

九個自由度全聯結車動態模型之有限元素分析

王栢村 童元辰 吳焜熙

國立屏東科技大學

機械工程系

摘要

本文主要以有限元素分析軟體 ANSYS 進行一全聯結車動態模型的模態分析及簡諧響應分析。傳統典型之車輛動態行駛品質分析，需建立車輛數學模型，並推導系統運動方程式以利後續求解分析，本文擬以有限元素法為基礎之商用套裝軟體，發展車輛動態分析之步驟，考慮一全聯結車行駛於不平坦道路表面之動態模型，首先建立對應之理念有限元素模型，採用質量、彈簧阻尼、及樑元素架構全聯結車模型，為與理論分析剛性車體假設作比較，並以位移限制方程式對車體元素作適當連結模擬剛性車體。由模態分析可得全聯結車模型系統之模態參數，包括自然頻率及其對應之模態振型，並由簡諧分析可得系統之頻率響應函數，同時與理論分析結果比較相當吻合，未來可再進行頻譜響應分析以實際得到系統之行駛品質參數，以作為車輛行駛品質及舒適度之評估。本文建立之車輛動態模型架構及其分析步驟，可供其他形式車輛如火車、轎車、機車等動態分析之參考，所考慮之車體模型也可以模擬彈性車體，更符合實際車輛動態行為。

關鍵字：模態分析、簡諧響應分析、有限元素、位移限制方程式、自然頻率、模態振型、頻率響應函數、舒適度

1. 前言

車輛行駛在不平坦的路面時，因輪胎接觸不同的路面造成輪胎到避震器以及車身本體，皆受到程度不等的振動，此一振動會直接造成駕駛的不舒適感或車體元件之疲勞等問題。以前有許多從事不同車輛的動態模型分析研究，根據分析目標不同，在1999年王[1]提出四分之一車體、一半車體及全車體模型等三種典型的數學模型，Hac[2]使用兩個自由度車輛模型，亦就是四分之一車體模型，是車體模型中最簡單且經常使用來做行駛品質分析，一半車體模型通常使用來分析跳躍和顛簸響應，全車體模型還可以增加轉動及側向的響應，座位的振動搖晃在車輛行駛品質分析佔有非常重要的角色；陳建呈等[3]建立四個自由度的機車動態模型之有限元素分析，主要是探討前後輪系兩個等效質量的垂直振動響應，及車體質心的垂直及轉動之振動響應情形。Wang and Hu[4]探討九個自由度的全聯結車動態模型的理論解和特性分析。而本文就是以 ANSYS

有限元素軟體為分析工具，來求解該具有九個自由度的全聯結車動態模型的特性分析。

使用有限元素法[5]，在建構正確的模型後，可任意合理的改變系統參數、幾何尺寸、邊界條件，並且可以迅速的得到合理且準確的結果。較之理論分析法受限於模型的複雜程度，或實驗法受限於實驗設備的複雜、昂貴及費時，有限元素分析確實具有簡單的實用性。

本文即以有限元素分析軟體 ANSYS，分析一具有九個自由度的全聯結車動態模型之模態分析及簡諧響應分析，模態分析可以獲得自然頻率及模態振型，簡諧響應分析可以獲得當前、後輪分別承受單位位移的簡諧作用後之簡諧響應函數。

2. 問題定義與分析目標

2-1 問題定義

本文是以 ANSYS 程式進行九個自由度全聯結

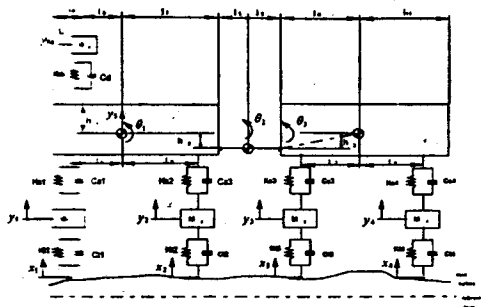


圖 1. 九個自由度之全聯結車半車體模型 (1)

車模型的特性分析。如圖一所示，為一全聯結車半車體數學模型圖。擬以有限元素分析軟體 ANSYS，進行模態分析與簡諧響應分析。

2-2 分析目標

(1) 模態分析(modal analysis)

