

УДК 621.65.03
PACS 47.85.Dh

Оптимизация базовой конструкции струйного насоса для добычи геотермальных вод

С. Н. Пещеренко^{1,3†}, Д. Р. Поспелов^{2,3‡}

¹ Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь

² Пермский государственный национальный исследовательский университет, Пермь

³ АО «Новомет-Пермь», Пермь

† peshcherenko@yandex.ru

‡ dnitriy-pospelov@bk.ru

Высокая температура и глубина залегания геотермальных вод ограничивают использование погружных электронасосов при их добыче. Альтернативным способом может стать применение базовой конструкции водяных струйных насосов, проточные каналы которой имеют конические либо цилиндрические поверхности, что позволяет осуществлять их массовое изготовление на машиностроительных предприятиях без привлечения дорогостоящего оборудования. До сих пор зависимость КПД таких насосов от конструкции изучалась путем поочередного варьирования геометрических размеров, т.е. без учета их взаимного влияния. Было предложено множество взаимно не согласованных оптимальных конструкций. Нами задача оптимизации решалась методом вычислительной гидродинамики. При варьировании геометрических размеров насоса применялся план полного факторного эксперимента. Показано, что все возможные водяные струйные насосы геометрически подобны. В качестве естественного масштаба предложено использовать диаметр сопла. Получены выражения основных геометрических размеров насосов через диаметр сопла. Показано, что максимальный КПД насосов – около 40%, а скорость жидкости на выходе из сопла практически не меняется при масштабировании насосов и фиксированных граничных условиях (давлениях). Вязкие потери растут обратно пропорционально диаметру сопла.

Ключевые слова: водяной струйный насос; вычислительная гидродинамика; оптимизация

Поступила в редакцию 05.12.2023; после рецензии 29.01.2024; принята к опубликованию 08.02.2024

Optimization of the basic design of a water jet pump for geothermal water extraction

S. N. Peshcherenko^{1,3†}, D. R. Pospelov^{2,3‡}

¹ Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russia

² Perm State University, Perm, Russia

³ Novomet-Perm JSC, Perm, Russia

† peshcherenko@yandex.ru

‡ dnitriy-pospelov@bk.ru

During the extraction of geothermal waters, their high temperature and depth of occurrence limit the use of submersible electric pumps. As an alternative, we propose the use of the basic design of water jet pumps with flow channels having conical or cylindrical surfaces, which allows their mass production at machine-building enterprises without expensive equipment. So far, the dependence of efficiency of such pumps on the design has been studied by alternately varying the geometrical dimensions, i.e., without taking into account their mutual influence. Many mutually inconsistent optimal

designs have been proposed. We solved the optimization problem by means of computational fluid dynamics. When varying the geometric dimensions of the pump, a full factor experiment plan was applied. It is shown that all possible water jet pumps are geometrically similar. It is proposed to use the nozzle diameter as a natural scale. Expressions of the main geometrical dimensions of the pumps through the nozzle diameter were obtained. It is shown that the maximum efficiency of the pumps is $\sim 40\%$, and the liquid velocity at the nozzle outlet practically does not change in scaled models of the pump at fixed boundary conditions (pressures). Viscous losses grow inversely proportional to the nozzle diameter.

Keywords: water jet pump; computational fluid dynamics; optimization

Received 05 December 2023; revised 29 January 2024; accepted 08 February 2024

doi: 10.17072/1994-3598-2024-1-33-42

1. Введение

Использование тепловой энергии недр Земли с целью производства электрической энергии тем эффективнее, чем выше температура добываемых вод. Геотермальный градиент в среднем равен $30^\circ\text{C}/\text{км}$, поэтому для эффективного использования геотермальной энергии требуются глубокие скважины. Пока в промышленности используются только геотермальные воды, располагающиеся аномально близко к поверхности. Механизованная добыча воды из таких скважин в настоящее время осуществляется погружными насосами с приводом от поверхностного или от погружного электродвигателя. Поверхностный электродвигатель соединяют с погружным насосом гибким валом [1, 2]. Недостатком такого способа является ограниченная глубина спуска насоса, не более 600 м, из-за большого угла закручивания и изгибных колебаний вала, приводящих к его разрушению. При использовании в качестве привода погружного электродвигателя, глубина спуска насоса определяется температурой скважинной жидкости, при которой еще не происходит пробоя электроизоляции, обычно порядка $200 - 250^\circ\text{C}$ [3]. Оба способа не позволяют добывать глубоко лежащие геотермальные воды, что ограничивает развитие геотермальной энергетики. Одним из способов решения данной проблемы могло бы стать использование водяных струйных насосов, для работы которых не требуются погружные электродвигатели, а глубина их спуска не ограничена температурой скважинной жидкости. Однако КПД серийных струйных насосов мал и обычно составляет 30% [4–6].

Принцип работы струйного насоса основан на



Рис. 1. Схема струйного насоса, его основные геометрические размеры и граничные условия

двух эффектах. Первый состоит в создании области пониженного давления внутри приёмной камеры путем инжекции высокоскоростной струи рабочей жидкости из сопла (рис. 1). Это приводит к возникновению притока откачиваемой жидкости из приёмной камеры в камеру смешения. Второй эффект состоит в смешивании откачиваемой и рабочей жидкости в камере смешения и роста давления смеси, когда из камеры смешения, где она имеет высокую скорость, т.е. высокую кинетическую энергию, смесь поступает в диффузор, где скорость уменьшается, а давление растёт.

Основной физический процесс в струйном насосе – это взаимодействие затопленной струи, вытекающей из сопла, с откачиваемой жидкостью. Он протекает внутри камеры смешения.

Задача проектирования водяного струйного насоса состоит в установлении зависимости его рабочих характеристик от конструкции насоса. При этом сам насос естественно представить в виде совокупности трех блоков: входного, состоящего из сопла и приемной камеры, в них происходит формирование исходного состояния рабочей и откачиваемой жидкости, камеры смешения (образование смеси перекачиваемой и рабочей жидкости) и диффузора, где происходит превращение кинетической энергии смеси в давление.

