УДК 621.22-546
DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-37-45
EDN: KXKMXO

ПОДВИЖНЫЕ ЛОПАСТНЫЕ СИСТЕМЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ НИЗКОЙ БЫСТРОХОДНОСТИ

К. Е. Денисов, А. К. Лямасов

Национальный исследовательский университет «МЭИ»,
Россия, 111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, 14, стр. 1

Одним из наиболее распространенных типов насосных агрегатов, применяемых в промышленности, являются центробежные насосы. В свою очередь среди центробежных насосов имеется своя классификация по конструктивным особенностям. Так называемые тихоходные насосы рассчитаны на небольшие подачи и высокие напоры. Такой тип насосов является весьма востребованным в химической и нефтеперерабатывающей отраслях промышленности в связи с условиями их эксплуатации, подразумевающими преодоление сопротивлений длинных технологических линий. При этом тихоходным насосам свойственна низкая энергоэффективность, обусловленная гидродинамическими и другими потерями движущегося потока рабочей среды внутри проточной части. С целью повышения энергетической эффективности тихоходных насосов предложен новый подход к проектированию основного рабочего органа центробежных насосов. Новизна подхода заключается в использовании подвижной лопастной решетки в центробежных рабочих колесах низкой быстроходности. Свойственная только тихоходным рабочим колесам, геометрия их меридианной проекции была адаптирована под возможность поворота каждой отдельно взятой лопасти относительно своей оси вращения. Подвижность лопастей позволит влиять на гидродинамику не только в рабочем колесе за счет изменения диффузорности межлопастного канала и углов лопасти на входе и выходе, но и, как следствие, в спиральном отводе, что приведет к большей согласованности их режимов течения. Проведенные на конкретном примере численные расчеты показали, что предложенный подход способен изменить характеристику центробежного насоса, уменьшив его потребляемую мощность во всем рабочем интервале, что можно рассматривать как увеличение энергетической эффективности насосного агрегата.

Ключевые слова: центробежный насос, рабочее колесо, лопастная решетка, регулирование центробежного насоса, энергетическая эффективность, гидродинамика, численное моделирование, оптимизация проточной части.

Введение

Улучшение целевых функционалов тихоходных центробежных насосов (ЦН), повышающих конкурентоспособность отечественных насосных агрегатов, является основной целью множества исследовательских работ. При анализе научных статей, посвященных повышению или поддержанию в заданном диапазоне целевого функционала ЦН, можно прийти к выводу, что чаще всего используются подходы, основанные на сочетании вычислительной гидродинамики Computational Fluid Dynamics (CFD) и оптимизационных методов [1]. Совокупность этих подходов направлена на поиск наиболее подходящего под заданные цели сочетания геометрических параметров, описывающих проточную часть насоса, в частности лопастной решётки рабочего колеса (РК).

В задачах улучшения целевых функционалов динамических гидромашин оптимизируемыми функционалами являются геометрические параметры проточной части, в частности рабочего колеса и его лопастной решётки. Как правило, при исследовании формы лопасти отбирают те геометрические параметры, которые более остальных влияют на целевые функции. Это связано с тем, что увеличение числа исследуемых входных параметров ведет к увеличению общего числа исследуемых геометрических сочетаний и, соответственно, требуемого времени на проведение численного эксперимента. Для отобранной группы входных параметров аналитически подбираются значения для первого приближения. Исходя из первого приближения для каждого входного параметра задается исследуемый диапазон, в рамках которого он изменяется по ходу численного эксперимента. На основе этих диапазонов далее формируется матрица будущего эксперимента, то есть задаются конкретные облики испытуемых образцов проточной части. Для решения такой задачи исследования пространства параметров существуют различные подходы, множество из которых зарекомендовало себя в задачах улучшения показателей конкурентоспособности.

Довольно распространёнными методами являются ЛП-тау последовательность [2], Латинский гиперкуб, Центральный композиционный план [3]. Приведённые методы генерируют точки квазислучайным образом в указанном интервале для параметров оптимизации, следовательно, они являются стохастическими. Если целью оптимизации является нахождение непосредственного экстремума целевой функции, то данные подходы, как правило, являются первой ступенью исследования и далее дополняются прямыми методами, таким образом, формируется двухэтапная оптимизация. Среди прямых методов широко применяются различные ап-

проксимационные модели, такие как поверхность отклика, генетическая агрегация, метод кригинга, непараметрическая регрессия, нейронные сети и др. [3–9]. Среди оптимизационных моделей используются также и генетические алгоритмы, основанные на динамическом изменении оптимизируемых функций (геометрических параметров) и скрещивании лучших вариантов.

Следовательно, в задачах улучшения целевых функционалов ЦН используются подходы, направленные на поиск сочетания геометрических параметров, которые позволяют получить удовлетворительный результат. В связи с этим предлагается новый подход, дополняющий уже существующие методы в задачах повышения энергоэффективности тихоходных ЦН.

