

ний. Характер и траектория движения коагулянта зависит от величины магнитного поля, скорости сточных вод и величины заряда, которым обладают скоагулировавшиеся частицы. Их концентрацию у оси гидроциклона создает неоднородное магнитное поле постоянного тока с учетом направления намотки витков катушки.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Авдеев, Б. А. Анализ воздействия магнитного поля на процесс сепарации в гидроциклонах / Б.А. Авдеев // ТАРИП, 2013. – №4. – С. 45-47.
2. Разин, В. М. Математическая модель процесса движения заряженной частицы в веществе при наличии магнитного поля / В.М. Разин // Известия ТПУ, 2003. – №7. – С. 44-47.

3. Голованчиков, А. Б. Вероятность улавливания частиц в напорном гидроциклоне / А.Б. Голованчиков, Г.И. Первакова, И.С. Бацокин // Известия ВолгГТУ, 2011. – №10. С. 5-9.

4. Повх, И.Л. Техническая гидромеханика; 2-е изд. пер. и доп. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отделение), 1976. – 504 с.

5. Грановский, М.Г. Электрообработка жидкостей / М.Г. Грановский, И.С. Лавров, О.В. Смирнов; под общ. ред. И.С. Лаврова. – Л.: Химия (Ленингр. отделение), 1976. – 216 с.

6. Ильин, В.И. Электрохимическая очистка промышленных сточных вод с оборотным циклом / В.И. Ильин, В.А. Колесников // Химическая технология, 2002. – №1. – С. 31-35.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 09.03.2016

УДК 621.694.3

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ГИДРОСТРУЙНЫХ ЭЖЕКТОРОВ В НАПОРНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

А.М. Кравцов,

зав. каф. гидравлики и гидравлических машин БГАТУ, канд. техн. наук, доцент

Д.С. Шахрай,

ассистент каф. основ научных исследований и проектирования БГАТУ, магистр техн. наук

В статье анализируются проблемы использования эжекторов для приготовления газожидкостных смесей. Представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований водовоздушного эжектора. На основании исследований предложен новый подход к конструированию эжекторов. Определены задачи дальнейших исследований, направленных на совершенствование методики расчета эжекторов.

Ключевые слова: водовоздушный эжектор, разрушение струи, длина отгона гидравлического прыжка.

This article analyzes some problems of the ejectors' use to make liquid-gas bubble mixture. New results of theoretical and experimental researches of water-air ejector are presented. Based on the researches, a new approach to ejectors design is suggested. Purposes of further research to perfecting of ejector design procedure are determined.

Keywords: water-air ejector, jet breakup, distance of hydraulic jump.

Введение

Гидроструйный эжектор относится к классу струйных аппаратов и предназначен для создания вакуума и получения газожидкостной смеси при взаимодействии струи рабочей жидкости с окружающим ее газом.

Струйные аппараты нашли широкое применение в практике, что обусловлено рядом их преимуществ: отсутствие подвижных элементов; простота конструкции и малые габариты; высокая надежность при минимальных эксплуатационных затратах и т.д. Основным недостатком, препятствующим более широкому использованию струйных аппаратов, является невысокий КПД, что негативно сказывается на энергоэффективности оборудования [1]. Однако исследования последних десятилетий свидетельствуют о том, что струйные аппараты могут эксплуатироваться с КПД не ниже 40 %, что соизмеримо с КПД вихревых и некоторых типов центробежных насосов [2, с. 3]. Этого возможно достичь путем разработки и внедрения конструктивных новшеств, а

также разработки научно обоснованных методик расчетов элементов струйных аппаратов.

С необходимостью приготовления газожидкостных смесей связаны многие технологические процессы: водоподготовка и очистка сточных вод, аэрация и перемешивание жидкостей, создание взвесей и пен, производство пищевых продуктов и так далее. В системах с низким противодавлением применение эжекторов давно оправдано. Однако при попытках использования существующих эжекторов в напорных системах с высоким значением противодавления возникают проблемы, а именно: низкий КПД, неустойчивая работа или полное отсутствие подсоса пассивной среды. Это обусловлено неподходящей конструкцией аппарата, а также несовершенством методик расчета геометрических параметров основных его элементов.

В качестве примера можно привести схему сооружений для очистки нефтесодержащих сточных вод (рис. 1), пуско-наладка которых осуществлялась в рамках проведения НИР [3, 4].

