

國 立 交 通 大 學

工學院專班精密與自動化工程學程

碩 士 論 文

複合材料葉片振動行為之研究



A study on vibration behavior of composite sandwich wind blade

研 究 生： 唐 榕 崧

指 導 教 授： 金 大 仁 教 授

中華民國 九十八 年 二 月

複合材料葉片振動行為之研究

A study on vibration behavior of composite sandwich wind blade

研究 生：唐 榕 崧

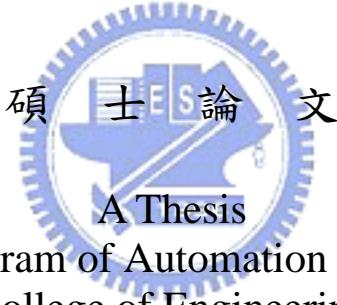
Student : Jung-Sung Tang

指 導 教 授：金 大 仁 博 士

Advisor : Tai-Yan Kam

國 立 交 通 大 學

工學院專班精密與自動化工程學程



Submitted to Degree Program of Automation and Precision Engineering
College of Engineering

National Chiao Tung University
in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Degree of
Master of Science
in

Automation and Precision Engineering
February 2009

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國 九十八 年 二 月

複合材料葉片振動行為之研究

研究生：唐榕崧

指導教授：金大仁 博士

國立交通大學工學院專班精密與自動化工程學程

摘要

本文重點分兩部份，第一部份介紹 Wilson 所推導之葉片元素動量理論，引用其理論說明葉片幾何外型計算方式及演算流程，並計算風力作用於葉片上的氣動載荷，將瞬時氣動載荷施於葉片上分析葉片振動行為。

第二部份介紹複合材料三明治結構風力葉片自然頻率的實驗量測方法、葉片受瞬時激振力下的振動試驗方法，以及提供簡單的阻尼量測實驗及估算方式，並利用有限元素分析軟體 ANSYS 進行分析；本文先以鋁板比較振動實驗數據與有限元素分析結果，驗證有限元素分析可行性，同法分析葉片振動行為，並以實驗驗證之，最後分析葉片受瞬時陣風作用下的應力分佈情形，本研究結果將有助於葉片破壞、失效分析、及可靠度評估。

A study on vibration behavior of composite sandwich wind blade

Student : Jung-Sung Tang

Advisor : Dr. Tai-Yan Kam

Degree Program of Automation and Precision Engineering
National Chiao Tung University

ABSTRACT

This work consists of two parts. The first part reviews the methods for determining the wind loads on wind blades, in particular, Wilson's blade element momentum theory. Based on Wilson's method, an algorithm is presented for determining a wind blade's geometry and aerodynamic load. The distribution of instantaneously applied aerodynamic load on the wind blade is analyzed and used for the wind blade's vibration analysis.

Part two deals with the experimental and theoretical studies of a composite sandwich type wind blade. The wind blade's natural frequencies and its response under impulsive loads are measured. Damping of the wind blade is approximated using the measured response. A finite element model of the wind blade is constructed using the FEM package ANSYS. Validity of the FEM code for vibration analysis is first demonstrated by comparing the theoretical results with the experimental data for an aluminum plate. The finite element analysis of the composite wind blade is then analyzed. The experimental results have also validated the accuracy of the finite element model. The composite wind blade subjected to instantaneously applied wind load is analyzed to study the stress distribution in the blade. The results obtained in the study will be useful for the failure analysis of the blade.

誌謝

研究所求學過程中，首先要感謝指導教授 金大仁博士對我在研究方法上的指導與輔正，感謝中山科學研究院各級長官，在我進修這一段時間諸多關懷與問候，特別是組裡的同仁協助學生解決理論基礎上的各方問題，使得對於不熟悉領域的觀念有深入的認識與了解，從而解決研究上的許多問題。

求學過程中感謝研究室學長在實驗上協助，完成了架設振動量測實驗平台，並建立了實驗數據分析軟體架構，感謝專班的同學在求學過程中一起成長，互相學習，並要感謝交大游泳隊巫教練以及全體泳隊同學，在求學過程中增加了歡樂氣氛，增添了豐富的色彩，感謝體育室的王教練以及健身房的學長和有氧課的同學，強健了我的體魄，並維持健康的身體。

榕崧 2009.02 于桃園

目錄

中文提要	i
英文提要	ii
誌謝	iii
目錄	iv
表目錄	vi
圖目錄	vii
一、	緒論	01
1.1	前言	01
1.2	文獻回顧	02
1.3	研究方法	04
二、	基本概念及原理介紹	06
2.1	風力機種類	06
2.2	葉片空氣動力學理論	07
2.2.1	渦流效應	08
2.2.2	葉尖損失效應	09
2.2.3	二維翼型理論	09
2.2.4	葉片元素動量理論	12
2.2.5	貝茲 (Batz) 理論	13
2.3	葉片幾何外型介紹	14
2.3.1	翼剖面/翼型(airfoil)外型的選擇	14
2.3.2	旋轉最大外徑	17
2.3.3	選擇翼尖流速比率	17
2.3.4	葉片數量	18
2.3.5	葉片寬度	19
2.3.6	葉片扭轉角	19
2.3.7	徑向位置 r 處效率因子最佳化	21
三、	葉片幾何模型計算及建立	22
3.1	葉片幾何模型計算流程	22
3.2	葉片氣動性能計算流程	24
3.3	實例計算	26
3.4	三維立體模組建立	30
四、	有限元素分析	32
4.1	自然頻率、自然模態分析	32
4.1.1	ANSYS 模型建立步驟	32
4.2	暫態振動分析	34

4.2.1 ANSYS 模型建立步驟.....	34
4.2.2 ANSYS 模擬分析中各參數的取得.....	36
4.3 有限元素分析驗證.....	37
五、葉片振動試驗.....	39
5.1 自然頻率量測實驗.....	39
5.2 阻尼量測實驗.....	40
5.3 應變量測實驗.....	41
5.4 有限元素分析與實驗結果討論.....	42
六、結論與未來研究方向.....	47
6.1 結論	47
6.2 未來研究方向.....	48
參考文獻	50
附錄一 效率因子最佳化程式碼.....	54
附錄二 葉片幾何參數限性化程式碼.....	57
附錄三 葉片三維立體模組自動化繪製程式碼.....	58



表 目 錄

表 1	各種能源的發電成本.....	60
表 2	旋轉最大外徑尺寸對應輸出功率.....	60
表 3	各站位參數計算結果.....	61
表 4	各站位參數線性化計算結果.....	62
表 5	材料常數設定.....	62
表 6	鋁板在無拘束條件下的自然頻率實驗與分析結果比較.....	63
表 7	鋁板在單邊拘束條件下的自然頻率實驗與分析結果比較.....	63
表 8	加速度與應變之實驗與分析結果比較.....	64
表 9	自然頻率實驗與分析結果比較.....	64
表 10	葉片單邊夾持下加速度之實驗與分析結果比較.....	65
表 11	P01 與 P02 應變結果之實驗與分析比較.....	65



圖 目 錄

圖 1	荷蘭式風車.....	66
圖 2	多葉片式風車.....	66
圖 3	徑流吸力式.....	67
圖 4	螺旋槳式風車.....	67
圖 5	達利亞斯式(Darrieus)風車.....	68
圖 6	S型式(Savonius)風車.....	68
圖 7	槳式(Paddle)風車.....	69
圖 8	不同風力機型式 C_p 對 λ 曲線.....	69
圖 9	環境風對風力機發生的相互關係.....	70
圖 10	葉片幾何.....	70
圖 11	氣流速度三角圖.....	71
圖 12	葉片受風作用力分解圖.....	71
圖 13	葉片受風作用力簡圖.....	72
圖 14	相對風造成葉片壓力分佈示意圖.....	72
圖 15	葉片承受作用力分佈示意圖.....	73
圖 16	Batz 理論模型.....	73
圖 17	翼剖面的幾何定義.....	74
圖 18	C_p 與 λ 的關係.....	74
圖 19	λ 與 C_p 、B 的關係.....	75
圖 20	$\alpha - C_L$ 、 $\alpha - C_D$ 的曲線.....	75
圖 21	葉片模型計算流程圖.....	76
圖 22	翼剖面使用站位說明.....	77
圖 23	各型號之翼型曲線.....	77
圖 24	分段的情況說明.....	77
圖 25	尋找最佳攻角示意圖.....	78
圖 26	C_r 對站位及 β_r 對站位曲線.....	78
圖 27	葉片俯視圖.....	79
圖 28	各元素的坐標系統示意圖.....	79
圖 29	力對時間圖的資料點.....	79
圖 30	阻尼量測試驗之加速度及位移對時間曲線.....	80
圖 31	鋁板無拘束條件下自然頻率量測試驗.....	80
圖 32	鋁板在無拘束條件下的自然頻率量測結果.....	81
圖 33	鋁板單邊拘束條件下自然頻率量測試驗.....	81
圖 34	鋁板在單邊拘束條件下的自然頻率量測結果.....	82
圖 35	加速度及位移對時間變化曲線.....	82
圖 36	實驗與分析之加速度對時間變化曲線.....	83

圖 37	實驗與分析之應變對時間變化曲線.....	83
圖 38	實驗與分析之加速度趨勢線比較.....	84
圖 39	實驗與分析之應變趨勢線比較.....	84
圖 40	複合材料葉片示意圖.....	85
圖 41	自然頻率量測試驗台架.....	85
圖 42	自然頻率量測結果.....	86
圖 43	阻尼量測實驗示意圖.....	86
圖 44	應變規黏貼示意圖.....	87
圖 45	有限元素模型.....	87
圖 46	各階自然模態.....	88
圖 47	自然頻率實驗與分析結果比較曲線.....	89
圖 48	邊界挾持下葉片的自然頻率.....	89
圖 49	實驗與 ANSYS 分析結果比較曲線.....	90
圖 50	應變實驗量測結果.....	90
圖 51	網格細緻處理前、後比對圖.....	91
圖 52	應變量測點 P01 實驗與分析比較結果.....	91
圖 53	應變量測點 P02 實驗與分析比較結果.....	92
圖 54	應變量測點 P01 實驗與分析之應變趨勢線比較.....	92
圖 55	應變量測點 P02 實驗與分析之應變趨勢線比較.....	93
圖 56	風速及葉片受力與時間關係圖.....	93
圖 57	不同時間下葉片受力對徑向位置之變化曲線.....	94
圖 58	瞬時陣風作用下葉片徑向方向應變結果.....	94
圖 59	瞬時陣風作用下葉片 Von Mises 應變結果.....	95
圖 60	瞬時陣風作用下葉片位移及加速度對時間變化曲線.....	95
圖 61	應力分析網格細致處理示意圖.....	96
圖 62	12ms 時的葉片迎風面應力分佈.....	96
圖 63	12ms 時的葉片背風面應力分佈.....	97
圖 64	12ms 時整體葉片變形情形.....	97

一、 緒論

1.1 前言

根據電力公司資料顯示，台灣每年電力需求逐漸上升，科技的進步帶來能量需求的大幅提升，如何提升足夠的能量供應，而又必須符合環保的需要（二氧化碳與溫室效應問題），兼顧經濟成長、環境保護的永續發展，這已不僅僅只是台灣單一地區的問題，我國目前能源供應有 97%來自石化燃料；全球暖化速度加快、環保意識逐漸受到重視，國際間已在 1997 年簽訂京都協議書，提出對於各國降低二氧化碳的排放量要求，並在 2005 年二月十六日正式生效，不僅僅於此，國內的能源使用一直以來面臨著許多挑戰，擴大核能的使用決策，將面對核廢料處理的問題，核電廠除役後，如何尋求替代能源更是一大難題，對於集中式電力供應系統，在容易發生地震、颱風等自然災害的國內而言，大大降低了區域電力供應的自主性與彈性；石化燃料不僅是環保問題，國際能源的價格波動，以及能源的來源是否確保，皆深深影響供電的穩定性，全球經過了 1974 年及 1980 年兩次石油危機，已帶來深深的影響及警惕，於 2004 年底國際油價已衝到每桶原油 50 美元，2006 年更是飆到每桶原油 78.65 美元，2007 年底更是逼進每桶原油 100 美元，其他石化燃料也是同步上漲，有限的資源逐漸減少價格日漸高漲是必然的趨勢，可見在生能源的重要性、急迫性[1]~[10]。

在生能源的利用已在國際間受到相當大重視，風力發電亦屬於再生能

源種類之一，根據資料顯示，風力發電為全球增長最快的能源，每年增長超過 30%。全球風力發電在 2003 年約達到 3200 萬千瓦，大約相等於 32 座標準的核電廠，近幾年來全球風電累計增長率，一直保持在 30%以上，顯示其在市場上的成長及為快速，技術的成熟已經促使許多國家積極開發益於環境的風能，可見風力發電是決不可忽視的。

1.2 文獻回顧

關於風力機葉片氣動理論方面，Rankine 在 1865 年[11]用線性動量理論形成了螺旋槳流場的簡單模型。德國空氣動力科學家 Betz[12]於 1919 年推導出風力機風能利用系數所能達到的最大值，然而實際狀況下無法達到該理想情形，Glauert[13]考慮了 Schmitz 提出的渦流效應影響，把動量理論結合葉片元素理論來分析螺旋槳、風車周圍的流動並將 Rankine 一維流發展成為有旋轉作用的二維流。1974 年時 Wilson 和 Lissaman[14]將葉片元素動量理論應用於風力機，考慮葉尖損失效應並引用 Prandtl 推導的葉尖損失因子，形成了經典的葉片元素動量理論理論（Blade Element Momentum，BEM），此理論簡單且易於使用。從 Wilson 和 Lissaman 之後，葉片元素動量理論理論被廣泛用于風力機的設計[15]和性能計算[16]，並且用來確定風力機的動態載荷[17]，同時葉片元素動量理論還不斷地被進一步改進和完善[18]。

風力機葉片之自然頻率、模態及振動行為在數值計算方法研究的演化上，傳統採用旋翼機葉片經典理論，自 1958 年 Houbolt 和 Brooks 推導出了擺振-扭轉偶合的運動微分方程[19]，1978 年 Wendell 考慮了氣動載荷提出風力機葉片氣動彈性穩定性問題[20]，同時期 Kottapalli 等人用非偶合的旋轉效應模態對該問題進行研究，得出了葉片動態響應[21]，Chopre[22][23]、Miller 和 Dugundji[24]等開始研究氣動彈性響應問題，近年來 Chaviaropoulos 以簡單的彈簧支承的剛性葉片模型研究葉片的擺振響應[25]，Thomsen 和 Petersen 用葉片的中心鉸接模型研究葉片的擺振穩定性[26]，Hansen 研究單獨葉片的擺振、扭轉的耦合運動[27]，由於風力機葉片的幾何構型相當複雜，近年來葉片所使用的材料也由金屬轉變為複合材料，又普遍以三明治結構為主，1987 年時 David 用有限元素方法分析葉片動態問題[28]，2000 年時許多中國科學家[29][30]開始投入有限元素分析應用於風力機葉片上。在研究三明治板的文獻方面，Mau [31]提出多層一階平板理論及其他學者陸續提出的相似理論[32~35]，Kant[36、37]基於高階位移場模式發展出的等參單元有限元素法來做三明治結構的彎曲分析；對於其動態特性也就是自然頻率(Natural Frequencies)及其相應的模態(Mode Shape)的分析方式，在許多有限元素法或結構動態分析的文獻[38-47] 裡諸多介紹，1971 年 Bathe K.J. 提出的子空間迭代法(Subspace Iteration Method)[48]。

1.3 研究方法

根據工研院 2006 年的資料，各種能源的發電成本如表一[6]，傳統能源會因為油價的高漲反應在能源成本上，在生能源的必要性由此可見，台灣目前風力發電機的零組件全部都來自於國外進口，其中葉片屬於消耗性零件，長期不斷的運作下，可能遭受昆蟲撞擊、電擊、疲勞、火災等因素而損壞，如國人有能力自行自製、生產，則可確保風力機持續運轉，減少進口等待的時間，開發自製及維修能力，除了能大幅降低成本，更能為國內帶來大量工作機會，目前世界各大風力機廠家對於風力機零組件中，自製的項目裡一定有控制系統以及葉片模組，可見葉片對於風力發電產業的重要性，國內可以先從中小型葉片開始發展，培養能夠自製及維修的能力，並通過國際認證後，可外銷其他發展中國家，未來可持續研發大型葉片，以提供各種不同的需求。隨著風力發電市場的快速發展，葉片的需求急速增長，除了新增設的風力機外，汰舊換新以及損壞維修等，都是良好的機會，可見葉片的商機以及發展潛力相當龐大。

第四章將介紹有限元素分析軟體 ANSYS 的使用及相關設定，並使用鋁板進行動態試驗與 ANSYS 分析結果比較，驗證 ANSYS 分析的可行性，第五章分別介紹葉片於無拘束情形下自然振動情形，提供自然頻率量測的實驗方法，比較分析與實驗結果以確定模組的正確性，從結果中了解前五階

的自然頻率範圍以及振動模態行為，提供設計時避免與風力機葉片轉速達到共振；接著介紹葉片單邊受拘束條件下，受一瞬時激振力的暫態分析，了解葉片受瞬時激振力下所產生的變形行為、及應力、應變分佈情形，並說明葉片暫態試驗方法，將實際試驗量測結果與分析數據做比較，找出葉片的阻尼比，了解其振動行為。最後引用葉片元素動量理論計算氣動載荷，將氣動載荷對時間的變化施加於葉片進行分析，了解葉片受瞬時陣風作用下的振動行為。

本文介紹之風力機葉片採用複合材料三明治結構，此材料是由高強度非等向性材料的面層(face sheet)與等向性低密度材料的夾心層(core shee)所構成其材料性質在層板與層板間是不連續的，因而使得層板在受力狀況之下，應力的分佈和變形會有很大的差異，而每一層間的情形也相當不同。幾何外型以機械繪圖軟體 SolidWorks 繪製，中繼檔案交換格式利用 Parasolid 作為與 ANSYS 軟體交換介面，有限元素模型的網格在芯材採用高階體元素(solid 186)，面層採用高階殼元素(shell 99)，分析自然模態(Modal)時，計算特徵值的演算法用子空間迭代法(Subspace)，分析暫態(transient)的演算法使用全矩陣法(Full)。

二、 基本概念及原理介紹

2.1 風力機種類

風力機的分類有許多種，通常可以用容量大小、轉子配置方式、力學型態、旋轉速度等等做為分類的方式，本文採用轉子配置方式型態的不同做一個簡單的介紹，轉子不同的配置方式造成氣流的前進方向有所不同，可分成(1)水平軸式、以及(2)垂直軸式[49]~[59]。

(1)水平軸式風力機：其主要的特徵就是葉片轉子圍繞著一個水平軸旋轉，且氣流延著水平軸流動，典型的代表有荷蘭式風車（圖 1）、多葉片式風車（圖 2）、徑流吸力式（圖 3）、螺旋槳式等等；目前較有純熟技術的則為螺旋槳式，螺旋槳式風車（圖 4）也已應用於大型風力發電機上，目前有良好的成效，而在螺旋槳式中又可分做上風型和下風型，上風型葉片位於塔的前方，必須裝置方向控制功能，通常採用設計垂直安定面控制方向，下風型葉片位於塔的後方，可免裝方向控制功能，但容易造成低頻噪音，對人體產生有感壓力，因而不常見使用。

(2)垂直軸式風力機：主要特徵為風機轉軸與風向垂直的風力機稱之，其主要優點為可以接受任何方向來的風，無需控制方向的功能機構，且整體結構簡單，維修容易，因為此型式之風力機的發電機、齒輪箱可裝設於地面，易於維護，常見的形式有達利亞斯(Darrieus 圖 5)、S 型(Savonius 圖 6)、

以及槳式（Paddle 圖 7）等三大類，也有將其中二類混用的混合型；此種型態最常使用的為達利亞斯與 S 型混合型態，目前也是各國努力研發的主要。

以上分類除了 S 型在氣動力學屬性上為阻力型（抗力型），其餘都屬於升力型（揚力型），之間的優缺點除了以上探討的機構複雜度、附屬機電設備設計難易性、噪音問題、維修問題等等，最重要的取決項目就是做功的效率，從圖 8 可以得知，上風型的三葉片設計具有較高的效率。

2.2 葉片空氣動力學理論

上風型螺旋槳式風力機葉片設計通常採用 Glauert 法和 Wilson 法，Wilson 法主要考慮了動量理論、渦流效應、及葉尖損失效應，在以上的理論基礎上並假定葉片各個徑向斷面之間互相獨立、忽略有限葉片數對氣流的週期性影響、忽略翼型阻力 [11~18]；本文將分別以實際狀態及理想狀態討論葉片設計，實際狀態所指的就是基於 Wilson 理論所推導出的，而理想狀態下指的就是基於 Betz 理論下並忽略渦流效應、及葉尖損失效應等；關於動量理論、渦流效應、葉尖損失效應、及 Betz 理論如後說明 [60~62]。

首先介紹其相關參數定義及原理，簡單的說就是葉片受風的作用力而產生動作旋轉，因旋轉而產生軸功，再將軸功利用電磁產生電能，環境產生的風對風力機產生的相互關係，以圖 9 的簡圖來說明。葉片的幾何定義如

圖10所示，D為風力機旋轉最大外徑（單位m）、R為葉片的最大半徑長度（單位m）、 r 為葉片某個徑向長度函數（單位m）、 dr 為葉片某段徑向半徑（單位m）、C為翼弦長（Chord、單位m）、B為葉片數量、 ϕ 為傾斜角（單位°）、 α 為葉形攻角（angle of attack、單位°）、 β 為葉片扭轉角（blade twist angle、單位°）。

2.2.1 涡流效應

渦流效應主要是假設葉片為一相同半徑之圓盤，不考慮黏性效應，當均勻環境風速 V_1 （單位 m/s）通過一掃掠面積時，其速度值會減小，在圓盤上（葉片處）的軸向風速 V（單位 m/s）必定小於 V_1 ，通過圓盤後的環境風速 V_2 （單位 m/s）亦會降低，引入一個軸向干擾因子 a 值，以計算式表示如下：

$$V = (1 - a)V_1 \quad (2-1)$$

$$V_2 = (1 - 2a)V_1 \quad (2-2)$$

Schmitz 提出當考慮有限長的葉片在旋轉時，其翼尖部分會產生翼尖渦流（wing tip vortex），在與轂（hub）搭接處也會產生渦流區域，因為渦流的存在造成葉片的能量損耗，因此實際上通過葉尖的流線為一個螺旋線，葉片的上游及下游所受到的氣流速度三角圖可以圖 11 表示之。

其中 ω 為誘導旋轉角速度（單位 rev/s 或 rpm）、 Ω 為旋轉角速度（單位

rev/s 或 rpm) , Schmitz 理論引入一個徑向的誘導因子 b 值，因此可以得知在葉片處的徑向風速及氣流對葉片的旋轉角速度可以下式表示之：

$$U_r = \left(\Omega + \frac{\omega}{2} \right) r = (1+b)\Omega r \quad (2-3)$$

$$\Omega + \frac{\omega}{2} = (1+b)\Omega \quad (2-4)$$

2.2.2 葉尖損失效應

在葉片元素動量理論中假設了葉片為無窮多片，然而這與風力機的葉片設計有很大的差異，葉片產生的翼尖渦流大大的影響整體葉片效率，Prandtl 針對此一情形提出修正方式，推導出葉尖損失因子（符號 F ）：

$$F = \frac{2}{\pi} \arccos(e^{-f}) \quad (2-5)$$

$$f = \frac{B}{2} \frac{R - r}{R \sin \phi} \quad (2-6)$$



2.2.3 二維翼型理論

根據二維翼型理論整個葉片受風作用力的情形如圖 12 說明相互關係，以力圖方式簡化表示如圖 13，其中 U 為徑向風速（單位 m/s）、 W 為相對風速（單位 m/s），之間的關係式為：

$$U_r = (1+b_r)\Omega r = (1+b_r)\lambda V_l \left(\frac{r}{R} \right) \quad (2-7)$$

$$W = \frac{V}{\sin \phi} \quad (2-8)$$

下標 r 表示在半徑 r 處的特徵值， b 為渦流效應產生的徑向的誘導因子，理想狀態下可假設無此影響，而 λ 則為翼尖流速比率（Tip speed

ratio)，物理意義為最大半徑 R 處的徑向速度與環境風速 V_1 的比值。

環境的風通過葉片時對於葉片有軸向風及徑向風兩種方向，將兩個方向的風合成相對風探討葉片受力情形，相對風造成葉片不同作標位置上的壓力分佈，因壓力差在葉片上氣動中心上產生升力以及阻力，在討論葉片結構時，利用升力及阻力的合向量淨力，經由作標轉換分解成結構承受的作用力 (Thrust、符號 F_T 、單位 N)、以及產生旋轉的作用力 (DrivingForce、符號 F_D 、單位 N)，實際上這兩種力事分佈在葉片表面上的，如示意圖 15，為了便於計算，假設二者的力作用於氣動中心並以下列公式求得：

$$F_{T(r)}(\text{Thrust}) = L_r \cos \phi_r + D_r \sin \phi_r \quad (2-9)$$

$$F_{D(r)}(\text{DrivingForce}) = L_r \sin \phi_r - D_r \cos \phi_r \quad (2-10)$$

由數學式可以看出，影響最主要的參數為升力 (Lift、符號 L 、單位 N)、阻力 (Drag、符號 D 、單位 N)，相關定義及計算式如下：

$$L_r = C_L \frac{1}{2} \rho W_r^2 C_r dr \quad (2-11)$$

$$D_r = C_D \frac{1}{2} \rho W_r^2 C_r dr \quad (2-12)$$

其中 C_L 為升力係數 (Lift coefficient)、 C_D 為阻力係數 (Drag coefficient)， C_L 及 C_D 可經由翼剖面 (Airfoil) 外型的參考資料中查圖或查表找到。

有了各向分力，可大致估算出風力機的性能軸向推力 (符號 T、單位 N)、扭矩 (Shaft torque、符號 M、單位 N-m)：

$$T = B \int_0^R F_{T(r)} dr \quad (2-13)$$

$$M = B \int_0^R r F_{D(r)} dr \quad (2-14)$$

為了方便探討其性能，定義無因次的系數 C_T 推力係數、 C_M 扭矩係數：

$$C_{T(r)} = \frac{T_r}{0.5 \rho V_1^2 \pi r^2} \quad (2-15)$$

$$C_{M(r)} = \frac{M_r}{0.5 \rho V_1^3 \pi r^3} \quad (2-16)$$

風機產生的功（Mechanical power、符號 P 、單位 W）分別以實際狀態下與理想狀態下討論：

$$P_r = 4 \rho \pi r^3 \Omega^2 b_r (1 - a_r) F_r V_1 dr \quad \text{實際狀態下} \quad (2-17-1)$$

$$P_r = C_{L(r)} \frac{1}{2} \rho V_1^3 \lambda_r \sqrt{1 + \lambda_r^2} \left(1 - \frac{C_{L(r)}}{C_{D(r)}} \lambda_r\right) C_r dr \quad \text{理想狀態下} \quad (2-17-2)$$

得到功之後可求出一個重要的參數指標，功率係數（Power coefficient、符號 C_p ）：

$$C_p = \frac{P}{P_w} \quad (2-18)$$

$$C_{p(r)} = \frac{8}{\lambda^2} b_r (1 - a_r) F_r \lambda_r^3 d\lambda_r \quad \text{實際狀態下} \quad (2-19-1)$$

$$C_{p(r)} = \frac{P_r}{0.5 \rho V_1^3 \pi r^2} \quad \text{理想狀態下} \quad (2-19-2)$$

$$F_r = \frac{2}{\pi} \arccos(e^{-f_r}) \quad (2-20)$$

$$f_r = \frac{B}{2} \frac{R - r}{R \sin \phi} \quad (2-21)$$

$$\lambda_r = \frac{\Omega r}{V_1} = \lambda \left(\frac{r}{R} \right) \quad (2-22)$$

其中 λ_r 則為在 r 處的流速比率（speed ratio）， F 為 Prandtl 修正動量理論後推導出的葉尖損失因子（Tip-lose factor）。

2.2.4 葉片元素動量理論

1865 年 Rankine 用線性動量理論形成了螺旋槳的簡單模型，由於理論過於簡化與實際風力機葉片狀況不相符合，為了更能有效的討論葉片上的性能參數，產生了葉片元素動量理論，主要基於每一個單位長度葉片元素討論，且葉片元素之間不互相影響，並作用於葉片元素不同位置之力都相同，亦即不考慮三維效應及假設葉片為無窮多片。

根據葉片元素動量理論，並導入質量守恆定律、能量守恆定律、及伯努力定律，葉片上的軸向推力、扭矩可以以下式表達之：

$$T_r = \dot{m}(V_1 - V_2) = 4\pi\rho V_1^2 a_r (1-a_r) F_r dr \quad (2-23)$$

$$M_r = \dot{m}\Omega r^2 = 4\pi\rho V_1 \Omega b_r (1-a_r) F_r r^3 dr \quad (2-24)$$

式中的 \dot{m} 為空氣單位時間的質流率，將上列二式與葉片受力計算的軸向推力、扭矩整理後可以分別得到 a 、 b 的線性關係式：

$$\begin{aligned} T_r &= BF_{T(r)} \\ &= 4\pi\rho V_1^2 a_r (1-a_r) F_r dr \\ \Rightarrow \frac{(1-a_r)F}{(1-a_r)^2} &= \frac{BC_r}{8\pi r \sin^2 \phi_r} (C_{L0} \cos \phi_r + C_{D(r)} \sin \phi_r) \end{aligned} \quad (2-25)$$

$$\begin{aligned} M_r &= BF_{D(r)} r \\ &= 4\pi\rho V_1 \Omega b_r (1-a_r) F_r r^3 dr \\ \Rightarrow \frac{b_r F}{1+b_r} &= \frac{BC_r}{4\pi r \sin 2\phi_r} (C_{L(r)} \sin \phi_r - C_{D(r)} \cos \phi_r) \end{aligned} \quad (2-26)$$

整理以上兩式之後可以得到 a 與 b 的關係式又稱能量方程式：

$$b_r(b_r + 1)\lambda_r^2 = a_r(1 - F_r a_r) \quad (2-27)$$

翼弦長度、功及功率係數的計算式則為：

$$C_r = \frac{8\pi a_r F_r (1 - a_r F_r)}{(1 - a_r)^2} \frac{\sin^2 \phi_r}{\cos \phi_r} \frac{r}{BC_{L(r)}} \quad (2-28)$$

$$P_r = 4\rho\pi r^3 \Omega^2 b_r (1 - a_r) F_r V_1 dr \quad (2-29)$$

$$C_{p(r)} = \frac{8}{\lambda^2} b_r (1 - a_r) F_r \lambda_r^3 d\lambda_r \quad (2-30)$$

2.2.5 貝茲 (Betz) 理論

Betz 理論首先做了以下的假設：(1)氣流通過葉片的流動假設為一個單元流管。(2)葉片無錐角、傾角、偏角，看似一個平面轉盤。(3)葉片旋轉時無摩擦阻力，且無渦流效應影響，氣流通過前跟通過後的靜壓相等 ($P_1 = P_2$)。(4)推力均勻的分佈在葉片上。(5)通過的氣流為均勻、穩定、且不可壓縮。

相關參數如圖 16 說明，在 Batz 理論基礎下引用白努力定律 (Bernoulli) 得出一個關係式如下：

$$\frac{1}{2} \rho V_1^2 + P_1 = \frac{1}{2} \rho V^2 + P_a \quad (2-31)$$

$$\frac{1}{2} \rho V_2^2 + P_2 = \frac{1}{2} \rho V^2 + P_b \quad (2-32)$$

因此求解出三者速度 V_1 、 V_2 、與 V 的關係式如下：

$$V = \frac{V_1 + V_2}{2} \quad (2-33)$$

根據動量理論找出 V_1 、 V_2 之間的關係：

$$V = V_1(1-a) \quad (2-34)$$

$$V_2 = V_1(1-2a) \quad (2-35)$$

由上式中可以判斷，當 $a=\frac{1}{2}$ 時， $V_2=0$ ，此與事實不相符合；當 $a>\frac{1}{2}$ 時， $V_2<0$ ，此也與實際情形不相符合；因此，在正常狀態下軸向干擾因子 $a<\frac{1}{2}$ 。

將風機功率計算是以環境風速 V_1 改寫成為下式：

$$\begin{aligned} P &= \dot{m} \left(\frac{V_1^2}{2} - \frac{V_2^2}{2} \right) \\ &= 2\rho V_1^3 a (1-a) A \end{aligned} \quad (2-36)$$

最大風機功率 P 發生在 $\frac{dP}{da}=0$ 時，

$$\begin{aligned} \frac{dP}{da} &= 2\rho A V_1^3 (1-4a+3a^2) \\ &= 0 \end{aligned} \quad (2-37)$$

風機功率 P 的極值發生在 $a=\frac{1}{3}$ 或 $a=1$ 時，而前述已導出在正常狀態下軸向干擾因子 $a<\frac{1}{2}$ ，因此最大風機功率發生在 $a=\frac{1}{3}$ ，帶入功率係數可以求出：

$$\begin{aligned} C_p &= \frac{P}{0.5\rho A V_1^2} \\ &= \frac{16}{27} \approx 0.593 \end{aligned} \quad (2-38)$$

功率係數 $C_p = 0.593$ 也就是著名的貝茲極限 (Betz limit)。

2.3 葉片幾何外型介紹

2.3.1 翼剖面/翼型 (airfoil) 外型的選擇

翼剖面的幾何外型，決定了葉片所能產生的升力及阻力的大小，傳統的翼型為美國太空總署所命名的 NACA 系列，以 4、5、或 6 位數字表達翼

剖面的幾何外型，例如 NACA 4415（圖 17）[63]：

1. 最大弧高為 4% 弦長
2. 最大弧高發生位置距前緣 0.4 弦長
3. 厚度為 15% 的弦長

由於傳統的翼型已漸漸無法滿足使用的需求，因而各國陸續從 80 年代，開發出各種新翼型[64]~[68]：

1. SERI 翼型 from National Renewable Energy Laboratory, 美國

此類翼型主要是針對各種不同直徑的風力機所做的翼型設計，主要是由 Tangler 和 Somers 所設計的，應用於直徑 10 至 30 公尺的風力機上。葉根 ($\frac{r}{R} = 0.4$) 部份採用 SERI S807、中間部份採用 SERI S805A、葉尖 ($\frac{r}{R} = 0.95$) 部分採用 SERI S806A，應用於 21 至 35 公尺的風力機上。葉根部份採用 SERI S814、中間部份採用 SERI S813、葉尖部分採用 SERI S812，在大尺寸（直徑 36 公尺以上）風力機方面設計出在葉根部份的 SERI S818、中間部份的 SERI S817、葉尖部分的 SERI S816。

2. NREL 翼型 from National Renewable Energy Laboratory, 美國

此類翼型同 SERI 一樣是由美國可再生能源實驗室所研發的翼型，主要分為薄型和厚型，分別應用在中型葉片的設計和大型葉片設計上，此類翼型能有效降低由灰塵、昆蟲殘骸等對葉面造成的表面粗度增加而造成的性能減小。

3.RISΦ-A 和 RISΦ-B 翼型 from RISΦ National Laboratory ,丹麥

此兩種是由丹麥 RISΦ 國家實驗室所研究設計的，RISΦ-A 主要的設計有七種，最佳攻角在 10° ，其幾何特徵為前緣呈現尖銳，因此具有對前緣粗糙度的不敏感性，兩種翼型表示方法通常採用 RISΦ-X-xx，最後兩位 xx 表示最大厚度與弦長之比值。

