

DOI [https://doi.org/10.15589/znp2022.1\(488\).5](https://doi.org/10.15589/znp2022.1(488).5)
УДК 622.531

DETERMINATION OF OUTPUT PARAMETERS OF THE SLURRY PUMP FOR POSSIBILITY OF MODELING OF ITS CHARACTERISTICS AT MODERNIZATION

ВИЗНАЧЕННЯ ВИХІДНИХ ПАРАМЕТРІВ ШЛАМОВОГО НАСОСУ ДЛЯ МОЖЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ ЙОГО ХАРАКТЕРИСТИК У РАЗІ МОДЕРНІЗАЦІЇ

Yuri L. Moshentsev
yurimosh@gmail.com
ORCID: 0000-0002-1377-7498
Oleksiy A. Gogorenko
oleksiy.gogorenko@gmail.com
ORCID: 0000-0002-9157-6659

Ю. Л. Мошенцев,
канд. техн. наук, професор
О. А. Гогоренко,
канд. техн. наук, доцент

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв

Abstract. Slurry pumps are used in the technological process at mining and processing plants to pump the pulp (highly contaminated liquid with a high concentration of sand and soil particles) to the tailings. Usually the tailings pond is built a few kilometers from the mining and processing plant and as it is filled there is a need to feed the pulp to the new tailings pond, which will usually be at a higher altitude. This raises the issue of the need to replace slurry pumps or upgrade them to provide the required head. It should be noted that the solution to the problem is not simple and accessible due to the peculiarities of the pumps. The fact is that slurry pumps consume significant power and have the appropriate dimensions. Thus, the article considers a pump with a motor power of more than 1300 kW, with an outer diameter of the impeller 1440 mm and weighing almost 23 tons.

To make an informed decision about the problem with the pump, it is necessary to know its basic parameters. At the same time, during the operation of slurry pumps are usually limited to a few measurements, leaving only those that determine their reliable operation and profitability. Accordingly, these measurements do not make it possible to determine all the parameters traditionally used in the calculations of pumps. However, as shown in the article, for a reasonable solution to the problem, you can do without a number of such parameters and, at the same time, get all the information needed to assess the situation. The task of determining the required parameters is solved in an unconventional way based on the use of the presented data. The article considers the method of obtaining these parameters, and presents the results of appropriate calculations that allow to assess the possibility of solving the problem. According to the results of calculations, the pump was modernized by increasing the outer diameter of the impeller to 1500 mm. The upgraded pump installed on the site showed the results that correspond to the calculated ones.

Key words: slurry pump; pulp; pressure; operating point; performance; slurry transportation.

Анотація. Шламові насоси використовуються в технологічному процесі на гірничо-збагачувальних комбінатах для відкачування пульпи (сильно забрудненої рідини з високою концентрацією частинок піску та ґрунту) у хвостосховища. Зазвичай хвостосховище споруджують за декілька кілометрів від гірничо-збагачувального комбінату і у міру його заповнення виникає необхідність подавати пульпу на нове хвостосховище, яке, як правило, буде розташовуватися на більшій висоті. У зв'язку із цим виникає проблема, яка пов'язана із необхідністю заміни шламових насосів або їх модернізацією для забезпечення необхідного напору. Слід зазначити, що вирішення проблеми не є простим та доступним через особливості самих насосів. Річ у тім, що шламові насоси споживають значну потужність і мають відповідні габарити. Так, у статті розглядається насос із потужністю приводного електродвигуна понад 1300 кВт, із зовнішнім діаметром робочого колеса 1440 мм та вагою майже 23 тонни.

Для обґрунтованого прийняття рішення проблеми із насосом необхідно знати його основні параметри. Водночас під час експлуатації шламових насосів зазвичай обмежуються небагатьма вимірами, залишаючи лише ті,

які визначають їх надійну експлуатацію і рентабельність. Відповідно, ці вимірювання не дають можливості визначити всі параметри, які традиційно використовуються у розрахунках насосів. Однак, як це показано у статті, для обґрунтованого вирішення завдання можна обійтися без низки таких параметрів і при цьому отримати всі відомості, необхідні для оцінки ситуації. Завдання визначення необхідних параметрів вирішується нетрадиційним способом на основі використання представлених даних. У статті розглядається спосіб отримання цих параметрів, наводяться результати відповідних розрахунків, які дозволяють оцінити можливості вирішення проблеми. За результатами розрахунків було виконано модернізацію насоса шляхом збільшення зовнішнього діаметра робочого колеса до 1500 мм. Встановлений на об'єкт модернізований насос показав результати, що відповідають розрахунковим з припустимою похибкою.

