

Шуляк М.Л.,
Петров Р.М.,
Колеснік Ю.І.,
Череватенко Г.І.
Харківський національний технічний
університет сільського господарства
імені Петра Василенка
E-mail: princemouse2@gmail.com

КРИВА ЗСУВУ ТА ЇЇ ВИКОРИСТАННЯ ПРИ РОЗРАХУНКУ СИЛИ ТЯГИ ХОДОВИХ СИСТЕМ

УДК 330.3:336.7

Шуляк М.Л., Петров Р.М., Колеснік Ю.І., Череватенко Г.І. **«Крива зсуву та її використання при розрахунку сили тяги ходових систем»**

В основі ряду сучасних методів розрахунку сили тяги ходових пристроїв на основі деформації лежить залежність між силою тертя (зчеплення) і величиною зміщення контактуючих поверхонь в початковий період їх відносного руху, так звана «Крива зсуву».

Відомо, що при переміщенні навантаженої пластини (штампа) по поверхні пов'язаного ґрунту, також, як і при зсуві двох ґрунтових поверхонь, сила тертя (зчеплення) спочатку інтенсивно зростає, потім зазвичай проходить через максимум і при подальшому русі штампа поступово стабілізується.

Наші дослідження, які проведені на торф'яному ґрунті, що володіє відомою пружністю, показали, що форма кривої зсуву в певній мірі залежить від характеру контакту з ґрунтом матеріалу.

Ключові слова: ходові пристрої, деформація, сила тертя, крива зсуву, штамп, ґрунт.

Шуляк М.Л., Петров Р.М., Колесник Ю.И., Череватенко Г.И. **«Кривая смещения и ее использование при расчете силы тяги ходовых систем»**

В основе ряда современных методов расчета силы тяги ходовых устройств на основе деформации лежит зависимость между силой трения (сцепления) и величиной смещения контактирующих поверхностей в начальный период их относительного движения, так называемая «Кривая смещения».

Известно, что при перемещении нагруженной пластины (штампа) по поверхности связанного ґрунта, также, как и при сдвиге двух ґрунтовых поверхностей, сила трения (сцепления) сначала интенсивно растет, потом обычно проходит через максимум и при дальнейшем движении штампа постепенно стабилизируется.

Наше исследование, проведенные на торфяном ґрунте, обладающий известной упругостью, показали, что форма кривой сдвига в определенной степени зависит от характера контактирует с почвой материала.

Ключевые слова: ходовые устройства, деформация, сила трения, кривая смещения, штамп, ґрунт.

M. Shulyak, R. Petrov, Y. Kolesnik, G. Cherevatenko **"Offset curve and its use in calculating the traction force of running systems"**

A number of modern methods for calculating the traction force of running gear based on deformation are based on the relationship between the friction force (adhesion) and the magnitude of the displacement of the contact surfaces in the initial period of their relative motion, the so-called "shear curve".

It is known that when moving the loaded plate (stamp) on the surface of the bound soil, as well as when shifting the two soil surfaces, the friction force (adhesion) first increases rapidly, then usually passes through the maximum and with further movement of the stamp gradually stabilizes.

Our studies, which were conducted on peat soil with known elasticity, showed that the shape of the shear curve to some extent depends on the nature of the material in contact with the soil.

Keywords: running gear, deformation, friction force, shear curve, stamp, soil.

Вступ

В основі ряду сучасних методів розрахунку сили тяги ходових пристроїв на основі деформації лежить залежність між силою тертя (зчеплення) і величиною зміщення контактуючих поверхонь в початковий період їх відносного руху. Але для подібних розрахунків необхідно визначити характеристики ґрунтового масиву, граничні значення зсуву навантаження з врахуванням статистичного аналіз явищ, що впливають на його формування. Також необхідно визначити розрахунковий параметр, що доцільно використовувати при практичних розрахунках ходових систем.

