

ISSN 1994-4691



Всеукраїнський

науково-технічний

журнал

**ПРОМИСЛОВА**  
**ІДРАВЛІКА І**  
**НЕВМАТИКА**

**1(27)**  
**2010**

ISSN 1994-4691



9 771994 469005

## Редакційна колегія:

### Головний редактор:

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

### Перший заступник головного редактора:

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

### Заступники головного редактора:

д.т.н., проф. Струтинський В.Б. (м. Київ)  
д.т.н., проф. Яхно 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. Гарькавий А.Д. (м. Вінниця)  
д.т.н., проф. Лисогор В.М. (м. Вінниця)  
д.т.н., проф. Іскович-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. Нахайчук О.В. (м. Вінниця)  
д.т.н., Паламарчук І.П. (м. Вінниця)  
д.е.н., Калетнік Г.М. (м. Вінниця)

### Секретаріат:

#### Відповідальний секретар:

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

#### Заступники відповідального секретаря:

д.т.н., проф. Луговський 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. Павленко І.І.  
(м. Кіровоград)  
д.т.н., проф. Сахно Ю.О. (м. Чернівці)  
д.т.н., проф. Усов А.В. (м. Одеса)  
д.т.н., проф. Батлук 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. Краматорськ)  
д.т.н., проф. Фінкельштейн З.Л.  
(м. Алчевськ)  
д.т.н., проф. Проволоцький О.С.  
(м. Дніпропетровськ)  
к.т.н., проф. Єатушенко А.О. (м. Суми)  
д.т.н., проф. Осенін Ю.І. (м. Луганськ)  
д.т.н., проф. Склярєвський О.М.  
(м. Санкт-Петербург, Росія)  
д.т.н., проф. Панченко А.І.  
(м. Мелітополь)  
к.т.н. Кармугин Б.В. (м. Київ)  
д.т.н. Трофімов 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.

Свідоцтво про реєстрацію КВ № 7033, видане  
Державним комітетом інформаційної політики,  
телебачення і радіомовлення України 7.03.2003 р.

№1 (27)  
'2010

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

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

Журнал рішенням президії ВАК України від 30 червня 2004 р. № 3-05/7 введено в перелік  
наукових фахових видань (біюлетень 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 фосфогіпсу .....	13
І.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 енергоощадні підходи в процесі виробництва теплової та електричної енергії .....	23
Р.С. Мягкохліб Моделювання тепломасообмінних процесів при сушці деревини: алгоритмування розрахунку .....	27

### Прикладна гідромеханіка, гідромашини і гідропневмоагрегати

В.А. Батлук, І.В. Проскуріна, А.В. Ляшеник Математична модель процесу очищення запиленого потоку у відцентрово-Інерційних пиловловлювачах .....	31
А.Ф. Луговской, В.П. Фесич, А.В. Мовчанюк Методика расчета ультразвуковых высокоамплитудных резонансных приводов для кавитационных технологий .....	37
В.І. Сівецький, Д.Д. Рябінін, О.Л. Сокольський Вплив ефективного ковзання на параметри потоку неньютонівської рідини .....	41

**Асоційовані зарубіжні члени редакційної колегії:**

д.т.н., проф. Попов Д.М.  
(м. Москва, Росія)  
д.т.н., проф. Єрмаков 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. Чегодаєв Д.Є.  
(м. Самара, Росія)  
к.т.н., с.н.с. Малишев Є.А.  
(м. Москва, Росія)  
к.т.н., доц. Ащеулов О.В.  
(м. Санкт-Петербург, Росія)  
к.т.н., с.н.с. Колеватов Ю.В.  
(м. Новосибірськ, Росія)  
д.т.н., проф. Метлюк Н.Ф.  
(м. Мінськ, Республіка Білорусь)  
к.т.н., проф. Немировський І.А. (Ізраїль)  
д.т.н., проф. Врублевський А. (Польща)  
д.т.н., проф. Христов Х. (Болгарія)  
д.т.н., проф. Неделчева П. (Болгарія)

**Адреса редакції:**

21008, м. Вінниця  
вул. Сонячна, 3,  
Вінницький державний аграрний  
університет  
тел.: (0432) 57-42-27, 43-72-30  
e-mail: [jornal@vsau.org](mailto:jornal@vsau.org)



