Изв. ВУЗов: Энергетика. 1978. № 2. С. 69-74.
122. Шорин С.В., Ветошкин А.Г., Кутепов А.М. Исследование сепарирующей способности циклонного пеногасителя // Журнал прикладной химии. 1984. Т. 57. № 3. С. 568-572.
123. Ветошкин А.Г., Николаев П.И. Проектирование и расчет циклонно-сопловых и струйных пеногасителей. Метод. разработка. М.: МГАХМ, 1995. 32 с.
124. Арутюнян В.Ш. и др. Аппарат для разрушения флотационных пен. // Хим. промышленность, 1963, № 2. С. 66.
125. Boucher R.M.G., Winer A.L. //Brit. Chem. Eng. 1963. Vol. 8. No 12. P. 808-812.
126. Стерман А.Л., Кутепов А.М. Гашение пены аэродинамическими струями // Теорет. основы хим. технол. 1989. Т. 23. № 2. С. 235-239.
127. Ветошкин А.Г. Моделирование и расчет струйных пеногасителей // Теорет. основы хим. технологии. 1988. Т. 22. № 6. С. 781-786.
128. Ветошкин А.Г. Расчет основных параметров струйных пеногасителей: Тез. докл. науч. конф.: Химтехника-88. Чимкент, 1988. С. 435-436.
129. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974. 711 с.
130. Бай-Ши-и. Теория струй. М.: Физматгиз, 1969. 326 с.
131. Гиневский А.С. Теория турбулентных струй и следов: Интегральные методы расчета. М.: Машиностроение, 1969. 400 с.
132. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй. М.: Физматгиз, 1960. 716 с.
133. Вулис Л.А., Кашкаров В.П. Теория струй вязкой жидкости. М.: Наука, 1965. 432 с.
134. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. М.: Энергоатомиздат, 1989. 352 с.
135. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Л.: Химия, 1981. 560 с.
136. Ветошкин А.Г. Методы расчета динамических пеногасителей: Тез. докл. 3-й Всесоюз. науч. конф.: Гидромеханические процессы разделения гетерогенных систем. Тамбов, 1991. С. 8-9.

137. Ng K.S., Gutierrez I. // Journal Water Pollut. Control. Fed. 1977. Vol. 49. No 11. P. 2310-2317.
138. Ветошкин А.Г. Разрушение пены при механическом перемешивании: Тез. докл. 6-й Всесоюз. конф. по теории и практике перемешивания в жидких средах. Л., 1990. С. 60-61.
139. Ветошкин А.Г. К оценке параметров лопастного пеногасителя. // Теорет. основы хим. технол. 1993. Т. 27. № 4. С. 445-448.
140. Штербачек З., Тауск П. Перемешивание в химической промышленности. Л.: Госхимиздат, 1963. 416 с.
141. Брагинский Л.Н., Бегачев В.И., Барабаш В.М. Перемешивание в жидких средах: Физические основы и инженерные методы расчета. Л.: Химия, 1984. 336 с.
142. Романков П.Г., Курочкина М.И. Гидромеханические процессы химической технологии. Л.: Химия, 1982. 288 с.
143. Лобода П.П., Черников А.В. Исследование распределения угловой скорости жидкости в эмалированных аппаратах // Хим. и нефт. машиностроение. 1991. № 2. С. 4-7.
144. Быстров Г.А., Соколов В.Н., Киселев Ю.В., Решанов А.С. Исследование работоспособности центробежных пеногасителей. Л., 1974. 25 с. Депонировано в ВИНТИ, № 2264-74 Деп.
145. Ветошкин А.Г., Крамм Э.А. Проектирование и расчет лопастных и дисковых роторных пеногасителей. Метод. разработка. М.: МГАХМ, 1995. 20 с.
146. Rubin E., Golt M. // Ind. Eng. Chem. Process Des. Develop. 1970. Vol. 9. No 2. P. 341-344.
147. Сидоров В.М., Уманский М.П. О перемешивании пенообразующих жидкостей: Тез. докл. 3-й Всесоюз. конф. по теории и практике перемешивания в жидких средах. М.: НИИТЭХИМ, 1976. С. 116-118.
148. Сидоров В.М., Уманский М.П., Богатых С.А. Исследование закономерностей стабилизации уровня пены пеноразделителями с отводом газа в обход ротора // Хим. и нефт. машиностроение. 1980. № 5. С. 28-30.
149. Левитан Е.С. Разработка и исследование систем пенорегулирования при микробном биосинтезе: Дис....канд.техн.наук. Киев, 1983. 257 с.
150. Ohkawa A., Sakai N., Imai H. // Biotechn. and Bioeng. 1984. Vol. 26. No 6. P. 702-713.
151. Yasukawa M., Honodera M., Yamagiwa K., Ohkawa A. // Journal Chem. Eng. Jap. 1991.
152. Меткин В.П., Соколов В.Н. Механический пеногаситель // Изв. ВУЗов: Пищевая технология. 1981. № 4. С. 48-51.
153. Соколов В.Н., Яблокова М.А. Мощность, потребляемая механическими пеногасителями роторного типа // Изв. ВУЗов: Пищевая технология. 1984. № 3. С. 68-72.

