

堆疊型垂直軸式風力機之複材葉片的試驗及測試平台的開發

賴峯民¹ 楊超傑² 藍峻祥² 張高源²

¹大葉大學材料科學與工程學系

²大葉大學工業工程與管理學系

51591 彰化縣大村鄉學府路 168 號

摘要

本研究開發複合材料結構之堆疊型垂直軸式風力發電機組 (Stackable Vertical-Axis Wind Turbine, SVAWT) 葉片的各項夾治具開發, 並建立關鍵元件及結構的測試方法, 確保測試元件和結構都滿足國際規範的要求, 並將輔助工程軟體 CAD/CAE 運用到設計及實驗階段, 有效的縮短葉片設計的週期及模擬驗證的可靠性。葉片結構可靠性是風電機組的重要指標, 本研究主要的測試為 SVAWT 葉片的靜、動態試驗, 以了解葉片的靜態特性、疲勞特性及運轉的可靠性。從靜態實驗了解葉片的結構強度, 葉片所能承受的最大壓力及破壞模式, 進而改善應力集中避免疲勞破壞, 以建立葉片可承受最大風速之允收標準。透過 SVAWT 葉片結構特性之基礎研究, 改善其葉片結構的部件設計及完成葉片的疲勞壽命分析, 經由本研究建立之疲勞壽命理論可有效的預測 SVAWT 葉片之壽命, 其技術可提供產學相關開發資訊之用。

關鍵詞: 夾治具, 垂直軸式風力發電機組, 有限元素分析, 疲勞, 堆疊型。

A Testing Platform for Composite Blades of Stackable Vertical-Axis Wind Turbines

FENG MIN LAI¹, CHAO CHIEH YANG², CHUN-HSIANG LAN² and GAO-YUAN ZHANG²

¹ Materials Science and Engineering, Da-yeh University

² Department of Industrial Engineering and Management, Da-yeh University

No. 168, University Rd., Dacun, Changhua 51591, Taiwan, R.O.C.

ABSTRACT

Wind turbines are of 2 main types, horizontal-axis and vertical-axis wind turbines [HAWT and VAWT]. Sufficient engineering examples and international standards are unavailable for guiding stackable-VAWT (SVAWT) design. Therefore, in accordance with relevant IEC-61400 standards, a clamping apparatus was developed to test composite blades in test platforms, and engineering software CAD/CAE was used to support the design and experimental stages. Using CAD/CAE also shortened the design cycle effectively and made simulation analysis more reliable. Moreover, the failure modes and test results of SVAWT blades under distinct manufacturing conditions were examined to verify the proposed experimental setup and manufacturing techniques. Static and fatigue



tests were performed on SVAWT blades to understand the structural strength of the blades and identify the blades that could withstand maximal pressure and the failure mode in static experiments. Thus, the stress concentration was improved to avoid fatigue failure establishing that the blades can withstand the maximal wind speed listed as an acceptance criterion. This study establishes that the fatigue-life equation developed using the fatigue theory can predict the life of SVAWT blades effectively. Information on technology developed here can be provided on request.

Key Words: clamped apparatus, fatigue, finite element analysis, stackable, vertical-axis wind turbines

一. 前言

本文以開發 SVAWT 葉片試驗所需的實驗設備以及夾治具，透過測試平台做各項實驗測試以量測其單層複材葉片承受不同受力時的變形，以及可探討其受力的變化及承受扭力的變形。其夾持技術在工程應用上相當廣泛，以風機葉片的夾持加工來說，大都是大量生產製造，故夾具設計將提昇到葉片檢測的功能，故對於葉片產品本身與葉片加工部件等元件，均具有十足的幫助。

二. 文獻回顧與研究內容

風力發電從起源到近代，李志梅、金大仁、Kong 等學者[1,2,8]研究風力發電的應用、設計、測試、疲勞、控制、製造、效率等方面有很多資料探討，但在李志梅[1]中提到風本身隨機性大且不穩定，對其資源的準確測量與評估存在誤差，風速大小、風力強弱、風的方向都隨時間在變化，使其風電輸出功率效率高且理想是十分困難。因此，故本論文將進行風力機夾治具開發及定訂各項測試方法，藉此建立在風力機元件測試程序或規範上作出一些貢獻。

在現今世界能源短缺及環境保護議題下，值得我們認真思考台灣的能源發展。風力發電已是一極具商業價值的新興綠能產業，推行永續發展再生能源風力發電及環境保護政策之執行是全球共同的目標。風力發電一般分為垂直軸式與水平軸式兩種，以目前垂直軸式風力發電機而言，缺乏足夠的應用工程可借鑒，國內亦缺乏規範可提供作參考。本研究所設計之堆疊型垂直軸式風力發電機（Stackable Vertical Axis Wind Turbine, SVAWT），風力機主要由葉片和塔架兩個主要結構所組成如圖 1 所示，葉片經由吸收風的能量將其轉換為機械能，在 SVAWT 整機的運轉下，本研究設計之葉片轉動慣量大，依據 GB/T 10760.1-2003 規範，發電機為 1kW 額定功率，其額定轉速約在 280~450rpm，塔架除了要承受結

構本身的重量，還要承受運行過程中葉片轉動過程中所產生的載荷，所以風力發電機組對結構的可靠度很高，需要面臨挑戰風機的整機測試與結構的強度和使用壽命直接影響風機的可靠性和整機狀況的安全性。

