

# ABAQUS 於風力機結構安全評估之應用

## The Application of ABAQUS in Wind Turbine Structure Safety Assessment

鄭榮和<sup>1\*</sup>、沈丞佑<sup>1</sup>、林家緯<sup>1</sup>、李盈宏<sup>1</sup>、鍾秋峰<sup>2</sup>、陳瑞麒<sup>2</sup>、唐文元<sup>2</sup>

<sup>1</sup>國立臺灣大學機械工程學系

<sup>2</sup>台灣電力綜合研究所

Jung-Ho Cheng<sup>1</sup>, Chen-Yo Shen<sup>1</sup>, Chia-Wei Lin<sup>1</sup>, Ying-Hung Li<sup>1</sup>,  
Chiou-Fong Chung<sup>2</sup>, Ruey-Chyi Chen<sup>2</sup>, Wen-Yuan Tang<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Department of Mechanical Engineering, National Taiwan University

<sup>2</sup>Taiwan Power Research Institute

jhcheng@ntu.edu.tw

### 摘要

本研究主要針對台中港區與彰濱工業區兩種風力發電機的結構分析。將風機計算流體力學(CFD)結果作為負載，分析風機的塔柱、螺栓、葉片等三個部件，並以降伏強度、蔡吳法則建立評估指標，作為安全判斷的依據。本研究考慮的負載情況為現行之風機國際規範的部分條件，與臺灣颱風下風速條件，以此瞭解風機各部件原始設計的安全性，以及是否適用於臺灣氣候。並針對蕃蜜颱風所造成的風機安全事故進行肇因分析，釐清事故原因，最後提出改善建議，以避免事故重複發生。

關鍵詞：風力發電機、安全評估、結構分析、臺灣風場。

### Abstract

This research object is the structural analysis for wind turbines in Taichung Harbor and Changhua Coastal Industrial Park. Use the wind turbine computational fluid dynamics (CFD) results as the load for the analysis to the tower, bolts and blades of the wind turbines. Furthermore, establish evaluation indicators by using yield strength and Tsai-Wu rule as a safety judgment foundation. The load considered in this study as part of the conditions of international standard of the existing wind turbines, and Taiwan's typhoon wind field conditions. For understand the safety from the various components in the original design of the wind turbine, and whether it can apply or not to Taiwan's climate. In order to analysis the cardinal reason of wind turbine safety accidents caused by Typhoon Jangmi, aiming to clarify the primary reason of accidents. In conclusion, make recommendations for improvement for avoiding the recurrence of accidents in the future.

*Keywords:* Wind turbine, Safety assessment, Structural analysis, Taiwan's wind field.

### I. 前言

近年來因為颱風造成多起大型風機倒塌事故，包含了1998年印度、2003年日本等地方，2008年蕃蜜颱風也造成台中港區2號風機的倒塌，這些案例使得我們不得不正視颱風等極端風場狀況對於風機安全的影響，同時必須了解現行所安裝的大型風機可操作的安全範圍為何，以及如何制定合理的安全評估機制。

本研究為台電委託，針對台中港區 Harakosan 與彰

濱 Vestas 兩種不同廠牌的風機機組進行結構的有限元素分析，了解在正常與異常狀態下的操作模式，評估各情況風機結構中的塔柱及葉片的受力結果，藉以判斷結構潛在風險大小做為風機操作方法的參考依據。以 Harakosan 機組介紹建模方法及結果討論，Vestas 機組則在最後介紹分析結果。

### II. 風機模型建立與驗證

本研究的建模方式將塔柱整體簡化為一圓柱曲面，並依照設計藍圖(圖 1)中塔柱的每區段壁厚尺寸設定殼元素的厚度。因整體分析的模擬結果的趨勢，並不會受細節輪廓影響，故將部分的細節進行簡化，如圖 2。

塔柱整體分析的參數設定則如圖 3，塔柱自重的負載為一體力，塔柱上方機組與轉子重量設定在其質心位置簡化為一集中力。轉子受力則包涵葉片、輪轂、機艙受風產生的負載，將其簡化為一集中力施加在轉子質心位置。塔柱受力亦為受風產生的負載，將其簡化為分佈力，施加在塔柱的迎風面上。

塔柱模型的正確性以應變及自然頻率的量測實驗進行驗證。其量測方法為將應變規安裝於塔柱內側，高度距離地面 2 m 位置則如圖 4所示，定義轉子位置為機艙方位角的 0 度、入口門處為 180 度，在機艙方位角的 0 度、90 度、120、240 度位置安裝應變規。