Ключові слова: насос шламовий; пульпа; напір; робоча точка; витрата; транспортування пульпи.

ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ

Після модернізації робочого колеса необхідно встановити, як зміняться параметри шламового насоса WARMAN 20/18 HGY-АНР. Частота обертання ротора залишається незмінною. Більшість параметрів, які традиційно використовуються для вирішення подібних задач, відсутні і не можуть бути отримані шляхом прямих вимірювань. Відомі величини тиску пульпи на вході в насос і виході із нього, щільність пульпи, частота обертання ротора та потужність, яку споживає привідний електродвигун. Представлено схему установки насоса на об'єкті та креслення його повздовжнього розрізу, а також характеристику немодернізованого насоса, отриману під час його роботи на воді.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Вирішення задачі вимагає спочатку встановлення параметрів робочої точки – напору, витрати, частоти обертання ротору та ККД насоса. Далі можливе прогнозування зміни зазначених параметрів після збільшення діаметра робочого колеса із використанням традиційних методів. Відповідно, необхідні відомості, що визначають параметри, потрібні для вирішення цього питання.

На підставі відомих джерел з подібних насосів [1–4], а також відомих джерел зі шламових насосів [5–7] можна встановити закономірності, які необхідні для вирішення першої задачі – визначення параметрів насоса на встановленому режимі для робочої точки (точки спільної роботи шламового насоса та системи подачі пульпи). Відомо, що параметри насоса у разі переходу роботи з води на пульпу змінюються. Зменшуються напір і витрата, зростає споживана потужність. Відповідно до [6] зміна витрати та напору визначається властивостями пульпи. Повинні бути враховані такі параметри, як середній діаметр частинок, в'язкість, щільність та концентрація твердої речовини у рідині. Зменшення напору та ККД насоса порівняно з тими самими величинами, отриманими у разі роботи на воді, оцінюються коефіцієнтами:

$$\frac{H_n}{H_b} = (HR) \quad \text{та} \quad \frac{\eta_n}{\eta_b} = (ER),$$

причому значення цих коефіцієнтів для робочої точки однакове.

Відомий більш складний і точний спосіб визначення цих коефіцієнтів [7], що враховує особливості в'язкості двофазного середовища, і враховує реальні умови роботи шламових насосів. Водночас представлених у джерелі даних не досить, щоб їх використовувати для насоса, що розглядається. В принципі готових даних, придатних для насоса, що розглядається, знайти неможливо. У джерелах [1; 3] наголошується, що такі відомості були отримані в лабораторіях на основі випробувань насосів з вузькими лопатями, і що для насосів із широкими лопатями зменшення параметрів, зокрема зменшення витрати, менш істотне. У нашому випадку насос має широкі лопаті.

ОПИС СИСТЕМИ ТА ФОРМУЛЮВАННЯ ПРИПУЩЕННЯ

У роботі розглядається можливість вирішення зазначеної задачі на основі результатів непрямих вимірювань для представленого насоса, без використання багатьох вихідних параметрів, що застосовуються у традиційних джерелах. Задачу можна поділити на дві.

У першій слід знайти напір H_n , витрату Q_n і ККД η_n для робочої точки, на якій працював насос до модернізації.

У другій слід спрогнозувати можливі зміни зазначених параметрів насоса у результаті модернізації.

Відомі такі вихідні дані:

- конструктивні параметри шламового насоса та системи, створеної для подачі пульпи;
- потужність, що споживається привідним електродвигуном під час роботи шламового насоса на пульпі, N_n , кВт;
- частота обертання ротора насоса, n_n , хв⁻¹;
- щільність пульпи, ρ_n , кг/м³;
- тиски пульпи на вході в насос та виході із нього, $p_{n1,2}$, кПа;
- характеристика шламового насоса (до модернізації) під час його роботи на воді.