В [4–6] были подведены итоги экспериментальных исследований влияния конструкции струйных насосов на их рабочие характеристики. Для всех основных размеров насосов, см. рис. 1, были рекомендованы их числовые значения, обеспечивающие максимальный КПД, где через D_i , L_j , α_k обозначены диаметры, линейные размеры и углы соответственно. Сопло имеет вид конического конфузора с углом сужения $\alpha_1 = 14 - 15^\circ$ и диаметром D_p на входе и D_n на выходе. Камера смешения состоит из входного участка и цилиндрической части с диаметром $D_m = (2.0 - 3.5) D_n$ и длиной $L_m = (6 - 10) D_m$. Расстояние от кончика сопла до цилиндрической части камеры смешения $L_{mn} = (1.0 - 1.5) D_m$. Угол раскрытия диффузора $\alpha_2 = 4 - 5^\circ$. Ограничения на размеры приемной камеры сводились к минимизации ее гидродинамического сопротивления [6].

В настоящее время совершенствование конструкции водяных струйных насосов осуществляется, в основном, методами вычислительной гидродинамики. Так, в [7] сравнивали КПД насосов с разной формой сопла: квадратной, треугольной или круглой и установили, что КПД максимален, когда сопло круглое. В работе [8] было показано, что толщина стенок на кончике сопла практически не влияет на КПД насоса. В [9] варьировали число сопел, расстояние от кончика сопла до камеры смешения L_{mn} и шероховатость стенок. КПД был максимален, когда сопло одно, $L_{mn} = 0$, а шероховатость минимальна. Более детально влияние шероховатости было исследовано в статье [10], где установили, что КПД линейно уменьшается при увеличении шероховатости. В [11] варьировали расстояние от кончика сопла до камеры смешения L_m и длину камеры смешения L_m и получили максимальное значение КПД при $L_{mn} \approx 0.5 D_m$ и $L_m \approx 3.5 D_m$. В работах [12, 13] описана оптимизация струйного насоса путем варьирования одного из параметров D_m, L_{mn}, L_m , фиксируя остальные. Показали, что при шероховатости менее $5 \cdot 10^{-5} D_m$ КПД не меняется при геометрическом масштабировании конструкции и при $D_m = 2.4 D_n, L_m = 7.4 D_m, L_{mn} = 0.8 D_m$ имеет величину $\sim 35\%$. В работе [14] описана также оптимизация путем варьирования одного из параметров: D_m, L_{mn}, L_m и α_2 при фиксированных остальных, и был получен КПД, равный 37.8%.

Из обзора литературы видно, что при поиске лучшей конструкции струйного насоса в качестве варьируемых параметров обычно выбирали геометрические размеры камеры смешения. Основным методом исследований было поочерёдное их варьирование, причем взаимное влияние не учитывали. Было установлено, что максимальный КПД равен 35–38%, однако рекомендации по выбору значений геометрических размеров насосов были противоречивыми. Целью данной работы стала оптимизация водяного струйного насоса при одновременном варьировании всех значимых геометрических размеров. Поскольку насос предназначается для добычи геотермальных вод, то оптимизацию провели при технологических ограничениях, обеспечивающих его массовое изготовление: сопло – конический конфузор, камера смешения – цилиндрическая, диффузор конический. Такая конструкция является типичной или базовой для промышленных струйных насосов.

2. Постановка задачи и описание методики её решения

Основными интегральными характеристиками струйного насоса являются КПД и коэффициент инжекции. При вычислении КПД естественно использовать изменение энтальпии жидкости $W(S, P)$. Поскольку течение практически адиабатическое, а давление является контролируемым параметром, то

$dW = VdP$ и КПД определяют как отношение изменения энтальпии, получаемой инжектируемой жидкостью в единицу времени $Q_s(P_d - P_s)$ к энтальпии, подводимой к рабочей жидкости в единицу времени $Q_p(P_p - P_d)$:

$$\mu = \frac{Q_s}{Q_p} \cdot \frac{P_d - P_s}{P_p - P_d} = M_r \cdot P_r, \quad (1)$$

где P_p, Q_p, P_s, Q_s – давление и объемная подача жидкости в сопле и приемной камере, P_d – давление на выходе из диффузора, $M_r = Q_s/Q_p$ – коэффициент инжекции, а $P_r = (P_d - P_s)/(P_p - P_d)$ – отношение давлений. То, что КПД насоса не зависит от каждого из давлений P_p, P_s, P_d , а от их безразмерной комбинации, можно объяснить тем, что на величины P_p, P_s, P_d накладываются два условия: произвольность выбора начала отсчета давления (т.к. жидкость несжимаемая) и равенство давлений на выходе из сопла и в приемной камере.

Безразмерные параметры M_r, P_r , не являются независимыми. Так, при теоретическом анализе работы водяных струйных насосов, который проводят на основе законов сохранения импульса, массы и закона Бернулли [5], получают зависимость $P_r(M_r)$ в виде отношения квадратичных полиномов относительно M_r и записывают $\mu = M_r P_r(M_r)$, т.е. считают $\mu(M_r)$.

Однако в типичных эксплуатационных условиях добычи геотермальных вод обычно можно контролируемо изменять давления P_s, P_d, P_p , т.е. величину P_r . Откликом на изменение давления на входе (сопло и приемная камера) и выходе (диффузор) является изменение КПД (μ) и коэффициента инжекции (M_r) струйного насоса. Поэтому естественно рассматривать P_r в качестве аргумента и считать, что $M_r(P_r)$, тогда

$$\mu = M_r(P_r) \cdot P_r = \mu(P_r), \quad (2)$$

а в качестве граничных условий – задавать давление на входе в сопло P_p , приемную камеру P_s и на выходе из диффузора P_d (см. рис. 1).

Будем рассматривать струйный насос как совокупность трех, независимых блоков: входного (сопло и приемная камера), камеры смешения, и диффузора. Возьмем типичные конструкции входного блока и диффузора. Сопло – коническое конфузорное с $\alpha_1 = 15^\circ$ и цилиндрическим пояском на выходе, который препятствует заужению вытекающей струи. Потери энергии в таком сопле на 1–4% больше, чем в сопле с криволинейными стенками [4–6], но, с другой стороны, оно существенно проще в изготовлении. Угол раскрытия диффузора α_2 примем равным 4.5° ; это минимальное рекомендованное в работах [4–6] значение α_2 . Угол наклона наружных стенок приемной камеры возьмем таким же, как внутренних, образующих конфузорное сужение сопла (см. рис. 1).

