

Є.І. КАЛІНІН, І.В. КОЛЕСНИК, В.М. КОЛОДНЕНКО

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ВЕЛИЧИНИ ПИТОМОГО ТИСКУ НА ОПІР РУХУ САМОХІДНИХ ГУСЕНИЧНИХ МАШИН З ГЛАДКИМИ ТРАКАМИ

В роботі проаналізовано вплив конструктивних параметрів гусеничного рушія на експлуатаційні та екологічні параметри тракторів загального призначення. Складена математична модель динаміки гусеничного рушія та його впливу на опорну поверхню. Аналіз результатів досліджень показує, що збільшення питомого тиску призводить до збільшення коефіцієнта опору руху. Інтенсивність зміни сил опору руху зростає зі збільшенням питомого тиску внаслідок збільшення складової від деформації ґрунту.

Ключові слова: трактор, самохідна гусенична машина, питомий тиск, опір руху, ущільнення ґрунту.

E. KALININ, I. KOLIESNIK, V. KOLODNENKO

ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF THE SPECIFIC PRESSURE ON THE MOVEMENT RESISTANCE OF SELF-PROPELLED TRACKED MACHINES WITH SMOOTH TRACKS

The paper analyzes the influence of the design parameters of the crawler motor on the operational and environmental parameters of general-purpose tractors. A mathematical model of the dynamics of the crawler motor and its influence on the support surface is developed. Analysis of research results shows that an increase in specific pressure leads to an increase in the coefficient of movement resistance. The intensity of changes in the forces of movement resistance increases with an increase in specific pressure due to an increase in the soil deformation component.

Key words: tractor, self-propelled tracked machine, specific pressure, movement resistance, soil compaction.

Вступ. З розвитком нових методів розробки ґрунтів у промисловості, способів впливу на оброблюване середовище у сільському господарстві, засобів видобутку деревини у лісовій промисловості до гусеничних машин пред'являються дедалі вищі вимоги. У зв'язку із збільшенням питомої потужності машин, зростанням тягових зусиль збільшується ступінь впливу на опорну поверхню, що суперечить вимогам екологічності та технологіям обробітку ґрунту. Таким чином, перед розробниками гусеничних машин постають завдання оптимізації параметрів техніки з метою збільшення продуктивності, з одного боку, та забезпечення мінімального впливу на оброблюване середовище або опорну поверхню, з іншого. Ці вимоги є взаємовиключними. З одного боку, збільшення потужності машин веде до збільшення маси машини, з іншого боку, збільшення маси машини є небажаним у зв'язку зі збільшенням впливу на опорну поверхню.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Методикам визначення параметрів гусеничного рушія присвячено чимало робіт. Є практичні рекомендації щодо визначення основних геометричних залежностей [1], що дозволяють вибрати тип підвіски, визначити основні геометричні параметри траків, ведучого та напрямного коліс. Проаналізовано конструкції підвісок гусеничних машин з точки зору прохідності [2], наведено оціночні параметри гусеничного ланцюга з металевими та гумометалевими шарнірами, запропоновано основні методики їх розрахунків. Викладено методики розрахунку напівжорстких, пружних та балансірних підвісок із застосуванням торсіонів та амортизаторів [3]. Видання останніх років присвячені аналізу внутрішніх динамічних процесів гусеничного рушія, розглядаючи гусеничний ланцюг як абсолютно гнучку нитку [4]. Однак наявні методи розрахунків не дозволяють визначати з достатньою точністю ступінь впливу параметрів рушія на екологічні характеристики машин, що потребують оптимізації.

Мета та постановка задачі. Метою даної роботи є визначення опору руху внаслідок деформації ґрунту, при рівномірному розподілі ваги між опорними котками рушія, який, в основному, визначається деформацією ґрунту напрямною (лобовою) ділянкою гусениць.

Математична модель руху гусеничного рушія.

Деформація ґрунту відбувається за напрямом вектору абсолютної швидкості частинок, що деформуються. Відповідно до цього розглянемо дві ділянки на напрямній гілці гусеничної стрічки AB та BC (рис. 1).

