

АНОМАЛІЇ, ЯКІ ВИНИКАЮТЬ ПРИ ПЕРЕКАЧУВАННІ ВОДОПОВІТРЯНОЇ СУМІШІ ВІДЦЕНТРОВИМ НАСОСОМ

М. В. Найда, аспірант;

Ю. Я. Ткачук, канд. техн. наук, доцент

Сумський державний університет,

вул. Римського-Корсакова, 2, м.Суми, 40007, Україна

E-mail: Максим Найда [sribn@mail.ru]

У статті проведено дослідження експериментальних кривих залежності ККД від газомісту при використанні одно- та дволопатевого робочих коліс відцентрового насоса при перекачуванні водоповітряних сумішей з концентрацією від 0 до 50%; запропоновано аналітичний вираз для опису залежності ККД від газомісту за наявності аномалії з максимумом ККД при газомісті близько 9%; запропонована розрахункова формула, що описує вплив втрат напору на величину ККД при перекачуванні водоповітряною сумішшю однолопатевого робочим колесом відцентрового насоса; запропонована розрахункова формула для опису аномального підвищення ККД при перекачуванні водоповітряної суміші однолопатевого робочим колесом відцентрового насоса.

***Ключові слова:** газоміст, водоповітряна суміш, відцентровий насос, робоче колесо, напір, розрахункова формула, аналітичний вираз.*

ВСТУП

Потреба в надійному і простому насосному обладнанні для перекачування як чистих рідин, так і гідросумішей існує в цілому ряді галузей промисловості: нафтовидобувній і переробній, хімічній, медичній та харчовій, біотехнології, енергетиці і т.д.

У складі сучасних гідравлічних мереж найбільш використовуваним є насосне обладнання гідродинамічного принципу дії, робочий процес якого є недостатньо вивченим навіть при роботі на чистих (тобто не містять домішок) рідинах.

Що стосується перекачування гідросумішей, то знання про роботу зазначеного насосного обладнання в даних умовах практично відсутні.

На практиці досить часто зустрічаються випадки, коли робота динамічного насоса відбувається в умовах перекачування забруднених або газонасичених суспензій, що позначається на ефективності роботи такого насоса, в основному, у бік її погіршення. Зниження ефективності роботи насоса веде, у свою чергу, до значного підвищення витрат організації, що його експлуатує. Тому вивчення робочого процесу динамічних насосів на багатофазних середовищах є важливим і актуальним завданням.

Тут особливий інтерес становить дослідження роботи таких насосів на газорідинних, в тому числі і водоповітряних сумішах. І, хоча роботи в цьому напрямі ведуться не перший рік, питань менше не стає.

Слід зазначити, що велика кількість праць, що стосуються перекачування газонасичених гідросумішей, направлено на дослідження актуальних для всіх лопатевих насосів випадків втрати працездатності (зриву параметрів), що виникають в наслідок перекачування газорідинних сумішей (ГРС) з високою часткою газової фази і способів усунення такої втрати працездатності [1-5]. У той же час малодосліджуваним залишається факт зростання параметрів лопатевих насосів на початковій стадії газонасичення рідини, що перекачується [6-8]. При цьому відомим є те, що інтенсивність росту параметрів відцентрових насосів зростає із зменшенням кількості лопатей робочого колеса.

У результаті експерименту встановлений факт, який можна назвати аномальним, так як всупереч звичайному уявленні при перекачуванні газорідних сумішей знижується ККД в залежності від газовмісту. В експерименті [8] виявлено, на нашу думку, аномальне підвищення ККД при концентрації газу в рідині у межах 9%, причому ця аномалія найбільш чітко проявляється при малій кількості лопатей – до 4, у багато лопатевих аномалія спостерігається малою мірою, в порівнянні з мало лопатевими робочими колесами.

У першому наближенні цю аномалію можливо пояснити ефектом Томса [9]. Як показали подальші дослідження Войтинської та інших [10], можливо спостерігати також, якщо в газ вводять найдрібніші крапельки рідини чи порошинки твердих матеріалів. На нашу думку аналогічну роль відіграють найдрібніші бульбашки газу певної концентрації, що вводиться в рідину.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Виходячи з вищевикладеного було прийнято рішення про необхідність аналітичного опису процесу зростання параметрів відцентрового насоса у вигляді деякої математичної моделі для подальшого вивчення та перевірки експериментальним шляхом.