Варьируемыми параметрами в задаче оптимизации базовой конструкции струйного насоса являются геометрические размеры камеры смешения:

ее радиус $z_1 = R_m$, длина цилиндрической части $z_2 = L_m$ и расстояние от кончика сопла до цилиндрической части камеры смешения $z_3 = L_{mn}$. От размерных параметров z_i переходили к безразмерным x_i :

$$x_i = \frac{z_i - z_{0i}}{\Delta z_i}, \quad i = 1, 2, 3, \quad (3)$$

где z_{0i} – начальное значение варьируемой величины, Δz_i – ее интервал варьирования. Параметры варьировали на трёх уровнях, по плану полного факторного эксперимента 3^3 [15]. Критерием оптимизации был КПД струйного насоса, который находили методами вычислительной гидродинамики.

При сделанных ограничениях базовая конструкция струйного насоса задается четырьмя геометрическими размерами: D_n , D_m , L_m , L_{mn} . Один из этих параметров можно взять в качестве естественного масштаба струйного насоса, мы выбрали D_n . Тогда при масштабировании насоса, т.е. изменении D_n и сохранении граничных условий, будем получать подобные струйные насосы.

Течение в струйном насосе считали аксиально симметричным и расчёт вели в 2D постановке. Математическая модель течения состояла из осреднённых по Рейнольдсу уравнений непрерывности и Навье–Стокса, выражения Буссинеска для напряжений Рейнольдса, SST модели турбулентности, включающей уравнения для кинетической энергии турбулентных пульсаций k и частоты турбулентных пульсаций ω . Точная форма этих уравнений, детализирующая принятые приближения, приведена в приложении.

Расчёты проводили в ANSYS Fluent в стационарной постановке на неструктурированных тетрагональных сетках при следующих установках решателя: Pressure–Velocity Coupled и второй порядок схем дискретизации всех уравнений.

На стенках проточных каналов задавали 7 слоёв сетки с коэффициентом роста 1.2, выбирая размер ячеек первого слоя так, чтобы $y^+ < 1$. Варьируя средний размер ячейки сетки, находили условие сечеточной независимости решения, когда результаты расчёта переставали зависеть от размера сетки. Для оценки точности расчётов использовали результаты испытаний водяного струйного насоса из [12]. Расчёты проводили по описанной выше методике при невязке менее 10^{-5} . Сравнение результатов расчётов с экспериментальными данными показало, что абсолютная ошибка вычисления в области вблизи максимума КПД не превышала 1.5-2.0% (рис. 2).

3. Результаты оптимизации и их обсуждение

Приняв диаметр сопла D_n равный 24 мм, выбрали следующие начальные значения и интервалы варьирования параметров задачи: $R_m = z_1 = 25 \pm 5$ мм, $L_m = z_2 = 350 \pm 50$ мм, $L_{mn} = z_3 = 70 \pm 20$ мм.

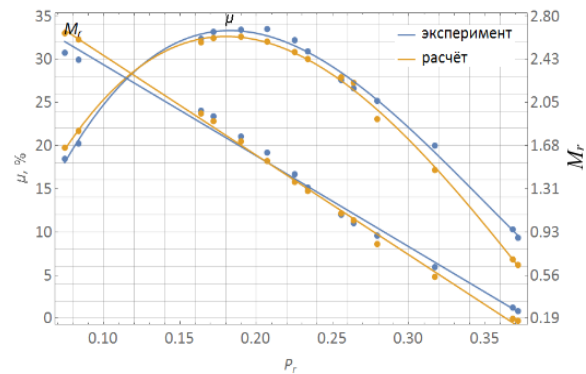


Рис. 2. Верификация методики расчёта

Таблица 1. План и результаты расчётов при типичных скважинных условиях

№	x_1	x_2	x_3	$\mu, \%$
1	-1	-1	-1	34.2
2	-1	-1	0	35.6
3	-1	-1	1	36.0
4	-1	0	-1	35.8
5	-1	0	0	36.2
6	-1	0	1	36.0
7	-1	1	-1	35.9
8	-1	1	0	36.3
9	-1	1	1	35.6
10	0	-1	-1	38.9
11	0	-1	0	39.6
12	0	-1	1	39.4
13	0	0	-1	40.5
14	0	0	0	40.5
15	0	0	1	39.9
16	0	1	-1	40.5
17	0	1	0	40.9
18	0	1	1	39.5
19	1	-1	-1	26.6
20	1	-1	0	26.2
21	1	-1	1	25.4
22	1	0	-1	27.2
23	1	0	0	26.6
24	1	0	1	25.2
25	1	1	-1	27.4
26	1	1	0	26.4
27	1	1	1	25.2

При задании граничных условий исходили из реалистических условий добычи геотермальных жидкостей. Давление на входе в приёмную камеру $P_s = 1$ атм (насос спускают под уровень добываемой жидкости на глубину 10 м), а на выходе из диффузора $P_d = 60$ атм (уровень жидкости в скважине находится на глубине 500 м, и насос при этом развивает дополнительный напор 10 атм, необходимый для транспортировки воды до пункта сбора). Целью расчётов является нахождение максимального значения функции $\mu(P_r)$. По литературным данным максимум этой функции находится при

$P_r \in (0.28, 0.32)$. В расчётах мы ограничились вычислением КПД вблизи максимума и задавали $P_r = 0.28$. Поскольку $P_r = (P_d - P_s)/(P_p - P_d)$, а для давлений P_s, P_d выше уже были задали их типичные значения для условий добычи геотермальных жидкостей, то $P_p = 271$ атм. Матрица полного факторного эксперимента 3^3 и результаты расчётов приведены в табл. 1, из которой видно, что максимальное значение (40.9%) КПД имел в расчёте №17 при $x_1 = 0, x_2 = 1, x_3 = 0$. Далее был вычислен полином, аппроксимирующий зависимость КПД от безразмерных параметров x_1, x_2, x_3 :

$$\begin{aligned} \mu = & 40.45 - 4.74x_1 + 0.32x_2 - 0.27x_3 - \\ & - 0.10x_1x_2 - 0.60x_1x_3 - 0.38x_2x_3 - \\ & - 8.98x_1^2 - 0.34x_2^2 - 0.41x_3^2. \end{aligned} \quad (4)$$

Средняя абсолютная ошибка аппроксимации $\sim 0.2\%$. Максимальному значению КПД 41.3% соответствуют безразмерные параметры $x_1 = -0.25, x_2 = 0.79, x_3 = -0.51$ или

$$R_m \approx 1.0 D_n, L_m \approx 18.1 D_n, L_{mn} \approx 1.9 D_n. \quad (5)$$

На рис. 3 приведена зависимость $\mu(x_1, x_2, x_3)$ в окрестности точки максимума КПД при $x_1 = -0.25$. Видно, что зависимость КПД от x_2, x_3 слабая: при варьировании x_2, x_3 в пределах от -1 до $+1$ КПД, по абсолютной величине, изменяется примерно на 1%. Следовательно, основной вклад вносит x_1 или радиус камеры смешения. Две другие варьируемые величины: длина камеры смешения и расстояние от кончика сопла до камеры смешения внутри выбранных интервалов влияли незначительно.

