

ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ НА ТЕРТЯ В ШАРНІРАХ ОПОРНОЇ ДІЛЯНКИ ГУСЕНИЧНОГО РУШІЯ АНАЛІТИЧНИМИ МЕТОДАМИ

Є. Калінін, канд. техн. наук, доц., e-mail: kalininhtusg@gmail.com,
<https://orcid.org/0000-0001-6191-8446>

С. Поляшенко, канд. техн. наук, доц., e-mail: s.polyashenko@gmail.com,
<https://orcid.org/0000-0003-0133-4902>

М. Шуляк, канд. техн. наук, доц., e-mail: m.l.shulyak@gmail.com,
<https://orcid.org/0000-0001-7286-6602>

Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка

Ю. Козлов, e-mail: urgenurgen@gmail.com,
<https://orcid.org/0000-0002-3546-0010>

Харківська філія ДНУ «УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого»

Анотація

Мета роботи: дослідження впливу переміщення опорної ділянки гусеничного ланцюга, а отже і натягу останнього, на кут перегину ланок та зусилля, яке діє в шарнірі для визначення втрат потужності в шарнірах ланцюгів гусеничного рушія.

Методи дослідження: теоретичні.

Результати. Отримана система рівнянь, яка описує умову рівноваги будь-якої ланки опорної поверхні, зануреної в ґрунт. Ця система дозволяє розраховувати як кут нахилу ланки до опорної поверхні, так і розподіл опорних реакцій під самим ланцюгом.

Доведено, що натяг гусеничного ланцюга в процесі експлуатації тягово-транспортного засобу та перекочування котків по опорній поверхні не є постійною величиною та змінюється залежно від перегину ланок. У розрахунках прийнято, що гусеничний ланцюг являє собою стрічку, яка не розтягується, тобто її подовження компенсується за рахунок переміщення натяжного колеса рушія. Прийнято, що величини кутів нахилу тягової та напрямної ділянок до опорної поверхні являють собою функції натягу гусеничного ланцюга. Тому для більш детального та повного вирішення завдання цього дослідження, розглядається питання залежності цих кутів від натягу гусеничного обводу.

Висновки. Отримані вирази, які дозволяють визначити залежність кута повороту ланок опорної ділянки гусеничного обводу від натягу ланцюга в найбільш загальному вигляді. Розглянуто питання формування натягу ланцюга в процесі деформації пружних елементів підвіски. Звернуто увагу, що за такої постановки питання натяг ланцюга являє собою суму двох величин: постійного натягу та додаткової складової, яка визначається переміщенням опорної гілки ланцюга рушія. Такий підхід дозволяє визначити зміну кута перегину ланок та зусилля, яке діє в шарнірі, як величини, яка залежить від координати розташування ланки по довжині всього ланцюга.

Ключові слова: гусеничний рушій, втрати потужності, шарнір опорної ділянки, натяг ланцюга.

Постановка проблеми. Виконання тракторним агрегатом технологічної операції, в загальному випадку, пов'язане з дисипацією енергії, яка безпосередньо витрачається як на виконання технологічного процесу, так і на динамічні процеси, які виникають в самому енергетичному засобі. Як відомо, одним з основних напрямків втрат енергії системою «трак-

тор — навколишнє середовище» є втрати на самопересування. Проте, на відміну від втрат під час взаємодії гумового пневматика з ґрунтом, рух гусеничного рушія формує суттєвіші втрати, пов'язані як з переміщенням гусеничного ланцюга, так і з динамікою його руху та тертям в шарнірах.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Зараз існує ряд математичних моде-

лей, які з великим ступенем достовірності описують прямолінійний рух машини з гусеничним рушієм по ґрунтах різного профілю [1, 2, 6, 7, 8, 9].

Збільшення швидкодії ПК дозволило ускладнити математичні моделі руху машини: вірогідніше врахувати вплив гусеничного обводу; перейти, на відміну від ранніх моделей, до розгляду більшої кількості конструкційних особливостей елементів системи підресорювання.

Вважається, що з достатньою для практики точністю гусеничний ланцюг слід вважати розтяжною стрічкою з «нелінійною залежністю між розтягувальним зусиллям і подовженням» [3, 8]. Однак часто для дослідження руху трактора необхідна більш детальна модель гусеничного обводу, яка не тільки враховує вплив зусиль гусениці на ходову частину, а й реалізацію цих зусиль на ґрунт.

