

**БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**

**Кафедра “Будівельні, колійні та  
вантажно-розвантажувальні машини”**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

**до виконання практичних завдань та  
самостійних робіт  
з дисципліни**

***«ГІДРОПРИВОД ТА ГІДРОАВТОМАТИКА МАШИН»***

**Розділ 3  
АНАЛІЗ ПРИНЦИПОВИХ СХЕМ ГІДРАВЛІЧНИХ  
ПРИВОДІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН**

**Харків 2012**

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри БКВРМ від 7 грудня 2010 р., протокол № 4.

У даній роботі наведено основні схемні розв'язання при проектуванні гідравлічних систем гідроприводів мобільних машин. Розглянуто принципи регулювання зусиль, швидкості та потужності виконавчих елементів гідроавтоматики. Методичні вказівки призначені для розв'язання практичних завдань, виконання самостійних робіт та дипломного проектування. Наведено приклади розрахунків.

Методичні вказівки розроблено для студентів спеціальності 7.090214 “Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і устаткування” всіх форм і строків навчання.

Укладач  
доц. О.В. Суранов

Рецензент  
доц. А.М. Кравець

## МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичних завдань та  
самостійних робіт  
з дисципліни

*«ГІДРОПРИВОД ТА ГІДРОАВТОМАТИКА МАШИН»*

Розділ 3 «АНАЛІЗ ПРИНЦИПОВИХ СХЕМ  
ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН»

Відповідальний за випуск Суранов О.В.

Редактор Решетилова В.В.

---

Підписано до друку 25.01.11 р.

Формат паперу 60x84 1/16 . Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 1,0. Тираж 100. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного транспорту  
61050, Харків - 50, майдан Фейербаха, 7  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

**Міністерство транспорту та зв'язку України  
Українська державна академія залізничного транспорту**

**Кафедра БКВРМ**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до виконання практичних завдань та самостійних робіт  
з дисципліни  
«Гідропривод та гідравтоматика машин»

Розділ 3 “Аналіз принципів схем гідравлічних приводів  
мобільних машин”

для студентів спеціальності  
“Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні  
машини і устаткування” 7.090214  
усіх форм і строків навчання

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри БКВРМ від 7 грудня 2010 р., протокол № 4.

У даній роботі наведено основні схемні розв'язання при проектуванні гідравлічних систем гідроприводів мобільних машин. Розглянуто принципи регулювання зусиль, швидкості та потужності виконавчих елементів гідроавтоматики. Методичні вказівки призначені для розв'язання практичних завдань, виконання самостійних робіт та дипломного проектування. Наведено приклади розрахунків.

Методичні вказівки розроблено для студентів спеціальності “Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і устаткування” усіх форм і строків навчання.

Укладач  
доц. О.В. Суранов

Рецензент  
доц. А.М. Кравець.

## ЗМІСТ

Вступ .....	4
1 Засоби регулювання швидкості .....	4
1.1 Аналіз об'ємного способу регулювання швидкості .....	5
1.2 Дросельне регулювання швидкості .....	10
1.3 Регулювання швидкості гідромоторів .....	14
1.3.1 Замкнуті схеми регулювання швидкості .....	15
1.3.2 Відкриті схеми регулювання .....	19
Список літератури .....	21

## ВСТУП

Підвищення ефективності та економічності транспортних і будівельних машин можливо за рахунок гідрофіксації силового устаткування. Гідравлічні приводи є основними виконавчими елементами систем автоматичного керування. До складу багатьох сучасних систем автоматичного керування (САК) будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин і обладнання (БКВРМ) входять десятки виконавчих пристроїв (гідроциліндри, гідромотори, гідропередачі, гідротрансформатори та ін.).

Перевагами гідравлічних виконавчих елементів є: мала вага та об'єм, який припадає на одиницю потужності, що передається; простота здійснення без ступеневого регулювання швидкостей; високий рівень редукації; високе значення коефіцієнта корисної дії (ККД); надійність роботи; простота обслуговування та керування, а також універсальність використання.

Використання гідравлічних виконавчих систем спрощує розв'язання багатьох технічних завдань, значно спрощує проблему автоматизації виробничих процесів, підвищує якість БКМ, значно зменшує їх вагу та габарити. Так, габарити сучасного гідромотора порівняно з електромотором аналогічної потужності, менші у 10 – 15 разів, а вага – в 5-10 разів [1].

Перелічені переваги гідравлічних виконавчих систем автоматики БКМ забезпечили широке їх використання.

В даній роботі поданий аналіз роботи та принципові схемні розв'язання для реалізації основних засобів регулювання швидкості, потужності та зусиль на виконавчих гідравлічних органах систем автоматики БКВРМ. Наведені приклади чисельних розрахунків та вибору основних елементів та приклади розрахунків гідравлічних виконавчих приводів при розв'язанні практичних завдань та при дипломному проектуванні.

## **1 ЗАСОБИ РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ**

Швидкість поршня гідроциліндра (або частота обертання гідромотора) і пов'язаного з ним пристрою залежить від витрати рідини в силовому циліндрі за одиницю часу і від ефективної площі циліндра

$$v = \frac{Q}{F} \quad (1)$$

де  $Q$  – витрата рідини;

$F$  – ефективна площа циліндра.

