

ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ ВІЛЬНОВИХРОВОГО НАСОСА ШЛЯХОМ ЗМІНИ ГЕОМЕТРІЇ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ

Панченко В. О., Івченко О. В., Динник О. Д., Драч О. В.

1. Вступ

Вільновихрові насоси (рис. 1) є типом насосного обладнання, що мають просту в експлуатації конструкцію і забезпечують високу надійність, довговічність і економічну ефективність під час роботи їх на гідросумішах. Їх використовують також під час транспортування різноманітних твердих речовин і продуктів [1–3].

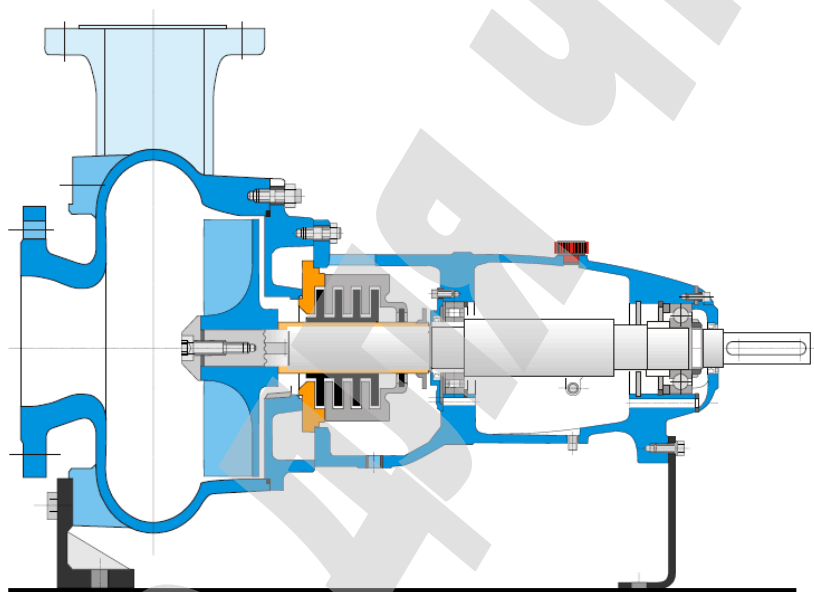


Рис. 1. Вільновихровий насос типу «Туро» фірми EGGER (Швейцарія)

Аналіз складових життєвого циклу насосного обладнання й основні тенденції розвитку насосного ринку вказують на переваги вільновихрових насосів (ВВН) [1] під час перекачування:

- рідин з високим вмістом абразивних частинок;
- суспензій з високим вмістом твердих речовин і волокнистих домішок;
- рідин з підвищеною густиною;
- рідин з високим вмістом повітря або газу [4];
- рідин, чутливих до зрізу;
- рідин, які містять крихкі речовини, а також забезпечують безперешкодне та безперервне транспортування волокнистих суспензій [5].

Ці насоси призначені для роботи в умовах, в яких відцентрові насоси не можуть працювати або їх робота є ненадійною. Підкреслюється, що поряд із перевагами, ВВН мають й недоліки, головним з яких є низька економічність (ККД насоса складає $\eta=0,38-0,58$). Проте, не зважаючи на низьку економічність, застосування ВВН дає значний економічний ефект.

Тому актуальним є дослідження робочого процесу вільновихрових насосів, спрямоване на підвищення їх коефіцієнту корисної дії.

2. Об'єкт дослідження та його технологічний аудит

Об'єктом дослідження є динамічний насос вільновихрового принципу дії.

У процесі створення ВВН були розроблені три базові конструкції цих насосів, які відрізняються між собою формою робочого колеса (РК), відводу і місцем розміщення колеса відносно вільної камери: «Wemco», «Turo» і «Seka».

Першим був створений вільновихровий насос типу «Wemco», розроблений в США у 1954 р. фірмою «Western Machinery Company». РК цього насоса виконане за прикладом колеса гідромуфти і розміщене у розточці задньої стінки корпусу. Недоліком ВВН цього типу є низький ККД, який складає 30–40 % [6].

Подальші дослідження різних конструкцій ВВН з метою збільшення напору і ККД призвели до створення нового типу насоса – конструктивної схеми «Turo» фірми «EGGER» (Швейцарія). В цій схемі РК виконане у вигляді диску з прямими радіальними лопатями (відкритого або закритого на периферії). В цьому насосі різка зміна напрямку руху рідини під час виходу з РК у осьовому напрямку інтенсифікує енергообмін між потоками рідини, що виходять з колеса і надходять до вільної камери [1]. Це дає зростання напору і ККД (ККД насосу типу «Turo» досягає рівня 54–58 %). На практиці принцип дії насосу «Turo» отримав відомість у 1958 р. в США. Конструктивна особливість вказаного насоса полягає у тому, що ротор повністю відсунутий у розточку задньої частини корпусу. Завдяки цьому перед ротором залишається вільним весь внутрішній простір корпусу. Лопаті РК, крім радіальних, можуть бути вигнутими у бік, протилежний його обертанню.

У основі насосів типу «Seka» покладено принцип висунення РК з ніші корпусу у вільну камеру, який збільшує долю лопатевого робочого процесу й призводить до підвищення напору і ККД насоса. Насоси «Seka» випускає фірма «VOGEL» (Австрія). Робоче колесо цього насосу не має обмеження на периферії й висунуте у вільну камеру, а рідина, яка виходить з РК, спрямовується безпосередньо у відвід. Проте застосування цих насосів обмежене внаслідок можливого забивання перекачуванним продуктом, особливо під час транспортування рідин, які містять волокнисті речовини.

Крім цих конструкцій існують ще декілька варіантів модифікованих конструктивних схем ВВН, які відрізняються геометрією лопатей РК, а також розміром висунення лопатей у вільну камеру. Конструктивну схему насоса вибирають з урахуванням умов експлуатації й властивостей перекачуваної рідини.

Одним з найбільш проблемних місць є низьке, порівняно з відцентровими насосами, значення коефіцієнту корисної дії.

3. Мета та задачі дослідження

Мета дослідження – визначення оптимальних параметрів геометрії проточної частини вільновихрового насоса для підвищення його технічного рівня.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати такі задачі:

1. Обґрунтувати вибір способу впливу на геометрію проточної частини вільновихрового насоса.
2. Виконати числове моделювання течії рідини у проточній частині вільновихрового насоса.
3. Провести фізичний експеримент на випробувальному стенді.
4. Визначити технічний рівень нової конструкції вільновихрового насоса та порівняти її з базовою.

4. Дослідження існуючих рішень проблеми

Виконаємо аналіз проведених раніше досліджень з можливих способів покращання економічності ВВН. Зупинимося на способах внесення змін у конструктивну схему ВВН типу «Turo» або конструкцію РК.

Зокрема, принцип переходу з конструкції відцентрового насоса з напіввідкритим робочим колесом на конструкцію насоса вільновихрового типу досліджував автор роботи [7]. Пояснюючи робочий процес цих насосів, він стверджує, що фізичні процеси у ВВН подібні до процесів у відцентрових насосах з відкритим РК і великим зазором між лопатями й корпусом. При цьому він спирається на свої дослідження, які свідчать, що коефіцієнт напору, який дорівнює відношенню напору до питомої кінетичної енергії РК:

$$\psi = \frac{H}{u^2/2g},$$

де H – напір; u – колова швидкість на виході з колеса. Що цей коефіцієнт на протилежність раніше опублікованим даним виявився нижчим відповідних коефіцієнтів напору для відцентрових насосів. Тобто він стверджує, що наявність циркуляційного потоку (поздовжнього вихору) у ВВН не призводить до збільшення напору, так як це відбувається у вихровому насосі. Подальші дослідження багатьох авторів з вивчення структури потоку у ВВН не підтверджують цю аналогію [1, 2].

Дослідження [3, 7] щодо впливу бокового зазору x між напіввідкритим РК і передньою стінкою корпусу у відцентровому насосі свідчить, що при значному збільшенні зазору конструкція відцентрового насоса з напіввідкритим РК переходить у конструкцію ВВН типу «Sesa». І далі, при розміщенні колеса у розточці корпусу – у конструкцію ВВН типу «Turo».

Схема розміщення РК наведена на рис. 2, а. Зазор x у дослідженнях змінювався від 0,3 до 20 мм. З рис. 2, б видно, що при збільшенні зазору напір спочатку різко (до $x = 2$ мм), а потім поступово падає і при $x = 5$ мм досягає нижньої межі. Досліди в області великих значень зазору (до 20 мм) показали, що падіння напору є незначним. Характерною є й зміна ККД насоса. ККД при максимальному зазорі ($x = 20$ мм) змінився на 2/3 від початкового значення ККД при $x = 3$ мм, а коефіцієнт напору знизився від $\psi = 0,97$ до $\psi = 0,69$.

