

自行車模態特性與行駛於凸起路面之暫態響應分析

Modal Characteristics of Bicycle and Transient Response Analysis for Running on a Bump Road

王栢村 陳昱成

Bor-Tsuen Wang, Yu-Cheng Chen

國立屏東科技大學機械工程系

Department of Mechanical Engineering

National Pingtung University of Science and Technology

E-mail: wangbt@mail.npust.edu.tw

摘要

自行車行駛於路面之模擬分析需要有適當之動態分析模型，本文發展一個自行車之平面對稱動態模型，以模擬行駛於凸起路面之分析，並探討數學模型化之假設，以能合理建構自行車數學模型，接著基於此數學模型，可據以建立自行車之有限元素模型，俾於有限元素分析軟體應用。首先分別進行自行車於自由邊界與放置於地上及有無騎乘者之模態分析，可求得並比較其振動模態特性之差異。另外，也探討自行車行駛於半正弦波凸起路面之暫態響應分析，以求得不同行進速度下之座位與輪軸位移，以及車架結構應力。結果顯示，車速愈快則系統之各項響應就愈大。本文探討自行車行駛狀況之模態分析，特別考慮了半正弦波凸起路面，也完整探討自行車之模態特性，所發展之自行車動態模型與有限元素模型，未來經實驗驗證也可應用於其他響應分析。

關鍵字：車輛動態模型、模態分析、暫態響應分析

Abstract

The proper dynamic model is required for the bicycle analysis in riding conditions. This work develops a plane symmetric dynamic riding model for the simulation of the bicycle running on a bump road. The assumptions in modeling are described to show the reasonable approach in constructing the mathematical model. The finite element (FE) model base on the bicycle

mathematical model can then be constructed for the use in FE software. First, the modal analyses on the bicycle considering both the free boundary and on the ground, respectively, are performed to obtain and compare their modal characteristics. Second, the transient response analysis of the bicycle running on the half-sine bump is also presented to determine the seat and tire displacement response as well as the frame structural stresses for different bicycle speeds. Results show the higher bicycle speed generally results in the higher response. This work presents the modeling technique for the bicycle in running condition, in particular for the half-sine bump. The modal characteristics of the bicycle can be well interpreted. The developed mathematical model and its corresponding FE model are to be verified by experiments and can then be further applied to other analysis.

Keywords: Vehicle Dynamic Model, Modal Analysis, Transient Response Analysis

1. 前言

在節能環保的風潮下，各式各樣低油耗或免油耗的交通工具，就成為越來越多人的代步選擇，所以自行車行駛於各種不同路面狀況之舒適性需求也跟著提高，因此，可利用電腦輔助工程分析（computer aided engineering, CAE）技術，探討自行車行駛於路面之模擬分析，並能夠有效獲得此自行車結構之位移變形量和應力情況。

在王栢村與吳焜熙 [1] 建立單自由度振動系統有限元素分析方法，在典型振動四種分析包括模態分析、簡諧響應分析、暫態響應分析、頻譜響應分析，並建構有限元素模型，以分析軟體求解與理論分析所求得之解互相比對，可作為車輛動態系統之參考。王栢村等人 [2] 建立一全聯結車動態模型，以有限元素方法建立對應之有限元素模型，並推導其運動方程式，可發現分析結果與理論分析結果是相吻合的，所建構之動態模型與其分析步驟，可提供相關之車輛動態分析之參考。王栢村 [3] 利用四分之一車體與一半車體及全車體的數學模型，探討陸地行駛品質分析之方法步驟與流程針對單自由度與多自由度振動問題解析整理，有助於車輛行駛品質分析之參考依據。本文則模擬建立一自行車之數學模型以能探討行駛於凸起路面之響應分析。

胡惠文等人 [4] 提出利用有限元素之方法，透過實驗模態分析來驗證有限元素分析模型，來確認分析之合理性及正確性，藉由此法可以瞭解車體結構振動特性分析，進而改善車體結構強度。林暉等人 [5] 提出車輛之轉向安全性，主要改變懸吊系統之相關參數，對於車輛轉向安全性的影響，也探討車輛行進時，會因為車輛之重心、懸吊系統及不同路面狀況之改變而發生變化，故針對懸吊系統參數加以探討。

胡惠文等人 [6] 應用 CAE 技術，分析探討整車翻覆時與地面碰撞後所產生之結構變形、應力應變以及應變能的分佈情形，並探討車身有無地枕結構、以及整車含乘客質量的影響，發現加入地枕有利於分攤結構碰撞的內能，並降低整車結構的總內能。在大客車車體結構之剛性與應力分析中，胡惠文等人 [7] 針對結構剛性結構強度影響車子安全性探討，顯示在不同路面負載條件下，懸吊系統對結構強度之影響，說明懸吊系統補強的重要性。在 Richard and Champoux [8] 利用傳統模態分析、操作模態分析 (OMA) 以及操作變形振型 (operatal deflection shape, ODS) 對自行車進行騎乘舒適度探討，分別求得自行車之自然頻率與模態振型並比較，發現自行車前輪結構為主要影響騎乘之舒適度。張偉倫等人 [9] 以實驗方式對兩款不同自行車，利用國際標準 ISO 2631-1、ISO 2631-5 及 ISO 5349-1 進行探討騎乘自行車時，振動對人體舒適性、健康及手部局部暴露之影響，並提出合理的容許暴露時間來確保避免振動造成人體健康之危害。McKenna 等 [10] 應用單一方向負載疲勞測試方法進

行評估自行車手把之疲勞壽命，其結果能獲得手把最大負載，讓自行車手把設計通過各項測試法規。

本文將探討一自行車行駛於凸起路面狀況之模擬分析，首先進行自行車數學模型化 (mathematical modeling)，再藉由有限元素法 (finite element method, FEM) 建立對應之自行車有限元素模型，並使用 ANSYS 軟體 11.0 版來分析，包括：模態分析和暫態響應分析。以所建構之有限元素模型進行模態分析，包括：自由懸吊無人和放置地上分別做有無騎乘者總共三種狀況之分析，另外暫態響應分析係針對自行車行駛於半弦波路面進行分析，並有效獲得自行車模擬實際凸起路面狀況之自行車各部位的位移變形量和應力情況。所建構之模型，未來也可應用到其他如不規則路面之分析。