Структура предложенного подхода

Использованный подход основан на подвижности лопастной решётки РК насоса. Такое техническое решение не является новым, так как давно используется в осевых и диагональных насосах в качестве одного из уровней регулирования режима работы насоса. Однако в центробежных насосах такое решение обычно не применяется в связи со сложной геометрией проточной части закрытого рабочего колеса, которая не позволяет простым способом вращать лопасти. Тем не менее особенность рабочих колёс тихоходных ЦН проявляется в их меридианной проекции: узкая и вытянутая, с большим отношением выходного диаметра к диаметру горловины. Эта особенность была использована для исследования способа повышения эффективности насосного агрегата, который заключается в возможности поворота лопастей относительно заданной оси на определённый угол. Предполагается, что это позволит лопастной системе (спроектированной на требуемые напор и подачу) обеспечивать лучшую гидродинамику потока на режимах, далёких от оптимального. Теоретически предложенный метод способен несколько расширить эффективную область работы насоса во всём диапазоне, изменив при этом также и характер кривизны напорной характеристики.

Учитывая найденное возможное решение поставленной задачи, была проработана структура нового метода проектирования оптимизированной лопастной решётки центробежного РК:

1. Численный расчет рабочего колеса на рабочую точку и его оптимизация. Результат — оптимизированная геометрия меридианной проекции и лопастной решётки.

2. Повторение предыдущего пункта для повышенного и пониженного расходов с зафиксированными геометрическими параметрами меридианной проекции и с изменяющимися параметрами лопасти (кроме её толщины). Результат — геометрические параметры лопастей для трёх режимов.

3. Полученные геометрические параметры лопастей позволяют провести анализ возможных кинематических решений, способных изменять положение оптимизированной лопастной решётки, спроектированной на оптимальные параметры так, чтобы она наиболее подходящим образом соответствовала крайним положениям, полученным в предыдущем пункте. Проведение численного эксперимента. Результат — оптимизированная лопастная решётка, поворот которой способен изменить положение оптимума.

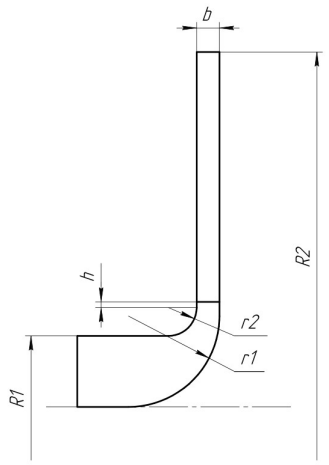


Рис. 1. Меридианная проекция тихоходного рабочего колеса
Fig. 1. Meridian projection of a low-specific-speed impeller

4. Реализация оптимизированного РК вместе с кинематикой лопастной решётки в виде опытного образца и проведение натурных испытаний. Результат — верифицированная методика.

Численный расчет

Для проверки работоспособности такого решения и отработки методики был разработан эскиз нового рабочего колеса на быстроходность $ns = 24$ (рис. 1), которой соответствуют напор $H = 80$ м и подача $Q = 12{,}5$ м^3/ч. Как правило, выходной участок меридианной проекции выполняется прямыми линиями, наклонёнными под небольшим углом относительно вертикали, что позволяет обеспечивать плавное изменение площадей. Однако реализация поворота лопасти при такой геометрии меридианной проекции не представляется возможной из-за переменной ширины лопасти. В связи с этим изображенная на рис. 1 меридианная проекция на радиальном участке выполнена параллельными линиями, ограниченными внешним радиусом РК — $R2$. Горловину радиусом R1 с выходной частью соединяют две касательные к ним дуги радиусами $r1$ и $r2$. Ширина радиального канала постоянна — b. Выходная кромка лопастей находится на внешнем радиусе, а входная кромка расположена на некотором удалении h от начала радиального канала.

Приведённая на рис. 1 параметризированная меридианная проекция для проведения численного эксперимента с целью нахождения оптимальных значений переменных величин, таких как углы лопасти, ширина канала на выходе и т.д. В табл. 1 представлены параметры РК, его оптимизируемые величины и диапазоны их изменения.

Для формирования конечного облика геометрии РК необходим ряд расчетов для определения такого сочетания варьируемых параметров, при которых функция целевого функционала достигает области своего экстремума. Перед проведением расчетов была составлена таблица — план численного эксперимента. Составление таблицы происходило с помощью метода выборки латинского гиперкуба — статистического метода, предназначенного для генерации почти случайной выборки значений параметров из многомерного распределения. Данный метод хорошо зарекомендовал себя для

Таблица 1. Параметризация меридианной проекции рабочего колеса
Table 1. Parameterization of the impeller meridian projection

Параметр	Обозначение	Размерность	Диапазон
Внешний радиус	R_2	мм	125
Радиус горловины	R_1	мм	25
Радиус скругления втулки	r_1	мм	18...35
Радиус скругления обода	r_2	мм	10...25
Высота входной кромки	h	мм	1...10
Ширина канала на выходе	b	мм	5,5...8,5
Угол лопасти на входе	β_1	град.	13...40
Угол лопасти на выходе	β_2	град.	15...40
Угол лопасти в середине	β_{med}	град.	15...40
Количество лопастей	z	ед.	4...8
Толщина лопасти на входе	t_1	мм	3
Толщина лопасти на выходе	t_2	мм	6
Толщина лопасти в середине	t_{med}	мм	4...20

планирования численных экспериментов в связи с тем, что он обеспечивает хорошую равномерность покрытия пространства параметров при большом числе варьируемых параметров [3, 9]. Таким образом, для каждого числа лопастей было получено по 100 вариантов комбинации остальных параметров в указанных диапазонах, давая в сумме 500 вариантов лопастных решёток для численного расчета их гидродинамики.

