

ЕНЕРГЕТИЧНИЙ СПОСІБ РОЗКРИТТЯ СТАТИЧНОЇ НЕВИЗНАЧЕНОСТІ НЕСУЧИХ РАМНИХ СТЕРЖНЕВИХ СИСТЕМ МОБІЛЬНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Попович П.В., к.т.н., доц., Сташків М.Я., к.т.н., доц., Дутка Г.Б.,
Довбуш Т.А.

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

В статті пропонується аналіз впливу геометричних характеристик та внутрішніх силових факторів на розкриття статичної невизначеності рамних конструкцій мобільних сільськогосподарських машин при застосуванні енергетичних підходів моделювання

На сьогодні стержневі конструктивні системи у всіх галузях машинобудування є найбільш розповсюдженими як складові вузлів і машин. Сучасні рами с/г машин є складними за геометрією та навантаженістю, очевидно, як наслідок їхні головні осі деформуються в просторових координатах, отже є просторовими за формою. На сьогоднішній день в літературних джерелах детально досліджено плоскі деформації, втрату стійкості, ін. [1, 2].

Доцільним є формування і розв'язання задач для яких переміщення перетинів стержнів як складових вузлів металоконструкцій рам відбуваються не в системі головних осей перетинів, причому домінуюча увага приділяється формуванню розрахункових схем і вибору навантаженості з урахуванням того, що для однієї рамної металоконструкції у залежності від мети поставленої задачі застосовуються декілька розрахункових схем.

З причин різних умов експлуатації та режимів навантаження несучі металоконструкції с/г машин відрізняються великою різноманітністю. Основні види вузлів у зварних рамах - з'єднання зварними швами замкнутих профілів прокату, розташованих в різних комбінаціях, характерною особливістю є те, що зварні шви мають малу довжину і розташовані в різних напрямках. Моделювання рамних конструкцій для визначення НДС є складним аналітичним процесом з причини, що металоконструкція являє собою багато разів статично невизначену стержневу систему і застосовувати класичні методи: метод сил, метод переміщень складно і нераціонально, з цих причин для розкриття статичної невизначеності рамних конструкцій з відкритим профілем пропонується застосування методу мінімуму потенціальної енергії деформації стержневих систем (ММПЕ).

При роботі с/г машини в елементах відкритих профілів виникають деформації розтягу - стиску, зрізу, прямого поперечного згину та стиснутого кручення (згинального кручення) при якому виникає додатковий внутрішній силовий фактор - бімомент B , H^2 . Повна потенціальна енергія деформації стержневих систем з відкритих профілів [3].

Потенціальна енергія деформації згину:

$$U_M = \int_l \frac{[M(x)]^2 dx}{2 \cdot E \cdot I_0} \quad (1)$$

Потенціальна енергія стиснутого стержня:

$$U_{M_k} = \frac{1}{2} \left[\int_l \left(M_0(x) - \frac{dB(x)}{dx} \right)^2 \cdot \frac{1}{G \cdot I_k} dx + \int_l \frac{dB(x)^2}{E \cdot I_\omega} dx \right] \quad (2)$$

В стержнях які працюють на стиснуте кручення виникають:

M -згинальний момент Нм;

$M_0 = M_k + M_\omega$ - загальний крутний момент Нм;

M_k - крутний момент чистого кручення Нм;

M_ω - згинальний крутний момент, який залежить від бімоменту Нм.

$$M_\omega = \frac{dB(x)}{dx};$$

B - бімомент який залежить від рівняння пружної лінії стержня Нм;

$$B = -\frac{dM_k(x)}{dx} \cdot \frac{1}{k^2} = -EI_\omega \theta''(x) \quad (3)$$

$$M_k = -GI_k \theta'(x);$$

$\theta(x)$ - рівняння пружної лінії стержня;

$$k = \sqrt{\frac{G \cdot I_k}{E \cdot I_\omega}} \text{ - згинально - крутильна характеристика.}$$

Модель просторової рами при розкритті статичної невизначеності є один раз статично невизначеною.

