

國立臺灣大學工學院機械工程學系



碩士論文

Department of Mechanical Engineering

College of Engineering

National Taiwan University

Master Thesis

多軸車輛懸吊動態性能分析

Suspension Dynamic Performance Analysis
of Multi-axle Vehicles

林柏毅

Bo-Yi Lin

指導教授：劉 霆 博士

Advisor: Tyng Liu, Ph.D.

中華民國 112 年 7 月

July, 2023

謝辭



感謝恩師劉霆教授這兩年的教導，總是能在討論時點出我研究的盲點，並指引我研究的方向，讓我的論文能持續朝正確的目標前進。也在研究上給予我極大的自由，讓我能盡情發揮自己的想法，並從這個過程中學習到許多不同方面的事情。

感謝尤正吉教授與蘇偉儒老師撥空擔任口試委員，並提供寶貴的建議，使本研究能更加完善。

感謝實驗室同學紹宇，在實驗室一起度過了寫論文的艱難時期，也一起吃了不少東西跟聽了不少音樂，為這兩年的生活增添了不少色彩。

感謝實驗室學長政勳與仰銘，即便已經畢業離開校園，仍然不厭其煩地替我解答論文上的疑惑，也會關心我生活上的問題。

最要感謝我的家人，讓我能在沒有後顧之憂的家庭環境中幸福地長大，且無論如何都支持我想做的事，我才能成為現在的自己。

最後，感謝求學路上曾經的朋友們，讓我的青春留下滿滿的回憶，謹此向各位致上最誠摯的謝意。

多軸車輛懸吊動態性能分析

林柏毅



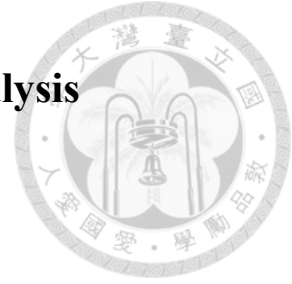
摘要

本研究針對多軸車輛之懸吊動態性能進行分析，主要探討各車輛參數對車輛動態之影響。並以 MATLAB 建立一般化之多軸車輛的數值模型，用以模擬不同軸數之車輛動態，並觀察其時間響應及頻域響應。首先，利用四分之一車模型分析車輛懸吊系統基本性質。接著，分析不同車輛軸數對懸吊動態性能之影響。本研究發現當車輛軸數增加，則軸距濾波效應會較為顯著，使其懸吊動態性能有所提升。然後，分析不同車輛參數對多軸車輛懸吊動態性能之影響，提出懸吊彈簧及阻尼係數配置與重心位置改變對車輛動態之影響的一般化結論。最後，提出最佳化懸吊動態性能之方法，提供多軸車輛底盤之設計依據，並以此驗證所提出之結論。經由本研究之分析探討，可以了解多軸車輛懸吊動態性能之一般化性質。

關鍵字：多軸車輛、懸吊動態性能、車輛模型、車輛動態、MATLAB

Suspension Dynamic Performance Analysis of Multi-axle Vehicles

Bo-Yi Lin



Abstract

The purpose of this study is to analyze the suspension dynamic performance of multi-axle vehicles, and to investigate the effects of each vehicle parameter on the vehicle dynamics. A generalized numerical model of multi-axle vehicles is developed using MATLAB to simulate the vehicle dynamics of multi-axle vehicles and to observe the time and frequency response. First, the basic properties of the vehicle suspension system are analyzed. Then, the effect of axle numbers on suspension dynamic performance is analyzed. It is found that when the number of axles increases, the wheelbase filtering effect is more significant and the suspension dynamic performance is improved. Moreover, the effects of vehicle parameters on the suspension dynamic performance of multi-axle vehicles are analyzed and a generalized conclusion on the effects of suspension parameter configurations and center of gravity position on vehicle dynamics is also proposed. Finally, a method to optimize the suspension dynamic performance is proposed to provide a basis for the design of the chassis of the multi-axle vehicle and to verify the conclusions presented. According to the analysis of this study, the generalized properties of multi-axle vehicle suspension dynamic performance is understood.

Key words: Multi-axle vehicle, Suspension dynamic performance, Vehicle model, Vehicle dynamics, MATLAB

目錄



謝辭	i
摘要	ii
Abstract.....	iii
目錄	iv
圖目錄	vii
表目錄	xiv
符號表	xvii
1 第一章 緒論	1
1.1 前言	1
1.2 文獻回顧	2
1.3 研究動機與目的	4
1.4 論文架構	4
2 第二章 理論基礎	5
2.1 車輛座標系統	5
2.2 車輛動力學模型	6
2.2.1 四分之一車模型	6
2.2.2 兩軸半車模型	11
2.2.3 多軸半車模型	15
2.3 軸距濾波	19
2.4 懸吊動態性能定義	21
2.4.1 粗糙路面	21
2.4.2 懸吊動態性能	22
3 第三章 數值分析方法	26
3.1 數值分析參數設定	26
3.1.1 路面輸入參數	26

3.1.2	車輛參數	28
3.2	數值分析方法	32
3.2.1	時間響應	33
3.2.2	頻率響應	38
3.3	最佳化方法	39
4	第四章 數值分析結果與討論	41
4.1	車輛懸吊系統基本性質	41
4.1.1	懸吊彈簧係數之分析	41
4.1.2	懸吊阻尼係數之分析	46
4.1.3	小結	50
4.2	車輛軸數對懸吊動態性能之影響	51
4.2.1	不同軸數之車輛模型的自然頻率	51
4.2.2	不同軸數之車輛模型通過減速丘路面的時間響應	52
4.2.3	不同軸數之車輛模型通過粗糙路面的時間響應	55
4.2.4	不同軸數之車輛模型的頻域響應	58
4.2.5	小結	62
4.3	懸吊彈簧係數對懸吊動態性能之影響	63
4.3.1	不同懸吊彈簧係數配置之車輛模型通過減速丘路面的時間響應	63
4.3.2	不同懸吊彈簧係數配置之車輛模型通過粗糙路面的時間響應	78
4.3.3	不同懸吊彈簧係數配置之車輛模型的頻域響應	91
4.3.4	小結	104
4.4	懸吊阻尼係數對懸吊動態性能之影響	105
4.4.1	不同懸吊阻尼係數配置之車輛模型通過減速丘路面的時間響應	105

4.4.2	不同懸吊阻尼係數配置之車輛模型通過粗糙路面的時間響應	120
4.4.3	不同懸吊阻尼係數配置之車輛模型的頻域響應	133
4.4.4	小結	146
4.5	車輛重心位置對懸吊動態性能之影響	147
4.5.1	不同重心位置之車輛模型通過減速丘路面的時間響應	148
4.5.2	不同重心位置之車輛模型通過粗糙路面的時間響應	156
4.5.3	不同重心位置之車輛模型的頻域響應	162
4.5.4	小結	165
4.6	車輛懸吊動態性能最佳化	166
4.6.1	三軸車輛懸吊動態性能最佳化	166
4.6.2	四軸車輛懸吊動態性能最佳化	173
4.6.3	小結	176
5	第五章 結論	177
5.1	結論	177
5.2	未來展望	181
6	參考文獻	182

圖目錄



圖 1-1	雲豹甲車設計圖[1]	1
圖 2-1	ISO 8855:2011 之車輛座標系統[33]	5
圖 2-2	四分之一車模型示意圖[19]	6
圖 2-3	兩軸半車模型示意圖[19].....	11
圖 2-4	多軸半車模型示意圖[19].....	15
圖 2-5	軸距濾波機制示意圖[7]	19
圖 3-1	減速丘路面示意圖	27
圖 3-2	ISO 8608 Class D-E 粗糙路面示意圖	28
圖 3-3	原車及等效懸吊彈簧力圖	29
圖 3-4	不同軸數之模型各軸間距等距示意圖[19]	31
圖 3-5	車輛模型模擬程式流程圖	32
圖 3-6	懸吊動態性能最佳化程式流程圖	40
圖 4-1	不同懸吊彈簧係數之四分之一車模型以時速 30 公里 通過減速丘路面的 時間響應圖	42
圖 4-2	不同懸吊彈簧係數之四分之一車模型以時速 30 公里 通過減速丘路面的 時間響應變化圖	43
圖 4-3	不同懸吊彈簧係數之四分之一車模型在時速 30 公里的傳遞比圖	44
圖 4-4	不同懸吊阻尼係數之四分之一車模型以時速 30 公里 通過減速丘路面的 時間響應圖	46
圖 4-5	不同懸吊阻尼係數之四分之一車模型以時速 30 公里 通過減速丘路面的 時間響應變化圖	47
圖 4-6	不同懸吊阻尼係數之四分之一車模型在時速 30 公里的傳遞比圖	48
圖 4-7	不同軸數之車輛模型以時速 30 公里通過減速丘路面的時間響應圖	52
圖 4-8	不同軸數之車輛模型以時速 30 公里通過減速丘路面 簧上質量的時間響	

	應變化圖	53
圖 4-9	不同軸數之車輛模型以時速 30 公里通過減速丘路面 前後軸的時間響應 變化圖	54
圖 4-10	不同軸數之車輛模型以時速 30 公里通過粗糙路面 簧上質量的時間響應 變化圖	55
圖 4-11	不同軸數之車輛模型以時速 30 公里通過粗糙路面 前後軸的時間響應變 化圖	56
圖 4-12	四分之一車模型及兩軸模型 在時速 30 公里的簧上質量加速度傳遞比圖	58
圖 4-13	不同軸數之車輛模型在時速 30 公里的傳遞比圖	59
圖 4-14	不同軸數之車輛模型在時速 30 公里的前後軸傳遞比圖	61
圖 4-15	簧上質量之各軸對應位置及中心位置的觀察點示意圖	63
圖 4-16	第一軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型 以時速 30 公里通過減速丘路面的 簧上質量時間響應圖	64
圖 4-17	第一軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型 以時速 30 公里通過減速丘路面的 簧上質量角加速度時間響應圖	64
圖 4-18	第一軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型 以時速 30 公里通過減速丘路面的 簧上質量角位移時間響應圖	65
圖 4-19	第一軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型以時速 30 公里 通過減速丘路面的 簧上質量時間響應變化圖	66
圖 4-20	第一軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型 以時速 30 公里通過減速丘路面的 各軸時間響應變化圖	67
圖 4-21	第二軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型以時速 30 公里 通過減速丘路面的 簧上質量時間響應變化圖	68
圖 4-22	第二軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型 以時速 30 公里通過減速丘路面的	

	各軸時間響應變化圖	69
圖 4-23	第三軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型以時速 30 公里 通過減速丘路面的 簧上質量時間響應變化圖	70
圖 4-24	第三軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型 以時速 30 公里通過減速丘路面的 各軸時間響應變化圖	71
圖 4-25	第一軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型以時速 30 公里 通過粗糙路面的簧 上質量時間響應變化圖	79
圖 4-26	第一軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型 以時速 30 公里通過粗糙路面的各 軸時間響應變化圖	80
圖 4-27	第二軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型 以時速 30 公里通過粗糙路面的簧 上質量時間響應變化圖	81
圖 4-28	第二軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型 以時速 30 公里通過粗糙路面的各 軸時間響應變化圖	82
圖 4-29	第三軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型 以時速 30 公里通過粗糙路面的簧 上質量時間響應變化圖	83
圖 4-30	第三軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型 以時速 30 公里通過粗糙路面的各 軸時間響應變化圖	84
圖 4-31	第一軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型時速 30 公里的傳遞比圖	92
圖 4-32	第一軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型 時速 30 公里的懸吊運動行程傳遞 比圖	93
圖 4-33	第一軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型 時速 30 公里的輪胎動態負載傳遞 比圖	95
圖 4-34	第二軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型 時速 30 公里的傳遞比圖	96
圖 4-35	第二軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型 時速 30 公里的懸吊運動行程傳遞 比圖	97

圖 4-36	第二軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型 時速 30 公里的輪胎動態負載傳遞比圖	99
圖 4-37	第三軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型 時速 30 公里的傳遞比圖	100
圖 4-38	第三軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型 時速 30 公里的懸吊運動行程傳遞比圖	101
圖 4-39	第三軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型 時速 30 公里的輪胎動態負載傳遞比圖	103
圖 4-40	第一軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型 以時速 30 公里通過減速丘路面的簧上質量加速度時間響應圖	106
圖 4-41	第一軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型 以時速 30 公里通過減速丘路面的簧上質量角加速度時間響應圖	106
圖 4-42	第一軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型 以時速 30 公里通過減速丘路面的簧上質量角位移時間響應圖	107
圖 4-43	第一軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型以時速 30 公里 通過減速丘路面的簧上質量時間響應變化圖	108
圖 4-44	第一軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型 以時速 30 公里通過減速丘路面的各軸時間響應變化圖	109
圖 4-45	第二軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型以時速 30 公里 通過減速丘路面的簧上質量時間響應變化圖	110
圖 4-46	第二軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型 以時速 30 公里通過減速丘路面的各軸時間響應變化圖	111
圖 4-47	第三軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型以時速 30 公里 通過減速丘路面的簧上質量時間響應變化圖	112
圖 4-48	第三軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型 以時速 30 公里通過減速丘路面的各軸時間響應變化圖	113

圖 4-49	第一軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型以時速 30 公里 通過粗糙路面的簧上質量時間響應變化圖	121
圖 4-50	第一軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型 以時速 30 公里通過粗糙路面的各軸時間響應變化圖	122
圖 4-51	第二軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型 以時速 30 公里通過粗糙路面的簧上質量時間響應變化圖	123
圖 4-52	第二軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型 以時速 30 公里通過粗糙路面的各軸時間響應變化圖	124
圖 4-53	第三軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型 以時速 30 公里通過粗糙路面的簧上質量時間響應變化圖	125
圖 4-54	第三軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型 以時速 30 公里通過粗糙路面的各軸時間響應變化圖	126
圖 4-55	第一軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型時速 30 公里的傳遞比圖	134
圖 4-56	第一軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型 時速 30 公里的懸吊運動行程傳遞比圖	135
圖 4-57	第一軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型 時速 30 公里的輪胎動態負載傳遞比圖	137
圖 4-58	第二軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型 時速 30 公里的傳遞比圖	138
圖 4-59	第二軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型 時速 30 公里的懸吊運動行程傳遞比圖	139
圖 4-60	第二軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型 時速 30 公里的輪胎動態負載傳遞比圖	141
圖 4-61	第三軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型 時速 30 公里的傳遞比圖	142
圖 4-62	第三軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型 時速 30 公里的懸吊運動行程傳遞比圖	143

圖 4-63	第三軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型 時速 30 公里的輪胎動態負載傳遞 比圖	145
圖 4-64	車輛模型之重心位置改變示意圖	147
圖 4-65	不同重心位置之三軸模型以時速 30 公里 通過減速丘路面的簧上質量加 速度時間響應圖	148
圖 4-66	不同重心位置之三軸模型以時速 30 公里 通過減速丘路面的簧上質量角 加速度時間響應圖	149
圖 4-67	不同重心位置之三軸模型以時速 30 公里 通過減速丘路面的簧上質量角 位移時間響應圖	149
圖 4-68	不同重心位置之三軸模型以時速 30 公里 通過減速丘路面的簧上質量時 間響應變化圖	151
圖 4-69	不同重心位置之三軸模型以時速 30 公里 通過減速丘路面的各軸時間響 應變化圖	152
圖 4-70	不同重心位置之四軸模型以時速 30 公里 通過減速丘路面的簧上質量時 間響應變化圖	153
圖 4-71	不同重心位置之四軸模型以時速 30 公里 通過減速丘路面的各軸時間響 應變化圖	154
圖 4-72	不同重心位置之三軸模型以時速 30 公里 通過粗糙路面的簧上質量時間 響應變化圖	157
圖 4-73	不同重心位置之三軸模型以時速 30 公里 通過粗糙路面的各軸時間響應 變化圖	158
圖 4-74	不同重心位置之四軸模型以時速 30 公里 通過粗糙路面的簧上質量時間 響應變化圖	159
圖 4-75	不同重心位置之四軸模型以時速 30 公里 通過粗糙路面的各軸時間響應 變化圖	160

圖 4-76	不同重心位置之三軸模型 在時速 30 公里的簧上質量加速度傳遞比圖	162
圖 4-77	不同重心位置之三軸模型 在時速 30 公里的懸吊運動行程傳遞比圖 ..	163
圖 4-78	不同重心位置之三軸模型 在時速 30 公里的輪胎動態負載傳遞比圖 ..	164
圖 4-79	最佳化前後之三軸模型 以時速 30 公里通過粗糙路面的模擬結果比較圖	167
圖 4-80	最佳化前後之三軸模型 在時速 30 公里的簧上質量傳遞比圖	168
圖 4-81	最佳化前後之三軸模型 在時速 30 公里的懸吊運動行程傳遞比圖	169
圖 4-82	最佳化前後之三軸模型 在時速 30 公里的輪胎動態負載傳遞比圖	170
圖 4-83	最佳化前後之三軸模型通過粗糙路面的模擬結果比較圖	171
圖 4-84	最佳化前後之四軸模型通過粗糙路面的模擬結果比較圖	174

表目錄



表 1-1	文獻回顧分類表	3
表 2-1	ISO 8608 路面種類分類表[36]	21
表 2-2	k 值與 ISO 8608 路面種類對照表[36]	22
表 3-1	減速丘參數表	27
表 3-2	粗糙路面參數表	28
表 3-3	四軸車輛參數表	30
表 3-4	不同軸數之車輛模型參數調整表	31
表 4-1	不同懸吊彈簧係數之四分之一車模型 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表	45
表 4-2	不同懸吊阻尼係數之四分之一車模型 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表	49
表 4-3	不同軸數車輛模型之自然頻率表	51
表 4-4	不同軸數之車輛模型 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表	54
表 4-5	不同軸數之車輛模型 通過粗糙路面的時間響應變化趨勢表	57
表 4-6	不同軸數之車輛模型 在時速 30 公里的零彈跳頻率及零俯仰頻率表	60
表 4-7	不同懸吊彈簧係數配置之三軸及四軸車輛 以速度 30 km/h 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表	72
表 4-8	不同懸吊彈簧係數配置之三軸及四軸車輛 以速度 60 km/h 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表	73
表 4-9	不同懸吊彈簧係數配置之三軸及四軸車輛 以速度 90 km/h 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表	74
表 4-10	不同懸吊彈簧係數配置之五軸及六軸車輛 以速度 30 km/h 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表	76
表 4-11	不同懸吊彈簧係數配置之五軸及六軸車輛 以速度 60 km/h 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表	76

	面的時間響應變化趨勢表	76
表 4-12	不同懸吊彈簧係數配置之五軸及六軸車輛 以速度 90 km/h 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表	77
表 4-13	不同懸吊彈簧係數配置之三軸及四軸車輛 以速度 30 km/h 通過粗糙路面的時間響應變化趨勢表	85
表 4-14	不同懸吊彈簧係數配置之三軸及四軸車輛 以速度 60 km/h 通過粗糙路面的時間響應變化趨勢表	86
表 4-15	不同懸吊彈簧係數配置之三軸及四軸車輛 以速度 90 km/h 通過粗糙路面的時間響應變化趨勢表	87
表 4-16	不同懸吊彈簧係數配置之五軸及六軸車輛 以速度 30 km/h 通過粗糙路面的時間響應變化趨勢表	89
表 4-17	不同懸吊彈簧係數配置之五軸及六軸車輛 以速度 60 km/h 通過粗糙路面的時間響應變化趨勢表	89
表 4-18	不同懸吊彈簧係數配置之五軸及六軸車輛 以速度 90 km/h 通過粗糙路面的時間響應變化趨勢表	90
表 4-19	不同懸吊阻尼係數配置之三軸及四軸車輛 以速度 30 km/h 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表	114
表 4-20	不同懸吊阻尼係數配置之三軸及四軸車輛 以速度 60 km/h 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表	115
表 4-21	不同懸吊阻尼係數配置之三軸及四軸車輛 以速度 90 km/h 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表	116
表 4-22	不同懸吊阻尼係數配置之五軸及六軸車輛 以速度 30 km/h 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表	118
表 4-23	不同懸吊阻尼係數配置之五軸及六軸車輛 以速度 60 km/h 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表	118

表 4-24	不同懸吊阻尼係數配置之五軸及六軸車輛 以速度 90 km/h 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表	119
表 4-25	不同懸吊阻尼係數配置之三軸及四軸車輛 以速度 30 km/h 通過粗糙路面的時間響應變化趨勢表	127
表 4-26	不同懸吊阻尼係數配置之三軸及四軸車輛 以速度 60 km/h 通過粗糙路面的時間響應變化趨勢表	128
表 4-27	不同懸吊阻尼係數配置之三軸及四軸車輛 以速度 90 km/h 通過粗糙路面的時間響應變化趨勢表	129
表 4-28	不同懸吊阻尼係數配置之五軸及六軸車輛 以速度 30 km/h 通過粗糙路面的時間響應變化趨勢表	131
表 4-29	不同懸吊阻尼係數配置之五軸及六軸車輛 以速度 60 km/h 通過粗糙路面的時間響應變化趨勢表	131
表 4-30	不同懸吊阻尼係數配置之五軸及六軸車輛 以速度 90 km/h 通過粗糙路面的時間響應變化趨勢表	132
表 4-31	不同重心位置之多軸車輛 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表	155
表 4-32	不同重心位置之多軸車輛 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表	161
表 4-33	三軸車輛以不同車速 通過粗糙路面之最佳化車輛參數表	166
表 4-34	三軸車輛重心位置位於中心位置 以不同車速通過粗糙路面之最佳化車輛參數表	172
表 4-35	四軸車輛以不同車速 通過粗糙路面之最佳化車輛參數表	173
表 4-36	四軸車輛重心位置位於中心位置 以不同車速通過粗糙路面之最佳化車輛參數表	175

符號表



符號	說明
$[A]$	狀態矩陣
$[B]$	輸入矩陣
$[C]$	阻尼係數矩陣
$[F]$	力矩陣
$[F_g]$	重力加速度向量
$[K]$	彈性係數矩陣
$[M]$	質量矩陣
$[X]$	狀態向量
$[\dot{X}]$	狀態向量對時間之導數
$[z]$	廣義座標矩陣
$[\dot{z}]$	廣義座標矩陣對時間之一次導數
$[\ddot{z}]$	廣義座標矩陣對時間之二次導數
a	第一軸至重心位置之距離
b	第二軸至重心位置之距離
c	第三軸至重心位置之距離
c_{s0}	原懸吊阻尼係數
$c_{s(i)}$	第 i 軸之懸吊阻尼係數
cg	重心位置百分比
D	耗散函数
D_A	各軸間距
$DTL_{(i)}$	第 i 軸之輪胎動態負載
d	第四軸至重心位置之距離



ΔL	重心位置與中心位置之距離
Δn	離散空間頻率區間值
Δt	時間延遲
f_n	自然頻率(Hz)
f_{nb}	零跳動頻率
f_{np}	零俯仰頻率
f_{n1}	簧上質量加速度
f_{n2}	簧下質量加速度
F_{qi}	作用於系統中 <i>i</i> 廣義座標上之外力
G_d	垂直位移功率譜密度
$G_d(n_0)$	垂直位移功率譜密度常數
h	減速丘高度
I_y	俯仰方向之轉動慣量
k	ISO 路面分類常數
k_{s0}	原懸吊彈簧係數
$k_{s(i)}$	第 <i>i</i> 軸之懸吊彈簧係數
$k_{t(i)}$	第 <i>i</i> 軸之輪胎彈簧係數
L	拉格朗日量
LR	懸吊槓桿比
l_i	第 <i>i</i> 軸至重心位置之距離
m_s	簧上質量
$m_{us(i)}$	第 <i>i</i> 軸之簧下質量
N	取樣點數目
N_F	系統自由度之數目
n	車輛軸數



n_0	空間頻率常數
p_i	第 i 軸至中央位置之距離
q_i	系統之廣義座標系
$\dot{q}_i$	廣義座標系對時間之導數
$SDPI$	懸吊動態性能指標
$SWS_{(i)}$	第 i 軸之懸吊運動行程
T	系統之動能
t	時間
$u(t)$	輸入向量
V	系統之位能
v	車速
ω	自然頻率(rad/s)
w	減速丘寬度
w_0	減速丘起始位置
WB	軸距
x	路面橫坐標位置
x_{obs}	觀察點至重心位置之距離
z_{obs}	觀察點之簧上質量位移
$\ddot{z}_{obs}$	觀察點之簧上質量加速度
z_r	路面輸入變化
z_s	簧上質量位移
$\dot{z}_s$	簧上質量速度
$\ddot{z}_s$	簧上質量加速度
z_{us}	簧下質量位移
$\dot{z}_{us}$	簧下質量速度

θ	簧上質量角位移
$\dot{\theta}$	簧上質量角速度
$\ddot{\theta}$	簧上質量角加速度
φ_i	隨機相位角



第一章 緒論



1.1 前言

多軸車輛通常行駛於較惡劣之粗糙路面而非一般道路上。例如，本研究車輛參數所參考之對象為八輪雲豹裝甲車(以下簡稱雲豹甲車)，如圖 1-1 所示，即為配合戰略所需而常行駛於極端越野環境中，以發揮其機動作戰之特性。

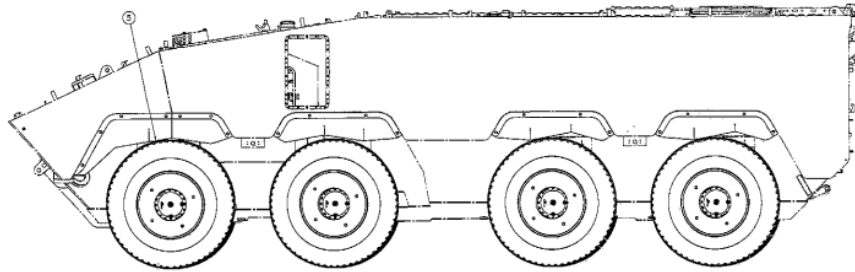


圖 1-1 雲豹甲車設計圖[1]

懸吊系統參數配置會對車輛之運動有所影響，而多軸車輛相較兩軸車輛而言有較多個懸吊系統，因此會有較多種懸吊系統參數配置組合。為使多軸車輛在粗糙路面，亦能保持一定之乘坐舒適性及車輛操控性，有必要了解懸吊系統參數配置及各車輛參數對其車輛動態之影響，以提供能夠提升其懸吊動態性能之方法。而考慮到生產原型車及實車測試的高時間成本，且較多複雜且未知之變量會影響其車輛運動，將使其變得相當困難。故本研究利用多軸半車車輛數值模型，以有效簡化系統之複雜度，並針對垂直方向及俯仰方向之運動進行分析。本研究將分析不同車輛參數變化對多軸車輛懸吊動態性能之影響，並提出最佳化其懸吊動態性能之方法。



1.2 文獻回顧

至今已經有許多研究利用車輛模型來分析車輛之運動。其中，最簡單之車輛模型為四分之一車模型[2-4]，常用以分析車輛懸吊系統之特性及性能。Chavan 等人[5]驗證了四分之一車模型之模擬結果與實驗結果相似。Prabhakar 等人[6]則利用四分之一車模型模擬分析不同懸吊彈簧係數及阻尼係數之懸吊系統在不同路面輸入下隔離震動的效果。

而四分之一車模型僅為二自由度之模型，故需要更多自由度之車輛模型以分析更完整之車輛運動。兩軸半車模型為四自由度之模型，可以模擬車輛垂直方向及俯仰方向之運動，且因前後軸之距離使得路面輸入有時間延遲，進而產生軸距濾波之效果，使得垂直方向及俯仰方向之運動皆受到過濾。二軸車輛之軸距濾波效應為已知的理論，可藉由車輛軸距及車速來預測[7]。Song 等人[8]利用兩軸半車模型驗證了軸距濾波對二軸車輛響應之重要性。Cao 等人[9]發現軸距會影響垂直方向運動中相對最小值出現之週期，且軸距濾波效應會降低懸吊運動行程及輪胎動態負載，進而增加車輛性能。Fu 等人[10]則比較軸距濾波效應對二軸車輛及三軸車輛俯仰方向運動之影響。

除上述針對軸距濾波之研究，亦有其他研究利用兩軸半車模型分析不同車輛參數對車輛性能之影響。Faris 等人[11]利用兩軸半車模型比較被動懸吊系統與半主動懸吊系統頻域響應之傳遞比差異。Vijayakumar 等人[12]利用兩軸半車模型分析其自然頻率。Rahman 等人[13]在兩軸半車模型增加一駕駛座使其變成五自由度之模型，並分析其車輛乘坐舒適性。Soliman 等人[14]利用兩軸半車模型分析影響車輛乘坐舒適性之車輛參數。朱庭輝[15]利用兩軸半車模型分析車輛懸吊及輪胎剛性對車輛乘坐舒適性之影響。

亦有少數研究分析多軸車輛之懸吊系統，觀察其對車輛性能之影響。Faris 等人[11]利用四軸半車模型分析半主動懸吊系統之應用。Ata[16]利用五軸半車模型評估不同路面輸入下之半主動懸吊系統控制策略。El-Demerdash 等人[17]分析多軸戰

車在隨機地形下之車輛性能。而 Sharaf 等人[18]研究多軸戰車在同樣車輛參數下不同軸數之車輛性能差異。傅仰銘[19]分析了不同車軸位置及參數對多軸車輛性能之影響。

而大部分研究皆以乘坐舒適度、懸吊運動行程及輪胎動態負載做為車輛性能之標準。有關乘坐舒適度之研究[19-24]大多以車輛簧上質量加速度做為評估其乘坐舒適度之指標。而部分研究[7, 19, 21, 24, 25]以懸吊運動行程做為懸吊設計限制之評價指標。有關車輛操控性之研究[19, 21, 22, 24, 26-28]大多以輪胎動態負載做為其操控性之指標。

部分研究亦提出車輛性能之最佳化方法，但多為針對車輛乘坐舒適性最佳化。Dong 等人[29]皆提出多軸越野車輛懸吊剛度及阻尼之最佳化方法，以提高車輛行駛平順性。Geweda 等人[30]及 Chen 等人[31]皆提出最佳化車輛乘坐舒適性之方法。

將上述之文獻回顧整例如表 1-1 所示，可觀察到從四分之一車模型到兩軸半車模型，再到多軸車輛模型皆有與車輛性能相關之文獻。但關於軸距濾波之文獻，大多為探討二軸車輛，較少文獻探討多軸車輛之軸距濾波效應。大多研究皆以乘坐舒適度、懸吊運動行程及輪胎動態負載做為車輛性能之標準。關於車輛性能最佳化之文獻，大多為針對乘坐舒適度最佳化，較少針對懸吊動態性能最佳化之相關文獻。

表 1-1 文獻回顧分類表

文獻內容		參考文獻
四分之一車模型	車輛性能	[2-6]
	軸距濾波	[7-10]
兩軸半車模型	車輛性能	[11-15]
	車輛性能	[11, 16-19]
多軸車輛模型	乘坐舒適度	[19-24]
	懸吊設計限制	[7, 19, 21, 24, 25]
	車輛操控性	[19, 21, 22, 24, 26-28]
最佳化方法	乘坐舒適度	[29-31]



1.3 研究動機與目的

目前針對多軸車輛懸吊動態性能之相關研究仍有限，研究[18, 32]提出增加車輛軸數能有效降低簧上質量加速度，但並未針對其主要原因濾波效應做討論。且較少研究提出各車輛參數變化對多軸車輛懸吊動態性能之影響，亦較少研究提出針對懸吊動態性能最佳化之方法。故本研究之動機為希望能更完整地瞭解多軸車輛之各車輛參數對其懸吊動態性能的影響，並且欲藉由懸吊動態性能最佳化方法來得到優化後之車輛參數。

本研究之目的是找出各車輛參數變化對多軸車輛懸吊動態性能之影響的一般化結論。並且建立懸吊動態性能最佳化之方法，以供多軸車輛之底盤設定參考，以透過改變車輛懸吊參數來提升其懸吊動態性能。再以懸吊動態性能最佳化的方法驗證本研究提出之結論。

1.4 論文架構

本研究將分析多軸車輛之懸吊動態性能，並共分為五個章節做討論。

第一章將說明本研究之研究動機與目的及架構，並回顧過去相關之文獻。

第二章將解釋本研究之理論基礎，包含車輛動力學模型、軸距濾波及越野路面與懸吊動態性能之定義。

第三章將建立本研究所使用之數值分析方法及設定其參數，並提出懸吊動態性能最佳化之方法。

第四章將分析模擬結果之時間響應及頻域響應，並討論不同車輛參數變化對其之影響，亦驗證本研究提出之懸吊動態性能最佳化的方法。

第五章將統整本研究所觀察到之結論，並探討未來可更深入之研究方向。

第二章 理論基礎



此章節將提及本研究之理論基礎及基本定義假設，並共分為四個小節。

在 2.1 小節中，將定義本研究所使用之車輛座標系統。

在 2.2 小節中，將推導出車輛數值模型，並將其推廣至一般化之 n 軸模型。

在 2.3 小節中，將解釋軸距濾波之作用機制。

在 2.4 小節中，將定義粗糙路面及車輛之懸吊動態性能。

2.1 車輛座標系統

本研究所建立之車輛模型，其車輛座標系統皆參考國際標準組織(International Organization for Standardization, ISO)之定義(ISO 8855:2011)[33]，如圖 2-1 所示。

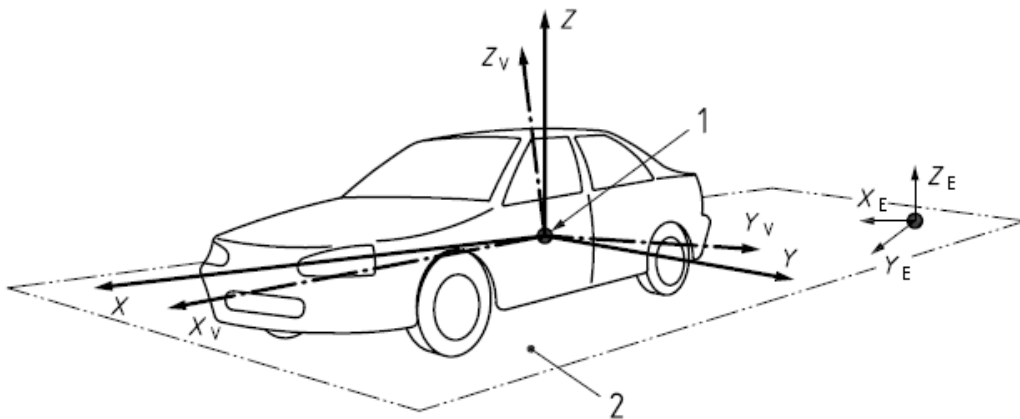


圖 2-1 ISO 8855:2011 之車輛座標系統[33]

該座標系統中，各座標軸方向根據車輛相對方向定義為：

1. 座標 X 軸正向指向車輛前方，並平行於地面且垂直於重力方向。
2. 座標 Y 軸正向指向車輛左方，並平行於地面且垂直於重力方向。
3. 座標 Z 軸正向指向車輛上方，並平行於重力方向。



2.2 車輛動力學模型

為了分析車輛的運動性質，本研究利用前述之車輛座標系統，並根據本研究之研究目的做出相應的基本假設，進而建立簡化之數值車輛模型。為簡化計算過程並降低複雜度，在本研究之數值車輛模型中，將 n 軸車輛上各部件之質量等效簡化為 $n + 1$ 個質量，分別為簧上質量(Sprung Mass, m_s)及 n 個軸之簧下質量(Unsprung Mass, m_{us})。其中，簧上質量主要由車身、載物與動力系統等組成，而簧下質量則主要由車輪、輪轂與懸吊系統等所組成。

2.2.1 四分之一車模型

四分之一車模型(Quarter Car Model)為將車輛簡化為一懸吊系統之二自由度運動模型，亦為最基本之車輛模型，如圖 2-2 所示。

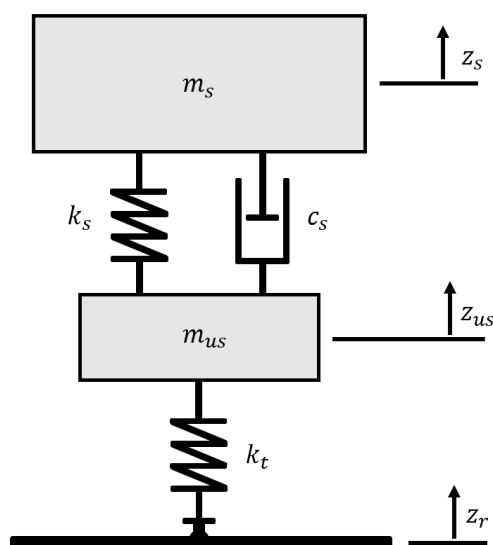


圖 2-2 四分之一車模型示意圖[19]

為了觀察其運動特性，本研究透過拉格朗日方程式(Lagrange Equation)，並根據以下假設[34]推導出四分之一車模型之運動方程式：



1. 簧上質量(m_s)為四軸車輛整車等效簧上質量之 $\frac{1}{8}$ 倍。
2. 簧上質量(m_s)及簧下質量(m_{us})皆為剛體，且兩者皆僅沿 Z 方向做垂直方向運動。
3. 車輛以等速度沿 X 方向前進。
4. 將懸吊系統等效為一線性系統，即懸吊彈簧係數(k_s)及懸吊阻尼係數(c_s)皆為常數。
5. 將輪胎簡化為一線性彈簧，其彈性係數為 k_t ，並忽略輪胎之轉動慣量，即忽略輪胎轉動所造成之影響。
6. 將輪胎與地面之接觸視為點接觸，且路面為剛體。
7. 除重力及地面作用於輪胎之正向力，其餘外力均忽略不計。

藉由對下列所示之拉格朗日方程式[35]求解，可進而得到四分之一車模型之運動方程式：

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial L}{\partial q} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = F_{q_i}, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (2-1)$$

其中， q_i 為系統之廣義座標系， $\dot{q}_i$ 為廣義座標系對時間之導數， i 為系統自由度之指標， n 為系統自由度之數目， L 為拉格朗日量(Lagrangian)， D 為耗散函數(Dissipation Function)， F_{q_i} 為則為作用於系統中 i 廣義座標上之外力。拉格朗日量之定義為：

$$L \equiv T - V \quad (2-2)$$

其中， T 為系統之動能， V 為系統之位能。系統之動能可由下式計算得：

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n m_i v_i^2 \quad (2-3)$$

其中， m_i 為剛體之質量，而 v_i 為其速度， n 為系統自由度之數目。對四分之一車模型而言，系統中之剛體即為簧上質量及簧下質量。將模型中各變數代入式(2-3)，則四分之一車模型之動能可表示為下式：

$$T = \frac{1}{2} m_s \dot{z}_s^2 + \frac{1}{2} m_{us} \dot{z}_{us}^2 \quad (2-4)$$

其中， m_s 及 m_{us} 分別為簧上質量及簧下質量， $\dot{z}_s$ 及 $\dot{z}_{us}$ 分別為簧上質量及簧下質量之速度。

而彈簧系統中之位能可由下式計算得：

$$V = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n k_i Z_i^2 \quad (2-5)$$

其中， k_i 為彈簧係數， Z_i 為其變形量。對四分之一車模型而言，系統中之彈簧即為懸吊彈簧及輪胎彈簧。將模型中各變數代入式(2-5)，則四分之一車模型之位能可表示為下式：

$$V = \frac{1}{2} k_s (z_s - z_{us})^2 + \frac{1}{2} k_t (z_{us} - z_r)^2 \quad (2-6)$$

其中， k_s 及 k_t 分別為懸吊及輪胎彈簧係數。而彈簧之變形量可由計算彈簧兩端位移之差值而得。對懸吊彈簧而言，其變形量為簧上質量位移(z_s)及簧下質量位移(z_{us})之差值；對輪胎彈簧而言，其變形量則為簧下質量位移(z_{us})及路面輸入變化(z_r)之差值。

而阻尼系統中之耗散函数可由下式計算得：

$$D = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} c_i v_i^2 \quad (2-7)$$

其中， c_i 為阻尼係數， v_i 為其速度。對四分之一車模型而言，系統中之阻尼即為懸吊阻尼。將模型中各變數代入式(2-7)，則四分之一車模型之耗散函数可表示為下式：

$$D = \frac{1}{2} c_s (\dot{z}_s - \dot{z}_{us}) \quad (2-8)$$

其中， c_s 為懸吊阻尼係數，而其速度可由計算簧上質量速度($\dot{z}_s$)及簧下質量速度($\dot{z}_{us}$)之差值而得。將式(2-4)、式(2-6)及式(2-8)代入拉格朗日方程式(2-1)後，即可列出四分之一車模型之運動方程式，如下式：

$$m_s \ddot{z}_s + k_s(z_s - z_{us}) + c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_{us}) = 0 \quad (2-9)$$

$$\begin{aligned} m_{us} \ddot{z}_{us} - k_s(z_s - z_{us}) - c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_{us}) \\ + k_t(z_{us} - z_r) = 0 \end{aligned} \quad (2-10)$$

上述之運動方程式亦可表示為矩陣形式：

$$[M][\ddot{z}] + [C][\dot{z}] + [K][z] = [F] \quad (2-11)$$

其中， $[z]$ 為廣義座標矩陣， $[\dot{z}]$ 及 $[\ddot{z}]$ 分別為廣義座標矩陣對時間之一次及二次導數， $[M]$ 為質量矩陣， $[C]$ 為阻尼係數矩陣， $[K]$ 為彈性係數矩陣， $[F]$ 為力矩陣，各矩陣可分別表示為：

$$[z] = \begin{bmatrix} z_s \\ z_{us} \end{bmatrix} \quad (2-12)$$

$$[M] = \begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & m_{us} \end{bmatrix} \quad (2-13)$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c_s & -c_s \\ -c_s & c_s \end{bmatrix} \quad (2-14)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_s & -k_s \\ -k_s & k_s + k_t \end{bmatrix} \quad (2-15)$$

$$[F] = \begin{bmatrix} 0 \\ z_r k_t \end{bmatrix} \quad (2-16)$$

根據上述之運動方程式，可藉由分析無阻尼之自由震盪系統來計算得該系統之自然頻率。當式(2-14)中 $[C] = 0$ 時，該特例即為無阻尼之自由震盪系統的運動



方程式，可將其簡化為下列微分方程式：

$$[M][\ddot{z}] + [K][z] = 0 \quad (2-17)$$

該微分方程式之解為：

$$z = Ze^{j\omega t} \quad (2-18)$$

將式(2-18)代入式(2-17)後，經整理可得一簡諧運動之運動方程式：

$$([K] - \omega^2[M])Z = 0 \quad (2-19)$$

因系統之位移 $Z \neq 0$ ，故式(2-19)可進一步化簡為：

$$[K] - \omega^2[M] = 0 \quad (2-20)$$

對式(2-20)求解後，可得該系統之自然頻率 ω_{n1} 及 ω_{n2} ，其單位為 rad/s 。若將其以 Hz 為單位表示，則系統之自然頻率為：

$$f_{n1} = \frac{1}{2\pi} \omega_{n1} \quad (2-21)$$

$$f_{n2} = \frac{1}{2\pi} \omega_{n2} \quad (2-22)$$

上述兩自然頻率分別為簧上質量及簧下質量之自然頻率，兩者之差異代表懸吊系統能有效地隔離路面輸入所產生之震盪。然而，當路面輸入頻率與簧上質量或簧下質量自然頻率相同時，則會發生共振之現象，使其響應較為明顯[3]。



2.2.2 兩軸半車模型

兩軸半車模型(Half Car Model)為將車輛簡化為簧上質量及前後軸之簧下質量之四自由度運動模型，如圖 2-3 所示。其中，四個自由度分別為簧上質量垂直(Bounce)及俯仰(Pitch)方向運動，及前後軸之簧下質量垂直方向運動。相較於四分之一車模型而言，兩軸半車模型能夠多分析俯仰方向運動，因此可以更完整觀察車輛之運動特性。

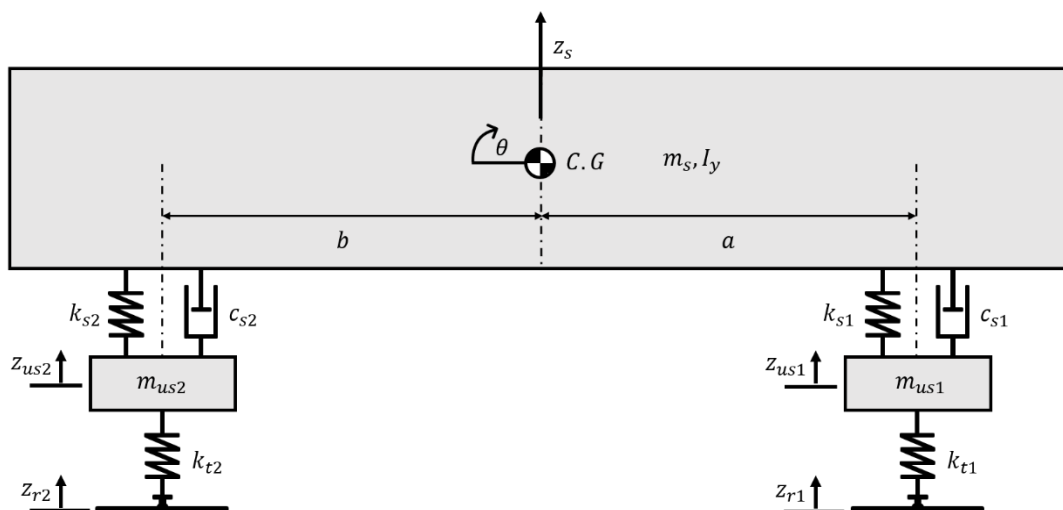


圖 2-3 兩軸半車模型示意圖[19]

為了觀察其運動特性，本研究透過拉格朗日方程式(Lagrange Equation)，並根據以下假設[34]推導出兩軸半車模型之運動方程式：

1. 簧上質量(m_s)為四軸車輛整車等效簧上質量之 $\frac{1}{4}$ 倍，俯仰方向轉動慣量(I_y)為四軸車輛整車俯仰方向等效轉動慣量之 $\frac{1}{4}$ 倍。
2. 簧上質量(m_s)及各軸簧下質量($m_{us(i)}$)皆為剛體，且簧上質量僅沿 Z 方向做垂直方向運動及沿 XZ 平面做俯仰方向運動；而簧下質量僅沿 Z 方向做垂直方向運動。



3. 車輛以等速度沿 X 方向前進。
4. 將各軸之懸吊系統等效為一線性系統，即懸吊彈簧係數($k_{s(i)}$)及懸吊阻尼係數($c_{s(i)}$)皆為常數，且懸吊系統僅沿 Z 方向運動。
5. 將各軸之輪胎簡化為一線性彈簧，其彈簧係數為 $k_{t(i)}$ ，並忽略輪胎之轉動慣量，即忽略輪胎轉動所造成之影響。
6. 將輪胎與地面之接觸視為點接觸，且路面為剛體。
7. 除重力及地面作用於輪胎之正向力，其餘外力均忽略不計。

與 2.2.1 小節之推導過程相似，將兩軸半車模型中各變數代入式(2-3)，則兩軸半車模型之動能可表示為下式：

$$T = \frac{1}{2} m_s \dot{z}_s^2 + \frac{1}{2} m_{us1} \dot{z}_{us1}^2 + \frac{1}{2} m_{us2} \dot{z}_{us2}^2 + \frac{1}{2} I_y \dot{\theta}^2 \quad (2-23)$$

其中， m_s 為簧上質量， m_{us1} 及 m_{us2} 分別為前後軸之簧下質量， $\dot{z}_{us1}$ 及 $\dot{z}_{us2}$ 分別為前後軸之簧下質量的速度， $\dot{z}_{s2}$ 及 $\dot{z}_{us2}$ 分別為後軸之簧上質量及簧下質量的速度， I_y 為俯仰方向之轉動慣量。

將模型中各變數代入式(2-5)，則兩軸半車模型之位能可表示為下式：

$$V = \frac{1}{2} k_{s1} (z_s - z_{us1} - a\theta)^2 + \frac{1}{2} k_{s2} (z_s - z_{us2} - b\theta)^2 + \frac{1}{2} k_{t1} (z_{us1} - z_{r1})^2 + \frac{1}{2} k_{t2} (z_{us2} - z_{r2})^2 \quad (2-24)$$

其中， k_{s1} 及 k_{t1} 分別為前軸之懸吊及輪胎彈簧係數， k_{s2} 及 k_{t2} 分別為後軸之懸吊及輪胎彈簧係數， θ 為車身俯仰方向運動之角位移。 a 及 b 分別為前後軸至車輛重心(C.G.)位置之距離，若為正值則表示該軸位於 C.G.前方；若為負值則表示該軸位於 C.G.後方。 $z_s - z_{us1} - a\theta$ 為前軸懸吊彈簧變形量， $z_s - z_{us2} - b\theta$ 為後軸懸吊彈簧變形量， $z_{us1} - z_{r1}$ 為前軸輪胎彈簧變形量， $z_{us2} - z_{r2}$ 為後軸輪胎彈簧變形量。

將模型中各變數代入式(2-7)，則兩軸半車模型之耗散函数可表示為下式：

$$D = \frac{1}{2} c_{s1} (\dot{z}_s - \dot{z}_{us1} - a\dot{\theta})^2 + \frac{1}{2} c_{s2} (\dot{z}_s - \dot{z}_{us2} - b\dot{\theta})^2 \quad (2-25)$$

其中， c_{s1} 及 c_{s2} 為前後軸之懸吊阻尼係數，而其速度即為式(2-25)中前後軸之懸吊彈簧變形量分別對時間之導數。將式(2-23)、式(2-24)及式(2-25)代入拉格朗日方程式(2-1)後，即可列出兩軸半車模型之運動方程式[4]，如下式：

$$\begin{aligned} m_s \ddot{z}_s + c_{s1} (\dot{z}_s - \dot{z}_{us1} - a\dot{\theta}) + c_{s2} (\dot{z}_s - \dot{z}_{us2} - b\dot{\theta}) \\ + k_{s1} (z_s - z_{us1} - a\theta) + k_{s2} (z_s - z_{us2} - b\theta) = 0 \end{aligned} \quad (2-26)$$

$$\begin{aligned} I_y \ddot{\theta} - a c_{s1} (\dot{z}_s - \dot{z}_{us1} - a\dot{\theta}) - b c_{s2} (\dot{z}_s - \dot{z}_{us2} - b\dot{\theta}) \\ - a k_{s1} (z_s - z_{us1} - a\theta) - b k_{s2} (z_s - z_{us2} - b\theta) = 0 \end{aligned} \quad (2-27)$$

$$\begin{aligned} m_{us1} \ddot{z}_{us1} - c_{s1} (\dot{z}_s - \dot{z}_{us1} - a\dot{\theta}) - k_{s1} (z_s - z_{us1} - a\theta) \\ + k_{t1} (z_{us1} - z_{r1}) = 0 \end{aligned} \quad (2-28)$$

$$\begin{aligned} m_{us2} \ddot{z}_{us2} - c_{s2} (\dot{z}_s - \dot{z}_{us2} - b\dot{\theta}) - k_{s2} (z_s - z_{us2} - b\theta) \\ + k_{t2} (z_{us2} - z_{r2}) = 0 \end{aligned} \quad (2-29)$$

兩軸半車模型之運動方程式亦可表示為同式(2-11)之矩陣形式，其中各矩陣分別為：

$$[Z] = \begin{bmatrix} z_s \\ \theta \\ z_{us1} \\ z_{us2} \end{bmatrix} \quad (2-30)$$

$$[M] = \begin{bmatrix} m_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_y & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{us1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{us2} \end{bmatrix} \quad (2-31)$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c_{s1} + c_{s2} & -ac_{s1} - bc_{s2} & -c_{s1} & -c_{s2} \\ -ac_{s1} - bc_{s2} & a^2c_{s1} + b^2c_{s2} & ac_{s1} & bc_{s2} \\ -c_{s1} & ac_{s1} & c_{s1} & 0 \\ -c_{s2} & bc_{s2} & 0 & c_{s2} \end{bmatrix} \quad (2-32)$$



$$[K] = \begin{bmatrix} k_{s1} + k_{s2} & -ak_{s1} - bk_{s2} & -k_{s1} & -k_{s2} \\ -ak_{s1} - bk_{s2} & a^2k_{s1} + b^2k_{s2} & ak_{s1} & bk_{s2} \\ -k_{s1} & ak_{s1} & k_{s1} + k_{t1} & 0 \\ -k_{s2} & bk_{s2} & 0 & k_{s2} + k_{t2} \end{bmatrix} \quad (2-33)$$

$$[F] = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ z_{r1}k_{t1} \\ z_{r2}k_{t2} \end{bmatrix} \quad (2-34)$$

同樣對式(2-20)求解後，可得兩軸半車模型之簧上質量垂直方向及俯仰方向運動的自然頻率與簧下質量自然頻率。



2.2.3 多軸半車模型

多軸半車模型(Multi-Axle Half Car Model)為將 n 軸車輛簡化為簧上質量及各軸之簧下質量的 $n + 2$ 自由度運動模型，如圖 2-4 所示。其中， $n + 2$ 個自由度分別為簧上質量垂直(Bounce)及俯仰(Pitch)方向運動，及 n 個軸之簧下質量垂直方向運動。此模型可以用來觀察任意軸數之車輛的運動特性。

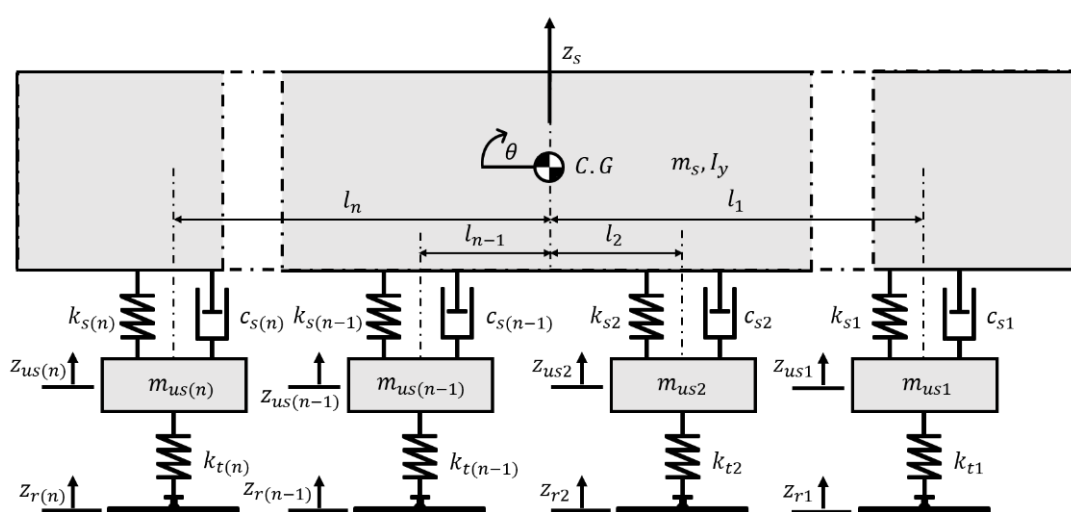


圖 2-4 多軸半車模型示意圖[19]

為了觀察其運動特性，本研究透過拉格朗日方程式(Lagrange Equation)，並根據與 2.2.2 小節相似之假設，同理可推導出 n 軸半車模型之運動方程式，其中僅有以下假設有所差異：

1. 簧上質量(m_s)為四軸車輛整車等效簧上質量之 $\frac{n}{8}$ 倍。
2. 俯仰方向轉動慣量(I_y)為四軸車輛整車俯仰方向等效轉動慣量之 $\frac{n}{8}$ 倍。

與 2.2.1 小節之推導過程相似，將多軸半車模型中各變數代入式(2-3)，則多軸半車模型之動能可表示為下式：

$$T = \frac{1}{2} m_s \dot{z}_s^2 + \sum_{i=1}^n m_{us(i)} \dot{z}_{us(i)}^2 + \frac{1}{2} I_y \dot{\theta}^2 \quad (2-35)$$

其中， m_s 及 $\dot{z}_s$ 分別為簧上質量及其速度簧下質量， $m_{us(i)}$ 及 $\dot{z}_{us(i)}$ 分別為第 i 軸之簧下質量及其速度， I_y 為俯仰方向之轉動慣量。

將模型中各變數代入式(2-5)，則多軸半車模型之位能可表示為下式：

$$V = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} k_{s(i)} (z_s - z_{us(i)} - l_{(i)} \theta)^2 + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} k_{t(i)} (z_{us(i)} - z_{r(i)})^2 \quad (2-36)$$

其中， $k_{s(i)}$ 及 $k_{t(i)}$ 分別為第 i 軸之懸吊及輪胎彈簧係數， θ 為車身俯仰方向運動之角位移。 l_i 為第 i 軸與 C.G.之距離。若 l_i 為正值則表示該軸位於 C.G.前方；若為負值則表示該軸位於 C.G.後方。 $z_s - z_{us(i)} - l_{(i)} \theta$ 為第 i 軸懸吊彈簧變形量， $z_{us(i)} - z_{r(i)}$ 為第 i 軸輪胎彈簧變形量。

將模型中各變數代入式(2-7)，則多軸半車模型之耗散函数可表示為下式：

$$D = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} c_{s(i)} (\dot{z}_s - \dot{z}_{us(i)} - l_{(i)} \dot{\theta})^2 \quad (2-37)$$

