

DOI: [10.7242/1999-6691/2020.13.4.37](https://doi.org/10.7242/1999-6691/2020.13.4.37)

УДК 532.54, 621.65.03

## ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА С ВНЕШНИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

Р.А. Билалов<sup>1,2</sup>, О.Ю. Сметанников<sup>2</sup><sup>1</sup>Акционерное общество «ОДК-СТАР», Пермь, Российская Федерация<sup>2</sup>Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь, Российская Федерация

Представлена трехмерная численная модель, описывающая процесс работы шестеренного насоса с учетом турбулентности и кавитации. Предложенная модель реализована в пакете прикладных программ ANSYS CFX. Алгоритм моделирования подвижных границ (вращения шестерней) основан на методе «погруженного тела» (Immersed Solid). Учет образования кавитации в течении вязкой несжимаемой жидкости проведен с применением гомогенной двухфазной модели. Проверена адекватность разработанного численного аналога: на его основе осуществлен анализ устойчивости и сходимости решения. Проведена серия вычислительных экспериментов, соответствующих опытно-конструкторскому этапу создания топливной системы перспективного газотурбинного двигателя. Получены технические характеристики насоса – расход, зоны локализации и степень кавитации. Приведены результаты моделирования для различных режимов работы исследуемого агрегата, различающихся скоростью вращения шестерней. Выполнено сравнение расчетных расходов по модели течения однофазной (без учета кавитации) и двухфазной сред с данными теоретического расчета по инженерной методике. Показаны и обоснованы предполагаемые места образования зон кавитации и ее уровень. Рассмотрено кавитационное течение реальной жидкости (авиационного керосина): в зависимости от скорости вращения шестерней исследована локализация и относительный объем областей, подверженных кавитации, ее концентрация, возможное влияние на расходно-технические характеристики насоса и его износостойкость. Результаты моделирования представлены в виде функциональных зависимостей и картин расположения кавитационных зон. Разработанная численная модель шестеренного насоса позволяет проводить вычислительные эксперименты вместо дорогостоящих натурных и давать рекомендации по превентивному улучшению конструкции еще до изготовления опытных образцов изделия.

*Ключевые слова:* шестеренный насос, погруженное тело, ANSYS CFX, кавитация, численное моделирование, подвижные границы

## NUMERICAL INVESTIGATION OF FLUID DYNAMICS PHENOMENA IN EXTERNAL GEAR PUMP

R.A. Bilalov<sup>1,2</sup> and O.Yu. Smetannikov<sup>2</sup><sup>1</sup>Joint-stock company «UEC-STAR», Perm, Russian Federation<sup>2</sup>Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

A three-dimensional numerical model able to describe the performance of a gear pump taking into account turbulence and cavitation is presented. The computational model is implemented in the ANSYS CFX software package. As a method for modeling moving boundaries (taking into account the rotation of gears), the method of "immersed solid" is chosen. A homogeneous two-phase model is used to describe the flow of a viscous incompressible fluid with the formation of cavitation. The adequacy of the developed model is checked; the analysis of the numerical stability and convergence of the solution is carried out. With this model, a number of computational experiments were carried out at the experimental design stage to create a fuel system for a promising gas turbine engine. The technical characteristics of the pump, such as the flow rate, presence and degree of cavitation, were checked. Simulation results for different pump operating modes are analyzed. Comparison of the numerical results for single-phase and two-phase flow is performed. The places of cavitation formation and its level are shown and justified. The localization and volume of cavitation areas, cavitation concentration, and the level of its possible influence on the consumable-technical and strength characteristics of the product are examined in relation to the rotational speed of gears. It has been found that cavitation areas are formed, especially, at high gear speeds. The simulation results are presented in the form of graphical functional dependencies and contour plots. The developed numerical model of the gear pump makes it possible to carry out computational experiments instead of expensive full-scale ones, and to give recommendations for preventive improvement of the design, even before the manufacture of prototypes of the product.

*Key words:* gear pump, immersed solid, ANSYS CFX, cavitation, numerical simulation, moving boundaries

### 1. Введение

Основными агрегатами, лимитирующими надежность и ресурс гидравлических систем, являются насосы и двигатели. Предъявляемые к ним требования сводятся к тому, чтобы они обеспечивали заданные давление и производительность при минимальном весе и габаритах, максимальном коэффициенте полезного действия, минимальной трудоемкости изготовления, простоте обслуживания, надежности работы в эксплуатационных условиях, большом ресурсе. Наилучшим образом этим требованиям удовлетворяют шестеренные насосы. Они имеют бесспорные преимущества по сравнению с другими типами насосов по простоте, весовым характеристикам, дешевизне и надежности. Благодаря перечисленным характеристикам шестеренные насосы нашли широкое применение в различных отраслях народного хозяйства. На летательных аппаратах эти агрегаты применяются в гидравлических системах управления самолетом и в качестве масляных и топливных насосов двигателей [1].

Шестеренный насос — гидромеханический агрегат. Одним из условий его работы является превышение при определенной температуре абсолютным давлением на входе в рабочее колесо насоса величины упругости насыщенных паров перекачиваемой жидкости. При несоблюдении начинается парообразование, уменьшается производительность насоса, а через какое-то время происходит разрыв потока жидкости, и насос продолжает работать вхолостую. Явления, которыми может сопровождаться парообразование от его начальной стадии и вплоть до прекращения (срыва) работы насоса, имеют общее название кавитации. Кавитация приводит к быстрому разрушению агрегата вследствие гидравлических ударов и усиления коррозии [2]. В насосостроении, наряду с улучшением качества конструкционных материалов, применяют защитные покрытия деталей, наиболее подверженных действию кавитации и истиранию [2]. Снижение кавитационного износа рабочих поверхностей шестеренных насосов позволяет продлить срок службы не только их, но и всей топливной системы двигателя. Для нанесения антикавитационного покрытия необходимо знать зоны распространения нежелательного воздействия. Зоны можно определить путем численного 3D-моделирования физико-механических процессов, происходящих в насосе при его эксплуатации. Разработка численных моделей поведения потока внутри насоса, способных прогнозировать места негативного воздействия кавитации, является актуальной задачей.

Кавитацию как явление исследовали многие ученые. Так, например, Арндт [3] сделал обширный обзор, основанный на данных, имеющихся к 1980 году. Он рассмотрел физические основы кавитации и обсудил такие факторы, как причины зарождения, роль шероховатости поверхности, вязкости и скорости перекачиваемой жидкости в возникновении кавитации и их влияние на работу гидравлических машин и гидротехнических сооружений. Бреннен [4] опубликовал книгу, в которой, помимо основных проявлений кавитации, представлены нестационарные потоки, вызванные кавитацией, наведенные вибрации и динамические силы в насосах, проанализирована одномерная неустойчивость (помпаж и кавитационный помпаж), двумерная неустойчивость (вращающийся срыв и вращающаяся кавитация) и их взаимодействие в деталях. Франк и Мишель [6] объяснили физические концепции и теоретически обосновали кавитацию. Книга содержит рассмотрение динамики пузырьков и различных типов кавитации, достаточно просто для понимания описывает общую природу кавитации. Д'Агостино и Сальветти [6] оценили кавитационную неустойчивость в индукторах турбонасосов, роторно-динамические силы, действующие на лопасти и другое.