Численный эксперимент для составленных вариантов проводился с помощью метода вычислительной гидродинамики [10]. В качестве применяемого программного пакета для гидродинамических расчетов использовался Ansys CFX, реализующий при расчетах метод конечно-элементарного анализа.

На основе параметризированной модели РК для полученных твердотельных моделей строится сетка конечных элементов. Тип сетки — гексаэдральная блочная структурированная с уменьшением толщины конечных элементов по мере приближения к стенкам. С целью получения достоверных расчетов при настройке сеточной модели проводилось исследование сеточной независимости и проверка соблюдения полученного значения безразмерного коэффициента y+ на смачиваемых стенках модели на соответствие рекомендациям выбранной модели турбулентности Realizable k-ε с масштабируемой пристеночной функцией (Scalable wall functions). При постановке граничных условий (ГУ) принимались следующие допущения:

1) осесимметричное течение внутри РК;
2) осевой подвод жидкой среды к горловине РК;
3) изотермический процесс течения;
4) стационарная постановка в связи с тем, что возникающие нестационарные процессы не представляют интереса на данном этапе исследования;
5) не учитывается шероховатость на смоченных поверхностях;
6) рабочая среда — вода с плотностью 997 кг/м^3.

Одним из важнейших этапов постановки данной задачи является настройка автоматического останова решения задачи при выполнении определённых условий, свидетельствующих о сошедшемся расчёте. Это необходимо для того, чтобы результаты расчетов можно было сравнивать между собой. Для этого в первую очередь определяются интегральные параметры, отслеживаемые при расчёте. В качестве такого параметра был выбран гидравлический КПД, так как, во-первых, он является целевым функционалом, а во-вторых, в уравнении гидравлического КПД содержатся такие параметры, как полные давления на входе и выходе рабочего колеса и суммарный момент на всех смачиваемых стенках относительно оси вращения.

Во время расчета отслеживаемый параметр меняет свою величину от итерации к итерации — получается график зависимости. Если при достижении определённого числа итераций график далее перестает изменяться либо его значения колеблются в относительно узком диапазоне, то можно считать текущий расчет как сошедшийся, то есть готовый для анализа выходных параметров. Однако данному подходу соответствуют определенные особенности, так как задача, решаемая в стационарной постановке, может иметь нестационарную природу, например, при возникновении вихря в межлопастном канале, что весьма характерно для рабочих колёс низкой быстроходности. Как следствие, вид графика интересующего параметра может иметь колебательный характер.

На основе отслеживаемого графика сходимости гидравлического КПД был добавлен еще один: его среднее арифметическое за последние 100 итераций. Полученный осреднённый КПД необходим в тех случаях, когда основной параметр колеблется около определённого значения. В ином случае осреднённый КПД будет совпадать с мгновенными значениями. Далее была добавлена еще одна функция для отслеживания сходимости: стандартное (среднеквадратичное) отклонение осреднённого КПД за последние 100 итераций. Стандартное отклонение показывает, как распределены значения параметра относительно его среднего. Таким образом, если осреднённый КПД за последние 100 итераций неизменен, то стандартное отклонение будет равно нулю.

На основе введённых функций для отслеживания сходимости были составлены два критерия останова текущего расчета:

1) величина стандартного отклонения < 0,002;
2) модуль разницы между КПД и осреднённым КПД < 0,001.

При одновременном выполнении двух приведённых выше критериев расчёт останавливался.

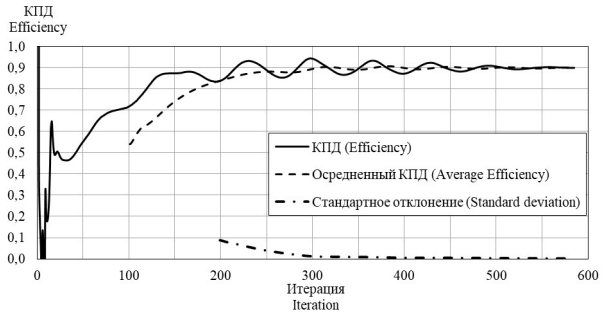
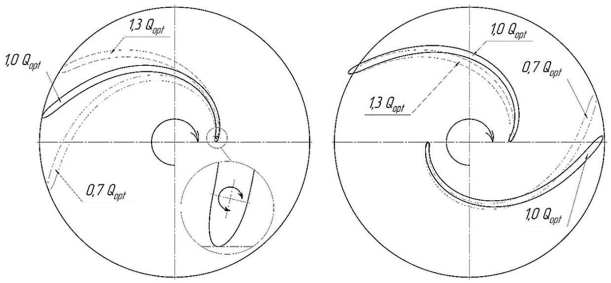