其中， $c_{s(i)}$ 為第 i 軸之懸吊阻尼係數，而 $\dot{z}_s - \dot{z}_{us(i)} - l_{(i)} \dot{\theta}$ 為其速度。將式(2-35)至式(2-37)代入拉格朗日方程式(2-1)後，即可列出 n 軸車輛之多軸半車模型的運動方程式，如下式：

$$m_s \ddot{z}_s + \sum_{i=1}^n c_{s(i)} (\dot{z}_s - \dot{z}_{us(i)} - l_{(i)} \dot{\theta}) + \sum_{i=1}^n k_{s(i)} (z_s - z_{us(i)} - l_{(i)} \theta) = 0 \quad (2-38)$$



$$\begin{aligned}
 I_y \ddot{\theta} - \sum_{i=1}^n l_{(i)} c_{s(i)} (\dot{z}_s - \dot{z}_{us(i)} - l_{(i)} \dot{\theta}) \\
 - \sum_{i=1}^n l_{(i)} k_{s(i)} (z_s - z_{us(i)} - l_{(i)} \theta) = 0
 \end{aligned}
 \quad (2-39)$$

$$\begin{aligned}
 m_{us(i)} \ddot{z}_{us(i)} - c_{s(i)} (\dot{z}_s - \dot{z}_{us(i)} - l_{(i)} \dot{\theta}) \\
 - k_{s(i)} (z_s - z_{us(i)} - l_{(i)} \theta) + k_{t(i)} (z_{us(i)} - z_{r(i)}) = 0
 \end{aligned}
 \quad (2-40)$$

for $i = 1, 2, \dots, n$

此運動方程式為二軸以上車輛之一般化運動方程式，即 $n \in \mathbb{N}$ 且 $n \geq 2$ 。本研究之數值車輛模型皆使用半車模型，故下文中 n 軸半車模型皆以 n 軸模型簡稱之。

上述之多軸模型運動方程式亦可以表示為同式(2-11)之矩陣形式，其中各矩陣分別為：

$$[Z] = \begin{bmatrix} z_s \\ \theta \\ z_{us(i)} \\ \vdots \\ z_{us(n)} \end{bmatrix}
 \quad (2-41)$$

$$[M] = \begin{bmatrix} m_s & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & I_y & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & m_{us(i)} & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_{us(n)} \end{bmatrix}
 \quad (2-42)$$

$$[C] = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n c_{s(i)} & \sum_{i=1}^n -l_{(i)} c_{s(i)} & -c_{s(i)} & \cdots & -c_{s(n)} \\ \sum_{i=1}^n -l_i c_{s(i)} & \sum_{i=1}^n l_{(i)}^2 c_{s(i)} & l_{(i)} c_{s(i)} & \cdots & l_{(n)} c_{s(n)} \\ -c_{s(i)} & l_{(i)} c_{s(i)} & c_{s(i)} & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & 0 \\ -c_{s(n)} & l_{(n)} c_{s(n)} & 0 & 0 & c_{s(n)} \end{bmatrix}$$



$$[K] = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n k_{s(i)} & \sum_{i=1}^n -l_{(i)} k_{s(i)} & -k_{s(i)} & \cdots & -k_{s(n)} \\ \sum_{i=1}^n -l_{(i)} k_{s(i)} & \sum_{i=1}^n l_{(i)}^2 k_{s(i)} & l_{(i)} k_{s(i)} & \cdots & l_{(n)} k_{s(n)} \\ -k_{s(i)} & l_{(i)} k_{s(i)} & k_{s(i)} + k_{t(i)} & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & 0 \\ -k_{s(n)} & l_{(n)} k_{s(n)} & 0 & 0 & k_{s(n)} + k_{t(n)} \end{bmatrix} \quad (2-44)$$

$$[F] = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ z_{r(i)} k_{t(i)} \\ \vdots \\ z_{r(n)} k_{t(n)} \end{bmatrix} \quad (2-45)$$

同樣對式(2-20)求解後，可得兩軸半車模型之簧上質量垂直方向及俯仰方向運動的自然頻率與簧下質量自然頻率。



2.3 軸距濾波

因車輛各軸之路面輸入並非獨立，故多個路面輸入及軸間距離會影響車輛之響應。以兩軸車輛為例，前後軸之路面輸入並非獨立，後軸會在一時間延遲(Δt)後，受到與前軸相同之路面輸入。此時間延遲會產生過濾垂直方向及俯仰方向運動之作用，稱為軸距濾波。而此時間延遲可表示為下式：

$$\Delta t = \frac{WB}{v} \quad (2-46)$$

其中 WB 為軸距， v 為車輛速度。

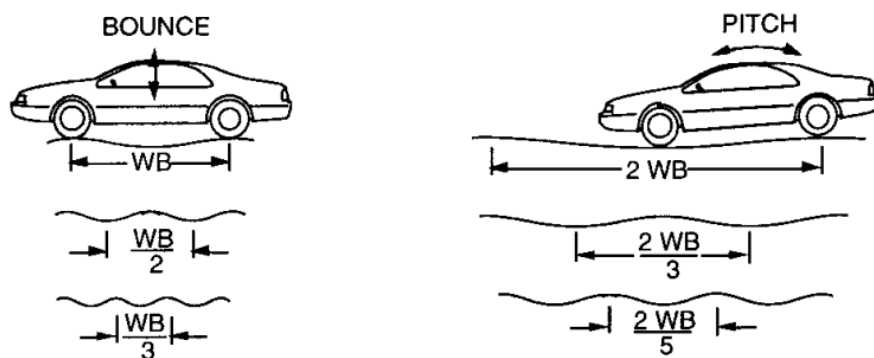


圖 2-5 軸距濾波機制示意圖[7]

觀察圖 2-5 所示，當路面輸入波長等於軸距時，俯仰方向運動將被過濾而僅產生垂直方向運動。當波長遠大於軸距或波長整數倍等於軸距時，此現象亦會發生。在零俯仰頻率(Null Pitch Frequencies, f_{np})下，車輛將僅產生垂直方向運動：

$$f_{np} = \frac{v}{WB} \cdot i, \quad i = 1, 2, 3, \dots \quad (2-47)$$

而當路面輸入波長等於軸距之兩倍或波長奇數倍等於軸距之兩倍時，垂直方向運動將被過濾而僅產生俯仰方向運動。在零彈跳頻率(Null Bounce Frequencies, f_{nb})下，車輛將僅產生俯仰方向運動：

$$f_{nb} = \frac{v}{2WB} \cdot i, \quad i = 1, 3, 5, \dots \quad (2-48)$$

零彈跳頻率在簧上質量位移及加速度之傳遞比(Transmissibility Ratio)中可觀察到；而零俯仰頻率則可以在俯仰角位移及角加速度之傳遞比中觀察到。在零彈跳頻率及零俯仰頻率，其傳遞比將明顯受軸距濾波而有所降低。

同理可知，多軸車輛各軸之路面輸入亦將有時間延遲，第 i 軸與第一軸的時間延遲(Δt_i)可由下式計算得：

$$\Delta t_i = \frac{l_1 - l_{(i)}}{v}, \quad i = 2, 3, \dots, n \quad (2-49)$$

其中， $l_{(i)}$ 為第 i 軸與 C.G. 之距離。若 l_i 為正值則表示該軸位於 C.G. 前方；若為負值則表示該軸位於 C.G. 後方。 v 為車輛速度， n 為車輛軸數。

簧上質量之響應會因位置不同而有所改變。簧上質量在 C.G. 處之垂直方向與俯仰方向運動的獨立性較高，故其軸距濾波效果較顯著；而在靠近前後軸處之垂直方向及俯仰方向運動的耦合性則較高，故其軸距濾波效果較不顯著。當車輛滿足下列條件式時，則簧上質量在 C.G. 處之垂直方向與俯仰方向運動將不會互相耦合，即分別為獨立運動[3]：

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n -l_{(i)} k_{s(i)} &= 0 \\ \sum_{i=1}^n -l_{(i)} c_{s(i)} &= 0 \end{aligned} \quad (2-50)$$

其中， n 為車輛軸數， $l_{(i)}$ 為第 i 軸與 C.G. 之距離， $k_{s(i)}$ 為第 i 軸之懸吊彈簧係數， $c_{s(i)}$ 為第 i 軸之懸吊阻尼係數。



2.4 懸吊動態性能定義

本研究之主旨為分析多軸車輛之懸吊動態性能，故本研究將模擬車輛行駛於粗糙路面，並觀察其車輛運動特性，進而分析其懸吊動態性能。此小節將定義本研究使用之粗糙路面及車輛之懸吊動態性能定義。

2.4.1 粗糙路面

為使模擬路面更接近實際路面，本研究採用國際標準組織透過垂直位移之功率譜密度(Power Spectral Density, PSD)來分類路面種類之方法(ISO 8608)[36]，路面種類由 A 至 H，分別為粗糙度最低至粗糙度最高之路面，如表 2-1 所示。

表 2-1 ISO 8608 路面種類分類表[36]

Road class	$G_d(n_0)$ (10^{-6} m^3)	
	Lower limit	Upper limit
A	—	32
B	32	128
C	128	512
D	512	2048
E	2048	8192
F	8192	32768
G	32768	131072
H	131072	—
$n_0=0.1 \text{ cycles/m}$		

由表 2-1 可知各路面粗糙度之垂直位移功率譜密度常數($G_d(n_0)$)及空間頻率常數(n_0)，並由下式可計算出該路面之垂直位移功率譜密度($G_d(n)$)：

$$G_d(n) = G_d(n_0) \cdot \left(\frac{n}{n_0}\right)^{-2} \quad (2-51)$$

其中， $G_d(n)$ 為垂直位移功率譜密度， $G_d(n_0)$ 為垂直位移功率譜密度常數， n 為空間頻率， n_0 為空間頻率常數。Agostinacchio 等人[37]根據 ISO 8608 並藉由垂直位移功率譜密度，提出生成隨機路面輸入之方程式：

$$z_r(x) = \sum_{i=0}^N \sqrt{\Delta n} \cdot 2^k 10^{-3} \left(\frac{n_0}{i \cdot \Delta n} \right) \cos(2\pi i \Delta n x + \varphi_i) \quad (2-52)$$

其中， x 為路面橫坐標位置， N 為取樣點數目， Δn 為離散空間頻率區間值， n_0 為空間頻率常數， k 為 ISO 路面分類常數，其值根據 ISO 8608 路面種類而決定，如表 2-2 所示。 φ_i 為在 $[0, 2\pi]$ 區間均勻隨機分布之隨機相位角。本研究將式 (2-52) 生成之路面做為粗糙路面輸入。

表 2-2 k 值與 ISO 8608 路面種類對照表[36]

Road Class		k
Upper limit	Lower limit	
A	B	3
B	C	4
C	D	5
D	E	6
E	F	7
F	G	8
G	H	9

2.4.2 懸吊動態性能

在參考文獻[3, 7, 19, 20, 22-28]中，評估車輛性能之指標為簧上質量加速度($\ddot{z}_s$)及角加速度($\ddot{\theta}$)、上質量角位移(θ)、懸吊運動行程(Suspension Working Space, SWS)及輪胎動態負載(Dynamic Tire Load, DTL)。故本研究參考上述文獻，將上述物理量用以定義車輛行駛於粗糙路面之懸吊動態性能。

1. 簧上質量加速度及角加速度

根據 ISO 2631-1:1997[38]之定義，當簧上質量加速度及角加速度越小，則車輛乘坐舒適性越好。故本研究定義，當車輛通過粗糙路面時，若其簧上質量加速度之方均根值越小，則代表車輛懸吊動態性能越佳。



2. 簧上質量角位移

當簧上質量角位移越小，則各輪因俯仰角變化造成之正向力變化越小，故車輛將有較佳之車輛操縱性。因此本研究定義，當車輛通過粗糙路面時，若其簧上質量角位移之方均根值越小，則代表車輛懸吊動態性能越佳。

3. 懸吊運動行程

當懸吊運動行程越小，車輛在行駛過程中懸吊所需之運動空間越小。故本研究定義，當車輛通過粗糙路面時，若其懸吊運動行程之最大值越小，則代表車輛懸吊動態性能越佳。第 i 軸之懸吊運動行程($SWS_{(i)}$)可表示為[17]：

$$SWS_{(i)} = z_s - l_{(i)} \cdot \theta - z_{us(i)} \quad (2-53)$$

其中， z_s 為簧上質量之位移， $l_{(i)}$ 為第 i 軸至 C.G.之距離， θ 為俯仰角位移，為第 i 軸簧下質量之位移。

4. 輪胎動態負載

輪胎動態負載為輪胎相對於平衡狀態之負載變化。當輪胎動態負載越小，即輪胎正向力變化越小，輪胎將產生較大之有效側向力及橫向力，則車輛將有較佳之轉彎、制動及牽引能力，即較佳之車輛操縱性。故本研究定義，當車輛通過粗糙路面時，若其輪胎動態負載之方均根值越小，則代表車輛懸吊動態性能越佳。

第 i 軸之輪胎動態負載($DTL_{(i)}$)可表示為[17]：

$$DTL_{(i)} = k_{t(i)}(z_{r(i)} - z_{us(i)}) \quad (2-54)$$

其中， $k_{t(i)}$ 為第 i 軸之輪胎彈簧係數， $z_{r(i)}$ 為第 i 軸之路面輸入變化， $z_{us(i)}$ 為第 i 軸簧下質量之位移。

本研究綜合上述之物理量來定義車輛之懸吊動態性能。根據 Cao[39]及 Griffin 等人[40]之研究，認為車輛俯仰方向之運動受到駕駛操控行為之影響大於車輛本體性質之影響。故簧上質量加速度相對於角加速度及角位移而言，較能夠表示車輛本體性質之舒適度及操縱性。對於多軸車輛而言，其操縱性較舒適性重要，故輪胎動態負載對於簧上質量加速度、角加速度及角位移而言，較能夠表示車輛之懸吊動態性能。而懸吊運動行程僅為車輛之設計限制，故與車輛之懸吊動態性能最無直接相關性。

綜上所述，本研究認為輪胎動態負載最能代表車輛之懸吊動態性能，接著為簧上質量加速度，再來為簧上質量角加速度及角位移，而懸吊運動行程則最不能直接代表車輛之懸吊動態性能。根據上述各物理量與懸吊動態性能之關係，本研究定義了懸吊動態性能指標(Suspension Dynamic Performance Index, SDPI)以評估車輛參數調整後，其經過粗糙路面之懸吊動態性能，該定義如下式所示：

$$\begin{aligned}
 SDPI = & 0.33 \cdot \left(0.6 \cdot \frac{\ddot{z}_{sRMS}}{z_{s0RMS}} + 0.2 \cdot \frac{\ddot{\theta}_{RMS}}{\dot{\theta}_{0RMS}} + 0.2 \cdot \frac{\theta_{RMS}}{\theta_{0RMS}} \right) \\
 & + 0.01 \cdot \left(\frac{\sum_{i=1}^n SWS_{(i)Max}}{\sum_{i=1}^n SWS_{0(i)Max}} \right) \\
 & + 0.66 \cdot \left(\frac{\sum_{i=1}^n DTL_{(i)RMS}}{\sum_{i=1}^n DTL_{0(i)RMS}} \right)
 \end{aligned} \quad (2-55)$$

其中， $SDPI$ 為懸吊動態性能指標， n 為車輛軸數， $\ddot{z}_{sRMS}$ 、 $\ddot{\theta}_{RMS}$ 、 θ_{RMS} 、 $SWS_{(i)Max}$ 及 $DTL_{(i)RMS}$ 分別為車輛參數調整後之車輛通過粗糙路面時，其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根、第 i 軸懸吊運動行程之最大值及第 i 軸輪胎動態負載之方均根，而 $\ddot{z}_{s0RMS}$ 、 $\ddot{\theta}_{0RMS}$ 、 θ_{0RMS} 、 $SWS_{0(i)Max}$ 及 $DTL_{0(i)RMS}$ 分別為車輛參數調整前之車輛通過粗糙路面時，其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根、第 i 軸懸吊運動行程之最大值及第 i 軸輪胎動態負載之方均根。



式(2-55)中將各參數調整後之車輛通過粗糙路面時的物理量除以參數調整前之車輛通過粗糙路面時的物理量，其目的為將其歸一化(Normalize)，使不同數量級及不同單位之物理量能一起比較。而其各項加權係數為根據上述物理量與懸吊動態性能之關係所定義，使得車輛參數調整前之車輛的 SDPI 定義為 1。而當車輛之 SDPI 越小，則代表其懸吊動態性能越佳；反之，當車輛之 SDPI 越大，則代表其懸吊動態性能越差。故本研究可藉由 SDPI 來判斷車輛參數改變對其懸吊動態性能之影響。

第三章 數值分析方法



本章將講述本研究所使用之數值分析方法及模型中各參數，以及最佳化懸吊動態性能之方法，並共分為三個小節。

在 3.1 小節中，將設定本研究數值模型中所使用之路面參數及車輛參數。

在 3.2 小節中，將建立本研究所使用之數值分析方法。

在 3.3 小節中，將提出最佳化懸吊動態性能之方法。

3.1 數值分析參數設定

本小節主要設定本研究數值模型中所使用之路面參數及車輛參數。

3.1.1 路面輸入參數

本研究共使用兩種路面輸入，包含減速丘及粗糙路面。其中，減速丘做為較簡單之路面輸入，以觀察車輛受到一短暫之路面輸入後的基本響應性質；粗糙路面則做為車輛越野情境下之路面輸入，以觀察車輛受較複雜之路面輸入後的響應性質。且為了得到更一般化之運動特性，本研究將車輛模型分別以速度 30 km/h、60 km/h 及 90 km/h 通過路面，依序代表低速、中速及高速之車速。

1. 減速丘

根據 Zhao 等人[41]之研究，其減速丘之路面輸入方程式可表示為：

$$z_r(x) = \begin{cases} 0 & , if \ x < w_0 \\ \sqrt{\left(\frac{\left(\frac{w}{2}\right)^2 + h^2}{2h}\right)^2 - \left(x - \frac{w}{2}\right)^2} - \frac{\left(\frac{w}{2}\right)^2 + h^2}{2h} & , if \ w_0 \leq x \leq w + w_0 \\ 0 & , if \ x > w + w_0 \end{cases} \quad (3-1)$$

其中， w 為減速丘寬度， h 為減速丘高度， w_0 為減速丘起始位置。將以上參數設定為如表 3-1 所示，則可生成本研究所使用之減速丘路面，如圖 3-1 所示。

表 3-1 減速丘參數表

參數	符號	數值	單位
減速丘寬度	w	0.3	m
減速丘高度	h	0.05	m
減速丘起始位置	w_0	10	m

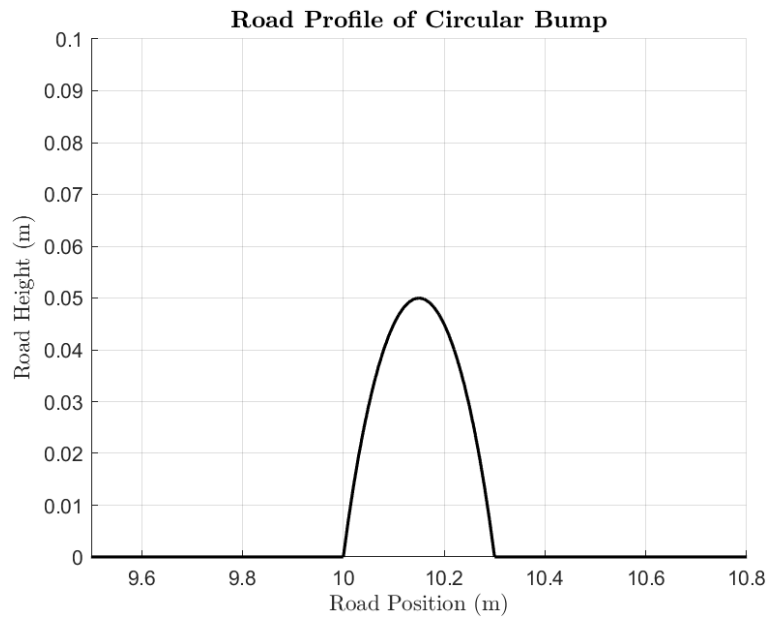


圖 3-1 減速丘路面示意圖

2. 粗糙路面

參考 Agostinacchio 等人[37]之研究，本研究選擇 ISO 8608 路面種類 Class D-E 做為越野情境下之粗糙路面，並根據表 2-1 及表 2-2 將式(2-52)中之參數設定為如表 3-2 所示，則可生成本研究所使用之粗糙路面，如圖 3-2 所示。

表 3-2 粗糙路面參數表

參數	符號	數值	單位
空間頻率常數	n_0	0.1	cycles/m
ISO 路面分類常數	k	6	-
取樣點數目	N	20000	-
離散空間頻率區間值	Δn	0.01	cycles/m

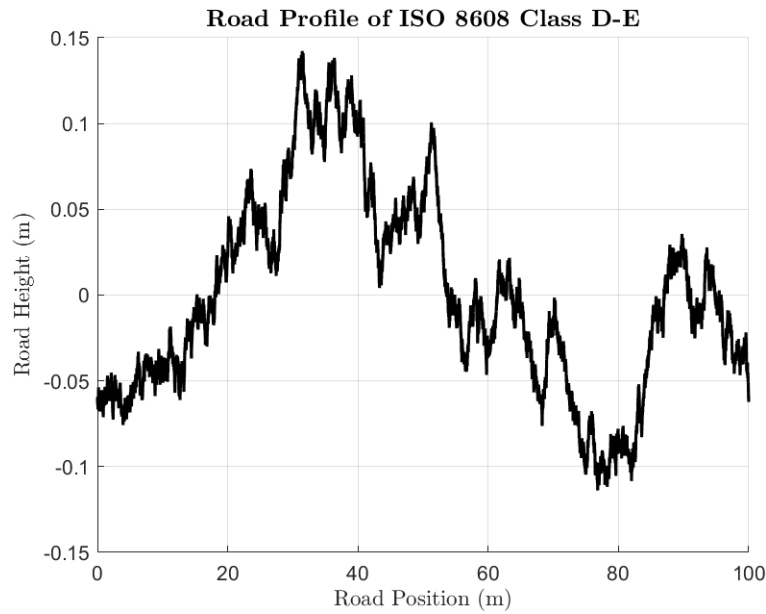


圖 3-2 ISO 8608 Class D-E 粗糙路面示意圖

3.1.2 車輛參數

本研究之四軸車輛參數以雲豹甲車做為參考對象再做調整，以其建立數值模型。簡化模型所使用之假設皆如同 2.2 小節所提及之。並依據工研院招標文件[1]得到各車輛參數，其中部分參數需根據本研究之假設再經由計算方能得到，以下為其計算過程：

1. 懸吊彈簧係數

原車懸吊之彈簧力如圖 3-3 所示，該懸吊彈簧由兩段線性彈簧所組成。

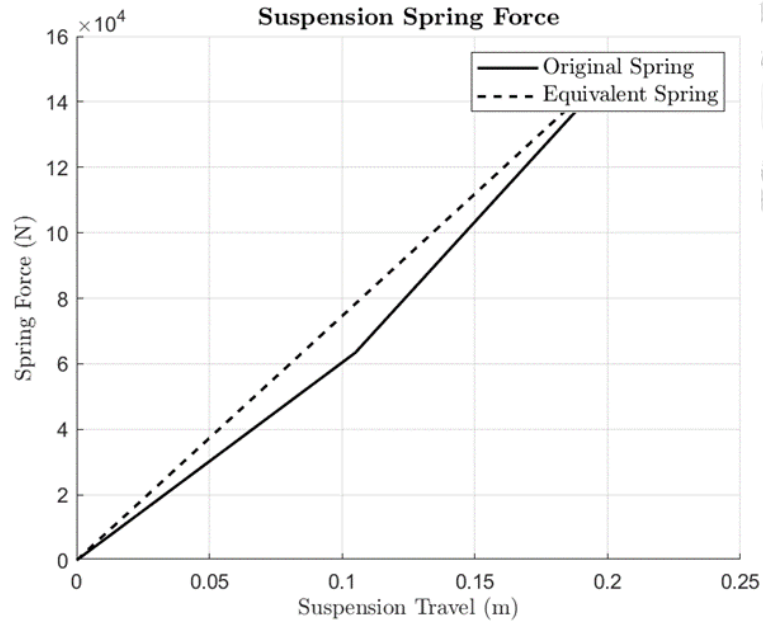


圖 3-3 原車及等效懸吊彈簧力圖

將兩段彈簧係數取平均簡化為一線性彈簧，其彈性係數為 745897.8 (N/m) 。然而，因原車上之簧上質量、懸吊及簧下質量三者並非位於同一平面上運動，故懸吊行程並非式(2-6)中之 $z_s - z_{us}$ ，而作用於簧上質量之懸吊彈簧力亦並非 $k_s(z_s - z_{us})$ 。其方程式需經懸吊槓桿比(Leverage Ratio, LR)轉換後得，可表示為[42]：

$$F_s = LR^2 \cdot k_s(z_s - z_{us}) = \widetilde{k}_s(z_s - z_{us}) \quad (3-2)$$

其中， F_s 為作用於簧上質量之懸吊彈簧力， LR 為懸吊槓桿比， k_s 為懸吊彈簧係數， z_s 為簧上質量位移， z_{us} 為簧下質量位移， $\widetilde{k}_s$ 為等效彈簧係數。由式(3-2)，可得到經槓桿比轉換之等效彈簧係數與原車懸吊彈簧係數的關係如下：

$$\widetilde{k}_s = LR^2 \cdot k_s \quad (3-3)$$

由式(3-5)可將原車懸吊彈簧經槓桿比轉換為一等效彈簧，其等效彈簧係數為 128710.0 (N/m) 。本研究將此數值做為數值模型中之懸吊彈簧係數。



2. 懸吊阻尼係數

與懸吊彈簧同理，原車懸吊阻尼亦可經槓桿比轉換為一等效懸吊阻尼，其等效阻尼係數與原車懸吊阻尼係數之關係如下：

$$\tilde{c}_s = LR^2 \cdot c_s \quad (3-4)$$

由式(3-6)可將原車懸吊阻尼經槓桿比轉換為一等效阻尼，其等效阻尼係數為 128710.0 (N/m)。本研究將此數值做為數值模型中之懸吊阻尼係數。

整理上述計算出之參數及其餘參數後，即可得到本研究所參考之四軸車輛參數，如表 3-3 所示。

表 3-3 四軸車輛參數表

參數	符號	數值	單位
簧上質量	m_s	20337.8	Kg
簧下質量	m_{us}	458.4	Kg
俯仰轉動慣量	I_y	562239.6	Kg·m ²
懸吊彈簧係數	k_s	128710.0	N/m
懸吊阻尼係數	c_s	11522.5	N·s/m
輪胎彈簧係數	k_t	840857	N/m
車輛重心與第一軸之距離	a	2.425	m
車輛重心與第二軸之距離	b	0.975	m
車輛重心與第三軸之距離	c	-0.975	m
車輛重心與第四軸之距離	d	-2.425	m
軸距	WB	4.85	m

為比較不同軸數之車輛模型間的懸吊動態性能差異，本研究將不同軸數之模型的各軸輪胎負載設定為相同，故將 n 軸模型之各軸間距(D_A)設定為等距，如圖 3-4 所示，使得簧上質量平均分配至各軸，其各軸間距之距離為：

$$D_A = \frac{WB}{n-1} \quad (3-5)$$

其中， D_A 為 n 軸模型之各軸間距， n 為模型之軸數， WB 為表 3-3 中四軸車輛之軸距。

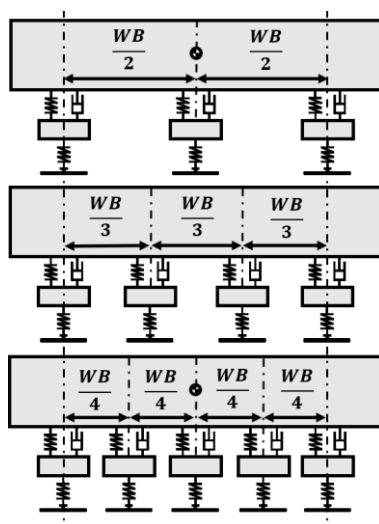


圖 3-4 不同軸數之模型各軸間距等距示意圖[19]

此外，不同軸數之車輛模型的簧上質量需隨著軸數而調整，其俯仰轉動慣量亦隨著簧上質量改變。因四分之一車模型可視為四軸車輛之八分之一，故不同軸數之車輛模型的簧上質量及俯仰轉動慣量與軸數之關係式可表示如下：

$$m_s = \frac{n}{8} \cdot m_{s0} \quad (3-6)$$

$$I_y = \frac{n}{8} \cdot I_{y0} \quad (3-7)$$

其中， n 為模型之軸數， m_s 及 I_y 為 n 軸模型之簧上質量及俯仰轉動慣量， m_{s0} 及 I_{y0} 為表 3-3 中四軸車輛之簧上質量及俯仰轉動慣量。各軸數之模型調整後之參數如表 3-4 所示。

表 3-4 不同軸數之車輛模型參數調整表

車輛模型	簧上質量 m_s (Kg)	俯仰轉動慣量 I_y (Kg·m ²)	各軸間距 D_A (m)
四分之一車模型	2542.2	-	-
兩軸模型	5084.5	140559.9	4.850
三軸模型	7626.7	210839.8	2.425
四軸模型	10168.9	281119.8	1.617
五軸模型	12711.1	351399.7	1.213
六軸模型	15253.4	421679.7	0.970



3.2 數值分析方法

本小節主要說明本研究之數值分析方法，使用 MATLAB 2022a 建立車輛模型，並模擬車輛模型之時間響應及頻域響應，其程式流程圖如圖 3-5 所示。

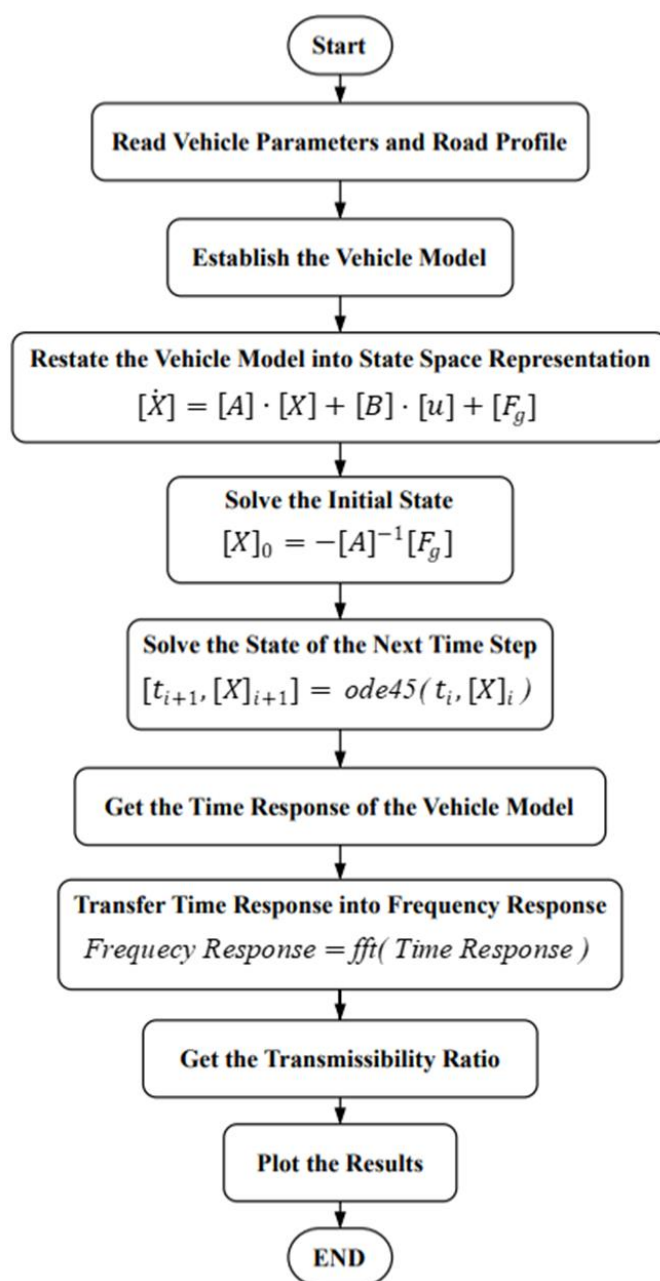


圖 3-5 車輛模型模擬程式流程圖

下文將更詳細說明本研究數值分析方法之細節，並分為時間響應及頻率響應兩個部分。



3.2.1 時間響應

在 2.2 小節中，本研究已建立車輛動力學模型且得到其運動方程式，並將其表示為矩陣形式。然而，該形式之 n 軸車輛模型為 n 階微分方程式，程式計算複雜度較高。本研究將其重新表示為狀態空間(State Space)之形式，可將其降階為一階微分方程式，降低程式計算複雜度，其形式可表示為：

$$[\dot{X}] = [A] \cdot [X] + [B] \cdot [u] + [F_g] \quad (3-8)$$

其中， $[X]$ 為狀態向量， $[\dot{X}]$ 為狀態向量對時間之導數， $[A]$ 為狀態矩陣， $[B]$ 為輸入矩陣， $[u]$ 為輸入向量，為重力加速度向量 $[F_g]$ 。

1. 四分之一車模型

四分之一車模型有兩個自由度，故其狀態向量需為四維向量以完整描述其運動，並可將狀態向量表示如下：

$$[X] = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{z}_s \\ \ddot{z}_s \\ \dot{z}_{us} \\ \ddot{z}_{us} \end{bmatrix} \quad (3-9)$$

將式(3-9)代入四分之一車模型之運動方程式，即式(2-9)及式(2-10)，可求得狀態矩陣及輸入矩陣，如下式：

$$[A] = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & \frac{k_s}{m_s} & \frac{c_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_{us}} & \frac{c_s}{m_{us}} & -\frac{k_t+k_s}{m_{us}} & -\frac{c_s}{m_{us}} \end{bmatrix} \quad (3-10)$$

$$[B] = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{k_t}{m_{us}} \end{bmatrix} \quad (3-11)$$

輸入向量為車輛模型所受到之路面輸入，而簧上質量及簧下質量皆受重力作用，故輸入向量及重力加速度向量可表示為：



$$[u] = [z_r] \quad (3-12)$$

$$[F_g] = \begin{bmatrix} 0 \\ -g \\ 0 \\ -g \end{bmatrix} \quad (3-13)$$

2. 兩軸模型

兩軸車模型有四個自由度，故其狀態向量需為八維向量以完整描述其運動，並可將狀態向量表示如下：

$$[X] = \begin{bmatrix} z_s \\ \dot{z}_s \\ \theta \\ \dot{\theta} \\ z_{us1} \\ \dot{z}_{us1} \\ z_{us2} \\ \dot{z}_{us2} \end{bmatrix} \quad (3-14)$$

兩軸車輛之狀態矩陣、輸入矩陣、輸入向量及重力加速度向量亦可由與四分之一車模型相似之方法求得，可表示如下：

$$[A] = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -(\frac{k_{s1} + k_{s2}}{m_s}) & -(\frac{c_{s1} + c_{s2}}{m_s}) & \frac{a \cdot k_{s1} + b \cdot k_{s2}}{m_s} & \frac{a \cdot c_{s1} + b \cdot c_{s2}}{m_s} & \frac{k_{s1}}{m_s} & \frac{c_{s1}}{m_s} & \frac{k_{s2}}{m_s} & \frac{c_{s2}}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{a \cdot k_{s1} + b \cdot k_{s2}}{I_y} & \frac{a \cdot c_{s1} + b \cdot c_{s2}}{I_y} & -(\frac{a^2 \cdot k_{s1} + b^2 \cdot k_{s2}}{I_y}) & -(\frac{a^2 \cdot c_{s1} + b^2 \cdot c_{s2}}{I_y}) & -a \cdot \frac{k_{s1}}{I_y} & -a \cdot \frac{c_{s1}}{I_y} & -b \cdot \frac{k_{s2}}{I_y} & -b \cdot \frac{c_{s2}}{I_y} \\ \frac{k_{s1}}{m_{us1}} & \frac{c_{s1}}{m_{us1}} & -a \cdot \frac{k_{s1}}{m_{us1}} & -a \cdot \frac{c_{s1}}{m_{us1}} & -\frac{k_{t1} + k_{s1}}{m_{us1}} & -\frac{c_{s1}}{m_{us1}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_{s2}}{m_{us2}} & \frac{c_{s2}}{m_{us2}} & -b \cdot \frac{k_{s2}}{m_{us2}} & -b \cdot \frac{c_{s2}}{m_{us2}} & 0 & 0 & -\frac{k_{t2} + k_{s2}}{m_{us2}} & -\frac{c_{s2}}{m_{us2}} \end{bmatrix} \quad (3-15)$$



$$[B] = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{k_{t1}}{m_{us1}} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{k_{t2}}{m_{us2}} \end{bmatrix} \quad (3-16)$$

$$[u] = \begin{bmatrix} z_{r1} \\ z_{r2} \end{bmatrix} \quad (3-17)$$

$$[F_g] = \begin{bmatrix} 0 \\ -g \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -g \\ 0 \\ -g \end{bmatrix} \quad (3-18)$$

3. 多軸模型

n 軸車輛模型有 $n + 2$ 個自由度，故其狀態向量需為 $2n + 4$ 維向量以完整描述其運動，並可將狀態向量表示如下：

$$[X] = \begin{bmatrix} z_s \\ \dot{z}_s \\ \theta \\ \dot{\theta} \\ z_{us1} \\ \dot{z}_{us1} \\ z_{us2} \\ \dot{z}_{us2} \\ \vdots \\ z_{us(n)} \\ \dot{z}_{us(n)} \end{bmatrix}_{1 \times (2n+4)} \quad (3-19)$$

同理，多軸車輛之狀態矩陣、輸入矩陣亦可將狀態向量代入式(2-38)至式(2-40)後求得。輸入向量為各軸所受到之路面輸入，而簧上質量及各軸簧下質量皆受重力作用，故輸入向量及重力加速度向量亦與上述模型相似。則 n 軸車輛之狀態矩陣、輸入矩陣、輸入向量及重力加速度向量可表示如下：

$$[A]_{(2n+4) \times (2n+4)} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ -\left(\frac{\sum_{i=1}^n k_{s(i)}}{m_s}\right) - \left(\frac{\sum_{i=1}^n c_{s(i)}}{m_s}\right) & \frac{\sum_{i=1}^n l_{(i)} \cdot k_{s(i)}}{m_s} & \frac{\sum_{i=1}^n l_{(i)} \cdot c_{s(i)}}{m_s} & \frac{k_{s1}}{m_s} & \frac{c_{s1}}{m_s} & \frac{k_{s2}}{m_s} & \frac{c_{s2}}{m_s} & \cdots & \frac{k_{s(n)}}{m_s} & \frac{c_{s(n)}}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ \frac{\sum_{i=1}^n l_{(i)} \cdot k_{s(i)}}{I_y} & \frac{\sum_{i=1}^n l_{(i)} \cdot c_{s(i)}}{I_y} & -\left(\frac{\sum_{i=1}^n l_{(i)}^2 \cdot k_{s(i)}}{I_y}\right) - \left(\frac{\sum_{i=1}^n l_{(i)}^2 \cdot c_{s(i)}}{I_y}\right) & -l_1 \cdot \frac{k_{s1}}{I_y} & -l_1 \cdot \frac{c_{s1}}{I_y} & -l_2 \cdot \frac{k_{s2}}{I_y} & -l_2 \cdot \frac{c_{s2}}{I_y} & \cdots & -l_{(n)} \cdot \frac{k_{s(n)}}{I_y} & -l_{(n)} \cdot \frac{c_{s(n)}}{I_y} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ \frac{k_{s1}}{m_{us1}} & \frac{c_{s1}}{m_{us1}} & -l_1 \cdot \frac{k_{s1}}{m_{us1}} & -l_1 \cdot \frac{c_{s1}}{m_{us1}} & -\frac{k_{t1} + k_{s1}}{m_{us1}} - \frac{c_{s1}}{m_{us1}} & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & \cdots & 0 & 0 \\ \frac{k_{s2}}{m_{us2}} & \frac{c_{s2}}{m_{us2}} & -l_2 \cdot \frac{k_{s2}}{m_{us2}} & -l_2 \cdot \frac{c_{s2}}{m_{us2}} & 0 & 0 & -\frac{k_{t2} + k_{s2}}{m_{us2}} - \frac{c_{s2}}{m_{us2}} & \cdots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 1 \\ \frac{k_{s(n)}}{m_{us(n)}} & \frac{c_{s(n)}}{m_{us(n)}} & -l_{(n)} \cdot \frac{k_{s(n)}}{m_{us(n)}} & -l_{(n)} \cdot \frac{c_{s(n)}}{m_{us(n)}} & 0 & 0 & 0 & \cdots & -\frac{k_{t(n)} + k_{s(n)}}{m_{us(n)}} - \frac{c_{s(n)}}{m_{us(n)}} & 0 \end{bmatrix} \quad (3-20)$$

$$[B]_{n \times (2n+4)} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & \cdots & 0 \\ \frac{k_{t1}}{m_{u1}} & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \frac{k_{t2}}{m_{u2}} & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & \frac{k_{t(n)}}{m_{u(n)}} \end{bmatrix} \quad (3-21)$$

$$[u]_{1 \times n} = \begin{bmatrix} z_{r1} \\ z_{r2} \\ \vdots \\ z_{r(n)} \end{bmatrix} \quad (3-22)$$



$$[F_g]_{1 \times (2n+4)} = \begin{bmatrix} 0 \\ -g \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -g \\ \vdots \\ 0 \\ -g \end{bmatrix} \quad (3-23)$$

求得狀態空間之各矩陣及向量後，可由式(3-8)解得初始狀態向量 $[X]_0$ 。因初始狀態為靜止之平衡狀態，代表其狀態向量對時間之導數為零，故可將式(3-8)變形為：

$$[X]_0 = -[A]^{-1}[F_g] \quad (3-24)$$

其中， $[X]_0$ 為初始狀態向量， $[A]^{-1}$ 為狀態矩陣之反矩陣， $[F_g]$ 為重力加速度向量。由式(3-24)解得初始狀態向量後，使用 MATLAB 之 *ode45* 函數中對狀態空間求解，以求得下一取樣點之狀態向量。再繼續迭代至最後一取樣點，便可得到各取樣點之狀態向量，即完整之車輛模型的時間響應。

狀態向量中之簧上質量位移及加速度為簧上質量 C.G.處之位移及加速度，若想觀察其他位置之簧上質量位移及加速度，則需根據相對運動之方程式移動觀察點[43]，其關係式如下：

$$z_{obs} = z_s + x_{obs} \cdot \theta \quad (3-25)$$

$$\ddot{z}_{obs} = \ddot{z}_s + \ddot{\theta} \times x_{obs} - \dot{\theta}^2 \cdot x_{obs} \quad (3-26)$$

其中， z_{obs} 及 $\ddot{z}_{obs}$ 為觀察點之簧上質量位移及加速度， z_s 及 $\ddot{z}_s$ 為 C.G.處之簧上質量位移及加速度， x_{obs} 為觀察點與 C.G.之距離，若為正值則表示該點位於 C.G.前方；若為負值則表示該點位於 C.G.後方。 θ 、 $\dot{\theta}$ 及 $\ddot{\theta}$ 為俯仰方向之角位移、角速度及角加速度。

接著，可藉由式(2-53)及式(2-54)計算出懸吊運動行程及輪胎動態負載之時間響應，並由下式將懸吊運動行程、輪胎動態負載、簧上質量加速度、角位移及角加速度各物理量之方均根值求出：

$$x_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \left(\sum_{i=1}^N x_i^2 \right)} \quad (3-27)$$

其中， x_{RMS} 為該物理量之方均根值， N 為取樣點數目， x_i 為第 i 個取樣點之該物理量的值。

3.2.2 頻率響應

從時間響應僅能觀察到有限之複雜系統的特性，故本研究將時間響應轉換為頻域響應，以進一步觀察其系統之運動特性。系統之時間響應可藉由傅立葉級數表示為正弦函數及餘弦函數之無窮線性組合，而傅立葉轉換(Fourier Transform)即可將時間響應轉換為頻域響應。因本研究之時間響應為各取樣點之離散形式，故本研究使用離散形式之傅立葉轉換，其轉換式如下：

$$X_k = \sum_{r=0}^{N-1} x_r e^{-i\left(\frac{2\pi kr}{N}\right)}, \quad k = 0, 1, 2, \dots, (N-1) \quad (3-28)$$

若以式(3-28)將時間響應轉換為頻域響應，其計算時間複雜度為 $O(N^2)$ ，而若使用快速傅立葉轉換(Fast Fourier Transform, FFT)則可將計算時間複雜度降為 $O(N \log N)$ [44]。為降低模擬程式運算時間，本研究使用 MATLAB 之 *fft* 函數將時間響應以快速傅立葉轉換為頻域響應。將上文中各物理量之時間響應皆以快速傅立葉轉換為頻域響應後，再將其各頻率之振幅除以路面輸入相對應頻率之振幅，則可得到路面輸入對懸吊運動行程、輪胎動態負載、簧上質量加速度、角位移及角加速度之傳遞比。



3.3 最佳化方法

本小節將提出最佳化懸吊動態性能之方法。根據 2.4 小節中本研究定義之懸吊動態性能指標(SDPI)，可將其用以評估車輛參數調整後，車輛經過粗糙路面之懸吊動態性能。本研究所考慮之車輛參數如表 3-3 所示，若其中車輛之簧上質量、簧下質量、俯仰轉動慣量、輪胎彈簧係數、前後軸軸距及各軸位置皆為已知，則 SDPI 為車輛之懸吊彈簧係數、懸吊阻尼係數及重心位置的函數。

若要最佳化特定車速下經過某粗糙路面之懸吊動態性能，則需將懸吊彈簧係數、懸吊阻尼係數及重心位置定為最佳化之設計變數(Design Variables)，其餘車輛參數、車速及路面輸入則定為最佳化之設計參數(Design Parameters)。並將懸吊動態性能指標定為最佳化之目標函數(Objective Function)，以求解 SDPI 之最小值，其程式流程圖如圖 3-6 所示。

序列二次規劃演算法(Sequential Quadratic Programming, SQP)將較複雜的非線性約束最佳化問題轉換為較簡單的二次規劃問題來求解，能有效求解非線性約束最佳化問題，且收斂性佳、計算效率高及邊界搜尋能力佳。

SDPI 之定義如式(2-55)所示，即 SDPI 為一非線性函數。且懸吊彈簧係數、懸吊阻尼係數及重心位置皆有其數值範圍限制，即各設計變數皆有約束條件。故懸吊動態性能最佳化為一非線性約束最佳化問題。因此，本研究使用序列二次規劃演算法做為最佳化懸吊動態性能之演算法。

根據圖 3-6 之流程，使用 MATLAB 之 *fmincon* 函數便可求解在特定車速下經過某粗糙路面之 SDPI 的最小值，並得到懸吊動態性能最佳化之車輛參數。

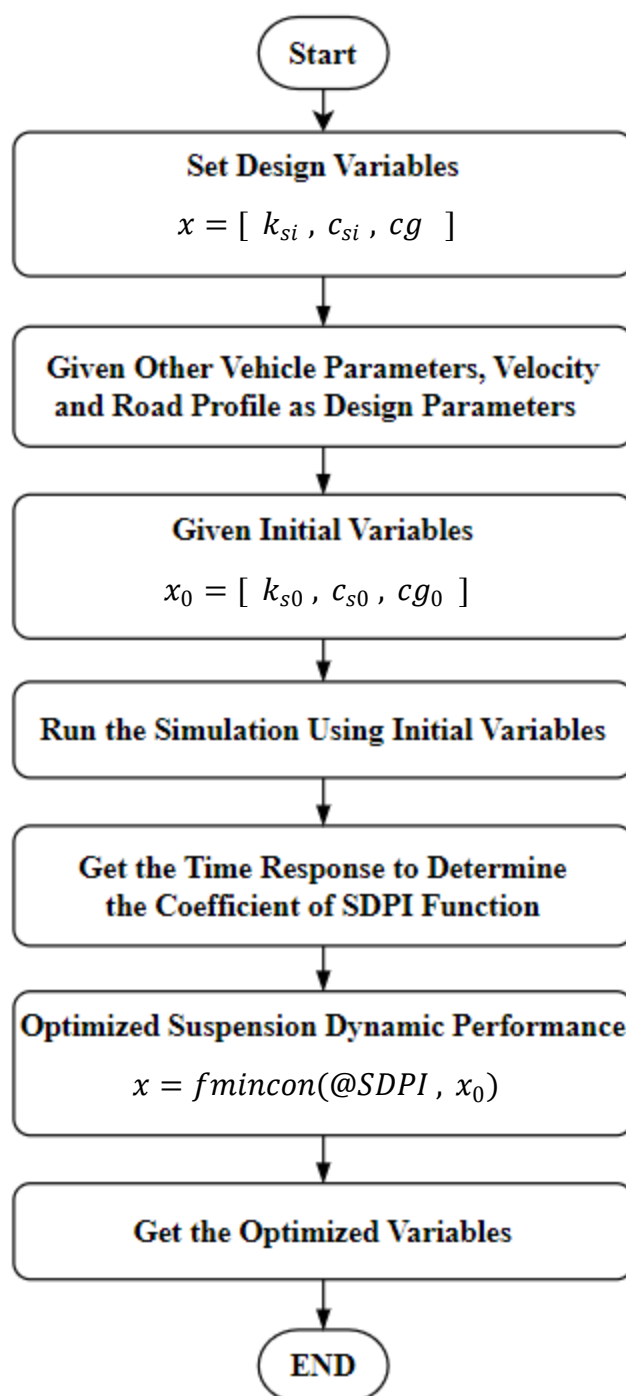


圖 3-6 懸吊動態性能最佳化程式流程圖

第四章 數值分析結果與討論



本章將利用第三章所提及之數值分析方法及依其所建立之 MATLAB 程式，模擬不同參數之車輛模型，並觀察其模擬結果及討論其車輛響應之特性。並利用最佳化懸吊動態性能之方法，得到優化之車輛參數。本章總共分為六個小節探討。

在 4.1 小節中，主要分析車輛懸吊系統之基本性質。

在 4.2 至 4.5 小節中，主要分析各車輛參數對車輛響應之影響，包含車輛軸數、懸吊彈簧系配置、懸吊阻尼係數配置及車輛重心位置，並提出較一般化之結論。

在 4.6 小節中，主要討論車輛懸吊動態性能最佳化之結果，並以此驗證 4.2 至 4.5 小節所提出之結論。

4.1 車輛懸吊系統基本性質

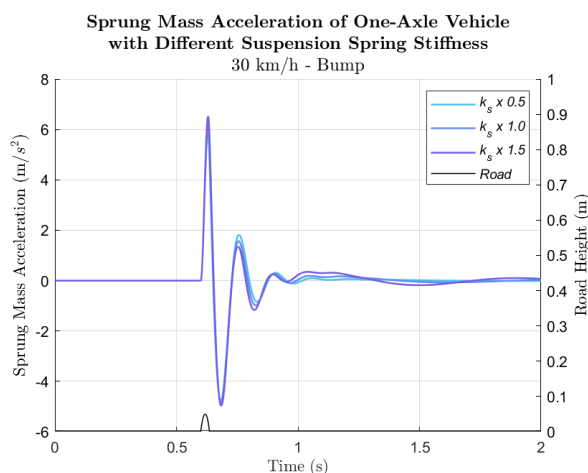
本小節將改變四分之一車模型之懸吊彈簧係數及懸吊阻尼係數，並觀察其通過減速丘路面之模擬結果，以了解車輛懸吊系統之基本性質。

一般車輛之最小阻尼比(Damping Ratio)約為 0.25，越野車輛之最大阻尼比則約為 0.7 [45]。故本研究在調整參數時，皆將阻尼比保持在[0.25, 0.7]此範圍區間內，以保證其參數之合理性，避免過阻尼或欠阻尼之現象發生。

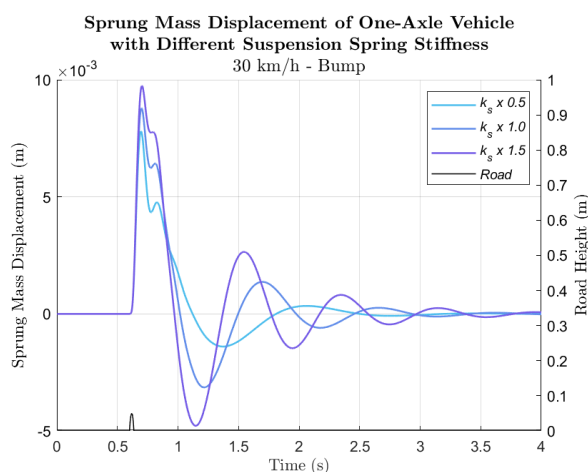
4.1.1 懸吊彈簧係數之分析

根據上述之阻尼比範圍區間，若僅調整懸吊彈簧係數，而其餘參數皆維持不變，則其可調整之範圍為原懸吊彈簧係數之 0.3 倍至 1.6 倍。

根據上述範圍，將懸吊彈簧係數分別設定為原四分之一車模型之懸吊彈簧係數的 0.5 倍、1.0 倍及 1.5 倍，並將該車輛模型以速度 30 km/h 通過減速丘路面，其時間響應如圖 4-1 所示。



(a) 簧上質量加速度



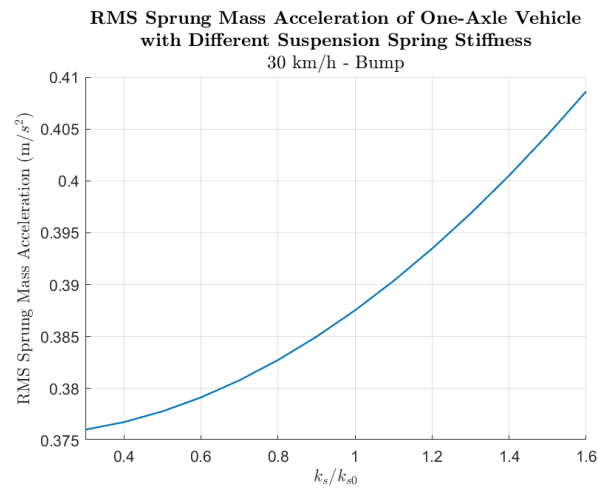
(b) 簧上質量位移

圖 4-1 不同懸吊彈簧係數之四分之一車模型以時速 30 公里

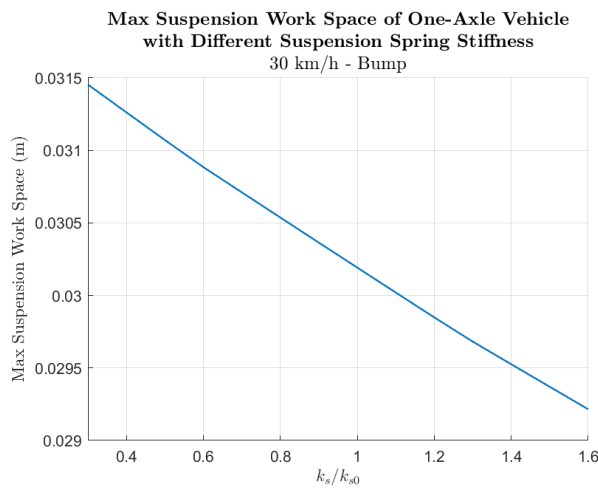
通過減速丘路面的時間響應圖

由圖 4-1 可觀察出，當懸吊彈簧係數增加為原懸吊彈簧係數之 1.5 倍時，簧上質量之最大加速度及最大位移皆隨之增加；當懸吊彈簧係數減少為原懸吊彈簧係數之 0.5 倍時，簧上質量之最大加速度及最大位移則皆隨之減少。

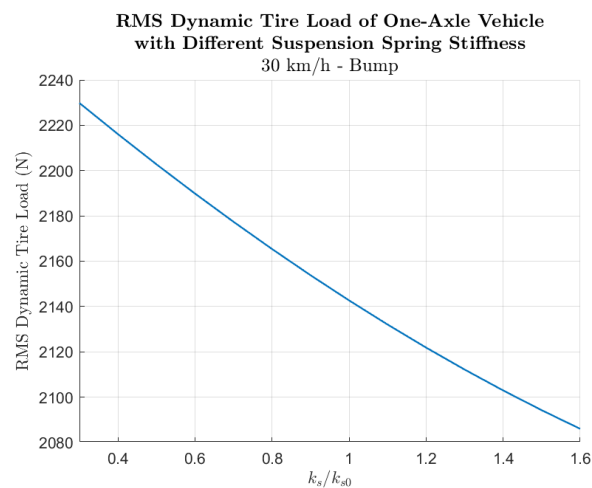
根據上述可調整之懸吊彈簧係數範圍區間，將懸吊彈簧係數(k_s)由原懸吊彈簧係數(k_{s0})之 0.3 倍逐漸增加至 1.6 倍，並根據 2.4 小節對懸吊動態性能之定義，計算其簧上質量加速度之方均根、懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根。觀察其隨懸吊彈簧係數改變之變化趨勢，以了解懸吊彈簧係數改變對懸吊動態性能之影響，其模擬結果如圖 4-2 所示。