**ГЛОБУС-ПРЕС**

21021, м. Вінниця, 600-річчя, 15  
Свідоцтво про внесення до Державного  
реєстру ДК № 1077  
тел. (+38 0432) 67-58-92

E-mail: [globusp@svitonline.com](mailto:globusp@svitonline.com)

Технічний редактор О.А. Мельниченко  
Комп'ютерна верстка О.В. Ступак  
Коректор Є.Н. Гонта

Здано 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. Носко, С.А. Чистяков, А.В. Котелевєв <b>Оценка структуры потока фотоэмульсии в распределительных каналах многощелевой головки</b> .....	44
Р.М. Гнатів, І.Ф. Рип'як, В.В. Чернюк <b>Дослідження неусталеного середовища трубопроводів гідравлічних систем методами візуалізації</b> .....	47
А.А. Евтушенко, С.О. Луговая, П.Л. Ольштынский, И.Б. Твердохлеб <b>Исследование промежуточной ступени центробежного насоса с уменьшенными массо-габаритными характеристиками в диапазоне <math>ps = 120-140</math></b> .....	52
С.О. Хованський <b>Вимоги до форми енергетичних характеристик відцентрових насосів гідравлічних мереж комунального водопостачання</b> .....	56
А.Г. Гусак, В.А. Панченко, И.В. Островский <b>Некоторые подходы к методике проектирования направляющих аппаратов осевых погружных моноблочных насосов</b> .....	61
А.Н. Гулый, А.Н. Зубахин <b>Совершенствование конструкций центробежных насосов, основанное на использовании демпфирующих эффектов щелевых уплотнений проточных частей</b> .....	65
Д.М. Кашуба, О.М. Яхно, В.С. Кривошеев, О.В. Кривошеев <b>Метод расчета потерь энергии при течении аномально-вязких жидкостей в конических щелевых зазорах</b> .....	68

## Системи приводів. Технологія і обладнання машинобудівного виробництва. Мехатроніка

З.Я. Лурье, А.И. Гасюк <b>Определение аппроксимирующих уравнений нагрузки на гидростатический подшипник гидроагрегата подъема вала паровой турбины</b> .....	71
В.Б. Струтинський, Д.Ю. Федориненко <b>Моделювання траєкторій просторового руху опорних точок шпинделя на основі стохастичної математичної моделі</b> .....	75
В.В. Дубінський, С.П. Кулініч, В.П. Чуйко <b>Математична модель вібраційного гідравлічного привода преса для утилізації відходів деревообробних підприємств</b> .....	81
Р.Д. Іскович-Лотоцький, М.О. Мовчанюк, М.В. Бакало <b>Вимірвальний комплекс для визначення робочих параметрів технологічних машин з гідроімпульсним приводом</b> .....	86
В.І. Носуленко, О.С. Чумаченко <b>Гідродинамічні характеристики потоку в зоні обробки електричною дугою як визначальний фактор при конструюванні електрода-інструмента</b> .....	90

## Механізація сільськогосподарського виробництва

А.А. Папченко, С.Ф. Ковальов, В.В. Коломієць, М.С. Овчаренко <b>Шляхи підвищення ефективності роторних теплогенеруючих агрегатів-гомогенізаторів агрегатів-гомогенізаторів</b> .....	67
---	----

**ВИМОГИ ДО ФОРМИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК  
ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ ГІДРАВЛІЧНИХ МЕРЕЖ  
КОМУНАЛЬНОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ**

*Рассмотрены способы управления формой энергетических характеристик центробежных насосов. В зависимости от выбранного способа регулирования предлагается использование проточных частей разной быстротходности.*

*In given article ways of management are considered by the form of power characteristics of centrifugal pumps. Depending on the chosen way of regulation use of flowing parts of different rapidity is offered.*

**Вступ**

У зв'язку з реформуванням житлово-комунального господарства та підвищенням вартості енергоносіїв актуальним є питання оптимізації режимів роботи обладнання та зменшення витрати енергоносіїв, що використовуються в житлово-комунальному господарстві при наданні послуг з водопостачання та водовідведення.

Водоспоживання у житлово-комунальному господарстві безперервно змінюється у часі за випадково-імовірнісними законами. Діапазон зміни водоспоживання досить широкий, і щоб відслідковувати ці зміни, необхідно постійно регулювати режим роботи насосної установки. Необхідність безперервного регулювання насосних установок полягає в приведенні у відповідність режимів роботи насосів з режимами роботи водопровідної мережі.

