

# 落花生收穫機傳動主軸破壞應力分析

林維新<sup>1\*</sup> 楊雅芬<sup>2</sup>

<sup>1</sup>國立虎尾科技大學機械與電腦補助工程系 副教授

<sup>2</sup>國立虎尾科技大學機械與電腦補助工程系 學生

## 摘要

本文主要針對落花生收穫機之傳動主軸受力狀況，應力變化及主軸破壞狀況進行分析。由於落花生田高低不平，加上落花生採收過程中之加速、減速及轉彎操作，造成傳動主軸在落花生採收過程中會受到衝擊負荷作用。依據主軸破斷面之SEM照片看出，主軸破壞為扭轉疲勞破壞，因此必須考慮主軸之疲勞壽命。

本研究是利用ANSYS有限元素分析軟體，進行傳動主軸之應力分析及疲勞壽命分析。分析結果發現，由於主軸材料之疲勞強度不足，造成主軸只有一至三個月之使用壽命。爲了提高傳動主軸之使用壽命，必須設法提高主軸之疲勞強度才可以。

**關鍵詞：**傳動主軸 疲勞破壞 應力分析。

---

\*聯繫作者:國立虎尾科技大學機械與電腦補助工程系，雲林縣虎尾鎮文化路 64 號。

Tel: +886-5-6315314

Fax: +886-5-6315310

E-mail: linwhs@nfu.edu.tw



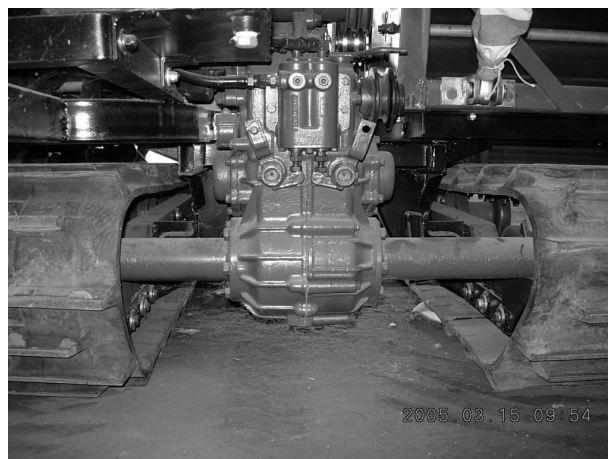
## 壹、前言

台灣落花生之栽培面積約為 26,000 公頃，年產量約為 56,000 公噸，為台灣重要雜糧作物之一。落花生之主要產地為雲林、彰化及嘉義，其中又以雲林縣種植最多，其栽培面積約佔全台灣之 70%。落花生之採收，早期皆依賴人工，一分地需要 5 至 7 個工作天才能夠採收完畢，速度緩慢又無效率。若碰到梅雨季節，往往因為採收不及而任其發芽、腐爛，甚為可惜。自從稻穀利用割稻機採收以後，台灣農機業界亦提出落花生採收機械化之構想，經過不斷地摸索改良而開發出履帶式落花生收穫機（如照片 1 所示）[1,2]。



照片 1 履帶式落花生收穫機

利用機器採收，一分地不到 30 分鐘便可以採收完畢，既快速又有效率，而且採收成功率高達 98%，比人工採收還乾淨，因此農民都樂於採用。落花生收穫機在使用過程中，卻發生傳動主軸（如照片 2）之使用壽命相差非常懸殊，從一個月到二年都有之現象；因此，有必要進行傳動主軸之材質分析及應力分析。本研究是針對傳動主軸之受力狀況及應力大小，利用 ANSYS 有限元素分析軟體分析主軸破斷應力（如圖 1 及照片 3 所示），以了解主軸之疲勞壽命長短。