Метою даної статті є аналітичний опис встановленого аномального явища збільшення ККД при перекачуванні водоповітряних сумішей відцентровими насосами при концентрації повітря у воді в межах від 0 до 15%.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Незважаючи на низький ККД одно-і дволопатеві робочі колеса (РК) відцентрових насосів, знаходять застосування в промисловості [1-2], тому їх дослідження тривають [3-8].

В одному з таких досліджень [8] отримано вельми цікавий результат, що вимагає наукового пояснення.

На рис.1 наведена залежність ККД (η) від величини об'ємного газовмісту (β) відцентрових насосів з одно-, двох- і семилопатеvim РК.

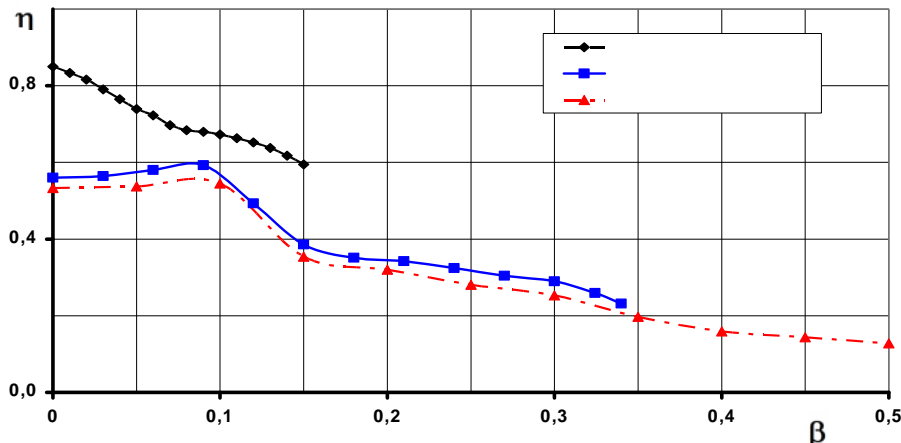


Рисунок 1 - Залежність ККД від газовмісту відцентрових насосів з одно-, двох- і семилопатеvim РК

При перекачуванні газорідної суміші, що складається з води і повітря, в інтервалі від 0 до 50% було виявлено наявність стрибкоподібного збільшення ККД для насосів з одно-і дволопатеvim РК майже до 14% при газовмісті близько 9%. Цей же ефект збільшення

ККД, але в межах 5%, спостерігається у насоса з семилопатевим РК приблизно при такій же величині газомістості.

Для з'ясування причин такої «аномалії» розглянемо вихідні вирази для ККД РК відцентрового насоса як відношення корисної потужності N_{II} до всієї підведеної потужності N .

$$\eta = \frac{N_{II}}{N}. \quad (1)$$

При спрощеному аналізі $N_{II} = \rho g H_{II} Q$, а $N = \rho g H Q$, тобто.

$$\eta = \frac{\rho g H_{II} Q}{\rho g H Q}, \quad (2)$$

де ρ - густина рідини, кг/м³;

g - прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

H_{II} - корисний напір насоса, м;

H - повний напір насоса, м;

Q - подача насоса, м³ / с.

При малому газомістості відмінністю густин та витрат можна знехтувати і тоді отримаємо після їх скорочення

$$\eta \approx \frac{H_{II}}{H}. \quad (3)$$

Корисний напір H_{II} менший від повного напору H на величину втрат h , тобто корисний напір $H_{II} = H - h$, і тоді

$$\eta = \frac{H - h}{H} = 1 - \frac{h}{H}. \quad (4)$$

Вираз (4) являє собою «падаючу» криву. Звідки ж узявся «сплеск» на цій падаючій кривій? Очевидно, що при газомістості $\beta \approx 9\%$ як то змінюються властивості ГРС і з'являється деяка позитивна величина h_x з максимумом при $\beta \approx 9\%$, і тоді вираз (4) приймає вигляд:

$$\eta = 1 - \frac{h}{H} + \frac{h_x}{H} \quad (5)$$

Очевидно, що $h_x > h$, тобто:

$$\frac{h_x}{H} = \Delta\eta \quad (6)$$

де $\Delta\eta$ - приріст ККД, яке і дає «сплеск».

