

Аналіз способів енергозбереження в гідроприводах мобільних машин

Г. А. Аврунін¹ • І. І. Мороз¹ • О. Д. Коваль²

Received: 20 June 2025 / Revised: 5 September 2025 / Accepted: 14 September 2025

Анотація. Пошук ефективних засобів енергозбереження в об'ємних гідроприводах мобільних машин шляхом проведення аналізу результатів експериментальних випробувань гідророзподільників і гідромоторів щодо втрат потужності за перепадом тисків і витоків робочої рідини, а також порівнянням способів регулювання робочого об'єму в аксіальнопоршневих гідромашинах і високомоментних радіальнопоршневих гідромоторах багатоциклової дії.

Об'єктом дослідження є гідроприсстрої, зокрема гідророзподільники і гідромотори. Проаналізовані залежності перепаду тисків від витрати в гідророзподільниках і гідромоторах, витоків робочої рідини і механічних втрат потужності залежно від способу регулювання робочого об'єму при порівнянні аксіальнопоршневих гідромашин і радіальнопоршневих гідромоторів багато циклової дії.

Проведений порівняльний аналіз способів регулювання гідромоторів, зокрема силового без зміни фазового кута розподілу робочої рідини до поршнів і фазового способу зі змінною кількістю поршнів, які знаходяться під тиском

Вирішена проблема надання інженерам-конструкторам та студентам-магістрам знань щодо впливу конструктивних особливостей сучасних гідроприсстроїв на втрати потужності і шляхи підвищення енергозбереження в об'ємних гідроприводах. За результатами проведеного аналізу дано пояснення отриманим результатам щодо зниження втрат потужностей в гідророзподільниках і гідромашинах. Показана перспективність робіт щодо застосування фазового способу регулювання аксіальнопоршневих гідромашин.

Отримані результати проведених досліджень слід вважати корисними для фахівців в галузі створення удосконалених гідроприсстроїв, а також для студентів-магістрів, які вивчають дисципліни, пов'язані з розробкою окремих гідроприсстроїв, проєктуваннями і випробуваннями гідроприводів.

Ключові слова: енергозбереження, об'ємний гідропривод, гідророзподільники, насоси і гідромотори, втрати потужності, способи регулювання робочого об'єму гідромашин.

Вступ

Створення нових та модернізація мобільних машин, що знаходяться в експлуатації, потребує знань щодо номенклатури сучасних машин, їх технічного рівня, методик розробки і методик експериментальних досліджень. Практично, весь парк сучасних будівельно-дорожніх машин, комунальних машин для при-

бирання вулиць та доріг, мобільних підйомників з робочим платформами, навантажувачів і тракторів застосовує об'ємний гідропривод (ОГП) в трансмісіях та робочому обладнанні. Тому питання підвищення ККД гідроприводів і вирішення завдань енергозбереження щодо витрат пального має актуальне значення. Роботи щодо енергозбереження в галузі гідроприводів проводяться на етапах створення гідравлічних схем, як розв'язання комплексної задачі, а також для конкретного гідроприсстрою. Тому, наприклад, для гідророзподільників розробляють конструкції зі зменшеними значеннями перепаду тисків і витоків робочої рідини (РР). Для насосів і гідромоторів ведуться роботи щодо зменшення витоків робочої рідини і зменшення гідромеханічних втрат, до яких відносять втрати тиску і механічні втрати в поршневих парах, розподільних вузлах,

✉ О. Д. Коваль
koval_a_d@ukr.net

¹ Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна

² КПІ ім. Ігоря Сікорського, Київ, Україна

ущільненнях та вальницьх кочення або ковзання. Велику увагу приділяють створенню гідропрстроїв з енергозбереженням в гідроприводах машин для підземних робіт та підйомників, в яких потрібно довгий час підтримувати задане положення вантажу. Герметичність засобів безпеки в таких гідроприводах, тобто гідрозамків та гальмівних клапанів, суттєво впливає на витрати пального для підтримки необхідного значення тиску при появі умов самовільного переміщення вантажу.

Предметом статті є огляд закордонних досліджень щодо енергозбереження в гідроприводах та накопичений досвід вітчизняних розробок. В статті використані терміни та рекомендації щодо застосування об'ємних гідроприводів [1], [2].

Мета роботи

Пошук ефективних засобів енергозбереження в об'ємних гідроприводах мобільних машин шляхом проведення аналізу результатів експериментальних випробувань гідророзподільників і гідромоторів, щодо втрат потужності за перепадом тисків і витоків робочої рідини, а також порівнянням способів регулювання робочого об'єму в аксіальнопоршневих гідромашинах і високомоментних радіальнопоршневих гідромоторах багатоциклової дії.

Основна частина

В роботі [3] виконана спроба створення класифікації засобів енергозбереження в об'ємних гідроприводах (рис. 1), які умовно поділені на такі функціональні групи:

- з насосами з нерегульованим робочим об'ємом і дросельним керуванням, коли застосовують дроселі на паралельному потоці і трипровідні регулятори витрати або системи енергозбереження *LS* і *LUDV*;
- з насосами з регульованим робочим об'ємом і автоматичними регуляторами тиску та витрати;
- з машинним стежним керуванням робочого об'єму насосів та гідромоторів;
- за допомогою рекуперації енергії при експлуатації гідроприводів або стендових випробуваннях гідромашин;
- при проектуванні ОГП за допомогою розрахунку його ККД та динамічному моделюванні шляхом виявлення режимів зменшення навантажень. При проектуванні закладають схемні технічні рішення, що сприяють енергозбереженню, наприклад розвантаження насосів від тиску при пуску;
- експлуатації мобільних машин за рахунок підвищення якості сортів робочих рідин, ефективності теплообміну та фільтрації.