Для зміни швидкості при поступальному русі існує кілька способів, з яких найпоширеніші об'ємний і дросельний.

При об'ємному способі регулювання швидкості витрата рідини в силовому циліндрі встановлюється насосом змінної продуктивності. У системах БКВРМ, оснащених насосом постійної продуктивності, витрата рідини в циліндрі визначається настроюванням дросельного пристрою.

Вибір способу регулювання швидкості залежить від багатьох факторів, зокрема від характеру зміни навантаження, швидкості виконавчого механізму, необхідного тиску, потужності й ін. Проведемо аналіз засобів регулювання виконавчих елементів систем автоматики БКВРМ.

### 1.1 Аналіз об'ємного способу регулювання швидкості

У гідравлічній схемі (рисунок 1) від регульованого неререверсивного насоса 1 рідина направляєтся до розподільника 3, а від нього, залежно від розташування золотника в розподільнику, до лівої або правої порожнини циліндра 4. Запобігання системи від перевантаження виконується клапаном 2, а невеликий підпір на зливальній магістралі встановлюється підпірним клапаном 6.

В даному випадку ліва порожнина циліндра через розподільник підключена до насоса, а права – до бака. Регулювання швидкості здійснюється насосом, за рахунок зміни величини ексцентриситету, або нахилом шайби (у насосах аксіально-плунжерних).

В агрегатах гідравлічних систем навіть при ретельному припасуванні рухомих з'єднань можливий зворотний плин рідини (внутрішні витоки). Так, у силовому циліндрі відбувається витік між поршнем і циліндром, рівне  $q_{ц}$ , у розподільнику між порожнинами, що перебувають під різними

тисками,  $q_p$ , в насосі з порожнини нагнітання в порожнину всмоктування  $q_n$  (рисунок 1).

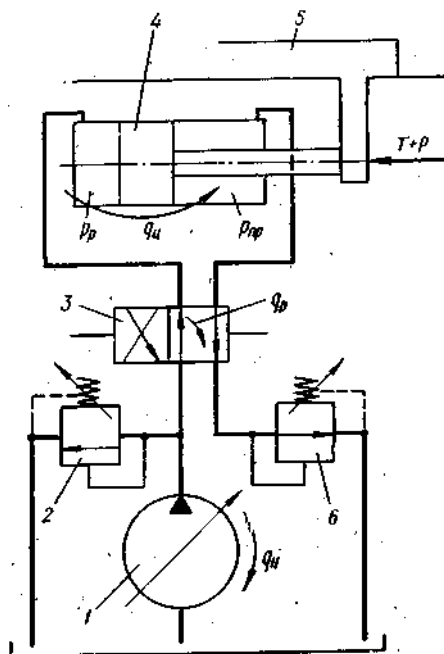


Рисунок 1 – Принципова схема об'ємного способу регулювання швидкості

Витік  $q_n$  зменшує кількість рідини, що повинна надійти від насоса до циліндра, це має суттєве значення головним чином для регульованих насосів тому, що в них незалежно від конструктивних особливостей є велика кількість рухомих з'єднань. Тому при певнім настроюванні насоса дійсна витрата рідини складає

$$Q = Q_T - q_y, \quad (2)$$

де  $Q_T$  теоретична подача насоса;

$q_y$  витік рідини в агрегатах гідросистеми

$$q_y = q_u + q_p + q_n. \quad (3)$$



Як відомо, інтенсивність зворотного руху рідини залежить від перепаду тиску  $\Delta p$  (між робочими та неробочими порожнинами в агрегатах). Ця залежність має лінійний характер при зазорах в місцях сполучення порядку 0,02 – 0,04 мм та  $\Delta p$  не більше 6,0 МПа.

Тиск  $p_x$  у штоковій порожнині гідроциліндра під час холостого ходу визначається силами тертя в циліндро-поршневій групі та у напрямних виконавчого механізму 5, а також силою протидії, яка виникає від протитиску рідини в штоковій порожнині гідроциліндра

$$p_x = \frac{4\sum T}{\pi D^2}, \quad (4)$$

де  $\sum T$  сума сил від тертя та протитиску рідини;

$D$  діаметр циліндра.

Під час робочого ходу гідроциліндра, крім сил тертя та протидії рідини  $\sum T$ , руху поршня протидіє і корисне навантаження  $P$ , тому тиск у поршневій порожнині збільшується і складе

$$p_p = \frac{4(\sum T + p)}{\pi D^2}. \quad (5)$$

Збільшення тиску в гідравлічній системі викликає збільшення витоків рідини, тому робоча швидкість руху гідроциліндра виявиться менше швидкості холостого ходу

$$v_p = \frac{4(Q_t - q_y)}{\pi D^2} \approx v_x - \frac{4q_y}{\pi D^2}, \quad (6)$$

де  $v_x$  швидкість холостого ходу.

