

В.Б. САМОРОДОВ, Є.С. ПЕЛИПЕНКО

РОЗРАХУНКОВО-ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ГІДРООБ'ЄМНОГО МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ

Робота присвячена розрахунково-теоретичному вибору раціональних передавальних відносин ланцюга редукторів гідрооб'ємного механізму повороту (ГОМП) українського гусеничного трактора ХТЗ-200, випущених в 1995 році малою серією (23 од.) Харківським тракторним заводом. Одним з пріоритетних завдань для тракторів такого типу є підвищення характеристик силового агрегата двигун - трансмісія. Великої популярності набувають гідрооб'ємні механізми повороту в трансмісіях гусеничних тракторів за рахунок ряду переваг - істотно зменшуються шкідливі впливи на ґрунт (зниження буксування з 15-20% до 3-4% і питомого тиску на ґрунт з 0,9 кг/см² до 0,45 кг/см² у порівнянні з колісними тракторами однакової потужності). ГОМП дозволяє не відключати відстаючий борт гусеничного трактора на повороті і забезпечувати його значно точніше і плавніше. Кількість управляючих впливів на кермо суттєво зменшується.

В роботі розроблена та представлена математична модель трансмісії гусеничного трактора ХТЗ-200 і наведено залежність основних характеристик повороту трактора від передаточного числа ланцюга редукторів гідромотора ГОМП. Доведено, що збільшення передавального відношення ланцюга редукторів гідромотора ГОМП трактора дозволяє отримати менші радіуси повороту і збільшити кутову швидкість повороту, але в той же час це призведе до зростання тиску робочої рідини в системі гідрооб'ємної передачі. Визначено раціональне передавальне відношення ланцюга редукторів гідромотора ГОМП в процесі моделювання повороту трактора ХТЗ-200 на стерні.

Ключові слова: гусеничний трактор, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, математична модель, ланцюг редукторів, передавальне відношення, механізми повороту.

В.Б. САМОРОДОВ, Є.С. ПЕЛИПЕНКО

РАСЧЕТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРООБЪЕМНОГО МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА

Работа посвящена расчетно-теоретическому выбору рациональных передаточных отношений цепи редукторов гидрообъемного механизма поворота (ГОМП) украинского гусеничного трактора ХТЗ-200, выпущенных в 1995 году малой серией (23 ед.) Харьковским тракторным заводом. Одним из приоритетных заданий для тракторов такого типа является повышение характеристик силового агрегата двигатель - трансмиссия. Большую популярность приобретают гидрообъемные механизмы поворота в трансмиссиях гусеничных тракторов за счет ряда преимуществ - существенно уменьшаются вредные воздействия на почву (снижение буксования с 15-20% до 3-4% и удельного давления на ґрунт с 0,9 кг/см² до 0,45 кг/см² по сравнению с колесными тракторами одинаковой мощности). ГОМП позволяет не отключать отстающий борт гусеничного трактора на повороте и обеспечивать его значительно точнее и плавнее. Количество управляющих воздействий на руль существенно уменьшается. В работе разработана и представлена математическая модель трансмиссии гусеничного трактора ХТЗ-200 и приведена зависимость основных характеристик поворота трактора от передаточного числа цепи редукторов гидромотора ГОМП. Доказано, что увеличение передаточного отношения цепи редукторов гидромотора ГОМП трактора позволяет получить меньшие радиусы поворота и увеличить угловую скорость поворота, но в то же время это приведет к росту давления рабочей жидкости в системе гидрообъемной передачи. Определены рациональное передаточное отношение цепи редукторов гидромотора ГОМП в процессе моделирования поворота трактора ХТЗ-200 на стерне.

Ключевые слова: гусеничный трактор, гидрообъемно-механическая трансмиссия, математическая модель, цепь редукторов, передаточное отношение, механизмы поворота.

В.Б. САМОРОДОВ, Є.С. ПЕЛИПЕНКО

CALCULATION AND THEORETICAL JUSTIFICATION OF THE STRUCTURAL PARAMETERS OF THE HYDRAULIC MOVEMENT MECHANISM

The work is devoted to the calculation-theoretical choice of rational gear ratios of the chain of gearboxes of the hydro-volumetric rotary mechanism (GOMP) of the Ukrainian caterpillar tractor KhTZ-200, issued in 1995 by a small series (23 units) by the Kharkov tractor plant. One of the priorities for tractors of this type is to improve the characteristics of the engine-transmission powertrain. Hydraulic volumetric mechanisms of rotation in crawler tractor transmissions are gaining popularity due to a number of advantages - the harmful effects on the soil are significantly reduced (reduction of slipping from 15-20% to 3-4% and specific soil pressure from 0.9 kg/cm² to 0.45 kg/cm² compared to wheeled tractors of the same power). The GOMP allows you not to disengage the track side of a tracked tractor on a turn and to provide it much more precisely and smoothly. The number of steering impacts on the steering wheel is significantly reduced. The mathematical model of transmission of the CTP-200 tracked tractor is developed and presented and the dependence of the basic characteristics of the tractor's rotation on the gear ratio of the gearboxes of the GOMP hydromotor gearbox is given. It is proved that increasing the gear ratio of the gearboxes of the GOMP tractor hydraulic motor makes it possible to obtain smaller turning radii and to increase the angular speed of rotation, but at the same time it will increase the pressure of the working fluid in the system of hydraulic volume transmission. The rational gear ratio of the gearboxes of GOMP hydromotors during the modeling of the rotation of the HTZ-200 tractor on the stubble is determined.

