

КОМПЬЮТЕРНОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОЛИРЯДНОГО НАСОСА ДЛЯ НЕФТЕДОБЫВАЮЩИХ УЭЛН* С ВЫСОКОЙ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬЮ

М.Б. Комолов

В статье рассмотрен многоступенчатый лопастной осевой полирядный насос тройной схемы энергоэффективной погружной установки, предназначенной для добычи нефти с номинальной производительностью 100 м³/сут. Традиционно насосы данного типоразмера выполняются с центробежными или со смешанными (центробежно-диагональными) типами рабочих органов. Их проектный потенциал к настоящему времени практически себя исчерпал. Разработка рассматриваемого насоса позволит создать полирядную гидромеханическую схему, отвечающую дальнейшему существенному прогрессу высокоэнергоэффективных УЭЛН. Представляемая работа включает создание ступеней полирядного насоса при использовании программного комплекса ANSYS CFX, в котором выполнено компьютерное проектирование рабочих органов периферийного и среднего рядов насоса в отдельности. Создание лопастей рабочих колес и лопаток направляющих аппаратов указанных рядов попутно явило показанную методику проектирования осевых лопастных систем. На основе полученных результатов моделирования и оптимизации ступеней рассчитаны напорно-энергетические показатели энергоэффективного исполнения насоса в целом, позволяющие обосновать перспективность создания полирядного насоса конкурирующего с серийными высокоэнергоэффективными насосами однорядной схемы.

Ключевые слова: Компьютерный эксперимент, осевой полирядный многоступенчатый насос, установка электрических лопастных насосов (УЭЛН), нефтедобыча, напорность, энергоэффективность.

COMPUTER REPORT OF POLYLINE PUMP PARAMETERS FOR OIL-EXTRACTED UNITS OF ELECTRIC IMPELLER PUMPS WITH HIGH ENERGY EFFICIENCY

M.B. Komolov

In the article there is considered a multistage impeller axial polyline pump (PN) of a triple scheme energy-efficient submersible unit designed to oil production with a nominal capacity of 100 m³/day. Usually, pumps of this unit size are made with the centrifugal or mixed (centrifugal-diagonal) types of tools. Rated capacity of this type of pumps is practically exhausted itself by now. The pump designing will allow creating a polyline hydromechanical scheme corresponding to the significant progress of high-energy efficient electrical impeller pumps. The computer designing of tools for the peripheral and middle rows of the polyline pump individually is performed using the programme complex ANSYS CFX. Creating the blades of the impellers and blades of guiding devices of the indicated rows of the pumps helps to show the technique of designing the axial pump blade systems. The pressure-energy indexes of the energy-efficient execution of the pump as a whole are calculated on the basis of results of the computer designing of the model analysis and optimization of stages. The pressure-energy indexes allow proving the prospects of creating the polyline pump able to compete with serial high energy-efficient pumps with a single-row scheme.

Keywords: Computer experiment, axial polyline multi-stage pump, electric impeller pump unit, oil production, pressure, energy efficiency.

* УЭЛН – установка электрических лопастных насосов.

Введение

В России с помощью погружных установок электрических лопастных насосов добывается более 70 % нефти [1]. Интенсификация ее добычи, проводимая в последнее время ввиду некоторого истощения разведанных месторождений за счет применения различных способов воздействия на пласт (гидроразрыв и т.п.), приводит к возникновению осложняющих эксплуатацию УЭЛН факторов. Один из наиболее энергос затратных факторов – высокое содержание воды в продукции пласта (более 90 %) [2]. Для минимизации энергопотерь на подъем нефти заинтересованные организации стремятся использовать все более эффективные по КПД установки. Его рекомендуемый высокий уровень для серийных энергосберегающих многоступенчатых лопастных насосов (МЛН) на номинальном режиме работы соответствует классу е3 (от 59 % и выше) по стандарту [3]. Энергоэффективные МЛН рассматриваемого типоразмера 5А-100 (5А – диаметральный габарит 103 мм, 100 – номинальная подача в м³/сут.) созданы на базе центробежных и смешанных рабочих органов (РО), гидромеханическая схема которых к настоящему времени практически не предполагает дальнейшего существенного повышения уровня КПД и напорности (отношения напора насоса к высоте, на которой он создан; размерность м/м) – важной эксплуатационной характеристики, влияющей на габариты УЭЛН. Сложившееся положение связано с использованием при создании серийных конструкций ступеней МЛН современных моделирующих комплексов, что предвещает достижение определенного «потолка» в указанных параметрах назначения и качества в рамках традиционной гидромеханической схемы [4, 5]. Дальнейший существенный рост напорно-энергетических показателей высокоэнергоэффективных РО возможен за счет принципиально нового конструктивного решения. В настоящих исследованиях требуемый прогресс по КПД предполагается достичь за счет использования в МЛН полирядной концепции осевых РО [6]. Представляемые далее проектные изыскания проводятся на основании разработки проточной части и РО полирядного насоса (ПН) для УЭЛН с высокой энергоэффективностью.