В последнее время все чаще для решения технических проблем в насосостроении исследователи прибегают к методам математического моделирования [7–15]. Несмотря на то, что кавитационные потоки, рассчитанные с помощью модели кавитации Релея–Плессета, имеют некоторые расхождения с экспериментальными данными [11, 12], моделирование помогает оценить кавитирующие потоки и их характеристики еще на этапе проектирования насоса без проведения дорогостоящих натурных экспериментов. Особый интерес вызывают работы, в которых с помощью методов математического моделирования анализируется влияние пульсаций давления на возникновение и характер кавитации [16, 17]. Подобные исследования весьма актуальны, поскольку имеющие место при работе газотурбинного двигателя вибрации могут приводить к пульсациям давления и, соответственно, влиять на характер кавитационного течения в насосе.

Таким образом, целью описываемых далее исследований является разработка численной модели шестеренного насоса, которая учитывает свойства рабочего тела (авиационного керосина), динамику шестерней насоса, турбулентность потока и кавитацию.

## 2. Концептуальная постановка задачи

На рисунке 1 представлена схема шестеренного насоса с внешним зацеплением. Насос работает следующим образом. При вращении шестерней там, где зубья выходят из зацепления, создается область всасывания, а где зубья входят в зацепление — область нагнетания. При показанном направлении вращения шестерней с угловой скоростью  $\omega$  (Рис. 1а) жидкость, заключенная в объемах, образованных впадинами зубьев, переносится из полости всасывания 1, в полость нагнетания 2. Ведущая шестерня насоса 3 приводится во вращение рессорой, связанной с шестерней и приводом при помощи шлицевых соединений. Цапфа ведущей шестерни опирается на подшипник 4. Ведомая шестерня 5 свободно вращается в подшипнике 6. Расположенные с одной стороны шестерней подвижные (плавающие) подшипники 4 и 6 поджимаются (давлением и пружинами) к торцам шестерней. При моделировании в качестве рабочей жидкости выбран авиационный керосин. Приняты следующие гипотезы и допущения:

1. Рабочая жидкость несжимаема. Исходя из свойства керосина и условий работы насоса, сжимаемость керосина (которая сама по себе пренебрежимо мала) можно не рассматривать, однако сжимаемость вводится в модель из-за наличия газообразных пузырьков.

2. Тракт течения существенно упрощен по сравнению с реальным в агрегате. Для оценки характерного течения в насосе не принимаются во внимание различные геометрические особенности конструкции и дополнительный отвод жидкости. В модели учитывается симметрия расчетного тракта течения.

3. Движение подшипников 4 и 6 игнорируется. Данное допущение основывается на том, что они прижимаются к торцам шестерней силой, создаваемой давлением жидкости, подводимой с линии нагнетания, и небольшой силой пружин.

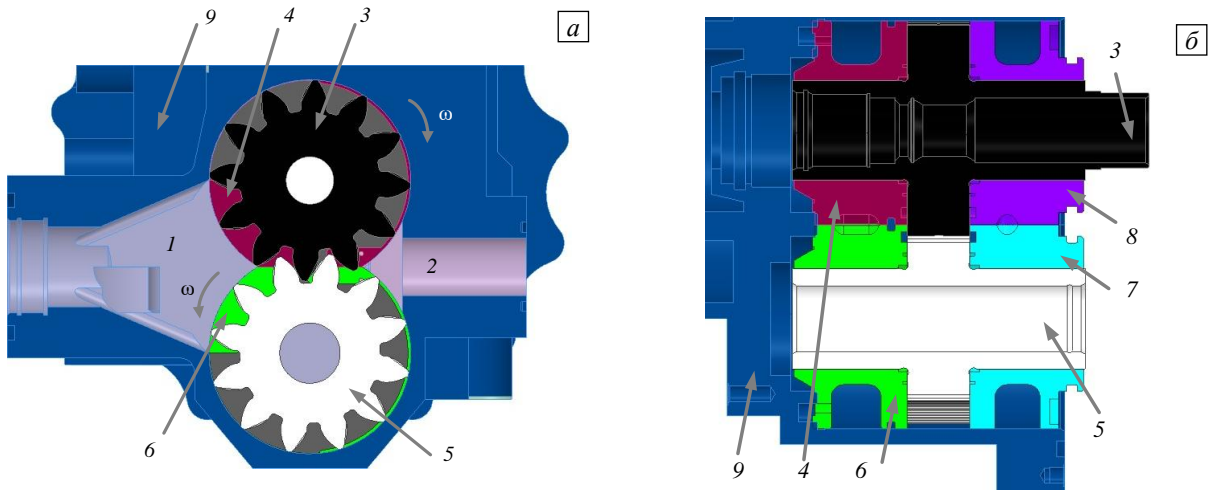


Рис. 1. Схема шестеренного насоса – вид сверху (а) и вид сбоку (б): 1 – полость всасывания; 2 – полость нагнетания; 3 – ведущая шестерня; 5 – ведомая шестерня; 4, 6 – подшипники; 7, 8 – подпятники; 9 – корпус насоса

4. Не различаются роли ведущей и ведомой шестерней. Кинематика шестерней — процесс сложный, на данном этапе для упрощения модели он не рассматривается. Каждой шестерне задается скорость вращения  $\omega$  (с учетом направления), а в образовании «запертого объема» поочередно участвуют то одна, то другая шестерня.

5. Сила тяжести не принимается во внимание, поскольку основное влияние на характер течения оказывает сила, создаваемая давлением, ее величина на порядки выше.

6. При кавитации массообмен происходит как при образовании пузырьков (парообразовании), так и при их схлопывании (конденсации).

7. Температуры жидкой и паровой фаз для конкретного режима работы насоса равны и постоянны (изотермическая модель). Данная гипотеза служит для упрощения модели и экономии времени вычислений, поскольку температура не изменяется за время, в течение которого процесс моделируется.

8. Кавитация рассматривается отдельно от теплового фазового перехода, поскольку обычно это явление быстротечно, и предположение о тепловом равновесии на границе раздела невыполнимо. В принятой модели с учетом кавитации массоперенос обусловлен чисто механическими эффектами, а именно перепадом давления пара и жидкости, а не тепловыми эффектами.

