



УДК 621.67

Ратушний О.В., асис., Ковальов І.О., проф.

Сумський державний університет, м. Суми, Україна

УДОСКОНАЛЕННЯ ЛОПАТЕВОЇ ГРАТКИ РАБОЧОГО КОЛЕСА ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА З МЕТОЮ ПІДВИЩЕННЯ ЙОГО НАПІРНОСТІ

Підвищення напірності ступеня насоса визначається в основному геометрією робочого колеса. Так як процеси, що відбуваються у відцентровому насосі в цілому і колесі зокрема, є багатофакторними, то для виявлення оптимального співвідношення геометричних параметрів лопатевої гратки колеса необхідно створити модель, що характеризує залежність напору і КПД одночасно від декількох основних впливаючих факторів.

Одержання математичних моделей залежності напору і КПД від геометричних параметрів робочого колеса являє собою задачу одночасного розгляду декількох параметрів оптимізації. Таким чином, результат дослідження є рішенням компромісної задачі знаходження умовного екстремума для однієї поверхні відгуку при обмеженнях, що накладаються іншою. Для цього використався метод невизначених множників Лагранжа.

Для проведення оптимізаційного аналізу було запропоновано дві принципові конструктивні схеми на базі робочого колеса проміжного ступеня насоса ЦНС 180-1900 (рис 1): колесо, у міжлопатевоу каналі якого встановлено декілька виконаних у два рази тонше у порівнянні з основною коротких додаткових лопатей довжиною 10 % від неї із затыловкой вихідних кромek лопатей обох ярусів; колесо, що має лопаті S-образної форми із затыловкой вихідних кромek, з декількома короткими додатковими лопатями у міжлопатевоу каналі, виконаними у два рази тонше в порівнянні з основний і довжиною 10 % від неї, що повторюють форму основних лопатей.

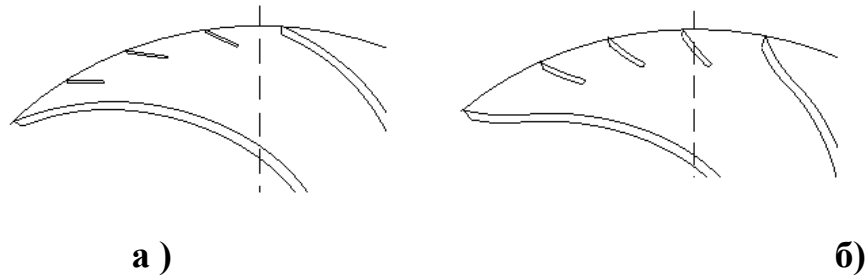


Рис. 1 – Схеми лопатевих ґраток, запропоновані для оптимізаційного аналізу

Дослідження проводилися при кількості основних лопатей робочих коліс $Z_1 = 7$ і $Z_2 = 8$. Таким чином, мали чотири види конструкцій лопатевих ґраток робочих коліс: схема, зображена на рис 9 а) при $Z_1 = 7$ і $Z_2 = 8$ і схема, зображена на рис 9 б) при $Z_1 = 7$ і $Z_2 = 8$. Для подальших дослідів ці схеми дістали номери А7, А8, Б7, Б8 відповідно. В якості параметрів оптимізації прийняті напір (y_h) і ККД (y_η) колеса. В якості основних факторів, що впливають на параметри оптимізації, прийняті для схем А7, А8: x_1 – довжина короткої лопаті l , x_2 – зсув за кроком в напрямку обертання вхідної кромки короткої лопаті δ , x_3 – зсув за кроком в напрямку обертання короткої лопаті Δt , x_4 – товщина короткої лопаті s ; для схем Б7, Б8: x_1 – відношення діаметра дуги відігнутої ділянки лопаті d до зовнішнього діаметра робочого колеса $\bar{d} = d/D_2$, x_2 – зсув за кроком в напрямку обертання короткої лопаті Δt , x_3 – відношення діаметра, на якому відбувається сполучення відігнутої ділянки з лопатою D_* , до зовнішнього діаметра робочого колеса $\bar{D} = D_*/D_2$, x_4 – товщина короткої лопаті s . В якості плану експерименту був прийнятий повний факторний експеримент, що дозволяє одержати оцінки впливу кожного фактора на параметри оптимізації.