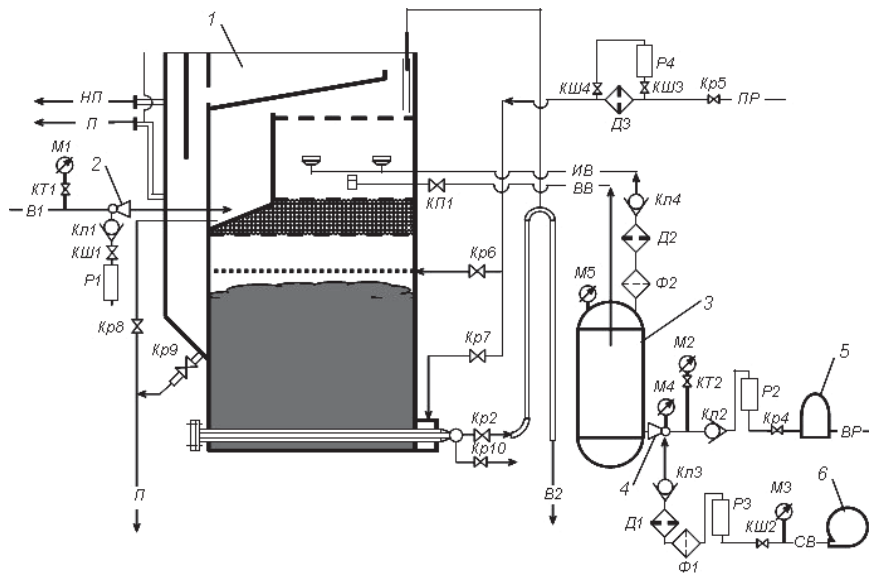


Рисунок 1. Схема водоочистной установки:

1 – фильтр-флотатор; 2 – эжектор струйной флотации; 3 – сатуратор напорной флотации; 4 – гидроструйный смеситель; 5 – насос; 6 – компрессор; В1, В2, ВВ, СВ, ВВ, ИВ, ПР, П и НП – трубопроводы подачи сточных вод, отвода очищенной воды, подачи рециркуляционной воды, подачи сжатого воздуха, подачи водо-воздушного раствора, подачи избыточного воздуха, подачи чистой воды на обратную промывку, отвода промывной воды и отвода нефтешлама соответственно; Кл – клапан обратный; КШ – кран шаровой; КТ – кран трехходовой; КП – кран пробковый; Кр – кран (задвижка); Р – расходомер; Ф – фильтр; Д – диафрагма; М – манометр

В технологической схеме (рис. 1) применяются два гидроструйных аппарата: эжектор струйной флотации 2 и эжектор в системе напорной флотации, обозначенный как гидроструйный смеситель 4. Проблем с наладкой и эксплуатацией эжектора 2 не возникло, так как действующий противонапор (противодавление) в камере струйной флотации не превышает 1,5 метра водяного столба (0,015 МПа). Однако эжектор 4 в системе напорной флотации не способен обеспечить самовсасывание и для его работы в схеме предусмотрен компрессор 6. Фактически эжектор 4 выполняет только функцию перемешивания потоков воды и воздуха, поэтому в данной схеме он назван «гидроструйный смеситель». Проблемы с работой эжектора в системе напорной флотации обусловлены большим противонапором в сатураторе 3, величина которого должна поддерживаться в пределах 35-40 метров водяного столба (0,35-0,4 МПа).

В случае создания эжектора, способного работать при больших значениях противодавления, можно было бы отказаться от использования компрессора в представленной схеме и других случаях, что повысило бы эффективность сооружений.

Разработкой теории струйных процессов и методик расчета струйных аппаратов занимались многие исследователи. Несмотря на то, что существует ряд методик расчета основных элементов эжекторов, все же положение нельзя считать удовлетворительным. Разные методики [2, 5] дают противоречивые результаты и не всегда позволяют осуществлять оптимиза-

цию расчетов, обеспечить надежную, экономичную работу струйных аппаратов в широком диапазоне противодавлений.

Основная часть

При работе гидроструйного эжектора струя рабочей жидкости, приобретая в сопле 2 (рис. 2) большую скорость, входит в горловину 5, где при взаимодействии струи жидкости с окружающим газом происходит его увлечение в высокоскоростной поток, взаимное перемешивание и перемещение. При этом в приемной камере 3 возникает разрежение, и в результате разности давлений в приемной камере 3 и на входе во всасывающий патрубок 4 пассивная среда (газ) через всасывающий патрубок 4 поступает в эжектор.

Движение потока в горловине эжектора сопровождается резким перепадом давления и происходит в виде гидравлического прыжка (сечение В-В, рис. 3). Положение зоны разрушения струи (длина отгона прыжка $L_{отп}$) зависит от ряда факторов, основным из которых является соотношение ско-

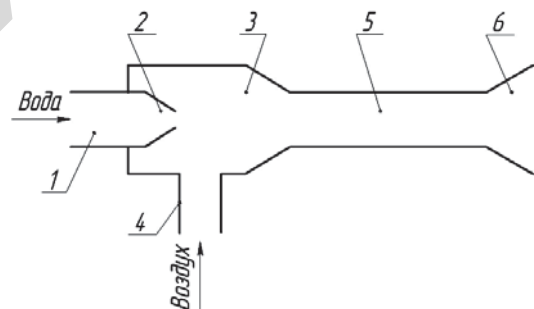


Рисунок 2. Принципиальная схема гидроструйного эжектора: 1 – подающий трубопровод; 2 – сопло; 3 – приемная камера с конфузурой; 4 – всасывающий патрубок; 5 – горловина; 6 – диффузор

