

DT
448.6
6003
100
225279

國立勤益科技大學

電子工程研究所

碩士論文

五軸工具機載重件結構最佳化設計與分析

The optimization design and analysis of the five axis
machine carrying capacity structure



國立勤益科技大學圖書館



225279

研究生：羅竣鴻

指導教授：陳文淵 博士

中華民國 一 百 年 七 月

國立勤益科技大學

博碩士論文全文上網授權書

(提供授權人裝訂於紙本論文書名頁之次頁用)

本授權書所授權之論文為授權人在國立勤益科技大學
電子工程系_____組 99 學年度第 2 學期取得碩士學位之
論文。

論文題目：五軸工具機載重件結構最佳化設計與分析
指導教授：陳文淵

■ 同意

本人具有著作權之論文全文資料，非專屬、無償授予本人畢業學校
圖書館，不限地域、時間與次數，以微縮、光碟或數位化等各種方
式重製與利用，提供讀者基於著作權法合理使用範圍內之線上檢
索、閱覽、下載及列印。

論文全文上載網路公開之範圍及時間：

校內區域網路	<input checked="" type="checkbox"/> 立即公開
校外網際網路	<input checked="" type="checkbox"/> 中華民國 105 年 8 月 13 日公開

授權人：羅竣鴻

簽名：羅竣鴻

中華民國 100 年 8 月 15 日

國立勤益科技大學
研究所碩士班
論文口試委員會審定書

本校 電子工程系 碩士班 羅竣鴻 君

所提論文 五軸工具機載重件結構最佳化設計與分析

合於碩士資格水準，業經本委員會評審認可。

論文口試委員會：

召集人：鍾金河

委員：王洲木

蔡文淵

鍾金河

指導教授：蔡文淵

所長：電子工程系主任 林熊徵

中華民國一百年七月二十三日

摘要

本文研究目的是改善五軸工具機所使用灰口鑄鐵材料設計之滑座抗振問題。設計以結合抗振性材料之滑座，提升五軸工具機之抗振能力，並解決抗振材料剛度不足的缺陷且有效降低使用灰口鑄鐵設計之機具重量，以達到節省材料成本。本研究採用商用版 Autodesk Inventor Simulation 2011 及利用 ANSYS 有限元素分析工具和工具機結構設計觀念，進行滑座的模態分析、靜剛度分析、動剛度分析及結構優化設計分析。提出五軸工具機載重件結構之最佳化設計流程，並進行滑座結構與最佳化設計的誤差分析，驗證最佳化設計流程對於採用複合材質設計之滑座，是否有改善結構靜剛性及動態剛性的效用。

關鍵字:最佳化，滑座，工具機，結構設計。

Abstract

This study aims to improve five-axis machine tool gray cast iron material used in the design of the slide vibration problems. Design combined with anti-vibration materials slide, five-axis machine tools to enhance the ability of anti-vibration, anti-vibration material stiffness and resolve deficiencies and lack of effective use of gray cast iron designed. Simultaneously, it can reduce the weight of equipment and achieve savings material costs. In this study, we use the Autodesk Inventor Simulation 2011 which is commercial version, the ANSYS finite element analysis tools, and the concept of the machine tool design to execute the slide of the modal analysis, the analysis of static stiffness, the dynamic stiffness analysis and structural optimization design analysis. We proposed a optimize structure design process for five-axis machine tool load components. And run the error analysis both the slide structure and optimal design, to demonstrate the improvement of the static rigidity structure and the effectiveness of dynamic stiffness.

Keyword: Optimization, slides, machine tools, structural design.

誌 謝

本文能順利完成，首先要感謝指導教授 陳文淵院長這兩年在課程上的規劃與細心指導及栽培，使我獲益良多，且得以在兩年的學制內順利畢業。其次也要感謝王圳木主任在寫作論文時提供的寶貴意見、引導與鼓勵。另外感謝一起經歷兩年研究所生活的同學黃祥柏、曾學承、張文鴻、張珀璋、賴南宏、劉家慶，在平時課業上的協助。

還要感謝嵩富機具廠有限公司的摘培，讓我有機會進修爭取碩士學位，也要感謝公司其他同事在工作上的協助與體諒讓我能專心在假日進修碩士班，順利完成學位。

研究所這兩年雖然辛苦，但也使我在專業知識上、待人處事上成長許多，這一切也必須感謝我的家人、女朋友及好朋友們陪我熬過這一段路，同時再一次感謝陳文淵院長這兩年的照顧與鼓勵，最後僅以本文獻給上述這些人，感謝他們在這兩年的支持與鼓勵。

羅竣鴻 謹致

于國立勤益科技大學電子工程研究所

中華民國一百年七月

目錄

中文摘要.....	I
英文摘要.....	II
誌謝.....	III
目錄.....	IV
表目錄.....	VI
圖目錄.....	VII
第一章 導論.....	1
1.1 研究背景.....	1
1.2 文獻回顧.....	2
1.3 論文大綱.....	6
第二章 研究方法.....	7
2.1 系統結構.....	7
2.2 系統分析.....	8
2.2.1 靜態分析.....	10
2.2.2 模態分析.....	11
2.2.3 頻率響應分析.....	12
2.3 最佳化設計.....	13
2.3.1 變數定義.....	13
2.3.2 最佳化方法.....	14
第三章 載重件結構最佳化有限元素模型建立.....	17
3.1 模型的建構與有限元素模型建立.....	17
3.1.1 元素設定.....	18
3.2 材質定義.....	19
3.3 實驗模擬.....	21

3.4 收斂分析.....	22
第四章 載重件結構最佳化靜態分析與動態分析	34
4.1 邊界條件設定.....	34
4.1.1 靜態分析邊界條件.....	34
4.1.2 模態分析邊界條件.....	36
4.1.3 動態分析邊界條件.....	37
4.2 靜態分析.....	38
4.3 模態及動剛度分析.....	41
4.4最佳化分析結果.....	58
第五章結論.....	59
參考文獻.....	60
個人簡歷.....	62

表目錄

表 3-1 材質特性.....	19
表 3-2 模態分析頻率值.....	26
表 3-3 模態分析誤差值.....	27
表 4-1 靜態分析結果.....	38
表 4-2 模態分析結果.....	42
表 4-3 綜合比較表.....	58

圖目錄

圖 2-1 五軸工具機之結構圖.....	7
圖 2-2 系統分析流程圖.....	8
圖 3-1 AC軸滑座結構圖.....	17
圖 3-2 Solid45 3D 實體元素之幾何形狀.....	18
圖 3-3 滑作結構材質模型使用型態.....	19
圖 3-4 網格化模型.....	21
圖 3-5 各節點數目之有限元素網格化模型.....	22
圖 3-6 收斂分析結果.....	28
圖 3-7 滑座之模態振形及共振頻率(節點數目 194108，自由邊界).....	29
圖 4-1 靜態分析邊界條件.....	34
圖 4-2 模態分析邊界條件.....	36
圖 4-3 作用力位置及方向.....	37
圖 4-4 結構靜態分析結果.....	39
圖 4-5 模型模態分析結果.....	41
圖 4-6 灰口鑄鐵滑座之模態振形及共振頻率.....	43
圖 4-7 抗振材質滑座之模態振形及共振頻率.....	48
圖 4-8 複合材質滑座之模態振形及共振頻率.....	53

第一章 導論

1.1 研究背景

由於工具機加工速度越來越快，目前工具機高速加工時，影響精度的原因很多，可分為以下幾種：1). 工具機本身因素：工具機本身的靜態加工幾何誤差、工具機的動態加工熱誤差等。2). 構件加工因素：包括摩擦消耗、加工過程熱變形、材料殘留應力變形等。3). 環境因素：包括環境氣候溫度、外來振動以及機台地基穩固等原因。近幾年來，國外工具機廠對於次微米加工的技术日益成熟，對於工具機之床台底座的高剛性、高阻尼及低熱變形之要求越來越高，故採用人造花崗岩或混泥土材料的複合材料越來越普遍。

灰口鑄鐵材質有較佳的共振頻率以及動剛度。抗振材質則有較佳的制振能力，是人造花崗岩無法比擬的，所以本文將灰口鑄鐵與抗振材料結合，使用於五軸工具機的滑座結構設計，並運用模態分析與動剛度分析進行最佳化的結構設計。實驗證明使用有限元素法模擬分析灰口鑄鐵、抗振材質與複合材質之滑座結構，較使複合材質之滑座具有灰口鑄鐵具高強度之優點及抗振性材質重量較輕的特性。因此本研究利用複合材料來設計滑座，設定目標條件，提高滑座的第一模態頻率與降低滑座重量，進行滑座的結構最佳化設計與分析。

當我們完成最佳化分析過程後，將最佳解應用於實際設計，進行誤差分析比

對，結果顯示與實際情況相吻合，能有效降低滑座重量，且符合動態設定的規範。

1.2 文獻回顧

隨著工業科技發展快速，使得工具機結構在設計上也越來越複雜，而近幾年對高速度高精度的要求越來越高，所以整體的結構設計上也必須作相對應的配合。對於五軸工具機的設計是無法使用理論解析方法求得其動態特性，而且結構件間的配合方式對於結構動態特性會有很大影響，所以說以往的方法在理論設計上變得更難以解析。以有限元素分析方法為基礎，之理論有Dawe,D.J.[1]其以機械結構設計分析的基本方程式推導與應用ANSYS 模擬之使用範例，其他有限元素分析法之相關參考資料[2-5]。

翁嘉駿[6] 利用有限元素法及工具機結構設計觀念，提出工具機動件結構之最佳化設計流程，並進行實際工作台結構與最佳化結果之誤差分析，以驗證最佳化設計流程是否有效的改善結構靜態與動態特性。

卓義順[7] 提出以探討線性滑軌滾動介面剛性對門型結構動態特性之影響，進而評估整機結構自然振動頻率隨動件位置之變化趨勢，作為工具機設計或加工精度控制依據。研究提出鋼珠接觸剛性與滾動介面模擬法則，並導入門型結構之有限元素模型中，正確預測其動態行為，藉以評估滾動線軌中鋼珠預力對門型定位

結構動態特性之影響，進一步比較滾動介面模式與傳統式固定介面模式之間的差異。

陳世杰[8] 利用有限元素分析軟體在工具機主結構上的應用，針對主構件各厚度參數對結構剛性的影響程度作分析，並歸納各厚度參數對結構件剛性的影響，再以最佳化方法求最佳化結構設計概念，供門型加工中心機結構體設計者引用。

黃正輝 [9] 以工作台的幾何空間尺寸利用尤拉座標轉換成線型滑軌之剛性來分析整體的受力狀況與運動方程式，套用NewMark- β 有限數值分析，使空間狀態轉換成以含時間為主之分析狀態，但礙於所建立之剛性矩陣為非線性，無法直接求解位移、速度與加速度，所以利用牛頓拉佛森法去解NewMark 所建立之方程式，進而解出其速度與加度和位移項，以模擬五軸工具機進給時位移、速度以及加速度項。另外為了有效降低工作台之重量增加整體之剛性，將工作台省略掉，並利用有限元素分析軟體分析自然頻率比較原有的工作分析和實驗比對降低許多，這是一個好的方法，此項建舉對於工具機高速進給有效減低工作台之慣性力量，增加整機加工剛性有很大助益。

馮健威[10]結合實驗模態分析及有限元素分析，對傳統之工具機進行動態特性的驗證。分析工具機結構動態特性的方法，傳統是利用理論演算、數學模型等方式進行模擬預測，但對於結構日趨複雜的工具機是無法使用理論解析的方法求得其動態特性。而且結構元件之間的接合方式對於結構動態特性會有很大的影響，

所以現代最主要的方法仍為有限元素法。

劉導淳[11] 針對一新設計的龍門磨床執行相關的結構動態分析，並對設計過程中的修改作出評估。分析工作主要分成三個部分：首先，針對每一個主要結構元件進行有限元素結構動態分析，比較不同設計之間的差異及優劣；其次，把所有結構元件的有限元素模式組合並加入適當的界面元素成為整機的有限元素模型，執行整機的振頻振模分析，確定模型的正確性以及磨床的振動特性；最後，計算由切削力引致刀具與工件相對位移的轉換函數，由此研判整體結構的動態剛度及切削穩定性。

張清圳[12] 使用自由振盪衰退率與有限元素暫態分析比對，計算抗振材料阻尼比，抗振性材料之模態阻尼比較中碳鋼材料高2~4 倍，分別對於中碳鋼材料與抗振材料進行工作台結構最佳化設計，設計結果抗振性材料工作台有較佳的抑制振幅能力，動態性能則在伯仲之間，但抗振材料工作台重量比中碳鋼材料工作台要來的輕。

陳明雄[13] 透過動態分析技術程式的運用，利用ANSYS 5.6及DYNA模擬軟體建立工具機模型。藉由牛頓運動定律推導出進給系統之運動方程式，並針對以灰鑄鐵與複合材料之工具機結構材料做動態模擬，以探討異性材料工具機運轉時的動態性能。在初步結果中，可以發現以複合材料建立的工具機，質量較輕、阻尼比較低，且所得到的特性較佳。此外，本研究同時利用模態分析，找出工具機模

型的自然頻率，藉以探討其對工具機的動態特性之影響。

陳俊佑[14] 利用有限元素分析直昇機腳架結構是否滿足設計規範，為了達到腳架輕量化的目的，以改變腳架尺寸、碳纖複合材料疊層層數與角度對腳架進行最佳化設計。

楊清程[15] 針對CNC工具機之部分結構件作探討，探討結構件包括傳動軸、蜂巢式結構機身、主軸頭部。因為工具機在進行切削過程中，振動會影響到產品加工精度，本研究乃是藉由改善結構件的構造設計，以提高結構件的自然振頻，使之不易被激振而產生變形，影響精度。在設計中，係以模態分析進行結構件的振形及動柔度的分析，來判斷結構中比較脆弱需補強的部位。另外就是分析軸在傳動過程中由於不同因素對軸所造成靜態撓度有限元素分析。

杜諺泊[16] 利用數值方法中的“有限元素法”與套裝軟體ANSYS來模擬隔振阻尼器之動態行為，並由動態行為響應與振動學單自由度之理論來反求其機械特性(等效勁度與等效阻尼)，倘若可確實得知黏彈材料之行為特性參數，即可利用模擬之方式求得其阻尼器之勁度與阻尼。此外，利用黏彈理論中能量之損耗分佈作為修改阻尼器之阻尼之參考，而利用阻尼器各個位置處之位移分佈與整體之振形來改變其勁度，在修改其設計上雖仍未完全符合需求，但亦提供了更改設計之方案參考。

1.3 論文大綱

本篇論文共分為五章節，每一章節之內容概述如下：

第一章：導論

本章說明研究背景、文獻回顧及本篇論文的大綱。

第二章：研究方法

本章說明系統結構、系統分析及最佳化設計方法。

第三章：載重件結構最佳化有限元素模型建立

本章說明模型建構與有限元素模型的建立以及元素設定，材質定義，並進行有限元素模型收斂分析。

第四章：載重件結構最佳化靜態分析與動態分析

本章探討灰口鑄鐵材質、抗振性材質與複合材質之滑座結構靜態與動態特性。

第五章：結論

第二章 研究方法

2.1 系統結構

為五軸工具機之系統結構圖，如圖 2-1 所示，主體部份分別為 a.主軸頭 b.立柱 c.搖籃式 AC 軸 d.滑座 e.鞍座 f.底座等六大零件組成。其中 d.滑座為本文研究之目標，利用 ANSYS 分析，使用複合材料材質設計之滑座，與原本灰口鑄鐵材質設計之滑座，比較是否採用複合材質之滑座也能達到灰口鑄鐵材質匹配的結構強度，並且能減少振動造成誤差以及節省材料成本。

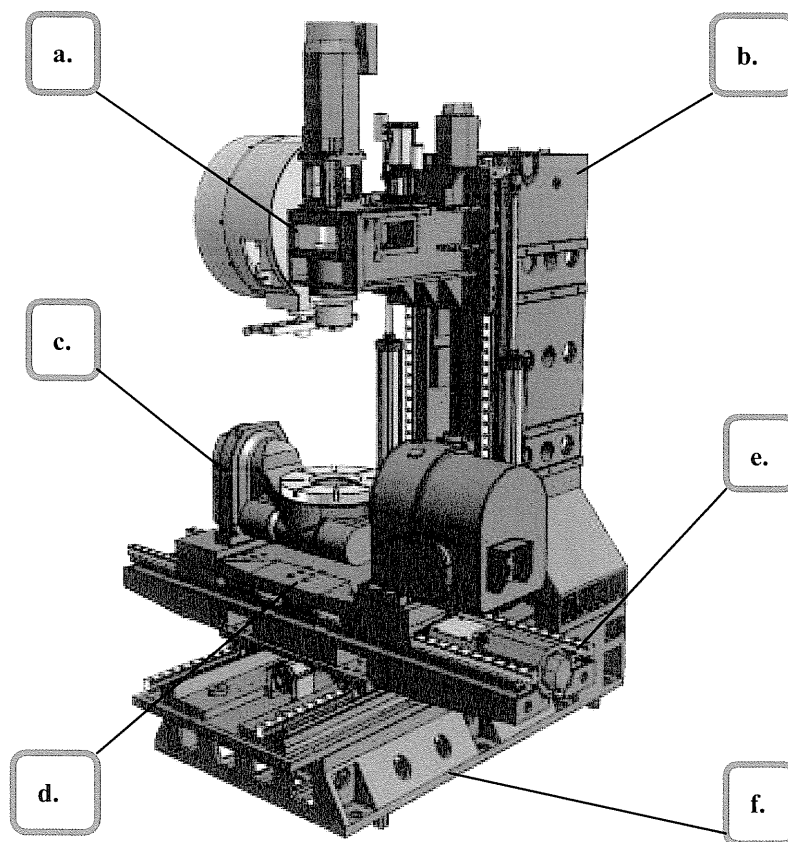


圖 2-1 五軸工具機之結構圖

2.2 系統分析

針對最佳化設計規劃之系統分析流程，如圖 2-2 所示。

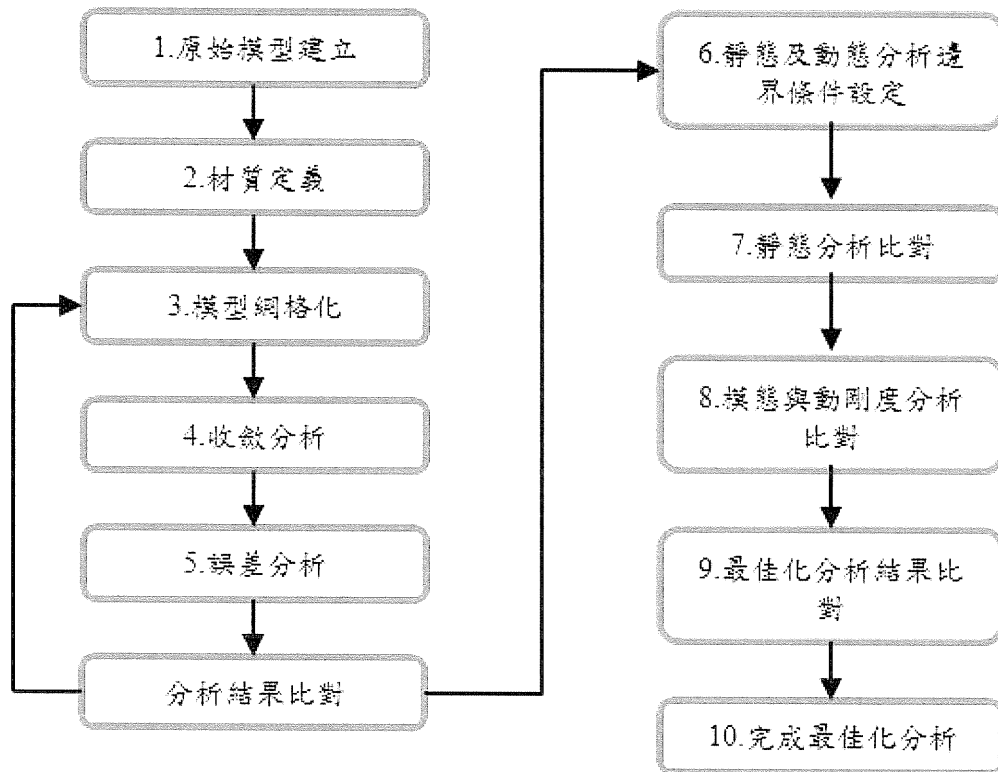


圖 2-2 系統分析流程圖

Step 1.原始模型建立:利用三維軟體進行原始模型建立。

Step 2.材質定義:選用不同材質，會影響結構的靜態剛性及動態剛性。

Step 3.模型網格化:決定網格尺寸以及網格大小，而網格的大小影響著我們實驗值的精準度，網格越小所得的實驗值越精準。

Step 4.收斂分析:取得適當的網格大小，節省實驗分析時間並須維持足夠的精度。

Step 5.誤差分析:比較模型不同節點模擬之共振頻率誤差值，分析模型收斂之節點數量。

Step 6.靜態與動態分析邊界條件設定:利用簡單的邊界條件設定，幫助快速分析出結果。

Step 7.靜態分析比對:比較分析後最大變形量及最大應力之結果。

Step 8.模態與動剛度分析比對:比較分析後共振頻率之結果。

Step 9.最佳化結果比對:比較結構靜態剛性與動態剛性之結果。

Step10.完成最佳化分析

有限元素法是一種能求得許多工程問題近似解的數值分析法，它能將一個複雜結構體(實際結構物的理想模態)區分為有限個小區域的元素(Element)。在有限元素分析法中，探討二維與三維銜續性結構體中，甚少有明確的物理性邊界可以用來區分成各小區域。所以使用傳統的方法想獲得足以表示整個理論結構體模式的統馭微分方程式之解是有困難的。把連續性結構體分割成多個小區域，這種分割步驟稱之為有限元素分離過程或是理想化過程。每個元素的結構關係是可以推導並建立與參考位置點位移量間之關係。