照片 2 傳動主軸

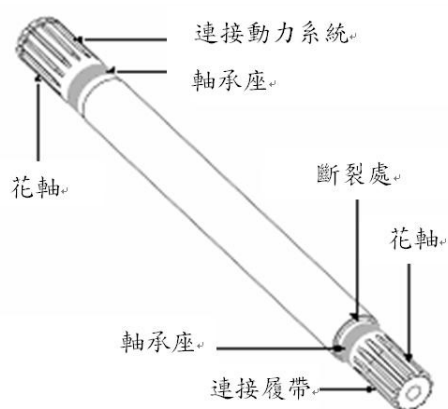


圖 1 傳動軸及其斷裂處示意圖



照片 3 傳動主軸之破壞面

## 貳、理論分析

落花生收穫機在使用過程中，傳動主軸會受到扭轉負荷與彎曲負荷作用，其應力分析方式如下：

### 2.1 穩定負荷之應力分析[3-5]

**(1) 主軸的轉矩計算**

傳動主軸在使用過程中會受到彎曲力矩  $M$  及扭轉力矩作用，其扭轉力矩  $T$ ：

$$T = \frac{9550 \times P}{n} \quad (2.1)$$

式中

$T$  = 扭力矩

$P$  = 引擎輸出功率

$n$  = 主軸轉速

**(2) 主軸的扭轉剪應力**

主軸受到扭轉負荷作用時，會產生扭轉剪應力  $\tau$ ，其式子為：

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (2.2)$$

式中

$\tau$  = 扭轉剪應力

$d$  = 主軸直徑

**(3) 主軸的彎曲應力**

主軸受到彎曲負荷作用時，會產生彎曲應力，其式子為：

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (2.3)$$

式中

$\sigma$  = 彎曲應力

$M$  = 彎曲力矩

**(4) 主軸的等效應力**

主軸同時受到彎曲及扭矩負荷作用時，依據 Mises-Hencky 理論其等效應力  $\sigma'$  為：

$$\begin{aligned} \sigma' &= \sqrt{\sigma^2 + 3T^2} \\ &= \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4}T^2} \end{aligned} \quad (2.4)$$

**2.2 變動負荷之應力分析[3-8]**

**(1) 平均應力及應力振幅**

主軸受到變動負荷作用時

$$\sigma_{\max} = \frac{32M_{\max}}{\pi d^3} \quad (2.5)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{32M_{\min}}{\pi d^3} \quad (2.6)$$

式中

$\sigma_{\max}$  = 最大彎曲應力

$\sigma_{\min}$  = 最小彎曲應力

利用(2.5)及(2.6)求得平均彎曲應力  $\sigma_m$  (2.7)及彎曲應力振幅  $\sigma_a$  (2.8)，其式子為：

$$\begin{aligned} \sigma_m &= \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \\ &= \frac{16}{\pi d^3} (M_{\max} + M_{\min}) \end{aligned} \quad (2.7)$$

$$\begin{aligned} \sigma_a &= \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \\ &= \frac{16}{\pi d^3} (M_{\max} - M_{\min}) \end{aligned} \quad (2.8)$$

$$\tau_{\max} = \frac{16T_{\max}}{\pi d^3} \quad (2.9)$$

$$\tau_{\min} = \frac{16T_{\min}}{\pi d^3} \quad (2.10)$$

式中

$\sigma_{\max}$  = 最大扭轉應力



$\sigma_{\min}$  = 最小扭轉應力

利用(2.9)及(2.10)求得平均扭轉應力  $\tau_m$  (2.11) 及扭轉應力振幅  $\tau_a$  (2.12)，其式子為：

$$\begin{aligned} \tau_m &= \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2} \\ &= \frac{8}{\pi d^3} (T_{\max} + T_{\min}) \end{aligned} \quad (2.11)$$

$$\begin{aligned} \tau_a &= \frac{T_{\max} - T_{\min}}{2} \\ &= \frac{8}{\pi d^3} (T_{\max} - T_{\min}) \end{aligned} \quad (2.12)$$

## (2) 合成負載之疲勞強度

由於主軸同時受到彎曲及扭轉之力作用，因此要求出等效應力，其式子為：

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3T_m^2} \quad (2.13)$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3T_a^2} \quad (2.14)$$