模態分析之目的為獲得車輛結構之模態參數，自然頻率(natural frequency)與模態振型(mode shape)，得知車輛結構系統之自然頻率可避免車輛行駛之激振頻率接近自然頻率產生共振；而獲知自然模態振型，可瞭解共振發生時車輛結構之變形狀態。

(2) 簡諧響應分析(harmonic analysis)

簡諧響應分析之目的在為獲得當前、後輪分別承受單位位移的簡諧作用後之簡諧響應函數。頻率響應函數(frequency response function, FRF)為系統響應與輸入負荷之比值。

3. 有限元素模型：

全聯結車振動模型的有限元素建構，包含了幾何尺寸的建立、結構元素的選擇、節點自由度的選擇、元素實數參數的給定，以及邊界條件(如外力輸入)和拘束(如位移限制)的決定。車身本體被考慮為可做垂直方向及繞質心旋轉方向的振動。故此全聯結車模型的元素共包括前後輪胎、前後緩衝器及駕駛座使用彈簧阻尼元素來表示，前後輪系質量、車體可轉動質量及駕駛員以集中質量元素來表示，剛性車體及前後車體連桿以二維樑元素及位移限制方程式來表示，連桿與前後車體之連接以彈簧及位移限制方程式來表示，於是可以將九個自由度

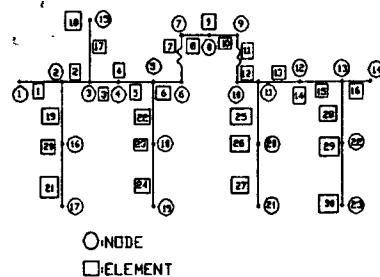


圖 2. 全聯結車動態系統之有限元素模型示意圖

表 1. 元素形式特性表

元素形式	元素	節點數	物理特性
Type 1	BEAM3	2	剛性車體及拖桿
Type 2	COMBIN14	2	前後車輪、避震器及駕駛座椅
Type 3	MASS21	1	拖桿和車體本身的質量
Type 4	MASS21	1	駕駛員質量
Type 5	COMBIN14	2	拖桿與前後車體連接

之全聯結車半車體數學模型轉換成如圖二所示之有限元素模型。

圖二為全聯結車半車體有限元素模型的所有元素及節點，此有限元素的模型共用了五種型的元素，分別為 BEAM3、COMBIN14(分為有阻尼和無阻尼兩種)、MASS21(分為可轉動和不可轉動兩種)如表 1 所示。BEAM3 表示前後車體及拖桿；COMBIN14 表示駕駛座椅、前後懸吊係統及前後輪胎(有阻尼)、拖桿與車體之連接(無阻尼)；MASS21 表示前後輪系質量及駕駛員以集中質量(不可轉動)、車體質量(可轉動)。BEAM3 表示為一具有 UX, UY, ROTZ, 三個自由度、二個節點的元素，共有十一個 BEAM3 元素(1, 2, 3, 5, 6, 8, 10, 12, 13, 15, 16)，用以架構前後剛性車身的本體及拖桿。COMBIN14 為一具有兩個節點線性彈簧、阻尼結合元素，設定 KEYOPT(3)=2，令其只具有 UX, UY, 兩個自由度，共有九個線性彈簧阻尼元素 COMBIN14 (17, 19, 21, 22, 24, 25, 27, 28, 30)，此元素用以架構

駕駛座椅及前後輪胎及避震器。設定 KEYOPT(3)=6，有 ROTZ，一個自由度、共有二個元素 (7, 11)，此元素用來連接拖桿和車體本身的彈簧。MASS21 為一單一節點的質量元素。設定 KEYOPT(3)=3，使具有 UX, UY, ROTZ，三個自由度、共有三個元素 (4, 9, 14)，用以架構須同時考慮垂直及轉動響應的車體質量及拖桿質量。設定 KEYOPT(3)=4，使具有 UX, UY，兩個自由度、五個元素 (18, 20, 23, 26, 29) 用以架構僅須考慮垂直響應的前後輪系質量。其自由度如表 2 所示。

本模型共使用了三十個元素、二十三個節點。設定 17, 19, 21, 23 四節點為前後輪位移輸入 (UY=0)，4, 8, 12, 15, 16, 18, 20, 22 八個節點為系統主自由度。其元素編號及節點數如表 3 所示。