При проектуванні та експлуатації насосних станцій житлово-комунального господарства виникає необхідність в інформації про математичну модель характеристик відцентрових насосів  $H = f(Q)$ ,  $N = f(Q)$ ,  $\eta = f(Q)$ . Ця потреба може виникати як на стадії проектування нових типів насосів, так і на стадії експлуатації діючих об'єктів. Актуальність такої роботи зумовлена необхідністю забезпечення відповідності вибору типу насоса і способу його регулювання.

**Аналіз попередніх досліджень**

Попередніми дослідженнями [1] було визначено, що найбільший економічний ефект при частотному регулюванні можна отримати за умови наявності максимально можливої крутизни напірної характеристики насоса, а кут нахилу дотичної до характеристики  $H-Q$  у оптимальній точці може бути критерієм доцільності застосування способу регулювання насосного агрегата. У роботі [2] було зазначено, що при ступеневому регулюванні (кількістю працюючих насосних агрегатів) необхідно застосовувати пологі характеристики насосів. У роботах [3–5] було встановлено вплив коефіцієнта швидкохідності на характеристики лопатевих насосів.

**Мета досліджень**

Розрахунок залежностей узагальнених параметрів енергетичних характеристик насоса, що визначають їх положення і форму.

**Матеріали та результати досліджень**

Форма напірної характеристики лопатевих насосів є одним з важливих показників якості їх роботи в гідравлічній системі. Загальноприйнятим є поділ напірних характеристик лопатевих насосів на стабільні і нестабільні (западаючі) з одного боку та на пологі та крутопадаючі — з іншого [3]. Стабільною називають характеристику, яка безперервно знижується від нульової подачі до максимально можливої, і кожній величині напору відповідає лише одне значення подачі. Відповідно нестабільна характеристика не задовольняє вказаним вимогам, і може мати западаючу ділянку, перегин або навіть розрив.

Наявність западаючих ділянок на напірній характеристиці насоса є передумовою нестійкої його роботи в системі. Як відомо, негативним наслідком роботи насоса з нестабільною характеристикою у мережі є можливість виникнення коливань подачі рідини у системі насос – мережа та гідроударів (помпаж), результатом чого може бути псування насоса та розрив трубопроводів. У той же час навіть стабільна форма напірної характеристики насоса може бути недостатньою умовою стійкості його роботи в мережі, коли мова йде про систему з паралельно працюючими насосами.

У деяких випадках (наприклад, живильні насоси ТЕС і АЕС) до вимог монотонної пологості напірних характеристик насосів висувають вимоги до ступеня їх нахилу, тобто напірні характеристики насосів повинні мати наперед визначені кількісні показники крутизни.

Загальноприйнятною є також оцінка крутизни напірної характеристики [3]:

$$\mu = \frac{H_{max} - H_{onm}}{H_{onm}} \cdot 100\%$$

де  $H_{max}$ ,  $H_{opt}$  — напір у максимальній та оптимальній точках напірної характеристики насоса відповідно,  $m$  (рис. 1).

Пологі характеристики ( $\mu \leq 15-20\%$ ) зручні при регулюванні насоса напірною засувкою в зв'язку з малою величиною втрачуваного напору, але мають суттєвий недолік — значні коливання подачі при зміні опору мережі. Круті напірні характеристики ( $\mu \geq 15-20\%$ ) позбавлені такого недоліку, але натомість мають великі коливання напору при зміні витрати рідини, споживаної мережею.

У загальному випадку напірна характеристика лопаткового насоса має вигляд кривої другого порядку, але певним значенням коефіцієнта швидкохідності робочого колеса насоса  $n_s$  притаманна специфічна форма характеристики. Розглядаючи зміну форми напірної характеристики у залежності від  $n_s$  [3, 6], можливо дійти висновку, що зі збільшенням коефіцієнта швидкохідності  $n_s$  залежність  $H = f(Q)$  набуває, як правило, більш крутого вигляду, і в ряді випадків у зоні малих подач  $Q < 0,5 Q_{opt}$  втрачає монотонність з появою перегину та западаючої ділянки.