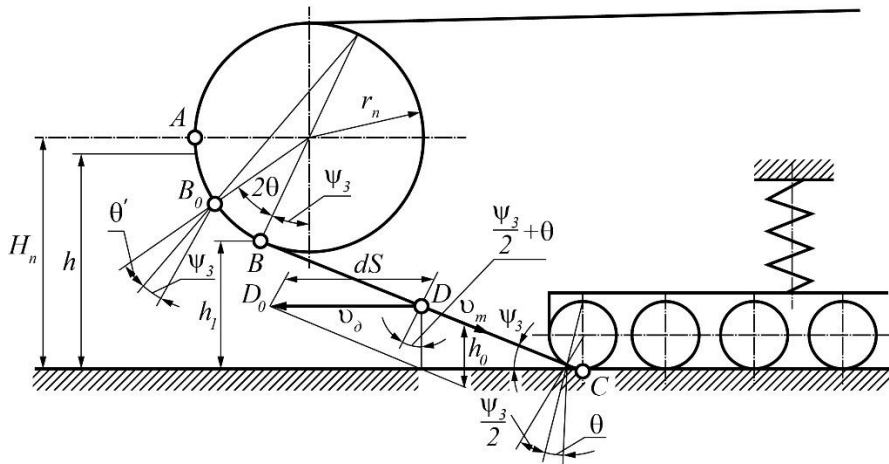


Рис. 1 – Схема деформації ґрунту напрямною ділянкою гусениці

На ділянці AC деформація ґрунту буде спрямована під кутом $\frac{\psi_3}{2}$ до нормалі похилої гілки гусениці під час руху без буксування та під кутом $\frac{\psi_3}{2} + \theta$ при русі з буксуванням (θ – кут між напрямком вектору абсолютної швидкості при поточній величині буксування та напрямом вектору $\delta = 0$).

На ділянці AB деформація ґрунту відбувається під змінним кутом $\frac{\psi_x}{2}$ до нормалі дуги AB під час руху без буксування та під кутом $\frac{\psi_x}{2} + \theta$ під час руху з буксуванням. При певній глибині колії, що відповідає точці B_0 напрямної ділянки, кут між напрямком деформації ґрунту та нормаллю до напрямної гілки стане більше кута тертя між гусеничною стрічкою та ґрунтом θ' , що призведе до прослизання ґрунту відносно лобової ділянки навіть при русі без буксування чи ковзання.

Визначимо, на якій глибині від дна колії знаходиться точка B_0 лобової ділянки гусениці. З рис.1 видно:

$$h_g = H_n - r_n \cos(2\theta' + \psi_3). \quad (1)$$

Відомо, що коефіцієнт тертя сталі по ґрунту, як і коефіцієнт внутрішнього тертя в ґрунті, є дуже складною функцією багатьох параметрів для одного і того ж ґрунту, а саме: вологості, питомого тиску, швидкості ковзання та ін. Найбільш інтенсивно на величину коефіцієнта тертя впливає вологість ґрунту та питомий тиск. Зміна швидкості ковзання викликає незначне підвищення коефіцієнта тертя.

Встановлено, що на стерні пшениці за умов підвищеної вологості ґрунту при зміні питомого тиску від 0,14 до 0,55 кг/см² коефіцієнт тертя ковзання змінювався в інтервалі 0,20...0,30. Приблизно такий порядок коефіцієнтів тертя з метою оцінки взаємодії рушіїв з ґрунтом рекомендують багато дослідників: В.П. Горячкін, М.І. Медведєв та інші.

Відстань від опорної поверхні гусеничного рушія до центру спрямовуючого колеса $H_n = 495$ мм, радіус спрямовуючого колеса з урахуванням висоти гусеничного полотна – $r_n = 377$ мм.

Тоді при $f_o = 0,20$ величина $h_g = 186$ мм, а при $f_o = 0,30$ – $h_g = 230$ мм.

Звідси випливає, що при русі з глибиною колії $h > 200$ мм з'являються додаткові втрати в рушії від прослизання частинок ґрунту відносно ділянки AB_0 по напрямній гілці навіть при русі без буксування. Розрахунки показали, що з реальних умов роботи у загальному балансі сил опору руху додаткові втрати при прослизанні ґрунту по ділянці AB_0 , незначні й надалі до уваги не приймаються.

