

УДК 622.323, 621.6.078

doi: 10.18698/0536-1044-2023-9-72-87

# Совершенствование проточной части мультифазных ступеней с использованием мультифазного коэффициента относительной скорости движения дискретных частиц

А.В. Трулев<sup>1</sup>, С.Ф. Тимушев<sup>2</sup>, В.О. Ломакин<sup>3</sup>,  
А.В. Клипов<sup>1</sup>, Е.М. Шмидт<sup>1</sup>

<sup>1</sup> ООО «Римера-Алнас»

<sup>2</sup> Московский авиационный институт (национальный исследовательский институт)

<sup>3</sup> МГТУ им. Н.Э. Баумана

## Improving the multiphase stages flow path using the multiphase coefficient of the discrete particles relative speed

A.V. Trulev<sup>1</sup>, S.F. Timushev<sup>2</sup>, V.O. Lomakin<sup>3</sup>,  
A.V. Klipov<sup>1</sup>, E.M. Shmidt<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Rимера-Alnas LLC

<sup>2</sup> Moscow Aviation Institute (National Research University)

<sup>3</sup> Bauman Moscow State Technical University

Выведены уравнения для разработки проточной части мультифазных ступеней в диагональном исполнении с использованием безразмерного мультифазного коэффициента относительной скорости движения дискретных частиц. Проведен анализ течения пластовой жидкости, содержащей пузырьки свободного газа в проточной части серийных мультифазных ступеней осевого и оседиагонального типов в сравнении с разработанными ступенями диагонального типа с наклонно-цилиндрическими и винтообразными лопастями. Показано, что по сравнению с осевой и оседиагональной ступенями мультифазные ступени диагонального типа с наклонно-цилиндрическими и винтообразными лопастями имеют более высокий напор при работе на газожидкостных смесях, особенно в многоступенчатом исполнении. При работе на воде без свободного газа напор и коэффициент полезного действия мультифазных ступеней превосходит характеристики лучших аналогов, что позволяет изготавливать полно-размерные насосы, эффективно работающие на жидкости без газа и на газожидкостной смеси.

**Ключевые слова:** мультифазные ступени, газожидкостная смесь, проточная часть, шнек, мультифазный коэффициент, относительная скорость движения

Equations are derived to design and develop the multiphase stages flow path in a diagonal form using the dimensionless multiphase coefficient of the discrete particles relative speed. An analysis was made of the formation fluid flow containing free gas bubbles in the serial multiphase stages flow path of axial and axis-diagonal types in comparison with the developed diagonal-type stages and with inclined-cylindrical and helical blades. It is shown that, compared to the axial and axis-diagonal type stages, multiphase stages of the diagonal type with the inclined-cylindrical and helical blades have higher pressure when operating on the gas-liquid mixtures, especially in the multi-stage design. When operating on water without

free gas, pressure and efficiency of the multiphase stages exceed characteristics of the best analogues, which makes it possible to manufacture the full-size pumps operating efficiently on liquid without gas and on the gas-liquid mixture.

**Keywords:** multiphase stages, gas-liquid mixture, flow path, screw, multiphase coefficient, relative speed

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

Технологии эксплуатации добычи мультимедийных смесей постоянно совершенствуются, повышается наработка оборудования [4–6].

Оборудование для эффективной добычи пластовой жидкости в условиях высокого содержания механических примесей и СГ рассмотрено в публикациях [7–13].

При высоком содержании СГ на входе в погружную установку электроцентробежного насоса (ЭЦН) подача рабочей среды (РС) и развиваемое давление заметно уменьшаются. При этом работа ЭЦН становится неустойчивой, характеризуется колебаниями подачи РС, давления и мощности. Колебания параметров ЭЦН приводят к повышению вибрации и, соответственно, к низкой нагрузке. При дальнейшем увеличении содержания СГ в пластовой жидкости возникают газовые пробки и срыв подачи ЭЦН.

Повышения эффективности погружной установки ЭЦН в условиях высокого содержания СГ и увеличения допустимого содержания СГ на входе в установку ЭЦН можно достигнуть применением следующих устройств [3]:

- газосепаратора, установленного на входе в насос, отделяющего большую часть СГ, направляющего отделенный СГ в затрубное пространство и дегазированную пластовую жидкость в насос [7–13];

- предвключенного модуля — диспергатора, ступени которого позволяют измельчать пузырьки газожидкостной смеси (ГЖС);

- так называемого конического насоса, состоящего из пакетов ступеней на разные подачи РС, причем на входе в насос установлены ступени на большую подачу РС;

- входных модулей с мультимедийными ступенями, предвключенных мультимедийных насосов, предназначенных для работы с более высоким допустимым содержанием СГ.

Анализ существующих способов показал, что в настоящее время отсутствуют полнораз-

мерные мультимедийные насосы. Коэффициент полезного действия (КПД) диспергирующих и мультимедийных модулей существенно меньше, чем у основного насоса, поэтому их нельзя использовать в качестве полноразмерного насоса, который должен периодически работать на жидкости без газа и на ГЖС. По сути, предвключенные мультимедийные насосы, имеющие низкие КПД и напор, представляют собой диспергирующие модули.

В связи с этим становится актуальной задача создания полноразмерного мультимедийного насоса, эффективность которого на ГЖС выше, чем у существующих аналогов, а КПД при работе на жидкости без газа находится на уровне КПД лучших аналогов.

Вопросы течения потока в лопастных решетках рассмотрены в работах [14–36]. Исследованию течения жидкой и мультимедийной сред численными методами посвящены в статьи [27–36].

Цель работы — проанализировать особенности течения мультимедийной смеси в проточной части мультимедийных ступеней с использованием мультимедийного коэффициента относительной скорости дискретных частиц (ДЧ) и показать возникающие при этом возможности по совершенствованию конструкций.

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

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

Здесь  $d_d$  и  $\rho_d$  — диаметр и плотность ДЧ;  $\sum \mathbf{F}$  — сумма ускорений массовых сил, действующих на дискретную частицу;  $p$  — давление РС;  $\mathbf{F}_r$  — сила сопротивления движению ДЧ,

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

где  $\rho_{\text{ж}}$  и  $\nu$  — плотность и кинематическая вязкость жидкости;  $\Delta \mathbf{v}$  — скорость движения ДЧ относительно скорости жидкой фазы в мери-

диональном направлении (далее относительная скорость ДЧ).

С учетом этих выражений для ДЧ в проточной части шнека запишем

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

где  $\rho_m$  — плотность РС;  $\Delta p$  — изменение давления РС в проточной части шнека в цилиндрической системе координат в зависимости от радиуса  $R$  и длины  $L$  положения ДЧ на линии тока в проточной части;  $\Delta L$  — изменение длины в осевом направлении.

Мультифазный коэффициент относительной скорости движения ДЧ

$$k_{ms} = \frac{\Delta v}{v_m} = \frac{d_d^2 (\rho_m - \rho_d)}{24\nu\rho_{\text{ж}}\rho_m v_m} \frac{\Delta p(L, R)}{\Delta L} = \frac{d_d^2 g (\rho_m - \rho_d)}{24\nu\rho_{\text{ж}}} \frac{\Delta H(L, R)}{v_m \Delta L}, \quad (1)$$

где  $v_m$  — меридиональная скорость течения мультифазного потока;  $\Delta H(L, R)$  — изменение напора в проточной части шнека в цилиндрической системе координат в зависимости от радиуса  $R$  и длины  $L$  положения ДЧ на линии тока в проточной части;  $g$  — ускорение свободного падения.