有限元素法的特色是在全部元素組合前，可以對單一元素導出所需要之方程式，再對系統作分割離散化，其餘則與其他方法內容完全重疊。建立元素方程式

的四種不同方法為：

1. 直接處理法(Direct Approach):源自於結構分析的直接剛性法，此方法適用於較簡單的問題，且容易了解，此法需要矩陣代數來處理有限元素方程式。
 2. 變分處理法(Variational Approach):此方法建立在變分學上，變分處理法同時能用以處理簡單及複雜的元素形狀。
 3. 加權餘數法(Weighted Residuals Approach):此方法完全建立在數學上，需從支配方程式著手，可應用在沒有反函數存在的問題中。
 4. 能量平衡處理法(Energy Balance Approach):此方法建立於系統之熱平衡或機械能平衡的情況下，能量平衡處理法，如同加權餘數法，不需要變分的敘述。
- 本文採用直接處理法理，利用矩陣代數來處理有限元素方程式，其理論方程式如下說明。

2.2.1 靜態分析[7]

靜態分析的目的在于求得結構件之變形量與最大位移量，本研究中採用矩陣運算，可得結構之位移量。

靜態分析平衡系統方程式如下列所示：

$$[K]\{u\}=[F] \quad (2-1)$$

如上述方程式中所列， K :結構之剛性矩陣， $\{u\}$:結構之位移向量， F :外力。

2.2.2 模態分析[7]

模態分析是求得結構動態特性的過程，其目的是了解結構的自然頻率、阻尼及模態振型，在機械系統中，當震動的自然頻率和強迫振盪的頻率相吻合，就會有共振的發生。

當結構在沒有外力作用下的平衡系統方程式如下列所示：

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = 0 \quad (2-2)$$

如上述方程式中所列， M :結構之質量矩陣， C :結構之阻尼矩陣， K :結構之剛性矩陣， $\{u\}$:結構之位移向量， $\{\dot{u}\}$ 向量:位移向量一次微分，代表結構的速度向量。 $\{\ddot{u}\}$ 向量:位移向量二次微分，代表結構的加速度向量。

假若沒有阻尼模態方程式時，而系統方程式(2-2)為齊性方程式且無一次微分項，可以簡化成：

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0 \quad (2-3)$$

就一線性系統來說，位移向量在複數平面中如下列所示：

$$\{u\} = \{\phi\}e^{i\omega t} \quad (2-4)$$

其中 $\{\phi\}$:結構之振形， ω :結構之自然頻率， t :時間。將(2-4)代回(2-3)得：

$$(\omega^2[M] + [K])\{\phi\} = \{0\} \quad (2-5)$$

解上述方程式所列之特徵值與特徵向量問題，則可得結構之自然頻率 ω 與代表結

構之振形 $\{ \emptyset \}$ 。

2.2.3 頻率響應分析[7]

頻率響應分析目的是量測當結構件處在共振的環境下，可能會造成結構體更大的震動及損害，所以工程師在設計必須都是確定結構的自然頻率不會接近機械機振源(例如:馬達)的自然頻率來避免這個問題。

結構在有受外力作用下的系統方程式如下列所示：

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\} \quad (2-6)$$

如上述方程式中， M :結構之質量矩陣， C :結構之阻尼矩陣， K :結構之剛性矩陣， $\{u\}$:結構之位移向量， $\{\dot{u}\}$ 向量:位移向量一次微分，代表結構的速度向量。 $\{\ddot{u}\}$ 向量:位移向量二次微分，代表結構的加速度向量。外力向量函數 $\{F(t)\}$ 為一週期函數， $\{F(t)\}$ 在複數平面中可表示成：

$$\{F(t)\} = \{F_{max} e^{i\psi}\} e^{i\omega t} \quad (2-7)$$

其中 F_{max} :最大外力值、 ψ :外力相角、 ω :自然頻率。

在複數平面中，位移向量被定義為：

$$\{u\} = u_{max} \{ e^{i\phi} \} e^{i\omega t} \quad (2-8)$$

其中 u_{max} :最大位移值， ϕ :位移相角， ω :自然頻率。將(2-7)式及(2-8)式代入(2-6)

式中，左右消去 $e^{i\omega t}$ ，則可得下式：

$$(-\omega^2[M] + i\omega[C] + [K])\{u_{max}e^{i\phi}\} = \{F_{max}e^{i\psi}\} \quad (2-9)$$

上式中力向量 $\{F_{max}e^{i\psi}\}$ 與矩陣 $(-\omega^2[M] + i\omega[C] + [K])$ 已知，因此可求出未知向量 $\{u_{max}e^{i\phi}\}$ 。

2.3 最佳化設計

一般設計是尋求一種正確結果的方法，而最佳化設計，意指為一種可以滿足所有設計條件的一種方法(如質量、面積、體積、材料成本等)，並且可以精算出其最小支出，所以正確的說最佳化設計是一種最有效率的方法。本研究利用複合材料來設計滑座，設定目標條件，提高滑座的第一模態頻率與降低滑座重量，進行滑座的結構最佳化設計與分析。

2.3.1 變數定義[9]

本文在最佳化迭代過程中，會使用到三種不同類型的變數，說明如下：

1. 設計變量(design variables)：是一種獨立變數，可改變設計變數的值，得到最佳化結果，而且每個設計變數都有上下限制，設定設計變化範圍，其數學表示式如下：

$$x = [x_1 \quad x_2 \quad \dots \quad x_n] \quad (2-10)$$

$$x_1^{(L)} \leq x_i \leq x_i^{(U)}, i=1,2,3,\dots n \quad (2-11)$$

其中 x 代表 n 個設計變數所組成的向量， $x_1^{(L)}$ 及 $x_i^{(U)}$ 分別代表第 i 個設計參數 x 的下限及上限。

2. 狀態變量(state variables)：以約束設計的數值為應變數，其數學表示式如下：

$$g(x) \leq g_i^{(U)}, i=1,2,3,\dots m_1 \quad (2-12)$$

$$h_i^{(L)} \leq h_i(x), i=1,2,3,\dots m_2 \quad (2-13)$$

$$w_i^{(L)} \leq w_i(x) \leq w_i^{(U)}, i=1,2,3,\dots m_3 \quad (2-14)$$

其中 g_i 、 h_i 、 w_i 為第 i 組設計組合的狀態變數， (U) 、 (L) 分別表示狀態變數的上下限。

3. 目標函數(objective function)：為最小化的數值，是設計變數的函數，改變設計變數的數值將改變目標函數的數值。數學表示式如下

$$f = f(x) \quad (2-15)$$

2.3.2 最佳化方法[9]

最佳化方法是一種能將我們的需求條件，藉由設定目標函數控制在最小值內。

本文使用零階法是一種泛用的方法，它可以讓我們有效率的解決大多數工程問題。

在目標函數與狀態變量的近似過程中，我們用曲線擬合(curve fitting)的方式來

建立目標函數和設計變數之間的關係，在通過幾個設計序列計算目標函數後，將

可以求得資料點最小平方法的實現，該結果的曲線是一近似解。

每經過一次最佳化迴圈便能生成一個新的資料點，目標函就完成一次更新，而狀態函數也是依同樣方法處理，每一個狀態變數都能生成一個近似值，並在每次迴圈後更新。其近似函數如下

$$\hat{f}(x) = f(x) + \varepsilon \quad (2-16)$$

$$\hat{g}(x) = g(x) + \varepsilon \quad (2-17)$$

$$\hat{h}(x) = h(x) + \varepsilon \quad (2-18)$$

$$\hat{w}(x) = w(x) + \varepsilon \quad (2-19)$$

其中 ε 為誤差值。

取得近似函數之後，約束之最小化問題將可被改寫，最小化 $\hat{f}(x)$ 受到下列限制：

$$x_i^{(L)} \leq x_i \leq x_i^{(U)}, \quad i = 1, 2, 3, \dots, n \quad (2-20)$$

$$\hat{g}_i(x) \leq g_i^{(U)} \leq \alpha_i, \quad i = 1, 2, 3, \dots, m_1 \quad (2-21)$$

$$x_i^{(L)} \leq x_i \leq x_i^{(U)}, \quad i = 1, 2, 3, \dots, m_2 \quad (2-22)$$

$$w_i^{(L)} - \gamma_i \leq \hat{w}_i(x) \leq w_i^{(U)} + \gamma_i, \quad i = 1, 2, 3, \dots, m_3 \quad (2-23)$$

而約束之最小化問題可以利用懲罰函數(penalty function)轉換為非約束問題，轉化後的表示式如下

$$F(x, p_k) = f^x + f_0 p_k \{ \sum_{i=1}^n X(x_i) + \sum_{i=1}^{m_1} G(\hat{g}_i) + \sum_{i=1}^{m_2} H(\hat{h}_i) + \sum_{i=1}^{m_3} W(\hat{w}_i) \} \quad (2-24)$$

上式中 $X(x_i)$ 為取代設計變量約束的懲罰函數， $G(g_i^{\wedge})$ 、 $H(h_i^{\wedge})$ 、 $W(w_i^{\wedge})$ 分別為取代狀態變量約束的懲罰函數， f_0 為修正參數， p_k 為懲罰參數。

透過序列無限制最小化技術(Sequential Unconstrained Minimization Technique, SUMT)求解後發現，序列無限制最小化技術是一種利用擴張性的觀念，將我們原來具有限制性問題轉化為求解一個無限制極值的問題，再經過懲罰參數的調整，使的目標函數漸近式逼近最佳解。

函數最小化之動作會隨著次序的值 k ($k=1,2,3,K$)，重複迭代，直到結果收斂至 $f(x)$ 目標函數的容許誤差值之內。

第三章 載重件結構最佳化有限元素模型建立

3.1 模型的建構與有限元素模型的建立

Autodesk Inventor Simulation 2011 軟體是針對 3D 機構設計、產品模擬、模具設計、以及外加機構動作模擬與應力分析，提供設計人員一組全方位且彈性十足的軟體，可協助使用者以極具成本效益的方式利用數位化原型的設計工作流程，以在更短的時間內設計及製造出更好的產品。

本實驗使用商業版 Autodesk Inventor Simulation 2011 軟體進行 AC 軸滑座 3D 模型機構的建立如圖 3-1 所示，並使用 Autodesk Inventor Simulation 2011 的應力分析模組進行有限元素模型的建立，其實用模組是集成了著名的 ANSYS 公司有限元素分析模組。

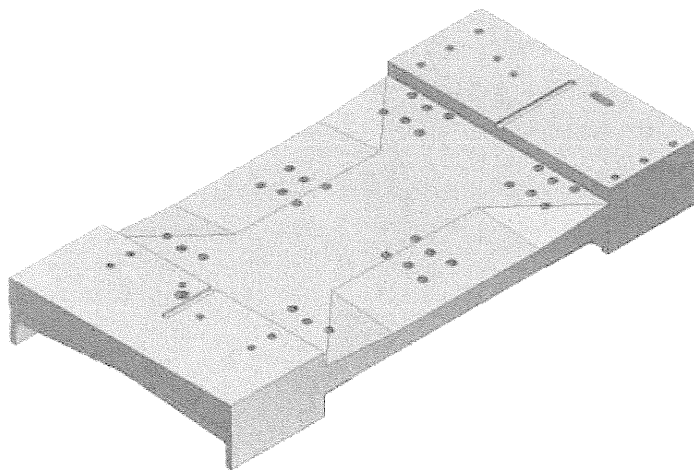


圖 3-1 AC 軸滑座結構圖

ANSYS 是在 1970 年代由 ANSYS 公司開發出來的大型通用有限元素分析軟體，開發初期是為了應用於電力工業，現在已廣泛的用在航太、電子、汽車、土木以及工具機等各工業領域，已能滿足各產業對於有限元素分析的需求。

3.1.1 元素設定

在使用商業版 Autodesk Inventor Simulation 2011 軟體，建立完成 3D 模型後，繼續用六面體元素(Solid45)來進行網格化處理，此 3D 實體元素所建立的模型是最接近實際外觀，而 Solid45 3D 實體結構元素是由 8 個節點所組成，每個節點皆具有 X、Y、Z 三方向之位移,且每個方向有三個自由度，如圖 3-2 所示。

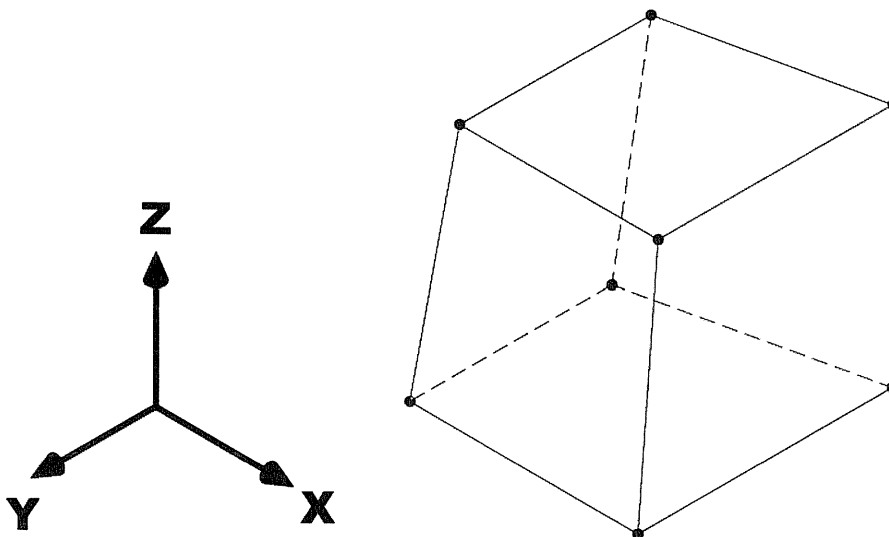


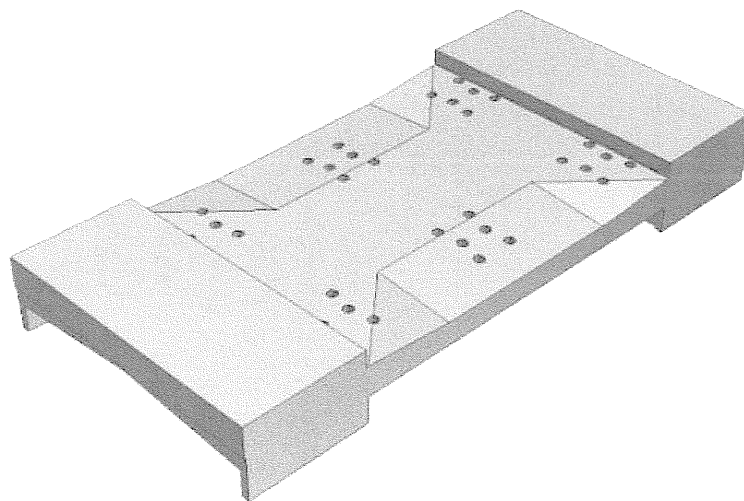
圖 3-2 Solid45 3D 實體元素之幾何形狀

3.2 材質定義

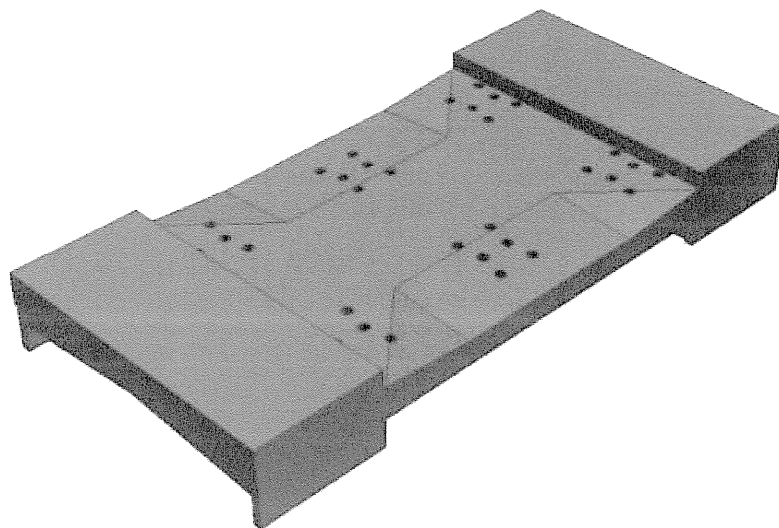
選用不同材質來製造滑座，會影響到滑座本身的結構靜態剛性以動態剛性，所以本研究採用灰口鑄鐵與抗振材質進行有限元素分析，探討是否可有效的改善結構的靜態與動態剛性，材質特性如表 3-1 所示，模型型式如圖 3-3 所示。