Key words: caterpillar tractor, hydrostatic transmission, , mathematical model, gear chain, gear ratio, steering mechanisms.

Вступ. Сьогодні гусеничний трактор набуває великого значення в сільському господарстві, адже перед ним ставляться кожного разу складні задачі.

Застосування гусеничного трактора з гідрооб'ємним механізмом повороту (ГОМП) істотно зменшують шкідливі впливи на ґрунт (знижені буксування і питомий тиск), що особливо важливо в умовах чорноземної зони України, головне національне багатство якої - унікальні чорноземні

ґрунти - активно знищуються важкими колісними тракторами. З кожним роком світові виробники ведуть велику роботу в напрямку модернізації та підвищенні технічного рівня сучасних машинно-тракторних агрегатів. Одним з пріоритетних завдань є підвищення характеристик силового агрегату. Великої популярності набувають гідрооб'ємні механізми повороту за рахунок ряду переваг [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій.
Розкриття питань дослідження в області гідрооб'ємних

механізмів повороту присвячено ряд наукових праць. В праці [1] розглядаються питання розрахунку ГОМП зокрема трактору ХТЗ-200. Аналізу альтернативної конструкції гідроб'ємного механізму повороту гусеничного трактора ХТЗ-200 присвячена робота [2]. Роботи [3-5] стосуються визначенню раціональних конструктивних параметрів ГОМП. Перспективним конструкціям механізмів повороту гусеничних тракторів та гусеничних самохідних машин розглядаються авторами в роботах [6,8,9].

Мета дослідження, постановка задачі. Метою роботи є розрахунково-теоретичний пошук раціональних передавальних відносин ланцюга редукторів гідромотора ГОМП і отримання основних характеристик трактора в повороті.

Визначення раціонального передавального відношення ланцюга редукторів гідромотора ГОМП полягає в моделюванні повороту трактора на стерні з наступними умовами:

- поворот на місці з максимальною подачею гідронасоса без навантаження на гаку, коли швидкість руху трактора дорівнює нулю а радіус повороту дорівнює нулю;

- максимальна швидкість трактора 16,8 км / год.

Проведення аналізу результатів отриманих в ході теоретичних досліджень.

Основна частина. Для детального розгляду процесів, що відбуваються в трансмісії трактора під час його прямолінійного руху і повороту для трактора ХТЗ-200 з ГОМП, кінематична і структурна схеми якого представлені на рисунках 1 і 2, була складена математична модель.

В складі гусеничного трактора застосовується серійна КПП колісного трактора (16x8, без роздавальної коробки 8x4) передавальні числа представлено в таблиці 1, головні передачі з передавальним числом $i_{ГП} = 4,091$, передавальне число бортової передачі $i_{БП} = 4,588$, сумарне передавальне число мосту $i_{Моста} = 20,392$. Гідроб'ємна передача об'ємом 51 см³. Передавальні числа редукторів представлені в таблиці 2. Двигун DEUTZ TCD ($\omega_n = 210$ рад / с, $N_n = 147$ кВт)..