Целью работы является прогнозное обоснование достижения в полирядном насосе повышенных показателей энергетического качества и эксплуатационного назначения по сравнению

с серийными образцами расчетным способом на основании компьютерного эксперимента.

Предмет исследования и серийные конструкции

Как отмечалось, настоящая работа рассматривает в качестве одного из инновационных решений энергосбережения для нефтедобычи с помощью УЭЛН многоступенчатый осевой насос, спроектированный на базе полирядной гидромеханической схемы (рис. 1), идея которой была предложена в свое время Г.М. Моргуновым на основании работ А.И. Голубева по лабиринтным гидромашинам. Теоретическое обоснование создания ПН изложено в работах [7–9]. В данном случае представлен вариант полирядного насоса тройной схемы с втулочным рядом незаполненным ступенями.

Рассмотрим значения полного КПД и напорности лидирующих в этом отношении, серийно выпускаемых энергосберегающих рабочих органов известных ведущих фирм: ВНН 5А-100Э/НОВОМЕТ (РФ, Пермь) (рис. 2, а) [10], *Flex 400-10/Baker Hughes (USA, Houston)* (см. рис. 2, б) [11]. Их значения для рассматриваемого и близких к нему типоразмеров при подаче 100 м³/сут на частоте вращения 2910 мин⁻¹ соответственно составляют: 65 % и ≈115 м/м; 63 % и ≈95 м/м. Напорность определена по исполнению насосов с наибольшим удельным числом РО, так как точная монтажная высота производителями не указывается. Напомним, что по ГОСТу [3] класс е3 высокого КПД соответствует значениям 59 % и выше. Таким образом, оба образца не только принадлежат к классу е3, но и существенно превышают его минимальный порог.

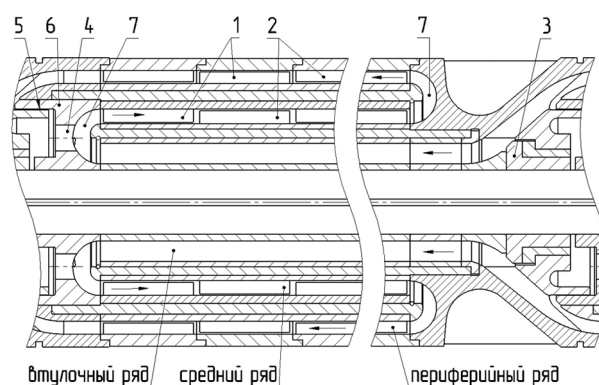


Рис. 1. Схема полирядного насоса:

1 – рабочие колеса (РК) среднего и периферийного рядов; 2 – направляющие аппараты (НА) среднего и периферийного рядов; 3 – опора; 4 – разгрузочные отверстия; 5 – пары трения; 6 – водило; 7 – колена инверсии потока

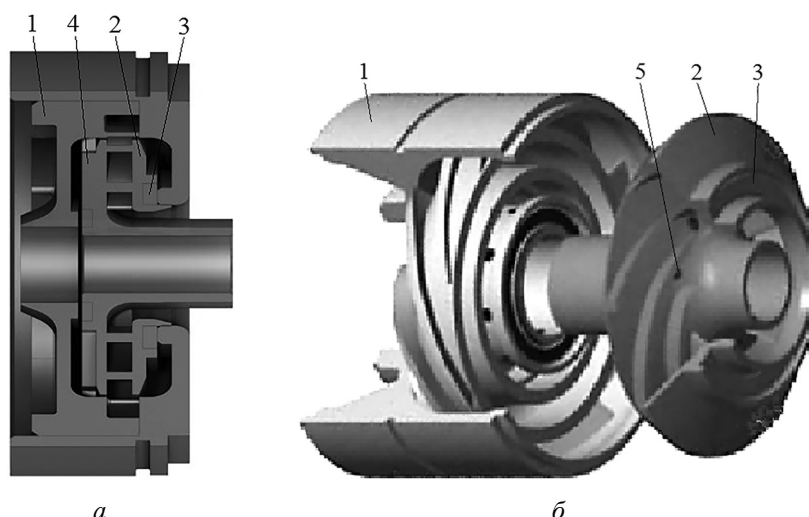


Рис. 2. Серийные ступени:

а – ВНН 5А-100Э фирмы НОВОМЕТ; *б* – Flex 400-10 фирмы Baker Hughes;
1 – НА; 2 – РК; 3 – опора; 4 – вихревая группа; 5 – разгрузочные отверстия

Приведенные значения напорно-энергетических показателей приняты для проектируемого ПН как минимальные требования соответствия принципу конкуренции.