Особливістю характеристик тихохідного насоса ( $n_s = 40-80$ ) є наявність максимуму кривої напору та швидкий ріст кривої потужності ( $N = f(Q)$ ) при збільшенні подачі. Насоси нормальної швидкохідності ( $n_s = 80-150$ ) і швидкохідні ( $n_s = 150-300$ ) мають монотонно падаючу характеристику напору; характеристика ж потужності у порівнянні з характеристикою тихохідних насосів є більш пологою. Характеристика напору діагонального насоса має специфічну западину та є кривою двоякої кривизни. Аналіз характеристик потужності цього насоса показує зниження споживаної потужності при збільшенні подачі. Останнє є особливістю діагональних, а також осьових насосів. Зміна коефіцієнту швидкохідності супроводжуються зміною форми меридіанного перерізу і геометричних розмірів колеса насоса. При збільшенні коефіцієнта швидкохідності спостерігаються зростання відносної ширини лопаті робочого колеса на виході та зменшення відносно зовнішнього діаметра, отже колесо перетворюється послідовно з радіального в осьове.

Коефіцієнт швидкохідності робочого колеса лопаткового насоса, призначеного для роботи із заданими  $Q$  і  $H$ , збільшується зі зростанням частоти обертання. Більші частоти обертання обумовлюють зменшення розмірів і маси насоса та його електродвигуна при високому ККД агрегата, а отже застосування робочих коліс із високим  $n_s$  економічно доцільно. Та в даному випадку необхідно збільшувати кавітаційний запас у зв'язку зі збільшенням швидкостей руху рідини в каналах насоса.

Слід також зазначити, що при експлуатації відцентрових насосів особливу увагу слід приділяти і їх робочому діапазону. Зазвичай мінімально-припустима подача при тривалій роботі кожного типу насосів визначається гранично припустимим рівнем вібрації підшипникових опор на цих режимах і перебуває у межах  $0,70-0,75 Q_{opt}$  (за винятком існування додаткових обмежень по кавітації, формі характеристики  $H-Q$  тощо) [7]. Робота насоса у режимах  $0,3-0,5 Q_{opt}$  внаслідок виникнення зворотних течій на вході й виході робочого колеса супроводжується рядом проблем, пов'язаних з підвищенням вібрації насоса, виникнення нестационарних осьових і радіальних сил, що

може призвести до виходу з ладу опорних та ущільнюючих вузлів. За висновками Euro Pump [8], енергоємні насоси, що працюють з подачами, меншими за  $0,5 Q_{opt}$ , можуть бути пошкоджені через нестабільні характеристики й підвищені вібрації.

Згідно закордонного досвіду стандарт API 610 визначає два діапазони роботи насоса: припустимий і переважний (бажаний). Припустимий діапазон роботи насоса знаходиться у межах  $0,5-1,2 Q_{opt}$ , переважний —  $0,7-1,1 Q_{opt}$  [9]. У даному випадку критеріями обмеження діапазону роботи насоса є: зниження ККД менше певного значення, величина припустимого кавітаційного запасу, підвищення рівня шуму й вібрації вище припустимих значень та форма напірної характеристики насоса.

Відомо, що аналітично напірну характеристику відцентрового насоса можна подати у вигляді [4]:

$$H = a + b \cdot Q + c \cdot Q^2, \quad (1)$$

де  $a, b, c$  — константи, що залежать від конструктивного виконання насоса та визначаються за його паспортною характеристикою шляхом її апроксимації за методом найменших квадратів.

Для оцінювання форм характеристик різних насосів, авторами [1, 6] пропонується перебудувати характеристики  $H = f(Q)$ ,  $N = f(Q)$ ,  $\eta = f(Q)$  у відносних координатах, прийнявши  $\bar{H}_{opt}$ ,  $\bar{Q}_{opt}$ ,  $\bar{N}_{opt}$ ,  $\bar{\eta}_{opt}$ , за одиницю.

