



聲紋時頻轉換法於工具機械磨耗檢測

Vibration-Acoustic Analysis

on the wear monitoring for machine tool



羅佐良

工研院機械所
智慧機械技術組
工程師

張恩生

工研院機械所
智慧機械技術組
經理

洪瑞斌

國立勤益科技大學
機械系
副教授

關鍵詞

- 線性滑軌 Linear guide
- 聲紋震動分析 Vibration-acoustic analysis
- 黃鐔法 Hilbet-Hung transform(HHT)

摘要

振動分析法是藉由機器在正常運轉與異常狀態下引發振動的變化，找出故障的振動特性。因此，廣泛應用於故障、過度磨損或結構損壞等的預測上。但是，振動頻譜所呈現的是整體機台振動情況，當偵測點移動或改變時，所量得之振動訊號亦隨之改變。諸如工具機之定位機構包含甚多線性傳動元件，各組件具有獨自振動特性，但是結合後會產生耦合振動型態。因此，不容易由單一振動頻譜圖中判斷產生異常狀態之來源。

本研究期望藉由機台聲紋檢測所獲得時域頻譜中，具有顯著變化區域之特徵值作為檢驗機台狀態之依據。此種方式較諸於振動頻譜分析，更具創新性，在實務應用上則更具方便性。基於此概念，本研究將結合電腦輔助工程分析與聲紋量測實驗，探討線性滑軌異常狀態導致平台振動聲紋特性變化之力學意義。研究結果顯示，線性滑軌之預壓力等級之不同或不均勻以及珠槽內部鋼珠缺損情況下，確實會影響定位平台運動中的聲紋特性。鋼珠缺損時將降低線軌接觸剛性，導致機台振動聲紋頻率降低，此顯示藉由聲紋特徵分析可以檢測機台中線軌狀態變化。應用此種特性，即可藉由振動實驗檢測機台內部元件是否發生異常，並提供作為設計檢驗的依據。

The vibration analysis method has been widely used to detect the faults of the components of a machine. For a positioning stage, its vibration characteristic is close related to the liner guide preload. With the attempt to clarify the meanings of the



vibration signal coming out from an abnormal machine, this study was aimed at investigating the influence of a fault linear guide on the vibration and acoustic characteristics of a positioning stage through the use of acoustic characteristics analysis.

Experimental measurements indicate that a stage equipped abnormal linear guide indeed exhibits different acoustic characteristics when compared to the stage with well guides. Such a variation of acoustic characteristics can be used to find out the faults and cause of the stage. Generally, the vibration characteristics can be clearly related to the mechanical structural stiffness. While the variation of acoustic characteristics also can be ascribed to the change of the structure stiffness of linear guide due to the defect of rolling balls. But, the causes affecting the variation are still unknown. Hence, for practical application, the quantitatively relationship between the acoustic characteristics and structural stiffness should be established in future work.

序論

一、前言

機械系統經過長時間使用後會產生過度的振動，通常是與機械的異常及故障有關[1]。機械振動的改變可用於故障、過度磨損或結構損壞等的預測上[2,-4]。事實上，振動分析法即是藉由正常運轉與異常狀態下引發振動的變化，找出故障的振動特徵。以主軸為例，其檢測方式概分為兩種，第一種是診斷已經損壞的機構，判斷損壞的原因；第二種是在即將損壞之前，檢測出微小的損壞徵兆，可儘早維修，增加機械壽命。國內主軸工廠大多以震動

量 RMS 值(均方根)當做出廠前檢測基準，但此項檢測只能判斷軸承的品質是的良好與否，並無法判斷是何種問題造成其不良震動，不良的原因有可能是組裝的差異性、機械過熱、主軸的公差、油值過高(結晶度)...等等原因，皆無法單單靠 RMS 值判讀出來。就工具機而言，一般使用壽命可達 10 年以上，但部分組件會因長期運轉產生磨損，導致組裝結合與運動精度的喪失，影響整機加工性能。因此，機台在運轉期間，除了必須定期性進行精度檢測與校正外，亦得不定期進行監測，以及早發現問題，進行維護。而機台組裝精度與運動狀態之改變通常引發機台異常振動現象，也因此，透過振動頻譜檢測分析是問題診斷之重要方式。

但是，振動頻譜所呈現的是整體機台振動情況，當偵測點移動或改變時，所量得之振動訊號亦隨之改變，因此不容易直接得知機械運轉中引發振動之主要來源，尤其是，工具機之定位機構包含甚多組件，如軸承、線性滑軌、滾珠螺桿、伺服馬達等，以及刀具心軸包含轉軸與軸承等，組件皆具有獨自結構振動特性，但是結合後會產生偶合振動型態。因此，其因不同零組件之缺損而產生之振動頻率或噪音，將不同於單一組件例如軸承、齒輪等所呈現有規則頻率之振動或噪音情況。工具機主軸之性能測試，除了基本的機械精度與溫昇外，還要有振動量測以確保主軸品質。當主軸於生產或使用過程中出現任何問題時，一般均使用頻譜分析儀來尋找問題的癥結所在，但是，產生異常振動之來源為何卻是不容易判讀。顯示，以振動噪音檢測機械運轉狀態變化仍存在一些難以釐清之問題。其次，量測振動之加速規感測器必須黏貼於待測物體上，機器必須在完全靜止的情況下才能以離線(offline)方式進行檢驗。然而，若要對旋轉機械的運轉有更完整的掌控，則需要能即時線上偵測(on-line detection)。

目前，聲音檢測在機械產業中，扮演著重要的



角色。但是基於計算機運算速度的限制以及演算法的解析度不佳，只能使用人耳判斷不正常聲音，無法利用 IT 工具輔助。不但需要長久經驗的累積，並且容易受到主觀意識的影響，所以聲音檢測一直無法有良好的突破。此外，工具機迴轉組件所產生的振動噪音，隱含各式各樣隨時間或轉速而變化的微細頻率，而傳統的頻譜分析無法提供頻率隨著時間變化的情形，因此，一般的頻譜分析無法有效地在特徵頻率的位置檢測出故障特徵頻率，必須透過其他的分析方式檢測，例如時頻分析之離散短時間傅立葉轉換(Short-Term Fourier Transform)所產生的時頻圖可以增進動態頻率的解析，進而顯現不同狀態下，機械運轉的微細差別，因此廣泛用於旋轉機械的故障診斷上[5,6]。另針對非線性的旋轉運動，黃鐸法(Hilbert-Huang Transform) [7]提供了不同的時頻解析，相較一般的時頻分析，在很多的情形下會有更好的頻率解析度。基本上，時頻分析與傳統的頻譜分析，多了時間軸的資訊，可以判斷其機械聲紋。若能透過聲音檢測實驗，將可以建立各種損壞狀況的特徵聲紋時頻圖，並建立起品質知識庫。但是如振動頻譜分析，如何解讀聲紋模式之時頻圖所呈現頻譜變化之意義依然是最重要的問題。聲紋特徵所呈現之力學意義與結構組件之關係必須適當建立，才能提供據以判斷聲紋變化所顯示機器狀態異常之來源。同時，若能建立結構組件特性與工具機聲紋模式之相關性，將可提升聲紋檢測之應用價值。未來工具機出廠前，只需要依照標準實驗流程，量測並分析聲紋，就可以像照 X 光片一樣，以非破壞方式診斷機械品質狀況，若是出現品質問題，也可以直接比對知識庫，診斷不良品的不良發生原因。