4.FFA-W 翼型 from Flygtekniska Forsoksanstalten Aeronautical Research

Institute of Sweden ,瑞典

此型是由瑞典航空研究所研發設計的，主要有三種系列，編號以 FFA-W1-xxx、FFA-W2-xxx、FFA-W3-xxx 表示，FFA-W1 的薄翼型對於灰塵、昆蟲殘骸造成的前緣粗糙具有良好的性能，即使在粗糙的前緣下仍具有較高的升阻比，而 FFA-W2 系列的翼型對於平滑和粗糙的表面都具有良好的性能。

5.DU 翼型 from Delft University ,荷蘭

此類翼型的編號方式為 DU xx-W-xxx，前面數字 xx 代表發展的年份，後面數字 xxx 代表最大厚度與弦長之比值。

6.AH 翼型 from Institute for Aerodynamics and Gasdynamics of the University of Stuttgart ,德國

此類翼型的編號方式為 AH xx-W-xxx，前面數字 xx 代表發展的年份，後面數字 xxx 代表最大厚度與弦長之比值。

傳統的翼型設計從葉片根部到葉片尖部皆採用相同的翼剖面，雖然可以減少製作上的困難以及設計計算上的複雜，但是性能上卻未必能達到理想狀態，在近期研發的翼型中可以見到翼剖面在徑向方向是有所變化的，不僅風力機專用的翼型大大提升了性能，在徑向方向做翼型變化更是解決了空氣動力上失速的問題以及改善了雷諾數對葉片的影響。

2.3.2 旋轉最大外徑（符號 D 、單位m）

選定尺寸是相當重要的，不僅決定了結構設計、輸出功率、耗資成本外，甚至大大影響可行性的分析，依據各國的參考資料大概可以統計出尺寸對應輸出功率的範圍為何，茲將表列說明如表 2[69]

通常也可以使用計算來選定旋轉最大外徑尺寸，依據所需要輸出的功率（符號 P_e 、單位 W）來估算：

$$P_e = \frac{1}{2} \rho V_1^3 \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) C_p \eta_g \eta_m \quad (2-39)$$

其中 η_g 為發動機產生的損失效率， η_m 為傳動時損失等等， C_p 在此處以0.4 估算。

2.3.3 選擇翼尖流速比率 λ

本節在說明一次 λ 的定義，以數學式來解釋可以說[葉片頂端的速度] / [環境風速]：

$$\lambda = \frac{U_R}{V_1} \quad (2-40)$$

λ 在葉片設計中為最重要的參數之一，其所影響的參數眾多，茲將介紹幾個比較重要的影響。

1. λ 影響了葉片的轉速（符號 N、單位 rpm），通常以下面的數學式估算之：

$$N = \frac{60\lambda V_1}{\pi D} = \frac{30\Omega}{\pi} \quad (2-41)$$

2. λ 設計的好壞影響了功率係數 (C_p)，太小的 λ 無法產生足夠的功率，過大的 λ 亦可能造成翼尖失速而產生效率下降， C_p 與 λ 的關係可參考圖 18。

3. λ 越高則渦流效應造成的誘導速度影響就會減少，徑向誘導因子 b 的影響也就降低了。



2.3.4 葉片數量（符號 B）

決定葉片的數量基本上與 λ 值有直接的關係，通常使用下式計算：

$$B = \frac{80}{\lambda^2} \quad (2-42)$$

除了以公式計算之外，尚有一個方法可以參考，上一小節提到 λ 與 C_p 之間的關係，其實在仔細討論其中之後，可以加入 B 一起探討，三者之間的關係，可用圖 19[70]來表示，圖中可以看出，不同的葉片數量的最高 C_p 所對應的 λ 值均不相同。

2.3.5 葉片寬度（翼弦長度）（符號 C 、單位m）

當選擇了適當的翼剖面後，就可依照所需要的翼弦長度而做等比率縮放，在此提供一經驗公式來幫助尺寸設計，分別考慮實際狀態以及理想狀態下，可以下列公式計算：

$$C_r = \frac{8\pi a_r F_r (1 - a_r F_r) \sin^2 \phi_r}{(1 - a_r)^2 \cos \phi_r} \frac{r}{BC_{L(r)}} \quad \text{實際狀態} \quad (2-43-1)$$

$$C_r = \frac{16}{9} \frac{\pi R}{\lambda^2 B} \left(\frac{R}{r} \right) \quad \text{理想狀態} \quad (2-43-2)$$

式中所有參數值都已在上述步驟中求得，代入後葉片寬度則可計算出來，設計者不一定要完全一樣的採用計算出來的值，實際設計時仍要考慮，實際受力情形以及製造加工可行性，必要時可將各徑向分段計算出的值，做一個線性化的處理。



2.3.6 葉片扭轉角（符號 β 、單位度 $^\circ$ ）

在前節的理論分析中已經說明了 α 、 β 、及 ϕ 三者的關係，以數學式表示則為：

$$\beta = \phi - \alpha \quad (2-44)$$

由此可知此三者是不可分開來討論的，攻角絕對性的影響 C_L 、 C_D ，而 β 設計緊繫著 α ，當 ϕ 值計算出來後，只要設計出良好的 α 值，即可計算出 β 所需的值。

分別以實際狀態下與理想狀態下討論 ϕ 值的數學計算式：

$$\tan \phi_r = \frac{1}{\lambda_r} \frac{1-a_r}{1+b_r} \quad \text{實際狀態} \quad (2-45-1)$$

$$\tan \phi_r = \frac{2}{3\lambda} \frac{R}{r} \quad \text{理想狀態} \quad (2-45-1)$$

從翼剖面的設計中可以得到 α 、 C_L 、 C_D 三者之間的關係，圖 20 為典型的曲線。

由定義中我們知道 C_L 帶給風力機正面的效應， C_D 帶給風力機負面的效應，因而必須在 C_L 與 C_D 之間找到一個 α 的平衡值，當 C_L 與 C_D 相差的倍數最高時，所對應的攻角我們稱之為最佳攻角 α_{opt} 。

從翼型的設計資料中可以看出升力係數 C_L 與阻力係數 C_D 不僅僅與攻角 α 相關，由於流體是粘性的，因此必須將雷諾數（Reynolds number）考慮進去，葉片上的雷諾數在每個徑向位置有所不同，且每個雷諾數所對應的最佳攻角值也不一樣，雷諾數可用下列公式估算之：

$$Re_r = \frac{W_r C_r}{\nu} \quad (2-46)$$

ν 即為氣體的動黏滯係數（Kinematic viscosity、單位 m^2/s ），在常溫常壓（1atm、20°C）下為 $1.51 \times 10^{-5} m^2/s$ ，從數學式可以明顯看出雷諾數與徑向位置關係，因此在選取最佳攻角時必須先將各徑向位置的雷諾數求出，在根據翼型參考數據，找出各個雷諾數所對應的升力、阻力係數與攻角的曲線，在適用的雷諾數區線上找出最大升阻比所對應的攻角值，則稱該值為各徑向位置的最佳攻角。

當最佳攻角值設計後， β 值在徑向位置因 α 及 ϕ 值的影響而產生非線性

的變化，經過計算後可能造成加工上的困難、製作上的不便，因而與翼展長同樣的可將計算的結果線性化後，在進行優化設計，不過值得注意的一點是，改變計算出的 β 值勢必影響了原先 α 值的設計，必須反算 α 值確定線性化後 C_L 與 C_D 的比值是否仍在設計規格範圍內。

2.3.7 徑向位置r處效率因子最佳化

由於風通過葉片時一定會有損失，因而在軸向方向以一個 a 值作為修正，葉片在轉動時會產生渦流現象，因而在徑向方向會引發一個誘導速度，以 b 值作為修正，以理想狀態下可用 Batz 理論推倒出 $a = \frac{1}{3}$ ，並且沒有 b 值的影響，然而 a 、 b 確實存在且影響甚大，並且隨著徑向方向而變化，整理前幾節的數學式，將約束非線性最佳化規劃如下：

[設計變數 (design variable)]:

$$x_i = [a_r \ b_r] \quad (2-47)$$

[目標函數 (objective function)]:

$$\text{Max. } G(x) : \frac{C_{p(r)}}{d\lambda_r} = \frac{8}{\lambda_r^2} b_r (1 - a_r) F_r \lambda_r^3 \quad (2-48)$$

[限制條件 (constraint)]：經動量理論可以推導出 a 、 b 的關係式

$$b_r (b_r + 1) \lambda_r^2 = a_r (1 - F_r a_r) \quad (2-49)$$

[設計變數上、下限 (up、low boundary)]:

$$\begin{aligned} x_i^L &\leq x_i \leq x_i^U \\ 0 &\leq a \leq 0.5 \\ 0 &\leq b \end{aligned} \quad (2-50)$$

三、葉片幾何模型計算及建立

3.1 葉片幾何模型計算流程

整體計算流程可以規劃出以下步驟（流程圖如圖 21）：

1. 根據所需的輸出功率 P_e ，選定適合的額定風速 V_i 。
2. 選定適合的翼型。
3. 估算旋轉所需最大外徑 D ，利用計算式：

$$P_e = \frac{1}{2} \rho V_i^3 \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) C_p \eta_g \eta_m \quad (3-1)$$

其中 P_e 、 V_i 由(1)中得知，空氣密度為已知 $\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$ ，損失效率

η_g 、 η_m 分別假設為 $\eta_g = 0.9$ 、 $\eta_m = 0.85$ ，功率係數依經驗設定 $C_p = 0.4$ 。

4. 依據選用的葉片數量 B ，設計適用的翼尖流速比率 λ 。
5. 將葉片在徑向位置等比率分段，大約每 50 mm 一段。
6. 各徑向位置之效率因子最佳化求解 a 、 b 值，

[設計變數]：

$$x_i = [a_r \ b_r] \quad (3-2)$$

[目標函數]：

$$\min. \ G(x) : - \left[\frac{C_{p(r)}}{d\lambda_r} \right] = - \left\{ \frac{8}{\lambda_r^2} b_r (1 - a_r) F_r \lambda_r^3 \right\} \quad (3-3)$$

[限制條件]：

$$b_r(b_r + 1)\lambda_r^2 = a_r(1 - F_r a_r) \quad (3-4)$$

[設計變數上、下限]：

$$\begin{aligned} x_i^L &\leq x_i \leq x_i^U \\ 0 &\leq a \leq 0.5 \\ 0 &\leq b \end{aligned} \quad (3-5)$$

式中的 λ 於(4)中確認，各徑向的 λ_r 由公式：

$$\lambda_r = \frac{\Omega r}{V_1} = \lambda \left(\frac{r}{R} \right) \quad (3-6)$$

計算之，葉尖損失因子F及參數f經由下式計算得知：

$$F_r = \frac{2}{\pi} \arccos(e^{-f_r}) \quad (3-7)$$

$$f_r = \frac{B}{2} \frac{R - r}{R \sin \phi_r} \quad (3-8)$$

各徑向位置的傾斜角 ϕ_r ，由下式計算：

$$\tan \phi_r = \frac{1}{\lambda_r} \frac{1 - a_r}{1 + b_r} \quad (3-9)$$

7. 計算各徑向位置之葉片寬度 C_r 。

$$C_r = \frac{8\pi a_r F_r (1 - a_r F_r)}{(1 - a_r)^2} \frac{\sin^2 \phi_r}{\cos \phi_r} \frac{r}{BC_{L(r)}} \quad (3-10)$$

其中 $C_{L(r)}$ 在(2)中確定，B於(4)中選定， a_r 、 F_r 於(6)中計算得知。

8. 計算各徑向位置最佳攻角 α_r 。

9. 計算各徑向位置之葉片扭轉角 β_r 。

$$\beta_r = \phi_r - \alpha_r \quad (3-11)$$

10. 線性化徑向位置之葉片寬度 C_r 、及葉片扭轉角 β_r 。

11. 完成葉片模型計算。

3.2 葉片氣動性能計算流程

經過葉片寬度 C_r 、扭轉角 β_r 線性化計算後，以及額定風速 V_1 不一定一直維持在設計狀態下，為了求出在各種額定風速，以及修正後的 C_r 、 β_r 下的各徑向位置的氣動性能，必須先將在偏離設計情形下的干涉因子 a 、 b 值，以迭代方式求出，求解過程順序如下：

- 首先給定初始 a 、 b 值，利用下列式子求出傾斜角 ϕ_r ：

$$\tan \phi_r = \frac{1}{\lambda_r} \frac{1-a_r}{1+b_r} \quad (3-12)$$

- 將求得的傾斜角 ϕ_r ，以及各徑向位置線性化設計的葉片寬度 C_r ，代入

下列二式，分別求出 a 、 b 值：

$$\frac{a_r}{1-a_r} = \frac{BC_r}{8\pi r \sin^2 \phi_r} (C_{L(r)} \cos \phi_r + C_{D(r)} \sin \phi_r) \quad (3-13)$$

$$\frac{b_r}{1-b_r} = \frac{BC_r}{4\pi r \sin 2\phi_r} (C_{L(r)} \sin \phi_r - C_{D(r)} \cos \phi_r) \quad (3-14)$$

C_L 、 C_D 可於翼型資料中根據設計攻角找出相對的值，攻角 α 利用線性化

計算後的葉片扭轉角 β_r 以下式求出：

$$\beta_r = \phi_r - \alpha_r \quad (3-15)$$

- 將第(2)步驟中的 $a_{(2)}$ 、 $b_{(2)}$ 代入第(1)步驟，依序迭代計算 n 次

- 檢驗是否收斂：

$$\frac{a_{(n+1)} - a_{(n)}}{a_{(n)}} = \varepsilon_a \quad (3-16)$$

$$\frac{b_{(n+1)} - b_{(n)}}{b_{(n)}} = \varepsilon_b \quad (3-17)$$

當 $\varepsilon_a = 10^{-6}$ 、 $\varepsilon_b = 10^{-6}$ 判定為收斂。

根據上述方法求得的各徑向位置干涉因子後，可求出相對徑向位置的軸向推力、扭矩、功等，利用下面三式進行計算：

$$T_r = \dot{m}(V_1 - V_2) = 4\pi\rho V_1^2 a_r (1 - a_r) F_r r dr \quad (3-18)$$

$$M_r = \dot{m}\Omega r^2 = 4\pi\rho V_1 \Omega b_r (1 - a_r) F_r r^3 dr \quad (3-19)$$

$$P_r = \Omega M_r = 4\rho\pi r^3 \Omega^2 b_r (1 - a_r) F_r V_1 dr \quad (3-20)$$

軸向推力係數、扭矩係數、功能係數：

$$C_{T(r)} = \frac{T_r}{0.5\rho V_1^2 \pi dr^2} \quad (3-21)$$

$$C_{M(r)} = \frac{M_r}{0.5\rho V_1^3 \pi dr^3} \quad (3-22)$$

$$C_{P(r)} = \frac{8}{\lambda_r^2} b_r (1 - a_r) F_r \lambda_r^3 d\lambda_r \quad (3-23)$$



葉片的總軸向推力、總扭矩、總功可經由積分求得：

$$T = \int_0^R dT_r \quad (3-24)$$

$$M = \int_0^R dM_r \quad (3-25)$$

$$P = \int_0^R dP_r \quad (3-26)$$

依據不同的翼尖流速比率 λ ，可求出 λ 對 T 、 M 、 P 的關係；也可以計算在某個額定轉速 N 下，不同風速 V_1 所對應的 T 、 M 、 P 關係；或是相同風

速 V_1 下，不同額定轉速 N 所對應的 T 、 M 、 P 關係；或者依所需要觀察的相關性能曲線，做相互處理比對，以繪出各種性能曲線。

3.3 實例計算

1. 設計所需的輸出功率 P_e 為 1 KW，依據台灣的風能情況，設定額定風速 V_1 為 10 m/s。
2. 翼型選擇方面參考市售機型”Whisper H40”所使用的 NREL S822、S823，以上兩型翼型為較早期開發出來的，適合應用在 3 至 10 公尺的風力機；本計劃預計將葉片長度設計在 3 公尺以內，依據美國可再生能源實驗室所研發的翼型 NREL 的研究報告說明，在 1 至 3 公尺以內的小型風力機葉片適合使用的型號為 S833、S834、S835，此三型分別使用的區域如圖 22 說明。各型號之翼型曲線如圖 23 所示。

3. 計算旋轉所需最大外徑 D ：

$$P_e = \frac{1}{2} \rho V_1^3 \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) C_p \eta_g \eta_m \quad (3-27)$$

其中 $P_e = 1000$ W、 $V_1 = 10$ m/s、 $\rho = 1.225$ kg/m³、 $\eta_g = 0.9$ 、 $\eta_m = 0.85$

$$C_p = 0.4^\circ$$

$$1000 = \frac{1}{2} \times 1.225 \times 10^3 \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) 0.4 \times 0.9 \times 0.85 \quad (3-28)$$

$$\Rightarrow D = \left(\frac{1000 \times 2 \times 4}{1.225 \times 10^3 \times \pi \times 0.4 \times 0.9 \times 0.85} \right)^{\frac{1}{2}} = 2.6064 \quad (3-29)$$

經計算所得的旋轉所需最大外徑約 2.6 公尺。

4. 風力機的型式採用一般大型風力發動機所設計的水平軸式上風型發力機，偶數葉片易造成旋轉機構產生共振，葉片數量過多也將造成成本提高、製作困難、品質控制不易，一般來說葉片數量 3 能產生足夠的功能係數 C_p ，且不會造成成本的過度提升，最有幫助的是能從三葉片的設計過程中吸取經驗，以提昇未來對於大型風力機設計能力；翼尖流速比率的選擇在 3 葉片、額定風速 $V_1 = 10 \text{ m/s}$ 的情況下宜選擇 $\lambda = 6^\circ$ 。
5. 葉片最大外徑為 2.6 公尺，考慮葉片中心軸殼（Hub）以及組合介面需求，因此，單一葉片長度為 1 公尺，吾人在徑向方向等分為 20 份，大約每 50 mm 一段，分段的情況說明如圖 24 所示。
6. 本文最佳化程式採用市售套裝軟體 Matlab 內建的最佳化程式庫中的 fmincon 指令（程式摘要如附錄 *main.m*、*myfun.m*、*mycon.m*），在 Matlab by fmincon 使用的方法是是序列二次規劃法（SQP）[71] [72]，其基本理論就是將約束化問題（Constrain Question）轉化為求解一系列的二次規劃問題，也就是每次迭代步驟中解決一個二次規劃子問題，迭代時，收斂經由使用近似牛頓法（Quasi-Newton）得到的 Langrange 函數構成的赫世矩陣（Hessian Matrix）來保證，從而轉化二次規劃子問題，其解產生搜索過程的搜索方向，以數學式表示，當給定

$$L(x, \lambda) = f(x) + \sum_{i=1}^m \lambda_i g_i(x) \quad (3-30)$$

通過線性化非線性約束條件得到二次規劃問題如下：

$$\min_{d \in R^n} \frac{1}{2} d^T H_k d + \nabla f(x_k)^T d \quad (3-31)$$

$$\nabla g_i(x)^T d + g_i(x) = 0 \quad i = 1, \dots, m_e \quad (3-32)$$

$$\nabla g_i(x)^T d + g_i(x) \leq 0 \quad i = m_e+1, \dots, m \quad (3-33)$$

(其中 H 矩陣的更新，於 $fmincon$ 中採用 BFGS 方法)

此問題再通過二次規劃解，形成新的迭代方程

$$x_{k+1} = x_k + \alpha_k d_k \quad (3-34)$$

此法僅在可行區域 (Feasible Domain) 求解，因此，求解一個非
線性約束化問題比求解無約束化問題，所迭代的次數更少。對於各徑
向位置之效率因子 a 、 b 值最佳化求解過程規劃如下：

[設計變數] :

$$x_i = [a_r \ b_r] \quad (3-35)$$

[目標函數] :

$$\min. \ G(x) : -\left[\frac{C_{p(r)}}{d\lambda_r} \right] = -\left\{ \frac{8}{\lambda_r^2} b_r (1-a_r) F_r \lambda_r^3 \right\} \quad (3-36)$$

[限制條件] :

$$b_r(b_r+1)\lambda_r^2 = a_r(1-F_r a_r) \quad (3-37)$$

[設計變數上、下限] :

$$\begin{aligned}x_i^L \leq x_i \leq x_i^U \\0 \leq a \leq 0.5 \\0 \leq b\end{aligned}\quad (3-38)$$

7. 經過最佳化求解後可以得出各徑向位置的 a_r 、 F_r 等值，葉片寬度 C_r 利

用下式計算：

$$C_r = \frac{8\pi a_r F_r (1 - a_r F_r)}{(1 - a_r)^2} \frac{\sin^2 \phi_r}{\cos \phi_r} \frac{r}{BC_{L(r)}} \quad (3-39)$$

其中 C_L 在 NREL 公司翼型的報告中可以查得。

8. 計算各徑向位置最佳攻角 α_r 。

最佳攻角值 α_{opt} 產生在當升阻比最大時，尋找的方法為，在座標原點

做”升力對阻力曲線”的切線，切點處所對應的升阻比為最大值，由該

切點處尋找”升力對攻角曲線”所對應的攻角值，即為最佳攻角，如圖

25 說明。



各徑向位置的雷諾數不相同，利用公式計算之：

$$Re_r = \frac{W_r C_r}{\nu} \quad (3-40)$$

將計算得到的雷諾數以內插或外插，即可求出各徑向位置的最佳攻角。

9. 利用最佳化後得出的 a_r 、 b_r 值計算出各徑向位置的傾斜角 ϕ_r ，以及上一步驟獲得的各徑向位置的最佳攻角 α_r ，計算各徑向位置之葉片扭轉角 β_r ，如下式：

$$\beta_r = \phi_r - \alpha_r \quad (3-41)$$

經程式演算後，結果如表 3，步驟 6 至步驟 9 計算過程的 Matlab 程式碼如附錄一。

10. 線性化徑向位置之葉片寬度 C_r 、及葉片扭轉角 β_r 。

以徑向位置 r 分別當作葉片寬度 C_r 、及葉片扭轉角 β_r 的函數，假設為四次多項試，如下式所列：

$$C_r(r) = a_c x^4 + b_c x^3 + c_c x^2 + d_c x^1 + e_c \quad (3-42)$$

$$\beta_r(r) = a_\beta x^4 + b_\beta x^3 + c_\beta x^2 + d_\beta x^1 + e_\beta \quad (3-43)$$

本文利用 Matlab 內建指令 polyfit (程式摘要如附錄二) 分別求出兩式的 a 、 b 、 c 、 d 、 e 係數，考慮葉片形狀分佈、組裝界面處等，忽略葉柄部分 ($\frac{r}{R} = 0 \sim 0.2R$) 及葉尖部分 ($\frac{r}{R} = 0.9 \sim 1R$) 的線性化處理，因此僅針對 $\frac{r}{R} = 0.25 \sim 0.9R$ 做分析計算，結果如下所列：

$$C_r(r) = -0.56x^4 + 1.684x^3 - 1.403x^2 - 0.168x^1 + 0.642 \quad (3-44)$$

$$\beta_r(r) = 24.625x^4 - 104.793x^3 + 169.159x^2 + -131.973x^1 + 48.626 \quad (3-45)$$

依據上式結果將 r 帶入，重新求出線性化後的 C_r 、及 β_r 的值，茲將結果與比較詳列於表 4， C_r 對站位及 β_r 對站位曲線如圖 26。

11. 完成葉片設計。

3.4 三維立體模組建立

本文利用三維機械繪圖軟體 SolidWorks 繪製三維葉片模組，翼型曲線

經由 NREL 報告中獲得 $\frac{x}{c}$ 、 $\frac{y}{c}$ 資訊，將前節求出的 C_r 帶入，獲得各徑向位置的 x_r 、 y_r 座標，整理繪圖時所需的相關數值資料 x_r 、 y_r 、 β_r 於同一檔案 airfoil.txt，利用 SolidWorks 內建的巨集功能，以及附加程式 API 語言的「Open For Input As 打開文件、讀入指令」、「boolstatus = Part.Extension.SelectByID2 在平面繪製草圖指令」、「Part.SketchSpline 繪製不規則曲線指令」、「Part.Extension.RotateOrCopy 旋轉不規則曲線指令」、「boolstatus = Part.Extension.SelectByID2 疊層拉伸指令」等等，規劃一自動畫繪製葉片程式檔案（程式摘要如附錄三），完成葉片自動化繪製後，再依據結合介面的需要設計葉柄處，即完成葉片設計，葉片完成示意圖如圖 27。



四、有限元素分析

4.1 自然頻率、自然模態分析

隨著運動速度的提高，對機器或結構動態特性的了解要求日益迫切，所謂的動態特性指的就是自然頻率(Natural Frequencies)及其相應的振型(Mode Shape)，本質上固有頻率適度顯示結構體的剛性行為；其與複合材料板受力產生的位移與應變，成相對應的比例關係。在許多有限元素法或結構動態分析的文獻裡諸多介紹，結構可能因共振而產生過大之變位或應力，超過材料之容許極限而產生破壞；或是振動中所產生之反復應力，雖然其應力值並未超過材料之容許極限，但卻可能因為反復次數過多而造成材料疲勞破壞；另外振動亦會伴隨產生噪音、結構的顫動，使得使用者產生不舒服的感覺。對於結構量測低階自然頻率遠比量測其位移與應變容易，通常低階自然頻率在工程設計較受重視，因低階自然頻率容易受外界激發而引起結構共振。

4.1.1 ANSYS模型建立步驟

在元素使用方面芯材採用編號solid186，面層的纖維/樹酯採用編號shell99，分析自然模態採用無拘束下邊界條件，計算特徵值所採用的演算法選用子空間迭代法（Subspace），實際操作步驟如下段說明。

前處理部份：

1. Preprocessor → Element type：選擇心材 solid186，面層 shell99。
2. Preprocessor → Real constant：設定面層實體常數，包含排列角度、厚度等等。
3. Preprocessor → Material Props → Material Models：設定各材料性質。
4. Preprocessor → Modeling：先使用三維繪圖軟體建立模組，儲存成 ANSYS 可以讀取的格式（如 Parasolid、IGS、Sat 等），以 ANSYS 匯入葉片三維立體模組。
5. Utility Menu → WorkPlane → Local Coordinate Systems → Create Local CS：建立元素座標，由於纖維材料具有方向性，需先定義座標系統。
6. Preprocessor → MeshTool：選擇元素參數、材料性質、各元素之尺寸大小，並分割元素。
準備進行模態分析：
7. Solution → Analysis Type → New Analysis：選擇分析型態，自然頻率模態分析點選“Modal”。
8. Solution → Analysis Type → Analysis Options：設定使用的演算法及要分析的模態個數，選用 Subspace 進行模態分析。
9. Solution → Solve → Current Ls：求解。
10. General Postproc → Results Summary：列出所有的自然頻率。
11. General Postproc → Read Results → By Pick：選出想看 Mode Shapes 的

自然頻率。

12. General Postproc →Plot Results →Contour Plot →Nodal Solu：再選

Nodal Solution →Displacement vector sum，圖示出各節點的位移。

以上步驟可以得到葉片在無拘束條件下的自然頻率及模態。

4.2 暫態振動分析

風力葉片在受風的作用下會產生一個正向的結構承受力以及周向的旋轉力，葉片必須在風的作用下有足夠的強度，風力與時間的關係是隨機變化的，有時風力在短時間之內迅速增加二到三倍，甚至數倍，因而暫態分析將有助於了解葉片在瞬時陣風作用下的位移改變及應力、應變分佈情形，本節將討論葉片在受瞬時激振力情形下的振動行為分析方式。

4.2.1 ANSYS模型建立步驟

暫態振動分析的前處理步驟與自然頻率分析一樣，可參閱4.1.1節的1-6步驟，由於暫態分析相當耗費計算機系統資源，通常建立的網格比較粗，用以節省計算時間及系統資源，為了能有效節省並善用資源，且能準確分析量測點的結果，本文在實驗量測位置的節點上進行網格細分，並提供一些節省資源的方法使用[73]。

準備進行暫態振動分析：

7. Main Menu→Preprocessor>Meshing→Modify Mesh>Refine At→Nodes :

細分網格，將原先較為粗的網格在需要分析的資料點處進行細分，可得到較為精確的解。

8. Preprocessor→NumberingCtrls→Compress Numbers→Nodes、Elements：壓縮節點、元素編號，使用此指令可以避面編號的跳號，此功能可將已設定的所有相關資料轉換。

9. Preprocessor→Numbering Ctrls→Element Reorder→Reorder by XYZ：將元素內部編號重新排列，可以使得資料結構完整，計算時更有效率。

10. Solution→Analysis Type→New Analysis：選擇暫態分析點選“Transient”。

11. Solution → Analysis Type → Sol'n Controls：設定暫態的步進時間、結尾時間、阻尼值等等。



12. Solution → Define Loads → Apply→Structurl：設定挾持邊界、受風下葉片所承受的力、以及葉片轉動的速度。

13. Preprocessor→Archive Model→Write：將有限元素分析資料寫到文字檔案中，本指令可以寫出乾淨的分析模型。

14. Utility Menu>File>Clear & Start New：清除所有資料，並重新開啟一個乾淨的新檔案。

15. Preprocessor→Archive Model→Read：將之前寫出的乾淨模型讀入。

16. Solution → Solve → Current Ls：求解。

4.2.2 ANSYS模擬分析中各參數的取得

1.材料常數的給定

葉片製作所使用的材料包含面層的純樹酯、玻璃纖維/樹酯，芯材的PS(聚苯乙烯)發泡，材料常數經實驗求得表列於表 5，並依序於 ANSYS 中設定編號為 MAT=1、2、3。

2. 元素座標的設定

由於纖維材料具有方向性，必須在各面層的網格中定義坐標系統，使得在實體常數中設定的角度有所意義，依據不同位置的面層定意坐標系統，葉片的部分於徑向方向(翼展方向)設定為 X，葉片旋轉方向(翼弦方向)為 Y，葉片表面的法向量方向為 Z，而葉柄的部分為圓柱幾何，軸向設定為 X，弧面切線方向設定為 Y，表面的法向量方向為 Z，設定完成後在產生元素時即可有規律且整齊的元素，如圖 28 所示，各元素的坐標系統都整齊的排列。

3.力的給定

Kistler 敲擊槌透過訊號分析儀將訊號存錄於個人電腦，利用個人電腦中的軟體將存錄的力對時間圖取數個資料點紀錄下來，如圖 29 所示，在 ANSYS 軟體中使用表單(table)的功能 parameters → Array Parameters → Define/Edit，將紀錄的力對時間資料點對應輸入新增的表單裡，儲存表單內容，在進行力的設定時 Solution → Define Loads → Apply → Structural→Force/Moment 其中的 Apply as 選項裡選擇 Existing table，點選前一步驟所儲存的表單，完成暫態力的給定。

4. 阻尼比的給定

圖 30 為阻尼量測試驗之加速度及位移對時間曲線，加速度為量測葉片接近尖端 50mm 處位置的量測數據，位移根據加速度量測數據對時間積分後求得；由於 α -damping 對低頻影響較大對高頻沒什麼影響而 β -damping 對高頻影響較大對低頻沒什麼影響，因此，低頻下可以忽略 β -damping， α -damping 則利用第一階頻率計算；圖中得知在 27.4ms 至 274.7ms 內共振動六次，利用下式計算之，

$$f = \frac{m}{\Delta t} \quad (4-1)$$

得知第一階頻率 $f=6/(274.7-24.4)=24.26\text{Hz}$ ，本文使用單自由度公式來計算 α -damping，

$$\xi = \ln \frac{(V_n/V_{n+m})}{2\pi m} \quad (4-2)$$

其中 ξ 為此共振頻率之阻尼比， V_n 為第 n 次的位移， V_{n+m} 為第 $n+m$ 次的位移，計算後得到 $\xi=0.0189$ ，利用下式並忽略低頻時的 β -damping，可以求得系統 α -damping，

$$\xi = \frac{\alpha}{2\Omega} + \beta \left(\frac{\Omega}{2} \right) \approx \frac{\alpha}{2\Omega} \quad (4-3)$$

其中 α 為與質量矩陣有關的阻尼比， Ω 為模態之角自然頻率，計算後求得 $\alpha=2x(24.26x2\pi)x 0.0189=5.76$ 。

進入求解器中進行設定 Solution → Analysis Type → Sol'n Controls，選擇後會出現設定的視窗，點選 Transient 設定，在 Damping Coefficients 裡將計算出的 α -damping 輸入，Full Transient Option 選擇 Stepped loading。

4.3 有限元素分析驗證

由於複合材料的行為較為複雜，本文先以均勻等向性之材料鋁合金，驗證分析之可行性，鋁合金採用 Al 6061，楊氏系數為 $6.92\text{e}10\text{ Pa}$ ，柏松比為 0.33，密度的實測值為 2669.3kg/m^3 ，幾何形狀為一 [300 X 29.74 X 4.05]

mm^3 的矩形平板，首先以第 4.1.1 節介紹的方法進行無拘束條件下的自然頻率分析，網格使用 solid 186 六面體元素，實驗方面如圖 31 所示，鋁板以橡皮筋與試驗台架接合，加速規放置於鋁板中心處，圖 32 量測結果曲線，第一階到第五階自然頻率依序為 235.5、648.5、1266.3、1355.1、1662.3，ANSYS 分析結果依序為 235.5、649.4、1273.4、1346.0、1671.8，相關結果如表 6，其間之最大誤差量不到 1%，可以確定模態分析是可行的。

其次驗證在單邊夾持下的自然頻率，實驗方面如圖 33 所示，夾持鋁板一端 32.3mm 處，加速規置於中間量測數據，應變規於中間另一面量測應變，比對實驗與分析在單邊拘束條件下自然頻率的誤差量，實驗量測結果曲線如圖 34，與分析結果比較列於表 7，由表中可看出最大的誤差量為 1.08%，因此可判斷 ANSYS 分析拘束條件下模態是準確的。

驗證了模態分析準確性後，開始進行暫態振動分析，利用 4.2.2 節中的第 4 項說明的方法計算鋁板的阻尼，圖 35 為鋁板所量測的加速度對時間曲線，以及利用加速度對時間積分後計算的位移對時間曲線圖，第一階頻率 $f=46.6\text{Hz}$ ，模態之角自然頻率 $\Omega=292.8$ ，位移經 9 次振動後從 $V_9=9.450\text{e-}5$ 衰減至 $V_{18}=7.396\text{e-}5$ ，計算後得知 $\xi=0.00433$ ，因而得到 $\alpha=2.54$ 。

使用第 4.2.1 節所述之方法計算鋁板的加速度與應變對時間的變化，並與實驗結果比較，圖 36 為加速度對時間的比較結果，圖 37 為應變對時間的比較結果，為了判斷方便，茲將每個波峯及波谷以曲線連接起來，並將其線性化相互比對，加速度趨勢線如圖 38，應變趨勢線如圖 39，由圖中可以判斷出兩者的變化趨勢相似，波型也近似，分別在不同時間點下取加速度及應變的結果值互相進行比較，比較結果詳列於表 8，加速度最大誤差在 5.03%，應變最大誤差在 5.99%，可見暫態振動分析之方法是可行且準確的。

五、葉片振動試驗

本文試驗所使用之葉片為一實際量測全長為 998 mm 的複合材料葉片，單隻葉片實測重量為 750g，採用樹酯轉注模塑成型法（Resin Transfer Molding，RTM）製做，RTM 製作方式為目前風力葉片最常使用的方法之一，具有成型效率高、不易產生揮發物質、產品表面較光滑、無污染環境等優點，主要步驟是先將芯材包覆纖維後放入模具中，模具封閉後先行抽真空，約達 0.01tour 時，將樹酯注射進入模具，纖維完全淨潤樹酯後並確定模具內空氣皆以排出，將模具完全封閉置於室溫熟化。葉片結構部分為三明治構型，芯材使用 PS 發泡，發泡密度達 13.6 kg/m^3 ，面層使用玻璃纖維/樹酯雙軸針織纖維包覆，採用的雙軸針織纖維為兩個方向為正交且互相垂直針織布，每層為 0.2mm 共鋪疊五層，葉柄部分使用多層玻璃纖維/樹酯纏繞，複合材料葉片示意如圖 40。