ростного напора струи рабочей жидкости

$$H_{v.p} = \frac{\alpha \cdot Q_p^2}{2 \cdot g \cdot \omega_c^2},$$

и противонапора на выходе из эжектора

$$H_n = Z + \frac{P_n}{\rho \cdot g},$$

где Q_p – расход рабочей жидкости, м³/с;

ω_c – площадь живого сечения струи на выходе из сопла (сечение А-А), м²;

Z – превышение уровня жидкости в напорном резервуаре над осью эжектора, м;

P_n – избыточное давление, Па;

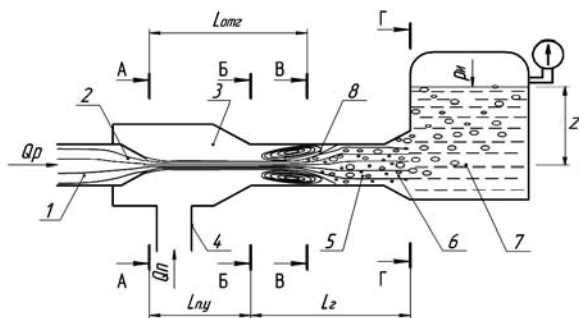


Рисунок 3. Принцип работы гидроструйного эжектора в системе с напорным резервуаром: 1 – подающий трубопровод; 2 – сопло; 3 – приемная камера; 4 – всасывающий патрубок; 5 – горловина; 6 – диффузор; 7 – напорный резервуар; 8 – гидравлический прыжок; Q_p и Q_n – расходы рабочего потока (жидкость) и пассивного потока (газ) соответственно; $L_{отп}$, $L_{п.у}$ и L_g – длины отгона прыжка, приемного участка и горловины соответственно; ρ_u – избыточное давление

ρ – плотность жидкости, кг/м³;
 g – ускорение силы тяжести, м/с².

Чем больше противонапор H_n на выходе эжектора (сечение Г-Г), тем раньше (ближе к входному сечению Б-Б) происходит разрушение струи. При увеличении H_n прыжок перемещается против рабочего потока и при некотором значении противонапора H_n достигает входа в горловину (сечение Б-Б), после чего нормальная работа эжектора прекращается.

Описанное выше явление объясняет проблемы с использованием традиционных конструкций эжекторов в высоконапорных системах. У таких аппаратов вход в горловину находится на значительном расстоянии от выходного отверстия сопла (длина приемного участка $L_{п.у}$ на рис. 3). И для того, чтобы при большом значении противонапора H_n обеспечить нахождение прыжка в пределах длины горловины L_g , необходимо увеличивать скоростной напор $H_{v,p}$ струи рабочей жидкости. Однако это приводит к резкому увеличению потерь энергии, которые пропорциональны квадрату скорости истечения струи, что, в свою очередь, приводит к резкому снижению КПД аппарата.

Для расширения диапазона применения гидроструйных эжекторов приемная камера должна быть минимальных размеров. Для этого можно отказаться от приемного конфузора, а входную кромку горловины максимально приблизить к соплу с зазором, достаточным для подсоса требуемого количества газа с минимальными потерями энергии.

Как показали исследования [6], при конструировании эжекторов целесообразно использование удлиненной цилиндрической горловины, длиной $L_g = (30...35) d_g$ без диффузора. Это позволяет существенно увеличить коэффициент подсоса эжектора и повысить его эффективность по сравнению с традиционными аппаратами с короткой горловиной и диффузором.

В качестве сопла оправдано использование диафрагмы с круглым отверстием по следующим соображениям: во-первых, такое сопло по сравнению с

коноидальными и коническими насадками является наиболее простым и дешевым в изготовлении. Во-вторых, сопло в виде отверстия в тонкой стенке обладает наименьшим коэффициентом ζ гидравлического сопротивления ($\zeta = 0,06$ как у коноидальной насадки), что позволяет достигать минимальных потерь энергии при работе эжектора. В работе [7] доказано, что наиболее эффективной формой сопла в гидроструйных аппаратах является диафрагма с прямоугольными кромками стенок.

С учетом вышесказанного, для практического использования можно предложить конструкцию эжектора, схема которого представлена на рис. 4. Эжектор имеет укороченное расстояние между вы-

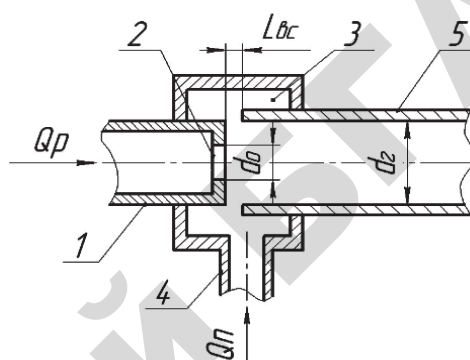


Рисунок 4. Эжектор: 1 – подающий трубопровод; 2 – сопло в виде диафрагмы с круглым отверстием; 3 – приемная камера; 4 – всасывающий патрубок; 5 – горловина.

