электронный научно-технический журнал
ИНЖЕНЕРНЫЙ ВЕСТНИК
Издатель ФГБОУ ВПО "МГТУ им. Н.Э. Баумана". Эл No. ФС77-51036. ISSN 2307-0595

Проектирование и расчётно-экспериментальное исследование свойств полирядного насоса для погружных насосных установок

07, июль 2015

Комолов М. Б.[1,*]

УДК: 622.32

[1]Россия, ООО «ПК БОРЕЦ»
[*]komolovmb@gmail.com

Введение

В Российской Федерации с помощью лопастных погружных насосных установок (ПНУ) добывается более 60% нефти [1]. В сложившихся условиях истощения разведанных запасов нефтяные компании (НК) прибегают к интенсификации добычи за счёт широкого применения методов повышения нефтеотдачи пластов. При этом возникает целый ряд осложняющих добычу факторов. Один из них – высокая обводнённость продукции (более 90%) [2].

В связи с вынужденными высокими затратами на перекачку паразитного объёма воды в последнее время НК стремятся использовать всё более энергоэффективные по напору и КПД ПНУ. Известны серийно выпускаемые энергоэффективные многоступенчатые насосы (КПД на номинальном режиме ≈0,65) на основе центробежных и диагональных рабочих органов (РО). Гидромеханическая схема, на базе которой построены данные насосы, позволила выйти к настоящему времени на практически предельные для них уровни напорно-энергетических показателей. Следовательно, дальнейший прогресс в отмеченных показателях качества требует принципиально новых решений.

1. Предлагаемое решение

Предпринята пилотная разработка инновационного энергоэффективного многоступенчатого насоса (рис. 1) на базе гидромеханической схемы, основанной на идее полирядности осевых насосов, предложенной в своё время Г.М. Моргуновым. Теоретическое обоснование данной идеи показано в работах [3-5]. В рамках излагаемого далее исследования выставлялась, в качестве ключевой, следующая цель: установить расчётно-экспериментальным способом практическое подтверждение возможности достижения по-

вышенных показателей назначения и энергетического качества полирядных насосов по сравнению с традиционными.

