

УДК 631.42

Тарас Довбуш к.т.н., ас., Надія Хомик к.т.н., доц., Богдан Дунець аспірант  
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

## РОЗРАХУНОК РЕСУРСУ РОБОТИ КОНСТРУКТИВНОЇ СИСТЕМИ РОЗКИДАЧА ДОБРІВ

Taras Dovbush, Ph.D., Assist., Nadiya Khomyk, Ph.D., Assoc. Prof., Bogdan Dunets  
Postgraduate

### THE CALCULATION OF THE SERVICE LIFE OF THE STRUCTURAL SYSTEM OF THE FERTILIZER SPREADER

Працездатність конструкцій сільськогосподарських машин найбільш коректно оцінювати на основі дослідження процесу руйнування окремих елементів, враховуючи збільшення дефектів, як початкових, так і набутих в процесі експлуатації до їх критичних розмірів, при яких відбувається руйнування.

Визначення ресурсу роботи тримких рам сільськогосподарських машин складається з таких етапів: аналіз умов навантаження рамної конструкції; аналітичне дослідження напружено-деформівного стану (НДС) матеріалу; проведення натурних випробувань; дослідження розвитку тріщин в елементах рами в умовах експерименту та визначення ресурсу роботи [1].

На основі аналізу умов навантаження рами розкидача ПРТ-9 при виконанні технологічного процесу, розраховано НДС елементів конструктивної системи, в яких діють максимальні згинальні та крутні моменти. Це дозволяє виділити в ній елементи, найбільш небезпечні, з точки зору утворення тріщин (високий рівень навантаженості поєднується з концентрацією напружень).

Більшість відмов тримких вузлів мобільних сільськогосподарських машин, викликані зародженням та ростом втомних тріщин. Тому, при проектуванні та розрахунку цих конструкцій, доцільно оцінювати їх тріщиностійкість використовуючи підходи механіки руйнування. Такі дослідження не є заміною традиційних методів розрахунку, а є важливим додатковим заходом, що дозволяє коректніше оцінити очікуваний запас міцності та ресурсні можливості конструкції, вибрати матеріал і оптимальні конструктивні рішення окремих деталей і вузлів з точки зору їх тріщиностійкості, розробити практичні рекомендації для попередження втомних руйнувань і збільшення терміну експлуатації машин.

Бокові лонжерони несучої системи розкидача ПРТ-9 виготовлені з Z-подібних поперечних перетинів, а центральний поздовжній – із спарених Z-подібних профілів.

Розроблено математичні моделі росту крайових тріщин тонкостінних Z-подібних і спарених Z-подібних перетинів. Виконано аналітичне дослідження напружено-деформівного стану матеріалу Z-подібних і спарених Z-подібних профілів (визначено коефіцієнти інтенсивності напружень (КІН) у матеріалі рами при появі тріщин).

Експериментально визначено основні механічні характеристики циклічної тріщиноотривкості досліджуваного зразка матеріалу сталі 10:  $K_{fc}$ ,  $K_{th}$ ,  $C$ ,  $n$ .

Ресурс роботи елементів конструктивної системи розкидача добрив визначали за формулою [1]:

$$T_i = \frac{\int_{l_0}^{l_{K_i}} \frac{dL}{C(\sigma_i \sqrt{\pi \cdot L} \cdot F_{Z_i}(\varepsilon))^n}}{3600 \cdot \omega}, \quad (1)$$

- де  $\sigma_i$  – фактичні напруження в досліджуваних елементах металоконструкції;  
 $F_{Z_i}(\varepsilon)$  – узагальнююча поправочна функція для  $i$ -го поперечного перетину досліджуваного конструктивного елемента;  
 $l_{K_i}$  – критична величина дефекту встановлена розрахунково-аналітичним шляхом;  
 $L$  – довжина тріщини;  
 $\omega$  – середня частота навантаження в процесі експлуатації;  
 $C$  – характеристика матеріалу, за допомогою якого враховують конкретні властивості матеріалу у вершині тріщини зварного шва;  
 $n$  – кількість циклів;  
 $l_0$  – початкова величина тріщини.