В результаті досліджень отримані співвідношення геометричних факторів лопатевої ґратки робочого колеса, що забезпечують одночасно максимальний напір і ККД. Вони приведені в таблицях 1 і 2 (S – товщина основної лопаті).



Міжнародна науково-технічна конференція "Гідроаеромеханіка в інженерній практиці"
Секція 3
"Гідравлічні та пневматичні машини, гідروпередачі"

Таблиця 1

Співвідношення геометричних параметрів для схем А7, А8

№ схеми	l/D_2	$\Delta t/t$	s/S
А7	0,0895	0	0,788
А8	0,0879	0,0488	0,583

Таблиця 2

Співвідношення геометричних параметрів для схем Б7, Б8

№ схеми	\bar{d}	$\Delta t/t$	\bar{D}	s/S
Б7	0,217	0	0,822	0,66
Б8	0,3875	0,0336	0,8	0,643

Актуальним питанням є також установлення діапазону швидкохідностей робочих коліс, у якому сукупність підвищення напору і КПД оптимальні. Для його дослідження було обрано робочі колеса з n_s 45, 65, 80, 95, 125. Досліджувалося три конструкції кожного колеса: базова, модернізована за схемами А і Б (в залежності від кількості лопатей базового колеса відповідної швидкохідності). Підвищення параметрів напору і ККД коліс із модернізованими лопатевими ґратками відносно базового залежно від n_s на робочому режимі приведено на рисунках 2 і 3.

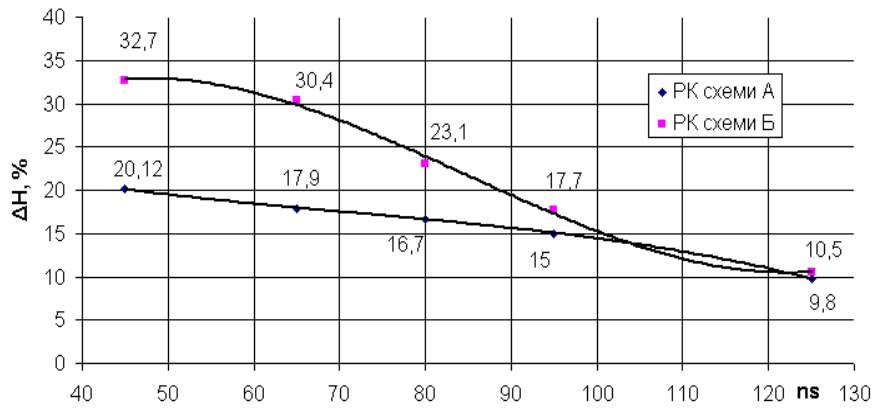


Рис. 2 – Залежність підвищення напору від n_s

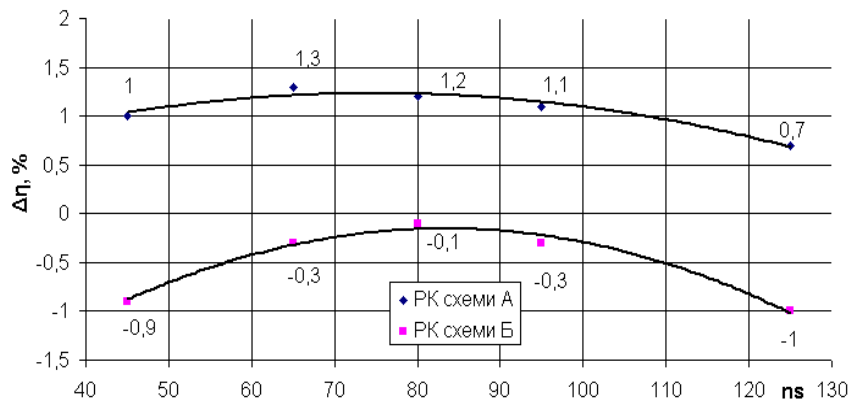


Рис. 3 – Залежність підвищення ККД від n_s