表 3-1 材質特性

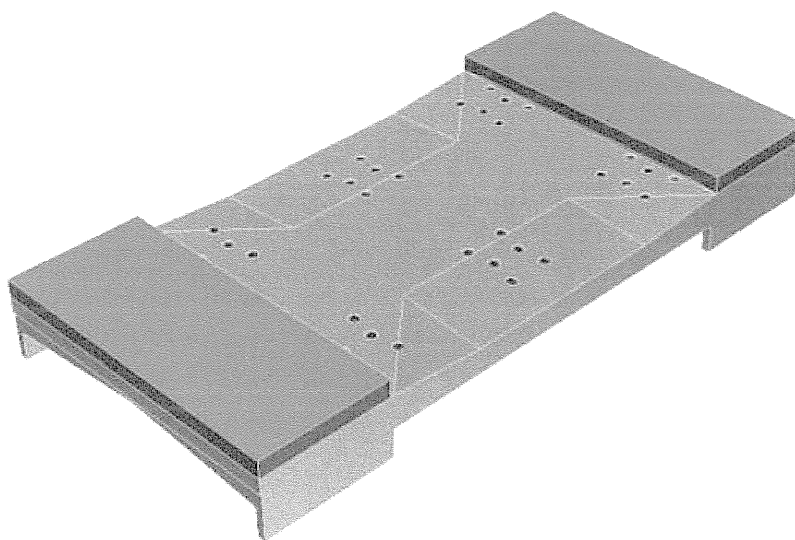
材質種類 \ 材質特性	灰口鑄鐵	抗振材質
密度	7.25 g/cm ³	2.24 g/cm ³
楊氏系數	120.5 GPa	14 GPa
浦松氏比	0.3	0.2
降伏強度	200 MPa	20 MPa
抗拉強度	276 Mpa	2 Mpa
導熱性	50 W/(m K)	0.53 W/(m K)
線性膨脹	12 microm/(m c)	10 microm/(m c)
比熱	0.54 J/(g c)	0.75 J/(g c)



(a)



(b)



(c)

圖 3-3 滑作結構材質模型使用型態，(a)灰口鑄鐵材質、(b)抗振材質、(c)複合材
質

3.3 實驗模擬

將滑座實體模型網格化以建立有限元素模型，網格化必須先決定網格尺寸以及網格大小，而網格的大小影響著我們實驗值的精準度，網格越小所得的實驗值越精準，不過相對的所耗費的實驗時間及消耗的記憶體空間也要越大，進行有限元素網格化如圖 3-4 所示，進行分析前需進行收斂性分析，以節省實驗分析的時間並須維持足夠的精度。

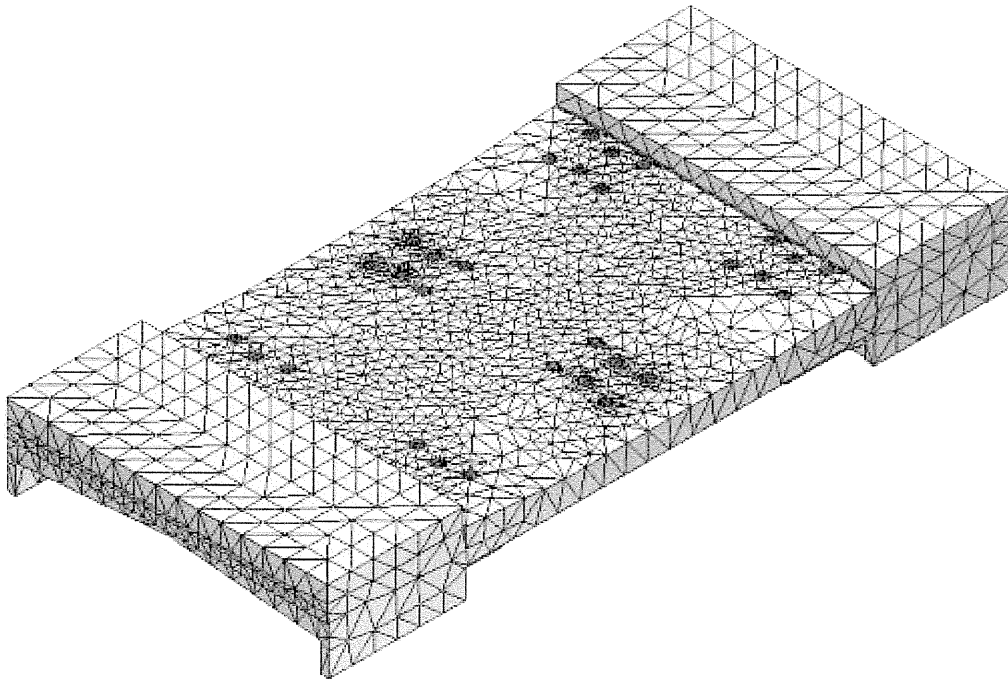
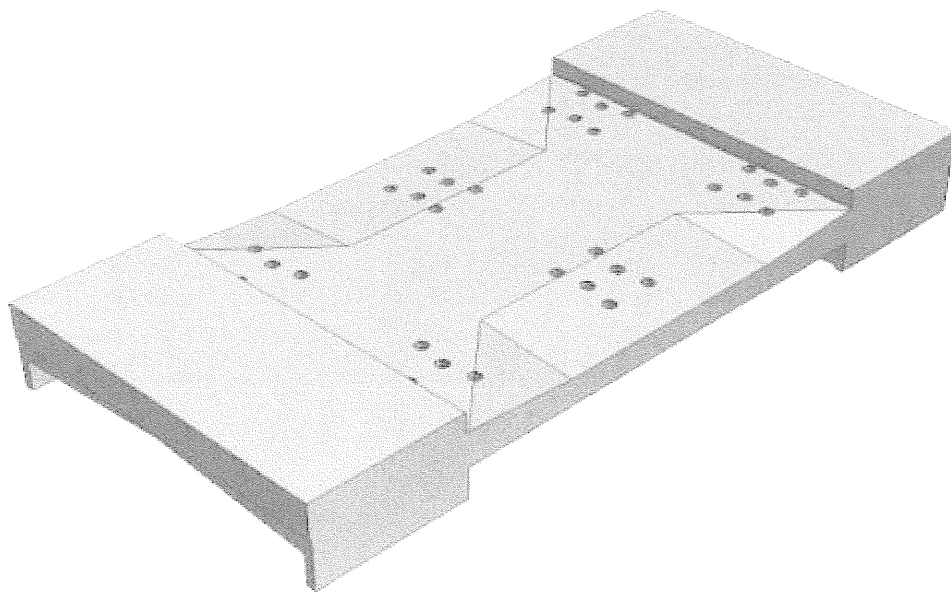


圖 3-4 網格化模型

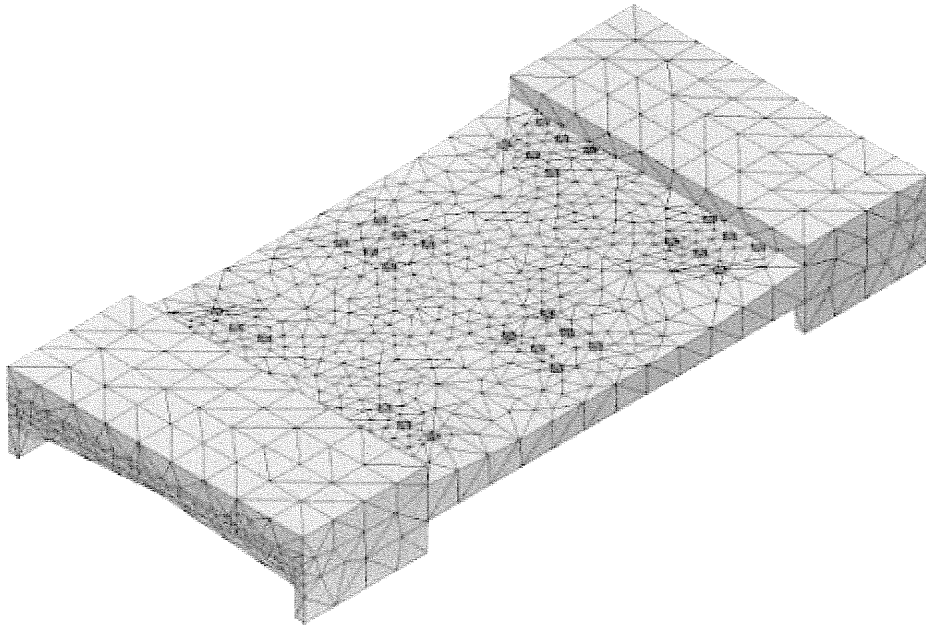
3.4 收斂分析

為減少耗費的實驗時間及消耗的記憶體空間，所以將AC軸滑座模型設定為自由邊界進行收斂性分析，模擬分析適當的網格大小和節點數目，以求得精準的收斂值。將滑座有限元素模型依不同網格尺寸大小進行網格化，分別計算出節點數目為90352、129473、194108、320795、551659，如圖3-5所示，進行不同節點數目之有限元素模態分析，並比較各節點數目之模型的前20個模態頻率值，如表3-2所示，以及收斂誤差值，如表3-3所示。



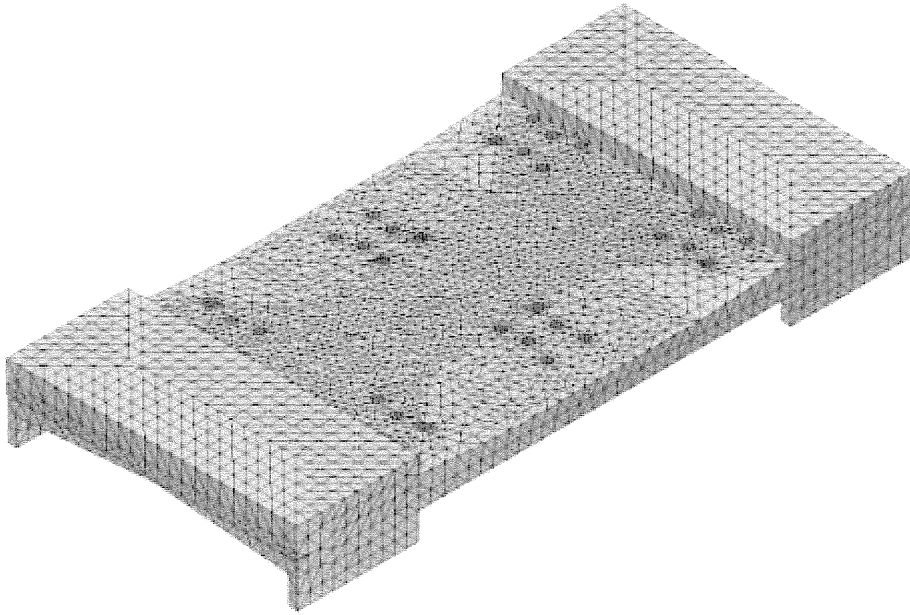
(a)

图 1-4-17
图 1-4-17



(b)

图 1-4-18
图 1-4-18



(c)

Figure 14(a)

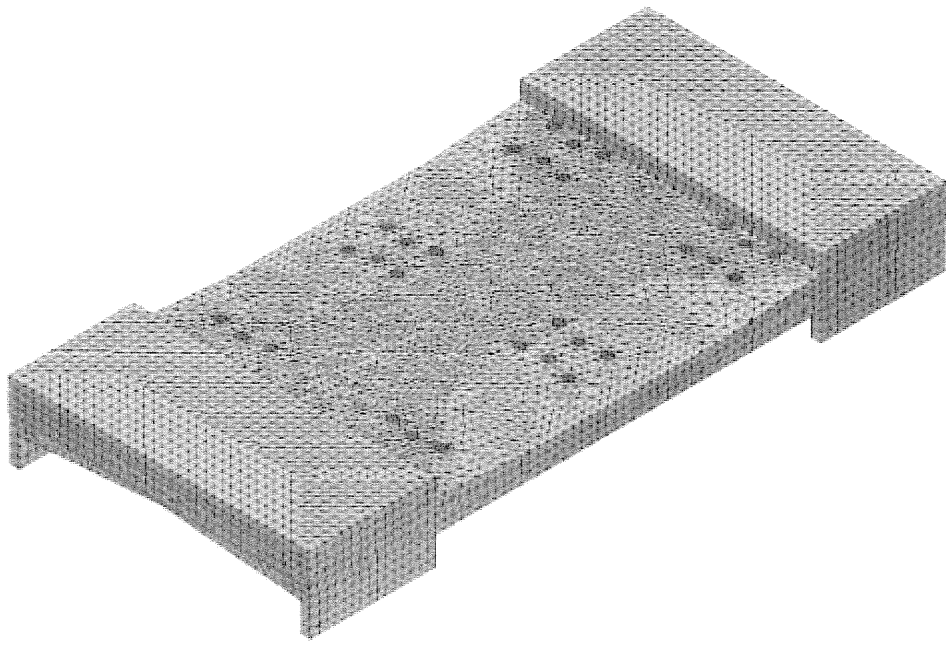


Figure 14(b)

(d)

Figure 14(c)

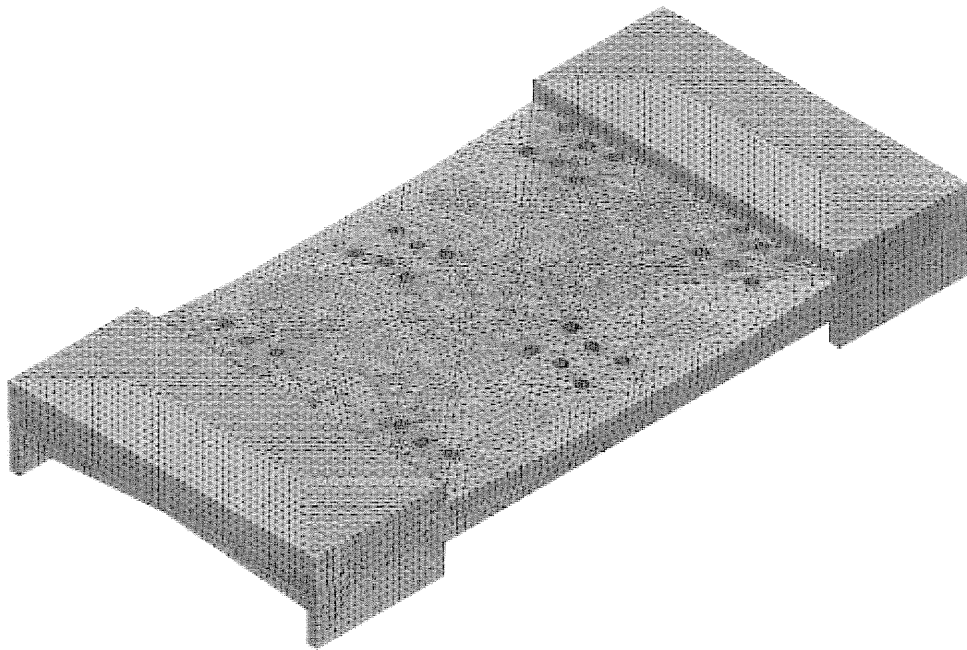
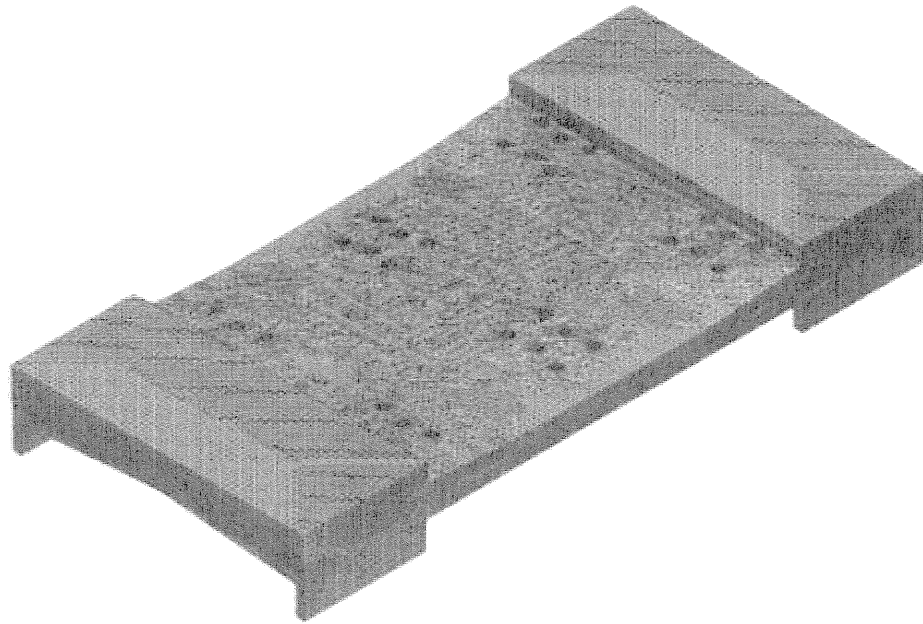


Figure 14(d)

(e)



(f)

圖3-5各節點數目之有限元素網格化模型，(a)滑座原始模型、(b)節點數目90352、
(c)節點數目129473、(d)節點數目194108、(e)節點數目320795、(f)節點數目
551659

使用ANSYS 軟體之modal 求解器，得到個節點之模態之模態及其共振頻率，

如表3-2 所示，我可以發現節點數目越多，其共振頻率越趨於精準。

表3-2 模態分析頻率值

模態分析頻率值(Hz)					
節點數目	90352	129473	194108	320795	551659
第一模態	430.5	416.37	413.5	411.34	410.15
第二模態	489.14	479.01	476.57	474.57	473.78
第三模態	719.66	703.38	701.04	697.71	696.53
第四模態	743.61	719.26	714.83	711.81	709.5
第五模態	794.41	777.03	773.78	770.74	769.24
第六模態	987.53	955.41	949.36	943.48	941.25
第七模態	1017.52	1000.82	996.81	992.35	990.49
第八模態	1086.1	1052.08	1044.74	1039.18	1036.03
第九模態	1138.89	1112.57	1107.55	1101.95	1100.28
第十模態	1535.04	1471.8	1455.28	1449.26	1444.68
第十一模態	1601.57	1513.5	1490.87	1487.75	1480.51
第十二模態	1636.97	1537.59	1500.78	1493.98	1487.53
第十三模態	1645.83	1576	1573.83	1565.57	1560.75
第十四模態	1647.01	1607.51	1582.39	1579.04	1573.56
第十五模態	1649.81	1619.37	1585.9	1581.91	1576.17
第十六模態	1702.72	1622.93	1625.88	1620.9	1613.59
第十七模態	1824.05	1700.45	1666.24	1644.11	1633.09
第十八模態	1826.78	1702.88	1701.98	1699.04	1693.56
第十九模態	1862.94	1808.11	1798.57	1786.86	1783.61
第二十模態	2038.44	1950.55	1930.15	1922.97	1916.19

