

Аналіз результатів експериментальних випробувань гідромашин різних конструкцій

Г. А. Аврунін¹ • І. В. Рибалко¹ • М. А. Подригало¹ • І. І. Мороз¹ • О. Д. Коваль²

Received: 11 September 2024 / Revised: 25 November 2024 / Accepted: 22 January 2025

Анотація. Виявлення впливу конструктивних особливостей аксіально-і радіальнопоршневих гідромашин на ККД через об'ємні, гідродинамічні і механічні витрати потужності на основі аналізу результатів випробувань насосів і гідромоторів. Об'єктом дослідження є характеристики і конструкції об'ємних насосів і гідромоторів однакового робочого об'єму за результатами порівняльних випробувань за методикою ISO 4409. Проаналізовані залежності дренажних витоків робочої рідини, втрат крутного моменту та ККД гідромашин від тиску і частоти обертання.

Вирішена проблема надання інженерам-конструкторам та студентам-магістрам знань щодо впливу конструктивних особливостей поршневих гідромашин на втрати потужності і ККД.

За результатами проведеного аналізу дано пояснення отриманим результатам випробувань щодо їх зв'язку з конструктивними особливостями гідромашин. Дана спроба оцінки впливу температурної і силової деформації поршневих груп на витоки робочої рідини в конструкціях Inpas, відомих аксіальнопоршневих гідромашин і гідромашин з шариками-поршнями. Показано, що типи поршневих груп та розподільних вузлів суттєво впливають на втрати потужності і ККД гідромашин. Завдяки конструктивним і технологічним досягненням фірми Inpas при створенні нових поршневих груп можливе отримання малих радіальних зазорів між сферичними поршнями і тонкостінним циліндрами завдяки їх деформаційним властивостям. Отримані результати корисні для розробників гідромашин, фахівців зі створення гідроприводів та студентів-магістрів.

Ключові слова: конструкції насосів і гідромоторів, аналіз результатів випробувань, особливості конструкцій гідромашин, втрати тертя і витоки, порівняльні характеристики, ККД.

Вступ

Інформація щодо створення нових аксіально-поршневих гідромашин приведена в роботах [1]–[5], де наукові, конструкторські і технологічні досягнення пов'язані з випробуванням не тільки новітніх гідромашин, а і з порівняльними випробуваннями прототипів. Крім методів випробувань гідромашин за стандартами ISO авторами розробки запропонований стенд для вимірювання крутного моменту в діапазоні одного кута обертання вихідного валу. Такі випробування щодо оцінювання зміни крутного моменту різних за

конструкцією гідромоторів дуже важливі для споживача об'ємного гідропривода. Вимірювання ефективності проводилися в Технічному університеті Ейндховена, Нідерланди, відповідно до ISO 4409 і 8426.

Слід також зазначити, що свого часу методика експериментального визначення витоків робочої рідини залежно від зміни кута повороту вихідного валу гідромоторів різних типів дозволила знайти формулу для розрахунку мінімальної частоти обертання [6].

Наперед за все проаналізуємо конструктивні особливості і основні характеристики гідромашин, які підлягали порівнювальним випробуванням.

Мета роботи

Проведення аналізу результатів стендових порівняльних випробувань аксіальнопоршневої гідромашини Inpas новітньої розробки і гідромашин ведучих фірм. При проведенні цього аналізу прийнято рішення

✉ Г. А. Аврунін
griavrunin@ukr.net

¹ Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна

² КПІ ім. Ігоря Сікорського, Київ, Україна

розглянути конструктивні особливості гідромашин с точки зору їх впливу на гідромеханічні і об'ємні втрати потужності, як складові ККД.

Конструктивні особливості гідромашин

Розглянемо конструкції випробуваних гідромашин. Аксіальнопоршневий насос моделі Innas (рис. 1) являє собою гідравлічну машину з двома рядами поршнів, звернених один до одного, і двома розподільниками торцевого типу, які створюють два потоки 15 і 16 високого тиску робочої рідини [1]. Одні частини поршнів 2 встановлені в блок 1, а робочі частини поршнів в блок циліндрів 3. Праворуч показані поршневі блок 4 та блок циліндрів 5 разом із гідростатичною опорою 6 на розподільнику 7. Поршневі і циліндровий блоки встановлені на підшипниках 8 і 9, 10 і 11, відповідно. Кришки 12 і 13 встановлені з обох боків для поглинання осьових зусиль від поршневих блоків 1 і 4, відповідно. Внутрішні поверхні кришок покриті антифрикційним матеріалом, що забезпечує зменшення сил тертя від статичного тиску. Робоча рідина всмоктується через трубопровід 14 і подається через шланги високого тиску 15 і 16 до гідромотора. Дренажні витоки робочої рідини йдуть через шланг 17 в гідробак. Той факт, що блоки циліндрів 3 і 6 розташовані під кутом до поршневих блоків 1 і 4, і обертаються разом, призводить до зворотно-поступального руху поршнів у циліндрах. Іншими словами, всмоктувальний і нагнітальний ходи насоса здійснюються з кожного боку гідророзподільника 7. Гідростатичне розвантаження здійснюється між поверхнями блоків циліндрів 3 і 6 та контрповерхнями 7 торцевого гідророзподільника; між блоками поршнів 1 і 4 та відповідними контрповерхнями кришок гідромашини 12 і 13.

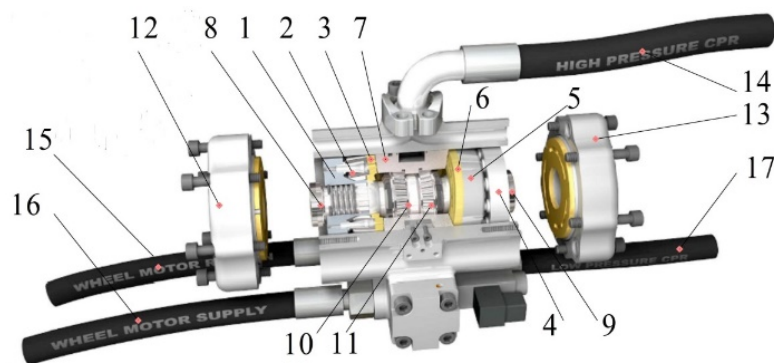


Рис. 1. Аксіальнопоршневий насос Innas: 1 і 4 – лівий і правий блоки поршнів; 2 – поршні лівого блоку поршнів; 3 і 5 – блоки циліндрів, 6 – бронзова опора правого блоку циліндрів; 7 – торцевий гідророзподільник; 8 і 9, 10 і 11 підшипники валу; 12 і 13 – опозитні кришки гідростатичних опор блоків поршнів 1 і 4; 14 – рукав всмоктування; 15 і 16 рукава високого тиску до зовнішніх споживачів; 17 – дренажний шланг низького тиску для зливу робочої рідини в гідробак

Конструкція гідромашин на рис. 1 може мати виконання з постійним або регульованим робочим об'ємом шляхом зміни кута нахилу похилих дисків як і у відомих аксіальнопоршневих гідромашин. Закладений в конструкцію вузол “плаваючої чашки” пов'язаний з конструкцією чашеподібних циліндрів (рис. 2) [2].