(a) 簧上質量加速度方均根



(b) 懸吊運動行程最大值

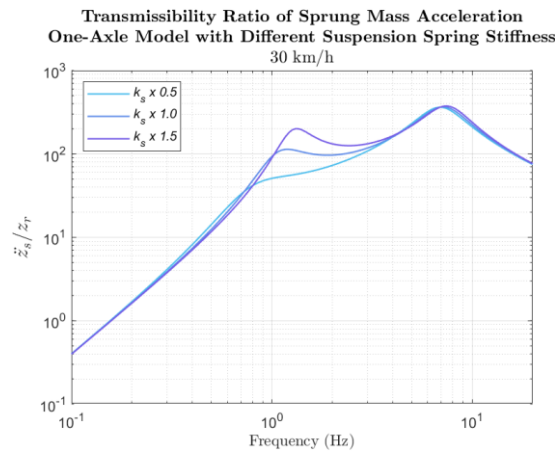


(c) 輪胎動態負載方均根

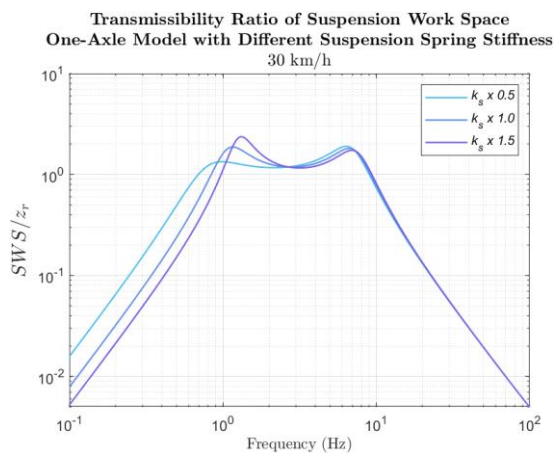
圖 4-2 不同懸吊彈簧係數之四分之一車模型以時速 30 公里
通過減速丘路面的時間響應變化圖

由圖 4-2 可觀察出，當懸吊彈簧係數由原懸吊彈簧係數之 0.3 倍增加至 1.6 倍時，簧上質量加速度方均根將隨之增加，代表乘坐舒適性隨之變差；而懸吊運動行程最大值及輪胎動態負載方均根則皆隨之減少，代表懸吊所需運動空間隨之變小且車輛操縱性隨之變佳。

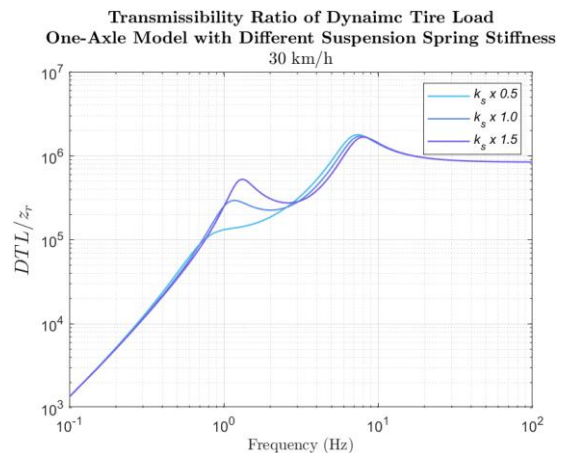
接著，將上述模擬結果之時間響應轉換至頻域響應，以觀察懸吊彈簧係數改變對其傳遞比之影響，其結果如圖 4-3 至所示。



(a) 簧上質量加速度



(b) 懸吊運動行程



(c) 輪胎動態負載

圖 4-3 不同懸吊彈簧係數之四分之一車模型在時速 30 公里的傳遞比圖



由圖 4-3 可觀察出，在頻率 1.05 Hz 及 7.33 Hz 處之傳遞比有較明顯之峰值。其中，頻率較低者為簧上質量之自然頻率；頻率較高者為簧下質量之自然頻率，其自然頻率亦可由式(2-20)求解得。

當懸吊彈簧係數由原懸吊彈簧係數之 0.5 倍增加至 1.5 倍時，則兩自然頻率皆隨之變大。簧上質量自然頻率之傳遞比峰值皆隨之增加；而簧下質量自然頻率之簧上質量加速度傳遞比峰值亦將隨之略為增加，懸吊運動行程及輪胎動態負載傳遞比峰值則將隨之略為減少。而在低於簧上質量自然頻率之頻率區間，當懸吊彈簧係數越大，其傳遞比皆越小。

當某頻率區間之傳遞比遠高於其他頻率區間之傳遞比，其響應將由該頻率區間自然頻率所主導。代表簧上質量加速度及輪胎動態負載皆由簧下質量自然頻率所主導，當懸吊阻尼係數增加，該區間之簧上質量加速度傳遞比隨之增加，輪胎動態負載傳遞比則隨之減少。上述頻域響應與時間響應之變化趨勢相符合。

將車速分別改為 60 km/h 及 90 km/h，並重複以上之分析過程，可將其隨懸吊彈簧係數增加之時間響應變化趨勢整理如表 4-1 所示。並可觀察出在不同車速下，車輛懸吊系統之懸吊彈簧的基本性質相同。

表 4-1 不同懸吊彈簧係數之四分之一車模型

通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表

改變之 車輛參數	v (km/h)	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	SWS (m)	DTL (N)
k_s	30	↑	↓	↓
	60	↑	↓	↓
	90	↑	↓	↓

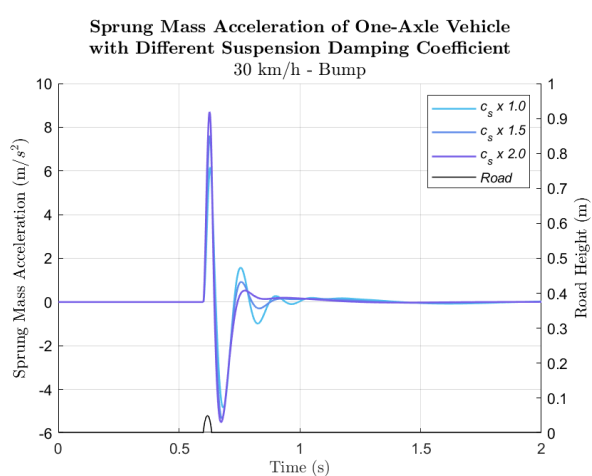
↑：遞增，↓：遞減



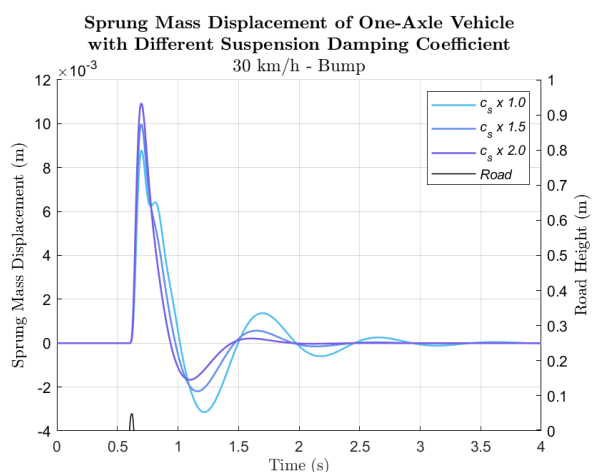
4.1.2 懸吊阻尼係數之分析

根據本研究之阻尼比範圍區間，若僅調整懸吊阻尼係數，而其餘參數皆維持不變，則其可調整之範圍為原懸吊阻尼係數之 0.8 倍至 2.1 倍。

根據上述範圍，將懸吊阻尼係數分別設定為原四分之一車模型之懸吊阻尼係數的 1.0 倍、1.5 倍及 2.0 倍，並將該車輛模型以速度 30 km/h 通過減速丘路面，其時間響應如圖 4-4 所示。



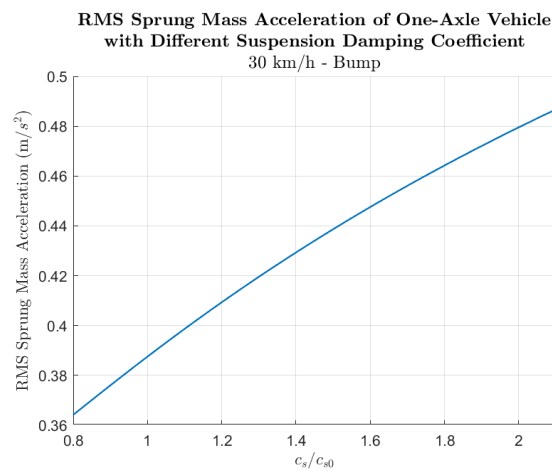
(a) 簧上質量加速度



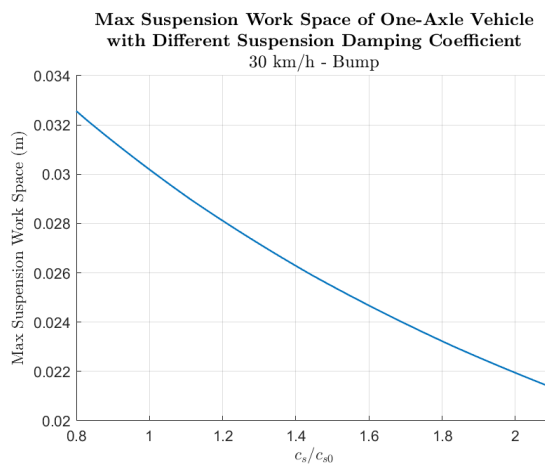
(b) 簧上質量位移

圖 4-4 不同懸吊阻尼係數之四分之一車模型以時速 30 公里
通過減速丘路面的時間響應圖

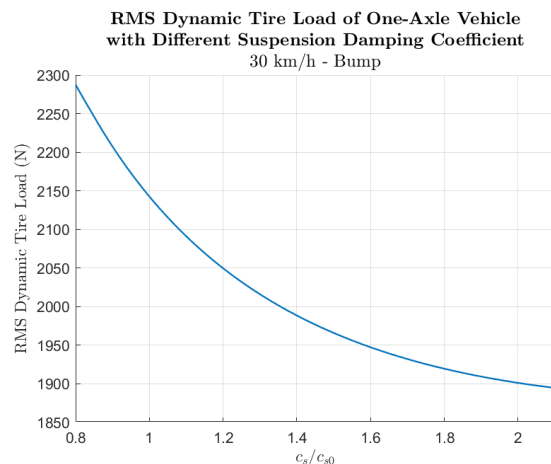
根據上述之懸吊阻尼係數範圍，將懸吊阻尼係數(c_s)由原懸吊阻尼係數(c_{s0})之 0.8 倍逐漸增加至 2.1 倍，並計算其簧上質量加速度之方均根、懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根。觀察其隨懸吊阻尼係數改變之變化趨勢，以了解懸吊阻尼係數改變對懸吊動態性能之影響，其模擬結果如圖 4-5 所示。



(a) 簧上質量加速度



(b) 懸吊運動行程

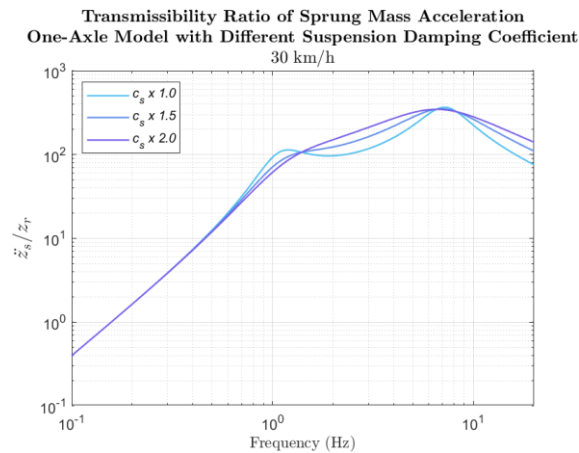


(c) 輪胎動態負載

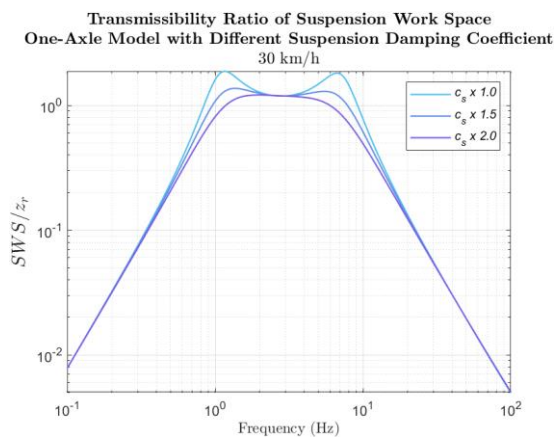
圖 4-5 不同懸吊阻尼係數之四分之一車模型以時速 30 公里
通過減速丘路面的時間響應變化圖

由圖 4-5 可觀察出，當懸吊阻尼係數由原懸吊阻尼係數之 0.8 倍增加至 2.1 倍時，簧上質量加速度方均根將隨之增加，代表乘坐舒適性隨之變差；而懸吊運動行程最大值及輪胎動態負載方均根則皆隨之減少，代表懸吊所需運動空間變小且車輛操縱性皆隨之變佳。

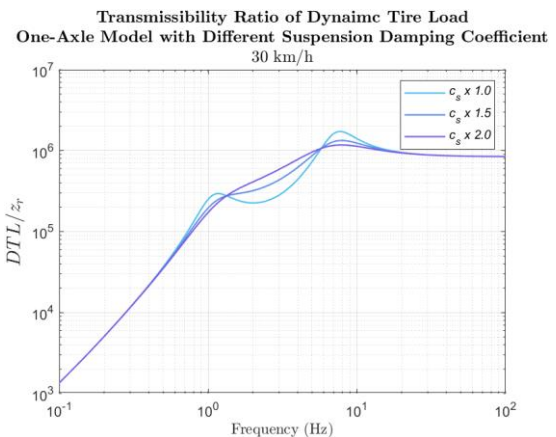
接著，將上述模擬結果之時間響應轉換至頻域響應，以觀察懸吊阻尼係數改變對其傳遞比之影響，其結果如圖 4-6 所示。



(a) 簧上質量加速度



(b) 懸吊運動行程



(c) 輪胎動態負載

圖 4-6 不同懸吊阻尼係數之四分之一車模型在時速 30 公里的傳遞比圖

由圖 4-6 可觀察出，當懸吊阻尼係數由原懸吊阻尼係數增加至其 2.0 倍時，則簧上及簧下質量自然頻率之傳遞比峰值皆將隨之減少；而在兩自然頻率間及高於簧下質量自然頻率之頻率區間，其簧上質量加速度及輪胎動態負載傳遞比將隨之增加。換句話說，在自然頻率附近，阻尼係數較大之懸吊系統會有較小之傳遞比，即較能吸收路面輸入。

簧上質量加速度由中高頻區間所主導，當懸吊阻尼係數增加，該區間傳遞比將隨之增加。懸吊運動行程由簧上及簧下質量自然頻率所主導，當懸吊阻尼係數增加，該區間傳遞比將隨之減少。輪胎動態負載則由簧下質量自然頻率所主導，當懸吊阻尼係數增加，該區間傳遞比將隨之減少。上述頻域響應與時間響應之變化趨勢相符合。

將車速分別改為 60 km/h 及 90 km/h，並重複以上之分析過程，可將其隨懸吊阻尼係數增加之時間響應變化趨勢整理如表 4-2 所示。並可觀察出在不同車速下，車輛懸吊系統之懸吊阻尼的基本性質相同。

表 4-2 不同懸吊阻尼係數之四分之一車模型

通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表

改變之 車輛參數	v (km/h)	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	SWS (m)	DTL (N)
c_s	30	↑	↓	↓
	60	↑	↓	↓
	90	↑	↓	↓

↑：遞增，↓：遞減

4.1.3 小結

四分之一車模型可用以分析車輛懸吊系統之基本性質，其基本性質在不同車速下皆相同，如下：

1. 當懸吊彈簧係數或阻尼係數增加時，簧上質量加速度將隨之增加；懸吊運動行程及輪胎動態負載則隨之減少。
2. 當懸吊彈簧係數或阻尼係數改變，簧上質量及簧下質量之自然頻率將隨之改變，其簧上質量加速度、懸吊運動行程及輪胎動態負載之傳遞比亦將隨之改變。





4.2 車輛軸數對懸吊動態性能之影響

當車輛模型之軸數增加，系統之複雜度亦將隨之增加。故本小節將改變車輛模型之軸數，並觀察其自然頻率與通過減速丘路面及粗糙路面之模擬結果，再分析其頻域響應，以了解車輛軸數對懸吊動態性能之影響。

4.2.1 不同軸數之車輛模型的自然頻率

由式(2-20)可計算出各軸數之車輛模型的自然頻率，如表 4-3 所示。

表 4-3 不同軸數車輛模型之自然頻率表

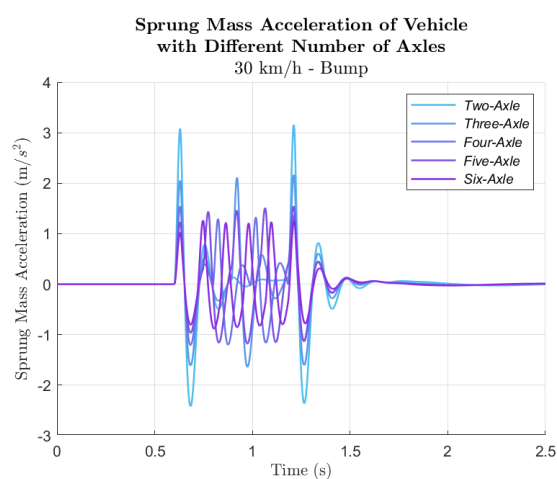
模態	自然頻率 f_n (Hz)				
	二軸車輛	三軸車輛	四軸車輛	五軸車輛	六軸車輛
簧上質量跳動	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05
簧上質量俯仰	0.49	0.40	0.35	0.34	0.33
第一軸簧下質量	7.32	7.32	7.32	7.32	7.32
第二軸簧下質量	7.33	7.33	7.33	7.33	7.33
第三軸簧下質量	-	7.32	7.32	7.32	7.32
第四軸簧下質量	-	-	7.32	7.32	7.32
第五軸簧下質量	-	-	-	7.32	7.32
第六軸簧下質量	-	-	-	-	7.32

由表 4-3 可觀察出，當車輛模型之軸數增加，其簧上質量之跳動自然頻率及簧下質量之自然頻率皆不隨之改變，簧上質量之跳動自然頻率皆為 1.05 Hz，簧下質量之自然頻率則皆約為 7.32 Hz，而簧上質量之俯仰自然頻率則隨之變小。

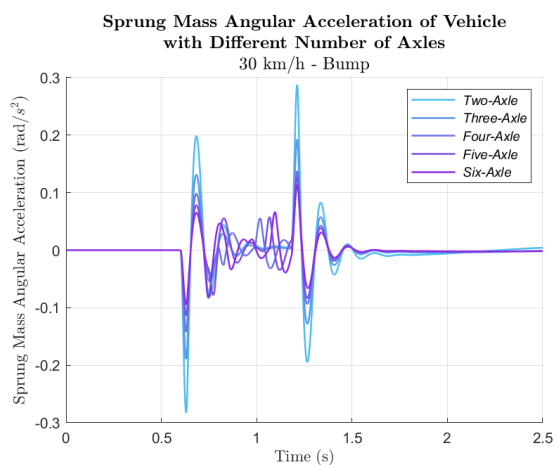


4.2.2 不同軸數之車輛模型通過減速丘路面的時間響應

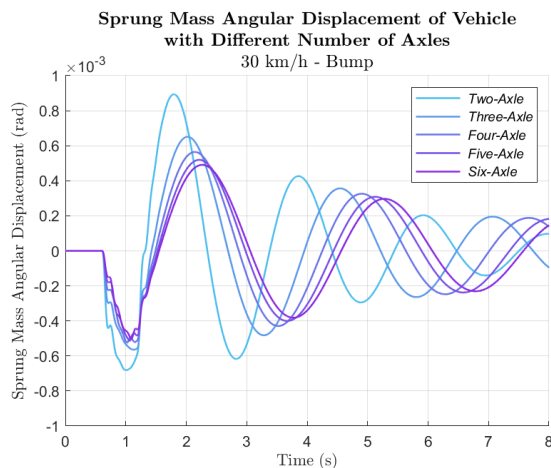
將車輛模型軸數由二軸逐漸增加至六軸，並觀察其通過減速丘路面之模擬結果，以分析隨車輛模型軸數增加，其對車輛響應之影響，而其時間響應如圖 4-7 所示。



(a) 簧上質量加速度



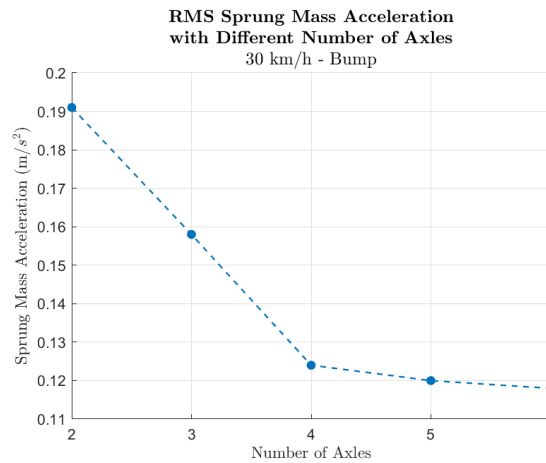
(b) 簧上質量角加速度



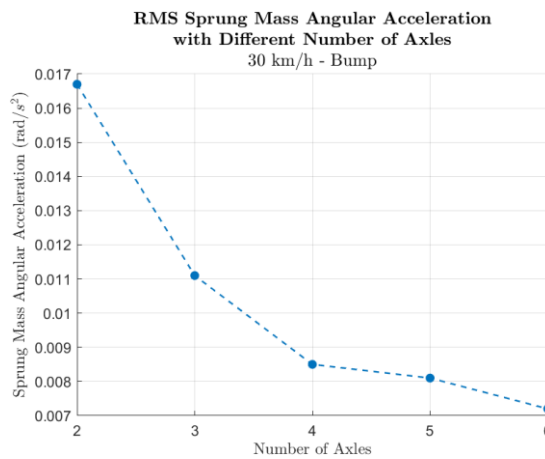
(c) 簧上質量角位移

圖 4-7 不同軸數之車輛模型以時速 30 公里通過減速丘路面的時間響應圖

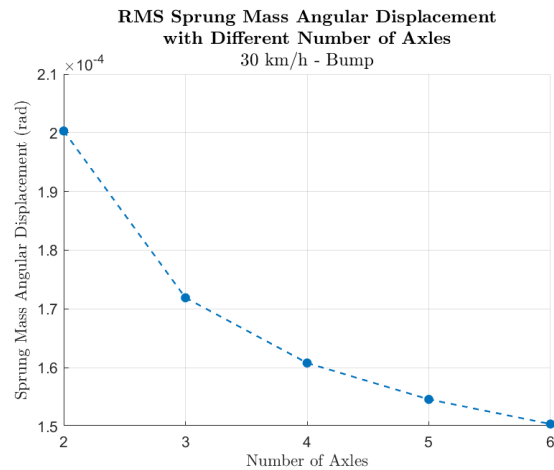
由圖 4-7 可觀察出，當車輛模型軸數增加，則其簧上質量加速度、角加速度及角位移之最大值皆將隨之減少。利用上述之模擬結果，計算其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根值、懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值隨車輛模型軸數之變化，如圖 4-8 及圖 4-9 所示。



(a) 簧上質量加速度方均根



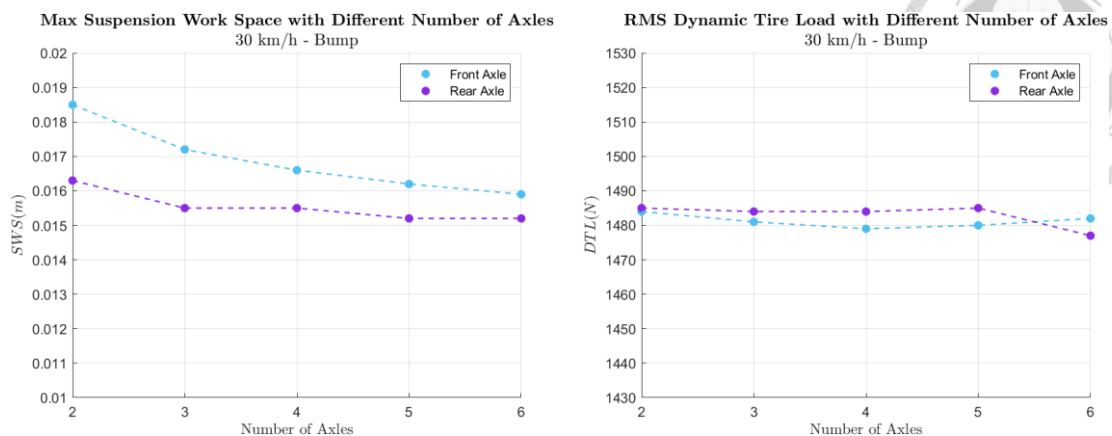
(b) 簧上質量角加速度方均根



(c) 簧上質量角位移方均根

圖 4-8 不同軸數之車輛模型以時速 30 公里通過減速丘路面

簧上質量的時間響應變化圖



(a) 懸吊運動行程最大值

(b) 輪胎動態負載方均根

圖 4-9 不同軸數之車輛模型以時速 30 公里通過減速丘路面

前後軸的時間響應變化圖

由圖 4-8 及圖 4-9 可觀察出，當車輛模型軸數增加，以速度 30 km/h 通過減速丘路面，其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根值皆將隨之減少。當車輛模型軸數改變，懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值的變化皆極小，即各軸之性能幾乎不受其影響。

將車速分別改為 60 km/h 及 90 km/h，並重複以上之分析過程，可將其隨車輛軸數增加之時間響應變化趨勢整理如表 4-4 所示。並可觀察出以不同車速通過減速丘路面時，車輛軸數改變對其時間響應變化影響之趨勢相同。

表 4-4 不同軸數之車輛模型

通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表

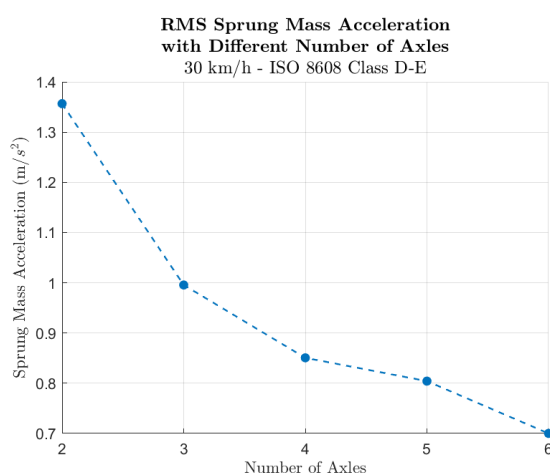
改變之 車輛參數	v (km/h)	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	$SWS (m)$		$DTL (N)$	
					Axle			
					Front	Rear	Front	Rear
n	30	↓	↓	↓	-	-	-	-
	60	↓	↓	↓	-	-	-	-
	90	↓	↓	↓	-	-	-	-

↓：遞減，-：不變

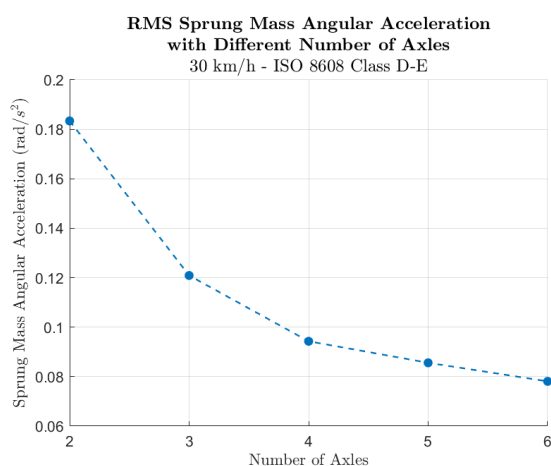


4.2.3 不同軸數之車輛模型通過粗糙路面的時間響應

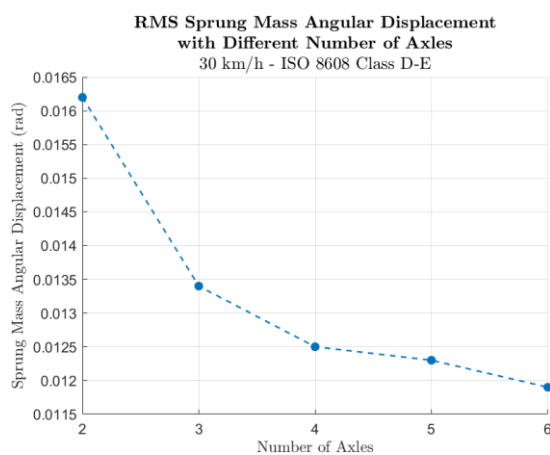
將減速丘路面輸入以粗糙路面代替之，以分析隨車輛模型軸數增加，對車輛懸吊動態性能之影響。其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根值、懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值隨車輛模型軸數之變化，分別如圖 4-10 及圖 4-11 所示。



(a) 簧上質量加速度方均根



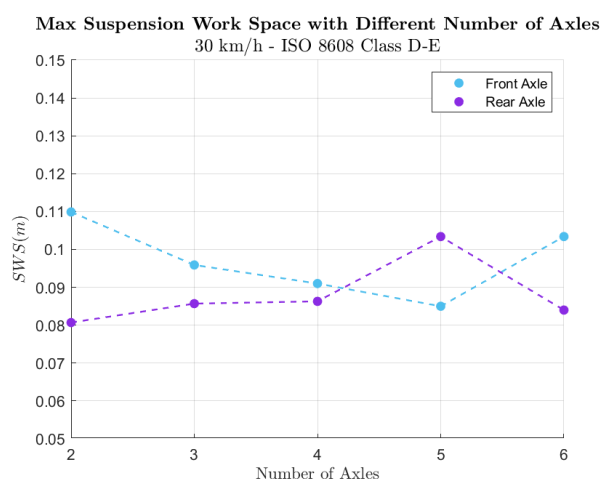
(b) 簧上質量角加速度方均根



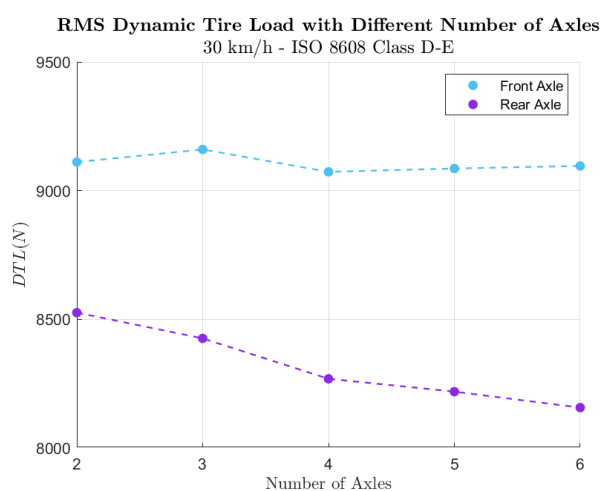
(c) 簧上質量角位移方均根

圖 4-10 不同軸數之車輛模型以時速 30 公里通過粗糙路面

簧上質量的時間響應變化圖



(a) 懸吊運動行程最大值



(b) 輪胎動態負載方均根

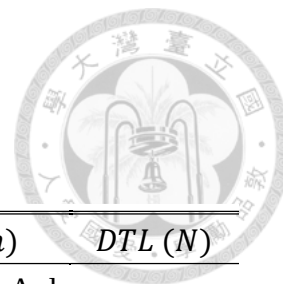
圖 4-11 不同軸數之車輛模型以時速 30 公里通過粗糙路面

前後軸的時間響應變化圖

由圖 4-10 及圖 4-11 可觀察出，當車輛模型軸數增加，以速度 30 km/h 通過粗糙路面，其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根值皆將隨之減少。當車輛模型軸數改變，懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值的變化皆極小，即各軸之性能幾乎不受其影響。

將車速分別改為 60 km/h 及 90 km/h，並重複以上之分析過程，可將其隨車輛軸數增加之時間響應變化趨勢整理如表 4-5 所示。並可觀察出以不同車速通過粗糙路面時，車輛軸數改變對其時間響應變化影響之趨勢相同。

表 4-5 不同軸數之車輛模型
通過粗糙路面的時間響應變化趨勢表



改變之 車輛參數	v (km/h)	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	SWS (m)		DTL (N)	
					Axle			
					Front	Rear	Front	Rear
n	30	↓	↓	↓	-	-	-	-
	60	↓	↓	↓	-	-	-	-
	90	↓	↓	↓	-	-	-	-

↓：遞減，-：不變

當車輛模型軸數增加，上述通過粗糙路面之時間響應變化趨勢與通過減速丘路面之時間響應變化趨勢相同。意即，當車輛模型軸數增加，以不同車速通過不同路面，懸吊動態性能皆會隨之變佳。



4.2.4 不同軸數之車輛模型的頻域響應

藉由圖 4-12，比較四分之一車模型及兩軸模型之頻域響應差異，可觀察出兩軸模型之傳遞比在特定頻率處會顯著減小至相對最小值，該現象即為 2.3 小節所提及之軸距濾波。該特定頻率則稱為零彈跳頻率，其頻率依序為 0.86 Hz、2.58 Hz、4.29 Hz、6.02 Hz、7.74 Hz、9.45 Hz…等，與由式(2-47)計算出之結果相符。

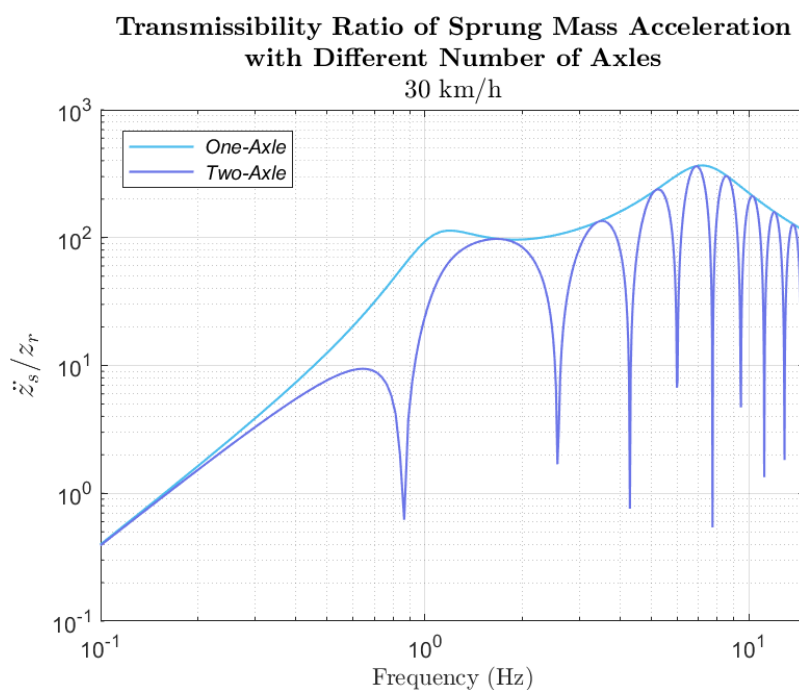
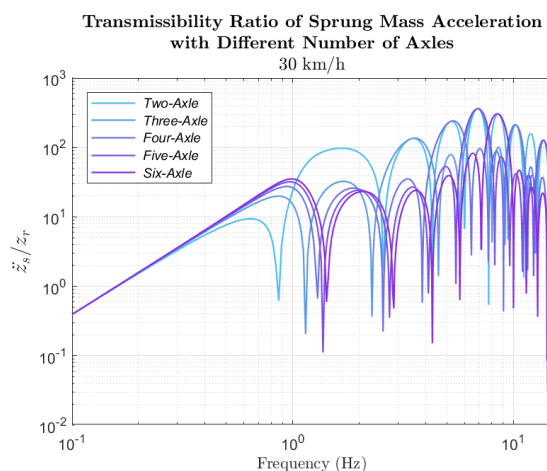


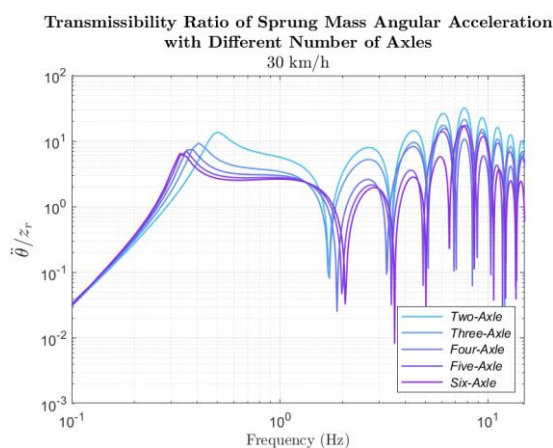
圖 4-12 四分之一車模型及兩軸模型

在時速 30 公里的簧上質量加速度傳遞比圖

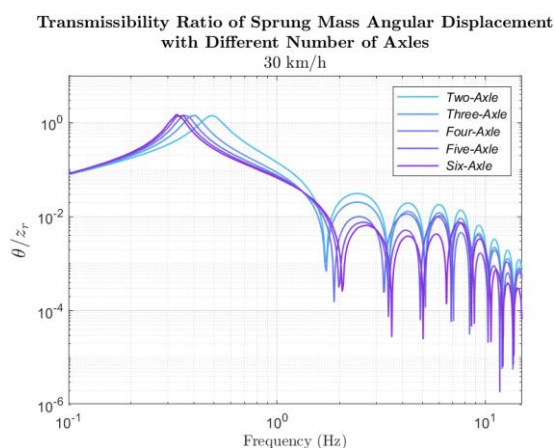
將二軸至六軸模型之模擬結果的時間響應經過傅立葉轉換成頻域響應，以比較各軸數車輛模型頻域響應之差異，其簧上質量加速度、角加速度及角位移之頻域響應如圖 4-13 所示。



(a) 簧上質量加速度



(b) 簧上質量角加速度



(c) 簧上質量角位移

圖 4-13 不同軸數之車輛模型在時速 30 公里的傳遞比圖

由圖 4-13 可觀察出，當車輛模型軸數增加，簧上質量之俯仰自然頻率將隨之變小，與表 4-3 相符。另外，當車輛模型軸數增加，零彈跳頻率之傳遞比則隨之減少，第一零彈跳頻率隨之變大；而零俯仰頻率則幾乎不變，其傳遞比亦隨之減少。意即，當車輛模型軸數越多，則其軸距濾波效果越顯著，使得懸吊動態性能越佳，與時間響應之變化趨勢相符。

根據上述傳遞比圖，可將零彈跳頻率及零俯仰頻率整理如表 4-6 所示。

表 4-6 不同軸數之車輛模型

在時速 30 公里的零彈跳頻率及零俯仰頻率表

二軸車輛		三軸車輛		四軸車輛		五軸車輛		六軸車輛	
f_{nb}	f_{np}	f_{nb}	f_{np}	f_{nb}	f_{np}	f_{nb}	f_{np}	f_{nb}	f_{np}
0.86	1.73	1.14	1.73	1.29	1.73	1.38	1.73	1.43	1.73
2.58	3.44	2.30	3.44	2.58	3.44	2.76	3.44	2.86	3.44
4.29	5.16	4.58	5.16	3.87	5.16	4.13	5.16	4.30	5.16
6.02	6.87	5.73	6.87	6.45	6.87	5.51	6.87	5.73	6.87
7.74	8.60	8.03	8.60	7.74	8.60	8.24	8.60	7.16	8.60
9.45	10.31	9.17	10.31	9.03	10.31	9.60	10.31	10.02	10.31

由表 4-6 可歸納出等軸距之 n 軸車輛的零彈跳頻率及零俯仰頻率公式，其公式如下：

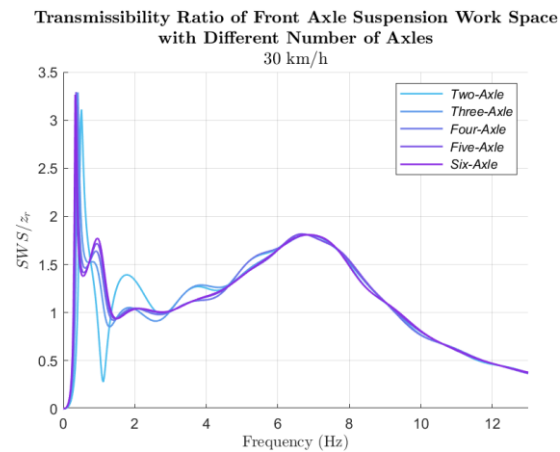
$$f_{nb} = \frac{v}{WB} \cdot \frac{n-1}{n} \cdot i, \quad (4-1)$$

$$i \neq k \cdot n, \quad n \geq 2, \quad i, k, n \in N$$

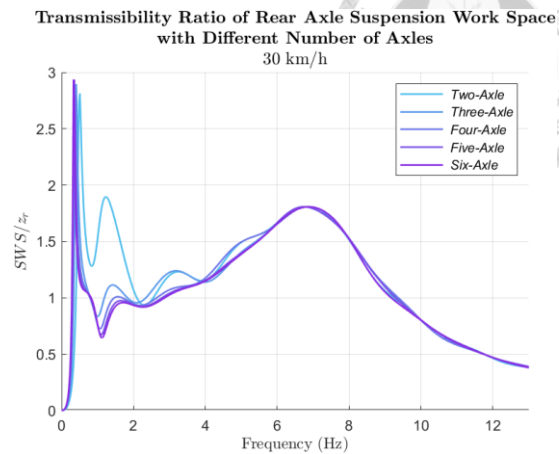
$$f_{np} = \frac{v}{WB} \cdot j, \quad j \in N \quad (4-2)$$

其中， f_{nb} 為零彈跳頻率， f_{np} 為零俯仰頻率， v 為車速， WB 為前後軸之軸距， n 為車軸數目。

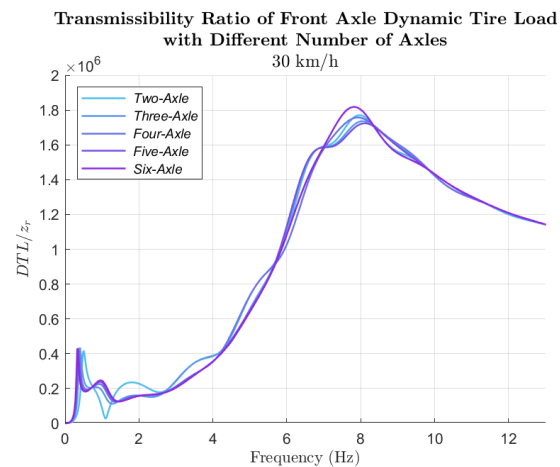
對於本研究不同軸數之車輛而言，僅前軸(第一軸)與後軸(最後一軸)之位置相同，故各軸之比較只針對前軸與後軸做比較。分析前軸與後軸之懸吊運動行程及輪胎動態負載的頻域響應，其頻域響應如圖 4-14 所示。



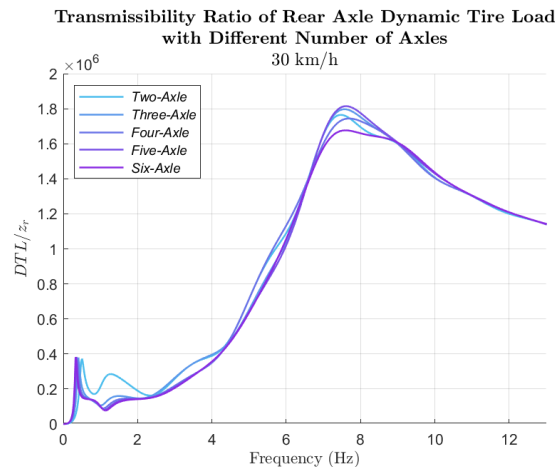
(a) 前軸懸吊運動行程



(b) 後軸懸吊運動行程



(c) 前軸輪胎動態負載



(d) 後軸輪胎動態負載

圖 4-14 不同軸數之車輛模型在時速 30 公里的前後軸傳遞比圖

由圖 4-14 可觀察出，當車輛軸數改變，前後軸之懸吊運動行程及輪胎動態負載傳遞比之變化並不顯著，與其時間響應之方均根變化趨勢相符。

將車速分別改為 60 km/h 及 90 km/h，並重複以上之分析過程，可得到相似之頻域響應變化趨勢。故表示在不同車速下，車輛軸數改變對懸吊動態性能影響之趨勢相同。



4.2.5 小結

透過上述之時間響應與頻域響應之分析，本小節得出以下與車輛軸數有關之較一般化結論：

1. 當車輛之軸數增加，軸距濾波效果隨之更加顯著，而其零彈跳頻率及零俯仰頻率可由式(4-1)及(4-2)計算出。
2. 當車輛之軸數增加，簧上質量之加速度、角加速度及角位移之方均根值皆將隨之減少。
3. 當車輛之軸數改變，車輛前後軸之懸吊運動行程最大值及輪胎動態負載方均根值的變化皆不顯著。



4.3 懸吊彈簧係數對懸吊動態性能之影響

本小節將改變車輛模型之懸吊彈簧係數配置，並觀察其通過減速丘路面及粗糙路面之模擬結果的時間響應。其中，簧上質量以各軸對應之位置及中心位置(前後軸位置之中點)做為其觀察點，如圖 4-15 所示，以觀察不同位置之垂直方向運動的差異。再分析模擬結果之頻域響應，以了解車輛懸吊彈簧係數配置對懸吊動態性能之影響。而各軸懸吊彈簧係數之調整範圍如 4.1 小節所述，為原懸吊彈簧係數(k_{s0})之 0.3 倍至 1.6 倍。

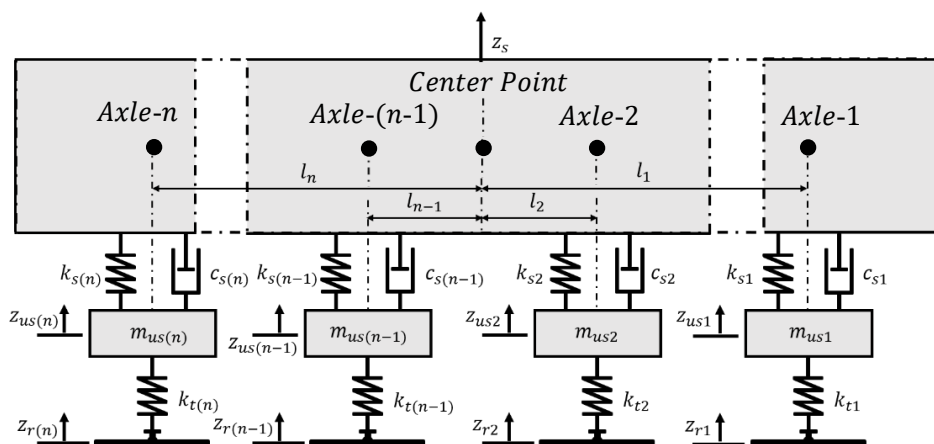


圖 4-15 簧上質量之各軸對應位置及中心位置的觀察點示意圖

4.3.1 不同懸吊彈簧係數配置之車輛模型通過減速丘路面的時間響應

分別改變多軸車輛模型其中任一軸之懸吊彈簧係數，而其他軸之懸吊彈簧係數保持與原懸吊彈簧係數相同，並將其通過減速丘路面，以觀察其時間響應。

1. 三軸模型之第一軸懸吊彈簧係數改變

將三軸模型第一軸之懸吊彈簧係數(k_{s1})分別設定為原懸吊彈簧係數的 0.5 倍、1.0 倍及 1.5 倍，第二軸及第三軸之懸吊彈簧係數與原懸吊彈簧係數相同，並以速度 30 km/h 通過減速丘路面，其時間響應分別如圖 4-16 至圖 4-18 所示。

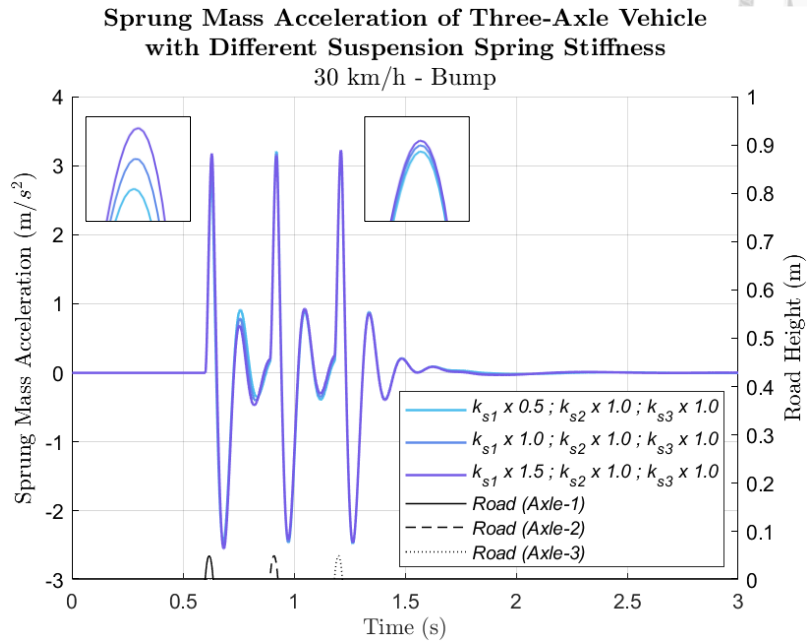
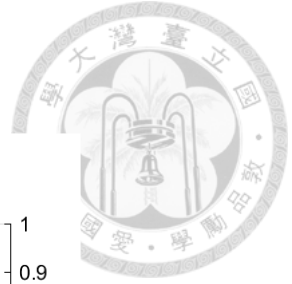


圖 4-16 第一軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型

以時速 30 公里通過減速丘路面的簧上質量時間響應圖

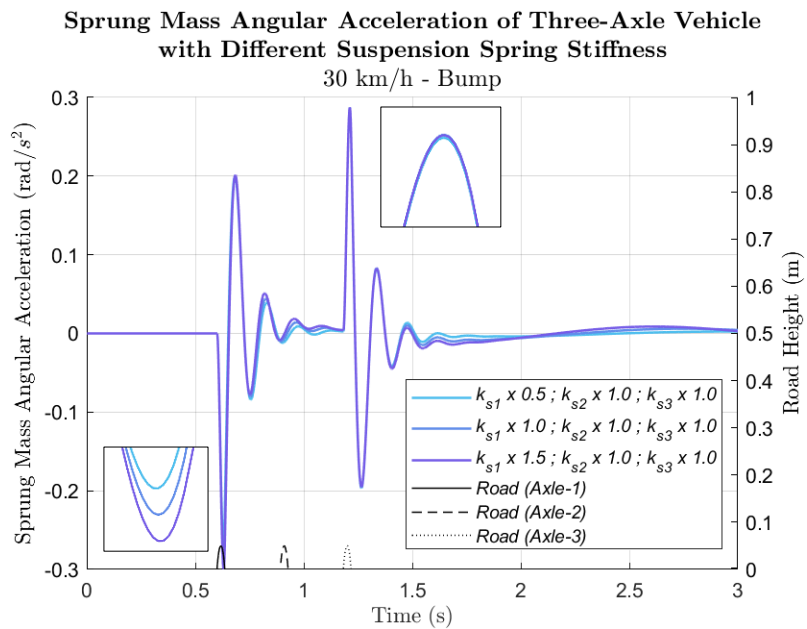


圖 4-17 第一軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型

以時速 30 公里通過減速丘路面的簧上質量角加速度時間響應圖

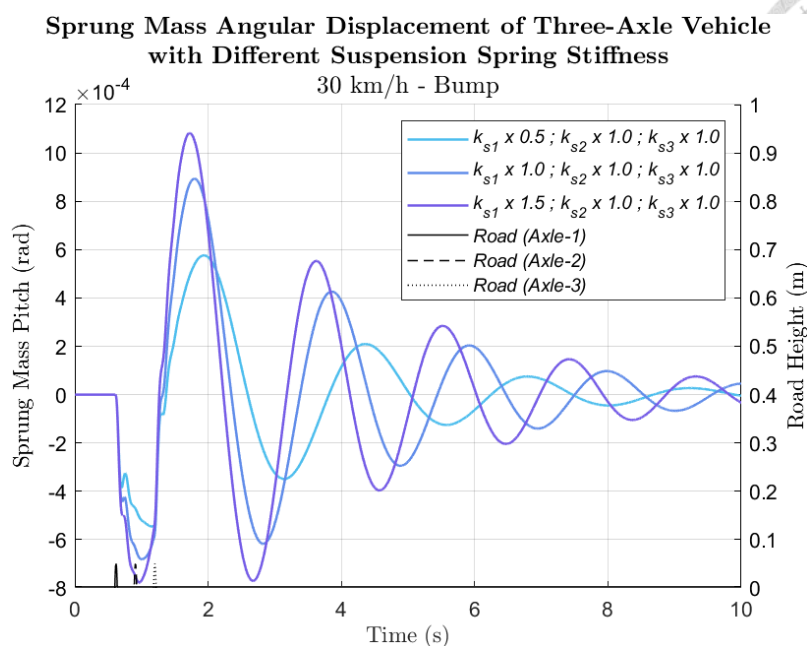
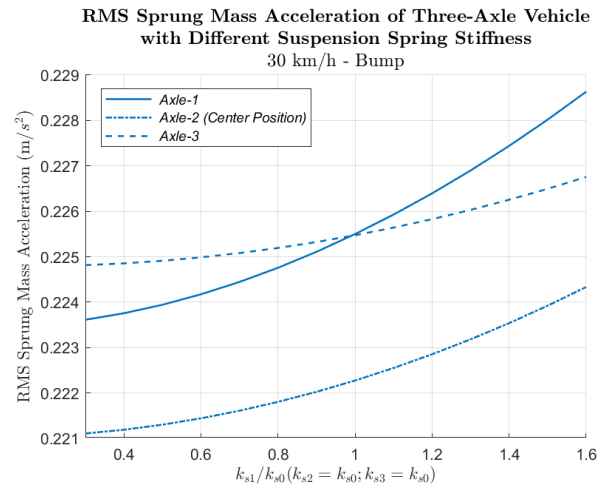


圖 4-18 第一軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型

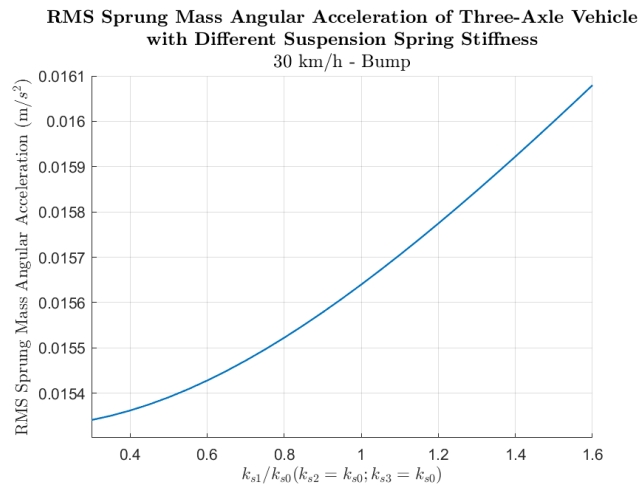
以時速 30 公里通過減速丘路面的簧上質量角位移時間響應圖

由圖 4-16 至圖 4-18 可觀察出，在三種第一軸懸吊彈簧係數不同的三軸模型中，第一軸懸吊彈簧係數為原懸吊彈簧係數 1.5 倍之三軸模型，在第一軸通過減速丘時，其簧上質量加速度及角加速度皆最大；在第三軸通過減速丘時，其簧上質量加速度及角加速度亦皆最大，但與另外兩種模型之差異極小。反之，第一軸懸吊彈簧係數為原懸吊彈簧係數 0.5 倍之三軸模型，在第一軸通過減速丘時，其簧上質量加速度及角加速度皆最小；在第三軸通過減速丘時，其簧上質量加速度及角加速度亦皆最小。

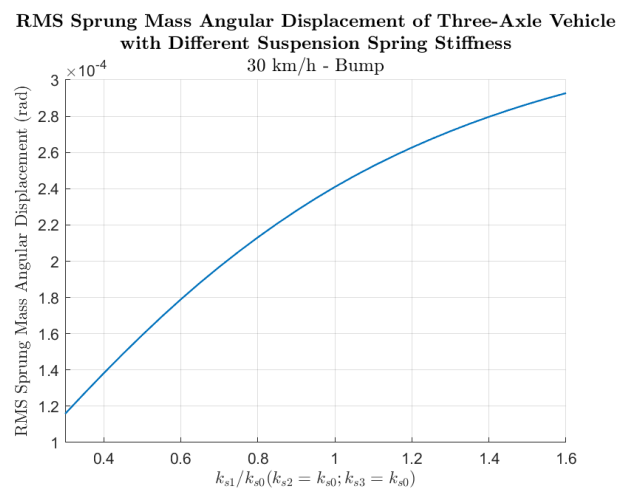
將第一軸懸吊彈簧係數由原懸吊彈簧係數之 0.3 倍逐漸增加至 1.6 倍，並根據 2.4 小節對懸吊動態性能之定義，計算其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根值、各軸懸吊運動行程之最大值及各軸輪胎動態負載之方均根值，以分析第一軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型通過減速丘路面的時間響應差異，如圖 4-19 及圖 4-20 所示。