Конструкція шламового насоса представлена на рис. 1, а відповідні розміри основних елементів – у табл. 1 [8].

Таблиця 1. Конструктивні розміри проточної частини насоса

Параметр	Позначення	Значення, мм
Зовнішній діаметр робочого колеса	D_2	1440
Діаметр середньої лінії лопаті робочого колеса	D_1	442
Діаметр входу перед робочим колесом	D_0	510
Діаметр маточини робочого колеса	$d_{ст}$	260
Діаметр ротору насоса	$d_в$	190
Ширина лопаті на зовнішньому діаметрі колеса	b_2	210
Товщина лопаті на вході	δ_1	40
Товщина лопаті на виході	δ_2	40

Робоче колесо насоса закрите, з трьома лопатями. Лопаті двоякої кривизни. Середній кут установки лопаті на вході $\beta_1 = 18^\circ$, кут установки на виході, $\beta_2 = 20^\circ$. На номінальному режимі, у разі роботи на пульпі, ротор насоса обертається із частотою $n = 500 \text{ хв}^{-1}$, при цьому насос споживає $N_{дв.п} = 1355 \text{ кВт}$. Внутрішні діаметри прийомного та нагнітального трубопроводів однакові. Пульпа має щільність $\rho_{п} = 1330 \text{ кг/м}^3$. На вході насоса абсолютний тиск становить $P_1 = 11 \text{ кПа}$, на виході – $P_2 = 1085 \text{ кПа}$. Різниця висот точок вимірювання тиску на насосі, $z_2 - z_1 = 2,1 \text{ м}$. Напір насоса під час роботи на пульпі визначається формулою:

$$H_n = \frac{P_2 - P_1}{\rho_n g} + (z_2 - z_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$$

Відповідно до наведених даних для робочої точки $H_n = 84,49 \text{ м}$. Похибка визначення параметра H_n становить $\pm 0,6 \text{ м}$.

Принципова схема системи представлена на рис. 2.

Нагнітальний трубопровід має довжину 2918 м за внутрішнього діаметру труби 820 мм. Зі сторони виходу із нагнітального трубопроводу додано трубу довжиною 300 м із діаметром 1220 мм. На нагнітанні є 5 колін трубопроводу під 45° і 4 коліна під кутом 90° . На вході трубопровід має діаметр 820 мм та протяжність (від зумпфа до насоса) близько 6 м. Геодезичні позначки рівнів: $z_a = 96,7 \text{ м}$; $z_b = 171,0 \text{ м}$ (див. рис. 2). Рівні рідини у зумпфі та хвостосховищі перебувають під атмосферним тиском, тобто $P_{a,в} \approx P_{атм}$. Переміщення рівнів під час роботи шламового насоса практично відсутнє.

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Мета дослідження полягає у представленні способу визначення основних параметрів шламового насоса, які через об’єктивні причини не можуть бути отримані під час його експлуатації на об’єкті. Отримані на підставі розрахунків за запропонованою методикою результати добре співпадають з експериментальними і дозволяють виконати прогноз за