現今，針對工具機狀態檢測，大都以振動實驗為基礎。本研究則藉由機台聲紋時域頻譜中，具有顯著變化區域之特徵值作為驗證依據。若能獲得預期結果，將可建立創新型之分析驗證模式。較諸於

振動頻譜分析，將音頻或聲紋檢測方式在應用在工具機進給機構之檢測將更具方便性與優越性。基於此概念，本研究結合電腦輔助工程分析與振動噪音量測實驗，探討定位平台振動聲紋變化之力學意義，並建立定位平台振動聲紋與結構特性相關性以及定位平台振動聲紋模式與資料庫，包括：正常狀態與異常狀態、各種運轉條件與不同關鍵組件。

二、研究目的

基於上述觀點，本文所規劃之研究重點包括：(1) 建立滾珠線性滑軌之滾動介面接觸剛性分析模式，並探討線軌預力對結構剛性與振動阻尼性之影響。(2) 建立以線性滑軌為主，在各種狀態下其接觸剛性之分析模式，並探討其振動特性。此研究結果將可提供作為線性滑軌在定位機構實務應用上參考的依據。(3) 探討進給平台聲紋檢測所獲得時域頻譜中，具有顯著變化區域之特徵值作為檢驗機台狀態之依據，藉此可比較不同規格線軌與線性滑軌內部變化影響的程度。(4) 根據前項分析基礎，進行單軸定位平台整體結構之動態分析，包括有限元素分析、振動實驗量測與非破壞性聲紋檢測，其結果可提供廠商在定位平台幾何設計與量測時之參考依據。本項研究整合電腦輔助工程分析與聲紋量測實驗，建立線性定位平台整機分析之技術。此項論文之完成，將使線性傳動元件之應用設計更具效率與正確性，特別是在線性運動平台結構模組化方面能有更創新性之發展。

數據分析法

一般在求解動力方程式時，經常利用函點積分法來直接求解，即所謂時間域(Time Domain)分析法。在時間域分析法中，往往無法立即得知結構物的基本振態反應；因此便需將時間域之資料轉至頻



率域來計算求得結構物之振態反應，此一將振動歷時資料積分至頻率域的過程即為常用之快速傅立葉轉換(Fast Fourier Transform, FFT)傳統上，利用 FFT 將時間域之資料轉換至頻率域進而求得振幅頻譜或能量頻譜，藉以觀察結構系統之頻譜反應。對於一般結構反應是線性及應是線性及反應訊號是週期且穩態之間題時，FFT 是一有效的分析工具。但是在結構物受到較大的之地震力作用，其歷時反應訊號，大都為暫態性、非週期性和非穩態，因此在以頻率域分析訊號時，除了須考量隨時間漸變的趨勢外，若從時間序列上量測得的頻譜資訊將無法提供具鑑別性之結構系統特性。

一、傅立葉積分轉換(Fourier Integral Transform)

假設一個頻率為 ω 的正弦波信號 $\sin\omega t$ ，其中 ω 為定值，在實際上它們可能帶有不少的雜訊，雜訊數量很多，什麼頻率都有，並且相對於正弦波信號 $\sin\omega t$ ，雜訊的振幅很小，設其振幅只有正弦波信號 $\sin\omega t$ 的 0.1 倍，則數學上所有的信號可以寫作 $\sin\Omega + 0.1\sum_{m=0}^{\infty} \sin mt$ ，其中 m 不是個定值，代表著雜訊各式各樣的頻率。在時域圖中我們則完全無法看出正弦波信號 $\sin\omega t$ 的存在，由於雜訊太多了，所以儘管信號的振幅相當大而雜訊的振幅小，然而由於雜訊數量多的結果，因此嚴重影響了時域圖中正弦波信號 $\sin\omega t$ 的外觀，而形成亂七八糟的曲線。這時如果我們將所有的信號執行傅氏轉換，則數學上可以寫作：

$$\begin{aligned} F(\omega) &= \int_{-\infty}^{\infty} f(x)e^{-i\omega x} dx \\ &= \int_{-\infty}^{\infty} \left[\sin\Omega t + 0.1\sum_{m=0}^{\infty} \sin mt \right] e^{i\omega x} dx \\ &= \int_{-\infty}^{\infty} \sin\Omega t e^{-i\omega x} dx + \int_{-\infty}^{\infty} 0.1\sum_{m=0}^{\infty} \sin mt e^{-i\omega x} dx \\ &= \int_{-\infty}^{\infty} \sin\Omega(\cos at - i \sin at) dx + \int_{-\infty}^{\infty} 0.1\sum_{m=0}^{\infty} \sin mt(\cos at - i \sin at) dx \end{aligned}$$

但別忘了對週期信號正、餘弦函數集合而言，它們具有很好的正交性(orthogonality)，亦即這些正、餘弦函數集合在週期內彼此間之乘積和為零：

$$\int_{-l}^l \sin \frac{n\pi x}{l} \sin \frac{m\pi x}{l} dx = \begin{cases} 0, m \neq n \\ l, m = n \end{cases}$$

$$\int_{-l}^l \cos \frac{n\pi x}{l} \cos \frac{m\pi x}{l} dx = \begin{cases} 0, m \neq n \\ l, m = n \end{cases}$$

$\sin\omega t$ ， $\cos\omega t$ 在週期內成正交集，上式公式中，實際上積分區間只要為一完整週期即可。因此在頻域圖中我們仍能清楚的看到當頻率 $m=n$ 時，圖形呈現著一個高峰，由於信號的振幅是最大的，因此我們可以一眼認出何者為信號，而何者為雜訊了。

1. 時間函數取樣(Sampled Time Function)

傅立葉轉換對的另一種表示型式為對時間域訊號取樣成為時間序列，取樣後時域訊號(Time Domain Signal)成為時間間隔的離散資料點，其時間間隔會因為取樣頻率 f_s 的不同而有疏密上的差異。因為時間域訊號取樣後頻譜會形成週期性，頻譜週期時間與時域取樣頻率相同。計算式如下，其中 $t_n = n\Delta t$ 即第 n 個時域取樣點的時間。

$$G(f) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} g(t_n) e^{-i2\pi f t_n}$$

$$g(t_n) = \frac{1}{f_s} \int_{\frac{f_s}{2}}^{\frac{f_s}{2}} G(f) e^{i2\pi f t_n} dt$$

2. 快速傅立葉轉換演算法

(Fast Fourier Transform Algorithm)

在離散傅立葉轉換中為一個複雜的運算量一直是即時離散傅葉轉換無法實現的主要瓶頸，直到 1965 年由 Cooley 以及 Tukey 所發表一系列快速傅立葉轉換的論文，由於計算機能力的加強，傅立葉轉換標本個數增大了，大家開始關心如何使用更快的計算方式來節省計算機的時間，因此快速傅立葉轉換才有它的價值。將離散傅立葉以下式來表示：

$$X(m) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(n) e^{\left(\frac{-i2\pi mn}{N} \right)} \quad (0 \leq m \leq N-1)$$

