

УДК 631.3.076

САМОРОДОВ В.Б., МИТРОПАН Д. М., СЕРГІЄНКО М.Є., ЦИБУЛЬКО В.В., СЕРГІЄНКО Д. Є., СИСОЄВ А.В., НТУ «ХПІ», ТОВ «ТПК «Омега-Автопоставка», Казенне підприємство «Харківське конструкторське бюро ім. О.О. Морозова»

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ КОЛІСНИХ І ГУСЕНИЧНИХ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНИХ ТРАКТОРІВ ПРИ НЕСТАЛОМУ ПОВОРОТІ

Выполнен сравнительный анализ нагрузок в трансмиссии при неуставившемся повороте, при повороте на месте гусеничного и колесного тракторов с шарнирно-сочлененной рамой. Разработаны рекомендации по эксплуатации этих машин.

Вступ. Шарнірно-зчленовані трактори знайшли широке застосування в сільському господарстві й на транспорті. Гусеничні варіанти таких машин, виконані у вигляді двох візків, з'єднаних одним або двома шарнірами із проміжною ланкою, використовуються як на тягових, так і на транспортних машинах високої прохідності й спеціального призначення [1, 2 та ін.].

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Дослідженню повороту 4-х гусеничних, колісних машин присвячений ряд робіт [3, 4 та ін.]. На ХТЗ розроблена конструкція 4-х гусеничного трактора на базі колісного Т-150К, у якому кожне колесо замінене окремою гусеницею. Конструкція ходової системи виконана таким чином, що дозволяє здійснити її переобладнання з колісного ходу на гусеничний у будь-якій господарстві й навіть у польових умовах. Визначення динаміки повороту й зміни навантаженості елементів трактора при використанні різних рушіїв важливо й актуально. Ці питання в літературі не освітлені.

Мета й постановка завдання. Із заміною на шарнірно-зчленованому тракторі колісного ходу на гусеничний у трансмісії збільшуються динамічні навантаження, які необхідно визначити й враховувати їх при конструюванні й модернізації машини.

Аналіз несталого повороту гусеничного і колісного трактора. При режимі входу в поворот шарнірно-зчленованого трактора відбувається плоско-паралельний рух, що складається з відносного й переносного руху. Переносний рух на повороті в будь-який нескінченно малий проміжок часу розглядається як рух обох секцій трактора навколо єдиного миттєвого центра повороту при постійному значенні кута зламу рами θ . Відносний рух секцій відбувається за рахунок підкочування назустріч один одному мостів при зламі рами. У процесі відносних рухів секцій у межах зазорів у приводах ходової системи відбувається переміщення секцій без навантаження в приводі ходової системи. При цьому кут відносного складання рами становить $3...5^\circ$. Подальший відносний рух секцій відбувається при деформації пружних елементів трансмісії й ковзанні (буксуванні) гусениць по опорній поверхні. Для аналізу відносного руху мостів при наяві міжколісного диференціалу без блокування, заміняємо два ведучі колеса гусениць моста одним ведучим колесом з приведеним радіусом, розташованим

по центру ведучого моста. Розподіл сил по приведених колесах мостів можна, аналогічно колісній модифікації [4], визначити як значення їх на початок повороту P_n і плюс зміна їх у процесі повороту $P_{зм}$:

$$\begin{aligned} P_{\kappa 1} &= P_{n1} \mp P_{зм1}; \\ P_{\kappa 2} &= P_{n2} \pm P_{зм2}, \end{aligned} \quad (1)$$

де P_{n1} , P_{n2} – сумарні тягові зусилля гусениць на приведених колесах мостів відповідно до передньої і задньої секції на початку повороту;

$P_{зм1}$, $P_{зм2}$ – зміна тягових сил гусениць на приведених колесах заднього й переднього мостів у процесі повороту.

Радіус кочення колеса гусениці в веденому режимі дорівнює:

$$R_k = \frac{t_r \cdot z}{2\pi}, \quad (2)$$

де t_r – крок ланки гусениці;

z – число ланок, що укладаються на колесі.

Тому що кроки ланок гусениць забігаючої та відстаючої сторін можуть бути різними, то приведений радіус кочення колеса моста гусеничної модифікації трактора, аналогічно шарнірно–зчленованої колісної модифікації трактора [4], дорівнює:

$$R_n = \frac{t_{r1} \cdot t_{r2} \cdot z_k}{(t_{r1} + t_{r2}) \cdot \pi}, \quad (3)$$

де t_{r1} , t_{r2} – кроки ланок гусениць правої й лівої сторін.

Кроки ланок гусениці залежать від зношування шарнірів гусениці й точності їхнього виготовлення.

Приведений радіус кочення ведучого колеса моста гусеничного трактора, як і для колісної моделі [4], дорівнює:

$$R_{KT} = R_{II} + \lambda_{III} \cdot P_{зм}, \quad (4)$$

де λ_{III} – наведений коефіцієнт пропорційності тангенціальних сил на ведучому колесі моста.