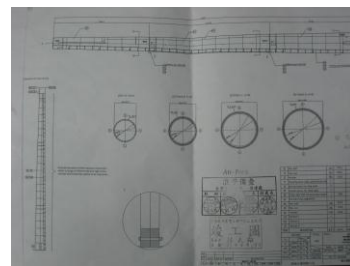


圖 1 Harakosan 風機塔柱設計圖

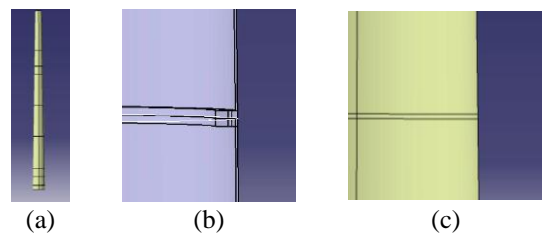


圖 2 Harakosan 塔柱幾何外型簡化示意圖：(a) 塔柱整體外形，(b) 簡化前的塔柱法蘭，(c) 簡化成一曲面。

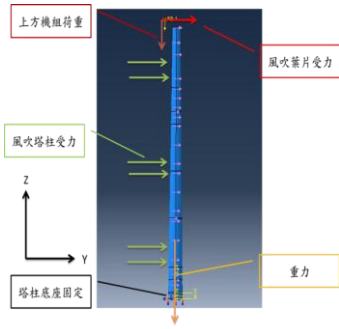


圖 3 風機塔柱分析條件

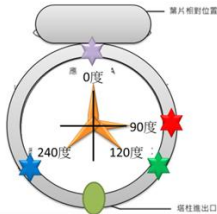


圖 4 應變規安裝位置示意圖

因應變規安裝時，風機塔柱需承受本身自重以及上方轉子與發電機組的重量，故其受力不為零，會有應變產生。所以應變規歸零後的零點並不同於塔柱的應變的零點，故所紀錄的應變量值與真實情況的應變有差異，無法直接應用於分析驗證。故使用 T. r. Camp [1] 中提到的應變規校正的方法量測應變。此法為將風機的轉子進行 360 度的旋轉，可得知風機轉子重量造成的應變零點挪動多少，從而得知實際上的應變。圖 5 為量測實驗時的風機狀態與風速風向資料，此時 10 分鐘平均風速分別為 12.49 m/s，風機 Pitch 角度為 90 度，風機轉速為 0 rpm。

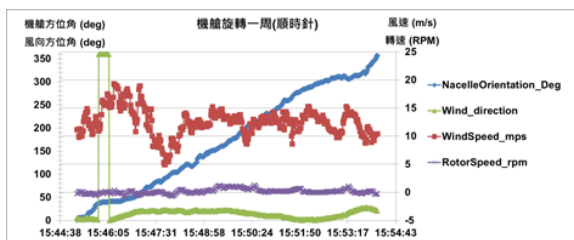


圖 5 量測時風機狀態與風速風向圖

圖 6 為應變的實驗與分析結果的比較，可發現黑色實線與綠色、紅色線段趨勢在塔柱的任何量測位置完全相符。實驗數據顯示應變的最大值與最小值相差約  $40 \mu$ ，分析的結果則相差  $43.6 \mu$ ，誤差為 9%。表 1 則為以自然振動法 [2] 量測所得的自然頻率，可發現塔柱的前兩階自然頻率為 0.43 Hz 與 3.28 Hz，分析的結果為第一階自然頻率約為 0.43 Hz；第二階自然頻率為 3.60 Hz。將實驗結果與分析結果進行比較。所得之誤差為 1.62% 與 9.72%。可知建立的塔柱模型的準確性可被接受。

而葉片的建模方式，以“台中港區 2 號風機應力與動態分析計畫期末報告” [3] 所建構的外型幾何，葉片的疊層配置和內部的腹樑尺寸和位置則參照台電及大橋舟提供的葉片纖維鋪放圖中的各項參數進行建模，葉片使用的纖維布的材料參數則以單秋成老師的實驗結

果配合各種文獻 [4][5][6]，使用殼元素完成有限元素分析模型 (圖 7)。

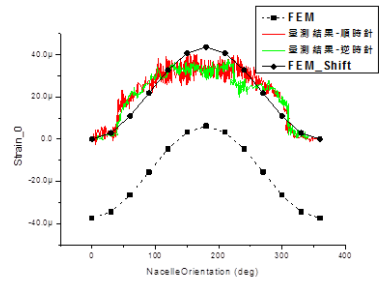


圖 6 塔柱應變實驗與分析結果比較(0 度位置)