Якщо прийняти, що напрямна ділянка BC абсолютно жорстка, то всі елементарні реакції ґрунту на цій ділянці паралельні між собою. Отже, їх можна замінити на одну рівнодіючу. Нехай ця рівнодіюча прикладена в точці D , тоді при переміщенні рушії на шляху dS буде витрачено роботу:

$$dA = R_0 dh_0. \quad (2)$$

Елементарна реакція ґрунту на лобову частину визначатиметься нормальним напруженням зминання та площею елементарного майданчика. Оскільки напруження зминання залежить від глибини колії, то рівнодіюча елементарних реакцій визначатиметься підсумовуванням окремих елементарних реакцій на площі ділянки BC :

$$R_0 = \int_{BC} dR_0 = \int_{BC} q_0 dF_0, \quad (3)$$

де dR_0 – елементарні реакції ґрунту на ділянці AC у напрямку деформації ґрунту; q_0 – нормальне напруження зминання ґрунту на елементарному майданчику; dF_0 – елементарний майданчик, перпендикулярний до напрямку деформації ґрунту.

З рис.1 випливає, що:

$$dF_0 = b dl \cos\left(\frac{\psi_3}{2} + \theta\right), \quad (4)$$

$$dl = \frac{dh}{\sin \psi_3} = \frac{dh_0 \cos\left(\frac{\psi_3}{2} - \theta\right)}{\sin \psi_3}. \quad (5)$$

Тоді:

$$dF_0 = b \frac{\cos\left(\frac{\psi_3}{2} + \theta\right) \cos\left(\frac{\psi_3}{2} - \theta\right) dh_0}{\sin \psi_3}, \quad (6)$$

де b – ширина гусениці; dl – елементарна довжина гусениці; h_0 – величина деформації елементарного майданчика dF_0 у напрямку вектору абсолютної швидкості.

Закономірність деформації перезволожених ґрунтів під опорною поверхнею гусеничного рушії досліджуваного класу машин, як показали дослідження, може бути описана лінійною функцією виду $q_0 = ch_0$, де c – певний коефіцієнт.

Підставляючи значення q_0 і dF_0 в рівняння (3), матимемо:

$$R_0 = \int_0^{h_0} ch_0 b \frac{\cos\left(\frac{\psi_3}{2} + \theta\right) \cos\left(\frac{\psi_3}{2} - \theta\right) dh_0}{\sin \psi_3}. \quad (7)$$

Або після інтегрування:

$$R_0 = \frac{cbh_0^2 \cos\left(\frac{\psi_3}{2} + \theta\right) \cos\left(\frac{\psi_3}{2} - \theta\right)}{2 \sin \psi_3}. \quad (8)$$

Замінюючи у рівнянні (8) h_0 його величиною:

$$h_o = \frac{h_f}{\cos\left(\frac{\psi_3}{2} - \theta\right)}, \quad (9)$$

отримаємо:

$$R_o = \frac{cbh_1^2 \cos\left(\frac{\psi_3}{2} + \theta\right)}{2 \cos\left(\frac{\psi_3}{2} - \theta\right) \sin \psi_3}, \quad (10)$$

При переміщенні рушія на шляху dS деформація ґрунту під лобовою ділянкою BC відбудеться на певну величину dh_o .

За теоремою синусів:

$$\frac{dh_o}{\sin \psi_3} = \frac{dS}{\sin\left[90^\circ - \left(\frac{\psi_3}{2} + \theta\right)\right]}, \quad (11)$$

звідки:

$$dh_o = \frac{dS \sin \psi_3}{\cos\left(\frac{\psi_3}{2} + \theta\right)}. \quad (12)$$

Тоді опір руху, що створюється двома гусеницями на ділянці AC , буде дорівнювати:

$$P_{f_{ac}} = 2 \frac{dA}{dS} = \frac{2Rdh_o}{dS} = \frac{2cbh_1^2 \cos\left(\frac{\psi_3}{2} + \theta\right) \sin \psi_3 dS}{2 \cos\left(\frac{\psi_3}{2} - \theta\right) \sin \psi_3 \cos\left(\frac{\psi_3}{2} + \theta\right) dS} = \frac{cbh_1^2}{\cos\left(\frac{\psi_3}{2} - \theta\right)}. \quad (13)$$

З трикутника DD_oE (рис. 1), отримаємо:

$$\cos\left(\frac{\psi_3}{2} - \theta\right) \frac{\sin \psi_3}{\sqrt{\eta^2 - 2\eta \cos \psi_3 + 1}} = \eta'_\delta, \quad (14)$$

де $\eta = \frac{v_o}{v_m}$ – ККД буксування; v_o – дійсна швидкість руху; v_m – теоретична швидкість руху.

