

М. Г. Волков, В. Г. Михайлов, П. В. Петров

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СТРУКТУРЫ ГАЗОЖИДКОСТНОЙ СМЕСИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРОЦЕССА СЕПАРАЦИИ ГАЗА В ЦЕНТРОБЕЖНОМ ГАЗОСЕПАРАТОРЕ

Экспериментально установлено, что рабочие характеристики центробежного газосепаратора подвергаются деградации с уменьшением размера пузырьков газа в перекачиваемой газожидкостной смеси. Путем численного моделирования исследования влияния дисперсности газожидкостной смеси на эффективность процесса сепарации в поле центробежных сил. Для проведения инженерных расчетов рабочих характеристик центробежного газосепаратора разработана методика определения коэффициента сепарации в зависимости от среднего диаметра пузырьков газа в газожидкостной смеси. Проведенное сопоставление расчетных и экспериментальных данных по абсолютному значению коэффициента сепарации центробежного газосепаратора ГСА5-1 показало погрешность, допустимую для проведения инженерных расчетов. *Математическая модель; коэффициент сепарации газа; газожидкостная смесь; газосепаратор*

ВВЕДЕНИЕ

В нефтедобывающих скважинах с высоким газосодержанием повышение эффективности работы центробежных насосов (ЭЦН) достигается путем комплектации их установками центробежных газосепараторов, в которых до поступления на прием насоса у перекачиваемого флюида отбирается свободный газ и отводится в затрубное пространство скважины.

На рис. 1 показана схема такого газосепаратора центробежного типа. Основными конструктивными элементами центробежного газосепаратора являются: шнековый нагнетатель (см. рис. 1, б) и ступень центробежного насоса (см. рис. 1, в), предназначенные для создания избыточного давления в области сепарации газожидкостной смеси; вращающаяся камера (см. рис. 1, г), действующая как центрифуга, в которой за счет центробежной силы разделяются газ и жидкость; торцевое распределительное устройство (см. рис. 1, д), состоящее из системы отверстий через которые часть флюида, насыщенного свободным газом, под действием избыточного давления в рабочей камере газового сепаратора вытесняется в затрубное пространство скважины, а другая часть флюида (без пузырьков) газа направляется в первую ступень ЭЦН.

Экспериментально установлено [1, 2], что эффективность работы центробежного газового сепаратора существенно зависит от величины дисперсности газожидкостной структуры перекачиваемого флюида. В реальной нефтяной

скважине на приеме центробежного газового сепаратора обычно имеет место пузырьковый режим течения ГЖС, при этом диаметр пузырьков газовой фазы колеблется в диапазоне от 80 до 300 мкм [3].