Формулювання мети дослідження

Відомо, що при переміщенні навантаженої пластини (штампа) по поверхні пов'язаного ґрунту, також, як і при зсуві двох ґрунтових поверхонь, сила тертя (зчеплення) спочатку інтенсивно зростає, потім зазвичай проходить через максимум і при подальшому русі штампа поступово стабілізується. Тому доцільно, визначити характер форми кривої зсуву в залежності від матеріалу, що контактує з ґрунтом та його фізико-механічних властивостей.

Результати дослідження

На кривій типу 1 (рис. 1) звертає на себе увагу зменшення сили тертя після максимуму і подальше часткове відновлення її до якогось відносно стабільного значення, що характеризує тертя ковзання. Можна було припустити, що такий перебіг кривої викликано інерційністю пружинної системи силовиміру приладу (основні досліді проводилися за допомогою приладу тертя ВІСХОМ системи Г.Н. Сінеокова зі збільшеним масштабом опису переміщень). Однак спеціальні досліді з застосування тензометричної апаратури також виявили на кривій мінімум; пояснюється він, мабуть, як буде показано далі, пружними властивостями основи.

Величина зміщення, відповідна максимуму дотичній сили T , становила в наших дослідіах від 1,5 до 3 см, причому закономірного зв'язку між цими величинами не виявлялося. Стабілізація сили тертя наступала після зсуву в 5-6 см.

У зв'язку з широким i , на наш погляд, не завжди обґрунтованим застосуванням кривих зсуву при розрахунку сили тяги ходових пристроїв представляється необхідним більш докладно розглянути їх фізичний зміст і математичний вираз.

М.Г. Беккер для опису кривої, що виражає залежність зсувного зусилля від величини зсуву, запропонував використовувати рівняння аперіодичних згасаючих коливань:

$$T = \frac{T_{\max}}{Y_{\max}} \left[e^{(-k_2 + \sqrt{k_2^2 - 1})k_1 u} - e^{(-k_2 - \sqrt{k_2^2 - 1})k_1 u} \right] \quad (1)$$

де T_{\max} – максимальне значення зрушуючої сили;

Y_{\max} – максимальне значення виразу, укладеного в квадратні дужки;

k_1 і k_2 – параметри властивостей ґрунту і пробуксовки;

u – величина зміщення.

Відзначимо попутно, що крива, що виражається рівнянням (1), має асимптоту лінію $T = 0$ і, отже, при дуже великому зсуві величина сили тертя виявляється нескінченно малою величиною, що не відповідає нормальному перебігу процесу тертя.

Запропоноване Беккером рівняння є емпіричним, отже, як зазначає і його автор, можуть бути знайдені і використані і інші залежності, в більшій або меншій мірі враховують різні особливості експериментальних кривих. Зокрема, далі наводиться одне з таких рівнянь, що описує криві типу 1 (рис. 1).

Зміна математичного виразу кривої може дати певні переваги при виробництві розрахунків, але перш за все необхідно дати відповідь на питання: висловлює чи крива справжню залежність між силою тертя і зміщенням для будь-якої елементарної площадки або ж вона є результатом сукупної дії різних за величиною елементарних сил тертя, що діють на майданчику контакту? Інакше кажучи, чи правомірно для зв'язкових ґрунтів прийняте Беккером допущення, що сили тертя розподілені по контактній поверхні рівномірно? У першому випадку, тобто якщо крива виражає дійсний зв'язок сили тертя зі зміщенням будь-якого за розміром і формою майданчика, можна визначити силу тертя ходового пристрою інтеграцією елементарних сил тертя, отриманих за рівнянням (1) (або

аналогічного) по всій опорній поверхні з урахуванням зміщення окремих точок і епюри нормальних тисків, у другому випадку без відповідного аналізу напружено-деформованого стану основи цього робити не можна.

