

2. DeMarco T., Lister T. *Waltzing with Bears: Managing Risk on Software Projects*. – NY: Dorset House Publishing, 2003.
3. *Building Real Software*. [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://swreflections.blogspot.com/2013/01/hardening-sprints-what-are-they-do-you.htm>

**Рибальченко І.С.**

*студент;*

**Матвієнко О.А.**

*кандидат технічних наук, асистент,  
Сумський державний університет*

## **МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ НИЗЬКОЇ ШВИДКОХІДНОСТІ**

За різними оцінками насосне обладнання споживає 20-25% електроенергії, що виробляється у світі [1]. У зв'язку з цим, гостро постають питання підвищення енергетичної ефективності насосного обладнання. Вирішення цього питання потребує комплексного підходу, який включає в себе не тільки заміну старих насосів на нові, більш ефективні, а й модернізацію працюючих насосів шляхом використання змінного робочого колеса (за деякими даними [2] життєвий цикл корпусу насоса вище, ніж робочого колеса – частка зношення для робочого колеса складає 77%, для корпусу – 18%).

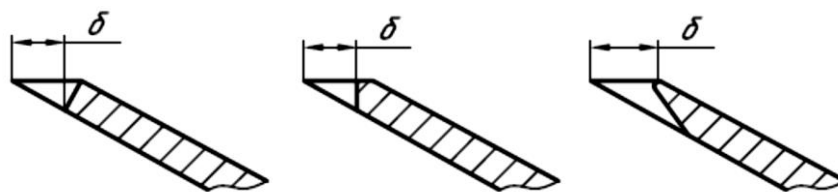
Не зважаючи на те, що відцентрові насоси досить детально досліджені, а їх робочий процес ґрунтовно описаний в багатьох наукових працях, пошуки шляхів впливу на їх напірні та енергетичні характеристики продовжуються. Особливо це стосується відцентрових насосів з нетипово низьким коефіцієнтом швидкохідності ( $n_s < 45$ ). Такі насоси характеризуються високими напорами при відносно низьких витратах, при цьому їх коефіцієнт корисної дії здебільшого не перевищує 60%. Сферою застосування насосів такого типу, перш за все, є нафтовидобувна (насоси систем підтримки пластового тиску) та хімічна промисловість (перекачування легких речовин, газорідних сумішей тощо).

Виходячи з вищевикладеного, метою даної роботи є підвищення енергоефективності робочого колеса відцентрового насоса низької швидкохідності ( $n_s < 45$ ).

На сьогодні існує декілька основних способів підвищення ефективності відцентрових робочих коліс низької швидкохідності.

Одним з найпростіших методів збільшення напору є затиловка лопатей робочих коліс [3]. Під затиловкою розуміється зміна вихідної кромки лопаті робочого колеса з тильного боку шляхом знімання металу. Різні модифікації затиловки, що застосовуються на практиці, показані на рис. 1. Така зміна дозволяє збільшити напір насоса на 5-8% при практично незмінному ККД на оптимальному режимі. Даний метод описаний в роботах Пфлейдера [4], проте певної методики розрахунку впливу затиловки на характеристики робочого

колеса немає, тому в кожному окремому випадку доводиться експериментально визначати величину зміни характеристики насоса.

