

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. Гармашев 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. Івано-Франківськ)

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

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.

№1(27)  
'2010

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 гідроімпульсного струменя при проходженні його  
через шар зруйнованого вугілля різної вологості .....

10

Г.О. Мазяр, 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 завесі .....

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 лотку  
у відцентрово-всерединних пилословловлювачах .....

31

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

Методика расчета ультразвуковых высокоамплитудных резонансных приводов  
для вентиляционных технологий .....

37

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

Вплив ефективного ковзання на параметри потоку маньхтонівської 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. Немировичка 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. Гонка

Знято 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 Оценка структуры потока фотозмульсии в распределительных каналах многощелевой головки .....	44
Р.М. Гнатів, І.Ф. Рип'як, В.В. Чернюк Дослідження неуставеного середовища трубопроводів гідравлічних систем методами візуалізації .....	47
А.А. Евтушенко, С.О. Луговая, Л.Л. Ольштынский, 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 гідравлічних мереж комунального водопостачання .....	56
А.Т. Гусак, В.А. Панченко, И.В. Островский 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 пространственного ruchu опорных точек шпинделя на основе стохастической математической модели .....	75
В.В. Дубінський, С.П. Кулініч, В.П. Чуйко Математична модель вібраційного гідравлічного 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 гідропульсним 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.А. Евлунченко, канд. техн. наук  
Сумський державний університет  
С.О. Луговая,  
П.Л. Ольштынський  
ОАО «ВНИИАЭН», г. Сумы.  
И.Б. Твердохлеб, канд. техн. наук  
ООО «УК «ГМС», г. Москва

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОМЕЖУТОЧНОЙ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА С УМЕНЬШЕННЫМИ МАССО-ГАБАРИТНЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ В ДИАПАЗОНЕ $N_s = 120-140$

*Показано переваги й недоліки напрямних апаратів з переривчастими переводними каналами в порівнянні з напрямними апаратами з безперервними переводними каналами. Представлено результати дослідження напрямних апаратів з переривчастими переводними каналами. Виконано порівняльний аналіз кутів потоку в каналах напрямного апарата, визначених за різними методиками і за результатами чисельного дослідження.*

*Advantages and disadvantages of diffusers with discontinuous crossover channels are given in comparison with diffusers having continuous crossover channels. Investigation results of diffusers with discontinuous crossover channels are presented. Comparative analysis has been performed of flow angles in diffuser channels determined by various procedures and by numerical study results.*

### Введение

Бурное развитие нефтяной и энергетической отраслей в странах мира привело к повышенной конкуренции насосных фирм, поставляющих насосное оборудование на станции ТЭС и АЭС. Для повышения конкурентоспособности на рынке насосного оборудования решаются различные задачи в области проектирования проточных частей центробежных насосов.

Основными задачами являются:

- достижение в насосе максимально-возможного КПД для заданного коэффициента быстроходности;
- получение удовлетворительных вибрационно-шумовых характеристик, повышающих надежность работы насоса;
- получение заданной крутизны и формы напорной характеристики;
- уменьшение себестоимости насоса.

Одним из путей снижения себестоимости многоступенчатого центробежного насоса является уменьшение его массо-габаритных характеристик, что может быть достигнуто при использовании направляющих аппаратов (НА) с прерывистой зоной переводки.

### Основные результаты исследования

Анализ проточных частей с коэффициентом быстроходности  $n_s = 80150$ , отработанных в «ОАО ВНИИАЭН» показывает, что отношение наружного диаметра НА ( $D_{\text{н}}$ ) к диаметру лопаток установки диффузорного канала ( $D_{\text{л}}$ ) для НА с непрерывными переводными каналами (далее по тексту — тип 1) составляет 1,35–1,50, тогда как у НА с прерывистыми переводными каналами (далее по тексту — тип 2) это отношение может быть 1,3–1,4 (рис. 1).

Сравнение насосов, имеющих близкие параметры, в которых применены НА типа 1 и типа 2, показывает, что, к примеру, при соотношении диаметров  $D_{\text{н}}/D_{\text{л}} = 410/305$  НА типа 2 имеет массу на 30 % меньше, чем НА типа 1. Анализ снижения массо-габаритных характеристик насоса при замене НА типа 1 на НА типа 2 показывает, что масса насоса в целом может быть снижена на 10–15 %.

