

М.О. МИТЦЕЛЬ

ПЕРСПЕКТИВИ РОЗРОБКИ ГІБРИДНИХ ДВОПОТОКОВИХ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

В роботі розглянуто шляхи підвищення ефективності двопотокових гідрооб'ємно-механічних трансмісій (ГОМТ) транспортних засобів за рахунок раціонального вибору режиму роботи трансмісії та введення до конструкції системи рекуперації циркулюючої паразитної потужності замкнутого контуру. Запропонований напрямок розвитку двопотокових ГОМТ типу з диференціалом "на виході" має на меті розширити діапазон робочих швидкостей де ККД трансмісії високий, зокрема в зоні малих "повзучих" швидкостей.

Ключові слова: трансмісія, трактор, циркуляція потужності, експериментальні дослідження, гідрооб'ємна передача.

Н.А. МИТЦЕЛЬ

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗРАБОТКИ ГИБРИДНЫХ ДВУХПОТОЧНЫХ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИСИЙ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В работе рассмотрены пути повышения эффективности двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий (ГОМТ) транспортных средств за счет рационального выбора режима работы трансмиссии и ввода в конструкцию системы рекуперации циркулирующей паразитной мощности замкнутого контура. Предлагаемое направление развития двухпоточных ГОМТ типа с дифференциалом "на выходе" имеет целью расширить диапазон рабочих скоростей где КПД трансмиссии высоко, в частности в зоне малых "ползучих" скоростей.

Ключевые слова: трансмиссия, трактор, циркуляция мощности, экспериментальные исследования, гидрообъемная передача.

М. MITTSEL

PROSPECTS FOR THE DEVELOPMENT OF HYBRID CONTINUOUSLY VARIABLE HYDROSTATIC-MECHANICAL TRANSMISSION OF VEHICLES

The paper considers ways to increase the efficiency of two-stream hydrovolume-mechanical transmissions (GOMT) of vehicles through the rational choice of transmission mode and the introduction into the design of the recovery system of circulating parasitic power of the closed circuit. The proposed direction of development of two-stream GOMT type with differential "output" aims to expand the range of operating speeds where the transmission efficiency is high, in particular in the area of low "creeping" speeds. Global trends to increase the efficiency of transmissions and reduce emissions of harmful substances into the atmosphere have led to the creation of hybrid and fully electric power plants. Hybrid transmissions, which include electric machines and internal combustion engines, are the most attractive from the point of view of operation, as they do not limit the distance of movement. In case of discharge of batteries, when there is no charging station, they will be powered by a standard engine. One of the ways to increase the technical and economic performance of wheeled and tracked agricultural tractors equipped with HOMT with an differential "output" is to coordinate the optimal modes of transmission with the main technological speeds at the design stage.

Key words: transmission, tractor, power circulation, experimental researches, hydrovolume transfer.

Вступ. Трансмісія залишається невід'ємною складовою транспортного засобу оснащеного двигуном внутрішнього згорання (ДВЗ). Вдалий вибір її типу та поєднання характеристик з характеристиками двигуна, дозволяє отримати максимальні динамічні та техніко-економічні показники для транспортного засобу. Для гусеничних машин конструкція ускладнюється завдяки введенню додаткового вузла – механізму повороту, що виконує розподіл крутного моменту по бортах, забезпечуючи встановлений радіус повороту для поточного швидкісного діапазону.