表 1 塔柱自然頻率實驗與分析結果比較

| 塔柱自然頻率 (Hz)     | 實驗結果            |       | 分析結果 |
|-----------------|-----------------|-------|------|
|                 | 1 <sup>st</sup> | 0.425 | 0.43 |
| 2 <sup>nd</sup> | 3.60            | 3.28  |      |



圖 7 葉片分析模型

表 2 葉片質量質心原廠規格與模型結果比較

|           | 實驗結果 | 分析結果    |
|-----------|------|---------|
| 葉片質量(kg)  | 4800 | 4762.31 |
| 葉片質心位置(m) | 9.94 | 9.79    |

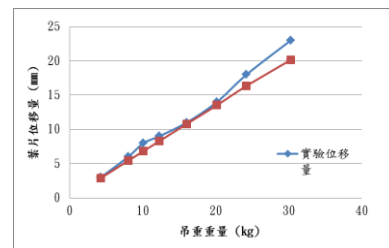


圖 8 葉片尖端變形量之實驗與分析結果

之後以質量質心、位移等參數進行模型正確性的比較。表 2 和圖 8 為上述實驗與分析的結果比較，可發現誤差均小於 10%，所建立的葉片模型的準確性可被接受。經由上述進行之實驗量測，可確認本研究所建立有限元素模型之正確性，進而確認分析結果是可信賴的，以此模型的分析結果作為判斷風機安全的依據是可靠的。

### III. 風機安全分析

風機模型建立之後，將針對風機在各種操作模式與風場狀況下，進行結構分析，並將模擬結果作為評估安全的依據。

葉片與塔柱受力為風壓差造成，會隨著風速不同、風機轉速不同、葉片節距角不同、轉子與風向的錯位而改變。其數值由風機靜態流場分析 [3] 配合理論公式計算所得，如表 3。此部分的負載資料由“台電中彰風場風力特性評估與大型風力機組技術研究研究子計畫二” [7] 提供。

表 3 Harakosan 風機負載條件[3]

| 橫搖角(°)   | 節距角(°) | 轉速(RPM) | 風速(m/s) | 轉子受力(kN) | 上層塔柱受力(kN) | 中層塔柱受力(kN) | 下層塔柱受力(kN) |
|----------|--------|---------|---------|----------|------------|------------|------------|
| 0        | 0      | 0       | 70      | 940      | 129        | 169        | 132        |
| 0        | 86     | 0       | 70      | 128      | 125        | 168        | 126        |
| Left_30  | 86     | 0       | 70      | 405      | 6.06       | -99.9      | 75.6       |
| Right_30 | 86     | 0       | 70      | -438     | 8.39       | -81.2      | -71.8      |
| 0        | 86     | 0       | 90      | 212      | 207        | 278        | 209        |

因 IEC61400 規範為風機在正常停機的狀態下需能夠承受風速 70m/s 的風壓荷重；而節距角 0 度的情況下，風機受力大於節距角 86 度的情況，故在此選擇風機的受力負載條件為風速 70m/s，節距角 0 度，轉速 0 RPM 風機迎風的情況進行應力分析結果的說明。

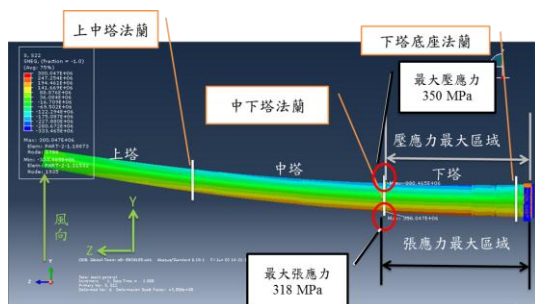


圖 9 塔柱整體分析(使用元素 S8R)，軸向應力分布結果 (Scale factor = 5)

圖 9 所示為風機塔柱的受力變形情況，其最大位移發生在上塔頂端，位移量約 1.176m，位移方向為平行風向，已約略可由肉眼看岀塔柱變形。數值顯示為塔柱軸向應力的大小，正值為該側受拉應力，負值為該側受壓應力。整體塔柱拉伸應力和壓應力的最大值發生中下塔法蘭的位置，而不是在下塔與底座接合的法蘭處。因中塔及下塔法蘭接合處附近的壁厚為 20mm，而下塔與底座的接合處附近的壁厚為 26mm；且中下塔法蘭的直徑為 3667mm，下塔底座法蘭的直徑為 4200mm。所以在下塔底座的法蘭慣性矩大於中下塔處的法蘭的慣性矩，且擁有較多的材料以承受塔柱整體的負載，使其拉伸應力小於中下塔處的法蘭。壓應力大於拉伸應力原因為拉伸應力主要由葉片受風力、塔柱上方機組荷重造成的力矩引起，而壓應力除了的上述提到的力矩引起外，還要加上塔柱上方機組的荷重的重力及塔柱的自重造成的壓應力，所以壓應力會較拉應力來得大。

