



АНДРЕЙ БАШКИРОВ
Инженер-исследователь ИТЦ
АО «Новоуральск-Пермь»

РАСЧЕТ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК НЕФТЯНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СТУПЕНЕЙ И ИХ ПАРАМЕТРИЗАЦИЯ

Нефтяные многоступенчатые центробежные насосы применяются в добыче нефти около 100 лет. Конструкторская документация, по которой производят ступени насоса, в большей мере содержит в себе десяток геометрических размеров, которые описывают ступень полностью. Для систематизации данных о центробежных насосах необходимо провести анализ характеристик серийных насосов и научных публикаций в области насосостроения, из которых можно выделить две группы работ: труды, посвященные разработке методов расчета значимых факторов конструкции на рабочие характеристики, и оптимизация конструкции насоса в целом.

Основным значимыми факторами являются потери на границе «рабочее колесо-направляющий аппарат» [1] и шероховатость поверхности [2]. Показано, что нестационарная постановка расчетов является универсальным методом учета их влияния. В свою очередь, если гидравлический КПД рабочих колес в диапазоне подач, близких к оптимальной, меняется слабо, то значение оптимальной подачи определяется потерями в направляющем аппарате [3], где они могут достигать 80% от общих гидравлических потерь [4]. Значения осевой силы, утечек, дискового трения в настоящее время вычисляются аналитически полуэмпирическими формулами [5], [6].

В работах, посвященных оптимизации, в большей мере варьируют несколько ключевых параметров, которые заранее выбраны на основе личного опыта конструктора [3], [5], [7] – [9].

Работа посвящена параметризации геометрии ступеней нефтяных насосов, нахождению связей между параметрами и критерием подобия, построению 3D моделей на основе полученных параметров и расчет рабочих характеристик ступени насоса на воде.

Для описания геометрии использовали девять параметров для рабочего колеса и девять – для направляющего аппарата. Рабочее

колесо описывается следующими параметрами: $D_1, D_2, D_2', b_1, b_2, \beta_1, \beta_2, z_1$ – диаметр входной кромки, диаметры основного и покрывающего диска, ширина проточного канала на входе и на выходе, углы на входе, в средней части и на выходе из лопасти, а также число лопастей.

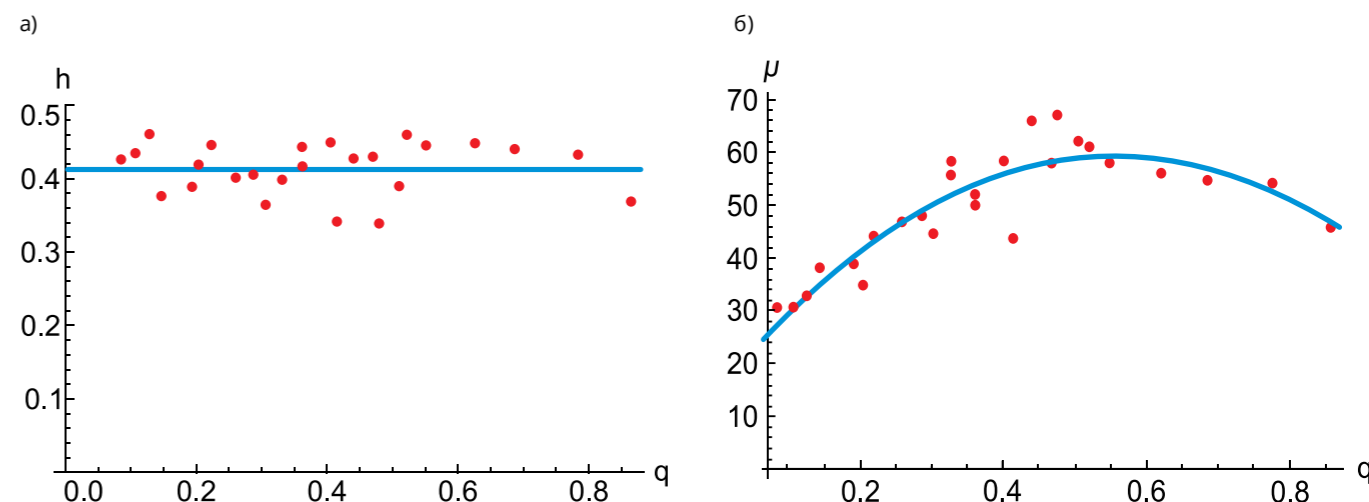
Для направляющего аппарата, в свою очередь, использовали следующие параметры: $D_3, D_4, b_3, b_4, \beta_3, \beta_4, z_2$ – максимальный и минимальный диаметр выходной кромки, ширина проточного канала на входе и на выходе, углы на входе, в средней части и на выходе лопастей, а также число лопастей.

