

ХАРКІВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

На правах рукопису

УДК 631.3.004.67

ОВСЯННИКОВ СЕРГІЙ ІВАНОВИЧ

ПІДВИЩЕННЯ
ТЯГЛОВО-ЗЧЕПЛЮВАЛЬНИХ
ВЛАСТИВОСТЕЙ МАЛОГАБАРИТНИХ
ТРАКТОРІВ В РОСЛИННИЦТВІ

05.20.01 Мезанізація сільськогосподарського виробництва

Автореферат

дисертації на здобуття наукового ступеня

кандидата технічних наук

Харків 1997

ЛННБ України ім.В.Стефаніка



00751983 (X)

дер

“Автомобілі” Харківського
господарства.

Науковий керівник - заслужений діяч науки та техніки України,

доктор технічних наук, професор

Лебедєв Анатолій Тихонович

Офіційні опоненти

- доктор технічних наук, професор

Подригало Михайло Абббович,

- кандидат технічних наук

Смірнов Володимир Іванович

Ведуча організація

- Український науково-дослідний інститут
сільськогосподарського машинобудування.

Захист відбудеться “26” червня 1997 р. о 10⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої ради К 02.20.02 при Харківському державному технічному університеті сільського господарства (ХДТУСГ).

Відгуки на автореферат у двох екземплярах, завірені печаткою, просимо надсилати вченому секретарю спеціалізованої ради за адресою: 310002, м. Харків-002, вул. Артема, 44, ХДТУСГ.

Автореферат розіслано “24” травня 1997 р.

Вчений секретар спеціалізованої
ради к.т.н., професор

Ермолов Л.С.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність. В Україні площа землі, що відведена під особисті, підсобні та фермерські господарства, колективні сади і городи складає понад 2,5 млн. га і з кожним роком збільшується. Середні розміри цих ділянок складають 0,05-2 га. Відводяться вони в основному на невдobjах, схилах, мають складну конфігурацію, де застосування традиційної техніки ускладнено і призводить до порушення структури ґрунту та економічно невиправдано. Тому на даних ділянках переважає в основному ручна праця.

Зменшити частку ручної праці, а отже підвищити продуктивність, можливо з застосуванням засобів малої механізації, до яких відносяться мінітрактори. В розвинених зарубіжних країнах мінітрактори складають 20-25 %, а в деяких до 40 % від загального парку сільськогосподарських тракторів, в той час, як на Україні частка мінітракторів не перевищує 0,2 %. Українською національною програмою по організації виробництва технологічного комплексу машин та обладнання для сільського господарства і переробки сільськогосподарських продуктів, прийнятої в 1992 р., передбачається розробка і освоєння серійного виробництва комплексу машин та обладнання для малої механізації сільськогосподарського виробництва.

При виконанні найбільш трудомістких технологічних операцій (рілля, культивування, міжрядкова обробка та ін.) тягово-зчеплювальних властивостей мінітракторів часто не достатньо, що призводить до порушення агротехнічних вимог, підвищеному буксуванню, а отже, до порушення структури ґрунту і зниженню продуктивності агрегату. Тому, поряд із збільшенням обсягу виробництва мінітракторів, необхідно підвищувати їх тягово-зчеплювальні властивості. Одним із факторів, що впливають на тягово-зчеплювальні властивості, є зчеплювальна маса, що залежить від маси самого трактора, а при використанні малогабаритних тракторів і від маси водія.

Тягово-зчеплювальні властивості мінітракторів досліджені не в повній мірі. Очевидно, це пов'язано з відносно недавнім виробництвом і використанням мінітракторів в нашій країні. Всі ці обставини зазначають на актуальність подальших досліджень, спрямованих на оптимізацію параметрів, режимів навантаження і досконалення конструкцій рухливиків з метою підвищення тягово-зчеплювальних властивостей мінітракторів.

Метою роботи є підвищення тягово-зчеплювальних властивостей агрегатів на базі мінітракторів при використанні в рослинництві.

Об'єкт дослідження. Машинно-тракторні агрегати на базі малогабаритного самохідного шасі МСШ-10 блоково-модульної побудови.

Методика виконання роботи. Теоретичні і експериментальні дослідження виконувалися із застосуванням як стандартних, так і спеціально розроблених методик. В теоретичних дослідженнях використовувалися засіб Рунге-Кутта для цифрового рішення диференціальних рівнянь і засоби аналітичної механіки, теорії автомобіля і трактора. Експериментальні дослідження проводилися як на лабо-

раторних установках для визначення параметрів шин, так і в польових умовах з використанням сучасної вимірювальної і обчислювальної техніки. При теоретичних дослідженнях і при обробці експериментальних даних широко застосовувалася електронно-обчислювальна техніка.

Наукова новизна. Розроблена математична модель, що враховує перемінність мас мінітрактора і водія, для обґрунтування оптимальних параметрів мінітракторів. Удосконалена класифікація мобільних засобів малої механізації. Одержані залежності для визначення деформації шин і витрат енергії на качіння колісних рухівників при перемінних режимах навантаження. Розроблена методика визначення оптимальних параметрів мінітракторів при перемінності режимів навантаження.

Практична цінність і реалізація результатів роботи. Проведені дослідження є складником Української національної програми по організації виробництва технологічних комплексів машин та обладнання для сільського господарства і переробки сільськогосподарських продуктів. Розроблена динамічна математична модель дозволяє проведенням на ній обчислювальних дослідів не тільки значно скоротити витрати часу і коштів при визначенні оптимальних параметрів малогабаритних тракторів, але й оцінити різноманітні компоновочні схеми побудови агрегатів на базі мінітракторів.

Проведені теоретичні та експериментальні дослідження з питань моделювання процесів, протікаючих у шині і плямі контакту, дозволили не тільки уточнити деякі положення теорії качіння, але і намітити шляхи розробки нових конструкцій шин.

