

ПОРІВНЯННЯ СПОСОБІВ РЕГУЛЮВАННЯ НАСОСНИХ АГРЕГАТІВ ГІДРОПРИВОДІВ З ЦИКЛІЧНОЮ ДІЄЮ СИСТЕМИ

О.П.Губарев, доктор технічних наук, професор

О.В.Левченко, студент

Національний технічний університет України «КПІ»

Розглянуто основні методи регулювання насосних агрегатів систем гідроприводів циклічної дії та визначено їх переваги і недоліки. Визначено залежність ефективності роботи гідросистеми від способів регулювання насосних агрегатів та їх зв'язок з технологічним процесом роботи системи. Запропоновано зменшення енерговитрат за рахунок використання раціональної схеми та включення енергетичних пристроїв в енергетичний цикл

Вступ. Враховуючи розвиток виробництва та значне зростання вартості енергоносіїв, актуальним стає питання більш ефективного використання промислового обладнання [1]. Так як значну частину промислових виробничих систем складають системи гідроприводів циклічної дії, тому питання підвищення ефективності таких систем є досить вагомим при вирішенні питань економії енергоносіїв в цілому для виробництва.

Постановка задачі. Визначити переваги та недоліки основних методів регулювання роботи насосних агрегатів з циклічною дією системи та можливість їх комбінування. Визначити можливість підвищення енергетичної ефективності систем промислового гідроприводу шляхом узгодження характеристик насосних агрегатів з параметрами технологічного циклу роботи системи приводів.

Запропоноване рішення. Порівняльну оцінку різних систем регулювання насосних агрегатів гідроприводів доцільно проводити по двох показниках: навантажувальній характеристиці приводу $v=f(F_H)$ і ККД системи регулювання. На рис. 1, а наведені навантажувальні характеристики, побудовані для гідроприводів з однаковим максимальним навантаженням (1 - система зі змінним тиском, 2- система постійним тиском, 3 - об'ємне керування).

Для керованих гідроприводів найбільший інтерес представляє не значення ККД на одному з режимів роботи, а характер зміни ККД у всьому діапазоні регулювання при різних навантаженнях, то порівняння систем найкраще здійснювати по характеристиках:

$$\eta = \varphi(\bar{v}); \eta = f(F_H), \quad (1)$$

де \bar{v} – відношення поточного значення швидкості при даному навантаженні до максимального значення швидкості при тому ж навантаженні.

На рис. 1, б наведені характеристики ККД систем регулювання (1 - паралельне включення дроселя; 2 - послідовне включення дроселя при оптимальному навантаженні; 3 - об'ємно-дросельне керування при оптимальному навантаженні й об'ємне керування), а на рис. 1, в) - залежності ККД системи регулювання від навантаження при максимальній швидкості руху вихідної ланки приводу (1 - паралельне включення дроселя й об'ємне керування; 2 - об'ємно-дросельне керування; 3 - послідовне включення дроселя).

