

УДК 622.323; 621.6.078

doi: 10.18698/0536-1044-2023-10-71-83

Совершенствование проточной части газосепараторов с использованием мультифазного коэффициента относительной скорости движения дискретных частиц

А.В. Трулев¹, С.Ф. Тимушев², В.О. Ломакин³, А.В. Клипов¹, Е.М. Шмидт¹¹ ООО «Римера-Алнас»² Московский авиационный институт (национальный исследовательский институт)³ МГТУ им Н.Э. Баумана

Improvement of the gas separator flow path using the multiphase coefficient of the discrete particles relative motion speed

A.V. Trulev¹, S.F. Timushev², V.O. Lomakin³, A.V. Klipov¹, E.M. Shmidt¹¹ Rimeria-Alnas LLC² Moscow Aviation Institute (National Research University)³ Bauman Moscow State Technical University

Проанализированы особенности течения пластовой жидкости, содержащей пузырьки свободного газа, в проточной части вихревого газосепаратора с подвижным шнеком. Выведены выражения для безразмерного мультифазного коэффициента относительной скорости сепарации дискретных частиц и мультифазного критерия подобия, позволяющие оценивать эффективность сепараторов газа и разрабатывать новые конструкции на основе ранее созданных высокоэффективных моделей. Выведенные уравнения позволяют определять основные геометрические размеры проточной части газосепаратора исходя из заданных радиальных размеров, номинального расхода и допускаемого содержания свободного газа на входе. Для полученных геометрических размеров проточной части газосепаратора можно построить зависимости коэффициента сепарации и допускаемого количества свободного газа на входе от угловой скорости вращения ротора, расхода и физических свойств мультифазной смеси.

Ключевые слова: газосепаратор вихревого типа, механические примеси, проточная часть, мультифазный коэффициент, относительная скорость движения, мультифазный коэффициент быстроходности

The paper analyzes features of the flowing formation fluid that contains free gas bubbles in the flow part of a vortex-type separator with the movable screw. Expressions are derived for a dimensionless multiphase coefficient of the discrete particles relative separation rate and the multiphase similarity criterion, which are making it possible to evaluate the gas separator efficiency, design and develop new devices based on the previously created highly efficient models. The derived equations allow determining the main geometric dimensions of the gas separator flow part based on the given radial dimensions, nominal flow rate and permissible content of free gas at the inlet. For the obtained geometric dimensions of the gas separator flow

part, it becomes possible to construct dependences of the separation coefficient and the permissible amount of free gas at the inlet on the rotor rotation speed, flow rate and physical properties of the multiphase mixture.

Keywords: vortex-type gas separator, mechanical impurities, flow part, multiphase coefficient, relative speed, multiphase speed coefficient

Для увеличения коэффициента извлечения нефти снижают забойное давление, вследствие чего повышается содержание свободного газа (СГ) и механических примесей на входе в электроцентробежный насос (далее насос) [1–3].

Технологии эксплуатации добычи мультифазных смесей (МФС) постоянно совершенствуются, растет наработка оборудования [4–6].

При высоком содержании СГ на входе в насос существенно снижаются подача рабочей среды (РС), его напор и коэффициент полезного действия (КПД). Работа насоса становится неустойчивой, происходят колебания подачи, давления РС и мощности, что приводит к увеличению вибрации погружной установки и, соответственно, к низкой наработке. При дальнейшем повышении содержания СГ образуется газовая пробка и происходит срыв подачи.

Чтобы исключить деградацию напорной и энергетических характеристик в нефтедобывающих скважинах с высоким содержанием СГ и повысить эффективность насоса, на входе в погружную установку устанавливают газосепаратор (ГС). Его задача — защитить погружной насос от попадания СГ путем сепарации от основного потока и доставки в затрубное пространство. Схема вихревого ГС [7] приведена на рис. 1.

Оборудование для эффективной добычи пластовой жидкости в условиях высокого содержания механических примесей и СГ описано в работах [8–14].

Вопросы течения потока в лопастных решетках рассмотрены в публикациях [15–26].

Результаты исследования течения жидкой и мультифазной сред численными методами приведены в статьях [27–38].

В работах [9, 10, 13] проанализированы конструктивные схемы известных аналогов ГС.

Разработаны вихревые и центробежные ГС со сменными элементами проточной части [8–10], сменными шнеками, на определенные диапазоны подачи РС, которые по сепарирующим свойствам и надежности превосходят аналоги.

Вопросы, связанные с методикой испытаний, рассмотрены в статьях [11, 12, 14].

Цель работы — проанализировать особенности течения МФС в проточной части вихревого ГС с использованием мультифазного коэффициента относительной скорости движения дискретных частиц (ДЧ) и представить возникающие при этом возможности по совершенствованию конструкций.

Моделирование МФС с ДЧ. Уравнение баланса сил, действующих на ДЧ при установившемся течении потока, запишем как

$$\frac{1}{6} \pi d_d^3 (\rho_d \Sigma \mathbf{F} - \text{grad } p) - \mathbf{F}_r = 0.$$

Здесь d_d и ρ_d — диаметр и плотность ДЧ; $\Sigma \mathbf{F}$ — сумма ускорений массовых сил, действующих на ДЧ; p — давление МФС; \mathbf{F}_r — сила сопротивления движению ДЧ,

$$\mathbf{F}_r = -4\pi \rho_{\text{ж}} \nu d_d \Delta \nu,$$

где $\rho_{\text{ж}}$ и ν — плотность и кинематическая вязкость жидкости; $\Delta \nu$ — скорость движения ДЧ относительно скорости течения жидкой фазы в меридиональном направлении.

С учетом того, что в сепарационной камере в радиальном направлении действует только центробежная сила, для внутреннего радиуса отвода дегазированной жидкости запишем

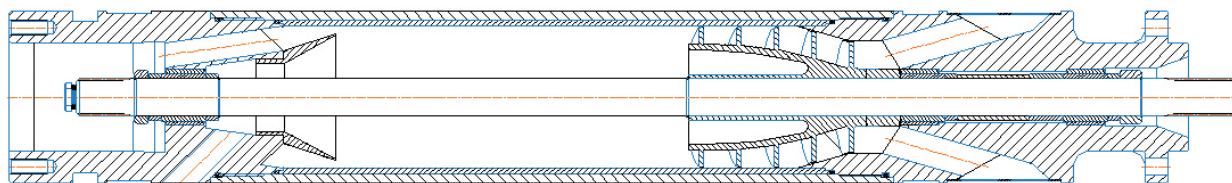


Рис. 1. Схема вихревого ГС

$$\frac{\Delta p}{\Delta R} = \rho_m \frac{v_{i \text{ отв}}^2}{R_{\text{отв}}}, \quad \approx \frac{u_{2\text{cp}}^2}{g} - \frac{u_{2\text{cp}} \text{ctg} \beta_{2\text{л}}}{g S_{m2}} Q, \quad (2)$$

где Δp — изменение давления МФС в проточной части шнека в цилиндрической системе координат в зависимости от радиуса R и длины L положения ДЧ на линии тока в проточной части; ΔR — изменение радиуса точки на средней линии проточной части в рабочем колесе; ρ_m — плотность МФС; $v_{i \text{ отв}}$ — окружная составляющая скорости движения жидкости с ДЧ на радиусе отвода $R_{\text{отв}}$.