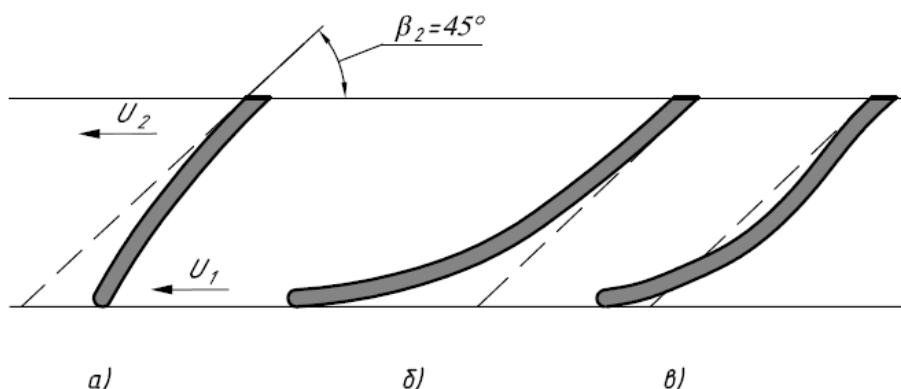


**Рис. 1. Модифікації затиловок вихідної кромки лопаті колеса**

Кут установки лопатей, на виході з робочого колеса  $\beta_2$  є одним з основних геометричних параметрів робочого колеса, що визначає гідравлічні якості всього насоса, форму напірної характеристики, а також, міцності колеса. З точки зору міцності оптимальним є радіальний вихід лопатей ( $\beta_2 = 90^\circ$ ).

Оптимальні гідравлічні властивості отримують при куті установки лопатей на виході в межах  $\beta_2 = 16^\circ - 40^\circ$ . Таким чином, при збільшених (в порівнянні з традиційними) кутах установки лопатей на виході з РК підвищується його динамічна міцність і коефіцієнт напору, але погіршуються гідравлічні якості зокрема, зменшується гідравлічний ККД через збільшення втрат в РК, обумовлених, головним чином, збільшенням дифузорності їх каналів і втрат у відводі.

Поєднання збільшених кутів  $\beta_2$  на виході (для підвищення величини теоретичного напору  $H_{T\infty}$ ) з малими кутами на вході в робоче колесо  $\beta_1$  приводить до думки робити лопать або зі зворотною кривизною, або з двоякою кривизною (рис. 2).



**Рис. 2. Варіанти виконання кривизни лопаті:**

- а) лопать з нормальною кривизною; б) лопать зі зворотною кривизною;  
в) лопать з двоякою кривизною**

Таким чином, для забезпечення великих кутів лопаті  $\beta_2$  одночасно з малими кутами  $\beta_1$ , при проектуванні лопаті потрібно відхилитися від напрямку логарифмічної спіралі в бік істотного зменшення кута  $\beta_1$ , тобто в бік зворотної кривизни. При збереженні нормальної кривизни лопаті кут  $\beta_1$  обов'язково буде

більшим за  $\beta_2$ , що в умовах малих кутів потоку  $\alpha_1$  призведе до появи досить значних негативних кутів атаки. Оптимальним рішенням між цими двома крайніми випадками може бути використання лопаті з двоякою кривизною або так званої S-подібної лопаті [5].

При конструюванні робочих коліс важливим є вибір кількості лопатей. При великому числі лопатей забезпечується рівномірність потоку за колесом, а також підвищується теоретичний напір. Однак, при цьому колесо може мати знижений гідравлічний ККД, обумовлений підвищеними втратами на тертя через значну поверхню тертя міжлопатевого каналу, а також високим рівнем середніх швидкостей на вихідній ділянці каналу, де має місце найбільше стискання потоку лопатями.

Зменшення числа лопатей супроводжується зниженням втрат на тертя. Також зменшується теоретичний напір внаслідок зниження впливу лопатей на потік, збільшується нерівномірність потоку і дифузорності течії в каналах і за робочим колесом, що призводить до відриву потоку і збільшення втрат на вихроутворення. Це, в свою чергу, тягне за собою зменшення площі активного перетину потоку і збільшення його швидкості, що обумовлює додаткове зниження напору [6].

При проектуванні робочих коліс необхідно обирати лопатеву систему з оптимальними властивостями, проте з поліпшенням одного з параметрів, найчастіше погіршуються інші. Одним з можливих напрямків вирішення даної проблеми є ідея застосування двоярусних робочих коліс [4; 7].

Дослідження показали, що двоярусне колесо створює мале стискання потоку лопатями на виході і при збільшенні числа лопатей спостерігається зростання напору при майже незмінному стисканні, а також зменшується навантаження на окрему лопать. Крім того, при раціональному розташуванні коротких і довгих лопатей течія всередині РК стає рівномірною і з'являється можливість регулювати розподіл швидкостей уздовж поверхні лопаті, що дозволяє підвищити напір без помітного зниження енергетичних і кавітаційних характеристик. Проте, збільшення числа лопатей в цілому призводить до збільшення гідравлічних втрат внаслідок збільшення сумарної поверхні тертя і рівня середніх швидкостей в міжлопатевому каналі [7; 8].

