

УДК 622.323, 621.6.078

doi: 10.18698/0536-1044-2023-8-96-108

Использование мультифазных коэффициентов для анализа и совершенствования конструкций лопастных машин, работающих на газожидкостных, парожидкостных смесях, смесях из жидкости и твердых частиц

А.В. Трулев¹, С.Ф. Тимушев², В.О. Ломакин³, Е.М. Шмидт¹

¹ ООО «Римера-Алнас»

² Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)

³ МГТУ им. Н.Э. Баумана

The use of a multiphase specific speed for the analysis and improvement of the designs of blade machines for working on gas-liquid mixtures

A.V. Trulev¹, S.F. Timushev², V.O. Lomakin³, E.M. Shmidt¹

¹ Rimeria-Alnas LLC

² Moscow Aviation Institute (National Research University)

³ Bauman Moscow State Technical University

Для повышения коэффициента извлечения нефти снижают забойное давление, что сопровождается повышением содержания свободного газа и механических примесей на входе в насос. Серийное оборудование, как правило, не обеспечивает надежную и эффективную работу в таких условиях. В нефтедобывающих скважинах с высоким содержанием свободного газа эффективность мультифазных модулей с лопастными ступенями можно повысить правильным подбором серийного оборудования и применением новых конструктивных решений. Проанализированы особенности течения газожидкостной смеси в проточной части лопастных мультифазных ступеней. Даны рекомендации по совершенствованию проточной части с учетом формулы для мультифазного коэффициента быстроходности. Предложено при разработке лопастных насосов, работающих в условиях паровой кавитации, наряду с кавитационным коэффициентом быстроходности использовать мультифазный.

Ключевые слова: газожидкостная смесь, центробежное рабочее колесо, мультифазные ступени, кавитационный коэффициент быстроходности, мультифазный коэффициент быстроходности, мультиярусная лопаточная решетка

To increase the oil recovery factor, the bottom-hole pressure is reduced, which is accompanied by an increase in the free gas and mechanical impurities content at the pump inlet. As a rule, the serial equipment is not providing reliable and efficient operation in such conditions. In oil producing wells with the high free gas content, efficiency of the multiphase modules blade stages could be increased by correct selection of the serial equipment and introduction of the new design solutions. The paper analyzes specifics of the gas-liquid mixture flow in the flow path of the blade multiphase stages pumping the gas-liquid mixtures. Recommendations are provided for improving the flow path taking into account the multiphase specific speed coefficient formula. It is proposed to use the multiphase coefficient

along with the cavitation specific speed coefficient in development of the blade pumps operating under the steam cavitation conditions.

Keywords: gas-liquid mixture, centrifugal impeller, multiphase stages, cavitation specific speed coefficient, multiphase specific speed coefficient, multi-tier blade array

Мультифазные лопастные насосы — компрессоры для перекачивания газожидкостных смесей (ГЖС) — применяют во многих отраслях промышленности, в том числе при добыче пластовой жидкости и нефти.

Чтобы повысить коэффициент извлечения нефти, снижают забойное давление, вследствие чего растет содержание свободного газа (СГ) и механических примесей на входе в насос [1–3]. Серийное оборудование, как правило, не обеспечивает надежную и эффективную работу в таких условиях, вследствие чего становится актуальным поиск аналитических закономерностей, новых конструкций и технологий [4–6].

В нефтедобывающих скважинах с высоким содержанием СГ эффективность мультифазных модулей с лопастными ступенями можно повысить правильным подбором серийного оборудования и применением новых конструктивных решений. Мультифазные ступени диспергируют пузырьки СГ, сжимают и частично переводят газ из свободного состояния в растворенное. Пройдя через насос, СГ выделяется в насосно-компрессорных трубах и благодаря газлифту помогает доставить пластовую жидкость на поверхность.

Оборудование для эффективной добычи пластовой жидкости в условиях высокого содержания СГ рассмотрено в работах [7–13], вопросы течения потока в лопастных решетках центробежных и осевых ступеней — в публикациях [14–20]. Результаты исследований течения жидкой и мультифазной сред численными методами приведены в статьях [21–39].

Мультифазные лопастные модули используют в погружных установках для добычи пластовой жидкости, в наземных мультифазных установках для перекачивания жидких нефтепродуктов и попутных нефтяных газов по одному трубопроводу к пункту их сбора.

Эта тема также представляет интерес для создания малогабаритных газожидкостных компрессоров с уменьшенными диаметральными и осевыми размерами и увеличенным коэффициентом полезного действия.

Цель работы — проанализировать особенности течения газо- и парожидкостной смесей в

проточной части лопастных ступеней с помощью формулы для определения мультифазного коэффициента быстроходности лопастных насосов и показать возникающие при этом возможности по совершенствованию конструкций.