Аналогічно (1) безрозмірну напірну характеристику відцентрового насоса можна подати аналітично у вигляді

$$\bar{H}(\bar{Q}) = \bar{a} + \bar{b} \cdot \bar{Q} + \bar{c} \cdot \bar{Q}^2,$$

$$\text{де } \bar{H} = \frac{H}{H_{opt}}, \bar{Q} = \frac{Q}{Q_{opt}}, \bar{a} = \frac{a}{H_{opt}}, \bar{b} = \frac{b \cdot Q_{opt}}{H_{opt}},$$

$$\bar{c} = \frac{c \cdot Q_{opt}^2}{H_{opt}}.$$

Визначимо коефіцієнти апроксимації  $\bar{a}, \bar{b}, \bar{c}$  безрозмірної напірної характеристики насоса за координатами оптимальної точки ( $H_{opt}$  і  $Q_{opt}$ ), тангенса кута дотичної характеристики  $H = f(Q)$  в цій точці (рис. 1) та точки перетину напірної характеристики з віссю ординат ( $Q_0 = 0$ ), розв'язавши наступну систему рівнянь:

$$\begin{cases} \bar{H}(\bar{Q}_{opt}) = \bar{a} + \bar{b} \cdot \bar{Q}_{opt} + \bar{c} \cdot \bar{Q}_{opt}^2, \\ \bar{H}(\bar{Q}_0) = \bar{a} + \bar{b} \cdot \bar{Q}_0 + \bar{c} \cdot \bar{Q}_0^2, \\ tg\gamma = \bar{b} + \bar{c} \cdot \bar{Q}_{opt}. \end{cases}$$

Прийнявши, що  $\bar{Q}_{opt} = 1$ ,  $\bar{H}_{opt} = 1$  отримаємо

$$\begin{cases} \bar{a} = H_0, \\ \bar{b} = 2 - 2 \cdot H_0 - tg\gamma, \\ \bar{c} = H_0 + tg\gamma - 1. \end{cases}$$

(2)

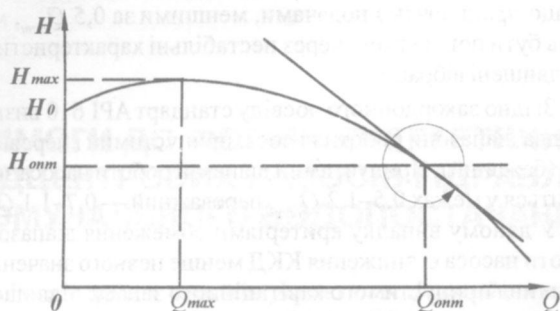


Рис. 1. До визначення апроксимації характеристики насоса.

Отже залежність напірної характеристики насоса від тангенса кута нахилу дотичної до безрозмірної характеристики в оптимальній точці та напору при нульовій подачі має наступний вигляд:

$$\bar{H}(\bar{Q}) = \bar{H}_0 + (-2 \cdot \bar{H}_0 - \text{tg}\gamma) \cdot \bar{Q} + (\bar{H}_0 + \text{tg}\gamma - 1) \cdot \bar{Q}^2$$

Аналіз способів регулювання і характеристик відцентрових насосів показав, що можливість і діапазон регулювання залежить від кута нахилу напірної характеристики насоса в оптимальній точці. Кут нахилу в оптимальній точці можна визначити наступним чином

$$\text{tg}(\gamma) = \left. \frac{\partial H}{\partial Q} \right|_{Q=Q_{opt}}$$

Узагальнення безрозмірних напірних характеристик насосів, наведених [3, 4, 6], показує, що кут нахилу в оптимальній точці залежить від коефіцієнта швидкохідності, тому враховуючи (1) справедливе наступне твердження:

$$\text{tg}(\gamma) = \left. \frac{\partial H}{\partial Q} \right|_{Q=Q_{opt}} = b + 2 \cdot c \cdot Q = \varphi(n_s)$$

Аналіз безрозмірних напірних характеристик ряду вітчизняних (типу К) і закордонних (Grundfos типу CR) насосів, що застосовуються в системах водопостачання вітчизняного житлово-комунального господарства (показано на рис. 2) дозволив отримати наступну залежність кута нахилу дотичної до безрозмірної напірної характеристики відцентрових насосів від коефіцієнта швидкохідності (рис. 3).