Коефіцієнт пропорційності тангенціальних сил λ є відношення зміни приведенного радіуса кочення ведучого колеса моста Δr_k гусеничного трактора до зміни сил тяги на гусеницях моста $\Delta P_{зм}$:

$$\lambda = \frac{\Delta r_k}{\Delta P_{зм}}.$$

Зміну радіуса кочення ведучого колеса можна виразити через буксування гусениць моста и приведений радіус кочення веденого колеса R_k моста:

$$\Delta r_k = \Delta \delta \cdot R_k.$$

Тоді

$$\lambda = \frac{\Delta \delta \cdot R_k}{\Delta P_{3M}} = R_k \cdot \frac{d\delta}{dP_{3M}}. \quad (5)$$

Коефіцієнти тангенціальних сил на колесах λ_k колісного трактора отримані на стерні пшениці, сухій ґрунтовій дорозі, асфальті та на полі, підготовленому під посів. З аналізу тягових характеристик гусеничних тракторів [5] витікає, що до 5% буксування, залежність буксування від сили тяги на гаку лінійна й залежить від ваги трактора, стану й параметрів опорної поверхні. При 3% буксуванні трактора сила тяги гусениці становить приблизно половину ваги, що приходить на гусениці. Приймаємо вагу, що приходить на передній міст шарнірно-зчленованого трактора – 50 кН, а на задній – 30 кН. При цьому на агрофоні – стерня пшениці для кожної гусениці переднього моста $\lambda_1 = 4,536 \cdot 10^{-4}$ мм/Н, а заднього – $\lambda_2 = 7,56 \cdot 10^{-4}$ мм/Н. При рівності радіусів ведучих коліс у веденому режимі приведений коефіцієнт пропорційності тангенціальних сил гусениць моста дорівнює:

$$\text{переднього} - \lambda_{np1} = \lambda_1 / 2;$$

$$\text{заднього} - \lambda_{np2} = \lambda_2 / 2. \quad (6)$$

При відносному русі секцій трактора відбувається закрутка валопроводів трансмісії, збільшуються сили зчеплення на гусеницях, тому приведені радіуси кочення мостів змінюються й переміщення центру моста буде відбуватися при змінному радіусі кочення $R_{кг}$ (див. рис.1). Елементарні переміщення центрів мостів ΔS можна визначити по формулі довжини дуги змінного радіуса в полярних координатах [6].

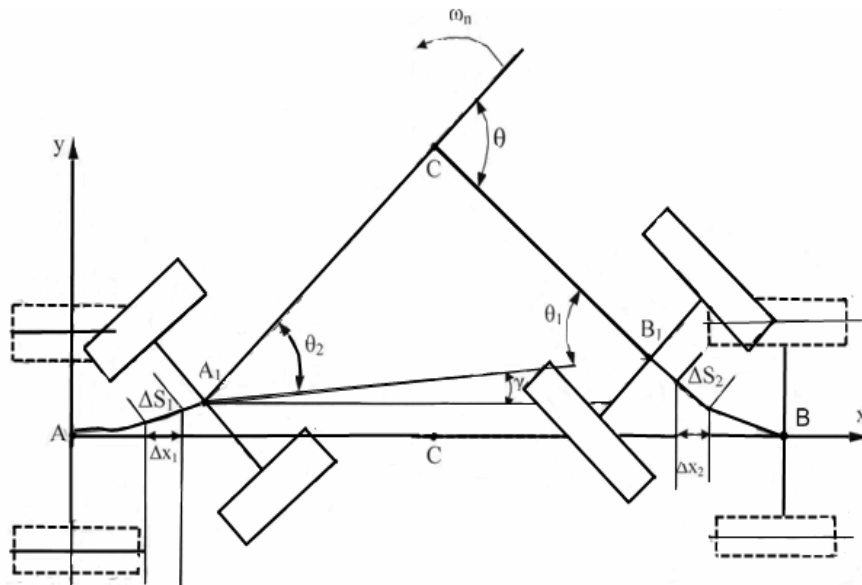


Рисунок 1 – Схема відносного руху секцій шарнірно-зчленованого трактора

Перетворивши й відкинувши величини нижчого порядку, одержимо:

$$\left. \begin{aligned} dS_1 &= \sqrt{\lambda_{n1}^2 + R_{\kappa 21}^2 \cdot C_1^2 \cdot R_{d1}^2} \cdot dP_{n1} = A_1 \cdot dP_{n1}; \\ dS_2 &= \sqrt{\lambda_{n2}^2 + R_{\kappa 22}^2 \cdot C_2^2 \cdot R_{d2}^2} \cdot dP_{n2} = A_2 \cdot dP_{n2}, \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

де C_1, C_2 – піддатливість приводів переднього та заднього мостів;

$R_{\kappa 21}, R_{\kappa 22}$ – приведені радіуси кочення ведених коліс переднього й заднього мостів;

$\lambda_{n1}, \lambda_{n2}$ – коефіцієнти пропорційності тангенціальних сил на ведучих колесах мостів;

R_{d1}, R_{d2} – середні динамічні радіуси приведених ведучих коліс переднього і заднього ведучих мостів;

P_{n1}, P_{n2} – сумарні дотичні сили на ведучих колесах переднього й заднього мостів, викликаних відносним рухом секцій.

