

ЗАСТОСУВАННЯ У НАСОСНИХ УСТАНОВКАХ ДРОСЕЛЮЮЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Середа А. І., Хандола Ю. М.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Розглянуто режими роботи насосних агрегатів при регулюванні продуктивності дроселюванням. Отримано розрахункові формули для визначення оптимальних режимів роботи і визначено зони ефективної роботи електронасосів для різних вихідних параметрів регулювання.

Постановка проблеми. У сільськогосподарському виробництві насосні установки використовуються в системах водопостачання виробництва та населення, для зрошення і перекачування різних рідин, в котельних агрегатах. Режим роботи відцентрових насосів і вентиляторів визначається наступними параметрами: подачею Q , напором H і кутовий швидкістю ротора ω . Ці параметри зв'язуються залежністю $H = f(Q)$ при $\omega = \text{const}$ і називаються QH характеристики. У практичних розрахунках часто користуються графічними експериментальними QH характеристиками (рис. 1).

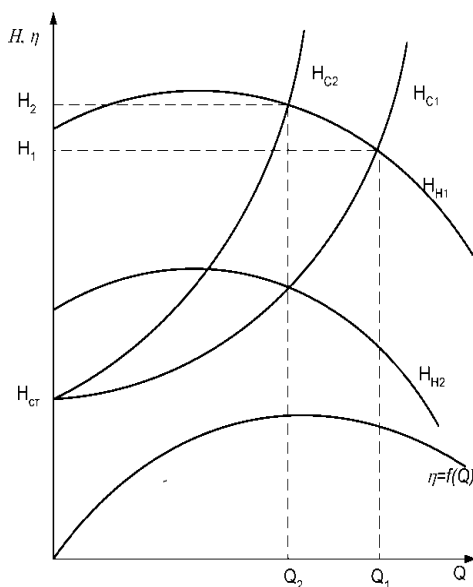


Рисунок 1 - QH характеристики та залежність $\eta = f(Q)$

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для насосів в каталогах і довідниках наводяться QH характеристика при номінальній швидкості ротора. При необхідності отримання QH характеристики при інших швидкостях виробляють перерахунок, користуючись законами пропорційності [1].

Ці закони пропорційності дотримуються в так званих динамічно подібних режимах. Динамічно подібний режим обумовлений кінетично подібно руху рідини в насосі і характеризується постійним значенням ККД. Для перерахунку QH характеристики задаються поруч значень Q_1 , яким відповідають значення H_{n1} , на номінальній QH характеристиці і отримують характеристику H_{n2} (рис.1).

Мета статті - отримання розрахункових формул для визначення оптимальних режимів роботи і визна-

чення зони ефективної роботи електронасосів для різних вихідних параметрів регулювання.

Основні матеріали дослідження. Установлений режим насоса визначається графічно точкою перетину QH характеристики відцентрового механізму з характеристикою магістралі, на яку працює насос. Характеристика магістралі в загальному вигляді описується рівнянням:

$$H_c = H_{cm} + k_c \cdot Q^2 \quad (1)$$

де H_c - повний напір на магістралі;

H_{cm} - статичний напір, обумовлений протитиском в котлі; статична висота подачі рідини;

k_c - коефіцієнт опору магістралі.

Постійний коефіцієнт можна визначити за формулами:

$$k_c = \frac{\sum h}{Q_n^2} k_c = \left(\frac{\lambda \cdot l}{d} \sum \xi \right) \frac{1}{\pi^2 g d^4}, \quad (2)$$

де $\sum h$ - сумарні місцеві та лінійні втрати, місцеві втрати зазвичай

не перевищують 10 % від лінійних втрат напіру на тертя, м;

Q_n - номінальна подача насоса, м/с;

λ - коефіцієнт тертя, $\lambda = 0,025$;

l і d - довжина і діаметр трубопроводу, м;

ξ - коефіцієнт, що характеризує опір тертя в трубопроводі, для трубопроводів з круглою площею по-

перечного перерізу $\xi = \frac{\lambda \cdot l}{d}$;

ρ - щільність рідини, що перекачується.