Оценка величины удельной металлоемкости двухкорпусных секционных насосов показывает, что она колеблется в пределах 2–3 кг/кВт. При применении НА типа 2 удельная металлоемкость может быть снижена до 1,8–2,0 кг/кВт.

Конструкция НА влияет не только на массо-габаритные характеристики, но и на параметрические характеристики ступени: форму напорной характеристики и экономичность. Анализ проточных частей, спроектированных в разное время, для различных насосов в ОАО «ВНИИАЭН» с НА типа 2, показал, что для данных ступеней имеет место стабильная форма напорной характеристики в широком диапазоне подач (с увеличением подачи напор постоянно повышается). Анализ экономичности насосов зарубежных производителей с НА типа 2 показывает, что они имеют такой же уровень экономичности, как и насосы с НА типа 1. Поэтому стоит задача определить диапазон изменения радиальных габаритов НА, проанализировать какие геометрические факторы НА и как влияют на экономичность ступени.

Экономичность ступени определяется КПД рабочего колеса (РК) и НА. Принимая во внимание, что при сравнении двух ступеней с НА разного типа гидравлический КПД РК является одинаковым, ограничимся поиском путей уменьшения гидравлических потерь в НА.

Аналіз втрат в елементах НА, виконаних в роботі [1], показав, що основною дою гидравлических втрат в НА складають втрати в спіральному участку і в переводному каналі. Втрати в диффузорних каналах можна зменшити путем оптимального проектування [2-4].

Раніше проектування робочих органів виконувалося з використанням одномерної струйної теорії [4]. При цьому для НА основне уваження удевалось дослідванню параметрів косого среза і диффузора, а також елементам НА, формуючим потік на вході в РК. Проектування поворотного колеса і входу за обертає лопатки НА проводилось з використанням емпіричних даних, отриманих в компресоростроенні [5, 6], исходя из конструкторських соображений». Учиывая сложность и пространственность течения в НА с прерывистыми каналами, при проектировании последних, для того, чтобы добиться высокой экономичности и требуемой крутизны характеристики, необходимо провести исследование течения с применением современных программных продуктов, таких как ANSYS CFX 11.0 [7]. Результаты численного исследования течения в каналах НА могут быть использованы при решении задачи оптимизации геометрии НА с целью получения высокой экономичности ступени.

При численном исследовании были рассмотрены различные варианты элементов НА:

- число диффузорных каналов ( $Z_{\text{дн}} = 9$  и  $Z_{\text{дн}} = 12$ );
- тип диффузорных каналов (прямолинейный и криволинейный);
- конфигурация обратных каналов (цилиндрические и профилированные);

- тип переводной зоны (имеющей радиальное кольцевое пространство и без него).

Для численного исследования предварительно были спроектированы четыре НА (№1, №2 №3 и №4), которые учитывали ранее приведенные варианты элементов. НА №2 и №3 имеют 9 криволинейных диффузорных каналов, НА №4 имеет 12 прямолинейных диффузорных каналов. НА №1 имеет 9 прямолинейных диффузорных каналов. НА №1 и №2 имеют переводное радиальное кольцевое пространство, №3 и №4 выполнены без него. Количество обратных каналов для всех аппаратов было принято равным 9, причем НА №1 имел цилиндрические обратные лопатки, а НА №2,3,4 имели профилированные обратные лопатки различной конфигурации.

Количество лопастей в РК было принято 7. Выбор числа диффузорных каналов всех НА основывался на рекомендациях, приведенных в работе [8] для получения удовлетворительных виброакустических характеристик.

Результаты численного исследования, приведенные в данной статье, получены для расчетного режима работы ступени. Ранее проведенные в ОАО «ВНИИАЭН» работы по численному исследованию течения в элементах проточной части центробежных насосов показали хорошую сходимость результатов численного и физического исследования [9-11]. Однако численное исследование течения в элементах проточной части на режимах, близких к пустевой подаче, затруднительно ввиду нестационарности процессов. Поэтому вопросы, связанные с определением крутизны и формы напорной характеристики, необходимо решать с применением физического эксперимента.