誤差值計算方式如9035與5516595之第一模態誤查值計算如下：

$$(430.5-410.15)/[(430.5+410.15)/2]=0.0484, 0.0496*100\%=4.84。$$

各模態誤查值如表3-3所示。

表3-3 模態分析誤差值

誤差值(%)				
比較組別	9035 與 551659	129473 與 551659	194108 與 551659	320795 與 551659
第一模態	4.84	1.50	0.81	0.28
第二模態	3.19	1.09	0.58	0.16
第三模態	3.26	0.97	0.64	0.16
第四模態	4.69	1.36	0.74	0.32
第五模態	3.21	1	0.58	0.19
第六模態	4.79	1.49	0.85	0.23
第七模態	2.69	1.03	0.63	0.18
第八模態	4.71	1.53	0.83	0.3
第九模態	3.44	1.11	0.65	0.15
第十模態	6.06	1.85	0.73	0.31
第十一模態	7.85	2.2	0.69	0.48
第十二模態	9.56	3.3	0.88	0.43
第十三模態	5.3	0.97	0.83	0.3
第十四模態	4.56	2.13	0.55	0.34
第十五模態	4.56	2.7	0.61	0.36
第十六模態	5.37	0.57	0.75	0.45
第十七模態	11.04	4.04	0.86	0.67
第十八模態	7.56	0.54	0.49	0.32
第十九模態	4.35	1.36	0.83	0.18
第二十模態	6.18	1.77	0.72	0.35

如表3-3所示，當節點數目為194108和320795時，分別與節點數目為551659的模型比較共振頻率，誤差均不超過0.9%，如圖3-6所示，可將有限元素模型的節點數目控制在194108即可，所以取節點數目為194108的節點數目作為分析，將可節省電腦運算時間，如圖3-7所示，為節點數目194108有限元素模型之前20組模態形狀及其共振頻率。

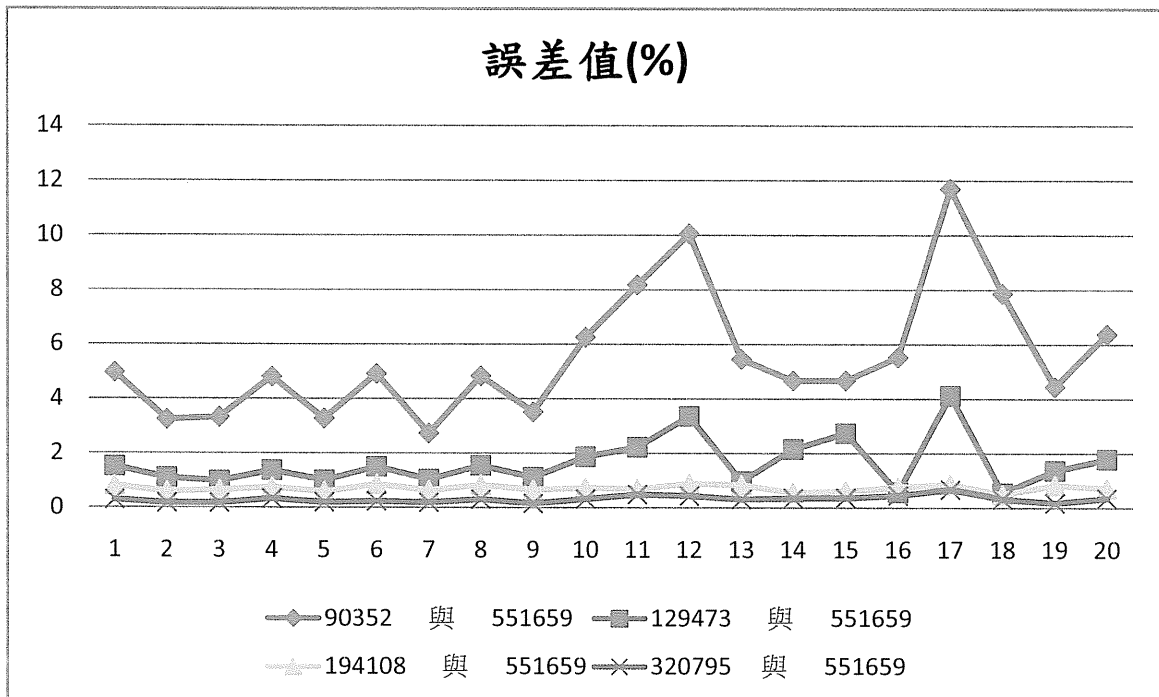
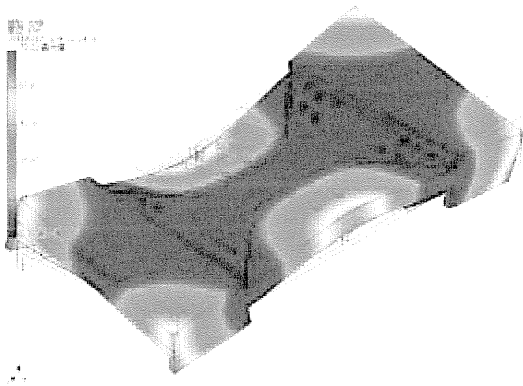
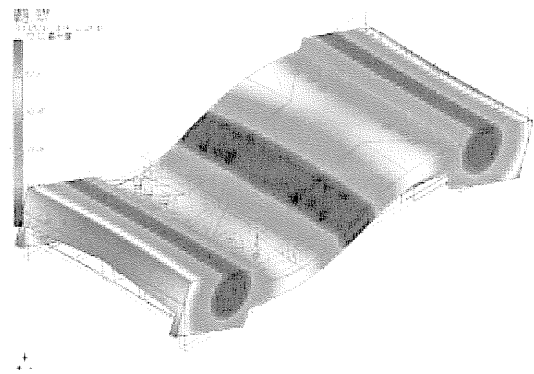


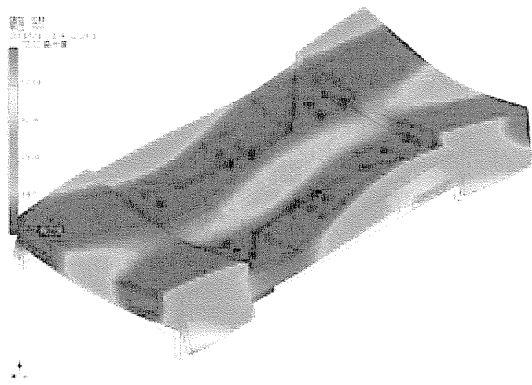
圖 3-6 收斂分析結果



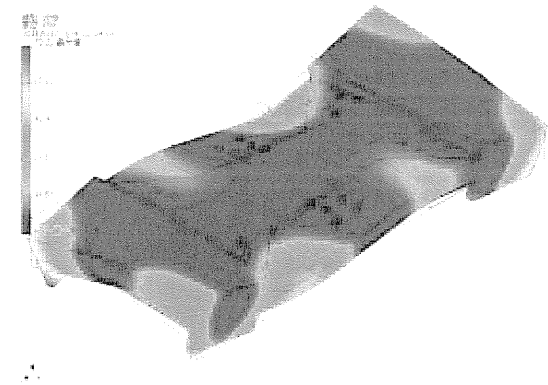
(a)



(b)

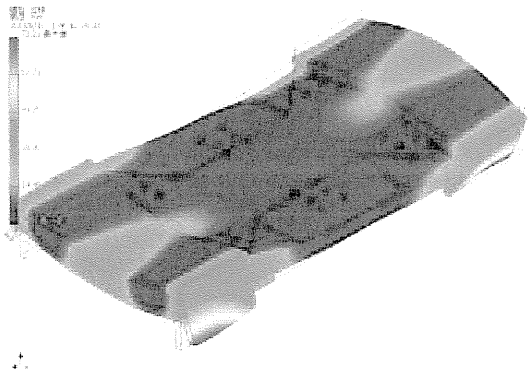


(c)

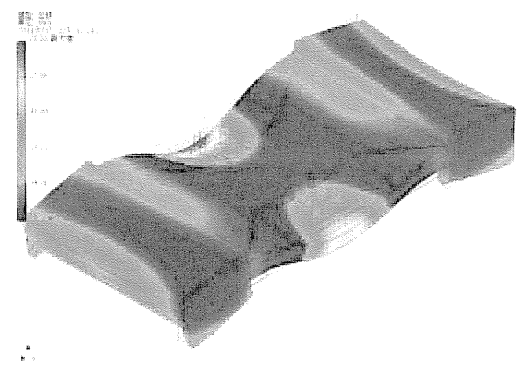


(d)

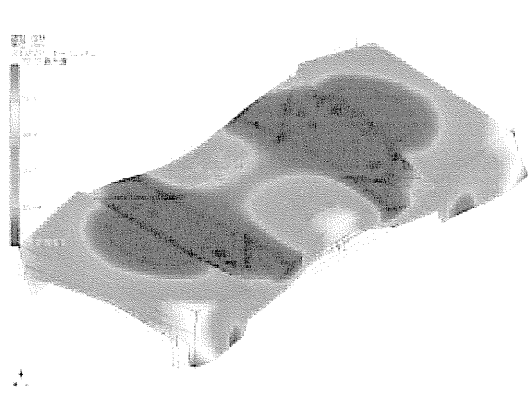
圖 3-7-1 滑座之模態振形及共振頻率(節點數目 194108，自由邊界)，(a)第一模態所呈現之頻率(413.85Hz)、(b)第二模態所呈現之頻率(476.57Hz)、(c)第三模態所呈現之頻率(701.04Hz)、(d)第四模態所呈現之頻率(714.83Hz)。



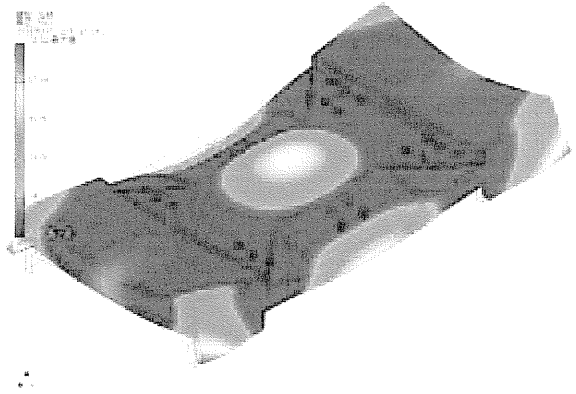
(e)



(f)

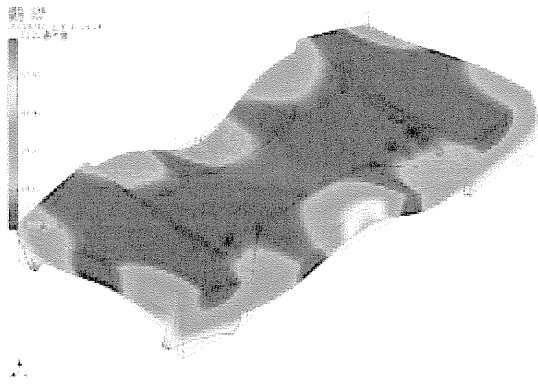


(g)

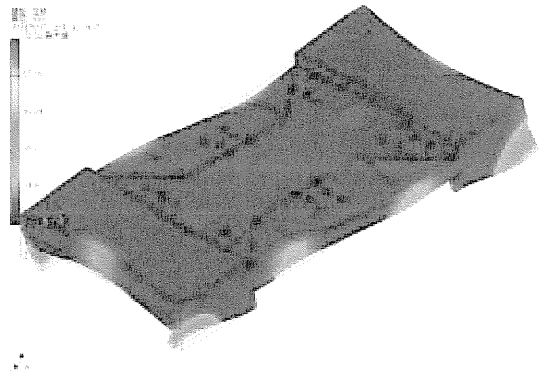


(h)

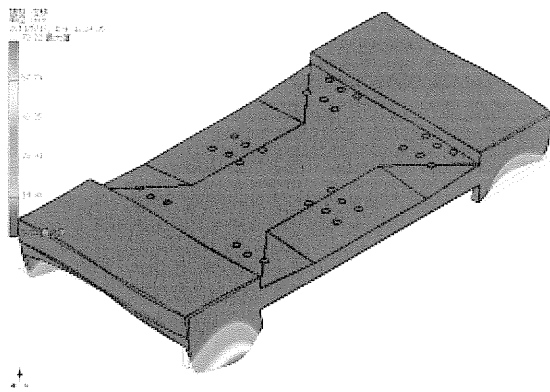
圖 3-7-2 滑座之模態振形及共振頻率(節點數目 194108，自由邊界)，(e)第五模態所呈現之頻率(773.78Hz)、(f)第六模態所呈現之頻率(949.36Hz)、(g)第七模態所呈現之頻率(996.81Hz)、(h)第八模態所呈現之頻率(1044.74Hz)。



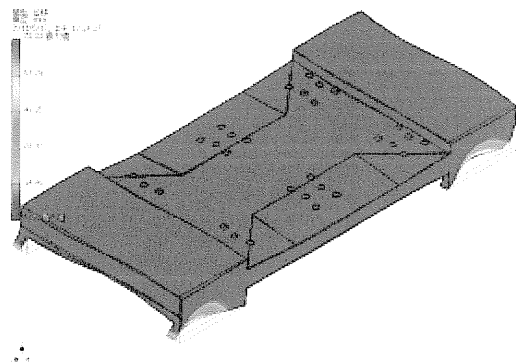
(i)



(j)

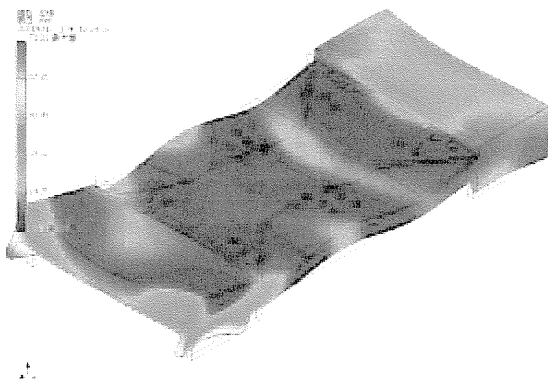


(k)

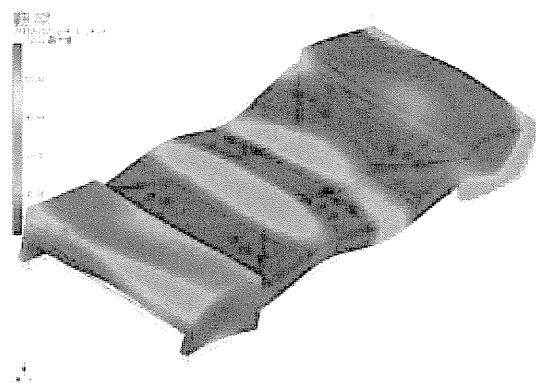


(l)

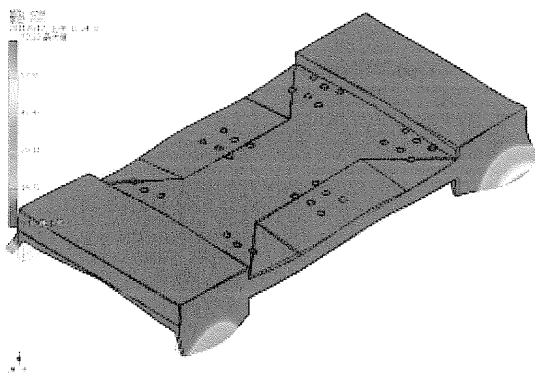
圖 3-7-3 滑座之模態振形及共振頻率(節點數目 194108, 自由邊界), (i)第九模態所呈現之頻率(1107.55Hz)、(j)第十模態所呈現之頻率(1459.28Hz)、(k)第十一模態所呈現之頻率(1496.87Hz)、(l)第十二模態所呈現之頻率(1520.78Hz)。



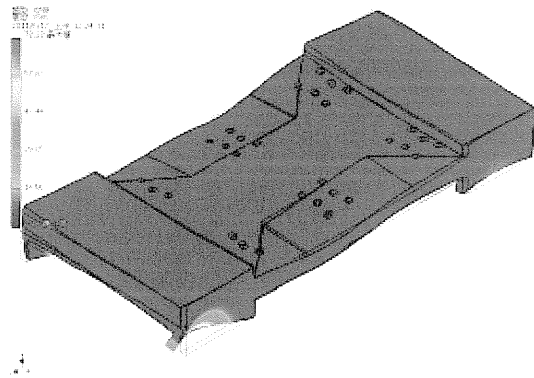
(m)



(n)

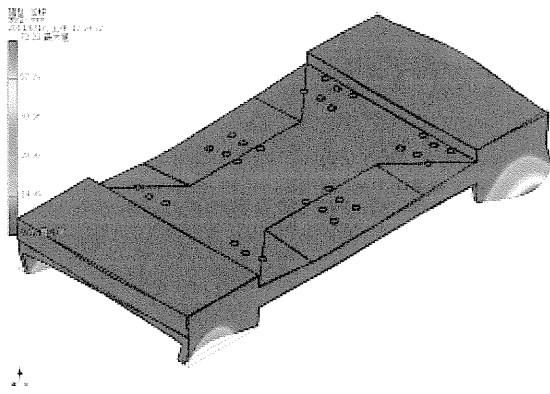


(o)

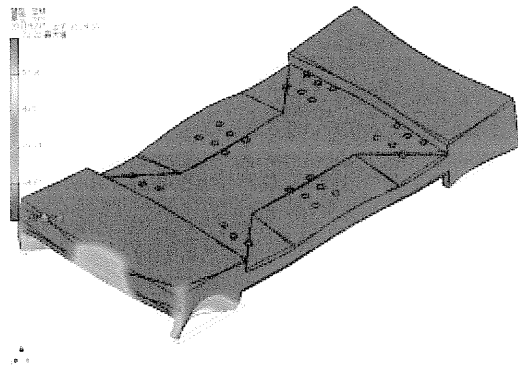


(p)

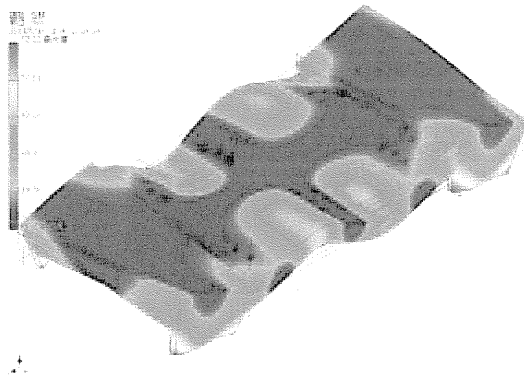
圖 3-7-4 滑座之模態振形及共振頻率(節點數目 194108, 自由邊界), (m)第十三模態所呈現之頻率(1573.83Hz)、(n)第十四模態所呈現之頻率(1582.39Hz)、(o)第十五模態所呈現之頻率(1601.90Hz)、(p)第十六模態所呈現之頻率(1619.88Hz)。



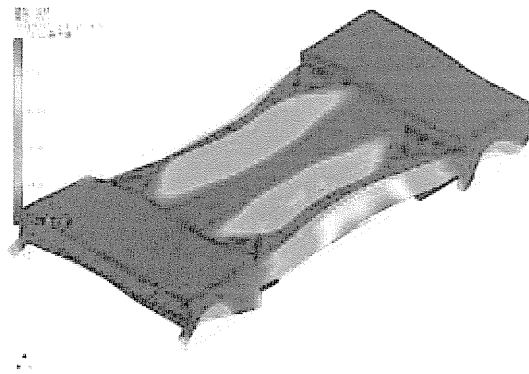
(q)



(r)



(s)



(t)

圖 3-7-5 滑座之模態振形及共振頻率(節點數目 194108，自由邊界)，(q)第十七模態所呈現之頻率(1666.24Hz)、(r)第十八模態所呈現之頻率(1701.98Hz)、(s)第十九模態所呈現之頻率(1798.57Hz)、(t)第二十模態所呈現之頻率(1935.15Hz)。