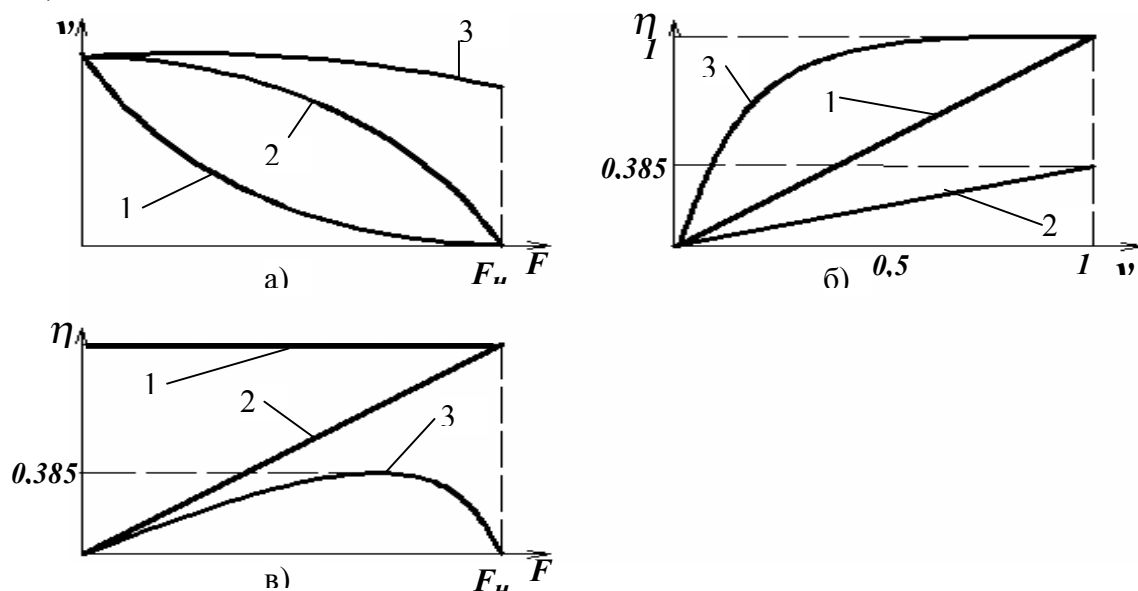


Рис. 1. Характеристики гідроприводів з різними способами керування

Порівняння характеристик на рис. 1 показує, що гідропривід з об'ємним керуванням має найбільш стабільну характеристику швидкості у всьому діапазоні зміни навантажень і найвищий ККД системи регулювання у всьому діапазоні зміни швидкості.

Однак вартість регульованих гідромашин набагато вище, ніж нерегульованих, і тому тільки в гідроприводах великої потужності ($N > 10$ кВт), де вигреш в енергетиці компенсує збільшення вартості, доцільно використовувати систему об'ємного керування. У приводах невеликої потужності раціонально використовувати системи дросельного регулювання, забезпечивши при цьому стабільність швидкості при зміні навантаження [2].

Підходи до формування й визначення енергетичних характеристик. Визначення енергетичних характеристик гідроприводу є однією з основних задач, вирішення якої максимально впливає на підвищення ефективності роботи багатопривідних автоматичних систем. Отримання загальної енергетичної картини може бути реалізовано лише завдяки додаванню характеристик окремих пристроїв, які входять до складу системи. Відповідно, кожна схема, що може бути запропонована для вирішення поставленої

задачі, має різне обладнання та його кількість і відповідно в процесі експлуатації буде мати різні енергетичні характеристики.

Розглянемо процес визначення енергетичних характеристик для найбільш розповсюджених схемних рішень при створенні багатопривідних автоматичних систем, а саме системи з дросельним регулюванням, об'ємним регулюванням та системи з пропорційними переливними клапанами.

Дросельне регулювання. Дросельне регулювання характеризується найбільшою споживаною енергією і найбільшими енергетичними втратами. Розглянемо приклад найпростішого гідроприводу металорізального станку з нерегульованим насосом та переливним клапаном. Система забезпечує рух робочого органу: швидке підведення – робоча подача – швидкий відвід. В сучасних системах швидкості підводу і відводу сягають 6-10 м/хв, а мінімальні значення робочих подач складають всього 14-20 мм/хв (в 300–700 разів менше). Задамо вихідні параметри гідроприводу: тягове зусилля циліндра дорівнює $P=50$ кН, тиск масла в гідросистемі $p=5$ МПа, швидкість підводу 1 м/сек, швидкість робочої подачі 0,04 м/с, робочий хід складає 90 % часу робочого циклу системи. При проектуванні гідросистеми потрібно прагнути досягнення максимально можливого ККД з метою зменшення втрат потужності в гідроприводі і зменшення нагріву масла. Для того, щоб оцінити ефективність роботи подібної схеми, в першу чергу визначаємо коефіцієнт корисної дії:

$$\eta = N_{кор} / N_{зат}, \quad (2)$$

де $N_{кор}$ – корисна потужність системи, Вт;

$N_{зат}$ – затрачена потужність, Вт.