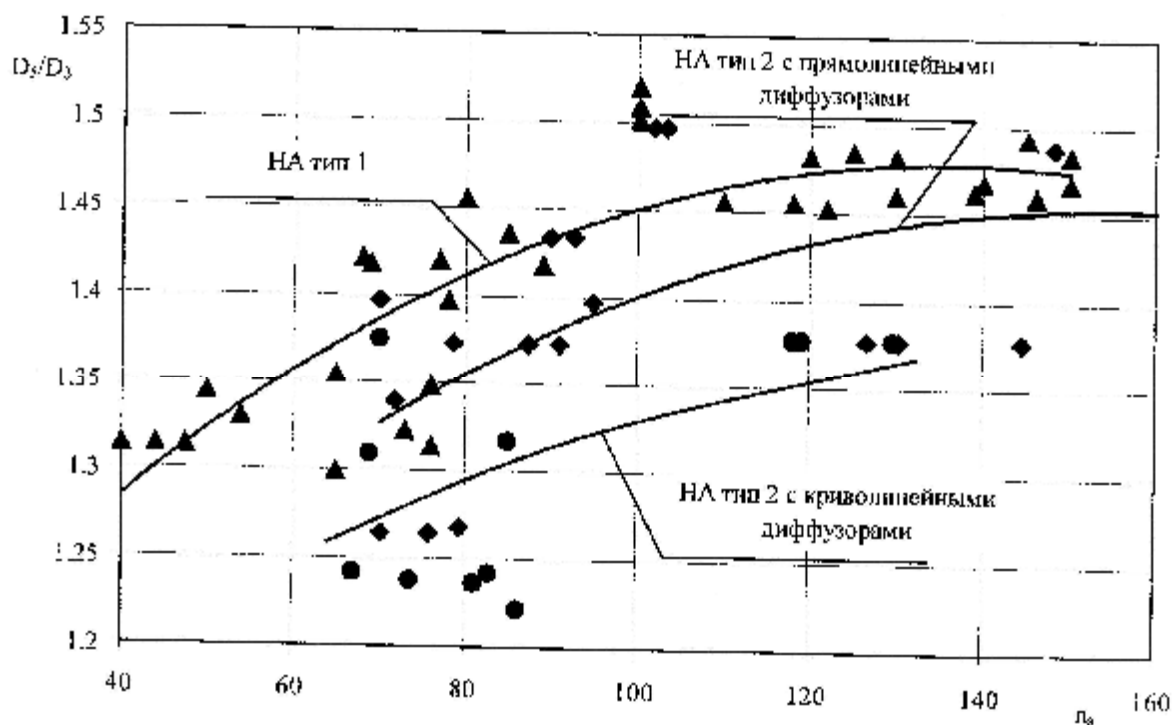


Рис. 1. Сравнение габаритных размеров НА типа 1 и 2 в зависимости от коэффициента быстроходности  $n_d$ .

Аналіз течія в варіантах НА виконується по оцінці інтегральних параметрів елементів НА, по візуальним картинкам течія, а також по розрахованим параметрам течія в контрольних сеченнях.

Для визначення втрат по елементах НА останній був розбит на частини: 2-3 — косою срез, 3-4 — диффузорний канал; 4-5 — переходний канал; 5-6 — обратний канал; 6-0 — поворот на вході в РК.

Втрати в НА визначаються по формулі

$$h_{3-6} = ((\bar{p}_3)_G - (\bar{p}_6)_G) / \rho g,$$

где  $(\bar{p}_3)_G, (\bar{p}_6)_G$  — середні по масовому расходу величини полных давлений на вході и выходе участка НА, Па;  $\rho$  — плотность среды, для которой выполнялось численное исследование, кг/м<sup>3</sup>.

Потери в элементах НА, полученные по результатам численного исследования, приведены в таблице 1.

Таблица 1  
Потери в элементах НА

Вар. НА	$h_{2-3}, м$	$h_{3-4}, м$	$h_{4-5}, м$	$h_{5-6}, м$	$h_{6-0}, м$	$h_{\Sigma}, м$
1	0,584	0,355	1,874	0,333	0,295	3,441
2	0,795	0,378	1,955	0,288	0,274	3,690
3	1,114	0,054	1,988	0,203	0,283	3,642
4	1,286	0,531	2,727	0,344	0,242	5,130

По таблице 1 можно сделать вывод о том, что основную долю потерь составляют потери в переходной зоне. Причем для НА №3 и №4 (не имеющих кольцевой зоны) они максимальны.

