

УДК 622.323; 621.6.078

doi: 10.18698/0536-1044-2023-7-93-106

Совершенствование проточной части десендеров циклонного типа с использованием мультифазного коэффициента относительной скорости движения дискретных частиц

А.В. Трулев¹, С.Ф. Тимушев², В.О. Ломакин³, А.В. Клипов¹¹ ООО «Римера-Алнас»² Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)³ МГТУ им. Н.Э. Баумана

Improving flow path of the cyclone-type desenders using the multiphase coefficient of the discrete particles relative speed

A.V. Trulev¹, S.F. Timushev², V.O. Lomakin³, A.V. Klipov¹¹ Rimeria-Alnas LLC² Moscow Aviation Institute (National Research University)³ Bauman Moscow State Technical University

В нефтедобывающих скважинах с высоким содержанием механических примесей и свободного газа повышение эффективности электроцентробежного насоса достигается путем установки на его входе десендера циклонного типа. Десендер защищает погруженной насос от попадания в него механических примесей путем сепарации и сбора их в специальном контейнере. Одновременно решается задача по укрупнению пузырьков свободного газа, которые легче отсепарировать в затрубное пространство и таким образом снизить содержание свободного газа на входе в насос. Выполнен анализ особенностей течения пластовой жидкости, содержащей механические примеси и свободный газ в проточной части сепаратора циклонного типа с неподвижным шнеком. Выведены выражения для определения безразмерного мультифазного коэффициента относительной скорости сепарации дискретных частиц и мультифазного критерия подобия. Они позволяют оценивать эффективность сепараторов механических примесей, разрабатывать новые высокоэффективные конструкции на основе ранее созданных. Даны рекомендации по разработке новых высокоэффективных конструкций.

Ключевые слова: десендер циклонного типа, механические примеси, проточная часть, неподвижный шнек, мультифазный коэффициент, пластовая жидкость

In the oil producing wells with high content of mechanical impurities and free gas, efficiency of the electric centrifugal pump is increased by installing the cyclone-type desenders at its inlet. Desender protects the submersed pump from mechanical impurities entering it by separation and collecting them in a special container. At the same time, the problem of free gas bubbles enlargement is being solved to facilitate their separation into the annulus and thus reduce the free gas content at the pump inlet. Analysis was made of specifics of the formation fluid flow containing mechanical impurities and free gas in the flow path of a cyclone-type separator with the fixed screw. Expressions were derived to determine the dimensionless multiphase

coefficient of the discrete particles relative separation rate and of the multiphase similarity criterion. They allow evaluating efficiency of the mechanical impurity separators and developing new highly efficient structures based on the previously created ones. Recommendations are provided for development of the new highly efficient structures.

Keywords: cyclone-type desander, mechanical impurities, flow part, fixed screw, multiphase coefficient of the discrete particles relative speed, reservoir fluid

Для повышения коэффициента извлечения нефти снижают забойное давление, вследствие чего в пластовой жидкости, являющейся мультифазной смесью (МФС), повышается содержание свободного газа и механических примесей на входе в насос [1–3]. В связи с этим необходимо разработать эффективную технологию эксплуатации малодебитных скважин на МФС с высокой средней наработкой [4–6].

В нефтедобывающих скважинах с высоким содержанием механических примесей и свободного газа для повышения эффективности электроцентробежного насоса (ЭЦН) на его входе устанавливают десендер циклонного типа (далее десендер). Десендер предназначен для защиты ЭЦН от попадания в него механических примесей путем сепарации и сбора в специальном контейнере. Одновременно решается задача по укрупнению пузырьков свободного газа, которые легче отсепарировать в затрубное пространство, а следовательно, снизить его содержание на входе в ЭЦН.

Цель работы — проанализировать особенности течения МФС в проточной части десендера с использованием мультифазного коэффициента относительной скорости сепарации дискретных частиц и показать возможности по совершенствованию конструкций.

Оборудование для эффективной добычи пластовой жидкости в условиях высокого содержания механических примесей и свободного газа описано в работах [7–13]. Вопросы течения потока в лопастных решетках рассмотрены в публикациях [14–20]. Исследованию течения жидкой и мультифазной сред численными методами посвящены статьи [21–33].

Десендер с дополнительной функцией укрупнения газовых пузырьков обычно устанавливают снизу погружного электродвигателя, отделяя специальной уплотнительной манжетой от насоса, подающего нефть на поверхность. Также десендер можно разместить непосредственно перед входом в насос (в наземном исполнении).

Результаты исследования работы десендеров для погружных установок приведены в трудах [34–37].

Моделирование МФС с дискретными твердыми частицами. Запишем уравнение движения дискретной частицы для установившегося движения в виде действующих на нее сил:

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

где d_d , ρ_d и F_r — диаметр, плотность дискретной частицы и сила сопротивления ее движению соответственно; p — давление МФС; ΣF — сумма ускорений массовых сил, действующих на дискретную частицу.

Сила сопротивления движению дискретной частицы определяется выражением

$$F_r = -4\pi \rho_{ж} \nu d_d \Delta v, \quad (2)$$

где $\rho_{ж}$ и ν — плотность и кинематическая вязкость жидкости; Δv — скорость движения дискретной частицы относительно скорости жидкой фазы в радиальном направлении (далее относительная скорость дискретной частицы).

