

行政院原子能委員會  
委託研究計畫研究報告

風力發電系統自我故障診斷研究  
**Self-Fault diagnosis technology research of a wind turbine system**

計畫編號：1062001INER013

受委託機關(構)：南臺科技大學

計畫主持人：劉瑞弘

聯絡電話：06-2533131#3545

E-mail address：dofliu@stust.edu.tw

協同主持人：沈毓泰

研究期程：中華民國 106 年 03 月至 106 年 12 月

研究經費：新臺幣肆拾柒萬元

核研所聯絡人員：賴文政

報告日期：106 年 11 月 30 日

## 目 錄

目 錄 .....	II
中文摘要 .....	4
ABSTRACT.....	5
壹、計畫緣起與目的 .....	6
一、計畫緣起 .....	6
二、目的 .....	7
貳、研究方法與過程 .....	8
一、分析方法說明與比較 .....	8
(一)頻譜分析法.....	8
(二)高頻解調分析.....	9
(三)結果比較.....	14
二、實驗測試平台說明 .....	15
(一) 測試平台.....	16
(二) 加速規.....	17
(三) 馬達.....	18
(四) 發電機.....	19
(五) 擷取卡.....	20
(六) 馬達控制介面.....	20
(七) 訊號分析診斷人機介面.....	22
三、實驗規劃 .....	32
(一) 損壞齒輪種類.....	32
(二) 實驗規劃與說明.....	34
參、主要發現與結論 .....	37
一、主要發現與分析說明 .....	37
(一)正常齒輪.....	37
(二)、斷齒齒輪.....	39

(三)、崩齒齒輪.....	40
(四)、裂紋齒輪-齒腹裂紋.....	41
(五)、裂紋齒輪-齒根裂痕(橫切).....	43
(六)、裂紋齒輪-齒根裂痕(斜切).....	45
(七)、裂紋齒輪-齒根裂痕(直切).....	46
二、參考佐證：十字轉向機之損壞監測分析 .....	48
(一)、十字轉向機更換前損壞監測.....	48
(二)、十字轉向機之更新監測分析.....	51
三、結論 .....	55
<b>肆、參考文獻 .....</b>	<b>56</b>

## 中文摘要

風力發電機的關鍵元件中，齒輪箱故障對於機組的運轉有重大影響，一旦故障將使機組停擺並造成發電損失。本計畫以縮尺齒輪組測試台，進行風力發電系統齒輪箱故障診斷演算法的開發。相較於傳統普遍以相對低頻取樣，進行訊號處理分析的傅立葉甚至希爾伯特等方式來觀察或是判斷損壞特徵；本計畫採用高頻解調分析法進行研究，擷取正常與損壞齒輪之振動訊號擷取並使用小波轉換進行訊號處理，從訊號分析結果中找出各種損壞齒輪之訊號特徵頻率。實驗結果發現本研究所開發之演算法，可順利從齒輪的嚙合頻率以及轉速頻率判別出損壞能量的異常。

關鍵詞：高頻解調分析法、小波轉換、風力發電機、齒輪故障診斷。

## **Abstract**

In a wind turbine, gearbox is a key component that may cause enormous power generation loss once a fault occurred. This research has developed a diagnosis algorithm for the wind turbine gearbox through a scale-down gearbox test-bench. Compare to the Fourier or the Hilbert method generally adapted to find the fault characteristics, this research uses the high frequency resonance technique to analyze the vibration signal. The final result shown that the present diagnosis method can successfully find out the abnormal condition through the gear mesh frequency and the rotational frequency.

*Keywords:* High Frequency Resonance Technique, Wavelet transform.  
Wind turbines, Gearbox diagnosis.

## 壹、計畫緣起與目的

### 一、計畫緣起

大型風力發電機的技术雖然已經非常成熟，機組的運轉可用率尤其是陸域風場，98%的運轉可用率已經不算是很嚴苛的要求。但零件的故障在所難免，除了日常的定期維護保養之外，仍然可能因為各種操作條件、製造品質、外在環境等因素，導致零件發生故障。尤其是傳動鏈的故障，包含主軸、軸承、齒輪箱以及發電機等[1]，即使故障率非常低，但是其所導致的停機時間，卻是其他電子零件可迅速更換的數倍之多[2]。因此，為了能夠有效監測傳動鏈中的各項關鍵元件(軸、軸承、齒輪箱、發電機等)，並且在其毀損之前能夠檢測出來並且進行處理就顯得非常重要。故障診斷技術的研發，可以省下許多的成本與人力資源，並且延長風力機組的使用壽命。

這類旋轉設備與零組件的故障診斷其實早在傳統工廠中就已經有很多研究。只是以往這些設備的旋轉速度大多固定，相較於風力發電機隨著風速時大時小的轉速，導致頻率交錯不易分析，因此需要更可靠的分析方法才有辦法對風力發電機的傳動鏈進行故障診斷。本研究即為了開發自主的故障診斷方法，以期未來能夠運用在核研所 150kW 的機組上進行驗證。

## 二、目的

過去核研所已經針對目前機組的傳動鏈，包含齒輪以及軸承進行了相當程度的建模，並且據以開發演算法進行分析模擬。此種方式屬於 model-based 的方式，透過相對精準的模型建立，可較精確掌握系統的特性，便可觀察特定的特徵而在該特徵發出異常響應時，進行故障的判斷[3]。不過也由於前述風機變轉速的關係，系統存在許多非線性，以及複雜的頻率交錯。為了讓這些訊號能夠被清楚的解構，本研究透過 rule-based 的機制來進行故障診斷，在一縮尺故障測試台，利用加速規與訊號擷取卡進行齒輪振動的量測，然後使用小波帶通濾波的方式將雜訊過濾，訊號最後透過高頻解調的方法來分析並找出損壞齒輪振動特徵；並與正常齒輪振動特徵去做比對，判斷出齒輪的故障。

## 貳、研究方法與過程

本章首先介紹研究所採用的方法，探討傳統的低頻分析以及高頻解調分析的差異，以及正常齒輪以及損壞齒輪的振動特性比較。最後是實驗規劃與測試平台的說明。

### 一、分析方法說明與比較

#### (一) 頻譜分析法

以頻譜分析機械振動訊號之損壞週期性頻率，以週期性訊號頻率做為機械損壞之判斷依據。然後依據不同元件部位與操作條件去設定不同的閾值(threshold)，以便進行警告的判斷(如圖 1 範例所示)。

優點：判斷與分析方式簡單。

缺點：容易受雜訊所影響容易誤判，對於損壞剛開始發生初期的狀態較不容易處理。閾值的設定也需要較多經驗與資料來調整，才能更準確。

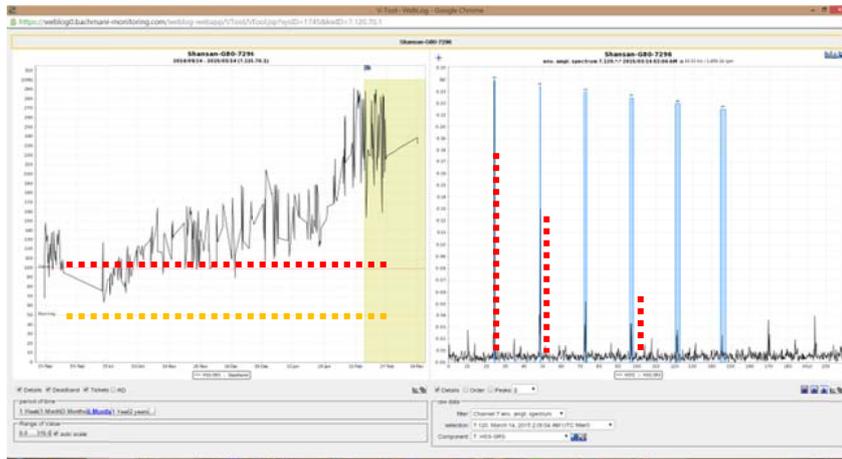


圖 1 測試平台配置圖

## (二)高頻解調分析

下圖為具有五個共振模態損壞敲擊模擬訊號之時域與頻域分析，由於共振模態之振幅調變特性，其損壞敲擊能量主要呈現在此五共振模態上，反而在低頻範圍之損壞週期性頻率，相對非常小，並且在實際振動訊號中常會被背景雜訊所掩蓋，而不易被察覺；所以，當此低頻範圍之損壞週期性頻率可明顯呈現頻譜上時，通常機械系統往往已損壞相當嚴重，因此無法有效做為損壞預警之判斷依據。

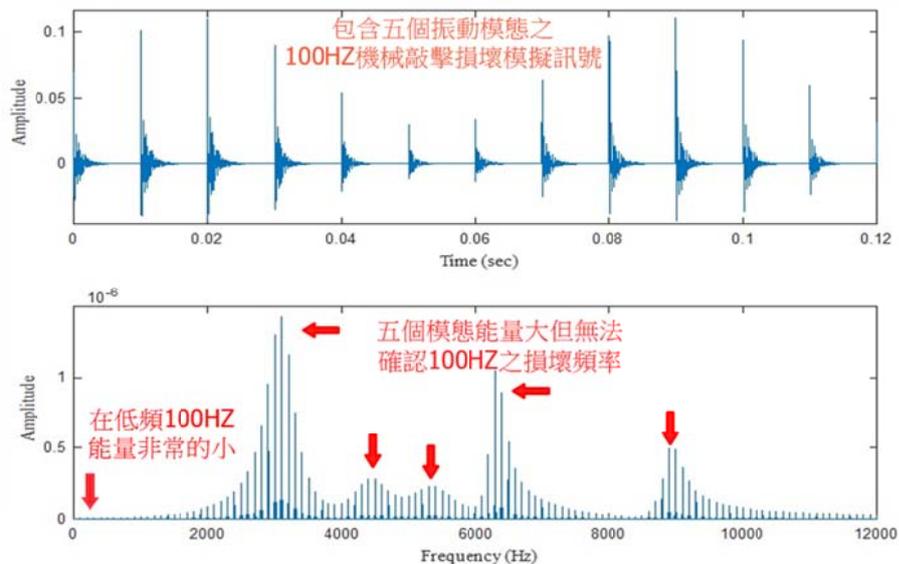


圖 2 具五共振模態損壞敲擊模擬訊號之時域與頻域分析

因此，高頻解調分析法將振動訊號通過一帶通濾波器，藉以濾得單一振動模態之振動訊號，然後再取包絡線變換以獲得其包絡訊號。在此模態頻率範圍中，具有避免低頻機械雜訊干擾之優點，因而可獲得高訊雜比之包絡訊號，有利於微小損壞振動訊號之解調分析。

此高頻解調分析技術之訊號處理過程亦即是機械振動訊號解調分析。

優點：可靠度佳，不受低頻雜訊所干擾

缺點：運算較複雜，須在不同定轉速狀態下進行多次分析辨識。

本文所提演算法之基本理論如下說明：

### 小波包絡函數分析法

小波包絡函數為具帶通濾波特性之共軛複數，其函數有兩頻率設定參數可方便設定帶通濾波之高截止頻率與低截止頻率，並且其實部與虛部正交，彼此互為 Hilbert Transform，因此可非常方便應用於高頻解調分析法之訊號處理。由文獻[4] 小波包絡函數(wavelet-based enveloping function)之母波(mother wavelet)定義為

$$g(t) = \frac{1}{j\pi} (e^{-(1/2)t^2 + j2\pi f_H t} - e^{-(1/2)t^2 + j2\pi f_L t}) \quad (1.1)$$

然後對母波做傅立葉轉換(Fourier transform)可得之要滿足小波函數需達到  $f_H > f_L > 1$  此條件；在小波轉換中可得解析小波函數，其中兩參數  $a$  與  $\tau$  分別對  $g(t)$  其做縮放(dilation)及平移(translation)，如下：

$$g_{a,\tau}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} g\left(\frac{t-\tau}{a}\right) \quad (1.2)$$

小波轉換為一線性轉換，可以用來分解  $g(t) \in L^2(R)$  為  $g_{a,\tau}(t)$  之基礎函數，並且被定義為兩個摺積函數為

$$W_g(a,\tau) = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) g_{a,\tau}^*(t) dt \quad (1.3)$$

其中方程式(1.3)中  $g_{a,\tau}^*(t)$  為解析小波  $g_{a,\tau}(t)$  的共軛複數，因此可以經由摺積(convolution)將計算式改成為：

$$W_g(a,\tau) = \frac{1}{a} \int_{-\infty}^{\infty} x(t-\tau) g^*\left(\frac{t}{a}\right) dt \quad (1.4)$$

$W_g(a,\tau)$  為複數函數，實部為帶通濾波函數，虛部為實部訊號之 Hilbert Transform，實部與虛部間有正交之特性；因此取小波包絡函數之絕對值即可取得振動訊號  $x(t)$  之解調訊號(demodulated signal)可表示為：

$$e_a(\tau) = \left| \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) g_{a,\tau}^*(t) dt \right| \quad (1.5)$$

小波包絡函數可表示為：

$$g_{a,\tau}^*(t) = \frac{\sqrt{a}}{j\pi(t-\tau)} \left( e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{t-\tau}{a}\right)^2 - j2\pi\frac{f_L}{a}(t-\tau)} \right) - \left( e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{t-\tau}{a}\right)^2 - j2\pi\frac{f_H}{a}(t-\tau)} \right) \quad (1.6)$$

在小波包絡函數中，高截止頻率  $f'_H = f_H/a$  與低截止頻率  $f'_L = f_L/a$

來選擇高頻解調分析法之帶通濾波頻帶設定，參數  $a$  則為控制帶通濾波截止頻率之衰減斜率(slope descent at cutoff frequency)，根據  $f'_H$  及  $f'_L$  兩參數可將方程式(1.5)改寫為:

$$e_a(\tau, f'_L, f'_H) = \left| \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) g_{a,\tau}^*(t, f'_L, f'_H) dt \right| \quad (1.7)$$

因此，對於損壞之振動訊號  $x(t)$ ，可依據系統結構選定兩振動模態，並應用方程式(1.7)設定對應此二振動模態之帶通頻率，藉以計算分析振動訊號  $x(t)$  之兩包絡訊號。

### 模態分析法

若就損壞敲擊之第  $l$  模態進行分析，此單一振動模態分析如下圖 3 所示，其中利用取樣點  $i$  來作為運算點數位置，而  $f_s$  為取樣頻率， $k_l$  為該模態之包絡訊號點，以下將介紹  $\alpha_l(k)$  與  $\beta_l(k)$  之估測方法。