Величину η'_δ В.В. Гуськов запропонував називати приведеним ККД буксування. Тоді в остаточному вигляді опір руху на ділянці AC дорівнює:

$$P_{f_{ac}} = \frac{cbh_1^2}{\eta'_\delta}. \quad (15)$$

На криволінійній ділянці гусеничної гілки (рис. 2) абсолютна швидкість частинок ґрунту, що деформується, буде спрямована під змінним кутом $\left(\frac{\psi_3}{2} + \psi_3 - \theta\right)$ до вертикалі. За аналогією з попередніми міркуваннями, опір руху на ділянці AB визначиться рівнянням виду:

$$P_{f_{AB}} = \frac{cb(h - h_1)^2}{\cos\left(\frac{\psi_x}{2} + \psi_3 - \theta\right)}. \quad (16)$$

Величина $\cos\left(\frac{\psi_x}{2} + \psi_3 - \theta\right)$ є приведеним ККД буксування на ділянці AB . З трикутника $D''D''_oE''$ впливає, що:

$$\eta'_\delta = \frac{\sin(\psi_x + \psi_3)}{\sqrt{\eta^2 - 2\eta \cos(\psi_x + \psi_3) + f}}. \quad (17)$$

На ділянці AB значення кута, що характеризує положення елементів ділянки відносно дна колії, змінюються від ψ_3 ($\psi_x = 0$) до $(\psi_3 + \psi_{\max})\psi_{\max}$ та визначається виразом виду:

$$\psi_{\max} = \arccos \frac{H_n - h_{\max}}{r_n} - \psi_3. \quad (18)$$

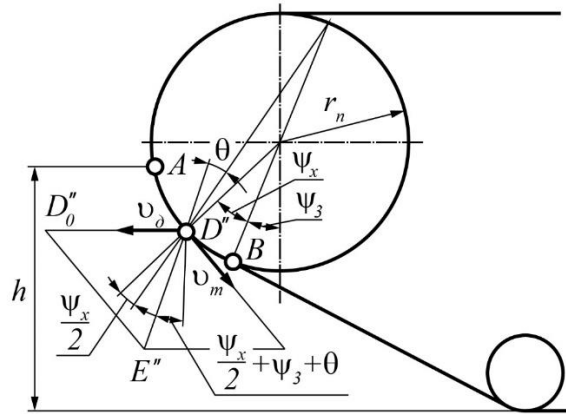


Рис. 2 – Схема деформації ґрунту криволінійною ділянкою AB

Підставляючи числові значення у вираз (18), отримаємо, що кут ψ_x , який визначає напрямок деформації ґрунту на ділянці AB , може приймати значення в межах до $70^\circ 40'$.

Дослідження показали, що при самопересуванні гусеничного рушія машин буксування зазвичай не перевищує 5%, чому відповідає $\eta = 0,95$.

В табл. 1 наведено значення приведенного ККД буксування при $\eta = 0,95$ для різних кутів нахилу напрямної ділянки. Аналіз даних показує, що зі зміною кута нахилу від 10 до 80° значення приведенного ККД буксування при $\eta = 0,95$ змінюється в межах від $0,96$ від $0,76$.

Таблиця 1 – Значення приведенного ККД буксування рушія в залежності від кута ψ

$\psi = \psi_3 + \psi_x$	$10^\circ 00'$	$12^\circ 30'$	$20^\circ 00'$	$30^\circ 00'$	$40^\circ 00'$	$50^\circ 00'$	$60^\circ 00'$	$70^\circ 00'$	$80^\circ 00'$
η_δ	0,96	0,97	0,99	0,98	0,96	0,93	0,89	0,84	0,76

Для конкретних величин буксування існують оптимальні кути нахилу напрямної гілки гусениці до напрямку руху, при яких опори руху, за рахунок деформації ґрунту, будуть найменші ($\eta_\delta = 1$).