С учетом выражений (1) и (2) запишем

$$\Delta v = \frac{d_d^2}{24\nu\rho_{ж}} \frac{(\rho_d - \rho_m) \Delta p}{\rho_m \Delta S}, \quad (3)$$

где ρ_m — плотность МФС; Δp — изменение давления МФС; ΔS — изменение положения дискретной частицы вдоль линии тока.

Принимая во внимание, что в радиальном направлении на дискретную частицу действует только центробежная сила, можно записать

$$\frac{\Delta p}{\Delta S} = \rho_m \frac{v_{шт\ t}^2}{R_{шт.ср}}. \quad (4)$$

Здесь $v_{шт\ t}$ — тангенциальная составляющая движения МФС в шнеке; $R_{шт.ср}$ — средний радиус шнека,

$$R_{шт.ср} = (R_{л.шт2} + R_{л.шт1})/2,$$

где $R_{л.шт2}$ и $R_{л.шт1}$ — наружный и внутренний радиусы лопаток шнека

После подстановки выражения (4) в формулу (3) получаем

$$\Delta v = \frac{d_d^2 (\rho_m - \rho_d)}{24\nu\rho_{ж}} \frac{v_{шт\ t}^2}{R_{шт.ср}}. \quad (5)$$

Чтобы дискретная частица не попала в отвод, ее скорость в радиальном направлении должна быть равной или большей, чем скорость потока в направлении отвода $v_{отв}$, т. е. $\Delta v \geq v_{отв}$.

С учетом выражения (5) имеем

$$v_{отв} \leq \frac{d_d^2 (\rho_m - \rho_d)}{24\nu\rho_{ж}} \frac{v_{шн t}^2}{R_{шн.ср}}. \quad (6)$$

Принимая во внимание неразрывность течения потока МФС и то, что его скорость в направлении отвода $v_{отв}$ обратно пропорциональна площади отвода $F_{отв}$, запишем

$$v_{отв} = \frac{k_{дес} Q}{F_{отв}} = \frac{k_{дес} Q}{\pi R_{отв}^2}, \quad (7)$$

где $k_{дес}$ — коэффициент, учитывающий влияние геометрических характеристик сепарационной камеры и контейнера для сбора механических примесей; $R_{отв}$ — радиус отводящего канала.

Тангенциальная составляющая скорости потока на выходе из шнека определяется выражением

$$v_{шн t} = v_{шн} \cos \beta_{л.шн},$$

где $v_{шн}$ — скорость потока на выходе из шнека; $\beta_{л.шн}$ — угол наклона лопастей шнека.

Скорость потока на выходе из шнека

$$v_{шн} = \frac{Q}{zF} = \frac{Q}{z(S/z - b) \cos \beta_{л.шн} (R_{л.шн2} - R_{л.шн1})}; \quad (8)$$

$$F = (S/z - b) \cos \beta_{л.шн} (R_{л.шн2} - R_{л.шн1}), \quad (9)$$

где Q — расход МФС; z — число лопастей шнека; F — площадь выхода из шнека; S и b — ход и ширина лопасти шнека;

$$\cos \beta_{л.шн} = \frac{S^2 + (2\pi R_{шн.ср})^2}{2\pi R_{шн.ср}}. \quad (10)$$

С учетом выражений (8)–(10) получаем

$$v_{шн t} = \frac{Q}{z(S/z - b)(R_{л.шн2} - R_{л.шн1})}. \quad (11)$$

Основываясь на уравнениях (6), (7) и (11), запишем

$$Q \geq \frac{12\nu\rho_{ж} z^2 (S/z - b)^2}{\pi R_{отв}^2 (\rho_d - \rho_m) d_d^2} \times (R_{л.шн2} + R_{л.шн1})(R_{л.шн2} - R_{л.шн1})^2 k_{дес}$$

или

$$Q \geq \frac{12\nu\rho_{ж} K_{шн}}{\pi R_{отв}^2 (\rho_d - \rho_m) d_d^2} k_{дес},$$

где $K_{шн}$ — коэффициент геометрии шнека,

$$K_{шн} = z^2 \left(\frac{S}{z} - b \right)^2 (R_{л.шн2} + R_{л.шн1})(R_{л.шн2} - R_{л.шн1}).$$

Минимальное значение расхода МФС, при котором сепарация механических примесей достигает 100 %, определяется выражением

$$Q_{ms} = \frac{12\nu\rho_{ж} K_{шн}}{\pi R_{отв}^2 (\rho_d - \rho_m) d_d^2} k_{дес}. \quad (12)$$

Коэффициент сепарации рассчитывается как количество отсепарированных частиц, деленное на количество частиц, вошедших через входные отверстия десендера.

Исходя из этого, запишем:

$$k_{дес} = \frac{Q_{ms} (\rho_d - \rho_m) d_d^2 \pi R_{отв}^2}{12\nu\rho_{ж} K_{шн}}. \quad (13)$$

Гидравлические потери при прохождении МФС через десендер пропорциональны максимальной скорости:

$$h_{п} = k_Q \frac{v_{шн}^2}{2g}, \quad (14)$$

где k_Q — коэффициент гидравлических потерь; g — ускорение свободного падения.