將上式重新改寫為：

$$X(m) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(n) w^{mn}$$

其中式 $w = e^{\left(\frac{-i2\pi}{N} \right)}$ ， N 必須為 2 的次方倍，



若 $N=8$ ，則 $X(0)\sim X(7)$ 可表示為：

$$\begin{bmatrix} X(0) \\ X(1) \\ X(2) \\ X(3) \\ X(4) \\ X(5) \\ X(6) \\ X(7) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} W^0 & W^0 \\ W^0 & W^1 & W^2 & W^3 & W^4 & W^5 & W^6 & W^7 \\ W^0 & W^2 & W^4 & W^6 & W^0 & W^2 & W^4 & W^6 \\ W^0 & W^3 & W^6 & W^1 & W^4 & W^7 & W^2 & W^5 \\ W^0 & W^4 & W^0 & W^4 & W^0 & W^4 & W^0 & W^4 \\ W^0 & W^5 & W^2 & W^7 & W^4 & W^1 & W^6 & W^3 \\ W^0 & W^6 & W^4 & W^2 & W^0 & W^6 & W^4 & W^2 \\ W^0 & W^7 & W^6 & W^5 & W^4 & W^3 & W^2 & W^1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(0) \\ x(1) \\ x(2) \\ x(3) \\ x(4) \\ x(5) \\ x(6) \\ x(7) \end{bmatrix}$$

經過單位向量矩陣置換後，可得到部分矩陣的型態為 $\begin{bmatrix} I & I \\ I & -I \end{bmatrix}$ 經 FFT 演算法後，其單位向量矩陣分解成 $\log_2 N$ 個獨立矩陣，其中 N 為頻率解析數目，每個獨立矩陣的每一行僅有兩個非零值的向量，因此僅需要對每個獨立矩陣執行簡單的複數乘法，其總複數乘法數僅需 $N \log_2 N$ 次而不是 N^2 次，可大幅減少運算量及運算時間。

二、希爾伯特-黃轉換

(Hilbert-Huang Transform, HHT)

1998 年黃鐸博士(Dr.Norden Huang)在英國皇家學會(The Royal Society)的刊物(Proc.R.Sec.London A, 1998)發表了一篇對震波的新解析方法，此方法稱為經驗模態分解 (Empirical mode decomposition, EDM)。EMD 係利用資料變化的內部時間尺度作為能量的直接析出，將原來訊號資料展開成多個內建模態函數(Mode functions,IMF)，再把 IMF 當做展開基底進行希爾伯特-黃轉換 (Hilbert-Huang Transform,HHT)；此分析方法對非線性或非穩態之歷時訊號特性有較佳之解析。將振動歷時訊號經由 EMD 分解成多個 IMF 分量，再經由 HHT 來轉換成局部的能量與瞬時頻率，稱為希爾伯特頻譜(Hilbert spectrum)，為瞬時頻率與能量 (Instantaneous frequency & energy) 的變化，而非 FFT 中所定義的平均頻率及能量，以下即分別簡介內建模態函數、經驗模態分解及希爾伯特-黃轉換。HHT 與傳統傅利葉分析不同處為 HHT 係將振動歷時訊號 EMD 分解成

多個 IMF，之後再以 IMF 當做基底進行 HHT。而傅利葉分析則採用三角函數作為基底，就物理上而言，最少得取一個完整的震盪週期來定義頻率值。然而，若限制取樣的訊號必需大於一個完整的震盪週期，對於頻率值隨時間改變的非穩態訊號而言將不適用，故得藉由 HHT 對訊號加上解析來解決困難。HHT 提供了一個方法來定義虛部 $Y(t)$ ，定義為 $X(t)$ 與 $1/t$ 的捲積(Convolution)。因此，HHT 的物理意義即在強調 $X(t)$ 的局部特性；而 $Y(t)$ 之表示即如下式所示：

$$Y(t) = \frac{1}{\pi} PV \int_{-\infty}^{\infty} \frac{x(\tau)}{t-\tau} d\tau$$

其中， $Y(t)$ 為希爾伯特-黃轉換； $X(t)$ 為對任意的時間序列；PV 為柯西主值(Cauchy principal value)。因 $X(t)$ 和 $Y(t)$ 組合成一複數函數，進而得到一解析的訊號 $Z(t)$ 。

$$Z(t) = a_j(t) e^{i2\pi \int f_j(t) dt}$$

$$Z(t) = X(t) + iY(t) = a(t) e^{i\theta(t)}$$

其中

$$a(t) = [X^2(t) + Y^2(t)]^{\frac{1}{2}}$$

$$\theta(t) = \tan^{-1} \frac{Y(t)}{X(t)}$$

雖然目前在定義瞬時頻率尚有許多爭議，但 HHT 定義瞬時頻率如下：

$$\omega = \frac{d\theta(t)}{dt}$$

上式之頻率 $\omega(t)$ 係由微分求得，其極座標的表示式更進一步闡明它的局部性。由上式得知，經 HHT 後不但可以得到結構之自然頻率，同時也可以求得結構在某一時間之瞬時頻率與時間、以及瞬時頻率與能量的相互關係。任何一個 IMF 經過 HHT 皆可表示 $Z(t)$ 若將 $Z(t)$ 做傅利葉轉換會得到：

$$W(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} a(t) e^{i\theta(t)} e^{-i\omega t} dt = \int_{-\infty}^{\infty} a(t) e^{i(\theta(t)-\omega t)} dt$$

然後利用穩態相位法 (Stationary phase method) 得 $W(\omega)$ 的最大值發生於：



$$\frac{d}{dt}(\theta(t) - \omega t) = 0$$

即可求得之最佳即時頻率，由穩態相位近似 (Stationary phase approximation) 所定義的頻率，會局部地跟最佳近似的正弦函數一致；因此不需要一個完整的振盪週期來定義一個頻率值，可以由點到點之間的改變值來定義所有點的頻率。此外，EMD 可將原有振盪歷時資料分解成數個個別之 IMF，於進行 HHT 前，可先行選擇，將不重要(或不明顯)之 IMF 先行剔除，如此可使 HHT 分析結果更為清晰更容易瞭解。以希爾伯特頻譜分析將隨時間變化的振幅及即時頻率表達成三維的頻譜，此振幅-頻率-時間分佈圖命名為希爾伯特振幅頻 (Hilbert amplitude spectrum)， $H(\omega, t)$ ，簡稱為希爾伯特頻譜 (Hilbert spectrum) 而希爾伯特能量譜 (Hilbert energy spectrum) 以希爾伯特振幅平方示之， $H(\omega, t)^2$ 。另定義一邊際頻譜 (Marginal spectrum)，以希爾伯特頻譜對時間積分示之，其物理意義為在整個歷時資料間之平均頻率。

$$h(\omega) = \int_0^T H(\omega, t) dt$$

在整個時間長度裡累積的能量，邊際頻譜提供了對於每個頻率總振幅(或能量)之量測。因 HHT 與 FFT 解析方式不同，所得到的頻率也會有不同之意義。在傅利葉分析中，於某個頻率所存在的能量即是指通過整個資料長度中一個正弦或餘弦函數的分量，且傅利葉分析會使得其低頻及高頻能量密度改變，故能量散佈到得大的頻寬。然 HHT 之邊際頻譜則可得到一個能量集中的頻譜，主要原因為 HHT 係將歷時訊號經 EMD 分解成多個 IMF 分量後，再進行 HHT。EMD 能將非線性及非穩態之振盪歷時訊號分解成多個 IMF 分量，且又保有原訊號之物理意義。而傅利葉分析則會將非線性及非穩態之振盪歷時訊號，強迫成為多個正弦或餘弦函數。因此就物理意義而言，希爾伯特頻譜之頻率內函結合了振幅-

頻率-時間分佈且每一個頻率部份的加權值為本身局部的振幅，而非傅利葉分析中將能量分佈到得大的頻寬。

在線性與穩態的歷時訊號中，FFT 之頻譜會與 HHT 之邊際頻譜相似。然於非線性及非穩態之歷時訊號上，其頻譜反應則會有差異，主因為 FFT 並不適用於分析非線性及非穩態之歷時訊號。

1. 即時頻率 (Instantaneous Frequency)

