

使用有限元素分析法探討滾輪裁切刀具之機械性質

楊宗霖¹，楊茹媛^{2*}，潘正堂¹，陳宏毅³，張貴芳³

¹ 國立中山大學機械工程所

E-mail: D013020004@student.nsysu.edu.tw

² 國立屏東科技大學材料工程所

E-mail: ruyuan.yang@gmail.com

³ 寶緯科技有限公司

E-mail: pony@tennsure.com

摘要

有限元素法(Finite Element Method)是目前最廣為學術界與工業界使用的分析工具之一，其應用領域相當廣泛，舉凡固力、流力、熱傳、製造、以及結構設計等，都可以有限元素法分析或模擬。本研究利用 Auto Cad 繪圖軟體規畫出所需之滾輪裁切刀具，再以 ANSYS 12.0 有限元素分析軟體分析其模具應力、應變分析及尺寸優化。由模擬結果顯示：隨著刀軸上所配置的刀片數目的增加，其刀軸的應力應變相對的會減少；然而，相對的對於裁切用滾刀刀片本身所需承受的應力應變則相對地增加許多，亦會影響到刀片的使用壽命

關鍵字: 有限元素法(Finite Element Method)、刀具、應變、應力

Abstract

The finite element method is one of the most widely used by academia and industry analysis tools, the application domain is quite widely covered solid force, current capability, heat transfer, manufacturing, and structural design can include things like finite element analysis or simulation. In this study, using Auto Cad drawing software regulation draw the required wheel cutting tool to analyze the mold stress and strain analysis and sizing optimization, finite element analysis software ANSYS 12.0. The simulation results show: With the increase in the number of the blade configuration in the cutter shaft, and the stress and strain of the knife shaft opposite will decrease; However, the relative for trimming with Hob blade itself required to withstand the stress and strain is relatively increase the number, will also affect the life of the blade.

Keywords: ANSYS, Finite element, rollers, cutting

1. 前言

傳統裁切機台對電子材料產品(如:泡棉、膠帶)或光電業(如顯示器或發光二極體用之光學菱鏡片、反射片、抗反射膜)產品進行裁切時，是利用裁切機上之沖床帶動刀片作下壓裁切之動作，即可讓待切物品有裁切之刀痕，使用者可依此刀痕將表面材質如貼紙、膠帶等撕下。傳統裁紙刀具一般俗稱之“木材刀”或“塑膠刀”，將上述之刀具組裝至裁切機上，即可對產品進行裁切。然而，在實際操作中卻發現，裁切裝置因其裁切加工的操作速度受限於裁切刀跳動的頻率，使得其操作速度有一極限 [1]。

有鑑於此，本研究提出一種活動可調間距式滾輪裁切刀，其主要為一滾輪裁切刀具，組成該滾輪裁切刀具的各個零組件(包含組裝軸、

滾刀刀片、調整單元等)都可以拆卸更換或任意重新組裝，並且各零組件皆可針對刀具間距、刀具數目、裁切深度，進行該產品客製機構化設計。經由適當之模具設計，成形之刀具再經由蝕刻、熱處理技術及表面處理後，各零組件可重新組裝成一客製化滾輪式裁切刀具，且藉由該滾輪式裁切刀具可迅速而精確的對光電業產品進行裁切。

另一方面，為了找出本研究之活動可調間距式滾輪裁切刀之最佳化條件，本研究選擇以針對結構本身較為複雜、多變的材料性質，以及各種負載情況等各種因素所使用之有限元素法(Finite Element Method)進行模擬與分析 [2-8]。

綜上所述，本研究係利用 Auto Cad 繪圖軟

體規畫出所需之滾輪裁切刀具，再以 ANSYS 12.0 有限元素分析軟體分析活動可調間距式滾輪裁切刀應力、應變分析及尺寸優化等機械性質，期以早日應用於相關領域範疇。

