

**Секція 5. НАУКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ, ДІАГНОСТИКА,
ВИПРОБУВАННЯ, ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА НАДІЙНІСТЬ
ЕНЕРГОСИСТЕМ. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ**

**ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТ РОБОЧОЇ РІДИНИ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ
ОХОЛОДЖЕННЯ ПАР ТЕРТЯ ГІДРОМОТОРІВ**

Аврунін Григорій Аврамович, канд. техн. наук,
доцент кафедри «Будівельні і дорожні машини»,

Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: griavrunin@ukr.net, ORCID: [0000-0002-0191-3149](https://orcid.org/0000-0002-0191-3149)

Подригало Михайло Абович, докт. техн. наук, професор,
завідувач кафедри «Технологія машинобудування і ремонту машин»,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: pmikhab@gmail.com, ORCID: [000-0002-1624-5219](https://orcid.org/000-0002-1624-5219)

Мороз Ірина Іванівна, старш. викл. кафедри «Вища математика»,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: irinamoroz1@ukr.net, ORCID: [0000-0001-5950-2089](https://orcid.org/0000-0001-5950-2089)

В об'ємних гідроприводах мобільних машин, що використовують сучасні насоси і гідромотори з високим рівнем тиску та частоти обертання в замкнутому ланцюзі циркуляції робочої рідини (РР), де температура навіть у гідробаку перевищує 60...70 °С, а в корпусах гідромашин досягає 100 °С і більше, виникає проблема локального відведення тепла від вузлів тертя (поршневих пар, розподільного вузла, підшипників кочення і ковзання). Негативними наслідками неефективного відведення тепла є задири на поверхнях контртіл або їх заклинювання, підвищений знос підшипників та ін. Для забезпечення локального охолодження гідромашин розробляються конструкторські заходи, які в основному зводяться до прокачування РР через корпуси гідромашин або конкретні вузли тертя. Тому визначення витрати РР, необхідної для охолодження вузлів тертя об'ємних гідромашин, має важливе значення з погляду забезпечення їх надійного функціонування в широкому діапазоні навантажень і частот обертання. Великі труднощі викликає визначення витрати для локального охолодження при створенні нових гідромашин. Особливу увагу слід звернути на запобігання місцевому перегріву при проведенні стендових випробувань або при підготовці до експлуатації на холостому ході і підвищених частотах обертання гідромашин, коли через низький тиск власні витоки малі і, як правило, недостатні для охолодження.

На підставі накопиченого досвіду випробувань і експлуатації об'ємних гідромашин їх виробники рекомендують витрати прокачування РР. Наприклад, для радіальнопоршневих високомоментних гідромоторів одноциклової дії серії MR фірми Riva Calzoni значення вихідної потужності гідромоторів, що досягаються при тривалому навантаженні, пов'язані з умовами охолодження

робочих елементів для двох режимів роботи – без прокачування РР через корпус і з прокачуванням. При цьому залежно від типорозміру гідромотора витрати прокачування РР складають від 6 л/хв до 20 л/хв і дозволяють підняти потужність гідромоторів в 1,3...1,5 разів [1]. На універсальних характеристиках гідромоторів в координатах «крутний момент-частота обертання» фірма вказує допустимі зони експлуатації при тривалій роботі без прокачування і з прокачуванням через корпус гідромотора. Для аксіальнопоршневих гідромоторів фірми Hengli витрати прокачування знаходяться в діапазоні від 3,5 л/хв до 40 л/хв залежно від значення робочого об'єму від 28 см³ до 215 см³ [2].

На рис. 1 представлена гідравлічна принципова схема гідропривода з системою автоматичного прокачування РР через корпус гідромотора. Гідропривод містить регульований насос Н з приводним двигуном Д, гідромотор М, трипозиційний гідророзподільник Р з електрогідравлічним керуванням (умовне графічне зображення відповідає конструкції з пілотним гідророзподільником з електромагнітним керуванням і гідравлічним керуванням основного гідророзподільника), клапан запобіжний непрямої дії КЗ, двопозиційний трипровідний гідророзподільник Рп з автоматичним гідравлічним керуванням для забезпечення прокачування РР від основних магістралей гідросистеми А або В через корпус гідромотора М, дросель ДР для обмеження витрати прокачування, термометр Т для контролю температури РР в корпусі гідромотора М, манометр МН, фільтр Ф, охолоджувач АТ і гідробак Б.

