

逢甲大學學生報告 ePaper

報告題名：

診斷精密主軸缺陷之振噪測量系統

**Vibration Noise Diagnostic System for Precision Spindle
Crack Identification**

作者：陳潔儒

系級：機械與電腦輔助工程學系 四甲

學號：D9968361

開課老師：黃錦煌 教授

課程名稱：專題研究

開課系所：機械與電腦輔助工程學系

開課學年： 102 學年度 第一 學期



中文摘要

當有內部缺損的精密主軸在長時間高速運轉下，會迫使轉軸金屬表面不斷受到敲擊與摩擦，使得軸承元件表面產生局部損壞或剝落而造成異音，嚴重會導致主軸損毀。因此，對於主軸異常狀況的診斷及分析，本文建立一套主軸振噪檢測系統，可將軸承運轉產生的振動信號，以加速規量測獲得，並由信號處理方法來分析軸承缺陷之頻率。本文之實驗及系統建構方面，係藉由量測各類型之精密主軸，將主軸內部發生問題的元件所產生的異常現象訊號參數化，並計算各種異音參數的門檻值，搭配實際的主軸拆解找出這些參數所對應的元件問題點，來判斷主軸的損壞情況。

本文之主要研究可應用於高速主軸之自動化異音監測、快速問題定位及找出高速主軸的製造缺陷，多方面解決高速主軸的品質管制及控管生產良率，以利提高製造的品質監控與提供產品損毀的問題點以供改善。

關鍵字：精密主軸、信號處理、異音、加速規。

Abstract

When there is an internal defect precision spindle at high speed for a long time , the shaft will be forced to constantly being struck with a metal surface friction , making the surface of the bearing components caused partial damage or flaking different sound , can cause serious damage to the spindle .Therefore, the diagnosis of spindle abnormalities and analysis, the establishment of a spindle vibration noise detection system, which can operate the bearing vibration signal generated in accelerometer measurements obtained by the signal processing methods to analyze the frequency of bearing defects .

In this paper, experimental and system builders , the department by measuring various types of precision spindle , the spindle internal problems occurring element anomalies arising parametric signal and calculate the various thresholds different sound parameters , with the actual spindle demolition solution to identify these parameters corresponding element problems , to determine the damage the spindle .

The main research of this paper can be applied to different sound -speed spindle automatic monitoring, rapid fault location and identify manufacturing defects speed spindle , spindle speed solving many quality control and control of production yield , in order to facilitate and improve manufacturing quality control provide products damaged problems for improvement.

Keyword : Abnormal sound, Accelerometer, Precision spindle, Signal processing.

目 次

第一章 緒論	10
1.1 研究背景及動機	10
1.2 研究範疇及方法	11
1.2.1 研究範疇	11
1.2.2 研究方法與系統架設	13
1.3 文獻參考	16
1.4 研究組織	17
第二章 訊號分析的基本理論	19
2.1 離散短時傅立葉轉換	19
2.2 軸承品質評估模型	23
2.2.1 評估模式建立	23
2.2.2 音訊錄製	24
2.2.3 軸承量測實驗	24
第三章 軸承缺陷診斷之實現與工程應用	26
3.1 加速規與資料擷取系統簡介	27
3.2 高速主軸測試平台簡介	31
3.2.1 測試平台簡介	31
3.2.2 實驗流程	35

診斷精密主軸缺陷之振噪測量系統	
3.2.3 實驗設計	36
3.2.4 動態信號分析	38
第四章 總結	78
4.1 結論	78
4.2 其他發展及應用	79
參考文獻	80



圖目次

圖 1.2.1 系統架設示意圖	13
圖 1.2.2 加速規貼附主軸示意圖	14
圖 1.2.3 測試點 B 示意圖	15
圖 1.2.4 測試點 A 示意圖	15
圖 1.2.5 研究流程圖	18
圖 2.1 DDS-BT30 直結式滾珠軸承型號	24
圖 3.1 高速主軸診斷系統示意圖	26
圖 3.2 質量-阻尼-彈簧系統模型示意圖	28
圖 3.3 加速規工作原理示意圖	28
圖 3.4 音效卡實體圖	29
圖 3.5 高速主軸測試平台示意圖	31
圖 3.6 DDS-BT30 直結式主軸實體圖	32
圖 3.7 DDS-BT30 軸承實體圖	34
圖 3.8 實驗架構流程圖	35
圖 3.9 軸承狀態圖	37
圖 3.10 良好軸承 A、B 點頻譜分析	40
圖 3.11 良好軸承 A、B 點低及高速運轉穩定度	40
圖 3.12 良好軸承 A、B 點整體運轉穩定度	41

圖 3.13	良好軸承 A、B 點噪音浮動度-----	42
圖 3.14	良好軸承振動之譜圖 A 點 -----	42
圖 3.15	良好軸承振動之譜圖 B 點-----	42
圖 3.16	良好軸承振動之品質門檻-----	44
圖 3.17	具前軸承缺陷軸承之 A、B 點頻譜分析-----	46
圖 3.18	具前軸承缺陷軸承之 A、B 點低速穩定度-----	47
圖 3.19	具前軸承缺陷軸承之 A、B 點高速穩定度-----	47
圖 3.20	具前軸承缺陷軸承之 A、B 點整體穩定度-----	48
圖 3.21	具前軸承缺陷軸承 A、B 點噪音浮動度-----	49
圖 3.22	缺陷軸承振動之譜圖 A、B 點-----	49
圖 3.23	缺陷軸承振動之毀損清單-----	50
圖 3.24	具前/後/端鍵軸承缺陷軸承之 A、B 點頻譜分析-----	53
圖 3.25	具前/後/端鍵缺陷軸承之 A、B 點低速穩定度-----	54
圖 3.26	具前/後/端鍵缺陷軸承之 A、B 點高速穩定度-----	54
圖 3.27	具前/後/端鍵缺陷軸承之 A、B 點整體穩定度-----	55
圖 3.28	具前/後/端鍵缺陷軸承之 A、B 點噪音浮動度-----	56
圖 3.29	缺陷軸承振動之譜圖 A、B 點-----	56
圖 3.30	缺陷軸承振動之毀損清單 -----	57
圖 3.31	具前/後缺陷軸承之 A、B 點頻譜分析-----	59

圖 3.32	具前/後缺陷軸承之 A 點、B 點低速穩定度-----	60
圖 3.33	具前/後缺陷軸承之 A、B 點高速穩定度-----	60
圖 3.34	具前/後缺陷軸承之 A、B 點整體穩定度-----	61
圖 3.35	具前/後缺陷軸承之 A、B 點噪音浮動度-----	62
圖 3.36	缺陷軸承振動之譜圖 A、B 點-----	62
圖 3.37	缺陷軸承振動之毀損清單-----	63
圖 3.38	具前/後/O 型環缺陷軸承之 A、B 點頻譜分析-----	65
圖 3.39	具前/後/O 型環缺陷軸承之 A 點、B 點低速穩定度-----	66
圖 3.40	具前/後/O 型環缺陷軸承之 A、B 點高速穩定度-----	67
圖 3.41	具前/後/O 型環缺陷軸承之 A、B 點整體穩定度-----	67
圖 3.42	具前/後/O 型環缺陷軸承之 A、B 點噪音浮動度-----	68
圖 3.43	缺陷軸承振動之譜圖 A、B 點-----	69
圖 3.44	缺陷軸承振動之毀損清單-----	76

表目次

表 3.1 音效卡規格表-----	30
表 3.2 直結式主軸之規格-----	32
表 3.3 高效率三相異步電動機之規格-----	33
表 3.4 軸承缺陷狀態-----	37
表 3.5 型號-2688-----	50
表 3.6 型號-2489-----	57
表 3.7 型號-2371-----	63
表 3.8 型號-2151-----	70
表 3.9 型號-2474-----	70
表 3.10 型號-2466-----	71
表 3.11 型號-2473-----	71
表 3.12 型號-2675-----	72
表 3.13 型號-1004-----	72
表 3.14 型號-1803-----	73
表 3.15 型號-730-----	73
表 3.16 型號-2230-----	74
表 3.17 型號-1715-----	74
表 3.18 型號-1803-----	75

表 3.19 型號-2274-----75

表 3.20 缺陷軸承型號與缺陷原因統計表 (2688-2675)-----76

表 3.21 缺陷軸承型號與缺陷原因統計表 (1004-2274)-----77



第一章 緒論

1.1 研究背景及動機

在現今高度工業化時代，機械設備狀態監測技術的發展與研究，愈來愈受到重視，而軸承在旋轉機械中扮演非常重要的角色，狀態的好壞將直接影響到旋轉機械整體的性能，若在發生故障時未能及時發現並排除，其結果不但導致機台停機、生產中斷影響營收，甚至有可能發生意外。

機械設備的異常及故障雖然大多是突發狀況，但往往是經由長時間累積使得初始缺陷日益惡化，多數缺陷可透過振動、噪音量測與分析作為判斷設備異常的指標。

經由感測器從機械設備上所取得的運轉動態信號，其時域波形通常是複雜且不易觀察，可利用頻譜分析將信號從時域轉換成頻域上觀測的幅值譜，以及表示成振動能量在頻率座標上分佈狀況的功率譜；透過各種訊號分析手段提取足以代表故障發生的特徵。因此若能適時的量測機械運轉狀態，在軸承元件損壞之前能先行維修，除了可以防止機械造成的意外，定期保養更能延長其使用壽命，若能針對售出的產品進行有效的監測，不但能提高售後服務的品質，更能提出預警，預防並降低使用者可能造成的損失。

1.2 研究範疇及研究方法

1.2.1 研究範疇

本專題研究主要是針對旋轉機械的軸承缺陷進行診斷，因為軸承的品質好壞會直接影響到整體機械性能，由此可知軸承在旋轉機械中所扮演的重要角色。

軸承的種類大致可分為滾動軸承以及滑動軸承等兩種類型，相較於滑動軸承，滾動軸承不但成本低、對特殊環境(低溫、高溫環境)適應力強並用於高速迴轉的情形且軸承維護、拆裝方面也相對於滑動軸承簡單許多；因上述原因，使得滾動軸承應用在工業上是為最廣泛的一種。滾動軸承依外型可分為滾珠軸承及滾子軸承，滾子軸承主要應用在高負載、低轉速的旋轉機械，而滾珠軸承則使用在低負載、高轉速的旋轉機械上。

滾動軸承的噪音和振動主要來自於滾動體與軌道之間的衝擊所造成，而在滾動軸承運轉時所量測到的振動量大部分來自於(a)軸承元件的轉動、(b)軸承元件與其相連的支撐結構之共振、(c)環境噪音引起之振動以及(d)環境干擾之振動。軸承元件轉動時會產生一系列離散頻率的激振，這些頻率是軸承幾何參數與轉速的函數，而當滾動體接觸缺陷時會產生連續性短暫的脈衝(pulses)，這些微弱信號會激發在不同的頻帶上，在監測時往往可以經由這些頻率變化產生的信號

來分析關於軸承內環、外環與滾珠的運轉情形。

研究中以實驗室的高速主軸測試平台、以及工具機使用的高速主軸測試平台的滾珠軸承為研究目標，主要目的是利用信號分析的方式檢測出軸承元件的故障特徵，導入頻譜分析的方式有效地判斷軸承是否產生缺陷。

實驗室中的高速主軸測試平台的主要構成元件包括三相異步馬達(3-phase AC motor)、時規皮帶(timing belt)以及普森精密主軸公司(POSA)所生產的高速旋轉主軸(型號 DDS-BT330)為架構，針對滾珠軸承因長時間運轉、磨耗所產生的內環、外環以及滾珠等缺陷狀態透過加速規(accelerometer)、精密麥克風(microphone)量測振動及聲音信號並以信號分析工具進行分析，並以頻譜分析(spectrum analysis)來判斷軸承元件是否正常運轉。架構信號擷取設備則是透過程式將類比信號換成數位信號，並量測分析主軸之異常檢測。

1.2.2 研究方法與系統架設

1.2.2 系統架設

系統架設及構想如下圖所示：

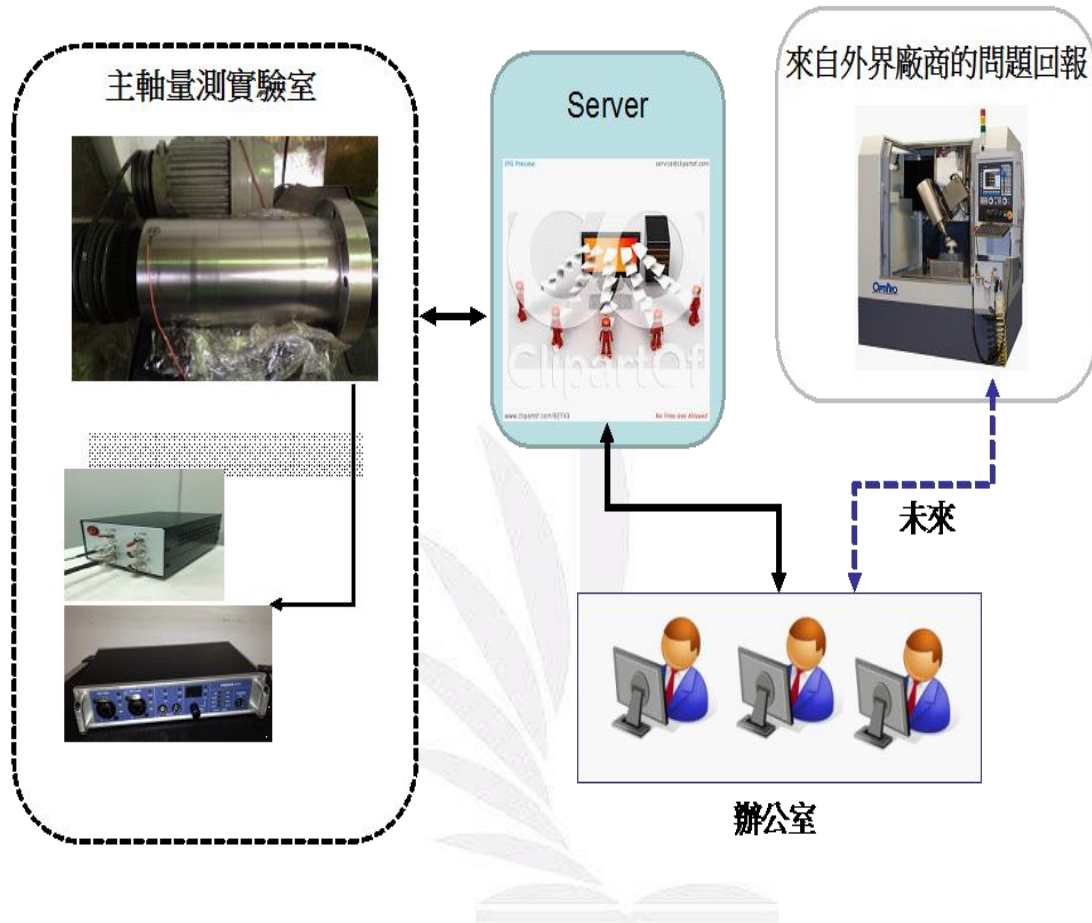


圖 1.2.1 系統架設示意圖

1.2.2 研究方法

本研究所採用方法如圖 1.2.2 所示，使用加速規將其直接貼附在高速主軸外殼上，將高速主軸的表面振動訊號輸入至頻譜分析儀，利用頻譜分析檢測目前的高速主軸轉速、共振模態變化及異常振動的音頻率偵測。而本研究中將主軸後軸層設定為測試 B 點，主軸前軸層為測試點 A 點，分別如圖 1.2.3、圖 1.2.4 所示。



圖 1.2.2：將加速規直接貼附於高速主軸外殼上。



圖 1.2.3：前方點為測試 B 點，為主軸後軸層。



圖 1.2.4：後方點為測試 A 點，為主軸前軸層。

1.3 文獻參考

機械故障診斷技術的發展與研究已進行多年，而診斷監測的對象與方式也包含各類機器元件，大多數研究者對軸承與轉軸的故障診斷相關研究最熱切，因為軸承在旋轉機械中扮演極為重要的角色，但卻往往因為長時間磨耗劣化而影響整個系統的效能，許多研究希望在軸承元件發生故障時利用振動、噪音、電流量等訊號中特徵信號來判斷軸承狀態，進而衍生出許多軸承故障診斷的方法，其中被廣泛應用的技術即頻譜分析，尤其對軸承的初期缺陷診斷有顯著效果，量測振動及噪音信號來檢測大型車輪的滾動軸承缺陷，並針對數種不同的軸承幾何、缺陷型態作分析；對於真實的軸承故障振動信號進行分析，於頻譜分析中得到有效的結果；除此之外 Ho 以及 Randall (2000)除了應用希爾伯轉換實現頻譜分析外，更導入自適性消除雜訊技巧，對於訊雜比較低的信號可主動地降低雜訊，突顯故障特徵頻率位置，除了應用在軸承診斷之外，也實現在齒輪箱振動分析上，均獲得得到不錯的效果，以上研究均提供了本文發展過程中重要參考。

1.4 研究組織

本文包含五個章節，各章內容簡述如下：

1. 第一章緒論：主要是軸承振動的研究緒論，包含研究動機、研究範疇、研究方法、文獻探討以及專門名詞介紹。
2. 第二章訊號分析基礎：主要介紹理論分析的方法，包含基本信號分析、離散傅立葉轉換搭配各種頻譜分析等各種方法理論實驗建立軸承品質的評估模型。軸承音訊之錄製流程及實驗分析也一併於此節介紹。
3. 第三章 軸承缺陷診斷之實現與工程應用：主要包含加速規與資料擷取系統簡介以及高速主軸測試平台診斷實例。
4. 第四章總結：將本文各章節作一系列的討論及總結，以及未來研究展望來探討此系統模型擬改進之方向及其應用。

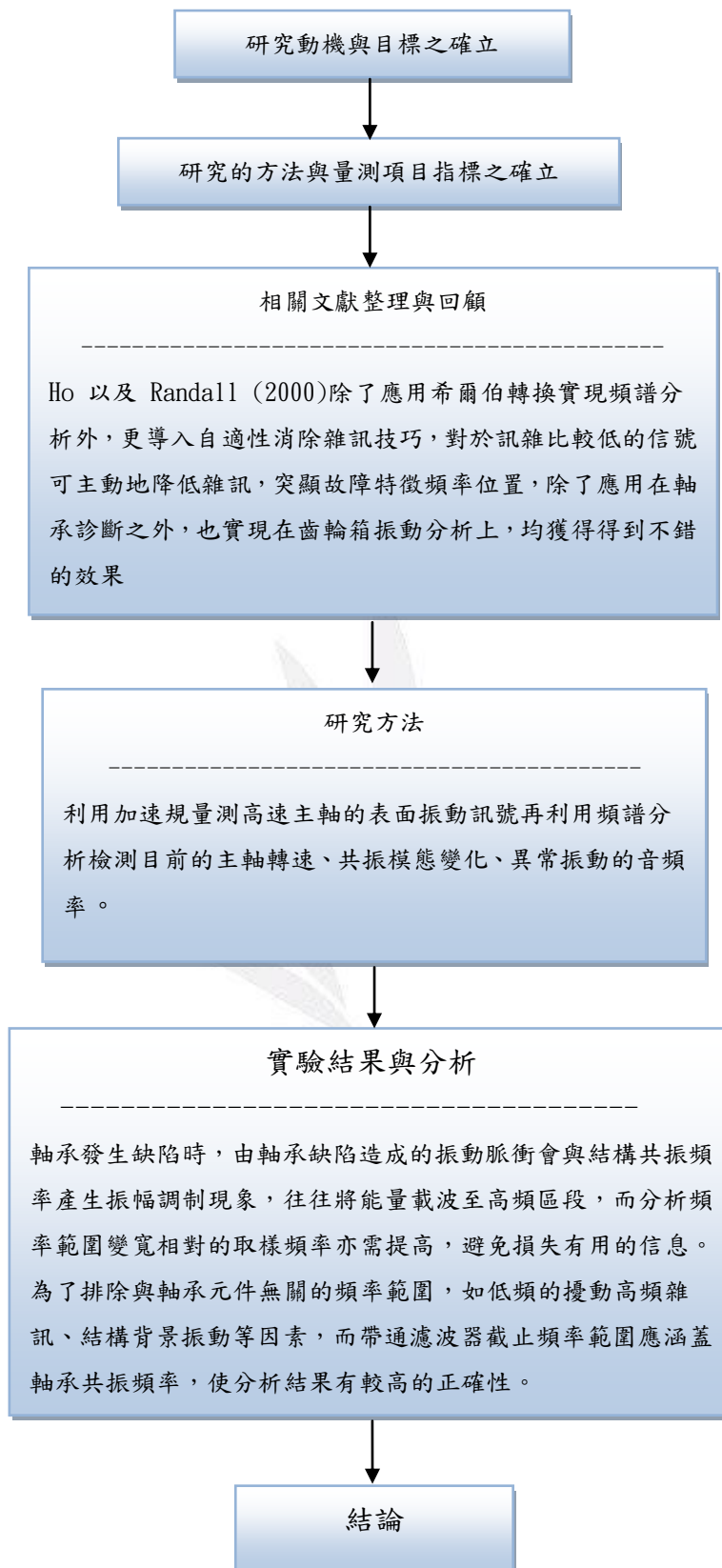


圖 1.2.5 研究流程圖

第二章 訊號分析的基本理論

本文第二章將介紹研究中所使用的訊號分析基礎，包括傅立葉轉換及譜圖所利用的離散短時傅立葉轉換，並介紹解析信號轉換之關係。第三章將針對軸承發生缺陷時的振動訊號特徵作深入探討，並介紹軸承音訊之錄製流程及實驗分析並將以工程應用實例說明頻譜分析於軸承缺陷檢測的實用性，研究目標包括實驗室的高速主軸測試平台、以及工具機使用的高速主軸。

