

國立交通大學

工學院精密與自動化工程學程

碩士論文

汽車用傳動軸輪端接頭之運動模擬與結構分析

Motion Simulation and Structure Analysis of
Ball Joint of Drive Shaft for Automobile

研究生：呂紹詩

指導教授：鄭璧瑩 博士

中華民國九十九年二月

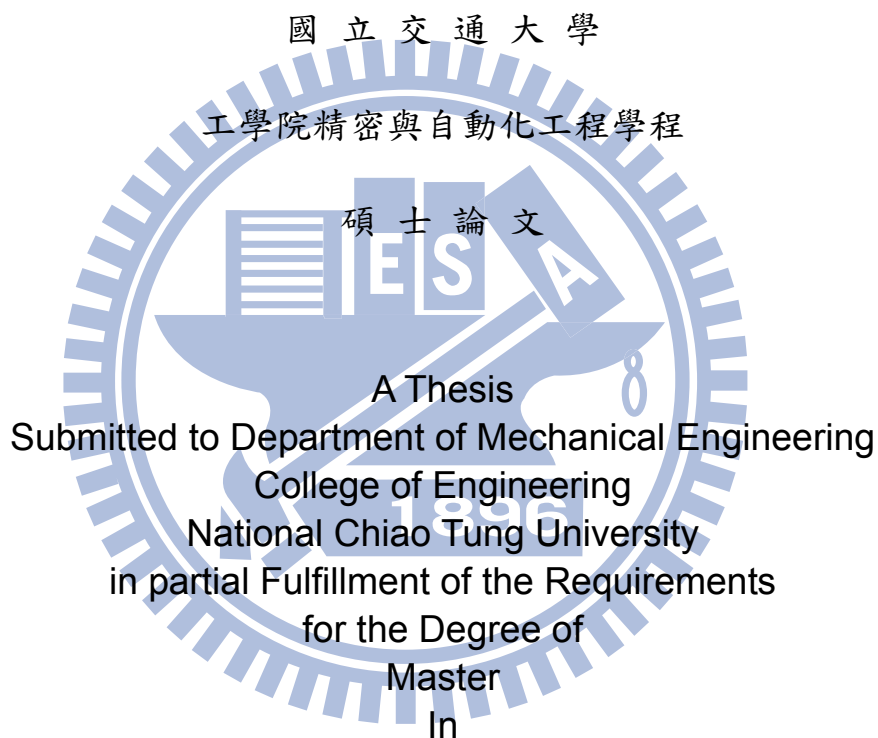
汽車用傳動軸輪端接頭之運動模擬與結構分析
Movement Simulation and Structure Analysis of
Ball Joint of Drive Shaft for Automobile

研究生：呂紹詩

Student : Shaw-Shih Liu

指導教授：鄭璧瑩 博士

Advisor : Dr. Pi-Ying Cheng



Mechanical Engineering

February 2010

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國 九十九 年 二 月

汽車用傳動軸輪端接頭之運動模擬與結構分析

研究生：呂紹詩

指導教授：鄭璧瑩 博士

國立交通大學 工學院精密與自動化工程學程碩士班

摘要

本研究係針對汽車用傳動軸輪端接頭次總成（即等速萬向接頭）結合結構有限元素分析的方法，研究目標針對 BJ（六顆鋼珠等速萬向接頭）與 EBJ（八顆鋼珠等速萬向接頭）之差異進行分析模擬並與實驗比較作為創新的參考，在不影響強度與耐久等機能性試驗條件下，傳動軸輪端接頭亦能輕量化，以達到節省材料成本，並兼具汽車底盤零件在空間擺放時能有限制較小的優點之設計目標。由於現有傳動軸接頭分析輔助系統在軟體方面的不足，致使無法持續往輕量化目標前進，所以本研究使用 CAD 軟體（Solidworks）結合有限元素分析軟體(COSMOS Works)來研究汽車傳動軸輪端接頭的靜態結構應力變化與分佈，期待突破現有技術之瓶頸，提供未來設計新型接頭與機構零件輕量化之參考依據，不需仰賴國外技術授權之額外成本。

本研究的分析模型包括傳動軸輪端接頭 BJ 與 EBJ 型式的機構結構應力的整合分析，首先使用 CAD 軟體建立機構模擬系統所需的模型以進行分析模擬，評估在運動中的傳動軸輪端接頭結構負荷所造成的應力變化分佈情形。依據應力分析的結果，發現 BJ 與 EBJ 型式互有優劣，而 EBJ 型式的等速萬向接頭比 BJ 型式的重量少約 20%，EBJ 鋼珠較 BJ 鋼珠小，故推論溫升狀況會比較小，與 NTN 實驗結果比對相互吻合。本研究成果可提供設計輕量化的輪端接頭之參考依據。

關鍵字：有限元素分析、結構應力分析、傳動軸、等速萬向接頭

Movement Simulation and Structure Analysis of Fixed Joint of Drive Shaft for Automobile

Student : Shaw-Shih Lu

Advisor : Dr. Pi-Ying Cheng

Institute of Mechanical Engineering
College of Engineering
National Chiao Tung University

Abstract

This research proposed a practical and useful method which apply Finite Element Analysis to investigate the difference of stress distribution between the constant velocity joint of the BJ type (6 ball CV Joint) and EBJ type (8 ball CV Joint). One motivation of the research is to confirm the possibility of cost saving in material and production of C.V.Joint, and to get the better superiority in design at the Automobile Chassis space without reducing the strength and durability. This research adopted SolidWorks cooperating with Finite Element Aanalysis system(COSMOS Works)to build the geometric model and solve the stressed distribution of the components of Ball Joint assembly on the driveshaft.

The C.V. Joint models in the study are similar models as BJ and EBJ type of NTN product. On behalf of the iterative parameter optimized process, we can conclude that the model of EBJ with less weight could be a more competitive C.V. Joint product than BJ type. As shown in the analysis result, we have investigated the difference of stress distribution between BJ type and EBJ type, and the weight in EBJ type is 20% smaller than BJ type. The Stress at the contact point between EBJ ball and housing is smaller than that of BJ ball, so we can hypothesize that the temperature rise on the housing of the EBJ type will be smaller than that of BJ type, and the conclusion is similar with NTN tested result. The research proposes a model-analysis investigation concurrent design process and the new EBJ type of C. V. Joint has been evaluated and can be concluded that it could be a more competitive product with much more benefit on less weight, smaller size and less temperature rise than that of BJ type.

Key word : Finite Element Analysis 、 Structure Stress Analysis 、 Driveshafts 、
C.V. Joint

誌謝

首先感謝的是我的指導教授 鄭璧瑩教授，在這四年的時間裡不厭其煩的在對我的專業理論教導與學習方向給予指引，讓我能夠朝著正確的方向發展研究，也因為如此論文的內容才能夠如此的紮實與豐富，而我也在這四年的時間裡學習到不少東西，充實了許多的知識及做研究的方法，在此特別由衷的感謝 鄭璧瑩老師的細心指導。

還有也非常感謝實驗室成員，學弟俊宏、光耀、健寶、皓光、奕超、亮瑜、志元、家宏、仲緣、俊融、軒丞、詩漢、漢嘉、永修、瑞昌及岳芳，謝謝你們陪伴我走過這兩年，給予我在生活、軟體學習及論文的寫作上很大的幫助，也為我在煩躁的研究生活中帶來溫暖和歡樂。

此外，也感謝所有認識我以及幫助過我的人，當然也包括了台惟公司的同事們，在論文研究的這四年間，無論是在研究面或是生活面還是精神面的種種，我在各方面皆獲得來自許多人的幫助及關心，讓我能在研究的這條路上走的很快樂，也很有成就感。時時有不同的人來督促、鼓勵及陪伴著我，在此真的要一一感謝，亦將這份完成論文的喜悅一同分享給大家。

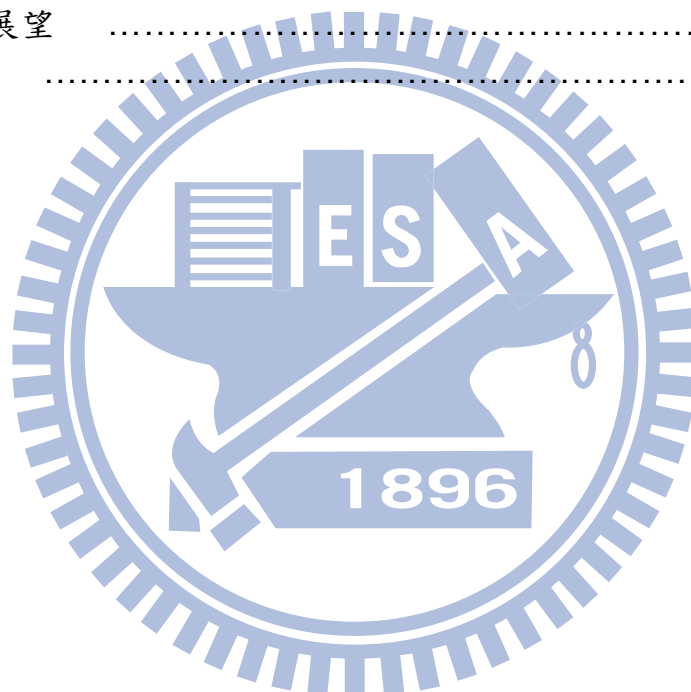
最後還要感謝我的家人以及我的妻子，在我學習的過程中一直在扮演讓我安心的後盾與積極奮鬥的助力，讓我能夠無憂無慮的完成我的論文，在此特別感謝。

93 級專班學生 呂紹詩

目錄

中文摘要	i
Abstract	ii
誌謝	iii
目錄	iv
表目錄	vi
圖目錄	vii
一、緒論	1
1.1 研究背景	1
1.2 研究動機	12
1.3 文獻回顧	14
1.4 論文架構	18
二、傳動軸輪端接頭基本概念	20
2.1 輪端接頭—鐘型 BJ 型	20
2.2 輪端接頭—鐘型 EBJ 型	23
2.3 BJ 與 EBJ 接頭作動定義	31
2.4 鐘型接頭未來趨勢	32
三、研究方法	34
3.1 有限元素分析	34
3.1.1 有限元素的演進	34
3.1.2 靜力分析	35
3.1.3 有限元素之選用	36
3.1.4 COSMOS Works 之簡介	38
3.1.4.1 COSMOS Works 發展演進	38
3.1.4.2 COSMOS Works 分析流程	39
3.1.4.3 COSMOS Works 特點介紹	39
3.2 使用 COSMOS Works 理由	42
四、結構分析模擬	44
4.1 BJ 球軌機構靜態模擬分析	44
4.1.1 COSMOS Works 前處理條件設定	44
4.1.2 COSMOS Works 後處理	49
4.2 BJ95L 固定位置在油封背部之結構應力分析	50
4.2.1 BJ95L 不設定接觸條件	50
4.2.2 BJ95L 設定接觸條件	54

4.3 BJ95L 固定位置在外輪桿部與設定接觸條件	58
4.4 EBJ95 固定位置在油封背部與設定接觸條件	62
4.5 EBJ95 固定位置在外輪桿部與設定接觸條件	66
4.6 BJ95L 與 EBJ95 之 0 度角/5 度角靜力比較	70
五、結果分析與討論	82
5.1 BJ95L 分析所得數據比較與討論	82
5.2 EBJ95 分析所得數據比較與討論	89
5.3 BJ95L 與 EBJ95 設定條件之比較討論	94
5.4 BJ95L 與 EBJ95 在工作角度為 0 度及 5 度時之應力比較	97
六、結論與未來展望	107
6.1 結論	107
6.2 未來展望	110
參考文獻	112



表目錄

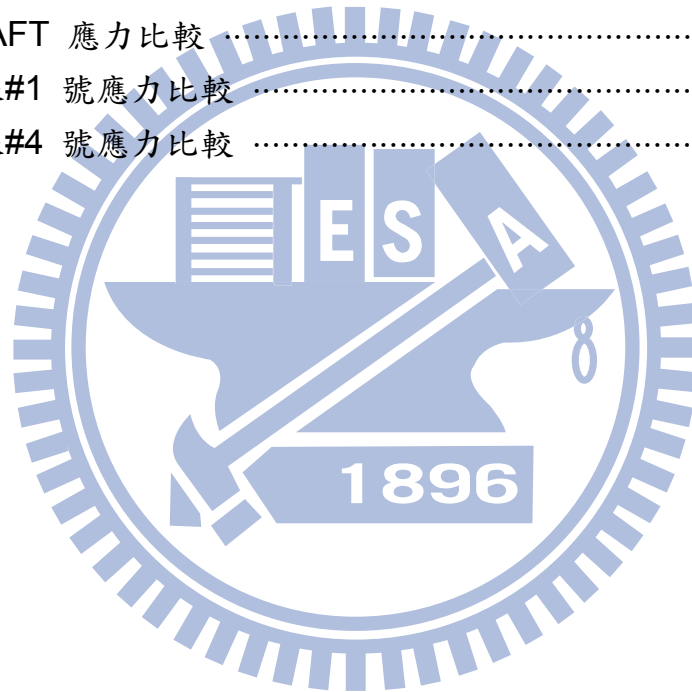
表 2-1	強度測試結果	26
表 2-2	耐久測試結果	27
表 2-3	列線圖表	28
表 2-4	耐久測試中的溫升轉換	28
表 2-5	溫升特性	29
表 2-6	扭力損失量測值	30
表 2-7	傳輸誤差量測結果	30
表 2-8	速度變化率計算結果	30
表 2-9	機能測試之評估	31
表 4-1	BJ 次總成固定油封背部與未設定接觸條件之最大應力值	51
表 4-2	BJ 次總成固定油封背部與設定接觸條件之最大應力值	55
表 4-3	BJ 次總成固定輸出端外輪桿部與設定接觸條件之最大應力值	59
表 4-4	EBJ 次總成固定油封背部與設定接觸條件之最大應力值	63
表 4-5	EBJ 次總成固定輸出端外輪桿部與設定接觸條件之最大應力值	66
表 4-6	BJ95L 在工作角度為 0 度時之靜態應力	72
表 4-7	BJ95L 在工作角度為 5 度時之靜態應力	75
表 4-8	EBJ95 在工作角度為 0 度時之靜態應力	78
表 4-9	EBJ95 在工作角度為 5 度時之靜態應力	81
表 5-1	BJ95L 應力分析數據整理	82
表 5-2	BJ95L 設定接觸條件與否之比較	86
表 5-3	BJ95L 高斯點數不同之比較	87
表 5-4	EBJ95 應力分析數據整理	89
表 5-5	EBJ95 高斯點數不同之比較	92
表 5-6	固定油封背部 BJ95L 與 EBJ95 最大應力值之比較	94
表 5-7	固定外輪桿部 BJ95L 與 EBJ95 最大應力值之比較	96
表 5-8	次總成應力比較	98
表 5-9	內輪應力比較	99
表 5-10	保持器應力比較	100
表 5-11	外輪應力比較	102
表 5-12	SHAFT 應力比較	103
表 5-13	鋼珠#1 號應力比較	104
表 5-14	鋼珠#4 號應力比較	105