Сравнивая представленные ступени с классическими современными образцами нефтяных РО [12], отметим следующие конструктивные особенности.

1. Первую ступень можно отнести к центробежно-вихревому типу. Здесь высокие показатели качества достигаются за счет увеличения гидравлического КПД аппарата 1 благодаря созданию в нем радиального входного участка и увеличения механического КПД РК 2 путем снижения его осевой силы на опору 3 посредством вихревых компонентов 4. Конструкция НА предполагает уменьшение наружного диаметра колеса, что приводит к соответствующему снижению напорности. Достаточное ее значение достигается за счет относительно малой монтажной высоты РО.

2. Второй представитель по типу РО относится к смешанному, то есть состоит из центробежного РК 2 и диагонального НА 1. Высокий уровень энергоэффективности этого образца достигнут благодаря росту гидравлического КПД аппарата 1 за счет размещения в нем осевого участка на входе и повышению механического КПД колеса 1 путем снижения его осевой силы на опору 3 разгрузочными отверстиями 5. Особенность входного участка НА ведет к росту монтажной высоты ступени, то есть к относительному снижению ее напорности.

Технический успех представленных серийных РО связан с совершенством разработанных конструкций, которое в последнее время в значительной степени определяется использованием разработчиками для моделирования течения в насосах современных расчетных комплексов, например, таких как *ANSYS*, *STAR CCM+*, *NUMECA* и др., что также сокращает количество опытных вариантов создаваемых ступеней.

Проектирование и компьютерный эксперимент

В настоящей работе из-за ограниченности проектно-вычислительных ресурсов для моделирования течения жидкости в полномасштабной модели нового насоса проведено проектирование отдельно ступеней периферийного и среднего рядов. По полученным данным расчетным способом оценен полирядный насос в целом.

Лопастные системы РО проектировались в системе *SolidWorks* с геометрическими условиями, которые обеспечили минимальную монтажную высоту ступеней для достижения приемлемого уровня их напорности.

Расчетные сетки создавались в программе *ICEM CFD* в виде блочной структуры, заполненной *HEXA* элементами в количестве: $\approx 1,5$ млн для РК, ≈ 2 млн для НА.

Моделирование течения жидкости в ступенях выполнялось в расчетном комплексе *ANSYS CFX*, в окончательном виде для сборок из двух полных штук и РК третьей, с установками: рабочее тело – вода при 20 °С; стати-

онарная система уравнений Рейнольдса с $k-\epsilon$ моделью турбулентности, краевое условие «прилипания» рабочего тела на твердых границах расчетной области течения для каждого РО ступеней; однородное распределение давления на входе, самоустановление его на выходе. Колесо третьей ступени добавлено для оценки и сравнения его параметров с РК второй ступени. При существенных их различиях показатели снимались с полной третьей ступени.

Критериями эффективности варианта рабочего органа являлись: напорность, гидравлические КПД РК, КПД НА и КПД ступени в целом.

Проектирование ступени ряда насоса включало следующие основные этапы, которые в результате выполнения настоящей работы явились методикой создания осевых РО.

1. Разработка лопастной решетки РК:

а) гидравлический расчет с определением входного угла лопасти β_1 , начального значения выходного угла лопасти β_2 с учетом недоворота потока, числа лопастей; густота решетки принималась в первом приближении по рекомендациям работы [13];

б) уточнение первичных данных в процессе моделирования течения в единичном РК, то есть определение углов, густоты решетки и числа лопастей.

2. Разработка лопастной решетки НА и доводка ступени в целом:

а) гидравлический расчет для определения входного угла лопатки α_1 , принятие в первом приближении выходного угла лопатки α_2 и числа лопаток, согласованного с числом лопастей РК по известным рекомендациям;

б) прогресс первичных данных НА с помощью моделирования течения в ступени: определение диффузорности системы и числа лопаток;

в) финальное уточнение параметров РК по результатам моделирования течения в цельной ступени – второй или третьей из расчетной сборки.