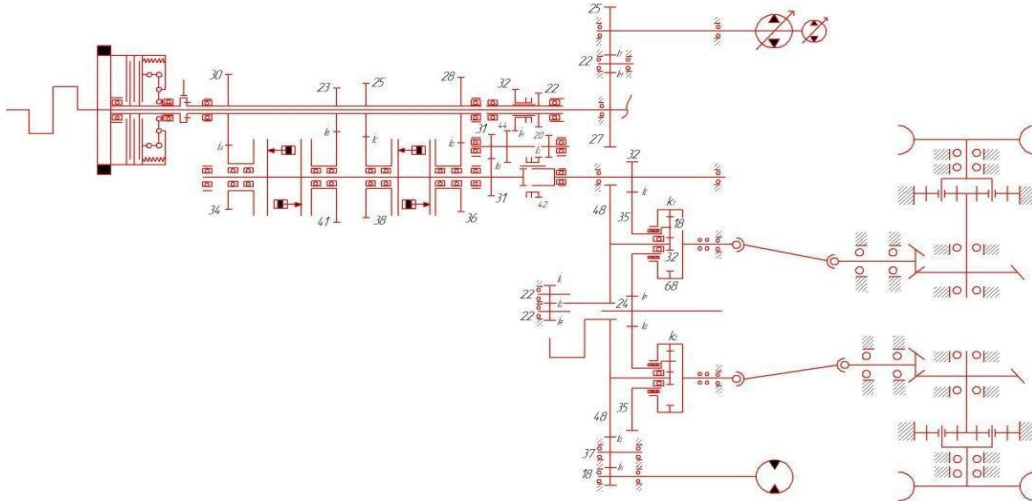


Рис. 1 – Кінематична схема трактора с ГОМП

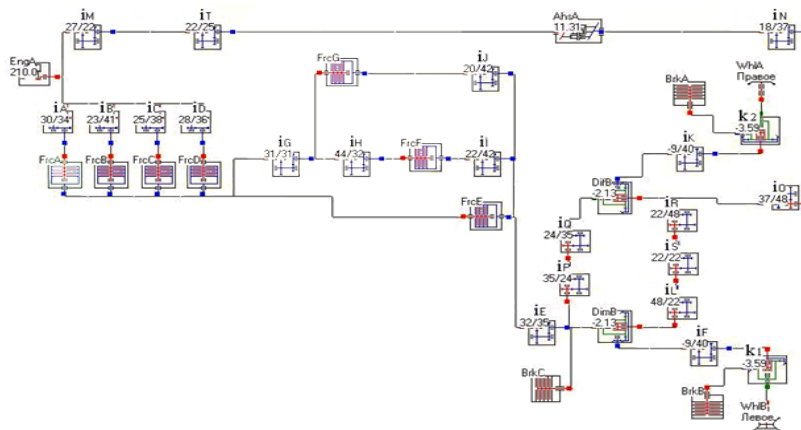


Рис. 2 – Структурна схема трактора с ГОМП

Таблиця 1 – Передаточні числа коробки передач

Редуктор	Ведуча шестерня	Ведена шестерня	Передаточне відношення	Передаточне число
	Z_1	Z_2		
i_E	32	35	0,914	1,094
i_P	35	24	1,458	0,686
i_O	24	35	0,686	1,458
i_N	18	37	0,486	2,056
i_Q	37	48	0,771	1,297
i_L	48	22	2,182	0,458
i_S	22	22	1,000	1,000
i_R	22	48	0,458	2,182
i_M	27	22	1,227	0,815
i_T	22	25	0,880	1,136

Таблиця 2 – Передаточні числа редукторів

№	Диапазон ХУ	Передача КПП	Передаточне відношення	Передаточне число
1	1	1	0,267	3,743
2		2	0,313	3,192
3		3	0,370	2,700
4		4	0,420	2,380
5	2	1	0,561	1,783
6		2	0,658	1,520
7		3	0,778	1,286
8		4	0,882	1,133

Схема діючих на трактор сил при повороті представлена на рис. 3. Трактор повертається щодо центру O з кутовою швидкістю ω . При цьому на

трактор діють: $P_{K1}, P_{K2}, P_{f1}, P_{f2}$ – дотичні сили тяги і опору руху на забігаючих і відстаючих гусеницях;

F_{1y} і F_{2y} – відповідно бічні сили на забігаючих і відстаючих гусеницях (вони виникають в результаті

бічних ковзань гусениць) P_{Kp} – сила тяги на гаку,

M_C – момент опору повороту.

Кутова швидкість водил планетарного ряду (відповідно першого і другого бортів рис. 3), рад/с:

$$\begin{aligned}\omega_{B1} &= \omega_n \cdot i_{kp} \cdot i_E \cdot i_P \cdot i_Q \\ \omega_{B2} &= \omega_n \cdot i_{kp} \cdot i_E\end{aligned}\quad (1)$$

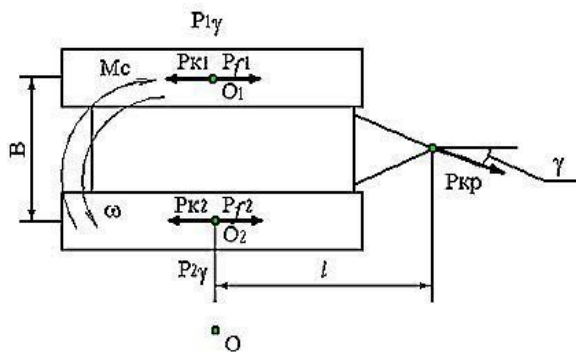


Рис. 3. Схема діючих на трактор сил при повороті

Кутова швидкість сонячних шестерень планетарного ряду, рад/с:

$$\begin{aligned}\omega_{C1} &= \omega_n \cdot i_M \cdot i_T \cdot e \cdot \eta_{ГОПоб} \cdot i_N \cdot i_O \\ \omega_{C2} &= \omega_n \cdot i_M \cdot i_T \cdot e \cdot \eta_{ГОПоб} \cdot i_N \cdot i_O \cdot i_R \cdot i_S \cdot i_L\end{aligned}\quad (2)$$

де e – параметр регулювання ГОП;