2. 實驗步驟

滾輪裁切刀具模型之設計

本研究針對模具開發設計部份，係以 Auto Cad 繪圖軟體針對刀具間距、刀具數目、裁切深度，進行產品可重組客製機構化，設計圖如圖 1 所示。

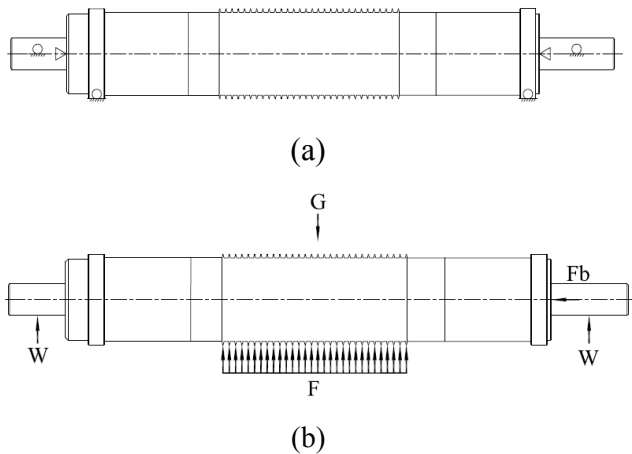


圖 1、滾輪裁切刀具設計圖

模型之建立[4, 5]

利用商用 AutoCAD 繪圖軟體繪製幾何外型建構，之後匯入前處理軟體處 ANSYS®-Mesh 建構網格處理後，再由 ANSYS® Static Structural 分析模組進行數值分析。其研究設計之求解流程圖如 2 所示。

模擬之邊界條件設定 [9-10]

在進行結構數值分析時我們必需明確知道分析模組的受力分佈及其固定邊界之可能狀況，模擬求解的好壞及精確與否便在於此，而活動可調式滾輪裁切刀具開發研究重點在於刀軸與刀片並非一體式，刀軸及刀片本身在進行裁切工作時所受到的應力應變及總變形量是否能與舊有固定式刀具相仿，可控制精度軸變形於 10 μm 內，因此此次模擬分析的重點在於：

1. 刀軸及刀片的應力應變的最大發生位置；
2. 評估受力狀況是否符合設計預期。
3. 刀具最大變形量是否符合公司要求

在此次模擬分析中刀具的固定邊界條件設定如圖 1(a)所示。其中，刀軸架上工具機台鎖附固定且可滾動，因此在刀軸兩側設定滾支承，而

刀片固定方式乃是藉由間隙套筒夾持並運用摩擦力帶動刀片滾動裁切紙張。需注意的是，滾動過程不可能會有橫向位移的發生，因此在刀軸兩側側壁上設立單軸向簡支承來確保橫向不滑動，而刀軸在滾動的同時為了確保與輔助滾輪是連動運轉，在刀軸上有兩處是與輔助滾輪是滾動接觸(圖 1(a)刀軸中最大外徑處)，因此在此處設定一滾支承，而刀片本身是不與輔助滾輪接觸。

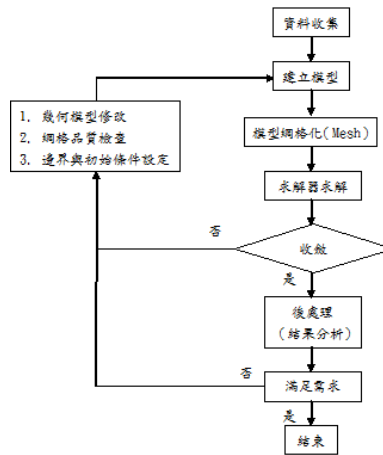


圖 2、模組設計及模擬流程圖 [8]

而在分析受力分佈條件的設定則如圖 1(B) 所示，在刀軸兩側施加一可將刀軸固定的力(W)，此一力量大小 50 N，刀軸橫向受到一夾持力(Fb)固定間隙套筒，使其不產生橫向位移，此一鎖固力設定為 30 N，而刀軸本身架在工具機上即會受到自重(G)影響產生應力應變，而刀片在運作裁切時則會受到來自工作物的壓力，因此在每一刀片的刀峰上設定承受一均勻的壓力負載(F)，假設刀片受到重負載的狀況，因此將壓力負載設定為 400 N。

另一方面，本研究所模擬之活動可調間距式滾輪裁切刀具刀片組裝以 30 片裁切刀片為主，之後再向上延伸模擬當刀片為 40 片或 50 片時的應力應變分佈狀況，並分析在此組裝條件下刀片及刀軸是否合乎設計需求，確認邊界及設計要求後便將模型經由繪圖軟體繪製完成後匯入 ANSYS，並依圖 1 的邊界條件及受力條件假設進行邊界及受力設定，模擬時所用之材料條件為不銹鋼，拉伸降伏強度為 $2.07 \times 10^8 \text{ Pa}$ 抗壓強度為 $2.07 \times 10^8 \text{ Pa}$ ，楊氏係數為 $1.93 \times 10^{11} \text{ Pa}$ ，浦松比為 0.31。