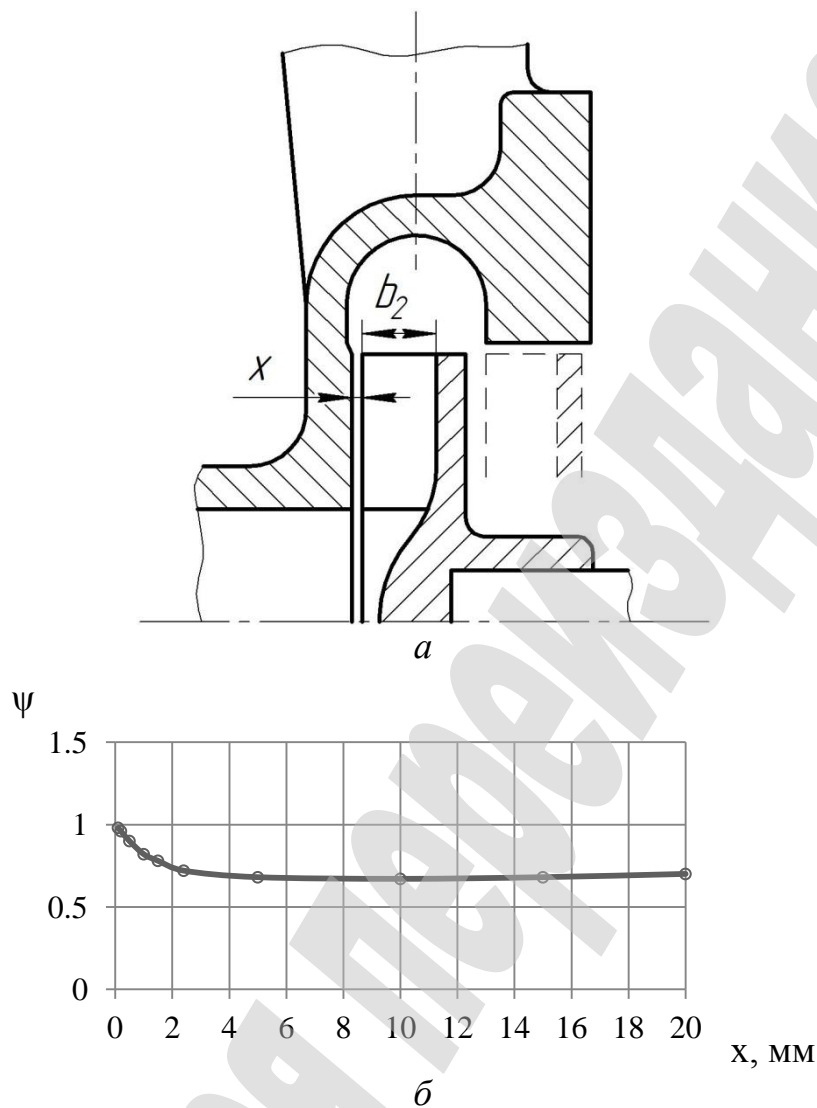


Рис. 2. Картина течії рідини у проточній частині вільновихрового насоса за результатами розрахунку течії [1]: *a* – схема проточної частини; *б* – залежність коефіцієнту напору від зазору

Таку зміну параметрів насоса можна пояснити переходом конструкції відцентрового насоса на вільновихрову і принциповою зміною робочого процесу. При цьому зростає частка вихрового робочого процесу, що призводить до збільшення гідравлічних втрат у насосі і, як наслідок, зниженню напору і ККД.

Аналіз та узагальнення результатів авторів [8–10] з висування РК і його впливу на характеристики ВВН дозволяють зробити наступні висновки про те, що воно може бути використане як один зі способів доведення параметрів даного насоса: подачі Q і напору H . Висування РК всередину вільної камери дозволяє підвищити напір і ККД насоса, максимальні значення вони досягають при повністю висунутому колесі. Зі збільшенням величини висування оптимальне значення подачі зсувається праворуч. Приріст ККД, який спостерігається при висуванні РК, можна пояснити тим, що у даному випадку зменшується кількість циклів обертання рідини у вільній камері насоса й більша її частина спрямовується безпосередньо у відвід. Це відображається у зменшенні гідравлічних втрат у насосі і, як наслідок, зростанні його ККД. Проте

необхідно відмітити, що висування РК у вільну камеру погіршує здатність насоса до перекачування рідин з великими та волокнистими домішками.

У роботах [11–13] було проведено дослідження впливу способу встановлення робочих коліс вільновихрових насосів відносно корпусу у спіральному відводі. Результати дослідів свідчать, що зі збільшенням величини висування робочого колеса у вільну камеру відбуваються відповідні зростання напору і ККД насоса. Отримані результати автори пояснюють зміною структури течії рідини у проточній частині ВВН від власне вихрової до такої, що є наближеною до течії у відцентрових насосах.

Таким чином, результати аналізу дозволяють зробити висновок про те, що вплив на геометрію робочого колеса вільновихрового насоса може способом підвищення ефективності його роботи (підвищення ККД). Крім того, відкриваються перспективи для розширення робочих параметрів насоса (збільшення напору при збереженні оптимальної подачі).

5. Методи дослідження

Аналіз та узагальнення результатів з висування РК і його впливу на характеристики ВВН дозволяють зробити наступні висновки. Висування РК ВВН може бути використане як один зі способів доведення параметрів даного насоса: подачі Q і напору H . Як випливає з рис. 3 [1], висування РК всередину вільної камери дозволяє підвищити напір і ККД насоса, максимальні значення (згідно експерименту $\bar{H} = 1,15$, $\eta = 0,535$) вони досягають при повністю висунутому

колесі. Тут $\bar{H} = \frac{7200}{\pi^2} \cdot \frac{gH}{n^2 D_2^2}$, $\bar{Q} = \frac{240}{\pi^2} \cdot \frac{Q}{n D_2^3}$, n – частота обертання, об/хв.

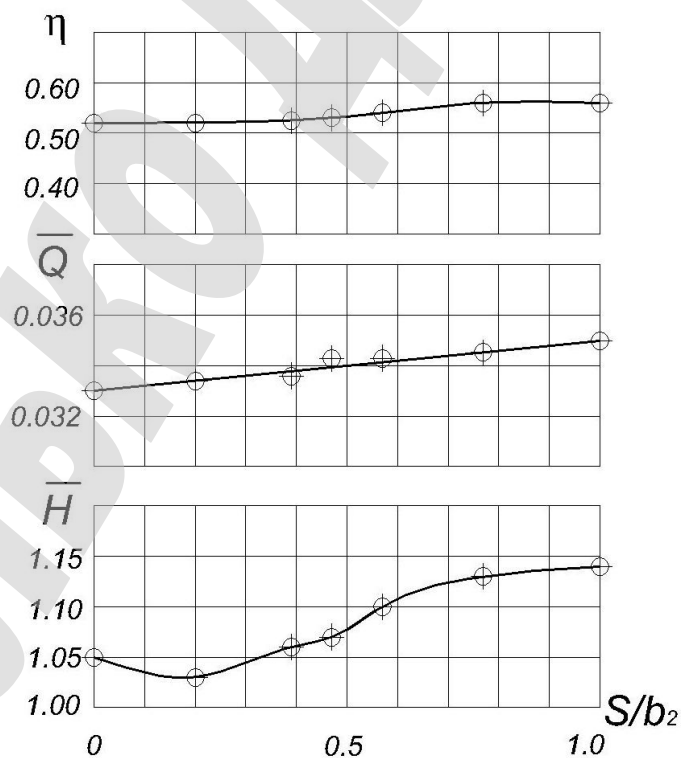


Рис. 3. Вплив висування робочого колеса у вільну камеру на характеристики вільновихрового насоса

Зі збільшенням величини висування оптимальне значення подачі зсувається праворуч. Приріст ККД, який спостерігається при висуванні РК, можна пояснити тим, що у даному випадку зменшується кількість циклів обертання рідини у вільній камері насоса й більша її частина спрямовується безпосередньо у відвід. Це відображається у зменшенні гідравлічних втрат у насосі і, як наслідок, зростанні його ККД. Проте необхідно відмітити, що висування РК у вільну камеру погіршує здатність насоса до перекачування рідин з великими та волокнистими домішками.

З метою підвищення напору і ККД у конструкції ВВН типу «Туго» РК було виконане з лопатями, які мають не периферії виступи (рис. 4), розміщені у вільній камері і які утворюють з корпусом осьовий зазор.

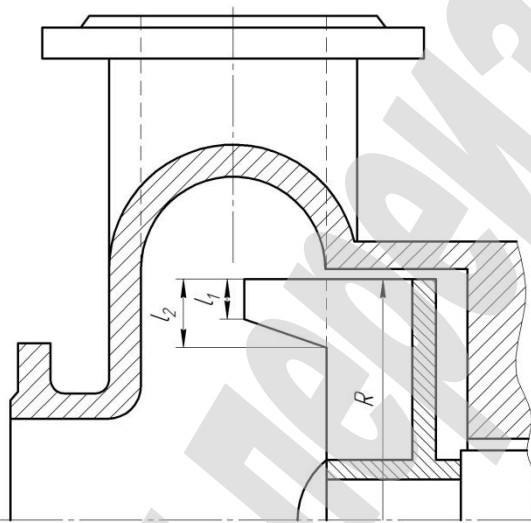


Рис. 4. Робоче колесо вільновихрового насоса з виступами у вільну камеру [14]

5.1. Фізичний експеримент

З метою підвищення технічного рівня вільновихрового насоса було запропоновано висунути у вільну камеру насоса лише частину лопатей робочого колеса, що дозволило б підвищити напір та коефіцієнт корисної дії практично без впливу на максимальний розмір перекачуваних домішок. Таким чином була створена конструкція, яка реалізує у собі комбінований (лопатевий та вихровий) робочий процес і є перехідною формою між відомими вільновихровими насосами і відцентровими насосами з напіввідкритим робочим колесом.

Для проведення випробувань було створено спеціальний випробувальний стенд, який працює за схемою із замкненим контуром циркуляції води. Принципову гідравлічну схему експериментального стенду наведено на рис. 5.

