

GRNTI: 30.17.23, 27.35.21, 50.51.15

Д.Е.Курманова¹, Н.Ж.Джайчибеков², К.Н.Волков³, А.Г.Карпенко⁴

^{1,2} Евразийский национальный университет имени Л.Н.Гумилева, Кажымукана, 13, Астана, 010008, Казахстан

³ Университет Кингстона, SW15 3DW, Лондон, Великобритания

⁴ Санкт-Петербургский государственный университет, Университетский пр., 28, Санкт-Петербург, Россия

(E-mail: dikonyu89_29@mail.ru, jaich@mail.ru)

Численный расчет гидродинамики теплоносителей с учетом зависимости вязкости от температуры

Аннотация: Статья посвящена исследованию гидродинамики теплоносителей в теплообменных аппаратах. Учитывая широкое применение этого устройства, повышение его тепловых и гидравлических характеристик стало столь важным для их проектировщиков. В работе проведен расчет нестационарных течений жидкостей по трубкам теплообменника. В качестве теплоносителей используются вода ("горячий" теплоноситель) и нефть ("холодный" теплоноситель), между которыми происходит теплообмен через твердую поверхность трубопровода, являющейся границей между теплоносителями. При расчете движения нефти учитывался тот факт, что динамическая вязкость очень сильно зависит от температуры и, в зависимости от температуры, числа Рейнольдса также меняются. И, как следствие, при течении по достаточно тонкому каналу меняется режим течения, а именно, проявляется переход от ламинарного режима течения в турбулентный, в то время как при аналитическом методе расчета для постоянной вязкости этот эффект не наблюдается. Для численного моделирования гидродинамики теплоносителей применялись осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса, замкнутые при помощи модели турбулентности. Верификация расчетов теплообменника проведена в программном пакете "Ansys Fluent".

Ключевые слова: теплообмен, вязкость, гидродинамика, нефтепродукты, численное моделирование, ламинарно-турбулентный переход.

DOI: <https://doi.org/10.32523/2616-7182/bulmathenu.2022/4.2>

2000 Mathematics Subject Classification: 80M20

Введение. Для трубопроводной транспортировки нефти и нефтепродуктов используется подход, основанный на регулировании реологических свойств нефти, например, при помощи нагрева нефти с ее последующей транспортировкой по трубопроводу с повышенной теплоизоляцией (горячая перекачка нефти). В некоторых случаях увеличение вязкости нефти при понижении температуры приводит к недопустимым напряжениям на стенках трубы и остановке транспортировки. В работе [1] проведены исследования зависимости кинематической вязкости нефти и смесей нефти от температуры, а также проанализированы существующие формулы для расчета кинематической вязкости нефти в магистральных трубопроводах.

Течение жидкости в межтрубном пространстве теплообменника имеет сложный характер и зависит от множества факторов. Численное моделирование теплообмена и гидродинамики в теплообменных устройствах различных конструкций приводится в работах [2], [3]. Результаты численных расчетов находят применение для нахождения оптимальных способов интенсификации процессов теплообмена [4-6]. Полученные

результаты указывают на уменьшение влияния вязкости перекачиваемой нефти на гидравлическую характеристику трубопровода при перекачке на развитых турбулентных режимах.

Сравнение точности различных моделей турбулентности, используемых для замыкания уравнений Рейнольдса, является предметом исследования в работах [7–10]. В основном, в расчетах используются $k - \varepsilon$ и $k - \omega$ модели турбулентности, а также SST $k - \omega$ модель. Полученные результаты позволяют добиться удовлетворительного совпадения результатов расчетов с данными промышленных экспериментов. Это позволяет решать задачи управления процессами и повышения эффективности производства и определения оптимальных режимных параметров технологических процессов. Вместе с тем, имеющиеся расчеты с использованием двухпараметрических моделей турбулентности не учитывают ламинарно-турбулентный переход. В случае, когда вязкость зависит от температуры, режим течения в таких тонких трубках может изменяться от ламинарного до турбулентного.

Для простоты выбирается схема теплообменника "труба в трубе" с тонкой и гладкой внутренней трубкой. Приводится метод расчета теплообменника прямоточного типа, в котором во внутреннем трубопроводе рабочей жидкостью является нефть (холодный теплоноситель), а во внешней трубе - вода (горячий теплоноситель). Расчеты проводятся для модельной конструкции теплообменного аппарата как при помощи теоретического подхода, основанного на методе среднелогарифмической разницы температур (Log-Mean Temperature Difference, LMTD) при постоянной и переменной вязкости, так и на основе средств вычислительной гидродинамики (Computational Fluid Dynamics, CFD). Данные, полученные в рамках различных подходов, сравниваются между собой, что позволяет сделать вывод о точности каждого из подходов и возможности их применения на практике.

Зависимость вязкости теплоносителей от температуры. В рассматриваемой задаче принято, что залежи нефти находятся на глубине 0.9-2.4 км. Плотность нефти составляет 844-874 кг/м³, вязкость - 3.4-8.15 мПа·с, содержание серы - 0.16-2%, парафинов 16-22%, смол - 8-20%. Эти параметры соответствуют характеристикам Узеньского нефтегазового месторождения расположенного в Казахстане.

В литературе применяются различные зависимости вязкости от температуры. В нефтяной отрасли при расчете кинематической вязкости, зависящей от температуры, применяется формула Вальтера [1]

$$\lg(\lg(\nu + 0,8)) = a + b \lg T \quad (1)$$

где a и b – эмпирические коэффициенты, определяемые для данной жидкости экспериментальным путем. Коэффициенты a и b в формуле (1) находятся из соотношений

$$a = \lg \lg(\nu_1 + 0,8) - b \lg T$$

$$b = \frac{\lg \lg(\nu_1 + 0,8) - \lg \lg(\nu_2 + 0,8)}{\lg T_1 - \lg T_2}$$

Здесь ν_1 и ν_2 – значения кинематической вязкости жидкости при температурах T_1 и T_2 .

Сравнение результатов расчетов по формуле Вальтера с экспериментальными значениями динамической вязкости для нефти показывает 1.