Для з'ясування параметрів, від яких залежить величина швидкості поршня, введемо поняття відносної зміни швидкості  $\delta$  при збільшенні навантаження від  $\sum T$  до  $\sum T + P$

$$\delta = \frac{v_x - v_p}{v_p} \quad (7)$$

З деяким наближенням можна вважати, що витік рідини в агрегатах гідросистеми дорівнює

$$q_y = K\Delta p, \quad (8)$$

де  $K$  – питомі витоки (витоки у всій гідросистемі, рівні витокам при перепаді тиску  $\Delta p = 0,1$  МПа),  $\frac{м^3/с}{МПа}$ ;  
 $\Delta p$  перепад тиску у гідросистемі, МПа.

$$\Delta p = p_p - p_x = \frac{4p}{\pi D^2} \quad (9)$$

Підставивши значення всіх величин у формулу (7), одержимо відносну зміну швидкості поршня гідроциліндра

$$\delta = \frac{16KP}{\pi^2 D^4 v_p} \quad (10)$$

**Приклад.** Знайдемо відносну зміну швидкості  $\delta$  у гідросистемах з такими параметрами:  $K = 0,66 \cdot 10^{-6} \frac{м^3/с}{МПа}$  (це приблизно дорівнює  $4$  см<sup>3</sup> на хвилину при перепаді тиску в  $0,1$  МПа); діаметр поршня гідроциліндра  $D=0,1$  м; перепад тиску  $\Delta p = 5$  МПа; робочі швидкості гідроциліндра  $v_1 = 0,0001$  м/с;  $v_2 = 0,02$  м/с.

Відносна зміна швидкості поршня гідроциліндра при  $v_1 = 0,0001$  м/с складає

$$\delta_1 = \frac{16 \cdot 0,66 \cdot 10^{-6} \frac{\pi \cdot 0,1^2 \cdot 5}{4}}{\pi^2 \cdot 0,1^4 \cdot 0,0001} \approx 4,2 \cdot$$

При  $v_2 = 0,02$  м/с відносна зміна швидкості  $\delta_2 = 0,021$ .

З розглянутого прикладу витікає, що для одержання малої швидкості, рівної  $0,0001$  м/с (це приблизно  $0,6$  см/хв), необхідно

відрегулювати насос на холостому переміщенні виконавчого механізму на величину

$$v_x = \delta_1 v_1 + v_1 = 4,2 \cdot 0,0001 + 0,0001 = 0,00052 \text{ м/с.}$$

Для швидкостей більших 0,02 м/с вплив витоків на зміну швидкості поршня менш відчутний.

З аналізу роботи гідравлічної системи з об'ємним способом регулювання швидкості, аналізу формули (10) і наведеного прикладу витікає, що при малих швидкостях і змінних навантаженнях переміщення поршня нерівномірно через витоки (особливо через витоки з регульованого насоса).

Для зменшення відносної зміни швидкості  $\delta$  слід йти шляхом усунення зворотного плину рідини за рахунок зменшення зазорів у сполучених парах тертя або за рахунок введення надійних ущільнювальних пристроїв у рухомих з'єднаннях. Сприятливо позначається збільшення діаметра циліндра, однак таке рішення може виявитися неприйнятним, тому що приведе до збільшення габаритів і ваги всього механізму.

Слід зазначити, що гідросистема з регульованим насосом дає можливість безступенево змінювати швидкість (у діапазоні, який зазначений у технічній характеристиці цих насосів) без втрат енергії, пов'язаних з відведенням надлишку рідини під тиском через запобіжний клапан.

Об'ємний спосіб регулювання швидкості застосовується в мобільних будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машинах. Цей вид регулювання широко застосований для обертового руху.

## 1.2 Дросельне регулювання швидкості

У системах із дросельним способом регулювання продуктивність насоса, а отже, і потужність, споживана ним, постійні. Характерною для цього способу є нерівність

$$Q_n > F v_p, \quad (11)$$

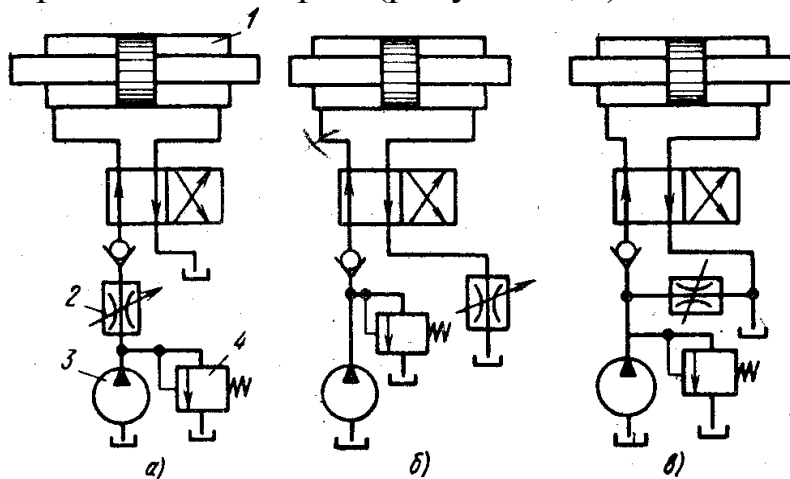
де  $Q_n$  продуктивність насоса;

$F$  – ефективна площа;

$v_p$  – швидкість виконавчого механізму.