Середньомаксимальні напруження в елементах рами та частоти їх циклічного навантаження визначено в результаті натурних випробувань.

Для Z-подібного профілю з розмірами 200x86x6 мм при середніх експлуатаційних напруженнях 66 МПа побудовано графік залежності КІН від розвитку тріщини (рис. 1) та визначено довжину тріщини, при якій відбувається руйнування матеріалу,  $l_{K_1} = 0,1135$  м.

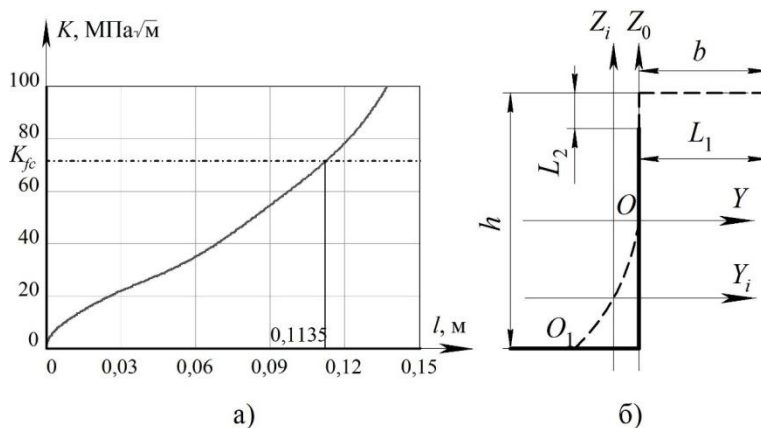


Рис. 1. Графічна інтерпретація розвитку крайової тріщини у Z-подібному поперечному перетині бокового лонжерону рами ПРТ-9

Розв'язавши рівняння (1), при  $n = 2,94$ ;  $C = 8,75 \cdot 10^{-12}$  м/цикл  $\cdot$  (МПа  $\sqrt{\text{м}}$ ) $^n$ ;  $\omega = 2,3$  Гц визначаємо залишковий ресурс роботи поперечного перетину бокового лонжерону рами ПРТ-9 в небезпечному перетині (рис. 2).

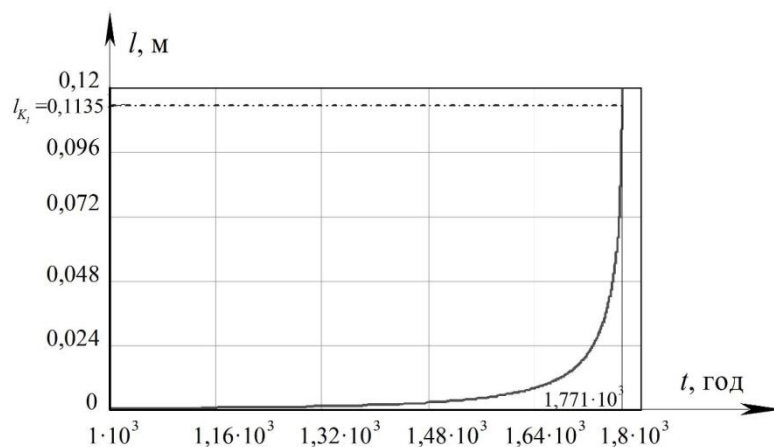


Рис. 2. Залишковий ресурс роботи бокового лонжерону рами ПРТ-9

Отже, розрахунковий ресурс роботи бокового лонжерону рами ПРТ-9 становить  $T_1 = 1771$  год.

1. Довбуш Т.А. Оцінка ресурсу роботи і обґрунтування конструкції несучої системи розкидачів добрив: дисертація на здобуття наук. ступ. к.т.н.; спеціальність 05.05.11/ Т.А. Довбуш. – Тернопіль: ТНТУ, 2016. – 189 с.