Залежності тангенса кута нахилу дотичної до безрозмірної характеристики в оптимальній точці та напору при нульовій подачі від коефіцієнта швидкохідності можуть бути представлені аналітично у вигляді:

$$\text{tg}(\gamma) = \left. \frac{\partial H}{\partial Q} \right|_{Q=Q_{opt}} = 2,3979 - 0,5917 \cdot \ln(n_s), \quad (3)$$

$$\bar{H}_1 = 0,8773 - 0,0026 \cdot n_s$$

Аналіз безрозмірних напірних характеристик насосів з різними коефіцієнтами швидкохідності (рис. 2) показує,

що зі збільшенням  $n_s$  зникає западаюча ділянка характеристики. Аналітично дану залежність можна отримати з наступних міркувань: відомо, що координати напірної характеристики насоса, заданої у вигляді (1), визначаються як [10]:

$$H_{\max} = a + \frac{b^2}{4 \cdot c^2}, \quad Q_{H=\max} = -\frac{b}{2 \cdot c}$$

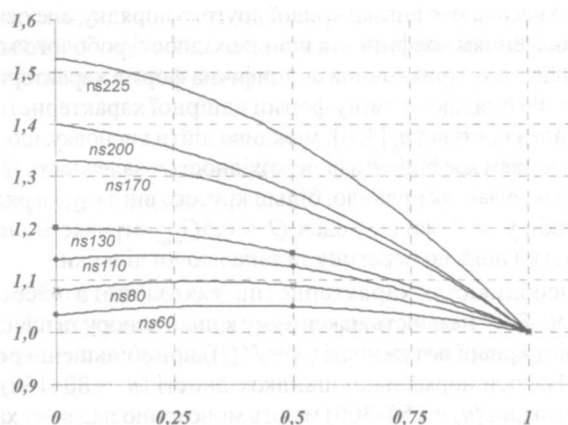


Рис. 2. Безрозмірні напірні характеристики насосів з різними коефіцієнтами швидкохідності.

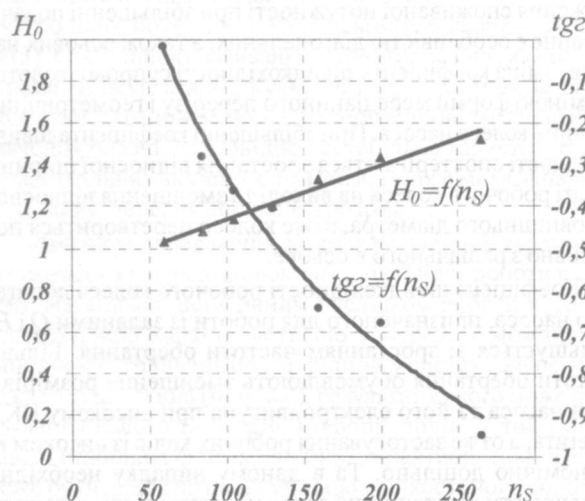


Рис. 3. Залежність тангенса кута нахилу безрозмірної характеристики в оптимальній точці та напору при нульовій подачі від коефіцієнта швидкохідності.

Підставляючи (2), (3), отримаємо аналітичні залежності зміни ординати і абсциси вершини напірної характеристики насоса, які показано графічно на рис. 4.

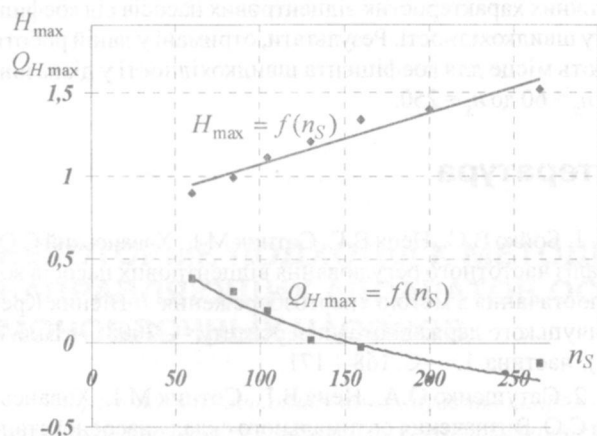


Рис. 4. Залежність ординати та абсциси вершини безрозмірної характеристики насоса від коефіцієнта швидкохідності.

