

УДК 621.65.03, 622.324
PACS 47.85.Dh

Влияние масштабирования на энергоэффективность нефтяных насосов

С. Н. Пещеренко^{1,2*}, А. С. Башкиров^{1,2†}, И. В. Козлов^{1,2}

¹ Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь

² АО Новомет-Пермь, Пермь

*peshcherenko@yandex.ru

†Andrei.Bashkirov@novometgroup.com

Многоступенчатые центробежные нефтяные насосы применяются для добычи нефти около ста лет. Конструкция их ступеней уже длительное время практически не меняется, варьируются только геометрические размеры, что до настоящего времени позволяет улучшать рабочие характеристики насосов. Одним из широко применяемых приемов изменения геометрических размеров ступеней является масштабирование ступеней на другие габариты. Напорно-расходные характеристики масштабированных ступеней пересчитываются по критериям подобия и практически совпадают с результатами стендовых испытаний. КПД ступеней, масштабированных с больших габаритов на меньшие, всегда ниже, чем КПД исходных. Целью данной работы стало установление причин этого явления. Было оценено влияние таких факторов как шероховатость проточных каналов, утечки и дисковое трение. Установлено, что определяющими факторами являются шероховатость и утечки. Методом подобия показано, что влияние шероховатости при масштабировании может быть уменьшено и даже компенсировано за счет увеличения частоты вращения вала, что подтверждено расчетами и стендовыми испытаниями.

Ключевые слова: центробежные насосы; подобие; шероховатость; частота вращения вала; ANSYS CFX

Поступила в редакцию 24.01.2023; после рецензии 22.03.2023; принята к опубликованию 22.03.2023

Effects of scaling on the energy efficiency of oil pumps

S. N. Peshcherenko^{1,2*}, A. S. Bashkirov^{1,2†}, I. V. Kozlov^{1,2}

¹ Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russia

² Novomet-Perm JSC, Perm, Russia

*peshcherenko@yandex.ru

†Andrei.Bashkirov@novometgroup.com

Multistage centrifugal oil pumps have been used in oil production for about a century. The design of their stages has not changed for a long time, only the geometric dimensions vary, which still makes it possible to improve the performance characteristics of pumps. One of the widely used methods of changing the geometric dimensions of the stages is the scaling of stages to other dimensions. Pressure and flow characteristics of scaled stages are recalculated by similarity criteria and practically coincide with the results of bench tests. The efficiency of stages scaled from larger to smaller dimensions is always lower than that of the original stages. The purpose of this work was to establish the reasons for this phenomenon. The influence of such factors as the flow channel roughness, leakage and disk friction was evaluated. It is shown that roughness and leakage are the determining factors. The similarity method showed that as a result of scaling the effect of roughness can be reduced

and even compensated by increasing the shaft speed, which was confirmed by calculations and bench tests.

Keywords: centrifugal pumps; similarity; roughness; shaft speed; ANSYS CFX

Received 24 January 2023; revised 22 March 2023; accepted 22 March 2023

doi: 10.17072/1994-3598-2023-2-05-13

1. Введение

Улучшения рабочих характеристик центробежных нефтяных насосов можно получить путем варьирования геометрических размеров ступеней или путем преобразования подобия (масштабирования) известных ступеней с наилучшими рабочими характеристиками в необходимый габарит. Последний прием менее затратный, если имеется достаточно широкая база спроектированных и испытанных ступеней. На практике этот прием обеспечивает напорно-расходные характеристики масштабированных ступеней, близкие к получаемым, путем пересчета с характеристик исходных ступеней по критериям подобия [1]. Однако КПД масштабированных ступеней, получаемых пересчетом с больших габаритов на меньшие габариты, всегда ниже, чем у исходных. КПД является важнейшей рабочей характеристикой насосов, поскольку насосы потребляют более 20% всей вырабатываемой электроэнергии, а нефтяные насосы – более 50% энергии, расходуемой в нефтедобывающей отрасли промышленности [2]. Величина КПД определяется потерями энергии: гидродинамическими потерями внутри проточных каналов, объемными потерями или утечками, механическими потерями за счет дискового трения и обычно пренебрежимо малого трения в подшипниках.

При масштабировании гидродинамическое подобие течения и потери внутри проточных каналов сохраняются, если вместе с геометрическими размерами проточных каналов масштабируется шероховатость их стенок. Однако на практике выполнить данные условия не удастся. Хотя систематические исследования влияния шероховатости на КПД насосов пока не проводились, известно, что для конкретных типов промышленных поверхностных [3–5] и погружных насосов [6] величина КПД при изменении шероховатости может измениться в среднем на 2–3%.

Объемными потерями называется явление неконтролируемого течения жидкости по паразитным проточным каналам в направлении обратном основному течению. Дисковым трением называют потери энергии на вязкое трение в жидкости, находящейся внутри насоса, но вне проточных каналов. Эти оба типа потерь обусловлены конструкцией насосов и неустраняемы. Каналы, в которых возникают указанные потери, имеют относительно простую геометрию, а течение – относительно простую структуру, что позволяет до-

статочно точно описать эти потери аналитическими зависимостями [1, 7, 8].

