

砲管固定座總成疲勞壽命評估之研究

張鵬祥* 鄧作樑**

*軍備局生產製造中心第 205 廠

**大葉大學機械與自動化工程學系

摘 要

本文以熱彈塑性理論、多軸疲勞理論、有限元素法並整合疲勞壽命分析方法，建立一套有效的銲接結構壽命評估程序，同時利用對接銲疲勞試驗之實驗結果，來驗證本文所建立之銲接結構疲勞壽命評估程序的正確性及適用性。並將銲接接頭疲勞壽命評估模式之基礎研究，應用於機砲砲管固定座總成之疲勞壽命估算，研究之成果可提供全砲系統設計者後續設計制退復進循環系統時之參考依據，爾後研究可配合實際需求計算機砲各式關鍵零組件之疲勞壽命，並建立主要零件保修時程資料。

關鍵詞：熱彈塑性理論，砲管固定座總成

Fatigue Life Prediction of Gun Mount Assembly for Automatic Gun

Peng-Hsiang Chang* and Tso-Liang Teng**

* The 205th Arsenal, Armament Bureau Materiel Production Center

** Department of Mechanical and Automation Engineering, Da-Yeh University

ABSTRACT

This investigation develops an effective procedure to predict fatigue life in weldments by combining the thermal elasto-plastic theory, multiaxial fatigue theory and finite element methods. To confirm the accuracy of the present calculation procedure, the proposed procedure is compared to the experimental results on the fatigue life of the weldments. Furthermore, the fatigue life of gun mount assembly of automatic guns is calculated using the proposed procedure. This procedure is also applicable to the design of component for automatic gun and data of maintenance period.

Keywords: Thermal elasto-plastic analysis, fatigue life, Gun mount assembly

一、前言

因戰場型態改變，為滿足火力及射程戰術需求，因此目前許多國家正著手進行新型機砲概念設計，由於此型機砲之尺寸、重量均不適用於手持攜行，因此須以伺服馬達取代人力驅動機砲之俯仰及迴旋，另外此型機砲有效射程在 2.5 公里以上，已非操作人員裸視瞄準可以達成，因此需配合含光學攝影機(CCD)之射控系統，方能發揮作戰功能。故控制及支撐機砲俯仰的砲耳不但需牢固的銲接結合在砲管結合座上，也必須有效的承受機砲高速射擊所產生的連續後座力，以確保機砲具有良好的射擊穩定性及精度，因此砲管固定座總成的壽命評估，是此型機砲結構在設計過程中必須考慮的重要問題。

以往有關機砲的相關文獻中大多討論機砲性能、使用材料、製造方式及載具結構等，對於有關分析機砲銲接零件疲勞壽命研究的資料並不是很多。其中 Khourdaji[1]利用有限元素法針對砲塔及載具結構進行應力分析，以確保所有結構元件在機砲射擊時，其應力值均能在安全範圍內。Sivick[2]則分別利用解析方法及數值模擬探討機砲與載具結構結合處之結構破壞問題。另外 Catalano[3]則針對 M1 型坦克車體及砲塔結構在製造過程因銲接所造成殘留應力進行量測，量測結果顯示最大拉伸殘留應力高達 324.1MPa。

此外，有關銲接接頭疲勞壽命相關文獻研究顯示，在銲接接頭疲勞實驗之研究相關論述中，大部分學者[4-13]利用實驗並透過應變-壽命法、應力-壽命法或破壞力學方法針對不同構型的銲接接頭疲勞壽命之研究做了相當多的探討，但在許多的實際應用中，我們根本無法針對每一種銲接接頭來設計專用的實驗

設備，進行疲勞實驗。另外在利用數值及理論方法評估銲接接頭疲勞之研究相關論述中，大部分學者[14-19]將銲道附近幾何變化或缺陷等視為起始裂縫，以破壞力學理論進行銲接接頭疲勞評估。此評估方式對於銲道處有明顯缺陷時，其估算結果較準確，對於良好的銲接接頭且屬高週疲勞之構件，以破壞力學理論估算的結果往往因未考慮裂縫起始壽命而得到較保守的結果。而在考慮銲接殘留應力對銲接接頭疲勞壽命影響之研究關論述中[20-29]，雖然將銲接產生的殘留應力以應變-壽命法或破壞力學方法做了許多的探討，但對於殘留應力的影響仍以經驗公式預估，對於不同接頭的銲接接頭壽命估算的適用範圍仍未臻完備。

由於砲耳與結合固定座是以銲接方式結合，而銲後產生之殘留應力在機砲結構受到不同射速之連續後座力負荷作用下，會使得砲耳銲接處之應力、應變歷程會變得更複雜，另外銲接接頭處幾何不連續所產生應力集中現象，使得銲接結構受到循環負荷作用時，導致銲道銲趾附近往往是破壞發生的地方，而砲耳控制及支撐機砲俯仰，一旦產生疲勞破壞將使機砲失去固持而喪失戰力，故砲管固定座總成之疲勞壽命的評估是一值得深入探討的問題。因此故本文將考慮銲接殘留應力對銲接接頭疲勞強度的影響，以熱彈塑性理論、多軸疲勞理論、有限元素法等理論，發展一套銲接接頭殘留應力與疲勞壽命的評估模式。並將此評估模式，應用於砲管固定座總成之疲勞壽命評估，俾利後續建立機砲各式主要零件準確保修時程。

二、研究方法

本文研究方法分為銲接結構之銲接殘留應力及銲接結構壽命分析等兩個部分，在銲接殘留應力分析部分，主要以有限元素方法，求

得鐸道附近各軸向應力的分布，作為建立鐸接結構疲勞壽命評估模型之基礎。在鐸接結構壽命分析部分，主要將殘留應力視為分析之初始條件，求得鐸接結構壽命，茲將此二部分概述如下：

2.1 鐸接結構之殘留應力分析

在殘留應力分析部分，主要是利用熱彈塑性理論以有限元素方法(FEM)考慮熱傳、力學分析模式及非線性問題，分析流程如圖 1 所示。另外本文針對對接鐸試片殘留應力 FEM 模擬結果及 X 光繞射法(XRD)量測結果進行比較，以驗證本文建立的殘留應力分析模式可行性及正確性。

2.1.1 熱傳分析模式

以移動點熱源的方式模擬鐸道熱量的施加，並以熱傳導及熱對流方式傳遞鐸道施加的熱量；另外由於在鐸接過程中當溫度達到變態溫度就會產生相變化(Phase Transformation)，此時必須吸收大量潛熱(Latent Heat)才可使溫度繼續上升，因相變化過程材料之機械性質不易獲得，在分析時不考慮相變化問題。在熱模式分析部份，僅用來求得所有時間歷程的溫度分佈，暫不考慮此時的變形效應。

2.1.2 力學分析模式

力學模式分析時，將先前熱模式分析所計算之溫度歷程視為分析時的負荷，將溫度代入，計算出熱膨脹及其引發之應變，從而得此步驟之應力值。以此應力、應變值為初始條件，下一增量之溫度變化為負載，再計算下一步驟之應力、應變，以求得鐸接後所造成的殘留應力。進行彈塑性應力應變分析過程中採用 von Mises 降伏準則，等向應變加工硬化準則(Isotropic Strain Hardening Rule) 等理論。

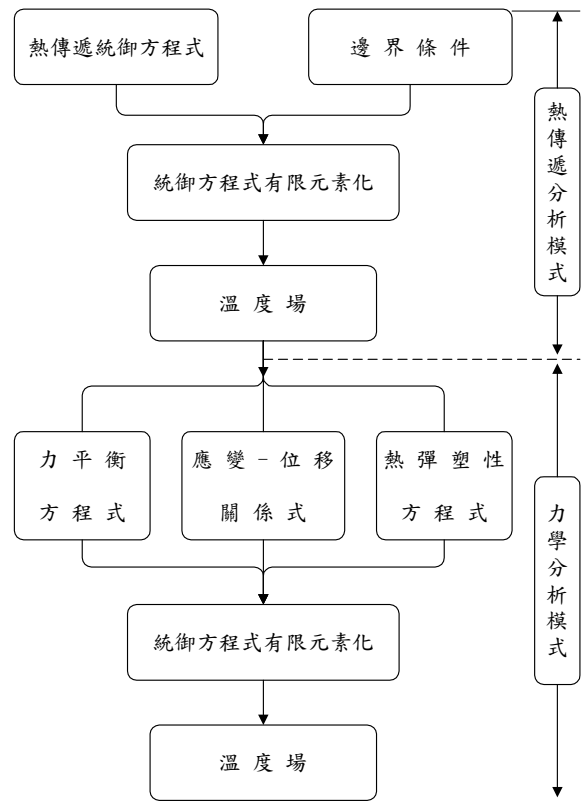


圖 1. 鐸接殘留應力分析流程圖。

2.1.3 殘留應力分析模式驗證

本文採用惰性氣體鎢極電弧鐸 (Tungsten Inert Gas arc Welding) 的方式實際進行試片對接鐸實驗，並針對鐸接實驗試片進行殘留應力 FEM 模擬及 XRD 實驗量測，以驗證本文建立的殘留應力數值分析模式可行性及正確性。

在鐸接條件方面，本文以 TIG 鐸進行三道鐸接，工作電流為 80-85A，工作電壓為 25-30V，各道次之平均鐸接速度分別為第 1 道 1mm/sec、第 2 道 0.75mm/sec、第 3 道 0.55mm/sec，鐸接時各道次鐸接之間隔時間約 5-6 分鐘，俾利獲得良好鐸接品質。