Відповідно корисна потужність визначається добутком тиску мастила в системі та витрати:

$$N_{кор} = p \cdot Q, \quad (3)$$

де $Q = F \cdot v = (P/p) \cdot v$. (4)

Тому корисна потужність при підведенні/відведенні становить:

$$N_{кор} = 5 \cdot 10^6 \cdot (50 \cdot 10^3 / 5 \cdot 10^6) \cdot 0,167 = 8,35 \text{ кВт}; \quad (5)$$

корисна потужність при робочій подачі становить:

$$N_{кор} = 5 \cdot 10^6 \cdot (50 \cdot 10^3 / 5 \cdot 10^6) \cdot 33 \cdot 10^{-4} = 0,17 \text{ кВт}. \quad (6)$$

Відповідно затрачена потужність визначається добутком максимального тиску та витрати, що необхідні в процесі роботи системи:

$$N_{зат} = 5 \cdot 10^6 \cdot (50 \cdot 10^3 / 5 \cdot 10^6) \cdot 0,206 = 10,3 \text{ кВт}. \quad (7)$$

Оскільки подача насосу і тиск в напірній лінії гідросистеми визначаються максимально можливою швидкістю гідродвигуна і навантаженням на робочому органі і для нерегульованого насосу і звичайного переливного клапану постійні, можна зробити висновок, що при робочій подачі (а це 90% часу циклу) ККД гідроприводу близький до нуля, так як практично

все мастило, яке подається насосом, зливається в бак через переливний клапан, не виконуючи корисної роботи. Це означає, що протягом 90 % часу вся споживана потужність ($N = N_{\text{зат}} - N_{\text{кор.лив}} = 10,3 - 0,17 = 10,13$ кВт) витрачається на нагрів масла в гідросистемі, за рахунок його зливання з максимальним тиском через переливний клапан.

Ступінчате регулювання. Реалізація ступінчатого регулювання може бути виконана різними способами: використання декількох насосних агрегатів з різним номінальним тиском та подачею; використання гідроаккумуляторів; використання регульованих переливних клапанів тощо.

Розглянемо аналогічну систему з використанням двох насосів, що мають різні значення номінального тиску та подачі. В результаті такого підходу в системі може бути отримано 3 рівні затраченої потужності $p \cdot Q_1$, $p \cdot Q_2$, $p \cdot (Q_1 + Q_2)$ за рахунок переключення насосів, що дозволяє зменшити затрачену енергію роботи гідросистеми. Аналогічно, потужність визначається добутком робочого тиску мастила та його витрати, але значення енергетичних витрат для кожної ступені будуть різні і відповідно сумарна затрачена потужність буде менша, ніж при дросельному регулюванні. Таким чином, при однаковій корисній потужності гідроприводу, системи зі ступінчатим регулюванням будуть мати вищий ККД.

Об'ємне регулювання. Використання об'ємного регулювання дозволяє значно зменшити енергетичні витрати роботи гідросистеми. В результаті використання такого способу регулювання затрачена потужність змінюється пропорційно зміні корисної потужності з незначним її перевищенням, тому об'ємне регулювання дозволяє отримати найбільш високий ККД роботи гідроприводу.

Для найбільш поширених способів регулювання можна побудувати графіки, що характеризують співвідношення між корисною і затраченою потужністю. Враховуючи, що при постійному тискові p в напірній лінії потужність пропорційна витраті мастила (або швидкості руху робочого органу) при дросельному регулюванні, можна побудувати графік (рис. 2,а), що характеризує співвідношення між корисною і затраченою енергією в описаному вище гідроприводі з нерегульованим насосом. З графіка видно, що при швидкому підведенні (витрата масла $Q_{\text{ш.п.}}$) втрати потужності в гідроприводі порівняно невеликі, то при робочій подачі $Q_{\text{р.п.}}$ втрачається майже вся споживана потужність $N_{\text{затр}}$.