Цель данной работы – количественная оценка влияния перечисленных факторов на КПД масштабированных ступеней и поиск физического процесса, который позволил бы уменьшить, а, возможно, и компенсировать потерю КПД при таком масштабировании.

2. Методики и план исследований

Нефтяная ступень ЭЦН7А-500 использовалась в качестве исходной ступени, а в качестве масштабированных и геометрически ей подобных ступеней в габаритах 3, 5 и 5А использовали: ЭЦН3-90, ЭЦН5-140, ЭЦН5А-200 (габаритом насоса называют диаметр его корпуса в дюймах). Все перечисленные ступени изготавливаются методом порошковой металлургии, что обеспечивает среднеарифметическую шероховатость поверхности проточных каналов 12 мкм. Рабочие характеристики ступеней во всем диапазоне подач рассчитывали методами CFD ANSYS CFX [9] и сопоставляли с экспериментальными данными.

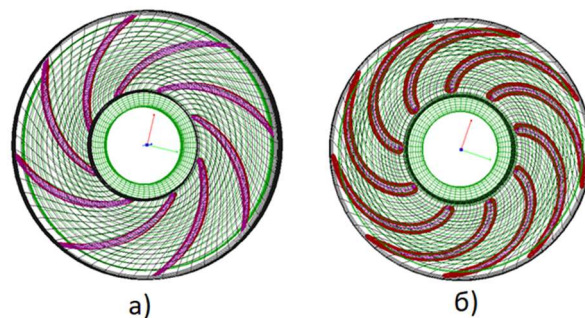


Рис. 1. Конструкция: а – рабочего колеса; б – направляющего аппарата нефтяной ступени

Расчетная область ступени состояла из выходного блока и проточных каналов рабочего колеса (РК) и направляющего аппарата (НА) (рис. 1). Для сокращения объема расчетной области использовали симметрию РК и НА, вырезая секторы, каждый из которых содержал по одной лопасти.

Жидкость в нефтяных ступенях заполняет как проточные каналы, так и область между РК и НА, которую в расчетную область не включали. Так поступали потому, что включение этой области существенно увеличивает число элементов сетки и время расчета, что не целесообразно, поскольку эффект утечек и дискового трения учитывается

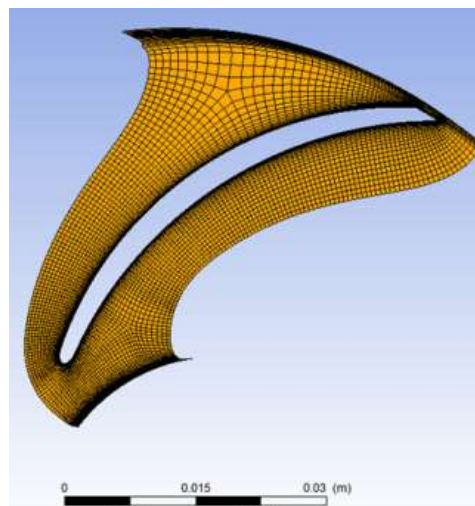
аналитическими зависимостями достаточно точно [1, 7, 8].

Сетка имела блочную структуру и состояла из гексаэдрических элементов (рис. 2). Основным инструментом для расчета турбулентных течений в промышленности является группа моделей (получивших название RANS модели), в которых уравнения Навье-Стокса осредняются по масштабу времени много большему характерных масштабов турбулентности, но много меньших характерного времени рассматриваемых течений. RANS модели обеспечивают приемлемую точность вычислений при сравнительно низкой трудоемкости. Однако они содержат эмпирические константы для настройки моделей под определенную группу решаемых задач и поэтому не универсальны. При расчете насосов с гладкими стенками проточных каналов обычно используют $k-\varepsilon$ и SST модели турбулентности, которые дают близкие результаты [4]. В модели $k-\varepsilon$ применяются пристеночные функции, аппроксимирующие течение в пограничном слое, что увеличивает скорость расчетов на грубых сетках, в модели SST течение в пограничном слое вычисляется, что требует более мелкой сетки.