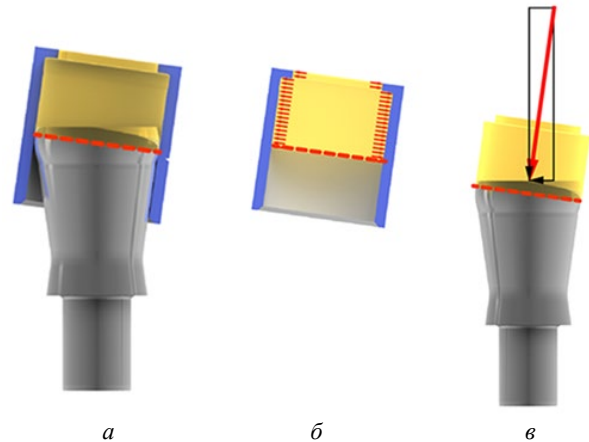


Рис. 2. Поршнева група гідромашин Innas: а – циліндр і поршень; б – збалансований циліндр; в – пряме перетворення зусилля тиску [2]

Чашки гідростатично збалансовані: вони “плавають” на пластині стовбура. Кожна чашка (циліндр) поєднується з поршнем, який має шароподібну форму поршня. Корпус поршня має порожнину. Розміри порожнини вибираються такими, щоб розширення вінця поршня дорівнювало розширенню циліндра. Корона поршня у формі шарика має такий же зовнішній діаметр, як і внутрішній в циліндрі. Лінія ущільнення завжди перпендикулярна до головної осі циліндра незалежно від положення нахилу поршня. Таким чином, навантаження від радіального тиску на циліндр однакове

в усіх напрямках. При цьому циліндр повністю збалансований і не створює гідростатичного навантаження на поршень, що мінімізує механічне тертя та зношування.

У той час як циліндри плавають, поршні не мають можливості рухатися. Вони запресовані в ротор на головний вал. Тиск робочої рідини створює гідростатичну силу на поршні, які мають також нахилене положення, як і стакан. Крутний момент на валу створюється радіальними складовими цих поршневих зусиль. Розробники гідромашин Innas вказують на те, що перетворення гідравлічної енергії в механічну вихідну потужність проходить без підвищених втрат.

Слід зазначити, що конструкція гідромашини з плаваючою чашкою дозволяє розмістити велику кількість поршнів в одному корпусі, що дає підвищення робочого об'єму гідромашини. Оpozитна конструкція поршневих груп дозволяє збалансувати гідростатичні сили і мати низьке опорне навантаження. При великій кількості поршнів досягається зменшення шуму, коливань тиску робочої рідини та подачі насоса, а крутний момент на валу гідромотора наближається до постійного значення. В гідромоторі завдяки великій кількості поршнів до 24 шт. зменшуються коливання крутного моменту і підвищується момент зрушування. Короткий хід поршнів сприяє зменшенню їх прискорень і швидкості робочої рідини. Підвищені площі потоку робочої рідини мінімізують ризики виникнення кавітації в лінії всмоктування насоса.

Конструкції застосованих для порівняння об'ємних гідромашин

Аксіальнопоршневий гідромотор з похилим блоком циліндрів і постійним робочим об'ємом моделі SH11C-Brevine (рис. 3) [7] відноситься до конструкцій з поршнями конічної форми і сферичним ущільнювачем. Ці конструкції практично замінили шатуновопоршневі групи з шатунами з двома сферичними опорами і циліндричним поршнем, у внутрішньому розточуванні якого завальцовували головку шатуна. В результаті суміщення шатунами функцій опор фланця вихідного валу і сферичних поршнів вдалось знизити сили тертя між поршнями і циліндрами, що привело к підвищенню гідромеханічного ККД. Конструкція ущільнення сферичного поршня забезпечує мінімальні витoki робочої рідини і дає можливість мати високі частоти обертання. Великий кут нахилу блоку циліндрів по відношенню до вихідного валу (40 градусів в сучасних конструкціях гідромашин) збільшує робочий об'єм і дає зменшення габаритно-масових показників насосів і гідромоторів. До переваг таких конструкцій відносять також те, що підшипники валу дозволяють сприймати великі осьові і радіальні навантаження, а невелика кількість рухомих частин підвищує надійність гідромашин. Підвищення технічного рівня гідро-



Рис. 3. Аксіальнопоршневий гідромотор з похилим блоком циліндрів і постійним робочим об'ємом моделі SH11C-Brevine

машин з похилим блоком реалізовано за рахунок зниження маси і підвищення максимальної частоти обертання. І якщо зниження маси стало відразу ж відчутним за рахунок збільшення кута нахилу блоку циліндрів (як правило, з 25 до 40 градусів), то підвищення частоти обертання було досягнуто після певного періоду довідних робіт.

У зв'язку з цим характерним прикладом є гідромотори з постійним робочим об'ємом серії A2FM фірми Bosch Rexroth Group (Brueninghaus Hydromatic). Спочатку фірмою реалізовано максимальний тиск в 45 МПа (номінальний до 40 МПа) і проведена мінімізація маси гідромоторів, завдяки чому досягнутий найвищий у світі технічний рівень. Подальше вдосконалення гідромоторів було направлено на підвищення максимальної частоти обертання і розширенню їх експлуатаційних можливостей у частині температурно-в'язкісних характеристик робочої рідини. При збереженні маси і тиску в гідромоторах серії A2FM (конструктивний ряд 6) була в 1,5 рази збільшена максимальна частота обертання, температура робочої рідини підвищена з 90 °C до 115 °C, значення в'язкості істотно розширені від 10...1000 сСт до 5...1600 сСт (мм²/с).

На рис. 4 приведені аксіальнопоршневі гідромотори з похилим диском фірми Kayaba hydraulics [8], зокрема гідромотор з постійним робочим об'ємом у складі з планетарним редуктором (а) і окремо гідромотор з регульованим робочим об'ємом (б).

На рис. 5 приведена залежність гідромеханічного і об'ємного ККД аксіальнопоршневого гідромотора з похилим блоком циліндрів моделі MSF30-KYB від частоти обертання. При тиску 20,6 МПа і частоті обертання 2000 хв⁻¹ гідромеханічний ККД досягає 94 %, а об'ємний 96 %, що дає значення загального ККД в 90%. Характеристики мають класичний характер зростання об'ємного ККД з підвищенням частоти обертання і відповідним зменшенням гідромеханічного ККД.

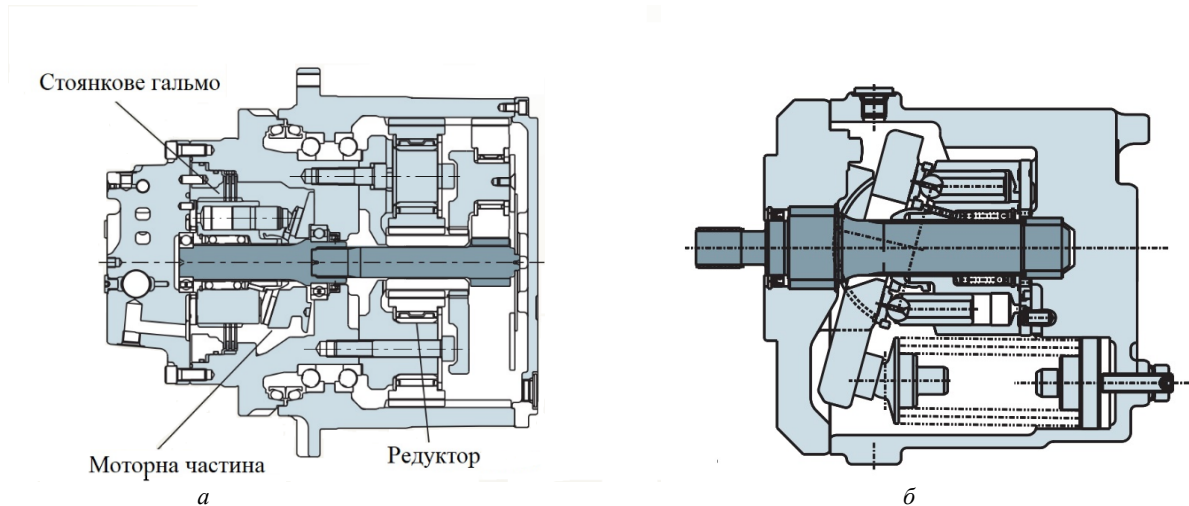


Рис. 4. Аксіальнопоршневий гідромотор з похилим блоком циліндрів моделі MSF30-KYB (Kayaba hydraulics): *a* – гідромотор з планетарним редуктором і стоянковим гальмом; *б* – гідромотор з регульованим робочим об'ємом

