

***В.М. ШЕВЦОВ, К.С. РЕЗВА***

## **АНАЛІЗ ТЕПЛООВОГО СТАНУ СКЛАДОВИХ ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ В СКЛАДІ ТРАНСМІСІЙ САМОХІДНИХ МАШИН.**

Проведено аналіз складових гідравлічної системи в складі трансмісії самохідної машини щодо розподілу теплової енергії під час роботи на режимах транспортування та максимального навантаження. В результаті аналізу визначені напрямки руху теплової енергії за внутрішніми та зовнішніми контурами гідравлічної системи. Отримані залежності силових та кінематичних параметрів роботи системи в залежності від режимів навантаження та теплового стану окремих елементів. Отримані результати мають практичну цінність в розумінні поведінки гідравлічного приводу з точки зору теплового балансу системи. Також спираючись на аналіз розподілу теплових потоків можна розробити підходи до методики вибору обладнання системи охолодження.

**Ключові слова:** тепловий баланс, гідравлічна система, трансмісія, тепла енергія.

***V. SHEVTSOV, K. REZVAYA***

## **ANALYSIS OF THERMAL STATE OF COMPONENT HYDRAULIC SYSTEMS IN TRANSMISSIONS OF SELF-PROPELLED MACHINES**

An analysis of the components of the hydraulic system in the transmission of the self-propelled machine was carried out in relation to the distribution of thermal energy during operation in the modes of transportation and maximum load. As a result of the analysis, the directions of movement of thermal energy along the internal and external contours of the hydraulic system were determined. The obtained dependences of power and kinematic parameters of the system depending on the load regimes and the thermal state of individual elements. The obtained results have practical value in understanding the behavior of the hydraulic drive from the point of view of the thermal balance of the system. Also, based on the analysis of the distribution of heat flows, it is possible to develop approaches to the method of choosing equipment for the cooling system.

**Key words:** thermal balance, hydraulic system, transmission, thermal energy.

**Вступ.** Для ефективного використання сучасної техніки, слід враховувати фактори, що впливають на параметри роботи гідравлічних систем в їх складі. Одним з таких факторів є тепловий стан гідравлічних систем, що входять до складу трансмісії та систем керування самохідних машин. Зміна температури суттєво впливає на силові, кінематичні та енергетичні параметри (збільшення тиску за рахунок теплового розширення робочої рідини, збільшення втрат на витоки, окислення робочої рідини та утворення відкладень, пошкодження елементів конструкції тощо). Це в свою чергу впливає на зміну кінематичних та енергетичних показників на різних ділянках гідравлічних систем. То ж аналіз теплового стану гідравлічних систем є досить актуальним питанням.

**Літературний аналіз.** Температурні впливи використовують в двох напрямках: при визначенні фізичного впливу температури на конструктивні параметри гідромашин (а саме зміна розмірів щілини, через яку відбуваються втрати рідини) та зміна фізичних властивостей робочої рідини, які враховуються при визначенні об'ємних втрат [1-4]. Методики підходу щодо розрахунку гідравлічних систем різноманітного призначення залежать перш за все від умов експлуатації цих систем. Під початковими умовами в цьому випадку розуміють не технічні характеристики вузлів, а зовнішні умови експлуатації (напруженість роботи, кліматичні умови тощо) [5-7]. В результаті аналізу [1,2] визначено, що основними напрямками теплових розрахунків є введення коефіцієнтів приблизного урахування температури при визначенні об'ємних втрат, послідовне визначення температури робочої рідини на кожній ланці з перерахуванням втрат на кожній ітерації або завдання постійних значень втрат та визначення конструктивних геометричних змін в обладнанні

**Мета та постановка задачі.** Метою даної роботи є аналіз температурних станів роботи елементів гідравлічних систем. Для цього необхідно виконати наступну задачу: проаналізувати

окремо кожен елемент гідравлічної системи як частину об'єднаної схеми з точки зору енергетичного балансу.

**Аналіз гідравлічної системи.** На початковому етапі аналізуються зміни температури на кожній з ланок на прикладі гідрооб'ємної передачі (рис.1).