Моделирование течения ГЖС. Уравнение движения дискретной частицы (ДЧ) в установившемся режиме запишем как

$$\sum \mathbf{F} - \frac{1}{\rho_d} \text{grad } p = 0, \tag{1}$$

где $\sum \mathbf{F}$ — сумма ускорений массовых сил, действующих на ДЧ (рис. 1); ρ_d — плотность ДЧ; p — давление ГЖС.

Согласно рис. 1, на ДЧ в проточной части центробежного рабочего колеса (ЦРК) действуют следующие силы:

- центробежная сила инерции от относительного движения ДЧ (направленная по радиусу кривизны ее траектории в межлопастном канале)

$$F_{ц.о} = \frac{w^2}{R_L};$$

- центробежная сила инерции от относительного движения ДЧ в меридиональном сечении

$$F_{ц.о.м} = \frac{v_m^2}{R_m};$$

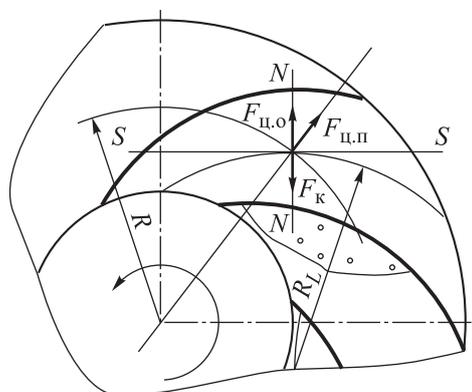


Рис. 1. Схема сил, действующих на ДЧ в проточной части ЦРК

• центробежная сила инерции от переносного движения ДЧ в межлопастном канале

$$F_{ц.п} = \omega^2 R;$$

• сила Кориолиса

$$F_k = 2[\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{w}],$$

где w — относительная скорость движения ДЧ; R_L — радиус кривизны лопастной решетки; v_m — меридиональная составляющая абсолютной скорости потока; R_m — радиус кривизны меридионального сечения канала проточной части; ω — угловая скорость вращения ротора; R — радиус нахождения ДЧ относительно оси вращения.

Представим уравнение (1) в виде сил, действующих на ДЧ:

$$\frac{1}{6} \pi d_d^3 (\rho_d \Sigma \mathbf{F} - \text{grad } p) - \mathbf{F}_r = 0, \quad (2)$$

где d_d и F_r — диаметр ДЧ и сила сопротивления ее движению.

Запишем систему уравнений для ЦРК в проекции на следующие оси: $S-S$ — касательную к линии тока (предполагая, что ее определяют поверхности лопастей); $N-N$ — перпендикулярную линии тока в плоскости, нормальной к оси вращения (см. рис. 1), $M-M$ — линию, перпендикулярную линии тока в меридиональном сечении (на рис. 1 не показана):

$$\begin{cases} dp = \frac{\rho_m}{2} (du^2 - dw^2); \\ \frac{\partial p}{\partial N} = \rho_m \left(\frac{w^2}{R_L} + \omega^2 R \cos \beta - 2\omega w \right); \\ \frac{\partial p}{\partial M} = \rho_m \frac{v_m^2}{R_m}, \end{cases} \quad (3)$$

где ρ_m — плотность ГЖС; u — переносная скорость потока; β — угол наклона лопасти.

Для лопастных ЦРК изменение давления вдоль обозначенных осей пропорционально таковому вдоль траектории движения.

Исходя из выражения (2), при установившемся движении сила сопротивления движению ДЧ имеет вид

$$F_r = \frac{1}{6} \pi d_g^3 \frac{(\rho_m - \rho_d)}{\rho_m} \frac{dp}{dS} \approx \frac{1}{6} \pi d_g^3 \frac{(\rho_m - \rho_d)}{\rho_m} \frac{\Delta p}{\Delta S}, \quad (4)$$

где d_g — диаметр пузырька газа; Δp — изменение давления ГЖС; ΔS — изменение положения ДЧ в меридиональном направлении.

Число Рейнольдса, определяющее движение ДЧ в мультифазном потоке [15], имеет вид

$$\text{Re} = \frac{d_d |\Delta v| \rho_{ж}}{\mu} = \frac{d_d |\Delta v|}{\nu},$$

где Δv — скорость движения пузырька газа относительно меридиональной скорости жидкой фазы; $\rho_{ж}$ — плотность жидкости; μ и ν — динамическая и кинематическая вязкость жидкости.

Согласно данным работы [15], при числе Рейнольдса $\text{Re} \leq 200$ сила сопротивления движению ДЧ

$$F_r = -4\pi \rho_{ж} \nu d_d \Delta v. \quad (5)$$

С учетом выражения (5) из формулы (4) получаем

$$\Delta v = \frac{d_d^2}{24\nu \rho_{ж}} \frac{(\rho_m - \rho_d)}{\rho_m} \frac{\Delta p}{\Delta S}.$$

При перекачивании ГЖС разница в скоростях движения жидкости и газа должна быть небольшой и определяться мультифазным коэффициентом скорости газообразной фазы

$$k_{ms} = \frac{\Delta v}{v_m} \approx \frac{F d_d^2}{24\nu \rho_{ж} Q} \frac{(\rho_m - \rho_d)}{\rho_m} \frac{\Delta p}{\Delta S}, \quad (6)$$

где v_m — меридиональная скорость мультифазного потока.