SVAWT 設計型式如圖 2 單層 SVAWT 剖視圖及上視圖，其設計的結構為翼型葉面、小 S 型葉面及大 S 型葉面所組成，透過各部件組合成一個單層體，圓盤的葉面是屬於三明治結構體。

實驗用之夾治具依據單層 SVAWT 葉片外型尺寸做設計，依葉輪為 1m 直徑之圓長，單層間格為 0.256m 之厚度，層間有翼型葉面、小 S 型葉面、大 S 型葉面部件做接合，其葉片尺寸標註如圖 3 所示。

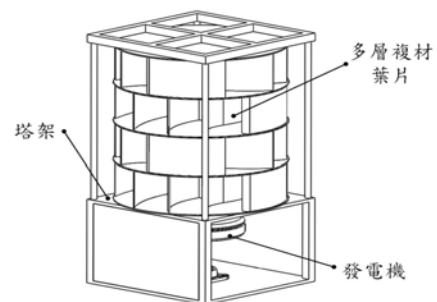


圖1. 堆疊型垂直式風力機示意圖

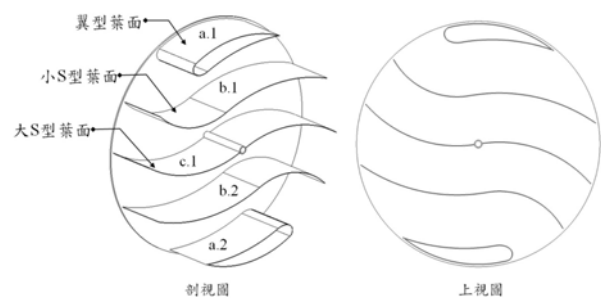


圖2. 葉片夾層示意圖



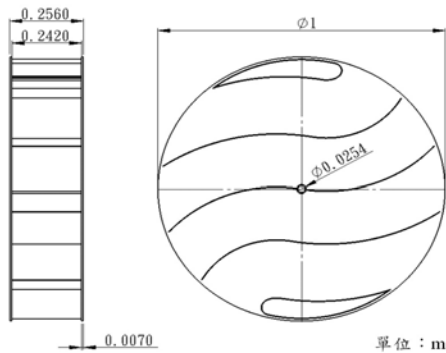


圖3. 單層 SVAWT 葉片尺寸說明

在國際標準規範的依據下，針對結構有詳細的技術要求，最主要的項目包含：機械零件和連接件的強度計算分析、承受運行動載荷的零件和各項零組件的疲勞分析是結構強度最主要的目標。在研究風機特性的期盼下，低成本、高發電效率是研發團隊所共同追求的目標。

三. 研究方法

本研究根據 SVAWT 葉片的結構設計，建立疲勞壽命曲線理論驗證，其應用如下所示：扭轉測試、疲勞測試。在使用 ANSYS 工程分析軟體，主要在於機械結構系統受到外力負載後，所呈現的反應，例如位移、應力、應變等，藉由該反應可知機械結構系統受到外力負載後的狀態，進而判別實驗設計是否合於準確[5]。

(一) SVAWT 葉片結構分析規範

依據 GB 17646-1998 規範，葉片受風吹打的載荷 F ，其公式計算如式 (1)，風機葉片設計時，需考慮整機運轉狀況下，葉片結構載荷的計算，才能確保葉片結構的有效性，完成結構計算再透過實際實驗的結果驗證，才能滿足風力機運轉時的安全性。

$$F = C_d \frac{1}{2} \rho v^2 A \quad (1)$$

其中， C_d 為推力係數 (表 1)、 ρ 為空氣密度 (標準大氣壓力下，密度為 1.293 kg/m^3)、 v 為風速 (M/s)、 A 為葉片垂直平面的投影面積 (m^2)。

風載荷透過公式即可反求風速，因此可了解 SVAWT 葉片可承受風速衝擊的最大壓力。

表1. 推力係數 C_d

圖型					
$D < 0.1 \text{ m}$	1.3	1.3	1.3	1.6	1.5
$D > 0.1 \text{ m}$	0.7	1.2	1.3	1.6	1.5

(二) SVAWT 葉片壽命公式之建立

有關應變壽命曲線估算式目前應用最廣泛的為 Coffin-Manson [6,10]，Leese and Morrow[9]也提出剪應變的扭轉疲勞估算式，依據以上文獻扭力疲勞數據 (應變值) 的採用，因實驗性質屬於扭轉疲勞性質，依據 GB/T 14786-2008 規範的參考，對於量測點的應變數據， ϕ 角度的總應變需考量其 ϵ_x 、 ϵ_y 、 γ_{xy} ，可透過下述公式 (2) 求出，公式 (3) 為剪應變公式：

$$\epsilon_\phi = \frac{\epsilon_x + \epsilon_y}{2} + \frac{\epsilon_x - \epsilon_y}{2} \cos 2\phi + \frac{\gamma_{xy}}{2} \sin 2\phi \quad (2)$$