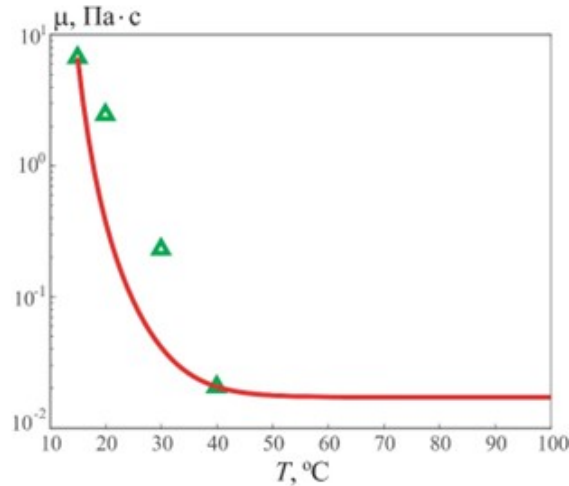


Рисунок 1 – Зависимость динамической вязкости нефти Узеньского месторождения от температуры. Треугольные значки - экспериментальные данные [11], сплошная линия - расчеты по формуле Вальтера

Температура изменяется от 10 до 100°C. Сплошная линия соответствует зависимости вязкости от температуры, полученной по формуле Вальтера (1), а треугольные значки - результатам физического эксперимента [11]

Метод расчета при постоянной вязкости. Для оценки тепловых потоков от горячего теплоносителя к холодному применяется модель теплоносителя с постоянной по длине вязкостью, основанная на использовании среднелогарифмической разницы температур. В рекуперативном теплообменном аппарате две жидкости с различными температурами движутся в пространстве, разделенной твердой стенкой рис.2. Тепловой расчет сводится к совместному решению уравнений теплового баланса и теплопередачи.

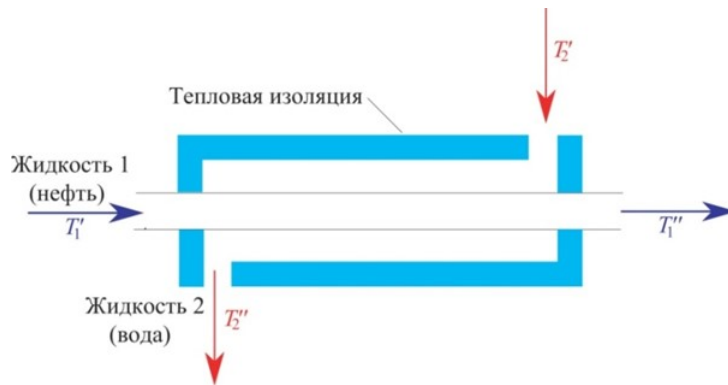


Рисунок 2 – Схема теплообменного аппарата, в котором теплоносители движутся в противоположном направлении

Уравнение теплового баланса имеет вид [12]

$$Q = G_1 c_{p1} (T_{1'} - T_{1''}) = G_2 c_{p2} (T_{2''} - T_{2'}) > 0, \quad (2)$$

где Q – количества теплоты, переданное в единицу времени от горячего теплоносителя холодному, G – массовый расход теплоносителя, c_p – изобарная теплоемкость, T' – температура на входе, T'' – температура на выходе. Индекс 1 соответствует горячему теплоносителю, а индекс 2 – холодному теплоносителю.

Уравнение теплопередачи для теплообменного аппарата представляется в виде

$$Q = \bar{k} F \Delta \bar{T}, \quad (3)$$

где \bar{k} – средний коэффициент теплопередачи, который рассчитывается при средней температуре $(T'_1 + T''_1)/2$ и $(T'_2 + T''_2)/2$, $\Delta\bar{T}$ – средняя разность температур. Средняя разность температур определяется выражением

$$\Delta\bar{T} = \frac{1}{F} \int_0^F \Delta T dF$$

где F – площадь поверхности теплообмена.

Используя обозначение $\Delta T = (T_1 - T_2)$, уравнения (2) и (3) в дифференциальной форме примут вид

$$\frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -m k dF, \quad m = \left(\frac{1}{G_1 c_{p1}} \pm \frac{1}{G_2 c_{p2}} \right)$$

Знак плюс выбирается в случае проточного аппарата, а знак минус – в случае противоточного теплообменника. Приведенное уравнение справедливо вдоль направления движения горячего теплоносителя. Принимая, что m и \bar{k} являются постоянными по длине аппарата и интегрируя от 0 до F и от $\Delta T'$ и ΔT , получим

$$\Delta T = \Delta T' \exp(-m \bar{k} F), \quad (4)$$

где $\Delta T'$ – перепад температур на входе горячего теплоносителя. Вдоль поверхности теплообмена температурный напор изменяется по экспоненциальному закону. Проводя усреднение температурного напора по всей поверхности теплообмена, среднелогарифмический температурный напор находится из соотношения

$$\Delta\bar{T} = \frac{\Delta T'' - \Delta T'}{\ln(\Delta T'' / \Delta T')}.$$

При конструктивном расчете теплообменных устройств тепловая производительность Q определяется по уравнению (2). Площадь поверхности теплообмена F находится из уравнения

$$F = \frac{Q}{\bar{k} \Delta\bar{T}}$$

При расчете площади поверхности теплообмена задача сводится к вычислению среднего коэффициента теплопередачи и среднелогарифмического температурного напора. Длина теплообменного устройства рассчитывается по формуле

$$L = \frac{F}{\pi n d}$$

где n – число внутренних трубок, d – их гидравлический диаметр.

Распределения температур вдоль поверхности теплообмена выражаются соотношениями:

$$T_1(x) = T_{1'} - \Delta T' \frac{1 - \exp[-\bar{k} m F(x)]}{1 + (G_1 c_{p1}) / (G_2 c_{p2})}$$

$$T_2(x) = T_{2'} - \Delta T' \frac{1 - \exp[-\bar{k} m F(x)]}{1 + (G_2 c_{p2}) / (G_1 c_{p1})}$$

Здесь $F(x)$ – зависимость площади поверхности теплообмена от длины, измеренной вдоль пути горячего теплоносителя. В случае цилиндрической поверхности площадь теплообмена выражается через длину $F(x) = \Pi x$, где Π – смоченный периметр поверхности теплообмена.