Выразим гидравлические потери (14) через расход МФС следующим образом:

$$h_{п} = k_Q \left(\frac{Q}{zF} \right)^2 = \frac{k_Q}{(zF)^2} Q^2. \quad (15)$$

Если известны гидравлические потери при определенном расходе, например, при минимальном Q_{min} ,

$$h_{п}^0 = k_Q \left(\frac{Q_{ms}}{zF} \right)^2 = \frac{k_Q}{(zF)^2} Q_{ms}^2, \quad (16)$$

то коэффициент гидравлических потерь можно определить по формуле

$$k_Q = \frac{(zF)^2 h_{п}^0}{Q_{ms}^2}. \quad (17)$$

Уравнение (5) запишем в виде

$$\Delta v = \frac{d_d^2 (\rho_d - \rho_m)}{12\nu\rho_{ж}} \frac{v_{шн t}^2}{(R_{л.шн2} + R_{л.шн1})}. \quad (18)$$

Поделив относительную скорость дискретной частицы на скорость движения МФС, получаем

$$k_{ms} = \frac{\Delta v}{v_{отв}} = \frac{Q(\rho_d - \rho_m)}{12\nu\rho_{ж}k_{дес}} \frac{d_d^2 \pi R_{отв}^2}{K_{шн}}, \quad (19)$$

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

Чем выше коэффициент k_{ms} , тем лучше работает сепаратор. Этот безразмерный мультифазный коэффициент относительной скорости сепарации дискретных частиц, по сути, является коэффициентом сепарации.

Можно записать

$$k_{ms} = k_s Q, \quad (20)$$

где k_s — постоянный коэффициент,

$$k_s = \frac{\rho_d - \rho_m}{12\nu\rho_{ж}k_{дес}} \frac{d_d^2 \pi R_{отв}^2}{K_{шн}}. \quad (21)$$

При полной (100%-ной) сепарации ее коэффициент

$$k_{ms}^m = k_s Q_{ms}. \quad (22)$$

Согласно выражению (20), коэффициент сепарации линейно зависит от расхода МФС Q . Наклон прямой тем круче (рис. 1), чем больше плотность ρ_d и диаметр дискретных частиц d_d , и чем меньше вязкость жидкости ν , ход шнека и радиусы лопастей шнека:

$$Q_{ms}^{d1} < Q_{ms}^{d2} \text{ при } d_1 > d_2.$$

Если при расходе МФС Q_{ms}^{d1} происходит полная сепарация частиц диаметром $d_d \geq d_{d1}$, то при увеличении расхода МФС до Q_{ms}^{d2} — полная сепарация дискретных частиц диаметром $d_d \geq d_{d2}$:

$$\frac{Q_{ms}^{d1}}{Q_{ms}^{d2}} = \frac{d_{d2}^2}{d_{d1}^2},$$

где

$$d_{d2} = d_{d1} \sqrt{\frac{Q_1}{Q_2}}.$$

Это следует учитывать при выборе длины контейнера для сбора механических примесей.

Если один десендер работает на разных МФС, то исходя из выражения (12), можно записать

$$\frac{Q_{ms1}}{Q_{ms2}} = \frac{\nu_1 \rho_{ж1}}{\nu_2 \rho_{ж2}} \frac{d_{d2}^2 (\rho_{d2} - \rho_{m2})}{d_{d1}^2 (\rho_{d1} - \rho_{m1})},$$

где Q_{ms1} , Q_{ms2} — подачи МФС, начиная с которых коэффициент сепарации достигает 100 %;

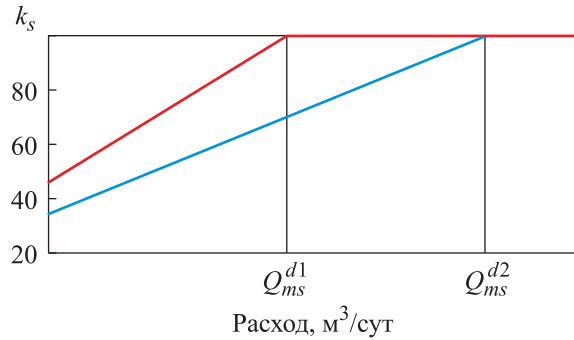


Рис. 1. Зависимости коэффициента сепарации десендера от расхода МФС с дискретными частицами большего Q_{ms}^{d1} (—) и меньшего Q_{ms}^{d2} (—) диаметров

индекс «1» соответствует первой МФС, индекс «2» — второй МФС.

Если известны свойства МФС и подача первой смеси Q_{ms1} , то можно записать

$$Q_{ms2} = Q_{ms1} \frac{\mu_{ж2}}{\mu_{ж1}} \frac{d_{d1}^2 (\rho_{d1} - \rho_{m1})}{d_{d2}^2 (\rho_{d2} - \rho_{m2})}, \quad (23)$$

где $\mu_{ж2}$, $\mu_{ж1}$ — динамические вязкости жидкостей, составляющие основу МФС.