$$\gamma_{xy} = r\theta = \frac{r\phi}{L} \quad (3)$$

其中公式 (3) 參數值 r ：葉輪半徑、 L ：寬長、 ϕ ：受力扭轉後的徑度。

Jaske [7]學者給出等效應變 (ϵ_{eq}) 的概念，並採用反雙曲正切函數描述 $\epsilon_{eq}-N$ 曲線，在疲勞壽命曲線的模型區域內，會因材料疲勞損傷的累積形式及裂紋擴展的速率不同，而有不同的疲勞壽命曲線形狀。文獻[3]提出一個新的材料疲勞預測曲線模型，對疲勞壽命曲線的三個區域的不同形狀進行準確的描述，而提出如下公式：

$$G = 1 + m(e^{-\frac{(\log N)^a}{b}} - 1) \quad (4)$$

其中， G ：材料受到正規化疲勞外載； N ：材料在相應載荷下的疲勞壽命； m 、 a 、 b ：均為材料常數。對於應變-壽命曲線，即 $\epsilon-N$ 曲線：



$$G = \frac{\epsilon_{max}}{\epsilon_{ult}} \quad (5)$$

其中， ϵ_{max} ：施加在材料上的最大疲勞應變； ϵ_{ult} ：材料加載方向上的最大應變。建立正規化疲勞壽命曲線。

(三) 玻纖拉伸試片製作

手積層堆疊法試片材料準備部分包含玻璃纖維布、樹脂、硬化劑及玻璃紙，步驟如下說明：

步驟一：圖 4 (a) 先將玻璃纖維布切成需要的大小，將樹脂與硬化劑以 5：2 的比例均勻混合，比例需正確否則會產生無法硬化或尚未完成堆疊就產生硬化效果。圖 4 (b) 在塗層過程中，墊上一層玻璃紙防止樹脂外漏，將每一層玻纖布交疊並均勻的塗上樹脂（玻纖：樹脂比例=60%：40%），疊層完畢後蓋上一層玻璃紙，再使用滾輪將氣泡擠出，氣泡擠出後靜置約 8 個小時等待硬化。

步驟二：依據 ASTM (American Society for Testing & Materials；美國材料試驗協會) D3039-76 規劃拉伸試驗試片切割尺寸為長度為 229 mm、寬度為 25.4 mm 如圖 5 所示。

為防止試片於拉力試驗時，試片兩端遭受拉伸試驗機夾具破壞而斷裂，影響試驗測量的結果，因此於試片的兩端需黏貼保護片 (End Tab)，中間則需黏貼雙軸應變規如圖 6 以測量承受不同的荷重，進而計算求出應力－應變係數矩陣圖。

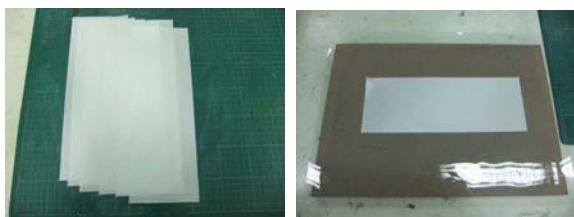


圖4. (a) 玻纖編織布、(b) 手積堆疊法

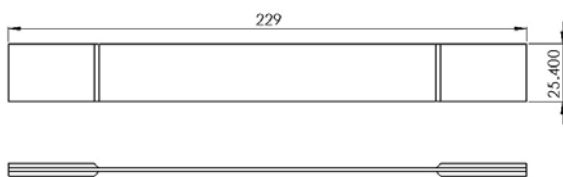


圖5. ASTM 拉伸試驗試片切割尺寸

步驟三：確認拉伸試片（包含玻纖拉伸試片，45 度玻纖拉伸試片）保持鉛直狀態裝入試驗機夾頭上夾緊如圖 7，如有偏離情形，則會導致應力分佈不均，試片斷面呈現彎曲狀產生誤差而影響試驗量測結果。於室溫環境下以單軸向等速增加拉力，直至試片斷裂為止，同時量測變形量。

步驟四：試片拉斷時，經由取值系統可從電子位移器取得負荷與應變等數據傳輸至電腦，此時的應力為此複材的拉伸強度，而應力與應變的曲線則可求出楊氏係數、蒲松比與剪力模數 (Shear Modulus) 如表 2 材料拉伸試驗量測值，其餘如密度則以公式計算即可求得；因三方向負荷與應變實驗很難量測出來，因此假設 $E_3 = E_2$ 、 $\nu_{13} = \nu_{12}$ 、 $G_{23} = G_{12}$ 。

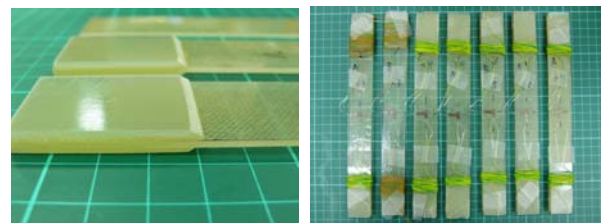


圖6. 黏貼保護片與應變規

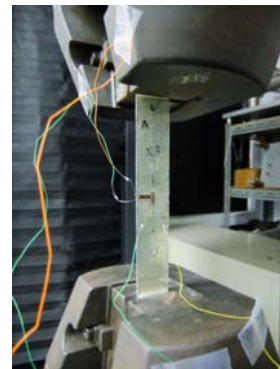


圖7. 玻纖拉伸實驗夾定

表2. 材料拉伸試驗量測值

材料	E_1	E_2, E_3	ν_{12}, ν_{13}	ν_{23}	G_{12}, G_{13}	G_{23}
玻璃複合材料	19.1 GPa	19.1 GPa	0.13	0.13	2.79 GPa	2.79 GPa