Загальносвітові тенденції до збільшення ККД трансмісій та зниження викиду шкідливих речовин в атмосферу привели до створення гібридних та повністю електричних силових установок. Саме гібридні трансмісії, що містять в своєму складі електричні машини та ДВЗ с точки зору експлуатації є найбільш привабливими, оскільки не обмежують дистанцію пересування. В випадку розряду акумуляторних батарей, коли нема зарядної станції, їх буде живити штатний двигун. Для важких гусеничних машин розвиток конструкції йде по шляху створення двопотокових безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісії (ГОМТ) та гідрооб'ємних механізмів повороту (ГОМП), що направлені в першу чергу на спрощення управління транспортним засобом, навіть не зважаючи на порівняно нижчий, відносно механічних, ККД трансмісії. Одним із шляхів підвищення техніко-економічних показників (ТЕП) колісних та гусеничних сільськогосподарських тракторів, оснащених ГОМТ з диференціалом "на виході", є узгодження оптимальних режимів роботи трансмісії з основними технологічними швидкостями с/г робіт ще на стадії проектування [1].

Особливістю функціонування двопотокових ГОМТ колісних і гусеничних машин є наявність зон циркуляції потужності. Робота в цих зонах не рекомендована, оскільки призводить до перегріву гідравлічної частини трансмісії, крім того характеризується невисоким ККД. Введення додатково в конструкції електромотору та електрогенератора, чи зворотної електричної машини дозволить здійснювати рекуперацію паразитної потужності, що циркулює в замкнутому контурі ГОМТ, а накопичену енергію використовувати для приводу допоміжного обладнання чи прискорення транспортного засобу.

Основною проблемою використання ГОМП, коли поворот гусеничної машини відбувається за рахунок зміни об'єма гідронасоса (гідромотора), є висока чутливість системи до зміни положення органу керування на підвищених швидкостях. Створювати додаткову силу опору на ланках планетарного механізму, що входить до складу ГОМП можливо за рахунок генераторного навантаження електромашини. Таким чином гібридні ГОМТ і ГОМП мають стати новим етапом розвитку даних конструкцій адже не будуть мати існуючих недоліків, а їхні техніко-економічні показники завдяки використанню електричних машин зростуть, що і обумовлює актуальність даного дослідження.

Аналіз основних досягнень і публікацій. Теоретичні та експериментальні розрахунки вказують, що найвищий ККД ГОМТ досягається в режимі, коли вал гідромотора зупинено [2]. Вся потужність двигуна при цьому передається механічним шляхом, гідрооб'ємна передача (ГОП) працює в так званій "особливій зоні" – зоні, коли регульований гідронасос та нерегульований гідромотор одночасно працюють у насосному режимі на компенсацію власних об'ємних та механічних втрат [3]. Однак, зміна знака швидкості валу гідромотора - це точка виходу з "особливої зони", а її початок обумовлено зміною знака моменту, що крутить, на валу гідронасоса, що було підтверджено під час стендових досліджень [4]. Спроби аналізу процесів, характерних ГОМТ у нульових режимах, були зроблені на роботах Кісточкіна Є. С., з яких робота [3] є найбільш фундаментальною.

Мета і постановка задачі. В даній роботі пропонується методика визначення координат швидкісних та силових нульових режимів роботи гідромашин у складі ГОМТ з диференціалом "на виході". Об'ємні та механічні втрати в гідромашинах пропонується задавати за допомогою універсальної математичної моделі К. І. Городецького, яка найбільш поширена у вітчизняних публікаціях, а її точність була підтверджена під час стендових та натурних експериментів [1].

Визначення робочих характеристик трансмісії на різних експлуатаційних режимах.

Двопотокові ГОМТ з диференціалом "на виході" мають особливості характерні для всіх типів гідромеханічних передач із розгалуженою потоком потужності:

- існує значення передавального відношення трансмісії $i_{TP} = w_x / w_{об}$, при якому потужність, що проходить через гідрооб'ємну передачу (ГОП) дорівнює нулю, загальний ККД трансмісії при цьому має найвищий показник;

- існують режими роботи з циркуляцією потоків потужності у замкнутому контурі передачі;- зміна режимів роботи гідромашин (насосний, моторний) відбувається, як при реверсі швидкості та крутного моменту вихідного валу (якщо справедливе співвідношення $sign(M_x) = -sign(w_x)$), так і при передавальних відносинах i_{TP} , що відповідають нульовій потужності у ГОП.