Така модель повинна в тій чи іншій мірі імітувати всі основні системи гусеничного рушія та всієї машини (силову установку, трансмісію, підвіску, рушій), що збільшить вимоги математичної моделі до обчислювальних ресурсів.

Водночас, наявні моделі розглядають гусеничний рушій в статичі, не враховуючи зміни його характеристик (натягу гусеничного ланцюга, переміщення опорних катків і т.п.) у процесі експлуатації тягово-енергетичного засобу.

Мета статті – дослідження впливу переміщення опорної ділянки гусеничного ланцюга, а отже і натягу останнього, на кут перегину ланок та зусилля, яке діє в шарнірі для визначення втрат потужності в шарнірах ланцюгів гусеничного рушія.

Виклад основного матеріалу досліджень. Втрати потужності в шарнірах ланцюгів гусеничних рушіїв у загальному вигляді визначаються за формулою:

$$N_w = \frac{2Vr_w \sum \mu_i R_i \Delta_i}{735 \cdot 75l}, \quad (1)$$

де V – швидкість руху обводу; r_w – радіус шарніра; l – крок гусеничного ланцюга; μ – коефіцієнт тертя в i -ому шарнірі;

$\Delta\varphi_i$ – кут перегину ланок в i -ому шарнірі; R_i – зусилля, яке діє в i -ому шарнірі.

Як відомо з теорії гусеничного рушія [4], коефіцієнт μ є функцією кута повороту ланок у шарнірі. Зі свого боку, кут повороту $\Delta\varphi_i$, а також зусилля R_i в шарнірі залежать від натягу ланцюга T . Для того, щоб розв'язати рівняння (1) у загальному вигляді, необхідно визначити залежності $\mu = f(\Delta\varphi)$, $\Delta\varphi = f''(T)$ і $R = f'''(T)$.

Розглянемо рівновагу ланки опорної поверхні, яка занурена в ґрунт (рис. 1). На неї діє така система сил: навантаження P від опорного катка рушія; сила тертя F ланки з ґрунтом; вертикальні реакції R_n і R_{n+1} від впливу відкинутих сусідніх ланок; горизонтальні реакції S_n і S_{n+1} від впливу відкинутих сусідніх ланок.

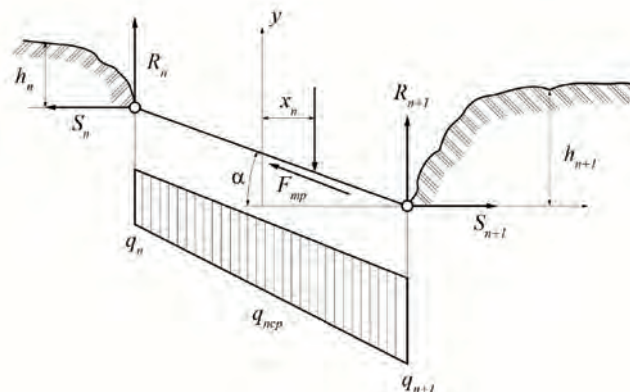


Рисунок 1 – Схема сил, які діють на ланку, занурену в ґрунт

З боку ґрунту виникають опорні реакції, які змінюються по довжині трака від q_n до q_{n+1} .

Умову рівноваги ланки можна записати так:

$$\begin{aligned} R_n + R_{n+1} - P + F \sin \alpha + 0,5lb \cos \alpha (q_n + q_{n+1}) &= 0, \\ R_x + 0,5lR_n \cos \alpha - 0,5lR_{n+1} \cos \alpha - 0,5lS_n \sin \alpha - \\ - 0,5lS_{n+1} \sin \alpha + \frac{bl^2 \cos^2 \alpha}{12} - (q_n + 0,5q_{cp}) - \\ - \frac{bl^2 \cos^2 \alpha}{12} (q_{n+1} + 0,5q_{cp}) & \end{aligned} \quad (2)$$

Силу тертя трака по ґрунті можна виразити у вигляді:

$$F = (P - R_n - R_{n+1})f \quad (3)$$

де f – коефіцієнт тертя сталі по ґрунті;

b – ширина трака; l – довжина трака.