Тоді вираз (5) можна записати у вигляді:

$$\eta = 1 - \frac{h}{H} + \Delta\eta \quad (7)$$

Для того, щоб вираз (7) відповідав графіку на рис. 1, необхідно, щоб цей вираз був екстремальною функцією з максимумом при $\beta \approx 9\%$.

Відповідно рекомендацій [11] та прикладам на їх основі [12, 13, 14], такою функцією буде вираз [15]

$$y = \frac{a \cdot x^b}{e^{cx}}, \quad (8)$$

де a, b, c - постійні коефіцієнти,

e - основа натуральних логарифмів.

Відповідно [15] для даного випадку $c < 0$, $b = 1$, тоді замість (8) отримаємо:

$$y = \frac{a \cdot x}{e^{cx}}. \quad (9)$$

Коефіцієнт c знаходиться з умови, що b і c мають різні знаки [15]. У

нашому випадку $x = \frac{\beta}{\beta_A}$, а $y = \frac{\Delta\eta}{\Delta\eta_A}$, де $\Delta\eta_A$ - максимальне значення при

$\beta = \beta_A$; точка A екстремуму знаходиться над $\beta_A \cong 9\%$ (рис. 2). Тоді

$\frac{\beta}{\beta_A} = -\frac{b}{c}$, але $b = 1$ [15], $\frac{\beta}{\beta_A} = 1$, тому що в цьому випадку $\beta = \beta_A$ і

коефіцієнт $c = -\frac{b}{\beta / \beta_A} = -1$ [15], що відповідає (9), тому що c

знаходиться в знаменнику, тобто негативно.

Тоді вираз (9) прийме вигляд

$$\frac{\Delta\eta}{\Delta\eta_A} = \frac{a \cdot (\beta / \beta_A)}{e^{\beta / \beta_A}}. \quad (10)$$

Коефіцієнт a знайдемо за умови в точці екстремуму A , тобто при $\Delta\eta = \Delta\eta_A$ отримаємо

$$1 = \frac{a \cdot 1}{e^1}, \quad \text{тобто} \quad a = e^1 = 2,718.$$

Остаточно маємо

$$\Delta\eta = \Delta\eta_A \frac{a \cdot (\beta / \beta_A)}{e^{\beta / \beta_A}}. \quad (11)$$

Обчислення за формулою (11) для насоса з однолопатевим РК наведені в таблиці 1. Для розрахунків за рис. 1 взято $\beta_A = 0,081$; $\Delta\eta_A = 0,18$; добуток $\Delta\eta_A \cdot a = 0,18 \cdot 2,718 = 0,49$.

Таблиця 1 - Обчислення за виразом (11)

β	$\frac{\beta}{\beta_A}$	e^{β / β_A}	$\Delta\eta_A \cdot a \cdot (\beta / \beta_A)$	$\Delta\eta = \Delta\eta_A \frac{a \cdot (\beta / \beta_A)}{e^{\beta / \beta_A}}$
1	2	3	4	5
0,050	0,617	1,854	0,302	0,163
0,081	1,000	2,718	0,492	0,182
0,200	2,469	11,812	1,210	0,102
0,300	3,704	40,598	1,814	0,045
0,400	4,938	139,491	2,420	0,015
0,500	6,173	479,546	3,025	0,007

За результатами обчислень будемо графік кривої 1 (рис. 2).

Безперечно практичний і теоретичний інтерес представляє такий математичний опис кривої (4).

Користуючись рекомендаціями [11] у загальному вигляді цю криву можна описати виразом типу:

$$\frac{y - y_{\min}}{y_{\max} - y_{\min}} = \frac{1}{e^{1,386 \cdot x / x_{\max}}} \quad (12)$$

У даному випадку y це η / η_{\max} , x це β / β_{\max} . З рис.1 визначаємо для насоса з однолопатевим РК: $\eta_{\max} = 0,53$; $\eta_{\min} = 0,09$; $\beta_{\max} = 0,25$; різниця $\eta_{\max} - \eta_{\min} = 0,53 - 0,085 = 0,445$.