154. Ветошкин А.Г. Проектный расчет дискового пеногасителя для пилотных биотехнических установок: Тез. докл. Всесоюз. совещ.: Создание и производство пилотных установок для биотехнологических процессов. Пущино, 1987. С. 27-28.
155. Плесков Ю.В., Филиновский В.Ю. Вращающийся дисковый электрод. М.: Наука, 1972. 344 с.
156. Tomlan P.F., Hudson J.L. // Chem. Eng. Sci. 1971. Vol. 26. No 10-G. P. 1591-1600.
157. Ветошкин А.Г. Совершенствование методов расчета механических роторных пеногасителей. // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. - 2014. - № 2 (30). – С. 100-112.
158. Тарутин В.П., Николаев Г.А. Пеногаситель корзиночного типа // Бумажная промышленность. 1968. № 1. С. 23-24.
159. Ветошкин А.Г. Методы расчета основных параметров механических пеногасителей // Расчет и конструирование биотехнической аппаратуры. М.: МИХМ, 1988. С. 30-33.
160. Ветошкин А.Г., Бирюков В.В. Проектирование и расчет центробежных роторно-тарельчатых и барабанных пеногасителей. Метод. разработка. М.: МГАХМ, 1995. 24 с.
161. Ветошкин А.Г., Кутепов А.М. К теории работы и определению технологических характеристик тарельчатого пеногасителя // Журнал прикладной химии. 1983. Т. 56. № 3. С. 612-617.
162. Ветошкин А.Г., Казенин Д.А., Кутепов А.М. Центробежное разделение газожидкостных смесей с пенной структурой в роторных тарельчатых пеногасителях: Тез. докл. 2-й науч.-техн. конф. по гидромеханическим процессам разделения неоднородных смесей. Курган, 1983. С. 85.
163. Проспект «FUNDAFOM», фирма «Чемап АГ» (Швейцария). 1977. 20 с.
164. Шкоропад Д.Е., Новиков О.П. Центрифуги и сепараторы для химических производств. М.: Химия, 1987. 256 с.
165. Сидоров В.М., Уманский М.П., Богатых С.А., Малешек Н.Б. Исследование влияния пенообразующих свойств жидкости на процесс стабилизации уровня пены механическим пеноразделителем // Хим. и нефт. машиностроение. 1977. № 3. С. 16-18.
166. Сидоров В.М. Исследование и разработка роторных пеноразделителей: Дис. ...канд. техн. наук. Л., 1981. 118 с.
167. Сидоров В.М., Богатых С.А., Уманский М.П. О закономерностях работы пеноразделителя с отводом газов через ротор // Журнал прикладной химии. 1982. Т. 55. № 9. С. 2028-2032.
168. Zlokarnik M. // Ger. Chem. Eng. 1986. No 5. P. 314-320.