內建模態函數中，即時頻率為不可缺少的因素，它指引分量函數所要的限制條件，在定義即時頻率之後，符合這些限制條件的函數，這就是內建模態函數，最後再利用經驗模態分解法把原始訊號分解成多個內建模態函數分量。即時頻率 (Instantaneous Frequency) 的意義卻一直是廣受討論，在傳統的傅立葉分析中對於即時頻率的定義以正弦及餘弦調和函數來作為基底，並且振幅是固定不變，即時頻率表示每一瞬間的頻率值。就傅立葉分析而言，因為取樣的訊號必須大於一個完整的震盪週期，因此最少要有一個完整的正弦波或餘弦波震盪週期來定義局部的頻率值。對於頻率值隨著時間改變的非穩態訊號而言是不正確的，故為了得到有意義的即時頻率，而採用 Gabor 與 Bedrosian，所討論而得的嚴格條件：對於任一函數要得到其有意義的即時頻率，它的傅立葉轉換的實部必須只能有正的頻率，對於資料分析而言，必須要使這個條件可以當作振盪函數的一部份，根據即時頻率。任何頻率的變動都可以指定為頻率的變動 (frequency modulation)。實際上有兩種頻率變動的方式：中波 (inter-wave) 及內波 (intra-wave) 變動。當波在形不再是一個簡單的正弦或餘弦函數，由正弦的型式而來的任何變形波會造成內波頻率變動，此物理現象當作調和函數失真 (harmonic distortion)，視為內波頻率變動來看待，因為當內波頻率變動會更有物理意義。為了使用即時頻率的唯一定義，必須解析一個



任意的資料集成 IMF 分量，即時頻率才可以應用到每一個 IMF 分量裡去，對於複雜的資料來說，在同一時刻可能會得到一個以上的即時頻率。

2. 內建模態函數(IMF)

物理上要定義一個有意義的瞬時頻率的必要條件是函數相對於局部零均值是不是對稱，且有著相同數目的跨零點及極值。基於這些限制，定義了 IMF，其條件如下：

在整個資料中，極值的數目必需要與跨零點的數目相等或是最多只能差一個。在任何時間點上，由極大值包絡線(Maxima envelope)與極小值包絡線(Minima envelope)所定義的均值包絡線(Mean envelop)必需是零。此處的極大值包絡線是由局部極大值所定義，而極小值包絡線是由局部極小值所定義。第一個條件與傳統平穩高斯過程(Stationary Gaussian process)中窄頻寬(Narrow band)的要求類似；第二個條件是將整體性要求改變成局部性的要求。理想上，訊號的局部均值(Local mean)應該為零，但對於非穩態之訊號而言，需要一個局部的時間尺度(Local time scale)來定義一個局部均值。在實際應用上，這是無法辦到的，故 IMF 採局部極大值定義的極大值包絡線及由局部極小值定義的極小值包絡線來強迫局部的對稱，以改善原來之方法。藉由上述兩個定義，每個 IMF 只包含一個模態的振動，不會有很複雜的載波(Riding wave)。且因它的振幅及頻率可以變動，故不會被限制成一個窄頻的訊號。

3. 經驗模態分解法(Empirical Mode Decomposition)

EMD 方法可以使用於非平穩性以及非線性的資料中，EMD 方法利用現有的資料將其直接的分解，這樣的一個方式相對於其他的時序分析工具更為直接，EMD 的分解是基於一些簡單的內建模態的震盪，一個 IMF 要符合底下幾個限制才能夠成為這一類的震盪：

1. 在整個資料中極值的數目必須與跨越零點的數目相等或是最多只能差一個。
2. 在資料的任何點上，極大值的包絡線(maxima envelope)與極小值包絡線(minima envelope)的平均包絡線(mean envelope)為零。既然知道 IMF 有以上兩個定義，因此我們藉由底下的篩選過程(Sifting Process)來消除載波及使得波形更為對稱，藉以分解出任一個資料的 IMF，首先找出資料中局部的極大值並利用立方弧線(Cubic Spline)連結起來成為上包絡線，再找出資料中局部的極小值且利用立方弧線連結起來成為下包絡線，所有的資料應該都在上下包絡線之間，而上下包絡線的平均稱為 $m_1(t)$ ，且資料 $X(t)$ 與 $m_1(t)$ 的差為第一個成分 $h_1(t)$ ：

$$X(t) - m_1(t) = h_1(t)$$

在實際資料應用中 $h_1(t)$ 不會為第一個 IMF， $h_1(t)$ 之仍然存在些許的擾動並未跨越零值線，且其上下包絡線之平均也不為零，因此還要再針對 h_1 進行一次的篩選以符合上面的條件：

$$h_1(t) - m_{11}(t) = h_{11}(t)$$

經過第二次的篩選後得到 $h_{11}(t)$ ，但是仍然有不符合上面條件之處，故重複了 k 次後， $h_{1k}(t)$ 符合上述條件後成為第一個 IMF

$$h_{1(k-1)}(t) - m_{1k}(t) = h_{1k}(t)$$

$$c_1(t) = h_{1k}(t)$$

整體來說第一個 IMF 是原始資料中最小的波長且最短週期的訊號，接著再將原始資料 $X(t)$ 減去 $c_1(t)$ 得到餘數(residue) $r_1(t)$ ：

$$X_1(t) - c_1(t) = r_1(t)$$

因為 $r_1(t)$ 仍然包含了許多不同的週期，因此持續使用上述的篩選過程以得到各個 IMF：

$$r_1(t) - c_2(t) = r_2(t)$$

•
•

$$r_{n-1}(t) - c_n(t) = r_n(t)$$



因此便可以得到各個不同的 IMF($c_1(t)$ …… $c_n(t)$)，持續不斷使用篩選過程去分解原始資料直到餘數成爲一個常數、單調函數(monotonic function)或單一週期的函數，使得其無法再被分解出任何的 IMF，故 EMD 是將具有週期的部分給篩選出來，而留下的最後餘數 $r_n(t)$ 可以當作一個資料均值趨勢，且如果將每一個 IMF 相加並加上最後的餘數便可以得到原始的資料：

$$X(t) = \sum_{j=1}^n c_j(t) + r_n(t)$$

使用 EMD 方法只需要極值便可以進行，且任何一個 IMF 的呈現方式都是以零值做爲參考值，並且經過 EMD 方法的分解後並不會對於資料的訊號有所損失。

三、奈奎斯特定理

奈奎斯特定理：取樣速率>2 倍受測訊號的最高頻率部份奈奎斯特定理說明必須以高於受測訊號的最高頻率兩倍以上的速度進行取樣，才能擷取到最高頻率元件；否則高頻的內容會成爲目標頻譜(spectrum of interest)內某個頻率(通頻，pass band)上的失真。附註：在測量的領域裡，奈奎斯特頻率(Nyquist Frequency)並沒有固定的定義。有時候它被用來描述定理中的取樣率，有時候用來描述定理中的最高頻率元件。在本實驗過程設定中，我們使用奈奎斯特頻率來描述在指定的取樣頻率中，能夠避免失真的最高頻率元件。