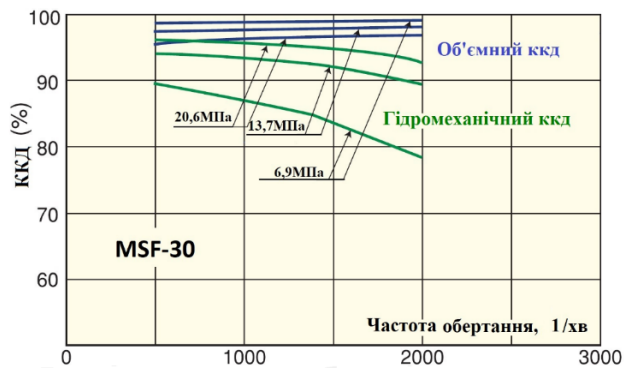


Рис. 5. Залежність гідромеханічного і об'ємного ККД аксіальнопоршневого гідромотора з похилим блоком циліндрів моделі MSF30-KYB (Kayaba hydraulics) від частоти обертання (робоча рідина ISOVG46 при температурі 50 °C [8])

На рис. 6 наведено радіальнопоршневий ексцентриковий насос з регульованим робочим об'ємом моделі RKP-Moog [9], [10]. Насос має цапфовий розподільник робочої рідини, який повинен мати гарантований зазор між цапфою 1 і блоком циліндрів 3, що призводить до збільшення витоків. Крім того, конструкція цапфового розподільника передбачає розвантажувальні канавки (вікна) для зменшення дії радіального зусилля з боку блоку циліндрів на цапфу в зв'язку з одноцикловою конструкцією насоса, що також сприяє підвищенню зовнішніх витоків в дренаж (корпус насоса) і внутрішніх витоків (перетоків) між камерами високого і низького тиску. Ще одним джерелом зовнішніх витоків є гідростатичні під'ятники головок поршнів.

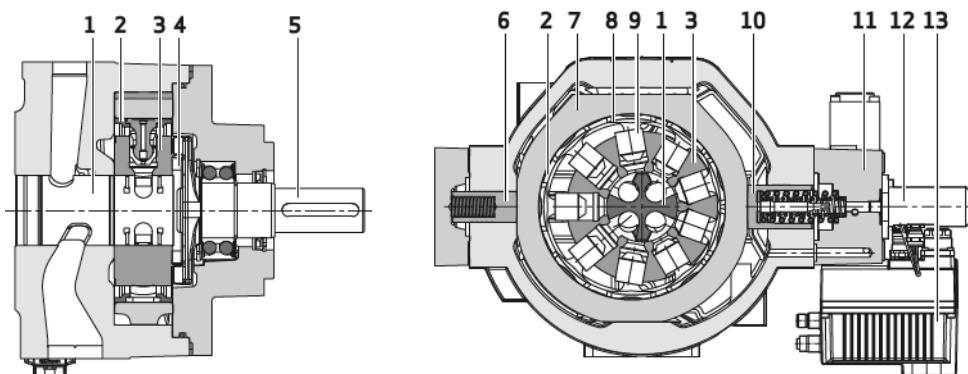


Рис. 6. Радіальнопоршневий ексцентриковий насос з регульованим робочим об'ємом моделі RKP-Moog: 1 – цапфа розподільна; 2 – опорні кільця; 3 – блок циліндрів; 4 – муфта; 5 – вал; 7 – реактивне кільце; 8 – під'ятник; 9 – поршень; 6 і 10 – поршні регулювання робочого об'єму; 11 – блок управління; 12 – перетворювач положення регулятора LVDT; 13 – гідрозподільник пілотний системи регулювання

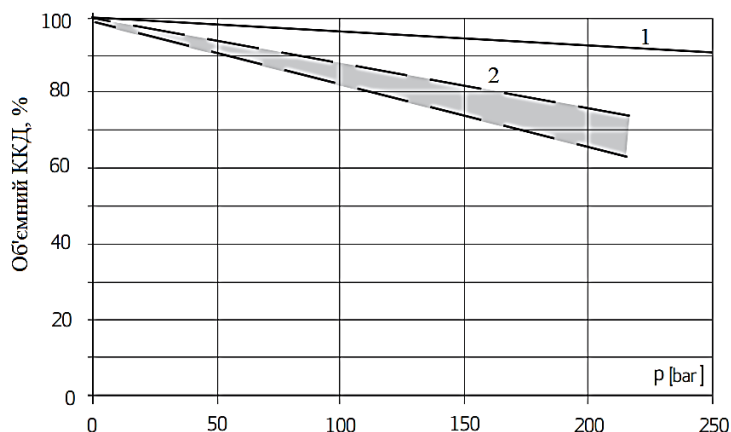


Рис. 7. Об'ємний ККД насоса RKP32-Moog залежно від тиску: 1 – для мінеральної і синтетичної HFD оливи; 2 – для водомістких робочих рідин HFA [10]

На рис. 7 приведені значення об'ємного ККД насоса RKP32-Moog залежно від тиску для мінеральної і синтетичної HFD оливи і водомістких робочих рідин HFA. При тиску 20 МПа значення об'ємного ККД при роботі на мінеральній оливи досягає 94%, при підвищенні тиску до 25 МПа значення ККД зменшується до 91 %. При роботі на водомістких рідинах HFA значення об'ємного ККД при тиску 20 МПа зменшується до 65...76 %.

На рис. 8,а приведені дані фірми Marzocchi щодо залежності об'ємного і гідромеханічного ККД шестеренного насосу моделі ELI2 із зубчастим зовнішнім зчепленням від тиску [11, 12], а на рис. 8,б побудовані значення загального ККД. При цьому розглядаються дві конструкції насосів: Marzocchi ELI2 і Marzocchi CNP2. Відмітимо, що перша конструкція має суттєві переваги над Marzocchi CNP2. Якщо взяти максимальні значення ККД, то за об'ємним ККД при тиску 25 МПа конструкція Marzocchi ELI2 має вище 99 %, а CNP2 має 94 %, тобто на 5% більше.

Гідромеханічний ККД при такому же тиску 25 МПа для ELI2 дорівнює 92,5%, а ELI2 на рівні 91,5%. Треба звернути увагу і на те, що характер зміни ККД за тиском суттєво відрізняється. Насос ELI2 має два екстремуми при мінімальному і максимальному тиску, а в насосі CNP2 маємо підвищення ККД зі зростанням тиску. Загальний ККД (б) при тиску 25 МПа в конструкції ELI2 досягає 92% проти майже 87% в конструкції CNP2. Відмінність конструкцій насосів полягає в тому, що насоси ELI2 мають чавунні корпуси, а насоси CNP2 з алюмінію і тільки кришки і фланець з чавуну. Відомо, що для надійної роботи гідропроводів мобільних машин, зокрема, тракторів, споживачі в основному використовують шестеренні насоси з корпусами з чавуну.

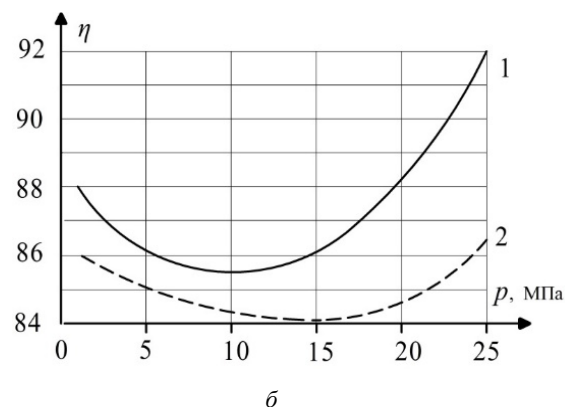
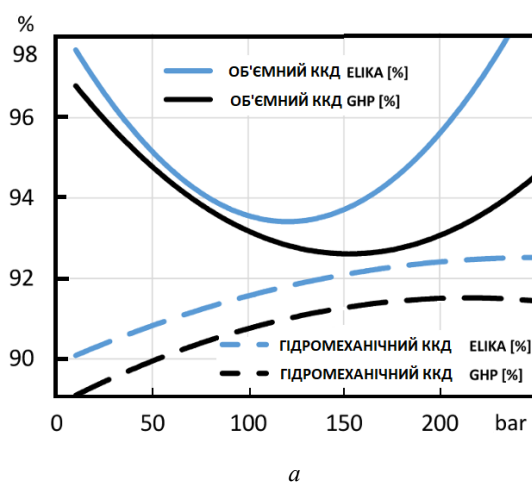