Кінематичні схеми тракторних ГОМТ проектується таким чином, що координати швидкісних нульових режимів лежать у межах зміни передавального відношення трансмісії. i_{TP} . Отже кількість змін режимів роботи гідромашин дорівнюватиме двом: при $i_{TP} = 0$ та $i_{TP} = i_{02}$, де i_{02} – координата швидкісного нульового режиму гідромашини №2 [3].

Залежно від способу з'єднанням механічної та гідравлічної гілки із ланками планетарного механізму (сонячною шестернею 1, коронною шестернею 2, водилом 3) існують 6 можливих варіантів ГОМТ з диференціалом "на виході". У табл. 1 наведені спрощена структурна схема та рівняння, для визначення конструктивних коефіцієнтів a , b , c , що залежать від кінематичних (силових) передавальних відносин між ланками базового механізму та будуть використані у подальших розрахунках. Рівняння складено з урахуванням напрямку обертання ланок. Граничні передаточні відношення i_{kj} визначаємо за рівняннями

$$i_{kj} = \begin{cases} i_{\max} \forall i_{0j} \leq 0,5(i_{\max} + i_{\min}), \\ i_{\min} \forall i_{0j} > 0,5(i_{\max} + i_{\min}). \end{cases} \quad (1)$$

де j – номер гідромашини.

При проходженні через нульові точки змінюються знаки наступних компонентів потужності: кутової швидкості нерегульованої гідромашини (ГМ2), крутного моменту регульованої гідромашини (ГМ1), параметра регулювання e , витрати робочої рідини Q . Швидкісне звернення ГМ2 має місце при проходженні i_{02} . При силовому обігу ГМ1, яке визначає початок "особливої зони", послідовно виконуються наступні рівняння, які запишемо щодо i_{TP}

$$i_{0M1} = \frac{\Delta p \cdot (a_2 \cdot sign(M_2) - \Delta Q_2) + a_1 \cdot \Delta M_1 \cdot sign(w_1)}{\Delta p \cdot b_2 \cdot sign(M_2) + b_1 \cdot \Delta M_1 \cdot sign(w_1)}, \quad (2)$$

$$i_{0Q1} = i_{02} - \frac{\Delta Q_2}{b_2 \cdot sign(M_2)}, \quad (3)$$

$$i_{0e1} = i_{02} - \frac{\Delta Q_2}{b_2 \cdot sign(M_2)}, \quad (4)$$

де i_{0M1} – координата силового нульового режиму;

i_{0Q1} – координата нульового режиму витрати;

i_{0e1} – координата нульового режиму параметра регулювання.

Таблиця 1 – Структурна схема ГОМТ з диференціалом "на виході"

Коефіцієнт	Рівняння	Спрощена структурна схема
i_{01}	∞	
i_{02}	$-\frac{k}{i_1 \cdot i_4 \cdot i_5}$	
a_1	$-\text{sign}(c_1)$	
a_2	$\frac{i_{02} \cdot \text{sign}(c_2)}{ i_{k2} - i_{02} }$	
b_1	0	
b_2	$\frac{1 \cdot \text{sign}(c_2)}{ i_{k2} - i_{02} }$	
c_1	$i_1 \cdot i_2$	
c_2	$-\frac{i_4 \cdot i_5}{i_1 \cdot (1 - k)}$	

Основним недоліком методу, який описав у своїх працях Кісточкін Є. С., є спосіб завдання втрат у гідромашинах через відносні величини, тобто для розрахунків використовуються масиви експериментальних даних, побудовані для конкретної гідромашини. Висока точність у разі нівелюється з допомогою великого обсягу підготовчих робіт. Автором статті пропонує вести розрахунок об'ємних та механічних втрат за аналітичними рівняннями Городецького К. І. [5].