圖目錄

圖 1-1	Citroën 2CV	2
圖 1-2	Austin Morris Mini	2
圖 1-3	改良卡登萬向接頭	4
圖 1-4	Double Cardan Universal Joint	4
圖 1-5	牽引萬向接頭	5
圖 1-6	牽引萬向接頭基本設計	5
圖 1-7	固定型衛斯萬向接頭	6
圖 1-8	Rzeppa Joint(1)	8
圖 1-9	Rzeppa Joint(2)	8
圖 1-10	Rzeppa Joint(3)	8
圖 1-11	鐘型等速萬向接頭	9
圖 1-12	等速示意	9
圖 1-13	交叉槽式萬向接頭	10
圖 1-14	交叉槽式萬向接頭正視圖	10
圖 1-15	Undercut Free Joint	11
圖 2-1	BJ 次總成剖面圖	21
圖 2-2	BJ 次總成 3D CAD 爆炸圖	21
圖 2-3	BJ I/R 3D model	21
圖 2-4	BJ Cage 3D model	22
圖 2-5	BJ O/R 3D model	22
圖 2-6	BJ Ball 3D model (6 顆)	22
圖 2-7	EBJ 次總成剖面圖	24
圖 2-8	EBJ 次總成爆炸圖	24
圖 2-9	EBJ I/R 3D model	24
圖 2-10	EBJ Cage 3D model	25
圖 2-11	EBJ O/R 3D model	25
圖 2-12	EBJ Ball 3D model(8 顆)	25
圖 2-13	作動角示意圖	32
圖 3-1	懸臂樑之受力情形圖	36
圖 3-2	拋物線實體元素	37
圖 3-3	簡單之懸臂樑	38
圖 3-4	COSMOS Works 分析流程	39
圖 4-1	BJ95L 材質設定	45
圖 4-2	BJ 拘束與負載條件設定	46
圖 4-3	BJ 之設計方案	47

圖 4-4	BJ 之接觸設定	48
圖 4-5	BJ 之網格設定	48
圖 4-6	BJ 分析中 3 個狀況的最大應力	49
圖 4-7	BJ 固定在油封背部之設定	51
圖 4-8	BJ 固定油封背部與未設定接觸條件之最大應力值	52
圖 4-9	BJ 之應力 Von-Mises(油封背部未設定接觸高斯 4 網格 3mm)...	53
圖 4-10	BJ 之合位移(油封背部未設定接觸高斯 4 網格 3mm)	54
圖 4-11	BJ 之等效應變(油封背部未設定接觸高斯 4 網格 3mm).....	54
圖 4-12	BJ 固定油封背部與設定接觸條件之最大應力值	56
圖 4-13	BJ 之應力 Von-Mises(油封背部設定接觸高斯 4 網格 3mm).....	57
圖 4-14	BJ 之合位移(油封背部設定接觸高斯 4 網格 3mm)	57
圖 4-15	BJ 之等效應變(油封背部設定接觸高斯 4 網格 3mm)	58
圖 4-16	BJ 固定在輸出端外輪桿部之設定	58
圖 4-17	BJ 固定輸出端外輪桿部與設定接觸條件之最大應力值	60
圖 4-18	BJ 之應力 Von-Mises(外輪桿部及設定接觸高斯 4 網格 3mm)...	61
圖 4-19	BJ 之合位移(外輪桿部及設定接觸高斯 4 網格 3mm)	61
圖 4-20	BJ 之等效應變(外輪桿部及設定接觸高斯 4 網格 3mm)	62
圖 4-21	EBJ 固定在油封背部之設定	63
圖 4-22	EBJ 固定油封背部與設定接觸條件之最大應力值	64
圖 4-23	EBJ 之應力 Von-Mises(油封背部及設定接觸高斯 4 網格 3mm)	65
圖 4-24	EBJ 之合位移(油封背部及設定接觸高斯 4 網格 3mm).....	65
圖 4-25	EBJ 之等效應變(油封背部及設定接觸高斯 4 網格 3mm).....	65
圖 4-26	EBJ 固定在輸出端外輪桿部之設定	66
圖 4-27	EBJ 固定輸出端外輪桿部與設定接觸條件之最大應力值	67
圖 4-28	EBJ 之應力 Von-Mises(外輪桿部設定接觸高斯 4 網格 3mm)...	68
圖 4-29	EBJ 之合位移(外輪桿部設定接觸高斯 4 網格 3mm).....	69
圖 4-30	EBJ 之等效應變(外輪桿部設定接觸高斯 4 網格 3mm).....	69
圖 4-31	BJ95L 在 0 度時 3 個狀況的最大應力	70
圖 4-32	BJ95L 在 0 度時之應力 Von-Mises	71
圖 4-33	BJ95L 在 0 度時之合位移	71
圖 4-34	BJ95L 在 0 度時之等效應變	72
圖 4-35	BJ95L 在 5 度時 3 個狀況的最大應力	73
圖 4-36	BJ95L 在 5 度時之應力 Von-Mises	74
圖 4-37	BJ95L 在 5 度時之合位移	74
圖 4-38	BJ95L 在 5 度時之等效應變	74
圖 4-39	EBJ95 在 0 度時 3 個狀況的最大應力	76
圖 4-40	EBJ95 在 0 度時之應力 Von-Mises	77
圖 4-41	EBJ95 在 0 度時之合位移	77

圖 4-42	EBJ95 在 0 度時之等效應變	77
圖 4-43	EBJ95 在 5 度時 3 個狀況的最大應力	79
圖 4-44	EBJ95 在 5 度時之應力 Von-Mises	80
圖 4-45	EBJ95 在 5 度時之合位移	80
圖 4-46	EBJ95 在 5 度時之等效應變	80
圖 5-1	固定油封背部 BJ95L 與 EBJ95 最大應力值之比較	95
圖 5-2	固定外輪桿部 BJ95L 與 EBJ95 最大應力值之比較	96
圖 5-3	次總成應力比較	98
圖 5-4	內輪應力比較	99
圖 5-5	保持器應力比較	101
圖 5-6	外輪應力比較	102
圖 5-7	SHAFT 應力比較	103
圖 5-8	鋼珠#1 號應力比較	104
圖 5-9	鋼珠#4 號應力比較	105



一、緒論

1.1 研究背景

[9]若要追溯汽車的來源，在西元 1769 年 Cugnot 發明的蒸汽牽引車——“Fardier”即為一部三輪的前輪驅動車（Front Wheel Drive），以蒸汽的推力來帶動前面的獨輪，這獨輪不單傳遞引擎的出力，同時也作轉向的用途。

1885 年德國工程師卡爾·賓士(1844—1929)在曼海姆製成一部裝有 0.85 馬力汽油機的三輪車。德國另一位工程師戈特利布·戴姆勒(1834—1900)年也同時選出了一輛用 1.1 馬力汽油發動機作動力的四輪汽車，這便是現代意義上的汽車，他們倆被公認為以內燃機為動力的現代汽車的發明者，而 1886 年 1 月 29 日也被公認為汽車的誕生日。

直到 1948 年 10 月的法國巴黎汽車大展時，約有 150 萬參觀的群眾對法國 Citroën 所推出的前輪驅動車 2CV 車型的反應是一驚愕、迷惑、難以置信，甚至新聞界更譏笑它為可笑的，只有 Swiss Weekly 的編輯 Mr. Robert Braunschweig 認為此新車型將有輝煌的未來。圖 1-1 為 Citroën 2CV 的全視圖（按 CV 為 Chevaux Vapeur 的縮寫，意思是馬力「horse power」，意即它的引擎太小了以致於在法國只列為有 2 hp 可上稅的等級而已）。歷經近 60 年，千餘次的改型，仍維持初次公開的造型。

接著到 1959 年 10 月英國 Austin Morris 推出 Mini 的小車，如圖 1-2 所示，才令汽車的設計發生革命性的變化，此時汽車的設計已克服前輪傳動、轉向上、懸吊上的癥結，也從那時開始，前輪驅動車如雨後春筍般的蓬勃發展。直到 1978 年全世界的前輪驅動車產量約 870 萬輛,約佔全世界各式車輛中總產量的 28%，其中西歐國家在此趨勢中佔領先之地位，每年約產出 500 萬輛以上的前驅動車，而法國國內汽車中約 94%是前驅動車，美國則在 1978 年後才大步邁進，致力於前驅動車之發展。



圖 1-1 Citroën 2CV



圖 1-2 Austin Morris Mini

[9]那前輪驅動車跟傳統後輪驅動車比較起來有何優點呢？其優點有：

- 1.良好的牽引力
- 2.方向穩定性較高
- 3.乘車舒適性佳
- 4.利用空間寬敞
- 5.總重量較輕
- 6.車身外型較易變更

7. 省油

但不可諱言的，它亦有缺點：

1. 上坡牽引力的問題
2. 迴轉半徑較大
3. 煞車平衡的問題
4. 需要動力輔助轉向系統 (Power Steering)
5. 輪胎過度的磨耗
6. 維修保養費用較高

初期前輪驅動車的傳動軸均使用萬向接頭 (Universal Joint) 作為差速器端接頭 (Inboard Joint) 與輪端接頭 (Outboard Joint)，可是此種萬向接頭因有不等速的特性而發出聲響或振動，影響乘車的舒適性；還有滑動栓槽的摩擦係數大使得轉向費力等缺點，造成傳動上的失敗。而等速萬向接頭的發明，尤其是採用鐘型 (Bell Type) 等速萬向接頭後解決了前輪驅動的困難。

萬向接頭又稱作卡登萬向接頭 (Cardan Universal Joint) 或虎克萬向接頭 (Hooke Universal Joint)，是以發明者來命名，被發現在 13 世紀建築師 Villard Honnecourt 的手稿中便有此構想。之後在 16 世紀 Gerolamo Cardano (Cardan，義大利數學家，1501~1576) 約在西元 1550 年運用萬向接頭裝於船用羅盤；17 世紀 Robert Hooke (英國科學家，1635~1703)

改良卡登萬向接頭並用於日冕而聞名，如下圖 1-3 所示。由於此種萬向接頭在轉速愈高時，所容許的作用角度則愈小，前輪驅動車或是後輪驅動獨立懸吊車因其傳動軸短，且傳動軸輪胎端上下振幅很大，加上必須能夠允許做軸向的伸縮，這已非為萬向接頭所能勝任了。

之後於西元 1903 年前便有雙萬向接頭 (Double Cardan Universal Joint) 之雛形作研究的專利文獻，但直到西元 1970 年代中期才有專利應用於各種用途，而西元 1920 年代末期到 1930 年代初期的美國與法國前輪驅動車已將此接頭作為輪端接頭，但從那時起便發現在汽車或別的傳動系統中，當接頭作用角度增加，使用此接頭就會有困難。如圖 1-4 所示，它容許車輛有令人覺察而沒有感到不適的振動下，此類接頭其連續作用角度可達 13 度，但若作動角度大於 13 度便無法勝任。

