УДК 621.65

О.Г. ГУСАК, канд. техн. наук; доц. каф. ПГМ СумДУ, Суми;
В.Г. НЕНЯ, канд. техн. наук; доц. каф. ПГМ СумДУ, Суми;
О.А. МАТВІЄНКО, канд. техн. наук; асистент каф. ПГМ СумДУ, Суми

РОБОЧИЙ ПРОЦЕС МАЛОГАБАРИТНОГО ОСЬОВОГО СТУПЕНЯ СВЕРДЛОВИННОГО НАСОСА

В статті розглядається робочий процес малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності (n_s = 250–400) з лопатями малого подовження. Отримано уточнені рівняння сумарних гідравлічних втрат для зазначених проточних частин, точність та достовірність яких підтверджено за допомогою чисельного моделювання та фізичного експерименту.

Ключові слова: свердловинний насос, осьовий насос, робочий процес, чисельне моделювання, втрати напору, лопаті малого подовження.

Вступ. Протягом багатьох років існування системи водопостачання України виникали і вирішувались проблеми забезпечення населення якісною питною водою, тому актуальною залишається проблема створення максимально ефективного обладнання для видобутку води, здатного працювати з мінімальними капітальними вкладеннями та мінімальними затратами енергоресурсів. Вирішення цієї проблеми ніколи не залишалося закритим, а науково-технічний прогрес сприяє виникненню більш сучасних механізмів, розвитку нових технологій та методів підготовки води.

Одним з таких сучасних рішень є використання в свердловинних насосах з високою подачею осьових ступенів низької швидкохідності, які мають ряд переваг (високий гідравлічний ККД, просту та компактну конструкцію, що особливо актуально в обмежених умовах свердловини, підвищений ресурс опорного вузла та насоса в цілому). Але вирішальною перевагою використання осьових робочих органів у свердловинних насосах для водопостачання є те, що вони дають можливість при незмінних діаметральних розмірах насоса у кілька разів підвищити подачу у порівнянні з існуючими конструкціями, що дозволяє в рази знизити вартість свердловини при тому ж об’ємі видобутої води.

Перепоною на шляху широкого використання таких ступенів є відсутність досвіду їх розробки та відпрацьованого ряду проточних частин такого типу на різні параметри.

Одноступеневі конструкції осьових насосів відомі досить давно та широко використовуються на практиці. Вони вирізняються простотою конструкції, малою масою та компактністю, при цьому забезпечують високі подачі.

Багатоступеневі осьові насоси використовуються в ракетобудуванні, а саме в агрегатах живлення рідинних ракетних двигунів [1]. Для таких насосів характерні великі колові швидкості, високі значення питомої роботи, агресивні робочі середовища та підвищені вимоги до кавітаційної стійкості.

Відомі також спроби використання багатоступінчастих осьових насосів у нафтогазовій та видобувній промисловості для перекачування багатофазних рідин [2, 3].

Перші відомі нам кроки по створенню багатоступеневого осьового насоса для свердловин були прийняті в 70-х роках минулого століття А.Н. Папіром [4, 5]. На жаль, автор акцентує увагу на низькій якості виготовлення дослідного зразка, що негативно

© О.Г. Гусак, В.Г. Неня, О.А. Матвієнко, 2014

позначилося на його характеристиках [5] та не дозволило в повній мірі оцінити переваги даного типа насоса.

У роботах [6, 7] було розглянуто переваги осьових ступенів низької швидкохідності для свердловинних насосів, а також намічено основи методики їх проектування, виконано аналіз результатів чисельного моделювання та натурних випробувань дослідного зразка, що дало змогу обґрунтувати доцільність використання ступенів такого типу в системах артезіанського водопостачання.

Основна частина. Для створення комплексної методики проектування малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності з лопатями малого подовження необхідно, перш за все, розглянути робочий процес в зазначених проточних частинах.

