

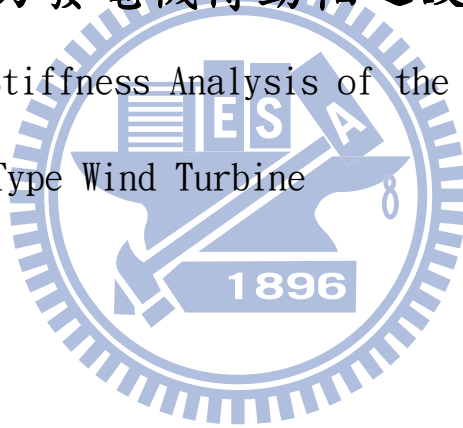
國立交通大學

工學院精密與自動化工程學程

碩士論文

垂直軸式風力發電機傳動軸之設計與剛性分析

The Design and Stiffness Analysis of the Transmission Shaft
In the Vertical Type Wind Turbine



研究生：陳志龍

指導教授：鄭璧瑩 教授

中華民國九十九年 八 月

垂直軸式風力發電機傳動軸之設計與剛性分析

The Design and Stiffness Analysis of the Transmission Shaft

In the Vertical Type Wind Turbine

研究生：陳志龍

Student : Chin-Lung Chen

指導教授：鄭璧瑩

Advisor : Pi-Ying Cheng

國立交通大學

工學院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

August 2010

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國九十九年八月

摘要

本論文針對垂直軸式風力發電機進行參數化設計系統的開發與應用研究，首先藉由電腦輔助參數化設計和電腦輔助工程分析等系統支援，逐步將所需的關鍵零組件（例：傳動軸、萬向接頭、軸承等）建立合理的參數化幾何模型。並依據風機運轉受力狀態與邊界條件的設定，訂定或推導出合乎強度需求的參數關聯函數，做為參數化設計建模的基礎。

首先為求了解關鍵零組件的強度特性進行理論推導或經驗數據的整理。接著就組合垂直軸式風力發電機整個機組進行運動分析與相關零件之應力評估，以驗證參數化設計及分析系統的效益與功能。在本研究採用了AUTODESK INVENTOR之發展參數化設計功能模組建立3D MODEL，並利用ANSYS WORKBENCH分析垂直軸風力發電機各項零組件與組裝件之應力情況，再運用田口方法找出合理的設計參數值。

本研究經由分析歸納各項零組件規格資料建立設計資料庫，提供垂直式風機或相關設計專題的概念設計時模型機構或關鍵零組件選用時的依據與參考，且採取垂直式風機當作參數化系統設計範例以進行單向止推軸承、上主箱與主軸承壓配與滑配狀態做模擬分析，並實際驗證本研究成果的實用效益。

關鍵字：關鍵零組件、風力發電機、參數化設計、概念設計

ABSTRACT

In this paper, a Vertical Axis Wind Turbine parameterized design system and its applications are developed. The methods of Computer-Aided parameterized design and Computer-Aided Engineering analysis are used to build a reasonable parameterized geometric model for key components (for example: Transmission Shaft、Universal Joint、bearing and so on). Then a parametric-related function conforming to the demand of intensity from the conditions of forces act on Vertical Axis Wind Turbine in working and boundary settings for the basis of modeling created by parameterized design is concluded.

At first, the theories of strength intensity and experienced data of key components are studied, then dynamic analysis and stress estimating of the Vertical Axis Wind Turbine set and parts are preceded. The results of analysis are verified to the parameterized design, the benefit and functions of the system. Next, Autodesk Inventor software is used to build 3D models by the parameterized-design function module, and ANSYS Workbench is used to analyze stresses of parts and combined parts in the Vertical Axis Wind Turbine. Then Taguchi Method is applied to find out the reasonable designing parameters.

The purpose of this study is to analyze and conclude the specifications of parts, then build a database that will supply bases or references for model mechanics or key components selecting when design a Vertical Axis Wind Turbine or any related study. To take the roller thrust bearing、the upper case and main bearing of the assebmble condition by simulation analysis, the beneficial result to test and verify is efficacious.

Key word : Key component 、 Vertical Axis Wind Turbine 、 Parameterized
design 、 Concept design



誌謝

論文得以順利完成，首先要感謝指導教授 鄭璧瑩教授，感謝老師在論文訓練與研究過程中所給予的悉心指導與建議，使我在就讀研究所期間獲益匪淺，除了學業上的專業知識教導外，老師認真執著的研究精神與寬宏待人的處事態度，更讓學生感佩，在此由衷致上萬分謝意。

承蒙本校金大仁教授與傅武雄教授當任口試委員期間的不吝指正，使得本論文內容更加完善充實對我論文的指導，使論文能夠更加的完整也一併致上感謝之意。此外感謝我的朋友們，婉婷、豆花、小郭、至翔、雅麗、秋萍、弘璋、志揚，當我遇到困難而受挫時給我不斷聽我的抱怨與鼓勵，以及公司宿舍室友的連和與友積，謝謝他們承受我日夜顛倒的論文研究而影響他們生活作息，也感謝公司同事德善、駿嶸、森雄支授專案工作進度，再來就是奕帆教導ANASYS WORKBENCH與大塚科技公司解惑AUTODESK INVETOR參數化的問題點，若沒他們幫忙論文也不會那麼順利產出。

回顧在交大的研究生活期間需兼顧工作，實驗室與辦公室兩頭奔波，若非家人的支持與關懷，恐早已半途而廢，而無今日之成就。在此感謝我的父母與家人，僅將此篇論文呈獻給你們，並表達我內心最真摯的感謝與祝福。

目 錄

摘要	i
ABSTRACT	ii
誌謝	iv
目錄	v
圖目錄	Vii
表目錄	xi
一、	緒論.....	1
1.1	研究背景與動機.....	1
1.2	文獻回顧.....	2
1.3	研究方法與步驟.....	5
1.4	本文架構.....	6
二、	風力發電機之原理、架構與特性.....	7
2.1	風的產生.....	7
2.2	風力發電機分類.....	9
2.3	風力發電機元件及趨勢分析.....	14
三、	參數化風力發電機模型的建立分析與特色.....	16
3.1	AUTODESK INVENTOR 簡介.....	16
3.2	ANSYS WORKBENCH 簡介.....	17
3.3	田口方法.....	18
3.4	參數化風力發電機特色.....	21
四、	關鍵零組件簡介與尺寸定義.....	25
4.1	傳動軸.....	26
4.2	萬向接頭.....	27
4.3	支撐機構.....	30
4.4	關鍵零組件尺寸定義.....	32
五、	風機機構系統設定與流程.....	44
5.1	各零件材質設定.....	44
5.2	組件接觸與固定條件設定.....	45
5.3	破壞狀態模擬設定.....	51
5.4	參數化模型建模與應力分析之流程.....	57
六、	模擬結果與分析.....	66
6.1	單向止推軸承鬆脫模擬設定.....	70
6.2	單向止推軸承鬆脫運行模擬結果分析.....	75
6.3	上主箱與主軸承正常壓配狀態運行模擬設定.....	77
6.4	上主箱與主軸承正常壓配狀態運行模擬分析.....	80
6.5	上主箱與主軸承異常壓配狀態運行模擬設定.....	85

6.6	上主箱與主軸承異常壓配狀態運行模擬分析.....	90
七、	結論與未來預定目標.....	98
7.1	結論.....	98
7.2	未來預定目標.....	99
參考文獻	100



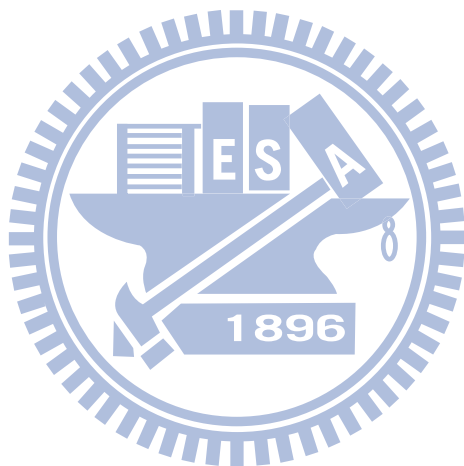
圖目錄

圖 1.1	Betz 理論曲線圖	(2)
圖 1.2	研究流程圖	(5)
圖 2.1	水平軸式風車	(10)
圖 2.2	垂直軸式風車	(11)
圖 2.3	(a)上風式風車(b)下風式風車	(12)
圖 4.1	風力發電機整體尺寸圖	(25)
圖 4.2	垂直式風力發電機細部結構圖	(26)
圖 4.3	十字軸式萬向接頭分解圖	(27)
圖 4.4	雙聯式萬向接頭分解圖	(28)
圖 4.5	球籠式萬向接頭分解圖	(28)
圖 4.6	力士伯型萬向接頭分解圖	(29)
圖 4.7	等速萬向接頭原理	(29)
圖 4.8	ATV 所使用萬向接頭	(32)
圖 4.9	萬向接頭詳細尺寸圖	(33)
圖 4.10	鋼珠參教圖	(34)
圖 4.11	球籠式外球座參數圖	(35)
圖 4.12	球籠式外球座參數圖	(37)
圖 4.13	球框參數圖	(39)

圖 4.14 內球座參數圖	(41)
圖 4.15 傳動軸參數圖	(43)
圖 5.1 萬向接頭之接觸條件	(46)
圖 5.2 軸承負荷分配圖	(49)
圖 5.3 Fb 軸承之反力分析圖	(50)
圖 5.4 Fa 軸承之反力分析圖	(50)
圖 5.5 垂直軸活動葉片運作分解圖	(52)
圖 5.6 垂直軸活動葉片運作轉動圖	(52)
圖 5.7 不同風速下之各葉片受力比較圖	(53)
圖 5.8 受內外壓力的厚壁圓筒	(54)
圖 5.9 參數化模型建模與應力分析之流程	(57)
圖 5.10 以 Excel 建立模型與限制範圍函數完整圖	(59)
圖 5.11 以 Excel 建立模型與限制範圍函數局部詳圖	(60)
圖 5.12 Inventor 強制更新警訊提示	(60)
圖 5.13 田口法直交表編寫與變數建立模型函數做連結	(61)
圖 5.14 檢查更新建立模型	(61)
圖 5.15 確認運轉	(62)
圖 5.16 從 AUTODESK INVENTOR 進入 ANSYS Workbench 之步驟圖	(63)
圖 5.17 進入 ANSYS WORKBENCH 模式分析	(63)

圖 5.18 ANSYS Workbench 建立多組分析模式	(64)
圖 5.19 ANSYS Workbench 應力分析	(65)
圖 6.1 $\phi 110$ - $\phi 145$ 扭力數據圖	(75)
圖 6.2 $\phi 120$ - $\phi 155$ 扭力數據圖	(76)
圖 6.3 $\phi 130$ - $\phi 170$ 扭力數據圖	(76)
圖 6.4 風機整體正常運行應力分析圖	(78)
圖 6.5 上主箱主軸承內環正常運行應力分析圖	(78)
圖 6.6 單向止推軸承正常運行應力分析圖	(79)
圖 6.7 球籠式外球座正常運行應力分析	(79)
圖 6.8 上主箱主軸承內環因子反應圖	(81)
圖 6.9 單向止推軸承因子反應圖	(82)
圖 6.10 球籠式外球座因子反應圖	(83)
圖 6.11 風機整體滑動狀態應力分析圖	(86)
圖 6.12 單向止推軸承應力分析圖	(87)
圖 6.13 上主箱主軸承內環應力分析圖	(87)
圖 6.14 球籠式外球座應力分析圖	(88)
圖 6.15 球籠式內球座應力分析圖	(88)
圖 6.16 傳動桿應力分析圖	(89)
圖 6.17 力仕伯內球座應力分析圖	(89)

- 圖 6.18 單向止推軸承因子反應圖 (91)
- 圖 6.19 主箱主軸承內環因子反應圖 (92)
- 圖 6.20 球籠式外球座因子反應圖 (93)
- 圖 6.21 球籠式內球座因子反應圖 (94)
- 圖 6.22 傳動軸內牙徑因子反應圖 (95)
- 圖 6.23 力仕伯內球座因子反應圖 (96)



表目錄

表 2.1	蒲福氏風級表 (The Beaufort wind scale)	(6)
表 3.1	田口法標準直交表	(19)
表 3.2	有無參數化設計之差異比較	(24)
表 4.1	鋼球參數表	(34)
表 4.2	球籠式外球座參數表	(35)
表 4.3	力仕伯(Rezppa)外球座參數表	(37)
表 4.4	球框參數表	(40)
表 4.5	內球座參數表	(42)
表 4.6	傳動軸參數表	(43)
表 5.1	各零件材料表	(44)
表 5.2	材料機械性質	(44)
表 5.3	不同邊界條件分析結果	(47)
表 5.4	分析軸承常見的邊界條件設定方式	(49)
表 5.5	Excel 公式運算表	(56)
表 6.1	零件代號對應	(66)
表 6.2	控制因子表	(66)
表 6.3	單向止推軸承型錄	(68)
表 6.4	成本差異表	(69)

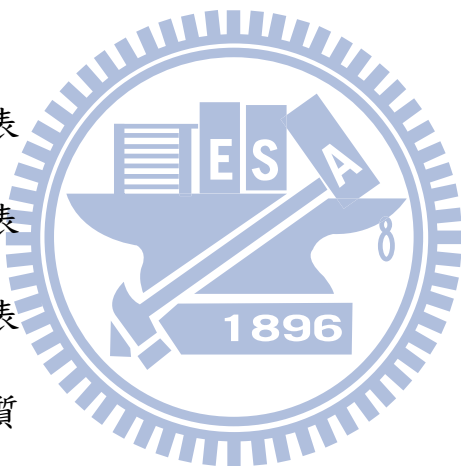


表 6.5	軸承壓配表	(70)
表 6.6	$\phi 110-\phi 145$ 單向止推軸承荷重與扭力計算表	(72)
表 6.7	$\phi 120-\phi 155$ 單向止推軸承荷重與扭力計算表	(73)
表 6.8	$\phi 130-\phi 170$ 單向止推軸承荷重與扭力計算表	(74)
表 6.9	風力發電機正常運行各零件接觸情況表	(77)
表 6.10	上主箱主軸承內環 $L9(3^4)$ 直交表	(80)
表 6.11	上主箱主軸承內環因子反應表	(80)
表 6.12	單向止推軸承 $L9(3^4)$ 直交表	(81)
表 6.13	單向止推承因子反應表	(81)
表 6.14	球籠式外球座應力值 $L9(3^4)$ 直交表	(82)
表 6.15	球籠式外球座因子反應表	(83)



一、 緒論

1.1 研究背景與動機

人類文明的進步，賴依石油能源發電的需求也儲存量隨著減少，但地球的能源卻也持續的消失殆盡。溫室效應讓環保意識提高，讓人類警覺到傳統能源的使用將造成聖嬰效應的破壞逐逐擴大，造成氣候的異常及生態的破壞，所以各科技國家想盡辦法減少對傳統能源的依賴，進而尋找新的替代能源並研究與開發。

風的形成是由於地球自轉，以及區域性太陽熱輻射吸收不均造成的溫度差異，而引起的空氣循環流動。風能對環境無污染且成本較低，符合近代環保趨勢，而較其他大型再生能源如太陽能、生質原料、水力等更具競爭優勢，因此過去數年來，風力發電已成為全球成長最快速的再生能源。

本研究改善大、中型垂直軸發電機，利用較簡單的機構設計，達到低製造成本。再者考量葉片加大之後，以更換最少的零件數目做設計，同時也要考慮強度、輕巧、最佳化的問題。

1.2 文獻回顧

1919 年Betz[21]提出風力發電機最大效率為59%，假設流體流經風力發電機葉片之前的風速為 V_1 ，而流出風力發電機葉片之後的風速為 V_2 ，在風速比 $V_2/ V_1 = 1/3$ 有最大效率59%，在風速比 $V_2/ V_1 = 0$ 時效率為1/2，曲線圖如圖1.1所示，其方程式公式(1.1)所示推導後為：

$$\text{效率 (P/P}_0\text{)} = \frac{1}{2} \left(1 - \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^2 \right) \left(1 + \left(\frac{V_2}{V_1} \right) \right) \quad (1.1)$$

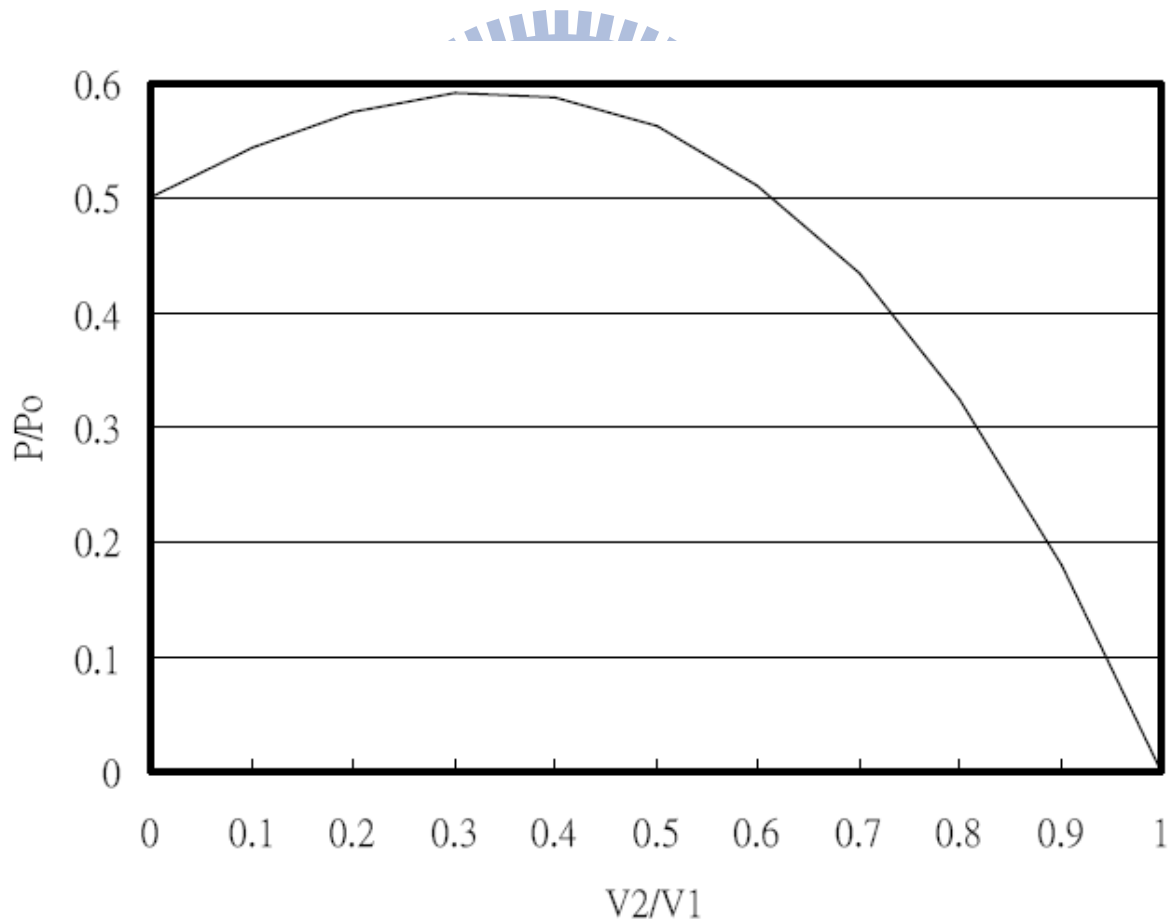


圖 1.1 Betz 理論曲線圖[21]

在2000年廖勝斌[1]對以汽車傳動軸之等速萬向接頭的接觸問題為例，提出一套利用電腦輔助分析工程 (Computer-Aided Engineering) 策略的數值分析處理程序。分析的接觸問題為可摩擦系統模型，而接觸法則為選用懲罰函數法 (penalty functional method) 結合拉格朗日乘子法 (Lagrange multiplier method) 為應用法則，再以有限元素分析軟體 ANSYS 進行分析。在實際案例之分析中，其邊界條件和系統之法向接觸剛性系數，可經由一鋼珠與鋼板的接觸模型進行估測並經由赫茲 (Hertz) 接觸理論之解析解驗證得到。藉由靜態之等速萬向接頭接觸應力分析結果，可針對其幾何結構設計提出一些建議及更改方向。

在2008年，[2]彭彥榜研究使用有限體積數值模擬法進行垂直軸活動葉片風力渦輪機流場模擬分析，探討其流場變化、受力與力矩關係。為因應複雜之流場幾何外形，本文採用非結構性網格分割三維幾何模型。除了風力渦輪機基礎流場分析外，更進一步探討分析葉片旋轉角度變化、葉片數量變化、葉片尺寸變化等效應。最後採用田口實驗方法 (Taguchi Method)，經由實驗設計與直交表分析找出活動式葉片的最佳設計參數。研究結果顯示，本文所提出之活動式葉片設計優於傳統固定式葉片，因為傳統固定式葉片在迎風側葉片接受風能產生推力時，在逆風側葉片會同時產生阻力，而抵銷有效力矩；本研究所提出之活動式葉片，其迎風側能改變葉片角度，使迎風葉片保持正向受力，但逆風側時

可隨風擺動降低其逆風阻力。

風力發電機種類很多，不過由以上文獻中可以發現國內外風力發電系統的研究中，絕大部份討論葉片應力分析，幾乎很少探討風力發電機垂直軸式軸與軸承設計與剛性分析，也因此促進了本文之研究動機。



1.3 研究方法與步驟

在本研究論文裡面，主要針對垂直式風力發電機運用AUTODESK INVENTOR做模型與參數化設計與ANSYS WORKBENCH做應力分析做一個有效率之推斷和假設，並找出針對垂直式風力發電機的最佳參數設計結果。本文之研究擬分為3D模型建立、應力分析等步驟，其順序說明如圖

1.2所示：

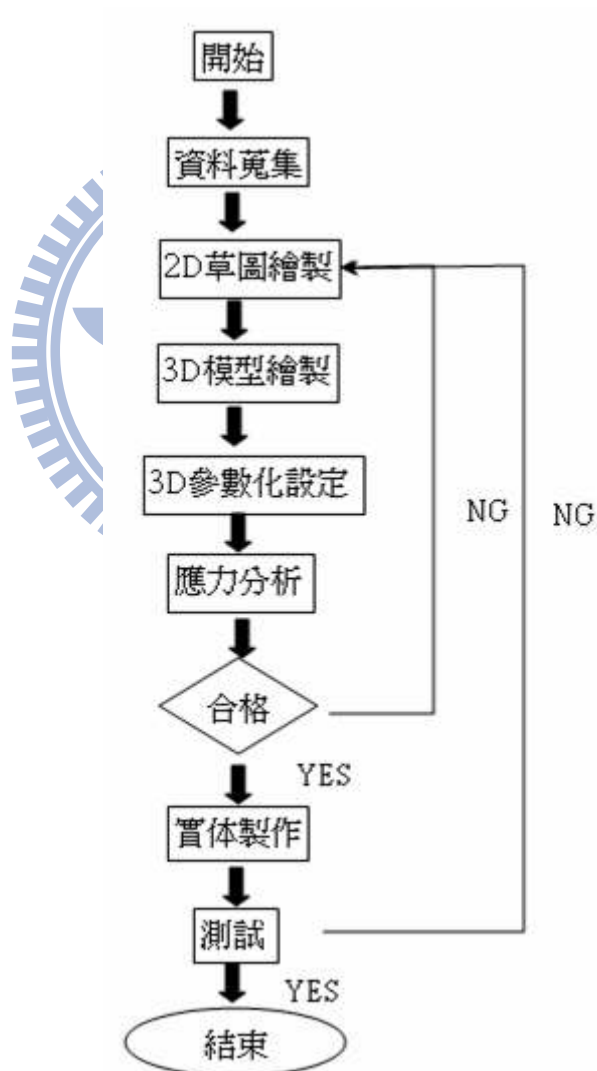


圖 1 .2 研究流程圖

1.4 本文架構

第一章：緒論。

說明本論文研究之動機與背景、文獻回顧、研究流程與章節架構的介紹。

第二章：風車之原理、架構與特性

針對風力發電架構所受風力各種狀況之影響與表現。

第三章：參數化風力發電機模型的建立分析與特色

利用AUTODESK INVENTOR建立3D模型與ANSYS WORKBENCH做應力分析探討，再用田口方法解出最佳化參數。

第四章：關鍵零組件簡介與尺寸定義

探討本風力發電機關鍵零組件之傳動軸、與萬向接頭設計與支撐機構機能介紹，並說明關鍵零組件各尺寸定義。

第五章：風機機構系統設定與流程

說明關鍵零組件之零件材質、接觸與固定條件、破壞狀態模擬設定，及參數化模型建模與應力分析之細部流程

第六章：模擬結果與分析。

討論關鍵零組件分析與最佳化設計，以得到最佳設計值。

第七章：結論與未來預定目標。

提出本文之結論與未來可探討之問題。

二、風車之原理、架構與特性

2.1 風的產生[3]

由於地球自轉以及太陽熱幅射不均所引起的空氣循環流動，太陽將地表的空氣加溫，空氣受熱膨脹後變輕上升，熱空氣上升冷空氣橫向進入，再次因為加溫而上升造成空氣的流動而產生風。

風的規模大小亦有顯著的不同。規模大者如全球性之盛行風(Prevailing wind)及信風(Trade wind)，小者如區域性之海陸風(Sea-land wind)及山谷風(Mountain wind)等。

風向可用16個方位表示，風速以每秒多少公尺表示，風之強弱程度通常用風力等級來表示，而風力的等級，可由地面或海面物體被風吹動之情形加以估計之。目前國際通用之風力估計，係以蒲福風級為標準。蒲福氏為英國海軍上將於1805年首創風力分級標準。先僅用於海上，後亦用於陸上並屢經修訂乃成今日通用之風級。

茲將現行蒲福風級標準，表列如表2.1，一般風車運轉範圍約從3.4m/s~24.4m/s，也就是相當於3~9級風。

表2.1 蒲福氏風級表 (The Beaufort wind scale) [3]

蒲福風級	風之稱謂	一般敘述	每秒公尺 m/s	每時哩 kts
0	無風 calm	煙直上	不足 0.3	不足 1
1	軟風 light air	僅煙能表示風向，但不能轉動風標。	0.3-1.5	1-3
2	輕風 slight breeze	人面感覺有風，樹葉搖動，普通之風標轉動。	1.6-3.3	4-7
3	微風 gentle breeze	樹葉及小枝搖動不息，旌旗飄展。	3.4-5.4	8-12
4	和風 moderate breeze	塵土及碎紙被風吹揚，樹之分枝搖動。	5.5-7.9	13-16
5	清風 fresh breeze	有葉之小樹開始搖擺。	8.0-10.7	17-21
6	強風 strong breeze	樹之木枝搖動，電線發出呼呼嘯聲，張傘困難。	10.8-13.8	22-27
7	疾風 near gale	全樹搖動，逆風行走感困難。	13.9-17.1	28-33
8	大風 gale	小樹枝被吹折，步行不能前進。	17.2-20.7	34-40
9	烈風 strong gale	建築物有損壞，煙囪被吹倒。	20.8-24.4	41-47
10	狂風 storm	樹被風拔起，建築物有相當破壞。	24.5-28.4	48-55
11	暴風 violent storm	極少見，如出現必有重大災害。	28.5-32.6	56-63
12	颶風 hurricane		32.7-36.9	64-71
13	—		37.0-41.4	72-80
14	—		41.5-46.1	81-89
15	—		46.2-50.9	90-99
16	—		51.0-56.0	100-108
17	—		56.1-61.2	109-118

2.2 風力發電機分類[4]

依旋轉軸結構分類，可分為水平軸式(horizontal axis wind turbine, HAWT)及垂直軸式風車(vertical axis wind turbine, VAWT)二種。水平軸式風車即為目前最常用之風車類型，適合運用於風力較大，且風向固定，不易產生亂流的場合，並具有較高轉換效率係數之特性，如圖2.1所示即為水平軸式風車；相對而言，垂直軸式風車適用於風力較小的場合，由於此型轉子葉片為對稱結構，可使用在風向不固定的場合，其轉換效率係數較水平軸式風力發電機低，如圖2.2所示。依發電機的類型分類，可分為感應式發電機(induction generators)及同步式發電機(synchronization generators)二種，傳統上最常應用在風力發電的發電機為感應發電機，因為感應發電機易於維護且速度範圍大。但近年來由於整流與變頻技術日漸純熟且大量廣泛的被應用到電機領域上，可將發電機輸出電壓頻率經由整流器轉成系統頻率，因此同步發電機已逐漸被應用到風力發電系統中使用，所以目前大容量的風車大多採用同步發電機。

依轉子葉片相對於風向的位置分類，可分為上風式(upwind)、下風式(downwind)兩種。上風式風車如圖2.3(a)所示，一般運用在風穩定之場合，但在風向不穩定處，由於風向的變動，轉子葉片會立即改變方向，容易造成運轉的不穩定。下風式風車如圖2.3(b)所示，其轉子葉片會隨

著風向的改變而被動的改向，適合運用在風向不穩定之場合，構造雖然簡單，但效率較低且容易產生振動及噪音等問題。

Horizontal axis turbines

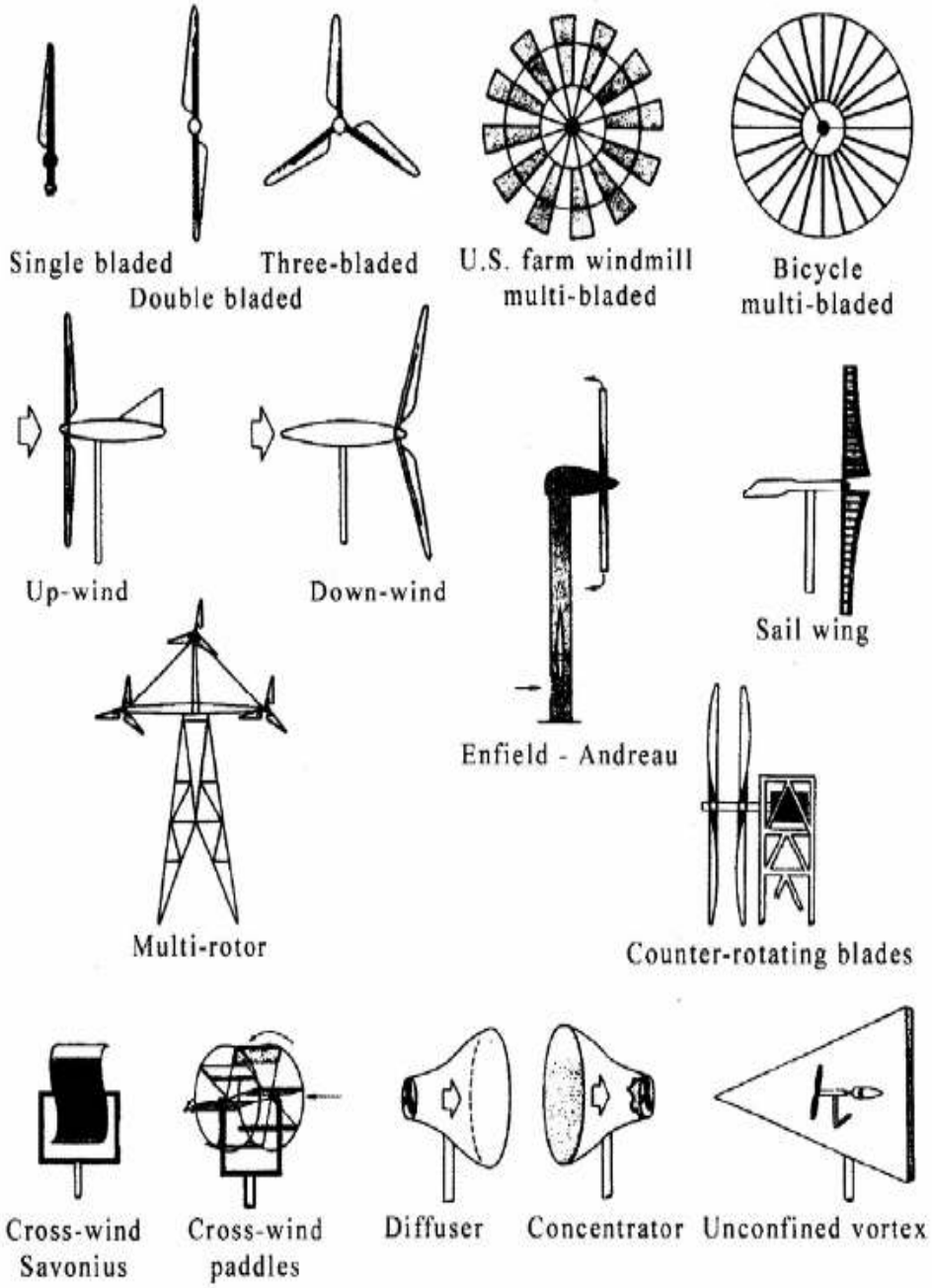


圖2 .1水平軸式風車[4]