Підставивши в рівняння (14) $\eta_\delta = 1$ і розв'язавши його відносно ψ і η , отримаємо:

$$\psi_m = 90^\circ - \arcsin \eta. \quad (19)$$

У табл. 2 наведено величини оптимальних кутів нахилу при різних ККД буксування.

Таблиця 2 – Оптимальні кути нахилу гілки рушія при різних ККД буксування

η_δ	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90
ψ_{opt}	$13^\circ 06'$	$11^\circ 29'$	$14^\circ 05'$	$16^\circ 16'$	$18^\circ 12'$	$19^\circ 57'$	$21^\circ 34'$	$23^\circ 04'$	$24^\circ 30'$	$25^\circ 50'$

Для досліджуваного класу рушіїв кут нахилу напрямної ділянки $\psi_3 = 12^\circ 30'$. Мінімальне значення сили опору руху за такого кута нахилу буде забезпечено при ККД буксування в $0,985$. При буксуванні двигуна 5%, оптимальним кутом нахилу напрямної гілки буде кут $\psi = 18^\circ 12'$.

На рис. 3 наведено графік зміни приведенного ККД буксування без врахування η_δ залежно від глибини занурення рушія при 5% буксування.

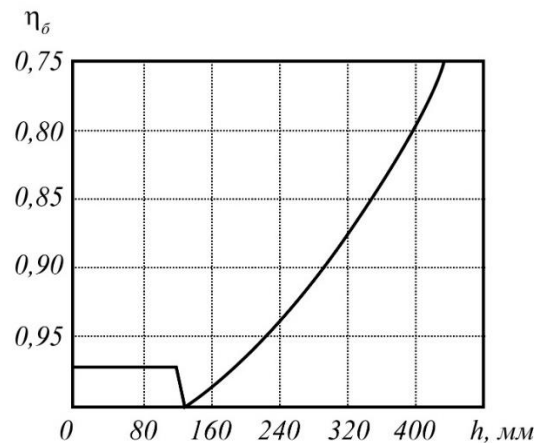


Рис. 3 – Зміна приведенного ККД буксування без врахування η_δ в залежності від глибини колії

Враховуючи характер зміни приведенного ККД буксування, надалі при його розрахунках користуватимемося середньозваженим значенням, що визначається за формулою виду:

$$\eta_\delta = \frac{\eta'_\delta h_1 + \sum_{i=1}^n \eta''_{\delta i} \cdot h_i}{h}, \quad (20)$$

де n_i – вибраний інтервал зміни глибини колії на криволінійній ділянці гусеничної гілки; $\eta''_{\delta i}$ – середнє значення приведенного ККД буксування на кожному інтервалі зміни глибини колії.

З урахуванням рівності (20) опір руху внаслідок деформації ґрунту дорівнюватиме:

$$P_{fn} = \frac{cbh^2}{\eta_\delta}. \quad (21)$$

Опір руху, зумовлений механічними втратами, достатньою мірою характеризується рівнянням виду:

$$P_{fm} = A_o T + B_o V^2 + \eta_o G, \quad (22)$$

де A_o , B_o , D_o – коефіцієнти пропорційності; T – натяг гусеничного ланцюга, Н; G – вага рушія, Н.

Тоді загальний опір руху гусеничного рушія визначається за формулою:

$$P_f = A_o T + B_o V^2 + D_o G + \frac{cbh^2}{\eta_\delta}. \quad (23)$$

При рівномірному русі з постійною швидкістю та оптимальному натягу гусеничної гілки з глибиною колії до 220 мм опір руху можна визначати з достатньою точністю за формулою виду:

$$P_f = c + D_o G + cbh^2, \quad (24)$$

де $c_o = A_o T + B_o V^2$ – постійний коефіцієнт для конкретних значень V та T .

У рівнянні (22) замінимо глибину колії h і вагу G через відповідний їм питомий тиск. Тоді опір руху у функції питомого тиску матиме вигляд:

$$P_f = c_o + 2D_o q \delta l + \frac{bq^2}{c\eta_\delta}. \quad (25)$$

З рівняння (24) випливає, що зі збільшенням питомого тиску опір руху зростає за параболічним законом.

Аналіз результатів досліджень.

