

## ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОТАТОРА

Крилов В.В., к.т.н., доцент,

Коломієць С. М., к.т.н., доцент

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.(0619) 42-24-36, 42-05-70

**Анотація** – у статті наведено аналіз стану та результати досліджень гідравлічних характеристик ротатора при проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт.

**Ключові слова** – ротатор, вантаж, гідроманіпулятор, підвіс, центр ваги, момент інерції.

*Постановка проблеми.* Для механізації навантажувально-розвантажувальних робіт останнім часом на базі тракторів і автомобілів, що випускаються серійно, створені конструкції машин, обладнаних гідравлічними маніпуляторами. Останні оснащуються змінними робочими органами - грейферами і кліщовими захватами. Поворот грейферів і кліщових захватів з вантажем навколо вертикальної осі здійснюється неповноповоротними ротаторами.

Теоретично встановлено, що на розворот грейфера істотно впливає перетікання робочої рідини з порожнини нагнітання в порожнину зливу неповноповоротного ротатора [3]. Визначення внутрішнього перетікання робочої рідини досить утруднене, оскільки в спряжених деталях ротатора невідомі зазори. Отже, дослідження впливу гідравлічних характеристик неповноповоротного ротатора на ефективність його роботи є досить актуальним на сьогодні.

*Аналіз останніх досліджень.* З аналізу літературних джерел можна зробити висновок, що питання дослідження впливу гідравлічних характеристик на якість роботи неповноповоротного ротатора при виконанні навантажувально-розвантажувальних робіт на сьогодні потребує подальшого вивчення.

*Формулювання цілей статті.* Мета роботи – дослідження впливу гідравлічних характеристик неповноповоротного ротатора на ефективність його роботи.

*Основна частина.* Внутрішнє перетікання робочої рідини оцінюють коефіцієнтом  $\sigma$ , пропорційним перепаду тиску  $\Delta p$  між порожнинами нагнітання і зливу ротатора, а також об'ємним коефіцієнтом корисної дії  $\eta_v$ . Знайдемо зв'язок між об'ємним к.к.д. та

коефіцієнтом  $\sigma$ .

Об'ємний к.к.д. ротатора знаходимо за формулою:

$$\eta_v = \frac{Q_T}{Q_D}, \quad (1)$$

де  $Q_T$  – об'єм робочих порожнин ротатора;

$Q_D$  – витрата робочої рідини, що пройшла через ротатор за один робочий цикл.

Знаючи, що

$$Q_D = Q_T + \sigma \Delta p, \quad (2)$$

отримаємо

$$\eta_v = \frac{Q_T}{Q_T + \sigma \Delta p} \quad (3)$$

або

$$\sigma = \frac{Q_T(1 - \eta_v)}{\Delta p \eta_v}. \quad (4)$$

Для визначення об'ємного к.к.д.  $\eta_v$  використовуємо метод балансу потужності гідропривода

$$N_{ep} = N_H \eta_H \eta_P \eta_M, \quad (5)$$

де  $N_{ep}$  - ефективна потужність ротатора;

$N_H$  - потужність на валі гідронасоса;

$\eta_H$  - повний к.к.д. гідронасоса;

$\eta_P$  - повний к.к.д. ротатора;

$\eta_M$  - гідравлічний к.к.д. магістралей, що з'єднують гідронасос і ротатор.

Ефективну потужність ротатора визначаємо за формулою

$$N_{ep} = M\omega, \quad (6)$$

де  $M$  – усталений обертаючий момент на валі ротатора;

$\omega$  – усталена кутова швидкість вала ротатора.

Повний к.к.д. ротатора знайдемо з виразу

$$\eta_P = \eta_v \eta_{mex}, \quad (7)$$

де  $\eta_{mex}$  - коефіцієнт корисної дії, що враховує механічні втрати у вузлах ротатора.

Втрати потужності за рахунок тертя рідини об стінки трубопроводів враховують гідравлічним коефіцієнтом корисної дії  $\eta_M$ ,

$$\eta_M = 1 - \frac{\Delta p'}{P_H}, \quad (8)$$

де  $\Delta p'$  - втрати тиску, пов'язані з перетіканням робочої рідини;

$p_n$  - тиск робочої рідини у магістралі.

Величину  $\Delta p'$  можна вирахувати як

$$\Delta p' = \frac{Cv}{g} v \frac{l_n}{d^2}, \quad (9)$$

де  $C$  – коефіцієнт, залежний від типу рідини;

$v$  – кінематична в'язкість рідини;

$l_n$  – приведена (наведена, подана) довжина трубопроводу;

$d$  – діаметр трубопроводу;

$v$  – швидкість руху рідини.