Робочий процес в проточній частині проміжного ступеня насоса представляє собою перетворення та перерозподіл величин кожної з форм енергії, тому в якості його моделі може бути використана модель розподілу енергії.

Зважаючи на те, що коефіцієнт реактивності досліджуваного робочого колеса складає 0,85 (тобто у робочому колесі 85 % повної питомої енергії рідини перетворюється в потенційну енергію тиску, відповідно 15 % перетворюється у статорному апараті), можна сказати, що основні гідравлічні втрати будуть мати місце в саме робочому колесі. Тому в роботі основна увага буде приділятися малогабаритному осьовому робочому колесу.

Для визначення напору, що створюється ступенем використаємо залежність

$$H_{\text{ст}} = H_{\text{Трк}} - SQ^2, \tag{1}$$

де $H_{\text{Трк}}$ – теоретичний напір робочого колеса; Q – подача ступеня; $S = f(\zeta_\Sigma)$ – коефіцієнт, що враховує втрати напору, де ζ_Σ – сумарний коефіцієнт втрат.

Гідравлічні втрати мають складну природу, тому складні з точки зору їх теоретичного та експериментального дослідження. Основною причиною цього є складність фізичних процесів, що відбуваються в динамічних насосах. Рух в'язкої рідини в загальному випадку супроводжується розсіюванням енергії, тобто гідравлічними втратами. Причиною виникнення цих втрат є опір в'язкої рідини змінам форми каналів проточної частини.

В загальному випадку гідравлічні втрати в проточній частині малогабаритного осьового ступеня можна представити у вигляді

$$\sum \Delta h = \Delta h_{\text{РК}} + \Delta h_{\text{СА}}, \tag{2}$$

де $\Delta h_{\text{РК}}$ – втрати напору в робочому колесі; $\Delta h_{\text{СА}}$ – втрати напору в статорному апараті.

Так як $\Delta h_{\text{РК}} >> \Delta h_{\text{СА}}$, то $\sum \Delta h = \sum \Delta h_{\text{РК}} = \zeta_{\text{РК}} \dfrac{V_m^2}{2g}$ [8, 9].

В міжлопатевому каналі осьового ступеня розрізняють декілька видів втрат: профільні, торцеві, вторинні та шпаринні втрати. Кожен вид втрат характеризується відповідним коефіцієнтом втрат.

Відповідні коефіцієнти втрат найчастіше визначають за наступними формулами [9]:

$$\zeta_{\text{пр}} = c_{x\text{пр}} \frac{b}{t} \frac{\cos^2 \beta_1}{\cos^2 \beta_m},\ \zeta_{\text{т}} = m_{\text{т}} \frac{1}{h'} \frac{\cos^2 \beta_1}{\cos^2 \beta_m},\ \zeta_{\text{ш}} = m_{\text{ш}} \bar{\delta} c_y^2 \frac{b}{t} \frac{\cos^2 \beta_1}{\cos^2 \beta_m},\ \zeta_{\text{в}} = m_{\text{в}} c_y^2 \frac{b}{t} \frac{\cos^2 \beta_1}{\cos^2 \beta_m},$$

$$\zeta_\Sigma = \zeta_{\text{пр}} + \zeta_{\text{т}} + \zeta_{\text{ш}} + \zeta_{\text{в}}, \tag{3}$$

де $\zeta_{\text{пр}}$ – коефіцієнт профільних втрат; $\zeta_{\text{т}}$ – коефіцієнт торцевих втрат; $\zeta_{\text{ш}}$ – коефіцієнт втрат у шпарині; $\zeta_{\text{в}}$ – коефіцієнт вторинних втрат; ζ_Σ – сумарний коефіцієнт втрат; $c_{x\text{пр}}$ –

коефіцієнт лобового опору профілю; b/t – густота решітки; β – кути потоку; $\overline{\delta}$ – відносний радіальний зазор; c_y – коефіцієнт підйомної сили; $m_т \approx 0{,}016$, $m_ш \approx 0{,}5$, $m_в \approx 0{,}016$ – коефіцієнти; $h' = h/b$ – відносне подовження лопаті (h – висота лопаті, b – довжина хорди лопаті на середньому перетині).