圖二所示，因為在使用 ANSYS 建構有限元素模型時，節點 6, 7, 和 9, 10, 此兩點是重複在一起的，所以節點 6, 7, 和 10, 11, 的 UY 方向位移要相等 (UY6=UY7, UY9=UY10)。節點 1, 2, 3, 4, 5, 6，為前車的剛性車體，其旋轉角度同為 θ_1 ，故 (ROTZ1=ROTZ2, ROTZ2=ROTZ3, ROTZ3=ROTZ4, ROTZ4=ROTZ5, ROTZ5=ROTZ6)。同理，節點 7, 8, 9，為拖桿，其旋轉角度同為 θ_2 ，節點 10, 11, 12, 13, 14，為後車的剛性車體，其旋轉角度同為 θ_3 。從圖三可知 y_1 為節點 1 垂直位移、 y_2 為節點 2 垂直位移、 x_1 為節點 1 和節點 2 之間的距離，則 $\frac{y_2 - y_1}{x_1} = \theta_1$ ， $\frac{y_3 - y_2}{x_2} = \theta_1$ ，同理 $\frac{y_8 - y_7}{x_6} = \theta_2$ ， $\frac{y_{11} - y_{10}}{x_{10}} = \theta_3$ 。

表 2. 元素自由度及 KEYOPT 設定

元素名稱	元素自由度	KEYOPT 設定
BEAM3	UX, UY, ROTZ	
COMBIN14	UX, UY	KEYOPT(3)=2
MASS21	UX, UY, ROTZ	KEYOPT(3)=3
MASS21	UX, UY,	KEYOPT(3)=4
COMBIN14	ROTZ	KEYOPT(3)=6

表 3. 元素型式、元素編號、節點數目

元素型式	元素編號	節點數目
BEAM3	1, 2, 3, 5, 6	6
	8, 10	3
	12, 13, 15, 16	5
COMBIN14	17	2
	19, 21, 22, 24	6
	25, 27, 28, 30	6
MASS21	4, 9, 14	3
MASS21	18, 20, 23, 26, 29	5
COMBIN14	7, 11	4
總計	30	23

表 4. 系統實質參數及物理意義

實質參數		物理意義
ks1=80000N/m	cs1=30000N-s/m	前車前避震器
kt1=800000N/m	ct1=2000N-s/m	前車前輪胎
ks2=80000N/m	cs2=30000N-s/m	前車後避震器
kt2=800000N/m	ct2=2000N-s/m	前車後輪胎
ks3=80000N/m	cs3=30000N-s/m	後車前避震器
kt3=800000N/m	ct3=2000N-s/m	後車前輪胎
ks4=80000N/m	cs4=30000N-s/m	後車後避震器
kt4=800000N/m	cs4=2000N-s/m	後車後輪胎
kd=4000N/m	cd=250N-s/m	駕駛座椅
kw=0 N/m	cw=0 N-s/m	拖桿與車體連接
m5=4000kg	i5=8500kg-m ²	前車體質量，轉動慣量
m6=200kg	i6=45kg-m ²	拖桿質量，轉動慣量
m7=3600kg	i7=7500kg-m ²	後車體質量，轉動慣量
m1=800kg		前車前輪胎質量
m2=800kg		前車後輪胎質量
m3=800kg		後車前輪胎質量
m4=800kg		後車後輪胎質量
m8=100kg		駕駛員質量
A=1m ²	I=kg-m ²	H=1m

以有九個模態振型，其物理意義如表 6 及圖 4。

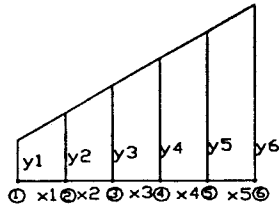


圖 3 說明 CE 指令

表 5. 自然頻率(Hz)

Mode	理論值	ANASYS	誤差 (%)
1	0.59224	0.59224	0
2	0.60378	0.60378	0
3	0.91372	0.91372	0
4	1.03360	1.0336	0
5	1.07027	1.0703	0.002%
6	5.28198	5.2820	0.0004%
7	5.28208	5.2821	0.0004%
8	5.28769	5.2877	0.0002%
9	5.28919	5.2892	0.0002%