在 FEM 模擬方面，本節採用 Ma 等學者 [30] 利用有限元素法分析鐸接接頭殘留應力的廣義的平面應變有限元素模型 (Generalized Plane Strain FEM Modeling) 的觀念，將 3D 鐸接模型簡化為 2D 的平面應變模型。試片所用

之材料為 ASTM A36 碳鋼，圖 2 為分析銲接試片之幾何尺寸示意圖，而銲接分析所需之材料性質與溫度的關係如圖 3 [31] 所示，其中降伏強度、楊氏係數、熱傳導係數等之值隨著溫度上升有下降的趨勢，而熱膨脹係數、比熱等之值則隨著溫度上升有上升的趨勢。銲接分析時假設兩對接銲試片完全對稱，並以銲道中央 Y-Z 平面為對稱面，故只取模型的一半作分析，分析模型為二維廣義的平面應變應變模型，分析時所採用之元素為二維平面四節點之元素，由於考慮到熱源施加時產生很大的溫度梯度，故在靠近銲道及銲趾處網格劃分較密，分析模型經網格化後共有 414 個元素及 512 個節點，如圖 2 所示。銲接殘留應力分析之熱傳邊界條件假設銲接環境室溫為溫度 18°C ，此時銲接試片的初始溫度亦為 18°C ，並將四周視為自然對流，其熱對流係數為 $15\text{W}/\text{m}^2\text{C}$ 。

而分力學析邊界條件假設室溫為溫度 18°C 時結構初始應力、應變均為零，另外為避免銲造成變形，於距離銲道兩側 65mm 處分別以 C 型夾固定，如圖 2 所示。

在實驗量測方面，本文利用 X 光繞射法量測銲接殘留應力，其基本原理[32-36]是根據結晶材料其晶面間的距離值在定溫及無應力作用之下為定值，但若處於受應力作用的狀態之下，將使得晶體之晶面間距離產生變化，經由晶面間距離變化值便可計算其彈性應變。再將應變值經由彈性力學理論轉換成應力值，即可求得試片之殘留應力。利用 X 光繞射法量測晶面間距離值，主要是經由對布拉格定律 (Bragg's law) 的應用。布拉格定律可表為(1) 式，式中 λ 為入射 X 光之波長， θ 為繞射角，如圖 4 所示 [37]。

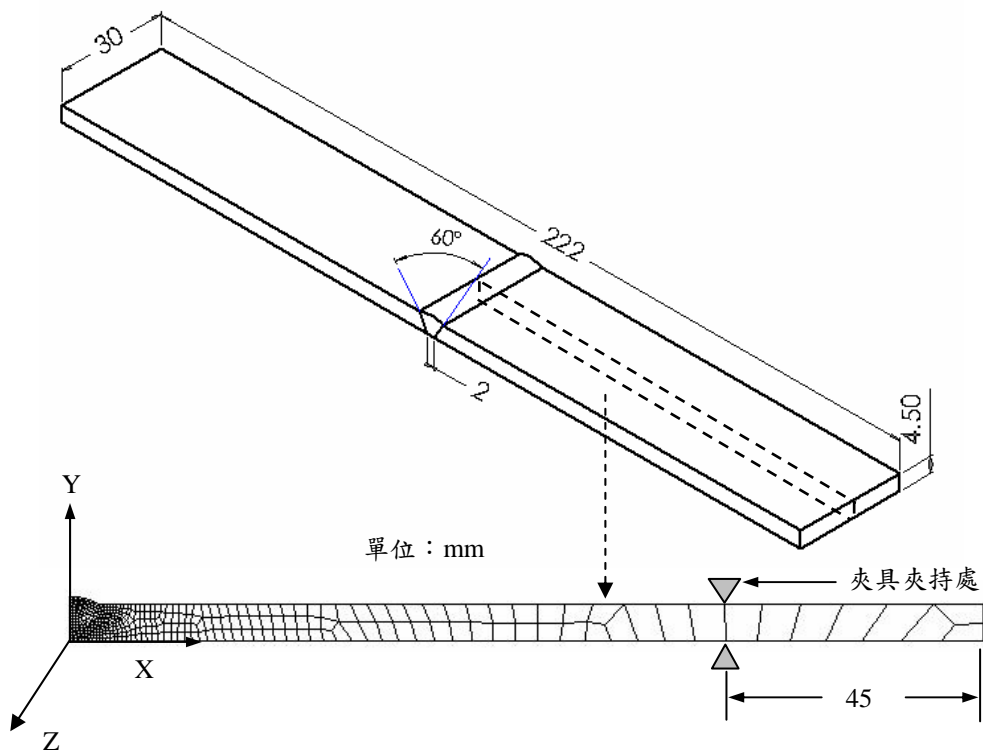
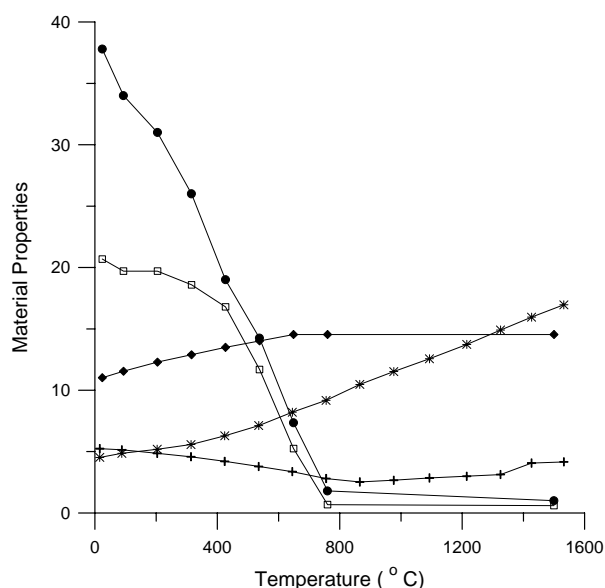


圖 2. 銲接實驗試片之幾何尺寸及有限元素模型。



Symbol	Material Properties	Unit
●--Sy	Yield stress	$\times 10^7$ Pa
---E	Young's modulus	$\times 10^{10}$ Pa
--- α	Thermal expansion	μ m/m
+---k	Conductivity	$\times 10$ W/m
* ---c	Specific heat	$\times 10^2$ J/Kg

圖 3. ASTM A36 碳鋼材料性質和溫度的關係[31]。

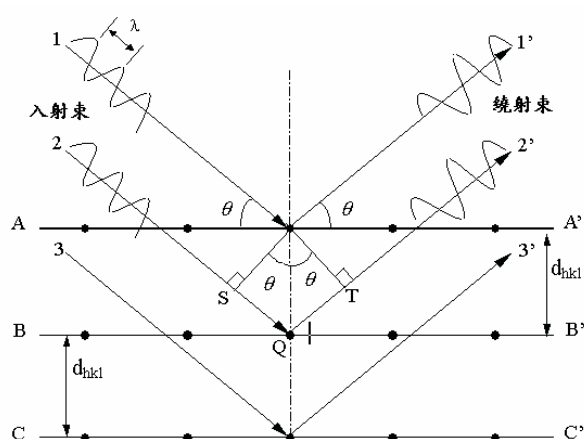


圖 4. X 光繞射示意圖 [37]。

$$n\lambda = 2d \sin \theta \quad (1)$$

利用 X 光繞射法量測殘留應力係建立在彈性力學的原理上。若考慮材料內三個主應力

(principal stress) σ_1 、 σ_2 、 σ_3 ，所構成的一正交座標系統，如圖 5 所示，則在此座標系統中任一方向之正應力 σ_n 皆可表示為：

$$\sigma_n = \sigma_1 \alpha_1^2 + \sigma_2 \alpha_2^2 + \sigma_3 \alpha_3^2 \quad (2)$$

其中 α_1 、 α_2 、 α_3 為 σ_n 方向在此座標系統三軸向之方向餘弦。同理任一方向之正應變 ϵ_n 亦可表示為：

$$\epsilon_n = \epsilon_1 \alpha_1^2 + \epsilon_2 \alpha_2^2 + \epsilon_3 \alpha_3^2 \quad (3)$$

因為 X 光的有效繞射僅發生在很淺的材料表面，因此假設垂直於試片表面第三軸向 X_3 之主應力 σ_3 為零，今假設有一殘留應力作用於特定方向 (ϕ, ψ) ，如圖 5 所示，其與 X_1 之夾角為 ϕ ，與 X_3 之夾角為 ψ ，則其三軸向之方向餘弦應為

$$\alpha_1 = \sin \psi \cos \phi \quad (4)$$

$$\alpha_2 = \sin \psi \sin \phi \quad (5)$$

$$\alpha_3 = \cos \psi = (1 - \sin^2 \psi)^{1/2} \quad (6)$$

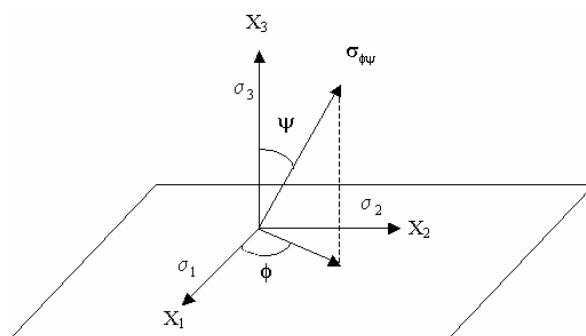


圖 5. 主應力正交座標系統。

將(4)-(6)式及 $\sigma_3 = 0$ 代入(2)式中，就可得到 (ϕ, ψ) 方向的殘留應力 $\sigma_{\phi\psi}$

$$\sigma_{\phi\psi} = \sigma_1 (\sin \psi \cos \phi)^2 + \sigma_2 (\sin \psi \sin \phi)^2 \quad (7)$$