Результати дослідження реалізовані на малогабаритному самохідному шасі МСШ-10, яке захищено свідоцтвом на промисловий зразок №37548, патентом України №49 і авторським свідоцтвом А. С. №1716700, дослідні зразки якого випущені на Харківському заводі самохідних шасі та в/ч А0910 м. Харків. За результатами дослідження розроблена конструкція шин ведучих коліс для малогабаритних тракторів 6,50-16 моделі С-1, дослідні зразки якої випущені Білоцерківським шинним заводом №2 і з кінця 1996 р почато серійне виробництво.

Апробація роботи. Основні положення роботи і окремі її розділи доповідалися і обговорювалися на наукових конференціях в КубНДТІМ (1989 р.), УНДІМЕСГ (1989-1990 рр.), на міжнародному семінарі в м. Ліма (Перу, 1991 р.), на щорічних наукових конференціях в ХДУСГ (1988-1997 рр.), у відділі Головного конструктора Харківського заводу самохідних шасі (1993 та 1996 рр.).

Публікації. Основні положення дисертації опубліковані в 13 друкованих працях, у числі яких 1 свідоцтво на промисловий зразок, 1 авторське свідоцтво, одержано 1 позитивне рішення на винахід.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, висновків, бібліографічного списку і додатків. Робота викладена на 142 сторінках машинописного тексту і містить 60 малюнків і 7 таблиць. В бібліографічному списку приведено 124 найменувань.

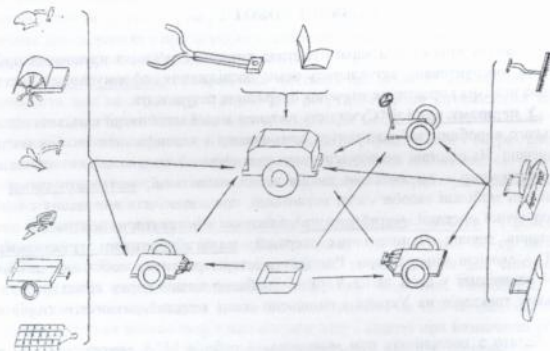
ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі дана стисла характеристика питання і зв'язок з науковими програмами, обґрунтована актуальність теми дослідження, сформульована мета, наукова новизна і практичне значення одержаних результатів.

У першому розділі "Суттєвість питання малої механізації сільськогосподарського виробництва" розглянуто призначення і класифікацію засобів малої механізації. На підставі аналізу існуючих класифікацій запропоновано називати мінітракторами - всі мобільні засоби малої механізації; мотознаряддями - спеціальні мобільні засоби малої механізації, призначені для виконання однієї технологічної операції; мотоблоками - одновісні мінітрактори, призначені для виконання деяких технологічних операцій; малогабаритними тракторами (МГТ) - двовісні мінітрактори. Розглянута історія розвитку мобільних засобів малої механізації у світі та на Україні. Зроблено аналіз парку сільськогосподарських тракторів на Україні і визначено місце малогабаритних тракторів в ньому.

Багато з дослідників при моделюванні роботи МТА використовують в якості вхідних величин, тобто що задаються, вихідні, що є результатом роботи МТА, і отримати їх можливо тільки вже змодельовавши роботу МТА, що зумовило необхідність дати чіткий розподіл поміж ними. До вхідних величин були віднесені параметри, наприклад, маса трактора, момент інерції коліс і т. і., тобто величини, що визначають роботу системи; а до вихідних - показники, наприклад, буксування, тяглова потужність трактора і т. і., тобто величини, за якими можна судити про хід течії процесу при роботі системи. В цьому розрізі було розглянуто вплив перемінності мас мінітракторів і оператора, а також конструктивних параметрів рухливиків мінітракторів на тягово-зчеплювальні властивості і вихідні показники роботи, зокрема на такий показник, як ккд ходової системи. Розглянуті шляхи підвищення тягово-зчеплювальних властивостей мінітракторів.

В цей час, коли налагоджується серійне виробництво малогабаритної техніки, важливо створити не тільки науково обґрунтовану базу мінітракторів, але й передбачити високу універсальність їх конструкцій для більш широкого застосування, уніфікації вузлів та деталей. Підвищити універсальність мінітракторів дозволяє блоково-модульне копіювання. В роботі запропонована схема побудови агрегату за блоково-модульним принципом (мал. 1). В основі агрегату полягає енергетичний модуль, що складається із енергосилової установи, трансмісії, рухливиків і стикуючих пристроїв. При допомозі стикуючих пристроїв до енергетичного модуля приєднуються технологічні модулі і сільськогосподарські знаряддя та машини.

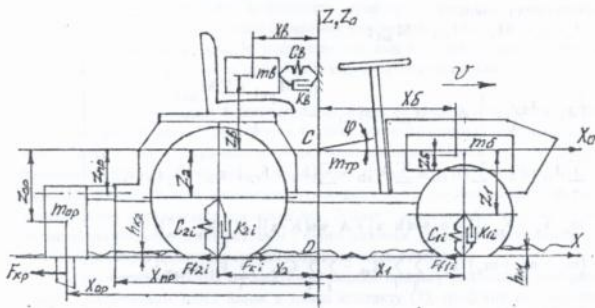


Мал. 1. Агрегування МІТ за блоково-модульним принципом побудови.

На підставі наведеного вище аналізу для досягнення поставленої мети були сформульовані наступні завдання дослідження:

- розробити математичну модель оцінки впливу перемінності мас мінітракторів і оператора на тягові властивості;
- обґрунтувати закономірності взаємодії рухівників мінітрактора з опорною підставою при перемінності мас;
- розробити методику експериментальних досліджень впливу перемінності мас на тягово-зчеплювальні властивості малогабаритного трактора;
- оцінити вплив перемінності мас блоково-модульного енергетичного засобу на тягові властивості;
- запропонувати рекомендації по підвищенню тягово-зчеплювальних властивостей і експлуатаційних можливостей мінітракторів в рослинництві.