### 3. Математическая постановка задачи

Процесс течения жидкости в насосе можно исследовать с позиций механики сплошных гетерогенных сред, развитой в работах Р.И. Нигматулина [18, 19]. Тогда керосин является несущей (дисперсионной) фазой, пузырьки жидкости (кавитация) — дисперсной фазой. Фазы образуют гетерогенную смесь, компоненты которой имеют свою температуру и скорость движения. Движение фаз рассматривается как движение взаимопроникающих и взаимодействующих сред. Такой подход хорошо передает поведение каждой фазы, но требует колоссальных вычислительных ресурсов. Поэтому в данной работе, с учетом гипотез и допущений, перечисленных в разделе 2, для моделирования исследуемого процесса будем использовать математическое описание движения квазигомогенной смеси.

Данное представление основано на решении уравнений Навье–Стокса для сжимаемой смеси жидкость–пар. Кавитация при этом учитывается либо через баротропное уравнение, либо через уравнение переноса объемной (массовой) доли одной из фаз (жидкости или пара) с источником членом, отвечающим за парообразование и конденсацию [20]. Более того, появляется возможность моделировать две и более несмешивающиеся жидкости и решать для отыскания неизвестных параметров один набор уравнений количества движения и отслеживать объемную долю каждой составляющей смеси по всей расчетной области.

Рабочую жидкость в насосе назовем первой фазой, газовые пузырьки кавитации — второй фазой. Изучение движения многофазного потока включает в себя понятие фазовых объемных долей. Обозначим здесь объемную долю пара как  $\alpha$ . Для моделирования кавитации будем использовать уравнение Реллея–Плессета, описывающее рост единичного пузырька в жидкости. Для турбулентности примем модель  $k-\varepsilon$  (согласно работам других авторов, например [14]; выбранная модель  $k-\varepsilon$ , по сравнению с другими существующими моделями турбулентности, гораздо менее затратна по вычислительным ресурсам).

Итак, процесс течения керосина по тракту насоса с учетом кавитации представим математически в виде следующей системы:

$$\frac{\partial}{\partial t}[(1-\alpha)\rho_L] + \nabla \cdot [(1-\alpha)\rho_L \mathbf{v}] = -R, \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha\rho_V) + \nabla \cdot (\alpha\rho_V \mathbf{v}) = R, \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho \mathbf{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \mathbf{v}) + \nabla \hat{P} = \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \rho \mathbf{f}, \quad (3)$$

$$\varphi = \varphi_V \alpha + \varphi_L (1-\alpha), \quad \varphi = \{\rho, \mu\}, \quad (4)$$

$$\hat{P} = P + \frac{2}{3} \rho k, \quad (5)$$

$$\boldsymbol{\tau} = (\mu + \mu_T) \left[ \nabla \mathbf{v} + \mathbf{v} \nabla - \left( \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{v} \right) \mathbf{I} \right], \quad (6)$$

$$\mu_T = C_{\mu} \rho \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (7)$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k \mathbf{v}) = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + G_k - \rho \varepsilon, \quad (8)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \varepsilon \mathbf{v}) = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + G_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - G_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (9)$$

$$R = \frac{3\alpha}{r_B} \frac{\rho_V \rho_L}{\rho} \sqrt{\frac{2(P_V - P)}{3\rho_L}}. \quad (10)$$

Она состоит: из уравнений неразрывности (баланса массы) (1), (2); уравнений движения (баланса импульса) (3); выражений для определения параметров смеси (4) и давления с учетом поправки на турбулентность (5); тензора вязких напряжений (6); формулы турбулентной вязкости (7); уравнений турбулентности (8), (9); выражения (10) для определения правых частей уравнений (1) и (2). Свойства, появляющиеся в уравнениях баланса массы (1), (2), определяются присутствием составляющих фаз в каждом объеме. Во всей области решается единое уравнение импульса (3), а результирующее поле скорости  $\mathbf{v}$  распределяется между фазами. Уравнение количества движения, показанное ниже, зависит от объемных долей всех фаз через свойства — вязкость  $\mu$  и плотность  $\rho$  (4). Скорость образования пара или испарения формализуется в уравнении (10). Уравнение (10) показывает, что удельная объемная скорость массопереноса связана не только с плотностью пара  $\rho_V$ , но и с функцией плотности жидкости  $\rho_L$  и плотностью смеси  $\rho$ .

В соотношениях (1)–(10) также приняты обозначения:  $\mathbf{v}$  — вектор скорости;  $R$  — скорость образования пара или испарения;  $\hat{P}, P, P_V$  — давление с поправкой на турбулентность, давление в смеси и давление насыщенных паров;  $\mu, \mu_T$  — вязкость и турбулентная вязкость;  $\boldsymbol{\tau}$  — тензор вязких напряжений;  $\mathbf{I}$  — единичный тензор;  $\mathbf{f}$  — вектор массовых сил (в данной задаче  $\mathbf{f} = \mathbf{0}$ );  $k$  — удельная кинетическая энергия турбулентности;  $\varepsilon$  — скорость вязкой диссипации энергии турбулентности;  $G_k$  — переменная образования турбулентности за счет вязких сил;  $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{\mu}, \sigma_k, \sigma_\varepsilon$  — константы модели турбулентности;  $r_B$  — радиус пузырька пара.

На границах области, ограничивающей жидкость, ставились условия жесткой стенки без проскальзывания (условия прилипания):  $\mathbf{v} \cdot \mathbf{n} = 0$ , где  $\mathbf{n}$  — нормаль к поверхности. На вращающихся шестернях ставились условия прилипания и вращения (с учетом направления) с угловой скоростью  $\omega$  (Рис. 1). Также задавались давления на входе и на выходе.

#### 4. Метод решения задачи

Для решения задачи моделирования течения топлива в шестеренном насосе с учетом кавитации использован программный комплекс ANSYS. Подготовка и обработка тракта течения и шестерней выполнена в модуле Space Claim. Необходимые для проведения расчета операции по дискретизации среды (построению конечно-объемных сеток) приведены в исполнение для тракта течения в модуле Meshing, для шестерней в ICEMCFD. Пре- и постпроцессорная обработка, а также решение задачи сделаны в модуле CFX. Весь процесс расчета — от импорта геометрии до обработки результата — осуществлены средствами ANSYS Workbench.

#### 4.1. Дискретизация среды

В CFX метод «погруженного твердого тела» основан на суперпозиции расчетных сеток. Он позволяет напрямую моделировать задачи с подвижными (вращающимися) границами без перестроения расчетной сетки. Согласно методу, внутрь жидкой области погружается твердое тело, у которого известны форма, положение, ориентация и скорость. В процессе моделирования модуль CFX вычисляет, какие части области жидкости перекрываются погруженным твердым телом (то есть находятся внутри него) и включает источник импульсного воздействия на жидкость внутри твердого тела, чтобы заставить перекрываемый поток двигаться вместе с твердым телом. Вследствие этого поток за пределами твердого тела начинает вести себя так, как если бы он обтекал это тело. На границе твердого тела учитываются дополнительные (вынуждающие) члены, чтобы улучшить поведение потока вблизи его границы. В связи с таким приемом каждая шестерня (ведущая и ведомая) и жидкостный домен (тракт течения) имеют свою расчетную сетку, которые показаны на рисунке 2.