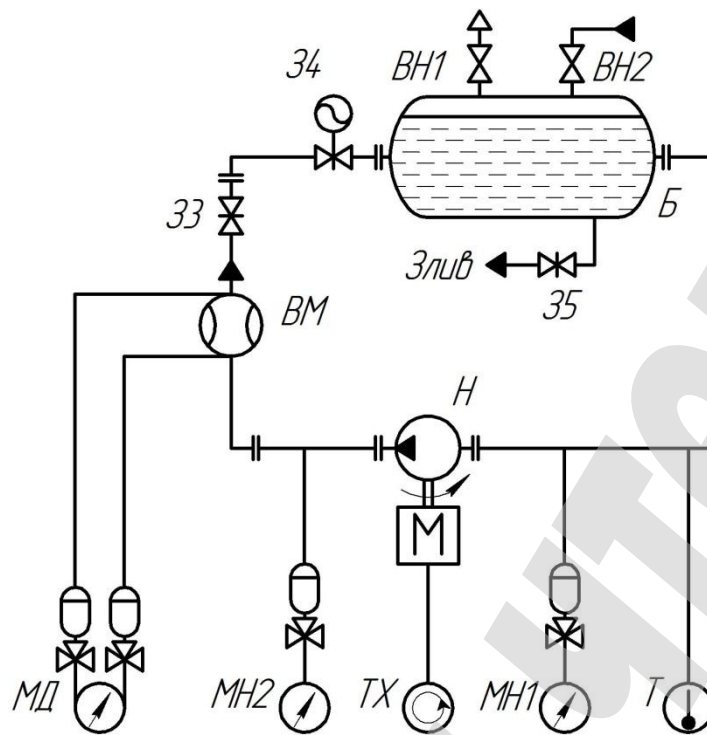


Рис. 5. Гідравлічна схема експериментального стенду:

Б – бак; *ВН1–ВН2* – вентилі; *31–35* – засувки; *МН1–МН2* – манометри; *МД* – манометр диференційний; *Н* – насос; *ВМ* – витратомір; *ТХ* – тахометр; *Т* – термометр; *М* – електродвигун

До його основного обладнання входили:

- експериментальний насос *Н*;
- балансна машина постійного струму *М* потужністю до 24,5 кВт і частотою обертання 0–4500 об/хв.;
- герметичний бак *Б* ємністю 20 м³;
- витратомірний звужуючий пристрій *ВМ* з диференційним манометром *МД*. Витратомірний пристрій складався з діафрагми і ділянок трубопроводу визначеної довжини згідно [15]. Також до складу експериментального стенду входили: пульти керування, основні й допоміжні трубопроводи, вимірювальна (манометри *МН1*, *МН2*; вакуумметр *В*, тахометр *ТХ*, термометр *Т*) і керуюча (засувки *31–35*; вентилі *ВН1*, *ВН2*) апаратура.

Вимірювальна апаратура забезпечувала можливість зняття напірної, енергетичної і кавітаційної характеристик модельного насоса у відповідності до [16]. Під час експериментальних випробувань як робоче середовище було використано воду з характеристиками згідно з [17].

Експериментальний насос консольного типу з осьовим підведенням робочої рідини. Корпус насоса має тангенціальний вихідний патрубок. Робоче колесо розміщене у заглибленні корпусу. Вал насоса ущільнений сальником. Опорами валу слугують підшипники кочення з рідким змащуванням. Робоче колесо, частина лопатей якого висунута у вільну камеру, встановлене у розточці корпусу (рис. 6).

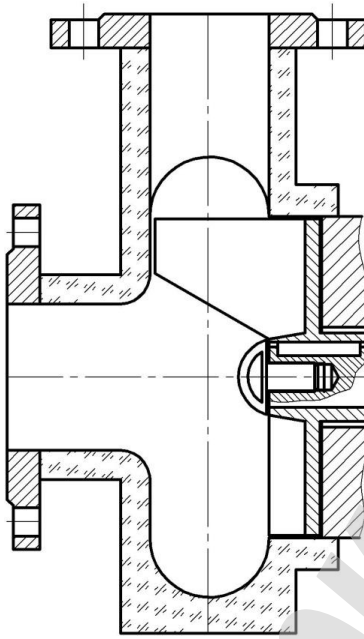


Рис. 6. Робоче колесо у корпусі насоса

5.2. Числовий експеримент

Числове дослідження структури потоку у проточній частині ВВН було проведено за допомогою програмного продукту (ПП) ANSYS Academic Research CFD 12.1.

В основу даного ПП покладений метод числового розв'язання фундаментальних законів гідромеханіки [18]: рівнянь руху в'язкої рідини разом з рівнянням нерозривності, що забезпечує обґрунтованість застосування результатів числового дослідження.

Програмний продукт ANSYS використовує метод кінцевих об'ємів, який містить у собі дискретизацію просторової області з використанням розрахункової сітки. Сітку використовують для побудування кінцевих об'ємів, які несуть у собі властивості збереження маси, імпульсу й енергії. У досліджуваній задачі використовується тривимірна сітка. Для простоти ілюстрації використаємо двовимірну сітку.

На рис. 7 зображена типова двовимірна сітка. Усі змінні й властивості рідини зберігаються у вузлах (вершинах комірок). Контрольні об'єми (заштрихована область) будують навколо кожного вузла сітки з використанням подвійних медіан.

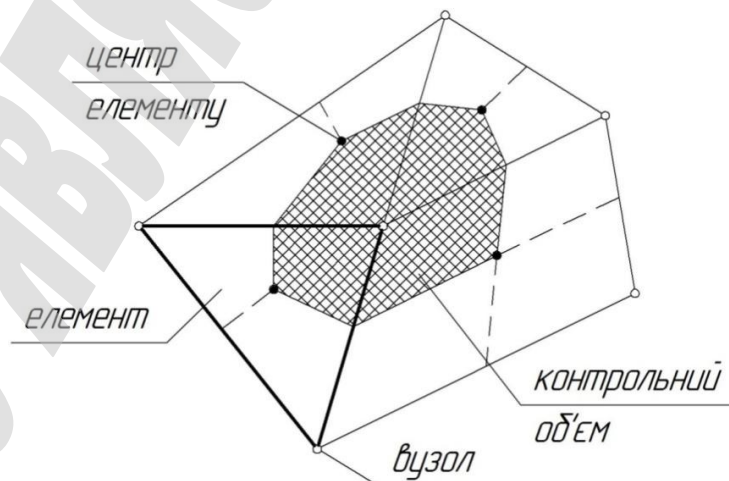


Рис. 7. Ілюстрація методу кінцевих об'ємів

Для ілюстрації методу кінцевих об'ємів напишемо рівняння збереження мас, моментів і енергії у циліндричній системі координат:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j) = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right), \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \Phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \Phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_{eff} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial x_j} \right) \right) + S_\Phi, \quad (3)$$

де p – гідродинамічний тиск;

x_j – декартові координати;

u_j – проекції швидкості в декартовій системі координат;

$\mu_{ef} = \mu + \mu_t$ – ефективна в'язкість;

μ_t – турбулентна в'язкість;

μ – молекулярна в'язкість;

t – час.

Ці рівняння інтегрують по кожному контрольному об'єму. Для перетворення об'ємних інтегралів, пов'язаних з дивергенцією і градієнтом операторів поверхневих інтегралів, застосовується теорема про дивергенції Гауса. Якщо контрольні об'єми не деформуються з часом, то похідна за часом може бути переміщена за межі об'ємних інтегралів, тоді система інтегральних рівнянь може бути подана у вигляді:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV + \int_S \rho U_j dn_j = 0, \quad (4)$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho U_i dV + \int_S \rho U_j U_i dn_j = - \int_S P dn_j + \int_S \mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_V S_{U_i} dV, \quad (5)$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \Phi dV + \int_S \rho U_j \Phi dn_j = \int_S \Gamma_{eff} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial x_j} \right) dn_j + \int_V S_\Phi dV, \quad (6)$$

де V і S відповідно означають об'ємну і поверхневу області інтегрування, а dn_j є диференційним компонентом вектору зовнішньої нормалі до поверхні у декартовій системі координат. Інтеграли по об'єму є джерелом або набором умов, поверхневі інтеграли є підсумовуванням потоків.

Наступний крок числового алгоритму це дискретизація об'ємних і поверхневих інтегралів. Щоб проілюструвати цей крок, розглянемо одиничний елемент, як показано на рис. 8.

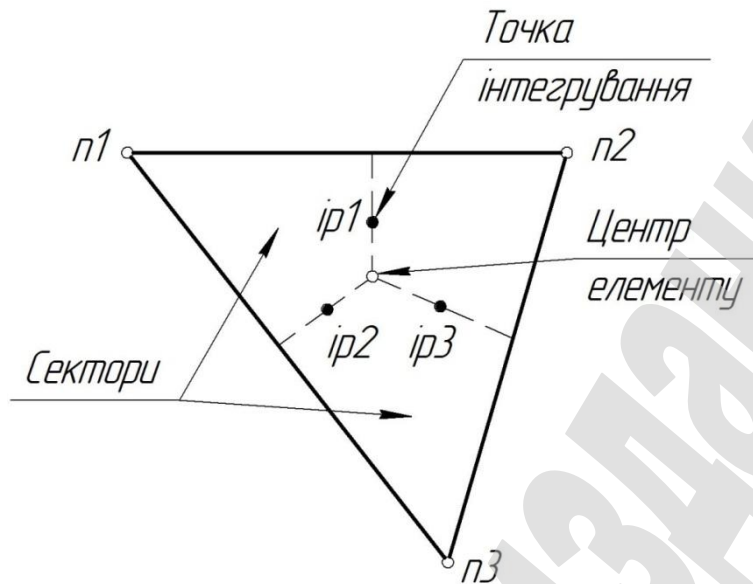


Рис. 8. Елемент сітки

Об'ємні інтеграли дискретизуються у межах кожного елементу сектору і накопичуються у контрольному об'ємі, якому належить сектор. Поверхневі інтеграли дискретизуються у точках інтегрування (ip_n), розміщених у центрі поверхні кожного сегменту усередині елементу, а потім розподіляються у сусідніх контрольних об'ємах. Оскільки поверхневі інтеграли є рівними і протилежними по контрольним об'ємам, які прилягають до точок інтегрування, то поверхневі інтеграли гарантовано будуть локально консервативними.

Після дискретизації об'ємних і поверхневих інтегралів, інтегральні рівняння набувають вигляду:

$$V \left(\frac{\rho - \rho^\circ}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} = 0, \quad (7)$$

$$V \left(\frac{\rho U_i - \rho^\circ U_i^\circ}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} (U_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \bar{S}_\varphi V, \quad (8)$$

$$V \left(\frac{\rho \Phi - \rho^\circ \Phi^\circ}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} \Phi_{ip} = \sum_{ip} \left(\Gamma_{eff} \frac{\partial \Phi}{\partial x_j} \Delta n_j \right)_{ip} + \bar{S}_\varphi V, \quad (9)$$

де $\dot{m}_{ip} = (\rho U_j \Delta n_j)_{ip}$, V – контрольний об'єм, Δt – крок за часом, Δn_j – дискретний вектор зовнішньої нормалі до поверхні, індекс «ip» означає точки інтегрування, за якими відбувається підсумовування у контрольному об'ємі, а позначення « $^\circ$ » відноситься до попереднього рівня часу. У даній схемі застосовується зворотна схема Ейлера першого порядку.