(四) 小 S 型、大 S 型葉面均佈載重實驗

小 S 型、大 S 型葉面受均佈載重之實驗其主要利用電子位移計架設在 S 型複合材料結構葉面的凹槽處，藉此探討置放的重量對複合材料葉面結構的位移量與應變量之變化如圖 8 所示，而小 S 型、大 S 型葉面受均佈載重之實驗可做為實驗值與分析值相互比對，其載重實驗的步驟說明如下所述：

步驟一： 實驗之量測點須事先定位，小 S 型、大 S 型葉面其定位點依據在其葉片的左面圓盤設定距離軸心處之尺寸位置做設定，分別對應於葉面的凹槽處，如圖 9 為量測點之尺寸位置圖。

步驟二： 將電子位移計架設在定位點下方（葉面凹槽中心處），對應於小 S 型、大 S 型葉面之凹槽處如圖 10 為電子位移計架設圖。

步驟三： 實驗所需要的設備有置重箱及等量鋼珠包（0.5kg/包）如圖 11 所示，實驗過程以量化方式逐次增加配重。

步驟四： 在所要測量的地方把位移計架設好，並且由位移值透過 PCD-300A 取值系統記錄下來，以作為後續實驗值與分析值的相互比對。

(五) 扭力實驗與疲勞扭力實驗

本實驗為其量測葉片結構的強度，探討葉片的 S 型葉面破壞力及葉片扭轉之應變及位移量，以量測其複材葉片承受不同受力時的變形，依洪良德[4]夾緊裝置設計的要求，其主要利用自行開發之扭力環夾治在葉片的右側，以量化置重（0.5kg/包）的方式進行實驗，在葉面的小 S 型、大 S 型接縫處黏貼應變規，以探討置放的重量對複合材料葉片結構的應變量之變化如圖 12 所示。

- (1) 測試過程：以鋼珠包等量置放於鐵箱，持續增加葉片負載。
- (2) 設備：應變規 (Strain Gage)、PCD-300A 資料擷取器、筆電。
- (3) 量測數據：抓取載重對應之應變值，並持續增加載重直到葉片破壞

(六) SVAWT 葉片之疲勞實驗機構設計

扭力疲勞實驗主要目的於了解本研究開發之 SVAWT 葉片受反覆扭轉之強度，進而了解葉片疲勞破裂之發生，及其影響的因素。SVAWT 葉片採用玻纖製做，其玻璃纖維最

主要是以高週期疲勞來進行疲勞測試，本研究採用之方法為利用應變-壽命曲線 (Strain-Life) 來分析疲勞壽命。疲勞實驗之過程在於將扭轉力施加在單層 SVAWT 葉片上，量測其應力集中處之應變量來預測其壽命，應變值的量取透過 PCD-300A 取值系統記錄下來，扭力疲勞機台設計以伺服馬達動力輸出，透過曲柄滑塊機構 (Sliding Crank Mechanism) 如圖 13 及線性滑軌機構做上下週期性的圓周運動，再透過扭力實驗之夾治具延伸，將扭力環與線性滑軌上的機構做連結，以便進行葉片扭轉疲勞實驗。

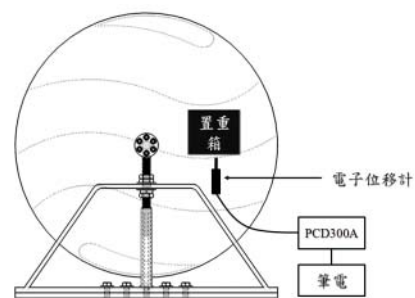


圖8. 大 S 型葉面之實驗架設示意圖



圖9. 量測點之位置尺寸圖



圖10. 電子位移計架設圖

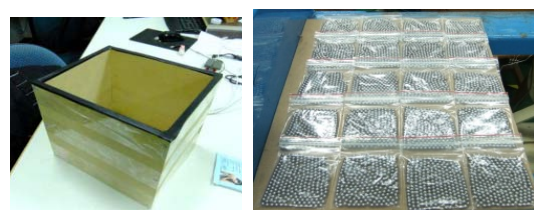


圖11. 置重箱、鋼珠包 (0.5kg/包)





圖12. 實驗架設實際圖

- (1) 測試過程：應變規黏貼於葉片接縫處，量測其疲勞應變的變化。
- (2) 設備：應變規 (Strain Gage)、PCD-300A 資料擷取器、筆電。
- (3) 目的：量測應力集中處疲勞的應變，用來提供壽命預測之數據。

(七) SVAWT 模型的 ANSYS 分析及邊界條件設定

以參數化程式設計語言 (ANSYS Parametric Design Language, APDL) 建立單層複材之 VAWT 葉片有限元素模型。因採用葉片全模三明治建模方式，ANSYS 提供 SOLID46 做為實體元素，元素設定上需將 KEYOPT (3) 設定為層狀結構體如圖 14 所示。

葉片採三明治建模，結構元素主要以 Solid46、Solid45 建立。Solid46 元素共有 8 個節點，每節點有 3 個自由度 (UX、UY、UZ)。開啓元素設定 KEYOPT (3) 設定為層狀結構體葉片。以公尺 (m) 單位建模。

