

Всеукраїнський

науково-технічний

журнал

**ПРОМИСЛОВА
ГІДРАВЛІКА І
ПНЕВМАТИКА**

1(27)

2010

ISSN 1994-4691



9 771994 469005

Редаційна колегія:

Головний редактор:

к.т.н., проф. Сарада Л.П. (м. Вінниця)

Перший заступник головного редактора:

д.т.н., проф. Зайончковський Г.Й.,
президент АС ПП (НАУ, м. Київ)

Заступника головного редактора:

д.т.н., проф. Струтинської В.Б. (м. Київ)

д.т.н., проф. Яноч О.М. (м. Київ)

к.т.н., проф. Іванов М.І. (м. Вінниця)

к.т.н., с.н.с. Бадах В.М. (м. Київ)

Члени редакційної колегії:

д.т.н., проф. Анісімов В.Ф. (м. Вінниця)

д.т.н., проф. Гармачев А.Д. (м. Вінниця)

д.т.н., проф. Лисенко В.М. (м. Вінниця)

д.т.н., проф. Ісаківич-Лотоцький Р.Д.
(м. Вінниця)

д.т.н., проф. Бочаров В.П. (м. Київ)

д.т.н., проф. Лур'є З.Я. (м. Харків)

д.т.н., проф. Нахайдчук О.В. (м. Вінниця)

д.т.н., Паламарчук І.П. (м. Вінниця)

д.с.н., Калетник Г.М. (м. Вінниця)

Секретаріат:

Відповідальний секретар:

к.т.н., доц. Переяславський О.М.
(м. Вінниця)

Заступника відповідального секретаря:

д.т.н., проф. Лутовський О.Ф. (м. Київ)

к.т.н., доц. Верба І.І. (м. Київ)

Асоційовані члени редакційної колегії від регіонів України:

д.т.н., проф. Кузнецов Ю.М. (м. Київ)

д.т.н., проф. Павлонко І.І.

(м. Львів)

д.т.н., проф. Сахно Ю.О. (м. Чернівці)

д.т.н., проф. Усов А.В. (м. Одеса)

д.т.н., проф. Батляк В.А. (м. Львів)

д.т.н., проф. Михайлов О.М.

(м. Донецьк)

д.т.н., проф. Мельничук П.П.

(м. Житомир)

д.т.н., проф. Ковальов В.Д.

(м. Ізмаїльський)

д.т.н., проф. Фінкельштейн З.Л.

(м. Алчевськ)

д.т.н., проф. Провалюк О.С.

(м. Дніпропетровськ)

к.т.н., проф. Ступак А.О. (м. Суми)

д.т.н., проф. Осенін Ю.І. (м. Луганськ)

д.т.н., проф. Селявський О.М.

(м. Санкт-Петербург, Росія)

д.т.н., проф. Панченко А.І.

(м. Миколаїв)

к.т.н. Карлутин Б.В. (м. Київ)

д.т.н. Трафімов В.А. (м. Київ)

к.т.н., доц. Жук В.М. (м. Львів)

ПРОМИСЛОВА ГІДРАВЛІКА І ПНЕВМАТИКА

№1(27)
'2010

Всеукраїнський науково-технічний журнал

Журнал засновано у березні 2003 р.

Свідчення про реєстрацію НВ № 7033, видає
Державним комітетом інформаційної політики,
телебачення і радіомовлення України 1.03.2005 р.

Засновники: Вінницький державний аграрний університет,
Асоціація спеціалістів промислової гідравліки і пневматики

Номер друкується згідно з рішенням Вченої ради БДАУ (протокол №7 від 26.01.2010 р.)

Журнал рішенням президії ВАК України від 30 червня 2004 р. № 3-05/7 входить в перелік
наукових фахових видань (білететів ВАК України, № 8, 2004 р.)