2. 自行車結構數學模型化

本文擬探討自行車行駛於不同路面狀況之動態分析，圖 1(a) 為假設之自行車實體結構，其車架薄管樑結構所組成，並假設每根樑之長度為 $L_F = 0.4 \text{ m}$ ，前後輪距 $L_w = 0.8 \text{ m}$ ，管外徑為 D 為 0.05 m ，內徑為 $d = 0.048 \text{ m}$ ，材料之楊氏係數為 $200 \times 10^9 \text{ N/m}^2$ ，密度為 $7,850 \text{ kg/m}^3$ ，由於採用 2D 平面幾何做分析，故假設自行車架為左右對稱之平面桁架結構。為建立此自行車行駛於路面之動態模型 (Dynamic Model)，擬建立其數學模型之考慮如下：

- (1) 能分析求得自行車於自由邊界與放置於地面上騎乘者質量效應之結構模態參數，包括：自然頻率及模態振型。
- (2) 將所建構模型能以有限元素分析軟體 ANSYS 11.0 版去進行後續分析。
- (3) 能應用此模型探討自行車行駛於不同路面之響應分析，本文將模擬行駛於半正弦波凸起路面。
- (4) 同時也能夠應用於其他行駛路面狀況，如連續簡諧波路面及隨機路規則路面等。

為建立如圖 1(a) 一實際自行車之數學模型，步驟說明如下：

- (1) 定義質塊元件：自行車架為平面桁架結構，在建構模型採用薄樑之假設，所以利用車架之點來設定集中質塊之位置。以集中質塊模擬座位 (m_s)、把手 (m_h)、踏板 (m_p)、前輪 (m_f)、後輪 (m_r)，若考慮騎乘者質量為 $m_b = 60 \text{ kg}$ ，其質量分佈於

座位 ($m_{bs} = 50 \text{ kg}$) 和手把 ($m_{bh} = 2 \text{ kg}$) 與踏板 ($m_{bp} = 8 \text{ kg}$)。

- (2) 定義連接元件：即以彈簧與阻尼元件，分別模擬質塊之相接如圖 1(b) 以 k_s 、 c_s 模擬座位與車架連接，以 k_{jf} 、 c_{jf} 及 k_{jr} 、 c_{jr} 分別模擬輪胎及車架與地面之連接，其中，參考圖 1(b) 假設輪胎與輪框為剛體，故以彈簧及阻尼元件來模擬輪胎。
- (3) 定義系統自由度：若考慮桁架為剛體，則為一多自由度系統，各集中質塊自由度如圖 1(b) 所示，包括：座位 (x_s)、車架座位處 (x_{fs})、手把 (x_h)、前後輪胎 (x_{jf} 、 x_{jr})、踏板 (x_p)，本文將以 CAE 軟體考慮車架為彈性體，將以薄樑元素架構進行分析，此模型為連續系統與離散系統之耦合模型。
- (4) 定義輸入與邊界條件：圖 1(b) 所示地面之位移輸入為 y_f 及 y_r ，分別為前、後輪路面之位移輸入，若 $y_f = 0$ ， $y_r = 0$ ，即為自行車放置於地面之邊界條件。

本節以系統化步驟，對圖 1(a) 之實際自行車結構，建構數學模型，定義了如圖 1(b) 之左右對稱自行車動態模型，可以達到前述數學模型建立之考慮因素。

本文有兩大分析目標，包括：第一為模態分析，求得自行車於自由邊界及放置於地面考慮有無騎乘者之自行車模態特性，將在第 3 節討論分析。第二為自行車行駛於半正弦波凸起路面之暫態響應分析，將於第 4 節討論其有限元素模型之建構與分析結果。

3. 自行車之模態分析

一般自行車行駛於道路時，車架都會因路面狀況而產生結構振動，並產生該結構之自然頻率引發之動

態效應，故採用模態分析來獲得模態參數，包括：自然頻率、模態振型。本節將使用圖 2 有限元素模型模擬無騎乘者懸吊自由邊界，可做為爾後在實驗模態分析 (experimental modal analysis, EMA) 自由邊界下所得之模態參數進行模型驗證之參考，另外，模擬自行車放置地上分別以有無騎乘者質量效應求得其模態參數，可瞭解自行車行駛於路況之響應分析互相對應。三種模型之模態分析所獲得之模態參數，可做為未來實驗模態分析模型驗證之依據。

3.1 模態分析之有限元素模型

圖 3 為自行車模態分析之有限元素模型示意圖，首先將模擬無人之懸吊自由邊界 (Free, F) 進行模態分析，圖 3(a) 之邊界情況位置 A 所示，無任何位移限制條件；另外模擬自行車有騎乘者 (Ground Body, GB) 及無騎乘者 (Ground, G) 質量效應，並使兩個輪胎模擬停放於路面之邊界情況，如圖 3(b) 位置 B 所示，而自行車輪胎接觸路面之邊界條件分別為前輪垂直方向固定 ($v = 0$)，則後輪為垂直和水平方向完全固定 ($u, v = 0$)，由這三種分析結果去獲得比較模態參數，包括自然頻率、模態振型。因此，為進行如圖 1(b) 自行車數學模型之有限元素分析，本文採用 ANSYS 軟體進行模態分析，首先建構對應於圖 1(b) 之有限元素模型如圖 2 及圖 3 所示說明如下：

- (1) 元素形式：圖 2(a) 為自行車數學模型是由樑結構、質塊、彈簧及阻尼元件所構成，故架構有限元素模型之元素選用敘述如下：
 - A. 圖中粗線即為二維樑元素：因自行車車架是由許多樑結構所組成故採用二維樑元素 (Beam3)，自由度為 u 、 v 、 θ_z 三個，而幾何