2.1 離散短時傅立葉轉換

計算機是數字處理設備，只能運算、儲存離散的數字數據，所以類比式的連續音頻信號無法於計算機儲存，因此必須將類比連續信號轉換到數字離散信號，轉換過程中取樣 (Sampling) 是得到離散信號的一個重要方式。而取樣方法是以一個固定的時間區間 (Time interval)，將類比式的連續信號 $X(t)$ 以離散數字的方式記錄下來，此時採樣後的離散信號 $X(n)$ 可由下式獲得：

$$X(n) = X(t)p(t) \quad (2.1.1)$$

在此， $p(t)$ 代表一系列的脈衝信號：

$$p(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} \delta(n - kT_s) \quad (2.1.2)$$

$\delta(\cdot)$ 為 Dirac delta 函數， T_s 為取樣周期。定義一個離散時間信號 $X(n)$ 的離散傅立葉轉換為：

$$X(\omega) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} X(n)e^{-j\omega n} \quad (2.1.3)$$

其中 ω 為角頻率。(2.1.3)式是假設弦波信號 $X(n)$ 的頻率是不隨時間的改變而改變，換句話說，不管時間序列的長度多長，信號的性質從開頭到結尾都不會改變。然而在語音或音樂信號中，如頻率、振幅大小及相位等，都會隨著時間的改變而改變，則必須用一個非穩定性的模型來描述它們。因此，一個單獨穩定的離散傅立葉轉換是不足以描述這類的信號，須以短時傅立葉轉換(Short-time Fourier transform)的方式作頻譜轉換。在短時傅立葉轉換的作法上，須定義一個窗序列 $w(\cdot)$ (Window sequence)，並將原點固定在 $X[n]$ 的序列原點上移動窗序列 $w(\cdot)$ ，表示式如下：

$$F(n, m) = X(n)W(n - m) \quad (2.1.4)$$

將(2.1.4)式作離散傅立葉轉換可得下式：

$$F(\omega, m) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} X(n)W(n-m)e^{j\omega n} \quad (2.1.5)$$

由上式可知 $F(\cdot)$ 是包含每個時間長度 m 的能量頻譜。事實上，任何信號 $X(n)$ 長度都是有限的，若長度 $n = 0, 1, 2, \dots, N-1$ ，則(2.1.5)式可改寫成：

$$F(\omega, m) = X(f) = \begin{cases} \sum_{n=0}^{N-1} X(n)W(m-n)e^{-j\frac{2\pi f}{N}n} & , \quad 0 \leq f \leq N-1 \\ 0 & , \quad otherwise \end{cases} \quad (2.1.6)$$

當採樣頻率 $F_s = \frac{1}{T_s}$ 時，頻率 $f = \frac{N}{2}$ 時正好能對應 $\frac{F_s}{2}$ 。況且，對

於音頻訊號採樣頻率為 44100 (Samples per second) 時其對應頻寬為 20000 Hz，對於人耳的聽覺頻帶約從 20 Hz 到 20000 Hz，所以在頻譜分析上只要觀察 $0 \leq f \leq \frac{N}{2}$ 的頻域區間即可。

而傅立葉逆轉換式如下：

$$X(n) = \begin{cases} \frac{1}{N} \sum_{f=0}^{N-1} X(f)W(m-n)e^{j\frac{2\pi f}{N}n} & , 0 \leq n \leq N-1 \\ 0 & , otherwise \end{cases} \quad (2.1.7)$$

上式可將(2.1.6)式再轉換回時間信號。圖 2.1.1 為本文中離散時間傅立葉轉換分析的流程，將應用於比響度及音調和諧度的分析方法中。

下章 2.2 節將說明如何結合心理聲學參數(Metrics or Parameters)與利用加速規等振動檢測儀器和噪音檢測設備來確保軸承之噪音品質。並介紹軸承音訊之錄製流程，在轉動機械或裝置上，軸承因為異常所產生之噪音有時候會被周圍的背景噪音所掩蓋。本檢測系統可有效利用信號分析技術來加以濾波處理，獲得主軸純粹的運轉音

2.3 節為對實驗結果的探討，以實驗結果來討論軸承品質並作結論。

2.2 軸承品質評估模型

2.2.1 評估模式建立

本章所提出之聲音品質評估模型主要係以心理聲學參數結合各種聽測項目，來表達出人耳對聲音的聽感並量化之，以作為聲音品質評估的依據。

本評估模式之以心理聲學為理論根基，建立一自動檢測系統並結合數位信號處理，將心理聲學參數加以推導並對應至主觀聽測項目進而獲得客觀聽覺量化數據，以此作為聲音品質評估的依據，並解釋、分析主軸的振噪品質及主軸震動異常的取向。只要藉由信號擷取的方式將任何型式的主軸產品的聲振音特徵信號擷取下來，即可使用此模型來分析及評斷其主軸振噪的品質。此不只可探討某特定主軸的振噪程度，也可用於解釋、預測及分析主軸的振動異常訊息。

軸承測試方面是以普森實業股份有限公司所提供的十五種不同的 DDS-BT30 直結式滾珠軸承，軸承型號如圖 2.1 所示，量測後所錄下來的聲音，於計算平均數及標準化後，對於主觀聽覺量化的數據上，可藉由相關分析(Correlation analysis)來了解主觀聽測結果與主觀聽覺量化數據的相關程度。

編號	機型	號碼	組裝者	皮帶輪	前軸承	後軸承	備註
✓ 1	CP45B-R	CP45B12072474P		X	7016A5P4	NA3015K	環金漆
✓ 2	CP45B-B	CP45B12072466P			7016A5P4	NA3015K	
✓ 3	CP45B-B	CP45B12042220P			7016A5P4	NA3015K	
4	CP45B-B	CP45B11111998P			7016A5P4	NA3015K	
5	CP45B-B	CP45B12062363P			7016A5P4	NA3015K	
6	CP45B-B	CP45B12022058P			7016A5P4	NA3015K	
✓ 7	CP45B-B	CP45B12072472P			7016A5P4	NA3015K	
8	CP45B-B	CP45B12052332P			7016A5P4	NA3015K	YSR M80
9	CP45B-B	794P			7016A5P4	NA3015K	YSR M70
10	CP45B-B	CP45B12062374P			7016A5P4	NA3015K	YSR M80
✓ 11	CP456B-B	CP456B12042218P			7016A5P4	X	
12	CP45B-B	CP45B1152P			7016A5P4	X	環金漆
✓ 13	CP45B-B	CP45B12072489P			7016A5P4	X	環金漆
✓ 14	CP45B-B	CP45B1011730P			7016A5P4	X	YSR M70
✓ 15	CP45C	CP45C11091803P			7017A5P4	NA3015K	YSR M75
✓ 16	CP45C	CP45C12092688P			7017A5P4	NA3015K	YSR M80
✓ 17	CP45C	CP45C11091715P			7017A5P4	NA3015K	YSR M80
✓ 18	CP45C	CP45C12072675P			7017A5P4	NA3015K	YSR M80
✓ 19	CP45C	CP45C12032151P			7017A5P4	NA3015K	G130
✓ 20	CP45B	CP45B11021004P			7016A5P4		YSR M80
✓ 21	CP45B	CP45B12062371P			7016A5P4		
✓ 22	CP45B	1984P			7016A5P4		
✓ 23	CP45C	1020			7017A5P4		YSR M70
✓ 24	CP45C	CP45C11081440P			7016A5P4		環金漆
✓ 25	CP45B	SIHL1006233P			7016A5P4		環金漆

圖 2.1：十五種不同的 DDS-BT30 直結式滾珠軸承

2.2.2 音訊錄製

研究對象是以上述普森實業股份有限公司所提供的十五種不同的 DDS-BT30 直結式滾珠軸承，量測後所錄下來的聲音，可藉由訊號分析來了解主觀聽測結果與主觀聽覺量化數據的相關程度。

2.2.3 軸承量測實驗

由普森精密主軸工程有限公司生產的高速旋轉主軸 DDS-BT30，額定轉速 8000rpm，最高轉速 12000rpm，此軸承為普森公司生產的向心推力球軸承，可以使用預壓方法提高剛性，因此，適用於高旋轉精度的機床主軸，這種軸承具有接觸角，軸承保持器為接觸角 30° 的向心推力球保持器，是用來承受一個方向的軸向負荷、或合成負荷。結構上，承受徑向負荷後產生軸向分力，所以裝配時採取成對

雙聯角接觸球軸承的裝配方式，將兩個軸承對置使用，或兩個以上成對雙聯使用，特徵是可以承受徑向和一個方向的軸向負荷。以兩個軸承承受軸向的負荷，適用於一個方向負荷大的場合。



第三章 軸承缺陷診斷之實現與工程應用

本章節講述以高速主軸測試平台軸承診斷，對於損壞程度不一的滾珠式軸承檢測軸承缺陷之故障特徵頻率，在機台軸承監測進行時，加速規的類比訊號透過資料擷取系統蒐集，並進行後續的訊號分析。圖 3.1 說明振動檢測儀(即加速規)從實驗機台上獲取量測訊號，並將其傳送至訊號分析端之流程。

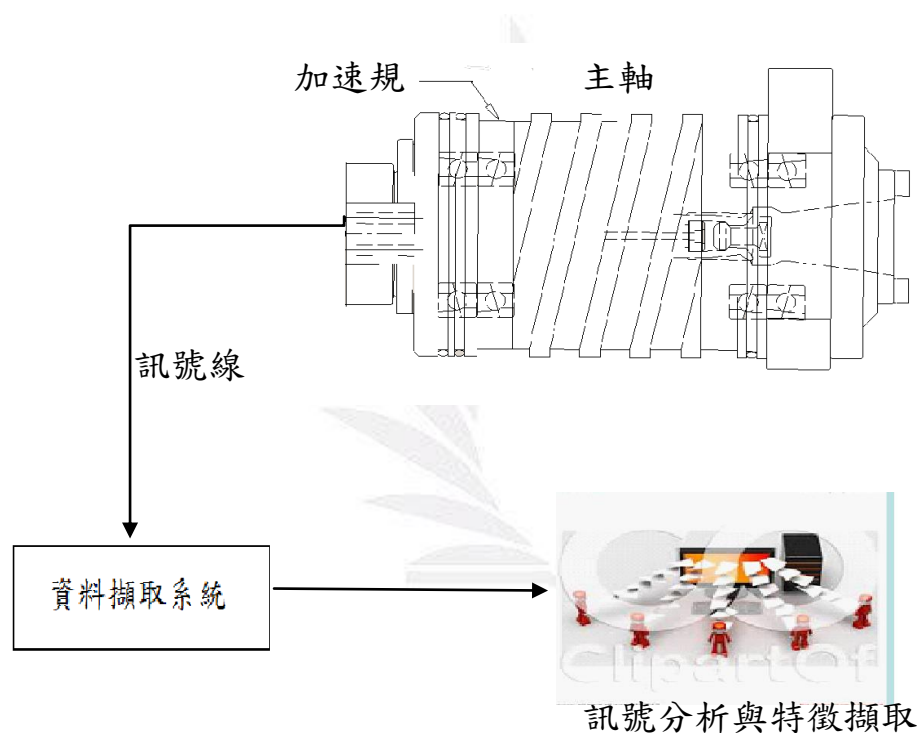


圖 3.1：高速主軸診斷系統示意圖。

3.1 加速規與資料擷取系統簡介

實驗之量測設備包含加速規、訊號放大器、資料擷取卡(REM Fireface UCX)。B&K 加速規其優點為尺寸小且成本低廉，因此可用於大部份的振動測量場合，舉凡汽車安全系統、機械狀態監控與故障診斷、建築物振動問題、機械設備與交通工具的動態特性測量等等，這些應用中都可用加速規來提供振動訊號，讓工程師或是控制系統來判斷系統狀態是否正常或是需要調整。

近來加速規也被應用在一些生醫方面的研究與測量上，例如人體在運動過程中的振動、勞工工作過程中承受的振動等等，因此加速規的應用範圍可說是相當廣泛。

加速規的工作原理如圖 3.2 所示，它是質量-阻尼-彈簧系統的應用，是透過將質量塊在振動時的位移量轉為電子訊號輸出的一種振動測量工具。壓電材料是加速規常用的電子訊號產生來源，其原理如圖 3.3 所示，它是透過質量位移促使壓電材料變形釋出電荷，然後依據電荷釋出量來判斷振動大小。

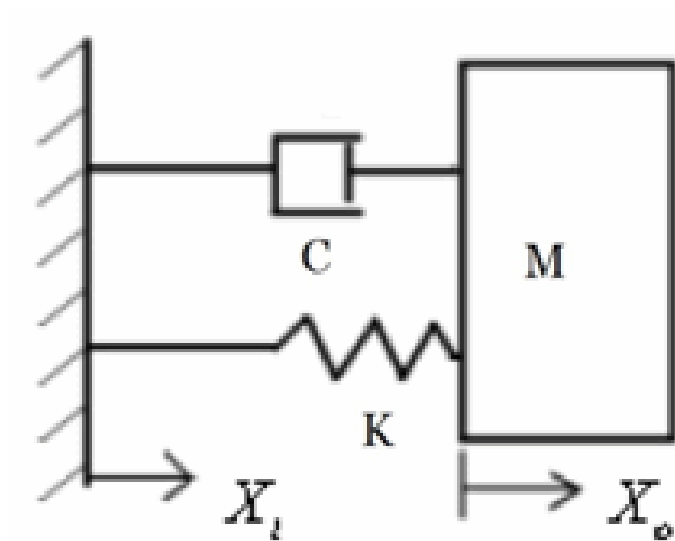


圖 3.2：質量-阻尼-彈簧系統模型

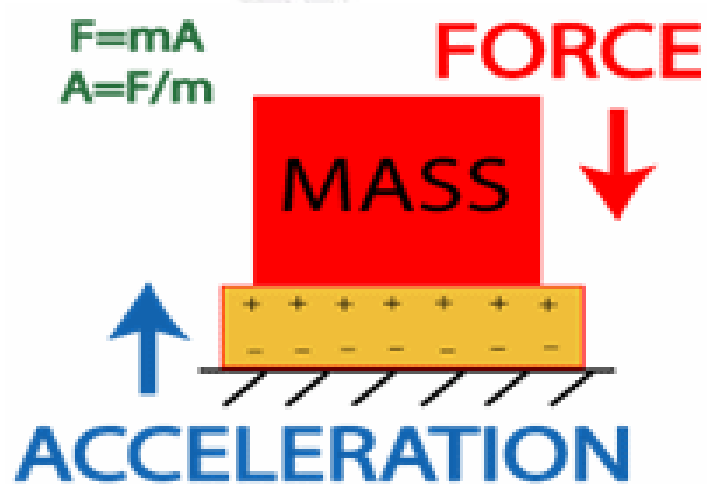


圖 3.3：加速規工作原理

音效卡：RME Fireface UCX Firewire/USB 雙規格錄音界面

研究中使用 RME 公司的音訊擷取設備將感測器的類比訊號以數位形式擷取，還可以把數位信號還原成為真實的聲音輸出，方便進行複雜的計算與分析，使問題得到更好的處理方式，表 3.1 以及圖 3.4 為音效卡之規格與實圖。



圖 3.4：音效卡。

表 3.1：音效卡規格表。

REM Fireface UCX		
Frequency response @ 44.1 kHz, -0.5 dB: 6 Hz - 20.6 kHz	THD: < -105 dB, < 0.0005 %	Input: 6.3 mm TRS jack, electronically balanced
Frequency response @ 96 kHz, -0.5 dB: 6 Hz - 45.3 kHz	THD+N: < -98 dB, < 0.0012%	Input sensitivity switchable to Lo Gain, +4 dBu, -10 dBV
Frequency response @ 192 kHz, -1 dB: -1 dB: 5 Hz - 90 kHz	Maximum input level: +19 dBu	Input level for 0 dBFS @ Lo Gain: +19 dBu
	Channel separation: > 110 dB	Input level for 0 dBFS @ +4 dBu: +13 dBu
		Input level for 0 dBFS @ -10 dBV: +2 dBV

3.2 高速主軸測試平台簡介

本研究利用一高速主軸測試平台，進行軸承缺陷狀態相關監測，測試平台如圖 3.5。

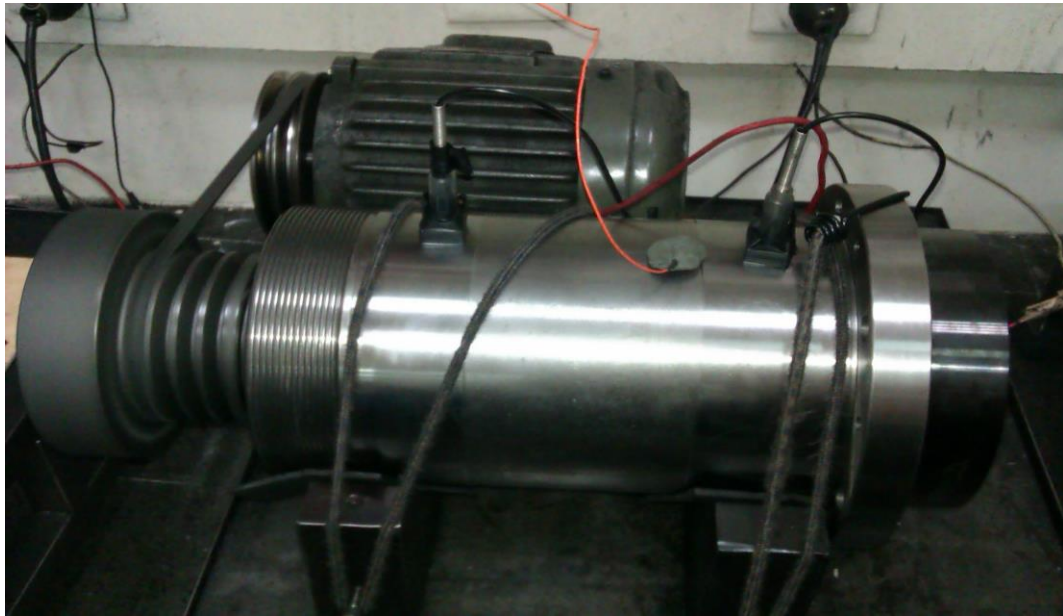


圖 3.5 高速主軸測試平台。

3.2.1 測試平台簡介

實驗中的高速主軸測試平台是由三相異步馬達帶動 DDS-BT30 直結式高速主軸旋轉，以時規皮帶連結高速主軸與變頻馬達，軸承振動產生信號後由加速規量測之振動信號進行監測。



A. DDS-BT30 直結式高速主軸：由普森精密主軸公司所研發之直結式高速主軸。

圖 3.6：測試平台使用 DDS-BT30 直結式主軸

表 3.2：直結式主軸之規格。

直結式主軸型號	DDS-BT30
最高轉速(Maximum rotation speed)	12,000/15,000/20,000/24,000 (rpm)
錐孔	#30(BT/CAT/DIN)
拉刀系統	夾爪
套筒外徑	Ø95 mm
潤滑方式	油脂
冷卻方式	油冷
精度	0.008 mm 以下(測試棒 300 mm)



B. 高效率三相異步電動機：High Efficiency 3-phase Induction Motor

與單相異步電動機相比，三相異步電機結構簡單，製造方便，運行性能好，並可節省各種材料，價格便宜。

依照實驗平台所選用新生精技工業有限公司的三相異步電動機，其規格如下表 3.3 所示。

表 3.3：高效率三相異步電動機之規格。

High Efficiency 3-phase Induction Motor		SPEC. CNS 14400
HP <u>3</u>	TYPE <u>HEF</u>	IP 44
KW <u>2.2</u>	FRAME <u>90L</u>	IC 411
POLE <u>2</u>	VOLTS <u>220/380</u>	INS. E
Hz <u>60</u>	R.P.M <u>3480</u>	RATING CONT.
EFF <u>85%</u>	BRG	DATE <u>2006</u>
TORQUE	AMB 40°C	Ser.No 0508310