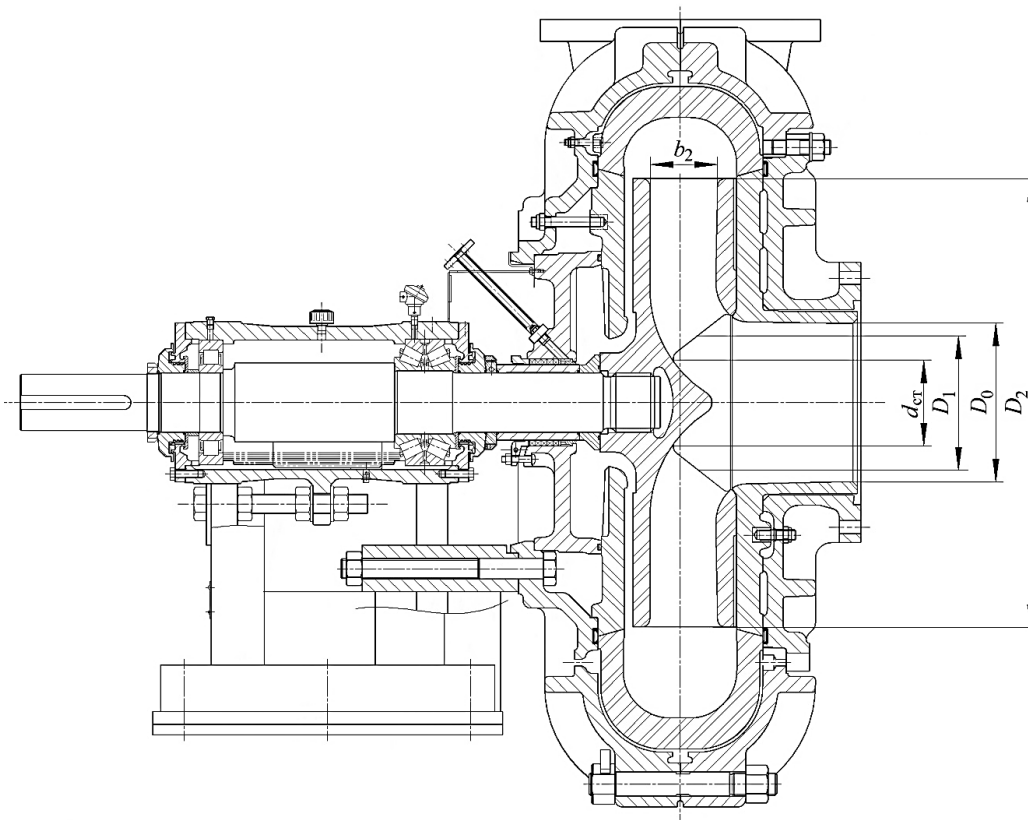


Рис. 1. Повздовжній переріз насоса WARMAN 20/18 HGY-AHP

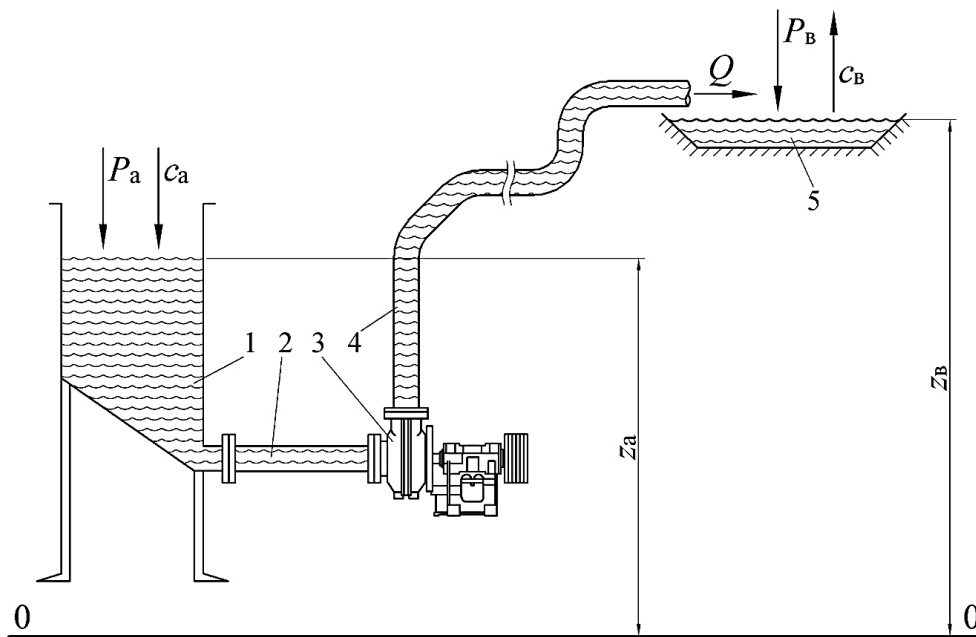


Рис. 2. Принципова схема гідравлічної системи: 1 – зумпф; 2 – прийомний трубопровід; 3 – шламвий насос; 4 – нагнітальний трубопровід; 5 – хвостосховище

витратою насоса, зміною його напору та споживаної потужності у разі відповідної конструктивної модернізації основних елементів проточної частини насоса.