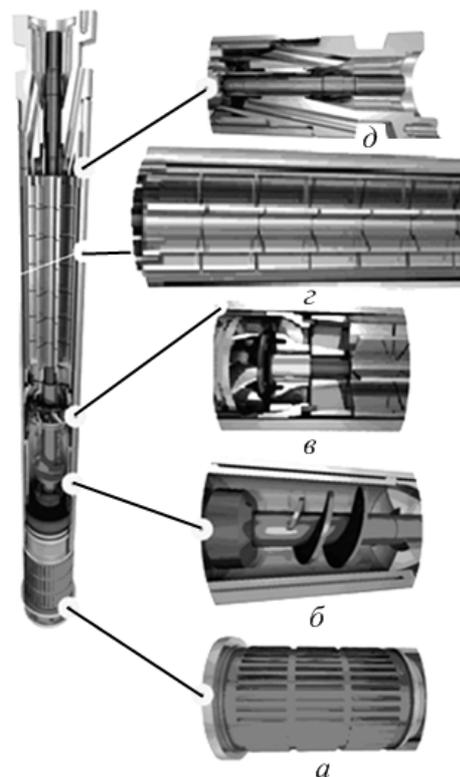


Рис. 1. Конструктивная схема центробежного сепаратора

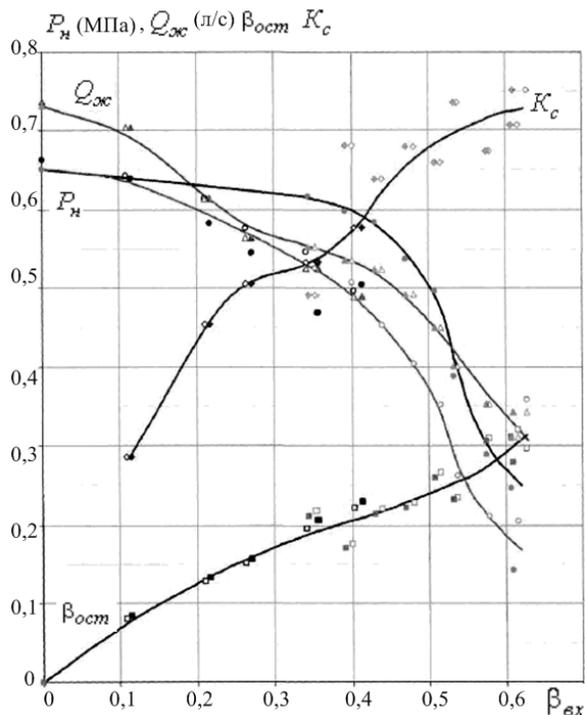


Рис. 2. Экспериментальные данные давления P_n и подачи по жидкости $Q_{ж}$ развиваемые насосом, остаточного газосодержания $\beta_{ост}$ и коэффициента сепарации K_c газосепаратора ГСА5-1 от газосодержания на входе $\beta_{вх}$ на мелкодисперсной смеси «вода-ПАВ-воздух»

Газожидкостная смесь (ГЖС), которая имеет мелкодисперсную структуру и затрудненную коалесценцию газовых пузырьков, как правило, соответствует условиям работы насоса при откачке высокопенных водогазонефтяных систем. На рис. 2 показаны экспериментальные рабочие характеристики центробежного газового сепаратора ГСА5-1, работающего на мелкодисперсной ГЖС, где диаметр пузырьков газа ~ 80 мкм. Для сравнения на рис. 3 приведены рабочие характеристики того же газосепаратора, работающего на грубодисперсной смеси «вода-воздух» с диаметром пузырьков газа более 120 мкм.

Сопоставление экспериментальных данных для рассмотренных выше случаев работы газового сепаратора ГСА5-1, позволяет сделать вывод, что уменьшение диаметра пузырьков газа в перекачиваемой насосом ГЖС от 120 до 80 мкм, вызывает деградацию коэффициента сепарации K_c центробежного газового сепаратора от 28 % при объемном содержании газа на входе $\beta_{вх} = 0,5$ до 50 % при $\beta_{вх} = 0,1$.

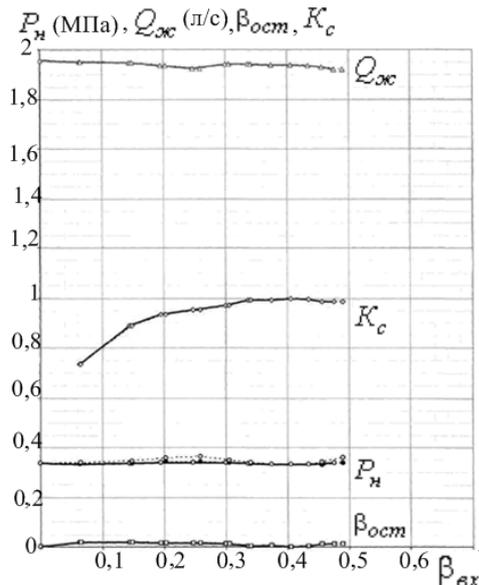


Рис. 3. Экспериментальные характеристики газосепаратора ГСА5-1, полученные на стенде РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина при работе на грубодисперсной смеси «вода-воздух» с низкими пенообразующими свойствами

В настоящее время отсутствуют методики расчета сепарационных характеристик центробежных газосепараторов, учитывающих влияние степени дисперсности перекачиваемой насосом газожидкостной смеси.