Primarily drag-type



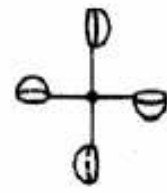
Savonius



Multi-bladed Savonius



Plates



Cupped

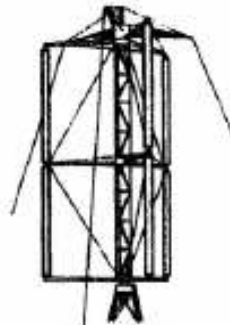
Primarily lift-type



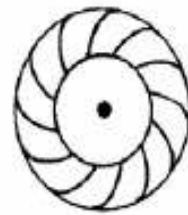
ϕ -Darrieus



Δ -Darrieus



Giromill

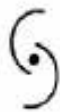


Turbine

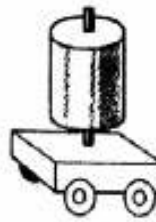
Combinations



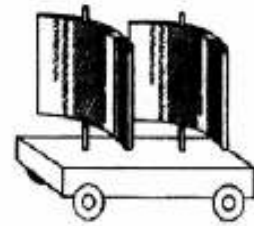
Savonius / ϕ -Darrieus



Split Savonius



Magnus



Airfoil

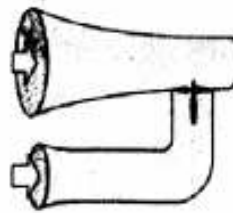
Others



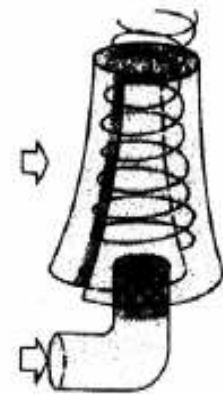
Deflector



Sunlight



Venturi



Confined Vortex

圖 2.2 垂直軸式風車[4]

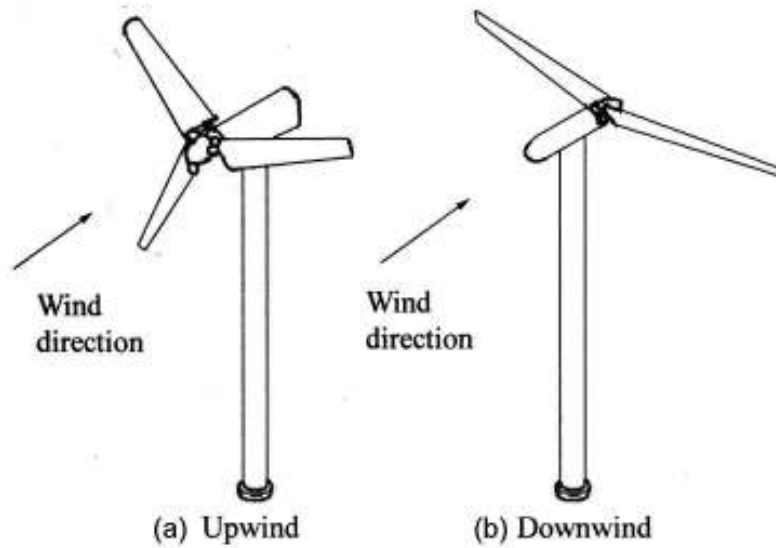


圖 2.3 (a)上風式風車(b)下風式風車[4]

接著在下面舉出幾個常見風車並說明其特性，詳見圖 2.1 及圖 2.2。

(1)螺旋槳型風車(Propeller-type)，如圖2.1中的single bladed、double bladed、three-bladed。螺旋槳型風車是目前使用最多機種，葉片數量主要設計成單片、雙片、三片和四片，葉片為飛機翼形(airfoil)剖面形狀，為了增加轉動動力並減少空氣動力學的損失，常將葉片根部設有承受高扭力與變形的能力。缺點是螺旋槳葉片迎風攻角需有方位控制裝備的配合，才能達到設計時預估的效能。

(2)多葉式風車(multi-bladed type)，如圖2.1中的U.S farmwindmill multi-bladed Bicycle Multi-bladed。在早期使用的目的是牧場的揚水車，葉片數至少都有四片以上，此種風車主要優點是具有很低啟動風速，另外因為葉片受風面積很大，因此能產生大的旋轉扭力。雖早期並非用來風力發電，但是以現今的風力發電趨勢來看，低的啟動風速

以目前來說是一個趨勢。

(3)沙伯紐斯型(Savonius-type)，如圖2.2所示Savonius和Multi-bladed Savonius。沙伯紐斯型(Savonius-type)風車命名是為了紀念一芬蘭發明者而取。設計之初，是以兩片半圓筒型葉片構成，構造簡單且低成本，但是能量轉換效率甚低，使用者不多，不過後人經過研究之後，還是有改良出許多種型態的沙伯紐斯型的風車。

(4)達流斯型風車(Darrieus-type)如圖2.2所示 Φ -Darrieus 和 Δ -Darrieus。達流斯型風車(Darrieus-type)命名同樣是為紀念發明者而取，原創者是一法國人在1931年所發明。此種風車葉片數以2~3片最多，轉動時像跳繩般旋動且葉片承受彎曲應力非常小，整體構造簡單而成本低，但最大缺點是啟動性能較差，只適合放在風場大的地方。

2.3 風力發電機元件及趨勢分析[5]

一、風力機以元件分類：

1. 依旋轉軸的方式分類：

(1) 垂直軸式 (2) 水平軸式

2. 機械型式分類如下：

(1) 以齒輪箱分：a. 齒輪箱 b. 無齒輪箱

(2) 以傳動方式分：a. 縱列型 b. 疊裝型 c. 分流型

(3) 以軸承數量分：a. 單軸承型 b. 雙軸承型 c. 三軸承型

(4) 以主軸長度分類：a. 長軸型 b. 短軸型

3. 以轉速分類

(1) 定速風力機(Fixed speed Turbine)。

(2) 有限可變速風力機(Limited Variable Speed Turbine)。

(3) 可變速風力機(Variable Speed Turbine)。

定速風力機通常採用失速節制(Stall Regulation)，可變速風力機採用螺距控制(Pitch Control)。

可變速風力機以發電機變速追取不同風速之功率最高點。最著名即雙饋式可變速，是GE之美國專利(電力局部轉換)，也是目前市場的主流。

二、風力機發電機之趨勢[5]

1. 未來風力機發展趨勢為可變速、全額電力轉換，機艙短、塔架高、重量輕、運作穩、聲音靜。
2. Winwind 用二階增速齒輪箱、永磁式發電機及電力全額轉換是很新的構想，轉速低且穩定，發電機的體積也不大，確實綜合各家的優點，但新設計有新風險。
3. 風力機機械控制有螺距器(pitch drive)、旋翼固栓(rotor lock)、轉向器(yaw drive)、轉向器煞車(yawbrake)、高速軸煞車(HSS brake)、滑環傳訊(slipring)等，目前有油壓及電動兩類驅動方式。
4. 油壓之施力、反應與安全性都較電動來得佳，故早期之螺距器、旋翼固栓、煞車大都採油壓動力系統，轉向器以電動配減速行星齒輪為多，亦有用油壓驅動。
5. 因漏油問題，有逐漸被電動取代之趨勢，但電動沒有油壓儲壓櫃的後備安全性，所以須裝設備用之蓄電池以防停電時尚可運轉。

三、風力發電機模型參數式設計系統的建立

3.1 AUTODESK INVENTOR 簡介[6]

AUTODESK INVENTOR 軟體產品包含直覺式的參數式設計環境，可讓使用者開發初始概念草圖以及零件和組合的運動模型。所以在 AUTODESK INVENTOR 軟體可將智慧元件(例如塑膠零件、鋼框架、旋轉機械、粗細管路以及電纜和線材線束)的進階幾何圖形建立自動化，並協助減少幾何圖形的負擔與快速建置並精細化可驗證設計功能的數位化原型，盡量降低製造成本。

長久以來，在建置設計之前必須先驗證其操作特性，而這也代表必須高薪聘請專家進行。但是有了AUTODESK INVENTOR軟體，即使不是模擬專家，也能以數位方式有效率地模擬和最佳化設計。AUTODESK INVENTOR 產品系列包含容易使用且緊密整合的零件和組合等級的運動模擬與應力分析功能。透過模擬應力、撓曲和運動，使用者可以在產品建置前，先在實際條件下優化和檢視自己的設計。

3.2 ANSYS WORKBENCH 簡介[7]

ANSYS WORKBENCH 為有限元素分析的泛用型工具，應用範圍無遠弗屆，包括航太工業、汽車業、工作母機設計、重型機械、民生家電等，均可採用本工具做產品可靠度分析。

電腦輔助工程（Computer-Aided Engineering）乃是許多產品設計時的重要工具，ANSYS WORKBENCH 是其中之一，可以幫助工程師對產品做深入而完整的分析，提升產品的安全性及可靠性。ANSYS WORKBENCH 有限元素分析及工程應用已成為 CAE 的重要軟體之一，可以整合電腦繪圖設計、流場分析、固力分析、振動分析、諧振分析、地震分析、熱流分析、低頻電磁分析，也可以作疲勞力學等更高階的分析。

ANSYS WORKBENCH 全力發展耦合分析，可以先進行電磁分析、熱流分析後再與結構力學結合，可以對產品的設計提供更深更廣的支援。

3.3 田口方法[8]

在傳統的實驗中，如欲得到最佳設計時，可以使用許多方法進行實驗來得到最佳化之參數，其中包括：試誤法、一次一因子實驗及全因子實驗。而試誤法為一整組參數進行實驗，結果符合則接受其參數，不符合則將整組參數丟棄；而一次一因子為實驗中僅改變一個因子變化進行實驗；而全因子實驗則為將所有條件皆進行變動，其次進行實驗。以上三種方法皆非常耗費時間以及人力，因此由日本田口博士開發出之實驗方法利用少數因子進行實驗，即可得到最佳化的實驗參數，其方法稱之為田口方法(Taguchi Method)。

田口方法首先須評估將可能影響結果之重要實驗因子列出篩選過後，找出適當的直交表，而直交表可分為數種，包括二水準、三水準、四水準、五水準等數種表格如表3.1所示，利用直交表進行實驗，經由因子反應之計算，並列出其反應表，找出因子的影響後分析其品質特性，並找出最佳之參數。

在田口方法中對於最後實驗結果的判斷，以信號雜訊比(Signal to Noise ratio)簡稱為S/N比，作為最終結果的好壞判斷，而在不同的實驗中，所要求的實驗結果各不相同，因此各實驗的S/N比特性皆不相同，依照各實驗所需求大致上可分為四種：

表3.1 田口法標準直交表

Orthogonal Array	Number of Rows	Maximum Number of Factors	Maximum Number of Columns at These Levels			
			2	3	4	5
L_4	4	3	3	-	-	-
L_8	8	7	7	-	-	-
L_9	9	4	-	4	-	-
L_{12}	12	11	11	-	-	-
L_{16}	16	15	15	-	-	-
L'_{16}	16	5	-	-	5	-
L_{18}	18	8	1	7	-	-
L_{25}	25	6	-	-	-	6
L_{27}	27	13	1	13	-	-
L_{32}	32	31	31	-	-	-
L'_{32}	32	10	1	-	9	-
L_{36}	36	23	11	12	-	-
L'_{36}	36	16	3	13	-	-
L_{50}	50	12	1	-	-	11
L_{54}	54	26	1	25	-	-
L_{64}	64	63	63	-	-	-
L'_{64}	64	21	-	-	21	-
L_{81}	81	40	-	40	-	-

(1)望目特性

其實驗結果為越接近目標值越好，最佳的結果為所設定的目標值，其S/N

定義公式(3.1)為：

$$S/N = -10 \log \left(\frac{S^2}{\bar{y}^2} \right) \quad (3.1)$$

(2)望小特性

實驗結果越小越好，越接近於0越理想，其S/N定義公式(3.2)為：

$$S/N = -10 \log \left(\frac{\sum_{i=1}^n y_i^2}{n} \right) \quad (3.2)$$

(3)望大特性

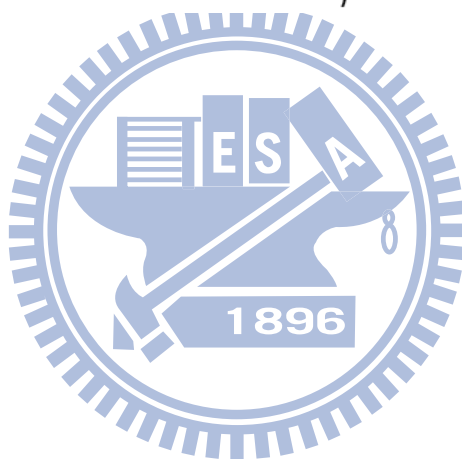
希望實驗結果越大越好，其S/N定義公式(3.3)為：

$$S/N = -10 \log\left(\frac{\sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2}}{n}\right) \quad (3.3)$$

(4)原點直線型

希望最後結果為通過原點的一直線，其S/N定義公式(3.4)為：

$$S/N = -10 \log\left(\frac{S^2}{\beta^2}\right) \quad (3.4)$$



3.4 參數化風力發電機特色

說明本研究風力發電機參數化設計系統之特色，並試以四個設計變數與三水準歸類的九組風力發電機幾何模型進行幾何設計與應力分析的設計成效比較，分別以傳統式（即非參數設計系統）（參考圖3.1所示）與參數式設計系統之個別作法與差異比較。

傳統式設計與參數式設計兩者差異點在於傳統式設計每建立一組分析時必需各別一個組立檔與分析檔(其流程如圖3.1所示)，雖然傳統式之前製作業短，但需要建立多組之組立與分析，較花時間且會有鍵入錯誤數字之風險。

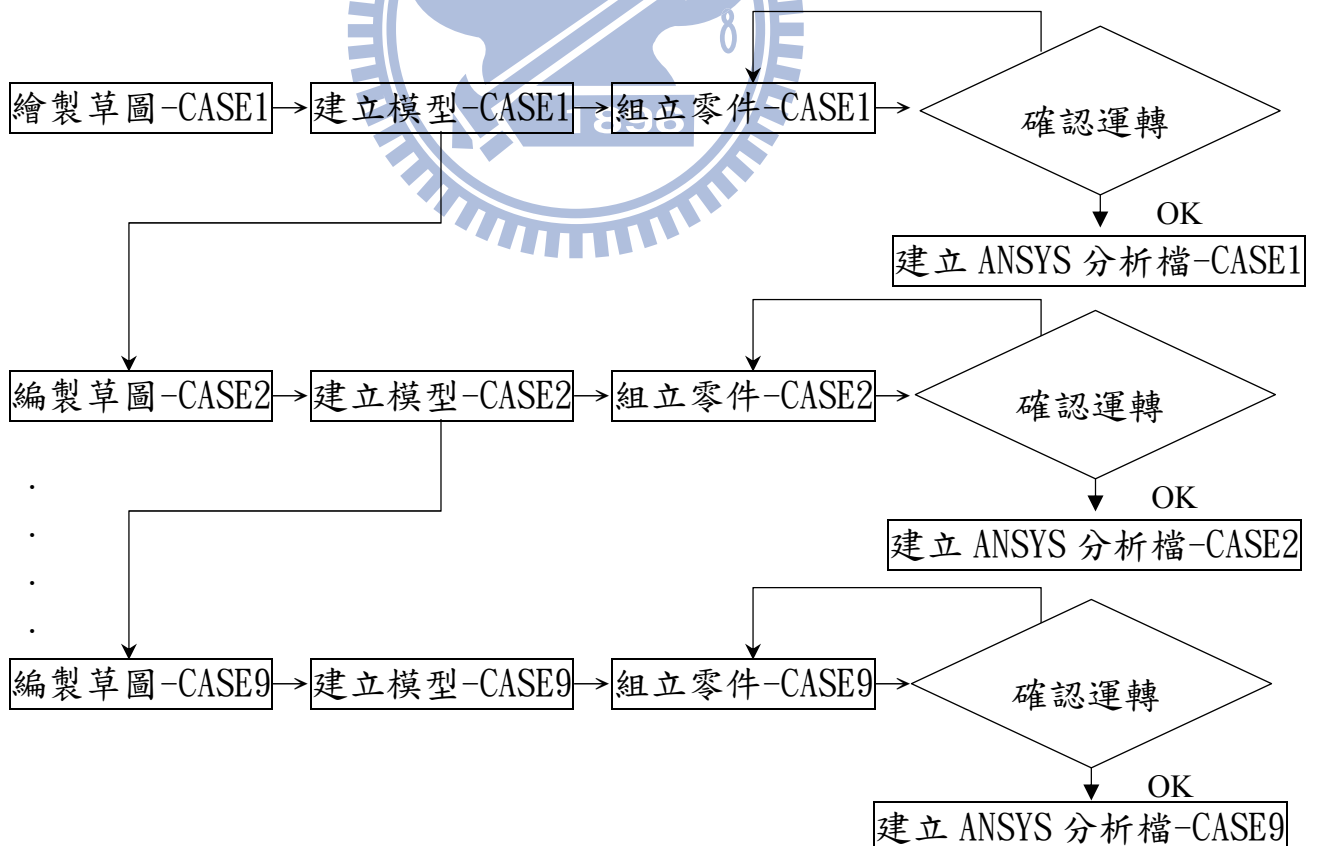


圖3.1 傳統式（非參數式）建立模型與分析流程圖

參數式設計雖然技術面門檻比無參數化設計高且前製作業長(如圖3.2所示),但是只要建立好設計參數完整建立之後,在EXCEL參數表複貼所要比較之各組參數組合的設計幾何模型,就可以簡易達成組立與分析,並可以降低風險,其流程如圖3.3所示。

如圖3.4與表3.2在時間方面來看很明顯就得知參數化設計獲得較有效率的分析過程,可大幅度減少參數設定錯誤的情況與重繪幾何模型的時間。

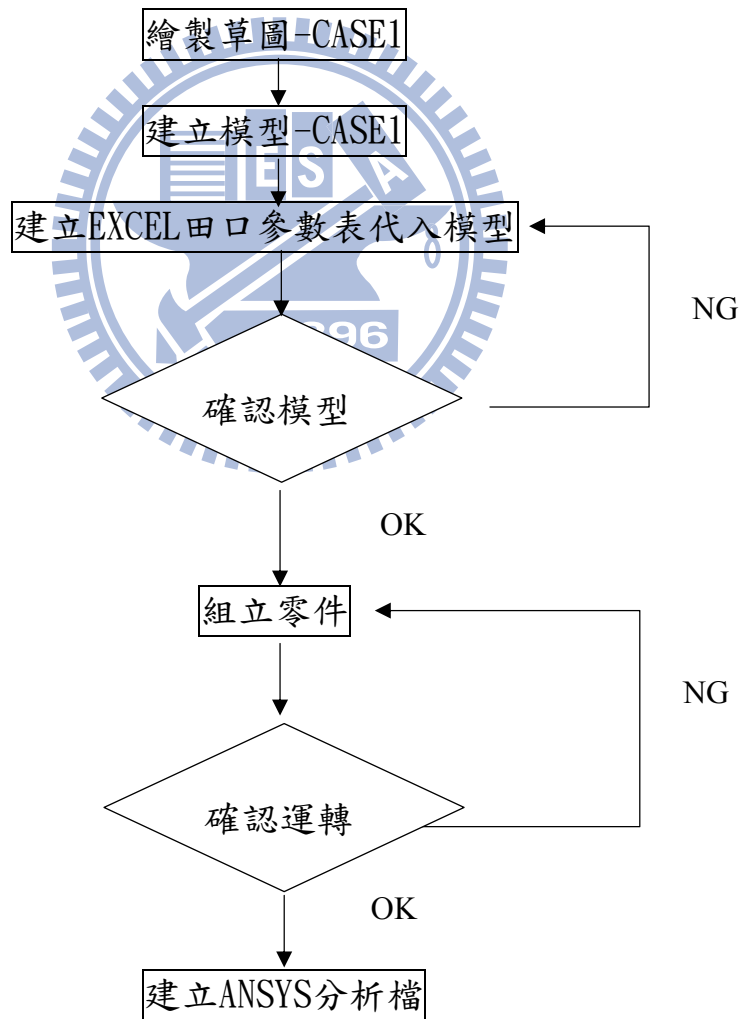


圖3.2 參數建立模型與分析前製作業流程圖

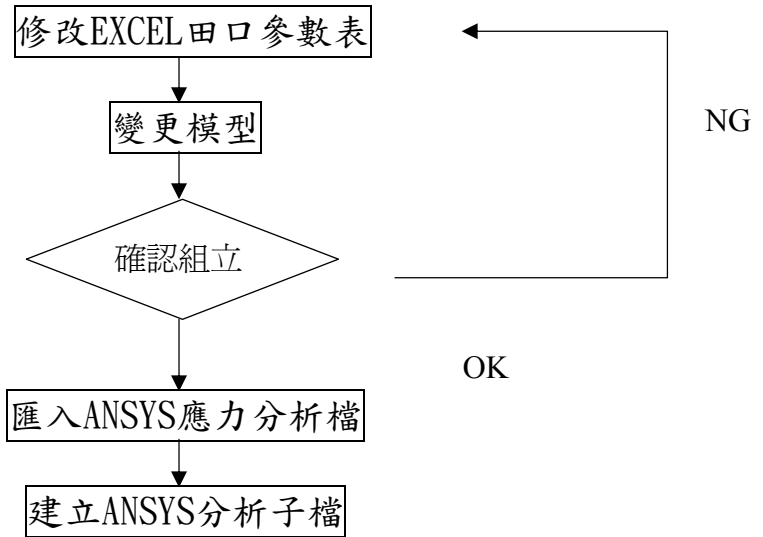


圖3.3 參數改更模型與匯入分析流程圖

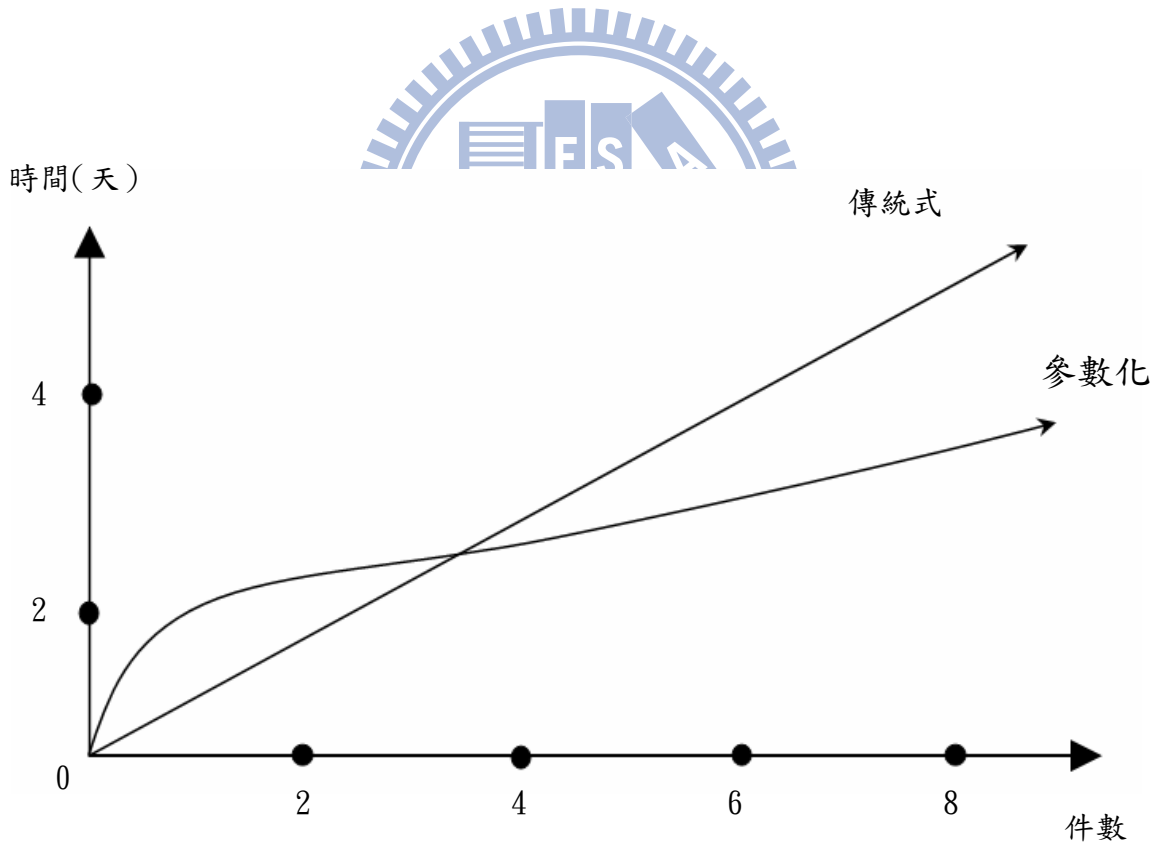
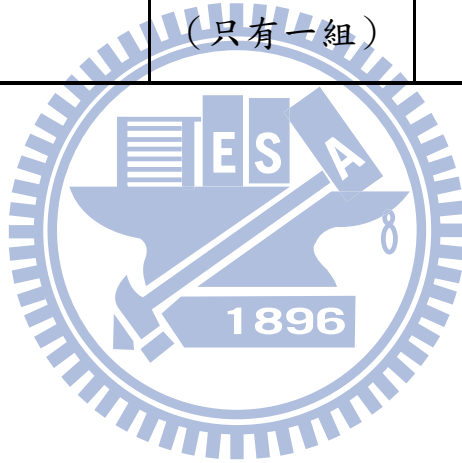


圖3.4 參數化與傳統式產品開發時間比較圖

表3.2 有無參數化設計之差異比較

	前製 作業時間	組立時間	前製 模型檔案	前製 分析檔案	重繪幾何與 分析圖型的時間
傳統式時間	少	長	多 (因為有九組)	多 (因為有九組)	長
參數式時間	長	短	少 (只有一組)	少 (只有一組)	無



四、 關鍵零組件簡介與尺寸定義

本研究之風力發電機以垂直軸為模型，其內部傳動軸是原為固定軸設計轉換成萬向接頭，以萬向接頭為傳動機構當風力吹動葉片時產生之偏移，連帶著讓傳動系統不受偏移之影響而維持等速運動狀態與保持傳動效率。如圖 4.1 所示，葉片的尺寸之直徑為 3000 mm，高度 900 mm，風力發電機座高度為 1100 mm，在圖 4.2 所示為本風力發電機重要零件之相對位置，其中傳動軸、萬向接頭、單向止推軸承在本章說明其功用與機能。

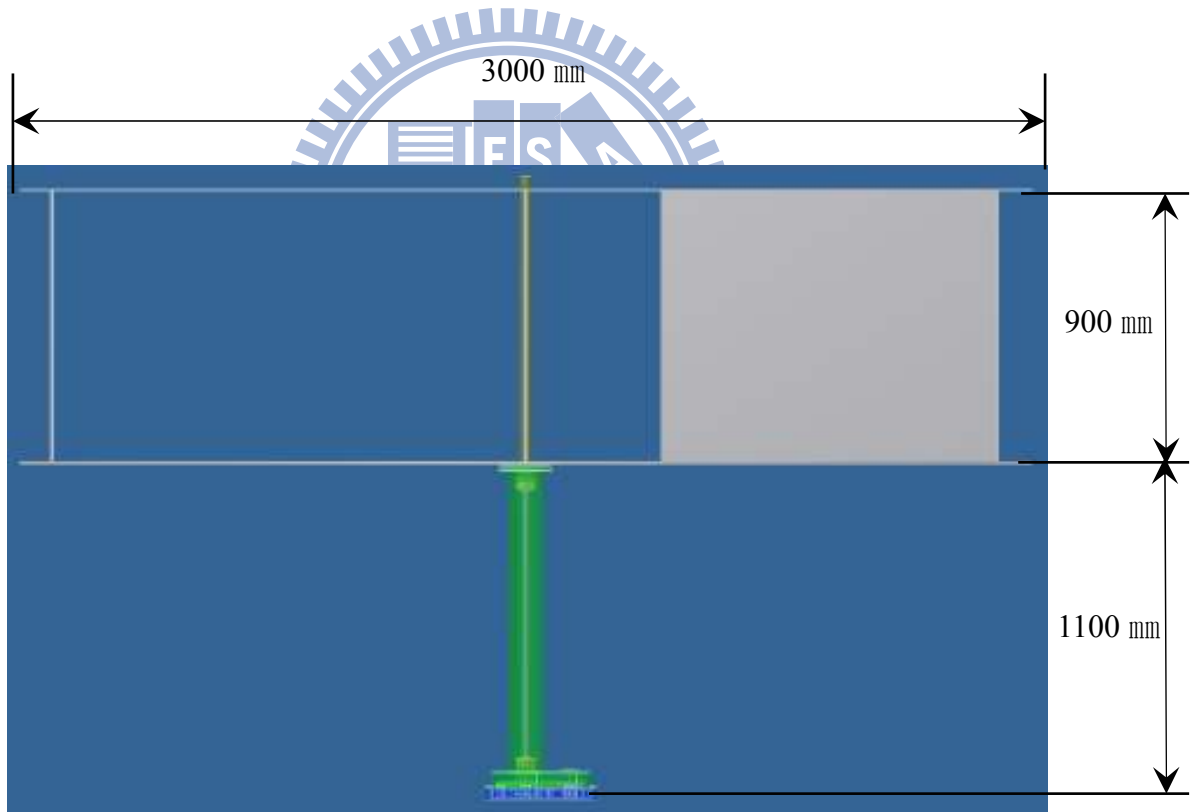


圖 4.1 風力發電機整體尺寸圖

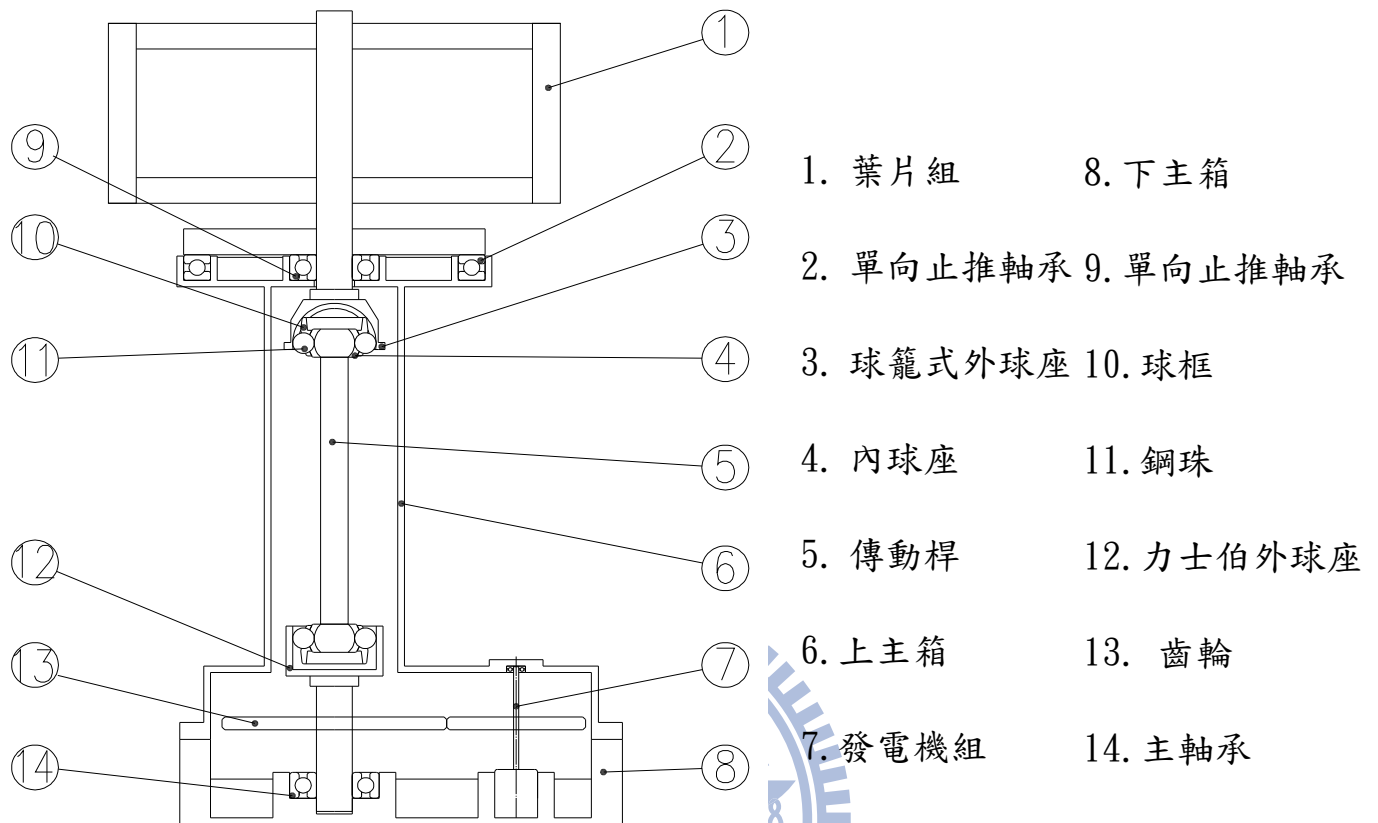


圖 4.2 垂直式風力發電機細部結構圖

4.1 傳動軸

垂直軸式風力發電機之傳動，從前端的葉片組至支撐機構再延伸到下蓋箱的軸承，選用傳動軸時需考慮下列兩項要項：

1. 傳動軸必需承受葉片組之扭力所產生的變形與偏擺量，若位移偏差大而導致傳動無法維持等速運動與保持傳動效率。
2. 設計合理之傳動軸，剛性低應力易集中或是剛性太高導致浪費材料增加成本。

