

РОЗВИТОК КОМПЛЕКСУ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ТА МЕТОДИК МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ

І.О. Таран, І.Ю. Клименко, Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет», Україна

Розглянуто питання комплексного дослідження зміни силових, кінематичних та енергетичних параметрів гідрооб'ємно-механічної трансмісії «з диференціалом на виході» при її роботі на тяговому та транспортному діапазонах руху шахтного дизелевоза. Значення основних параметрів трансмісії, а саме максимальної швидкості руху дизелевоза, максимальної кутової швидкості вала гідромотора та гідронасоса, максимального значення коефіцієнта корисної дії трансмісії, максимального перепаду робочого тиску в гідрооб'ємній передачі, були отримані шляхом вирішення складеної в роботі системи алгебраїчних рівнянь. Отримані результати будуть використані при визначенні вихідних даних для моделювання процесу гальмування шахтного дизелевоза.

Вступ. Пріоритетність розвитку гірничовидобувної галузі визначена сучасним станом паливно-енергетичного комплексу України. Вугілля є головним енергоносієм, що зменшує залежність вітчизняної економіки від імпорту газу та нафти. Тому питання підвищення ефективності функціонування гірничо-видобувних підприємств набули надзвичайної актуальності. Це стосується в першу чергу технологічних процесів видобутку та транспортування корисних копалин з одночасним покращанням експлуатаційних характеристик обладнання. Широке застосування нових технологічних схем видобутку вимагає підвищення ефективності функціонування рейкового транспорту, що можливо за рахунок використання дизелевозів.

Стан питання. Трансмісія, як складний багаторежимний агрегат, вимагає ретельного дослідження з метою визначення конструктивних параметрів, що забезпечують надійність конструкції, високий ККД і відповідність технічних характеристик трансмісії функціональному призначенню транспортного засобу. Це обумовлено тим, що трансмісія тягово-транспортної машини в значній мірі визначає її експлуатаційні якості і обумовлює ефективну передачу енергії, яка реалізується в тягове зусилля. Сучасні безступінчасті гідрооб'ємно-механічні трансмісії (ГОМТ), являють собою складні технічні системи зі змінною структурою, що характеризуються як в статиці, так і в динаміці величезним числом конструктивних і робочих параметрів. Наукове обґрунтування і розрахунково-теоретичні методики застосування в шахтному тяговому транспорті безступінчастих двопотокових ГОМТ розглядались в роботах [1 – 3].

Мета роботи – розвиток комплексу математичних моделей та методик моделювання безступінчастих трансмісій, що працюють у складі дизелевоза, для підвищення техніко-економічних показників дизелевоза в реальних умовах експлуатації завдяки математичному моделюванню обраного об'єкту.

Матеріали досліджень. Достовірність розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ різних структур, суттєво залежить від обраних початкових даних. Початковими значеннями кутових швидкостей ланок елементів трансмісії та перепаду робочого тиску в ГОП є ті значення, які мали елементи ГОМТ в момент переходу шахтних дизелевозів з режиму розгону або рівномірного руху в режим гальмування.

Оскільки основною метою роботи не є дослідження перехідних процесів в елементах трансмісії при переході з режиму розгону в режим гальмування, початкові дані для моделі процесу гальмування визначимо з моделей, що описують рівномірний рух шахтних дизелевозів, тобто нехтуємо силами опору руху та опору повітря, зважаючи на мале значення останньої величини (максимальна швидкість дизелевозів, що розглядаються не перевищуватиме 20 км/год).

В роботі [4] розглядаються перспективні з точки зору простоти конструкції та значення коефіцієнта корисної дії (ККД) ГОМТ з «диференціалом на виході», що адаптовані під шахтні

дизелевози, з максимальним значенням ККД в діапазоні 0,85 – 0,9. Саме цю трансмісію розглянемо як об'єкт математичного моделювання. Запропонована трансмісія ГОМТ № 2 що працює по схемі з диференціалом на виході призначена для використання у шахтних дизелевозах масою 10 тон з радіусом коліс 0,3 м, з максимальною швидкістю руху 10 км/год на тяговому, та швидкістю 20 км/год на транспортному діапазонах. Незважаючи на те, що в роботі [4] для схеми ГОМТ № 2 пропонується використання гідромашин робочим об'ємом по 70 см³, для підвищення ККД трансмісії розглянемо регульований гідронасос та гідромотор з робочим об'ємом по 90 см³ кожний. Розроблена структурна схема трансмісії представлена на рис. 1.