塔柱整體的最大 Von Mises 應力為 312 MPa 在受壓縮的區域(圖 10)，而塔柱的鋼板降伏強度為 449.5MPa，安全係數為 1.44。因此儘管在 IEC-61400 規範下的極限風速，且葉片節距角已不為停機角度 86 度而為 0 度的情況下，只要風機轉子並未產生旋轉，塔柱鋼板本身的受力仍可為安全的情況。

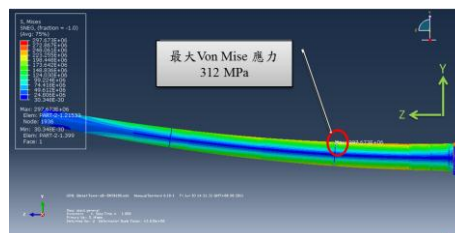


圖 10 塔柱整體分析(使用元素 S8R)，Von Mises 應力分布結果 (Scale factor = 5)

表 4 Harakosan 塔柱各情況下安全係數

| 橫搖角(°)   | 節距角(°) | 轉速(RPM) | 風速(m/s) | 最大 Von Mises 應力 (MPa) | 塔柱安全係數* |
|----------|--------|---------|---------|-----------------------|---------|
| 0        | 0      | 0       | 70      | 312.6                 | 1.44    |
| 0        | 86     | 0       | 70      | 80.2                  | 5.60    |
| 0        | 86     | 0       | 90      | 124.5                 | 3.61    |
| Left_30  | 86     | 0       | 70      | 131.5                 | 3.42    |
| Right_30 | 86     | 0       | 70      | 140.5                 | 3.20    |

\*塔柱安全係數：降伏強度/Von Mises 應力

表 4 為前述風機在各情況下的塔柱的安全係數結果整理。可發現安全係數最低的情況為 IEC 極限風速下，節距角失控不為停機角度 86 度而為 0 度且假設轉子尚未開始旋轉，此時的安全係數已低於 1.5，若轉子因受風而開始旋轉，風機塔柱的受力會增加，即有倒塌的危險。只要風機為正常停機的狀態下，儘管風速達到颶風侵襲時的 90 m/s，此時塔柱的安全係數依然能有 3 以上，並不會因此產生破壞。

螺栓部分亦根據台電所提供的規格資料建立螺栓的有限元素模型。此螺栓模型的負載條件，來自前面建立的塔柱模型的分析結果，以分析結果中的位移作為邊界條件，求取螺栓在風機內部實際的受力情況。後分析不同的負載條件，最後評估螺栓在各情況下的安全狀態。

若使用螺栓作為承載結構受力的主要部件，如風機塔柱的螺栓，需特別考慮螺栓預緊力所造成的影響。預力的作用在於降低螺栓所受到的往復力大小以增加螺栓的壽命，如圖 11 所示，當施加的外力若為一往復力，且其振幅達到 C 點時。無施加預力的螺栓所受到的往復力大小等於外力值，但施加預力的螺栓受到的往復力大小為  $\Delta F_b$ ，明顯小於外力值。預力可產生增加螺栓壽命的效果，但若是受到的外力大小超出其範圍，則預力的效應就會消失，故若條件許可的情況下，預力值為越大越好。

本研究定義的螺栓安全係數是以螺栓的有效面積的平均應力作為指標。因在螺紋處的應力集中十分明顯，若進行安全性評估的標準是以螺紋處的最大應力與降伏強度為指標，會使得安全評估的結果過度保守。因為螺栓在承受預力後，會在螺紋處附近微小的局部區域因應力集中而產生非常大的應力值[8]，超出螺栓材料的降伏強度，而使得螺紋根部局部產生降伏，導致安全係數低於 1。但此時螺栓仍處於正常的工作狀態，使得

結果過於保守，需考慮螺栓的塑性行為才能得到較實際的結果。

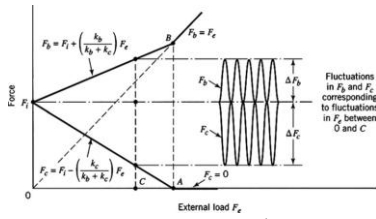


圖 11 預力效應曲線圖[9]