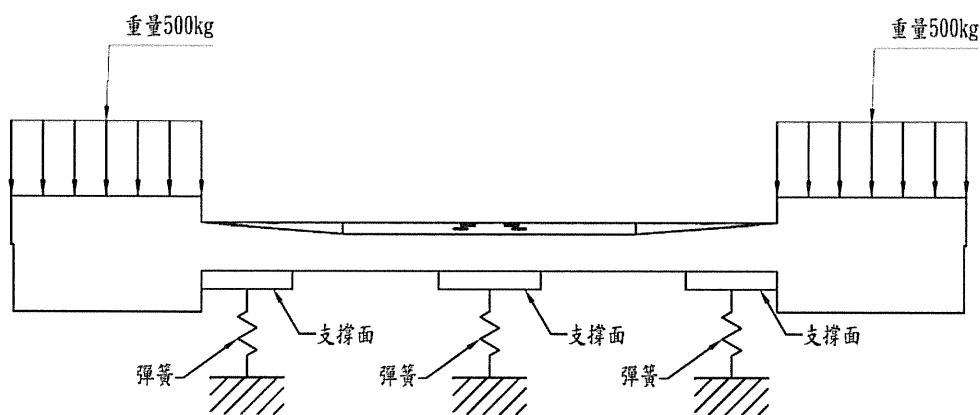
第四章 載重件結構最佳化靜態分析與動態分析

4.1 邊界條件設定

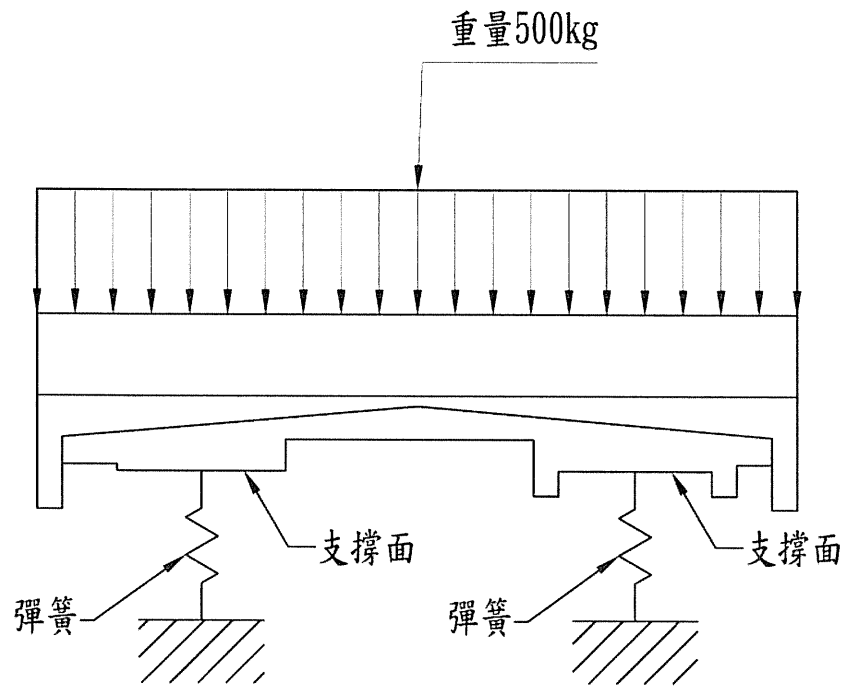
邊界條件的設定，是模擬機械實際組裝後的情況，利用簡單的均佈負荷壓力或作用力模擬滑座承受的負載，以及利用彈簧力模擬滑座底部承受載重之線性滑軌支援的剛度，其目的是讓我們能快速的分析出結果。

4.1.1 靜態分析之邊界條件

靜態分析是計算滑座在靜止狀態下，乘載搖籃式AC軸重量時，滑座結構產生的最大變形量及最大應力值，當滑座承載搖籃式AC軸重量為 $W=1000\text{Kg}$ 分別均佈於滑座兩邊各 500kg ，滑座下方六個有線軌滑塊當作支撐點固定，以彈簧代替滑座承受線性滑塊支援的剛度，其邊界條件如圖4-1所示，此為本實驗之靜態邊界條件。



(a)



(b)

圖4-1靜態分析邊界條件(a)滑座正視圖，(b)滑座側視圖

4.1.2 模態分析之邊界條件設定

使用求解器進行模型模態分析，其中滑座不受任何外力及不考慮任何負載，滑座僅以六個彈簧代替滑座承受線性滑塊支援之剛度，其邊界條件如圖4-2 所示，此為本實驗之模態分析邊界條件。

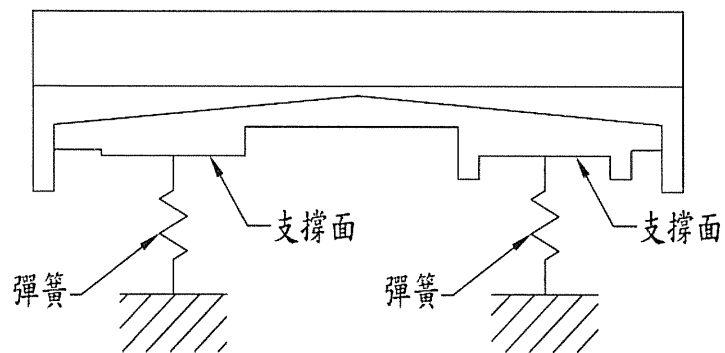


圖4-2模態分析邊界條件

4.1.3 動剛度分析之邊界設定

動態剛度分析是計算滑座承受外力作用時產生之模態頻率，範圍設定為0Hz到3000Hz，滑座拘束方式與模態分析拘束方式相同，並且在滑座中央設定為X軸向施加作用力 $F=100\text{N}$ ，以及在Z軸向施加作用力 $F=-100\text{N}$ ，如圖4-3 所示，此為本實驗動剛度分析之邊界條件。

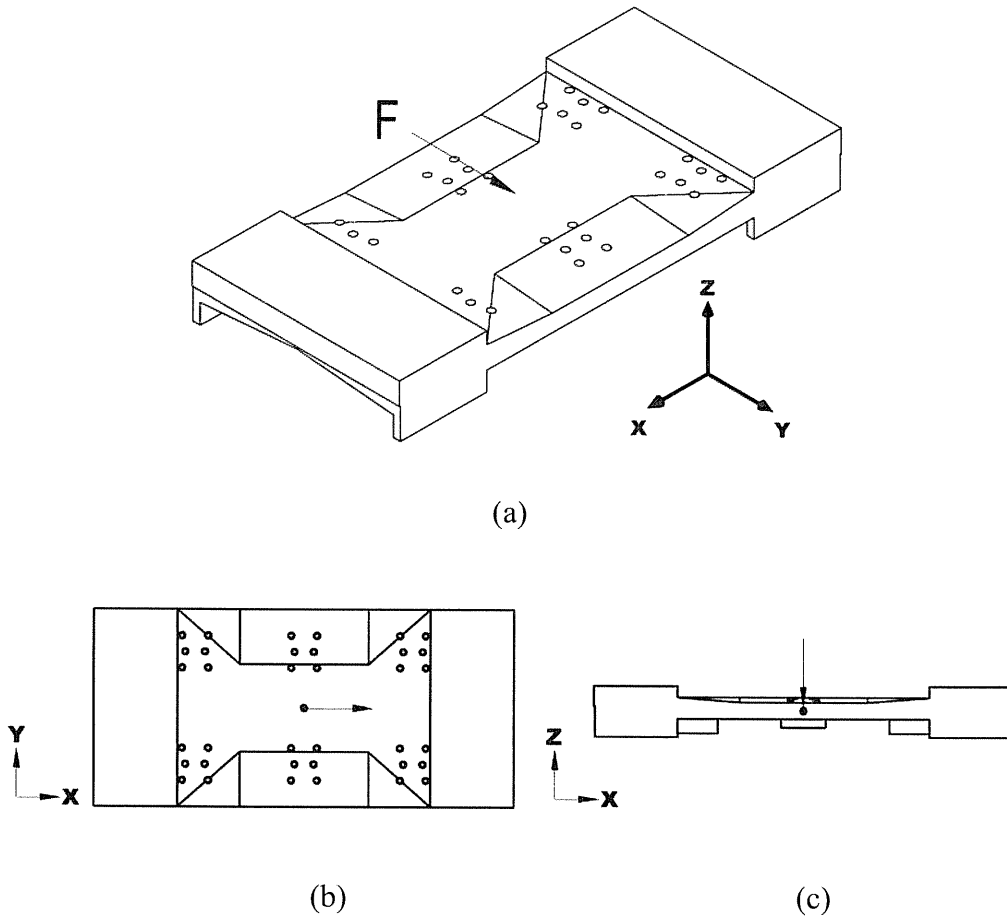


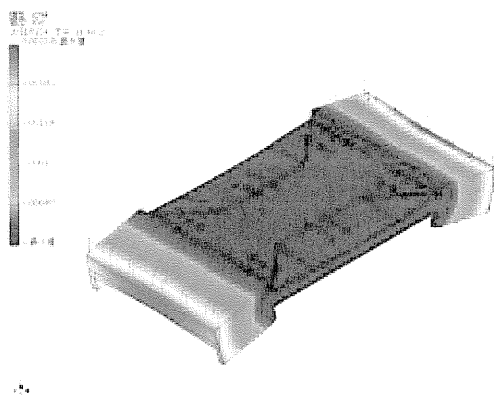
圖4-3作用力位置及方向，(a)作用力位置、(b) $F=100\text{N}$ 作用在X軸向、(C) $F=-100\text{N}$ 作用在Z軸向

4.2 靜態分析

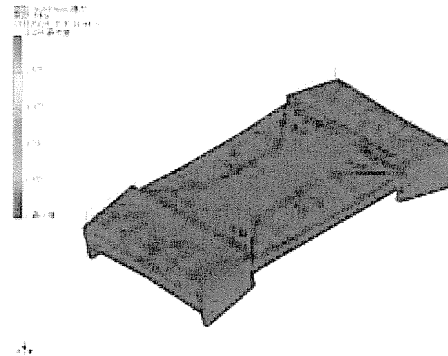
靜態分析之目的在求得滑座之最大變形量及最大應力，本實驗之靜態分析結果如表 4-1 及圖 4-4 所示，灰口鑄鐵材質滑座重量最重(305.6kg)，而其最大變形量(0.002326mm)與最大應力(3.294MPa)皆最小。抗震材質的滑座重量最輕(100.3kg)，最大變形量(0.02141mm)與最大應力(8.697MPa)皆最大。複合材質滑座重量(192.4kg)與最大變形量(0.003731mm)與最大應力(3.819MPa)，則介於灰口鑄鐵材質與抗震材質之間。

表 4-1 靜態分析結果

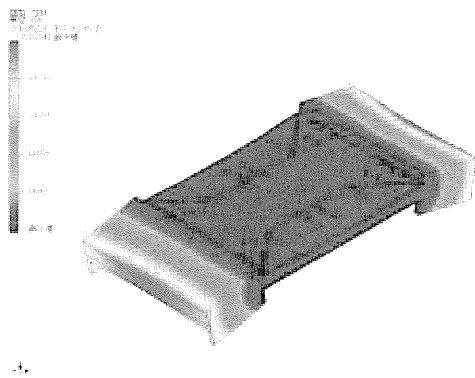
	灰口鑄鐵材質	抗震材質	複合材質
滑座重量(kg)	305.6	100.3	192.4
最大變形(mm)	0.002326	0.02141	0.003731
最大應力(MPa)	3.294	8.697	3.819



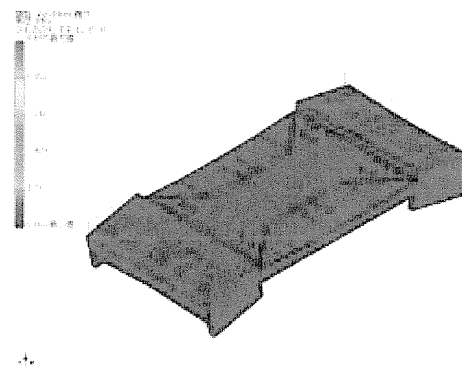
(a)



(b)

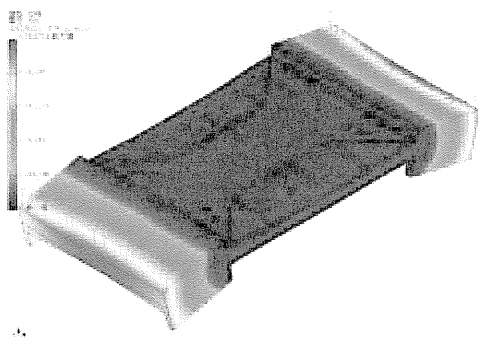


(c)

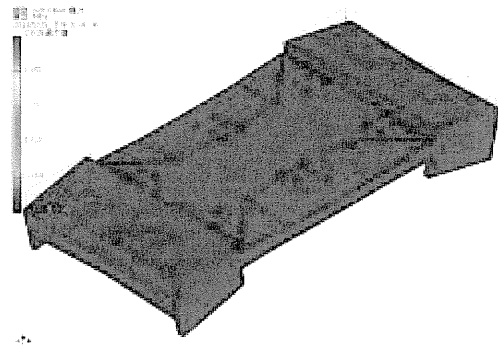


(d)

圖 4-4-1 結構靜態分析結果，(a)灰口鑄鐵材質變形量、(b)灰口鑄鐵材質 Von Mises 應力、(c)抗振材質變形量、(d)抗振材質 Von Mises 應力



(e)



(f)

圖 4-4-2 結構靜態分析結果，(e)複合材質變形量、(f)複合材質 Von Mises 應力

4.3 模態及動剛度分析

模型模態分析結果如表 4-2 及圖 4-5 所示，灰口鑄鐵材質滑座頻率值最高，抗振性材質滑座頻率值最低，複合材質滑座則介於灰口鑄鐵材質與抗振性材質之間。灰口鑄鐵材質之滑座模型模態振形如圖 4-6 所示、抗振性材質之滑座模型模態振形如圖 4-7 所示、複合材質之滑座模型模態振形如圖 4-8 所示。

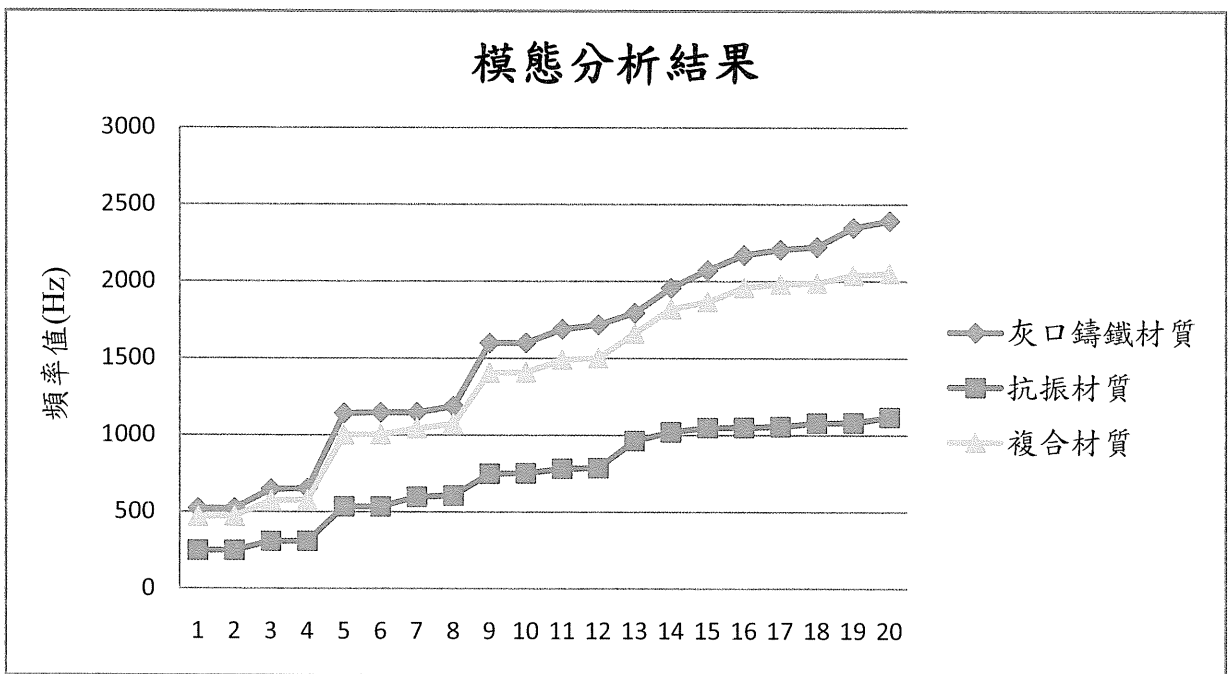
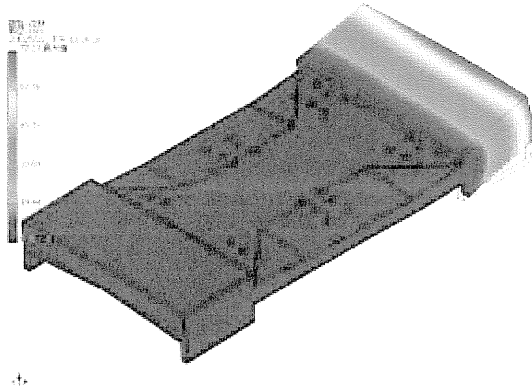


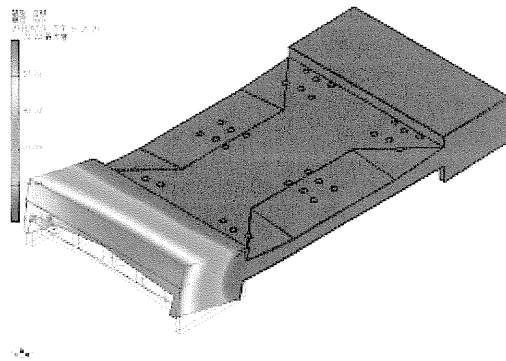
圖 4-5 模型模態分析結果

表 4-2 模態分析結果

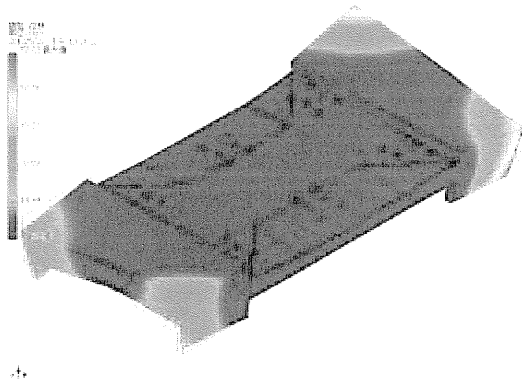
	灰口鑄鐵材質	抗振材質	複合材質
第一模態(Hz)	521	248.34	468.36
第二模態(Hz)	522.89	249.81	471.72
第三模態(Hz)	647.65	308.57	573.75
第四模態(Hz)	650.92	309.43	576.83
第五模態(Hz)	1142.26	534.75	1002.3
第六模態(Hz)	1146.09	535.1	1003.73
第七模態(Hz)	1146.84	598.61	1042.85
第八模態(Hz)	1186.55	606.66	1072.56
第九模態(Hz)	1598.48	749.42	1406.12
第十模態(Hz)	1599.84	752.39	1408.23
第十一模態(Hz)	1688.91	782.33	1490.86
第十二模態(Hz)	1717.9	787.3	1502.05
第十三模態(Hz)	1794.31	963.47	1662.32
第十四模態(Hz)	1957.7	1021.13	1820.94
第十五模態(Hz)	2073.01	1048.93	1868.14
第十六模態(Hz)	2172.33	1050.3	1960.57
第十七模態(Hz)	2207.02	1056.44	1982.88
第十八模態(Hz)	2224.24	1079.74	1989.67
第十九模態(Hz)	2349.11	1081.43	2042
第二十模態(Hz)	2394.22	1118.36	2053.56