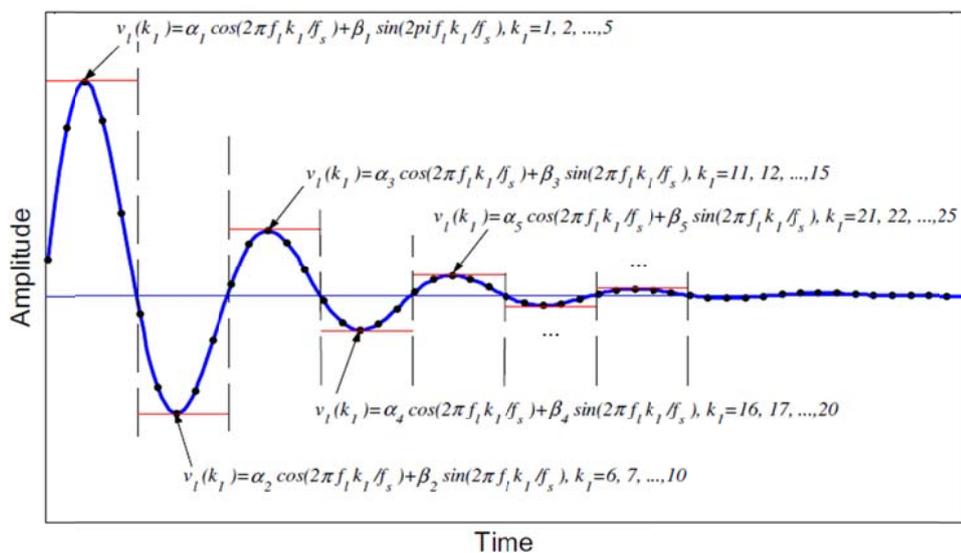


圖 3 假設 1 模態下之解調變示意圖

本研究中，將選取兩相鄰振動模態進行分析，並以較高模態之半週期做為估測擷取點數共有  $h$  個取樣點，則第  $j$  個半周期(亦即包絡訊號之第  $j$  點)估測可表示如下式：

$$\begin{bmatrix} v(i) \\ v(i+1) \\ v(i+2) \\ \vdots \\ v(i+h-1) \end{bmatrix}_{h \times 1} = \begin{bmatrix} \cos(2\pi f_1 \frac{i}{f_s}) & \sin(2\pi f_1 \frac{i}{f_s}) & \cos(2\pi f_2 \frac{i}{f_s}) & \sin(2\pi f_2 \frac{i}{f_s}) \\ \cos(2\pi f_1 \frac{i+1}{f_s}) & \sin(2\pi f_1 \frac{i+1}{f_s}) & \cos(2\pi f_2 \frac{i+1}{f_s}) & \sin(2\pi f_2 \frac{i+1}{f_s}) \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \cos(2\pi f_1 \frac{i+h-1}{f_s}) & \sin(2\pi f_1 \frac{i+h-1}{f_s}) & \cos(2\pi f_2 \frac{i+h-1}{f_s}) & \sin(2\pi f_2 \frac{i+h-1}{f_s}) \end{bmatrix}_{h \times 4} \times \begin{bmatrix} \alpha_1(j) \\ \beta_1(j) \\ \alpha_2(j) \\ \beta_2(j) \end{bmatrix}_{4 \times 1} + \begin{bmatrix} w(i) \\ w(i+1) \\ w(i+2) \\ \vdots \\ w(i+h-1) \end{bmatrix}_{h \times 1} \quad (1.8)$$

其中， $f_1$ 、 $f_2$  為所選取模態之共振頻率， $f_s$  為取樣頻率， $w(i)$  為系統量測雜訊。

若假設機械振動系統中的雜訊  $w(i)$ ，其期望值為零，因此可以估

測  $\frac{1}{h-1} \sum_{j=1, j \neq i}^h w(j) = 0$ ，且  $n=0, \dots, h-1$ ，則可以將(1.8)式改寫成下式：

$$\begin{bmatrix} \sum_{k=i+1}^{i+h-1} v(k) \\ \sum_{k=i, k \neq i+1}^{i+h-1} v(k) \\ \sum_{k=i, k \neq i+2}^{i+h-1} v(k) \\ \vdots \\ \sum_{k=i}^{i+h-2} v(k) \end{bmatrix}_{h \times 1} = \begin{bmatrix} a_{11} & b_{11} & a_{12} & b_{12} \\ a_{21} & b_{11} & a_{22} & b_{22} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ a_{h1} & b_{h1} & a_{h2} & b_{h2} \end{bmatrix}_{h \times 4} \begin{bmatrix} \alpha_1(j) \\ \beta_2(j) \\ \alpha_2(j) \\ \beta_2(j) \end{bmatrix}_{4 \times 1}$$

$$\text{其中 } \begin{cases} a_{nl} = \sum_{k=i, k \neq i+n}^{i+h-1} \cos(2\pi f_l \frac{k}{f_s}) \\ b_{nl} = \sum_{k=i, k \neq i+n}^{i+h-1} \sin(2\pi f_l \frac{k}{f_s}) \end{cases} \text{ for } n=0, \dots, h-1 \text{ and } l=1, 2. \quad (1.9)$$

(1.9)式可化簡表示為下式：

$$[V]_{h \times 1} = [M]_{h \times 4} X_{4 \times 1} \quad (1.10)$$

利用反矩陣以及線性最小平方法(Linear least squares analysis)表示求

出未知數  $[X]_{4 \times 1}$  如下式：

$$\begin{cases} X_{4 \times 1} = [M]_{h \times 4}^{-1} [V]_{4 \times 1}, & \text{for } h=4 \\ X_{4 \times 1} = ([M]_{h \times 4}^T [M]_{h \times 4})^{-1} [M]_{h \times 4}^T [V]_{h \times 1}, & \text{for } h>4 \end{cases} \quad (1.11)$$

因此，第  $l$  模態振動訊號之包絡訊號為：

$$e_l(k) = \sqrt{\alpha_l(k)^2 + \beta_l(k)^2} \quad (1.12)$$

### (三)結果比較

下圖 4 為正常 100RPM 的齒輪，嚙合頻率約為 88.3.Hz，傳統分析的方法，是直接在頻域找出嚙合頻率，圖 4(c)是從原始頻域直接放大到 10 的負 9 次方才隱約在 80Hz 到 100Hz 之間有嚙合頻率，而旁邊 60Hz 為電子雜訊，很明顯容易受到環境所干擾；而圖 4(d)高頻解調分析法的包絡頻譜圖，在放大到 10 的負 4 次方就可以很容易找出齒輪嚙合頻率，而且不受電子雜訊所干擾，兩個分析方法的能量振幅倍率相差十萬倍。透過這個例子，可以明顯看出高頻解調在為

小能量差異上能夠特別的突出。因此適合對於損壞初期進行判別。

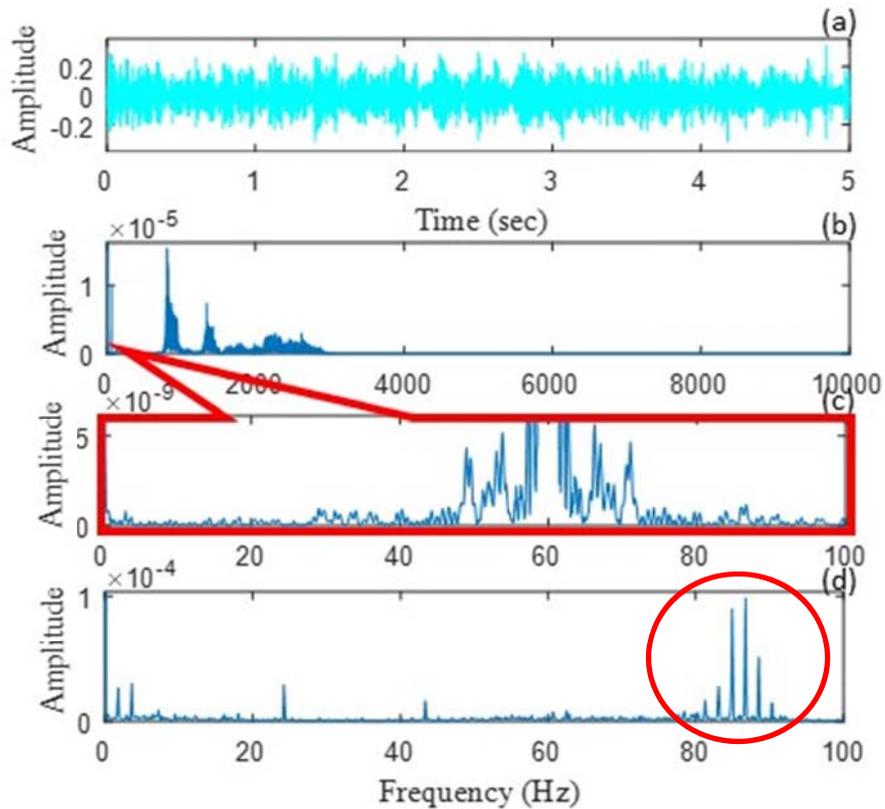


圖 4 分析方法比較(a)原始之時域訊號(b)原始之頻域  
(c)原始頻域放大圖(d)包絡頻譜圖

## 二、實驗測試平台說明

實驗主要是用縮尺的齒輪機構平台來模擬風力發電機內部的齒輪機構，藉由電腦控制使齒輪運轉來取得齒輪之振動訊號，流程如圖 5 所示。使用不同損壞齒輪並與正常齒輪訊號比對，分析出損壞訊號之特徵頻率。以下為測試平台的各項元件與規格說明：

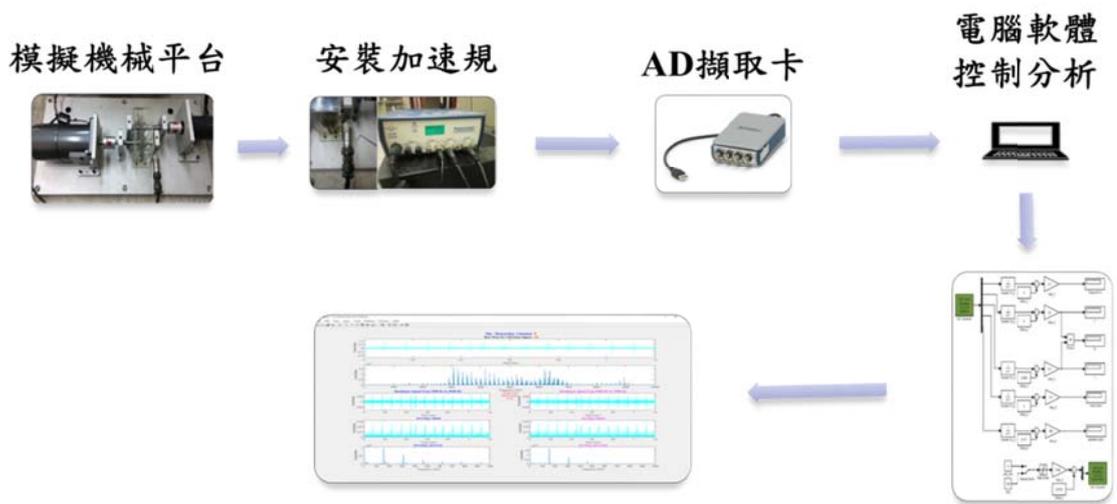
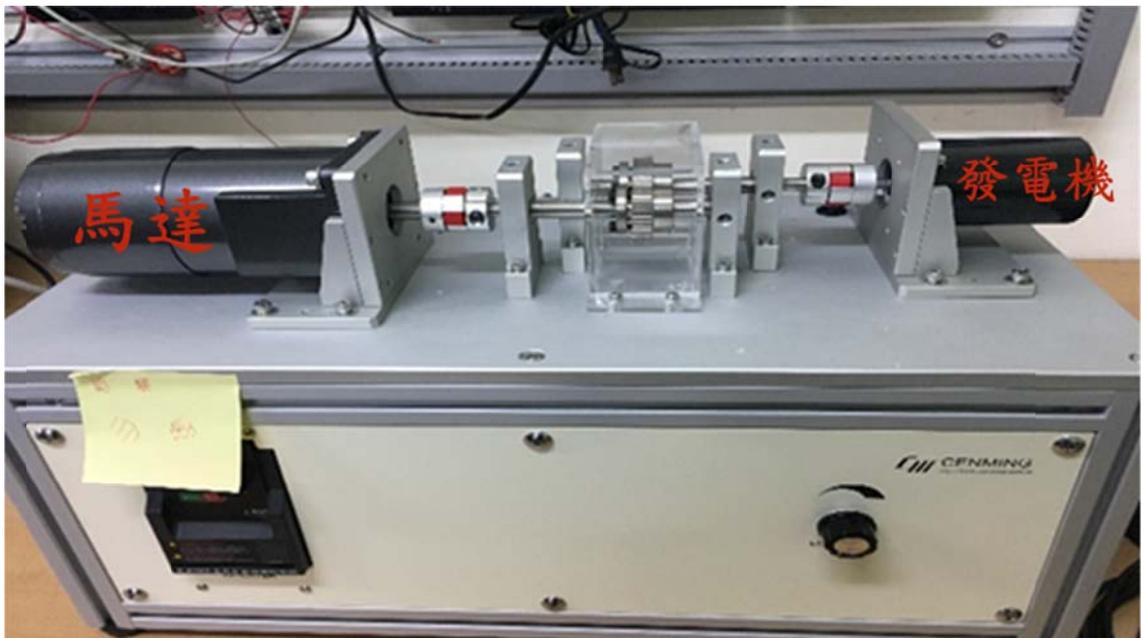