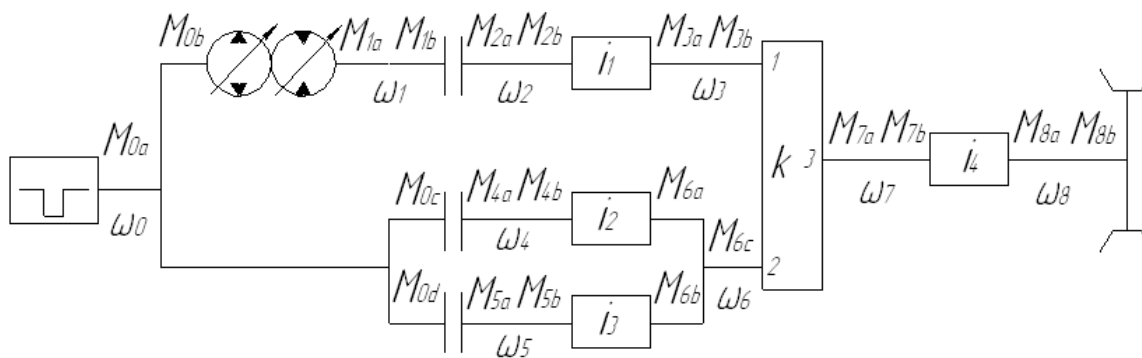


Рис. 1. Структурна схема ГОМТ № 2

Запропонована трансмісія реверсивна. Реалізація руху заднім ходом відбувається після увімкнення паразитної шестерні (на рис. 1 не наведена). Розподіл кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ при русі заднім ходом буде аналогічним, як і при русі переднім ходом.

Основні конструктивні параметри ГОМТ № 2, що розглядається у роботі:

- передавальні відношення: $i_1 = 0,27$, $i_2 = 0,21$, $i_3 = 0,49$, $i_4 = 0,206$;
- внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду: $k = -1,2$.

У роботі [5] встановлено, де з точки зору динаміки процесу гальмування, рекомендується розміщувати зчеплення в ГОМТ. Рекомендоване місце розташування зчеплення в роботі [5] повністю співпало з рекомендаціями з роботи [4], тобто в ГОМТ з диференціалом на виході (ГОМТ №2) перевага надається розміщенню зчеплення в гідравлічній гілці замкнутого контуру за ГОП.

Мета роботи [4] не передбачувала комплексне дослідження зміни силових, кінематичних та енергетичних параметрів ГОМТ, тому проаналізуємо зміну основних параметрів трансмісії ГОМТ №2 при її роботі на транспортному та тяговому діапазонах. Як вже повідомлялось це необхідно для визначення вихідних даних для моделювання процесу гальмування шахтного дизелевоза. Значення кінематичних, силових та енергетичних параметрів визначаються шляхом розв'язання складеної у роботі системи алгебраїчних рівнянь – вираз (1) – для ГОМТ №2. В процесі складання систем алгебраїчних рівнянь використовувалися моделі Самородова В.Б. та Городецького К.І.[6, 7].

Система алгебраїчних рівнянь, що описує зміну силових, кінематичних та енергетичних параметрів для ГОМТ №2 (статична):

$$\left\{ \begin{array}{l}
\omega_0 = \omega_d; \\
e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_0 - e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_1 = \gamma \cdot \Delta Q + \frac{\Delta P \cdot V_{0*}}{2 \cdot \pi \cdot E(g^*)} \cdot (|\omega_{00}| + |\omega_{01}|); \\
\Delta Q = \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_{00}|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_{01}|) \right) \cdot \Delta P; \\
\omega_1 - \omega_2 = 0; \quad \omega_2 \cdot i_1 - \omega_3 = 0; \\
\omega_0 - \omega_4 = 0, \quad Y = 1; \quad \omega_4 \cdot i_2 - \omega_6 = 0; \\
\omega_0 - \omega_5 = 0, \quad Y = 0; \quad \omega_5 \cdot i_3 - \omega_6 = 0; \\
\omega_3 - k \cdot \omega_6 + (k - 1) \cdot \omega_7 = 0; \quad \omega_7 \cdot i_4 - \omega_8 = 0; \\
M_{0b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_{00}); \\
\Delta M_1 = q_1 \cdot \left[\bar{K}_1 \cdot |\omega_{00}| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_1^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_1|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_{00}| \cdot D_{q1})} \cdot \Delta P_0 + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_1|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_{00}| \cdot D_{q1})} \right]; \\
D_{q1} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_1}; \quad M_{1a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{01}); \\
\Delta M_2 = q_2 \cdot \left[\bar{K}_1 \cdot |\omega_{01}| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_2^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_2|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_{01}| \cdot D_{q2})} \cdot \Delta P_0 + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_2|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_{01}| \cdot D_{q2})} \right]; (1) \\
D_{q2} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_2}; \quad M_{1b} + M_{2a} = 0; \\
M_{2b} \cdot \eta_1^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{2b})} + i_1 \cdot M_{3a} = 0; \\
M_{0c} + M_{4a} = 0, \quad Y = 1; \quad M_{0d} = M_{5a} = 0, \quad Y = 1; \quad M_{4b} \cdot \eta_2^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{4b})} + i_2 \cdot M_{6a} = 0; \\
M_{0d} + M_{5a} = 0, \quad Y = 0; \quad M_{0c} = M_{4a} = 0, \quad Y = 0; \quad M_{5b} \cdot \eta_3^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{5b})} + i_3 \cdot M_{6b} = 0; \\
M_{3b} \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{3b})} + M_{6c} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{6c})} + M_{7a} = 0; \\
M_{3b} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{3b})} + M_{6c} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{6c})} = 0; \\
M_{7b} \cdot \eta_4^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{7b})} + i_4 \cdot M_{8a} = 0; \\
M_{8b} - G \cdot f \cdot r = 0; \\
M_{0a} + M_{0b} + M_{0c} + M_{0d} = 0; \\
M_{1a} + M_{1b} = 0; \quad M_{2a} + M_{2b} = 0; \\
M_{3a} + M_{3b} = 0; \quad M_{4a} + M_{4b} = 0; \\
M_{5a} + M_{5b} = 0; \quad M_{6a} + M_{6b} + M_{6c} = 0; \\
M_{7a} + M_{7b} = 0; \quad M_{8a} + M_{8b} = 0,
\end{array} \right.$$