З М І С Т

Загальні питання

промислової гідравліки і пневматики

Н.І. Библюк, О.А. Стиранівський, О.С. Мачуга

Науково-технічні аспекти запобігання негативному впливові
господарської діяльності на довкілля

3

М.Г. Бойко, О.А. Геммерлінг

Дослідження сили удару гідропульсового струменя при проходженні його
через шар зруйнованого вугілля різної вологості

10

Г.О. Мазур, І.О. Гузьова, Я.М. Ханік

Вивчення гідродинаміки при фільтрації теплоносія крізь сухий шар фосфатитсу

13

И.А. Емельянова, А.А. Задорожний, С.А. Гузенко

Зависимость скоростей движения частиц бетонной смеси от начальных условий
рабочего процесса при использовании малогабаритного оборудования

16

А.Г. Виноградов

Математичне моделювання розподілу концентрацій та швидкостей крапель
у водяній завісі

20

М.П. Кулик

Про можливі енергоздатні підходи в процесі виробництва теплової
та електричної енергії

23

Р.С. Мякохляб

Моделювання тепломасообмінних процесів при сушінні деревини:
алгоритмування розрахунку

27

Прикладна гідромеханіка, гідромашини і гідропневмоагрегати

В.А. Батляк, І.В. Проскуріна, А.В. Ляшенко

Математична модель процесу очищення заглибленого дотону
у відцентрово-всерединних пилословловлювачах

31

А.Ф. Луговской, В.П. Фесич, А.В. Мовчанюк

Методика расчета ультразвуковых высокоамплитудных резонансных приводов
для квантационных технологий

37

В.І. Сівецький, Д.Д. Рябінін, О.Л. Соколюський

Вплив ефективного ковзання на параметри потоку маністонівської рідини

41

Асоційовані зарубіжні члени редакційної колегії:

д.т.н., проф. Попов Д.М.
(м. Москва, Росія)
д.т.н., проф. Єрманов С.О.
(м. Москва, Росія)
д.т.н., проф. Іванов Г.М.
(м. Москва, Росія)
д.т.н., проф. Нагорний В.С.
(м. Санкт-Петербург, Росія)
д.т.н., проф. Чеподаєв Д.С.
(м. Самара, Росія)
н.т.н., с.к.є. Малишев С.А.
(м. Москва, Росія)
н.т.н., доц. Ащеулов О.В.
(м. Санкт-Петербург, Росія)
н.т.н., с.н.с. Колеватов Ю.В.
(м. Новосибірськ, Росія)
д.т.н., проф. Метлюк Н.Ф.
(м. Мінськ, Республіка Білорусь)
н.т.н., проф. Немирюцька І.А. (Ізраїль)
д.т.н., проф. Врублевський А. (Польща)
д.т.н., проф. Христов Х. (Болгарія)
д.т.н., проф. Яеделчева П. (Болгарія)

Адреса редакції:
21008, м. Вінниця
вул. Сонячна, 3,
Вінницький державний аграрний
університет
тел.: (0432) 57-42-27, 43-72-30
e-mail: journal@vsnau.org



ГЛОБУС-ПРЕС

21021, м. Вінниця, 600-річчя, 15
Свідчення про внесення до Державного
реєстру ДК № 1877
тел. (+38 0432) 67-58-92

E-mail: globuspr@svitonline.com

Технічний редактор О.А. Мельниченко
Комп'ютерна верстка О.В. Ступак
Коректор С.Н. Гонга

З'являється до набору 11.01.2010.
Підписано до друку 21.02.2010.
Формат 60x84/16. Папір офсетний.
Гарнітура JOURNAL. Друк офсетний.
Ум. друк. арк. 21. Зак. № 09-41.
Наклад 100 прим.

З М І С Т

С.В. Косюк, С.А. Чистяков, А.В. Котелевєв Оцінка структури потоку фотозмульсини в розподільчих каналах многочислової головки	44
Р.М. Гнатів, І.Ф. Рип'як, В.В. Чернюк Дослідження неусталеного середовища трубопроводів гідралічних систем методами візуалізації	47
А.А. Евтушенко, С.О. Луговая, Л.Л. Ольштанський, И.Б. Твердохлеб Исследование промежуточной ступени центробежного насоса с уменьшенными массо-габаритными характеристиками в диапазоне $ps = 120-140$	52
С.О. Хованський Вимоги до форми енергетичних характеристик відцентрових насосів гідралічних мереж комунального водопостачання	56
А.Т. Гусак, В.А. Панченко, И.В. Островський Некоторые подходы к методике проектирования направляющих аппаратов осевых погружных моноблочных насосов	61
А.Н. Гулий, А.Н. Зубакин Совершенствование конструкций центробежных насосов, основанное на использовании демпфирующих эффектов щелевых уплотнений проточных частей	65
Д.М. Кашуба, О.М. Яхно, В.С. Кривошеев, О.В. Кривошеев Метод расчета потерь энергии при течении аномально-вязких жидкостей в конических щелевых зазорах	68