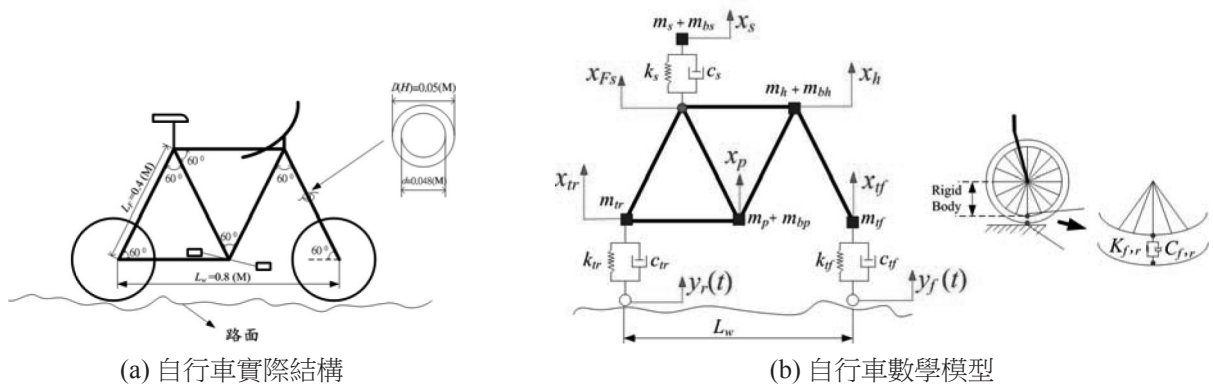


圖 1 自行車結構

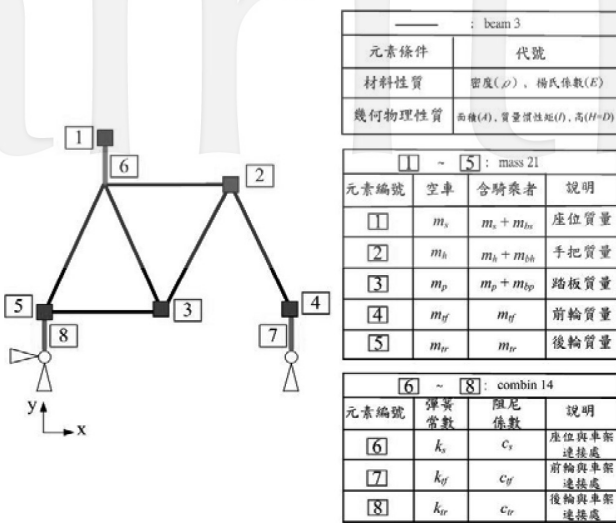


圖 2 自行車之有限元素模型

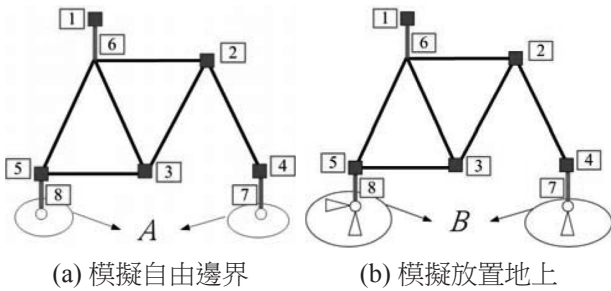


圖 3 模態分析之有限元素模型示意圖

物理性質為管件截面積 (A) 和高 (D) 以及慣性矩 (I)，材料性質只需提供楊氏係數 (E) 和密度 (ρ)，因為模型採用由上而下架構，故可利用 Lines Mesh 將每段分割成 50 等分大小，對於分析結果也會更為精確，樑元素共有 300 個。

- B. [1]~[5] 元素為二維質量元素：自行車坐墊、手把、腳踏板、前後輪胎以及騎乘者之質量都採用二維質量元素 (Mass21)，故自由度為 u 、 v 兩個，幾何物理性質只需設定質量 (m)，材料性質無需設定。若考慮騎乘者需加入其質量效應，如圖 2 右邊表格所示。
- C. [6]~[8] 元素為二維線性彈性阻尼元素：由於自行車坐墊、前後輪胎之質量與車架連接採用二維線性彈簧阻尼元素 (Combin14) 來組成符合實際結構，故自由度為 u 、 v 兩個，幾何物理性質為彈簧常數 (k) 和阻尼係數 (c)，材料性質無需設定。

- (2) 邊界條件：分別為自由邊界及放置於地面上兩種，如圖 3(a) 及 3(b)，由放置於地面上之狀況，其自行車輪胎接觸路面之位置分別為前輪垂直方向 ($v = 0$)，則後輪為完全固定 ($u, v = 0$)；自由邊界時，則無需任何設定。
- (3) 負荷條件：進行模態分析時，免設定，而根據不同響應預測分析，分別有不同負荷條件，將於第 4 節進行詳細說明。

3.2 不同邊界之模態特性探討

本研究探討自行車針對三種不同邊界狀況，以有限元素方法，分別進行模態分析，由結果所得之自然頻率與模態特性，本文以表 1 圖示作為代表，綜合討論如下：

- (1) 表 1 自行車放置地面之邊界方式，可獲得空車比有騎乘者之自然頻率都來的較高，其判斷可能是有質量效應之關係所導致。另外以自由邊界進行空車之自由懸吊方式，其自然頻率都比前兩種方式來的更高，即可瞭解邊界條件也會影響結構之自然頻率。
- (2) 一般而言，若理論分析與實驗所得之振型有良好關聯性，則模態保證指標 (modal assurance criterion, MAC) 數值會接近 1，而 MAC 值小於 0.05 則表示理論與實驗之振型有良好之正交性。本研究是採理論分析做不同邊界條件與負荷之模態比較，觀察表 2-4 之 MAC 數值，結果顯示，最大數值為 0.9 發生於表 2 之 Free 和 Ground，其模態特性都是座位 Y 方向上下平移，而小於 0.7 數值有兩個模態各產生於表 3 之 Free 和 Ground + Body 和表 4 之 Ground 和 Ground + Body，判斷原因為騎乘者質量效應之影響，其餘模態之 MAC 數值皆高於 0.7。
- (3) 從這幾個模態特性可以發現不同頻率下，模態振性都會不同，其只有在不同邊界或負荷情況下，會出現少數相同之模態振型，由此現象可作為未來進行模型驗證之依據。