Для случая тонких цилиндрических стенок соотношения для температур поверхности имеют вид

$$T_{w1} = \frac{\left(\frac{\alpha_1 F_1}{\alpha_2 F_2} + \frac{\alpha_1 F_1 \delta_w}{\lambda_w F_a} \right) T_1 + T_2}{1 + \frac{\alpha_1 F_1}{\alpha_2 F_2} + \frac{\alpha_1 F_1 \delta_w}{\lambda_w F_a}}$$

$$T_{w2} = \frac{\left(\frac{\alpha_2 F_2}{\alpha_1 F_1} + \frac{\alpha_2 F_2 \delta_w}{\lambda_w F_a} \right) T_2 + T_1}{1 + \frac{\alpha_2 F_2}{\alpha_1 F_1} + \frac{\alpha_2 F_2 \delta_w}{\lambda_w F_a}}.$$

Здесь $F_a = (F_1 + F_2)/2$, F_1 - площадь теплообмена со стороны теплоносителя 1, F_2 - площадь теплообмена со стороны теплоносителя 2, δ_w - толщина стенки, λ_w - коэффициент теплопроводности стенки, α - коэффициент теплоотдачи. Приведенные соотношения для температуры стенки являются неявными и требуют итерационного решения, так как коэффициент теплоотдачи α зависит от температуры.

Для однослойной цилиндрической стенки средний коэффициент теплопередачи вычисляется следующим образом

$$\bar{k} = \left(\frac{1}{\bar{\alpha}_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_w} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\bar{\alpha}_2 d_2} \right)^{-1},$$

где $\bar{\alpha}_1$ - осредненный коэффициент теплоотдачи к холодному теплоносителю, $\bar{\alpha}_2$ - осредненный коэффициент теплоотдачи к горячему теплоносителю, λ_w - коэффициент теплопроводности стенки.

Число Нуссельта зависит от режима течения (ламинарный или турбулентный) и режима теплообмена (нагрев или охлаждение). Осредненный коэффициент теплоотдачи выражается через среднее по длине число Нуссельта, где $d_g = \frac{4F_g}{\Pi}$ - эффективный гидравлический диаметр, F_g - площадь проходного сечения канала, Π - смоченный периметр, λ - теплопроводность жидкости. При течении в трубе или при продольном обтекании пучков труб число Нуссельта вычисляется с помощью полуэмпирической зависимости вида

$$Nu = Nu(Re, Pr, Pr_w, L/d_g),$$

где Pr - число Прандтля жидкости, Pr_w - число Прандтля жидкости, вычисленное по температуре стенки. Числа подобия вычисляются по средней температуре теплоносителя. Число Рейнольдса определяется соотношением $Re = \rho V d_g / \mu$, где V - характерная скорость потока, ρ - плотность, μ - динамическая вязкость.

Метод расчета при переменной вязкости. В случае сильной зависимости вязкости от температуры теплообменник разбивается на элементарные участки по длине. На каждом участке делается предположение о малом изменении вязкости.

При слабой зависимости вязкости теплоносителя от температуры среднее число Рейнольдса находится по средней температуре теплоносителя. Такое допущение не вносит существенных погрешностей в расчет, поскольку практически не сказывается на режиме течения. В случае сильной зависимости вязкости от температуры по мере нагрева теплоносителя режим течения изменяется от ламинарного до развитого турбулентного. В этом случае вычисляется местный коэффициент теплоотдачи $\alpha(x)$, и используются соотношения для локального числа Нуссельта $Nu_x = \alpha(x) d_g / \lambda$, вычисленного по локальным числам подобия

$$Nu_x = Nu(Re_x, Pr_x, Pr_w, x/d_g),$$

Среднее значение коэффициента теплоотдачи находится по формуле

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{L} \int_0^L \alpha(x) dx$$

Локальные числа Нуссельта в ламинарном и турбулентном режимах течения находятся при помощи соотношений, приведенных в работах [12, 13]. Для вычисления локального числа Нуссельта в ламинарном режиме течения в трубе применяется соотношение [13]

$$Nu_x = 4.36 \left(1 + 0.032 \frac{d}{x} Re_x Pr_x^{\frac{5}{6}} \right)^{\frac{2}{5}} \left(\frac{Pr_x}{Pr_{x,w}} \right),$$

Приведенное соотношение справедливо при $0.7 < Pr < 10^3$. Выражение для вычисления локального числа Нуссельта для турбулентного режима течения в трубе с дополнительной поправкой на изменение числа Прандтля имеет вид [12]

$$Nu_x = 0.022 Re_x^{0.8} Pr_x^{0.43} \left(\frac{Pr_x}{Pr_{x,w}} \right)^{0.25} \varepsilon_l,$$

где

$$\varepsilon_l = \begin{cases} 1, & \text{при } x/d \geq 15 \\ \frac{1.38}{(x/d)^{0.12}}, & \text{при } x/d < 15 \end{cases}$$

Для кольцевого канала в турбулентном режиме течения используется соотношение как и для течения в трубе, но со своим эквивалентным гидравлическим диаметром.

Уравнение теплового баланса для элементарного участка в направлении движения горячего теплоносителя записывается в следующем виде

$$\begin{aligned} \frac{dQ_1}{dx} &= G_1 c_{p1}(T_1) \frac{dT_1}{dx}, & \frac{dQ_1}{dx} &\leq 0, \\ \frac{dQ_2}{dx} &= \pm G_2 c_{p2}(T_2) \frac{dT_2}{dx}, & \frac{dQ_2}{dx} &\geq 0 \\ \frac{dQ_1}{dx} + \frac{dQ_2}{dx} &= 0, \end{aligned} \quad (5)$$

Здесь dQ_1 - потери количества теплоты горячим теплоносителем, dQ_2 - приобретенное количество теплоты холодным теплоносителем, G - массовый расход теплоносителя, c_p - теплоемкость, dT - изменение температуры. Знак плюс соответствует прямоточной схеме, а знак минус - противоточной схеме.

Уравнение теплопередачи для элементарного участка принимает вид

$$\begin{aligned} \frac{dQ_1}{dx} &= k(T_1, T_2)(T_2 - T_1) \frac{dF}{dx}, & \frac{dQ_1}{dx} &\leq 0 \\ \frac{dQ_2}{dx} &= k(T_1, T_2)(T_1 - T_2) \frac{dF}{dx}, & \frac{dQ_2}{dx} &\geq 0, \end{aligned} \quad (6)$$

где k - коэффициент теплопередачи, dF/dx - изменение площади теплообмена, которая для ТОА из прямых труб остается постоянной величиной.