В итоге получаем

$$\Delta v_{\text{отв}} = \frac{d_d^2 (\rho_m - \rho_d) v_{i \text{ отв}}^2}{24 \nu \rho_m R_{\text{отв}}}, \quad (1)$$

где $\Delta v_{\text{отв}}$ — скорость движения ДЧ относительно скорости течения потока в радиальном направлении на радиусе отвода (далее относительная скорость движения ДЧ на радиусе отвода).

Окружная составляющая абсолютной скорости течения потока на выходе из шнека

$$v_{i \text{ шн}2\text{cp}} = u_{2\text{cp}} - v_{m2} \text{ctg} \beta_{\text{л}} = \omega R_{\text{шн}2\text{cp}} - \frac{Q}{S_{m2}} \text{ctg} \beta_{2\text{л}},$$

где $u_{2\text{cp}}$ и v_{m2} — окружная и меридиональная скорость течения потока на выходе из шнека; $\beta_{\text{л}}$ — угол наклона лопастей в лопастной решетке шнека; ω — угловая скорость вращения ротора; $R_{\text{шн}2\text{cp}}$ — средний радиус лопастей на выходе из шнека; Q — расход МФС; S_{m2} — площадь меридионального сечения на выходе из шнека; $\beta_{2\text{л}}$ — угол наклона лопастей на выходе из шнека.

Средний радиус лопастей на выходе из шнека

$$R_{\text{шн}2\text{cp}} = \frac{R_{\text{л.шн}2} + R_{\text{вт.шн}2}}{2},$$

где $R_{\text{л.шн}2}$ и $R_{\text{вт.шн}2}$ — наружный радиус лопастей и радиус втулки на выходе из шнека.

Площадь меридионального сечения на выходе из шнека

$$S_{m2} = \pi (R_{\text{с.к}}^2 - R_{\text{вт.шн}2}^2),$$

где $R_{\text{с.к}}$ — наружный диаметр сепарационной камеры.

Теоретический напор шнека

$$H_{\text{шн.т}} = \frac{u_{2\text{cp}} v_{i \text{ шн}2\text{cp}}}{g} - \frac{u_{1\text{cp}} v_{i \text{ шн}1\text{cp}}}{g} \approx$$

где g — ускорение свободного падения; $u_{1\text{cp}}$ — окружная скорость течения потока на входе в шнек; $v_{i \text{ шн}1\text{cp}}$ — окружная составляющая абсолютной скорости течения потока на входе в шнек.

Действительный напор шнека

$$H_{\text{шн}} = K_{\text{г}} \frac{u_{2\text{cp}} v_{i \text{ шн}2\text{cp}}}{g},$$

где $K_{\text{г}}$ — гидравлический КПД, значение которого можно уточнить исходя из результатов численного или физического эксперимента, $K_{\text{г}} \approx 0,45 \dots 0,55$.

Тогда окружная составляющая абсолютной скорости течения потока на выходе из шнека

$$v_{i \text{ шн}2\text{cp}} = K_{\text{г}} (u_{2\text{cp}} - v_{m2} \text{ctg} \beta_{2\text{л}}) = K_{\text{г}} \left(\omega R_{\text{шн}2\text{cp}} - \frac{Q}{S_{m2}} \text{ctg} \beta_{2\text{л}} \right).$$

Для увеличения напора шнека и, соответственно, эффективности сепарации целесообразно иметь рабочее колесо с увеличивающимся радиусом ступицы, особенно для больших радиальных размеров корпуса ГС.

На уровне нижнего радиуса отвода дегазированной жидкости $R_{\text{отв}}$ окружная составляющая движения жидкости с ДЧ

$$v_{i \text{ отв}} = v_{i \text{ шн}2\text{cp}} \frac{R_{\text{шн}2\text{cp}}}{R_{\text{отв}}} = K_{\text{г}} \left(\omega R_{\text{шн}2\text{cp}} - \frac{Q}{S_{m2}} \text{ctg} \beta_{2\text{л}} \right) \frac{R_{\text{шн}2\text{cp}}}{R_{\text{отв}}}. \quad (3)$$

В этом случае относительная скорость движения ДЧ на радиусе отвода

$$\Delta v_{\text{отв}} = \frac{d_d^2 (\rho_m - \rho_d) K_{\text{г}}^2}{24 \nu \rho_m R_{\text{отв}}} \times \left(\omega^2 R_{\text{шн}2\text{cp}}^2 - \frac{2Q\omega R_{\text{шн}2\text{cp}} \text{ctg} \beta_{2\text{л}}}{S_{m2}} + \frac{Q^2 \text{ctg}^2 \beta_{2\text{л}}}{S_{m2}^2} \right) \times \left(\frac{R_{\text{шн}2\text{cp}}}{R_{\text{отв}}} \right)^2.$$

Условия сепарации ДЧ, расчет геометрических размеров проточной части сепарационной камеры.

Скорость течения потока на радиусе отвода в радиальном направлении

$$v_{r \text{ отв}} = \frac{Q}{2\pi R_{\text{отв}} L_{\text{с.к}}}, \quad (4)$$

где $L_{\text{с.к}}$ — длина сепарационной камеры, равная расстоянию между выходом из шнека и входом в отвод для дегазированной жидкости.

Чтобы ДЧ с координатой положения на радиусе $R_{\text{отв}}$ не попала в отвод, относительная скорость движения должна быть больше либо равна радиальной скорости течения потока, т. е.

$$\Delta v_{\text{отв}} \geq v_{r \text{ отв}}.$$

В этом случае пузырек газа будет двигаться от периферии к центру. Если относительная скорость движения пузырька газа будет равна абсолютной скорости течения потока газожидкостной смеси (ГЖС) в направлении от периферии к центру, то ее положение относительно $R_{\text{отв}}$ не изменится.

Поделив относительную скорость движения ДЧ на скорость течения ГЖС в радиальном направлении на радиусе отвода $v_{r \text{ отв}}$, получим

$$k_{ms} = \frac{\Delta v_{\text{отв}}}{v_{r \text{ отв}}} = \frac{d_d^2 (\rho_m - \rho_d) \pi L_{\text{с.к}} K_\Gamma^2 \left(\frac{R_{\text{шн2ср}}}{R_{\text{отв}}} \right)^2 \times \left(\frac{\omega^2 R_{\text{шн2ср}}^2}{Q} - \frac{2\omega R_{\text{шн2ср}} \text{ctg} \beta_{2\text{л}}}{S_{m2}} + \frac{Q \text{ctg} \beta_{2\text{л}}^2}{S_m^2} \right), \quad (5)$$

где k_{ms} — безразмерный мультифазный коэффициент относительной скорости сепарации ДЧ.

Можно ввести уточняющие коэффициенты. Чем больше коэффициент k_{ms} , тем лучше работает ГС и выше коэффициент сепарации. По сути, k_{ms} определяет коэффициент сепарации.

Безразмерный мультифазный коэффициент относительной скорости сепарации ДЧ

$$k_{ms} = \frac{K_{s1}}{Q} - K_{s2} + \frac{Q}{K_{s3}},$$

где K_{s1} , K_{s2} , K_{s3} — коэффициенты.

При условии, что $k_{ms} = 1$, в насос могут попасть лишь пузырьки в кольце между внешним радиусом сепарационной камеры и радиусом отвода.