軸承：

分別置於主軸內部的前後兩端，由軸承座固定，滾珠在內、外環槽中轉動，研究中所使用的軸承為 DDS-BT30 直結式滾珠軸承，圖 3. XX 為 DDS-BT30 軸承實體，內部滾珠分別由保持架固定，軸承主要的幾何尺寸分別為：接觸角 0° 、滾珠直徑 10mm、軸承節徑 35mm。



圖 3.7: 高速主軸測試平台使用軸承(DDS-BT30)。

3.2.2 實驗流程

研究中對高速主軸測試平台進行軸承缺陷檢測，故障診斷流程從感測元件的安裝，透過信號調節濾波與放大，經由信號處理轉換成不同的領域並去表現特定元件的特徵，其流程分述如下：

1. 感測器的安裝：將量測振動的加速規放置於平台適當的位置並利用精密麥克風採集平台上的振動和聲音訊號。
2. 資料擷取：蒐集平台在不同轉速的實驗條件下之動態信號。
3. 信號擴大與轉換：配合資料擷取設備的適當量測範圍($\pm 10\text{v}$)，適當範圍內調節信號。轉換前為避免擷取信號時產生的失真，需加入一濾波器接著透過資料擷取系統將信號轉換成數位信號。
4. 動態信號分析：利用軟體進行數位信號的分析處理以求得適當的結果。



圖 3.8：實驗架構流程圖

3.2.3 實驗設計

本實驗對高速主軸測試平台中的軸承進行監測，在不同轉速及軸承狀態下進行量測分析，先將加速規分別置於主軸前後端的外殼上，量測徑向的垂直方向振動信號，並在主軸軸承旁另以麥克風量測軸承運轉時之噪音信號，其感測器的架設如圖 3.5 所示。

實驗與資料擷取相關參數如下：

- ⌚ 三相異步馬達轉速：轉速以 2400~3600 rpm 進行，每隔 600rpm 量測數據。
 - ⌚ 馬達與轉軸之轉速比：1
 - ⌚ 每筆資料長度(時間)：定轉速 10 sec。
 - ⌚ 實驗數據：共 45 筆數據。
 - ⌚ 軸承缺陷：分為良好軸承、缺陷軸承，如圖 3.9(a)、(b)、(c)；
- 軸承尺寸及軸承缺陷狀態描述如表 3.4

表 3.4：軸承缺陷狀態描述。

軸承	軸承狀態			
軸承 A	良好軸承			
軸承 B	前軸承內環軌道磨損嚴重			
軸承 C	後軸承保持器上有一道長約 2 (cm)之磨損			
使用軸承皆為普生高速主軸公司所提供之 DDS-BT30。				
幾何尺寸	接觸角	軸承節徑	滾珠直徑	滾珠數目
	0 °	35(mm)	10(mm)	20

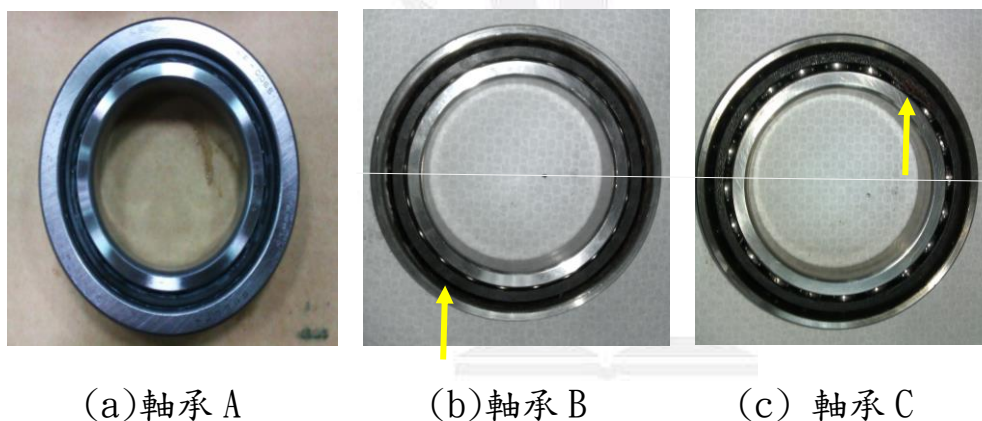


圖 3.9：軸承狀態區分(a)良好軸承(軸承 A)、(b)具內環缺陷的前軸承(軸承 B)、(c)具保持器損傷的後軸承(軸承 C)。

3.2.4 動態信號分析

實驗的進行以不同的馬達轉速，分別對具有內、外環缺陷的軸承檢測軸承缺陷檢測，實驗設計如 3.2.3 節所述，在執行分析前需先對軸承共振頻率進行探討，以決定軸承缺陷調制訊號的載波頻率，並設定品質門檻，如圖 3.16 所示。研究中(轉速由 2400 rpm 增至 3600 rpm，各歷時 10 秒)，量測軸承座上方振動信號，發現振動量隨轉速增加而增強，再以譜圖繪製轉速於 300~4000 rpm 時軸承座上振動訊號，繪製歷時 10 秒、頻率至 60k Hz 的譜圖，分析後發現良好軸承安裝至軸承測試平台時，以 3600 rpm 轉速時的振動狀態為例，良好軸承振動信號及其頻譜如圖 3.14 所示，振動幅值低且無明顯脈衝響應，而其餘頻段並無明顯的峰值或能量集中部分。若對此訊號進行分析程序，分析結果由圖 3.10 所示，可以發現包絡譜中並無任何軸承的缺陷特徵頻率產生，僅有轉速頻率及其諧頻且波峰幅值低，經由分析初步研判此軸承為良好軸承。

經比較分析圖 2.1 中所示兩隻良好軸承與十五隻缺陷軸承音軌之頻譜分析、高與低速運轉穩定度、整體運轉穩定度、噪音浮動度等相關數據。可設定編號分別為(a)2230、(b)3420 之軸承為良好軸承，並從其中獲取軸承振動相關數值作為良好軸承振動之品質門檻，如圖 3.16(a)與(b)所示，若未知品質軸承經檢測獲得之相關數值未超過編號分別為(a)2230、(b)3420 之良好軸承所設定的品質門檻，此時便可判定此未知品質軸承為缺陷軸承；反之相反。

且此檢測系統更可直接表示出缺陷軸承 A 點與 B 點之毀損清單以及缺陷軸承當時轉速所產生缺陷之相關數值，例如圖 3.23 所示。另外，表 3.5 至表 3.19 為比較十五隻經檢測後確認為缺陷軸承，進而獲得這些軸承當時轉速所產生缺陷之實際數值及合格門檻；表 3.20 與表 3.21 則表示十五隻缺陷軸承所有的缺陷原因及缺陷分布統計。

診斷精密主軸缺陷之振噪測量系統

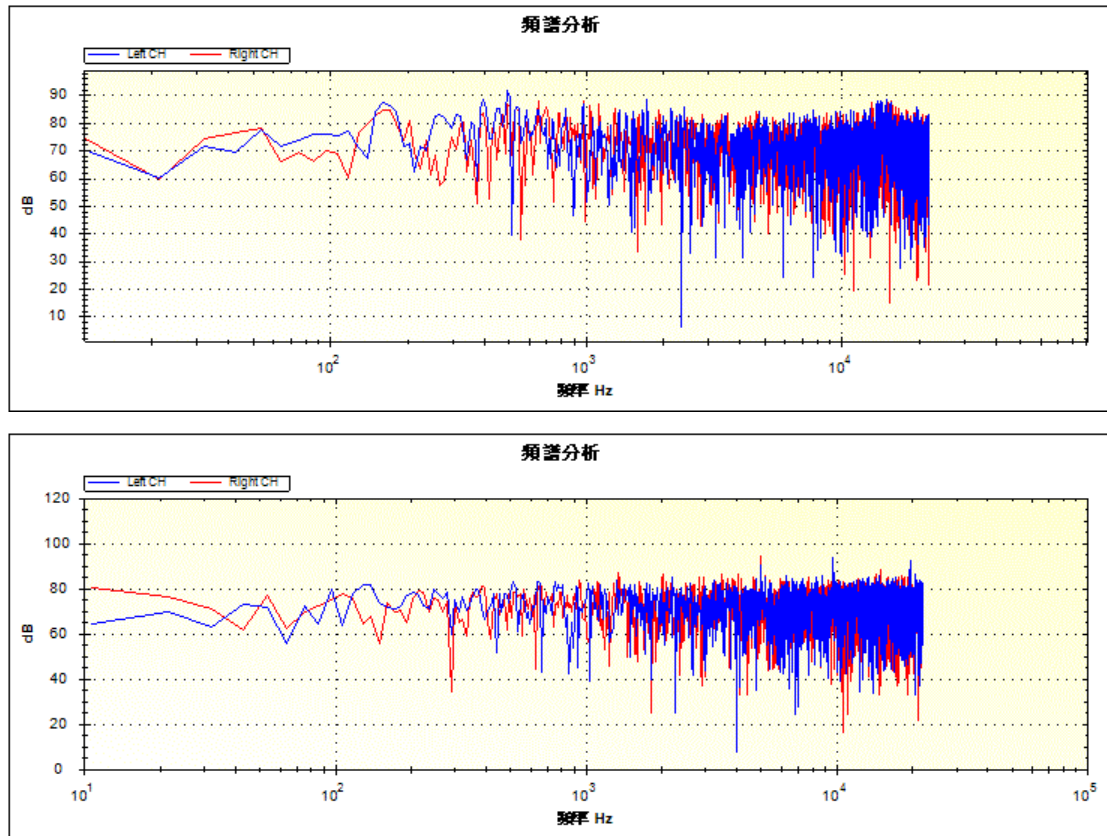


圖 3.10: 良好軸承於 3600rpm 時所量測之(a)A 點頻譜(b)B 點頻譜。

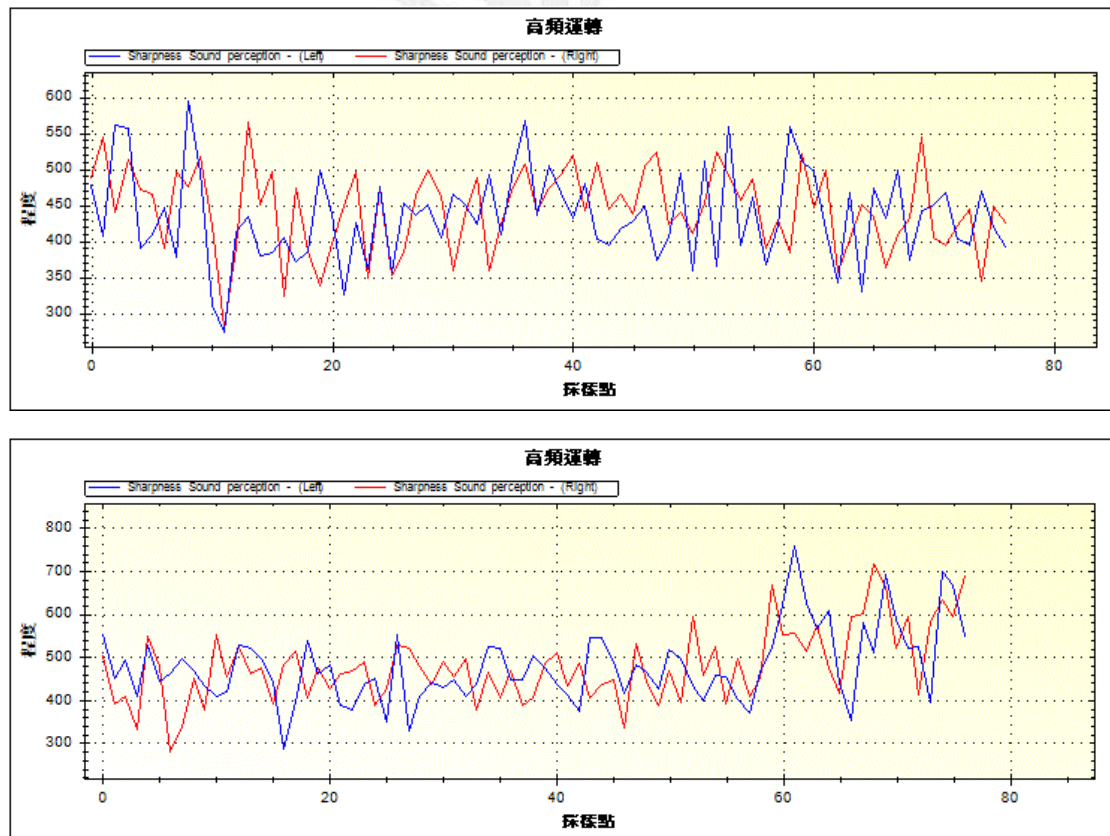


圖 3.11：良好軸承於 3600rpm 時所量測之(a)A 點高速運轉穩定度
(b)B 點高速運轉穩定度。

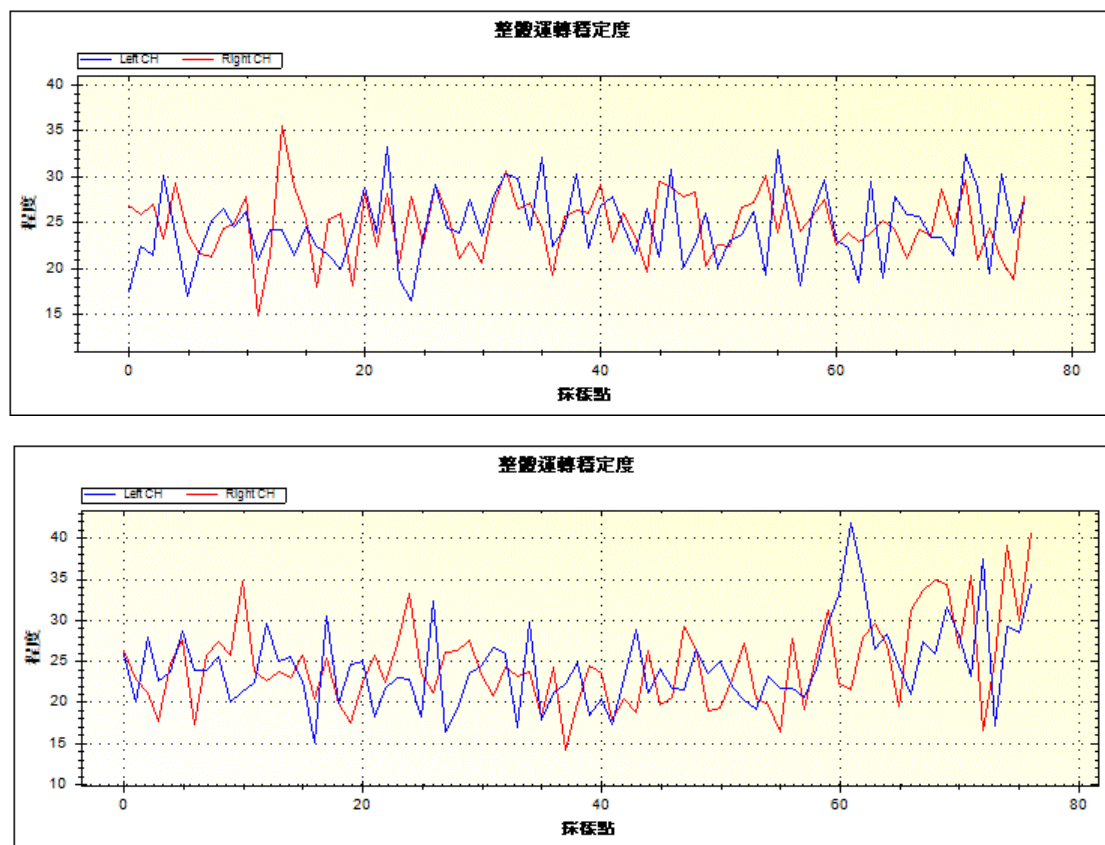
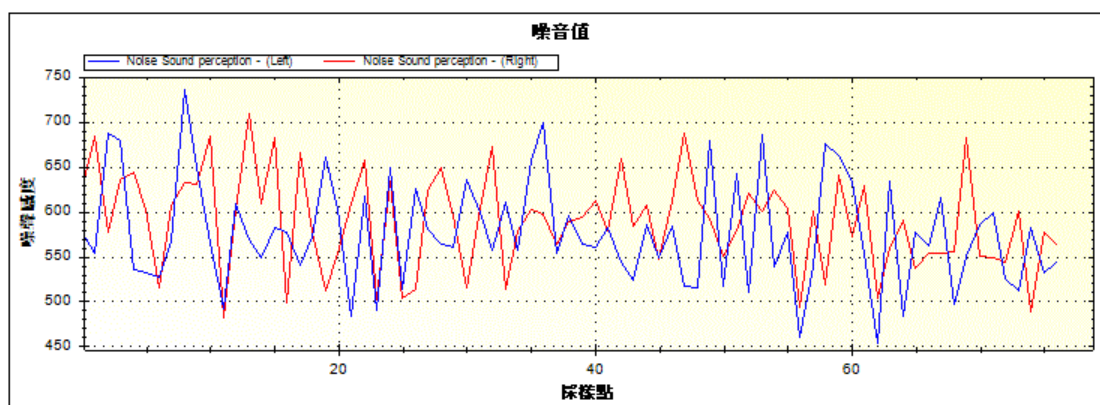


圖 3.12：良好軸承於 3600rpm 時所量測之(a)A 點整體運轉穩定度
(b)B 點整體運轉穩定度。



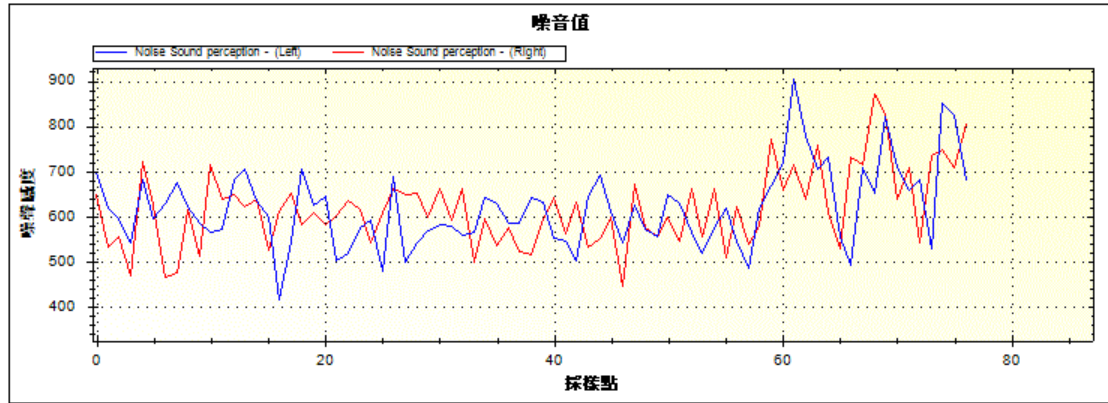


圖 3.13：良好軸承於 3600rpm 時所量測之(a)A 點噪音浮動度(b)B 點噪音浮動度。

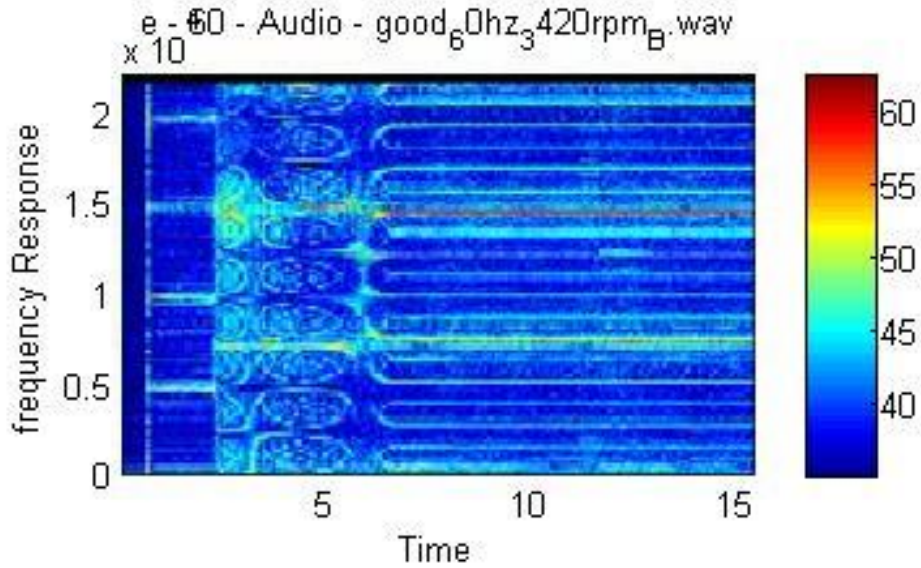


圖 3.14：良好軸承振動之譜圖 (A點)。

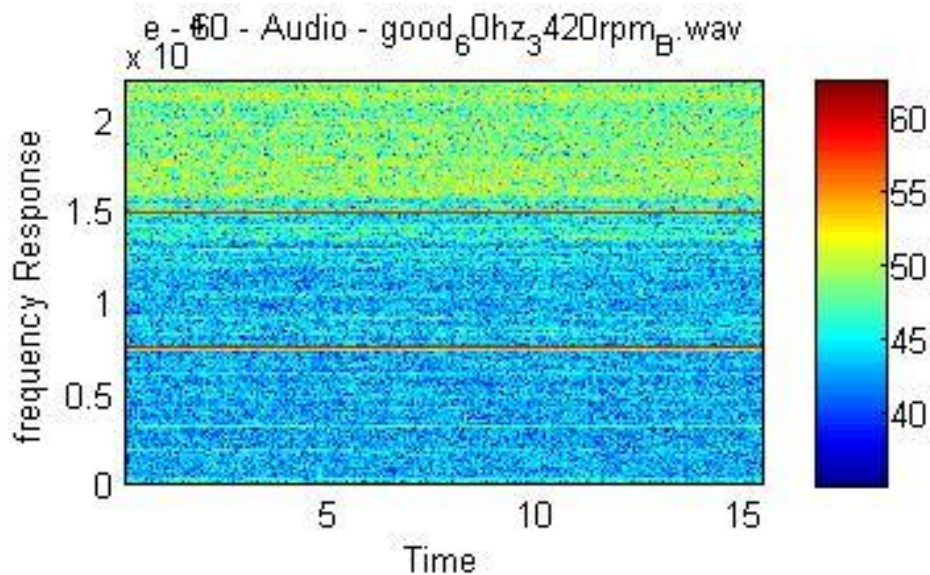


圖 3.15：良好軸承振動之譜圖(B 點)。

監控設定

低頻監控範圍 f1: 0 f2: 3	品質鑑定門檻 低速運轉穩定度: 50 高速運轉穩定度: 436 整體運轉穩定度: 25 噪音浮動度: 572 軸承脈衝次數: 1
高頻監控範圍 f1: 10 f2: 24.1	<input type="button" value="讀取主軸型號"/> <input type="button" value="更新設定"/>
自訂監控範圍 f1: 0 f2: 10	<input type="button" value="儲存主軸型號"/>