Рис. 2. Графики сходимости, использовавшиеся при расчетах
Fig. 2. Convergence graphs used in the calculations



а) **б)**

Рис. 3. Полученные оптимальные состояния лопастей: а — на различных подачах; б — сравнение оптимизированной лопасти при её повороте с оптимальными состояниями на разных подачах
Fig. 3. Obtained optimal blade states: a — at various flow rates; б — comparison of the optimized blade after rotation with optimal states at different flow rates

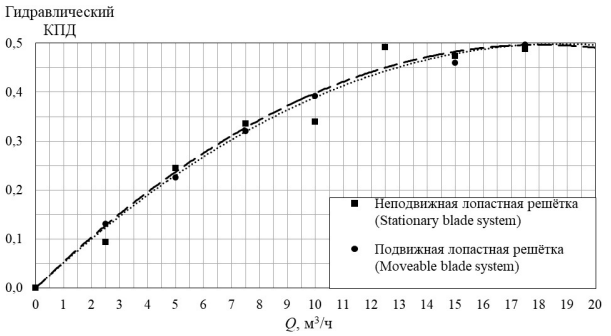


Рис. 4. Гидравлический КПД насоса с рабочими колесами, имеющим неподвижную и подвижную лопастные решётки
Fig. 4. Hydraulic efficiency of a pump with impellers of fixed and movable blade systems

На рис. 2 представлены в качестве примера графики сходимости одного из расчетов рабочего колеса. Расчет был автоматически остановлен при одновременном выполнении двух вышеприведённых условий.

На рис. 2 сплошной кривой показаны значения КПД от итерации к итерации, штрихами показаны значения осреднённого КПД, а штрих-пунктиром — значения стандартного отклонения осреднённого КПД.

В приведенном примере расчет остановился на 585-й итерации. Если рассчитываемый вариант продуцирует слишком большое количество вихрей, то по данным критериям останов будет невозможен, тогда расчет останавливался при достижении максимально заданного числа итераций. Такие варианты в данном случае считаются недостоверными не только с формальной точки зрения критериев останова, но и с точки зрения реализуемого функционала.

После завершения расчетов для предварительной оценки полученных результатов помимо недостоверных расчетов были исключены также те варианты, у которых гидравлический КПД получился меньше 90 %, а также номер последней итерации соответствовал установленному ограничению решателя на максимальное количество итераций. В результате из 500 осталось 264 достоверных расчета для составления статистической информации.

Проведённый ряд расчетов позволил определить геометрию рабочего колеса на требуемые подачу и напор, а именно определены геометрические параметры меридианной проекции и лопасти. Далее были проведены еще два ряда CFD расчетов по 100 вариантов в каждом для повышенного и пониженного на 30 % относительно оптимума подач. В результате были определены геометрические состояния лопастной решётки для трёх режимов работы насоса. Полученные результаты оптимизированных лопастных решёток позволяют определить, каким образом должна изменяться исходная оптимизированная геометрия при изменении подачи в большую или меньшую стороны. Для этого визуально проанализируем полученные состояния лопастных решёток. На рис. 3а представлены три состояния лопастных решёток, рассчитанные на различные подачи. Как видно из рис. 3а, с ростом подачи РК уменьшается длина лопасти вместе с углом её охвата. Одновременно с этим первая четверть длины лопасти (считая её от входной кромки) практически не изменяется, а входная кромка всех лопастей совпадает. Таким образом, если вращать исходную лопасть ($1{,}0Q_{опт}$) относительно некоторой оси, перпендикулярной торцу лопасти и проходящей через точку расположенной на начальном участке её скелетной линии, то появляется возможность повернуть её таким образом, чтобы она как можно больше соответствовала оптимальным значениям $0{,}7Q_{опт}$ и $1{,}3Q_{опт}$. Поворачивая описанным способом лопасть в одну и другую сторону на определённый угол, можно визуально оценить совпадение повёрнутой лопасти с её оптимальным состоянием на той или иной подаче. На рис. 3б лопасть, рассчитанная на оптимум $1{,}0Q_{опт}$, повёрнута на 15 град. относительно выбранной оси по часовой стрелке и на 10 град. против часовой стрелки для сопоставления её с лопастями, рассчитанными на оптимум при расходе $1{,}3Q_{опт}$ и $0{,}7Q_{опт}$ соответственно.

Визуально заметно, что повёрнутая лопасть хоть и не идеально, но в достаточной степени повторяет проекции оптимальных состояний на разных расходах. Для предварительной оценки эффективности данного метода был проведён ряд CFD расчетов с поворотом оптимальной лопасти на различные углы относительно выбранной точки. Расчет параметров на данном этапе проводился совместно с отводом насоса для получения более объективных выходных данных всей проточной части насоса, а не только лишь его рабочего колеса.