При розгляді енергетичних характеристик технологічного процесу водопостачання об'єкта необхідно зазначити, що необхідна потужність для подачі води може бути розрахована за формулою:

$$P_c = H_c \cdot (Q_1 + Q_1 + \dots + Q_i), \quad (3)$$

де H_c - напір в мережі;

Q_1, Q_i - витрати відповідно першого та i -го споживача.

Для нормальної роботи мережі найчастіше необхідно створення постійного значення напіру H_c . Ве-

личини витрат $Q_1 - Q_i$ визначаються споживачами і з плином часу можуть змінюватися. Гідравлічна потужність, що розвивається насосним агрегатом, може бути отримана:

$$P_z = H_z \cdot (Q_1 + Q_1 + \dots Q_i), \quad (4)$$

У формулі (4) сума витрат являє собою загальну мережну витрату води Q_c . В ідеальному варіанті необхідно, щоб зберігалась рівність P_c і P_z . Насправді між насосним агрегатом і мережею установлені елементи зі своїми гідравлічними опорами, на яких втрачається частина напору, що розвивається насосним агрегатом, ΔH_n . Таким чином, втрати енергії на технологічне забезпечення параметрів перекачувальної рідини можна визначити як

$$\Delta P_n = \Delta H_n \cdot Q_c \quad (5)$$

Отже, для підтримки заданих технологічних параметрів мережі насос повинен розвивати гідравлічну потужність, рівну:

$$P_z = H_c \cdot (Q_1 + Q_1 + \dots Q_i), \quad (6)$$

Останній вираз показує, що втрати енергії в технологічному процесі залежать від витрати мережі, що визначається споживачем, і втрат напору на устаткуванні насосної станції ΔH_n , які визначаються гідравлічним опором елементів схеми. Для організації технологічного процесу з мінімальними енергетичними втратами необхідно, в першу чергу, знизити втрати напору між трубопроводом насосного агрегату і мережею споживачів - ΔH . Далі скористаємося відомими QH- характеристиками для насосних агрегатів і мережі (рис.1). Крива 1 відповідає напірній характеристиці насосного агрегату, а крива 2 - гідравлічній характеристиці мережі, де H_0 - необхідний статичний напір мережі. Точка перетину цих характеристик є ідеальною розрахунковою точкою спільної роботи насосного агрегату та мережі ($Q_{ном}$). При зміні витрати в мережі змінюється і її гідравлічна характеристика - лінії 3-5. Відповідно, будуть зрушуватися точки перетину характеристик. Як видно з даних рисунка, зі зменшенням витрат збільшується тиск в мережі. Крім того, в процесі функціонування залежно від режимів роботи системи може змінюватися тиск перед насосом, створюване джерелом водопостачання. Зміни цього тиску також відображаються на величині тиску в мережі споживачів. Такий характер взаємозв'язку параметрів вимагає установки в системі дросельних регулюючих елементів - регулюючих клапанів. Ці елементи створюють додатковий гідравлічний опір і дозволяють забезпечити стабільний тиск в мережевому трубопроводі.

При використанні дросельних елементів відбувається розподіл напору на елементах системи. Цей розподіл напору показано на рис. 2, де ΔH - падіння напору на дросельному елементі. Для підтримання заданого тиску в мережевому трубопроводі при зміні витрати рідини доводиться змінювати гідравлічний

опір регулюючого елемента. При цьому загальна гідравлічна характеристика буде мати більш крутий вигляд. Величина ΔH з таким регулюванням неухильно збільшується. Таким чином, чим глибше проводиться дроселювання регулюючим елементом, тим більше енергетичних витрат має весь технологічний процес.