Проте, як показують дослідження [10], дані залежності не завжди дають результати необхідної точності, особливо для робочих коліс з малим подовженням лопатей. А зважаючи на те, що досліджувана проточна частина має ряд особливостей, необхідне уточнення формул для визначення коефіцієнтів втрат напору.

Будь-яку лопатеву машину, в тому числі і насос на основі малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності, можна розглядати як поєднання послідовно з'єднаних між собою нерухомих каналів та каналів, що обертаються, профілів різної форми та довжини, при чому кожний з них має певні гідравлічні опори.

Для розрахунку втрат в цих випадках зазвичай використовують схему поділу на три складові: втрати напору, обумовлені тертям об стінки каналу $\Delta h_т$, втрати, пов'язані з розширенням каналу $\Delta h_р$, і втрати, пов'язані з поворотом потоку. Останню складову враховувати не будемо, оскільки вона однакова для всіх h' при фіксованому значенні втулкового відношення. Крім того, врахуємо втрати в радіальному зазорі. При розрахунках будемо вважати, що натікання потоку на лопаті відбувається з нульовим кутом атаки.

Для приблизної оцінки гідравлічних опорів дифузорних каналів складної форми у ряді випадків [9, 10] використовується поняття так званого еквівалентного дифузора, у якого осьова довжина, площі вхідного та вихідного перетинів рівні відповідним параметрам вихідного дифузорного каналу. Використання двох геометричних параметрів еквівалентного дифузору, а саме кута розкриття та ступеня розширення, знайшло широке використання в інженерних розрахунках. Проте для проточних частин, утворених лопатями малого подовження (як у випадку малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності) даний метод не дає результатів необхідної точності. В роботах [9, 10] було введено поняття місцевого кута розкриття дифузора, що дало можливість підвищити точність отримуваних результатів. Скористаємося даним підходом для оцінки ефективності роботи ступеня.

У роботі [11] було отримано наступну формулу для місцевого кута розкриття еквівалентного дифузора міжлопатевого каналу:

$$\alpha_м = \operatorname{arctg}\left(\frac{h' \sin\left(\beta_{л1} - \frac{l}{R}\right) \sin\left(\frac{\Theta}{2}\right)}{h'\left(\frac{b}{t}\right) + \cos\left(\beta_{л1} - \frac{l}{R}\right)} \right), \qquad (4)$$

де R – радіус дужки лопаті; $\beta_{л1}$ – кут установки лопаті; Θ – кут обхвату лопаті.

На рис. 1 представлено залежності місцевого кута розкриття дифузору від відносної довжини каналу робочого колеса малогабаритного осьового ступеню низької швидкохідності. При цьому під відносною довжиною каналу розуміється відношення поздовжньої координати каналу до максимальної довжини каналу ($l' = l/l_{max}$, де l – поздовжня координата каналу, l_{max} – максимальна довжина каналу).

Розрахунки кута $\alpha_м$ для досліджуваних робочих коліс показують, що $\alpha_м$ змінюється вздовж вісі каналу, зменшуючись до виходу з нього практично по лінійному закону; градієнт даного значення поступово зростає при збільшенні відносної висоти лопаті. Варто зауважити, що з врахуванням тілесності профілів (при

малих відносних товщинах профілю) характер представлених кривих якісно мало зміниться.