Підставляючи значення сил тертя у вираз (2), а також перетворюючи рівняння системи, отримуємо:

$$\begin{aligned} (R_n + R_{n+1} - P) \frac{1 - \mu \sin \alpha}{\cos \alpha} + 0,5lb(q_n + q_{n+1}) = 0 \\ \cos \alpha \left[P \frac{x}{\cos \alpha} + 0,5l(R_n - R_{n+1}) - 0,5lt\rho\alpha(S_n + S_{n+1}) + \right. \\ \left. + \frac{bl^2 \cos^2 \alpha}{12} (q_n - q_{n+1}) \right] = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

Оскільки ланка гусеничного ланцюга в опорній поверхні не може займати вертикального положення, то $\cos \alpha \neq 0$. Приймаючи, що деформація ґрунту відбувається за лінійним законом вигляду $q = ch$, можна записати $h_{n+1} = \frac{q_{n+1}}{c}$, а $h_n = \frac{q_n}{c}$.

Тоді, згідно з рис. 1

$$\sin \alpha_n = \frac{h_{n+1} - h_n}{l} = \frac{q_{n+1} - q_n}{cl} \quad (5)$$

Звідси:

$$\cos \alpha = 1 - 0,5c^2 l^2 (q_{n+1} - q_n)^2 \quad (6)$$

Крім того, з урахуванням зауважень, викладених у роботі [5], величина виразу $\frac{1 - f \sin \alpha}{\cos \alpha}$ для рушіїв зі співвідношенням кроку котків, які працюють в умовах перезволожених ґрунтів, до кроку гусениці меншим за 1,6, коливається в межах 0,985...0,993, тому, з достатньою для практичних розрахунків точністю, можна вважати її рівною одиниці.

З урахуванням викладених зауважень, систему рівнянь (2) можна переписати у вигляді:

$$\begin{cases} R_n + R_{n+1} - P + 0,5lb(q_n + q_{n+1}) = 0 \\ R_x + 0,5l(R_n + R_{n+1}) + (q_n - q_{n+1}) \cdot \\ \cdot \left(\frac{S_n + S_{n+1}}{2c} + \frac{bl^2}{12} \right) + \frac{b}{24c^2} (q_n - q_{n+1})^3 = 0 \end{cases} \quad (7)$$

Величина $\frac{b}{24c^2} (q_n - q_{n+1})^3$ – незначна порівняно з іншими членами рівняння (7) і нею можна знехтувати.

Система рівнянь (7) описує умови

рівноваги будь-якої ланки опорної поверхні, зануреної в ґрунт. Визначивши величини q_n і q_{n+1} , можна з виразу (5) визначити кут α .

Розглянемо розв’язок системи даних рівнянь на прикладі елементарного гусеничного рушія, опорна поверхня якого складається з двох ланок. Схема такого рушія зображена на рисунку 2.

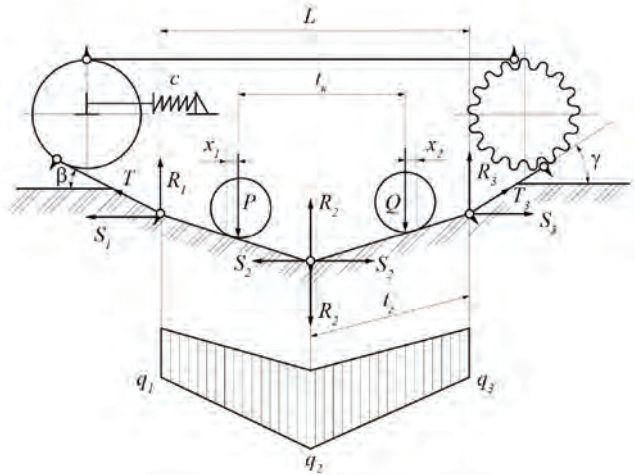


Рисунок 2 – Схема елементарного гусеничного рушія

Система рівнянь рівноваги двох опорних ланок матиме вигляд:

$$R_1 + R_8 + 0,5lb(q_1 + q_2) - P = 0, \quad (8)$$

$$Rx_1 + 0,5lR_2 + (q_1 - q_2) \left(\frac{S_1 + S_2}{2c} + \frac{bl^2}{12} \right) = 0, \quad (9)$$

$$R_2 + R_3 + 0,5lb(q_2 + q_3) - Q = 0, \quad (10)$$

$$\begin{aligned} Q_{x_2} + 0,5lR_2 + 0,5R_3 + \\ + (q_2 - q_3) \left(\frac{S_2 + S_3}{2c} + \frac{bl^2}{12} \right) = 0. \end{aligned} \quad (11)$$