**Методика разработки проточной части ступени с мультифазным рабочим колесом (РК) диагонального типа с лопастями винтообразной формы (шнека).** Теоретический напор шнека

$$H_{\text{шн.т}} = \frac{u_{2\text{ср}} v_{u\text{шн}2\text{ср}}}{g} - \frac{u_{1\text{ср}} v_{u\text{шн}1\text{ср}}}{g} \approx \frac{u_{2\text{ср}}^2}{g} - \frac{u_{2\text{ср}} \text{ctg} \beta_{2\text{л.шн}}}{g S_{m2}} Q,$$

где  $u_{2\text{ср}}$  и  $u_{1\text{ср}}$  — окружная скорость потока на выходе из шнека и на входе в него;  $v_{u\text{шн}2\text{ср}}$  и  $v_{u\text{шн}1\text{ср}}$  — окружная составляющая абсолютной скорости потока на выходе из шнека и на входе в него;  $\beta_{2\text{л.шн}}$  — угол наклона лопастей на выходе из шнека;  $Q$  — расход РС;  $S_{m2}$  — площадь меридионального сечения на выходе из шнека.

Действительный напор шнека

$$H_{\text{шн}} = K_{\text{г}} \frac{u_{2\text{ср}} v_{u\text{шн}2\text{ср}}}{g} = K_{\text{г}} \left( \frac{u_{2\text{ср}}^2}{g} - \frac{u_{2\text{ср}} \text{ctg} \beta_{2\text{л.шн}}}{g S_{m2}} Q \right), \quad (2)$$

где  $K_{\text{г}}$  — гидравлический КПД, значение которого можно уточнить исходя из результатов

численного или физического эксперимента,  $K_{\text{г}} \approx 0,45 \dots 0,55$ .

Тогда окружная составляющая абсолютной скорости потока на выходе из шнека

$$v_{u\text{шн}2\text{ср}} = K_{\text{г}} (u_{2\text{ср}} - v_{m\text{шн}2} \text{ctg} \beta_{2\text{л.шн}}),$$

где  $v_{m\text{шн}2}$  — меридиональная скорость течения потока на выходе из шнека.

С учетом того, что

$$u_{2\text{ср}} = \omega R_{\text{шн}2\text{ср}} \text{ и } v_{m\text{шн}2} = \frac{Q}{S_{m2}},$$

получаем

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

Здесь  $\omega$  — угловая скорость вращения ротора;  $R_{\text{шн}2\text{ср}}$  — средний радиус лопастей на выходе из шнека,

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

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

Площадь меридионального сечения на выходе из шнека

$$S_{m2} = \pi (R_3^2 - R_{\text{вт.шн}2}^2),$$

где  $R_3$  — наружный диаметр гильзы на входе в направляющий аппарат (НА).

Для увеличения напора шнека целесообразно иметь РК с увеличивающимся радиусом ступицы.

Угол наклона лопастей на выходе из шнека  $\beta_{2\text{л.шн}}$  определяется из формулы (2) исходя из заданных габаритных размеров и напора.

Угол наклона лопастей на входе в шнек при осевом входе

$$\beta_{1\text{л.шн}} = \beta_{1\text{шн}} + \Delta\beta_{\text{шн}},$$

где  $\beta_{1\text{шн}}$  — угол потока на входе в шнек;  $\Delta\beta_{\text{шн}}$  — угол атаки на входе в шнек,  $\Delta\beta_{\text{шн}} = 6 \dots 11^\circ$ .

Угол потока на входе в шнек

$$\beta_{1\text{шн}} = \text{arctg} \frac{v_{m1}}{u_{1\text{ср}}}$$

Здесь  $v_{m1}$  — меридиональная скорость течения потока на входе в шнек;  $v_{m1} = Q/S_{m1}$  ( $S_{m1}$  —

площадь меридионального сечения на входе в шнек);

$$u_{1cp} = \omega R_{\text{шн1cp}},$$

где  $R_{\text{шн1cp}}$  — средний радиус лопастей на входе в шнек.

Параметры на входе в шнек  $S_{m1}$  и  $R_{\text{шн1cp}}$  определяют так же, как и на выходе из шнека.

С учетом того, что

$$\Delta p = \frac{\rho_m}{2} (du^2 - dw^2),$$

запишем

$$\Delta H = \frac{\Delta p}{g\rho_m} = \frac{1}{2g} (du^2 - dw^2),$$

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

Для лопастных гидравлических машин изменение давления в направлении, нормальном к лопастной решетке, и, соответственно, к линиям тока, которые она определяет, пропорционально изменению давления вдоль линий тока. Следовательно, сепарация пузырьков газа в проточной части РК и НА пропорциональна изменению давления вдоль линий тока.

При условии примерного равенства меридиональной скорости течения мультифазного потока по всей длине проточной части лопастной решетки РК с учетом изменения угла лопасти выражение для мультифазного коэффициента относительной скорости движения ДЧ принимает вид

$$k_{ms} = \frac{(K_{\text{дисп}d} d_d)^2 (\rho_m - \rho_d)}{48\nu_{\text{ж}} \nu_{m \text{ шн}}} \times \frac{\omega^2 \Delta R^2 - \nu_{m \text{ шн}}^2 \Delta (1/\sin \beta_{\text{л.шн}})^2}{\Delta L}, \quad (3)$$

где  $K_{\text{дисп}d}$  — коэффициент диспергирования, зависящий от геометрических характеристик проточной части и учитывающий возможные неточности моделирования, например, сила сопротивления движению ДЧ может меняться в зависимости от особенностей ГЖС [21, 26];  $\nu_{m \text{ шн}}$  — меридиональная скорость течения потока на участке  $\Delta L$  проточной части лопастной решетки РК.

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

$$\begin{cases} \Delta(R^2) = KK_{\text{шн}R} \Delta L; \\ K_{\text{шн}R} = \frac{1}{(K_{\text{дисп}d} d_d)^2 \omega^2} \frac{48\nu_{\text{ж}} \nu_{m \text{ шн}} k_{ms}}{(\rho_m - \rho_d)}; \\ -\Delta(1/\sin \beta_{\text{л.шн}})^2 = (1-K) K_{\text{шн}\beta} \Delta L; \\ K_{\text{шн}\beta} = \frac{1}{(K_{\text{дисп}d} d_d)^2} \frac{48\nu_{\text{ж}} k_{ms}}{(\rho_m - \rho_d) \nu_{m \text{ шн}}}, \end{cases} \quad (4)$$

где  $K_{\text{шн}}$ ,  $K_{\text{шн}R}$ ,  $K_{\text{шн}\beta}$  — коэффициенты.

Как показывают расчеты и анализ существующих мультифазных ступеней,  $10 < KK_{\text{шн}R} < 40$ .

Чем меньше величина  $KK_{\text{шн}R}$ , тем длиннее проточная часть, ниже напорность и увеличение давления на единицу длины. Соответственно, при том же значении меридиональной скорости течения потока больше допустимое содержание СГ, однако выше монтажная длина и стоимость насоса. При больших значениях ступень хуже работает на ГЖС, но монтажная длина и себестоимость ниже.