Відповідно до схеми відносного руху секцій трактора (рис.1) можна записати:

$$\left. \begin{aligned} dX_1 &= A_1 \cos(\theta_1 - \gamma) dP_{n1}; \\ dX_2 &= -A_2 \cos(\theta_2 + \gamma) dP_{n2}; \\ |X_1| &= |X_2| + \sqrt{l_1^2 + l_2^2 + 2 \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot \cos \theta \cdot \cos \gamma}; \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

а з умов тягового балансу сил:

$$\frac{P_{n1}}{\cos \theta_1} = \frac{P_{n2}}{\cos \theta_2}, \quad (9)$$

де θ_1, θ_2 – кути між повздовжніми площинами симетрії передньої й задньої секцій і вертикальною площиною, проведеною через центри мостів;

θ – кут між повздовжніми осями передньої й задньої секцій трактора (кут зламу рами);

X_1, X_2 – проекції переміщення центрів переднього й заднього мостів за рахунок відносного руху секцій;

l_1, l_2 – відстань від осі вертикального шарніра рами до осей переднього й заднього мостів;

γ – кут між лінією A_1B_1 , що з'єднує центри мостів у процесі їхнього відносного переміщення і її початковим положенням – АВ.

Кут $\gamma < 1,5^\circ$, тому його не враховуємо.

З рівняння (9) можна записати:

$$P_{n1} = \frac{P_{n2} \cdot \cos \theta_1}{\cos \theta_2},$$

де відношення

$$\frac{\cos \theta_1}{\cos \theta_2} = \frac{l_1 \cdot \sin \theta + l_2 \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta}{l_2 \cdot \sin \theta + l_1 \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta}.$$

При $\frac{l_1}{l_2} = 0,35 \dots 0,75$ та $\theta = 0 \dots 0,698$ рад відношення $\frac{\cos \theta_1}{\cos \theta_2} = 0,95 \dots 1,05$. Для трактора модифікацій Т-150К $l_1=1480$ мм, $l_2=1380$ мм, $\theta_{\max} = 0,52$ рад та $\frac{\cos \theta_1}{\cos \theta_2} = 1,0388$.

Вирішуючи систему рівнянь (8), знаходимо:

$$\left. \begin{aligned} P_{n1} &= \frac{l_1}{A_1 + A_2} \ln \frac{L}{l_1 + l_2 \cos \theta}; \\ P_{n2} &= \frac{l_2}{A_1 + A_2} \ln \frac{L}{l_2 + l_1 \cos \theta}, \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

де $L = l_1 + l_2$ база трактора.

Сили P_{n1} і P_{n2} протилежні по напрямку, тобто $P_{n1} > 0$, $P_{n2} < 0$

Формули (10) дозволяють визначити максимальне значення зміни сил на гусеницях мостів при повороті трактора на місці, визване відносним рухом секцій.

Сили P_{n1} і P_{n2} викликають зміну приведених радіусів ведучих коліс мостів трактора, які внаслідок переносного руху секцій будуть прагнути прийти в кінематичну відповідність для даного кута відносного положення секцій трактора. Шлях перехідного режиму (при $\theta = \text{const}$, протягом якого радіуси кочення ведучих мостів приводяться в кінематичну відповідність) визначаються по рівнянню [7]:

$$S_n = \frac{(C_1 \cdot R_{d1} + C_2 \cdot R_{d2}) \cdot R_{k1} \cdot R_{k2}}{\lambda_{n1} \frac{R_2}{R_1} + \lambda_{n2}} \ln \frac{P_{zm}}{P_{zm \max}}, \quad (11)$$

де R_1, R_2 – радіуси поворотів центрів мостів трактора при $\theta = \text{const}$;

R_{k1}, R_{k2} – наведені радіуси ведучих коліс мостів наприкінці перехідного режиму;

C_1, C_2 – піддатливість приводів переднього й заднього мостів від роздавальної коробки до приведених ведучих коліс гусениць;

P_{zm} – поточне значення сили на приведених ведучих колесах мостів у процесі перехідного режиму;

$P_{zm \max}$ – сили на приведених ведучих колесах мостів на початку сталого повороту.