(八) 大小 S 型葉面的靜態分析理論

進行單層 VAWT 葉片進行模擬分析，來探討葉片實驗值與分析理論值之驗證，評估複合材料結構之 SVAWT 葉片實驗設計參數之正確性與可靠性。大小 S 型葉面均佈載重實驗值與分析值之驗證，在 ANSYS 界面上，大小 S 型位移值取點如圖 15 所示。

選定單層 SVAWT 葉片進行扭力分析來進行收斂性分析，有限元素分析過程中必須先選擇參考點，而參考點的位置必須與網格密度無關，因此選擇模型的特徵點為參考點及邊界條件設定如圖 16 所示。

ANSYS 網格化收斂情況如圖 17 所示，當元素約在 79,302 個左右時，Z 方向應變值有收斂的趨勢。因此，本文在單層 SVAWT 葉片分析中元素數量為維持在 74,000 個以上。

在單層 SVAWT 葉片左半側依據實驗的四個夾治位置做完全固定，右半側則須在葉片的周圍做剛性設定，才能使葉片做正確的扭轉分析。如圖 18 為單層 SVAWT 葉片的扭力之施力位置及 ANSYS 扭轉力設定。



圖13. 實驗架設實際圖

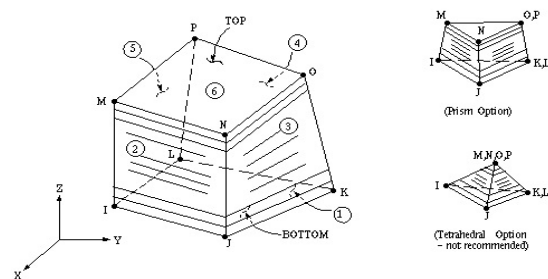


圖14. SOLID46 結構立體幾何示意

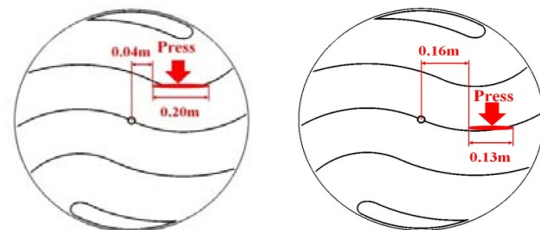


圖15. 大小 S 型葉面的施力位置

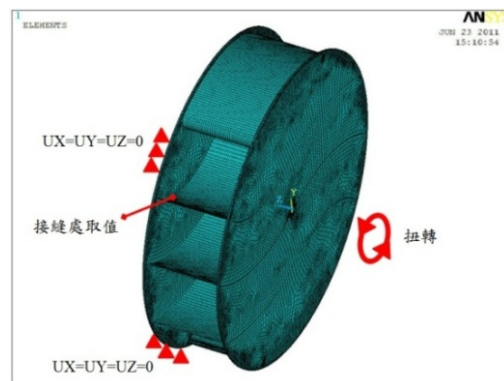


圖16. 單層 SVAWT 葉片扭轉邊界條件示意圖



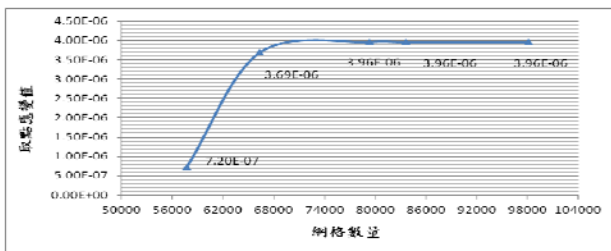


圖17. ANSYS 之收斂性分析

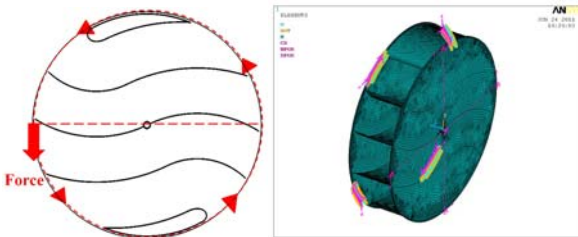


圖18. 單層 SVAWT 葉片扭力設定

四. 結果與討論

(一) 大小 S 型靜態實驗與分析比較

小 S 型葉面受均佈載重實驗如圖 15 所示，了解葉片受負載的破壞情況，藉此模擬風場時所受到的力量，當受力超過葉片所能負載的情況，即造成葉片的損壞。實驗後得知其總負載為 24.5kg 時，發現其小 S 型葉面與圓盤之間接縫處有脫層現象如圖 19 所示，並以分析比對如表 3 所示。

透過實驗得知，第一層葉面靜態實驗透過公式 (1) 計算，計算如公式 (6) 所示，反求風速為 $v=24.34$ M/s。

$$F_d = C_d \frac{1}{2} \rho v^2 A \Rightarrow 24.5 = 1.3 \times 0.5 \times 1.293 \times v^2 \times 0.0492 \quad (6)$$