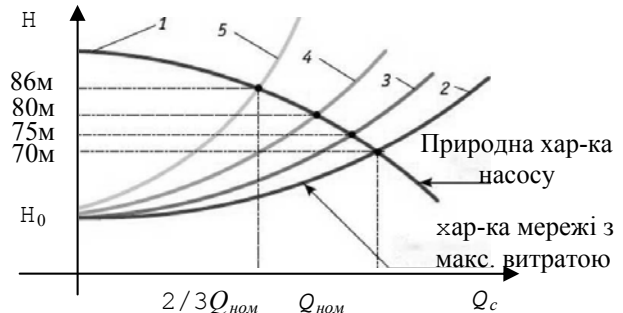


Рисунок 2 – Характеристики насосного агрегату і мережі без регулювання

При регулюванні подачі засувкою (дроселюванням) ефективність регулювання можна оцінити за допомогою ккд установки [1]:

$$\eta_y = \frac{H_m Q_{вих}}{(H_m + \Delta H_d) Q_{вих}} = \frac{H_m}{H_m + \Delta H_d} = \frac{H_c + \Delta H_m}{H_c + \Delta H_m + \Delta H_d} = \frac{H_c}{H_c} + \frac{\Delta H_m}{H_c} \quad (7)$$

де H_m - напір в магістралі після регулюючого органу - засувки;

H_c - напір перед засувкою;

ΔH - втрати напору в магістралі;

$Q_{вих}$ - вихідна продуктивність з урахуванням регулюючого органу;

H_0 - напір перед органом регулювання.

У відповідності з отриманим виразом можна зробити висновок про те, що ккд залежить від величини статичного напору, а точніше від відношення статичного напору до напору створюваного насосом перед регулюючим органом, і від відношення втрат напору в магістралі до напору перед органом регулювання. Дану залежність можна проілюструвати відповідними графіками (рис. 3).

Як видно з даних рис. 3, чим більше статичний напір, тим менше вплив опору засувки і чим більше опір магістралі, тим також менше вплив засувки.

Слід проаналізувати отримані залежності при відсутності статичного напору. У цьому випадку вираз набуває вигляду:

$$\eta_y = \frac{\Delta H_n}{\Delta H_m + \Delta H_d} \quad (8)$$

Розділимо чисельник і знаменник на ΔH_m і позначимо $\frac{\Delta H_d}{\Delta H_m} = K_p$ - коефіцієнт регулювання (кратність

регулювання засувкою). Даний коефіцієнт показує відношення опору засувки до опору магістралі. Отримаємо формулу (10):

$$\eta_y = \frac{1}{1 + K_p} \quad (9)$$

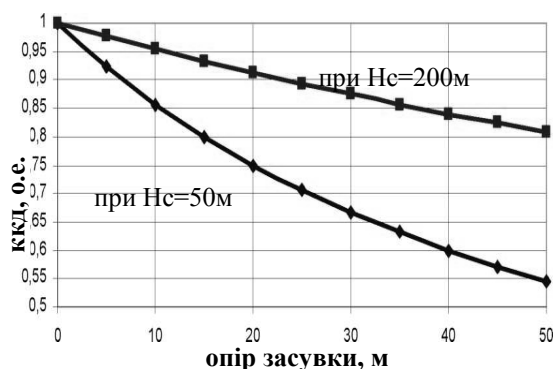


Рисунок 3 - Залежність ккд від опору засувки при зміні статичного напору від 50 м до 200 м

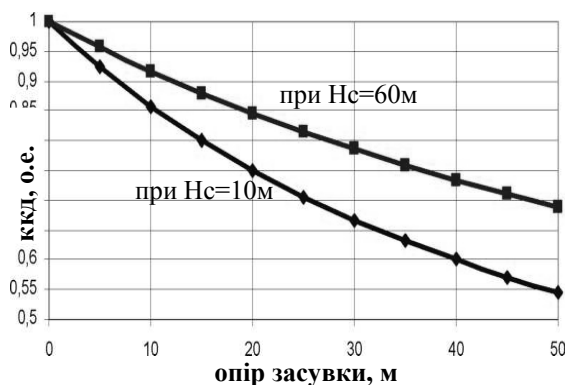


Рисунок 4 - Залежність ккд від опору засувки при зміні статичного напору від 10 м до 60 м