表 6. 模態振型之物理意義

Mode	物理意義
Mode 1	前車體的剛體垂直運動
Mode 2	後車體的剛體垂直運動
Mode 3	前車的後傾運動
Mode 4	後車的後傾運動
Mode 5	托桿的後傾運動
Mode 6	後車後輪軸垂直運動
Mode 7	前車後輪軸垂直運動
Mode 8	前車的前輪軸上升後輪軸下降
Mode 9	後車的前輪軸上升後輪軸下降

4. 結果與討論

4-1. 模態分析(modal analysis)

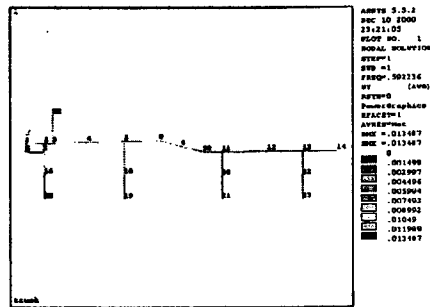
模態分析(modal analysis)的目的，主要在求得系統之自然頻率(natural frequency)及模態振型(mode shape)，瞭解系統模態參數的資訊後才可做進一步之分析，如簡諧響應、暫態響應及頻譜響應分析；瞭解自然頻率可以將外力的激振頻率避開系統的自然頻率，以避免產生共振現象而造成破壞或乘坐者的不舒適感；瞭解模態振型可得知一結構系統受外力激振而產生之共振變形狀態。

4-1-1. 自然頻率(natural frequency)

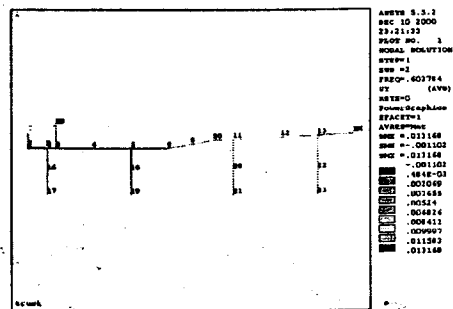
本文所分析的是九個自由度的全聯車模型所以有九個自然頻率，由表 5 得知系統之自然頻率理論值與 ANSYS 分析值非常接近，ANSYS 值在小數點以下第五位取自動四捨五入，所以造成小數點以下第四位會有些微的差距。由此可見 ANSYS 的分析是非常正確的。

4-1-2. 模態振型(mode shape)