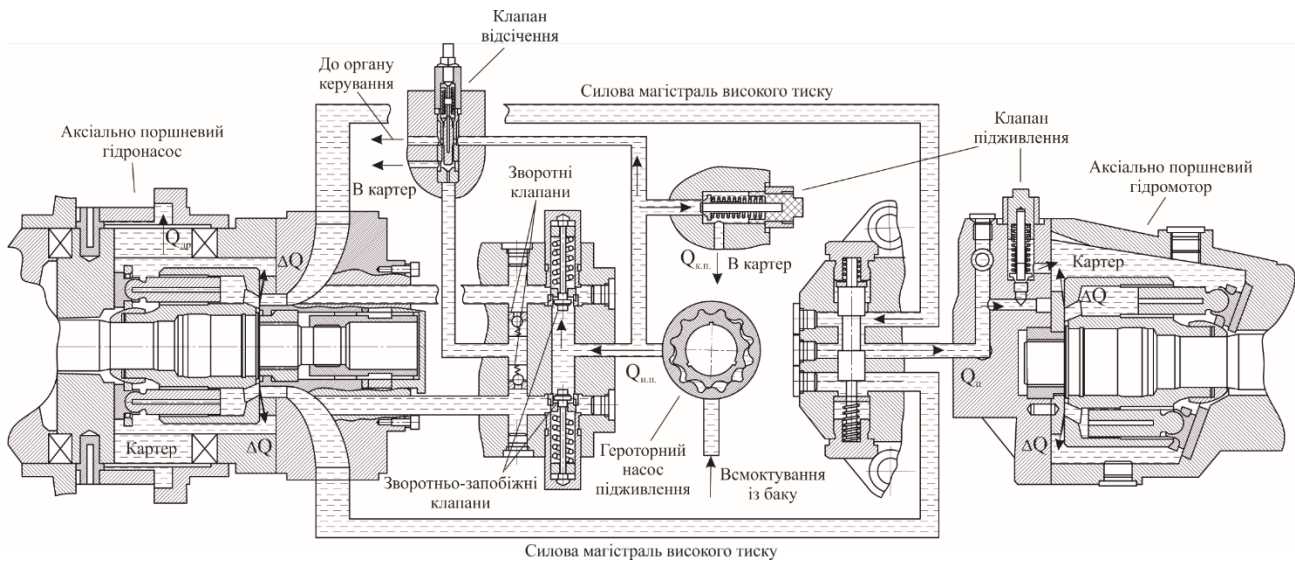


Рис. 1 – Схема елементарної гідрооб'ємної передачі

Першою ланкою є аксіально - поршневий гідронасос змінного об'єму (рис.2). Зміна температури робочої рідини на цій ланці описується виразом:

$$\Delta M_1 |\omega_1| + \Delta p \Delta Q_1 = C_p (t_n - t_{vs}) (q |\omega_1 e| - \Delta Q_1), \quad (1)$$

де:  $\Delta M_1$  - втрати крутного моменту; Нм,  $\omega_1$  - кутова швидкість, рад/сек;  $\Delta p$  - перепад тиску  $\Delta p = p_2 - p_1$ , МПа;  $\Delta Q_1$  - об'ємні втрати, м<sup>3</sup>/сек;  $C$  - питома теплоємність, Дж/(кг·°С);  $\rho$  - густина робочої рідини, кг/м<sup>3</sup>;  $t_n$  - температура робочої рідини на ділянці нагнітання, °С;  $t_{vs}$  - температура робочої рідини на вході в насос, °С;  $q |\omega_1 e|$  - витрата насоса ( $Q_1$ ), м<sup>3</sup>/сек. Температура робочої рідини змінюється в залежності від кількості втрат в гідромашині  $t = f(\Delta N) \Rightarrow f(\Delta M, \Delta Q)$  при допущенні що усі втрати перетворюються на тепло (рис.3).

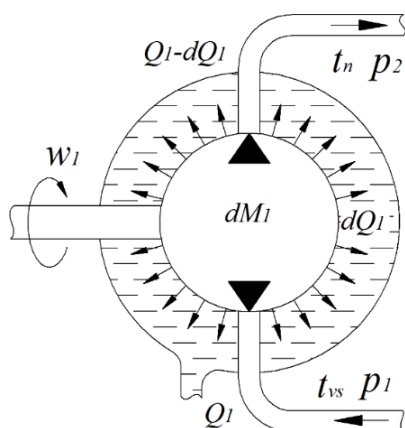


Рис.2 – Схема розташування параметрів аксіально – поршневого насоса при аналізі температурних режимів роботи