依蒲福氏風級表對照，了解第一層葉片可承受蒲福風級為 9 級風之承受級別，以蒲福風級表來看能抵擋輕度颱風的程度 (氣象局 2010 資料)。

大 S 型葉面均佈載重實驗仿照小 S 型葉面實驗過程如圖 15 所示，透過鋼珠量化載重的方式模擬葉片受風的壓力情形。實驗後得知其總負載為 29.5kg，軸心與葉片交接處有脫層隆起的現象如圖 20 所示，並大 S 葉面進行分析如表 4 所示。

大 S 型葉面承受力量透過公式 (1) 計算，計算如公式 (7) 所示，反求出之風速，得知大 S 型葉面可承受最大風速 $v=33.171$ M/s。

$$F_d = C_d \frac{1}{2} \rho v^2 A \Rightarrow 29.5 = 1.3 \times 0.5 \times 1.293 \times v^2 \times 0.0319 \quad (7)$$

經蒲福氏風級對照，大 S 型葉面可承受蒲福風級為 12 級風之承受級別，以蒲福風級表 (如表 5 所示) 來看能抵擋中度颱風的程度 (氣象局 2010 資料)。

(二) 扭力實驗與分析比較

實驗過程分別為首次扭力實驗及經破壞後進行修補的第二次扭力實驗。其實驗結果如表 6 之數據統整表所示，其實驗的破壞位置如圖 21 所示，分別在修補前為大 S 型葉片尾端產生破壞及修補後的小 S 型葉片尾端產生破壞。從扭力實驗可得知葉片扭轉可承受至少 104.6kg 之載重，在試驗當中承受最大力矩為 1025.08 N.m，在依據 GB/T 規範 (如



圖19. 小 S 型葉面尾端與圓盤接縫處脫層現象

表3. 小 S 型葉面之實驗及分析比對整理表

小 S 型葉面承受均佈載重實驗			
均佈力 (N/m ²)	實驗位移值 mm (a)	分析位移值 mm (b)	誤差 $\left \frac{a-b}{a} \right \times 100\%$
199	0.030	0.02705	9.83%
398	0.060	0.05409	9.84%
497	0.075	0.06761	9.85%

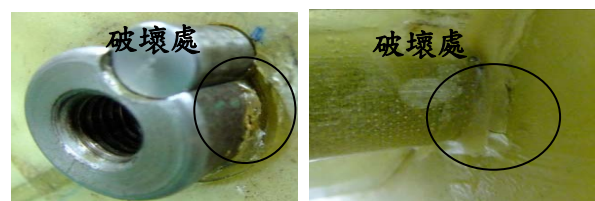


圖20. 葉片與軸心接縫處脫層現象



表4. 大 S 型葉面之實驗及分析比對整理表

均佈力 (N/m ²)	實驗位移值 mm (a)	分析位移值 mm (a)	誤差 $\left \frac{a-b}{a} \right \times 100\%$
306	0.03503	0.02854	18.50%
459	0.05505	0.04282	22.21%
612	0.07507	0.05709	23.94%

表5. SVAWT 葉面風速影響表

葉片位置	計算風速 (M/S)	浦福風級	風速範圍	承受程度
小 S 葉片	24.34	9 級	20.8-24.4	輕度颱風
大 S 葉片	33.171	12 級	32.7-36.9	中度颱風

表6. 單層 SVAWT 葉片扭力實驗數據統整表

類別/項目	扭力實驗
丟包數	100 包 (50 kg)
總重	104.6 kg
位移量	75mm
扭轉角度	8.53 度
破壞處	小 S 型葉面尾端
承受最大力矩	1025.08 N · m

表 7 所示 試驗功率為 1.0KW、最大啓動阻力矩為 1.5N.m，在此 SVAWT 葉片設計達到規範內為安全性。

將 SVAWT 葉片之扭轉實驗時量測大 S 葉面接縫處的應變及 ANSYS 分析的應變值進行比較，其差異為 4.8% 左右，證明理論分析的正確性如表 8 所示。

(三) 扭力疲勞實驗之 SVAWT 葉片壽命預測

扭轉疲勞性質之應變量計算，依據 GB/T 14786-2008 規範 (參考公式 2)，對於量測點的應變數據 ϵ_x 、 ϵ_y (如圖 8 所示)，依四組不同振幅之角度 ϕ 的量測對應之 ϵ_x 、 ϵ_y 應變值數據整合 (如 9 所示)，依據剪應變公式 (8) 將不同振幅之應變值，預測葉片的疲勞壽命。

剪應變的計算方法例如 9 的振幅 10mm 的為例，其中 r 葉片半徑為 0.5m、L 葉片寬度為 0.256m、 ϕ 受力扭轉後的徑度為 0.01116，計算出剪應變如下公式 8 所示，並套用公式 (2)，可算出總應變量 ϵ_{max} 。

$$\gamma = r\theta = \frac{r\phi}{L} = \frac{0.5 \times 0.01116}{0.256} = 0.0218 \quad (8)$$

實驗上，依據不同振幅之應變值，計算其應變-壽命曲線之 G 值，即靜強度最大應變 ($\epsilon_{ult} = 0.009794$) 對應其不同振幅之最大疲勞應變 (ϵ_{max}) 之比值，並計算出 3Hz 與 2Hz 的週期振次次數如表 10 及表 11 所示。