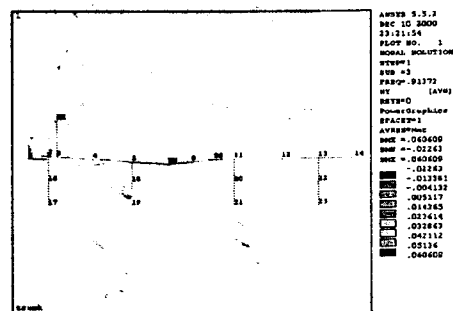
本文所分析的是九個自由度的全聯車模型所



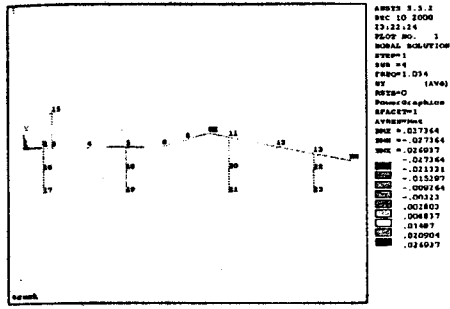
(a) Mode 1



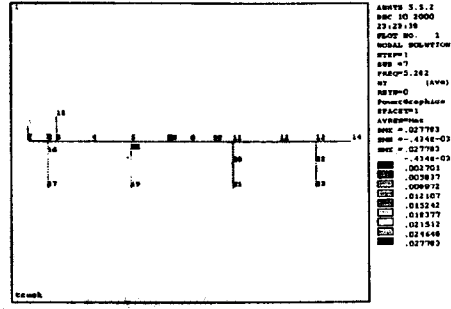
(b) Mode 2



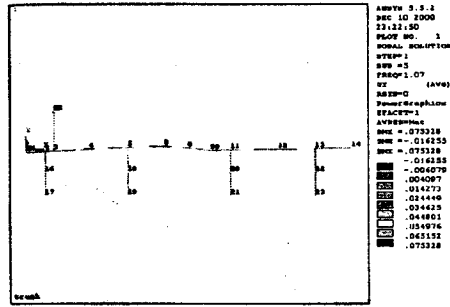
(c) Mode 3



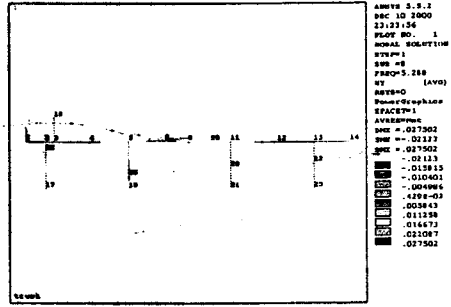
(d) Mode 4



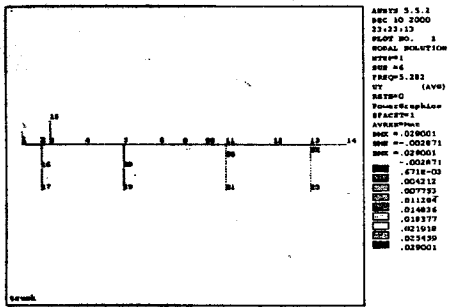
(g) Mode 7



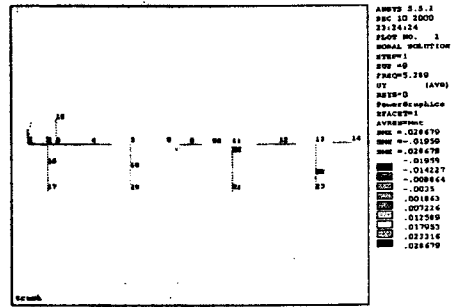
(e) Mode 5



(h) Mode 8

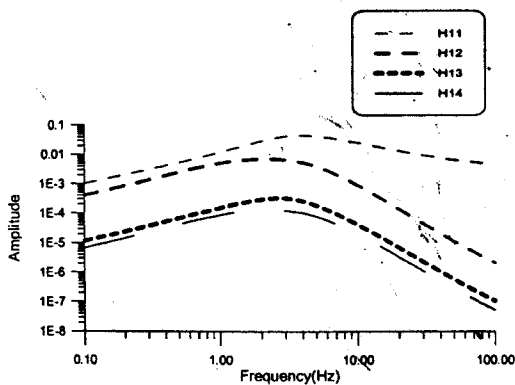


(f) Mode 6

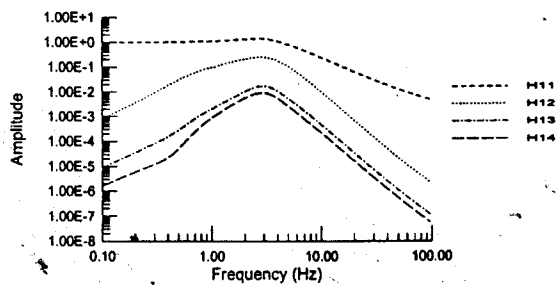


(i) Mode 9

圖 4. 模態振型圖

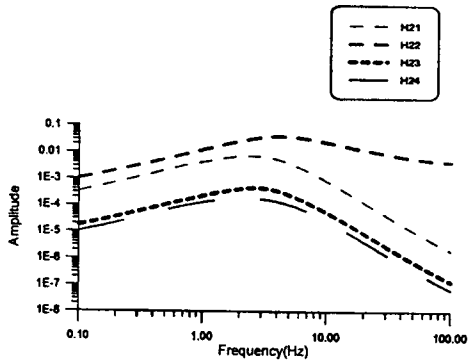