進給定位平台聲紋檢測

一、定位平台實驗架構

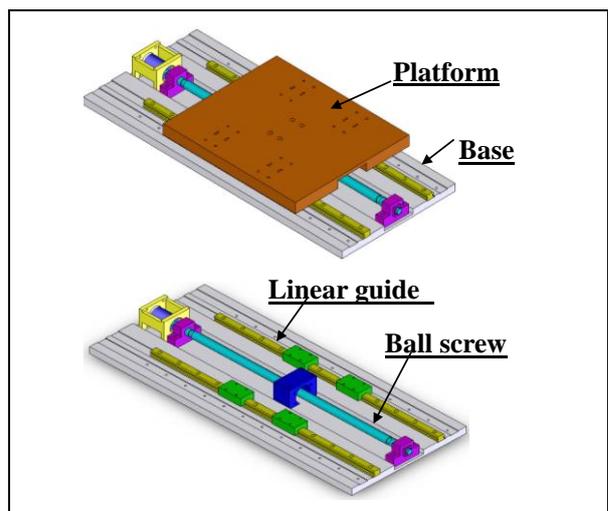
本研究規劃之實驗機台爲一短行程定位平台(圖一)，主要組件包括兩組線性滑軌、單螺帽滾珠導螺桿、軸承座、聯軸器、伺服馬達與控制器、載重平

台與機台底座。機台結構材料爲碳鋼 S45C，其他線性傳動組件則爲市售規格品，預壓力等級分別爲低預壓(Z0)與高預壓(ZB)兩種。

二、平台運動聲紋檢測實驗

本項實驗旨在探討結構在運動中可能產生振動特性以及聲紋模式之變化。實驗量測中調整之實驗控制變數，包括線軌預力、螺桿預拉力以及組裝精度誤差調整等情況，以模擬平台在正常狀態與異常狀態下之運動聲紋變化。實驗規劃與執行程序：

- 設定實驗控制變數，例如線軌之預力等級。針對實驗變數組裝或調整實驗平台，形成正常狀態之機台以及含缺損組件之異常狀態之機台。
- 調整伺服馬達轉速，使平台進行等速度移動。使用麥克風進行音頻檢測，在分別經由 FFT 頻域分析與 HHT 時域分析軟體建立各種機台狀態下之特徵聲紋時頻圖。
- 最後針對兩種信號模式之頻譜圖進行解讀，藉以獲得聲紋圖之力學意義以及機台結構動態特性與運動聲紋變化之相關性。



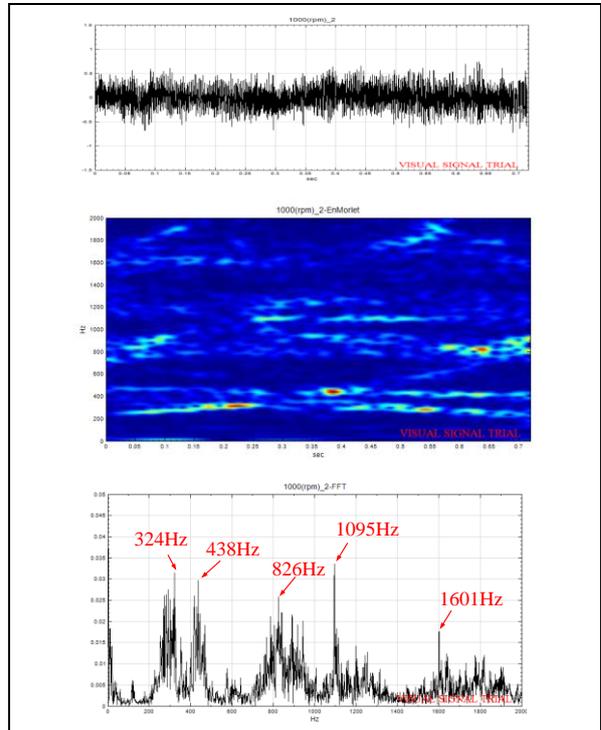
圖一 單軸線性定位平台結構示意圖



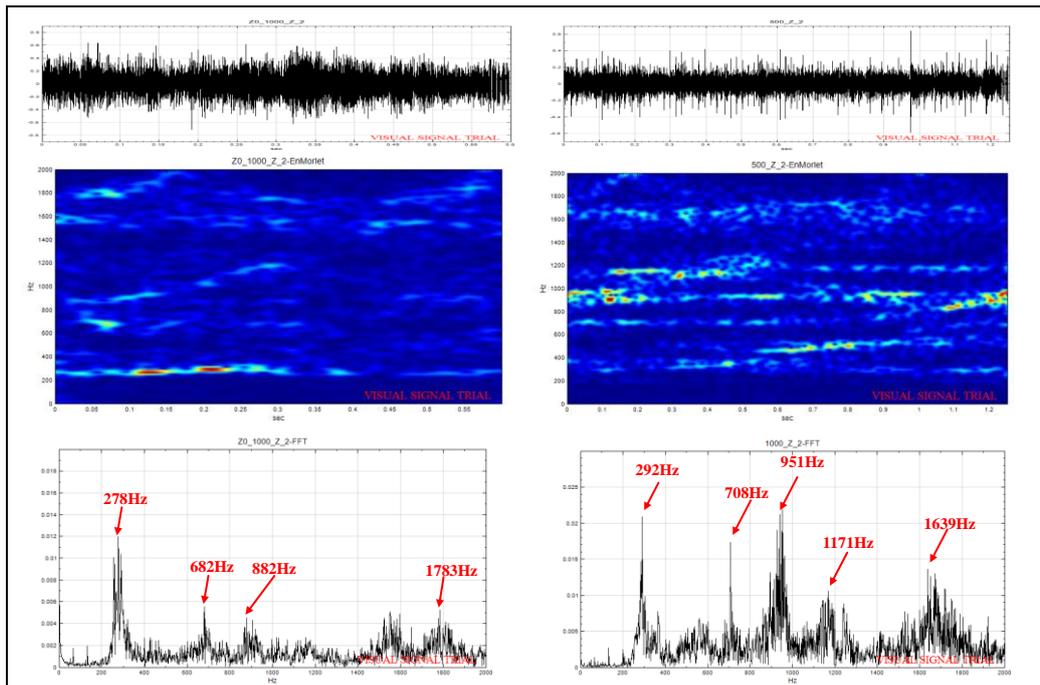
結果與討論

一、線軌預壓力之效應

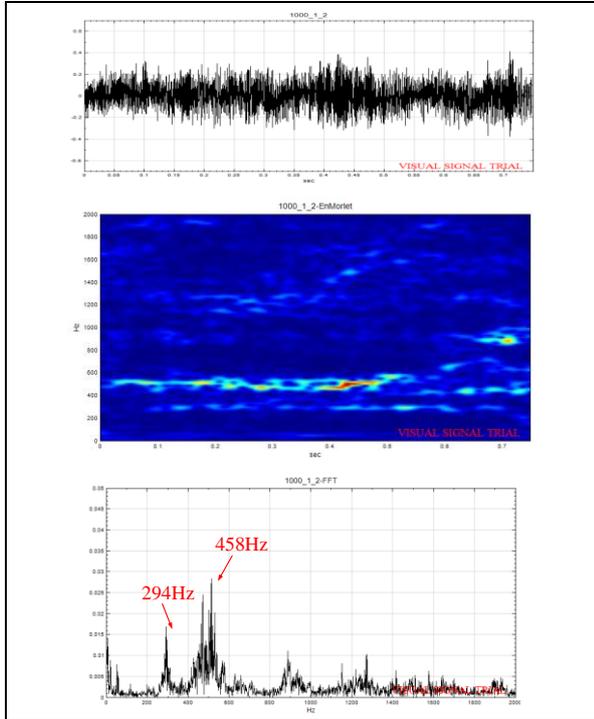
針對使用高、低預壓線性滑軌之進給平台進行動態振動噪音聲紋實驗比較。圖二為進給平台在轉速為 1000rpm 下之動態振動特徵，包括振動時域、FFT 頻域響應以及 HHT 時頻特徵。比較 FFT 頻域圖，可明顯地發現，採用高預壓線軌之定位平台，其運動之共振頻率高於低預壓平台，此可歸因於高預力線軌之鋼珠滾動介面具有較高接觸剛性，導致共振頻率升高。另外，由 HHT 時頻特徵圖可知，低預壓平台振動能量集中在低頻 278Hz，而高預壓平台振動能量則較為分散，以 951Hz 附近為主。因此，線軌預壓力大小對平台振動特徵之影響相當顯著。圖三所示則是平台移動過程之振動聲紋特徵，包括 FFT 頻域圖與 HHT 時域圖，其中低預壓平台聲紋能量集中於 324~438Hz 以及 826Hz 兩處，而高預壓平台聲紋能量集中於高頻 458Hz 附近，兩者因線軌預壓力之不同而呈現不同聲紋特徵。