169. Левитан Е.С., Виестур У.Э., Апсите А.Ф., Якобсоне М.К. Разработка и исследование механических пеногасителей // Микробиологическая пром-сть. 1979. № 1. С. 31-33.
170. Белявский И.Ф., Ветошкин А.Г., Казенин Д.А. Повышение эффективности работы центробежных тарельчатых пеногасителей: Тез. докл. науч. конф.: ПАХТ - 85. Харьков, 1985. С. 93-95.
171. Соколов В.И. Центрифугирование. М.: Химия, 1976. 408 с.
172. Гольдин А.М., Карамзин В.А. Гидродинамические основы процессов тонкослойного сепарирования. М.: Агропромиздат, 1985. 264 с.
173. Романков П.Г., Плюшкин С.А. Жидкостные сепараторы. Л.: Машиностроение, 1976. 256 с.
174. Ветошкин А.Г., Казенин Д.А., Кутепов А.М., Макеев А.А. К теории центробежного тарельчатого пеногасителя // Теорет. основы хим. технол. 1986. Т. 20. № 4. С. 503-507.
175. Гольдин Е.М. Гидродинамический поток между тарелками сепаратора // Изв. АН СССР. Отд.техн.наук. 1957. № 7. С. 80-88.
176. Ветошкин А.Г., Казенин Д.А., Кутепов А.М. Гидродинамика потоков в центробежном пеногасителе // Журнал прикладной химии. 1984. Т. 57. № 1. С. 96-102.
177. Белявский И.Ф., Ветошкин А.Г., Казенин Д.А. Разделение пен в центробежных тарельчатых пеногасителях // Конструирование и расчет аппаратного оформления процессов разделения в химической технике. М.: МИХМ, 1985. С. 13-16.
178. Белявский И.Ф., Ветошкин А.Г., Казенин Д.А., Кутепов А.М. Зонная модель процесса центробежной сепарации пен // Повышение эффективности тепломассообменных и гидродинамических процессов. М.: МТИ, 1985. С. 30-32.
179. Казенин Д.А. Об одной возможной схеме обмена в пограничном слое с поверхностью фазового превращения // Инженерно-физический журнал. 1964. Т. 7. № 11. С. 22-27.
180. Ветошкин А.Г. Гидромеханика процессов разделения газожидкостных систем с пенной структурой: Тез. докл. 3-й Всесоюз.науч.конф.: Гидромеханические процессы разделения гетерогенных систем. Тамбов, 1991. С. 6-7.
181. Белявский И.Ф., Ветошкин А.Г., Казенин Д.А. Расчет технологических параметров центробежных пеногасителей: Тез. докл. зональной конф.: Пены. Физико-химические свойства и применение. Пенза, 1985. С. 23-24.
182. Ветошкин А.Г. Методы расчета механических пеногасителей: Тез. докл. науч. конф.: Биотехника-86. Грозный, 1986. С. 115-117.
183. Белявский И.Ф., Ветошкин А.Г., Казенин Д.А., Кутепов А.М. Расчет центробежных тарельчатых пеногасителей: Тез. докл. науч. конф.: Биотехника-86. Грозный, 1986. С. 171-172.

184. Ветошкин А.Г. Моделирование и расчет процессов пеногашения в биотехнике: Тез. докл. 4-й науч. конф.: Управляемое культивирование микроорганизмов. Пущино, 1986. С. 113.
185. Ветошкин А.Г. Центробежное разделение пены: Тез. докл. Всесоюз. совещ.: Хим-техника-86. Сумы, 1986. С. 63-64.
186. Ветошкин А.Г. Моделирование центробежных роторно-тарельчатых пеногасителей. // Теор. основы хим. технол. 2003. Т. 37. № 4. С. 399-404.
187. Кузнецова Л.Л., Кругляков П.М. Определение дисперсности пен на основе измерения давления в каналах Плато – Гиббса. // Коллоидный журнал, 1979. Т. 41. № 4. С. 673.
188. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. М.: Машиностроение, 1983. 447 с.
189. Ветошкин А.Г. Применение системы аэродинамического пеногашения в процессах микробиологического синтеза. // Химико-фармацевт. журнал, 2001. Т. 35. № 9. С.53-56.
190. Лосев В.А., Чагин Б.А., Опарина О.Н. Использование аэродинамического пеногасителя при глубинном культивировании мицелиальных грибов. // Антибиотики и химиотерапия, 1988. № 6. С. 411.
191. Ветошкин А.Г. Оценка эффективности работы аэродинамического пеногасителя // Теор. основы хим. технол. 2001. Т. 35. № 6. С. 648-653.
192. Ветошкин А.Г., Чагин Б.А. Анализ условий работы аэродинамического пеногасителя. // Теор. основы хим. технол. 2002. Т. 36. № 2. С. 130-134.
193. Ветошкин А.Г., Чагин Б.А. Анализ процесса аэродинамического пеногашения в микробиологическом синтезе // Химико-фармацевт. журнал, 2000. Т. 34. № 2. С.42-45.
194. Ветошкин А.Г., Кутепов А.М. Комплексное исследование физико-химических свойств водных растворов поверхностно-активных веществ. // Журнал прикл. химии. 1977. Т. 50. № 2. С. 291-296.
195. Ветошкин А.Г., Власов А.И. Автоколебательные процессы при аэродинамическом пеногашении. //Теор. основы хим. технол. 2002. Т. 36. № 1. С. 1-4.
196. Фридрихсберг Д.А. Курс коллоидной химии. Л.: Химия, 1974.
197. Ветошкин А.Г. Разработка оптимальных и экономичных конструкций механических пеногасителей: Тез. докл.: 4-е Плехановские чтения: Переходный период к рыночным отношениям. Организационные, экономические и социальные аспекты. М., 1991. С. 30-31.
198. Ветошкин А.Г. Экономические аспекты использования методов разделения устойчивых газожидкостных систем в технологических процессах: Тез. докл.: 5-е Плехановские чтения: Рынок. Проблемы становления и развития. М., 1992. С. 170-172.