По результатам численного эксперимента (ЧЭ) были получены визуальные картинки течія в НА.

На рис. 2 показаны изолинии потока в диффузорных каналах НА №1, 2, 3 и 4.

Анализ картин течія, показанных на рис. 2, свидетельствует, что натекания на входные участки диффузорных каналов для всех НА происходит безударно. Также видно равномерное распределение скоростей по всей длине диффузорных каналов для всех вариантов НА.

На рис. 3 показаны изолинии потока в обратных каналах НА №1, 2, 3 и 4.

Из рис. 3 видно, что наиболее равномерное течение происходит в НА № 2, который имеет профилированные обратные лопатки, утолщенные на входе. Картина течія в НА № 4 в силу неравного количества каналов диффузорных и обратных является неравномерной и приводит к появлению отрывных зон на входных участках обратных лопаток. Можно предположить, что отрывные течения в обратных каналах НА № 1 возникают вследствие резкого изменения площади канала, которое всегда будет иметь место для цилиндрических лопаток обратных каналов НА. Следовательно для НА, имеющих кольцевую зону, в которой происходит выравнивание полей скоростей, натекание потока на входные участки обратных лопаток происходит более равномерно.

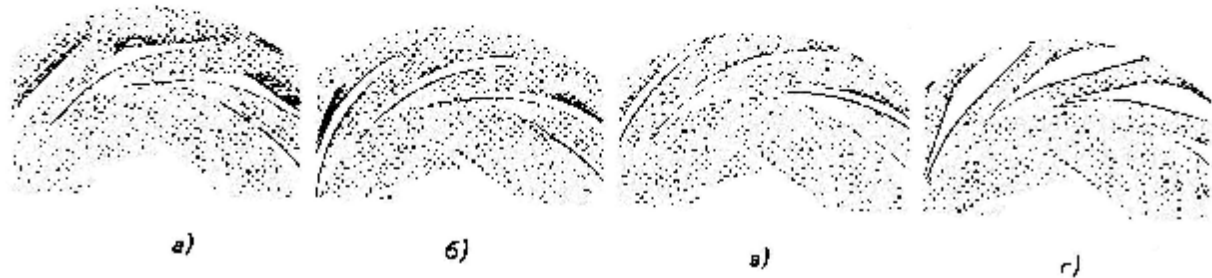


Рис. 2. Изолинии потока в диффузорных каналах НА (а — НА №1, б — НА №2, в — НА №3, г — НА №4.

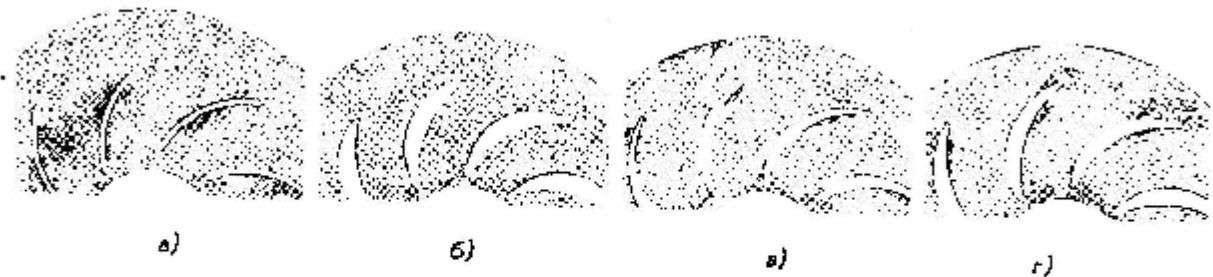


Рис. 3. Изолинии потока в обратных каналах НА (а — НА №1, б — НА №2, в — НА №3, г — НА №4.

Таблиця 2  
Сравнение углов потока в НА

Нар. НА	Угол потока при входе на лопатки диффузорных каналов			Угол потока при входе на лопатки обратных каналов		
	по методике [5]	по методике [3]	по результатам ЧЭ	по методике [5]	по методике [4]	по результатам ЧЭ
1	12,4°	12,2°	14,0°	35,6°	36,4°	35,8°
2	11,0°	10,9°	14,3°	21,5°	22,5°	23,4°
3	12,6°	11,5°	14,0°	15,1°	16,2°	32,2°
4	13,2°	11,5°	13,6°	32,1°	32,8°	21,6°

Углы течения потока на диффузорные и обратные лопатки НА, определенные по методикам [3, 4, 5] и по результатам ЧЭ, приведены в таблице 2.