Коэффициент отвода равен отношению площади кольца между радиусом отвода $R_{\text{отв}}$ и радиусом вала $R_{\text{в}}$ к площади сепарационной камеры:

$$k_{\text{отв}} = \frac{R_{\text{отв}}^2 - R_{\text{в}}^2}{R_2^2 - R_{\text{в}}^2}.$$

Коэффициент сепарации

$$K_s = \frac{\Delta v_{\text{отв}}}{v_{r \text{ отв}}} k_{\text{отв}} = k_{ms} k_{\text{отв}} \quad (6)$$

или

$$K_s = \frac{d_d^2 (\rho_m - \rho_d) \pi L_{\text{с.к}} K_\Gamma^2 \left(\frac{R_{\text{шн2ср}}}{R_{\text{отв}}} \right)^2 \left(\frac{\omega^2 R_{\text{шн2ср}}^2}{Q} - \frac{2\omega R_{\text{шн2ср}} \text{ctg} \beta_{2\text{л}}}{S_{m2}} + \frac{Q \text{ctg} \beta_{2\text{л}}^2}{S_m^2} \right) \frac{R_{\text{отв}}^2 - R_{\text{в}}^2}{R_2^2 - R_{\text{в}}^2}. \quad (7)$$

Можно записать условие

$$\Delta v_{\text{отв}} \geq v_{r \text{ отв}} \frac{K_s}{k_{\text{отв}}}.$$

Целесообразно использовать коэффициент запаса $K_{\text{зап}}$, который уточняют по результатам численного или физического эксперимента:

$$\Delta v_{\text{отв}} \geq v_{r \text{ отв}} \frac{K_s}{k_{\text{отв}}} K_{\text{зап}}.$$

Тогда формула (6) приобретает вид

$$K_s = K_{\text{зап}} \frac{\Delta v_{\text{отв}}}{v_{r \text{ отв}}} k_{\text{отв}}. \quad (8)$$

Коэффициент сепарации K_s позволяет оценить эффективность сепарации газа, твердых и жидких частиц, плотность которых отличается от таковой для основной жидкости.

Если речь идет только о сепарации газа, плотность которого при малом давлении пренебрежимо меньше, чем у МФС, то формулу (7) можно упростить следующим образом:

$$K_s = K_{\text{зап}} \frac{d_d^2 \pi L_{\text{с.к}} K_\Gamma^2 (\rho_m - \rho_d)}{12v \rho_{\text{ж}}} \left(\frac{R_{\text{шн2ср}}}{R_{\text{отв}}} \right)^2 \times \left(\frac{\omega^2 R_{\text{шн2ср}}^2}{Q} - \frac{2\omega R_{\text{шн2ср}} \text{ctg} \beta_{2\text{л}}}{S_{m2}} + \frac{Q \text{ctg} \beta_{2\text{л}}^2}{S_m^2} \right) \times \frac{R_{\text{отв}}^2 - R_{\text{в}}^2}{R_2^2 - R_{\text{в}}^2}. \quad (9)$$

Малые давления МФС имеют место при стендовых испытаниях ГС. Для оценки работы в реальной скважине следует использовать формулы (7) и (8).

Содержание газа в долях единиц у входа в ГС — это отношение объемного расхода газа $Q_{\text{г.вх}}$ к объемному расходу ГЖС $Q_{\text{г.вх}} + Q_{\text{ж}}$ ($Q_{\text{ж}}$ — объемный расход жидкости), поступающей на вход ГС:

$$\beta_{\text{вх}} = \frac{Q_{\text{г.вх}}}{Q_{\text{г.вх}} + Q_{\text{ж}}}.$$

Остаточное содержание газа потока ГЖС, поступающей из ГС на вход в погружной насос, представляет собой отношение объемного расхода газа $Q_{г.ост}$ к объемному расходу ГЖС $Q_{г.ост} + Q_{ж}$:

$$\beta_{ост} = \frac{Q_{г.ост}}{Q_{г.ост} + Q_{ж}}$$

Коэффициент сепарации ГС в долях единиц характеризует отношение объемного расхода, отсепарированного ГС газа, к общему объемному расходу газа на приеме ГС:

$$K_s = \frac{Q_{г.вх} - Q_{г.ост}}{Q_{г.вх}}$$

Остаточное содержание газа и коэффициент сепарации связаны соотношением

$$Q_{г.ост} = Q_{г.вх} (1 - K_s).$$

Также можно записать

$$K_s = \frac{\beta_{вх} - \beta_{ост}}{\beta_{вх} - \beta_{вх}\beta_{ост}}$$

Из этой формулы получаем следующую зависимость допускаемого содержания СГ на входе в ГС от заданного остаточного содержания СГ и коэффициента сепарации:

$$\beta_{вх} = \frac{\beta_{ост}}{1 - K_s (1 - \beta_{ост})} \tag{10}$$

Например, если на выходе из ГС $\beta_{ост} = 0,25$, то допускаемое содержание СГ на входе в ГС

$$\beta_{вх} = \frac{0,25}{1 - 0,75K_s}$$

Согласно техническим требованиям основных российских нефтяных компаний, ГС должен обеспечивать стабильную работу погруж-

ного насоса при содержании газа на приеме не менее 55 %. При этом допускается остаточное содержание СГ на входе в насос и, соответственно, на выходе из ГС $\beta_{ост} = 0,25$. Тогда коэффициент сепарации $K_s = 0,73$.

Исходя из заданных радиальных размеров, номинального расхода МФС и допускаемого содержания СГ на входе в ГС, и соответственно допускаемого коэффициента сепарации, с помощью формулы (9) можно определить угол наклона лопастей на выходе из шнека.

После этого, подставив в формулу (9) значение угла наклона лопастей на выходе из шнека, можно построить зависимость коэффициента сепарации от расхода МФС для ГС, в котором размеры всех элементов конструкции определены, в том числе для разной скорости вращения ротора.

Используя формулу (10), можно получить зависимость допускаемого содержания СГ на входе в ГС от расхода МФС на основе коэффициента сепарации при заданном остаточном содержании газа на выходе из ГС.

Для большей наглядности при вычислении коэффициента сепарации K_s вместо выражения (9) можно использовать формулы (1), (3), (4) и (6).

Зависимости коэффициента сепарации K_s и допускаемого содержания СГ на входе в ГС $\beta_{вх}$ от расхода Q и физических свойств МФС приведены на рис. 2. Полученные данные с допускаемой точностью совпадают с реальными характеристиками.

Так как эффективность сепарации зависит от диаметра пузырьков газа в квадрате, необходимо снизить диспергирующие свойства проточной части ГС и (по возможности) ввести элементы — укрупняющие пузырьки СГ.