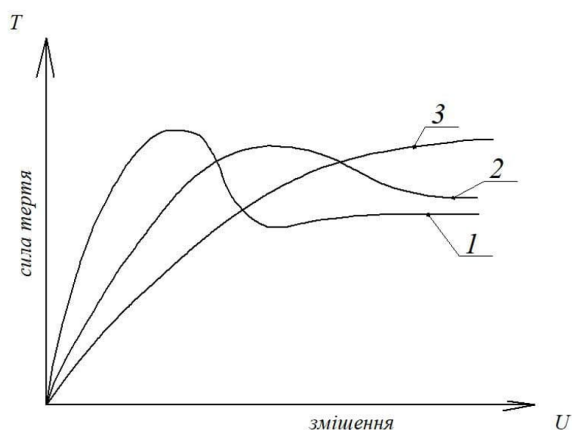


Рис. 1. Залежність форми кривої зсуву від характеру ґрунту який з нею контактує

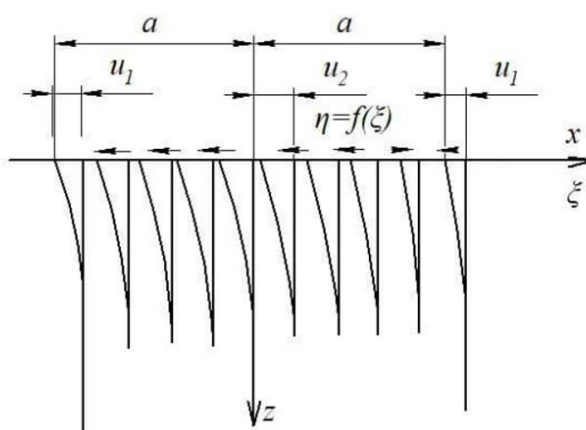


Рис. 2. Переміщення точок поверхні в напрямку дії дотичних навантажень

Для з'ясування основних закономірностей впливу поверхневих дотичних навантажень на деформації та переміщення зв'язкової ґрунтової основи за доцільне скористатися відомою в механіці ґрунтів моделлю ґрунту у вигляді пружного (лінійно-деформованого) півпростору, що дозволяє застосувати рішення контактних задач теорії пружності.

Приймемо, що навантажений майданчик має велику ширину і напруги вздовж неї розподіляються рівномірно, тобто має місце плоска деформація. Переміщення точок поверхні в напрямку дії дотичних навантажень, розподілених на довжині контакту $2a$ згідно із законом $f(\xi)$, причому $-a < \xi < a$ (рисунок 2) можуть бути виражені таким рівнянням:

$$u = \frac{2}{\pi K} \int_{-a}^a f(\xi) \ln|\xi - x| d\xi + C, \quad (2)$$

де $K = \frac{E}{1 - \mu^2}$ – «наведений» модуль пружності; E – модуль Юнга; μ – коефіцієнт Пуассона; C – постійна.

Деякі залежності величини відносного зміщення точок поверхні контакту для різних законів розподілу $f(\xi)$, отримані на підставі рівняння (2).

На рис. 2 показана схема деформації умовно виділених прямолінійних елементів підстави під впливом горизонтальних навантажень.

Дотичні навантаження викликають стиснення поверхневих елементів основи в передній (у напрямку дії сил) частини контакту і розтягнення в задній частині. Ці напруги досягають максимуму в точках $x = \pm a$.

Найбільше зміщення щодо недеформованої частини масиву при симетричному розподілі дотичних навантажень (парної функції $f(\xi)$) має середина навантаженого майданчика (точка $x = 0$).

Зазначені співвідношення мають місце, якщо можливе відносне проковзування в окремих точках контакту або навантаження передається через «безрозмірний» штамп. В іншому випадку, при передачі навантаження через жорсткий штамп, який має зчеплення з поверхнею, всі точки пружного півпростору, що знаходяться в контакті зі штампом, отримують однакові переміщення. При цьому під крайніми точками штампа дотичні напруження, теоретично досягають нескінченно великої величини. Природно, що на практиці такі напруги не можуть бути реалізовані, так як вони обмежуються деформаціями і граничною величиною сили тертя.