圖 5 故障診斷測試平台流程

### (一) 測試平台

機台詳細配置如圖 6 所示，由最左邊開始零件順序為馬達、聯軸器、軸承座、大齒輪、小齒輪、發電機。



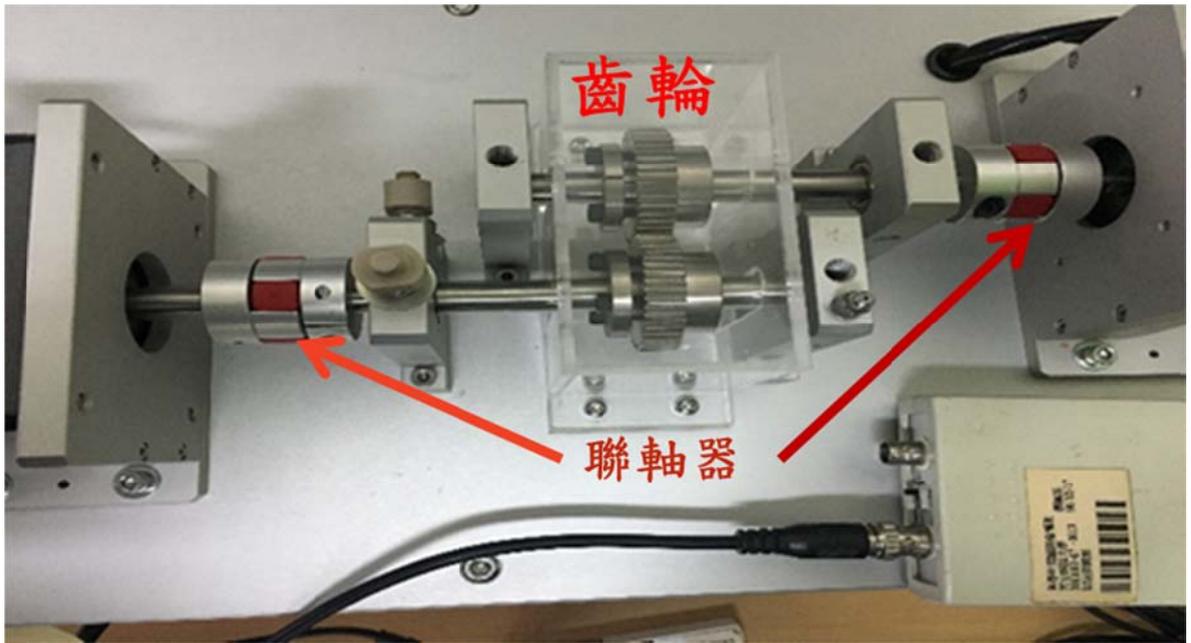


圖 6 測試平台配置圖

## (二) 加速規

由於本小型測試台並無如大型齒輪箱包覆式的外殼，無法將加速規安裝於齒輪箱，因此將加速規安裝於接近故障齒輪處的軸承座，測量最接近的振動來源。本加速規是使用由美國所製造之 IMI-603C01，加速規詳細之規格如表(1)所示。

表(1).加速規詳細規格

<b>Model</b>	<b>603C01</b>
<b>Size-Hex</b>	18 mm
<b>Size-height</b>	42.2 mm
<b>Weight</b>	51 gm
<b>Sensitivity (±10 %)</b>	10.2 mV/(m/s <sup>2</sup> )

<b>Measurement Range</b>	$\pm 490 \text{ m/s}^2$
<b>Frequency Range (<math>\pm 3 \text{ dB}</math>)</b>	0.5 to 10000 Hz
<b>Resonant Frequency</b>	25 kHz
<b>Broadband Resolution (1 to 10000 Hz)</b>	$3434 \mu\text{m/sec}^2$
<b>Non-Linearity</b>	$\pm 1 \%$
<b>Transverse Sensitivity</b>	$\leq 7 \%$
<b>Outlook</b>	

### (三) 馬達

馬達負責提供模擬外界風速的動力來源，透過齒輪增速後，傳遞能量到發電機端。本實驗所使用之馬達是由 GR 馬達公司所製造之馬達，額定功率 90 瓦、額定電流 0.55A，使用三相 220 伏特交流電；詳細型號與規格如表(2)所示。

表(2)馬達詳細規格

<b>馬達型號</b>	<b>GR-5IK90A-S</b>
<b>額定電壓</b>	220V/3Ø
<b>額定功率</b>	90W

額定電流	0.55A
額定轉矩	5.5kg-cm
額定轉速	1750rpm

外觀



#### (四) 發電機

齒輪箱傳遞能量到發電機端，發電機透過後端電阻消耗掉能量。規格 40W、額定電流 2.9A、額定轉速可達 3000 轉，詳細規格與型號如表(3)所示。

表(3)發電機詳細規格

發電機型號	RSM6S040S2
額定電壓	24VDC
額定功率	40W
額定轉矩	1.3kg-cm
額定電流	2.9A
額定轉速	3000rpm

### (五) 擷取卡

從加速規測得之訊號，必須透過擷取卡處理並回傳。本實驗之擷取卡是使用 NI 公司之擷取卡，測量電壓範圍為正負 10 伏、可同時測量 4 個頻道、最高取樣頻率為每秒 50k 個取樣，解析度達 24 位元。詳細規格如表(4)所示。

表(4)擷取卡詳細規格

<b>Product</b>	<b>NI 9239</b>
<b>Signal Levels</b>	$\pm 10V$
<b>Channels</b>	4
<b>Sample Rate</b>	50kS/s/ch
<b>Simultaneous</b>	Yes
<b>Resolution</b>	24-Bit
<b>Connectivity</b>	Screw-Terminal, BNC

### (六) 馬達控制介面

測試台中之馬達控制，是透過 Matlab Simulink 電腦程式控制(圖 7)之方式，驅動控制卡，然後驅動馬達帶動齒輪組以及發電機。可依據需求設定固定轉速或是變轉速的命令。在此介面亦可同時觀察馬達以及發電機的轉速。

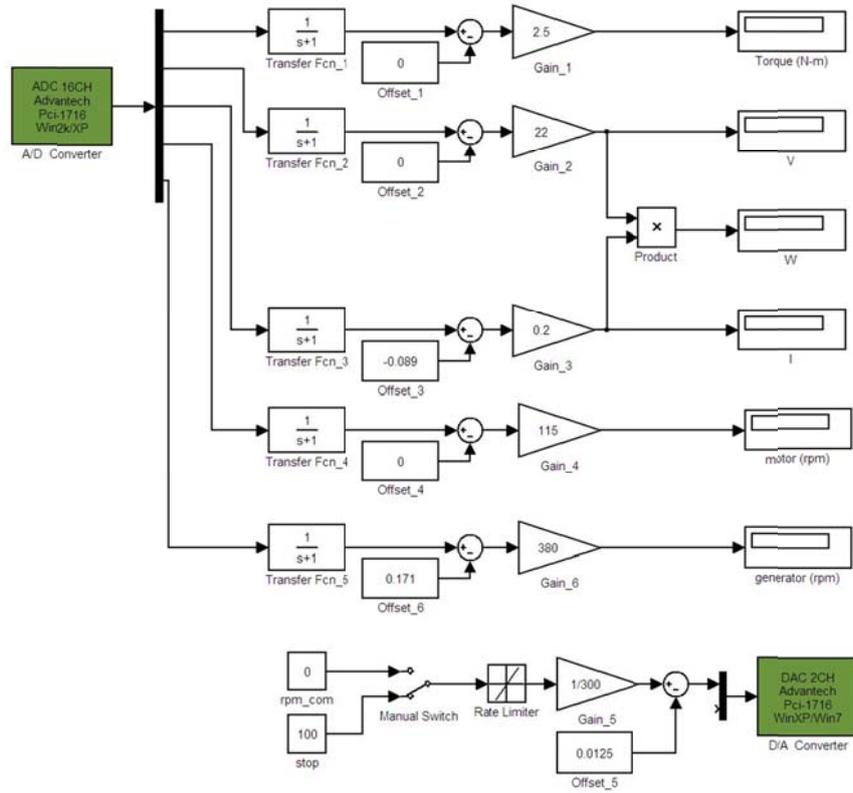


圖 7 測試台控制驅動人機介面

### (七) 訊號分析診斷人機介面

訊號收集到電腦後，透過由 MATLAB 程式所撰寫的人機介面，可以藉由程式配合擷取卡之取樣頻率範圍，自行選擇實驗所要求之取樣頻率、取樣時間，方便使用者在相同條件下擷取不同頻率之訊號。圖 8 中的頻譜 X 軸範圍，就是可讓使用者自行選擇高頻與低頻的通帶，而選擇的通帶在最後分析完成後之結果呈現於電腦螢幕上。



圖 8 訊號分析診斷人機介面

## 介面功能說明：

(1) 執行分析程式 Spectrum\_analysis 設定畫面

程式執行初始畫面如下圖：

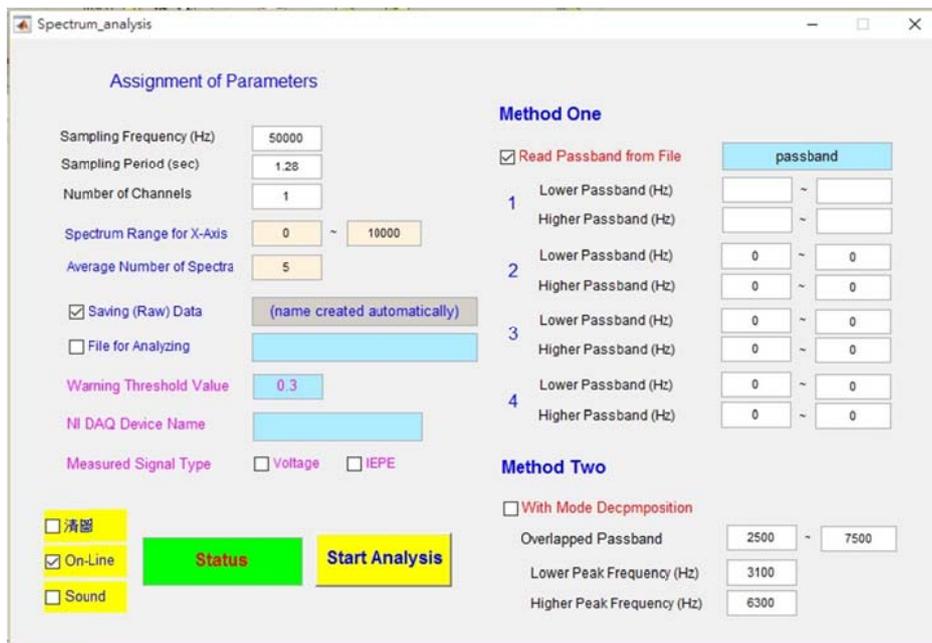


圖 9 程式初始畫面

訊號擷取參數設定 (由使用者依照所使用之硬體來設定)

如下圖紅色框線：

Sampling Frequency (Hz)：設定訊號取樣頻率

Sampling Period (sec)：設定每筆訊號取樣週期時間

Number of Channels：設定取樣訊號頻道(埠)數

Spectrum Range for X-Axis：設定顯示全域頻譜之頻率範圍

Average Number of Spectra：設定頻譜之頻均次數(亦即訊號取

樣週期時間的次數)

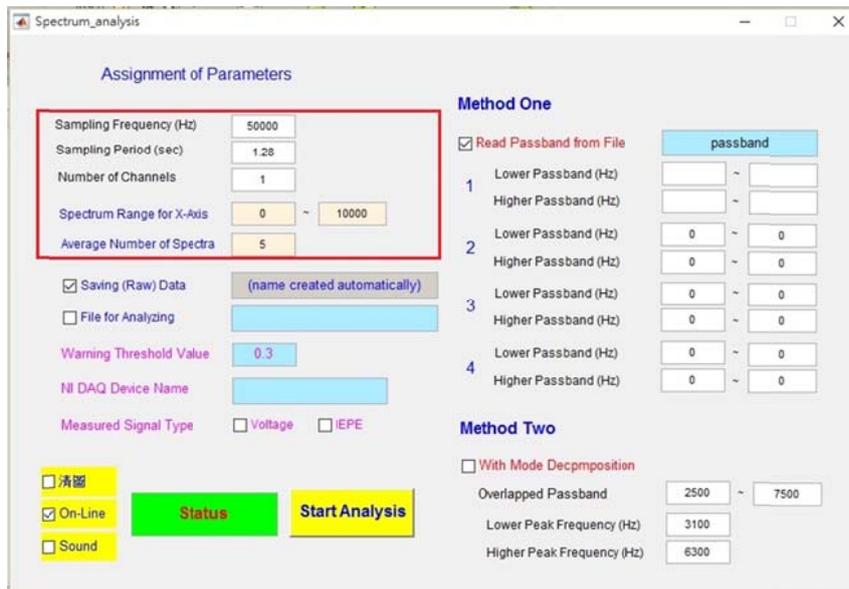


圖 10 訊號擷取參數

資料檔案儲存、讀取設定

如下圖紅色框線：

Saving (Raw) Data：勾選，則儲存訊號取樣資料（系統會自行設定檔名），否則不儲存。

File for Analyzing：勾選，則由檔案讀取資料進行分析，會於開始執行後跳出選檔畫面。

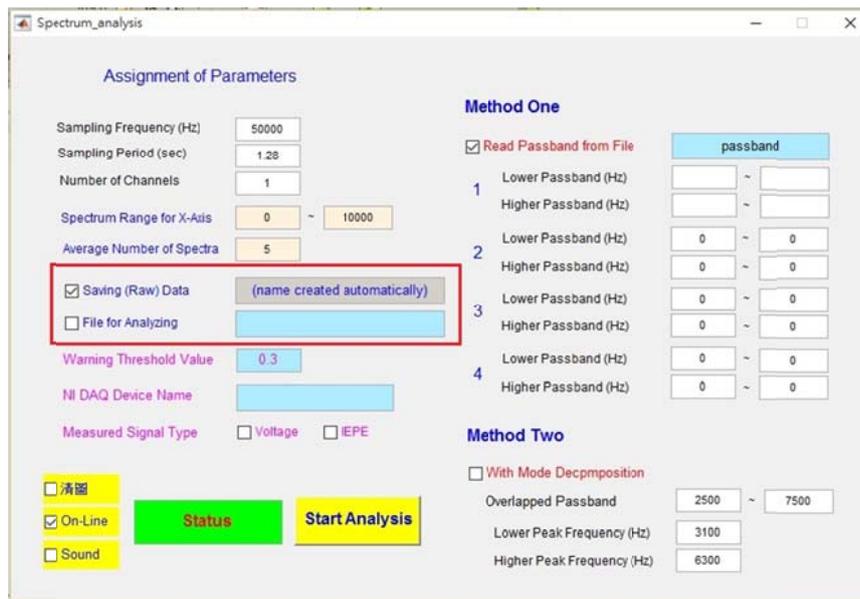


圖 11 資料檔案儲存

振動訊號分析參數設定 (可勾選由 passband 系統參數檔讀入程式執行、或不勾選由使用者自行輸入全部參數)