В другому розділі "Математична модель руху мінітракторів блоково-модульного побудовання" визначена динамічна математична модель, що дозволяє розрахунковим шляхом визначити тягово-зчеплювальні можливості малогабаритного трактора в залежності від компоновочної схеми, перемінності мас трактора і водія та експлуатаційних факторів. Рух трактора описувався в позаддовжньо-вертикальній площині, тобто уздовж позаддовжньої осі Ox , вертикальної осі Oz і навкруг осі Oy (мал. 2).



Мал. 2. Схема динамічної підсистеми остивання малогабаритного трактора.

Для визначення впливу перемінності мас на тягово-зчеплювальні властивості трактора, в окремі маси були виділені: m_t - маса остова трактора; m_o - маса сільськогосподарського знаряддя; m_b - маса баластних вантажів; m_v - маса водія. Причому, повна експлуатаційна маса трактора дорівнює сумі цих мас. Рух маси водія m_v по осі Ox описується окремим рівнянням, а по осі Oz її значення сумується з інерцією остова трактора. Зміна опору сільськогосподарських машин (крюковий опір) описано двома синусоїдами щодо середнього значення $\bar{F}_{кр}$, причому, сумарна сила визначалася пропорційно квадрату швидкості руху знаряддя:

$$F_{кр} = \bar{F}_{кр} [1 + a \cdot \sin(k \cdot x) + A \cdot \sin(K \cdot x)] \cdot (1 + K_v \cdot \dot{X}_0^2) \quad (1)$$

де a, k - відповідно амплітуда і період структурних змін опору ґрунту обробці;

A, K - відповідно амплітуда і період макрозмін опору ґрунту обробці;

K_v - коефіцієнт пропорційності;

\dot{X}_0 - швидкість руху знаряддя.

Профіль опорної поверхні описано у вигляді синусоїди з амплітудою A_x і періодом K_x в функції від проходження шляху:

$$z = Az \cdot \sin(Kz \cdot x), \quad (2)$$

а кут нахилу апроксимуючого майданчика контакту колеса з опорною поверхнею визначається як зворотня величина тангенса першої похідної від функції зміни профіля опорної поверхні:

$$\alpha_z = \arctg[Az \cdot \sin(Kz \cdot x)]' = \arctg[Az \cdot Kz \cdot \cos(Kz \cdot x)] \quad (3)$$

Рух мас прийнятої динамічної системи описується наступною системою диференціальних рівнянь:

$$J_a \cdot \ddot{\varphi}_a = M_a - M_{ya1} - M_{aa1};$$

$$\left(J_1 + \frac{J_2}{U_{\text{тр}}^2} \right) \cdot \ddot{\varphi}_1 = M_{ya1} + M_{aa1} - \frac{\left[\sum_i M_{y_{ki}} + \sum_i M_{dk_i} \right]}{U_{\text{тр}}};$$

$$\sum_i J_{2i} \cdot \ddot{\varphi}_{2i} = \sum_i M_{y_{2i}} + \sum_i M_{a_{2i}} - \sum_i (F_{2i} + F_{r_{2i}}) \cdot r_{k_{2i}} - \sum_i F_{\Pi} \cdot r_{k_{1i}};$$

$$m_o \cdot \ddot{x}_o = \bar{F}_{\text{сп}} \cdot [1 + a \cdot \sin(k \cdot x) + A \cdot \sin(K \cdot x)] \cdot (1 + K_v \cdot \dot{x}_o^2);$$

$$(m_1 + m_6 + m_a) \cdot \ddot{z}_c = \sum_i \sum_j R_{ij} - \sum_i \sum_j G_{kj} + \sum_i F_{2i} \cdot \alpha_{cp_{2i}};$$

$$m_a \cdot \ddot{x}_a = F_{\Pi};$$

$$(J_r + J_6 + J_a) \cdot \ddot{\varphi} = \left[\sum_i R_{r_{2i}} - \sum_i G_{k_{2i}} + \sum_i (F_{2i} - F_{r_{2i}}) \cdot \alpha_{ch_{2i}} \right] \cdot x_2 -$$

$$- \left(\sum_i R_{r_{1i}} - \sum_i G_{k_{1i}} - \sum_i F_{r_{1i}} \cdot \alpha_{cp_{1i}} \right) \cdot x_1 + \sum_i F_{r_{1i}} \cdot (z_1 + r_{k_{1i}}) -$$

$$- \sum_i \left[(F_{2i} - F_{r_{2i}} - R_{r_{2i}} \cdot \alpha_{cp_{2i}}) \cdot (z_2 + r_{r_{2i}}) \right] + F_{\text{сп}} \cdot z_{\text{сп}} -$$

$$- M_a \cdot (U_{\text{тр}} - 1) \cdot \eta_{\text{тр}};$$

$$j=1; 2;$$

$$i=1; 2,$$

(4)

де M_{ya1} , M_{aa1} - моменти відповідно пружних і дисипативних елементів дільниці маховик - ось ведучих коліс;

J_1 , J_2 , J_{ki} - приведені моменти інерції відповідно маховика, елементів трансмісії і ведучих коліс;

$M_{y_{ki}}$, M_{dk_i} - моменти відповідно пружних і дисипативних елементів ведучих коліс;

$U_{\text{тр}}$ - передатне число трансмісії;

F_{k_i} , F_{Π} - сили відповідно повздовжньої реакції ґрунту і опору качіння;

r_{ki} - радіус качіння вільного ведучого колеса (за умови, що дотична реакція опорної підстави $F_{k0}=0$);

R_{zi} - нормальна реакція опорної підстави;

$i=1, 2$ - відповідно для правих і лівих коліс;

$j=1, 2$ - відповідно для передніх і задніх коліс;

інші позначення показані на мал. 2.

Тяглово-зчепловальні властивості трактора залежать від тяглово-зчепловальних властивостей його окремих рухливиків, які, в свою чергу, залежать від режимів навантаження зовнішніми силами в різних площинах. Виходячи із завдань дослідження, в роботі розглянуті тільки радіальні і тангенціальні деформації.