В выражении (6):

$$v_m = Q/F.$$

Здесь Q — расход мультифазной смеси; F — площадь проточной части на радиусе R ,

$$F = 2\pi R b,$$

где b — ширина проточной части на радиусе R .

Для ЦРК мультифазный коэффициент скорости течения газообразной фазы

$$k_{ms} \approx \frac{\pi R b d_d^2 (\rho_m - \rho_d)}{12\nu \rho_{ж} \rho_m Q} \frac{\Delta p}{\Delta R},$$

где ΔR — изменение положения ДЧ в радиальном направлении.

Исходя из принятого значения мультифазного коэффициента скорости течения газообразной фазы (например, $k_{ms} = 0,1$), для заданного расхода ГЖС можно определить площадь проточной части ЦРК

$$F = \frac{24 k_{ms} \nu \rho_{ж} \rho_m Q}{d_d^2 (\rho_m - \rho_d)} \frac{\Delta R}{\Delta p} \quad (7)$$

и ее ширину

$$b = \frac{12k_{ms} \nu \rho_{ж} \rho_m Q}{\pi R d_d^2 (\rho_m - \rho_d)} \frac{\Delta p}{\Delta p} \quad (8)$$

С учетом того, что в первом приближении

$$\frac{\Delta p}{\Delta R \rho_m} \approx k \omega^2 R, \quad (9)$$

выражение (8) приобретает вид

$$b = \frac{12k_{ms} \nu \rho_{ж} Q}{\pi d_d^2 (\rho_m - \rho_d) \omega^2 R^2 k} = \frac{k_b}{R^2}, \quad (10)$$

где k — коэффициент пропорциональности; k_b — коэффициент ширины проточной части ЦРК,

$$k_b = \frac{12k_{ms} \nu \rho_{ж} Q}{\pi d_d^2 (\rho_m - \rho_d) \omega^2 k}. \quad (11)$$

Принимая, что в ЦРК коэффициент k_b сохраняет постоянное значение на каждом радиусе, запишем

$$k_b = bR^2 = b_1 R_1^2, \quad (12)$$

где b_1 и R_1 — ширина и радиус на входе в ЦРК.

После подстановки выражения (12) в формулу (10) получаем

$$b = b_1 R_1^2 / R^2. \quad (13)$$

Согласно формуле (13), с увеличением радиуса ширина проточной части ЦРК должна уменьшаться по параболе.

Уравнение (7) для ГЖС можно представить в виде

$$\Delta p_m = \frac{24 \nu \rho_{ж} k_{ms} \Delta S Q}{d_d^2 F}, \quad (14)$$

где Δp_m — оптимальное увеличение давления ГЖС в ЦРК мультифазной ступени на единицу длины проточной части; превышение значения Δp_m может привести к образованию газовых пробок и срыву подачи, а уменьшение — к увеличению длины и стоимости изделия.

Требование обеспечить определенное соотношение между градиентом давления и скоростью потока мультифазной смеси относится ко всем элементам ступени, к ЦРК и направляющему аппарату.

С учетом того, что давление пропорционально напору H , выраженному в метрах мультифазной смеси, запишем

$$p = \rho_m g H, \quad (15)$$

где g — ускорение свободного падения.

Уравнение (6) принимает вид

$$k_{ms} = \frac{d_g^2 g}{24 \nu Q / F} \frac{(\rho_m - \rho_d)}{\rho_{ж}} \frac{\Delta H}{\Delta S} \quad (16)$$

или

$$k_{ms} = \frac{d_g^2 g}{24 \nu \nu} \frac{(\rho_m - \rho_d)}{\rho_{ж}} \frac{\Delta H}{\Delta S},$$

где ΔH — изменение напора на характерной длине ΔS ; $\Delta H / \Delta S$ — напорность насоса.

Из уравнения (16) получаем

$$\Delta H_m = \frac{24 k_{ms} \nu \Delta S}{g d_d^2} \frac{\rho_{ж}}{(\rho_m - \rho_d)} \frac{Q}{F} = k_m \nu, \quad (17)$$

где ΔH_m — оптимальное увеличение напора РК на единицу длины проточной части (оптимальная напорность), при котором коэффициент скорости (равный отношению разности скоростей течения жидкости и газа к скорости течения ГЖС) не превышает заданного значения, например 10 %.