當 $\psi = 90^\circ$ 時，由(7)式求得表面殘留應力

$$\sigma_{\phi} = \sigma_1 \cos^2 \phi + \sigma_2 \sin^2 \phi \quad (8)$$

另外將(4)-(6)式代入(3)式中，則 (ϕ, ψ) 方向的應變可表示成

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\phi\psi} = & \varepsilon_1 (\sin \psi \cos \phi)^2 + \varepsilon_2 (\sin \psi \sin \phi)^2 \\ & + \varepsilon_3 \cos^2 \psi \end{aligned} \quad (9)$$

利用虎克定律(Hook's law)，並將 $\sigma_3 = 0$ 代入後便可得到主應力與主應變之關係如(10)-(12)式

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E} (\sigma_1 - \nu \sigma_2) \quad (10)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{E} (\sigma_2 - \nu \sigma_1) \quad (11)$$

$$\varepsilon_3 = -\frac{1}{E} (\sigma_1 + \nu \sigma_2) \quad (12)$$

將(10)-(12)式代入(9)式中，則 $\varepsilon_{\phi\psi}$ 可表示成

$$\varepsilon_{\phi\psi} = \frac{(1+\nu)}{E} (\sigma_1 \cos^2 \phi + \sigma_2 \sin^2 \phi) \sin^2 \psi + \varepsilon_3 \quad (13)$$

將(8)式代入(13)式中，則 $\varepsilon_{\phi\psi}$ 可表示成

$$\varepsilon_{\phi\psi} = \frac{(1+\nu)}{E} \sigma_{\phi} \sin^2 \psi + \varepsilon_3 \quad (14)$$

將(14)轉換成表面殘留應力 σ_{ϕ} 之關係式

$$\sigma_{\phi} = \frac{E}{(1+\nu) \sin^2 \psi} (\varepsilon_{\phi\psi} - \varepsilon_3) \quad (15)$$

其中

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\phi\psi} - \varepsilon_3 &= \frac{d_{\phi\psi} - d_o}{d_o} - \frac{d_z - d_o}{d_o} \\ &= \frac{d_{\phi\psi} - d_z}{d_o} \cong \frac{d_{\phi\psi} - d_z}{d_z} \end{aligned} \quad (16)$$

d_o ：為無應力作用之下晶面間距離

$d_{\phi\psi}$ ：為沿 (ϕ, ψ) 方向之實際晶面間距離

d_z ：為沿 X_3 方向之實際晶面間距離

將(16)式代入(15)式中，則表面殘留應力 σ_{ϕ} 之關係式可表示成

$$\sigma_{\phi} = \frac{E}{(1+\nu) \sin^2 \psi} \left(\frac{d_{\phi\psi} - d_z}{d_z} \right) \quad (17)$$

將(1)式布拉格定律， $n\lambda = 2d \sin \theta$ ，微分之後可得

$$2d \cos \theta \Delta \theta + 2\Delta d \sin \theta = 0$$

$$\frac{\Delta d}{d} = \frac{\cos \theta}{\sin \theta} \Delta \theta = -\cot \theta \Delta \theta = \frac{d_{\phi\psi} - d_z}{d_z} \quad (18)$$

將(18)式代入(17)式中，則表面殘留應力 σ_{ϕ} 之關係式可表示為

$$\sigma_{\phi} = \frac{E}{(1+\nu)} \frac{\cot \theta \Delta \theta}{\sin^2 \psi} \quad (19)$$

為了提高量測之精密度，可以固定之 ϕ 角度，改變 ψ 角度進行多次量測，因此將(19)式改寫成

$$\Delta \theta = -\left(\frac{1+\nu}{E} \right) (\sigma_{\phi} \tan \theta) \sin^2 \psi \quad (20)$$

以繞射波峰偏移量 $\Delta \theta$ 及 $\sin^2 \psi$ 值為座標軸之平面上，可繪出二者之間的相對關係為一線性圖形，如圖 6 [38]所示。該線之斜率 m 為：

$$m = -\left(\frac{1+\nu}{E} \right) (\sigma_{\phi} \tan \theta) \quad (21)$$

由上式之中即可計算出表面沿 ϕ 角度方向殘留應力 σ_{ϕ} 之大小。這種方法稱之為 $\sin^2 \psi$ 法，雖然量測較為費時，但量測結果較為精確。

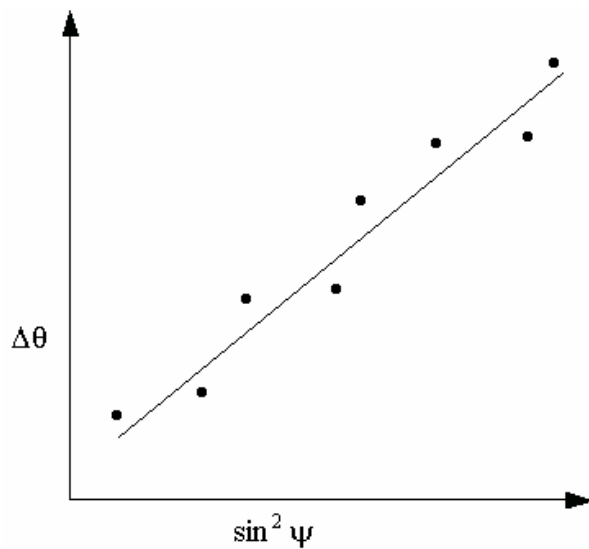
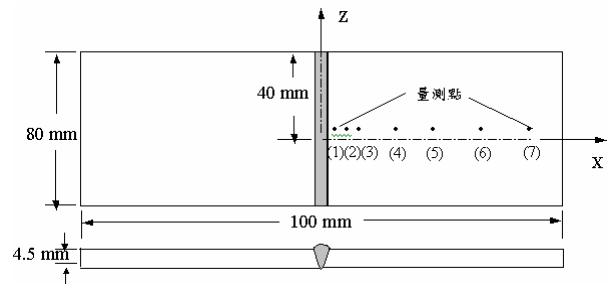


圖 6. $\Delta\theta$ 與 $\sin^2\psi$ 之線性關係[38]。

所以本文在實驗量測方面，使用之應力量測儀器為 PHILIPS 公司所生產之 X'Pert MRD 應力分析儀，實際進行量測之操作加速電壓為 40kV，電流為 30mA，所選用之 X 光源為銅靶產生之 K_α 單色光，波長 λ 為 1.5418 Å，選定繞射平面為 (211)，繞射角 2θ 為 82.3° (即未受應力時 $2\theta = 82.3^\circ$ 之繞射平面)，材料常數 $E/(1+\nu) = 215097\text{MPa}$ 。X 光源出口大小為 $2\text{mm} \times 2\text{mm}$ ，繞射中心(即量測點)到 X 光源及偵測器的距離均為 $R \cong 230\text{mm}$ 。殘留應力量測位置共七點，距離鋸道中心線分別為 6mm、8mm、10mm、15mm、20mm、30mm、40mm，如圖 7 所示，由於試片形狀是對稱，所以僅量測試片右半邊，每一量測位置在沿著鋸道方向(σ_z 方向)及垂直鋸道方向(σ_x 方向)各量測 9 個傾斜角度，量測所得數據使用 $\sin^2\Psi$ 法計算量測結果。



量測點	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
距離(mm)	6	8	10	15	20	30	40

圖 7. 殘留應力量測位置示意圖。

圖 8 為 XRD 實驗量測與數值模擬之上表面縱向殘留應力分佈比較圖，圖中顯示在距離鋸道中心線 6mm 中央位置處之模擬結果為 395.1MPa，實驗量測結果為 407.1MPa，結果相當接近，且實驗與數值模擬之結果在距離鋸道中心線約 1.5 公分內之張應力區內之趨勢亦相當接近，另外距離鋸道中心線約 2.5-4 公分處之實驗與數值模擬之結果雖差異較大，但均呈現壓應力的趨勢。

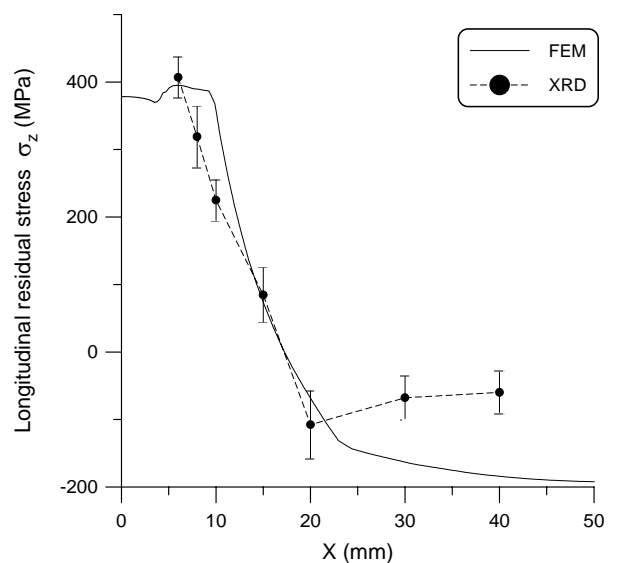


圖 8. 實驗與模擬上表面縱向殘留應力比較圖。

圖 9 為 XRD 實驗量測與數值模擬之上表面橫向殘留應力分佈比較圖，圖中顯示在距離銲道中心線 6mm 中央位置處之模擬結果為 44MPa，實驗量測結果為 46.8MPa，兩者之結果相當接近，且在距離銲道中心線約 1 公分內之數值模擬結果均在實驗值之 1 個標準差內，兩者之趨勢在此張應力區相當接近，另外距離銲道中心線約 1.5-4 公分處之實驗與數值模擬之結果均呈現接近零的壓應力趨勢。由圖 8 及 9 比較結果可驗證本文熱傳-力學分析之數學模式，應用於模擬銲道附近之溫度場及殘留應力場的可行性及正確性。