Результаты расчетов показали, что поворот лопасти относительно выбранной оси вращения (рис. 3а) оказывает незначительное влияние на гидравлический КПД всего насоса (рис. 4), тем не менее интерес представляет вид полученной напорной характеристики (рис. 5) и, как следствие, характеристик

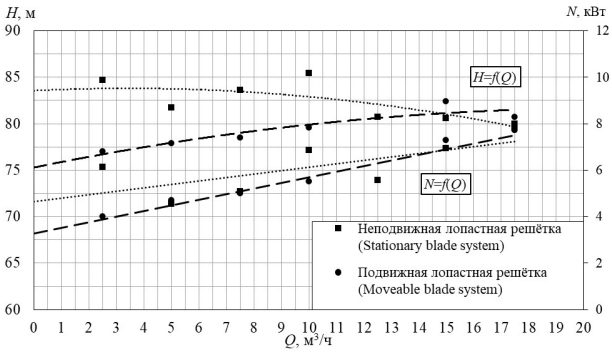


Рис. 5. Напор и затрачиваемая мощность на валу насоса с рабочими колесами, имеющими неподвижную и подвижную лопастную решётку: сплошные линии — кривые напора; пунктирные линии — кривые мощности
Fig. 5. Head and power consumption on the pump shaft with stationary and movable blade systems: solid lines — head curves; dashed lines — power curves

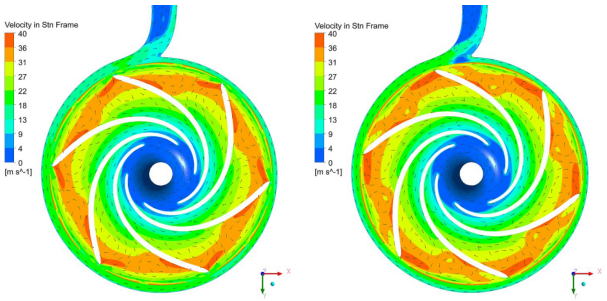
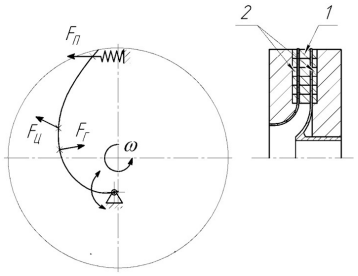


Рис. 6. Поле и векторы относительной скорости внутри проточной части при расходе $0{,}6Q_{опт}$: слева — рабочее колесо с неподвижной лопастной решёткой; справа — с подвижной лопастной решёткой
Fig. 6. Field and relative velocity vectors inside the flow part at a flow rate of $0{,}6Q_{опт}$: on the left — an impeller with a fixed blade grate; on the right — a movable blade grate

затрачиваемой мощности. Полученная напорная характеристика у рабочего колеса с вращающейся лопастной решёткой представляет собой полином второго порядка с экстремумом, находящимся правее рабочей точки, в то время как у рабочего колеса с неподвижными лопастями экстремум полинома находится в районе холостого хода насоса, т.е. при нулевой подаче. Полученный вид напорной характеристики называется возрастающим и такой вид теоретической характеристики имеют рабочие колёса с неподвижными лопастными решётками, у которых угол наклона на периферии более 90 град., т.е. выгнуты вперед. Однако, такие лопасти не нашли повсеместного применения в связи с их невозможностью согласования течения с отводом во всем рабочем диапазоне, что приводит к увеличенным потерям и, как следствие, к преобразованию напорной характеристики на нисходящую. В то же время у рабочего колеса с подвижной лопастной решёткой в данном примере угол наклона на периферии менее 90 град. и полученная восходящая напорная характеристика образовалась в результате соединения множества нисходящих характеристик, каждая из которых соответствует своему углу поворота лопасти.

На рис. 6 представлены поля и вектора скоростей для исследуемого варианта с исходным оптимизированным рабочим колесом и с тем же колесом, но с измененным положением лопастей при расходе $0{,}6Q_{опт}$.



а) б)

Рис. 7. Принципиальные схемы реализации системы изменения геометрического состояния лопастной решётки: а — с помощью пружинного элемента; б — по принципу магнитной муфты
Fig. 7. Schematic diagrams of the implementation of a system for changing the geometric state of a blade grid: a — using a spring element; б — using the principle of a magnetic coupling

Стоит отметить, что на рис. 6 у рабочего колеса с подвижной лопастной решёткой лопасти повёрнуты по упомянутой ранее схеме, причем угол подобран таким образом, чтобы гидравлический КПД имел наибольшее значение.

Говоря о способах реализации предложенного метода, стоит отметить, что на данном этапе целью исследования является установление эффективности его использования на практике и выявление целесообразности дальнейших исследований. Подробная проработка схем реализации данного метода требует отдельного исследования. Предполагается, что описанная система должна быть реализуема в процессе эксплуатации насосного агрегата, то есть лопастная система должна либо сама подстраивать лопасти под наиболее подходящее положение, либо с помощью внешнего воздействия, например, системы управления. На рис. 7 представлены две возможные принципиальные схемы реализации данной системы: с помощью пружинного элемента и по принципу магнитной муфты.