При максимальном расходе МФС напор шнека равен нулю, и согласно формуле (2),

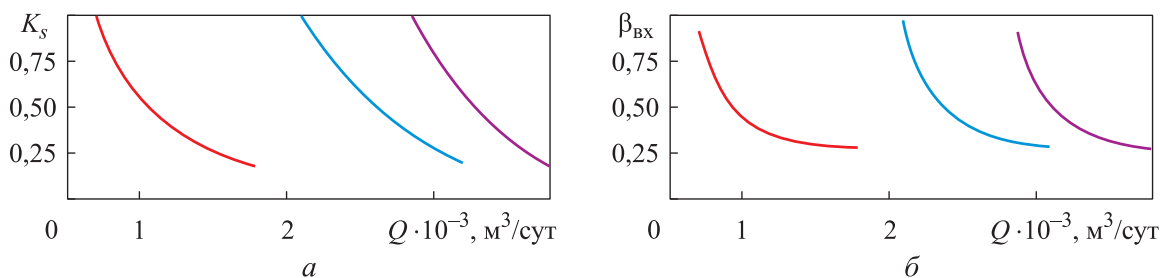


Рис. 2. Зависимости коэффициента сепарации K_s (а) и допускаемого содержания СГ на входе в ГС $\beta_{вх}$ (б) от расхода Q МФС при остаточном содержании СГ на выходе из ГС $\beta_{ост} = 0,25$ и диаметре пузырьков $d_{п} = 20$ (—), 60 (—) и 100 мкм (—)

максимальную подачу можно оценить по формуле

$$Q_{\max} = u_{\text{ср}} S_m \operatorname{tg} \beta_{\text{л}}.$$

Максимальный напор шнека при нулевом расходе МФС

$$H_{\text{шн max}} = K_{\Gamma} \frac{u_{\text{ср}}^2}{g}.$$

Давление ГЖС на выходе из шнека, в сепарационной камере отличается от давления на выходе из ГС на величину потерь в головке (рис. 3). В головке технологически сложно сделать гидравлически совершенные каналы для отвода дегазированной жидкости, так как они пересекаются с отверстиями для отвода СГ. Существуют ограничения по допустимой стоимости изделия. Поэтому давления могут заметно различаться. Следует отметить, что на эффективность сепарации влияет давление ГЖС на выходе из шнека, в сепарационной камере, хотя обычно при стендовых испытаниях измеряют давление на выходе из ГС.

Исходя из целесообразности максимального повышения коэффициента сепарации и сохраняя гидравлические потери на приемлемом уровне, можно использовать соотношение

$$K_{\text{отв}} = 0,75 \dots 0,85.$$

В работе [39] длину сепарационной камеры рекомендовано принять, равной

$$L_{\text{с.к}} = 2,0 \dots 2,5 D_{\text{шн}},$$

где $D_{\text{шн}}$ — диаметр шнека на выходе.

Расчет геометрических размеров проточной части шнека. Для ДЧ в проточной части шнека формула (1) приобретает вид

$$\Delta v = \frac{d_d^2}{24\nu_{\text{ж}}} \frac{(\rho_d - \rho_m)}{\rho_m} \frac{\Delta p(L, R)}{\Delta L},$$

где L — длина шнека.

По аналогии с формулой (5), определяющей для сепарационной камеры мультифазный коэффициент относительной скорости сепарации ДЧ, для проточной части шнека запишем

$$k_{\text{ms}} = \frac{\Delta v}{v_m} = \frac{d_d^2 (\rho_m - \rho_d)}{24\nu_{\text{ж}} \rho_m v_m} \frac{\Delta p(L, R)}{\Delta L}.$$

Здесь v_m — меридиональная скорость течения мультифазного потока; $\Delta p(L, R)$ — изменение давления МФС в проточной части шнека в цилиндрической системе координат в зависимо-

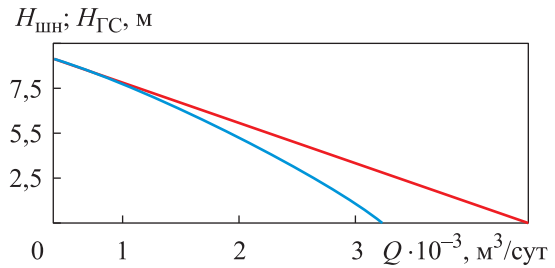


Рис. 3. Зависимости напоров шнека $H_{\text{шн}}$ в сепарационной камере (—) и ГС $H_{\text{ГС}}$ от расхода МФС Q

сти от радиуса R и длины L положения ДЧ на линии тока в проточной части,

$$\Delta p = \frac{\rho_m}{2} (u^2 - w^2),$$

где u и w — окружная и относительная скорость движения ДЧ.

При условии примерного равенства меридиональной скорости мультифазного потока по всей длине проточной части лопастной решетки шнека коэффициент относительной скорости сепарации ДЧ имеет вид

$$k_{\text{ms}} = \frac{d_d^2 (\rho_m - \rho_d)}{48\nu_{\text{ж}} v_m} \frac{\omega^2 \Delta R^2 - v_m^2 \Delta \left(\frac{1}{\sin \beta_{\text{л}}} \right)^2}{\Delta L},$$

где $v_m / \sin \beta_{\text{л}} = w$.

Принимая, что вклад в изменение давления МФС вследствие увеличения радиуса средней линии проточной части составляет $K \Delta p$, где коэффициент $K \leq 1$, запишем

$$\begin{cases} \Delta(R^2) = K K_{\text{шнR}} \Delta L; \\ K_{\text{шнR}} = \frac{1}{(K_{\text{дисп}} d d_d)^2 \omega^2} \frac{48\nu_{\text{ж}} v_{m \text{ шн}} k_{\text{ms}}}{(\rho_m - \rho_d)}; \\ -\Delta \left(\frac{1}{\sin \beta_{\text{л.шн}}} \right)^2 = (1 - K) K_{\text{шн}\beta} \Delta L; \\ K_{\text{шн}\beta} = \frac{1}{(K_{\text{дисп}} d d_d)^2} \frac{48\nu_{\text{ж}} k_{\text{ms}}}{(\rho_m - \rho_d) v_{m \text{ шн}}}, \end{cases} \quad (11)$$

где $v_{m \text{ шн}}$ — меридиональная скорость течения потока на выходе из шнека; $K_{\text{шнR}}$, $K_{\text{шн}\beta}$ — коэффициенты.

Как показывают результаты расчетов и анализа существующих шнеков для ГС,

$$2 < K_{\text{шнR}} < 40.$$

Чем меньше коэффициент $K_{\text{шнR}}$, тем длиннее проточная часть, меньше напор шнека и увеличение давления РС на единицу длины.

Соответственно, при той же меридиональной скорости потока выше допустимое содержание СГ, однако больше монтажная длина и стоимость насоса. При больших значениях коэффициента $K_{\text{шн}R}$ ГС хуже работает на ГЖС, но меньше монтажная длина и стоимость.

Как следует из первого уравнения системы (11), чтобы сохранить коэффициент k_{ms} постоянным и равным заданному оптимальному значению, для большей части области лопастной решетки изменение радиуса точки на средней линии проточной части в рабочем колесе ΔR от его изменения на оси ΔL должно протекать по параболическому закону.

Аналогичным образом должно меняться значение угла наклона лопастей на выходе из шнека $\beta_{2л}$.

При соблюдении этих закономерностей изменение средней линии проточной части происходит по параболе, осью которой является ось шнека, выполняется оптимальное соотношение между силой от градиента давления, которая выталкивает пузырьки газа на вход шнека и силой трения, пропорциональной скорости потока.

Пузырьки газа проходят через проточную часть без образования газовых пробок и срыва подачи, рабочее колесо имеет высокие напор и КПД.

Конус на входе нужен, чтобы устранить обратные токи, возникающие при расходе более чем в 2 раза меньше ее подачи, соответствующей режиму безударного входа жидкости на лопасти шнека. Для шнеков постоянного хода плавный вход соответствует максимальной подаче МФС, для шнеков переменного хода — оптимальной подаче.