5.1 自然頻率量測實驗

本實驗主要量測葉片在無拘束條件下的自然頻率，將葉片以橡皮筋連接於試驗台架上，加速規分別黏貼於三處不同位置接收訊號，以敲擊槌激振，將量測資料儲存後，記錄下其自然頻率。

1. 基本設備有：

- (1) 訊號分析儀
- (2) Kistler 敲擊槌
- (3) Isotron Accelerometer 加速規
- (4) 個人電腦
- (5) 葉片
- (6) 試驗台架

2. 實驗程序

- (1) 將敲擊槌及加速規的訊號端組裝於訊號分析儀上。
- (2) 將訊號分析儀與個人電腦連結後，打開訊號分析儀之電源，並開啟電腦應用程式。
- (3) 把葉片吊掛於試驗台架上，並將加速規分別於三處不同位置端黏於葉片上，如圖 41 所示。
- (4) 於應用程式中開啟訊號接收鈕，以敲擊槌敲及葉片不同位置約三至五次。
- (5) 於應用程式中按下停止紀錄鈕，並呼叫出加速度對頻率曲線，將各皆頻率記錄下來，量測結果如圖 42。

5.2 阻尼量測實驗

本實驗將葉片底部端挾持，葉尖端放置加速規量測，敲擊後第一階振動行為乃上下擺振，根據量測出的波形對時間圖可以求出第一階頻率，依據單自由度公式求其阻尼值。

1. 基本設備有：

- (1) 訊號分析儀
- (2) Kistler 敲擊槌
- (3) Isotron Acceleronmeter 加速規
- (4) 個人電腦
- (5) 葉片
- (6) 試驗台架

2. 實驗程序

- (1) 將敲擊槌及加速規的訊號端組裝於訊號分析儀上。
- (2) 將訊號分析儀與個人電腦連結後，打開訊號分析儀之電源，並開啟電腦應用程式。
- (3) 試驗台架將葉片底端挾持固定住，並將加速規接收端黏於距離葉

尖 50mm 位置上。

- (4) 於應用程式中開啟訊號接收鈕，以敲擊槌敲擊距離葉柄 545mm 處位置，如圖 43 所示。
- (5) 於應用程式中按下停止紀錄鈕，並呼叫出加速度對頻率曲線，將各第一階波型的波峰加速度值及時間記錄下來。

5.3 應變量測實驗

本實驗將葉片底部端挾持，距離葉柄端 135mm（編號 P01）和 225mm（編號 P02）處黏貼應變規，如圖 44 所示，應變規坐標沿著葉柄向葉尖之方向，敲擊葉片後量測其應變對時間之變化，並與 ANSYS 分析結果比較。

1. 基本設備有：

- (1) Ni cDAQ-9172 資料擷取系統
- (2) Ni 9237 模組（用於接收應變規數據）
- (3) Ni 9234 模組（用於接收敲擊槌數據）
- (4) KYOWA KFG-2-120-C1 應變規
- (5) Kistler 敲擊槌
- (6) 葉片
- (7) 試驗台架
- (8) 個人電腦

2. 實驗程序

- (1) 將 National Instruments 公司的資料擷取系統模組與 Ni 9237 模組及 Ni 9234 模組裝。
- (2) 將應變規接於 Ni 9237 模組，Kistler 敲擊槌接於 Ni 9234 模組，並將 Ni cDAQ-9172 資料擷取系統與個人電腦連結（模組組裝示意圖如圖 47）後，打開所有儀器電源，並開啟電腦應用程式，程式軟體使用 NI 公司所提供之 Ni DAQmax。

- (3) 試驗台架將葉片底端挾持固定住，並量測葉片是否確實水平且穩固。
- (4) 於應用程式中開啟訊號接收鈕，以敲擊槌敲擊距離葉柄 545mm 處位置。
- (5) 於應用程式中按下停止紀錄鈕，並呼叫出各點應變對時間曲線，以及敲擊槌施的力對時間曲線，將各應變、力、及時間資料記錄下來。

5.4 有限元素分析與實驗結果討論

葉片實際量測重量為 750g，本文建立的有限元素模型（圖45）重量亦為 750g，暫態分析需要龐大的計算資源，為了能有效節省資源，減少計算時間，建立的格點沒有很細緻，網格收斂約在千分之一，共有 3245 個元素、4033 節點。無拘束條件下分析自然頻率所得的第一階至第五階自然頻率分別為 95.3 Hz、214.6 Hz、247.8 Hz、348.9 Hz、387.5 Hz，各階自然模態綜整如圖46，由模態圖可看出自然振動行為有彎曲振動以及扭轉振動，其中彎曲振動又包含了翼展方向（flap-wise）和翼弦方向（edge-wise）。

無拘束條件下自然頻率分析結果與實驗結果相比較第一階到第五階的誤差量約在 4.2% 以內，詳細結果資料如表9，互相比較實驗結果與分析值的曲線（如圖47），可以看出有相同的趨勢；由於葉片採用複合材料並以手工製作，實際葉片與分析模組會有所差異性，如樹酯含量的分佈情形、纖維

分佈密度、纖維排列方向、幾何形狀製作時產生的變異等等，造成葉片分析與實驗的誤差量較鋁板的為大。

進行暫態分析時先驗證單邊挾持下的自然頻率，分析結果顯示第一階至第三階分別為 27 Hz、50 Hz、110Hz，根據實驗結果顯示（實驗數據如圖 48 所示），測量出的第一階頻率為 25Hz、第三階頻率為 109Hz，比較二者結果相當近似，得到初步可靠性的驗證。其中第一階的彎曲振動自然頻率與發電機葉片旋轉頻率息息相關，一般工程設計上第一階自然頻率不能與發電機葉片旋轉頻率整數倍重合，必免產生共振，對於三葉片的發電機設計要求上，第一階自然頻率必須大於發電機葉片旋轉頻率的 320%，以本文葉片範例來看，葉片可應用在旋轉頻率為 7.813Hz（亦等於 468.75rpm）以下的發電機。續而進行暫態分析，選擇距離葉尖 50mm 處做為一參考點，比較分析結果與實驗數據在參考點位置上的加速度對時間的變化，將兩條結果曲線相互比較於圖 49，圖中觀察出兩者曲線相當近似，個別比較幾個時間特徵點（如圖中所標示之位置），時間資料點之差異值也都在 6.6% 以內，阻尼影響振動的收斂行為也近似，因此，可以確定暫態分析模組的準確性以及阻尼值的適用性。

使用暫態分析比較葉片受瞬時激振力時，應變對時間的變化趨勢，圖 50 為應變實驗量測結果，應變量測的兩點（P01、P02）位置與施力為同一平面，點 P01 距離夾持端葉柄的位置較近，從實驗結果判斷，兩點應變經敲擊後立刻同步產生正應變，點 P01 初始最大應變為 $1.263e-4$ 大於點 P02 初始最大應變為 $3.379e-5$ ，初步判斷實驗結果符合理論物理現象；進行有線元素分析時，必須先確認元素的方向性是否與應變規黏貼的方向一致，於總域座標中葉柄向葉尖之徑向方向（翼展方向）定義為 X 軸，複合材料的各個元素

座標亦定義徑向方向為X軸，如此，ANSYS元素Y方向結果將與應變量測結果座標一致。本文於模態分析時採用較粗的網格，對於模態分析有足夠的網格收斂性，但進行振動研究時會有較大的誤差影響，因而必須進行網格細緻處理，為了能節省系統資源、減少計算時間，僅針對應變量測點的位置進行網格細緻處理，網格細緻處理前、後比較如圖51所示。

將ANSYS各點徑向方向應變分析結果與實驗比較，圖52為點P01的比較結果，圖53為點P02的比較結果，從兩張圖中之曲線可以看出兩者的趨勢相似，波峯、波谷的減緩趨勢也相似，為了判斷方便，茲將每個波峯及波谷以曲線連接起來，並將其線性化相互比對，應變量測點P01趨勢線如圖54，應變量測點P02趨勢線如圖55，由圖中可以判斷出兩者的變化趨勢相似，波型也近似，分別在不同時間點下，取P01及P02的實驗與分析應變結果值互相進行比較，比較結果詳列於表11，點P01最大誤差在7.74%，點P02應變最大誤差在4.81%，由於複合材料的振動行為較為複雜，且其材料具有方向性，誤差之造成可能因應變規黏貼方向與有限元素分析模型有所偏斜，或是因為應變規黏貼於葉片上的曲面，與有限元素分析時的設定為平整XY平面有所不同，而造成分析與實驗有所誤差，進行鋁板分析時無上述困難，因而鋁板分析結果較葉片分析結果之誤差為小，對於複合材料葉片而言，振動分析與實驗之誤差，仍屬合理誤差範圍。

葉片於環境下有時會受到瞬時的巨大陣風作用，利用暫態分析模擬葉片於瞬時風力作用下的振動行為，假設一環境風場初始風速0m/s，於3ms內風速提升至50 m/s後又回到0m/s，實際流場邊界條件須利用計算流體力學方式分析，然而，流固耦合分析將造成整體分析過於複雜，本文採用第2章所述之方式計算各徑向位置受力對時間的關係變化，圖56顯示風速以及葉片所受總力對時間之變化曲線，圖57顯示不同時間下，葉片受力情形對各徑向位置之變化曲線。將有限元素分析模型於徑向方向分割為20等份，各徑向位置葉片受力對時間變化計算結果依相對應位置輸入有限元素模型，固定條件與振動試驗分析相同，所得之P01以及P02於徑向方向之應變結果如圖58，等效應變（Von Mises Strain）結果如圖59，利用應變分析結果並引用最大應變破壞準則（Maximum strain criterion）可以判斷結構是否安全，葉尖端點處的位移及加速度對時間變化如圖60，求出葉尖端點位移量可以判斷葉片與塔架是否會發生干涉。

由上述結果可以看出最大應變及最大位移時間點大約發生在12 ms時，分析葉片應力時必須要有較細緻的網格才能有良好的收斂結果，網格經細致處理後如圖61，共計有125182個元素、160635個節點，茲分別取12ms時葉片迎風面以及背風面整體應力分佈情形（如圖62、63），以及12ms時整體葉片變形情形（如圖64），迎風面在12ms時受陣風載荷承受張應力，背風面則承受壓應力，由圖中可以觀察出，徑向方向應力較大的地方為靠近葉柄

處亦即為拘束端，弦向方向應力較大的地方發生在1/3~1/4弦長處，目前市售的葉片會在葉柄處及弦長1/3處進行結構增強設計，可見分析結果與實際情形相符合。

由於葉片於徑向及弦向方向受力不同，幾何上的弦長寬度及厚度亦有所差異，應力分佈情形相當複雜，建立有限元素分析能量可以較容易了解葉片在風場下的應力分佈情形，對於結構補強設計，組合介面的結構設計有很大的幫助，環境的風場實際上為一對時間的函數，建立了暫態分析能量，能有助於了解葉片在時間域下的振動行為。



六、結論與未來研究方向

6.1 結論

隨著環保意識受到世界的重視，石油價格的高漲，在生能源已經是各國首要的課題，風力發電除可自產能源外更具有低污染的優點，根據 GWEC 的預測，未來風力發電產業的複合年平均成長率約在 18~25%之間，2010 年總裝置容量預估有 134800MW，可見風力發電的重要性與潛力，目前風力發電成本大約 1.8 元/度，要降低成本除了增加產量以及選擇優良的風場外，更有效的就是改進發電機或葉片。

本文第二章詳細的介紹關於風力機葉片的主要理論，並說明葉片幾何計算方式，提供設計者對於葉片的外型以及氣動載荷有初步的了解，第三章示範了葉片整體參數計算流程，並介紹利用數學計算軟體 Matlab 進行效率因子 a、b 值最佳化計算，以及提供如何利用三維繪圖軟體 SolidWorks 且以 VB 語法撰寫 API 巨集程式，建立自動化三維葉片模組繪製程式，第四章說明如何建立複合材料三明治結構葉片的有限元素模型，介紹元素坐標設定方式、力的時間域設定方式、結合殼元素與體元素，應用於頻率、模態、及暫態等分析，並以鋁板進行實驗，驗證有限元素分析可行性。

第五章介紹葉片的自然頻率量測、阻尼量測、應變量測等實驗方式，並與有限元素分析比較，模態及振型分析與實驗量測數據相似，依據國際電工委員會（International Electrotechnical Commission，IEC）法規，振動測試量測項目主要有自然頻率、模態振型、阻尼值。其中自然頻率主要包含翼面方向第一、第二彎曲自然頻率、翼弦方向第一、第二彎曲自然頻率、以及第一扭轉自然頻率，以上皆屬於低階頻率，本文的分析方式可準確計算出相關自然頻率、以及模態振型，對於葉型的設計上有相當大的益處，應用於新的葉片設計，可以有效且快速的初步計算出葉片的模態及振

型，用於大型葉片上更可大量減少製造和驗證的時間以及成本。對於阻尼方面，一般來說風力機葉片於風場作用下可分為空氣動力阻尼以及結構阻尼，空氣動力阻尼通常經由風洞實驗求出，或利用葉片載荷波動和陣風波動關係式推導出，本文未探討相關範圍，結構阻尼則利用本文介紹之阻尼量測實驗來獲得，其實驗與有限元素分析結果相似，確定了複合材料葉片的阻尼比，比較應變對時間結果，整體時間域變化趨勢相似，各特徵時間點的誤差量也在 7.8% 以內，驗證了有限元素分析模型的正確性。

對於風力機葉片品質規格方面，國際上有許多具有公信力的認證單位，如 IEC、德國驗船協會 (Germanischer Lloyd, GL)、挪威驗船協會 (Det Norske Veritas, DNV) 等，這些認證單位對於不同使用條件下、不同製作工藝下、不同的載荷條件下的結構都有相關的法規，結構的極限強度必須達到法規制定的安全裕度，GL 法規中亦規定了葉尖的位移量的安全裕度，及 IEC 規範中也規定在極限載荷時不能與塔架接觸，利用本文介紹之暫態振動分析，將瞬時激振力改以瞬時陣風模擬葉片振動情形，可以初步了解葉片在瞬時風場下應力、應變、以及變形趨勢，導入最大應力、應變破壞準則，則可初步估算葉片結構的安全裕度，變形分析結果可應用於介面干涉問題的檢視，避免葉片作用時因變形過大造成與塔架干涉，產生撞擊導致損傷。

6.2 未來研究方向

本文試驗所給予的瞬時力量是利用敲擊槌敲擊單點施力，而實際上，風力發動機的葉片主要受到環境風場的作用力，對於葉片而言，風場作用於葉片上的力沿徑向位置分佈有所不同，且每處的弦向方向亦有不同的升力、阻力，因而，葉片上的邊界條界經由計算流體力學方式求得，較能與實際情形相符，利用 ANSYS 流固耦合分析，可以獲得更精確的結果。實驗方面，可利用風洞進行風場模擬，對於一千瓦小型風力發電機而言，葉片

掃略面積的直徑大約在三公尺，一般的低速風洞可做全尺寸的試驗。

風力機葉片的載荷來源包含：空氣動力載荷、重力載荷、慣性載荷、運作載荷，於 GL 法規中除了以上四類載荷外更制定了跡流 (Wake) 載荷、衝擊載荷、冰所造成之載荷。本文僅對於空氣動力載荷進行探討，對於重力及慣性載荷方面，必須考慮葉片在風力機上是做旋轉運動，旋轉速度隨著風速的大小、葉片的尺寸有所不一，產生的振動、離心力、迴轉效應皆會影響葉片結構強度；對於運作載荷方面，則必須考慮控制機械對於葉片產生的作用力情形，如進行啟動、煞車、變矩操控時所造成的載荷情形。



參考文獻

- 1.高家俊等, 海洋氣象因子對離岸型風力發電風能潛力評估之影響, 能源季刊, 第三十二卷, 第三期, 92.07
- 2.羅聖宗, 馬名軍, 徐柏年, 開發再生能源以因應澎湖用電成長問題之初步探討, 能源季刊, 第三十四卷, 第一期, 93.01
- 3.余政遠, 台灣風能發展的永續性評估與政策建議, 能源季刊, 第三十三卷, 第二期, 92.04
- 4.呂錫民, 歐洲風電產業成功之經驗, 能源季刊, 第三十五卷, 第二期, 94.04
- 5.白玉良, 風力發電技術報導, 能源季刊, 95.04
- 6.藍偉庭, 由全球市場發展討論我國風力發電產業競爭策略, 機械工業, 283期, 2006.05
- 7.顏志偉等, 離岸式風力發電廠開發技術, 機械工業, 287期, 2007.02
- 8.林伯峰, 風力機產業技術之趨勢分析, 機械工業, 278期, 2006.05
- 9.林伯峰, 風力機與防火、救火之探討, 機械工業, 287期, 2007.02
- 10.林顯群等, 水平軸式風力發電機的翼型之數值模擬, 機械工程, 第258期, 95.10
- 11.Rankine, W.J., On the mechanical principles of the action of ship propellers, Trans.Inst., 1865, Naval Arch.6, 13-39
- 12.Betz, A., Schraubenpropeller mit geringstem energierlust, Gottinger Nachr, Germany, 1919
- 13.Glauert, H., Airplane Propellers Aerodynamic Theory (ed. W.F. Durand), Div.L, Vol.IV, 1943
- 14.Wilson, R.E. and Lissaman, P.B.S., Applied Aerodynamics of Wind Power Machines, Oregon State Univ, Report NSF/RA/N-74113, July 1974
- 15.Rijs, R.P.P., Jacobs, P. Smulders, P.T., Parameter study of the performance of slow running rotors, J.Wind Eng.and Ind.Aerodyn.1992, 39(1-3): 95-103
- 16.Neogi, S., Modified flexible iterative model for the performance of slow speed wind turbines for water pumping, Wind Eng.1995, 19(5):249-264
- 17.Riziotis, V.A., Chaviaropoulos, P.K., Voutsinas, S.G., Development of a state-of-the-art aeroelastic simulator for horizontal axis wind turbines. Part 2, Aerodynamic aspects and application, Wind Eng., 1996, 20(6):423-440
- 18.Laino, David, J, Hansen, A.C., Current efforts toward improved aerodynamic modeling using the Aerodyne subroutines, Collection of ASME Wind Energy Symposium Technical Papers AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, 329-338, 2004
- 19.Houbolt, J.C., Brooks, G.W., Differential equations of motion for combined flapwise bending, and torsion of twisted non-uniform rotor blade, NACA report 1346, 1958
- 20.Wendell, J.H, Aeroelastic stability of wind turbine rotor blade, wind energy

- conversion, Vol.X, ASRL TR-184-16, 1978
- 21.Kottapalli, S.B.R., Friedmann, P.P., Rosen, A., Aeroelastic stability and response of horizontal-axis wind turbine blades, AIAA Journal, 1979, 17(12):1381~1389
- 22.Chopre, I., Flap-lag-torsion analysis of a constant lift rotor, NASA CR-152244, 1979
- 23.Chopre, I., Nonlinear response of wind turbine rotor, wind energy conversion, Vol.VI, MIT ASRL TR-184-12, 1978
- 24.Miller, R.H., Dugundji, J., Chopre, I., Chaviaropoulos and S.G.Voutsinas, Dynamics of horizontal-axis wind turbine, wind energy conversion, Vol.III, MIT ASRL TR-184-9, 1978
- 25.Chaviaropoulos PK. , Aeroelastic Stability of Wind Turbine Blade, Wind Energy, 2001(4):183200
- 26.Thomsen K, Petersen JT., A Method for Determination of Damping for Edgewise Blade Vibrations, Wind Energy, 2000 (3): 233246
- 27.Hansen MH., Improved Modal Dynamics of Wind Turbine Blade to Avoid Vibrations, Wind Energy, 2003 (6): 179195
- 28.David M.E., F'orrest S., Wind Turbine Engineering Design, Structural Dynamic, 1987 (7):35~59
- 29.陳彥,王介龍,薛克宗, 大型水平軸風力機結構動力學響應研究, 風能科學技術報告,2000 09
- 30.包能勝,曹人,葉枝全, 風力機槳葉結構振動特性有限元分析, 太陽能學報, 2000 21(1)
- 31.Mau, S. T., A Refined Laminated Plate Theory., J. Applied Mechanics, 40, pp. 606-607. , 1973
- 32.金大仁與趙大年, 含剪變形複合材料板之非線性行為研究, 國立交通大學機械工程研究所碩士論文, 1994
- 33.金大仁與賴峰民, 複合材料積層板設計及製造, 國立交通大學機械工程研究所碩士論文, 1993
- 34.金大仁與賴峰民, 複合材料積層板件結構之最佳化設計, 國立交通大學機械工程研究所博士論文, 1997
- 35.Pagano, N. J., Exact Solution for Rectangular Bidirectional Composite and Sandwich Plate., J. of Composite. Materials, 4, pp. 20-34. , 1970
- 36.Pandya, B. N., and Kant, T., Higher-Order Shear Deformable Theories for Flexure of Sandwich Plates-Finite Element Evaluations., Int. J. Solids Structures., 24(12), pp. 1267-1286. , 1988
- 37.Pandya, B. N., and Kant, T., Flexural Analysis of Laminated Composites Using Refined Higher-Order C^0 Plate Bending Elements., Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, pp. 173-198. , 1988
- 38.Zienkiewicz, O. C., The Finite Element Method., McGraw-Hill Inc. , 1997
- 39.Clough, R. W., Dynamics of Structures., McGraw-Hill Inc. , 1975
- 40.Dawe, D. J., Matrix and Finite Element Displacement Analysis of Structures.,

國立編譯館，劉偉源譯，1992

41. Reddy, J. N., Energy and Variational Method in Applied Mechanics., McGraw-Hill Inc. , 1984
42. Reddy, J. N., An Introduction to The Finite Element Method., McGraw-Hill Inc. , 1984
43. Kikuchi, H., Finite Element Methods in Mechanics., CAMBRIDGE UNIVERSITY PRESS. , 1986
44. Cook, R.D., MALKUS, D. S., and PLESHA, M. E., Concepts and Application of Finite Element Analysis., JOHN WILEY & SONS. , 1986
45. Yang, T. Y., Finite Element Structural Analysis., PRENTICE-HALL, Inc. , 1986
46. Burnett, D. S., Finite Element Analysis., ADDISON WESLEY. , 1984
47. Gallagher, R. H., Finite Element Analysis Fundamentals., PRENTICE-HALL, Inc. , 1975
48. Bathe, B. J., Finite Element Procedures Engineering Analysis., PRENTICE-HALL, Inc. , 1971
49. 黃正利, 陳正泰, 漫談風車葉片氣動力技術, 機械工業 278 期, 2006.05
50. Kedare, S.B., Date, A.W. Performance characteristics of a reciprocating wind machine. Journal of Wind Engineering and Industria Aerodynamics, 1999:11-25
51. 牛山泉, 小型風力機的設計與製作, 能源出版社, 1982
52. Kasperek, J.V., TSTRUCTURE AND PROPERTIES OF ROTOR-SPUN YARN EM DASH PAR2, Textile Month, 1977:34-35
53. Malcolm, D.J., Dynamically soft Darrieus rotors, Wind Engineering, 1992 339-352.
54. Bluck, R.M., Johnson, R.R., Vertical axis winding machine, Technical Paper-Society of Manufacturing Engineers, 1983:9
55. Massons, J., et al., Image analysis of the wake generated by a Savonius rotor, Wind Engineering, 1988:341-351
56. Internet site from Danish Wind Industry Association,
<http://www.windpower.org/en/tour/design/concepts.htm>
57. <http://www.solar-i.com/wh2.htm>
58. <http://www.tronc.co.jp/fuusha.html>
59. <http://ivan.benkovic.szm.sk/>
60. Hansen, M.O.L., Aerodynamics of Wind Turbines Rotors Loads and Structure, James & James Ltd, 2003
61. Glauert, H., Aerodynamics Theory, Vol. 4, Division L, Dover Publication, Inc., New York, 1935.
62. Friedmann, p.p., Formulation and solution of rotary-Wing acrolithic stability and response problems[J], Vertival7 101-104, 1980
63. 楊憲東, 自動飛行控制原理與實務, 金華科技, 91.04
64. Tangler, J.L. and D.M. Somers, NREL Airfoil Families for HAWTs, AWEA Wind Power '95 Conference, Washington, DC, March 26-30, 1995

- 65.Kristian, S.D., Peter, F., Design of the Wind Turbine Airfoil Family
RISΦ-A-XX, RISΦNational Laborat, Roskilde, Denmark, December 1998
- 66.Peter, F. and Kristian, S. D., Design of the New RisΦ-A1 Airfoil Family for
Wind Turbines, 1999 European Wind Energy Conference, France pp. 134-137,
1-5March 1999
- 67.Tangler, J. L., Somers, D.M., Status of the Special Purpose Airfoil Families,
SERI/CP-217-3315, Proceedings of WINDPOWER'87, pp229-335, 1987
- 68.Ruud, V.R. and Nando, T., Design of Airfoils for Wind Turbine Blades, Delft
University of Technology, Netherland, May 2004.
- 69.Hugh, P., Small wind turbine design notes,
<http://users.aber.ac.uk/iri/WIND/TECH/WPcourse/> index.html
- 70.Smulders, P.T., ROTORS for wind power, Jan 2004
- 71.Richard, L.F., Optimization methods for engineering design, Addison
-Wesley, 1971
- 72.James N.S., Optimal engineering design principles and applications, 1982
- 73.陳申岳, ANSYS 有限元素法軟體-實務產品可靠度分析, 全華科技圖書
股份有限公司, 93.01



附錄一 效率因子最佳化程式碼

1. 主程式碼 main.m

```
clear all
clc
format long g
global n B V1 N Lca
global r F_r phi_r C_L apha_r C_r bata_r y Londa_r
global Re_r W_r Omayga_r V_r U_r
fid = fopen('result.txt', 'wt');
n=20; %徑向分段個數
for k=1:n
Lca=k; %計算第幾個徑向位置參數
itr=5;
for i=1:itr
lb=[0 0];
ub=[0.5 5];
x0 = lb+(ub-lb).*rand(1,length(lb));
options =
optimset('LargeScale','off','HessUpdate','bfgs','MaxFunEvals',1e4,'MaxIter',1e4,
'TolX',1e-20,'TolFun',1e-20,'DiffMaxChange',1e-4,'DiffMinChange',1e-5);
[x,fval,exitflag,output] =
fmincon(@myfun,x0,[],[],[],lb,ub,@mycon,options);
xx(i,:)=x;
ffval(i,1)=fval;
end
Fopt=min(ffval);
[val,idx]=min(ffval);
Xopt=xx(idx,:);
%各徑向位置之軸向風速V
V_r(Lca)=(1-Xopt(1)).*V1;
%各徑向位置之相對風速W
W_r(Lca)=V_r(Lca)./sin(phi_r(Lca).*pi./180);
%各徑向位置之徑向風速U
U_r(Lca)=(1+Xopt(2)).*Londa_r(Lca).*V1;
%各徑向位置之旋轉角速度Ω
Omayga_r(Lca)=U_r(Lca)./((1+Xopt(2)).*r(Lca));
%徑向位置之葉片寬度C
C_r(Lca)=(8.*pi.*Xopt(1).*F_r(Lca).*sin(phi_r(Lca).*pi./180).^2.*r(Lca))./((1-
Xopt(1)).^2*cos(phi_r(Lca).*pi./180)*B*C_L(Lca));
%各徑向位置之葉片裝置角β
bata_r(Lca)=phi_r(Lca)-apha_r(Lca);
```

```

%各徑向位置 Reynolds number
Re_r(Lca)=W_r(Lca).*C_r(Lca)./1.51e-5;
%葉片的轉速N
N=30*Omayga_r(n)/pi;
fprintf('第幾區段處= %12.4f\n',Lca);
fprintf('徑向r處位置 = %12.4f\n',r(Lca));
fprintf('徑向r處之葉片寬度 C = %12.4f\n',C_r(Lca));
fprintf('徑向r處葉片裝置角 β= %12.4f\n',bata_r(Lca));
fprintf('a = %12.4f\n',Xopt(1));
fprintf('b = %12.4f\n',Xopt(2));
fprintf('Reynolds number = %12.4f\n',Re_r(Lca));
%disp(output);
y = [Lca; r(Lca); C_r(Lca); bata_r(Lca); Xopt(1); Xopt(2)];
fprintf(fid,'%12.4f %12.4f %12.4f %12.4f %12.4f %12.4f\n', y);
end
fclose(fid);

```



2 參數求解副程式碼.myfun.m

```

function f = myfun(x)
global V1 D R B Londa n
global r Londa_r f_r F_r Lca phi_r C_L alpha_r
C_L = [0.8667 ... ..... 0.790]; %翼型升力係數
alpha_r= [5.0000 ... ..... 5.000]; %最佳攻角
%Given
V1=10; %額定風速m/s
D=2; %旋轉所需最大外徑m
R=D/2; %葉片半徑m
B=3; %葉片數量
Londa=6; %翼尖流速比率
%calculate
r=R/n:R/n:R; %徑向位置m
Londa_r=Londa.*((r./R)); %r處翼尖流速比率
phi_r=atan((1-x(1))./(Londa_r.*(1+x(2)))).*180./pi; %r處傾斜角 角度
f_r=B.*((R-r)./(2.*R.*sin(phi_r.*pi./180))); %r處葉尖損失因子參數f
F_r=(2./pi).*acos(exp(-f_r)); %r處葉尖損失因子
%Objective Function
f=-((8.*x(2).*(1-x(1)).*F_r(Lca).*Londa_r(Lca).^3)./Londa.^2);

```

3.邊界條件副程式碼 mycon.m

```
function [c ceq]=mycon(x)
global Londa_r F_r Lca
%Constrain
c=[];
ceq=(x(1).*(1-F_r(Lca).*x(1)))-(x(2).*(x(2)+1).*Londa_r(Lca).^2);
```



附錄二 葉片幾何參數線性化程式碼

```
clear all
clc
format long g

fid = fopen('result.txt', 'r');
A = fscanf(fid, '%f', [6,20])';
fclose(fid);

r=A(5:1:18,2)';
c=A(5:1:18,3)';
Bata=A(5:1:18,4)';
f_c = polyfit(r,c,4);
f_Bata = polyfit(r,Bata,4);
New_chard = polyval(f_c,A(:,2)');
New_Bata = polyval(f_Bata,A(:,2'));

fid = fopen('Linear_result.txt', 'wt');
for i=1:20;
fprintf('徑向位置 r, 葉片寬度  $C_r$ , 葉片裝置角  $\beta_r$  = %12.4f %12.4f
%12.2f\n',A(i,2)', New_chard(i), New_Bata(i));
end
y = [A(:,2)'; New_chard; New_Bata];
fprintf(fid, '%12.4f %12.4f %12.2f\n', y);
fclose(fid);
```

附錄三 葉片三維立體模組自動化繪製程式碼

```
Dim swApp As Object
Dim Part As Object
Dim SelMgr As Object
Dim boolstatus As Boolean
Dim longstatus As Long, longwarnings As Long
Dim Feature As Object
Dim Component As Object
Dim dr(1 To 50) As Double
Dim b(1 To 150) As Double
Dim x1(150) As Double, y1(150) As Double
'
'
Dim x10(150) As Double, y10(150) As Double

Sub main()
Set swApp = Application.SldWorks
Set Part = swApp.ActiveDoc
Set SelMgr = Part.SelectionManager

n = 20 '共分成 n 個區域
'in 經向方向繪製 n 個平面
dr(1) = 0
For j = 1 To n
dr(j + 1) = dr(j) + 0.05
boolstatus = Part.Extension.SelectByID2("前基準面", "PLANE", 0, 0, 0, True,
0, Nothing, 0)
Part.CreatePlaneAtOffset3 Str$(dr(j)), False, True
Part.ClearSelection2 True
Next j

'read Airfoil.txt 檔案內資料
Open "Airfoil.txt" For Input As #1
npts = 1
While Not EOF(1)
    Input #1, x1(npts),..., y10(npts), b(npts)
    npts = npts + 1
Wend
Close

Part.ClearSelection
```

```

'1.繪製 Airfoil.txt 檔案內的點座標,並依點座標建立曲線
boolstatus = Part.Extension.SelectByID2("平面 1", "PLANE", 0, 0, 0, False, 0,
Nothing, 0)
boolstatus = Part.Extension.SelectByID2("平面 1", "PLANE", 0, 0, 0, False, 0,
Nothing, 0)
Part.InsertSketch2 True
Part.ClearSelection2 True
For i = 1 To npts - 1
    Part.SketchSpline npts - i - 1, x1(i) / 1000, y1(i) / 1000, 0
Next
boolstatus = Part.Extension.SelectByID2("Spline1", "SKETCHSEGMENT", 0,
0, 0, True, 0, Nothing, 0)
Part.Extension.RotateOrCopy False, 1, False, 0, 0, 0, 0, 0, 1, Str$(b(1)) *
3.14159265 / 180
Part.ClearSelection2 True
Part.InsertSketch2 True
'
'
'
'

'繪製疊層拉伸特徵
boolstatus = Part.Extension.SelectByID2("草圖 1", "SKETCH", 0, 0, 0, True, 0,
Nothing, 0)
'
'
'
'

Part.ClearSelection2 True
boolstatus = Part.Extension.SelectByID2("草圖 1", "SKETCH", 0, 0, 0, False, 1,
Nothing, 0)
'
'
'
'

Part.FeatureManager.InsertProtrusionBlend 0, 1, 0, 1, 6, 6, 1, 1, 1, 1, 0, 0, 0, 0, 1,
1, 1
End Sub

```



表 1 各種能源的發電成本[6]

	能源種類	發電成本 (N.T)
傳統能源	煤	1.2 元/度
	石油	1.5 元/度
	核能	0.6 元/度
	天然氣	2 元/度
新能源	風力	1.8 元/度
	太陽光電	16 元/度



表 2 旋轉最大外徑尺寸對應輸出功率[69]

Diameter(m)	Power(Watts)
1	50-100
2	250-500
3	500-1000
4	1000-2000

表 3 各站位參數計算結果

區段	r	C_r	β_r	a	b
1	0.05	0.3324	42.09	0.3073	1.1465
2	0.10	0.5214	33.93	0.3240	0.4377
3	0.15	0.5381	27.01	0.3312	0.2286
4	0.20	0.5050	21.82	0.3342	0.1385
5	0.25	0.4585	17.92	0.3354	0.0922
6	0.30	0.4127	14.94	0.3359	0.0655
7	0.35	0.3718	12.61	0.3362	0.0488
8	0.40	0.3365	10.76	0.3365	0.0377
9	0.45	0.2800	9.69	0.3369	0.0300
10	0.50	0.2562	8.47	0.3375	0.0245
11	0.55	0.2358	7.45	0.3383	0.0203
12	0.60	0.2183	6.57	0.3394	0.0172
13	0.65	0.2029	5.81	0.3411	0.0148
14	0.70	0.1894	5.13	0.3435	0.0128
15	0.75	0.1773	4.51	0.3473	0.0113
16	0.80	0.1665	3.88	0.3534	0.0102
17	0.85	0.1558	3.26	0.3639	0.0093
18	0.90	0.1436	2.68	0.3832	0.0089
19	0.95	0.1332	0.70	0.4258	0.0092
20	1.00	0.0000	-0.30	0.5000	0.0137

表 4 各站位參數線性化計算結果

區段	r	C_r	β_r	區段	r	C_r	β_r
	線性化				線性化		
1	0.05	0.6226	39.64	11	0.55	0.2350	7.45
2	0.10	0.5911	32.30	12	0.60	0.2149	6.63
3	0.15	0.5514	26.37	13	0.65	0.1996	5.88
4	0.20	0.5067	21.63	14	0.70	0.1878	5.17
5	0.25	0.4599	17.89	15	0.75	0.1783	4.49
6	0.30	0.4132	14.95	16	0.80	0.1690	3.83
7	0.35	0.3687	12.67	17	0.85	0.1577	3.22
8	0.40	0.3277	10.90	18	0.90	0.1416	2.72
9	0.45	0.2914	9.50	19	0.95	0.1174	2.37
10	0.50	0.2605	8.38	20	1.00	0.0817	2.26