$\eta_{ГНоб}, \eta_{ГМоб}$ – об'ємний ККД гідронасоса і гідромотора:

$$\begin{aligned}\eta_{ГОПоб} &= \eta_{ГНоб} \cdot \eta_{ГМоб} = \\ &= \left(1 - \frac{K_y \cdot 2\pi \cdot p(1 + C_y \cdot |\omega_{ГН}|)}{\mu_d \cdot D_q^3 \cdot |\omega_{ГМ}|} \right) \cdot \\ &\quad \frac{1}{1 + \frac{K_y \cdot 2\pi \cdot p(1 + C_y \cdot |\omega_{ГМ}|)}{\mu_d \cdot D_q^3 \cdot |\omega_{ГН}|}}\end{aligned}\quad (3)$$

де C_y, K_y – коефіцієнти втрат в ГОП; [7]

D_y – характерний розмір гідромашин;

μ_d – динамічна в'язкість робочої рідини ГОП;

$\omega_{ГН}, \omega_{ГМ}$ – кутова швидкість гідронасосу і гідромотору.

$$\omega_{ГН} = \omega_n \cdot i_M \cdot i_T \quad (4)$$

$$\omega_{ГМ} = \omega_n \cdot i_M \cdot i_T \cdot e$$

Кутова швидкість епіциклічних шестерень планетарного ряду, рад/с:

$$\begin{aligned}\omega_{E1} &= \frac{\omega_{cB1} - \omega}{k} (1-k) \\ \omega_{E2} &= \frac{\omega_{cB2} - \omega}{k} (1-k)\end{aligned}\quad (5)$$

де k – внутрішнє передавальне число планетарних механізмів

Кутова швидкість провідних зірочок, рад/с:

$$\begin{aligned}\omega_{E1} &= \omega_{П1} \cdot i_{П1} \cdot i \\ \omega_{E2} &= \omega_{П2} \cdot i_{П2} \cdot i\end{aligned}\quad (6)$$

Лінійна швидкість руху центру мас трактора, м/с, км / год:

$$\begin{aligned}v &= \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} \cdot r_z \\ V &= v \cdot 3.6\end{aligned}\quad (7)$$

Радіус повороту трактора, м:

$$R = \frac{\omega_1 + \omega_2}{\omega_1 - \omega_2} \cdot \frac{B}{2}\quad (8)$$

Кутова швидкість повороту, рад / с:

$$\omega = \frac{\omega_1 \cdot r_z}{R + \frac{B}{2}}\quad (9)$$

Сила опору на гусеницях, Н:

$$\begin{aligned}P_{K1} &= P_{f1} + P_{\gamma1} + P_{C1} \\ P_{K2} &= P_{f2} + P_{\gamma2} + P_{C2}\end{aligned}\quad (10)$$

де P_{f1} , P_{f2} – сили опору руху виникають від тертя кочення і опору на гаку, Н:

$$\begin{aligned}P_{f1} &= R_1 \cdot f + \frac{P_{KP}}{2} \cos \gamma \\ P_{f2} &= R_2 \cdot f + \frac{P_{KP}}{2} \cos \gamma\end{aligned}\quad (11)$$

f – коефіцієнт опору коченню ($f = 0,08$)

$P_{\gamma1}, P_{\gamma2}$ – сили опору руху виникають від моменту опору утвореного поперечної складової сили на гаку, Н

$$\begin{aligned}P_{\gamma1} &= \frac{P_{KP} \cdot l_{KP} \cdot \sin \gamma}{B} \\ P_{\gamma2} &= -\frac{P_{KP} \cdot l_{KP} \cdot \sin \gamma}{B}\end{aligned}\quad (12)$$

P_{C1}, P_{C2} – сили опору руху виникають від моменту опору повороту, Н:

$$\begin{aligned}P_{C1} &= \frac{M_C}{B} \\ P_{C2} &= -\frac{M_C}{B}\end{aligned}\quad (13)$$

де M_C – момент опору повороту, Нм:

$$M_{\text{оп}} = R \cdot \frac{\mu \cdot L}{2}\quad (14)$$

μ – коефіцієнт опору повороту [3]

$$\mu = \frac{\mu_{\max}}{1 + \xi \left(\frac{R}{B} - 0.5 \right)}\quad (15)$$

μ_{\max} – максимальний коефіцієнт опору повороту

($\mu_{\max} = 0,82$); [3]

ξ – коефіцієнт що враховує зсув ґрунту. [3]

Моменти опору на ведучих колесах, Нм:

$$\begin{aligned}M_{k1} &= P_{k1} \cdot r_z \\ M_{k2} &= P_{k2} \cdot r_z\end{aligned}\quad (16)$$

Моменти на епіциклічних шестернях планетарних механізмів, Нм:

$$\begin{aligned}M_{E1} &= M_{k1} \cdot \frac{i_{П1}}{\eta_{П1}} \cdot \frac{i_{БП}}{\eta_{БП}} \\ M_{E2} &= M_{k2} \cdot \frac{i_{П2}}{\eta_{П2}} \cdot \frac{i_{БП}}{\eta_{БП}}\end{aligned}\quad (17)$$