Для спрощення системи приймемо припущення:

$$S = S_2 = S_3 = S_{cp} = (T \cos \beta + T_p \cos \gamma) 0,5. \quad (12)$$

Розв’язок системи дає такий вираз для величини максимального і питомого тиску:

$$q_2 = \frac{P + Q - R_1 - R_3}{2lb} + \frac{P_{x_1} - Q_{x_2} + 0,5l(R_1 + R_3)}{4\left(\frac{bl^2}{12} + \frac{S_{cp}}{c}\right)}, \quad (13)$$

Перший член рівняння (13) представляє собою середній питомий тиск:

$$\frac{P + Q - R_1 - R_3}{2lb} = q_{cp} = \frac{Q}{2lb} = \frac{G}{F}, \quad (14)$$

де F – площа опорної поверхні рушія.

Тоді, значення крайніх питомих тисків визначається з виразів:

$$q_1 = \frac{3P - 3R_1 - Q + R_3}{2bl} - \frac{P_{x_1} - Q_{x_2} + 0,5L(R_1 + R_3)}{8\left(\frac{bL^2}{12} + \frac{S_{cp}}{c}\right)}, \quad (15)$$

$$q_3 = \frac{3Q - 3R_3 + R_1 - P}{2bl} - \frac{P_{x_1} - Q_{x_2} + 0,5L(R_1 + R_3)}{8\left(\frac{bL^2}{12} + \frac{S_{cp}}{c}\right)}. \quad (16)$$

Сумарний кут перегину ланок в опорній поверхні під час проходження одного катка буде дорівнювати $\Delta\varphi = 2(\alpha_1 + \alpha_2)$.

З огляду на те, що кути α_1 та α_2 не перевищують 10° , вираз (5) можна переписати у вигляді:

$$\alpha_n = \frac{q_{n+1} - q_n}{cl}, \quad (17)$$

Тоді:

$$\alpha_1 = \frac{Q - P + R_1 - R_3}{clb} + \frac{3[P_{x_1} - Q_{x_2} + 0,5L(R_1 + R_3)]}{8cl\left(\frac{bL^2}{12} + \frac{S_{cp}}{c}\right)}, \quad (18)$$

$$\alpha_2 = \frac{P - Q - R_1 + R_3}{cl^2b} + \frac{3[P_{x_1} - Q_{x_2} + 0,5L(R_1 + R_3)]}{8cl\left(\frac{bL}{12} + \frac{S_{cp}}{c}\right)}. \quad (19)$$

З огляду на вираз (14), можна записати:

$$\Delta\varphi = \frac{3[P_{x_1} - Q_{x_2} + 0,5L(R_1 + R_3)]}{Lcl\left(\frac{bL^2}{12} + \frac{S_{cp}}{c}\right)}. \quad (20)$$

Зусилля в шарнірі визначиться з системи рівнянь, яка описує рівновагу опорної поверхні елементарного рушія:

$$R_2 = \frac{P_{x_1} - Q_{x_2} + 0,5l(R_1 - R_3)}{Lb\left(\frac{l}{12} + \frac{S_{cp}}{2clb}\right)}. \quad (21)$$

У вирази (20) та (21) входять реакції крайніх шарнірів R_1 і R_3 , які можуть бути визначені з рівнянь:

$$R_1 = T \sin \beta, \quad (22)$$

$$R_3 = T_p \sin \gamma = (T + P_n) \sin \gamma, \quad (23)$$

де T – натяг ланцюга.

Однак натяг ланцюга в процесі перекочування котків по опорній поверхні не є постійним і змінюється залежно від перегину ланок. Припустимо, що обвід гусеничного ланцюга, крім опорної ділянки, являє собою гнучку, нерозтяжну стрічку, тоді перегин ланок опорної поверхні викличе подовження гнучкої стрічки на величину

$$\Delta L = l(2 - \cos \alpha_1 - \cos \alpha_2). \quad (24)$$

Оскільки ми домовилися вважати стрічку такою, яка має постійну величину, подовження повинно бути компенсовано переміщенням натяжного колеса на величину

$$\Delta L = h_n + \frac{h_n}{\cos \beta}, \quad (25)$$

де h_n – переміщення натяжного колеса.