Обработке подверглись 37 ступеней различных конструкций, в итоге были получены безразмерные зависимости $h = h(q)$, $\mu = \mu(q)$, приведенные на рисунке 1.

Выявлено, что между h и q есть корреляционная зависимость, которая подтверждена измерениями. Это позволяет нам приступить к оптимизационным расчетам методами вычислительной гидродинамики, но прежде необходимо убедиться в том, что выбранные размеры ступени позволяют воспроизвести рабочие характеристики ступени с должной точностью.

Трехмерные модели строились в программном комплексе Ansys BladeGen по параметрам, указанным выше, расчетная сетка – в Ansys TurboGrid. Расчеты проводились в Ansys CFX на секторах рабочего колеса и направляющего аппарата. Расчетная область представлена неподвижным доменом, являющимся участком на выходе из направляющего аппарата, вращающимся доменом – рабочего колеса, неподвижным доменом – направляющего аппарата. На входе в рабочую область задавали открытую границу, а на выходе – массовый расход. Модель турбулентности, используемая в расчетах k- ϵ . Расчет считался успешным при достижении уровня невязок в 10^{-4} . Рабочие характеристики рассчитывались циклически для первой,

Рис. 1. Зависимости: а – $h = h(q)$; б – $\mu = \mu(q)$



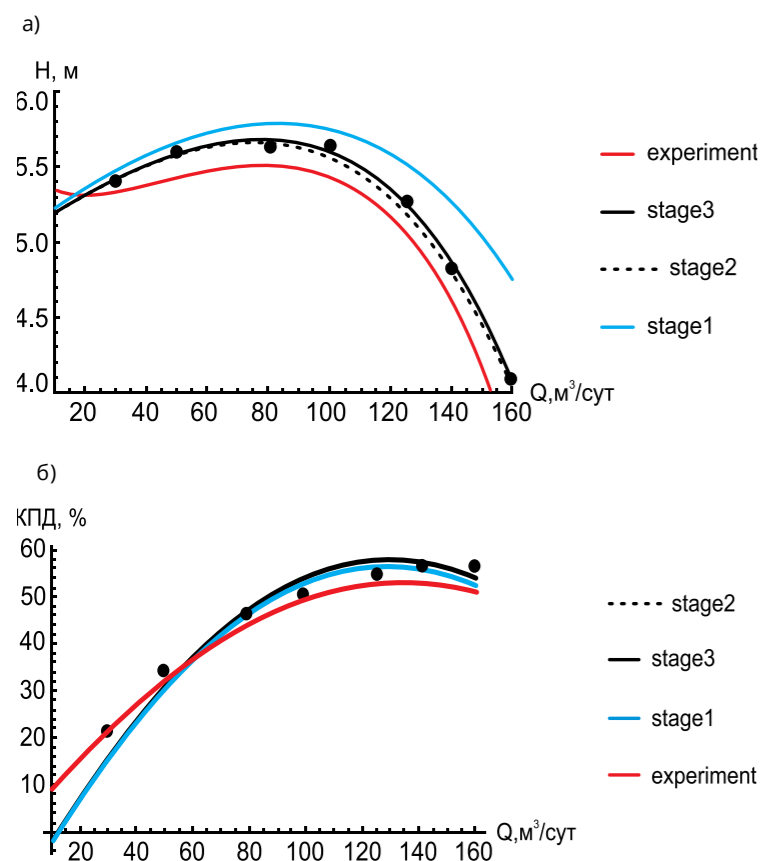
второй и последующих ступеней, перенося профиль скорости с выхода направляющего аппарата на вход в расчетную область.