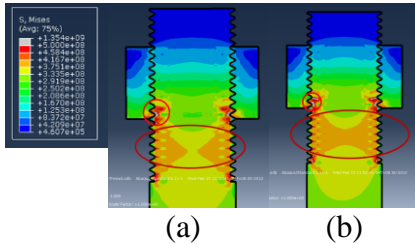


圖 12 Harakosan 風機中塔下塔之連接螺栓應力分布：(a) 僅受預力，(b) 風速 70 m/s，正常停機

圖 12 為 Harakosan 螺栓子模型的分析結果，其分析的螺栓為塔柱中塔與下塔連接法蘭所使用的 M30 螺栓，之後將以此圖介紹分析結果的。圖 12(a) 為螺栓安裝完成後僅受預力的結果，圖 (b) 則為風機在 IEC 規範的極限風速下螺栓承受負載的應力分布情況。其中紅色部分代表螺栓的 500 MPa，灰色部分代表應力大於 500 MPa 的位置。觀察圖中可發現，當螺栓僅受預力時，螺紋根部位置局部已超出降伏強度，其應力以螺帽與螺栓接觸的第一個螺紋為最大，之後逐步減少。原因為經由第一個螺紋的負載傳遞路徑為最短距離，故大部分的負載會由此路徑傳遞造成此處的應力集中而超過降伏強度。螺栓的應力有效面積的平均應力約為 401 MPa，距離降伏尚有一段距離，故此預力大小可被接受。

圖 12(b) 為 IEC 規範的風機的極限耐受風速 (70 m/s) 時，風機於正常停機狀態的螺栓應力分布情況。觀察圖中可發現其應力增加幅度並不多，主要因為此時螺栓承受的負載外力，並未超出前述的螺栓預力效應範圍，所以螺栓的受力增加幅度並不多，故其應力分布情況亦與僅受預力時的情況類似。兩者的主要差別在於極限耐受風速下的螺栓平均應力較高，因此時除了螺栓預力外尚額外承受風機的轉子葉片、塔柱部分受風而產生的阻力，而這些阻力傳遞到螺栓時，使螺栓承受另外的力矩和力，使其平均應力較高，約 407 MPa。圖 12 兩圖中的應力分布情況均有一相同的現象，較大的應力自螺帽與螺栓接觸的第一螺紋處與螺栓軸線呈 45 度往螺紋頭部處延伸於距螺柱 3~4 螺紋處為最大的範圍，之後改沿 -45 度往螺紋頭部處漸漸縮小。應為來自軸向的剪切分力所造成的結果。

表 5 為 Harakosan 機組在各種風機狀態下的螺栓模擬計算結果，其計算的風機狀態與前述塔柱模型計算的狀態相同。由表中可知，因上、中、下三個位置的螺栓尺寸不同，而使得施加的螺栓預力不同，其與降伏強度的比率不同，造成一開始的安全係數上部與中部的螺栓

相同，底部的不同；在極限風速下，正對風向的情況，螺栓的受力並未超出預力效應的範圍，經由預力的影響，大部分的外力由法蘭承受，螺栓分擔的外力極小，故兩者的受力差距不大。但若是與風向產生 30 度的偏差情況下，此時上部與中部螺栓的受力已超出其預力效應範圍，改由螺栓承受全部的外力，故螺栓的受力明顯增加。且中部螺栓使用的尺寸較小，預力對降伏強度也較小，但其受力明顯較上部螺栓大，因此在 Case2@Right30° 的情況下，其安全係數最低，為 1.79。但依然滿足 IEC 規範的安全係數 1.35。

表 5 Harakosan 機組螺栓應力分析結果

| Case         | 預力         | Case 1 | Case 2 Left@ 30 | Case 2 Right@ 30 | Typhoon |        |
|--------------|------------|--------|-----------------|------------------|---------|--------|
| 風速 (m/s)     |            | 70     | 70              | 70               | 70      |        |
| Pitch (°)    |            | 90     | 90              | 90               | 90      |        |
| 轉速 (RPM)     |            | 0      | 0               | 0                | 0       |        |
| 轉子位置         |            | 迎風     | 迎風              | 迎風               | 迎風      |        |
| 螺栓平均應力 (MPa) | 上部螺栓       | 401.07 | 406.72          | 459.95           | 474.10  | 410.40 |
|              | 中部螺栓       | 401.07 | 407.86          | 506.34           | 524.44  | 412.30 |
|              | 底部螺栓       | 472.80 | 481.37          | 498.44           | 502.16  | 481.50 |
| 安全係數*        | 上部螺栓 (M30) | 2.34   | 2.31            | 2.04             | 2.11    | 2.29   |
|              | 中部螺栓 (M30) | 2.34   | 2.30            | 1.86             | 1.79    | 1.95   |
|              | 底部螺栓 (M36) | 2.01   | 1.98            | 1.91             | 1.89    | 1.95   |