Рис. 1. Класифікація методів енергозбереження в об'ємних гідроприводах

В роботі також розглянуті способи енергозбереження в гідроприводах мобільних машин, які пов'язані; з використанням клапанів пріоритету для зменшення кількості насосів в гідросистемі; за допомогою системи *LS* з нерегульованим насосом, яка забезпечує енергозбереження за тиском; системи *LUDV* одночасного забезпечення всіх споживачів незалежно від діючих на них навантажень; аксіальнопоршневих вітчизняних насосів з автоматичним регуляторами робочого об'єму за тиском і витратою.

В статті розглянуто способи енергозбереження за допомогою створення гідропристроїв, зокрема гідро-

розподільників та насосів і гідромоторів зі зменшеними втратами тиску і витоків робочої рідини, а також залежно від методів регулювання робочого об'єму. Проаналізовано силові способи керування робочим об'ємом за допомогою зміни кута нахилу похилого диску чи блоку циліндрів в аксіальнопоршневих або ексцентриситету в радіальнопоршневих і пластинчастих гідромашинах, а також, як альтернативний, так званий спосіб фазного регулювання.

В табл. 1 наведені технічні характеристики сучасних гідророзподільників, які використовуються переважно в мобільних машинах [4]. За останні роки

Таблиця 1. Технічні характеристики сучасних гідророзподільників

Шифр	Витрати, л/хв	Тиск, МПа	Конструктивні особливості
MO 16...52 RBG	110...1600	35/42	МБ(4) – P; Г; Е. НР; НН
M8 RBG	2 × 150...2 × 450	35/42	МБ(6) – Г; Е. НР; НН
M6 RBG	200; 350	35/42	МБ(8) – Г; Е. – <i>LUDV</i>
M7 RBG	350; 420	35/42	МБ(9) – Г; Е. – <i>LUDV</i>
M4 RBG	150; 200	35/42	СК(10) – P; Г; Е. – <i>LS</i>
MP 18(22) RBG	300 (380)	25/35	СК(8) – P; Г; Е. – <i>LS</i> . НР
SX 12(14) RBG	120 (175)	25/30	СК(10) – P; Г; Е. – <i>LUDV</i> . НР; НН
SM 12 RBG	70	25/30	СК(10) – P; Г; Е. НН
SB1-0C RBG	30	25/30	СК(4) – P
SB12LS RBG	80	25/35	СК(10) – P; Г; Е. – <i>LS</i> . НР; НН
SB23LS RBG	140	25/28	СК(10) – P; Е. – <i>LS</i> . НР; НН
EHM18 RBG	230	21/20	СК(8) – Г; Е. – <i>LUDV</i> . НР
P70CF PH	75	32/35	СК(10) – P; П; Г; Е. НР
F130CF(CP) PH	110(150 CP)	32/35	СК(11) – P; П; Г; Е; В. НР
F150CP PH	150	32	СК(11) – P; П; Г; Е. НР; НН
H170CF PH	170	32/33	СК(4) – P; П; Г; Е. НН
MH20 PH	90	25/21	МБ(3) – P; Г; Е.
KM85(86) PH	80	32/35	МБ(2) – P.Е. KM86 – <i>LS</i>
KM300 PH	300	23/32	МБ(3) – P
L90LS PH	150	32/35	СК(10) – P; П; Г; Е. – <i>LS</i> . НР; НН
K170LS PH	280	33/35	СК(9) – P; П; Г; Е. – <i>LS</i> . НР
K220LS PH	2 × 280	35/35	СК(7) – Г; Е. – <i>LS</i>
HV08 PH	300	32/35	СК(6) – P; П; Г; Е. – <i>LS</i> . НР; НН
M400LS PH	900	28/40	МБ(2) – Г. – <i>LS</i>
PVG 32 D	125	35/35	СК(10) – P; Е. – <i>LS</i> . НР; НН
PVG 100 SD	180	35/35	СК(10) – P; Е. – <i>LS</i> . НР; НН
PVG 120 SD	240	35/40	СК(8) – P; Е. – <i>LS</i> . НР; НН
LSC905 B-P	140	25/25	СК(10) – P. – <i>LS</i> . НР; НН
РПС100 БГ	140	25/32	СК(6) – P. – <i>LS</i> . НН
MRS100LS-МеЗТГ	140	25	СК(10) – P; Е. – <i>LS</i> . НР; НН

Примітки: 1. Виробники: RBG – “Rexroth Bosch Group”; S-D – “Sauer-Danfoss”; PH – “Parker Hydraulics”; B-P – “Bondioli & Pavesi”; БГ – “Будгидравліка”; МеЗТГ – завод тракторних гідроагрегатів “Гідросила”; 2. Конструктивні особливості: СК – секційний; МБ – моноблоковий (у дужках вказана максимальна кількість золотників); 3. Способи керування: P – ручне (механічне), Г – гідравлічне, Е – електричне (електрогідравлічне), П – пневматичне; 4. Тиск максимальний: над рисою – в лінії насоса, під рисою – в лініях споживача; 5. Рекомендовані для застосування з насосами: НН – з постійним і НР – з регульованим робочим об'ємом; 6. Системи енергозбереження: *LS* або *LUDV*.

практично всі розробники розширили свою номенклатуру, шляхом застосування електрогідрравлічних засобів дистанційного керування і введення систем енергозбереження з насосами постійного і регульованого робочих об'ємів, зокрема *LS* і *LUDV*. Слід відзначити і досягнення вітчизняних фахівців, “Будгідрравліка-НДІ-Гідропривод” і виробника “МеЗТГ-Гідросила”, в створенні секційних гідророзподільників для тракторів і сільгоспмашин з системою енергозбереження *LS*.