Моменти на сонячних шестернях планетарних механізмів, Нм:

$$\begin{aligned}M_{C1} &= \frac{M_{E1}}{\eta_{ППМe-c}} \cdot \frac{1}{-k} \\ M_{C2} &= \frac{M_{E2}}{\eta_{ППМe-c}} \cdot \frac{1}{-k}\end{aligned}\quad (18)$$

Моменти на водилах планетарних механізмів, Нм:

$$M_{B1} = \frac{M_{E1}}{\eta_{ГПМ\epsilon-B}} \cdot \frac{1-k}{-k}$$

$$M_{B2} = \frac{M_{E2}}{\eta_{ГПМ\epsilon-B}} \cdot \frac{1-k}{-k}$$

$$M_{ГН} = \frac{\Delta p \cdot Q \cdot e}{2\pi \cdot \eta_{ГНмех}}$$
(23)

Момент на валу гідромотора, Нм:

$$M_{ГМ} = \left(M_{C1} + M_{C2} \cdot \frac{i_L}{\eta_L} \cdot \frac{i_R}{\eta_R} \cdot \frac{i_S}{\eta_S} \right) \cdot \frac{i_O}{\eta_O} \cdot \frac{i_N}{\eta_N}$$
(20)

Перепад тиску у системі ГОП, Па:

$$\Delta p = \frac{M_{ГМ} \cdot 2\pi}{Q \cdot \eta_{ГМмех}}$$
(21)

де Q – об'єм гідромотора, $Q = 51,62 \text{ см}^3$

$\eta_{ГМмех}$ – механічний ККД гідромотора.

$$\eta_{ГМмех} = 1 - \frac{K_{ГН}|\omega|}{\Delta p} (1+K_2) - \frac{K_5(1+K_4)}{1+K_{ГН}|\omega| D_q} - \frac{K_8(1+K_7)}{\Delta p(1+K_{БН}|\omega| D_q)}$$
(22)

де K_i – коефіцієнти втрат в ГОП. [4]

Момент на валу гідронасосу, Нм:

$\eta_{ГНмех}$ – механічний ККД гідронасоса

$$\eta_{ГНмех} = \frac{1}{1 + \frac{K_{ГН}|\omega|}{\Delta p} (1+K_2) + \frac{K_5(1+K_4)}{1+K_{ГН}|\omega| D_q} + \frac{K_8(1+K_7)}{\Delta p(1+K_{БН}|\omega| D_q)}}$$
(24)

Сумарний момент опору на валу ДВЗ, Нм

$$M_{Д} = \left(M_{B1} \frac{i_Q}{\eta_Q} \cdot \frac{i_P}{\eta_P} + M_{B2} \right) \frac{i_E}{\eta_E} \cdot \frac{i_{КПП}}{\eta_{КПП}} + M_{ГН} \frac{i_T}{\eta_T} \cdot \frac{i_M}{\eta_M}$$
(25)

Загальний ККД трансмісії:

$$\eta_{tr} = \frac{M_1 \cdot \omega_1 + M_2 \cdot \omega_2}{M_{Д} \cdot \omega_n}$$
(26)

Результати моделювання представлені на рисунках 4-6

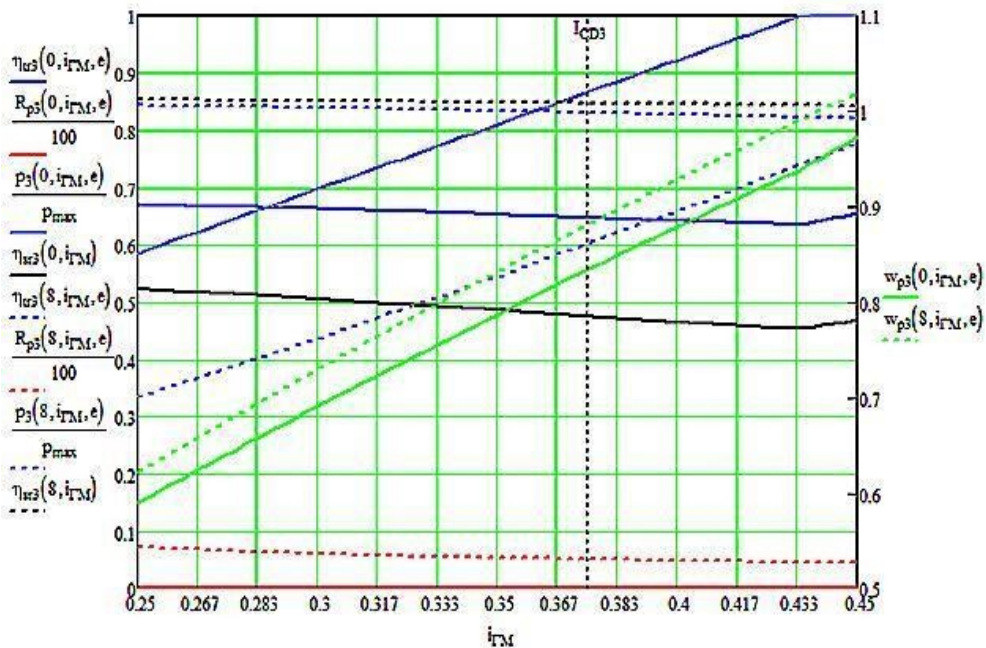


Рис. 4. Вплив передаточного числа ланцюга редукторів гідромотора на основні характеристики повороту гусеничного трактора ХТЗ-200