Сказане вище дозволяє уявити процес зміщення жорсткого штампа по деформованій основі наступним чином.

На самому початку руху виникає попереднє зміщення поверхневого шару і відповідна йому неповна сила тертя спокою. Ця сила практично не залежить від розподілу нормальних тисків; епюра дотичних напружень має сідлообразну форму з максимумом під крайніми точками штампа. Як тільки в цих точках буде досягнуто граничне значення сили тертя спокою, почнеться ковзання, і питома сила тертя тут зменшиться до величини сили тертя руху, відповідної нормальному тиску в цих точках (мається на увазі, що коефіцієнт тертя спокою істотно більше коефіцієнта тертя руху). У міру збільшення зсуву зони ковзання подовжуються, а зона зчеплення (в середній частині контакту) відповідно скорочується; в ній як і раніше буде мати місце неповна сила тертя спокою, яка досягає свого максимального значення на границях зони. Середнє значення питомої сили тертя в цій зоні зі збільшенням зсуву зростає. Нарешті, при зсуві, що дорівнює максимальному попередньому зміщенню в середині майданчика, настане ковзання по всій площі. Однак це не виключає в подальшому в окремих точках «схоплювання» матеріалів, що труться і виникнення на якийсь період локальних зон зчеплення.

Зі зменшенням елементарної сили тертя в момент переходу якої-небудь ділянки із зони зчеплення в зону ковзання зменшуються деформації поверхневого шару. Вигнутий раніше елемент (рис. 2) декілька випрямляється, що супроводжується його проковзуванням по поверхні штампа. При переході до нового положення рівноваги створюються умови для виникнення пружних коливань, більш-менш швидко згасаючих за рахунок сил зовнішнього і внутрішнього тертя. Наочну картину цього процесу можна спостерігати при переміщенні твердої пластини по поверхні, покритій пружними ворсинками (шітці).

Таким чином, на контактній поверхні в перехідний період до початку загального ковзання можна виділити зони з різними коефіцієнтами тертя: зону, де відносне зміщення відсутнє, і сила тертя безпосередньо не залежить від величини нормального тиску, дві зони ковзання, де сила тертя визначається нормальним тиском і коефіцієнтом тертя руху, і перехідні області з нестабільним коефіцієнтом тертя. Крива залежності сили тертя від зсуву повинна відображати ці явища, а також неминучу неоднорідність властивостей ґрунту навіть під майданчиком обмежених розмірів. Тому на поставлене вище питання можна відповісти, що крива не виражає властивостей одиничного контакту, а має за своєю природою статистичний характер і беззастережно поширювати її на всю опорну поверхню шляхом інтегрування елементарних сил тертя, як це пропонує М.Г. Беккер, не можна.

Цей висновок підтверджується також розбіжністю кривої зсуву з епюрами розподілу дотичних напружень під колесом і гусеницею.

З можливістю одночасного існування майданчиків зчеплення і ковзання слід рахуватися і при визначенні дійсних значень коефіцієнтів тертя спокою і руху.

Чи не висловлюючи припущень про можливе використання в прикладних розрахунках залежності сили тертя від зсуву штампа, наведемо спрощений математичний

вираз цієї залежності, отримане на основі вищевикладених уявлень про наявність різних зон на поверхні контакту і наступних припущень:

а) У зоні зчеплення середня величина дотичних напружень τ зростає зі збільшенням зміщення пропорційно останньому або ж пропорційно квадратному кореню з нього; перше припущення відповідає пружному півпростору, друге - експериментальним кривим, отриманим в умовах чистого зсуву для торф'яного ґрунту;

б) площа зони зчеплення в міру зсуву штампа зменшується пропорційно величині зсуву;

в) питома сила тертя ковзання τ_m не залежить від зсуву (приймається постійною);

г) зони нестійкого тертя складають n -у частину площі зон ковзання; питома сила тертя в цих зонах постійна і менше питомої сили тертя ковзання.