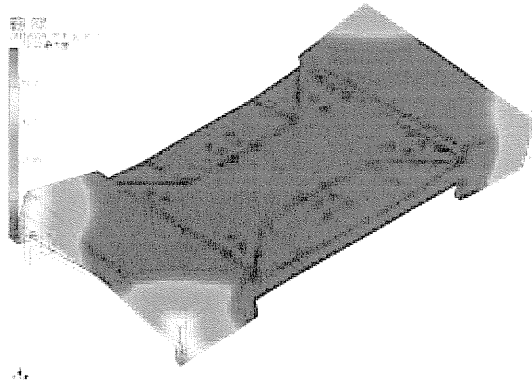
(a)



(b)

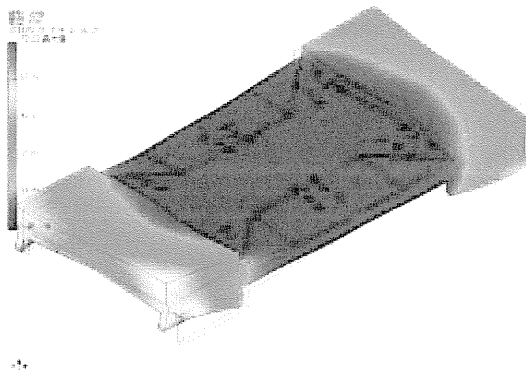


(c)

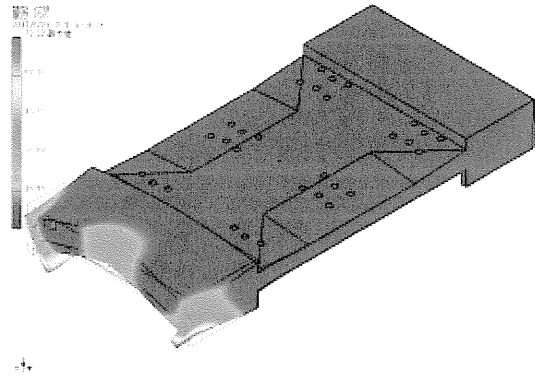


(d)

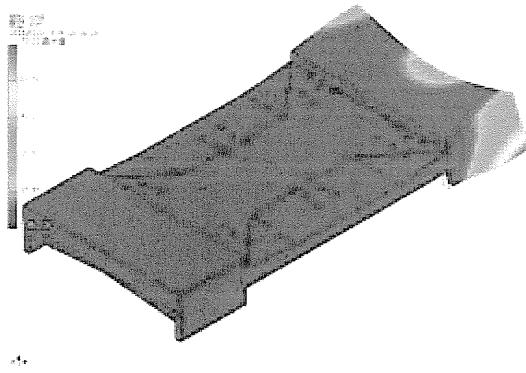
圖 4-6-1 灰口鑄鐵滑座之模態振形及共振頻率，(a)第一模態所呈現之頻率(521.00Hz)、(b)第二模態所呈現之頻率(522.89Hz)、(c)第三模態所呈現之頻率(647.65Hz)、(d)第四模態所呈現之頻率(650.92Hz)。



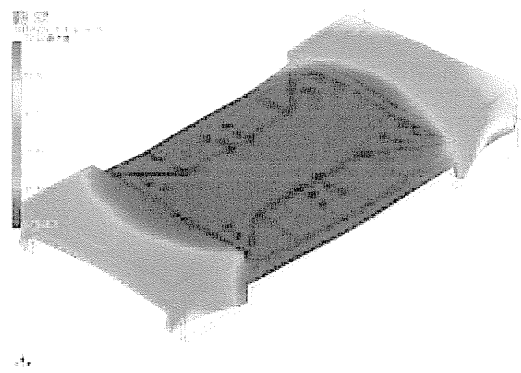
(e)



(f)

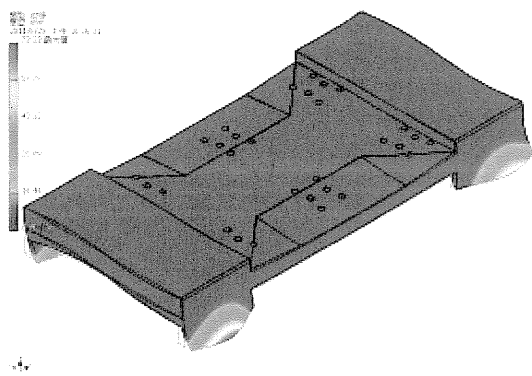


(g)

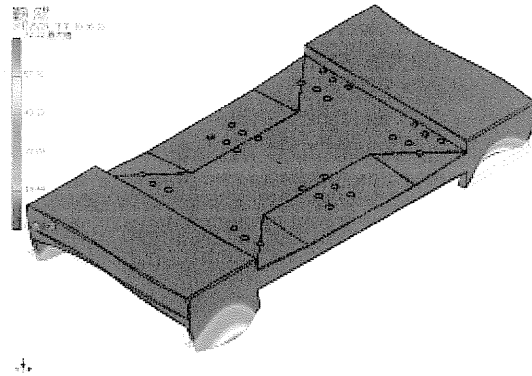


(h)

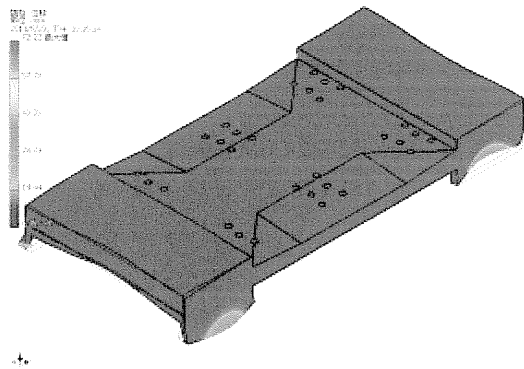
圖 4-6-2 灰口鑄鐵滑座之模態振形及共振頻率，(e)第五模態所呈現之頻率(1142.26Hz)、(f)第六模態所呈現之頻率(1146.09Hz)、(g)第七模態所呈現之頻率(1146.84Hz)、(h)第八模態所呈現之頻率(1186.55Hz)。



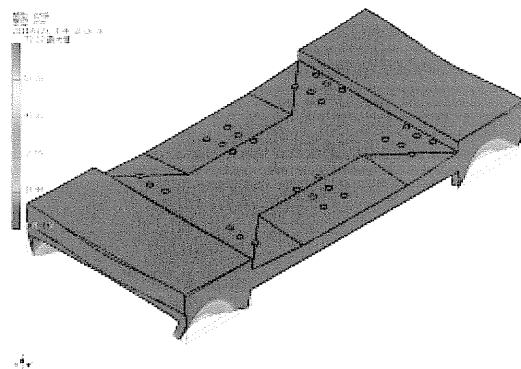
(i)



(j)

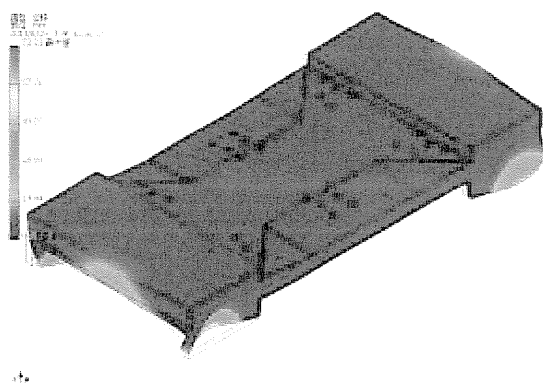


(k)

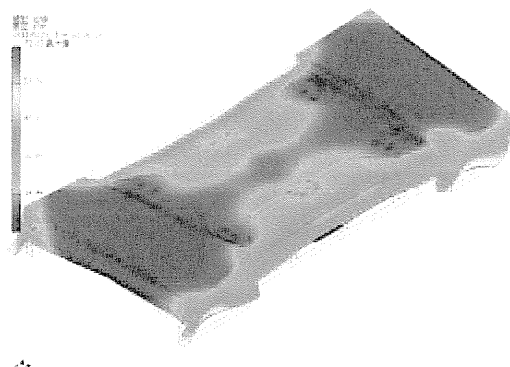


(l)

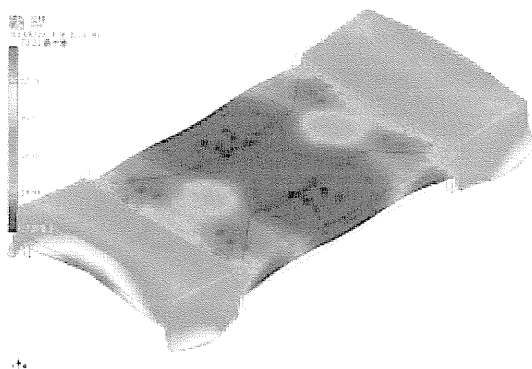
圖 4-6-3 灰口鑄鐵滑座之模態振形及共振頻率，(i)第九模態所呈現之頻率(1598.48Hz)、(j)第十模態所呈現之頻率(1599.84Hz)、(k)第十一模態所呈現之頻率(1688.91Hz)、(l)第十二模態所呈現之頻率(1717.90Hz)。



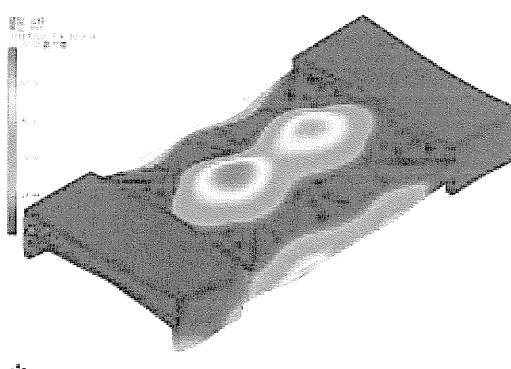
(m)



(n)



(o)



(p)

圖 4-6-4 灰口鑄鐵滑座之模態振形及共振頻率，(m)第十三模態所呈現之頻率(1794.31Hz)、(n)第十四模態所呈現之頻率(1957.70Hz)、(o)第十五模態所呈現之頻率(2073.01Hz)、(p)第十六模態所呈現之頻率(2172.33Hz)。

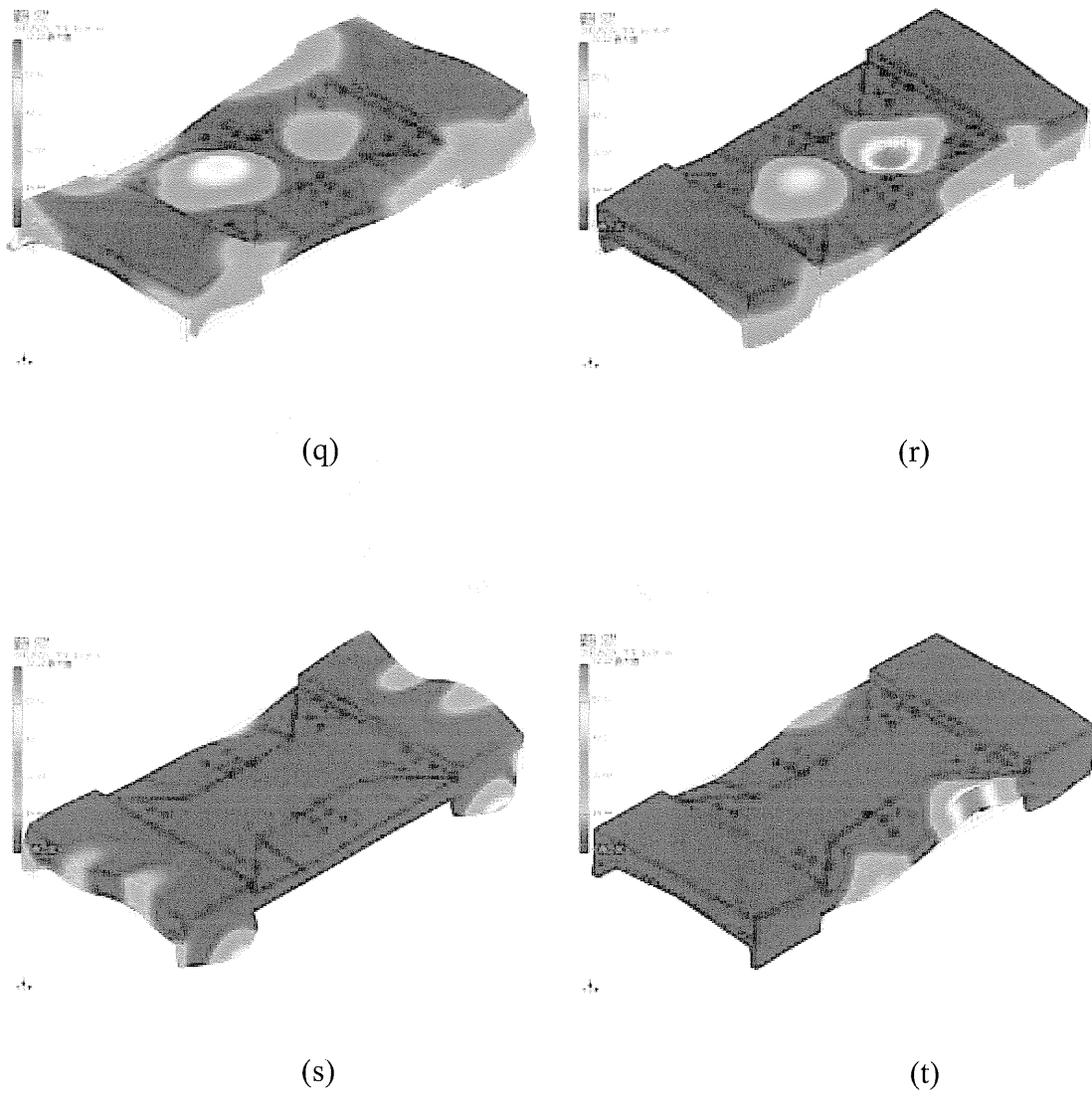
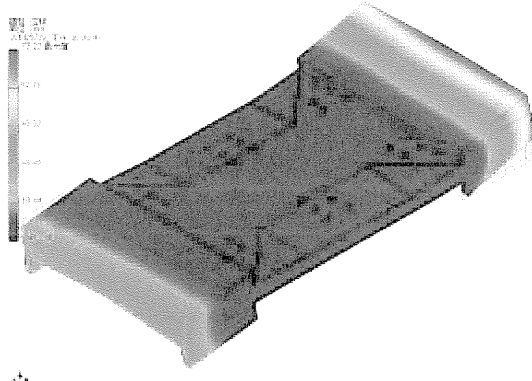
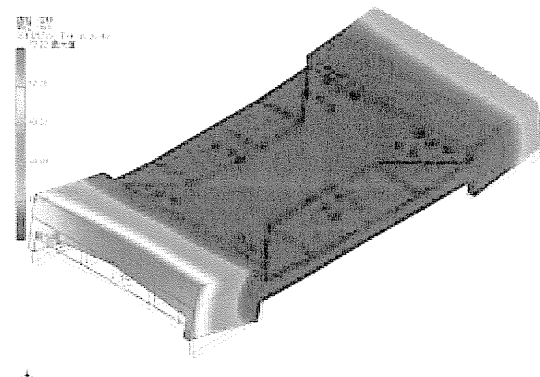


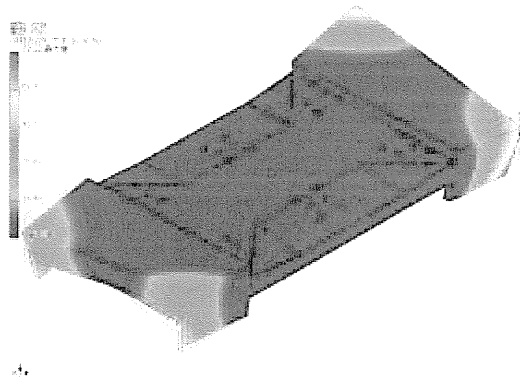
圖 4-6-5 灰口鑄鐵滑座之模態振形及共振頻率，(q)第十七模態所呈現之頻率(2207.02Hz)、(r)第十八模態所呈現之頻率(2224.24Hz)、(s)第十九模態所呈現之頻率(2349.11Hz)、(t)第二十模態所呈現之頻率(2394.22Hz)。



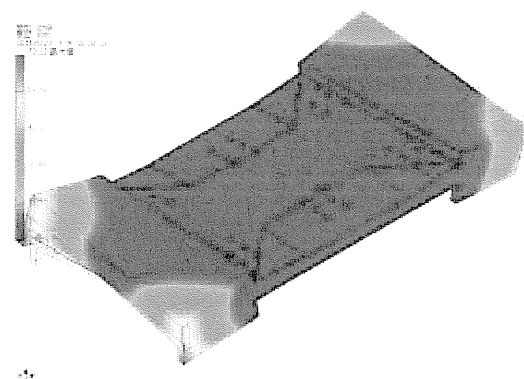
(a)



(b)

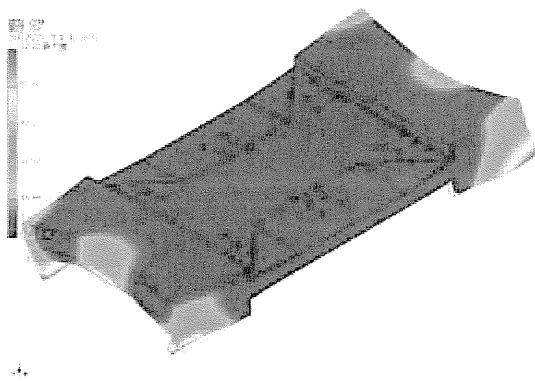


(b)

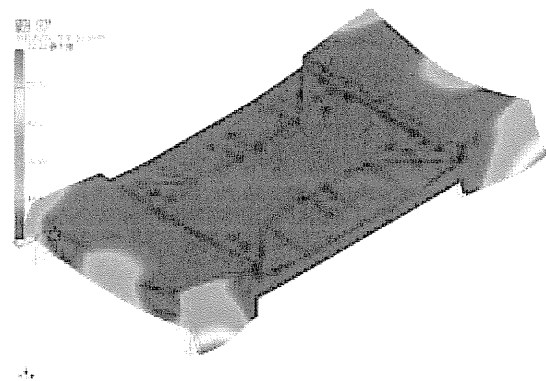


(d)