При такій умові надлишкова частина рідини від насоса під тиском відводиться через напірний золотник у бак, не виконавши ніякої корисної роботи (такий режим роботи часто використовують з метою розігріву робочої рідини взимку). Витрата рідини в циліндрі визначається настроюванням дроселя, який може бути встановлений «на вході» у циліндр, «на виході» з нього або паралельно йому (рисунок 2).

У гідросистемі між насосом 3 і розподільником встановлений дросель 2, від настроювання якого залежить швидкість поршня в циліндрі 1 (рисунок 2, а).



а – дросель підключений «на вході»; б – дросель підключений «на виході»;  
в – дросель розташований паралельно силовому циліндру

Рисунок 2 – Принципова схема із дросельним способом регулювання швидкості

Якщо збережено умову (11), то надлишок рідини відводиться через напірний золотник 4, а при цьому в нагнітальній порожнині насоса та перед дроселем утримується постійний тиск, що відповідає настроюванню клапана 4. Для стабілізації сил тертя на зливальній магістралі встановлений підпірний клапан (або демпфер), що створює протитиск  $p_{np}$  у неробочій порожнині циліндра. Тиск підпору не повинний бути більше 0,2-0,3 МПа.

Розглянемо роботу цієї системи та з'ясуємо, як впливає на швидкість поршня зміна корисного навантаження при незмінному настроюванні дроселя.

Тиск перед дроселем 2 визначається настроюванням напірного золотника 4 і дорівнює  $p_k$ . Тиск рідини в лівій порожнині циліндра  $p_p$  пропорційний корисному навантаженню  $P$ . Якщо навантаження змінюється, то змінюється і величина робочого тиску у гідроциліндрі.

З деяким наближенням, якщо не враховувати втрат у магістралі між дроселем і циліндром, можна вважати, що тиск після дроселя дорівнює  $p_p$ , а перепад тиску в дроселі  $\Delta p_d = p_k - p_p$  у цьому випадку не є величиною стабільною, тому що в правій частині цього рівняння при постійній величині  $p_k$  тиск  $p_p$  змінний. Із установленого виходить, що зі зміною корисного навантаження змінюється перепад тиску  $\Delta p_d$  в дроселі і витрата рідини через дросель при даному його настроюванні.

У гідравлічній системі (рисунок 2, б) дросель 2 підключений у зливальну магістраль після розподільника. Швидкість поршня визначається об'ємом рідини, що витісняється зі штокової порожнини гідроциліндра 1 через дросель у бак.

Проаналізуємо роботу цієї системи та встановимо, як впливає зміна навантаження на швидкість поршня.

З умови рівноваги поршня силового циліндра 1 слідує

$$0,785p_p D^2 = 0,785 p_{np} (D^2 - d^2) + P + T, \quad (12)$$

звідки протитиск у штоковій порожнині циліндра

$$p_{np} = \frac{0,785 p_p D^2 - P - T}{0,785(D^2 - d^2)}. \quad (13)$$

Якщо зберігається умова, при якій продуктивність насоса  $Q_n$  більше витрати  $Q_p$  рідини в системі, то тиск  $p_p$  у процесі роботи не змінюється й відповідає настроюванню напірного золотника  $p_k$ . Сили тертя  $T$  для даного механізму майже незмінні. Оскільки за умовою величина навантаження  $P$  змінна, то з рівняння (13) слідує, що протитиск  $p_{np} = f(P)$ , тобто змінюється при коливаннях навантаження.

При деякому допущенні тиск перед дроселем може дорівнювати  $p_{np}$ , а після дроселя може дорівнювати майже атмосферному  $p_0$ . Тому перепад тиску в дроселі  $\Delta p_0 = p_{np} - p_0$  при підключенні дроселя «на виході» є величиною змінною. Тому змінною буде витрата рідини через дросель і швидкість поршня.

У схемах (рисунок 2, а та б) насос працює 3 при постійному тиску незалежно від характеру руху і навантаження, тому ККД системи змінюється, але **завжди менше**, ніж при об'ємному способі регулювання. Оскільки продуктивність насоса вище витрати рідини в системі, то витрати рідини мало впливають на кінематичну жорсткість системи (на швидкість поршня).

На рисунку 2, в показаний третій можливий спосіб підключення дроселя в систему. Потік рідини, що йде від насоса 1, розділяється на два напрямки: до циліндра 1 через розподільник і дросель 2, який встановлений у відгалуженні паралельно силовому циліндру. Швидкість поршня, як і у системах, показаних на рисунку 2, а й б, визначається настроюванням дроселя 2. При закритому дроселі (рисунок 2, в) швидкість поршня максимальна; у міру відкриття дроселя частина рідини починає надходити в бак, а швидкість поршня відповідно зменшується. Якщо при повному відкритті дроселя опір, надаваний ним і магістраллю після дроселя, менше, ніж у циліндро-поршневій групі й клапані 4, то вся рідина від насоса буде виходити через дросель у бак, тому поршень зупиниться.