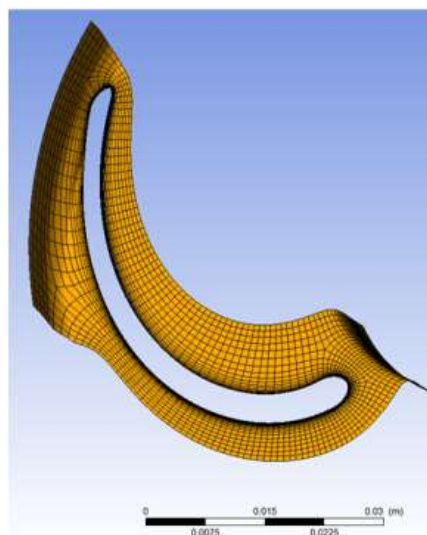
Шероховатость стенок проточных каналов изменяет гидродинамическое сопротивление и скорость течения жидкости в пограничном слое. Количественно эти изменения в RANS моделях настраивают по экспериментальным данным, полученным по измерениям сопротивления труб с наклеиваемым на их поверхность песчинок разного размера k_s [10]. В модели $k-\varepsilon$ вводится эмпирическая зависимость аддитивной постоянной в логарифмическом законе распределения скорости в пограничном слое от песочной шероховатости k_s . В SST модели граничные условия для кинетической энергии турбулентных пульсаций и частоты турбулентных пульсаций задаются в виде эмпирических зависимостей от песочной шероховатости k_s .

Форма шероховатости реальных поверхностей может существенно отличаться от искусственно созданной песочной шероховатости. Расчеты [11] показали, что хотя поверхности с треугольной, прямоугольной или волнистой шероховатостью имеют различные коэффициенты трения, сохраняется пропорциональность между амплитудой шероховатости и k_s . Поэтому считают, что измеряемая средняя арифметическая величина шероховатости (Ra) и песочная шероховатость k_s пропорциональны друг другу. Для проточных каналов насосов в [12] рекомендовано следующее соотношение $Ra = 2.3k_s$.

Нами при расчете насосов с гладкими стенками проточных каналов использовалась модель турбулентности $k-\varepsilon$, а с шероховатыми стенками – модель SST . Расчеты проводились в стационарной постановке с автоматическим выбором шага по псевдовремени.



а



б

Рис. 2. Расчетная сетка сектора периодичности: а – рабочего колеса; б – направляющего аппарата

Использовали типичные для вычислительной гидродинамики граничные условия. На входе задавали постоянное на всей поверхности давление и направление вектора скорости во всех точках поверхности. На выходе задавали массовый расход, т.е. интегральное граничное условие. Рабочей жидкостью, как в расчетах, так и в стендовых испытаниях, являлась вода. Критерием окончания расчета было достижение среднеквадратичного отношения невязок последовательных итераций значения менее 10^{-4} .

Расчет рабочих характеристик многоступенчатого насоса проводили последовательно. При расчете течения жидкости в первой ступени задавали на входе осевое направление скорости. По его завершению направление скоростей с выхода из направляющего аппарата первой ступени передавали на вход второй ступени и т.д. Для того, чтобы

такая процедура была возможна, на входе в расчетную область использовали открытую границу в качестве граничного условия.

Измерение рабочих характеристик осуществляли на сертифицированных стендах АО «Новомет–Пермь» на секциях, состоящих более чем из 50 ступеней.

Анализ результатов расчетов проводили на основе метода размерности и подобия, причем не в пределах области автомодельности [1] (как это принято в практике анализа характеристик динамических насосов, когда вязкость не учитывается), а в общей постановке, учитывая вязкость и шероховатости поверхности проточных каналов.

Был принят следующий план исследований:

1. Вычисляли напорно-расходные характеристики и гидравлический КПД ступеней во всем диапазоне подач на частоте вращения вала $f = 3000$ об/мин при отсутствии шероховатости в проточной области. Результаты расчета сравнивали с экспериментальными данными.

2. Далее, на оптимальной подаче и при той же частоте вращения вала, вычисляли рабочие характеристики ступеней с шероховатыми стенками проточных каналов и по полуэмпирическим методикам оценили влияние дискового трения и утечек на величину КПД ступеней.

3. Методами подобия определили комплекс факторов, которые вместе с шероховатостью и вязкостью влияют на рабочие характеристики ступеней, и провели CFD расчеты для проверки сделанных выводов.

3. Расчет характеристик ступеней с гладкими проточными каналами

Ступени ЭЦН7А-500, ЭЦН3-90, ЭЦН5-140 и ЭЦН5А-200 изготавливаются по технологии порошковой металлургии, которая обеспечивает среднюю шероховатость не более 12,8 мкм, что существенно меньше ширины проточных каналов ступеней, равной 8–14 мм. Поэтому в первой серии расчетов шероховатость не учитывали.

Эти расчеты показали, что для всех насосов зависимости напора и КПД ступеней от подачи, т.е. $H(Q)$, $\mu(Q)$ первой и второй ступеней существенно различаются, второй и третьей близки, третьей и четвертой практически совпадают. Причина этого явления состоит в том, что на входе в первую ступень поток задается строго осевым, а на входе во вторую и последующие ступени определяется предшествующим направляющим аппаратом и строго осевым не является. Типичный пример таких зависимостей приведен на рис. 3. В дальнейшем будем рассматривать результаты расчетов только третьих ступеней многоступенчатых насосов.

Вычисленные зависимости $H(Q)$ всех масштабированных ступеней практически совпали с ре-

зультатами стендовых испытаний во всем диапазоне подач. Типичный пример приведен на рис. 4.