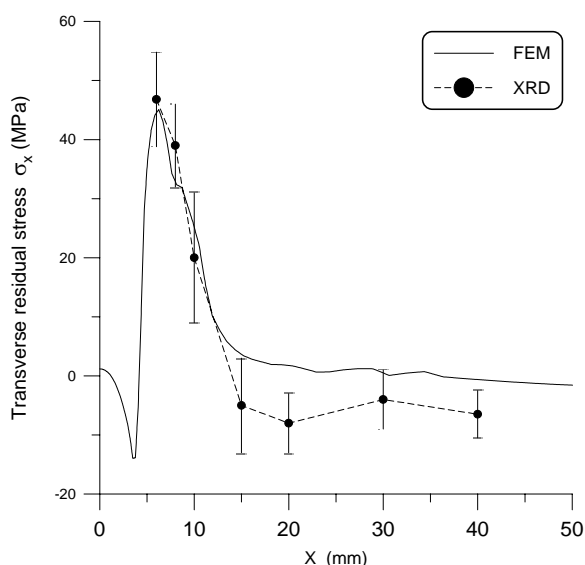


圖 9. 實驗與模擬上表面橫向殘留應力比較圖。

2.2 銲接結構壽命分析

在疲勞壽命評估部分，將殘留應力為分析之初始條件，並考慮銲接結構之幾何外型、材料循環性質、邊界條件、負荷大小等，求得銲接結構之應力或應變-時間歷程，再透過多軸疲勞理論(等效應力及等效應變理論)，求得結構疲勞壽命。故本文建立之銲接結構疲勞壽命評估程序主要分為兩個階段：第一階段為結構強度分析階段，以確定結構高應力區域；第二

階段則針對此一高應力區域進行疲勞分析。

2.2.1 應變-壽命法

應變壽命法主要是利用材料應變-壽命曲線所提供之材料疲勞性質進行壽命估算，其中塑性應變範圍以疲勞壽命之指數函數型式可表示成：

$$\frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (22)$$

其中

$\Delta \varepsilon_p$ = 塑性應變範圍

$2N_f$ = 疲勞壽命

ε_f' = 疲勞延性係數

c = 疲勞延性指數

而彈性應變範圍以疲勞壽命之指數函數型式可表示成：

$$\frac{\Delta \varepsilon_e}{2} = \frac{\Delta \sigma}{2E} = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b \quad (23)$$

其中

$\Delta \sigma$ = 真應力範圍

σ_f' = 疲勞強度係數

b = 疲勞強度指數

故總應變範圍可寫為

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\Delta \varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta \varepsilon_p}{2} \quad (24)$$

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (25)$$

(25)式即為 Coffin-Manson 估算式，另外 Morrow 考慮平均應力的影響對(25)式之彈性項加以修正如下

其中

σ_o = 平均應力

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma_f' - \sigma_o}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (26)$$

Mason 及 Halford 考慮平均應力對疲勞壽命之影響，針對 Coffin-Manson 關係式之彈性及塑性項加以修正如下：

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma_f' - \sigma_o}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f' \left(\frac{\sigma_f' - \sigma_o}{\sigma_f'} \right)^{c/b} (2N_f)^c \quad (27)$$

Smith, Watson, 及 Topper (SWT) 針對平均應力的影響提出另外一修正式如下：

$$\sigma_{\max} \frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{(\sigma_f')^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \varepsilon_f' (2N_f)^{b+c} \quad (28)$$

其中

$$\sigma_{\max} = \frac{\Delta \sigma}{2} + \sigma_o$$

2.2.2 等效應變理論

為簡化銲接殘留應力及多軸負荷所造成的高應力區各軸向應力、應變歷程的複雜度，本文利用有限元素法將構件上之高應力區(臨界點)之應力、應變狀態簡化為三個主軸方向的應力、應變向量，然後以等效應力或應變方式將這些向量組成單一參數，配合材料的疲勞性質作壽命的分析與預測[39]。本文是以 von Mises Criteria 計算構件之等效應力、應變歷程，並將求得等效應力、應變範圍代入應變-壽命($\varepsilon-N$)經驗公式中((25)-(28)式)，再利用材料之應變-壽命疲勞性質來求得構件疲勞壽命，所以(25)-(28)式可分別改寫成：

$$\frac{\Delta \varepsilon_e}{2} = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (29)$$

$$\frac{\Delta \varepsilon_e}{2} = \frac{\sigma_f' - \sigma_{vo}}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (30)$$

$$\frac{\Delta \varepsilon_e}{2} = \frac{\sigma_f' - \sigma_{vo}}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f' \left(\frac{\sigma_f' - \sigma_{vo}}{\sigma_f'} \right)^{c/b} (2N_f)^c \quad (31)$$

$$\sigma_{v \max} \frac{\Delta \varepsilon_e}{2} = \frac{(\sigma_f')^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \varepsilon_f' (2N_f)^{b+c} \quad (32)$$

其中

σ_{vo} = von Mises 應力歷程之平均應力

$$\sigma_{v \max} = \frac{\Delta \sigma_e}{2} + \sigma_{vo}$$

σ_e, ε_e : 等效應力及應變。

可將 σ_e, ε_e 分別表示如(33)及(34)式

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]^{1/2} \quad (33)$$

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$: 主應力 ($\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$)

$$\varepsilon_e = \frac{1}{\sqrt{2(1+\nu)}} \left[(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2 \right]^{1/2} \quad (34)$$

$\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$: 主應變 ($\varepsilon_1 \geq \varepsilon_2 \geq \varepsilon_3$)

2.2.3 銲接結構壽命分析模式驗證

在疲勞實驗方面，採用與第二章相同之對接銲試片進行疲勞實驗。本文採用單軸向拉伸負荷控制的疲勞試驗方式，應力比(stress ratio) $R=0.1$ 、定振幅試驗法，試驗採用之應力波為三角波，頻率為 20Hz。每一試片分別在低於抗拉強度之不同應力等級(stress level)下進行試驗，實驗結果如表 1 所示，疲勞壽命分析過程所需之材料循環性質如表 2 [4]所示。

表 1. 對接銲試片之疲勞試驗結果

最大負荷 (N)	疲勞壽命值(Cycles)				
22500	548,274	644,740	513,844	585,761	727,385
27000	244,868	294,824	273,348	264,358	259,842
31500	176,436	181,783	168,694	193,870	158,041
36000	92,525	84,009	118,850	126,153	101,973
37800	88,852	76,964	82,034/	69,725	77,824

表 2. ASTM A36 碳鋼之材料疲勞循環性質[4]

性質	單位	ASTM A36
疲勞延性係數, ϵ_f'		0.218
疲勞延性指數, c		-0.492
疲勞強度係數, σ_f'	MPa	724
疲勞強度指數, b		-0.066
循環強度係數, K'	MPa	1490
循環應變硬化指數, n'		0.215
循環降伏強度, S_y'	MPa	402

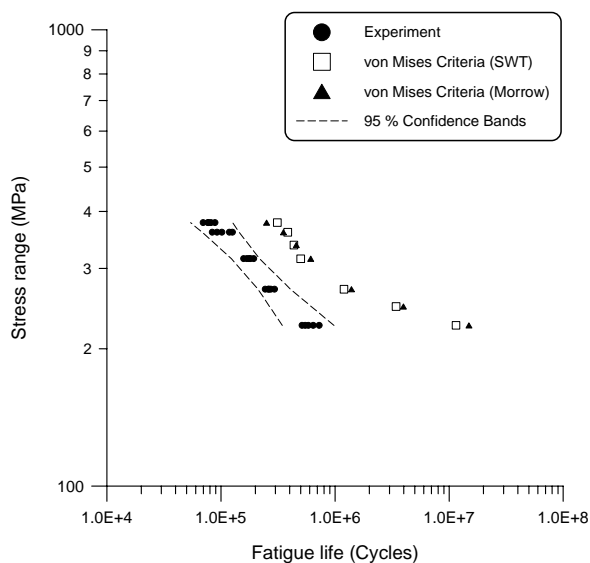


圖 10. 對接銲試片在不考慮銲接殘留應力影響下利用 von Mises 等效應變理論評估計算之各組負荷譜疲勞壽命值。

圖 10 及圖 11 分別為對接銲試片在不考慮及考慮銲接殘留應力影響下，利用 von Mises 等效應變理論評估計算之各組負荷譜疲勞壽命值比較，由圖中可仍看出不考慮殘留應力評估結果有高估構件壽命值的現象，而本文評估法在考慮殘留應力影響下評估之壽命值接近實驗值，而且其中以 SWT 式評估結果均落於實驗數據 95% 信賴區間之內並與實驗值之趨