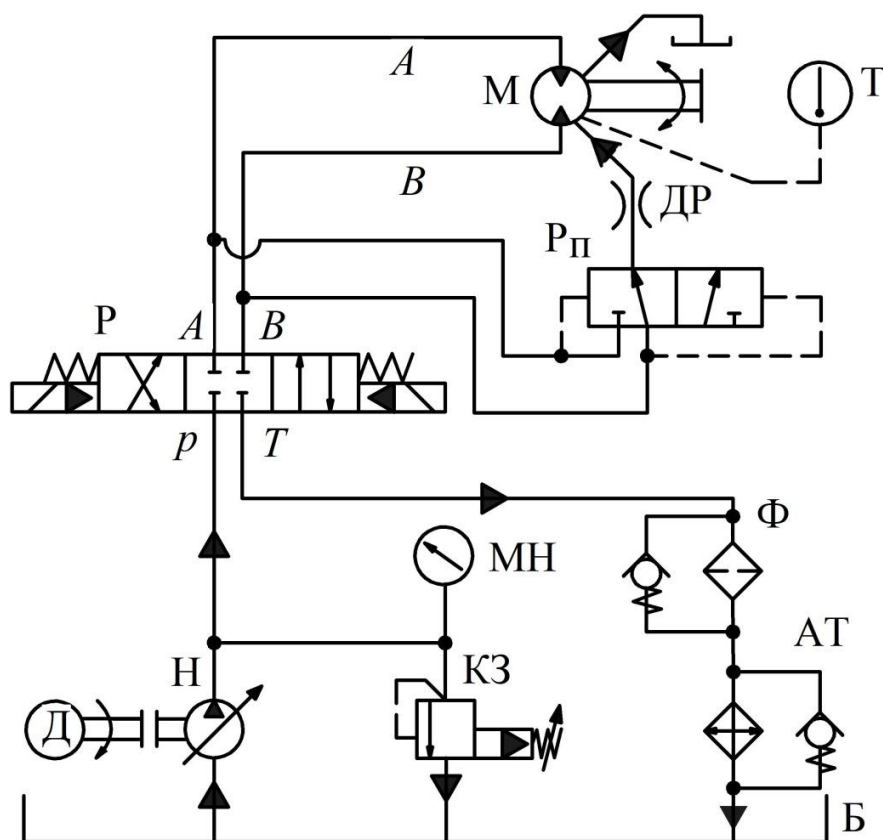


Рисунок 1 – Гідравлічна принципова схема гідропривода з прокачуванням РР через корпус гідромотора М для охолодження вузлів тертя

При підвищеному тиску в магістралі A золотник гідророзподільника $Рп$ зміщується вправо (як показано на схемі) і $РР$ із зливної магістралі B надходить через дросель $ДР$ в корпус гідромотора $М$ для охолодження його вузлів тертя. При реверсуванні гідромотора, коли під високим тиском знаходиться магістраль B , золотник зміщується вліво і $РР$ із зливної магістралі A надходить в корпус гідромотора $М$.

За результатами експериментальних досліджень радіальнопоршневих гідропередач з шариками-поршнями і аксіальнопоршневих гідромоторів значення витрати прокачування $РР$ через корпус гідромотора запропоновано визначати за формулою:

$$Q_{пр} = k_{пр} \cdot \Delta P, \text{ л/хв}, \quad (1)$$

де ΔP – втрати потужності в гідромоторі, кВт, $k_{пр}$ – коефіцієнт прокачування, визначений як відношення витрати прокачування $РР$, що доводиться на одиницю втрати потужності, л/(хв.кВт).