При зазначеному розташуванні золотника в розподільнику до насоса підключена поршнева порожнина циліндра, тиск у якій визначається навантаженням  $P + T$ . Якщо навантаження в процесі роботи змінюється, то перепад тиску в дроселі  $\Delta p_0 = p_p - p_0$  буде залежати від навантаження. Отже, витрата рідини через дросель і швидкість поршня змінюються.

Клапан 4 у системі (рисунок 2, в) включається в роботу періодично, у моменти перевантажень, виконуючи, таким чином, тільки функцію запобіжного пристрою.

Потужність, споживана насосом, і тиск у порожнині нагнітання пропорційні корисному навантаженню, тому гідросистема із дроселем, установленим паралельно силовому

циліндру, економічніше систем із дроселем «на вході» або «на виході», тому що ККД її вище.

З аналізу роботи гідравлічних систем із дросельним способом регулювання швидкості слідує, що, незалежно від місця розташування дроселя, не забезпечується постійність швидкості поршня при незмінному настроюванні дроселя, якщо навантаження в процесі роботи змінюється. Пояснюється це нестабільним перепадом тиску в дроселі.

Із трьох розглянутих гідравлічних систем у мобільних машинах в основному застосовуються схеми із дроселем «на вході» й «на виході».

Аналітичні дослідження й експерименти, проведені А.В. Осецьким [5] для порівняння схем із дроселем «на вході» й «на виході», показали, що ці схеми рівнозначні. Рівномірність же швидкості в системі із дроселем у відгалуженні залежить не тільки від корисного навантаження, але й від швидкості руху поршня.

Для стабілізації швидкості поршня в механізмах БКВРМ та інших машин, де на поршень діють змінні навантаження, застосовується дросель із регулятором, який підтримує перепад тиску в дроселі на постійному рівні.

К.М. Великанов і Н.В. Решетихин [6], аналізуючи залежність економічної ефективності об'ємного й дросельного гідропривода від потужності, прийшли до висновків, що, незважаючи на малі капіталовкладення при створенні системи із дросельним регулюванням, доцільно їх застосовувати для малої потужності в межах до 2000-3000 Вт; при потужності привода до 5000 Вт витрати, обумовлені використанням гідропривода з об'ємним і дросельним регулюванням швидкості, істотно не відрізняються за величиною; при більшій потужності привода різниця у витратах за рік істотно зменшується для гідропривода з об'ємним регулюванням.

*Висновок:* оскільки потужність приводів БКВРМ, як правило, більше 5 кВт, то для регулювання швидкості руху виконавчих елементів гідроприводів доцільно використовувати об'ємний спосіб регулювання.

### **1.3 Регулювання швидкості гідромоторів**

Гідравлічна передача обертового руху БКВРМ складається з джерела енергії (насоса) і споживача цієї енергії (гідромотора) нерідко тієї ж конструкції й тієї ж величини. У насосі механічна енергія перетворюється в енергію потоку робочої рідини й направляється до гідромотора, де перетворюється в механічну енергію. Після віддачі енергії рідина повертається в бак. Передача, що працює на цій основі, називається *відкритою*. На відміну від неї існують передачі *замкнені*, у яких певна кількість рідини постійно циркулює між насосом і гідромотором. Витоки рідини в цьому випадку компенсуються або з додаткового бака невеликої ємності, або від насоса невеликої продуктивності.

У систему привода залежно від призначення, крім насоса та гідромотора, входять різні допоміжні пристрої, наприклад, запобіжні клапани, фільтри, розподільники, зворотні клапани й ін.

Регулювання частоти обертання вихідного вала гідромотора найчастіше проводиться зміною об'єму рідини, що надходить від насоса. У загальному випадку теоретична продуктивність насоса дорівнює

$$Q_n = q_n n_n e_n, \quad (14)$$

а витрати рідини в гідромоторі, складають

$$Q_n = q_z n_n e_n, \quad (15)$$

де  $q_n$  і  $q_z$  відповідно питома продуктивність насоса й витрата рідини в гідромоторі при максимальній величині регулювання;

$n_n$  і  $n_z$  частота обертання насоса і гідромотора;

$e_n$  і  $e_n$  параметри регулювання насоса й гідромотора.

Величини  $q$  й  $e$  для насоса й гідромотора залежать від конструктивних особливостей пристроїв. Якщо насос і гідромотор лопатевого або радіально-поршневого типу, то питома витрата рідини залежить від величини ексцентриситету, тобто відносного розташування осі ротора стосовно осі статора. Для насосів і гідромоторів з осьовим розташуванням поршнів



питома продуктивність або питома витрата є функцією кута нахилу шайби (диска) щодо осі вихідного вала [1].