де ω_i – кутова швидкість ланки трансмісії; ω_d – кутова швидкість колінчастого валу двигуна; i_j – передавальне відношення; k – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду; e_1, e_2 – параметри регулювання гідромашин ГОП; q_1, q_2 – максимальна продуктивність гідромашин; γ – коефіцієнт, що характеризує напрям потоку потужності ($\gamma = 1$ – прямий потік потужності; $\gamma = -1$ – зворотний потік потужності); ΔQ – втрати робочої рідини у всіх гідромашинах, які обчислюються з урахуванням знаку перепаду тиску в ГОП; ΔP – перепад

робочого тиску в ГОП; V_{0*} – об’єм рідини, що стискається; $E(g^*)$ – модуль пружності робочої рідини, що залежить від відсотка g^* газомісту; ω_{02} , ω_{00} – кутова швидкість вала гідронасоса (ω_{02} – відповідає схемі ГОМТ з диференціалом на вході, ω_{00} – відповідає схемі ГОМТ з диференціалом на виході), обчислена при ітераційному вирішенні нелінійної матричної системи на попередній ітерації, для першої ітерації приймається рівною 0; ω_{03} , ω_{01} – кутова швидкість вала гідромотора (ω_{03} – відповідає схемі ГОМТ з диференціалом на вході, ω_{01} – відповідає схемі ГОМТ з диференціалом на виході), обчислена при ітераційному вирішенні нелінійної матричної системи на попередній ітерації, для першої ітерації приймається рівною 0; K_{iy} , C_{iy} – коефіцієнти втрат для гідронасоса ($i=1$) і для гідромотора ($i=2$); μ – коефіцієнт динамічної в’язкості; Y – коефіцієнт, що характеризує діапазон руху ($Y=1$ – тяговий, $Y=0$ – транспортний); M_{nm} – моменти на ланках ГОМТ; m – індекси, що відповідають номеру кутової швидкості ланки; n – індекси-букви, що відповідають моментам на кінцях ланок; η_j – ККД редуктора; Θ – коефіцієнт урахування втрат в зубчастих зачепленнях ($\Theta=0$ – без урахування втрат, $\Theta=-1$ з урахуванням втрат в зубчастих зачепленнях); N_{nm} – потужність, що передається ланками ГОМТ; η_{13} , η_{23} – ККД в зубчастих зачепленнях сонце-сателіт і епіцикл-сателіт при зупиненому водилі, що визначають втрати моментів; ΔM_1 , ΔM_2 – втрати моменту в гідромашинах; $\bar{K}_1, \bar{K}_2, \dots, \bar{K}_8$ – коефіцієнти гідромеханічних втрат; D_{qi} – характерний розмір гідромашини; ΔP_0 – перепад робочого тиску в ГОП, обчислений при ітераційному вирішенні нелінійної матричної системи на попередній ітерації, для першої ітерації приймається рівною 0; G – вага шахтного дизелевоза; r – радіус коліс; f – коефіцієнт опору руху.

З урахуванням специфіки моделі, для вирішення рівнянь (1) використовувалась підсистема Simulink (рис. 2) системи Matlab.