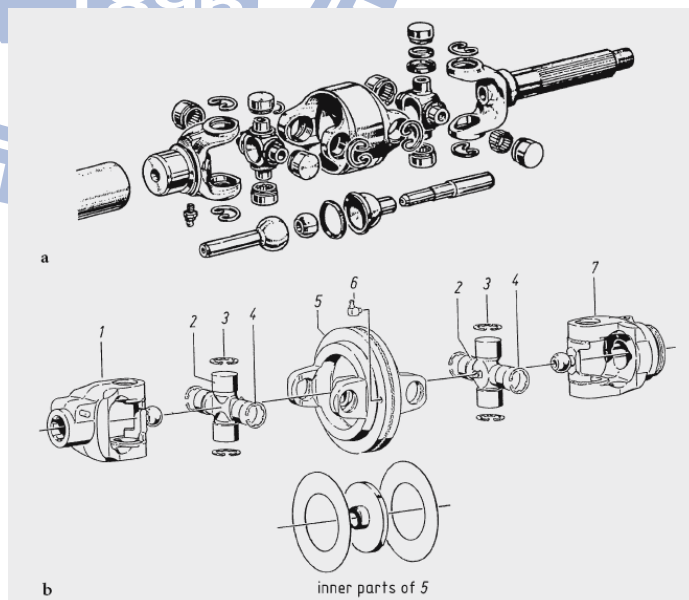
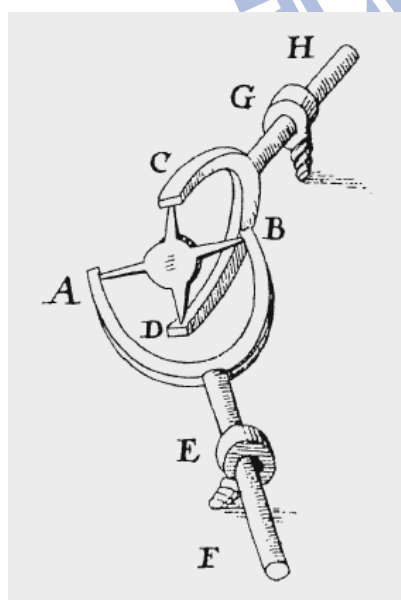


圖 1-3 改良卡登萬向接頭

圖 1-4 Double Cardan Universal Joint

在西元 1920 年代末期，Fenaille 得到牽引萬向接頭 (Tracta Universal

Joint) 的專利，而此接頭亦是 Fenaille 與 Gregoire 將它安裝於法國的前輪驅動車作為輪端接頭而命名。如圖 1-5 為典型牽引萬向接頭的設計，為一種近似等速萬向接頭；圖 1-6 顯示其基本的設計，由兩個叉軛(Fork Yoke)、球槽連結器及舌型球槽連結器 (Tongue & Groove Coupling) 所組成。若在大的作用角和承受很大的扭力負荷下稍微延續一段時間，則因接觸面互相摩擦而產生高熱導致接頭失效。還有必須有中心支持軸承和封閉的設計，以致於它在車輛傳動系統受到很大的限制，且不能夠用於獨立懸吊系統，此接頭有構造簡單、堅固、可承受大扭力及傳遞大作用角度的特性。

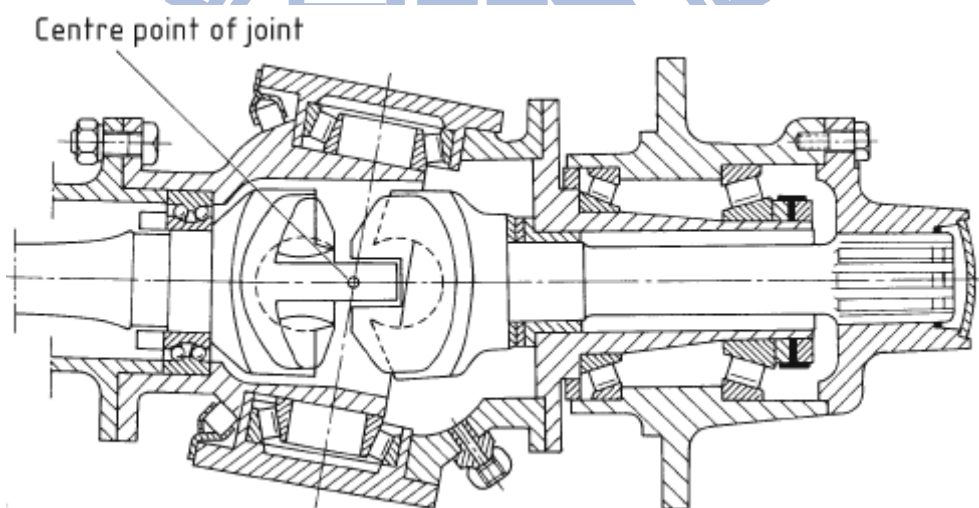


圖 1-5 牽引萬向接頭

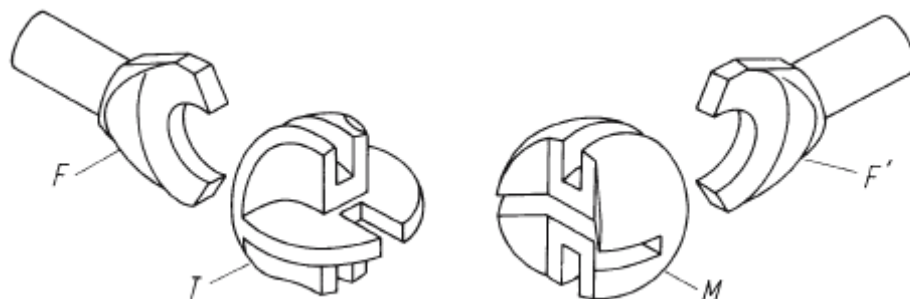


圖 1-6 牽引萬向接頭基本設計

[9]在西元1925年，來自紐約布魯克林區的Carl W. Weiss所設計的衛斯萬向接頭獲得專利，它有兩種形式：固定型與滑動型。固定型衛斯萬向接頭是第一種在商業用途上非常成功的等速萬向接頭，圖1-7是他申請專利時所示的圖面。此接頭於1937年開始被採用於美國前輪驅動轎車的輪端接頭，從那時起，曾被用於軍事和商業上的前輪傳動車輛及產業車輛的傳動系統。雖然它在較大的作用角度下（約30度到40度）仍可傳達等速的功能，但因需要軸的支撐裝置及油封組件，故與別種等速萬向接頭比較，製造成本相對的高。又因需支撐裝置來保持中心，故不適合用於獨立懸吊系統。

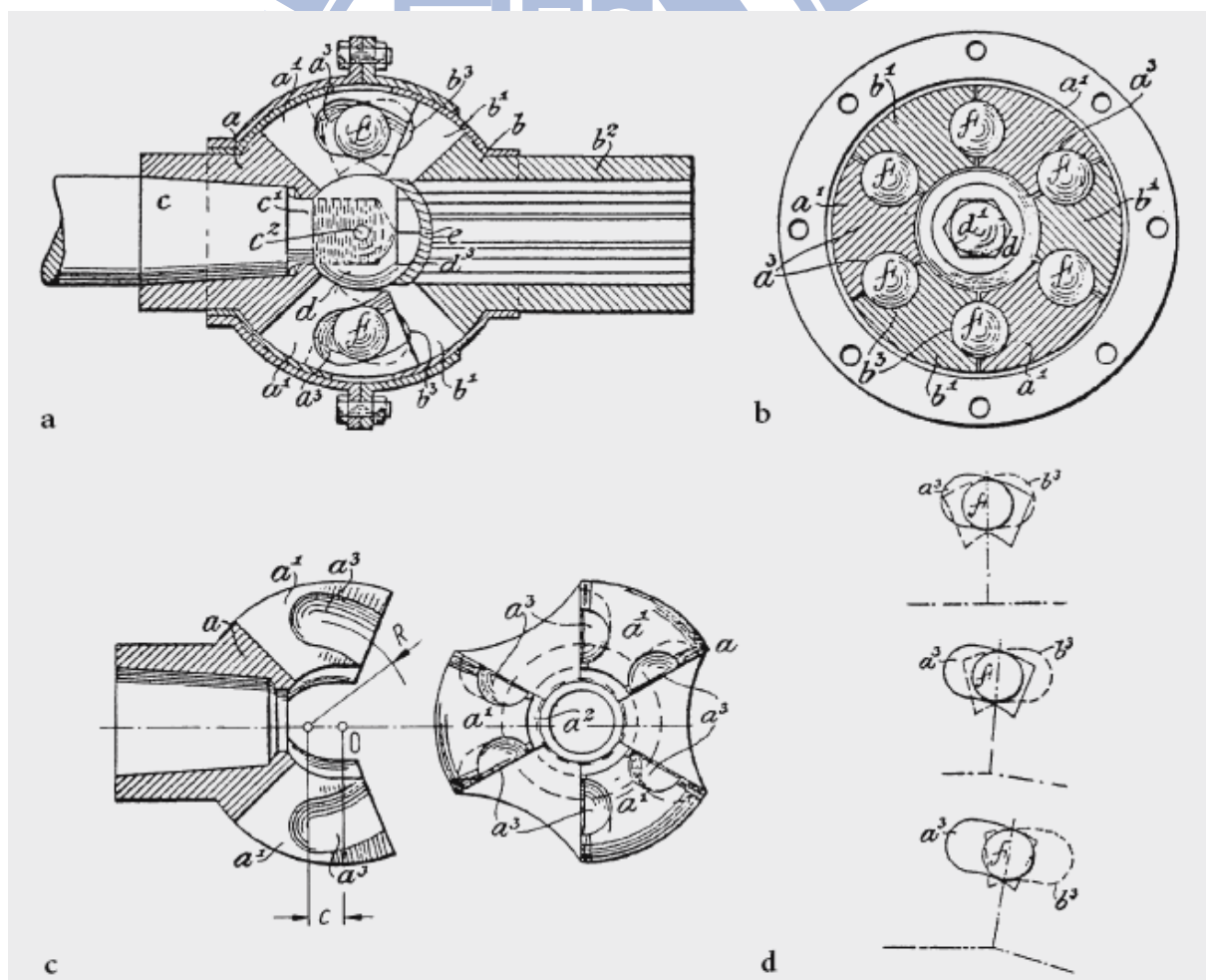


圖1-7 固定型衛斯萬向接頭

在西元1920年代中期到西元1930年代中期，由福特汽車工程師Alfred Hans Rzeppa (1897-1965) 發表一連串萬向接頭的研究著作，更於西元1935年獲得專利，圖1-8、1-9、1-10為Rzeppa所申請的專利US001665280、US001916442及US002010899之圖形，此專利特別以他為名以茲紀念。

此接頭形狀像一只鐘，故被命名為鐘型 (Bell type)，簡稱為BJ。它第一次被用於汽車傳動用途是西元1936年早期的美國前輪驅動車作為傳動軸的差速端和輪端接頭，接著又被全世界的前輪驅動車採用為輪端接頭，同時它也被應用在產業機械、航空、輪機及工業傳動機構等用途上。

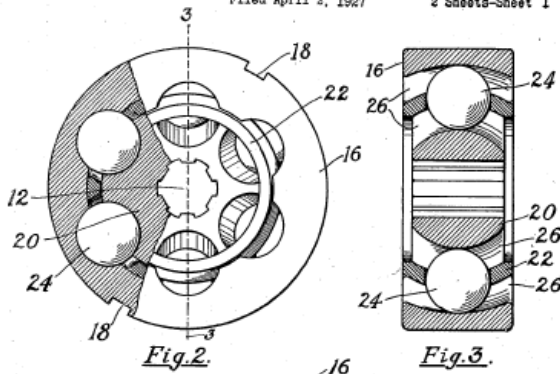
圖1-11為鐘型等速萬向接頭的典型設計，它是由一個外輪 (Outer Race)、一個內輪 (Inner Race)、六顆鋼珠 (Balls) 及一個保持器 (Cage) 所構成；內輪 (Inner Race) 為凸狀的球面，上面有六條槽溝；外輪 (Outer Race) 內面為凹狀的球面，與內輪 (Inner Race) 相對應，共同夾住鋼珠 (Balls)；保持器 (Cage) 用來保持鋼珠 (Balls) 的位置，使兩軸共同接點保持於對稱面上，以維持定轉速比。其動力傳動線為主動軸—內輪 (Inner Race) —鋼珠 (Balls) —外輪 (Outer Race) —被動軸。目前大多數的前輪驅動車均以此接頭做為輪端接頭，所設計的作動角度可到達46度，而它是屬於固定型接頭。

April 10, 1928.

A. H. RZEPPA
UNIVERSAL JOINT
Filed April 8, 1927

1,665,280

2 Sheets-Sheet 1



July 4, 1933.

A. H. RZEPPA
UNIVERSAL JOINT
Filed Aug. 21, 1929

1,916,442

3 Sheets-Sheet 1

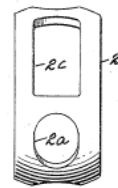
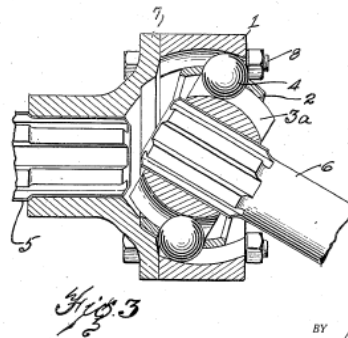
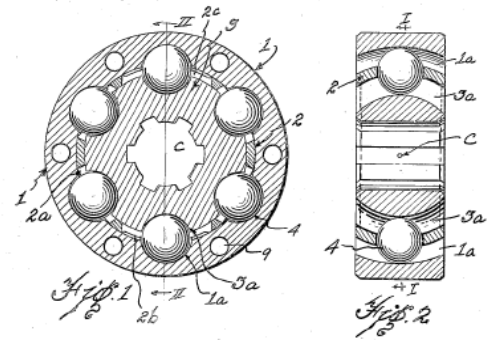
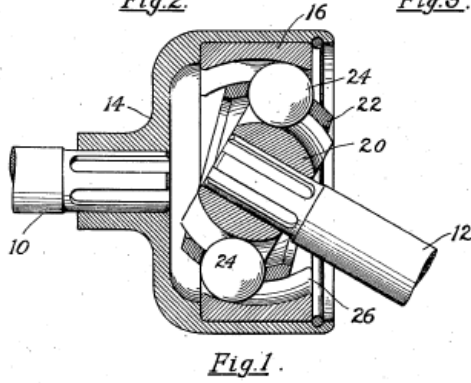


Fig. 15
INVENTOR
ALFRED H. RZEPPA
BY *Wm. J. Blodgett*
ATTORNEY.