(a) 簧上質量各觀察點加速度方均根

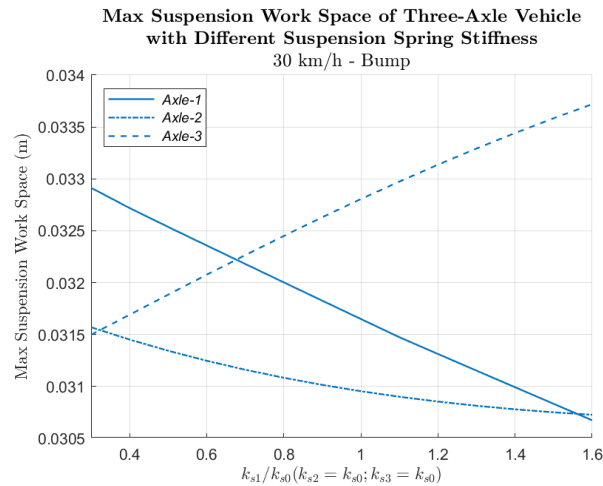


(b) 簧上質量角加速度方均根

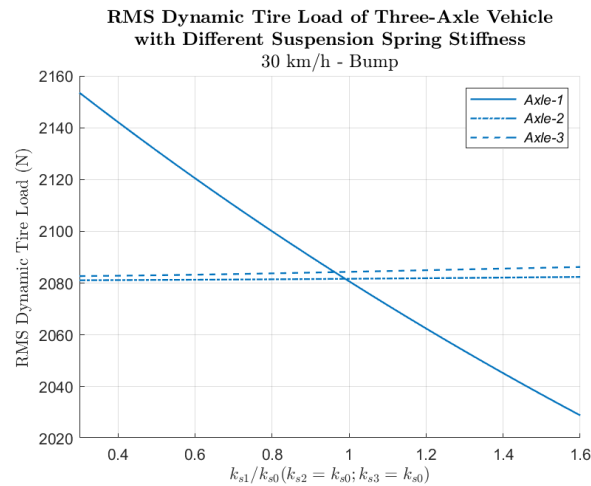


(c) 簧上質量角位移方均根

圖 4-19 第一軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型以時速 30 公里
通過減速丘路面的簧上質量時間響應變化圖



(a) 各軸懸吊運動行程最大值



(b) 各軸輪胎動態負載方均根

圖 4-20 第一軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型

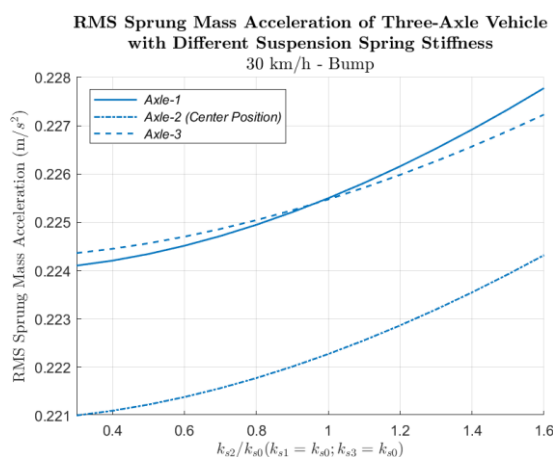
以時速 30 公里通過減速丘路面的各軸時間響應變化圖

由圖 4-19 及圖 4-20 可觀察出，當第一軸懸吊彈簧係數增加，其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根值皆隨之增加。第一軸之懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值則隨之減少，而第二軸及第三軸輪胎動態負載之方均根值幾乎不變。

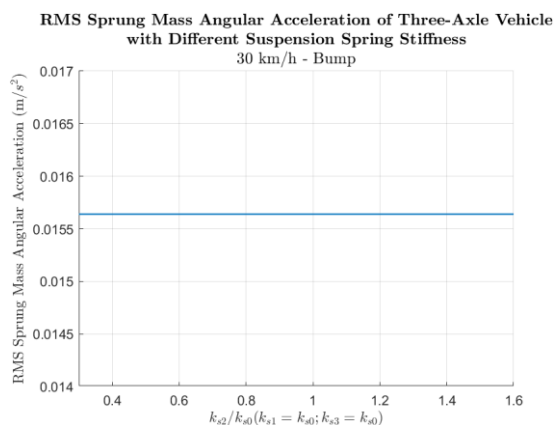


2. 三軸模型之第二軸懸吊彈簧係數改變

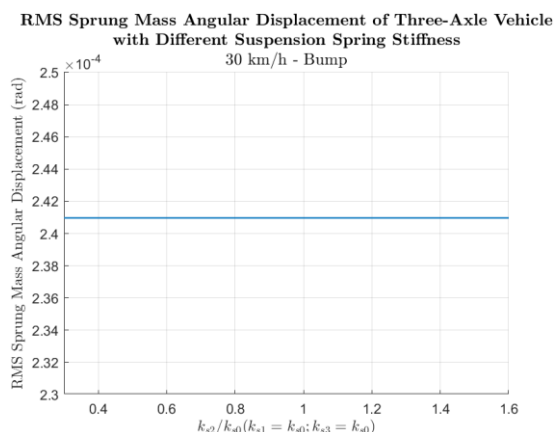
將三軸模型第二軸之懸吊彈簧係數(k_{s2})由原懸吊彈簧係數之 0.3 倍逐漸增加至 1.6 倍，而第一軸及第三軸之懸吊彈簧係數保持與原懸吊彈簧係數相同，並以速度 30 km/h 通過減速丘路面。再利用上述之模擬結果，計算其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根值、各軸懸吊運動行程之最大值及各軸輪胎動態負載之方均根值，以分析第二軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型通過減速丘路面的時間響應差異，分別如圖 4-21 及圖 4-22 所示。



(a) 簧上質量各觀察點加速度方均根

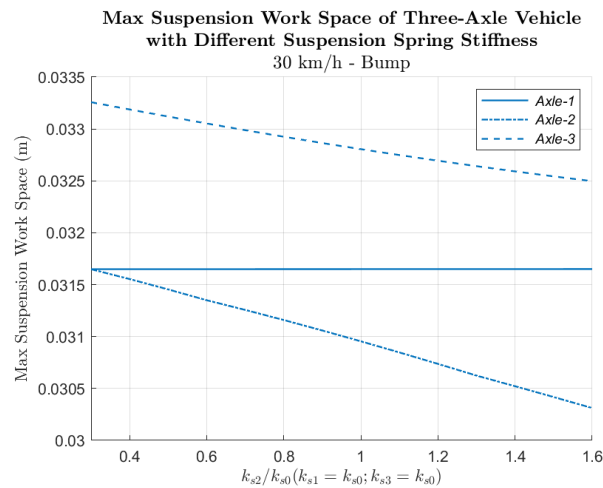


(b) 簧上質量角加速度方均根

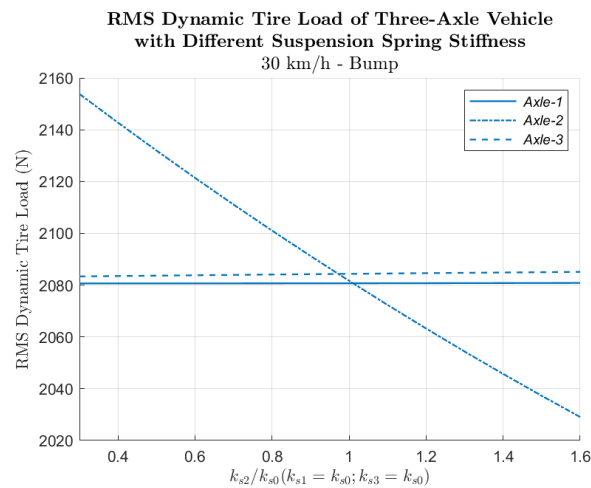


(c) 簧上質量角位移方均根

圖 4-21 第二軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型以時速 30 公里
通過減速丘路面的簧上質量時間響應變化圖



(a) 各軸懸吊運動行程最大值



(b) 各軸輪胎動態負載方均根

圖 4-22 第二軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型

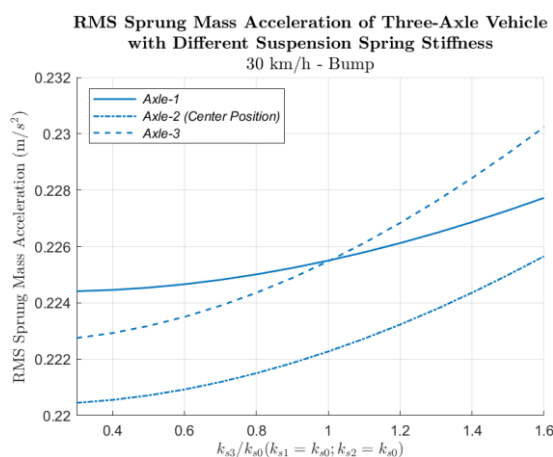
以時速 30 公里通過減速丘路面的各軸時間響應變化圖

由圖 4-21 及圖 4-22 可觀察出，當第二軸懸吊彈簧係數增加，其簧上質量加速度之方均根值將隨之增加，而其簧上質量角加速度及角位移之方均根則不隨之變化，故推測第二軸之懸吊彈簧不影響其俯仰方向之運動。第二軸之懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值則隨之減少，而第一軸及第三軸輪胎動態負載之方均根值幾乎不變。

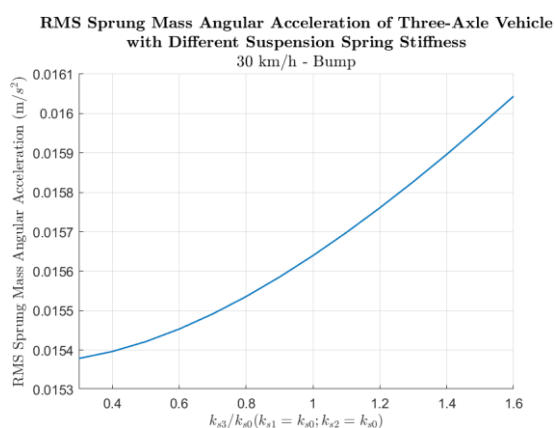


3. 三軸模型之第三軸懸吊彈簧係數改變

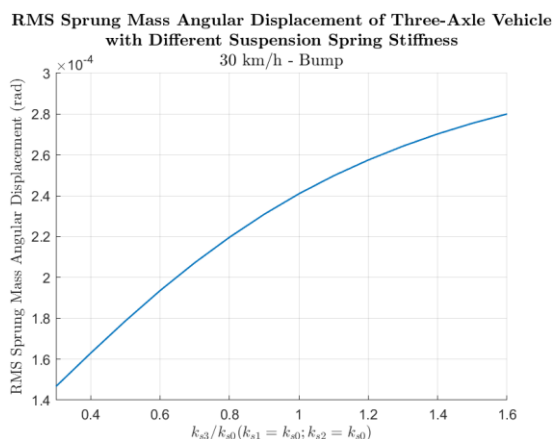
將三軸模型第三軸之懸吊彈簧係數(k_{s3})由原懸吊彈簧係數之 0.3 倍逐漸增加至 1.6 倍，而第一軸及第二軸之懸吊彈簧係數保持與原懸吊彈簧係數相同，並以速度 30 km/h 通過減速丘路面。再利用上述之模擬結果，計算其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根值、懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值，以分析第三軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型通過減速丘路面的時間響應差異，分別如圖 4-23 及圖 4-24 所示。



(a) 簧上質量各觀察點加速度方均根

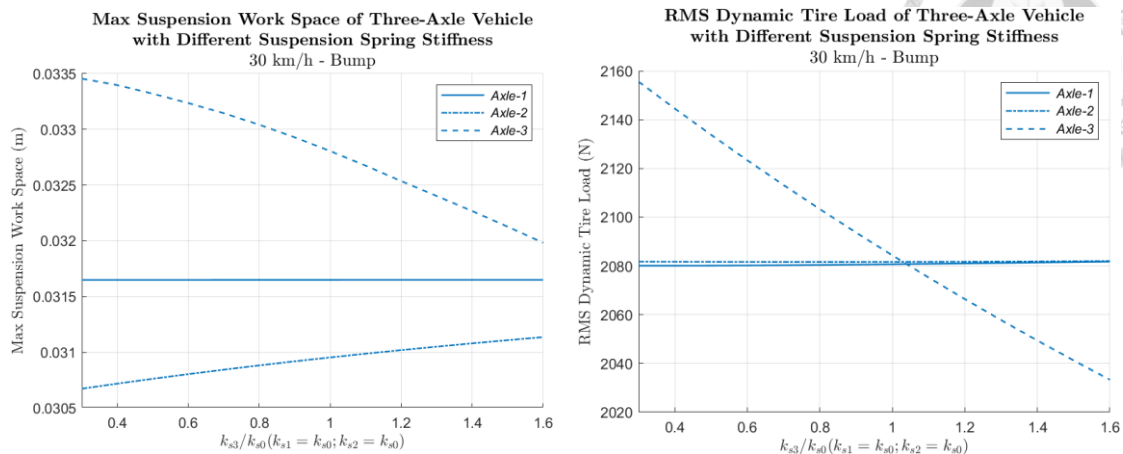


(b) 簧上質量角加速度方均根



(c) 簧上質量角位移方均根

圖 4-23 第三軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型以時速 30 公里
通過減速丘路面的簧上質量時間響應變化圖



(a) 各軸懸吊運動行程最大值

(b) 各軸輪胎動態負載方均根

圖 4-24 第三軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型

以時速 30 公里通過減速丘路面的各軸時間響應變化圖

由圖 4-23 及圖 4-24 可觀察出，當第三軸懸吊彈簧係數增加，其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根值將隨之增加。第三軸之懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值則隨之減少，而第一軸及第二軸輪胎動態負載之方均根值幾乎不變。

上述討論僅改變車輛模型其中任一軸之懸吊彈簧係數，本研究為得到一般化之結論，故考慮同時改變車輛模型任意多個軸之懸吊彈簧係數。對於 n 軸車輛而言，本研究所考慮之懸吊彈簧係數配置組合共有 $2^n - 1$ 種，即在 n 個軸之中，挑選其中任意 k 個軸，將其懸吊彈簧係數由原懸吊彈簧係數之 0.3 倍增加至 1.6 倍。其中， k 為不大於 n 之正整數。以三軸及四軸車輛為例，三軸車輛共有 7 種懸吊彈簧係數配置，四軸車輛共有 15 種懸吊彈簧係數配置。再將三軸及四軸車輛之所有懸吊彈簧係數配置以同上文之方法分析，並將車速改為 60 km/h 及 90 km/h，便可將其隨車輛懸吊彈簧係數配置改變之時間響應變化趨勢整理如表 4-7 至表 4-9 所示。

表 4-7 不同懸吊彈簧係數配置之三軸及四軸車輛

以速度 30 km/h 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表

車輛 軸數	車輛 參數 變化	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	SWS (m)				DTL (N)			
					Axle							
					1	2	3	4	1	2	3	4
3	k_{s1}	↑	↑	↑	↓	↓	↑		↓	-	-	
	k_{s2}	↑	-	-	-	↓	↑		-	↓	-	
	k_{s3}	↑	↑	↑	-	-	↓		-	-	↓	
	$k_{s1,2}$	↑	↑	↑	↓	↓	↑		↓	↓	-	
	$k_{s1,3}$	↑	↑	↑	↓	-	-		↓	-	↓	
	$k_{s2,3}$	↑	↑	↑	-	↓	↓		-	↓	↓	
	$k_{s1,2,3}$	↑	↑	↑	↓	↓	-		↓	↓	↓	
4	k_{s1}	↑	↑	↑	↓	↓	↓	↑	↓	-	-	-
	k_{s2}	↑	↑	↑	-	↓	↓	-	-	↓	-	-
	k_{s3}	↑	↑	↑	-	-	↓	↓	-	-	↓	-
	k_{s4}	↑	↑	↑	-	-	↑	↓	-	-	-	↓
	$k_{s1,2}$	↑	↑	↑	↓	↓	↓	-	↓	↓	-	-
	$k_{s1,3}$	↑	↑	↑	↓	↓	↓	-	↓	-	↓	-
	$k_{s1,4}$	↑	↑	↑	↓	↓	↓	↓	↓	-	-	↓
	$k_{s2,3}$	↑	↑	↑	-	↓	↓	↓	-	↓	↓	-
	$k_{s2,4}$	↑	↑	↑	-	↓	↓	↓	-	↓	-	↓
	$k_{s3,4}$	↑	↑	↑	-	-	↓	↓	-	-	↓	↓
	$k_{s1,2,3}$	↑	↑	↑	↓	↓	↓	-	↓	↓	↓	-
	$k_{s1,2,4}$	↑	↑	↑	↓	↓	↓	↓	↓	↓	-	↓
	$k_{s1,3,4}$	↑	↑	↑	↓	↓	↓	↓	↓	-	↓	↓
	$k_{s2,3,4}$	↑	↑	↑	-	↓	↓	↓	-	↓	↓	↓
	$k_{s1,2,3,4}$	↑	↑	↑	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓

↑：遞增，↓：遞減，-：不變

表 4-8 不同懸吊彈簧係數配置之三軸及四軸車輛

以速度 60 km/h 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表

車輛 軸數	車輛 參數 變化	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	SWS (m)				DTL (N)			
					Axle							
					1	2	3	4	1	2	3	4
3	k_{s1}	↑	↑	↑	↓	↓	-		↓	-	-	
	k_{s2}	↑	-	-	-	↓	-		-	↓	-	
	k_{s3}	↑	↑	↑	-	-	↓		-	-	↓	
	$k_{s1,2}$	↑	↑	↑	↓	↓	↓		↓	↓	-	
	$k_{s1,3}$	↑	↑	↑	↓	-	↓		↓	-	↓	
	$k_{s2,3}$	↑	↑	↑	-	↓	↓		-	↓	↓	
	$k_{s1,2,3}$	↑	↑	↑	↓	↓	↓		↓	↓	↓	
4	k_{s1}	↑	↑	↑	↓	↓	↓	-	↓	-	-	-
	k_{s2}	↑	↑	↑	-	↓	↓	↓	-	↓	-	-
	k_{s3}	↑	↑	↑	-	-	↓	↓	-	-	↓	-
	k_{s4}	↑	↑	↑	-	-	-	↓	-	-	-	↓
	$k_{s1,2}$	↑	↑	↑	↓	↓	↓	↓	↓	↓	-	-
	$k_{s1,3}$	↑	↑	↑	↓	↓	↓	-	↓	-	↓	-
	$k_{s1,4}$	↑	↑	↑	↓	↓	↓	↓	↓	-	-	↓
	$k_{s2,3}$	↑	↑	↑	-	↓	↓	-	-	↓	↓	-
	$k_{s2,4}$	↑	↑	↑	-	↓	-	↓	-	↓	-	↓
	$k_{s3,4}$	↑	↑	↑	-	-	↓	↓	-	-	↓	↓
	$k_{s1,2,3}$	↑	↑	↑	↓	↓	↓	-	↓	↓	↓	-
	$k_{s1,2,4}$	↑	↑	↑	↓	↓	-	↓	↓	↓	-	↓
	$k_{s1,3,4}$	↑	↑	↑	↓	-	↓	↓	↓	-	↓	↓
	$k_{s2,3,4}$	↑	↑	↑	-	↓	↓	↓	-	↓	↓	↓
	$k_{s1,2,3,4}$	↑	↑	↑	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓

↑：遞增，↓：遞減，-：不變

表 4-9 不同懸吊彈簧係數配置之三軸及四軸車輛

以速度 90 km/h 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表

車輛 軸數	車輛 參數 變化	$\dot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	SWS (m)				DTL (N)			
					Axle							
					1	2	3	4	1	2	3	4
3	k_{s1}	↑	↑	↑	↓	↓	↓		↓	-	-	
	k_{s2}	↑	-	-	-	↓	-		-	↓	-	
	k_{s3}	↑	↑	↑	-	-	↓		-	-	↓	
	$k_{s1,2}$	↑	↑	↑	↓	↓	↓		↓	↓	-	
	$k_{s1,3}$	↑	↑	↑	↓	-	↓		↓	-	↓	
	$k_{s2,3}$	↑	↑	↑	-	↓	↓		-	↓	↓	
	$k_{s1,2,3}$	↑	↑	↑	↓	↓	↓		↓	↓	↓	
4	k_{s1}	↑	↑	↑	↓	↓	↓	↓	↓	-	-	-
	k_{s2}	↑	↑	↑	-	↓	↓	↓	-	↓	-	-
	k_{s3}	↑	↑	↑	-	-	↓	↓	-	-	↓	-
	k_{s4}	↑	↑	↑	↓	-	↓	↓	-	-	-	↓
	$k_{s1,2}$	↑	↑	↑	↓	↓	↓	↓	↓	↓	-	-
	$k_{s1,3}$	↑	↑	↑	↓	↓	↓	-	↓	-	↓	-
	$k_{s1,4}$	↑	↑	↑	↓	↓	↓	↓	↓	-	-	↓
	$k_{s2,3}$	↑	↑	↑	-	↓	↓	↓	-	↓	↓	-
	$k_{s2,4}$	↑	↑	↑	-	↓	-	↓	-	↓	-	↓
	$k_{s3,4}$	↑	↑	↑	-	-	↓	↓	-	-	↓	↓
	$k_{s1,2,3}$	↑	↑	↑	↓	↓	↓	-	↓	↓	↓	-
	$k_{s1,2,4}$	↑	↑	↑	↓	↓	-	↓	↓	↓	-	↓
	$k_{s1,3,4}$	↑	↑	↑	↓	-	↓	↓	↓	-	↓	↓
	$k_{s2,3,4}$	↑	↑	↑	-	↓	↓	↓	-	↓	↓	↓
	$k_{s1,2,3,4}$	↑	↑	↑	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓

↑：遞增，↓：遞減，-：不變



由表 4-7 至表 4-9 可歸納觀察出，當三軸及四軸車輛其中任幾個軸之懸吊彈簧係數增加，以不同車速通過減速丘路面，其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根值皆隨之增加。但上述結論有以下例外，當三軸車輛之第二軸懸吊彈簧係數改變，簧上質量角加速度及角位移之方均根均不隨之變化，故推測第二軸之懸吊彈簧不影響其俯仰方向之運動，其原因將於 4.3.3 中詳細討論。

當三軸及四軸車輛其中任幾個軸之懸吊彈簧係數增加，以不同車速通過減速丘路面，則該幾個軸懸吊運動行程之最大值及該幾個軸輪胎動態負載之方均根值皆隨之減少。但當前軸(第一軸)與後軸(最後一軸)之懸吊彈簧係數同時增加時，後軸之懸吊運動行程將受到前軸之影響而增加，而此現象會隨車速增加而變得越不顯著。

根據上述結論可發現，僅改變其中任一軸之懸吊彈簧係數的結論與同時改變任意多個軸之懸吊彈簧係數的結論相同。代表只需改變其中任一軸之懸吊彈簧係數，便能夠根據其結論推論至同時改變任意多個軸之懸吊彈簧係數的較一般化結論。

將車輛軸數增加至五軸及六軸，並將其中任一軸之懸吊彈簧係數由原懸吊彈簧係數之 0.3 倍增加至 1.6 倍，且將車速改為 60 km/h 及 90 km/h，則可將其隨車輛懸吊彈簧係數配置改變之時間響應變化趨勢整理如表 4-10 至表 4-12 所示。

表 4-10 不同懸吊彈簧係數配置之五軸及六軸車輛
以速度 30 km/h 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表

車輛 軸數	車輛 參數 變化	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	SWS (m)						DTL (N)					
					Axle											
					1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
5	k_{s1}	↑	↑	↑	↓							↓				
	k_{s2}	↑	-	-		↓							↓			
	k_{s3}	↑	↑	↑			↓							↓		
	k_{s4}	↑	↑	↑				↓							↓	
	k_{s5}	↑	↑	↑					↓							↓
6	k_{s1}	↑	↑	↑	↓							↓				
	k_{s2}	↑	↑	↑		↓							↓			
	k_{s3}	↑	↑	↑			↓							↓		
	k_{s4}	↑	↑	↑				↓							↓	
	k_{s5}	↑	↑	↑					↓							↓
	k_{s6}	↑	↑	↑						↓						↓

↑：遞增，↓：遞減，-：不變

表 4-11 不同懸吊彈簧係數配置之五軸及六軸車輛
以速度 60 km/h 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表

車輛 軸數	車輛 參數 變化	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	SWS (m)						DTL (N)					
					Axle											
					1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
5	k_{s1}	↑	↑	↑	↓							↓				
	k_{s2}	↑	-	-		↓						↓				
	k_{s3}	↑	↑	↑			↓						↓			
	k_{s4}	↑	↑	↑				↓						↓		
	k_{s5}	↑	↑	↑					↓							↓
6	k_{s1}	↑	↑	↑	↓							↓				
	k_{s2}	↑	↑	↑		↓							↓			
	k_{s3}	↑	↑	↑			↓							↓		
	k_{s4}	↑	↑	↑				↓							↓	
	k_{s5}	↑	↑	↑					↓							↓
	k_{s6}	↑	↑	↑						↓						↓

↑：遞增，↓：遞減，-：不變

表 4-12 不同懸吊彈簧係數配置之五軸及六軸車輛
以速度 90 km/h 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表

車輛 軸數	車輛 參數 變化	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	SWS (m)						DTL (N)					
					Axle											
					1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
5	k_{s1}	↑	↑	↑	↓					↓						
	k_{s2}	↑	-	-		↓						↓				
	k_{s3}	↑	↑	↑			↓						↓			
	k_{s4}	↑	↑	↑				↓						↓		
	k_{s5}	↑	↑	↑					↓						↓	
6	k_{s1}	↑	↑	↑	↓					↓						
	k_{s2}	↑	↑	↑		↓						↓				
	k_{s3}	↑	↑	↑			↓						↓			
	k_{s4}	↑	↑	↑				↓						↓		
	k_{s5}	↑	↑	↑					↓						↓	
	k_{s6}	↑	↑	↑						↓						↓

↑：遞增，↓：遞減，-：不變

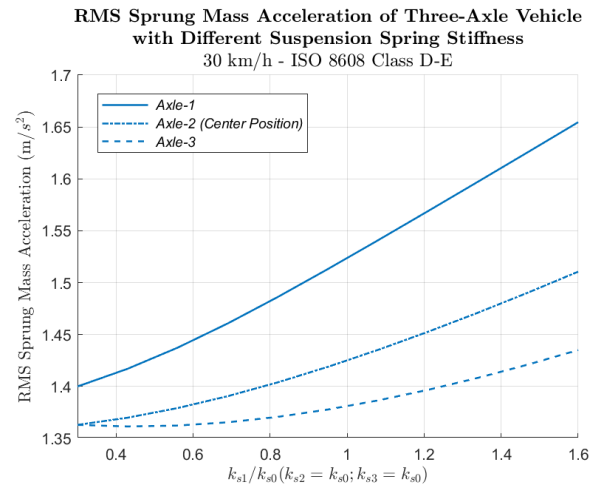
由表 4-10 至表 4-12 可歸納觀察出，當五軸及六軸車輛其中任一軸之懸吊彈簧係數增加，以不同車速通過減速丘路面，其時間響應變化趨勢與三軸及四軸車輛之結論一致，故推測該結論對於多軸車輛而言皆成立。另外，根據三軸及五軸之結論，再進一步推測若多軸車輛之軸數為奇數個，則位於重心位置上之中央軸的懸吊彈簧不影響其俯仰方向之運動。

4.3.2 不同懸吊彈簧係數配置之車輛模型通過粗糙路面的時間響應

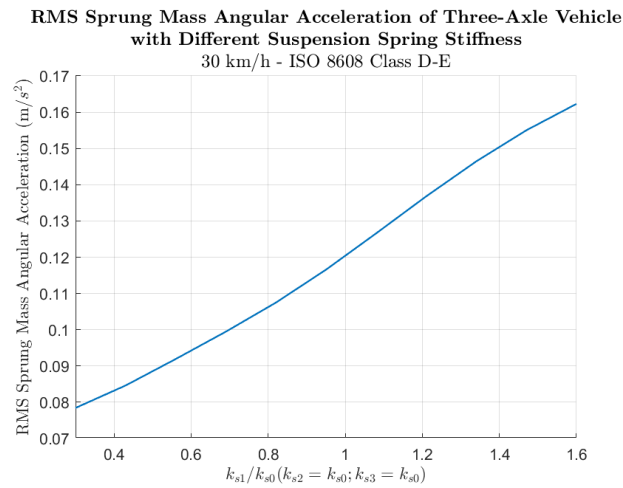
分別改變多軸車輛模型其中任一軸之懸吊彈簧係數，而其他軸之懸吊彈簧係數保持與原懸吊彈簧係數相同。並將其通過粗糙路面，以觀察其模擬結果之時間響應，並分析懸吊彈簧係數對懸吊動態性能之影響。

1. 三軸模型之第一軸懸吊彈簧係數改變

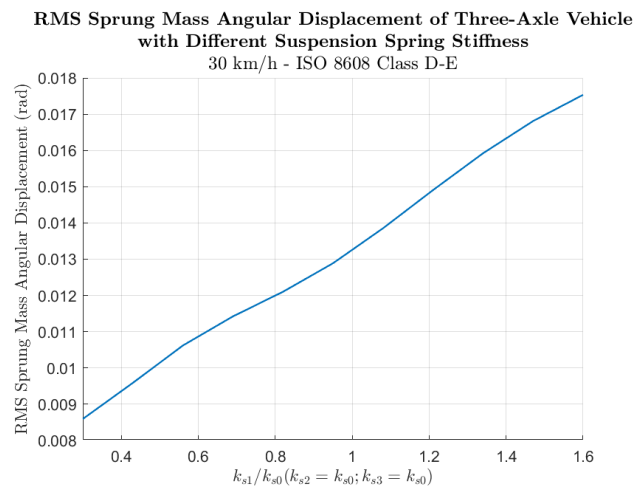
將三軸模型第一軸之懸吊彈簧係數由原懸吊彈簧係數之 0.3 倍逐漸增加至 1.6 倍，而第二軸及第三軸之懸吊彈簧係數保持與原懸吊彈簧係數相同，並以速度 30 km/h 通過粗糙路面，以觀察其模擬結果之時間響應。再計算其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根值、懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值，以分析第一軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型通過粗糙路面的時間響應差異，分別如圖 4-25 及圖 4-26 所示。



(a) 簧上質量各觀察點加速度方均根

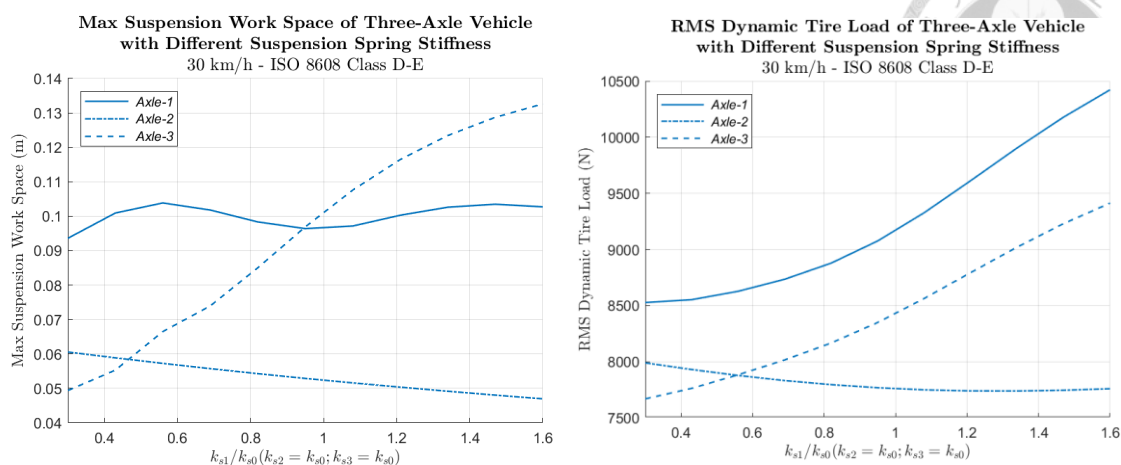


(b) 簧上質量角加速度方均根



(c) 簧上質量角位移方均根

圖 4-25 第一軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型以時速 30 公里
通過粗糙路面的簧上質量時間響應變化圖



(a) 各軸懸吊運動行程最大值

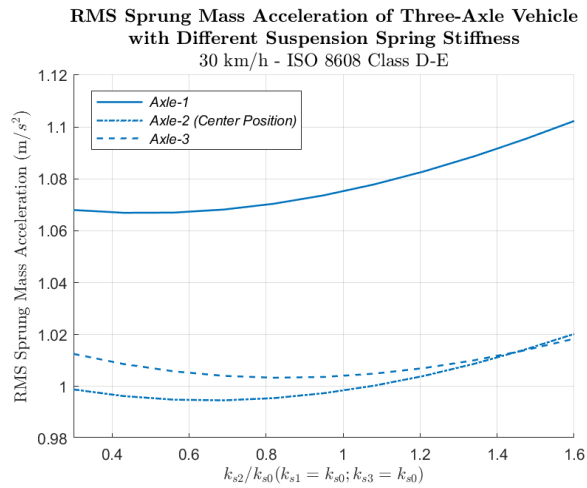
(b) 各軸輪胎動態負載方均根

圖 4-26 第一軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型

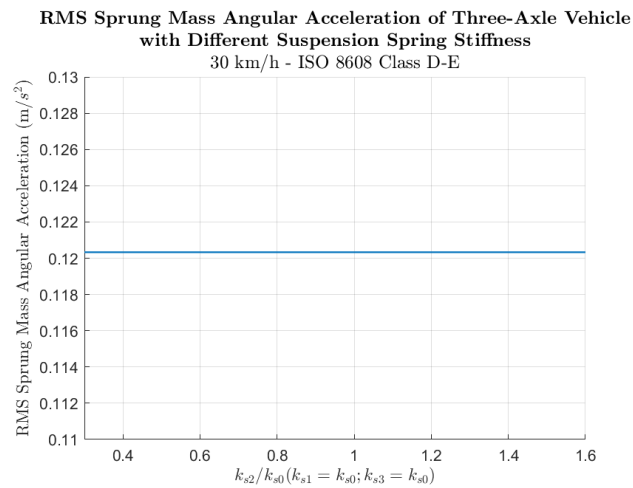
以時速 30 公里通過粗糙路面的各軸時間響應變化圖

2. 三軸模型之第二軸懸吊彈簧係數改變

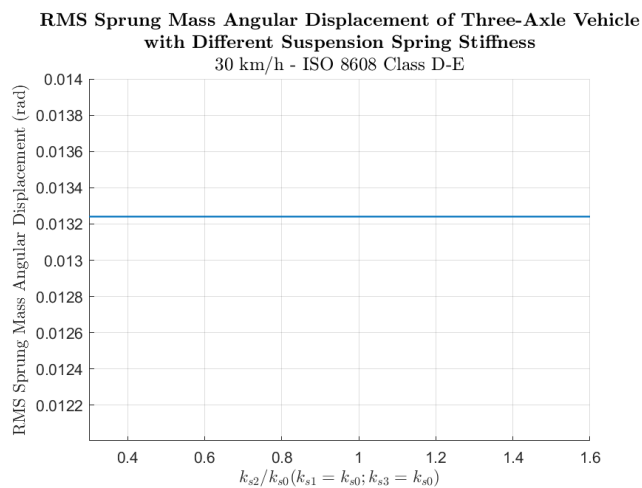
將三軸模型第二軸之懸吊彈簧係數由原懸吊彈簧係數之 0.3 倍逐漸增加至 1.6 倍，而第一軸及第三軸之懸吊彈簧係數保持與原懸吊彈簧係數相同，並以速度 30 km/h 通過粗糙路面，以觀察其模擬結果之時間響應。再計算其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根值、懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值，以分析第二軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型通過粗糙路面的時間響應差異，分別如圖 4-27 及圖 4-28 所示。



(a) 簧上質量各觀察點加速度方均根



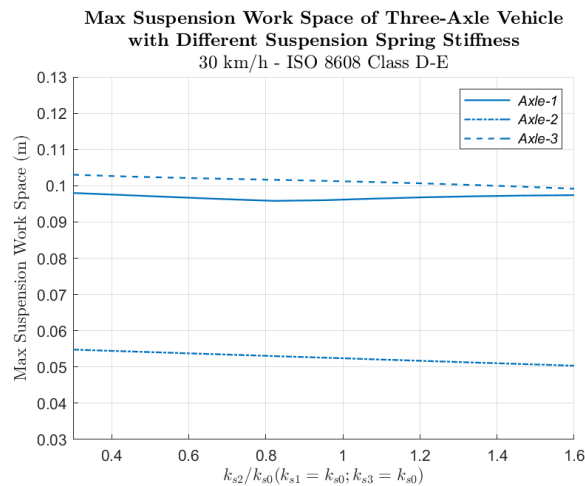
(b) 簧上質量角加速度方均根



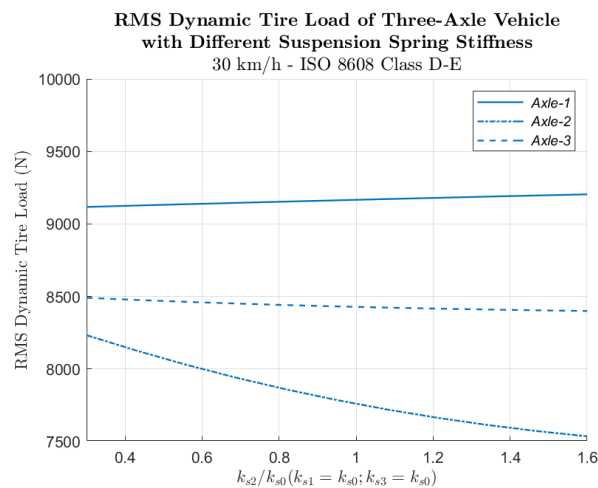
(c) 簧上質量角位移方均根

圖 4-27 第二軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型

以時速 30 公里通過粗糙路面的簧上質量時間響應變化圖



(a) 各軸懸吊運動行程最大值



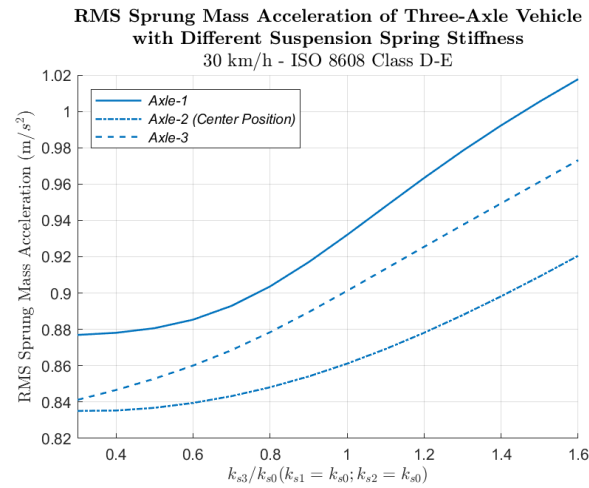
(b) 各軸輪胎動態負載方均根

圖 4-28 第二軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型

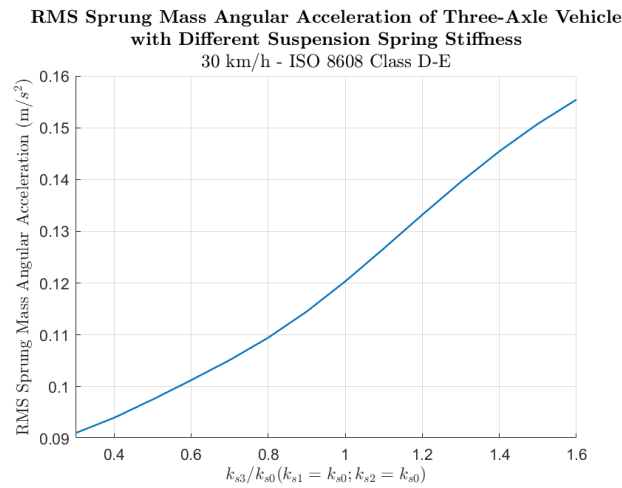
以時速 30 公里通過粗糙路面的各軸時間響應變化圖

3. 三軸模型之第三軸懸吊彈簧係數改變

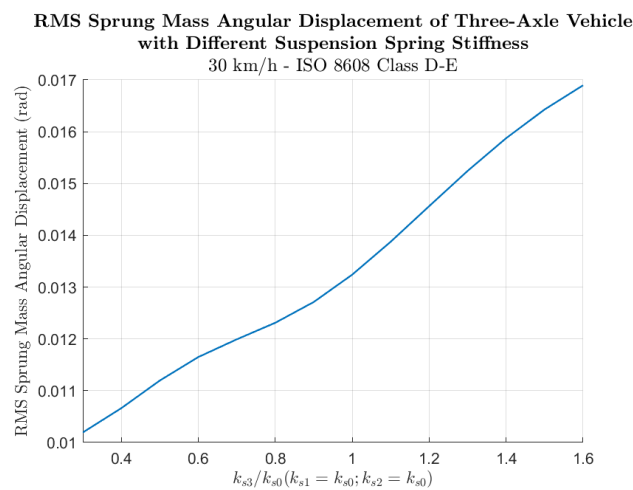
將三軸模型第三軸之懸吊彈簧係數由原懸吊彈簧係數之 0.3 倍逐漸增加至 1.6 倍，而第一軸及第二軸之懸吊彈簧係數保持與原懸吊彈簧係數相同，並以速度 30 km/h 通過粗糙路面，以觀察其模擬結果之時間響應。再計算其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根值、懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值，以分析第三軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型通過粗糙路面的時間響應差異，分別如圖 4-29 及圖 4-30 所示。



(a) 簧上質量各觀察點加速度方均根



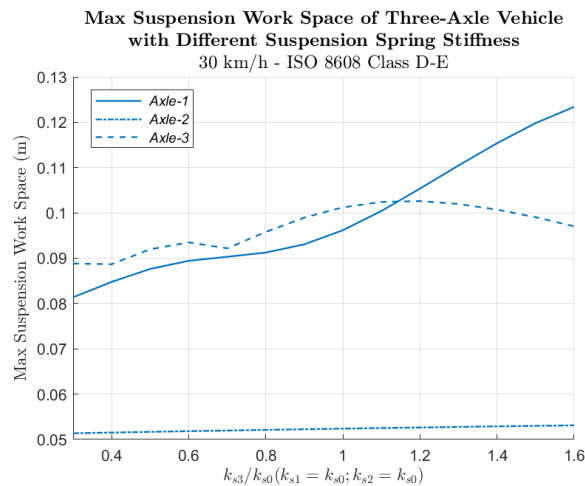
(b) 簧上質量角加速度方均根



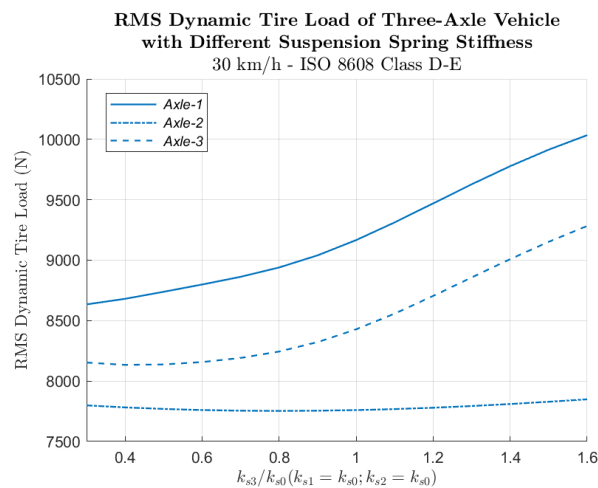
(c) 簧上質量角位移方均根

圖 4-29 第三軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型

以時速 30 公里通過粗糙路面的簧上質量時間響應變化圖



(a) 各軸懸吊運動行程最大值



(b) 各軸輪胎動態負載方均根

圖 4-30 第三軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型

以時速 30 公里通過粗糙路面的各軸時間響應變化圖

將三軸及四軸車輛之所有懸吊彈簧係數配置以同上之方法分析，並將車速改為 60 km/h 及 90 km/h，可將其隨車輛懸吊彈簧係數配置改變之時間響應變化趨勢整理如表 4-13 至表 4-15 所示。根據 4.3.1 之分析結果，各軸之懸吊運動行程及輪胎動態負載變化趨勢所歸納出之結論，僅與懸吊彈簧係數有改變之軸相關，故下文僅列出懸吊彈簧係數有改變之軸的懸吊運動行程及輪胎動態負載變化趨勢。



表 4-13 不同懸吊彈簧係數配置之三軸及四軸車輛
以速度 30 km/h 通過粗糙路面的時間響應變化趨勢表

車輛 軸數	車輛 參數 變化	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	SWS (m)				DTL (N)			
					Axle							
					1	2	3	4	1	2	3	4
3	k_{s1}	↑	↑	↑	·				↑			
	k_{s2}	↑	-	-		↓				↓		
	k_{s3}	↑	↑	↑			·				↑	
	$k_{s1,2}$	↑	↑	↑	·	↓			↑	↓		
	$k_{s1,3}$	↑	↑	↑	·		·		↑		↑	
	$k_{s2,3}$	↑	↑	↑		↓	·			↓	↑	
	$k_{s1,2,3}$	↑	↑	↑	·	↓	·		↑	↓	↑	
4	k_{s1}	↑	↑	↑	·				↑			
	k_{s2}	↑	↑	↑		↓				↓		
	k_{s3}	↑	↑	↑			↓				↓	
	k_{s4}	↑	↑	↑				-				↑
	$k_{s1,2}$	↑	↑	↑	·	↓			↑	↓		
	$k_{s1,3}$	↑	↑	↑	·		↓		↑		↓	
	$k_{s1,4}$	↑	↑	↑	·			·	↑			↑
	$k_{s2,3}$	↑	↑	↑		↓	↓			↓	↓	
	$k_{s2,4}$	↑	↑	↑		↓		·		↓		↑
	$k_{s3,4}$	↑	↑	↑			↓	·			↓	↑
	$k_{s1,2,3}$	↑	↑	↑	·	↓	↓		↑	↓	↓	
	$k_{s1,2,4}$	↑	↑	↑	·	↓		·	↑	↓		↑
	$k_{s1,3,4}$	↑	↑	↑	·		↓	·	↑		↓	↑
	$k_{s2,3,4}$	↑	↑	↑		↓	↓	·		↓	↓	↑
	$k_{s1,2,3,4}$	↑	↑	↑	·	↓	↓	↑	↑	↓	↓	↑

↑：遞增，↓：遞減，-：不變，·：無特定趨勢

表 4-14 不同懸吊彈簧係數配置之三軸及四軸車輛

以速度 60 km/h 通過粗糙路面的時間響應變化趨勢表

車輛 軸數	車輛 參數 變化	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	SWS (m)				DTL (N)			
					Axle							
					1	2	3	4	1	2	3	4
3	k_{s1}	↑	↑	↑	·				↑			
	k_{s2}	↑	-	-		↓				↓		
	k_{s3}	↑	↑	↑			·				↓	
	$k_{s1,2}$	↑	↑	↑	·	↓			↑	↓		
	$k_{s1,3}$	↑	↑	↑	·		·		↑		↓	
	$k_{s2,3}$	↑	↑	↑		↓	·			↓	↓	
	$k_{s1,2,3}$	↑	↑	↑	·	↓	·		↑	↓	↓	
4	k_{s1}	↑	↑	↑	↓				↑			
	k_{s2}	↑	↑	↑		↓				↓		
	k_{s3}	↑	↑	↑			↓				↓	
	k_{s4}	↑	↑	↑				↓				↓
	$k_{s1,2}$	↑	↑	↑	·	↓			↑	↓		
	$k_{s1,3}$	↑	↑	↑	↓		↓		↑		↓	
	$k_{s1,4}$	↑	↑	↑	↓			↓	↑			↓
	$k_{s2,3}$	↑	↑	↑		↓	↓			↓	↓	
	$k_{s2,4}$	↑	↑	↑		↓		↓		↓		↓
	$k_{s3,4}$	↑	↑	↑			↓	·			↓	↓
	$k_{s1,2,3}$	↑	↑	↑	↓	↓	↓		↑	↓	↓	
	$k_{s1,2,4}$	↑	↑	↑	·	↓		·	↑	↓		↓
	$k_{s1,3,4}$	↑	↑	↑	·		↓	·	↑		↓	↓
	$k_{s2,3,4}$	↑	↑	↑		↓	↓	·		↓	↓	↓
	$k_{s1,2,3,4}$	↑	↑	↑	·	↓	↓	·	↑	↓	↓	↓

↑：遞增，↓：遞減，-：不變，·：無特定趨勢

表 4-15 不同懸吊彈簧係數配置之三軸及四軸車輛

以速度 90 km/h 通過粗糙路面的時間響應變化趨勢表

車輛 軸數	車輛 參數 變化	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	SWS (m)				DTL (N)			
					Axle							
					1	2	3	4	1	2	3	4
3	k_{s1}	↑	↑	↑	·				↑			
	k_{s2}	↑	-	-		↓				↓		
	k_{s3}	↑	↑	↑			·				↓	
	$k_{s1,2}$	↑	↑	↑	·	↓			↑	↓		
	$k_{s1,3}$	↑	↑	↑	·		·		↑		↓	
	$k_{s2,3}$	↑	↑	↑		↓	·			↓	↓	
	$k_{s1,2,3}$	↑	↑	↑	·	↓	·		↑	↓	↓	
4	k_{s1}	↑	↑	↑	↓				↑			
	k_{s2}	↑	↑	↑		↓				↓		
	k_{s3}	↑	↑	↑			↓				↓	
	k_{s4}	↑	↑	↑				↓				↓
	$k_{s1,2}$	↑	↑	↑	·	↓			↑	↓		
	$k_{s1,3}$	↑	↑	↑	↓		↓		↑		↓	
	$k_{s1,4}$	↑	↑	↑	·			·	↑			↓
	$k_{s2,3}$	↑	↑	↑		↓	↓			↓	↓	
	$k_{s2,4}$	↑	↑	↑		↓		↓		↓		↓
	$k_{s3,4}$	↑	↑	↑			↓	·			↓	↓
	$k_{s1,2,3}$	↑	↑	↑	·	↓	↓		↑	↓	↓	
	$k_{s1,2,4}$	↑	↑	↑	·	↓		·	↑	↓		↓
	$k_{s1,3,4}$	↑	↑	↑	↓		↓	·	↑		↓	↓
	$k_{s2,3,4}$	↑	↑	↑		↓	↓	·		↓	↓	↓
	$k_{s1,2,3,4}$	↑	↑	↑	·	↓	↓	·	↑	↓	↓	↓

↑：遞增，↓：遞減，-：不變，·：無特定趨勢



由表 4-13 至表 4-15 可歸納觀察出，當三軸及四軸車輛其中任幾個軸之懸吊彈簧係數增加，以不同車速通過粗糙路面，其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根值皆隨之增加。但上述結論有以下例外，當三軸車輛之第二軸懸吊彈簧係數改變，簧上質量角加速度及角位移之方均根均不隨之變化，故推測第二軸之懸吊彈簧不影響其俯仰方向之運動，其原因將於 4.3.3 中詳細討論。

當三軸及四軸車輛之前軸或後軸的懸吊彈簧係數增加，則該軸懸吊運動行程之最大值無特定變化趨勢；而當前軸及後軸以外之中間軸的懸吊彈簧係數增加，則該軸懸吊運動行程之最大值將隨之減少。

當三軸及四軸車輛之前軸的懸吊彈簧係數增加，則該軸輪胎動態負載之方均根值將隨之增加；而當為前軸以外之其他軸的懸吊彈簧係數增加，則該軸輪胎動態負載之方均根值將隨之減少。

根據上述結論可發現，僅改變其中任一軸之懸吊彈簧係數的結論與同時改變任意多個軸之懸吊彈簧係數的結論相同。代表只需改變其中任一軸之懸吊彈簧係數，便能夠根據其結論推論至同時改變任意多個軸之懸吊彈簧係數的較一般化結論。

將車輛軸數增加至五軸及六軸，並將其中任一軸之懸吊彈簧係數由原懸吊彈簧係數之 0.3 倍增加至 1.6 倍，且將車速改為 60 km/h 及 90 km/h，則可將其隨車輛懸吊彈簧係數配置改變之時間響應變化趨勢整理如表 4-16 至表 4-18 所示。

表 4-16 不同懸吊彈簧係數配置之五軸及六軸車輛
以速度 30 km/h 通過粗糙路面的時間響應變化趨勢表

車輛 軸數	車輛 參數 變化	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	SWS (m)						DTL (N)					
					Axle											
					1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
5	k_{s1}	↑	↑	↑	.							↑				
	k_{s2}	↑	-	-		↓							↓			
	k_{s3}	↑	↑	↑			↓							↓		
	k_{s4}	↑	↑	↑				↓							↓	
	k_{s5}	↑	↑	↑					↓							↑
6	k_{s1}	↑	↑	↑	↓							↑				
	k_{s2}	↑	↑	↑		↓							↓			
	k_{s3}	↑	↑	↑			↓							↓		
	k_{s4}	↑	↑	↑				↓							↓	
	k_{s5}	↑	↑	↑					↓							↓
	k_{s6}	↑	↑	↑						↓						↑

↑：遞增，↓：遞減，-：不變，.：無特定趨勢

表 4-17 不同懸吊彈簧係數配置之五軸及六軸車輛
以速度 60 km/h 通過粗糙路面的時間響應變化趨勢表

車輛 軸數	車輛 參數 變化	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	SWS (m)						DTL (N)					
					Axle											
					1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
5	k_{s1}	↑	↑	↑	↓							↑				
	k_{s2}	↑	-	-		↓							↓			
	k_{s3}	↑	↑	↑			↓							↓		
	k_{s4}	↑	↑	↑				↓							↓	
	k_{s5}	↑	↑	↑					↑↓							↓
6	k_{s1}	↑	↑	↑	↓							↑				
	k_{s2}	↑	↑	↑		↓							↓			
	k_{s3}	↑	↑	↑			↓							↓		
	k_{s4}	↑	↑	↑				↓							↓	
	k_{s5}	↑	↑	↑					↓							↓
	k_{s6}	↑	↑	↑						↑↓						↓

↑：遞增，↓：遞減，↑↓：遞增後遞減，-：不變

表 4-18 不同懸吊彈簧係數配置之五軸及六軸車輛

以速度 90 km/h 通過粗糙路面的時間響應變化趨勢表

車輛 軸數	車輛 參數 變化	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	SWS (m)					DTL (N)						
					Axle											
					1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
5	k_{s1}	↑	↑	↑	↓							↑				
	k_{s2}	↑	-	-		↓							↓			
	k_{s3}	↑	↑	↑			↓							↓		
	k_{s4}	↑	↑	↑				↓							↓	
	k_{s5}	↑	↑	↑					↓							↓
6	k_{s1}	↑	↑	↑	↓							↑				
	k_{s2}	↑	↑	↑		↓							↓			
	k_{s3}	↑	↑	↑			↓							↓		
	k_{s4}	↑	↑	↑				↓							↓	
	k_{s5}	↑	↑	↑					↓							↓
	k_{s6}	↑	↑	↑						↓						↓

↑：遞增，↓：遞減，↑-：不變

由表 4-16 至表 4-18 可歸納觀察出，當五軸及六軸車輛其中任一軸之懸吊彈簧係數增加，以不同車速通過粗糙路面，其時間響應變化趨勢與三軸及四軸車輛之結論一致，故推測該結論對於多軸車輛而言皆成立。另外，根據三軸及五軸之結論，再進一步推測當多軸車輛之軸數為奇數個，則位於重心位置上之中央軸的懸吊彈簧不影響其俯仰方向之運動。

4.3.3 不同懸吊彈簧係數配置之車輛模型的頻域響應

分別改變三軸車輛模型其中任一軸之懸吊彈簧係數，而其他軸之懸吊彈簧係數保持與原懸吊彈簧係數相同。並將其模擬結果之時間響應經過傅立葉轉換成頻域響應，以比較不同懸吊彈簧係數配置之頻域響應的差異。

1. 三軸模型之第一軸懸吊彈簧係數改變

將三軸車輛模型第一軸之懸吊彈簧係數分別設定為原懸吊彈簧係數之 0.5 倍、1.0 倍及 1.5 倍，而第二軸及第三軸之懸吊彈簧係數保持與原懸吊彈簧係數相同。並將其模擬結果之時間響應經過傅立葉轉換成頻域響應，以比較不同懸吊彈簧係數配置之頻域響應的差異，其簧上質量加速度、角加速度及角位移之頻域響應如圖 4-31 所示。

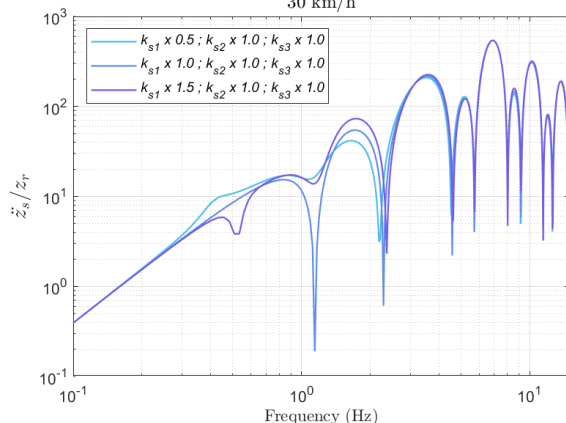
由圖 4-31 可觀察出，當第一軸懸吊彈簧係數與原懸吊彈簧係數相同，因其符合式(2-50)，代表其垂直方向運動及俯仰方向運動二者較獨立，故其軸距濾波效應最為顯著。