Целью представленной работы является численное исследование влияния структурного состава дисперсной ГЖС типа «вода-ПАВ-воздух» на эффективность процесса газоотделения в центробежном газосепараторе и разработка методики расчета его рабочих характеристик в зависимости от структуры ГЖС.

1. МЕТОДИКА РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТА СЕПАРАЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ГАЗОСЕПАРАТОРА

Предложенная методика расчета коэффициента сепарации газового сепаратора K_c основана на принципе математического моделирования траекторий движения пузырьков газа в поле центробежных сил, создаваемых лопаточной центрифугой.

Если допустить, что пузырьки газа равномерно распределены на входе в лопаточную центрифугу (см. рис. 4), а траектории движения пузырьков газа определены, то коэффициент сепарации газа K_c можно рассчитать как

$$K_c = \frac{Q_{g2}}{Q_{g1} + Q_{g2}} = \frac{d_i^2 - d_1^2}{d_2^2 - d_1^2}. \quad (1)$$

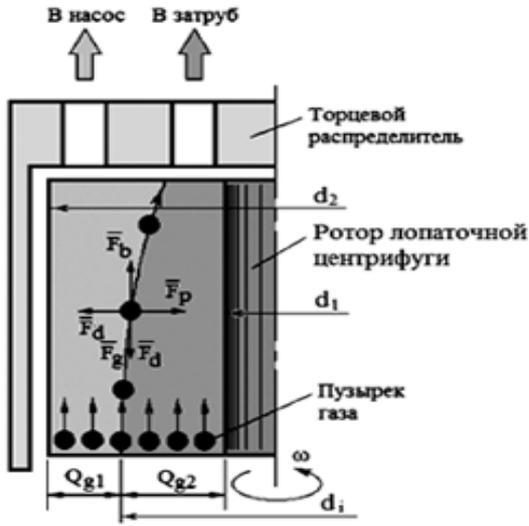


Рис. 4. Расчетная схема сил, действующих на пузырек газа в межлопаточном канале центрифуги в вертикальном и горизонтальном направлении

Считая, что в радиальном направлении движется поток жидкости без ускорения, запишем уравнение баланса сил

$$\vec{F}_d + \vec{F}_p = 0, \quad (2)$$

где сила гидродинамического сопротивления в радиальном направлении равна

$$F_d = \frac{1}{2} C_{d\infty} \rho_L A_d V_{sy} |\vec{V}_s|, \quad (3)$$

где $A_p = \pi d_p^2 / 4$ – площадь поперечного сечения пузырька газа; d_p, r_d – диаметр, радиус пузырька газа; $C_{d\infty}, \rho_L$ – коэффициент гидродинамического сопротивления и плотности жидкой фазы; \vec{V}_s – вектор скорости проскальзывания.

Сила от перепада давлений, вызванная воздействием центробежных сил равна

$$F_p = -B_d \frac{dP}{dy}, \quad (4)$$

где $B_d = \frac{1}{6} \pi d_p^3$ – объем пузырька газа; dP / dy – градиент давления от центробежных сил.

Решая совместно уравнения (2) и (4), получим выражение для скорости проскальзывания пузырька газа в радиальном направлении

$$V_{sy} = -\frac{8}{3} \frac{r_d}{C_{d\infty} \rho_L} \left| \vec{V}_s \right| \frac{dP}{dy},$$

где $C_{d\infty} = \frac{24}{Re}$ – корреляция Stokes [4] для коэффициента гидродинамического сопротивления единичного всплывающего пузырька газа; $Re = 2r_d |\vec{V}_s| \rho_L / \mu_L$ – число Рейнольдса; μ_L – динамическая вязкость жидкой фазы.