Мультифазный коэффициент скорости течения потока

$$k_m = \frac{24 k_{ms} \nu \Delta S}{g d_d^2} \frac{\rho_{ж}}{(\rho_m - \rho_d)}.$$

Из уравнения (17) следует, что оптимальное увеличение напора прямо пропорционально скорости течения потока и зависит от диаметра ДЧ. Исходя из важности учета среднего диаметра пузырьков, целесообразно ввести коэффициент K_d , который определяет диспергирующие свойства лопастной решетки. Влияние дисперсности ГЖС рассмотрено в работах [1–4, 7–15, 40]

В ряде случаев удобнее работать с коэффициентом, равным обратной величине коэффициента k_{ms} :

$$k_{mv} = \frac{1}{k_{ms}} = \frac{24 \nu \nu}{d_g^2 g} \frac{\rho_{ж}}{(\rho_m - \rho_d)} \frac{1}{\Delta H / \Delta S}. \quad (18)$$

Для мультифазных ступеней коэффициент k_{ms} невелик, следовательно, для сепарирующих устройств коэффициент k_{mv} будет большим.

Если смесь содержит твердые частицы, плотность которых выше, чем у жидкости, то в выражении (18) разность плотностей $(\rho_m - \rho_d)$ можно заменить модулем $|\rho_m - \rho_d|$.

Согласно выражению (18), чем выше скорость течения потока или (и) ниже напорность на характерной длине, тем лучше работает участок проточной части на мультифазной смеси, меньше сепарация.

И наоборот, если требуется отсепарировать ДЧ, сепарация проходит тем интенсивнее, чем меньше мультифазный коэффициент k_{mv} .

Исходя из выражения (18), для подобных лопастных ЦРК, работающих на одинаковых мультифазных смесях, можно записать

$$\frac{v_1}{\Delta H_1/\Delta S_1} = \frac{v_2}{\Delta H_2/\Delta S_2} = m$$

или

$$\frac{Q_1/F_1}{\Delta H_1/\Delta S_1} = \frac{Q_2/F_2}{\Delta H_2/\Delta S_2} = \frac{Q/F}{\Delta H/\Delta S} = m,$$

где v_1 , v_2 и ΔH_1 , ΔH_2 — меридиональные скорости потока и изменения напора на характерном участке первого и второго ЦРК соответственно; ΔS_1 и ΔS_2 — длины первого и второго характерных участков; m — локальный мультифазный коэффициент (ЛМК) подобия, по сути, это k_{mv} , без учета свойств ГЖС; Q_1 , Q_2 и F_1 , F_2 — подачи смеси и площади проточной части на характерном участке первого и второго ЦРК соответственно.

Покажем, что ЛМК скорости течения потока и критерий подобия идентичны с локальным коэффициентом быстроходности, рассчитанным для определенного характерного участка проточной части. Для подобных лопастных машин справедливы следующие выражения:

$$\frac{Q}{nL^3} = \text{const}; \quad \frac{\Delta H}{(nL)^2} = \text{const},$$

где n — частота вращения ротора мин^{-1} ;

$$L \approx \Delta S; \quad L^2 \approx F;$$

$$\frac{Q/F}{nL} = \text{const}; \quad \frac{\Delta H/\Delta S}{n^2 L} = \text{const}. \quad (19)$$

Поделив выражения (19), получим ЛМК быстроходности, выраженный через скорость течения потока и напорность на характерном участке проточной части:

$$n_{mv} = \frac{nQ/F}{\Delta H/\Delta S}. \quad (20)$$

Исключая из уравнения (20) линейные размеры по аналогии с выражениями для вычисления коэффициента быстроходности насоса, перекачивающего однофазную жидкость, получаем формулу для ЛМК быстроходности

$$n_m = \frac{n\sqrt{Q}}{\Delta H_m^{3/4}}. \quad (21)$$

Чтобы эта величина была соизмерима с привычными значениями, можно использовать условное изменение напора

$$\Delta H_{my} = \frac{\Delta H}{\Delta S} S, \quad (22)$$

где S — длина проточной части в меридиональном направлении.

Тогда условный ЛМК быстроходности

$$n_{my} = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{\Delta H_{my}^{3/4}}. \quad (23)$$

В качестве характерной длины в первом приближении можно использовать всю длину проточной части. В этом случае ЛМК быстроходности n_{my} совпадает с коэффициентом быстроходности n_s .

Величины n_{mv} , n_m , n_{my} одинаковы для всех мультифазных насосов при их работе на подобных режимах.

Уравнения (20)–(23) позволяют рассчитать допустимое изменение напора или (при известном изменении напора) частоту вращения ротора, если известен ЛМК быстроходности n_m . Изменение напора на характерной длине можно определить на стенде или численными методами расчета.

Чем выше ЛМК быстроходности, тем больше допустимое содержание СГ на входе в насос и лучше его кавитационные свойства, так как градиент давления, пропорциональный напору, препятствующий прохождению пузырьков малой плотности через проточную часть, меньше, а сила трения, пропорциональная скорости, которая позволяет пройти пузырькам, больше.

Опыт эксплуатации нефтяных насосов показывает, что допустимое содержание СГ при работе на смеси воды и воздуха при низком давлении на входе для тихоходных насосов составляет около 10 %, диагональных — 25...30 %, осевых — 70 %.