Систему уравнений (4) можно представить следующим образом:

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

Согласно первому уравнению этой системы, чтобы сохранить мультифазный коэффициент относительной скорости движения ДЧ  $k_{ms}$  постоянным и равным заданному оптимальному значению, изменение радиуса точки на средней линии проточной части в РК  $R$  вследствие изменения положения этого радиуса на оси  $L$  должно происходить по параболе, осью которой является ось диагональной ступени. Аналогичным образом должно меняться значение угла  $\beta$ .

Как уже указывалось, на пузырек газа в проточной части действуют сила градиента (изменения) давления РС, которая выталкивает пузырьки газа на вход РК, и сила трения, пропорциональная скорости движения пузырьков газа, позволяющая им пройти. Чтобы сохранить постоянной скорость движения пузырьков газа относительно скорости течения жидкой фазы, равной заданному оптимальному значению, необходимо сохранить постоянным

градиент давления по длине проточной части, поддерживать определенное соотношение градиента давления и скорости течения потока.

Если средняя линия проточной части РК меняется по параболе, то изменение давления РС на единицу длины будет постоянной величиной. Учитывая, что скорость течения потока также постоянна, выполняется условие, при котором пузырьки газа проходят через проточную часть без образования газовых пробок и срыва подачи.

Диагональный вход, при котором наружный диаметр лопастей на входе меньше, чем на выходе, в отличие от осевого входа, при котором эти диаметры равны, позволяет сделать равномерной меридиональную скорость по всей длине проточной части, увеличить угол на входе и, соответственно, уменьшить диффузность лопастной решетки шнека. Благодаря этому увеличивается гидравлический КПД РК. Оптимальное число лопастей — 3...7.

Аналогичным образом происходит расчет геометрических характеристик проточной части НА диагонального типа с лопатками винтообразной формы.

Вдоль линии тока изменение давления РС определяется выражением

$$\Delta p = -\frac{\rho_m}{2} dv^2,$$

где  $v$  — абсолютная скорость течения потока в лопастной решетке НА.

Сепарация пузырьков газа в проточной части НА, включая направление, нормальное к линиям тока, пропорциональна изменению давления вдоль линий тока.

При условии примерного равенства меридиональной скорости мультифазного потока по всей длине проточной части лопастной решетки НА с учетом изменения угла лопасти выражение для мультифазного коэффициента относительной скорости движения ДЧ принимает вид

$$k_{ms} = -\frac{(K_{\text{дисп}} d d_d)^2 (\rho_m - \rho_d) v_{m \text{ НА}}}{48v\rho_{\text{ж}}} \times \frac{\Delta(1/\sin\beta_{\text{НА}})^2}{\Delta L}, \quad (5)$$

где  $v_{m \text{ НА}}$  — меридиональная скорость течения потока на участке  $\Delta L$  проточной части лопастной решетки РК;  $\beta_{\text{НА}}$  — угол наклона лопаток НА.

По аналогии с выражением (4) можно записать

$$\begin{cases} -\Delta(1/\sin\beta_{\text{НА}})^2 = K_{\text{НА}\beta}\Delta L; \\ K_{\text{НА}\beta} = \frac{1}{(K_{\text{дисп}} d d_d)^2} \frac{48v\rho_{\text{ж}}k_{ms}}{(\rho_m - \rho_d)v_{m \text{ НА}}}, \end{cases} \quad (6)$$

где  $K_{\text{НА}\beta}$  — коэффициент.

Анализ систем уравнений (4)–(6) показывает, что изменение давления РС по длине проточной части РК (шнека) и НА должно соответствовать определенным закономерностям.

**Моделирование газожидкостной смеси.** Следует отметить, что эффективность мультифазных ступеней сильно зависит от дисперсности перекачиваемой ГЖС — среднеквадратичного диаметра пузырьков газа.

На диаметр пузырьков газа оказывают влияние следующие факторы:

- *диспергирующие свойства лопастной решетки проточной части*; определенный процент энергии, создаваемой РК, тратится на дробление пузырьков; наибольший вклад в это вносит высокий градиент скорости течения потока на входе в РК и НА;

- *давление РС на входе*; чем оно больше, тем меньше диаметр пузырьков; причины этого феномена пока еще не изучены в достаточной мере, но многочисленные эксперименты показывают, что чем выше давление потока на входе в лопастной насос, тем больше напор при работе на ГЖС; причем эта зависимость носит явно степенной характер и больше наблюдается в области низкого давления [1]; плотность газа, особенно в области низкого давления, существенно меньше плотности ГЖС; зависимость диаметра от давления на входе объясняет степенную зависимость напора;

- *газосодержание*, которое в долях единиц у входа в ступень является отношением объемного расхода газа  $Q_{\text{г.вх}}$  к объемному расходу ГЖС  $Q_{\text{г.вх}} + Q_{\text{ж}}$  ( $Q_{\text{ж}}$  — объемный расход жидкости), поступающей на вход ступени:

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

чем выше газосодержание в проточной части, тем легче пузырькам газа объединиться друг с другом, процессы коалесценции начинают преобладать перед процессами диспергирования;

- *наличие поверхностно-активных веществ в перекачиваемой ГЖС*; эти вещества препят-

ствуют коалесценции и позволяют создать мелкодисперсные смеси.

Для проведения сравнительных испытаний сборки ступеней должны работать при одинаковых РС и давлениях на входе. В этом случае среднеквадратичный диаметр пузырьков газа будет зависеть только от диспергирующих свойств лопастной решетке проточной части.

**Локальные мультифазные коэффициенты.** Исходя из выражения (1), для подобных лопастных колес, работающих на одинаковых мультифазных смесях, можно записать

$$m = \frac{1}{v_m} \frac{\Delta H_m}{\Delta L} = k_{ms} \frac{24\nu\rho_{ж}}{(K_{диск} d d_d)^2 (\rho_m - \rho_d) g},$$

где  $m$  — локальный мультифазный коэффициент подобия (по сути, являющийся мультифазным коэффициентом относительной скорости движения ДЧ без учета физико-химических свойств РС), — величина, обратная допустимой меридиональной скорости течения потока при заданном увеличении напора на характерной длине;  $\Delta H_m$  — изменение напора на характерном участке длины проточной части  $\Delta L$ .

Согласно выражениям (3) и (5), после сокращения численного коэффициента имеем

$$\begin{cases} m_{РК} = \frac{\omega^2 \Delta R^2 - v_{m\text{шн}}^2 \Delta (1/\sin \beta_{л.шн})^2}{v_{m\text{шн}} g \Delta L}; \\ m_{НА} = \frac{v_{m\text{НА}} \Delta (1/\sin \beta_{л.НА})^2}{g \Delta L}, \end{cases}$$

где  $m_{РК}$  и  $m_{НА}$  — локальный мультифазный коэффициент подобия для характерных участков РК и НА.

Для подобных ступеней, удовлетворяющих системе уравнений, будут одинаковыми мультифазные коэффициенты относительной скорости движения ДЧ и, соответственно, относительное снижение напора при работе на ГЖС.

Локальный мультифазный коэффициент быстроходности позволяет отслеживать изменение напора на характерных участках при работе на ГЖС:

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

где  $n$  — частота вращения ротора.