式中

$\sigma'_m$  = 等效的平均應力

$\sigma'_a$  = 等效的應力振幅

當主軸受到交變應力作用時，依據 Soderberg 疲勞破壞理論可以得到：

$$\frac{\sigma'_m}{\sigma_y} + \frac{\sigma'_a}{\sigma_e} = \frac{1}{FS} \quad (2.10)$$

式中

$\sigma_y$  = 降伏強度

$\sigma_e$  = 疲勞強度

$FS$  = 安全係數

## 參、研究方法及步驟

傳動主軸產生破壞，一般以扭轉疲勞破壞為主，主要是零件承受過大的負載及連續的扭轉力，並使之加大到機械強度極限下，而產生的扭轉疲勞破壞。應用 ANSYS 有限元素分析軟體，進行傳動主軸之應力分析。由於落花生田並不平坦，落花生收穫機在採收落花生之過程中，傳動主軸會受到衝擊負荷作用；因此要依據傳動主軸之受力狀況，進行應力分析，以了解傳動主軸受力時之應力變化。在本研究中，將應用 ANSYS 有限元素軟體，進行傳動主軸之應用分析。將建構傳動主軸結構實體模型，指定特定材質給予實體模型。將實體模型網格化，再設定實體模型所承受負荷，以計算出實體模型所產生的最大主應力、運動過程中的變化情形及變形量...等。

### 3.1 ANSYS 分析軟體求解步驟[9]

有限元素分析是一種廣泛被使用的數值方法，其被用以解決真實世界的複雜問題，已知外力，求解節點位移，元素應力及元素應變...等。

#### (1) 材料性質設定

材料性質部分，第一必須單位(Unit)系統設定，對往後分析有明確的單位，以及所需要定義的材料機械性質包括彈性模數、剪彈性模數和浦松比及材料密度...等，視材料類型而定。在本研究中，主軸材料為中碳鋼 (S45C)，其抗拉強度為 400Mpa，降服強度為 250Mpa，彈性模數為 200Gpa 而浦松比為 0.3。

#### (2) 元素之形式

定義元素形式即決定選用那種元素來建立網格模型供模擬分析，而不同的元素型態相對地具有不同的分析功能，本結構以 3D 為架構(圖 2 所示)，使用三角形元素建構模型。



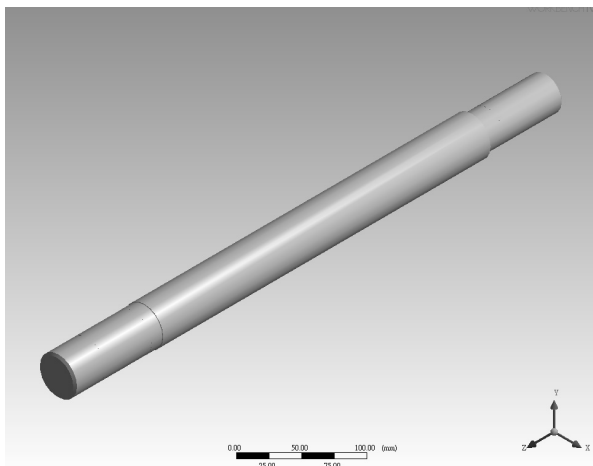


圖 2 主軸實體 3D 結構

### (3) 實體模型之網格化

利用有限元素法原理，將模型細分成許多之小網格化(Meshing)，以供給電腦分析，若是將網格分割的越小越細，所得到方程式也越多有限元素，模型也會比較接近實際模型所得之計算值誤差越小，網格化之實體模型如圖 3 所示，為了獲得精確之分析結果，在主軸階級段差附近並實施網格加密處理。