199. Ветошкин А.Г. Техничко-экономическая оценка применения механических пеногасителей: Тез. докл.: 6-е Плехановские чтения: Приватизация. Теория и практика. М., 1993. С. 100-101.
200. Кардашев Г.А. Физические методы интенсификации процессов химической технологии. М.: Химия, 1990. 208 с.
201. Новицкий Б. Г. Применение акустических колебаний в химико-технологических процессах. М.: Химия, 1983. 192 с.
202. Хмелев В.Н., Шалунов А.В., Галахов А.Н. Разработка оборудования ультразвукового пеногашения и определение его функциональных возможностей // Техническая акустика, 2011, № 11, с. 5.
203. Неволин В. Г. Возможный механизм акустического пеногашения // Журнал техн. физики. 1980. Т. 50. № 7. С. 1556 - 1558.
204. Колебательные явления в многофазных средах и их использование в технологии/ Под ред. Р.Ф.Ганиева. Киев: Техника. 1980. 142 с.
205. Остроумов Г. А. Взаимодействие электрических и гидродинамических полей. Физические основы электрогидродинамики. М.: Наука, 1979. 319 с.
206. Болога М. К., Гросу Ф.П., Кожухарь И. А. Электроконвекция и теплообмен. Кишинев: Штиинца, 1977. 320 с.
207. Тэнэсеску Ф., Крамарюк Р. Электростатика в технике. М.: Энергия, 1980. 296 с.
208. Бутков В.В., Вишняков В. В. Процессы и аппараты химической технологии с использованием электрических полей: Обзорная информация. М.: НИИТЭХИМ, 1982. 48 с.
209. Бутков В. В., Вишняков В. В. Интенсификация процессов в массообменном оборудовании химических производств наложением электрических полей. // Электронная обработка материалов. 1983. № 4. С.30 - 35.
210. Ревзин И. С. О влиянии переменного электростатического поля на поверхностное натяжение жидкостей // Электронная обработка материалов. 1976. № 6. С. 55-58.
211. Малюшевский П.П. Основы разрядно-импульсной технологии. Киев, Наукова думка, 1983. 272 с.
212. Mizuchina T. et al. // Int. J. Heat Mass Transfer. 1980. Vol. 23. P. 1105-1115.
213. Грановский М.Г., Лавров И.С., Смирнов О.В. Электрообработка жидкостей. Л.: Химия, 1976. 215 с.
214. Гогосов В.В., Налетова В.А., Шапошникова Г. А. Диффузионная и многоскоростная модели двухфазных сред в электрическом поле. // Прикладная математика и механика. 1980. -Т. 44. № 2. С. 290-300.
215. Измайлов М.М., Казенин Д. А., Канн К.Б., Кутепов А.М. Электроосмотическое ос-

цилляционное течение как возможный механизм разрушения пен переменным электрическим током. // Журнал прикл. химии. 1988. Т. 61. № 5. С. 1051-1055.

216. Измайлов И. И. Разработка методов и устройств электрического и магнитного воздействия на пенные системы. Дис....канд. техн. наук. М.. 1988. 16 с.

217. Ветошкин А.Г., Кутепов А.М., Шорин С. Н. Исследование терморadiационного разрушения пенной структуры. // Известия ВУЗов: Химия и хим. технол. 1977. № 3. С. 445-448.

218. Дегтев Н. И., Зинкевич А.И. Контроль и дегазация буровых промышленных жидкостей. М. :Недра, 1978. 152 с.