Виходячи з вищевикладеного, можна зробити висновок про те, що існує багато способів підвищення ефективності роботи відцентрових робочих коліс низької швидкохідності, проте всі вони використовуються не системно та не мають точних теоретичних обґрунтувань та методик прогнозування характеристик вдосконалених робочих коліс. Таким чином, необхідні додаткові дослідження, які будуть направлені на дослідження робочого процесу відцентрових робочих коліс з немодельними змінами, а також створення нового комплексного методу підвищення енергетичної ефективності їх роботи.

### **Список використаних джерел:**

1. Приходько К.А. Аналіз показників енергоефективності насосного обладнання в системах водопостачання та водовідведення / К.А. Приходько, М.І. Сотник // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції

викладачів, співробітників, аспірантів і студ. фак-ту технічних систем та енергоефективних технологій (м. Суми, 14-17 квітня 2015 р.) / Редкол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2015. – Ч. 2. – С. 58-59.

2. Мілтих В.С. Підвищення енергоефективності насосної станції з насосами типу д впливом геометричних параметрів їх робочих коліс на форму напірної характеристики: дисертація на здобуття наукового ступеня / Мілтих В.С.; наук. кер. М.І. Сотник. – Суми: СумДУ, 2016. – 132 с.

3. Ратушный А.В. Повышение напорности ступени центробежного насоса путем усовершенствования лопастной решетки рабочего колеса: дисертація на соискание научной степени канд. технических наук / А.В. Ратушный; Науч. рук. И.А. Ковалев. – Сумы: СумГУ, 2015. – 154 с.

4. Пфлейдерер К. Центробежные и пропеллерные насосы / К. Пфлейдерер – М.-Л.: ИКТН, 1937. – 495 с.

4. Жумагулов Н.Ж. Исследование работы консольного центробежного насоса К 45/30 при различных загибах лопаток рабочего колеса: автореф. дисс. канд. техн. наук: 05.04.13 / Н.Ж. Жумагулов. – Алма-Ата., 1988. – 16 с.

5. Анисимов С.А. Влияние числа лопаток на эффективность центробежного колеса с однорядной решеткой / С.А. Анисимов, Ф.С. Ренстин, К.П. Селезнёв // Труды ЛПИ. – 1962. – №.221. – С. 32-46.

6. Малюшенко В.В. Определение оптимального числа лопастей рабочих колёс питательных насосов / В.В. Малюшенко // Изветия вузов. Сер. Энергетика. – 1964. – № 4. – С. 58-65.

7. Тхи Д.С. Исследование потока в рабочем колесе центробежного насоса низкой быстроходности / Д.С. Тхи, В.И. Арсеньев // Гидравлические машины. – 1967. – № 6. – С. 116-123.

8. Зотов В.Н. Выбор числа лопаток колеса и направляющего аппарата центробежного колеса / В.Н. Зотов // Вестник машиностроения. – 1976. – № 11. – С. 33-36.

### **Робачинська І.В.**

*студентка,*

*Черкаський державний технологічний університет*

## **ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ ВИЗНАЧЕННЯ РИЗИКУ НЕКОРЕКТНОЇ РОБОТИ ПРОГРАМИ ПРИ ТЕСТУВАННІ ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ**

Тестування програмного забезпечення – це процес технічного дослідження, призначений для виявлення інформації про якість продукту відносно контексту, в якому він має використовуватись. Техніка тестування також включає як процес пошуку помилок або інших дефектів, так і випробування програмних складових з метою оцінки. Може оцінюватись:

- відповідність вимогам, якими керувалися проектувальники та розробники;
- правильна відповідь для усіх можливих вхідних даних;
- виконання функцій за прийнятний час;
- практичність;
- сумісність з програмним забезпеченням та операційними системами;