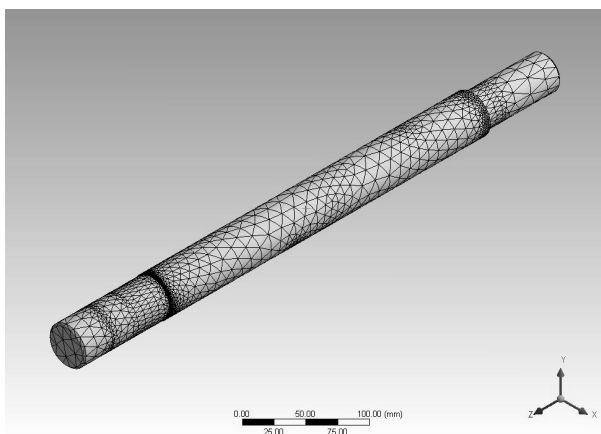


圖 3 主軸實體模型網格

### (4) 邊界條件之設定拘束與負載

拘束或稱邊界條件是定義結構如何被固定，不會因負載而造成旋轉或平移。在分析一個結構前，必須適當地定義邊界條件。

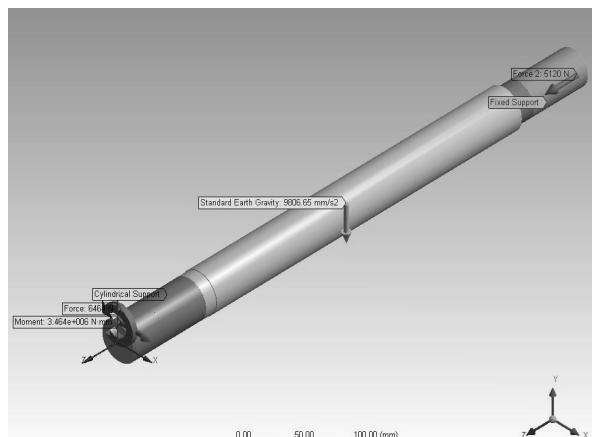


圖 4 主軸拘束及負載設定

負載可包括集中力、分佈力、加速度、壓力...等，線性問題中多重負載狀況可以分別定義，並於後處理程序中以各種比例組合輸出結果，主軸拘束及負載條件設定如圖 4 所示，將履帶端設定為固定端，兩端齒輪安裝位置設定為支撐點，由齒輪輸入 3464 N-m 的扭矩及 6464 N 的徑向負荷。

### (5) 結果分析

進入分析步驟之前必須完成前幾項定義，進行分析之前各步驟稱之為前處理，分析之後各步驟稱之後處理。提供應力、應變、位移...等資料的圖示及列示。

## 肆、分析結果與討論

本研究是以允全機械有限公司所開發生產之 43 型落花生收穫機為研究平台，該收穫機之引擎輸出動力為 43 馬力，最大輸出轉速為 2800rpm，引擎輸出動力經由無段變速機構，傳輸到照片 2 所示齒輪箱，再由傳動主軸帶動履帶運動，在落花生採收過程中之履帶運動速率約在 0.8m/sec~2.4m/sec 之間變化，視地形及工作條件調整，傳動主軸與履帶連結位置之直徑為 35mm，由於落花生田高低不平，因此傳動主軸會受到來自於履帶之衝擊負荷作用。

經由 ANSYS 模擬分析結果，(如圖 5 所示)，最大剪應力發生在主軸階級段差間圓弧角的表面上，其最大剪應力為 620MPa，可清楚地看到主軸



開始產生破壞是從圓弧角端面開始產生損壞破裂。依據理論分析過程中主軸在靜態負荷分析，所推導過程公式計算結果數值，與 ANSYS 模擬分析結果，皆顯示表面可承受的最大剪應力為 260MPa。