Диагональный вход, при котором наружный диаметр лопастей на входе меньше, чем на выходе, в отличие от осевого входа, при котором диаметры равны, позволяет сделать равномерной меридиональную скорость по всей длине проточной части, увеличить угол на входе и, соответственно, уменьшить диффузорность лопастной решетки шнека. Благодаря этому увеличивается гидравлический КПД рабочего колеса.

При необходимости использования шнека с большими углами наклона лопастей на выходе можно использовать конструкцию, описанную в работах [8–11, 40].

На входе в ГС устанавливают низконапорный шнек с малыми углами наклона лопастей

для подвода МФС. На выходе из этого шнека располагают направляющий аппарат с конусообразной проточной частью, на выходе из которого, на входе в сепарационную камеру, устанавливают шнек с большими углами наклона лопастей, для сепарации пластовой жидкости.

Локальные мультифазные коэффициенты. Для подобных ГС, работающих на одинаковых МФС, можно записать

$$m = \frac{1}{v_m} \frac{\Delta H_m}{\Delta L} = k_{ms} \frac{12v\rho_{ж}}{K_{\text{зап}}K_r (K_{\text{диск}} d d_d)^2 (\rho_m - \rho_d) g},$$

где m — локальный мультифазный коэффициент подобия (по сути, равный коэффициенту сепарации без учета физико-химических свойств МФС) — величина, обратная допустимой меридиональной скорости при заданном увеличении напора на характерной длине; ΔH_m — изменение напора на характерном участке ΔL .

Исходя из выражения (9), можно записать

$$m = \frac{L_{с.к}}{g} \left(\frac{R_{\text{шн}2\text{ср}}}{R_{\text{отв}}} \right)^2 \left(\frac{\omega^2 R_{\text{шн}2\text{ср}}^2}{Q} - \frac{2\omega R_{\text{шн}2\text{ср}} \text{ctg} \beta_{2л}}{S_{m2}} + \frac{Q \text{ctg} \beta_{2л}^2}{S_m^2} \right) \frac{R_{\text{отв}}^2 - R_1^2}{R_2^2 - R_1^2}.$$

Локальный мультифазный коэффициент быстроходности, позволяющий отслеживать изменение напора при работе на МФС на характерных участках, определяется выражением

$$n_m = \frac{n\sqrt{Q}}{\Delta H_m^{3/4}},$$

где n — частота вращения ротора.

Выводы

1. С использованием мультифазного коэффициента относительной скорости движения ДЧ выведены уравнения, позволяющие:

- определять основные геометрические размеры проточной части ГС исходя из заданных радиальных размеров, номинального расхода МФС, допустимого содержания СГ на входе;
- строить зависимости коэффициента сепарации и допустимого количества СГ на входе от расхода, скорости вращения ротора и физических свойств МФС для полученных геометрических размеров проточной части ГС.

2. Для увеличения напора шнека и эффективности сепарации целесообразно иметь рабочее колесо с увеличивающимся радиусом ступицы, особенно при больших радиальных размерах корпуса ГС.

3. Диагональный вход, при котором наружный диаметр лопастей на входе меньше, чем на выходе, в отличие от осевого входа, при котором диаметры равны, позволяет сделать равномерной меридиональную скорость по всей

длине проточной части, увеличить угол на входе и, соответственно, уменьшить диффузность лопастной решетки шнека. Благодаря этому возрастает гидравлический КПД рабочего колеса.

4. Для повышения энергоэффективности и коэффициента сепарации целесообразно приблизить радиус отвода к внешнему радиусу сепарационной камеры.

Литература

- [1] Дроздов А.Н. *Технология и техника добычи нефти погружными насосами в осложненных условиях*. Москва, МАКС Пресс, 2008. 309 с.
- [2] Деньгаев А.В. *Повышение эффективности эксплуатации скважин погружными центробежными насосами при откачке газожидкостных смесей*. Дисс. ... канд. тех. наук. Москва, РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2005. 212 с.
- [3] Агеев Ш.Р., Григорян Е.Е., Макиенко Г.П. *Российские установки лопастных насосов для добычи нефти и их применение*. Пермь, Пресс-Мастер, 2007. 645 с.
- [4] Вахитова Р.И., Сарачева Д.А., Уразаков Д.Р. и др. *Повышение эффективности работы погружных электроцентробежных установок при добыче нефти с высоким газосодержанием*. Альметьевск, АГНИ, 2019. 104 с.
- [5] Якимов С.Б., Шпортко А.А., Шалагин Ю.Ю. О путях повышения надежности газосепараторов ЭЦН на месторождениях ПАО «НК «Роснефть». *Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса*, 2017, № 1, с. 33–39.
- [6] Якимов С.Б. О возможностях оптимизации классов износоустойчивости электроцентробежных насосов на месторождениях ПАО «Оренбургнефть». *Научно-технический вестник ОАО «НК «Роснефть»*, 2015, № 3, с. 85–92.
- [7] Трулев А.В., Клипов А.В., Макарова Н.А. *Способ добычи пластовой жидкости с содержанием газа и абразивных частиц и погружная установка с насосом и газосепаратором для его осуществления*. Патент РФ 2774343. Заявл. 26.09.2021, опубл. 17.06.2022.
- [8] Трулев А.В., Логинов В.Ф., Горбунов С.И. и др. Разработка и опытно-промышленное внедрение погружных УЭЦН концептуально новой конструкции для эксплуатации малодебитных скважин с высоким содержанием свободного газа и механических примесей. В: *Сборник работ лауреатов Международного конкурса научно-технических и инновационных разработок, направленных на развитие топливно-энергетической и добывающей отрасли*. Москва, Формат, 2019, с. 307–310.
- [9] Trulev A., Verbitsky V., Timushev S. et al. Electrical submersible centrifugal pump units of the new generation for the operation of marginal and inactive wells with a high content of free gas and mechanical impurities. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2019, vol. 492, art. 012041, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/492/1/012041>
- [10] Trulev A., Timushev S., Lomakin V. Conceptual features of improving the flow-through parts of gas separators of submersible electric pumps systems for the production of formation fluid in order to improve the separating properties, energy efficiency and reliability. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012036, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012036>
- [11] Трулев А.В., Тимушев С.Ф., Шмидт Е.М. Особенности стендовых испытаний газосепараторов установок погружных электроцентробежных насосов для добычи нефти. *Нефть. Газ. Новации*, 2020, № 7, с. 59–66.
- [12] Трулев А.В., Тимушев С.Ф., Ломакин В.О. Концептуальные особенности методики стендовых испытаний газосепараторов установок погружных электроцентробежных насосов для добычи нефти. *Насосы. Турбины. Системы*, 2020, № 2, с. 11–27.
- [13] Трулев А.В., Тимушев С.Ф., Ломакин В.О. и др. Проблемы разработки месторождений тяжелых нефтей со сложными геологическими условиями и пути их решения. *Нефть. Газ. Новации*, 2020, № 2, с. 55–60.