監控設定

低頻監控範圍

f1: 0

f2: 3

高頻監控範圍

f1: 10

f2: 24.1

自訂監控範圍

f1: 0

f2: 10

品質鑑定門檻

低速運轉穩定度: 50

高速運轉穩定度: 478

整體運轉穩定度: 24

噪音浮動度: 618

軸承脈衝次數: 7

讀取主軸型號

更新設定

儲存主軸型號

圖 3.16：良好軸承振動之品質門檻(a)A 點與(b)B 點。

(1)具前軸承缺陷的軸承：

將具前軸承缺陷之軸承套用至高速主軸測試平台，並利用分析檢測缺陷特徵頻率，如之前所敘述，研究中以變轉速方式(轉速由 2400 rpm 增至 3600 rpm，歷時 10 秒)，量測軸承座上方振動信號，發現振動量隨轉速增加而增強，繪製歷時 10 秒、頻率至 60k Hz 的譜圖，以 3600 rpm 轉速時的振動狀態為例，具前軸承缺陷軸承的振動頻譜，如圖 3.17 所示，運轉時出現一連串脈衝序列並具有週期性，振動量也較使用良好軸承運轉時大，頻譜中可以發現頻率主要分佈範圍恰為由圖 3.22 中觀察得到共振頻率的範圍。

為選取不同帶通濾波器範圍所濾波得到的振動波形，而圖 3.18、3.19 及 3.20(a)與(b)分別表示此缺陷軸承於轉速到達 3600rpm 時之低頻運轉穩定度、高頻運轉穩定度以及結合低、中、高頻的整體運轉穩定度，圖 3.21(a)與(b)則表示此缺陷軸承之噪音浮動度。圖 3.23(a)與(b)可直接表示出缺陷軸承之毀損清單以及缺陷軸承當時轉速所產生缺陷之相關數值。根據圖 3.23(a)與(b)表示出此毀損軸承原因：(a)A 點高速運轉穩定度不佳(實際數值：415，合格門檻：436)、(b)A 點整體運轉穩定度(實際數值：22，合格門檻：25)，綜合以上相關數據可知此軸承缺陷原因可能為：軸承潤滑不足、螺母損壞、前軸承損壞、O 型環損壞、運轉中心偏移。

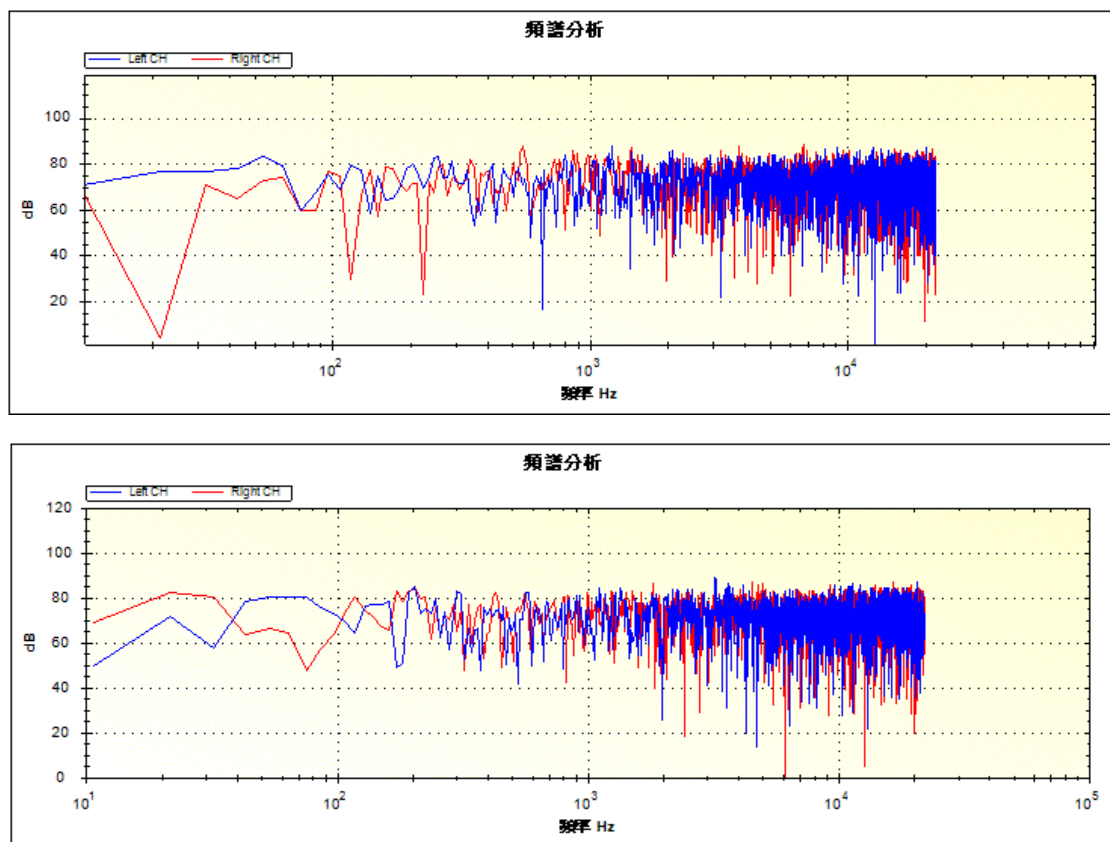
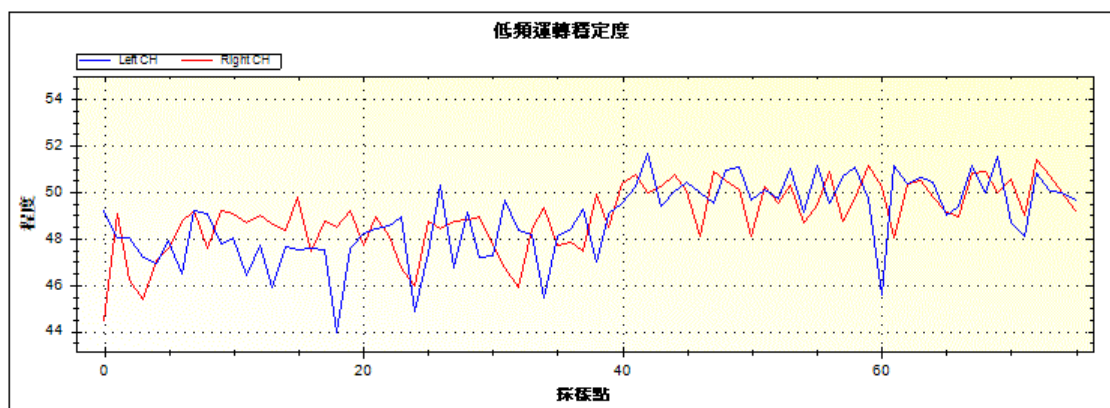


圖 3.17: 具前軸承缺陷軸承之(a)A 點頻譜分析及(b)B 點頻譜分析
(300~4000 rpm, 10sec) 。 2688



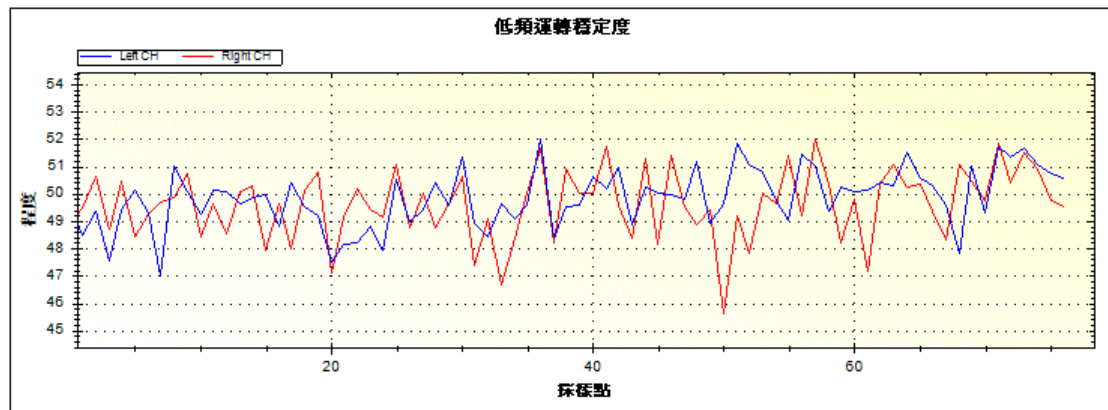


圖 3.18: 具前軸承缺陷軸承之(a)A 點低頻穩定度及(b)B 點低頻穩定度。2688

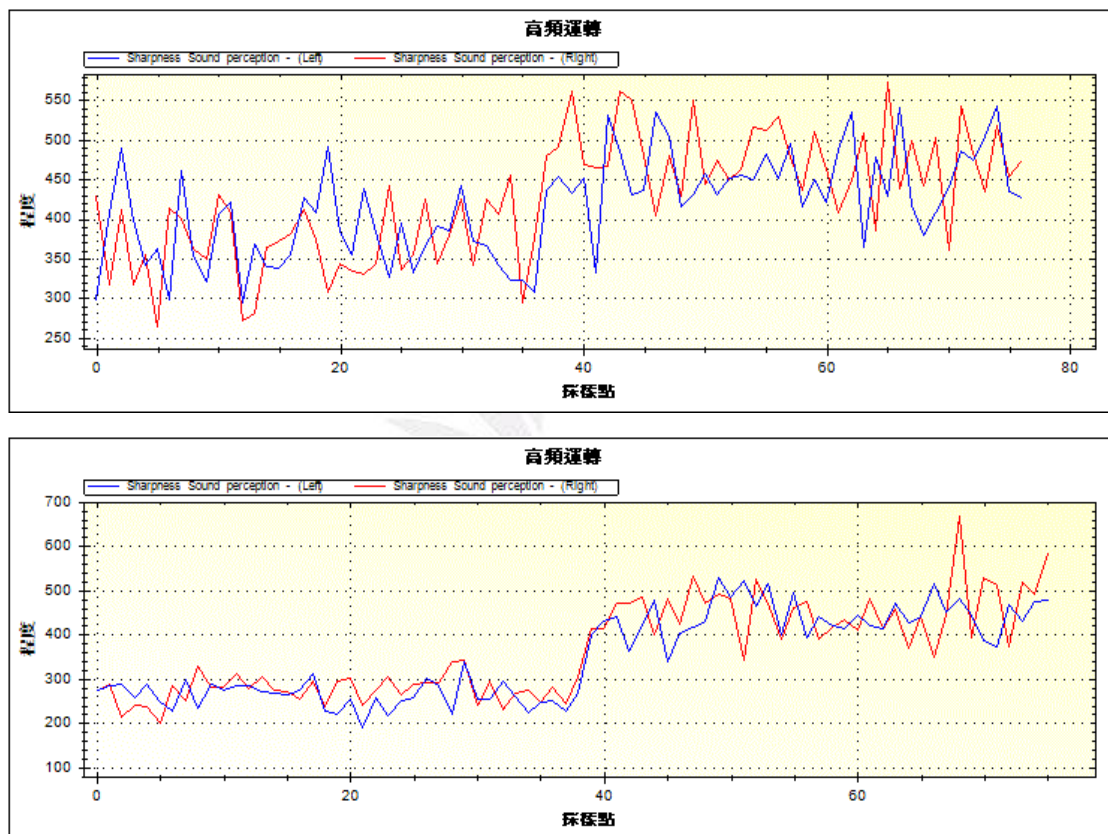


圖 3.19: 具前軸承缺陷軸承之(a)A 點高頻穩定度及(b)B 點高頻穩定度。2688

診斷精密主軸缺陷之振噪測量系統

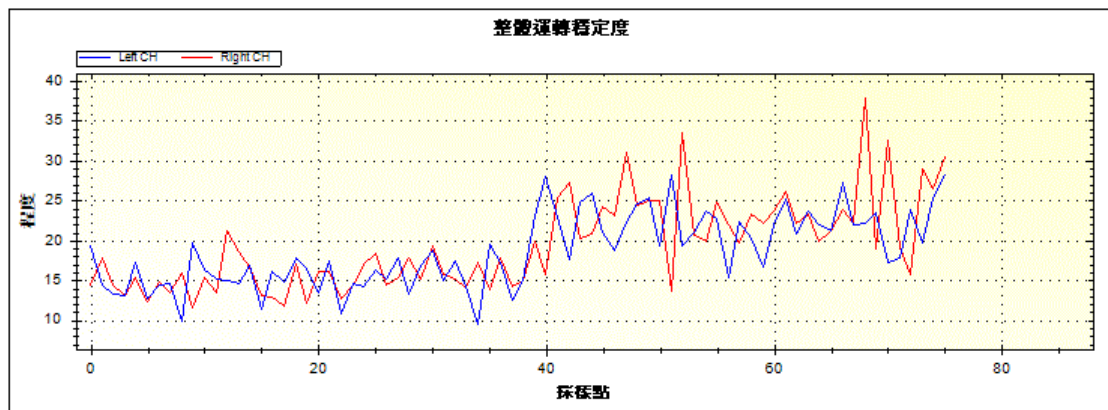
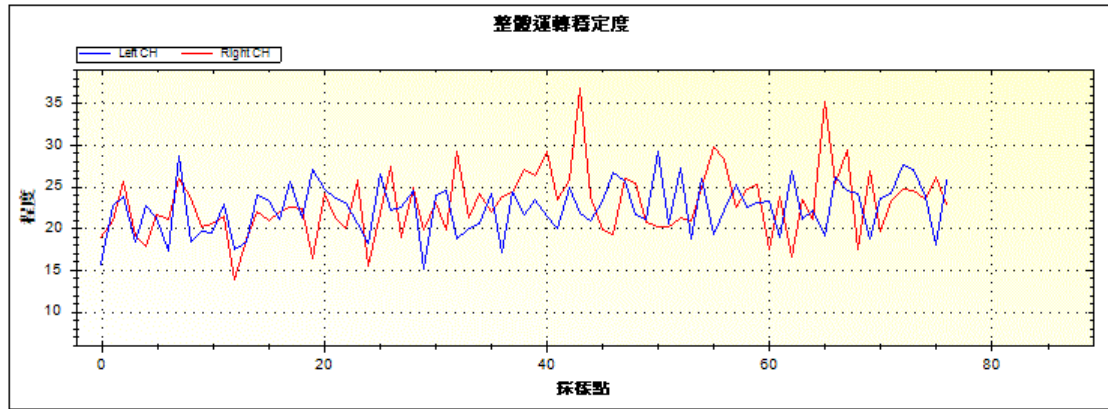
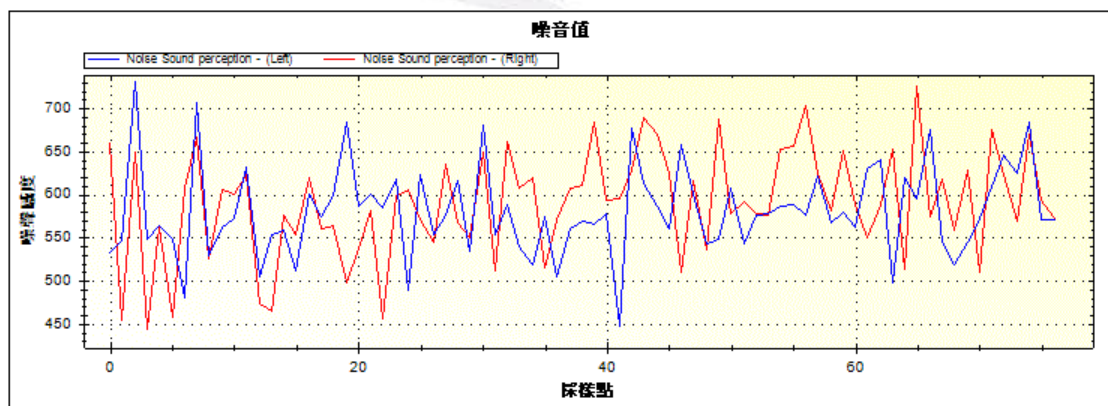


圖 3.20：具前軸承缺陷軸承之(a)A 點整體穩定度及(b)B 點整體穩定度。2688



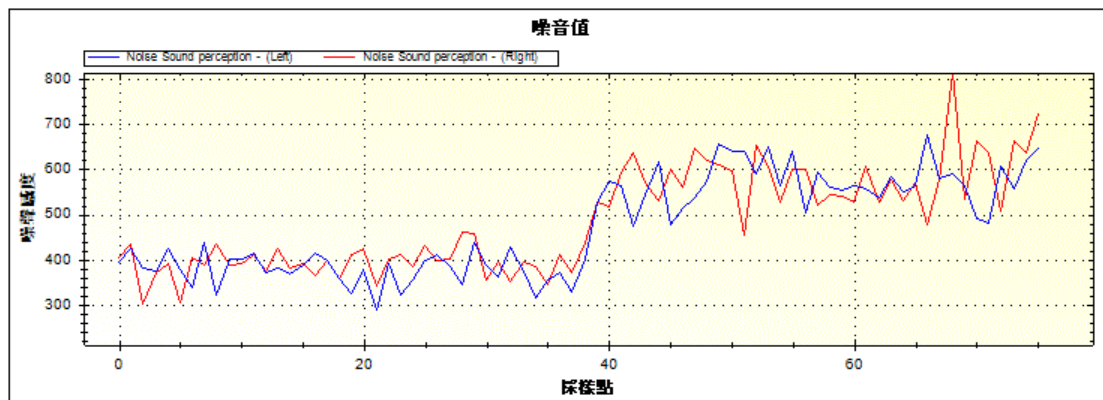


圖 3.21：具前軸承缺陷軸承之(a)A點噪音浮動度及(b)B點噪音浮動度。

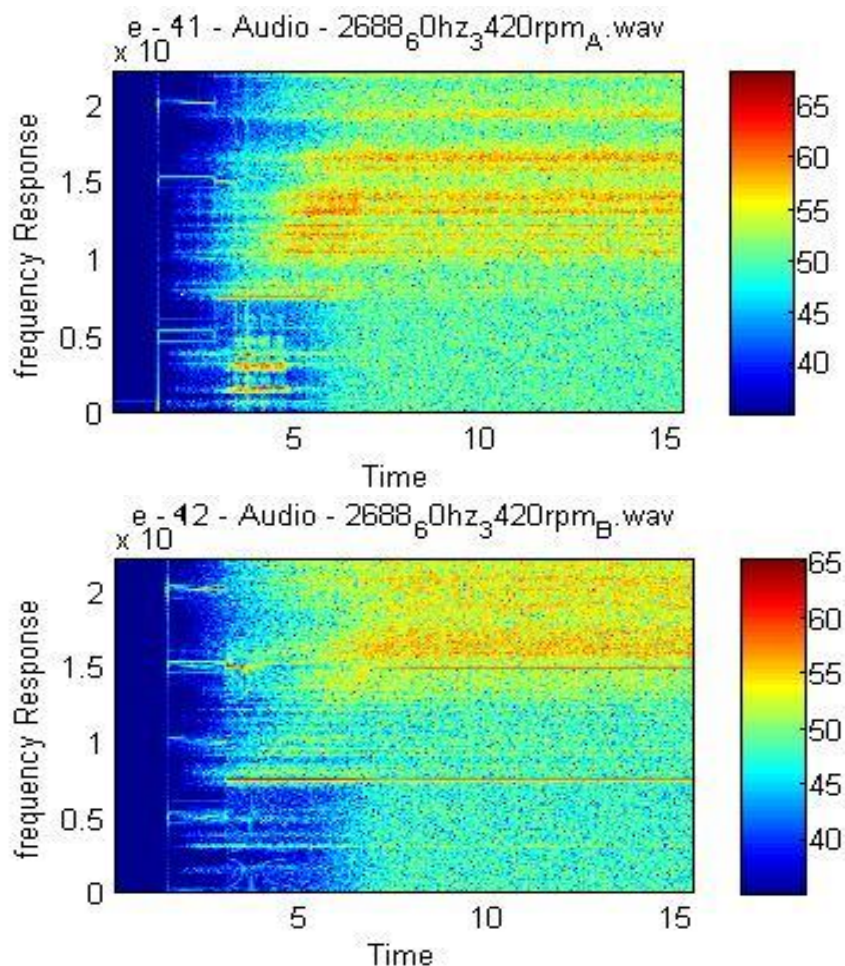
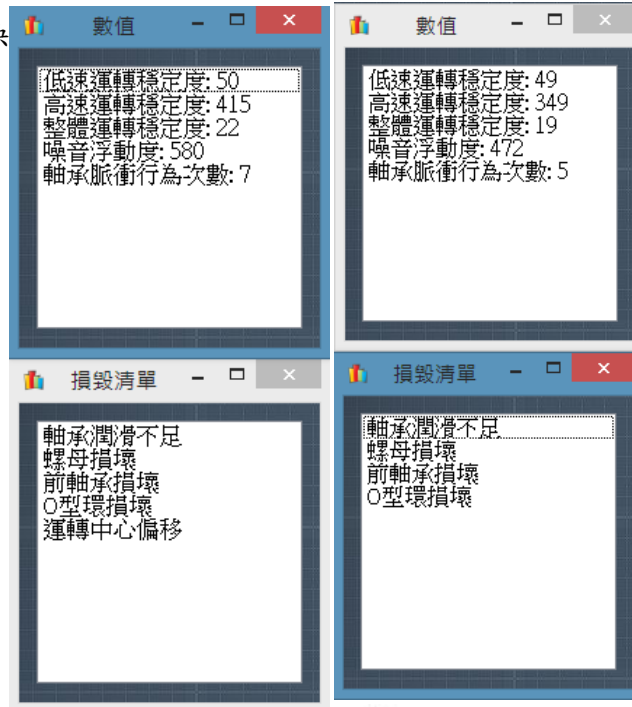