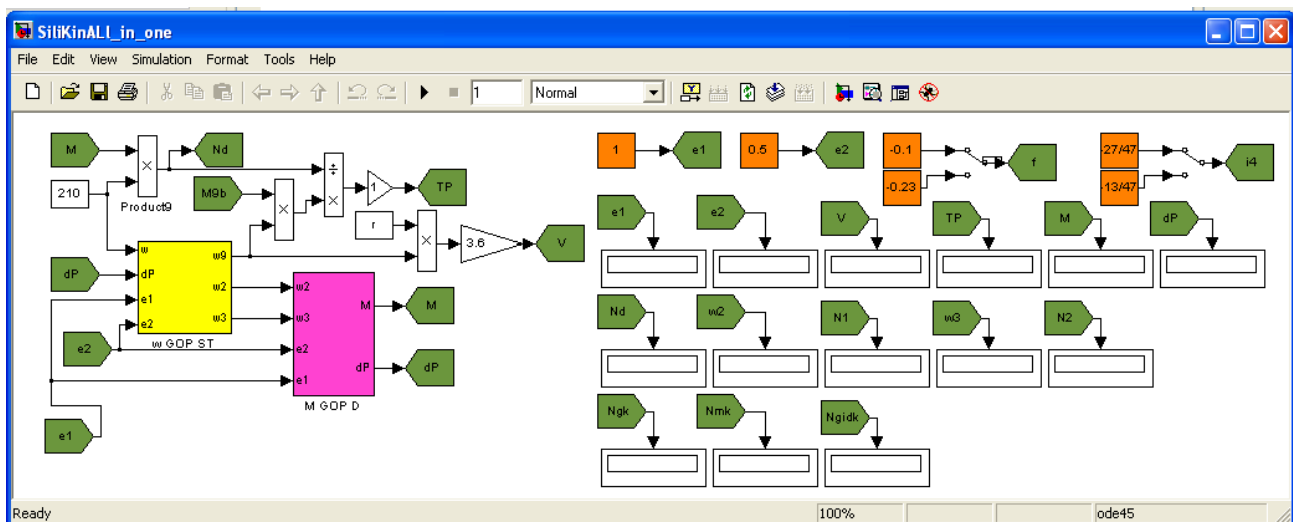


Рис. 2. Зовнішній вигляд програмної реалізації, що дозволяє вирішити систему рівнянь (1)

Результати теоретичних досліджень ГОМТ №2 наведені в табл. 1 та 2 й на рис. 3 та 4, де: V – швидкість руху дизелевоза; η – ККД трансмісії; M – крутний момент на валу колінчастого вала; N_d – потужність двигуна; N_1 – потужність, що входить в ГОП; N_2 – потужність, що виходить з ГОП; N_{gk} – потужність, що виходить з гідравлічної гілки замкнутого контуру ГОМТ; N_{mk} – потужність, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ; N_{gid} – відношення потужності у відсотках, що передається через гідравлічну гілку до вихідної потужності із замкнутого контуру.

Таблиця 1. Результати теоретичного дослідження ГОМТ №2 на тяговому діапазоні руху шахтного дизелевоза