219. Фадеев Ю.А., Цветков Г.М. Способ дезаэрации фотографических эмульсий повышенной вязкости. // Сб. научн. тр. ГосНИИхимфотопроект. 1976. Вып.23. С. 214-221.

220. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. М.: Наука, 1986. 544 с.

221. Вентцель Е.С., Овчаров Л. А. Теория вероятностей и ее инженерные приложения. М.: Наука, 1988. 480 с.

222. Ивченко Г.И., Медведев В.И. Математическая статистика. М.: Высшая школа, 1984. 248 с.

223. Исаков Б.И., Вишняков В.В., Севрюгин Э.В. Статистический контроль качества продукции. М.: МИНХ, 1988. 76 с.

224. Байшулаков А.А., Соколов И.И., Малахов Ю.В. Ультразвуковое пеногашение на обогатительных фабриках. М.: Цветметинформация, 1967. 33 с.

225. Пересько А.А., Федоров Л.Г., Гатилин А.Н. // Научн.-техн. реф. сб.: Дрожжевая промышленность. М.: ЦНИИТЭИпищепром. 1976. № 2. С. 27-29.

226. Окума Д.// Себо кагаку кэнкосе хо. 1970. № 7. С. 1-8.

227. Вълчев М., Колев С.// Химия и индустрия. 1968. Кн. 7. С. 291-293.

228. Карпухин В.Ф., Панин Ю.А. Пеногашение сточных вод. // Сб.: Физико-хим. методы очистки сточных вод. М.: МДНТП, 1975. С. 155-158.

229. А с 1101258 СССР, МКИ³ В01Д19/02. Способ гашения пены. Авторы: Ветошкин А.Г., Измайлов М.М., Кутепов А.М., Пименов Б.И. Опубликовано: 07.07.1984. БИ № 25.

230. А с 1375277 СССР, МКИ⁵ В01Д19/02. Устройство для пеногашения. Авторы: Измайлов М.М., Кутепов А.М., Пименов Б.И. Опубликовано: 23.02.1988. БИ № 7.

231. А. с. 1386228 СССР, МКИ⁴ В01Д19/02. Способ гашения пены и устройство для его осуществления. Авторы: В.В. Бутков, М.М. Измайлов, А.М. Кутепов. Опубликовано: 07.04.1988. БИ № 13.

232. А. с. 594168 СССР, МКИ⁴ C12B1/18. Способ разрушения пены. Авторы: Кристапсон М.Ж., Горохолинский Ю.В., Кристапсон М.С., Пригородов В.Н. Опубликовано: 25.02.1978. БИ № 7.
233. А. с. 482200, М. кл. B03d1/08, B01d19/02. Способ разрушения пены. / Авторы: В.Н. Хомков, В.И. Классен и Н.Ф. Мещеряков. Опубликовано 05.01.76. БИ № 32.
234. А. с. 524557, М. кл. B01d19/02. Способ разрушения пены. Авторы: П.М. Кругляков, Д.Р. Эксерова, Х.И. Христов и А.Д. Шелудко. Опубликовано 15.08.76. БИ № 30.
235. А. с. 858869, М. кл. B01d19/02. Способ разрушения пены. Авторы: К.Б. Канн, В.Н. Феклистов, С.А. Дружинин и П.М. Кругляков. Опубликовано 320.08.81. БИ № 32.
236. А. с. 885249, МКИ³ C12M1/00; B01D19/02. Устройство для гашения пены. / Авторы: А.Г. Ветошкин, А.М. Кутепов, С.В. Шорин. Опубликовано 30.11.81. БИ № 44.
237. А. с. 1044629, МКИ_{53_0} C12M1/00. Устройство для пеногашения. / Авторы: А.Г. Ветошкин, А.М. Кутепов. Опубликовано 30.09.83.- БИ № 36.
238. А. с. 889697, МКИ_{53_0} C12M1/00; B01D19/0992. Устройство для гашения пены. / Авторы: А.Г. Ветошкин, А.М. Кутепов, П.И. Николаев, С.В. Шорин. Опубликовано 15.12.81.- БИ № 46.
239. А. с. 1080472. Устройство для гашения пены. / Авторы: А.Г. Ветошкин, А.М. Кутепов, П.И. Николаев. Заявл. 17.05.82.
240. А. с. 1397059, МКИ4 B01D19/02. Устройство для разрушения пены. / Авторы: А.Г. Ветошкин, Н.А. Родкина, С.В. Кан, Н.И. Кожокина, А.Ш. Гутман, В.А. Еремин, Б.А. Литманс, Е.Л. Листов, Ш.Х. Белялетдинов, Ю.П. Боярчук. Опубликовано 23.05.88. БИ № 19.
241. А. с. 1242514, МКИ_{53_0} C12M1/00; B01D19/02. Устройство для разрушения пены. / Автор: А.Г.Ветошкин. Опубликовано 07.07.86.- БИ № 25.
242. Патент РФ № 2273508, МПК B01D19/02. Устройство для гашения пены. / Авторы: Толстунев С.А., Мозер С.П. 2006.
243. А.с. № 462595, B01D19/02. Устройство для гашения пены и разрушения эмульсий / Автор: А.А. Шкиндер. Опубликовано 05.03.75. Бюл. № 9.
244. А. с. 889698, МКИ3 C12M1/00; B01D19/02. Устройство для гашения пены. / Авторы: А.Г. Ветошкин, А.М. Кутепов, П.И. Николаев, С.В. Шорин. Опубликовано 15.12.81. БИ № 46.
245. Хорольский В.Б., Токарев И.А., Бровкин В.И. и др. Б.Хорольский, И.А.Токарев, В.И.Бровкин и др. Испытание ферментера с воздушным пеногасителем и схема автоматического регулирования расхода воздуха. // Сб. науч. трудов: Автоматизация микробиологических процессов. Рига: Зинатне, 1982. С. 113-117.