Системи приводів. Технологія і обладнання машинобудівного виробництва. Мехатроніка

З.Я. Лурье, А.И. Гасюк Определение аппроксимированных уравнений нагрузки на гидростатический подшипник гидротурбина подъема вала паровой турбины	71
В.Б. Струтинський, Д.Ю. Федориняко Моделирование траекторий просторового ruchu опорных точек шпинделя на основе стохастической математической модели	75
В.В. Дубінський, С.П. Кулініч, В.П. Чуйко Математична модель вібраційного гідралічного привода преса для утилізації відходів деревообробних підприємств	81
Р.Д. Іскович-Лотоцький, М.О. Мовчанюк, М.В. Бакало Вимірний комплекс для визначення робочих параметрів технологічних машин з гідролінійним приводом	86
В.І. Мосуленко, О.С. Чумаченко Гідродинамічні характеристики потоку в зоні обробки електричною дугою як визначальний фактор при конструюванні електрода-інструмента	90

Механізація сільськогосподарського виробництва

А.А. Патченко, С.Ф. Новельов, В.В. Коломієць, М.С. Овчаренко Шляхи підвищення ефективності ретарних теплогенеруючих агрегатів-гомогенізаторів агрегатів-гомогенізаторів	67
---	----

А.Г. Гусак, канд. техн. наук,
В.А. Папченко
Сумський державний університет,
Н.В. Островський
ООО «Енерготех», г. Донецьк

НЕКОТОРЫЕ ПОДХОДЫ К МЕТОДИКЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ НАПРАВЛЯЮЩИХ АППАРАТОВ ОСЕВЫХ ПОГРУЖНЫХ МОНОБЛОЧНЫХ НАСОСОВ

Запропоновано методику проектування напрямних апаратів осевих заглиблених моноблочних насосів. Наведено результати експериментальної перевірки методики.

The article introduces a design technique for guide vanes of submersible monoblock axial pumps. Experimental results of a technique examination are presented.

Введение

Погружные моноблочные осевые насосы широко применяются на насосных станциях осушительных и польдерных систем Украины. Являясь крупнейшим потребителем данного типа насосного оборудования, Украина не располагает его собственным производством. В СССР такие насосы были разработаны около 35 лет назад и выпускались предприятиями «Уралгидромаш» и «Молдавгидромаш». Качество конструкторских решений, использованных при их проектировании, не соответствует современному научно-техническому уровню.

Учитывая большой производственный и научно-технический потенциал Украины, представляется целесообразным выдвинуть здесь собственное производство таких насосов. С этой целью на кафедре прикладной гидроаэромеханики СумГУ был проведен комплекс НИОКР, направленный на совершенствование проточных частей погружных моноблочных осевых насосов. Разработанные насосы имеют более высокий КПД, что при большой единичной мощности является одним из важнейших критериев их совершенства.

Новый научной идеей, воплощенной в конструкции этих насосов, является создание закрутки потока на входе в рабочее колесо с помощью лопаток направляющего аппарата (эти лопатки одновременно являются опорами капсулы двигателя). Было установлено [1], что наличие закрутки перед рабочим колесом существенно влияет на характеристику насоса, изменяя ее форму и расширяя ее рабочий диапазон.

В данной статье представлена методика проектирования радиально-осевого направляющего аппарата погружного моноблочного осевого насоса.

Описание методики проектирования радиально-осевого направляющего аппарата

Этап А. Выбор формы меридианной проекции.

Базовыми поверхностями проектирования обводов меридианной проекции направляющего аппарата являются:

- внутренний диск подвода, габариты которого определяются диаметром капсулы электродвигателя, конструкцией узла уплотнения и выбранным осевым размером, величина которого минимизируется вылетом консоли ротора двигателя;
- диаметр втулки рабочего колеса на входе;
- наружный диаметр рабочего колеса.

Общим условием выбора формы меридианной проекции направляющего аппарата является достижение минимума гидравлических потерь.