Припускаючи, що привод ідеальний ( $Q_n = Q_c$ ), можна записати передатне відношення

$$i = \frac{n_n}{n_c} = \frac{q_c e_c}{q_n e_n}, \quad (16)$$

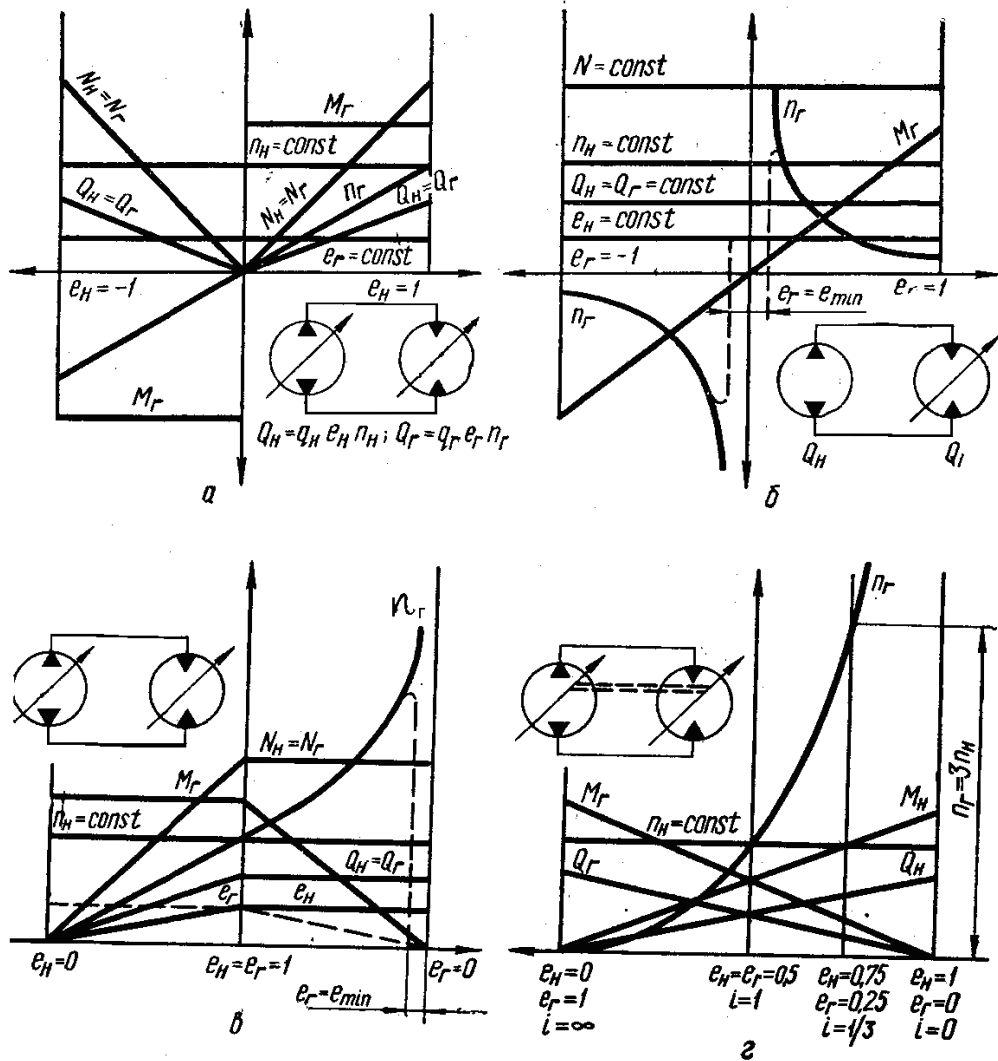
тобто передатне відношення привода залежить від параметрів регулювання насоса і гідромотора та від відношення питомих характеристик.

### ***1.3.1 Замкнуті схеми регулювання швидкості***

Зміна частоти обертання гідромотора досягається або зміною параметрів регулювання тільки насоса або – тільки гідромотора, або регулюванням обох пристроїв. В останньому випадку є дві можливості: перша, коли параметри обох пристроїв змінюються в певній послідовності, і друга, коли параметри змінюються одночасно для обох пристроїв.

Ідеальна характеристика у випадку регулювання передачі за рахунок зміни параметрів насоса показана на рисунку 3, а. При постійному числі оборотів насоса зміна регульованого параметра в ньому буде викликати лінійну зміну подачі рідини, а тому й частоти обертання гідромотора та потужності передачі.

Крутний момент  $M_c$  на валу гідромотора залежить від зовнішнього навантаження, однак при постійній питомій витраті рідини в гідромоторі крутний момент буде незмінним на всьому діапазоні регулювання насоса. Це характерно для даного способу регулювання, тому приводи з регульованим насосом називаються передачами ***з регулюванням при постійному моменті***.



а – насоса; б – гідромотора; в – насоса та гідромотора (незалежно);  
г – насоса та гідромотора (одночасно)

Рисунок 3 – Ідеальні характеристики гідравлічних передач, які регулюються зміною параметрів машин

Якщо в передачі регульованим є гідромотор, а насос має постійну продуктивність, то при незмінній частоті обертання насоса момент на валу гідромотора змінюється лінійно (рисунок 3, б), а вал гідромотора буде обертатися за гіперболічним законом. Потужність, що розвиває гідромотор у цьому випадку, буде постійною на всьому діапазоні регулювання. Передачі такого типу мають назву передач *із регулюванням при постійній потужності*.

Слід мати на увазі, що гідروпередача з постійною потужністю не може бути здійснена на всьому діапазоні

регулювання від  $-e$  до  $+e$  через виникнення більших опорів при реверсуванні.