Исходя из выражения (19) и не учитывая физико-химические свойства перекачиваемых МФС, получаем

$$m = \frac{Q_1}{k_{дес1}} \frac{R_{1отв}^2}{K_{шн1}} = \frac{Q_2}{k_{дес2}} \frac{R_{2отв}^2}{K_{шн2}} = \frac{Q}{k_{дес}} \frac{R_{отв}^2}{K_{шн}}, \quad (24)$$

где m — мультифазный критерий подобия (по сути, это коэффициент сепарации без учета физико-химических свойств МФС); индексы соответствуют параметрам разных вариантов десендеров.

При подобию геометрических размеров сепарационной камеры и контейнера для сбора механических примесей из формулы (24) можно исключить коэффициент $k_{дес}$.

Формулы (19) и (24) позволяют определять конфигурацию и размеры проточной части нового десендера путем пересчета известных геометрических характеристик.

В пределах одного габаритного размера при переходе на новую подачу в первом приближении достаточно сохранить тангенциальную составляющую скорости потока на выходе из шнека $v_{шн t}$, изменив площадь проточной части путем варьирования хода шнека. При переходе на другой габаритный размер можно попытаться сохранить скорости в шнеке $v_{шн t}$, отводе $v_{отв}$ и мультифазный критерий подобия m .

Для одного габаритного размера целесообразно выполнять сепараторы на разные диапазоны подачи МФС со сменными шнеками.

Если сепараторы различаются только ходом шнека, то из формулы (12) с учетом $K_{\text{шн}}$ получаем

$$Q_{ms2} = Q_{ms1} \left(\frac{S_2/z - b}{S_1/z - b} \right)^2. \quad (25)$$

Пренебрегая шириной лопастей шнека, запишем

$$Q_{ms2} = Q_{ms1} \left(\frac{S_2}{S_1} \right)^2.$$

Согласно выражению (15), при увеличении расхода МФС гидравлические потери в десендере возрастают:

$$\frac{h_{п1}}{h_{п2}} = \frac{Q_1^2}{Q_2^2}. \quad (26)$$

Отсюда имеем

$$h_{п2} = h_{п1} \frac{Q_2^2}{Q_1^2}. \quad (27)$$

Для унификации (возможности расширения диапазона работы одного десендера) важно минимизировать гидравлические потери $h_{п}^o$ при минимальном расходе МФС Q_{min} , когда происходит полная сепарация частиц заданного диаметра. Чем выше гидравлические потери $h_{п}$ в десендере, тем больше энергии уходит на нагрев пластовой жидкости, падает давление, и, соответственно, выделяется свободный газ.

Потери напора в десендере компенсируются потерями напора в насосе, поэтому в ЭЦН должно быть установлено большее количество ступеней (напор дополнительных ступеней равен потерям напора в десендере). Следовательно, снижается коэффициент полезного действия погружной установки.

Из формул (19) и (26) следует, что с увеличением расхода МФС возрастает коэффициент сепарации и гидравлические потери (рис. 2). Левая граница рабочего диапазона подачи десендера определяется исходя из требуемого коэффициента сепарации, правая — из допустимого значения гидравлических потерь.

Если известен параметр $h_{п1}^o$ для Q_{ms1} , то при изменении хода шнека

$$h_{п2}^o = h_{п1}^o \left(\frac{S_2}{S_1} \right)^2 = h_{п1}^o \frac{Q_2}{Q_1}.$$

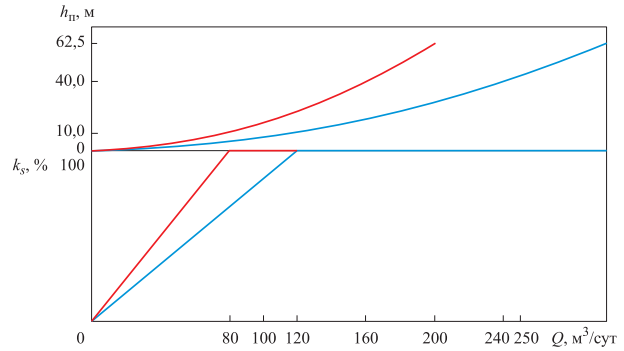


Рис. 2. Зависимости коэффициента сепарации k_s и гидравлических потерь $h_{п}$ от расхода МФС Q десендеров с большим S_2 (—) и меньшим S_1 (—) ходом шнека

Сравнение с формулой (27) показывает, что экономнее изготавливать не универсальные сепараторы механических примесей на широкий диапазон подачи МФС, а унифицированные сепараторы со сменными шнеками на ограниченные диапазоны подачи МФС.

Если подобные сепараторы различаются ходом шнека, то при подачах запираания Q_{ms1} и Q_{ms2} скорости и гидравлические потери в десендерах совпадают.