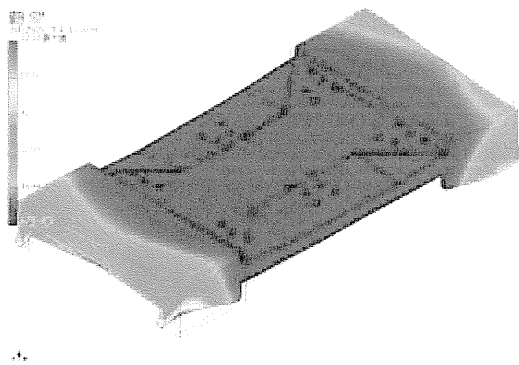
圖 4-7-1 抗振材質滑座之模態振形及共振頻率，(a)第一模態所呈現之頻率(248.34Hz)、(b)第二模態所呈現之頻率(249.81Hz)、(c)第三模態所呈現之頻率(308.57Hz)、(d)第四模態所呈現之頻率(309.43Hz)。



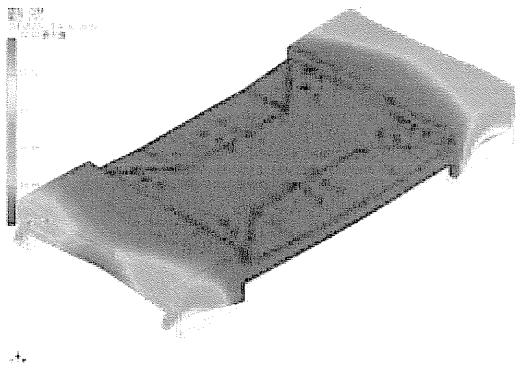
(e)



(f)



(g)



(h)

圖 4-7-2 抗振材質滑座之模態振形及共振頻率，(e)第五模態所呈現之頻率(534.75Hz)、(f)第六模態所呈現之頻率(535.10Hz)、(g)第七模態所呈現之頻率(598.61Hz)、(h)第八模態所呈現之頻率(606.66Hz)。

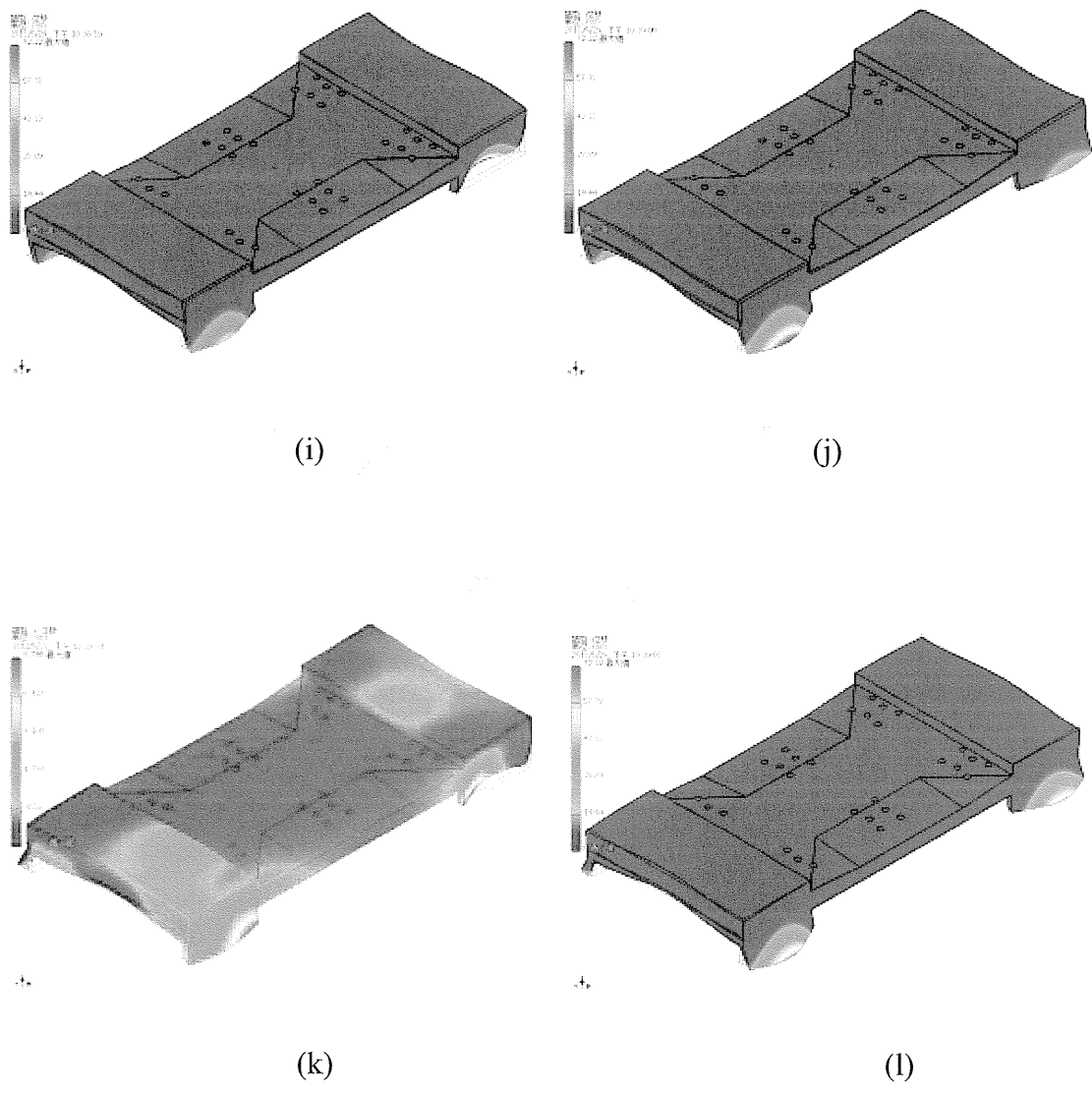
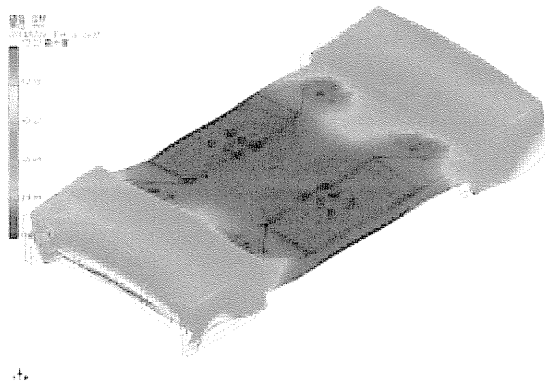
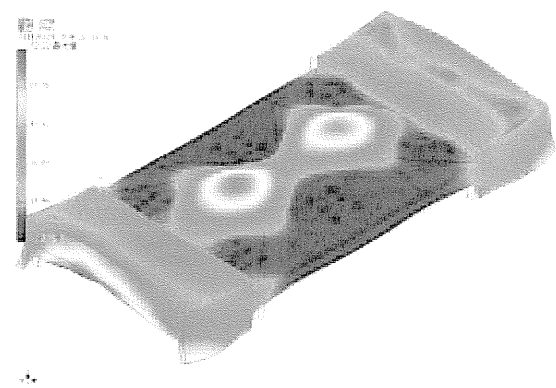


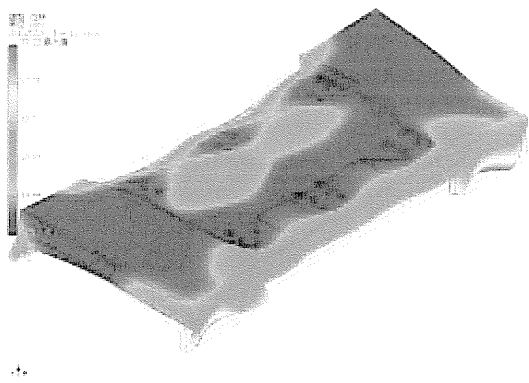
圖 4-7-3 抗振材質滑座之模態振形及共振頻率，(i)第九模態所呈現之頻率 (749.42Hz)、(j)第十模態所呈現之頻率(752.39Hz)、(k)第十一模態所呈現之頻率 (782.33Hz)、(l)第十二模態所呈現之頻率(787.30Hz)。



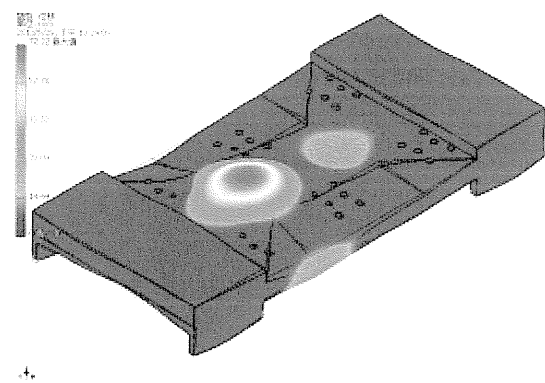
(m)



(n)



(o)



(p)

圖 4-7-4 抗振材質滑座之模態振形及共振頻率，(m)第十三模態所呈現之頻率(963.47Hz)、(n)第十四模態所呈現之頻率(1021.13Hz)、(o)第十五模態所呈現之頻率(1048.93Hz)、(p)第十六模態所呈現之頻率(1050.30Hz)。

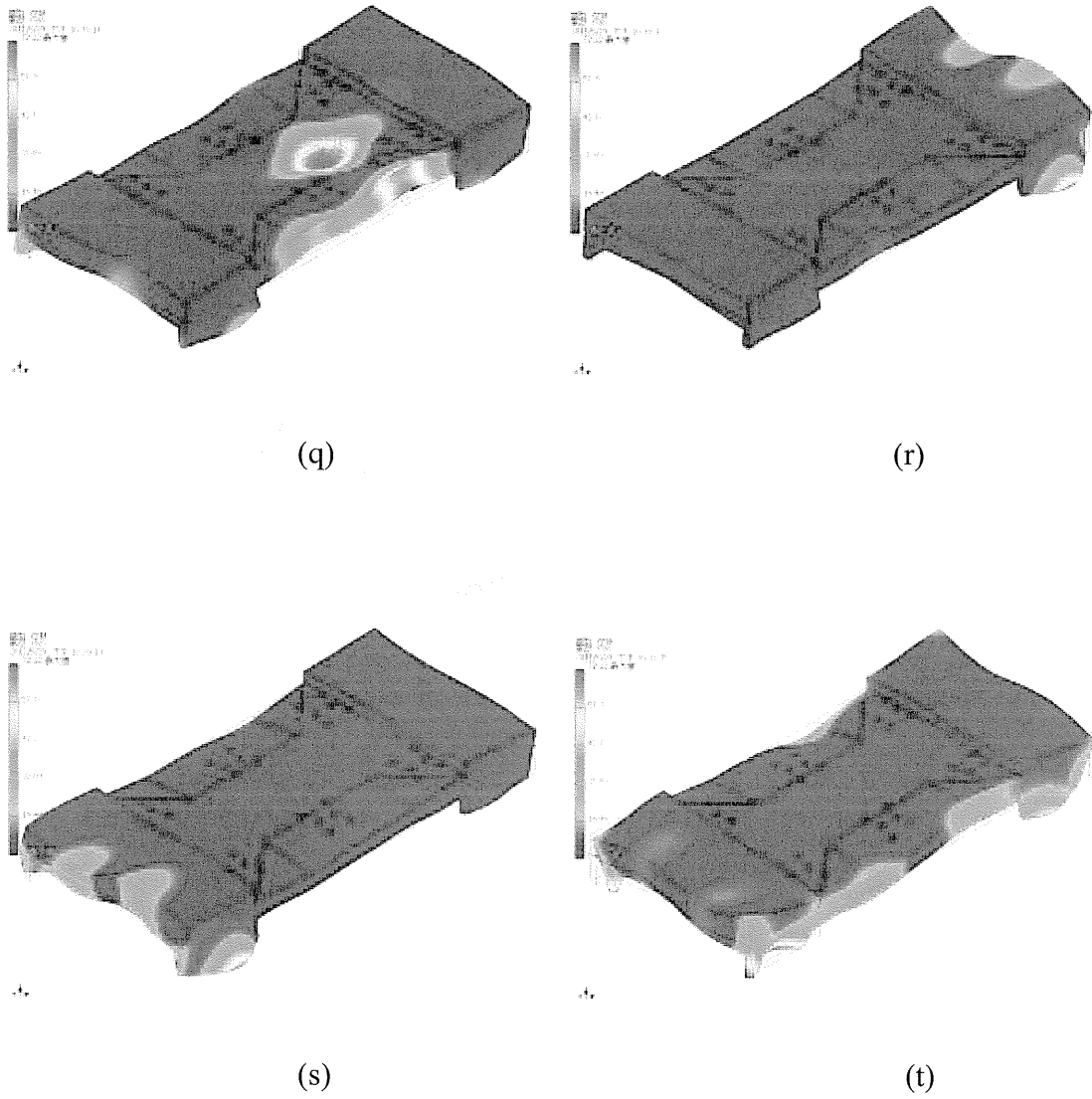


圖 4-7-5 抗振材質滑座之模態振形及共振頻率，(q)第十七模態所呈現之頻率(1056.44Hz)、(r)第十八模態所呈現之頻率(1079.74Hz)、(s)第十九模態所呈現之頻率(1081.43Hz)、(t)第二十模態所呈現之頻率(1118.36Hz)。

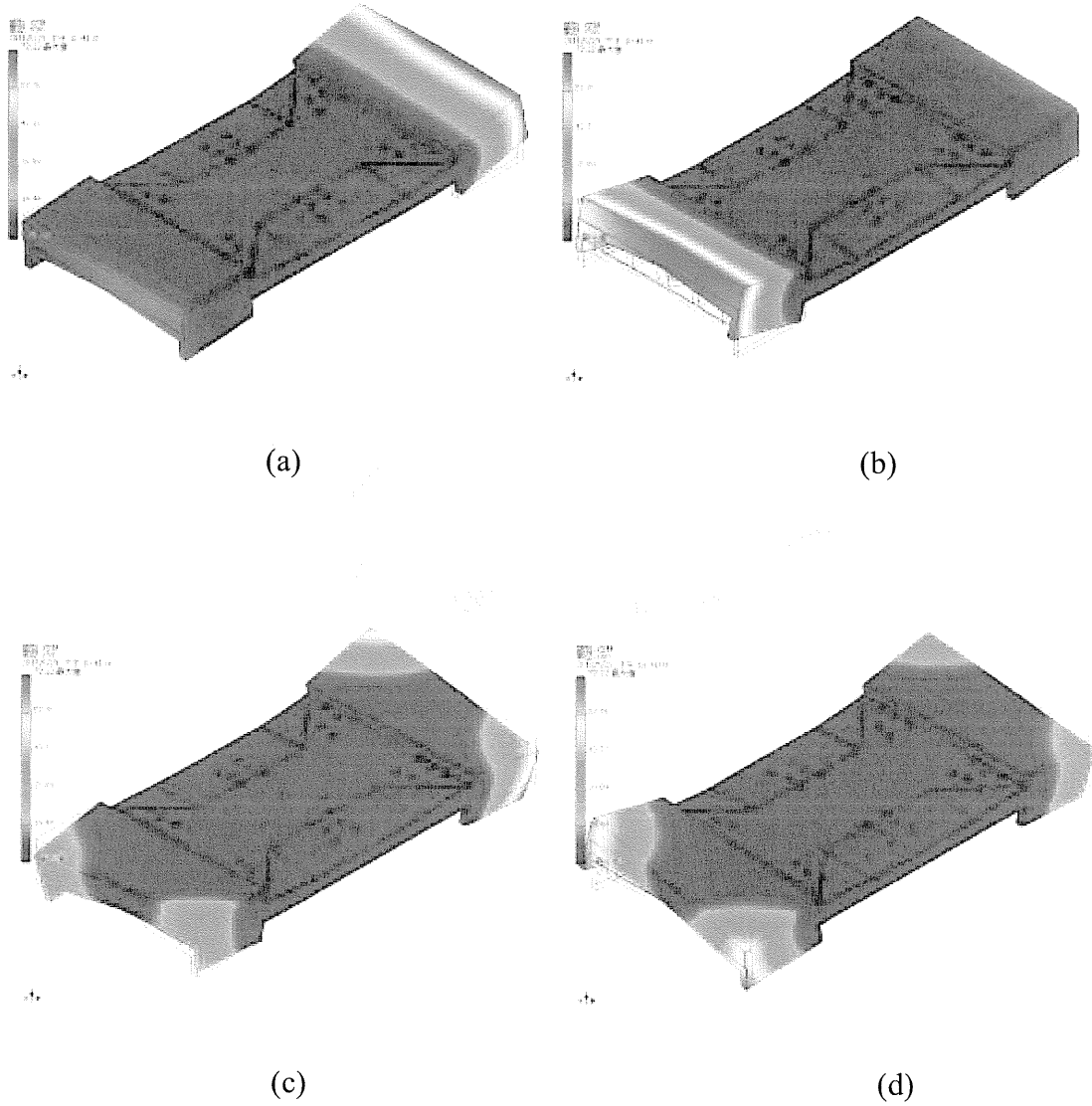


圖 4-8-1 複合材質滑座之模態振形及共振頻率，(a)第一模態所呈現之頻率(468.36Hz)、(b)第二模態所呈現之頻率(471.72Hz)、(c)第三模態所呈現之頻率(573.75Hz)、(d)第四模態所呈現之頻率(576.83Hz)。

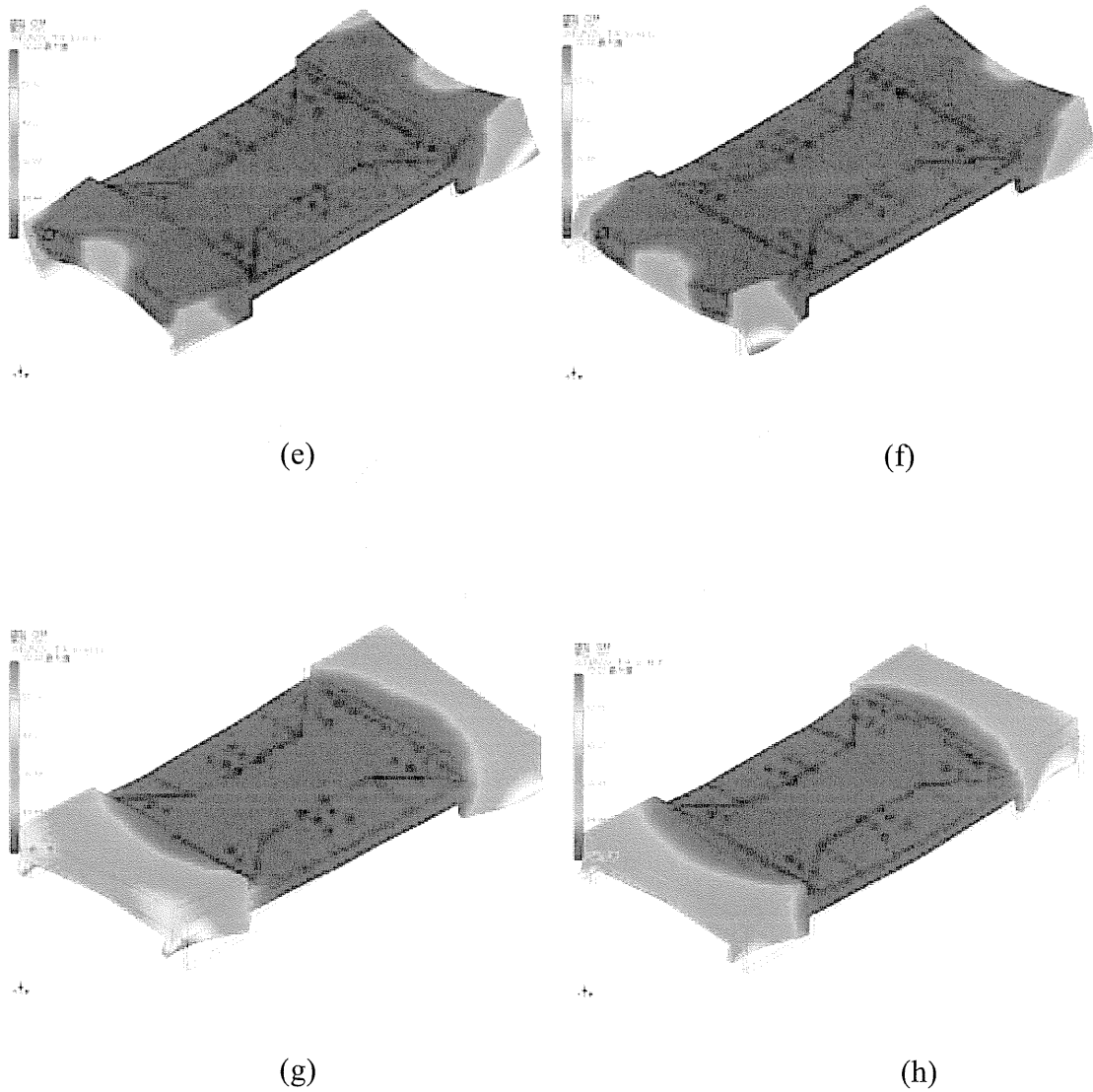


圖 4-8-2 複合材質滑座之模態振形及共振頻率，(e)第五模態所呈現之頻率(1002.30Hz)、(f)第六模態所呈現之頻率(1003.73Hz)、(g)第七模態所呈現之頻率(1042.85Hz)、(h)第八模態所呈現之頻率(1072.56Hz)。