表 5 材料常數設定

單位 (MKS)	MAT=1	MAT=2	MAT=3
	純樹酯	玻璃纖維/樹酯	PS (聚苯乙烯) 發泡
E_x	3.226E+09	3.648E+10	1.000E+07
E_y		3.648E+10	
E_z		3.648E+10	
v_x	0.375	0.212	0.3748
v_y		0.212	
v_z		0.212	
G_{xy}		2.637E+09	
G_{yz}		4.396E+08	
G_{xz}		2.637E+09	
ρ	1170	1.870E+03	13.624

表 6 鋁板在無拘束條件下的自然頻率實驗與分析結果比較

	實驗結果	分析結果	誤差率
第一階自然頻率	235.5	235.5	0.00%
第二階自然頻率	648.5	649.4	0.14%
第三階自然頻率	1266.3	1273.4	0.56%
第四階自然頻率	1355.1	1346.0	-0.67%
第五階自然頻率	1662.3	1671.8	0.57%

表 7 鋁板在單邊拘束條件下的自然頻率實驗與分析結果比較

	實驗結果	分析結果	誤差率
第一階自然頻率	46.1	46.6	1.08%
第二階自然頻率	290.1	291.8	0.59%
第三階自然頻率	338.8	337.2	-0.47%
第四階自然頻率		771.5	
第五階自然頻率	814.1	816.3	0.27%
第六階自然頻率	1587.2	1598.9	0.74%
第七階自然頻率		2002.8	
第八階自然頻率	2338.1	2328.9	-0.39%
第九階自然頻率	2624.9	2639.5	0.56%

表 8 加速度與應變之實驗與分析結果比較

	加速度結果比較			應變結果比較		
	試驗值	分析值	誤差%率	試驗值	分析值	誤差%率
資料點 1	77.93	78.16	0.30%	6.16E-05	5.84E-05	-5.13%
資料點 2	57.48	56.90	-1.01%	5.91E-05	5.64E-05	-4.57%
資料點 3	40.58	42.62	5.03%	4.50E-05	4.44E-05	-1.22%
資料點 4	35.00	35.31	0.89%	5.21E-05	4.90E-05	-5.99%
資料點 5	35.77	34.23	-4.31%	4.65E-05	4.72E-05	1.53%
資料點 6	30.35	29.41	-3.10%	3.13E-05	2.90E-05	-7.20%
資料點 7	24.57	24.09	-1.95%	2.76E-05	2.63E-05	-4.46%

表 9 自然頻率實驗與分析結果比較

	實驗結果	分析結果	誤差率
第一階自然頻率	96.2	95.3	0.9%
第二階自然頻率	228.8	219.2	4.2%
第三階自然頻率		247.8	
第四階自然頻率	338.8	348.9	3.0%
第五階自然頻率	388.8	387.5	0.3%

表 10 葉片單邊夾持下加速度之實驗與分析結果比較

	加速度結果比較		
	試驗值	分析值	誤差%率
資料點 1	20.3	21	3.45%
資料點 2	20.6	20.6	0.00%
資料點 3	12.6	13.2	4.76%
資料點 4	-22.4	-22.2	-0.89%
資料點 5	-16.7	-15.6	-6.59%
資料點 6	-9	-9.4	4.44%

表 11 P01 與 P02 應變結果之實驗與分析比較

	Strain01 應變比較			Strain02 應變比較		
	試驗值	分析值	誤差%率	試驗值	分析值	誤差%率
資料點 1	1.26E-04	1.22E-04	-3.65%	3.38E-05	3.45E-05	2.08%
資料點 2	9.93E-05	9.76E-05	-1.66%	2.29E-05	2.40E-05	4.81%
資料點 3	6.78E-05	7.31E-05	7.74%	2.21E-05	2.11E-05	-4.37%
資料點 4	6.59E-05	6.48E-05	-1.56%	1.92E-05	1.90E-05	-1.41%
資料點 5	-1.39E-04	-1.41E-04	1.77%	-4.01E-05	-3.85E-05	-3.89%
資料點 6	-8.00E-05	-8.47E-05	5.83%	-3.02E-05	-3.11E-05	2.83%
資料點 7	-7.54E-05	-7.33E-05	-2.68%	-2.81E-05	-2.73E-05	-2.82%
資料點 8	-6.15E-05	-6.00E-05	-2.48%	-2.77E-05	-2.37E-05	-14.26%

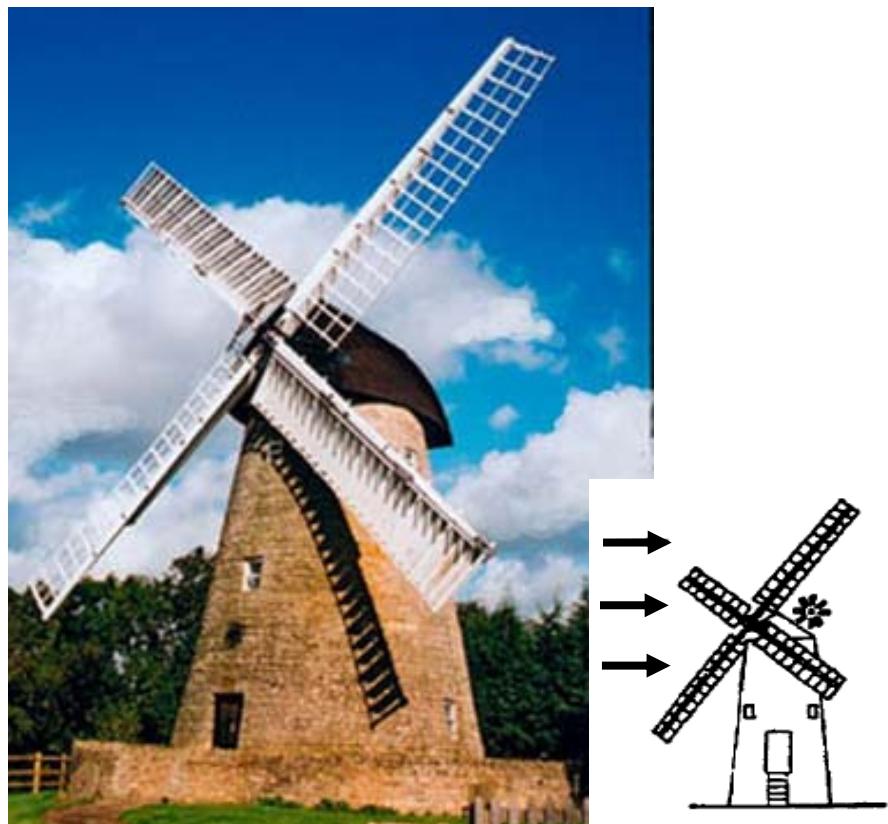


圖 1 荷蘭式風車[57]

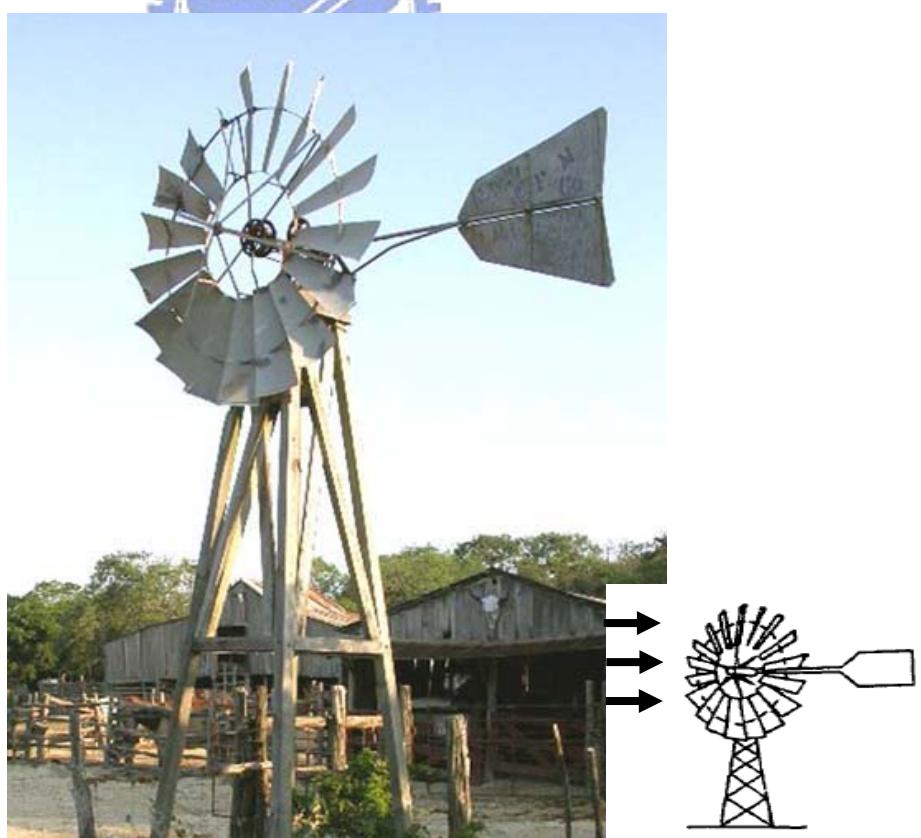


圖 2 多葉片式風車[57]

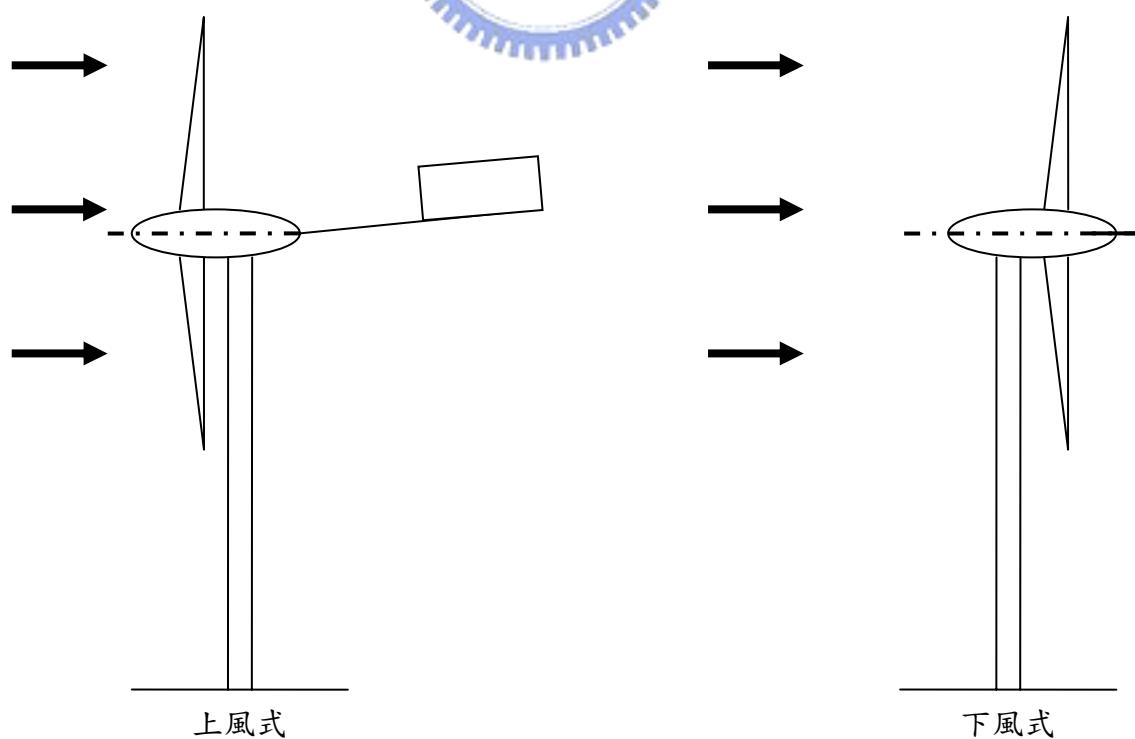
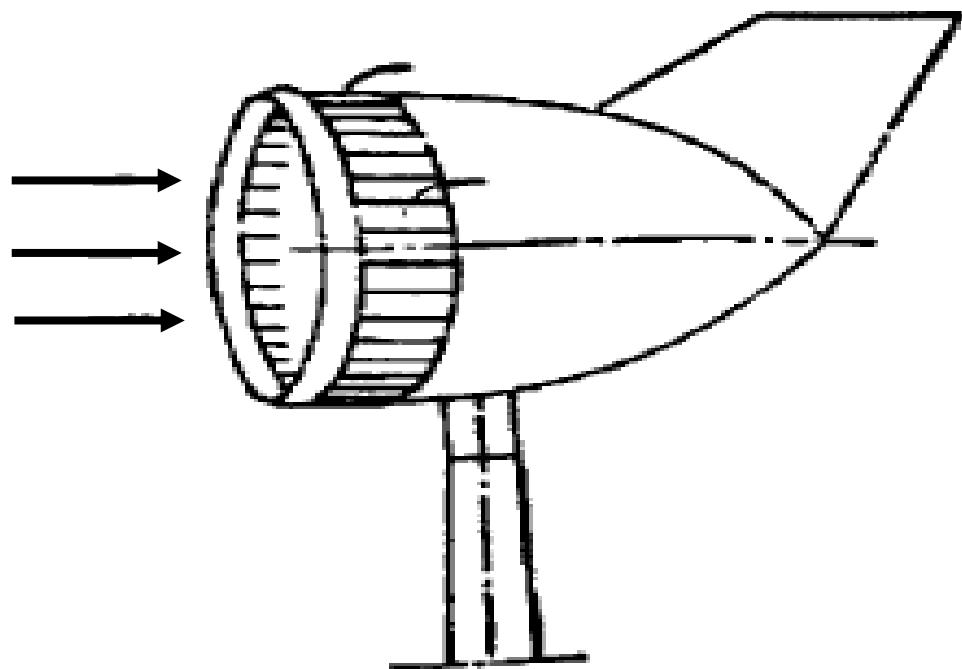


圖 4 螺旋槳式風車

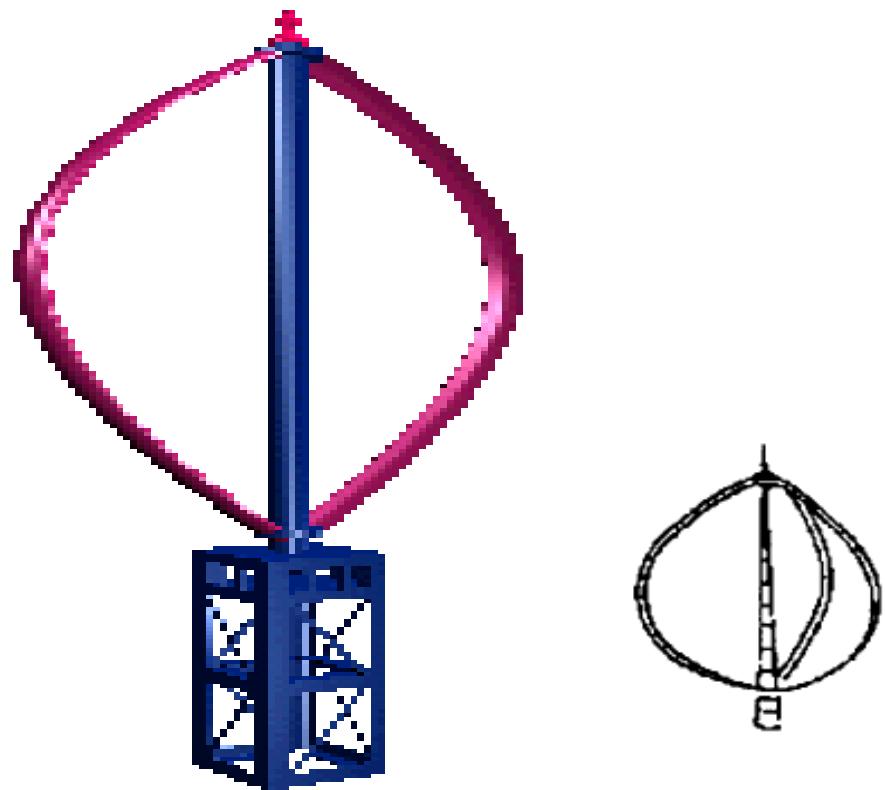


圖 5 達利亞斯式 (Darrieus) 風車[58]

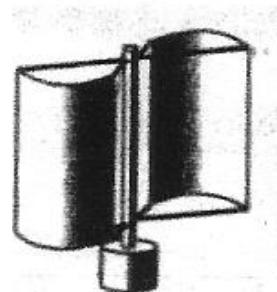


圖 6 S 型式 (Savonius) 風車[59]

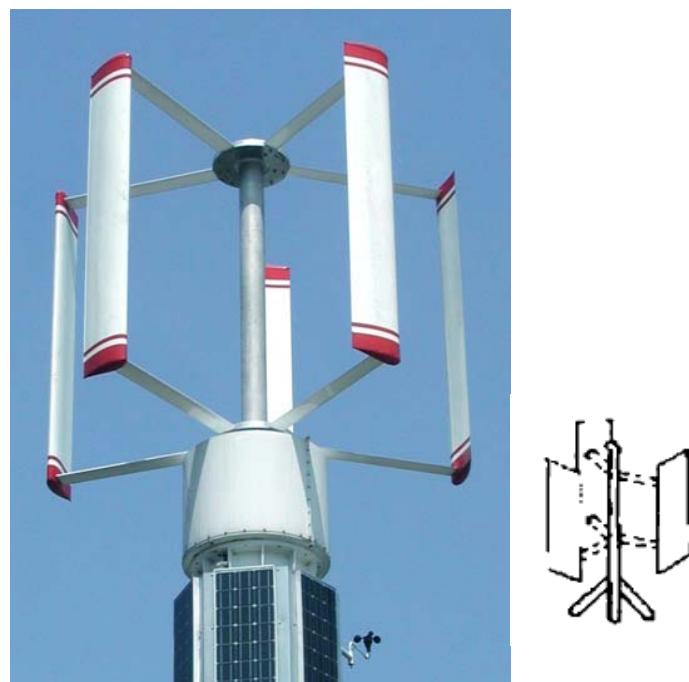


圖 7 槌式 (Paddle) 風車[57]

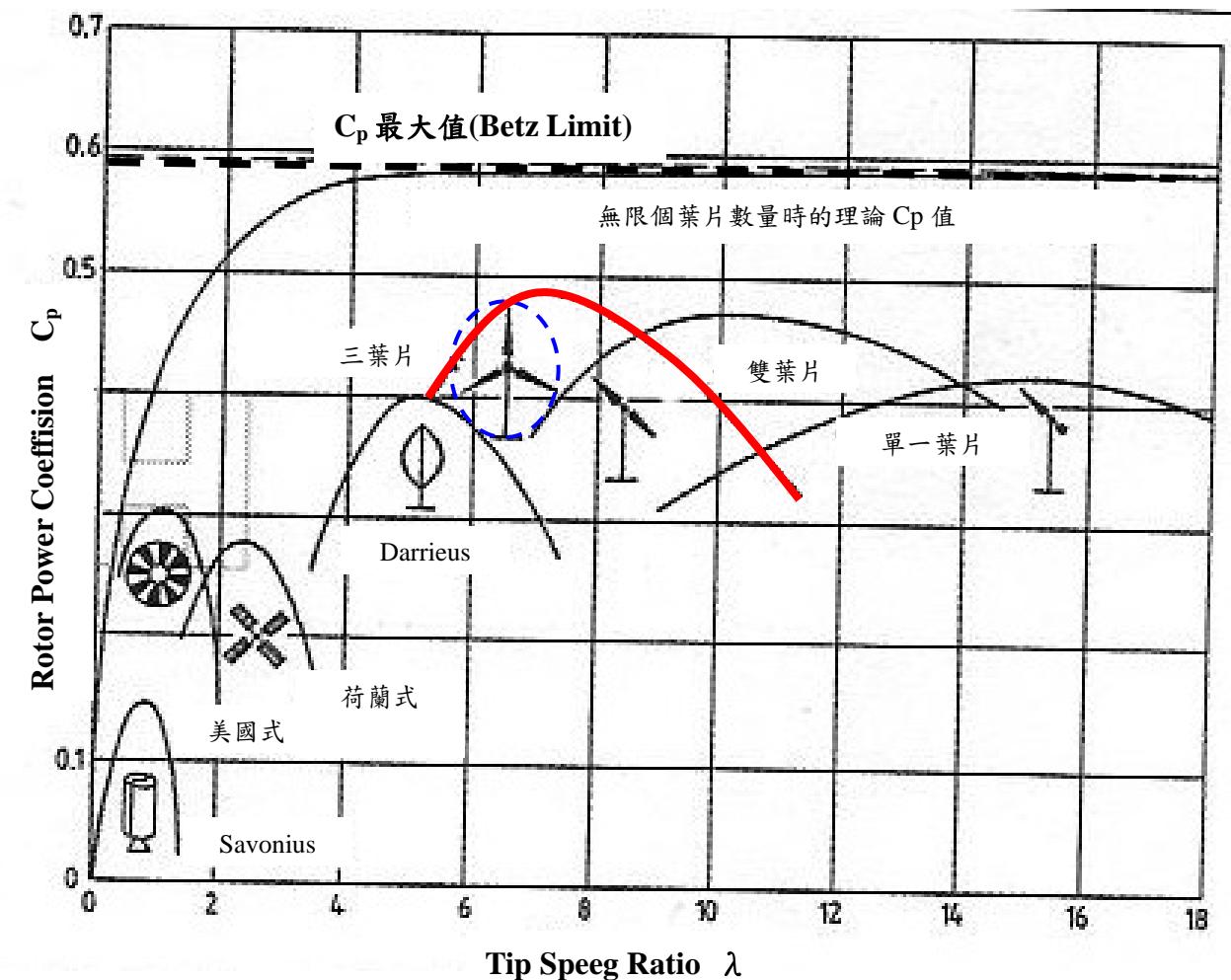


圖 8 不同風力機型式 C_p 對 λ 曲線[49]