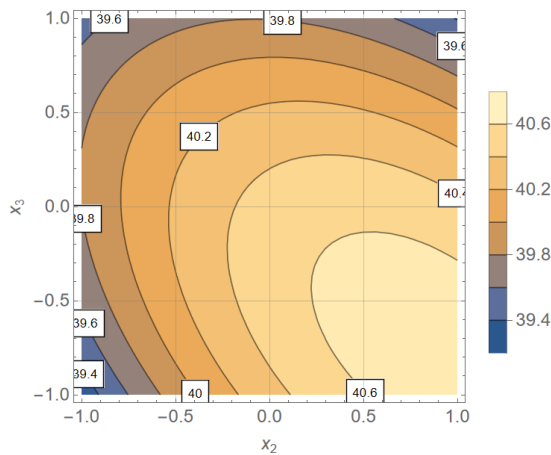


Рис. 3. Поверхности уровня КПД при $x_1 = -0.25$

Затем были проведены расчёты течения жидкости при различных P_r в пяти геометрически подобных ($D_n = 24, 16, 8, 6, 4$ мм) оптимальных конструкциях насоса. Варьирование P_r осуществляли путем изменения P_p при фиксированных P_s и P_d .

Было установлено, что во всех масштабированных конструкциях струйного насоса, при фиксированных граничных условиях (давлениях), средняя скорость жидкости на выходе из сопла $\langle u_n \rangle$ была практически одной и той же, не зависела от D_n . На

рис. 4 приведена зависимость $\langle u_n \rangle (P_r)$ при пяти разных значениях D_n . Видно, что все расчётные значения (точки на графике) практически слились. Это означает, что кинетическая энергия жидкости, вытекающей из сопла, трансформируется в фиксированное граничными условиями давление на выходе из диффузора.

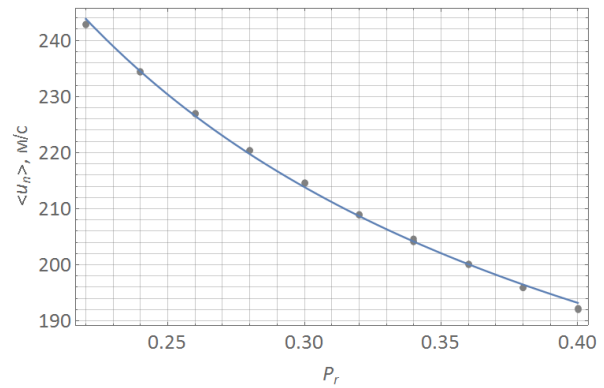


Рис. 4. Зависимость средней скорости жидкости на выходе из сопла от относительного давления P_r

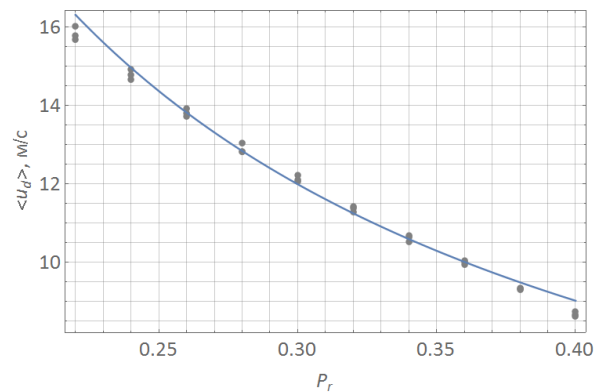


Рис. 5. Зависимость средней скорости жидкости на выходе из диффузора от P_r

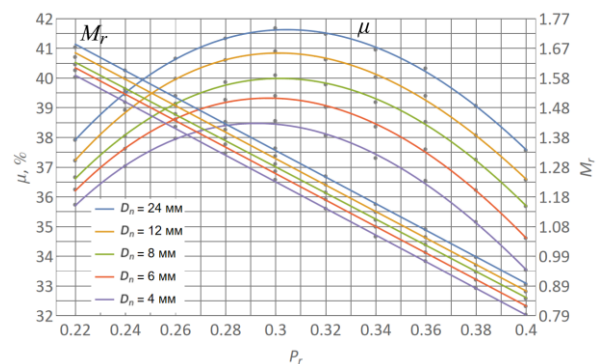


Рис. 6. Зависимость $\mu(P_r)$ и $M_r(P_r)$ для оптимальной конструкции

Средняя скорость жидкости на выходе из диффузора $\langle u_d \rangle$ также практически не зависит от D_n . На графике $\langle u_d \rangle (P_r)$ (рис. 5), результаты расчётов при пяти разных значениях D_n (точки на графике) имеют слабый разброс.

На рис. 6 приведена зависимость КПД и коэффициента инжекции от P_r . Видно, что обе величины

уменьшаются при уменьшении диаметра сопла D_n , что обусловлено ростом вязких потерь. Вязкие потери равны разности потоков энергии жидкости, втекающей и вытекающей из насоса.

Основная часть энергии поступает в насос через сопло. Оценим поток кинетической энергии жидкости, поступающей из сопла в единицу времени:

$$N_1 = \frac{\rho \langle u_n \rangle^2}{2} \cdot \langle u_n \rangle \cdot \frac{\pi D_n^2}{4} \sim \rho \langle u_n \rangle^3 D_n^2 \sim \frac{\rho Q_n^3}{D_n^4}, \quad (6)$$

Мощность, диссипируемая на стенках камеры смешения, или потери на вязкое трение:

$$N_2 \sim \frac{\eta \Delta u_m}{\Delta r} \cdot \langle u_m \rangle \cdot D_m \Delta r \sim \eta \langle u_m \rangle^2 D_m \sim \frac{\eta Q_m^2}{D_m^3}, \quad (7)$$

где η – коэффициент динамической вязкости. Тогда относительное изменение энергии жидкости ε :

$$\varepsilon = \frac{N_2}{N_1} \sim \frac{\eta}{\rho} \left(\frac{Q_m}{Q_n} \right)^2 \cdot \frac{D_n^4}{D_m^3} \sim \frac{\eta}{\rho} \cdot \frac{(1+M_r)^2}{D_n \langle u_n \rangle} \sim \frac{\eta}{\rho D_n \langle u_n \rangle}, \quad (8)$$

где учли, что $Q_m/Q_n \approx 1 + M_r \approx \text{const}$. Следовательно, потери пропорциональны $1/D_n$, поэтому

$$\mu = a(P_r) + \frac{b(P_r)}{D_n}. \quad (9)$$

На рис. 7 приведен пример аппроксимации результатов расчётов зависимостью (9) при фиксированном значении $P_r = 0.3$. Видно, что зависимость $\mu(1/D_n)$ действительно близка к линейной.