表 1 自行車不同邊界狀態之模態特性總表

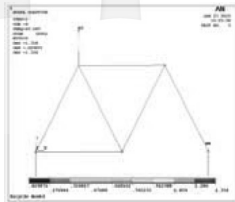
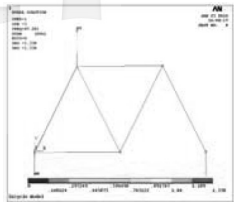
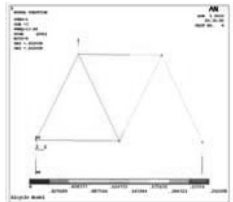
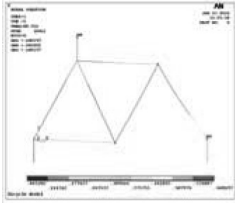
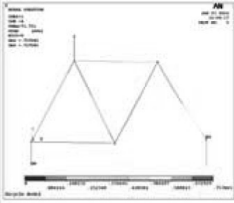
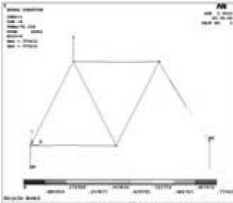
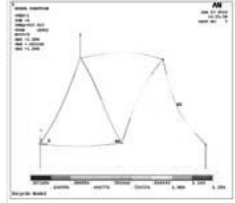
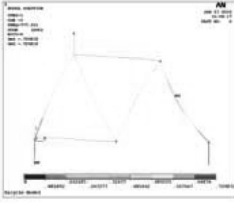
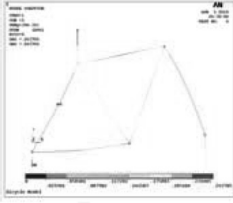
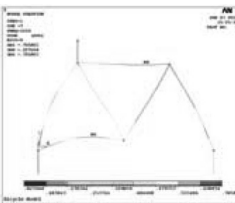
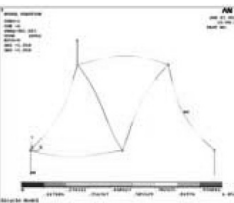
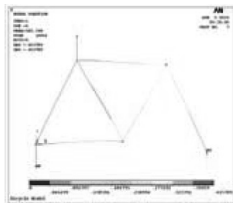
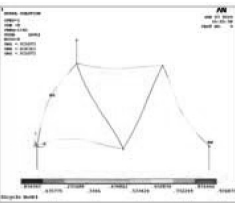
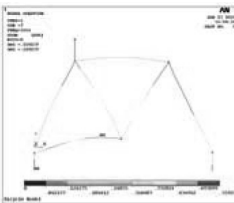
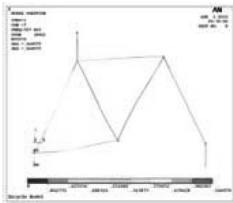
Free	Ground	Ground + Body
<p>F-01_47.1 (Hz)</p>  <p>座位：Y 方向上下平移</p>	<p>G-01_47.3 (Hz)</p>  <p>座位：Y 方向上下平移</p>	<p>GB-01_13.8 (Hz)</p>  <p>整車：Y 方向上下平移剛體模態</p>
<p>F-02_88.9 (Hz)</p>  <p>前、後輪：X 方向前後對稱擺動</p>	<p>G-02_73.8 (Hz)</p>  <p>前輪：X 方向前後平移</p>	<p>GB-02_70.6 (Hz)</p>  <p>前輪：X 方向前後平移</p>
<p>F-03_958.0 (Hz)</p>  <p>車架每支樑之側向彎曲</p>	<p>G-03_777.3 (Hz)</p>  <p>車架每支樑之側向彎曲， 座位 X 方向前後擺動</p>	<p>GB-03_390.3 (Hz)</p>  <p>整車：θ_z 方向前傾模態</p>
<p>F-04_1010.0 (Hz)</p>  <p>整車：Y 方向彎曲模態</p>	<p>G-04_981.0 (Hz)</p>  <p>車架每支樑之側向彎曲</p>	<p>GB-04_585.3 (Hz)</p>  <p>前輪：Y 方向上下平移</p>
<p>F-05_1140.9 (Hz)</p>  <p>車架每支樑之側向彎曲， 後輪 Y 方向上下平移</p>	<p>G-05_1016.3 (Hz)</p>  <p>踏板：Y 方向上下平移</p>	<p>GB-05_727.5 (Hz)</p>  <p>後輪：Y 方向上下平移</p>

表 2 Free 和 Ground 之模態比較

Free		Ground		自然頻率比較 (%)	MAC
mode	Hz	mode	Hz		
F-01	47.047	G-01	47.281	0.497375	0.996811
F-02	88.916	G-02	73.751	-17.0554	0.791862
F-04	1,010	G-03	777.25	2.407199	0.877854
F-05	1,140.9	G-04	981.02	0.623762	0.759839

表 3 Free 和 Ground + Body 之模態比較

Free		Ground + Body		自然頻率比較 (%)	MAC
mode	Hz	mode	Hz		
F-01	47.047	GB-01	13.82	-70.6251	0.59023
F-02	88.916	GB-02	73.751	-17.0554	0.791862
F-04	1,010	GB-03	777.25	2.407199	0.877854
F-05	1,140.9	GB-04	981.02	0.623762	0.759839