**Условия снижения напора и образования газовых пробок, вызывающих срыв подачи.** Если скорость ДЧ (например, пузырька газа)

выше или равна меридиональной скорости жидкой фазы мультифазного потока и противоположна по направлению, то ДЧ не будет двигаться в меридиональном направлении. В этом случае относительно проточной части скорость движения ДЧ равна нулю. Это условие возникновения газовой пробки и срыва подачи

$$\Delta v \geq v_m.$$

Тогда можно записать

$$k_{ms} \geq \frac{\Delta v}{v_m} = \frac{(K_{диск} d d_d)^2 (\rho_m - \rho_d)}{48\nu\rho_{ж} v_m} \times \frac{\omega^2 \Delta R^2 - v_m^2 \Delta (1/\sin \beta_{л.шн})^2}{\Delta L} \geq 1.$$

При условии

$$0 < k_{ms} < 1$$

относительная скорость движения ДЧ будет меньше скорости основного потока:  $\Delta v < v_m$ .

Площадь меридионального сечения проточной части, занятой газовыми кавернами, будет тем меньше, чем ближе коэффициент  $k_{ms}$  к нулю. Скорость движения пузырьков газа будет примерно совпадать со скоростью течения жидкой фазы.

Согласно данным работ [21, 23, 26], при стремлении коэффициента  $k_{ms}$  к единице будет возрастать меридиональная скорость течения жидкой фазы. При этом увеличится угол потока на входе в РК и, соответственно, оптимальный режим сместится влево в сторону меньшей подачи РС. С уменьшением площади меридионального сечения при загромождении ее пузырьками газа произойдет снижение напора.

Снижение напора пропорционально коэффициенту сепарации  $k_{ms}$ :

$$H - H_g = k_{ms} H,$$

где  $H$  и  $H_g$  — напор РК (ступени) при работе на жидкости без газа и на ГЖС.

После преобразования этого выражения получаем

$$H_g = H(1 - k_{ms}).$$

С учетом выражения (1) для течения потока в ступени с разными диаметрами пузырьков газа можно записать

$$H_{gd2} / H_{gd1} = K_d,$$

где  $H_{gd2}$  и  $H_{gd1}$  — напор при работе на ГЖС с диаметром пузырьков газа  $d_2$  и  $d_1$ ;  $K_d$  — коэф-

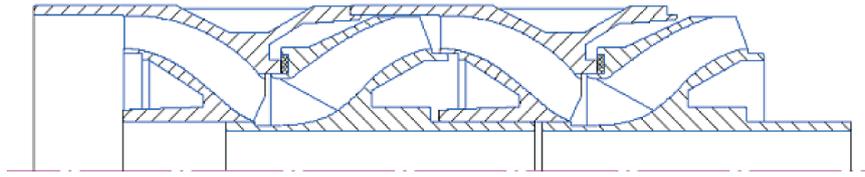


Рис. 1. Эскиз проточной части новой мультифазной ступени диагонального типа

фициент, учитывающий влияние среднего диаметра пузырьков газа на напор при работе на ГЖС.

**Сравнительные испытания новой мультифазной ступени и лучших аналогов.** Для сравнительного исследования численным методом выбраны следующие мультифазные ступени:

- С1 — диагонального типа с наклонно-цилиндрическими лопастями в РК, эскиз проточной части которой приведен на рис. 1;
- С2 — осевого типа с эпюрой давления показанной на рис. 2;
- С3 — оседиагонального типа, модели РК и НА которой изображены на рис. 3;
- С4 — диагонального типа с наклонно-цилиндрическими лопастями в РК, отличающейся от ступени С1 тем, что лопасти в РК являются винтообразными (шнековое колесо);
- С5 — диагонального типа с наклонно-цилиндрическими лопастями в РК, отличающейся от ступени С4 тем, что РК является полуоткрытым без покрывного диска; осевой зазор — 1,5 мм.

Проточная часть ступеней С1, С4, С5 разработана согласно описанной методике. Ступени имели одинаковый НА и РК, различались формой лопастей и наличием покрывного диска. С2 и С3 — типовые мультифазные ступени осевого и оседиагонального типа.

Для сравнения характеристик ступеней С1...С5 в программном продукте Star-CCM+

выполнен CFD-расчет по методике, приведенной в статье [22]. Полученные в результате расчета напорные характеристики мультифазных ступеней С1...С5 для сборки из одной ступени в виде зависимостей напора  $H$  от расхода РС  $Q$  и энергетические характеристики в виде зависимостей КПД  $\eta$  от расхода РС приведены на рис. 4 и 5. Характеристики, показанные на рис. 4, получены для ступени с РК, имеющим шесть винтообразных лопастей.

Анализ рис. 4 и 5 позволяет выделить два режима работы мультифазных ступеней.

*Первый режим* соответствует области, где расход РС больше, чем при режиме, в котором напор при работе на ГЖС является максимальным, обратные токи формируют диагональную проточную часть с оптимальным отношением градиента напора и меридиональной скорости течения потока, примерно соответствующую системе уравнений (4).

В этой области мультифазный коэффициент относительной скорости движения ДЧ  $k_{ms}$  сохраняет примерно постоянное значение, а следовательно, можно записать

$$\begin{cases} k_{ms} \approx \text{const}; K_{d_1} \approx \text{const}; K_{d_2} \approx \text{const}; \\ H_{gd_1} = K_{d_1} H; \\ H_{gd_2} = K_{d_2} H_{gd_2}, \end{cases}$$

где  $K_{d_1}$ ,  $K_{d_2}$  и  $H_{gd_1}$ ,  $H_{gd_2}$  — коэффициенты и напоры ступени при работе на ГЖС с диаметрами пузырьков  $d_1$  и  $d_2$  соответственно.