Рис. 8. Гідромеханічний і об'ємний ККД шестеренних насосів Marzocchi моделей ELI2 і CNP2 від тиску при однакових значеннях робочого об'єму 17,8 см³ і частоті обертання 1500 хв⁻¹ (а) і загального ККД, побудованого за результатами значень гідромеханічного і об'ємного ККД (б)

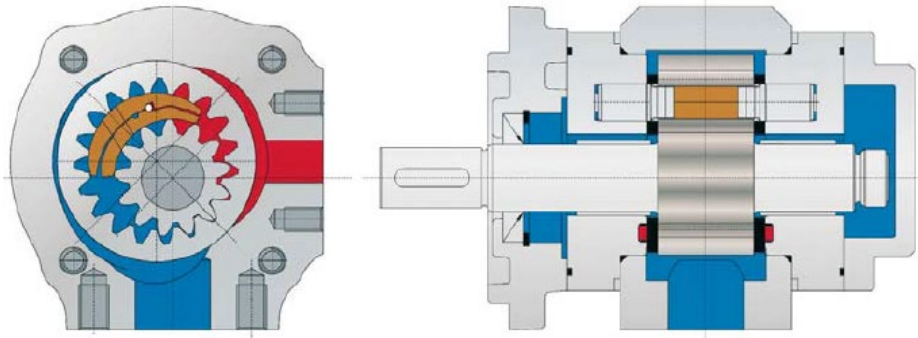


Рис. 9. Шестеренний насос з внутрішнім зчепленням моделі EIPH2-Eckerle

На рис. 9 приведений шестеренний насос з внутрішнім зчепленням моделі EIPH2-Eckerle [13]. Ці насоси мають підвищені характеристики щодо тиску в порівнянні з насосами з зовнішнім зчепленням, а також мають суттєві переваги відносно шумових характеристик.

Об'єктом випробувань були також аксіальнопоршневі насоси і гідромотори з похилим диском фірми Bosch Rexroth Group [14; 15]. Слід зазначити, що фірма Bosch Rexroth Group не приводить технічних характеристик щодо ККД для насосів A4FO і гідромоторів A4FM, а також обмежує інформацію щодо конструкції цих гідромашин.

В табл. 1 приведені технічні характеристики об'ємних гідромашин – серійних насосів і гідромоторів, і новітньої розробки насосу Innas FC24 для порівняння. Значення параметрів щодо робочого об'єму, тиску, частоти обертання та маси прийняті з каталогів виробників, а значення загального ККД (η), зовнішніх витоків (ΔQ) та відносних втрат моменту зрушування

ΔM . Об'єктами випробувань були обрані такі гідромашини:

1. Аксіальнопоршневий насос з похилим диском новітньої розробки Innas FC24, як об'єкт для порівняння;
2. Аксіальнопоршневий гідромотор з похилим диском A4FM28-Rexroth;
3. Аксіальнопоршневий гідромотор з похилим диском KYB MSF30;
4. Аксіальнопоршневий гідромотор з похилим блоком циліндрів SH11CM30-Brevini;
5. Аксіальнопоршневий насос з похилим диском A4FO28-Rexroth;
6. Радіальнопоршневий насос одноциклової (ексцентрової) дії RKP32-Moog;
7. Шестеренний насос з внутрішнім зчепленням моделі EIPH3-025-Eckerle;
8. Шестеренний насос із зовнішнім зчепленням моделі ELI2-D-25,7-Marzocchi.

На рис. 10 показані втрати крутного моменту гідромоторів від частоти обертання при постійному перепаді тисків в 20 МПа. Такі характеристики важливі для гідромоторів щодо значення моменту зрушування

Таблиця 1. Технічні характеристики випробованих об'ємних гідромашин

Модель	V_p , см ³	p , МПа	n , хв ⁻¹	m , кг	η	ΔQ , л/хв	ΔM
Innas FC24	23,65	-/50	-/5000	-	0,95	0,2	0,02
Rexroth A4FM28	28,1	40/45	6300/6900	9,5	0,9	0,25	0,23
KYB MSF30	30,2	-/25	-/2000	-	0,84	2,5	0,21
Brevini SH11CM30	31,9	43/48	-/6300	10	0,92	0,6	0,12
Rexroth A4FO28	28	40,45	3000/3750	13,5	0,91	0,7	0,24
Moog RKP32	32	35/42	-/1800	33	0,87	2,5	0,21
Eckerle EIPH3-025	24,8	33/40	-/3000	13,5	0,91	-	0,2
Marzocchi ELI2-D-25,7	25,7	21/24	-/3000	-	0,91	-	0,29

Примітки: 1. Позначення: V_p – робочий об'єм гідромашини; p – тиск (під рискою номінальне значення, над рискою максимальне або пікове значення); n – частота обертання (під рискою номінальне значення, над рискою максимальне або пікове значення); m – маса гідромашини.

2. Всі дані щодо ККД (η) відносяться до частоти обертання 2000 хв⁻¹ і при тиску 20 МПа; ΔM – відносні втрати крутного моменту.

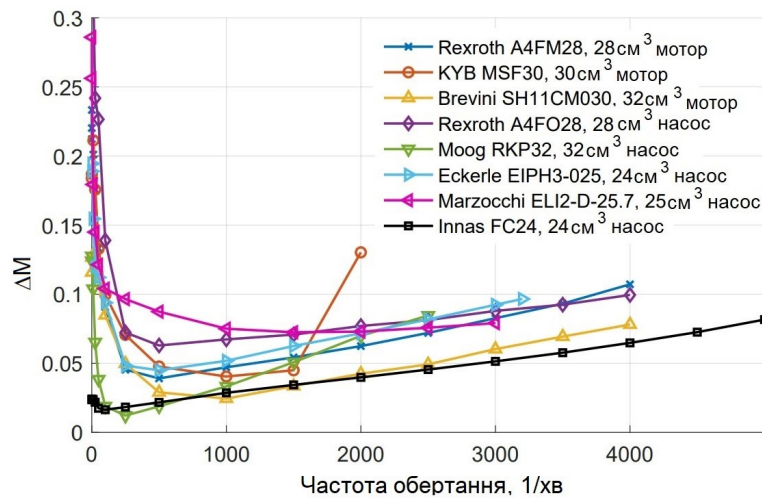


Рис. 10. Відносні втрати крутного моменту в гідромашинах залежно від частоти обертання при постійному тиску 20 МПа

і слідкуючих гідроприводів з електрогідропідсилювачами потужності, при застосуванні яких під підвищеним тиском в режимі холостого ходу знаходяться обидві порожнини гідромотора, тобто коли не має зовнішнього навантаження. Гідромашина Innas FC24 має унікальний результат щодо параметру тертя при зрушуванні, наприклад, в порівнянні з гідромотором Brevini SH11CM30 параметр ΔM в 5 разів менший, а в порівнянні з іншими гідромашинами менше ніж в 10 разів. По цьому показнику гідромашини Innas FC24 знаходяться на рівні значень роликотопатевих гідромашин.

Роликотопатеві гідромашини (РЛГ) відрізняються від поршневих і шестеренних відсутністю пульсацій робочого об'єму і, відповідно, крутного моменту і подачі при застосуванні як гідромотора або насоса. Відсутність деталей зі зворотно-поступальним переміщенням і спеціальних розподільних вузлів, а також розвантаження робочих елементів від радіальних і осьових сил дозволяють отримати в РЛГ мінімальні втрати

потужності, високі значення ККД і довговічності, низький рівень шуму. Роликотопатеві гідромашини можуть бути віднесені до коловоротних з обертовими ланками, які забезпечують тільки замикання робочих камер, а крутний момент між робочими ланками передається за допомогою зубчастої передачі [16]. РЛГ виробляють фірми "ROLLSTAR" (Швейцарія), "HARTMANN CONTROLSINC" і "WASHINGTON" (США) і "STOZZ" (Німеччина).