Из уравнений (5) и (6) следует замкнутая система уравнений относительно температур теплоносителей

$$\begin{aligned} \frac{dT_1}{dx} &= \frac{k(T_1, T_2)}{G_1 c_{p1}(T_1)} (T_2 - T_1) \frac{dF}{dx}, \\ \frac{dT_2}{dx} &= \pm \frac{k(T_1, T_2)}{G_2 c_{p2}(T_2)} (T_1 - T_2) \frac{dF}{dx}. \end{aligned} \quad (7)$$

Поскольку $dF/dx = const$ и является известной, то система уравнений (7) является системой обыкновенных дифференциальных уравнений с нелинейной правой частью. В случае прямоточной схемы (знак плюс) для системы (7) ставится задача Коши, а для противоточной схемы (знак минус) решается краевая задача. При этом интегрирование ведется до длины L , которая заранее неизвестна.

Система уравнений (7) решается методом конечных разностей на интервале $x \in [0, L]$. Для стабилизации итерационного процесса при линеаризации системы применяется метод нижней релаксации. Длина промежутка интегрирования L заранее неизвестна. Для ее определения используется метод Ньютона. Локальный коэффициент теплопередачи находится с использованием локальных коэффициентов теплоотдачи

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_w} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} \right)^{-1},$$

где α_1 - местный коэффициент теплоотдачи от холодного теплоносителя к стенке, α_2 - местный коэффициент теплоотдачи со стороны горячего теплоносителя, λ_w - коэффициент теплопроводности материала трубок.

Используемые модели гидродинамики теплоносителей. Результаты расчетов сравниваются с данными, полученные методами вычислительной гидродинамики. Нефть считается ньютоновской жидкостью с постоянной плотностью. Расчеты проводятся при помощи численного решения осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса

(Reynolds-Averaged Navier-Stokes, RANS) для вязкой несжимаемой жидкости, замкнутых при помощи модели турбулентности, учитывающей ламинарно-турбулентный переход.

Модель турбулентности SST $k-\omega$ разработана для эффективного сочетания надежной и точной модели $k-\omega$ в пристеночной области и модели $k-\varepsilon$ в свободном потоке [14,15]. Для переключения между моделями используется специальная функции, которая принимает единичное значение в пристеночной области (используется стандартная модель $k-\omega$) и нулевое значение вдали от стенки (используется модель $k-\varepsilon$).

Модель, учитывающая ламинарно-турбулентный переход (Local-Correlation Transition Model, $\gamma - Re_{\theta t}$ transition model), основана на сочетании уравнений SST $k-\omega$ модели турбулентности с двумя дополнительными уравнениями переноса для параметра перемежаемости γ и критического числа Рейнольдса $Re_{\theta t}$, построенного по толщине потери импульса [16,17]. Для упрощения модели уравнение для $Re_{\theta t}$ не рассматривается, а в уравнении для параметра перемежаемости делается предположение о малости конвективных слагаемых [18]. Такой подход приводит к алгебраическим соотношениям для нахождения параметра перемежаемости.

Для дискретизации основных уравнений используется метод конечных объемов на неструктурированных сетках и метод SIMPLE [19]. Дискретизация невязких потоков осуществляется при помощи схемы MUSCL (Monotonic Upstream Schemes for Conservation Laws), которая позволяет повысить порядок аппроксимации по пространственным переменным без потери монотонности решения, удовлетворяет условию TVD (Total Variation Diminishing) и представляет собой комбинацию центрированных конечных разностей 2-го порядка и диссипативного члена. Для решения системы разностных уравнений используется геометрический многосеточный метод [20].

В расчетах используется сетка, состоящая из 19461 ячеек, из которых 500x24 ячеек размещается в области, заполненной нефтью, 500x5 ячеек - в области из стали, а 500x13 - в области, заполненной водой. Сгущение ячеек сетки производится около стенок трубы таким образом, чтобы $y^+ < 2$, где y^+ - безразмерная пристеночная координата.

Результаты расчетов и обсуждение. Схему теплообменника прямоточного типа показывает рис.3 (размеры приводятся в миллиметрах). Индекс h соответствует горячей среде (вода), индекс c - холодной среде (нефть). Индексы i и o относятся к входному и выходному сечению.

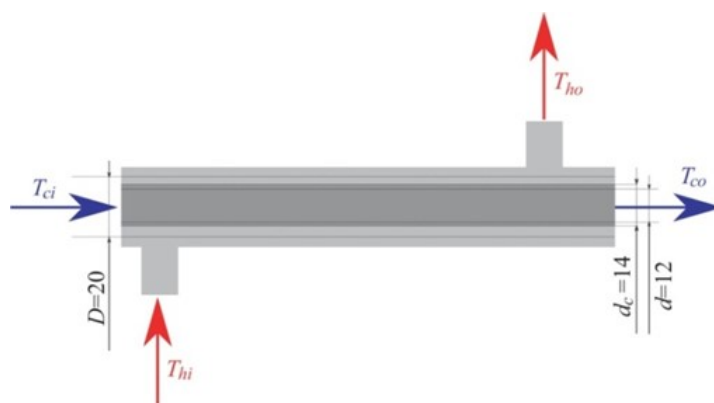


Рисунок 3 – Схема теплообменника прямоточного типа

Решая уравнения теплового баланса методом конечных разностей, получим распределения среднемассовых температур теплоносителей. Полученные результаты сравниваются с данными численного моделирования. На рис.4 показаны распределения среднемассовой температуры нефти (холодного теплоносителя) вдоль длины теплообменника, полученные при помощи метода конечных разностей и на основе численного моделирования.

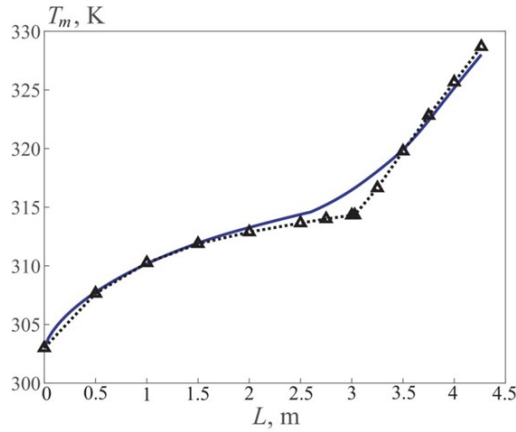


Рисунок 4 – Распределения среднемассовой температуры нефти вдоль длины. Сплошная линия соответствует результатам, полученным на основе теоретического подхода, а пунктирная линия с треугольными значками - результатам численных расчетов

Среднемассовая температура нефти возрастает вдоль длины за счет нагревания от источника тепла (горячего теплоносителя). Результаты аналитических и численных расчетов достаточно хорошо согласуются между собой.