Найбільш складним в теоретичному плані виявилось створення математичної моделі процесів, протікаючих в плямі контакту шини із опорною підставою. Навіть визначення радіальної жорсткості шини виявилось досить складним завданням, бо відомі способи її визначення призводять до фіктивних результатів. Наприклад, багато дослідників зазначають на те, що динамічна жорсткість шини значно відрізняється від статичної. Згідно з проведеними теоретичними і експериментальними дослідженнями з цього питання, динамічна жорсткість шин для мінітракторів практично не відрізняється від їх статичних.

Розроблена статична математична модель процесу радіальної деформації шини з елементами тертя шини в плямі контакту (5), графічна інтерпретація якої представлена на мал. 3, дозволила аналітично відтворити петлі гістерезиса (мал. 4), одержані на установці для радіальної деформації шини 6,50-16, а також одержати цифрові значення параметрів, які входять до неї.

$$\left. \begin{aligned} G_1 &= C_n \cdot h_1 + P_{co} + P_c \cdot h_1 - G_n \cdot e^{(h_n - h_1) K_f} \text{ при } h_{1+1} > h_1; \\ G_1 &= C_n \cdot h_1 - P_{co} - P_c \cdot h_1 + G_n \cdot e^{(h_1 - h_n) K_f} \text{ при } h_{1+1} < h_1; \\ G_n &= 2 \cdot P_{co} + 2 \cdot P_c \cdot h_1 - G_n \cdot e^{(h_1 - h_n) K_f}; \\ G_n &= 2 \cdot P_{co} + 2 \cdot P_c \cdot h_1 - G_n \cdot e^{(h_n - h_1) K_f}; \end{aligned} \right\} (5)$$

де C_n - жорсткість шини в радіальному напрямку;

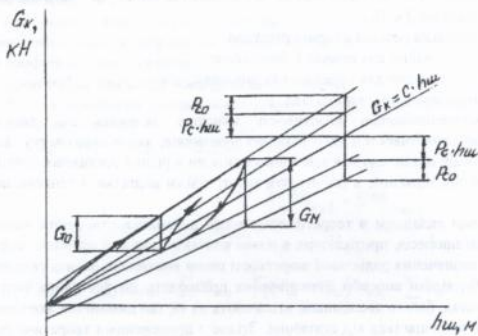
h_1 - псточна деформація шини;

h_n - мінімальна деформація шини при зміні знаку швидкості деформації із "-" на "+";

h_m - максимальна деформація шини при зміні знаку швидкості деформації із "+" на "-";

K_f - коефіцієнт пропорційності;

інші позначення представлені на мал. 3.

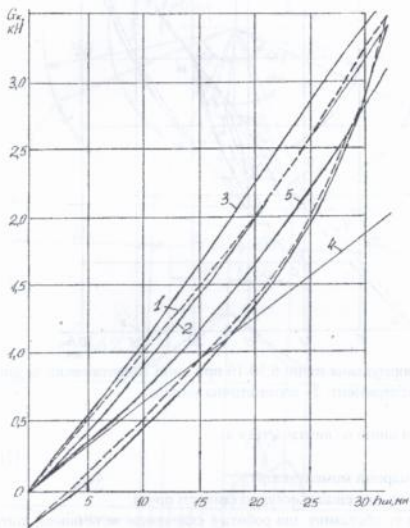


Мал. 3. Схема до розрахунку радіального навантаження в функції деформації шини.

Для підтвердження адекватності математичної моделі було вироблено навантаження шини радіальним навантаженням по циклу *a, b, c, d, e, f, g* (мал. 5). Математична модель задовільно відтворила цей цикл. Дані цього експерименту дозволяють також пояснити фіктивне збільшення радіальної жорсткості шини, що не котиться, описаній при її динамічному навантаженні. З малюнка видно, що із зменшенням амплітуди коливань деформації кут нахилу лінії, що з'єднує дві крайні крапки при її переміщенні, збільшується, що при динамічній моделі, описаній лінійними диференційними рівняннями, рівносильно збільшенню жорсткості, бо період коливань шини при цьому зменшується. Досліди з скидання шини, що не котиться, і відтворення цього процесу на динамічній моделі підтвердили дані припущення. Аналогічні експериментальні та теоретичні дослідження були проведені для визначення пружно-дисипативних властивостей шини в тангенціальній площині.

При розгляді питань кінематичних і силових втрат при качінні колеса визначені джерела втрат енергії виходячи із суттєвості процесів, що відбуваються. Одним із таких джерел є розсіювання енергії матеріалом шини внаслідок її деформації з певною швидкістю. В межах куту α_{e1} (мал. 6) шина деформується в радіальному і тангенціальному напрямках, а в межах куту α_{e2} відновлює свою форму. Враховуючи, що величина деформації і її швидкість на кромках шини незначні, апроксимуємо епюри деформації шини двома прямими в межах кутів $2 \cdot \alpha_0$, при цьому середня швидкість зміни деформації буде відрізнятися від швидкості на ділянці α_0 не більш ніж на 9%. Виходячи з витрат енергії при

радіальній деформації шини, зосереджений момент $M_{\text{ш}}$, при проведенні сил F_j до осі колеса, та за умови, що сили прикладені в серединях дільниць a_0 , виразиться залежністю:

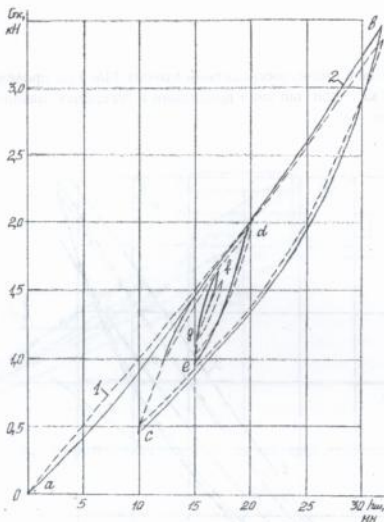


Мал. 4. Петлі гістерезису шини 6,50-16 та її жорсткість при радіальній деформації: 1 - експериментальна петля; 2 - математична модель з нелінійною жорсткістю; 3 - радіальна деформація розрахована за формулою В.Л. Бідермана; 4 - лінійна жорсткість; 5 - нелінійна жорсткість.

$$M_{\text{ш}} = F_j \cdot a_0 / 2 \quad (6)$$

де F_j - сила рідинного опору шини при її деформації з вертикальною сумарною швидкістю.