圖三 (a)低預壓平台在轉速為 1000rpm 下移動過程之振動聲紋特徵



圖二
進給平台在 Z 軸
向(上下)之振動
特徵(左)低預壓
線軌(右)高預壓
線軌(轉速
1000RPM)



圖三 (b)高預壓平台在轉速為 1000rpm 下移動過程之振動聲紋特徵

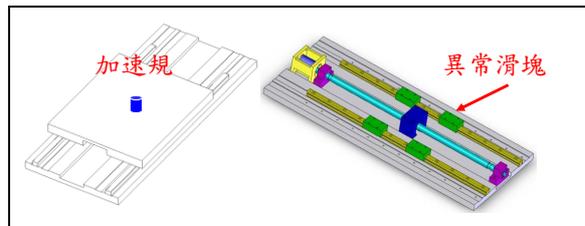
二、線軌鋼珠缺損之效應

本實驗係探討線軌異常對平台振動特性之影響。針對其中一個滑塊內上下排之滾珠，各取下五顆鋼珠，作為異常滑塊，其餘三個滑塊為正常滑塊。圖四為加速規黏貼處與滑塊位置示意圖。針對此平台在各種轉速運動下，進行振動聲紋檢測分析，以觀察時頻分佈圖在各種頻率下，各種分量的時間變化與頻譜間關聯特性，可看出訊號在瞬時頻率附近的能量聚集狀況。

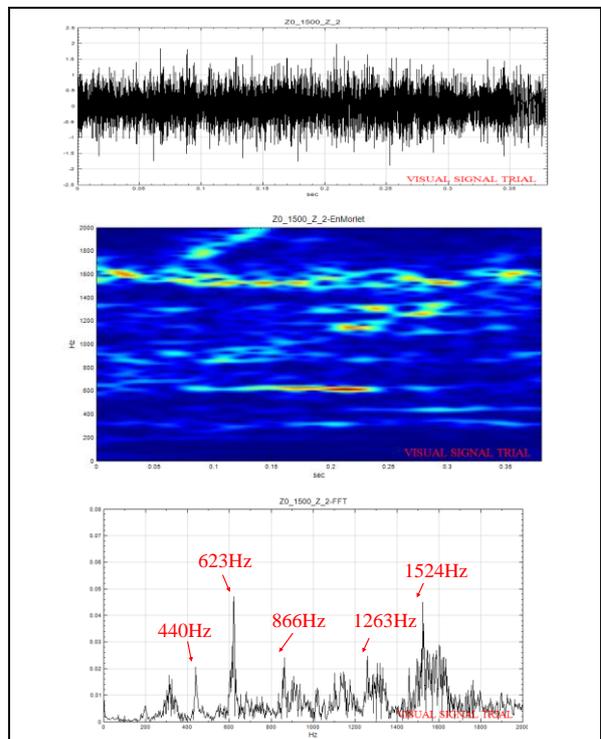
圖五為裝置正常線性滑軌之定位平台在轉速為 1500rpm 條件下之 Z 軸向振動特徵，圖六則為具有異常線性滑軌之定位平台之振動特徵。比較 FFT 之頻域圖可知，相較於正常平台，異常平台因單一滑塊鋼珠數減少，降低接觸剛性，產生較低的共振頻率。基本上，就振動時域圖之特徵而言，正常與異常平台兩者之特徵分佈，並無顯著差異性，僅顯示出振動能量集中頻率之差異，此與 FFT 頻域圖顯示

之意義相類似。

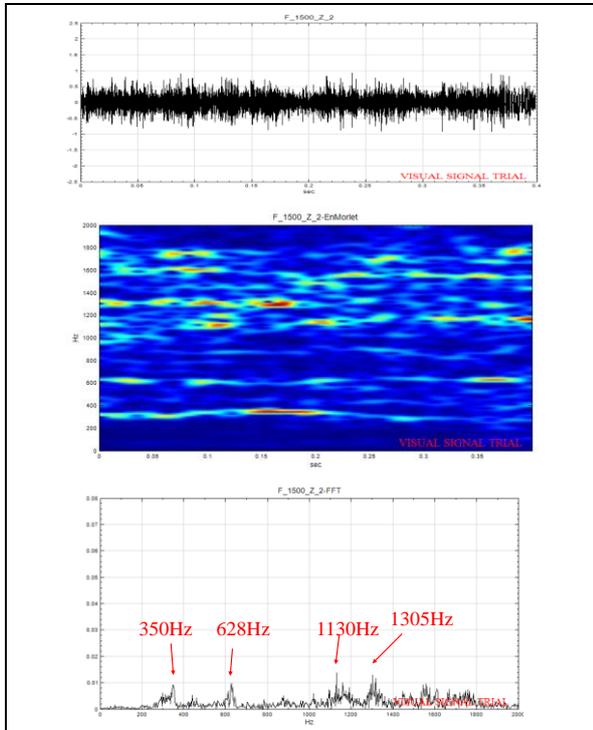
就聲紋檢測結果，圖七與圖八分別為具有正常線軌與異常線軌之定位平台之運動聲紋特徵。正常機台之聲紋能量明顯集中於單一頻率(437Hz)且出現時間相當清楚，而異常機台之振動聲紋則由 437Hz 分散在 313 與 430Hz 兩處，且在顯現於全程移動過程中。如同，振動信號，聲紋信號之 FFT 頻域圖與 HHT 時域圖，均呈現相同差異性，在判斷機台狀態方面，均具有相同特徵與意義。因此，就定性分析而言，利用聲紋檢測分析機台狀態，具有一定意義。



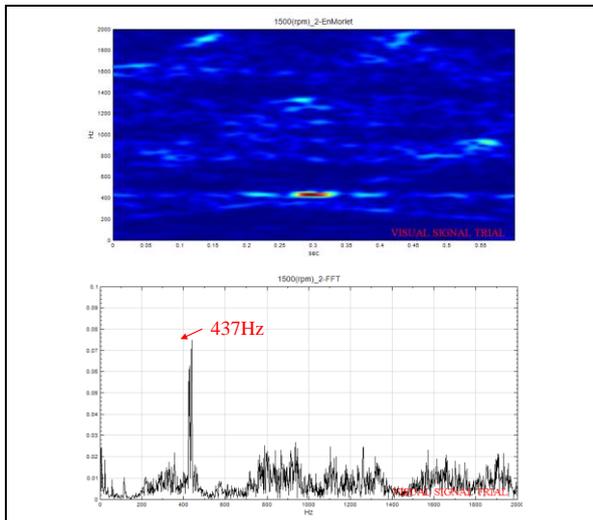
圖四 加速規黏貼處與滑塊位置示意圖



圖五 含正常線軌之定位平台之振動特徵(Z 軸向，1500rpm)