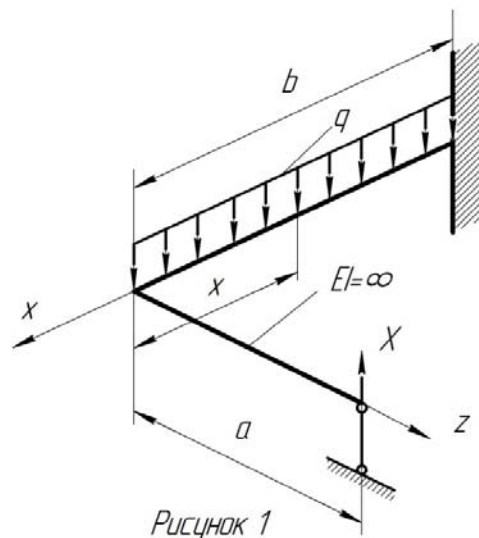


Рис.1. Модель просторової рами

У випадку поперечного перетину рами закритого профілю, статична невизначеність розкриється ММПЕ враховуючи потенціальну енергію деформації від згину та кручення, причому вирази внутрішніх силових факторів і енергій від них:

$$M(x) = X \cdot x - \frac{q \cdot x^2}{2}; \quad (4)$$

$$M_k(x) = X \cdot a; \quad (5)$$

$$U(M) = \int_0^b \frac{\left(X \cdot x - \frac{q \cdot x^2}{2}\right)^2}{2 \cdot E \cdot I_0} dx; \quad (6)$$

$$U(M_k) = \int_0^b \frac{(X \cdot a)^2}{2 \cdot G \cdot I_k} dx; \quad (7)$$

$$U_0 = U(M) + U(M_k) = \int_0^b \frac{\left(X \cdot x - \frac{q \cdot x^2}{2}\right)^2}{2 \cdot E \cdot I_0} dx + \int_0^b \frac{(X \cdot a)^2}{2 \cdot G \cdot I_k} dx. \quad (8)$$

Значення опорної сили, визначається з параметром $a = 0 - 1$ м з інтервалом $0,1$ м, при: $b=1$ м, $E=2 \cdot 10^{11}$ Па, $G=8 \cdot 10^{10}$ Па, $I_0=30,7 \cdot 10^{-8}$ м⁴, $I_k=61,4 \cdot 10^{-8}$ м⁴, $q=5000$ Н/м.

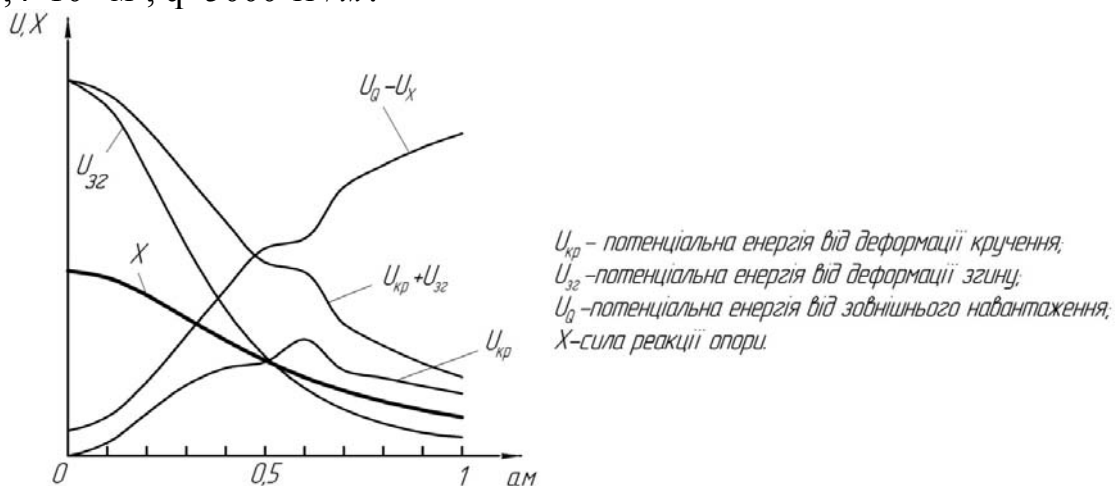


Рис. 2. Графічні залежності потенціальних енергій деформацій та сили реакції

Аналіз одержаних результатів дозволяє зробити висновок, що на проміжку від 0 до $0,1$ м. сила реакції не змінюється і на руйнування стержня, в основному, впливає деформація згину. При збільшені параметру a енергія яка йде на руйнування матеріалу різко накопичується, тобто необхідно враховувати деформацію кручення.