如下圖紅色框線：

Warning Threshold Value：設定損壞警示臨界值，輸入值須於 0~1 間。

NI DAQ Device Name：輸入 NI DAQ 取樣卡名稱。

Measured Signal Type：勾選設定 NI DAQ 取樣訊號型式。

Read Passband from File：勾選，則由 passband 系統參數檔輸入此畫面所有之參數於程式中執行 (passband 檔名可依實際檔名自行變更輸入)；不勾選，則由使用者自行輸入全部參數。

Lower Passband (Hz)：輸入低模態之頻帶範圍。

Higher Passband (Hz)：輸入高模態之頻帶範圍。

Read Passband from File 需對應第三頁參數：

(a) 訊號擷取參數設定

Number of Channels：設定取樣訊號頻道(埠)數

所設定之頻道數，設定每一頻道中之低、高模態頻率範圍：

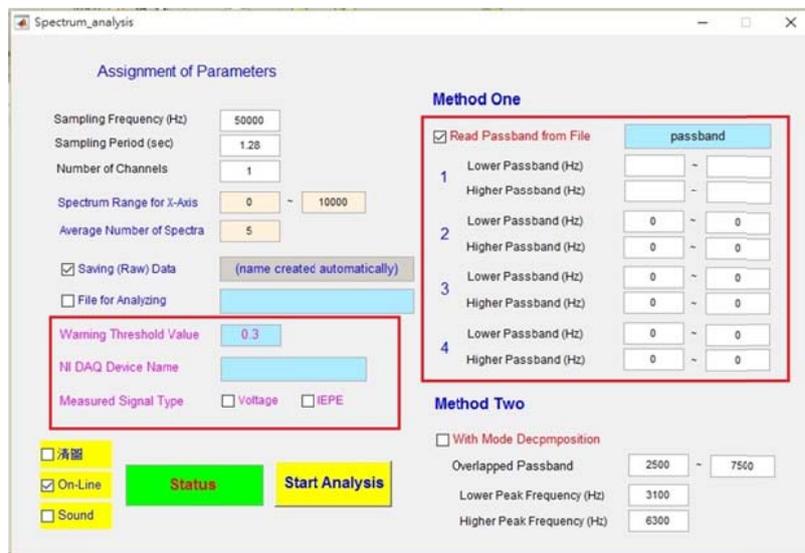


圖 12 設定取樣訊號頻道

程式執行設定、狀態、與啟動

如下圖紅色框線：

清圖：勾選，則程式啟動後會先清除所有圖形。

On-Line：勾選，則取樣完 DAQ 資料後立即分析資料；不勾選，則取樣完後程式即停止。

Sound：勾選，則分析資料時會撥放所量測到之振動聲音；不勾選，則不撥放振動聲音。

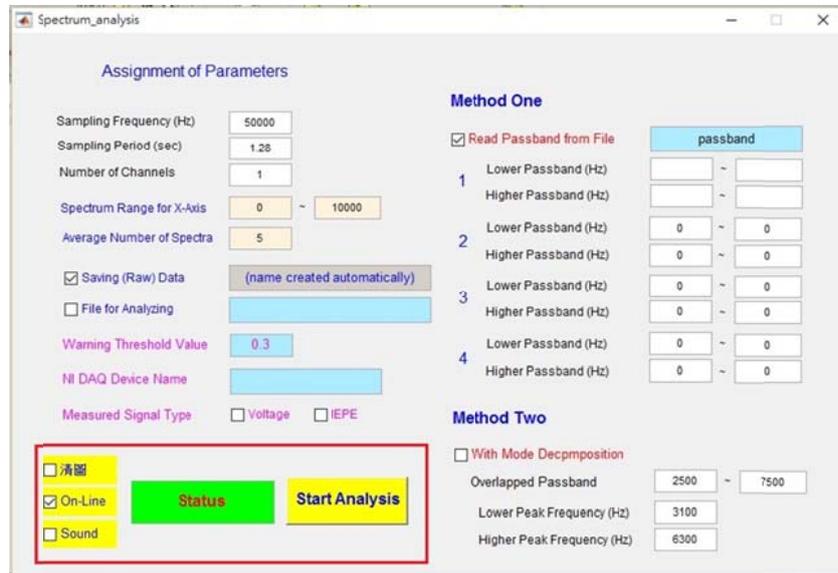


圖 13 程式執行

模態分析法啟動、設定

如下圖紅色框線：

(當選用模態分析法時，紅色框線內所有參數均須設定)

With Mode Decomposition：勾選，則程式會停用 Method One，改以 Method Two 進行分析。

Overlapped Passband：設定兩相鄰模態之頻率範圍。

Lower Peak Frequency (Hz)：輸入低模態之尖峰共振頻率。

Higher Peak Frequency (Hz)：輸入高模態之尖峰共振頻率。

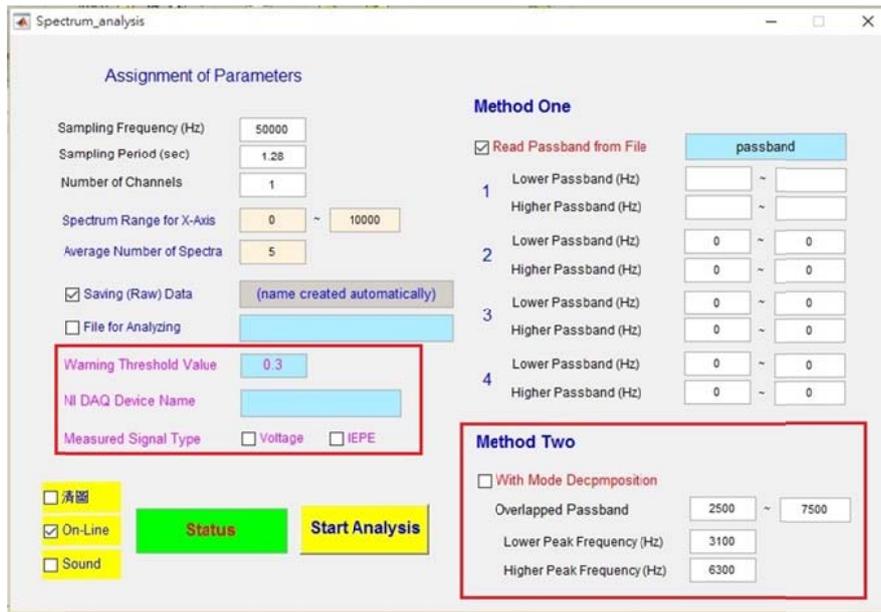


圖 14 模態分析法啟動

(2) 程式執行結果畫面

Method One

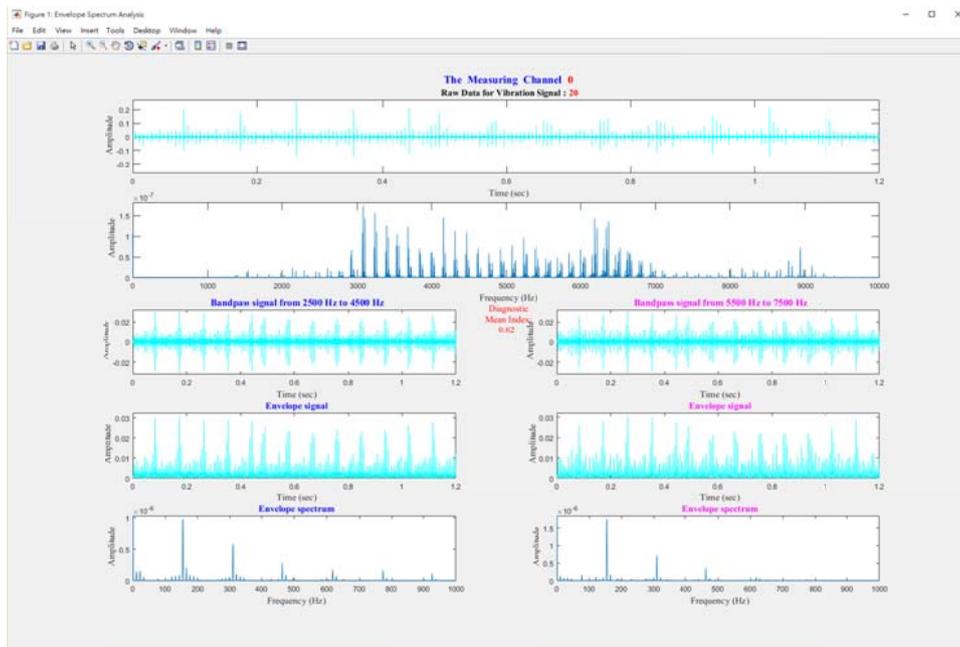


圖 15 執行結果範例一

水藍色為時域圖、深藍色為頻域圖；

(1) 最上面兩張為原始振動時域訊號與振動頻譜。

(2) 左側三張由上而下分別為低模態之帶通訊號、解調訊號、與解調頻譜。

(3) 右側三張由上而下分別為高模態之帶通訊號、解調訊號、與解調頻譜。

(4) 在圖中 Diagnosis Index 為診斷值；當正常時為綠色字體、警戒時為黃色字體、損壞時為紅色字體。

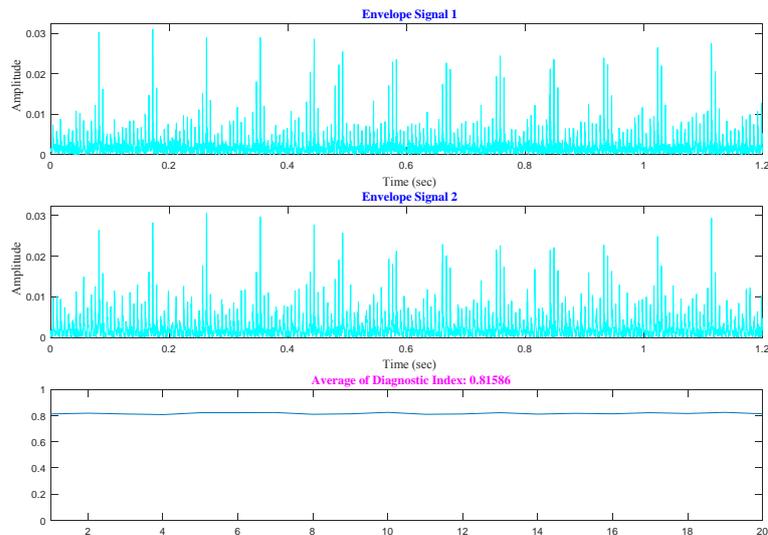


圖 16 執行結果範例二

最上面兩張分別為低頻帶、高頻帶之包落訊號，下圖則為所有取樣訊號週期之分析診斷值，粉紅字體則為診斷平均值。

## Method Two

診斷分析結果之顯示與 Method One 相同。另外，會多共振

頻率值分析表與模態解析圖兩項：

### 共振頻率值分析表



Mode No.	1st Mode Resonance Peak	1st Mode Resonance Frequency (Hz)	2nd Mode Resonance Peak	2nd Mode Resonance Frequency (Hz)
No.1	1.34964e-07	3078.13	9.31987e-08	6188.28
No.2	2.64945e-07	3099.22	3.78103e-07	6372.66
No.3	5.10694e-07	3231.25	6.441e-07	6187.5
No.4	7.57719e-07	3077.34	8.40508e-07	6187.5
No.5	1.03678e-06	3077.34	1.07867e-06	6218.75
No.6	1.33542e-06	3077.34	1.29327e-06	6373.44
No.7	1.56304e-06	3077.34	1.51785e-06	6373.44
No.8	1.84179e-06	3077.34	1.82139e-06	6373.44
No.9	2.06183e-06	3077.34	2.06946e-06	6373.44
No.10	2.19647e-06	3077.34	2.11039e-06	6373.44
No.11	2.31813e-06	3077.34	2.21986e-06	6373.44
No.12	2.54773e-06	3077.34	2.42103e-06	6373.44
No.13	2.69722e-06	3077.34	2.47271e-06	6188.28
No.14	2.84351e-06	3077.34	2.662e-06	6188.28
No.15	2.95755e-06	3077.34	2.73242e-06	6188.28
No.16	3.02506e-06	3077.34	2.73736e-06	6188.28
No.17	3.14666e-06	3077.34	2.81855e-06	6188.28
No.18	3.27386e-06	3077.34	2.83596e-06	6188.28
No.19	3.3534e-06	3077.34	2.85063e-06	6188.28
No.20	3.46513e-06	3077.34	2.87053e-06	6188.28