圖 1-8 Rzeppa Joint (1)

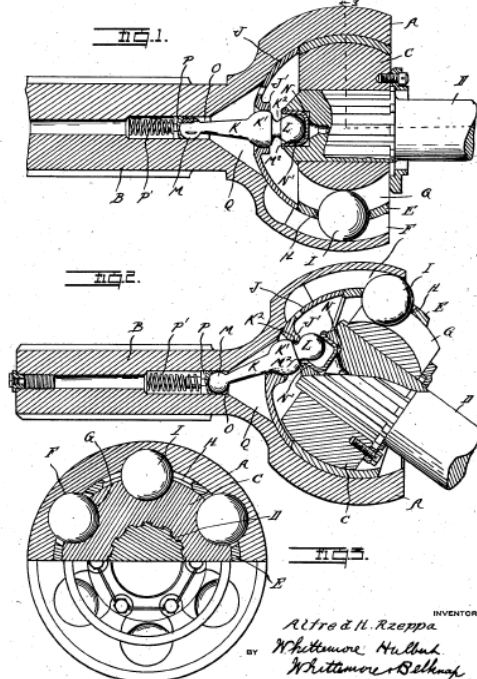
圖 1-9 Rzeppa Joint (2)

Aug. 13, 1935.

A. H. RZEPPA
UNIVERSAL JOINT
Filed June 12, 1933

2,010,899

2 Sheets-Sheet 1



INVENTOR
Alfred H. Rzeppa
BY *Whittemore Hullabal*
Whittemore Bellkamp
ATTORNEYS

圖 1-10 Rzeppa Joint (3)

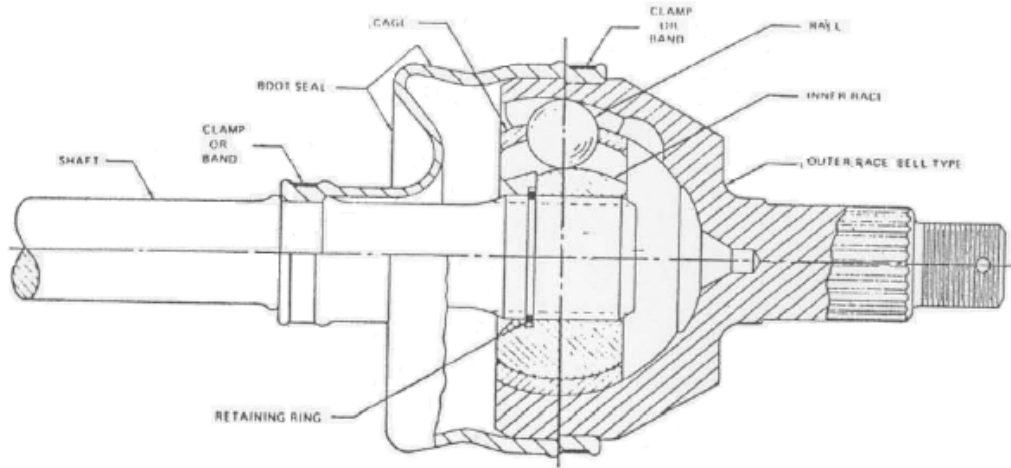


圖1-11 鐘型等速萬向接頭

鐘型等速萬向接頭 (Constant Velocity Universal Joint, 簡稱C.V. Joint)

簡單敘述其等速原理。如圖1-12所示，輸入軸(ω_1)與輸出軸(ω_2)在動力傳達點P的線速度相同，則得

$$(V_p)_{\text{輸入軸}} = (V_p)_{\text{輸出軸}} \quad (1-1)$$

$$a_1 \times \omega_1 = a_2 \times \omega_2 \quad (1-2)$$

要維持等角速度的條件

$$\omega_1 = \omega_2 \quad (1-3)$$

將式 (1-3) 帶入式 (1-2) 可得

$$a_1 = a_2 \quad (1-4)$$

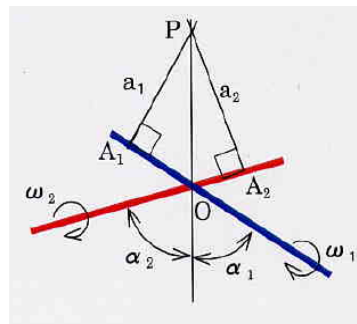


圖 1-12 等速示意

之後到了西元 1960 年代初期由歐洲的 Faure 及美國的 Mazziotti 和 Sharp 提出一個叫做交叉槽式萬向接頭 (Cross Groove Universal Joint) 並申請專利，最早被應用在西元 1960 年代中期德國的後輪驅動獨立懸吊轎車，此車採用它作為傳動軸之差速端與輪端接頭，而部份德國的前輪驅動車也用它作為差速器接頭。圖 1-13 為此種接頭典型之設計，是一種等速萬向接頭，它與鐘型萬向接頭一樣，由外輪、內輪、保持器及六顆鋼珠所組成；圖 1-14 為當時所提出內輪及外輪交叉的球軌圖 (US003105369)。此接頭可在傳遞等速功能時亦作軸向位移，而且它的製造成本可說相當經濟。但是它有一個限制，與其他滑動型接頭來比較，其行程過短；與鐘型萬向接頭作動角可達 46 度比較起來，其最大作動角約為 25 度，明顯不足。但此種接頭在迴轉間隙部分有較優異的表現，對於停車抖動、啟動異音等 NVH 的表現較其他接頭佳。

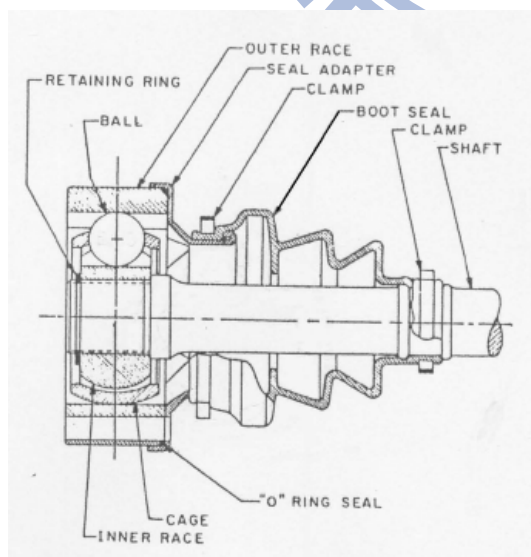


圖 1-13 交叉槽式萬向接頭

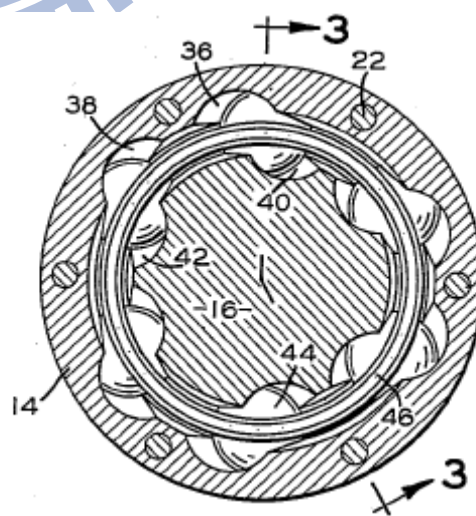


圖 1-14 交叉槽式萬向接頭正視圖

輪端接頭發展到西元 1975 年，由兩位德國人 Hans-Heinrich Welschof 及 Erich Aucktor 共同發表一篇鐘型輪端萬向接頭作動角可達 50 度的專利 (Undercut Free，簡稱 UF)，圖 1-15 為當時所發表使用的圖形 (US003879960)。此種接頭與傳統的鐘型萬向接頭的差異在於作動角的不同，而此設計差異在於外輪與內輪球軌是呈現兩段式，球軌包含圓形及直線所結合，而傳統的鐘型接頭球軌只有圓形。此種設計的接頭對於底盤設計者有著極大的福音，可以將底盤設計更加靈活化，增加車內及引擎室空間的利用，唯此設計之接頭在重量上並無作降低的考量。

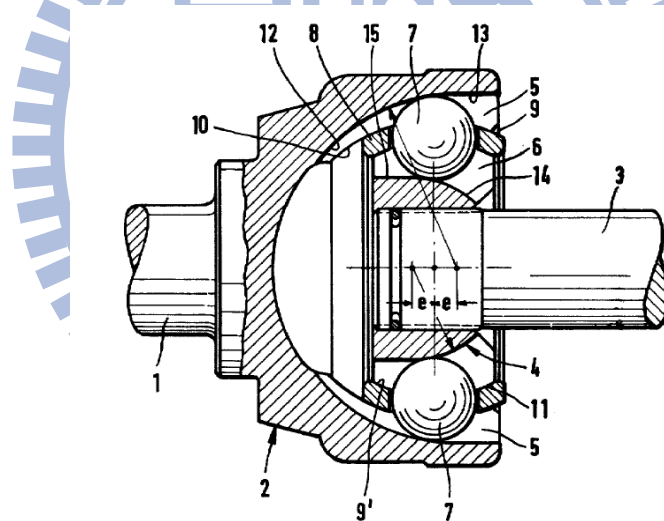


圖 1-15 Undercut Free Joint

以上為簡單介紹汽車傳動軸的歷史演變，在歷經數次全球性的石油危機衝擊下，已逼使世界上汽車製造廠家對於汽車研究開發與改進不遺餘力，在電動車或其他替代能源未明確可以取代汽柴油之前，各汽車廠大量生產的車型將會趨向省油的小轎車，且乘車舒適性亦不可忽略。接頭的設

計也將持續朝向壽命增長、噪音減少、增加作動角、能傳遞更大扭力及輕量化等目標前進。

1.2 研究動機

汽車用傳動軸已經發展數十年，已有完整且最佳化的機構設計，應用於汽車的傳動軸也已成熟化，然而傳動軸也因為過於成熟的緣故，更希望能有輕量化、機構縮小化的設計來符合未來節能減碳之設計，因此希望能夠持續針對結構做改善，以符合未來汽車工業的需求。在設計的同時，藉由使用運動模擬分析的方式，將動態的受力情形表現出來，然後將這些運動模擬分析所得到的受力情形資料匯到靜態分析軟體後，以便進行應力分析及最佳化的設計。藉此希望可以在不影響原有機能下，以達到結構依然強壯，但傳動軸輪端接頭本身也能夠更輕而小，以節省材料並減輕重量，並對汽車底盤設計時在空間上能有更優異的表現。

有限元素分析系統已發展多年，市面上也許多公司也發展了多套系統，像是 ANSYS、ABAQUS、Fluent 等，許多也針對各個不同領域特化，像是固體力學、流體力學、電磁學等，發展出不同的專業分析軟體；雖然發展許多但基礎仍是建構在有限元素分析法(Finite Element Method, FEM)的計算模式，依照所假設的需要，建構模型並分割網格，再給予的限制條件及負載的設定，計算出一套結果出來後，可用來證實自己的論點或是實

驗的正確性，更可以依據這些結果的差異對模型進行最佳化的設計。

機構模擬系統，則是依據動力學的基礎所另外發展出來的模擬軟體，可依據各零件的限制條及受力狀況模擬出各種運動的情況，並根據與其他零件結合的節點方式，將動作及力量傳遞至下一個零件，逐步完成整個模型的運動模擬；根據模擬情況的結果，可以知道各個零件的運動情形跟受力狀況，觀察整個機構中哪些零件受力最大，藉此可以補強該零件部分的強度，以達到設計的需求，也是種最佳化的方式；市面上廣為使用的機構模擬軟體也有很多，在此論文則使用 COSMOS Motion 模組作為依據。

本論文先將以 CAD 繪製的組零件分別匯入 COSMOS Motion 模組中分析中性撓性體結構，將撓性體結構轉檔匯入 COSMOS Motion 模組作分析，如此便可在軟體中計算出動作變形的狀況，並將動運中各點所受到的真實應力擷取出來，透過擷取轉換方式將受力負載結果匯入 COSMOS Works 模組中作結構應力應變分析，使分析計算結果可與實際狀況相符合。透過此種方式，可避免分析中所忽略或是不容易看到的部份，從而獲得資料補正，使應力應變及動作分析結果將更趨近實際狀況。

使用 COSMOS Motion 模組及 COSMOS Works 模組之分析，其最終目的皆為了能夠趨近真實狀況。然而使用此一研究方法需要明確的目標，故在此以汽車用傳動軸輪端接頭作為本次論文的分析主題，針對六顆鋼珠（BJ）與八顆鋼珠（EBJ）的輪端接頭，在作動期間接頭內部因接觸摩擦

產生之溫度變化、應力應變情形作比較，藉此了解此兩種接頭在機能效率上的差異，並與實驗後之數據作差異比對，了解是否還有進一步最佳化的可能。

但由於在 COSMOS Motion 欲轉換摩擦力至 COSMOS Works 缺乏經驗公式所致，使得上述計畫之研究分析方法面臨重大挑戰，經討論過後決定以最大應力值對扭力的關係來思考是否能與扭力對溫升之間作關聯的分析，以彌補此部份之不足。