Прирівнявши вирази (23) і (24) і підставляючи значення $h = \frac{\Delta T}{c_n}$, отримаємо:

$$\Delta T = \frac{c_n l (2 - \cos \alpha_1 - \cos \alpha_2)}{1 - \frac{1}{\cos \beta}}, \quad (26)$$

де c_n – жорсткість пружин натяжного механізму; ΔT – зміна натягу ланцюга, викликана перегином опорної ділянки. У загальному випадку для n ланок, отримуємо:

$$\Delta T = \frac{c_n l (n - \cos \alpha_1 - \cos \alpha_2 - \dots - \cos \alpha_n)}{1 - \frac{1}{\cos \beta}}, \quad (27)$$

Величини кутів нахилу тягової (γ) і напрямної (β) ділянок, які входять до рівняння (22) і (23), є функціями натягу ланцюга. Тому для більш повного вирішення завдання цього дослідження необхідно розглянути питання впливу натягу ланцюга на кути γ і β .

Припустимо, що під час натягу ланцюга гусеничний обвід займає положення I. Після збільшення натягу ланцюга підвіска деформується і займає положення II (рис. 3).

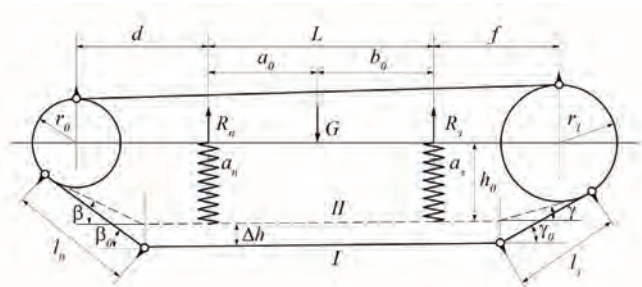


Рисунок 3 – Схема визначення кутів нахилу тягової і напрямної ділянок гусеничного рушія у функції від натягу ланцюга

Сумарні реакції від ваги і натягу ланцюга визначаються з виразів:

$$R_n = \frac{Gb_o + T(d + L) \sin \beta - Tf \sin \gamma}{L}, \quad (28)$$

$$R_3 = \frac{Ga_o + T(f + L) \sin \gamma - Td \sin \beta}{L}, \quad (29)$$

Реакції в опорах підвіски можна також визначити з урахуванням деформації пружин, використовуючи закон Гука:

$$R_n = c_n \Delta h = c_n (h_o - \tau_\Lambda \cos \beta - l_n \sin \beta), \quad (30)$$

$$R_3 = c_3 \Delta h = c_3 (h_o - \tau_3 \cos \gamma - l_3 \sin \gamma), \quad (31)$$

Якщо врахувати, що кути β та γ рушіїв машин перебувають у межах $10 \dots 16^\circ$, то можна записати $\cos \beta = 1$; $\cos \gamma = 1$.

Тоді вирази (30) і (31) можна переписати у вигляді:

$$R_n = c_n (h_o - \tau_\Lambda - l_n \sin \beta), \quad (32)$$

$$R_3 = c_3 (h_o - \tau_3 - l_3 \sin \gamma). \quad (33)$$

Прирівнявши праві частини рівнянь (28) і (32), (29) і (33), отримуємо:

$$Lc_n (h_o - \tau_\Lambda - l_n \sin \beta) = Gb_o - T(d + L) \sin \beta - Tf \sin \gamma, \quad (34)$$

$$Lc_3 (h_o - \tau_3 - l_3 \sin \gamma) = Gb_o - T(f + L) \sin \gamma - Td \sin \beta. \quad (35)$$

Розв'язуючи отриману систему рівнянь, отримуємо таке рішення:

$$\sin \beta = \frac{[T(f + L) + Ll_3c_3](Lh_0c_n - Lr_\Lambda c_n - Gb_o) + Tf(Lc_n h_o - Lc_n r_\Lambda - Gb_o)}{[T(f + L) + Ll_3c_3][T(d + L) + Lc_n l_n] - T^2 f d}, \quad (36)$$

$$\sin \gamma = \frac{[T(d + L) + Ll_n c_n](Lh_0c_3 - Lr_3c_3 - Gb_o) + Td(Lc_n h_o - Lc_n r_\Lambda - Gb_o)}{[T(f + L) - Ll_n c_n][T(d + L) + Lc_3 l_3] + T^2 f d}. \quad (37)$$