$$\Delta Q_{1,2} = K_y \cdot \frac{\Delta p}{\mu} \cdot (1 + c_y \cdot |w_{1,2}|), \quad (5)$$

$$\Delta M_{1,2} = q_{1,2} \cdot \left[K_1 \cdot |w_{1,2}| (1 + K_2 \cdot e^2) + \frac{K_5 (1 + K_4 \cdot |e|)}{1 + K_3 \cdot |w_{1,2}| \cdot D_q} \cdot \Delta p + \frac{K_8 (1 + K_7 \cdot |e|)}{(1 + K_6 \cdot |w_{1,2}| \cdot D_{q1,2})} \right], \quad (6)$$

де K_y, c_y – коефіцієнти витоків;

$K_1 \dots K_8$ – коефіцієнти гідромеханічних втрат;

$q_{1,2}$ – максимальна подача гідромашин, м³/рад;

$D_{q1,2}$ – характерний розмір гідромашин ($D_q = \sqrt[3]{2\pi \cdot q}$);

Δp – перепад робочого тиску на гідронасосі, МПа.

При визначенні ΔM_1 та ΔM_2 необхідно враховувати напрямок потужності через ГОП і залежно від цього розглядати ΔM_1 та ΔM_2 або як втрати крутних моментів, або як прирощення. Круті моменти на валах ГМ1 і ГМ2 визначаємо з формул

$$M_1 = q_1 \cdot e \cdot \Delta p \pm \Delta M_1, \quad (7)$$

$$M_2 = q_2 \cdot \Delta p \mp \Delta M_2. \quad (8)$$

Тут верхні знаки відповідають прямому потоку потужності через ГОП, нижні – зворотному. Підставимо рівняння (5,6) (7,8), а отримані рівняння надалі в (2, 3, 4). На рис. 1 наведено експериментальні осцилограми, отримані на лабораторному стенді ГОМТ [1].

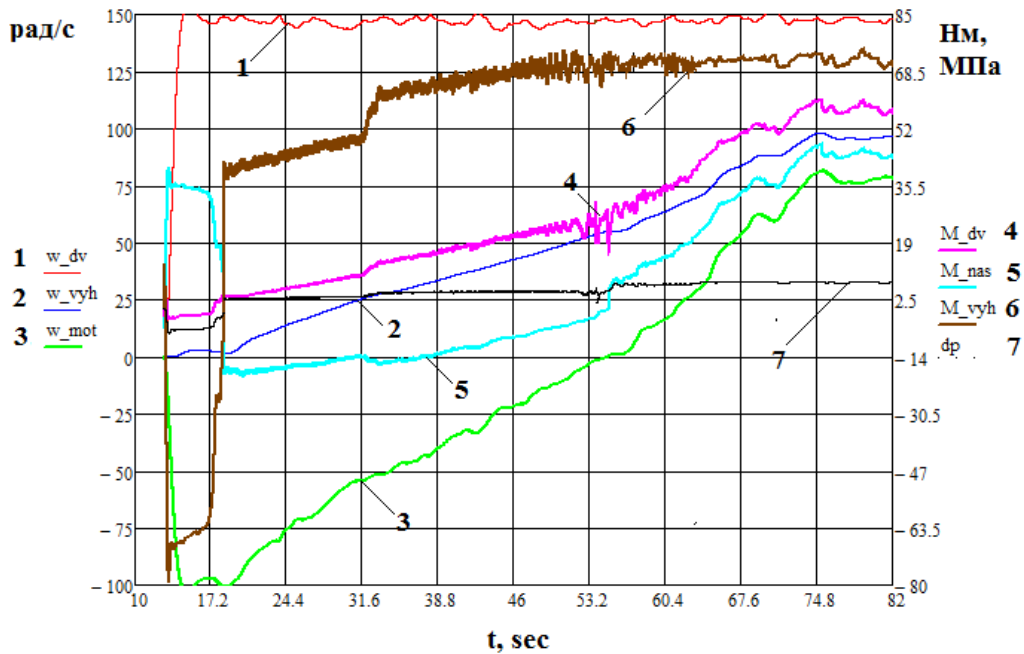
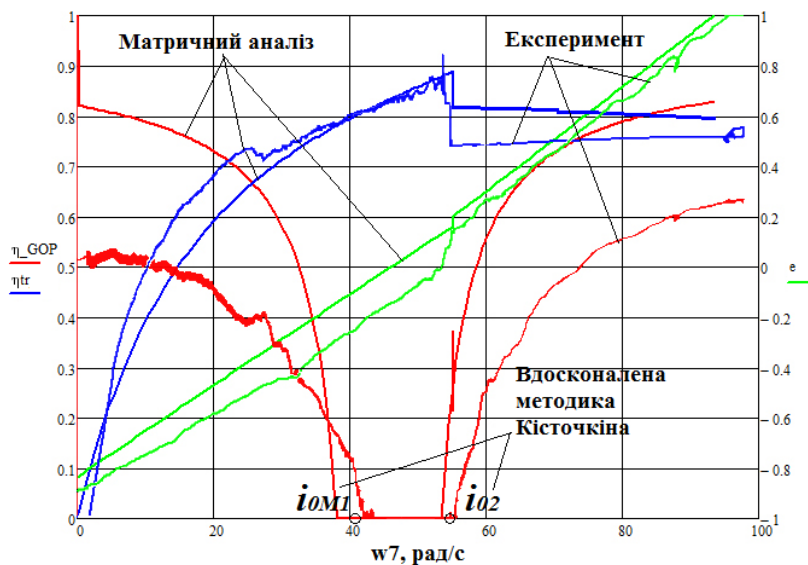


