

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І**  
**ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**  
**ФАКУЛЬТЕТ КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ**



**ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ**  
*міжнародної науково-практичної онлайн конференції*  
*«Сучасні проблеми та перспективи розвитку*  
*машинобудування України»,*  
*присвяченої 20-й річниці з дня створення*  
*факультету конструювання та дизайну*  
*Національного університету біоресурсів і*  
*природокористування України*

**23-24 вересня 2021 року**

**м. Київ**

УДК 330.3:336.7

## КРИВА ЗСУВУ ТА ЇЇ ВИКОРИСТАННЯ ПРИ РОЗРАХУНКУ СИЛИ ТЯГИ ХОДОВИХ СИСТЕМ

*Шуляк М.Л., д.т.н., проф.*

*Колеснік Ю.І., аспір.*

*Петров Р.М., аспір.*

*Державний біотехнологічний університет, м. Харків*

*Козлов Ю.Ю., інженер I категорії*

*Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, м. Харків*

*E-mail: [julianakolesnik26@gmail.com](mailto:julianakolesnik26@gmail.com)*

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».

У зв'язку з широким і, 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.

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  $-a < \xi < a$  (рис. 1) можуть бути виражені таким рівнянням:

$$u = \frac{2}{\pi K} \int_{-a}^a f(\xi) \ln|\xi - x| d\xi + C \quad (1)$$

де  $K = \frac{E}{1 - \mu^2}$  - «наведений» модуль пружності;

$E$  - модуль Юнга;

$\mu$  - коефіцієнт Пуассона;

$C$  - постійна.

Деякі залежності величини відносного зміщення точок поверхні контакту для різних законів розподілу  $f(\xi)$ , отримані на підставі рівняння (1).

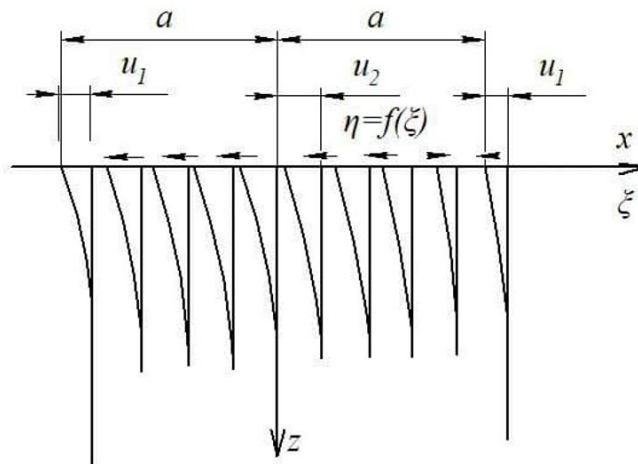


Рис. 1. Переміщення точок поверхні в напрямку дії дотичних навантажень

На рис. 1 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  $x = 0$ ).

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 зміщенні 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.

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.

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

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  $\tau$  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  $\tau_m$  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:

$\bar{U}$  - відносьне 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:

$$\tau'_c = \tau_c \cdot U \quad (2)$$

При лінійній залежності  $\tau_c$  від зсуву  $\tau_c = \tau_{c\max} \cdot \bar{U}$ , де  $\tau_{c\max}$  - значення  $\tau_c$ , 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;

$$\tau'_m = \tau_m (1-n) \bar{U} \quad (3)$$

$$\tau'_k = \tau_k \cdot n \cdot \bar{U} \quad (4)$$

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

У першому випадку:

$$\tau = \tau'_c + \tau'_m + \tau'_k = \tau_{c\max} \bar{U} (1-\bar{U}) + [(1-n)\tau_m + n\tau_k] \bar{U} \quad (5)$$

У другому випадку:

$$\tau = \tau_{m\max} \sqrt{\bar{U}} (1-\bar{U}) + [(1-n)\tau_m + n\tau_k] \bar{U} \quad (6)$$

При  $0 > 1$  може бути прийнято

$$\tau = \tau_m \quad (7)$$

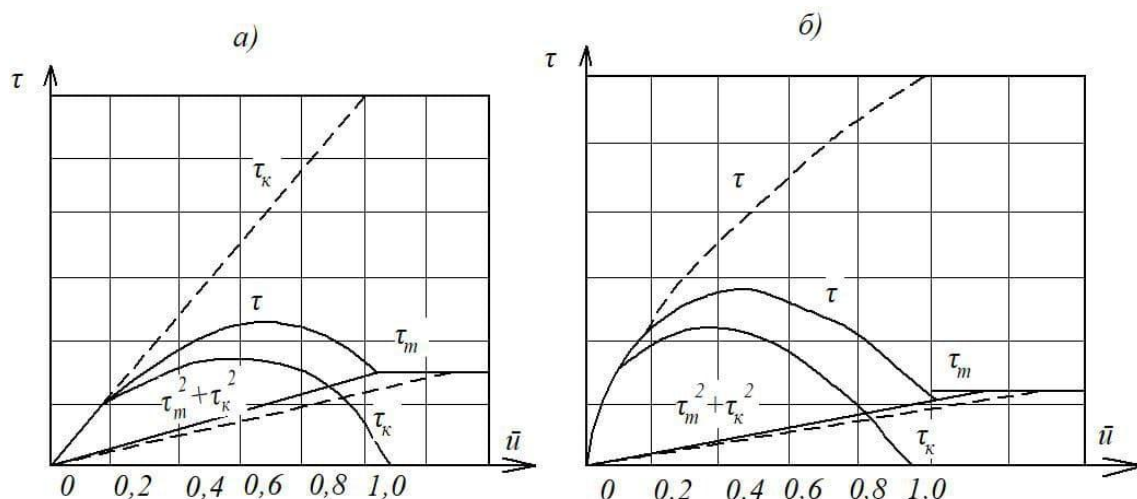


Рис. 2. Криві, побудовані за рівнянням 5 і 6

Зі зменшенням відмінності між  $\tau_{c\max}$  і  $\tau_m$  криві переходять послідовно в тип з більш тривалим наростанням навантаження.

### 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, 307-317, doi: 10.1007/978-3-030-19756-8\_28.
3. 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.