

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ НАСОСНОЇ УСТАНОВКИ НА ТРУБОПРОВІД

П.Р. Гімер, М.П. Муж

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 40098,
e-mail: gidro@nung.edu.ua

Описано методику розрахунку режиму роботи насосної установки, створеної на базі відцентрових насосів, яка здійснює подачу рідини системою трубопроводів заданої конфігурації. Розглянуто основні методи регулювання роботи такої насосної установки з метою забезпечення заданої витрати рідини. Існуючий графоаналітичний метод розрахунку пропонується модифікувати, використавши моделювання характеристик трубопроводу і насосної установки у вигляді поліномів другої степені. На основі такого підходу отримано достатньо прості аналітичні формули для визначення параметрів робочої точки насосної установки і параметрів регулювання її роботи методами дроселювання, перепускання рідини через байпас, зміною частоти обертання насосного колеса і обточкою робочого колеса. Запропонована методика уможливає визначення режиму сумісної роботи насосної установки і трубопроводу аналітичним методом без графічних побудов і може бути легко реалізована у вигляді комп'ютерної програми.

Наведено приклад розрахунку роботи насосної установки з використанням отриманих залежностей. Дається порівняння точності розрахунку у випадку використання для апроксимації характеристики насоса трьох- і двочленного поліномів другої степені.

Ключові слова: характеристика трубопроводу, характеристика насоса, робоча точка, відцентровий насос, методи регулювання

Описана методика расчета режима работы насосной установки, созданной на базе центробежных насосов, осуществляющей подачу жидкости через систему трубопроводов заданной конфигурации. Рассмотрены основные методы регулирования работы такой насосной установки с целью обеспечения заданного расхода жидкости. Существующий графоаналитический метод расчета предлагается модифицировать, используя моделирование характеристики трубопровода и насосной установки в виде полиномов второй степени. На основании такого подхода получены достаточно простые аналитические формулы для определения параметров рабочей точки насосной установки и для определения параметров регулирования ее работы методами дроселирования, пропуска жидкости через байпас, изменением частоты вращения насосного колеса и обточкой рабочего колеса. Предлагаемая методика позволяет определить режим совместной работы насосной установки и трубопровода аналитическим методом без графических построений и может быть легко реализована в виде компьютерной программы.

Приводится пример расчета работы насосной установки с использованием полученных зависимостей. Даются результаты сравнения точности расчетов при использовании для аппроксимации характеристики насоса трёх- и двучленного полиномов второй степени.

Ключевые слова: характеристика трубопровода, характеристика насоса, рабочая точка, центробежный насос, методы регулирования

The method of operation mode calculation is described for a pumping unit based on centrifugal pumps which supplies liquid through a pipeline system of given configuration. Main adjustment methods for the regulation of such pumping unit for providing given liquid flow rate are considered. It is proposed to modify an existing grapho-analytical calculation method by means of using the pipeline and pump characteristics modelling in a quadratic polynomial form. On the basis of such approach quite simple analytical equations are obtained for finding the operation point parameters of the pumping unit and parameters of the adjustment by throttling, bypassing, impeller speed changing and impeller turning. The suggested method enables to find the joint operation mode of pumping unit and pipeline analytically without any graphical plotting. The method can be easily implemented in the form of a computer program.

Calculations of pumping unit operation by means of the obtained relations are given as an example. The calculation accuracy is compared for cases of using tri- and binomial quadratic polynomials for pump characteristic approximation.