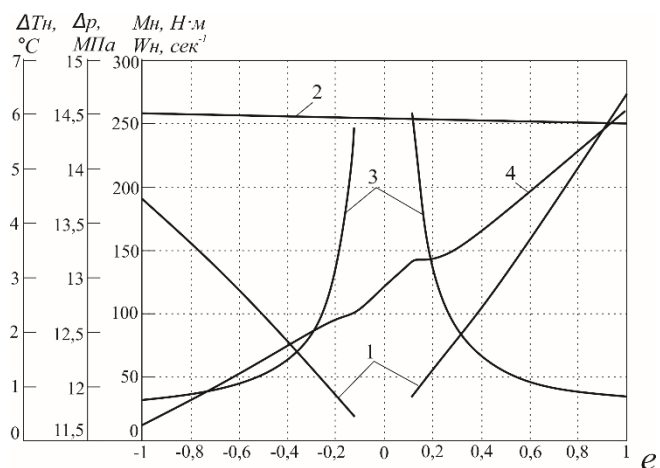


Рис. 3 – Параметри насоса.

1 – крутий момент, Нм; 2 – кутова швидкість, рад/сек; 3 – перепад температури робочої рідини, °С; 4 – перепад тиску, МПа.

В свою чергу параметри, що входять до механічних та об'ємних втрат (рис.2), залежать від навантаження та параметру регулювання керованої гідромашини. На рисунку 3 зображені кутова швидкість  $W_n$  та момент на валу гідронасосу  $M_n$ , а також перепад тиску  $\Delta p$  та перепад температур  $\Delta T_n$  в залежності від параметру регулювання при роботі гідромашини під навантаженням. Крива 2 відображає кутову швидкість на гідронасосі. Як видно з деяким наближенням  $W_n = \text{const}$ , хоча ї присутнє просідання обертів через зміну навантаження. Крутний момент  $M_n$  змінюється пропорційно параметру регулювання  $e$ . Крива 3 відображає зміну температури робочої рідини на гідронасосі в залежності від параметру регулювання. Слід зазначити, що відображається саме зміна температури, тобто різниця між значенням на вході та на виході. При наближенні параметру регулювання  $e$  до нуля різниця температур зростає. Це пов'язано з характером зміни втрат потужності на гідромашині.

З одного боку, як вже зазначалося раніше, чим більші втрати потужності тим більший перепад температури. Механічні втрати при наближенні до 0 параметра регулювання зменшуються, такий характер зміни пов'язаний з характером зміни механічних втрат на гідромашині. Зважаючи на це перепад температури має теж знижуватися, а не збільшуватися як було зазначено раніше. Це пов'язано з тим, що наближаючись до 0 по параметру регулювання зменшується по перше крутний момент, що передається через насос, а по друге зменшується об'єм рідини що проходить через насос в кожний момент часу. Такі співвідношення означених параметрів і викликає збільшення перепаду температури.

Аналогічно аналізується зміна температури, кінематичних та силових параметрів для другої гідромашини – некерованого гідромотору (рис. 4,5). Різниця полягає в тому, що кутова швидкість для другої гідромашини буде залежати від параметру регулювання  $e$  керованого гідронасосу.

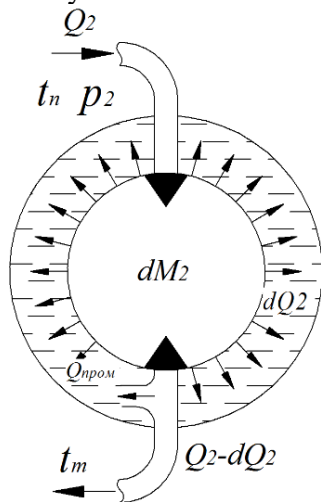


Рис. 4 – Схема розташування параметрів аксіально – поршневого некерованого гідромотору при аналізі температурних режимів роботи