3. 結果與討論

應變(Elastic Strain)分析

應變分析結果如圖 7、8、9 所示，由圖中色階變化分佈狀況可得知，目前所設計之活動可調間距式滾輪裁切刀具，組裝刀片片數為 30 片，其最大應變發生處發生在配置在兩側的間隙套筒上，受到刀片與刀軸的側向變形推擠或拉伸，最大變形量為 7.64×10^{-7} ，當刀片組裝數量增加至 40 片及 50 片時其應變變化狀況則如圖 7 所示，由圖 9 的應變數值曲線可得知，當刀軸上所組裝的刀片數目為 30 片時，刀軸上最大的變形量為 7.64×10^{-7} ，刀片數目為 40 片時，刀軸上最大的變形量為 1.26×10^{-6} ，而當刀片數目為 50 片時，刀軸上最大的變形量為 3.62×10^{-6} ，可看出當模擬刀軸上所組裝的刀片數目為 30 片時在間隙套筒上有一較小的應變量，隨著刀片數目的增加，則間隙套筒的應變量則跟著上昇。綜合分析而言，這顯示依目前刀軸的組裝方式與所選用的材料材質，當刀具放上工具機台後，刀軸的因自重與鎖固方式使得間隙套筒受力產生的尺寸應變，且當刀片放置 30 片時可讓間隙套筒有較小的應變量，但這三組刀片所得之應變量皆極為微小，整體增加的幅度並不明顯，都在材料容許的範圍之內，表示此一材料設定可以使用。