ходным отверстием сопла и входом в горловину. Зазор $L_{вс}$ для подсоса воздуха можно изменять в соответствии с требуемыми эксплуатационными характеристиками. Сопло в виде диафрагмы с круглым отверстием в тонкой стенке. Горловина цилиндрическая без диффузора. Конструкция эжектора характеризуется простотой изготовления и обслуживания.

Для дальнейших исследований принята конструкция эжектора с соплом в виде диафрагмы с круглым отверстием, укороченной приемной камерой без конфузора и цилиндрической горловиной без диффузора (рис. 5). Результаты предшествующих исследований подобных эжекторов представлены в [8-10].

Процессы, происходящие при работе эжектора, характеризуются сложностью и многофакторностью. К основным факторам, определяющим параметры струйного аппарата, можно отнести следующие: расход рабочей жидкости Q_p , связанный с характеристикой насоса; производительность эжектора Q_n или коэффициент подсоса $k_n = Q_n/Q_p$; длина отгона гидравлического прыжка $L_{отп}$ в зависимости от упомянутого выше соотношения скоростного напора струи рабочего потока $H_{v,p}$ и противонапора H_n на выходе из эжектора, потери напора h и другие.

Некоторые расчетные соотношения между величинами можно получить, применив уравнение баланса удельной энергии (уравнение Бернулли) и уравнение баланса расходов (уравнение неразрывности) для характерных сечений эжектора (рис. 5). Выбраны

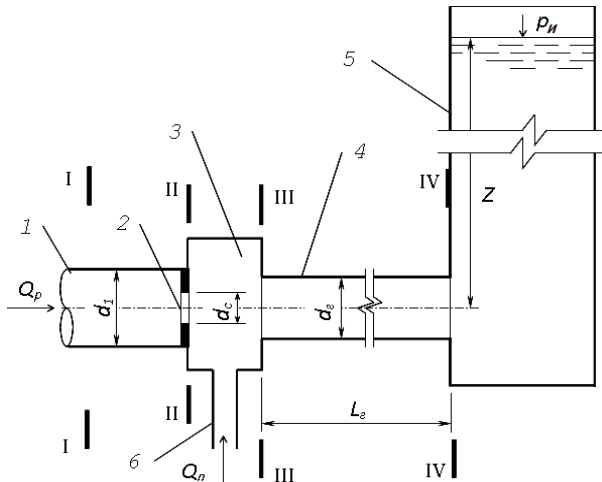


Рисунок 5. Расчетная схема эжектора: 1 – подающий трубопровод; 2 – сопло в виде диафрагмы с круглым отверстием; 3 – приемная камера; 4 – горловина; 5 – напорный резервуар; 6 – всасывающий патрубок; Q_p и Q_n – расходы рабочего потока (жидкость) и пассивного потока (газ) соответственно; d_1 – внутренний диаметр подающего трубопровода; d_c и d_e – диаметры отверстия сопла и горловины соответственно; L_z – длина горловины; Z – превышение уровня жидкости в напорном резервуаре над осью эжектора; p_n – избыточное давление

следующие сечения: I-I – перед диафрагмой; II-II – на выходе из диафрагмы; III-III – на входе в горловину; IV-IV – на выходе из горловины.

Для этих сечений получаются следующие соотношения:

– уравнение баланса удельной энергии для сечений I-I и II-II (горизонтальная плоскость сравнения совмещена с осью эжектора)

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 Q_p^2}{2 g \omega_1^2} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 Q_p^2}{2 g \omega_c^2} + h_{1-2}; \quad (1)$$

– уравнение баланса удельной энергии для сечений III-III и IV-IV (горизонтальная плоскость сравнения совмещена с осью эжектора)

$$\frac{p_3}{\rho g} + \alpha_3 \left(\frac{Q_p^2}{2 g \omega_c^2} + \frac{p_n}{\rho} \frac{Q_n^2}{2 g (\omega_r - \omega_c)^2} \right) = H_n + \frac{\alpha_4 Q_p^2}{2 g \omega_r^2} (1 + k_n) \left(1 + \frac{p_n}{\rho} k_n \right) + h_{3-4}, \quad (2^*)$$

или с учетом того, что $p_3 \approx p_2$ и $\rho_n/\rho \approx 0$ уравнение (2*) можно представить в виде

$$\frac{p_2}{\rho g} + \alpha_3 \left(\frac{Q_p^2}{2 g \omega_c^2} + \frac{p_n}{\rho} \frac{Q_n^2}{2 g (\omega_r - \omega_c)^2} \right) = H_n + \frac{\alpha_4 Q_p^2}{2 g \omega_r^2} (1 + k_n) + h_{3-4}, \quad (2)$$

где $H_n = Z + \frac{p_n}{\rho g}$ – пьезометрический напор в

сечении IV-IV, м;

– уравнение баланса удельной энергии для сечений I-I и IV-IV (горизонтальная плоскость сравнения совмещена с осью эжектора)

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 Q_p^2}{2 g \omega_1^2} = H_n + \frac{\alpha_4 Q_p^2}{2 g \omega_r^2} (1 + k_n) + h_{1-4}; \quad (3)$$

– потери удельной энергии при перемещении потока между сечениями I-I и IV-IV

$$h_{1-4} = h_{1-2} + h_{3-4}, \quad (4)$$

где h_{1-2} и h_{3-4} – потери удельной энергии при перемещении потока между сечениями I-I и II-II и сечениями III-III и IV-IV соответственно, м.