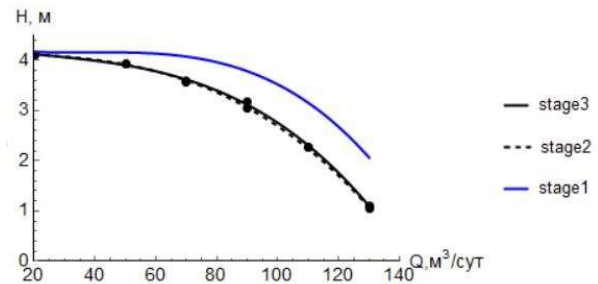


Рис. 3. Расчетная зависимость $H(Q)$ для первой, второй и третьей ступеней насоса ЭЦН3-90

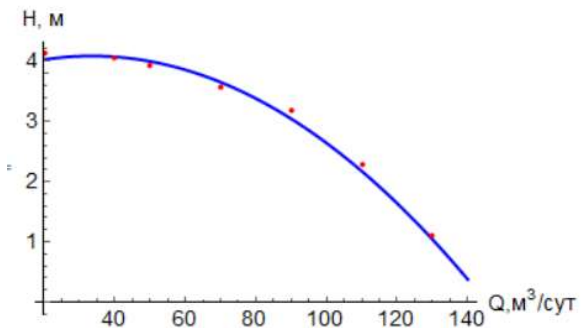


Рис. 4. Сравнение вычисленной зависимости $H(Q)$ для ступени насоса ЭЦН3-90 с результатами испытаний (сплошная линия)

Результаты расчетов зависимостей $H(Q)$ масштабированных ступеней были пересчитаны на габарит 7А (точки на рис. 5), где по оси абсцисс отложена относительная подача Q/Q_0 , Q_0 – подача, при которой КПД ступени максимален, которую также называют оптимальной. По оси ординат отложен напор, развиваемый ступенью. Видно, что полученные результаты масштабированных ступеней практически совпадают с результатами, полученными при расчете исходной ступени (линия).

При пересчете использовали критерии подобия для насосов, работающих на идеальной жидкости [1], согласно которой напор изменяется пропорционально D_2^2 , а подача – пропорционально D_2^3 , где D_2 – диаметр РК.

Поскольку в CFD расчетах не учитывали утечки и механическое трение, то вычисляли не полный, а гидравлический КПД. Зависимость гидравлического КПД от подачи была одинаковой для всех ступеней (рис. 6).

Равенство максимальных гидравлических КПД масштабированных ступеней является следствием инвариантности уравнений гидродинамики относительно масштабных преобразований, а полученный разброс $\pm 1\%$ является оценкой точности вычислений КПД.

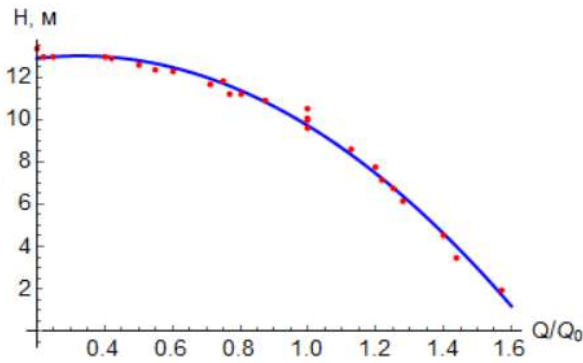


Рис. 5. Рассчитанные зависимости $H(Q)$ всех ступеней, пересчитанные на габарит 7А

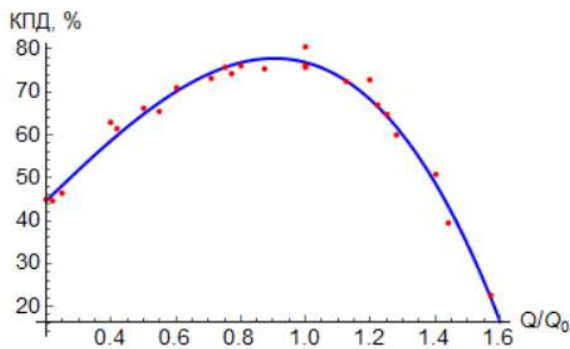


Рис. 6. Расчетная зависимость гидравлического КПД всех ступеней от относительной подачи

4. Оценка влияния шероховатости, дискового трения и утечек

Были проведены расчеты всех ступеней при оптимальной подаче (соответствующей максимальному КПД ступени) и шероховатости проточных каналов $Ra = 12.8$ мкм с использованием SST модели турбулентности.

Установили, что влияние шероховатости на напор было слабым, сопоставимым с ошибкой измерения напора в стендовых испытаниях, а на КПД ступеней, особенно малых габаритов, значимым (табл. 1), где $\Delta\mu$ – изменение гидравлического КПД относительно результатов расчета без учета шероховатости.