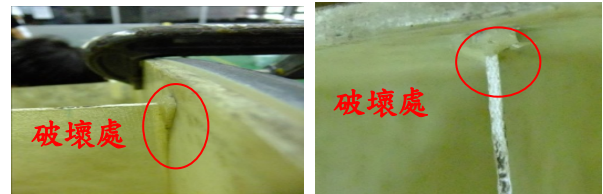


圖21. S 型葉面尾端產生樹脂脫層現象

表7. GB/T 規範功率表

功率/KW	0.3	0.5	1.0	2.0	3.0	5.0	7.5
最大啓動阻力矩 N · m	0.5	1.0	1.5	2.5	3.0	4.5	6.0

表8. 單層 SVAWT 葉片之扭轉實驗及分析的應變比對 (大 S 型葉面接縫處)

力矩 (N · m)	實驗應變 ϵ_y (a)	分析應變 ϵ_y (b)	差異 $\left \frac{a-b}{a} \right \times 100\%$
4.90	9.43×10^{-6}	8.98×10^{-6}	4.77%
9.80	18.86×10^{-6}	18.00×10^{-6}	4.81%
14.70	28.30×10^{-6}	26.90×10^{-6}	4.86%

表9. 不同振幅之 ϕ 角度的總應變值數據整合

振幅 r (mm)	ϵ_x 、 ϵ_y 值	應變值 (ϵ)	剪應變 (γ)	扭轉角度 (ϕ)	總應變 (ϵ_{max} 、 ϵ_{ϕ})
10.0	ϵ_x	4.326×10^{-5}	0.0218	0.64	0.006579
	ϵ_y	3.100×10^{-4}			
8.6	ϵ_x	3.846×10^{-5}	0.0187	0.55	0.004937
	ϵ_y	2.067×10^{-4}			
6.8	ϵ_x	2.403×10^{-5}	0.0146	0.43	0.003074
	ϵ_y	1.875×10^{-4}			
5.0	ϵ_x	1.442×10^{-5}	0.0109	0.32	0.001732
	ϵ_y	1.418×10^{-4}			



表10. 不同振幅之疲勞壽命次數整合表 (3Hz)

振幅 r (mm)	最大疲勞應變 (ϵ_{max})	$G = \frac{\epsilon_{max}}{\epsilon_{ult}}$	載重 (P)	$R = \frac{P}{P_{max}}$	週期振次
10.0	0.00658	0.6717	88.75 Kg	R=0.60	3234
8.6	0.00494	0.5040	75.75 Kg	R=0.50	8634
6.8	0.00307	0.3138	60.48 Kg	R=0.40	12021
5.0	0.00173	0.1768	44.37 Kg	R=0.30	20420

表11. 不同振幅之疲勞壽命次數整合表 (2Hz)

振幅 r (mm)	最大疲勞應變 (ϵ_{max})	$G = \frac{\epsilon_{max}}{\epsilon_{ult}}$	載重 (P)	$R = \frac{P}{P_{max}}$	週期振次
10.0	0.00660	0.6741	88.75 Kg	R=0.60	1432
8.6	0.00495	0.5059	75.75 Kg	R=0.50	3865
6.8	0.00308	0.3149	60.48 Kg	R=0.40	6687
5.0	0.00174	0.1777	44.37 Kg	R=0.30	11912

經由最小二乘法 (Generalized Least Squares, 簡稱 GLS) 的數學優化技術, 通過最佳化方法找到一組數據的最佳函數之係數, 求出三個常數估算值 m , a , b , 可得本研究單層 SVAWT 葉片 (頻率=3Hz) 的疲勞壽命曲線方程式 (9):

$$G = 1 + 1 \left(e^{-\left(\frac{\log N}{4.0308}\right)^{7.1853}} - 1 \right) \quad (9)$$

同時進行頻率 2Hz 的葉片疲勞壽命預測, 並求出疲勞壽命曲線方程式的三個參數值 m , a , b , 可得本研究單層 SVAWT 葉片的疲勞壽命曲線方程式 (10):

$$G = 1 + 1 \left(e^{-\left(\frac{\lg N}{3.754}\right)^{5.7863}} - 1 \right) \quad (10)$$

本研究分別將頻率為 3Hz 及 2Hz 的單層 SVAWT 葉片扭力疲勞實驗曲線圖 (如圖 22 所示), 實驗壽命與預測壽命之差異性比較分別整理於表 12 及表 13。在表中發現其差異為 4.89% 至 15.65%, 證明預測的疲勞壽命曲線方程式的正確性。

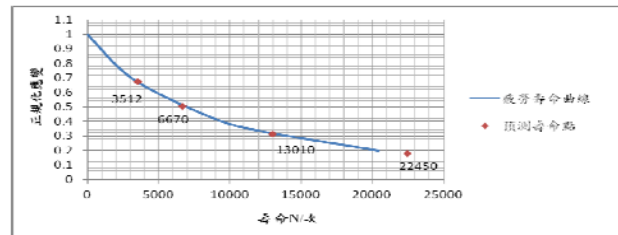


圖22. 疲勞壽命曲線圖

表12. 單層 SVAWT 葉片扭力疲勞實驗的實驗壽命與預測壽命之差異性 (3Hz)

振幅 r (mm)	$G = \frac{\epsilon_{max}}{\epsilon_{ult}}$	實驗壽命值 (a)	預測壽命值 (b)	差異 $\left \frac{a-b}{a} \right \times 100\%$
10.0	0.6717	3234	3512	8.59%
8.6	0.5040	7634	6670	15.74%
6.8	0.3138	12021	13010	8.22%
5.0	0.1768	20420	22450	9.94%

