

Розглянуто питання про створення атласу модельних проточних частин осевих насосів на базі нової лопатевої системи. Вказані способи проведення відпрацювання проточних частин. Зроблено висновок про існування комбінаторного режиму роботи лопатевої системи

Ключові слова: осевий насос, робоче колесо, напрямний апарат, момент швидкості потоку

Рассмотрен вопрос о создании атласа модельных проточных частей осевых насосов на базе новой лопастной системы. Указаны способы проведения отработки проточных частей. Сделан вывод о существовании комбинаторного режима работы лопастной системы

Ключевые слова: осевой насос, рабочее колесо, направляющий аппарат, момент скорости потока

The question of the creation of the atlas model axial flow parts of new pumps at the base of the new blade system. The methods of conducting mining flow paths. Concluded that there exists a combinatorial mode of blade systems

Keywords: axial flow pump, impeller, guide vanes, velocity momentum of the flow

О СУЩЕСТВОВАНИИ КОМБИНАТОРНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ В ОСЕВОЙ НАСОСНОЙ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ С ЛОПАСТНОЙ СИСТЕМОЙ ТИПА НР

В. А. Панченко

Ассистент

Кафедра прикладной гидроаэромеханики

Сумской государственной университет

ул. Римского-Корсакова 2, г. Сумы, Украина, 40007

Контактный тел.: 066-296-65-29

E-mail: pan_va@mail.ru

1. Актуальность темы

В настоящее время в Украине нет собственного производства осевых насосов, за исключением нескольких типоразмеров, производимых Кировоградским заводом «Сахгидромаш» для нужд судостроительной промышленности. Традиционно нужды внутреннего рынка Украины в осевых насосах (на начало 90-х годов 20-го столетия около 1000 насосных агрегатов в год) покрываются за счет импорта, в основном из России (ПО «Уралгидромаш») или, в последнее время, за счет производителей этого вида насосов в Западной Европе (Чехия, Германия, Франция), а также, частично, в Японии. Головной организацией Украины по динамическим насосам ВНИИАЭН (г. Сумы) в настоящее время рассматривается задача о разработке и освоении производства отечественного насосного оборудования взамен импортного специализации «Уралгидромаш» [1].

2. Анализ предыдущих исследований

Опираясь на опыт НИОКР, проводимых на кафедре прикладной гидроаэромеханики (ПГМ) Сумского государственного университета (СумГУ), в области исследования и разработки осевых насосов, можно утверждать – прямое моделирование насосов производства ПО «Уралгидромаш», особенно в части исполь-

зуемых проточных частей, на сегодня является экономически нецелесообразным по следующим причинам:

- традиционные лопастные системы технологически сложны в изготовлении (выправляющий аппарат и рабочее колесо имеют большую пространственность лопастной системы, что ухудшает качество отливок их заготовок);

- неприемлемая форма напорной и мощностной характеристики (напорная характеристика – наличие западающего участка с большой глубиной западания, что приводит к неустойчивой работе насоса в сети, мощностная характеристика – превышение потребляемой мощности при $Q=0$ над мощностью, при оптимальной подаче $Q=Q_{\text{опт}}$ в 2-3 раза, что требует соответствующего увеличения номинальной мощности используемого приводного двигателя);

- отсутствие простого способа регулирования и доводки параметров насосного агрегата по напору при его несоответствии требованиям технического задания (аналог – обточка рабочего колеса центробежного насоса по наружному диаметру).

3. Цель и задачи

Таким образом, нами была поставлена задача создания отечественного атласа модельных проточных частей осевых насосов с технико-экономическими по-

казателями, превышающими соответствующие показатели зарубежных насосов.

4. Решение поставленной задачи

Традиционные исполнения проточной части осевых насосов – двухэлементная конструкция: рабочее колесо, за ним выправляющий аппарат – лопастные системы типа РВ. На кафедре ПГМ СумГУ создана принципиально новая проточная часть осевого насоса – с лопастной системой типа НР – состоящая тоже из двух элементов: направляющий аппарат и рабочее колесо [2]. Доказано [3], что оба вида проточной части с обеими типами лопастных систем могут быть энергетически равноценными, но исключение из проточной части наиболее сложного в изготовлении элемента (выправляющий аппарат) делает проточные части с лопастной системой типа НР более предпочтительными.