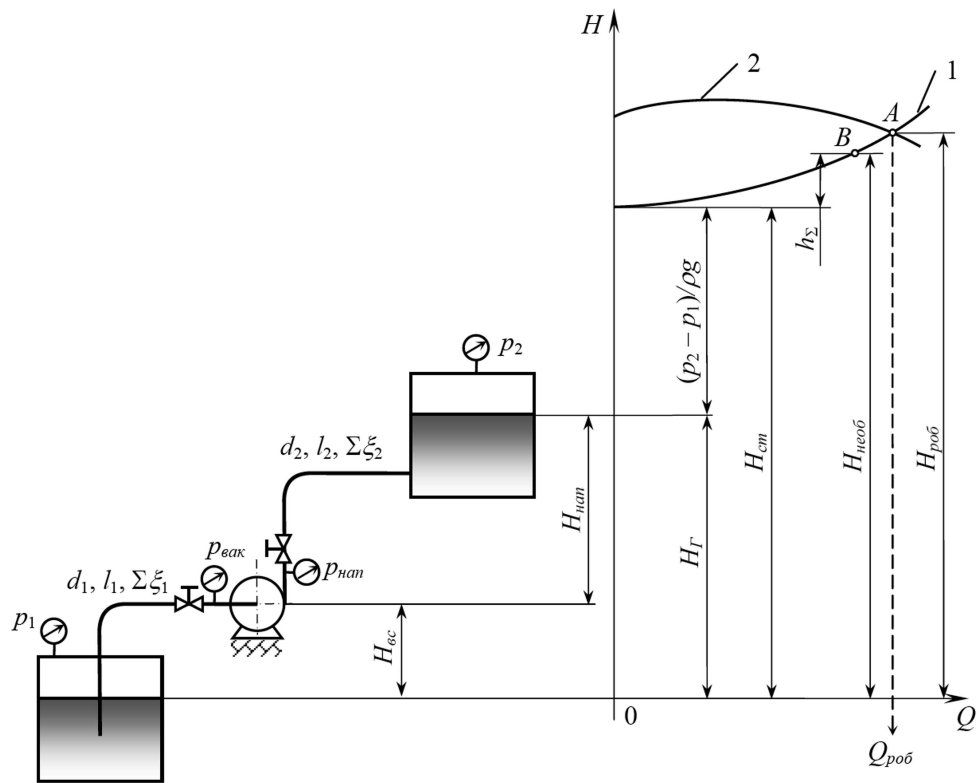
Keywords: pipeline characteristic, pump characteristic, operating point, centrifugal pump, adjustment methods

Гідродинамічні розрахунки сумісної роботи насоса і мережі нафтопродуктопроводів є важливою і досить громіздкою задачею технічної гідравліки. Кінцевим результатом цих розрахунків є підбір таких параметрів роботи насосної установки, які забезпечать подачу споживачеві необхідної кількості рідини під необхідним тиском.

Наведемо загальний алгоритм розрахунків [1]:

1. Розрахувати для заданої конфігурації трубопроводів величину необхідного напору для подачі споживачеві необхідної кількості рідини під необхідним тиском.

Необхідний напір в насосній установці для подачі рідини споживачеві з заданою витратою Q_z витрачається на те, щоб підняти рідину на геодезичну висоту H_T , підтримати задану різницю тисків в системі $(p_2 - p_1)/\rho g$ і перебороти загальні втрати напору в трубопроводах h_{Σ} (рис. 1):



1 — сумарна характеристика трубопроводів; 2 — характеристика насоса;
 A — робоча точка насосної установки; B — точка, яка відповідає заданому режиму роботи Q_3

Рисунок 1 — Визначення режиму сумісної роботи насоса і системи трубопроводів

$$H_{необ} = H_{Г} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + h_{\Sigma}. \quad (1)$$

Перші два доданки визначаються відповідно до заданої конфігурації системи трубопроводів і не залежать від витрати рідини. Тому їх суму називають статичним напором $H_{см}$.

Загальні втрати напору складаються з втрат на місцевих опорах і втрат тертя по довжині трубопроводу відповідно для всмоктувального (індекс 1) і напірного (індекс 2) трубопроводів:

$$h_{\Sigma} = \left(\sum \xi_1 + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \right) \frac{v_1^2}{2g} + \left(\sum \xi_2 + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \right) \frac{v_2^2}{2g}, \quad (2)$$

де: $\sum \xi$ — сумарний коефіцієнт місцевих опорів; λ — коефіцієнт гідравлічного опору; l — довжина трубопроводу; d — діаметр трубопроводу; v — швидкість течії рідини в трубопроводі.

Коефіцієнт гідравлічних втрат напору на тертя λ в трубопроводі діаметром d в загальному випадку залежить від режиму течії (числа Re) і еквівалентної шорсткості труб Δ_e :

$$\lambda = f(Re, \Delta_e),$$

а число Re визначається як

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{4Q}{\pi d \nu}, \quad (3)$$

де ν — коефіцієнт кінематичної в'язкості.