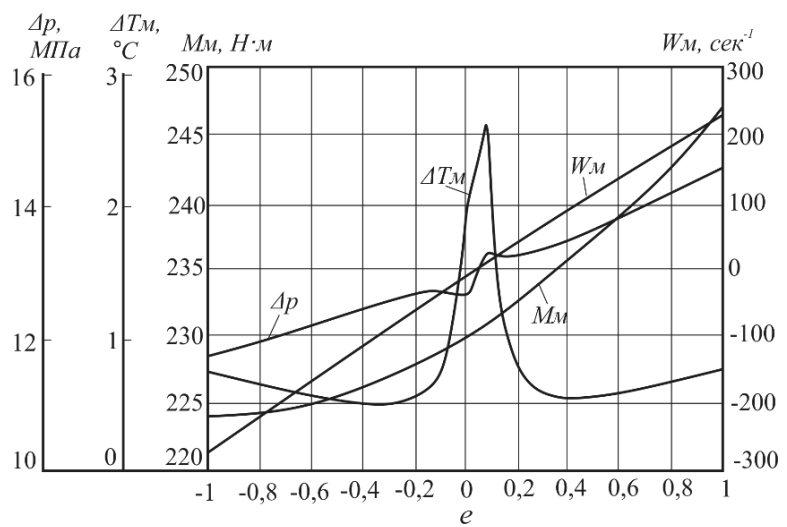


Рис. 5 – Параметри гідромотору в робочому режимі на першій передачі:  $M_m$  - крутний момент на гідромоторі, Нм;  $\Delta p$  - перепад тиску, МПа;  $\Delta T_m$  - перепад температур, °C;  $W_m$  - кутова швидкість гідромотору, рад/сек.

Основні параметри при розрахунку можна проаналізувати за допомогою виразу:

$$\Delta M_2 |\omega_2| + \Delta p \Delta Q_2 = C \rho (t_m - t_n) (q |\omega_2 e| - \Delta Q_2), \quad (2)$$

де:  $\Delta M_2$  - втрати крутного моменту, Нм;  $\omega_2$  - кутова швидкість, рад/сек;  $\Delta p$  - перепад тиску  $\Delta p = p_2 - p_1$ , МПа;  $\Delta Q_2$  - об'ємні втрати, м<sup>3</sup>/сек;  $C$  - питома теплоємність, Дж/(кг·°C);  $\rho$  - густина робочої рідини, кг/м<sup>3</sup>;  $t_m$  - температура робочої рідини на ділянці виходу з

гідромотору, °C;  $t_n$  - температура робочої рідини на вході в гідромотор, °C;  $q|\omega_2 e|$  - витрата гідромотору ( $Q_2$ ), м<sup>3</sup>/сек.

Як видно з рисунку 5 кутова швидкість гідромотору змінюється від мінусу до плюсу. Це пов'язано з тим, що гідромотор обертається в різні напрямки в залежності від кута нахилу похилого диску гідронасосу. Можна також зауважити, що характер зміни температури на обох гідромашинах однаковий та має виражений піковий характер біля нульового значення параметра регулювання.

Наступною ланкою для розгляду виступає насос підживлення. В якості насоса підживлення стандартно виступає шестеренний або героторний. Коефіцієнт корисної дії шестеренних насосів складає 0,95, тобто 5% потужності переходить в тепло. Враховуючи мале значення втрат, прийнято спрощення про те, що втрати на насосі підживлення не враховуються.

Наступною ланкою для розглядання виступає лінія змішування робочої рідини в картері гідропередачі. При цьому існує два варіанти. Перший варіант це змішування в загальному картері гідропередачі, при цьому картер є спільним для обох гідромашин. В цьому випадку витрати з кожної з гідромашин потрапляють в загальний об'єм робочої рідини. Другий випадок коли кожна гідромашина має свій окремий корпус. В такому випадку змішування відбувається в картері гідронасосу. Схема змішення зображена рисунку 6.