Тангенціальна деформація буде змінюватися в межах кутів α_{e1} і α_{e2} більш рівномірно, ніж радіальна. При деяких припущеннях можна вважати, що при рівномірному качінні колеса під навантаженням шина з постійною швидкістю закручується на дільниці від α_{e1} до α_3 та розкручується на дільниці від α_3 до α_{e2} .



Мал. 5. Деформування шини 6,50-16 при зміні навантаження за циклом а, b, с, d, e, f, g. 1 - експеримент; 2 - математична модель.

Кут закрутки шини α_2 визначається як:

$$\alpha_2 = M_{\text{спр}} \cdot E_t, \quad (7)$$

де $M_{\text{спр}}$ - сумарний момент опору;

E_t - коефіцієнт тангенціальної податливості шини.

Враховуючи ту обставину, що робота є скалярною величиною, допустимо умовно вважати, що весь обсяг шини в межах куту $\alpha_{e1} + \alpha_{e2}$ закручується в одну сторону. Тоді момент опору від тангенціальної деформації шини буде дорівнювати:

$$M_{\text{т}} = D_{tj} \cdot \dot{\alpha}_2 = \frac{2 \cdot D_{tj} \cdot x_{\text{см}} \cdot \dot{\varphi}}{R_{\text{об}} (\alpha_{e1} + \alpha_{e2})} \quad (8)$$

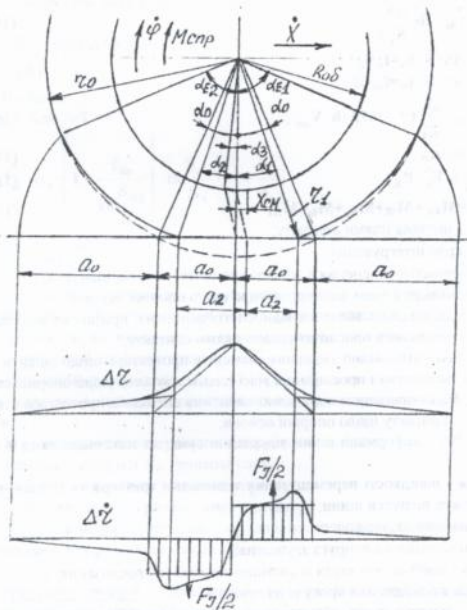
де D_{tj} - коефіцієнт рідинного опору шини при її деформації в тангенціальному напрямку;

$\dot{\alpha}_2$ - швидкість закручування шини в тангенціальному напрямку;

$x_{\text{см}}$ - відстань зміщення плями контакту від впливу реакції опорної основи при дії крутячого моменту на осі колеса, рівного $M_{\text{спр}}$;

$\dot{\varphi}$ - наріжна швидкість обертання колеса;

$R_{\text{об}}$ - радіус ободу колеса.



Мал. 6. Схема радіальної та тангенціальної деформацій шини при квічнні.

Дотична сила тяги при квічнні колеса із пневматичною шиною по недеформованій основі в ведучому режимі визначалася за формулою (9), а складові моменту опору квічння, крім вище перелічених, за формулами (16-19):

$$F'_k = m \cdot 0,75 \cdot b \cdot \Delta a \cdot \sum_{i=1}^n \sigma_i \cdot f_{ck} \cdot \operatorname{th} \left(\frac{\Delta S}{S_0} \right), \quad (9)$$

$$\Delta S = S_{cst} + S_{ct}, \quad (10)$$

$$S_{cst} = S_{cst1} + V_{cst} \cdot t; \quad (11)$$

$$S_{cst} = S_{cst-1} + V_{cst} \cdot t_1; \quad (12)$$

$$V_{cst} = \dot{\varphi} \cdot (h_{\Sigma n} - h_{\Sigma 1}); \quad (13)$$

$$V_{cst} = \dot{\varphi} \cdot (r_o - h_{\Sigma n}) - \dot{x} - \dot{x}_{cm}; \quad (14)$$

$$\tau = \tau_M \cdot th \left(\frac{\Delta S}{S_o} \right) \quad (15)$$

$$\text{при } \Delta S \leq S_o \quad \tau_M = f_n \cdot b_i;$$

$$\text{при } \Delta S > S_o \quad \tau_M = f_{ck} \cdot b_i;$$

$$M_{fnp} = \sum_{i=1}^n \tau \cdot 0,75 \cdot b \cdot V_{cst}; \quad (16)$$

$$M_{fn} = R_z \cdot x_{cst}; \quad (17)$$

$$M_{F_k} = F'_k \cdot r'_k; \quad (18)$$

$$M_{кр} = M_{F_k} + M_{fn} + M_{fnp} + M_{fn} + M_{fz}; \quad (19)$$

де b - ширина плями контакту;

Δa - крок інтегрування;

σ_i - нормальне тиснення в області елементарного майданчика;

ΔS - зміщення елементів протектора щодо опорної основи;

S_o - максимальне значення відносного зміщення, при якому всі елементи протектора починають прослизати щодо плями контакту;

S_{cm1} , S_{ck1} - відповідно зміщення елементів протектора щодо ділянки з максимальним тисненням і прослизання всієї плями контакту щодо опорної основи;

V_{cm1} , V_{ck1} - швидкості відповідно зміщення елементів протектора і прослизання плями контакту щодо опорної основи;

$h_{\Sigma n}$, $h_{\Sigma 1}$ - деформації шини відповідно сумарна максимальна та в крапці рахунку;

\dot{x} , \dot{x}_{cm} - швидкості переміщення відповідно трактора та крапки, що характеризує кут закрутки шини;

r_o - вільний радіус колеса;

t_M - максимальна напруга зрушення;

f_n , f_{ck} - коефіцієнти тертя відповідно спокою та прослизання;

t_1 - час проходження кроку інтегрування;

M_{fnp} - момент опору, обумовлений втратами енергії на тертя в плямі контакту;

M_{fn} - момент опору, обумовлений зміщенням центру плями контакту і нормальної реакції R_z при дії сили F'_k ;

M_{F_k} - момент опору для визначення зовнішніх горизонтальних сил опору;

$M_{кр}$ - крутячий момент, підведений до осі ведучого колеса.