C_1, C_2 відповідно дорівнюють: $5,279 \cdot 10^{-7}$ рад/Н·м та $5,109 \cdot 10^{-7}$ рад/Н·м.

Вираження, що стоїть перед логарифмом рівняння (11) можна прийняти за постійну величину S_0 . Шлях перехідного режиму, після входу трактора в сталий поворот, дорівнює нескінченності. Досліджуємо, яким чином будуть перерозподілятися сили P_{zm} у процесі перехідного режиму. Для цього позначимо вираження, що стоїть перед логарифмом рівняння (11), через S_0 і запишемо його у вигляді:

$$P_{zm} = P_{zm \max} \cdot e^{\frac{S_n}{S_0}} \quad (12)$$

З рівняння (12) видно, що при $S_n/S_0 = 3$ $P_{зм} = 0,049P_{зм\max}$. Отже, тільки 5% сили $P_{зм\max}$ буде перерозподілятися зі зміною S_n/S_0 від 3 до нескінченності. На фоні – стерня для гусеничної модифікації трактора на базі Т-150К $S_0=46$ мм, а перехідний шлях, при 95% розподілі дотичних сил на гусеницях, відповідаючих кінематиці сталого руху, дорівнює $3S_0 = 138$ мм, а на сухій дорозі – $S_0=64$ мм. У колісних тракторів S_0 залежить від тиску повітря в шинах і радіальних навантажень на колеса. Для трактора Т-150К, при вище наведеній розваговці по мостах маси, S_0 на фоні стерня дорівнює: при $p_{ш} = 0,16$ МПа – 278 мм, при $p_{ш} = 0,12$ МПа – 353 мм, при $p_{ш} = 0,09$ МПа – 442 мм, а на сухій дорозі при $p_{ш} = 1,6$ МПа – 0,545 м. Отже, при підвищенні жорсткості приводів мостів і буксування гусениць (колес) перехідний шлях зменшується.

Час перехідного режиму t_n можна визначити, розділивши шлях S_n на швидкість V трактора:

$$t_n = \frac{S_n}{V}. \quad (13)$$

Оскільки в процесі перехідного періоду переносне й відносне переміщення секцій трактора впливають на розподіл дотичних сил по приведених колесах мостів, розглянемо механіку розподілу цих сил.

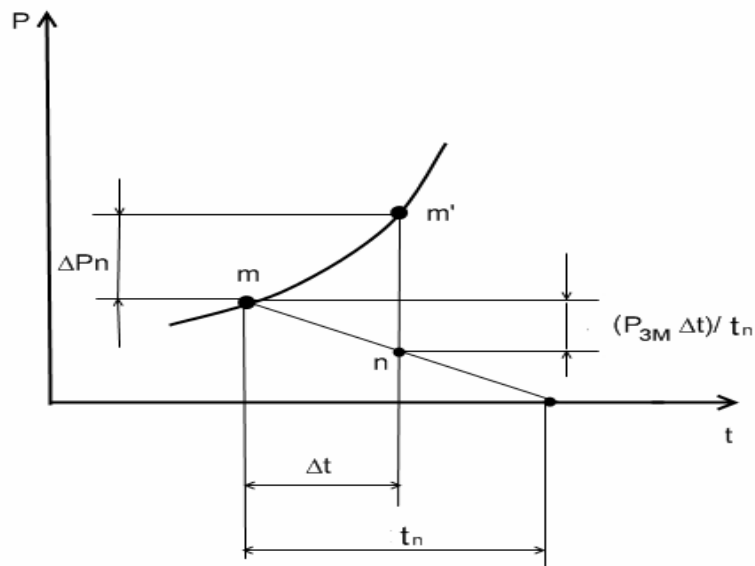


Рисунок 2 – Схема визначення зміни дотичних сил на ведучих колесах мостів при несталому повороті

Нехай буде якесь поточне значення зміни результуючої дотичної сили $P_{зм}$ на приведеному ведучому колесі моста трактора, що виникає в процесі повороту. За рахунок відносного руху секцій (див. рис. 2) у перебігу часу Δt відбудеться зміна дотичної сили на приведеному ведучому колесі на ΔP_n . Переносний рух за цей же час Δt змінить дотичну силу на колесі на $P_{зм} \cdot \frac{\Delta t}{t_n}$. Різниця $\Delta P_n - P_{зм} \cdot \frac{\Delta t}{t_n}$ складе результуючі зміни дотичної сили на колесі за час Δt , отже:

$$\frac{dP_{3M}}{dt} + \frac{P_{3M}}{t_n} - \frac{dP_n}{dt} = 0 \quad (14)$$

Аналогічні рівняння можна представити для кожної секції:

$$\left. \begin{aligned} \dot{P}_{3M1} + \frac{P_{3M1}}{t_n} - \dot{P}_{n1} &= 0; \\ \dot{P}_{3M2} + \frac{P_{3M2}}{t_n} - \dot{P}_{n2} &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