圖 3.22：缺陷軸承振動之譜圖 (a)缺陷軸承之 A 點(b)缺陷軸承之 B 點。



(a)

(b)

圖 3.23：缺陷軸承振動之毀損清單(a)缺陷軸承之 A 點、(b)

缺陷軸承之 B 點。

表 3.5

型號 2688	低速運轉 穩定度	高速運轉 穩定度	整體運轉 穩定度	噪音 浮動度	軸承脈衝 次數
合格門檻 (A 點)	50	436	25	572	1
實際數值 (A 點)	50	415	22	580	7
通過門檻 與否	O	X	X	O	O
合格門檻 (B 點)	50	478	24	618	7
實際數值 (B 點)	49	349	19	472	5
通過門檻 與否	X	X	X	X	X

(2) 具前/後/端鍵缺陷的軸承：

將具前/後/端鍵缺陷之軸承套用至高速主軸測試平台，並利用分析檢測缺陷特徵頻率，如之前所敘述，研究中以變轉速方式(轉速由 2400 rpm 增至 3600 rpm，歷時 10 秒)，量測軸承座上方振動信號，繪製歷時 10 秒、頻率至 60k Hz 的譜圖，以 3600rpm 轉速時的振動狀態為例，具前/後/端鍵缺陷軸承的振動頻譜，如圖 3.24 所示，運轉時出現一連串脈衝序列並具有週期性，振動量也較使用良好軸承運轉時大，頻譜中可以發現頻率主要分佈範圍恰為由圖 3.29 中觀察得到共振頻率的範圍。

從選取不同帶通濾波器範圍所濾波得到的振動波形可知，結果如圖 3.25、3.26 及 3.27(a)與(b)分別表示此缺陷軸承於轉速到達 3600rpm 時之低頻運轉穩定度、高頻運轉穩定度以及結合低、中、高頻的整體運轉穩定度，圖 3.28(a)與(b)則表示此缺陷軸承之噪音浮動度。圖 3.30(a)與(b)可直接表示出缺陷軸承之毀損清單以及缺陷軸承當時轉速所產生缺陷之相關數值。根據圖 3.30(a)與(b)表示出此毀損軸承：(a)A 點低速運轉穩定度不佳(實際數值：49，合格門檻：50)、(b)A 點高速運轉穩定度不佳(實際數值：357，合格門檻：436)、(c)A 點整體運轉穩定度(實際數值：21，合格門檻：25)、(d)A 點噪音浮動度不佳(實際數值：516，合格門檻：572)、(e)B 點高速運轉穩定度不

診斷精密主軸缺陷之振噪測量系統

佳(實際數值：433，合格門檻：478)、(f) B 點整體運轉穩定度(實際數值：22，合格門檻：24)、(g) B 點噪音浮動度不佳(實際數值：582，合格門檻：618)、(h) B 點軸承脈衝行為次數不佳(實際數值：3，合格門檻：7)，如表 XXX 所示，並綜合以上相關數據可知此軸承缺陷原因為：軸承潤滑不足、螺母損壞、前軸承損壞、O 型環損壞、運轉中心偏移。



診斷精密主軸缺陷之振噪測量系統

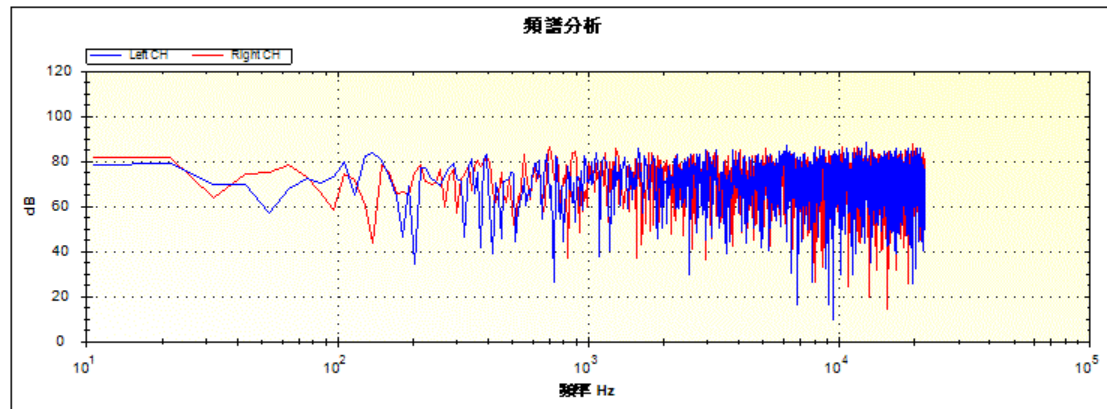
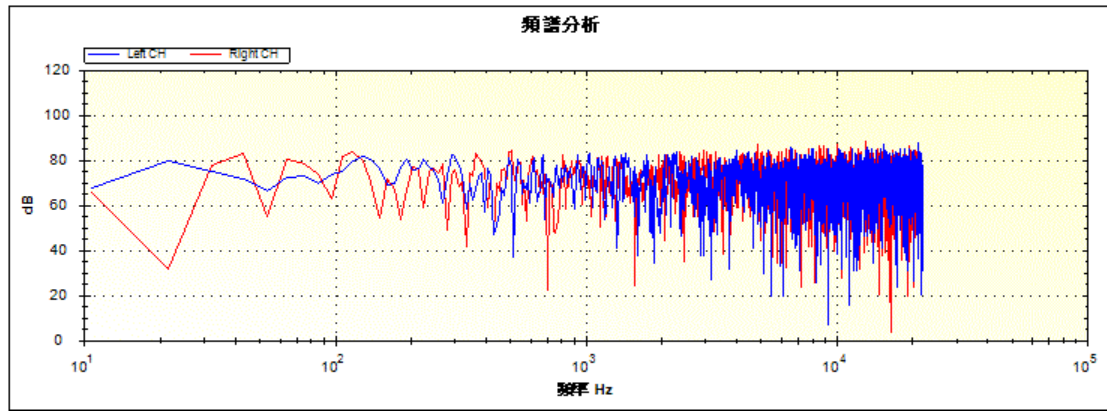
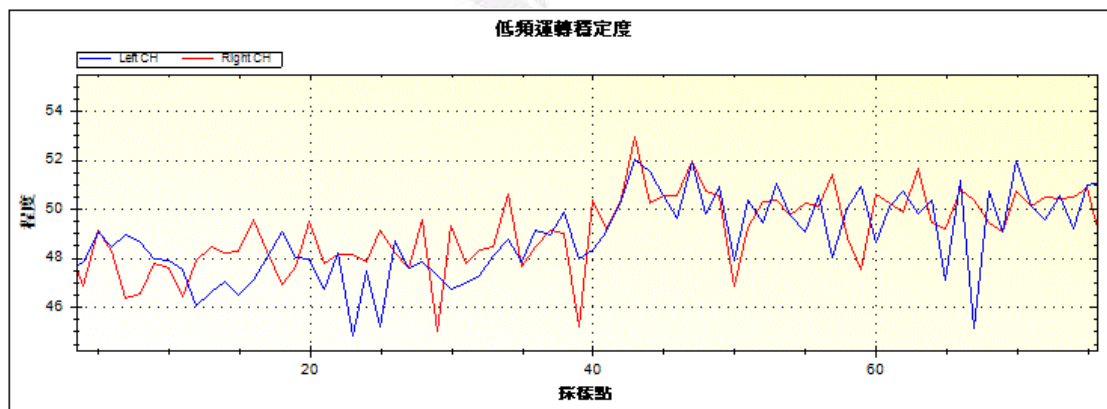


圖 3.24: 具前/後/端鍵缺陷軸承之(a)A 點頻譜分析及(b)B 點頻譜分析。 2489



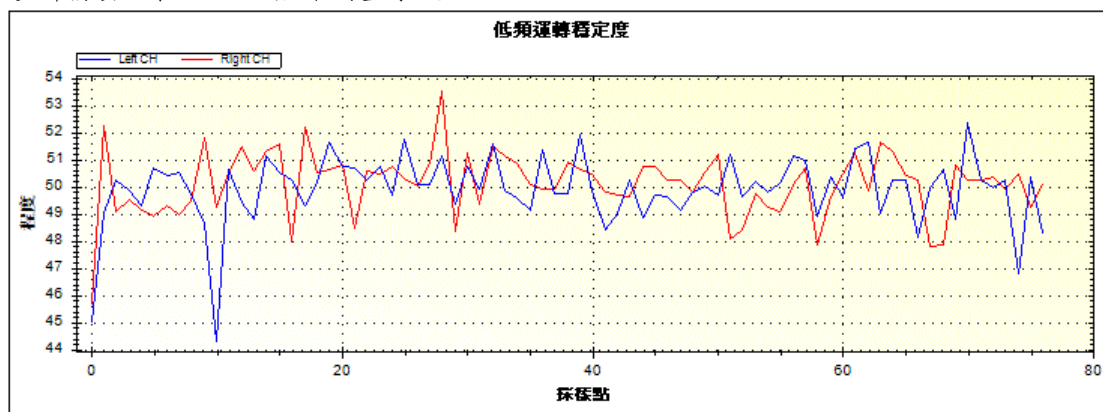


圖 3.25：具前/後/端鍵缺陷軸承之(a)A 點低速穩定度及(b)B 點低速穩定度。2489

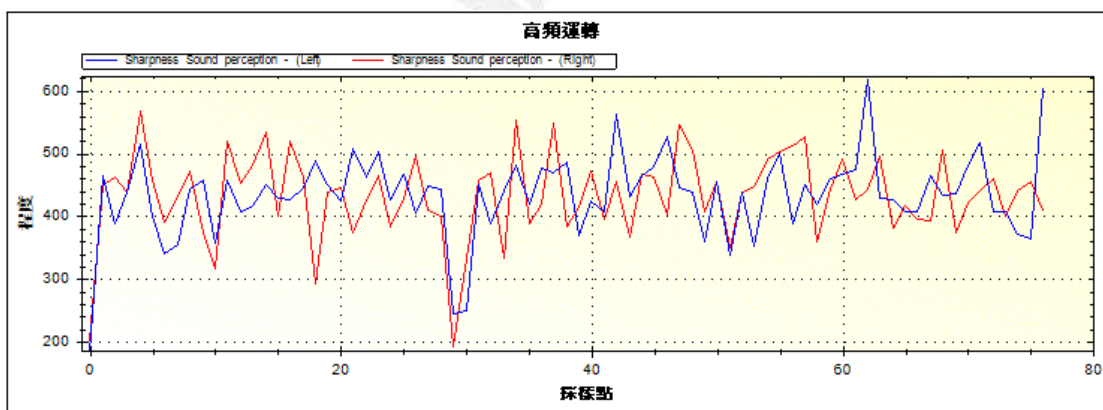
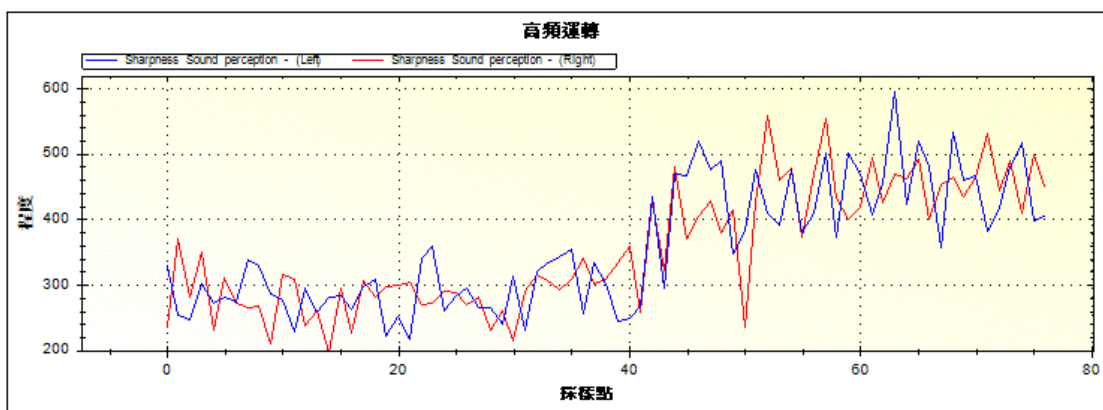


圖 3.26：具前/後/端鍵缺陷軸承之(a)A 點高速穩定度及(b)B 點高速穩定度。2489

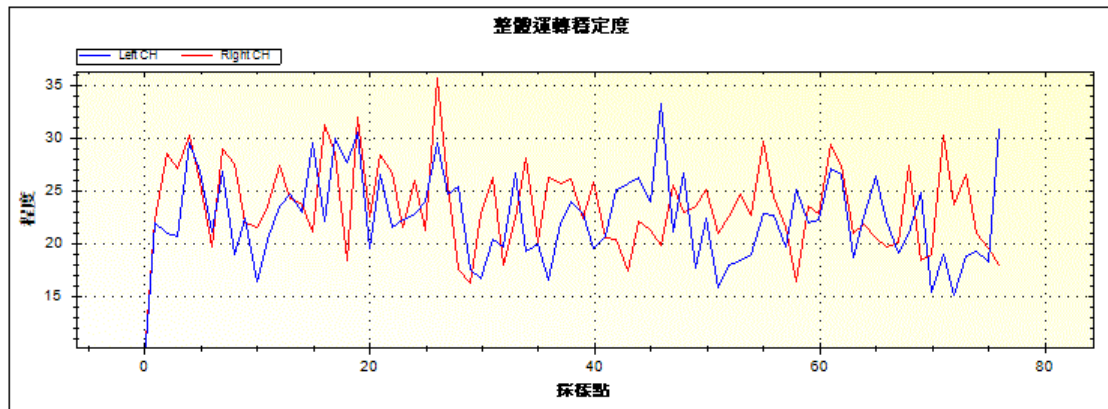
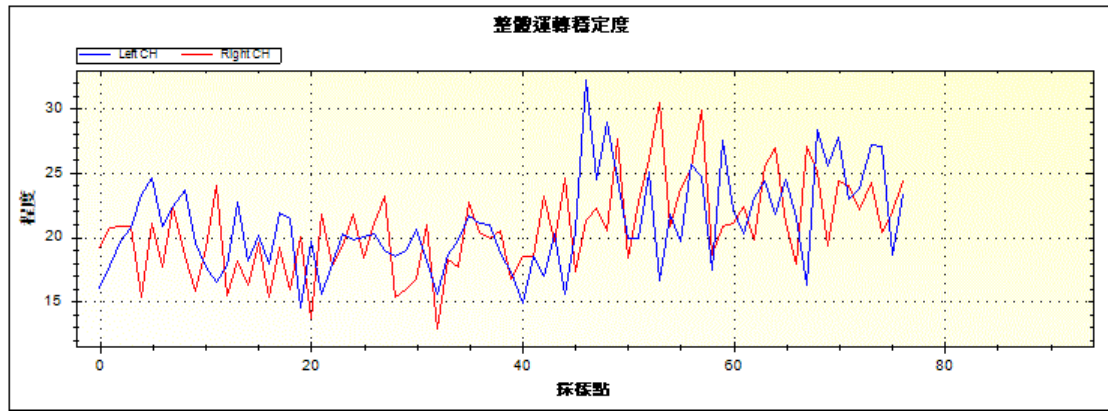
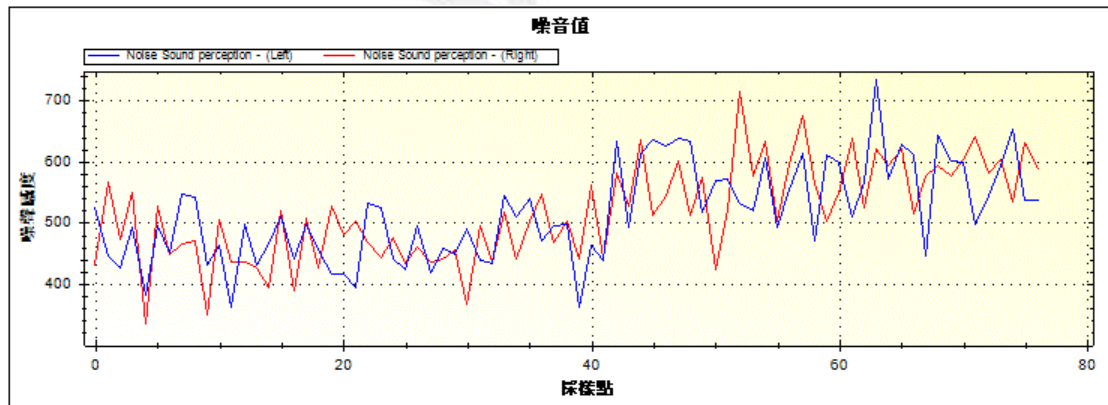