圖 17 執行結果範例三

## 模態解析圖

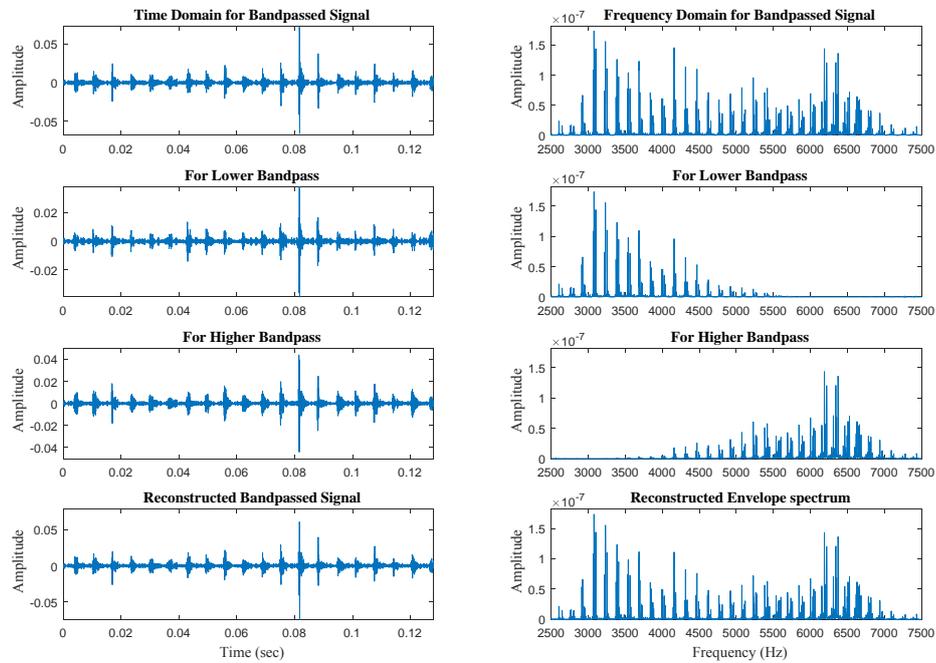


圖 18 執行結果範例四

左側四張圖為時域、右側四張圖為頻域

最上面兩張為原始振動時域訊號與振動頻譜。

第二、三列分別為解析後獲得之低模態、高模態之振動時域訊號  
與振動頻譜。

最下面兩張為由低模態與高模態訊號，合成還原之振動時域訊號  
與振動頻譜。

### 三、實驗規劃

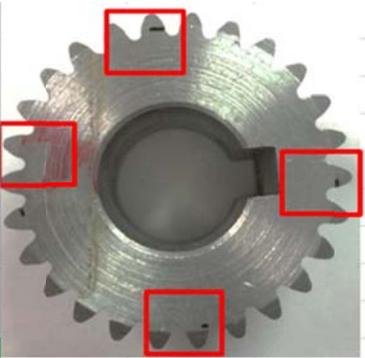
#### (一) 損壞齒輪種類

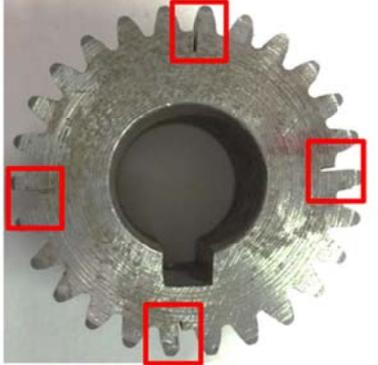
本計畫採用齒輪，配合機台的空間與軸距等限制進行設計，大小齒的齒數比為 26:53，設計模數為 1。詳細規格與外觀如下表所示。齒輪組的部分有分為正常齒輪組與損換齒輪組，損壞的部分有分為斷齒、崩齒、裂痕等齒輪)，如下表(6)所示與說明。因模擬風力發電機運轉，使用大齒輪帶動小齒輪(圖 8)，模擬風力發電機增速的運作模式。

表(5)正常齒輪設計參數

名稱	正列齒A	正列齒B
齒型	梯形	梯形
模數(M)	1	1
齒數T	26	53
周節	3.4	3.3
節徑	0.9	0.9
壓力角(度)	20	20
螺旋角度	0	0
轉位係數	0	0
齒輪圓直徑 $\phi$	28.4	55

表(6)齒輪損壞種類

損壞名稱	說明	圖片
1.斷齒	利用銑床，直接將一齒銑到與根部對齊，來模擬整齒斷裂。	
2.崩齒	利用銑床，直接將一齒一邊銑到與根部對齊，來模擬齒崩裂。	
3.齒腹裂痕	利用放電加工，在齒腹的地方切了一條線，深度約 3mm，來模擬齒輪裂紋。	
4.齒根裂痕-橫切	利用放電加工，在齒根的地方橫切了一條線，深度約 3mm，來模擬齒輪裂紋。	

<p>5.齒根 裂痕-斜 切</p>	<p>利用放電加工，在齒根的地方斜切了一條線，深度約 3mm，來模擬齒輪裂紋。</p>	
<p>6.齒根 裂痕-直 切</p>	<p>利用放電加工，在齒根的地方直切了一條線並切到齒面，深度約 3mm，來模擬齒輪裂紋。</p>	

## (二) 實驗規劃與說明

為了能夠盡量模擬風力機運轉的轉速狀況，原本規劃從低轉速(輸入端 100rpm、輸出端 200rpm)到高轉速(輸入端 1000rpm、輸出端 2000rpm)都能涵蓋，也可觀察高低轉速下不同的故障振動輸出差異性。下表(7)與(8)為各個轉速與齒輪的設定參數。由於正常齒輪結構模態都在 5 kHz 以下，所以取樣頻率可以 10 kHz 就好，其他損壞因確認模態位置還是以 50 kHz 為主。

不過由於機台精度問題，導致越高的轉速，機台會產生更大的干擾雜訊。以下面圖 19 與 20 中，200rpm 與 300rpm 的例子來看。圖 19 為正常齒輪 300RPM，在第 3 張小圖中的嚙齒頻率從 0HZ 到 450HZ

中都隱約可看見轉速頻率，會與裂紋齒輪很相似；而圖 20 中，200RPM 第 3 張圖也隱約可以看的見，但沒有圖 19 來的嚴重，因為機台對心不穩，所以轉速越高，轉速頻率能量越大，影響到整個能量的判斷。

因此本計畫最後為呈現並凸顯高頻解調法的效果，僅以機台影響較小的情況來做分析。

表(7) 實驗規劃表

齒輪形式	製作規劃 (共 4 種)	實驗規劃
正齒輪	正常齒輪	1. 固定轉速以 100rpm 開始測試，等差轉速為 300rpm 直到 1000rpm 的訊號擷取並分析。(共 4 組轉速) 2. 紊流轉速 3m/s 到 12m/s，間隔 3m/s。(共 4 組)。
	表面磨損齒輪	
斜齒輪	裂痕齒輪	
	斷齒輪	

表(8) 轉速與各齒輪參數設定

	100RPM/10 秒	200RPM/10 秒	300RPM/10 秒	400RPM/10 秒	500RPM/10 秒
正常(50K)	500~3000HZ	800~3000HZ	800~3000HZ	800~3000HZ	800~3000HZ
正常(5K)	500~3000HZ	800~3000HZ	800~3000HZ	800~3000HZ	800~3000HZ
斷齒(50K)	1000~3000HZ	1000~3000HZ	1000~3000HZ	1000~3000HZ	1000~3000HZ
崩齒(50K)	800~3000HZ	800~3000HZ	800~3000HZ	800~3000HZ	800~3000HZ

齒腹裂痕(50K)	800~3000HZ	800~3000HZ	800~3000HZ	800~3000HZ	800~3000HZ
齒根裂痕-橫切(50K)	800~3500HZ	800~3500HZ	800~3500HZ	800~3500HZ	800~3500HZ
齒根裂痕-斜切(50K)	800~3300HZ	800~3300HZ	800~3300HZ	800~3300HZ	800~3300HZ
齒根裂痕-直切(50K)	800~3200HZ	800~3200HZ	800~3200HZ	800~3200HZ	800~3200HZ

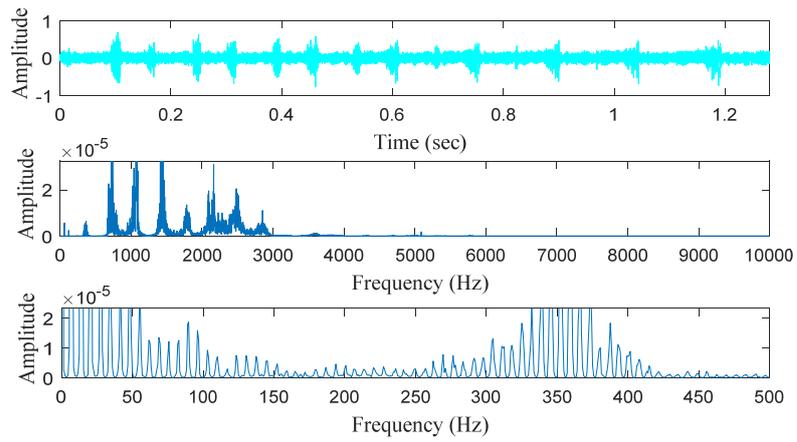


圖 19 正常齒輪 300RPM

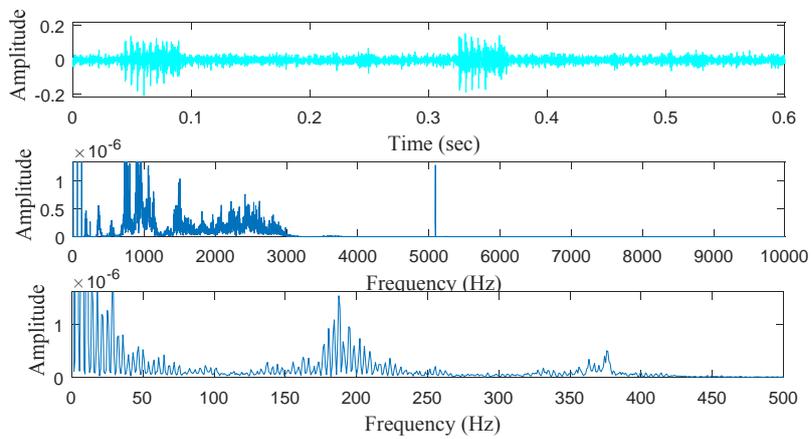


圖 20 正常齒輪 200RPM

## 參、主要發現與結論

### 一、主要發現與分析說明

#### (一)正常齒輪

正常齒輪訊號(圖 21)主要以 100RPM 以及 200RPM 兩個轉速，在圖 21 的(a)與(b)時域圖中有一波一波的現象，是因為機台軸承座偏心所導致，圖 21 的(c)與(d)兩張頻域圖中，100RPM 以及 200RPM 的模態大約都在 800Hz 到 2000Hz 左右；圖 22(a)圖頻率約為 88.3Hz( $100\text{RPM} \times 53 \text{ 齒}/60$ )為齒輪嚙合頻率，圖 22(b)是轉速頻率約為 1.67Hz( $100\text{RPM}/60$ )，由於機台軸承座偏心嚴重，所以轉速頻率能量很大，而且轉速會忽快忽慢誤差大約在 10RPM；圖 22(c)圖頻率約為 176.67Hz( $200\text{RPM} \times 53 \text{ 齒}/60$ )為齒輪嚙合頻率，圖 22(d)是轉速頻率約為 3.33Hz( $200\text{RPM}/60$ )，由於轉速會忽快忽慢一倍頻 3.33Hz 並不明顯，二倍頻的 6.67Hz 比較明顯。

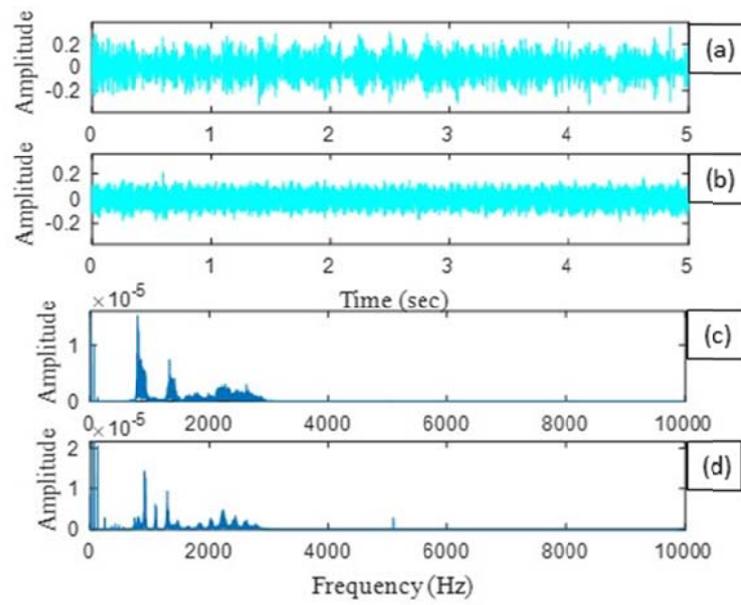


圖 21 正常齒輪(a)100RPM 時域圖(b)200RPM 時域圖  
(c)100RPM 頻域圖(d)200RPM 頻域圖

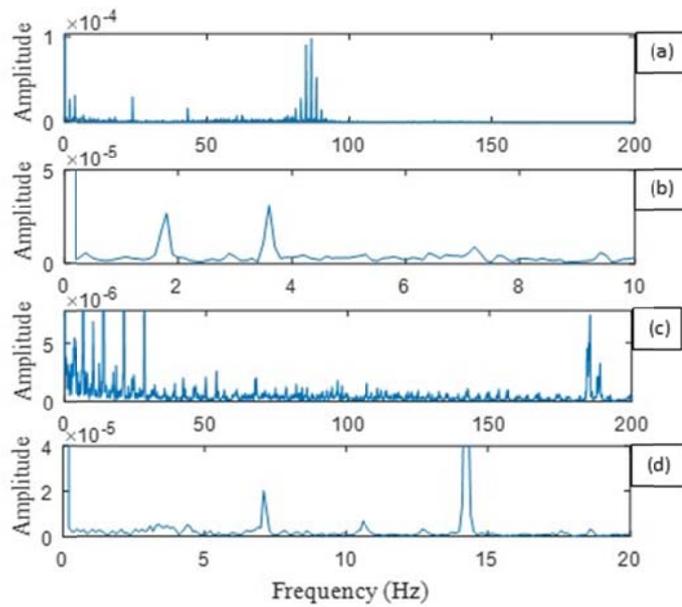


圖 22 正常齒輪(a)100RPM 包絡頻譜圖(b)100RPM 包絡頻譜圖放大  
(c)200RPM 包絡頻譜圖(d) 200RPM 包絡頻譜圖放大

## (二)、斷齒齒輪

斷齒齒輪訊號(圖 23)主要以 100RPM 以及 200RPM 兩個轉速，在圖 23 的(a)與(b)時域圖中，都有週期性的敲擊，圖 23 的(c)與(d)兩張圖，100RPM 以及 200RPM 的模態大約都在 200Hz 到 1400Hz 左右，與正常齒輪的模態位置有些不一樣，由於製作機台加工精度較差，所以在拆裝時就會讓結構改變；圖 24(a)圖頻率約為 88.3Hz 為齒輪嚙合頻率，圖 24(c)是嚙合頻率約為 176.67Hz，在斷齒的嚙合頻率並不明顯，圖 24(b)圖頻率約為 1.67Hz 為齒輪轉速頻率，圖 24(d)是轉速頻率約為 3.33Hz，由於機台軸承座偏心嚴重，在圖 24(b)還會出現半頻 0.83Hz，則圖 23(d)是出現 1.67Hz。