246. А. с. 912206, М. кл. B01D19/02. Устройство для разрушения пены. Авторы: В.А. Раков, М.К. Булычев, Н.В. Яковлева, А.И. Зайцев, П.В. Классен и Е.Н. Шибина. Опубликовано 15.03.82. БИ № 10.
247. А. с. 422464, М. кл. B03D1/08, B01d19/02. Устройство для разрушения пены. / Авторы: Р.И. Ибрагимов, А.А. Бершицкий и А.К. Степанков. Опубликовано 05.04.74. БИ № 13.
248. А. с. 523715, М. кл.² B03D1/08. Устройство для разрушения флотационной пены. Авторы: А.А. Бершицкий, Р.И. Ибрагимов, А.З. Шайхутдинов, А.К. Степанцов. Опубликовано 05.08.76. БИ № 29.
249. Патент РФ 2182837, B01D19/02. Устройство для мойки и сепарации пены. Авторы: Макаренко В.Г., Макаренко М.Г., Кильдяшев С.П. Опубликовано: 27.05.2002.
250. А. с. 196717, МПК B01d. Устройство для разрушения пены. Автор: Б.А. Клоповский. Опубликовано 31.05.1967. БИ № 12.
251. А. с. 344733, МКИ C12B1/18, B01D19/02. Устройство для пеногашения. Авторы: Г.М. Лыжин, А.И. Макаров. Опубликовано 05.1.1974. БИ № 1.
252. А.с. 727680, МКИ² C12B1/18. Устройство для пеногашения. Авторы: Арзумянн Ш.О., Баснакян И.А., Корякин Е.В., Серов В.Н. Опубликовано: 15.04.1980. БИ № 14.
253. А. с. 1811894, М. кл. B01D19/02, B01B1/02. Устройство для разрушения пены. Авторы: Ю.М. Шарлот и О.Б. Борский. Опубликовано 30.04.93. БИ. № 16.
254. А. с. 629228, МКИ² C12B1/18. Аппарат для выращивания микроорганизмов. Авторы: Осовик М.П., Литвиненко Н.В., Осовик А.Н., Бальшин М.С.. Опубликовано: 25.10.1978. БИ № 39.
255. А. с. 545665, МКИ² C12B1/18. Центробежный пеногаситель. Авторы: Смирнов А.В., Зуев Б.Г., Колпажки А.Л.. Опубликовано 05.02.1977. БИ № 5.
256. А. с. 1175960, МКИ³ C12M1/00. Центробежный пеногаситель. / Авторы: И.Ф. Белявский, А.Г. Ветошкин, Д.А. Казенин, А.М. Кутепов. Опубликовано 30.08.85. БИ № 32.
257. Патент РФ 2275227, МКИ B01D19/02. Центробежный пеногаситель. Авторы: Толстунов С.А., Мозер С.П. 2006.
258. Фадеев Ю.А., Цветков Г.М., Смирнов В.И., Вышнепольский В.И. Непрерывная дезаэрация фотографических эмульсий в режиме кипения и аппаратное оформление процесса в масштабах промышленного производства. // Сб. науч. трудов ГосНИИхимфотопроект, 1977. Вып. 24. С. 85-93.
259. А. с. 1043164, МКИ C12M1/00; B01D19/02. Устройство для пеногашения. / Авторы: А.Г. Ветошкин, А.М. Кутепов. Опубликовано 23.09.83.- БИ № 35.
260. Патент ГДР 122644, патент ФРГ 2648436, МКИ² B01D19/02, 1977.