Окончательно выражение для расчета скорости проскальзывания газа в радиальном направлении имеет вид

$$V_{sy} = \frac{2}{9} \frac{r_d^2}{\mu_L} \frac{dP}{dy}. \quad (5)$$

Действительная радиальная составляющая скорости пузырька газа определяется как

$$V_g = V + V_{sy}, \quad (6)$$

где V – радиальная составляющая скорости жидкой фазы; V_{sy} – скорость проскальзывания пузырька газа в радиальном направлении.

Продольная составляющая скорости движения пузырька газа определяется как

$$u_g = u + u_{sx}, \quad (7)$$

где u – продольная составляющая скорости жидкой фазы; u_{sx} – продольная составляющая скорости проскальзывания фаз.

Выражения для расчета продольной составляющей скорости проскальзывания пузырька газа получается из уравнения баланса сил, действующих на пузырек газа в продольном направлении.

В продольном (вертикальном) направлении на пузырек газа действует силы: сила гидродинамического сопротивления F_d ; сила от продольного градиента давления dP / dx ; выталкивающая сила F_b ; сила тяжести F_g .

Уравнение баланса сил имеет следующий вид

$$\vec{F}_d + \vec{F}_b + \vec{F}_g + \vec{F}_p = 0, \quad (8)$$

где

$$F_d = -\frac{1}{2} C_{d\infty} \rho_L A_p u_{sz} |\vec{V}_s|; \quad (9)$$

$$F_b = B_d \rho_L |g|; \quad (10)$$

$$F_g = -B_d \rho_g |g|; \quad (11)$$

$$F_p = -B_d \frac{dP}{dx}. \quad (12)$$

где ρ_g – плотности газовой фазы.

Окончательно уравнение для продольной составляющей скорости проскальзывания пузырька газа определяется как

$$u_{sx} = \frac{1}{12} \frac{B_d \left[(\rho_L - \rho_g) |g| - \frac{dP}{dx} \right] d_p}{A_d \mu_L}. \quad (13)$$

Уравнение для расчета траектории движения пузырька газа можно получить из выражений

$$dx = u_g dt; \quad dy = V_g dt$$

в виде

$$\frac{dy}{dx} = \frac{V_g}{u_g}. \quad (14)$$

Для расчета поля скоростей в межлопаточном канале центрифуги (продольной u и радиальной V скорости жидкости) воспользуемся уравнениями количества движения в форме Навье-Стокса в двухмерной постановке в криволинейной системе координат

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + V \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{1}{r_1 + y} \frac{\partial u}{\partial y} \right), \quad (15)$$

$$u \frac{\partial V}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} + \frac{1}{r_1 + y} \frac{\partial V}{\partial y} \right). \quad (16)$$

Для расчета поля давлений в межлопаточном канале центрифуги воспользуемся трехмерными уравнениями количества движения в форме Навье-Стокса в цилиндрической системе координат

$$\begin{aligned} \rho_L \left[V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} - \frac{V_\theta^2}{r} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} \right] = \\ -\frac{\partial p}{\partial r} - \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \tau_{rr}) + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{r\theta}}{\partial \theta} - \frac{\tau_{\theta\theta}}{r} + \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z} \right] + \rho_L g_r, \\ \rho_L \left[V_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} - \frac{V_\theta V_r}{r} + V_z \frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right] = \\ -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} - \left[\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (r^2 \tau_{r\theta}) + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{\theta\theta}}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{\theta z}}{\partial z} \right] + \rho_L g_\theta, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho_L \left[V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_z}{\partial \theta} - \frac{V_\theta V_r}{r} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} \right] = \\ = -\frac{\partial p}{\partial z} - \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \tau_{rz}) + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{\theta z}}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \right] + \rho_L g_z. \end{aligned}$$

Основное влияние на формирование поля давлений в межлопаточном канале центрифуги оказывает поперечный вихрь, поэтому уравнения Навье-Стокса можно упростить до вида

$$\rho_L \left[V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} - \frac{V_\theta^2}{r} \right] = -\frac{\partial p}{\partial r}; \quad (17)$$

$$\rho_L \left[V_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} - \frac{V_r V_\theta}{r} \right] = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta}. \quad (18)$$

Окончательно дифференциал давления вдоль линии тока поперечного вихря можно представить как

$$-\frac{\partial p}{\partial r} = \rho_L \left(u \frac{\partial u}{\partial x} - \omega^2 r \right), \quad (19)$$

где $r = r_1 + y - \sqrt{\frac{r_1^2 + r_2^2}{2}}$; ω – угловая скорость вращения лопаточной центрифуги.