Результати аналітичних та експериментальних даних наведено на рис. 4. Суцільними лініями показаний характер зміни коефіцієнтів f , отриманих розрахунковим шляхом за аналітичними виразами сил P_f . Пунктирні лінії проведено з урахуванням експериментальних значень коефіцієнтів f_3 методом найменших квадратів.

Порівняння теоретичних та експериментальних даних свідчить про достатню міру їх збіжності.

Високий ступінь збіжності теоретичних та експериментальних значень підтверджує обґрунтованість прийнятих у роботі припущень для характерних умов експлуатації гусеничного рушія:

1. Закономірність деформації ґрунту під рушієм під час утворення колії підпорядковується прямолінійній залежності виду $q = ch$.

2. Розподіл питомого тиску під опорними котками рівномірний.

Деяку розбіжність у теоретичних та експериментальних значеннях коефіцієнтів f можна пояснити впливом прийнятих припущень на значення коефіцієнтів, визначених за розрахунковими формулами.

Крім того, для аналітичного розрахунку механічних втрат у рушії P_{fm} за формулою (22) у роботі були прийняті коефіцієнти A_o , B_o і D_o , які отримані для дослідження рушія в «ідеальних» умовах (пряма асфальтована дорога).

Дійсні значення коефіцієнтів A_o , B_o і D_o в реальних умовах роботи рушіїв можуть відрізнятися від отриманих експериментальним шляхом на асфальтованій дорозі внаслідок попадання бруду у відкриті шарніри рушія, під опорні катки, ведучі колеса і в простір між ними.

Це підтверджується і аналізом результатів виконаних досліджень (рис. 4). З характеру перебігу розрахункових та експериментальних залежностей $f = \psi(q)$ випливає, що зі збільшенням питомого тиску розбіжності між теоретичними та експериментальними значеннями коефіцієнтів f збільшуються. Так, максимальні відхилення коефіцієнтів f склали: при опорній поверхні із шириною черевиків $b = 1000$ мм ($q = 0,14 \dots 0,24$ кг/см²) – 4,31%, при опорній поверхні із шириною черевиків $b = 800$ мм ($q = 0,16 \dots 0,27$ кг/см²) – 6,12%, при опорній поверхні із шириною черевиків $b = 600$ мм ($q = 0,21 \dots 0,35$ кг/см²) – 8,87%, а при $b = 400$ мм ($q = 0,29 \dots 0,55$ кг/см²) – 12,63%

Подібна розбіжність пояснюється тим, що зі збільшенням питомого тиску рушія на ґрунт внаслідок зростання глибини збільшується попадання вологих частинок ґрунту у відкриті шарніри і під опорні катки, що не враховувалося при проведенні теоретичних розрахунків.

З метою зменшення впливу вологого ґрунту, що накопичується на деталях рушія в процесі досліджень, на його роботу, перед кожним дослідом деталі рушія ретельно очищалися спеціальними чистиками.

Для уточнення значення коефіцієнтів A_o , B_o і D_o в реальних умовах роботи гусеничного рушія необхідно в подальшому провести дослідження механічних втрат при роботі рушія в умовах перезволоження ґрунтів.

Експериментальні дослідження рушія з питомими тисками от 0,14 до 0,35 кг/см² при ширині опорної поверхні $b = 1000, 800$ і 600 мм проводилися в ґрунтових умовах, що характеризуються середнім коефіцієнтом об'ємного зминання ґрунту: $c = 0,031$ кг/см³ при середній вологості $W = 53,0\%$.

Польові дослідження з питомим тиском від 0,29 до 0,55 кг/см² при ширині опорної поверхні $b = 400$ мм проводилися на ділянці поля, що має після рясного випадіння опадів

середню природну вологість $W = 62,4\%$. Середній коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту в цих умовах дорівнював $0,027 \text{ кг/см}^3$.