ОСНОВНИЙ МАТЕРІАЛ

Розглянемо параметри, величини яких можна отримати на основі прямих вимірів, виконаних під час експлуатації насоса.

Напір системи (напір, необхідний для забезпечення системою певних параметрів):

$$H_c = \frac{P_b - P_a}{\rho g} + (z_b - z_a) + \frac{c_b^2 - c_a^2}{2g} + h_{п1} + h_{п2}$$

де $P_{a,b}$ – тиски над рівнем рідини в зумпфі та хвостосховищі, кПа; $z_{a,b}$ – позначки рівнів рідини в зумпфі та хвостосховищі, м; $c_{a,b}$ – швидкості переміщення рівнів у зумпфі та хвостосховищі м/с; $h_{п1,2}$ – втрати енергії у прийомному та нагнітальному трубопроводах, м; g – прискорення вільного падіння, м/с².

Відповідно до наведених вище даних з мінімальною похибкою можна прийняти:

$$\frac{P_b - P_a}{\rho g} + \frac{c_b^2 - c_a^2}{2g} = 0$$

Тоді

$$H_c = z_b - z_a + h_{п1} + h_{п2} \tag{1}$$

Втрати на всмоктуванні

$$h_{п1} = \lambda_{п1} \frac{L_{п1} c_{п1}^2}{d_{п1} 2g}$$

Втрати на нагнітання

$$h_{п2} = \lambda_{п2} \frac{L_{п2} c_{п2}^2}{d_{п2} 2g} + \sum_i \xi_i \frac{c_{п2}^2}{2g}$$

У цих виразах $d_{п1,2}$ – внутрішні діаметри трубопроводів, м; $L_{п1,2}$ – довжини трубопроводів, м; $c_{п1,2}$ – швидкості рідини у трубопроводах, м/с; $\lambda_{п1,2}$ – коефіцієнти тертя для трубопроводів; ξ_i – коефіцієнти опорів поворотних колін; i – кількість поворотів, шт.

Коефіцієнти втрат приймалися за даними [7; 9; 10]. Для прийомного трубопроводу $\lambda_{п1} = 0,020 \dots 0,021$, для нагнітального – $\lambda_{п2} = 0,021 \dots 0,023$.

$$\xi_{п1} = \xi' \frac{Q}{90}$$

де $\xi' = 0,14 \dots 0,15$ для умов плавного повороту.

Швидкості рідини у трубопроводах

$$c = \frac{4Q}{3600 \cdot \pi \cdot d^2}$$

За сталої роботи насоса для робочої точки повинна дотримуватися рівність

$$H_n = H_c \tag{2}$$

Для вирішення першої задачі (визначення параметрів робочої точки на підставі наведених даних) необхідно враховувати, що насос працює за характеристикою, тобто його основні параметри пов'язані між собою. Характеристика насоса під час роботи на пульпі відсутня, але є характеристика під час роботи на воді [11]. При цьому відома закономірність зміни основних параметрів насоса під час переходу з води на пульпу. Тому можна встановити взаємозв'язок основних параметрів насоса між собою у разі його

роботи на пульпі. З іншого боку, відомі особливості зміни цих параметрів [5; 6]. Розглянемо вирази, що пов'язують параметри, які нас цікавлять.

Напір насоса, як уже сказано, у разі його роботи на пульпі менший, ніж його напір на воді у разі збереження частоти обертання і тих же характеристик системи

$$H_{п} = (HR)H_{в}$$

Зменшення напору визначається коефіцієнтом (HR) , який невідомий, але залежить від властивостей пульпи. Отже, він сталий за її незмінних фізичних властивостей. Разом зі зменшенням напору зменшуються і витрата насоса та його ККД. Зменшення ККД визначається як

$$\frac{\eta_{п}}{\eta_{в}} = (ER)$$

Вважається [1], що

$$(ER) = (HR) \tag{3}$$

Величину витрати можна встановити, використовуючи вирази для обчислень потужності електродвигуна насоса у разі його роботи на воді та пульпі

$$N_{дв.в} = \rho_{в} Q_{в} H_{в} \frac{1}{\eta_{в} \eta_{дв}}, \quad N_{дв.п} = \rho_{п} Q_{п} H_{п} \frac{1}{\eta_{п} \eta_{дв}}$$

де $\rho_{в,п}$ – щільності пульпи та води, kg/m^3 ; $Q_{п,в}$ – витрати насоса на пульпі та воді, m^3/c ; $H_{п,в}$ – напори насоса, м; $\eta_{п,в}$ – ККД насоса, $\eta_{дв}$ – ККД електродвигуна на заданій частоті обертання.