Решая уравнение (14), определим траектории движения пузырьков газа мелкодисперсной ГЖС (диаметр пузырька $d_p = 60$ мкм) в межлопаточном канале центрифуги. На рис. 5 показаны расчетные траектории такого движения.

$$Q_H = Q_{жс} = 0,00063 \text{ м}^3/\text{с} \text{ и } \beta_{ex} = 0,2$$

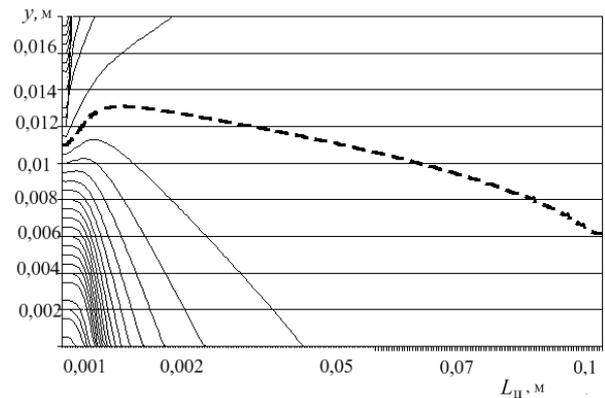


Рис. 5. Расчетные траектории движения пузырьков газа при $d_p = 60$ мкм

Расчетный коэффициент сепарации K_c получим из уравнения (1). Сопоставление значений K_c , полученных расчетным и экспериментальным [1, 2] путем, приведено на рис. 6. На рис. 7 показаны расчетные траектории движения пузырьков газа при работе газового сепаратора на грубодисперсной ГЖС. На рис. 8 представлено

сравнение расчетных и экспериментальных значений K_c , полученных при сепарации ГЖС с диаметром пузырьков газа $d_p = 106$ мкм.

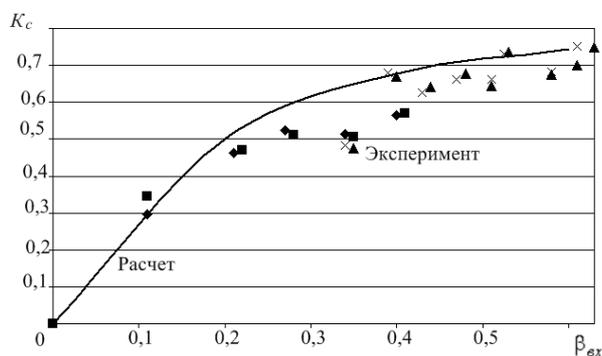


Рис. 6. Сравнение расчетных и экспериментальных значений коэффициента сепарации K_c в функции от входного газосодержания $\beta_{вх}$ при $d_p = 60$ мкм

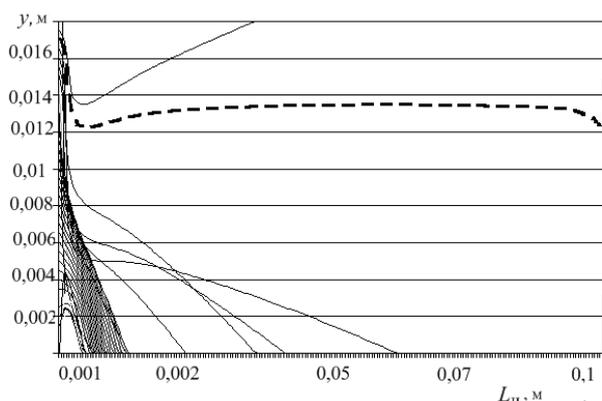


Рис. 7. Расчетные траектории движения пузырьков газа при $d_p = 106$ мкм, $Q_n = Q_{ж} = 0,00195$ м³/с и $\beta_{вх} = 0,2$