При руху колеса по основі, яка деформується, додається момент опору від зміщення ґрунту передньою кромкою M_{fk} та горизонтальна складова реакції ґрунту на передній кромці плями контакту R_{fk} , що при відповідному режимі може виявляти не опір пересуванню, а навпаки, штовхати колесо вперед. Депо ускладнились формули з визначення дотичних напружень, наприклад, t_{em} вира-

ховувалася за формулою (24), і додалися формули для визначення глибини зміщення ґрунту, наприклад, під ґрунтозачепами (25). Ускладнилась формула для визначення нормальних напружень в плямі контакту σ_j , бо дещо ускладнилась спюра напружень із-за додання дільниці зміщення ґрунту передньою кромкою шини.

$$M_{fk} = R_k \cdot r_e \cdot \sin(\alpha_{kv} + \alpha_{vk}) \quad (20)$$

$$R_k = \sqrt{R_{zk}^2 + R_{zk}^2} \quad (21)$$

$$R_{zk} = R_{zk} \cdot \text{tg} \alpha_{vk} \quad (22)$$

$$R_{zk} = 0,8 \cdot \sigma_n \cdot a_k \cdot b/2 \quad (23)$$

$$\tau_{сг} = f_{сг} \cdot \sigma_j \cdot \left(1 + \frac{f_{сп}}{\text{ch} \frac{S_{сгj}}{K_t}} \right) \cdot \text{th} \frac{S_{сгj}}{K_t} \cdot \left(1 + \frac{h_2}{b_s} \right) \quad (24)$$

$$h_{ш} = \frac{\sigma_n}{k} \cdot \text{arctg} \frac{\sigma_j}{k}, \quad (25)$$

де R_k , R_{zk} , R_{zk} - відповідно результуюча реакція ґрунту при її зміщенні передньою кромкою і її горизонтальна та вертикальна складова;

α_{kv} , α_{vk} - кути, що визначаються із геометричних побудов;

$f_{сп}$ - приведений коефіцієнт тертя;

K_t - коефіцієнт деформації;

$S_{сгj}$ - сумарне зміщення та прослизання елементів протектора щодо опорної основи;

h_2 , b_s - відповідно висота та ширина ґрунтозачепів;

σ_j - нормальні напруги під ґрунтозачепами;

k - коефіцієнт об'ємного зміщення ґрунту;

j - порядковий номер крапки плями контакту.

Для рішення рівнянь, що описують динамічну модель, розроблені алгоритм та програма для розрахунку на ЕОМ.

В третьому розділі "Обладнання та методика експериментальних досліджень" приведені програма, методики лабораторних та польових іспитів, дано опис вимірювальної апаратури та обладнання, які використовувалися.

Метою експериментальних досліджень передбачалося визначення характеристик деформації пневматичних шин в радіальному і тангенціальному напрямках, оптимальних параметрів малогабаритного трактора в залежності від перемінності мас трактора і оператора та підтвердження теоретичних передумов до визначення оптимальних параметрів і режимів роботи мінітракторів.

Програмою експериментальних досліджень передбачалося:

- одержання експериментальних залежностей радіальної та тангенціальної деформацій і площі плями контакту шин 6,50-16 від нормального навантаження, крутячого моменту і внутрішнього тиску повітря;

- експериментальне визначення фізико-механічних властивостей ґрунту і коефіцієнтів зчеплення спокою та прослизання;
- дослідження впливу перемінності мас трактора і оператора на тягові властивості малогабаритного трактора.

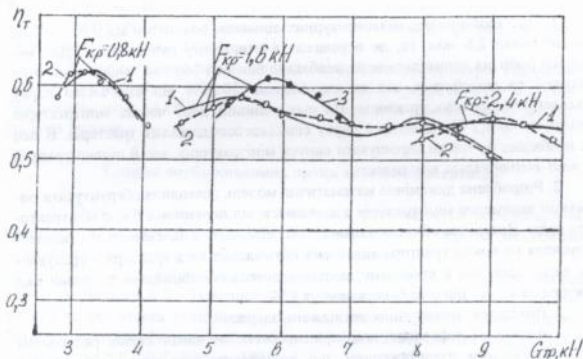
В дослідженнях використовувалися наступні прилади та датчики: світло-променевий осцилограф Н071.6, реєструюча апаратура ЭМА-ПМ, блок живлення датчиків "Агат", датчики прискорень МП-95 і наріжних переміщень МУ-615 А, тензометрична ланка з номінальним зусиллям 1 т, розходомір палива ИП-170 ПС, зразковий динамометр ДУ-1, датчики куту повороту ведучого та шляхозмірювального коліс власної конструкції, тахогенератор ТЭ-204.

Обробка експериментальних даних здійснювалася з використанням ймовірно-статистичних засобів і ЕОМ.

В четвертому розділі "Результати експериментальних досліджень і рекомендації по поліпшенню тягово-зчеплювальних властивостей малогабаритних тракторів" представлені дані, одержані внаслідок обчислювальних експериментів на математичній моделі і дані лабораторних та польових експериментів. Математична модель, що описує пружно-дисипативні властивості шин, задовільно відображає процеси, що відбуваються при навантаженні шини радіальним та тангенціальним навантаженням. Характер петель деформації (мал. 4) говорить про нелінійну жорсткість шин, що збільшується із збільшенням внутрішнього тиску повітря та числом шарів корду. Площа плями контакту змінюється прямо пропорційно зміні радіального навантаження в межах допустимого рівня деформації і походить в основному за рахунок зміни довжини плями контакту.