Слід підкреслити, що з 30 моделей розглянутих гідророзподільників більше половини оснащені системами енергозбереження, а серед 22 типів секційних гідророзподільників такі системи мають більше 70 %.

На рис. 2 представлено залежність перепаду тисків від витрати робочої рідини у двох трипозиційних чотирипровідних золотникових гідророзподільниках зі зведеним діаметром 16 мм виробництва 1990 р. (модель ВЕХ-16-64) і 2013 р. фірми PONAR WADOWICE (модель WEN-16-G [5]). За рахунок зниження гідрравлічних втрат у каналах шляхом їх якісного лиття перепад тисків в гідророзподільнику WEN-16-G суттєво знижений порівняно з ВЕХ-16-64. Наприклад, при витраті 180 л/хв і при течії за лінією $p \rightarrow T$ перепад тисків зменшився з 0,75 МПа до 0,45 МПа, а при течії за лінією $p \rightarrow B$ з 0,37 МПа до 0,2 МПа. До того ж максимальна витрата в гідророзподільниках суттєво підвищена з 180 л/хв до 240 л/хв, тобто в 1,33 рази.

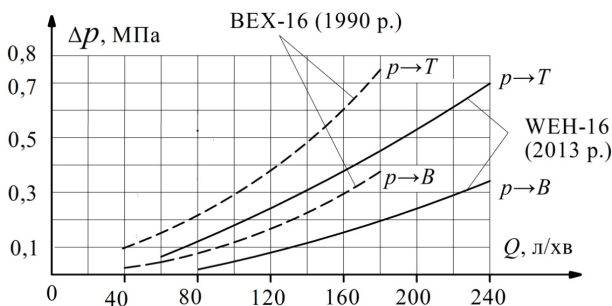


Рис. 2. Втрати тиску залежно від витрати в гідророзподільниках різних років виробництва (за однакової в'язкості робочої рідини $\nu = 41$ сСт ($\text{мм}^2/\text{с}$))

Істотний вплив на значення витоків оливи має конструкція розподільного вузла гідромотора. Як приклад розглянемо два однакових за робочим об'ємом (25100 см^3) високомоментні радіальнопоршневі гідромотори багаточислової дії моделей VIKING44 та COMPACT-SB400 (шведської фірми Hagglunds Drives AB) з цапфовим та торцевим розподільними вузлами, відповідно [6], [7]. Особливістю конструкції гідромотора VIKING44 є виконання розподільних цапфових вузлів трьох типів: А – нормального виконання; В – “північного” виконання для роботи при низьких негативних температурах навколишнього повітря; Д – забезпечення роботи на мінімальних частотах обертання. Вплив типу розподільника на об'ємні втрати гідромотора можна простежити на рис. 3, де для гідромоторів

VIKING44 наведено характеристики для трьох типів цапфених розподільних вузлів, включаючи виток (вит) і перетоки між порожнинами (п): А – нормального виконання (Авит+п); В – “північного” виконання для роботи при низьких негативних температурах навколишнього повітря (Ввит+п); Д – забезпечення мінімальних частот обертання (Двит+п). Крім того, наведено залежність витоків тільки від тиску (Ввит). Для порівняння наведено характеристики гідромотора серії СВ400, що випускається тільки в одній конфігурації торцевого розподільника і для нього фірма наводить криву СВвит+п.

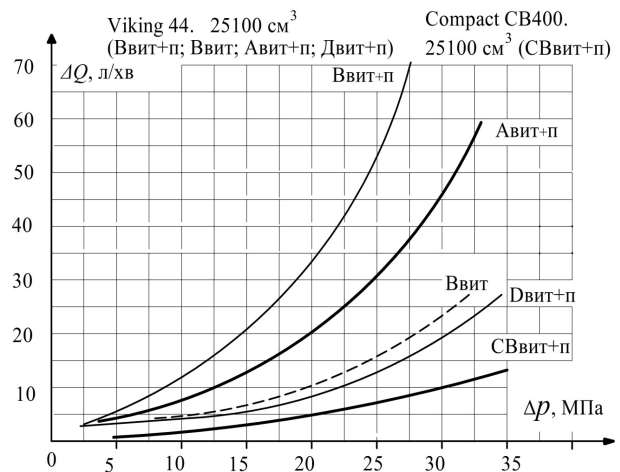


Рис. 3. Зміна об'ємних втрат у радіальнопоршневих гідромоторах VIKING44 та COMPACT-SB400 з однаковим робочим об'ємом 25100 см^3 залежно від тиску і при постійній в'язкості оливи $\nu = 40$ сСт ($\text{мм}^2/\text{с}$)

Насамперед слід зазначити, що перехід з цапфового на торцевий розподільний вузол дозволив суттєво знизити об'ємні втрати в гідромоторі серії СВ. Наприклад, при тиску 30 МПа виток та переток знижено з 45 л/хв до 10 л/хв, тобто більш ніж у 4 рази (Авит+п і СВвит+п). “Північне” конструктивне виконання гідромотора (В) призводить до підвищення витоків і перетоків до 53 л/хв порівняно з 30 л/хв у виконанні (А) за однакового тиску 25 МПа. Для гідромотору у виконанні Д (для забезпечення роботи при мінімальних частотах обертання) виток та переток знижено з 45 л/хв (Авит+п) до 20 л/хв (Двит+п). Зазначимо, що можливість зниження мінімальної частоти обертання гідромотора шляхом зниження витоків і перетоків та отримання відповідної розрахункової формули отримано в роботі [3].