Якщо $Re \leq (Re_{кр} = 2320)$, то течія ламінарна, і λ визначають за формулою Стокса:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (4)$$

Якщо $Re_{кр} < Re \leq (Re_I = 10d/\Delta_e)$ (Re_I — перше перехідне число Рейнольдса) або $Re \leq 10^5$, то це — перша зона турбулентного режиму течії або зона гідравлічно гладких труб, і коефіцієнт гідравлічного тертя λ обчислюється за формулою Блазіуса:

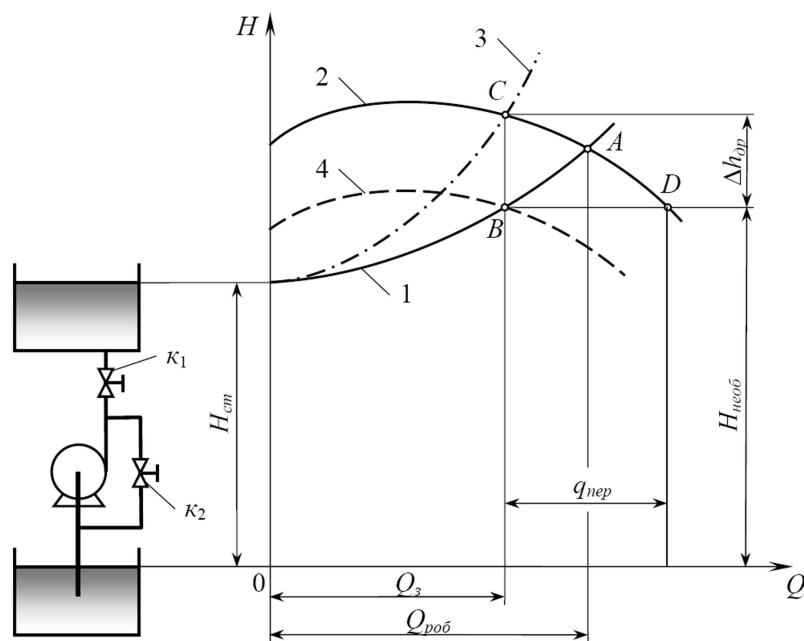
$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (5)$$

Якщо $Re_I < Re < (Re_{II} = 500d/\Delta_e)$, то маємо зону змішаного тертя, в якій $\lambda = f(Re, \Delta_e)$, тоді для розрахунків використовують формулу Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_e}{d} \right)^{0,25}. \quad (6)$$

При $Re > Re_{II}$ коефіцієнт $\lambda = f(\Delta_e)$, що відповідає зоні автотурбулентної течії, коли коефіцієнт гідравлічного тертя не залежить від числа Re , а, значить, і від швидкості течії. Це, так звана, зона квадратичного опору або абсолютно шорстких труб, в якій для визначення λ використовується формула Шифрінсона:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_e}{d} \right)^{0,25}. \quad (7)$$



1 — сумарна характеристика трубопроводів; 2 — характеристика насоса;
 3 — сумарна характеристика трубопроводів після прикривання засувки κ_1 ; 4 — характеристика насоса після зменшення частоти обертання вала насоса; робочі точки насосної установки:
 A — початкова; B — після регулювання зміною частоти обертання;
 C — після регулювання дроселюванням (прикривання засувки κ_1);
 D — після регулювання перепуском рідини через байпас (відкривання засувки κ_2)

Рисунок 2 — Регулювання роботи насосної установки

В результаті цих розрахунків буде визначено положення точки B, яка відповідає заданому режиму роботи трубопроводу (див. рис. 1).

2. Побудувати характеристику трубопровідної системи $H_{необ} = f(Q)$.