Результати обчислювального експерименту за динамічною математичною моделлю з достатньою точністю узгодяться із експериментальними даними (мал. 7). При математичному моделюванні виявлена наступна закономірність, що при експлуатаційній вазі трактора $G_e=8$ кН діється стрибкове збільшення тягового ккд. При детальному розгляді причин збільшення тягового ккд з'ясовано, що із збільшенням ваги, а отже, радіального навантаження на рухливі, збільшується довжина плями контакту. При цьому у взаємодії з ґрунтом вступає додаткова кількість ґрунтозачепів, що знижує навантаження на ґрунтозачепи, які знаходяться в контакті з ґрунтом. При цьому відбувається зниження буксування при одночасному збільшенні дотичної сили тяги.

Для перевірки вірності висунутої гіпотези проведені експерименти із тяговим навантаженням $F_{кр}=1,6$ кН та зміною ваги трактора від 3 до 9 кН. Результати експерименту показали наступне, що при експлуатаційній вазі 7 кН тяговий ккд трактора стабілізується, а при 8 кН відбулося деяке збільшення тягового ккд (близно 1 %), але різкого стрибка, як при обчислювальному експерименті, не відбулося. Очевидно, це пов'язане з тим, що діялося налипання ґрунту на ґрунтозачепи, а це знизило ефективність взаємодії ґрунтозачепів з ґрунтом. Але в цілому дана гіпотеза підтвердилася.



Мал. 7. Зміна тяглового ккд малогабаритного трактора в залежності від маси трактора та тягового зусилля на кріюці.

З метою підтвердження даного припущення проведені експерименти при внутрішньому тиску повітря $P_w=90$ кПа і $P_w=70$ кПа (мал. 7), при цьому "стрибок" змістився в бік меншої ваги трактора і тяговий ккд досягнув максимального значення при вазі трактора 5,7 кН.

На підставі одержаних результатів побудовані графічні залежності визначення мінімально допустимого внутрішнього тиснення повітря в шині від радіального навантаження і визначення оптимальної експлуатаційної ваги малогабаритного трактора від тягового зусилля на кріюці F_{kp} .

Внаслідок експериментальних досліджень визначення впливу повздожньої координати центру тяжіння малогабаритного трактора на його тягово-зчепловальні властивості, збудована номограма для визначення оптимальної ваги та положення баластних вантажів відносно повздожньої осі трактора.

За результатами дослідження впливу перемінності мас і повздожньої координати центру тяжіння оператора на тягові властивості малогабаритного трактора, побудована номограма для визначення розміщення баластних вантажів залежно від маси і повздожньої координати центру тяжіння водія.

Висновки

1. На Україні площа мілкоконтурних діляниць, розмірами від 0,05 до 2 га, складає понад 2,5 млн. га, де переважає в основному ручна праця. Для механізації робіт на даних ділянках необхідно близько 140 тис. малогабаритних тракторів та мотоблоків, що складе близько 20-25% від загального парку сільськогосподарських тракторів. На сьогоднішній день частка мінітракторів складає менш 0,2 % загального парку сільськогосподарських тракторів. В цей час необхідно не тільки нарощувати випуск мінітракторів, але й підвищувати їх тягово-зчеплювальні властивості.

2. Розроблена динамічна математична модель дозволила обґрунтувати оптимальні параметри мінітракторів в залежності від перемінності мас мінітрактора та водія. Внаслідок обчислювального експерименту в залежності від тягового зусилля на кріюці трактора визначена оптимальна вага трактора з урахуванням ваги водія, що в кінцевому підсумку дозволило збільшити тяговий ккд трактора на 12 % і знизити буксування на 8 %.

3. Внаслідок теоретичних досліджень одержані:

- залежності деформації шин при динамічному навантаженні радіальним та тангенціальним навантаженням, що дозволяють визначити кінематичний радіус квічіння еластичного колеса при перемінних радіальних та тангенціальних навантаженнях;

- вирази, що дозволяють визначити витрати енергії при квічінні еластичного колеса в веденому і в ведучому режимах на твердих і деформованих основах при перемінності радіального та тангенціального навантаження;

- уточнена залежність визначення дотичних напружень у плямі контакту шини з опорною підставою з урахуванням пружної і не пружної пробуксовки шини.

4. Внаслідок експериментальних досліджень встановлено, що із збільшенням радіальної деформації ведучих шин збільшується кількість контактуючих з ґрунтом ґрунтозачепів. При цьому діється зниження контактних напружень на ґрунтозачепах, що призводить до зниження буксування до 5 % і збільшенню дотичної сили тяги.

5. Встановлено, що для мінітракторів необхідно застосовувати шини з мінімальною кількістю шарів корда (наприклад 2) і регулюючим внутрішнім тиском повітря в шині, це дозволяє збільшити площу плями контакту до 15 % в порівнянні з існуючими шинами. Оптимальна відстань кроку ґрунтозачепів знаходиться в межах 0,12-0,10 м. При роботі на деформованій основі внутрішній тиск повітря в шинах необхідно підтримувати в межах максимальної допустимої деформації шини.

6. Внаслідок експериментальних досліджень одержана залежність для визначення оптимальної ваги мінітракторів від тягового зусилля на кріюці, що дозволило визначити мінімальну вагу малогабаритного трактора, яка не повинна перевищувати 3,0-3,3 кН.

7. Принцип блоково-модульної побудови малогабаритних тракторів дозволяє застосовувати раціональну схему побудови агрегату в залежності від розмірів ділянок, що обробляються, і операцій, що виконуються, а застосування універсальних стікуючих пристроїв дозволяє збільшити коефіцієнт використання робочого часу зміни з 0,72 до 0,81.

8. Розроблена методика визначення оптимальних параметрів мінітракторів залежно від перемінності мас дозволяє підвищити продуктивність агрегату на базі мінітракторів на 18-22 %, що дає річну економію прямих витрат до 832 гр. на один трактор.

Список опублікованих праць за темою дисертації.