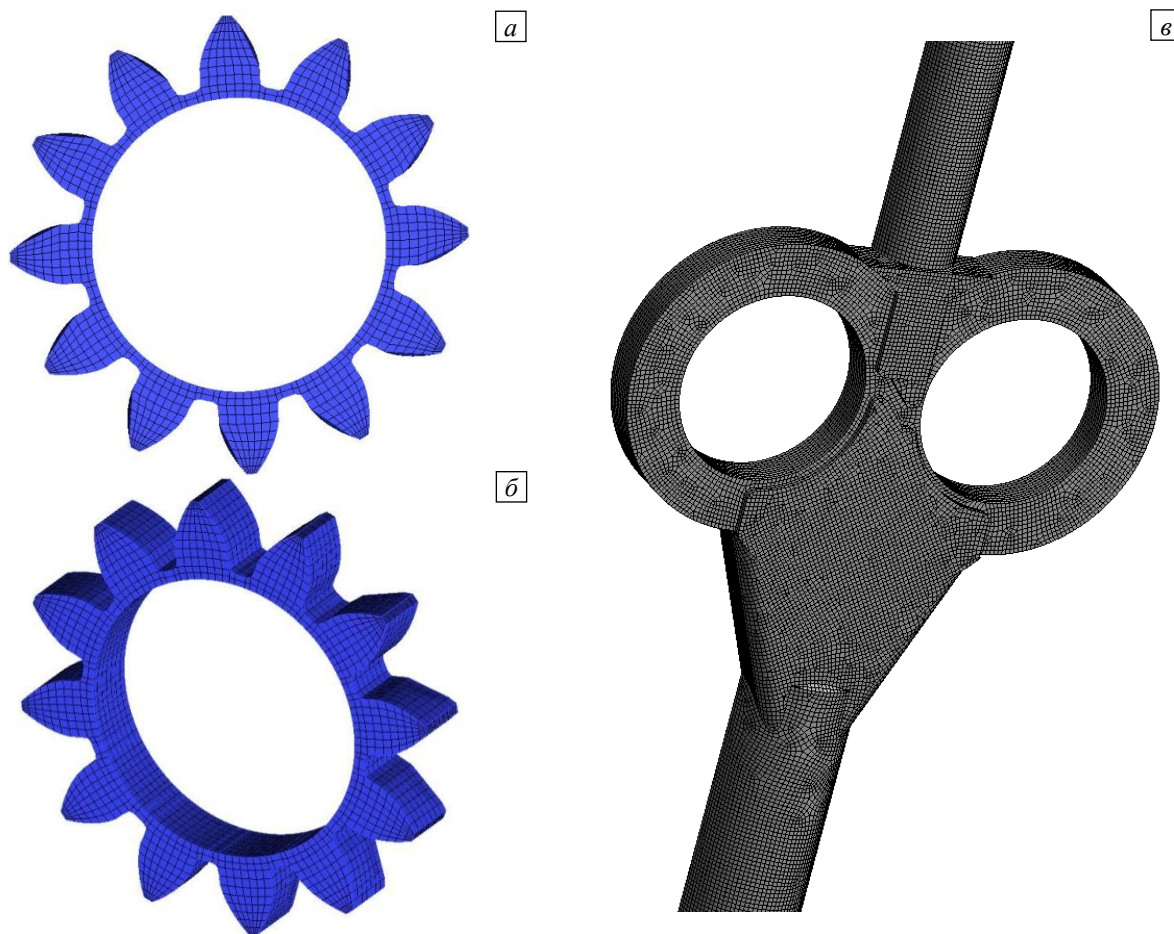


Рис. 2. Расчетная сетка: шестерня – вид спереди (а) и изометрия (б); жидкостный домен (в)

Для дискретизации моделируемой области использовалась преимущественно гексагональная структурированная конечно-объемная сетка. Она позволяет получить экономию вычислительных ресурсов (требуются меньшее время счета и объем оперативной памяти), а также улучшает сходимость численных расчетов. Более подробный анализ сходимости приведен в разделе 4.2.

#### 4.2. Независимость сеточной модели и сходимость решения

Одним из составляющих элементов численной реализации прикладных задач гидродинамики является выяснение чувствительности решения к параметрам сеточной модели. В обсуждаемой задаче нацеленное на это исследование выполнялось в динамическом режиме на однофазной модели без учета кавитации на сетке с характерным размером, и рассматривался процесс течения во время перехода шестерней на 2 зуба при обороте. Затем размер сетки уменьшался, и расчет повторялся. Описанная итерационная процедура проводилась до тех пор, пока значение параметра сходимости не выходило на асимптотический или близкий к нему режим. В качестве параметра оценки сходимости был использован

осредненный/максимальный объемный расход топлива на выходе из насоса. Размер сетки для жидкостного домена — проточного тракта, и для погруженного твердого тела — шестерней, выбирался по отдельности, что для применения метода погруженного тела является новым. Насколько известно авторам, исследования с помощью такого приема в задачах насосостроения не проводились [11, 13].

Рисунок 3а иллюстрирует сходимость счета при увеличении числа элементов расчетной сетки проточного тракта. Как видно, при некотором размере сетки (см. на треугольный маркер) решение перестает зависеть от размера сетки. Это соотносится с 6-й итерацией. Дальнейший анализ проводился на сетке этого размера. Результаты показали, что на решение не влияет количество элементов сеточной модели шестерней. Размер сетки шестерней был взят вдвое большим, чем в проточном тракте. Это позволило существенно сэкономить вычислительные ресурсы.

Кроме чувствительности сеточной модели, проверялась сходимость решения по временному шагу интегрирования. Начальный шаг по времени подбирался с учетом критерия Куранта–Фридрихса–Леви, согласно которому частица жидкости за один шаг по времени не должна продвинуться на расстояние большее, чем один пространственный шаг [21]. Математическая формулировка данного критерия следующая:

$$\frac{|u|\Delta t}{\Delta x} < C. \quad (11)$$

В формуле (11)  $u$  — скорость переноса (в данной работе она рассчитывалась исходя из угловой скорости  $\omega$ ),  $\Delta t$ ,  $\Delta x$  — шаги интегрирования по времени и пространству,  $C$  — константа (в данной работе для начального шага  $C = 0,1$ ).

На рисунке 3б, демонстрирующем результаты, видно, что решение начинает сходиться к моменту, соответствующему 800 шагам по времени (см. треугольный маркер). Шаг по времени, отвечающий этому моменту, и был выбран для моделирования кавитационного течения.