e_1	e_2	V , км/год	η	$M=M_{0a}$, Нм	dP , МПа	$N_d=N_{0a}$, кВт	w_0 , рад/с	$N_1=N_{0b}$, кВт	w_1 , рад/с	$N_2=N_{1a}$, кВт	$N_{gk}=N_{3b}$, кВт	$N_{mk}=N_{6c}$, кВт	$N_{gid}=N_{6c}/$ $(N_{6c}+N_{3b})$
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-0,84	1,00	0,09	0,059	44,52	-11,08	9,35	210,00	26,27	-192,70	-32,30	32,96	-34,90	0
-0,80	1,00	0,32	0,193	50,15	-11,11	10,53	210,00	25,08	-184,10	-30,86	31,49	-34,90	0
-0,70	1,00	0,91	0,422	64,49	-11,20	13,54	210,00	22,07	-162,60	-27,25	27,81	-34,90	0
-0,60	1,00	1,50	0,565	79,20	-11,28	16,63	210,00	18,98	-141,00	-23,64	24,12	-34,90	0
-0,50	1,00	2,09	0,661	94,28	-11,36	19,80	210,00	15,82	-119,50	-20,03	20,43	-34,90	0
-0,40	1,00	2,68	0,728	109,70	-11,43	23,04	210,00	12,57	-97,89	-16,41	16,74	-34,90	0
-0,30	1,00	3,27	0,777	125,50	-11,49	26,37	210,00	9,25	-76,29	-12,79	13,05	-34,90	0
-0,20	1,00	3,86	0,812	141,70	-11,52	29,76	210,00	5,86	-54,66	-9,16	9,35	-34,90	0
-0,10	1,00	4,45	0,839	158,20	-11,51	33,22	210,00	2,40	-32,96	-5,52	5,64	-34,90	0
0,00	1,00	5,05	0,862	174,80	-11,33	36,70	210,00	-1,08	-11,10	-1,86	1,90	-34,90	0
0,10	1,00	5,58	0,862	193,10	-13,03	40,54	210,00	-4,92	8,34	1,52	-1,49	-34,90	0,041
0,20	1,00	6,14	0,867	211,30	-12,83	44,36	210,00	-8,75	28,81	5,24	-5,13	-34,90	0,128
0,30	1,00	6,69	0,869	229,70	-12,81	48,24	210,00	-12,62	49,13	8,93	-8,75	-34,90	0,200
0,40	1,00	7,24	0,870	248,50	-12,83	52,18	210,00	-16,56	69,39	12,61	-12,36	-34,90	0,262
0,50	1,00	7,79	0,869	267,60	-12,88	56,19	210,00	-20,58	89,63	16,29	-15,96	-34,90	0,314
0,60	1,00	8,35	0,868	287,10	-12,94	60,28	210,00	-24,66	109,80	19,96	-19,56	-34,90	0,359
0,70	1,00	8,90	0,865	306,90	-13,01	64,44	210,00	-28,83	130,00	23,63	-23,16	-34,90	0,399
0,80	1,00	9,45	0,862	327,10	-13,09	68,68	210,00	-33,06	150,20	27,30	-26,75	-34,90	0,434
0,90	1,00	10,00	0,859	347,60	-13,16	72,99	210,00	-37,37	170,40	30,96	-30,35	-34,90	0,465
1,00	1,00	10,55	0,855	368,40	-13,24	77,37	210,00	-41,76	190,60	34,63	-33,94	-34,90	0,493

Таблиця 2. Результати теоретичного дослідження ГОМТ №2 на транспортному діапазоні руху шахтного дизелевоза

e1	e2	V, км/год	η	M = M _{об} , Нм	dP, МПа	N _d = N _{об} , кВт	w ₀ , рад/с	N ₁ = N _{об} , кВт	w ₁ , рад/с	N ₂ = N _{1а} , кВт	N _{gk} = N _{3б} , кВт	N _{mk} = N _{6с} , кВт	N _{gid} = N _{6с} / (N _{6с} +N _{3б})
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-1,00	0,50	0,06	0,012	67,93	-8,01	14,27	210,00	21,87	-455,10	-33,16	33,84	-35,41	0
-1,00	0,60	2,32	0,355	84,60	-6,88	17,77	210,00	18,37	-372,50	-27,15	27,70	-35,41	0
-1,00	0,70	3,87	0,515	97,61	-5,99	20,50	210,00	15,63	-315,50	-22,99	23,46	-35,41	0
-1,00	0,80	5,01	0,602	108,00	-5,28	22,67	210,00	13,46	-273,70	-19,94	20,35	-35,41	0
-1,00	0,90	5,88	0,656	116,30	-4,71	24,43	210,00	11,70	-241,70	-17,62	17,98	-35,41	0
-1,00	1,00	6,57	0,692	123,20	-4,23	25,88	210,00	10,25	-216,50	-15,78	16,10	-35,41	0
-0,90	1,00	7,15	0,729	127,30	-4,31	26,73	210,00	9,41	-195,40	-14,24	14,53	-35,41	0
-0,80	1,00	7,73	0,761	131,70	-4,39	27,65	210,00	8,49	-174,20	-12,70	12,96	-35,41	0
-0,70	1,00	8,30	0,790	136,40	-4,46	28,64	210,00	7,49	-153,10	-11,16	11,38	-35,41	0
-0,60	1,00	8,88	0,815	141,50	-4,53	29,71	210,00	6,43	-131,90	-9,61	9,81	-35,41	0
-0,50	1,00	9,46	0,836	146,90	-4,59	30,85	210,00	5,29	-110,70	-8,07	8,24	-35,41	0
-0,40	1,00	10,04	0,853	152,70	-4,64	32,06	210,00	4,07	-89,54	-6,53	6,66	-35,41	0
-0,30	1,00	10,62	0,868	158,80	-4,68	33,34	210,00	2,79	-68,31	-4,98	5,08	-35,41	0
-0,20	1,00	11,20	0,879	165,20	-4,69	34,69	210,00	1,44	-47,05	-3,43	3,50	-35,41	0
-0,10	1,00	11,78	0,889	171,90	-4,62	36,10	210,00	0,04	-25,71	-1,87	1,91	-35,41	0
0,00	1,00	12,37	0,899	178,50	-4,30	37,49	210,00	-1,36	-4,13	-0,30	0,30	-35,41	0
0,10	1,00	12,89	0,895	186,90	-6,02	39,24	210,00	-3,11	15,03	1,19	-1,16	-35,41	0,031
0,20	1,00	13,46	0,894	195,30	-5,89	41,01	210,00	-4,87	35,83	2,83	-2,77	-35,41	0,073
0,30	1,00	14,02	0,893	203,90	-5,87	42,81	210,00	-6,68	56,52	4,47	-4,38	-35,41	0,110
0,40	1,00	14,59	0,890	212,80	-5,89	44,68	210,00	-8,55	77,17	6,10	-5,98	-35,41	0,144
0,50	1,00	15,15	0,886	222,00	-5,94	46,62	210,00	-10,48	97,78	7,73	-7,57	-35,41	0,176
0,60	1,00	15,71	0,881	231,50	-5,99	48,62	210,00	-12,49	118,40	9,35	-9,17	-35,41	0,206
0,70	1,00	16,27	0,875	241,40	-6,06	50,70	210,00	-14,56	139,00	10,98	-10,76	-35,41	0,233
0,80	1,00	16,83	0,868	251,60	-6,12	52,84	210,00	-16,71	159,50	12,60	-12,35	-35,41	0,259
0,90	1,00	17,39	0,861	262,20	-6,19	55,06	210,00	-18,92	180,10	14,23	-13,94	-35,41	0,283
1,00	1,00	17,96	0,853	273,10	-6,26	57,34	210,00	-21,21	200,60	15,85	-15,53	-35,41	0,305