Рис. 1 – Експериментальні осцилограми

На рис. 2 представлені розрахункові (метод матричного аналізу та метод Кісточкіна) та побудовані за експериментальними даними графіки ККД ГОП та ГОМТ для ($M_{vyh} = 70,6$ Нм) від швидкості вихідного валу

Рис. 2 – Теоретичні та експериментальні ККД ГОП та ГОМТ при ($M_{vyh} = 70,6$ Нм)

Експериментальні стендові дослідження проводилися згідно з розробленою методикою і включали 5 серій дослідів при навантаженні вихідного валу 22; 70,6; 102; 134; 180 Нм, при плавному законі регулювання не менше 80 с і з 10-кратним повторенням (вимога ГОСТ 17108-86, адже на стенді використана реєструюча апаратура). Метод матричного аналізу використано у програмі Trans, що розроблений на кафедрі "Автомобіле- та тракторобудування" НТУ "ХПІ". На даний момент це єдиний універсальний програмний продукт, що дозволяє синтезувати структурні схеми ГОМТ всіх типів з подальшим аналізом їх характеристик.

Висновок. Метод Кісточкіна ідентифікує "особливу зону" не через ККД, а через передатне відношення трансмісії. Серійні трактори не планується обладнати датчиками крутного

моменту, проте в магістралях високого і низького тиску розташовані реєструючі датчики. Метод Кісточкіна дозволяє створити алгоритм коригування і виконувати енергоємні с/г операції в зоні високого ККД. Обидва методи підтвердили свою високу точність (матричний аналіз 7-10%, метод Кісточкіна 4-8%) Проведені натурні експерименти на першому українському с/г тракторі з ГОМТ виробництва ПАТ "ХТЗ" підтвердили зростання ТЕП під час роботи трактора у "особливій зоні". Однак реалізувати цей принцип для ГОП з гідромеханічним керуванням складно, адже необхідне чітке позиціонування похилої шайби гідронасоса водієм (необхідні засоби індикації на панелі приладів, які будуть вказувати на роботу у "особливій зоні"). Повною мірою запропоновано розробку можливо втілити на тракторах з електро-пропорційним управлінням ГОП.