- [14] Трулев А.В., Шмидт Е.М. Методологические особенности стендовых испытаний газосепараторов установок погружных электроцентробежных насосов для добычи нефти. *Вестник МАИ*, 2021, т. 28, № 3, с. 73–80, doi: <https://doi.org/10.34759/vst-2021-2-73-80>
- [15] Ляпков П.Д. Движение сферической частицы относительно жидкости в межлопаточном канале рабочего колеса центробежного насоса. *Труды МИНХ и ГП*, 1977, № 129, с. 3–36.
- [16] Яковлев А.А., Тимушев С.Ф., Ципенко А.В. Исследование работы осевого вентилятора в программном комплексе FlowVision. *Вестник МАИ*, 2011, т. 18, № 6, с. 35–38.
- [17] Гордеев В.А., Тимушев С.Ф., Фирсов В.П. и др. Численное исследование поведения жидкости в баках ракет-носителей. *Вестник МАИ*, 2011, т. 18, № 1, с. 47–53.
- [18] Achour L., Speclin M., Belaidi I. et al. Numerical study of the performance loss of a centrifugal pump carrying emulsion. *E3S Web Conf.*, 2021, vol. 321, art. 01010, doi: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202132101010>
- [19] Achour L., Speclin M., Belaidi I. et al. Numerical assessment of the hydrodynamic behavior of a volute centrifugal pump handling emulsion. *Entropy*, 2022, vol. 24, no. 2, art. 221, doi: <https://doi.org/10.3390/e24020221>
- [20] Valdés J.P., Asuaje M., Ratkovich N. Study of an ESP's performance handling liquid-liquid flow and unstable O-W emulsions part II: coupled CFD-PBM modelling. *J. Pet. Sci. Eng.*, 2021, vol. 198, art. 108227, doi: <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2020.108227>
- [21] Banjar H., Zhang H.Q. Experiments and emulsion rheology modeling in an electric submersible pump. *Proc. Int. Petroleum Technology Conf.*, 2019, paper IPTC-19463-MS, doi: <https://doi.org/10.2523/iptc-19463-ms>
- [22] Трулев А.В., Шерстюк А.Н. К расчету течения двухкомпонентных смесей в насосах и газосепараторах. *Химическое и нефтяное машиностроение*, 2000, № 8, с. 36–38.
- [23] Трулев А.В., Ломакин В.О., Клиндух И.В. и др. Конструктивные особенности лопастных решеток рабочих колес, перекачивающих газожидкостные смеси, позволяющие снизить объем газовых каверн. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 9, с. 73–84, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2022-9-73-84>
- [24] Кутателадзе С.С., Стырикович М.А. *Гидравлика газожидкостных систем*. Москва-Ленинград, Госэнергоиздат, 1958. 231 с.
- [25] Тонг Л. *Теплоотдача при кипении и двухфазное течение*. Москва, Мир, 1968. 344 с.
- [26] Подвидз Л.Г., ред. *Методическое пособие по расчету шнеко-центробежной ступени насоса*. Москва, Изд-во МВТУ им Н.Э. Баумана, Москва, 1975. 64 с.
- [27] Zhu J., Zhu H., Cao G. et al. A new mechanistic model for oil-water emulsion rheology and boosting pressure prediction in electrical submersible pumps ESP. *Proc. SPE Annual Technical Conf. and Exhibition*, 2019, art. SPE-196155-MS, doi: <https://doi.org/10.2118/196155-ms>
- [28] Zhu J., Zhu H., Cao G. et al. A new mechanistic model to predict boosting pressure of electrical submersible pumps ESPs under high-viscosity fluid flow with validations by experimental data. *Proc. SPE Gulf Coast Section Electric Submersible Pumps Symp.*, 2019, art. SPE-194384-MS, doi: <https://doi.org/10.2118/194384-ms>
- [29] Zhang M., Dabirian R., Mohan R.S. et al. Effect of shear and water cut on phase inversion and droplet size distribution in oil-water flow. *J. Energy Resour. Technol.*, 2019, vol. 141, no. 3, art. 032905, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4041661>
- [30] Lomakin V.O., Chaburko P.S., Kuleshova M.S. Multi-criteria optimization of the flow of a centrifugal pump on energy and vibroacoustic characteristics. *Procedia Eng.*, 2017, vol. 176, pp. 476–482, doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.02.347>
- [31] Lomakin V.O., Kuleshova M.S., Bozh'eva S.M. Numerical modeling of liquid flow in a pump station. *Power Technol. Eng.*, 2016, vol. 49, no. 5, pp. 324–327, doi: <https://doi.org/10.1007/s10749-016-0623-9>
- [32] Lomakin V.O., Kuleshova M.S., Kraeva E.A. Fluid flow in the throttle channel in the presence of cavitation. *Procedia Eng.*, 2015, vol. 106, pp. 27–35, doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.06.005>
- [33] Shargatov V.A., Gorkunov S.V., Il'ichev A.T. Dynamics of front-like water evaporation phase transition interfaces. *Nonlinear Sci. Numer. Simul.*, 2019, vol. 67, pp. 223–236, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cnsns.2018.07.006>

- [34] Arefyev K.Y., Prokhorov A.N., Saveliev A.S. Study of the breakup of liquid droplets in the vortex wake behind pylon at high airspeeds. *Thermophys. Aeromech.*, 2018, vol. 25, no. 1, pp. 55–66, doi: <https://doi.org/10.1134/S0869864318010055>
- [35] Gousskov A.M., Lomakin V.O., Banin E.P. et al. Minimization of hemolysis and improvement of the hydrodynamic efficiency of a circulatory support pump by optimizing the pump flowpath. *Biomed. Eng.*, 2017, vol. 51, no. 4, pp. 229–233, doi: <https://doi.org/10.1007/s10527-017-9720-9>
- [36] Arefyev K.Y., Voronetsky A.V., Suchkov S.A. et al. Computational and experimental study of the two-phase mixing in gas-dynamic ignition system. *Thermophys. Aeromech.*, 2017, vol. 24, no. 2, pp. 225–237, doi: <https://doi.org/10.1134/S086986431702007X>
- [37] Trulev A., Kayuda M., Timushev S. et al. Conceptual features for improving the flow part of the multiphase stages of ESP submersible plants for small and medium feeds for extracting stratal liquid with a high free gas content. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012042, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012042>
- [38] Cheremushkin V., Lomakin V., Kalin N. et al. Development and research of a borehole centrifugal pump stage. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012055, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012055>
- [39] Мусинский А.Н. *Разработка и исследование вихревых газосепараторов для высокодебитных скважин*. Дисс. ... канд. тех. наук. Пермь, ПНИПУ, 2021. 172 с.
- [40] Трулев А.В. *Способ откачивания пластовой жидкости с повышенным содержанием газа и абразивных частиц и погружная установка с лопастным насосом и газосепаратором для его осуществления*. Патент РФ 2749586. Заявл. 23.11.2020, опубл. 15.06.2021.