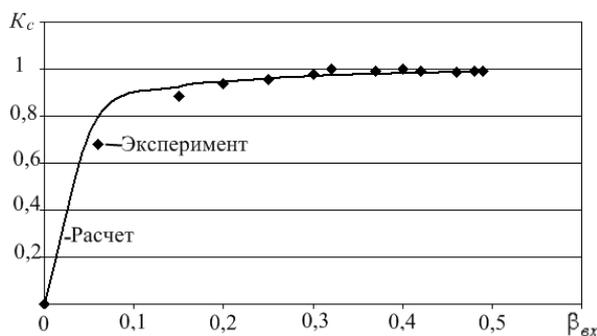


Рис. 8. Сравнение расчетных и экспериментальных значений коэффициента сепарации K_c в функции от входного газосодержания $\beta_{вх}$ при $d_p = 106$ мкм

Представленная выше математическая модель для расчета траекторий движения пузырьков газа в поле центробежных сил достаточно сложна, поэтому для инженерных расчетов коэффициента сепарации K_c центробежного газового сепаратора авторы работы предлагают следующее аналитическое выражение

$$K_c = \frac{r_i^2 - r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}, \quad (20)$$

где

$$r_i = \frac{\frac{\omega\pi}{z} \sqrt{\frac{r_1^2 + r_2^2}{2}} - \frac{Q_{ж}}{\pi(r_2^2 - r_1^2)}}{\frac{\omega\pi}{z} - \frac{d_p^2 \rho_L \omega^2}{18\mu_L}}$$

z – число лопаток центрифуги; $Q_{ж}$ – объемный расход жидкой фазы через газосепаратор.

Для оценки точности расчета коэффициента сепарации K_c по аналитическому выражению (20) на рис. 9 приведено сравнение численного и аналитического методов расчета K_c газосепаратора ГСА5-1.

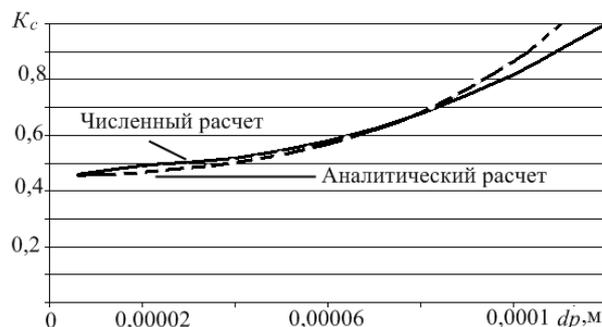


Рис. 9. Сравнение численного и аналитического методов расчета коэффициента сепарации K_c газосепаратора ГСА5-1

Для повышения коэффициента сепарации центробежного газосепаратора, работающего на мелкодисперсной ГЖС, в настоящее время разработан газосепаратор нового поколения [5]. В данной конструкции сепаратора перед лопаточной центрифугой устанавливается кавернообразующее колесо, которое создает локальную зону разрежения на входе в межлопаточный канал центрифуги, тем самым вызывая местное укрупнение пузырьков газа в перекачиваемой ГЖС.

2. МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИАМЕТРА ПУЗЫРЬКА ГАЗА НА ВХОДЕ В ГАЗОВЫЙ СЕПАРАТОР

Считая, что в водонефтяной смеси присутствуют только естественные ПАВ, определим в зависимости от параметров течения ГЖС диаметр стабильного пузырька газа. В качестве уравнения для определения максимального диаметра стабильного пузырька газа используем уравнение Hinze (1955), основанное на балансе сил между поверхностным натяжением и турбулентными пульсациями потока жидкости в виде

$$d_p = k \left(\frac{\sigma_L}{\rho_L} \right)^{3/5} \varepsilon^{-2/5}, \quad (21)$$

где диссипация кинетической энергии определяется как

$$\varepsilon = \left| \frac{dP}{dz} \right| \frac{V_m}{\rho_m}; \quad (22)$$

$V_m = V_{sg} + V_{sL}$ – средняя скорость ГЖС, равная сумме приведенных скоростей газовой и жидкостной фаз; ρ_m – плотность ГЖС.