Основним джерелом об'ємних втрат у гідромоторах серії VIKING є перетоки оливи, що впливає з порівняння залежностей Ввит+п і Ввит. Так при тиску 25 МПа виток становлять близько 15 л/хв (Ввит), а сумарні об'ємні втрати 53 л/хв, тобто на частку перетоків припадає $53 - 15 = 38$ л/хв, що більш ніж удвічі вище витоків.

Слід також зазначити, що гідромотори порівнюваних серій VIKING44 і COMPACT-SB400 мають практично однакові номінальні та максимальні значення частоти обертання ($55/75 \text{ хв}^{-1}$ та $58/75 \text{ хв}^{-1}$), максимальний тиск 32 МПа та 35 МПа, гідromеханічний ККД дорівнює 0,97 та 0,98, але вони значно різняться за масою (1550 кг проти 1060 кг). Діаметр та довжина гідромоторів: VIKING44 – $\varnothing 1100 \text{ мм} \times L450 \text{ мм}$, SB400 – $\varnothing 782 \text{ мм} \times L619 \text{ мм}$.

Щодо оцінювання гідromеханічних втрат в гідромоторах, то для номінальної частоти обертання в 55 хв^{-1} фірмою наведені такі значення:

- втрати (перепад тисків) холостого ходу для VIKING44 досягають 1,15 МПа, а для SB400 втрати залежать від кількості отворів основних магістралей портів): при 2 отворах 1,7 МПа, при 4-х отворах 1,05 МПа;
- необхідний тиск на зливі з гідромоторів: для VIKING44 не менше 1,3 МПа, для SB400 при 2 отворах не менше 1,5 МПа, при 4-х отворах не менше 1,1 МПа.

Таким чином, гідromеханічні втрати в гідромоторі COMPACT-SB400 дещо нижчі, ніж у VIKING44, мабуть, ця обставина також вплинула на більш високий гідromеханічний ККД гідромоторів COMPACT-SB400 (0,98 і 0,97, відповідно).

З метою зниження гідравлічних втрат гідромотори фірми Hågglunds-Rexroth Bosch Group мають конструктивне виконання з кількома вхідними отворами основних магістралей [8], [9]. Як порівняння з оцінки ефективності прийнятого конструктивного рішення, на рис. 4 наведені залежності зміни перепаду тисків холостого ходу від частоти обертання залежно від кількості отворів, які використовуються для підведення (відведення) робочої рідини для гідромоторів. Для найбільшого у світі гідромотора моделі SBM6000 з робочим об'ємом 380178 см^3 та при максимальній частоті його обертання 9 хв^{-1} перепади тисків становлять 0,65 МПа та 0,41 МПа при чотирьох та восьми отворах підведення та відведення робочої рідини, відповідно, що дає зниження на 0,24 МПа.

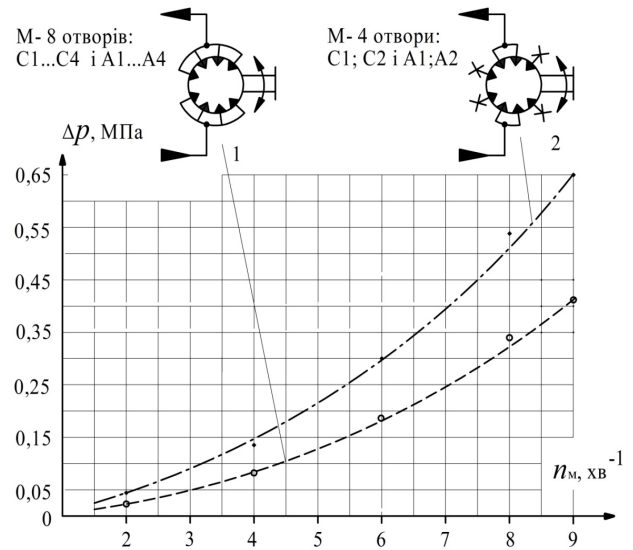


Рис. 4. Втрати (перепад тисків) холостого ходу гідромоторів SBM6000 (робочий об'єм 380178 см^3) залежно від кількості використовуваних отворів (4 або 8) для з'єднання з магістралями високого тиску (насосу) та зливу

Розглянемо вплив способу регулювання робочого об'єму гідромашин на втрати потужності. При цьому використаємо поняття силового способу без зміни фазового кута розподілу робочої рідини до поршнів (або способу з постійним фазовим кутом) і фазового способу зі змінною кількістю поршнів, які знаходяться під тиском або з перемінним активним кутом.

На рис. 5 приведені два режими роботи високомоментного радіальнопоршневого гідромотора багаточислової дії фірми "Poclairn Hydraulics", з максимальним робочим об'ємом (а) і зменшеним у два рази (б) [10]. Гідromотор має профільований кулачок (копір) 2, блок циліндрів 3, в радіальних розточеннях якого розміщені поршні 5. В поршні 5 встановлені ролики 4, які спираються на копір 2.