表 4 Ground 和 Ground + Body 之模態比較

Ground		Ground + Body		自然頻率比較 (%)	MAC
mode	Hz	mode	Hz		
G-01	47.281	GB-01	13.82	-70.7705	0.643036
G-03	777.25	GB-03	390.32	-49.7819	0.867898
G-04	1,010	GB-03	777.25	2.407199	0.877854
G-05	1,140.9	GB-04	981.02	0.623762	0.759839

4. 自行車行駛於凸起路面之暫態響應分析

本節探討暫態響應分析，主要是在進行模擬自行車行駛於半正弦波凸起路面之時間域響應分析如圖 4 所示，可分析獲得自行車模擬實際凸起路面狀況之自行車各部位的位移變形量和車架結構應力情況。

4.1 半正弦凸起路面

由圖 4(a) 之半正弦波凸起路面空間域 $y(x)$ 示意圖，可表示如下：

$$y(x) = \begin{cases} Y \sin \frac{2\pi}{L} x, & 0 < x \leq \frac{L}{2} \\ 0, & x > \frac{L}{2} \end{cases} \quad (1)$$

考慮自行車以車速 V ，行駛於凸起路面如圖 4(b)，求得時間域之前輪位移輸入如下：

$$y_f(t) = \begin{cases} Y \sin 2\pi \frac{V}{L} t, & 0 < t \leq \frac{T_0}{2} \\ 0, & t > \frac{T_0}{2} \end{cases} \quad (2)$$

其中，

$$T_0 = \frac{L}{V}, f = \frac{1}{T_0} = \frac{V}{L} \quad (3)$$

而後輪之位移輸入由圖 4(c) 可得：

$$y_r(t) = y_f(t - \tau) = \begin{cases} 0, & 0 < t \leq \tau \\ Y \sin 2\pi \frac{V}{L} (t - \tau), & \tau < t \leq \tau + \frac{T_0}{2} \\ 0, & t > \tau + \frac{T_0}{2} \end{cases} \quad (4)$$

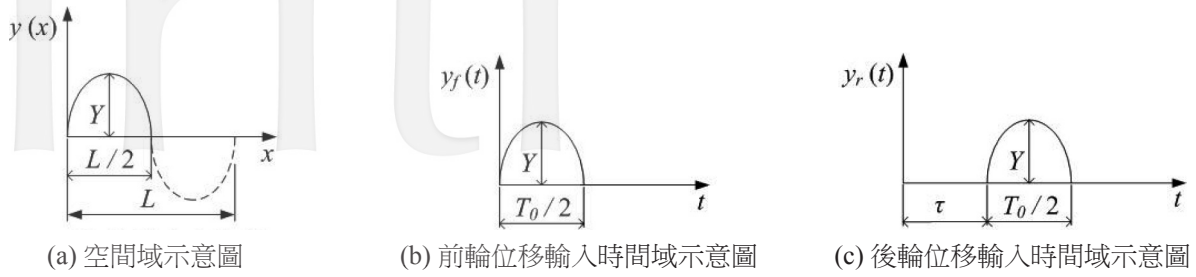


圖 4 半正弦波凸起路面數學模型

其中， τ 為前後輪接觸凸起路面之時間差

$$\tau = \frac{L_w}{V} \tag{5}$$

藉此模擬自行車行駛於凸起路面數學模型，以式 (2)、(4) 模擬前後輪 $y_f(t)$ 、 $y_r(t)$ 之位移輸入，即可進行暫態響應分析，以求得此自行車系統之各部位變形及結構應力之響應。

4.2 有限元素模型行駛於半正弦波凸起路面

本節模擬自行車行駛於半正弦波路面，進行時間域響應分析，其半正弦波凸起路面之振幅 $Y = 0.1 \text{ m}$ 、波長 $L = 0.2 \text{ m}$ ，故採用 3.1 節之自行車有限元素模型以放置於路面邊界型式，並進行有騎乘者的分析，圖 5 為自行車行駛於半正弦波凸起路面過程，故必須定義系統輸入前、後輪胎之時間間距 τ (sec)、車速 V (m/s) 與其對應之頻率 f (Hz) 以及正弦波之週期 T_0 (sec)，表 5 為不同速度行駛於凸起路面之狀況條件。

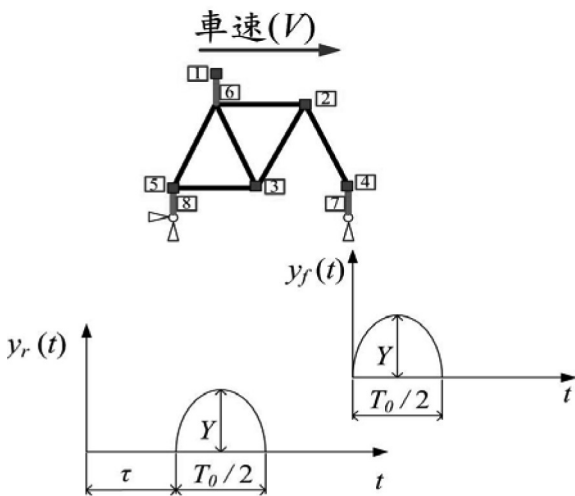


圖 5 行駛於凸起路面狀況示意圖

表 5 不同速度行駛於凸起路面之狀況條件

V ($\frac{\text{m}}{\text{s}}, \frac{\text{km}}{\text{hr}}$)	L_w (m)	f (Hz)	$T_0/2$ (sec)	τ (sec)
(1.4,5)	0.8	13.88889	0.072	0.576
(2.8,10)	0.8	27.77778	0.036	0.288
(4.2,15)	0.8	41.66667	0.024	0.192
(5.6,20)	0.8	55.55556	0.018	0.144

4.3 暫態響應之結果與討論

本文對一自行車結構之有限元素模型，進行行駛於半正弦波凸起路面分析，圖 6 為前、後輪胎之輸入位移時間域示意圖，表 6 至 9 為自行車各部位於不同時速之位移變形量及應力之變化，其綜合討論如下：