1. Пути повышения эксплуатационных возможностей малогабаритных тракторов. Соавторы Лебедев А.Т., Ткаченко Д.И. // Вопросы механизации сельского хозяйства. Сб. науч. тр. ХГТУСХ, Харьков, 1996.

2. Показатели работы машино-тракторных агрегатов и их классификация. Соавторы Лебедев А.Т., Ткаченко Д.И. // Удосконалення технологій, технічних засобів та підготовка спеціалістів для сільськогосподарського виробництва. / Матеріали науково-методичної конференції факультету механізації сільського господарства ХДТУСГ. Харків, 1996.

3. Определение диссипативных характеристик шин. // Удосконалення технологій, технічних засобів та підготовка спеціалістів для сільськогосподарського виробництва. / Матеріали науково-методичної конференції факультету механізації сільського господарства ХДТУСГ. Харків, 1996.

4. Повышение эксплуатационных свойств малогабаритных тракторов на основе модульной их компоновки. Соавторы Макаренко Н.Г., Ткаченко Д.И., Лысенко А.Н. // Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции "Пути повышения уровня эксплуатации и эксплуатационной технологичности машин в новых условиях экономического развития агропромышленного комплекса". Харьков, 1990.

5. Особенности методики тягового расчета малогабаритных тракторов. Соавторы Ткаченко Д.И., Макаренко Н.Г. // Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции "Пути повышения уровня эксплуатации и эксплуатационной технологичности машин в новых условиях экономического развития агропромышленного комплекса". Харьков, 1990.

6. Определение оптимальной массы малогабаритного трактора при работе с пассивными сельскохозяйственными орудиями. // Сб. науч. трудов, ХПУ. Харьков, 1997.

7. Техническая эксплуатация минитракторов блочно-модульного построения. // Повышение надежности восстановления деталей машин. Сб. науч. трудов, ХГТУСХ. Харьков, 1997.

8. Средства малой механизации для фермерских хозяйств. // Фермер-97. Харьков, (в печати).

9. Малогабаритное самоходное шасси МСШ-10. Соавтор Ткаченко Д.И. // Збірник науково-дослідних робіт факультету механізації ХДТУСГ, результати яких рекомендовані до впровадження в виробництво. / Удосконалення технологій та технічних засобів у сільському господарстві. Харків, 1997.

10. Шина пневматическая для малогабаритных тракторов 6,50-16 модели С-1. Соавтор Ткаченко Д.И. // Збірник науково-дослідних робіт факультету механізації ХДТУСГ, результати яких рекомендовані до впровадження в виробництво. / Удосконалення технологій та технічних засобів у сільському господарстві. Харків, 1997.

11. Свидетельство на промышленный образец "Трактор малогабаритный" № 37548. // Ткаченко Д.И., Савенков В.В., Овсянников С.И. Заявка № 59225 от 11. 01. 1991, Опублик. 30. 12. 1991.

12. А.С. 1716700 СССР, SU A1 B 62 D 53/02. Сочлененное транспортное средство. // Н.Г. Макаренко, Д.И. Ткаченко, Т.В. Макаренко, С.И. Овсянников. № 4846585/11; Заявлено 26. 07. 90; Опубл. 01. 11. 91.

13. Положительное решение ВНИИГПЭ по заявке на изобретение "Стыковочное устройство". // Харьковский институт механизации и электрификации сельского хозяйства. Авторы Д.И. Ткаченко, С.И. Овсянников, Е.А. Майданик.

Анотация.

Овсянников С.И. Повышение тягово-сцепных свойств малогабаритных тракторов в растениеводстве.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05. 20. 01. - механизация сельскохозяйственного производства.

Харьковский государственный технический университет сельского хозяйства, г. Харьков, 1997 г.

Защищается работа, которая содержит результаты исследования тягово-сцепных свойств малогабаритных тракторов в растениеводстве в зависимости от переменности масс трактора и водителя.

Решение данной проблемы актуально для повышения производительности и эксплуатационных возможностей малогабаритных тракторов.

В работе получены следующие научные результаты:

- разработана математическая модель, учитывающая переменность масс минитрактора и водителя для обоснования оптимальных параметров минитракторов;

- получены зависимости для определения деформации шин и затрат энергии на качение колесных движителей при переменных режимах нагружения;

- разработана методика определения оптимальных параметров минитракторов при переменности режимов нагружения.

Результаты исследования позволили обосновать оптимальные параметры малогабаритного трактора и разработать систему построения минитракторов по принципу блочно-модульной компоновки.

Ключевые слова: переменность масс, блочно-модульная компоновка, деформация шин, упруго-диссипативные свойства, малогабаритный трактор.

Ovsjannikov S. I. Increasing the tractive coupling characteristics of small-size tractors in plant-growing.

Abstract

Dissertation for scientific degree of Candidate of technical sciences (speciality 05.20.01, Farm Mechanization).

The Kharkiv State Technical University of Agriculture, Kharkiv, 1997.

The work presents the results of a research into the tractive and coupling characteristics of small-size tractors in plant-growing depending on variability of the tractor's and the operator's weight.

Solving these problems is important for increasing the efficiency and operation potentialities of small-size tractors.

The scientific results of the work are as follows:

- a mathematic pattern has been worked out which takes into account the variability of the tractor's and the operator's weight for deducing optimal parameters for small-size tractors.

- correlations have been obtained to determine the deformation of tires and energy consumption for rolling the wheeled vehicles under variable loading conditions.

- methods have been developed to determine the optimal parameters of small-size tractors under variable loading conditions.

The results obtained gave the possibility to determine the optional parameters of the small-size tractors out of units.

Key words: mass variability, tire deformation, elastic and dissipative characteristics, small-size tractor, assembling out of units.



Відповідальний за випуск: С.І.Васильєв,

Формат паперу 60x84 1/16 Обл. - вид ар.

Тираж 100

Різограф TR 1510 N 80654645

Навчально - методичний центр по заочній формі навчання
у закладах освіти 3 - 4 рівнів акредитації аграрного профілю

Адреса: 310002, м.Харків, вул. Артема 44, кім.101.

438069

AR 37030
AB 37.930