З цих виразів із урахуванням (3) випливає

$$Q_{п} = \frac{Q_{в} \rho_{в} N_{п}}{\rho_{п} N_{в}} \tag{4}$$

У виразі (4) витрата насоса на воді $Q_{в}$ пов'язана із напором насоса на воді $H_{в}$ відомою напірно-витратною характеристикою. Напір $H_{в}$ пов'язаний із напором $H_{п}$ уже згаданим раніше коефіцієнтом (HR) .

$$H_{в} = H_{п} / (HR) \tag{5}$$

Оцифрування характеристики насоса на воді за постійної частоти обертання ротора дає можливість отримати вирази:

$$H_{в} = 7,58 \cdot 10^{-16} \cdot Q_{в}^4 + 1,41 \cdot 10^{-11} \cdot Q_{в}^3 - 6,09 \cdot 10^{-7} \cdot Q_{в}^2 + 0,00029 \cdot Q_{в} + 95,141, \tag{6}$$

$$\eta_{в} = 3,411 \cdot 10^{-16} \cdot Q_{в}^4 - 3,259 \cdot 10^{-12} \cdot Q_{в}^3 - 1,527 \cdot 10^{-8} \cdot Q_{в}^2 + 2,585 \cdot 10^{-4} \cdot Q_{в} + 0,117. \tag{7}$$

У разі розгляду основних залежностей, які об'єднують параметри насоса під час його роботи на номінальному режимі, встановлюється система рівнянь (1)...(7), яка дозволяє однозначно визначити (HR) і $Q_{п}$, а також інші п'ять невідомих: $Q_{в}$, $H_{в}$, $N_{дв.в}$, $\eta_{в}$, $\eta_{п}$. Останні невідомі в принципі не потрібні для розв'язання поставленої проблеми та використовуються лише в ході вирішення першої задачі. Отже, для вирішення системи рівнянь знаходиться таке значення (HR) , у разі якого забезпечується рівність (2).

Одночасно обчислюється відповідне значення $Q_{п}$. Рішення системи можна виконати у різний спосіб. Авторами вона вирішувалася на основі комп'ютерної програми.

ОБГОВОРЕННЯ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

Результати обчислень та ряд вихідних даних, що характеризують роботу насоса до модернізації, зведено до табл. 2. Встановлено значення основних параметрів насоса на пульпі та воді для умов стійкої роботи на номінальному режимі.

Таблиця 2. Значення параметрів насоса до модернізації для робочої точки

Параметр, одиниці виміру	Позначення	Значення
Витрата насоса по пульпі, m^3/c	$Q_{п}$	2722,1
Витрата насоса по воді, m^3/c	$Q_{в}$	3018,6
Відношення витрат	$Q_{п} / Q_{в}$	0,902
Напір насоса по пульпі, м	$H_{п}$	84,5
Напір насоса по воді, м	$H_{в}$	90,9
Напір системи у разі роботи на пульпі, м	$H_{с}$	84,52
ККД шламового насоса на пульпі	$\eta_{п}$	0,649
ККД шламового насоса на воді	$\eta_{в}$	0,698
Щільність пульпи, kg/m^3	$\rho_{п}$	1330
Коефіцієнти зниження напору і ККД	$(HR), (ER)$	0,929
Потужність електродвигуна на пульпі, кВт	$N_{дв.п}$	1355