當第一軸懸吊彈簧係數增加時，則簧上質量角加速度及角位移之頻域響應，簧上質量俯仰自然頻率將隨之變大，其傳遞比峰值亦將隨之增加；而簧上質量加速度之頻域響應，其簧上質量跳動自然頻率傳遞比峰值亦將隨之增加。

第一軸懸吊彈簧係數不同之三軸車輛模型，其各軸懸吊行程的頻域響應如所示圖 4-32。

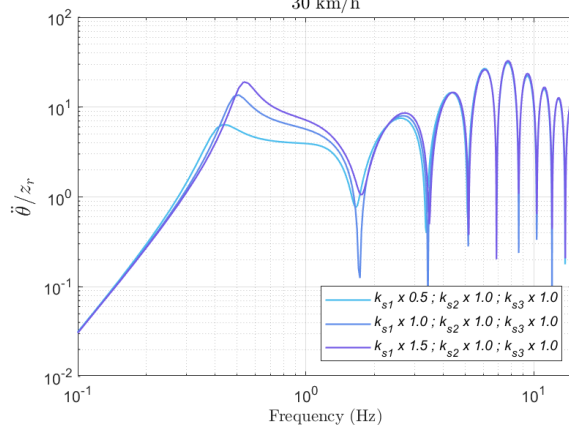


Transmissibility Ratio of Sprung Mass Acceleration
Three-Axle Model with Different Suspension Spring Stiffness
30 km/h



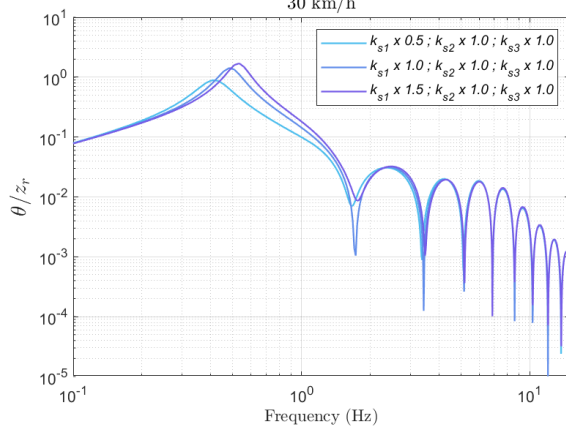
(a) 簧上質量加速度

Transmissibility Ratio of Sprung Mass Angular Acceleration
Three-Axle Model with Different Suspension Spring Stiffness
30 km/h



(b) 簧上質量角加速度

Transmissibility Ratio of Sprung Mass Angular Displacement
Three-Axle Model with Different Suspension Spring Stiffness
30 km/h

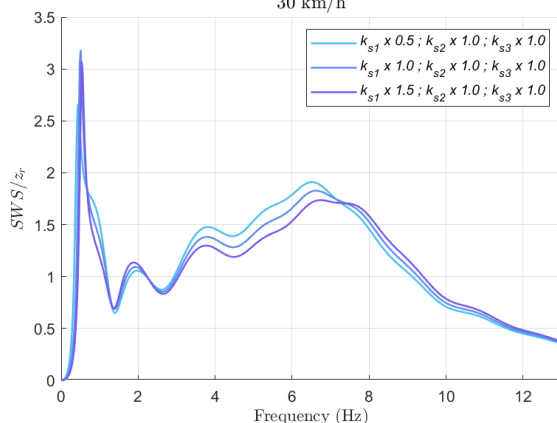


(c) 簧上質量角位移

圖 4-31 第一軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型時速 30 公里的傳遞比圖

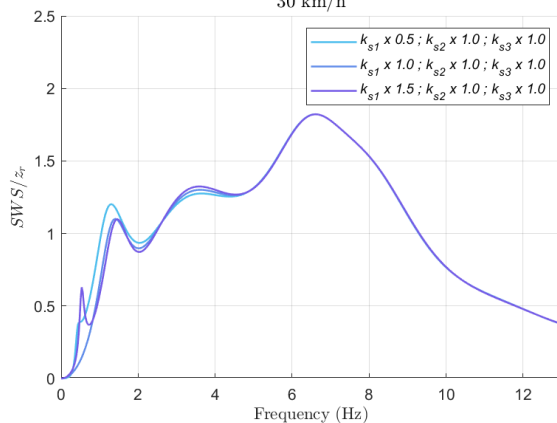


Transmissibility Ratio of Axle-1 Suspension Work Space
Three-Axle Model with Different Suspension Spring Stiffness
30 km/h



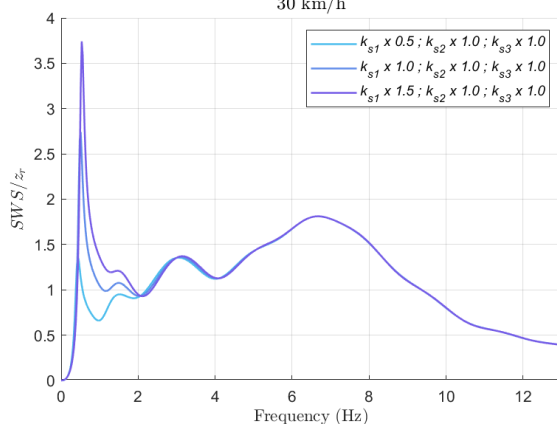
(a) 第一軸

Transmissibility Ratio of Axle-2 Suspension Work Space
Three-Axle Model with Different Suspension Spring Stiffness
30 km/h



(b) 第二軸

Transmissibility Ratio of Axle-3 Suspension Work Space
Three-Axle Model with Different Suspension Spring Stiffness
30 km/h



(c) 第三軸

圖 4-32 第一軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型

時速 30 公里的懸吊運動行程傳遞比圖



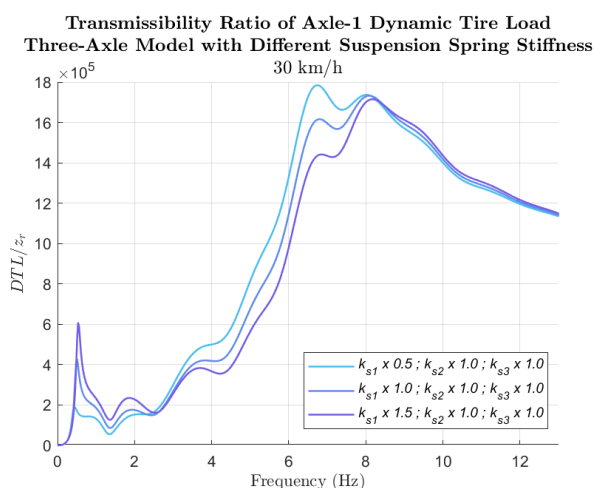
由圖 4-32 可觀察出，第一軸及第三軸懸吊運動行程之頻域響應，其簧上質量俯仰自然頻率之傳遞比為一峰值且為最大值，意即前軸及後軸之懸吊運動行程受到俯仰方向運動之影響較大；而第二軸懸吊運動行程之頻域響應，其簧上質量跳動自然頻率之傳遞比為一峰值，簧下自然頻率之傳遞比亦為一峰值且為最大值，意即第二軸之懸吊運動行程受到垂直方向運動之影響較大。

當第一軸懸吊彈簧係數增加時，則第一軸懸吊運動行程之傳遞比將隨之減少，第二軸懸吊運動行程之傳遞比幾乎不隨之變化，第三軸懸吊運動行程之傳遞比則隨之增加。

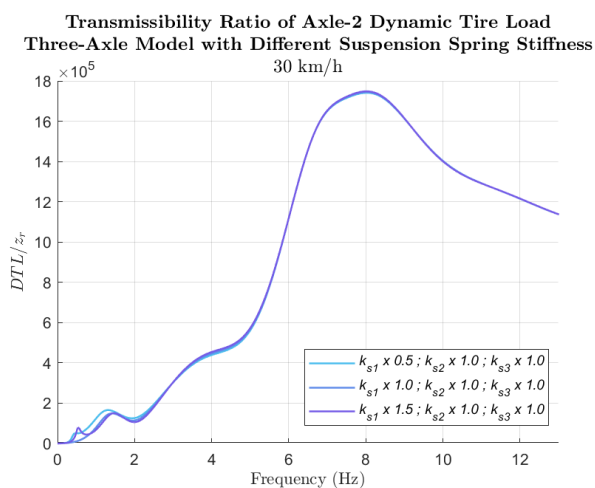
第一軸懸吊彈簧係數不同之三軸車輛模型，其各軸輪胎動態負載之頻域響應如圖 4-33 所示。

由圖 4-33 可觀察出，各軸輪胎動態負載之頻域響應，其簧下質量自然頻率之傳遞比為一峰值且為最大值，意即各軸之輪胎動態負載受到簧下質量運動之影響較大。第一軸及第三軸輪胎動態負載之頻域響應，其簧上質量俯仰自然頻率之傳遞比為一峰值，意即第一軸及第三軸之輪胎動態負載受到簧上質量俯仰方向運動之影響大於簧上質量垂直方向運動之影響。

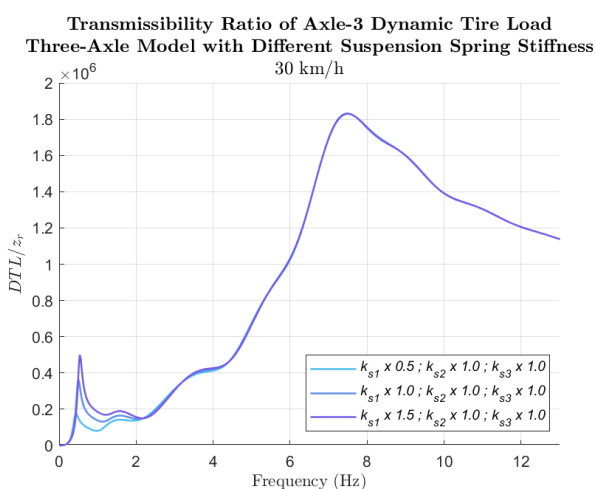
當第一軸懸吊彈簧係數增加時，則第一軸輪胎動態負載之傳遞比將隨之減少，而第二軸及第三軸輪胎動態負載之傳遞比幾乎不隨之變化。上述頻域響應之變化趨勢，皆與時間響應之變化趨勢相符合。



(a) 第一軸



(b) 第二軸



(c) 第三軸

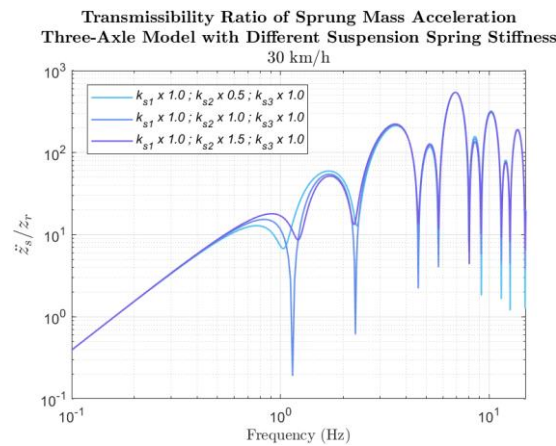
圖 4-33 第一軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型

時速 30 公里的輪胎動態負載傳遞比圖

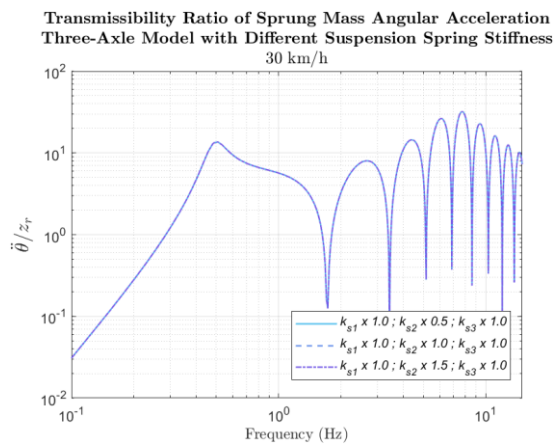


2. 三軸模型之第二軸懸吊彈簧係數改變

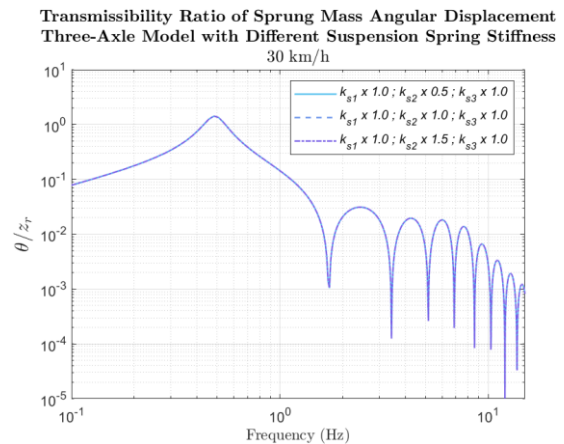
將三軸車輛模型第二軸之懸吊彈簧係數分別設定為原懸吊彈簧係數之 0.5 倍、1.0 倍及 1.5 倍，而第一軸及第三軸之懸吊彈簧係數保持與原懸吊彈簧係數相同。並將其模擬結果之時間響應經過傅立葉轉換成頻域響應，以比較不同懸吊彈簧係數配置之頻域響應的差異，其簧上質量加速度、角加速度及角位移之頻域響應如圖 4-34 所示。



(a) 簧上質量加速度



(b) 簧上質量角加速度



(c) 簧上質量角位移

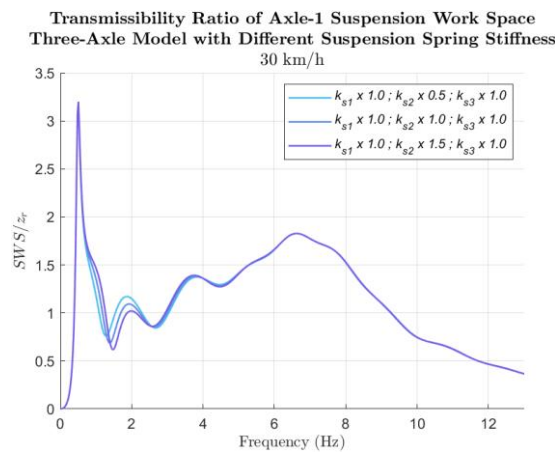
圖 4-34 第二軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型

時速 30 公里的傳遞比圖

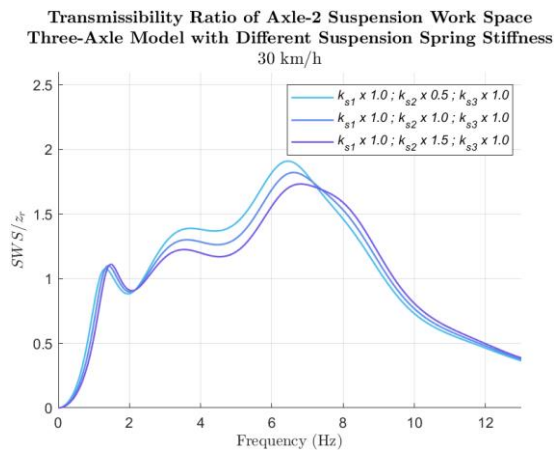
由圖 4-34 可觀察出，當第二軸懸吊彈簧係數改變，仍會符合式(2-50)，故並不影響軸距濾波效應之效果。

當第二軸懸吊彈簧係數增加時，簧上質量角加速度及角位移之傳遞比並無變化。意即，當第二軸懸吊彈簧係數改變，其俯仰方向運動並未有所變化。

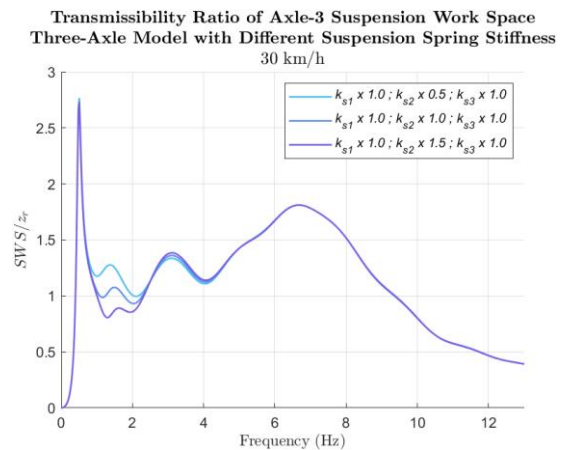
第二軸懸吊彈簧係數不同之三軸車輛模型，其各軸懸吊行程之頻域響應如圖 4-35 所示。



(a) 第一軸



(b) 第二軸



(c) 第三軸

圖 4-35 第二軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型

時速 30 公里的懸吊運動行程傳遞比圖

由圖 4-35 可觀察出，第一軸及第三軸懸吊運動行程之頻域響應，其簧上質量俯仰自然頻率之傳遞比為一峰值且為最大值，意即前軸及後軸之懸吊運動行程受到俯仰方向運動之影響較大。第二軸懸吊運動行程之傳遞比，其簧上質量跳動自然頻率之傳遞比為一峰值，簧下自然頻率之傳遞比亦為一峰值且為最大值，意即第二軸之懸吊運動行程受到垂直方向運動之影響較大。

當第二軸懸吊彈簧係數由原懸吊彈簧係數增加時，則第二軸懸吊運動行程之傳遞比將隨之減少，而第一軸及第二軸懸吊運動行程之傳遞幾乎不隨之變化。

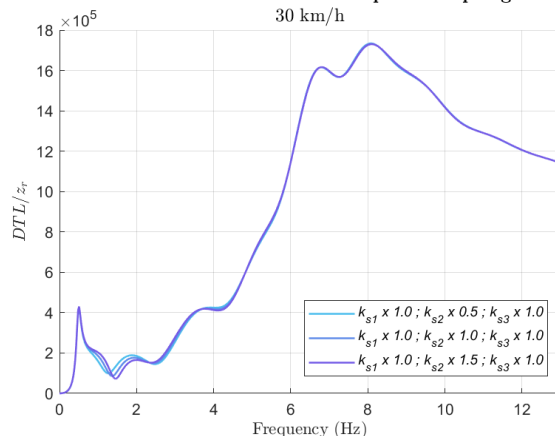
第二軸懸吊彈簧係數不同之三軸車輛模型，其各軸輪胎動態負載之頻域響應分別如圖 4-36 所示。

由圖 4-36 可觀察出，各軸輪胎動態負載之頻域響應，其簧下質量自然頻率之傳遞比為一峰值且為最大值，意即各軸之輪胎動態負載受到簧下質量運動之影響較大。第一軸及第三軸輪胎動態負載之頻域響應，其簧上質量俯仰自然頻率之傳遞比為一峰值，意即第一軸及第三軸之輪胎動態負載受到簧上質量俯仰方向運動之影響大於簧上質量垂直方向運動之影響。

當第二軸懸吊彈簧係數增加時，則第二軸輪胎動態負載之傳遞比將隨之減少，而第一軸及第三軸輪胎動態負載之傳遞比幾乎不隨之變化。上述頻域響應之變化趨勢，皆與時間響應之變化趨勢相符合。

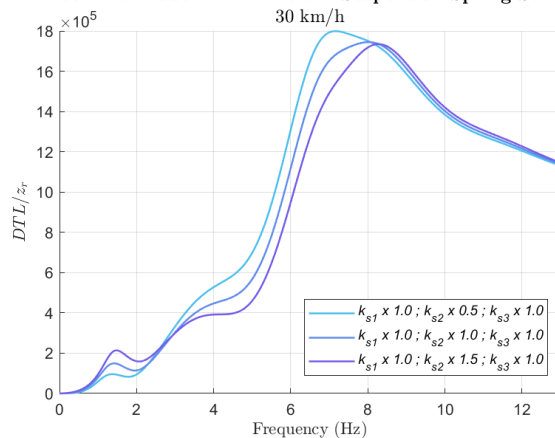


Transmissibility Ratio of Axle-1 Dynamic Tire Load
Three-Axle Model with Different Suspension Spring Stiffness
30 km/h



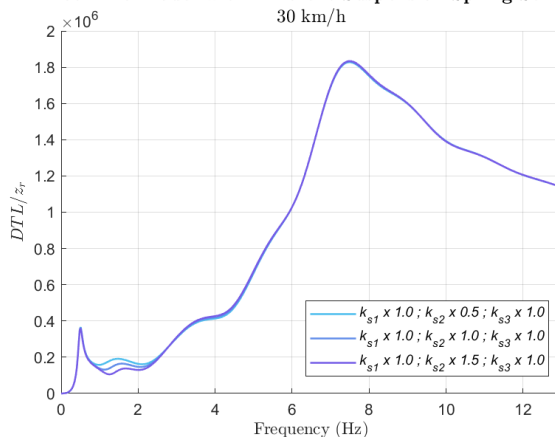
(a) 第一軸

Transmissibility Ratio of Axle-2 Dynamic Tire Load
Three-Axle Model with Different Suspension Spring Stiffness
30 km/h



(b) 第二軸

Transmissibility Ratio of Axle-3 Dynamic Tire Load
Three-Axle Model with Different Suspension Spring Stiffness
30 km/h



(c) 第三軸

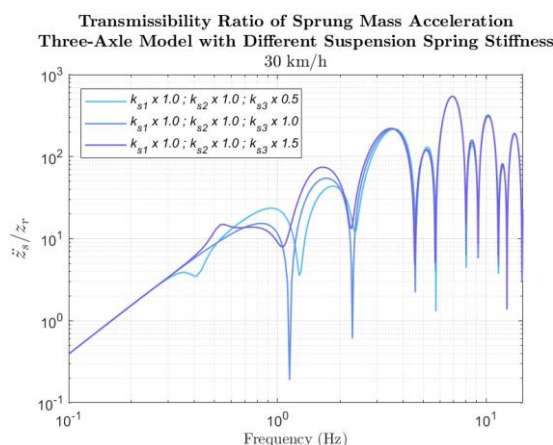
圖 4-36 第二軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型

時速 30 公里的輪胎動態負載傳遞比圖

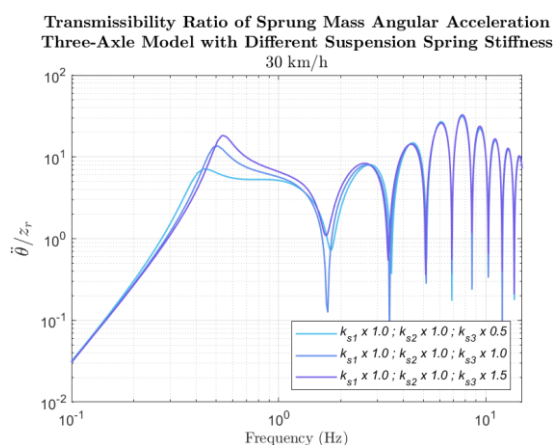


3. 三軸模型之第三軸懸吊彈簧係數改變

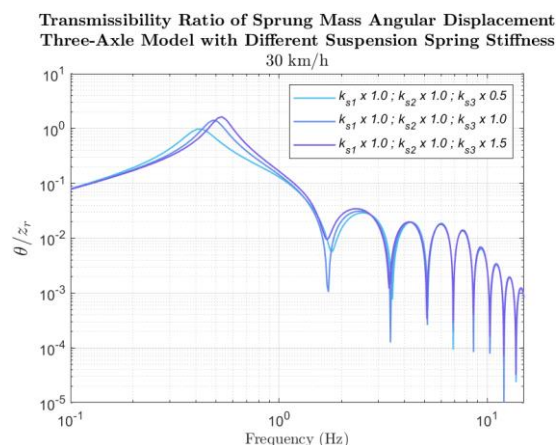
將三軸車輛模型第三軸之懸吊彈簧係數分別設定為原懸吊彈簧係數之 0.5 倍、1.0 倍及 1.5 倍，而第一軸及第二軸之懸吊彈簧係數保持與原懸吊彈簧係數相同。並將其模擬結果之時間響應經過傅立葉轉換成頻域響應，以比較不同懸吊彈簧係數配置之頻域響應的差異，其簧上質量加速度、角加速度及角位移之頻域響應如圖 4-37 所示。



(a) 簧上質量加速度



(b) 簧上質量角加速度



(c) 簧上質量角位移

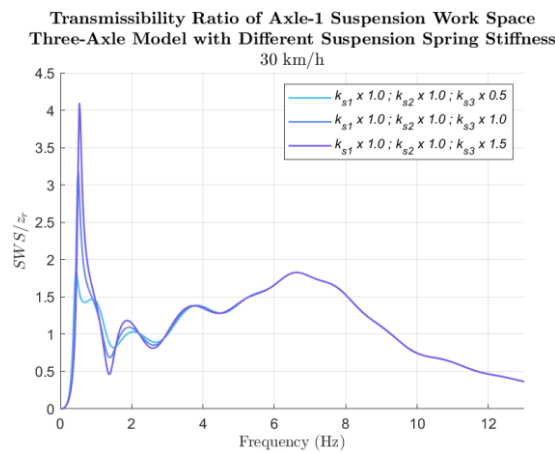
圖 4-37 第三軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型

時速 30 公里的傳遞比圖

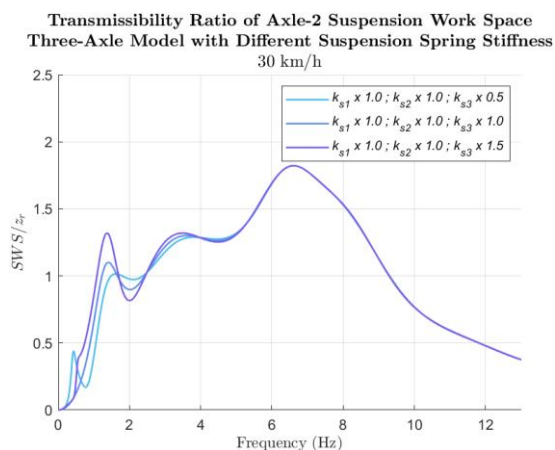
由圖 4-37 可觀察出，當第三軸懸吊彈簧係數與原懸吊彈簧係數相同，因其符合式(2-50)，故其軸距濾波效應最為顯著。

當第三軸懸吊彈簧係數增加時，簧上質量角加速度及角位移之頻域響應，其簧上質量俯仰自然頻率將隨之變大，其傳遞比峰值亦將隨之增加；而簧上質量加速度之頻域響應，其簧上質量跳動自然頻率峰值亦將隨之增加。

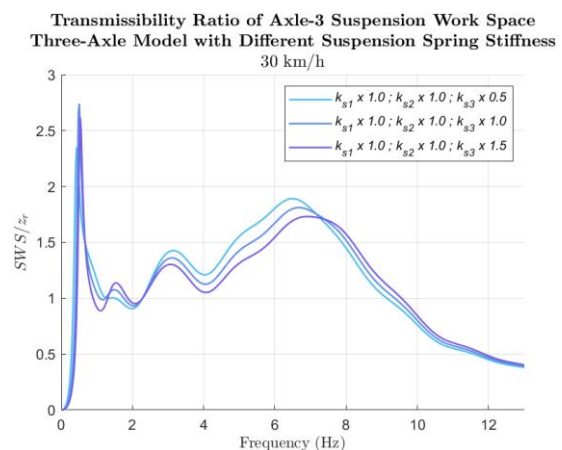
第三軸懸吊彈簧係數不同之三軸車輛模型，其各軸懸吊行程之頻域響應如圖 4-38 所示。



(a) 第一軸



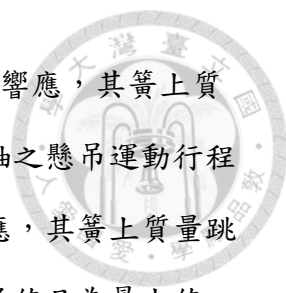
(b) 第二軸



(c) 第三軸

圖 4-38 第三軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型

時速 30 公里的懸吊運動行程傳遞比圖



由圖 4-38 可觀察出，第一軸及第三軸懸吊運動行程之頻域響應，其簧上質量俯仰自然頻率之傳遞比為一峰值且為最大值，意即前軸及後軸之懸吊運動行程受到俯仰方向運動之影響較大。第二軸懸吊運動行程之頻域響應，其簧上質量跳動自然頻率之傳遞比為一峰值，簧下自然頻率之傳遞比亦為一峰值且為最大值，意即第二軸之懸吊運動行程受到垂直方向運動之影響較大。

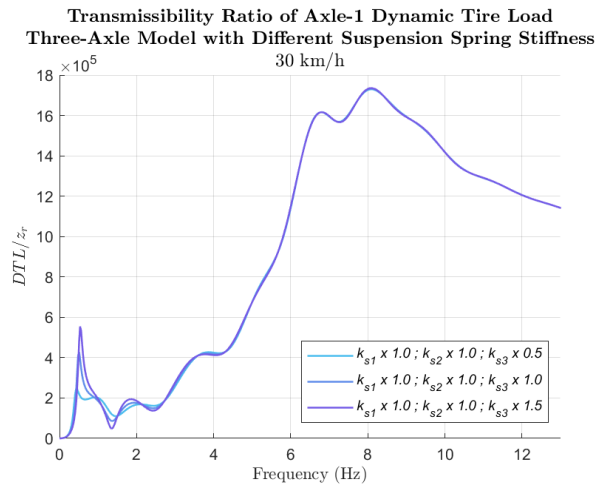
當第三軸懸吊彈簧係數由原懸吊彈簧係數增加時，則第一軸及第二軸懸吊運動行程之傳遞比幾乎不隨之變化，而第三軸懸吊運動行程之傳遞比將隨之減少。

第三軸懸吊彈簧係數不同之三軸車輛模型，其各軸輪胎動態負載之頻域響應如圖 4-39 所示。

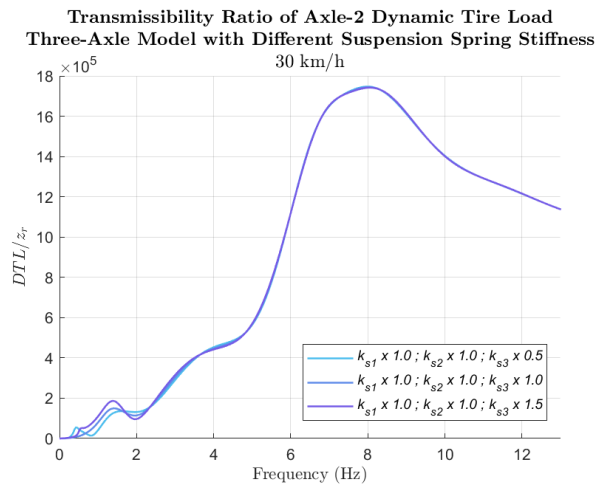
由圖 4-39 可觀察出，各軸輪胎動態負載之頻域響應，其簧下質量自然頻率之傳遞比為一峰值且為最大值，意即各軸之輪胎動態負載受到簧下質量運動之影響較大。而第一軸及第三軸輪胎動態負載之頻域響應，其簧上質量俯仰自然頻率之傳遞比為一峰值，意即第一軸及第三軸之輪胎動態負載受到簧上質量俯仰方向運動之影響大於簧上質量垂直方向運動之影響。

當第三軸懸吊彈簧係數增加時，則第一軸及第二軸輪胎動態負載之傳遞比幾乎不隨之變化，而第三軸輪胎動態負載之傳遞比將隨之減少。上述頻域響應之變化趨勢，皆與時間響應之變化趨勢相符合。

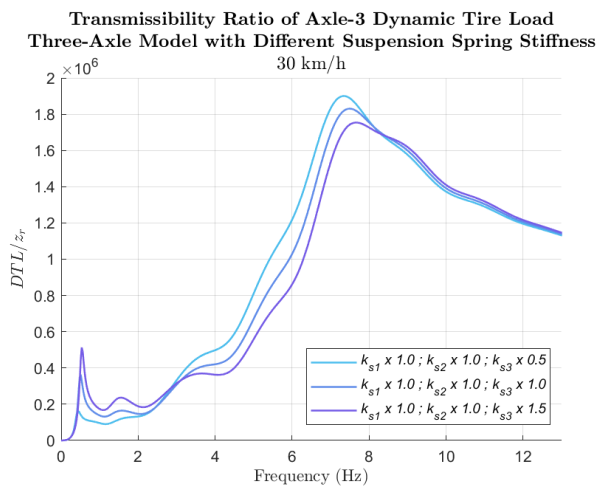
將車輛軸數增加至四軸、五軸及六軸，並將車速分別改為 60 km/h 及 90 km/h，再重複以上之分析過程，可得到相似之頻域響應變化趨勢。故表示多軸車輛懸吊彈簧係數改變對懸吊動態性能影響之趨勢相同。



(a) 第一軸



(b) 第二軸



(c) 第三軸

圖 4-39 第三軸懸吊彈簧係數不同之三軸模型

時速 30 公里的輪胎動態負載傳遞比圖



4.3.4 小結

藉由上述時間響應與頻域響應之分析，本小節得出以下與多軸車輛懸吊彈簧係數配置有關之較一般化結論：

1. 若多軸車輛之軸數為奇數個，則位於重心位置上之中央軸之懸吊彈簧係數改變，在不同車速下，皆不影響其簧上質量角加速度及角位移。
2. 當多軸車輛其中任幾個軸之懸吊彈簧係數增加時，除了僅中央軸之懸吊彈簧係數改變的情況外，在不同車速下，其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根值皆隨之增加。
3. 當多軸車輛其中任幾個軸之懸吊彈簧係數增加時，以不同車速通過減速丘路面，則該幾個軸之懸吊運動行程及輪胎動態負載皆隨之減少。
4. 當多軸車輛之前軸之懸吊彈簧係數增加時，以不同車速通過粗糙路面，則該軸之輪胎動態負載將隨之增加。
5. 當多軸車輛之後軸之懸吊彈簧係數增加時，以低速通過粗糙路面，則該軸之輪胎動態負載將隨之增加；以中、高速通過粗糙路面，則該軸之輪胎動態負載將隨之減少。
6. 當多軸車輛前後軸以外之中間軸之懸吊彈簧係數增加時，以不同車速通過粗糙路面，則該軸之懸吊運動行程及輪胎動態負載皆隨之減少。
7. 若多軸車輛懸吊彈簧係數配置符合式(2-50)，可以使垂直方向及俯仰方向之運動獨立，則軸距濾波效應較顯著。
8. 多軸車輛之前後軸之懸吊運動行程受到俯仰方向運動之影響較大；前後軸以外之中間軸之懸吊運動行程受到垂直方向運動之影響較大。
9. 多軸車輛各軸之輪胎動態負載受簧下質量運動之影響較大；前後軸之輪胎動態負載受簧上質量俯仰方向運動之影響大於垂直方向運動之影響。



4.4 懸吊阻尼係數對懸吊動態性能之影響

本小節將改變車輛模型之懸吊阻尼係數配置，並觀察其通過減速丘路面及粗糙路面之模擬結果的時間響應。再分析其頻域響應，以了解車輛懸吊阻尼係數配置對懸吊動態性能之影響。而各軸懸吊阻尼係數之調整範圍如 4.1 小節所述，為原懸吊阻尼係數(c_{s0})之 0.8 倍至 2.1 倍。

4.4.1 不同懸吊阻尼係數配置之車輛模型通過減速丘路面的時間響應

分別改變多軸車輛模型其中任一軸之懸吊阻尼係數，而其他軸之懸吊阻尼係數保持與原懸吊阻尼係數相同。並將其通過減速丘路面，以觀察其模擬結果之時間響應。

1. 三軸模型之第一軸懸吊阻尼係數改變

將三軸模型第一軸之懸吊阻尼係數(c_{s1})分別設定為原懸吊阻尼係數的 1.0 倍、1.5 倍及 2.0 倍，而第二軸及第三軸之懸吊阻尼係數保持與原懸吊阻尼係數相同，並以速度 30 km/h 通過減速丘路面，其時間響應分別如圖 4-40 至圖 4-42 所示。

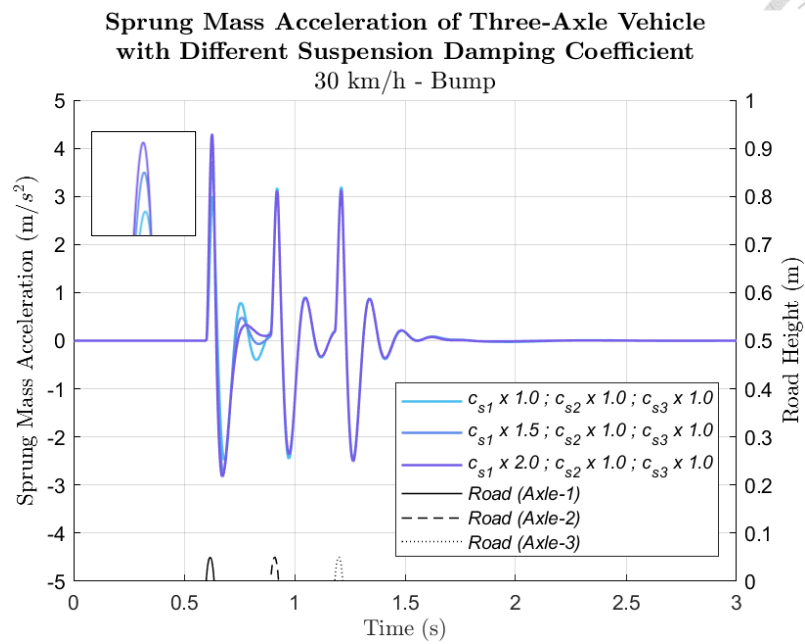


圖 4-40 第一軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型

以時速 30 公里通過減速丘路面的簧上質量加速度時間響應圖

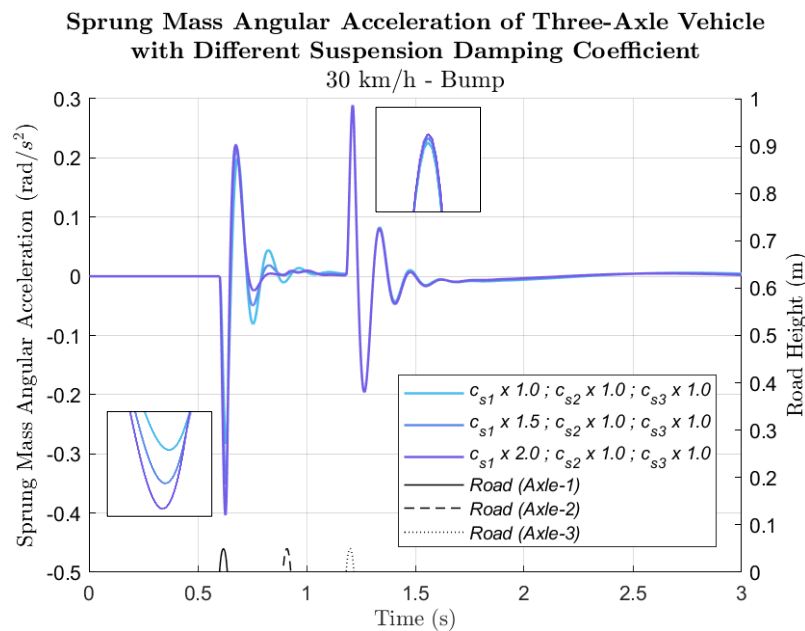


圖 4-41 第一軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型

以時速 30 公里通過減速丘路面的簧上質量角加速度時間響應圖

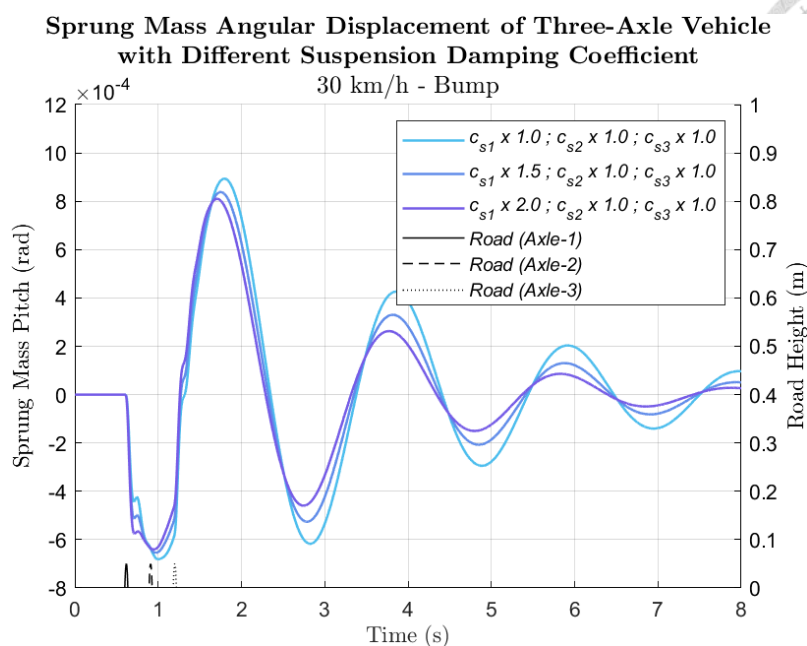
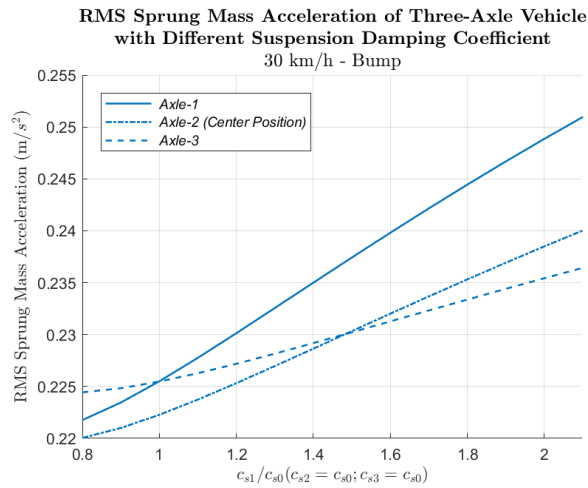


圖 4-42 第一軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型

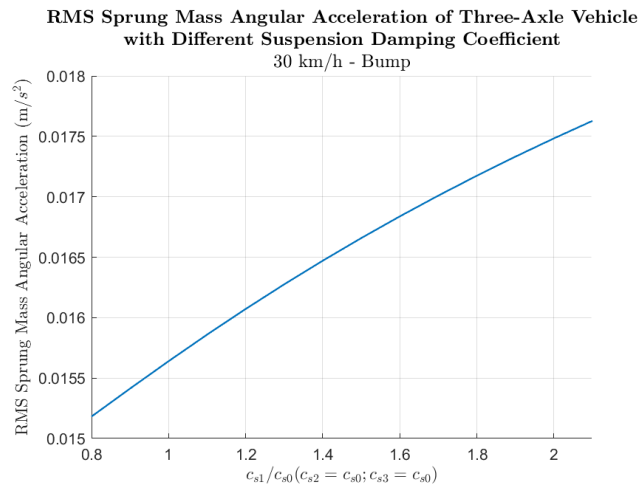
以時速 30 公里通過減速丘路面的簧上質量角位移時間響應圖

由圖 4-40 至圖 4-42 可觀察出，在三種第一軸懸吊阻尼係數不同的三軸模型中，第一軸懸吊阻尼係數為原懸吊阻尼係數 2.0 倍之三軸模型，在第一軸通過減速丘時，其簧上質量加速度及角加速度皆最大；反之，第一軸懸吊阻尼係數為原懸吊阻尼係數 1.0 倍之三軸模型，在第一軸通過減速丘時，其簧上質量加速度及角加速度皆最小。

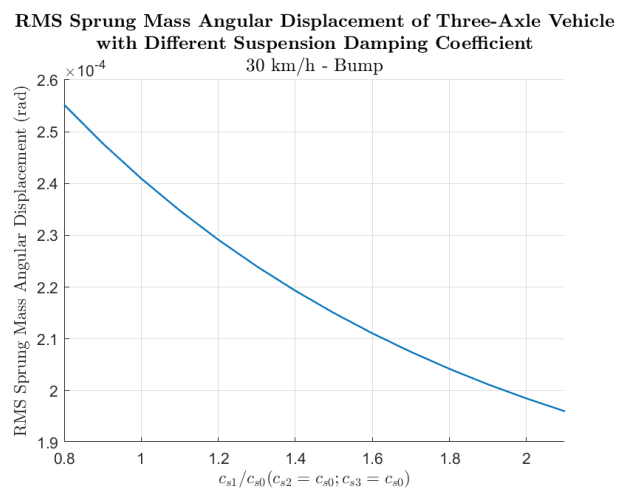
將第一軸懸吊阻尼係數由原懸吊阻尼係數之 0.8 倍逐漸增加至 2.1 倍，並根據 2.4 小節對懸吊動態性能之定義，計算其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根值、各軸懸吊運動行程之最大值及各軸輪胎動態負載之方均根值，以分析第一軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型通過減速丘路面的時間響應差異，如圖 4-43 及圖 4-44 所示。



(a) 簧上質量各觀察點加速度方均根

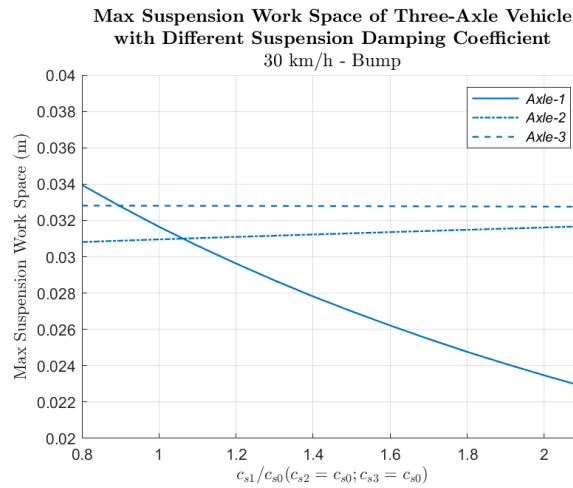


(b) 簧上質量角加速度方均根

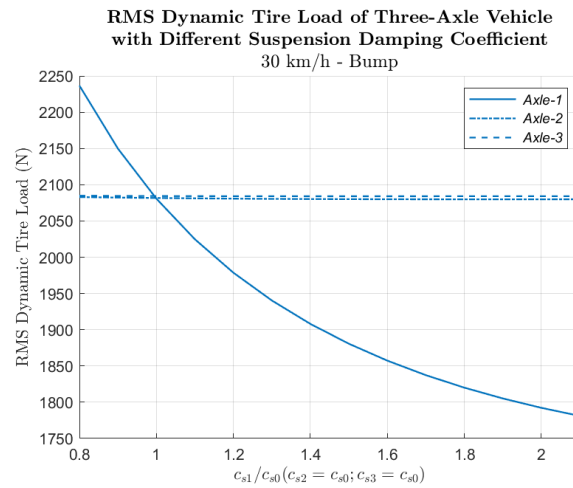


(c) 簧上質量角位移方均根

圖 4-43 第一軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型以時速 30 公里
通過減速丘路面的簧上質量時間響應變化圖



(a) 懸吊運動行程最大值



(b) 輪胎動態負載方均根

圖 4-44 第一軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型

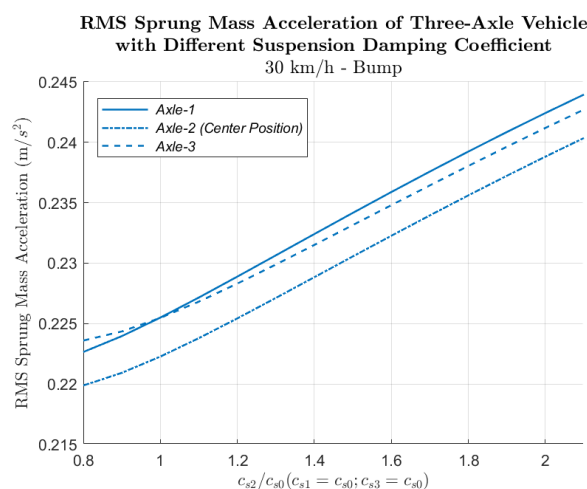
以時速 30 公里通過減速丘路面的各軸時間響應變化圖

由圖 4-43 及圖 4-44 可觀察出，當第一軸懸吊阻尼係數增加，其簧上質量加速度及角加速度之方均根值皆隨之增加，角位移之方均根值則隨之減少。第一軸懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值皆隨之減少，而第二軸及第三軸懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值幾乎不變。

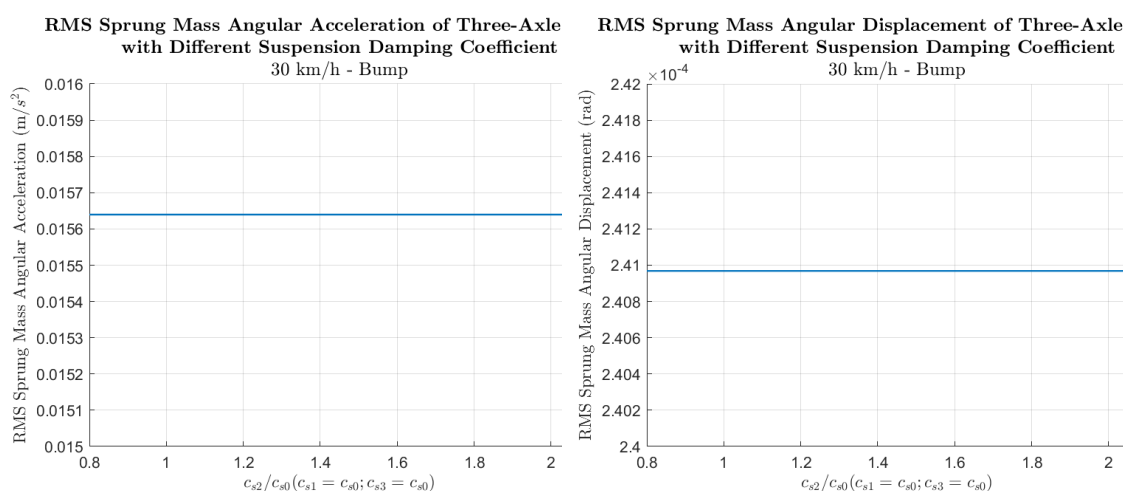


2. 三軸模型之第二軸懸吊阻尼係數改變

將三軸模型第二軸之懸吊阻尼係數(c_{s2})由原懸吊阻尼係數之 0.8 倍逐漸增加至 2.1 倍，而第一軸及第三軸之懸吊阻尼係數保持與原懸吊阻尼係數相同，並以速度 30 km/h 通過減速丘路面。再利用上述之模擬結果，計算其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根值、各軸懸吊運動行程之最大值及各軸輪胎動態負載之方均根值，以分析第二軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型通過減速丘路面的時間響應差異，如圖 4-45 及圖 4-46 所示。



(a) 簧上質量各觀察點加速度方均根

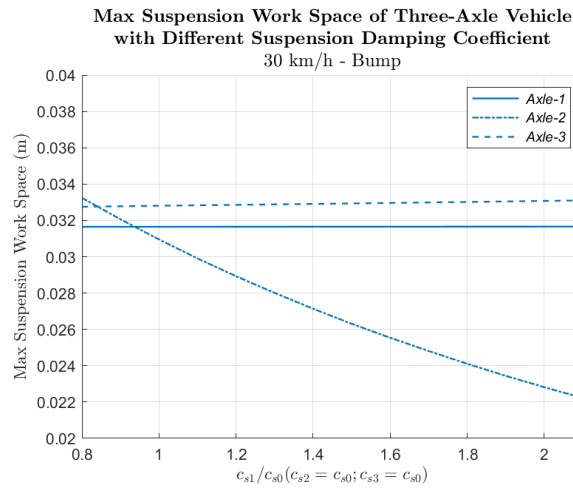


(b) 簧上質量角加速度方均根

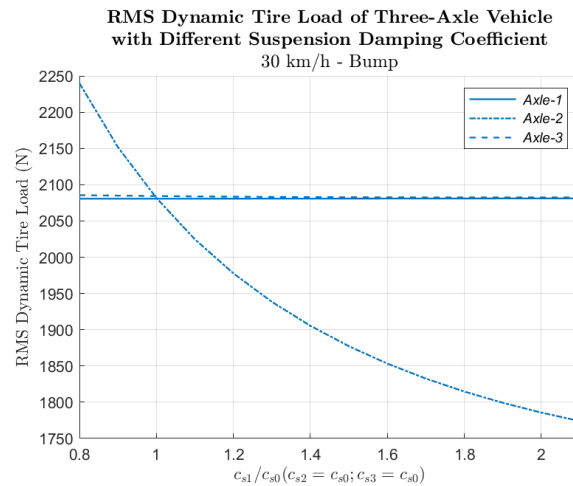
(c) 簧上質量角位移方均根

圖 4-45 第二軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型以時速 30 公里

通過減速丘路面的簧上質量時間響應變化圖



(a) 各軸懸吊運動行程最大值



(b) 各軸輪胎動態負載方均根

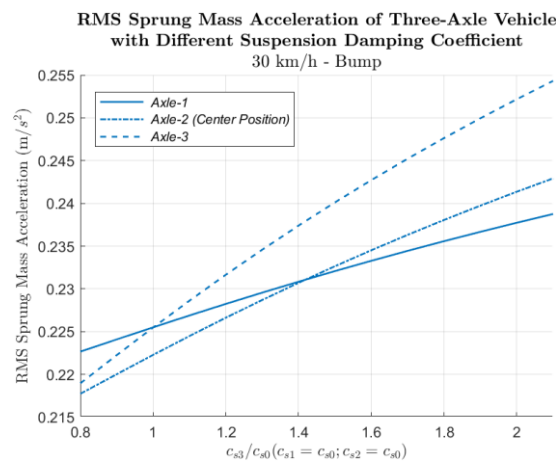
圖 4-46 第二軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型

以時速 30 公里通過減速丘路面的各軸時間響應變化圖

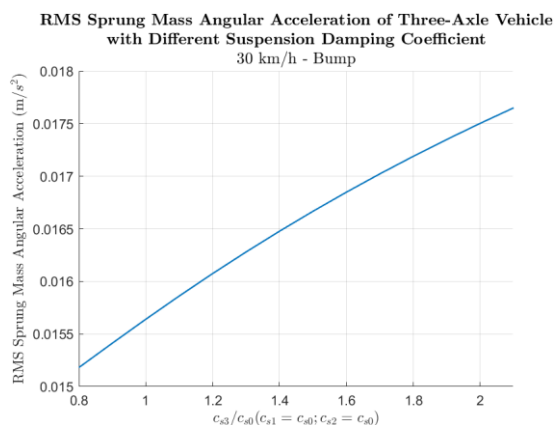
由圖 4-45 及圖 4-46 可觀察出，當第二軸懸吊阻尼係數增加，其簧上質量加速度之方均根值將隨之增加，而其簧上質量角加速度及角位移之方均根則不隨之變化，故推測第二軸之懸吊阻尼不影響其俯仰方向之運動。第二軸懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值則隨之減少，而第一軸及第三軸懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值幾乎不變。

3. 三軸模型之第三軸懸吊阻尼係數改變

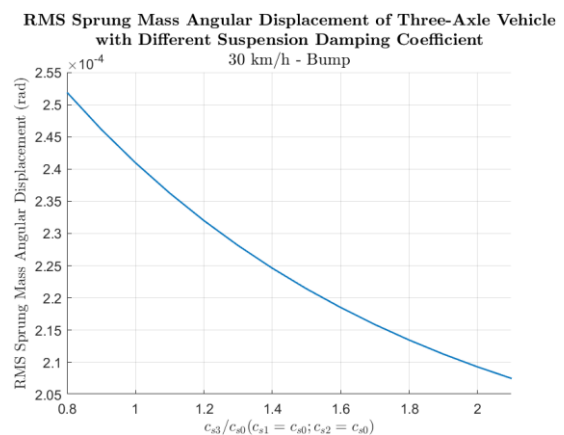
將三軸模型第三軸之懸吊阻尼係數(c_{s3})由原懸吊阻尼係數之 0.8 倍逐漸增加至 2.1 倍，而第一軸及第二軸之懸吊阻尼係數保持與原懸吊阻尼係數相同，並以速度 30 km/h 通過減速丘路面。再利用上述之模擬結果，計算其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根值、懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值，以分析第三軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型通過減速丘路面的時間響應差異，如圖 4-47 及圖 4-48 所示。



(a) 簧上質量各觀察點加速度方均根

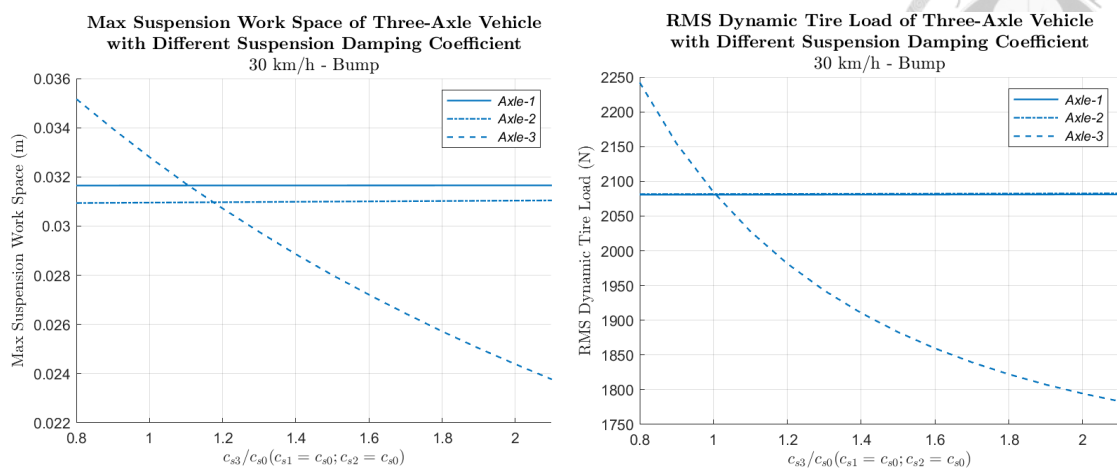


(b) 簧上質量角加速度方均根



(c) 簧上質量角位移方均根

圖 4-47 第三軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型以時速 30 公里
通過減速丘路面的簧上質量時間響應變化圖