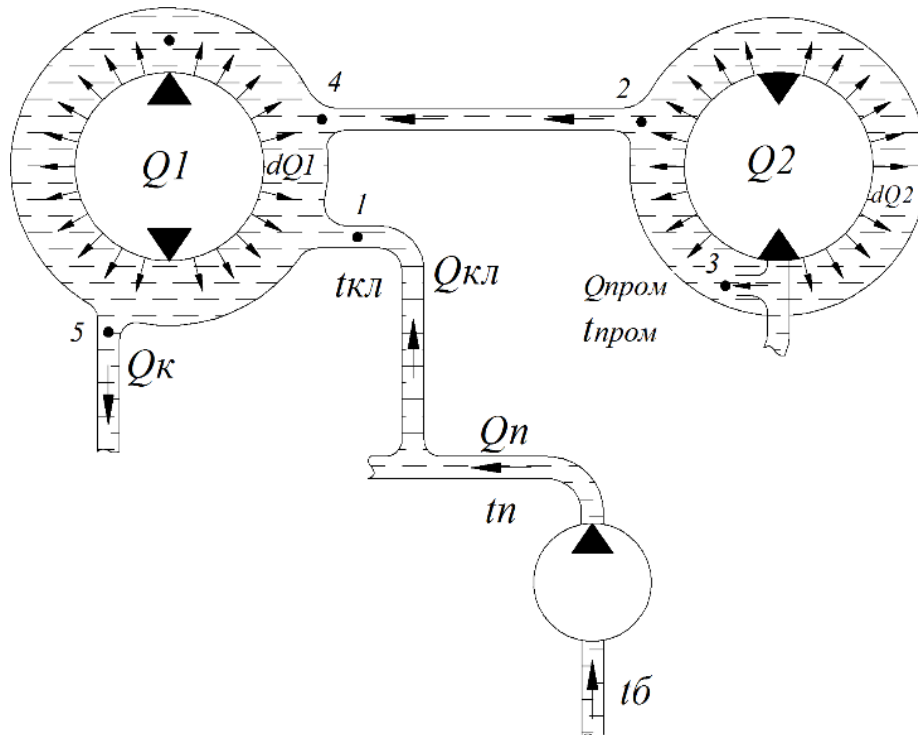


Рис. 6 – Схема змішення робочої рідини в картері гідропередачі.

1 – точка змішування рідини з насоса підживлення та картера; 2 – точка змішення витрат з гідромотору та картера; 3 – точка змішення рідини з клапану промивки та кратеру; 4 – точка змішення рідини з картеру гідромотора; 5 – точка виходу рідини з картеру на теплообмінник.

Як видно з рисунку 6 в картері змішуються витрати з гідронасосу  $dQ_1$ , витрати з гідромашини  $dQ_2$ , витрата через клапан промивання на гідромоторі та клапан переливний. Вираз, що описує взаємозв'язок означених параметрів має вигляд:

$$\begin{aligned}
 & (\lambda q |\omega_1| - \Delta Q_1 - \Delta Q_2 - Q_{\text{пром}}) t_{kl} + \Delta Q_1 t_n + (\Delta Q_2 + \Delta Q_{\text{пром}}) t_m - \lambda q |\omega_1| t_k = \\
 & = -(\Delta Q_1 + \Delta Q_2) \frac{|\Delta p|}{(C\rho)},
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

де:  $\omega_1$  - кутова швидкість, рад/сек;  $\Delta p$  - перепад тиску  $\Delta p = p_2 - p_1$ , МПа;  $\Delta Q_{1,2}$  - об'ємні втрати на гідромашинах, м<sup>3</sup>/сек;  $C$  - питома теплоємність, Дж/(кг·°C);  $\rho$  - густина робочої рідини, кг/м<sup>3</sup>;  $t_m$  - температура робочої рідини на ділянці виходу з гідромотору, °C;  $t_n$  - температура робочої рідини на вході в гідромотор, °C;  $t_{kl}$  - температура робочої рідини на переливному клапані, °C;  $t_k$  - температура робочої рідини в картері, °C;  $Q_{\text{пром}}$  - витрата гідромотору через промивочний клапан, м<sup>3</sup>/сек.

Складовими частинами для визначення температури робочої рідини в картері гідропередачі є температура витоків з обох гідромашин та температура рідини, що перетікає через переливний клапан. Слід зазначити, що отримана таким чином величина не є реальною температурою робочої рідини в картері, так як на момент, коли в картер потрапляє перерахована в виразі рідина, в картері вже знаходиться деякий об'єм масла. Реальна температура буде результатом змішування цих об'ємів (рис. 7). В виразі визначається температура рідини після змішування витрат з витоків та клапану. Температура втрат в гідромашинах визначається за допомогою залежності