Для цього необхідно задати декілька значень витрати рідини Q_i і для кожного з них визначити сумарні втрати напору за формулою (2). Втрати напору для кожної окремої ділянки системи трубопроводів для витрати Q_i визначаються за таким алгоритмом:

$$v_i = \frac{4Q_i}{\pi d^2} \rightarrow Re_i = \frac{v_i d}{\nu} \rightarrow Re_I \text{ і } Re_{II} \rightarrow$$

$$\rightarrow \boxed{\text{вибір формули для } \lambda_i} \rightarrow h_i = \left(\sum \xi + \lambda_i \frac{l}{d} \right) \frac{v_i^2}{2g}$$

Далі знаходять напір, необхідний для подачі рідини з витратою Q_i :

$$H_{необ} = H_{cm} + h_{\Sigma}(Q_i). \quad (8)$$

За результатами розрахунків будують сумарну характеристику трубопроводів (див. рис. 1, лінія 1).

3. Підібрати насос і побудувати його характеристику.

Насос підбирають за каталогами так, щоб заданий робочий режим трубопроводу потрапив до робочого поля вибраного насоса або був якомога ближчим до нього. За даними каталогу будують характеристику насоса — залежність його напору від подачі (див. рис. 1, лінія 2).

4. Суміщаючи графіки характеристики насоса і характеристики трубопровідної системи, визначити режим роботи насосної установки.

Режим роботи насосної установки залежить як від параметрів роботи насоса, так і від характеристики трубопроводів, з яких вона складається. Заданим характеристикам насоса і насосної установки відповідає, як правило, одна робоча точка. Визначають її як точку перетину графіків характеристики насоса і характеристики трубопровідної системи (див. рис. 1, точка A).

5. За необхідності здійснити регулювання роботи насосної установки з тим, щоб параметри її роботи відповідали поставленим вимогам щодо забезпечення подачі рідини в кількості Q_3 .

Основними методами регулювання роботи насосної установки з відцентровим насосом є дроселювання, перепуск рідини з напірного на всмоктувальний трубопровід через байпас, зміна кількості обертів насосного колеса і обточка робочого колеса на менший діаметр (рис. 2) [2].

Регулювання дроселюванням передбачає збільшення гідравлічного опору напірного трубопроводу за рахунок прикривання засувки κ_1 на виході з насоса (див. рис. 2). У цьому випадку характеристика трубопроводу проходить більш стрімко (лінія 3), і, відповідно, робоча точка насосної установки переміщується з точки A в точку C, забезпечуючи тим самим в системі задану подачу рідини Q_3 . Напір насоса при цьому збільшується на величину додаткових

втрат напору на засувці Δh_{op} і буде рівний $H_{необ} + \Delta h_{op}$.

Регулювання перепусканням рідини з напірного у всмоктувальний патрубок насоса здійснюється за рахунок відкривання засувки κ_2 на байпасі (див. рис. 2). Для забезпечення заданої подачі рідини Q_3 насос повинен працювати у режимі, що відповідає точці D з напором $H_{необ}$. При цьому надлишок рідини у кількості $q_{пер}$ буде перетікати через байпас на всмоктувальний патрубок насоса.

Регулювання зміною кількості обертів насосного колеса дозволяє підібрати такі параметри роботи насоса, щоб його характеристика пройшла точно через точку, що відповідає необхідному режимові роботи трубопроводу (див. рис. 2; лінія 4 проходить через точку B).

Щоб визначити, з якою кількістю обертів повинен у цьому випадку працювати відцентровий насос, використовують метод парабол подібних режимів. Базується цей метод на тому, що, згідно з теорією подібності лопаткових насосів, у випадку зміни кількості обертів насосного колеса з n_1 на n_2 подача і напір насоса міняються згідно залежностей:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1} \quad \text{і} \quad \frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2. \quad (9)$$

Відповідно, всі подібні між собою режими роботи насоса з різною кількістю обертів робочого колеса лягають на одну криву, яка має форму параболи і описується рівнянням:

$$H = sQ^2. \quad (10)$$

Для знаходження кількості обертів, з якою насос буде забезпечувати необхідні параметри роботи трубопроводу, потрібно на характеристиці насоса, побудованій для паспортної кількості обертів n_1 , знайти точку, для якої параметри роботи насоса будуть подібні до необхідного нам режиму.