Якщо вимірювання тиску пульпи на насосі пов'язані зі складнощами (забилися канали для вимірювання тиску, вийшли із ладу манометри і т. п.), то можна визначити зазначені параметри не для одного (вимірюного) значення напору, а для серії значень, що охоплюють дуже вузький діапазон. Цей діапазон можна встановити з аналізу обчислень напору системи $H_{с}$ по (1). З аналізу випливає, що напір системи на 85% визначається п'єзометричним напором ($z_{в} - z_{а}$) і майже на 15% – втратами тертя в нагнітальному трубопроводі. Інші втрати на порядок менші. Тоді напір насоса можна приймати в діапазоні 1,06...1,15 від п'єзометричного напору системи, що враховує можливість зміну витрати пульпи $Q_{п}$, яка буде змінюватися у зв'язку із різними значеннями напору (від $Q_{п}$ залежать втрати тертя в нагнітальному трубопроводі). Так, у нашому випадку діапазон напорів насоса становитиме $H_{п} = 81...87$ м.

Другу задачу можна вирішити на основі відомих методик розрахунків відцентрових насосів [1–3]. Або вирішити із меншою точністю, використовуючи відомі співвідношення теорії подібності [5; 6]. Використання обох методів пов'язане із суттєвими похибками, оскільки у разі їх використання неможливо задовольнити всі обмеження, що накладаються на застосування цих методів. Під час моделювання спочатку необхідно отримати параметри насоса за вихід-

них розмірів. При цьому витрата, тиск і ККД повинні дорівнювати встановленим раніше значенням (табл. 2). Це досягається коригуванням різних коефіцієнтів методики розрахунку, що дозволяє досягти зазначеної відповідності. У разі отриманої відповідності сукупність залежностей методики буде являти собою математичну модель аналізованого насоса. Потім у цій моделі слід змінити зовнішній діаметр робочого колеса насоса та встановити, яке значення напору буде забезпечено внаслідок такої зміни. Зміна діаметра виконується одночасно із зміною витрати, знайденою на основі теорії подібності (витрата пропорційна зміні зовнішнього діаметра робочого колеса). Результати розрахунків наведено у табл. 3.

Таблиця 3. Результати розрахунків насоса у разі роботи на пульпі і збільшеного зовнішнього діаметра робочого колеса (до 1500 мм)

Параметр, одиниці виміру	Позначення	Значення	
		моделювання	теорія подібності
Витрата насоса по пульпі, м ³ /с	Q_n	–	2885,5
Напір насоса по пульпі, м	H_n	92,34	91,68
Потужність електродвигуна на пульпі, кВт	$N_{дв.п}$	1535,2	1655,7

Як видно, використання двох можливих підходів дає досить близькі результати. Збільшення зовнішнього діаметра колеса до 1500 мм призводить до зростання напору та витрати. Розрахункове зростання напору (порівняно з існуючим) $\approx 10\%$, зростання витрати пропорційне зростанню зовнішнього діаметра колеса. Потужність, яку споживає електродвигун модернізованого шламового насоса, дорівнює 1535,2...1655,7 кВт.

Слід зазначити, що метод прогнозування результатів модернізації у разі використання для цього вимірної витрати насоса практично збігається із тим, що

може бути у разі використання вірогідного діапазону можливих значень напору. Основна відмінність полягає в тому, що знання дійсного напору насоса до модернізації дає можливість встановити дійсний напір насоса після його модернізації. Відповідно, на цій же основі більш точно може бути встановлено значення витрати насоса Q_n , яке у разі експлуатації шламового насоса не визначається.

Модернізований насос було встановлено на об'єкті. На номінальному режимі вимірювалися потужність двигуна, а також тиски пульпи до і після насоса, за якими обчислювався напір насоса. Щільність пульпи залишалася незмінною. Результати вимірів напору та потужності дали значення, що укладаються в діапазони, наведені в табл. 3. Модернізований насос забезпечив подачу пульпи до хвостосховища на більш високу позначку.