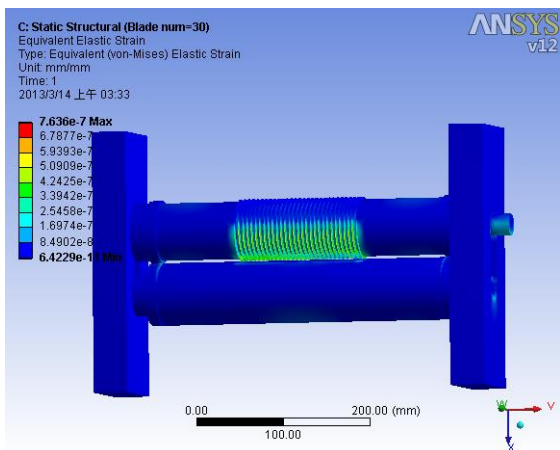


圖 3、滾輪裁切刀具在組裝 30 片刀片後的模擬應變分析圖

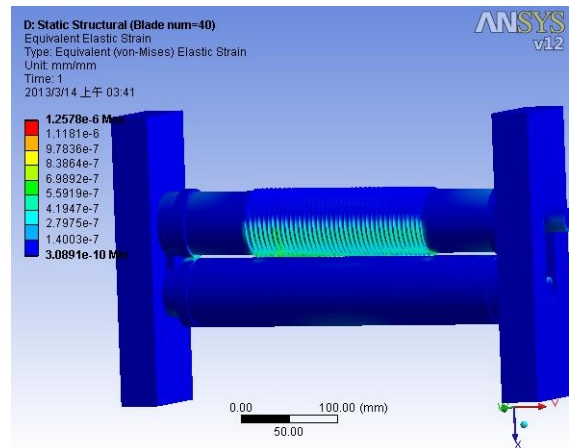


圖 4、滾輪裁切刀具在組裝 40 片刀片後的模擬應變分析圖

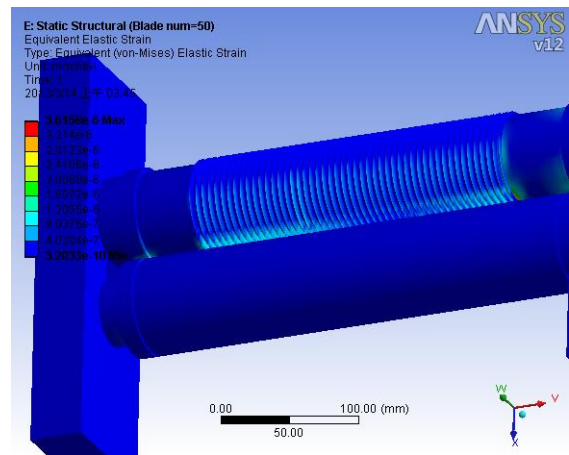


圖 5、滾輪裁切刀具在組裝 50 片刀片後的模擬應變分析圖

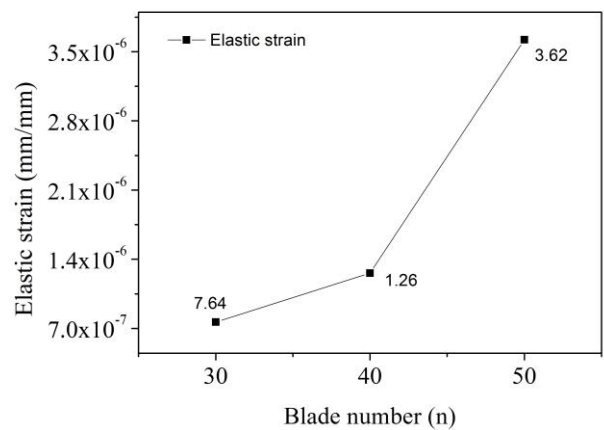


圖 6、滾輪裁切刀具在不同刀片數目的模擬應變分析圖

應力(Elastic Stress)分析

應力分析結果則如圖 7、8、9 所示，由圖中色階變化分佈狀況可得知，目前所設計之活動可調間距式滾輪裁切刀具其最大應力均勻發生在刀片的刀峰上，受力值為 0.153 MPa，遠低於降伏強度 3 個數量級，因此可以確認本計劃利用工具鋼此一材料作為活動可調間距式滾輪裁切刀具的刀片並不會在使用後馬上產生降伏破壞。

另外，在針對不同刀片數目對刀軸應力影響分析則可得知刀軸本身受到重力及輔助滾輪重量的影響而產生的應力並不大，由圖 7、8、9 的色階圖亦明白顯示出刀軸所受之應力並不明顯。而刀片本身所受到的相對應力曲線如圖 10 所示，刀片為 30 片時，刀片所受到的應力值為 0.153 MPa，刀片為 40 片時，所受到的應力值為 0.252 MPa，此時刀片所受到的應力值為最大，而當刀片為 50 片時，刀片所受到的應力值為 0.356 MPa，應力狀態呈現，圖 11、12、13 亦顯示出配置多片刀片於刀軸上所產生的額外風險，若刀片本身材料韌性及強度不夠，單重力的影響便足以使刀峰產生永久形變，進而降低刀片使用壽命，而本計劃所採用之材料為工具鋼，模擬所得出之結果顯示皆在材料安全使用範圍內，可放心使用。