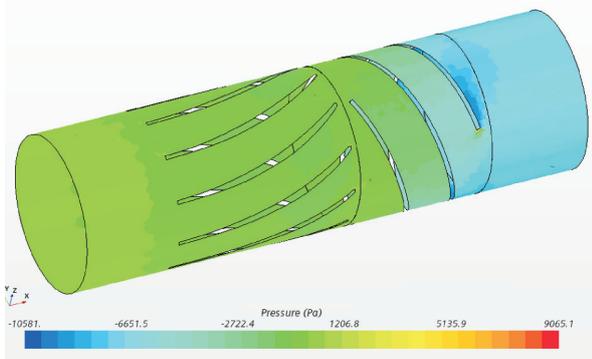


Рис. 2. Эпюра давления, Па, в проточной части мультифазной ступени осевого типа

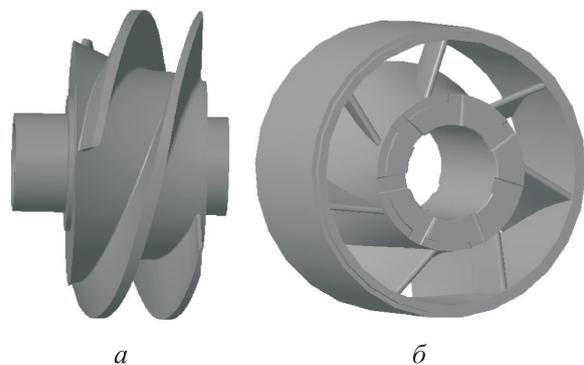


Рис. 3. Модели РК (а) и НА (б) ступени оседиагонального типа

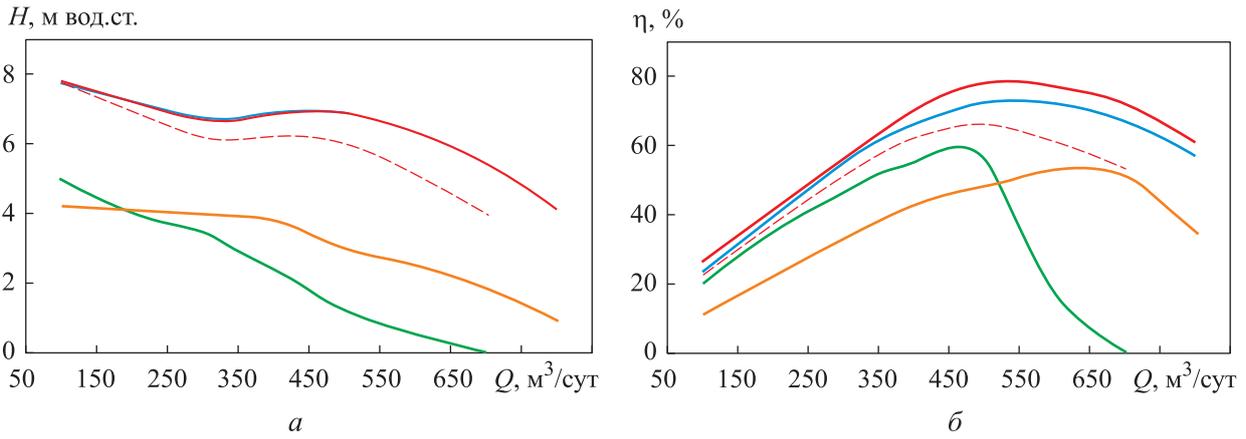


Рис. 4. Зависимости напора  $H$  (а) и КПД  $\eta$  (б) от расхода РС  $Q$  ступеней С1 (—), С2 (—), С3 (—), С4 (—) и С5 (---) при испытаниях на воде без газа

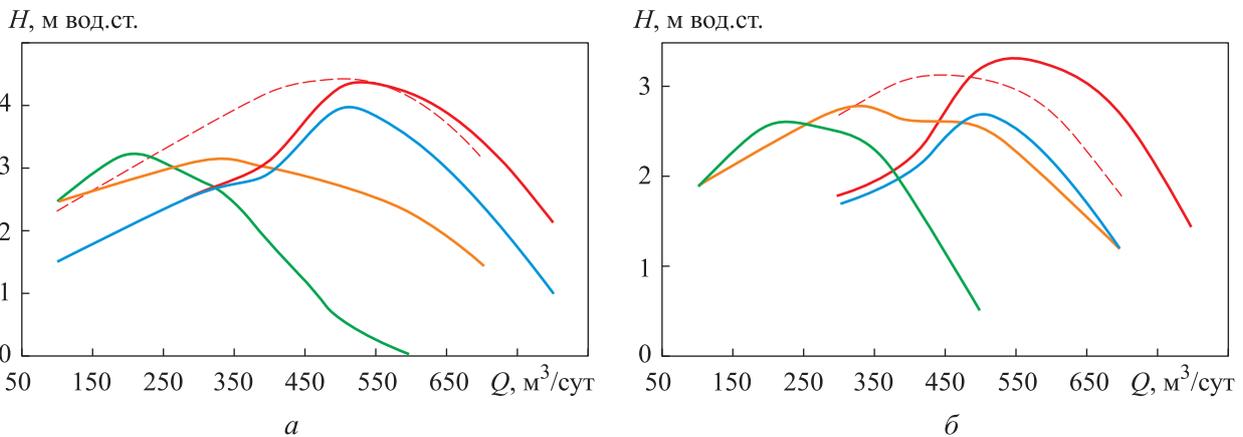


Рис. 5. Зависимости напора  $H$  ступеней С1 (—), С2 (—), С3 (—), С4 (—) и С5 (---) от расхода РС  $Q$  при входном содержании СГ  $\beta = 75\%$  и диаметре пузырьков на входе  $d = 130$  (а) и  $200$  мкм (б)

При работе ступени на ГЖС с разными диаметрами пузырьков напорные характеристики подобны друг другу и таковой при функционировании на жидкости без газа.

Второй режим соответствует области, где расход РС меньше, чем в режиме, когда напор при работе на ГЖС является максимальным, обратные токи уже не могут поддерживать оптимальную проточную часть, происходит увеличение  $k_{ms}$  при уменьшении  $Q$ . Коэффициент пропорциональности между напором на жидкости без газа и на ГЖС начинает зависеть от расхода РС.

В этом случае можно записать

$$\begin{cases} k_{ms}(Q) \approx \text{const}/Q; K_{d1} \approx \text{const}; K_{d2} \approx \text{const}; \\ H_{gd1} = K_{d1}(Q)H; \\ H_{gd2} = K_{d2}H_{gd1}. \end{cases}$$

При уменьшении расхода РС  $k_{ms}$  стремится к единице и наступает срыв подачи РС при образовании газовой пробки.

При работе на ГЖС с разными диаметрами пузырьков напорные характеристики ступени в этой области подобны друг другу, но отличаются от таковой при работе на жидкости без газа.

Следует отметить, что при удалении режима работы от оптимального увеличиваются углы атаки, что приводит к возрастанию среднеквадратичного диаметра пузырька и, соответственно, к более быстрому падению напорных характеристик.

У ступеней диагонального типа самые высокие напоры при работе на ГЖС находятся в рабочей области — в районе оптимальных подач.

Осевая и оседиагональная ступени имеют наиболее высокие напоры при работе на ГЖС в области подачи, примерно в 2 раза меньше оптимальной. Это связано с тем, что в этом режиме наиболее развиты обратные токи, вихревые зоны, формирующие проточную часть, с соотношением градиента давления и скорости, обеспечивающим протекание ГЖС.

Однако эта область находится за пределами разрешенной рабочей зоны. Согласно стандарту API610 американского института нефти, зоны, где подача РС в 2 раза меньше, чем в оптимальном режиме, относятся к области за пределами максимально допустимых значений виброскорости. Возникают повышенные пульсации давления РС, вибрация, в зонах с обратными токами существенно повышается концентрация механических примесей, что может привести к гидроабразивному износу и перерезанию корпуса насоса. При функционировании в рабочей области, в районе оптимальной подачи значения напора при работе на ГЖС малы.

Как видно из рис. 6, осевая и оседиагональная мультифазные ступени по факту имеют диагональную проточную часть, но она сформирована зонами обратных токов, областями заполненными вихрями, которые не могут обеспечить высокий градиент давления. В диагональной мультифазной ступени отсутствуют вихревые области, проточная часть разработана в соответствии с новой методикой.

В рабочем диапазоне напорные и энергетические характеристики мультифазных ступеней осевого и оседиагонального типа хуже, чем у таковых диагонального типа.

У мультифазной ступени диагонального типа с РК, оснащенным наклонно-цилиндрическими лопастями, напор и КПД во всем диапазоне подачи РС находятся на уровне лучших

аналогов, работающих на жидкости без газа. У ступени с РК, имеющим винтообразные лопасти, более высокий КПД, чем у аналогов.