Аналіз отриманих залежностей (рис. 4) свідчить, що при  $n_s < 150$  вершина безрозмірної напірної характеристики знаходиться у першому квадранті, а при  $n_s > 150$  переміщується в другий. Аналітично ж залежності ординати й абсциси вершини безрозмірної характеристики насоса від коефіцієнта швидкохідності мають вигляд:

$$H_{\max} = 0,764 - 0,0031 \cdot n_s,$$

$$Q_{H=\max} = 2,0626 + 0,4092 \cdot \ln(n_s).$$

Узагальнення безрозмірних характеристик ККД  $\eta = f(Q)$  насосів, наведених [3–5] показує, що криві ККД з малим  $n_s$  є порівняно плоскими, та навпаки – криві ККД насоса з більшим  $n_s$  спадають крутіше по обидва боки від точки оптимального ККД.

Аналітично залежність безрозмірного ККД насоса від його витрати можна надати у вигляді:

$$\eta(Q) = a_\eta + b_\eta \cdot Q + c_\eta \cdot Q^2,$$

де  $a_\eta, b_\eta, c_\eta$  — константи, що залежать від конструктивно-виконання насоса та визначаються шляхом апроксимації каталожних даних.

Визначимо коефіцієнти апроксимації  $a_\eta, b_\eta, c_\eta$  безрозмірної характеристики ККД насоса за координатами оптимальної точки  $(\eta_{opt}, Q_{opt})$ , точки перетину характеристики ККД з віссю ординат  $(Q_0 = 0, \eta_0)$  та тангенса кута нахилу дотичної до характеристики  $\eta = f(Q)$  у цій точці (рис. 5), розв'язавши наступну систему рівнянь:

$$\begin{cases} \eta(Q_{opt}) = a_\eta + b_\eta \cdot Q_{opt} + c_\eta \cdot Q_{opt}^2 \\ \eta(Q_0) = a_\eta + b_\eta \cdot Q_0 + c_\eta \cdot Q_0^2 \\ \eta'(Q_0) = 0 = b_\eta + 2 \cdot c_\eta \cdot Q_0 \end{cases}$$

Прийнявши, що  $Q_0 = 0, \eta_0 = 0, Q_{opt} = 1, \eta_{opt} = 1$  отримаємо,

$$\begin{cases} a_\eta = 0 \\ b_\eta = \text{tg}\varphi \\ c_\eta = 1 - \text{tg}\varphi \end{cases}$$

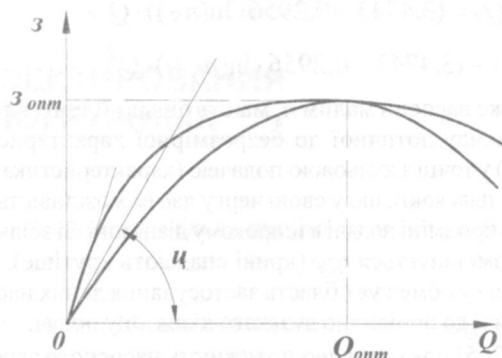


Рис. 5. До визначення апроксимації характеристики ККД насоса.

Отже характеристика ККД насоса в безрозмірних координатах має вигляд:

$$\eta(Q) = \text{tg}\varphi \cdot Q + (1 - \text{tg}\varphi) \cdot Q^2. \quad (4)$$

Аналіз безрозмірних характеристик ККД ряду вітчизняних насосів, що застосовуються в системах водопостачання вітчизняного житлово-комунального господарства дозволив отримати наступну залежність кута нахилу дотичної до безрозмірної характеристики ККД відцентрових насосів від коефіцієнта швидкохідності (рис. 6).

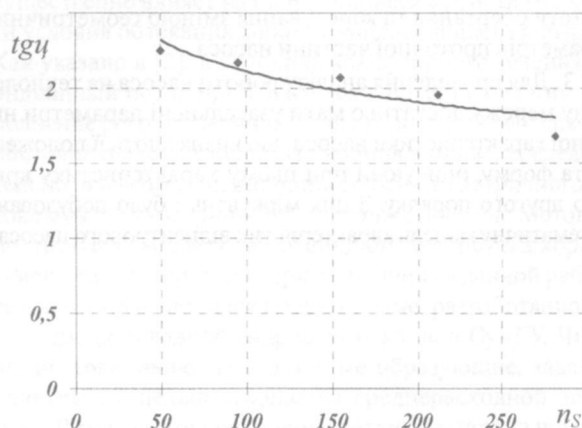


Рис. 6. Залежність тангенса кута нахилу безрозмірної характеристики ККД у точці з нульовою подачею від коефіцієнта швидкохідності.