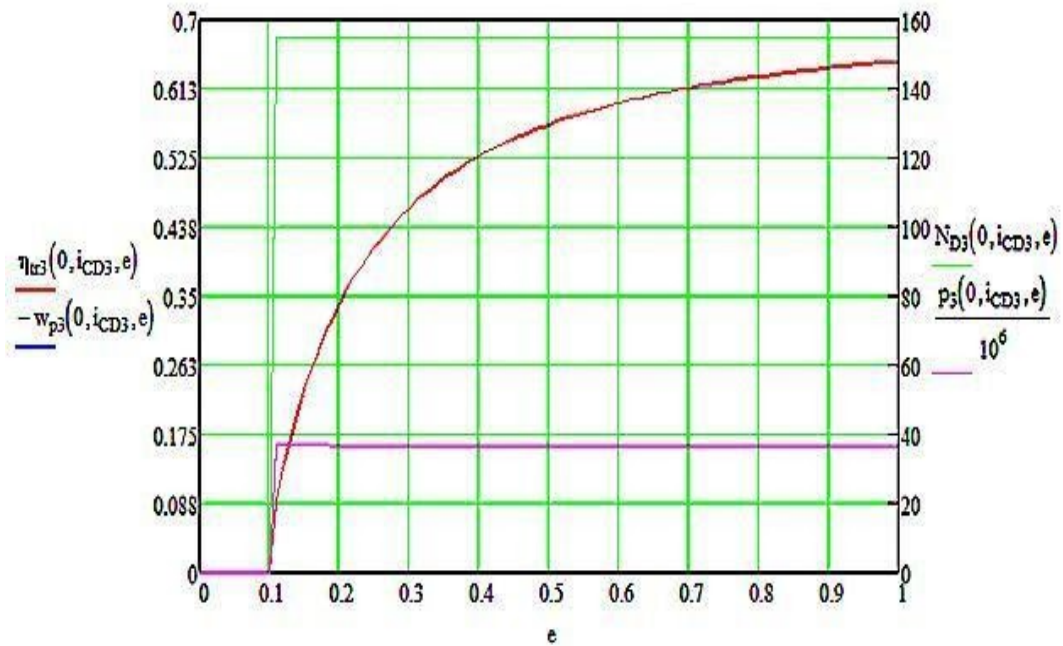


Рис. 5. Характеристика ГОМП при повороті на місці

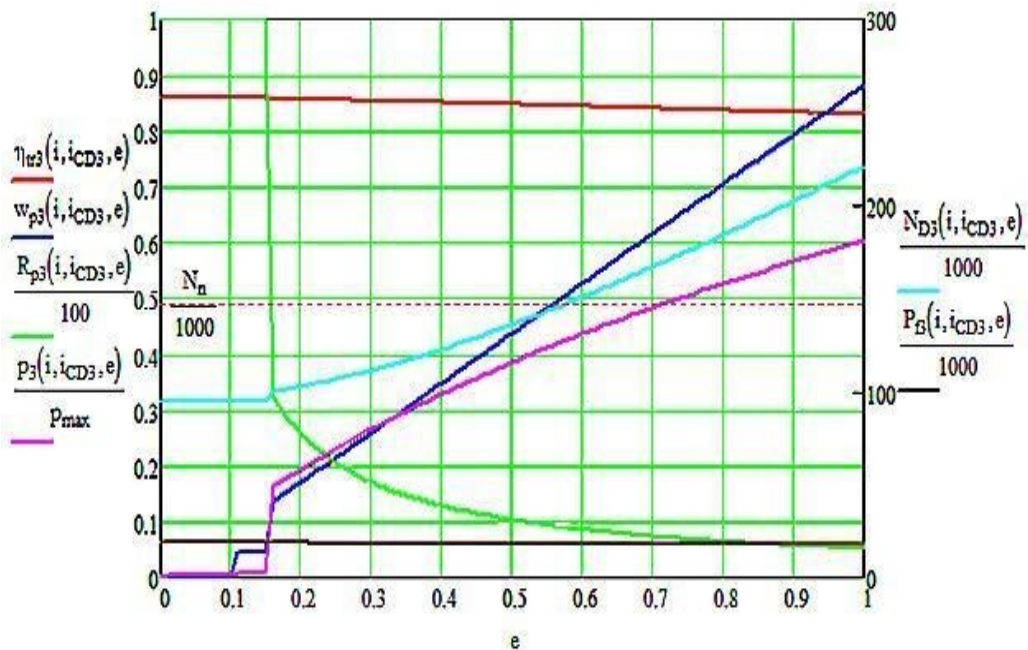


Рис. 6. Характеристики ГОМП при повороті на 4-ій передачі 1-го діапазону ($V = 7,6$ км/ч)

