

УДК 631.356.2

**ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРИ РОЗРАХУНКАХ  
НА КВАЗИСТАТИЧНУ МІЦНІСТЬ  
КОНСТРУКТИВНИХ СТРУКТУР  
ВАЖКОНАВАНТАЖЕНИХ  
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН**

**Попович П.В., к.т.н., доц., Рибак Т.І. д.т.н., проф.,  
Довбуш Т.А., магістр, Цьонь Г.Б., аспірант, Хомик Н.І.,  
к.т.н., доц.**

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя*

*У статті пропонується проведення моделювання при розрахунках на квазістатичну міцність несучих металоконструкцій сільськогосподарської техніки шляхом обґрунтування інтегральних характеристик методу мінімуму потенціальної енергії деформації необхідною і достатньою умовою якого є моделювання навантаженості шляхом запису виразів потенціальної енергії деформації конструктивної системи з розкриттям статичної невизначеності.*

З причин різних умов та режимів експлуатації, стохастичності експлуатаційної навантаженості с/г техніки, відхиленнями від розмірів, недосконалістю контролю показників якості техніки та ін., які спричиняють імовірнісний характер розподілів ресурсу, очевидно, ресурс роботи складових повинен перевищувати необхідний ресурс машини вцілому. Підвищення довговічності обмежуючих рівномірності компонентів с/г техніки є актуальним шляхом зменшення матеріалоемності при одночасному збільшенні ресурсу роботи машин. Інститутом електрозварювання ім. Є. Патона, МВТУ ім. М. Баумана, інститутом механіки НАН України, НАТИ проведено комплексний теоретичний і експериментальний аналіз проблем надійності машинобудівних металоконструкцій, зокрема мобільних с/г машин, за шістьма основними напрямками, один з яких розглядається як система розрахунків на квазістатичну міцність при типових режимах навантаженості, які базуються на сучасних числових методах знаходження розв'язків інтегральних та часткових диференціальних рівнянь, зокрема, задач теорії пружності, як правило, методах сіток, граничних елементів (МГЕ), скінченних елементів (МСЕ) [1, 2, 3, 4, 7].

При розв'язанні науково-технічних задач з проєктування несучих систем с/г машин необхідним є застосування методів розрахунків, які можуть забезпечити раціональне, менш громіздке аналітичне моделювання процесів навантаженості несучих металоконструкцій мобільної с/г

техніки. При необхідності такого моделювання зазвичай застосовуються: метод сил, метод переміщень, метод мінімуму потенціальної енергії деформації (ММПЕД) [5]. При аналітичному моделюванні навантаженості металоконструкцій рам с/г машин важливим є обґрунтування вибору моделей розрахункової схеми та режимів навантаження. Коректне формування математичних моделей забезпечить адекватну оцінку внутрішніх зусиль в рамних металоконструкціях з виявленням ділянок з небезпечними рівнями напружень проробкою можливих варіантів для забезпечення заданого напруженого стану. Розрахунок рамних конструкцій - це складний аналітично-графічний процес: рами складається з численних замкнутих контурів, в кожному з яких виникає 6-ть внутрішніх силових факторів, визначення яких з рівнянь статки неможливе (рис. 1).

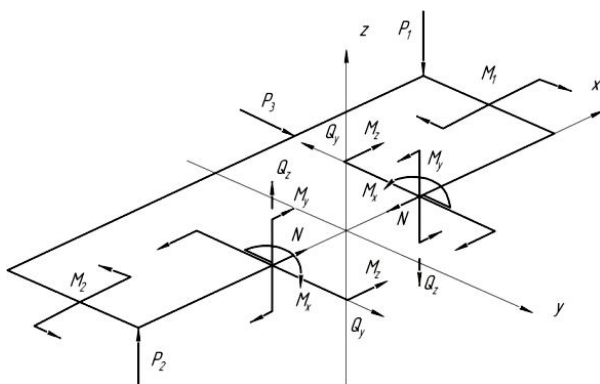


Рис. 1. Контур рами навісної с/г машини

ММПЕД базується на записі виразів повної потенціальної енергії деформації рамної конструкції

$$U_0 = U_K + U_M + U_Q + U_N, \quad (1)$$

де  $U_K, U_M, U_Q, U_N$  - потенціальні енергії деформацій кручення, згину, перерізуючи і нормальних сил.