Значения гидравлического КПД и напорности при частоте вращения 2910 мин^{-1} на номинальной подаче спроектированных ступеней периферийного и среднего рядов следующие: 78,4 %, 71,5 м/м и 77 %, 52 м/м соответственно. На рисунке 3 показана картина течения в среднем сечении лопастных систем окончательных вариантов РО при указанных параметрах. Обтекание в целом имеет удовлетворительный характер. Как известно, течение рабочего тела

в первой ступени отличается от последующих, поэтому создание лопастных многоступенчатых насосов сводится к проектированию «вторых» или дальнейших по тракту ступеней. Автор не исключает возможность улучшения параметров, так как имеются некоторые недостатки в обтекании решеток РО (особенно в НА), от которых в рамках данной итерации проектирования избавиться не удалось. Следует также отметить, что при выполнении настоящей работы, несмотря на существующее гидравлическое несовершенство НА представленных ступеней, для них были достигнуты высокие значения гидравлического КПД $\eta_{\text{ГНА}}$ – около 95 %, упрощенно определяемые из выражения

$$\eta_{\text{ГНА}} = \eta_{\text{ГРК}} / \eta_{\text{ГРК}},$$

где $\eta_{\text{ГРК}}$, $\eta_{\text{ГРК}}$ – гидравлический КПД ступени и рабочего колеса соответственно.

Полученные результаты являются максимально достигнутыми в рамках разработки единственных вариантов РО периферийного и среднего рядов ПН, используя представленную методику проектирования и указанные инструменты. Для дальнейших исследований с целью подтверждения проектных данных, ступени предполагается изготовить и испытать.

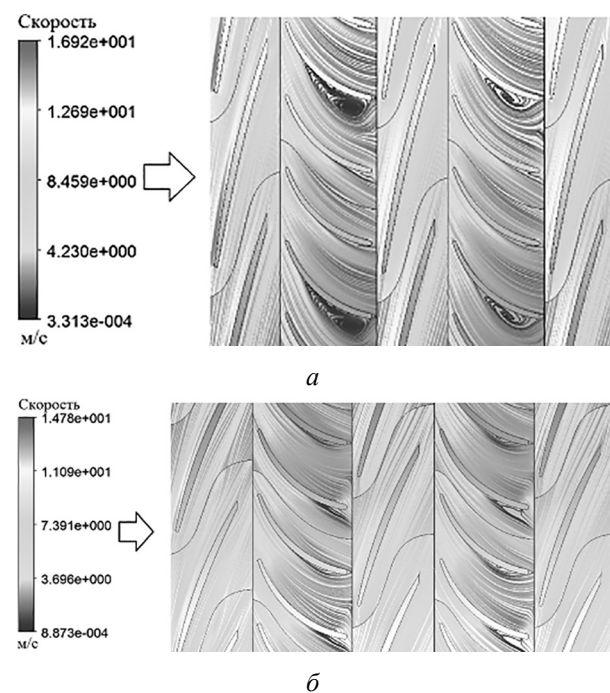


Рис. 3. Картина течения в среднем сечении лопастной системы окончательных вариантов ступеней:
а – периферийной; б – средней

Прогнозный расчет напорно-энергетических параметров ПН

Полученные при компьютерном эксперименте данные явились основой для прогноза параметров цельного ПН, для которого первично были определены затрачиваемая гидравлическая мощность, напорности рядов и насоса в целом (см. рис. 1). Расчет проводился для блока насоса длиной 1 м при таких условиях: потери трения в опоре 3 от суммарной осевой силы равны нулю, так как данная компоновка предполагает полное ее уравнивание; водило 7 разгружено отверстиями 4; объемные потери ступеней рядов и насоса в целом составляют 5 % от мощности [14]; потери на трение в парах 5 и радиальных частях опоры 3 приняты равными 3 % по рекомендациям работы [15].

В связи с особенностями гидромеханической схемы в расчете насоса вследствие относительной незначительности не учитывались следующие параметры: дисковая мощность, потери от вращения разгрузочных отверстий в водиле и гидравлические потери в коленах инверсии 8 (см. рис. 1) из-за малого их числа в ПН.

На основании полученных в *ANSYS CFX* данных ступеней периферийного и среднего рядов прогнозного расчета насоса в целом получены напорно-энергетические показатели энергосберегающего ПН 5А-100 на номинальном режиме работы (табл. 1).

Отметим, что значение полученного КПД исследуемого насоса по ГОСТу [3] принадлежит к классу е3 – классу высокого КПД. Относительно конкурентов напорность имеет среднее значение.