На рис. 8, а представлено распределение модуля скорости, а на рис. 8, б – полного давления в сечении оптимизированного струйного насоса. Видно, что в камере смешения и на начальном участке диффузора их распределение неоднородно. Процессы смешения инжектируемой и рабочей жидкости заканчиваются в диффузоре.

Затем был вычислен поток энергии J

$$J = \int \left(\frac{\rho \mathbf{u}^2}{2} + \rho \varepsilon + P \right) \cdot \mathbf{u} \cdot d\mathbf{S}, \quad (10)$$

поскольку внутренняя энергия и плотность жидкости не менялись вдоль линий тока, слагаемое $\rho \varepsilon$ далее не учитывали. Поток энергии вычисляли через характерные поперечные сечения S оптимальной конструкции струйного насоса при $P_r = 0.3$, $D_n = 24$ мм. Результаты расчётов J приведены на рис. 8б. Видно, что потери энергии в сопле – 1 кВт, в диффузоре – 4.6 кВт. Самые большие потери в камере смешения – 18.7 кВт, что составляет 35% энергии жидкости на входе в насос. Уменьшение этих потерь и было целью проведенной оптимизации. Отметим, что КПД насоса определяется изменением энтальпии жидкости и рассмотрение потоков энергии имеет вспомогательное значение.

Описанную выше оптимизацию проводили при типичных скважинных граничных условиях, т.е. фиксированных давлениях на двух входах и выходе насоса. Выясним, сохраняются ли результаты оптимизации, если граничные условия изменить. Получится ли другая оптимальная конструкция и другая зависимость КПД от относительного давления P_r ? Кроме этого, влияние граничных условий важно еще и потому, что перед спуском в скважину струйный насос обычно проходит стендовые испытания, в которых, как правило, не удаётся реализовать скважинные граничные условия. Поэтому нами была проведена оптимизация водяного струйного насоса с $D_n = 8$ мм при новых граничных условиях, типичных для стендовых испытаний: $P_s = 7$ атм, $P_p = 63$ атм, $P_d = 20$ атм, которые обеспечивают $P_r = 0.3$. Начальное приближение выбрали согласно (5) при относительной величине интервалов варьирования $\sim 30\%$: тогда $R_m = z_1 = 8 \pm 2$ мм, $L_m = z_2 = 145 \pm 45$ мм, $L_m = z_3 = 15 \pm 5$ мм. Результаты расчётов представлены в табл. 2.

Максимальное значение (37.9%) КПД имел в расчёте №14 при $x_1 = x_2 = x_3 = 0$. Аппроксимация зависимости КПД от безразмерных параметров x_1, x_2, x_3 показала, что максимум КПД находится в центре плана в точке с координатами

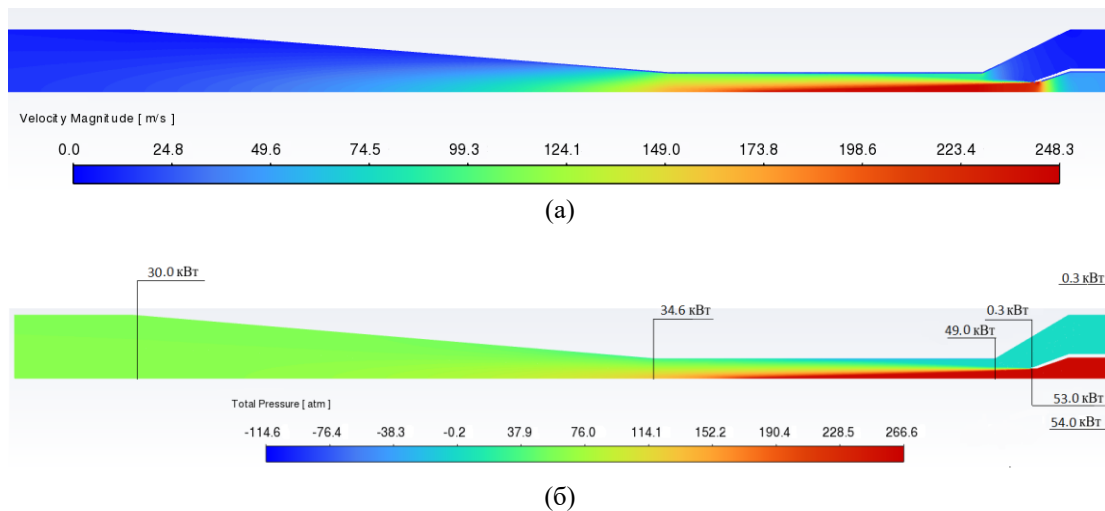


Рис. 8. Карта распределения: а – модуля скорости; б – полного давления через характерные сечения проточного канала

$x_1 = x_2 = x_3 = 0$. На рис. 9 приведены зависимости $\mu(P_r)$ для оптимальной конструкции с $D_n = 8$ мм, вычисленные при скважинных и стендовых граничных условиях. Видно, что менее напорный насос (стендовые условия, $P_d = 20$ атм) имеет меньший КПД.

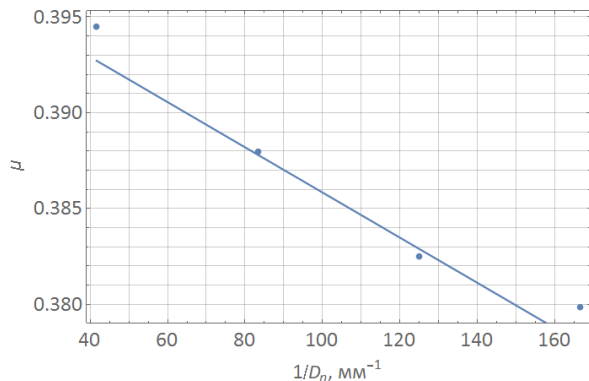


Рис. 7. График зависимости $\mu(1/D_n)$ при $P_r = 0.3$

КПД и коэффициент инжекции в низконапорном насосе меньше, потому, что в низконапорном насосе была ниже скорость жидкости на выходе из сопла, а, значит – выше вязкие потери, что следует из формулы (8).