勢較接近，能有效預測壽命在一定範圍內，是值得設計者採用的預測方式。

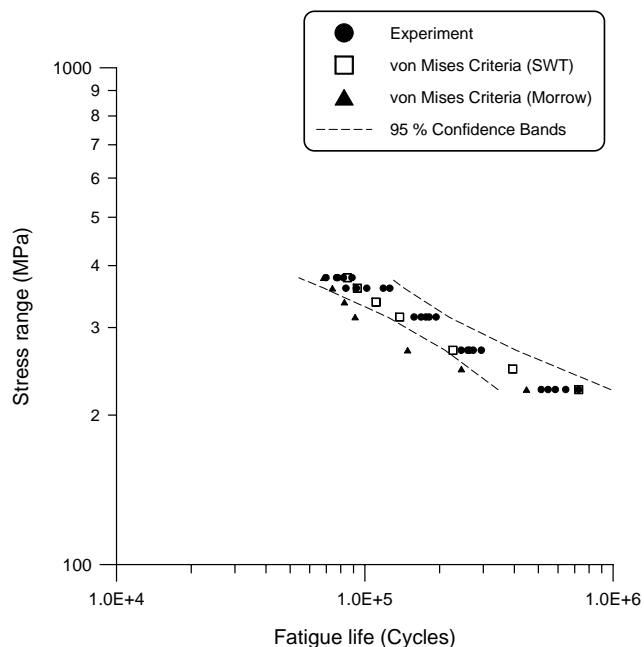


圖 11. 對接銲試片在考慮銲接殘留應力影響下利用 von Mises 等效應變理論評估計算之各組負荷譜疲勞壽命值。

本文實驗數據為負荷(應力)控制實驗之結果，但利用 von Mises 等效應變理論評估進行計算分析之原因如下：

- (1) 由於銲接殘留應力及銲趾處應力集中會使得接頭受力時，於銲趾處應力很容易就超過降伏強度，此時應力-壽命之對數關係式，已非線性關係，故採用應力-壽命法評估較不準確。
- (2) 本文利用 von Mises 等效應變評估結果與應力控制的實驗結果進行比較，最主要是以實際實驗結果作為比較的基準，以了解本文評估的結果與實際實驗值之間的差別，進而確定本文評估模式的可行性。
- (3) 大部分銲接結構在服役期間均不容許銲趾處有裂縫，如壓力殼、管路系統等，為了得到一個較符合實際安全考量的設計需

求，故本文利用應變-壽命法評估疲勞壽命。

三、實例分析

3.1 問題描述

3.1.1 分析結構幾何外型及材料性質

此型機砲目前尚在概念設計階段，機砲結構總成初步設計幾何外型如圖 12 所示，大致可區分為砲管體總成、砲架總成、迴旋座總成、進彈系統總成、射控系統總成、制退復進系統總成等六大部分，其中砲管體總成包括砲管總成及砲管固定座總成。因砲管固定座總成控制及支撐機砲俯仰，一旦產生疲勞破壞將使機砲失去固持而喪失戰力，故本文針對砲管固定座總成進行疲勞壽命的評估。

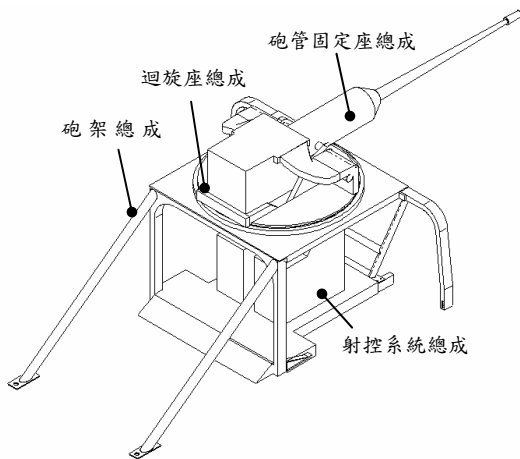


圖 12. 機砲結構總成幾何外型示意圖。

圖 13 為分析構件之幾何尺寸示意圖，另外根據設計單位提供資料分析材料先暫時選用 SAE 1020 碳鋼，其化學成分經分析如表 3 [40]所示，而銲接分析所需之材料性質與溫度的關係如圖 14 [40]所示，此外疲勞壽命分析過程所需之材料循環性質如表 4 [40]所示。

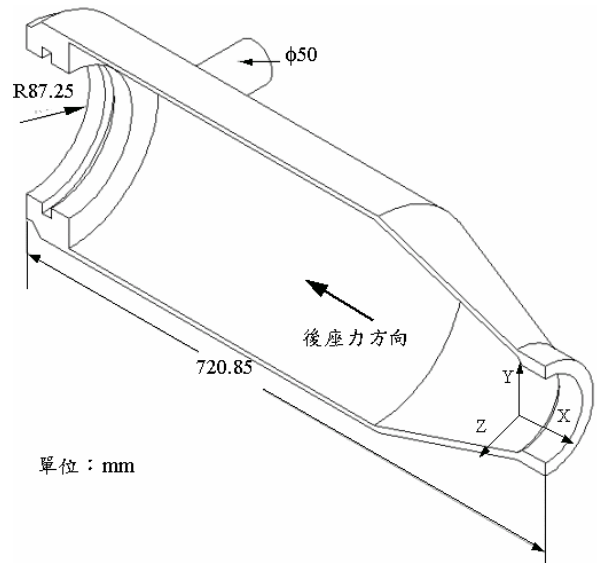
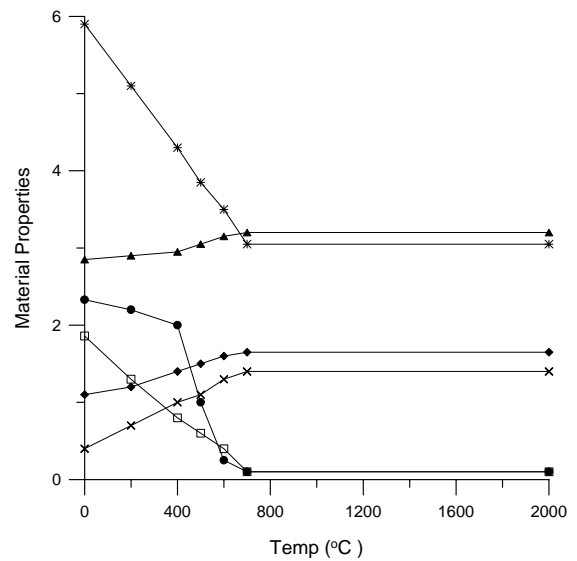


圖 13. 砲管固定座總成幾何外型。



Symbol	Material Properties	Unit
●--Sy	Yield Stress	$\times 10^8 Pa$
□---E	Young's Modulus	$\times 10^{11} Pa$
▲--- ν	Poisson's Ratio	$\times 10^{-1}$
◆--- α	Thermal Expansion	$\times 10^{-5} m/ m \cdot K$
*---k	Conductivity	$\times 10 W/ m \cdot K$
x---c	Specific Heat	$\times 10^2 J/Kg \cdot K$

圖 14. SAE 1020 碳鋼材料性質和溫度的關係[40]。

表 3. SAE-AISI 1020 碳鋼化學成份[40]

成份	C	Mn	P(max)	S(max)	Si
W.T.(%)	0.17-0.23	0.30-0.60	0.040	0.050	0.24

表 4. SAE-AISI 1020 碳鋼之材料性質[40]

性質	單位	SAE 1020
勃式硬度		108
單軸拉伸性質		
彈性模數	GPa	186
降伏強度	MPa	233
抗拉強度	MPa	392
疲勞循環性質		
疲勞延性係數		0.44
疲勞延性指數		-0.51
疲勞強度係數	MPa	850
疲勞強度指數		-0.12
循環強度係數	MPa	1206
循環應變硬化係數		0.26

3.2 有限元素模型

3.2.1 銲接殘留應力分析模型

因砲管固定座總成完全對稱 X-Y 平面，所以進行銲接殘留應力分析時只對整個結構的一半作為分析，分析模型為三維結構，故採用的元素為 10 節點四面體元素，如圖 15 所示。

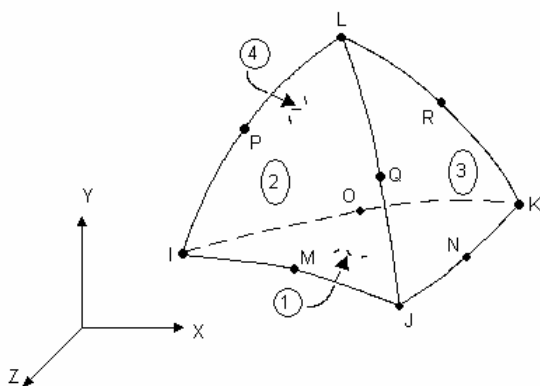


圖 15. 四面體耦合元素[43]。

由於考慮到熱源施加時產生很大之溫度梯度，故在靠近銲道處網格劃分較密，網格化之後模型內共有 3986 個元素(element)及 7435 個節點(node)，如圖 16 所示。