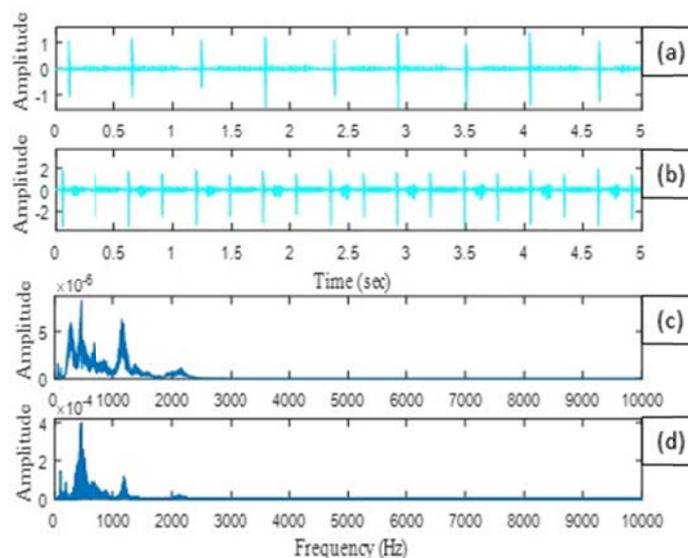


圖 23 斷齒齒輪(a)100RPM 時域圖(b)200RPM 時域圖

(c)100RPM 頻域圖(d)200RPM 頻域圖

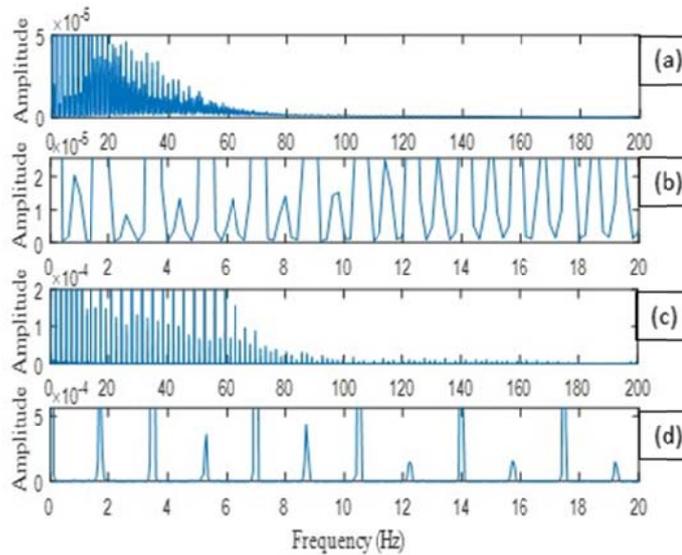


圖 24 斷齒齒輪(a)100RPM 包絡頻譜圖(b)100RPM 包絡頻譜圖放大

(c)200RPM 包絡頻譜圖(d) 200RPM 包絡頻譜圖放大

### (三)、崩齒齒輪

崩齒訊號(圖 25)主要以 100RPM 以及 200RPM 兩個轉速，但實際轉速比較快一點，在圖 25 的(a)與(b)時域圖中，都有週期性的敲擊，圖 25 的(c)與(d)兩張圖，100RPM 以及 200RPM 的模態大約都在 500Hz 到 2500Hz 左右；圖 26(a)圖頻率約為 90Hz 為齒輪嚙合頻率，圖 26(c)是嚙合頻率約為 190Hz，在這兩張圖中發現，在嚙合頻率旁有轉速的倍頻，圖 26(b)圖頻率約為 1.67Hz 為齒輪轉速頻率，圖 26(d)是轉速頻率約為 3.33Hz。

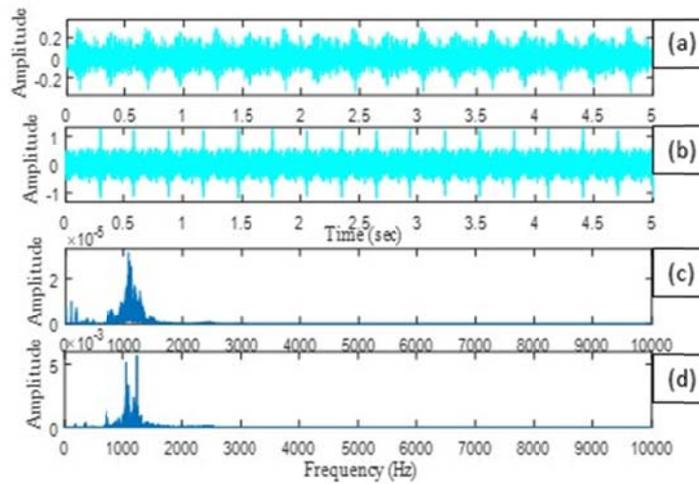


圖 25 崩齒齒輪(a)100RPM 時域圖(b)200RPM 時域圖  
(c)100RPM 頻域圖(d)200RPM 頻域圖

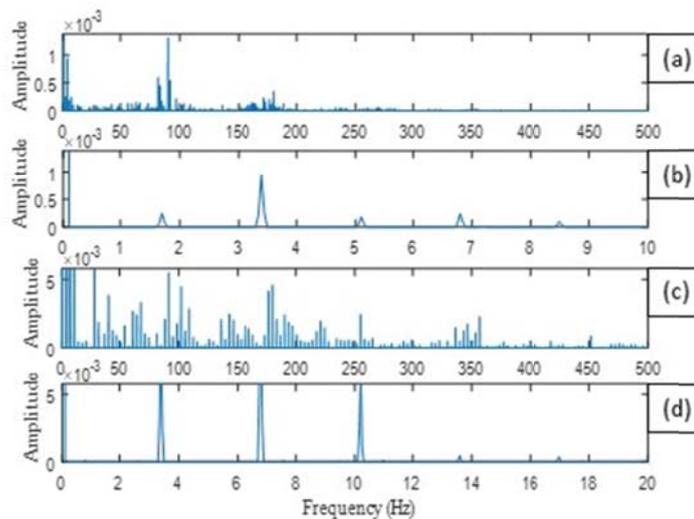


圖 26 崩齒齒輪(a)100RPM 包絡頻譜圖(b)100RPM 包絡頻譜圖放大  
(c)200RPM 包絡頻譜圖(d) 200RPM 包絡頻譜圖放大

#### (四)、裂紋齒輪-齒腹裂紋

齒腹裂紋訊號(圖 27)主要以 100RPM 以及 200RPM 兩個轉速，  
實際轉速比較快一點，在圖 27 的(a)與(b)時域圖中，都有週期性的敲

擊，圖 27 的(c)與(d)兩張圖，100RPM 以及 200RPM 的模態大約都在 500Hz 到 3000Hz 左右，而在 5KHz 的頻率為馬達的變頻頻率；圖 28(a) 圖頻率約為 90Hz 為齒輪嚙合頻率，圖 28(c)是嚙合頻率約為 185Hz，在這兩張圖中發現，在嚙合頻率旁有轉速的倍頻，圖 28(b)圖頻率約為 1.67Hz 為齒輪轉速頻率，圖 28(d)是轉速頻率約為 3.33Hz，而這損壞的轉速頻率沒看見半頻的頻率。

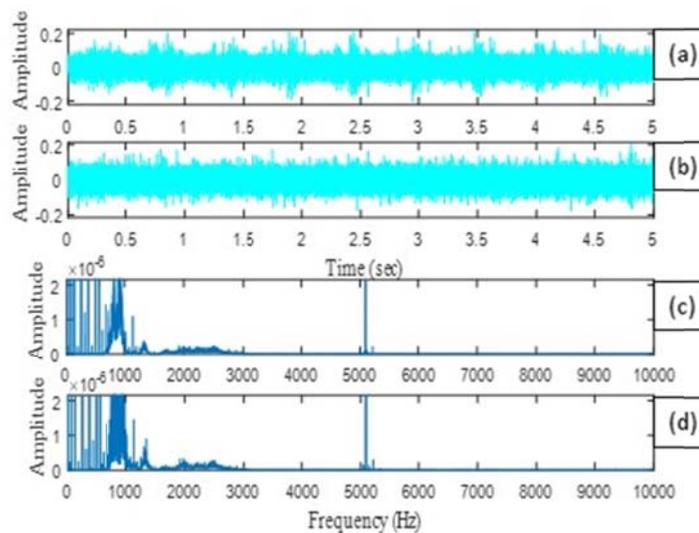


圖 27 齒腹裂紋(a)100RPM 時域圖(b)200RPM 時域圖  
(c)100RPM 頻域圖(d)200RPM 頻域圖

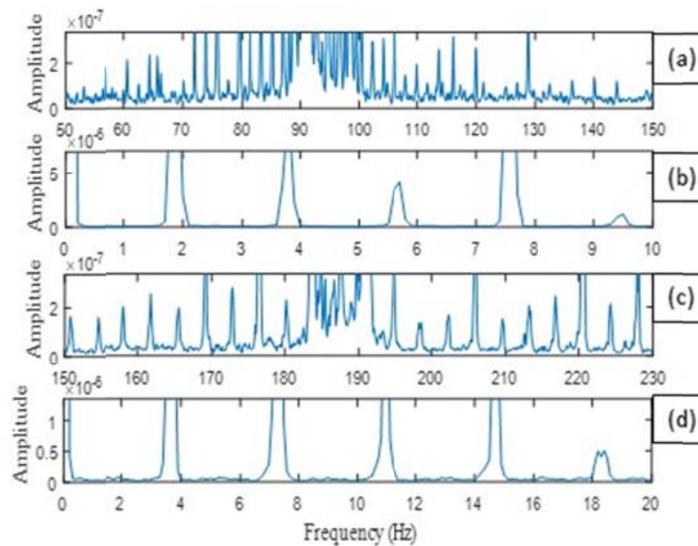


圖 28 齒腹裂紋(a)100RPM 包絡頻譜圖(b)100RPM 包絡頻譜圖放大(c)200RPM 包絡頻譜圖(d) 200RPM 包絡頻譜圖放大

#### (五)、裂紋齒輪-齒根裂痕(橫切)

齒根橫切訊號(圖 29)主要以 100RPM 以及 200RPM 兩個轉速，但實際約 110RPM 與 225RPM，在圖 29 的(a)與(b)時域圖中，都有週期性的敲擊，圖 29 的(c)與(d)兩張圖，100RPM 以及 200RPM 的模態大約都在 500Hz 到 3000Hz 左右，而在 5KHz 的頻率為馬達的變頻頻率；圖 30(a)圖頻率約為 100Hz 為齒輪嚙合頻率，圖 30(c)是嚙合頻率約為 200Hz，在圖 30(a)與(c)中發現，嚙合頻率都有倍頻，圖 30(b)圖頻率約為 1.67Hz 為齒輪轉速頻率，圖 30(d)是轉速頻率約為 3.33Hz，而這損壞的轉速頻率沒看見半頻的頻率。

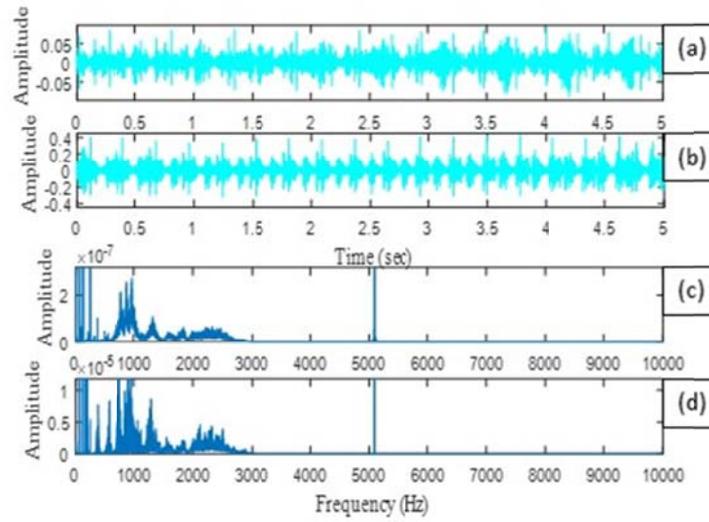


圖 29 齒根橫切(a)100RPM 時域圖(b)200RPM 時域圖  
(c)100RPM 頻域圖(d)200RPM 頻域圖

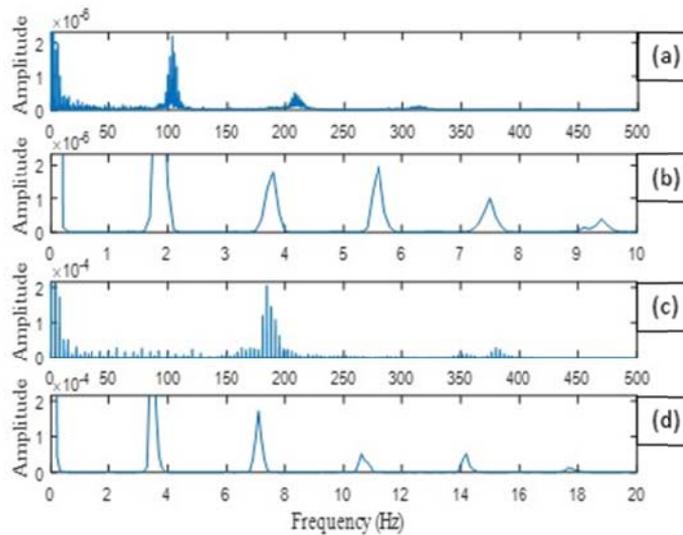


圖 30 齒根橫切(a)100RPM 包絡頻譜圖(b)100RPM 包絡頻譜  
圖放大(c)200RPM 包絡頻譜圖(d) 200RPM 包絡頻譜圖放大

## (六)、裂紋齒輪-齒根裂痕(斜切)

齒根斜切訊號(圖 31)主要以 100RPM 以及 200RPM 兩個轉速，但實際約 105RPM 與 220RPM，在圖 31 的(a)與(b)時域圖中，都有週期性的敲擊，圖 31 的(c)與(d)兩張圖，100RPM 以及 200RPM 的模態大約都在 500Hz 到 3000Hz 左右，而在 5KHz 的頻率為馬達的變頻頻率；圖 32(a)圖頻率約為 100Hz 為齒輪嚙合頻率，圖 32(c)是嚙合頻率約為 190Hz，在圖 32(a)與(c)中發現，嚙合頻率都有倍頻，圖 32(c)則在嚙合頻率旁有轉速的倍頻，圖 32(b)圖頻率約為 1.67Hz 為齒輪轉速頻率，圖 32(d)是轉速頻率約為 3.33Hz，而這損壞的轉速頻率沒看見半頻的頻率。