Оптимальная конструкция низко- и высоконапорного насоса совпали. Это обусловлено, по-видимому, тем, что в насосах реализовалась подобная структура течения, хотя абсолютные значения скоростей были разными.

4. Заключение

Струйный насос рассматривали как совокупность трех практически независимых блоков: входной блок (сопло и приемная камера), камера смешения и диффузор. Входной блок осуществляет подвод рабочей и инжектируемой жидкости в насос. В камере смешения эти жидкости перемешиваются. Их общее поле скорости и давления формируется на начальном участке диффузора. Кроме того, в диффузоре кинетическая энергия смеси трансформируется в давление. Мы рассмотрели только базовую конструкцию насоса, в которой все проточные каналы имеют либо конические, либо цилиндрические поверхности, что позволяет осуществлять их массовое изготовление на машиностроительных предприятиях без привлечения дорогостоящего оборудования.

Потери энергии во входном блоке и диффузоре значительно меньше, чем в камере смешения, поэтому оптимизация струйного насоса – это, в первую очередь, оптимизация его камеры смешения. Основными геометрическими размерами камеры смешения являются ее радиус R_m , длина L_m и расстояние от кончика сопла до цилиндрической поверхности камеры смешения L_{mn} . Диаметр сопла

на выходе D_n может быть взят в качестве естественного масштаба геометрических размеров, поэтому параметрами оптимизации являются R_m/D_n , L_m/D_n , L_{mn}/D_n . Потери на вязкое трение в каждом блоке характеризуются числом Рейнольдса Re .

Таблица 2. План и результаты расчётов при типичных стендовых условиях

№	x_1	x_2	x_3	$\mu, \%$
1	-1	-1	-1	34.5
2	-1	-1	0	34.3
3	-1	-1	1	34.9
4	-1	0	-1	34.2
5	-1	0	0	34.7
6	-1	0	1	33.9
7	-1	1	-1	33.1
8	-1	1	0	32.4
9	-1	1	1	31.1
10	0	-1	-1	37.9
11	0	-1	0	37.2
12	0	-1	1	37.8
13	0	0	-1	37.7
14	0	0	0	37.9
15	0	0	1	36.9
16	0	1	-1	36.4
17	0	1	0	35.6
18	0	1	1	34.2
19	1	-1	-1	33.5
20	1	-1	0	34.0
21	1	-1	1	35.6
22	1	0	-1	34.8
23	1	0	0	34.2
24	1	0	1	33.0
25	1	1	-1	32.9
26	1	1	0	32.0
27	1	1	1	30.7

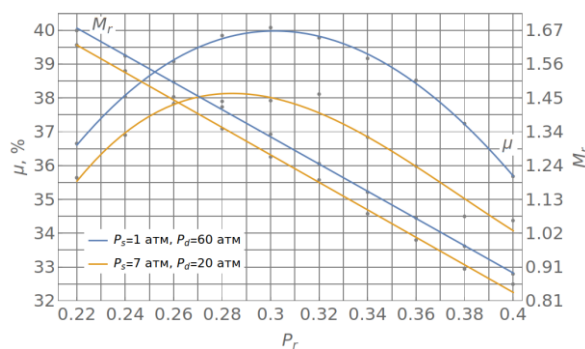


Рис. 9. Зависимости $\mu(P_r)$ для оптимальной конструкции, вычисленные при скважинных (синие линии) и стендовых граничных условиях

Поскольку при масштабировании все линейные размеры насоса изменяются пропорционально D_n , то и числа Рейнольдса в разных участках его проточных каналов будут изменяться пропорцио-

нально D_n . Поэтому вязкие потери можно учитывать через Re в любом из блоков, например, на выходе из сопла. Тогда КПД насоса:

$$\mu = P_r \cdot M_r \left(P_r, \frac{R_m}{D_n}, \frac{L_m}{D_n}, \frac{L_{mn}}{D_n}, Re \right). \quad (11)$$

Течение в области смешения рабочей и инжектируемой жидкости характеризуется высокими градиентами скорости. Для моделирования таких течений требуются мелкие сетки, а значит, низкорейнольдсовские модели турбулентности. Мы выбрали SST модель. Оптимальную конструкцию насоса искали методом варьирования его геометрических размеров.

Проведенная оптимизация показала, что $R_m \approx 1.0 D_n$, $L_m \approx 18.1 D_n$, $L_{mn} \approx 1.9 D_n$. Максимальное значение КПД 40 – 41%. При масштабировании струйных насосов и фиксированных граничных условиях скорость жидкости на выходе из сопла практически не менялась, потому что кинетическая энергия жидкости, вытекающей из сопла, трансформируется в заданное граничными условиями давление на выходе из диффузора. Вязкие потери при уменьшении диаметра сопла росли обратно пропорционально $Re = \langle u_n \rangle D_n / \nu$, где ν – кинематическая вязкость.

Показано, что если изменить граничные условия (т.е. давления на двух входах и выходе из насоса), то изменится скорость жидкости внутри насоса, а значит, изменятся вязкие потери, КПД и коэффициент инжекции насоса. Этот результат важен потому, что перед промышленным применением насосы проходят стендовые испытания, в которых, как правило, граничные условия не совпадают со скважинными.

В дальнейшем планируется провести оптимизацию конструкции струйных насосов, проточные каналы которых имеют криволинейные поверхности, и найти влияние вязкости инжектируемой жидкости на результаты оптимизации.

5. Приложение:

SST модель турбулентности

Уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, \quad (12)$$

где u_i – проекции осреднённого вектора скорости на i -ую ось координат x_i , $i = 1, 2, 3$.

Осреднённое уравнение Навье – Стокса:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\langle u'_i u'_j \rangle), \quad (13)$$

где u'_i – турбулентные флуктуации скорости.