Після підстановки цих значень у (12) і простих перетворень, отримаємо вираз, зручний для практичних розрахунків

$$\eta = 0,085 + \frac{0,445}{e^{1,286(\beta / 0,25)}} \quad (13)$$

Результати розрахунку виразу (13) для насоса з однолопатевим РК наведені в таблиці 2.

Таблиця 2 - Обчислення за виразом (11)

β	$\frac{\beta}{0,25}$	$1,386 \cdot \frac{\beta}{0,25}$	$e^{\frac{1,386 \cdot \beta}{0,25}}$	$\frac{1}{e^{\frac{1,386 \cdot \beta}{0,25}}}$	$0,445 \left(\frac{1}{e^{\frac{1,386 \cdot \beta}{0,25}}} \right)$	$\eta = 0,085 + 0,445 \cdot \left(\frac{1}{e^{\frac{1,386 \cdot \beta}{0,25}}} \right)$
0	0	0	1	1	0,445	0,530
0,050	0,20	0,278	1,321	0,754	0,336	0,421
0,081	0,324	0,449	1,564	0,635	0,283	0,378
0,200	0,80	1,109	3,303	0,325	0,145	0,230
0,300	1,20	1,663	5,284	0,185	0,084	0,165
0,400	1,60	2,217	9,196	0,108	0,048	0,133
0,500	2,00	2,772	16,045	0,062	0,024	0,112

За результатами обчислень, наведених в останній колонці таблиці 2, будується крива 2 (рис.2).

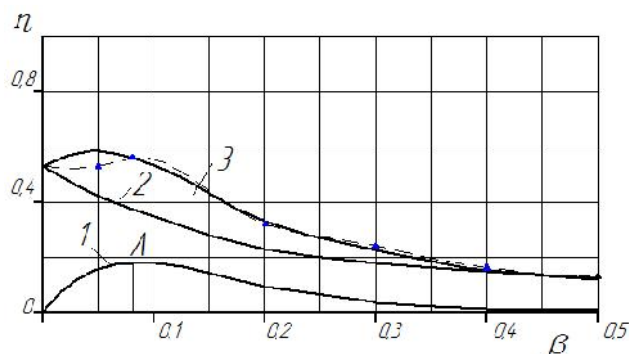


Рисунок 2 - Побудова кривої для насоса з однолопатевим РК за розрахунковими виразами: 1 - за формулою (11), 2 - за формулою (13); 3 - експериментальні дані

Проводимо графічне додавання кривих 1 та 2, і на сумарну криву 3 наносимо експериментальні точки для насоса з однолопатевим РК. Аналогічним чином можна отримати криві для насоса з двох- і семилопатевим робочих коліс.

Крива 2 на рис.2 описує відповідно виразу (4) падіння ККД через втрати h , а крива 1 - приріст ККД $\Delta\eta$ відповідно виразу (6), крива 3 описує ефект аномального зростання ККД з умови, описаного виразом (7) при $h_x > h$. Розбіжність між експериментальними та теоретичними кривими не перевищує 3%. Тобто, теоретична крива з достатньою точністю описує експериментальну криву.

ВИСНОВКИ

1. У статті показано, що вплив втрат напору на величину ККД можна описати математичним виразом.
2. Аномальне підвищення ККД при перекачуванні водоповітряною суміші можна описати аналітично, використовуючи вирази.

SUMMARY

ANOMALIES ARISING FROM WHEN PUMPING WATER MIXTURE OF CENTRIFUGAL PUMPS

*Naida M.V., Tkachuk Yu.Ya.,
Sumy State University,
2, Rimsky-Korsakov Str., Sumy, 40007, Ukraine*

In research of experimental curves of efficiency of gas content by using a single- and bladed impeller the centrifugal pump for pumping water mixture at a concentration of from 0 to 50% An analytical expression for the description of the dependence of the efficiency of the gas content in the presence of anomalies in the maximum efficiency gas content of about 9% proposed calculation formula, which describes the effect of head loss in the value of efficiency in pumping water mixture single-vane impeller; proposed design formula to describe the anomalous increase in efficiency when pumping water mixture single-vane impeller.