Распределения среднемассовой температуры воды (горячего теплоносителя) вдоль длины, полученные на основе аналитических и численных расчетов, показаны на рис.5

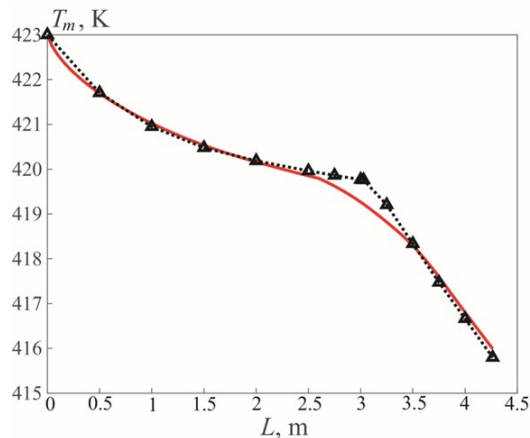


Рисунок 5 – Распределения среднемассовой температуры воды вдоль длины. Сплошная линия соответствует результатам, полученным на основе теоретического подхода, а пунктирная линия с треугольными значками - результатам численных расчетов

По сравнению с результатами, приведенными на рис.5, среднемассовая температура воды убывает вдоль длины трубы за счет передачи тепла от нее к холодному теплоносителю. Также следует отметить хорошее согласование результатов расчетов, полученных на основе различных подходов.

Из результатов, показанных на рис.4 и 5, можно заметить характерные изменения кривизны линий на расстоянии порядка 2.5 м от входного сечения, где в обоих случаях происходят резкие изменения градиентов температур с соответствующими знаками. Этот переход происходит на том расстоянии, где ламинарный режим течения переходит в турбулентный.

На рис. 6 приводятся графики изменения числа Рейнольдса теплоносителей вдоль длины, полученные в аналитическом расчете с моделью переменной вязкости. Для воды число Рейнольдса практически не меняется вдоль длины при постоянном значении вязкости и незначительном изменении температуры воды. Обратная картина наблюдается для холодного теплоносителя (нефти). Число Рейнольдса существенно возрастает вдоль

длины, что связывается с резким уменьшением вязкости нефти при ее практически неизменной плотности. На рисунке также наблюдается переходный участок на расстоянии порядка от 1.85 до 3.8 м, где происходит переход ламинарного течения в турбулентный.

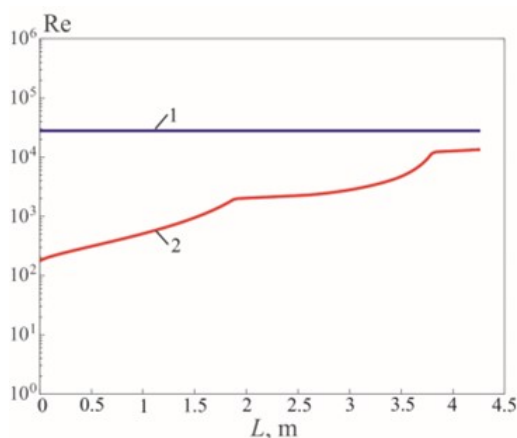


Рисунок 6 – Распределения чисел Рейнольдса по длине, полученные в аналитическом расчете. Линия 1 соответствует воде, а линия 2 - нефти

На рис.7 приведен график изменения числа Рейнольдса нефти (холодного теплоносителя) вдоль длины теплообменного аппарата при переменных значениях вязкости нефти (линия 1).

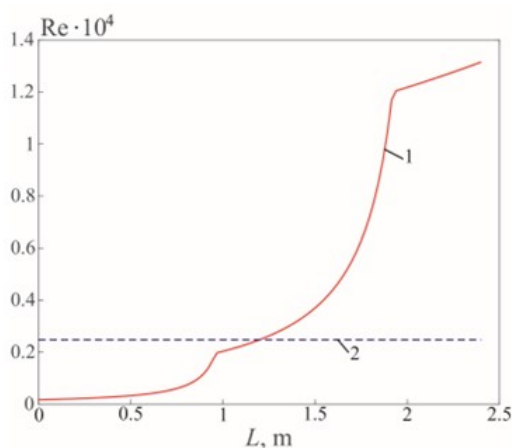


Рисунок 7 – Распределения чисел Рейнольдса нефти вдоль длины. Линия 1 соответствует численному расчету при переменной вязкости, а линия 2 - теоретическому расчету

Из рисунка видно, что значения числа Рейнольдса резко возрастают вдоль продольной координаты, что объясняется уменьшением вязкости нефти за счет ее нагревания. На рисунке приведен также график поведения числа Рейнольдса нефти при средней температуре теплоносителя (линия 2). При постоянной вязкости число Рейнольдса холодного теплоносителя также постоянно вдоль длины и не может адекватно характеризовать теплообмен в данном теплообменном аппарате.

Распределения осевой скорости теплоносителя (нефти) в различных поперечных сечениях трубопровода показывает рис.8.

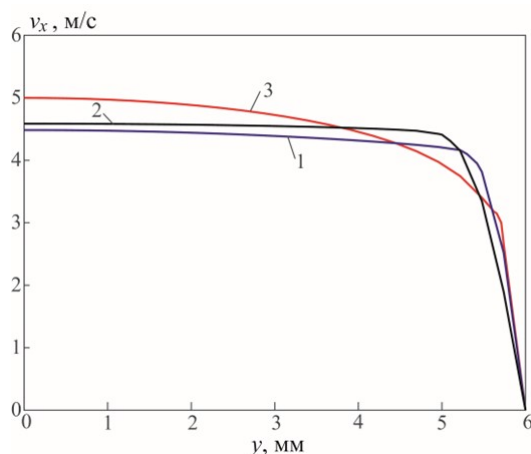


Рисунок 8 – Радиальные распределения осевой скорости нефти в различных поперечных сечениях трубопровода при $x=0.5$ м (линия 1), $x=1.5$ м (линия 2) и в выходном сечении (линия 3)

В поперечном сечении скорость нефти изменяется от максимального значения на оси трубопровода до нуля на его поверхности. Увеличение осевой скорости на выходе объясняется уменьшением вязкости нефти за счет ее нагрева по мере приближения к выходному сечению. При этом для нефти имеет место турбулентный режим течения.