- (1) 由圖 6 可以很清楚的看到自行車前、後輪胎行駛於半正弦波凸起路面之輸入位移時間域，從時間域可獲得路面對前、後輪胎位移輸入時間不一樣，由表 5 可知，當 $V = 5$ (km/hr) 時， $\tau = 0.576$ (sec)，故圖 6 後輪位移 $y_r(t)$ 落後前輪位移 $y_f(t)$ 為 0.576 (sec)，符合自行車行駛於凸起路面之狀況。

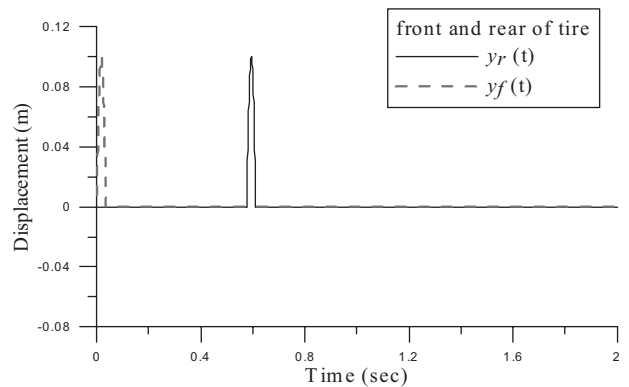


圖 6 前、後輪胎之位移輸入時間域示意圖 $V = 5$ (km/hr)

(2) 表 6 及 7 為自行車各部位於不同時速之位移變化，在自行車之最大位移量都是發生於低速行駛的時候，其前輪位移量為各部之最大，則在高速行駛之位移量均比低速行駛時來的較小，另外從時間響應獲得位移量會隨時間的增長而慢慢的變小，

此乃因阻尼效應這現象相當符合實際經過凸起路面之情況。

(3) 由表 8 及 9 為自行車各部位於不同時速之最大應力變化，其最大應力值發生於高速行駛之手把處，從表 9 可獲得應力最大值幾乎都發生在最

表 6 自行車各部位於不同時速之位移變化

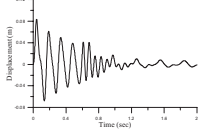
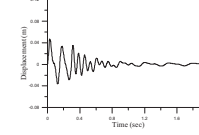
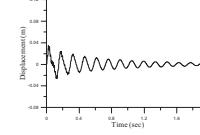
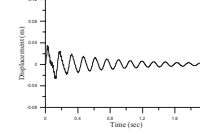
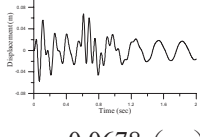
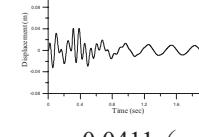
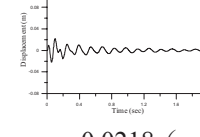
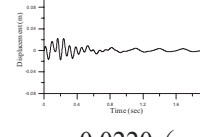
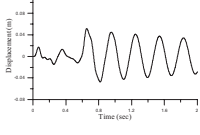
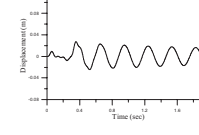
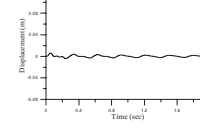
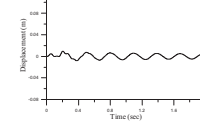
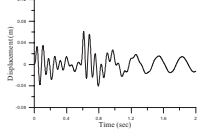
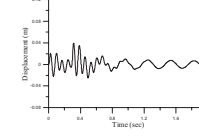
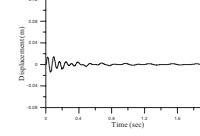
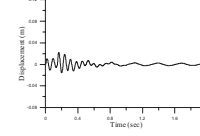
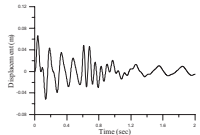
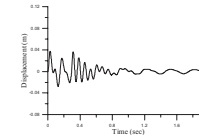
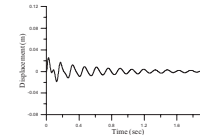
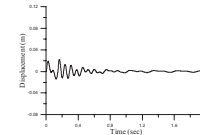
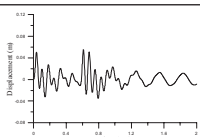
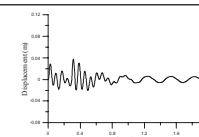
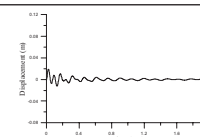
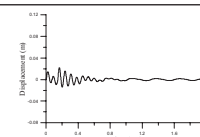
	V = 05 (km/hr)	V = 10 (km/hr)	V = 15 (km/hr)	V = 20 (km/hr)
(a) 車架於前輪處	 $x_{f,max} = 0.0838$ (m)	 $x_{f,max} = 0.0465$ (m)	 $x_{f,max} = 0.0344$ (m)	 $x_{f,max} = 0.0274$ (m)
(b) 車架於後輪處	 $x_{tr,max} = 0.0678$ (m)	 $x_{tr,max} = 0.0411$ (m)	 $x_{tr,max} = 0.0218$ (m)	 $x_{tr,max} = 0.0220$ (m)
(c) 自行車座位	 $x_{s,max} = 0.0518$ (m)	 $x_{s,max} = 0.0272$ (m)	 $x_{s,max} = 0.0062$ (m)	 $x_{s,max} = 0.0095$ (m)
(d) 車架於座位處	 $x_{Fs,max} = 0.0612$ (m)	 $x_{Fs,max} = 0.0392$ (m)	 $x_{Fs,max} = 0.0141$ (m)	 $x_{Fs,max} = 0.0220$ (m)
(e) 車架於手把處	 $x_{h,max} = 0.0664$ (m)	 $x_{h,max} = 0.0374$ (m)	 $x_{h,max} = 0.0255$ (m)	 $x_{h,max} = 0.0222$ (m)
(f) 車架於踏板處	 $x_{p,max} = 0.0549$ (m)	 $x_{p,max} = 0.0379$ (m)	 $x_{p,max} = 0.0192$ (m)	 $x_{p,max} = 0.0221$ (m)

