

УДК 621.83.062

© М. О. Мітцель

Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут"

ДОСЛІДЖЕННЯ ЯВИЩА НЕОДНОЧАСНОЇ ЗМІНИ РЕЖИМІВ РОБОТИ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОМАШИН

Явище неодноразової зміни режимів роботи об'ємних гідромашин в складі двопотокових гідрооб'ємно-механічних трансмісій (ГОМТ) вимагає детального дослідження. В статті подано методику розрахунку "особливих зон" роботи ГОМТ з диференціалом "на виході" з використанням математичної моделі втрат К. І. Городецького.

ТРАНСМІСІЯ, ГІДРОМАШИНА, МАТРИЧНИЙ АНАЛІЗ, ДИФЕРЕНЦІАЛ, ГІДРООБ'ЄМНА ПЕРЕДАЧА.

Постановка проблеми. Впровадження двопотокових ГОМТ на зарубіжних та вітчизняних тракторах вимагає досконалого теоретичного і практичного вивчення робочих процесів, що протікають в трансмісії. В 2014 році ПАТ "ХТЗ" було випущено перший зразок колісного трактора тягового класу 5...6 з ГОМТ, результати випробувань повністю підтвердили розрахунки, тому в 2015 році розпочато виробництво першої дослідної серії цих тракторів [1, 2]. Одним із шляхів підвищення техніко-економічних показників (ТЕП) колісних і 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.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Теоретичні та експериментальні розрахунки вказують, що найвищий ККД ГОМТ досягається в режимі, коли вал гідромотора зупинений [3]. Вся потужність двигуна при цьому передається механічним шляхом, гідрооб'ємна передача (ГОП) працює в так званій "особливій зоні" – зоні, коли регульований гідронасос і нерегульований гідромотор одночасно працюють в насосному режимі на компенсацію власних об'ємних і механічних втрат [4]. Проте, зміна знаку швидкості валу гідромотору – це точка виходу з "особливої зони", а її початок обумовлений зміною знаку крутного моменту на валу гідронасосу, що було підтверджено під час стендових досліджень [5]. Питанню "особливих зон" не приділено достатньої уваги вітчизняними та зарубіжними дослідниками, однак ТЕП трактора можуть бути підвищені саме за рахунок роботи в цих режимах. Спроби аналізу

процесів, що характерні ГОМТ в нульових режимах, були зроблені в роботах Кісточкіна Є. С., робота [4] з яких є найбільш ґрунтовною.

Мета дослідження. В даній роботі пропонується методика визначення координат швидкісних та силових нульових режимів роботи гідромашин в складі ГОМТ з диференціалом "на виході" для можливих структурних схем трансмісії. Об'ємні та механічні втрати в гідромашинах пропонується задавати за допомогою універсальної математичної моделі К. І. Городецького, що є найбільш поширена у вітчизняних публікаціях, а її точність була підтверджена під час стендових та натурних експериментів [2].

Результати дослідження. Двохпотокові ГОМТ з диференціалом "на виході" мають особливості характерні для всіх типів гідромеханічних передач з розгалуженим потоком потужності:

- існує значення передавального відношення трансмісії $i_{TP} = w_x / w_{\partial\delta}$, 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 в замкнутому контурі передачі;

- зміна режимів роботи гідромашин (насосний, моторний) відбувається, як при реверсі швидкості та крутного моменту вихідного валу (якщо справедливо співвідношення $sign(M_x) = -sign(w_x)$), так і при передавальних відношеннях i_{TP} , що відповідають нульовій потужності в ГОП.

Кінематичні схеми тракторних ГОМТ проектуються таким чином, що координати швидкісних нульових режимів лежать в межах зміни передавального відношення трансмісії i_{TP} , а отже кількість змін режимів роботи гідромашин буде дорівнювати двом: при $i_{TP} = 0$ та $i_{TP} = i_{02}$, де i_{02} – координата швидкісного нульового режиму гідромашини №2 [4].

В залежності від способу з'єднанням механічної та гідравлічної гілки з ланками планетарного механізму (сонячною шестернею 1, коронною шестернею 2, водилом 3) існують 6 можливих варіантів ГОМТ з диференціалом "на виході". В таблиці приведено спрощену структурну схему та рівняння для визначення конструктивних коефіцієнтів a , b , c , що залежать від кінематичних (силових) передавальних відношень між ланками базового механізму і будуть використані в подальших розрахунках. Рівняння складені з урахуванням напрямків обертання.

Крайові передавальні відношення i_{kj} визначаємо за формулами

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

де j – номер гідромашини.

Таблиця – 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 | $-\frac{i_4 \cdot i_5}{i_1 \cdot (1 - k)}$ | |

При проходженні через нульові точки змінюються знаки наступних компонентів потужності: кутової швидкості нерегульованої гідромашини (ГМ2), крутячого моменту регульованої гідромашини (ГМ1), параметра регулювання e , розходу робочої рідини Q_1 . Швидкісне обернення ГМ2 має місце при проходженні i_{02} . При силовому оберненні ГМ1, що є початком "особливої зони" послідовно виконуються наступні рівняння, які запишемо відносно i_{TP} :

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

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

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

де i_{0M1} – координати силового нульового режиму; i_{0Q1} – координата нульового режиму розходу; i_{0e1} – координата нульового режиму параметра регулювання.