另外在思考整體工程能力、單件設計製造、總成裝配等成本不會大幅度增加的情況條件下，鋼珠數量是否還有增減之可能性，如此可以更降低傳動軸之重量以及增加設計者在設計汽車底盤時空間上的靈活運用，以求符合現今節能減碳之環保訴求，降低汽油之使用量，替下一代子孫及地球留個更乾淨的環境。

除了需配合設計者本身的經驗外，另外在完成實際設計尺寸後必須配合必要的台上與實車來驗證，用以佐證設計之尺寸可以符合成車所需規格，完成驗證後才可導入量產。

1.3 文獻回顧

有關傳動軸利用運動機構模擬軟體及有限元素分析軟體來作分析的相關期刊或論文幾乎沒有，雖然有一篇論文『車輛傳動軸之最佳化設計方法』

[1]的研究，但此論文僅偏重在程式撰寫與方程式討論，針對軟體應力應變分析與運動分析並無著墨提供交叉比對，顯示在此領域的研究並未被廣泛的應用，這也表示將具有較多的發展討論空間。不過因無相關傳動軸軟體分析的案例可參考，故找到幾篇不同領域類似應用的相關論文及期刊當作參考；其中成大有數篇有篇關於 Solidworks 與 API 的應用及其他幾篇關於 COSMOS Works 與 COSMOS Motion 及 ANSYS 等等的論文可供參考研究，以提出一套相當完整的研究路徑作為論文之用。

關於傳動軸的理論分析[1]，首先先將傳動軸輪端與差速器端運動構造的最佳化後，接著再將傳動軸輪端與差速器端接頭各單件做運動分析及設計原理之探討，其中為簡化方程式的複雜性以利計算，將部份尺寸簡化或忽略，降低方程式的複雜性。在第四章針對傳動軸輪端與差速器端接頭做動力分析及設計原理說明，以求得在 X,Y,Z 方向的分力與扭矩，求出所需的方程式後再依照六顆鋼珠對稱的原理來簡化方程式得到一個近似方程式，經由所附的電腦程式計算最佳化的尺寸；同時也將接頭做靜力分析，並求得一組共三個不等式，最後文章提到是以簡化後的近似尺寸來推導，若要得到的最佳化的尺寸，就必須要有更精密的尺寸來做設計推導驗證。

[2]論文內提到已經開發出新種接頭 EBJ，此種接頭將能符合本文 1-2 節研究動機中所提到的優點，並針對此型輪端接頭做實驗驗證，以確認此類型接頭在重量減輕 20%，外徑縮小 7%，且不影響原有強度耐久等基本效

能條件下，提供整體效能改善，減少接頭內部熱能產生及 CVJ 在真實操作下之扭力損失，以達到燃油效益的改善、增加底盤傳動系統設計時的自由空間、改善 BOOT 的可靠度由於溫度降低及改善搬運及穩定性等優點。

[3] 本書中提到傳動軸的歷史變革，並將其設計原理說明，以 Hertzian Theory 來檢討不同種類的接頭並將每種接頭的 Hertzian 值清楚定義出來，以供後者研究使用。[4] 為輪端接頭（AC 形式）的設計原理專利；[5] 為輪端接頭（VL 形式）的設計原理專利；[6] 為輪端接頭（UF 形式）的設計原理專利；[7] 的期刊針對輪端與差速端三叉接頭做運動理論方程式的推導，並將摩擦力的狀況給考慮進去，以其更符合現實狀況。[8] 論文裡提到將輪端接頭以空間分析的方式來討論。[9] 以其發展各種接頭做分析評價，並在[10] 討論輪端接頭 BJ 的量測方式，以及在[11] 未來各種接頭的發展趨勢。[12] 中說明目前現行乘客用車的傳動軸的設計及未來可能的設計方向；[13] 的論文討論在不同的環境溫度下傳動軸中間軸 SHAFT 做軟體應力分析及台上疲勞耐久工程實驗輔以金相檢驗，來比較設計值與實際值能力是否有所差異；[14] 針對汽車發展歷史及傳動軸輪端與差速器端接頭的演變和優缺點及市場應用做說明；[15] 文章針對各類接頭的球軌形式差異及各單件之間的作動角作簡述；[16] 為現行使用的傳動軸相關規範參考；[17] 以應力與強度干涉理論為基礎來討論承受穩定交變應力的傳動軸之疲勞可靠度分析；[18] 以 SKF 現行滾珠軸承，來探討內部間隙與預負荷對軸

承的位移變形量與剛度之影響；[19]為應用 Solidworks 加上 API 模組方式來建立設計概念具體化之輔助系統的研究；在[20]的論文裡應用其研究方法來研究膝下殘肢曲面之建模與編修後，再由[21]接續製作義肢承筒的模型並使用快速成型（Rapid Propotyping）技術做出實際模型，以降低時間與金錢的耗費，提供病患更快速更永久的選擇。

[22]的論文裡則是應用 Solidworks 與 API 的模組來研究嬰幼兒汽車安全座椅的人機模型，[23]則是在 LCD 的領域裡，使用 Solidworks 與 COSMOS Works 的模組來進行液晶螢幕多重領域的最佳化設計，而[24]則是使用 Solidworks 與 MI-API 模組的方式來探討模組化設計之組裝面幾何研究；當然[25]Solidworks 亦可以與 ANSYS 結合，針對正常足部三維有限元素模型建立與探討；[26]則是在新型抓爬式致動器製程與特性裡使用 Solidworks 與 COSMOS Works 來作軟體驗證；[27]則在 LCD 領域裡同樣使用 Solidworks 與 COSMOS Works，針對玻璃基板邊緣檢測系統作研究開發；另外[28]及[29]都是使用 Solidworks 與 COSMOS Motion，分別分析單馬達驅動之平行相等曲柄機構二足玩具機器人，及非傳統性六自由度並聯式機器人之設計及製作之研究。[32]是使用 CAE 方式與實驗量測所得的溫度來比對差異，分析工具機上的主軸在運轉中溫度分布狀況。

1.4 論文架構

本文中共分六章，第一章為緒論，針對研究背景、研究動機作說明，並以參考文獻作為設計參考方向之參考。

第二章為基本概念，將介紹傳動軸輪端接頭（BJ 型）的作動方式與原理，以及簡單敘述 BJ 次總成內部各單件之功用等；同時也順便介紹新式接頭 EBJ 型的各單件及與 BJ 型式之優缺點比較。

第三章將利用基礎概念的理論，選取適合本研究的方法，利用這些設計方法來建立一套輔助設計系統，包含介紹 COSMOS Motion 與 COSMOS Works 的功能與基本運用。同時還會說明如何 COSMOS Motion 與 COSMOS Works 來達成本研究的目的，以建立一套完整的設計流程，供後進者繼續研究及改善傳動軸的參考依據。

第四章將說明的重點放在利用第三章的設計概念方法，在 Solidworks 裡繪製好模型後，開啟 COSMOS Motion 之軟體，並在 COSMOS Motion 進行運動模擬分析，求得磨擦力後，利用經驗公式轉換方式將其轉為熱能，針對外力大小與輪端接頭溫度變化之關係，來跟實驗驗證作比較分析；同時也將求得的正向力，帶入 COSMOS Works 進行靜力分析，用以比對接頭各單件在接觸面上的應力分布情形是否造成應力集中的問題，還有就是利用摩擦力轉換為熱能的經驗公式來找出扭力與溫升之關係。雖然經驗公式無法尋得，致使原先分析無法繼續進行，經討論過後採取應力對扭力之

關係來與扭力對溫升之關係比對。

第五章為結果分析與討論，針對第四章的設計案例作結果分析與檢討改進，以進行設計成果比對與討論。

第六章為結論與未來展望，係針對本論文提出初步的結論並說明後續的研究發展目標。



二、傳動軸輪端接頭基本概念

傳動軸是用來連接動力源（power source）與負載（load）的機構，將動力源的旋轉運動與扭矩傳遞至負載上。車輛傳動軸有以下特徵：高扭矩、高轉速及輸出軸位置不固定。目前大多數國內外中小型車的驅動方式多採用前置引擎加上前輪驅動之設計，與後輪驅動比較起來，前輪驅動不需要中間傳動軸將引擎動力傳遞之後輪，故可降低零件數目並減輕重量。以下分別針對相同型式但鋼珠顆數不同的鐘型接頭做說明。

2.1 輪端接頭—鐘型 BJ 型式

自本文前章節所述，鐘型接頭自西元1928至西元1935年之間，由福特汽車工程師Alfred Hans Rzeppa提出設計概念後，始終維持著六顆鋼珠之設計為主流產品直到現在。圖2-1、圖2-2分別為為此次研究的模型案例及爆炸圖，力士伯鐘型接頭（Rzeppa Joint，亦可稱為BJ）基本構造，是由一個外輪（Outer Race，圖2-5）、一個內輪（Inner Race，圖2-3）、六顆鋼珠（Balls，圖2-6）及一個保持器（Cage，圖2-4）所構成。內輪（Inner Race）為凸狀的球面，上面有六條槽溝；外輪（Outer Race）內面為凹狀的球面，與內輪（Inner Race）相對應，共同夾住鋼珠（Balls）；保持器（Cage）用來保持鋼珠（Balls）的位置，使兩軸共同接點保持於對稱面上，以維持

定轉速比。其動力傳動線為：引擎—變速箱—傳動軸引擎端—輸入端 SHAFT—內輪 (Inner Race)—鋼珠 (Balls)—外輪 (Outer Race)—輸出端外輪桿部—輪胎端前輪模組。