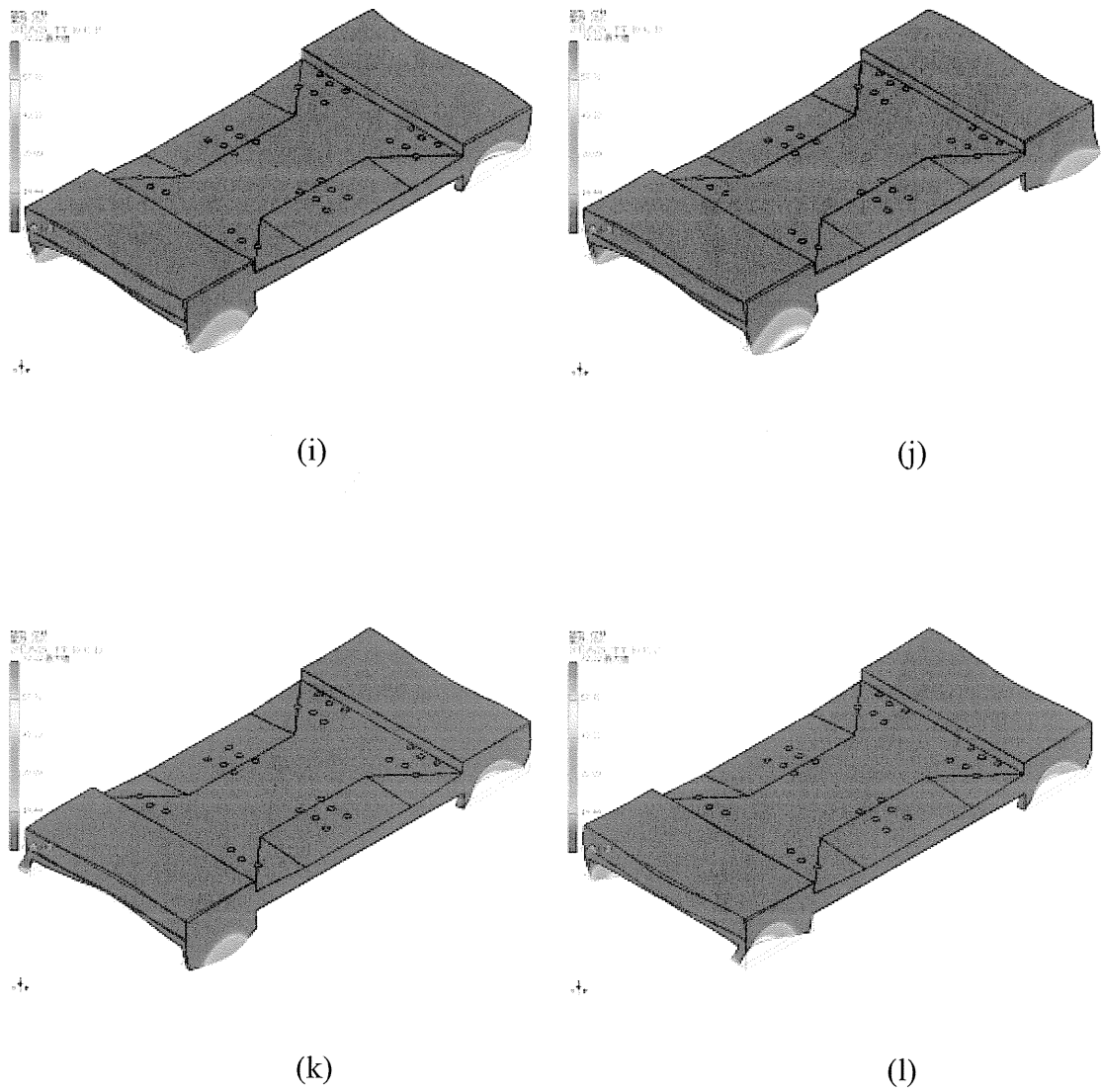


圖 4-8-3 複合材質滑座之模態振形及共振頻率，(i)第九模態所呈現之頻率(1406.12Hz)、(j)第十模態所呈現之頻率(1408.23Hz)、(k)第十一模態所呈現之頻率(1490.86Hz)、(l)第十二模態所呈現之頻率(1502.05Hz)。

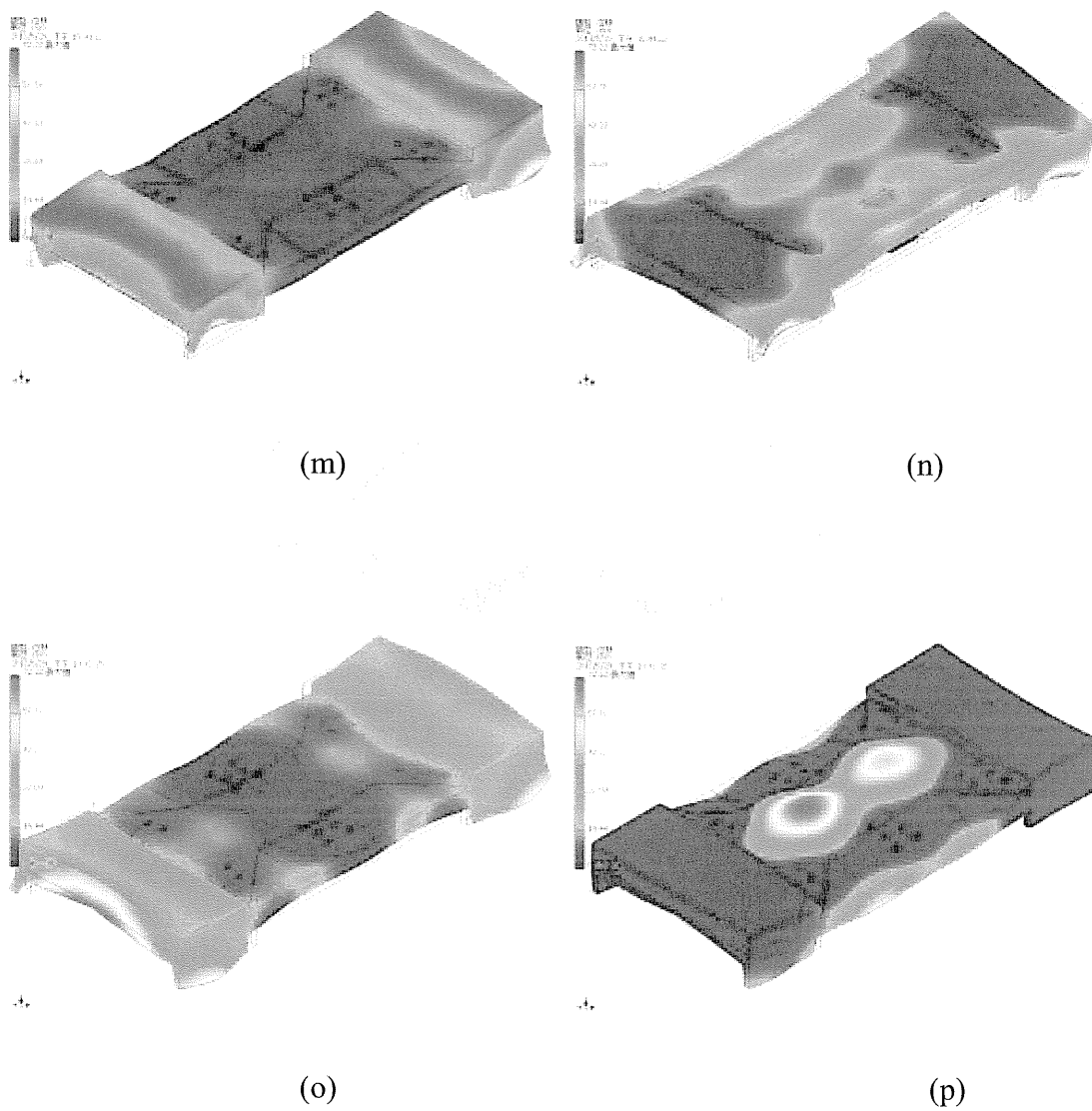


圖 4-8-4 複合材質滑座之模態振形及共振頻率，(m)第十三模態所呈現之頻率(1662.32Hz)、(n)第十四模態所呈現之頻率(1820.94Hz)、(o)第十五模態所呈現之頻率(1868.14Hz)、(p)第十六模態所呈現之頻率(1960.57Hz)。

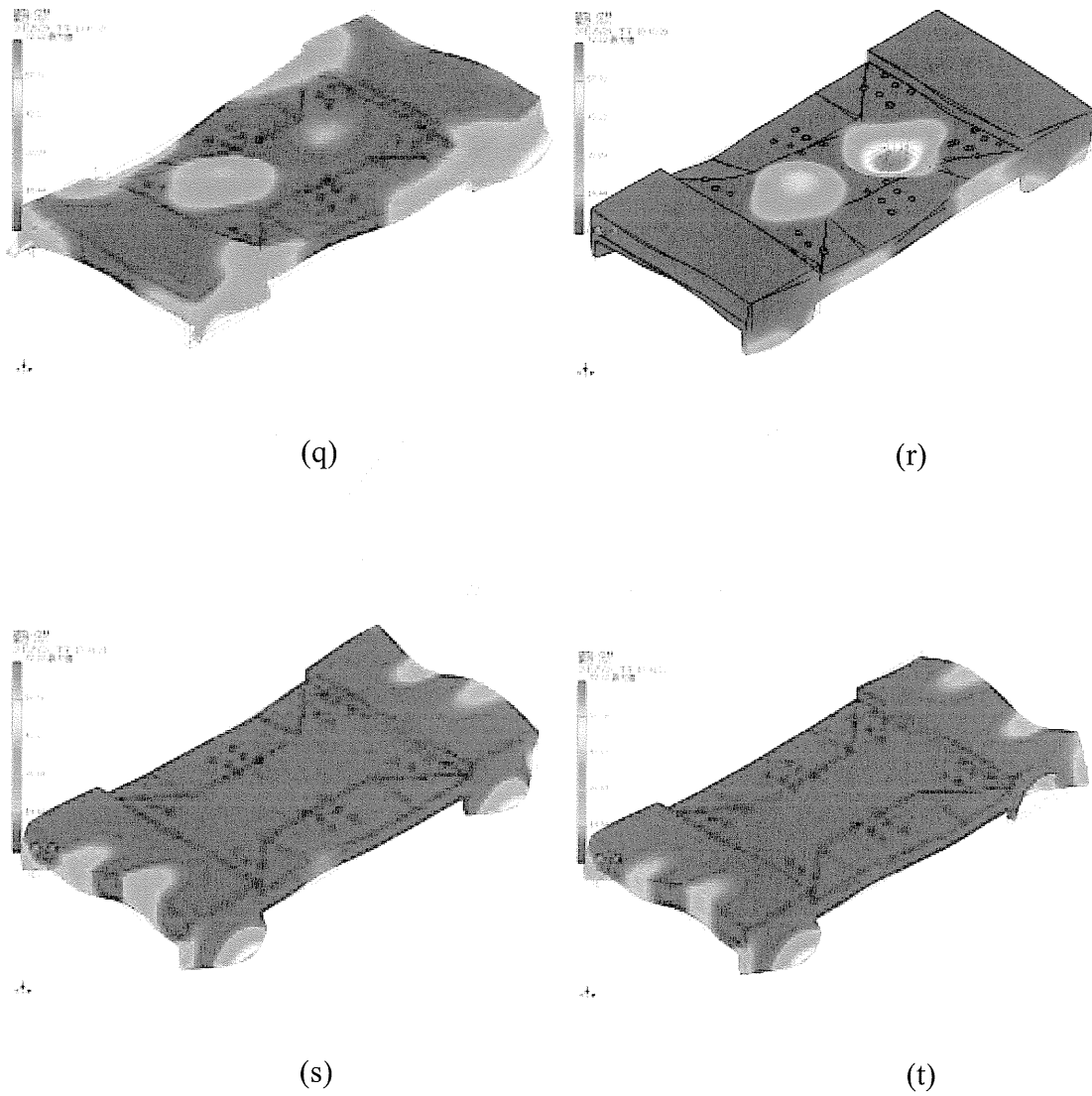


圖 4-8-5 複合材滑座之模態振形及共振頻率，(q)第十七模態所呈現之頻率(1982.88Hz)、(r)第十八模態所呈現之頻率(1989.67Hz)、(s)第十九模態所呈現之頻率(2042.00Hz)、(t)第二十模態所呈現之頻率(2053.56Hz)。

4.4 最佳化分析結果

經本實驗結果顯示表4-3所示，這是不同材質滑座結構靜態與動態分析之結果，

簡單說明如下：

- (a) 灰口鑄鐵:最大變形、最大應力及最低共振頻率，皆比抗振材質及複合材質具有較好的特性，但其重量比抗振材質及複合材質都重。
- (b) 抗振材質:其重量最輕,但最大變形、最大應力及最低共振頻率，皆比灰口鑄鐵及複合材質之特性都來的差。
- (c) 複合材質:其重量、最大變形、最大應力及最低共振頻率，皆介於灰口鑄鐵及抗振材質之間。

表 4-3 綜合比較表

材質	灰口鑄鐵	抗振材質	複合材質 (灰口鑄鐵+抗振材質)
滑座重量(kg)	305.6	100.2	192.4
最大變形(mm)	0.002326	0.021407	0.003731
X 向變形(mm)	0.000641	0.005867	0.001029
Y 向變形(mm)	0.000170	0.001899	0.000312
Z 向變形(mm)	0.000111	0.001033	0.000198
最大應力(MPa)	3.2941	8.6969	3.81903
最小應力(MPa)	0.0003673	0.0007673	0.000657
第一模態(Hz)	521	248.34	468.36
第二模態(Hz)	522.89	249.81	471.72
第三模態(Hz)	647.65	308.57	573.75
第四模態(Hz)	650.92	309.43	579.83

第五章 結論

模擬分析比較結果，我們發現採用複合材質於滑座結構設計，與灰口鑄鐵材質滑座比較其靜態剛性與動態剛性在伯仲之間，所以複合材質有較灰口鑄鐵材質以及抗震材質能更符合滑座設計目標。所以本文提出的五軸工具機載重件結構最佳化設計流程，採用複合材質進行滑座最佳化設計，依照設計流程求得滑座最佳化設計，不僅能有效增加最低共振頻率值，且能有效降低最大變形量及重量，並能節省材料成本，控制研發預算。

參考資料

- [1]Dawe, D. J. “Matrix and Finite Element Displacement Analysis of Structures”
Clarendon Press-Oxford University Press, New York,1984.
- [2]Bathe, K. J., “Finite Element Procedures in Engineering Analysis,”Prentice-Hall,
1982.
- [3]William, B., “A First Course in the Finite Element Method,”McGraw-Hill College,
1994.
- [4]Moaveni, S., “Finite Element Analysis: Theory and Application with ANSYS,”
Upper Saddle River, 1999.
- [5]Singiresu, S., “The Finite Element Method in Engineering,”Buttrworth-Heinemann,
1999.
- [6]翁嘉駿，工具機動件結構最佳化設計與分析，碩士論文，中央大學機械工程研
究所，pp.1-38，2005。
- [7]卓義順，工具機門型結構之動態特性研究，碩士論文，國立勤益科技大學機械
工程研究所，pp.9-25，2007。
- [8]陳世杰，門型加工中心機結構最佳化，碩士論文，逢甲大學材料與製造工程研
究所碩士在職專班，pp.22-65，2003。
- [9]黃正輝，五軸工具機高速進給機構設計與改良，碩士論文，國立清華大學動力

- 機械工程研究所，pp.71-91，2003。
- [10] 馮健威，工具機之模態測試與性能改善，碩士論文，長庚大學機械工程研究所，pp.11-45，2008。
- [11] 劉導淳，有限元素法應用於龍門磨床之結構動態分析，第五屆振動與噪音工程學會學術研討會，中山科學研究院第二所第三班，pp.303-313，1997。
- [12] 張清圳，機床結構動態特性分析與優化設計，碩士論文，中原大學機械工程研究所，pp.1-76，2004。
- [13] 陳明雄，工具機床台異性材料動態特性分析，碩士論文，國立台灣科技大學機械工程研究所，pp.1-40，2001。
- [14] 陳俊佑，直昇機腳架之最佳化設計，碩士論文，成功大學航空太空工程研究所，pp.9-16，2004。
- [15] 楊清程，CNC 工具機結構分析與最佳化評估，碩士論文，中原大學機械工程研究所，pp.6-157，2001。
- [16] 杜諺泊，光碟機防振阻尼器動態特性分析與驗證，碩士論文，國立清華大學動力機械工程所，pp.5-31，2004。

個人簡歷

姓名：羅竣鴻

籍貫：台灣省台中縣

出生日期：民國 70 年 10 月 27 日

學歷：民國 83 年畢業於豐村國小

民國 86 年畢業於豐東國中

民國 89 年畢業於新民商工機械製圖科

民國 91 年畢業於國立聯合技術學院機械工程科設計組

民國 100 年畢業於國立勤益科技大學電子工程研究所光機電產碩班

經歷：邦泰複合材料股份有限公司 模具廠 CAD/CAM 工程師

現職：嵩富機具廠有限公司 設計工程師

通訊處：台中市豐原區水源路 343 巷 14-3 號

發表論文：

陳文淵, 羅竣鴻, ” 五軸工具機載重件結構最佳化設計與分析” , 第六屆智慧生活科技

研討會 ILT2011 , pp. 2112-2116 , 2011 。