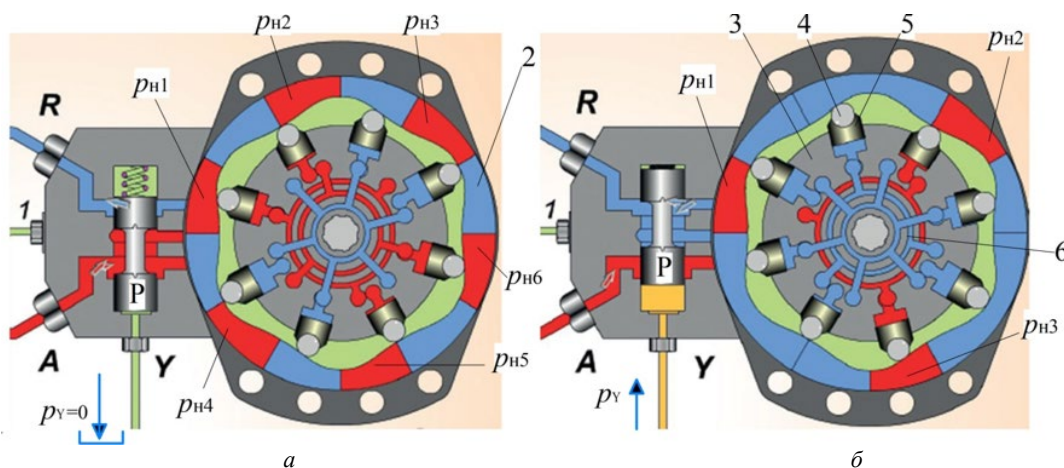


Рис. 5. Регулювання робочого об'єму радіальнопоршневого гідромотора багаточислової дії: а – з максимальним робочим об'ємом; б – з робочим об'ємом зменшеним у два рази

За допомогою торцевого розподільника b робоча рідина від насоса підводиться під тиском нагнітання p_n до поршневих камер (нагнітання позначено буквою A) і зливається в гідробак через отвір R . Дренажні витоки робочої рідини позначені цифрою 1 . За допомогою золотникового гідророзподільника P здійснюється регулювання робочого об'єму гідромотора. При відсутності тиску керування p_k в лінії управління золотником Y , останній під дією зусилля пружини знаходиться внизу (рис. 5 *a*). При такому розташуванні золотника P під тиском нагнітання знаходяться 6 зон в торцевому розподільнику b ($p_{n1} = p_{n2} = \dots = p_{n6}$) і гідромотор має максимальний робочий об'єм. При підведенні тиску керування p_k в канал Y золотник гідророзподільника P піднімається вгору і розділяє подачу робочої рідини від насоса таким чином (рис. 5 *b*), що високий тиск в розподільнику b мають тільки 3 зони ($p_{n1} = p_{n2} = p_{n3}$). Таким чином, під тиском знаходяться практично вдвічі менше поршнів (зон високого тиску на профільному кулачку), що відповідає зменшенню робочого об'єму гідромотора. Відмітимо, що такий спосіб регулювання є ступінчастим.

Найвищі значення ККД мають гідромотори радіально-поршневого типу новітньої серії МНР20 [11], в яких ККД при тисках від 50 бар до 200 бар приймає значення не менше ніж 77 %, а при застосуванні гідромотора з 3-ма ступенями робочого об'єму 78 %. Ці результати перевищують також характеристики попередньої серії гідромоторів MS18 [12]. Для порівняння, аксіально-поршневий гідромотор з похилим блоком циліндрів при тиску в 200 бар і зменшеному робочому об'ємі в 20 % від максимального має ККД нижче 63 %.

Регулювання аксіально-поршневих гідромоторів шляхом зміни кута похилого диску або блоку циліндрів відноситься до так званого силового методу, коли під тиском постійно знаходяться всі поршні і поверхні розподільного торцевого вузла [13]. Тому в розподільному вузлі мають місце практично постійні втрати механічного тертя та витоки. В радіально-поршневих гідромоторах багатоциклової дії реалізується спосіб регулювання з перемінною активною зоною (кутом) завдяки тому, що для зменшення робочого об'єму по черзі відключають від тиску нагнітання вікна в розподільному вузлі і тому кількість поршневих груп під тиском зменшується. Таке зменшення поршневих груп під тиском приводить до зниження механічних та об'ємних втрат в поршневих групах і відповідно збільшення загального ККД гідромотора.

На рис. 6 представлений аксіальнопоршневий гідромотор з похилим диском на двох режимах роботи. Незалежно від значення робочого об'єму гідромотора (*a* – максимального, *b* – зменшеного) під тиском знаходяться постійно всі поршневі групи і зони розподільника (показані знизу).

На рис. 7 наведено дві конструкції торцевих розподільних дисків, аксіальнопоршневих гідромоторів. “Стандартна” конструкція (рис. 7 *a*), має два дугоподіб-

них пази високого тиску p_n (нагнітання) і низького тиску $p_{зл}$ (зливу). При цьому регулювання здійснюється зміною кута похилого диску або блоку циліндрів. Для створення фазового способу регулювання розподільний диск поділений на три частини таким чином, що кожна частина має окремий отвір для сполучення з гідророзподільником, який керує робочим об'ємом.

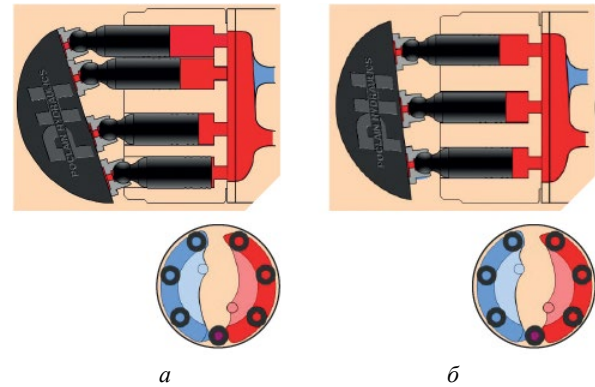


Рис. 6. Зони тиску нагнітання при максимальному (*a*) і зменшеному робочому об'ємі (*b*) аксіальнопоршневого гідромотора з похилим блоком циліндрів