References

- [1] Drozdov A.N. *Tekhnologiya i tekhnika dobychi nefi pogrulzhnyimi nasosami v oslozhnennykh usloviyakh* [Technology and technique of oil production by submersible pumps in complicated conditions]. Moscow, MAKS Press Publ., 2008. 309 p. (In Russ.).
- [2] Dengaev A.V. *Povyshenie effektivnosti ekspluatatsii skvazhin pogrulzhnyimi tsentrobrazhnyimi nasosami pri otkachke gazozhidkostnykh smesey*. Diss. kand. tekhn. nauk [Enhancement of well operation efficiency by submersible centrifugal pumps when pumping gas-liquid mixtures. Kand. tech. sci. diss.]. Moscow, RGU nefi i gaza im. I.M. Gubkina Publ., 2005. 212 p. (In Russ.).
- [3] Ageev Sh.R., Grigoryan E.E., Makienko G.P. *Rossiyskie ustanovki lopastnykh nasosov dlya dobychi nefi i ikh primeneniye* [Russian vane pump installations for oil production and their application]. Perm, Press-Master Publ., 2007. 645 p. (In Russ.).
- [4] Vakhitova R.I., Saracheva D.A., Urazakov D.R. et al. *Povyshenie effektivnosti raboty pogrulzhnykh elektrosentrobrazhnykh ustanovok pri dobyche nefi s vysokim gazosoderzhaniem* [Improving efficiency of submersible electric centrifugal units in oil production with high gas content]. Almet'yevsk, AGNI Publ., 2019. 104 p. (In Russ.).
- [5] Yakimov S.B., Shportko A.A., Shalagin Yu.Yu. Ways of improving gas separators reliability used to protect electric centrifugal pumps in the deposits of (ESP) PJSC "NK "Rosneft". *Oborudovaniye i tekhnologii dlya neftegazovogo kompleksa* [Equipment and Technologies for Oil and Gas Complex], 2017, no. 1, pp. 33–39. (In Russ.).
- [6] Yakimov S.B. Potential optimization of ESP wear resistance class at Orenburgneft JSC fields. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik OAO "NK "Rosneft"*, 2015, no. 3, pp. 85–92. (In Russ.).
- [7] Trulev A.V., Klipov A.V., Makarova N.A. *Sposob dobychi plastovoy zhidkosti s soderzhaniem gaza i abrazivnykh chastits i pogrulzhnaya ustanovka s nasosom i gazoseparatorom dlya ego osushchestvleniya* [Method for producing reservoir fluid containing gas and abrasive particles and a submersible unit with a pump and a gas separator for its implementation]. Patent RU 2774343. Appl. 26.09.2021, publ. 17.06.2022. (In Russ.).
- [8] Trulev A.V., Loginov V.F., Gorbunov S.I. et al. *Razrabotka i opytno-promyshlennoye vnedreniye pogrulzhnykh UETsN kontseptualno novoy konstruksii dlya ekspluatatsii malodebitnykh skvazhin s vysokim soderzhaniem svobodnogo gaza i mekhanicheskikh primesey* [Development and test output introduction of ESP of conceptually new construc-

- tion for exploitation of low-debit well with high content free gas and mechanical impurities]. V: *Sbornik rabot laureatov Mezhdunarodnogo konkursa nauchno tekhnicheskikh i innovatsionnykh razrabotok, napravlennykh na razvitie toplivno-energeticheskoy i dobyvayushchey otrasli* [In: Collection of works by laureates of the international contest of scientific, technical and innovative developments aimed at the development of fuel and energy and extractive industry]. Moscow, Format Publ., 2019, pp. 307–310. (In Russ.).
- [9] Trulev A., Verbitsky V., Timushev S. et al. Electrical submersible centrifugal pump units of the new generation for the operation of marginal and inactive wells with a high content of free gas and mechanical impurities. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2019, vol. 492, art. 012041, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/492/1/012041>
- [10] Trulev A., Timushev S., Lomakin V. Conceptual features of improving the flow-through parts of gas separators of submersible electric pumps systems for the production of formation fluid in order to improve the separating properties, energy efficiency and reliability. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012036, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012036>
- [11] Trulev A.V., Timushev S.F., Shmidt E.M. Features of ESP gas separator bench tests for oil production purposes. *Neft. Gaz. Novatsii*, 2020, no. 7, pp. 59–66. (In Russ.).
- [12] Trulev A.V., Timushev S.F., Lomakin V.O. Conceptual features of the method of bench testing of gas separators for submersible electric centrifugal pumps for oil production. *Nasosy. Turbiny. Sistemy* [Pumps. Turbines. Systems], 2020, no. 2, pp. 11–27. (In Russ.).
- [13] Trulev A.V., Timushev S.F., Lomakin V.O. et al. Problems and ways to solve the development of heavy oil fields with complex geological conditions. *Neft. Gaz. Novatsii*, 2020, no. 2, pp. 55–60. (In Russ.).
- [14] Trulev A.V., Shmidt E.M. Bench tests methodological specifics of submersible electric centrifugal pumps gas separating installations for oil extraction. *Vestnik MAI* [Aerospace MAI Journal], 2021, vol. 28, no. 3, pp. 73–80, doi: <https://doi.org/10.34759/vst-2021-2-73-80> (in Russ.).
- [15] Lyapkov P.D. Movement of a spherical particle relative to the liquid in the inter-blade channel of a centrifugal pump impeller. *Trudy MINKh i GP*, 1977, no. 129, pp. 3–36. (In Russ.).
- [16] Yakovlev A.A., Timushev S.F., Tsipenko A.V. Study of axial fan in the CAE system "FlowVision". *Vestnik MAI* [Aerospace MAI Journal], 2011, vol. 18, no. 6, pp. 35–38. (In Russ.).
- [17] Gordeev V.A., Timushev S.F., Firsov V.P. et al. Numerical study of fluid behaviour in launch vehicle tanks. *Vestnik MAI* [Aerospace MAI Journal], 2011, vol. 18, no. 1, pp. 47–53. (In Russ.).
- [18] Achour L., Speclin M., Belaidi I. et al. Numerical study of the performance loss of a centrifugal pump carrying emulsion. *E3S Web Conf.*, 2021, vol. 321, art. 01010, doi: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202132101010>
- [19] Achour L., Speclin M., Belaidi I. et al. Numerical assessment of the hydrodynamic behavior of a volute centrifugal pump handling emulsion. *Entropy*, 2022, vol. 24, no. 2, art. 221, doi: <https://doi.org/10.3390/e24020221>
- [20] Valdés J.P., Asuaje M., Ratkovich N. Study of an ESP's performance handling liquid-liquid flow and unstable O-W emulsions part II: coupled CFD-PBM modelling. *J. Pet. Sci. Eng.*, 2021, vol. 198, art. 108227, doi: <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2020.108227>
- [21] Banjar H., Zhang H.Q. Experiments and emulsion rheology modeling in an electric submersible pump. *Proc. Int. Petroleum Technology Conf.*, 2019, paper IPTC-19463-MS, doi: <https://doi.org/10.2523/iptc-19463-ms>
- [22] Trulev A.V., Sherstyuk A.N. To calculate the flow of two-component mixtures in pumps and gas separators. *Khimicheskoe i neftyanoe mashinostroenie*, 2000, no. 8, pp. 36–38. (In Russ.).
- [23] Trulev A.V., Lomakin V.O., Klindukh I.V. et al. Design features of impeller vane cascades to pump gas and liquid mixtures conducive to reducing gas cavern magnitudes. *Izvestiya vysshih uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2022, no. 9, pp. 73–84, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2022-9-73-84> (in Russ.).