Исходя из выражений (11) и (19), можно записать

$$k_{ms} = \frac{v_{\text{шн } t} d_d^2 (\rho_d - \rho_m)}{12\nu\rho_{ж}k_{\text{дес}}} \frac{F_{\text{отв}}}{(R_{л,шн2} + R_{л,шн1})}. \quad (28)$$

С учетом того, что

$$v_{\text{шн } t} = K_H \sqrt{H_{\text{ст}} z_{\text{ст}}} \quad (29)$$

выражение (28) приобретает вид

$$k_{ms} = \frac{d_d^2 (\rho_d - \rho_m)}{12\nu\rho_{ж}k_{\text{дес}}} \frac{F_{\text{отв}}}{R_{л,шн2} + R_{л,шн1}} K_H \sqrt{H_{\text{ст}} z_{\text{ст}}}, \quad (30)$$

где K_H — коэффициент преобразования напора в скорость потока; $H_{\text{ст}}$ — напор одной ступени насоса, совместно с которым работает десендер; $z_{\text{ст}}$ — количество ступеней.

Формула (30) позволяет определять количество ступеней насоса $z_{\text{ст}}$, энергия которых задействована в работе десендера, а следовательно, сравнивать эффективность разных сепараторов. Так, эффективность рассматриваемого десендера с неподвижным шнеком может быть в разы выше, чем у центробежного сепаратора при тех же радиальных габаритных размерах.

Согласно выражению (28), эффективность сепарации определяется тангенциальной составляющей скорости потока на выходе из

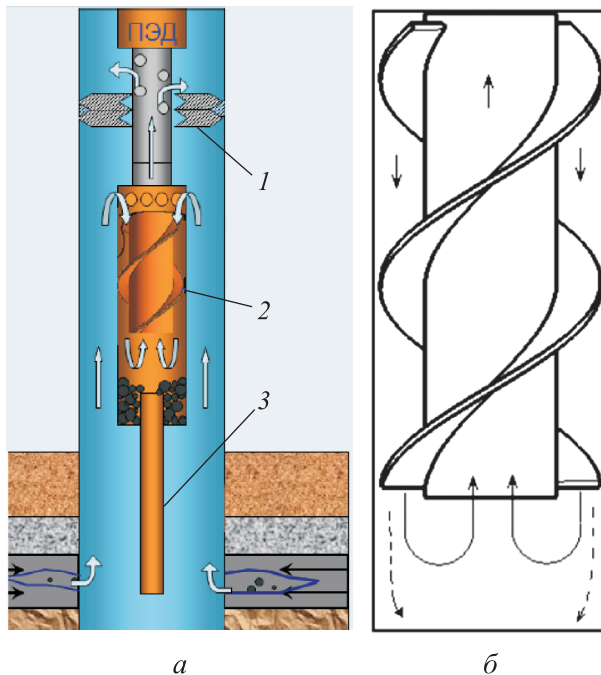


Рис. 3. Схемы погружной установки (а) и шнека (б):
1 — узел уплотнения; 2 — вихревой сепаратор;
3 — контейнер; ПЭД — погружной электрический двигатель

шнека $v_{\text{шн } t}$. При работе центробежного сепаратора задействована энергия одного осевого колеса (шнека), а при работе сепаратора циклонного типа формально нет ограничений и согласно выражению (29) можно использовать несколько ступеней.

В пластовой жидкости, как правило, имеется свободный газ. Согласно рис. 5, а и б, тангенциальная составляющая скорости потока на выходе из шнека присутствует по всей длине сепарационной камеры и в отводе. Положительный эффект заключается в том, что происходит сепарация пузырьков газа в центр с их последующим укрупнением.

Чем крупнее пузырьки, тем более эффективно проходит естественная сепарация газа: как правило, пузырьки большого диаметра пройдут мимо входного модуля. Если на входе в погружной насос установить центробежный сепаратор газа, то он будет более эффективно отделять крупные пузырьки и отводить их в затрубное пространство. В результате содержание свободного газа на входе в насос погружной установки ЭЦН уменьшится, а ее ресурс и эффективность увеличатся.

Чем больше мультифазный коэффициент относительной скорости сепарации дискретных частиц k_{ms} , тем крупнее пузырьки газа.

Если дискретные частицы представлены в виде пузырьков газа, то формулы (19) и (28) приобретают соответствующий вид:

$$k_{ms} = \frac{Q(\rho_m - \rho_g) d_g^2 \pi R_{\text{отв}}^2}{12\nu\rho_{\text{ж дес}} K_{\text{шн}}};$$

$$k_{ms} = \frac{v_{\text{шн } t} d_g^2 (\rho_m - \rho_g)}{12\nu\rho_{\text{ж дес}}} \frac{F_{\text{отв}}}{(R_{\text{л.шн}2} + R_{\text{л.шн}1})},$$

где ρ_g и d_g — плотность и среднеквадратичный диаметр пузырьков газа на входе в сепаратор циклонного типа.

Особенности движения дискретных частиц в мультифазном потоке описаны в работе [38].

Модель стенда для численных испытаний.

Для испытаний десендера численными методами создана модель стенда, имитирующая работу погружной установки в скважине (рис. 4). Для подачи механических примесей использована колонна, имитирующая цилиндрический участок. Под десендером установлена полноразмерная в радиальном направлении модель контейнера для сбора отсепарированных дискретных частиц, а над ним — устройство для сбора не отсепарированных частиц. Положение и траектория каждой дискретной частицы отслеживалось и учитывалось.