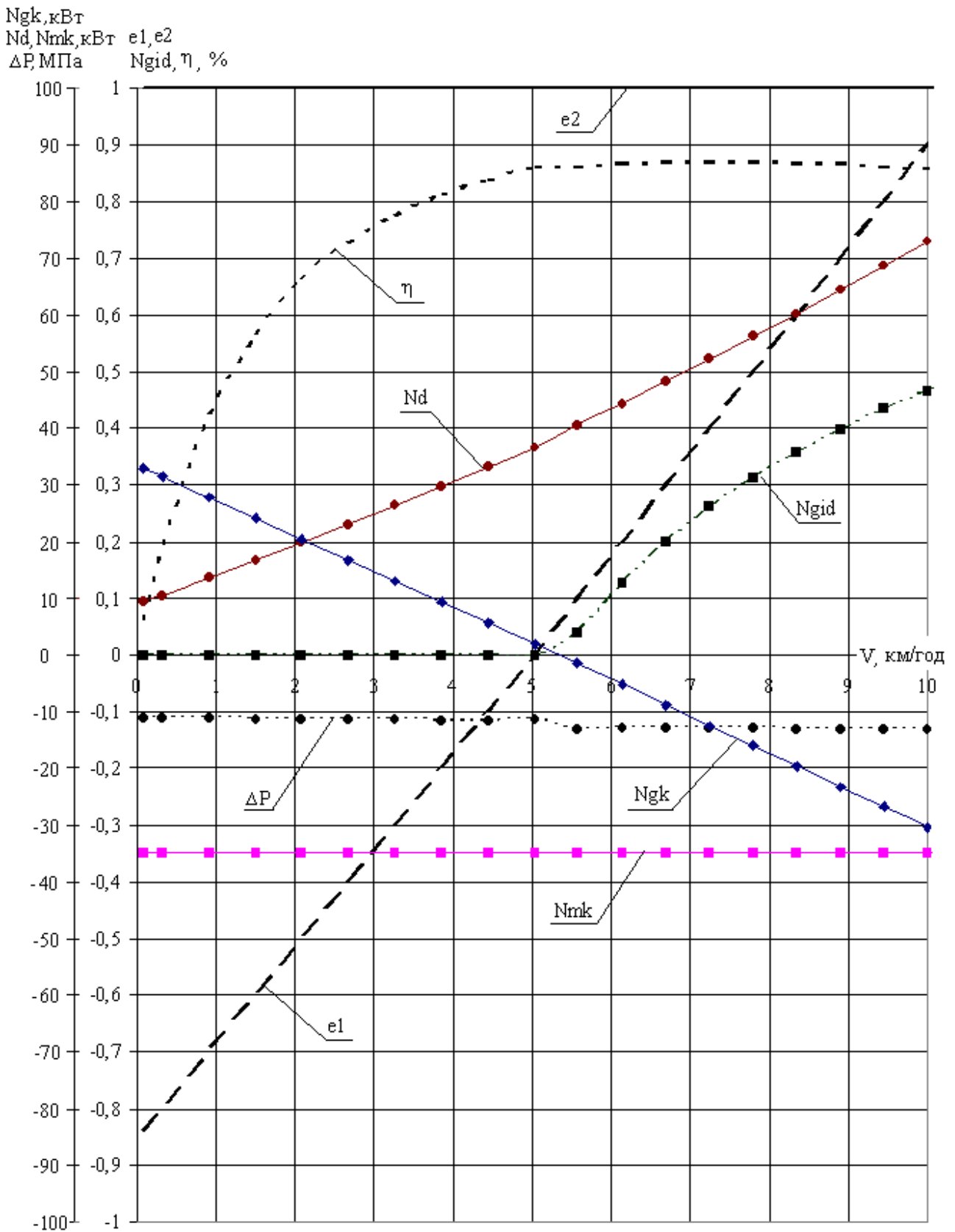


Рис. 3. Результати теоретичного дослідження ГОМТ №2 на тяговому діапазоні руху шахтного дизелевозу