4.2 萬向接頭

主要應用在長距離輸送動力時，可克服中心軸不易對齊或在動力傳遞過程中，震動較大的地方。有時因為這種接頭搭配，可以使動力軸更有彈性，所以廣泛應用於機械工業，如汽車、曳引機等動力之傳輸線上，是不可或缺的一項元件。

1. 十字軸式萬向接頭：

十字軸式萬向接頭為汽車常用之不等速萬向接頭如圖4.3所示，結構簡單傳動效率高為其優點，允許兩軸的最大交角為 $15^{\circ} \sim 20^{\circ}$ 。

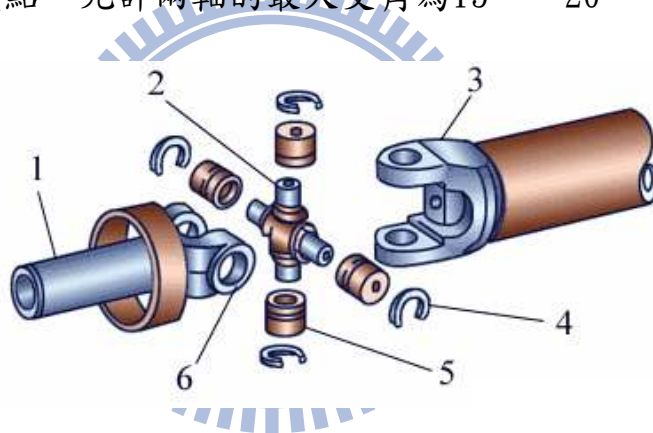


圖4.3 十字軸式萬向接頭分解圖[9]

2. 雙聯式萬向接頭：

雙聯式萬向接頭實際上是將一套雙十字萬向接頭連桿軸的長度縮短至最小，利用中間的球頭與球碗做聯結，使主動軸與從動軸作等速運動，如圖4.4所示：

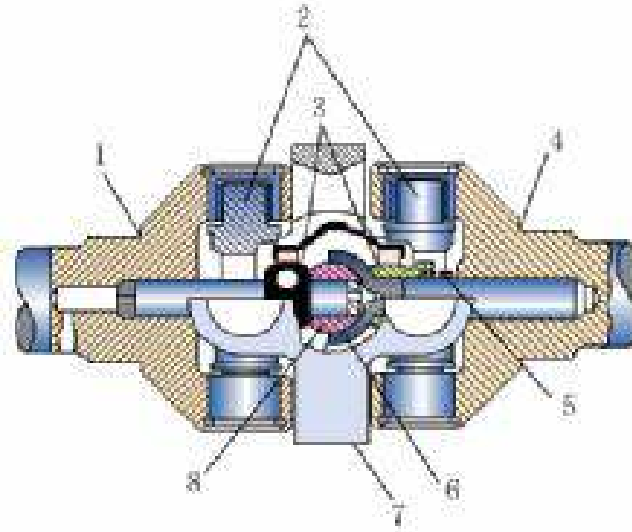


圖4.4 雙聯式萬向接頭分解圖[9]

3. 球籠式等速萬向接頭：

球籠式等速萬向接頭內的六個鋼珠球全部傳力，承載能力強，可在兩軸最大交角為 42° 情況下傳遞扭矩，其結構簡單拆裝方便廣泛運用在汽車傳動軸，如圖4.5所示。

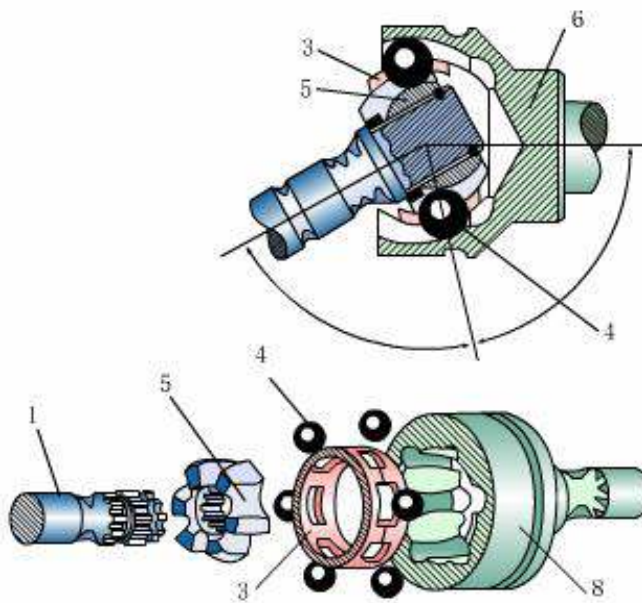


圖 4.5 球籠式萬向接頭分解圖[9]

4. 力士伯型(Rezppa Type)等速萬向接頭：

力士伯型為FF 型車輛使用最多，構造由外球座、內球座、球框、球框蓋、六個鋼珠及控制桿所組成，如圖4.6所示。其作用係當主動軸與被動軸角度發生變化時，以控制桿的設計，使球框蓋移動而推動六個鋼珠，一直保持在夾角之平分線而達等速運動（如圖4.7所示）。

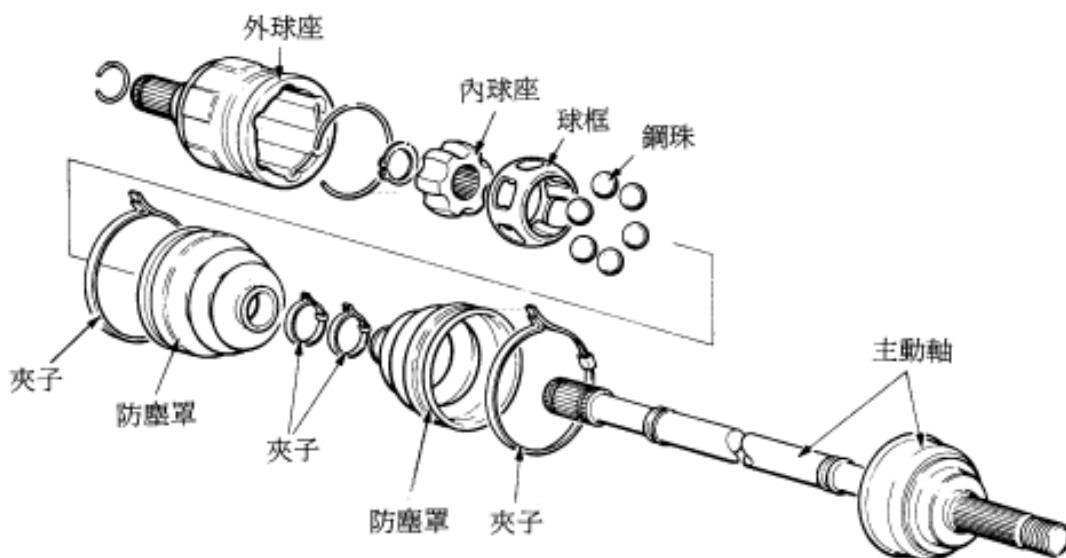


圖 4.6 力士伯型萬向接頭分解圖[10]

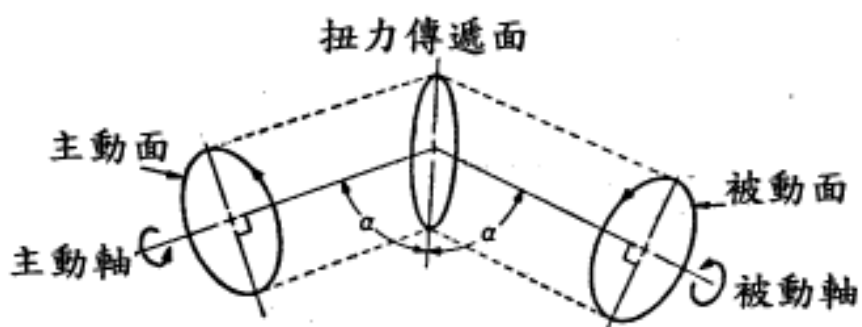


圖 4.7 等速萬向接頭原理[10]

4.3 支撐機構：

當風力發電機的葉片愈來愈大時，所受的偏擺也愈來愈大，此時傳動軸也會受到葉片之影響而扭曲，所以要加以支撐機構來支撐住，其類型如下：

(1). 滾珠軸承支撐：

一般市面上常用的滾珠軸承與磁浮軸承相比製造上較為簡單。但摩擦問題因而不可避免，摩擦力不僅損耗能量及機件，也會生熱，使機件因溫升而變形，影響精度，甚至破壞整個設備。滾珠速度愈高，問題愈嚴重，通常配合適當的潤滑以降低摩擦係數，來改善問題，然而潤滑會產生污染問題，不利於環保。

(2). 磁浮軸承支撐：

磁浮軸承 (Magnetic Bearing) 是依據磁力作用的原理，應用磁場所產生的磁力，將轉軸浮起使磁浮軸承之定子與轉子不相互接觸，以利旋轉的一種裝置。

優勢：

1. 它幾乎沒有任何旋轉阻力，轉子之轉速可遠高於其他軸承。
2. 不需複雜的潤滑系統或氣壓系統，可節省空間。
3. 生命週期長，維修成本低。
4. 可避免因摩擦所產生之噪音。

5. 可適用於非常低溫或高真空狀態等特殊工作環境，如外太空。
6. 可透過主動式控制提供所需之剛性，並有效抑制因高速運轉所產生振動問題。

劣勢：

價格太昂貴，所以傳統軸承仍然佔有大部分的市場。



4.4 關鍵零組件尺寸定義：

關鍵零組尺寸定義的件為重點要項，分別為鋼珠、外球座、球框、內球座、傳動桿四個零件為討論，經由網路搜尋與參考各廠商之型錄，其中以挑選以 ATV 常用萬向接頭做為本風力發電機之傳動機構，實際量測尺寸下，其詳細尺寸如圖 4.8、圖 4.9 所示：



圖 4.8 ATV 所使用萬向接頭

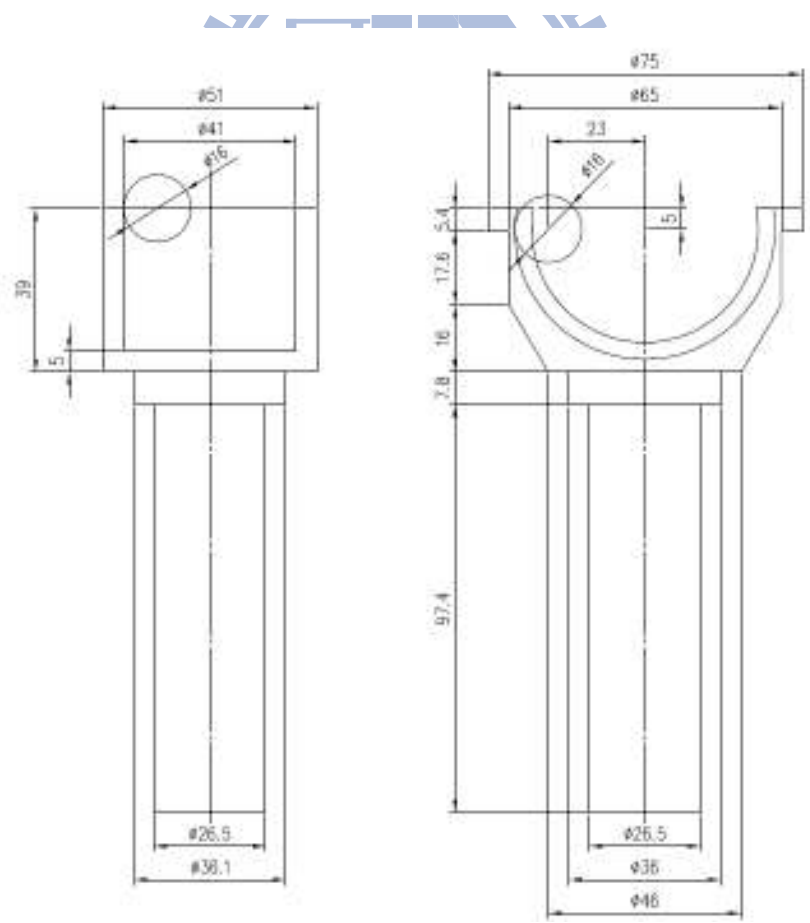
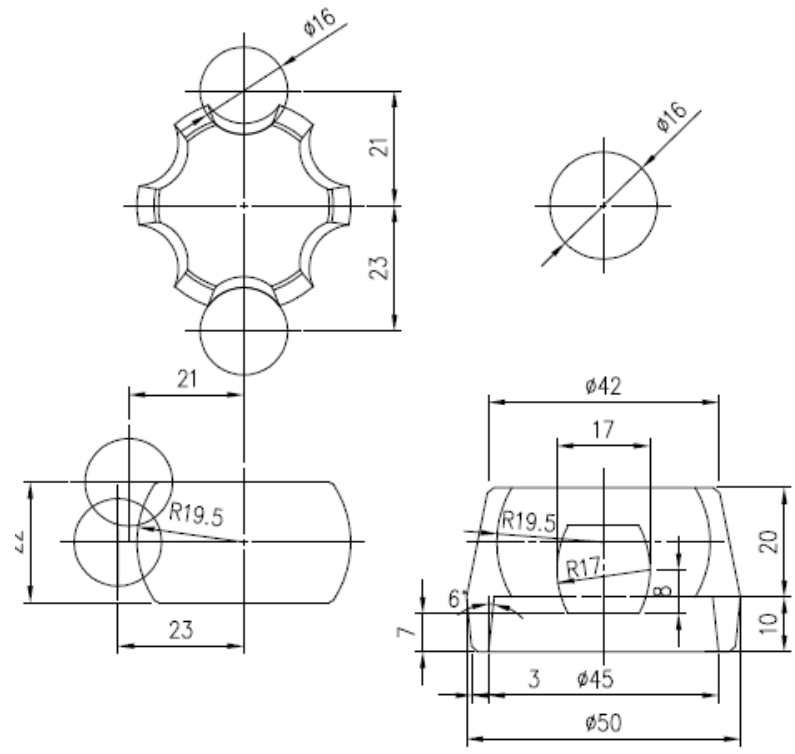


圖 4.9 萬向接頭詳細尺寸圖

其中以實際量測值鋼珠徑為 $\phi 16$ 作為 BASE，再設計鋼珠徑 $\phi 12$ mm 與 $\phi 20$ mm 為三種規格，在鋼珠尺寸變更依等比例連帶著外球座、球框、內球座也同樣變更，因可以修改之參數眾多即挑選俱關鍵之尺寸配置探討作為參數設定之方程式。

(I) 鋼珠

鋼珠徑 A1 值(圖 4.10 所示)目前規劃為 12 mm、16 mm、20 mm 三種規格，假設最小式樣 12 mm、最大為 20 mm，若不符合鋼珠徑關係式(如表 4.1 所示)會出現 NG 字，字樣提醒設計者是否輸入錯誤。

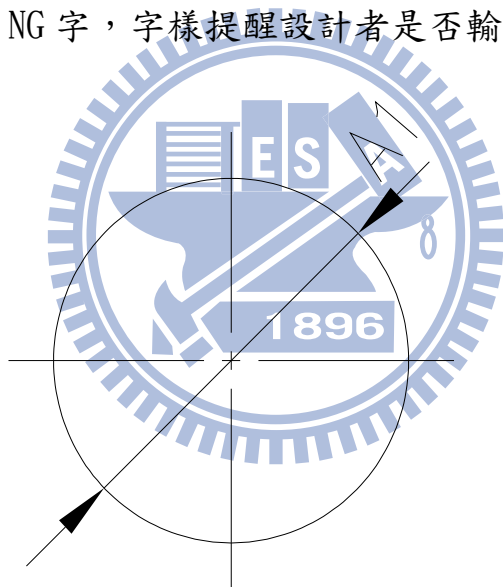


圖 4.10 鋼珠參教圖

表 4.1 鋼球參數表

代號	名稱	關係式
A1	鋼珠球徑	IF (OR(A1>20, A1<12), "NG", "OK")

(II) 球籠式外球座

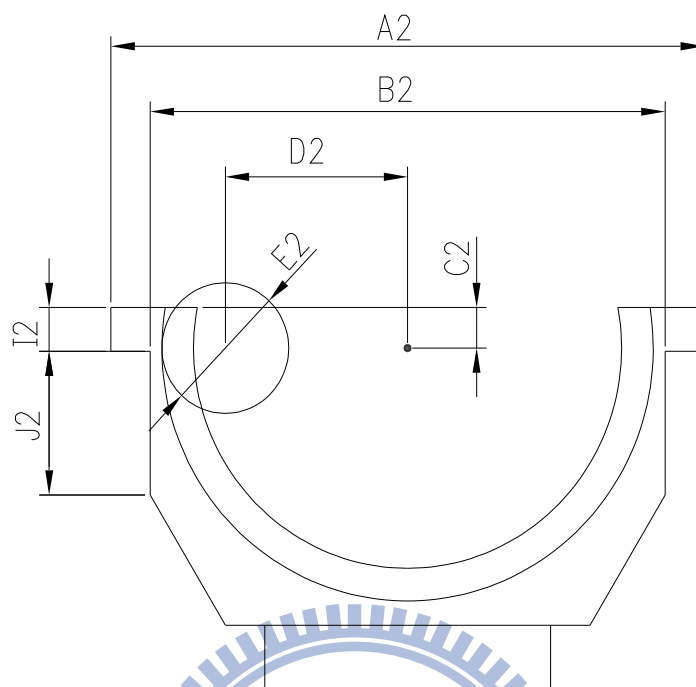


圖 4.11 球籠式外球座參數圖

表 4.2 球籠式外球座參數表

代號	名稱	關係式
A2	球籠式外環徑	$B2+3$
B2	球籠式外球徑	$A1 \times 3 + 18$
C2	鋼珠軌跡位置	5
D2	鋼珠軌跡半徑	$A1 + 7$
E2	鋼珠球軌徑	$A1 + 2$
I2	球籠式外環厚	IF (OR ($I2 > 10$, $I2 < 4$), "NG", "OK")
J2	球籠式外環厚	IF (OR ($J2 > 20$, $J2 < 17$), "NG", "OK")

在如圖 4.11 與表 4.2 所示代表為球籠式外球座各關鍵尺寸與關係式的對照，詳細說明如下：

球籠式外環徑(A2)：球籠式外球徑(B2)加肉厚 3 mm，為了可以增加整體結構強度。

球籠式外球徑(B2)：鋼珠球徑(A1)三倍加寬度 18 mm，確保在組立時考量鋼珠軌跡半徑(D2)、鋼珠球軌徑(E2)之配置。

鋼珠軌跡位置(C2)：球籠式外球座開口邊緣再降低 5 mm 為定值作為原點中心。

鋼珠軌跡半徑(D2)：作為鋼珠滑動時的作用半徑。

鋼珠球軌徑(E2)：鋼珠球徑(A1)再加寬度 2 mm，其目的以為了讓鋼珠在加寬的球軌上運轉時不受公差影響而順利滑動。

球籠式外環厚(I2)：範圍為 4~10 mm，太薄無增加作用，太厚則浪費材料。

球籠式外環厚(J2)：範圍為 17~20 mm 得以控制外球座之肉厚。

(III) 力仕伯外球座

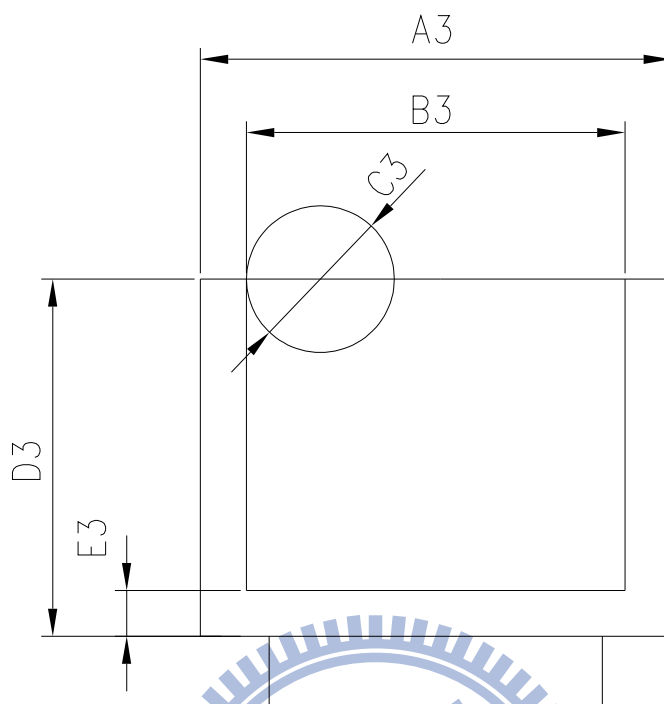


圖 4.12 力仕伯(Rezppa)外球座參數圖

表 4.3 力仕伯(Rezppa)外球座參數表

代號	名稱	關係式
A3	力仕伯外球徑	$A1 \times 3 + 21$
B3	力仕伯內球徑	$A1 \times 3 + 14$
C3	鋼珠球軌徑	$A1 + 2$
D3	力仕伯高度	IF (D3 < 50, "NG", "OK")
E3	力仕伯底厚度	IF (E3 < 5, "NG", "OK")

如圖 4.12 與表 4.3 所示代表為球籠式外球座各關鍵尺寸與關係式的對照，詳細說明如下：

力仕伯外球徑(A3)：鋼珠球徑(A1)三倍加寬度 21 mm 確保在組立時考量內球座之鋼珠上緣軌道至中心點距離(B6)（如圖 4.14 所示）、鋼珠球軌徑(E2)之配置。

力仕伯內球徑(B3)：鋼珠球徑(A1)三倍加寬度 14 mm，確保在組立時考量內球座之鋼珠上緣軌道至中心點距離(B6)、鋼珠球軌徑(E2)之配置。

鋼珠球軌徑(C3)：鋼珠球徑(A1)再加寬度 2 mm，目的以為了讓鋼珠在球軌上運轉時不受公差影響而順利滑動。

力仕伯高度(D3)：高度至少要 50 mm，否則滑動行程不足。

力仕伯底厚度(E3)：厚度至少要 5 mm，否則剛性不足。

(IV) 球框

如圖 4.13 與表 4.4 所示代表為球籠式外球座各關鍵尺寸與關係式的對照，詳細說明如下：

鋼珠固定口長度(A7)：鋼珠球徑(A1)三倍為加 6 mm 為了考慮鋼珠軌跡半徑(K7)、內厚之空間。

鋼珠固定口長度(B7)：即考量容納鋼珠球徑(A1)之長度。

球框-內球座軌道高度(C7)：鋼珠球徑(A1)三倍為加 4 mm 作為設定高度

球框杯高度(D7)：高度為固定值 10 mm。

鋼珠固定口外框弧徑(F7)：作為鋼珠球徑(A1)作弧徑。

鋼珠固定口寬度(G7)：即為鋼珠球徑(A1)之作為寬度容納鋼珠之寬度。

球框杯內徑(H7)：鋼珠球徑(A1)三倍再少 6 mm 作為內徑尺寸。

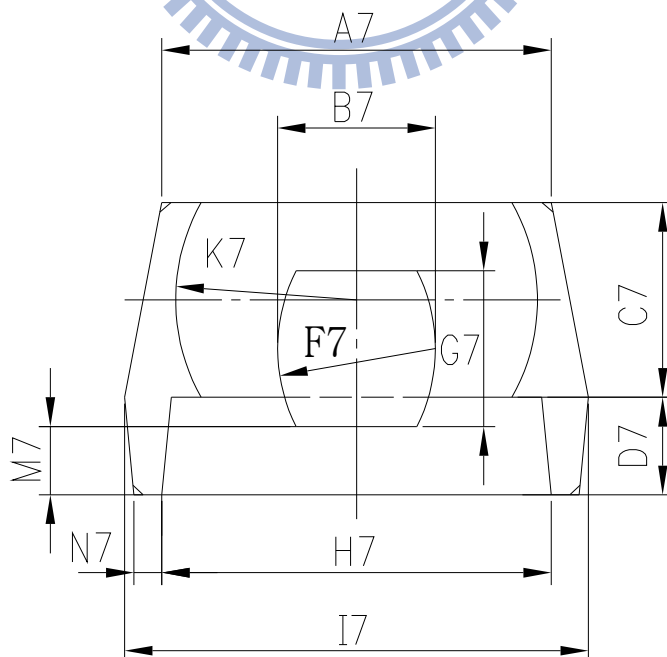


圖 4.13 球框參數圖

球框大徑(I7)：鋼珠球徑(A1)三倍為 2 mm作為大徑尺寸。

球框-內球座軌道半徑(K7)：鋼珠球徑(A1)四分之三倍加 71 mm為尺寸。

鋼珠固定口底位置(M7)：固定值 7 mm。

球框杯厚度(N7)：至少要 3 mm整體剛性較佳。

表 4.4 球框參數表

代號	名稱	關係式
A7	球框頂徑	$A1 \times 3 + 6$
B7	鋼珠固定口長度	A1
C7	球框-內球座軌道高度	$A1 \times 3 + 4$
D7	球框杯高度	10
F7	鋼珠固定口外框弧徑	A1
G7	鋼珠固定口寬度	$A1 \times 1/2$
H7	球框杯內徑	$A1 \times 3 - 6$
I7	球框大徑	$A1 \times 3 + 2$
K7	球框-內球座軌道半徑	$A1 \times 3/4 + 71$
M7	鋼珠固定口底位置	7
N7	球框杯厚度	3

(V) 內球座

如圖 4.14 與表 4.5 所示代表為球籠式外球座各關鍵尺寸與關係式的對照，詳細說明如下：

內球座之鋼珠球徑(A6)：即同等於鋼珠球徑(A1)。

內球座之鋼珠上緣軌道至中心點距離(B6)：

規劃鋼珠球徑(A1)再加 5 mm 是為了以確保內球座之肉厚。

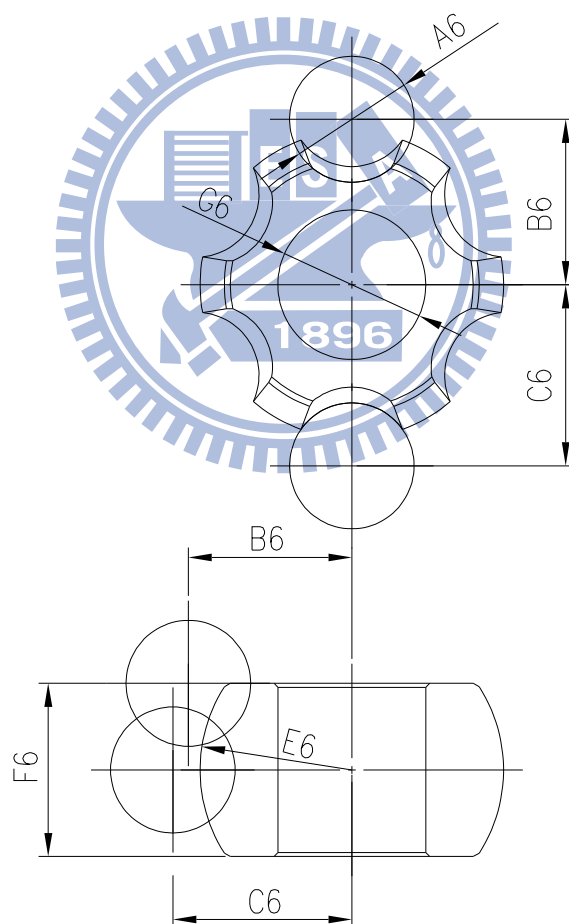


圖 4.14 內球座參數圖

內球座之鋼珠中點軌道至中心點距離(C6)：

規劃鋼珠球徑(A1)加 7 mm 是因為上緣至中點軌道相差 2 mm 所致。

球框-內球座軌道半徑(E6)：

鋼珠球徑(A1)四分之三倍加 7 mm 為尺寸定義。

內球座高度(F6)：固定值 22 mm。

傳動軸內牙徑(G6)：要與傳動軸外牙徑(B9) (如圖 4.15 所示) 相互搭配。

表 4.5 內球座參數表

代號	名稱	關係式
A6	內球座之鋼珠球徑	A1
B6	內球座之鋼珠上緣軌道至中心點距離	A1+5
C6	內球座之鋼珠中點軌道至中心點距離	A1+7
E6	球框-內球座軌道半徑	$A1 \times 3/4 + 7$
F6	內球座高度	22
G6	傳動軸內牙徑	B9

(VI) 傳動軸

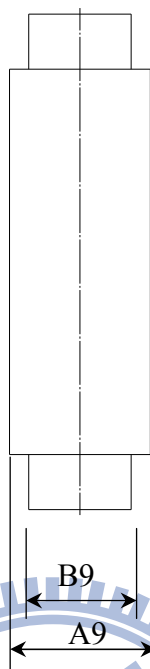


圖 4.15 傳動軸參數圖

表 4.6 傳動軸參數表

代號	名稱	關係式
A9	傳動軸外徑	IF (OR ((A9-B9)/2<2.5, A9/2>B6-A6/2-2), "NG", "OK")
B9	傳動軸外牙徑	A9-1