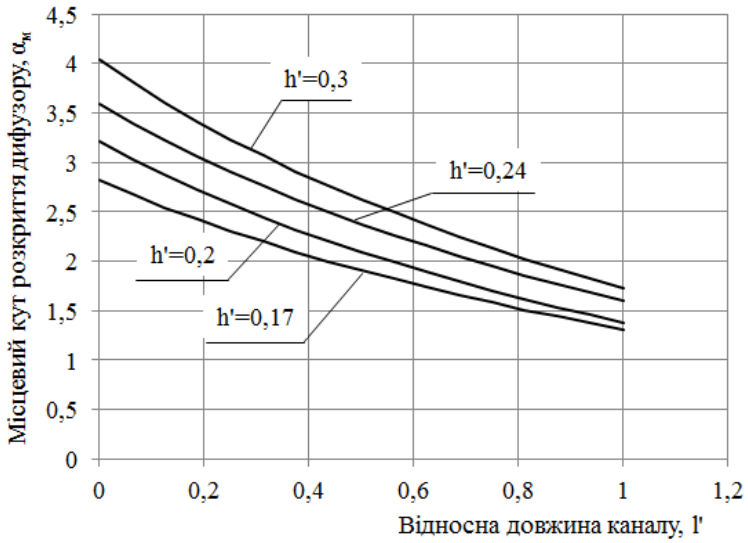

Рис. 1 – Залежність значень місцевого кута розкриття дифузору від відносної довжини каналу

Скориставшись формулою для $\alpha_м$, виконаємо якісні оцінки втрат напору в вінцях з різними відносними висотами лопаті, як це робиться при розгляді криволінійних дифузорів.

Коефіцієнти втрат від тертя та повороту потоку визначимо виходячи з місцевих кутів розкриття еквівалентного дифузора вздовж осьової лінії міжлопатевого каналу, вважаючи, що параметри решіток та потоку на середньому радіусі характерні для всієї лопаті. При розрахунках приймемо умову, що коефіцієнт втрат на розширення не буде залежати від кутів атаки профілів решіток.

За допомогою формул [11] було визначено коефіцієнти втрат в міжлопатевих каналах досліджуваних робочих коліс для випадку, коли кут атаки $\alpha = 0$. Дані відповідних розрахунків наведено на рис. 2.

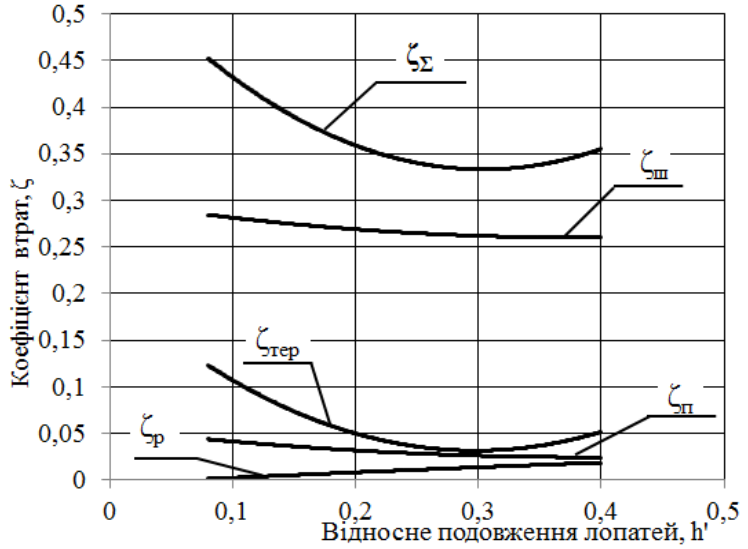

Рис. 2 – Залежність коефіцієнтів втрат у міжлопатевому каналі малогабаритного осьового колеса низької швидкохідності від відносного подовження лопаті

Аналізуючи криві, зображені на рис. 2, варто зазначити, що отримана крива сумарного коефіцієнту втрат має чітко виражений мінімум, що знаходиться в діапазоні

значень відносного подовження лопаті 0,2–0,4. Крім того, з чотирьох складових сумарного коефіцієнту втрат, найбільші значення має коефіцієнт втрат напору в радіальному зазорі.