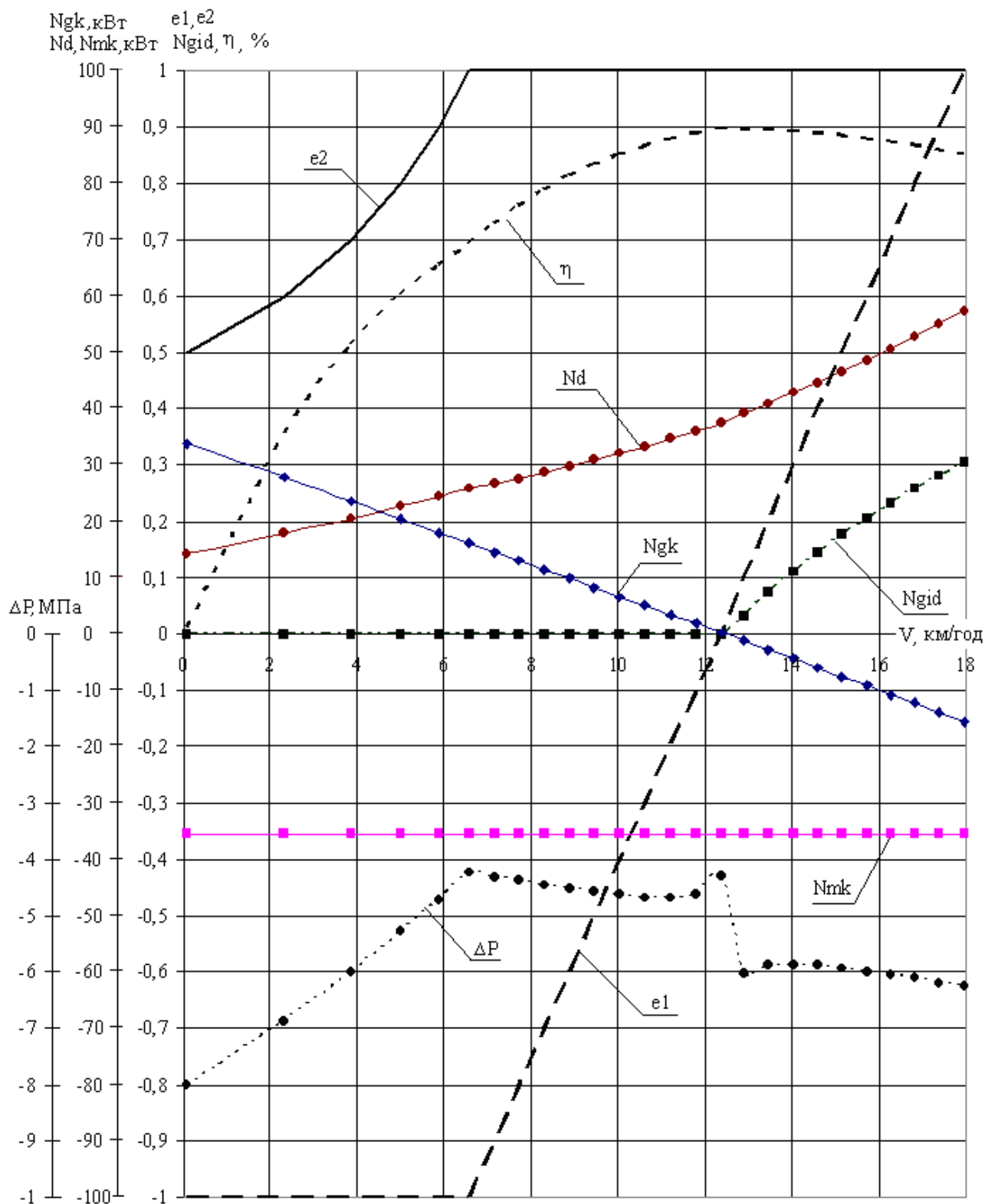


Рис. 4. Результати теоретичного дослідження ГОМТ №2 на транспортному діапазоні руху шахтного дизелевоза