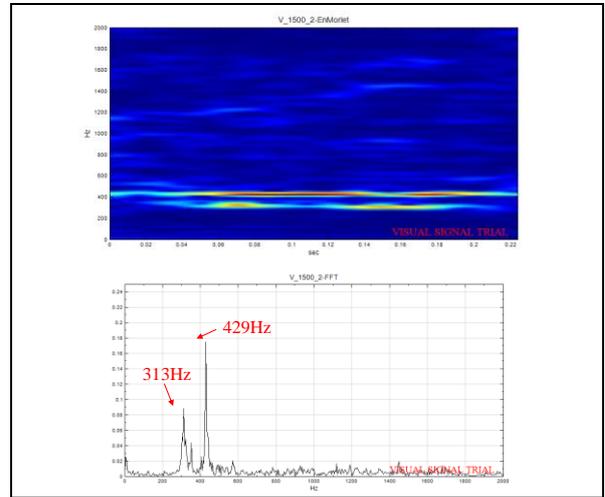
圖六 含異常線軌之定位平台之振動特徵(Z 軸向,1500rpm)



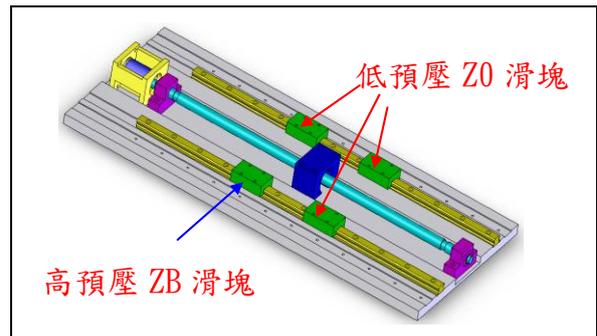
圖七 含正常線軌之定位平台之運動聲紋特徵(1500rpm)

三、線軌預壓差異化之效應

本實驗係探討採用不同預力組合之線軌對平台振動特性之影響。如圖九所示平台，裝置三顆低預



圖八 含異常線軌之定位平台之運動聲紋特徵(1500rpm)

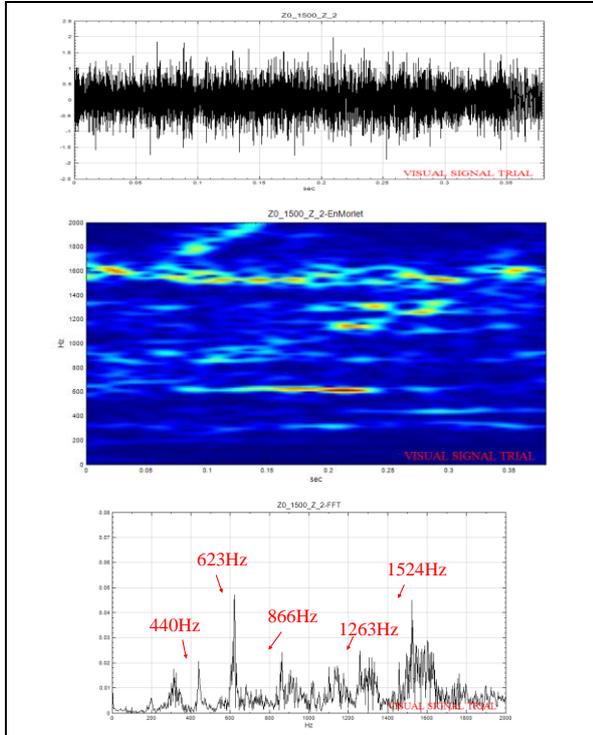


圖九 採用不同預力線性滑軌之進給工作台示意圖

壓力滑塊以及一顆高預壓力滑塊。針對此平台在各種轉速運動下，進行振動聲紋檢測分析，以觀察時頻分佈圖，以及瞬時頻率附近的能量聚集狀況。

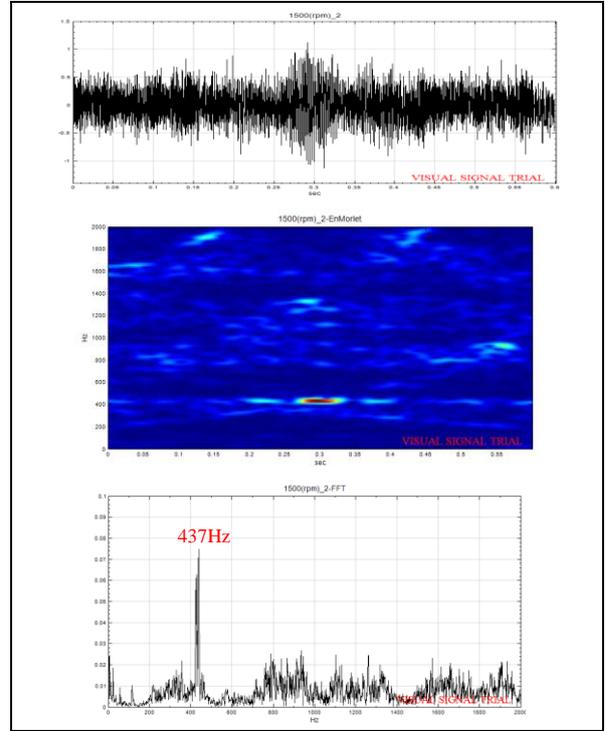
圖十為全低預壓線軌之定位平台在轉速為1500rpm 條件下之 Z 軸向振動特徵，圖十一則為具有單顆高預壓線性滑軌之定位平台之振動特徵。比較 FFT 之頻域圖可知，相較全部為低預壓滑塊之平台，當其中任一滑塊之預壓等級提高時，將增加機台結構整體剛性，進而影響其共振頻率而隨升高。基本上，就振動時域圖之特徵(HHT 圖)而言，兩者之間並無顯著差異性，僅顯示出振動能量集中頻率之差異，此與 FFT 頻域圖顯示之意義相類似。

就聲紋檢測結果，圖十二與圖十三分別為具有

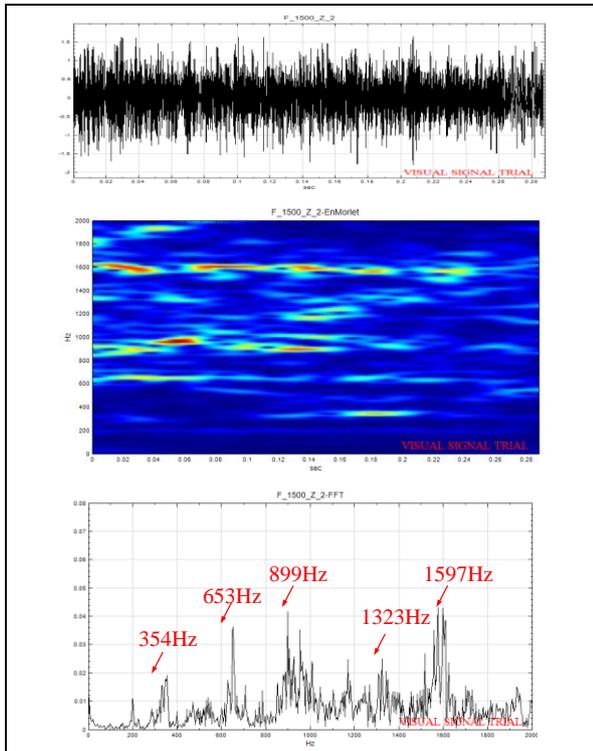


圖十 全低預壓線軌之定位平台之振動特徵(Z 軸向, 1500rpm)