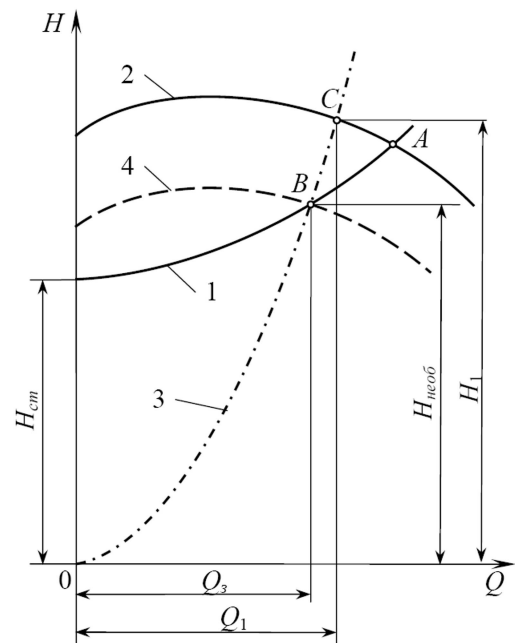
Для цього визначаємо сталу s в рівнянні (10) через необхідні параметри роботи трубопроводу Q_3 і напором $H_{необ}$:

$$s = \frac{H_{необ}}{Q_3^2}. \quad (11)$$

Задавши декілька довільних значень витрати Q , будують параболу подібних режимів (рис. 3, лінія 3). З графіка визначають координати точки C — точки перетину параболи подібних режимів і характеристики насоса (лінія 2), побудованої для паспортної кількості обертів n_1 . Оскільки цей режим роботи насоса є подібним до необхідного, то через його параметри (подача Q_1 і напір H_1) можна розрахувати нову кількість обертів робочого колеса n_2 , використовуючи співвідношення (9):

$$n_2 = n_1 \frac{Q_3}{Q_1} \quad \text{або} \quad n_2 = n_1 \sqrt{\frac{H_{необ}}{H_1}}. \quad (12)$$

Характеристика насоса, перерахована з використанням співвідношень (9) для нової кількості обертів n_2 , пройде через необхідну нам робочу точку B (див. рис. 3, лінія 4).



1 — сумарна характеристика трубопроводів; 2 — характеристика насоса для кількості обертів n_1 ; 3 — параболу подібних режимів роботи насоса; 4 — характеристика насоса після зменшення частоти обертання вала насоса до n_2 ; A — початкова робоча точка насосної установки; B — робоча точка після регулювання зміною частоти обертання; C — точка режиму роботи насоса з кількістю обертів n_1 подібного до режиму роботи трубопроводу з подачею Q_3 і напором $H_{необ}$

Рисунок 3 — Регулювання роботи насосної установки зміною частоти обертання вала насоса

Регулювання обточкою робочого колеса подібне до регулювання зміною кількості обертів, оскільки параметри роботи насоса до і після обточки пов'язані між собою залежностями, аналогічними до формул (9):

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{D_2}{D_1} \quad \text{і} \quad \frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2, \quad (13)$$

де: D_1, Q_1, H_1 — діаметр робочого колеса, подача і напір насоса до обточки; D_2, Q_2, H_2 — діаметр робочого колеса, подача і напір насоса після обточки.

Тобто параболу обточки коліс, на яку лягають точки режимів роботи насоса, розраховані за допомогою співвідношень (13), збігається з відповідною параболою подібних режимів. Тому спосіб визначення необхідного діаметра насосного колеса аналогічний методу підбору кількості обертів робочого колеса насоса.

Як ми бачимо, загалом розрахунок сумісної роботи насоса і системи трубопроводів доводиться виконувати графоаналітичним методом, що вимагає ручної обробки результатів розрахунків і обмежує можливість автоматизації розрахунків з використанням комп'ютера.

Для того, щоб уникнути в розрахунках графічних побудов, потрібно замість графіків

характеристики трубопровідної системи і характеристики насоса використати адекватні математичні моделі цих залежностей.