Дані вирази можна переписати у вигляді:

$$\sin \beta = \frac{TA_1 + B_1}{T^2 C + TD + N}, \quad (38)$$

$$\sin \gamma = \frac{TA_2 + B_2}{T^2 C + TD + N}, \quad (39)$$

де

$$A_1 = c_n (Lh_0 f + Lf r_\Lambda + L^2 h_o + L^2 r_\Lambda) + c_3 (Lf h + Lf r_3) + G(Lb + f a_o), \quad (40)$$

$$A_2 = c_3 (Lh_0 d + Ld r_3 + L^2 h_o + L^2 r_3) + c_n (Lf h + Lf r_3) + G(Lh + d b_o), \quad (41)$$

$$B_1 = Ll_3 c_3 (Lh_0 c_n + Lr_\Lambda c_n - Gb_o), \quad (42)$$

$$B_2 = Ll_n c_n (Lh_0 c_3 + Lr_3 c_3 - G a_o), \quad (43)$$

$$C = L^2 + Lf + Ld, \quad (44)$$

$$D = L^2 l_n c_n + L^2 l_3 c_3 + Lf l_n c_n + Lf l_3 c_3, \quad (45)$$

$$N = L^2 l_3 c_n l_n l_3. \quad (46)$$

Висновки. Підставляючи значення γ і $\sin\beta$ у вираз (22), можна отримати залежність кута повороту ланок опорної ділянки від натягу ланцюга в найбільш загальному вигляді.

Підставивши значення $\sin\beta$ і $\sin\gamma$ у вирази (22) і (23), отримаємо:

$$R_1 = \frac{T(TA_1 + B_1)}{T^2C + TD + N}, \quad (47)$$

$$R_2 = \frac{(T + B_1)(TA_2 + B_2)}{T^2C + TD + N}. \quad (48)$$

Визначаючи натяг ланцюга як $T = T_1 + \Delta T$, а $x_2 = t_n - x_1$, де T – натяг ланцюга за $\alpha_1 = \alpha_2 = 0$, можна визначити в загальному вигляді функції $\Delta\varphi(x_1)$ і $R_2(x_1)$. Підставляючи їх у вираз (1), можна отримати втрати потужності в шарнірі опорної ділянки елементарного гусеничного рушія під час переміщення його на довжину кроку ланцюга:

$$N_w = \frac{2Vr_w\mu}{735 \cdot 75l} \int_{-0,5l}^{0,5l} \sqrt{[R_2(x_1)]^2 + s_{cp}^2} \cdot \Delta\varphi(x_1). \quad (49)$$

Література

1. Дядченко М.Г., Котиев Г.О., Наумов В.Н. Конструкция и расчет подвесок быстроходных гусеничных машин: учебн. пособие – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 40 с.
2. Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Комплексное поддресоривание высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин – М: Изво МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 184 с.
3. Аврамов В.П., Калейчев Н.Б. Динамика гусеничной машины при установленном движении по неровностям – Х: Вища школа, 1989. – 112 с.
4. Антонов А.С. Теория гусеничного движителя – М: ГНТИМЛ, 1949. – 216 с.

5. Воронин В.А., Худолеев В.П. К вопросу о величине и характере распределения удельного давления по длине опорной поверхности гусеничного движителя самоходного шасси. Вопросы проходимости машин: Межвузовский сборник научных работ. 1972. № 1. С. 54 -62.

6. Wong J. Y. Theory of groundvehicles. –Chichester: A Wiley-IntersciencePublication JOHN WILEY & SONS, 1978. – 284p.

7. Bekker M.G. Theory of Land Locomotion – The Mechanics of Vehicle Mobility, University of Michigan Press, Ann Arbor, 1956, v 400.

8. Калінін Є.І., Романченко В.М., Юр'єва Г.П. Моделювання коливань кузову транспортного засобу на гусеничному ході з урахуванням гнучкості кузова. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. 2016. №6. С. 232-238.