如圖 4.15 與表 4.6 所示為做為傳動軸各關鍵尺寸與關係式的對照，

詳細說明如下：

傳動軸外徑(A9)：

外徑值不得大於內球座(B6-A6)/2-2 值，因為要預留內球座 2 mm之

肉厚，若內球座肉厚太薄則會導致剛性不佳。

傳動軸外牙徑(B9)：傳動軸外徑(A9)比傳動軸外牙徑(B9)大於 1 mm外徑。

五、風機機構系統參數式分析流程

5.1 零件材質設定

零件應力分析時材質分析尤為重要，若設定錯誤會影響結果較大，所以需要仔細確認與設定，經過查詢風力發電機系統重要零件之材質的設定（如表 5.1）與各材質之機械性質（如表 5.2）詳細如下，以供參考。

零件名稱	材質設定	降伏應力	極限應力
葉片組	Stainless Steel	207MPa	586MPa
單向止推軸承	Structural Steel	250MPa	460MPa
球籠式外球座	Gray Cast Iron		240MPa
內球座	Gray Cast Iron		240MPa
傳動桿	Gray Cast Iron		240MPa
單向止推軸承	Structural Steel	250MPa	460MPa
球籠式外球座	Gray Cast Iron		240MPa
鋼珠	Structural Steel	250MPa	460MPa
力士伯外球座	Gray Cast Iron		240MPa
齒輪	Structural Steel	250MPa	460MPa
主軸承	Structural Steel	250MPa	460MPa

表 5.1 各零件材料表

Character \ Materia	Gray Cast Iron	Stainless Steel	Structural Steel
Young's Modulus	1.1+e5 MPa	1.93+e5 MPa	2+e5 MPa
Poisson's Ratio	0.28	3.10E-01	3.00E-01
Density	7.2e-6 kg/mm ²	7.75e-6 kg/mm ²	7.85 e-6 kg/mm ²
Tensile Yield Strength	0MPa	207MPa	250MPa
Compressive Yield Strength	0MPa	207MPa	250MPa
Tensile Ultimate Strength	240MPa	586MPa	460MPa
Compressive Ultimate Strength	820MPa	0MPa	0MPa

表 5.2 材料機械性質

5.2 組件接觸與固定條件設定[1]

在分析過程中，接觸與固定條件設定也是很重要的一環，其中在萬向接頭接觸方面是參考”汽車聯軸器之接觸應力分析”的論文[1]，之中所提到是以 10000N 作用在鋼球中心節點上，在鋼板底部完全固定在地板上。如表 5.3 中所列的各種邊界情況，依鋼珠之拘束及施力角度不同，整理出十種狀況。其中前三種邊界狀況之拘束條件是在鋼珠之接觸表面節點上，以球座標為基準，做 θ 及 ϕ 軸方向拘束。不同的是第二種邊界狀況之施力情形為第一種邊界狀況施力方向依接觸面之法線旋轉 5 度角；第三種邊界狀況之施力方向為垂直於接觸面之法線方向。第四及第五種邊界狀況之拘束是除在鋼珠之接觸點外，另在鋼珠圓周上再新增一拘束節點，此點位於接觸面之法線上。而此兩種邊界狀況之施力條件分別與第一及第二相同。

在第六及第七種邊界狀況中，其拘束之節點在鋼珠圓周及接觸面法線交點上，並非在接觸點之一端。此兩種邊界狀況之施力條件也分別與第一及第二種邊界狀況相同。第八種邊界狀況之拘束與受力方向皆與接觸面法線垂直。第九及第十種邊界狀況之拘束條件，乃是利用三個位於接觸面法線上之節點做拘束，且分佈在球中心點至接觸面法線端點間（非接觸端），施力條件也分別與第一及第二種邊界狀況相同。

將上述十種邊界狀況下所求得之接觸數值結果歸納整理，可以得出，若拘束節點位在接觸區，則因限制了該接觸點自由度之變化與實際系統受力後之變形情況不吻合，因此，雖然在第一、第四及第五種邊界條件下之接觸系統可進行黏合接觸，但仍不能予以採用。另外，若外力及拘束條件並不是以平行於接觸面法線施加，而有角度上的偏差時，可能會因為系統本身拘束條件不足，而發生兩物體間之相對剛體運動，而無接觸現象產生，如第七及第八種邊界條件所得之結果。依此原則，雖然第六種邊界條件之系統可進行黏合接觸，但為避免因施力角度的關係造成結果無法收斂，所以仍不考慮採用此種邊界條件。最後採用了第九及第十邊界條件所得之分析結果可知，在此兩種邊界條件下，系統可以順利發生黏合接觸，且無拘束點位於接觸區及因施力角差異而產生拘束條件不足之疑慮，所以可應用在實際之模型分析上，由此可見在圖 5.1 所示 ANSYS WORKBENCH 把鋼珠周圍接觸之外球座、內球座、球框之接觸條件設定為” No Separation”

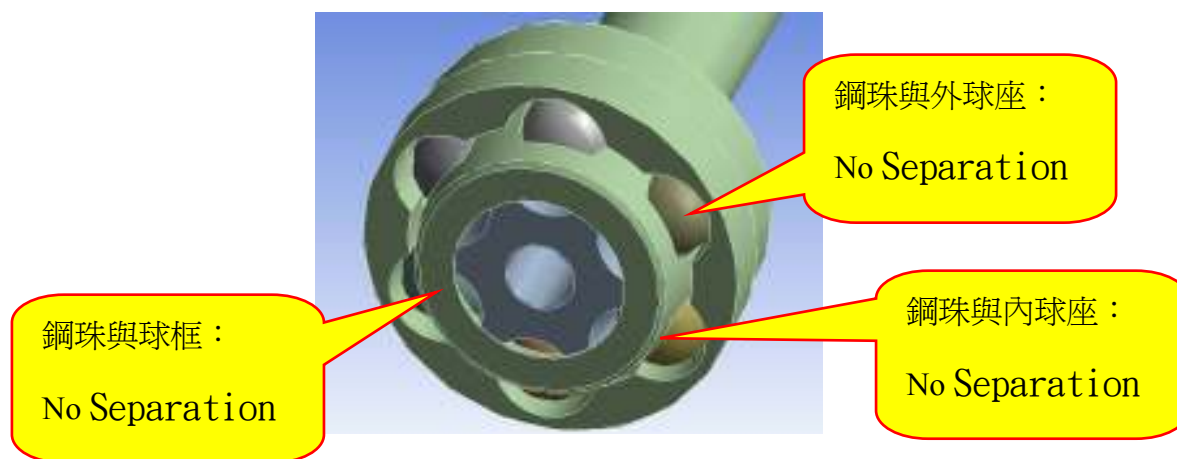


圖 5.1 萬向接頭之接觸條件

●：鋼珠拘束位置（球座標 ϕ 、 θ 方向） ↓：施力方向

△：平板拘束位置（直角座標拘束）

表 5.3 不同邊界條件分析結果[1]

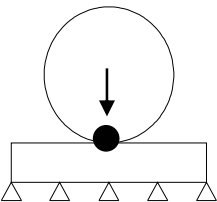
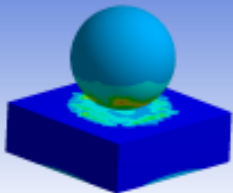
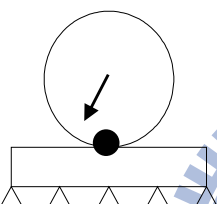
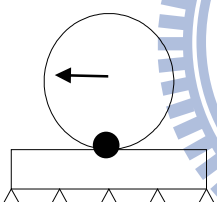
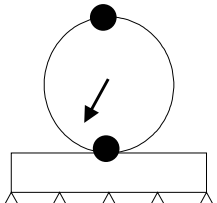
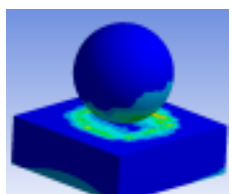
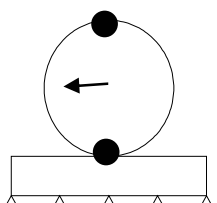

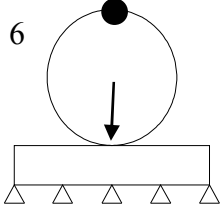
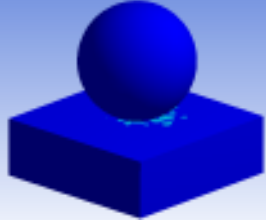
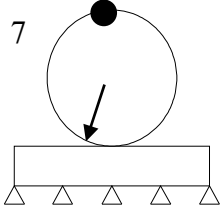
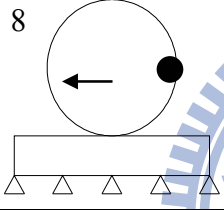
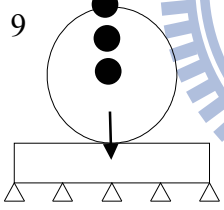
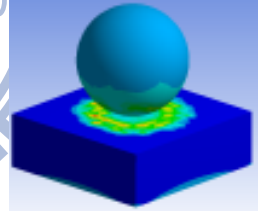
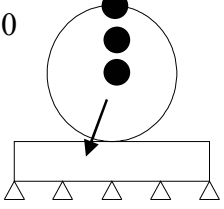
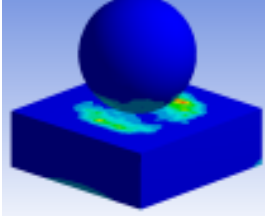
邊界條件	運動情況	結果
1 	接觸且 固定不動	
2 	旋轉	輸入錯誤訊息顯示
3 	旋轉	輸入錯誤訊息顯示
4 	接觸且 固定不動	
5 	固定不動 但無接觸	

表 5.3 不同邊界條件分析結果 (續) [1]

邊界條件	運動情況	結果
<p>6</p> 	<p>接觸且 固定不動</p>	
<p>7</p> 	<p>旋轉</p>	<p>輸入錯誤訊息顯示</p>
<p>8</p> 	<p>平移且 不接觸</p>	<p>輸入錯誤訊息顯示</p>
<p>9</p> 	<p>接觸且 固定不動</p>	
<p>10</p> 	<p>接觸且 固定不動</p>	

另外在 NTN 滾子與滾子軸承型錄的負荷分配所提到，軸承與軸之接觸與固定條件，在軸承系統可視為軸承支持著的靜定梁軸承為固定端用來考慮作用於軸系的負荷分配於軸承如圖 5.2 所示，接觸條件如表 5.4 所示，則計算出反力 F_a 為 1500N、 F_b 為 500N。

$$X : 1500 \text{ mm} \quad Y : 750 \text{ mm}$$

$$F_a : 1000 * (X+Y) / X = 1000 * (1500+750) / 2250 = 1500 \text{ N}$$

$$F_b : 1000 * (Y) / X = 1000 * (750) / 1500 = 500 \text{ N}$$

NO.	Connections	Contact Bodies	Target Bodies
1	Bonded	傳動桿	齒輪
2	Bonded	傳動桿	軸承內環
3	No Separation	軸承內環	鋼珠
4	No Separation	軸承外環	鋼珠
5	FIXED	軸承外環	

表 5.4 分析軸承常見的邊界條件設定方式

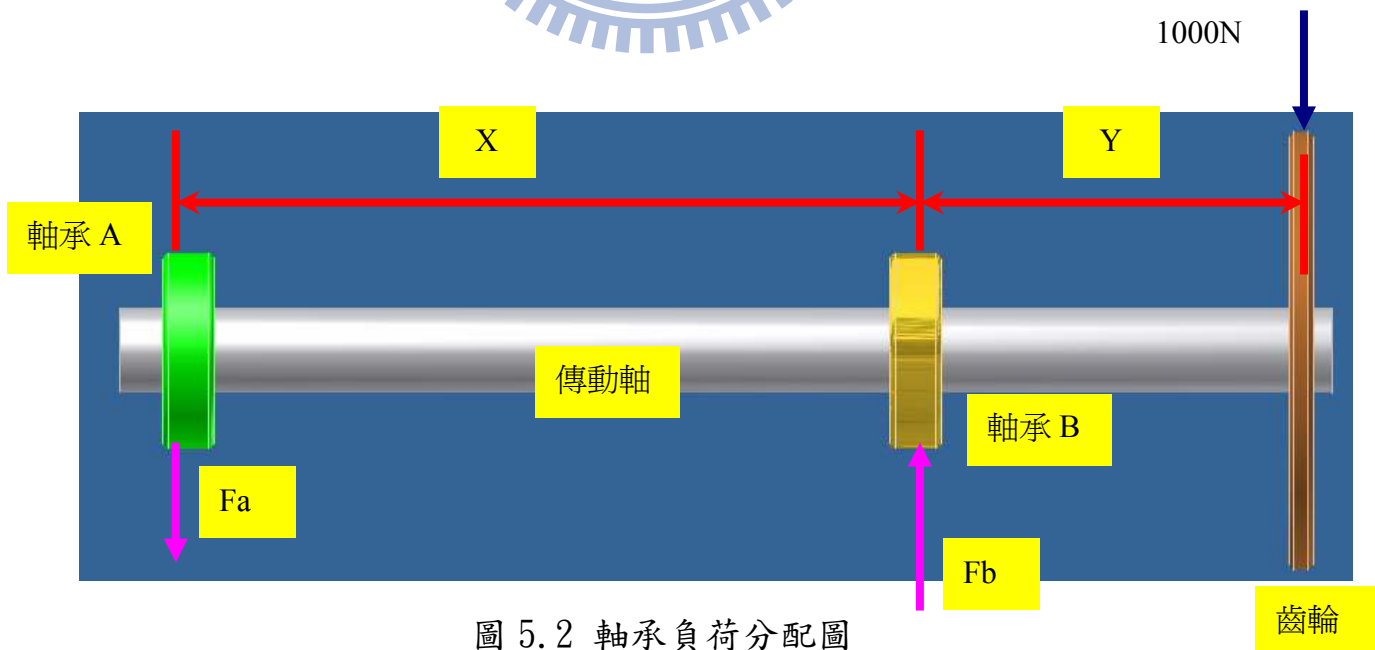


圖 5.2 軸承負荷分配圖

以 AUTODESK INVENTOR 繪製 3D MODEL 再轉入 ANSYS WORKBENCH 分析後如圖 5.3、圖 5.4 所示，理論與實際值誤差約為 80~94%，所以分析檔設定之接觸條件較為接近。

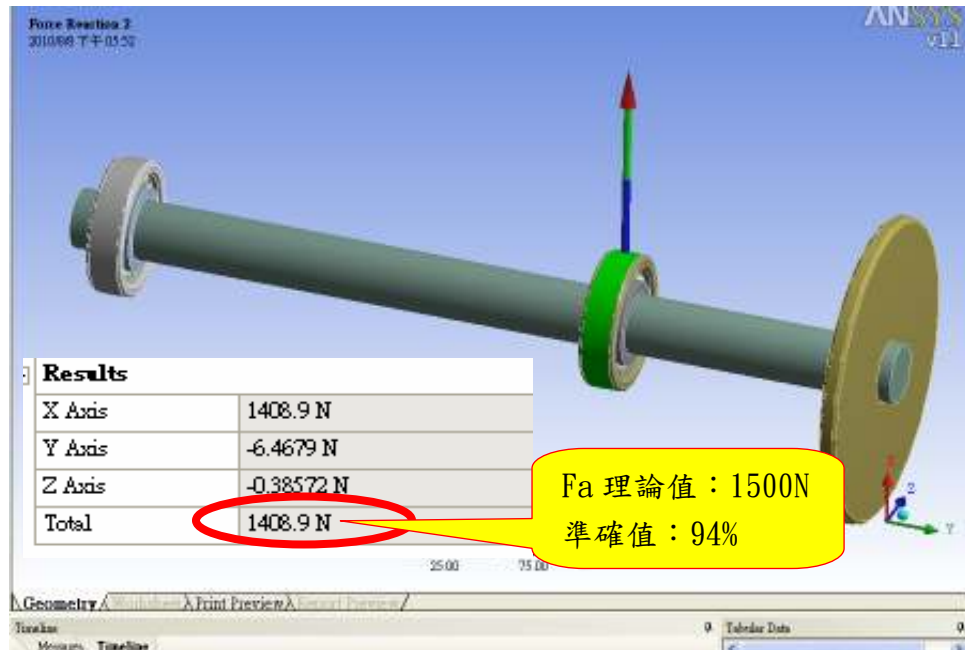


圖 5.3 Fb 軸承之反力分析圖



圖 5.4 Fa 軸承之反力分析圖

5.3 分析模型中外加力量的假設

5.3.1 活動葉片風機的受力狀態[2]

本節內容說明所探討的風機模型是以”垂直軸活動葉片風力渦輪機”為模式，文中提到傳統阻力型風力渦輪機在承受風力時，風力渦輪機兩側的葉片同時受力，而將其風力轉換成力矩，其力矩可分為正向與反向力矩，當風吹至迎風側葉片上時，其產生的力矩即為正向力矩，而當風吹在逆風側葉片上所產生的力矩即為反向力矩，由於兩種力矩作用方向相反，兩力矩相互抵消後可以得到作用於風力渦輪機上之有效力矩。阻力型葉片的阻力係數大小會影響風力對葉片所產生之力矩值，當迴轉側與逆風側葉片阻力係數相當時，兩力矩相互抵銷，將使有效力矩為零。若能使逆風側葉片上之阻力降低，將能使正向力矩大幅提昇。因此探討一種活動式葉片的垂直軸阻力型風力渦輪機，圖5.5與圖5.6風力發電機概略示意圖，此風力渦輪機包含四片葉片，總葉片尺寸直徑為3000mm，高度為900mm，當葉片迴轉至超過0度時氣流通過迎風側葉片其中葉片1，受到風力的作用，葉片1將轉動並碰到固定點A1，當葉片受到在固定點A1拘束時，由於葉片被風壓固定住無法反轉，葉片1也因受到固定點A1拘束住，使得葉片1承受最大面積以提供風能，因此將帶動風力渦輪機進行旋轉；同時逆風側葉片3受到風力時迴轉至固定點B3，此時葉片在承受風能時，葉片會被風壓推開，使葉片隨著風改變位置，達到減少阻力之效果。

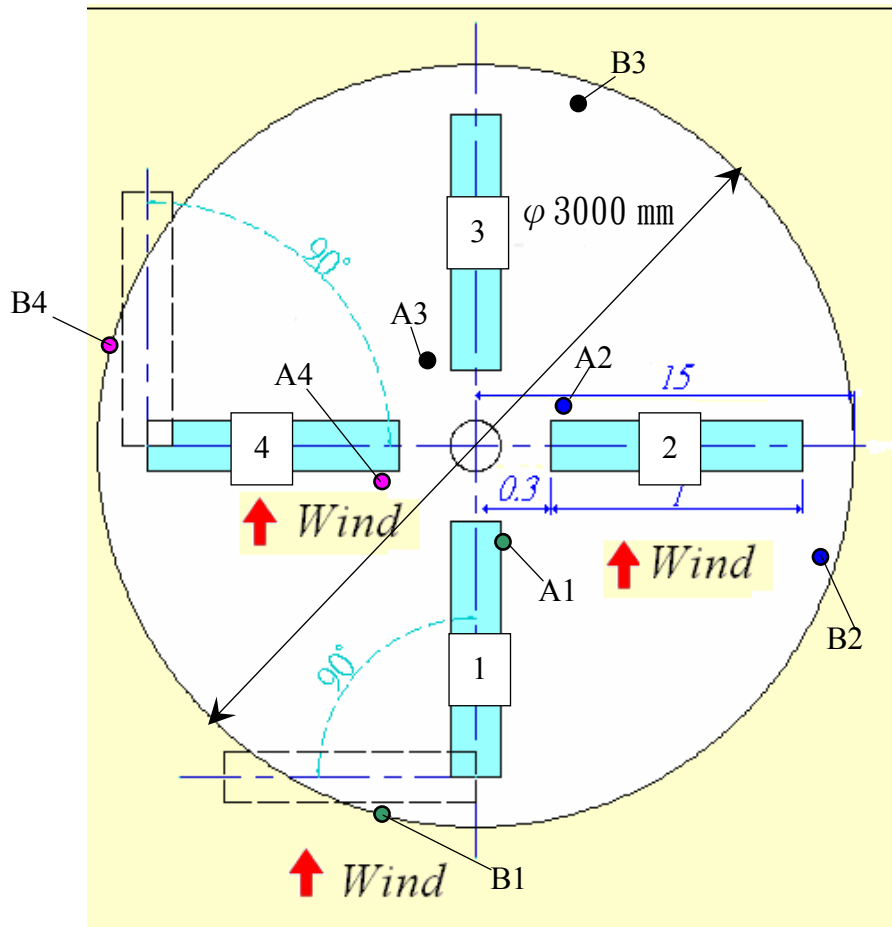


圖 5.5 垂直軸活動葉片運作分解圖[2]

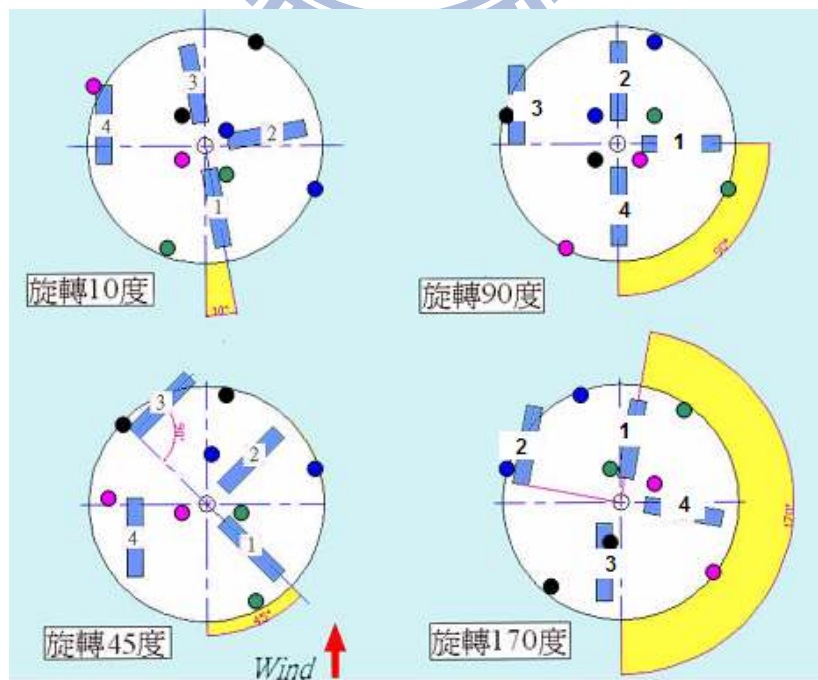


圖 5.6 垂直軸活動葉片運作轉動圖[2]

其中可發現以二號葉片影響最大，在旋轉角度為0度時，當風速增加時，風力增加，作用於二號葉片之力亦增加，由於葉片為活動式葉片，因此一號葉片及三號葉片將其受力忽略，而位於逆風側之四號葉片上，在速度變化的作用下，對於四號葉片所受的力相較於一號葉片降低許多，其葉片受力不因風速的增加而大幅度增加，乃因為左邊逆風側葉片與風平行而降低阻力。

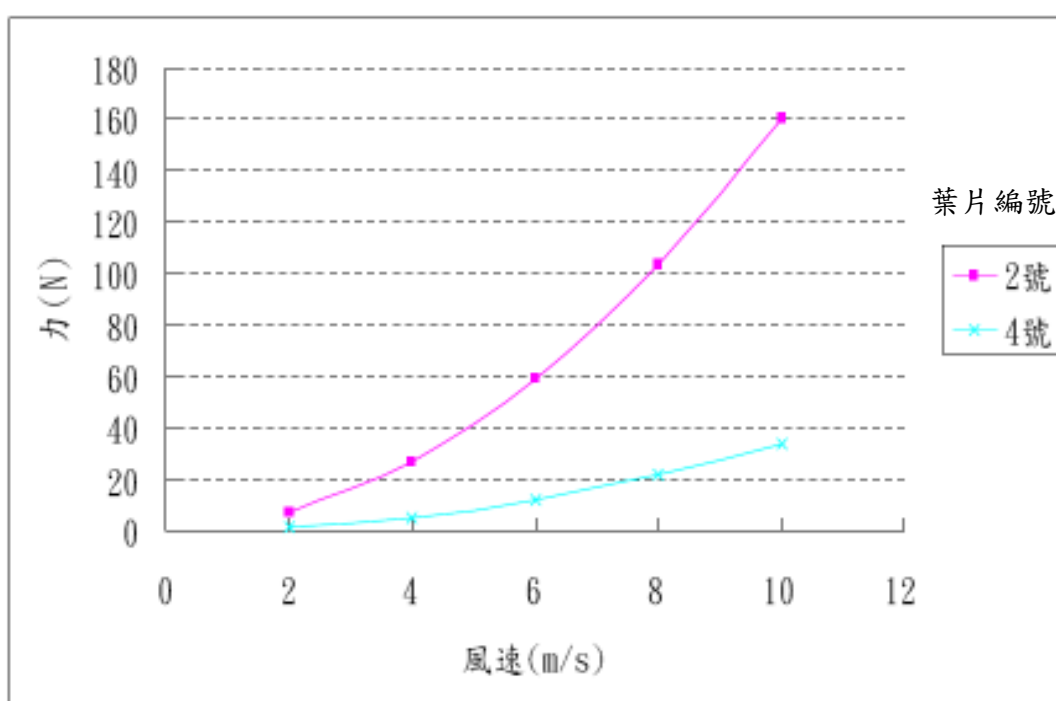


圖 5.7 不同風速下之各葉片受力比較圖[2]

本風力模擬分析是採用在旋轉角度為 0 度時，當風速在 10m/s 時二號葉片所承受之力量約為 160N，四號葉片則約為 40N，以靜力分析來探討各關鍵零組件所承受之應力。

5.3.2 軸承鬆脫阻力模式[11]

另一探討現象葉片組與單向止推軸承之間的摩擦力是否大於單向止推軸承的鬆脫扭力之計算，若鬆脫會造成上主箱有擴孔現象，其參考” Design of machine elements” 其中厚壁圓筒的應力所提到，圖 5.8 (垂直於紙面之兩方向)都沒有負荷。由於物體和負荷都對稱於軸，故切線方向與徑向上的剪應力都不存在，元素上只有法線應力 σ_t 與 σ_r 。

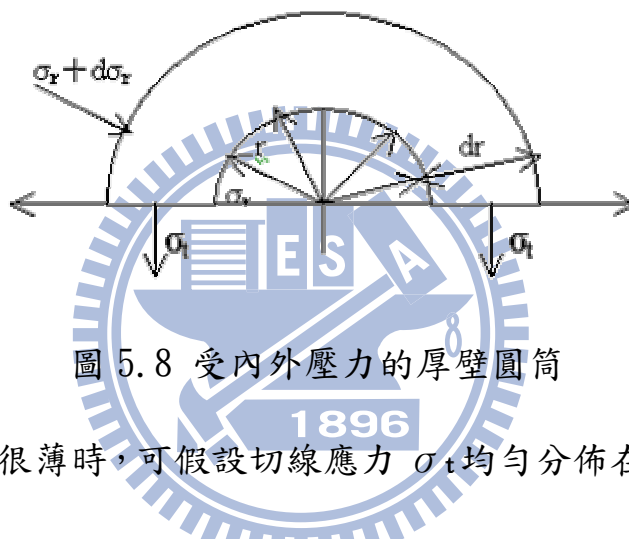


圖 5.8 受內外壓力的厚壁圓筒

當圓筒的壁很薄時，可假設切線應力 σ_t 均勻分佈在整個壁厚上，可用基本方程式求出其大小。但是厚壁圓筒則不能做這種假設，必須用以下導出的方程式求應力。

考慮圖 5.7 中作用在半圓元素上的應力。取垂直於紙面方向的厚度等於 1。越過元素直徑向內的徑向應力之鉛直分量等於 $2\sigma_r \gamma$ ，而向外的應力分量則為 $2(\sigma_r \gamma + d\sigma_r)(\gamma + dr)$ 。轉化成 $(\gamma d\sigma_r / dr) + \sigma_r = \sigma_t$ 垂直於紙面的縱向應變或單位變形可由應力 σ_t 與 σ_r 求出：
 $\epsilon_L = (-\mu \sigma_t / E - \mu \sigma_r / E)$ 其中 μ 為浦易生比，E 為彈性模數，經換算得此為 Lamé 方程式(5.1) (5.2)式。

$$\sigma_r = [(\alpha^2 p_i - b^2 p_0) / (b^2 - \alpha^2)] - [\alpha^2 b^2 (p_i - p_0) / r^2 (b^2 - \alpha^2)] \quad (5.1)$$

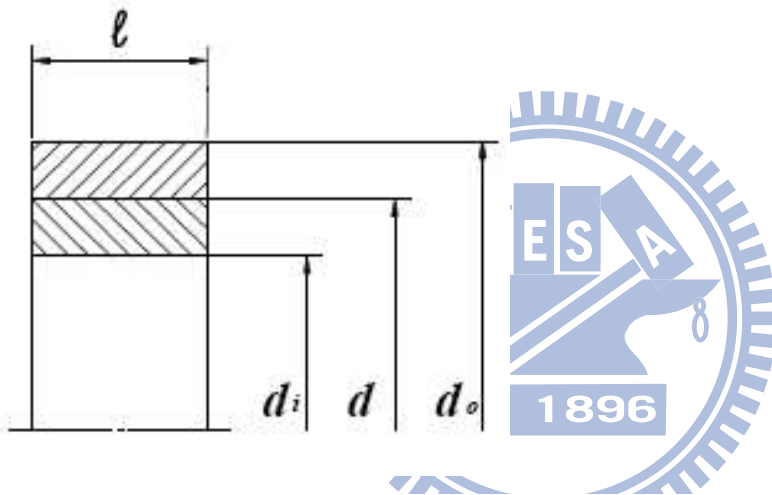
$$\sigma_t = [(\alpha^2 p_i - b^2 p_0) / (b^2 - \alpha^2)] + [\alpha^2 b^2 (p_i - p_0) / r^2 (b^2 - \alpha^2)] \quad (5.2)$$

惟許多應用上，壓力 P_0 等於零，故(5.3) (5.4)所示

$$\sigma_r = [(\alpha^2 p / (b^2 - \alpha^2))] [(1 - b^2 / r^2)] \quad (5.3)$$

$$\sigma_t = [(\alpha^2 p / (b^2 - \alpha^2))] [(1 + b^2 / r^2)] \quad (5.4)$$

由以上公式，可以簡化為兩圓桶壓配量，其計算公式(5.5)式整理如下：



$$P = \frac{E_i E_o}{E_i \left(\frac{d_o^2 + d^2}{d_o^2 - d^2} + \nu_o \right) - E_o \left(\frac{d_i^2 + d^2}{d_i^2 - d^2} + \nu_i \right)} \frac{\Delta d}{d} \quad (5.5) \dots (\text{壓配面壓})$$

$$F = \mu P d \pi L \quad (5.6) \dots (\text{壓入荷重})$$

$$T = \frac{1}{2} \mu P d^2 \pi L \quad (5.7) \dots (\text{鬆脫扭力})$$

其中，除幾何尺寸 L 、 d_i 、 d 、 d_o 外

E_i 、 E_o ：內外圓桶 Young's Modulus

ν_i 、 ν_o ：內外圓桶 Poisson Ratio

Δd ：干涉量

為了較快求得鬆脫扭矩利用 Excel 函數可將公式運算編寫，其表 5.5 如下所示：

表 5.5 Excel 公式運算表

輸入零件尺寸規格：		
最大壓配量 (dmax)	0.039	mm
最小壓配量 (dmin)	0.005	mm
軸外半徑 (rs2)	36.00	mm
軸內半徑 (rs1)	15.00	mm
孔外半徑 (rh2)	41.00	mm
孔內半徑 (rh1)	36.00	mm
壓配接觸面長度 (wide)	16.80	mm
輸入零件材料規格：		
軸材料楊氏係數 (es)	20000	kgf/mm ²
孔材料楊氏係數 (eh)	11000	kgf/mm ²
軸蒲松氏比 (μ s)	0.3	
孔蒲松氏比 (μ h)	0.28	
摩擦係數 (μ)	0.19	
求得之資料：		
最大結合面壓力 (pmax)	0.691	kgf
最小結合面壓力 (pmin)	0.089	kgf
軸外側切向應力 (sst2)	-0.98	kgf/mm ²
軸外側徑向應力 (ssr2)	-0.69	kgf/mm ²
軸內側切線應力 (sst1)	-1.67	kgf/mm ²
軸內側徑向應力 (ssr1)	0	kgf/mm ²
孔外側切線應力 (sht2)	4.65	kgf/mm ²
孔外側徑向應力 (shr2)	0	kgf/mm ²
孔內側切線應力 (sht1)	-5.34	kgf/mm ²
孔內側徑向應力 (shr1)	-0.69	kgf/mm ²
壓入荷重 (lmax)	498.58	kgf
鬆脫荷重 (lmin)	63.92	kgf
鬆脫扭矩 (tr)	6.90	kgf-m