- [24] Kutateladze S.S., Styrikovich M.A. *Gidravlika gazozhidkostnykh system* [Hydraulics of gas-liquid systems]. Moscow, Leningrad, Gosenergoizdat Publ., 1958. 231 p. (In Russ.).
- [25] Tong L.S. *Boiling heat transfer and two-phase flow*. CRC Press, 1997. 572 p. (Russ. ed.: *Teplootdacha pri kipenii i dvukhfaznoe techenie*. Moscow, Mir Publ., 1968. 344 p.)
- [26] Podvidz L.G., ed. *Metodicheskoe posobie po raschetu shneko-tsentrobezhnoy stupeni nasosa* [Methodical manual on calculation of screw-centrifugal pump stage]. Moscow, Bauman MHTU Publ., 1975. 64 p. (In Russ.).
- [27] Zhu J., Zhu H., Cao G. et al. A new mechanistic model for oil-water emulsion rheology and boosting pressure prediction in electrical submersible pumps ESP. *Proc. SPE Annual Technical Conf. and Exhibition*, 2019, art. SPE-196155-MS, doi: <https://doi.org/10.2118/196155-ms>
- [28] Zhu J., Zhu H., Cao G. et al. A new mechanistic model to predict boosting pressure of electrical submersible pumps ESPs under high-viscosity fluid flow with validations by experimental data. *Proc. SPE Gulf Coast Section Electric Submersible Pumps Symp.*, 2019, art. SPE-194384-MS, doi: <https://doi.org/10.2118/194384-ms>
- [29] Zhang M., Dabirian R., Mohan R.S. et al. Effect of shear and water cut on phase inversion and droplet size distribution in oil-water flow. *J. Energy Resour. Technol.*, 2019, vol. 141, no. 3, art. 032905, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4041661>
- [30] Lomakin V.O., Chaburko P.S., Kuleshova M.S. Multi-criteria optimization of the flow of a centrifugal pump on energy and vibroacoustic characteristics. *Procedia Eng.*, 2017, vol. 176, pp. 476–482, doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.02.347>
- [31] Lomakin V.O., Kuleshova M.S., Bozh'eva S.M. Numerical modeling of liquid flow in a pump station. *Power Technol. Eng.*, 2016, vol. 49, no. 5, pp. 324–327, doi: <https://doi.org/10.1007/s10749-016-0623-9>
- [32] Lomakin V.O., Kuleshova M.S., Kraeva E.A. Fluid flow in the throttle channel in the presence of cavitation. *Procedia Eng.*, 2015, vol. 106, pp. 27–35, doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.06.005>
- [33] Shargatov V.A., Gorkunov S.V., Il'ichev A.T. Dynamics of front-like water evaporation phase transition interfaces. *Nonlinear Sci. Numer. Simul.*, 2019, vol. 67, pp. 223–236, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cnsns.2018.07.006>
- [34] Arefyev K.Y., Prokhorov A.N., Saveliev A.S. Study of the breakup of liquid droplets in the vortex wake behind pylon at high airspeeds. *Thermophys. Aeromech.*, 2018, vol. 25, no. 1, pp. 55–66, doi: <https://doi.org/10.1134/S0869864318010055>
- [35] Gousskov A.M., Lomakin V.O., Banin E.P. et al. Minimization of hemolysis and improvement of the hydrodynamic efficiency of a circulatory support pump by optimizing the pump flowpath. *Biomed. Eng.*, 2017, vol. 51, no. 4, pp. 229–233, doi: <https://doi.org/10.1007/s10527-017-9720-9>
- [36] Arefyev K.Y., Voronetsky A.V., Suchkov S.A. et al. Computational and experimental study of the two-phase mixing in gas-dynamic ignition system. *Thermophys. Aeromech.*, 2017, vol. 24, no. 2, pp. 225–237, doi: <https://doi.org/10.1134/S086986431702007X>
- [37] Trulev A., Kayuda M., Timushev S. et al. Conceptual features for improving the flow part of the multiphase stages of ESP submersible plants for small and medium feeds for extracting stratal liquid with a high free gas content. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012042, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012042>
- [38] Cheremushkin V., Lomakin V., Kalin N. et al. Development and research of a borehole centrifugal pump stage. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012055, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012055>
- [39] Musinskiy A.N. *Razrabotka i issledovanie vikhrevykh gazoseparatorov dlya vysokodebitnykh skvazhin*. Diss. kand. tekhn. nauk [Development and research of vortex gas separators for high-rate wells. Kand. tech. sci. diss.]. Perm, PNIPU Publ., 2021. 172 p. (In Russ.).
- [40] Trulev A.V. *A method for pumping out reservoir fluid with a high content of gas and abrasive particles and a submersible installation with a paddle pump and a gas separator for its implementation*. Patent RU 2749586 Appl. 23.11.2020, publ. 15.06.2021.

Информация об авторах

ТРУЛЕВ Алексей Владимирович — кандидат технических наук, главный инженер-исследователь. ООО «Римера-Алнас» (423450, Альметьевск, Российская Федерация, ул. Сургутская, д. 2, e-mail: aleksey.trulev@rimera.com).

ТИМУШЕВ Сергей Федорович — доктор технических наук, профессор кафедры 202. Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет) (125993, Москва, Российская Федерация, Волоколамское ш., д. 4, e-mail: irico.harmony@gmail.com).

ЛОМАКИН Владимир Олегович — доктор технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: lomakin@bmstu.ru).

КЛИПОВ Александр Валерьевич — руководитель направления по разработке насосной техники. ООО «Римера-Алнас» (423450, Альметьевск, Российская Федерация, ул. Сургутская, д. 2, e-mail: Aleksandr.Klipov@rimera.com).

ШМИДТ Евгений Мстиславович — начальник инженерно-исследовательского управления. ООО «Римера-Алнас» (423450, Альметьевск, Российская Федерация, ул. Сургутская, д. 2, e-mail: Evgeniy.Shmidt@rimera.com).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Трулев А.В., Тимушев С.Ф., Ломакин В.О., Клипов А.В., Шмидт Е.М. Совершенствование проточной части газосепараторов с использованием мультифазного коэффициента относительной скорости движения дискретных частиц. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 10, с. 71–83, doi: 10.18698/0536-1044-2023-10-71-83

Please cite this article in English as:

Trulev A.V., Timushev S.F., Lomakin V.O., Klipov A.V., Shmidt E.M. Improvement of the gas separator flow path using the multiphase coefficient of the discrete particles relative motion speed. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2023, no. 10, pp. 71–83, doi: 10.18698/0536-1044-2023-10-71-83

Information about the authors

TRULEV Aleksey Vladimirovich — Candidate of Science (Eng.), Chief Research Engineer. Rimera-Alnas LLC (423450, Almetevsk, Russian Federation, Surgutskay St., Bldg. 2, e-mail: Aleksey.Trulev@rimera.com).

TIMUSHEV Sergey Fedorovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of 202. Moscow Aviation Institute (National Research University) (125993, Moscow, Russian Federation, Volokolamskoye Shosse, Bldg. 4, e-mail: irico.harmony@gmail.com).

LOMAKIN Vladimir Olegovich — Doctor of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: lomakin@bmstu.ru).

KLIPOV Aleksandr Valeryevich — Head of the Pumping Equipment Development Department. Rimera-Alnas LLC (423450, Almetevsk, Russian Federation, Surgutskay St., Bldg. 2, e-mail: Aleksandr.Klipov@rimera.com).

SHMIDT Evgeniy Mstislavovich — Head of the Engineering and Research Department. Rimera-Alnas LLC (423450, Almetevsk, Russian Federation, Surgutskay St., Bldg. 2, e-mail: Evgeniy.Shmidt@rimera.com).