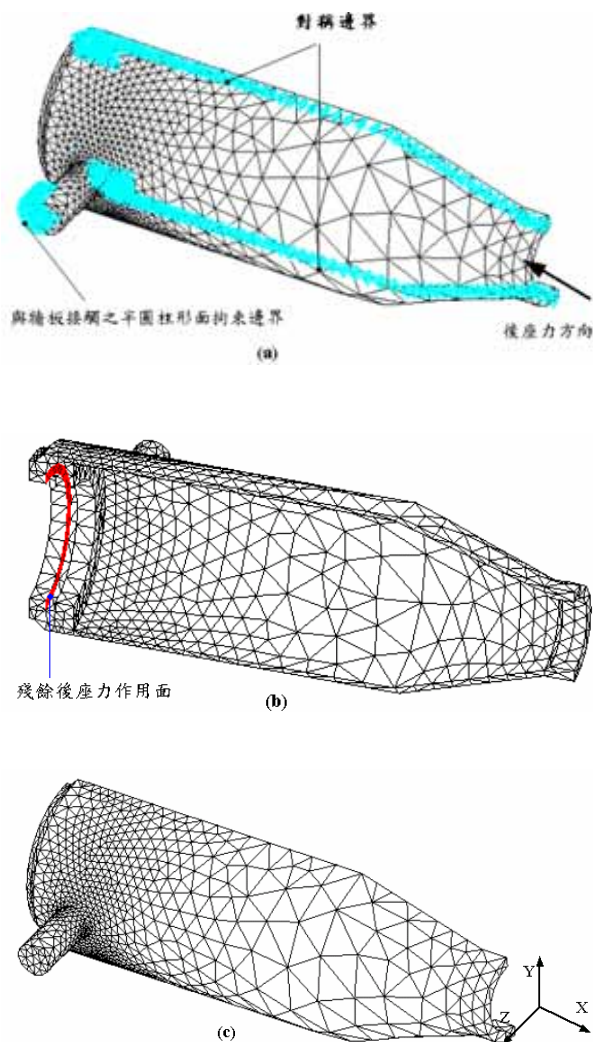


圖 16. 固定座總成有限元素網格圖。

銲接殘留應力分析之熱傳邊界條件假設銲接環境室溫為溫度 18°C，此時砲管固定座總成的初始溫度亦為 18°C，並將四周視為自然對流，其熱對流係數為 15W/m²C，另外於實際製程中，需將銲接後固定座總成置於爐中 550°C 恆溫熱處理 6 個小時之後才慢慢冷卻，所以分析時假設最後環境溫度及熱平衡溫度為 550°C。而力學分析之初始邊界條件假設室溫為溫度 18°C 時結構初始應力、應變均為零，另外為了避免銲接過程結合固定座轉動造成銲接缺陷，故在結合固定座的左右兩側加以固定，因此假設在結合固定座的左右兩側無 X

方向位移。另外在本研究中，以一溫度曲線來模擬銲接過程熱源施加處之溫度變化[41]，如圖 17 所示。

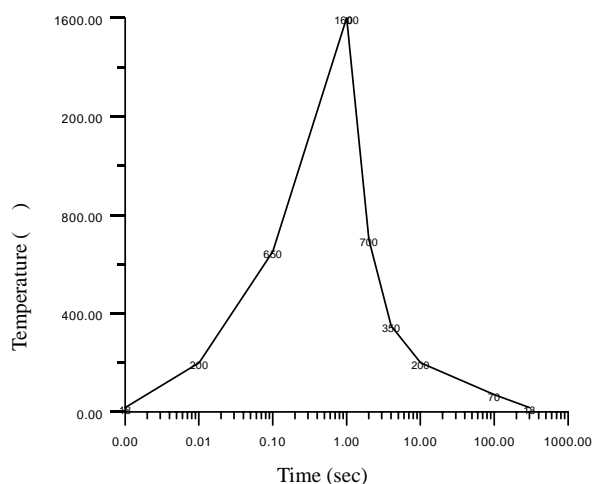


圖 17. 銲接過程之溫度變化曲線[41]。

3.2.2 疲勞壽命分析模型

疲勞壽命分析之有限元素模型與銲接殘留應力分析模型相同。另外邊界條件為砲耳因殘餘後座力作用時造成與牆板接觸之半圓柱形面，如圖 16 (a)所示，因牆板為一固定在砲架上之結構件，故砲耳與牆板接觸上之半圓柱形面邊界無 X 方向位移。

根據美軍技術手冊提供之資料顯示，此型機砲在射擊過程產生之後座力，經制退復進系統吸收之後，仍可產生之最大殘餘後座力約為 44,480N[42]，但該技術手冊對作用於砲管固定座總成的實際後座力之大小並未說明，因設計人員希望在初步設計階段瞭解，當作用於砲管固定座總成之後座力，分別為美軍技術手冊提供最大後座力之 100%、90%、80%、70%及 60%時對砲管固定座總成疲勞壽命的影響程度。故在本研究中暫以美軍技術手冊提供之最大後座力(44480N)資料進行分析，並考慮作用於砲管固定座總成之後座力峰值，分別以最大後座力之 100%-60%進行疲勞壽命評估，而此後座力將作用於砲管固定座總成與

砲管結合之平面，如圖 16 (b) 所示，其作用循環次數與砲彈射擊發數相同。

四、結果與討論

4.1 銲接殘留應力分析結果

圖 18-19 為砲管固定座總成在銲接後，於最大主應力等方向之殘留應力及 von Mises 殘留應力之等高線圖。另外圖 20 為砲管固定座總成上表面沿 X' 軸從 A 到 B 及 C 到 D 之 von Mises 及最大主應力方向之殘留應力曲線圖，由 18-20 圖中可以很清楚的看到在銲道附近分佈著很大的殘留拉應力，其值約為 55MPa。此乃由在銲接過程中銲道附近有很大的溫度梯度，而遠離銲道區域溫度的變化較小，因此使結構產生收縮的不平均而導致銲道附近分佈著很大的殘留拉應力。

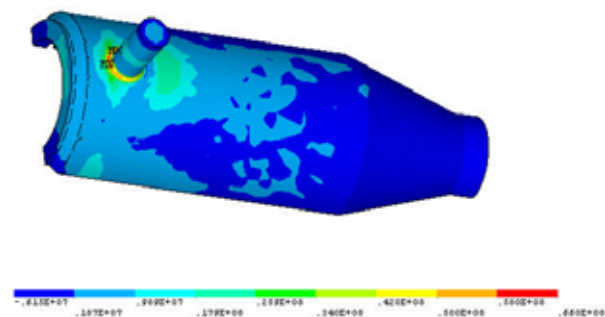


圖 18. 最大主應力方向之殘留應力等高線圖。

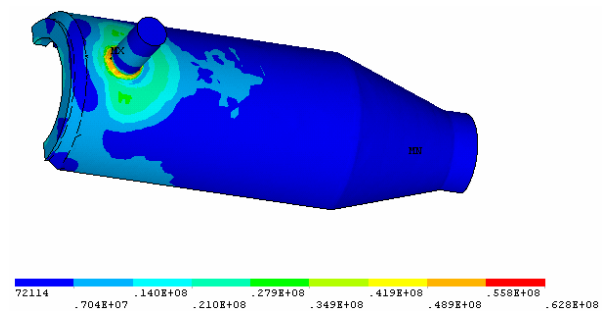


圖 19. von Mises 殘留應力等高線圖。

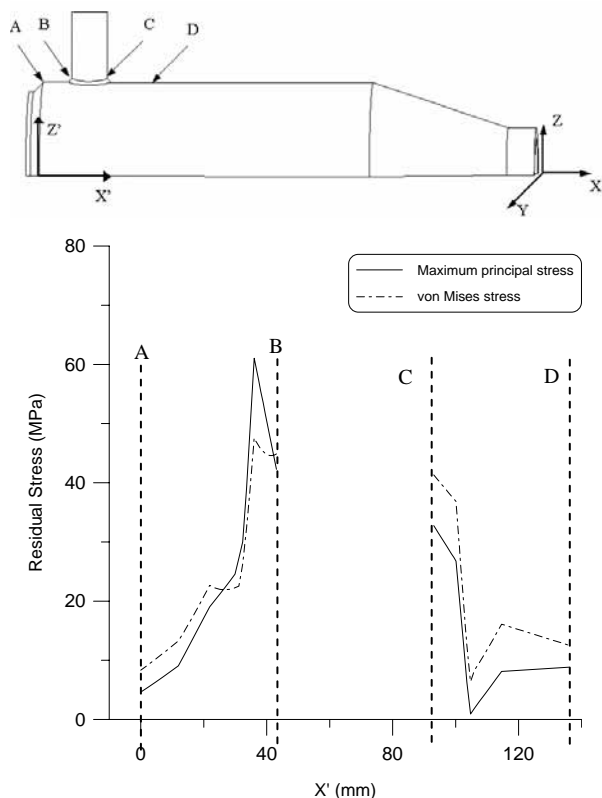


圖 20. 沿 X' 軸從 A 到 D 之 von Mises 及最大主應力方向之殘留應力曲線圖。

4.2 高應力區域強度分析結果

4.2.1 不考慮殘留應力之強度分析結果

為瞭解殘留應力對結構疲勞壽命影響程度，故在不考慮銲接殘留應力情形下，先針對利用砲管固定座總成進行結構強度分析，並利用有限元素法求出高應力區及高應力區之應力及應變歷程，圖 21 為砲管固定座總成在承受後座力峰值為 44,480N 時，最大主應力及應變等高線圖，由圖 21 強度分析結果中可發現其最高應力點位於銲趾部位 MX 點處，此乃由於銲接接頭處幾何不連續所產生應力集中現象，使得結構受到負荷作用時導致銲道銲趾附近往往是應力最大的地方，為簡化計算過程，利用有限元素法分別將各組殘餘後座力作用下，將銲趾 MX 點處各軸向之應力及應變歷程求出。