Для оцінки впливу на визначення опорної реакції X з врахуванням явища депланації досліджується поперечний перетин рами відкритого профілю, наприклад поширений в с\г машинобудуванні двотавр №14. Вирази внутрішніх силових факторів та енергій від них, при виборі початку координат в защемленні:

$$M(x) = X \cdot b - \frac{q \cdot b^2}{2} - X \cdot x + q \cdot b \cdot x - \frac{q \cdot x^2}{2}; \quad (9)$$

$$B(x) = -\frac{X \cdot a}{k} \cdot \frac{sh(k \cdot x)}{ch(k \cdot b)}; \quad (10)$$

$$M_k = -X \cdot a \cdot \frac{ch(k \cdot x)}{ch(k \cdot b)}; \quad (11)$$

$$U(M) = \int_0^b \frac{\left(X \cdot b - \frac{q \cdot b^2}{2} - X \cdot x + q \cdot b \cdot x - \frac{q \cdot x^2}{2} \right)^2 dx}{2 \cdot E \cdot I_0}; \quad (12)$$

$$U(M_k) = \int_0^b \frac{\left(-X \cdot a \cdot \frac{ch(k \cdot x)}{ch(k \cdot b)} \right)^2 dx}{2 \cdot G \cdot I_k}; \quad (13)$$

$$U(B) = \int_0^b \frac{\left(-\frac{X \cdot a}{k} \cdot \frac{sh(k \cdot x)}{ch(k \cdot b)} \right)^2 dx}{2 \cdot E \cdot I_\omega}; \quad (14)$$

$$U_0 = U(M) + U(M_k) + U(B) = \int_0^b \frac{\left(X \cdot b - \frac{q \cdot b^2}{2} - X \cdot x + q \cdot b \cdot x - \frac{q \cdot x^2}{2} \right)^2 dx}{2 \cdot E \cdot I_0} + \int_0^b \frac{\left(-X \cdot a \cdot \frac{ch(k \cdot x)}{ch(k \cdot b)} \right)^2 dx}{2 \cdot G \cdot I_k} + \int_0^b \frac{\left(-\frac{X \cdot a}{k} \cdot \frac{sh(k \cdot x)}{ch(k \cdot b)} \right)^2 dx}{2 \cdot E \cdot I_\omega}; \quad (15)$$

$b=1\text{м}$, $E=2 \cdot 10^{11}\text{Па}$, $G=8 \cdot 10^{10}\text{Па}$, $I_0=30,7 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$, $I_k=61,4 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$, $q=5000 \text{ Н/м}$.

Значення опорної сили, визначається з параметром $a = 0 - 1 \text{ м}$ з інтервалом $0,1 \text{ м}$, при: $b=1\text{м}$, $E=2 \cdot 10^{11}\text{Па}$, $G=8 \cdot 10^{10}\text{Па}$, $I_0=712 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$, $I_k=5,914 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$, $q=5000 \text{ Н/м}$, $I_\omega=2560 \cdot 10^{-12} \text{ м}^4$, $k=2,96 \text{ м}^{-1}$.

Результати аналітичних досліджень вказують, що значення опорної сили різко зменшується з зростанням параметра a : в діапазоні від 0 до $0,1 \text{ м}$. Сила реакції зменшилась в 4 рази.