Распределения осевой скорости воды в выходном сечении трубопровода показывает рис.9.

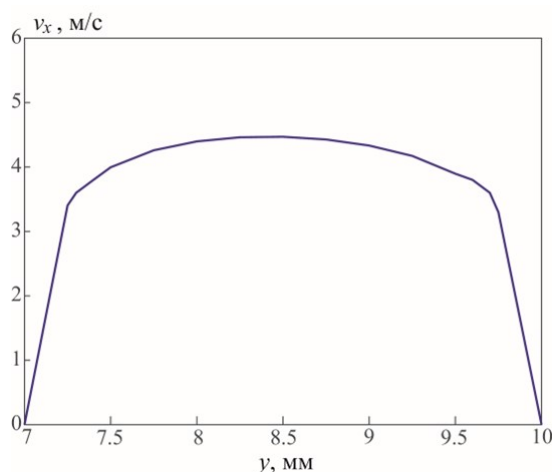


Рисунок 9 – Радиальное распределение осевой скорости воды в выходном сечении

Скорость воды изменяется от нуля на стенке до максимального значения на оси канала. Течение воды при этом является турбулентным. Профиль скорости имеет характер, типичный для турбулентного течения в круглой трубе, являясь более наполненным вблизи оси и имея большие градиенты скорости вблизи стенки по сравнению с ламинарным течением.

Распределение усредненного по сечению давления нефти показывает рис.10. Перепад давления по всей длине трубы составляет около $0,52 \cdot 10^5$ Па.

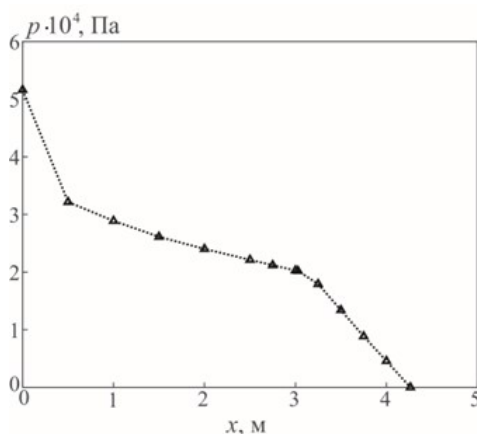


Рисунок 10 – Распределение усредненного по сечению давления нефти

Изменение коэффициента потерь на трение по длине трубы показывает рис.11.

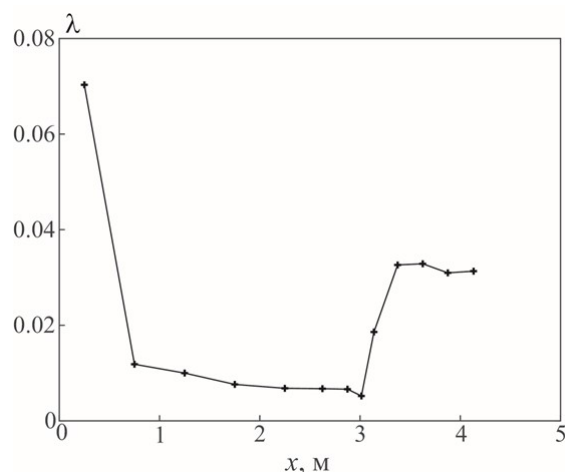


Рисунок 11 – Распределение коэффициента трения по длине трубы

Коэффициент трения вычисляется локально на некотором промежутке, используя соотношение $\lambda = 2d(\Delta p/\Delta x)/(\rho v^2)$, где Δx - расстояние между двумя точками, в которых измеряется усредненное по сечению давление, Δp - разница давлений в этих точках.

Заключение. Снижение вязкости нефти при помощи ее нагрева является одним из способов повышения энергоэффективности процесса перекачки высоковязкой нефти при добыче и транспортировке. Численное моделирование позволяет решить ряд вопросов, связанных с повышением эффективности теплопередачи, которая остается одной из наиболее важных при проектировании теплообменных устройств в нефтегазовой отрасли.

Проведены численные расчеты для определения распределения скорости, давления температуры по длине теплообменного аппарата в случае постоянной и переменной вязкости нефти. При переменной вязкости нефти проявляется переход от ламинарного режима в турбулентный, в то время как при аналитическом методе расчета для постоянной вязкости этот эффект не учитывается. Полученные результаты показывают, что модель с постоянной вязкостью приводит к заниженной примерно на 20% длине теплообменного аппарата по сравнению с расчетами, учитывающими зависимость вязкости нефти от температуры.

Список литературы

- 1 Аралов О.В. Буянов И.В. Саванин А.С. Иорданский Е.И. Исследование методов расчета кинематической вязкости нефти в магистральном нефтепроводе // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. - 2017. - Т. 7, № 5. - С. 97-105.