де P_{n1} , P_{n2} (10) та t_n (13) відомі, а результуючі зміни дотичних сил на приведених ведучих колесах мостів P_{3M1} і P_{3M2} визначається з диференціальних рівнянь першого порядку (14). Рішення їх має вигляд:

а) при вході в поворот трактора:

$$\left. \begin{aligned} P_{3M1} &= \frac{l_1 l_2 \dot{\theta} t_n^2}{L(A_1 + A_2)} \cdot \frac{\frac{\sin(\dot{\theta} t)}{t_n} - \dot{\theta} \cos(\dot{\theta} t) + \dot{\theta} e^{\frac{-t}{t_n}}}{1 + (\dot{\theta})^2 t_n^2}; \\ P_{3M2} &= -\frac{l_1 l_2 \dot{\theta} t_n^2}{L(A_1 + A_2)} \cdot \frac{-\frac{\sin(\dot{\theta} t)}{t_n} - \dot{\theta} \cos(\dot{\theta} t) + \dot{\theta} e^{\frac{-t}{t_n}}}{1 + (\dot{\theta})^2 t_n^2}; \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

б) при виході з повороту трактора:

$$\left. \begin{aligned} P_{3M1} &= -\frac{l_1 l_2 \dot{\theta} t_n^2}{L(A_1 + A_2)} \cdot \frac{\frac{\sin(\theta_{\max} - \dot{\theta} t)}{t_n} + \dot{\theta} \cos(\theta_{\max} - \dot{\theta} t) - e^{\frac{-t}{t_n}} \cdot \left(\frac{\sin \theta_{\max}}{t_n} + \dot{\theta} \cos \theta_{\max} \right)}{1 + (\dot{\theta})^2 t_n^2}; \\ P_{3M2} &= \frac{l_1 l_2 \dot{\theta} t_n^2}{L(A_1 + A_2)} \cdot \frac{\frac{\sin(\theta_{\max} - \dot{\theta} t)}{t_n} + \dot{\theta} \cos(\theta_{\max} - \dot{\theta} t) - e^{\frac{-t}{t_n}} \cdot \left(\frac{\sin \theta_{\max}}{t_n} + \dot{\theta} \cos \theta_{\max} \right)}{1 + (\dot{\theta})^2 t_n^2}; \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

При повороті на місці шарнірно – зчленованих тракторів розрахункові навантаження в приводі ходової системи, визначені по формулі (10), приведені на рис. 3 для гусеничної та колісної модифікацій.

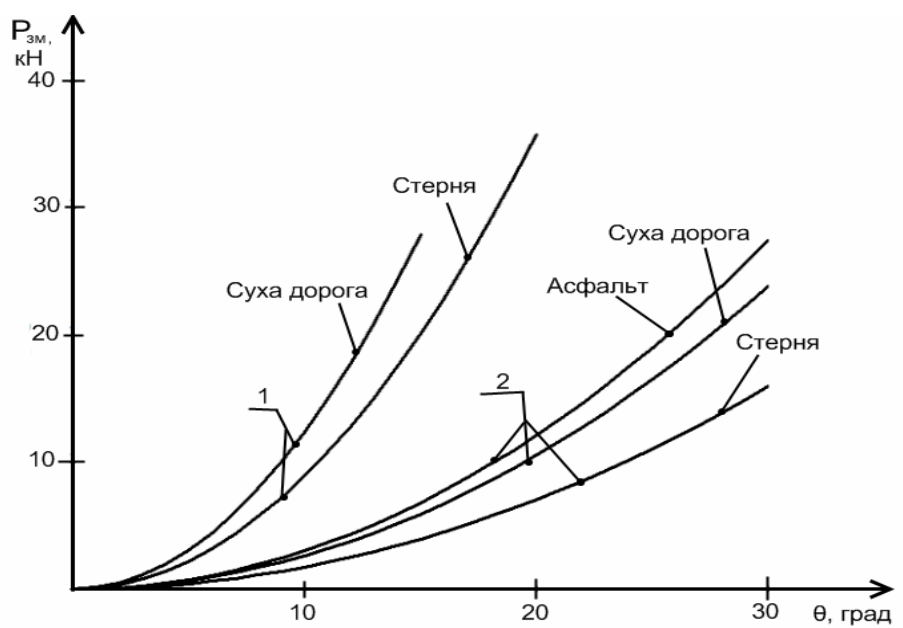


Рисунок 3 – Зміна $P_{зм}$ на приведених колесах мостів гусеничного - 1 і колісного - 2 тракторів в залежності від кута складання рами при повороті