Розрахунок течії було виконано шляхом числового розв'язання системи рівнянь, які описують найбільш загальний випадок руху рідкого середовища – рівнянь Нав'є-Стокса та рівняння нерозривності. Моделювання турбулентних течій було виконано з використанням рівнянь Рейнольдса, для замикання яких у даному ПП використовується ряд моделей турбулентності.

Попередні дослідження [19] свідчать, що для проведення розрахунку течії у вільновихоровому насосі найбільш доцільно використовувати SST модель турбулентності.

Найбільш поширеними серед диференціальних моделей турбулентності є двопараметричні моделі, засновані на розгляді кінетичної енергії турбулентних пульсацій k . Як друге рівняння в них використовують рівняння переносу швидкості дисипації енергії ε або рівняння питомої швидкості дисипації енергії ω . Різниця моделей полягає у врахуванні впливу стінки під час проведення розрахунку пристінкових течій. Моделі турбулентності типу $k-\varepsilon$ з високим ступенем достовірності описують течію на віддаленні від стінки, а моделі типу $k-\omega$ мають перевагу під час моделювання пристінкових течій. SST модель турбулентності поєднує кращі властивості вказаних моделей, оскільки вона містить у собі спеціальну функцію, яка відповідає за переключення з однієї моделі турбулентності на іншу.

Повний перелік можливостей даного ПП, покладеного у його основу математичного апарату і базових моделей гідродинаміки можна знайти у документації на даний ПП [20, 21]. Крім того, цьому питанню присвячено значну кількість публікацій [22–25].

Розрахунок було виконано у стаціонарній постановці. Робоче середовище (вода за нормальних умов) вважалось нестисливим, режим течії – турбулентним.

Математична модель, використана у розрахунках, ґрунтується на системі рівнянь збереження імпульсу та маси, та SST-моделі:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = F_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_{ef}}{\rho} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right];$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0;$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{ef} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \beta^* \rho k \omega;$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{ef} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) - \rho \beta \omega^2 + C d_\omega + \alpha \frac{\rho}{\mu_t} P_k,$$

де F_i – проекції вектору масових сил на осі координат;

p – гідродинамічний тиск;

k – кінетична енергія турбулентних пульсацій;

x_j – декартові координати;

u_j – проекції швидкості в декартовій системі координат;

$\mu_{ef} = \mu + \mu_t$ – ефективна в'язкість;

μ_t – турбулентна в'язкість;

μ – молекулярна в'язкість;

P_k – генераційний член;

Cd_ω – перехресний член;

α, β, β^* – емпіричні константи SST моделі;

t – час;

ω – частота турбулентних пульсацій.

Під час проведення числового дослідження були прийняті наступні припущення:

- потік на вході у розрахункову область є вісесиметричним;
- режим течії є усталеним;
- течія у ніші корпусу за РК не впливає на параметри основного потоку у насосі та його інтегральні характеристики.

Для проведення числового експерименту за допомогою програмного продукту SolidWorks були створені тривимірні рідиннотільні моделі робочого колеса і корпусу насоса (рис. 9).

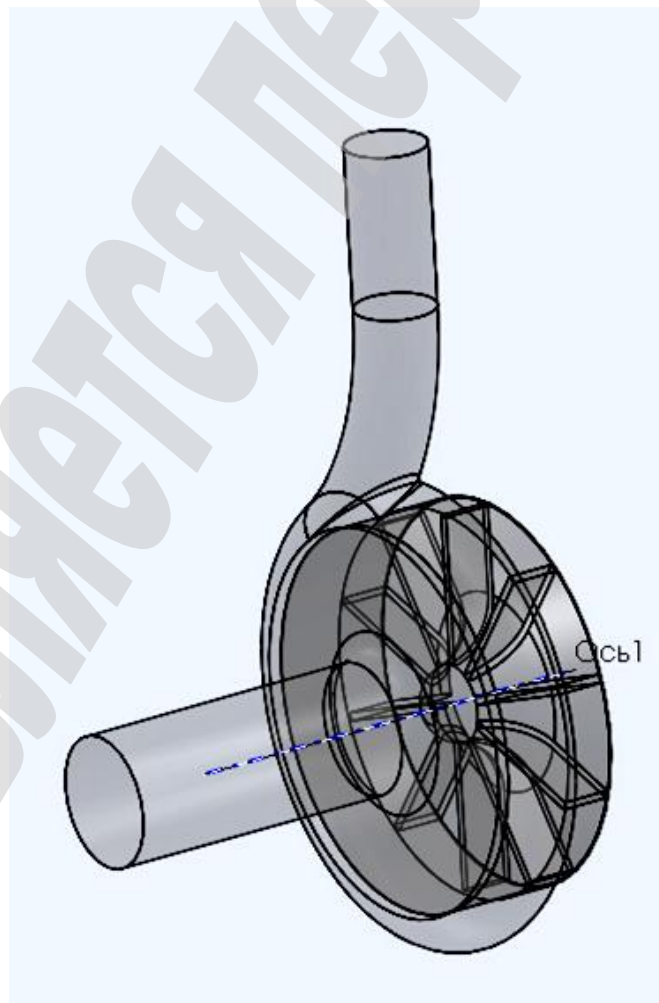


Рис. 9. Тривимірні рідиннотільні моделі

Після створення рідинотільних моделей були побудовані розрахункові сітки (рис. 10). Для робочого колеса була побудована блочно-структурована гексаедрна сітка. Для корпусу насоса була побудована неструктурована тетраедрна сітка. Поблизу твердих стінок були створені декілька шарів призматичних комірок, що дозволило збільшити роздільну здатність пристінкової області для розрахунку примежевого шару. За результатами розрахунків величина змінної Y^+ становила не більше 2, що підтверджує адекватність використання SST-моделі турбулентності. Густина розрахункових сіток складала: для робочого колеса – 1 200 000 комірок і 285 000 вузлів, для корпусу насоса – 1 500 000 комірок і 420 000 вузлів.

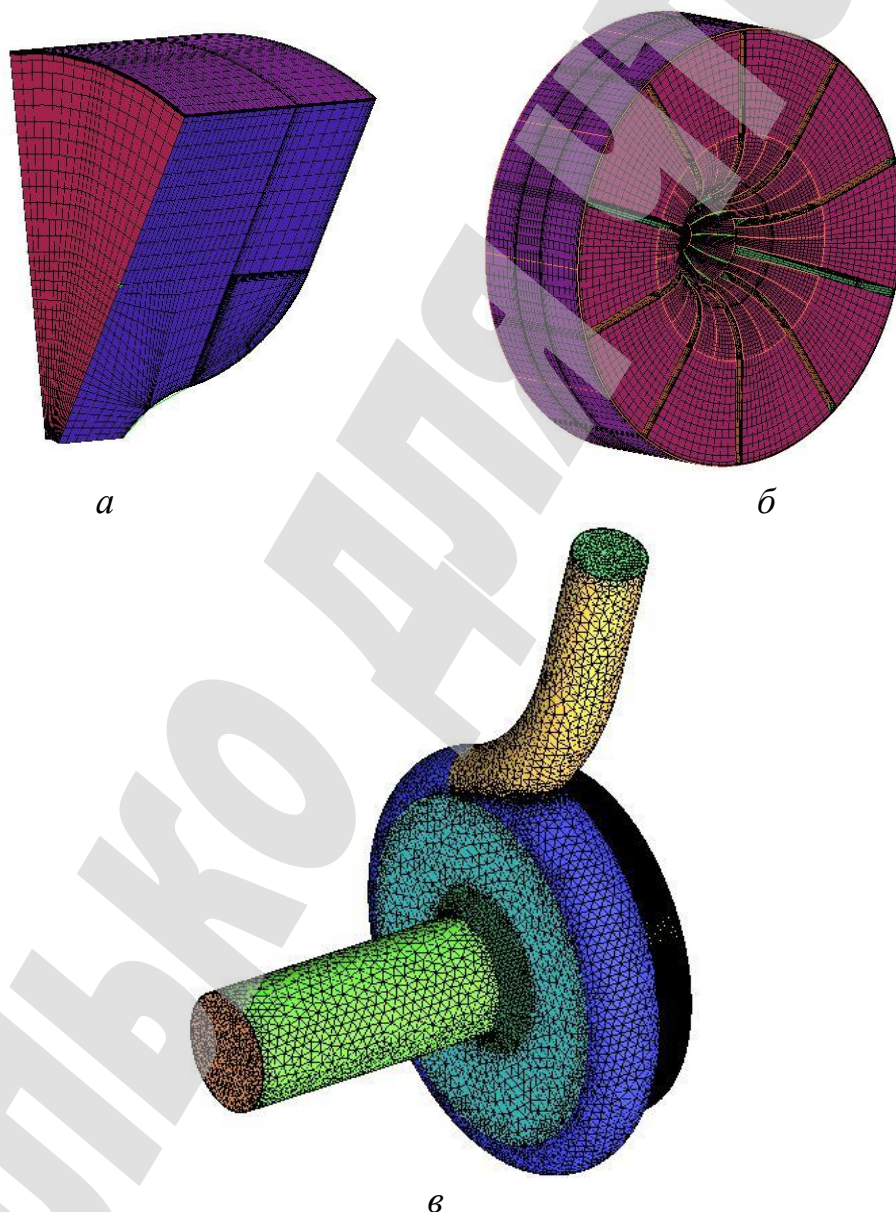


Рис. 10. Вигляд розрахункових сіток:

а – елементу робочого колеса; *б* – робочого колеса; *в* – корпусу насоса

Після генерації сіток у Пре-Процесорі була створена РО (рис. 11). Розрахункова область (РО) складалась з робочого колеса та корпусу насоса, який

поєднує у собі вхідний патрубок, вільну камеру та вихідний патрубок. На вході в розрахункову область задавалась масова витрата (G , кг/с). Для параметрів турбулентності на вході був заданий середній рівень інтенсивності. На виході з розрахункової області задавалась величина статичного тиску (p , МПа).