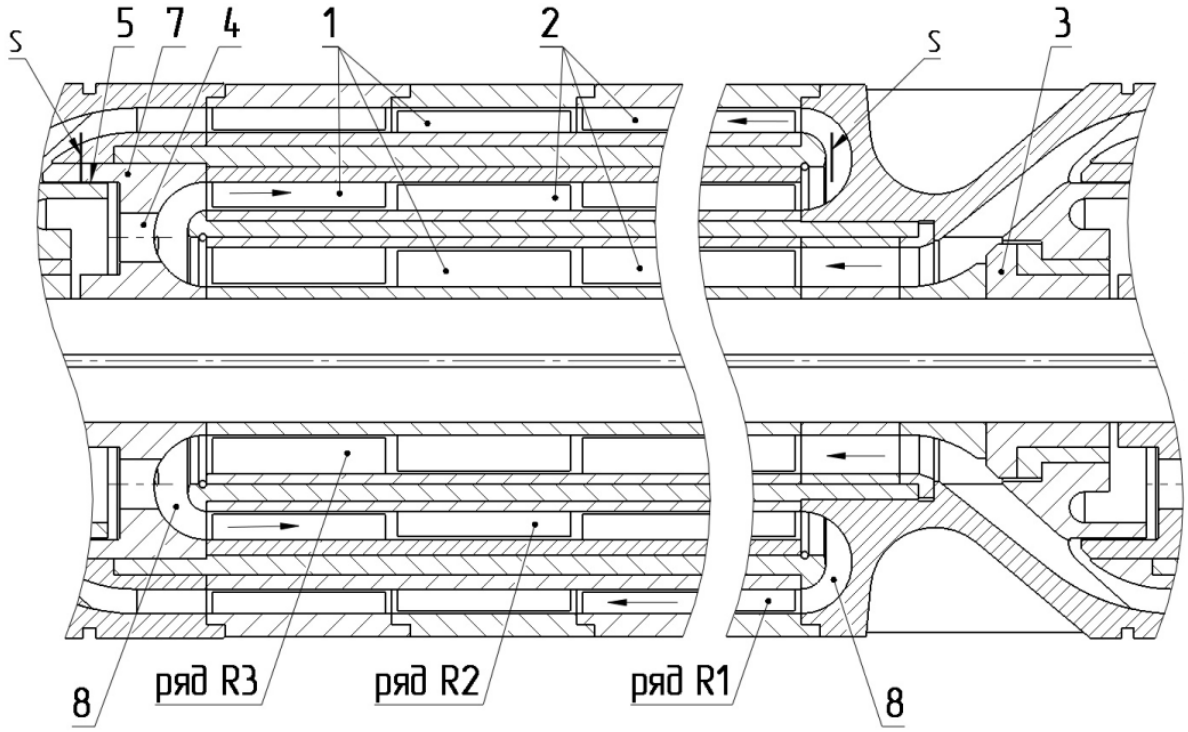

Рис. 1. Схема полирядного насоса: 1 – РК; 2 – НА; 3 – опора; 4 – разгрузочные отверстия; 5 – пары трения; 7 – водило; 8 – колено инверсии потока

В данной работе техническое решение полирядности насоса рассмотрено применительно к актуальному для НК типоразмеру ПНУ с условным обозначением 5А-100, где 5А диаметральный габарит – максимальный диаметр ступени равен 90 мм, а 100 – номинальная объёмная подача в $м^3$/сут при частоте вращения 2910 $мин^{-1}$ [6].

Значения КПД и напорности (отношение напора ступени к её длине) на номинальном режиме серийно выпускаемых энергоэффективных ступеней рассматриваемого и близких типоразмеров фирм НОВОМЕТ (РФ), Бейкер Хьюз (США) находятся на уровне 0,64-0,66 и 120-100 соответственно [7, 8]. Напорность определена на длине ступени, рассчитанной по длине секции насоса ПНУ.

Указанные значения напорно-энергетических показателей приняты для проектируемого насоса как необходимые минимальные требования соответствия энергоэффективности.

Конструкция рассмотренных ступеней по коммерческим соображениям производителями не раскрывается. Тем не менее, известно, что традиционно в насосах типоразмера 5А-100, с «обычными» показателями качества, применяются оригинальные, в общем случае, центробежные РО (рис. 2) [6]. При их проектировании достижение необходимого уровня КПД в основном связано с понижением гидравлических и механических потерь. Повышение гидравлического КПД и напорности достигается совершенствованием проточной части РО при использовании расчётных комплексов, например таких, как ANSYS

CFX. Повышенный механический КПД достигается, при прочих равных условиях, в основном, за счёт разгрузки РК от осевой силы (ОС), что в центробежных насосах обычно производится вихревым венцом – импеллером специальной формы 6 (рис. 2, а) на верхнем диске РК 1 или разгрузочными отверстиями 4 (рис. 2, б) в нём, соединяющими вход в РК с замкнутой полостью низкого давления над ним [6, 9].

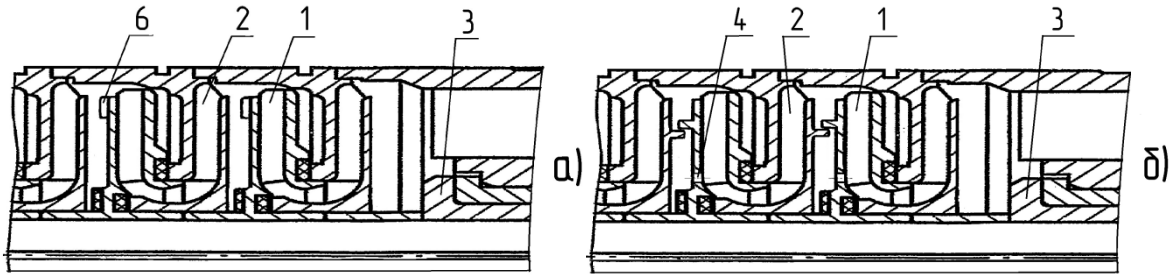

Рис. 2. Схемы насосов: а – центробежного с вихревым венцом – импеллером в РК; б – центробежного с отверстиями в РК: 1 – РК; 2 – НА; 3 – опора; 4 – разгрузочные отверстия; 5 – пары трения; 6 – вихревой венец – импеллер

2. Реализация физического эксперимента

Для подтверждения предположения об эффективности полирядного насоса была спроектирована, изготовлена и испытана ступень ряда R1 в виде конструкции осевого насоса (рис. 3), где РК 1 разгружено отверстиями 4. По результатам испытания были определены напорно-энергетические параметры полирядного насоса в целом.