Выражение Буссинеска:

$$-\langle u'_i u'_j \rangle = \frac{\mu_t}{\rho} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij}, \quad (14)$$

$$k = \langle u'_i \cdot u'_j \rangle / 2, \quad (15)$$

где k – кинетическая энергия турбулентных пульсаций, μ_t – турбулентная вязкость:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \left(\max \left(\frac{1}{\alpha^*}, \frac{S F_2}{\alpha_1 \omega} \right) \right)^{-1}, \quad (16)$$

ω – частота турбулентных пульсаций, S – модуль тензора скоростей деформаций:

$$S = \frac{1}{2} \left| \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right|, \quad (17)$$

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left(\frac{\alpha_0^* + Re_t / R_k}{1 + Re_t / R_k} \right), \quad (18)$$

$$F_2 = \text{th} \left(\max^2 \left(\frac{2\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right) \right), \quad (19)$$

$$Re_t = \frac{\rho k}{\mu \omega}, \quad (20)$$

μ – молекулярная вязкость, y – расстояние до ближайшей стенки, константы соответственно таковы: $\alpha_1 = 0.31$, $\alpha_\infty^* = 1$, $\alpha_0^* = 1/9$, $R_k = 6$.

Уравнение переноса кинетической энергии турбулентных пульсаций получается из уравнения Навье–Стокса умножением на $u_i + u'_i$ и осреднением полученного выражения.

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \frac{\partial k u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + Y_k. \quad (21)$$

Слева получается полная производная по времени от ρk , слагаемые справа описывают диффузионный процесс, генерацию и диссипацию k . Для каждого из слагаемых подбираются эмпирические зависимости, приведённые ниже.

Γ_k – коэффициент диффузии скаляра k :

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad (22)$$

$$\sigma_k = \left(\frac{F_1}{\sigma_{k,1}} + \frac{1-F_1}{\sigma_{k,2}} \right)^{-1}, \quad (23)$$

$$F_1 = \text{th}(\phi_1^4), \quad (24)$$

$$\phi_1 = \min \left(\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_\omega^+ y^2} \right), \quad (25)$$

$$D_\omega^+ = \max \left(2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right). \quad (26)$$

Константы имеют следующие значения: $\sigma_{k,1} = 2.0$, $\sigma_{k,2} = 1.0$, $\sigma_{\omega,2} = 1.168$.

G_k – слагаемое, отвечающее за генерацию k :

$$G_k = \mu_t S^2, \quad (27)$$

Y_k – слагаемое, отвечающее за диссипацию k :

$$Y_k = \rho \beta^* f_\beta k \omega, \quad (28)$$

$$f_\beta = \begin{cases} 1, & \chi_k \leq 0 \\ \frac{1+680\chi_k^2}{1+400\chi_k^2}, & \chi_k > 0 \end{cases} \quad (29)$$

$$\chi_k = \frac{1}{\omega^3} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, \quad (30)$$

$$\beta^* = \beta_\infty^* \left(\frac{\frac{4}{15} + \left(\frac{Re_t}{R\beta}\right)^4}{1 + \left(\frac{Re_t}{R\beta}\right)^4} \right). \quad (31)$$

Константы имеют значения: $R\beta = 8$, $\beta_\infty^* = 0.09$.

Уравнение переноса частоты турбулентных пульсаций ω получают через запись уравнения скорости диссипации турбулентной кинетической энергии $\varepsilon = C_\mu k\omega$ в таком же виде, как и уравнение для k , которое в правой части помимо слагаемых, описывающих диффузионный процесс, генерацию и диссипацию ε , содержит слагаемое, отвечающее за переключение между моделями k - ε в ядре потока и k - ω в пограничном слое:

$$\rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho \frac{\partial \omega u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega + Y_\omega + D_\omega. \quad (32)$$

Γ_ω – коэффициент диффузии скаляра ω :

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}, \quad (33)$$

$$\sigma_\omega = \left(\frac{F_1}{\sigma_{\omega,1}} + \frac{1-F_1}{\sigma_{\omega,2}} \right)^{-1}, \quad (34)$$

константа $\sigma_{\omega,1} = 2.0$;

G_ω – слагаемое, отвечающее за генерацию ω :

$$G_\omega = \frac{\alpha_\infty}{\nu_t} \left(\frac{\alpha_0^* + Re_t/Rk}{1 + Re_t/Rk} \right) \mu_t S^2, \quad (35)$$

$$\alpha_\infty = F_1 \alpha_{\infty,1} + (1 - F_1) \alpha_{\infty,2}, \quad (36)$$

$$\alpha_{\infty,1} = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_\infty^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,1} \sqrt{\beta_\infty^*}}, \quad (37)$$

$$\alpha_{\infty,2} = \frac{\beta_{i,2}}{\beta_\infty^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,2} \sqrt{\beta_\infty^*}}. \quad (38)$$

Константы имеют следующие значения: $\kappa = 0.41$, $\beta_{i,1} = 0.075$, $\beta_{i,2} = 0.0828$.

Y_ω – слагаемое, отвечающее за диссипацию ω :

$$Y_\omega = \rho \omega^2 (F_1 \beta_{i,1} + (1 - F_1) \beta_{i,2}), \quad (39)$$

D_ω – слагаемое, отвечающее за переключение между моделями k - ε в ядре потока (при $F_1 = 0$) и k - ω в пограничном слое (при $F_1 = 1$):

$$D_\omega = 2\rho(1 - F_1) \frac{1}{\omega \sigma_{\omega,2}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}. \quad (40)$$

Список литературы

1. The Future of Geothermal Energy: Impact of Enhanced Geothermal Systems on the United States in the 21st Century. Idaho National Laboratory Report, N. INL/EXT-06-11746, 2006. 372 p.
2. Molloy L., Lindsay M., Maloney P. The Lemelson meeting: scoping the design criteria for the global geothermal challenge // Geothermal Resources Council Transactions. 2009. Vol. 33. P. 745–748.
3. Rumbaugh M. R., Reynolds J. E., Korte D. G. Electrical submersible pump system having high tem-