Таблица 1. Влияние шероховатости на КПД ступеней при оптимальной подаче

Название ступени	$10^3 Ra/D_2$	$\Delta\mu, \%$
ЭЦНЗ-90	0.55	-4.1
ЭЦН5-140	0.17	-2.6
ЭЦН5А-200	0.15	-1.4
ЭЦН7А-500	0.11	-0.7

Влияние дискового трения и утечек вычисляли по полуэмпирическим зависимостям, которые применяются в проектировании насосов [1]. Пояс-

ним суть этого подхода, обозначив через q – утечки, а N_D – потери мощности на дисковое трение, тогда полный КПД ступени можно записать следующим образом через гидравлический КПД (μ_H), КПД объемных потерь (μ_Q) и КПД механических потерь или дискового трения (μ_D):

$$\mu = \frac{P(Q + q)}{N} \cdot \frac{Q}{Q + q} \cdot \frac{N}{N + N_D} = \mu_H \cdot \mu_Q \cdot \mu_D \quad (1)$$

Утечки можно записать следующим образом:

$$q = k \cdot \pi D_0 \delta_q \cdot \sqrt{2gH}, \quad (2)$$

где $\pi D_0 \delta_q$ – площадь сечения кольцевого зазора, H – перепад давления в зазоре, $k(\Delta, \delta_q, l_\delta)$ – коэффициент расхода, определенный в [1], Δ – шероховатость, δ_q, l_δ – ширина и длина зазора.

Энергия, расходуемая на дисковое трение:

$$N_D = 2C_f \rho R_2^5 \omega^3, \quad (3)$$

где $\omega = 2\pi f, R_2 = D_2/2, f$ – частота вращения вала, ρ – плотность жидкости, C_f – коэффициент трения, который равен $(R_2^2 \omega / \nu)$, где ν – кинематическая вязкость жидкости.

По результатам расчетов, приведённых в табл. 2, видно, что значения полного КПД, вычисленные с учетом поправок на шероховатость, дисковое трение и утечки, практически совпали с результатами стендовых испытаний.

Таблица 2. Влияние утечек и дискового трения на максимальный КПД ступеней

Название ступени	μ_H	μ_Q	μ_D	μ	$\mu_{\text{эксп}}$
ЭЦН7А-500	0.748	0.934	0.999	0.698	0.70
ЭЦН5А-200	0.731	0.911	0.999	0.665	0.65
ЭЦН5-140	0.719	0.901	0.999	0.647	0.65
ЭЦНЗ-90	0.720	0.889	0.999	0.623	0.62

Потери энергии из-за дискового трения были не существенны $\mu_D \approx 1$, а значит ими можно пренебречь. В свою очередь, утечки значимо уменьшают КПД ступеней, и их влияние увеличивается с уменьшением габаритного размера. Теоретически утечки могут быть сокращены путем уменьшения ширины кольцевого зазора δ_q . Однако на практике этот прием почти бесполезен, потому что скважинная жидкость всегда содержит абразивные частицы породы, которые, попадая в кольцевой зазор, вызывают гидроабразивное разрушение стенок и увеличивают его ширину.

Шероховатость поверхности проточных каналов является источником вихрей и связанных с ними потерь при течении вязкой жидкости. Уменьшить вязкие потери можно, увеличив скорость течения. Формально это можно объяснить тем, что в слагаемое, описывающее вязкие силы в

уравнении Навье-Стокса, входит множитель $1/Re$, где Re – число Рейнольдса. Поэтому, увеличивая число Рейнольдса, т.е. увеличивая частоту вращения вала, уменьшим влияние вязкости на течение.

5. Влияние частоты вращения вала на КПД ступени

Величины, полностью определяющие работу ступени насоса, – это ρ , v , f , Q – плотность, кинематическая вязкость жидкости, частота вращения вала и подача, а также геометрические размеры ступени L_1, L_2, \dots, L_k и шероховатость Δ . Из них можно составить безразмерные величины:

$$q = \frac{Q}{fD^3}, \quad (4)$$

$$r = \frac{fD^2}{v}, \quad (5)$$

$$\delta = \frac{\Delta}{D}, \quad (6)$$

$$x_i = \frac{L_i}{D}, \quad (7)$$

где D – характерный масштаб (обычно D_2), а величины x_i , где $i = 1, 2, \dots, k - 1$ имеют равное значение во всех масштабированных ступенях и для рассматриваемой задачи не информативны.

Имеются две рабочие характеристики ступени насоса: это развиваемое давление $P = P(\rho, f, D, Q, v, \Delta)$ и потребляемая мощность $N = N(\rho, f, D, Q, v, \Delta)$ или КПД $\mu = PQ/N$. Давление P , создаваемое насосом, обычно измеряют в метрах водяного столба H : $P = \rho gH$, тогда безразмерные рабочие характеристики ступени имеют следующий вид:

$$\frac{gH}{f^2 D^2} = h(q, r, \delta), \quad (8)$$

$$\frac{N}{\rho f^3 D^5} = n(q, r, \delta), \quad (9)$$

$$\mu = \frac{PQ}{N} = \frac{q \cdot h(q, r, \delta)}{n(q, r, \delta)} = \mu(q, r, \delta). \quad (10)$$

Функции $h(q, r, \delta)$, $n(q, r, \delta)$, $\mu(q, r, \delta)$ могут быть определены либо в стендовых испытаниях, либо путем расчетов.