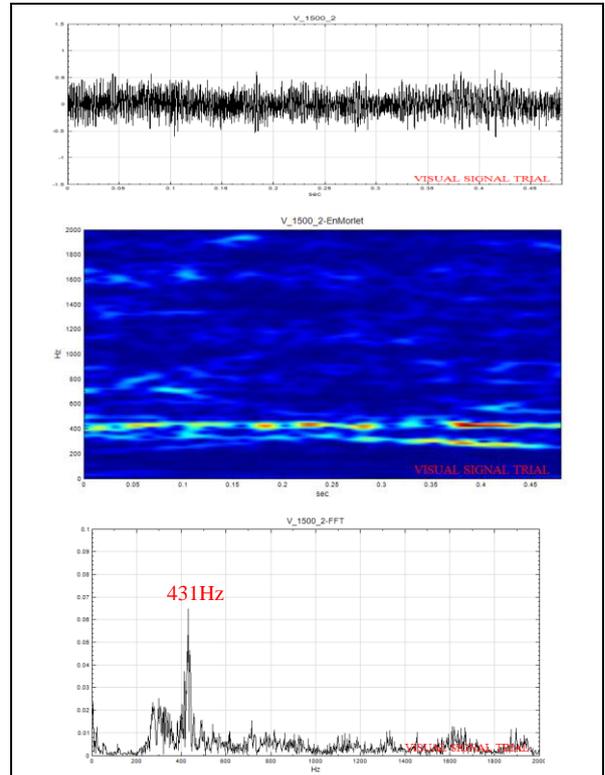
向, 1500rpm)



圖十二 全低預壓線軌之定位平台之聲紋特徵(1500rpm)



圖十一 具單顆高預壓線軌之定位平台之振動特徵(Z 軸





圖十三 具單顆高預壓線軌之定位平台之聲紋特徵 (1500rpm)

全低預壓線軌與單顆高預壓線軌之定位平台之運動聲紋特徵。正常機台之聲紋能量明顯集中於單一頻率(437Hz)且出現時間相當清楚，而異常機台之振動聲紋則由 437Hz 稍微降低至 431Hz，但伴隨 300Hz 聲紋。如同前段文章所進行分析，機台線軌預壓產生變化時，將導致接觸剛性之改變，此時聲紋信號之 FFT 頻域圖與 HHT 時域圖，均呈現相同差異性。此種現象，在判斷機台狀態方面，均具有相同特徵與意義。因此，就定性分析而言，利用聲紋檢測分析機台狀態，仍然可顯現出其意義應用價值。

結論及未來展望

一、結論

本研究應用 HHT 時域特徵及 FFT 頻域響應來進行進給平台線性滑軌狀態振動及噪音分析，研究中藉由振動實驗及有限元素分析模型來驗證其結果，並討論其可行性及正確性。綜合研究結果，可以得到下列結論：

1. 線性滑軌之預壓力等級及破壞情型，確實會影響定位平台運動中的噪音時頻。低預力平台之共振頻率低於高預力平台。此種現象係來自於線性滑軌中滑塊與鋼珠接觸剛性之不同所導致振動特性之變化。
2. 異常預壓狀態下，亦可以從噪音聲紋特徵中得知其明顯地變化，可能因為滑塊內的鋼珠缺少，產生與滑軌間的接觸不良，導致進給平台移動時，整體剛性不足，以致於頻率下降，並可以輕易地觀察出變化的大小，以提供設計檢驗的依據。
3. 當進給平台所使用的線軌滑塊，內部滾珠因進給平台移動發生摩擦，使得滾珠長期使用下產生磨耗，導致預壓不均的情形，可從聲紋圖中可以觀

察得知，當用使用全低預壓線軌與單顆高預壓線軌時，結構頻率有升高的趨勢，可能因為結構剛性的改變，導致頻率上升。然而使用全高預壓線軌與單顆低預壓線軌時，可從聲紋圖中得知，結構頻率有降低的趨勢，可能因為結構剛性的改變，導致進給平台不如正常使用全高預壓狀態下，頻率有下降的趨勢。此時便可以預測進給平台內結構剛性是否具有異樣。而其噪音聲紋特徵亦呈現結構振動特徵所具有之意義，並且可以快速檢視其結果，縮短量測時間，及早發現瑕疵解決相關問題。

4. 此研究的結果，可以提供給一般在進行平台非破壞量測的參考依據，並可以將其操作過程制定成資料庫，以便日後量測時，將可以大量減少檢測分析所帶來的時間消耗。
5. 線性滑軌之預壓力等級及破壞情型，確實會影響定位平台運動中的振動特性。低預力平台之共振頻率低於高預力平台。此種現象係來自於線性滑軌中滑塊與鋼珠接觸剛性之不同所導致振動特性之變化。
6. 然而在異常(1)狀態下，亦可以從振動特徵中得知其明顯地變化，可能因為滑塊內的鋼珠缺少，產生與滑軌間的接觸不良，導致剛性不足，以致於頻率下降，此可以輕易地觀察出變化的大小，以提供設計檢驗的依據。
7. 進給平台在異常狀態(2)時，由於線軌內滑塊因鋼珠受到擠壓，提高了整體結構剛性，對於 Yawing 及 Rolling 模態剛性值有明顯的提升。

二、未來展望

本研究建構單軸定位平台，以提供作為振動與聲紋檢測分析實驗之用，包括定位機台在線性滑軌組件預壓力變動因素影響下之結構振動特性以及聲紋特徵。根據現階段結果可確認任何改變線軌預力狀態或接觸剛性之各項因素，例如異常滑塊與預壓



力不均時，都會改變機台之結構振動與聲紋特徵。然而，在實務應用中，檢測得知機台振動或聲紋特徵產生變化時，然而改變之原因以及產生此項變化之來源，則可透過力學分析來確認產生振動或聲紋特徵變化之力學意義。後續研究將著重在建構定位平台結構之有限元素模型，進行振動模態分析。並建立定位平台振動聲紋模式與平台結構動態特性及結構組件特性之相關性，以完成聲紋變化力學意義之正確解讀，提升實務應用價值。

[7] Huang, N. E., Shen, Z., Long, S. R., “The empirical mode decomposition and the Hilbert spectrum for nonlinear and non-stationary time series analysis”, Proceedings of the Royal Society of London Series, Vol.454, pp.903-995, 1998.

[8] Pandey, N. J., The Hilbert transform of Schwartz distributions and applications., New York : John Wiley, 1996. ■

參考文獻

- [1] Mitchell, S. J., Machinery analysis and monitoring, PennWell Publishing Company, Oklahoma, 1981.
- [2] Eshleman, R.L. and Lewis, F.M., Torsional vibration in reciprocating and rotating Machines, in shock and vibration Handbook, editor Harris, C.M., McGraw-Hill., 1988.
- [3] McFadden, P. D., “Detection of gear faults by decomposition of matched difference of vibration signals”, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol.14, No.5, pp.805-817, 2000.
- [4] Amabili, M., Fregolent, A., “A method to identify modal parameters and gear errors by vibrations of spur gear pair”, Journal of Sound and Vibration, Vol.214, No.2, pp.339-357, 1998.
- [5] Pan, M. C. Mechanical noise identification using time-frequency representation, ASME-DETC2001, Proceeding of 18-th Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise, DETC2001/VIB21005.
- [6] Nikolaou, N. G. and Antoniadis, I. A. time-frequency envelope estimation method for detection of bearing localized defects, ASME Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conferences, Vol.6, 2001.