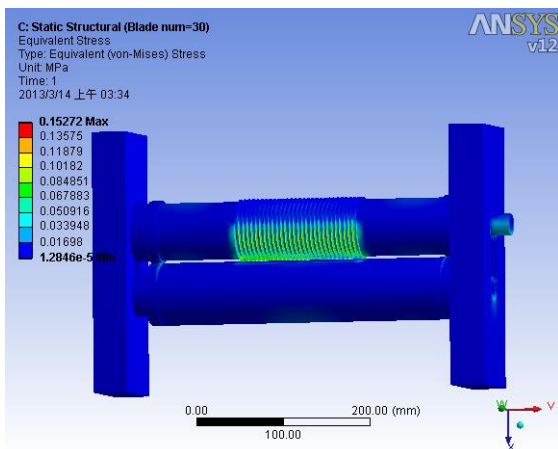


圖 7、滾輪裁切刀具在組裝 30 片刀片後的模擬應力模擬圖

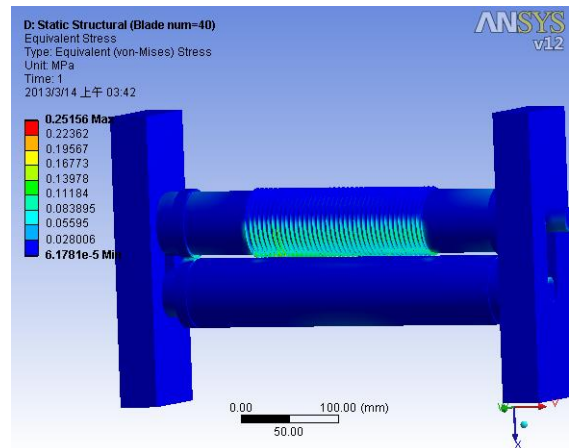


圖 8、滾輪裁切刀具在組裝 40 片刀片後的模擬應力模擬圖

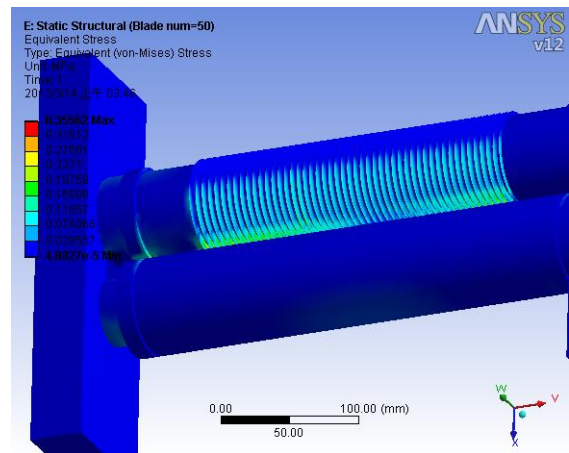


圖 9、滾輪裁切刀具在組裝 50 片刀片後的模擬應力模擬圖

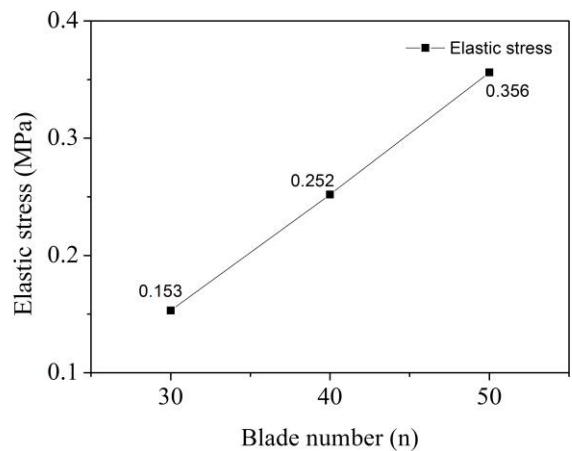


圖 10、滾輪裁切刀具在不同刀片數目的模擬應力模擬圖

接觸面壓力(Contact Pressure)分佈分析

接觸面壓力分佈分析結果如圖 9、10、11 所示，此次分析結果由於受到邊界條件及刀軸和輔助滾輪配置位置的關係，針對刀片與刀軸及刀軸和輔助滾輪及工具機台間的壓力分佈情況做一模擬，由圖可知，於刀軸跟刀片間最大的壓力發生點在於左右兩側刀片與刀軸上刀片定位環接觸的側壁上，刀軸配置 30 片刀片時其左右側最外緣刀片側壁所承受的壓力值為 0.174 MPa，而工具機台與軸間的壓力最大發生區域則為輔助滾輪與機台間支撐位置，這現象亦表示此處是最易受到長時間運作而產生磨耗損壞的位置。

進一步對刀軸進行組裝不同數量裁刀刀片模擬分析時其結果如圖 12 所示，當刀片數目為 30 片時，刀片側壁所承受之最大壓力為 0.174 MPa，刀片數目為 40 片時則提昇至 0.451 MPa，刀片數目為 50 片時則略降至 0.473 MPa。此一結果與圖 14 所呈現之應力變化圖相互呼應。