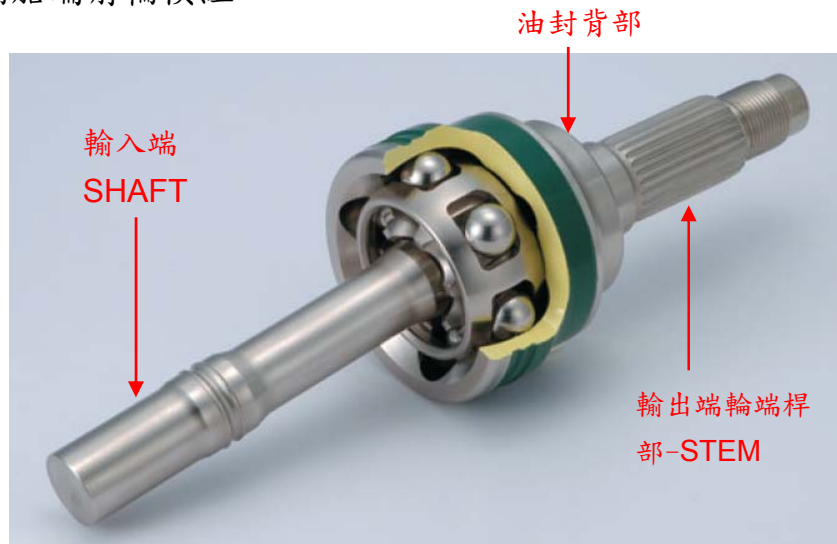


圖2-1 B21次總成剖面圖

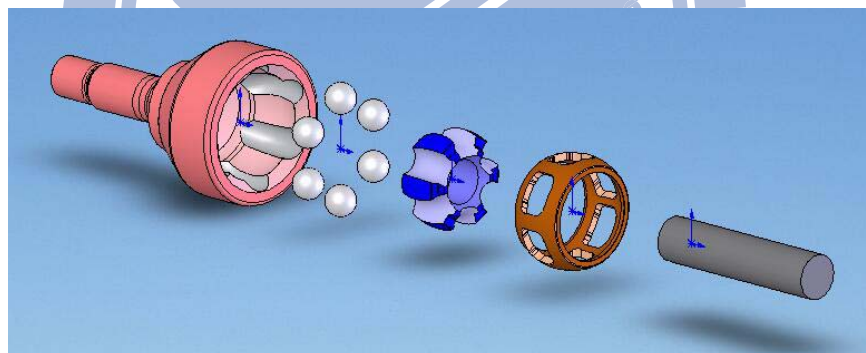


圖2-2 B21次總成3D CAD爆炸圖

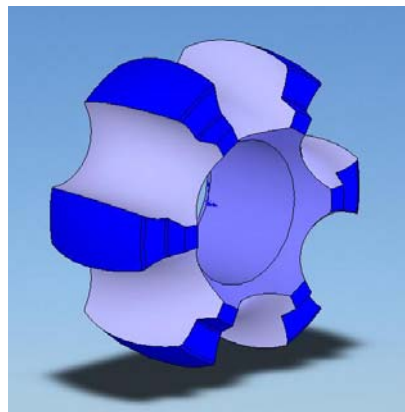


圖2-3 B21 I/R 3D model

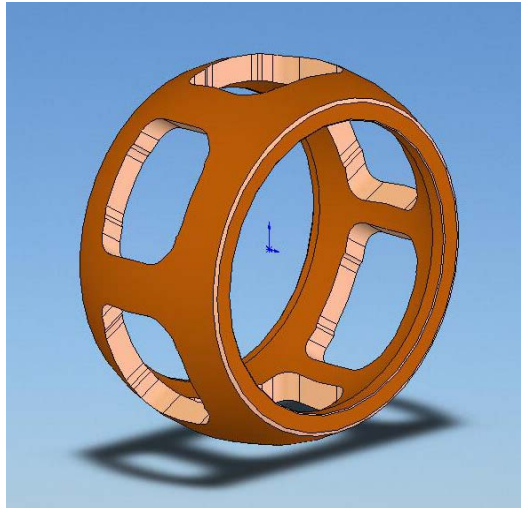


圖2-4 BJ Cage 3D model

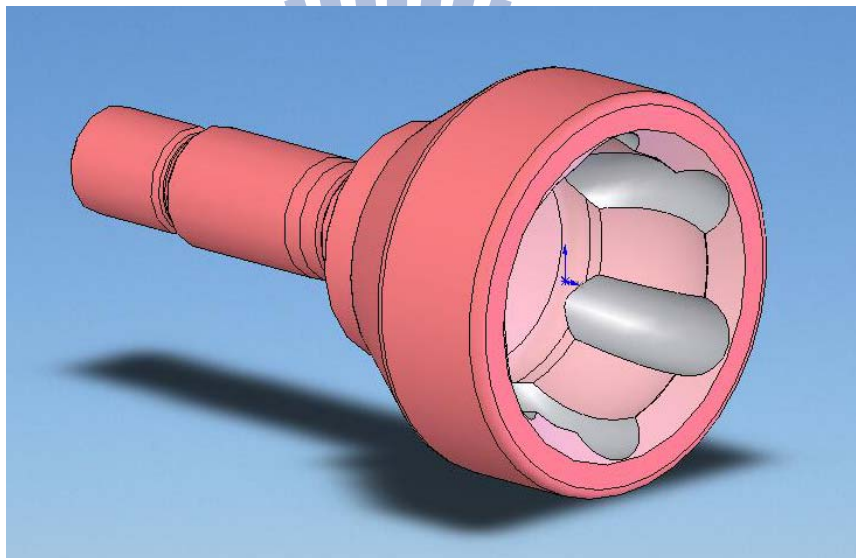


圖2-5 BJ O/R 3D model

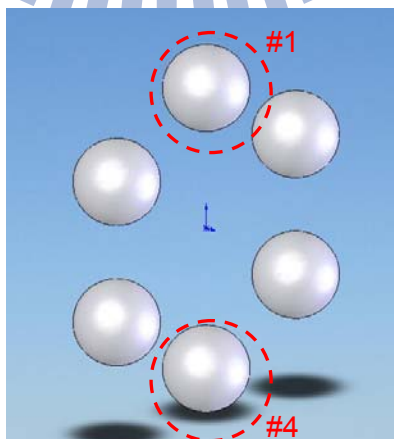


圖2-6 BJ Ball 3D model (6顆)

2.2 輪端接頭—鐘型 EBJ 型式

本研究所使用的 EBJ 接頭機構是使用日本 NTN 株式會社所研發申請之專利作為分析的對象；因應內部拘束與環保需求，開發輕量化、高效能的接頭，提供舒適及安全的空間。對於機構、材料、潤滑、效能分析需要考慮下，於是產生了新世代之輕量化、小型化及高效能的等速接頭—EBJ，並與傳統等速接頭 BJ 作部份機能特性比較，結合理論設計知識，及 FEA 的應力分析及不影響原有強度耐久等基本效能條件下，提供整體效能改善，減少接頭內部熱能產生及 CVJ 在真實操作下之扭力損失。

EBJ 次總成位於汽車前輪驅動的輪胎端，為 CVJ 大部分的設計應用，圖 2-7、圖 2-8 分別所示為 EBJ 次總成與其爆炸圖，是由 4 個元件組成的等速工件，在設計初期針對機構、材料、裝配及效能分析需共用化原則下來開發。4 個元件組成包含：具對芯（作動中心點）有相同偏移量（offset）的內輪（Inner Race，圖 2-9）與外輪（Outer Race，圖 2-11），鋼珠（Steel Ball，圖 2-12）提供扭矩傳遞，及保持器（Cage，圖 2-10）使傳動軸保持在等速平面位置上。

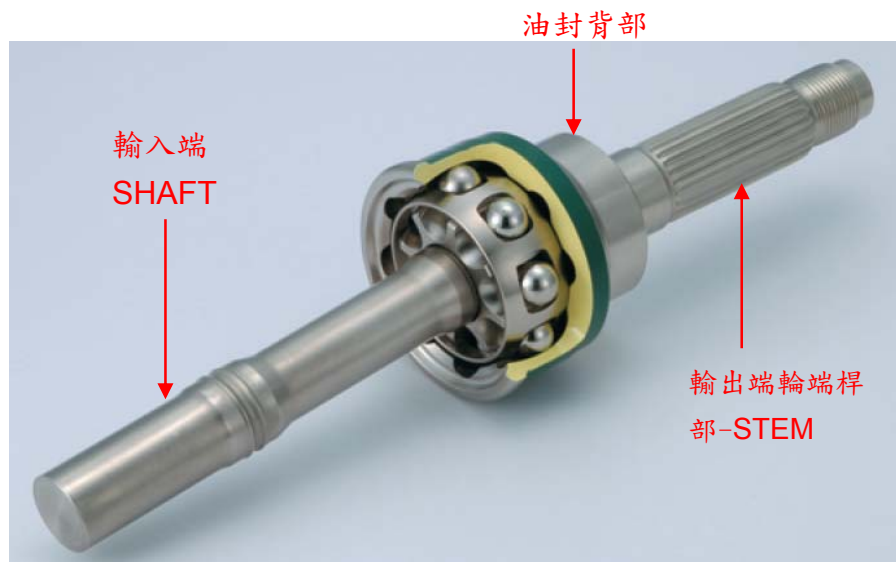


圖 2-7 EBJ 次總成剖面圖

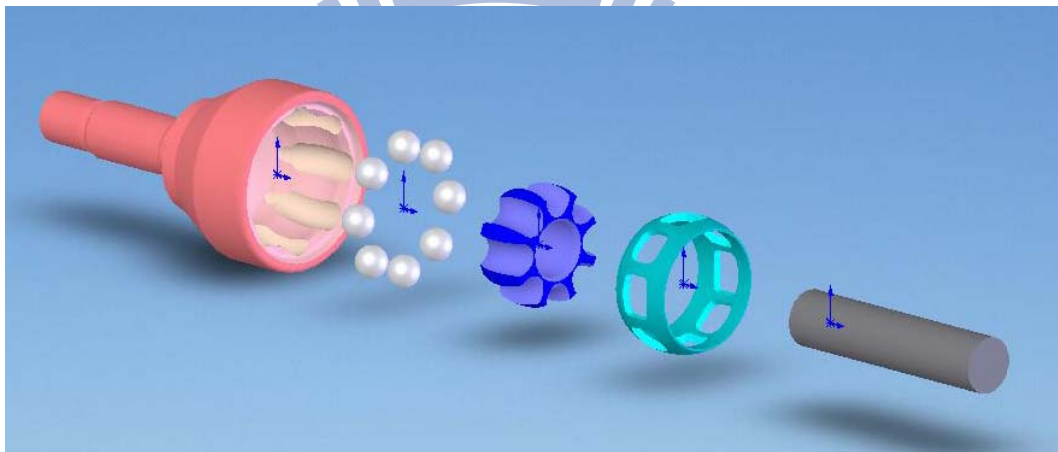


圖 2-8 EBJ 次總成爆炸圖

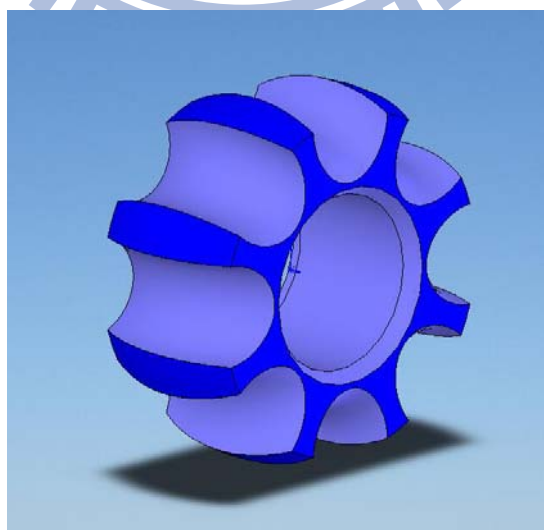


圖 2-9 EBJ I/R 3D model

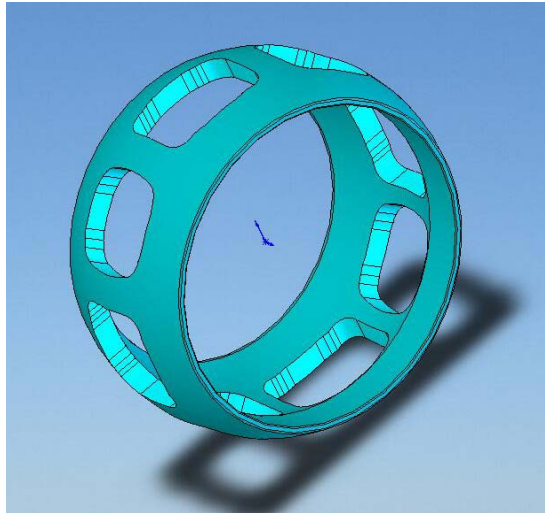


圖 2-10 EBJ Cage 3D model

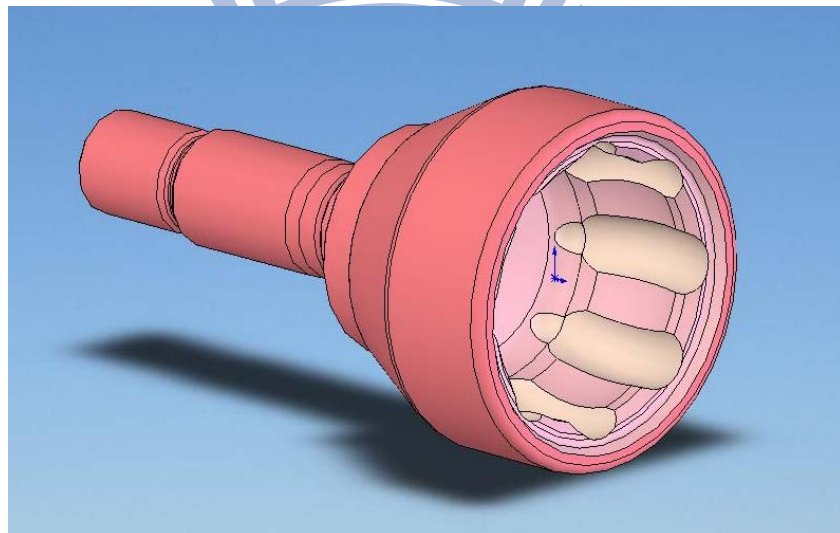


圖 2-11 EBJ O/R 3D model

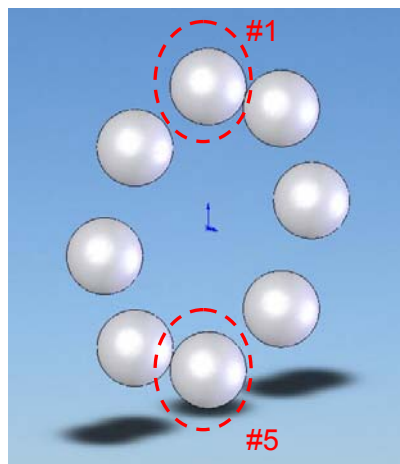


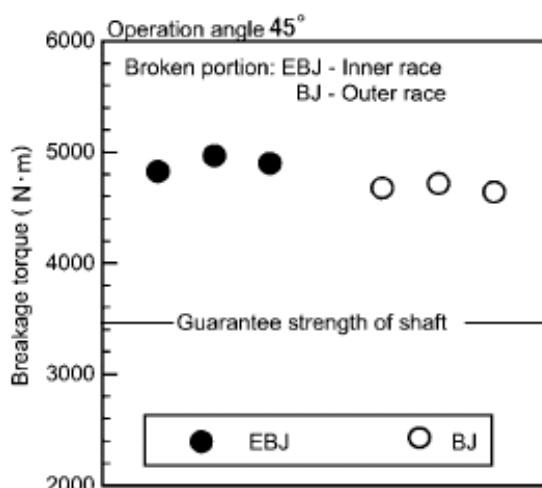
圖 2-12 EBJ Ball 3D model (8 顆)

EBJ 開發是經過多次基本實驗及分析去設計評估，直到最佳化為止。其中發現改變鋼珠個數與直徑，球軌負荷降低，重量減輕 20%，外徑縮小 7%，卻不會損失強度耐久等基本效能，更改善效能與等速特性；相反的，Cage 在高角時，也難以維持強度（裝配限制），但在相對 I/R 傾斜角處去修正鋼珠每個相位角的距離之窗口形狀最佳化可克服此一問題。

強度

在低角度狀況下，一般都是在 SHAFT 處斷裂，但在某些超過 40 度角度時，會發生 BJ O/R、I/R、CAGE 會先破，EBJ 肉厚比 BJ 薄，在高角度要維持與 BJ 一樣的強度是有疑慮的，若利用 FEA 作應力分析可得到導角形狀與肉厚的最佳化；另外 CAGE 強度是利用硬化鋼來達成改善，化學成分使用來減少內部粒子交互作用氧化，如此改善硬化能力與內部粒子強度。[2]表 2-1 為 NTN 在測試 45 度角時靜扭力強度測試比較，EBJ 可以達到與 BJ 相同程度的強度，但 EBJ 破斷點為內輪，BJ 破斷點為外輪。