Постоянная k , согласно корреляции Calderbank (1958), определяется как

$$k = \left[0,725 + 4,15 \left(\frac{V_{sg}}{V_m} \right)^{1/2} \right]. \quad (23)$$

Продольный градиент давления в канале кольцевой формы в зоне входных отверстий газового сепаратора определяется по зависимости [4]

$$\frac{dP}{dz} = \frac{2f}{D_h} \rho_m V_m^2, \quad (24)$$

где $D_h = D_c - D_t$ – гидравлический диаметр, равный разности внутреннего диаметра эксплуатационной колонны D_c и внешнего диаметра НКТ D_t ; f – коэффициент гидравлического сопротивления ГЖС о стенки кольцевого канала, рассчитанный по методике, приведенной в [4].

Подставив уравнения (22) и (24) в (21), окончательно получим

$$d_p = \left[0,725 + 4,15 \left(\frac{V_{sg}}{V_m} \right)^{1/2} \right] \left(\frac{\sigma_L}{\rho_L} \right)^{3/5} \left(\frac{2V_m^3 f}{D_h} \right)^{2/5}. \quad (25)$$

На рис. 10 показаны результаты расчетов диаметра пузырьков газа по уравнению (25) при следующих исходных данных: дебите скважины $25 \text{ м}^3/\text{сут}$; газовом факторе $200 \text{ м}^3/\text{м}^3$; $D_c = 0,128 \text{ м}$; $D_t = 0,073 \text{ м}$; давлении насыщения

$P_b = 9 \text{ МПа}$; температуре на входе в газосепаратор $t = 60 \text{ }^\circ\text{C}$; плотности воды $\rho_w = 1020 \text{ кг/м}^3$; плотности нефти $\rho_o = 860 \text{ кг/м}^3$. При расчете приведенных скоростей V_{sg} и V_{sL} в зависимости от давления и температуры использовались РВТ корреляции в форме Стендинга. На рис. 11 при тех же исходных данных показана зависимость диаметра пузырька газа d_p от объемного содержания газовой фазы на входе в газовый сепаратор $\beta_{\text{вх}} = \frac{V_{sg}}{V_{sg} + V_{sL}}$.

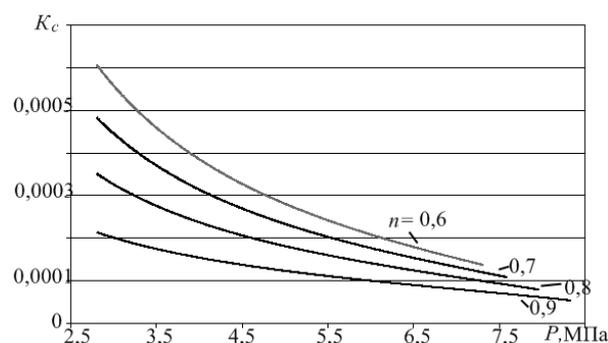


Рис. 10. Зависимость диаметра пузырьков газа d_p от давления на входе в газосепаратор при различной степени обводненности « n » перекачиваемого флюида

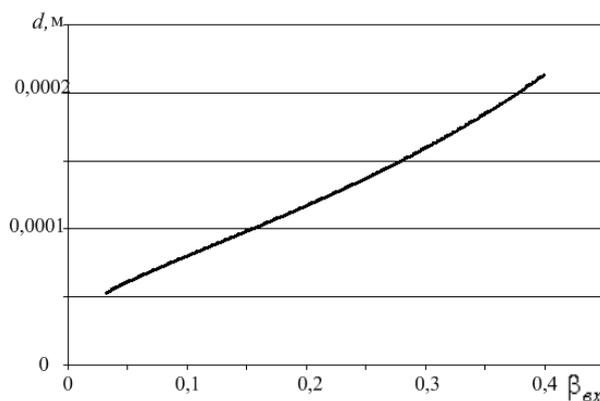


Рис. 11. Зависимость диаметра пузырьков газа d_p от объемного газосодержания на входе в газосепаратор