Використання двох насосів з клапанною коробкою дозволяє автоматично (східчасто) змінювати подачу насосів залежно від споживаної гідросистемою витрати мастила при постійному тискові в напірній лінії. Витрати в такому випадку значно зменшуються (рис. 2,б), так як при зміні витрати забезпечується автоматичне перемикання насосів і відповідно змінюється споживана гідроприводом потужність $N_{\text{затр1}}$, $N_{\text{затр2}}$, $N_{\text{затр3}}$.

Використання насосів автоматично (плавно) змінюють подачу залежно від споживаної гідросистемою кількості мастила при постійному тискові в напірній лінії. Графік потужності для цього випадку показаний на рис. 2,в (N_{max} і Q_{max} – максимальні значення відповідно потужності і витрати).

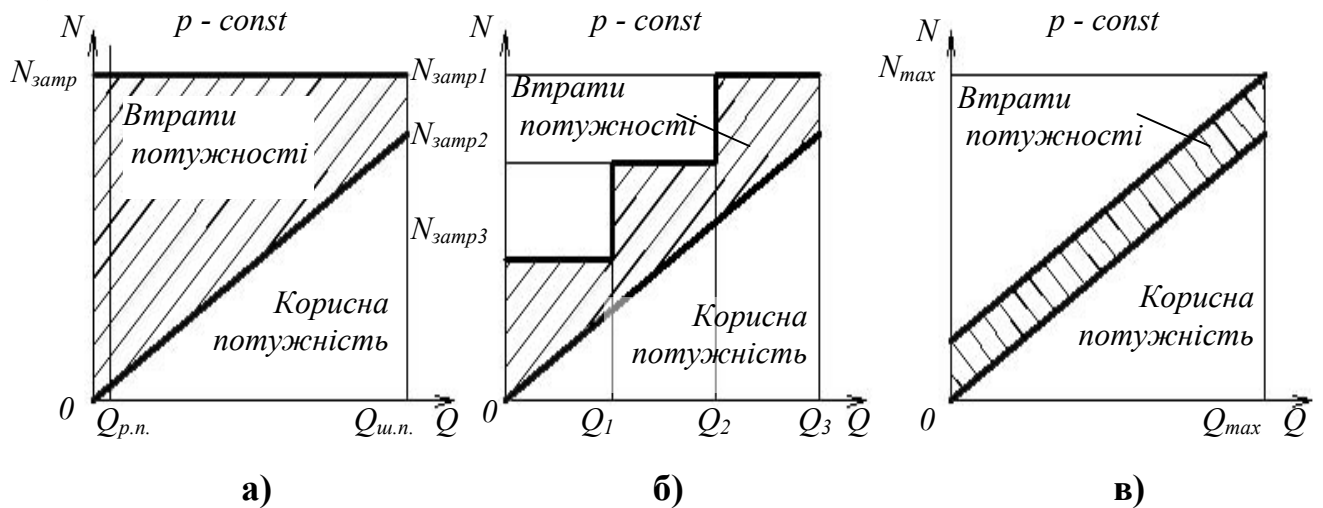


Рис. 2 Графіки втрати потужності в гідроприводах з:
а) дросельним регулюванням, б) ступінчастим регулюванням;
в) об'ємним регулюванням.

Висновки

1. Обґрунтовано можливість підвищення ефективного способу регулювання насосними агрегатами за рахунок узгодження роботи пристроїв енергетичного та споживчого рівня в технологічному циклі.
2. Для вибору раціональної схеми потрібно враховувати вартість енергії, вартість обладнання, технологічний цикл роботи системи.

ЛІТЕРАТУРА

1. Ewald R., Hutter J., Kretz D., Schmitt A. „Proportional- und Servoventil-Technik” Der Hydraulik Trainer Band 2, Mannesmann Rexroth GmbH, Lohr am Main, Würzburg, 1998.
2. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1982.