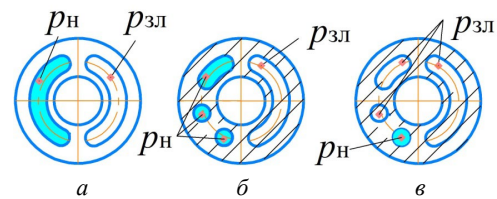


Рис. 7. Конструкції торцевого розподільного диска аксіальнопоршневих гідромоторів: *a* – “стандартної” конструкції з цільними вікнами; *b* – з вікнами з частин при максимальному робочому об'ємі гідромотора; *v* – при мінімальному робочому об'ємі гідромотора

Таким чином, наприклад, при роботі з максимальним робочим об'ємом (рис. 7 *b*) з тиском нагнітання від насоса з'єднуються три зони p_n , а зона $p_{зл}$ з'єднується зі зливною магістраллю. При необхідності зменшення робочого об'єму гідромотора (рис. 7 *v*) нижню частину дугоподібного диска з'єднують з лінією нагнітання p_n , а верхні з лінією злива $p_{зл}$. Таким чином, поршні гідромотора знаходяться під тиском нагнітання тільки на частині робочого ходу, а інші частини з'єднані зі зливною магістраллю. Переміщення поршнів під тиском нагнітання тільки на частині розподільного диска приводить до зменшення робочого об'єму гідромотора. Така конструкція симетрична і може працювати при обертанні в обох напрямках.

Експериментальний зразок аксіальнопоршневого гідромотора з похилим диском і трьома вікнами в зоні нагнітання, створений в Харківському дослідницькому інституті ВНДГІдропривод, підтвердив своє

позитивне функціонування і дав можливість зменшення робочого об'єму більше ніж в 6 разів. Підвищена пульсація тиску, яка пов'язана з неповним виконанням поршнями синусоїдального закону руху, практично відсутня, так як регулювання робочого об'єму гідромотора, шляхом його зменшення, призводить до підвищення частоти обертання, що сприяє зменшенню коливань. Таким чином, конструктивна схема фазового регулювання робочого об'єму гідромотора зі змінною за кутом ділянкою ходу поршнів може бути запропонована для подальших випробувань.

З точки зору енергозбереження, схема такого регулювання суттєво підвищує об'ємний і гідромеханічний ККД гідромотора на режимах при зменшених робочих об'ємах. Ці результати кореспондуються з висновками фірми "Poclain Hydrauliks", щодо радіально-поршневих гідромоторів багатоциклової дії. Треба відмітити, що ще в 70-х роках минулого століття велись роботи в напрямку застосування схеми такого фазового регулювання, але висновків щодо причин відмови від серійного виробництва гідромоторів не знайдено.

В той же час за такою схемою фазового регулювання працюють двопотокові насоси серії F2-плюс фірми "Parker Hydraulics" (рис. 8) [14].

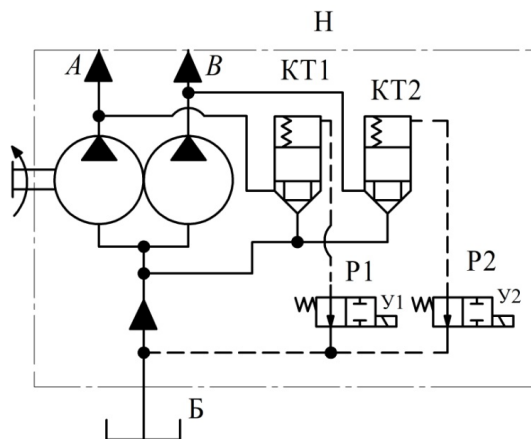


Рис. 8. Гідравлічна принципова схема двопотокового насоса F1-плюс із блоками розвантаження від тиску за допомогою пілотних гідророзподільників P1 і P2 з електромагнітним керуванням

Насоси забезпечують подачу двох незалежних потоків робочої рідини *A* і *B*. При використанні в гідропроводі головною перевагою двопотокових насосів є отримання трьох різних значень подач оливи (двох окремих потоків або їх суму) від одного приводного двигуна. Двопотоковий насос дозволяє оптимізувати гідравлічну систему шляхом мінімізації енергоспоживання, ризику перегріву, зменшення маси та забезпечення легкого монтажу за рахунок використання стандартних елементів. Для забезпечення гідравлічного розвантаження ліній нагнітання насоси комплектуються стиковими блоками управління типу BPV-F. Блок

включає клапани тиску KT1 і KT2 з гідравлічним керуванням і гідророзподільники-пілоти P1 і P2 з електромагнітним керуванням. Напруга живлення електромагнітів Y1 і Y2 дорівнює 24 В. При відсутності електроживлення гідророзподільник P1 під дією пружини зміщується праворуч, що забезпечує відкриття основного клапана KT1 і злив оливи під низьким тиском розвантаження в лінію всмоктування насоса. При подачі живлення на електромагніт Y1 гідророзподільник P1 зміщується ліворуч, що роз'єднує надклапанну порожнину клапана тиску KT1 з лінією зливу оливи у гідробак Б. Клапан KT1 при цьому знаходиться в закритому положенні, перекриваючи прохід оливи з лінії нагнітання насоса в гідробак Б. За таким же принципом працює клапан тиску KT2.

Серія насосів F2-плюс включає шість типорозмірів на основі двох базових моделей масою 8,5 кг (від 25 см³ до 61 см³) і 12,5 кг (81 см³ і 101 см³). Максимальний робочий (номінальний) тиск 35 МПа, короткочасний (піковий) досягає 40 МПа, частота обертання від 1800 хв⁻¹ до 2700 хв⁻¹, подача оливи від 67 л/хв до 185 л/хв, потужність насосів від 31 кВт до 86 кВт.