В роботі [3] розглядається достатньо простий спосіб визначення ступеня обточки робочого колеса чи зміни кількості обертів вала насоса, який базується на апроксимації паспортної характеристики відцентрового насоса квадратичним рівнянням виду $H = a - bQ^2$. Графіком такої залежності є парабола, вітки якої опущені вниз, а вершина розміщена на осі ординат. Останнє, зокрема, визначає те, що розрахункова характеристика насоса після регулювання за формою буде ідентичною початковій модельній параболі, але зміщена по вертикалі на величину зміни необхідного напору ΔH . Це дещо не відповідає поведінці паспортної характеристики відцентрових насосів, оскільки напір насосів при збільшенні подачі від нуля, як правило, спочатку зростає до деякого максимуму, а вже потім починає зменшуватися. Відповідно, у випадку розрахунків регулювання обточкою робочого колеса чи зміною кількості обертів за методом параболи подібних режимів, результуючий графік буде дещо деформуватися у порівнянні з вихідною характеристикою насоса, а вершина його буде зміщуватися вздовж відповідної параболи подібності (див. рис. 3, лінії 3 і 4).

Розглянемо систему рівнянь, яка б дозволила описати сумісну роботу трубопроводу з відцентровим насосом, визначити робочий режим насосної установки і розрахувати необхідні параметри насоса і трубопроводу у випадку використання різних методів регулювання роботи насосної установки.

Для проведення таких розрахунків з графіка характеристики трубопроводу нам потрібно визначити тільки координати точки заданого режиму роботи Q_3 і $H_{необ}$. Тому з достатньою для розрахунків точністю, характеристику трубопроводу можна змоделювати рівнянням параболи у вигляді:

$$H = a_{mp} + b_{mp}Q^2. \quad (14)$$

Коефіцієнти цього рівняння знаходимо за результатами розрахунку необхідного напору (див. пояснення до формул (1) і (2)) як:

$$a_{mp} = H_{cm}, \quad b_{mp} = \frac{H_{необ} - H_{cm}}{Q_3^2}. \quad (15)$$

Графік характеристики насоса моделюємо поліномом другої степені у вигляді:

$$H = a_0 + a_1Q + a_2Q^2. \quad (16)$$

Коефіцієнти рівняння a_0, a_1, a_2 визначають на основі паспортних даних, взятих з каталогу насосів. Для знаходження трьох коефіцієнтів необхідно мати параметри (подача, напір) для трьох режимів роботи насоса: $Q_1, H_1, Q_2, H_2, Q_3, H_3$, які охоплюють діапазон роботи насоса в зоні найбільшого к.к.д. З розв'язку відповідної системи рівнянь знайдемо коефіцієнти математичної моделі насоса:

$$a_2 = \frac{Q_1(H_2 - H_3) + Q_2(H_3 - H_1) + Q_3(H_1 - H_2)}{(Q_1 - Q_2)(Q_2 - Q_3)(Q_3 - Q_1)},$$

$$a_1 = \frac{(H_1 - H_2)}{(Q_1 - Q_2)} - a_2(Q_1 + Q_2), \quad (17)$$

$$a_0 = H_1 - a_1Q_1 - a_2Q_1^2.$$

Якщо ж є дані тільки для двох режимів роботи насоса, то можна використати спрощену математичну модель, аналогічну наведеній у роботі [3], у вигляді:

$$H = a_0 + a_2Q^2, \quad (18)$$

для якої коефіцієнти шукають за формулами:

$$a_2 = \frac{H_1 - H_2}{Q_1^2 - Q_2^2}, \quad a_0 = H_1 - a_2Q_1^2. \quad (19)$$

Використовуючи моделі (14) і (16) або (18), можна виконати розрахунки сумісної роботи насоса і трубопровідної мережі аналітичними методами без побудови графіків.

Так, розв'язок системи рівнянь (14), (16) дасть нам параметри робочої точки $Q_{роб}$ і $H_{роб}$, з якими буде працювати насосна установка (див. рис. 1, точка А):

$$Q_{роб} = \frac{a_1 + \sqrt{a_1^2 - 4(a_{mp} - a_0)(b_{mp} - a_2)}}{2(b_{mp} - a_2)} \quad (20)$$

$$H_{роб} = a_{mp} + b_{mp}Q_{роб}^2$$

Якщо отримані значення $Q_{роб}$ і $H_{роб}$ відрізняються більш ніж на 10% від заданого режиму Q_3 і $H_{необ}$, то необхідно здійснювати регулювання насосної установки тим чи іншим методом.