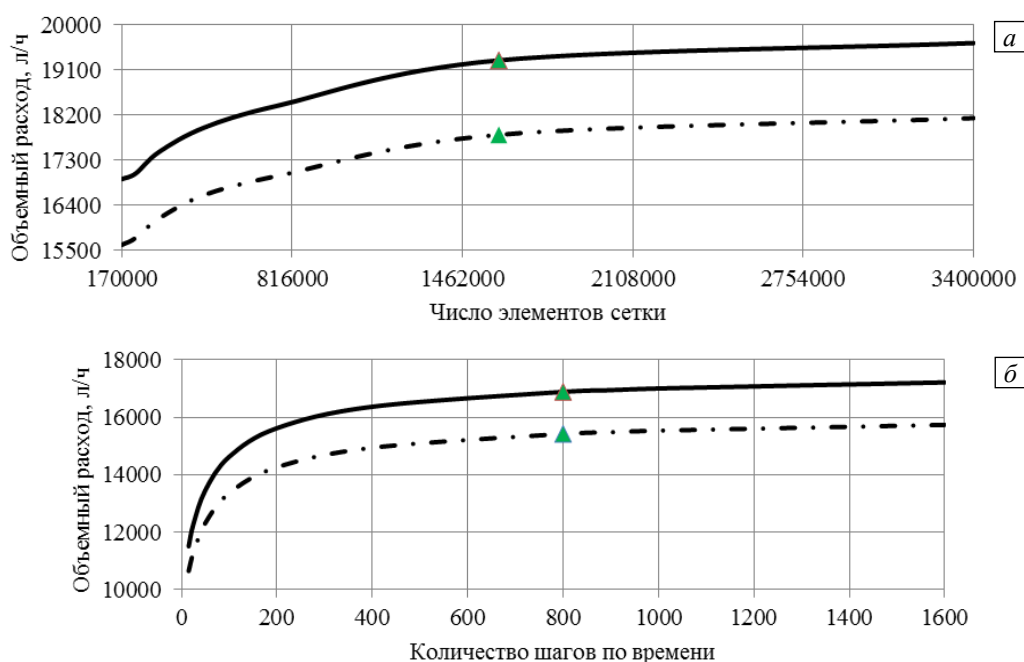


Рис. 3. К анализу чувствительности решения в проточном тракте (а) и сходимости решения по времени (б) по среднему (кривые 1) и максимальному (2) значениям расхода

## 5. Результаты

Одним из исследуемых параметров в работе являлся расход топлива (массовый и объемный), а также интерес представляла объемная доля пара (кавитация). Исходя из их величин, оценивались поля давления и скорости течения в рабочем канале (тракте) насоса.

Ввиду того что внутренний тракт насоса был существенно упрощен, объемный расход, давление и скорости потока могли не повторять значений, наблюдаемых в реальном шестеренчатом насосе, поскольку боковые отверстия и каналы отвода жидкости не моделировались. Однако основная цель — разработка численной модели, способной описать процесс работы насоса с образованием кавитации, выполнена, приближения, используемые для упрощения задачи, приемлемы и обоснованы.



В качестве подтверждения адекватности разработанной модели выполнен анализ чувствительности решения к сеточной аппроксимации (см. Рис. 3а), аналогичный тому, какой проводился другими авторами [10, 11], и изучена связь решения с числом шагов по времени для выбора оптимальной величины этого шага (Рис. 3б), не обнаруженный в работах с аналогичными задачами [9–15]. Дополнительно проведено сравнение полученных результатов с данными теоретических расчетов инженерными методами [1].

График объемного расхода в динамике при одном из исследованных режимов работы иллюстрирует рисунок 4. Прослеживается периодичность расхода, соответствующая повороту зубьев шестерней, которые порционно выталкивают объем переносимой жидкости при вращении. Данный факт также свидетельствует об адекватности разработанной модели, поскольку пульсация потока жидкости в шестеренных насосах — явление закономерное, а величина пульсаций зависит от числа зубьев шестерней [1]. Кроме того, получено приемлемое соответствие вычисленного расхода теоретическому — различие составляет 5% для расчета без учета кавитации и 9% с ее учетом. Несовпадение величин расходов объясняется тем, что теоретические расчеты не учитывают канавки на зубьях шестерней и гидравлические потери из-за жидкостного трения и всасывания.

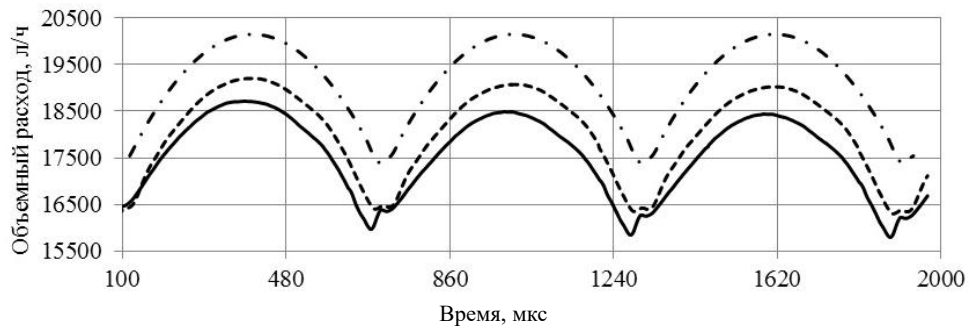


Рис. 4. Объемный расход на максимальном режиме работы насоса: без учета кавитации (.....), теоретический (---), с учетом кавитации (—)

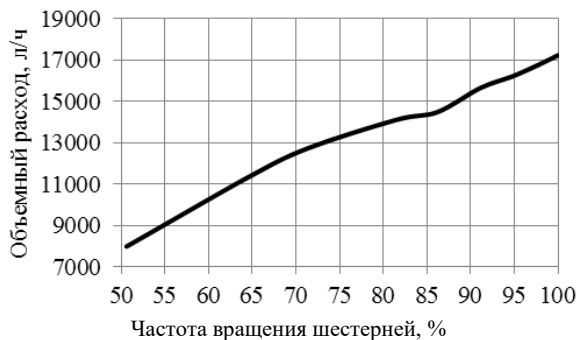


Рис. 5. Расходная характеристика насоса

Уменьшение расхода при учете кавитации объясняется тем, что наличие газовой составляющей в рабочей жидкости ухудшает условие заполнения рабочих камер. Из «запертого» пространства жидкость переносится обратно на линию всасывания. Воздух, заключенный вместе с жидкостью в «запертом объеме», вновь расширяется и уменьшает степень заполнения впадин, что снижает производительность насоса [1]. Падение расхода из-за кавитации составляет 3% относительно расчетов, не учитывающих образование кавитации. Это означает, что кавитация при взятом в качестве примера режиме работы насоса не несет негативного влияния на его расходные характеристики. По результатам численного

моделирования построена расходная характеристика насоса (Рис. 5), учитывающая образование кавитации. Она показывает приемлемое соответствие (до 11%) теоретическому расходу.