(a) 各軸懸吊運動行程最大值

(b) 各軸輪胎動態負載方均根

圖 4-48 第三軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型

以時速 30 公里通過減速丘路面的各軸時間響應變化圖

由圖 4-47 及圖 4-48 可觀察出，當第三軸懸吊阻尼係數增加，其簧上質量加速度及角加速度之方均根值皆隨之增加，角位移之方均根值則隨之減少。第三軸懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值則隨之減少，而第一軸及第二軸懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值幾乎不變。

與懸吊彈簧係數配置相似，對於 n 軸車輛而言，本研究所考慮之懸吊阻尼係數配置組合共有 $2^n - 1$ 種。即在 n 個軸之中，挑選其中任意 k 個軸將其懸吊阻尼係數由原懸吊阻尼係數之 0.8 倍增加至 2.1 倍。其中， k 為不大於 n 之正整數。再將三軸及四軸車輛之所有懸吊阻尼係數配置以同上文之方法分析，並將車速改為 60 km/h 及 90 km/h，便可將其隨車輛懸吊阻尼係數配置改變之時間響應變化趨勢整理如表 4-19 至表 4-21 所示。

表 4-19 不同懸吊阻尼係數配置之三軸及四軸車輛

以速度 30 km/h 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表

車輛 軸數	車輛 參數 變化	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	SWS (m)				DTL (N)			
					Axle							
					1	2	3	4	1	2	3	4
3	c_{s1}	↑	↑	↓	↓	-	-		↓	-	-	
	c_{s2}	↑	-	-	-	↓	-		-	↓	-	
	c_{s3}	↑	↑	↓	-	-	↓		-	-	↓	
	$c_{s1,2}$	↑	↑	↓	↓	↓	-		↓	↓	-	
	$c_{s1,3}$	↑	↑	↓	↓	-	↓		↓	-	↓	
	$c_{s2,3}$	↑	↑	↓	-	↓	↓		-	↓	↓	
	$c_{s1,2,3}$	↑	↑	↓	↓	↓	↓		↓	↓	↓	
4	c_{s1}	↑	↑	↓	↓	-	-	-	↓	-	-	-
	c_{s2}	↑	↑	↓	-	↓	-	-	-	↓	-	-
	c_{s3}	↑	↑	↓	-	-	↓	-	-	-	↓	-
	c_{s4}	↑	↑	↓	-	-	-	↓	-	-	-	↓
	$c_{s1,2}$	↑	↑	↓	↓	↓	-	-	↓	↓	-	-
	$c_{s1,3}$	↑	↑	↓	↓	-	↓	-	↓	-	↓	-
	$c_{s1,4}$	↑	↑	↓	↓	-	-	↓	↓	-	-	↓
	$c_{s2,3}$	↑	↑	↓	-	↓	↓	-	-	↓	↓	-
	$c_{s2,4}$	↑	↑	↓	-	↓	-	↓	-	↓	-	↓
	$c_{s3,4}$	↑	↑	↓	-	-	↓	↓	-	-	↓	↓
	$c_{s1,2,3}$	↑	↑	↓	↓	↓	↓	-	↓	↓	↓	-
	$c_{s1,2,4}$	↑	↑	↓	↓	↓	-	↓	↓	↓	-	↓
	$c_{s1,3,4}$	↑	↑	↓	↓	-	↓	↓	↓	-	↓	↓
	$c_{s2,3,4}$	↑	↑	↓	-	↓	↓	↓	-	↓	↓	↓
	$c_{s1,2,3,4}$	↑	↑	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓

↑：遞增，↓：遞減，-：不變

表 4-20 不同懸吊阻尼係數配置之三軸及四軸車輛

以速度 60 km/h 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表

車輛 軸數	車輛 參數 變化	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	SWS (m)				DTL (N)			
					Axle							
					1	2	3	4	1	2	3	4
3	c_{s1}	↑	↑	↓	↓	-	-		↓	-	-	
	c_{s2}	↑	-	-	-	↓	-		-	↓	-	
	c_{s3}	↑	↑	↓	-	-	↓		-	-	↓	
	$c_{s1,2}$	↑	↑	↓	↓	↓	-		↓	↓	-	
	$c_{s1,3}$	↑	↑	↓	↓	-	↓		↓	-	↓	
	$c_{s2,3}$	↑	↑	↓	-	↓	↓		-	↓	↓	
	$c_{s1,2,3}$	↑	↑	↓	↓	↓	↓		↓	↓	↓	
4	c_{s1}	↑	↑	↓	↓	-	-	-	↓	-	-	-
	c_{s2}	↑	↑	↓	-	↓	-	-	-	↓	-	-
	c_{s3}	↑	↑	↓	-	-	↓	-	-	-	↓	-
	c_{s4}	↑	↑	↓	-	-	-	↓	-	-	-	↓
	$c_{s1,2}$	↑	↑	↓	↓	↓	-	-	↓	↓	-	-
	$c_{s1,3}$	↑	↑	↓	↓	-	↓	-	↓	-	↓	-
	$c_{s1,4}$	↑	↑	↓	↓	-	-	↓	↓	-	-	↓
	$c_{s2,3}$	↑	↑	↓	-	↓	↓	-	-	↓	↓	-
	$c_{s2,4}$	↑	↑	↓	-	↓	-	↓	-	↓	-	↓
	$c_{s3,4}$	↑	↑	↓	-	-	↓	↓	-	-	↓	↓
	$c_{s1,2,3}$	↑	↑	↓	↓	↓	↓	-	↓	↓	↓	-
	$c_{s1,2,4}$	↑	↑	↓	↓	↓	-	↓	↓	↓	-	↓
	$c_{s1,3,4}$	↑	↑	↓	↓	-	↓	↓	↓	-	↓	↓
	$c_{s2,3,4}$	↑	↑	↓	-	↓	↓	↓	-	↓	↓	↓
	$c_{s1,2,3,4}$	↑	↑	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓

↑：遞增，↓：遞減，-：不變

表 4-21 不同懸吊阻尼係數配置之三軸及四軸車輛

以速度 90 km/h 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表

車輛 軸數	車輛 參數 變化	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	SWS (m)				DTL (N)			
					Axle							
					1	2	3	4	1	2	3	4
3	c_{s1}	↑	↑	↓	↓	-	-		↓	-	-	
	c_{s2}	↑	-	-	-	↓	-		-	↓	-	
	c_{s3}	↑	↑	↓	-	-	↓		-	-	↓	
	$c_{s1,2}$	↑	↑	↓	↓	↓	-		↓	↓	-	
	$c_{s1,3}$	↑	↑	↓	↓	-	↓		↓	-	↓	
	$c_{s2,3}$	↑	↑	↓	-	↓	↓		-	↓	↓	
	$c_{s1,2,3}$	↑	↑	↓	↓	↓	↓		↓	↓	↓	
4	c_{s1}	↑	↑	↓	↓	-	-	-	↓	-	-	-
	c_{s2}	↑	↑	↓	-	↓	-	-	-	↓	-	-
	c_{s3}	↑	↑	↓	-	-	↓	-	-	-	↓	-
	c_{s4}	↑	↑	↓	-	-	-	↓	-	-	-	↓
	$c_{s1,2}$	↑	↑	↓	↓	↓	-	-	↓	↓	-	-
	$c_{s1,3}$	↑	↑	↓	↓	-	↓	-	↓	-	↓	-
	$c_{s1,4}$	↑	↑	↓	↓	-	-	↓	↓	-	-	↓
	$c_{s2,3}$	↑	↑	↓	-	↓	↓	-	-	↓	↓	-
	$c_{s2,4}$	↑	↑	↓	-	↓	-	↓	-	↓	-	↓
	$c_{s3,4}$	↑	↑	↓	-	-	↓	↓	-	-	↓	↓
	$c_{s1,2,3}$	↑	↑	↓	↓	↓	↓	-	↓	↓	↓	-
	$c_{s1,2,4}$	↑	↑	↓	↓	↓	-	↓	↓	↓	-	↓
	$c_{s1,3,4}$	↑	↑	↓	↓	-	↓	↓	↓	-	↓	↓
	$c_{s2,3,4}$	↑	↑	↓	-	↓	↓	↓	-	↓	↓	↓
	$c_{s1,2,3,4}$	↑	↑	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓

↑：遞增，↓：遞減，-：不變



由表 4-19 至表 4-21 可歸納觀察出，當三軸及四軸車輛其中任幾個軸之懸吊阻尼係數增加，以不同車速通過減速丘路面，其簧上質量加速度、角加速度之方均根值皆隨之增加，簧上質量角位移之方均根值則隨之減少。但上述結論有以下例外，當三軸車輛之第二軸懸吊阻尼係數改變，簧上質量角加速度及角位移之方均根均不隨之變化，故推測第二軸之懸吊阻尼不影響其俯仰方向之運動。

當三軸及四軸車輛其中任幾個軸之懸吊阻尼係數增加，以不同車速通過減速丘路面，該幾個軸懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值則皆隨之減少，懸吊阻尼係數不變之其他軸的懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值則幾乎不隨之變化。

根據上述結論可發現，僅改變其中任一軸之懸吊阻尼係數的結論與同時改變任意多個軸之懸吊阻尼係數的結論相同。代表只需改變其中任一軸之懸吊阻尼係數，便能夠根據其結論推論至同時改變任意多個軸之懸吊阻尼係數的較一般化結論。

將車輛軸數增加至五軸及六軸，並將其中任一軸之懸吊阻尼係數由原懸吊阻尼係數之 0.3 倍增加至 1.6 倍，且將車速改為 60 km/h 及 90 km/h，則可將其隨車輛懸吊阻尼係數配置改變之時間響應變化趨勢整理如表 4-22 至表 4-24 所示。

表 4-22 不同懸吊阻尼係數配置之五軸及六軸車輛

以速度 30 km/h 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表

車輛 軸數	車輛 參數 變化	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	SWS (m)						DTL (N)					
					Axle											
					1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
5	c_{s1}	↑	↑	↓	↓	-	-	-	-		↓	-	-	-	-	
	c_{s2}	↑	-	-	-	↓	-	-	-		-	↓	-	-	-	
	c_{s3}	↑	↑	↓	-	-	↓	-	-		-	-	↓	-	-	
	c_{s4}	↑	↑	↓	-	-	-	↓	-		-	-	-	↓	-	
	c_{s5}	↑	↑	↓	-	-	-	-	↓		-	-	-	-	↓	
6	c_{s1}	↑	↑	↓	↓	-	-	-	-	-	↓	-	-	-	-	
	c_{s2}	↑	↑	↓	-	↓	-	-	-	-	-	↓	-	-	-	
	c_{s3}	↑	↑	↓	-	-	↓	-	-	-	-	-	↓	-	-	
	c_{s4}	↑	↑	↓	-	-	-	↓	-	-	-	-	-	↓	-	
	c_{s5}	↑	↑	↓	-	-	-	-	↓	-	-	-	-	-	↓	
	c_{s6}	↑	↑	↓	-	-	-	-	-	↓	-	-	-	-	↓	

↑：遞增，↓：遞減，-：不變

表 4-23 不同懸吊阻尼係數配置之五軸及六軸車輛

以速度 60 km/h 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表

車輛 軸數	車輛 參數 變化	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	SWS (m)						DTL (N)					
					Axle											
					1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
5	c_{s1}	↑	↑	↓	↓	-	-	-	-		↓	-	-	-	-	
	c_{s2}	↑	-	-	-	↓	-	-	-		-	↓	-	-	-	
	c_{s3}	↑	↑	↓	-	-	↓	-	-		-	-	↓	-	-	
	c_{s4}	↑	↑	↓	-	-	-	↓	-		-	-	-	↓	-	
	c_{s5}	↑	↑	↓	-	-	-	-	↓		-	-	-	-	↓	
6	c_{s1}	↑	↑	↓	↓	-	-	-	-	-	↓	-	-	-	-	
	c_{s2}	↑	↑	↓	-	↓	-	-	-	-	-	↓	-	-	-	
	c_{s3}	↑	↑	↓	-	-	↓	-	-	-	-	-	↓	-	-	
	c_{s4}	↑	↑	↓	-	-	-	↓	-	-	-	-	-	↓	-	
	c_{s5}	↑	↑	↓	-	-	-	-	↓	-	-	-	-	-	↓	
	c_{s6}	↑	↑	↓	-	-	-	-	-	↓	-	-	-	-	↓	

↑：遞增，↓：遞減，-：不變

表 4-24 不同懸吊阻尼係數配置之五軸及六軸車輛
以速度 90 km/h 通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表

車輛 軸數	車輛 參數 變化	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	SWS (m)					DTL (N)					
					Axle										
					1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5
5	c_{s1}	↑	↑	↓	↓	-	-	-	-		↓	-	-	-	-
	c_{s2}	↑	-	-	-	↓	-	-	-		-	↓	-	-	-
	c_{s3}	↑	↑	↓	-	-	↓	-	-		-	-	↓	-	-
	c_{s4}	↑	↑	↓	-	-	-	↓	-		-	-	-	↓	-
	c_{s5}	↑	↑	↓	-	-	-	-	↓		-	-	-	-	↓
6	c_{s1}	↑	↑	↓	↓	-	-	-	-	-	↓	-	-	-	-
	c_{s2}	↑	↑	↓	-	↓	-	-	-	-	-	↓	-	-	-
	c_{s3}	↑	↑	↓	-	-	↓	-	-	-	-	-	↓	-	-
	c_{s4}	↑	↑	↓	-	-	-	↓	-	-	-	-	-	↓	-
	c_{s5}	↑	↑	↓	-	-	-	-	↓	-	-	-	-	-	↓
	c_{s6}	↑	↑	↓	-	-	-	-	-	↓	-	-	-	-	↓

↑：遞增，↓：遞減，-：不變

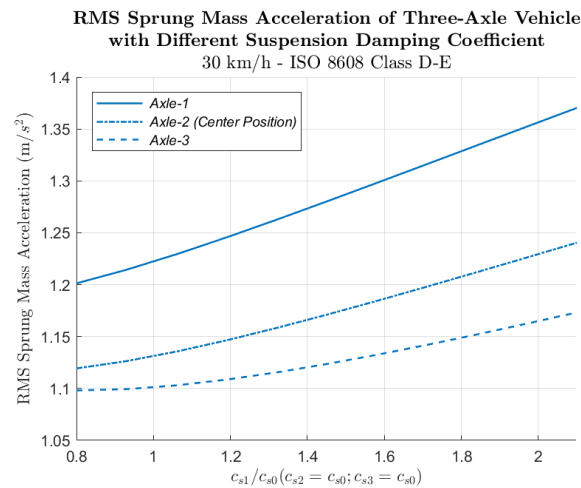
由表 4-22 至表 4-24 可歸納觀察出，當五軸及六軸車輛其中任一軸之懸吊阻尼係數增加，以不同車速通過減速丘路面，其時間響應變化趨勢與三軸及四軸車輛之結論一致，故推測該結論對於多軸車輛而言皆成立。另外，根據三軸及五軸之結論，再進一步推測當多軸車輛之軸數為奇數個，則位於重心位置上之中央軸的懸吊阻尼不影響其俯仰方向之運動。

4.4.2 不同懸吊阻尼係數配置之車輛模型通過粗糙路面的時間響應

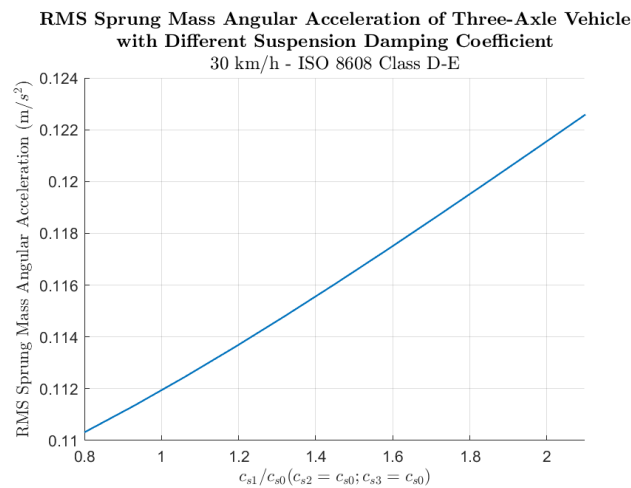
分別改變多軸車輛模型其中任一軸之懸吊阻尼係數，而其他軸之懸吊阻尼係數保持與原懸吊阻尼係數相同。並將其通過粗糙路面，以觀察其模擬結果之時間響應，並分析懸吊彈簧係數對懸吊動態性能之影響。

1. 三軸模型之第一軸懸吊阻尼係數改變

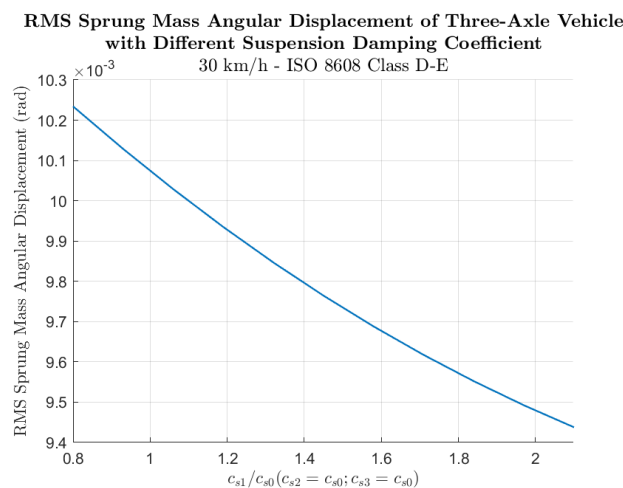
將三軸模型第一軸之懸吊阻尼係數由原懸吊阻尼係數之 0.8 倍逐漸增加至 2.1 倍，而第二軸及第三軸之懸吊阻尼係數保持與原懸吊阻尼係數相同，並以速度 30 km/h 通過粗糙路面，以觀察其模擬結果之時間響應。再計算其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根值、懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值，以分析第一軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型通過粗糙路面的時間響應差異，如圖 4-49 及圖 4-50 所示。



(a) 簧上質量各觀察點加速度方均根

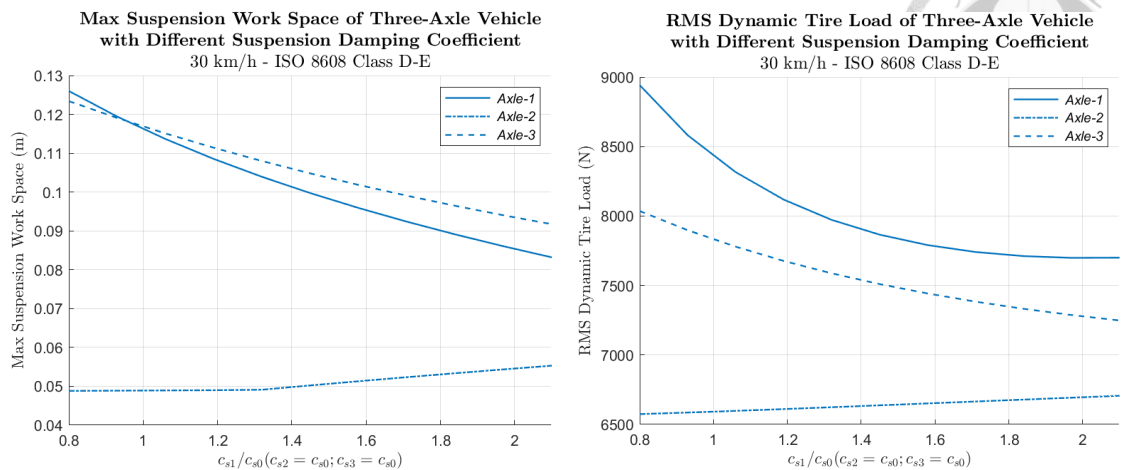


(b) 簧上質量角加速度方均根



(c) 簧上質量角位移方均根

圖 4-49 第一軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型以時速 30 公里
通過粗糙路面的簧上質量時間響應變化圖



(a) 各軸懸吊運動行程最大值

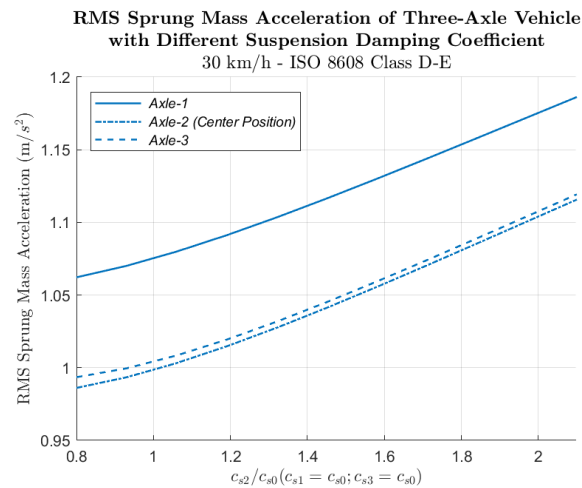
(b) 各軸輪胎動態負載方均根

圖 4-50 第一軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型

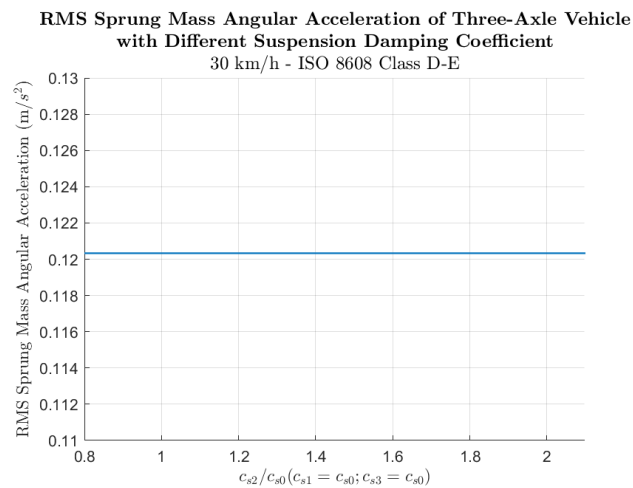
以時速 30 公里通過粗糙路面的各軸時間響應變化圖

2. 三軸模型之第二軸懸吊阻尼係數改變

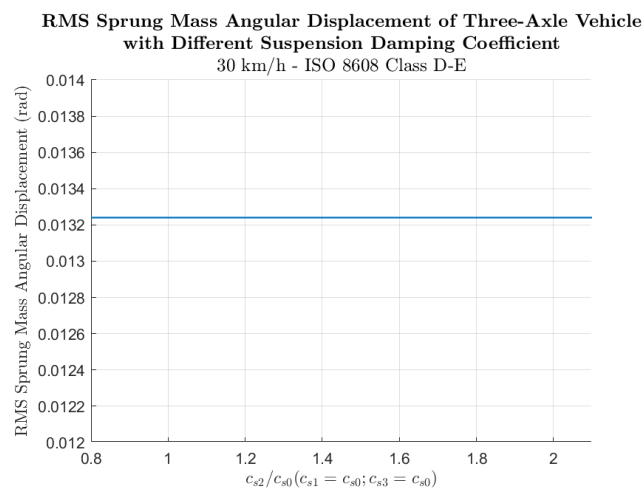
將三軸模型第二軸之懸吊阻尼係數由原懸吊阻尼係數之 0.8 倍逐漸增加至 2.1 倍，而第一軸及第三軸之懸吊阻尼係數保持與原懸吊阻尼係數相同，並以速度 30 km/h 通過粗糙路面，以觀察其模擬結果之時間響應。再計算其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根值、懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值，以分析第二軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型通過粗糙路面的時間響應差異，如圖 4-51 及圖 4-52 所示。



(a) 簧上質量各觀察點加速度方均根



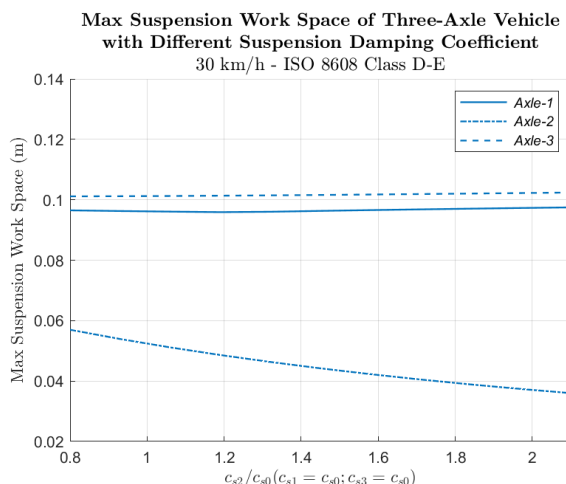
(b) 簧上質量角加速度方均根



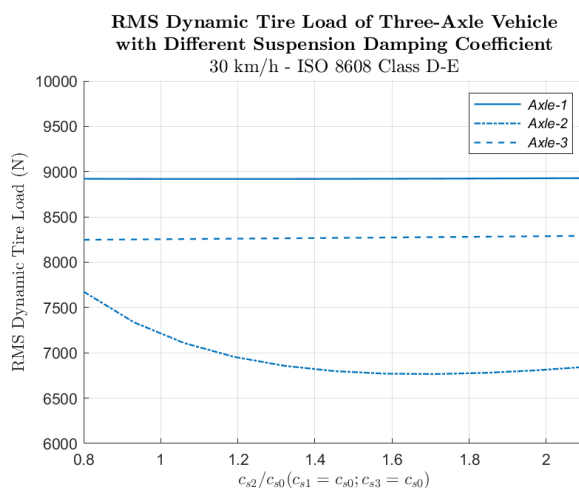
(c) 簧上質量角位移方均根

圖 4-51 第二軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型

以時速 30 公里通過粗糙路面的簧上質量時間響應變化圖



(a) 各軸懸吊運動行程最大值



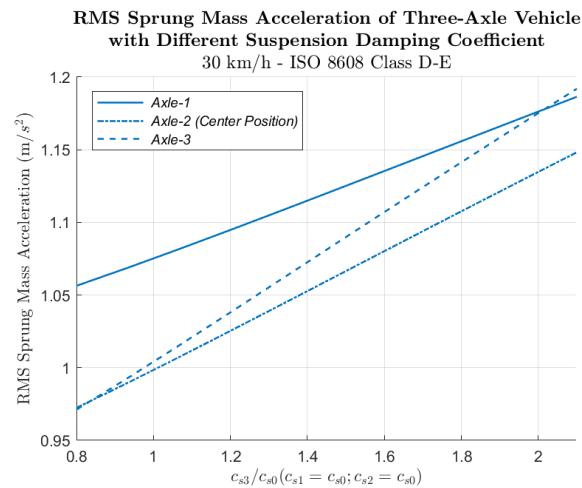
(b) 各軸輪胎動態負載方均根

圖 4-52 第二軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型

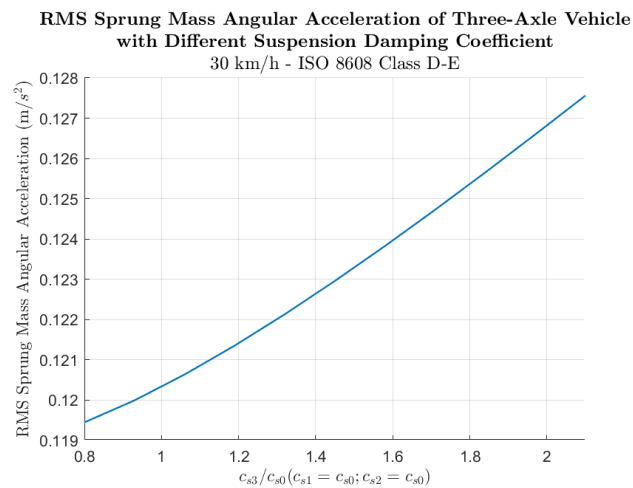
以時速 30 公里通過粗糙路面的各軸時間響應變化圖

3. 三軸模型之第三軸懸吊阻尼係數改變

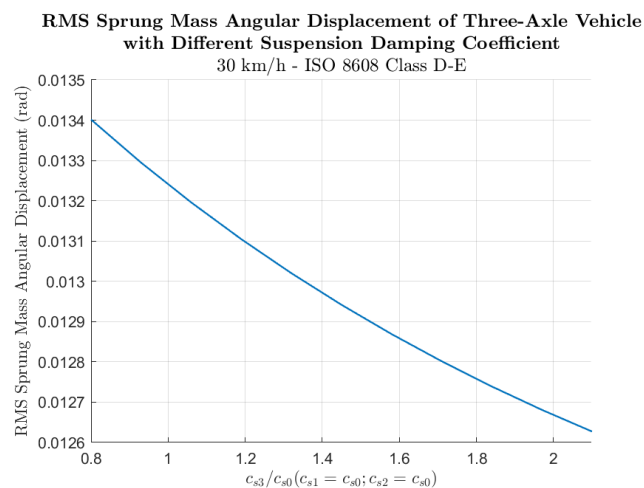
將三軸模型第三軸之懸吊阻尼係數由原懸吊阻尼係數之 0.8 倍逐漸增加至 2.1 倍，而第一軸及第二軸之懸吊阻尼係數保持與原懸吊阻尼係數相同，並以速度 30 km/h 通過粗糙路面，以觀察其模擬結果之時間響應。再計算其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根值、懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值，以分析第三軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型通過粗糙路面的時間響應差異，如圖 4-53 及圖 4-54 所示。



(a) 簧上質量各觀察點加速度方均根



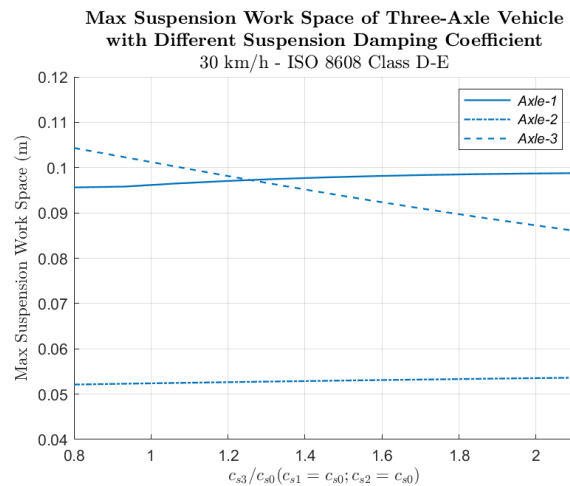
(b) 簧上質量角加速度方均根



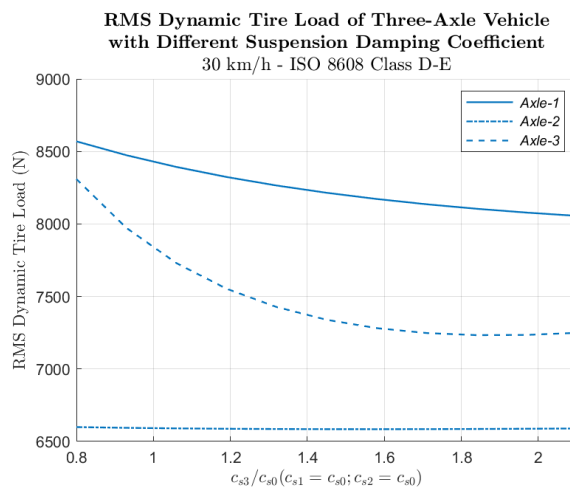
(c) 簧上質量角位移方均根

圖 4-53 第三軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型

以時速 30 公里通過粗糙路面的簧上質量時間響應變化圖



(a) 各軸懸吊運動行程最大值



(b) 各軸輪胎動態負載方均根

圖 4-54 第三軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型

以時速 30 公里通過粗糙路面的各軸時間響應變化圖

將三軸及四軸車輛之所有懸吊阻尼係數配置以同上之方法分析，並將車速改為 60 km/h 及 90 km/h，可將其隨車輛懸吊阻尼係數配置改變之時間響應變化趨勢整理如表 4-25 至表 4-27 所示。根據 4.4.1 之分析結果，各軸之懸吊運動行程及輪胎動態負載變化趨勢所歸納出之結論，僅與懸吊阻尼係數有改變之軸相關，故下文僅列出懸吊阻尼係數有改變之軸的懸吊運動行程及輪胎動態負載變化趨勢。

表 4-25 不同懸吊阻尼係數配置之三軸及四軸車輛

以速度 30 km/h 通過粗糙路面的時間響應變化趨勢表

車輛 軸數	車輛 參數 變化	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	SWS (m)				DTL (N)			
					Axle							
					1	2	3	4	1	2	3	4
3	c_{s1}	↓↑	↑	↓	↓				↓			
	c_{s2}	↓↑	-	-		↓				↓		
	c_{s3}	↑	↑	↓			↓				↓	
	$c_{s1,2}$	↓↑	↑	↓	↓	↓			↓	↓		
	$c_{s1,3}$	↑	↑	↓	↓		↓		↓		↓	
	$c_{s2,3}$	↑	↑	↓		↓	↓			↓	↓	
	$c_{s1,2,3}$	↑	↑	↓	↓	↓	↓		↓	↓	↓	
4	c_{s1}	↑	↑	↓	↓				↓			
	c_{s2}	↑	↑	↓		↓				↓		
	c_{s3}	↑	↑	↓			↓				↓	
	c_{s4}	↑	↑	↓				↓				↓
	$c_{s1,2}$	↑	↑	↓	↓	↓			↓	↓		
	$c_{s1,3}$	↑	↑	↓	↓		↓		↓		↓	
	$c_{s1,4}$	↑	↑	↓	↓			↓	↓			↓
	$c_{s2,3}$	↑	↑	↓		↓	↓			↓	↓	
	$c_{s2,4}$	↑	↑	↓		↓		↓		↓		↓
	$c_{s3,4}$	↑	↑	↓			↓	↓			↓	↓
	$c_{s1,2,3}$	↑	↑	↓	↓	↓	↓		↓	↓	↓	
	$c_{s1,2,4}$	↑	↑	↓	↓	↓		↓	↓	↓		↓
	$c_{s1,3,4}$	↑	↑	↓	↓		↓	↓	↓		↓	↓
	$c_{s2,3,4}$	↑	↑	↓		↓	↓	↓		↓	↓	↓
	$c_{s1,2,3,4}$	↑	↑	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓

↑：遞增，↓：遞減，↓↑：遞減後遞增，-：不變

表 4-26 不同懸吊阻尼係數配置之三軸及四軸車輛

以速度 60 km/h 通過粗糙路面的時間響應變化趨勢表

車輛 軸數	車輛 參數 變化	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	SWS (m)				DTL (N)			
					Axle							
					1	2	3	4	1	2	3	4
3	c_{s1}	↓	↑	↓	↓				↓			
	c_{s2}	↓↑	-	-		↓				↓		
	c_{s3}	↑	↑	↓			↓				↓	
	$c_{s1,2}$	↓↑	↑	↓	↓	↓			↓	↓		
	$c_{s1,3}$	↓↑	↑	↓	↓		↓		↓		↓	
	$c_{s2,3}$	↑	↑	↓		↓	↓			↓	↓	
	$c_{s1,2,3}$	↑	↑	↓	↓	↓	↓		↓	↓	↓	
4	c_{s1}	↓	↑	↓	↓				↓			
	c_{s2}	↓	↑	↓		↓				↓		
	c_{s3}	↓↑	↑	↓			↓				↓	
	c_{s4}	↑	↑	↓				↓				↓
	$c_{s1,2}$	↓	↑	↓	↓	↓			↓	↓		
	$c_{s1,3}$	↓	↑	↓	↓		↓		↓		↓	
	$c_{s1,4}$	↓	↑	↓	↓			↓	↓			↓
	$c_{s2,3}$	↓	↑	↓		↓	↓			↓	↓	
	$c_{s2,4}$	↓↑	↑	↓		↓		↓		↓		↓
	$c_{s3,4}$	↓	↑	↓			↓	↓			↓	↓
	$c_{s1,2,3}$	↓	↑	↓	↓	↓	↓		↓	↓	↓	
	$c_{s1,2,4}$	↓	↑	↓	↓	↓		↓	↓	↓		↓
	$c_{s1,3,4}$	↓	↑	↓	↓		↓	↓	↓		↓	↓
	$c_{s2,3,4}$	↓↑	↑	↓		↓	↓	↓		↓	↓	↓
	$c_{s1,2,3,4}$	↓	↑	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓

↑：遞增，↓：遞減，↓↑：遞減後遞增，-：不變

表 4-27 不同懸吊阻尼係數配置之三軸及四軸車輛

以速度 90 km/h 通過粗糙路面的時間響應變化趨勢表

車輛 軸數	車輛 參數 變化	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	SWS (m)				DTL (N)			
					Axle							
					1	2	3	4	1	2	3	4
3	c_{s1}	↓	↑	↓	↓				↓			
	c_{s2}	↓	-	-		↓				↓		
	c_{s3}	↑	↑	↓			↓				↓	
	$c_{s1,2}$	↓	↑	↓	↓	↓			↓	↓		
	$c_{s1,3}$	↓↑	↑	↓	↓		↓		↓		↓	
	$c_{s2,3}$	↓↑	↑	↓		↓	↓			↓	↓	
	$c_{s1,2,3}$	↓↑	↑	↓	↓	↓	↓		↓	↓	↓	
4	c_{s1}	↓	↑	↓	↓				↓			
	c_{s2}	↓	↑	↓		↓				↓		
	c_{s3}	↓↑	↑	↓			↓				↓	
	c_{s4}	↑	↑	↓				↓				↓
	$c_{s1,2}$	↓	↑	↓	↓	↓			↓	↓		
	$c_{s1,3}$	↓	↑	↓	↓		↓		↓		↓	
	$c_{s1,4}$	↓	↑	↓	↓			↓	↓			↓
	$c_{s2,3}$	↓↑	↑	↓		↓	↓			↓	↓	
	$c_{s2,4}$	↓↑	↑	↓		↓		↓		↓		↓
	$c_{s3,4}$	↓↑	↑	↓			↓	↓			↓	↓
	$c_{s1,2,3}$	↓	↑	↓	↓	↓	↓		↓	↓	↓	
	$c_{s1,2,4}$	↓	↑	↓	↓	↓		↓	↓	↓		↓
	$c_{s1,3,4}$	↓	↑	↓	↓		↓	↓	↓		↓	↓
	$c_{s2,3,4}$	↓↑	↑	↓		↓	↓	↓		↓	↓	↓
	$c_{s1,2,3,4}$	↓↑	↑	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓

↑：遞增，↓：遞減，↓↑：遞減後遞增，-：不變



由表 4-25 至表 4-27 可歸納觀察出，當三軸及四軸車輛其中任幾個軸之懸吊阻尼係數增加，以不同車速通過粗糙路面，其簧上質量角加速度之方均根值皆隨之增加，簧上質量角位移之方均根值則隨之減少。但上述結論有以下例外，當三軸車輛之第二軸懸吊阻尼係數改變，簧上質量角加速度及角位移之方均根均不隨之變化，故推測第二軸之懸吊阻尼不影響其俯仰方向之運動，其原因將於 4.4.3 中詳細討論。

當三軸及四軸車輛其中任幾個軸之懸吊阻尼係數增加，則該軸懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值皆隨之減少。

當三軸及四軸車輛其中任幾個軸之懸吊阻尼係數增加，其簧上質量角加速度之方均根值可能會隨之減少、增加或減少後增加，共有三種變化趨勢。若該幾個軸中有越多個靠前之軸，則變化趨勢越趨向隨之減少；反之，若該幾個軸中有越多個靠後之軸，則變化趨勢越趨向隨之增加。而減少後增加此變化趨勢為上述兩種變化趨勢之過渡趨勢，即當該幾個軸位置分布由較偏向靠前到較平均再到較偏向靠後，其變化趨勢則由隨之減少到減少後增加再到隨之增加。綜上所述，若靠前之軸的懸吊阻尼係數越大，或靠後之軸的懸吊阻尼係數越小，則其簧上質量加速度會越小。

根據上述結論可發現，僅改變其中任一軸之懸吊阻尼係數的結論與同時改變任意多個軸之懸吊阻尼係數的結論相同。代表只需改變其中任一軸之懸吊阻尼係數，便能夠根據其結論推論至同時改變任意多個軸之懸吊阻尼係數的較一般化結論。

將軸數增加至五軸及六軸車輛，並將其中任一軸之懸吊阻尼係數由原懸吊阻尼係數之 0.8 倍增加至 2.1 倍，且將車速改為 60 km/h 及 90 km/h，則可將其隨車輛懸吊阻尼係數配置改變之時間響應變化趨勢整理如表 4-28 至表 4-30 所示。

表 4-28 不同懸吊阻尼係數配置之五軸及六軸車輛
以速度 30 km/h 通過粗糙路面的時間響應變化趨勢表

車輛 軸數	車輛 參數 變化	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	SWS (m)						DTL (N)					
					Axle											
					1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
5	c_{s1}	↑↓	↑	↓	↓							↓				
	c_{s2}	↑↓	-	-		↓						↓				
	c_{s3}	↑↓	↑	↓			↓						↓			
	c_{s4}	↑	↑	↓				↓						↓		
	c_{s5}	↑	↑	↓					↓						↓	
6	c_{s1}	↑↓	↑	↓	↓							↓				
	c_{s2}	↑↓	↑	↓		↓							↓			
	c_{s3}	↑	↑	↓			↓							↓		
	c_{s4}	↑	↑	↓				↓							↓	
	c_{s5}	↑	↑	↓					↓							↓
	c_{s6}	↑	↑	↓						↓						↓

↑：遞增，↓：遞減，↓↑：遞減後遞增，-：不變

表 4-29 不同懸吊阻尼係數配置之五軸及六軸車輛
以速度 60 km/h 通過粗糙路面的時間響應變化趨勢表

車輛 軸數	車輛 參數 變化	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	SWS (m)					DTL (N)						
					Axle											
					1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
5	c_{s1}	↓	↑	↓	↓							↓				
	c_{s2}	↓	-	-		↓						↓				
	c_{s3}	↓↑	↑	↓			↓						↓			
	c_{s4}	↑	↑	↓				↓						↓		
	c_{s5}	↑	↑	↓					↓						↓	
6	c_{s1}	↓	↑	↓	↓							↓				
	c_{s2}	↓	↑	↓		↓							↓			
	c_{s3}	↓↑	↑	↓			↓							↓		
	c_{s4}	↓↑	↑	↓				↓							↓	
	c_{s5}	↑	↑	↓					↓							↓
	c_{s6}	↑	↑	↓						↓						↓

↑：遞增，↓：遞減，↓↑：遞減後遞增，-：不變

表 4-30 不同懸吊阻尼係數配置之五軸及六軸車輛
以速度 90 km/h 通過粗糙路面的時間響應變化趨勢表

車輛 軸數	車輛 參數 變化	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	SWS (m)						DTL (N)					
					Axle											
					1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
5	c_{s1}	↓	↑	↓	↓							↓				
	c_{s2}	↓↑	-	-		↓						↓				
	c_{s3}	↑	↑	↓			↓						↓			
	c_{s4}	↑	↑	↓				↓						↓		
	c_{s5}	↑	↑	↓					↓							↓
6	c_{s1}	↓	↑	↓	↓							↓				
	c_{s2}	↓↑	↑	↓		↓							↓			
	c_{s3}	↓↑	↑	↓			↓							↓		
	c_{s4}	↑	↑	↓				↓							↓	
	c_{s5}	↑	↑	↓					↓							↓
	c_{s6}	↑	↑	↓						↓						↓

↑：遞增，↓：遞減，↓↑：遞減後遞增，-：不變

由表 4-28 至表 4-30 可歸納觀察出，當五軸及六軸車輛其中任一軸之懸吊阻尼係數增加，以不同車速通過粗糙路面，其時間響應變化趨勢與三軸及四軸車輛之結論一致，故推測該結論對於多軸車輛而言皆成立。另外，根據三軸及五軸之結論，再進一步推測當多軸車輛之軸數為奇數個，則其中央軸之懸吊阻尼不影響其俯仰方向之運動。



4.4.3 不同懸吊阻尼係數配置之車輛模型的頻域響應

分別改變三軸車輛模型其中任一軸之懸吊阻尼係數，而其他軸之懸吊阻尼係數保持與原懸吊阻尼係數相同。並將其模擬結果之時間響應經過傅立葉轉換成頻域響應，以比較不同懸吊阻尼係數配置之頻域響應的差異。

1. 三軸模型之第一軸懸吊阻尼係數改變

將三軸車輛模型第一軸之懸吊阻尼係數分別設定為原懸吊阻尼係數之 1.0 倍、1.5 倍及 2.0 倍，而第二軸及第三軸之懸吊阻尼係數保持與原懸吊阻尼係數相同。並將其模擬結果之時間響應經過傅立葉轉換成頻域響應，以比較不同懸吊阻尼係數配置之頻域響應的差異，其簧上質量加速度、角加速度及角位移之頻域響應如圖 4-55 所示。

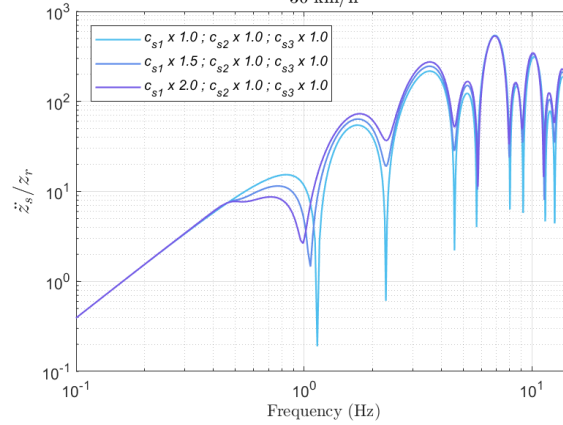
由圖 4-55 可觀察出，當第一軸懸吊阻尼係數與原懸吊阻尼係數相同，因其符合式(2-50)，代表其垂直方向運動及俯仰方向運動二者較獨立，故其軸距濾波效應最為顯著。

第一軸懸吊阻尼係數增加時，則簧上質量角加速度及角位移之頻域響應，其簧上質量俯仰自然頻率傳遞比峰值將隨之減少；而簧上質量加速度之頻域響應，其簧上質量跳動自然頻率峰值亦則隨之增加。此外，其第一零跳動頻率及第一零俯仰頻率皆隨之變小。

第一軸懸吊阻尼係數不同之三軸車輛模型，其各軸懸吊行程之頻域響應如圖 4-56 所示。

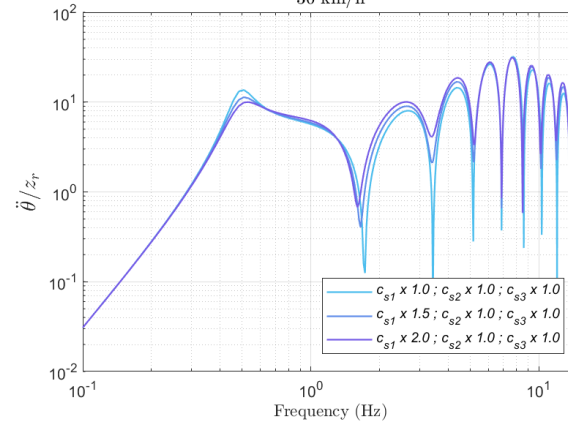


Transmissibility Ratio of Sprung Mass Acceleration
Three-Axle Model with Different Suspension Damping Coefficient
30 km/h



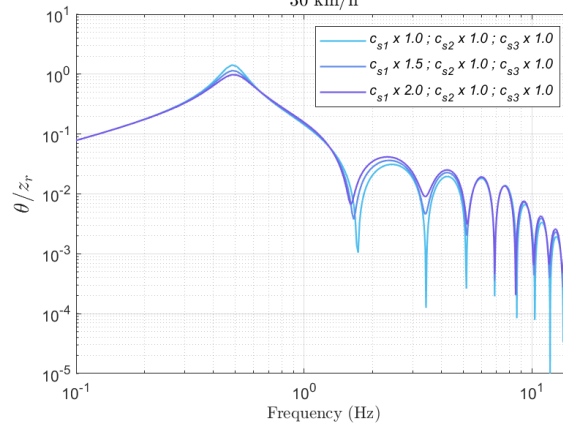
(a) 簧上質量加速度

Transmissibility Ratio of Sprung Mass Angular Acceleration
Three-Axle Model with Different Suspension Damping Coefficient
30 km/h



(b) 簧上質量角加速度

Transmissibility Ratio of Sprung Mass Angular Displacement
Three-Axle Model with Different Suspension Damping Coefficient
30 km/h

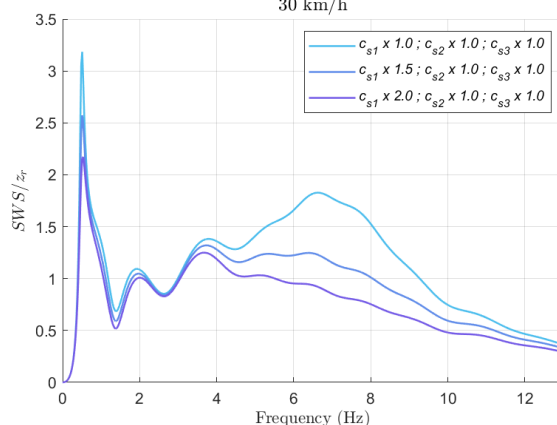


(c) 簧上質量角位移

圖 4-55 第一軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型時速 30 公里的傳遞比圖

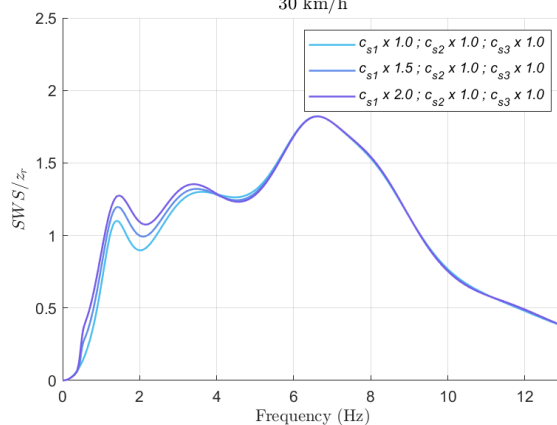


Transmissibility Ratio of Axle-1 Suspension Work Space
Three-Axle Model with Different Suspension Damping Coefficient
30 km/h



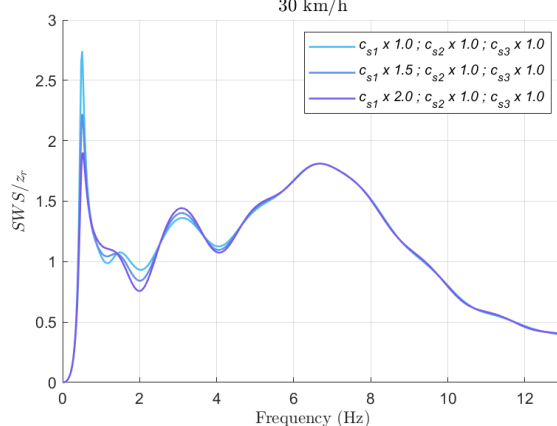
(a) 第一軸

Transmissibility Ratio of Axle-2 Suspension Work Space
Three-Axle Model with Different Suspension Damping Coefficient
30 km/h



(b) 第二軸

Transmissibility Ratio of Axle-3 Suspension Work Space
Three-Axle Model with Different Suspension Damping Coefficient
30 km/h



(c) 第三軸

圖 4-56 第一軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型

時速 30 公里的懸吊運動行程傳遞比圖



由圖 4-56 可觀察出，第一軸及第三軸懸吊運動行程之頻域響應，其簧上質量俯仰自然頻率之傳遞比為一峰值且為最大值，意即前軸及後軸之懸吊運動行程受到俯仰方向運動之影響較大；而第二軸懸吊運動行程之頻域響應，其簧上質量跳動自然頻率之傳遞比為一峰值，簧下自然頻率之傳遞比亦為一峰值且為最大值，意即第二軸之懸吊運動行程受到垂直方向運動之影響較大。

當第一軸懸吊阻尼係數增加時，則第一軸懸吊運動行程之傳遞比將隨之減少，第二軸懸吊運動行程之傳遞比幾乎不隨之變化，第三軸懸吊運動行程之簧上質量俯仰自然頻率的傳遞比亦隨之減少。

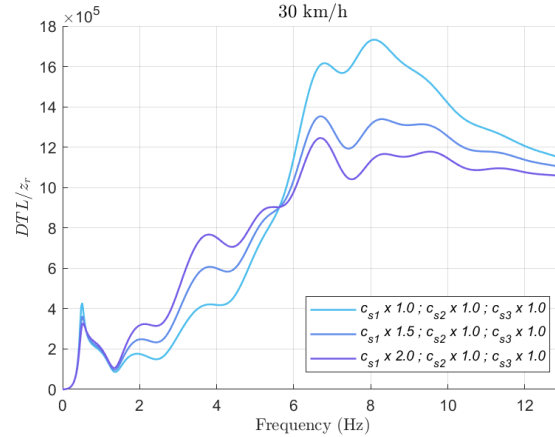
第一軸懸吊阻尼係數不同之三軸車輛模型，其各軸輪胎動態負載之頻域響應分別如圖 4-57 所示。

由圖 4-57 可觀察出，各軸輪胎動態負載之頻域響應，其簧下質量自然頻率之傳遞比為一峰值且為最大值，意即各軸之輪胎動態負載受到簧下質量運動之影響較大。而第一軸及第三軸輪胎動態負載之頻域響應，其簧上質量俯仰自然頻率之傳遞比為一峰值，意即第一軸及第三軸之輪胎動態負載受到簧上質量俯仰方向運動之影響大於簧上質量垂直方向運動之影響。

當第一軸懸吊阻尼係數增加時，則第一軸輪胎動態負載之傳遞比將隨之減少，而第二軸及第三軸輪胎動態負載之傳遞比幾乎不隨之變化。上述頻域響應之變化趨勢，皆與時間響應之變化趨勢相符合。

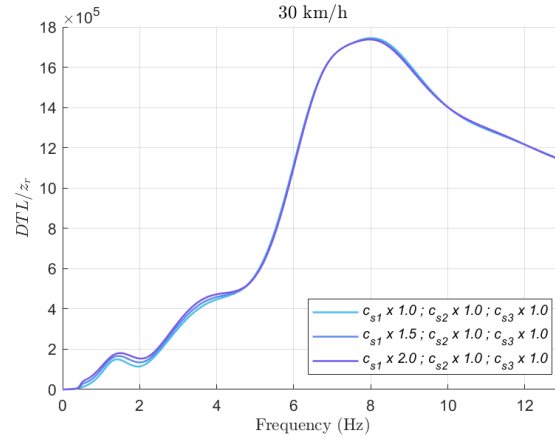


Transmissibility Ratio of Axle-1 Dynamic Tire Load
Three-Axle Model with Different Suspension Damping Coefficient



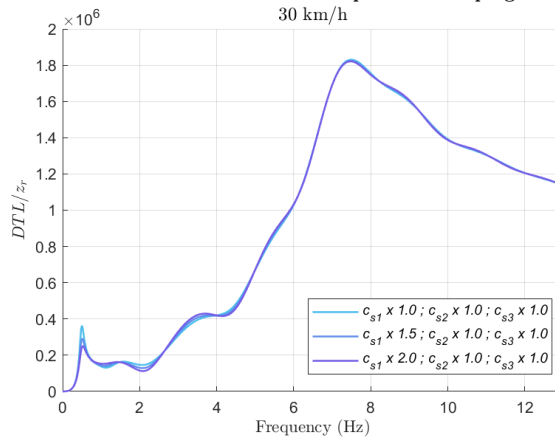
(a) 第一軸

Transmissibility Ratio of Axle-2 Dynamic Tire Load
Three-Axle Model with Different Suspension Damping Coefficient



(b) 第二軸

Transmissibility Ratio of Axle-3 Dynamic Tire Load
Three-Axle Model with Different Suspension Damping Coefficient