Принципиальное отличие двух рассматриваемых видов лопастных систем заключается в наличии (или отсутствии) перед рабочим колесом момента скорости потока

$$K_1 = r_1 \cdot V_u,$$

где r_1 - радиус входа в рабочее колесо; V_u - окружная составляющая абсолютной скорости потока перед рабочим колесом.

Общепринято [4] лопастные системы типа РВ проектировать исходя из условия $K_1 = 0$. В соответствии с основным уравнением гидромашин величина момента скорости потока за рабочим колесом (K_2) определяет величину напора, создаваемого лопастной системой типа РВ.

Лопастная система типа НР проектируется из условия $K_1 \neq 0$ и $K_2 = 0$. Величина создаваемого напора в этом случае определяется знаком и величиной K_1 . Знак момента скорости потока определяется направлением закрутки потока и направлением вращения колеса. Если они совпадают, то считается $K_1 > 0$, а если не совпадают, то $K_1 < 0$ (закрутка потока перед колесом отрицательная).

Другими словами, в лопастной системе типа НР поток «закручивается» направляющим аппаратом перед колесом в противоположную сторону от вращения колеса, а колесом «раскручивается».

Применение лопастных систем типа НР позволяет решить проблемы, существующие в осевых насосах, а именно:

- исключается выправляющий аппарат;
- лопасть рабочего колеса становится менее пространственной;
- уменьшается глубина западающего участка напорной характеристики;
- мощностная характеристика становится как у центробежного насоса [7];
- открывается возможность путем подрезки лопаток направляющего аппарата осуществлять доводку насосного агрегата.

Учитывая потребности практики на кафедре ПГМ СумГУ стали проводиться систематические исследования, направленные на создание атласа модельных

проточных частей осевых насосов с лопастной системой типа НР. В работе [1] обоснована целесообразность создания указанного атласа, состоящая из следующих модельных проточных частей:

Таблица 1

| Параметры проточных частей | | | | | | | | | |
|----------------------------|------|-----|------|-----|------|------|------|------|------|
| № п/п | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| n_s | 455 | 550 | 645 | 765 | 920 | 1085 | 1290 | 1540 | 1830 |
| РВ | ОП10 | ОП2 | ОП11 | ОП5 | ОП16 | ОП6 | ОД10 | ОД2 | ОД29 |
| η_{max} | 90 | 90 | 92 | 90 | 90 | 92 | 87 | 89 | 89 |

В табл. 1: строка 1 - $n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$ - общепринятый [5] коэффициент быстроходности, где n - частота вращения ротора насоса, об/мин; Q - подача насоса, м³/с; H - напор насоса, м; строка 2 – типовые [6] – лопастные системы осевых насосов (типа РВ); строка 3 – максимальный КПД лопастных систем типа РВ с указанным в строке 1 n_s .

Необходимым условием создания атласа модельных проточных частей с лопастной системой типа НР является условие $\eta_{max} \approx 90\%$.

Первая методика проектирования лопастных систем типа НР была разработана А.Г. Гусаком на кафедре ПГМ СумГУ, при ее проверке была разработана лопастная система типа НР ($n_s = 765$).

Сравнительные экспериментальные характеристики лопастных систем типов РВ и НР приведены на рис. 1.

Таким образом, созданная лопастная система типа НР с $n_s = 765$ может быть включена в создаваемый атлас модельных проточных частей. Укажем также, что эта проточная часть, как и ожидалось, оказалась востребованной практикой [4].

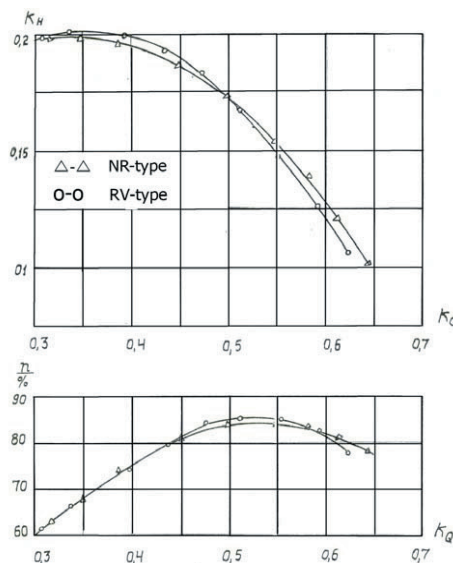


Рис. 1. Экспериментальная характеристика насосов с лопастной системой РВ и НР

Полученный результат подтверждает необходимость и возможность выполнения условия, приведен-