В уравнениях (1)-(4) p_1, p_2, p_3, p_4 – давление в соответствующих сечениях, Па;

$\omega_1, \omega_c, \omega_r$ – площади живого сечения потока перед эжектором, струи на выходе из сопла и горловины соответственно, м²;

ρ и ρ_n – плотности рабочей жидкости и пассивной среды соответственно, кг/м³;

Z – превышение уровня жидкости в напорном резервуаре над осью эжектора, м.

При выводе уравнений (2) и (3) принято допущение о равенстве средних скоростей рабочего и пассивного потоков в сечении IV-IV.

Также при составлении уравнений баланса удельных энергий (1)-(3) следует учитывать распределение скоростей потока в этих сечениях. Если в сечениях I-I, II-II и IV-IV профили скоростей потока соответствуют равномерному движению жидкости и средние скорости в этих сечениях могут быть вычислены обычным путем, принимая коэффициенты Кориолиса $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_4 \approx 1$, то в сечении III-III профиль скоростей весьма неравномерен и значение коэффициента α_3 значительно больше единицы. Можно условно принять поток во входном сечении горловины III-III состоящим из двух соосных потоков – центрального с расходом Q_p и большой средней скоростью, приблизительно равной скорости истечения струи из сопла (изменением формы струи и профиля скоростей между сечениями II-II и III-III можно пренебречь ввиду малого расстояния между ними), и периферийного с расходом Q_n и значительно меньшей средней скоростью.

Наиболее часто встречающиеся задачи при расчете эжекторов – определение геометрических параметров аппарата при заданных величинах Q_n и H_n . При этом в уравнениях (1)-(4) задаются $g, \rho, \rho_n, \omega_1, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_4$. Следовательно, в четырех уравнениях (1)-(4) неизвестны следующие девять членов: Q_p, p_1 и $p_2, \omega_c, \omega_r, \alpha_3, h_{1-2}, h_{3-4}$ и h_{1-4} . Поэтому для их решения необходимо получить, как минимум, пять дополнительных соотношений. Дополнительные зависимости для определения неизвестных величин и решения основных теоретиче-

ских уравнений (1)-(4) можно получить на основе обработки экспериментальных данных, раскрывающих связи между отдельными величинами. Опытные зависимости для определения Q_p , p_1 и p_2 получены в [9, 10]. Кроме этого, для проектирования эжекторов необходимо уметь определять положение зоны разрушения струи (длину отгона прыжка $L_{отг}$).

Экспериментальные исследования проводились на установке, схема которой представлена на рис. 6.

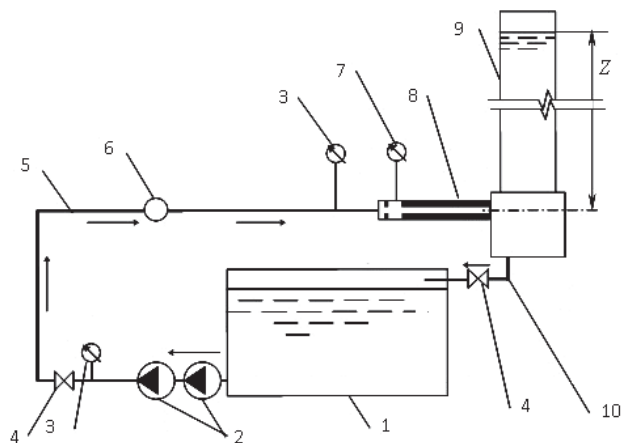


Рисунок 6. Схема экспериментальной установки: 1 – питательный резервуар; 2 – центробежные насосы; 3 – манометры; 4 – краны; 5 – подающий трубопровод; 6 – расходомер; 7 – вакуумметр; 8 – эжектор; 9 – приемный резервуар; 10 – сливной трубопровод

В установке (рис. 6) рабочая жидкость (вода) расходом Q_p подавалась из питательного резервуара 1 с помощью лопастных центробежных насосов 2 по трубопроводу 5 в эжектор 8, выполненный из оргстекла для определения длины отгона прыжка $L_{отг}$. Схема опытного эжектора представлена на рис. 5. Эжектор имел сменные сопла диаметром $d_c = 6, 8$ и 10 мм и постоянные размеры горловины – диаметр $d_r = 15,25$ мм и длина $L_r = 215$ мм. Горизонтальное расстояние от кромки отверстия сопла до входа в горловину $L_{п.у} = 12$ мм. Противонапор на выходе из эжектора создавался поднятием уровня жидкости в открытом приемном резервуаре 9, постоянство уровня в котором обеспечивалось регулированием крана 4 на сливном трубопроводе 10. Избыточное давление на поверхности жидкости $p_n = 0$, тогда $H_n = Z$. Величина противонапора изменялась и составляла $Z = 0,4$ м, $Z = 0,8$ м, $Z = 1,2$ м, $Z = 1,6$ м.