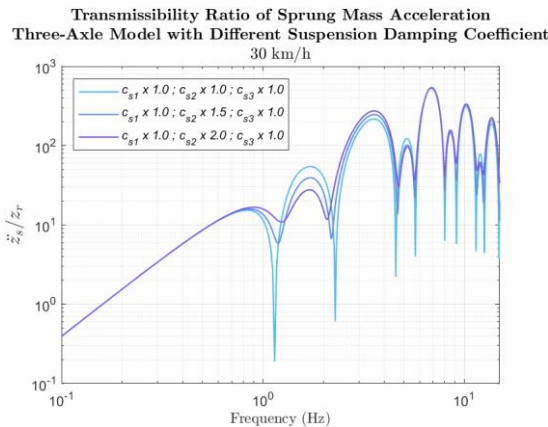
(c) 第三軸

圖 4-57 第一軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型

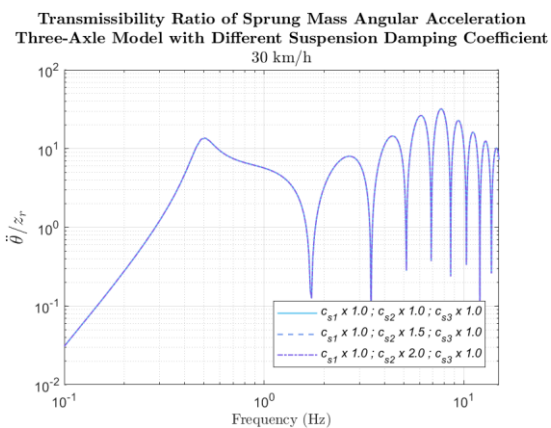
時速 30 公里的輪胎動態負載傳遞比圖

2. 三軸模型之第二軸懸吊阻尼係數改變

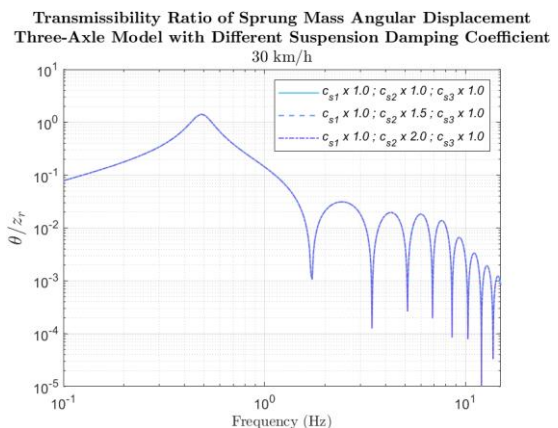
將三軸車輛模型第二軸之懸吊阻尼係數分別設定為原懸吊阻尼係數之 1.0 倍、1.5 倍及 2.0 倍，而第一軸及第三軸之懸吊阻尼係數保持與原懸吊阻尼係數相同。並將其模擬結果之時間響應經過傅立葉轉換成頻域響應，以比較不同懸吊阻尼係數配置之頻域響應的差異，其簧上質量加速度、角加速度及角位移之頻域響應如圖 4-58 所示。



(a) 簧上質量加速度



(b) 簧上質量角加速度



(c) 簧上質量角位移

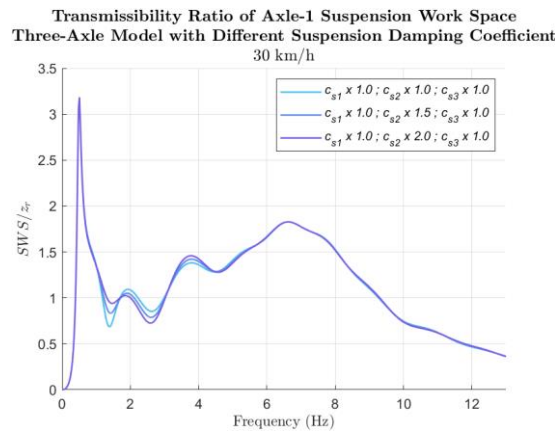
圖 4-58 第二軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型

時速 30 公里的傳遞比圖

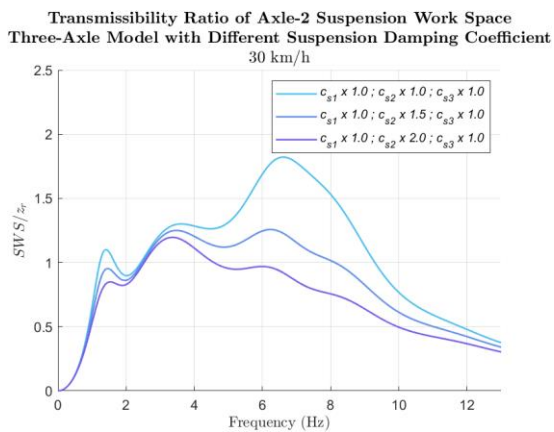
由圖 4-58 可觀察出，當第二軸懸吊阻尼係數改變，仍會符合式(2-50)，故並不影響軸距濾波效應之效果。

當第二軸懸吊阻尼係數增加時，簧上質量角加速度及角位移之傳遞比並無變化。意即，當第二軸懸吊阻尼係數改變，其俯仰方向運動並未有所變化。簧上質量加速度之頻域響應，其第一零跳動頻率將隨之變大。

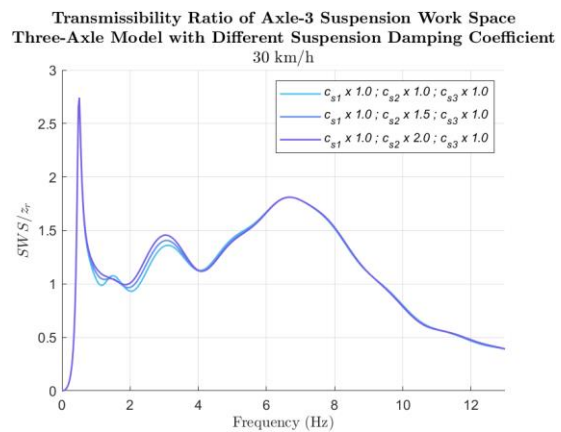
第二軸懸吊阻尼係數不同之三軸車輛模型，其各軸懸吊行程之頻域響應如圖 4-59 所示。



(a) 第一軸



(b) 第二軸



(c) 第三軸

圖 4-59 第二軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型

時速 30 公里的懸吊運動行程傳遞比圖

由圖 4-59 可觀察出，第一軸及第三軸懸吊運動行程之頻域響應，其簧上質量俯仰自然頻率之傳遞比為一峰值且為最大值，意即前軸及後軸之懸吊運動行程受到俯仰方向運動之影響較大。第二軸懸吊運動行程之頻域響應，其簧上質量跳動自然頻率之傳遞比為一峰值，簧下自然頻率之傳遞比亦為一峰值且為最大值，意即第二軸之懸吊運動行程受到垂直方向運動之影響較大。

當第二軸懸吊阻尼係數增加時，則第二軸懸吊運動行程之傳遞比將隨之減少，而第一軸及第三軸懸吊運動行程之傳遞幾乎不隨之變化。

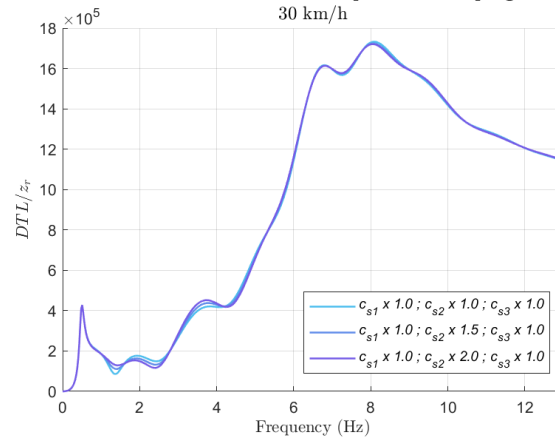
第二軸懸吊阻尼係數不同之三軸車輛模型，其各軸輪胎動態負載之頻域響應如圖 4-60 所示。

由圖 4-60 可觀察出，各軸輪胎動態負載之頻域響應，其簧下質量自然頻率之傳遞比為一峰值且為最大值，意即各軸之輪胎動態負載受到簧下質量運動之影響較大。第一軸及第三軸輪胎動態負載之傳遞比，其簧上質量俯仰自然頻率之傳遞比為一峰值，意即第一軸及第三軸之輪胎動態負載受到簧上質量俯仰方向運動之影響大於簧上質量垂直方向運動之影響。

當第二軸懸吊阻尼係數增加時，則第二軸輪胎動態負載之傳遞比將隨之減少，而第一軸及第三軸輪胎動態負載之傳遞比幾乎不隨之變化。上述頻域響應之變化趨勢，皆與時間響應之變化趨勢相符合。

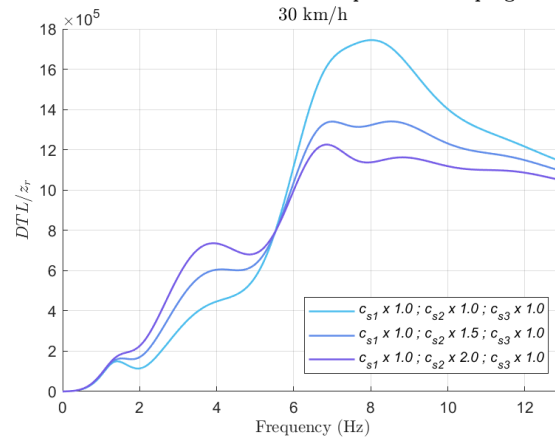


Transmissibility Ratio of Axle-1 Dynamic Tire Load
Three-Axle Model with Different Suspension Damping Coefficient



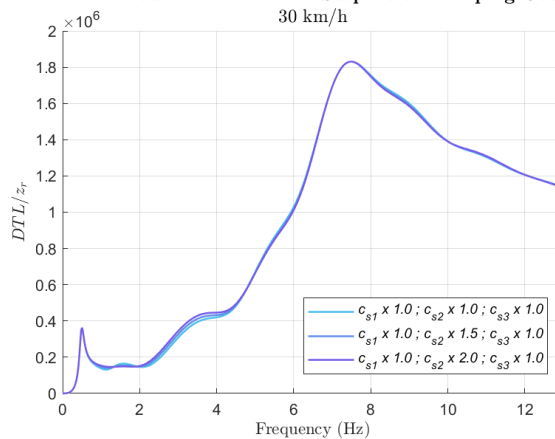
(a) 第一軸

Transmissibility Ratio of Axle-2 Dynamic Tire Load
Three-Axle Model with Different Suspension Damping Coefficient



(b) 第二軸

Transmissibility Ratio of Axle-3 Dynamic Tire Load
Three-Axle Model with Different Suspension Damping Coefficient



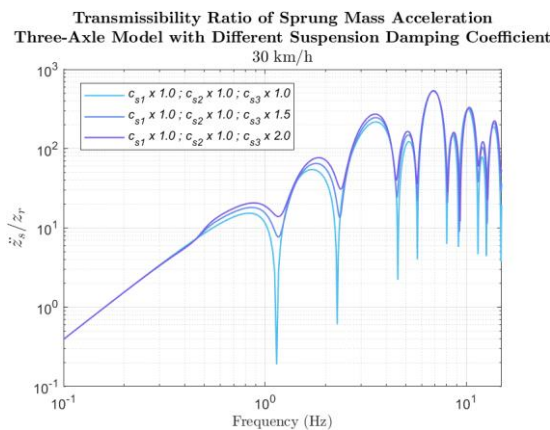
(c) 第三軸

圖 4-60 第二軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型

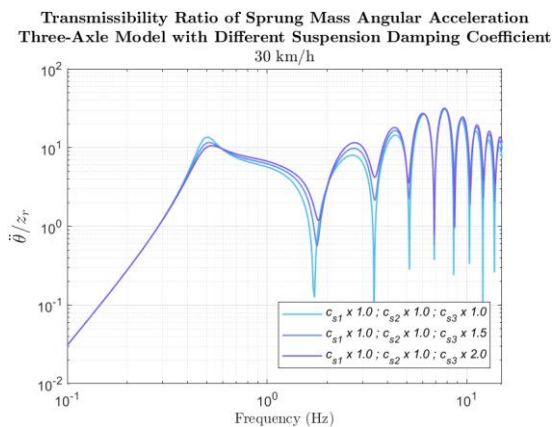
時速 30 公里的輪胎動態負載傳遞比圖

3. 三軸模型之第三軸懸吊阻尼係數改變

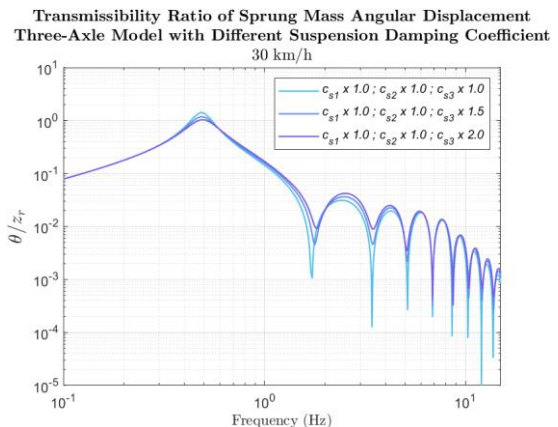
將三軸車輛模型第三軸之懸吊阻尼係數分別設定為原懸吊阻尼係數之 1.0 倍、1.5 倍及 2.0 倍，而第一軸及第二軸之懸吊阻尼係數保持與原懸吊阻尼係數相同。並將其模擬結果之時間響應經過傅立葉轉換成頻域響應，以比較不同懸吊阻尼係數配置之頻域響應的差異，其簧上質量加速度、角加速度及角位移之頻域響應如圖 4-61 所示。



(a) 簧上質量加速度



(b) 簧上質量角加速度



(c) 簧上質量角位移

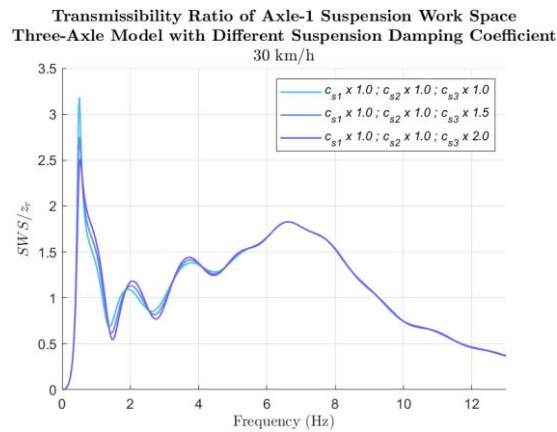
圖 4-61 第三軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型

時速 30 公里的傳遞比圖

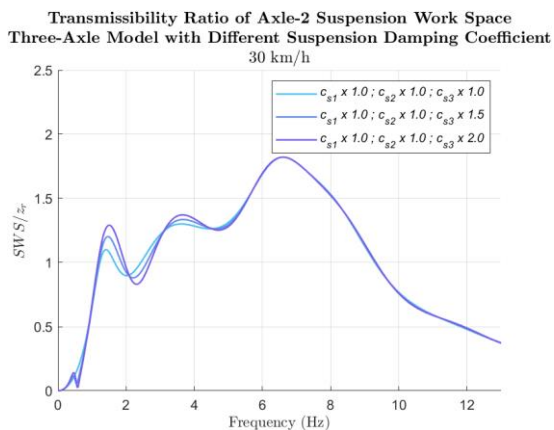
由圖 4-61 可觀察出，當第三軸懸吊阻尼係數與原懸吊阻尼係數相同，因其符合式(2-50)，故其軸距濾波效應最為顯著。

當第三軸懸吊阻尼係數增加時，則簧上質量角加速度及角位移之頻域響應，其簧上質量俯仰自然頻率之傳遞比峰值將隨之減少；而簧上質量加速度之頻域響應，其簧上質量跳動自然頻率峰值則將隨之增加。此外，其第一零跳動頻率及第一零俯仰頻率皆隨之變小。

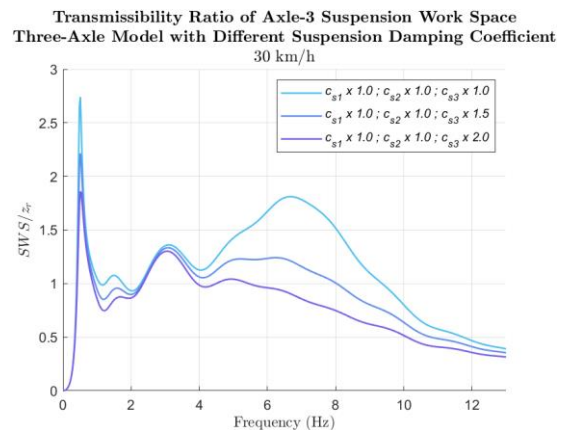
第三軸懸吊阻尼係數不同之三軸車輛模型，其各軸懸吊行程之頻域響應如圖 4-62 所示。



(a) 第一軸



(b) 第二軸



(c) 第三軸

圖 4-62 第三軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型

時速 30 公里的懸吊運動行程傳遞比圖

由圖 4-62 可觀察出，第一軸及第三軸懸吊運動行程之頻域響應，其簧上質量俯仰自然頻率之傳遞比為一峰值且為最大值，意即前軸及後軸之懸吊運動行程受到俯仰方向運動之影響較大。第二軸懸吊運動行程之頻域響應，其簧上質量跳動自然頻率之傳遞比為一峰值，簧下自然頻率之傳遞比亦為一峰值且為最大值，意即第二軸之懸吊運動行程受到垂直方向運動之影響較大。

當第三軸懸吊阻尼係數增加時，則第一軸懸吊運動行程之簧上質量跳動自然頻率的傳遞比將隨之減少，第二軸懸吊運動行程之傳遞比幾乎不隨之變化，第三軸懸吊運動行程之傳遞比亦將隨之減少。

第三軸懸吊阻尼係數不同之三軸車輛模型，其各軸輪胎動態負載之頻域響應如圖 4-63 所示。

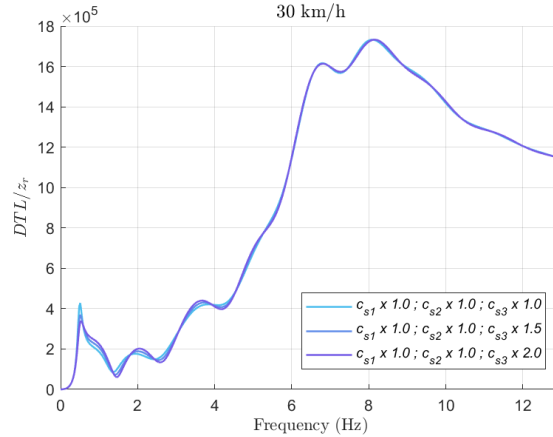
由圖 4-63 可觀察出，各軸輪胎動態負載之頻域響應，其簧下質量自然頻率之傳遞比為一峰值且為最大值，意即各軸之輪胎動態負載受到簧下質量運動之影響較大。而第一軸及第三軸輪胎動態負載之頻域響應，其簧上質量俯仰自然頻率之傳遞比為一峰值，意即第一軸及第三軸之輪胎動態負載受到簧上質量俯仰方向運動之影響大於簧上質量垂直方向運動之影響。

當第三軸懸吊阻尼係數增加時，則第一軸及第二軸輪胎動態負載之傳遞比幾乎不隨之變化，而第三軸輪胎動態負載之傳遞比將隨之減少。上述頻域響應之變化趨勢，皆與時間響應之變化趨勢相符合。

將車輛軸數增加至四軸、五軸及六軸，並將車速分別改為 60 km/h 及 90 km/h，再重複以上之分析過程，可得到相似之頻域響應變化趨勢。故表示多軸車輛懸吊阻尼係數改變對懸吊動態性能影響之趨勢相同。

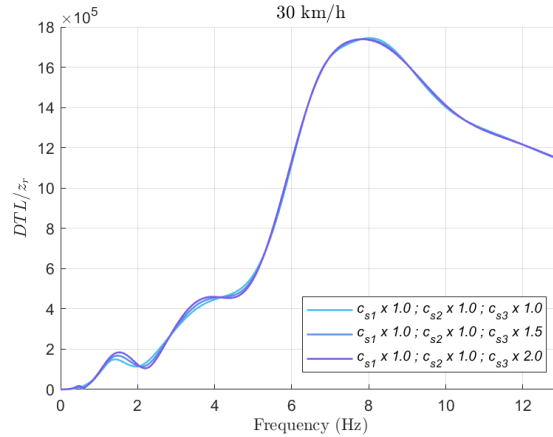


Transmissibility Ratio of Axle-1 Dynamic Tire Load
Three-Axle Model with Different Suspension Damping Coefficient



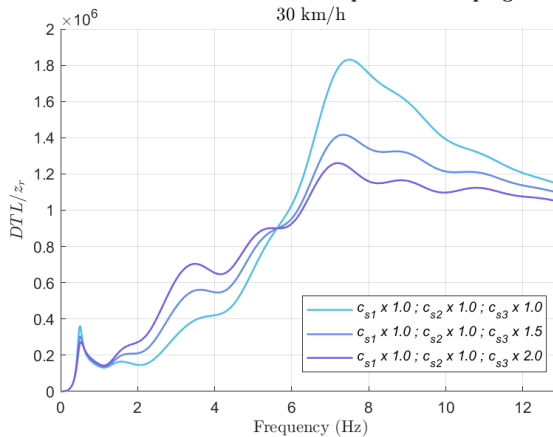
(a) 第一軸

Transmissibility Ratio of Axle-2 Dynamic Tire Load
Three-Axle Model with Different Suspension Damping Coefficient



(b) 第二軸

Transmissibility Ratio of Axle-3 Dynamic Tire Load
Three-Axle Model with Different Suspension Damping Coefficient



(c) 第三軸

圖 4-63 第三軸懸吊阻尼係數不同之三軸模型

時速 30 公里的輪胎動態負載傳遞比圖



4.4.4 小結

藉由上述之時間響應與頻域響應之分析，本小節得出以下與多軸車輛懸吊阻尼配置有關之較一般化結論：

1. 若多軸車輛之軸數為奇數個，則位於重心位置上之中央軸之懸吊阻尼係數改變，在不同車速下，皆不影響其簧上質量角加速度及角位移。
2. 當多軸車輛其中任幾個軸之懸吊阻尼係數增加，以不同車速通過減速丘路面，其簧上質量加速度之方均根值將隨之增加。
3. 當多軸車輛靠前之軸之懸吊阻尼係數增加，或靠後之軸之懸吊阻尼係數減少，以不同車速通過粗糙路面，則其簧上質量加速度將隨之減少。
4. 當多軸車輛其中任幾個軸之懸吊阻尼係數增加，除了僅中央軸之懸吊彈簧係數改變的情況外，在不同車速下，其簧上質量角加速度之方均根值將隨之增加，而簧上質量角位移之方均根值則隨之減少。
5. 當多軸車輛其中任幾個軸之懸吊阻尼係數增加，則該軸之懸吊運動行程及輪胎動態負載皆隨之減少。
6. 若多軸車輛懸吊阻尼係數配置符合式(2-50)，可以使垂直方向及俯仰方向之運動獨立，則軸距濾波效應較顯著。
7. 多軸車輛之前後軸之懸吊運動行程受到俯仰方向運動之影響較大；前後軸以外之中間軸之懸吊運動行程受到垂直方向運動之影響較大。
8. 多軸車輛各軸之輪胎動態負載受簧下質量運動之影響較大；前後軸之輪胎動態負載受簧上質量俯仰方向運動之影響大於垂直方向運動之影響。



4.5 車輛重心位置對懸吊動態性能之影響

車輛重心位置受到車輛之配置設計及載重等因素所影響，故其重心位置往往與中心位置有所偏移。故本小節將改變車輛模型之重心位置，並觀察其通過減速丘路面及粗糙路面之模擬結果，再分析其頻域響應，以了解車輛重心位置對懸吊動態性能之影響。當車輛模型之重心位置改變時，根據平行軸定理(Parallel Axis Theorem)，其簧上質量俯仰轉動慣量(I_y)將隨之變化，如下式：

$$I_y = I_{y0} + m_s \Delta L^2 \quad (4-3)$$

其中， I_{y0} 為重心位置位於中心位置之簧上質量俯仰轉動慣量， m_s 為簧上質量， ΔL 為重心位置與中心位置之距離，若為正值則表示 C.G.位於中心位置前方；若為負值則表示 C.G.位於中心位置後方。故當重心位置越靠近中心位置，則其俯仰轉動慣量將越小。為使各模擬結果之比較基準一致，本研究將簧上質量之觀察點位置固定於中心位置，故需根據式(3-25)及式(3-26)將觀察點由重心位置移動至中心位置，如圖 4-64 所示。

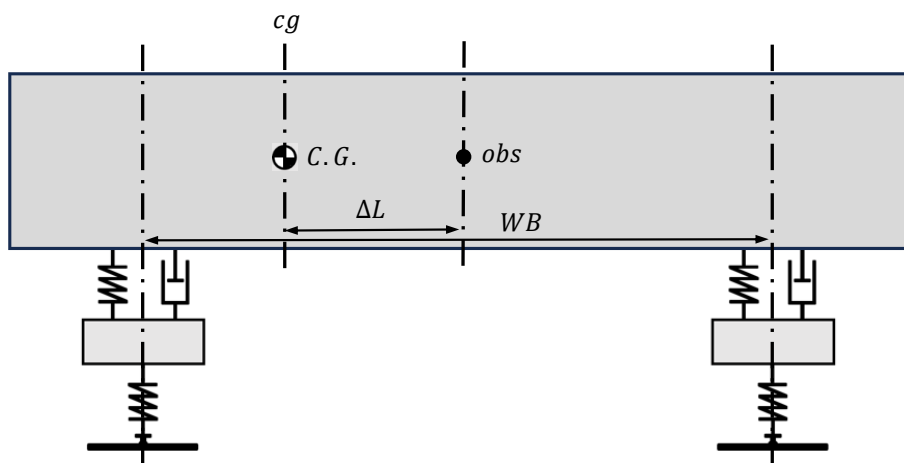


圖 4-64 車輛模型之重心位置改變示意圖

而重心位置百分比(cg)可由重心位置與中心位置之距離(ΔL)以下式表示之：

$$cg = \frac{\frac{WB}{2} - \Delta L}{WB} \cdot 100\% \quad (4-4)$$



4.5.1 不同重心位置之車輛模型通過減速丘路面的時間響應

分別將多軸車輛模型之重心位置百分比(cg)由 30% 逐漸向後移動至 70%，並將其通過減速丘路面，以觀察其模擬結果之時間響應。

1. 三軸模型之重心位置改變

將三軸車輛模型之重心位置百分比分別設定為 30%、50% 及 70%，並以速度 30 km/h 通過減速丘路面，其時間響應分別如圖 4-65 至圖 4-67 所示。

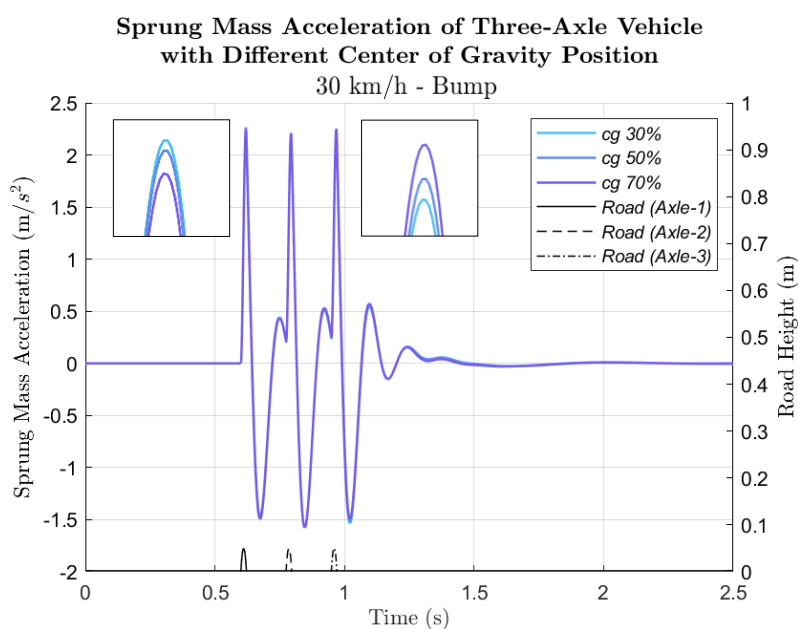


圖 4-65 不同重心位置之三軸模型以時速 30 公里
通過減速丘路面的簧上質量加速度時間響應圖

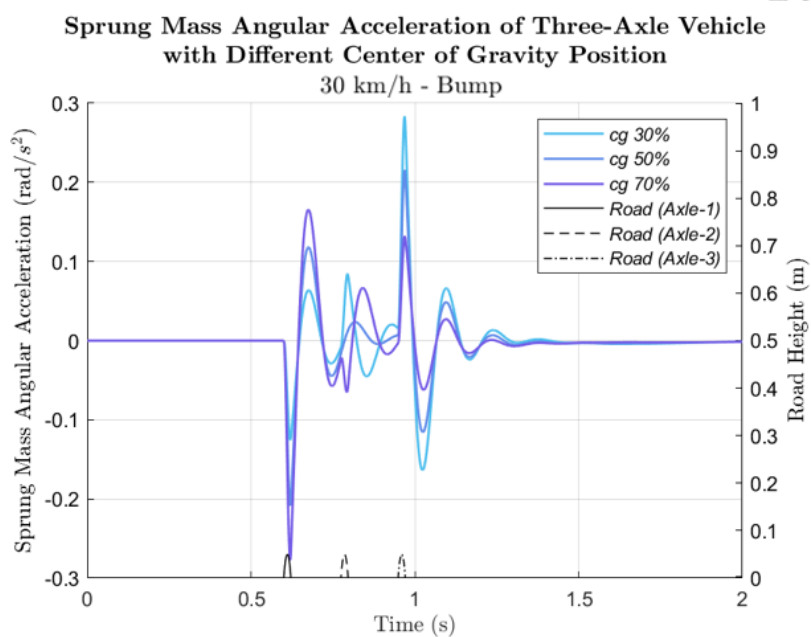


圖 4-66 不同重心位置之三軸模型以時速 30 公里
通過減速丘路面的簧上質量角加速度時間響應圖

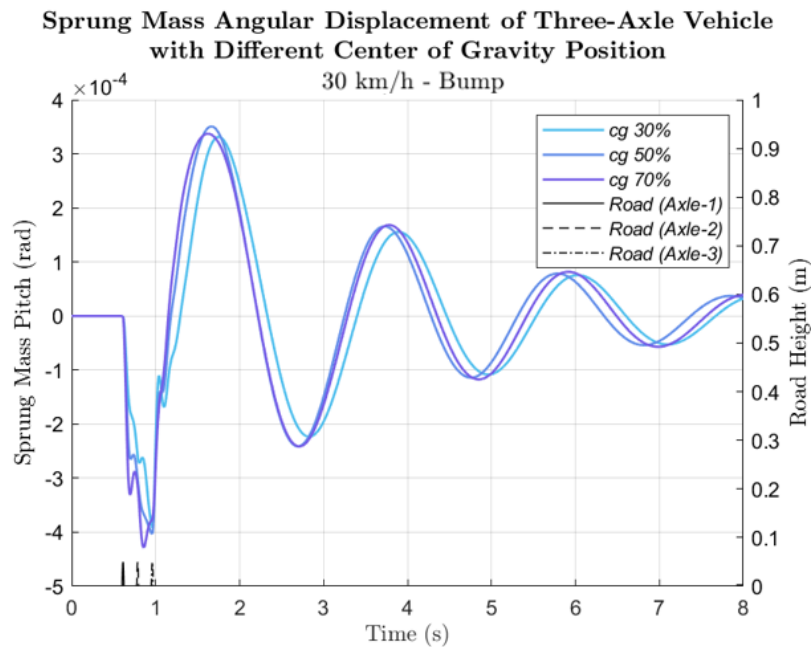
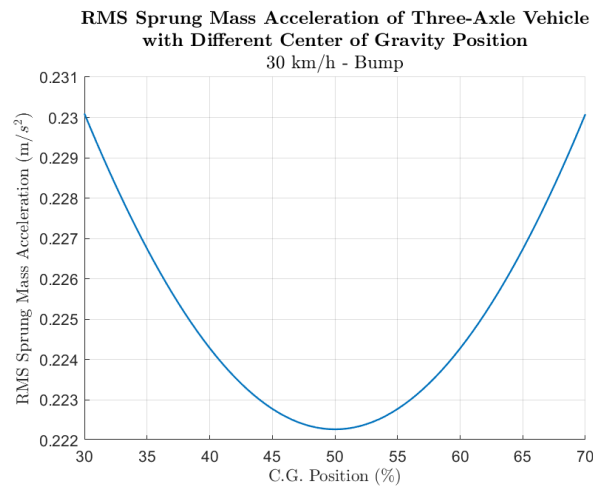


圖 4-67 不同重心位置之三軸模型以時速 30 公里
通過減速丘路面的簧上質量角位移時間響應圖

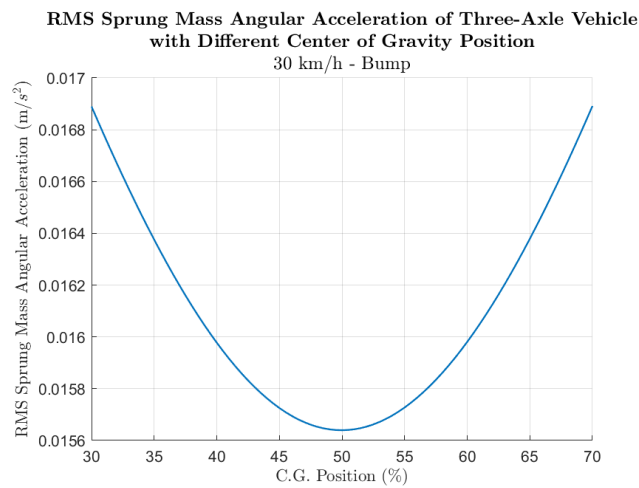


由圖 4-65 至圖 4-67 可觀察出，在三種不同重心位置之三軸模型中，重心位置百分比 30%之三軸模型，在第一軸通過減速丘時，其簧上質量加速度最大，簧上質量角加速度則最小；在第三軸通過減速丘時，其簧上質量加速度最小，簧上質量角加速度則最大。反之，重心位置百分比 70%之三軸模型，在第一軸通過減速丘時，其簧上質量加速度最小，簧上質量角加速度則最大；在第三軸通過減速丘時，其簧上質量加速度最大，簧上質量角加速度則最小。

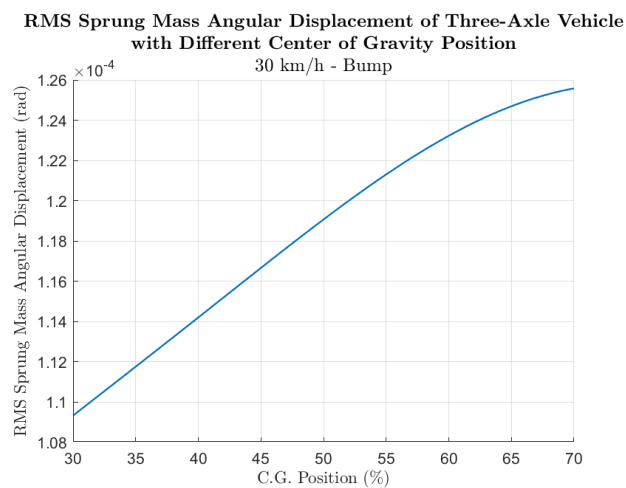
將多軸車輛模型之重心位置百分比由 30%逐漸向後移動至 70%，再利用上述之模擬結果，計算其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根值、懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值，以分析不同重心之三軸模型通過減速丘路面的時間響應差異，分別如圖 4-68 及圖 4-69 所示。



(a) 簧上質量加速度方均根



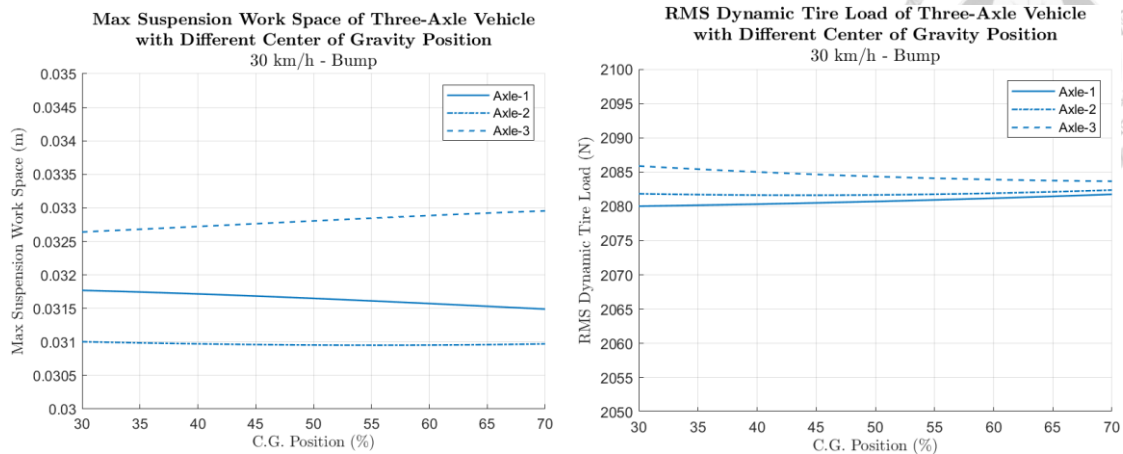
(b) 簧上質量角加速度方均根



(c) 簧上質量角位移方均根

圖 4-68 不同重心位置之三軸模型以時速 30 公里

通過減速丘路面的簧上質量時間響應變化圖



(a) 懸吊運動行程最大值

(b) 輪態動態負載方均根

圖 4-69 不同重心位置之三軸模型以時速 30 公里

通過減速丘路面的各軸時間響應變化圖

由圖 4-68 及圖 4-69 可觀察出，當三軸車輛重心位置由中心位置逐漸向後移動至重心位置百分比 70%，通過減速丘路面，其簧上質量加速度及角加速度之方均根將隨之增加；而當重心位置由中心位置逐漸向前移動至重心位置百分比 30%，其簧上質量加速度及角加速度之方均根亦將隨之增加。換句話說，重心位置在中心位置之三軸車輛，通過減速丘路面，其簧上質量加速度及角加速度之方均根將為最小值。

當三軸車輛重心位置百分比由 30% 逐漸向後移動至 70%，其簧上質量角位移方均根將隨之增加。

當車輛重心位置改變，其各軸之懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值的變化皆極小，即各軸之性能幾乎不受其影響。



2. 四軸模型之重心位置改變

將四軸模型之重心位置百分比由 30%處逐漸向後移動至 70%處，並以 30 km/h 之速度通過減速丘路面。再計算其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根值、懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值，以分析不同重心之四軸模型通過減速丘路面的車輛響應差異，分別如圖 4-70 及圖 4-71 所示。

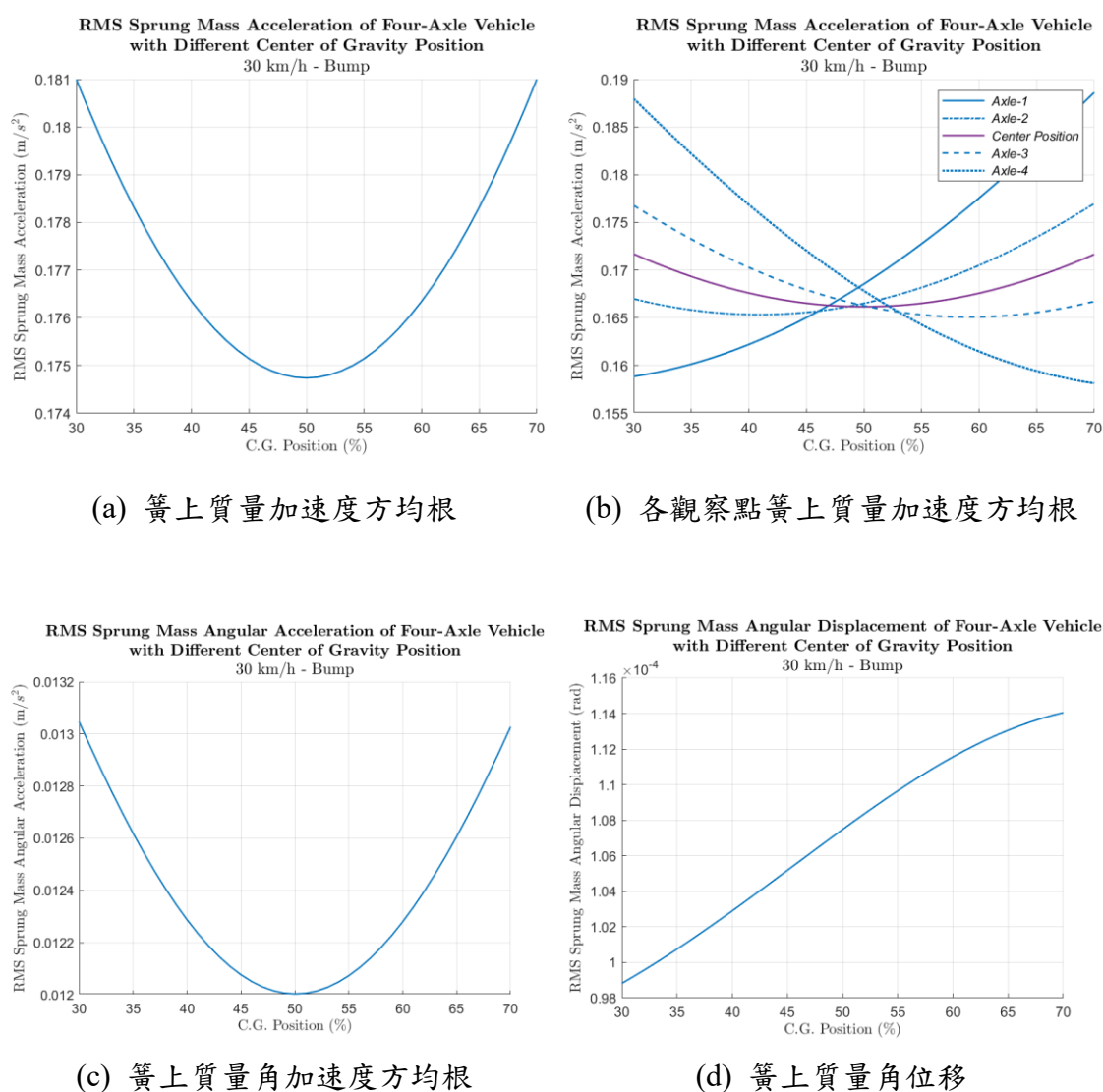
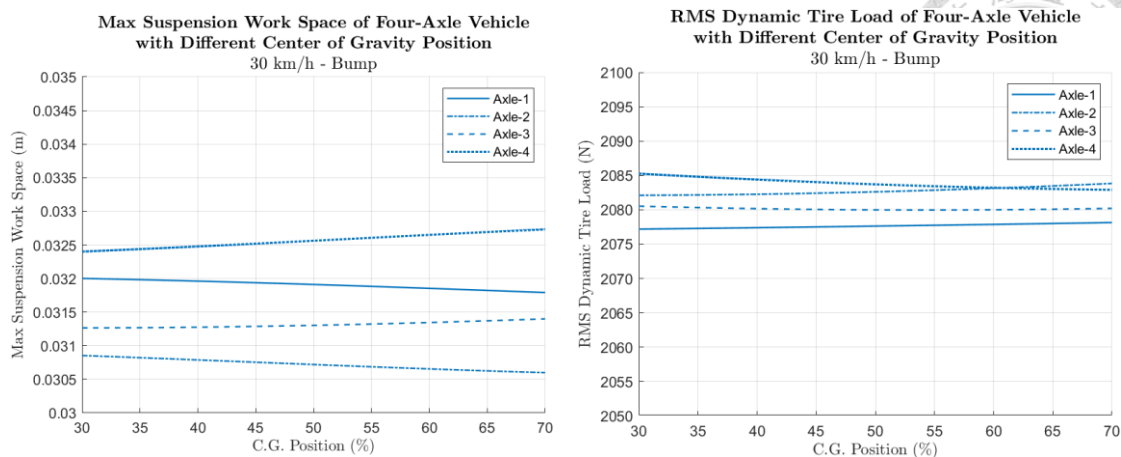


圖 4-70 不同重心位置之四軸模型以時速 30 公里

通過減速丘路面的簧上質量時間響應變化圖



(a) 懸吊運動行程最大值

(b) 輪態動態負載方均根

圖 4-71 不同重心位置之四軸模型以時速 30 公里

通過減速丘路面的各軸時間響應變化圖

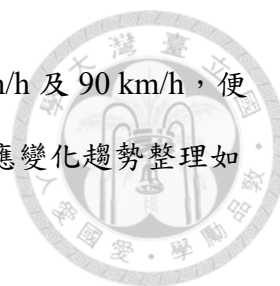
由圖 4-70 及圖 4-71 可觀察出，當四軸車輛重心位置由中心位置逐漸向後移動至重心位置百分比 70%，通過減速丘路面，其簧上質量加速度及角加速度之方均根將隨之增加；而當重心位置由中心位置逐漸向前移動至重心位置百分比 30%，其簧上質量加速度及角加速度之方均根亦將隨之增加。意即，重心位置在中心位置之四軸車輛，通過減速丘路面，其簧上質量加速度及角加速度之方均根將為最小值。

當四軸車輛重心位置百分比由 30% 逐漸向後移動至 70%，越靠近前軸之觀察點其簧上質量加速度隨之增加的幅度越大；反之，越靠近後軸之觀察點其簧上質量加速度隨之減少的幅度越大。

當四軸車輛重心位置百分比由 30% 逐漸向後移動至 70%，其簧上質量角位移方均根將隨之增加。

當四軸車輛重心位置改變，其各軸之懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值的變化皆極小，即各軸之性能幾乎不受其影響。

當車輛重心位置改變，上述四軸車輛之時間響應變化趨勢皆與三軸車輛與之時間響應變化趨勢相同。



再將車輛模型軸數增加至五軸及六軸，並將車速改為 60 km/h 及 90 km/h，便可將其隨重心位置百分比由 30% 逐漸向後移動至 70% 之時間響應變化趨勢整理如表 4-31 所示。

表 4-31 不同重心位置之多軸車輛
通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表

車輛 參數 變化	v (km/h)	車輛 軸數	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	SWS (m)						DTL (N)					
												Axle					
						1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
cg (%)	30	3	↓↑	↓↑	↑	-	-	-				-	-	-			
		4	↓↑	↓↑	↑	-	-	-	-			-	-	-	-		
		5	↓↑	↓↑	↑	-	-	-	-	-		-	-	-	-	-	
		6	↓↑	↓↑	↑	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	60	3	↓↑	↓↑	↑	-	-	-				-	-	-			
		4	↓↑	↓↑	↑	-	-	-	-			-	-	-	-		
		5	↓↑	↓↑	↑	-	-	-	-	-		-	-	-	-	-	
		6	↓↑	↓↑	↑	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	90	3	↓↑	↓↑	↑	-	-	-				-	-	-			
		4	↓↑	↓↑	↑	-	-	-	-			-	-	-	-		
		5	↓↑	↓↑	↑	-	-	-	-	-		-	-	-	-	-	
		6	↓↑	↓↑	↑	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

↑：遞增，↓↑：遞減後遞增，-：不變

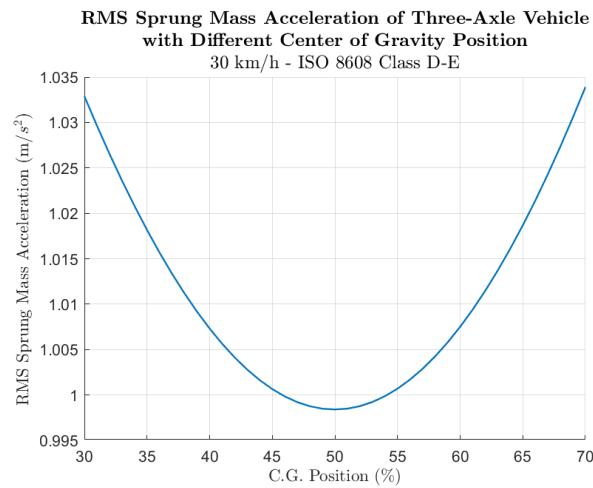
觀察表 4-31 可歸納推測出，多軸車輛以不同車速通過減速丘路面時，車輛重心位置改變對其時間響應變化影響之趨勢皆相同。

4.5.2 不同重心位置之車輛模型通過粗糙路面的時間響應

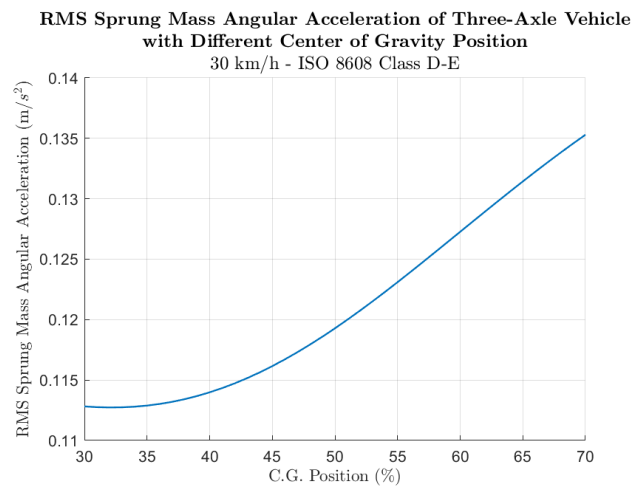
分別將多軸車輛模型之重心位置百分比由 30% 逐漸向後移動至 70%，並將其通過粗糙路面，以觀察其模擬結果之時間響應，並分析其對懸吊動態性能之影響。

1. 三軸模型之重心位置改變

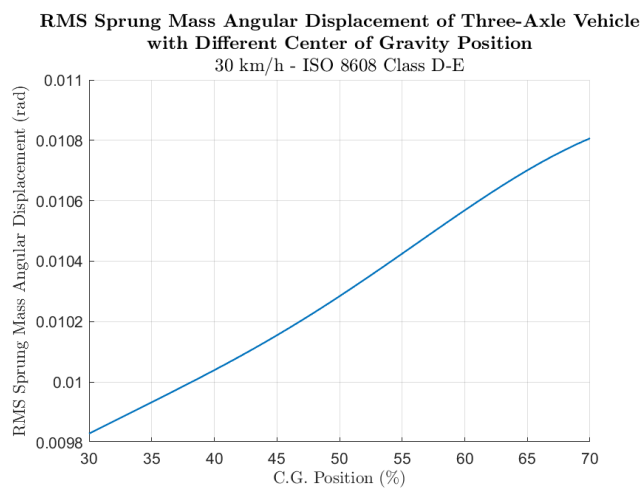
將三軸模型之重心位置百分比由 30% 處逐漸向後移動至 70% 處，並以 30 km/h 之速度通過粗糙路面，以觀察其模擬結果之時間響應。再計算其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根值、懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值，以分析不同重心之三軸模型通過減速丘路面的懸吊動態性能差異，分別如圖 4-72 及圖 4-73 所示。



(a) 簧上質量加速度方均根



(b) 簧上質量角加速度方均根



(c) 簧上質量角位移方均根

圖 4-72 不同重心位置之三軸模型以時速 30 公里

通過粗糙路面的簧上質量時間響應變化圖

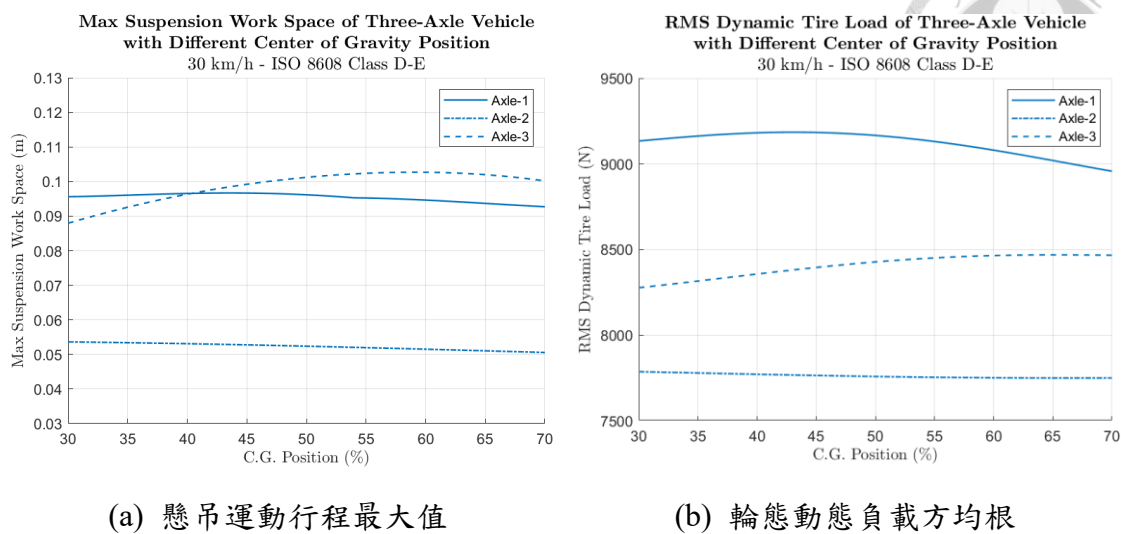


圖 4-73 不同重心位置之三軸模型以時速 30 公里

通過粗糙路面的各軸時間響應變化圖

由圖 4-72 及圖 4-73 可觀察出，當三軸車輛重心位置由中心位置逐漸向後移動至重心位置百分比 70%，通過粗糙路面，其簧上質量加速度之方均根將隨之增加；而當重心位置由中心位置逐漸向前移動至重心位置百分比 30%，其簧上質量加速度之方均根亦將隨之增加。換句話說，重心位置在中心位置之三軸車輛，通過粗糙路面，其簧上質量加速度之方均根將為最小值。

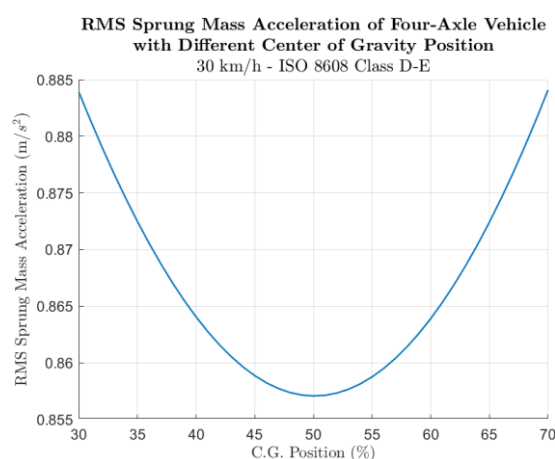
當三軸車輛重心位置百分比由 30% 逐漸向後移動至 70%，其簧上質量角加速度及角位移方均根將隨之增加。

而當車輛重心位置改變，其各軸之懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值的變化皆極小，即各軸之性能幾乎不受其影響。

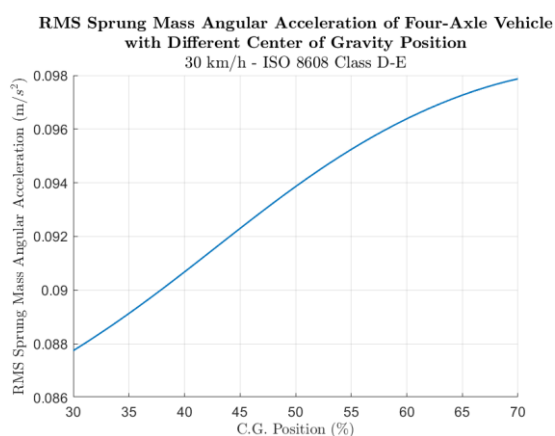


2. 四軸模型之重心位置改變

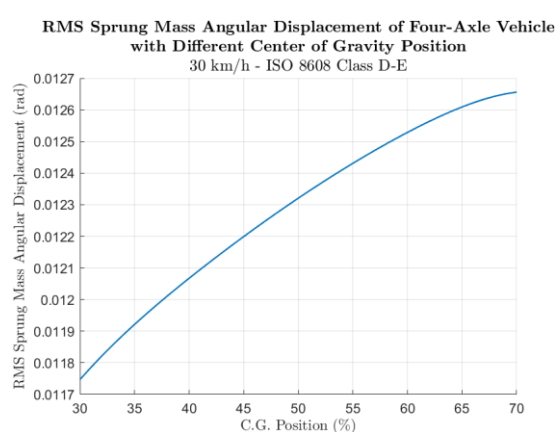
接著，同樣將四軸模型之重心位置百分比由 30%處逐漸向後移動至 70%處，並以速度 30 km/h 通過粗糙路面，以觀察其模擬結果之時間響應。再計算其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根值、懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值，以分析不同重心之四軸模型通過減速丘路面的懸吊動態性能差異，分別如圖 4-74 及圖 4-75 所示。