Основним недоліком методу, що описав в своїх працях Кісточкін Є. С. є спосіб завдання втрат в гідромашинах через відносні величини, тобто для розрахунків використовуються масиви експериментальних даних, що побудовані для конкретної гідромашини. Висока точність в цьому випадку нівелюється за рахунок великого об'єму підготовчих робіт.

Автором статті пропонується вести розрахунок об'ємних $\Delta Q_{1,2}$ та механічних $\Delta M_{1,2}$ втрат за рівняннями:

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

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

де K_y, c_y – коефіцієнти витоку; $K_1 \dots K_8$ – коефіцієнти гідромеханічних втрат; $q_{1,2}$ – максимальна подача гідромашини, м³/рад; $D_{q1,2}$ – характерний розмір гідромашини ($D_q = \sqrt[3]{2\pi \cdot q}$); Δp – перепад робочого тиску на гідронасосі, МПа.

При визначенні ΔM_1 та ΔM_2 необхідно враховувати напрям потужності через ГОП і залежно від цього розглядати ΔM_1 та ΔM_2 або як втрати моментів, або як збільшення.

Крутні 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) в (7,8), а отримані рівняння надалі в (2,3,4).

На рис. 1 приведено експериментальні осцилограми отримані на лабораторному стенді ГОМТ [2].

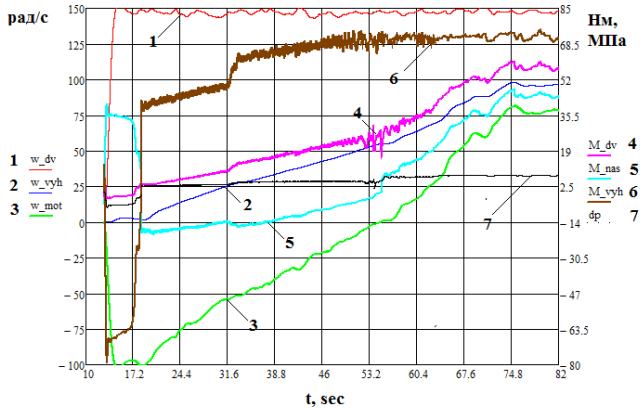


Рис. 1 – Експериментальні осцилограми

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

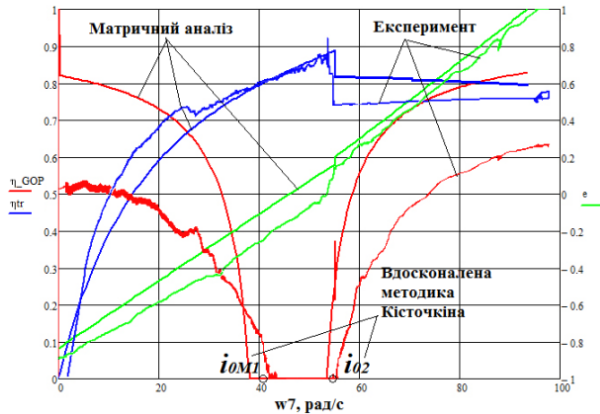


Рис. 2 – Теоретичні та експериментальні ККД ГОП та ГОМТ при ($M_{vyh} = 70,6$ Нм)

Експериментальні стендові дослідження проводились згідно розробленої методики і включали 5 серій дослідів при навантаженні вихідного валу 22; 70,6; 102; 134; 180 Нм, при плавному законі регулювання не менше 80 сек та з 10-ти разовим повторенням (вимога ГОСТ 17108-86, адже на стенді використана ресструюча апаратура).

Висновки. Метод матричного аналізу було використано в програмі Trans, розробленій на кафедрі "Автомобіле- і тракторобудування" НТУ "ХПІ". На даний момент це єдиний універсальний програмний продукт, що дозволяє синтезувати структурні схеми ГОМТ всіх типів, з подальшим аналізом їх характеристик.

Метод Кісточкіна ідентифікує "особливу зону" не через ККД, а через передавальне відношення трансмісії. Серійні трактори не плануються обладнувати датчиками крутного моменту, проте в магістралях високого та низького тиску є ресструючі датчики. Метод Кісточкіна дозволяє створити алгоритм коректування e за Δr та $V_T(n_T)$, та виконувати енергомісткі с/г операції в зоні найвищого 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 при роботі трактора в "особливій зоні". Однак реалізувати даний принцип для ГОП з гідромеханічним управлінням складно, адже необхідно чітко позиціонування наклонної шайби гідронасоса водієм (необхідні засоби індикації на панелі приладів, що будуть вказувати на роботу в "особливій зоні"). В повній мірі запропонована розробка буде втілена на тракторах з електро-пропорційним управлінням ГОП.

Література

1. Губин В.В. Ребрендинг, полный апгрейд и полный вперед! / В. В. Губин // AgroToday. – октябрь 2014 (пилотный выпуск). – С. 5–7.
2. 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.
3. 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.
4. 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.

5. Самородов В.Б., Міцель М.О. Система керування гідروоб'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.

Рецензент д.т.н., проф. В.Б. Самородов