Аналіз рис. 3 показує, що на гусеничному тракторі при куті складання рами $\theta = 15 \dots 20^\circ$ вони збільшуються до максимального значення по зчепленню, а на колісному – при $\theta = 25 \dots 30^\circ$. Ясно, що зі збільшенням зчеплення гусениць або коліс вони будуть збільшуватись. Для запобігання великих динамічних напружень в приводах ведучих коліс мостів не бажано повертати на місці трактор гусеничної модифікації більш ніж $\theta \leq 10^\circ$, а колісної – $\theta \leq 20^\circ$. На гусеничному тракторі вони при повороті до $\theta = 20^\circ$ в 4,3...4,7 раз більші ніж на колісному. Несталий поворот шарнірно – зчленованого трактора можна розділити на чотири періоди: вхід у поворот, перехідний період входу в сталий поворот, вихід з повороту та перехідний період виходу на прямолінійний рух. По формулам (16) отримані розрахункові значення $P_{зм1}$, $P_{зм2}$ навантажень в ходовій системі мостів на фоні суха дорога у залежності від кута θ складання рами й побудовані графічні залежності їх для гусеничної – рис.4 і колісної – рис.5 модифікацій.

Сили $P_{зм1}$ і $P_{зм2}$ по модулю рівні та протилежні по знаку ($P_{зм1}$ – додатний, $P_{зм2}$ – від'ємний) і залежать від кутової швидкості $\dot{\theta}$ складання полурам і швидкості трактора. Чим більше $\dot{\theta}$, тим вони більші, а зі збільшенням швидкості трактора – зменшується (див. рис. 4).

Так при швидкості гусеничного трактора 3,6 км/год та швидкості повороту секції $\dot{\theta} = 0,5$ рад/с при $\theta = 30^\circ$ – $P_{зм \max} = 32$ кН, при $V = 7,2$ км/год – $P_{зм \max} = 18$ кН, а при $V = 14,4$ км/год – $P_{зм \max} = 9,4$ кН. Отже при $\dot{\theta} = 0,5$ рад/с і $V \geq 5$ км/год $P_{зм \max}$ не буде досягати значення по зчепленню гусениць мостів.

Для колісного трактора на фоні суха дорога при швидкості трактора 3,6 км/год, $\dot{\theta} = 0,5$ рад/с і $\theta = 30^\circ$ – $P_{зм \max} = 18,8$ кН, а при $V = 14,4$ км/год – $P_{зм \max} = 11,4$ кН. Як бачимо, вплив швидкості на $P_{зм}$ гусеничного трактора більший, чим для колісного, що пояснюється меншим перехідним періодом гусеничного трактора. Як показано на рис. 4(5)