ного выше в виде зависимости $\eta_{\max} = f(n_s)$. В работе [2] указано, что можно ожидать и результата – КПД лопастной системы типа НР выше КПД лопастной системы типа РВ при одинаковости их прочих параметров. Достижение этого возможно при условии проведения дальнейшего совершенствования методики проектирования лопастной системы типа НР [3]. На кафедре ПГМ СумГУ ведутся целенаправленные работы по совершенствованию указанной методики. Первая часть этих работ связана с уточнением рекомендаций по выбору формы меридианной проекции рабочего колеса. Обобщение этой части исследований выполнено в работе [7]. Вместе с тем исследования в данном направлении нельзя считать окончательно законченными – на это указано в работе [2]. Вторым направлением этих исследований стала проверка гипотезы о существовании комбинаторной зависимости параметров направляющего аппарата и рабочего колеса лопастной системы типа НР. В данном случае под комбинаторной зависимостью понимается тоже, что имеет место в гидравлических турбинах [8] в части влияния на КПД турбины связи между углами установки лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса гидротурбины.

С целью проверки указанной гипотезы касательно лопастной системы типа НР на экспериментальном стенде кафедры ПГМ СумГУ была проведена серия экспериментов с лопастной системой типа НР ($n_s = 765$), при этом использовались направляющие аппараты с углами установки на выходе $\gamma = 24^\circ, 40^\circ, 57^\circ$ и рабочие колеса с углами установки лопастей $\alpha = -3^\circ 20', 0^\circ, +5^\circ 10'$. Результаты экспериментов приведены на рис. 2.

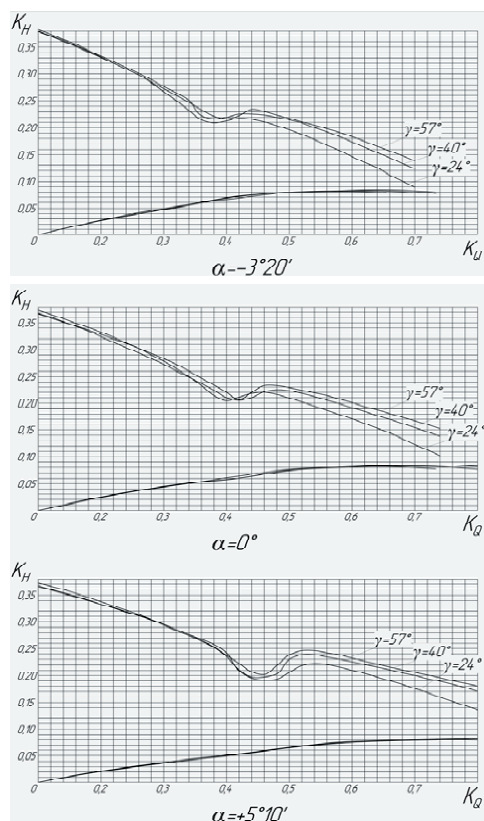


Рис. 2 Экспериментальные характеристики лопастной системы типа НР

5. Выводы

1. В Украине целесообразно разработать и освоить в производстве новый вид динамических насосов – осевые насосы для замены импортных.
2. Для улучшения технико-экономических показателей импортруемых осевых насосов целесообразно разработать новый атлас модельных проточных частей взамен существующих типа ОП и ОД.
3. Новый атлас модельных проточных частей целесообразно разработать на базе нового типа лопастной системы – типа НР, созданного в СумГУ, принципиально отличающейся от существующих наличием перед рабочим колесом закрутки потока с переменным по величине и знаком момента скорости потока.
4. Отработку атласа модельных проточных частей с лопастной системой типа НР целесообразно вести путем отработки рабочего колеса и направляющего аппарата (по аналогии с созданием номенклатуры гидравлических турбин).
5. При отработке атласа модельных проточных частей с лопастной системой типа НР целесообразно основное внимание уделить энергетическим качествам рабочего колеса, при этом обратить внимание на форму его меридианной проекции и ее взаимосвязь с формой полученных напорной и мощностной характеристик насоса.
6. При отработке атласа модельных проточных частей с лопастной системой типа НР следует учесть наличие комбинаторной зависимости между направляющим аппаратом и рабочим колесом.
7. Требуется научно-методического обеспечения вопроса о доводке и регулировании параметров в осевом насосе с лопастной системой типа НР путем подрезки лопаток направляющего аппарата.