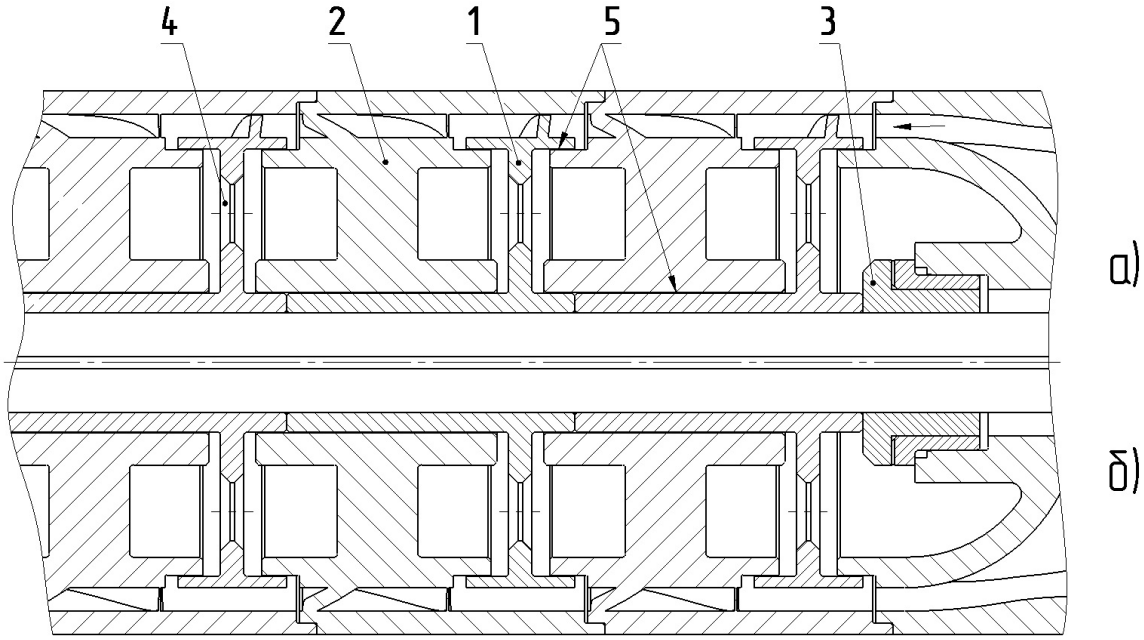

Рис. 3. Конструкция насоса для исследования: а – основная; б – РК без лопастей; 1 – РК; 2 – НА; 3 – опора; 4 – разгрузочные отверстия; 5 – пары трения

Лопастная система ступени спроектирована в САПР SolidWorks. Расчётные сетки сгенерированы в программе ICEM CFD в виде HEXA элементов в количестве для РК – 1,5 млн., для НА – 2 млн. Моделирование течения жидкости в ступени выполнено в ANSYS CFX при следующих основных параметрах: рабочее тело - вода 20°С, модель турбулентности *k*-ε, интерфейс Frozen Rotor при худшем относительном положении лопастей РК и НА. Симуляция состояла из трёх ступеней. Ступень представляла собой одну область-лопасть РК и три области-лопатки НА. Критериями эффективности варианта ступени служили гидравлические КПД РК, КПД НА, КПД ступени в целом, напорность. Итерационно получены следующие результаты при частоте вращения 2910 мин$^{-1}$, на расчётной подаче 140м^{3}/сут: гидравлический КПД 0,78; напорность 71.

Ступень была изготовлена по технологии, при которой обеспечивалась точность и шероховатость проточной части и других поверхностей соответствующая серийно выпускаемым образцам. Так же были изготовлены РК без лопастей (рис. 2, б) для определения части механических потерь, что описано далее.