В результате обработки предварительных опытных данных, получена зависимость длины отгона прыжка $L_{отг}$ от противонапора Z для различных диаметров сопла d_c (рис. 7).

График зависимости $L_{отг} = f(Z)$ на рис. 7 имеет линейный вид и в целом подтверждает утверждение, сделанное ранее, о существенном снижении длины отгона прыжка $L_{отг}$ при увеличении действующего противонапора Z . Причем, с уменьшением диаметра сопла d_c до 6 мм наблюдается более резкое снижение величины $L_{отг}$ в исследованном диапазоне.

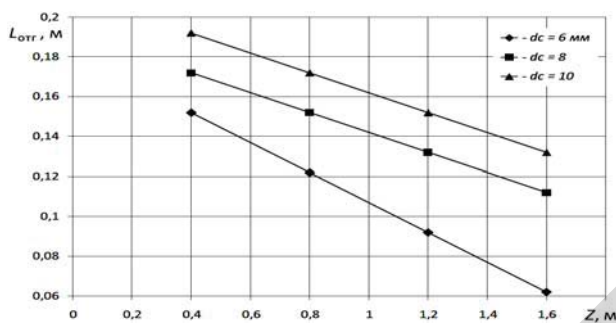


Рисунок 7. Опытная зависимость $L_{отг} = f(Z)$ ($L_r = 0,215$ м, $d_r = 0,215$ м)

Таким образом, можно предположить, что соотношение диаметров сопла d_c и горловины d_r , при прочих равных условиях, также существенно сказывается на величине отгона прыжка $L_{отг}$. Для проверки этого предположения исследована зависимость длины отгона прыжка $L_{отг}$ от размера кольцевого сечения, которое образуется между стенками горловины диаметром d_r и поверхностью струи, истекающей из сопла, диаметром d_c . График зависимости $L_{отг} = f(d_r - d_c)$ представлен на рис. 8.

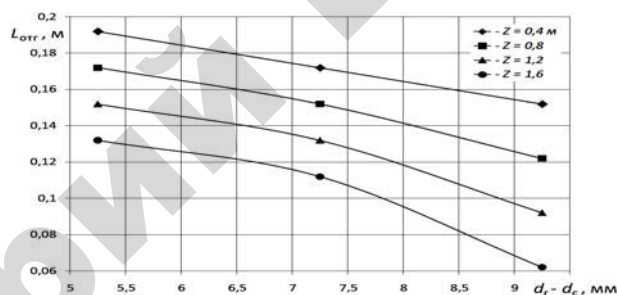


Рисунок 8. Опытная зависимость $L_{отг} = f(d_r - d_c)$ ($L_r = 0,215$ м, $d_r = 0,215$ м)

Из графика на рис. 8 видно, что при увеличении размера кольцевого сечения $d_r - d_c$, длина отгона прыжка $L_{отг}$ снижается. Причем с увеличением величины противонапора Z наблюдается более резкое снижение величины $L_{отг}$. Таким образом, можно сделать вывод, что при определении геометрических параметров проектируемого эжектора, таких как диаметр сопла d_c и диаметр горловины d_r , необходимо учитывать действующий противонапор, причем, чем больше противонапор, тем ближе к единице должно быть отношение $0 < d_c/d_r < 1$.

Соотношение диаметров сопла d_c и горловины d_r существенно сказывается на других характеристиках эжектора, например, коэффициенте подсоса $k_n = Q_n/Q_p$. На рис. 9 представлен график зависимости $k_n = f(d_c/d_r)$.

Анализ графика на рис. 9 показывает, что в исследованном диапазоне при различных значениях противонапора Z функция $k_n = f(d_c/d_r)$ имеет точку максимума при $d_c/d_r = 0,42 \dots 0,43$. Далее при стремлении d_c/d_r к единице, то есть при уменьшении размера кольцевого сечения между струей и стенками горловины, коэффициент подсоса k_n уменьшается и стремится к нулю. Если сопоставить графики на рис. 8 и 9, то можно сделать вывод, что адаптация эжектора к большим противонапорам будет приводить к