З урахуванням місцевих опорів знайдемо приведену довжину трубопроводу

$$l_n = l + 1350 n_\Sigma d, \quad (10)$$

де  $n_\Sigma$  - сумарний коефіцієнт з урахуванням місцевих втрат.

Визначивши  $\eta_p$  з рівняння (5) і порівнюючи з  $\eta_p$  з рівняння (7), отримаємо

$$\eta_p = \frac{N_{ep}}{N_H \eta_H \eta_M} = \eta_v \eta_{mex}. \quad (11)$$

Оскільки теоретичний обертаючий момент на валі ротатора

$$M_T = \frac{B \Delta p}{8} (D^2 - d^2), \quad (12)$$

де  $B$  - ширина лопаті ротатора;

$D, d$  - діаметр циліндра і діаметр вала ротатора, відповідно,

то

$$M = M_T \eta_{mex}. \quad (13)$$

Визначивши  $\eta_v$  з рівнянням (11) і підставивши в нього значення з рівнянь (6,12,13), отримаємо:

$$\eta_v = \frac{\omega B \Delta p (D^2 - d^2)}{8 N_H \eta_H \eta_M}. \quad (14)$$

Таким чином, для визначення об'ємного к.к.д. необхідно експериментально знайти кутову швидкість вала ротатора  $\omega$ , перепад тиску  $\Delta p$  і потужність на валі гідронасоса  $N_H$ . Ці величини знайдені в процесі обробки осцилограм при проведенні експерименту. Кутову швидкість  $\omega$  визначали методом графічного диференціювання графіків кута повороту вала ротатора, отриманих на осцилограмах процесу розвороту грейфера (рис. 1, 2).

Для реєстрації потужності гідронасоса  $N_H$  застосовували ватметр-самописець М-348, ввімкнений в електричну схему електродвигуна привода насоса.

Після статистичної обробки результатів експериментальних даних отримано рівняння регресії

$$\eta_v = -0,0174 + 0,07082\omega\Delta p. \quad (15)$$

Очевидно, що об'ємний коефіцієнт корисної дії ротатора пов'язаний з жорсткістю гідропривода  $c_r$ ,

$$c_r = \frac{M}{\phi}, \quad (16)$$

де  $\phi$  - кут повороту вала ротатора від дії обертаючого момента  $M$  при «замиканні» гідророзподільовачем порожнини нагнітання і зливу.

Якщо у якості залежної змінної вибрати  $c_r$ , а незалежної -  $\eta_v$ , то при обробці результатів експериментальних даних отримаємо регресійне рівняння:

$$c_r = 357,16 + 1076,62\eta_v^2. \quad (17)$$

Це рівняння справедливе в діапазоні зміни об'ємного к.к.д. від 0,1 до 0,9.

Таким чином, для визначення коефіцієнта внутрішнього перетікання  $\sigma$  за формулою (4) і жорсткості гідропривода ротатора  $c_r$  за формулою (16) необхідно знайти об'ємний к.к.д. за формулою (15).

Як відзначали ряд авторів [1, 2], об'ємний к.к.д. неповноповоротного ротатора з прямокутною робочою лопаттю має низькі значення (0,3...0,5). Підвищити його досить важко, особливо при малих кутових швидкостях розвороту грейфера, тому що об'єм робочої рідини, що поступає в нагнітальну порожнину ротатора, можна співставити з внутрішнім перетіканням робочої рідини з порожнини нагнітання в порожнину зливу ротатора.

*Висновки.* З наведеного можна зробити висновок, що неповноповоротні ротатори з прямокутною робочою лопаттю найбільш ефективні при максимальних кутових швидкостях розвороту грейфера.

#### Література

1. Желтобрюхов А.Н. Определение утечек масла при движении пластины в поворотном гидродвигателе. – В кн.: Гидропривод и гидropневмоавтоматика. – Киев: Техника, 1974, № 15, с. 62-63.
2. Крылов В.В. Динамика гидропривода неполноповоротного ротатора с жестким подвесом грейфера. – Изв. высш. учеб. заведений. Лесн. журн., 1982, №4, с. 70-73.
3. Таубер Б.А. Подъемно-транспортные машины. – М.: Лесн. пром-сть, 1980. – 456 с.

#### THE RESEARCH OF GIDRAVLİK ROTATOR'S CHARACTERISTICS

V. Krylov, S. Kolomiyets

*Summary*

**The analysis of the state and results researches of hydraulic descriptions of mimeograph during conducting of loading – unloading works is resulted in the article.**