Роликотопатевий гідромотор (рис. 11,а) складається з валу 1, встановленого в корпус 2, в якому виконані циліндричні розточення для розміщення роликів-роздільників 3 з пазами на поверхні, ротора 4 з лопатями і монтажного фланця 5. Пази на поверхні роликів-роздільників призначені для вільного проходу лопатей ротора при обертанні останнього. Основні конструктивні рішення, використані в РЛГ, запатентовані в ряді промислово розвинених країн. РЛГ доцільно застосовувати в ОГП з широким швидкісним діапазоном

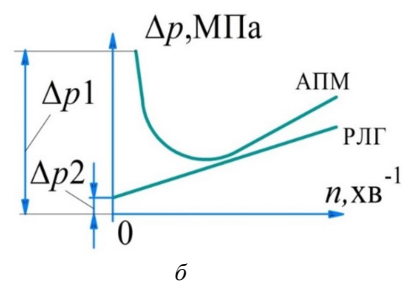
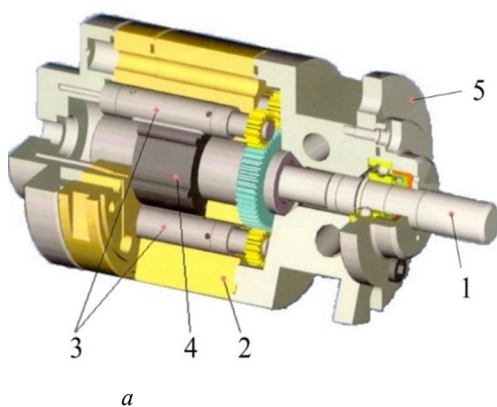


Рис. 11. Роликотопатевий гідромотор (а) і зміна втрат тиску холостого ходу (б) від частоти обертання роликотопатєвого РЛГ і аксіальнопоршневого АПМ гідромоторів

від $0,1 \text{ хв}^{-1}$ до 10000 хв^{-1} . У РЛГ тиск зрушування гідромотора на холостому ходу істотно нижче, ніж у гідромоторів інших типів (поршневих, лопатевих, героторних та ін.) і не перевищує $0,01 \text{ МПа}$.

Переваги РЛГ особливо проявляються при стежному режимі функціонування гідропривода [18] при підводі робочої рідини від дросельованого гідророзподільника з електричним керуванням (сервоклапана). На такому режимі під високим тиском знаходяться обидві порожнини гідромотора. На відміну від аксіальнопоршневих гідромоторів, в РЛГ механічні втрати і перепад тисків практично не зростають зі збільшенням тиску на вході дросельовального гідророзподільника.

На рис. 11,б представлені залежності зміни перепаду тисків холостого ходу від частоти обертання для аксіальнопоршневого АПГ і роликлопатевого РЛГ гідромоторів. На максимальних частотах обертання втрати практично ідентичні, а істотна перевага РЛГ проявляється на “повзучих” частотах обертання у зв’язку з відсутністю механічних пар тертя. У конструкції РЛГ передбачене гідравлічне розвантаження всіх основних деталей, що забезпечує високу надійність в експлуатації, безшумність в роботі і відсутність вібрації. На відміну від аксіальнопоршневих і шестеренних гідромашин, які зазвичай випускаються в виконаннях для правого і лівого обертання, у насосному режимі або моторному, РЛГ універсальні, тобто є повністю оборотними.

Таким чином, аксіальнопоршневі гідромотори Innas можуть бути також успішно застосовані в слідкуючих гідроприводах при роботі з дросельованим гідророзподільником.

Слід зазначити, що експериментальні дослідження, проведені у ВНДГідроприводі, дозволили отримати формулу для розрахунку мінімальної частоти обертання гідромоторів на основі оцінки коли-

вань витоків і перетоків РР при зміні кутової координати валу [6]. Практичні рекомендації із забезпечення роботи гідромоторів на мінімальних частотах обертання, отримані на підставі досвіду експлуатації гідроприводів і стендових випробувань гідромоторів.

На рис. 12 приведені залежності зовнішніх витоків від частоти обертання для випробовуваних гідромашин, крім шестеренних, для яких цей параметр не існує.

Насос моделі A4FO28 і гідромотор A4FM28 фірми Rexroth мають практично лінійне зростання витоків робочої рідини від частоти обертання при її збільшенні вище 1500 хв^{-1} . Щодо мінімальних витоків в $0,2 \text{ л/хв}$ при частотах обертання до 1500 хв^{-1} , то такі значення витоків є в гідромотора A4FM28 і насоса Innas FC24. Слід відзначити, що при підвищенні частоти обертання крутизна витоків в конструкції Innas FC24 вже суттєво менша. Це тому, що температура робочої рідини в моделі Innas FC24 суттєво менше збільшується в порівнянні з аксіальнопоршневими гідромашинами з похилим диском. Гідромотор з похилим блоком циліндрів моделі Brevini SH11CM30 має також достатньо постійне значення витоків залежно від частоти обертання. Це можливо пояснити в цілому підвищеними витокami робочої рідини в порівнянні з іншими гідромашинами.

Щодо витоків робочої рідини в гідромоторі з похилим диском KYB MSF30, то при частотах обертання від 1500 хв^{-1} до 2000 хв^{-1} мають місце збільшення витоків удвічі ($1,25 \text{ л/хв}$ та $2,5 \text{ л/хв}$). Це суттєво відрізняється від попередньо розглянутих гідромашин. Таке явище зазвичай пояснюють збільшенням зазору між торцевим розподільником і блоком циліндрів при деформуванні торцевого розподільного диску при роботі на підвищених тисках. Але при даних випробуваннях заданий тиск в 20 МПа не перевищує максимального

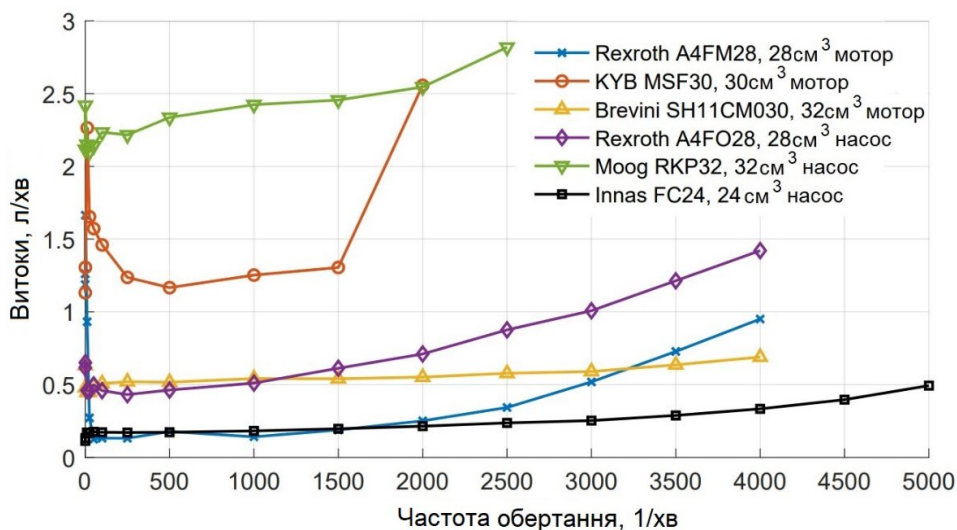


Рис. 12. Зміна витоків робочої рідини в гідромашинах залежно від частоти обертання