Согласно рис. 5, а, максимальные скорости потока наблюдаются на входе в шнек и по длине сепарационной камеры. На эпюрах скорости потока в верхней части контейнера (рис. 5, б) имеются сильные обратные токи, восходящее

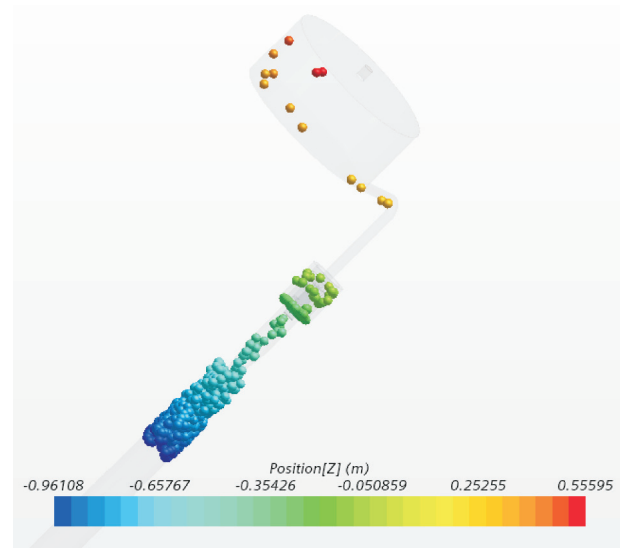


Рис. 4. Модель стенда для испытаний десендера численными методами

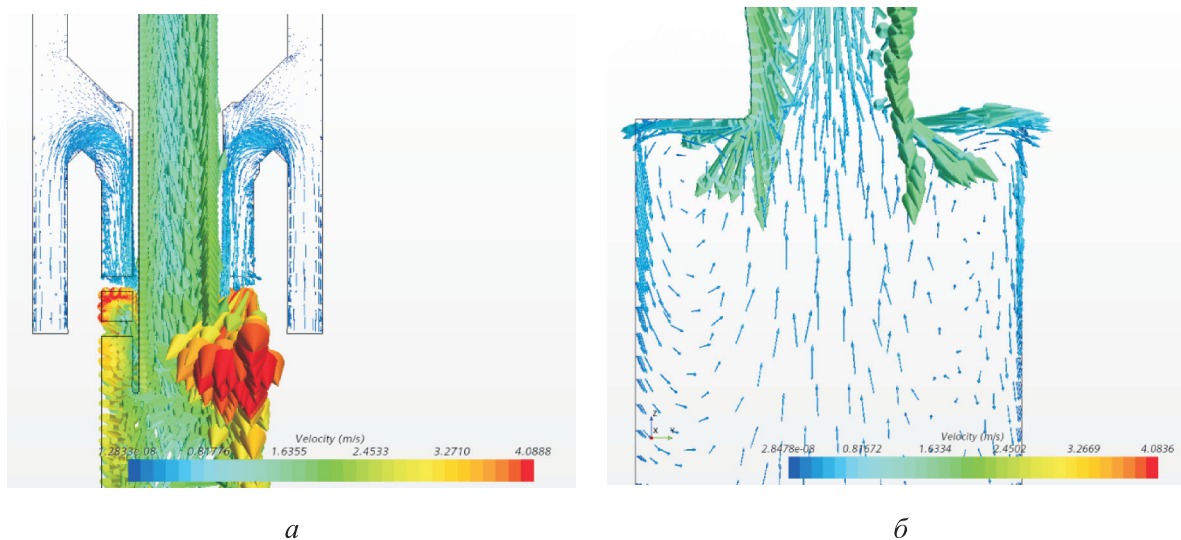


Рис. 5. Эпюры скоростей потока, м/с, на входе в десандер и шнек в плоском сечении (а) и на входе в контейнер десандера (б)

течение жидкости в контейнере для сбора отсепарированных частиц, которое может выносить уже отсепарированные частицы. При малом падении напора, который тратится на закрутку потока в шнеке, после сепарации начинается медленный вынос частиц из контейнера наверх в насос с возможностью полного выноса.

В этом случае целесообразно установить запирающий элемент типа обратного клапана или следить, чтобы установка эксплуатировалась в области расходов МФС, обеспечивающих требуемый коэффициент сепарации. Контейнер, особенно для стендовых испытаний должен иметь запас по длине.

Модели и методики испытаний физическими и численными методами совпадают. Отличительной особенностью последних является то, что при испытании десандера достаточно определить один расход МФС Q_{ms1} (при котором наступает полная сепарация механических примесей) и гидравлические потери при этом расходе.

Также, чтобы построить все характеристики, достаточно определить только одну точку на наклонной прямой (см. рис. 2). Если корректно определить точку с коэффициентом сепарации менее 100 % и потерю напора при этой подаче МФС, то соединив эту точку, нанесенную на графике, аналогичном показанному на рис. 2, прямой линией с началом координат и продлив до пересечения с горизонтальной прямой, где сепарация равна 100 %, получаем график изменения коэффициента сепарации от подачи МФС согласно формулам (20) и (21).

Для всех расходов МФС $Q > Q_{ms1}$ коэффициент сепарации будет равен 100 %.

Зная гидравлические потери, с помощью формул (26) и (27) можно построить графическую зависимость гидравлических потерь от подачи МФС с учетом того, что при нулевой подаче гидравлические потери равны нулю. Аналогичные графики показаны на рис. 2.