為了解風機葉片在規範耐受極限風速下的安全性，本研究將使用由”台電中彰風場風力特性評估與大型風力機組技術研究研究子計畫二” [46] 所計算的 CFD 葉片壓力分佈結果，作為葉片的受力條件。考慮的狀態為極限耐受風速下風機轉子正對風向和風機轉子與風向的最大錯位情況，如表 3。模型的邊界條件則設定在葉片根部安裝螺栓處為固定端，因分析的狀態下風機為停機模式，風機轉子幾乎不會轉動，故可採用此種邊界方式模擬，且根部若設定為固定端因實際情況轉子會稍微轉動，會使得分析結果較實際情況為大，分析結果不會高估葉片的安全性，故此設定是合理的。

用來判斷葉片安全程度的指標則使用蔡吳法則 (Tsai-Wu failure criterion)[10]，蔡吳法則 (Tsai-Wu failure criterion) 常被用來判斷 FRP 複合材料的破壞程度，若 Tsai-Wu failure index > 1 時，代表此層的 FRP 材料有破壞的疑慮，其判斷方程式如下：

$$F_{11}\sigma_1 + F_{11}\sigma_1^2 + F_2\sigma_2 + F_{22}\sigma_2^2 + 2F_{12}\sigma_1\sigma_2 + F_{66}\tau_{12}^2 \leq 1 \quad (1)$$

上式中：

$$F_1 = \frac{1}{X_T} + \frac{1}{X_C}, F_{11} = \frac{-1}{X_T X_C}, F_2 = \frac{1}{Y_T} + \frac{1}{Y_C}, F_{22} = \frac{-1}{Y_T Y_C}, F_{66} = \frac{1}{S^2}, F_{12} = -0.5\sqrt{F_{11} F_{22}}$$

其中  $X_T$ 、 $X_C$  與  $Y_T$ 、 $Y_C$  分別代表纖維方向與垂直纖維方向的拉張與壓縮強度， $S$  代表剪切強度。

所計算的風機狀態，其風機的葉片位置擺放如圖 13 所示，其中一支垂直地面指向上方，此支葉片定義為葉片 A，其餘兩支則與其成 120 度夾角，120 度位置處

的葉片定義為葉片 B，240 度位置處的葉片定義為葉片 C。欲在每個計算條件下，計算每一支葉片的安全情況，以確認各狀態下的葉片安全性。由於要將 CFD 計算的壓力分佈結果從 CFD 軟體映射至有限元素分析軟體中，葉片模型在兩個軟體內的的座標位置需相同，以利軟體進行作業。除了考慮風力部分外，葉片本身的自重也須納入考量。