ВЫВОДЫ

1. Впервые разработана методика расчета коэффициента сепарации центробежного газосепаратора K_c , основанная на численном моделировании траекторий движения пузырьков газа в межлопаточном канале центрифуги.

2. Путем численного моделирования гидродинамической структуры течения ГЖС в межлопаточном канале центрифуги газосепаратора исследовано влияние на эффективность

сепарации газа в поле центробежных сил диаметра пузырьков газа d_p . Установлено, что при среднем диаметре пузырьков газа $d_p < 120$ мкм в уравнении (2) доминирующей является сила гидродинамического сопротивления в радиальном направлении, а при $d_p > 120$ мкм – центробежная сила. Это приводит к тому, что при работе газового сепаратора на мелкодисперсной ГЖС мелкие пузырьки газа концентрируются в поле центробежных сил как вдоль ступицы лопаточного барабана, так и в периферийной зоне лопаток. В то время как для случая грубодисперсной ГЖС практически все пузырьки газа концентрируются вдоль ступицы лопаточного барабана, тем самым обеспечивая высокий коэффициент сепарации центробежного газосепаратора.

3. Для проведения инженерных расчетов рабочих характеристик центробежных газосепараторов разработана аналитическая зависимость для определения коэффициента сепарации K_c .

4. Разработана методика, позволяющая по замеренным в поверхностных условиях параметрам ГЖС оценить диаметр пузырьков газа на входе в центробежный газосепаратор.

5. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных на примере газосепаратора ГСА5-1 показало, что погрешность расчета сепарационных характеристик по предложенной методике удовлетворяет требованиям инженерного расчета.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Игревский Л. В.** Повышение эффективности эксплуатации погружных насосно-эжекторных систем для добычи нефти: дис. канд. техн. наук. М., 2002. 216 с.
2. **Деньгаев А. В.** Повышение эффективности эксплуатации скважин погружными центробежными насосами при откачке газожидкостных смесей: дис. канд. техн. наук. М., 2005. 212 с.
3. **Васильев Ю. Н., Максудов Р. А., Башкиров А. И.** Экспериментальное изучение структуры нефтегазового потока в фонтанной скважине // Нефтяное хозяйство. 1961. № 4. С. 41–44.
4. **Marquez R.** Modeling Downhole Natural Separation: PhD dissertation, The University of Tulsa, Tulsa, Oklahoma, 2004. P. 187.
5. Патент РФ № 2027912. Способ откачивания жидкости скважинным насосом и газосепаратор скважинного центробежного насоса / авт. изобрет. П. Д. Ляпков [и др.]. М. кл Б 04 Б 13/10, Е 21 В 43/38, заявл. 28.02.1991, опубл. 27.01.1995, Б. И. № 3.

ОБ АВТОРАХ

Волков Максим Григорьевич, рук. проектного офиса ООО «РН-УфаНИПИнефть». Дипл. инженер по автоматизации (УГНТУ, 2001). Иссл. в обл. оптимизации процессов добычи нефти и газа.

Михайлов Валерий Германович, проф. каф. основ констр. механизмов и машин. Дипл. инженер-механик по гидравлическ. машинам (УАИ, 1985). Д-р техн. наук по тепл. двигателям (УГАТУ, 1999). Иссл. в обл. газовой динамики двигателей.

Петров Павел Валерьевич, доц. каф. приклад. гидромех. Дипл. магистр техники и технологии (УГАТУ, 2006). Канд. техн. наук по гидравлическ. машинам и гидропневмоагрегатам (УГАТУ, 2009). Иссл. в обл. систем автоматики летательн. аппаратов.