Використовуючи [5],  $\frac{dU_0}{dK_i} = 0$ ;  $\frac{dU_0}{dM_i} = 0$ ;  $\frac{dU_0}{dQ_i} = 0$ ;  $\frac{dU_0}{dN_i} = 0$ ; отриму-

ємо систему рівнянь з яких визначаємо внутрішні силові фактори, при подальших розрахунках потенціальними енергіями від деформацій N і Q нехтується.

Для елемента рамної конструкції виконаного з тонкостінного відкритого профілю (рис.2) потенціальна енергія деформацій кручення і згину:

$$U_0 = U_K + U_M; \quad U_K = \frac{1}{2GI_K} \int_0^l (X \cdot 2a - Pa)^2 ds;$$

$$U_M = \frac{1}{2EI_0} \left( \int_0^a (X \cdot s)^2 ds + \int_0^a (X \cdot a + X \cdot s - P \cdot s)^2 ds + \int_0^l (X \cdot s - P \cdot s)^2 ds \right), \quad (2)$$

де  $I_K$  - момент інерції поперечного перетину при крученні;

$I_0$  - осьовий момент інерції поперечного перетину;

$E$  - модуль пружності;

$G$  - модуль зсуву.

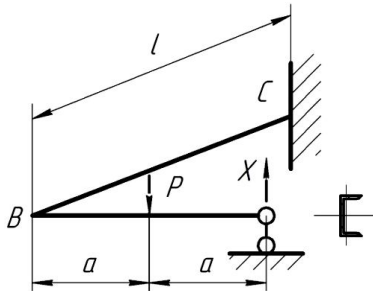


Рис.2. Елемент рами:  $P=10000\text{Н}$ ; швелер №12;  $I_0=346,3 \cdot 10^{-8}\text{м}^4$ ;  
 $I_K=3,634 \cdot 10^{-8}\text{м}^4$ ;  $I_\omega=768,3 \cdot 10^{-12}\text{м}^6$ ;  $k=4,245\text{м}^2$ ;  $E=2 \cdot 10^{11}\text{Па}$ ;  
 $G=8 \cdot 10^{10}\text{Па}$ ;  $l=2\text{м}$ ;  $a=1\text{м}$ .

При виконанні рамної конструкції з тонкостінних відкритих профілів, при дії крутного моменту, виникає стиснене кручення, крутний момент

$$K = M_K + M_\omega, \quad (3)$$

де  $M_K$  - момент чистого кручення;

$M_\omega$  - згинально-крутний момент;

$K = X \cdot 2a - Pa$  - загальний крутний момент що діє на ділянці ВС.

Внутрішні силові фактори при стисненому крученні в будь-якому поперечному перетині стержня, що характеризується кутовою деформацією  $\theta(x)$  зв'язані диференціальними рівняннями:

$$M_K = GI_K \theta', \quad B_\omega = -EI_\omega \theta'', \quad M_\omega = B_\omega' = -EI_\omega \theta''', \quad (4)$$

де  $B_\omega$  - бімомент;

$I_\omega$  - секторіальний момент інерції поперечного перетину.

Використовуючи універсальне рівняння кутів закручування [6], граничні умови для защемлення т.С:  $\theta = 0$ ,  $\theta' = 0$ , визначаються вирази вну-

трішніх силових факторів, які є функцією виразу загального кручення  $K$  на ВС:

$$B_{\omega} = K \cdot \frac{sh(k \cdot s)}{k \cdot ch(k)}; \quad M_{\omega} = K \cdot \frac{ch(k \cdot s)}{ch(k)}; \quad M_K = K - K \cdot \frac{ch(k \cdot s)}{ch(k)}, \quad (5)$$

де  $k = \sqrt{GI_K / EI_{\omega}}$  - згинально-крутильна характеристика.