只要輸入最大壓配量、最小壓配量、軸外半徑、軸內半徑、孔外半徑、孔內半徑以及壓配接觸面長度就可得到所要的鬆脫扭矩，用以計算風力所帶動之扭力，是否足以讓軸承鬆脫，以做為設計初期軸承選用規格根據。

5.4 參數化模型建模與應力分析之流程

參數化模型建模與應力分析流程圖(如圖 5.9 所示)為運用 Autoedesk Inventor 3D Model 建立與組立模式易於參數化，可利用 Excel 表格設定函數與 Autoedesk Inventor 做連結，只要修改 Excel 的函數即可更新 INVENTOR 組立模式。

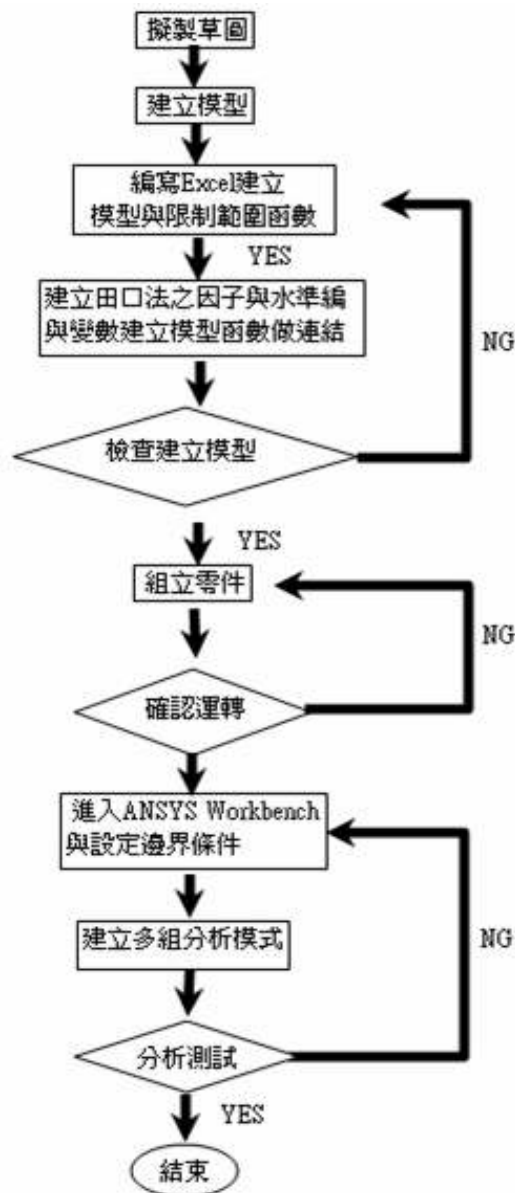


圖 5.9 參數化模型建模與應力分析之流程

再者將 Autoedesk Inventor 組立檔匯入 ANASYS Workbench 且設定好邊界條件，之後可運用田口方法探討其設定所要研究因子做最佳化水準，並以 Excel 做函數連結即可變化，故可以減少修改 Autoedesk Inventor 組立檔時間與人為鍵入數字之風險，其以下是參數式設計系統的操作流程：

擬製草圖→建立模型→編寫 Excel 建立模型與限制範圍函數(說明 1)→建立田口法直交表編寫與變數建立模型函數做連結(說明 2)→檢查建立模型(說明 3)→組立零件→確認運轉(說明 4)→進入 ANSYS Workbench 與設定邊界條件(說明 5)→建立多組分析模式(說明 6)→分析測試(說明 1)。建立編寫 Excel 建立模型與限制範圍函數：

在圖 5.10 所示以 Excel 寫與 3D Model 有關之函數，其中：

紅色框欄：為 3DMODEL 函數值並以圖面為提示來修改參數。

黃色欄位：關鍵尺寸參數值。

紫色欄位：為參考尺寸參數值，即為與關鍵尺寸參數值為關聯性，只要更改關鍵尺寸即反應在此尺寸上，會標示此尺寸是為了使用者了解連帶更改其它尺寸(如圖 5.11 所示)。

粉紅色欄位：關鍵尺寸參數值與關係式做聯結，若符合條件會顯示 OK，反之會顯示 NG，即使強制更新亦會有警訊提示(如圖 5.12 所示)。

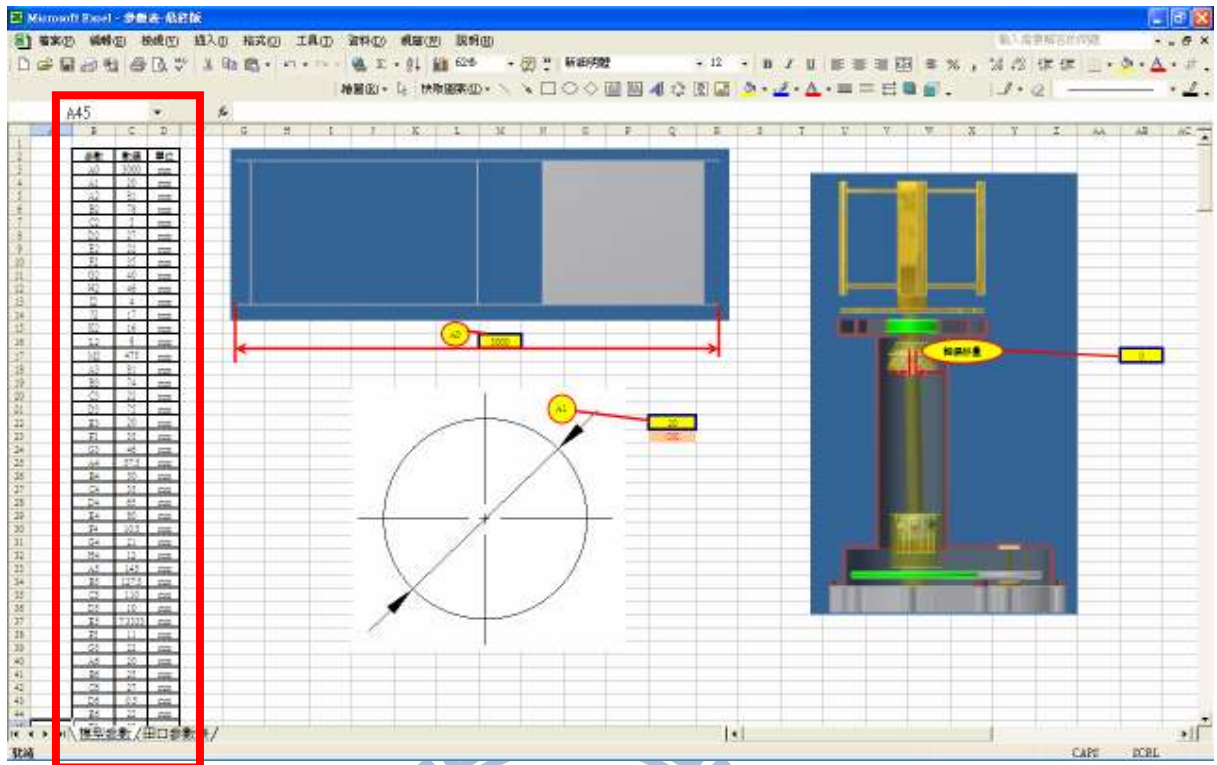


圖 5.10 以 Excel 建立模型與限制範圍函數完整圖

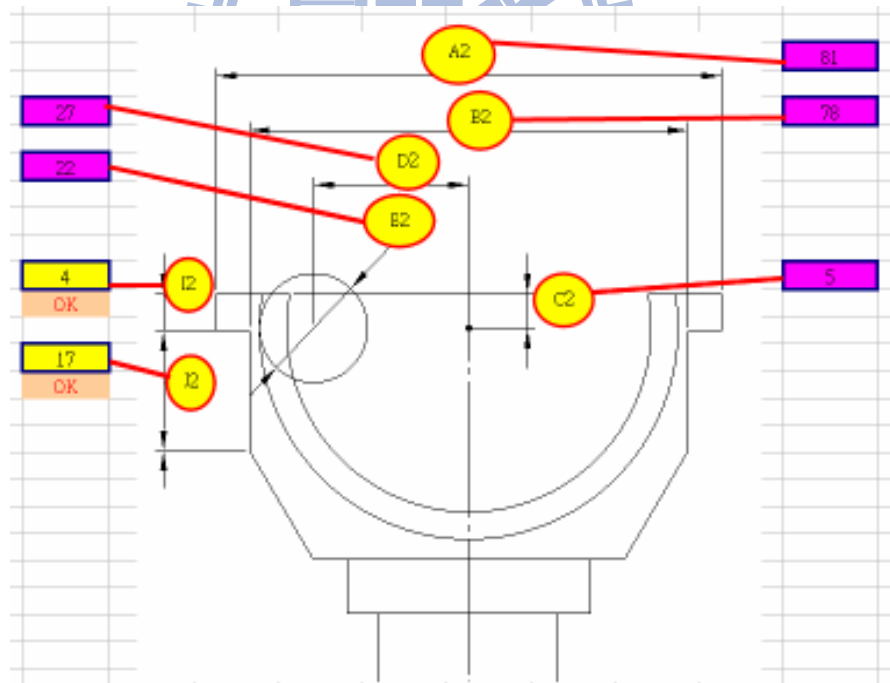


圖 5.11 以 Excel 建立模型與限制範圍函數局部詳圖

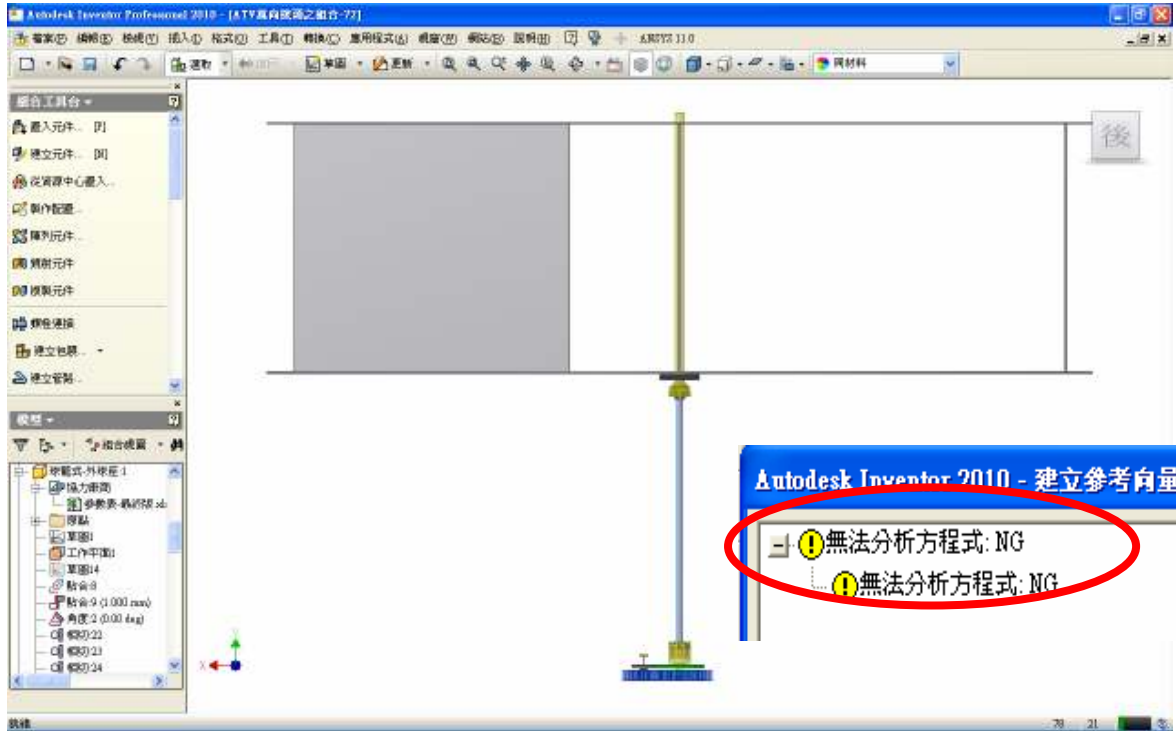


圖 5.12 Inventor 強制更新警訊提示

(說明 2). 建立田口法直交表編寫與變數建立模型函數做連結說明：

如下圖所示在同個檔案建立田方法之參數表，把想要研究之因子與變數寫成表格，下欄為模型轉換欄位再將模型參數工作表作超連結，以後只要複製實驗次數，切記貼上時要用”選擇性貼上→值”如圖 5.13 所示，否則無法變換模型。

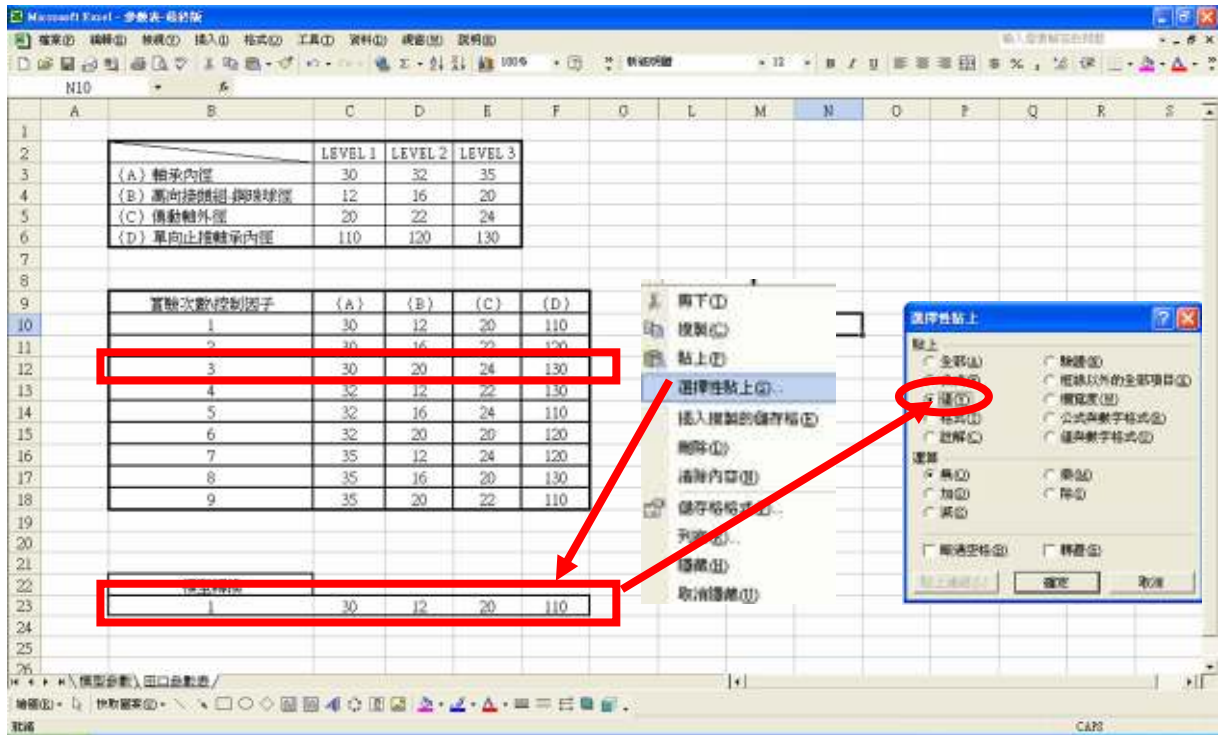


圖 5.13 田口法直交表編寫與變數建立模型函數做連結

(說明 3). 檢查更新建立模型：

再回到組立檔確認是否成功轉變模型，在 AUTOEDSK INVENTOR 選項將”更新”點選(如圖 5.14 所示)，若 NG 的話再回以上步驟檢查。

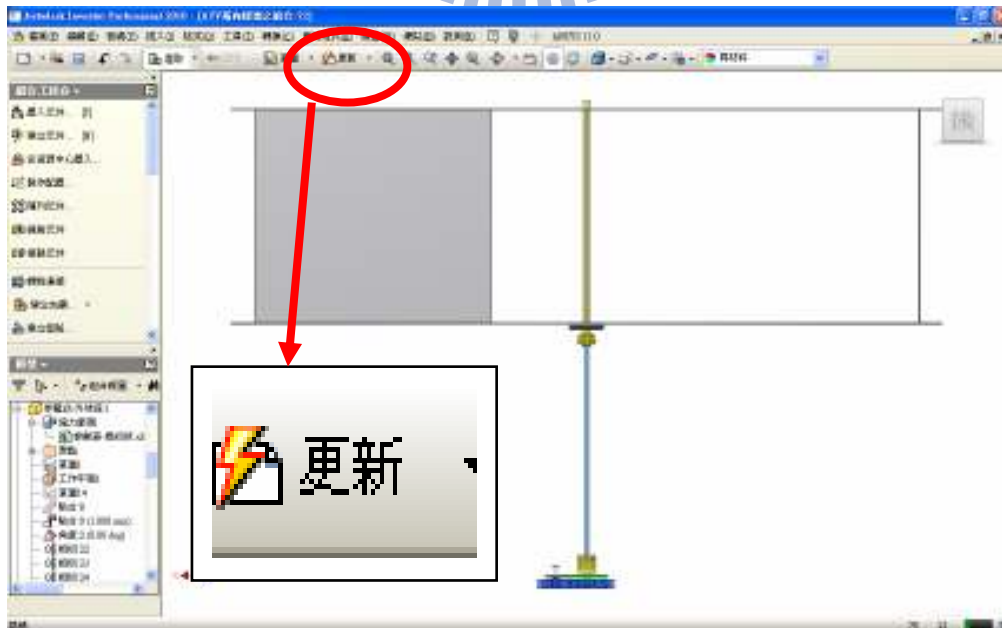


圖 5.14 檢查更新建立模型

(說明 4). 確認運轉

將零件在組立檔組立後，點選”主動約束”項目測試是否會運轉 OK，若不行再回各組立模式是否條件合理如圖 5.15 所示。

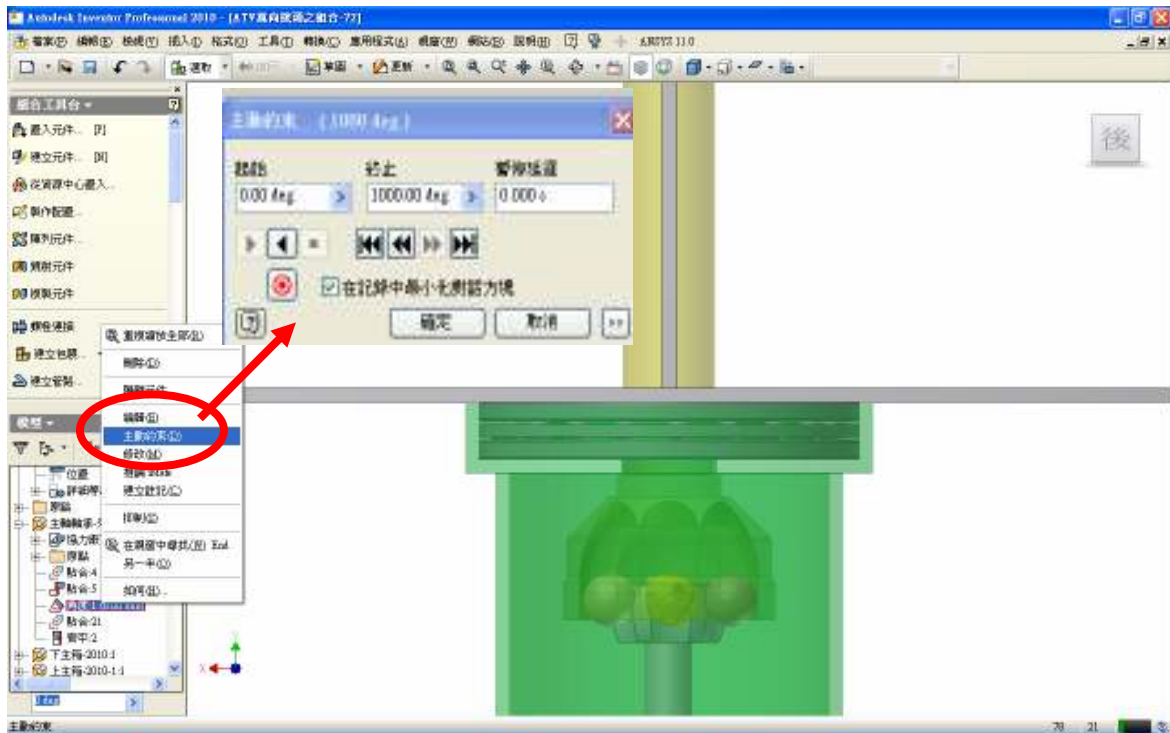


圖 5.15 確認運轉

(說明 5). 進入 ANSYS WORKBENCH 與設定邊界條件

在 AUTODESK INVENTOR 組立檔模式點選右上角之” ANSYS 11.0” ，之後就進入 ANSYS WORKBENCH 模式進行分析如圖 5.16、圖 5.17 所示，可簡化抑制不必要之零件，以利分析運轉時間減少再設定好邊界條件，如外界力條件、接觸條件、固定條件以及要得到的分析結果等。

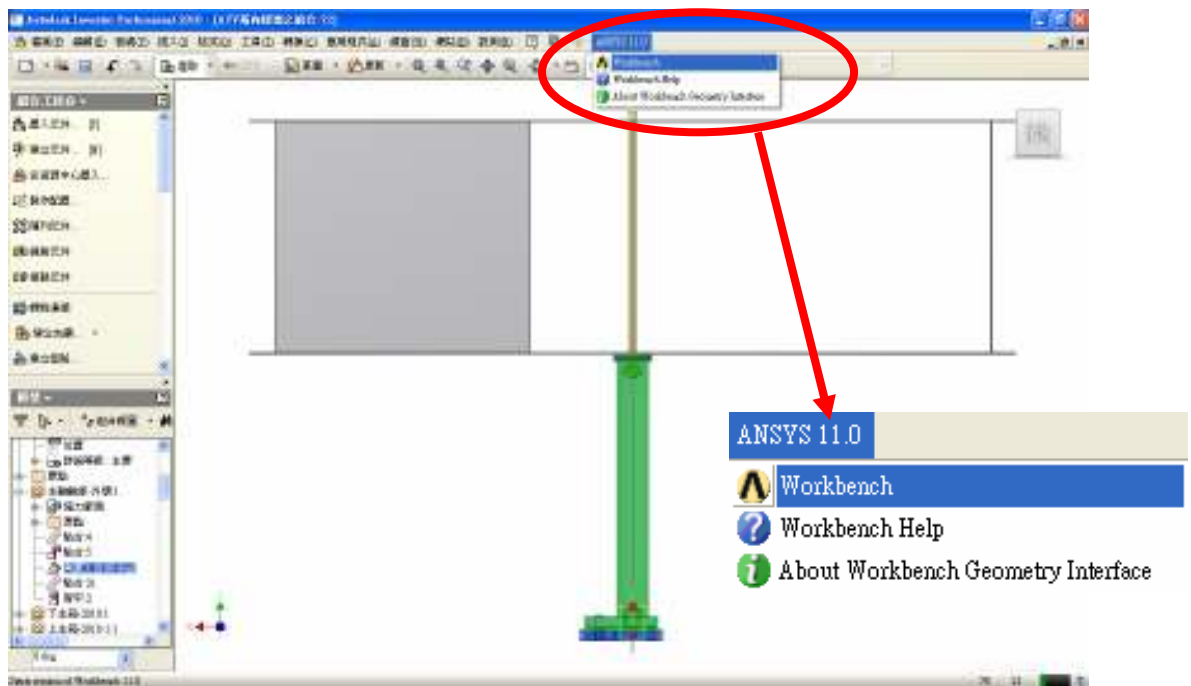


圖 5.16 從 AUTODESK INVENTOR 進入 ANSYS Workbench 之步驟圖

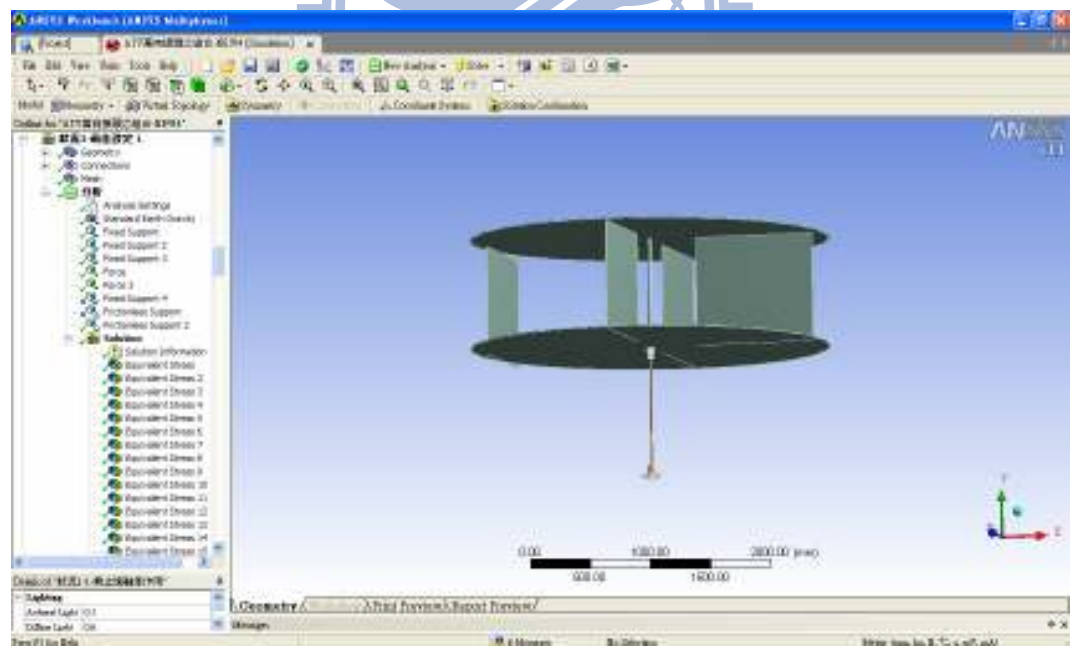


圖 5.17 進入 ANSYS WORKBENCH 模式分析

(說明 6) . 建立多組分析模式

建立好分析模式之後再複製成副本如圖 5.18，建立多組分析模式，之後建立多組 3D MODEL 後到 ANSYS WORKBENCH 之點選 Geometry→ Update : Use Geometry Parameter Values 更新為新副本，更新完畢之後把多餘自動產生的接觸條件刪除，在 Project 按 Solve 即可開始應力分析產生(如圖 5.19 所示)。

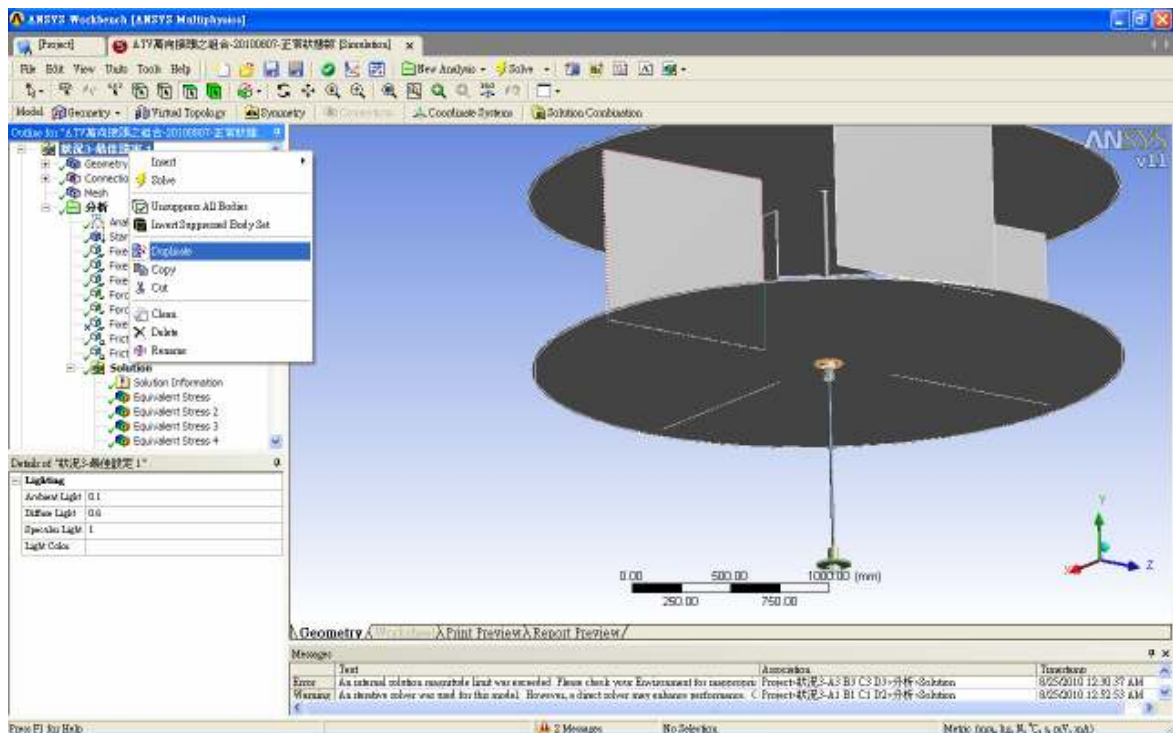


圖 5.18 ANSYS Workbench 建立多組分析模式

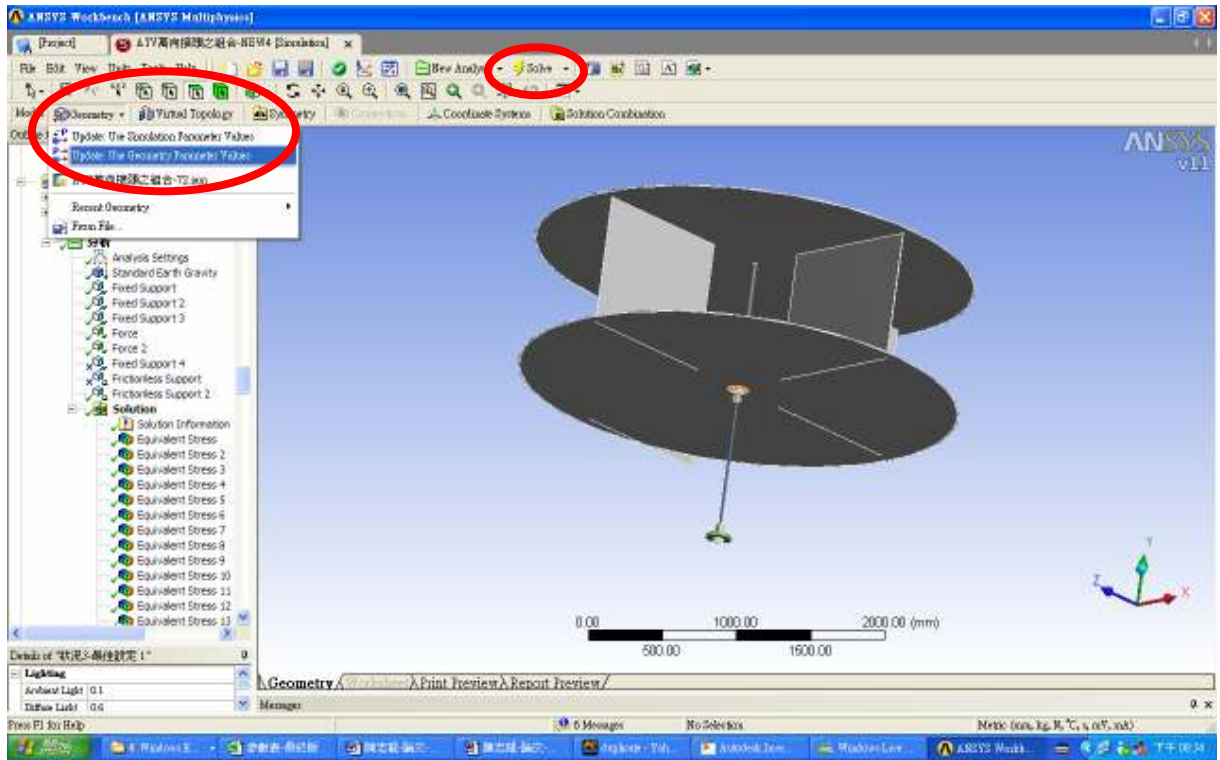


圖 5.19 ANSYS Workbench 應力分析

運用上述方法，不但可以減少建立模型出錯風險與時間，且若分析條件設定好可以一次完成分析，不用一個模型分析好才能分析下一個模型，以有效節省重繪 3D MODEL 時間。

