

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**Сучасні технології
у промисловому виробництві**

МАТЕРІАЛИ

**НАУКОВО - ТЕХНІЧНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ
ВИКЛАДАЧІВ, СПІВРОБІТНИКІВ,
АСПІРАНТІВ І СТУДЕНТІВ
ФАКУЛЬТЕТУ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ
ТА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
(Суми, 14–17 квітня 2015 року)**

ЧАСТИНА 2

Конференція присвячена Дню науки в Україні

Суми
Сумський державний університет
2015

ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ НАХИЛУ ХАРАКТЕРИСТИЧНОЇ КРИВОЇ ВІДЦЕНТРОВОГО РОБОЧОГО КОЛЕСА ВІД ШИРИНИ КОЛЕСА НА ВИХОДІ

Богданович В. С., аспірант

Зусилля багатьох учених направлені на підвищення енергоефективності роботи відцентрового насосу у складних інженерних системах шляхом впливу на його геометричні параметри. Ширина колеса на виході являється одним із найвагоміших параметрів, що впливає на характеристику роботи насоса [1]. Проте досліджень залежності роботи насоса, а тим паче крутизни напірної характеристики, від зміни ширини колеса на виході досить мало.

Отже, дана робота спрямована на дослідження залежності крутизни напірної характеристики від ширини колеса на виході на режимах роботи $0,5-1,2 Q_{opt}$ методом чисельного моделювання. Об'єктом дослідження є колесо двостороннього відцентрового насоса з коефіцієнтом швидкохідності 93 та сімома лопатями з кожної сторони. Зовнішній діаметр, D_2 , колеса становить 1020мм, ширина на виході, b_2 – 82,2мм. Параметри роботи у розрахунковій точці становлять $Q_{opt} = 6300 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 80 \text{ м}$, $n = 730 \text{ об/хв}$. Для дослідження впливу зміни ширини колеса на виході на крутизну напірної характеристики було вибрано наступні значення параметра b_2 : 40,8мм, 51мм, 61мм, 71мм, 82,2мм, 92мм, при цьому інші геометричні параметри колеса лишилися без змін.

Були побудовані тривимірні моделі розрахункової області рідини з різними значеннями b_2 з наступними допущеннями:

- внутрішній потік являється симетричним;
- внутрішній потік на вході у колесо являється вісесиметричним;
- втрати через ущільнення робочого колеса – відсутні.

Виходячи з припущень розрахункова модель це один канал половини робочого колеса без ущільнень. Тривимірна модель розрахункової області зображена на рисунку 1.

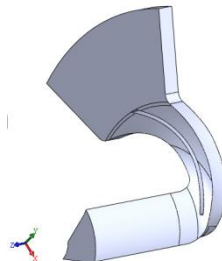


Рисунок 1 – Тривимірна модель розрахункової області рідини

У якості граничних умов на вході і виході задавалися циліндричні компоненти швидкості та статичний тиск відповідно. Були вибрані стандартна $k-\varepsilon$ модель турбулентності та масштабована функція стінки. Робоче середовище – вода при 25°C .

На рисунку 2 представлені отримані інтегральні характеристики коліс.

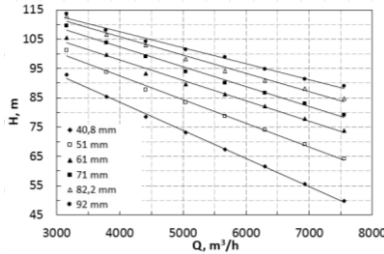


Рисунок 2 – Напірні характеристики шести коліс

Значення крутизни характеристики було визначене за наступною формулою:

$$K_H = \frac{H_{\max} - H_{opt}}{H_{opt}}, \quad (1)$$

де H_{\max} - це напір при $0,5 Q_{opt}$; H_{opt} - це напір при $Q_{opt} = 6300 \text{ м}^3/\text{год}$.

Залежність крутизни напірної характеристики від відносної ширини колеса зображено на рисунку 3. Як видно, зі зменшенням ширини колеса на виході крутизна характеристики зростає. Беручи до уваги те, що КПД найвужчого колеса являється найменшим, то діапазон зміни ширини колеса, у якому можна впливати на крутизну характеристики без значного зменшення КПД, становить від 0,05 до 0,09 для даного колеса. При цьому ми можемо змінювати крутизну у межах від 0,2 до 0,4, як видно з рисунку 3.

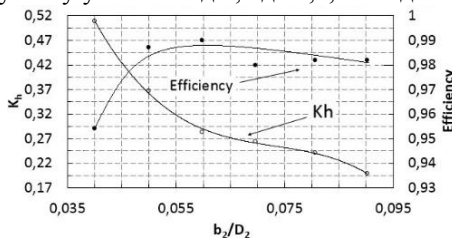


Рисунок 3 – Залежність крутизни напірної характеристики та КПД від відносної ширини колеса

Список літератури

1. Gülich J.F. Centrifugal Pumps / J.F. Gülich.–Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2008, 2010. – 964 p.