На рис. 4 представлена залежність основних характеристик повороту трактора від передаточного числа ланцюга редукторів гідромотора. З графіка видно, що збільшення передавального відношення ланцюга редукторів гідромотора дозволяє отримати менші радіуси повороту і збільшити кутову швидкість повороту, але в той же час це призведе до зростання тиску в системі ГОП. В даному випадку був змодельований поворот трактора з описаними вище умовами із застосуванням ГОП об'ємом 51 см^3 , з урахуванням можливих перевантажень було

визначено, що раціональним є передавальне відношення ланцюга редукторів гідромотора ГОП $i_{\text{ГМ}} = 2,666$. На рис 5, 6 представлені графіки основних характеристик повороту трактора ХТЗ-200.

Крім цього були обрані і узагальнені найбільш ймовірні режими роботи трактора з ГОМП (табл. 3) та визначено значення моментів (табл. 4) і кутових швидкостей (табл. 5) на ланках трансмісії трактора, які в подальшому можна використовувати для міцностного розрахунку і розрахунку на довговічність елементів трансмісії.

Таблиця 3– Навантажувальні режими роботи трактора з ГОМП

№ режиму	ϵ	V, км/год	R, м	$f=P_T/G$	τ
1	0	4,9	–	0,5	0,08
2	0	5,7	–	0,5	0,15
3	0	6,7	–	0,5	0,25
4	0	7,6	–	0,5	0,10
5	0	10,2	–	0,5	0,05
6	0	12,0	–	0,45	0,05
7	0	14,2	–	0,4	0,05
8	0	16,1	–	0,35	0,05
9	± 1	0	навколо осі	0,08	0,02
10	± 1	0	R=B	0,2	0,05
11	$\pm 0,5$	7,6	5,2	0,2	0,10
12	$\pm 0,5$	16,1	10,2	0,2	0,05

Таблиця 4 – Розрахункові моменти на провідних шестернях зубчастих зачеплень

Режим	i_E	i_P	i_N	i_O	i_R	i_M	i_T	сонце-сат.
1	1217	665	4	8	216	0	0	207
2	1217	665	4	8	216	0	0	207
3	1217	665	4	8	216	0	0	207
4	1217	665	4	8	216	0	0	207
5	1217	665	4	8	216	0	0	207
6	1095	599	3	7	195	0	0	186
7	974	532	3	6	173	0	0	165
8	852	466	3	5	151	0	0	145

Закінчення таблиці 4

9	32	1157	284	576	376	344	280	359
10	0	679 1073	162 292	244 426	96 164	140 140	116 116	215 348
11	540 581	434 1048	184 180	372 365	340 141	115 113	94 92	325 135
12	612 640	155 841	124 120	251 244	273 51	81 79	66 64	261 48

Таблиця 5 – Кутові швидкості провідних шестерень зубчастих зачеплень

Режим	i_E	i_P	i_N	i_O	i_R	i_M	i_T	сонце-сат.
1	56	51	0	0	0	210	258	0
2	66	60	0	0	0	210	258	0
3	78	71	0	0	0	210	258	0
4	88	81	0	0	0	210	258	0
5	118	108	0	0	0	210	258	0
6	138	126	0	0	0	210	258	0
7	163	149	0	0	0	210	258	0
8	185	169	0	0	0	210	258	0
9	0	0	189	92	71	210	258	71
10	37 21	34 19	260 161	175 109	231 143	210 210	258 258	106 66
11	88	81	93	45	35	210	258	35
12	185	169	99	48	37	210	258	37

Висновки. Складена математична модель руху і повороту трактора з ГОМП, в результаті чого були отримані графіки основних залежностей, обрані і узагальнені найбільш ймовірні режими роботи трансмісії, визначені значення моментів і кутових швидкостей на ланках трансмісії трактора, які в

подальшому можна використовувати для міцностного розрахунку і розрахунку на довговічність елементів трансмісії.

Представлена залежність основних характеристик повороту трактора від передаточного числа ланцюга редукторів гідромотора. Збільшення

передавального відношення ланцюга редукторів гідромотора дозволяє отримати менші радіуси повороту і збільшити кутову швидкість повороту, але в той же час це призведе до зростання тиску в системі ГОП. З урахуванням можливих перевантажень було визначено, що раціональним є передавальне відношення ланцюга редукторів гідромотора ГОП $i_{ГМ} = 2,666$.