Это свидетельствует о прямой зависимости между быстроходностью и допустимым содержанием СГ на входе в насос. Аналогичная картина складывается и по кавитационным свойствам. Чем выше быстроходность насоса, тем больше допустимое содержание СГ и лучше кавитационные свойства.

Исходя из этого, уравнения (20)–(23) можно использовать для оценки любого лопастного насоса при работе на ГЖС и в режиме кавитации.

В перспективе можно выявить зависимость допускаемого содержания свободного газа как функции одного из мультифазных коэффициентов, коэффициента быстроходности и коэффициента, определяющего диспергирующие свойства проточной части:

$$\beta_{\text{доп}} = f_{\beta}(n_{m\gamma}, n_s, K_d); \quad (24)$$

$$\beta_{\text{доп}} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\text{ж}} + Q_{\Gamma}},$$

где $\beta_{\text{доп}}$ — допускаемое содержание СГ на входе в насос, Q_{Γ} и $Q_{\text{ж}}$ — расходы газа и жидкости.

В выражении (24) вместо $n_{m\gamma}$ можно использовать любой из ЛМК.

Парожидкостные смеси. Отметим недостатки существующих расчетных уравнений для кавитации.

В формулу для кавитационного запаса Δh входит полный напор потока:

$$\Delta h = \frac{v_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\rho g} - \frac{p_{\text{н.п}}}{\rho g}; \quad (25)$$

$$\Delta h_p = \frac{p_0}{\rho g} - \frac{p_{\text{н.п}}}{\rho g}, \quad (26)$$

где v_0 и p_0 — скорость и давление парожидкостной смеси на входе в насос; ρ — плотность парожидкостной смеси; $p_{\text{н.п}}$ — давление насыщенного пара; Δh_p — статическая составляющая кавитационного запаса.

При выводе основного расчетного уравнения для кавитации (25) использовано уравнение Бернулли для относительного движения без учета переносной скорости, что корректно только в зоне входа в насос:

$$\Delta h_{\text{кр}} = \frac{v_0^2}{2g} + \lambda_{\text{кр}} \frac{w_0^2}{2g}; \quad (27)$$

$$\frac{p_0}{\rho g} + \frac{w_0^2}{2g} = \frac{p_{\text{мин}}}{\rho g} + \frac{w_k^2}{2g}, \quad (28)$$

где $\Delta h_{\text{кр}}$ — критический кавитационный запас; $\lambda_{\text{кр}}$ — критическое число кавитации; w_0 и w_k — относительная скорость потока перед входом на лопатки ЦРК и в сечении k , где давление смеси является минимальным $p_{\text{мин}}$,

$$\lambda_{\text{кр}} = \left(\frac{w_k}{w_0} \right)^2 - 1; \quad (29)$$

$$\Delta h_{p\text{кр}} = \lambda_{\text{кр}} \frac{w_0^2}{2g} = \frac{p_{0k}}{\rho g} - \frac{p_{\text{н.п}}}{\rho g}, \quad (30)$$

где $\Delta h_{p\text{кр}}$ — статическая составляющая критического кавитационного запаса; p_{0k} — давление в сечении k .

Исходя из формул (25)–(30), давление снижается вследствие увеличения относительной скорости из-за стеснения потока на входе в лопастную решетку. Использована одномерная постановка задачи, которая приемлема только при анализе течения потока по прямолинейным трубам, например по трубке Вентури.

Статическая составляющая критического кавитационного запаса ставится в зависимость от относительной скорости потока до входа в лопастную решетку, соответственно, не учитываются изменения потока в лопастной решетке и особенности ее конструкции.

Для корректного объяснения явления кавитации необходимо рассматривать течение потока в трехмерной постановке согласно системе уравнений (3), из которой выведены формулы ЛМК.

Причиной кавитации является не стеснение потока, а силы инерции (второе и третье уравнения системы (3)).

Величина разрежения в направлениях, перпендикулярных к линиям тока, условно определяемых лопастной решеткой, пропорциональна изменению давления (напора) в меридиональном сечении на определенной (характерной) длине проточной части, в зависимости от допускаемой длины кавитационной каверны.

По аналогии с течением ГЖС возникновение и развитие паровой кавитации определяется соотношением между изменением напора и скоростью потока в проточной части.

При паровой кавитации в качестве характерного размера для определения величины ΔH_m следует принимать участок на входе в ЦРК, в то время как для ГЖС — на выходе из ЦРК.