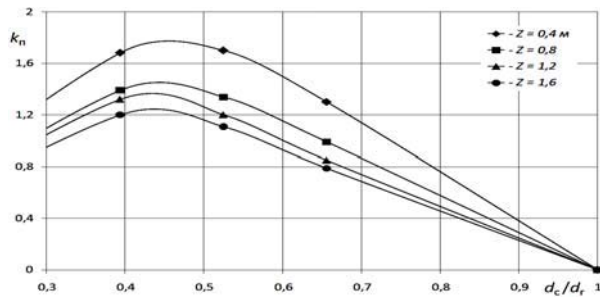


Рисунок 9. Опытная зависимость $k_n = f(d_c/d_r)$
($L_r = 0,215$ м, $d_r = 0,215$ м)

снижению коэффициента подсоса k_n . При этом следует отметить, что для многих процессов, в которых используются газо-жидкостные смеси, не требуется большого содержания газа. Например, это процессы, связанные с необходимостью растворения в жидкой среде газов, растворимость которых ограничена. В этих случаях коэффициент подсоса является заданной величиной.

На рис. 10 представлена зависимость $H_4/H_1 = f(d_c/d_r)$, где H_1 и H_4 – полные гидродинамические напоры в сечениях I-I и IV-IV соответственно (рис. 5), которые определяются из балансового уравнения (3), то есть

$$H_1 = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 Q_p^2}{2 g \omega_1^2},$$

$$H_4 = H_n + \frac{\alpha_4 Q_p^2}{2 g \omega_r^2} (1 + k_n).$$

Отношение H_4/H_1 характеризует потери напора в эжекторе, которые в соответствии с уравнениями (3) и (4) равны:

$$h_{1-4} = H_1 - H_4 = h_{1-2} + h_{3-4},$$

где h_{1-2} – потери напора, возникающие при создании высокоскоростного потока на участке между сечениями I-I и II-II, м;

h_{3-4} – потери напора в горловине эжектора, в которой происходит подсос воздуха и его перемешивание с потоком рабочей жидкости на участке между сечениями III-III и IV-IV, м.

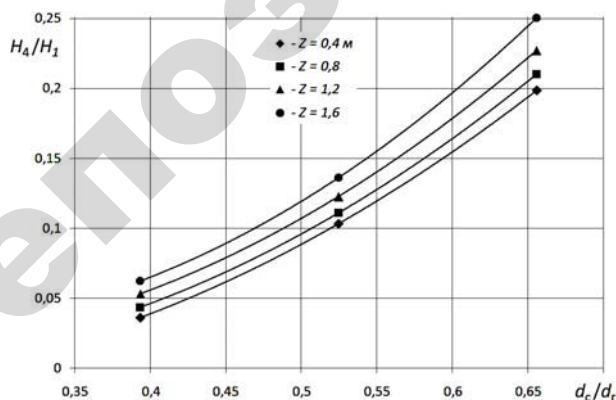


Рисунок 10. Опытная зависимость $H_4/H_1 = f(d_c/d_r)$
($L_r = 0,215$ м, $d_r = 0,215$ м)

Анализ графика на рис. 10 показывает, что при уменьшении величины отношения d_c/d_r , то есть при уменьшении диаметра струи и, соответственно, увеличении размера кольцевого сечения между струей и стенками горловины, происходит уменьшение отношения H_4/H_1 , что означает увеличение потерь напора в эжекторе. Это объясняется увеличением вихревых зон и усилением обратных токов при увеличении размера кольцевого сечения между струей и стенками горловины. Обратные токи возникают за счёт разности вакуумметрического давления в сечении III-III и манометрического давления в сечении IV-IV.

Настоящие экспериментальные исследования проводились при малых противонапорах ($Z = 0,4 \dots 1,6$ м), что позволило сделать допущение о постоянстве плотности пассивной среды во всех расчетных сечениях. Для получения общих расчетных зависимостей, в дальнейшем необходимо провести дополнительные исследования при больших значениях противонапора. Это потребует, в дополнение к полученным результатам исследований, разработки математической модели, учитывающей сжатие газа по рабочей длине горловины эжектора.

Анализируя в целом результаты предварительных исследований, можно сделать вывод, что при расчете гидроструйного эжектора важным параметром, влияющим на его работоспособность, является длина отгона гидравлического прыжка. Установлено, что для увеличения действующего противонапора необходимо уменьшать размер кольцевого сечения между струей и стенками горловины. При этом потери напора в эжекторе будут снижаться.

Заключение

1. Для установления взаимосвязей между определяющими параметрами, влияющих на работу водовоздушного эжектора, проведены теоретические и экспериментальные исследования. На основе уравнений баланса удельных энергий и уравнения баланса расходов получены теоретические зависимости, а в результате экспериментальных исследований – получены опытные зависимости: а) длины отгона прыжка $L_{отг}$ в эжекторе от действующего противонапора Z ; б) длины отгона прыжка $L_{отг}$ от размера кольцевого сечения, образующегося между стенками горловины диаметром d_r и поверхностью струи, истекающей из сопла диаметром d_c ; в) коэффициента подсоса k_n от отношения диаметров сопла и горловины d_c/d_r ; г) отношения полных гидродинамических напоров на выходе и входе эжектора H_4/H_1 от отношения диаметров сопла и горловины d_c/d_r . Сделан анализ полученных зависимостей.