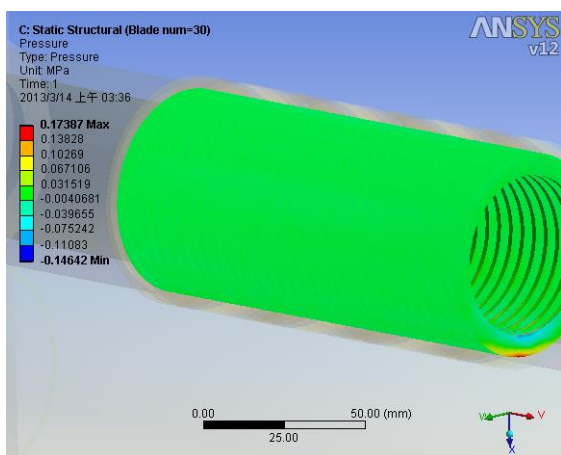


圖 11、滾輪裁切刀具在組裝 30 片刀片後的模擬接觸面壓力分佈圖

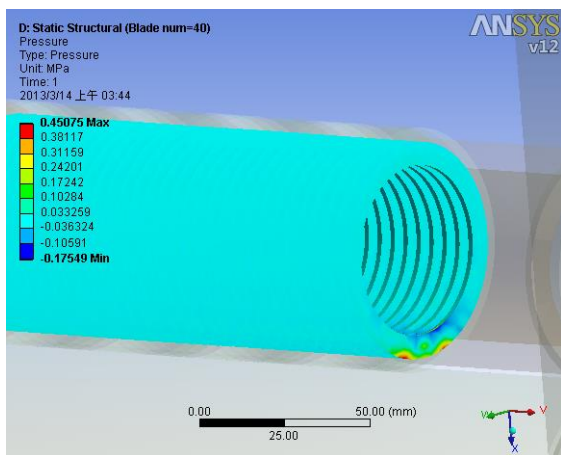


圖 12、滾輪裁切刀具在組裝 40 片刀片後的模擬接觸面壓力分佈圖

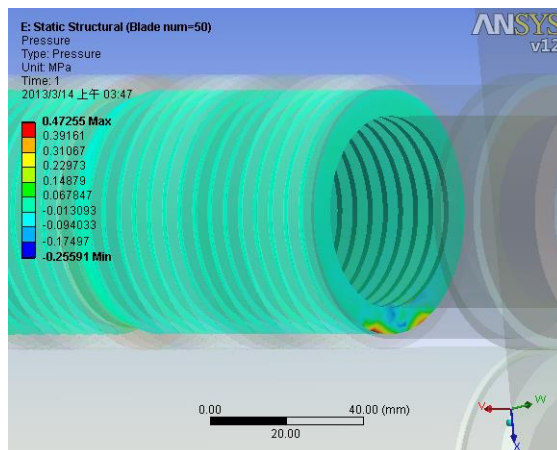


圖 13、滾輪裁切刀具在組裝 50 片刀片後的模擬接觸面壓力分佈圖

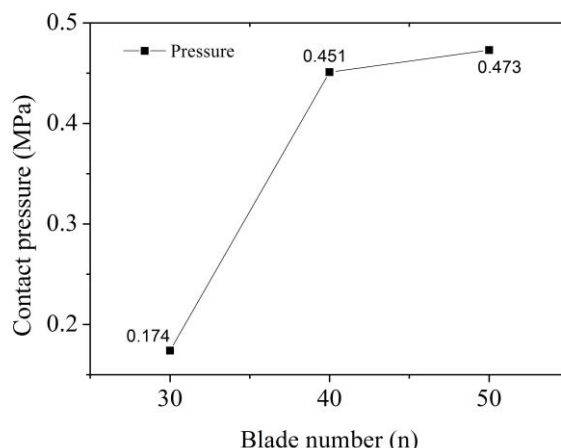


圖 14、滾輪裁切刀具在不同刀片數目模擬接觸面壓力分佈圖

4. 結論

本研究成功得以有限元素分析法針對滾輪裁切刀具作一詳盡的探討：

- 模擬結果顯示，隨著刀軸上所配置的刀片數目的增加其刀軸的應力應變相對的減少，但相對的對於裁切用滾刀刀片本身所需承受的應力應變則相對地增加許多，也會影響到刀片的使用壽命；
- 藉由接觸面的分析顯示，刀具及機台在運轉時所承受之最大壓力發生處在進行相關設計上此處需要特別進行強化處

理，以延長使用壽命。

5. 致謝

本研究感謝高雄市地方型 SBIR 計劃(計劃編號：10104)經費之支持

6. 參考文獻

1. 一種滾筒式裁切裝置，台灣專利第 424662 號。
2. 洪士烜，應用 ANSYS/LS-DYNA 模擬正交金屬切削切屑形成機構及溫度之研究，大同大學，碩士論文，2008。
3. 王新榮、陳時錦，有限元素法及其應用，中央圖書，1999。
4. 李輝煌，ANSYS 工程分析基礎與觀念，高立圖書，2005。
5. S.Kyriakides and P.K.Shaw, Response and Stability of Elastoplastic Circular Pipe under Combined Bending and External Pressure, *Int. J. Solids Struct.*, Vol.18, No.11, p.957-973, 1982.
6. P.K.Shaw and S.Kyriakides, Inelastic Analysis of Thin-Walled Tubes under Cyclic Bending, *Int. J. Solids Struct.*, Vol.21, No.11, pp.1073-1100, 1985.
7. S.Kyriakides and P.K.Shaw, Inelastic Buckling of Tubes under Cyclic Bending, *ASME, J. of Pressure Vessel Tech.*, Vol. 109, pp.169-178, 1987.
8. E.Cornoa and S.Kyriakides, On the Collapse of Inelastic Tubes under Combined Bending and Pressure, *Int. J. Solids Struct.*, Vol.24, No.5, pp.505-535, 1988.
9. 林清安，Pro/ENGINEER Wildfire 2.0 基楚入門與範例，知城數位科技股份有限公司，2005。
10. 康淵、陳信吉，“ANSYS 入門”，全華圖書，2006。