Список літератури

1. Абдула С. Л. Бесступенчатый механизм поворота гусеничных тракторов ХТЗ / С. Л. Абдула, С. П. Гудзь, З. Э. Забелышинский, В. Б. Самородов // Вести академии инженерных наук Украины – 2006. – № 1(28).
2. Самородов В.Б. Анализ альтернативной конструкции гидрообъемного механизма поворота гусеничного трактора хтз-200 / В.Б. Самородов, I.V. Яловол, O.I. Деркач, M.O. Митцель // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. – Харків: НТУ «ХПІ», 2015. – № 10 (1119). – С. 3 – 8.
3. Самородов В. Б. Визначення раціональних конструктивних параметрів безступінчастого гідрооб'ємного механізму повороту / В. Б. Самородов, I. V. Яловол // *Вісник НТУ «ХПІ»* – 2008. – № 58.
4. Александров Е. Е. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. В 10-ти томах. Том 3: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования / Е. Е. Александров, В. Б. Самородов, Д. О. Волонцевич, А. С. Палащенко – Х. : ХГПУ. – 1997. –185с.
5. Самородов В. Б. Математическая модель и результаты моделирования гидрообъемного механизма поворота трактора ХТЗ-200 / В. Б. Самородов, А. В. Рогов, М. Б. Бурлыга // *Вестник КГПУ. Вып. 3.* – Кременчуг. : КГПУ. – 2003. – С.12-17.
6. Самородов В. Б. Состояние вопроса по трактору ХТЗ-200: проблемы и перспективы / В. Б. Самородов // *Вестник НТУ «ХПІ»* –2005. – № 13. – С. 28–34.
7. Городецкий К. И. Математическая модель объемных гидромашин / К. И. Городецкий, А. А. Михайлин // *Вестник машиностроения* – 1981.– №9.– С.14-17.
8. Александров Е. Е. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е. Е. Александров, А. Т. Лебедев, В. Б. Самородов [и др.]. – Х. : ХГАДТУ, 2001.–642 с.

9. Яловол I. В. Безступінчастий планетарний механізм повороту гусеничних самохідних машин / I. В. Яловол, В. Б. Самородов // Державний патент України на корисну модель №30627 від 11.03.2008.
10. Кисточкин Е. С. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / О. М. Бабаев, Л. Н. Игнатов, Е. С. Кисточкин [и др.]. // – Л. : Машиностроение. – 1987. – С. 256

References (transliterated)

1. I. S. L. Abdula, S. P. Gudz, Z. E. Zabelyishinskiy, V. B. Samorodov Besstupenchatyy mehanizm povorota gusenichnyih traktorov XTZ Vesti akademii inzhenernyih nauk Ukrainyi No 1(28). 2006.
2. Samorodov V.B. Analiz alternatyvnoi konstruktsyyi hydroob'emnoho mekhanyzma povorota husenychnoho traktora khtz-200 / V.B. Samorodov, I.V. Yalovol, O.I. Derkach, M.O. Mittsel // *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. – Kharkiv: NTU «KhPI», 2015. – № 10 (1119). – S. 3 – 8.
3. V. B. Samorodov, I. V. Yalovol Vznachennya ratsionalnih konstruktivnih parametriv bezstupinchastogo gidroob'emnogo mehanizmu povorotu Visnyk NTU "KhPI" No 58. 2008.
4. E. E. Aleksandrov, V. B. Samorodov, D. O. Volontsevich, A. S. Palaschenko Kolesnyie i gusenichnyie mashyny vyisokoy prohodimosti. In 10 vol. Vol 3: Besstupenchatyie transmissii: raschet i osnovy konstruirovaniya – Kharkiv. : KhGPU. – 1997.
5. V. B. Samorodov, A. V. Rogov, M. B. Burlyga Matematicheskaya model i rezultaty modelirovaniya gidroob'emnogo mehanizma povorota traktora KhTZ-200 Vestnik KhGPU. No 3. – Kremenchug. : KhGPU. – 2003.
6. V. B. Samorodov Sostoyanie voprosa po traktoru KhTZ-200: problemy i perspektivy Vestnik NTU «KhPI» –2005. – No 13.
7. K. I Gorodetskiy, A. A. Mihaylin Matematicheskaya model ob'emnyih gidromashin Vestnik mashinostroeniya. – 1981.– No
8. E. E. Aleksandrov, A. T. Lebedev, V. B. Samorodov [i dr.]. Dinamika transportno-tyagovyih kolesnyih i gusenichnyih mashin – Kharkiv. : KhGADTU, 2001.–642 p.
9. I. V. Yalovol, V. B. Samorodov Bezstupinchastiy planetarniy mehanizm povorota gusenichnih samohidnyih mashin Derzhavniy patent Ukrayini na korisnu model №30627 vid 11.03.2008.
10. O. M. Babaev, L. N. Ignatov, E. S. Kistochkin [i dr.]. Ob'emnyie gidromekhanicheskie peredachi: Raschet i konstruirovanie – L. : Mashinostroenie. – 1987.

Надійшла (received) 01.06.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Самородов Вадим Борисович (Самородов Вадим Борисович, Samorodov Vadym Borysovych) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедрами автомобіле- та тракторобудування; м,Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2965-5460>; e-mail: samorodovvadimat@gmail.com.

Пелипенко Євген Сергійович (Пелипенко Евгений Сергеевич, Pelypenko Evheniy Serheevych) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування; м,Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8988-791X>; e-mail: Pelypenkoeugene@gmail.com.