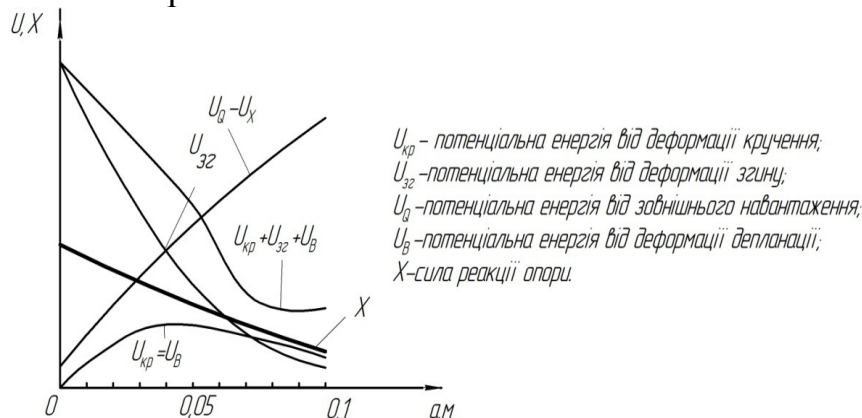


Рис.3. Графічні залежності зміни потенціальних енергій деформацій і сили реакції

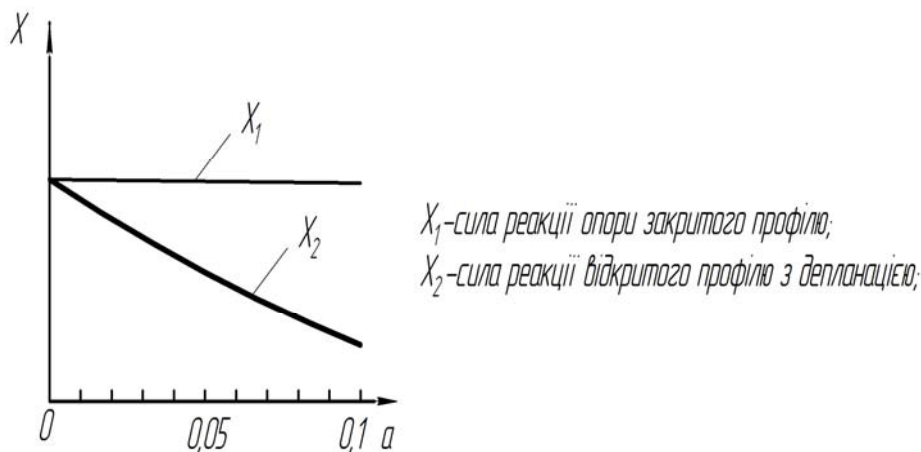


Рис.4. Графік зміни сили реакції в залежності від параметру **a** в діапазоні від 0 до 0,1 м

В залежності від дослідженої розрахункової схеми (рис.1 – рис. 4), аналіз отриманих результатів вказує, що на відстані від 0 до 0,1 м. сила реакції різко зменшується і енергія яка йде на руйнування матеріалу швидко накопичується, тобто для елементів конструкцій рами з відкритим профілем необхідним є обов'язкове врахування енергії від чистого кручення та депланації. На проміжку від 0 до 0,1 м. сила реакції не змінюється і на руйнування стержня, в основному, впливає деформація згину. При збільшенні параметру **a** енергія яка йде на руйнування матеріалу різко накопичується, тобто необхідно враховувати деформацію кручення.

Список використаних джерел

1. Мартьянов А. П. Разработка теоретических основ надежности конструкций сельскохозяйственной техники. / Диссерт. докт. техн. наук. – .- Казань: КГСХА, 2003.-321с.
2. Щурин К.В. Прогнозирование и повышение усталостной долговечности несущих систем сельскохозяйственных тракторных средств/ Диссерт. докт. техн. наук. – Оренбург: ОПИ, 1994. – 423с.
3. Рибак Т.І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних с/г машин. Посібник. Тернопіль. “Збруч”, 2003.-332с.

Аннотация

Энергетический способ раскрытия статической неопределимости несущих стержневых систем мобильных сельскохозяйственных машин

Попович П.В., Сташкив Н.Я., Дутка А.Б., Довбуш Т.А.

В статье предлагается анализ влияния геометрических характеристик и внутренних силовых факторов на раскрытие статической неопределимости рамных конструкций мобильных сельскохозяйственных машин при применении энергетических подходов моделирования

Abstract

Method static energy uncertainty disclosure of carrying frames the bar of mobile agricultural machines

P. Popovych, M. Stashkiv, A. Dutka, T. Dovbush

In the article the analysis of the influence of geometrical characteristics and the internal force factors on disclosure of static uncertainty frame structures of mobile agricultural machines in the application of energy modeling approaches