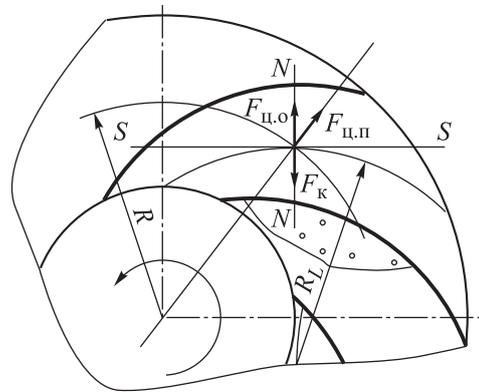


Рис. 2. Эскиз меридионального сечения центробежной мультифазной ступени с мультиярусной лопаточной решеткой ЦРК

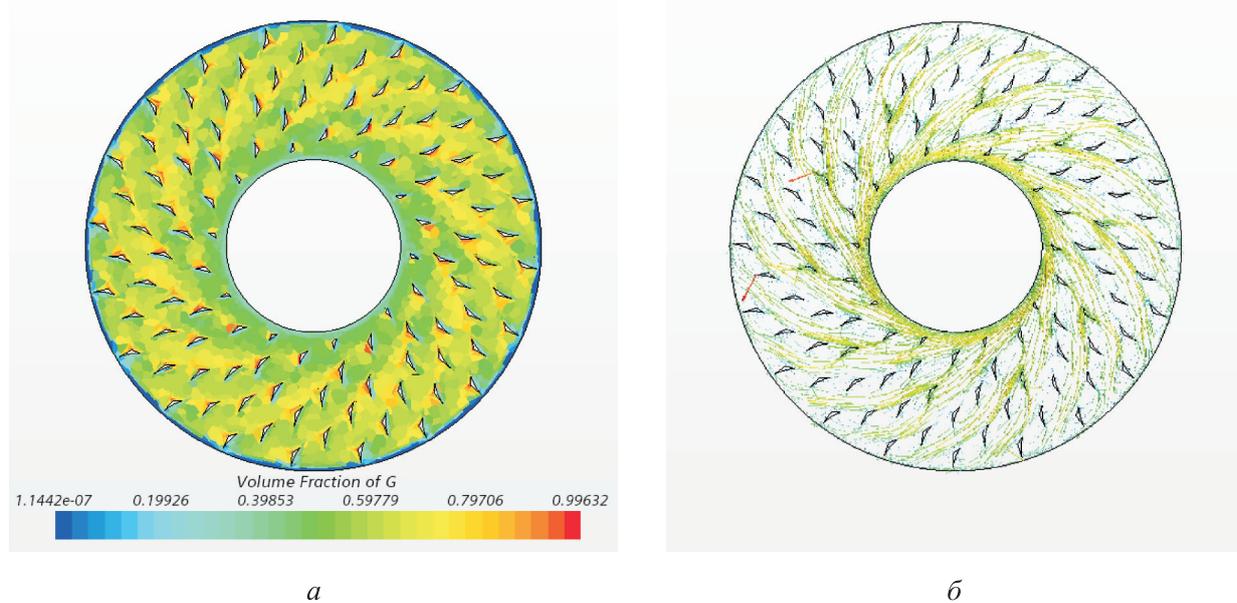


Рис. 3. Эпюры объемного содержания газа (а) и скорости течения жидкой фазы (б) в мультиярусной лопаточной решетке ЦРК при содержании 75 % СГ

Исходя из изложенного, можно представить статическую составляющую критического кавитационного запаса как функцию одного из мультифазных коэффициентов, например ЛМК быстроходности, полного коэффициента быстроходности и коэффициента, определяющего диспергирующие свойства проточной части.

Можно записать

$$\Delta h_{p \text{ кр}} = \frac{P_{0k}}{\rho g} - \frac{P_{н.п}}{\rho g} = f_h(n_{m \gamma}, n_s, K_d).$$

В связи с тем, что накоплен большой объем эмпирических данных по расчету насосов с использованием формул (25)–(30), можно продолжать пользоваться этим методом, параллельно собирая информацию для возможности перехода на новую методику с использованием мультифазного коэффициента быстроходности.

Если рассматривать развитую кавитацию, в которой каверна занимает всю длину проточной части, то характерные участки для паровой и газовой кавитации будут совпадать. В первом приближении можно брать всю длину проточной части.

Анализ результатов публикаций [14, 41–43] показал, что для лопатных ЦРК и шнеков, предназначенных для работы во втором и третьем кавитационных режимах, увеличение напора по длине проточной части происходит медленнее, чем в насосах, не предназначенных для работы в условиях кавитации.

Пути поиска эффективной конструкции. Согласно формуле (17), чем меньше диаметры газовых, паровых пузырьков, тем лучше работает мультифазный насос в режиме паровой и газовой кавитации. Это подтверждают многочисленные экспериментальные данные [1, 43]. Исходя из этого, желательно, чтобы лопатная решетка диспергировала газовые каверны. Согласно приведенным рекомендациям (7)–(16), разработана мультифазная ступень многоступенчатого насоса с мультиярусной лопаточной решеткой в ЦРК, состоящей из набора коротких лопастей (рис. 2 и 3).