Представленные значения параметров полирядного насоса получены при определенном соотношении числа ступеней в его рядах, при котором за счет противонаправленности периферийного и среднего ряда осевая сила ротора близка к нулю, что позволяет снизить механическую мощность в его осевых опорах, уве-

личив их ресурс, и получить высокий уровень полного КПД исследуемого насоса.

Предполагается, что компоновка ПН будет меняться в зависимости от условий эксплуатации. Например, при необходимости исполнения с повышенной напорностью насос будет компоноваться максимальным количеством ступеней в каждом его ряду с таким соотношением их числа в насосе, которое обеспечит наиболее компактную его высоту.

Заключение

В результате компьютерного исследования параметров полирядного насоса с целью прогнозного обоснования его энергоэффективности получен конкурентный уровень расчетных напорно-энергетических показателей в сравнении с показателями серийного оборудования. Будущие исследования предполагают подтверждение полученных параметров при физическом эксперименте с ПН в целом и его РО в отдельности, что позволит окончательно сформировать суждение об уровне показателей назначения и качества исследуемого насоса для нефтедобывающих УЭЛН с высокой энергоэффективностью.

Список литературы

1. Скважинные насосные установки для добычи нефти / В.Н. Ивановский, В.И. Дарищев, А.А. Сабиров, В.С. Каиштанов, С.С. Пекин. М.: ГУП Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2002. – 824 с.
2. Ивановский В.Н. Анализ современного состояния и перспектив развития скважинных насосных установок для добычи нефти // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. 2007. № 6. С. 12–16.
3. ГОСТ 56624–2015. Энергетическая эффективность. Погружные лопастные насосы и электродвигатели для добычи нефти. Классы энергоэффективности. М.: Стандартинформ, 2016.

Таблица 1

Прогнозные параметры ПН 5А-100 в сравнении с серийными энергосберегающими насосами

Насос	Полный КПД, %	Напорность, м/м	Класс энергоэффективности
ВНН5А-100Э-НОВОМЕТ (РФ)	65	≈115	е3 – высокий
<i>Flex 400-10-Baker Hughes (USA)</i>	63	≈95	е3 – высокий
ПН 5А-100	68	105	е3 – высокий

4. Богданов А.А. Погружные центробежные электронасосы для добычи нефти. М.: Недра, 1968. – 272 с.
5. Перспективы развития погружных центробежных насосов для добычи нефти. (ОКБ, БН) / Ш.Р. Агеев, А.Д. Златкис, Н.С. Карелина, Ю.Г. Лабинский, В.Н. Филиппов. М.: ЦИНТИхимнефтемаш. Серия ХМ-4. Насосостроение, 1987. – 60 с.
6. Пат. 81265 Российская Федерация, МПК F 03 В 3/04, F 03 В 3/10. Лопастная машина (варианты) / Г.М. Моргунов, К.Г. Моргунов; опубл. 10.03.09. Бюл. № 7.
7. Моргунов Г.М. Лопастные машины для жидкостей и газов с повышенной плотностью полезно используемой энергии // Вестник МЭИ. 2007. № 4. С. 5–13.
8. Моргунов Г.М., Моргунов К.Г., Эльзароок Фарадж Проектирование и расчетные исследования гидродинамических свойств полирядного высоконапорного насоса на малые подачи // Вестник МЭИ. 2007. № 6. С. 95–105.
9. Моргунов Г.М. Погружная насосная установка для сильно неоднородных текучих сред // Вестник МЭИ. 2012. № 1. С. 5–15.
10. Novomet Catalogue 2013 July.
11. Baker Hughes Catalog 2013.
12. Агеев Ш.Р., Григорян Е.Е., Макиенко Г.П. Российские установки лопастных насосов для добычи нефти и их применение. Энциклопедический справочник. Пермь: ООО «Пресс-Мастер», 2007. – 645 с.
13. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы. М.: Машгиз, 1960. – 463 с.
14. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. 2-е изд., перераб. М. Л.: Машиностроение, 1966. – 365 с.
15. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для машиностр. спец. вузов. 4-е изд., перераб. М.: Высшая школа, 1984. – 336 с.

Материал поступил в редакцию 17.07.2017

**КОМОЛОВ
Михаил Борисович**

E-mail: komolovmb@gmail.com
Тел.: (926) 660-93-56

Аспирант кафедры «Паровые и газовые турбины (Гидромеханика и гидравлические машины)» Национального исследовательского университета «МЭИ»; ведущий инженер Центра создания новой техники Производственной компании «Борец» (Россия, Москва). Область научных интересов: гидромашиностроение, САПР, компьютерное и физическое моделирование процессов. Автор двух статей и соавтор одного изобретения.