Зі зменшенням ексцентриситету (або іншого параметра регулювання, наприклад кута повороту шайби в гідромоторах з осьовим розташуванням поршнів) у гідромоторі число оборотів вихідного вала теоретично росте нескінченно, практично ж до певної величини, що обмежується моментом, необхідним для подолання основних механічних опорів у гідромоторі.

Передача з регулюванням при постійній потужності застосовується для діапазону регулювання від  $e_2=e_{min}$  до  $e_2=1$ . Практично діапазон регулювання для постійної потужності не перевищує 1-2,5.

На рисунку 3, в показана ідеальна характеристика передачі з регульованим насосом і гідромотором, причому обидва агрегати мають незалежне регулювання. Збільшення частоти обертання вала гідромотора звичайно здійснюється спочатку за рахунок зміни параметрів насоса до максимальної величини, а потім за рахунок регулювання параметрів гідромотора. Як видно з рисунка 3, в, ідеальна характеристика передачі виникла в результаті сполучення характеристик передач (рисунок 3, а та б).

Можлива також передача, у якій параметри регулювання насоса і гідромотора змінюються одночасно за допомогою механічних зв'язків. Схема та характеристики такого привода наведені на рисунку 3, г. Якщо параметр регулювання насоса росте, то одночасно із цим зменшується параметр регулювання в гідромоторі. Передатне відношення такої ідеальної передачі змінюється від нуля до нескінченності. При постійній частоті обертання насоса частота обертання вихідного вала гідромотора росте від нуля при  $e_n=0$  і до нескінченності при  $e_n=1$ . Якщо  $e_n=e_2$ , то  $n_n = n_2$ .

У гідравлічних приводах транспортних і вантажопідійомних машин найбільшого розповсюдження набули системи із закритою циркуляцією рідини (рисунок 4).

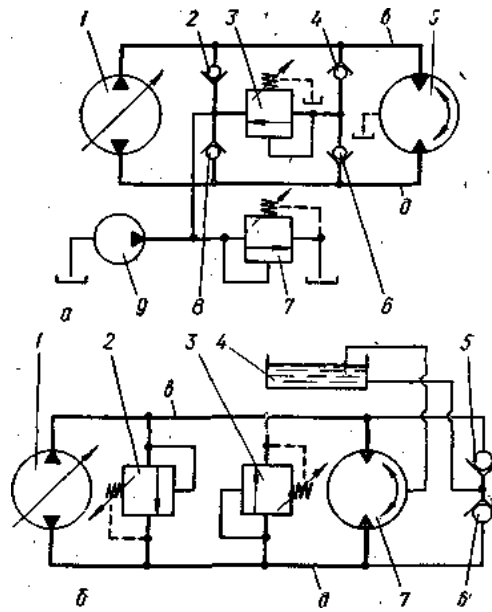


Рисунок 4 – Принципові схеми замкнених передач мобільних машин

Регулювання частоти обертання вала гідромотора і реверсування в приведених системах (рисунок 4, а та б) здійснюється за допомогою насоса 1. Запобігання системи від перевантаження через великі махові маси, яке, наприклад, виникає при гальмуванні обертання башти екскаватора з повним ковшем ґрунту, здійснюється клапаном 3 (рисунок 4, а), що взаємодіє зі зворотними клапанами 4 та 6 незалежно від напрямку потоку рідини в замкнутому контурі між насосом 1 і гідромотором 5. У момент перевантаження рідина циркулює по контуру 1—4—3—8—1, якщо під тиском перебуває магістраль б, і по контуру 1—6—3—2—1, якщо під тиском буде магістраль д. Відновлення об'єму рідини в замкнутій системі (підживлення) здійснюється допоміжним насосом 9 через зворотні клапани 2 або 8. Напірний золотник 7 при насосі 9 звичайно настраюється на тиск 0,30,5 МПа.

У передачі (рисунок 4, б) від перевантажень система захищається клапаном 2 (коли під тиском перебуває магістраль в), і клапаном 3 при тиску в магістралі д. Для підживлення передбачені зворотні клапани 5 та 6, які відповідно підключені до магістралей в та д, які з'єднують насос 1 з гідромотором 7, і до

баку 4 малої ємності. Поповнювати бак 4 рідиною доводиться порівняно рідко, так як витоки від гідромотора відводяться у бак 4. Для реверсування вала гідромотора застосовуються також розподільники. Процес реверсування вала гідромотора розподільником відбувається при постійному тиску і швидше, ніж при реверсуванні статора насоса. При реверсуванні статором тиск у системі безупинно змінюється.

В залежності від режиму роботи виконавчого механізму в практиці машинобудування набули застосування різні схеми підключення гідромотора в систему.

### 1.3.2 Відкриті схеми регулювання

Приклади відкритих передач із насосом постійної продуктивності наведені на рисунку 5.

Насос 1 безпосередньо підключений до гідромотора 3 (рисунок 5, а). Клапан 2 оберігає систему від перевантаження, клапан 4 виконує функцію підпінного золотника. Його пружина настроюється на невеликий тиск, наприклад, для гідромоторів типу МГ-15 – до 0,2 Мпа. Гідромотор обертається з постійною швидкістю тільки в одному напрямку.