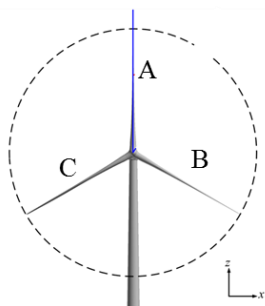


圖 13 風機 CFD 計算之葉片擺放位置

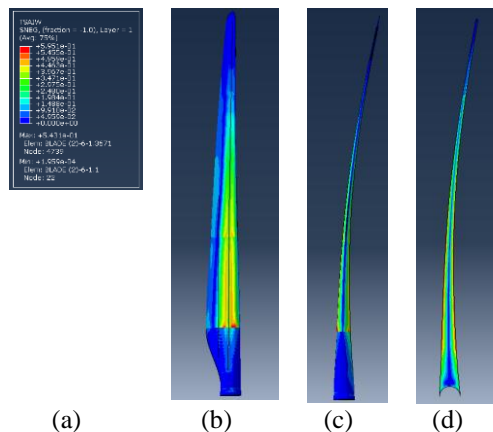


圖 14 Case1-Harakosan 葉片 A 分析結果：(a)圖例，(b)翼面方向，(c)邊緣方向，(d)腹樑

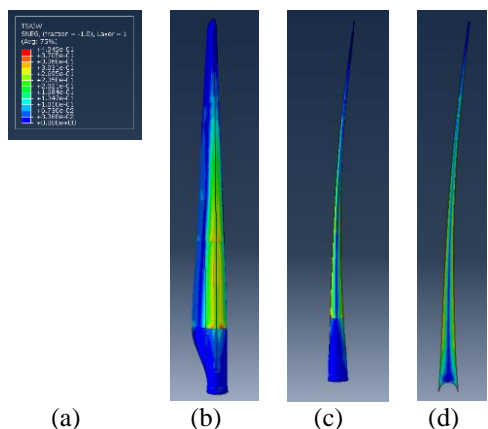


圖 15 Case1-Harakosan 葉片 B 分析結果：(a)圖例，(b)翼面方向，(c)邊緣方向，(d)腹樑

圖 14 為 Case1(IEC 極限風速 70m/s, 正常停機)下葉片 A 的分析結果，觀察圖中可發現，Tsai-Wu 指標在此情況下最大約為 0.591，位置在葉片根部補強層與一般蒙皮疊層的交界並鄰近腹樑蓋位置。因葉片的受力逐步增加在葉片根部為最大，因葉片根部的設計有補強層，自根部開始往尖端延伸 6 公尺後結束。故根部成受外力

的材料較多，而一般蒙皮疊層承受的外力的材料較少，所以此處的應力相對較高因此 Tsai-Wu 指標也最高；而腹樑也有同樣的趨勢。另外可發現，葉片會發生翼面方向的明顯位移，原因為風沿著翼緣方向流過葉片會產生翼面方向的升力，故風機在實際停機時，轉子依然會十分緩慢的轉動，此處將葉片根部設定為固定端，所以會使得翼面方向的位移增加，故此一現象是合理的。葉片 B 與葉片 C 也同樣有此現象，如圖 15、圖 16 所示

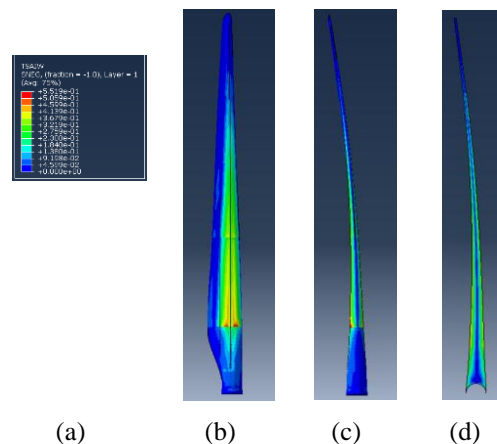


圖 16 Case1-Harakosan 葉片 C 分析結果：(a)圖例，(b)翼面方向，(c)邊緣方向，(d)腹樑

由 Case 1 所有葉片的計算結果可發現，所有葉片的受力情況均相似，Tsai-Wu 指標的分布情況在三支葉片上的情況差異不大，最大的位置均為根部補強層與一般蒙皮層交界處附近，朝向尖端遞減。Tsai-Wu 指標最大值發生在葉片 A，為 0.595，其次為葉片 C 為 0.473，最小在葉片 B 為 0.404。可發現破壞疑慮最高的葉片 A 依然仍有 1.68 的安全係數，故此時風機的葉片依然是安全的。因風速分佈的情況因鄰近地面的風速較低，高空處的風速較高，故葉片 A 所承受的風速較葉片 B 及葉片 C 為高，所以其 Tsai-Wu 指標較高。

表 6 Harakosan 機組各風況下安全係數

|          | IEC 極限風速 (Pitch 失控) | IEC 極限風速 (正常) | IEC 最大錯位 |          | 颱風最大風速(正常) |      |
|----------|---------------------|---------------|----------|----------|------------|------|
|          |                     |               | Left_30  | Right_30 |            |      |
| 橫搖角(°)   | 0                   | 0             | Left_30  | Right_30 | 0          |      |
| 節距角(°)   | 0                   | 86            | 86       | 86       | 86         |      |
| 轉速 (RPM) | 0                   | 0             | 0        | 0        | 0          |      |
| 風速(m/s)  | 70                  | 70            | 70       | 70       | 90         |      |
| 安全係數     | 塔柱                  | 1.44          | 5.6      | 3.42     | 3.2        | 3.61 |
|          | 上部螺栓                |               | 2.31     | 2.04     | 2.11       | 2.29 |
|          | 中部螺栓                |               | 2.30     | 1.86     | 1.79       | 1.95 |
|          | 底部螺栓                |               | 1.98     | 1.91     | 1.89       | 1.95 |
|          | 葉片                  |               | 1.68     | 1.37     | 1.81       | 1.02 |