2. Определено направление дальнейших углубленных исследований для обобщения полученных предварительных результатов и разработки математических зависимостей для определения длины отгона прыжка и оптимизации геометрических параметров эжектора.

3. Основываясь на анализе работы гидроструйного аппарата и с учетом результатов проведенных исследований, предложена новая конструкция эжек-

тора. Основным преимуществом предлагаемого эжектора является возможность нахождения зоны разрушения струи непосредственно у сопла, при этом устойчивая работа аппарата нарушаться не будет. Также конструкция эжектора характеризуется простотой изготовления и обслуживания.

4. Полученные научные результаты могут найти применение в технологиях, связанных с необходимостью приготовления газожидкостных смесей или создания вакуума. В частности, практическое использование результатов НИР позволит отказаться от компрессорного оборудования, используемого в технологических схемах очистки сточных вод для осуществления процесса напорной флотации.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ловкис В.Б., Колос В.А. О критериях энергетической эффективности сельскохозяйственных технологий // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб. – Т. 42 – Минск: РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства», 2008. – С. 13-19.

2. Лямаев, Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки / Б.Ф. Лямаев. – Л.: Машиностроение, 1988. – 276 с.

3. Провести обследование и разработать рекомендации по оптимизации работы малогабаритной комбинированной установки для очистки нефтесодержащих сточных вод, входящей в состав очистных сооружений дождевых сточных вод на территории базы РУП «Белоруснефть-Брестоблнефтепродукт»: отчет о НИР / Белор. гос. аграрн. технич. ун-т; рук.

темы А.М. Кравцов. – Минск: БГАТУ, 2005. – 44 с. – № ГР 20051559.

4. Научное сопровождение по совершенствованию и пуско-наладке нестандартизированного фильтра-флотатора, входящего в состав реконструируемых очистных сооружений мойки АТЦ МАЗа: отчет о НИР / Белор. гос. аграрн. техн. ун-т; рук. темы А.М. Кравцов. – Минск: БГАТУ, 2007. – 30 с. – № ГР 20072368.

5. Соколов, Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 351 с.

6. Кореннов, Б.Е. Исследование водовоздушных эжекторов с удлиненной цилиндрической камерой смешения: автореф. дис. ... канд. тех. наук / Б.Е. Кореннов. – М.: ВТИ, 1980. – 23 с.

7. Каннингэм, П. Г. Сжатие газа с помощью жидкоструйного насоса. Теоретические основы инженерных расчетов. – М.: Мир, 1974. – № 3. – С. 112-127.

8. Кравцов, А.М. Экспериментальные исследования работы эжекторов / А.М. Кравцов // Энергетика (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ), 2000. – № 3. – С. 90-95.

9. Кравцов, М.В. Расчет подачи воды в гидроструйные аппараты / М.В. Кравцов, А.М. Кравцов // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ), 2006. – № 4. – С. 80-86.

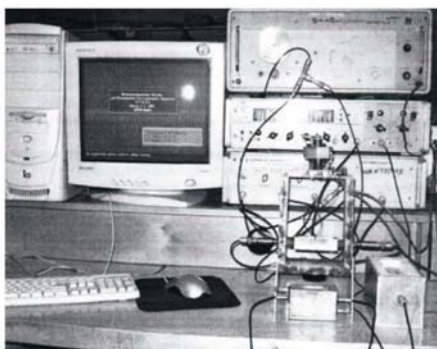
10. Кравцов, М.В. К расчету величины вакуума в струйных аппаратах вакуумных установок / М.В. Кравцов, А.М. Кравцов // Энергетика (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ), 2013. – № 2. – С. 80-87.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 09.03.2016

Информационная измерительная система для измерений физических, геометрических, структурных характеристик материалов

Предназначена для исследования и тестирования состояния материалов и сред на основе анализа закономерностей параметрического воздействия изменяющихся во времени характеристик на частотно-фазовые соотношения зондирующих акустических и электрических колебаний.

Измерительная система успешно применена для изучения свойств и состояния магнитных и немагнитных металлов, полимерных композитов, включая кинетику их перехода к твердому состоянию.



Основные технические данные

| Измеряемая величина | Диапазон измерения | Погрешность |
|--|--------------------------------|------------------------|
| Электрическая емкость | 20... 1000 пФ | $3 \cdot 10^{-2}$ пФ |
| Индуктивность | 10...1000 мкГн | $3 \cdot 10^{-2}$ мкГн |
| Удельная электрическая проводимость | $10^3 \dots 5 \cdot 10^7$ См/м | 10^{-3} См/м |
| Диэлектрическая проницаемость | 1...20 | 10^{-3} |
| Избыточная температура | 100...500 К | 10^{-3} К |
| Относительные изменения скорости ультразвука | 300...6000 м/с | 10^{-3} |
| Малые перемещения | 0...1 мм | 1 мкм |