Keywords: *gas content, water-air mixture, a centrifugal pump, impeller, head, calculation formula, the analytical expression.*

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Исследование работы высоконапорных ступеней ВННП5-50 при откачке газожидкостных смесей / В. И. Игrevский, А. Н. Дроздов, Л. В. Игrevский,

- О. М. Перельман, А. И. Рабинович, Д. Ю. Мельников // Доклады участников II Всероссийской науч.-техн. конф. "Новое погружное и наземное оборудование для добычи и транспортирования нефти и газа" (10-12 октября 2000 г.). – Лысьва, 2000. – С. 46-54.
2. Разработка одноступенчатого лопастного насоса для перекачки нефтепродуктов с большим содержанием газовой фазы $Q_g/Q_{ж}$ до 90 % в широком диапазоне изменения подач $Q_{max}/Q_{min}=30$ / В. И. Петров, Ф. Н. Олифиров, В. В. Буковский, Ю. В. Демьяненко // III Международ. науч.-техн. конф. "СИНТ'01". – Воронеж : ООО РИФ "Кварта", 2001. – С. 78-82.
 3. Влияние выходного угла лопаток и частоты вращения на характеристики насоса при перекачке двухфазной жидкости / K. Minemura, T. Uchiyama, M. Jhara, H. Furukawa // Nihon Kikai gakkai rombunshu. – 1994. – 60, № 571. – P. 920-925.
 4. Furukawa A. Экспериментальное исследование течения двухфазного водовоздушного потока в колесе центробежного насоса / A. Furukawa, S. Shirasu, S. Sato // Nihon Kikai gakkai rombunshu. – 1994. – 60, № 578. – P. 3421-3427.
 5. Numerical turbulent simulation of the two-phase flow (liquid/gas) through a cascade of an axial pump / A. Teremante, N. Moreno, R. Rey, R. Noquera // Trans. ASME. J. Fluids Eng. – 2002. – 124, №2. – P. 371-376.
 6. Effects of Entrained Air on the Performance of Centrifugal Pumps Under Cavitating Conditions / M. Murakami and other // Bulletin of the JSME. – 1986. - Vol. 23, № 183. – P. 1435-1442.
 7. Сапожников С. В. Учет газовой составляющей перекачиваемой среды при определении конструкции и рабочей характеристики динамического насоса : дис. ... канд. техн. наук / С. В. Сапожников. – Сумы : СумГУ, 2002. – 206 с.
 8. Рабочий процесс динамических насосов нетрадиционных конструктивных схем на газожидкостных смесях : дис. ... канд. техн. наук / Э. В. Колисниченко. – Сумы : СумГУ, 2007. – 167 с.
 9. Альтшуль А. Д. Гидравлика и аэродинамика / А. Д. Альтшуль, П. Г. Киселев. – М., 1965.
 10. Ткачук Ю. Я. Энергосбережение: конспект лекций для студ. спец. 6.090202 "Гидравлические и пневматические машины, гидропривод и гидропневмоавтоматика" и 6.090220 "Оборудование химических производств и предприятий строительных материалов" заочной формы обучения / Ю. Я. Ткачук. – Сумы : СумГУ, 2001. – 38 с.
 11. Ткачук Ю. Я. Совершенствование методов расчета промышленных роботов / Ю. Я. Ткачук. –К. : Знание, 1988.
 12. Ткачук Ю. Я. Определение параметров насосных установок объемных гидроприводов промышленных роботов на этапе эскизного проектирования // Вестник НТТУ «КПИ». Машиностроение. – 1999. – Том 1, № 36. – С. 282.
 13. Ткачук Ю. Я. Использование принципов ЛСС для выбора насоса для перекачки абразивных суспензий / Ю. Я. Ткачук, С. А. Лобан, Е. В. Шатрюк // Вісник СумДУ. – 2012. – № 4. – С. 29-36.
 14. Ткачук Ю. Я. Приближенная оценка ущерба от аварий в системах водоснабжения / Ю. Я. Ткачук, С. А. Лобан, Е. В. Шатрюк // Вісник СумДУ. – 2013. – №1. – С.104 - 109.
 15. Бронштейн И. Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся Втузов / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев. – М. : Наука, 1967. – 608 с.

Надійшла до редакції 24 вересня 2013 р.