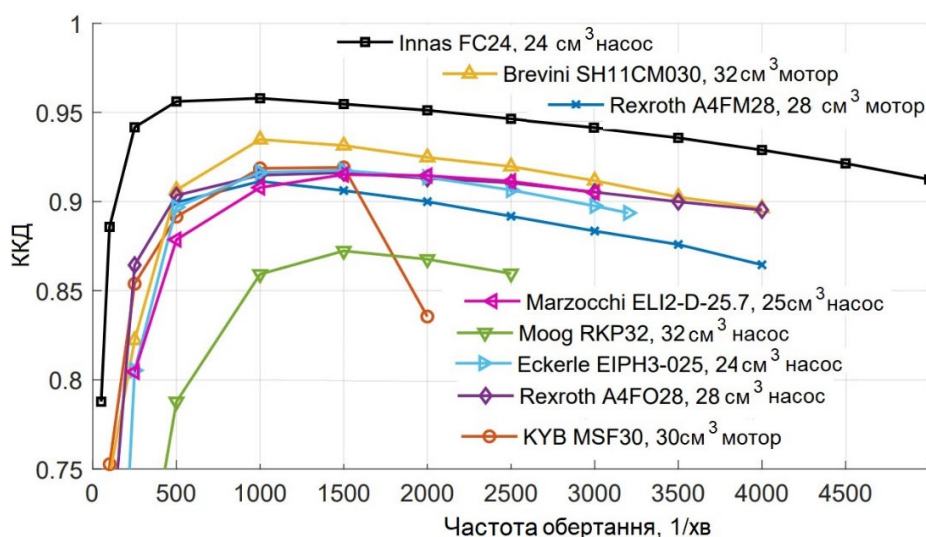


Рис. 13. Загальний ККД гідромашин залежно від частоти обертання при постійному тиску 20 МПа

значення в 25 МПа за технічною характеристикою гідромашини KYB MSF30. В той же час частота обертання знаходиться на максимальному значенні 2000 хв⁻¹ і можливе таке явище, що значне підвищення температури робочої рідини в зазорі і відповідне збільшення витоків йде за рахунок підвищення кінематичної в'язкості рідини. В таких випадках роботи гідромашин на екстремальних частотах обертання встановлюють “блоки обміну” для переливання частини робочої рідини системи підживлення в лінію низького тиску в схемах із замкненою циркуляцією.

Ці результати приводять до висновку про некоректність порівняння гідромашини з різними за технічними характеристиками максимальними значеннями частоти обертання.

Залежності загального ККД гідромашин від частоти обертання приведені на рис. 13. Максимальне значення ККД насоса Innas FC24 досягає 96%, що є дуже високим результатом в порівнянні з гідромашинами-прототипами, які знаходяться в діапазоні від 93% (аксіальнопоршневий гідромотор SH11CM30-Brevini) до 87% (радіальнопоршневий насос RKP32-Moog).

Характер зміни ККД в насосі радіальнопоршневого типу пояснюється підвищеними витокami робочої рідини через використання розподільника цапфової конструкції, тобто з підвищеним радіальним зазором в порівнянні з торцевим. Крім того, відзначимо, що насос моделі Innas FC24 має практично постійне значення загального ККД в широкій зоні частот обертання (практично від мінімальних в 500 хв⁻¹ до 2000 хв⁻¹). Для других гідромашин постійне значення ККД спостерігається в вузькому діапазоні від 1000 хв⁻¹ до 1500 хв⁻¹. Практично для всіх гідромашин після значення частоти в 1500 хв⁻¹ маємо зниження ККД. Зазначимо, що

для всіх аксіальнопоршневих і шестеренних гідромашин максимальні значення ККД досягають 0,91...0,93, що майже на 3% нижче, чим в конструкції Innas FC24.

Для пояснення отриманих результатів випробувань розглянемо розрахункові формули для витоків робочої рідини в зазорах поршневих і розподільних вузлів гідромашин. Ці витки пов'язані з ламінарним режимом течії робочої рідини і формулою Гагена-Пуазйля при допущенні щодо постійності коефіцієнта кінематичної в'язкості в зазорі і відсутності деформацій з боку поршнів і циліндрів. Формула для витоків через кільцеве щільне ущільнення з урахуванням практичних розмірностей має вигляд:

$$Q_{\text{вит,кщ}} = 0,06 \frac{k}{12} \cdot \frac{\pi \cdot D \cdot h_{\text{рад}}^3}{\rho \cdot \nu \cdot L_{\text{щ}}} \Delta p, \text{ л/хв}, \quad (1)$$

де k – коефіцієнт ексцентричності розташування поршня в циліндрі, що набуває значення від $k=1$ при концентричному розташуванні деталей до $k=2,5$ при максимальному ексцентриситеті;

D – діаметр золотника, мм,

$h_{\text{рад}}$ – радіальний зазор між поршнем і циліндром (напіврізниця їх діаметрів), мкм,

$L_{\text{щ}}$ – довжина щілини ущільнення, створеного поршнем в циліндрі, мм,

Δp – перепад тисків між входом та виходом з поршневої пари, МПа,

ρ – густина робочої рідини, кг/м³,

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини, мм²/с;

Витки через торцевий гідророзподільник або підп'ятники розглядають як витки через плоску щілину:

$$Q_{\text{вит,щц}} = 0,06 \frac{1}{12} \frac{l \cdot h_{\text{торц}}^3}{\rho \cdot v \cdot L_{\text{щ}}} \Delta p, \text{ л/хв}; \quad (2)$$

де l – ширина поверхні щілини, мм,

$L_{\text{щ}}$ – довжина поверхні щілини ущільнювача, мм,

$h_{\text{торц}}$ – зазор між поршневими парами в торцевих ущільненнях, мкм.

В торцевих ущільненнях зазор зазвичай нижче, чім в кільцевих $h_{\text{торц}} < h_{\text{рад}}$, що пояснюється ризиками термічних заклинювань поршневих пар, а з урахування того, що зазор в формулах входить у третій ступені, то і значення витоків в гідромашинах суттєво відрізняється.

На рис. 14 приведена характеристика зміни загального ККД насоса Innas FC24 залежно від тиску і частоти обертання. Якщо обмежити зону експлуатації гідромашин Innas ККД значенням в 94 %, як найвищим серед всіх розглянутих гідромашин, то ця зона досягає тиску в 30 МПа, а за частотою обертання знаходиться в діапазоні від 250 хв⁻¹ до 2750 хв⁻¹. Приведена характеристика дуже важлива для фахівців, які займаються проектуванням гідропроводів з точки зору попередньої оцінки їх енергоефективності, а також вибору типорозміру оливахолоджувача щодо потужності для відведення зайвого тепла в гідросистемі для обмеження її перегріву.

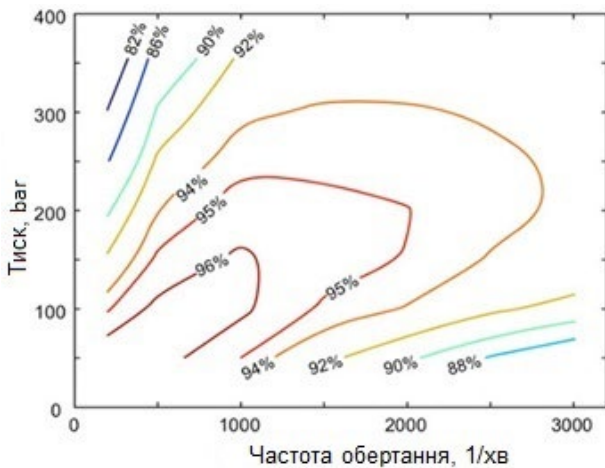


Рис. 14. Загальний ККД насоса FC24-Innas з робочим об'ємом 24 см³ залежно від тиску і частоти обертання при температурі робочої рідини 55 °С

Ще одну перевагу конструкції гідромашин Innas з лінійним ущільненням поршнів можна знайти при порівнянні з поршневими гідромашинами шарикового типу. Радіальнопоршневі гідромашини з шариками-поршнями також мають мінімальну зону контакту ущільнення, що впливає на значення витоків робочої рідини. Також завдяки досягненням в технології створення міцних і адаптованих до високих контактних наванта-