表 7 Vestas 機組各風況下安全係數

|              | IEC 極限<br>風速(正常) | IEC 最大錯位 |          | 颱風最大<br>風速(正常) |      |
|--------------|------------------|----------|----------|----------------|------|
|              |                  | Left_30  | Right_30 |                |      |
| 橫搖角(°)       | 0                | Left_30  | Right_30 | 0              |      |
| 節距角(°)       | 86               | 86       | 86       | 86             |      |
| 轉速<br>(RPM)  | 0                | 0        | 0        | 0              |      |
| 風速(m/s)      | 70               | 70       | 70       | 90             |      |
| 安全<br>係<br>數 | 塔柱               | 8.27     | 3.43     | 3.22           | 5.07 |
|              | 上部<br>螺栓         | 1.96     | 1.92     | 1.89           | 1.95 |
|              | 中部<br>螺栓         | 2.03     | 1.97     | 1.95           | 2.02 |
|              | 底部<br>螺栓         | 2.03     | 1.96     | 1.96           | 2.02 |
|              | 葉片               | 2.89     | 1.81     | 2.31           | 1.75 |

從本研究之結果，可發現現有台電使用的兩種大型風力發電機組：Harakosan 與 Vestas，即使在颱風的情況下仍處於安全的狀況。而本研究所定義的安全指標為：塔柱和螺栓等金屬件為：降伏強度/應力，使用複合材料的葉片為：1/Tsai-Wu Index。由表 6、表 7 可知所進行分析的三個主要部件中，安全係數最低的部件均為葉片，而風況為颱風的情況。而比較兩種機組的安全狀態，在同樣的風向下，Vestas 機組與 Harakosan 機組均達規範所需的安全係數。但在颱風的情況下，Harakosan 葉片的安全係數已接近 1，而 Vestas 葉片的安全係數則有 1.5 以上。

#### IV. 結論

本研究針對目前台電所使用的兩種大型風力發電機組(Harakosan、Vestas)中的塔柱、螺栓、葉片進行結構分析，以了解台灣現有之大型風機的結構設計在台灣風場下的安全性。綜合上述的分析結果，可得到下列結論：塔柱為風機中安全係數最高的部件，螺栓居次，葉片最低。而塔柱在颱風情況下的安全係數：Harakosan 機組有 3.61 以上，Vestas 機組有 5.07 以上。其挫曲的臨界負載在入口門處進行強化後，亦可達到在颱風下不會發生挫曲的標準。Vestas 的螺栓在錯位情況下，安全係數仍有 1.89；Harakosan 的螺栓為 1.79。Vestas 的葉片在颱風情況下，安全係數仍有 1.75；Harakosan 的葉片為 1.02。可知單就安全性考量而言，Vestas 機組與 Harakosan 機組均可於台灣風場下安全運轉。

#### 參考文獻

- [1] T. r. Camp, M. J. Morris, R. v. Rooij, J. v. d. Tempel, M.Zaaijer, A. Henderson, K. Argyriadis, S. Schwartz, H. Just, W. Grainger, and D. Pearce, "Design Methods for Offshore Wind Turbine at Expose Sites," Garrad Hassan and Partners Ltd.2003.
- [2] 蔡同宏、莊輝雄，"高屏溪橋斜張鋼纜索力檢核研究"，中華技術雜誌，vol. 58, 2003.
- [3] 鄭榮和、李聚儒、蔡耀庭、黃宋儒、林晨宇、楊泰紳，"台中港區 2 號風機應力與動態分析計畫期末報告"，台大慶齡工業研究中心，2009.
- [4] J.C. Marin, A. Barroso, F. Paris, and J. Canas, "Study of fatigue

damage in wind turbine blades," Engineering Failure Analysis 16 pp. 656-668, 29 February 2008.

- [5] 鍾承憲、吳兆誠、林勁成、何智南，"葉片用單向玻纖材料試驗規範與程序探討"，風能研討會，2008
- [6] C. Konga, J. Banga, and Y. Sugiyama, "Structural investigation of composite wind turbine blade considering various load cases and fatigue life," Energy, Vol. 30, pp. 2101-2114, 2005.
- [7] 郭真祥，陳景林，趙修武，楊淳宇，陳彥呈，蔡金宏，孫仲宏，游銷財，"台電中彰風場風力特性評估與大型風力機組技術研究子計畫二：台中彰濱風力發電廠之地形複雜度判定、風況條件設定與國際風機規範審閱評估"，台灣大學工程科學及海洋工程學系，2011.
- [8] T. Fukuoka and T. Takaki, "Elastic Plastic Finite Element Analysis of Bolted Joint During Tightening Process," Journal of Mechanical Design, vol. 125, p. 823, 2003.
- [9] R. C. Juvinall and K. M. Marshek, Fundamentals of machine component design, 4th ed.: John Wiley & Sons, 2006.
- [10] Tsai, S. W. and Wu, E. M. (1971). A general theory of strength for anisotropic materials. Journal of Composite Materials. vol. 5, pp. 58-80.