261. А. с. 1237704, МКИ C12M1/00; B01D19/02. Устройство для гашения пены. / Автор: А.Г.Ветошкин. Опубликовано 15.06.86.- БИ № 22.
262. А. с. 1549555, МКИ⁴ B01D19/02. Устройство для разрушения пены. / Авторы: К.Б. Канн, В.Н. Феклистов, А.Г. Ветошкин. Опубликовано 15.03.90. БИ № 10.
263. А. с. 1373727 СССР, МКИ⁴ C12M1/00, B01D19/02. Устройство для гашения пены. Авторы: Измайлов М.М., Кутепов А.М. Опубликовано: 15.02.1988. БИ № 6.
264. А. с. 184192, МПК B03d. Устройство для разрушения флотационных пен. Автор: В.Т. Непомнящий. Опубликовано 21.07.1966. БИ № 15.
265. А. с. 980762, М. кл.³ B01D19/02. Способ разрушения пены. Авторы: М.К. Болога, Ю.Н. Пауков, И.О. Панашеску, С.В. Сюткин, Д.Г. Осипов, А.М. Романов и П.И. Параска. Опубликовано 15.12.82. БИ № 46.
266. Патент РФ 2117513, МПК B01D19/02. Способ осаждения пены и устройство для его осуществления. Автор: Бурцев В.А. Опубликовано 20.08.1998.
267. Патент РФ 2124919, МКИ B01D19/02, B03C3/00. Способ гашения пены в электрическом поле. Авторы: Шкатов В.Т., Кувшинов В.А. Опубликовано 20.01.1999.
268. Патент РФ 2132216, МКИ B01D19/02. Устройство для гашения пены в электрическом поле. Авторы: Шкатов В.Т., Кувшинов В.А. Опубликовано 27.06.1999
269. А. с. 1047494, МКИ B01D19/02. Пеногаситель. Авторы: А.М. Кутепов, В.В. Бутков, В.В. Вишняков, А.Г. Ветошкин и М.М. Измайлов. Опубликовано 15.10.83. БИ № 38.
270. А. с. 1340791, МКИ B01D19/02. Устройство для пеногашения. Авторы: М.М. Измайлов, А.М. Кутепов. Опубликовано 30.09.87. БИ № 36.
271. А.с. 707956 СССР, МКИ² C12B1/18. Устройство для гашения пены. Авторы: Кристопсон М.Ж., Виестур У.Э., Левитан Е.С., Крикис В.В., Якобсоне М.К., Бекер М.Е. Опубликовано: 05.01.1980. БИ № 1.

Посвящается моему учителю — академику РАН
Алексее Митрофановичу Кутепову

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
Глава 1. Капиллярная гидродинамика пены.....	5
1.1. Модели гидропроводности пены.....	5
1.2. Гидропроводность полидисперсной пены.....	18
Глава 2. Реологические свойства пены.....	25
2.1. Реологические модели пены.....	25
2.2. Гидродинамическая идентификация реологии пены.....	35
2.3. Реологическая модель пены с учетом синерезиса.....	39
2.4. Экспериментальные исследования реологии пены.....	43
Глава 3. Гидродинамика и гидромеханика пены.....	57
3.1. Конвективный синерезис в потоке пены.....	57
3.2. Гидродинамические характеристики течения пены.....	65
3.3. Течение пены в трубопроводах.....	71
3.4. Режимы течения пены в сопловых насадках.....	81
3.5. Реомеханические свойства пены.....	94
Глава 4. Классификация способов и устройств для гашения пены.....	104
4.1. Основные способы ограничения пенообразования и гашения пены.....	104
4.2. Обобщенная классификация механических пеногасителей.....	105
4.3. Классификация статических фильтрующих, гидромеханических и струйных пеногасителей.....	109
4.4. Классификация динамических роторных пеногасителей.....	111
4.5. Основы статической и динамической сепарации пены.....	114
Глава 5. Моделирование и расчет статических фильтрующих и гидромеханических пеногасителей.....	120
5.1. Моделирование и расчет осадительных фильтрующих пеноразделителей.....	120
5.2. Моделирование и расчет процессов разделения пены в гидромеханических пеногасителях.....	129
5.2.1. Разрушение пены в трубопроводах и сопловых насадках.....	131
5.2.2. Циклонирование пены и газовой эмульсии.....	135
Глава 6. Моделирование и расчет струйных пеногасителей.....	148
6.1. Моделирование и расчет пеногасителей с продольно-круглой струей.....	149