На рис. 7а изображена принципиальная схема с пружинным элементом. Результирующая сила, воздействующая на лопасть, представлена суммой гидравлических и центробежной сил. Таким образом, если на лопасть будет воздействовать некая противодействующая сила, например, от пружинного элемента, то она сможет компенсировать их и лопасть займет определенное положение, соответствующее тому или иному режиму работы насоса.

На рис. 7б изображена принципиальная схема с системой магнитов. В этом случае лопатка набирается сегментно из магнитов (позиция 1). За ведущим и ведомым дисками находятся ответные части системы, являющиеся одним целым с рабочим колесом (позиция 2). Они состоят из магнитов и некоторого механизма, который перемещает их определённым образом. В результате перемещения будет изменяться и форма самой лопасти.

На данном этапе можно полагать, что применение такого рабочего колеса теоретически может сократить: во-первых, затрачиваемую энергию в принципе в связи с уменьшением потребной энергии; во-вторых, со снижением потерь при регулировании подачи насоса дросселированием. На рис. 8 графически представлена принципиальная разница при регулировании двух рассматри-

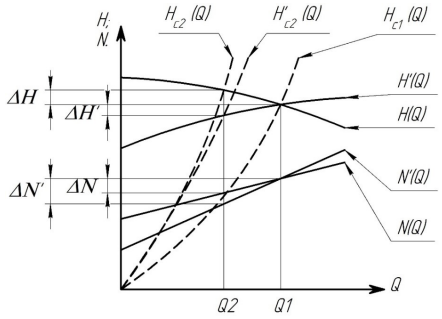


Рис. 8. Регулирование насоса задвижкой с подвижной и неподвижной лопастными решётками
Fig. 8. Pump control using a valve with stationary and movable blade systems

ваемых насосов задвижкой. На рис. 8 изображены по две напорные и мощностные характеристики: насоса с неподвижной лопастной решеткой $H(Q)$ и $N(Q)$ и подвижной лопастной решёткой $H'(Q)$ и $N'(Q)$ соответственно. В рабочей точке насосов, соответствующей подаче Q_1, характеристики насосов пересекаются. При уменьшении их подачи до Q_2 необходимо путем увеличения сопротивления гидросистемы изменить её первоначальную характеристику $H_{c1}(Q)$ до вида $H_{c2}(Q)$ для насоса с неподвижными лопатками и до $H'_{c2}(Q)$ — с подвижными лопатками соответственно. При этом изменении напор насоса с неподвижными лопастями вырастет на величину ΔH, а мощность уменьшится на величину ΔN. В то же время у насоса с подвижными лопастями напор уменьшится на величину $\Delta H'$, мощность уменьшится на величину $\Delta N'$.

Из рис. 8 очевидно, что величина $\Delta N' > \Delta N$ во всех случаях, когда $Q_2 < Q_1$. Таким образом, при уменьшении подачи дросселированием экономия энергии всегда будет увеличиваться с увеличением коэффициента дросселирования. В то же время отклонение подачи вправо относительно Q_1 приведёт к ровно противоположным эффектам. Их можно избежать, если изначально спроектировать насос таким образом, чтобы точка пересечения, которой соответствует подача Q_1 на рис. 8, являлась верхней границей рабочего диапазона по подаче насоса. Тогда весь рабочий диапазон насоса с вращающимися лопастями будет требовать меньше энергозатрат, чем у аналогичного насоса с фиксированной лопастной решёткой, не уступая при этом в гидравлическом КПД насоса с неподвижными лопатками.

Заключение

Проведённый ряд CFD расчетов позволил сделать выводы о дальнейшей целесообразности развития данного подхода и апробирования его на практике. По результатам проведённых исследований было установлено, что вращение каждой лопасти относительно своей оси вращения в рассматриваемом варианте привело к изменению напорной характеристики насоса в сторону смещения экстремума параболы напора вправо относительно нулевой подачи. Таким образом, была получена восходящая напорная характеристика, образованная семейством нисходящих напорных парабол, каждая из которых соответствует определённому углу поворота лопасти. Изменение напорной характеристики именно таким способом привело к уменьшению затрачиваемой энергии насоса при сохранении в целом гидравлического КПД проточной части, что можно рассматривать как общее увеличение энергоэффективности насоса относительно его аналога с неподвижной лопастной решёткой.

Полученные результаты свидетельствуют о перспективности проведения дальнейших исследований, выявлении теоретических зависимостей, а также валидации полученных результатов путём проведения ряда натурных экспериментов.

Список источников

1. Gradilenko N., Lomakin V. Overview of methods for optimizing the flow of the centrifugal pump // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 963. P. 012016. DOI: 10.1088/1757-899X/963/1/012016.