жень пар тертя ці гідромашини і гідропередачі на їх базі знайшли застосування в приводах різного призначення [6]. На рис. 15, а приведена гідропередача моделі ГОП-900, яка створена інститутом НДГідропривод і має насос і гідромотор радіальнопоршневого ексцентрикового типу, в яких шарики-поршні 3 розміщені в циліндрових блоках насоса 1 і гідромотора 2. Шарики-поршні обертаються сумісно з блоками циліндрів і контактують з внутрішніми поверхнями обойми насоса 1 і гідромотора 2. Насосна обойма 4 виконана з можливістю зміни ексцентриситету відносно блоку циліндрів 1, що забезпечує регулювання робочого об'єму. Блок розподільних цапф 7 для течії робочої рідини розташований в корпусі 6. Передача крутного моменту на блок циліндрів насоса 1 здійснюється вхідним валом 8, а з блоку циліндрів гідромотора 2 до зовнішнього споживача через вихідний вал 9. Обойма 4 відхиляється відносно пальця 10 за допомогою гідравлічних штовхачів 11 при підведенні тиску керування p_k . Витоки через радіальний кільцевий зазор між шариком-поршнем і отвором в циліндрі (рис. 15,б) визначають за отриманою вітчизняними фахівцями формулою [6]:

$$Q_{\text{вит,ш-ц}} = 0,06 \frac{2,5}{12} \frac{\pi \cdot D_{\text{ш}} \cdot h_{\text{ш}}^3}{\rho \cdot v \cdot L_{\text{щ}}} \Delta p, \text{ л/хв}; \quad (3)$$

де $D_{\text{ш}}$ – діаметр шарика-поршня, мм,

$L_{\text{щ}} = 1,4$ мм – умовна довжина щілини у напрямі витоків,

$h_{\text{ш}}$ – радіальний зазор між шариком-поршнем і отвором (напіввізниця їх діаметрів), мкм.

Більш точні аналітичні розрахунки витоків між шариком-поршнем і циліндром приведені в роботі [17].

Слід зазначити на необхідність розробки засобів на зменшення температурної деформації шариків-поршнів, так як циліндрові отвори товстостінних блоків циліндрів не дають розширення. При функціонуванні гідромашини під зовнішнім навантаженням зазвичай достатньо витоків робочої рідини через зазор. В той же час є режими роботи з малими витокami робочої рідини і завдяки тому не пропорційними змінами температурно-деформованих шариків-поршнів і отворів в блоках циліндрів. Наприклад, такий режим має місце в режимі нульового ексцентриситету радіальнопоршевої гідромашини, коли тиск приймає мінімальне значення, при якому витоків робочої рідини в зазорі практично відсутні. Зростання температурних деформацій шариків-поршнів може привести до ризику суттєвого зменшення радіального зазору між поршневими парами та задирам. Тому треба вживати конструктивні заходи для запобігання температурної деформації. Рішення проблеми подолання температурної деформації за рахунок тонких стінок в контртілах гідромашин Innas більш ефективно вирішує цю проблему і дає можливість суттєво зменшувати радіальні зазори, що сприяє підвищенню об'ємного ККД гідромашин.

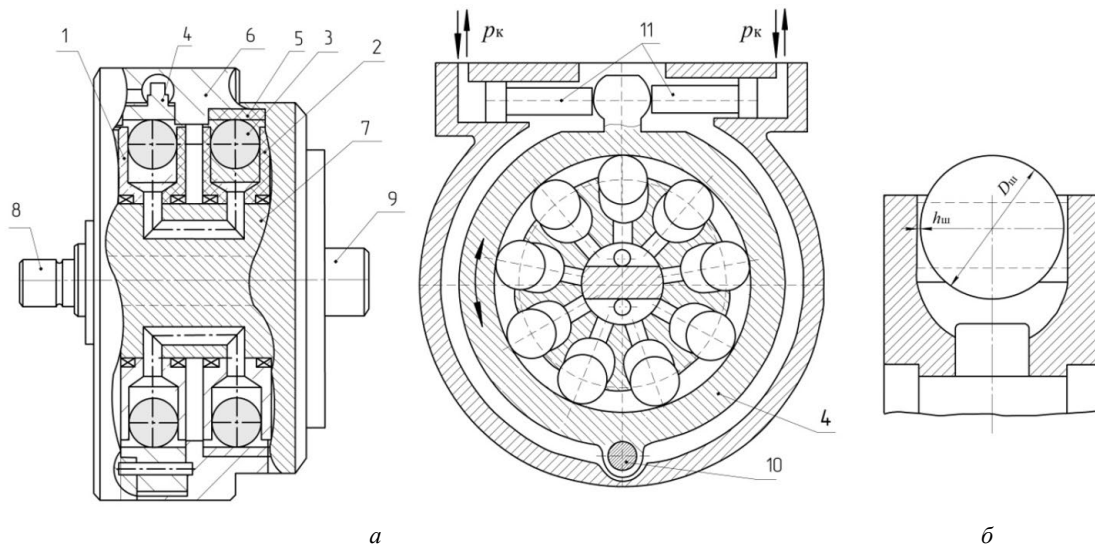


Рис. 15. Радіальнопоршнева гідропередача з шариками-поршнями

Вище розглядалися переваги аксіальнопоршневих Innas і роликоплатевих гідромоторів при роботі з дросельвальним гідророзподільником, коли під тиском в режимі холостого ходу знаходяться обидві порожнини – напірна і зливна.

Для оцінки такого режиму холостого ходу зі створенням автоматичного протитиску на виході з гідромотора скористаємося методикою розрахунку гідромеханічного ККД гідромотора непрямим методом [6]:

$$\eta_{\text{ГМ}}^{\text{к}} = 1 - \frac{\Delta p}{p_{\text{вх}} + p_{\text{зл}}}, \quad (4)$$

де $p_{\text{вх}}$ і $p_{\text{зл}}$, і $\Delta p = p_{\text{вх}} - p_{\text{зл}}$ – тиск на вході (нагнітанні) та виході (зливі) з гідромотора і перепад тисків, відповідно, МПа.

На основі цієї формули, а також з використанням пакету прикладних програм VisSim з урахуванням математичної моделі динаміки гідропривода обертового руху [19] можливий комплексний аналіз переходу зі статичного режиму на динамічний щодо часу збільшення зовнішнього навантаження на вал гідромотора.

На рис. 16 показана осцилограма залежності частоти обертання, перепаду тисків і потужності гідромотора від часу в якості першого кроку на шляху моделювання роботи гідропривода.

На осцилограмі тисків позначені ділянка 1, що відповідає статичному режиму холостого ходу, ділянка 2 режиму зрушування і ділянка 3 повертання до статичного режиму, але вже при зберіганні зовнішнього навантаження. Залежно від швидкодії, тобто часу зростання зовнішнього навантаження, можна отримати різні значення підвищення тиску, тобто проаналізувати коливання тиску при зрушуванні гідромотора. Наприклад, на даній осцилограмі показано, що

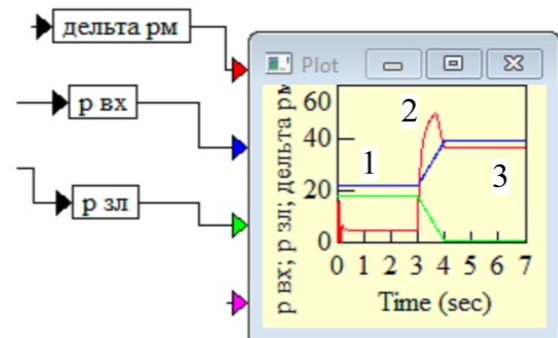


Рис. 16. Осцилограми тисків в гідромоторі залежно від часу

при зростанні навантаження за 0,2 с перепад тисків підвищується до 50 МПа і стабілізується на 36 МПа усталеного режиму 3. При збільшенні часу зростання навантаження до 0,9 с коливання тиску практично відсутні. Таким чином, можна знайти оптимальний темп зростання навантаження на гідромотор.