Literature

1. Dyadchenko, MG, Kotiev, G.O., Naumov, V.N. Design and calculation of high-speed tracked vehicle suspensions: studies. allowance – M: Pub. MGTU N.E. Bauman, 2007. – 40 p.
2. Kotiev, G.O., Sarach, E.B. Integrated suspension of highly mobile two-link tracked vehicles – M: Pub. MGTU N.E. Bauman, 2010. – 184 p.
3. Avramov V.P., Kaleichev N.B. Dynamics of a tracked vehicle with steady motion over irregularities – Kh: High school, 1989. – 112 p.
4. Antonov A.S. Theory of tracked propulsion – M: GNTIML, 1949. – 216 p.
5. Voronin V.A., Khudoleev V.P. To the question of the size and nature of the distribution of the specific pressure along the length of the bearing surface of the crawler propulsion self-rotor chassis. Machine patency issues: Interuniversity collection of scientific papers. 1972. № 1. S. 54 -62.
6. Wong J. Y. Theory of ground vehicles. – Chichester: A Wiley-Interscience Publication JOHN WILEY & SONS, 1978. – 284p.

7. Bekker M.G. Theory of Land Locomotion – The Mechanics of Vehicle Mobility, University of Michigan Press, Ann Arbor, 1956, v 400.

8. Kalinin E.I., Romanchenko V.M., Yurueva G.P. Modeling the vibrations of the body of the vehicle on the crawler stroke, taking into account the flexibility of the body. Technical service of agroindustrial, forestry and transport complexes. 2016. No. 6. Pp. 232-238.

Literatura

1. Dyadchenko M.G., Kotiev G.O., Naumov V.N. Konstrukciya i raschet podvesok bystrohodnyh gusenichnyh mashin: uchebn. posobie – M.: Izd-vo MGTU im. N.EH. Baumana, 2007. – 40 s.

2. Kotiev G.O., Sarach E.B. Kompleksnoe podressorivanie vysokopodvizhnyh dvuhzvennyh gusenichnyh mashin – M.: Iz-vo MGTU im. N.EH. Baumana, 2010. – 184 s.

3. Avramov V.P., Kalejchev N.B. Din-

amika gusenichnoj mashiny pri ustanovivshemsya dvizhenii po nerovnostyam – H: Vishchashkola, 1989. – 112 s.

4. Antonov A.S. Teoriyagusenichnogodvizhitelya – M: GNTIML, 1949. – 216 s.

5. Voronin V.A., Hudoleev V.P. K voprosu o velichinei haraktere raspredeleniya dlinoopornoj poverhnosti gusenichnogo dvizhitelya samohodnogo shassi. Voprosy prohodimosti mashin: Mezhvuzovskij sbornik nauchnyh rabot. 1972. № 1. S. 54 -62.

6. Wong J. Y. Theory of ground vehicles. – Chichester: A Wiley-Interscience Publication JOHN WILEY & SONS, 1978. – 284p.

7. Bekker M.G. Theory of Land Locomotion – The Mechanics of Vehicle Mobility, University of Michigan Press, Ann Arbor, 1956, v 400.

8. Kalinin E.I., Romanchenko V.M., Yurueva G.P. Modelyuvannya kolivan kuzova transportnogo zasobu na gusenichnomu hodi z vrazhuvannyam gnuchkosti kuzova. Tekhnichnij servis agropromislovogo, lisovogo ta transportnogo kompleksiv. 2016. №6. S. 232-238.

UDC 629.114.2

DETERMINATION OF FRICTION LOSSES IN THE HINGE JOINTS OF A TRACKED PROPULSOR SUPPORT SECTIONS BY ANALYTICAL METHODS

E. Kalinin, Ph.D., Associate Professor, e-mail: kalininhntusg@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-6191-8446>

S. Polyashenko, Ph.D., Associate Professor, e-mail: s.polyashenko@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0003-0133-4902>

M. Shulyak, Ph.D., Associate Professor, e-mail: m.l.shulyak@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-7286-6602>

Kharkov National Technical University of Agriculture named after Petro Vasilenko

Yu. Kozlov, engineer I categories, e-mail: urgenurgen@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-3546-0010>

”Leonid Pogorilyy Ukrainian Scientific Research Institute of Forecasting and Testing of Machinery and Technologies for Agricultural Production” Kharkiv branch

Summary

Goal: study the influence of the displacement of the supporting section of the track chain, and therefore the tension of the latter, on the angle of inflection of the links and the force acting in the hinge to determine the power loss in the hinge joints of chains.