Залежність тангенса кута нахилу дотичної до безрозмірної характеристики ККД у точці з нульовою подачею від коефіцієнта швидкохідності може бути представлена аналітично у вигляді:

$$tg(\varphi) = \frac{\partial H}{\partial Q} \Big|_{Q=0} = 3,4743 - 0,2956 \cdot \ln(n_s).$$

Підставляючи отриману залежність у (4) отримаємо формулу для визначення ККД насоса від подачі при різних значеннях коефіцієнта швидкохідності:

$$\eta(Q) = (3,4743 - 0,2956 \cdot \ln(n_s)) \cdot Q + (1 - (3,4743 - 0,2956 \cdot \ln(n_s))) \cdot Q^2$$

Отже насоси з малим  $n_s$  мають більший тангенс ( $tg \varphi$ ) кута нахилу дотичної до безрозмірної характеристики  $\eta = f(Q)$  у точці з нульовою подачею (характеристика ККД є більш пласкою), що у свою чергу дає їм можливість працювати при зміні подачі в широкому діапазоні. Зі збільшенням  $n_s$  зменшується  $tg \varphi$  (криві спадають крутіше), що в свою чергу обмежує область застосування даних насосів, зводячи її до порівняно вузького діапазону подач.

У [3–5] показано, що потужність насосного агрегата також залежить від коефіцієнта швидкохідності. У даній роботі залежність потужності насосного агрегата від коефіцієнта швидкохідності аналітично не визначалася, позаяк її можна опосередковано отримати, знаючи  $H = f_1(n_s)$  та  $\eta = f_2(n_s)$ .

#### Висновки

1. У залежності від вибраного способу регулювання роботи відцентрового насоса, працюючого на мережу, можливі різні вимоги до форми напірної характеристики насоса.

2. Форма напірної характеристики, перш за все, залежить від коефіцієнту швидкохідності і меншою мірою від геометричних параметрів проточної частини. Вимоги до форми можна реалізувати за рахунок вибору відповідної частоти обертання та корегування зміною геометричних параметрів проточної частини насоса.

3. Для проведення аналізу роботи насоса на технологічну мережу достатньо мати узагальнені параметри напірної характеристики насоса, що визначають її положення та форму, описуючи при цьому характеристику кривою другого порядку. З цих міркувань і було побудовано математичну модель характеристик відцентрового насоса.

4. Проведено узагальнення залежностей форм енергетичних характеристик відцентрових насосів від коефіцієнту швидкохідності. Результати, отримані у даній роботі, мають місце для коефіцієнта швидкохідності у діапазоні від  $n_s = 60$  до  $n_s = 250$ .

#### Література

1. Бойко В.С., Неня В.Г., Сотник М.І., Хованський С.О. Аналіз частотного регулювання відцентрових насосів водопостачання з метою енергозбереження // Вісник Кременчуцького державного університету. — 2008. — Вип. 4 (51), частина 1. — С. 168—171.
2. Євтушенко О.А., Неня В.Г., Сотник М.І., Хованський С.О. Визначення оптимального складу насосної станції // Вісник Кременчуцького державного університету. — 2009. — Вип. 4 (57), частина 1. — С. 158—162.
3. Малюшенко В.В., Михайлов А.К. Насосное оборудование тепловых электростанций. Изд. 2-е, перераб. и доп. — М.: Энергия, 1975. — 280 с.
4. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы. — М.: Машгиз, 1960. — 462 с.
5. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. — Л.: Машиностроение, 1966. — 264 с.
6. Пфлейдерер К. Центробежные и пропеллерные насосы / Пер. с нем. — М.-Л.: ОНТИ, 1937. — 495 с.
7. Швиндин А. И., Иванюшин А. А. К вопросу о работе центробежного насоса на нерасчетных режимах // Насосы и оборудование. — 2005. — № 6. — С. 34—35.
8. Duty Chemical, And Gas Industry Services, Operating rotodynamic pumps away from design conditions European Association of Pump Manufactures. T J919.064.2000.
9. API 610 Centrifugal Pumps For Petroleum, Heavy 8th Edition, 1995.
10. Справочник по высшей математике / А.А. Гусак, Г.М. Гусак, Е.А. Бричкова. — Мн.: ТетраСистем, 1999. — 640 с.

Надійшла 14.12.2009 р.