В процесі статичного аналізу ГОМТ №2 встановлено наступне:

- максимальна швидкість руху шахтного дизелевоза на транспортному діапазоні при використанні ГОМТ №2 дорівнює 18 км/год;
- максимальне значення кутової швидкості вала гідромотора ГОМТ №2 при русі на тяговому діапазоні складає -192,70 рад/с на транспортному -455,10 рад/с (сучасні гідромашини

- «PSM-HYDRAYLIKS» обраного типорозміру витримують кутову швидкість до 460,0 рад/с);
- у замкнутому контурі ГОМТ №2 при русі шахтного дизелевоза від нульової швидкості до швидкості, що відповідає значенню $e_1=0,1$, спостерігається циркуляція потужності із переважанням механічної гілки трансмісії;
 - максимальне значення ККД ГОМТ №2 при русі на тяговому діапазоні 0,870, на транспортному –0,899;
 - максимальний перепад робочого тиску в ГОП ГОМТ №2 при русі на тяговому діапазоні дорівнює -13,24, а на транспортному діапазоні -8,01 (сучасні гідромашини «PSM-HYDRAYLIKS» обраного типорозміру витримують перепад робочого тиску до 40,0 МПа);
 - максимальне значення кутової швидкості валу гідронасоса ГОМТ №2 в як при русі на тяговому, так і на транспортному діапазонах дорівнює 210,00 рад/с (сучасні гідромашини «PSM-HYDRAYLIKS» обраного типорозміру витримують кутову швидкість до 460,0 рад/с).

Висновки. При проведенні комплексного дослідження зміни силових, кінематичних та енергетичних параметрів ГОМТ «з диференціалом на виході», проаналізовано зміну основних параметрів трансмісії при її роботі на транспортному та тяговому діапазонах. Значення кінематичних, силових та енергетичних параметрів визначено шляхом розв'язання складеної системи алгебраїчних рівнянь, що розцінюється як розвиток комплексу математичних моделей та методик моделювання безступінчастих трансмісій, що працюють у складі дизелевоза. Встановлено максимальну швидкість руху шахтного дизелевоза, максимальне значення кутової швидкості валу гідромотора, максимальне значення ККД ГОМТ, максимальний перепад робочого тиску в ГОП, максимальне значення кутової швидкості валу гідронасоса ГОМТ та взаємозв'язок цих параметрів при русі дизелевоза на тяговому і транспортному діапазонах.

У замкнутому контурі ГОМТ №2, що працює за схемою «диференціал на виході» при русі шахтного дизелевоза від нульової швидкості до швидкості, що відповідає значенню $e_1=0,1$, спостерігається циркуляція потужності із переважанням механічної гілки трансмісії. Це властиво для всього класу двопотокових трансмісій, які працюють за схемою «диференціал на виході», що переконливо доведено в [1].

Список літератури

1. Таран І.А. Наукове обґрунтування нових технічних рішень з удосконалення трансмісії шахтного дизелевоза/ І.А. Таран // Збірник наукових праць НГУ. – 2015. – Вип. 46. – С. 104 – 115.
2. Таран І.А. Инновационный математический инструментальный сравнительного анализа трансмиссий транспортных средств / И.А. Таран, И.Ю. Клименко // Науковий вісник НГУ. – 2014. – № 3. – С.76-82.
3. Таран І.А. Взаимосвязь кругового передаточного отношения двухпоточной трансмиссии с параметром регулирования в случае планетарного механизма на входе / И.А. Таран // Наукові нотатки. – 2012. – Вип. 37. – С. 316 – 320.
4. Таран І.А. Взаимосвязь кругового передаточного отношения двухпоточной трансмиссии с параметром регулирования в случае планетарного механизма на выходе / И.А. Таран // Науковий вісник НГУ. – 2012. – № 3. – С. 78 – 85.
5. Бондаренко А.І. Порівняльний аналіз результатів експериментальних та теоретичних досліджень робочих процесів в гідрооб'ємно-механічних трансмісіях / А.І. Бондаренко // Наукові нотатки. – 2015. – № 48. – С. 28 – 35.
6. Самородов В.Б. Сравнение двух бесступенчатых гидрообъемно-механических двухпоточных трансмиссий гусеничного трактора / В.Б. Самородов, И.В. Удод, О.И. Деркач // Вісник НТУ «ХПІ». – 2012. – № 19. – С. 47 – 52.
7. Городецкий К.И. Математическая модель объемных гидромашин / К.И. Городецкий, А.А. Михайлин // Вестник машиностроения. – 1981. – №9. – С.14-17.