Research methods: theoretical.

Results. The resulting system of equations, which describes the equilibrium condition of any link of the supporting surface immersed in the soil. This system allows you to calculate both the angle of inclination of the link to the support surface and the distribution of the support reactions under the chain itself.

It is proved that the tension of the track chain during operation of the towing vehicle and rolling the rollers on the bearing surface is not constant and varies depending on the bend of the links. In the calculations, it is assumed that the track chain is a tape that does not stretch, that is, its elongation is compensated by moving the driving wheel of the propulsion device. It is accepted that the values of the angles of inclination of the leading and guiding sections to the support surface are functions of the tension of the track chain. Therefore, for a more detailed and complete solution to the problem of this study, the question of the dependence of these angles on the tension of the track bypass is considered.

Expressions are obtained that allow us to determine the dependence of the angle of rotation of the links of the supporting section of a crawler bypass from the chain tension in the most general form. The problems of the formation of chain tension in the process of deformation of the elastic elements of the suspension are considered. It is noted that in this formulation of the question, the tension of the chain is the sum of two quantities: constant tension and an additional component, which is determined by the movement of the reference branch of the engine circuit. This approach allows you to determine the change in the angle of inflection of the links and the force acting in the hinge, as values depending on the coordinate location of the link along the length of the entire chain.

Keywords: tracked propulsion, power loss, hinge support section, chain tension

УДК 629.114.2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ В ШАРНИРАХ ОПОРНЫХ УЧАСТКОВ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ АНАЛИТИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ

Е. Калинин, канд. техн. наук, доц., e-mail: kalininhtusg@gmail.com,
<https://orcid.org/0000-0001-6191-8446>

С. Поляшенко, канд. техн. наук, доц., e-mail: s.polyashenko@gmail.com,
<https://orcid.org/0000-0003-0133-4902>

М. Шуляк, д-р техн. наук, доц., e-mail: m.l.shulyak@gmail.com,
<https://orcid.org/0000-0001-7286-6602>

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенка

Ю. Козлов, e-mail: urgenurgen@gmail.com,
<https://orcid.org/0000-0002-3546-0010>

Харьковский филиал Украинского научно-исследовательского института
прогнозирования и испытаний техники и технологий для сельскохозяйственного
производства имени Леонида Погорелого

Аннотация

Цель работы: исследование влияния перемещения опорного участка гусеничной цепи, а следовательно и натяжения последнего, на угол перегиба звеньев и усилие, действующее в шарнире для определения потерь мощности в шарнирах цепей гусеничного движителя.

Методы исследования: теоретические.

Результаты

Полученная система уравнений, которая описывает условие равновесия любого звена опорной поверхности, погруженной в грунт. Эта система позволяет рассчитывать, как угол наклона звена к опорной поверхности, так и распределение опорных реакций под самой цепью.

Доказано, что натяжение гусеничной цепи в процессе эксплуатации тягово-транспортного средства и перекачивания катков по опорной поверхности, не является постоянной величиной и изменяется в зависимости от перегиба звеньев. В расчетах принято, что гусеничная цепь представляет собой ленту, которая не растягивается, то есть ее удлинение компенсируется за счет перемещения натяжного колеса движителя. Принято, что величины углов наклона ведущего и направляющего участков к опорной поверхности представляют собой функции натяжения гусеничной цепи. Поэтому, для более детального и полного решения задачи этого исследования, рассматривается вопрос зависимости этих углов от натяжения гусеничного обвода.

Выводы

Получены выражения, которые позволяют определить зависимость угла поворота звеньев опорного участка гусеничного обвода от натяжения цепи в наиболее общем виде. Рассмотрены вопросы формирования натяжения цепи в процессе деформации упругих элементов подвески. Обращено внимание, что в такой постановке вопроса натяжение цепи представляет собой сумму двух величин: постоянного натяжения и дополнительной составляющей, которая определяется перемещением опорной ветви цепи двигателя. Такой подход позволяет определить изменение угла перегиба звеньев и усилие, действующее в шарнире, как величины, зависящие от координаты расположения звена по длине всей цепи.

Ключевые слова: гусеничный движитель, потери мощности, шарнир опорного участка, натяжение цепи.