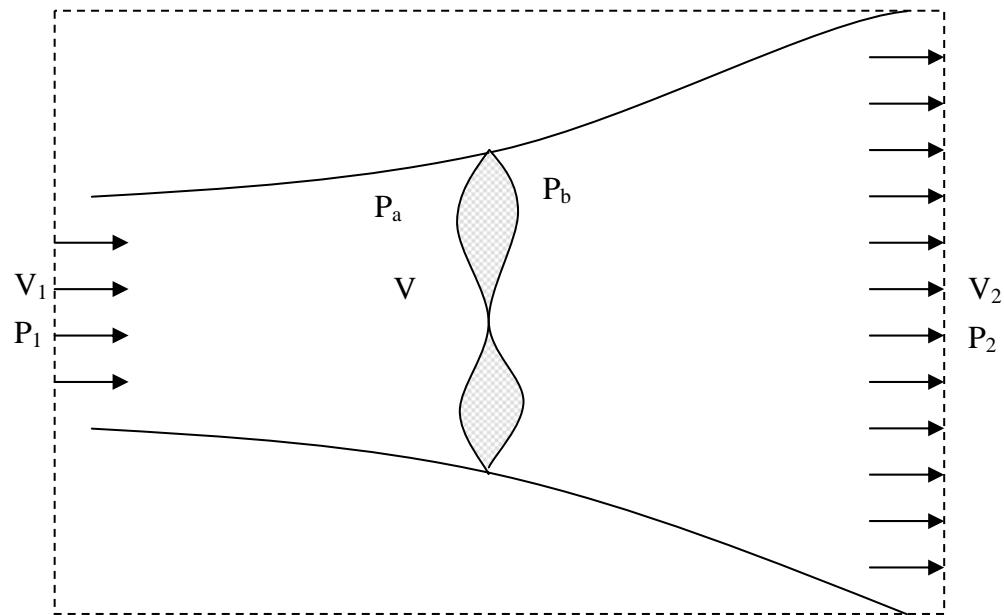


圖 9 環境風對風力機發生的相互關係

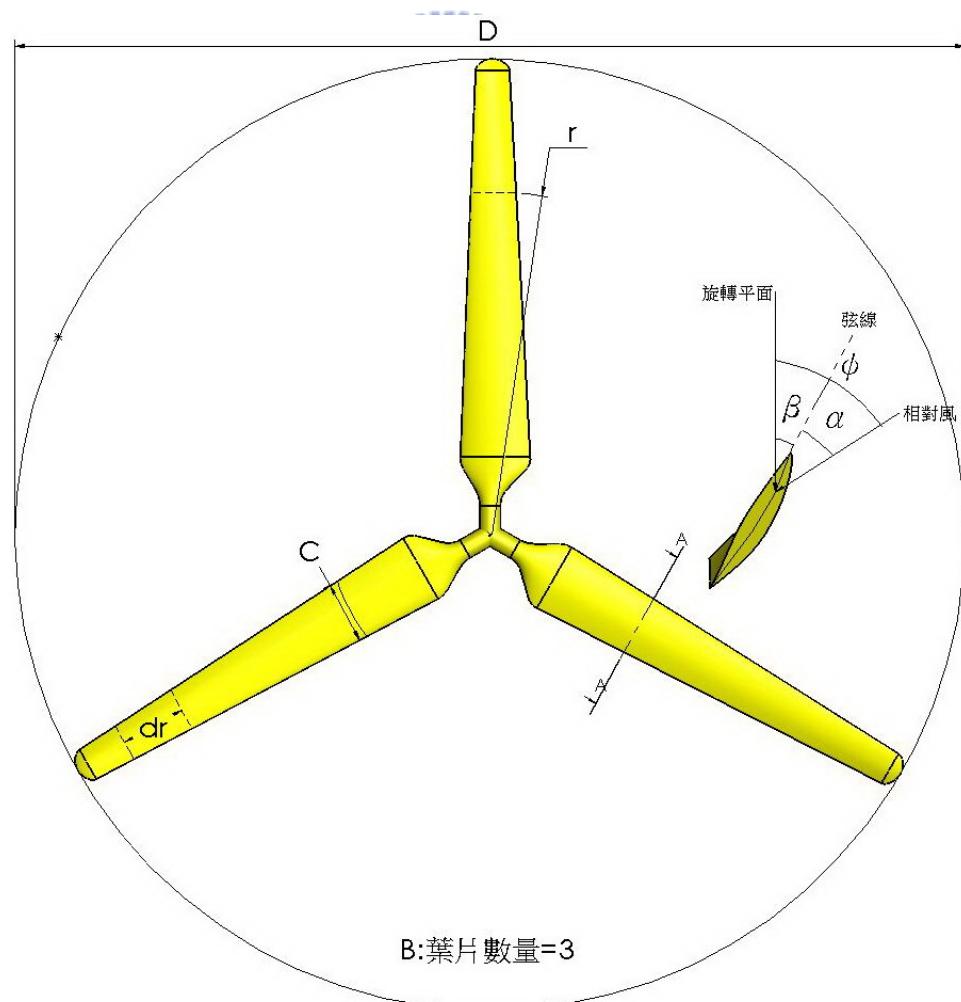


圖 10 葉片幾何

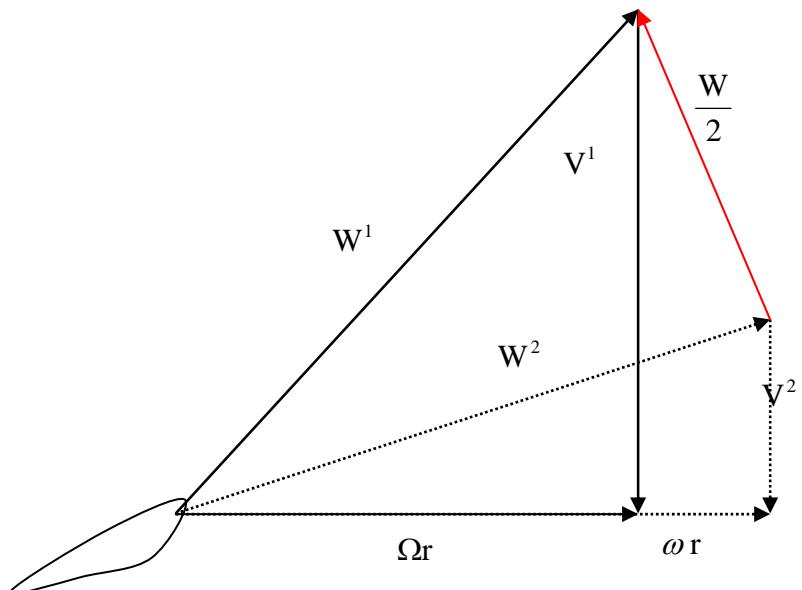


圖 11 氣流速度三角圖

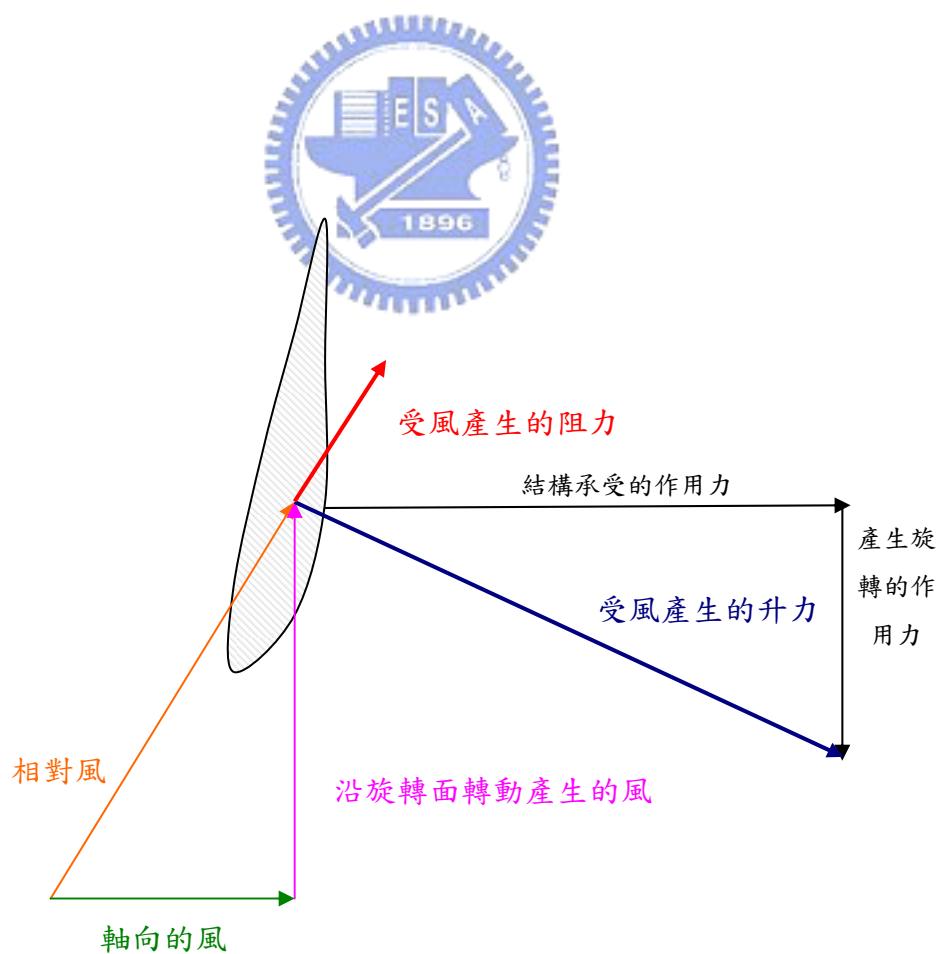


圖 12 葉片受風作用力分解圖

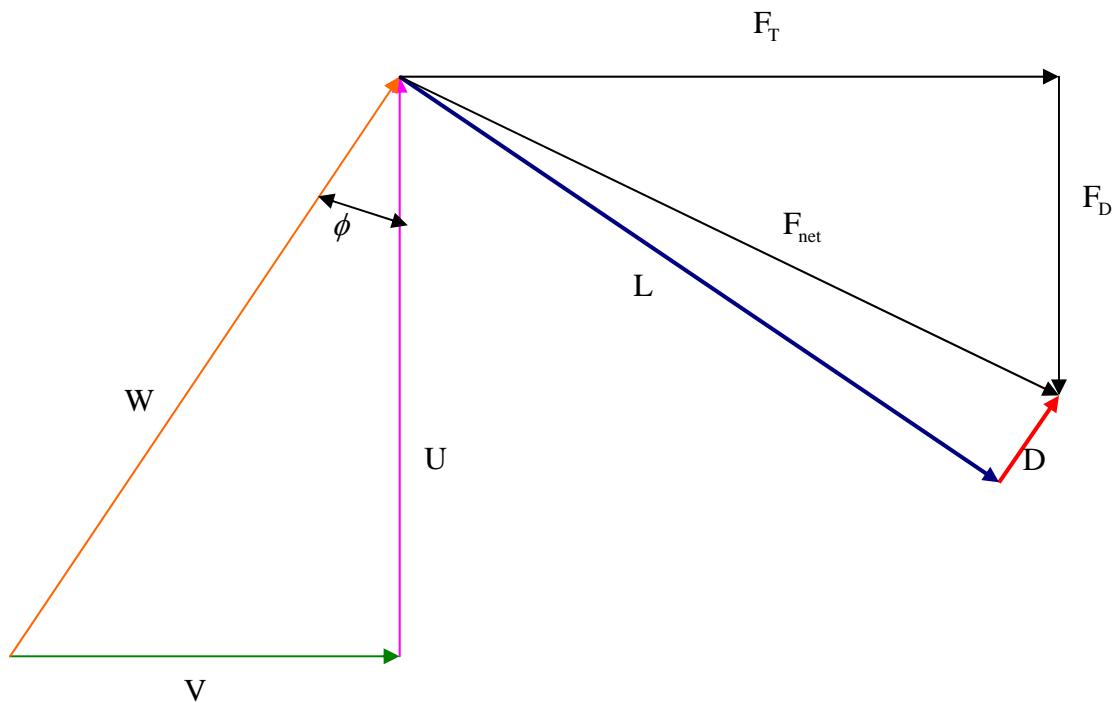


圖 13 葉片受風作用力簡圖

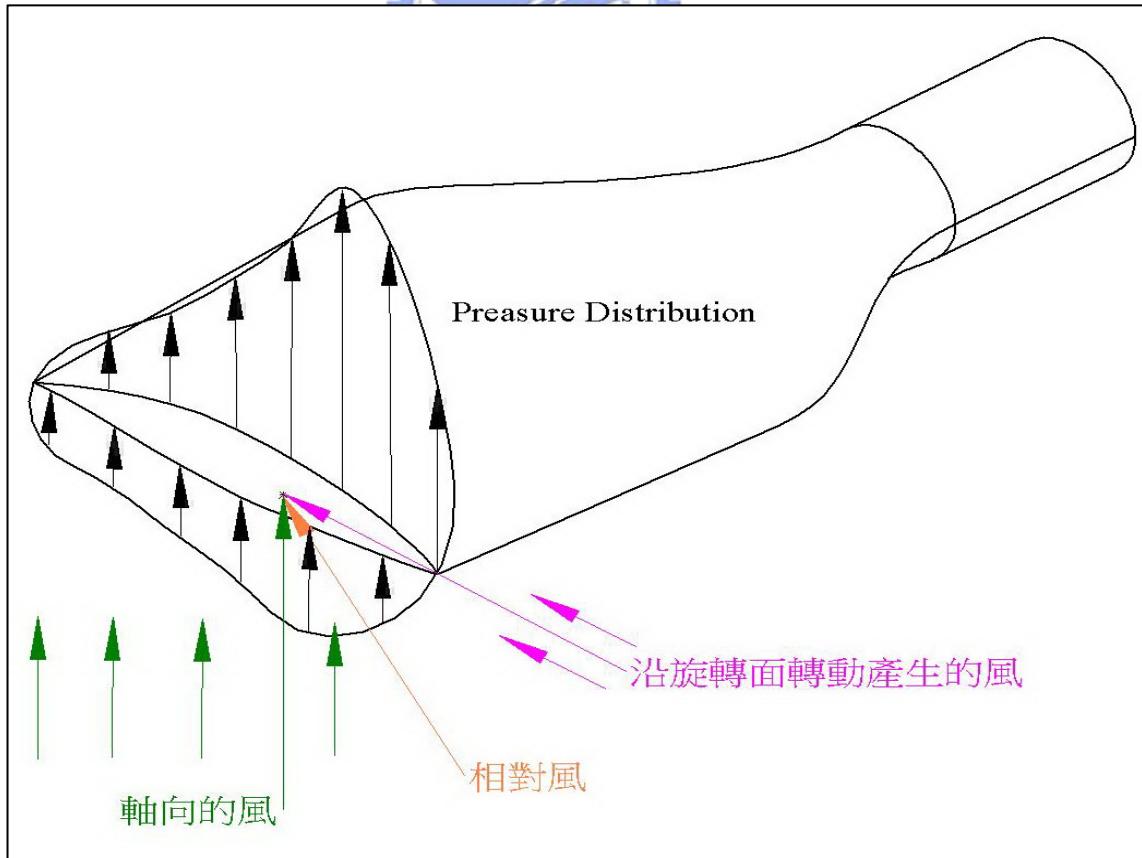


圖 14 相對風造成葉片壓力分佈示意圖

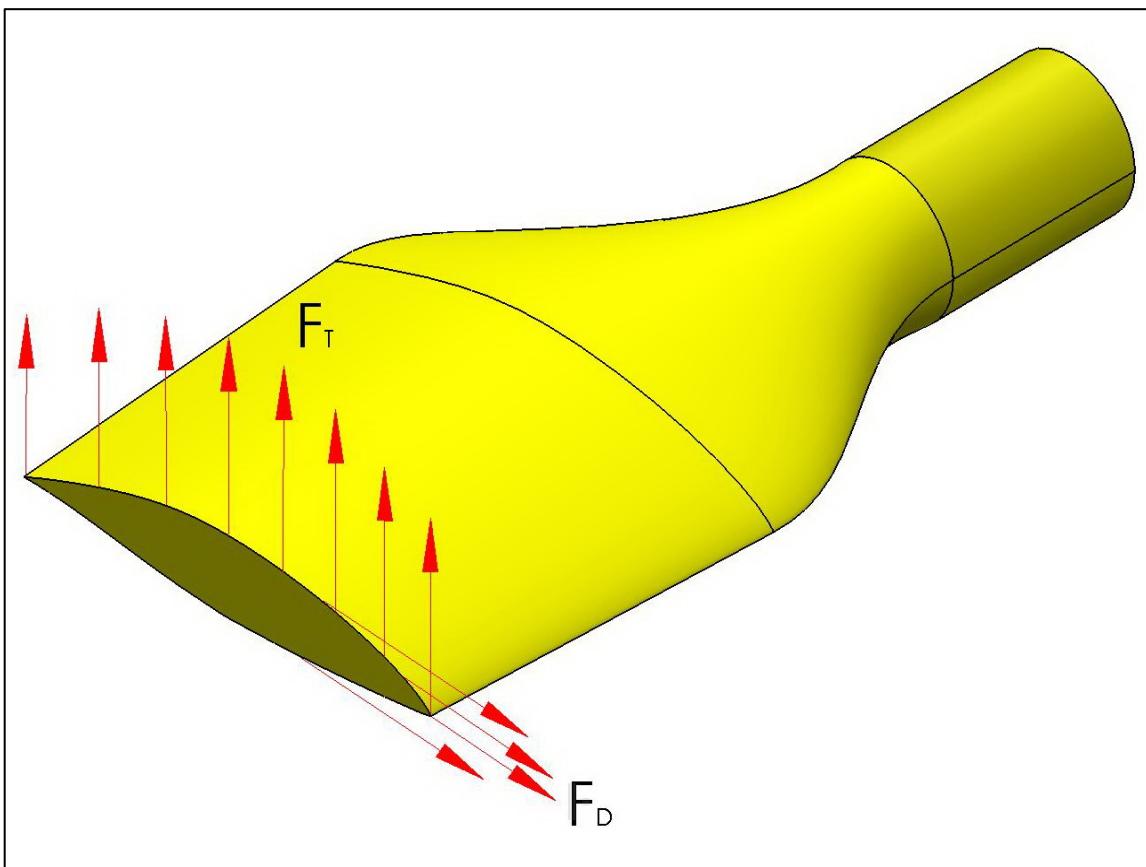


圖 15 葉片承受作用力分佈示意圖

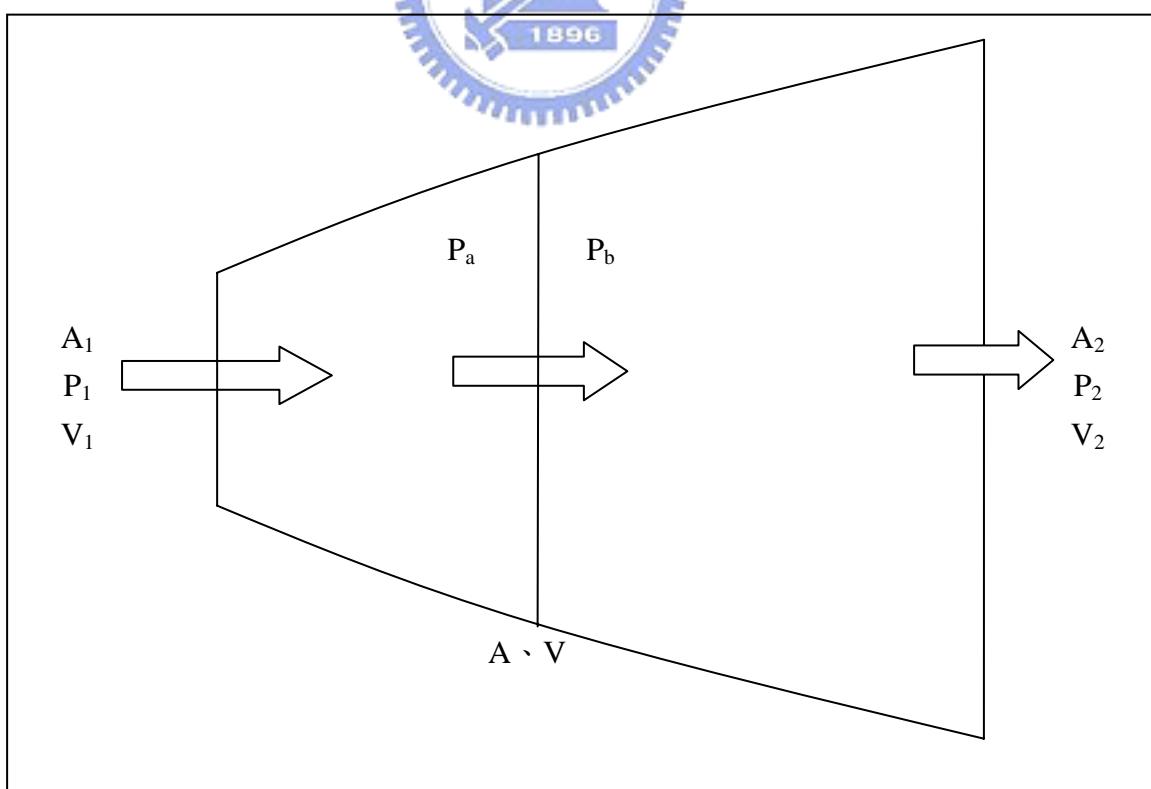


圖 16 Batz 理論模型

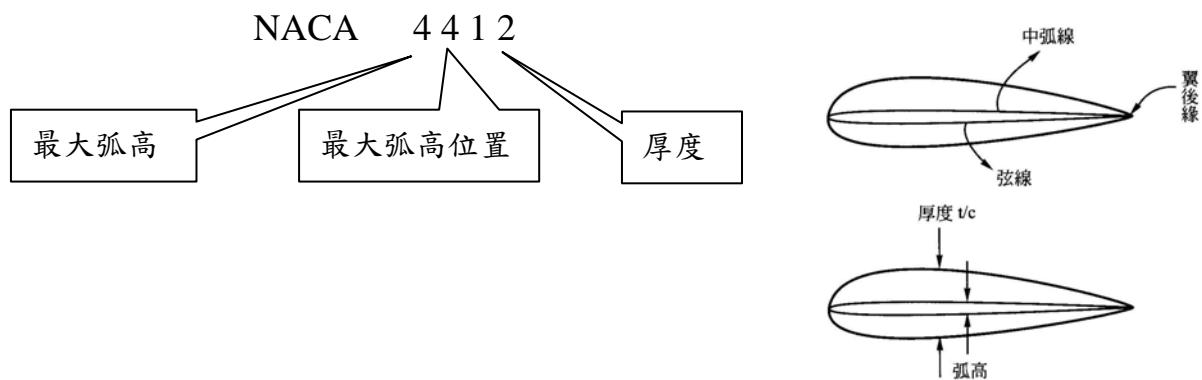


圖 17 翼剖面的幾何定義[63]

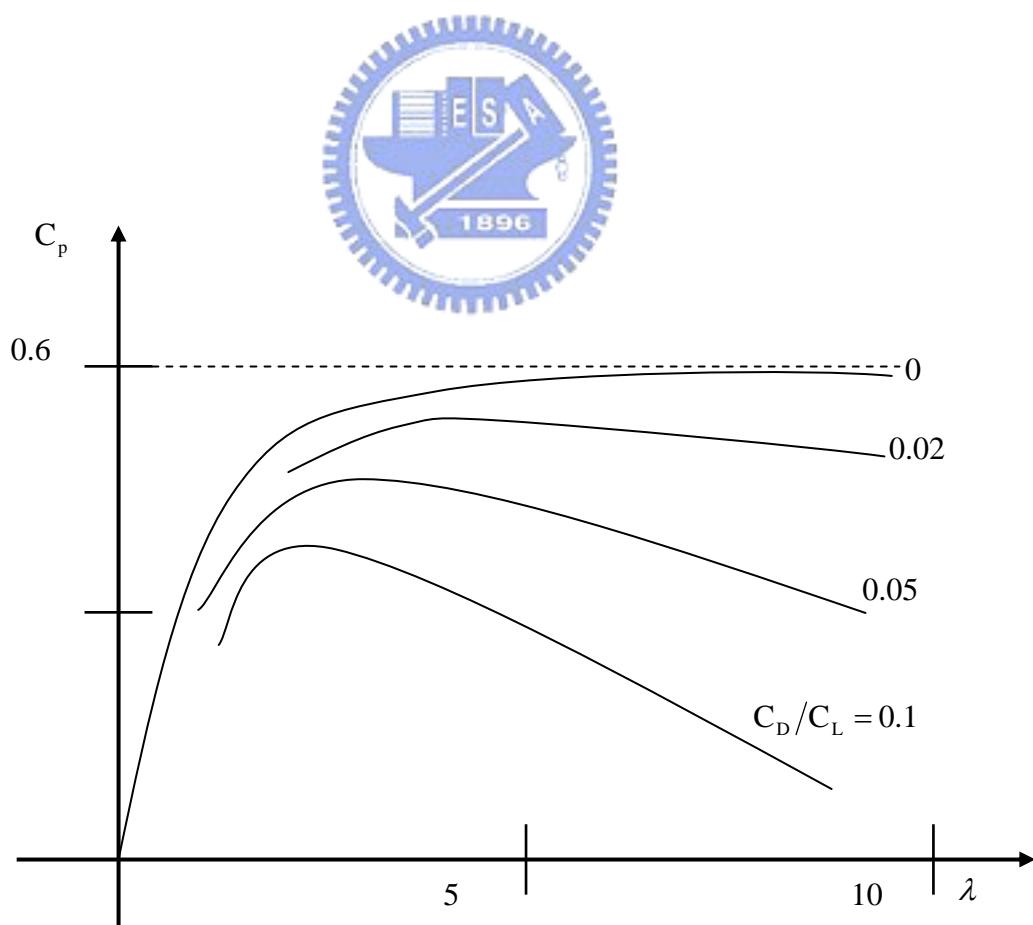


圖 18 C_p 與 λ 的關係

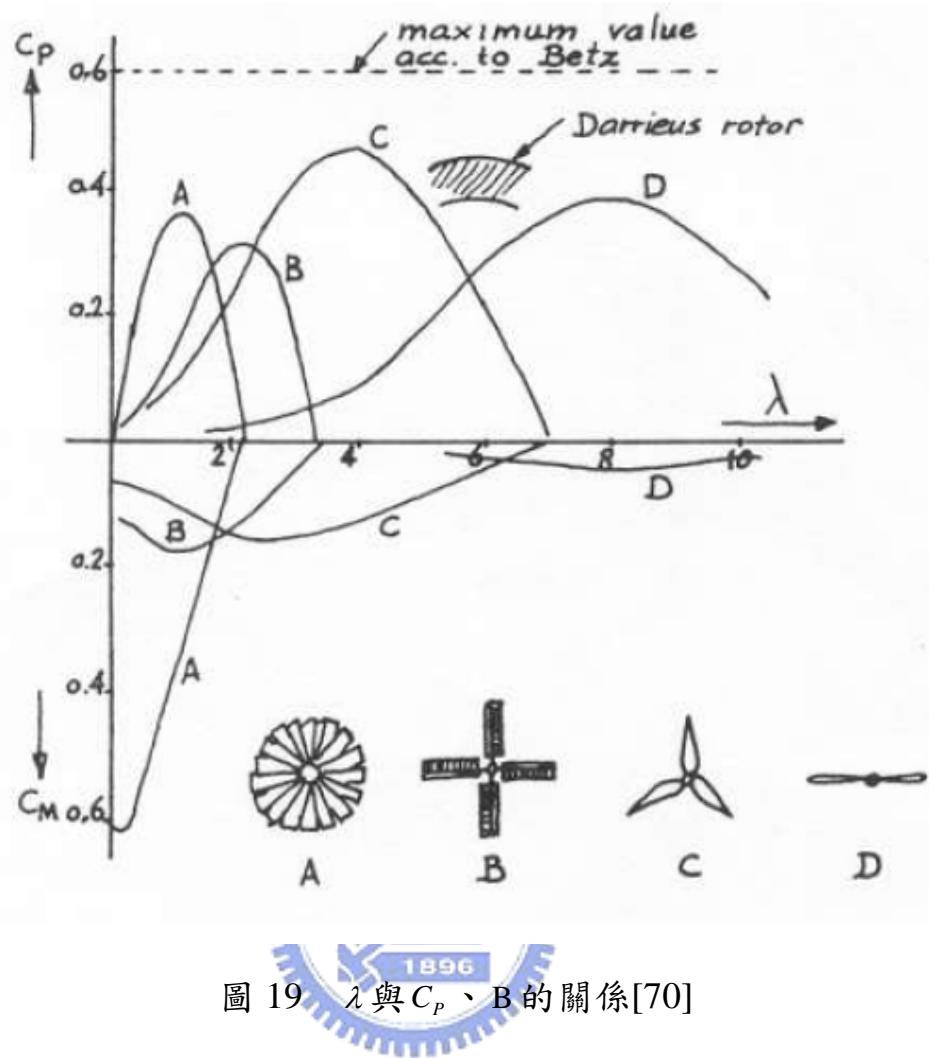


圖 19 λ 與 C_p 、 B 的關係 [70]