圖 3.27: 具前/後/端鍵缺陷軸承之(a)A點整體運轉穩定度及(b)B點
整體運轉穩定度。2489



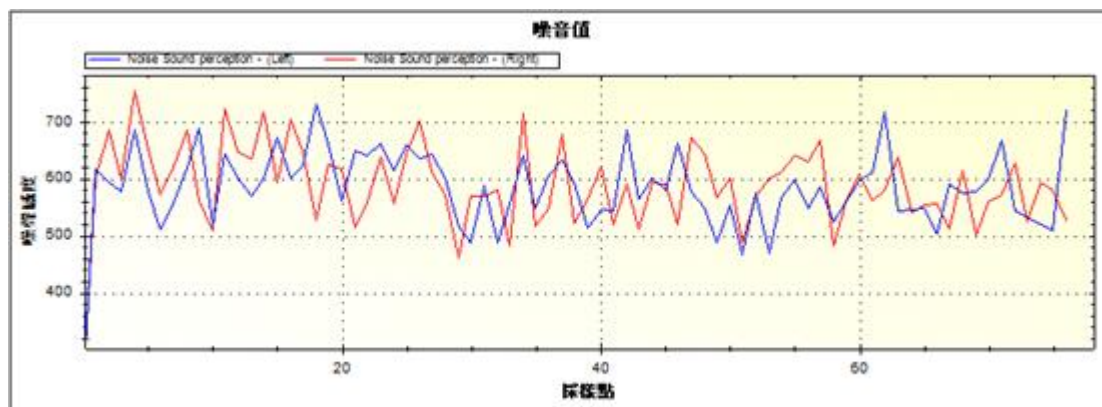


圖 3.28: 具前/後/端鍵缺陷軸承之(a)A 點噪音浮動度及(b)B 點噪音浮動度。2489

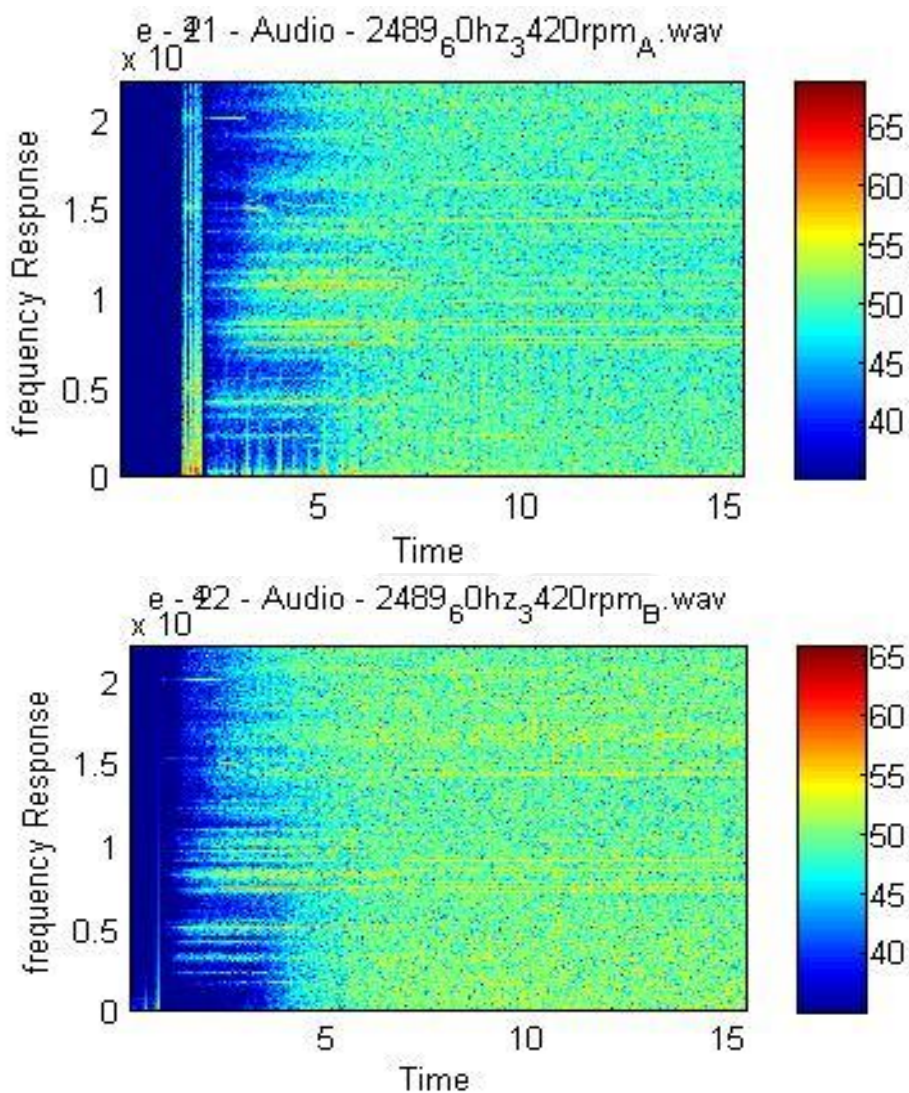
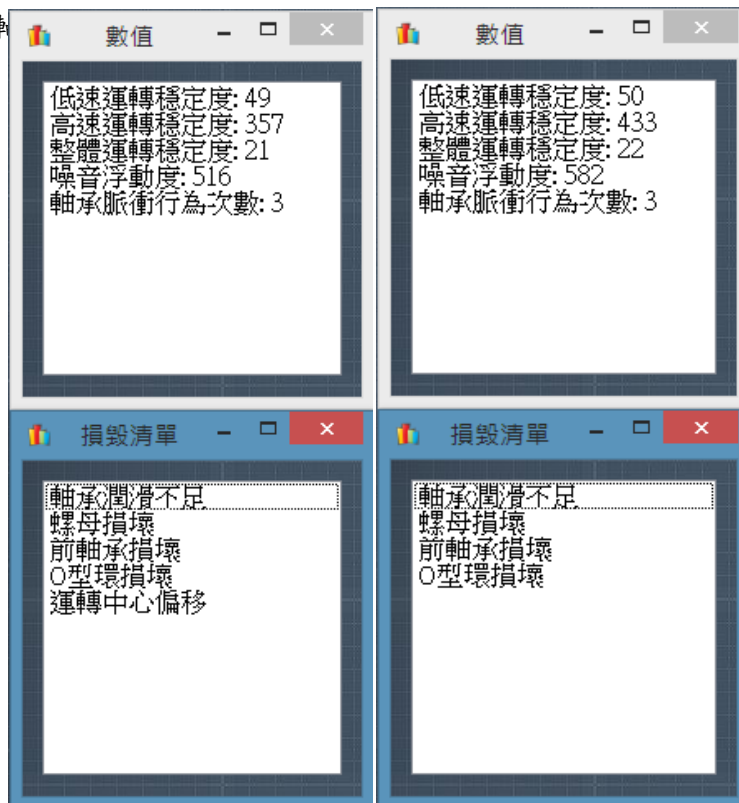


圖 3.29: 缺陷軸承振動之譜圖 (a)缺陷軸承之 A 點(b)缺陷軸承之 B 點。



(a)

(b)

圖 3.30：缺陷軸承振動之毀損清單(a)缺陷軸承之 A 點、(b)

缺陷軸承之 B 點。

表 3.6

型號	低速運轉	高速運轉	整體運轉	噪音	軸承脈衝
2489	穩定度	穩定度	穩定度	浮動度	次數
合格門檻 (A 點)	50	436	25	572	1
實際數值 (A 點)	49	357	21	516	3
通過門檻與否	X	X	X	X	O
合格門檻 (B 點)	50	478	24	618	7
實際數值 (B 點)	50	433	22	582	3
通過門檻與否	O	X	X	X	X

(3) 具前/後缺陷的軸承：

將具前/後/端鍵缺陷之軸承套用至高速主軸測試平台，並利用分析檢測缺陷特徵頻率，如之前所敘述，研究中以變轉速方式(轉速由 2400 rpm 增至 3600 rpm，歷時 10 秒)，量測軸承座上方振動信號，繪製歷時 10 秒、頻率至 60k Hz 的譜圖，以 3600rpm 轉速時的振動狀態為例，具前/後/端鍵缺陷軸承的振動頻譜，如圖 3.31 所示，運轉時出現一連串脈衝序列並具有週期性，振動量也較使用良好軸承運轉時大，頻譜中可以發現頻率主要分佈範圍恰為由圖 3.36 中觀察得到共振頻率的範圍。

從選取不同帶通濾波器範圍所濾波得到的振動波形，結果如圖 3.32、3.33 及 3.34(a)與(b)分別表示此缺陷軸承於轉速到達 3600rpm 時之低頻運轉穩定度、高頻運轉穩定度以及結合低、中、高頻的整體運轉穩定度，圖 3.35(a)與(b)則表示此缺陷軸承之噪音浮動度。圖 3.37(a)與(b)可直接表示出缺陷軸承之毀損清單以及缺陷軸承當時轉速所產生缺陷之相關數值。根據圖 3.37(a)與(b)表示出此毀損軸承：(a) A 點整體運轉穩定度(實際數值：23，合格門檻：25)、(b) B 點高速運轉穩定度不佳(實際數值：452，合格門檻：478)、(c) B 點整體運轉穩定度(實際數值：23，合格門檻：24)、(d) B 點噪音浮動度不佳(實際數值：584，合格門檻：618)，綜合以上相關數據可知此

軸承缺陷原因可能為：軸承潤滑不足、螺母損壞、前軸承損壞、O型環損壞、運轉中心偏移。

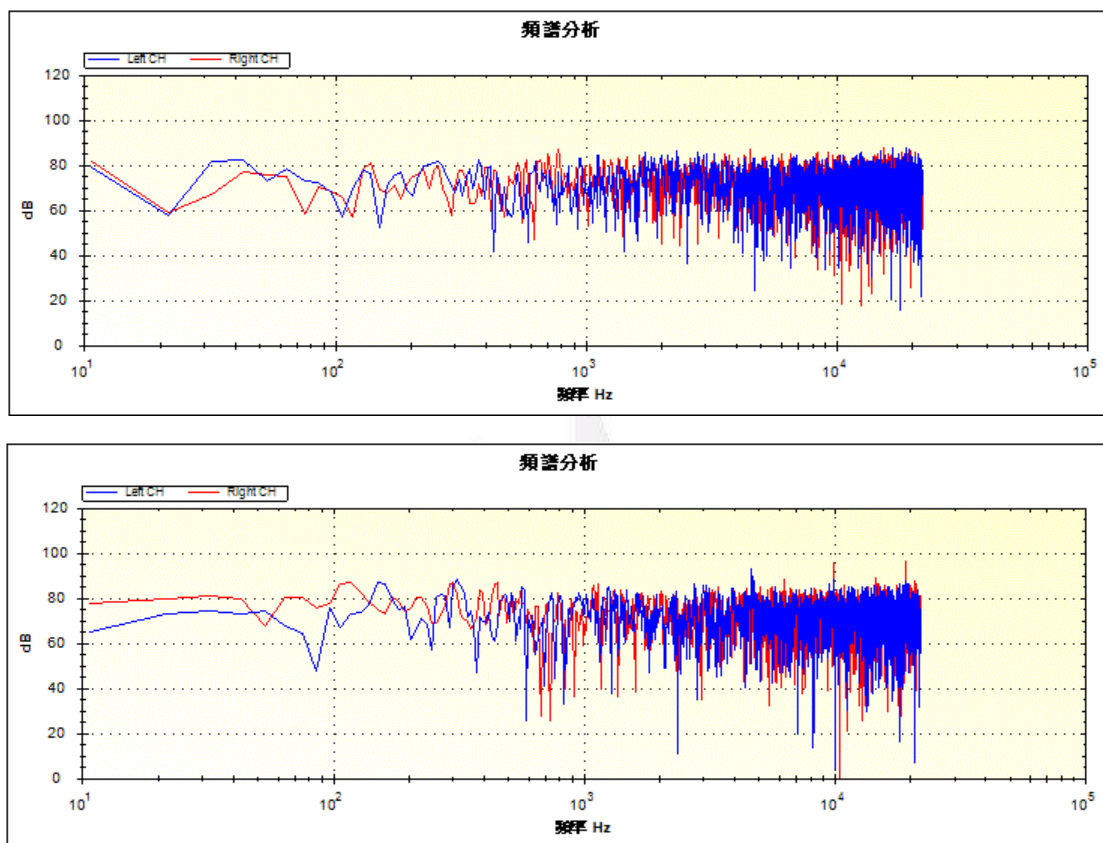
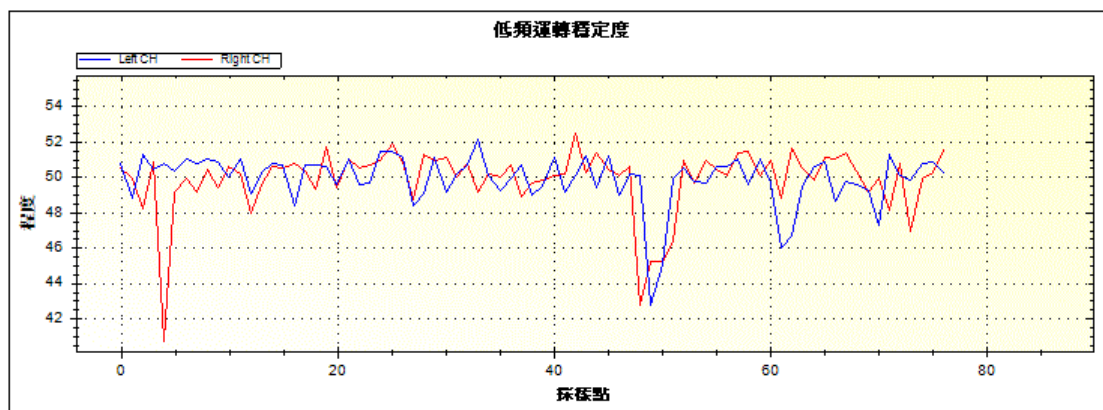


圖 3.31：具前/後缺陷軸承之(a)A點頻譜分析及(b)B點頻譜分析。

2371



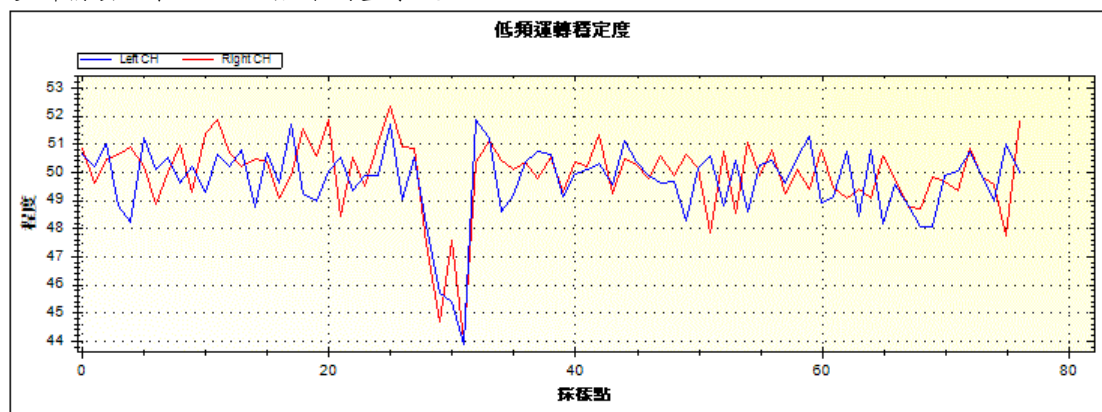


圖 3.32：具前/後缺陷轴承之(a)A 點低頻運轉穩定度及(b)B 點低頻運轉穩定度。2371

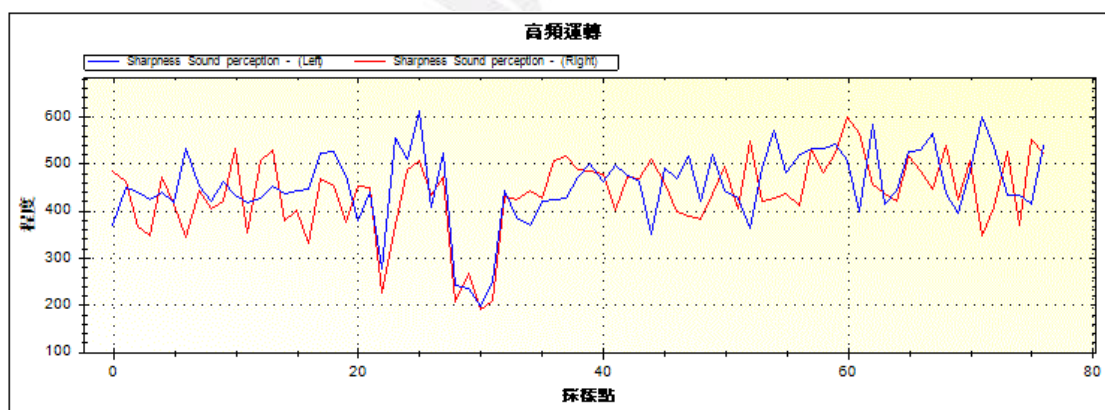
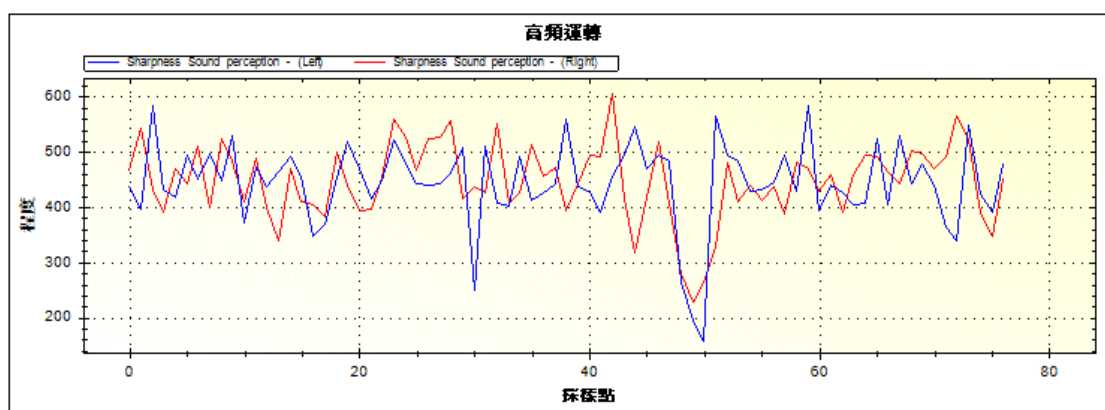


圖 3.33：具前/後缺陷轴承之(a)A 點高頻運轉穩定度及(b)B 點高頻運轉穩定度。2371

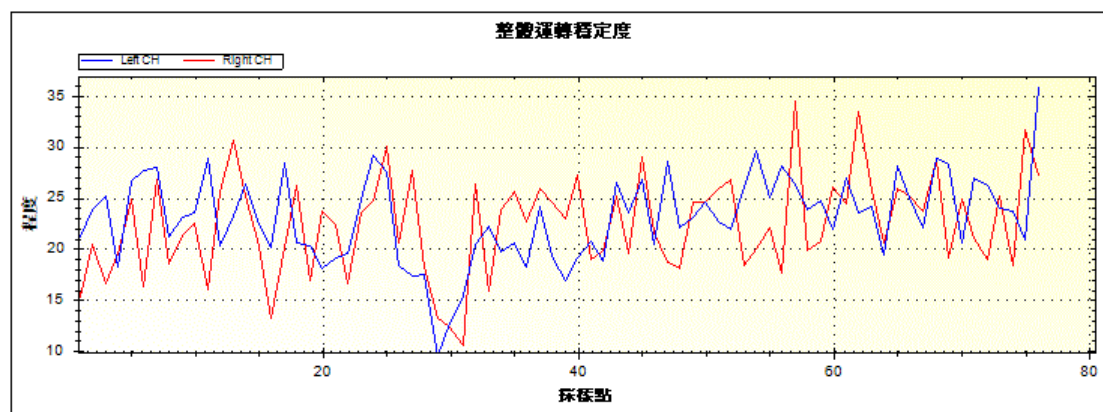
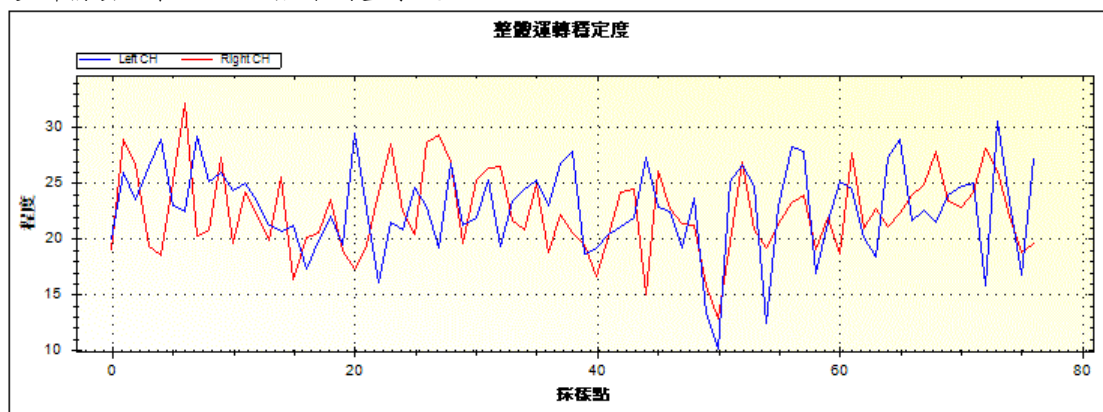
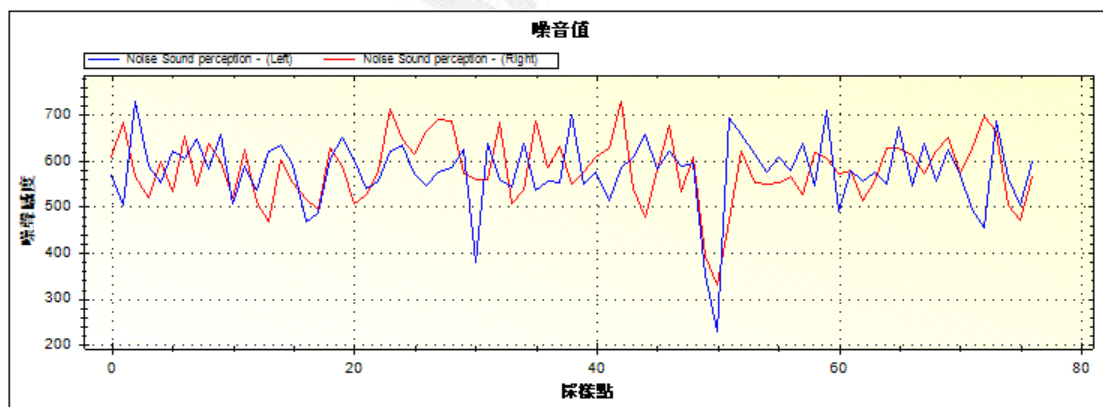