表 2-1 強度測試結果（參考[2]）

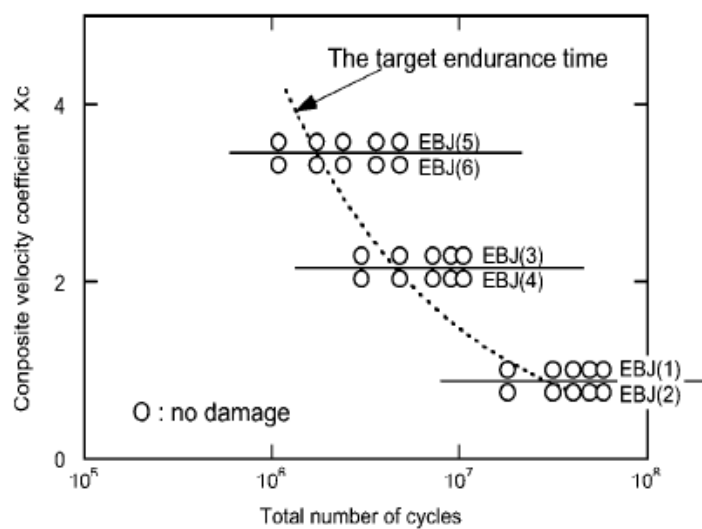


耐久

EBJ 可以達到與 BJ 相同耐久條件的所需時間，如[2] 表 2-2 所示。

EBJ 的耐久足以超過 BJ 的平均壽命， X_c 越大，測試條件越嚴苛。

表 2-2 耐久測試結果 (參考[2])



EBJ 接觸壓力 (HERTZ 應力) 在球軌及鋼珠間，是隨著結構變小巧緊實而增加，但耐久仍維持在溫升及效能方面的改善。為排除因尺寸而有差異，設定如下列方程式：

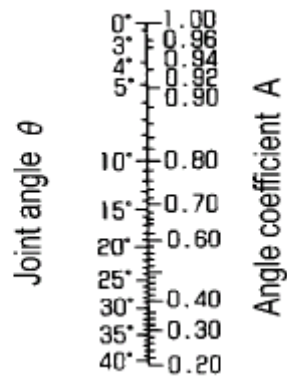
$$x_c = \frac{T}{T_{100} A} \quad (2-1)$$

T_{100} ：參考扭力 (Nm)，設定至符合鋼珠與球軌間的參考壓力

T ：負荷壓力 (Nm)

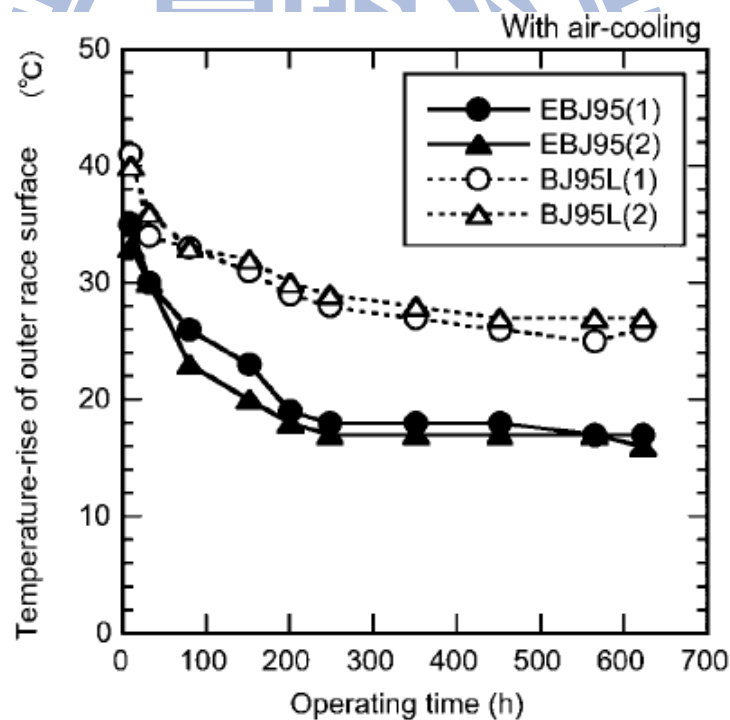
A ：角度係數 ([2] 參考表 2-3)

表 2-3 列線圖表 (參考[2])



此外，[2] 表 2-4 中顯示，在 X_c 較小的耐久條件上溫升的轉換資料，EBJ 在溫升的表現上比 BJ 還低。

表 2-4 耐久測試中的溫升轉換 (參考[2])



溫升特性

在[2] 表 2-5 中，即使是數次測試中，EBJ 的溫升依舊比 BJ 還低很多，而發熱值受到 $P \cdot V$ 所影響（負荷 \times 相對速度），此溫升可視為 EBJ 卓越的耐

久特性。

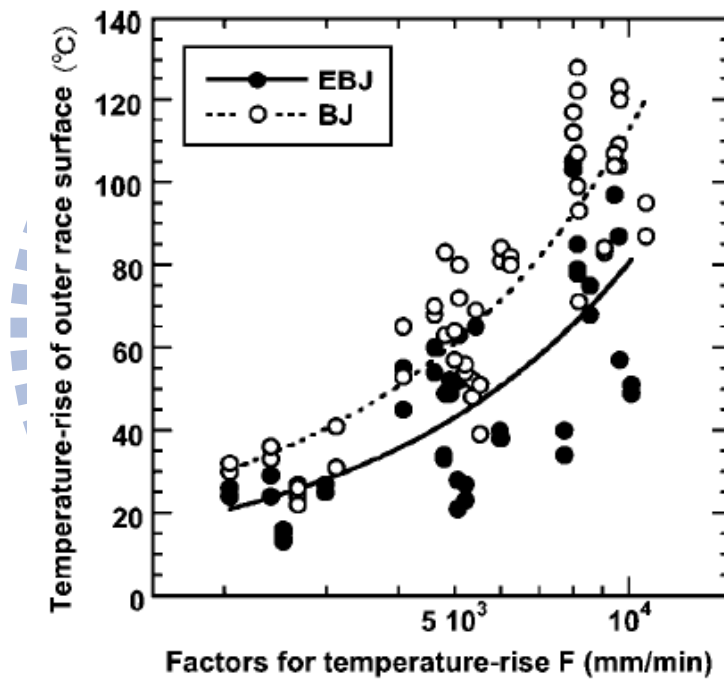
$$F = X_c \cdot D_p \cdot \theta \cdot N \quad (\text{mm/min}) \quad (2-2)$$

D_p ：鋼珠球軌 PCD (mm)

θ ：接頭角度 (rad)

N ：旋轉數 (rpm)

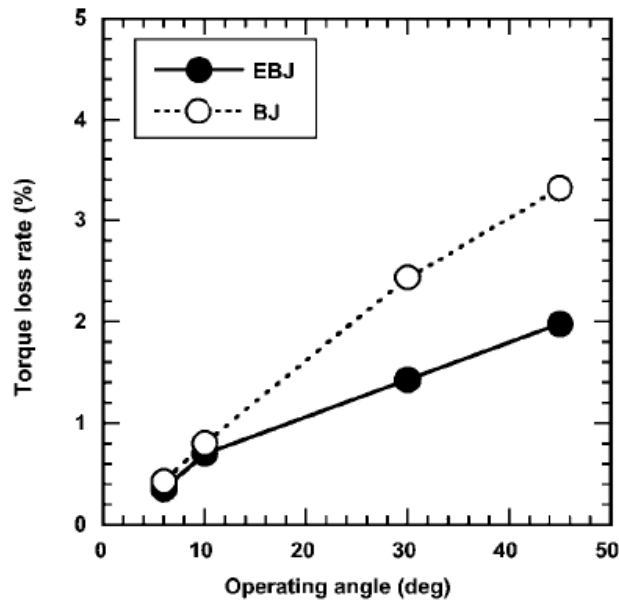
表 2-5 溫升特性 (參考[2])



效能

鋼珠形式的 CVJ，在 BJ 端因為內部許多尺寸具有滑動表面，因此即使
在这些微的扭力損失都會造成較大的發熱來源。[2] 表 2-6 為在不同角度，
相同扭力、相同轉速條件下，扭力損失率的量測，可得知 EBJ 效能比 BJ
佳。

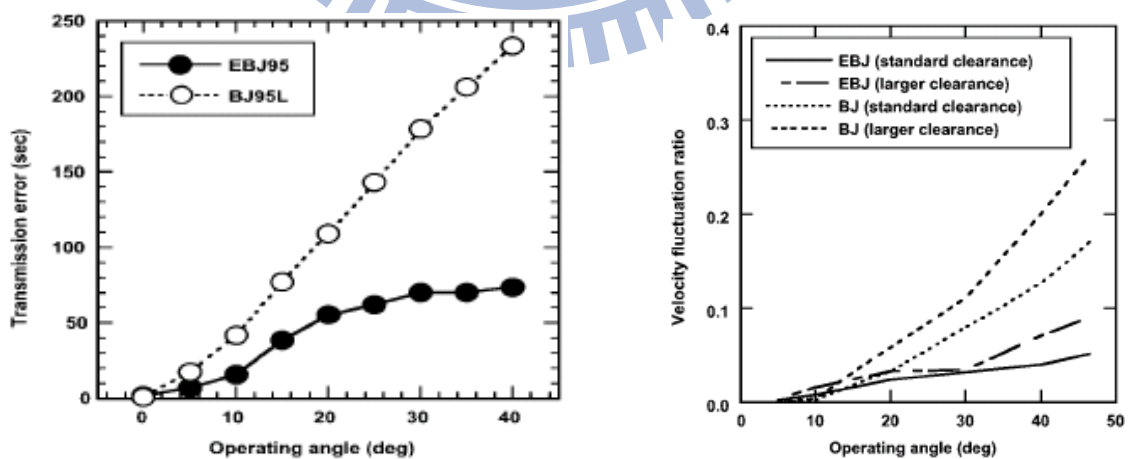
表 2-6 扭力損失量測值 (參考[2])



等速特性

CVJ 理論上在等速面上 (等角速度), 但實際卻是可以稍微偏移在等速面上, 而內部間隙是偏移等速面的因子。[2] 表 2-7 與表 2-8 分別是傳輸誤差與速度變化率計算結果對內部間隙之關係。

表 2-7 傳輸誤差量測結果表 (參考[2]) 2-8 速度變化率計算結果 (參考[2])



從傳輸誤差、速度變化率計算結果的量測結果判斷, 與 BJ 比較, EBJ 在高角度時狀況的惡化是很大的限制。以上結果可以總結如[2]下表 2-9

表 2-9 機能測試之評估 (參考[2])

Test Items	Evaluation
Strength	+
Durability	+
Characteristic of temperature rise	++
Torque loss rate	++
Performance of constant velocity	++

+ = Performance same as current BJ design

++ = Performance better than current BJ design

結論

透過材料與幾何形狀的最佳化，EBJ 在高效能、減重及小巧方面有著極大的優勢，且強度與耐久等機能性也無犧牲。總結 EBJ 的四大好處：

1. 燃油效益的改善
2. 增加底盤傳動系統設計時的自由空間
3. 改善搬運及穩定性
4. 改善 BOOT 的可靠度由於溫度降低

2.3 BJ 與 EBJ 接頭作動定義

BJ 與 EBJ 在內部各單件之旋轉角度定義與相關式如下：

鋼珠作動角： α

SHAFT 作動角： β

$$\alpha = 0.5 \times \beta \quad (2-3)$$

$$\beta = 46^\circ \text{ max.} \quad (2-4)$$

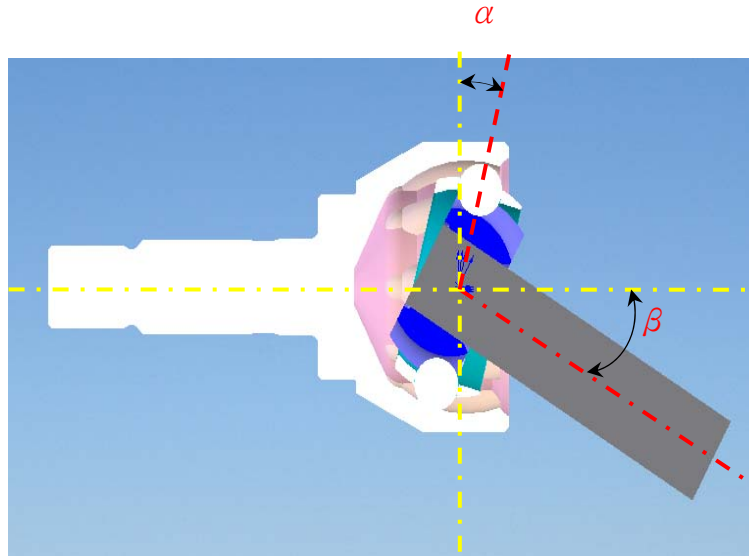


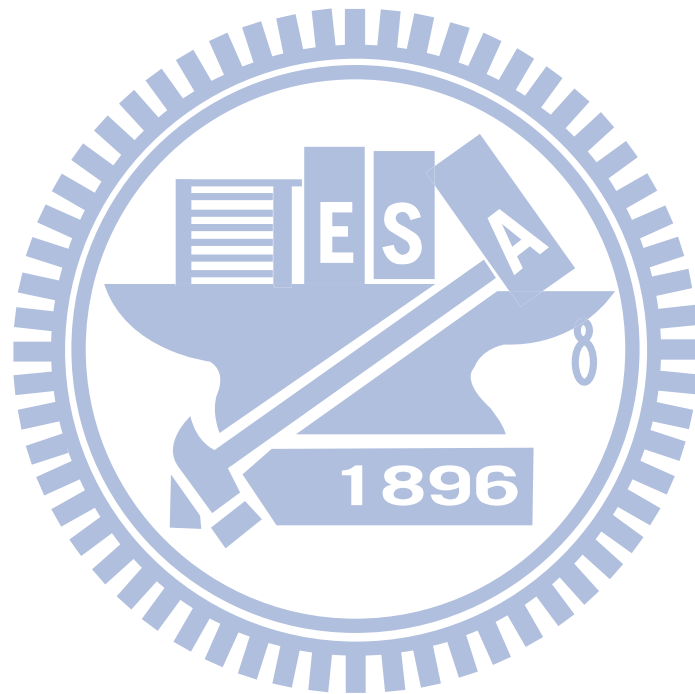
圖 2-13 作動角示意圖

圖 2.13 為傳動軸輪端接頭的作動角示意圖，當 Shaft 作動角度為 β 時，此時鋼珠對接頭中心的作動角為 β 之一半，而此設計的輪端接頭最大作動 β 角為 46 度。但在 2.2 節中提到，因為在高角度時會有效能不佳的問題，故建議在設計成車底盤時，傳動軸輪端最大作動角不得超過 40 度為佳。