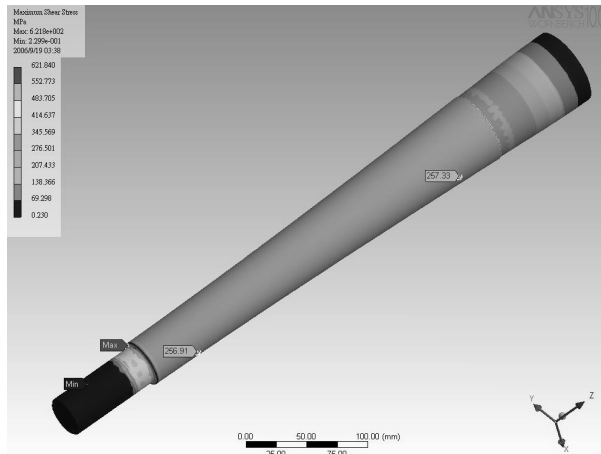


圖 5 最大剪應力 620MPa 發生在段差之間

等效應力分析情形，由(如圖 6 所示)，可以很清楚看出主軸階級段差間圓弧角部份會產生明顯的應力集中現象，也是發生最大等效應力之處，得知農民在使用落花生採收機器時，傳動主軸容易造成損壞現象，其損壞之處為主軸階級段差間圓弧角位置，所以模擬結果與實際破壞斷裂處相同。

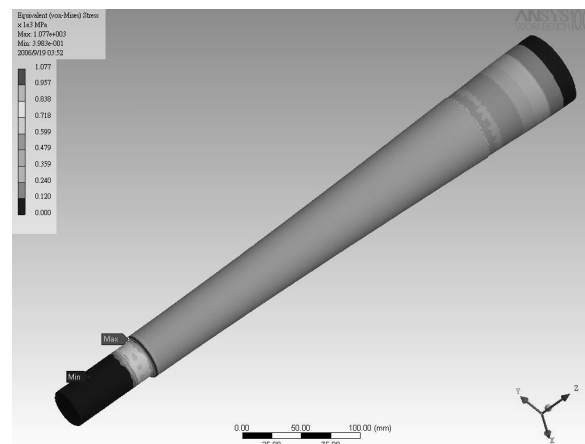


圖 6 段差之處為最大等效應力

由理論分析及 ANSYS 模擬分析結果，(如圖 7 所示)發現，主軸在靜態負荷分析中承受最大剪應力以及疲勞分析中承受交變應力都為 260MPa，已知主軸材料之降伏強度為 250MPa，由於安全係數小

於 1，因此主軸設計不良。

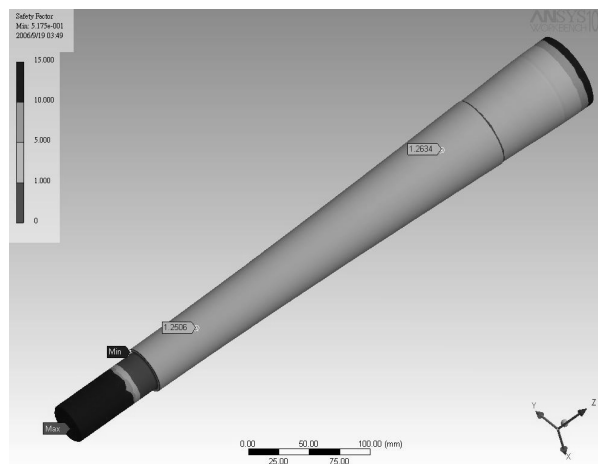


圖 7 主軸安全係數不到 1.5 倍

再由疲勞壽命分析結果，(如圖 8 所示)發現，車子過彎時所得到的等效應力作為分析疲勞壽命依據，得知結果過彎使用壽命週期只有 780 次。經換算成實際使用壽命約為一至三個月，與實際使用情況相符合。