Дану залежність можна представити графічно на рис.3. Як видно з даних рис.3, при кратності більше 4-х ккд змінюється повільно, і воно має низьке значення. Таким чином, краще всього держати кратність регулювання до 4-х. Виходячи з даних малюнка 4 видно, що швидкість вимірювання ккд на графіку не постійна. Для визначення ступеня зменшення швидкості зміни ккд візьмемо другу похідну функції (9):

$$(\eta_y)' = \left(\frac{1}{1 + K_p} \right)' = -\frac{1}{(1 + K_p)^2} \quad (10)$$

$$(\eta_y)'' = \left(-\frac{1}{(1 + K_p)^2} \right)' = \frac{2}{(1 + K_p)^3} \quad (11)$$

Друга похідна показує прискорення зміни даного графіка функції. Переймаючись значеннями уповільнення можна отримати межу регулювання K_p . Для нашого випадку, має сенс, зупинитися на уповільненні від 0,1 до 0,01. Підставляючи дані значення у формулу (11) і вирішуючи її відносно K_p отримаємо: для $(\eta_\delta)'' = 0,1$ - $K_p = 1,87$; для $(\eta_\delta)'' = 0,01$ - $K_p = 4,94$.

Таким чином, виконувати регулювання краще, не перевищуючи значення коефіцієнта регулювання вище 2 – 5.

Підставивши два отриманих значення K_p , отримаємо два значення діапазону регулювання по продуктивності - 0,41 і 0,59. Отже, не потрібно допускати регулювання продуктивності дроселюючим елементом нижче діапазону 0,41-0,59. З аналізу втрат потужності при регулюванні засувкою, встановлено, що максимум втрат припадає на $q=0,576$, що потрапляє у встановлений діапазон даними способом. Отже, не потрібно регулювати засувкою до значення $q=0,576$, при якому буде спостерігатися максимальне значення втрат потужності.

Висновки. Для вирішення завдання мінімізації втрат, пов'язаних з регулювання тиску в мережі, необхідно виключити додаткові гідравлічні опори на ділянці від насосного агрегату до мережевого трубопроводу, тобто необхідно повністю відкрити всю запірно-регулюючу арматуру. Це можна зробити, якщо процес регулювання тиску передати насосному агрегату. Теорія роботи нагнітачів доводить, що зміна частоти обертання приводу нагнітача зміниться його напірні характеристики.

Список використаних джерел

1. Мякишев Н. Ф. Электропривод та електрообладнання автоматизованих сільськогосподарських установок / Н. Ф. Мякишев. - М.: Агропромиздат, 1986. - 176 с.
2. Козлов М., Чистяков А. Ефективність впровадження систем з частотно - регульованими електроприводами / М. Козлов, А. Чистяков // Сучасні технології автоматизації. - 2001. - № 1. - С. 76-82.

Аннотация

ПРИМЕНЕНИЕ В НАСОСНЫХ УСТАНОВКАХ ДРОСЕЛИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Серда А. И., Хандола Ю. Н.

Рассмотрены режимы работы насосных агрегатов при регулировании производительности дроселированием. Получены расчетные формулы для определения оптимальных режимов работы и определены зоны эффективной работы электронасосов для разных выходных параметров регулирования.

Abstract

OF USING OF THROTTLING ELEMENTS AT THE PUMP PLANTS

A. Sereida, Yu. Handola

In the article, we have examined the operation modes of the pump units when their efficiency is regulated by the force of throttling. Formulas for optimal operation mode are derived and zones for efficient work of the electric pumps with different initial parameters of regulations are defined.