$$t_{\Delta Q_{1,2}} = t_{n,m} + \frac{|\Delta p|}{(C\rho)},
 \tag{4}$$

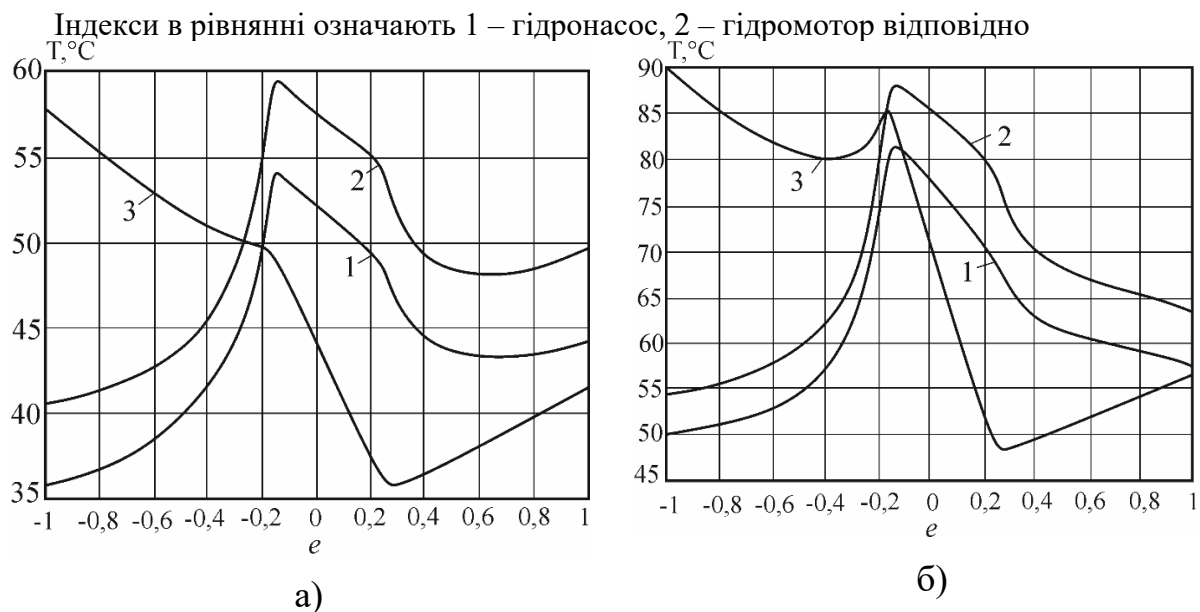


Рис. 7 – Температура робочої рідини в картері гідропередачі при змішенні при:  
 а) помірному навантаженні I; б) високому навантаженні; 1 – температура витоків в гідронасосі, °C; 2 – температура витоків в гідромоторі, °C; 3 – температура в картері гідропередачі, °C.

Температура витоків в значній мірі залежить від перепаду тиску, який значно більший при високому навантаженні. Слід ще раз зазначити що представлена температура в картері не враховує змішення з об'ємом що вже присутній в картері. Витрата через промивний клапан  $Q_{\text{пром}}$  складає один відсоток від витрати насоса підживлення. Величина температури робочої

рідини в картері також залежить від температури рідини на переливному клапані, що також залежить від тиску, що створює насос підживлення.

Наступною ланкою для розглядання є баланс потужностей на ланці підживлення (рис. 8), який визначається за допомогою виразу:

$$eq|\omega_1|t_{vs} - (q|\omega_2| - Q_{\text{пром}})t_m - \lambda q|\omega_1|t_p + (\lambda q|\omega_1| - \Delta Q_1 - \Delta Q_2 - Q_{\text{пром}})t_{kl} = 0 \quad (5)$$

При складанні цього виразу за основу бралось, що кількість рідини, що поступає з насоса підживлення в основну систему насос – мотор дорівнює витратам на гідромашинах, які складаються з витрат через щілини (тобто об'ємні втрати) та витрати через промивний клапан.

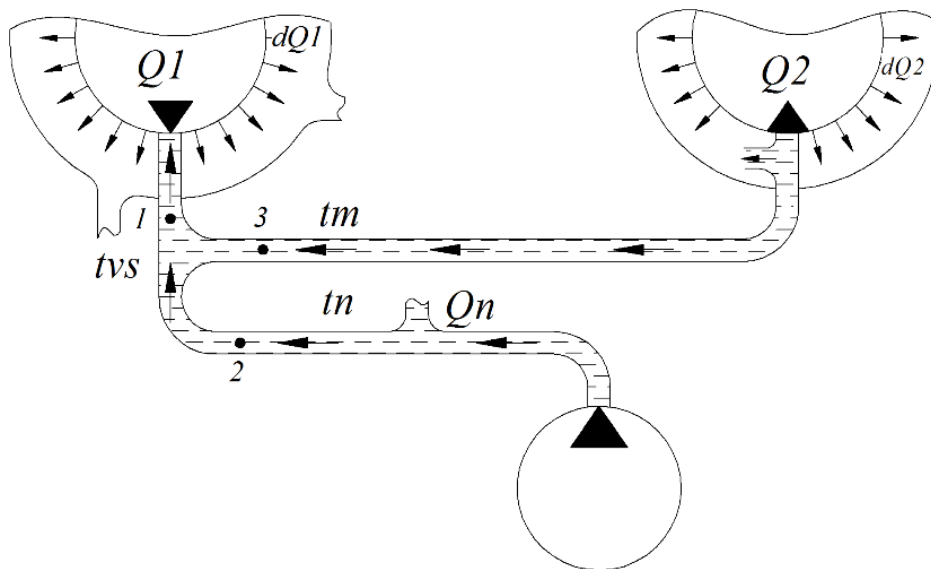


Рис. 8 – Схема розрахунку змішення робочої рідини на лінії підживлення.