Втрати потужності в гідромоторі визначають за різницею потужності, що споживається, і вихідної (ці обидва види втрат істотні при роботі під навантаженням):

$$\Delta P = P_{спож} - P_{вих} = \frac{Q_{вх} \cdot \Delta p}{60} - \frac{M \cdot n}{9550}, \text{ кВт}, \quad (2)$$

де $P_{спож}$ – потужність, що споживається гідромотором, кВт, $P_{вих}$ – вихідна (корисна) потужність гідромотора, кВт, $Q_{вх}$ – подача $РР$ на вході в гідромотор, л/хв, Δp – перепад тисків (номінальний або робочий, тобто на експлуатаційному режимі), МПа, n – частота обертання гідромотора, хв^{-1} , M – крутний момент гідромотора:

$$M = 0,159 \cdot V_p \cdot \Delta p \cdot \eta_{ГМ}, \text{ Н.м}, \quad (3)$$

де V_p – робочий об'єм гідромотора, см^3 , $\eta_{ГМ}$ – гідромеханічний ККД гідромотора, або для орієнтування за такою формулою:

$$\Delta P \approx (0,15 \dots 0,2) \frac{M \cdot n}{9550}, \text{ кВт}, \quad (4)$$

виходячи з того, що гідромеханічний ККД сучасних гідромоторів на підвищених частотах обертання не перевищує 80...85%.

Для режиму холостого ходу втрати потужності визначають за формулою:

$$\Delta P_{х.х} = \frac{M_{х.х} \cdot n}{9550} = \frac{0,159 \cdot V_p \cdot \Delta p_{х.х} \cdot n}{9550}, \text{ кВт}, \quad (5)$$

де $M_{x,x} = 0,159 \cdot V_p \cdot \Delta p_{x,x}$ – момент тертя холостого ходу гідромотора при певній максимальній частоті обертання, Н.м, $\Delta p_{x,x}$ – перепад тисків холостого ходу між вхідною і вихідною магістралями гідромотора, МПа, n – частота обертання гідромотора, хв⁻¹.

В результаті узагальнення даних експериментальних досліджень і рекомендацій інофірм формула (1) може бути наведена в зручному вигляді для розрахунку витрати прокачування РР через корпус гідромотора при ухваленні $k_{пр} = 0,6$ л/(хв.кВт):

$$Q_{пр} = 0,6 \cdot \Delta P, \text{ л/хв.} \quad (4)$$

Слід відзначити, що це значення коефіцієнта прокачування оливи знаходиться в діапазоні рекомендованих для ДВЗ: $k_{пр} = 0,23 \dots 1,13$ л/(хв.кВт).

Щодо практичного застосування в гідроприводах мобільних машин, то значення рекомендованого коефіцієнта прокачування є орієнтованим і у ряді випадків завищеним, оскільки для конкретного гідромотора і умов його експлуатації можуть бути достатніми і менші значення. Але мінімізація коефіцієнта прокачування вимагає проведення великого об'єму дослідних робіт і пов'язана з ризиком виходу з ладу гідромашин.

Висновки

В результаті експериментальних досліджень отримана формула для розрахунку витрати робочої рідини для забезпечення охолодження пар тертя в вигляді коефіцієнта прокачування.

Література

1. [https://www.lifcohydraulics.com/SpecFiles/Catalogs/Parker\(MR,MRE,MRD,MRDE\)-Hydraulic-Motors,-Denison-Calzoni,-Service-Literature,-Installation-Maintenance.pdf](https://www.lifcohydraulics.com/SpecFiles/Catalogs/Parker(MR,MRE,MRD,MRDE)-Hydraulic-Motors,-Denison-Calzoni,-Service-Literature,-Installation-Maintenance.pdf).
2. HM(E)6V SERIES. Bent-axial Piston Variable Displacement Motor / Hengli // NO. HL-CN-HM(E)6V 06/2023. – 40 p.