Для одержання різнобічного обертання вихідного вала гідромотора в схемі між насосом 1 і гідромотором 4 установлений розподільник 3 (рисунок 5, б). Підпінний тиск у гідромоторі незалежно від напрямку обертання його вала створюється клапаном 5. Зупинка гідромотора з одночасним перемиканням насоса в бак відбудеться при установці золотника розподільника 3 у середнє положення (як показано на схемі). Від перевантаження систему охороняє клапан 2.

У схемі, показаній на рисунку 5, в, вал гідромотора 2 обертається тоді, коли золотник розподільника 4 перебуває в положенні а. При безпосереднім підведенні рідини до гідромотора від насоса 1 тиск у системі обмежується клапаном 5, що через розподільник 4 підключений до насоса. Відведення рідини від гідромотора в бак відбувається через підпінний клапан 3 і розподільник. Зупинка гідромотора з одночасним перемиканням насоса на розвантажувальний режим відбудеться при перемиканні золотника в розподільнику в положення б.

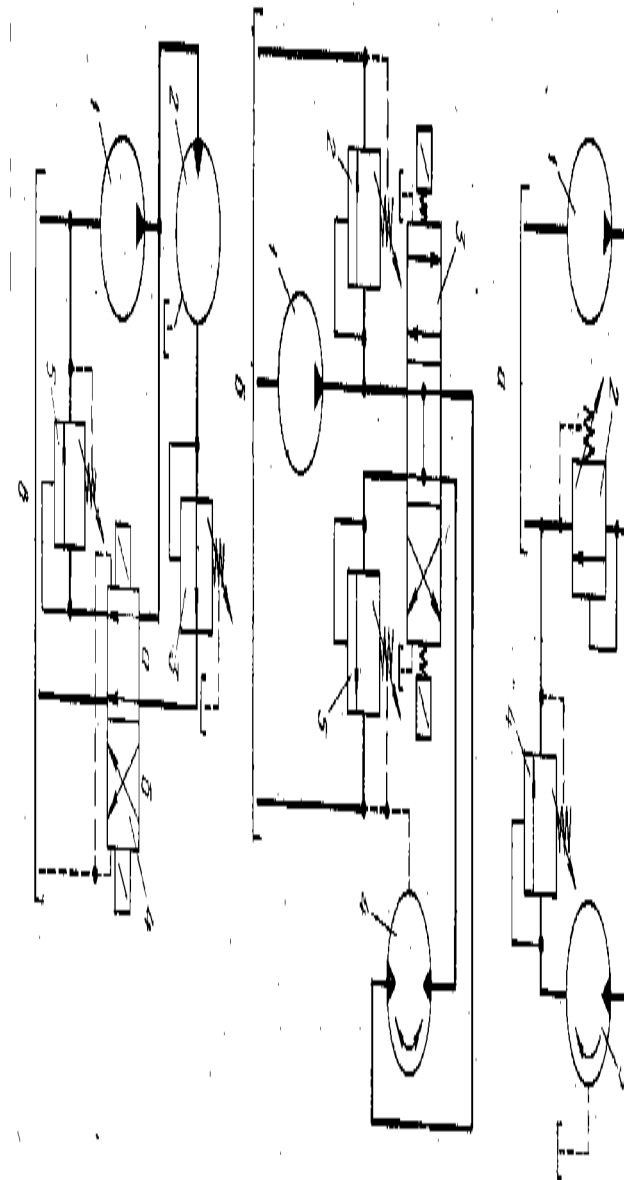


Рисунок 5 – Принципові схеми підключення гідромоторів  
(відкриті передачі)

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.

2 Богданович Л.Б. Гидравлические приводы: Учеб. пособие для вузов. – К.: Вища школа, 1980. – 232 с.

3 Перекрестов А.В. Задачи по объемному гидроприводу. – К.: Вища школа, 1983. – 143 с.

4 Перекрестов А.В. Основы гідравліки і пневматики. – Харків: Вид-во ХДУ, 1967. – 187 с.

5 Осецкий А.В. Некоторые вопросы регулирования скоростей в гидроприводах металлорежущих станков. // Исследование в области металлорежущих станков.– М.: Машгиз, 1961. – Вып. 4. – С. 19-27.

6 Великанов К.М., Решетихин Н.В. Изменение экономической эффективности вариантов гидропривода металлорежущих станков в зависимости от мощности. // Научно-технический информационный бюллетень. – 1960. № 4.

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**  
до виконання практичних завдань та самостійних робіт  
з дисциплін  
«Гідропривод та гідроавтоматика машин»»



«Основи автоматизації БКВРМ»  
Розділ 3: “Аналіз принципів схем гідравлічних приводів  
мобільних машин”  
для студентів спеціальності  
“Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні  
машини і устаткування” 7.090214  
усіх форм і строків навчання

Відповідальний за випуск Суранов О.В.

Редактор

---

Підписано до друку  
Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.  
Умовн.-друк. Арк.            Обл. вид. Арк.  
Замовлення №            Тираж 100    Ціна

---

---

Друкарня УкрДАЗТу.  
310050, Харків - 50, пл. Фейербаха, 7