Введемо позначення:

\bar{U} – відносне зміщення, яке дорівнює відношенню величини зсуву штампа в даний момент до максимального значення зсуву U_{\max} , при котрих ще зберігається зчеплення хоча б в одній точці;

$\tau'_c, \tau'_m, \tau'_k$ – середні значення питомої сили тертя кожної зони, віднесені до всієї площі контакту.

Згідно з прийнятими припущеннями:

$$\tau'_c = \tau_c \cdot U. \quad (3)$$

При лінійній залежності τ_c від зсуву $\tau_c = \tau_{c\max} \cdot \bar{U}$, де $\tau_{c\max}$ – значення τ_c , відповідне \bar{U}_{\max} ; у другому випадку $\tau_c = \tau_{c\max} \sqrt{\bar{U}}$.

Величина $\tau_{c\max}$ є деякою функцією модуля зсуву матеріалу основи;

$$\tau'_m = \tau_m (1-n) \bar{U}, \quad (4)$$

$$\tau'_k = \tau_k \cdot n \cdot \bar{U}. \quad (5)$$

Шукана залежність між середньою питомою силою тертя τ і U при $U < 1$ виражається в такий спосіб.

У першому випадку:

$$\tau = \tau'_c + \tau'_m + \tau'_k = \tau_{c\max} \bar{U} (1-\bar{U}) + [(1-n)\tau_m + n\tau_k] \bar{U}. \quad (6)$$

У другому випадку:

$$\tau = \tau_{c\max} \sqrt{\bar{U}} (1-\bar{U}) + [(1-n)\tau_m + n\tau_k] \bar{U}. \quad (7)$$

При $0 > 1$ може бути прийнято

$$\tau = \tau_m. \quad (8)$$

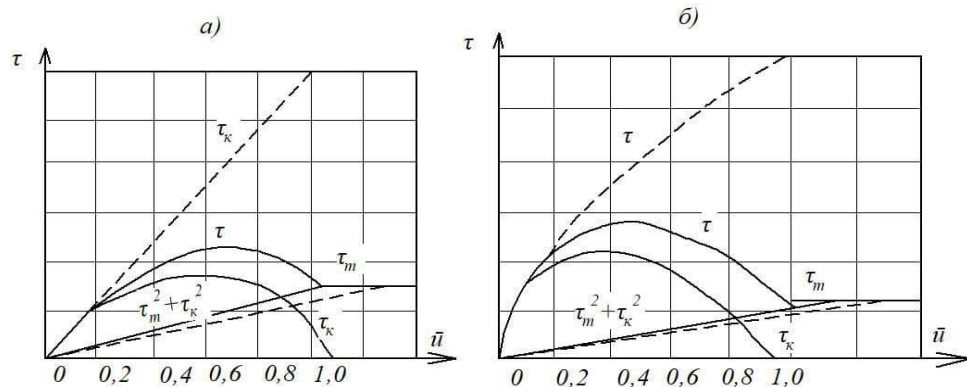


Рис. 3. Криві, побудовані за рівнянням 6 і 7

Зі зменшенням відмінності між $\tau_{c\max}$ і τ_m криві переходять послідовно в 2-й і 3-й тип (рис. 1) з більш тривалим наростанням навантаження.

Висновки

З огляду на викладене, в якості розрахункових характеристик ґрунтового масиву пропонується використовувати граничні значення питомої зрушує навантаження τ_{\max} і τ_m , які визначаються, враховуючи статистичний характер розглянутих явищ, по великому числу випробувань, проведених в умовах, найбільш близьких до дійсного характеру роботи машин. Останній вимогі, на нашу думку, задовольняють випробування за допомогою приладу ВИСХОМ системи Г.Н. Сінеокова.