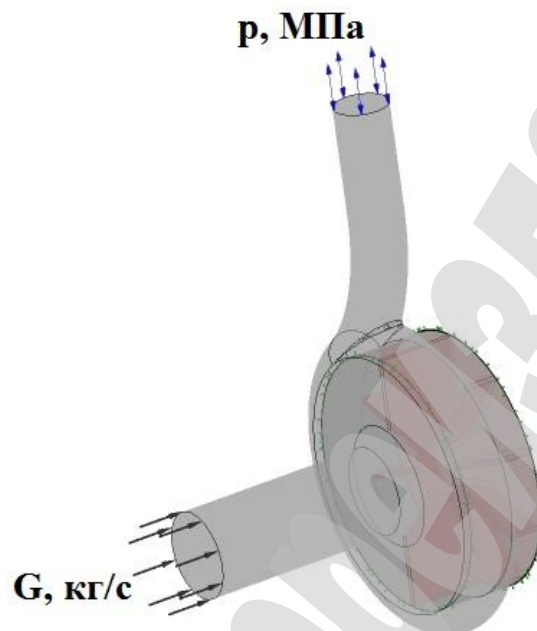


Рис. 11. Розрахункова область

Були визначені області інтерфейсу на межі взаємодії роторних і статорних елементів. Тип інтерфейсу був вказаний як «frozen rotor» («заморожений ротор»), що передбачало осереднення параметрів за часом [26].

У результаті числового розрахунку були отримані миттєві величини швидкостей і тисків у кожній комірці розрахункової сітки. Для визначення інтегральних величин було проведено осереднення по масовій витраті.

5.3. Визначення технічного рівня

5.3.1. Номенклатура показників якості насосного обладнання

Під час визначення рівня якості насосного обладнання необхідно визначитись з номенклатурою показників якості, які повинні бути однаковими для оцінюваного виробу та базового зразка.

Під час вибору показників якості за основу були прийняті вимоги нормативних документів [27–31]. Крім того, було враховано рекомендації [32, 33].

Таким чином було встановлено наступну номенклатуру показників якості для динамічного насоса:

- 1) показники призначення:
 - подача;
 - напір;
 - частота обертання;
- 2) показники технічної та енергетичної ефективності:
 - коефіцієнт корисної дії;

- допустимий кавітаційний запас;
- індекс енергетичної ефективності;
- 3) показники конструктивні та технологічні:
 - маса;
- 4) показники надійності: встановлений ресурс (до капітального ремонту або до списання).

Таким чином, визначити узагальнені рівні якості динамічного насоса за допомогою головного показника, який характеризував би даний виріб, є неможливим. Тому вказані показники рекомендовано визначати за допомогою середніх зважених показників.

5.3.2. Метод визначення рівня якості насосного обладнання

Для визначення рівня якості насосного обладнання рекомендовано використовувати метод Харінгтона (метод «бажаної функції»), який було запропоновано в роботі [34] для оцінювання якості продукції по одному ключовому показнику, який характеризує якість оцінюваної продукції:

$$d = e^{-(e^{-y'})}, \quad (10)$$

де d – безрозмірна величина;

e – основа натурального логарифму;

y' – еквівалент натурального значення у оцінюваного показника якості.

Перевага даного методу полягає у тому, що натуральні значення показників з різною розмірністю математично перетворюють у безрозмірні величини, які мають якісний зміст і дають кількісну оцінку рівня показника відносно гранично припустимих його значень. Використовуючи величини d , розраховані для кожного показника, можна виконувати будь-які математичні операції для комплексного оцінювання якості досліджуваного об'єкту.

Проте, цей метод має й певні недоліки:

- суб'єктивне встановлення номінального і кращого граничних значень рівня якості;

- неприйняття до уваги усієї сукупності натуральних значень показника, притаманних даному класу продукції, що призводить до викривлення оцінки комплексного (узагальненого) показника [35].

Критерії оцінювання значень узагальненого показника рівня якості насосного обладнання наведені у табл. 1.

Таблиця 1

Критерії оцінювання узагальненого показника

Оцінка	Діапазон зміни значень узагальненого показника
Дуже добре	1–0,80
Добре	0,80–0,63
Задовільно	0,63–0,37
Погано	0,37–0,20
Дуже погано	0,20 і нижче

Для розрахунку узагальненого показника рівня якості насосного обладнання запропоновано використати метод, розроблений автором роботи [36]. Даний метод відповідає всім критеріям, висунутим до методів визначення узагальненого показника:

- 1) необхідно, щоб метод передбачав врахування нелінійної зміни ефекту при зміні різних параметрів, що розглядаються;
- 2) необхідно передбачити спільне врахування не одного, а декількох параметрів;
- 3) бажано, щоб врахування впливу кожного з параметрів було незалежним. Для цього необхідно, щоб кожний з параметрів можна було вводити і виводити з формули (під час кількісного оцінювання), не порушуючи цілісність розрахунку.
- 4) бажано, щоб власні помилки методу були мінімальними.

$$D = \sum_{i=1}^m \gamma_i \sqrt{\prod_{i=1}^m d_i^{\gamma_i}}, \quad (11)$$

де γ_i – параметр вагомості i -ї бажаності;

m – загальна кількість показників, які характеризують якість продукції.

Під час розрахунків i -го показника якості насосного обладнання – безрозмірної величини рівня бажаності (d_i) – використовують еквівалент натурального значення оцінюваного параметра – y' . Дану величину рекомендовано визначати за методом раціональних і номінальних значень.

Під час вибору значень мінімального і раціонального параметрів якості i -го показника, необхідно, щоб були виконані наступні вимоги:

$$y_{рац} > y_n, y_n > 0, y_{рац} > 0, \quad (12)$$

де γ_n і $\gamma_{рац}$ – номінальне і раціональне значення i -го показника якості насосного обладнання.

Номінальне значення параметру i -го показника насосного обладнання необхідно планувати, спираючись на дані базового зразка.

Таким чином, узагальнений показник рівня якості насосного обладнання може приймати числове значення у діапазоні $0 < D \leq 1$. Аналіз даних показників дає можливість виділити єдині параметри, які кількісно можуть характеризувати рівень якості насосного обладнання.

Найбільш складним під час розрахунків комплексного показника згідно запропонованого методу є механізм визначення параметрів вагомості, які характеризують показники якості насосного обладнання.

5.3.3. Експертні оцінки як метод визначення показників, які характеризують якість продукції

Під час проведення робіт з визначення рівня якості насосного обладнання дуже важливо визначити параметри і показники, які всебічно характеризують

об'єкт дослідження. Мета оцінювання повинна бути сформульована дуже чітко і мати кількісну оцінку.

Для вибору показників, які характеризують якість насосного обладнання, рекомендовано використовувати експертний метод – «Спосіб повного (подвійного) попарного співставлення».

Досвід застосування попарного співставлення у експертних методах свідчить, що внаслідок особливостей людської психіки експерти інколи несвідому надають перевагу не тому об'єкту експертизи, який є важливішим, а тому, який у розглядуваній парі стоїть першим [37]. З метою запобігання цього проводять подвійне або попарне співставлення. Для цього використовують усі комірочки матриці попарного співставлення, тобто проводять попарне співставлення двічі – експерту необхідно проставити у кожній клітинці, які відносяться до двох порівнюваних показників, номер того показника, який він вважає більш важливим. Таким чином, кожна пара об'єктів співставляється двічі, причому у різному порядку і через певний проміжок часу.

Наведемо алгоритм використання даного методу.

Перший етап експертного оцінювання – визначення чисельності експертної групи і проведення експертного опитування.

Для вирішення задачі щодо чисельності експертної групи можна використати апарат, який застосовується у вибіркового методі математичної статистики для визначення об'єму вибірки [38].

Чисельність експертної групи розраховують за формулою [38]:

$$n = \frac{0,04d^2}{\overline{\Delta K}^2(1-P)}, \quad (13)$$

де d – розмах шкали вимірювань;

P – припустиме значення довірчої імовірності, з якою визначено значення колективної експертної оцінки. Як правило приймають рівень значущості $\alpha = 0,05$ і тоді довірна ймовірність $P = (1 - \alpha) = 0,95$;

$\overline{\Delta K}$ – припустиме значення абсолютної похибки (ΔK) колективної експертної оцінки. Для подальших розрахунків рекомендовано прийняти $\overline{\Delta K} = (6 \text{ або } 7)$.

Розмах шкали вимірювань для способу повного (подвійного) попарного співставлення розраховують за формулою:

$$d = m - 1, \quad (14)$$

де m – кількість обраних показників.

Після проведення робіт з формування експертної групи, проводиться кодування факторів і визначення думок експертів (табл. 2).

Приклад аркуша аналізу думок члена експертної групи

Номер показника	Номер експерта				
	1	2	3	4	5
1	1	0	0	2	1
2	2	1	1	2	2
3	2	1	1	1	2
4	0	0	1	1	0
5	1	0	0	2	1

Примітка: перевагу j -го об'єкту перед i -м позначено цифрою 2, рівноцінність – цифрою 1, перевагу j -го об'єкту перед i -м – цифрою 0.