Для сравнения результатов, полученных расчетным методом, с экспериментальными данными необходимо вычислять полный КПД для более корректного сравнения. Объемный КПД и механический КПД вычислялись по аналитической методике [10].

Расчеты проведены для 6 центробежных нефтяных ступеней: ЭЦН 3-80, ЭЦН 5-125, ЭЦН 5-140, ЭЦН 5А-225, ЭЦН 7А-300, ЭЦН 7А-700. Во всех расчетах значения рабочих характеристик первой ступени значительно отличались от последующих, в то время как значения, полученные в расчетах второй и третьей – практически совпадали. На рисунке 2 приведены результаты расчета ЭЦН5-125.

Итогом работы является определение минимального количества геометрических параметров для полного описания конструкции нефтяных центробежных ступеней, а именно 18 (9 для рабочего колеса и 9 для направляющего аппарата). По предложенным параметрам созданы 3D модели шести серийных ступеней и с помощью методов вычислительной гидродинамики были получены их рабочие характеристики. В диапазоне подач от 0,2 до 1,2 оптимальное значение расчетного напора отличается от экспериментального не более чем на 10%, а ошибка в вычислении КПД – не более 5%.

Рис. 2. Зависимости: а – $H(Q)$; б – $\mu(Q)$



Список литературы

1. Жарковский А. А., Борщев И. О. Улучшение гидравлических и пульсационных характеристик многоступенчатых центробежных насосов // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. – 2018. – Т. 24. – № 3. – С. 126-138.
2. Горбатов Д. А., Жарковский А. А., Иванов Е. А., Борщев И. О. О влиянии чистоты поверхности на гидравлические потери в центробежном насосе // В сборнике: Гидравлические машины, гидропневмоприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития. Сборник научных трудов международной научно-технической конференции. – 2018. – С. 282-285.
3. Валюхов С.Г., Облонская Е.М., Шотер П.И. Совершенствование методики проектирования насосов с помощью численного моделирования трехмерного течения жидкости в проточной части // Насосы. Турбины. Системы. – 2018. – №3. – С. 90-97
4. Жарковский А.А., Щуцкий С.Ю. Расчет потерь в многоканальных отводах и прогнозирование напорной характеристики многоступенчатых центробежных насосов // Научно-технические ведомости СПбПУ. – 2010. – № 1. – С. 143-148.
5. Ломакин В.О. Разработка комплексного метода расчета проточных частей центробежных насосов с оптимизацией параметров // Дис. доктора техн. наук. Москва. – 2017. – 250 с.
6. Иванов Е. А., Жарковский А. А., Борщев И. О. Расчет осевой силы в центробежном насосе при различной величине щелевого зазора в переднем уплотнении рабочего колеса // В сборнике: НЕДЕЛЯ НАУКИ СПбПУ. материалы научной конференции с международным участием. Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. – 2017. – С. 133-134
7. Галдин Д. Н., Гуртовой А. А., Кретинин А. В., Макеева В.В. Сравнительный анализ различных типов суррогатных моделей в модуле Ansys DesignXplore при многокритериальной оптимизации центробежных насосов // Насосы. Турбины. Системы. – 2018. – № 3. – С. 82-89
8. Чабурко П.С. Разработка методики оптимизации проточных частей насосов с канальными отводящими устройствами. Дисс. канд. тех. наук. М. – 2020. – 152 с.
9. Валюхов С. Г., Галдин Д. Н., Коротов В. В., Русин В. А. Использование аппроксимационных моделей для выполнения оптимизации профиля рабочего колеса центробежного насоса // Насосы. Турбины. Системы. – 2020. – № 2 (35). – С. 58-65.
10. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. Л. Машиностроение. 1966. 364 с.