表 7 自行車各部位於不同車速之位移量總表

車速 (km/hr)	$x_{f,max}$ (m)	$x_{tr,max}$ (m)	$x_{s,max}$ (m)	$x_{Fs,max}$ (m)	$x_{h,max}$ (m)	$x_{p,max}$ (m)
05	0.0838	0.0678	0.0518	0.0612	0.0664	0.0549
10	0.0465	0.0411	0.0272	0.0392	0.0374	0.0379
15	0.0344	0.0218	0.0062	0.0141	0.0255	0.0192
20	0.0274	0.0220	0.0095	0.0220	0.0222	0.0221

高速度行駛的時候，從時間響應得知應力值會隨時間的增長而慢慢的變小，此乃因阻尼效應這現象與位移量一樣都相當符合實際經過凸起路面之情況。

反，而從自行車各部位之位移和應力變化中，都會隨著時間的增長而變小，其現象相當吻合實際情況，未來可利用此分析方法變更不同之路面情況條件進行分析。

(4) 由表 7 及 9 結果可獲得自行車行駛於半弦波凸起路面之最大位移量均為低速，結構應力剛好相

表 8 自行車架各部位之最大應力情況

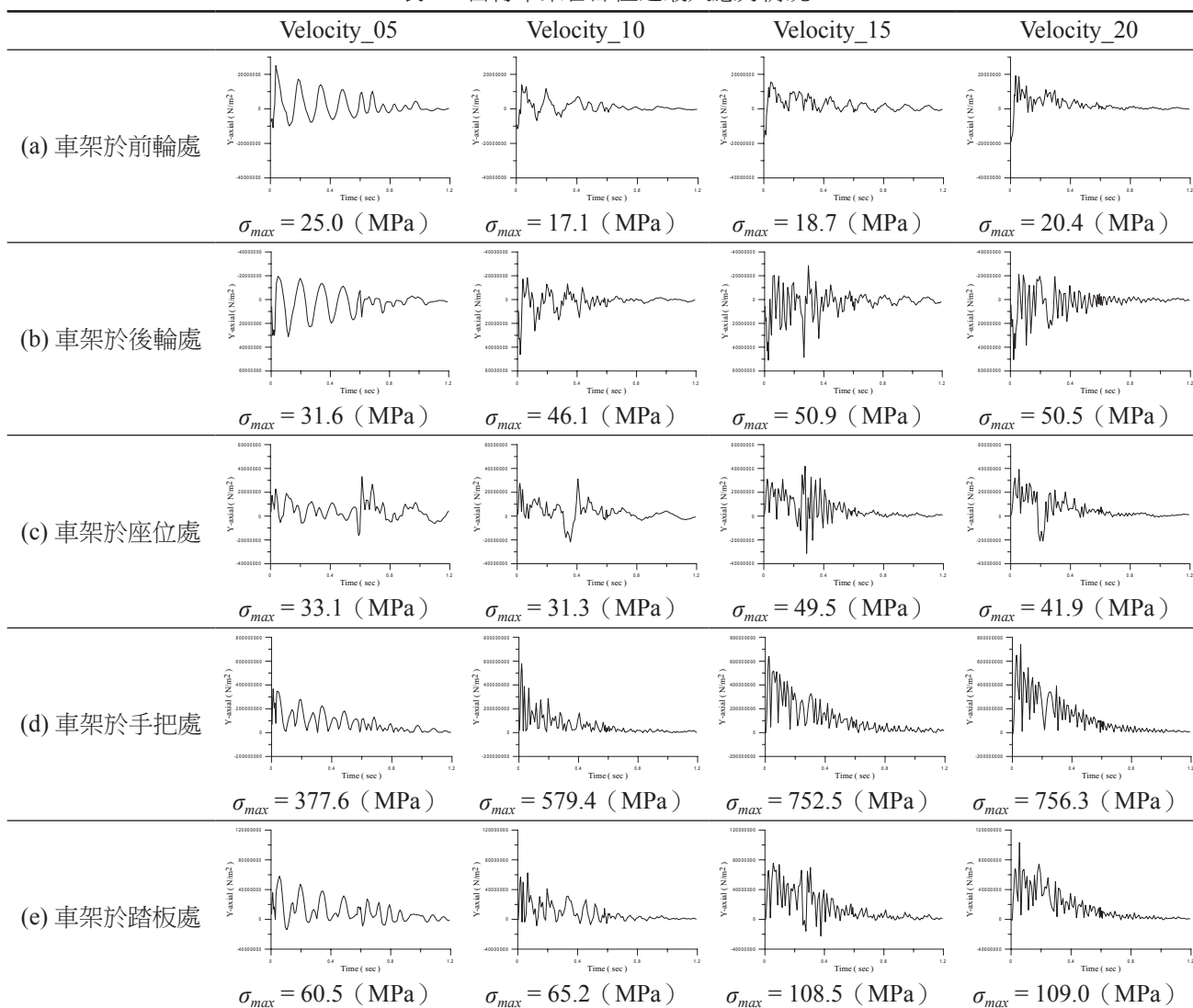


表 9 自行車架各部位於不同速度之最大應力總表

車速 (km/hr)	前輪胎應力 (MPa)	後輪胎應力 (MPa)	座位應力 (MPa)	手把應力 (MPa)	腳踏板應力 (MPa)
05	25.0	31.6	33.1	377.6	60.5
10	17.1	46.1	31.3	579.4	65.2
15	18.7	50.9	49.5	752.5	108.5
20	20.4	50.5	41.9	756.3	109.0