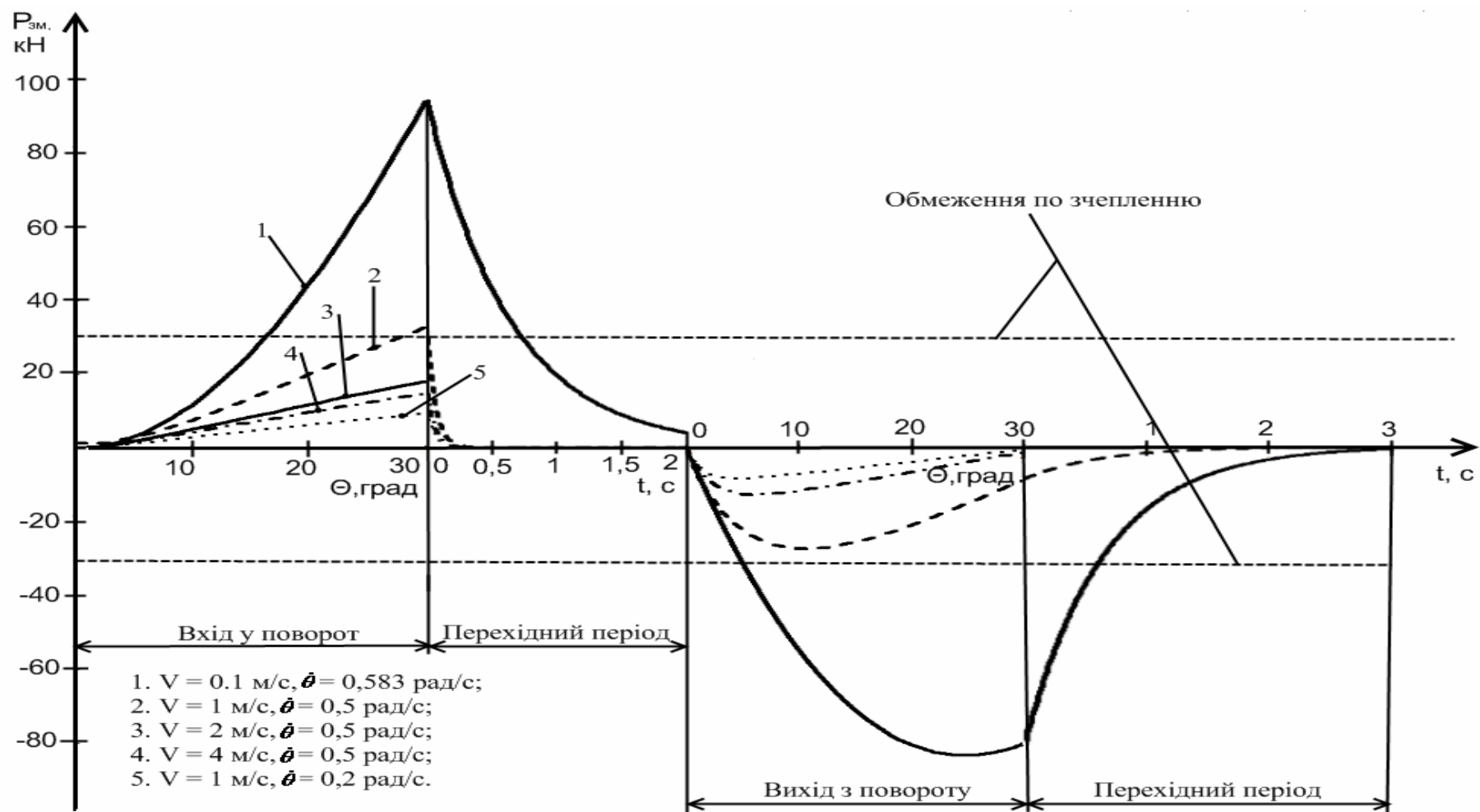


Рисунок 4 – Несталий поворот гусеничного трактора на сухій ґрунтовій дорозі

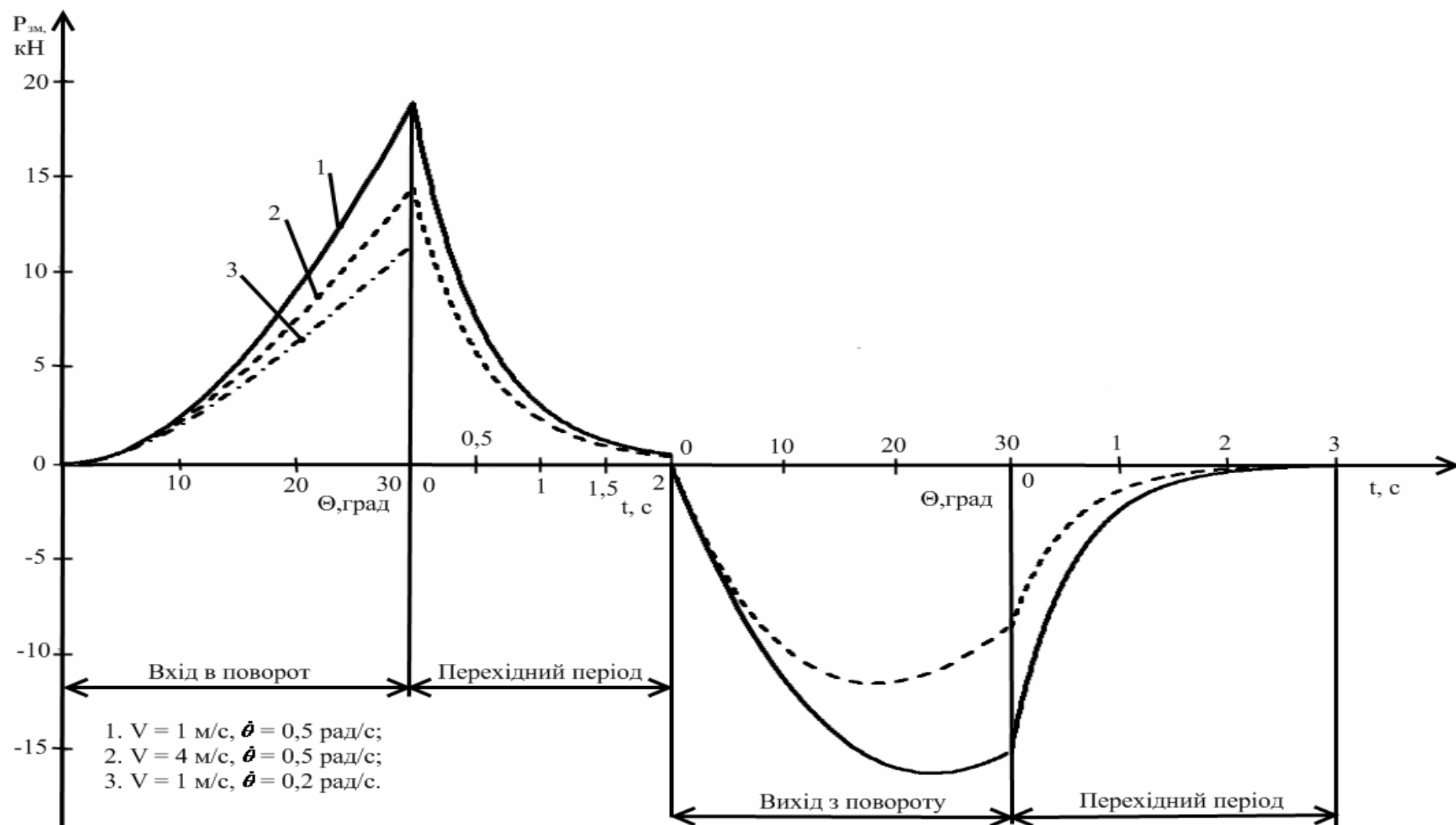


Рисунок 5 – Несталий поворот колісного трактора на сухій ґрунтовій дорозі

та рис. 5(4), зі зменшенням кутової швидкості складання рами до 0,2 рад/с при швидкостях 3,6 км/год і при $\theta \leq 30^\circ$ $P_{зм}$ гусеничного та колісного тракторів практично вирівнюються ($P_{зм} = 13,5$ кН для гусеничного та $P_{зм} = 14,39$ кН для колісного). З цього випливає, що $\dot{\theta}$ більше впливає на $P_{зм}$ гусеничного трактора. Отже, при кутових швидкостях складання рами $\dot{\theta}$ менше 0,2 рад/с і швидкості трактора більше 3,6 км/год $P_{зм}$ на колесах мостів будуть незначними. Якщо передаточне число приводу керування трактора $i \geq 20$, то швидкість повороту рульового колеса $\dot{\theta} \geq 200$ град/с, що практично виконується.

У другому періоді, при вході в сталий поворот, $P_{зм}$ буде визначатись по формулі (12). При цьому $P_{зм}$ зменшується по експоненті і залежить від перехідного шляху. Він на сухій дорозі для гусеничного трактора $S_n = 0,193$ м, значно менший, чим для колісного $S_n = 1,635$ м.

В третьому періоді, при виході з повороту, $P_{зм}$ визначається по формулі (17). Вони будуть на 5...10% менші, ніж при вході в поворот і аналогічно, як і при вході в поворот, залежать від швидкості трактора й кутової швидкості складання рами трактора.

При вході в прямолінійний рух трактора $P_{зм}$ також визначаються по формулі (12).

Висновки

1. Отримані математичні залежності зміни навантажень у трансмісії привода ходової системи при повороті на місці й при несталому повороті 4-х гусеничного трактора з шарнірно-зчленованою рамою.