Результаты численного расчета по модели, приведенной в статье [40], показали, что ступень устойчиво работает без срыва подачи при содержании 75 % СГ. Напорность мультифазной ступени больше, чем у осевой шнековой ступени с такими же габаритными размерами.

Выводы

1. Выведены выражения для расчета мультифазных коэффициентов и ЛМК в определенной области проточной части: относительной скорости движения ДЧ, подобия, быстроходности, условной быстроходности для оценки эффективности работы мультифазных лопатных решеток.

2. Показано, что ЛМК относительной скорости движения ДЧ и ЛМК подобия идентичны коэффициенту быстроходности, рассчитанному

для локальной области и названному мультифазным коэффициентом быстроходности.

3. Рекомендовано определять допустимое содержание СГ на входе в насос и статическую составляющую критического кавитационного запаса как функции одного из ЛМК, полного коэффициента быстроходности и коэффициента, определяющего диспергирующие свойства лопастной решетки.

4. Исходя из анализа особенностей течения газо- и парожидкостной смесей и жидкости с

твердыми частицами в проточной части лопастных машин с использованием локальных мультифазных коэффициентов, выведены рекомендации по совершенствованию конструкций.

5. Приведены результаты численного расчета на ГЖС ступени с ЦРК, имеющим мультиярусную лопаточную решетку, разработанную с учетом рекомендаций.

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., Логинов В.Ф., Горбунов С.И. и др. *Разработка и опытно-промышленное внедрение погружных УЭЦН концептуально новой конструкции для эксплуатации малодобитных 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.
- [8] 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>
- [9] 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>
- [10] 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.
- [11] 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.
- [12] 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.
- [13] 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>
- [14] Петров В.И., Чебаевский В.Ф. *Кавитация в высокооборотных лопастных насосах*. Москва, Машиностроение, 1982. 192 с.
- [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] Тимушев С.Ф., Федосеев С.Ю. Определение коэффициента начальной кавитации в центробежном насосе методом вычислительного эксперимента. *Вестник МАИ*, 2012, т. 19, № 2, с. 89–93.
- [17] 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.
- [18] 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.
- [19] Волков М.Г., Зейгман Ю.В. Исследование структуры течения газожидкостной смеси в рабочем колесе электроцентробежного насоса. *Нефтяное хозяйство*, 2021, № 6, с. 90–93.
- [20] Пещеренко М.П., Перельман О.М., Рабинович А.И. и др. Повышение эффективности эксплуатации УЭЦН путем применения мультифазных насосов. *Бурение и нефть*, 2014, № 4, с. 56–60.
- [21] 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>
- [22] 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>
- [23] 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>
- [24] Banjar H., Zhang H.Q. *Experiments and emulsion rheology modeling in an electric submersible pump*. Proc. Int. Petroleum Technology Conf., 2019, art. IPTC-19463-MS, doi: <https://doi.org/10.2523/iptc-19463-ms>
- [25] 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>
- [26] 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>
- [27] 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>
- [28] 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>
- [29] 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>
- [30] 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>
- [31] 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>
- [32] 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>

- [33] 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>
- [34] 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>
- [35] Lomakin V.O., Kuleshov 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>
- [36] Arefyev K.Y., Voronetsky A.V. Modelling of the process of fragmentation and vaporization of non-reacting liquid droplets in high-enthalpy gas flows. *Thermophys. Aeromech.*, 2015, vol. 22, no. 5, pp. 585–596, doi: <https://doi.org/10.1134/S0869864315050078>
- [37] Belov P.A., Kobets L.P., Borodulin A.S. Impregnation kinetics of fibers with liquids: Simulation within the generalization of Navier-Stokes equations. *Inorg. Mater. Appl. Res.*, 2014, vol. 5, no. 4, pp. 403–406, doi: <https://doi.org/10.1134/S2075113314040182>
- [38] 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>
- [39] 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>
- [40] 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: 10.18698/0536-1044-2022-9-73-84
- [41] Ломакин В.О., Петров А.И., Кулешова М.С. Исследование двухфазного течения в осецентрическом колесе методами гидродинамического моделирования. *Наука и образование*. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014, № 9. URL: https://elibrary.ru/download/elibrary_22739043_66264779.pdf
- [42] Анкудинов А.А. *Расчет и проектирование предвключенной осевихревой ступени центробежного насоса*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. 64 с.
- [43] Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. *Гидравлика, гидромашины и гидроприводы*. Москва, Альянс, 2010. 423 с.