Анализ результатов показывает, что угол потока при входе на лопатки диффузорных каналов, рассчитанный по методикам [3, 5], дает хорошее совпадение с углами потока, полученными в результате ЧЭ. Разница составляет не более двух градусов.

Хорошее совпадение углов потока при входе на лопатки обратных каналов НА, измеримое с допуском на изготовление, рассчитанных по методикам [4, 5] и по результатам ЧЭ, показал расчет для НА № 1 и 2, имеющих кольцевое пространство. В то же время, для НА № 3 и 4 углы, рассчитанные по аналитическим методикам [4, 5] и по результатам ЧЭ, отличаются в 1,5–2 раза.

Анализируя течения в обратных каналах (см. рис. 3), можно сделать вывод, что для НА № 3 и 4 на входе в обратные каналы присутствуют вихревые зоны, которые нарушают равномерность распределения скоростей и осесимметричность течения. Можно предположить, что определение углов потока в данном НА путем осреднения по окружности даст полученное расхождение результатов.

#### Выводы

1. Анализ проведенного исследования показал, что вопросы повышения КПД ступени следует рассматривать с точки зрения уменьшения гидравлических потерь в ПА. При этом для НА типа 2 особое внимание следует уделять гидравлическим качествам переходной зоны и углам течения на входные участки обратных лопаток.

2. Проведение численного исследования течения в каналах проточной части ступени центробежного насоса позволяет на стадии проектирования оптимизировать геометрию ПА с целью уменьшения гидравлических потерь в его элементах.

3. Для подтверждения результатов численного эксперимента, а также для определения степени влияния геометрических параметров ступени на форму и крутизну валорной характеристики необходимо проведение физического эксперимента.

#### Литература

1. Луговая С.О. Прогнозирование характеристики насоса со смесной проточной частью // Вестник СумДУ. — 2009. — № 1. — С. 49–60.

2. Идельчик И.Ф. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. — М.: Машиностроение, 1975. — 560 с.

3. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. [3-е изд., перераб. и доп.]. — М.: Машиностроение, 1986. — 376 с.

4. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. Вольные насосы, вентиляторы, турбовоздуходувки, турбокомпрессоры. [4-е перераб. издание]. — М.: ГНТИ Машиностроительной литературы, 1960. — 683 с.

5. Ден Г. Н. Механика потока в центробежных компрессорах. — Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1973. — 272 с.

6. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. — М.: Л.: Машиностроение, 1964. — 336 с.

7. ANSYS CFX 11.0 Solver Theory. Release 11.0 [Электронный ресурс]. 2008. — 261 р. — Режим доступа: <http://www.ansys.com>.

8. Рубинов В.Я., Покровский Б.В. Влияние чисел лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата на гидравлические характеристики центробежного насоса // Труды ВНИИГидромаша. «Гидромашиностроение». Выпуск 46. — М., 1975. — С. 71–89.

9. Елин А.В., Кочевский А.Н., Коньшин В.Н., Ольштынский П.Л., Луговая С.О., Щеляев А.Е. Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения воздуха в элементах проточных частей насосов специализации ОАО «ВНИИАЭН». Ч. 1. Моделирование течения воздуха в боковом комбинированном подводе диагонального насоса // Насосы&Оборудование. — 2006. — № 1 (36). — С. 20–24.

10. Елин А.В., Кочевский А.Н., Луговая С.О., Щеляев А.Е. Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения воздуха в элементах проточных частей насосов специализации ОАО «ВНИИАЭН». Часть 2. Моделирование течения воздуха в рабочем колесе центробежного насоса // Насосы&Оборудование. — 2006. — № 2 (37). — С. 18–21.

11. Елин А.В., Кочевский А.Н., Луговая С.О., Коньшин В.П. Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения воздуха в элементах проточных частей насосов специализации ОАО «ВНИИАЭН». Моделирование течения насосе двустороннего входа // Насосы&Оборудование. — 2006. — № 4(39)—5(40). — С. 54–58.

Надійшла 14.12.2009 р.