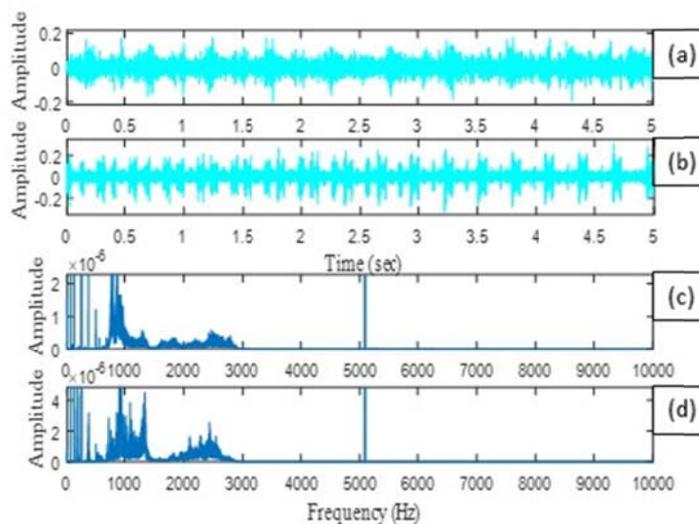


圖 31 齒根斜切(a)100RPM 時域圖(b)200RPM 時域圖  
(c)100RPM 頻域圖(d)200RPM 頻域圖

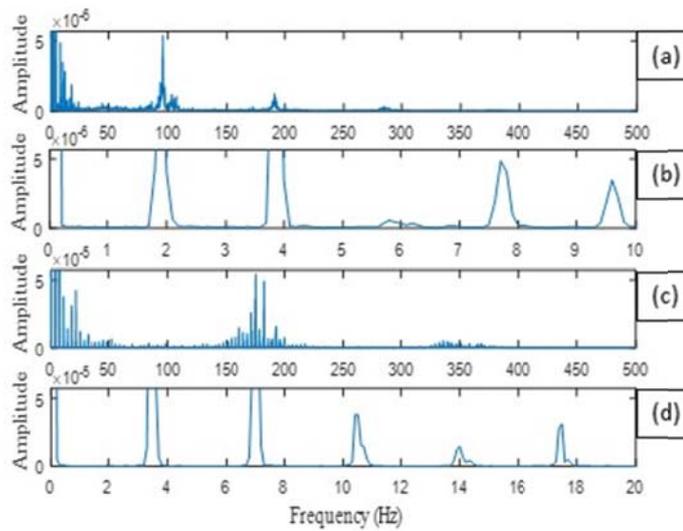


圖 32 齒根斜切(a)100RPM 包絡頻譜圖(b)100RPM 包絡頻譜圖放大(c)200RPM 包絡頻譜圖(d) 200RPM 包絡頻譜圖放大

### (七)、裂紋齒輪-齒根裂痕(直切)

齒腹裂紋訊號(圖 33)主要以 100RPM 以及 200RPM 兩個轉速，但實際約 110RPM 與 225RPM，在圖 33 的(a)與(b)時域圖中，都有週期性的敲擊，圖 33 的(c)與(d)兩張圖，100RPM 以及 200RPM 的模態大約都在 500Hz 到 3000Hz 左右，而在 5KHz 的頻率為馬達的變頻頻率；圖 34(a)圖頻率約為 100Hz 為齒輪嚙合頻率，圖 34(c)是嚙合頻率約為 200Hz，在圖 34(c)中發現，在嚙合頻率旁有轉速的倍頻，而 100RPM 沒有，圖 34(b)圖頻率約為 1.67Hz 為齒輪轉速頻率，圖 34(d)是轉速頻率約為 3.33Hz，而這損壞的轉速頻率沒看見半頻的頻率。

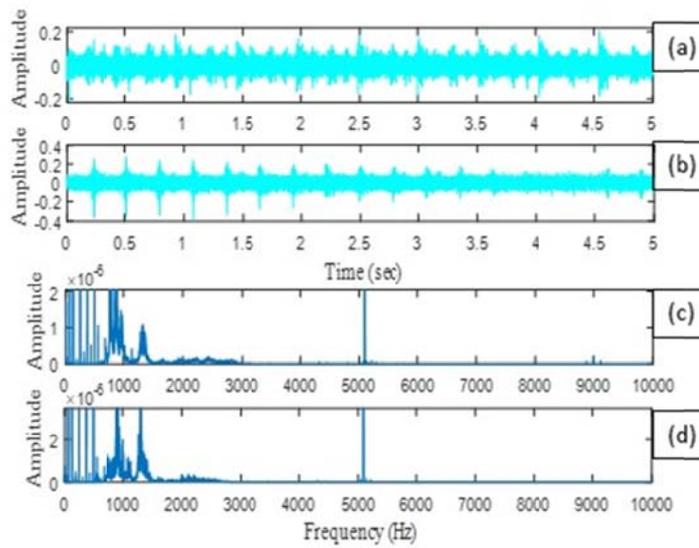


圖 33 齒跟裂痕-直切(a)100RPM 時域圖(b)200RPM 時域圖  
(c)100RPM 頻域圖(d)200RPM 頻域圖

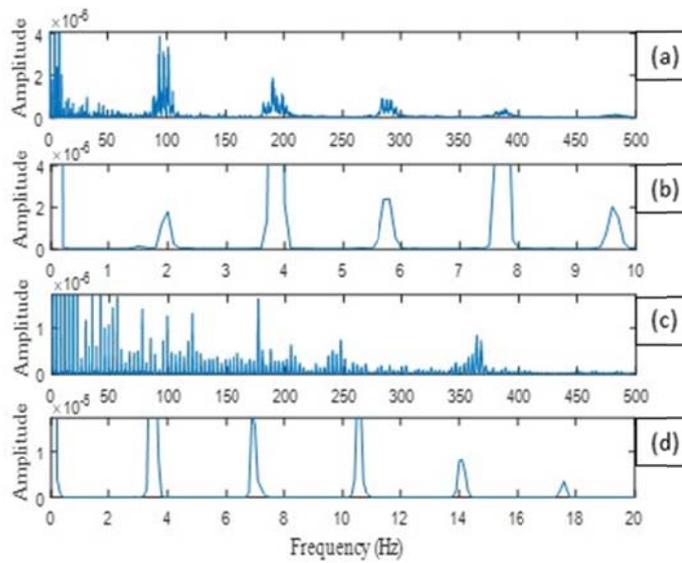


圖 34 齒腹裂紋(a)100RPM 包絡頻譜圖(b)100RPM 包絡頻譜  
圖放大(c)200RPM 包絡頻譜圖(d) 200RPM 包絡頻譜圖放大

## 二、參考佐證：十字轉向機之損壞監測分析

### (一)、十字轉向機更換前損壞監測

基於實驗測試斜齒輪須有較高精度方能進行實驗之驗證困難，因此補充在實際生產線上運作之十字轉向機之損壞監測應用。十字轉向機之透視圖如下：



圖 35 十字轉向機

其損壞更換前之損壞診斷分析如下：

經分析時域、頻域與能量圖如下，可解析出五個振動模態，其模態共振頻率分別為 2670 Hz、3505 Hz、4310 Hz、4990 Hz、8625Hz。

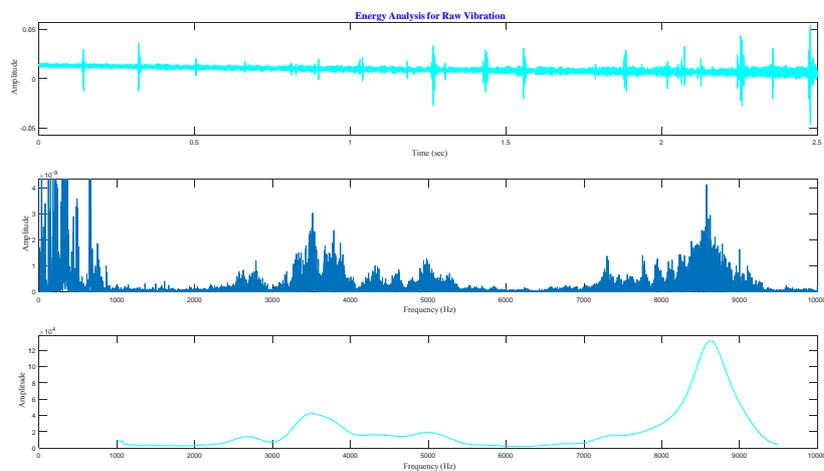


圖 36 損壞更換前的分析圖

經模態解析可獲得五組共振模態之估測時域訊號，以及其頻譜圖如下，可明顯看出在五個模態的時域訊號中，都有損壞敲擊的振幅調變現象，因此可確認其機械損壞發生。

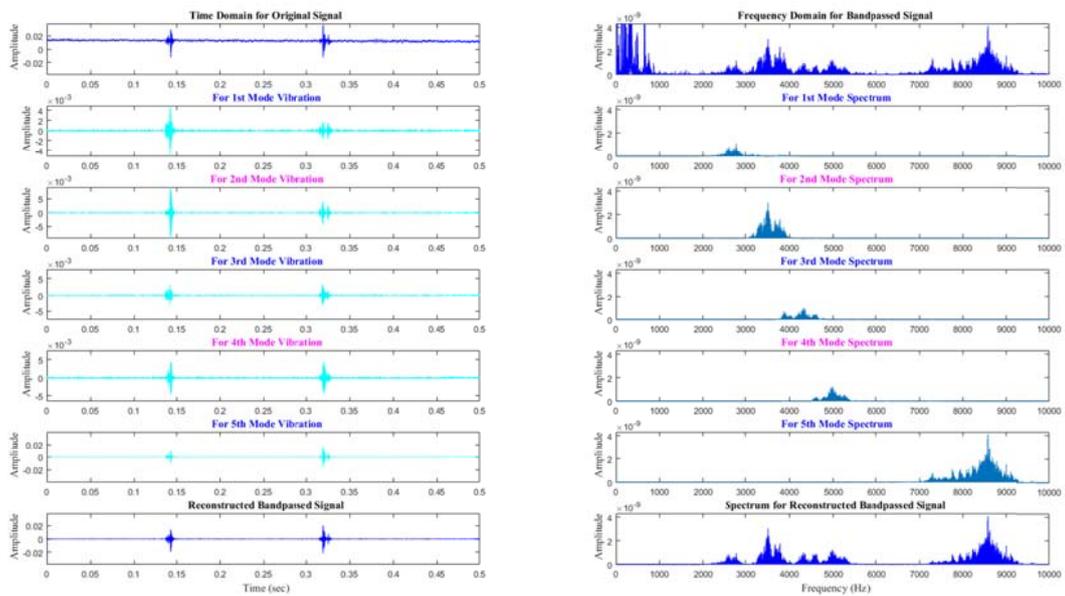


圖 37 損壞更換前的模態分析圖

並且，由低頻至高頻之損壞診斷值分別為 0.78、0.79、0.68、0.68，均已達嚴重損壞程度，因此進行更換十字轉向機。以下為其人機介面之顯示結果：

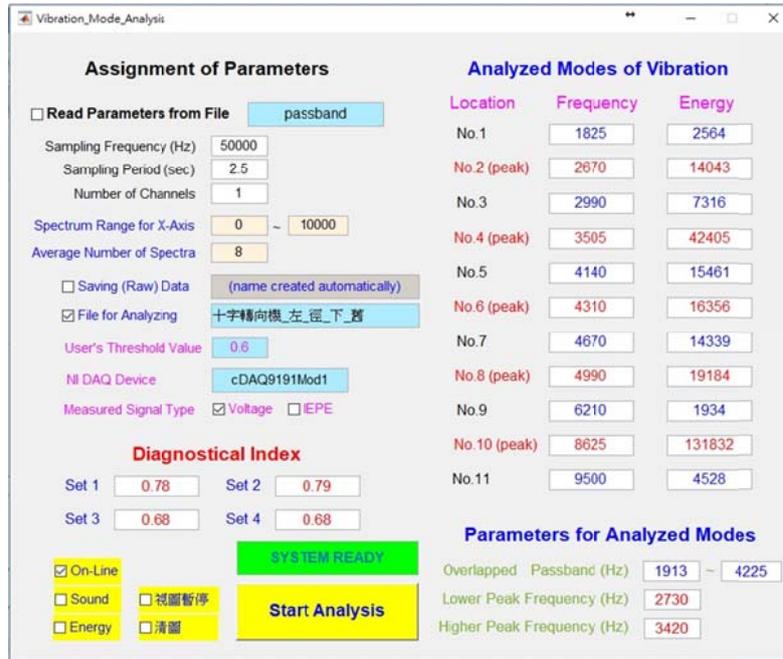


圖 38 診斷工具設定介面結果

以下就第 1、2 模態之訊號特性說明斜齒輪解調訊號之損壞敲擊現象；如下圖所示，在時域訊號有明顯的損壞敲擊，所造成之振幅調變現象，經模態解析後之兩模態可分別獲得其估測振動、包絡訊號、以及包絡頻譜，但由於在生產過程中負載是變動的情況下，十字轉向機的轉速會有變動，因此其包絡頻譜並無法明確分析出損壞敲擊之頻率特性；然而以損壞診斷指標分析技術，則可明確獲得其嚴重損壞之診斷結果。