Нет необходимости в проведении испытаний сепараторов, отличающихся от уже испытанного только ходом шнека. Расход Q_{ms2} можно найти из формулы (26). Гидравлические потери при расходах Q_{ms1} и Q_{ms2} совпадают. Соответственно, по формулам (27) и (28), можно построить графическую зависимость гидравлических потерь от подачи МФС.

Численные испытания в программе Star CCM+ подтвердили закономерности, полученные аналитическим методом.

Испытания численным методом позволили выявить следующие диапазоны расходов МФС, расположенных в порядке увеличения подачи:

- отсутствие сепарации твердых частиц;
- на начальном этапе большая часть твердых частиц собирается в контейнере, но тангенциальная составляющая скорости потока на выходе из шнека мала для запираения частиц в контейнере; постепенно под действием осевой составляющей скорости потока практически все частицы выносятся из контейнера в отвод и далее в насос;
- коэффициент сепарации квазилинейно увеличивается от нуля до 100 %;

- начиная с расхода МФС Q_{ms} , коэффициент сепарации составляет 100 %;
- начиная с максимального значения расхода МФС, использование десендера является нецелесообразным из-за высоких потерь напора.

Анализ результатов стендовых испытаний. Многочисленные результаты стендовых и промысловых испытаний российских и зарубежных десендеров приведены в работах [35, 36, 39].

В работе [39] представлены характеристики и результаты анализа стендовых и промысловых испытаний сепараторов механических примесей, выполненных специалистами НК «Роснефть». Одна из наиболее качественных характеристик — зависимость коэффициента сепарации k_s от подачи МФС — показана на рис. 6.

Следует отметить, что, начиная с определенной подачи МФС, сепарация поддерживается на уровне 100 %. В режимах с меньшим расходом МФС коэффициент сепарации практически линейно зависит от подачи насоса.

Характеристики, приведенные на рис. 1, 2 и 6, различаются лишь поправочным коэффициентом, что подтверждает правильность теоретических выкладок.

При проведении экспериментов, как правило, трудно получить прямолинейный наклонный участок в силу погрешности. При использовании правильной методики испытаний наличие горизонтального участка сепарационной кривой, начиная с определенной подачи МФС, является очевидным.

Задача испытаний заключается в определении подачи МФС, начиная с которой коэффициент сепарации достигает 100 %, и потерь

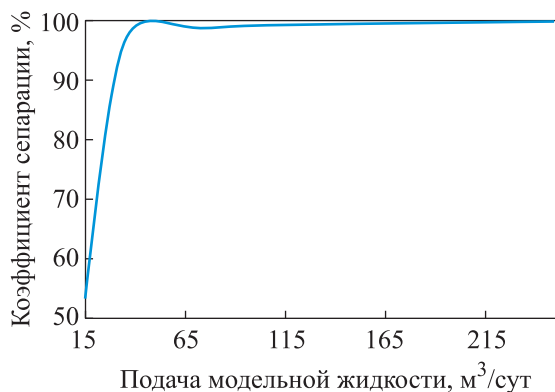


Рис. 6. Зависимость коэффициента сепарации от подачи модельной жидкости вязкостью 1 МПа·с при наличии тестовых механических примесей «песок 0,1 мм»

напора при этой подаче. Начало рабочего диапазона определяется этой подачей, правая граница — допустимой потерей напора, которая прямо пропорциональна квадрату подачи МФС.

Десендеры, описанные в работах [35, 36, 39], можно условно подразделить на две группы: с наличием и отсутствием горизонтального участка. Грамотно разработанные сепараторы имеют горизонтальный участок.

Если сепаратор механических примесей сконструирован правильно, то он должен иметь схожие (типовые) характеристики сепарации, аналогичные показанным на рис. 6.

Соответственно, к критериям сравнения десендеров на одинаковые диапазоны подачи модельной МФС не относится эффективность сепарации, так как с определенного значения подачи она составляет 100 %. Сепараторы могут отличаться друг от друга монтажной высотой, стоимостью, затратами (потерей) напора на сепарацию в заданном рабочем диапазоне и ресурсом.

Выводы

1. Выведены выражения для безразмерного мультифазного коэффициента относительной скорости дискретных частиц, позволяющего оценивать эффективность сепарации, а также для мультифазного критерия подобия, дающего возможность разрабатывать новые изделия на основе ранее созданных высокоэффективных конструкций.

2. Численные испытания в программе Star CCM+ и анализ результатов стендовых и промысловых испытаний подтвердили закономерности, полученные аналитическим методом.

3. Выявлены диапазоны расходов МФС, полученные на основе численных экспериментов, помогающие определить рабочий диапазон использования десендеров.

4. Обосновано, что эффективность десендера циклонного типа с неподвижным шнеком может быть в разы выше, чем у центробежного сепаратора при тех же радиальных габаритных размерах.

5. Одновременно с сепарацией механических примесей происходит укрупнение пузырьков свободного газа и снижение вероятности их попадания в погружной лопастной насос, вследствие чего повышается надежность и эффективность установки.