Максимальне значення сили τ_{\max} , по викладеним уявленням, не є істинним значенням сили тертя спокою. Використання ж τ_{\max} в якості розрахункового параметра виправдовується тим, що в практичних додатках, зокрема при розрахунку ходових пристроїв, завжди доводиться стикатися з майданчиками кінцевих розмірів і немінучими флуктуаціями сил тертя на поверхні контакту.

Список використаних джерел

1. Лебедев А.Т. Опір перекочування колеса, що працює з буксуванням / А. Т. Лебедев, Є. І. Калінін, М. Л. Шуляк // Збірник наукових статей Луцько-го НТУ. Сер.: Сільськогосподарські машини. – 2015. – Вип. 32. – С. 109–115.
2. Ovsyannikov, S., Kalinin, E., Kolesnik, I. Oscillation process of multi-support machines when driving over irregularities // Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport, 2018. – pp.307-317, doi: 10.1007/978-3-030-19756-8_28.
3. Лебедев А. Т. Оцінка можливості підвищення тягово-енергетичних властивостей машинно-тракторного агрегату при виконанні орних робіт на агрофоні підвищеної вологості шляхом встановлення здвоєних шин / А. Т. Лебедев, Є. І. Калінін // Вісник Харків. нац. техн. ун-ту сіл. госп-ва імені Петра Василенка. Серія: Тракторна енергетика в рослинництві. – 2009. – Вип. 89. – С. 37–45.
4. Калінін Є.І. Частотно-динамічна математична модель тракторного агрегату з передачею крутного моменту до рушіїв сільськогосподарської машини / Є.І. Калінін // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – 2015. – Вип. 156. – С. 327-334.
5. Лебедев А. Т. Аналітична модель повороту трактора з шарнірно-зчленованою рамою / А. Т. Лебедев, Є. І. Калінін, М. Л. Шуляк, І. В. Колеснік // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2016. – Вип. 173 – С. 161 – 167.
6. Калінін Є.І., Романченко В.М., Юр'єва Г.П. Моделювання коливань кузова транспортного засобу на гусеничному ході з урахуванням гнучкості кузова // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – 2016. – №6. – С.232-238.

References

1. Lebedov A. T. Opir perevochuvannya wheel, scho pratsyue s skidding / A. T. Lebedev, Є. I. Kalinin, M.L. Shulyak // Collection of scientific articles of Lutsk NTU. Ser. : Silskogospodarski machines. – 2015. – V. 32. – S. 109-115.
2. Ovsyannikov, S., Kalinin, E., Kolesnik, I. Oscillation process of multi-support machines when driving over irregularities // Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport, 2018. – pp. 307-317, doi: 10.1007 / 978-3-030-19756-8_28.
3. Lebedov A. T. Assessment of the ability to move the traction and power authorities of the machine-tractor unit when they are victorious on the agro-background of the installation of healthy tires / A. T. Lebedov, Є. I. Kalinin // Bulletin Kharkiv. nat. tech. un-tu sil. state-va imeni Petr Vasilenko. Series: Tractor power engineering in Russia. – 2009. – V. 89. – S. 37–45.
4. Kalinin Y.I. Frequency-dynamic mathematical model of the tractor unit with the transmission of torque to the ruins of the silskogospodarskoy machine / E.I. Kalinin // Bulletin of KhNTUSG im. Petra Vasilenka. – 2015. – V. 156. – S. 327-334.

5. Lebedev AT Analytical model for turning a tractor with an articulated-member frame / AT Lebedev, Є. I Kalinin, M.L. Shulyak, I. V. Kolusnik // Bulletin of KhNTUSG im. P. Vasilenka. – Kharkiv: KhNTUSG, 2016. – V. 173 – p. 161 - 167.

6. Kalinin Y.I., Romanchenko V.M., Yur'eva G.P. Model kolivan of the transport body on a caterpillar track with the smoothness of the body // Technical service of agricultural, fossil and transport complexes. – 2016. – No. 6. – S. 232-238.