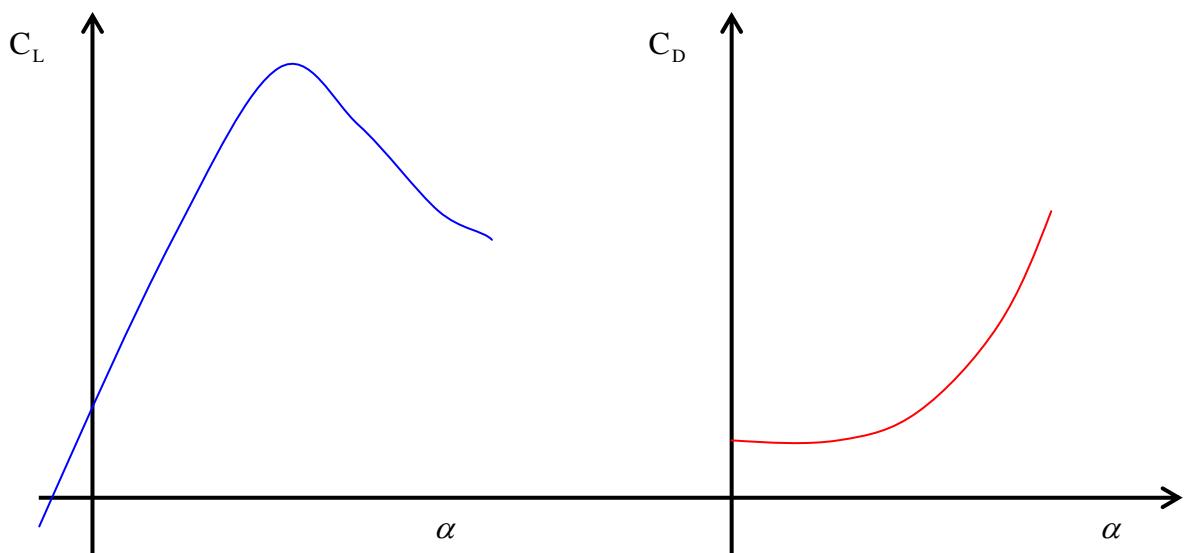


圖 20 $\alpha - C_L$ 、 $\alpha - C_D$ 的曲線

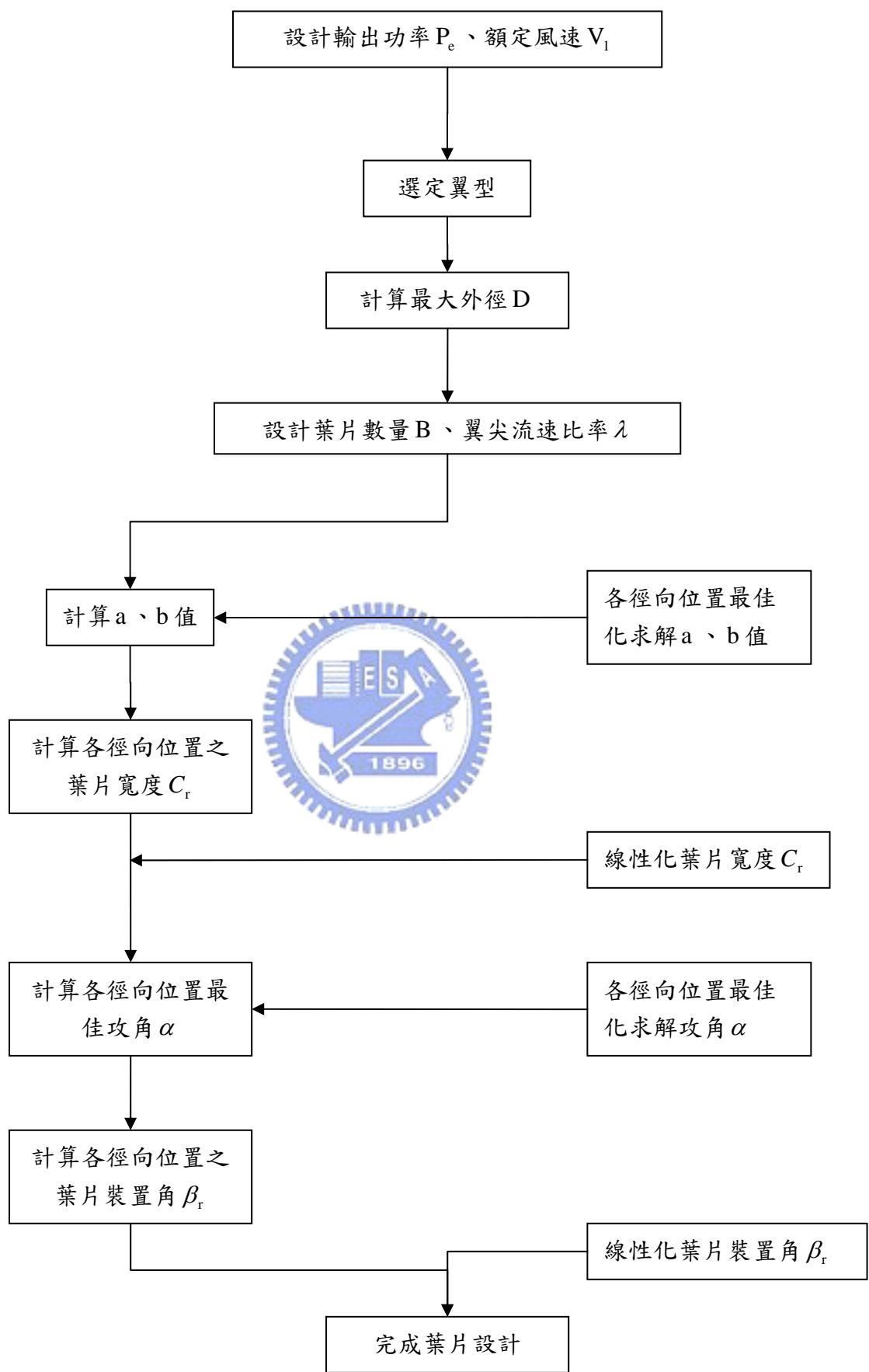


圖 21 葉片模型計算流程圖

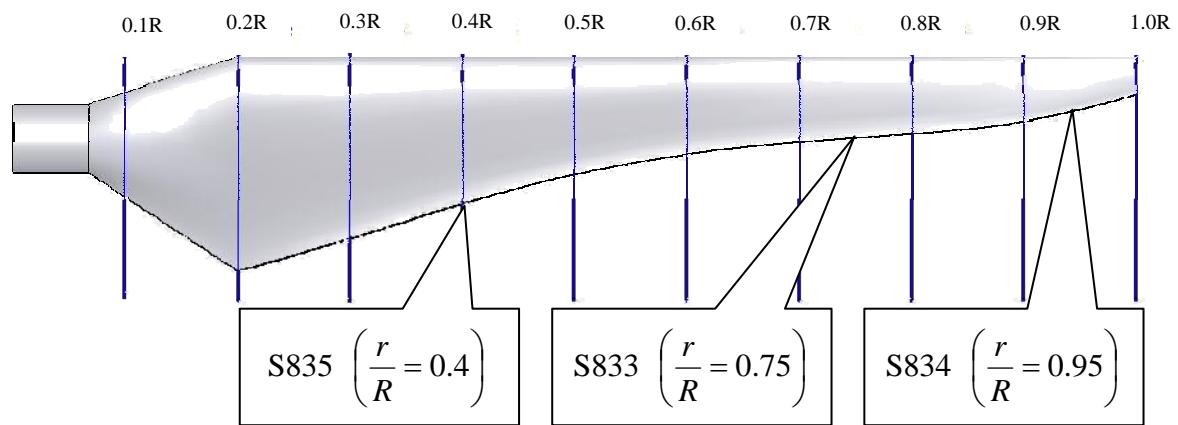


圖 22 翼剖面使用站位說明

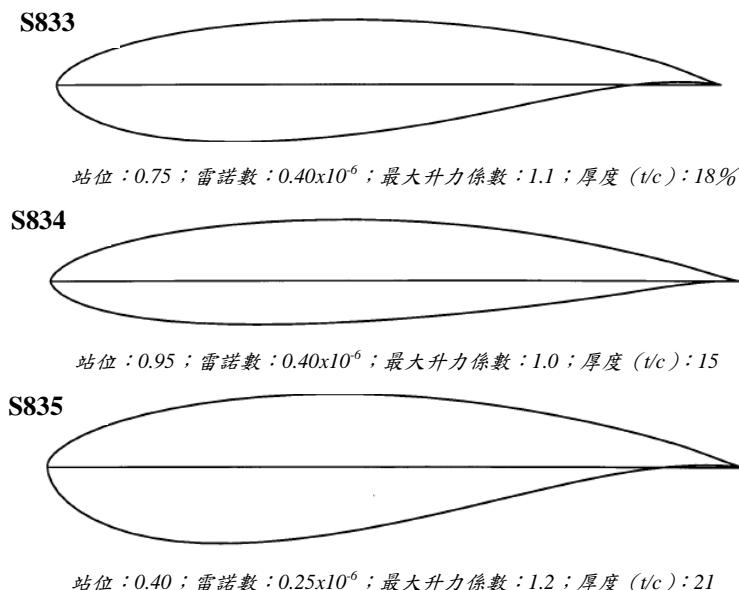


圖 23 各型號之翼型曲線

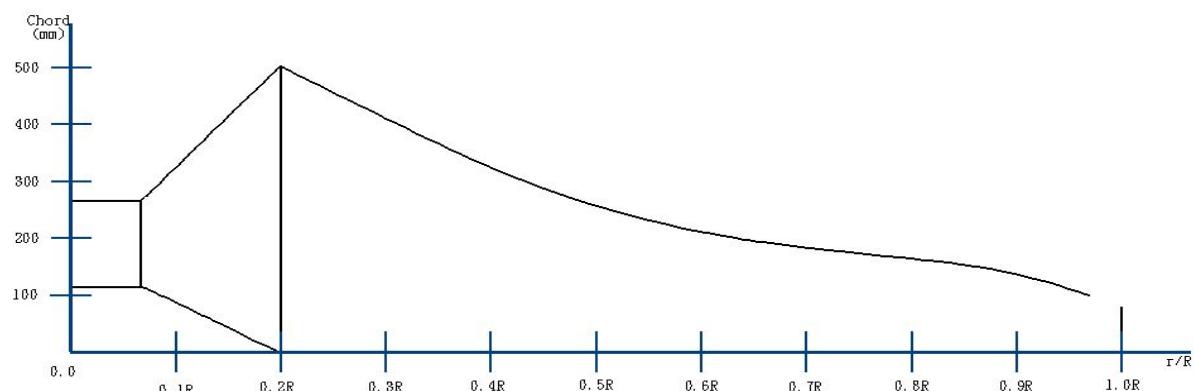


圖 24 分段的情況說明

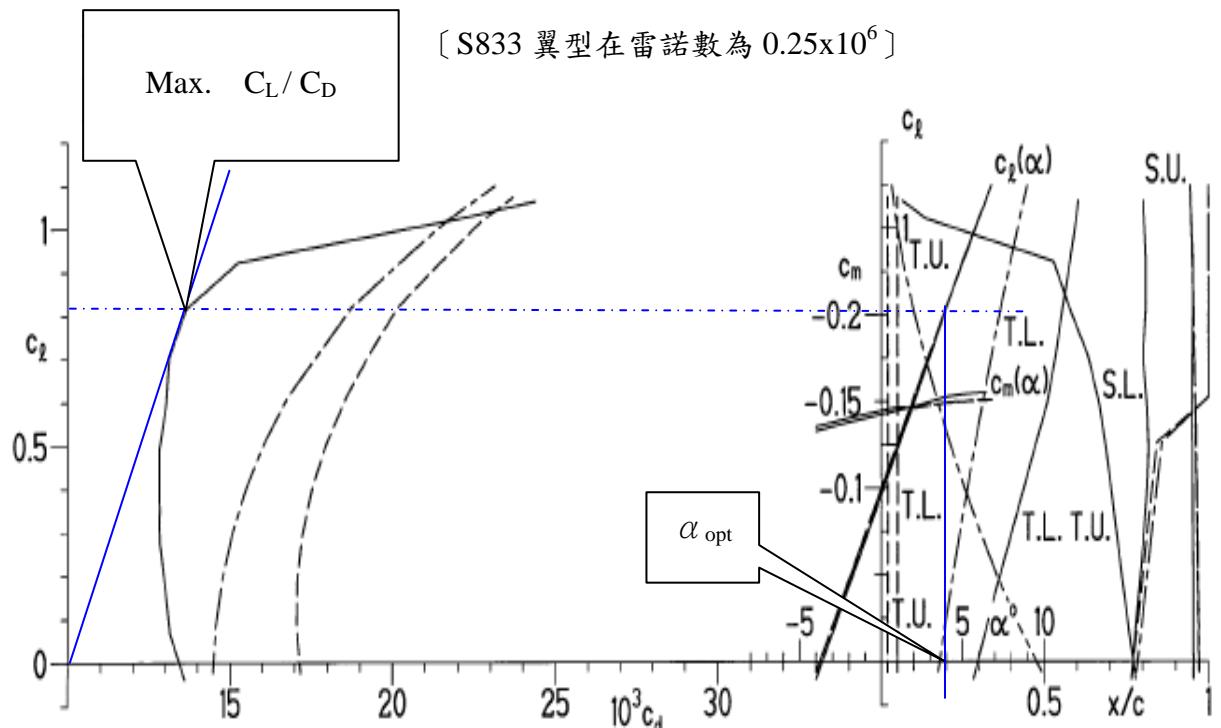


圖 25 尋找最佳攻角示意圖

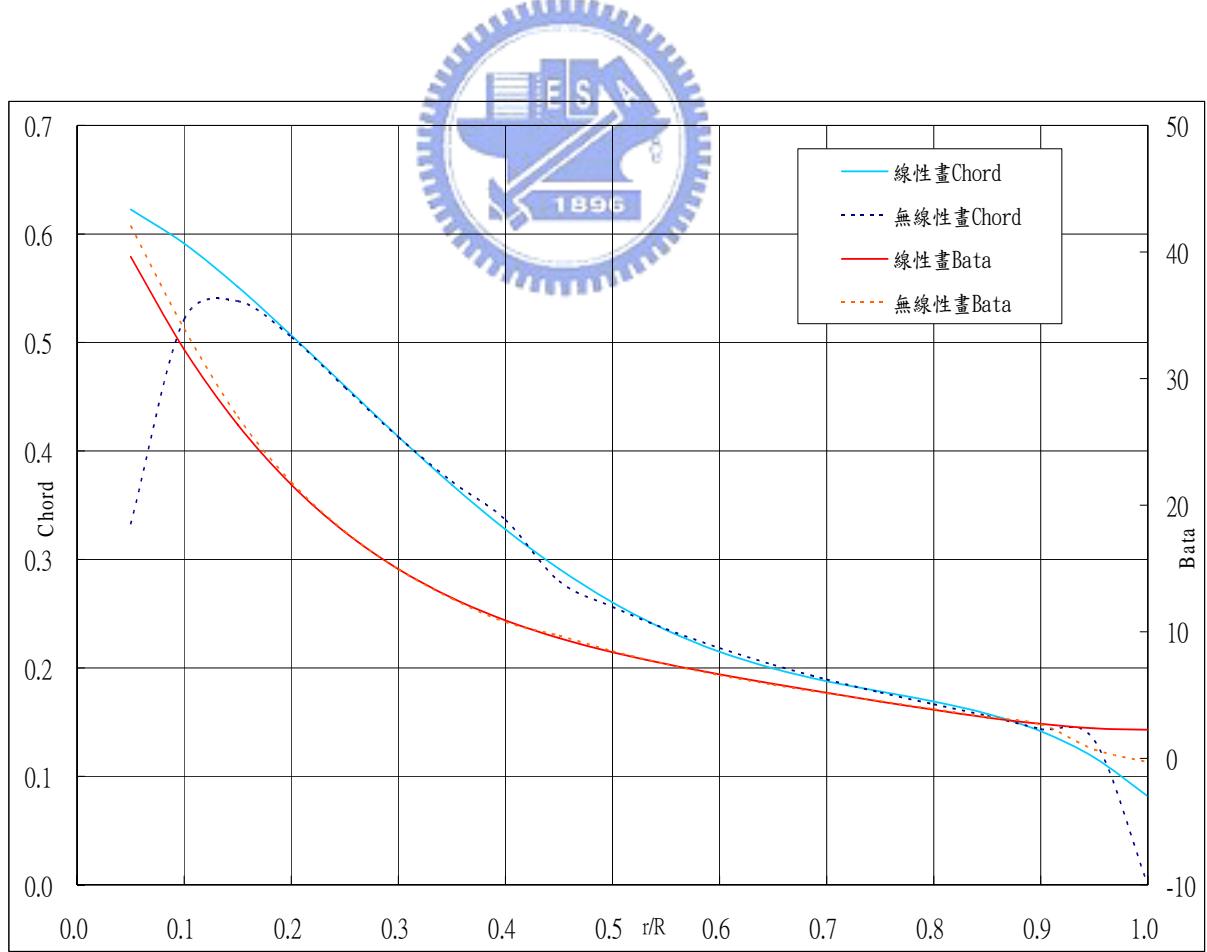


圖 26 C_r 對站位及 β_r 對站位曲線

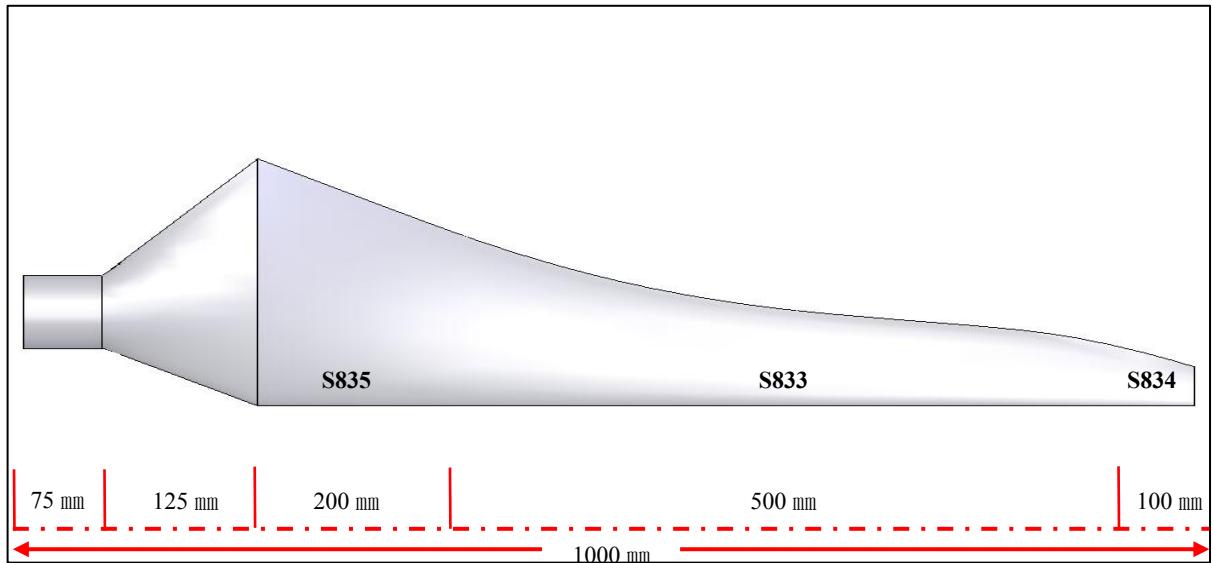


圖 27 葉片俯視圖

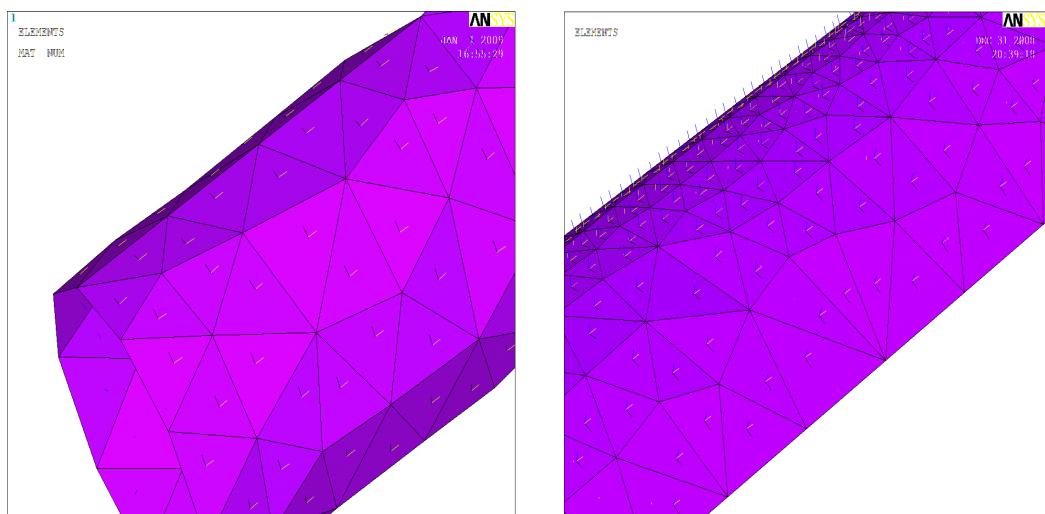


圖 28 各元素的坐標系統示意圖

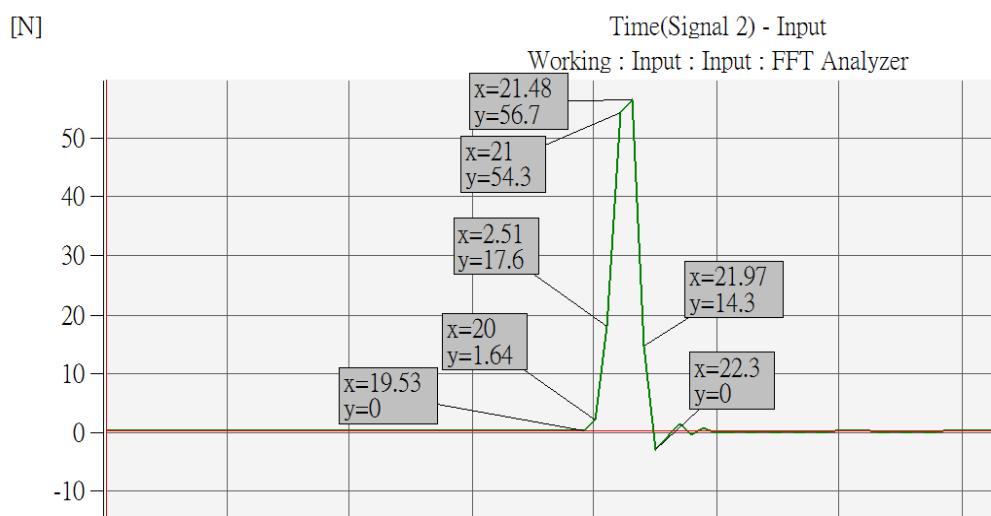


圖 29 力對時間圖的資料點

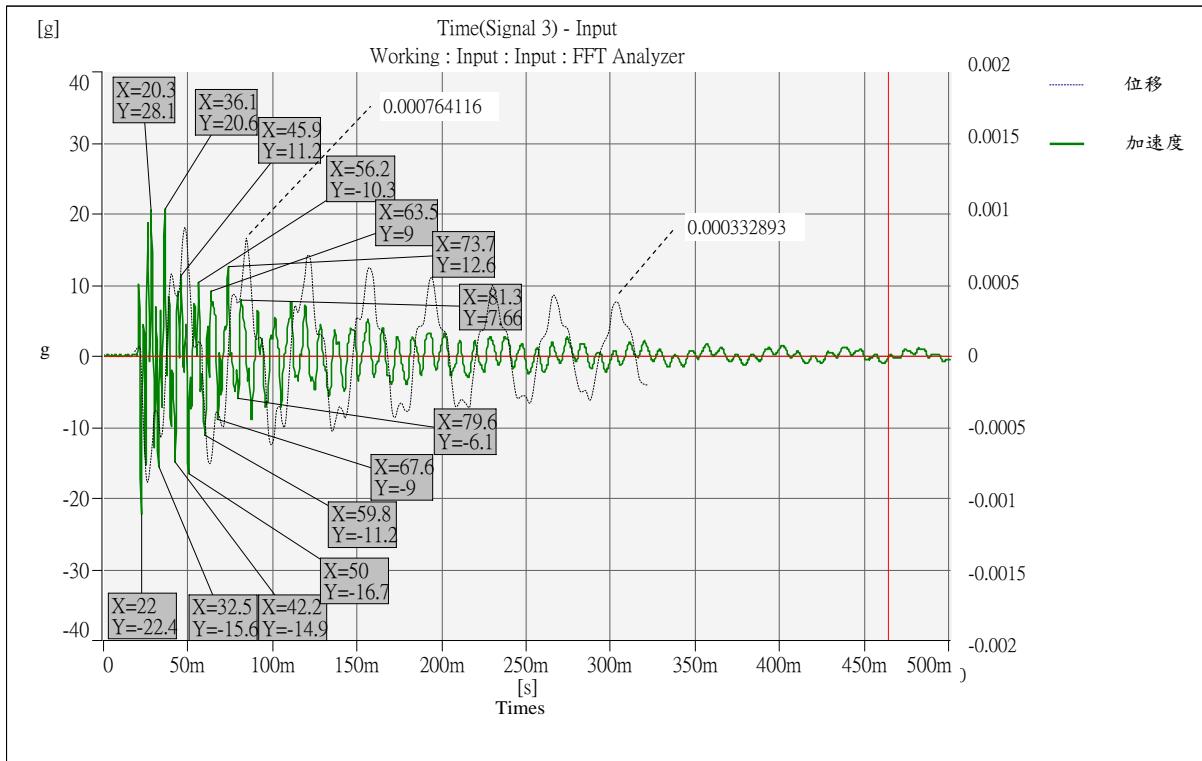


圖 30 阻尼量測試驗之加速度及位移對時間曲線

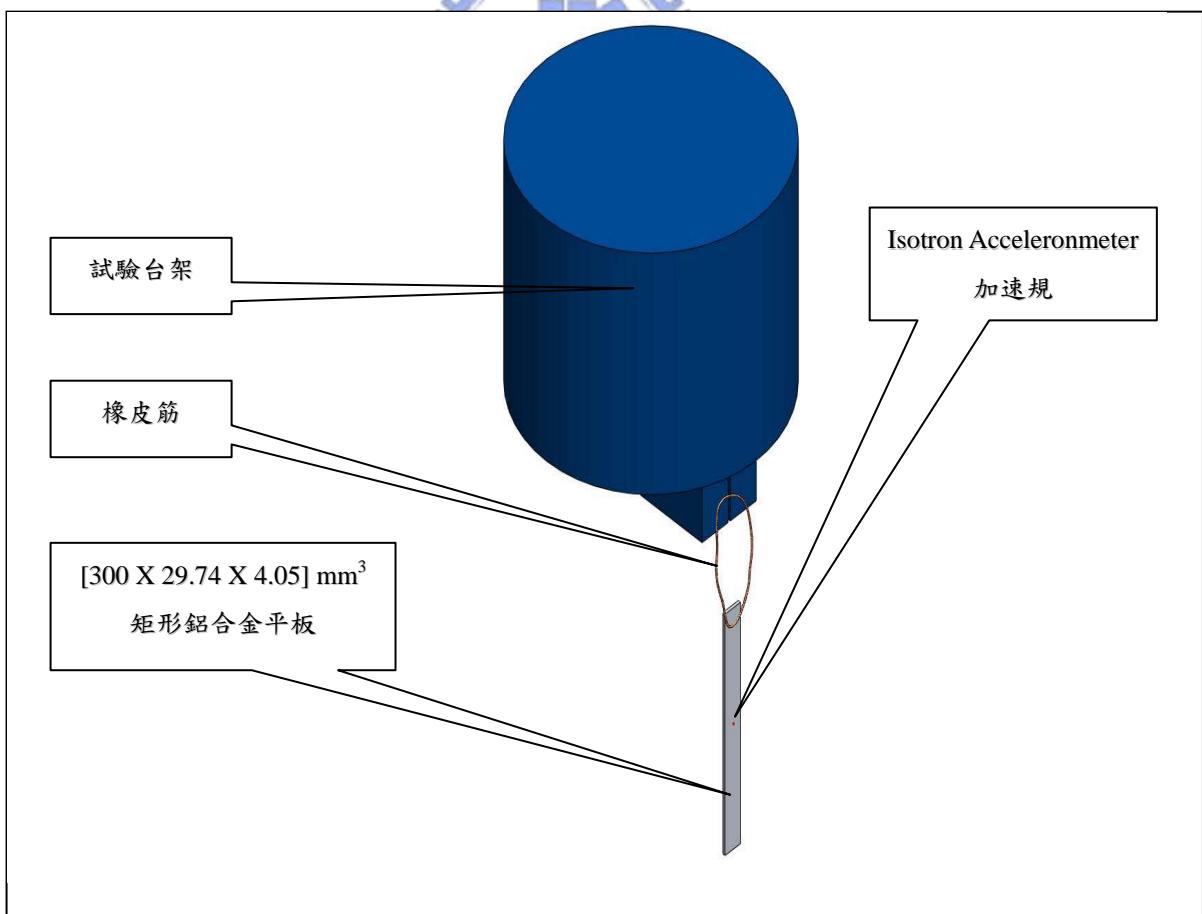


圖 31 鋁板無拘束條件下自然頻率量測試驗

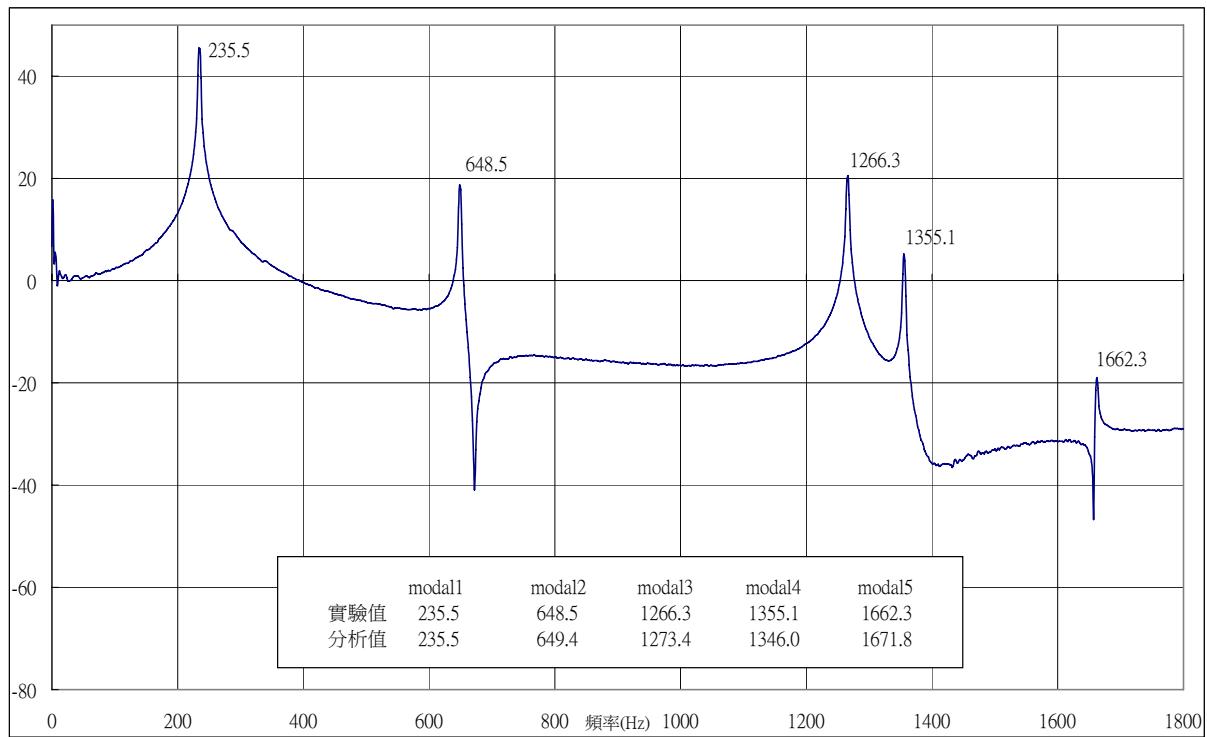


圖 32 鋁板在無拘束條件下的自然頻率量測結果

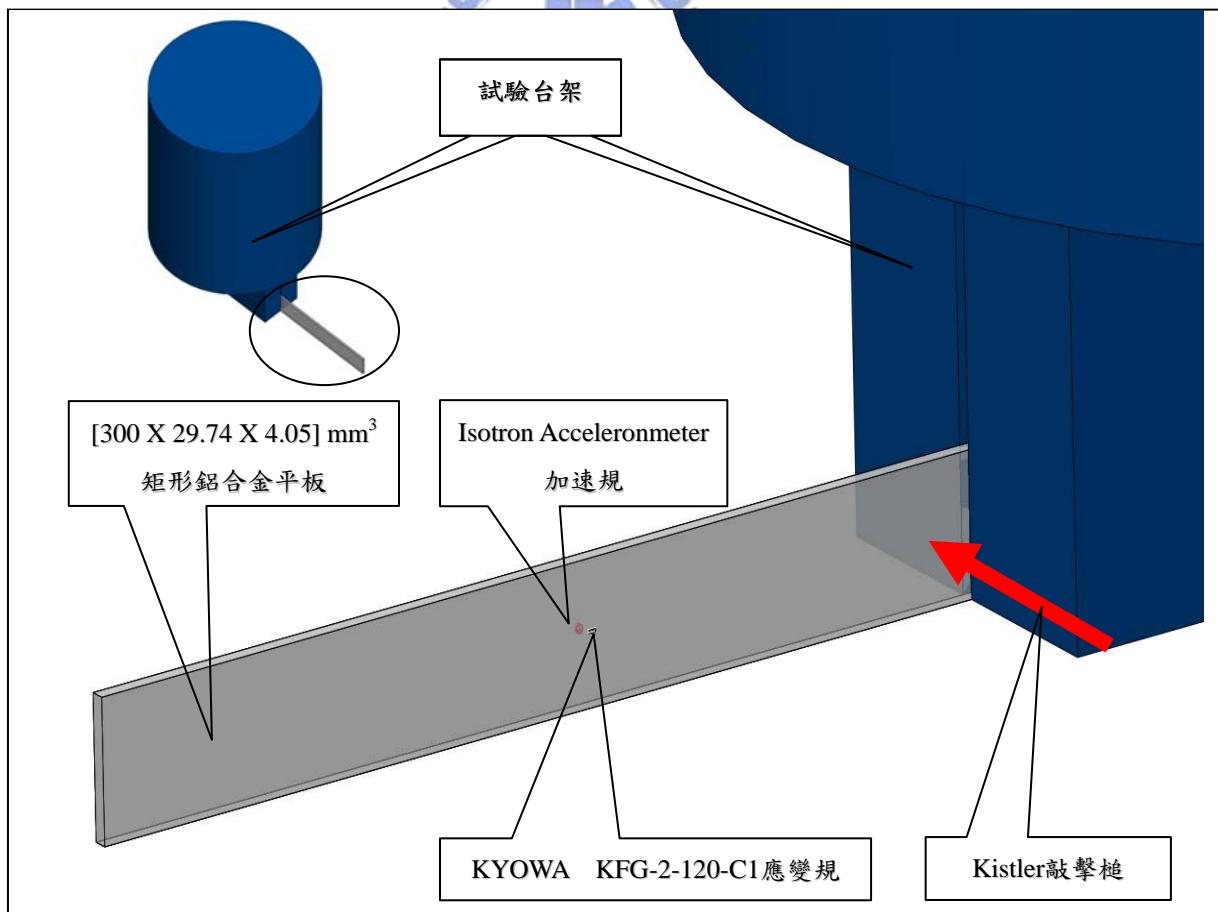


圖 33 鋁板單邊拘束條件下自然頻率量測試驗

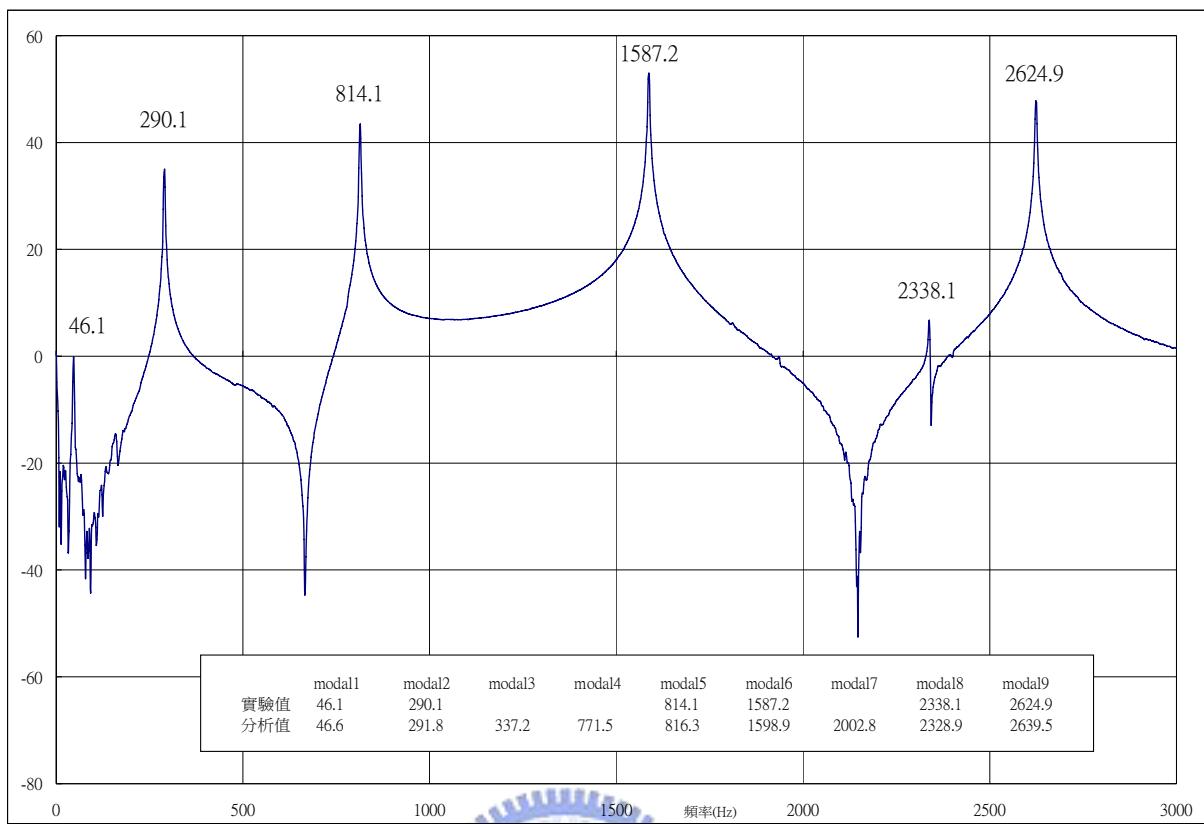