Этап Б. Построение линий тока меридианного потока.

Выбор меридианного потока при проектировании существенно влияет на подымающиеся в действительности условия обтекания лопаток направляющего аппарата. Как указано в [2], в условиях конфузорного течения меридианный поток приближается к потенциальному. Выполнение рекомендаций по этапу А позволяет обеспечить постоянную конфузорность течения в подводе, следовательно, в качестве меридианного осесимметричного потока может быть принят потенциальный поток. Методике построения линий тока потенциального потока освещена в литературе. При выполнении данной работы ее расчет производился по программе, разработанной на кафедре прикладной гидроаэромеханики СумГУ. Число линий тока, включая граничные обратюющие, задается четным с целью выделения среднекасодной линии тока. В результате построения сетки потенциального потока становятся известными значения меридианных скоростей вдоль линий тока и эквипотенциальных линий. Так как направляющий аппарат имеет конечное число лопаток определенной толщины, меридианные средние скорости в его каналах несколько больше по сравнению с полученными в результате построения потенциального потока. При учете стеснения потока в принципе необходимо находить новые поверхности тока. Однако в первом приближении, как показывает опыт проектирования рабочих колес радиально-осевых гидротурбин методом Ба-

уєрфеляда, можна сохрaнити вихідні лінії тока, по-лучення без урахування стеснення [3]. Осереднений в охруж-ном напрямленні потік считається по-прежньому осесим-метричним, и из условия обеспечения заданной расчет-ной подачи находится связь между скоростями стеснен-ного и нестесненного потоков:

$$V'_m = \frac{1}{1 - \left(\frac{z\delta}{2\pi r}\right)^2} \left(V_m + \frac{z\delta}{2\pi r} \sqrt{V_m^2 + \left(1 - \frac{z\delta}{2\pi r}\right) V_u^2} \right), \quad (1)$$

де V'_m — расходная скорость стесненного потока; V_m — расходная скорость нестесненного потока; V_u — охруж-ная составляющая скорости; z — количество лопат-ток; δ — толщина профиля лопатки; r — радиус точки, в которой определяются вышеуказанные параметры.

Этап В. Профилирование бесконечно тонкой лопат-ки на среднерасходной поверхности тока.

Профилирование лопатки направляющего аппарата в потенциальном осесимметричном меридианном пото-ке на среднерасходной поверхности тока выполняется методом Бауэрфеляда с учетом стеснения. Основная расчетная зависимость, используемая при профилирова-нии лопатки,

$$ds = \frac{r V'_m}{V_u} d\chi, \quad (2)$$

где ds — элемент длины линии тока; $d\chi$ — элемент уг-лового охвата лопатки.

Для однозначного определения поверхности лопатки требуется задание граничных условий на входной и вы-ходной кромках — значений момента скорости потока $(V_u \cdot r)$. Поскольку поток на входе в направляющий аппа-

рат не закручен, на входной кромке принимается условие $(V_u \cdot r)_1 = 0$. Значение момента скорости на выходной

кромке лопатки $(V_u \cdot r)_2$ выбирается достаточным для введения зоны кромочного следа, до крайней мере, в гра-ницу конструктивно возможного расстояния между ре-шетками направляющего аппарата и рабочего колеса. Длина кромочного следа в зависимости от угла выхода потока оценивается по данным [4]. При этом предельное значение создаваемого момента скорости потока ограни-чено появлением значительных углов атаки на входе в ра-бочее колесо и увеличением (отрицательная закрутка) или уменьшением (положительная закрутка) напора при не-изменных углах установки лопастей последнего.

Расстояние между решетками направляющего аппа-рата и рабочего колеса можно регулировать за счет умень-шения l_m — длины меридианной прослойки лопатки. Од-нако в этом случае для обеспечения требуемой густоты решетки l/l (l — шаг решетки) необходимо увеличение числа лопаток. Энергетическое качество проточной час-ти направляющего аппарата не зависит от числа лопаток, но оно не может быть произвольным, что связано, пре-жде всего, с соображениями прочности. На лопатки направ-ляющего аппарата действуют гидродинамические силы, возникающие в результате их циркуляционного обтека-ния, и массовая сила, вызванная весом капсулы электро-двигателя. Чрезмерное увеличение числа лопаток неже-лательно по технологическим соображениям — большое число лопаток усложняет конструкцию, к тому же через одну лопатку необходимо пропускать токоведущий ка-бель и шланг сжатого воздуха, что вызывает ее утолще-ние и сопровождается неравномерным стеснением в ох-ружном направлении.