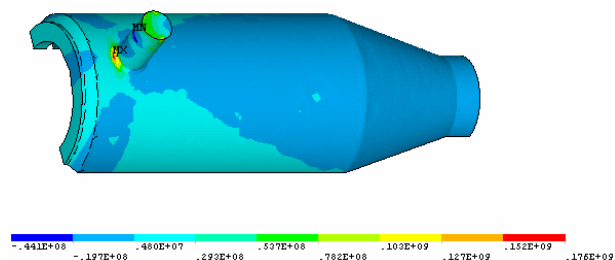


圖 21. 承受後座力峰值為 44,480N 時之最大主應力等高線圖(不考慮銲接殘留應力影響)。

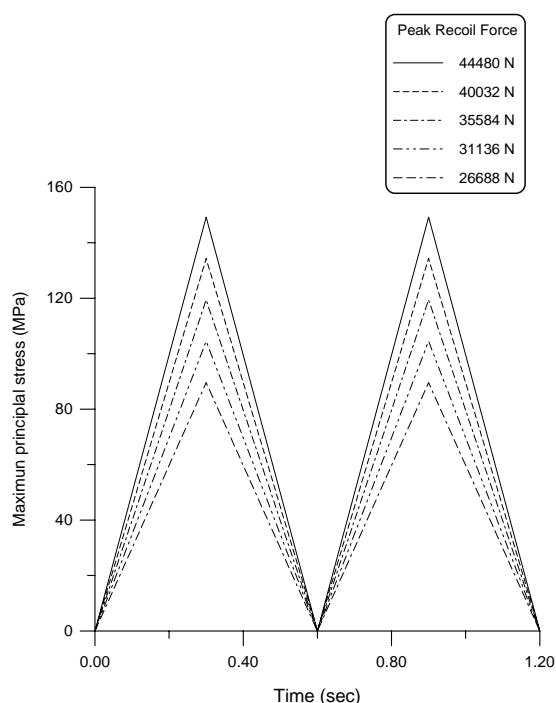


圖 22. 不同後座力作用下銲趾 MX 點處之最大主應力歷程(不考慮銲接殘留應力影響)。

圖 22 為砲管固定座總成在不同後座力循環作用下銲趾 MX 點處之最大主應力歷程，由圖中可發現銲趾處應力歷程之平均應力值隨著負荷降低而有變小的趨勢。

4.2.2 考慮銲接殘留應力之強度分析結果

圖 23 為砲管固定座總成在承受後座力峰值為 44,480N 時，最大主應力等高線圖，由圖 23 強度分析結果中可發現其最高應力點亦

位於鉚趾部位 MX 點處，圖 24 為砲管固定座總成在不同殘餘後座力作用下鉚趾 MX 點處之最大主應力歷程。

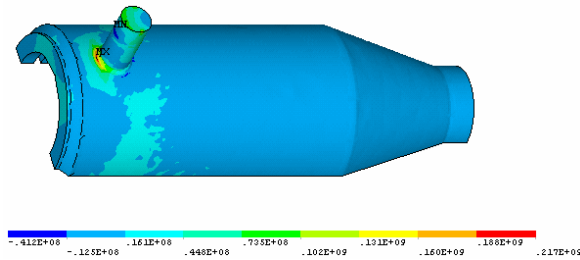


圖 23. 承受後座力峰值為 44,480N 時之最大主應力等高線圖(考慮鉚接殘留應力影響)。

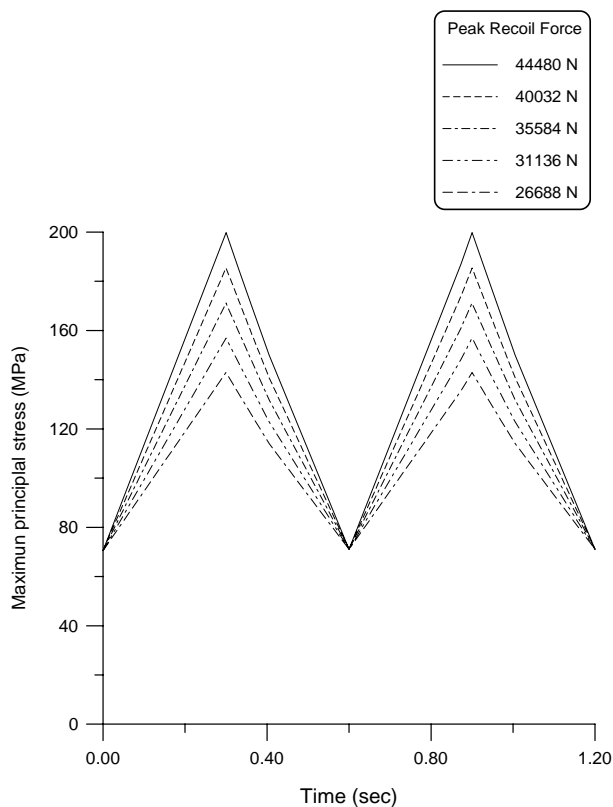


圖 24. 不同後座力作用下鉚趾 MX 點處之最大主應力歷程(考慮鉚接殘留應力影響)。

4.2.3 砲管固定座總成壽命分析結果

表 5 為砲管固定座總成分別在考慮及不考慮殘留應力影響下，各組殘餘後座力疲勞壽命值比較，由表中可看出不考慮殘留應力影響

下評估之壽命值均大於 3.28×10^7 射擊循環週次，評估結果較不保守。此乃因鉚趾處殘留應力高達 6.28×10^7 Pa 左右，若不考慮殘留應力影響會使得平均應力及最大應力值偏低，導致評估之壽命值均偏高。另外圖 25 及 26 分別為砲管固定座總成在考慮及不考慮殘留應力影響下評估之後座力(P)-壽命(N)圖。

表 5. 砲管固定座總成各組後座力疲勞壽命比較

後座力百分比 (%)	後座力峰值 (N)	疲勞壽命值 (cycles)	
		不考慮殘留應力	考慮殘留應力
100%	44480	3.28×10^7	6.11×10^6
90%	40032	7.21×10^7	1.12×10^7
80%	35584	1.79×10^8	2.25×10^7
70%	31136	5.12×10^8	4.99×10^7
60%	26688	1.77×10^9	1.25×10^8

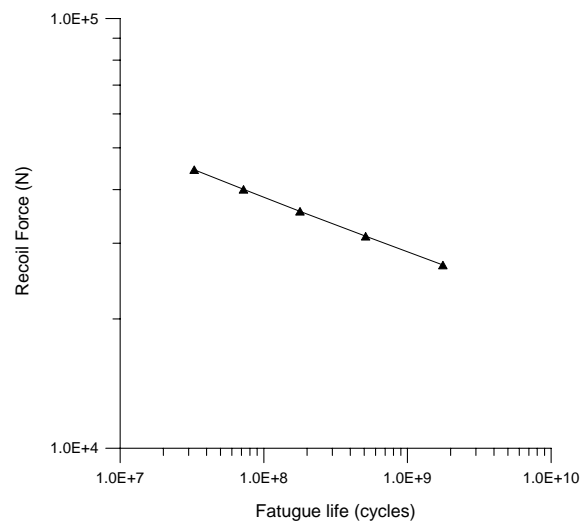


圖 25. 砲管固定座總成之後座力-壽命圖(不考慮殘留應力影響)。

本文採用考慮殘留應力影響下圖 26 分析結果及其回歸之疲勞壽命評估結果作為設計之參考，其中分析數據經由迴歸統計可得到的 P-N 迴歸模型為 $\log N = 34.312 - 5.9227(\log P)$ ，此

外為了盡量避免因砲管固定座總成疲勞破壞造成機砲系統於戰場上失效，因此其疲勞壽命的可靠度設計是非常重要的，所以元件的可靠度-後座力-壽命曲線(R-P-N)就成了極重要的參考資料，故本文依照 ASTM E739 之規定，將含有可靠度因子的 95%信賴帶(Confidence Band)求出(如圖 26 及表 6 所示)，作為元件設計之參考。另外由表 6 中可看出，後座力的大小對砲管固定座總成的疲勞強度有相當程度的影響，以本文分析結果為例，雖後座力峰值以 10% 等比例遞減，但其疲勞壽命下限值卻以 1.83 倍、3.68 倍、8.16 倍、20.45 倍增加。

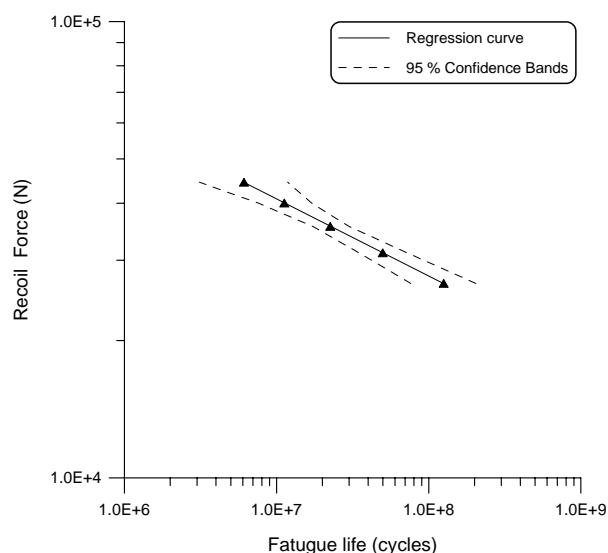


圖 26. 砲管固定座總成之可靠度-後座力-壽命圖
(考慮殘留應力影響)。

五、結論

- (一) 不考慮銲接殘留應力評估銲接構件疲勞壽命較不保守，會有高估壽命值的現象。本文使用 von Mises 等效應變理論並配合 SWT 平均應力修正式評估結果，皆能有效預測壽命在一定範圍內，是值得設計者採用的預測方式。
- (二) 砲管固定座總成由於銲趾處的幾何不