6.2. Расчет пеногасителя с радиально-всерединной струей.....	155
6.3. Расчет инжекционного пароструйного пеногасителя.....	161

Глава 7. Моделирование и расчет роторных деформационных пеногасителей.....	172
7.1. Оценка параметров лопастных пеногасителей.....	172
7.2. Моделирование и расчет дисковых пеногасителей.....	181
7.3. Расчет параметров барабанных пеногасителей.....	199

Глава 8. Моделирование и расчет центробежных роторно-тарельчатых пеноразделителей.....	208
8.1. Осаждение жидкости из пены в центробежном поле.....	211
8.2. Теоретические основы процесса центробежного разделения пены.....	217
8.3. Гидродинамика пены в центробежном роторно-тарельчатом пеногасителе.....	223
8.4. Взаимодействие потоков в центробежном пеногасителе с коническими тарелками.....	227
8.5. Расчет основных параметров центробежных роторно-тарельчатых пеноразделителей.....	234

Глава 9. Анализ работы механических пеногасителей.....	248
9.1. Анализ условий работы механических пеногасителей.....	248
9.2. Автоколебательная модель процесса при механическом пеногашении.....	255
9.3. Анализ эффективности работы механических пеногасителей.....	262

Глава 10. Сферы применения и оценка технико-экономической эффективности оборудования для сепарации пены.....	271
10.1. Области применения механических пеногасителей.....	271
10.2. Критерии и показатели эффективности работы механических пеногасителей.....	274
10.3. Оценка технико-экономической эффективности механических пеногасителей.....	283

Глава 11. Физические методы пеногашения.....	289
11.1. Классификация физических методов и устройств для пеногашения.....	289
11.2. Закономерности физических воздействий на газожидкостные системы.....	291
11.2.1. Механизм акустического воздействия на пену.....	292
11.2.2. Влияние электрического поля на устойчивость газожидкостных систем.....	296
11.2.3. Термический и термодинамический способы разделения пены.....	301
11.3. Основы расчета физических пеногасителей.....	304
11.4. Эффективность физических методов разделения пены.....	305
11.5. Физико-химические способы пеногашения.....	316

Глава 12. Техника и технология сепарации пены.....	319
12.1. Гидромеханические пеногасители.....	319
12.2. Струйные пеногасители.....	333
12.3. Роторные пеногасители.....	340
12.3.1. Дисковые пенорегуляторы.....	344
12.3.2. Центробежные пеноразделители.....	348
12.3.3. Барабанные пеноразрушители.....	354
12.4. Комбинированные механические пеногасители.....	359
12.5. Способы и конструкции устройств и аппаратов для разделения пены физическими методами.....	363
12.5.1. Акустические деаэраторы-пеногасители.....	363
12.5.2. Электрические устройства-пеногасители.....	367
12.5.3. Термические пеногасители.....	377
Заключение.....	382
Список литературы.....	384

ВЕТОШКИН АЛЕКСАНДР ГРИГОРЬЕВИЧ

ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ И ТЕХНИКА ПРОЦЕССОВ СЕПАРАЦИИ ПЕНЫ

Научное издание

Редактор
И.А. Лукина

Верстка
А.О. Зайцев

Корректор
И.Н. Моисеев

Подписано в печать 27.12.2015
Формат 60х84/16. Бумага офсетная.
Гарнитура «Таймс».
Тираж 200 экз. Заказ № 302

ISBN 978-5-9729-0111-1



Издательство «Инфра-Инженерия»
Тел.: 8(911)512-48-48
E-mail: infra-e@yandex.ru
www.infra-e.ru

Издательство приглашает
к сотрудничеству авторов
научно-технической литературы