Другий етап – розрахунок вагових коефіцієнтів показників виконується за формулою:

$$\gamma_i(1) = \sum_{i=1}^n \frac{F_{ij}}{n}, i = 1 \dots n, j = 1 \dots m, \quad (15)$$

де F_{ij} – частота надання переваги i -м експертом j -му показнику;

$$F_{ij} = \frac{K_{ij}}{C}, \quad (16)$$

де K_{ij} – число наданих переваг i -м експертом j -му показнику;

C – загальне число суджень одного експерта, пов'язана з числом порівнюваних (m) співвідношенням [39]:

$$C = m(m-1). \quad (17)$$

Третій етап – визначення узгодженості думок членів експертної групи. Узгодженість думок експертів виражається через коефіцієнт конкордації [19]:

$$W = \frac{3S}{n^2(m^3 - m)}, \quad (18)$$

де S – сума квадратів відхилень суми переваг експертами кожного показника від середнього арифметичного переваги:

$$S = \sum_{j=1}^m \left(\sum_{i=1}^n K_{ij} - \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n K_{ij} \right)^2. \quad (19)$$

Узгодженість експертів вважають прийнятною, якщо значення коефіцієнту конкордації $W \geq 0,6$ [40]. Значущість коефіцієнту конкордації W оцінюють за критерієм χ^2 :

$$\chi^2 = W \cdot n \cdot (m - 1). \quad (20)$$

Коефіцієнт конкордації є статично значущим, якщо:

$$\chi^2 > \chi_{(1-\alpha),f}^2 \quad (21)$$

де f – число ступенів свободи $f = (m - 1)$;

α – рівень значущості.

Значення критерію $\chi_{0,95,f}^2$ наведені у табл. 3.

Таблиця 3

Значення критерію $\chi_{0,95,f}^2$ [41]

f	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\chi_{0,95,f}^2$	3,84	5,99	7,82	9,49	11,07	12,59	14,07	15,51	16,92	18,31	19,68

Якщо думка експертів є неузгодженою ($W < 0,6$), то є можливим один з варіантів дії [42]:

- видалити експерта, думка якого розходиться з думкою інших;
- видалити об'єкти, які викликають розбіжність;
- розділити експертів на групи згідно з узгодженість думок та провести аналіз окремо по кожній групі;
- провести повторний тур опитувань експертів.

У даній роботі для узгодження думок експертів рекомендовано обрати дію, яка передбачає видалення експерта, думка якого розходиться з думкою інших членів експертної групи. Для цього необхідно виконати наступне:

1. Розрахувати для всіх експертів матрицю рангових коефіцієнтів кореляції Спірмена r_i між числом переваг i -м експертом j -го показника і

середнім арифметичним переваги інших експертів $\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n K_{ij}$:

$$r_i = 1 - \frac{6 \sum_{i=1}^m (K_{ij} - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n K_{ij})}{m(m^2 - 1)}. \quad (22)$$

При $r_i \leq 0,5$ можна вважати, що оцінки даного експерта не корелюються із загальними оцінками і такого експерта усувають.

2. Виконати перевірку узгодженості думок експертної групи після видалення обраного експерта.

Четвертий етап – уточнення вагових коефіцієнтів. Уточнити значення вагових коефіцієнтів, отриманих подвійним попарним співставленням, можна методом послідовних приближень. Початкові результати розглядають у цьому випадку як перше приближення. У другому приближенні їх використовують як вагові коефіцієнти $G_i(2)$ суджень експертів. Отримані з врахуванням цих вагових коефіцієнтів нові результати, у третьому приближенні розглядають знову як вагові коефіцієнти $G_i(3)$ суджень тих самих експертів і т. д. Згідно з теоремою Перона-Фробеніуса [43] при визначених, виконуваних на практиці умовах, цей процес сходиться, тобто вагові коефіцієнти прямують до деяких постійних значень, які строго відображають співвідношення між об'єктами експертизи при встановлених експертами вихідних даних.

У даній роботі уточнення вагових коефіцієнтів пропонується виконувати методом послідовних приближень, у якому результат вимірювання у (ω) приближенні визначають як середнє квадратичне зважене.

Попередні результати $G_i(1)$ визначають за формулою:

$$G_j(1) = \sum_{l=1}^m K_{jl}, \quad (23)$$

де K_{jl} – число переваг j -го показника одним експертом ($l = 1 \dots m$);

$G_j(1)$ – результат вимірювання j -го показника у першому приближенні.

Результати вимірювання j -го показника у (ω) приближенні будуть дорівнювати [40]:

$$G_j(\omega) = \sqrt{[(G_1(\omega - 1)]^2 \cdot K_{j1} + \dots + [(G_m(\omega - 1)]^2 \cdot K_{jm}}, \quad (24)$$

де $G_j(\omega - 1)$ – результати вимірювання j -го показника у $(\omega - 1)$ приближенні.

Значення вагових коефіцієнтів у (ω) приближенні визначають, як:

$$\gamma_j(\omega) = \frac{G_j(\omega)}{\sum_{j=1}^m G_j(\omega)}. \quad (25)$$

Процес уточнення значень продовжується до тих пір, поки точність не досягне заданої, тобто поки не буде виконано умову:

$$\gamma_j(\omega) - \gamma_j(\omega - 1) \leq \varepsilon, \quad (26)$$

де ε – задана точність обчислень, яка приймається [38]:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= 0,001 \text{ при } 1 < a \leq 1; \\ \varepsilon &= 0,01 \text{ при } a > 5, \end{aligned} \quad (27)$$

де a – коефіцієнт, який показує у скільки разів вага кращого з показників перебільшує вагу найгіршого показника.

П'ятий етап – виключення маловажливих показників. Номенклатура показників, які характеризують якість насосного обладнання, повинна задовольняти принципам усебічного оцінювання їх якості. Це обумовлює наявність у номенклатурі показників якості насосного обладнання так званих критичних показників. Приналежність показників до числа критичних не залежить від значення коефіцієнту вагомості цього показника, тобто показник може бути відносно маловажливим (з малим значенням коефіцієнту вагомості) і одночасно критичним.

Роботу з виключення маловажливих показників починають після того, як будуть визначені показники, які характеризують критичні властивості насосного обладнання.

Умовно приймають, що на похибку, з якою обчислюють значення показника якості, впливає лише похибка визначення значення коефіцієнтів вагомості. Це означає, що нижня межа значення відносної похибки, з якою обчислюється значення показника якості, дорівнює значенням e (табл. 4) [44].

За табл. 4 (з довірчою ймовірністю $P = 0,95$) визначають нижню межу відносної похибки e , з якою були визначені експертним методом значення коефіцієнтів вагомості.

Таблиця 4

Нижня межа відносної похибки e

Чисельність експертної групи	7	8	9	10
Нижня межа відносної похибки e колективної експертної оцінки	0,18	0,17	0,16	0,15

Підсумовуванням найменших значень коефіцієнтів вагомості (крім значень коефіцієнтів вагомості, які характеризують критичні показники) визначають маловажливі показники. При цьому процедуру виводять, поки виконується умова:

$$\sum_{j=1}^{m'} \gamma_{\min j} \leq e, \quad (28)$$

де m' – кількість показників, які мають найменші значення коефіцієнтів вагомості.

У випадку визначення коефіцієнтів вагомості експертним методом, за виразом (25) обчислюють відкориговані коефіцієнти вагомості.

6. Результати дослідження

Під час проведення фізичних випробувань було застосоване планування багатofакторного експерименту, що дозволило отримати окремі оцінки впливу

кожного фактору. На основі аналізу апріорної інформації було обрано фактори, що впливають на функцію відклику, їх рівні та інтервали варіювання. Як параметри варіювання було обрано наступні конструктивні фактори:

- кількість лопатей, висунутих у вільну камеру насоса;
- ширина лопатей, висунутих у вільну камеру насоса (від нуля до максимального значення);
- кут встановлення вхідної кромки лопаті, висунутої у вільну камеру.

На рис. 12–14 наведені характеристики експериментального насоса з різним числом лопатей, висунутих у вільну камеру (0, 2, 4).

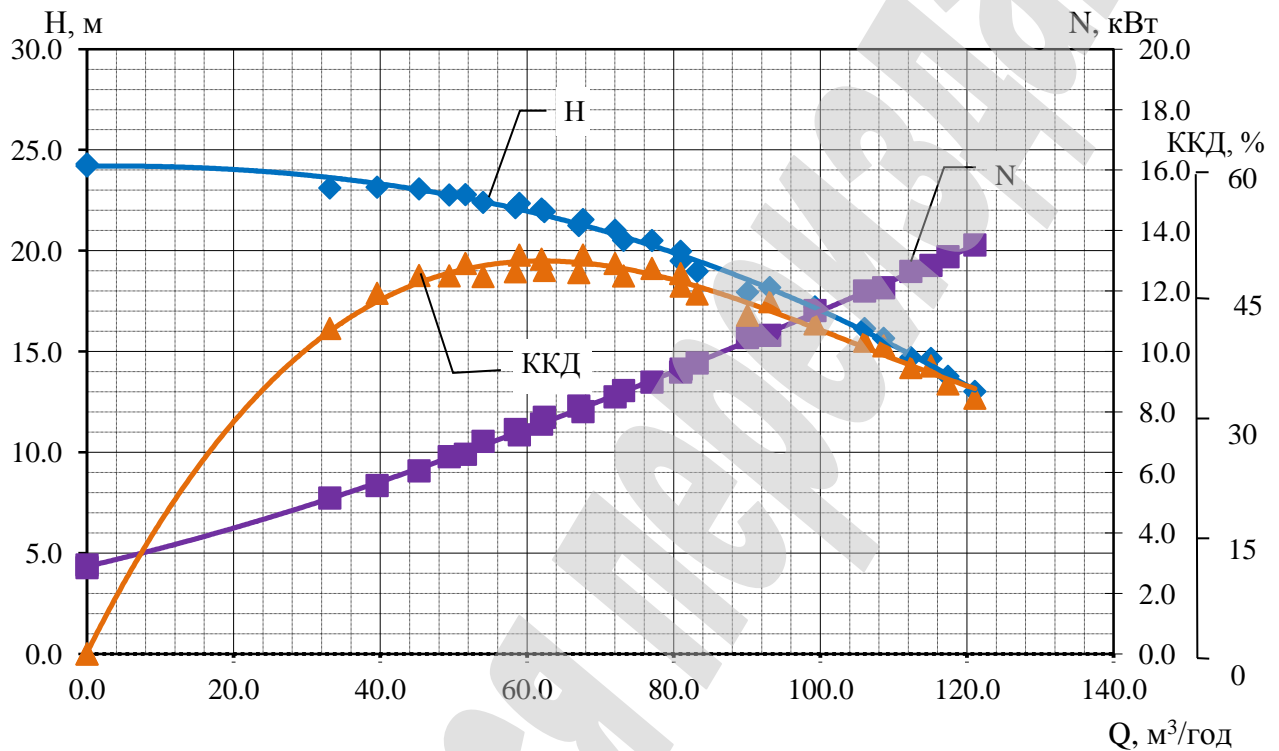


Рис. 12. Характеристика експериментального насоса з лопатями звичайного виконання: H – напір насоса; ККД – коефіцієнт корисної дії; N – потужність