В номинальном режиме при  $Q = 500 \text{ м}^3/\text{сут}$  КПД ступени с РК, оснащенным винтообразными лопастями, на 5,7 % больше, чем у диагональной ступени с РК, имеющим наклонно-цилиндрические лопасти.

Как показывают результаты численного эксперимента, винтообразная лопастная решетка более предпочтительна, так как РС имеет осевое направление движения между выходом из НА и входом в установленное за ним РК и между выходом из РК и входом в последующий НА.

Лопастная решетка в РК и НА винтообразной формы в виде шнека переменного хода обеспечивает на этих участках осевое движение, плавный вход и выход потока РС. Следовательно, она имеет наименьшие гидравлические потери и наиболее высокий гидравлический КПД, по крайней мере, по сравнению с наклонно-цилиндрической лопастной решеткой.

Ранее технологически было сложно делать подобные конструкции, по сути, с трехмерными, пространственными лопастями. С появлением новых принтеров прототипирования, которые позволяют выращивать трехмерную оснастку для литья в песчаные формы и по выплавляемым моделям можно обойти эти ограничения и перейти в серийном изготовлении на новые более эффективные конструкции.

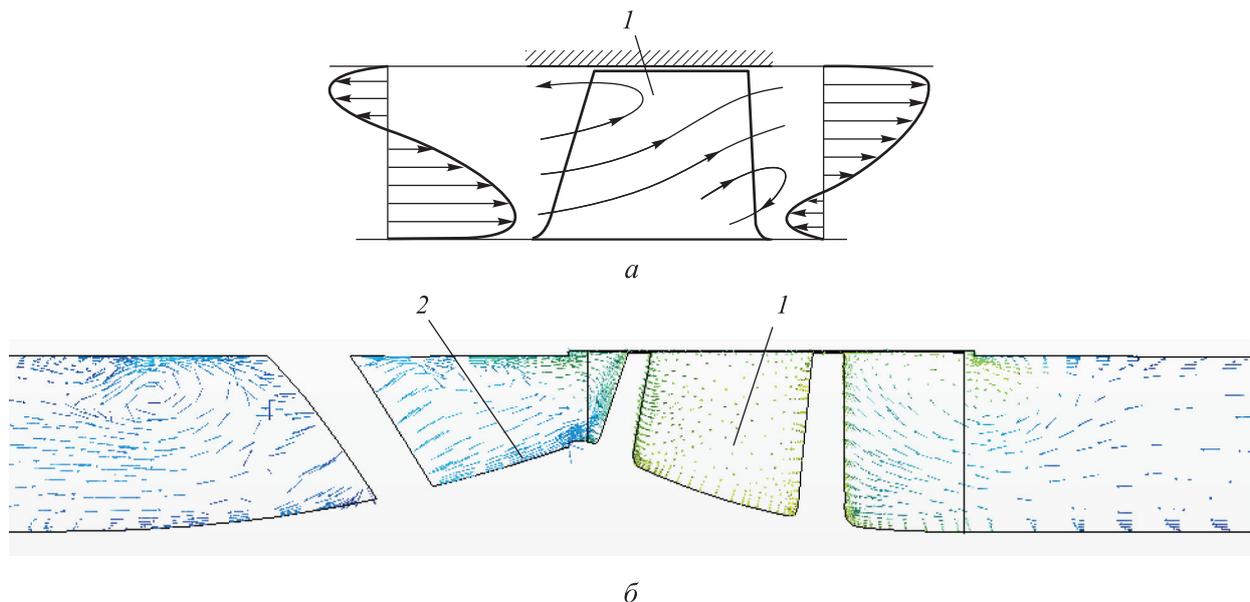


Рис. 6. Структуры обратных токов в проточной части осевой (а) и оседиагональной (б) мультифазных ступеней при подаче РС в 2 раза меньшей, чем в режиме безударного входа:

1 — шнек; 2 — НА

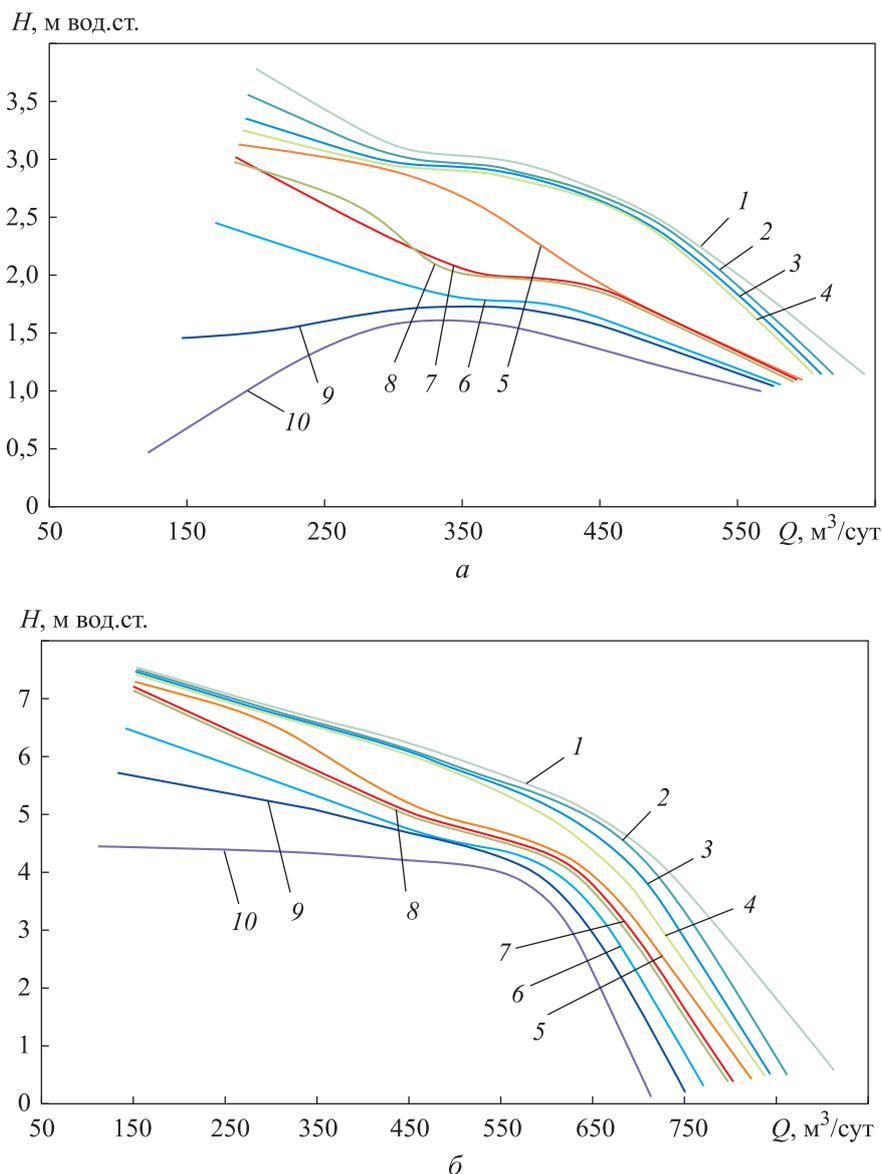


Рис. 7. Зависимости напора  $H$  от расхода РС  $Q$  для сборки из десяти мультифазных ступеней осевого типа (а) и диагонального типа с РК, имеющими наклонно-цилиндрические лопасти, (б) в пересчете на одну ступень, полученные на стенде для смеси вода — воздух, при содержании СГ  $\beta = 0$  (1), 0,15 (2), 0,21 (3), 0,25 (4), 0,33 (5), 0,39 (6), 0,41 (7), 0,51 (8), 0,57 (9) и 0,63 (10)

Шнековая лопастная решетка должна быть разработана с учетом системы уравнений (4).