表13. 單層 SVAWT 葉片扭力疲勞實驗的實驗壽命與預測壽命之差異性 (2Hz)

振幅 r (mm)	$G = \frac{\epsilon_{max}}{\epsilon_{ult}}$	實驗壽命值 (a)	預測壽命值 (b)	差異 $\left \frac{a-b}{a} \right \times 100\%$
10.0	0.6741	1432	1571	9.70%
8.6	0.5059	3865	3260	15.65%
6.8	0.3149	6687	7014	4.89%
5.0	0.1777	11912	13430	12.74%

本研究引用文獻之方法, 提出的單層 SVAWT 葉片疲勞壽命曲線方程式能夠描述單層葉片受疲勞載荷作用時, 其疲勞壽命隨載荷增加而單調遞減的規律, 通過單層葉片的疲勞試驗數據預測其壽命次數。結果證明: 本文推得的疲勞壽命方程式可以定量反應單層葉片的疲勞性能, 因此該疲勞壽命方程式可以描述單層葉片的全壽命曲線。

五. 結論

針對 SVAWT 葉片建立適合於本研究設計之葉片的測試程序以及模擬分析的應用, 可確保減少葉片的研發與製造成本。因此, 在國際規範的輔助下, 透過不同的測試方法與分析驗證下針對複合材料之 SVAWT 葉片進行研究,



建立了葉片結構的試驗方法及結構的可靠性，並歸納出幾個結果：

1. **SWAWT 葉片各項試驗夾治具設計開發**：各項試驗所使用的夾治具做一概括性的描述，從夾治具的設計理念到設計流程，再配合實際裝設說明，以在最有效率的時間內建立夾治具設計的基礎。
2. **SWAWT 葉片結構之各項實驗驗證**：了解葉片結構的破壞行為及模式，進而探討結構補強方式，以獲得最佳的結構設計及允收標準，建立能夠安全可靠且經久耐用的葉片經由實驗與分析的結果可以歸納出幾項結論：
 - (1) 小 S 型葉面載重實驗：ANSYS 分析結果與實驗值誤差百分比在 9.81%~9.85% 左右並得知小 S 型葉面可承受的最大負載 (24.5Kg) 實驗證實可承受蒲福風級為 9 級風速。
 - (2) 大 S 型葉面載重實驗：ANSYS 分析結果與實驗值誤差百分比在 4.90%~24.94% 左右並得知大 S 型葉面可承受的最大負載 (29.5Kg) 實驗證實可承受蒲福風級為 12 級風速。
 - (3) 單層 SWAWT 葉片扭轉實驗：ANSYS 分析結果與實驗值誤差百分比在 4.59%~4.86% 左右並得知葉片扭轉可承受至少 104.6kg 載重實驗與分析之正確性，避開其風機之共振效應。
 - (4) SWAWT 葉片疲勞壽命預測：通過單層 SWAWT 葉片的疲勞試驗數據預測其壽命次數。結果證明：本文推得的疲勞壽命方程式可以定量反應單層葉片的疲勞性能，因此該疲勞壽命方程式可以描述單層 SWAWT 葉片的全壽命曲線。

誌謝

本論文為國科會編號 NSC-99-2623-E-009-002-ET 之計畫，由於國科會的支持，使本計畫得以順利進行，特此致上感謝之意。

參考文獻

1. 李志梅、趙東標 (民 96)，風電技術現狀及發展趨勢，電氣技術，中國。
2. 金大仁、楊欣翰、唐榕崧、張瑞榮、賴峯民、吳家宏、蘇盛竹 (民 97)，小型複合材料風力葉片之研製，第三屆台灣風能研討會論文集，頁 55-60，澎湖。
3. 吳富強、姚衛星 (民 97)，一個新的材料疲勞壽命曲線模型，中國機械工程。
4. 洪良德 (民 92)，鑽模與夾具，高立圖書有限公司，台北，台灣。
5. 陳精一編著 (民 97)，ANSYS7.0 電腦輔助工程實務分析，初版，全華圖書股份有限公司，台北。
6. Creaby, J., Y. Y. Li and J. E. Seem (2008) Maximizing wind turbine energy capture via extremum seeking control. Proceedings of the ASME Dynamic Systems and Control Conference, Ann Arbor, Michigan, U.S.A.
7. Jaske, C. E., C. E. Feddersen, K. B. Davis and R.C.Rice (1973) *Analysis of fatigue, fatigue crack propagation, and fracture data*. NASA CR-132332, National Aeronautics and Space Administration, Washington, D.C.
8. Kong, C., Y. Sugiyama and J. Lee. (2002) Full scale structural experimental investigation of an e-glass/epoxy composite wind turbine blade. *Advanced Composites Letters*, 11 (5), 207-219.
9. Leese, G. E. and J. Morrow (1985) Low cycle fatigue properties of a 1045 steel in torsion. *American Society for Testing and Materials*, 482-496.
10. No, T. S., J. E. Kim, J. H. Moon and S. J. Kim (2009) Modeling, control, and simulation of dual rotor wind turbine generator system. *Renewable Energy*, 34, 2124-2132.

收件：102.04.09 修正：102.06.05 接受：102.08.01