References

- [1] Drozdov A.N. *Tekhnologiya i tekhnika dobychi nefi pogrzhnymi 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 pogrzhnymi tsentrobezhnymi 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 primenenie* [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 pogrzhnykh elektrosentrobezhnykh 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". *Oborudovanie 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-tehnicheskiy vestnik OAO "NK "Rosneft"*, 2015, no. 3, pp. 85–92. (In Russ.).
- [7] Trulev A.V., Loginov V.F., Gorbunov S.I. et al. *Razrabotka i opytно-promyshlennoe vnedrenie pogruzhnykh 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 construction 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 indust]. Moscow, Format Publ., 2019, pp. 307–310. (In Russ.).
- [8] 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>
- [9] 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>
- [10] 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.).
- [11] 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.).
- [12] 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.).
- [13] 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.).
- [14] Petrov V.I., Chebaevskiy V.F. *Kavitatsiya v vysokooborotnykh lopastnykh nasosakh* [Cavitation in high-speed lobe pumps]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1982. 192 p. (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] Timushev S.F., Fedoseev S.Yu. Definition of the incipient cavitation number in a centrifugal pump by computational testing. *Vestnik MAI* [Aerospace MAI Journal], 2012, vol. 19, no. 2, pp. 89–93. (In Russ.).
- [17] Yakovlev A.A., Timushev S.F., Tsipenko A.V. Study of axial fan in the cae system "FlowWis-ion". *Vestnik MAI* [Aerospace MAI Journal], 2011, vol. 18, no. 6, pp. 35–38. (In Russ.).
- [18] 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.).
- [19] Volkov M.G., Zeygman Yu.V. Investigating the gas-liquid flow structure in the electrical submersible pump unit's impeller. *Neftyanoe khozyaystvo* [Oil Industry], 2021, no. 6, pp. 90–93. (In Russ.).
- [20] Peshcherenko M.P., Perelman O.M., Rabinovich A.I. et al. Increase of ESP efficiency. Multi-phase pumps application. *Burenie i neft*, 2014, no. 4, pp. 56–60.
- [21] 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>
- [22] 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>

- [23] 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>
- [24] Banjar H., Zhang H.Q. *Experiments and emulsion rheology modeling in an electric submersible pump*. Proc. Int. Petroleum Technology Conf., 2019, art. IPTC-19463-MS, doi: <https://doi.org/10.2523/iptc-19463-ms>
- [25] 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>
- [26] 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>
- [27] 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>
- [28] 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>
- [29] 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>
- [30] 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>
- [31] 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>
- [32] 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>
- [33] Gouskov 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>
- [34] 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>
- [35] Lomakin V.O., Kuleshovav 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>
- [36] Arefyev K.Y., Voronetsky A.V. Modelling of the process of fragmentation and vaporization of non-reacting liquid droplets in high-enthalpy gas flows. *Thermophys. Aeromech.*, 2015, vol. 22, no. 5, pp. 585–596, doi: <https://doi.org/10.1134/S0869864315050078>
- [37] Belov P.A., Kobets L.P., Borodulin A.S. Impregnation kinetics of fibers with liquids: Simulation within the generalization of Navier-Stokes equations. *Inorg. Mater. Appl. Res.*, 2014, vol. 5, no. 4, pp. 403–406, doi: <https://doi.org/10.1134/S2075113314040182>
- [38] 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>
- [39] 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>
- [40] 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 vys-*

- shikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2022, no. 9, pp. 73–84, doi: 10.18698/0536-1044-2022-9-73-84 (in Russ.).
- [41] Lomakin V.O., Petrov A.I., Kuleshova M.S. Investigation of two-phase flow in axial-centrifugal impeller by hydrodynamic modeling methods. *Nauka i obrazovanie*. MGТУ им. Н.Э. Баумана [Science and Education of the Bauman MSTU], 2014, no. 9. URL: https://elibrary.ru/download/elibrary_22739043_66264779.Pdf (in Russ.).
- [42] Ankudinov A.A. *Raschet i proektirovanie predvkluchennoy osevikhrevoy stupeni tse-trobezhnogo nasosa* [Calculation and design of an upstream axial vortex stage of a centrifugal pump]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2003. 64 p. (In Russ.).
- [43] Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B. et al. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Moscow, Alyans Publ., 2010. 423 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 18.04.2023

Информация об авторах

ТРУЛЕВ Алексей Владимирович — кандидат технических наук, главный инженер-исследователь инженерно-исследовательского управления. 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, гидромашин и гидропневмоавтоматика». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: lomakin@bmstu.ru).

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

Information about the authors

TRULEV Aleksey Vladimirovich — Candidate of Science (Eng.), Chief Research Engineer, Engineering and Research Department. 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).

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).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Трулев А.В., Тимушев С.Ф., Ломакин В.О., Шмидт Е.М. Использование мультифазных коэффициентов для анализа и совершенствования конструкций лопастных машин, работающих на газожидкостных, парожидкостных смесях, смесях из жидкости и твердых частиц. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 8, с. 96–108, doi: 10.18698/0536-1044-2023-8-96-108

Please cite this article in English as:

Trulev A.V., Timushev S.F., Lomakin V.O., Shmidt E.M. The use of a multiphase specific speed for the analysis and improvement of the designs of blade machines for working on gas-liquid mixtures. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2023, no. 8, pp. 96–108, doi: 10.18698/0536-1044-2023-8-96-108