- perature insulation materials and buffered lubricant. Patent N. US 2012/0063932 A1.
4. Лямаев Б. Ф. Гидроструйные насосы и установки. Л.: Машиностроение, 1988. 256 с.
5. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. Струйные аппараты. М.: Энергоатомиздат, 1989. 352 с.
6. Калачев В. В. Струйные насосы. Теория, расчёт и проектирование. М.: Филинь, 2017. 418 с.
7. Winoto S., Li H., Shah D. Efficiency of jet pumps // Journal of Hydraulic Engineering. 2000. Vol. 126 (2). P. 150–156
8. Long X., Han N., Chen Q. Influence of nozzle exit tip thickness on the performance and flow field of jet pump // Journal of Mechanical Science and Technology. 2008. Vol. 22. P. 1959–1965.
9. Narabayashi T., Yamazaki Y., Kobayashi H. et al. Flow analysis for single and multi-nozzle jet pump // JSME International Journal Series B. 2006. Vol. 49 (4). P. 933–940.
10. Yamazaki Y., Nakayama T., Narabayashi T. et al. Effect of surface roughness on jet pump performance // JSME International Journal Series B. 2006. Vol. 49 (4). P. 928–932
11. Prakeao C., Takayama S., Aoki K. et al. Numerical prediction on optimum mixing throat length for drive nozzle position of the central jet pump // Proc. of the 10th Int. Symposium on Flow Visualization. Kyoto, 2002. P. 26–29.
12. Aldas K., Yapici R. Investigation of effects of scale and surface roughness of water jet pumps using CFD // Engineering Application of Computational Fluid Mechanics. 2014. Vol. 8 (1). P. 14–25
13. Aldas K., Yapici R. Optimization of water jet pumps using numerical simulation // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2013. Vol. 227 (4). P. 438–449.
14. Sheha A. A., Nasr M., Hosien M. A., Wahba E. M. Computational and experimental study on the water-jet pump performance // Journal of Applied Fluid Mechanics. Vol. 11. No. 4. 2018. P. 1013–1020
15. Ахзарова С. Л., Кафаров В. В. Методы оптимизации эксперимента в химической технологии. М.: Высшая школа, 1985. 327 с.

References

1. The Future of Geothermal Energy: Impact of Enhanced Geothermal Systems on the United States in the 21st century. Idaho National Laboratory Report, no. INL/EXT-06-11746, 2006. 372 p.
2. Molloy L., Lindsay M., Maloney P. The Lemelson meeting: scoping the design criteria for the global geothermal challenge. Geothermal Resources Council Transactions, 2009, vol. 33, pp. 745–748.
3. Rumbaugh M. R., Reynolds J. E., Korte D. G. Electrical submersible pump system having high temperature insulation materials and buffered lubricant. Patent no. US 2012/0063932 A1.

4. Lyamaev B. F., *Gidrostruiniye nasosy i ustanovky* [Hydrojet pumps and facilities]. Leningrad: Mashinostroenie. 1988. 256 p. (In Russian).
5. Sokolov E. Ya., Zinger N. M. *Struiniye apparaty* [Jet devices]. Moscow: Energoizdat, 1989. 352 p. (In Russian).
6. Kalachev V. V. *Struiniye nasosy. Teoriya, raschet i proektirovaniye* [Jet pumps. Theory, calculation and design]. Moscow: Filin. 2017. 418 p. (In Russian).
7. Winoto S., Li H., Shah D. Efficiency of Jet Pumps. *Journal of Hydraulic Engineering*, 2000, vol. 126 (2), pp. 150–156.
8. Long X., Han N., Chen Q. Influence of nozzle exit tip thickness on the performance and flow field of jet pump. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2008, vol. 22, pp. 1959–1965.
9. Narabayashi T., Yamazaki Y., Kobayashi H. et al. Flow analysis for single and multi-nozzle jet pump. *JSME International Journal Series B*, 2006, vol. 49 (4), pp. 933–940.
10. Yamazaki Y., Nakayama T., Narabayashi T. et al. Effect of surface roughness on jet pump performance. *JSME International Journal Series B*, 2006, vol. 49 (4), pp. 928–932.
11. Prakeao C., Takayama S., Aoki K. et al. Numerical prediction on optimum mixing throat length for drive nozzle position of the central jet pump. *Proc. of the 10th Int. Symposium on Flow Visualization*, Kyoto, 2002, pp. 26–29.
12. Aldas K., Yapici R. Investigation of effects of scale and surface roughness of water jet pumps using CFD. *Engineering Application of Computational Fluid Mechanics*. 2014. 8 (1). 14-25
13. K. Aldas, R. Yapici. Optimization of water jet pumps using numerical simulation. *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2013, vol. 227 (4), pp. 438–449.
14. Sheha A. A., Nasr M, Hosien M. A., Wahba E. M. Computational and experimental study on the water-jet pump performance. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 2018, vol. 11, no. 4, pp. 1013–1020.
15. Akhnazarova S. L., Kafarov V. V. *Metody optimizatsii eksperimenta v himicheskoy tehnologii* [Methods for optimizing experiments in chemical technology]. Moscow: Vyshaya Shkola. 1985. 327 p. (In Russian).

Просьба ссылаться на эту статью в русскоязычных источниках следующим образом:

Пещеренко С. Н., Поспелов Д. Р. Оптимизация базовой конструкции струйного насоса для добычи геотермальных вод // Вестник Пермского университета. Физика. 2024. № 1. С. 33–42. doi: 10.17072/1994-3598-2024-1-33-42

Please cite this article in English as:

Peshcherenko S. N., Pospelov D. R. Optimization of the basic design of a water jet pump for geothermal water extraction. *Bulletin of Perm University. Physics*, 2024, no. 1, pp. 33–42. doi: 10.17072/1994-3598-2024-1-33-42

Сведения об авторах

1. *Сергей Николаевич Пещеренко*, д-р физ.-мат наук, г.н.с., АО «Новомет-Пермь», ш. Космонавтов 395, Пермь, 614065; заведующий кафедрой «Физические и технологические проблемы нефтедобычи», Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Комсомольский пр., 29, Пермь, 614068
2. *Поспелов Дмитрий Романович*, математик, АО «Новомет-Пермь», ш. Космонавтов 395, Пермь, 614065, студент, Пермский государственный национальный исследовательский университет, ул. Букирева, 15, Пермь, 614068

Author information

1. *Sergey N. Peshcherenko*, Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Chief Researcher, Novomet-Perm JSC; 395, shosse Kosmonavtov, Perm, 614065, Russia; Head of the Department of Physical and Technological Problems of Oil Production, Perm National Research Polytechnic University; 29, Komsomolsky prospekt, Perm, 614990, Russia
2. *Dmitriy R. Pospelov*, Mathematician, Novomet-Perm JSC; 395, shosse Kosmonavtov, Perm, 614065, Russia; Student, Perm State University; 15, Bukireva st., Perm, 614068, Russia