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] Ляпков П.Д. Движение сферической частицы относительно жидкости в межлопаточном канале рабочего колеса центробежного насоса. *Труды МИНХ и ГП*, 1977, № 129, с. 3–36.
- [15] 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.
- [16] 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.
- [17] 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>

- [18] 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>
- [19] 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>
- [20] 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>
- [21] 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>
- [22] 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>
- [23] 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>
- [24] 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>
- [25] 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>
- [26] 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>
- [27] 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>
- [28] 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>
- [29] 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>
- [30] 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>
- [31] 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>
- [32] 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>
- [33] 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>
- [34] Анпина Н.А., Каплан А.Л., Пещеренко С.Н. Погружные сепараторы механических примесей. *Бурение и нефть*, 2011, № 12, с. 40–43.
- [35] Сабиров А.А. Стендовые испытания скважинных сепараторов механических примесей. *Инженерная практика*, 2011, № 5, с. 150–155.

- [36] Булат А.В. *Повышение эффективности работы скважинного насосного оборудования за счет применения сепараторов механических примесей*. Дисс. ... канд. тех. наук. Москва, РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2013.
- [37] Анпина Н.А., Пещеренко С.Н. Математическое моделирование движения твердых частиц в погружных сепараторах. *Научно-технические ведомости СПбГПУ. Физико-математические науки*, 2012, № 2, с. 62–68.
- [38] Трулев А.В., Шерстюк А.Н. К расчету течения двухкомпонентных смесей в насосах и газосепараторах. *Химическое и нефтяное машиностроение*, 2000, № 8, с. 36–38.
- [39] Новокрещенных Д.В. *Оценка эффективности применения сепараторов механических примесей*. Материалы конференции «Эксплуатация осложненного фонда скважин», Сургут. 2022.

References

- [1] Drozdov A.N. *Tekhnologiya i tekhnika dobychi nefti pogruzhnymi 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 pogruzhnymi 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 nefti 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 nefti 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 pogruzhnykh elektrosentrobezhnykh ustanovok pri dobyche nefti 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-tekhnicheskiiy 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 opytno-promyshlennoye vnedreniye 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 razvitiye 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] 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.).
- [15] 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.).
- [16] 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.).
- [17] 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>
- [18] 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>
- [19] 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>
- [20] 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>
- [21] 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>
- [22] 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>
- [23] 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>
- [24] 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>
- [25] 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>
- [26] 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>
- [27] 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>
- [28] 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>

- [29] 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>
- [30] 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>
- [31] 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>
- [32] 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>
- [33] 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>
- [34] Anpina N.A., Kaplan A.L., Peshcherenko S.N. Submersible separators for solids management. *Burenie i neft*, 2011, no. 12, pp. 40–43. (In Russ.).
- [35] Sabirov A.A. Bench tests of downhole mechanical impurities separators. *Inzhenernaya praktika*, 2011, no. 5, pp. 150–155. (In Russ.).
- [36] Bulat A.V. *Povyshenie effektivnosti raboty skvazhinnogo nasosnogo oborudovaniya za schet primeneniya separatorov mekhanicheskikh primesey*. Diss. kand. tekhn. nauk [Increasing efficiency of downhole pumping equipment through the use of mechanical impurities separators. Kand. tech. sci. diss.]. Moscow, RGU nefti i gaza im. I.M. Gubkina Publ., 2013. (In Russ.).
- [37] Anpina N.A., Peshcherenko S.N. Mathematical modeling of solid particles motion in submersible separators. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU. Fiziko-matematicheskie nauki* [St. Petersburg Polytechnical University Journal: Physics and Mathematics], 2012, no. 2, pp. 62–68. (In Russ.).
- [38] 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.).
- [39] Novokreschennykh D.V. *Evaluation of the effectiveness of the use of separators of mechanical impurities. Materials of the conference "Operation of the complicated fund of wells"*, Surgut 2022.

Статья поступила в редакцию 18.04.2023

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).

Information about the authors

TRULEV Aleksey Vladimirovich — Candidate of Science (Eng.), Chief Research Engineer. Rimera-Alnas LLC (423450, Almetevsk, Tatarstan, 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).

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).

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).

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).

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

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Трулев А.В., Тимушев С.Ф., Ломакин В.О., Клипов А.В. Совершенствование проточной части десендеров циклонного типа с использованием мультифазного коэффициента относительной скорости движения дискретных частиц. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 7, с. 93–106, doi: 10.18698/0536-1044-2023-7-93-106

Please cite this article in English as:

Trulev A.V., Timushev S.F., Lomakin V.O., Klipov A.V. Improving flow path of the cyclone-type desenders using the multiphase coefficient of the discrete particles relative speed. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2023, no. 7, pp. 93–106, doi: 10.18698/0536-1044-2023-7-93-106



**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
предлагает читателям учебное пособие
«Основы законодательной метрологии»
Автор А.С. Завгородний**

Содержит материалы лекционной части курса «Метрология и радиоизмерения», включающие основы законодательной метрологии. Пособие снабжено справочной информацией и памятками для разработчиков технической документации в части метрологического обеспечения средств радиотехнических измерений.

Для студентов, обучающихся по специальности 11.05.01 «Радиоэлектронные системы и комплексы».

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; <https://bmstu.press>