Проведено сравнение решения при однофазной и двухфазной моделях течения. На рисунке 6 представлено для сопоставления развитие зон кавитации и зон закритического (с точки зрения перехода рабочего тела в парообразное состояние) давления. Показаны зоны с давлением от минимального значения до значения давления насыщенных паров керосина (при однофазной постановке) и зоны кавитации (при двухфазной постановке).

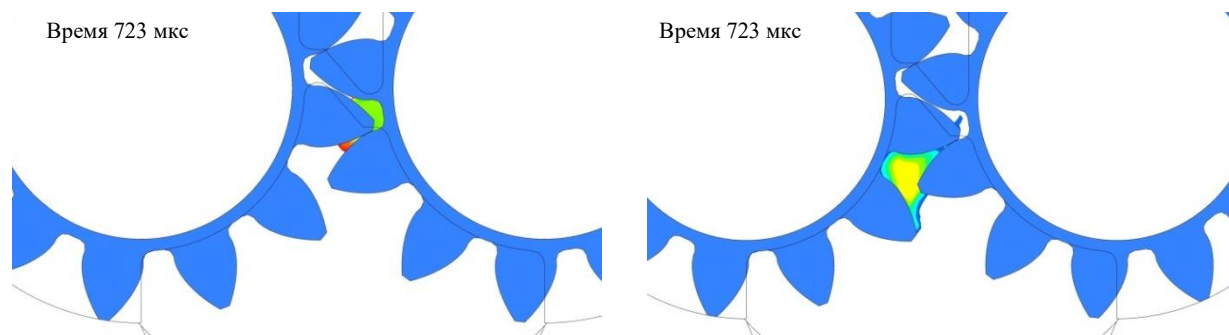


Рис. 6. Предполагаемые места кавитации (а) и объемная доля пара (б) в различные моменты времени

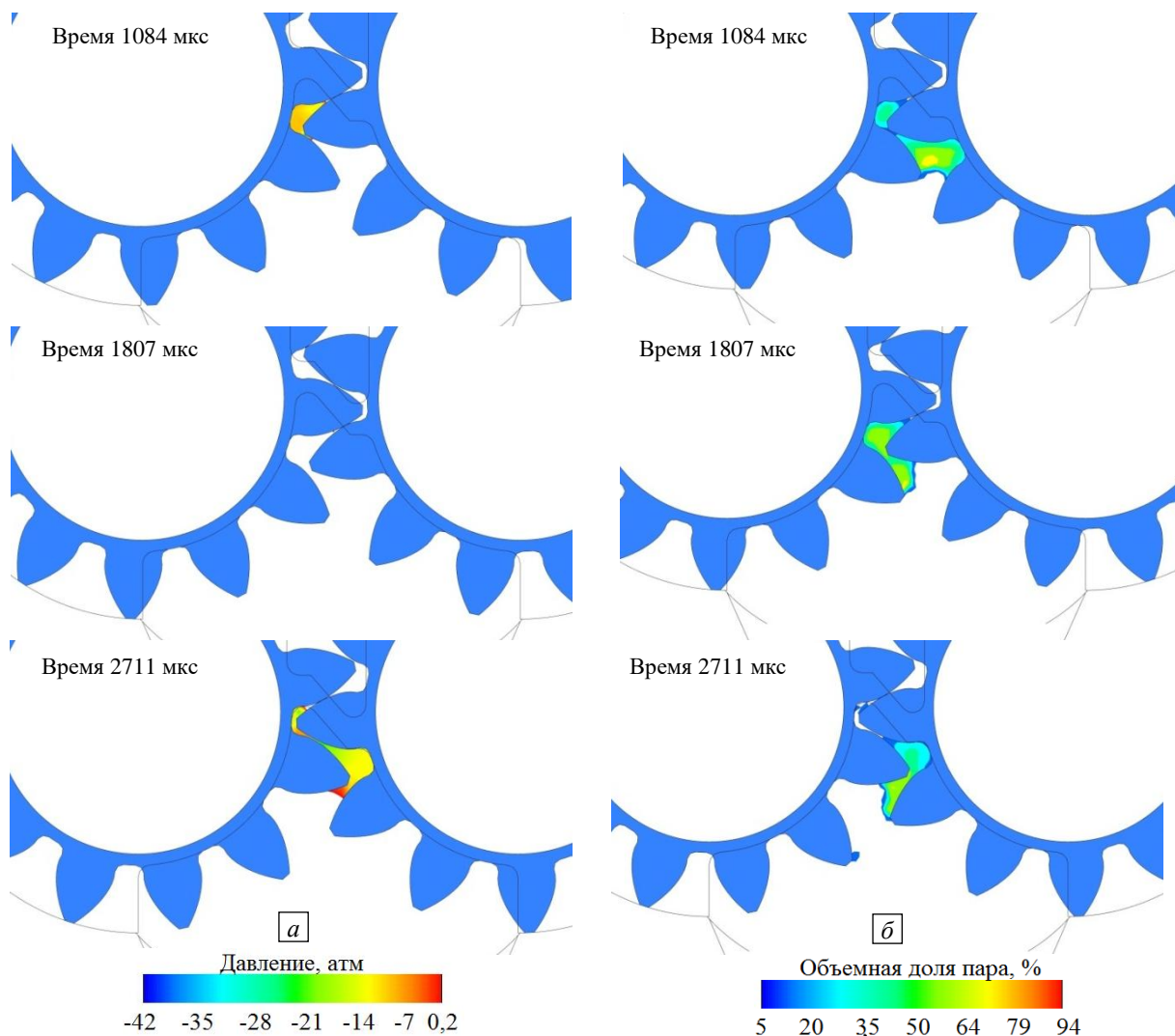


Рис. 6. Продолжение

Анализ результатов позволил сделать вывод, что с помощью однофазной модели можно прогнозировать места образования кавитации. Однако для исследуемого процесса такой прогноз не обладает необходимым уровнем достоверности. Численные эксперименты выявили, что однофазная модель не способна предсказать развитие кавитационного течения после раскрытия «запертого объема». Кроме того весьма затруднительно определить очаг и концентрацию кавитации, что очень важно для разработки методов борьбы с ней. Это говорит о целесообразности использования для исследуемого процесса именно двухфазной постановки.