Вирази потенціальної енергії деформації від чистого кручення і депланції:

$$U_{M_K} = \int_0^l \frac{\left( X \cdot 2a - Pa - (X \cdot 2a - Pa) \cdot \frac{ch(k \cdot s)}{ch(k)} \right)^2 ds}{2GI_K};$$

$$U_{B_{\omega}} = \int_0^l \frac{\left( (X \cdot 2a - Pa) \cdot \frac{sh(k \cdot s)}{k \cdot ch(k)} \right)^2 ds}{2EI_{\omega}}. \quad (6)$$

Використовуючи ММПЕД [5],  $dU / dX = 0$ , визначаємо  $X$  для даних випадків, (в ППП MatLab), результати представлені в табл. 1.

Таблиця 1. Результати обчислення  $X$

Силові характеристики	Варіант			
	I ( $U = U_K + U_M$ )	II ( $U = U_K$ )	III ( $U = U_{M_K}$ )	IV ( $U = U_{B_{\omega}}$ )
$X$ , Н	5008	5000	5000	5000

В роботі [5] розглянуто розкриття статичної невизначеності плоскої рами навантаженою просторовою системою сил (рис.3).

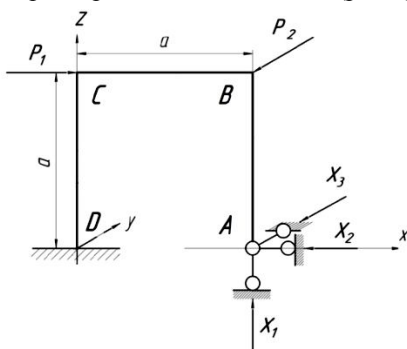


Рис.3. Схема рами:  $P_1=1000\text{Н}$ ,  $P_2=1500\text{Н}$ ,  $a=1\text{м}$ , швелер №10,  
 $F=12,74 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ,  $I_K=2,727 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$ ,  $I_y=198,3 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$ ,  
 $I_z=25,6 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$ ,  $E=2 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$ ,  $G=8 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2$ .

Потенціальна енергія від деформації загальноокручення і згину:

$$U = U_K + U_M;$$

$$U_K = \int_0^a \frac{[X_3 \cdot a]^2}{2GI_K} ds + \int_0^a \frac{[X_3 \cdot a + P_2 \cdot a]^2}{2GI_K} ds; \quad U_M = \int_0^a \frac{[X_2 \cdot s]^2}{2EI_z} ds + \int_0^a \frac{[X_3 \cdot s]^2}{2EI_y} ds +$$

$$+ \int_0^a \frac{[X_2 \cdot a - X_1 \cdot s]^2}{2EI_z} ds + \int_0^a \frac{[X_3 \cdot s + P_2 \cdot s]^2}{2EI_y} ds +$$

$$+ \int_0^a \frac{[P_1 \cdot s + X_2 \cdot a - X_1 \cdot a - X_2 \cdot s]^2}{2EI_z} ds + \int_0^a \frac{[X_3 \cdot a - X_3 \cdot s + P_2 \cdot s]^2}{2EI_y} ds.$$

На ділянках BC і CD виникає деформація від стисненого кручення:

$$U_{M_K} = \int_0^1 \frac{\left( (X_3 \cdot a) - X_3 \cdot a \cdot \frac{ch(k \cdot s)}{ch(k)} \right)^2}{2GI_K} ds + \int_0^1 \frac{\left( (P_2 \cdot a + X_3 \cdot a) - (P_2 \cdot a + X_3 \cdot a) \cdot \frac{ch(k \cdot s)}{ch(k)} \right)^2}{2GI_K} ds;$$

$$U_{B_\omega} = \int_0^1 \frac{\left( X_3 \cdot a \cdot \frac{sh(k \cdot s)}{k \cdot ch(k)} \right)^2}{2EI_\omega} ds + \int_0^1 \frac{\left( (P_2 \cdot a + X_3 \cdot a) \cdot \frac{sh(k \cdot s)}{k \cdot ch(k)} \right)^2}{2EI_\omega} ds. \quad (8)$$