Список літератури:

1. Самородов В. Б. Исследование свойств шагового электропривода как системы управления двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссией / В. Б. Самородов, Н. А. Митцель // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – № 5/7 (70). – С. 52–58.
2. Рогов А. В. Развитие методов расчета систем «двигатель – трансмиссия» автомобилей и тракторов: дисс. канд. техн. наук: 05.22.02. / Андрей Владимирович Рогов. – Х., 2006. – 168 с.
3. Бабаев О. М. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / О. М. Бабаев, Л. И. Игнатов, Е. С. Кисточкин, Г. С. Соколов, В. А. Цветков. – Л.: Машиностроение, 1987. – 256 с.
4. Самородов В. Б., Митцель М. О. Система керування гідрооб'ємно-механічною трансмісією на базі крокового двигуна // Тези доповідей науково-практичної конференції з нагоди Дня автомобіліста і дорожника "Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонту і експертизи автомобіля" Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я", 15-16 жовтня 2014 р., Харків. / Міністерство освіти і науки, ХНАДУ. – Харків: ХНАДУ, 2014. – С. 57–59.
5. Аврамов В. П. Гидрообъемные передачи в гидрообъемных трансмиссиях транспортных машин: Учебное пособие. / В. П. Аврамов, В. Б. Самородов – Х.: ХПИ, 1986. – 76 с.

References (transliterated)

1. Samorodov V. B. Yssledovanye svoistv shahovoho elektropyvoda kak systemy upravleniya dvukhpotochnoi hydroobemno-mekhanicheskoi transmyssyei [Study of the properties of a stepper electric drive as a control system for a two-flow hydrostatic-mechanical transmission] / V. B. Samorodov, N. A. Myttsel // Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnolohiy. – 2014. – № 5/7 (70). – S. 52–58.
2. Rohov A. V. Razvytye metodov rascheta system «dvyhatel – tarnsmyssyia» avtomobylei y traktorov [Development of methods for calculating the "engine-transmission" systems of cars and tractors]: dyss. kand. tekhn. nauk: 05.22.02. / Andrei Vladymyrovych Rohov. – Kh., 2006. – 168 s.
3. Babaev O. M. Obemnye hydromekhanicheskiye peredachy: Raschet y konstruyrovanye [Volumetric hydromechanical transmissions: Calculation and design] / O. M. Babaev, L. Y. Yhnatov, E. S. Kystochkyn, H. S. Sokolov, V. A. Tsvetkov. – L.: Mashynostroeny, 1987. – 256 s.
4. Samorodov V. B., Mittsel M. O. Systema keruvannya hidroobiemno-mekhanichnoiu transmissiieiu na bazi krokovoho dvyhuna [The system of keruvannya with hydrostatic-mechanical transmission based on a rocker engine] // Tezy dopovidei naukovopraktychnoi konferentsii z nahody Dnia avtomobilista i dorozhnyka "Novitni tekhnolohii rozvytku konstrukttsii, vyrobnytstva, ekspluatatsii, remontu i ekspertyzy avtomobilia" Informatsiini tekhnolohii: nauka, tekhnika, tekhnolohiia, osvita, zdorovia", 15-16 zhovtnia 2014 r., Kharkiv. / Ministerstvo osvity i nauky, KhNADU. – Kharkiv: KhNADU, 2014. – С. 57–59.
5. Avramov V. P. Hydroobъемные передачи v hydroobemnykh transmyssyiax transportnykh mashyn: Uchebnoe posobyе. [Hydrostatic transmissions in hydrostatic transmissions of transport vehicles: Tutorial] / V. P. Avramov, V. B. Samorodov – Kh.: KhPY, 1986. – 76 s.

Надійшла (received) 10.11.2021 р.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Митцель Микола Олександрович (Митцель Николай Александрович, Mittsel Mykola) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID <https://orcid.org/0000-0002-0722-7799>; e-mail: mittel_nicholay@ukr.net