圖 3.34：具前/後缺陷軸承之(a)A 點整體運轉穩定度及(b)B 點整體運轉穩定度。2371



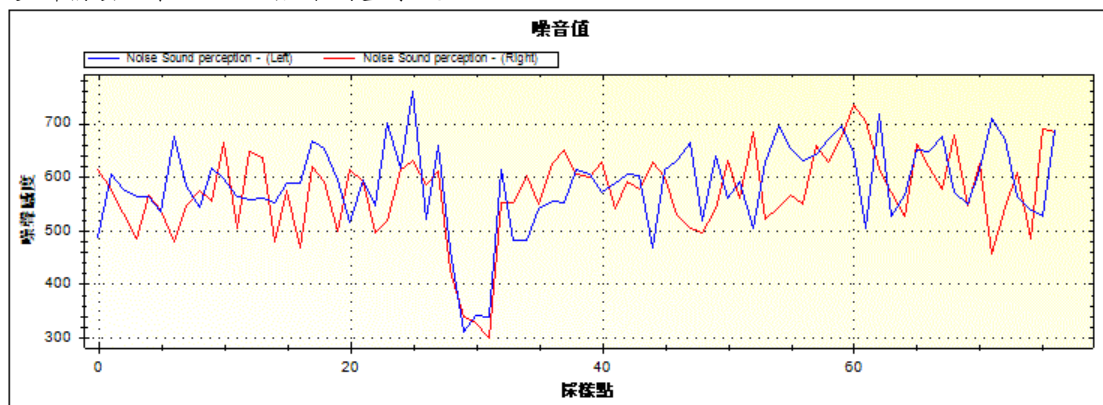


圖 3.35：具前/後缺陷轴承之(a)A點噪音浮動度及(b)B點噪音浮動度。2371

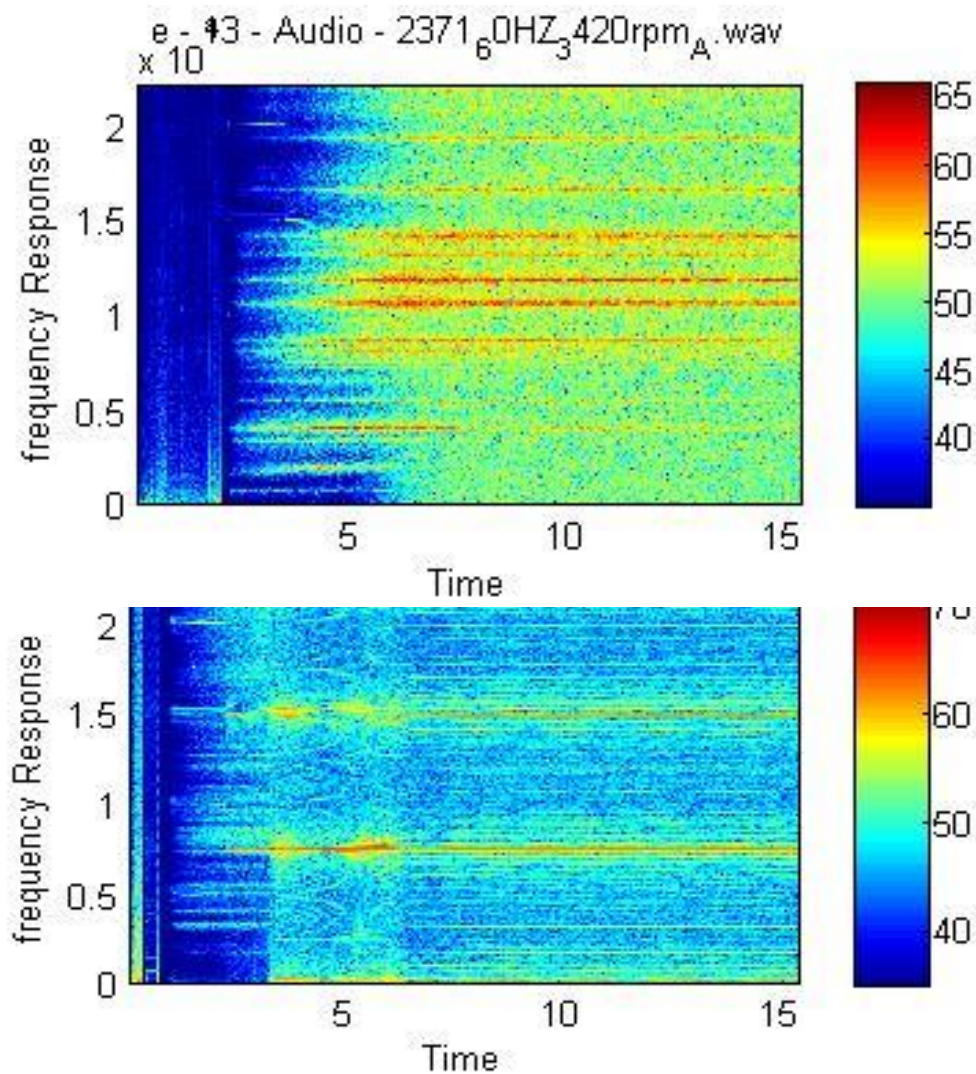
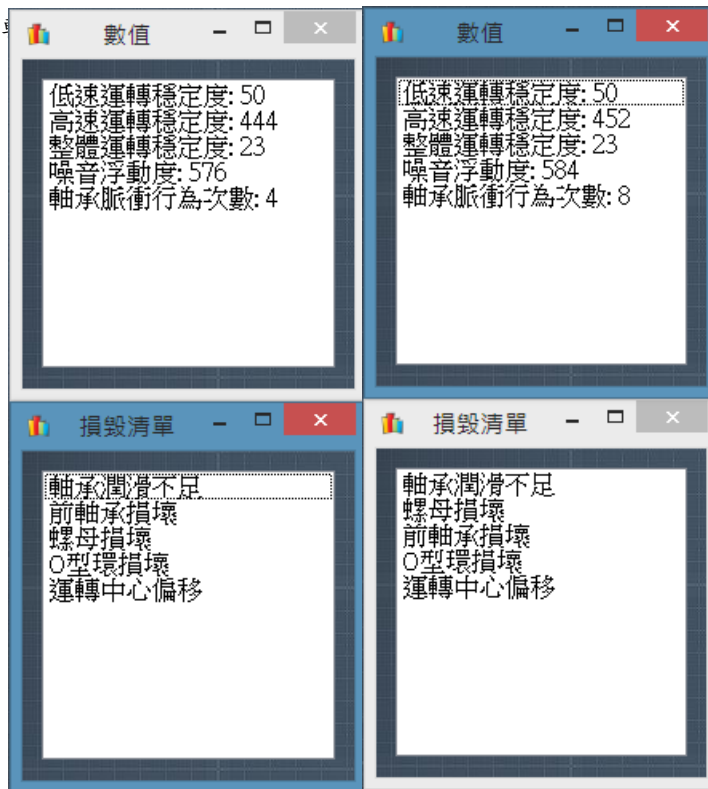


圖 3.36：缺陷轴承振動之譜圖(a)缺陷轴承之 A 點(b)缺陷轴承之 B 點。



(a)

(b)

圖 3.37：缺陷軸承振動之毀損清單(a)缺陷軸承之 A 點、(b)

缺陷軸承之 B 點

表 3.7

型號 2371	低速運轉 穩定度	高速運轉 穩定度	整體運轉 穩定度	噪音 浮動度	軸承脈衝 次數
合格門檻 (A 點)	50	436	25	572	1
實際數值 (A 點)	50	444	23	576	4
通過門檻 與否	O	O	X	O	O
合格門檻 (B 點)	50	478	24	618	7
實際數值 (B 點)	50	452	23	584	8
通過門檻 與否	O	X	X	X	O

(4) 具前/後/O 型環缺陷的軸承：

將具前/後/O 型環缺陷之軸承套用至高速主軸測試平台，並利用分析檢測缺陷特徵頻率，如之前所敘述，研究中以變轉速方式(轉速由 2400 rpm 增至 3600 rpm，歷時 10 秒)，量測軸承座上方振動信號，繪製歷時 10 秒、頻率至 60k Hz 的譜圖，以 3600rpm 轉速時的振動狀態為例，具前/後/端鍵缺陷軸承的振動頻譜，如圖 3.38 所示，運轉時出現一連串脈衝序列並具有週期性，振動量也較使用良好軸承運轉時大，頻譜中可以發現頻率主要分佈範圍恰為由圖 3.43 中觀察得到共振頻率的範圍。

從選取不同帶通濾波器範圍所濾波得到的振動波形，而圖 3.39、3.40 及 3.41(a)與(b)分別表示此缺陷軸承於轉速到達 3600rpm 時之低頻運轉穩定度、高頻運轉穩定度以及結合低、中、高頻的整體運轉穩定度，圖 3.42(a)與(b)則表示此缺陷軸承之噪音浮動度。圖 3.43(a)與(b)可直接表示出缺陷軸承之毀損清單以及缺陷軸承當時轉速所產生缺陷之相關數值。根據圖 3.43(a)與(b)表示出此毀損軸承：(a) A 點高速運轉穩定度不佳(實際數值：426，合格門檻：436)、(b) A 點整體運轉穩定度(實際數值：24，合格門檻：25)、(c) A 點噪音浮動度不佳(實際數值：566，合格門檻：572)、(d)B 點低速運轉穩定度不佳(實際數值：49，合格門檻：50)、(e)B 點高速運轉穩定度不佳(實

際數值：395，合格門檻：478)、(f) B 點整體運轉穩定度(實際數值：21，合格門檻：24)、(g) B 點噪音浮動度不佳(實際數值：531，合格門檻：618)、(h) B 點軸承脈衝行為不佳(實際數值：3，合格門檻：7)，綜合以上相關數據可知此軸承缺陷原因為：(a) A、B 點軸承潤滑不足、(b) A、B 點螺母損壞、(c) A、B 點前軸承損壞、(d) A、B 點 O 型環損壞、(e) A 點運轉中心偏移。

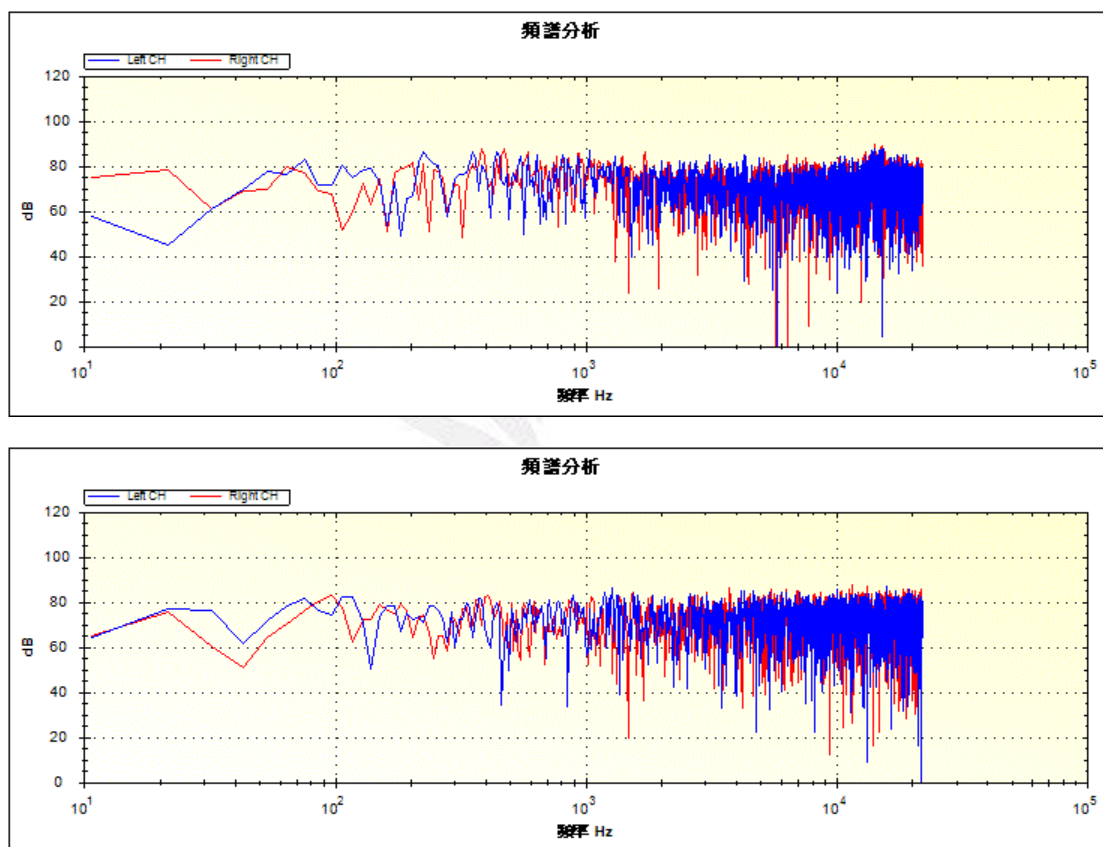


圖 3.38：具前/後/O 型環缺陷軸承之(a)A 點頻譜分析及(b)B 點頻譜分析。2151

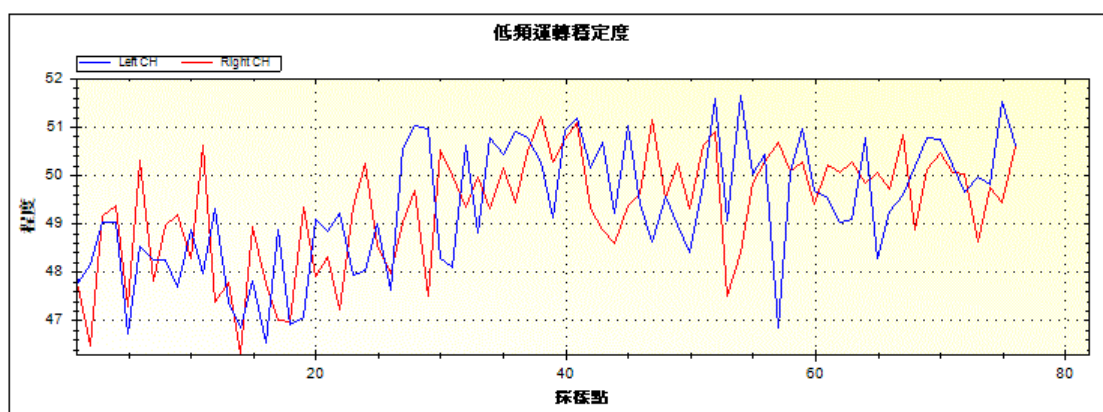
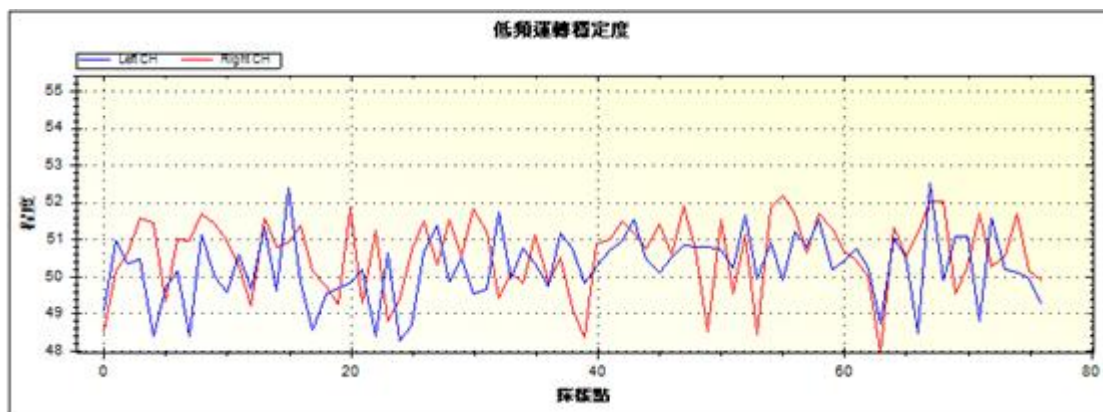
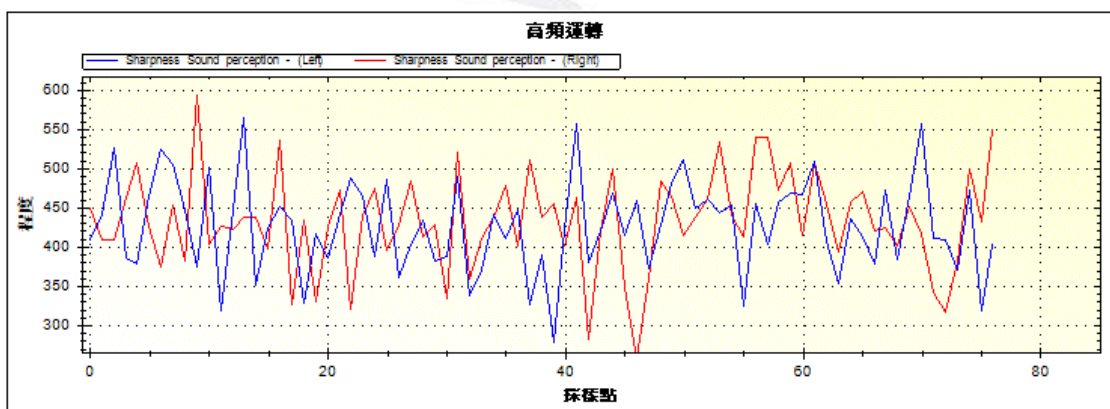


圖 3.39：具前/後/O型環缺陷軸承之(a)A點低速運轉穩定度及(b)B點低速運轉穩定度。2151



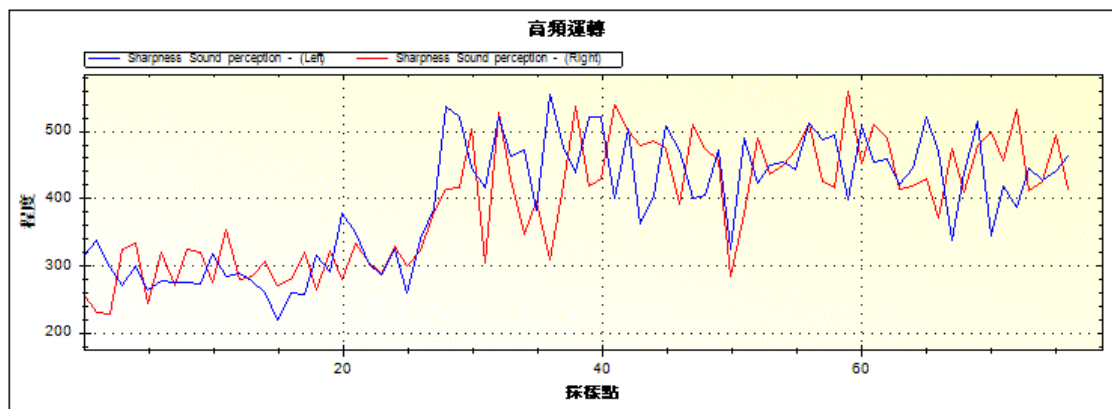


圖 3.40：具前/後/0 型環缺陷軸承之(a)A 點高速運轉穩定度及(b)B 點高速運轉穩定度。2151

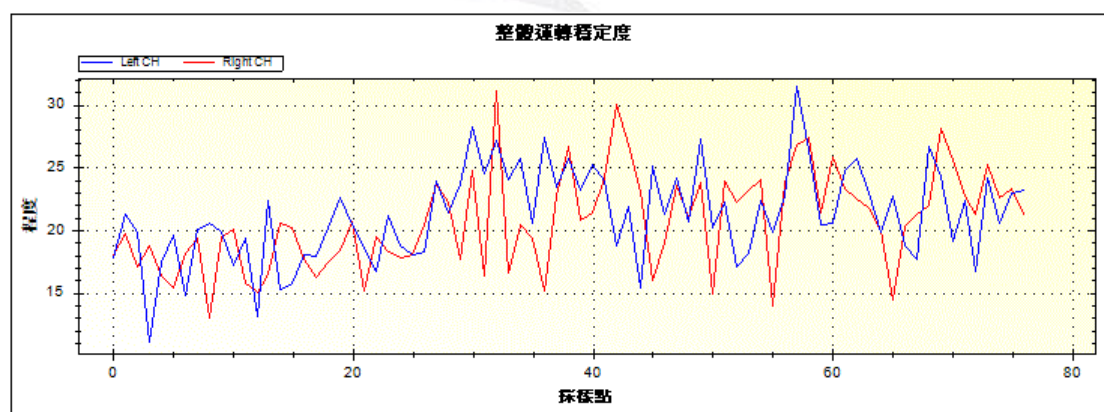
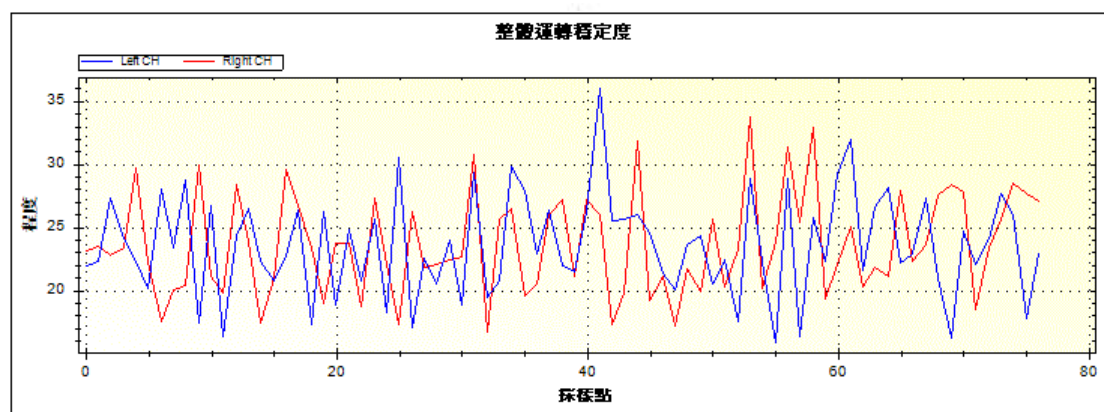