- 2 Yogesh S.S. Selvaraj A.S. Ravi D.K. Rajagopal T.K.R. Heat transfer and pressure drop characteristics of inclined elliptical fin tube heat exchanger of varying ellipticity ratio using CFD code // International Journal of Heat and Mass Transfer. - 2018. - Vol. 119. - P. 26-39.
- 3 Chen K. Mohammed H.I. Mahdi J.M. Rahbari A. Cairns A. Talebizadehsardari P. Effects of non-uniform fin arrangement and size on the thermal response of a vertical latent heat triple-tube heat exchanger // Journal of Energy Storage. - 2022. - Vol. 45. - P. 103723.
- 4 Osley W.G. Droegemueller P. Ellerby P. CFD investigation of heat transfer and flow patterns in tube side laminar flow and the potential for enhancement // Chemical Engineering Transactions. - 2013. - Vol. 35. - P. 997-1002.
- 5 Karar O. Emani S. Gounder S.M. Myo Thant M.M. Mukhtar H. Sharifpur M. Sadeghzadeh M. Experimental and numerical investigation on convective heat transfer in actively heated bundle-pipe // Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. - 2021. - Vol. 15, no. 1. - P. 848-864.
- 6 Rana S. Zunaid M. Kumar R. CFD approach for the enhancement of thermal energy storage in phase change material charged heat exchanger // Case Studies in Thermal Engineering. - 2022. - Vol. 33. - P. 101921.
- 7 Allouche Y. Varga S. Bouden C. Oliveira A.C. Validation of a CFD model for the simulation of heat transfer in a tubes-in-tank PCM storage unit // Renewable Energy. - 2016. - Vol. 89. - P. 371-379.
- 8 Balaji D. Prakash L.S.S. CFD analysis of a pressure drop in a staggered tube bundle for a turbulent cross flow // International Advanced Research Journal in Science, Engineering and Technology. - 2016. - Vol. 3, no. 2. - P. 35- 40.
- 9 T. Czarnota, C. Wagner. Turbulent convection and thermal radiation in a cuboidal Rayleigh-Benard cell with conductive plates // International Journal of Heat and Fluid Flow. - 2016. - Vol. 57. - P. 150-172.
- 10 Mohanan A.K. Prasad B.V. Vengadesan S. Flow and heat transfer characteristics of a cross-flow heat exchanger with elliptical tubes // Heat Transfer Engineering. - 2020. - P. 1-15.
- 11 Тугунов П.И. Новоселов В.Ф. Коршак А.А. Шаммазов А.М. Типовые расчеты при проектировании и эксплуатации нефтебаз и нефтепроводов. - М.: Дизайн Полиграф Сервис, 2002.
- 12 Исаченко В.П. Осипова В.А. Сукомел А.С. Теплопередача. - М.: Энергия, 1965.
- 13 Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. - 2-е, стереотип. изд. - М.: "Энергия", 1977. - С. 344.
- 14 Menter F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA Journal, Vol. 32, No. 8, pp. 1598-1605. - 1994.
- 15 Menter Florian, Esch Thomas, Kubacki Slawomir. Transition modelling based on local variables. - 2002. - 09. - P. 555-564.
- 16 Langtry Robin B., Menter Florian R. Correlation-Based Transition Modeling for Unstructured Parallelized Computational Fluid Dynamics Codes // AIAA Journal 2009 47:12, 2894-2906. - 2009. - Dec. - Vol. 47, no. 12.
- 17 Coder J.G. Maughmer M.D. Computational fluid dynamics compatible transition modeling using an amplification factor transport equation // AIAA Journal. - 2014. - Vol. 52, no. 11. - P. 2506-2512.
- 18 Menter F.R. Smirnov P.E. Liu T. Avancha R. A one-equation local correlation-based transition model // Flow, Turbulence and Combustion. - 2015. - Vol. 95. - P. 583-619.
- 19 K. Volkov. Numerical analysis of Navier-Stokes equations on unstructured meshes // Handbook on Navier-Stokes Equations: Theory and Analysis // D. Campos. Nova Science. - 2016. - P. 365-442.
- 20 K. Volkov. Multigrid and preconditioning techniques in CFD applications // CFD Techniques and Thermo-Mechanics Applications/Z. Driss, B. Necib, H.-C. Zhang. Springer International Publishing. - 2018. - P. 83-149.

Д.Е. Курманова¹, Н.Ж. Джайчибеков², К.Н. Волков³, А.Г. Карпенко⁴

^{1,2} Л.Н.Гумилев атындағы Еуразия ұлттық университеті, Қажымұқан даңғ., 13, Астана, Қазақстан

³ Кингстон университеті, SW15 3DW, Лондон, Ұлыбритания

⁴ Санкт-Петербург мемлекеттік университеті, Университет даңғ., 28, Санкт-Петербург, Ресей

Тұтқырлықтың температураға тәуелділігін ескере отырып, жылу тасымалдағыштардың гидродинамикасының сандық есебі

Аннотация. Мақала жылу алмасу аппараттарындағы жылу тасымалдағыштың гидродинамикасын зерттеуге арналған. Жұмыста жылу алмастырғыш түтіктер арқылы сұйықтықтардың стационарлық емес ағындарына есептеу жүргізілді. Жылу тасымалдағыш ретінде су ("ыстық" жылу тасымалдағыш) және мұнай ("суық" жылу тасымалдағыш) қолданылады, олардың арасында жылу тасымалдағыштар арасындағы шекара болып табылатын құбырдың қатты беті арқылы жылу алмасу жүреді. Мұнайдың қозғалысын есептеу кезінде динамикалық тұтқырлықтың температураға өте тәуелді екендігі және температураға байланысты Рейнольдс сандары да өзгертінді ескерілді. Нәтижесінде, өте жұқа арна арқылы ағынмен ағын режимі өзгереді, атап айтқанда, ламинарлы ағын режимінен турбулентті ағынға ауысу көрінеді, ал тұрақты тұтқырлықты есептеудің аналитикалық әдісімен бұл әсер байқалмайды. Жылу тасымалдағыш гидродинамикасын сандық модельдеу үшін турбуленттілік моделімен жабылған Рейнольдс бойынша орташа Навье-Стокс теңдеулері қолданылды. Жылу алмастырғыштың есептеулерін верификациялау "Ansys Fluent" бағдарламалық пакетінде жүргізілді.

Түйін сөздер: жылу алмасу, тұтқырлық, гидродинамика, мұнай өнімдері, сандық модельдеу, ламинарлы-турбулентті ауысу.

D.Y. Kurmanova¹, N.Dzh. Jaichibekov², K.N. Volkov³, A.G. Karpenko⁴

^{1,2} L.N. Gumilyov Eurasian National University, Kazhymukan, 13, Astana, 010008, Kazakhstan

³ Kingstone University, SW15 3DW, London, Great Britain

⁴ Saint-Peterburg state university, Universitetskii Ave., 28, Saint-Peterburg, Russia

Numerical calculation of the hydrodynamics of heat carriers, taking into account the dependence of viscosity on temperature

Abstract. The article is devoted to the study of the hydrodynamics of heat carriers in heat exchangers. Given the widespread use of this device, increasing its thermal and hydraulic characteristics has become so important for their designers. In the work, the calculation of non-stationary flows of liquids through the heat exchanger tubes is carried out. Water ("hot" coolant) and oil ("cold" coolant) are used as heat carriers, between which heat exchange occurs through the solid surface of the pipeline, which is the boundary between the heat carriers. When calculating the movement of oil, the fact was taken into account that the dynamic viscosity depends very much on temperature and, depending on temperature, the Reynolds numbers also change. And, as a consequence, when flowing through a sufficiently thin channel, the flow regime changes, namely, the transition from the laminar flow regime to the turbulent one is manifested, while this effect is not observed with the analytical calculation method for constant viscosity. The Reynolds-averaged Navier-Stokes equations, closed using the turbulence model, were used for numerical modeling of fluid dynamics of heat carriers. Verification of the heat exchanger calculations was carried out in the software package "Ansys Fluent".

engwords: heat transfer, viscosity, hydrodynamics, petroleum products, numerical modeling, laminar-turbulent transition.