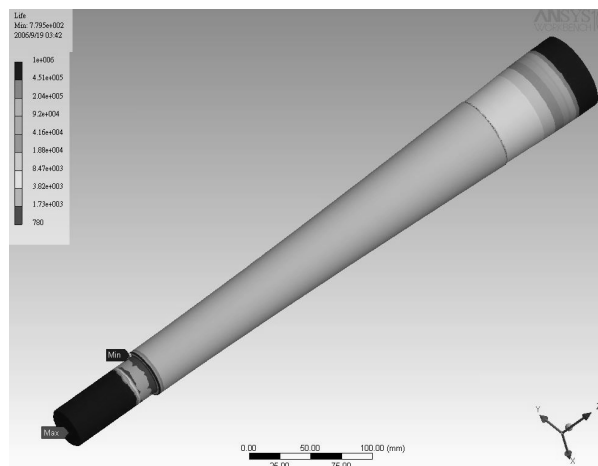


圖 8 使用壽命只有 780 次

## 伍、結論

本文主要針對落花生收穫機用傳動主軸的破壞應力進行分析，經由以上分析結果，可以得到下列結論：

- (1) 由於傳動主軸之破壞強度不足，造成主軸壽命偏低，無法符合使用者需求，必須設法增大軸徑，以提高主軸之破壞強度。



(2) 主軸斷裂位置皆為剪應力及等效正交應力最大之處，顯示主軸階級段差間圓弧角位置為主軸最脆弱之處，可由增大圓弧半徑以減少應力集中現象進行改善。

圖書股份有限公司，2005年2月出版。

## 致謝

本文承蒙國科會之經費援助(國科會計劃編號: NSC95-2815-C-150-005-E)及允全機械有限公司之實務經驗配合，始得以順利完成，在此特予以致謝。

## 參考文獻

1. 曾春風，林維新，李榮洲，姜柏光，陳柏元，黃盛興，黃建智，“落花生收穫機傳動主軸破斷分析”，中華民國第六屆可靠度與維護度技術研討會論文集，pp. 185-191，民國94年9月，台中(2005)。
2. Chun-Feng Tseng, Wei-Shin Lin, The processing and fracture analysis on transmission shafts of a peanut harvester, *Journal of Materials processing and Technology*, 201,374-379 (2008).(SCI)
3. J. E. Shigley and C. R. Mischke, “Mechanical Engineering Design”, 5<sup>th</sup> ed., McGraw-Hill Book Co., 1989.
4. M. F. Spotts, “Design of machine Elements”, 6<sup>th</sup> ed., Prentice-Hill, Inc., 1985.
5. U. Hindhede, et al., “Machine Design Fundamentals”, John Wiley & Sons, 1983
6. 陳建良，“鐵路客車車廂結構體之應力與疲勞壽命分析”，國立中央大學機械研究所碩士論文，民國89年。
7. S. K. Bhaumik, et. al., “Fatigue failure of a hollow power transmission shaft”, *Journal of Engineering technology*, Vol.9, pp. 457-467(2002).
8. Shahrivar and A.R. Abdolmaleki, , ‘Failure of a screw compressor shaft’, *Journal of Engineering technology*, Vol.13, pp. 698-704(2006).
9. 康淵，陳信吉編，“ANSYS 入門”，全華科技



# The fracture stress analysis of the peanut harvester's transmission shaft

Wei-Shin Lin<sup>1\*</sup> and Ya-Fen Yang<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Associate Professor, Department of Mechanical and Computer- Aided Engineering, National Formosa University.

<sup>2</sup> College Student, Department of Mechanical and Computer- Aided Engineering, National Formosa University.

## Abstract

This article is pointed to the transmission shaft of the peanut harvester, by using the ANSYS software to analyze the loading condition, stress variation and the fracture mode of the shaft. Because of the rugged peanut field, and the acceleration, deceleration and corner operation of the harvester during the peanut harvest process, the transmission shaft was under the impact load. According to the fracture surface observation result by SEM, the damage of the shaft was caused by torsion fatigue fracture, so the fatigue life of shaft must be considered.

In this study, the stress analysis and fatigue life analysis was conducted by ANSYS finite element analysis software. From the analysis results, it could be found that the fatigue strength of the shaft was not sufficient, so the using life of the shaft was only 1 to 3 months. In order to increase the using life of the transmission shaft, the fatigue strength of the shaft must be raised.

**Keywords:** Transmission shaft, fatigue fracture, stress analysis.

---

\*Corresponding author: Department of Mechanical and Computer-aided Engineering, National Formosa University, 64, Wen-Hua Road, Hu Wei, Yun Lin, 63208, Taiwan.

Tel: +886-5-6315314

Fax: +886-5-6315310

E-mail: linwhs@nfu.edu.tw