Пусть исходная конструкция, т.е. ЭЦН7А-500, при оптимальной подаче (когда КПД максимален) характеризуется следующими величинами: $Q_0, f_0, D_0, H_0, \Delta, N_0, \mu_0$, а масштабированная и геометрически подобная: $Q, f, D = kD_0, H, \Delta, N, \mu$. Ве-

личины Q, H, N, μ находятся из условия равенства критериев подобия. Из $q_0 = q$ следует

$$Q = Q_0 \frac{fD^3}{f_0 D_0^3} = Q_0 k^3 \frac{f}{f_0}. \quad (11)$$

Из $r_0 = r$ следует

$$\frac{Q}{Dv} = \frac{Q_0}{D_0 v} \rightarrow \frac{Q_0}{f_0 D_0^3} \frac{fD^2}{v} = \frac{Q_0}{D_0 v}. \quad (12)$$

$$f = \frac{f_0 D_0^2}{D^2} = \frac{f_0}{k^2}. \quad (13)$$

Поскольку $k < 1$, то для сохранения рабочих характеристик масштабированных ступеней на уровне ЭЦН7А-500 частоту вращения вала нужно увеличивать.

Отметим, что максимальный КПД масштабированной ступени всегда будет ниже, чем исходной, поскольку не получится выполнить последнее условие подобия $\delta_0 = \delta$, т.к. шероховатость Δ определяется технологией изготовления ступеней и не меняется при масштабировании. Эффект увеличения КПД при увеличении частоты вращения вала экспериментально наблюдался ранее, как при испытаниях поверхностных [13, 14], так и погружных нефтяных насосов [15–17].

Были проведены расчеты гидравлического КПД всех ступеней при оптимальной подаче с шероховатостью $Ra = 12.8$ мкм, в интервале частот вращения вала f от 3000 до 10000 об/мин. Зависимость КПД от f в данном интервале частот близка к линейной (рис. 7).

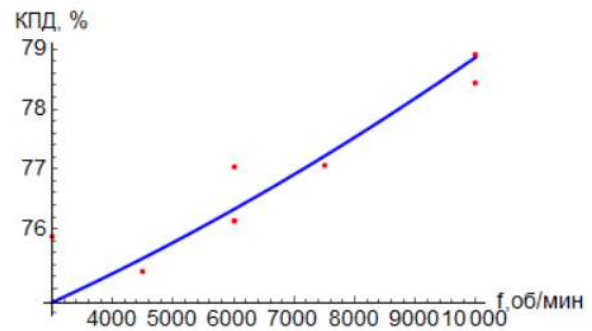


Рис. 7. Расчетная зависимость максимального гидравлического КПД ступени от частоты вращения вала

Данная серия расчетов проводилась как в стационарной, так и в нестационарной постановке. Было показано, в стационарной постановке напор ступеней не выходил на постоянное значение, а изменялся квазициклически с коэффициентом вариации порядка 5%.

Расчет по полуэмпирическим зависимостям показал, что объемный КПД практически не зависит от частоты вращения вала.

Из рис. 7 видно, что при увеличении частоты вращения вала КПД увеличивается существенно, на 4–5 пунктов. Этот эффект можно использовать для компенсации потерь на вязкое трение при масштабировании нефтяных ступеней с больших габаритов на малые.

6. Заключение

Из расчетов и экспериментальных данных следует, что если рабочей жидкостью является вода, то при частоте вращения 50 Гц напор масштабированных ступеней практически не зависит от шероховатости их проточных каналов. Чтобы понять причину этого явления, запишем выражение для энергии, получаемой жидкостью за единицу времени:

$$\rho g H \frac{dV}{dt} = P \frac{dL}{dt}. \quad (14)$$

Это энергия равна энергии, передаваемой рабочим колесом ωM , где $\omega = 2\pi f$ – угловая скорость, а $M = \frac{dL}{dt}$ – момент сил, приложенный к рабочему колесу, L – момент импульса жидкости, тогда получим следующее выражение:

$$\rho g H \frac{dV}{dt} = \omega \frac{dL}{dt}. \quad (15)$$

Интегрируя это уравнение в стационарном режиме работы насоса, получаем, что напор H пропорционален моменту импульса единицы массы жидкости. Следовательно, можно считать, что шероховатость слабо влияла на напор потому, что имела малую величину, определяемую технологией изготовления, и создавала локальные вихри в пограничном слое, а напор пропорционален моменту импульса, который определяется крупномасштабным течением.