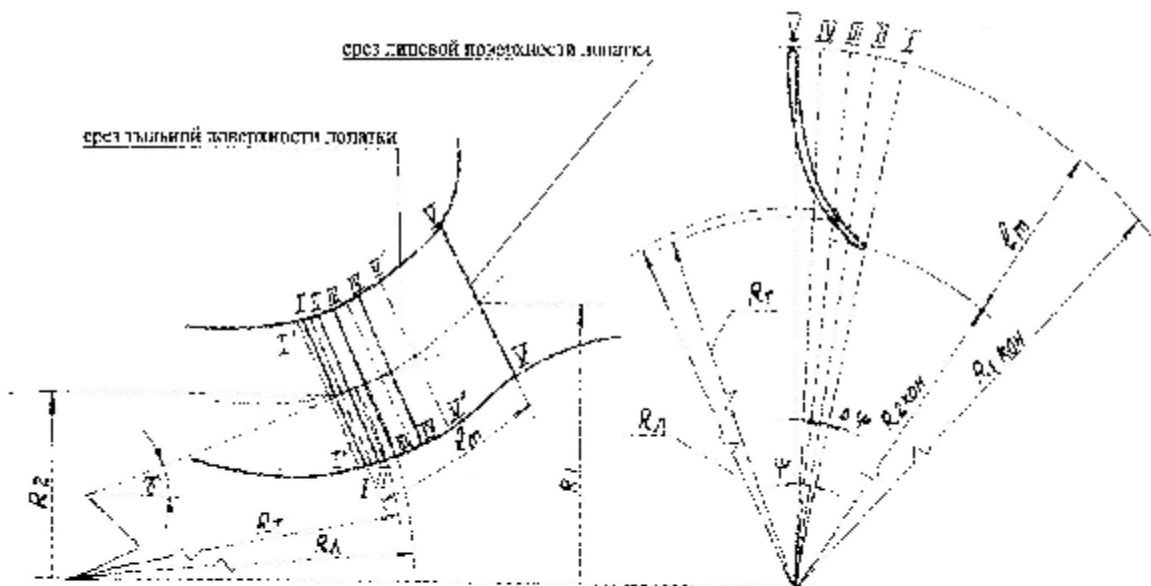


Рис. 1. Профилирование лопатки направляющего аппарата.

Густота решетки направляющего аппарата в зависимости от угла выхода задается по графической зависимости [3]. Для интегрирования дифференциального уравнения линии тока (2) задаются: положение выходной кромки; длина меридианной прокладки лопатки; характер изменения момента скорости $V_{\theta} \cdot r = f(\varphi)$ вдоль среднерасходной линии тока. Принятый закон параболы момента скорости существенно влияет на ширину поверхности лопатки. Для обеспечения равномерного распределения нагрузки вдоль профиля и плоскости поверхности лопатки рекомендуется близкая к линейной зависимость. Полученная в результате расчета лопатка является бесконечно тонкой, она определена в предположении.

Этап Г. Построение лопатки конечной толщины.

Полученную в результате бесконечно тонкую лопатку принимают за листовую поверхность лопатки и отображают из среднерасходной поверхности тока на развертку конуса с учетом поправки на искажение входного и выходного углов лопатки. Пользуясь способом приближенного отображения, можно выбрать такое положение образующей конуса, при котором искажение профиля при переходе с поверхности тока на развертку конуса (или наоборот с развертки конуса на поверхность тока) будет минимальным [3]. Удобно в качестве поверхности вращения при построении сечения лопатки среднерасходной поверхности тока использовать конус, образующая которого касательна к линии тока в месте пересечения с выходной кромкой (рис. 1).

Радиусы развертки конуса

$$\begin{aligned} R_{2\text{вот}} &= R_2 / \sin \gamma \\ R_{1\text{вот}} &= R_{2\text{вот}} + l_m \end{aligned} \quad (3)$$

где γ — угол между образующей конуса и осью направляющего аппарата.