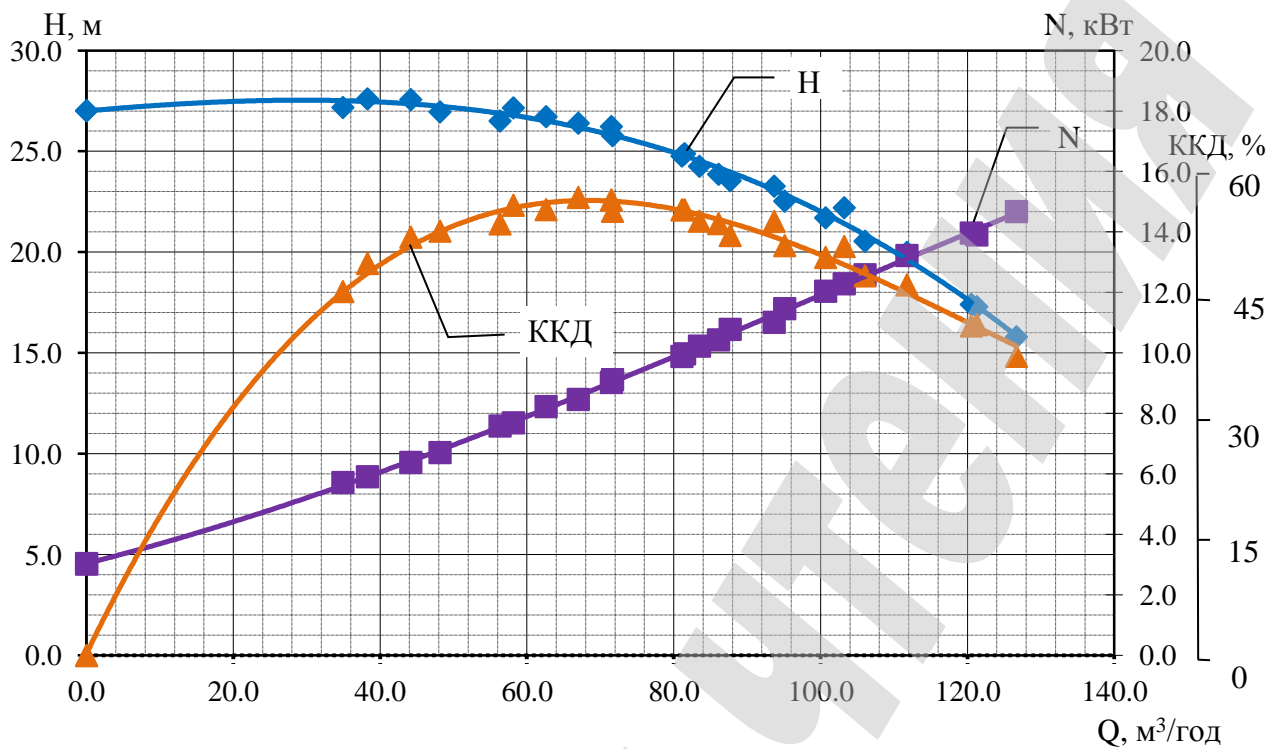


Рис. 13. Характеристика експериментального насоса з двома висунутими лопатями: H – напір насоса; KKD – коефіцієнт корисної дії; N – потужність

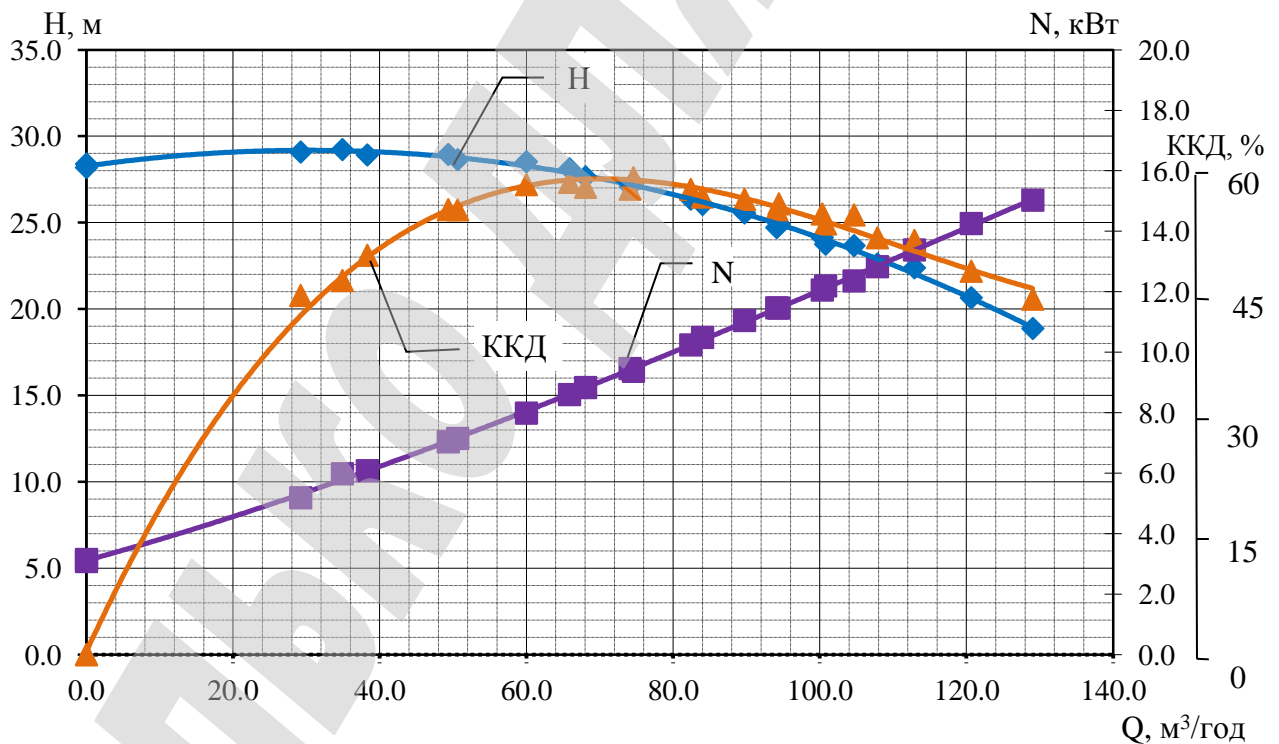


Рис. 14. Характеристика експериментального насоса з чотирма висунутими лопатями: H – напір насоса; KKD – коефіцієнт корисної дії; N – потужність

Отримані експериментальні свідчать, що шляхом незначної зміни геометрії робочого колеса (видовження частини лопатей) можна досягнути зростання

напору насоса (10–12 %) та відповідного зростання ККД. При цьому оптимальний режим (значення подачі насоса при максимальному значенні ККД) практично не змінюється.

Результати розрахунку технічного рівня свідчать, що технічний рівень спроектованого насоса збільшився на 12 % порівняно з насосом-аналогом.

7. SWOT-аналіз результатів дослідження

Strengths. Порівняно з аналогами досліджувані вільновихрові насоси з лопатями, висунутими у вільну камеру, мають наступні переваги: збільшення напору насоса, збільшення ефективності (ККД). Крім того слід зауважити, що модернізація існуючого обладнання виконується досить легко: шляхом приварювання плоских пластин до частини лопатей з подальшою токарною та слюсарною (або лише слюсарною) обробкою.

Weaknesses. До слабких сторін запропонованої конструкції належать: зростання споживаної потужності насоса; збільшення гідродинамічних сил, що діють на ротор насоса; зменшення максимально припустимого розміру твердих домішок у перекачуваній рідині.

Opportunities. Застосування запропонованого способу зміни геометрії робочого колеса вільновихрового насоса дозволяє створити на одній насосній базі декілька насосних агрегатів із різними значеннями напору для кращого узгодження їх роботи із мережею.

Крім того, даний спосіб дозволяє змінити робочі параметри насоса таким чином, щоб його робоча точка відповідала максимальному значенню ККД. Таким чином, буде досягнута економія електроенергії, яка витрачається на підприємстві для приводу насосів.

Threats. При використанні запропонованого методу модернізації насосного обладнання необхідно провести додаткові розрахунки споживаної насосом потужності та за необхідності придбати нові привідні двигуни.

8. Висновки

1. У результаті аналізу попередніх досліджень було встановлено, що найбільш доцільним способом впливу на геометрію проточної частини вільновихрового насоса є зміна геометричних параметрів робочого колеса (висування лопатей у вільну камеру). При цьому враховано, що висування усіх лопатей суттєво впливає на максимально припустимий розмір перекачуваних твердих домішок у рідині. Тому запропоновано висувати у вільну камеру лише частину лопатей.

2. Розглянуто можливість використання різних моделей турбулентності для проведення числового розрахунку. Зроблено висновок про те, що для проведення розрахунку течії у вільновихровому насосі найбільш доцільно використовувати SST модель турбулентності. Побудовано тривимірні рідиннотільні моделі проточної частини вільновихрового насоса. Проведений числовий експеримент.