Построена зависимость уровня (Рис. 7а) и объема (Рис. 7б) кавитации от скорости вращения шестерней. Результаты численных экспериментов показывают, что в большинстве режимов подвергаются кавитации зубья шестерней и разгрузочные канавки подпятников (подшипников). Зона с максимальным образованием кавитации возникает в момент раскрытия «запертого объема» в полости всасывания, при этом среднее объемное содержание пара достигает 32–50,5%. Тем не менее, кавитация не распространяется дальше

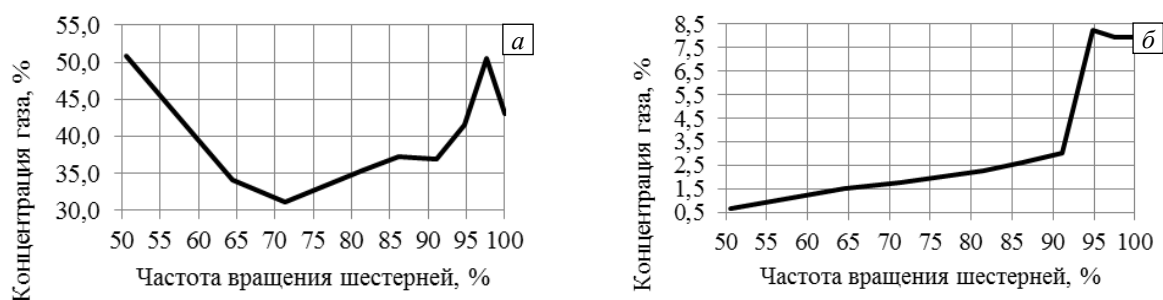


Рис. 7. Средняя концентрация пара при разных режимах работы насоса: относительно объема, в котором присутствуют места образования кавитации (а); относительно всего объема тракта течения (б)



по тракту насоса, не вызывает существенного падения объемного расхода и не приводит к эрозийному разрушению рабочих поверхностей шестерней и подпятников (подшипников). Резкое повышение объема кавитации (Рис. 7б) объясняется тем, что до определенного значения скорости вращения шестерней (до критической скорости) кавитация образуется в основном за счет раскрытия «запертого объема». При таком механизме кавитация возникает в зазоре между шестернями, в нем создаются сильные вихревые структуры в полости всасывания при раскрытии зубьев шестерней. При достижении критической скорости причиной кавитации служит также отделение потока перекачиваемой жидкости от кончиков зубьев шестерней, вращающихся в направлении полости всасывания. Подобный механизм кавитации показан на рисунке 8, где отчетливо видно, что кавитация образуется в местах, где зубья «режут» поток жидкости.

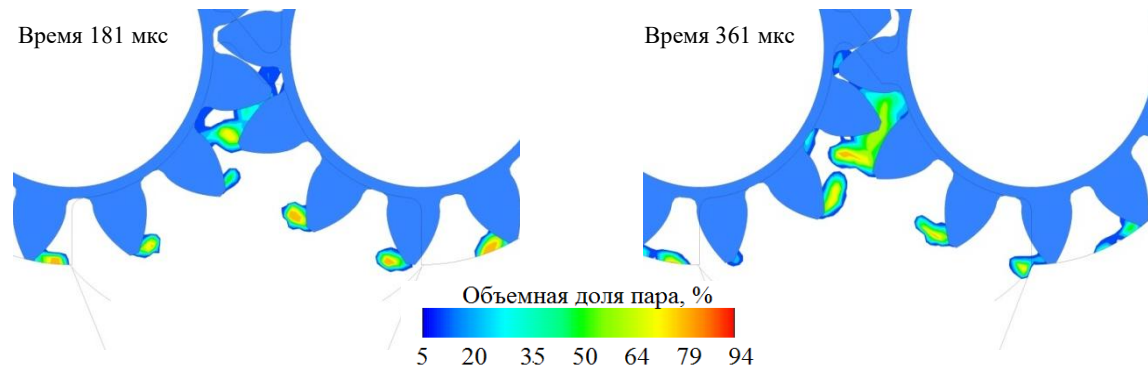


Рис. 8. Отделение жидкости от кончиков зубьев шестерней в разные моменты времени, являющееся причиной кавитации

## 6. Выводы

Представлена разработанная численная модель с использованием метода погруженного тела, предназначенная для моделирования процесса течения жидкости в шестеренном насосе с учетом возникающей кавитации. Применение модели способствует детальному пониманию поведения потока в рабочем тракте при различных условиях эксплуатации насоса. Преимущество представленной численной модели состоит в том, что она является трехмерной и позволяет учесть необходимые геометрические особенности насоса. Также численная модель, по сравнению с используемой в работах [9, 10], обладает относительной дешевизной реализации вычислений, что позволяет проводить больше вычислительных экспериментов для достижения лучшего результата без серьезных отличий от реально протекающих процессов в шестеренном насосе.

Моделирование и изучение процессов в шестеренном насосе будут сопровождать весь опытно-конструкторской этап создания агрегата в АО «ОДК-СТАР», помогут установить оптимальные характеристики и улучшить качество системы топливопитания перспективных газотурбинных двигателей повышенной тяги.

## Литература

1. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. М.: Машиностроение, 1964. 238 с.
2. <http://electronpro.ru/kavitaciya-nasosa> (дата обращения: 24.08.2020).
3. Arndt R.E.A. Cavitation in fluid machinery and hydraulic structures // Ann. Rev. Fluid Mech. 1981. Vol. 13. P. 273-328.
4. Brennen C.E. Hydrodynamics of pumps. Concepts ETI Inc., 1994. 293 p.
5. Franc J.-P., Michel J.-M. Fundamentals of cavitation. Kluwer Academic Publishers, 2004. 321 p.
6. d'Agostino L., Salvetti M.V. Fluid dynamics of cavitation and cavitating turbopumps. Springer, 2007. 351 p.
7. Сметанников О.Ю., Ильиных Г.В. Разработка мероприятий по исключению или снижению до приемлемых значений кавитационных явлений в шестеренном насосе: отчет о НИР. Пермь: ПНИПУ, 2015. 151 с.
8. Родионов Л.В., Иголкин А.А., Гафуров С.А. Моделирование рабочего процесса шестеренного насоса. Самара, 2012. 115 с.
9. Castilla R., Gamez-Montero P.J., del Campo D., Raush G., Garcia-Vilchez M., Codina E. Three-dimensional numerical simulation of an external gear pump with decompression slot and meshing contact point // J. Fluids Eng. 2015. Vol. 137. 041105. <https://doi.org/10.1115/1.4029223>
10. Frosina E., Senatore A., Rigosi M. Study of a high-pressure external gear pump with a computational fluid dynamic modeling approach // Energies. 2017. Vol. 10. 1113. <https://doi.org/10.3390/en10081113>
11. Yoon Y., Park B.-H., Shim J., Han Y.-O., Hong B.-J., Yun S.-H. Numerical simulation of three-dimensional external gear pump using immersed solid method // Appl. Therm. Eng. 2017. Vol. 118. P. 539-550. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.03.014>
12. Močilan M., Husár Š., Labaj J., Žmindák M. Non-stationary CFD simulation of a gear pump // Procedia Engineering. 2017. Vol. 177. P. 532-539. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.02.257>
13. Mithun M.-G., Koukouvini P., Karathanassis I.K., Gavaises M. Numerical simulation of three-phase flow in an external gear pump using immersed boundary approach // Appl. Math. Model. 2019. Vol. 72. P. 682-699. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2019.03.022>