1 – точка змішування потоків робочої рідини; 2 – потік робочої рідини підживлення  $Q_n$  з температурою  $t_n$ ; 3 – потік робочої рідини з гідромотору з температурою  $t_m$ .

При розрахунку приймаємо допущення що температура на насосі підживлення дорівнює температурі робочої рідини в баку.

Останньою ланкою для аналізу виступає ланка зливу робочої рідини в бак через охолоджуючий радіатор. Вираз для аналізу має вигляд:

$$\lambda q|\omega_1|C\rho(t_k - t_o) = \Delta M_1|\omega_1| + \Delta M_2|\omega_2| + |\Delta p|\Delta Q_1 + |\Delta p|\Delta Q_2 = \sum \Delta N, \quad (6)$$

де  $\Delta N$  - сумарні втрати потужності на гідропередачі, кВт;  $t_o$  - температура в баку, °С.

Попередньо приймається допущення, що усі втрати потужності, що присутні на гідропередачі, та перетворюються на тепло, реалізуються за допомогою теплообмінника. Слід зазначити, що при розрахунку не враховувалися внутрішні перетікання робочої рідини між робочими порожнинами. Тиск в ланці зливу через радіатор дорівнює тиску підживлення і складає 2 МПа

На рисунку 9 зображено криві температури робочої рідини в баку на різних передачах. Слід зазначити, що, як і в попередньому випадку, зображені криві відображають не абсолютну температуру, а сформовану на виході з радіатора

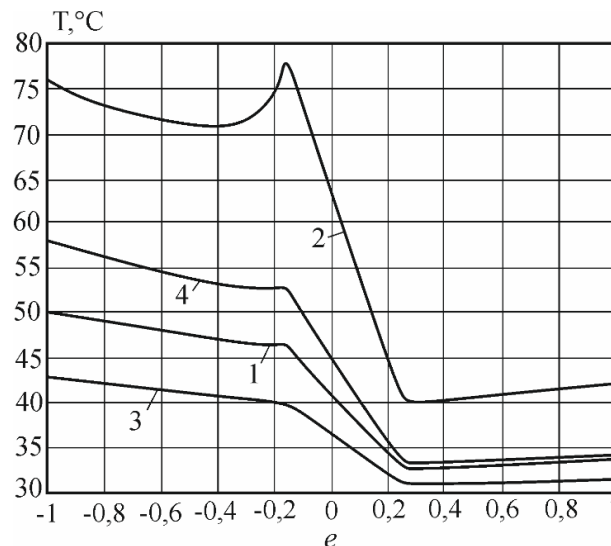


Рис. 9 – Температура на виході з радіатора.

1 – при помірному навантаженні і низьких обертах; 2 - при високому навантаженні і низьких обертах; 3 - при помірному навантаженні і високих обертах; 4 - при високому навантаженні і високих обертах

Абсолютна температура в баку складається при змішенні робочої рідини на виході з радіатора та об'єму залишків рідини в баку.

**Висновки.** Проведено аналіз температурних станів роботи елементів гідравлічної системи на прикладі гідрооб'ємної повнопотокової передачі. Встановлені взаємозв'язки між окремими елементами та характер залежностей температури на різних ланках в залежності від характеру навантаження.

Встановлено, що при наближенні параметру регулювання  $e$  до нуля різниця температур на насосі зростає, що зумовлено співвідношенням потужності яка проходить через гідравлічну гілку. При цьому максимальне значення перепаду може досягати  $12\text{ }^{\circ}\text{C}$  та спостерігається при максимальному навантаженні. Можна також зауважити, що характер зміни температури на обох гідромашинах однаковий та має виражений піковий характер біля нульового значення параметра регулювання. При цьому збільшення температури робочої рідини може знижувати об'ємний ККД майже на 30% досягаючи мінімального значення загального ККД 0,6. Це, в свою чергу, може викликати зсув початку роботи гідравлічної системи майже на 25%.

Величина температури робочої рідини в картері також залежить від температури рідини на переливному клапані, що також залежить від тиску, що створює насос підживлення та на максимальному навантаженні може сягати  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Абсолютна температура в баку складається при змішенні робочої рідини на виході з радіатора та об'єму залишків рідини в баку і може коливатися від  $40$  до  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$  в залежності від навантаження в системі.