Обговорення результатів роботи. Проведені розрахунки місцевого кута дифузору вказують на те, що зменшення відносної висоти лопаті призводить до зниження загальної дифузорності каналу. Можна також припустити, що одним із способів підвищення ефективності вінця є профілювання, що забезпечує найменші величини $\alpha_м$ та його градієнту в будь-якій точці.

Апроксимуючи криві, зображені на рис. 2 за допомогою ПЕВМ з середньоквадратичною похибкою менше 1 %, було отримано систему рівнянь:

$$\begin{cases} \zeta_{тер} = 2(h')^2 - 1{,}15h' + 0{,}2; \\ \zeta_{ш} = 0{,}27(h')^2 - 0{,}2h' + 0{,}3; \\ \zeta_{п} = 0{,}2(h')^2 - 0{,}15h' + 0{,}06; \\ \zeta_{р} = -0{,}02(h')^2 - 0{,}06h'; \\ \zeta_{\Sigma} = 2{,}45(h')^2 - 1{,}56h' + 0{,}56. \end{cases} \quad (5)$$

Таким чином, було визначено, що доцільно проектувати малогабаритні осьові ступені низької швидкохідності з відносним подовженням лопатей у діапазоні 0,2–0,4, оскільки гідравлічні втрати у цьому діапазоні будуть мінімальними.

Виходячи з формул (5) можна отримати значення втрат напору в робочому колесі досліджуваного ступеня:

$$\Delta h = \zeta_{\Sigma} \frac{V_m^2}{2g}, \quad (6)$$

де ζ_{Σ} – знаходиться за співвідношеннями (5).

Попередню перевірку та підтвердження потрібної точності співвідношення (6) було виконано на основі результатів чисельного розв'язання (за допомогою програмного продукту *ANSYS CFX*) математичної моделі робочого процесу насоса, адекватність якої доведена результатами експериментальних досліджень [11].

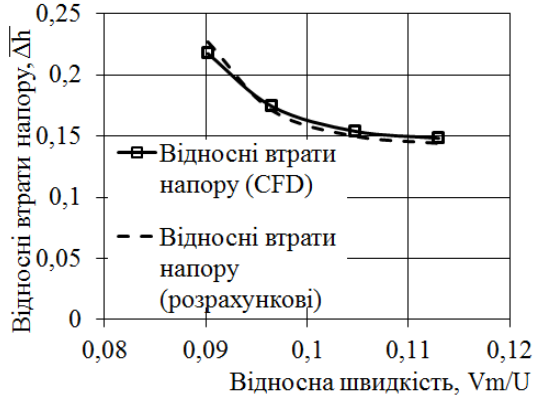

Рис. 3 – Типовий результат порівняння величин відносних втрат напору ($\overline{\Delta h} = \Delta h / H_{ном}$, де Δh – значення втрат напору; $H_{ном}$ – номінальне значення напору ступеня), розрахованих за формулами (5), (6) та отриманих шляхом чисельного моделювання

На рис. 3 зображено типовий результат порівняння розрахункових величин втрат напору в малогабаритному осьовому робочому колесі низької швидкохідності та відповідних величин, отриманих шляхом чисельного експерименту в залежності від відносної осьової складової абсолютної швидкості.

Аналізуючи отриманий графік, можна сказати, що розходження отриманих результатів складає не більше 7 %, що можна вважати достатнім для використання формул (5) та (6) при визначенні втрат напору у досліджуваних проточних частинах. Таким чином, уточнену математичну модель розподілу втрат напору в проточній частині малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності можна вважати такою, що

відповідає дійсності. Остаточне підтвердження виконувалося шляхом виконання фізичного експерименту [11].

Висновки. У даній роботі уточнено математичну модель робочого процесу малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності з лопатями малого подовження. За результатами аналітичного дослідження та чисельного моделювання потоку у проточній частині визначено структуру гідравлічних втрат у каналах досліджуваного ступеня. Отримано аналітичні залежності для визначення коефіцієнтів втрат напору. Визначено раціональний діапазон значень відносного подовження лопаті (h' = 0,2–0,4) досліджуваних робочих коліс.