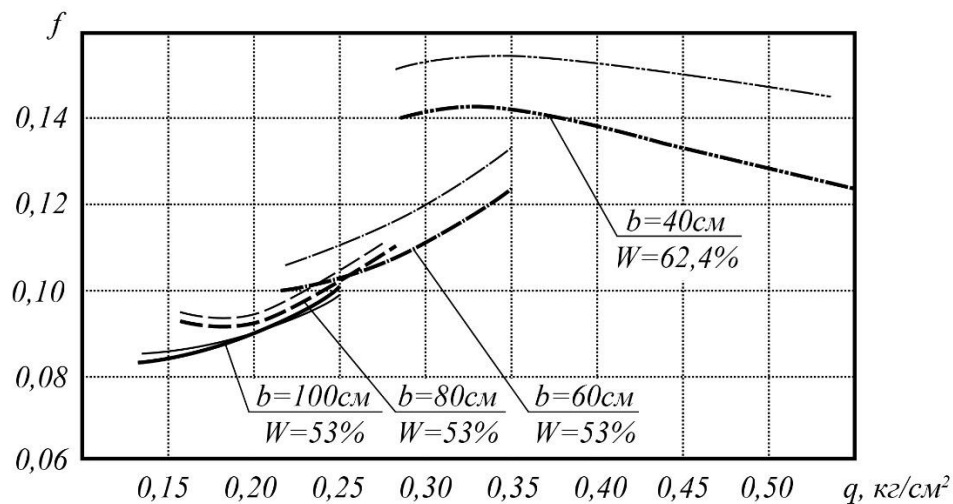


Рис. 4 – Залежність коефіцієнтів опору руху та зчеплення від питомого тиску експериментальної установки на ґрунт

Висновки.

Аналіз результатів досліджень показує, що збільшення питомого тиску призводить до збільшення коефіцієнта опору руху.

Інтенсивність зміни сил опору руху зростає зі збільшенням питомого тиску внаслідок збільшення складової від деформації ґрунту.

Звідси випливає, що найкращими умовами для прохідності рушій має при менших значеннях питомого тиску. При дослідженні опору руху ходового апарату опорною поверхнею з шириною $b = 400 \text{ мм}$ питомий тиск на ґрунт змінювався в межах від $0,29$ до $0,55 \text{ кг/см}^2$. При вологості, що близька до повного насичення водою, такий тиск сприяв зануренню рушій від $21,5$ до $28,5 \text{ см}$. Збільшення питомого тиску в $1,87$ рази збільшило занурення лише в $1,32$ рази. Особливу роль при формуванні колії зіграв жорсткий підстилаючий шар, бо зі збільшенням питомого тиску глибина колії зростала незначно.

Це вплинуло на характер зміни коефіцієнтів опору руху. Зі зміною питомого тиску від $0,29$ до $0,55 \text{ кг/см}^2$ коефіцієнти опору руху в цьому інтервалі питомих тисків також змінилися незначно. Інший характер зміни коефіцієнтів опору руху при $b = 400 \text{ мм}$ порівняно з попередніми дослідженнями, на нашу думку, пояснюється взаємодією рушій з більш міцним підстилаючим шаром, що залягає під орним горизонтом, на всьому інтервалі зміни питомого тиску.

Список літератури:

1. Барский И.Б. Конструирование и расчет тракторов: учеб. пособие. Москва: Машиностроение, 1968. 376 с.
2. Калінін Є.І. Частотно-динамічна математична модель тракторного агрегата з передачею крутного моменту до рушійів сільськогосподарської машини. Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. 2015. Вип. 156. С. 327-334.
3. Самородов В.Б. К определению моментов нагрузки на ведущих колесах гусеничной машины в процессе неравномерного поворота. Вестник ХГПУ, серия НРСТ. 2000. Вып.79. С.123-127.
4. Носов Н.А. Расчет и конструирование гусеничных машин: учебник. Ленинград: Машиностроение, 1972. 560 с.
5. Гуськов В.В. Тракторы. В 3 ч. Ч. III. Конструирование и расчет: учеб. пособие для вузов. Минск : Выш. шк., 1981. 383 с.
6. Пастух С.Н., Кустаров Р.А. Динамика машин: учеб. пособие. Москва: Воен.-инженер. акад., 2005. 189 с.
7. Калінін Є.І., Романченко В.М., Юр'єва Г.П. Формування умови стійкості лінійної системи при випадкових збуреннях її параметрів. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. 2017. № 7. С. 100-108.
8. Самородов В.Б. К определению моментов нагрузки на ведущих колесах гусеничной машины в процессе неравномерного поворота. Вестник ХГПУ, серия НРСТ. 2000. Вып.79. С.123-127.