六、模擬結果與分析

本風力發電機模擬之方式以三部份來探討，其中以範例(1)：上主箱與主軸承正常壓配狀態運行模擬；範例(2)：上主箱與主軸承異常壓配狀態運行模擬；範例(3)：單向止推軸承鬆脫模擬。為了簡化零件之名稱如表6.1為各零件名稱與設定名稱以方便所示。為求取風力發電機垂直軸式傳動軸之最佳設計參數，運用田口方法進行數值模擬，在控制因子方面，選用以下幾個條件作為控制因子如下表6.2所示。

表6.1 零件代號對應

零件名稱	設定名稱
葉片組	PART1
單向止推軸承	PART2
球籠式外球座	PART3
內球座	PART4
傳動軸	PART5
上主箱	PART6
發電機組	PART7
下主箱	PART8
單向止推軸承	PART9
球框	PART10
鋼珠	PART11
力士伯外球座	PART12
齒輪	PART13
主軸承-外環	PART14

表6.2 控制因子表

控制因子\水準數	LEVEL 1	LEVEL 2	LEVEL 3
(A) 深溝滾珠軸承內徑	30	32	35
(B) 萬向接頭組-鋼珠球徑	12	16	20
(C) 傳動軸內牙徑	16	18	20
(D) 單向止推軸承內徑	110	120	130

(1) 深溝滾珠軸承內徑：

當外球座軸徑改變時，其應力值亦將有所不同，為了找出較佳設計，依NTN之型錄將軸承內-外徑分別為 $\phi 30-\phi 72$ 、 $\phi 32-\phi 75$ 、 $\phi 35-\phi 80$ 三個類型來探討。

(2) 萬向接頭組-鋼珠球徑：

由於鋼珠球徑改變時，當對球框與內球座產生影響，因此將鋼珠球徑為三個尺寸，分別為 $\phi 12$ 、 $\phi 16$ 、 $\phi 20$ 。

(3) 傳動軸內牙徑：

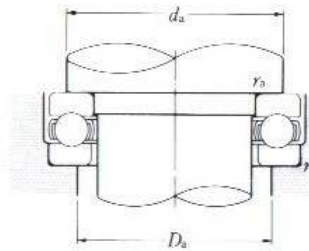
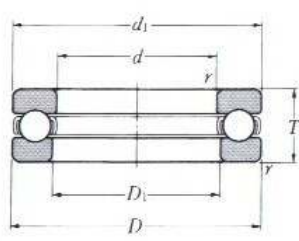
傳動軸所連接球籠式萬向接頭的內球座與力士伯式萬向接頭的內球座，其尺寸分別設定為M16、M18、M20。

(4) 單向止推軸承外徑：

若葉片尺寸愈大時，因葉片本身的關係，所產生之更大力矩易形成葉片的偏擺而影響軸承易變形，所以需要單向止推軸承來負擔此負荷，單向止推軸承的選用參考NTN公司所生產的，如下表6.3所示。其中選用了單向止推軸承內-外徑分別為 $\phi 110-\phi 145\text{mm}$ 、 $\phi 120-\phi 155\text{mm}$ 、 $\phi 130-\phi 170\text{mm}$ 作為支撐葉片之尺寸。

在直交表的選擇上，由於控制因子有四個、水準則有三個，因此選用 $L_9(3^4)$ 之直交表，經過9次應力分析後，其應力最小為最佳參數。

表6.3 單向止推軸承型錄



動等值軸向負荷
 $P_v = F_v$
 靜等值軸向負荷
 $P_{0v} = F_v$

d 80~150 mm

主要尺寸 mm	基本動 額定負荷	基本靜 額定負荷	基本動 額定負荷	基本靜 額定負荷	容許回轉數 rpm	標稱號碼	尺寸		安裝相關尺寸			質量 kg				
							mm	mm	mm	mm	mm					
d	D	T	$r_{\min}^{1)}$	C_a	C_{0a}	C_a	C_{0a}	滑脂 潤滑	油潤滑	$d_{i2 \max}^{2)}$	$D_{i2 \min}^{3)}$	d_a 最小	D_a 最大	r_{as} 最大	(參考)	
80	170	68	2.1	270	620	27 500	63 500	890	1 300	51416	170	83	133	117	2	7.77
85	110	19	1	46.0	150	4 700	15 300	2 100	3 000	51117	110	87	100	95	1	0.444
	125	31	1	95.5	264	9 700	26 900	1 600	2 200	51217	125	88	109	101	1	1.25
	150	49	1.5	201	490	20 500	50 000	1 100	1 600	51317	150	88	124	111	1.5	3.52
	180	72	2.1	288	685	29 400	70 000	840	1 200	*51417	177	88	141	124	2	9.17
90	120	22	1	59.5	190	6 100	19 400	1 900	2 700	51118	120	92	108	102	1	0.687
	135	35	1.1	117	325	11 900	33 000	1 400	2 000	51218	135	93	117	108	1	1.70
	155	50	1.5	198	490	20 200	50 000	1 100	1 600	51318	155	93	129	116	1.5	3.74
	190	77	2.1	305	750	31 500	76 500	790	1 100	*51418	187	93	149	131	2	11.0
100	135	25	1	85.0	268	8 700	27 300	1 700	2 400	51120	135	102	121	114	1	0.987
	150	38	1.1	147	410	14 900	42 000	1 300	1 800	51220	150	103	130	120	1	2.29
	170	55	1.5	237	595	24 100	60 500	990	1 400	51320	170	103	142	128	1.5	4.88
	210	85	3	370	970	37 500	99 000	710	1 000	*51420	205	103	165	145	2.5	14.7
110	145	25	1	87.0	288	8 900	29 400	1 600	2 300	51122	145	112	131	124	1	1.07
	160	36	1.1	153	450	15 000	40 000	1 200	1 800	51222	160	113	140	130	1	2.46
	190	63	2	267	705	27 300	72 000	870	1 200	*51322	187	113	158	142	2	7.67
120	155	25	1	89.0	310	9 100	31 500	1 500	2 200	51124	155	122	141	134	1	1.11
	170	39	1.1	154	470	15 700	48 000	1 200	1 700	51224	170	123	150	140	1	2.71
	210	70	2.1	296	805	30 000	82 500	780	1 100	*51324	205	123	173	157	2	10.8
130	170	30	1	104	350	10 600	36 000	1 300	1 900	51126	170	132	154	146	1	1.73
	190	45	1.5	191	565	19 400	57 500	1 000	1 500	*51226	187	133	166	154	1.5	4.22
	225	75	2.1	330	960	33 500	97 500	720	1 000	*51326	220	134	186	169	2	12.7
140	180	31	1	107	375	10 900	38 500	1 300	1 800	*51128	178	142	164	156	1	1.90
	200	46	1.5	193	595	19 700	60 500	980	1 400	*51228	197	143	176	164	1.5	4.77
	240	80	2.1	350	1 050	35 500	107 000	670	960	*51328	235	144	199	181	2	15.3
150	190	31	1	109	400	11 100	41 000	1 200	1 800	*51130	188	152	174	166	1	2.00
	215	50	1.5	220	685	22 400	70 000	900	1 300	*51230	212	153	189	176	1.5	5.87
	250	80	2.1	360	1 130	37 000	115 000	660	940	*51330	245	154	209	191	2	16.1

註1) 去角尺寸 r 的最小容許尺寸。 2) 內環外徑 d_1 的最大容許尺寸。 3) 外環內徑 D_1 的最小容許尺寸。
 備考 標稱號碼附“*”記號者，表示內環外徑尺寸較外環外徑尺寸小。
 因此，使用本軸承時，軸承殼孔的形狀就無需像圖那樣在內環外徑處設定逃隙空間，可加工成圓柱狀。

在設計上成本的考量非常重要，在成本設定方面推算如表6.4所示為控制之因子中每個零件之LEVEL成本差異，比如以深溝滾珠軸承內徑來說，LEVEL 2比LEVEL 1的成本高於20塊，LEVEL 3比LEVEL 1的成本高於50塊..等，以此類推，若分析出之應力值差異不大，但價錢有明顯之差異，可以選用為剛性與成本都考量之最佳組合。

表6.4 成本差異表

探制因子\水準數	LEVEL 1	LEVEL 2	LEVEL 3
(A) 深溝滾珠軸承內徑	0	20	30
(B) 萬向接頭組-鋼珠球徑	0	40	70
(C) 傳動軸內牙徑	0	10	20
(D) 單向止推軸承內徑	0	50	80

6.1 單向止推軸承鬆脫模擬設定

在分析模擬時首先確認是探討單向止推軸承在正常運轉時，是否會因為單向止推軸承外環頂面與葉片組接觸所產生之扭力是否會大到鬆脫而造成上主軸箱擴孔產生異位，其鬆脫扭力值可以參考第五章所介紹之公式，算出扭力值。

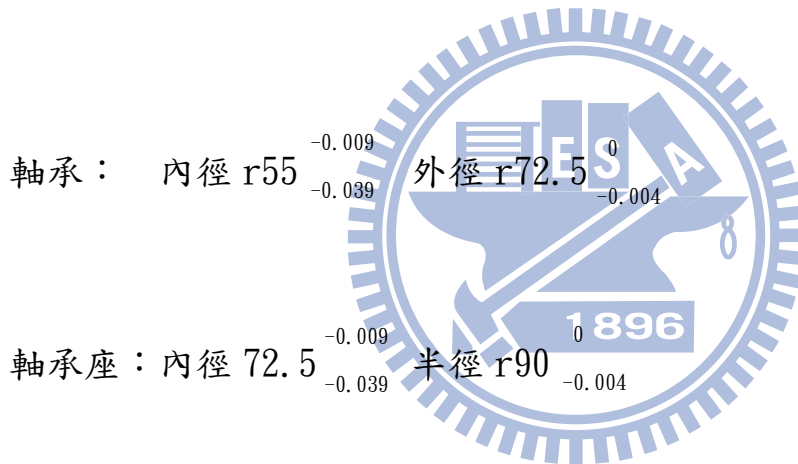
參考 NTN 公司軸承選用型錄徑向軸承與軸承箱之配合，如表 6.5 所示，其中風力發電機屬於低轉速，選用”普通以及重負荷”（紅色框框所示）孔 N7 作為孔的公差帶，另外軸的部份選用 NTN 公司軸承選用型錄外環公差，外環為 80~150 mm 之平均外徑之 2 級尺寸差 0~-0.005 mm。

表 6.5 軸承壓配表

條件		孔的種類與特徵	備考※	適用例（參考）	
單 體 軸 承	外環 回 轉	重負荷作用於 薄壁軸承箱以 以及擊負荷	P7	外環不能移動	裝配了滾子軸承 的車輪箱連結棒 的大端軸承部
	負 荷	普通以及重負荷	N7		裝配滾珠軸承的軸承箱
		輕以及變動負荷	M7		滑車、索道、 輸送滾子拉緊帶輪
	方 向 不 定	重衝擊負荷	K7	外環原則上不能移動	牽引馬達
		重及普通負荷， 外環不必做軸 方向移動時。			電動機、幫浦、 曲柄軸的主軸承
單 體 或 對 合 軸 承 箱	負 荷	普通及輕負荷， 外環軸方向略 移動為宜	J7	外環原則上可以移動	同上
	內 環	重擊負荷；暫時地成 為無負荷狀態。	H7		外環容易移動
	回 轉	任何種類的負荷		一般軸承裝置， 鐵路車輛的軸承箱。	
	負 荷	通過軸有熱傳導時	G7		乾燥氣缸

單向止推軸承內-外徑選用了三種規格為 $\phi 110$ - $\phi 145$ mm、 $\phi 120$ - $\phi 155$ mm、 $\phi 130$ - $\phi 170$ mm作為支撐葉片之尺寸，其中軸的材料楊氏係數： 20000 kgf/mm^2 ，孔的材料楊氏係數： 11000 kgf/mm^2 ，軸的蒲松氏比： 0.3 ，孔的蒲松氏比： 0.28 ，摩擦係數： 0.19 ，以下則為計算軸承之鬆脫扭矩：

(1). $\phi 110$ - $\phi 145$ mm算出軸孔配合之最大與最小壓配量



最大壓配量：最小孔內徑 72.461 mm -最大軸外徑 $72.5=-0.039$

最小壓配量：最大孔內徑 72.491 mm -最小軸外徑 $72.496=-0.005$

壓配接觸面長度： 5.5 mm

以上數據依序代入計算表如下表 6.6 得到鬆脫扭矩為 1.91 kgf-m 換算等於 19100 N-mm

表 6.6 內徑 $\phi 110$ -外徑 $\phi 145$ 單向止推軸承荷重與扭力計算表

輸入零件尺寸規格：		
最大壓配量	(dmax)	0.039 mm
最小壓配量	(dmin)	0.005 mm
軸外半徑	(rs2)	72.50 mm
軸內半徑	(rs1)	55.00 mm
孔外半徑	(rh2)	90.00 mm
孔內半徑	(rh1)	72.50 mm
壓配接觸面長度	(wide)	5.50 mm
輸入零件材料規格：		
軸材料楊氏係數	(es)	20000 kgf/mm ²
孔材料楊氏係數	(eh)	11000 kgf/mm ²
軸浦松氏比	(μ s)	0.3
孔浦松氏比	(μ h)	0.28
摩擦係數	(μ)	0.19
求得之資料：		
最大結合面壓力	(pmax)	0.432 kgf
最小結合面壓力	(pmin)	0.055 kgf
軸外側切向應力	(sst2)	-1.60 kgf/mm ²
軸外側徑向應力	(ssr2)	-0.43 kgf/mm ²
軸內側切線應力	(sst1)	-2.03 kgf/mm ²
軸內側徑向應力	(ssr1)	0 kgf/mm ²
孔外側切線應力	(sht2)	1.60 kgf/mm ²
孔外側徑向應力	(shr2)	0 kgf/mm ²
孔內側切線應力	(sht1)	-2.03 kgf/mm ²
孔內側徑向應力	(shr1)	-0.43 kgf/mm ²
壓入荷重	(lmax)	205.51 kgf
鬆脫荷重	(lmin)	26.25 kgf
鬆脫扭矩	(tr)	1.91 kgf-m

(2). $\phi 120$ - $\phi 155$ mm 算出軸孔配合之最大與最小壓配量

軸承： 內徑 $r60_{-0.039}^{-0.009}$ 外徑 $r77.5_{-0.004}^0$

軸承座：內徑 $r77.5_{-0.039}^{-0.009}$ 外徑 $r90_{-0.004}^0$

最大壓配量：最小孔內徑 77.461 mm-最大軸外徑 77.5=-0.039

最小壓配量：最大孔內徑 77.491 mm-最小軸外徑 77.496=-0.005

壓配接觸面長度：11 mm

以上數據依序代入計算表 6.7 如下表得到鬆脫扭矩為 1.64kgf-m 換算等於 16400N-mm

表 6.7 $\phi 120-\phi 155$ 單向止推軸承荷重與扭力計算表

輸入零件尺寸規格：		
最大壓配量	(dmax)	0.039 mm
最小壓配量	(dmin)	0.005 mm
軸外半徑	(rs2)	75.50 mm
軸內半徑	(rs1)	60.00 mm
孔外半徑	(rh2)	90.00 mm
孔內半徑	(rh1)	75.50 mm
壓配接觸面長度	(wide)	5.50 mm
輸入零件材料規格：		
軸材料楊氏係數	(es)	20000 kgf/mm ²
孔材料楊氏係數	(eh)	11000 kgf/mm ²
軸浦松氏比	(μ s)	0.3
孔浦松氏比	(μ h)	0.28
摩擦係數	(μ)	0.19
求得之資料：		
最大結合面壓力	(pmax)	0.342 kgf
最小結合面壓力	(pmin)	0.044 kgf
軸外側切向應力	(sst2)	-1.52 kgf/mm ²
軸外側徑向應力	(ssr2)	-0.34 kgf/mm ²
軸內側切線應力	(sst1)	-1.86 kgf/mm ²
軸內側徑向應力	(ssr1)	0 kgf/mm ²
孔外側切線應力	(sht2)	1.63 kgf/mm ²
孔外側徑向應力	(shr2)	0 kgf/mm ²
孔內側切線應力	(sht1)	-1.97 kgf/mm ²
孔內側徑向應力	(shr1)	-0.34 kgf/mm ²
壓入荷重	(lmax)	169.66 kgf
鬆脫荷重	(lmin)	21.75 kgf
鬆脫扭矩	(tr)	1.64 kgf-m

(3). $\phi 130-\phi 170$ 算出軸孔配合之最大與最小壓配量

軸承： 內徑 r65 $\begin{matrix} -0.009 \\ -0.039 \end{matrix}$ 外徑 r85 $\begin{matrix} 0 \\ -0.004 \end{matrix}$

軸承座：內徑 r85 $\begin{matrix} -0.009 \\ -0.039 \end{matrix}$ 外徑 r90 $\begin{matrix} 0 \\ -0.004 \end{matrix}$

最大壓配量：最小孔內徑 77.461 mm-最大軸外徑 77.5=-0.039

最小壓配量：最大孔內徑 77.491 mm-最小軸外徑 77.496=-0.005

壓配接觸面長度：11 mm

以上數據依序代入計算表如下表 6.8 得到鬆脫扭矩為 0.78kgf-m 換算等於 7800N-mm

表 6.8 $\phi 130-\phi 170$ 單向止推軸承荷重與扭力計算表

輸入零件尺寸規格：		
最大壓配量	(dmax)	0.039 mm
最小壓配量	(dmin)	0.005 mm
軸外半徑	(rs2)	85.00 mm
軸內半徑	(rs1)	65.00 mm
孔外半徑	(rh2)	90.00 mm
孔內半徑	(rh1)	85.00 mm
壓配接觸面長度	(wide)	5.50 mm
輸入零件材料規格：		
軸材料楊氏係數	(es)	20000 kgf/mm ²
孔材料楊氏係數	(eh)	11000 kgf/mm ²
軸浦松氏比	(μ s)	0.3
孔浦松氏比	(μ h)	0.28
摩擦係數	(μ)	0.19
求得之資料：		
最大結合面壓力	(pmax)	0.128 kgf
最小結合面壓力	(pmin)	0.016 kgf
軸外側切向應力	(sst2)	-0.49 kgf/mm ²
軸外側徑向應力	(ssr2)	-0.13 kgf/mm ²
軸內側切線應力	(sst1)	-0.62 kgf/mm ²
軸內側徑向應力	(ssr1)	0 kgf/mm ²
孔外側切線應力	(sht2)	2.11 kgf/mm ²
孔外側徑向應力	(shr2)	0 kgf/mm ²
孔內側切線應力	(sht1)	-2.24 kgf/mm ²
孔內側徑向應力	(shr1)	-0.13 kgf/mm ²
壓入荷重	(lmax)	71.39 kgf
鬆脫荷重	(lmin)	0.15 kgf
鬆脫扭矩	(tr)	0.78 kgf-m

6.2 單向止推軸承鬆脫運行模擬結果分析

本分析是以 Autodesk Inventor 之 excel 內附參數表，改變單向止推軸承尺寸後，再進入 ANSYS WORKBENCH 模式分析扭力值， $\phi 110-\phi 145$ mm 分析後其在單向止推軸承之扭力值為 533.6N-mm（如圖 6.1），遠小於所計算之 19100N-mm，所以不會有鬆脫現象產生，同樣的 $\phi 120-\phi 155$ 、 $\phi 130-\phi 170$ 分析得出之扭力為 523.6N-mm、506.6N-mm 遠小於計算之 16400N-mm（如圖 6.2）、7800N-mm（如圖 6.3），所以選用之單向止推軸承不會因風力之扭力造成鬆脫現象。

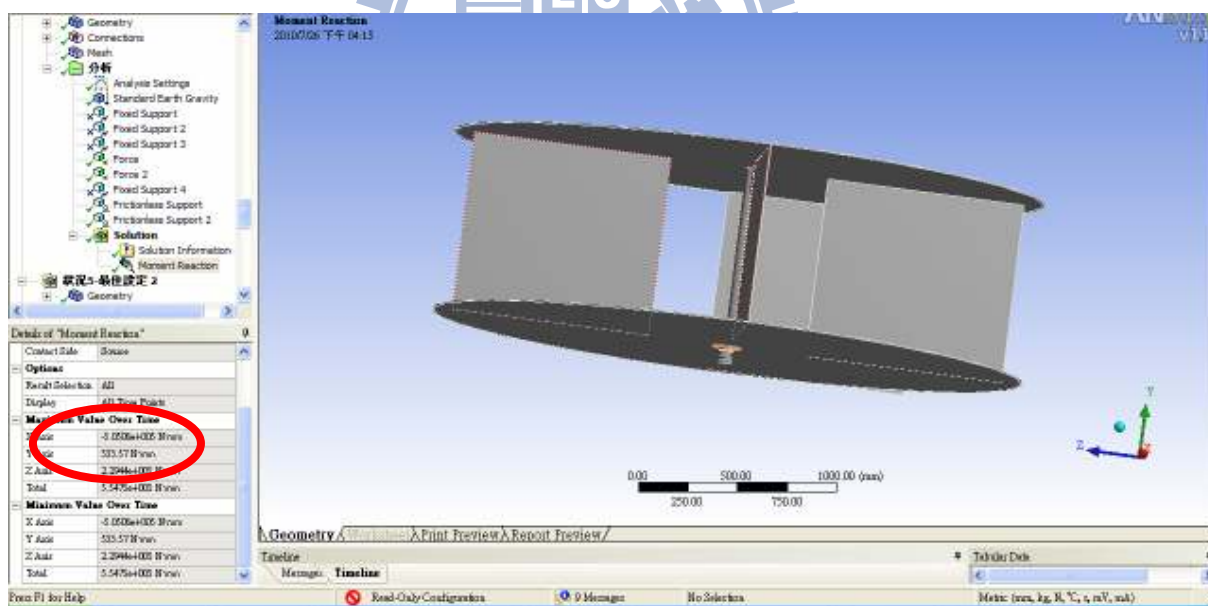


圖 6.1 $\phi 110-\phi 145$ 扭力數據圖

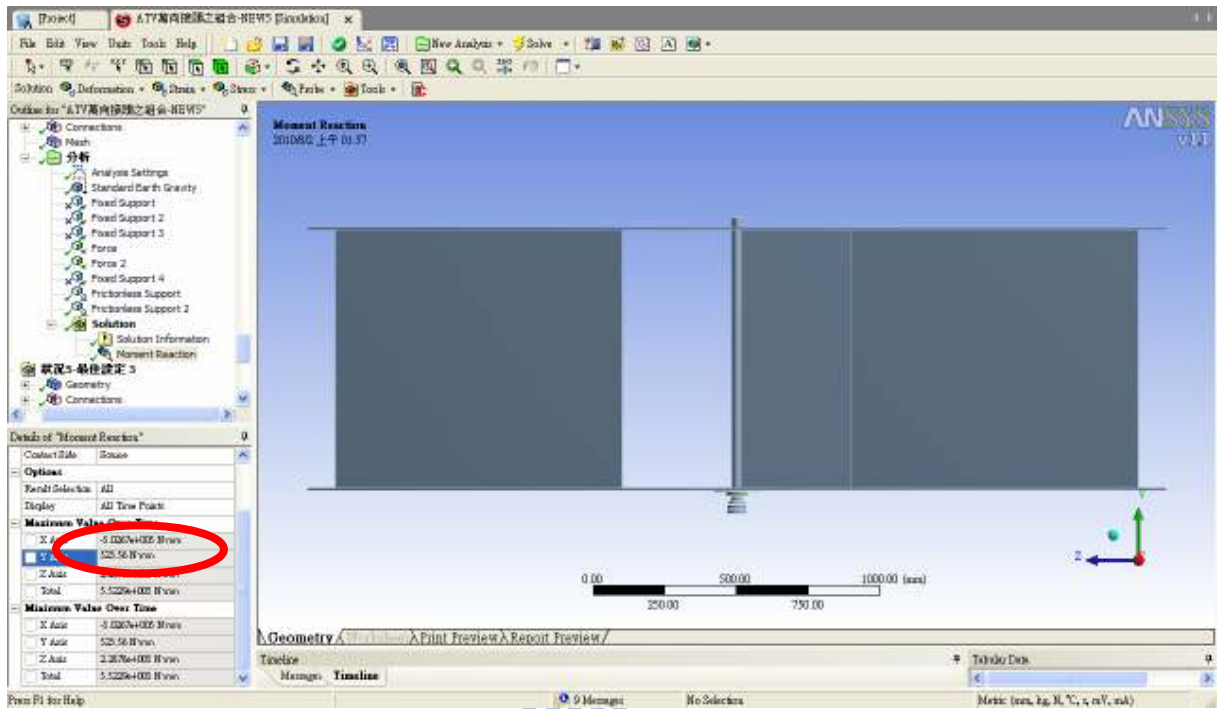


圖 6.2 $\phi 120$ - $\phi 155$ 扭力數據圖

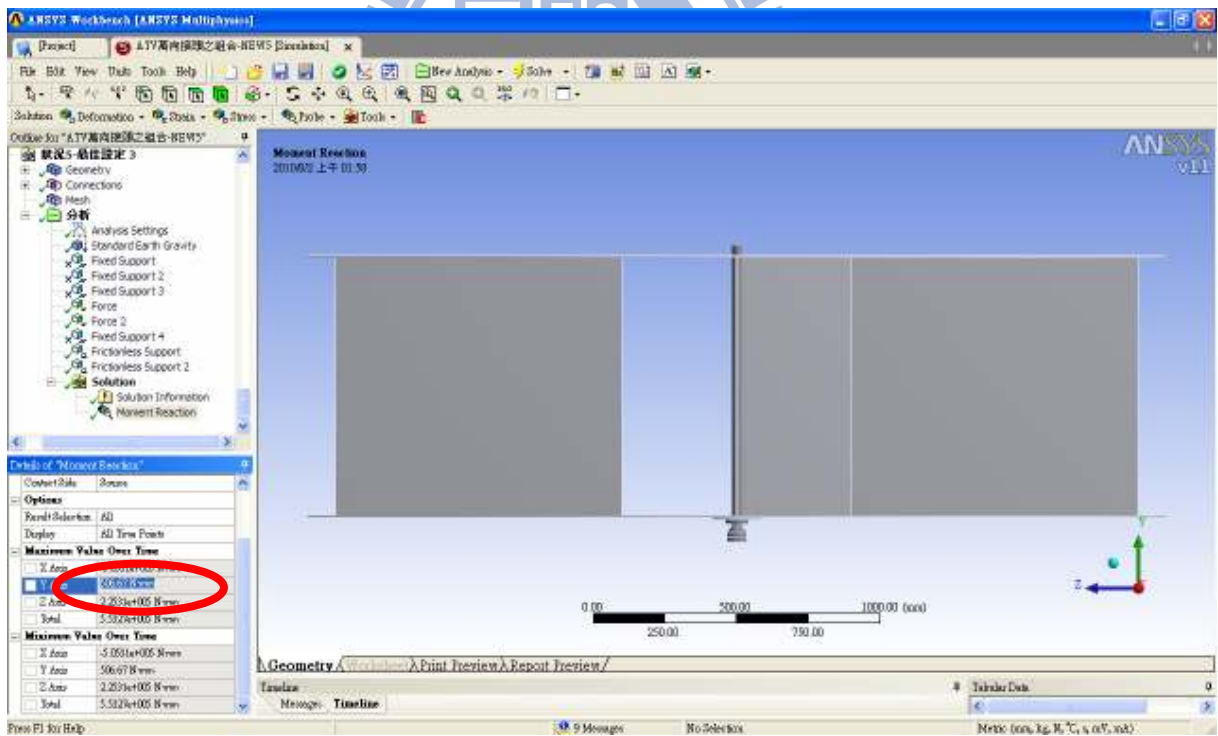


圖 6.3 $\phi 130$ - $\phi 170$ 扭力數據圖

6.3 上主箱與主軸承正常壓配狀態運行模擬設定

風力的來源設定採用”垂直軸活動葉片風力渦輪機之最佳化設計”，如圖 5.6 所示選定當風速到達 10m/s 時，2 號葉片受力為 160N，4 號葉片受力為 35N，當風機之主軸承為正常運行模擬即徑向無滑動現象，此探討當正常狀態下是各關鍵零組件承受應力狀況，在接觸模擬分析中，為了方便分析簡單化，如上主箱、下主箱、發電機組予以抑制，其接觸條件以表格呈現，其如下表 6.9 所示為此 ANSYS 連結形式接觸情況。

表 6.9 風力發電機正常運行各零件接觸情況表

編號	ANSYS 連結形式	零件 1	零件 2
Joint 1	Fixed Support	PART14	PART6
Joint 2	Fixed Support	PART14	PART6
Connections 1	Bonded	PART3	PART1
Connections 2	Bonded	PART3	PART14
Connections 3	Bonded	PART12	PART8
Connections 4	Bonded	PART12	PART14
Connections 5	No Separation	PART1	PART2
Connections 6	No Separation	PART11	PART3
Connections 7	No Separation	PART11	PART4
Connections 8	No Separation	PART11	PART10
Connections 9	No Separation	PART4	PART10
Connections 10	No Separation	PART4	PART5
Connections 11	No Separation	PART10	PART4
Connections 12	No Separation	PART11	PART12

整體風力發電機之應力分析如圖 6.4 所示，其中上主箱主軸承內環（如圖 6.5）、單向止推軸承（如圖 6.6）、球籠式外球座軸部（如圖 6.7）應力較大來做討論。