Використовуючи ММПЕД з рівняння  $dU/dX_3 = 0$ , визначаємо величину  $X_3$ , яка викликає деформацію кручення на ділянках BC і CD для 5-и варіантів. Обчислення проводимо за допомогою (ППП) MatLab, розрахунок рами за допомогою ППП "Ліра-9,2". Результати приведені в табл. 2.

Таблиця 2. Результати обчислення  $X_3$

Силіві характеристики	Варіант					
	I $U_I = U_K + U_M$	II $U_{II} = U_K$	III $U_{III} = U_{M_K} + U_{B_\omega}$	IV $U_{IV} = U_{M_K}$	V $U_V = U_{B_\omega}$	На ПК, "Ліра"
$X_3, \text{Н}$	-750,008	-750,01	-750	-750	-750	-749,7

**Висновки.** Точність розрахунків несучих систем мобільних с/г машин підвищується шляхом раціонального формування розрахункових моделей: властивостей схем, умов і характеристик навантаження, коректною взаємодією складових моделей. Для визначення невідомих, які викликають деформацію кручення, доцільним є використовувати лише потенціальну енергію кручення. Вирази загальних крутних моментів за якими визначається потенціальна енергія деформації є більш простими при аналітичному записі. Похибка при визначенні невідомих мінімальна (табл. 2).

### Список використаних джерел

1. Громадка Т., Лей Ч. Комплексный метод граничных элементов в инженерных задачах. М.: Мир, 1990. - 303 с. .
2. Дмитриченко С.С. Методы обеспечения требуемых показателей металлоемкости и долговечности мобильных машин // Вестник машиностроения. — 2003, № 9.
3. Русанов О. А. Борисов Ю. С., Накопление повреждений и характеристики сопротивления усталости узлов и деталей машин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 2003, №8.
4. Дмитриченко С. С. Опыт расчетов на прочность, проектирования и доводки сварных металлоконструкций мобильных машин /Дмитриченко С. С. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 2006, №1
5. Рыбак Т. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин.—Тернопіль: "Збруч",2002.—332с.
6. Попович П. Аналітична оцінка ресурсу несучих металлоконструкцій сільськогосподарських машин /Попович П., Рыбак Т., Сташків М., Господарський Я.//Вісник ХНТУСГ, Вип.100. Харків, 2010. -С. 17-20.

### Аннотация

#### ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРИ РАСЧЕТАХ НА КВАЗИСТАТИЧЕСКИХ ПРОЧНОСТЬ КОНСТРУКТИВНЫХ СТРУКТУР ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Попович П.В., Рыбак Т.И., Довбуш Т.А., ЦеньА.Б.,  
Хомык Н.И.

*В статье предлагается моделирование при расчетах на квазистатическую прочность несущих металлоконструкций сельскохозяйственной техники путем обоснования интегральных характеристик метода минимума потенциальной энергии деформации, необходимым и достаточным условием которого является описание нагруженности записью выражений потенциальной энергии деформации конструктивной системы с раскрытием статической неопределенности.*

### Abstract

#### SIMULATION IN THE CALCULATIONS FOR QUASI- STATIC STRENGTH DESIGN STRUCTURES HEAVY- DUTY MACHINERY

P. Popovich, T. Rybak, T.Dovbush,A. Tsion, N. Khomuk

*In the article modelirovane is offered at calculations on kvazidurability of bearings of agricultural technique by the ground of integral descriptions of method of a minimum of potential energy of deformation, the necessary and sufficient condition of which is a design of expressions potential energy of deformation of the structural system a loading record with opening of static indefinableness.*