References

- 1 Aralov, O.V., Buyanov, I.V., Savanin, A.S., Iordanskii, E.I. Issledovanie metodov rascheta kinematcheskoi vyazkosti nefti v magistral'nom nefteprovode. [Investigation of methods for calculating the kinematic viscosity of oil in a trunk pipeline], Nauka i tehnologii truboprovodnogo transporta nefti i nefteproductov [Science and technology of pipeline transportation of oil and petroleum products],7(5), 97-105, (2017). [in Russian]
- 2 Yogesh, S.S., Selvaraj, A.S., Ravi, D.K., Rajagopal, T.K.R. Heat transfer and pressure drop characteristics of inclined elliptical fin tube heat exchanger of varying ellipticity ratio using CFD code. International Journal of Heat and Mass Transfer,119, 26-39, (2018).
- 3 Chen, K., Mohammed, H.I., Mahdi, J.M., Rahbari, A., Cairns, A., Talebizadehsardari, P. Effects of non-uniform fin arrangement and size on the thermal response of a vertical latent heat triple-tube heat exchanger. Journal of Energy Storage, 45, 103723, (2022).
- 4 Osley, W.G., Droegemueller, P., Ellerby, P. CFD investigation of heat transfer and flow patterns in tube side laminar flow and the potential for enhancement. Chemical Engineering Transactions, 35, 997-1002, (2013).
- 5 Karar, O., Emani, S., Gounder, S.M., Myo Thant, M.M., Mukhtar, H., Sharifpur, M., Sadeghzadeh, M. Experimental and numerical investigation on convective heat transfer in actively heated bundle-pipe. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 15(1), 848-864, (2021).
- 6 Rana, S., Zunaid, M., Kumar, R. CFD approach for the enhancement of thermal energy storage in phase change material charged heat exchanger. Case Studies in Thermal Engineering,33, 101921, (2022).
- 7 Allouche Y., Varga S., Bouden C., Oliveira A.C. Validation of a CFD model for the simulation of heat transfer in a tubes-in-tank PCM storage unit. Renewable Energy, 89, 371-379, (2016).
- 8 Balaji D., Prakash L.S.S. CFD analysis of a pressure drop in a staggered tube bundle for a turbulent cross flow. International Advanced Research Journal in Science, Engineering and Technology, 3(2), 35-40, (2016).
- 9 Czarnota T., Wagner C. Turbulent convection and thermal radiation in a cuboidal Rayleigh-Benard cell with conductive plates. International Journal of Heat and Fluid Flow, 57, 150-172, (2016).
- 10 Mohanan A.K., Prasad B.V., Vengadesan S. Flow and heat transfer characteristics of a cross-flow heat exchanger with elliptical tubes. Heat Transfer Engineering, 1-15, (2020).
- 11 Tugunov, P.I., Novoselov, V.F., Korshak, A.A., Shammazov, A.M. Tipovye raschety pri proektirovanii i ekspluatatsii neftebaz i nefteprovodov [Typical calculations in the design and operation of oil depots and pipelines] (Design Polygraph Service, Moscow, 2002). [in Russian]
- 12 Isachenko, V.P., Osipova, V.A., Sukomel, A.S. Teploperedacha [Heat transfer] (Energiya, Moscow, 1965). [in Russian]
- 13 Miheev, M.A., Miheeva, I.M. Osnovy teploperedachi. [Basics of heat transfer] (Energiya, Moscow, 1977). [in Russian]
- 14 Menter, F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. AIAA Journal,32(8), 1598-1605, (1994).
- 15 Menter, F., Esch, T., Kubacki, S. Transition modelling based on local variables. Engineering Turbulence Modelling and Experiments. Elsevier, 555-564, (2002).
- 16 Langtry, R.B., Menter, F.R. Correlation-based transition modeling for unstructured parallelized computational fluid dynamics codes. AIAA Journal, 47(12), 2894-2906, (2009).
- 17 Coder, J.G., Maughmer, M.D. Computational fluid dynamics compatible transition modeling using an amplification factor transport equation. AIAA Journal, 52(11), 2506-2512, (2014).
- 18 Menter, F.R., Smirnov, P.E., Liu, T., Avancha, R. A one-equation local correlation-based transition model. Flow, Turbulence and Combustion, 95, 583-619, (2015).

- 19 Volkov, K. Numerical analysis of Navier-Stokes equations on unstructured meshes. Handbook on Navier-Stokes Equations: Theory and Analysis / D. Campos. Nova Science, 365-442, (2016).
- 20 Volkov, K. Multigrid and preconditioning techniques in CFD applications . CFD Techniques and Thermo-Mechanics Applications / Z. Driss, B. Necib, H.- C. Zhang. Springer International Publishing, 83-149, (2018).

Информация об авторах:

Курманова Д.Е. - **Автор для корреспонденции**, докторант 3 курса Евразийского национального университета имени Л.Н. Гумилева, кафедра "Математики и компьютерное моделирование", Кажымукан, 13, Астана, Казахстан.

Джайчибеков Н.Ж. - д.ф.-м.н., профессор Евразийского национального университета имени Л.Н. Гумилева, кафедра "Механика", Кажымукан, 13, Астана, Казахстан.

Волков К.Н. - д.ф.-м.н., профессор университета Кингстона, г. Лондон, SW15 3DW, Великобритания.

Карпенко А.Г. - к.ф.-м.н., доцент Санкт-Петербургского университета, кафедра "гидроаэромеханики", Университетский пр., 28, Санкт-Петербург, Россия.

Курманова Д.У. - **Corresponding author**, 3rd-year doctoral student of the L.N.Gumilyov Eurasian National University, Department of Mathematics and Computer Modeling, Kazhymukan, 13, Astana, 010008, Kazakhstan.

Jaichibekov N.Zh. - doctor of physical and mathematical sciences, professor of the L.N. Gumilyov Eurasian National University, Department of Mechanics, Kazhymukan, 13, Astana, Kazakhstan.

Volkov K.N. - doctor of physical and mathematical sciences, professor of Kingstone University, London, SW15 3DW, United Kingdom.

Карпенко А.Г. - candidate of physical and mathematical sciences, associate professor of St. Petersburg University, Department of Hydroaeromechanics, Universitetskiy Ave., 28, St. Petersburg, Russia.

Поступила в редакцию 29.11.2022