5. 結論

本文發展模擬自行車行駛於路面之動態分析模型，主要結論摘述如下：

- (1) 本研究主要目的是在於建構數學模型，如何由假設實際模型轉變成數學模型化，再經由有限元素法概念建構出有限元素模型進行相關之分析，包括：模態分析和行駛於凸起路面響應分析。本文引用 ANSYS 11.0 版套裝軟體，進行參數化之分析，未來可適用於不同自行車，可快速變更系統參數，進行對應之模擬分析。
- (2) 從模態分析中，可以瞭解自行車之不同邊界條件和質量大小都會得到不同之模態參數，包括：自然頻率、模態振型，由分析結果可得知無騎乘者自由懸吊之情況下，其自然頻率為最高，當自行車有騎乘者於地面邊界時，系統自然頻率會降低。
- (3) 本文也模擬探討自行車行駛於半正弦波凸起路面之響應分析，也可獲得不同的時速下自行車結構之位移變形量和最大應力化會有所不同，從結果顯示手把部位為應力值為最大，由表 7 及 9 結果可獲得自行車行駛於半正弦波凸起路面之最大位移量均為低速，其車架應力剛好相反，而從自行車各部位之位移和應力變化中，由於阻尼效應都會隨著時間的增長而變小，其現象相當吻合實際情況，未來可利用此分析方法變更不同之路面情況條件進行分析。
- (4) 藉此建構模型之理念，未來可以針對實際模型進行等效有限元素模型之驗證分析，並模擬模態分析、靜剛性分析以及一套完整之響應分析，包括：簡諧響應分析、暫態響應分析及頻譜響應分析等，以對應不同路面狀況，並配合如 ISO 2631-1 [11] 規範進行探討。
- (5) 本文著重於自行車行駛模型 (riding model) 之數學模型化技術與應用有限元素分析套裝軟體應用之探討，綜合說明如下：
 - A. 模型特點能合理的模擬車架、座位、手把、踏板、輪胎等之質量與剛性效應。
 - B. 又於 CAE 軟體可完全作參數化，便於結構參數之設計變更，即可作為自行車研發設計之初始分析 (primary analysis)。

C. 考慮了車體模態特性與行駛於凸起路面，包括模態與暫態響應分析兩種振動分析之探討，未來可加入實驗驗證，目前本實驗室持續進行中。

6. 參考文獻

- [1] 王栢村、吳焜熙。單自由度系統之有限元素分析。ANSYS 2001 臺灣區用戶大會暨論文發表會，臺北。2001；1-11 頁。
- [2] 王栢村、童元辰、吳焜熙。九個自由度全聯結車動態模型之有限元素分析。ANSYS 2001 臺灣區用戶大會暨論文發表會，臺北。2001；13-21 頁。
- [3] 王栢村。陸地車輛動態行駛品質分析。永達學報，2000，1 卷 1 期，1-12 頁。
- [4] 胡惠文、王栢村、王桀民。大客車車體結構之振動分析與實驗。第十五屆車輛工程學術研討會，臺北。2007；303-315 頁。
- [5] 林暉、尹治平、朱子文。半聯結車之動態模擬與安全性分析。第十一屆車輛工程學術研討會，彰化。2006；F2-4B。
- [6] 胡惠文、褚訓志、楊忠霖。大客車車體結構之翻覆碰撞強度分析。第十一屆車輛工程學術研討會，彰化。2006；A1-7B。
- [7] 胡惠文、王栢村、楊忠霖。大客車車體結構強度之剛性與應力分析。第十一屆車輛工程學術研討會，彰化。2006；A1-6B。
- [8] Richard S, Champoux Y. Evaluation of road bike comfort using classical and operational modal analyses. in the IMAC-XXIII Conference. Orlando, FL, 2005; 205-213.
- [9] 張偉倫、張誌煌、徐啟舜。騎乘自行車人體全身性振動暴露評估。2010 中華民國第十五屆車輛工程學術研討會，臺南。2010；A-021。
- [10] McKenna S P, Hill M R, Hull M L. A single loading direction for fatigue life prediction and testing of handlebars for off-road bicycles. International Journal of Fatigue, 2002; 24: 1149-1157.
- [11] ISO 2631-1. Mechanical vibration and shock -- Evaluation of human exposure to whole-body vibration -- Part 1: general requirements. 1997.

7. 附錄

變數符號表

變數名稱	變數意義
A	車架管件斷面截面積 (m^2) $A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$
c_s	座位之阻尼係數 (N-s/m)
c_{tf}	前輪胎之阻尼係數 (N-s/m)
c_{tr}	後輪胎之阻尼係數 (N-s/m)
D	車架管件外徑 (m)
d	車架管件內徑 (m)
E	車架楊氏係數 (N/m^2)
I	車架管件截面慣性力矩 (m^4) $I = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$
k_s	座位之彈簧常數 (KN/m)
k_{tf}	前輪胎之彈簧常數 (KN/m)
k_{tr}	後輪胎之彈簧常數 (KN/m)
L	正弦波全波長
L_w	前、後輪輪距 (m)
L_F	車架樑之長度 (m)
m_b	騎乘者質量 (kg)
m_{bh}	騎乘者於手把配重 (kg)
m_{bp}	騎乘者於踏板配重 (kg)
m_{bs}	騎乘者於座位配重 (kg)
m_h	手把質量 (kg)
m_p	踏板質量 (kg)
m_s	座位質量 (kg)
m_{tf}	前輪胎之質量 (kg)
m_{tr}	後輪胎之質量 (kg)
u	x 方向位移 (m)
V	車速 (m/s)
v	y 方向位移 (m)
Y	半正弦波之位移振幅 (m)
$y(x)$	半正弦波之空間域
$y_f(t)$	前輪胎之凸起路面位移輸入 (m)
T_0	正弦波之週期 (sec)
θ_z	z 方向旋轉 (rad)
τ	前後輪距之時間差 (sec)

下標符號：

b	騎乘者 (human body)
bh	騎乘者於手把之位置 (body handler)

變數名稱	變數意義
bp	踏板位置 (body pedal)
bs	騎乘者於座位之位置 (body seat)
F	車架 (frame)
f	前輪 (front)
h	手把 (handler)
p	踏板 (pedal)
r	後輪 (rear)
s	座位 (seat)
t	輪胎 (tire)
tf	前輪胎 (front tire)
tr	後輪胎 (rear tire)