Список використаних джерел 1. *Овсянников, Б.В.* Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей [Текст] / Б.В. Овсянников, Б.И. Боровский. – [2-ое изд., перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1986. – 376 с. **2.** *Федцов, Ф.В.* Новые насосы для систем поддержания пластового давления, насосы для перекачивания мультифазных сред с содержанием газа до 95 % [Текст] / Ф.В. Федцов // Теория и практика насосо- и компрессоростроения. – Суми: Вид-во СумДУ, 2011 – С. 293-299. **3.** *Елин, А.В.* Шнековые многоступенчатые насосы: методика расчета, показатели качества: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17 / Елин Александр Валерьевич; Сумский гос. ун-т. – Сумы, 2002. – 230 с. **4.** *Ломакин, А.А.* Центробежные и осевые насосы [Текст] / А.А. Ломакин. – [2-ое изд., перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1966. – 364 с. **5.** *Папир, А.Н.* Малогабаритные глубинные насосы [Текст] // Труды Ленинградского политехнического института им. М.И. Калинина. – 1955. – № 177. – С. 42-48. **6**. *Гусак, О.Г.* Перспективи використання осьових насосів для артезіанського водопостачання [Текст] / О.Г. Гусак, О.А. Демченко, І.П. Каплун // Промислова гідравліка та пневматика. – 2010. – № 4(30). – С. 8-11. **7.** *Olga Demchenko* Investigation of Small-Sized Axial-Flow Stage of a Borehole Pump for Water Supply [Text] / O. Gusak, O. Demchenko, I. Kaplun, A. Kochevsky // Proceedings of the 4th International Meeting on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems. – 2011. – P. 143-150. **8.** *Гусак, А.Г.* Совершенствование проточных частей погружных моноблочных насосных агрегатов высокой быстроходности: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17 / Гусак Александр Григорьевич. – Сумы, 1996. – 213 с. **9.** *Довжик, С.А.* Потери давления в лопаточных венцах осевого дозвукового компрессора [Текст] / С.А. Довжик, А.С. Гиневский // Промышленная аэродинамика. – 1961. – № 20. – С. 5-56. **10**. *Гегин, А.Д.* Влияние удлиннения лопаток на свойства осевого компрессора [Текст] / А.Д. Гегин // Труды ЦАГИ: Промышленная аэродинамика. – 1973. – Вып. 29. – С. 35-55. **11.** *Матвієнко, О.А.* Малогабаритний осьовий ступінь свердловинного насоса з підвищеною енергетичною ефективністю: дис. … канд. техн. наук: 05.05.17; захищена 29.03.2013; затв. 31.05.2013 / Матвієнко Ольга. – Суми, 2013. – 148 с.

Надійшла до редколегії 30.09.13

УДК 621.65

Робочий процес малогабаритного осьового ступеня свердловинного насоса [Текст] / **О.Г. Гусак**, **В.Г. Неня**, **О.А. Матвієнко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 1(1044). – С. 192-197. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774X.

В статье рассматривается рабочий процесс малогабаритного осевого степени низкой быстроходности (n_s = 250–400) с лопастями малого удлинения. Получены уточненные уравнения суммарных гидравлических потерь для указанных проточных частей, точность и достоверность которых подтверждена с помощью численного моделирования и физического эксперимента.

Ключевые слова: скважинный насос, осевой насос, рабочий процесс, численное моделирование, потери напора, лопасти малого удлиннения.

The article analyzes a workflow of the small-sized axial flow stage (n_s = 250–400) with blades of small aspect ratio. Refined equations of total hydraulic loss for these parts were received. Accuracy and reliability are confirmed by numerical simulation and physical experiment.

Keywords: borehole pump, axial-flow pump, workflow, numerical simulation, head losses, low aspect ratio blades.