3. Для проведення фізичного експерименту створено експериментальний стенд. Виготовлені експериментальні робочі колеса з різними комбінаціями

геометричних параметрів (кількість лопатей, ширина лопатей). Отримані напірні та енергетичні характеристики досліджуваного експериментального насоса.

4. Обґрунтовано використання методу Харінгтона для оцінювання якості продукції по одному ключовому показнику. За допомогою експертного методу визначено коефіцієнти вагомості показників якості. Розраховано інтегральний показник якості модернізованого насоса та насоса-аналога. Встановлено, що технічний рівень спроектованого насоса збільшився на 12 % порівняно з насосом-аналогом.

Література

1. German V. F., Kovalev I. A., Kotenko A. I. Svobodnovikhrevye nasosy / ed. by Gusaka A. G. Sumy: Sumskiy gosudarstvennyy universitet, 2013. 159 p.
2. German V. F. Sozdanie i issledovanie stochnomassnykh svobodnovikhrevykh nasosov povyshennoy ekonomichnosti: Thesis of Doctor of Technical Sciences. Sumy, 1984. 154 p
3. Wegener G. Einsatz von Turo-Pumpen in der Industrie // Allgemeine Papier, Rundschau. 1968. No. 40. P. 1208–1210.
4. Sapozhnikov S. V. Uchet gazovoy sostavlyayushhey perekachivaemoy sredy pri opredelenii konstruktсии i rabochey kharakteristiki dinamicheskogo nasosa: PhD thesis. Sumy, 2002. 206 p.
5. Krishtop I. V., German V. F., Gusak A. G. Svobodnovikhrevye nasosy tipa «Turo». Perspektivy primeneniya v khimicheskikh ustanovkakh // Khimichna promislovist' Ukraini. 2015. Vol. 2, No. 127. P. 40–44.
6. Vashist B. V., German V. F. Osobennosti ispol'zovaniya svobodnovikhrevykh nasosov konstruktivnoy skhemy «Wemco». URL: <http://www.essuir.sumdu.edu.ua/bitstream/123456789/31425/1/Vashust.pdf>
7. Rüttschi K. Die Arbeitweise von Freistrompumpen // Bauzeitung, Schweiz. 1968. Vol. 86, No. 32. P. 575–582.
8. Yakhnenko S. M. Gidrodinamicheskie aspekty blochno-modul'nogo konstruirovaniya dinamicheskikh nasosov: Thesis of Doctor of Technical Sciences. Sumy, 2003. 210 p.
9. German V. F., Kochevskiy A. N., Shhelyaev A. E. Vliyanie razlichnykh sposobov dovodki rabocheho koleasa na kartinu techeniya i kharakteristiki svobodnovikhrevogo nasosa tipa – TURO // Problemy mashinostroeniya. 2007. Vol. 10, No. 1. P. 24–31.
10. Zarzycki M., Rokita J., Morzyński S. Badania pompy kretnej o swobodnym przeplywie produkowanej seryjme // Zesz. nauk. PSJ. 1974. No. 425. P. 103–119.
11. Bak E. Ekonomiczne przeslanki stosowania pomp o swobodnym przeplywie do podnoszenia mieszaniny wody i cial stalych // Prace Instytutu Maszyn Przeplywowych. 1975. P. 235–241.
12. Grabow G. Einflub der Beschau felung auf das Kennlinienverhalten von Freistrompumpen // Pumpen und Verdichter. 1972. No. 2. P. 18–21.
13. Aoki M. Studies on the Vortex Pump: 2nd Report, Pump Performance // Bulletin of JSME. 1983. Vol. 26, No. 213. P. 394–398. doi: <http://doi.org/10.1299/jsme1958.26.394>
14. Svobodnovikhrevoy nasos: A. s. 1236175 SSSR. MKI F 04 D 7/04 /

Vertyachikh A. V., German V. F., Kovalev I. A. No. 3780994/25–06; declared: 15.08.84; published: 07.06.86, Bul. No. 21.

15. GOST 8.586.1-5-2005. Izmerenie raskhoda i kolichestva zhidkostey i gazov s pomoshh'yu standartnykh suzhayushhikh ustroystv. Moscow: Standartinform, 2007. 87 p.

16. RD 50-213-8. Pravila izmereniya raskhoda gazov i zhidkostey standartnymi suzhayushhimi ustroystvami. Moscow: Izd-vo standartov, 1982. 320 p.

17. GOST 6134-2007 (ISO 9906:1999). Nasosy dinamicheskie. Metody ispytaniy. Moscow: Standartinform, 2008. 94 p.

18. Loytsyanskiy L. G. Mekhanika zhidkosti i gaza: textbook. Moscow: Nauka. gl. red. fiz.-mat. lit., 1987. 840 p.

19. Krishtop I. V. Uovershenstvovannoe otvodyashhee ustroystvo svobodnovikhrevogo nasosa s uluchshennymi gidravlicheskimi pokazatelyami: Thesis of Doctor of Technical Sciences. Sumy, 2015. 188 p.

20. ANSYS CFX-Solver Theory Guide // ANSYS, Inc. 2006. URL: <http://product.caenet.cn/Uploadfiles/12872437250986625020081129090050986.pdf>

21. ANSYS CFX-Solver Modeling Guide // ANSYS, Inc. 2009. URL: <http://www.ebah.com.br/content/ABAAABJVwAC/ansys-cfx-solver-modeling-guide-12>

22. Kochevskiy A. N., NENYA V. G. Sovremennyy pokhod k modelirovaniyu i raschetu techeniy zhidkosti v lopastnykh gidromashinakh // Visnik SumDU. 2003. No. 13 (59). P. 178–187.

23. Khitrykh D. ANSYS Turbo: Skvoznaya tekhnologiya proektirovaniya lopatochnykh mashin // ANSYS Solution. 2007. No. 6. P. 31–37.

24. Khitrykh D. ANSYS Turbo: Obzor modeley turbulentnosti // ANSYS Solution. 2005. No. 1. P. 9–11.

25. Simulation of flow inside an axial-flow pump with adjustable guide vanes / Kochevsky A. N. et al. // Proceedings of FEDSM2005 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting and Exhibition. Houston, 2005. P. 412–423.

26. ANSYS CFX 11.0 Solver Theory. Release 11.0. 2008. 261 p. URL: <http://www.ansys.com>

27. GOST 4.118-84. Sistema pokazateley kachestva produktsii. Oborudovanie nasosnoe. Nomenklatura osnovnykh pokazateley. URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200004086>

28. RD 26-06-57-86. Metodika otsenki tekhnicheskogo urovnya i kachestva produktsii.

29. BS EN 16297-1:2012. Pumps. Rotodynamic pumps. Glandless circulators. General requirements and procedures for testing and calculation of energy efficiency index (EEI). URL: <https://shop.bsigroup.com/ProductDetail/?pid=00000000030245022>

30. BS EN 16297-2:2012. Pumps. Rotodynamic pumps. Glandless circulators. Calculation of energy efficiency index (EEI) for standalone circulators. URL: <https://shop.bsigroup.com/ProductDetail/?pid=00000000030245025>

31. BS EN 16297-3:2012. Pumps. Rotodynamic pumps. Glandless circulators. Energy efficiency index (EEI) for circulators integrated in products. URL: <https://shop.bsigroup.com/ProductDetail/?pid=00000000030245028>

32. REHLAMENT KOMISII (IeC) No. 278/2009 vid 6 kvitnia 2009 r. pro vykonannia Dyrektyvy 2005/32/IeC Yevropeiskoho Parlamentu i Rady stosovno

vymoh ekodyzainu dlia spozhyvannia elektroenerhii v rezhymi bez navantazhennia i serednoho aktyvnoho koefitsiientu korysnoi dii zovnishnikh dzherel zhyvlennia. 2009. URL: old.minjust.gov.ua/file/32559.docx

33. REHLAMENT (IeC) No. 641/2009 vid 22 lypnia 2009 roku pro vykonannia Dyrektyvy 2005/32/IeC Yevropeiskoho Parlamentu ta Rady stosovno ekodyzainu dlia bezzashchilnykovykh avtonomnykh tsyrkuliatsiinykh nasosiv ta bezzashchilnykovykh tsyrkuliatsiinykh nasosiv, intehrovanykh u prystroi. 2009.

34. Harington E. C. The Desirability Function // Industrial Quality Control. 1965. Vol. 21, No. 10. P. 494–498.

35. Evko L. S. Otsenka urovnya pokazately kachestva kompressorov: Obzornaya informatsiya. Moscow: TSINTIKHIMNEFTEMASH, 1981. 25 p.

36. Zharkov Yu., Tsitsiliano O. Optimizatsiya kriteriev raboty organov otsenki sootvetstviya s ispol'zovaniem metoda Kharringtona // Standartizatsiya, sertifikatsiya, yakist'. 2004. No. 4. P. 36–38.

37. Fedjukin V. K. Upravlenie kachestvom protsessov. Saint Petersburg: Piter, 2004. 208 p.

38. Azgal'dov G. G. Teoriya i praktika otsenki kachestva tovarov (osnovy kvalimetrii). Moscow: Ekonomika, 1982. 256 p.

39. Ushakov I. E., Shishkin I. F. Prikladnaya metrologiya: textbook. Saint Petersburg: SZTU, 2002. 116 p.

40. Korn G., Korn T. Spravochnik po matematike (dlya nauchnykh rabotnikov i inzhenerov). Moscow: Izdatel'stvo «Nauka», 1974. 832 p.

41. Lapach S. N., Chubenko A. V., Babich P. N. Statisticheskie metody v mediko-biologicheskikh issledovaniyakh s ispol'zovaniem Excel. Kyiv: MORION, 2001. 408 p.

42. Khamkhanova D. N. Teoreticheskie osnovy obespecheniya edinstva ekspertnykh izmereniy. Ulan-Ude: Izd-vo VSGTU, 2006. 170 p.

43. Azgal'dov G. G. Kvalimetriya v arkhitekturno-stroitel'nom proektirovanii. Moscow: Stroyizdat, 1989. 264 p.