2. Шишкина А. С., Шишкин Г. Д,, Ломакин В. О. Оптимизация проточной части центробежного насоса с лопаточным направляющим аппаратом из условия минимизации гидродинамических источников шума // Гидравлика. 2020. № 9. С. 57–68. EDN: LIHMOG.

3. Михеев К. Г., Веселов А. А. Исследование возможности улучшения виброакустических характеристик насоса путём оптимизации проточной части рабочего колеса // Инновации и инвестиции. 2021. № 6. С. 125–129. EDN: ZZVDMM.

4. Свобода Д. Г., Иванов Е. А., Жарковский А. А., Щуцкий С. Ю. Оптимизация проточной части осевого насоса с использованием поверхности отклика // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2022. № 8 (749). С. 74–83. DOI: 10.18698/0536-1044-2022-8-74-83. EDN: IIUJUA.

5. Свобода Д. Г., Иванов Е. А., Жарковский А. А., Щуцкий С. Ю. Оптимизация проточной части осевого насоса с использованием прямых методов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2022. № 12 (753). С. 116–123. DOI: 10.18698/0536-1044-2022-12-116-123. EDN: LGLYSX.

6. Тошматов Н. Т. Двухэтапная оптимизация для проточной части насоса низкой быстроходности // Экономика и социум. 2021. № 12-2 (91). С. 615–619. EDN: FJJMNI.

7. Данилов Д. А., Зайцева А. А., Ломакин В. О. Использование методов оптимизации для получения требуемой формы характеристики центробежного насоса // Гидравлика. 2021. № 12. С. 55–63. EDN: STJVTM.

8. Valyukhov S., Galdin D., Korotov V., Rusin V., Shablovskiy A. Profile optimization of the impeller blade of a low-speed centrifugal pump using surrogate modeling // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 779. P. 012023. DOI: 10.1088/1757-899X/779/1/012023.

9. Gan X., Pei Ji, Wang W. [et al.]. Application of a modified MOPSO algorithm and multi-layer artificial neural network in centrifugal pump optimization // Engineering Optimization. 2022. Vol. 55. P. 1–19. DOI: 10.1080/0305215X.2021.2015585. EDN: ICZLAY.

10. Liu X., Chen R. Numerical simulation of flow characteristics in low-speed centrifugal pumps // International Journal of Fluid Machinery. 2024. Vol. 45. P. 213–220. DOI: 10.1038/s41598-024-62831-4.

ДЕНИСОВ Константин Евгеньевич, аспирант, младший научный сотрудник кафедры «Гидромеханика и гидравлические машины» Национального исследовательского университета «МЭИ» (МЭИ), г. Москва.
SPIN-код: 5452-2951
AuthorID (РИНЦ): 1160511
AuthorID (SCOPUS): 57195963101

ORCID: 0000-0002-4281-354X
Адрес для переписки: denisovky@mpei.ru
ЛЯМАСОВ Александр Константинович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и гидравлические машины» МЭИ, г. Москва.
SPIN-код: 3061-4808
AuthorID (РИНЦ): 1108198
AuthorID (SCOPUS): 57226005873
ORCID: 0000-0003-4966-0520
Адрес для переписки: a-lyamasov@mail.ru

Для цитирования

Денисов К. Е., Лямасов А. К. Подвижные лопастные системы центробежных насосов низкой быстроходности // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 1. С. 37–45. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-37-45. EDN: KXKMXO.

Статья поступила в редакцию 12.12.2024 г.
© К. Е. Денисов, А. К. Лямасов

UDC 621.22-546
DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-37-45
EDN: KXKMXO

MOVABLE BLADE SYSTEMS OF LOW SPECIFIC SPEED CENTRIFUGAL PUMPS

K. E. Denisov, A. K. Liamasov

National Research University «Moscow Power Engineering Institute»,
Russia, Moscow, Krasnokazarmennaya Str., 14, bld. 1, 111250

One of the most common types of pumping units used in industry are centrifugal pumps. In turn, there is a classification of centrifugal pumps according to design features. So-called low specific speed pumps are designed for low flow and high pressure. This type of pump is widely used in the chemical and oil industries due to its operating conditions, which involve overcoming the resistance of long technological pipelines. At the same time, low specific speed centrifugal pumps have low energy efficiency due to extensive vortex formation the moving fluid inside the flow area. In order to increase the energy efficiency of low specific speed pumps, a new approach to the design of the main operational entity of the centrifugal pumps. The identity of the approach lies in the use of a movable blade system in low specific speed centrifugal impellers. The geometry of their meridian projection, peculiar only to low specific speed impellers, has been adapted to the possibility of rotating each separate blade relative to its axis of rotation. The mobility of the blades will allow to influence the hydrodynamics not only in the impeller by changing the width of the inter-blade channel and the blade angles at the blades at the inlet and outlet, but also, as a result, in the volute, which will lead to greater coherence of their flow modes. Numerical calculations showed that the proposed approach is able to change the work characteristics of a centrifugal pump by reducing its power consumption over the entire operating range, which can be considered as an increase in the energy efficiency of the pumping unit.