2. При повороті на місці зміна навантаженості у приводі ходової системи 4-х гусеничного трактора з шарнірно-зчленованою рамою в 4,3...4,7 раз більша, ніж у колісного.
3. Бажано не допускати на ґрунтах з високим коефіцієнтом зчеплення поворот на місці більше ніж 10° кута складання рами гусеничного трактора та до 25° – колісного.
4. Рекомендується несталий поворот гусеничного трактора виконувати на швидкості $V \geq 3,6$ км/год і $\dot{\theta} \leq 0,2$ рад/с, що відповідає швидкості повороту рульового колеса $\dot{\theta} \leq 200$ град/с.

Список літератури: 1. Селиванов И.И. Автомобили и транспортные гусеничные машины высокой проходимости. – М.: Наука, 1967. – 270 с. 2. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1970. – 173 с. 3. Медведев Н.Г. Особенности поворота гусеничной машины с четырех обводным двигателем / Механіка та машинобудування / Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХПІ», 2001. – №1, 2. – С. 314–319 4. Митропан Д.М. Распределение тягового усилия между ведущими мостами шарнирно-сочлененного трактора 4К4 при неустановившемся повороте / Тракторы и сельхозмашины. – 1972. – №3. – С. 19–21. 5. Колобов Г.Г., Парфенов А.П. Тяговые характеристики тракторов. М.:– Машиностроение, 1972. – 157 с. 6. Смирнов В.И. Курс высшей математики. М.: Физмат, 1956. –Т. 2. 7. Митропан Д.М. Переходной режим при повороте шарнирно-сочлененного тягача / Сб.: «Автомобильный транспорт». – К.: Техніка, 1972. – Вип. 9. – С.127– 130. 8. Митропан Д.М., Сергиенко Н.Е., Сергиенко Д.Е. Распределение тягового усилия между ведущими гусеницами шарнирно-сочлененного трактора при повороте/Вестник НТУ „ХПИ”, 2004. – №16.– С. 71–76. 9. Сергиенко Д.Е., Митропан Д.М., Сергиенко Н.Е. Переходной режим при повороте гусеничного шарнирно-сочлененного тягача / Вестник НТУ „ХПИ”.– Харьков: НТУ „ХПИ”, 2007. – №12. – С. 63 – 68.