#### Список літератури:

1. Шевцов В.М. Розвиток трансмісійного матричного аналізу введенням температурних матриць в системах гідроприводів гідрооб'ємно – механічних трансмісій. / В.Б. Самородов, В.М. Шевцов // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2017. – №14 (1236). – С. 85 – 92.
2. Шевцов В.М. Результати експериментального дослідження гідрооб'ємної передачі. / В.Б. Самородов, В.М. Шевцов // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2017. – №5 (1227). – С. 41 – 46.
3. Самородов В. Б. Особливості розподілу потоків потужності у безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісіях / В. Б. Самородов, А. І. Бондаренко // Вестник Харьковського національного автомобільного університету. – 2013. – № 63. – С. 7-17.
4. Кожушко А. П. Визначення оптимального закону зміни параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі в процесі розгону колісних тракторів з гідрооб'ємно-механічною трансмісією / А. П. Кожушко // Вісник Сумського національного аграрного університету. – Суми, 2014. – № 11 (26). – С. 108-114.
5. Федоров В.Г. Гідравліка і гідропривод: довідник / В.Г. Федоров, Н.С. Мамелюк, О.І. Кепко, О.С. Пушка; за ред. В.Г.Федорова. Умань: Видавничо-поліграфічний центр «Візаві», 2017. – 135 с.

6. Возняк Л.В. Гідравліка: навчальний посібник / Л.В. Возняк, П.Р. Гімер, М.І. Мерзжух, О.В. Паневник. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2012. – 327 с.:іл.
7. Крутіков Г.А. Системи гідропроводів : навч. посіб./Г.А. Крутіков, М.Г. Стрижак; за ред. Г.А. Крутікова – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – 220 с.

**References (transliterated):**

1. Shevtsov V.M. Rozvytok transmisiinoho matrychnoho analizu vvedenniam temperaturnykh matryts v systemakh hidropryvodiv hidroob'iemno – mekhanichnykh transmisii. / V.B. Samorodov, V.M. Shevtsov // Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu "KhPI". – Kharkiv: NTU "KhPI". – 2017. – №14 (1236). – S. 85 – 92.
2. Shevtsov V.M. Rezultaty eksperymentalnoho doslidzhennia hidroob'iemnoi peredachi. / V.B. Samorodov, V.M. Shevtsov // Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu "KhPI". – Kharkiv: NTU "KhPI". – 2017. – №5 (1227). – S. 41 – 46.
3. Samorodov V. B. Osoblyvosti rozpodilu potokiv potuzhnosti u bezstupinchastykh hidroob'iemno-mekhanichnykh transmisiakh / V. B. Samorodov, A. I. Bondarenko // Vestnyk Kharkovskoho natsyonalnoho avtorozrozhnoho unyversyteta. – 2013. – № 63. – S. 7-17.
4. Kozhushko A. P. Vyznachennia optymalnoho zakonu zminy parametriv rehuliuвання hidromashyn hidroob'iemnoi peredachi v protsesi rozghonu kolisnykh traktoriv z hidroob'iemno-mekhanichnoiu transmisieiu / A. P. Kozhushko // Visnyk Sumskoho natsionalnoho ahrarnoho universytetu. – Sumy, 2014. – № 11 (26). – S. 108-114.
5. Fedorov V.H. Hidravlika i hidropryvod: dovidnyk / V.H. Fedorov, N.S. Mameliuk, O.I. Kepko, O.S. Pushka; za red. V.H.Fedorova. Uman: Vydavnycho-polihrafichnyi tsentr «Vizavi», 2017. – 135 s.
6. Vozniak L.V. Hidravlika: navchalnyi posibnyk / L.V. Vozniak, P.R. Himer, M.I. Merzhukh, O.V. Panevnyk. – Ivano-Frankivsk: IFNTUNH, 2012. – 327 s.:il.
7. Krutikov H.A. Systemy hidropryvodiv : navch. posib./H.A. Krutikov, M.H. Stryzhak; za red. H.A. Krutikova – Kh. : NTU «KhPI», 2014. – 220 s.

*Надійшла (received) 10.12.2022*

*Відомості про авторів / About the Authors*

**Шевцов Вадим Михайлович (Shevtsov Vadym)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5115-4398>; e-mail: [shevtsovvadim@ukr.net](mailto:shevtsovvadim@ukr.net)

**Резва Ксенія Сергіївна (Rezvaia Kseniya)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім.Г.Ф.Проскури»; м.Харків, Україна; ORCID: [https:// orcid.org/0000-0002-2457-0097](https://orcid.org/0000-0002-2457-0097); e-mail: [rezvayaks@gmail.com](mailto:rezvayaks@gmail.com)