З урахуванням розглянутих способів регулювання робочого об'єму гідромашин, трансформуємо відомі формули для постійного [4] активного кута. Для змінного активного кута напишемо формули для визначення робочого об'єму аксіальнопоршневих гідромашин з похилим диском ПД і похилим блоком циліндрів ПБ:

$$V_{nd} = 10^{-3} z \frac{\pi \cdot d^2}{4} D \cdot \operatorname{tg} \gamma_{nd} \cdot k_{ак}, \text{ см}^3; \quad (1)$$

$$V_{nb} = 10^{-3} z \frac{\pi \cdot d^2}{4} D \cdot \sin \gamma_{nb} \cdot k_{ак}, \text{ см}^3,$$

де z – кількість поршнів, шт.,

d – діаметр поршня, мм,

D – діаметр окружності розташування поршнів у блоці циліндрів, мм,

γ_{nd} і γ_{nb} – кути нахилу диска до блоку циліндрів і блоку циліндрів до осі вихідного валу, відповідно, град.,

$h_{nd} = D \cdot \operatorname{tg} \gamma_{nd}$ – хід поршня гідромашини з ПД, мм,

$h_{nb} = D \cdot \sin \gamma_{nb}$ – хід поршня гідромашини з ПБ, мм,

$k_{ак} = \alpha/180^\circ$ – відносний активний кут фазового регулювання,

α – кут, на якому поршні знаходяться під тиском при фазовому способі регулювання робочого об'єму.

Таким чином, способу регулювання з постійним активним кутом відповідає умова:

$$\operatorname{tg} \gamma_{nd} = \operatorname{tg} \gamma_{nd,i} \text{ і } \operatorname{tg} \gamma_{nb} = \operatorname{tg} \gamma_{nb,i} \text{ при } k_{ак} = 1, \text{ коли } \alpha = 180^\circ, \quad (2)$$

а при регулюванні фазовим способом маємо:

$$k_{ак,i} = \alpha_i/180^\circ \text{ при } \operatorname{tg} \gamma_{nd} = \operatorname{const} \text{ і } \operatorname{tg} \gamma_{nb} = \operatorname{const}. \quad (3)$$

Для радіальнопоршневого гідромотора багатоклової дії його робочий об'єм визначають за формулою:

$$V_p = 10^{-3} \cdot S_{II} \cdot h \cdot z \cdot x \cdot y, \text{ см}^3, \quad (4)$$

де $S_{II} = \pi \cdot d^2 / 4$ – площа одного поршня [мм²], діаметром d [мм];
 h – хід поршня, мм;
 z і y – кількість поршнів і їхніх рядів, відповідно, шт.;
 x – кількість робочих ходів кожного поршня за один оберт вихідного валу або обертового корпусу в залежності від конструкції гідромотора.

В сучасних конструкціях гідромоторів кількість робочих ходів x дорівнює 6; 8 або 10 і за рахунок такого ступеневого зменшення ходів і зменшується робочий об'єм.

Розглянемо формулу для визначення загального ККД гідромотора згідно ДСТУ-ISO 4409 [15]

$$\eta_t^M = \frac{2\pi \cdot n \cdot T}{q_{V_{1,e}} (p_{1,e} - p_{2,e})} 100, \%, \quad (5)$$

де n – частота обертання гідромотора, с⁻¹;
 T – крутний момент, що розвиває гідромотор, Н·м;
 $q_{V_{1,e}}$ – витрата робочої рідини на вході в гідромотор, м³/с;
 $p_{1,e}$ – тиск на вході в гідромотор, Па;
 $p_{2,e}$ – тиск на виході гідромотора, Па, а індекс “e” означає дійсний тиск (effective pressure) p_e .

Значення витрати і тиску пов'язані з об'ємними втратами Δq (витоками робочої рідини) і підсумковими гідродинамічними та механічними втратами Δp [1] таким чином:

$$q_{V_{1,e}} = q_{V_{1,t}} + \Delta q, \quad p_{1,e,t} + \Delta p, \quad (6)$$

де $q_{V_{1,t}}$ – теоретичне значення витрати робочої рідини, л/хв;
 $p_{1,e,t}$ – теоретичне значення тиску на вході в гідромотор, Бар.

References

- [1] Yu. V. Kuleshkov, T. V. Rudenko and M. V. Krasota, “Enerhozberihaiuchyi hidropryvid mekhanizmu pidnimannia kuzova avtomobilia-samoskyda,” *Konstruiuvannia, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia silskohospodarskykh mashyn*, Vol. 48, pp. 62–68, 2018, doi: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2018.48.62-69>.
- [2] D. O. Mishchuk, Ye. O. Mishchuk and M. M. Balaka, “Otsinka mozhlyvostei nakopychennia enerhii pryvodom avtonavantzuvacha,” *Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho avtomobilno-dorozhnoho universytetu*, Vol. 95, pp. 171–177, 2021, doi: <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2021.95.0.171>.
- [3] H. A. Avrunin, I. H. Pimonov, O. V. Shcherbak, I. I. Moroz and O. M. Oleinikova, “Analiz sposobiv enerhozberezhennia dlia zasobiv obsluhovuvannia aerodromiv i litakiv,” *Visnyk KhNADU*, Vol. 99, 2022, pp. 18–25, doi: <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2022.99.0.18>.
- [4] V. B. Samorodov, H. A. Avrunin, I. H. Kyrychenko, A. I. Bondarenko and Ye. S. Pelypenko, *Hidro-ta pnevmosystemy v avto-traktorobuduvanni*, V. B. Samorodova Ed., NTU “KhPI”, Kharkiv: FOP A. M. Panov, 2020, 524 p.