9. Калінін Є.І., Шуляк М.Л., Шевченко І.О. Дослідження перехідних процесів в коробці змінних передач мобільного енергетичного засобу. Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. 2016. Вип. 168. С. 73-79.
10. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1975. 448с.
11. Самородов В.Б., Медведев Н.Г., Рогов А.В. К вопросу об определении момента сопротивления повороту военных гусеничных машин. Механіка та машинобудування. 2000. №2. С. 92-99.
12. Калінін Є.І. Частотний аналіз коливань гусеничних тракторів. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. Збірник наукових праць УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. 2018. №. 22(36). С. 86-91.

References (transliterated):

1. Barskiy Y.B. Konstruyrovanye y raschet traktorov: ucheb. posobyе. Moskva: Mashynostroenye, 1968. 376 s.
2. Kalinin E.I. Chastotno-dynamichna matematychna model traktornoho ahrehata z peredacheiu krutnogo momentu do rushiiv silskohospodarskoi mashyny. Visnyk KhNTUSH im. Petra Vasylenka. 2015. Vyp. 156. S. 327-334.
3. Samorodov V.B. K opredeleniyu momentov nahruzky na vedushchykh kolesakh husenychnoi mashyni v protsesse neravnomernogo povorota. Vestnyk KhHPU, seryia NRST. 2000. Vip.79. S.123-127.
4. Nosov N.A. Raschet y konstruyrovanye husenychnikh mashyn: uchebnyk. Lenynhrad: Mashynostroenye, 1972. 560 s.
5. Huskov V.V. Traktori. V III ch. Ch. III. Konstruyrovanye y raschet: ucheb. posobyе dlia vtuzov. Mynsk : Vish. shk., 1981. 383 s.
6. Pastukh S.N., Kustarov R.A. Dynamyka mashyn: ucheb. posobyе. Moskva: Voen.-yngzhen. akad., 2005. 189 s.
7. Kalinin E.I., Romanchenko V.M., Yur'ieva H.P. Formuvannia umovy stiikosti liniinoi systemy pry vypadkovykh zburenniakh yii parametriv. Tekhnichniy servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnogo kompleksiv. 2017. № 7. S. 100-108.
8. Samorodov V.B. K opredeleniyu momentov nahruzky na vedushchykh kolesakh husenychnoi mashyni v protsesse neravnomernogo povorota. Vestnyk KhHPU, seryia NRST. 2000. Vip.79. S.123-127.
9. Kalinin E.I., Shuliak M.L., Shevchenko I.O. Doslidzhennia perekhidnykh protsesiv v korobtsi zminnykh peredach mobilnogo enerhetychnoho zasobu. Visnyk KhNTUSH im. Petra Vasylenka. 2016. Vyp. 168. S. 73-79.
10. Zabavnykov N.A. Osnovi teoryi transportnykh husenychnikh mashyn. M.: Mashynostroenye, 1975. 448s.
11. Samorodov V.B., Medvedev N.H., Rohov A.V. K voprosu ob opredeleniyu momenta soprotivleniya povorotu voennykh husenychnikh mashyn. Mekhanika ta mashynobuduvannia. 2000. №2. S. 92-99.
12. Kalinin E.I. Chastotnyi analiz kolyvan husenychnykh traktoriv. Tekhniko-tekhnologichni aspekty rozvytku ta vyprobuvannia novoi tekhniki i tekhnolohii dlia silskoho hospodarstva Ukrainy. Zbirnyk naukovykh prats UkrNDIPVT im. L. Pohoriloho. 2018. №. 22(36). S. 86-91.

Надійшла (received) 02.12.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Калінін Євген Іванович (Kalinin Evgeny) – доктор технічних наук, професор, Національний університет біоресурсів і природокористування України, завідувач кафедри тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів, м. Київ, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6191-8446>; e-mail: kalinin@nubip.edu.ua.

Колеснік Іван Васильович (Koliensnik Ivan) – кандидат технічних наук, Національний університет біоресурсів і природокористування України, доцент кафедри тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів, м. Київ, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4192-1773>; e-mail: ivankolesnik@nubip.edu.ua.

Колодненко Віталій Миколайович (Kolodnenko Vitalii) – Сумський національний аграрний університет, старший викладач кафедри агроінжинирингу, м. Суми, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8450-6759>; e-mail: kolodnenko_vn@ukr.net.