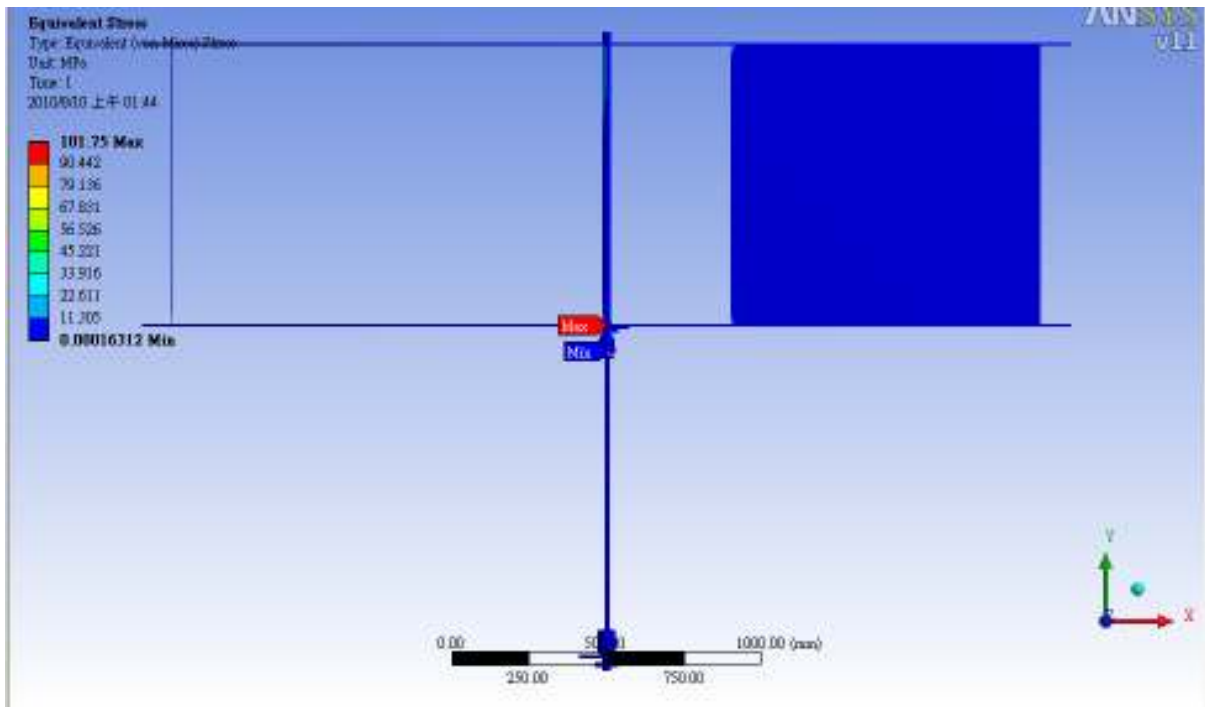


圖 6.4 風機整體正常運行應力分析圖

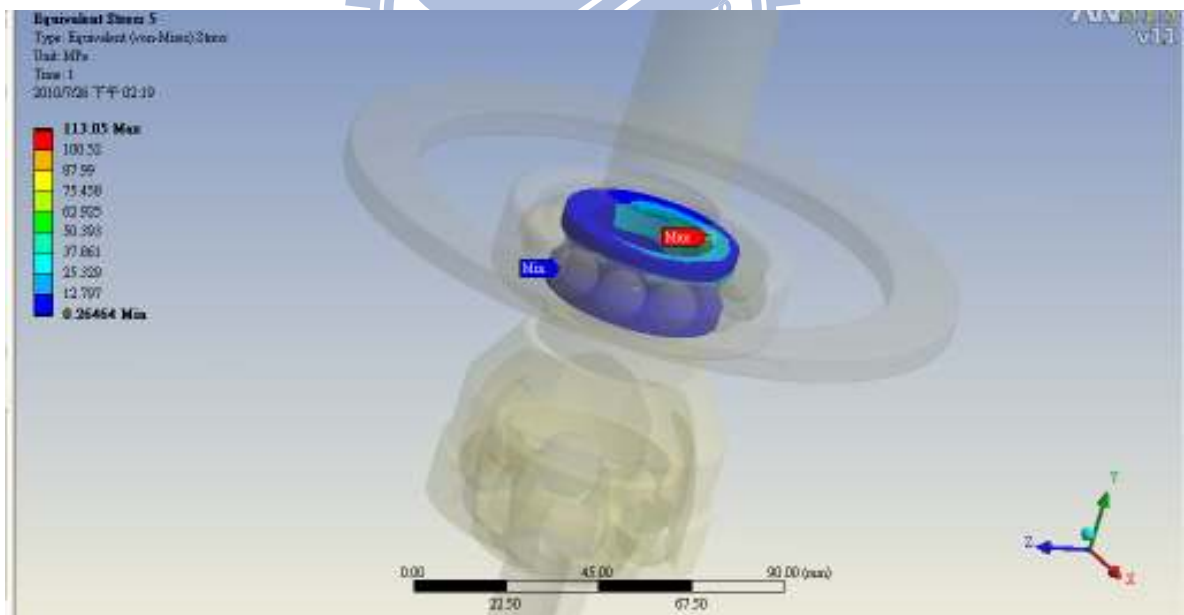


圖 6.5 上主箱主軸承內環正常運行應力分析圖

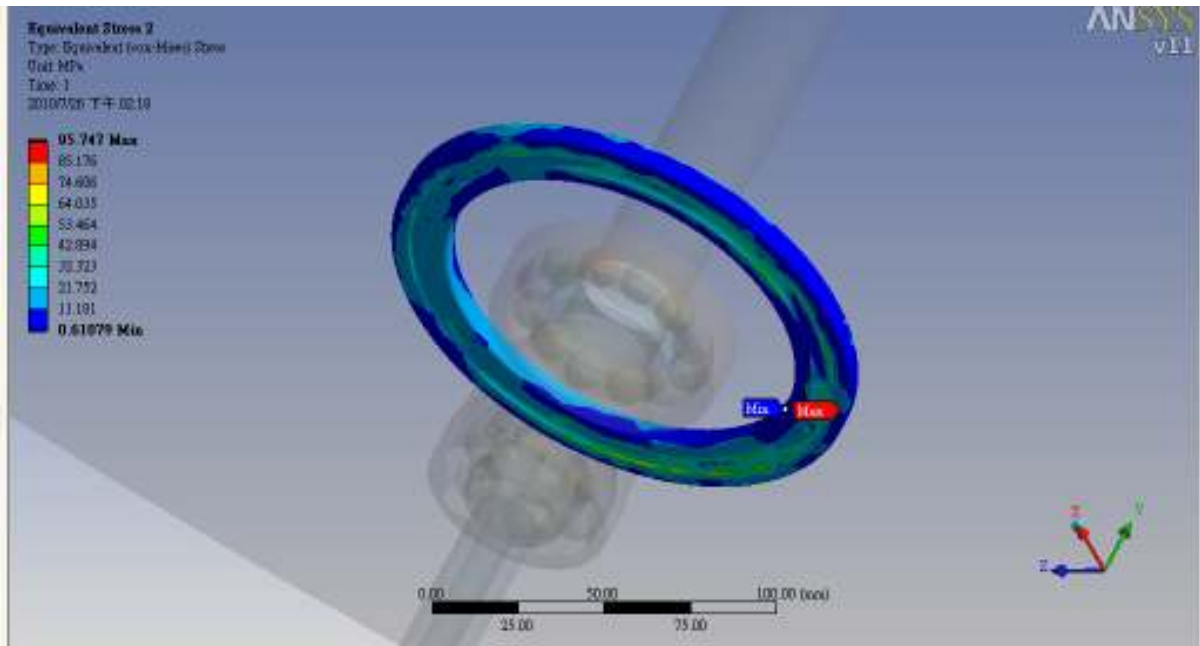


圖 6.6 單向止推軸承正常運行應力分析圖

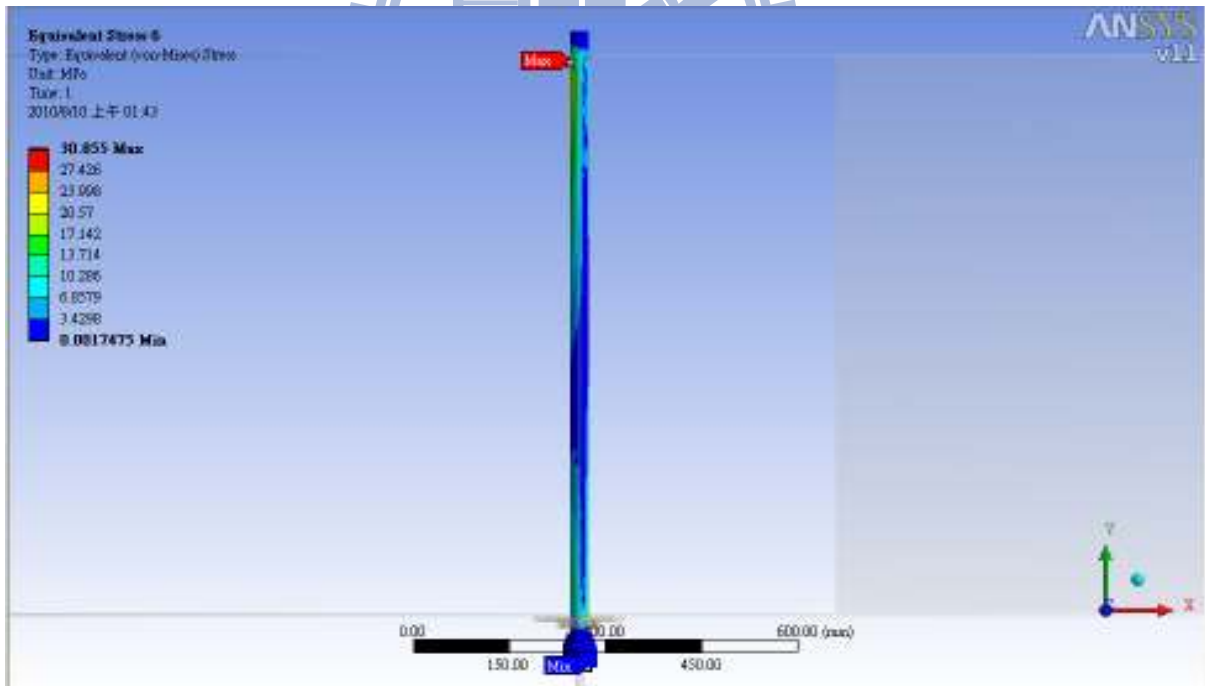


圖 6.7 球籠式外球座正常運行應力分析圖

6.4 上主箱與主軸承正常壓配狀態運行模擬分析

在直交表的選擇上，由於控制因子有四個、水準則有三個，因此選用 $L9(3^4)$ 之直交表，經過9次分析模擬後可以得到各零件之應力，應力較大值為主軸承內環、單向止推軸承、外球座軸部因子反應表與直交表。

上主箱主軸承內環在S/N 比計算上(如表6.10)與計算之後得因子反應表(如表6.11)選用望小特性應力值愈小愈好，其以A3 B3 C3 D3 的條件下為最佳之S/N 比(如表6.11與圖6.8)。

表 6.10 上主箱主軸承內環 $L9(3^4)$ 直交表

實驗次數\控制因子	(A)	(B)	(C)	(D)	上主箱主軸承內環應力值 Mpa	S/N
1	30	12	16	110	101.75	40.15
2	30	16	18	120	91.37	39.22
3	30	20	20	130	44.6	32.99
4	32	12	18	130	86.4	38.73
5	32	16	20	110	88.5	38.94
6	32	20	16	120	77.8	37.82
7	35	12	20	120	53.9	34.63
8	35	16	16	130	39.9	32.02
9	35	20	18	110	39.5	31.93

表 6.11 上主箱主軸承內環因子反應表

水準數\控制因子	(A)	(B)	(C)	(D)
LEVEL 1	37.45	37.84	36.66	37.01
LEVEL 2	38.50	36.72	36.63	37.22
LEVEL 3	32.86	34.25	35.52	34.58

S/N ratio

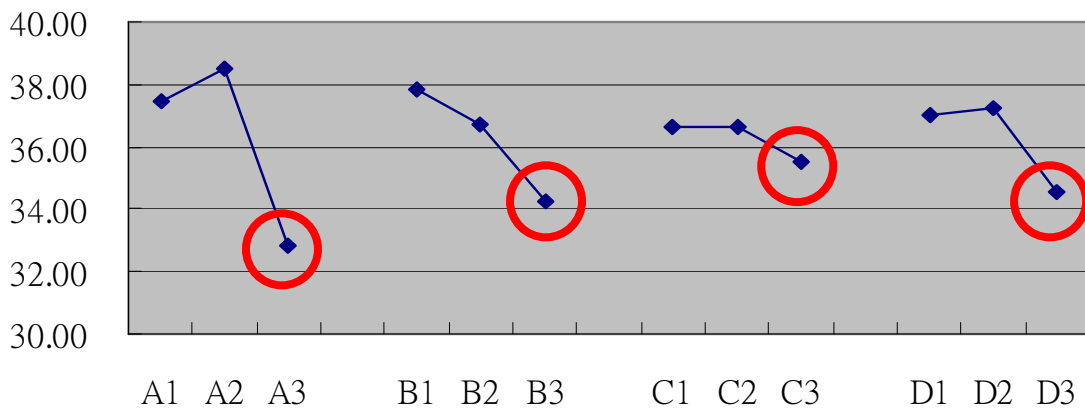


圖6.8上主箱主軸承內環因子反應圖

單向止推軸承在S/N 比計算上(如表6.12)與計算之後得因子反應表

(如表6.13) 選用望小特性應力值愈小愈好，其以A1 B1 C3 D2的條件下為最佳之S/N 比(如表6.13與圖6.9)。

表 6.12 單向止推軸承 L9(3⁴) 直交表

實驗次數\控制因子	(A)	(B)	(C)	(D)	單向止推軸承應力值 Mpa	S/N
1	30	12	16	110	99.7	39.97
2	30	16	18	120	96.2	39.66
3	30	20	20	130	101.3	40.11
4	32	12	18	130	118.6	41.48
5	32	16	20	110	106.5	40.55
6	32	20	16	120	103.2	40.27
7	35	12	20	120	105.1	40.43
8	35	16	16	130	135.5	42.64
9	35	20	18	110	130.1	42.29

表 6.13 單向止推承因子反應表

水準數\控制因子	(A)	(B)	(C)	(D)
LEVEL 1	39.92	40.63	40.96	40.94
LEVEL 2	40.77	40.95	41.14	40.12
LEVEL 3	41.79	40.89	40.36	41.41

S/N ratio

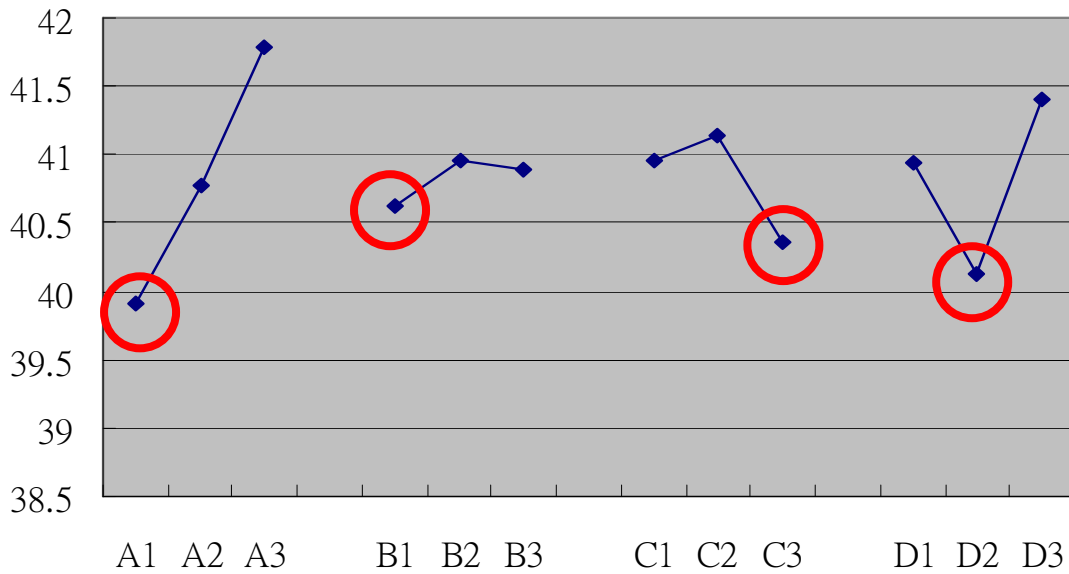


圖6.9單向止推軸承因子反應圖

球籠式外球座在S/N 比計算上(表6.14)與計算之後得因子反應表

(表6.15)選用望小特性應力值愈小愈好，其以A3 B3 C1 D3的條件下為

最佳之S/N 比(表6.15與圖6.10)。

表 6.14 球籠式外球座應力值 L9(3⁴)直交表

實驗次數\控制因子	(A)	(B)	(C)	(D)	球籠式外球座應力值 Mpa	S/N
1	30	12	16	110	30.8	29.77
2	30	16	18	120	28.5	29.10
3	30	20	20	130	25.6	28.16
4	32	12	18	130	25.2	28.03
5	32	16	20	110	29	29.25
6	32	20	16	120	24.8	27.89
7	35	12	20	120	24.8	27.89
8	35	16	16	130	22.4	27.00
9	35	20	18	110	24.8	27.89

表 6.15 球籠式外球座因子反應表

水準數\控制因子	(A)	(B)	(C)	(D)
LEVEL 1	29.01	28.56	28.22	28.97
LEVEL 2	28.39	28.45	28.34	28.29
LEVEL 3	27.59	27.98	28.43	27.73

S/N ratio

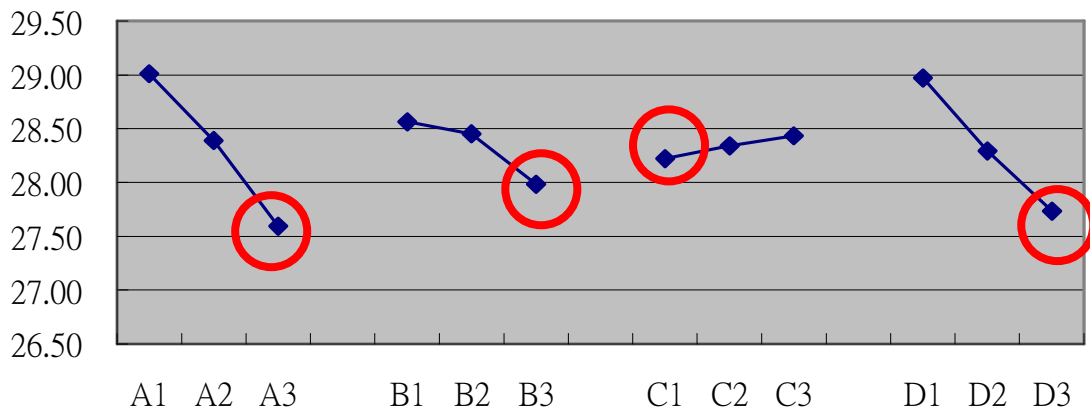


圖6.10球籠式外球座因子反應圖

結論：

由表 6.16 整理出主要應力較大之零件所得之最佳因子總計次數表，次數最多者為最佳參數，所以 A3 B3 C3 D3 為佳，其次為 A1 B1 C1 D2 之組合，在表 6.17 兩組參數做應力與成本比較，雖然 A3 B3 C3 D3 在上主箱主軸承內環應力值中可以降許多，A1 B1 C1 D2 在上主箱主軸承內環應力值約為 68.5Mpa 左右，仍在合理安全應力值（若安全係數為 4，安全應力為 62.5Mpa）。若以成本面來考量 A1 B1 C1 D2 比 A3 B3 C3 D3 約可以降低 150 元左右，所以建議選用 A1 B1 C1 D2 在應力值與成本都可以兼顧。

表 6.16 因子總計次數表

零件 名稱 \ 因子	A1	A2	A3	B1	B2	B3	C1	C2	C3	D1	D2	D3
上主箱主軸承內環	0	0	1	0	0	1	0	0	1	0	0	1
單向止推軸承	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0
球籠式外球座	0	0	1	0	0	1	1	0	0	0	0	1
合計	1	0	2	1	0	2	1	0	2	0	1	2

表 6.17 應力與成本比較表

X : A3 B3 C3 D3 Y : A1 B1 C1 D2

項目 \ 組合	X	Y
上主箱主軸承內環應力(Mpa)	38	68.5
單向止推軸承應力(Mpa)	95	95.7
球籠式外球座應力(Mpa)	24	30.6
成本(元)	200	50

6.5 上主箱與主軸承異常壓配狀態運行模擬設定

假設當風機之主軸承若裝配製造公差錯誤造成徑向無固定，此為運動模式為滑動運行模擬即徑向無固定現象，此探討當異常狀態是各關鍵零組件承受應力狀態，其設定條件如表所示：

接觸模擬分析中，為了方便分析簡單化如上主箱、下主箱、發電機組予以抑制，其接觸條件以表 6.18 所示，其如下表示為此接觸情況，與正常運行相異處為上主箱主軸承 (PART14) 原固定支撐(ANSYS 連結形式為 Fix Support)改為只有與上主箱 (PART6) 接觸之摩擦支撐(ANSYS 連結形式為 Frictionless Support)再往下延伸討論關鍵零件組之應力值。

表 6.18 風力發電機正常運行各零件接觸情況表

編號	ANSYS 連結形式	零件 1	零件 2
Joint 1	Frictionless Support	PART14	PART6
Joint 2	Frictionless Support	PART14	PART6
Connections 1	Bonded	PART3	PART1
Connections 2	Bonded	PART3	PART14
Connections 3	Bonded	PART12	PART8
Connections 4	Bonded	PART12	PART14
Connections 5	No Separation	PART1	PART2
Connections 6	No Separation	PART11	PART3
Connections 7	No Separation	PART11	PART4
Connections 8	No Separation	PART11	PART10
Connections 9	No Separation	PART4	PART10
Connections 10	No Separation	PART4	PART5
Connections 11	No Separation	PART10	PART4
Connections 12	No Separation	PART11	PART12

整體風力發電機之應力分析如圖 6.11 所示，其各零件之應力值比主軸承滑動狀態較大，則各零件材質都為 Structural Steel，降伏應力值為 250MPa，若採取安全係數 4 倍之安全應力為 62.5MPa，超過此值應力零件有：

- (1). 單向止推軸承應力值約 90MPa 左右 (圖 6.12 所示)
- (2). 上主箱主軸承內環應力值約 280MPa 左右 (圖 6.13 所示)
- (3). 球籠式外球座應力值約 100MPa 左右 (圖 6.14 所示)
- (4). 球籠式內球座應力值約 110Mpa 左右 (圖 6.15 所示)
- (5). 傳動桿應力值約 110Mpa 左右 (圖 6.16 所示)
- (6). 力仕伯內球座應力值約 120Mpa 左右 (圖 6.17 所示)