圖 34 鋁板在單邊拘束條件下的自然頻率量測結果

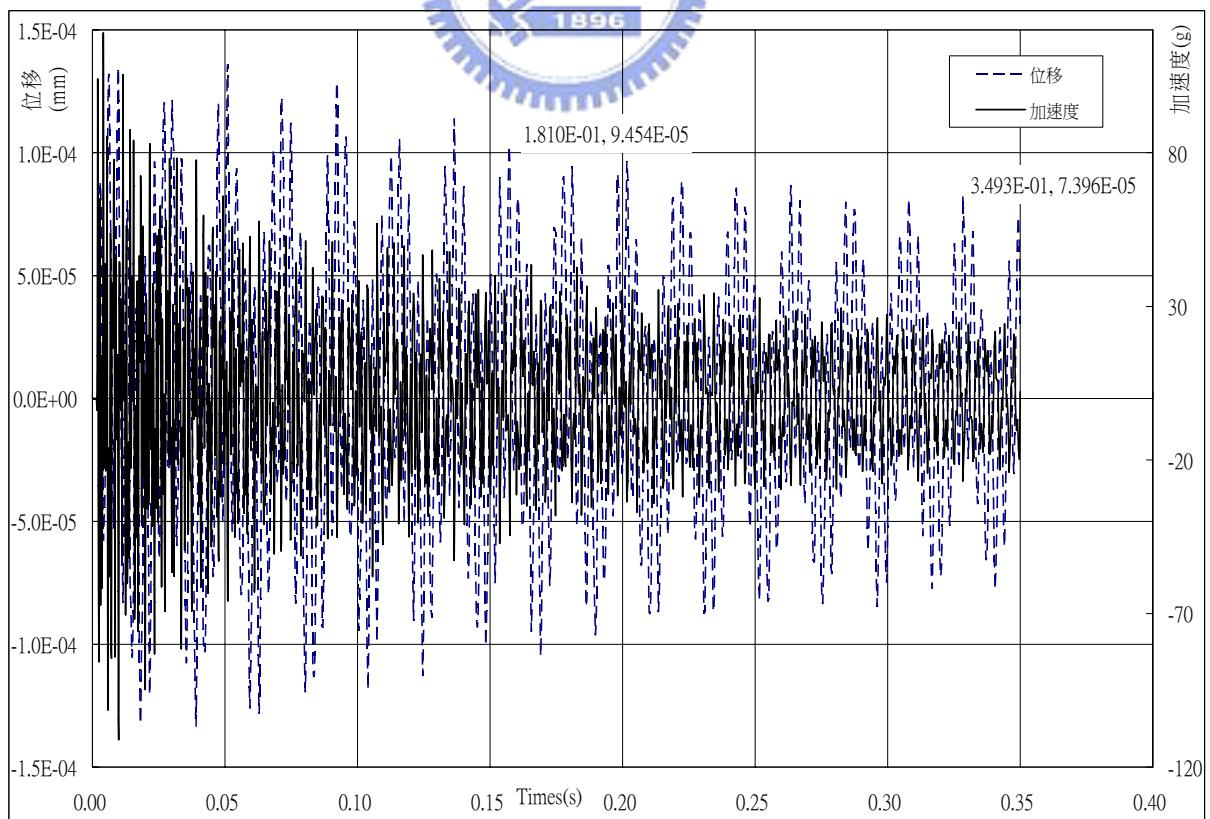


圖 35 加速度及位移對時間變化曲線

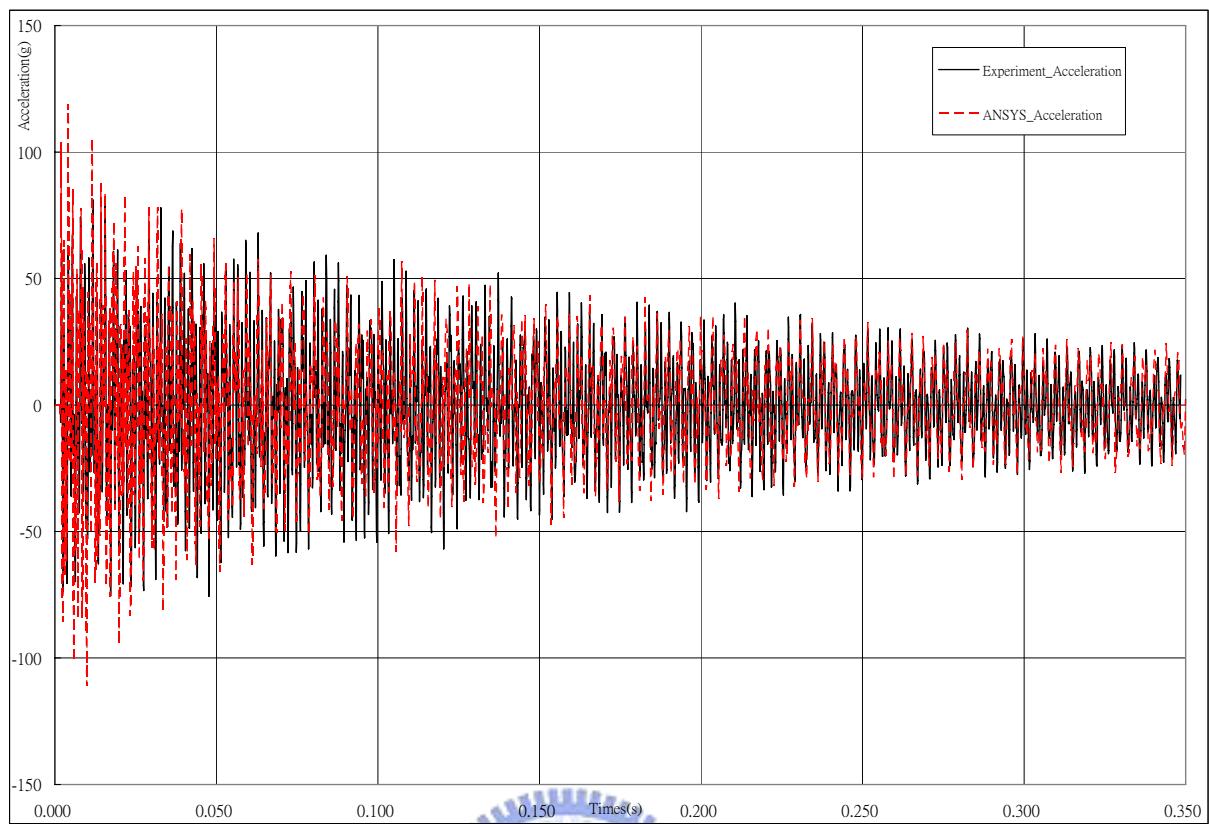


圖 36 實驗與分析之加速度對時間變化曲線

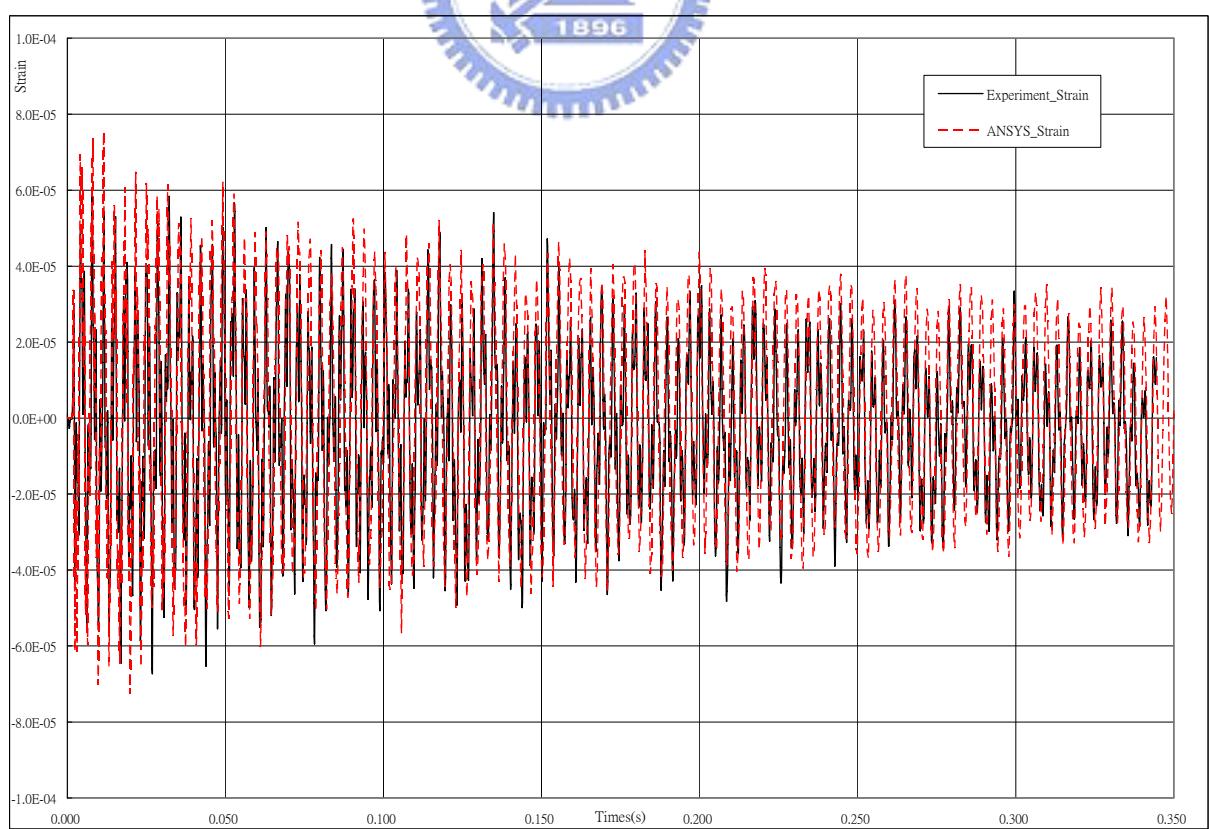


圖 37 實驗與分析之應變對時間變化曲線

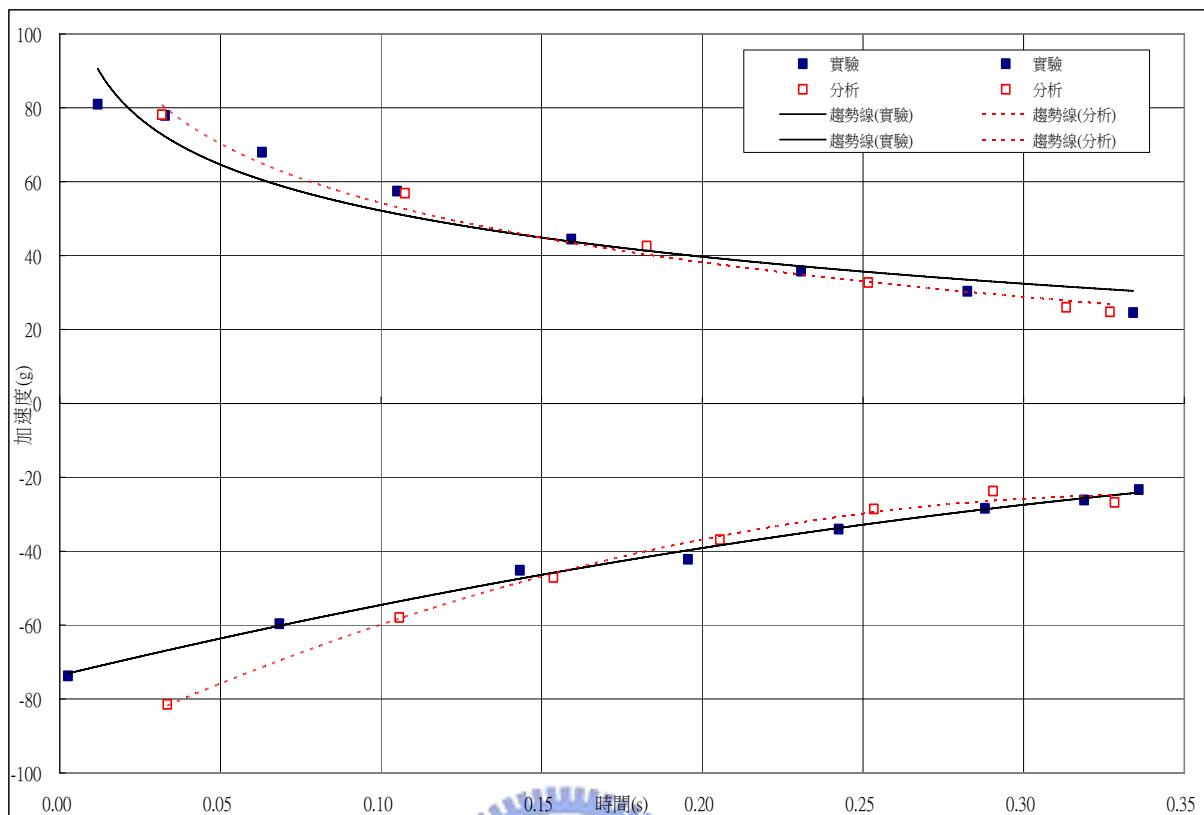


圖 38 實驗與分析之加速度趨勢線比較

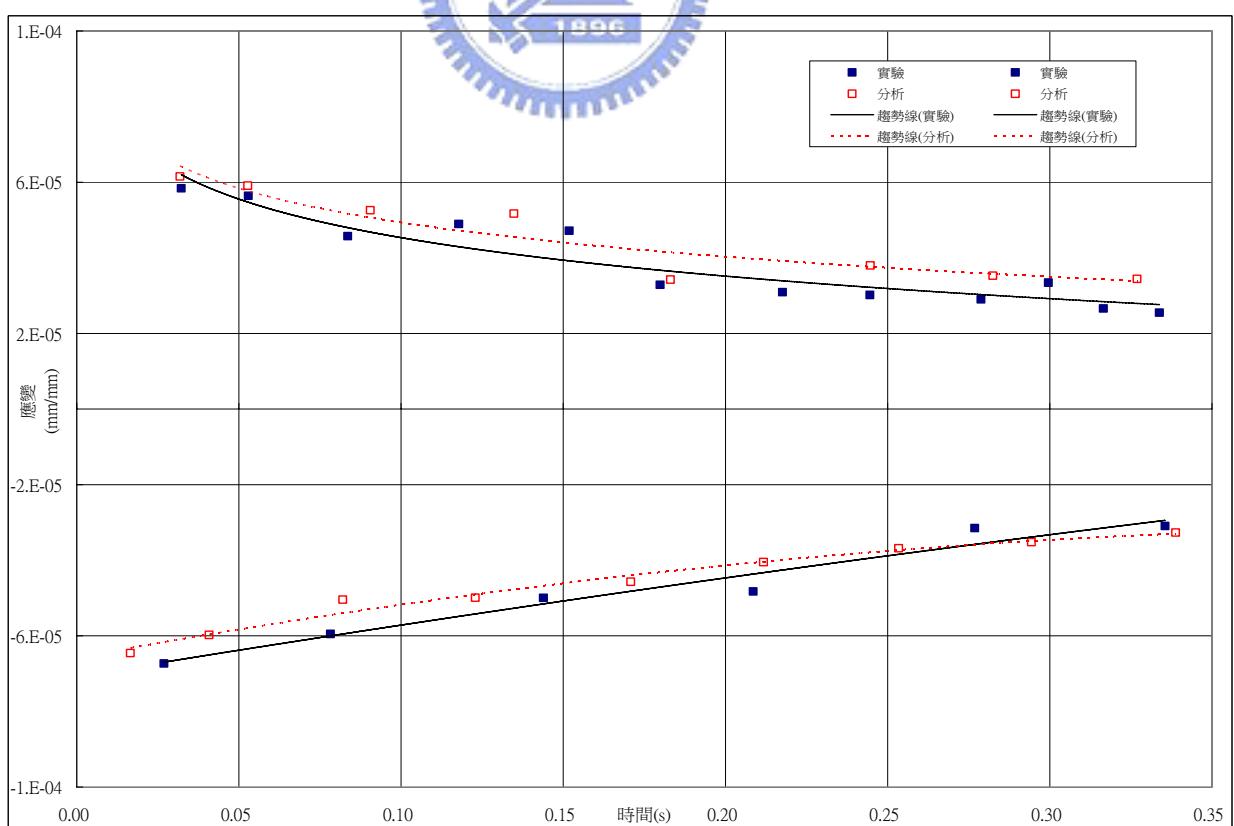


圖 39 實驗與分析之應變趨勢線比較

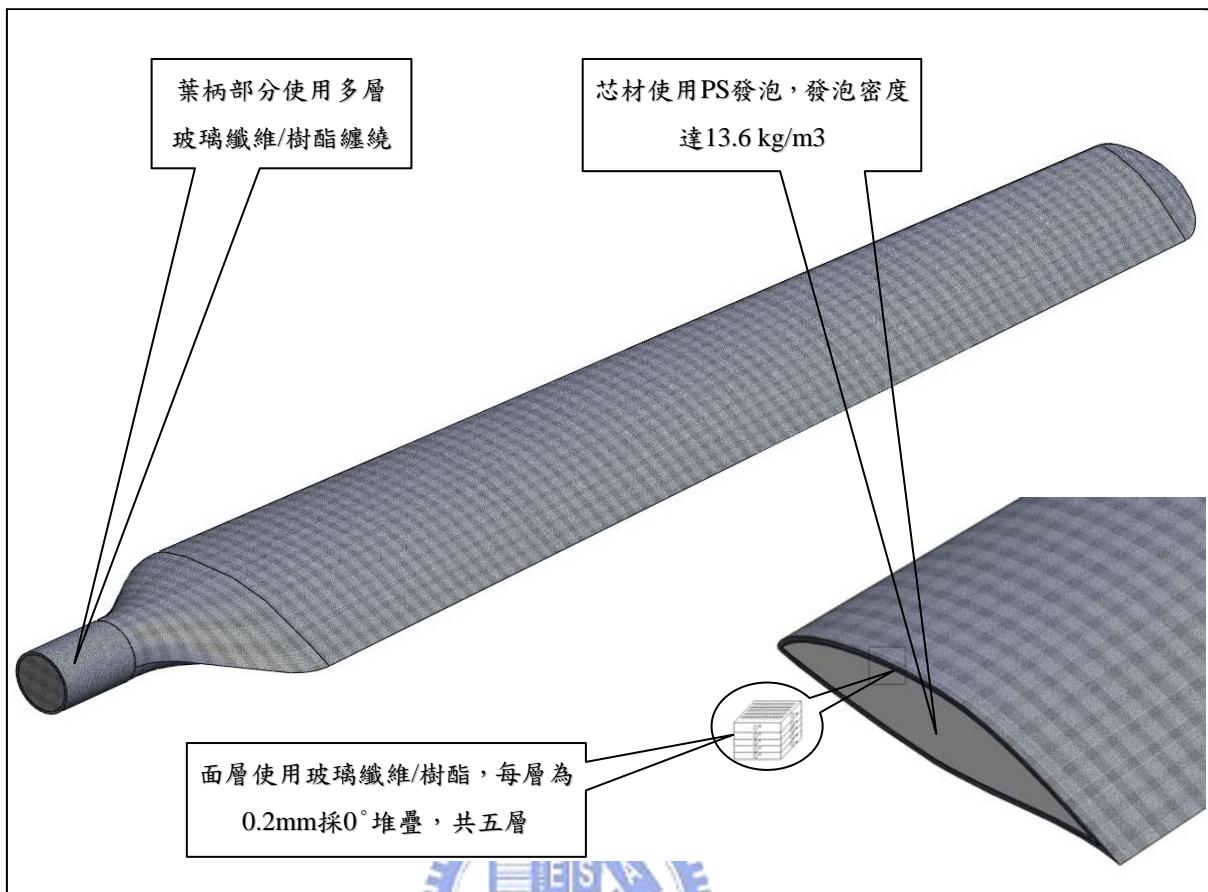


圖 40 複合材料葉片示意圖



圖 41 自然頻率量測試驗台架

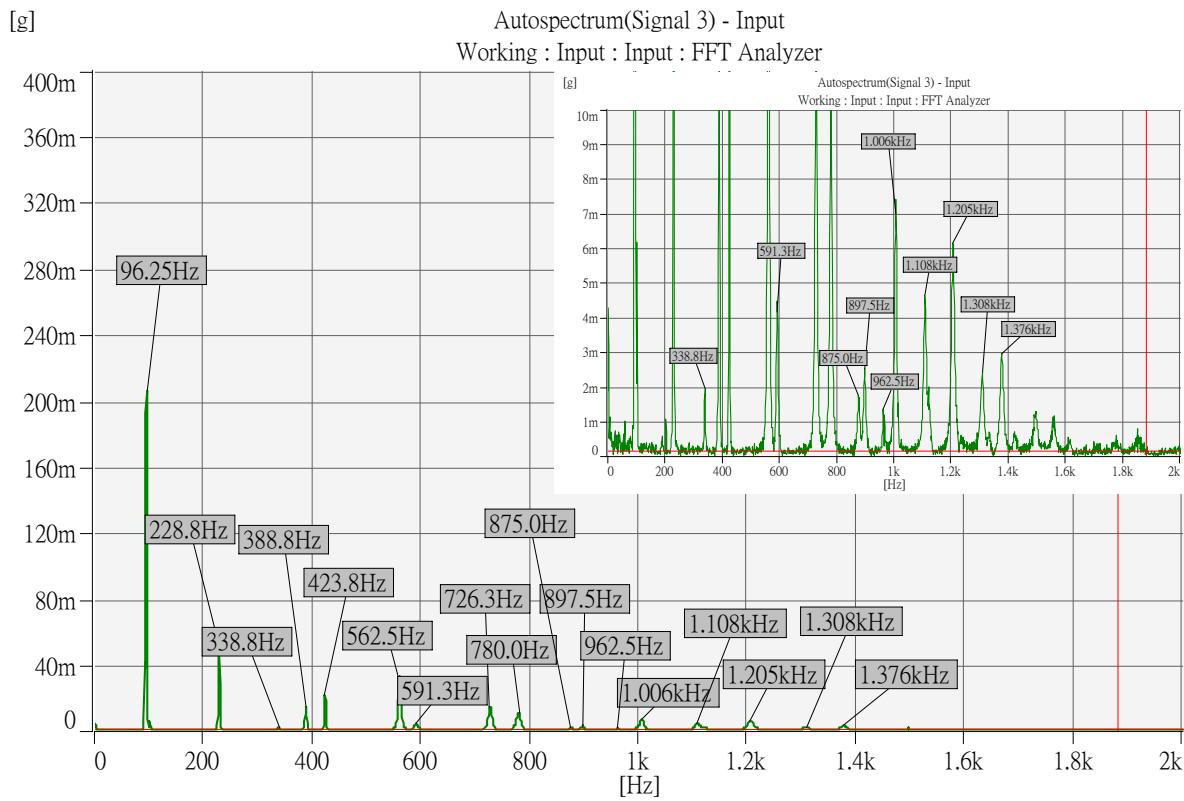


圖 42 自然頻率量測結果



圖 43 阻尼量測實驗示意圖

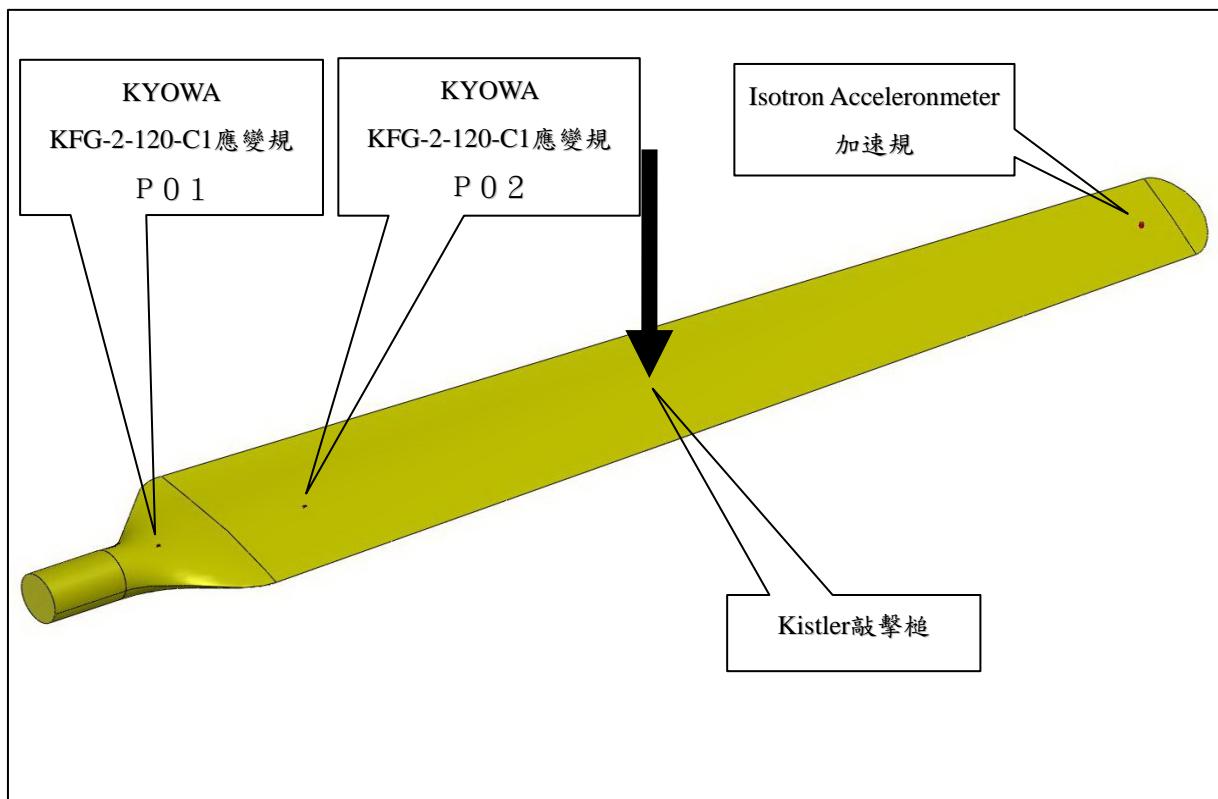


圖 44 應變規黏貼示意圖

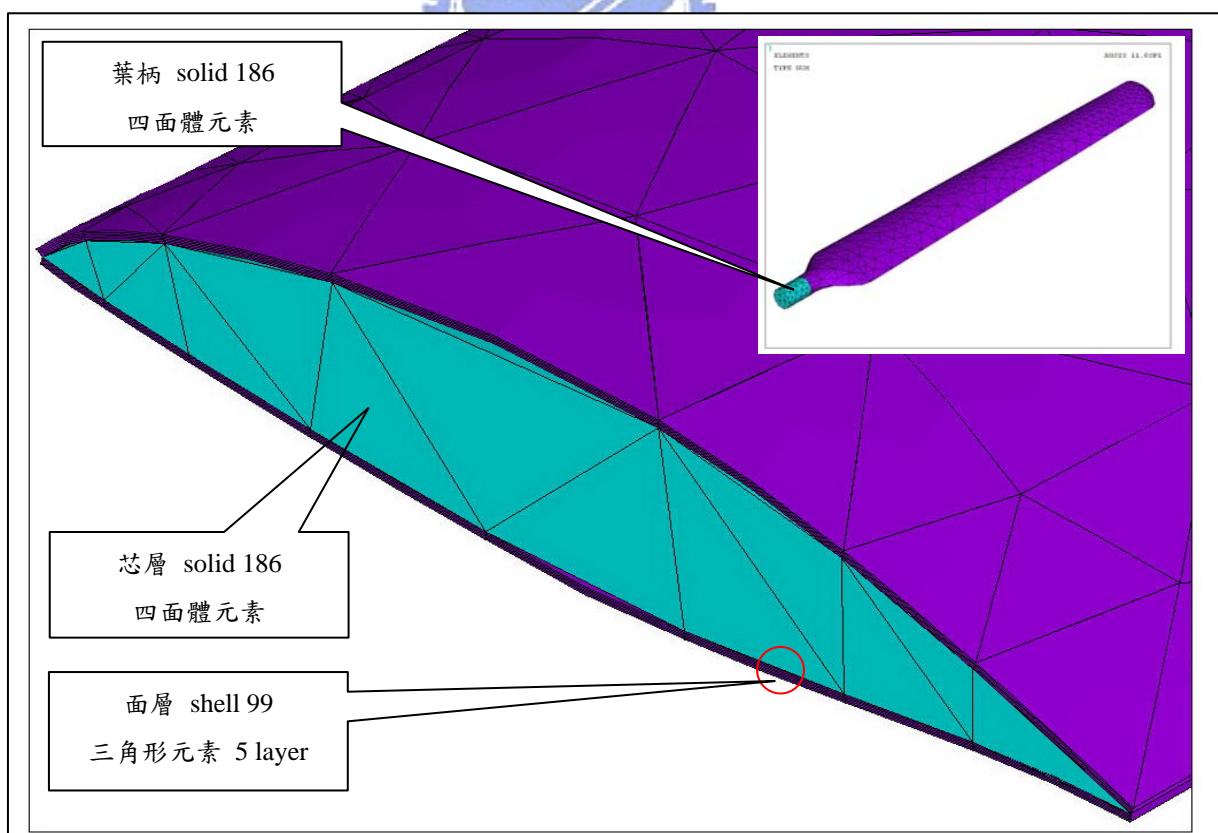


圖 45 有限元素模型

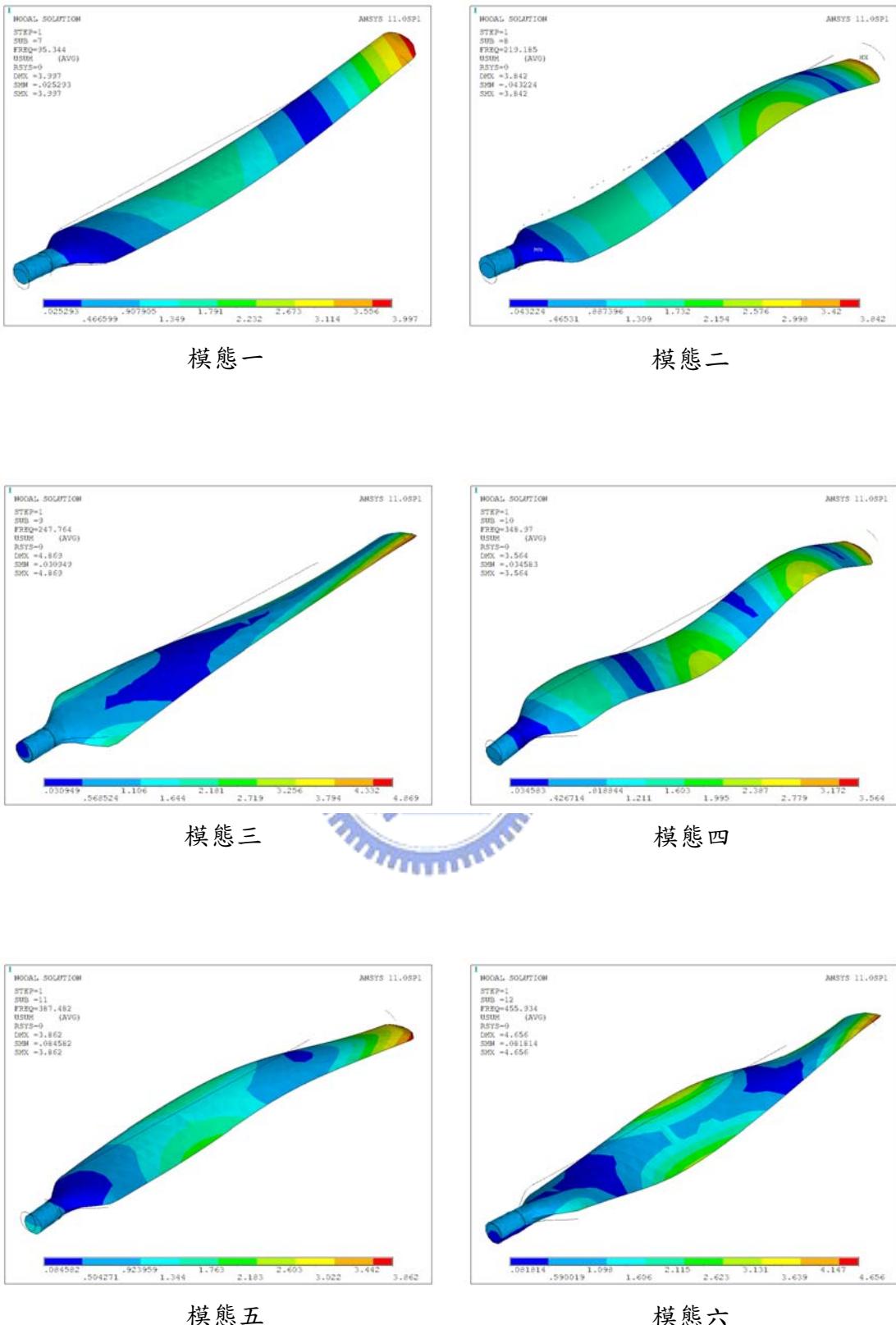


圖 46 各階自然模態

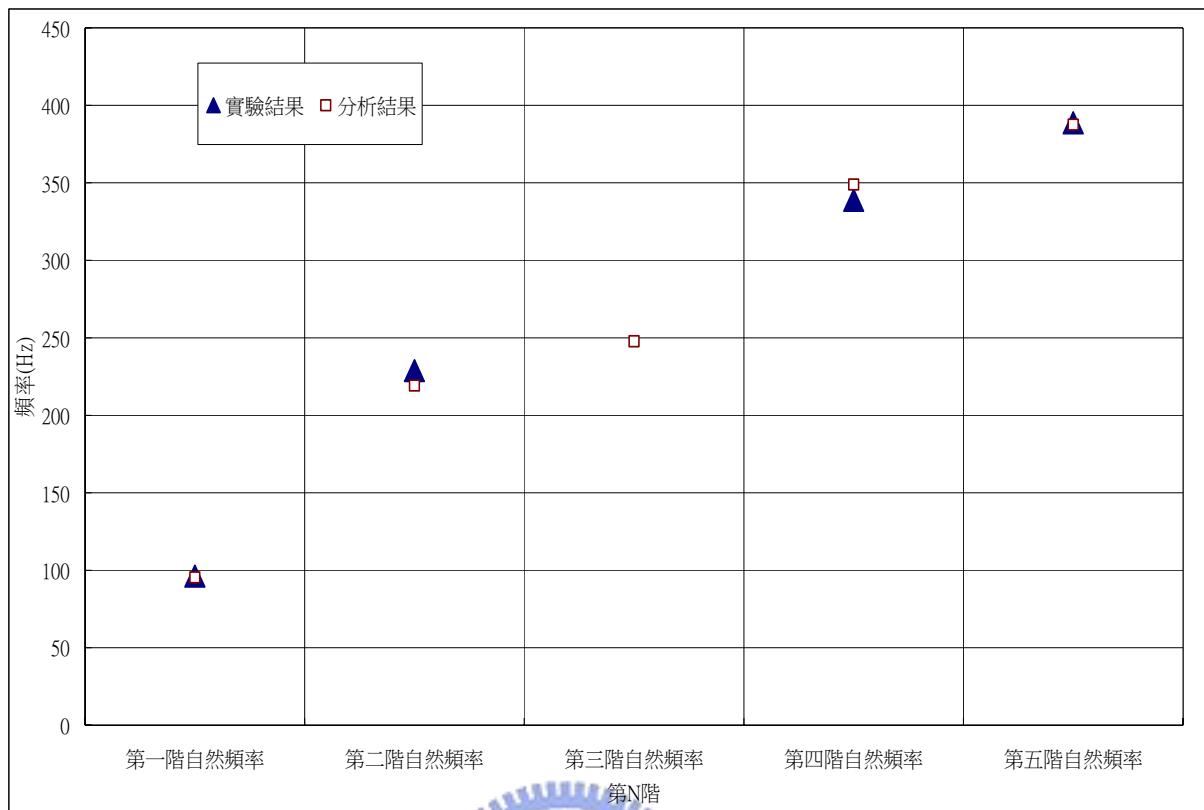


圖 47 自然頻率實驗與分析結果比較曲線

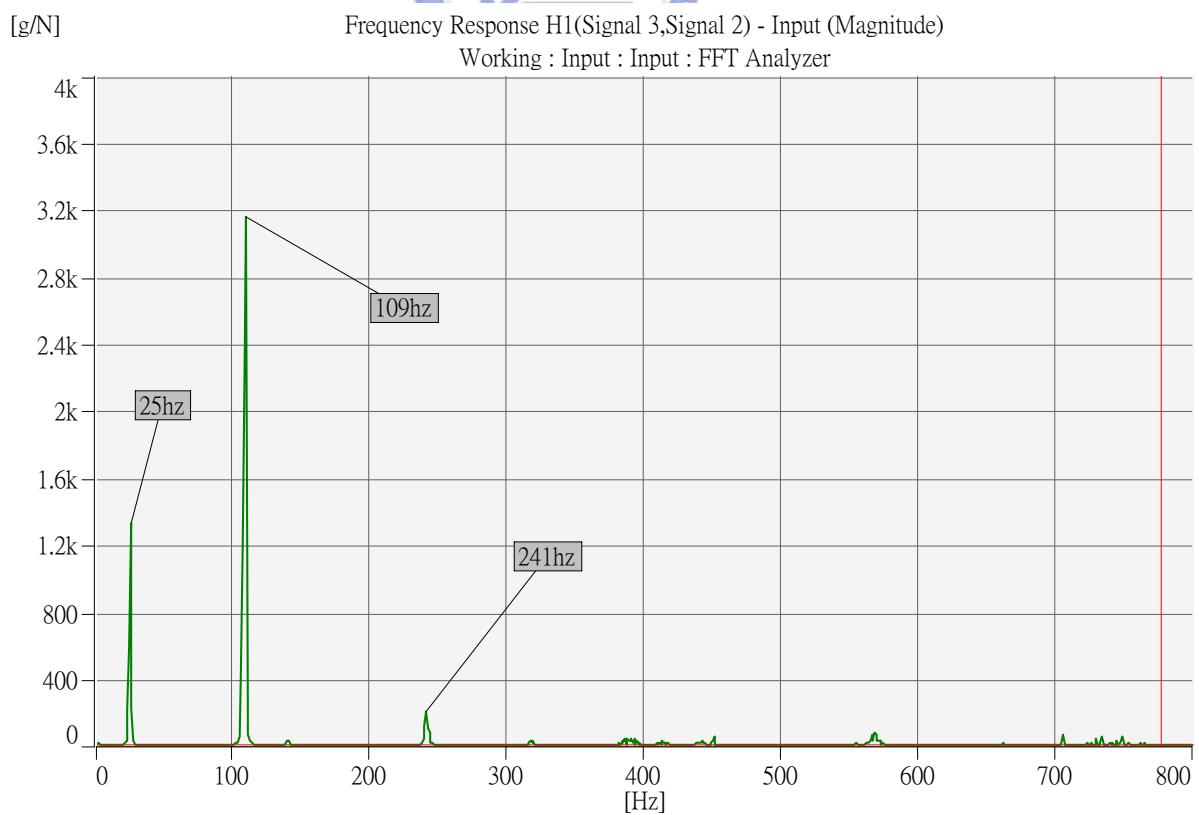


圖 48 邊界挾持下葉片的自然頻率

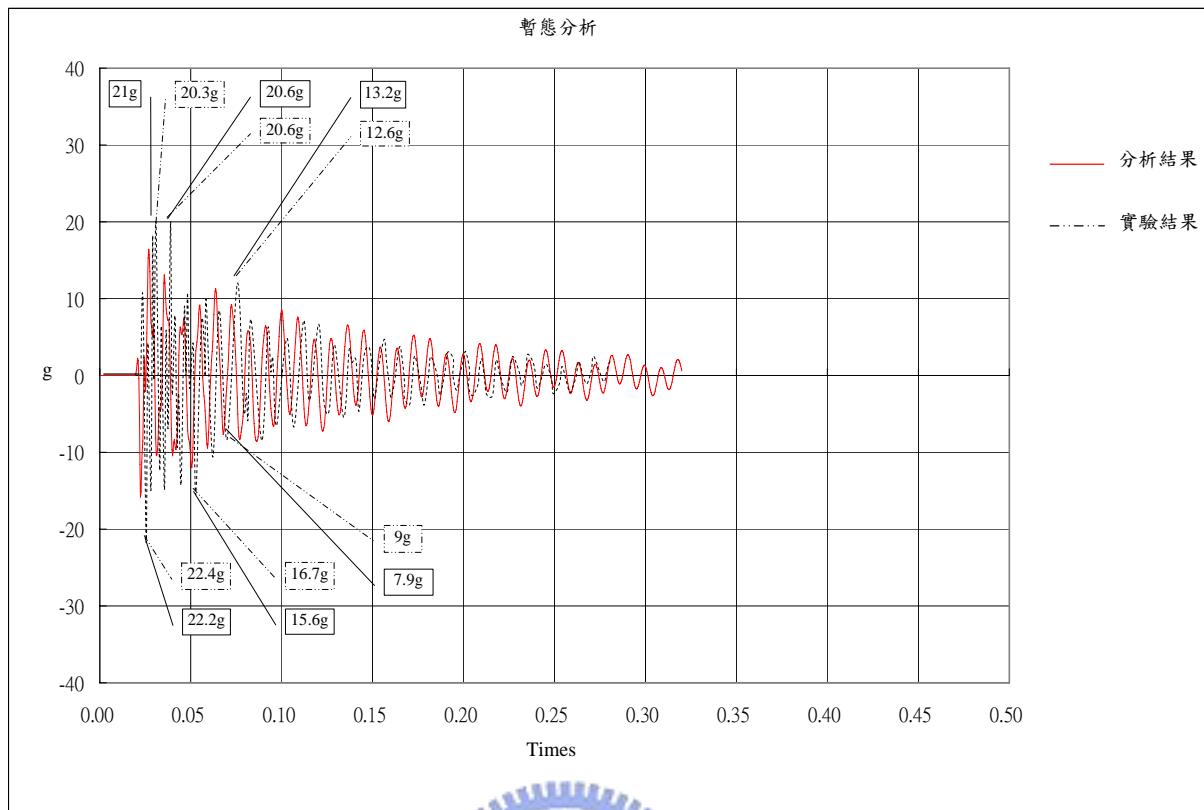


圖 49 實驗與 ANSYS 分析結果比較曲線

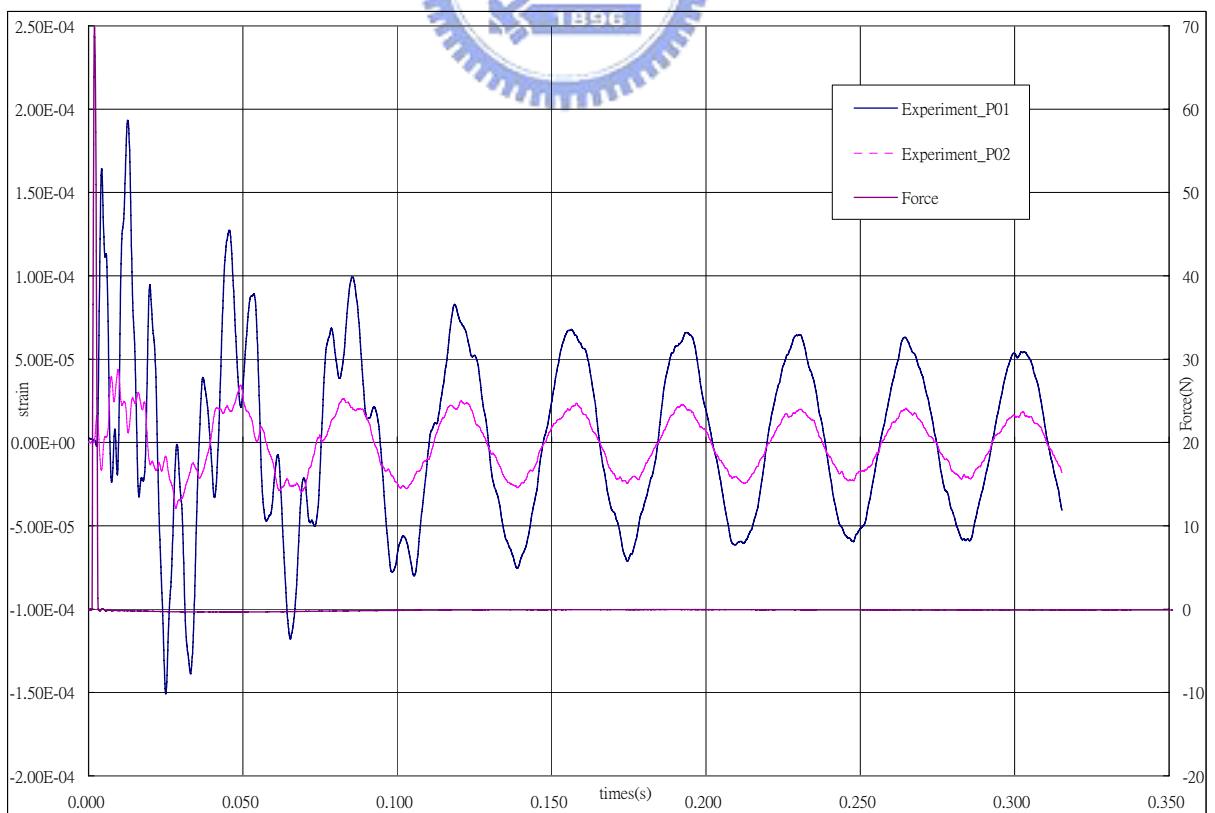


圖 50 應變實驗量測結果