Висновки

1. Результати стендових випробувань поршневих та шестеренних гідромашин показали найкращі характеристики за коефіцієнтом корисної дії нових аксіальнопоршневих конструкцій за типом “плаваюча чашка”.

2. Особливо слід підкреслити досягнення щодо втрат тертя на режимах зрушування та низьких частот обертання, що важливо для стежних гідроприводів з

дросельними гідророзподільниками. Можливість деформування поршнів в нових конструкціях аксіально-поршневіх гідромашин дає також мінімальні витоки робочої рідини, що спрямовує підвищенню жорсткості характеристики частоти обертання гідромоторів від тиску.

3. Відсутність в даній час каталогів гідромашин Innas з технічними характеристиками типорозмірів не дозволяє перейти до практичного застосування насосів та гідромоторів в проєктованих гідроприводах. Дослідження перехідних процесів при підйомі вантажів кранами мостового типу та пошук шляхів зниження втрат енергії ґрунтуються на розрахункових та експеримен-

тальних методах визначення динамічних та енергетичних параметрів кранових електроприводів. Для їх виконання необхідно використовувати методику розрахунку, що містить математичні моделі, які найбільш повно враховують усі основні фактори електромеханічної системи “електропривод – металоконструкція – вантаж”. Проведені дослідження [1]–[6] показали, що проблема зниження втрат енергії у вантажопідйомних кранах повинна вирішуватися разом із завданням зниження динамічних навантажень та підвищення продуктивності кранів, оскільки покращення одних показників призводить до погіршення інших.

References

- [1] P. Achten, *Improving pump control*, INNAS. 10.IFK-Dresden, Germany, March 9, 2016.
- [2] Performance of Hydrostatic Machines, Extensive Measurement Report, INNAS. Breda, June 8, 2020.
- [3] A. Peter, E. Georges and K. Heybroek, “Efficient hydraulic pumps, motors and transformers for hydraulic hybrid systems in mobile machinery”, in VDI-Fachkonferenz Getriebe in Mobilen Arbeitsmaschinen, VDI-Wissensforum; 2011, pp. 1-19. [Online]. Available: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1051356/FULLTEXT02.pdf>.
- [4] Performance of Hydrostatic Machines. [Online]. Available: <https://www.innas.com/assets/performance-of-hydrostatic-machines.pdf>.
- [5] G. Avrunin, D. Hlushkova, M. Podrigalo and A. Potoroka, “Analysis of the Newest Design of Axial Piston Hydraulic Machines with Reduced Friction Losses and Leaks”, *Bulletin of Kharkov National Automobile and Highway University*, No.106, pp. 50-59, 2024, doi: <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2024.106.0.50>.
- [6] G. Avrunin et al., *Hidravlične obladnannia budivelnykh ta dorozhnykh mashyn: pidruchnyk*, G. A. Avrunin Ed., Kharkiv : KhNADU, 2016. 438 c.
- [7] Fixed Displacement Motors SH11C. DANA. Brevine Motion Systems.
- [8] KYB Hydraulics Products Guide. Hydraulic Component Catalog (Detailed version). Printed in Japan CAT No.30103 021709 MG.
- [9] Moog RKP Radial Piston Pump. Modular Design for Superior Performance Quiet and Robust. Star Publishing. Rev. K, November, Id. CDL29951-en. 2018. [Online]. Available: <https://www.innas.com/assets/performance-of-hydrostatic-machines.pdf>.
- [10] Radial Piston Pump RKP-11, For Low-Flammability Fluids HFA, HFB, HFC, HFD. GUT/PDF/Rev.3/1, May 2010, Id. CDL28651-en. [Online]. Available: <https://www.moog.com/literature/ICD/Moog-Pumps-RKP-II-SF-Catalog-en.pdf>.
- [11] Catalogo 20 ELIKA: Marzocchi Gear Pump. [Online]. Available: <https://www.onehydraulics.com/products/ghp2a-s-25-s1>.
- [12] ELICA by MARZOCCHI. Marzocchi Low-Noise and Low Ripples Pump. R01 07/2017. [Online]. Available: <https://pdf.directindustry.com/pdf/marzocchi-pompe/elika-series-low-noise/14767-715652.html>.
- [13] EIPH2, EIPH3, EIPH6. Internal Gear Pumps. Eckerle Hydraulic Division. 0202010183/U&P/0110. [Online]. Available: https://vivoil.com.ua/shesterenchatie_nasosu/gidronasosy-eckerle/EIPH2_3_6_en.pdf.
- [14] Axial piston fixed displacement pump A4FO. Bosch Rexroth Group. The Drive & Control Company RE91455, Edition: 03.2015, replaces: 04.2000. [Online]. Available: https://www.hydba.com/wp-content/uploads/pdfs/ficha_tecnica_bomba_de_pistones_axiales_caudal_fijo_A4FO_Bosch_Rexroth.pdf.
- [15] Fixed Displacement Motor A4FM. Bosch Rexroth-Mobile Hydraulics. RE91 120/04/00, replaces: 03.95 and RE 91 100. [Online]. Available: https://www.kolben.it/fileadmin/Kolben/Bosch_Rexroth/A4FM_CILINDRATA_FISSA.pdf.
- [16] Hidropryvody obiemni ta pnevmopryvody. Vol. 2. Obiemni hidromashyny ta pnevmomashyny. Terminy ta vyznachennia (DSTU 3455.2-96). Derzhavnyi standart Ukrainy. Vvedenyi 1998.01.01.
- [17] V. Samorodov, G. Avrunin, “Solution of the problem of calculating the leakage working fluid in eccentric gap of the ball piston pair hydraulic fluid power machine”, *Bulletin of National Technical University «KhPI». Series: Hydraulic machines and hydraulic units*, No. 1, pp. 81–87, 2021.
- [18] Hidropryvody obiemni ta pnevmopryvody. Chastyna 1. Zahalni poniattia. Terminy ta vyznachennia (DSTU 3455.1-96). Derzhavnyi standart Ukrainy. Vvedenyi s 1998-01-0.
- [19] G. Avrunin, M. Podrigalo, I. Moroz and O. Koval, “Analysis of the technical level of hydraulic fluid power with motor-wheels”, *Mech. Adv. Technol.*, vol. 7, no. 2 (98), pp. 185–192, Sep. 2023, doi: <https://doi.org/10.20535/2521-1943.2023.7.2.277557>.

Analysis of the results of experimental tests of hydraulic machines of various designs

Grigory Avrunin¹ • Mykhailo Podrigalo¹ • Iryna Moroz¹, • Oleksii Koval²

¹ Kharkiv State Automobile and Highway Technical University, Ukraine

² National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”, Ukraine

Abstract. Identification of the influence of the design features of axial and radial piston hydraulic machines on volumetric, hydrodynamic and mechanical power consumption based on the analysis of the results of tests of pumps and hydraulic motors published by the Innas company.

The object of the research is the characteristics and designs of volumetric pumps and hydraulic motors of the same working volume, which were obtained by the Innas company during comparative tests according to the ISO 4409 method.

The problem of providing design engineers and master's students with knowledge about the impact of design features of piston hydraulic machines on power loss and efficiency has been solved.

Based on the results of the analysis, an explanation of the obtained test results is given in relation to their connection with the design features of hydraulic machines. This is an attempt to assess the influence of temperature and force deformations of piston groups on leaks of the working fluid in Innas designs, known axial-piston hydraulic machines and hydraulic machines with ball-pistons.

It is shown that the types of piston groups and distribution nodes significantly affect the power loss and efficiency of hydraulic machines.

Due to the constructive and technological achievements of the Innas company, when creating new piston groups, it is possible to obtain small radial clearances between spherical pistons and thin-walled cylinders due to their deformation properties.

The obtained results are useful for developers of hydraulic machines, specialists in the creation of hydraulic drives and master's students.

Keywords: The newest designs of Innas hydraulic machines, features of piston groups, efficiency, friction losses and leaks, comparative technical characteristics.