По сравнению с аналогами ступень, разработанная в соответствии с принципом сохранения постоянным значение локального мультифазного коэффициента  $k_{ms}$  на всем протяжении проточной части согласно формулам (8) и (9), имеет более плавное течение РС, меньше гидравлических потерь и более высокие характеристики.

Результаты стендовых испытаний сборки из десяти мультифазных ступеней осевого типа и диагонального типа с РК, имеющими наклонно-цилиндрические лопасти, приведены

на рис. 7, а и б. Анализ результатов показывает, что по напорным характеристикам диагональные ступени превосходят осевые.

Разработанная методика позволяет делать ступени для полноразмерных лопастных мультифазных насосов, напорные и энергетические параметры которых не уступают лучшим аналогам для работы на жидкости без газа.

Таким образом, решается задача создания полноразмерных мультифазных насосов, напор и эффективность которых на ГЖС выше, чем у мультифазных аналогов, а напор и КПД при работе на жидкости без газа не уступает лучшим аналогам.

## Выводы

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

- определять основные геометрические размеры проточной части мультифазной ступени диагонального типа исходя из заданных радиальных размеров и номинального расхода РС;

- оценивать снижение напора ступени при работе на ГЖС для имеющихся геометрических размеров проточной части.

2. Проведены сравнительные испытания на стенде и численное исследование, сделан анализ осевых и оседиагональных мультифазных ступеней в сравнении с разработанными ступенями диагонального типа, имеющими РК с наклонно-цилиндрическими и винтообразными лопастями, при работе на воде и ГЖС. Показано, что в рабочей области мультифазные ступени диагонального типа имеют более высокие характеристики.

3. Сравнение диагональных ступеней, проведенное численными методами, показало, что при работе на воде и ГЖС во всем диапазоне подачи РС энергетические характеристики ступени с РК, имеющим винтообразные лопасти,

выше, чем у ступени с РК, оснащенным наклонно-цилиндрическими лопастями. В номинальном режиме с расходом РС 500 м<sup>3</sup>/сут при работе на воде КПД ступени с РК, имеющим винтообразные лопасти, на 5,7 % больше, чем у диагональной ступени с РК, оснащенным наклонно-цилиндрическими лопастями.

4. Результаты численных расчетов показали, что диагональная ступень с открытым РК и винтообразными лопастями имеет более высокий напор при работе на ГЖС в левой зоне от оптимального режима при содержании СГ 75 %. При этом напор и КПД при работе на воде без газа ниже, чем у диагональных ступеней с закрытыми РК во всем диапазоне подачи РС.

5. Рекомендовано делать полноразмерные мультифазные насосы с диагональными ступенями с РК закрытого типа, мультифазные предвключенные модули с малым числом ступеней — с РК полуоткрытого типа без ведомого диска.

6. Разработанные рекомендации составляют методику, позволяющую создавать ступени для полноразмерных лопастных мультифазных насосов, напорные и энергетические параметры которых не уступают лучшим аналогам для работы на жидкости без газа.

## 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, paper IPTC-19463-MS, doi: <https://doi.org/10.2523/iptc-19463-ms>
- [21] Трулев А.В., Шерстюк А.Н. К расчету течения двухкомпонентных смесей в насосах и газосепараторах. *Химическое и нефтяное машиностроение*, 2000, № 8, с. 36–38.
- [22] 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: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-9-73-84>
- [23] Кутателадзе С.С., Стырикович М.А. *Гидравлика газожидкостных систем*. Москва-Ленинград, Госэнергоиздат, 1958. 231 с.
- [24] Тонг Л. *Теплоотдача при кипении и двухфазное течение*. Москва, Мир, 1968. 344 с.
- [25] Подвидз Л.Г., ред. *Методическое пособие по расчету шнеко-центробежной ступени насоса*. Москва, Изд-во МВТУ им Н.Э. Баумана, Москва, 1975. 64 с.
- [26] Мищенко И.Т. *Скважинная добыча нефти*. Изд-во «Нефть и газ» РГУ НГ им. И.М. Губкина. Москва, 2003. 816 с.
- [27] Zhu J., Zhu H., Cao G. et al. A new mechanistic model for oil-water emulsion rheology and boosting pressure prediction in electrical submersible pumps ESP. *Proc. SPE Annual Technical Conf. and Exhibition*, 2019, art. SPE-196155-MS, doi: <https://doi.org/10.2118/196155-ms>
- [28] Zhu J., Zhu H., Cao G. et al. A new mechanistic model to predict boosting pressure of electrical submersible pumps ESPs under high-viscosity fluid flow with validations by experi-

- mental data. *Proc. SPE Gulf Coast Section Electric Submersible Pumps Symp.*, 2019, art. SPE-194384-MS, doi: <https://doi.org/10.2118/194384-ms>
- [29] Zhang M., Dabirian R., Mohan R.S. et al. Effect of shear and water cut on phase inversion and droplet size distribution in oil-water flow. *J. Energy Resour. Technol.*, 2019, vol. 141, no. 3, art. 032905, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4041661>
- [30] Lomakin V.O., Chaburko P.S., Kuleshova M.S. Multi-criteria optimization of the flow of a centrifugal pump on energy and vibroacoustic characteristics. *Procedia Eng.*, 2017, vol. 176, pp. 476–482, doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.02.347>
- [31] Lomakin V.O., Kuleshova M.S., Bozh'eva S.M. Numerical modeling of liquid flow in a pump station. *Power Technol. Eng.*, 2016, vol. 49, no. 5, pp. 324–327, doi: <https://doi.org/10.1007/s10749-016-0623-9>
- [32] Lomakin V.O., Kuleshova M.S., Kraeva E.A. Fluid flow in the throttle channel in the presence of cavitation. *Procedia Eng.*, 2015, vol. 106, pp. 27–35, doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.06.005>
- [33] Shargatov V.A., Gorkunov S.V., Il'ichev A.T. Dynamics of front-like water evaporation phase transition interfaces. *Nonlinear Sci. Numer. Simul.*, 2019, vol. 67, pp. 223–236, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cnsns.2018.07.006>
- [34] Arefyev K.Y., Prokhorov A.N., Saveliev A.S. Study of the breakup of liquid droplets in the vortex wake behind pylon at high airspeeds. *Thermophys. Aeromech.*, 2018, vol. 25, no. 1, pp. 55–66, doi: <https://doi.org/10.1134/S0869864318010055>
- [35] Gousov A.M., Lomakin V.O., Banin E.P. et al. Minimization of hemolysis and improvement of the hydrodynamic efficiency of a circulatory support pump by optimizing the pump flowpath. *Biomed. Eng.*, 2017, vol. 51, no. 4, pp. 229–233, doi: <https://doi.org/10.1007/s10527-017-9720-9>
- [36] Arefyev K.Y., Voronetsky A.V., Suchkov S.A. et al. Computational and experimental study of the two-phase mixing in gas-dynamic ignition system. *Thermophys. Aeromech.*, 2017, vol. 24, no. 2, pp. 225–237, doi: <https://doi.org/10.1134/S086986431702007X>