Серия гидромеханических испытаний производилась с пакетом из трёх ступеней на воде при частоте вращения 2910 мин$^{-1}$ на стенде, схема которого не приводится по причине коммерческой тайны. Получены следующие результаты на ступень на номинальной подаче 100м^{3}/сут: КПД 0,41; напорность 95,3; осевая сила 62,8 Н.

Гидравлический КПД эксперимента был рассчитан по балансу мощности, который определён на основании: испытания РК без лопастей, по результатам которого была получена мощность затрачиваемая на дисковое трение РК, вращение разгрузочных отверстий 4, потери в парах трения 5; расчёта мощности трения в применяемой опоре 3 с учётом ОС и коэффициента трения полученного на трибологическом стенде; объёмных потерь принятых равными нулю.

По результатам расчёта на номинальном режиме работы ступени ряда R1 получено: гидравлический КПД 0,77; напорность 95; коэффициент напора 0,3.

3. Определение параметров полирядного насоса в целом

Отмеченные данные явились основой расчёта полирядного насоса, для которого было определено: затрачиваемая гидравлическая мощность, ОС рядов насоса R2, R3 (см. рис. 1); потери трения в опоре 3 от суммарной ОС с учётом того, что ряд R2 направлен реверсивно. Для расчёта было допущено, что водило 7 уравновешено разгрузочными отверстиями 4 и камерой; ОС на площадь S действует от напора ряда R1. В связи с особенностями гидромеханической схемы в расчёте полирядного насоса не учитывались: объёмные потери, так как конструктивно утечки незначительны или отсутствуют; дисковые потери, ввиду неполноценности дисков; потери трения в парах 5, потери от вращения разгрузочных отверстий в водиле и гидравлические потери в коленах инверсии 8 ввиду малого их числа в насосе.

На базе полученных опытных данных для ступени первого ряда и расчётов по формулам подобия для ступеней второго и третьего рядов получены следующие сочетания параметров, соответствующие принятым ранее пределам энергоэффективности насосов

5А-100: при напорности 100 - КПД 0,74; при напорности 120 - КПД 0,71; при КПД 0,65 – напорность 163.

Заключение

Полученные значения напорно-энергетических показателей полирядного насоса выше, чем у выпускаемого оборудования и достигаются за счёт пониженных механических потерь от действия осевой силы путём разгрузки ротора подбором числа ступеней в его разнонаправленных рядах. Установленный гидравлический КПД признан примерно равным гидравлическому КПД традиционно применяемых центробежных ступеней. В ходе дальнейших исследований полирядного насоса полученные показатели планируется подтвердить и возможно увеличить за счёт совершенствования проточной части.

Расчётно-экспериментальные исследования свойств полирядного насоса показали его работоспособность и возможную конкуренцию с серийно выпускаемыми энергоэффективными насосами ПНУ. Учитывая, что исследование предполагало известные допущения, окончательное суждение о функциональных возможностях полирядного насоса может быть составлено после проведения физического эксперимента насоса в целом. Реализация данного эксперимента избрана в качестве основного направления дальнейших исследований.

Список литературы

1. Ивановский В.Н., Дарищев В.И., Сабиров А.А., Каштанов В.С., Пекин С.С. Скважинные насосные установки для добычи нефти. Учебное пособие. 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. Моргунов Г.М. Лопастные машины для жидкостей и газов с повышенной плотностью полезно используемой энергии. // Вестник МЭИ. 2007. № 4. С. 1-14
4. Моргунов Г.М., Моргунов К.Г., Ельзароок Ф.А. Проектирование и расчётное исследование гидродинамических свойств полирядного высоконапорного насоса на малую подачу. // Вестник МЭИ. 2007. № 6. С. 95-105
5. Моргунов Г.М. Погружная насосная установка для сильно неоднородных текучих сред. // Вестник МЭИ. 2012. № 1. С. 5-15
6. 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.
7. Каталог продукции ЗАО «Новомет-Пермь». Пермь. 2011.
8. Каталог продукции фирмы Бейкер Хьюз. Серия «400FLEXPump». 2014.
9. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. 2-е изд., перераб. М.-Л.: Машиностроение. 1966. 365 с.