Литература

1. В. Чубур. Рецепт от ВНИИАЭН и Насосэнергомаша // Общественно-деловой еженедельник «Ваш шанс» / №37/ 16-33 сентября 2009
2. DESIGN OF THE ESSENTIALLY NEW TYPE OF AXIAL PUMPS. Oleksand Husak, Anatoliy Yevtushenko, Vitaliy Panchenko, Natalya Fedotova // MOTROL (volume 11 a) – Lublin: Komisja Motorizacji i Energetyki Rolnictwa, 2009 – p. 11-19
3. Гусак А.Г. Совершенствование проточных частей погружных моноблочных насосных агрегатов высокой быстроходности. 1996: дис. кандидата тех. наук: 05.05.17/ Гусак А.Г. – Сумы, – 213 с.
4. Гусак А.Г., Евтушенко А.А. О целесообразности и принципах создания типоразмерного ряда погружных моноблочных насосов со схемой проточной части «направляющий аппарат – рабочее колесо». 1994. Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты. Теория, расчет, конструирование: Темат. сб. науч. тр. [отв. ред. И. А. Ковалев] – К.: ИСИО, С. 141–149
5. Михайлов А.Н. Малюшенко В.В. Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления. 1971. – М.: Машиностроение, - 304 с.
6. Папир А.Н. Осевые насосы водометных движителей. 1965.- Л.: Судостроение, - 252 с.

7. Федотова Н.А. Взаємоз'язок форми меридіанної проєкції робочого колеса лопаткового насоса і момента швидкості потоку перед ним. Автореф дис. канд. техн. наук. 05.05.17/ Федотова Н.А. – Сумы, 2009 – 20 с.
8. Гидравлические турбины. Барлит В.В. – Киев: «Вища школа», 1977 – 360 с.

УДК 621.65

АКТУАЛЬНОСТЬ И ПУТИ ДАЛЬНЕЙШИХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПОДВОДЯЩИХ УСТРОЙСТВ ДИНАМИЧЕСКИХ НАСОСОВ

М.В. Карапузова

Аспирант

Сумской государственной университет

Контактный тел.: 067-990-99-64

ул. Римского-Корсакова 2, г. Сумы, Украина, 40007

E-mail: marivl@ukr.net

Запропонований блоково-модульний підхід до створення проточної частини динамічного насоса. Основне завдання – забезпечення прийнятної структури перебігу за окремими елементами проточної частини (модулями). У роботі приділена увага підводу і забезпеченню на вході в робоче колесо необхідної структури потоку

Ключові слова: насос, робоче колесо, напрямний апарат

Предложен блочно-модульный подход к созданию проточной части динамического насоса. Основная задача – обеспечение приемлемой структуры течения за отдельными элементами проточной части (модулями). В работе уделено внимание подводу и обеспечению на входе в рабочее колесо требуемой структуры потока

Ключевые слова: насос, рабочее колесо, направляющий аппарат

The block-module approach is offered for creation of hydraulic part of dynamic pumps. The main aim is to provide allowable flow structure after the separate hydraulic elements (modules). In the article a significant attention is given to the inlet supply and providing required flow structure at the impeller inlet

Keywords: pump, impeller, guide vanes

1. Введение

Подвод является одним из элементов проточной части лопатного насоса, которым в значительной степени определяется его гидравлические и антикавитационные качества, металлоемкость, массогабаритные характеристики.

Конструкция подводов оказывает значительное влияние на распределение скоростей перед входом в колесо. Вследствие этого структура и состояние потока за подводом отражаются на к.п. д. и характеристиках насоса.

Все боковые подводы характеризуются той или иной степенью окружной неравномерности потока на выходе. Задачи, стоящие перед насосостроением по повышению качества и надежности мощных высокообо-

ротных энергетических насосов, требуют разработки бокового подвода, формирующего малую неравномерность потока на выходе при его габаритных размерах, соразмерных с габаритными размерами собственно проточных частей насосов.

Требование снижения неравномерности потока на выходе из бокового подвода при одновременном уменьшении его габаритных размеров является противоречивым [1].

2. Анализ предыдущих исследований

В работе [2] детально рассмотренный вопрос влияния структуры течения на значение гидравлического КПД проточной части (ПЧ) насоса. Однако только