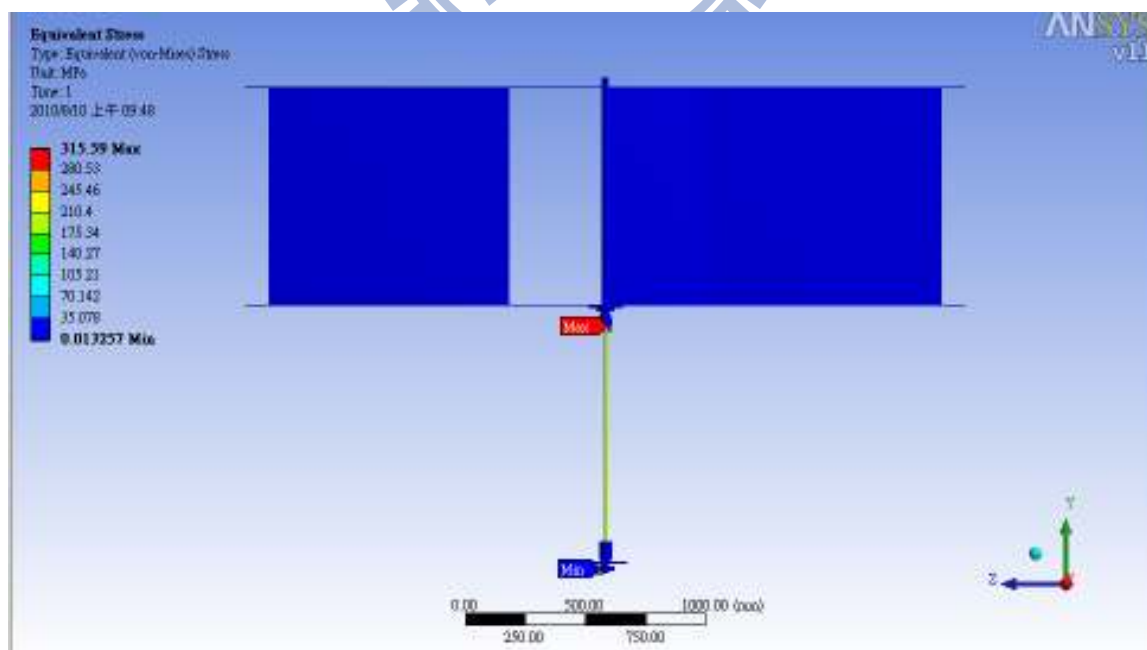


圖 6.11 風機整體滑動狀態應力分析圖

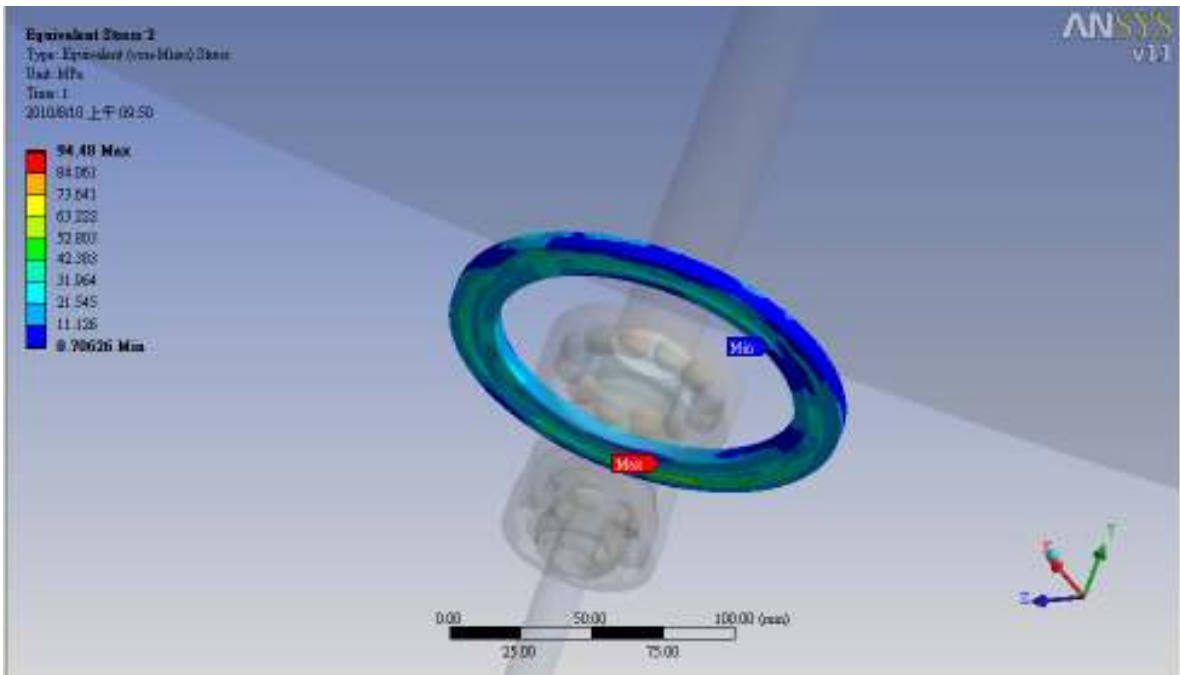


圖 6.12 單向止推軸承應力分析圖

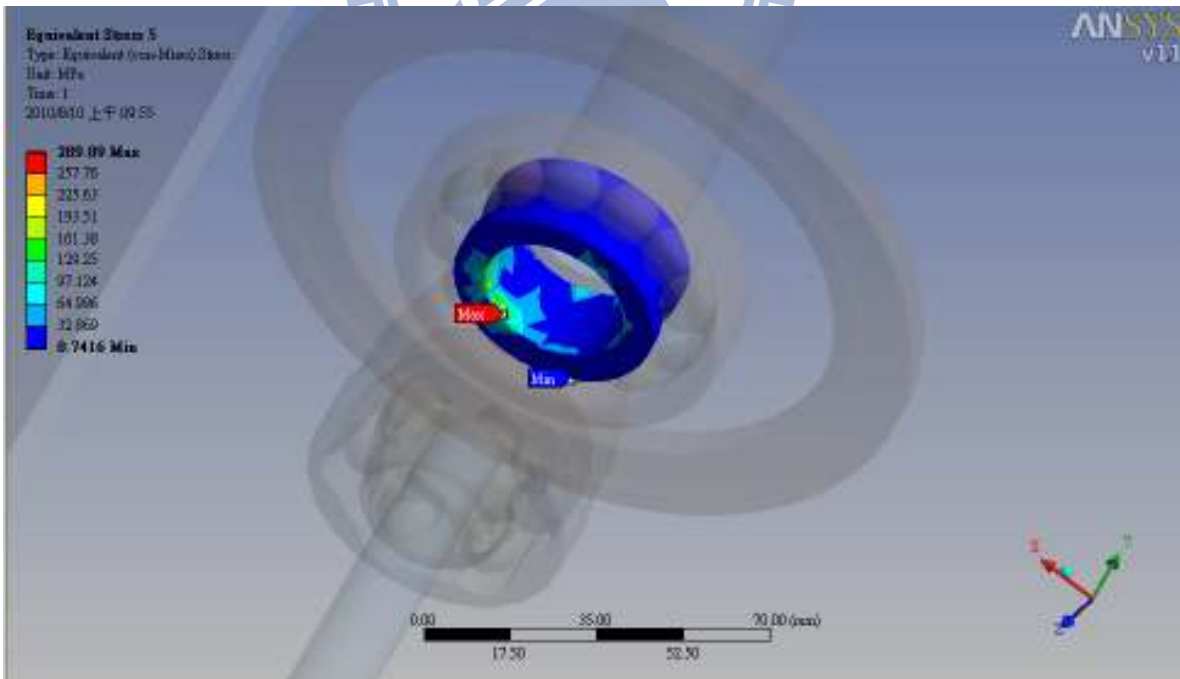


圖 6.13 上主箱主軸承內環應力分析圖

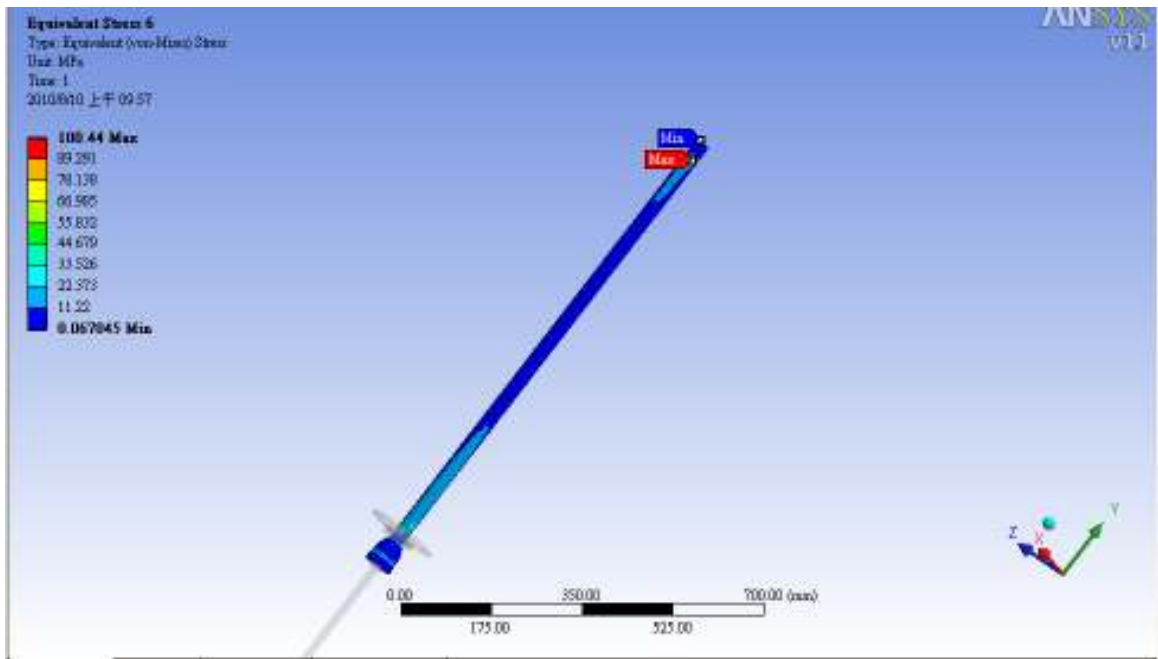


圖 6.14 球籠式外球座應力分析圖

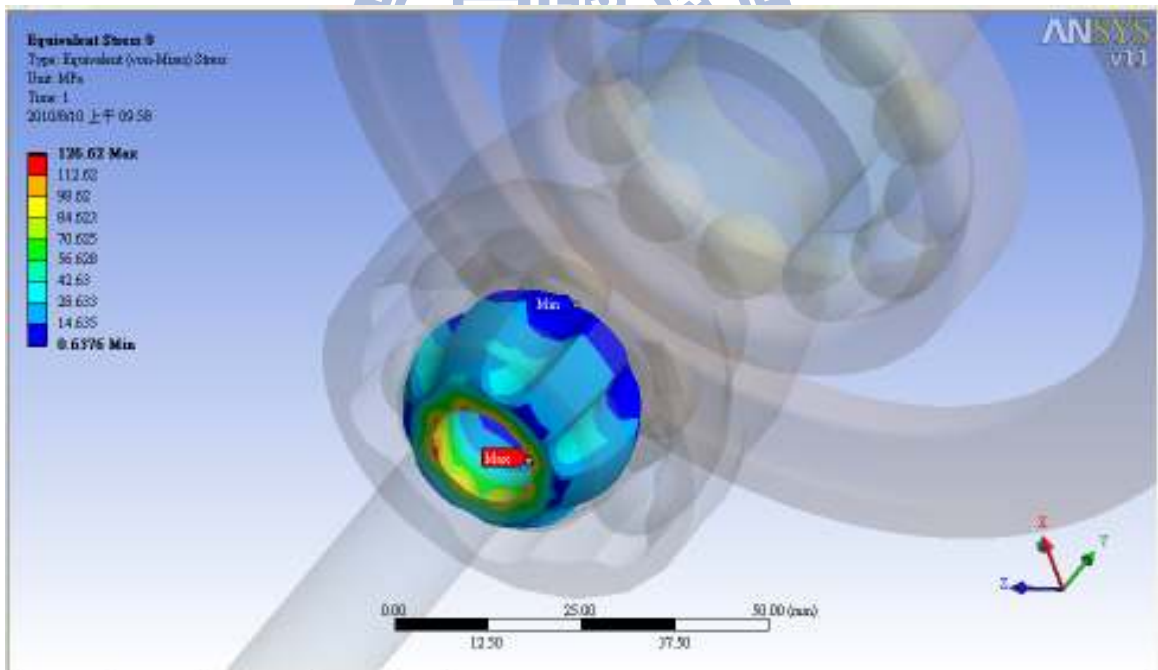


圖 6.15 球籠式內球座應力分析圖

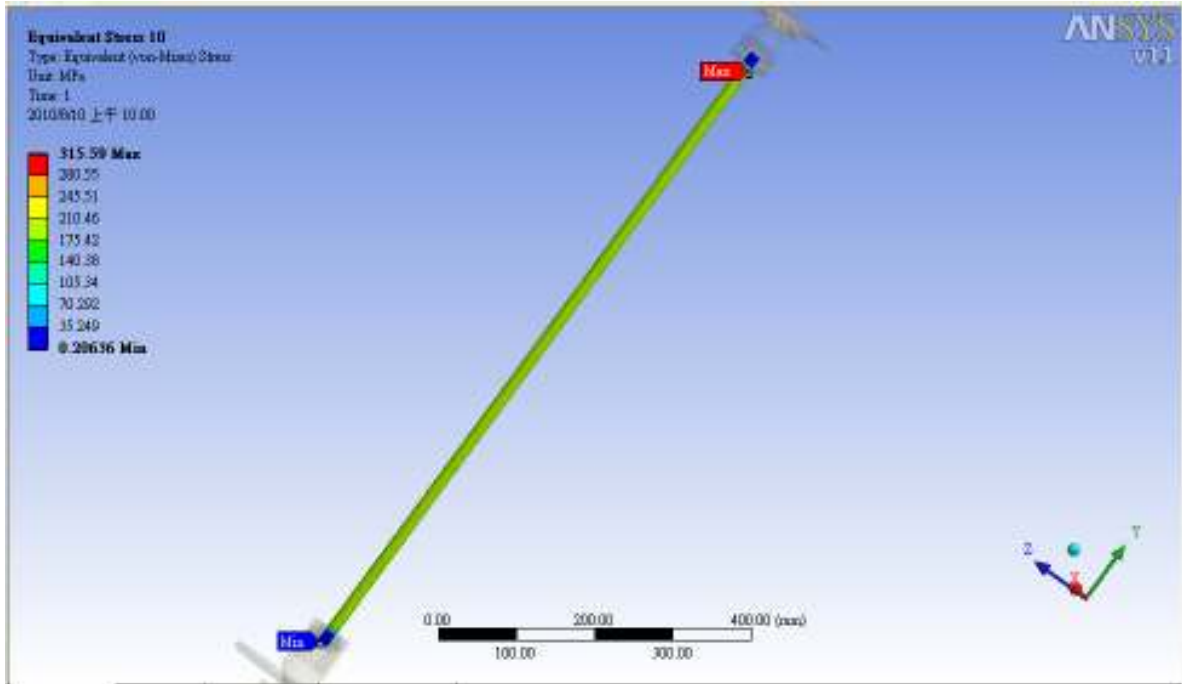


圖 6.16 傳動桿應力分析圖

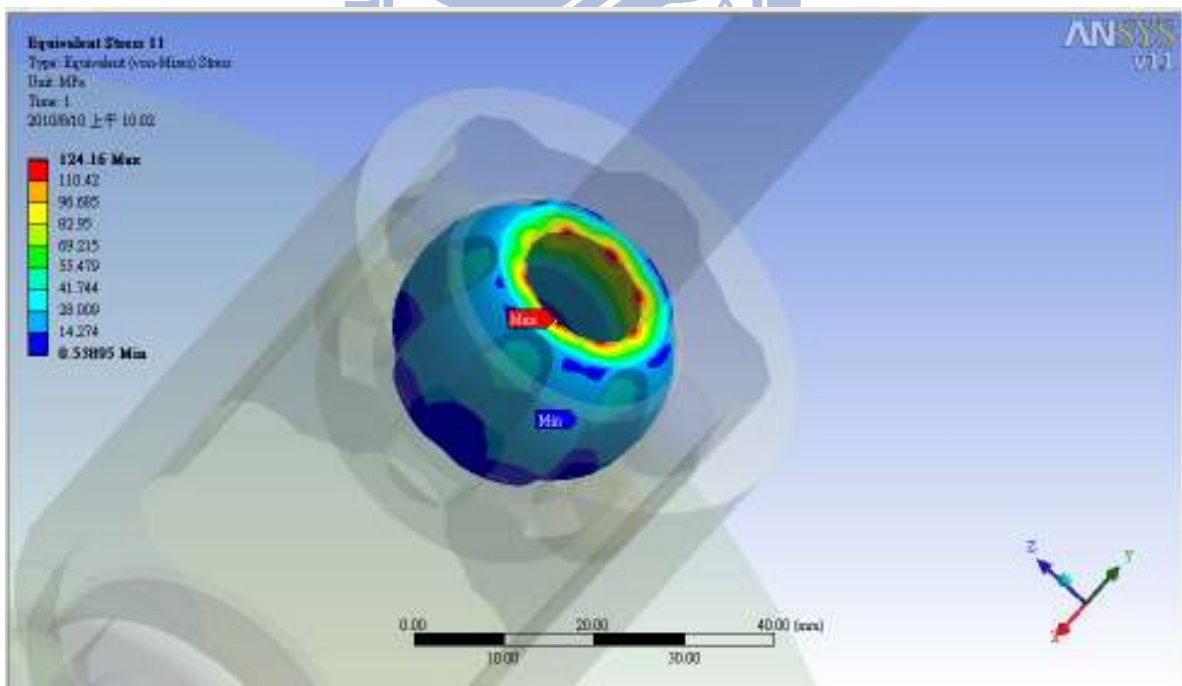


圖 6.17 力仕伯內球座應力分析圖

6.6 上主箱與主軸承異常壓配狀態運行模擬分析

在直交表的選擇上，由於控制因子有四個、水準則有三個，因此選用L9(3⁴)之直交表，經過9次分析模擬後可以得到各零件之應力，在表6.12至表6.23可得到應力較大之主軸承內環、單向止推軸承、外球座軸部…等零件因子反應表與直交表。

單向止推軸承在S/N 比計算上(表6.19)與計算之後得因子反應表

(表6.20)選用望小特性應力值愈小愈好，其以A1 B1 C3 D2的條件下為

最佳之S/N 比(表6.20與圖6.18)。

表 6.19 單向止推軸承 L9(3⁴)直交表

實驗次數\控制因子	(A)	(B)	(C)	(D)	單向止推軸承應力值 Mpa	S/N
1	30	12	16	110	94.5	39.51
2	30	16	18	120	94.3	39.49
3	30	20	20	130	106.2	40.52
4	32	12	18	130	112.5	41.02
5	32	16	20	110	96.7	39.71
6	32	20	16	120	87.5	38.84
7	35	12	20	120	92	39.28
8	35	16	16	130	115.7	41.27
9	35	20	18	110	121.1	41.66

表 6.20 單向止推軸承因子反應表

水準數\控制因子	(A)	(B)	(C)	(D)
LEVEL 1	39.84	39.94	39.87	40.29
LEVEL 2	39.86	40.16	40.73	39.20
LEVEL 3	40.74	40.34	39.84	40.94

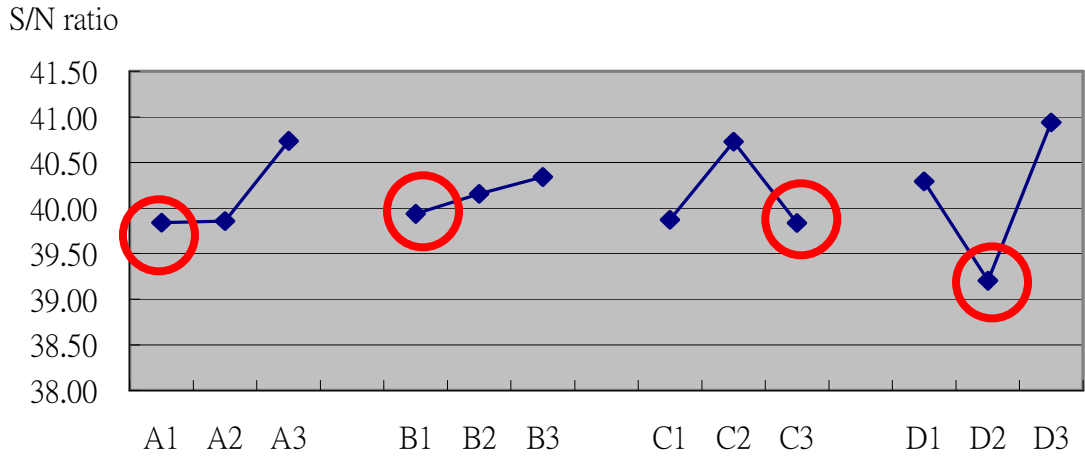


圖 6.18 單向止推軸承因子反應圖

上主箱主軸承內環在 S/N 比計算上(表 6.21)與計算之後得因子反應表(表 6.22)選用望小特性應力值愈小愈好，其 A1 B2 C3 D3 的條件下為最佳之 S/N 比(表 6.22 與圖 6.19)

表 6.21 上主箱主軸承內環 L9(3⁴) 直交表

實驗次數\控制因子	(A)	(B)	(C)	(D)	上主箱主軸承內環應力值 Mpa	S/N
1	30	12	16	110	289.9	49.24
2	30	16	18	120	181.1	45.16
3	30	20	20	130	136.2	42.68
4	32	12	18	130	263.8	48.43
5	32	16	20	110	137.5	42.77
6	32	20	16	120	375.1	51.48
7	35	12	20	120	1357	62.65
8	35	16	16	130	1530	63.69
9	35	20	18	110	1740.7	64.81

表 6.22 上主箱主軸承內環因子反應表

水準數\控制因子	(A)	(B)	(C)	(D)
LEVEL 1	45.70	53.44	54.81	52.28
LEVEL 2	47.56	50.54	52.80	53.10
LEVEL 3	63.72	52.99	49.37	51.60

S/N ratio

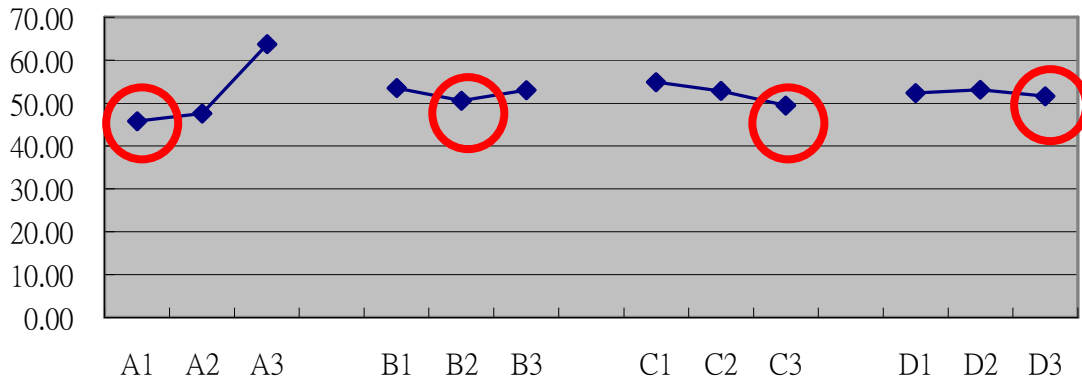


圖 6.19 主箱主軸承內環因子反應圖

球籠式外球座在 S/N 比計算上(表 6.23)與計算之後得因子反應表

(表 6.24) 選用望小特性應力值愈小愈好，其 A1 B2 C3 D3 的條件下為最佳之 S/N 比(表 6.24 與圖 6.20)

表 6.23 球籠式外球座 L9(3⁴) 直交表

實驗次數\控制因子	(A)	(B)	(C)	(D)	球籠式外球座應力值 Mpa	S/N
1	30	12	16	110	100.4	40.03
2	30	16	18	120	57.3	35.16
3	30	20	20	130	28.1	28.97
4	32	12	18	130	44.2	32.91
5	32	16	20	110	29.1	29.28
6	32	20	16	120	177	44.96
7	35	12	20	120	190.3	45.59
8	35	16	16	130	221.7	46.92
9	35	20	18	110	197.1	45.89

表 6.24 球籠式外球座因子反應表

水準數\控制因子	(A)	(B)	(C)	(D)
LEVEL 1	34.72	39.51	43.97	38.40
LEVEL 2	35.72	37.12	37.99	41.90
LEVEL 3	46.13	39.94	34.61	36.27

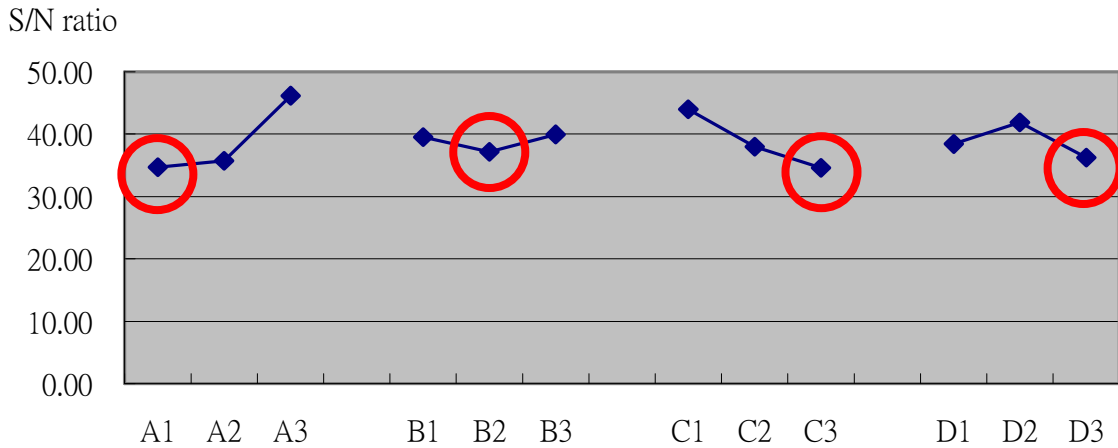


圖6.20 球籠式外球座因子反應圖

球籠式內球座在 S/N 比計算上(表 6.25)與計算之後得因子反應表(表 6.26)選用望小特性應力值愈小愈好，其 A3 B1 C2 D2 的條件下為最佳之 S/N 比(表 6.26 與圖 6.21)

表 6.25 球籠式內球座 L9(3⁴)直交表

實驗次數\控制因子	(A)	(B)	(C)	(D)	球籠式內球座應力值 Mpa	S/N
1	30	12	16	110	126.6	42.05
2	30	16	18	120	100.6	40.05
3	30	20	20	130	435	52.77
4	32	12	18	130	101.8	40.15
5	32	16	20	110	831.42	58.40
6	32	20	16	120	114.4	41.17
7	35	12	20	120	115.2	41.23
8	35	16	16	130	116.4	41.32
9	35	20	18	110	99.3	39.94

表 6.26 球籠式內球座因子反應表

水準數\控制因子	(A)	(B)	(C)	(D)
LEVEL 1	44.96	41.14	41.51	46.79
LEVEL 2	46.57	46.59	40.05	40.82
LEVEL 3	40.83	44.63	50.80	44.75

S/N ratio

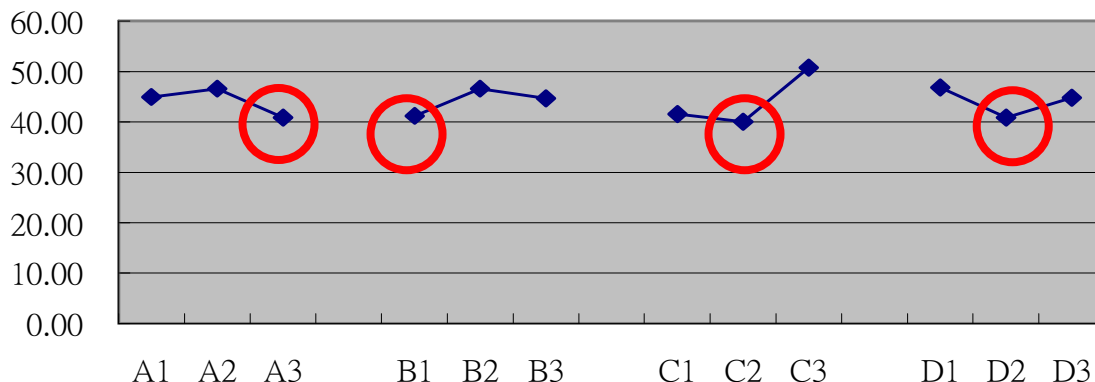


圖6.21 球籠式內球座因子反應圖

傳動軸內牙徑在 S/N 比計算上(表 6.27)與計算之後得因子反應表

(表 6.28) 選用望小特性應力值愈小愈好，其 A3 B1 C2 D3 的條件下為最佳之 S/N 比(表 6.28 與圖 6.22)

表 6.27 傳動軸內牙徑 L9(3⁴) 直交表

實驗次數\控制因子	(A)	(B)	(C)	(D)	傳動軸內牙徑應力值 Mpa	S/N
1	30	12	16	110	315.6	49.98
2	30	16	18	120	235.6	47.44
3	30	20	20	130	835.9	58.44
4	32	12	18	130	233.3	47.36
5	32	16	20	110	1139.7	61.14
6	32	20	16	120	417.3	52.41
7	35	12	20	120	260	48.30
8	35	16	16	130	116.4	41.32
9	35	20	18	110	225.5	47.06

表 6.28 傳動軸內牙徑因子反應表

水準數\控制因子	(A)	(B)	(C)	(D)
LEVEL 1	51.96	48.55	47.90	52.73
LEVEL 2	53.63	49.97	47.29	49.38
LEVEL 3	45.56	52.64	55.96	49.04

S/N ratio

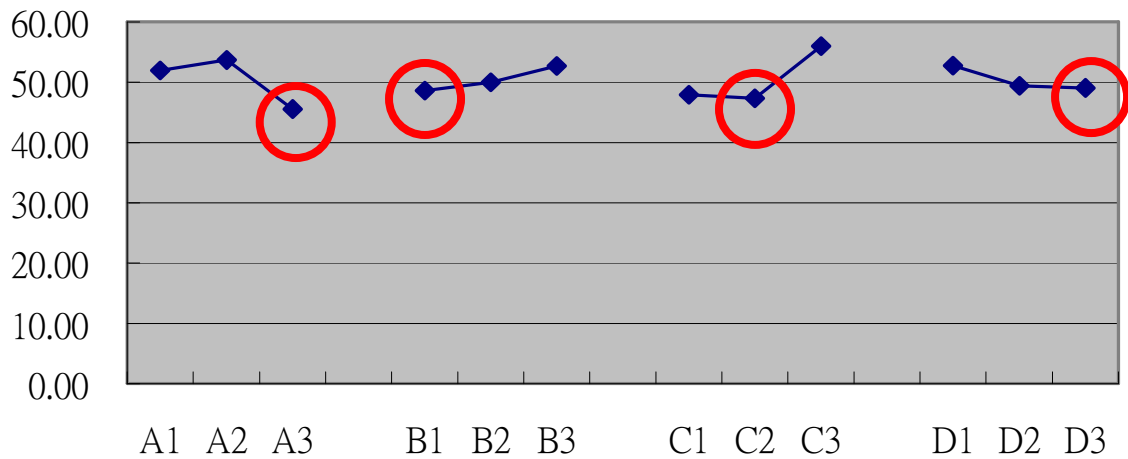


圖6.22 傳動軸內牙徑因子反應圖

力仕伯內球座在 S/N 比計算上(表 6.29)與計算之後得因子反應表 (表 6.30) 選用望小特性應力值愈小愈好，其 A1 B2 C3 D1 的條件下為最佳之 S/N 比(表 6.30 與圖 6.23)

表 6.29 力仕伯內球座 L9(3⁴)直交表

實驗次數\控制因子	(A)	(B)	(C)	(D)	力仕伯內球座 應力值 Mpa	S/N
1	30	12	16	110	124.2	41.88
2	30	16	18	120	90.33	39.12
3	30	20	20	130	55.17	34.83
4	32	12	18	130	101.5	40.13
5	32	16	20	110	51.4	34.22
6	32	20	16	120	128.5	42.18
7	35	12	20	120	131.2	42.36
8	35	16	16	130	135.9	42.66
9	35	20	18	110	89.1	39.00

表 6.30 力仕伯內球座因子反應表

水準數\控制因子	(A)	(B)	(C)	(D)
LEVEL 1	38.61	41.46	42.24	38.37
LEVEL 2	38.84	38.7	39.41	41.22
LEVEL 3	41.34	38.67	37.14	39.21

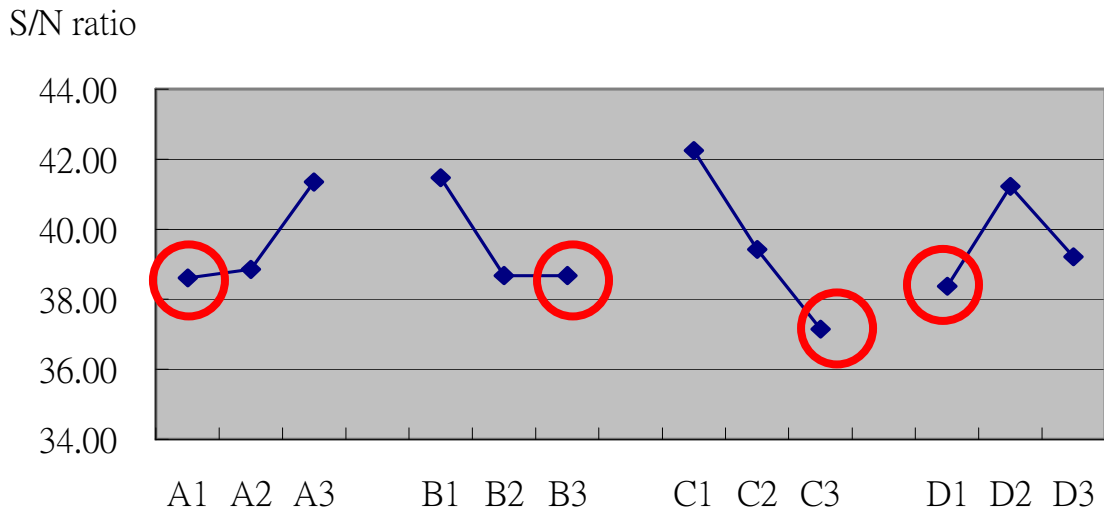


圖6.23 力仕伯內球座因子反應圖

結論：

由表 6.31 整理出主要應力較大之零件所得之最佳因子總計次數表，次數最多者為最佳參數，所以 A1 B1 C3 D3 為佳，其次為 A3 B2 C2 D2 之組合，在表 6.32 兩組參數做應力做個比較，雖然 A1 B1 C3 D3 到達降伏應力值有二個零件，A3 B2 C2 D2 則有三個零件，從破壞零件方面來看 A1 B1 C3 D3 為破壞零件最少之組合。

表 6.31 因子總計次數表

次數 \ 因子	A1	A2	A3	B1	B2	B3	C1	C2	C3	D1	D2	D3
單向止推軸承	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0
上主箱主軸承內環	1	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	1
球籠式外球座	1	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	1
球籠式內球座	0	0	1	1	0	0	0	1	0	0	1	0
傳動軸內牙徑	0	0	1	1	0	0	0	1	0	0	0	1
力仕伯內球座	1	0	0	0	0	1	0	0	1	1	0	0
合計	4	0	2	3	2	1	0	2	4	1	2	3

表 6.32 應力比較表

X : A1 B1 C3 D3 Y : A3 B2 C2 D2

組合 \ 項目	X	Y
單向止推軸承	104.3	95.1
上主箱主軸承內環	157	1273.3
球籠式外球座	35.3	225
球籠式內球座	1506	124.8
傳動軸內牙徑	837.5	339.6
力仕伯內球座	93.2	116

七、結論與未來預定目標

7.1 結論

在本研究中範例的應力分析中，風機在正常模擬中各測試規格的關鍵零組件在最大應力值都小於相關組件材料之降伏應力，也同時符合破壞法則安全範圍內可接受為合理的安全設計條件。不過若有組件異常組裝或強度不足時，例：主軸承組裝配合方式錯誤或發生鬆動時，在某些結構部份，可能發生無法預期的破壞，例：主軸承內環最大應力將可能超過允許應力強度而發生破壞。所以在設計與品管上應增加組裝整合的應力評估，才不會有顧此失彼而異常破壞現象產生。而本研究所發展的參數式設計分析整合系統可以提供組零件設計時最佳參數組合的設計與評估支援。在風力發電機進行實物測試時之前，可應用本研究的參數式設計分析系統做應力分析，評估各零件之應力值，可以讓開發時間變短且更有系統化與提高設計效率。

本研究成果所發展的參數化設計分析與評估系統具備下列各項具體功能：

1. 運用 EXCEL 參數與 INVNTOR 參數做連結，可迅速修改模型，減少設計時間。
2. 應用田口法規劃設計參數組合並與 EXCEL 結合可以提高最佳參數組合評估效率。

3. 目前系統已建立垂直風力發電機基本組件的參數資料庫與參數的關聯函數並與 INVENTOR 系統聯結可以迅速進行參數化 CAD 模型設計變更。

4. 本研究所完成的參數化設計系統已成功與 ANSYS 系統整合測試，將可直接進行成品組合的結構剛性、應力等各項分析。

本研究採取垂直式風機當作參數化系統設計範例以進行單向止推軸承模擬分析、上主箱與主軸承壓配與滑配狀態的模擬分析，並實際驗證本研究成果的實用效益。

7.2 未來預定目標

雖本論文考慮目前環境周遭風力受風力作用狀態最大情況來做靜態應力分析，但往往風力的變數很大且往往持續呈不確定的動態變化，未來將考慮風場影響比如風力之加減變速度與風力發電機疲勞、壽命狀態等等議題的考量，可以讓風機分析結果與設計考量更周詳與嚴謹。

參考文獻

- [1] 廖勝斌, "汽車聯軸器之接觸應力分析", 中原大學機械工程學系碩士論文。
- [2] 彭彥榜, "垂直軸活動葉片風力渦輪機之最佳化設計", 聖約翰科技大學自動化及機電整合研究所碩士論文
- [3] 中央氣象局網站 <http://www.cwb.gov.tw/>
- [4] J.F. Manwell, J.G. McGowan and A.L. Rogers., "Wind energy explained :theory, design and application" ,
Chichester ;/Wiley,/c2002./New York :
- [5] 台灣風力發電設備產業聯誼會
<http://www.twtia.org.tw/upload/366/20069201131363975.pdf>
- [6] 大塚資訊科技
http://www.oitc.com.tw/cad/oitc_cad04_inventor.htm#t2
- [7] 虎門科技股份有限公司 <http://www.cadmen.com/Page/about.aspx>
- [8] Taguchi, G., Chowdhury, S. and Wu, Y., 2004, Taguchi's Quality Engineering Handbook, John Wiley & Sons
- [9] 中華車險網。 <http://www.cxfuwu.com/html/2007-04/972.html>
- [10] 賴瑞海, 汽車學Ⅱ(底盤篇), 全華科技圖書公司, 1994。
- [11] 萬榮富, "應力分析與壓力容器常用公式之比較與探討", 行政院勞

- [12] Cristina L. Archer and Mark Z. Jacobson, 「Evaluation of Global Wind Power」, 2005.
- [13] U.S. Solar America Initiative, 「A Plan for the Integrated Research, Development , and Market Transformation of Solar Energy Technologies」, 2007.
- [14] Anthony L. Rogers, James F. Manwell , 「Wind Turbine Noise Issues」, Energy Efficiency and Renewable Energy, 2004.
- [15] J.-L. Menet , 「A double-step Savonius rotor for local production of electricity」, Renewable Energy , 1843-1862, 2004.
- [16] Rober R. Green, 「Vertical-axis wind turbine with two-phase sails 」, U.S Paten, Paten number 5, 823, 749, 1996.
- [17] Buhl Jr., M. L. ; Jonkman, J. M., “FAST User’ s Guide, NREL/EL-500- 29798.” , Golden, Colorado: National Renewable Energy Laboratory, 2004.
- [18] Jason Jonkman , Marshall Buhl and Dr. David Laino , “An aeroelastic analysis code for horizontal-axis wind turbines,” online,

<http://wind.nrel.gov/designcodes/simulators/fast/>. Accessed

- [19] Hatch, John E., “Aluminum :/properties and physical metallurgy,” Metals Park, Ohio :/American Society for Metals, /c1984.
- [20] Walker, J. F., and Jenkins, N., “Wind Energy Technology,” John Wiley, Chichester England, 1997.