ВИСНОВКИ

Таким чином, у результаті виконаних досліджень отримано розрахункові значення основних параметрів насоса, які досягаються після його модернізації. Зокрема, отримано значення витрати насоса Q_n , яка не вимірювалася ні до, ні після модернізації, та яке встановлене розрахунком із прийнятною похибкою. Значення всіх встановлених параметрів дали змогу оцінити доцільність проведення модернізації. В результаті вимірювання параметрів насоса під час експлуатації після його модернізації встановлено гарний збіг прогнозних та отриманих результатів. Вдалося встановити, що розв'язання поставленої задачі може бути виконане і без вимірювання низки параметрів, які складно отримати в умовах звичайної експлуатації установок зі шламовими насосами. Замість використання низки параметрів, які необхідні для вирішення задачі і отримання яких досить ускладнене, можна обійтися іншими параметрами, які отримують на основі більш простих вимірів. Точність обчислень при цьому зберігається на прийнятному для цієї задачі рівні.

REFERENCES

- [1] Budov, V. M. (1988). Marine pumps: Directory [Sudovye nasosy: Spravochnik]. Leningrad: Sudostroenie, 432 p. [in Russian].
- [2] Voronov, V. F., Arcykov, A. P. (1976). Marine hydraulic machines [Sudovye gidravlicheskie mashiny]. Leningrad: Sudostroenie, 304 p. [in Russian].
- [3] Mihajlov, A. K., Malyushenko, V. V. (1977). Vane pumps. Theory, calculation and design [Lopastnye nasosy. Teoriya, raschet i konstruirovaniye]. Moskva: Mashinostroenie, 288 p. [in Russian].
- [4] Polyakov, V. V., Skvorcov, L. S. (1990). Pumps and fans: Textbook for universities [Nasosy i ventilyatory: Ucheb. dlya vuzov]. Moskva: Strojizdat, 336 p. [in Russian].
- [5] Slurry pumps [Shlamovye nasosy] (2010). Metso Minerals PumpDim, 196 p. [in Russian].
- [6] Slurry Pump Handbook (2009). Weir SLurry Group, Inc.
- [7] Warman slurry pumping handbook (2000). Warman International LTD, 82 p.
- [8] Installation, operation & maintenance manual slurry pumps WARMAN type: 20/18 HGY-AHP [Rukovodstvo po ustanovke i tekhnicheskomu obsluzhivaniyu shlamovyh nasosov WARMAN 20/18 HGY-AHP] (2006). Weir Minerals Europe Limited, 31 p. [in Russian].

- [9] Idel'chik, I. E. (1992). Handbook of hydraulic resistances [Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam]. Moskva: Mashinostroenie, 672 p. [in Russian].
- [10] Chugaev, R. R. (1982). Hydraulics: Textbook for universities [Gidravlika: Uchebnik dlya vuzov]. Leningrad: Energoizdat, 672 p. [in Russian].
- [11] WARMAN Centrifugal Slurry Pumps 20/18 AH. Impeller Data and Part Numbers.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Будов, В. М. (1988) Судовые насосы : справочник. Ленинград : Судостроение. 432 с.
- [2] Воронов, В. Ф., Арцыков, А. П. (1976) Судовые гидравлические машины. Ленинград : Судостроение. 304 с.
- [3] Михайлов, А. К., Малюшенко, В. В. (1977) Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. Москва : Машиностроение. 288 с.
- [4] Поляков, В. В., Скворцов, Л. С. (1990) Насосы и вентиляторы : учебник для вузов. Москва : Стройиздат. 336 с.
- [5] Шламовые насосы (2010) Metso Minerals PumpDim. 196 с.
- [6] Slurry Pump Handbook (2009) Weir SLurry Group, Inc.
- [7] Warman slurry pumping handbook (2000) Warman International LTD. 82 с.
- [8] Руководство по установке и техническому обслуживанию шламовых насосов WARMAN 20/18 HGY-AHP (2006) Weir Minerals Europe Limited. 31 с.
- [9] Идельчик, И. Е. (1992) Справочник по гидравлическим сопротивлениям / под ред. М. О. Штейнберга. Москва : Машиностроение. 672 с.
- [10] Чугаев, Р. Р. (1982) Гидравлика : учебник для вузов. Ленинград : Энергоиздат. 672 с.
- [11] WARMAN Centrifugal Slurry Pumps 20/18 AH. Impeller Data and Part Numbers.

© Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко
 Дата надходження статті до редакції: 12.04.2022
 Дата затвердження статті до друку: 19.04.2022