圖 3.41：具前/後/0 型環缺陷軸承之(a)A 點整體運轉穩定度及(b)B 點整體運轉穩定度。2151

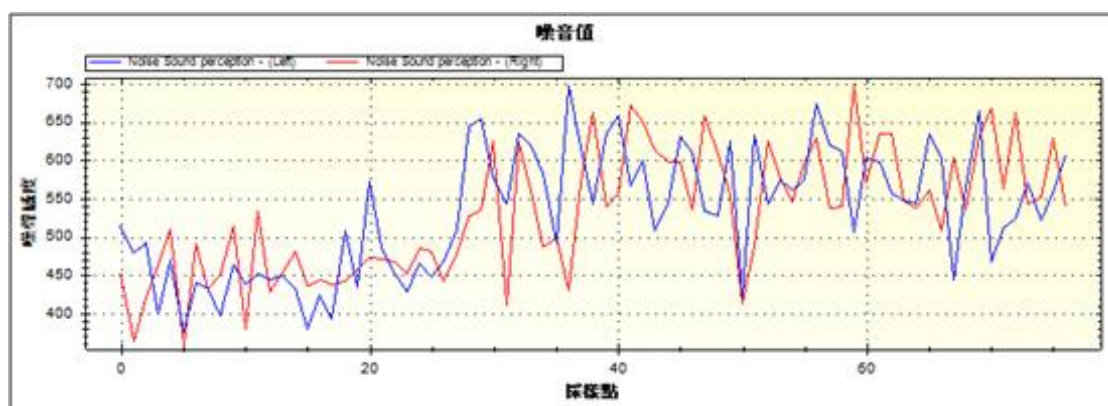
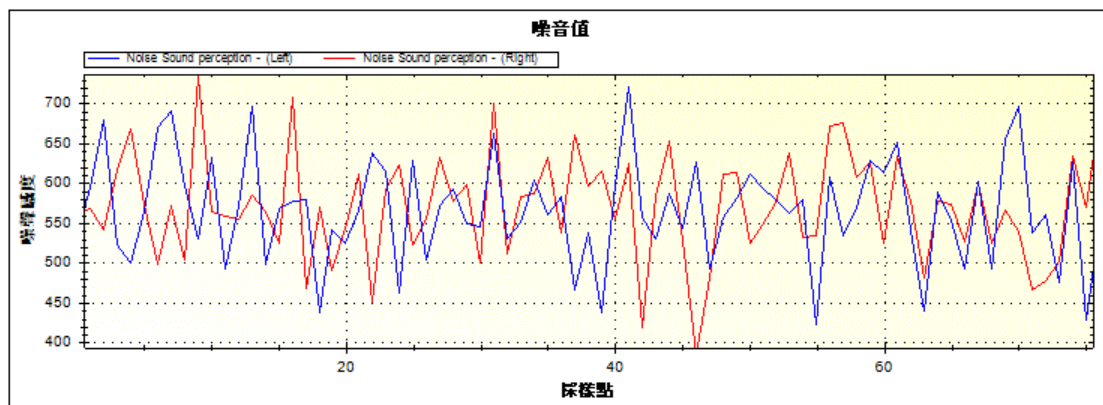
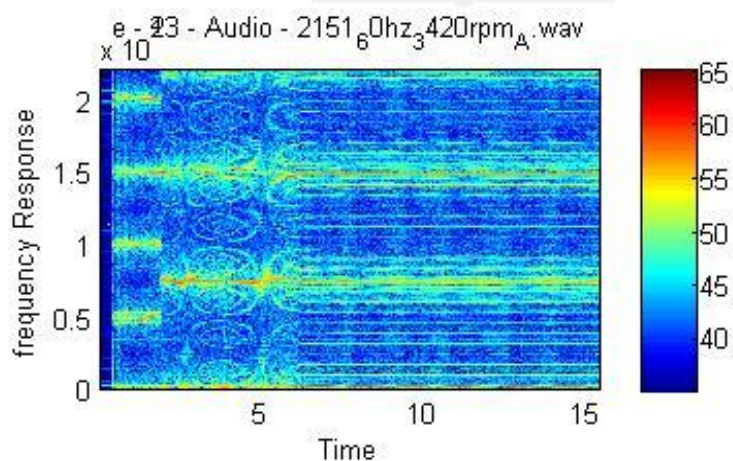


圖 3.42：具前/後/O 型環缺陷軸承之(a)A 點噪音浮動度及(b)B 點噪音浮動度。



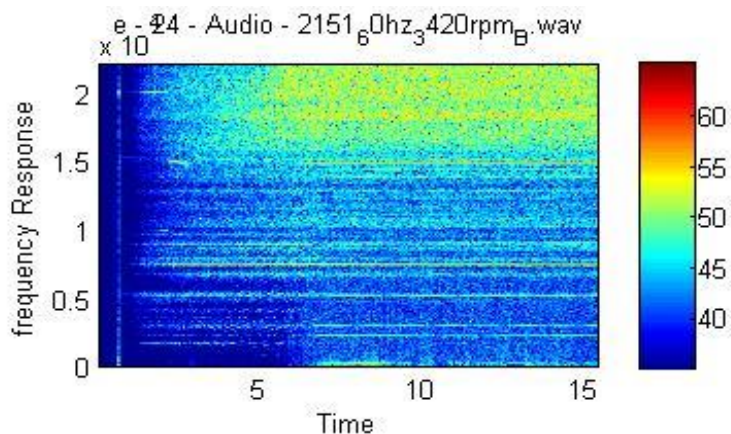


圖 3.43：缺陷軸承振動之譜圖(a)缺陷軸承之 A 點(b)缺陷軸承之 B 點。

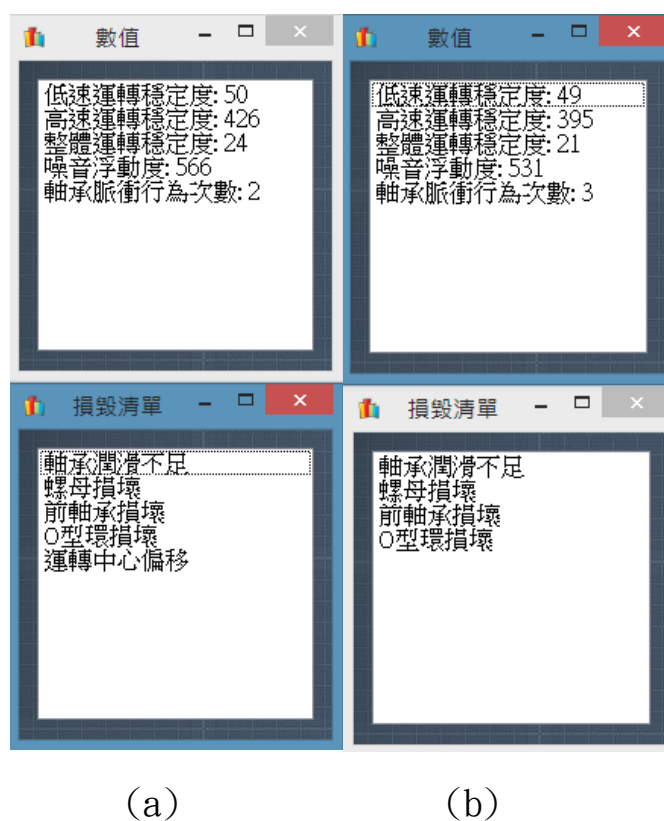


圖 3.44：缺陷軸承振動之毀損清單(a)缺陷軸承之 A 點、(b)

缺陷軸承之 B 點。

表 3.8

型號 2151	低速運轉 穩定度	高速運轉 穩定度	整體運轉 穩定度	噪音 浮動度	軸承脈衝 次數
合格門檻 (A 點)	50	436	25	572	1
實際數值 (A 點)	50	426	24	566	2
通過門檻 與否	0	X	X	X	0
合格門檻 (B 點)	50	478	24	618	7
實際數值 (B 點)	49	395	21	531	3
通過門檻 與否	X	X	X	X	X

表 3.9

型號 2474	低速運轉 穩定度	高速運轉 穩定度	整體運轉 穩定度	噪音 浮動度	軸承脈衝 次數
合格門檻 (A 點)	50	436	25	572	1
實際數值 (A 點)	50	461	23	590	0
通過門檻 與否	0	0	X	0	X
合格門檻 (B 點)	50	478	24	618	7
實際數值 (B 點)	50	488	24	622	2
通過門檻 與否	0	X	0	0	X

表 3.10

型號 2466	低速運轉 穩定度	高速運轉 穩定度	整體運轉 穩定度	噪音 浮動度	軸承脈衝 次數
合格門檻 (A 點)	50	436	25	572	1
實際數值 (A 點)	50	468	24	602	4
通過門檻 與否	O	O	X	O	O
合格門檻 (B 點)	50	478	24	618	7
實際數值 (B 點)	50	589	30	722	3
通過門檻 與否	O	O	O	O	X

表 3.11

型號 2473	低速運轉 穩定度	高速運轉 穩定度	整體運轉 穩定度	噪音 浮動度	軸承脈衝 次數
合格門檻 (A 點)	50	436	25	572	1
實際數值 (A 點)	50	458	24	595	5
通過門檻 與否	O	O	X	O	O
合格門檻 (B 點)	50	478	24	618	7
實際數值 (B 點)	50	435	22	576	6
通過門檻 與否	O	X	X	X	X

表 3.12

型號 2675	低速運轉 穩定度	高速運轉 穩定度	整體運轉 穩定度	噪音 浮動度	軸承脈衝 次數
合格門檻 (A 點)	50	436	25	572	1
實際數值 (A 點)	50	472	24	608	2
通過門檻 與否	O	O	X	O	O
合格門檻 (B 點)	50	478	24	618	7
實際數值 (B 點)	50	469	24	604	4
通過門檻 與否	O	X	O	X	X

表 3.13

型號 1004	低速運轉 穩定度	高速運轉 穩定度	整體運轉 穩定度	噪音 浮動度	軸承脈衝 次數
合格門檻 (A 點)	50	436	25	572	1
實際數值 (A 點)	50	485	25	626	3
通過門檻 與否	O	O	O	O	O
合格門檻 (B 點)	50	478	24	618	7
實際數值 (B 點)	50	422	23	583	3
通過門檻 與否	O	X	X	X	X

表 3.14

型號 1803	低速運轉 穩定度	高速運轉 穩定度	整體運轉 穩定度	噪音 浮動度	軸承脈衝 次數
合格門檻 (A 點)	50	436	25	572	1
實際數值 (A 點)	50	438	23	595	6
通過門檻 與否	O	O	O	O	O
合格門檻 (B 點)	50	478	24	618	7
實際數值 (B 點)	49	381	20	504	11
通過門檻 與否	X	X	X	X	O

表 3.15

型號 730	低速運轉 穩定度	高速運轉 穩定度	整體運轉 穩定度	噪音 浮動度	軸承脈衝 次數
合格門檻 (A 點)	50	436	25	572	1
實際數值 (A 點)	48	275	17	433	11
通過門檻 與否	X	X	X	X	O
合格門檻 (B 點)	50	478	24	618	7
實際數值 (B 點)	49	406	22	546	4
通過門檻 與否	X	X	X	X	X

表 3.16

型號 2230	低速運轉 穩定度	高速運轉 穩定度	整體運轉 穩定度	噪音 浮動度	軸承脈衝 次數
合格門檻 (A 點)	50	436	25	572	1
實際數值 (A 點)	50	437	22	570	2
通過門檻 與否	O	O	X	X	O
合格門檻 (B 點)	50	478	24	618	7
實際數值 (B 點)	50	463	23	597	1
通過門檻 與否	O	X	X	X	X

表 3.17

型號 1715	低速運轉 穩定度	高速運轉 穩定度	整體運轉 穩定度	噪音 浮動度	軸承脈衝 次數
合格門檻 (A 點)	50	436	25	572	1
實際數值 (A 點)	50	446	23	578	4
通過門檻 與否	O	O	X	O	O
合格門檻 (B 點)	50	478	24	618	7
實際數值 (B 點)	50	448	23	586	0
通過門檻 與否	O	X	X	X	X

表 3.18

型號 1803	低速運轉 穩定度	高速運轉 穩定度	整體運轉 穩定度	噪音 浮動度	軸承脈衝 次數
合格門檻 (A 點)	50	436	25	572	1
實際數值 (A 點)	50	438	23	595	6
通過門檻 與否	O	O	X	O	O
合格門檻 (B 點)	50	478	24	618	7
實際數值 (B 點)	49	381	20	504	11
通過門檻 與否	X	X	X	X	O

表 3.19

型號 2274	低速運轉 穩定度	高速運轉 穩定度	整體運轉 穩定度	噪音 浮動度	軸承脈衝 次數
合格門檻 (A 點)	50	436	25	572	1
實際數值 (A 點)	49	380	20	515	6
通過門檻 與否	X	X	X	X	O
合格門檻 (B 點)	50	478	24	618	7
實際數值 (B 點)	50	453	24	596	5
通過門檻 與否	O	X	O	X	X

表 3.20

缺陷軸 承型號 與原因	測試點 A 與 B	軸承潤 滑不足	前軸承 損壞	螺母損 壞	O 型環損 壞	運轉中心 偏移
型號 2688	A 點	✓	✓	✓	✓	✓
	B 點	✓	✓	✓	✓	
型號 2489	A 點	✓	✓	✓	✓	✓
	B 點	✓	✓	✓	✓	
型號 2371	A 點	✓	✓	✓	✓	✓
	B 點	✓	✓	✓	✓	✓
型號 2151	A 點	✓	✓	✓	✓	✓
	B 點	✓	✓	✓	✓	✓
型號 2474	A 點		✓		✓	
	B 點		✓		✓	
型號 2466	A 點		✓			✓
	B 點	✓	✓	✓	✓	
型號 2473	A 點		✓			
	B 點	✓	✓	✓	✓	
型號 2675	A 點	✓	✓	✓	✓	✓
	B 點	✓	✓	✓	✓	

表 3. 21

缺陷軸 承型號 與原因	測試點 A 與 B	軸承潤 滑不足	前軸承損 壞	螺母損壞	O 型環損 壞	運轉中心偏 移
型號 1004	A 點	✓	✓	✓	✓	
	B 點	✓	✓	✓	✓	
型號 1803	A 點		✓	✓	✓	
	B 點	✓	✓	✓	✓	✓
型號 730	A 點	✓	✓	✓	✓	✓
	B 點	✓	✓	✓	✓	
型號 2230	A 點	✓	✓	✓		
	B 點	✓	✓	✓		
型號 1715	A 點		✓	✓	✓	✓
	B 點	✓	✓	✓	✓	
型號 1803	A 點		✓	✓	✓	✓
	B 點	✓	✓	✓	✓	✓
型號 2274	A 點	✓	✓	✓	✓	✓
	B 點	✓	✓	✓	✓	

以✓號表示該軸承符合此項缺陷原因

第四章 總結

4.1 結論

本專題研究應用高速主軸測試平台的工程應用實例檢測對於軸承初期之缺陷，可成功由擷取信號來反饋主軸的異常行為。

綜合前述分析與探討可歸納出以下結論：

1. 軸承發生缺陷時，由軸承缺陷造成的振動脈衝會與結構共振頻率產生振幅調制現象，往往將能量載波至高頻區段，而分析頻率範圍變寬相對的取樣頻率亦需提高，避免損失有用的信息。
2. 帶通濾波器之主要目的是為了排除與軸承元件無關的頻率範圍，如低頻的擾動高頻雜訊、結構背景振動等因素，而帶通濾波器截止頻率範圍應涵蓋軸承共振頻率，使分析結果有較高的正確性。
3. 針對軸承的缺陷檢測，感測器位置盡量越接近軸承元件越好，避免傳遞路徑中的剛性阻尼造成能量損失，喪失有用的訊息；也可以避免軸承元件以外的振動干擾。
4. 軸承的故障檢測必須先濾除軸承元件以外的振動干擾，因缺陷特徵頻率與軸承幾何尺寸、主軸轉速有關，故缺陷特徵頻率與主軸轉速為一常數關係，在這部分可以考慮其他較準確的方式解離出軸承振動及外界振動，如小波分析、階次分析等方式。

4.2 其他發展及應用

此分析方法對於軸承、齒輪元件缺陷檢測具有相當的實用性，可配合型態識別的方法整合成一智能性故障診斷系統，如類神經網路、模糊邏輯規則、專家系統等；更可以利用網際網路傳輸達到遠端監測的功用。

在其他的聲學應用方面，結合與 POSA 主軸公司之交流互動經驗，彼此教學相長，並建立更完善的資料庫及自動化檢測系統，用以檢測高速主軸在異常情況下的缺陷程度、及快速定位並找出高速主軸的準確異音位置，以期達到預防之效。未來期望建立主軸之檢測系統，並應用於高速主軸之自動化異音監測、快速定位及找出高速主軸的製造缺陷，多方面解決高速主軸的品質管制及控管生產良率，對此之運用，可為聲學領域的一大預期貢獻及創新。

參考文獻

- [1] E. Zwicker and H. Fastl, “Psychoacoustics — Facts and Models”,
2nd Updated Ed., Springer Verlag, Berlin, (1999).
- [2] Stevens S.S., “On the psychophysical law”, Psychol. Rev., Vol. 64,
Issue 3, 153-181, (1957).
- [3] Appell J.-E., "Loudness models for rehabilitative audiology,"
BIS-Verlag, Oldenburg, (2002).
- [4] J. Timoney, T. Lysaght, M. Schoenwiesner., “Implementing
Loudness Models in Matlab,”, DAFx'04, pp. 177-180, Naples, (Italy,
2004).
- [5] B. Moore, B. Blasberg, T. Baer, “A model for the prediction of
thresholds, loudness and partial loudness”, J. Audio Eng. Soc., Vol.
45, pp. 224-240, (1997).
- [6] P.H.W. Leong, Y.S. Moon, W.K. Sim ,“Sound Quality
Measurements in Headphones”, AES the 106th Convention, Munich,
(1999).
- [7] T.Hirahara, “Physical characteristics of headphones used in
psychophysical experiments”, Acoust. Sci. & Tech., 25, 4 (2004).
- [8] K. Kallinen and N. Ravaja, “Comparing Speakers Versus

- traditional and nontraditional chords”, J. of Acoust. Soc. of Am., Vol. 75, pp. 952-959, (1984).
- [9] 陳耀茂，“多變量分析導論”，全威圖書出版，91年1月。
- [10] 林惠玲、陳正倉，”基礎統計學-觀念與應用”，雙葉書廊出版，93年9月。
- [11] 謝坤龍，”台灣公債殖利率預測模型之建構-調適性網路模糊推論系統與灰預測之應用”，東吳大學經濟系碩士論文，95年6月。
- [12] Sethares W.A., "Local Consonance and the Relationship between Timbre and Scale", J. of Acoust. Soc. of Am. 94 (3), Pt. 1, (1993).
- [13] Jedi, <http://jedi.org/blog/archives/004936.html>
- [14] 音燈光音響網, http://emusicman.myweb.hinet.net/record_09.html
- [15] E.Zwicker and H.Fast, "Psychoacoustics –Facts and Models, 2nd Updated Ed.,Spring Verlag,Berlin,(1999).
- [謝菠蓀，“頭相關傳輸函數與虛擬聽覺”，國防工業出版社\(2008\)](#)