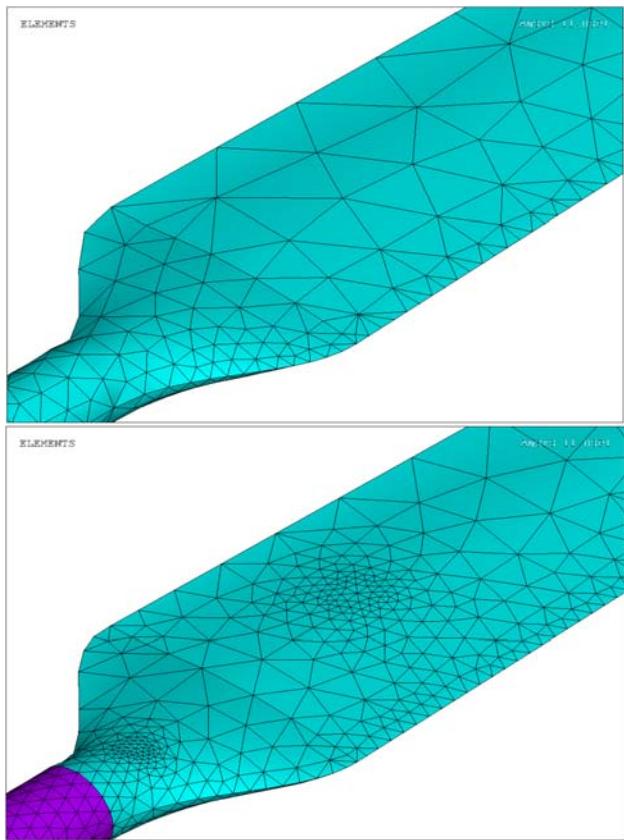


圖 51 網格細緻處理前、後比對圖

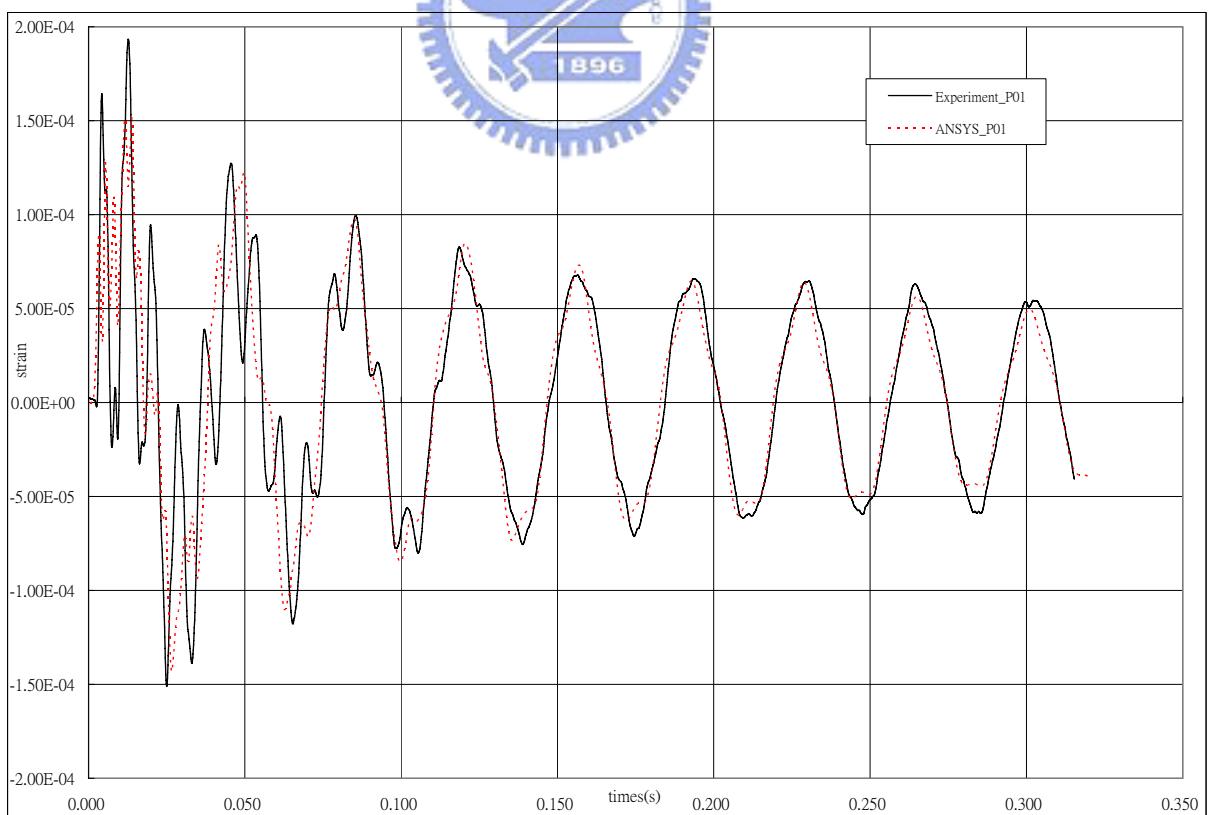


圖 52 應變量測點 P01 實驗與分析比較結果

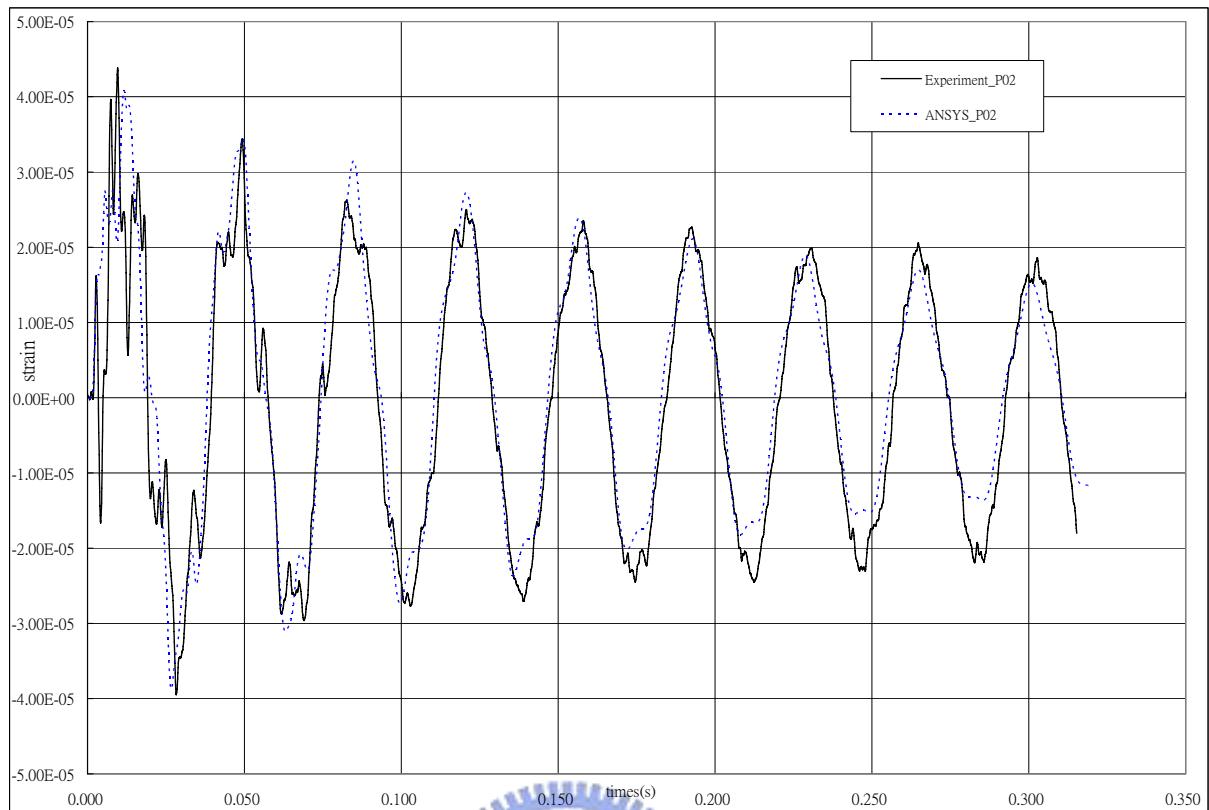


圖 53 應變量測點 P02 實驗與分析比較結果

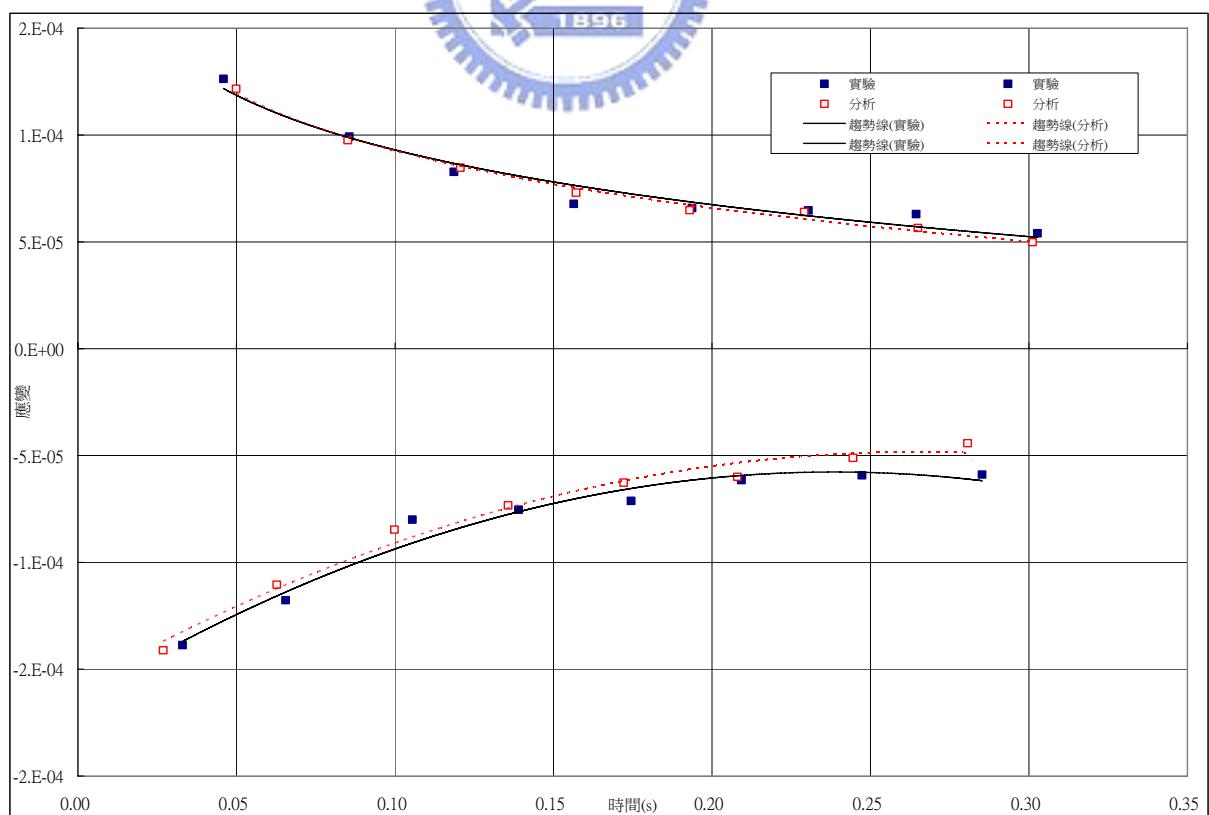


圖 54 應變量測點 P01 實驗與分析之應變趨勢線比較

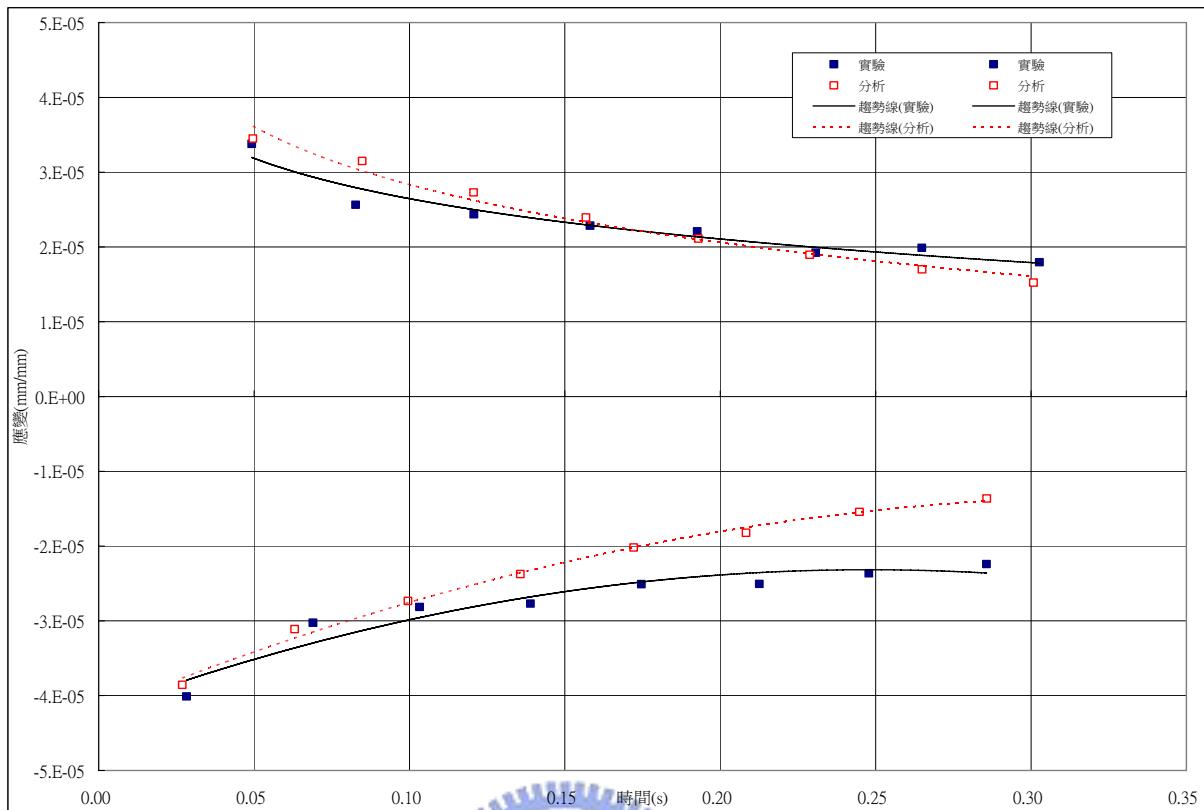


圖 55 應變量測點 P02 實驗與分析之應變趨勢線比較

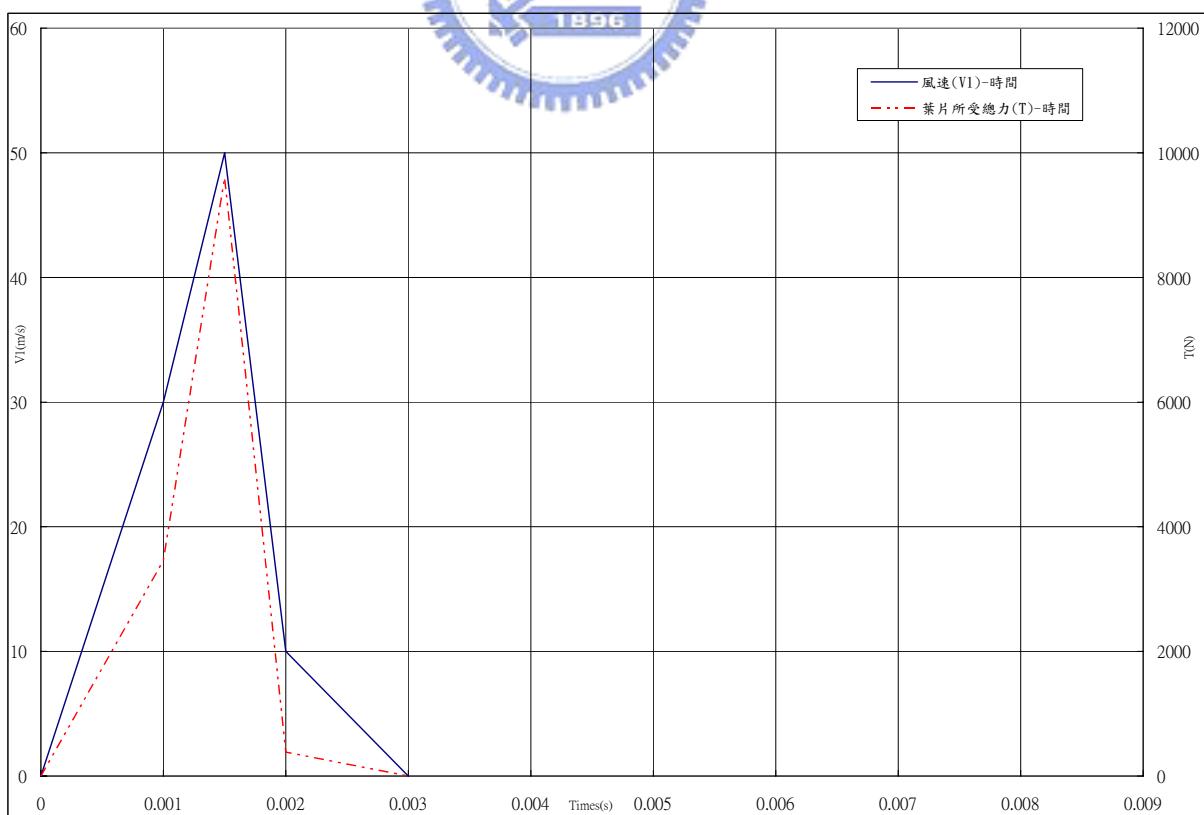


圖 56 風速及葉片受力與時間關係圖

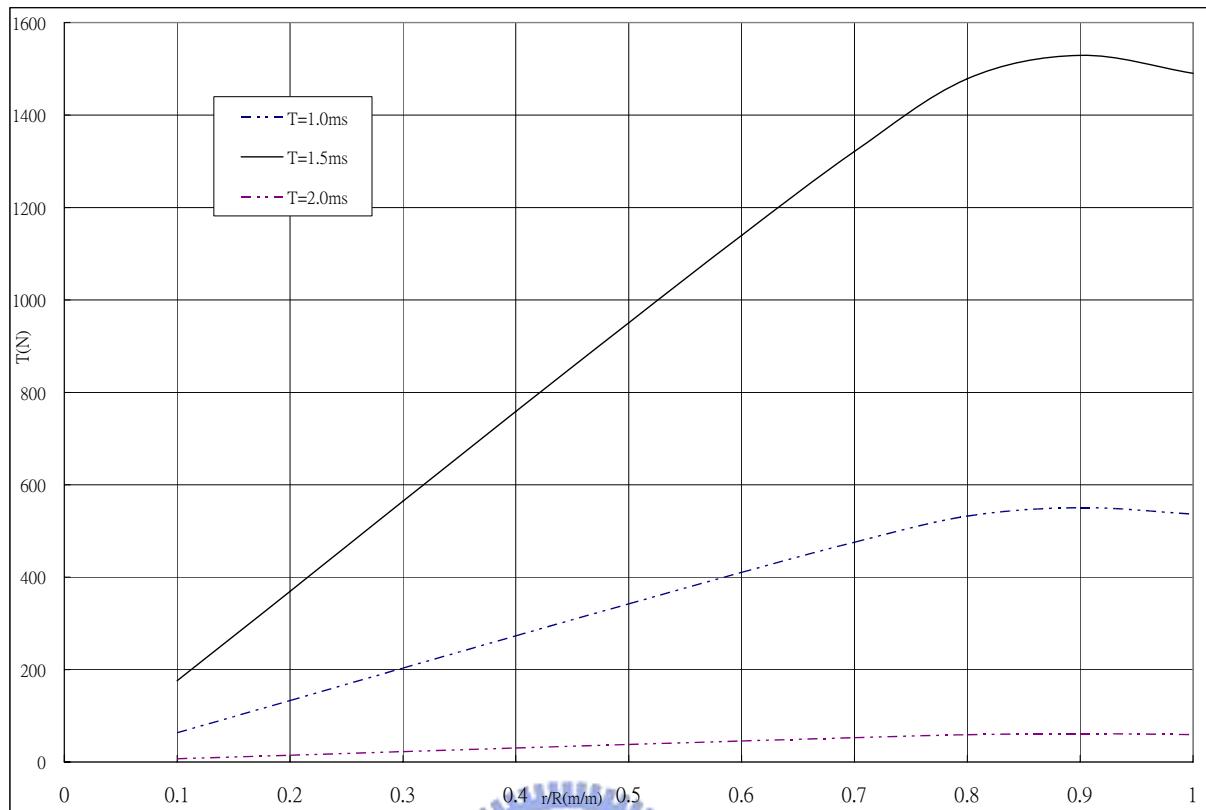


圖 57 不同時間下葉片受力對徑向位置之變化曲線

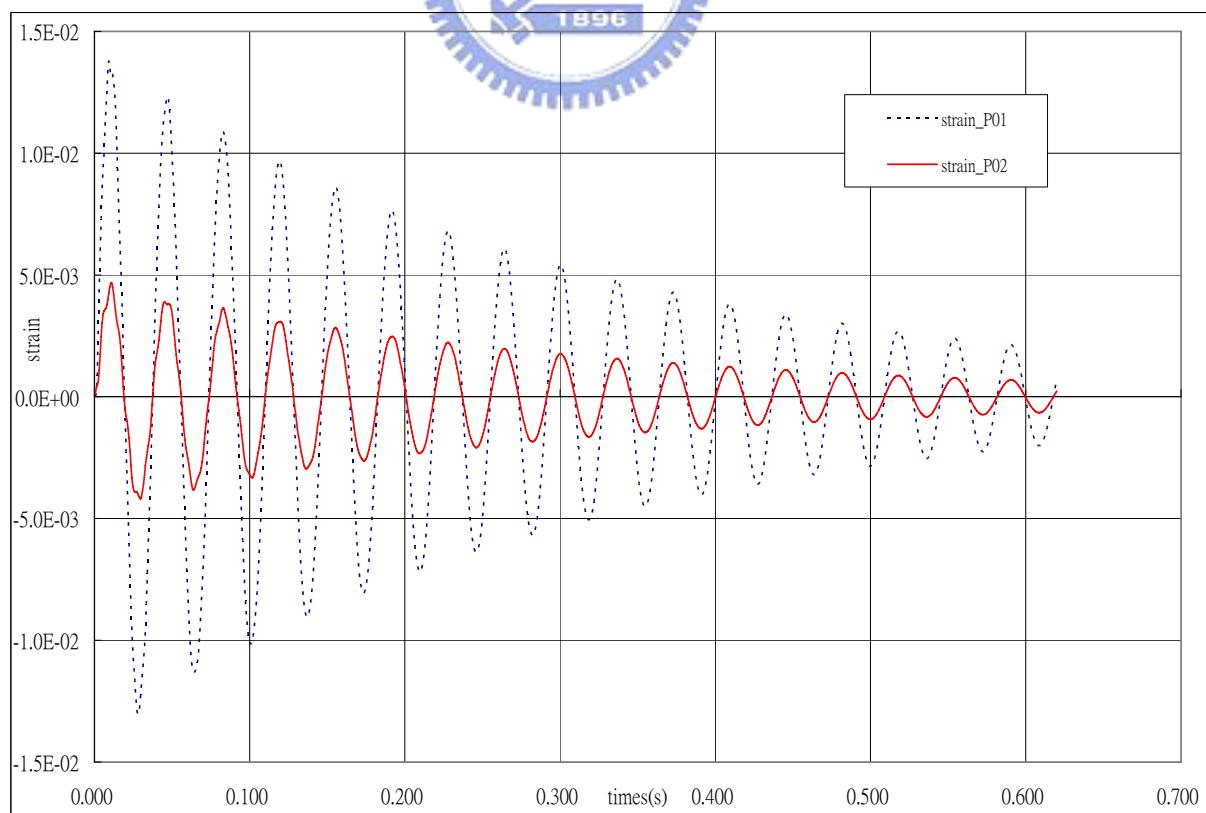


圖 58 瞬時陣風作用下葉片徑向方向應變結果

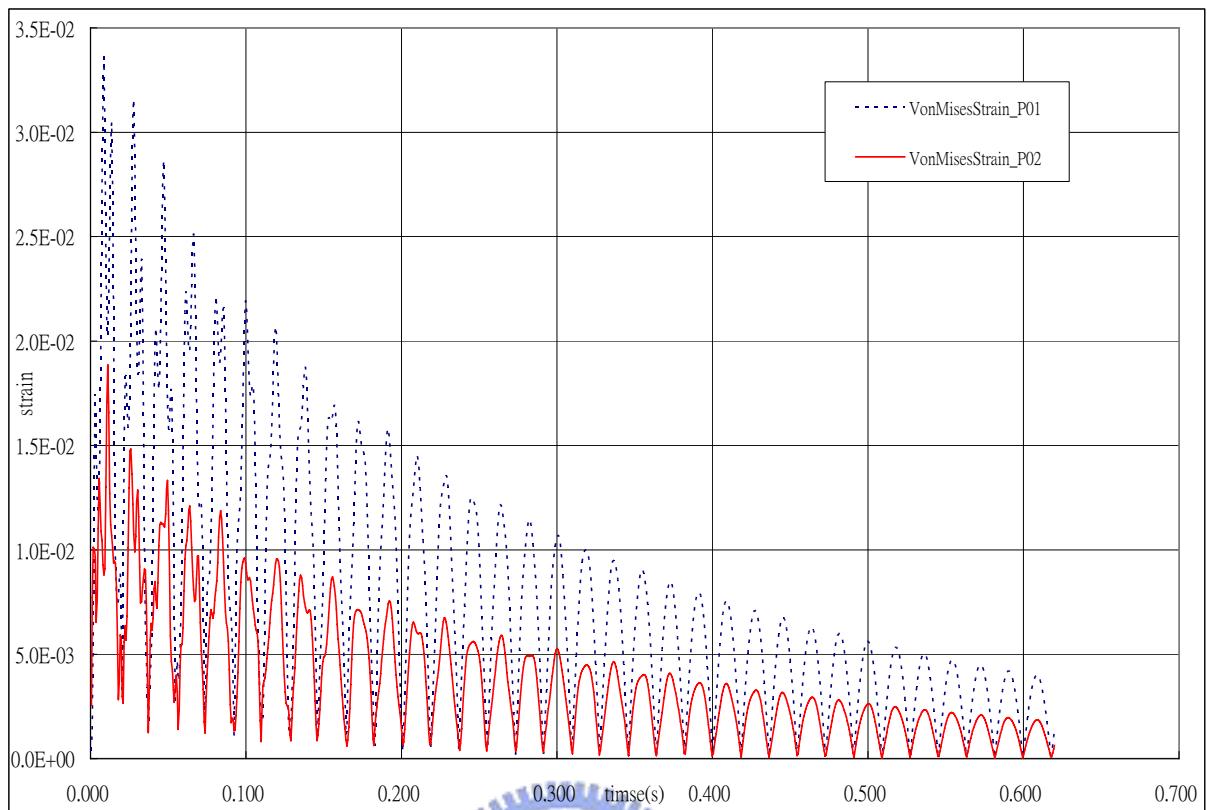


圖 59 瞬時陣風作用下葉片 Von Mises 應變結果

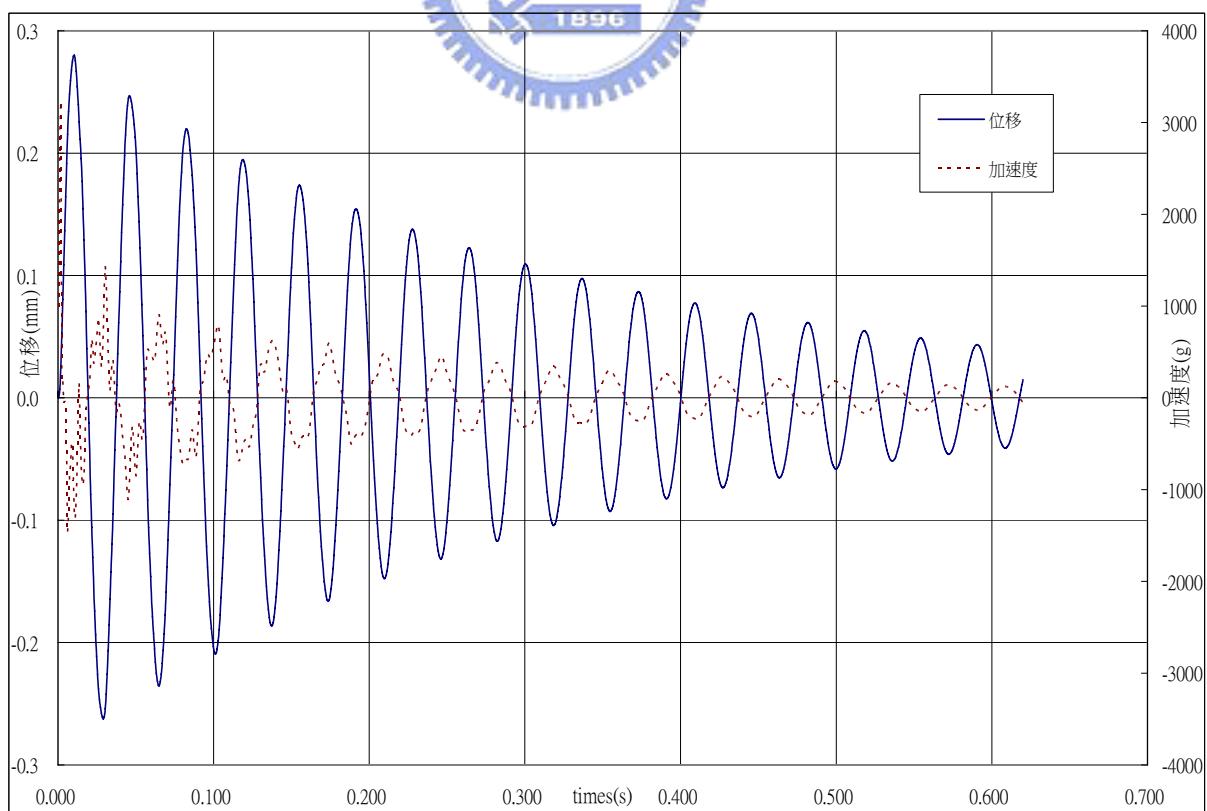


圖 60 瞬時陣風作用下葉片位移及加速度對時間變化曲線

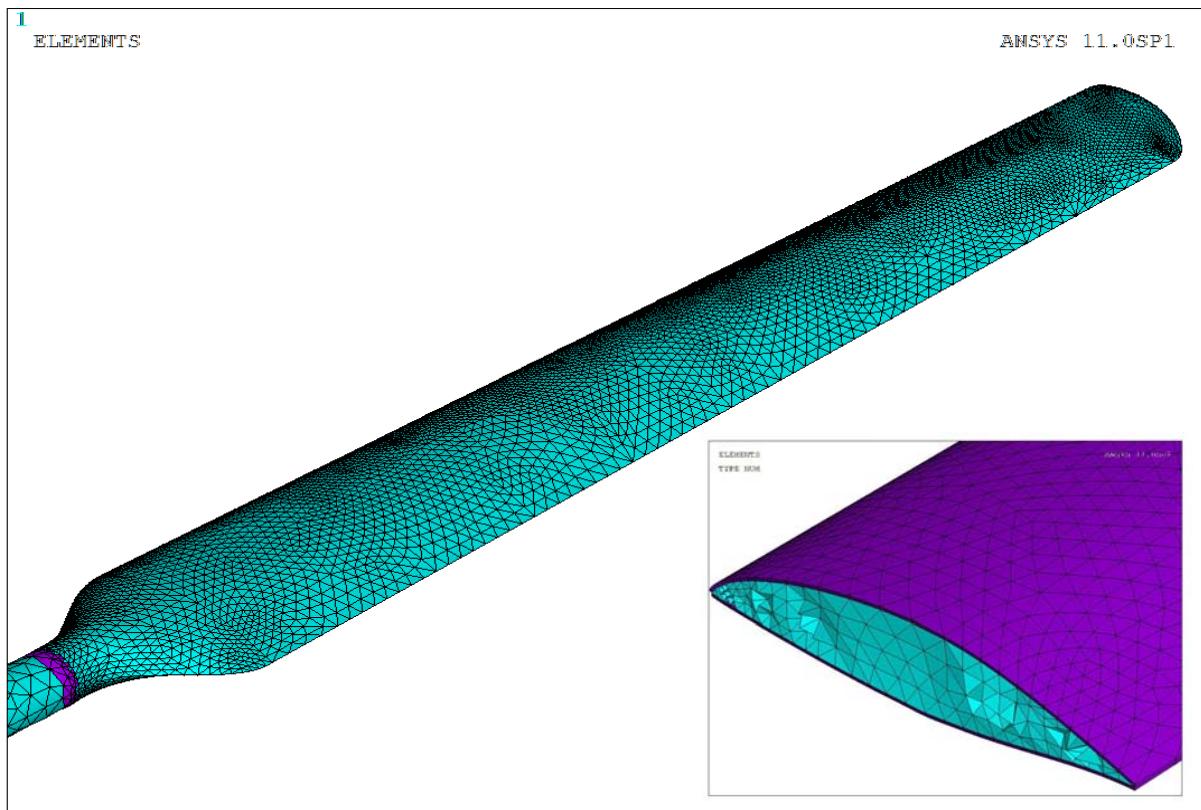


圖 61 應力分析網格細致處理示意圖

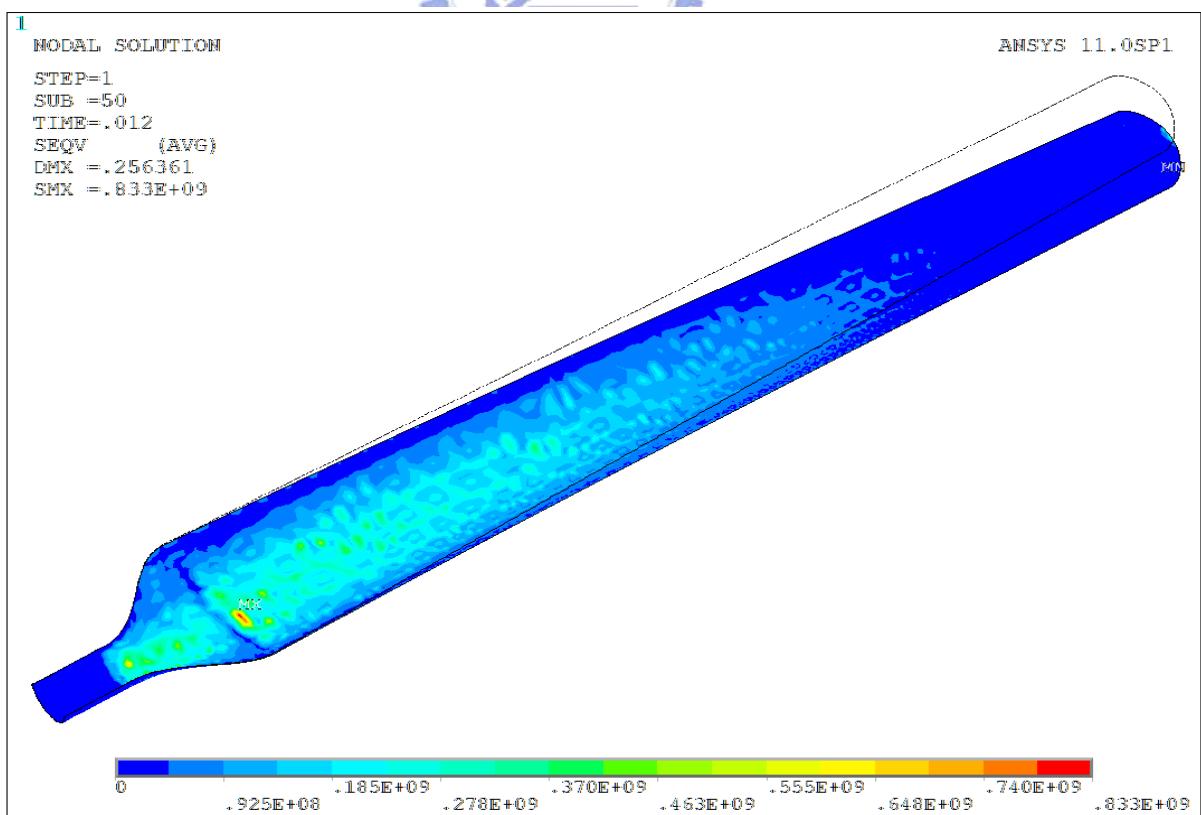


圖 62 12ms 時的葉片迎風面應力分布

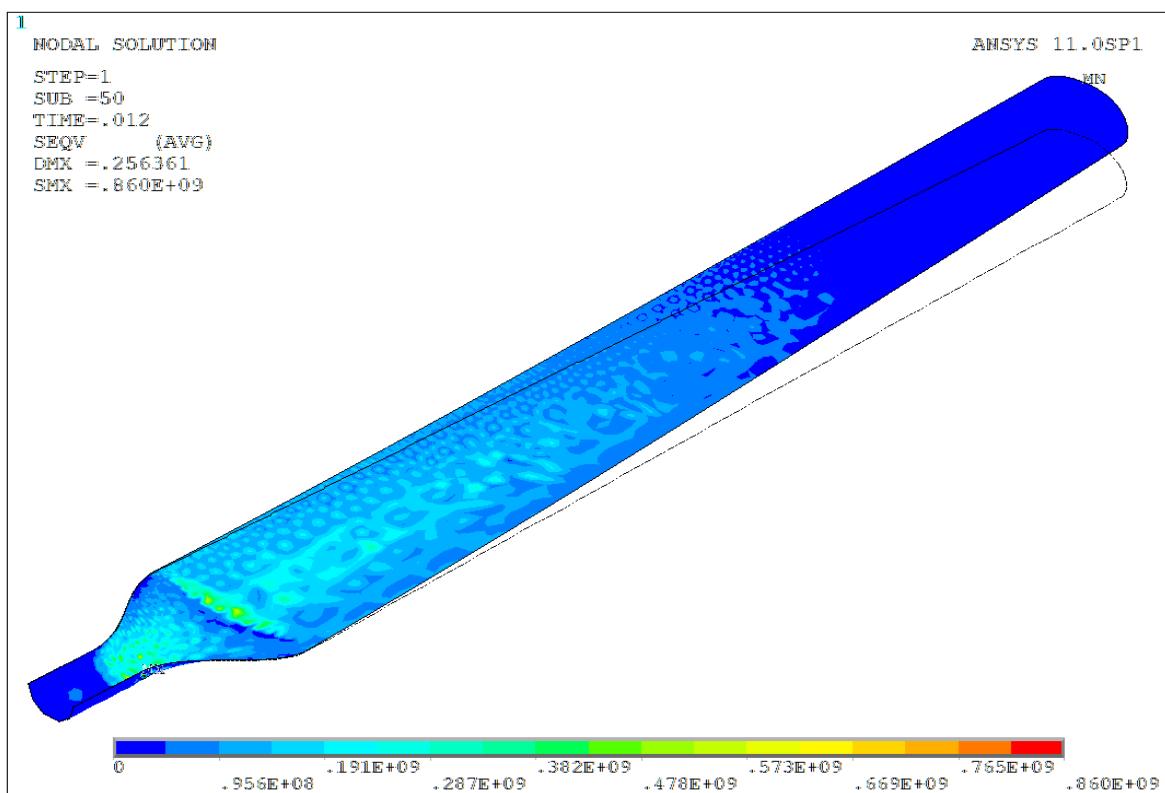


圖 63 12ms 時的葉片背風面應力分布

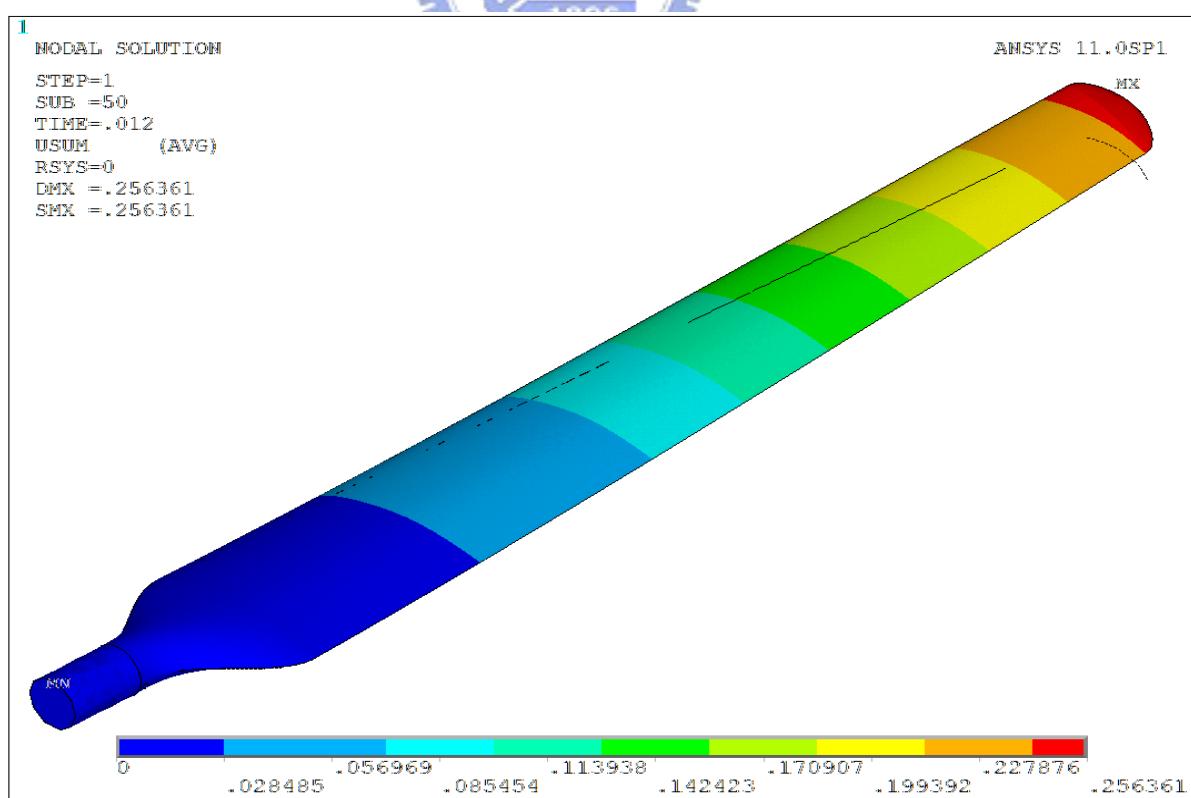


圖 64 12ms 時整體葉片變形情形