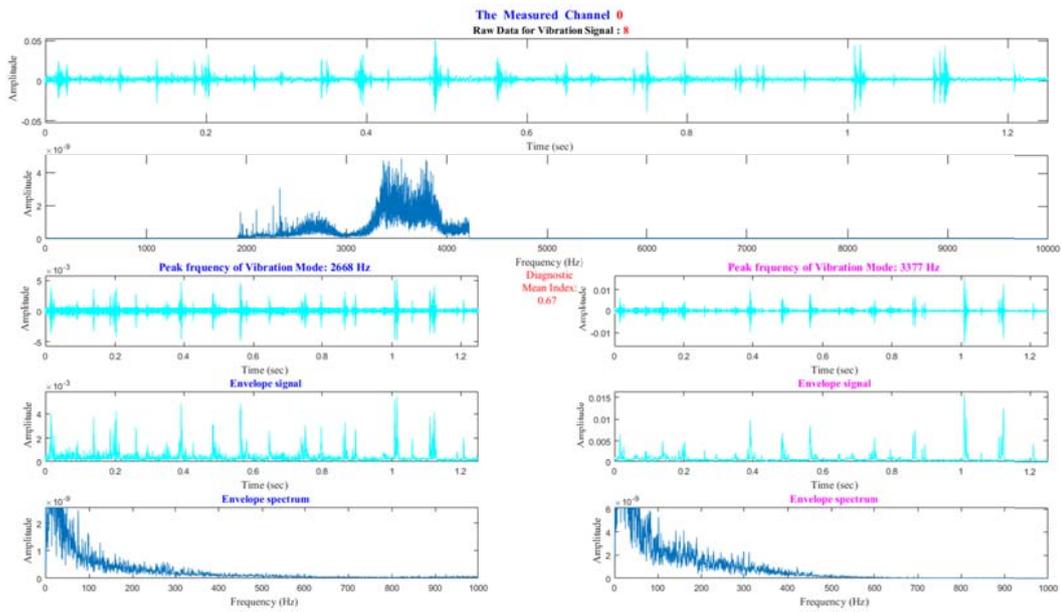


圖 39 斜齒輪解調訊號

## (二)、十字轉向機之更新監測分析

其更換後之損壞診斷分析如下：

經分析時域、頻域與能量圖如下，可解析出五個振動模態，其模態共振頻率分別為 2400 Hz、3830 Hz、51400 Hz、6090 Hz、8650Hz。相較於更換前之模態有些許差異，其主要因素是十字轉向機安裝在鋼架上，而非剛性體上因此造成模態略有差異，但並不嚴重，若以模態能量分析法自動解析振動模態，則可自行分析選擇正確模態範圍，因此可不受結構特性改變，而影響損壞診斷指標之正確性。

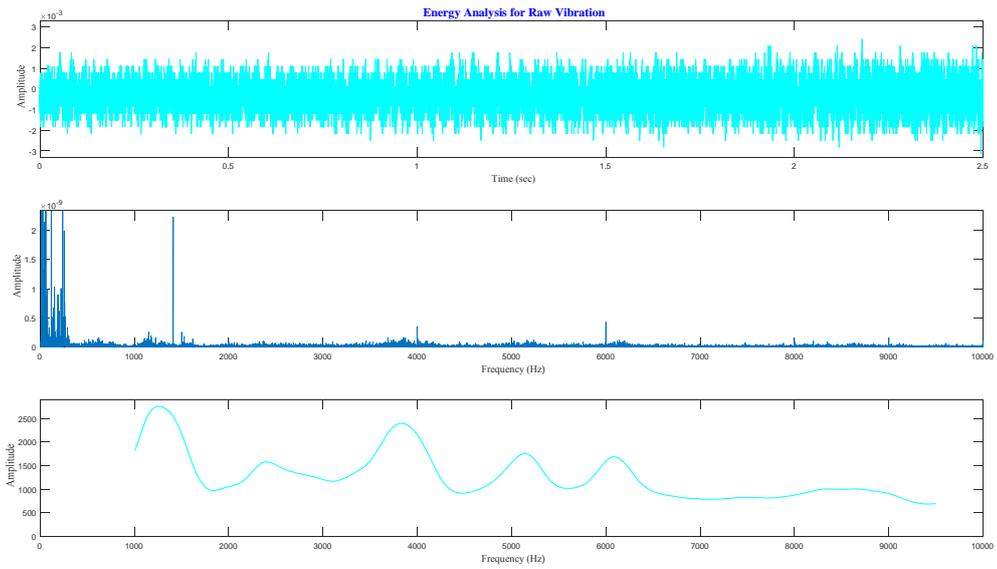


圖 40 更換後的時域頻域能量圖

經模態解析可獲得五組共振模態之估測時域訊號，以及其頻譜圖如下，可明顯看出在五個模態的時域訊號中，均未發現損壞敲擊的振幅調變現象，因此可確認其機械運作正常。

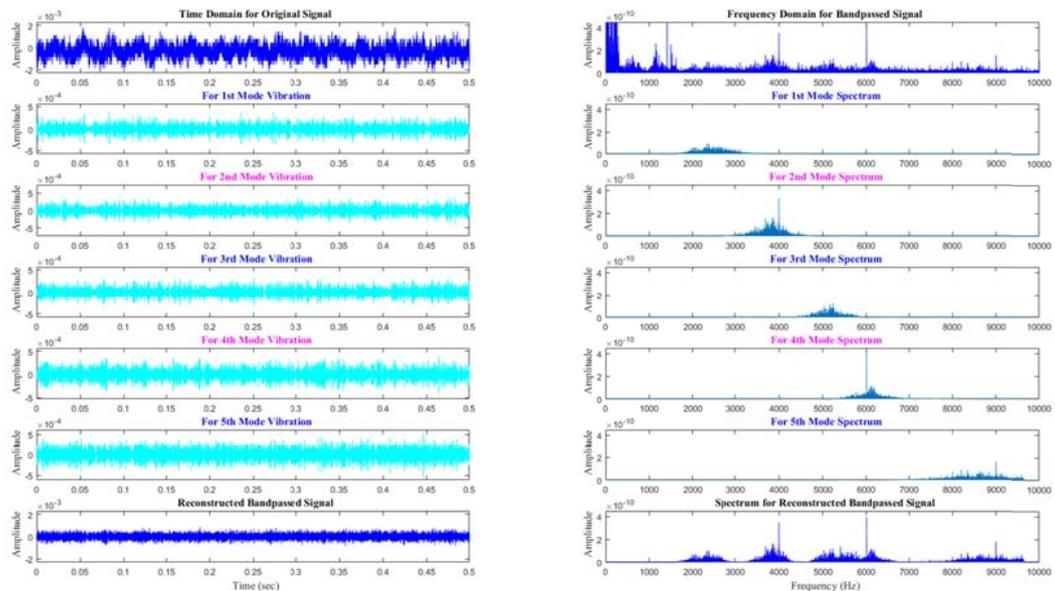


圖 41 更換後的頻譜圖

並且，由低頻至高頻之損壞診斷值分別為 0.14、0.12、0.09、0.03，均為正常運作情況。以下為其人機介面之顯示結果：

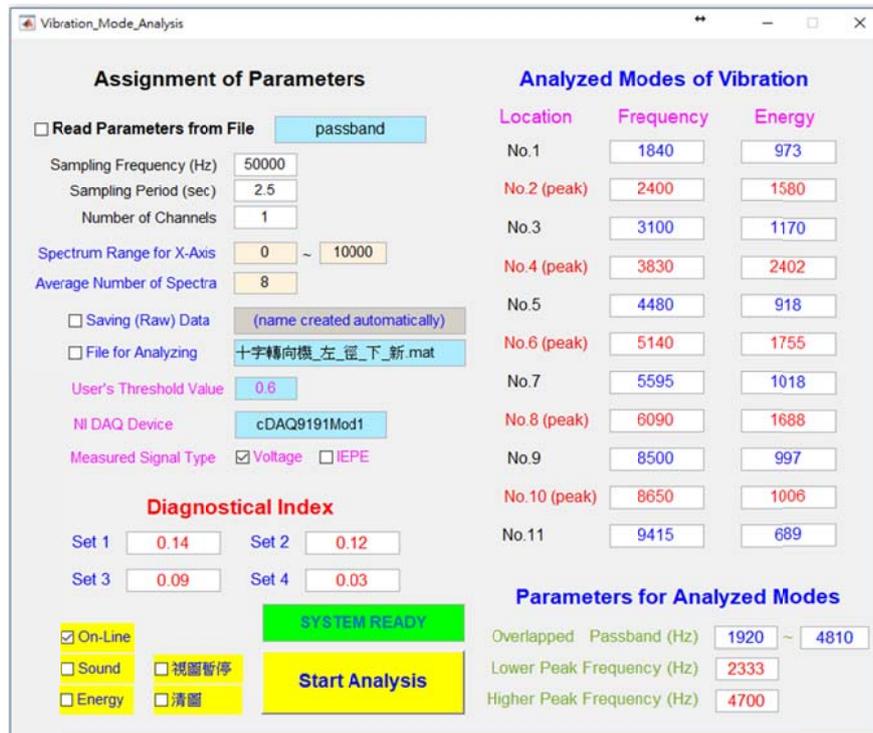


圖 42 人機介面顯示結果

以下亦就第 1、2 模態之訊號特性說明斜齒輪解調訊號之正常運轉現象；如下圖所示，在時域訊號並無明顯的損壞敲擊，所造成之振幅調變現象，經模態解析後之兩模態可分別獲得其估測振動、包絡訊號、以及包絡頻譜，以損壞診斷指標分析技術，可明確獲得其正常運作之診斷結果。

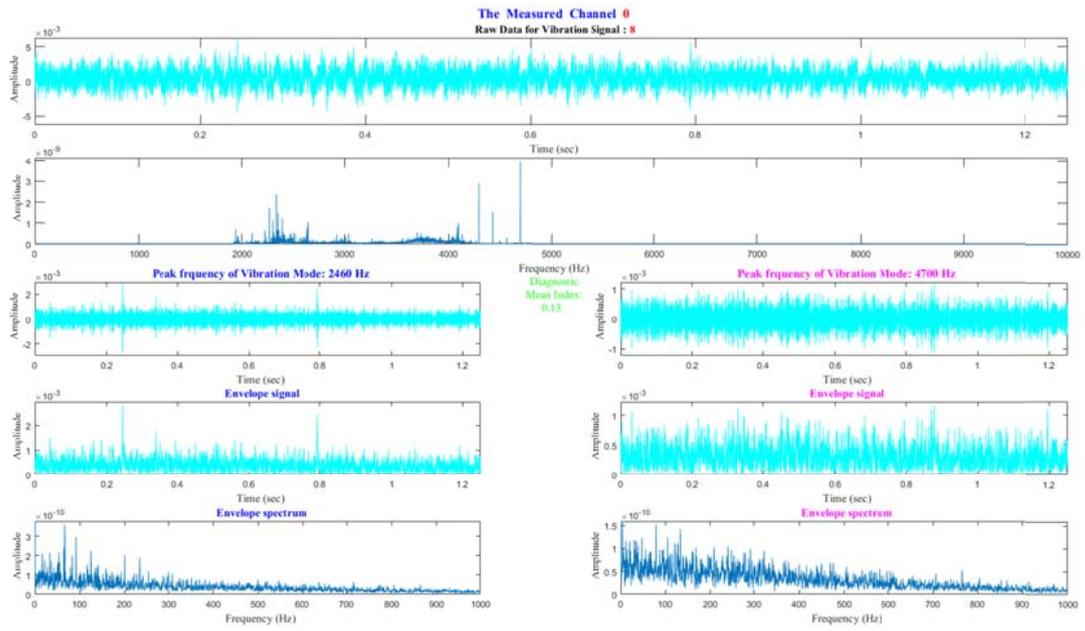


圖 43 更換後的斜齒輪解調訊號

### 三、結論

在許多振動檢測的方法中，高頻解調分析法雖然已經行之有年，但是在風力發電機的領域上卻是相對新穎的應用；特別是齒輪箱的應用上，是一個相對難處理的技術應用。從實驗結果中可以發現頻域訊號會因為雜訊而導致無法明確判斷齒輪訊號，但高頻解調出的包絡頻譜較不會受到雜訊所影響，一樣可以非常準確的分析出齒輪組的訊號。且不管是正常齒輪組或者損壞齒輪組都能夠從包絡頻譜中看到轉速頻率與嚙合頻率並可以明確分析出損壞齒輪組之損壞特徵頻率，因此可以證實高頻解調分析法在本次實驗之可行性。

本次研究亦發現正常齒輪或所有損壞齒輪都會有嚙合頻率和轉速頻率，但是損壞齒輪的轉速頻率能量會比較大，有些還會影響大到看不到嚙合頻率。這與機台製造精度有落差，導致有偏心的問題出現，正常訊號轉速頻率大概是一到兩倍頻而已，而且不會出現半頻，但分析的訊號會有出現，未來將持續進行改善精進。

## 肆、參考文獻

1. Shuangwen (Shawn) Sheng “Report on Wind Turbine Subsystem Reliability – A Survey of Various Databases,” National Renewable Energy Laboratory, 2013.
2. B. S. Nivedh, “Major failures in the wind turbine components and the importance of periodic inspections,” Wind Insider November 2014, pp.32-36, 2014.
3. A. V. Jouanne, P. N. Enjeti, and D. J. Lucas, “DSP Control of High Power UPS Systems Feeding Nolinear Loads,” *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 43, No. 1, Feb 1996, pp. 121-125
4. 葉榮陞。2015。以 NI myRIO 模組建構旋轉軸承損壞診斷之無線線上監測系統。碩士論文。台南:南台科技大學機械工程研究所
5. 康志堅,「主要國家風力發電推動政策暨風電市場、產業及技術研發趨勢分析」,工業技術研究院, 2016
6. Yuh-Tay Sheen, “Constructing a Wavelet-Based Envelope Function for Vibration Signal Analysis,” *Mechanical Systems And Signal Processing*, Vol.18, pp.119-126, 2004
7. 沈毓泰,「應用模態間包絡訊號之相關係數於機械損壞診斷的方法」,中華民國發明專利(第 I420089 號), 2013
8. 黃健倫,「以相關係數量化指標應用於軸承損壞診斷」,南臺科技大學機械工程研究所碩士學位論文,2011
9. Yuh-Tay Sheen, “3D Spectral Analysis for Vibration Signals by Wavelet-based Demodulation,” *Mechanical Systems and Signal*

Processing, Vol.20, pp.843-853, 2004

10. W.J.WANG, "APPLICATION OF ORTHOGONAL WAVELETS TO EARLY GEAR DAMAGE DETECTION, " Mechanical Systems and Signal Processing, Vol 5, pp.497-507, 1995
11. M.A.Jafarizadeh, "Asynchronous input gear damage diagnosis using time averaging and wavelet filtering, " Mechanical Systems and Signal Processing, Vol.22, pp.172-201, 2008
12. Hui Li, "Gear Fault Diagnosis Based on Continuous Morlet Wavelet Amplitude and Phase Map, " Seventh International Conference on Fuzzy Systems and Knowledge Discovery, 2010
13. Zhou Fucheng, "Fault Diagnosis Method of Gear of Wind Turbine Gearbox Based on Undecimated Wavelet Transformation, " International Conference On Computer Design And Applications, 2010