Потери энергии в турбулентных вихрях, создаваемых шероховатостью стенок проточных каналов, существенно уменьшали КПД ступеней при их масштабировании с больших размеров на малые. Для компенсации уменьшения КПД было предложено увеличить частоту вращения вала насоса (увеличить число Рейнольдса), что было подтверждено как CFD расчетами, так и стендовыми испытаниями насосов.

Список литературы

1. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. М.: Машиностроение. 1965. 364 с.
2. Козлов А. Д., Анкудинов А. А. Оценка эффективности насосного оборудования. // Мат. конф. «Научно-технологические инновации в приборостроении и развитии инновационной деятельности в вузе», 16–18 апреля 2019 г. Т. 2. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2019. С. 314.
3. Петров В. Е. Методическое и алгоритмическое обеспечение системного анализа гидродинамических процессов и прогнозирования рабочих характеристик промышленных погружных центробежных насосов: автореф. дисс. канд. техн. наук. Серпухов: Изд-во МОУ ИИФ, 2011. 24 с.
4. Алексеевский В. А. Совершенствование методики расчета вязкого течения и проектирования насосов низкой быстроходности: дис. канд. техн. наук. СПб: Изд-во СПбПУ, 2012. 160 с.
5. Kocaaslan O., Ozgoren M., Aksoy M. H., Babayigit O. Experimental and numerical investigation of coating effect on pump impeller and volute // Journal of Applied Fluid Mechanics. 2016. Vol. 9. N. 5. P. 2475–2487.
6. Акимов С. В. Разработка методов математического моделирования и повышения энергоэффективности нефтяных магистральных насосов путем модернизации поверхности элементов проточной части: дисс. канд. техн. наук. СПб: Изд-во СПбПУ, 2022. 216 с.
7. Свобода Д. Г., Жарковский А. А. Проектирование осевых насосов с незападающей напорной характеристикой. СПб: Изд-во СПбПУ. 2021. 182 с.
8. Ломакин В. О. Разработка комплексного метода расчета проточных частей центробежных насосов с оптимизацией параметров: дисс. д. техн. наук. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2017. 250 с.
9. Пугачев П. В., Свобода Д. Г., Жарковский А. А. Расчет и проектирование лопастных гидромашин. Расчет вязкого течения в лопастных гидромашин с использованием пакета ANSYS CFX. СПб: Изд-во СПбПУ, 2016. 120 с.
10. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974. 711 с.
11. Herwig H., Gloss D., Wenterodt T. A new approach to understanding and modeling the influence of wall roughness on friction factors for pipe and channel flows // J. Fluid Mech. 2008. Vol. 613. P. 35–53.
12. Gulich J. F. Centrifugal Pumps. Berlin: Springer, 2010. 964 p.
13. ГОСТ 6134-2007 (ИСО 9906:1999) Насосы динамические. Методы испытаний. М.: Стандартинформ. 2008.
14. Степанов Л. И. Центробежные и осевые насосы. М.: Машиностроение. 1960. 463 с.
15. Лебедев Д. Н., Пещеренко М. П., Пещеренко С. Н., Пошвин Е. В. Особенности пересчета коэффициента полезного действия энергоэффективных насосов на разные частоты вращения