Ці втрати, в свою чергу, залежать від кількості поршнів, що знаходяться від тиском залежно від способу регулювання робочого об'єму

$$\Delta q \sim f(z; p); \quad \Delta p \sim f(z; T). \quad (7)$$

Таким чином, зміна активного кута при регулюванні робочого об'єму впливає на кількість поршнів під тиском і, відповідно, на значення об'ємних і гідромеханічних втрат.

Висновки

1. Показано, що сучасною тенденцією є підвищення енергозбереження в об'ємних гідроприводах за рахунок зменшення перепадів тиску і витрат в гідроапаратах і гідромашинах. Більшість секційних гідророзподільників оснащують системами енергозбереження за тиском і витратою, при застосуванні в гідроприводах з регульованими і нерегульованими насосами.

2. З метою зменшення настановної потужності насосів і їх приводних двигунів став актуальним порівняльний аналіз втрат потужності на режимах регулювання робочих об'ємів гідромоторів.

Показані можливості застосування способу регулювання робочого об'єму аксіальнопоршневих гідромашин шляхом зміни активного фазового кута на торцевому розподільному диску.

3. Наведені результати досліджень спрямовані на підвищення технічного рівня вітчизняних розробок в галузі об'ємних гідроприводів.

Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що вони не мають жодного конфлікту інтересів щодо цього дослідження, включаючи фінансові, особисті, авторські або будь-якого іншого характеру, які могли б вплинути на дослідження та його результати, представлені в цій статті.

Використання штучного інтелекту

Автори підтверджують, що не використовували технології штучного інтелекту при створенні даної роботи.

- [5] PONAR WADOWICE [Online]. Available: https://motorimpex.ua/files/downloads/weh16_eng_2015.pdf.
- [6] Product Manual VIKING EN397-4a 2009 [Online]. Available: <https://www.scribd.com/document/278533717/En397-4a>.
- [7] Product Manual CB [Online]. Available: <https://www.scribd.com/document/173323642/HYDRAULIC-MOTOR-RADIAL-PISTON-TYPE>.
- [8] Hidromotory radialno-porshnevi Bosch Rexroth, [Online]. Available: https://hydromotor.com.ua/radialno_porshnevye_hydro-motory/bosch-rexroth.
- [9] Radial piston hydraulic motor Hagglunds SVM, [Online]. Available: https://www.hydba.com/wp-content/uploads/2019/04/ficha_tecnica_motor_de_pistones_radiales_CBm_Bosch_Rexroth_Hagglunds.pdf.
- [10] TRACTION CONTROL METHODS [Online]. Available: <https://poclairn.com/sites/default/files/2022-03/TRAC-TION%20CONTROL%20METHODS.pdf>.
- [11] MHP20/MHP27 Hydraulic Motors [Online]. Available: <https://poclairn.com/sites/default/files/B24840Z.pdf>.
- [12] SELECTION GUIDE. 2021 [Online]. Available: <https://www.calameo.com/read/00390520272f4a9158906>.
- [13] ENDÜSTRİYEL HİDROLİK [Online]. Available: <https://hidroparankara.com.tr/endustriyel-hidrolik>.
- [14] Hydraulic Pump Series F2 plus Fixed Displacement, “Parker Hydraulics”. HY17-8253/UK, March, 2000.
- [15] ISO 4409:2007, IDT, Natsionalnyi standart Ukrainy. Obiemni hidropriyvody. Nasosy obiemni, hidromotory ta hidropperedachi. Metody vyprobuvan ta podannia osnovnykh stalykh robochykh kharakterystyk, DSTU ISO 4409:2013, B3-No. 11–2013/410.

Analysis of Energy-Saving Methods in Hydraulic Drives of Mobile Machines

Grigory Avrunin¹ • Iryna Moroz² • Oleksii Koval¹

¹ Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, Ukraine

² Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute, Kyiv, Ukraine

Abstract. Search for Effective Energy-Saving Methods in Hydraulic Drives of Mobile Machines through the Analysis of Experimental Test Results of Hydraulic Distributors and Motors.

The study focuses on identifying effective energy-saving solutions in positive displacement hydraulic drives of mobile machines by analyzing experimental data on power losses caused by pressure drops and fluid leakage in hydraulic distributors and motors. Additionally, the study includes a comparison of methods for regulating the displacement volume in axial piston hydraulic machines and high-torque radial piston multi-cycle hydraulic motors.

The research object comprises hydraulic components, particularly hydraulic distributors and motors. Dependencies between pressure drop and flow rate in both distributors and motors, as well as fluid leakage and mechanical power losses, are analyzed based on various displacement regulation methods when comparing axial piston machines to radial piston multi-cycle hydraulic motors.

A comparative analysis was conducted on motor displacement regulation methods, including a power regulation method without altering the phase angle of fluid distribution to the pistons, and a phase-based method involving a variable number of pressurized pistons.

The study addresses the need to provide engineers and master's students with a clear understanding of how modern hydraulic component design features affect power losses and contribute to improved energy efficiency in positive displacement hydraulic drives.

Based on the analysis, explanations are provided for the observed reduction in power losses in hydraulic distributors and machines. The results highlight the promising potential of phase-based regulation methods in axial piston hydraulic machines.

The research findings are considered valuable for professionals engaged in the development of advanced hydraulic components, as well as for master's students studying subjects related to the design, development, and testing of hydraulic and pneumatic systems.

Keywords: energy saving, positive displacement hydraulic drive, hydraulic distributors, pumps and hydraulic motors, power losses, displacement regulation methods of hydraulic machines.