連續造成的應力集中現象及銲接所造成的拉伸殘留應力，使得銲接結構受到循環負荷作用時銲道銲趾附近往往是破壞發生的地方。

- (三) 對於負荷形式為射擊循環的機砲系統，本文評估程序可提供設計者透過結構強度分析及疲勞分析階段，了解作用於砲管固定座總成之疲勞壽命範圍，俾利設計制退復進循環系統之參考依據。

參考文獻

- [1] Khourdaji, S., "Finite Element Stress Analysis for Component Advanced Technology Test Bed (CATTB)," NTIS: AD-A228 389/3, 1990.
- [2] Sivack, M. R., "Proposed Method for Dynamic Analysis of Armored Structure: Analytical Development and Computer Simulation," NTIS: AD-A284 299/5, 1994.
- [3] Catalano, S. B., "Residual Stress Measurement on M1 Tank Weldments," NTIS: A163 330/4, 1985.
- [4] Higashida, Y., Burk, J. D., and Lawrence, F. V. Jr., "Strain-Controlled Fatigue Behavior of ASTM A36 and A514 Grade F Steels and 5083-0 Aluminum Weld Materials," Welding Research Supplement, pp. 334s-344s, 1978.
- [5] Lieurade, H. P. and Maillard-Salin, C., "Low Cycle Fatigue Behavior of Welded Joints in High-Strength Steels," Low-Cycle Fatigue and Life Prediction, ASTM STP 770, Amzallag, C., Leis, B. N. and Rabbe, P., Eds., American Society for Testing and Materials, pp. 311-336, 1982.
- [6] 邱景明, "電子束銲接參數對 AISI 4130

- 銻鉬鋼破裂韌性與疲勞裂縫成長速率之影響，” 國立中央大學碩士論文，1987。
- [7] 王建鈞，“電子束銲接與銲後熱處理對 AISI 4130 銻鉬鋼疲勞裂縫延伸速率之影響，” 國立中央大學碩士論文，1989。
- [8] 林忠宏，“船體結構疲勞破壞強度整合研究：子計畫四-船體結構銲接元件疲勞設計之研究，” 行政院國家科學委員會研究報告 NSC86-2611-E006-008，1996。
- [9] 陳燦錫，“EH36 TMCP 船用鋼板疲勞性質之研究，” 國立海洋大學碩士論文，1996。
- [10] 蔡健益，“Ti-6Al-4V 合金雷射銲件之顯微組織與疲勞裂縫成長特性，” 國立海洋大學碩士論文，1996。
- [11] Kosteas, D., “Fatigue Behavior and Analysis of Welded AlZnMg Joint,” *Welding Research Supplement*, pp. 371s-377s, 1980.
- [12] Wylde, G., and McDonald, A., “The Influence of Joint Dimensions in the Fatigue Strength of Welded Tubular Joint,” *International Journal of Fatigue*, pp. 31-36, 1980.
- [13] Bowman, M. D., and Munse, W. H., “Fatigue Behavior of Welded Steel Butt Joints Containing Artificial Discontinuities,” *Welding Research Supplement*, pp. 36s-44s, 1983.
- [14] Maddox, S. J., “An Analysis of Fatigue Cracks in Fillet Welded Joints,” *The Welding Institute, Report No. E/44/72*, January, 1973.
- [15] Maddox, S. J., “Assessing the Significance of Flaws in Welds Subject to Fatigue,” *Welding Research Supplement*, Vol. 53, No. 9, pp. 401s-411s, 1974.
- [16] Maddox, S. J., “Fatigue analysis of welded joints using fracture mechanics,” *Fatigue Life Analysis and Prediction, Conference Proceeding*, V. S. Goel, American Society for Metals, 1986.
- [17] Berge, S., “On the Effect of Plate Thickness in Fatigue of Welds,” *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 21, No. 2, pp. 423-435, 1985.
- [18] Martins Ferreira, J. A., and Moura Branco, C. A., “Influence of the Radius of Curvature at the Weld Toe in the Fatigue Strength of Fillet Welded Joints,” *International Journal of Fatigue*, Vol. 11, No. 1, pp. 29-36, 1989.
- [19] Guha, B., “A New Fracture Mechanics Method to Predict the Fatigue Life of Welded Cruciform Joints,” *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 52, No. 2, pp. 215-229, 1995.
- [20] Lawrence, F. V. Jr., Burk, J. D., and Yung, J. Y., “Influence of Residual Stress on Predicted Fatigue Life of Weldments,” *Residual Stress Effects in Fatigue, ASTM STP 776*, American Society for Testing and Materials, pp. 33-43, 1982.
- [21] Yung, J. Y. and Lawrence, F. V. Jr., “Analytical and Graphical Aids for the Fatigue Design of Weldments,” *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, Vol. 8, No. 3, pp. 223-241, 1985.
- [22] Testin, R. A., Yung, J. Y., Lawrence, F. V. Jr., and Rice, R. C., “Predicting the Fatigue Resistance of Steel Weldments,” *Welding Journal*, Vol. 66, No 4, pp. 93s-98s, 1987.
- [23] Park, S. K. and Lawrence, F. V. Jr., “Monte

- Carlo Simulation of Weldment Fatigue Strength,” *Journal of Constructional Steel Research*, Vol. 12, No. 2, pp. 279-299, 1989.
- [24] Pang, H. L. J., “Fatigue Crack Growth Study of Residual-Stress Effects,” *International Journal of Fatigue*, Vol. 14, No. 4, pp. 153-159, 1992.
- [25] Nguyen, T. N. and Wahab, M. A., “A Theoretical Study of the Effect of Weld Geometry Parameters on Fatigue Crack Propagation Life,” *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 51, No. 1, pp. 1-18, 1995.
- [26] Nguyen, T. N. and Wahab, M. A., “The Effect of Residual Stresses and Weld Geometry on the Improvement of Fatigue Life,” *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 48, No. 1, pp. 581-588, 1995.
- [27] Nguyen, T. N. and Wahab, M. A., “The Effect of Undercut and Residual Stresses on Fatigue Behaviour of Misaligned Butt Joints,” *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 55, No. 3, pp. 453-469, 1996.
- [28] Nguyen, T. N. and Wahab, M. A., “The Effect of Residual Stresses on Fatigue of Butt Joints,” *Welding Research Supplement*, Vol. 75, No. 2, pp. 55s-61s, 1996.
- [29] Nguyen, T. N. and Wahab, M. A., “The Effect of Weld Geometry and Residual Stresses on the Fatigue of Welded Joints Under Combined Loading,” *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 77, No. 1, pp. 201-208, 1998.
- [30] Ma, N. X., Ueda, Y., Murakawa, H., and Madea, H., “FEM Analysis of 3-D Welding Residual Stresses and Angular Distortion in T-type Fillet Welds Numerical Accuracy and Stability,” *Transaction of JWRI*, Vol. 24, No. 2, pp. 115-122, 1995.
- [31] Shim, Y., Feng, Z., Lee, S., Kim, D., Jaeger, J., Papritan, J. C., and Tsai, C. L., “Determination of Residual Stresses in Thick-Section Weldments,” *Welding Journal*, pp. 305-312, 1992.
- [32] 吳翼貽, “以 X 光繞射法量測殘留應力,” *科儀新知*, 第十三卷, 第六期, pp.23-29, 1992。
- [33] Bray, D. E. and Stanley, R. K., *Nondestructive Evaluation*, McGraw-Hill, New York, 1993.
- [34] 許樹恩、吳泰伯, X 光繞射原理與材料結構分析, 初版, 國科會精儀中心, 1993。
- [35] 林居南, “晶體粒度及殘留應力分析” *科儀新知*, 第十三卷, 第三期, pp. 35-42, 1992。
- [36] Klug, H. P. and Alexander, L. E., X-Ray Diffraction Procedures, 2nd Ed. Wiley, New York, 1974.
- [37] Cullity, B. D., Elements of X-Ray Diffraction, 2nd Ed, Addison-Wesley, Reading Mass, 1978.
- [38] Hilley, M. E., Larson, J. A., Jatzcak, C. F., and Ricklefs, R. E., Residual Stresses Measurement by X-Ray Diffraction, SAE J784a, 2nd ed., Society of Auto. Engr., 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, 1971.
- [39] Bannantine, J. A., Comer, J. J., and Handrock, J. L., Fundamentals of Metal Fatigue Analysis, Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1990.

- [40] Aggen, G., et al., Metals Handbook, Properties and Selection: Irons, Steels, and High-Performance Alloys, Volume I, Tenth Edition, ASM International, the United States of America, 1990.
- [41] 毛森, “有限元素法模擬焊接殘餘應力及變形之研究,” 國立中山大學碩士論文, 1994。
- [42] Technical Manual for Gun, Automatic 25-mm, M242, TM 9-1005-200-20&P, TM 08672A-20&p/1, 1998.
- [43] ANSYS Theory Manual, Revision 5.3, Vol. 1, 1996.