(a) ANSYS 解

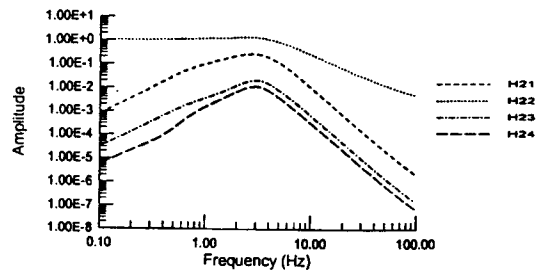


(b) 理論解

圖 5. $H_{1j}, j=1,2,3,4$

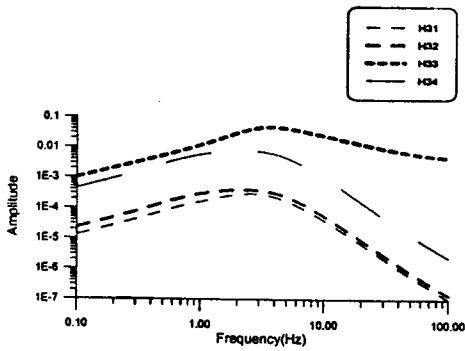


(a) ANSYS 解

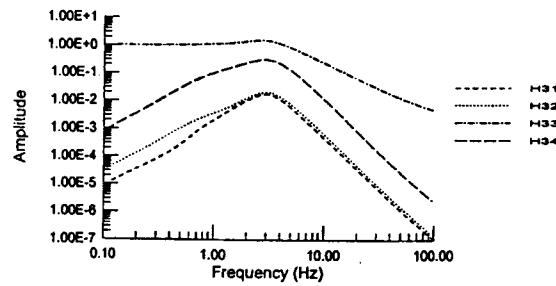


(b) 理論解

圖 6 $H_{2j}, j=1,2,3,4$

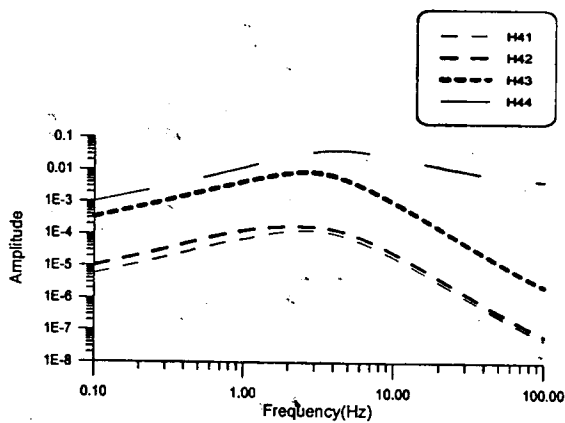


(a) ANSYS 解

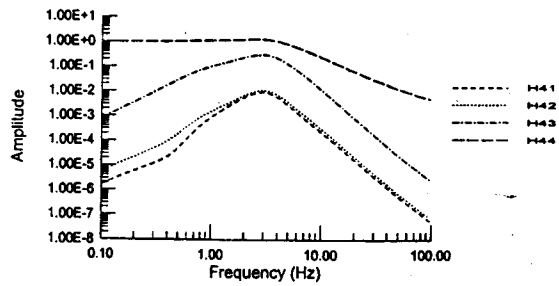


(b) 理論解

圖 7 $H_{3j}, j=1,2,3,4$

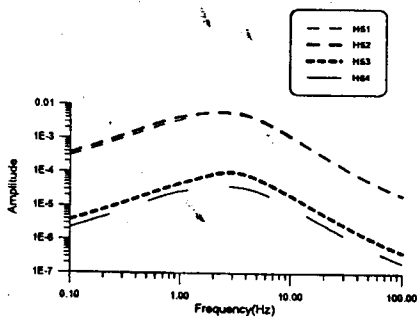


(a) ANSYS 解

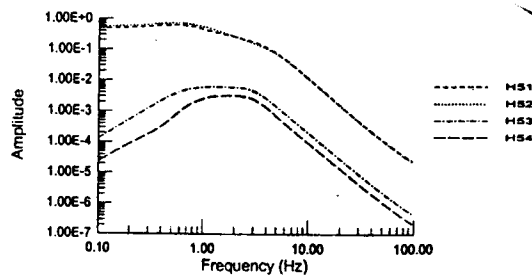


(b) 理論解

圖 8 $H_{4j}, j=1,2,3,4$

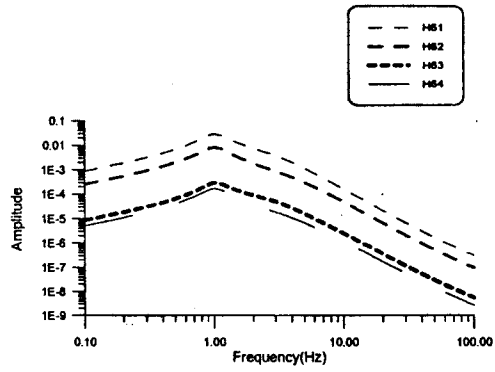


(a) ANSYS 解