(a) 簧上質量加速度方均根



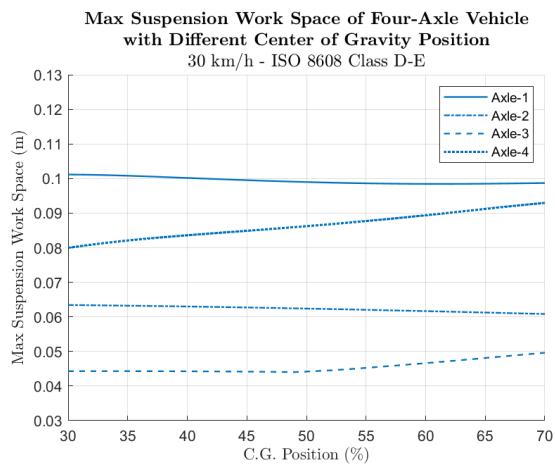
(b) 簧上質量角加速度方均根



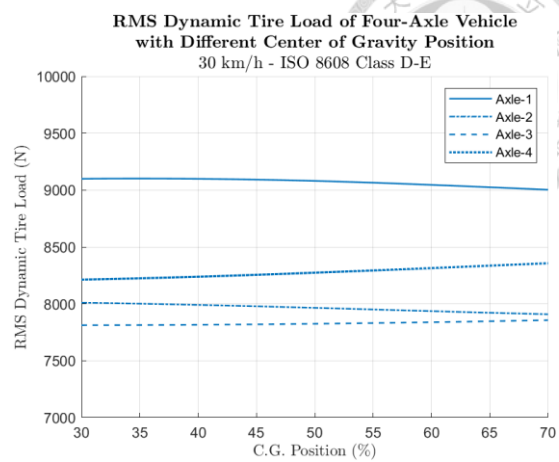
(c) 簧上質量角位移

圖 4-74 不同重心位置之四軸模型以時速 30 公里

通過粗糙路面的簧上質量時間響應變化圖



(a) 懸吊運動行程最大值



(b) 輪態動態負載方均根

圖 4-75 不同重心位置之四軸模型以時速 30 公里

通過粗糙路面的各軸時間響應變化圖

由圖 4-74 及圖 4-75 可觀察出，當四軸車輛重心位置由中心位置逐漸向後移動至重心位置百分比 70%，通過粗糙路面，其簧上質量加速度之方均根將隨之增加；而當重心位置由中心位置逐漸向前移動至重心位置百分比 30%，其簧上質量加速度之方均根亦將隨之增加。換句話說，重心位置在中心位置之四軸車輛，通過粗糙路面，其簧上質量加速度之方均根將為最小值。

當四軸車輛重心位置百分比由 30% 逐漸向後移動至 70%，其簧上質量角加速度及角位移方均根將隨之增加。

當車輛重心位置改變，其各軸之懸吊運動行程之最大值及輪胎動態負載之方均根值的變化皆極小，即各軸之性能幾乎不受其影響。

當車輛重心位置改變，上述四軸車輛之時間響應變化趨勢皆與三軸車輛與之時間響應變化趨勢相同。

再將車輛模型軸數增加至五軸及六軸，並將車速改為 60 km/h 及 90 km/h，可將其隨車輛重心位置百分比由 30% 逐漸向後移動至 70% 之時間響應變化趨勢整理如表 4-32 所示。並可歸納推測出多軸車輛以不同車速通過粗糙路面時，車輛重心位置改變對其時間響應變化影響之趨勢皆相同。

表 4-32 不同重心位置之多軸車輛
通過減速丘路面的時間響應變化趨勢表

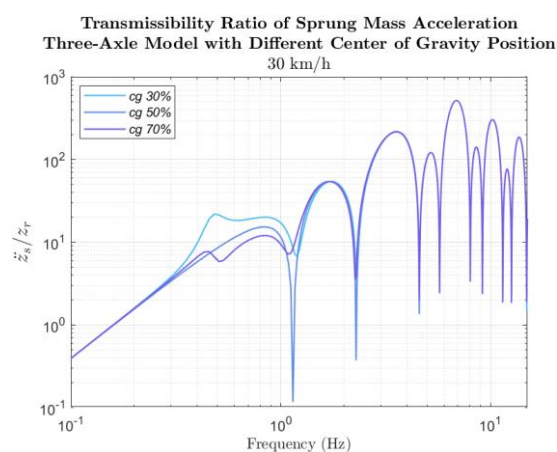
車輛 參數 變化	v (km/h)	車輛 軸數	$\ddot{z}_s$ (m/s ²)	$\ddot{\theta}$ (rad/s ²)	θ (rad)	$SWS\ (m)$					$DTL\ (N)$						
						Axle											
						1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
cg (%)	30	3	↑↓	↑	↑	-	-	-				-	-	-			
		4	↑↓	↑	↑	-	-	-	-			-	-	-	-		
		5	↑↓	↑	↑	-	-	-	-	-		-	-	-	-	-	
		6	↑↓	↑	↑	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	60	3	↑↓	↑	↑	-	-	-				-	-	-			
		4	↑↓	↑	↑	-	-	-	-			-	-	-	-		
		5	↑↓	↑	↑	-	-	-	-	-		-	-	-	-	-	
		6	↑↓	↑	↑	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	90	3	↑↓	↑	↑	-	-	-				-	-	-			
		4	↑↓	↑	↑	-	-	-	-			-	-	-	-		
		5	↑↓	↑	↑	-	-	-	-	-		-	-	-	-	-	
		6	↑↓	↑	↑	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

↑：遞增，↓↑：遞減後遞增，-：不變

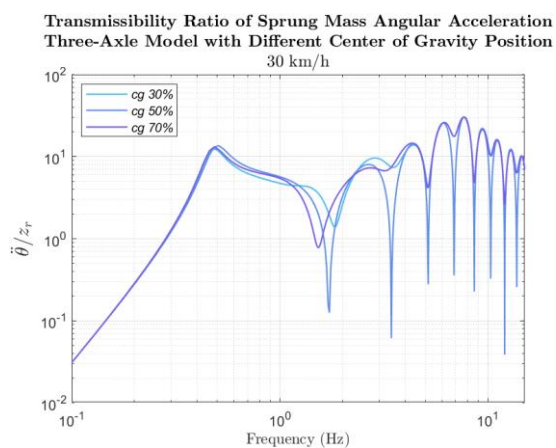


4.5.3 不同重心位置之車輛模型的頻域響應

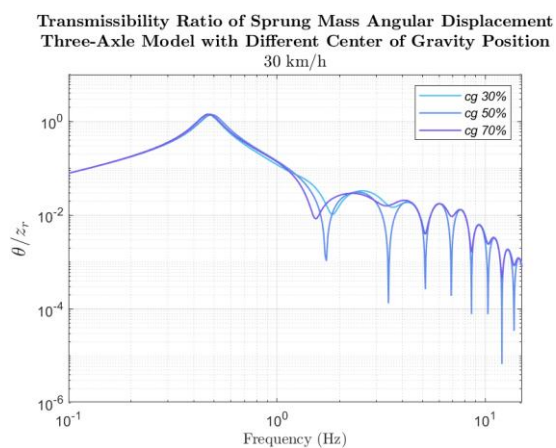
將三軸車輛模型之重心位置百分比由 30%處逐漸向後移動至 70%處，並將其模擬結果之時間響應經過傅立葉轉換成頻域響應，以比較不同重心位置之頻域響應的差異，其簧上質量加速度、角加速度及角位移之頻域響應如圖 4-76 所示。



(a) 簧上質量加速度



(b) 簧上質量角加速度



(c) 簧上質量角位移

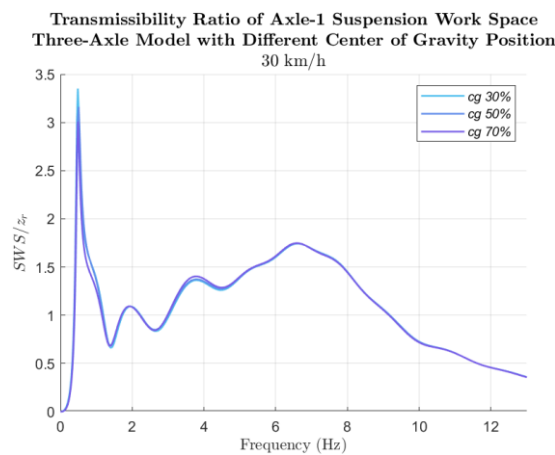
圖 4-76 不同重心位置之三軸模型

在時速 30 公里的簧上質量加速度傳遞比圖

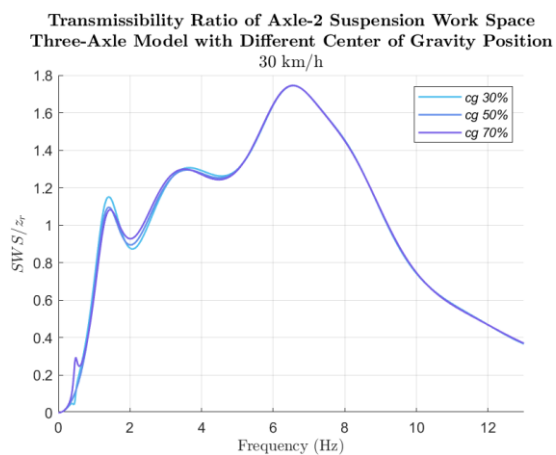
由圖 4-76 可觀察出，當車輛重心位置位於中心位置，其符合式(2-50)，代表其垂直方向運動及俯仰方向運動二者較獨立，故其軸距濾波效應較重心位置百分比 30%及 70%之車輛更為顯著。

當車輛重心位置百分比由 30%向後移動至 70%，簧上質量之俯仰自然頻率並無顯著變化。另外，零俯仰頻率之最小值將隨之減少。

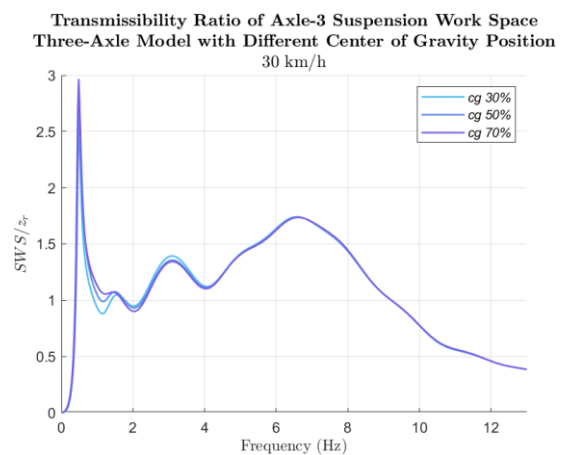
車輛重心位置不同之三軸車輛模型，其懸吊運動行程及輪胎動態負載之頻域響應，其頻域響應如圖 4-77 及圖 4-78 所示。



(a) 第一軸



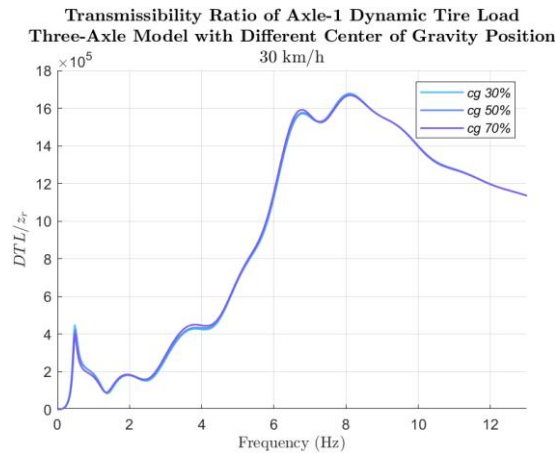
(b) 第二軸



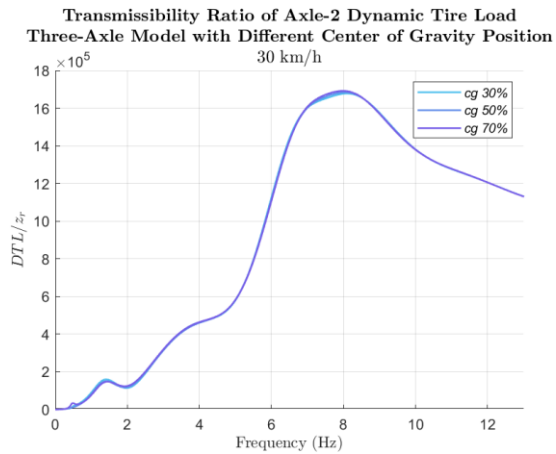
(c) 第三軸

圖 4-77 不同重心位置之三軸模型

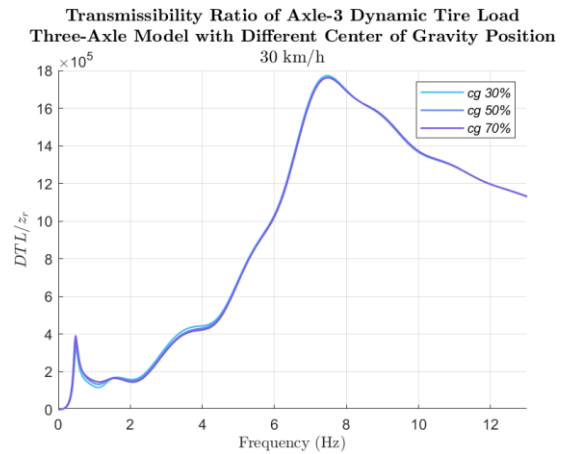
在時速 30 公里的懸吊運動行程傳遞比圖



(a) 第一軸



(b) 第二軸



(c) 第三軸

圖 4-78 不同重心位置之三軸模型

在時速 30 公里的輪胎動態負載傳遞比圖

由圖 4-77 及圖 4-78 可觀察出，當車輛重心位置改變，各軸之懸吊運動行程及輪胎動態負載傳遞比之變化並不顯著，與其時間響應之方均根變化趨勢相符。

將車輛模型軸數增加至四軸、五軸及六軸，並將車速分別改為 60 km/h 及 90 km/h，再重複以上之分析過程，可得相似之頻域響應變化趨勢。故表示車輛重心位置改變對懸吊動態性能影響之趨勢相同。



4.5.4 小結

藉由上述之時間響應與頻域響應之分析，本小節得出以下與多軸車輛重心位置有關之較一般化結論：

1. 當車輛重心位置由中心位置向後移動，在不同車速下，其簧上質量加速度之方均根將隨之增加；而當重心位置由中心位置向前移動，其簧上質量加速度之方均根亦將隨之增加。意即，重心位置在中心位置之多軸車輛，在不同車速下，其簧上質量加速度之方均根為最小值。
2. 當車輛重心位置由中心位置向後移動，以不同速度通過減速丘路面時，其簧上質量角加速度之方均根將隨之增加；而當重心位置由中心位置向前移動，其簧上質量角加速度之方均根亦將隨之增加。意即，重心位置在中心位置之多軸車輛，以不同速度通過減速丘路面時，其簧上質量角加速度之方均根為最小值。
3. 當車輛重心位置向後移動，則越靠近前軸之觀察點其簧上質量加速度隨之增加的幅度越大；反之，越靠近後軸之觀察點其簧上質量加速度隨之減少的幅度越大。
4. 當車輛重心位置向後移動，以不同速度通過減速丘路面時，其簧上質量角位移之方均根將隨之增加；而以不同速度通過粗糙路面時，其簧上質量角加速度及角位移之方均根皆將隨之增加。
5. 當車輛重心位置改變，車輛各軸之懸吊運動行程最大值及輪胎動態負載方均根值的變化皆不顯著。
6. 若多軸車輛重心位置符合式(2-50)，可以使垂直方向及俯仰方向之運動獨立，則其軸距濾波效應較顯著。



4.6 車輛懸吊動態性能最佳化

本研究於 3.3 小節提出一最佳化方法，以求解在特定車速下經過某粗糙路面之最佳化車輛參數。根據 4.3 小節至 4.5 小節之結論，本研究已提出懸吊彈簧係數、懸吊阻尼係數及重心位置等車輛參數對其懸吊動態性能之影響。因本研究僅探討懸吊彈簧係數、懸吊阻尼係數及重心位置等車輛參數對懸吊動態性能之影響，故僅將上述之車輛參數定為最佳化之設計變數。而其他車輛參數皆假設為已知，將其定為最佳化之設計參數。

本小節將三軸車輛及四軸車輛，以車速 30 km/h、60 km/h 及 90 km/h 通過 ISO 8608 路面種類 Class D-E 之粗糙路面，並利用上述之最佳化方法得到其懸吊彈簧係數、懸吊阻尼係數及重心位置之最佳化參數。再比較最佳化參數與原參數之差異是否符合上述之結論，並觀察其時間響應及頻域響應之差異。

4.6.1 三軸車輛懸吊動態性能最佳化

利用上述之最佳化方法，可得到三軸車輛之懸吊彈簧係數、懸吊阻尼係數及重心位置的最佳化參數，如表 4-33 所示。再比較其最佳化參數與原參數之差異是否符合 4.3 小節至 4.5 小節之結論。

表 4-33 三軸車輛以不同車速
通過粗糙路面之最佳化車輛參數表

v (km/h)	$\frac{k_{s1}}{k_{s0}}$	$\frac{k_{s2}}{k_{s0}}$	$\frac{k_{s3}}{k_{s0}}$	$\frac{c_{s1}}{c_{s0}}$	$\frac{c_{s2}}{c_{s0}}$	$\frac{c_{s3}}{c_{s0}}$	cg (%)
30	0.30	0.81	0.49	1.27	1.27	1.06	43.6
60	0.30	0.30	1.60	1.67	1.95	1.16	35.5
90	0.30	0.30	1.42	1.39	1.52	1.19	41.7

由表 4-33 可觀察出最佳化後之車輛參數，前軸之懸吊彈簧係數在不同車速下皆為各軸之中的最小值，前原因為當前軸之懸吊彈簧係數越小，則簧上質量加速度、角加速度、角位移及其輪胎動態負載皆越小。後軸之懸吊彈簧係數在低速時較小，前原因為當後軸之懸吊彈簧係數越小，則簧上質量加速度、角加速度、角位移及其輪胎動態負載皆越小；後軸之懸吊彈簧係數在中、高速時則較大，前原因為當後軸之懸吊彈簧係數越大，則其輪胎動態負載越小。

各軸之懸吊阻尼係數皆較大，前原因為當各軸之懸吊阻尼係數越大，簧上質量角位移及其輪胎動態負載皆越小。前軸之懸吊阻尼係數皆大於後軸之懸吊阻尼係數，前原因為當靠前之軸的懸吊阻尼係數越大，或靠後之軸的懸吊阻尼係數越小，則簧上質量加速度會越小。

重心位置皆較靠前，其原因為當重心位置向前移動，則簧上質量角加速度及角位移之方均根皆將隨之減少。

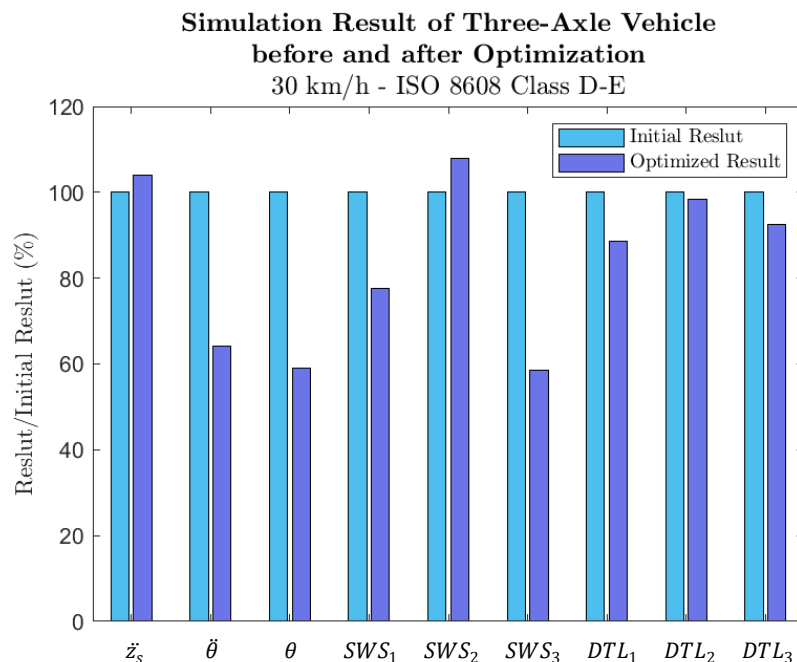
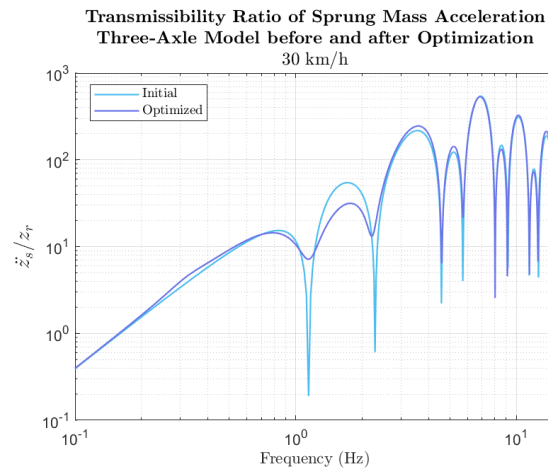


圖 4-79 最佳化前後之三軸模型

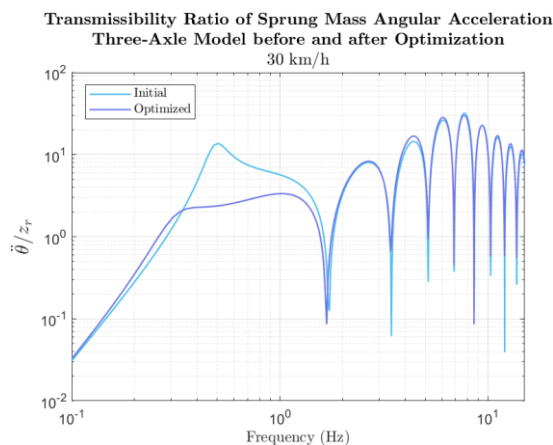
以時速 30 公里通過粗糙路面的模擬結果比較圖

由圖 4-79 可觀察出，車速 30 km/h 之三軸模型最佳化前後之模擬結果的時間響應差異。在懸吊動態性能最佳化後，除了其簧上質量加速度之方均根及第二軸懸吊運動行程之最大值略為增加外，簧上質量角加速度及角位移之方均根、其餘軸懸吊運動行程之最大值及各軸輪胎動態負載之方均根皆減少。

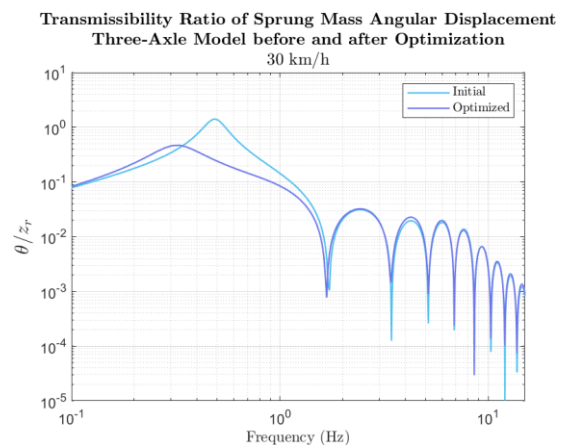
觀察車速 30 km/h 之三軸模型最佳化前後之模擬結果的頻域響應差異，如圖 4-80 至圖 4-82 所示。



(a) 簧上質量加速度



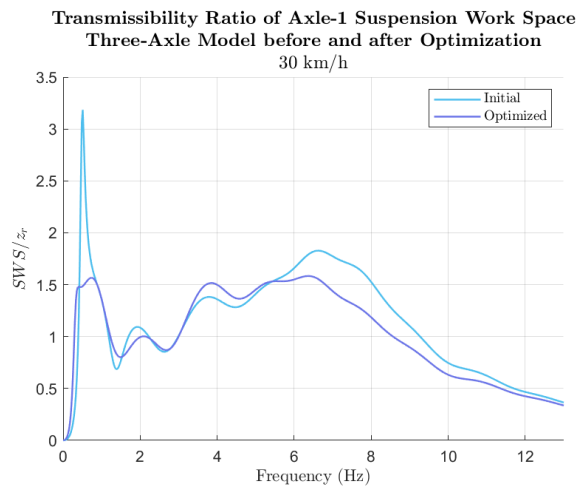
(b) 簧上質量角加速度



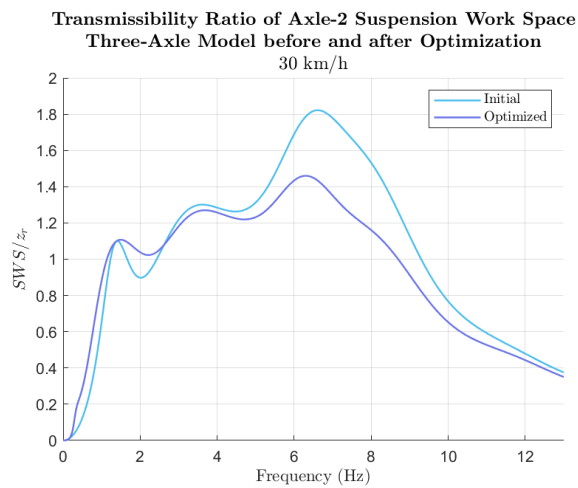
(c) 簧上質量角位移

圖 4-80 最佳化前後之三軸模型

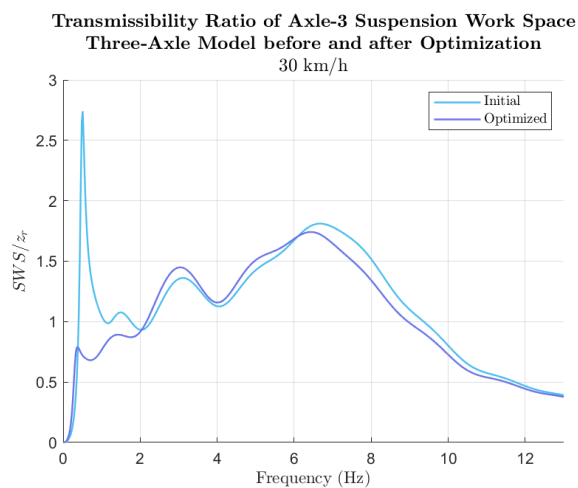
在時速 30 公里的簧上質量傳遞比圖



(a) 第一軸



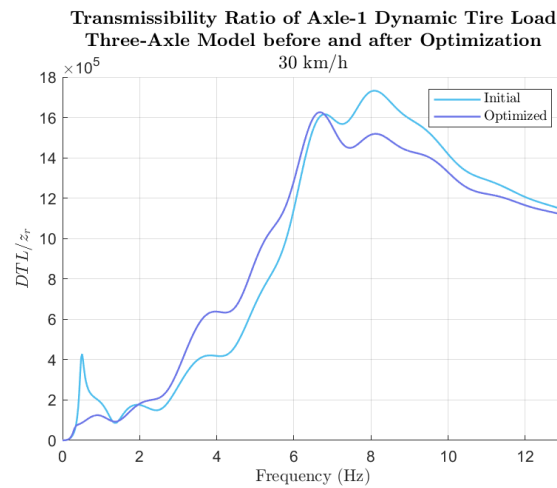
(b) 第二軸



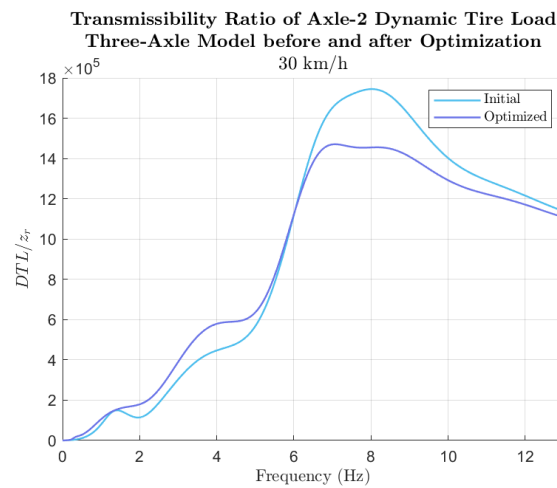
(c) 第三軸

圖 4-81 最佳化前後之三軸模型

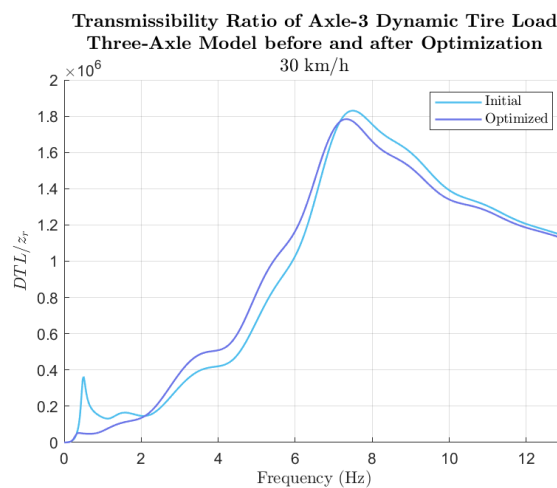
在時速 30 公里的懸吊運動行程傳遞比圖



(a) 第一軸



(b) 第二軸



(c) 第三軸

圖 4-82 最佳化前後之三軸模型

在時速 30 公里的輪胎動態負載傳遞比圖

由圖 4-80 至圖 4-82 可觀察出，在懸吊動態性能最佳化後，各物理量之傳遞比皆有所降低。

觀察車速為 60 km/h 及 90 km/h 之三軸模型，通過 ISO 8608 路面種類 Class D-E 之粗糙路面，其最佳化前後之模擬結果的時間響應差異如圖 4-83 所示。

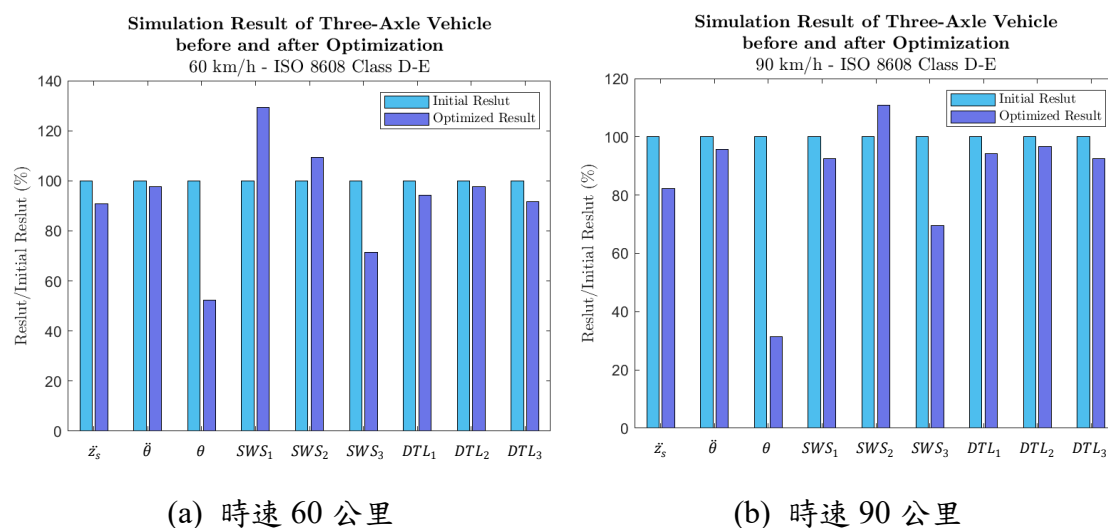


圖 4-83 最佳化前後之三軸模型通過粗糙路面的模擬結果比較圖

由圖 4-83 可觀察出，車速為 60 km/h 及 90 km/h 之三軸模型的模擬結果，在懸吊動態性能最佳化後，除了第一軸及第二軸懸吊運動行程之最大值略為增加外，簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根、第三軸懸吊運動行程之最大值及各軸輪胎動態負載之方均根皆減少。且簧上質量角位移之方均根減少之幅度皆最大。

綜觀上述時間響應及頻域響應之結果，可歸納出在不同車速下，經懸吊動態性能最佳化後之三軸車輛，其懸吊動態性能皆有所提升。且上述最佳化之車輛參數結果符合本研究所提出車輛參數對懸吊動態性能之影響的結論，即本研究部分之結論已藉由最佳化之結果得到驗證。



因本研究探討懸吊彈簧係數及懸吊阻尼係數對懸吊動態性能之影響時，車輛重心位置皆固定於中心位置，故接著觀察將重心位置亦定為設計參數之最佳化結果，如表 4-34 所示。

表 4-34 三軸車輛重心位置位於中心位置
以不同車速通過粗糙路面之最佳化車輛參數表

v (km/h)	$\frac{k_{s1}}{k_{s0}}$	$\frac{k_{s2}}{k_{s0}}$	$\frac{k_{s3}}{k_{s0}}$	$\frac{c_{s1}}{c_{s0}}$	$\frac{c_{s2}}{c_{s0}}$	$\frac{c_{s3}}{c_{s0}}$
30	0.30	0.77	0.49	1.23	1.27	1.09
60	0.30	0.30	1.60	1.54	1.84	1.18
90	0.30	0.30	1.48	1.29	1.51	1.23

由表 4-34 可發現，其最佳化車輛參數與表 4-33 相似，即重心位置改變與否幾乎不影響懸吊配置之最佳化結果的各軸之間相對值。對於三軸車輛而言，欲最佳化其通過粗糙路面之懸吊動態性能，則可將第一軸之懸吊彈簧係數設定為最小值。第一軸之懸吊阻尼係數設定為較第三軸之懸吊阻尼係數大，第二軸之懸吊阻尼係數則設定為最大值。



4.6.2 四軸車輛懸吊動態性能最佳化

利用上述之最佳化方法，可得到四軸車輛之懸吊彈簧係數、懸吊阻尼係數及重心位置的最佳化參數，如表 4-35 所示。再比較其最佳化參數與原參數之差異是否符合 4.3 小節至 4.5 小節之結論。

表 4-35 四軸車輛以不同車速
通過粗糙路面之最佳化車輛參數表

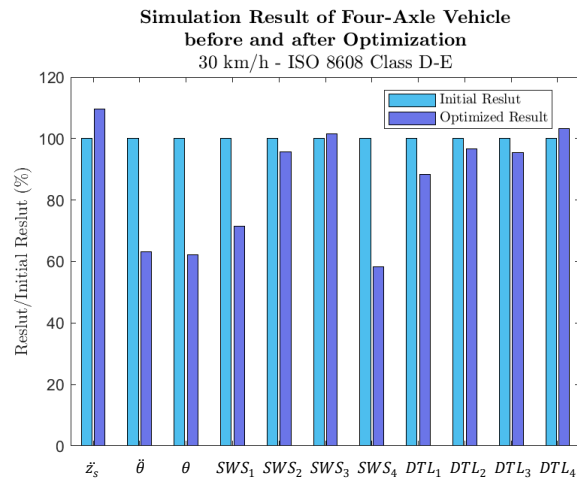
v (km/h)	$\frac{k_{s1}}{k_{s0}}$	$\frac{k_{s2}}{k_{s0}}$	$\frac{k_{s3}}{k_{s0}}$	$\frac{k_{s4}}{k_{s0}}$	$\frac{c_{s1}}{c_{s0}}$	$\frac{c_{s2}}{c_{s0}}$	$\frac{c_{s3}}{c_{s0}}$	$\frac{c_{s4}}{c_{s0}}$	cg (%)
30	0.30	0.64	1.12	0.30	1.43	1.44	1.21	0.80	41.4
60	0.30	0.30	0.69	0.73	1.46	1.55	1.36	0.80	35.1
90	0.30	0.30	0.60	0.58	1.29	1.36	1.17	0.80	35.7

由表 4-35 可觀察出最佳化後之車輛參數，前軸之懸吊彈簧係數在不同車速下皆為各軸之中的最小值，前原因為當前軸之懸吊彈簧係數越小，則簧上質量加速度、角加速度、角位移及其輪胎動態負載皆越小。

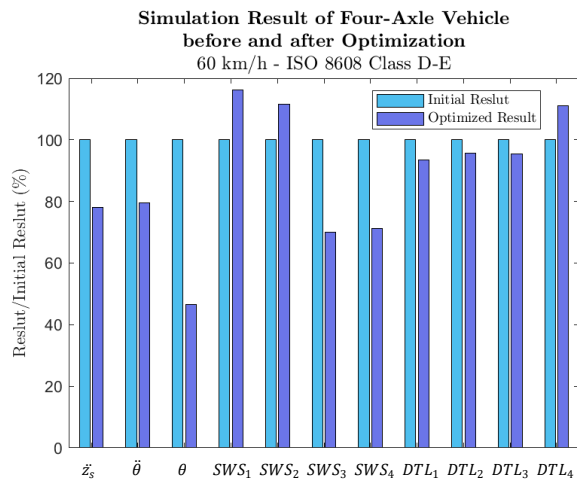
除後軸外各軸之懸吊阻尼係數皆較大，前原因為當該軸之懸吊阻尼係數越大，簧上質量角位移及其輪胎動態負載皆越小。第一軸及第二軸之懸吊阻尼係數皆大於第三軸及第四軸之懸吊阻尼係數，前原因為當靠前之軸的懸吊阻尼係數越大，或靠後之軸的懸吊阻尼係數越小，則簧上質量加速度會越小。

重心位置皆較靠前，其原因為當重心位置向前移動，則簧上質量角加速度及角位移之方均根皆將隨之減少。

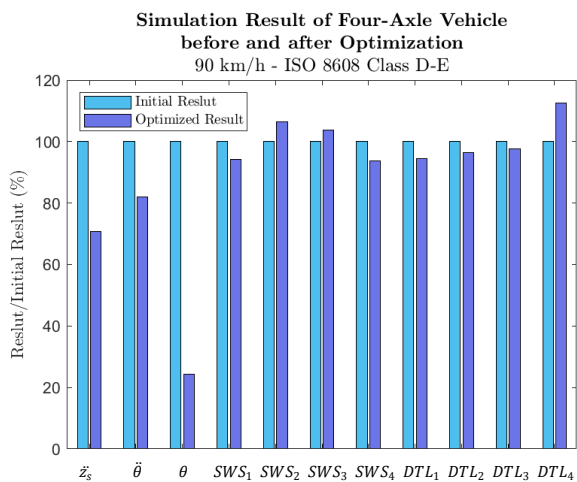
分別觀察車速為 30 km/h、60 km/h 及 90 km/h 之四軸模型，通過 ISO 8608 路面種類 Class D-E 之粗糙路面，其最佳化前後之模擬結果的時間響應差異如圖 4-84 所示。



(a) 時速 30 公里



(b) 時速 60 公里



(c) 時速 90 公里

圖 4-84 最佳化前後之四軸模型通過粗糙路面的模擬結果比較圖

由圖 4-84 可觀察出，車速分別為 30 km/h、60 km/h 及 90 km/h 之四軸模型的模擬結果，在懸吊動態性能最佳化後，除了簧上質量加速度之方均根、第一軸、第二軸及第三軸懸吊運動行程之最大值或第四軸輪胎動態負載之方均根在特定速度下略為增加外，簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根、其餘軸懸吊運動行程之最大值及其餘軸輪胎動態負載之方均根皆減少。且簧上質量角位移之方均根減少之幅度皆最大。

故可歸納出在不同車速下，經懸吊動態性能最佳化後之四軸車輛，其懸吊動態性能皆有所提升。且上述最佳化之車輛參數結果符合本研究所提出車輛參數對懸吊動態性能之影響的結論。

因本研究探討懸吊彈簧係數及懸吊阻尼係數對懸吊動態性能之影響時，車輛重心位置皆固定於中心位置，故接著觀察將重心位置固定於中心位置之最佳化結果，如表 4-36 所示。

表 4-36 四軸車輛重心位置位於中心位置
以不同車速通過粗糙路面之最佳化車輛參數表

v (km/h)	$\frac{k_{s1}}{k_{s0}}$	$\frac{k_{s2}}{k_{s0}}$	$\frac{k_{s3}}{k_{s0}}$	$\frac{k_{s4}}{k_{s0}}$	$\frac{c_{s1}}{c_{s0}}$	$\frac{c_{s2}}{c_{s0}}$	$\frac{c_{s3}}{c_{s0}}$	$\frac{c_{s4}}{c_{s0}}$
30	0.30	0.63	1.22	0.30	1.37	1.42	1.23	0.80
60	0.30	0.30	0.87	0.30	1.34	1.52	1.39	0.80
90	0.30	0.30	0.86	0.30	1.18	1.33	1.23	0.80

由表 4-36 可發現，其最佳化車輛參數與表 4-35 相似，即重心位置改變與否幾乎不影響懸吊配置之最佳化結果的各軸之間相對值。對於四軸車輛而言，欲最佳化其通過粗糙路面之懸吊動態性能，則可將第一軸之懸吊彈簧係數設定為最小值。懸吊阻尼係數設定為由第二軸、第一軸、第三軸及第四軸依序遞減。使其同時符合靠前之軸的懸吊阻尼係數大於靠後之軸的懸吊阻尼係數，且懸吊阻尼係數由前後軸向中心位置遞增。

4.6.3 小結

綜上所述，欲最佳化多軸車輛之懸吊動態性能，可將車輛參數依照以下建議進行設定：

1. 將前軸之懸吊彈簧係數設定為最小值。
2. 將懸吊阻尼係數設定為同時符合靠前之軸的懸吊阻尼係數大於靠後之軸的懸吊阻尼係數，且懸吊阻尼係數由前後軸向中心位置遞增。
3. 將重心位置設定位於較靠前處。

第五章 結論



5.1 結論

本研究建立了一般化之多軸車輛模型，並分析其以不同車速經過減速丘路面及粗糙路面之時間響應及頻域響應，進而得到其一般化之性質如下：

1. 若多軸車輛之參數符合式(2-50)，可以使垂直方向及俯仰方向之運動獨立，則其軸距濾波效應較顯著。
2. 多軸車輛之前後軸的懸吊運動行程受到俯仰方向運動之影響較大；前後軸以外之中間軸的懸吊運動行程受到垂直方向運動之影響較大。
3. 多軸車輛各軸之輪胎動態負載受簧下質量運動之影響較大；前後軸之輪胎動態負載受簧上質量俯仰方向運動之影響大於垂直方向運動之影響。

本研究亦得到較一般化之各車輛參數對懸吊動態性能影響的結論，包含車輛軸數、懸吊彈簧係數配置、懸吊阻尼係數配置及重心位置。以下將分別列出與不同車輛參數相關之結論。

車輛軸數對懸吊動態性能之影響的結論如下：

1. 當車輛之軸數增加，軸距濾波之效果隨之更加顯著，而其零彈跳頻率及零俯仰頻率可由式(4-1)及(4-2)計算出。
2. 當車輛之軸數增加，簧上質量之加速度、角加速度及角位移之方均根值皆將隨之減少，即懸吊動態性能變佳。
3. 當車輛之軸數改變，車輛前後軸之懸吊運動行程最大值及輪胎動態負載方均根值的變化皆不顯著。

車輛懸吊彈簧係數配置對懸吊動態性能之影響的結論如下：

- 
1. 若多軸車輛之軸數為奇數個，則位於重心位置上之中央軸的懸吊彈簧係數改變，在不同車速下，皆不影響其簧上質量角加速度及角位移。
 2. 當多軸車輛其中任幾個軸之懸吊彈簧係數增加時，除了僅中央軸之懸吊彈簧係數改變的情況外，在不同車速下，其簧上質量加速度、角加速度及角位移之方均根值皆隨之增加，即懸吊動態性能變差。
 3. 當多軸車輛其中任幾個軸之懸吊彈簧係數增加時，以不同車速通過減速丘路面，則該幾個軸之懸吊運動行程及輪胎動態負載皆隨之減少，即懸吊動態性能變佳。
 4. 當多軸車輛之前軸的懸吊彈簧係數增加時，以不同車速通過粗糙路面，則該軸之輪胎動態負載將隨之增加，即懸吊動態性能變差。
 5. 當多軸車輛之後軸的懸吊彈簧係數增加時，以低速通過粗糙路面，則該軸之輪胎動態負載將隨之增加；以中、高速通過粗糙路面，則該軸之輪胎動態負載將隨之減少。
 6. 當多軸車輛前後軸以外之中間軸的懸吊彈簧係數增加時，以不同車速通過粗糙路面，則該軸之懸吊運動行程及輪胎動態負載皆隨之減少，即懸吊動態性能變佳。

車輛懸吊阻尼係數配置對懸吊動態性能之影響的結論如下：

1. 若多軸車輛之軸數為奇數個，則位於重心位置上之中央軸的懸吊阻尼係數改變，在不同車速下，皆不影響其簧上質量角加速度及角位移。
2. 當多軸車輛其中任幾個軸之懸吊阻尼係數增加，以不同車速通過減速丘路面，其簧上質量加速度之方均根值將隨之增加，即懸吊動態性能變差。



3. 當多軸車輛靠前之軸的懸吊阻尼係數增加，或靠後之軸的懸吊阻尼係數減少，以不同車速通過粗糙路面，則其簧上質量加速度將隨之減少，即懸吊動態性能變佳。
4. 當多軸車輛其中任幾個軸之懸吊阻尼係數增加，除了僅中央軸之懸吊彈簧係數改變的情況外，在不同車速下，其簧上質量角加速度之方均根值將隨之增加，而簧上質量角位移之方均根值則隨之減少。
5. 當多軸車輛其中任幾個軸之懸吊阻尼係數增加，則該軸之懸吊運動行程及輪胎動態負載皆隨之減少，即懸吊動態性能變佳。

車輛重心位置對懸吊動態性能之影響的結論如下：

1. 當車輛重心位置由中心位置向後移動，在不同車速下，其簧上質量加速度之方均根將隨之增加；而當重心位置由中心位置向前移動，其簧上質量加速度之方均根亦將隨之增加。意即，重心位置在中心位置之多軸車輛，在不同車速下，其簧上質量加速度之方均根為最小值，即懸吊動態性能最佳。
2. 當車輛重心位置由中心位置向後移動，以不同速度通過減速丘路面時，其簧上質量角加速度之方均根將隨之增加；而當重心位置由中心位置向前移動，其簧上質量角加速度之方均根亦將隨之增加。意即，重心位置在中心位置之多軸車輛，以不同速度通過減速丘路面時，其簧上質量角加速度之方均根為最小值，即懸吊動態性能最佳。
3. 當車輛重心位置向後移動，則越靠近前軸之觀察點其簧上質量加速度隨之增加的幅度越大；反之，越靠近後軸之觀察點其簧上質量加速度隨之減少的幅度越大。
4. 當車輛重心位置向後移動，以不同速度通過減速丘路面時，其簧上質量

角位移之方均根將隨之增加；而以不同速度通過粗糙路面時，其簧上質量角加速度及角位移之方均根皆將隨之增加，即懸吊動態性能變差。

5. 當車輛重心位置改變，車輛各軸之懸吊運動行程最大值及輪胎動態負載方均根值的變化皆不顯著。

本研究亦定義了車輛懸吊動態性能指標(SDPI)，並建立了車輛懸吊動態性能最佳化之方法，藉此得到最佳化後之車輛參數，並由最佳化之結果驗證了部分上述之結論。若欲最佳化多軸車輛之懸吊動態性能，本研究提供以下車輛參數設定之建議供參考：

1. 將前軸之懸吊彈簧係數設定為最小值。
2. 將懸吊阻尼係數設定為同時符合靠前之軸的懸吊阻尼係數大於靠後之軸的懸吊阻尼係數，且懸吊阻尼係數由前後軸向中心位置遞增。
3. 將重心位置設定位於較靠前處。

5.2 未來展望

根據本研究之結論，進一步提出可更深入探討之方向，以供後續研究參考：

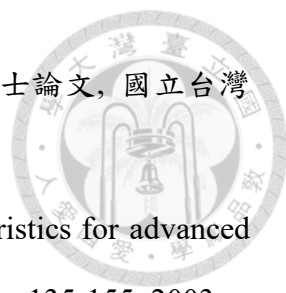
1. 加入爬坡、越壕及垂直攀高等越野情境，並將爬坡坡度、越壕寬度及垂直攀高高度列入越野性能之定義，使得車輛性能定義能更一般化。
2. 參考 Gorelov 等人[46]之研究，將輪胎線性模型改為輪胎輻射彈簧模型模型。該模型可考慮輪胎與路面之多點接觸，並估算其輪胎正向力量值及作用方向，以計算爬坡、越壕及垂直攀高等越野情境之輪胎正向力變化。
3. 建立更一般化的懸吊動態性能最佳化方法以針對更廣泛之速度範圍而非特定之速度，或更多種類之粗糙路面而非單一種路面輸入，使得懸吊動態性能最佳化能針對更一般化之行駛情境。
4. 車輛模型考慮更多自由度，將多軸半車模型變成多軸全車模型，以觀察車輛參數對其他運動方向響應之影響。
5. 探討簧上質量或簧下質量等更多車輛參數對其懸吊動態性能之影響。

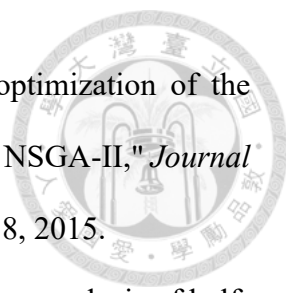
參考文獻

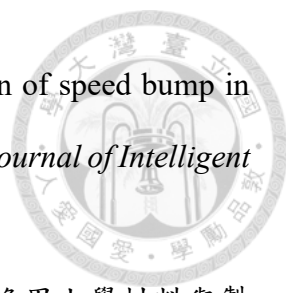


- [1] 國防部軍備局採購中心，動力底盤系統乙項(GI00232L249)案招標文件. 2012.
- [2] D. Bastow, G. Howard, and J. P. Whitehead, *Car suspension and handling*. SAE international Warrendale, 2004.
- [3] J. Y. Wong, *Theory of ground vehicles*. John Wiley & Sons, 2022.
- [4] R. N. Jazar, *Vehicle dynamics*. Springer, 2008.
- [5] S. P. Chavan, S. H. Sawant, and D. A. Tamboli, "Experimental Verification of Passive Quarter Car Vehicle Dynamic System Subjected to Harmonic Road Excitation with Nonlinear Parameters," 2013.
- [6] S. Prabhakar and K. Arunachalam, "Simulation and analysis of passive suspension system for different road profiles with variable damping and stiffness parameters," *Journal of Chemical and Pharmaceutical Sciences, Special*, vol. 3, no. 7, 2015.
- [7] T. Gillespie, *Fundamentals of vehicle dynamics*. SAE international, 2021.
- [8] K. Song, X. Chen, and Y. Lin, "Wheelbase Filtering Effect on Vehicle Ride Dynamics," Berlin, Heidelberg, 2013: Springer Berlin Heidelberg, in Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress, pp. 1183-1195.
- [9] D. Cao, A. Khajepour, and X. Song, "Wheelbase filtering and characterization of road profiles for vehicle dynamics," in *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, 2010, vol. 44120, pp. 275-285.
- [10] W. Fu, F. Ling, M. Peng, and Y. Zhang, "Comparison of Wheelbase Filtering Effect and Suspension Tuning Between Twoaxle and Tri-axle Vehicle with Tandem Suspension," in *2012 International Conference on Computer Application and System Modeling*, 2012: Atlantis Press, pp. 1124-1127.

- 
- [11] W. F. Faris, Z. BenLahcene, and S. I. Ihsan, "Analysis of semi-active suspension systems for four-axles off-road vehicle using half model," *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*, vol. 5, no. 1-2, pp. 91-115, 2009.
- [12] S. Vijayakumar and R. S. Chandran, "Analysis of a 4-Dof Vehicle Model Using Bond Graph and Lagrangian Technique," *SAE Transactions*, pp. 1225-1235, 2002.
- [13] M. S. Rahman and K. M. G. Kibria, "Investigation of vibration and ride characteristics of a five degrees of freedom vehicle suspension system," *Procedia Engineering*, vol. 90, pp. 96-102, 2014.
- [14] A. Soliman, S. Moustafa, and A. Shogae, "Parameters affecting vehicle ride comfort using half vehicle model," SAE Technical Paper, 0148-7191, 2008.
- [15] 朱庭輝, "俯仰模型於車輛乘適性能之分析與驗證," 碩士論文, 國立臺灣大學機械工程學研究所, 2007.
- [16] W. K. Ata, *Intelligent control of tracked vehicle suspension*. The University of Manchester (United Kingdom), 2014.
- [17] S. M. El-Demerdash and E. Rabeih, "Ride performance analysis of multi-axle combat vehicles," SAE Technical Paper, 0148-7191, 2004.
- [18] M. Mohsen, H. Eltaher, A. Sharaf, and S. El-Demerdash, "Investigation of the ride response of a multi-wheeled combat vehicle in pitch-bounce plane," in *International Conference on Aerospace Sciences and Aviation Technology*, 2015, vol. 16, no. AEROSPACE SCIENCES & AVIATION TECHNOLOGY, ASAT-16–May 26-28, 2015: The Military Technical College, pp. 1-13.
- [19] 傅仰銘, "多軸車輛之適乘性分析," 碩士論文, 國立臺灣大學機械工程學研究所, 2022.
- [20] 廖家慶, "車輛乘適性能分析與驗證," 碩士論文, 國立臺灣大學機械工程學研究所, 2004.

- 
- [21] 楊智麟, "簧下質量對車輛懸吊動態性能影響之分析," 碩士論文, 國立台灣大學機械工程學研究所, 2006.
- [22] J. Rauh, "Virtual development of ride and handling characteristics for advanced passenger cars," *Vehicle System Dynamics*, vol. 40, no. 1-3, pp. 135-155, 2003.
- [23] A. Jolly, "Study of ride comfort using a nonlinear mathematical model of a vehicle suspension," *International Journal of Vehicle Design*, vol. 4, no. 3, pp. 233-244, 1983.
- [24] D. Hrovat, "Influence of unsprung weight on vehicle ride quality," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 124, no. 3, pp. 497-516, 1988.
- [25] G. Verros, S. Natsiavas, and C. Papadimitriou, "Design optimization of quarter-car models with passive and semi-active suspensions under random road excitation," *Journal of vibration and control*, vol. 11, no. 5, pp. 581-606, 2005.
- [26] 黃建勳, "運用 ADAMS 於汽車懸吊系統之操控性分析," 碩士論文, 國立臺北科技大學車輛工程系所, 2003.
- [27] T. Tseng and D. Hrovat, "Some characteristics of optimal vehicle suspensions based on quarter-car models," in *29th IEEE Conference on Decision and Control*, 1990: IEEE, pp. 2232-2237.
- [28] G. Nagaya, Y. Wakao, and A. Abe, "Development of an in-wheel drive with advanced dynamic-damper mechanism," *JSAE review*, vol. 24, no. 4, pp. 477-481, 2003.
- [29] M.-M. Dong and M. Yang, "Axial Stiffness and Damping Optimal Matching of Multi-axle Off-road Vehicles," *Vehicle & Power Technology*, vol. 4, 2014.
- [30] A. Geweda, M. El-Gohary, A. El-Nabawy, and T. Awad, "Improvement of vehicle ride comfort using genetic algorithm optimization and PI controller," *Alexandria Engineering Journal*, vol. 56, no. 4, pp. 405-414, 2017.

- 
- [31] S. Chen, T. Shi, D. Wang, and J. Chen, "Multi-objective optimization of the vehicle ride comfort based on Kriging approximate model and NSGA-II," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 29, pp. 1007-1018, 2015.
 - [32] M. A. S. Ihsan, W. F. Faris, and E. Blancard, "Ride performance analysis of half-car model for semi-active system using RMS as performance criteria," *Shock and Vibration*, vol. 16, no. 6, pp. 593-605, 2009.
 - [33] B. ISO, "8855: 2011. Road vehicles—Vehicle dynamics and road-holding ability—Vocabulary," Tech rep., ISO, 2011.
 - [34] T. Lundberg, "Analysis of simplified dynamic truck models for parameter evaluation," ed, 2013.
 - [35] M. Palermo, M. Guiggiani, and N. Vaughan, "Effects of a large unsprung mass on the ride comfort of a lightweight fuel-cell urban vehicle," 2009.
 - [36] I. M. Vibration, "Road Surface Profiles—Reporting of Measured Data; ISO 8608," *International Standards Organisation, Geneve*, 2016.
 - [37] M. Agostinacchio, D. Ciampa, and S. Olita, "The vibrations induced by surface irregularities in road pavements—a Matlab® approach," *European Transport Research Review*, vol. 6, no. 3, pp. 267-275, 2014.
 - [38] I. ISO, "2631-1: Mechanical vibration and shock-evaluation of human exposure to whole-body vibration-Part 1: General requirements," *Geneva, Switzerland: ISO*, vol. 42, pp. 43-44, 1997.
 - [39] D. Cao, "Theoretical analyses of roll-and pitch-coupled hydro-pneumatic strut suspensions," Concordia University, 2008.
 - [40] Y. Qiu and M. Griffin, "Transmission of roll, pitch and yaw vibration to the backrest of a seat supported on a non-rigid car floor," *Journal of sound and vibration*, vol. 288, no. 4-5, pp. 1197-1222, 2005.

- 
- [41] X. Zhao, S. Wang, M. Yu, Q. Yu, and C. Zhou, "The position of speed bump in front of truck scale based on vehicle vibration performance," *Journal of Intelligent & Fuzzy Systems*, vol. 34, no. 2, pp. 1083-1095, 2018.
- [42] 陳思財, "二自由度獨立懸吊系統機構探討," 碩士論文, 逢甲大學材料與製造工程所, 2007.
- [43] J. L. Meriam, L. G. Kraige, and J. N. Bolton, *Engineering mechanics: dynamics*. John Wiley & Sons, 2020.
- [44] D. E. Newland, *An introduction to random vibrations, spectral & wavelet analysis*. Courier Corporation, 2012.
- [45] A. Pal, S. Sharma, A. Jain, and C. Naiju, "Optimized Suspension Design of an Off-Road Vehicle," *The International Journal Of Engineering And Science (IJES) Volume*, vol. 2, pp. 57-62, 2013.
- [46] V. Gorelov and A. Komissarov, "Mathematical model of the straight-line rolling tire–rigid terrain irregularities interaction," *Procedia Engineering*, vol. 150, pp. 1322-1328, 2016.