14. Castilla R., Gamez-Montero P.J., Ertürk N., Vernet A., Coussirat M., Codina E. Numerical simulation of turbulent flow in the suction chamber of a gearpump using deforming mesh and mesh replacement // *Int. J. Mech. Sci.* 2010. Vol. 52. P. 1334-1342. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2010.06.009>
15. Strasser W. CFD investigation of gear pump mixing using deforming/agglomerating mesh // *J. Fluids Eng.* 2007. Vol. 129. P. 476-484. <https://doi.org/10.1115/1.2436577>
16. Liang J., Luo X., Liu Y., Li X., Shi T. A numerical investigation in effects of inlet pressure fluctuations on the flow and cavitation characteristics inside water hydraulic poppet valves // *Int. J. Heat Mass Tran.* 2016. Vol. 103. P. 684-700. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.07.112>
17. Гайнутдинова Д.Ф., Модорский В.Я., Козлова А.В. Вычислительное моделирование области возникновения кавитации при вибрациях // *Научно-технический вестник Поволжья.* 2014. № 6. С. 127-129.
18. Нигматулин Р.И. Динамика многофазных сред. М.: Физматлит, 1987. Ч. 1. 464 с.
19. Нигматулин Р.И. Динамика многофазных сред. М.: Физматлит, 1987. Ч. 2. 360 с.
20. Панов Л.В. Численное моделирование кавитационных течений вязкой жидкости в гидротурбинах: Автореф. дис. канд. физ.-мат. наук. Новосибирск, ИВТ СО РАН, 2014. 19 с.
21. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей. М.: Мир, 1991. Т. 1. 504 с.

## References

1. Yudin E.M. *Shesterennyye nasosy* [Gear pumps]. Moscow, Mashinostroyeniye, 1964. 238 p.
2. <http://electronpo.ru/kavitaciya-nasosa> (accessed 24 August 2020).
3. Arndt R.E.A. Cavitation in fluid machinery and hydraulic structures. *Ann. Rev. Fluid Mech.*, 1981, vol. 13, pp. 273-328.
4. Brennen C.E. *Hydrodynamics of pumps*. Concepts ETI Inc., 1994. 293 p.
5. Franc J.-P., Michel J.-M. *Fundamentals of cavitation*. Kluwer Academic Publishers, 2004. 321 p.
6. d'Agostino L., Salvetti M.V. *Fluid dynamics of cavitation and cavitating turbopumps*. Springer, 2007. 351 p.
7. Smetannikov O.Yu., Il'inykh G.V. *Razrabotka meropriyatiy po isklyucheniyu ili snizheniyu do priyemlemykh znacheniy kavitatsionnykh yavleniy v shesterennom nasose* [Development of measures to eliminate or reduce to acceptable values of cavitation phenomena in a gear pump: research report]. Perm, Perm National Research Polytechnic University, 2015. 151 p.
8. Rodionov L.V., Igolkin A.A., Gafurov S.A. *Modelirovaniye rabocheho protsessa shesterennogo nasosa* [Simulation of the workflow of a gear pump]. Samara, 2012. 115 p.
9. Castilla R., Gamez-Montero P.J., del Campo D., Raush G., Garcia-Vilchez M., Codina E. Three-dimensional numerical simulation of an external gear pump with decompression slot and meshing contact point. *J. Fluids Eng.*, 2015, vol. 137, 041105. <https://doi.org/10.1115/1.4029223>
10. Frosina E., Senatore A., Rigosi M. Study of a high-pressure external gear pump with a computational fluid dynamic modeling approach. *Energies*, 2017, vol. 10, 1113. <https://doi.org/10.3390/en10081113>
11. Yoon Y., Park B.-H., Shim J., Han Y.-O., Hong B.-J., Yun S.-H. Numerical simulation of three-dimensional external gear pump using immersed solid method. *Appl. Therm. Eng.*, 2017, vol. 118, pp. 539-550. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.03.014>
12. Močilan M., Husár Š., Labaj J., Žmindák M. Non-stationary CFD simulation of a gear pump. *Procedia Engineering*, 2017, vol. 177, pp. 532-539. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.02.257>
13. Mithun M.-G., Koukouvini P., Karathanassis I.K., Gavaises M. Numerical simulation of three-phase flow in an external gear pump using immersed boundary approach. *Appl. Math. Model.*, 2019, vol. 72, pp. 682-699. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2019.03.022>
14. Castilla R., Gamez-Montero P.J., Ertürk N., Vernet A., Coussirat M., Codina E. Numerical simulation of turbulent flow in the suction chamber of a gearpump using deforming mesh and mesh replacement. *Int. J. Mech. Sci.*, 2010, vol. 52, pp. 1334-1342. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2010.06.009>
15. Strasser W. CFD investigation of gear pump mixing using deforming/agglomerating mesh. *J. Fluids Eng.*, 2007, vol. 129, pp. 476-484. <https://doi.org/10.1115/1.2436577>
16. Liang J., Luo X., Liu Y., Li X., Shi T. A numerical investigation in effects of inlet pressure fluctuations on the flow and cavitation characteristics inside water hydraulic poppet valves. *Int. J. Heat Mass Tran.*, 2016, vol. 103, pp. 684-700. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.07.112>
17. Gaynutdinova D.F., Modorsky V.Ya., Kozlova A.V. Computing modelling of area of emergence of cavitation at vibrations. *Nauchno-tehnicheskiy vestnik Povolzh'ya – Scientific and Technical Volga region Bulletin*, 2014, no. 6, pp. 127-129.
18. Nigmatulin R. I. *Dynamics of Multiphase Media*. Vol. 1. CRC Press, 1990. 532 p.
19. Nigmatulin R. I. *Dynamics of Multiphase Media*. Vol. 2. CRC Press, 1990. 388 p.
20. Panov L.V. *Chislennoye modelirovaniye kavitatsionnykh techeniy vyazkoy zhidkosti v gidroturbinakh* [Numerical modeling of viscous fluid cavitation flows in hydraulic turbines]. Abstract PhD, Institute of Computational Technologies SB RAS, Novosibirsk, 2014. 19 p.
21. Fletcher C.A.J. *Computational techniques for fluid dynamics. Vol. 1. Fundamental and General Techniques*. Springer, 1991. 401 p.

Поступила в редакцию 25.09.2020; после доработки 04.12.2020; принята к опубликованию 06.12.2020

## Сведения об авторах

Билалов Руслан Альфредович, б/с, инж.-констр., Акционерное общество «ОДК-СТАР», 614990, г. Пермь, ул. Куйбышева, д. 140а; e-mail: bilalov.1991@yandex.ru

Сметанников Олег Юрьевич, дтн, доц., Пермский национальный исследовательский политехнический университет (ПНИПУ), 614990, г. Пермь, Комсомольский пр-т, д. 29а; e-mail: sou2009@mail.ru