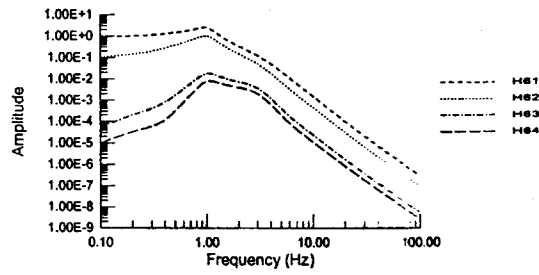


(b) 理論解

圖 9 $H_{5j}, j=1,2,3,4$

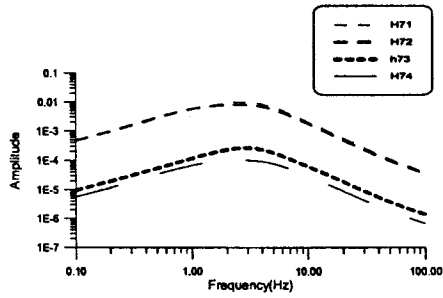


(a) ANSYS 解

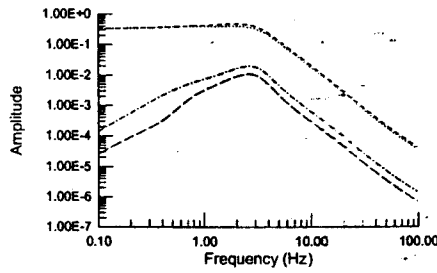


(b) 理論解

圖 10 $H_{6j}, j=1,2,3,4$

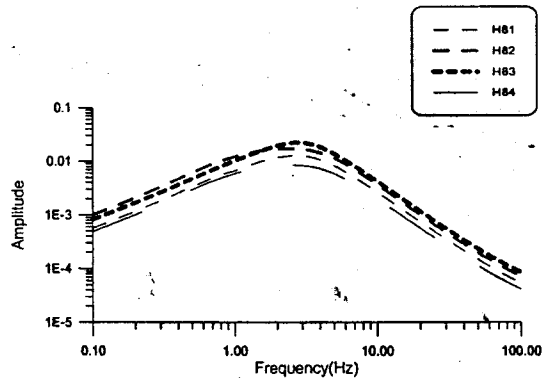


(a) ANSYS 解

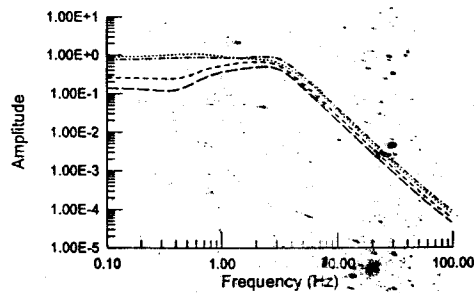


(b) 理論解

圖 11. $H_{7j}, j=1,2,3,4$

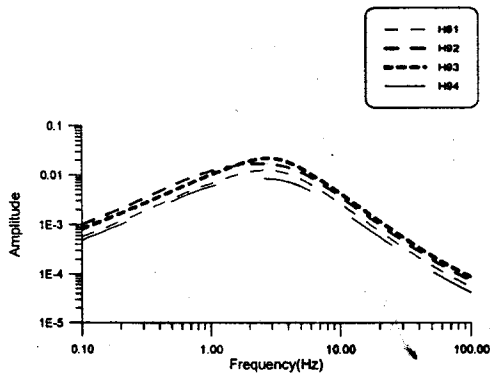


(a) ANSYS 解

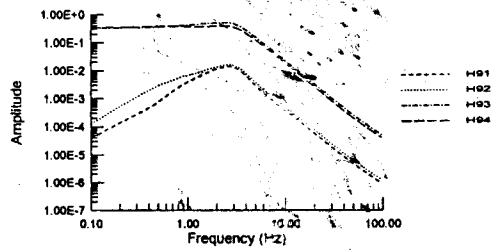


(b) 理論解

圖 12. $H_{8j}, j=1,2,3,4$



(a) ANSYS 解



(b) 理論解

圖 13. $H_{9j}, j=1,2,3,4$

4-2. 簡諧響應分析(harmonic analysis)