## References

- [1] Drozdov A.N. *Tekhnologiya i tekhnika dobychi nefi pogruchnymi 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 pogruchnymi 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 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 pogruchnykh 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". *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 pogruchnykh 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 impuri-

- ties]. V: *Sbornik rabot laureatov Mezhdunarodnogo konkursa nauchno tekhnicheskikh i innovatsionnykh razrabotok, napravlennykh na razvitie toplivno-energeticheskoy i dobyvayushchey otrasli* [In: Collection of works by laureates of the international contest of scientific, technical and innovative developments aimed at the development of fuel and energy and extractive industry]. Moscow, Format Publ., 2019, pp. 307–310. (In Russ.).
- [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 "FlowVision". *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, paper IPTC-19463-MS, doi: <https://doi.org/10.2523/iptc-19463-ms>
- [21] 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.).
- [22] 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 vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2022, no. 9, pp. 73–84, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2022-9-73-84> (in Russ.).
- [23] Kutateladze S.S., Styrikovich M.A. *Gidravlika gazozhidkostnykh sistem* [Hydraulics of gas-liquid systems]. Moscow, Leningrad, Gosenergoizdat Publ., 1958. 231 p. (In Russ.).

- [24] Tong L.S. *Boiling heat transfer and two-phase flow*. CRC Press, 1997. 572 p. (Russ. ed.: *Теплоотдача при кипении и двухфазное течение*. Moscow, Mir Publ., 1968. 344 p.)
- [25] Podvidz L.G., ed. *Metodicheskoe posobie po raschetu shneko-tsentrobezhnoy stupeni nasosa* [Methodical manual on calculation of screw-centrifugal pump stage]. Moscow, Bauman MHTU Publ., 1975. 64 p. (In Russ.).
- [26] Mishchenko I.T. *Borehole oil production*. Publishing house "Oil and Gas" of Gubkin Russian State University of NG. Moscow, 2003. 816 p.
- [27] Zhu J., Zhu H., Cao G. et al. A new mechanistic model for oil-water emulsion rheology and boosting pressure prediction in electrical submersible pumps ESP. *Proc. SPE Annual Technical Conf. and Exhibition*, 2019, art. SPE-196155-MS, doi: <https://doi.org/10.2118/196155-ms>
- [28] Zhu J., Zhu H., Cao G. et al. A new mechanistic model to predict boosting pressure of electrical submersible pumps ESPs under high-viscosity fluid flow with validations by experimental data. *Proc. SPE Gulf Coast Section Electric Submersible Pumps Symp.*, 2019, art. SPE-194384-MS, doi: <https://doi.org/10.2118/194384-ms>
- [29] Zhang M., Dabirian R., Mohan R.S. et al. Effect of shear and water cut on phase inversion and droplet size distribution in oil-water flow. *J. Energy Resour. Technol.*, 2019, vol. 141, no. 3, art. 032905, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4041661>
- [30] Lomakin V.O., Chaburko P.S., Kuleshova M.S. Multi-criteria optimization of the flow of a centrifugal pump on energy and vibroacoustic characteristics. *Procedia Eng.*, 2017, vol. 176, pp. 476–482, doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.02.347>
- [31] Lomakin V.O., Kuleshova M.S., Bozh'eva S.M. Numerical modeling of liquid flow in a pump station. *Power Technol. Eng.*, 2016, vol. 49, no. 5, pp. 324–327, doi: <https://doi.org/10.1007/s10749-016-0623-9>
- [32] Lomakin V.O., Kuleshova M.S., Kraeva E.A. Fluid flow in the throttle channel in the presence of cavitation. *Procedia Eng.*, 2015, vol. 106, pp. 27–35, doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.06.005>
- [33] Shargatov V.A., Gorkunov S.V., Il'ichev A.T. Dynamics of front-like water evaporation phase transition interfaces. *Nonlinear Sci. Numer. Simul.*, 2019, vol. 67, pp. 223–236, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cnsns.2018.07.006>
- [34] Arefyev K.Y., Prokhorov A.N., Saveliev A.S. Study of the breakup of liquid droplets in the vortex wake behind pylon at high airspeeds. *Thermophys. Aeromech.*, 2018, vol. 25, no. 1, pp. 55–66, doi: <https://doi.org/10.1134/S0869864318010055>
- [35] Gousov A.M., Lomakin V.O., Banin E.P. et al. Minimization of hemolysis and improvement of the hydrodynamic efficiency of a circulatory support pump by optimizing the pump flowpath. *Biomed. Eng.*, 2017, vol. 51, no. 4, pp. 229–233, doi: <https://doi.org/10.1007/s10527-017-9720-9>
- [36] Arefyev K.Y., Voronetsky A.V., Suchkov S.A. et al. Computational and experimental study of the two-phase mixing in gas-dynamic ignition system. *Thermophys. Aeromech.*, 2017, vol. 24, no. 2, pp. 225–237, doi: <https://doi.org/10.1134/S086986431702007X>

Статья поступила в редакцию 27.04.2023

## Информация об авторах

**ТРУЛЕВ Алексей Владимирович** — кандидат технических наук, главный инженер-исследователь. ООО «Римера-Алнас» (423450, Альметьевск, Татарстан, Российская Федерация, ул. Сургутская, д. 2, e-mail: [aleksey.trulev@rimera.com](mailto: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](mailto: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, Surgutskaya St., Bldg. 2, e-mail: [Aleksey.Trulev@rimera.com](mailto: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](mailto:irico.harmony@gmail.com)).

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

**LOMAKIN Vladimir Olegovich** — Doctor of Science (Eng.), Associate Professor, Head of Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> 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, Татарстан, Российская Федерация, ул. Сургутская, д. 2, e-mail: Aleksandr.Klipov@rimera.com).

**KLIPOV Aleksandr Valerievich** — 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).

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

**SHMIDT Evgeniy Mstislavovich** — Head of the Engineering and Research Department. Rimera-Alnas LLC (423450, Almetevsk, Tatarstan, Russian Federation, Surgutskaya 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., Клипов А.В., Шмидт Е.М. Совершенствование проточной части мультифазных ступеней с использованием мультифазного коэффициента относительной скорости движения дискретных частиц. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 9, с. 72–87, doi: 10.18698/0536-1044-2023-9-72-87

**Please cite this article in English as:**

Trulev A.V., Timushev S.F., Lomakin V.O., Klipov A.V., Shmidt E.M. Improving the multiphase stages flow path using the multiphase coefficient of the discrete particles relative speed. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2023, no. 9, pp. 72–87, doi: 10.18698/0536-1044-2023-9-72-87



**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана  
предлагает читателям учебное пособие**

**«Вводный курс механики сплошной среды»**

**Авторы: Г.Н. Кувыркин, И.К. Марчевский, И.Ю. Савельева**

Рассмотрены основные понятия и законы механики и термодинамики сплошной среды. Каждая глава содержит вопросы и упражнения для самостоятельной работы. Содержание учебного пособия соответствует курсу лекций, который авторы читают в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Для студентов старших курсов технических университетов. Может быть полезно аспирантам, преподавателям, инженерам, научным работникам и всем, кто самостоятельно изучает механику сплошной среды.

**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>