При дросельному регулюванні підстанова в рівняння насоса (16) заданої витрати Q_3 дозволить визначити відповідний напір насоса і розрахувати додаткові втрати напору $\Delta h_{др}$ на засувці κ_1 (див. рис. 2):

$$\begin{aligned} \Delta h_{др} &= a_0 + a_1Q_3 + a_2Q_3^2 - H_{необ} = \\ &= a_0 - a_{mp} + a_1Q_3 + (a_2 - b_{mp})Q_3^2 \end{aligned} \quad (21)$$

Знаючи величину $\Delta h_{др}$, легко розрахувати нове значення коефіцієнта місцевого опору засувки κ_1 і визначити ступінь її закриття.

У випадку регулювання перепуском, підставивши необхідний напір $H_{необ}$ у рівняння насоса (16), знаходимо відповідну подачу насоса і розраховуємо витрату рідини $q_{неп}$, що буде перетікати через байпас з напірного у всмоктувальний трубопровід (див. рис. 2):

$$q_{неп} = \frac{-a_1 - \sqrt{a_1^2 - 4a_2(a_0 - a_{mp} - b_{mp}Q_3^2)}}{2a_2} - Q_3 \quad (22)$$

Знаючи витрату $q_{неп}$ і перепад тиску на насосі, можна розрахувати значення коефіцієнта місцевого опору засувки κ_2 і визначити ступінь її відкривання для перепуску цієї кількості рідини через байпас.

У випадку регулювання зміною кількості обертів, враховуючи що стала s в рівнянні параболи подібних режимів визначається через Q_3 і

$H_{необ}$ за формулою (11), з сумісного розв'язку рівнянь (10) і (16) знаходимо витрату Q_1 для режиму роботи насоса з паспортною кількістю обертів n_1 , який буде подібний до заданого робочого режиму (див. рис. 3):

$$Q_1 = \frac{a_1 + \sqrt{a_1^2 + 4a_0 \left(\frac{H_{необ}}{Q_3^2} - a_2 \right)}}{2 \left(\frac{H_{необ}}{Q_3^2} - a_2 \right)}. \quad (23)$$

Через цю витрату за формулою (12) визначаємо нову кількість обертів насосного колеса n_2 як:

$$n_2 = n_1 \frac{2(H_{необ} - a_2 Q_3^2)}{a_1 Q_3 + \sqrt{a_1^2 Q_3^2 + 4a_0 (H_{необ} - a_2 Q_3^2)}}. \quad (24)$$

Аналогічно, у випадку регулювання обточкою робочого колеса, формула для визначення нового діаметра робочого колеса D_2 матиме вигляд:

$$D_2 = D_1 \frac{2(H_{необ} - a_2 Q_3^2)}{a_1 Q_3 + \sqrt{a_1^2 Q_3^2 + 4a_0 (H_{необ} - a_2 Q_3^2)}}. \quad (25)$$

де D_1 — діаметр робочого колеса до обточки. Формули (20)-(25) можна використовувати і тоді, коли для розрахунків вибрана спрощена математична модель характеристики насоса (18). Для цього потрібно в них підставляти значення коефіцієнта $a_1 = 0$.

Наведемо приклад розрахунку роботи насосної установки, зображеної на рис. 2. Нехай відцентровий насос має подавати воду на висоту $H_{ст} = 18 \text{ м}$ з витратою $Q_3 = 8,69 \text{ л/с}$. Попередні розрахунки за формулами (1)-(8) показали, що для подачі такої кількості рідини трубопроводом заданої конфігурації необхідно створити напір $H_{необ} = 40,73 \text{ м}$. Потрібно підібрати насос і визначити параметри регулювання насосної установки, які б забезпечили подачу рідини з заданою витратою.

На основі відомих значень Q_3 і $H_{необ}$ з таблиці насосів вибираємо відцентровий насос ЗК-6А [4]. Технічні параметри роботи цього насоса наведені в табл. 1.