簡諧響應分析之目的在為獲得車輛之頻率響應函數(frequency response function, FRF), 頻率響應函數為系統響應與輸入負荷之比值。做簡諧分析可得頻率響應函數, 圖五為頻率響應函數圖, 其 i 為 y_1 輸出, j 為 x_1, x_2, x_3, x_4 輸入, (a) 為 ANSYS 解, (b) 為理論解。從圖 5 可發現 ANSYS 解與理論解之 H_{11} 、 H_{12} 、 H_{13} 和 H_{14} 排列順序是一致的, 但振幅理論解比 ANSYS 解來的大。從圖 6 發現 H_{21} 、 H_{22} 、 H_{23} 和 H_{24} 也和 H_{11} 、 H_{12} 、 H_{13} 和 H_{14} 一樣, 排列順序是一致的, 但振幅理論解比 ANSYS 解來的大。同理, 圖 7 到圖 12, 其結果也一樣。只有在圖 13 的 H_{31} 、 H_{32} 、 H_{33} 和 H_{34} ANSYS 解的振幅較小且排列順序和理論解也不一樣。

5. 結論

本文應用 CAE 軟體對一全聯結車動態模型完成模態分析及簡諧響應分析, 綜合結論如下:

1. 本文係利用 ANSYS 軟體之位移限制方程式, 以模擬剛性車體, 可獲得與數學模型相同之假設。
2. 由模態分析可求得全聯結車數學模型之自然頻率及其對應之模態振型, 與理論分析結果[4]完全相符。
3. 簡諧分析可求得系統之頻率響應函數, 目前與理論比較尚有差異, 仍需進一步釐清。
4. 以 CAE 應用數值分析, 可配合動畫模擬, 更能明確觀察各個振動模態之物理意義。
5. 一般理論分析以剛體假設模擬車輛, 經本文以 CAE 軟體驗證正確, 尚可輕易對更符合實際狀況之撓性車體進行模擬分析。
6. 未來如加入行駛品質分析, 將對車輛動態分析有相當助益, 可免除推導運動方程式及自行發展分析程式之工作, 加速電腦模擬分析之效益。

6. 參考文獻

1. 王栢村, 2000, 「陸地車輛動態行駛品質分析」, 永達學報, 第一卷, 第一期, 第 1-12 頁。
2. Hac, A., 1985, "Suspension Optimization of a 2-DOF Vehicle Model Using Stochastic Optimal Control Technique," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 100, pp. 343-357.
3. 陳建呈, 呂學榮, 1998, 「四個自由度的機車動態模型之有限元素分析」, 有限元素分析範例 ANSYS 之應用, 國立屏東科技大學機械工程系。
4. Wang, B. T., and Hu, B. Y.,- 1998, "The Assessment of the Ride Quality of a Truck-full Trailer Combination," *Heavy Vehicle Systems, A Series of the International Journal of Vehicle Design*, Vol. 5, No.3/4, pp.208-235.
5. 王栢村, 2001, 電腦輔助工程分析之實務與應用, 全華科技圖書股份有限公司, 台北。
6. 賴育良 林啟豪 謝忠佑著, ANSYS 電腦輔助功能分析, 儒林圖書有限公司。

Finite Element Analysis for 9-DOF Dynamic Model of Full Truck-Trailer

Bor-Tsuen Wang, Yuan-Chern Torng,
Kun-Shsi Wu

Department of Mechanical Engineering
National Pingtung University of Science and
Technology

Abstract

This work presents the modal analysis and harmonic response analysis for a full truck-trailer dynamic model by ANSYS software, a general-purpose finite element software. Traditionally, to perform vehicle ride quality analysis a vehicle dynamic mathematical model must be constructed first. The corresponding

equations of motion can then be derived and solved. This work develops the procedures for vehicle dynamic analysis by using the commercial finite element software and can avoid those tedious works. A full truck-trailer running on an irregular surface of road will be considered. The finite element model of the full truck-trailer is built by mass, spring-damper and beam elements. Displacement constraint equations are applied to the bodies of truck and trailer to simulate the rigid body condition that is consistent with the theoretical assumptions. Natural frequencies and mode shapes of the vehicle can be determined via modal analysis. They agree very well with the theoretical analysis. The frequency response functions can also be obtained and compared. For future applications, incorporated with spectrum response analysis, riding quality parameters can also be analyzed and used for ride quality evaluation. The developed methodology can, finally, be adopted and useful for other vehicles such as trains, automobiles and motorcycles. The finite element model can easily be adjusted to the flexible car body that will meet the practical needs.