Угол развертки конуса связан с углом охвата лопатки зависимостью

$$\psi = \gamma \sin \gamma. \quad (4)$$

Перенесенную на развертку конуса бесконечно тонкую лопатку «одевают», пользуясь принятым законом распределения толщины, а затем на меридианной поверхности лопатки строят радиальные сечения тыльной поверхности.

Этап Д. Решение прямой задачи обтекания.

Для расчета обтекания решетки профилей направляющего аппарата предварительно отображают из среднерасходной линии тока на конформный цилиндр графоаналитическим способом [6]. Расчет обтекания решетки выполняется по методу ЦКГИ им. И.И. Ползунова, разработанному Б.С. Раухманом. В результате расчета определяются:

- значения момента скорости, создаваемого решеткой направляющего аппарата;
- опоры распределения абсолютной скорости по длине профиля;
- величина профильных потерь

Полученное значение момента скорости используется как исходное для расчета обтекания решетки профилей рабочего колеса, расположенной на среднерасходной поверхности тока. Расчет обтекания периферийной и корневой решеток рабочего колеса также производится на условии наличия момента скорости на входе, величина которого определяется решением задачи обтекания в соответствующих решетках направляющего аппарата. Критерием оценки правильности проектирования решетки направляющего аппарата (в части выбора величины создаваемого момента скорости) является бесшовная опора распределения относительных скоростей на входной кромке профиля лопасти рабочего колеса, которая свидетельствует об отсутствии углов атаки. Использование программы Б.С. Раухмана позволяет на стадии проектирования оценить лопастные системы по величине создаваемого теоретического напора при расчетной подаче, по степени совпадения расчетного и оптимального режимов работы. Вместе с результатами расчета профильных потерь это дает возможность отобразить для изготовления и испытания лучшие направляющие аппараты, что значительно сокращает время и себестоимость разработки проточных частей осевых погружных насосов.

Результаты экспериментальной проверки методики

С использованием рассмотренной методики была разработана проточная часть осевого моноблочного погружного насоса с трехэлементной лопастной системой: направляющий аппарат – рабочее колесо – выправляющий аппарат ($n_n = 615$) для первого отечественного погружного агрегата ОПМ 2500-5, созданного по заказу Государственного Комитета Украины по водному хозяйству. Рабочий проект указанного агрегата разработан ВНИИ-АЭН при участии СумГУ. Проточная часть насоса ОПМ 2500-5 создана на базе типовой лопастной системы ОП-5 и содержит в своем составе: направляющий аппарат с системой пространственных лопаток ($z = 3$), создающих отрицательный момент скорости потока; осевое рабочее колесо с диагональной втулкой (наружный диаметр $D_n = 0,47$ м); выправляющий аппарат со втулкой, оканчивающейся обтекателем потока, и внешним кольцом, переходящим в диффузор, выходное сечение которого регламентировано диаметром стандартного трубопровода. С целью экспериментальной проверки эффективности методики проектирования была изготовлена и испытана на стенде модельная проточная часть (наружный диаметр рабочего колеса $D_n = 0,18$, углы установки лопастей $\varphi = +5^\circ 10'; 0^\circ; -3^\circ 20'$). Выбор указанных значений углы установки лопастей рабочего колеса вытекает из имеющейся универсальной характеристики лопастной системы ОП-5 [7] и перекрывает ее поле по диапазону значений, за исключением левой части $\varphi = -6^\circ 30'$. Последнее значение в данном случае не представляет практического интереса из-за заведомо низкого значения КПД, поскольку проектирование лопаток направляющего аппарата производилось для угла установки лопастей рабочего колеса $\varphi = 0^\circ$.

Экспериментальная универсальная характеристика модельной проточной части погружного агрегата ОПМ

2500-5, приведенная к натуральным параметрам (диаметр рабочего колеса $D_r = 0,47\text{ м}$, частота вращения $n = 730\text{ об/мин}$), представлена на рис. 2, а параметры в номинальном режиме работы ($Q = 0,694\text{ м}^3/\text{с}$) приведены в табл. 1.