Таблиця 1 — Характеристика насоса ЗК-6А при $n = 2900 \text{ об/хв.}$, $D = 192 \text{ мм}$

Подача Q , л/с	Напір H , м	к.к.д. η , %
7,7	47	50
11,1	44,5	59
15,5	36,5	56

Розраховуємо коефіцієнти моделі характеристик трубопроводу і насоса за формулами (15), (17), (19). В результаті отримаємо такі рівняння:

характеристика трубопроводу:

$$H = 18 + 0,301 \cdot Q^2; \quad (26)$$

характеристика насоса:

$$H = 40,80 + 1,874 \cdot Q - 0,1388 \cdot Q^2; \quad (27)$$

спрощена характеристика насоса:

$$H = 49,32 - 0,03911 \cdot Q^2. \quad (28)$$

Використовуючи ці рівняння, визначимо за формулами (20) подачу і напір, з якими буде працювати насосна установка без регулювання. Результати розрахунку робочої точки наведені в табл. 2. Як бачимо, відхилення робочих параметрів насоса від заданих величин ($Q_3 = 8,69 \text{ л/с}$, $H_{необ} = 40,73 \text{ м}$) перевищує 10%. Тому необхідно здійснювати регулювання роботи насосної установки. Формули (21), (22) і (24) дозволяють розрахувати відповідні параметри для різних способів регулювання. В табл. 2 наведено результати розрахунків цих параметрів, виконані з використанням рівняння характеристики насоса у вигляді (27) і спрощеної характеристики (28). Порівняння результатів свідчить, що у випадку регулювання дроселюванням або перепуском параметри регулювання, отримані з використанням спрощеної характеристики, помітно (на 4-10%) відрізняються від отриманих з використанням характеристики (27), яка точніше описує паспортну характеристику відцентрового насоса. Водночас, у випадку регулювання зміною кількості обертів відхилення в результатах становить менше 1%, а тому використання спрощеної характеристики насоса для таких розрахунків цілком виправдано, оскільки

Таблиця 2 — Результати розрахунків параметрів сумісної роботи насоса і трубопроводу

Рівняння характеристики насоса	Параметри робочої точки без регулювання				Параметри регулювання насосної установки		
	подача насоса $Q_{роб}$, л/с	відхилення від Q_3	напір насоса $H_{роб}$, м	відхилення від $H_{необ}$	втрати напору на дроселювання $\Delta h_{др}$, м	об'єм перепуску рідини через байпас $Q_{пер}$, л/с	кількість обертів насосного колеса n_2 , об/хв.
1. $H = 40,80 + 1,874 \cdot Q - 0,1388 \cdot Q^2$	9,64	-10,9%	45,97	-12,9%	5,87	13,5	2721
2. $H = 49,32 - 0,03911 \cdot Q^2$	9,60	-10,5%	45,72	-12,2%	5,64	14,8	2729
Відхилення п.2 від п.1	0,45%		0,54%		4,05%	-9,46%	-0,29%

дає можливість застосувати значно простіші розрахункові залежності.

Таким чином, використання моделей характеристик трубопроводу і насоса у вигляді поліномів другого степеня дає змогу отримати достатньо прості аналітичні формули як для розрахунку режиму роботи насосної установки, так і для визначення необхідних параметрів її регулювання з метою забезпечення заданого режиму роботи.

Подальше підвищення точності розрахунків у широкому діапазоні роботи насоса можливе, якщо більш точно змодельовати його паспортну характеристику. Цього можна домогтися, якщо визначити коефіцієнти рівняння характеристики насоса за більшою кількістю режимних точок із застосуванням метода найменших квадратів.

Література

- 1 Гідравліка: навчальний посібник / М.П. Андрійшин, Л.В. Возняк, Р.Ф. Гімер [та ін.]; за ред. Р.Ф. Гімера. – Івано-Франківськ: Факел, 2000. – 253 с. – ISBN 966-7327-14-0.
- 2 Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: [учебник для машиностроительных вузов] / Т.М.Башта, С.С.Руднев, Б.Б.Некрасов [и др.] — М.: Машиностроение, 1982. — 423 с.
- 3 Мердух М.І. До питання про перерахунок напірних характеристик нафтоперегінних агрегатів відцентрового типу / М.І. Мердух, Б.І. Навроцький // Нафтова і газова промисловість. — 2010. — №5. — С. 36–37.
- 4 Гімер Р.Ф. Розрахунок насосних установок: метод. вказівки / Р.Ф. Гімер; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. — Івано-Франківськ: Факел, 2003. — 50 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
20.01.12*

*Рекомендована до друку професором
Грудзом В.Я.*