Keywords: centrifugal pump, impeller, blade system, centrifugal pump regulation, energy efficiency, hydrodynamics, numerical modelling, optimization of the flow part.

References

1. Gradilenko N., Lomakin V. Overview of methods for optimizing the flow of the centrifugal pump. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering.* 2020. Vol. 963. P. 012016. DOI: 10.1088/1757-899X/963/1/012016. (In Engl.).

2. Shishkina A. S., Shishkin G. D., Lomakin V. O. Optimizaciya protochnoj chasti centrobezhnogo nasosa s lopatochnym napravlyayushchim apparatom iz usloviya minimizacii gidrodinamicheskih istochnikov shuma [Optimization of the flow part of a centrifugal pump with a vane guide device from the condition of minimization of hydrodynamic noise sources]. Gidravlika. *Hydraulics.* 2020. No. 9. P. 57–68. EDN: LIHMOG. (In Russ.).

3. Miheev K. G., Veselov A. A. Issledovanie vozmozhnosti uluchsheniya vibroakkusticheskih harakteristik nasosa putyom optimizacii protochnoj chasti rabochego kolesa [Investigation of the possibility of improving the vibroacoustic characteristics of the pump by optimizing the flow part of the impeller]. Innovacii i investicii. *Innovation & Investment.* 2021. No. 6. P. 125–129. EDN: ZZVDMM. (In Russ.).

4. Svoboda D. G., Ivanov E. A., Zharkovskij A. A., Shutsky S. Y. Optimizaciya protochnoj chasti osevogo nasosa s ispol'zovaniem poverhnosti otklika [Optimization of the flow part of an axial pump using the response surface]. Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij. Mashinostroenie. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering.* 2022. No. 8 (749). P. 74–83. DOI: 10.18698/0536-1044-2022-8-74-83. EDN: IIUJUA. (In Russ.).

5. Svoboda D. G., Ivanov E. A., Zharkovskij A. A., Shutsky S. Y. Optimizaciya protochnoj chasti osevogo nasosa s ispol'zovaniem pryamyh metodov [Optimization of the axial pump flow section using the direct methods]. Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij. Mashinostroenie. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering.* 2022. No. 12 (753). P. 116–123. DOI: 10.18698/0536-1044-2022-12-116-123. EDN: LGLYSX. (In Russ.).

6. Toshmamatov N. T. Dvuhetapnaya optimizaciya dlya protochnoj chasti nasosa nizkoj bystrohodnosti [Two-stage optimization for low rate pump flow]. Ekonomika i socium. *Economy and Society.* 2021. No. 12-2(91). P. 615–619. EDN: FJJMNI. (In Russ.).

7. Danilov D. A., Zajceva A. A., Lomakin V. O. Ispol'zovanie metodov optimizacii dlya polucheniya trebuemoj formy harakteristiki centrobezhnogo nasosa [Application of optimization methods to obtain the required characteristic form of a centrifugal pump]. Gidravlika. *Hydraulics.* 2021. No. 12. P. 55–63. EDN: STJVTM. (In Russ.).

8. Valyukhov S., Galdin D., Korotov V., Rusin V., Shablovskiy A. Profile optimization of the impeller blade of a low-speed centrifugal pump using surrogate modeling. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering.* 2020. Vol. 779. P. 012023. DOI: 10.1088/1757-899X/779/1/012023. (In Engl.).

9. Gan X., Pei Ji, Wang W. [et al.]. Application of a modified MOPSO algorithm and multi-layer artificial neural network in centrifugal pump optimization. *Engineering Optimization.* 2022. Vol. 55. P. 1–19. DOI: 10.1080/0305215X.2021.2015585. EDN: ICZLAY. (In Engl.).

10. Liu X., Chen R. Numerical simulation of flow characteristics in low-speed centrifugal pumps. *International Journal of Fluid Machinery.* 2024. Vol. 45. P. 213–220. DOI: 10.1038/s41598-024-62831-4. (In Engl.).

DENISOV Konstantin Evgeneevich, Graduate Student, Junior Researcher of the Fluid Mechanics and Hydraulic Machines Department, National Research University «Moscow Power Engineering Institute», Moscow.

SPIN-code: 5452-2951
AuthorID (RSCI): 1160511
AuthorID (SCOPUS): 57195963101
ORCID: 0000-0002-4281-354X
Correspondence address: denisovky@mpei.ru
LIAMASOV Aleksandr Konstantinovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Fluid Mechanics and Hydraulic Machines Department, National Research University «Moscow Power Engineering Institute», Moscow.
SPIN-code: 3061-4808
AuthorID (RSCI): 1108198
AuthorID (SCOPUS): 57226005873
ORCID: 0000-0003-4966-0520
Correspondence address: a-lyamasov@mail.ru

For citations

Denisov K. E., Liamasov A. K. Movable blade systems of low specific speed centrifugal pumps. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering.* 2025. Vol. 9, no. 1. P. 37–45. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-37-45. EDN: KXKMXO.

Received December 12, 2024.
© K. E. Denisov, A. K. Liamasov