Таблица 1
Параметры проточной части ОПМ-2500-5

Угол установки лопастей рабочего колеса, φ	Подача Q , $\text{м}^3/\text{с}$	Напор H , м	Мощность N , кВт	КПД, %
$+5^\circ 10'$	0,694	6,52	53,4	83
0°	0,694	4,9	39,2	85
$-3^\circ 20'$	0,694	3,8	31,9	81

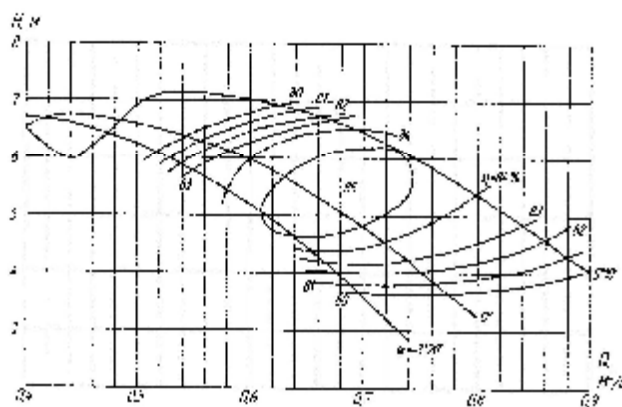


Рис. 2. Экспериментальная универсальная характеристика модельной проточной части погружного осевого насоса ОПМ 2500-5.

Как следует из характеристики, параметры насоса ОПМ 2500-5 обеспечиваются при угле установки лопастей рабочего колеса $\varphi = 0^\circ$, который являлся расчетным при проектировании направляющего аппарата. При этом в номинальном режиме ($Q = 0,694\text{ м}^3/\text{с}$) КПД имеет значение $\eta = 85\%$. Для сравнения, проточная часть типового вертикального осевого насоса ОП-5 при угле установки лопастей рабочего колеса $\varphi = 0^\circ$ имеет в этом режиме экономичность $\eta = 85\%$, а проточная часть погружного агрегата ОПВ 2500-4,2 — $\eta = 85\%$. Полученная экспериментальная универсальная характеристика дает наглядное представление о возможности регулирования параметров осевого насоса, поскольку для разных углов установки лопастей рабочего колеса при постоянном значении отрицательного момента скорости имеет место режим по подаче, при котором достигается максимальный уровень КПД. Однако необходимо отметить, что регулирование режимов работы насоса за счет изменения углов установки лопастей рабочего колеса не совсем удобно (применяемые колеса жестколопастные). Более рационально регулировать режим работы насоса за счет изменения закрутки потока на входе в рабочее колесо при постоянном угле установки лопастей последнего.

Выводы

Основываясь на предложенной методике, отработана геометрия проточной части первого в Украине погружного моноблочного осевого насоса. КПД разработанной проточной части на 5% выше КПД проточной части импортного насоса ОПВ 2500-4,2, выпускаемого АО «Уралгидромаш» (Россия), и не уступает по КПД проточной части типового осевого вертикального насоса ОП-5, рабочие органы которого (рабочее колесо, выравнивающий аппарат) использовались в составе разработанной проточной части погружного насосного агрегата ОПМ 2500-5.

Литература

1. Бурлака В.Б., Гусак А.Г., Лвтушиско А.А. Влияние момента скорости потока перед рабочим колесом на напорную и энергетическую характеристики осевого насоса // Вестник НТУУ «КПИ». — К. — 1999. — Вып. 36, т. 1. — С. 226-233.
2. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. — Л.: Машиностроение, 1966. — 320 с.
3. Барлит В.В. Гидравлические турбины. — К.: Вища школа, 1977. — 360 с.
4. Дейн М.Е., Самойлович Г.С. Основы аэродинамики осевых турбомашин. — М.: Машгиз, 1959. — 428 с.
5. Гусак А.Г. Совершенствование проточных частей погружных моноблочных насосных агрегатов высокой быстроходности / Автореф. дисс. канд. техн. наук. — Сумск: СумГУ, 1997. — 21 с.
6. Машин А.П. Профилирование проточной части рабочих колес центробежных насосов. — М.: МЭИ, 1976. — 56 с.
7. Лопастные насосы: Справочник / В.А. Зимняцкий, А.В. Каплун, А.Н. Папир и др. / Под ред. В.А. Зимняцкого и В.А. Умова — Л.: Машиностроение (Ленинград. отд.), 1986. — 344 с.

Надійшло 14.12.2009 р.