- вала // Нефтяное хозяйство. 2013. № 6. С. 110–113.
16. Пещеренко С. Н., Лебедев Д. Н., Павлов Д. А. Влияние вязкости жидкости на рабочие характеристики насоса ЭЦН7А-1000 // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математические науки. Нефть, газ, энергетика. 2018. Т. 4. № 4. С. 64–79.
 17. Козлов И. В., Пещеренко С. Н. Критерий подобия для лопастных насосов // Вестник Пермского университета. Физика. 2019. № 3. С. 05–11.
- ### References
1. Lomakin A. A. *Tsentrobezhnye i osevye nasosy* [Centrifugal and Axial Pumps]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1965. 364 p. (In Russian)
 2. Kozlov A. D., Ankudinov A. A. Estimation of pumping equipment efficiency. *Proc. of Conf. 'Science-intensive technologies in instrumentation and mechanical engineering and development of innovation in higher education'*, April 16–18, 2019. Vol. 2. Moscow: Bauman University, 2019, p. 314. (In Russian)
 3. Petrov V. E. *Metodicheskoe i algoritmicheskoe obespechenie sistemnogo analiza gidrodinamicheskikh protsessov i prognozirovaniia rabochikh kharakteristik promyshlennykh pogruznykh tsentrobezhnykh nasosov* [Methodological and algorithmic support of system analysis of hydrodynamic processes and prediction of performance characteristics of industrial submersible centrifugal pumps]. Abstr. of Cand. Eng. sci. thesis. Serpukhov: Institute of Engineering Physics, 2011, 24 p. (In Russian)
 4. Aleksenskii V. A. *Sovershenstvovanie metodiki rascheta вязкого течения и проектирования насосов низкой быстротходности* [Perfection of the methodology of viscous flow calculation and designing of low-speed pumps]. Cand. Eng. sci. thesis. St. Petersburg: Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, 2012. 160 p. (In Russian)
 5. Kocaaslan O., Ozgoren M., Aksoy M. H., Babayigit O. Experimental and numerical investigation of coating effect on pump impeller and volute. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 2016, vol. 9, no. 5, pp. 2475-2487.
 6. Akimov S. V. *Razrabotka metodov matematicheskogo modelirovaniia i povysheniia energoeffektivnosti neflianykh magistral'nykh nasosov putem modernizatsii poverkhnosti elementov protochnoi chasti* [Development of methods of mathematical modelling and improvement of energy efficiency of oil trunk pumps by upgrading surface of flow part elements]. Cand. Eng. sci. thesis. St. Petersburg: Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, 2022. 216 p. (In Russian)
 7. Svoboda D. G., Zharkovsky A. A. *Proektirovanie osevykh nasosov s nezapadaiushchei napornoii kharakteristikoi* [Design of axial flow pumps with non-descending head-capacity curves]. St. Petersburg: Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, 2021. 182 p. (In Russian)
 8. Lomakin V. O. *Razrabotka kompleksnogo metoda rascheta protochnykh chastei tsentrobezhnykh nasosov s optimizatsiei parametrov* [Developing the complex method of calculation of flow parts of centrifugal pumps with optimization of parameters]. Dr. Eng. sci. thesis. Moscow: Bauman University, 2017. 250 p. (In Russian)
 9. Pugachev P. V., Svoboda D. G., Zharkovsky A. A. *Raschet i proektirovanie lopastnykh gidromashin. Raschet вязкого течения в лопастных гидромашинках с использованием пакета ANSYS CFX* [Calculation and designing of vane hydraulic machines. Calculation of viscous flow in vane hydraulic machines using ANSYS CFX package]. St. Petersburg: Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, 2016. 120 p. (In Russian)
 10. Schlichting G. *Boundary Layer Theory*. Berlin: Springer, 2016. 805 p.
 11. Herwig H., Gloss D., Wenterodt T. A new approach to understanding and modelling the influence of wall roughness on friction factors for pipe and channel flows. *J. Fluid Mech.*, 2008, vol. 613, pp. 35–53.
 12. Gulich J. F. *Centrifugal Pumps*. Berlin: Springer, 2010. 964 p.
 13. ISO 9906:2012. Rotodynamic pumps. Hydraulic performance acceptance test, 2012.
 14. Stepanov L. I. *Tsentrobezhnye i osevye nasosy* [Centrifugal and Axial Pumps]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1960. 463 p. (In Russian)
 15. Lebedev D. N., Peshcherenko S. N. Features of recalculation of efficiency of energy-efficient pumps at different frequencies of rotation of a shaft. *Oil Industry*, 2013, no. 6, pp. 110–113. (In Russian)
 16. Peshcherenko S. N., Lebedev D. N., Pavlov D. A. Effect of fluid viscosity on the performance of the Pump ESP7A-1000. *Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy*, 2018, vol. 4, no. 4, pp. 64–79. (In Russian)
 17. Kozlov I. V., Peshterenko S. N. Similarity criteria for vane pumps. *Bulletin of Perm University. Physics*, 2019, no. 3, pp. 05–11. (In Russian)

Просьба ссылаться на эту статью в русскоязычных источниках следующим образом:

Пешчеренко С. Н., Башкиров А. С., Козлов И. В. Влияние масштабирования на энергоэффективность нефтяных насосов // Вестник Пермского университета. Физика. 2023. № 2. С. 05–13. doi: 10.17072/1994-3598-2023-2-05-13

Please cite this article in English as:

Peshcherenko S. N., Bashkirov A. S., Kozlov I. V. Effects of scaling on the energy efficiency of oil pumps. *Bulletin of Perm University. Physics*, 2023, no. 2, pp. 05–13. doi: 10.17072/1994-3598-2023-2-05-13

Сведения об авторах

1. *Сергей Николаевич Пешчеренко*, 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, 614990.
2. *Андрей Сергеевич Башкиров*, инженер-исследователь, АО «Новомет–Пермь», ш. Космонавтов, 395, Пермь, 614065; студент, Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Комсомольский пр., 29, Пермь, 614990.
3. *Игорь Владимирович Козлов*, инженер-исследователь, АО «Новомет–Пермь», ш. Космонавтов, 395, Пермь, 614065; аспирант, Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Комсомольский пр., 29, Пермь, 614990.

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. *Andrey S. Bashkirov*, Research Engineer, Novomet-Perm JSC; 395, shosse Kosmonavtov, Perm, 614065, Russia; Student, Perm National Research Polytechnic University; 29, Komsomolsky prospekt, Perm, 614990, Russia
3. *Igor V. Kozlov*, Research Engineer, Novomet-Perm JSC; 395, shosse Kosmonavtov, Perm, 614065, Russia; Postgraduate Student, Perm National Research Polytechnic University; 29, Komsomolsky prospekt, Perm, 614990, Russia