2.4 鐘型接頭未來趨勢

依據[11]中提到，未來的傳動軸趨勢將朝向更加輕量化、作動角度變大，以及降低振動以求乘車舒適性的目標邁進；其中在輪端接頭的部份將採用 EUJ (Efficiency Undercut free Joint) 的設計，既可以滿足使用 8 顆鋼珠以降低外徑達到降低重量的設計目的，而作動角更可以達到 50 度的目標，充分滿足汽車底盤設計時空間的靈活運用；而在傳動軸其他單件部份，將使用 ETJ、PTJ 甚至 EPTJ 接頭以達降低重量或振動之需求；還有在輪

端接頭與差速器端接頭之間的中間軸的部份，也將改用中央部為中空形式的設計來降低 NVH 的發生；而在引擎端接頭連結到差速器內的連接軸也可以部分使用中空軸的方式以降低重量等方式，以求符合能夠符合未來環保之需求。



三、研究方法

3.1 有限元素分析

3.1.1 有限元素的演進

有限元素法起源於1940年代，從1943年數學家Courant第一次嘗試用最位能原理來解決t. Venant扭轉問題以來，一些應用數學家、物理學家和工程師也都由於種種原因，紛紛涉足有限元素法的領域。直到1960年以後，隨著電腦的廣泛應用與發展，有限元素法技術依靠數值計算方法，才迅速發展起來。

在1963-1964年間，Besseling、Melosh和Jones等人證明了有限元素法是里茲法（Ritz）的另一種形式，進而讓里茲分析的所有理論基礎都適用於有限元素法，確認了有限元素法是處理連續媒介問題的一種普遍方法。以此為理論指導，有限元素法的應用已由彈性力學的平面問題，擴展到空間問題、板殼問題；也由靜態平衡問題擴展到穩定性問題、動力學問題和波動問題；而在分析物件方面，則從彈性材料擴展到塑性、黏塑性和複合材料；也從固體力學擴展到流體力學、熱傳學等連續介質力學領域。此外，有限元素法技術也逐漸由傳統的分析 and 驗證擴展到最佳化設計，並與電腦輔助設計和輔助製造密切結合，形成了現在CAE技術的整體架構。在此架構下就稱作「有限元素分析」（Finite Element Analysis，FEA）；其所用

的可靠數學方法，就稱為「有限元素法」(Finite Element Method, FEM)。

換句話說，FEM將一個複雜的模型問題分解為多個簡單的結構片段，這些片段稱為「元素」。

有限元素分析是一個以有限元素法為基礎的技術，已被廣泛用於機械與建築領域中。這門技術的過程是一種方法，可以分析產品零件或組裝系統，以確保整個產品是符合設計要求的。有限元素模型和產品的幾何模型是相關的，經過建模和分析後，可計算出結構反應(變形、應力、溫度等)，並以圖形式表示出來。如果計算的結果不符合預期，那麼結構設計就必須再次被設計與分析，直到達成可接受的設計值為止。而這種再設計/再分析的循環週期，就是結構最佳化，也是結構分析最終的目的。

有限元素分析有許多不同的名稱：FEA，矩陣/結構分析 (Matrix Structural Analysis)，樑分析 (Beam Analysis)，計算結構分析 (Computerize Structural Analysis)，P元素分析 (P-Element Analysis) 和幾何元素分析 (Geometric Element Analysis) 等等。不論名稱為何，所有形式的有限元素分析皆同樣包含了以上所描述的步驟。

3.1.2 靜力分析

本研究之結構可視為一懸臂樑結構，其受力情形可由圖3-6表示

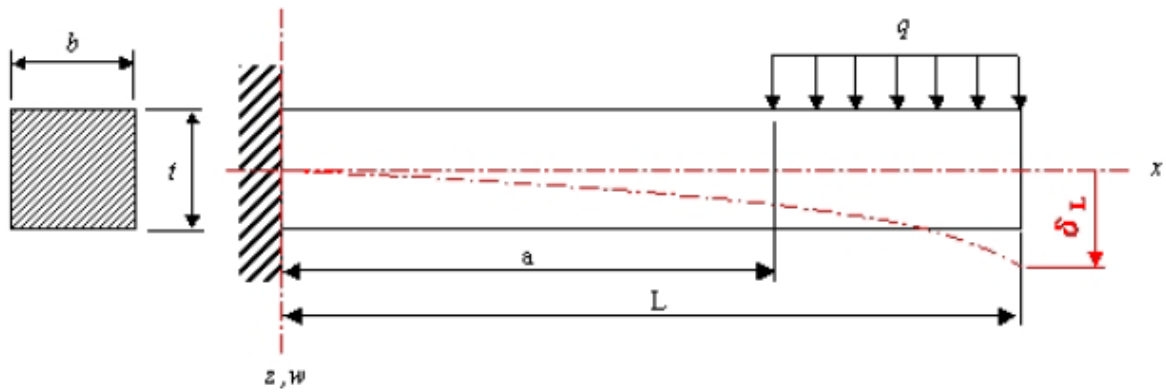


圖3-1 懸臂樑之受力情形圖

其撓度方程式如下：

$$\frac{d^4 w}{dx^4} = \frac{q}{EI} \quad (3-6)$$

其中 E 為楊氏係數且慣性矩為 $I = \frac{bt^3}{12}$ ， w 為撓度， q 為均佈載荷

因此可得受力 q 時最大位移 δ_L 如下式：

$$\delta_L = \frac{q}{24EI} [2L^4 + 4aL^3 - 6a^2L^2 + (L-a)^4] \quad (3-7)$$

3.1.3 有限元素之選用

一般以3D方式建立模型後之結構分析通常也需使用3D元素來分析其結果，本研究使用有限元素分析軟體COSMOS Works來進行結構分析，其所使用之元素類型為parabolic solid element（拋物線實體元素），其結構為一四面體如圖3-7所示有四個位於頂點及六個位於邊線中間之節點共10節點，每節點有3個自由度，為一二階元素，適合不規則網格及較大位移之形狀。

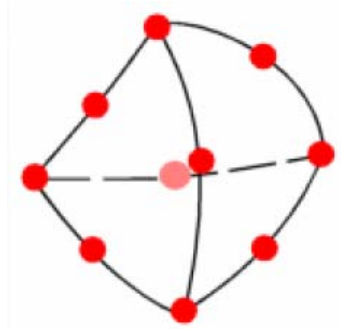


圖3-2 拋物線實體元素

網格切割大小及形狀將影響分析結果的可靠性及精度，理論上網格愈細結果愈接近理論值，但所耗費電腦資源會呈級數倍增，幸運的是隨電腦運算能力增強及電腦資源費用的大幅下降，網格數目的多寡似乎不再成為重要考量依據。理論上網格愈細結果愈接近實際值，原則上將粗切割模型元素數目加倍成細切割模型，並比較兩者所獲得結果，若僅是1-2%差別，那表示結果已趨近穩定狀態，如此細切割模型結果應可接受，若差別5-10%或以上，那表示所用元素過大，網格尚有切割空間。

雖然COSMOS Works可供使用之元素較少，遠不及市面上另一分析軟體ANSYS(100多種元素)，但是並不表示其分析結果並不具可信度。以一簡單之懸臂樑（如圖3-8），分別以懸臂樑公式與COSMOS Works去求得其位移量，其結果差異僅為 $\pm 1\%$ 以內。再以ANSYS之相同類型元素（Solid92元素）以同樣條件及受力情形對此懸臂樑做位移量之分析，其結果差距亦在 $\pm 1\%$ 內，足可見COSMOS Works此分析軟體對於本研究而言是相當適用且可信度高的。

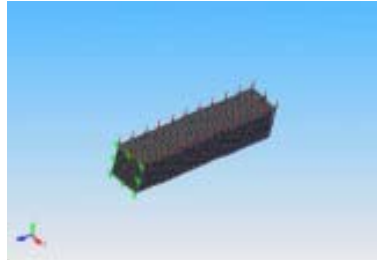


圖3-3 簡單之懸臂樑

有限元素法是將工程問題細分成節點和元素，建立並分離解域成為有限元素，並替每一個元素建立一個函數來代表每一個元素的物理意義，組合多個元素來呈現整個問題，建構總體的勁度矩陣，然後施加邊界條件、初始條件和負載，接下來求解出一組線性或非線性代數方程式以獲得節點的數值，即是我們要的結果。

3.1.4 COSMOS Works 之簡介

3.1.4.1 COSMOSWorks 發展演進

COSMOS 系列產品是由 Structural Research & Analysis 21 Corporation(SRAC)所發展出來，主要是注重於機械系統之電腦輔助工程設計分析軟體之市場與開發。法國達梭集團為開發SolidWorks 之公司，起先與SRAC為企業夥伴，2001 年時達梭集團併購了SRAC，使得SolidWorks 之CAD及CAE的開發能更緊密的結合。SolidWorks 除了有限元素分析功能外，尚有其他流體模擬(Flow)、運動模擬(Motion)及電磁模擬(EMS)等不同之分析模組，使SolidWorks分析功能更為完整。

3.1.4.2 COSMOS Works 分析流程

首先利用 SolidWorks 建立分析目標之幾何圖形，再使用 COSMOS Works 來進行分析之動作，如分析結果不符合需求則可參考分析結果來修改模型並重新分析計算，直到符合設計要求為止（如圖3-9）。

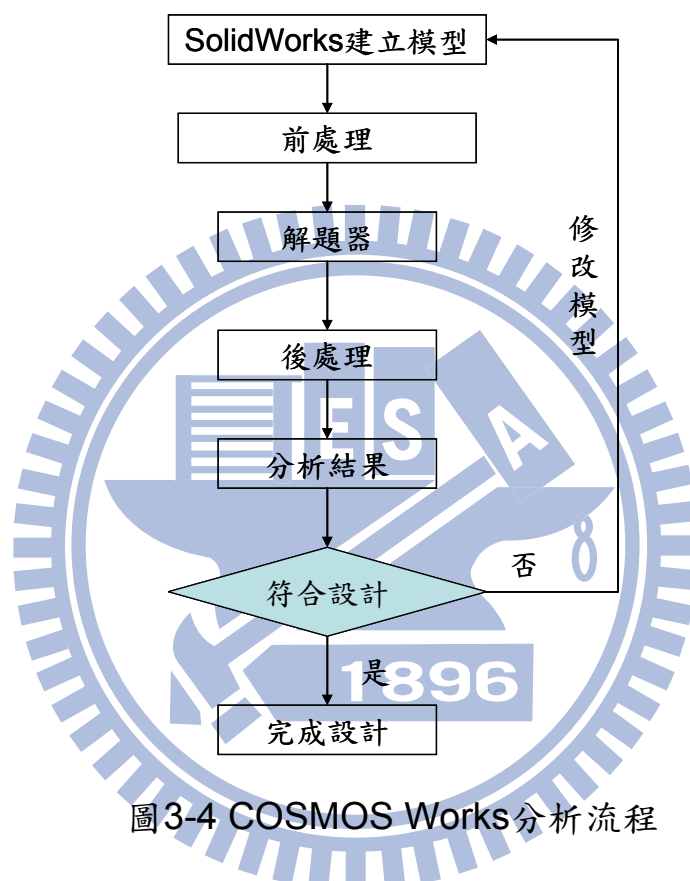


圖3-4 COSMOS Works分析流程

3.1.4.3 COSMOS Works特點介紹

本研究機構設計部份自草圖設計以致模型建立到結構分析皆使用 Solid Works 套裝軟體完成，可避免建立模型後轉檔之不便，但是其缺點便是元素種類較少。以下為 COSMOS Works 特點[30]介紹：

1. 負荷及邊界條件設定方便：

在 SolidWorks 實體的建構活塞連桿曲軸機構，能準確判斷出實體模

型的幾何形狀，且在工作環境下是否符合各種負荷條件和邊界約束條件。且在軟體中可使用拖拉放置的方式，來操作各種條件的設定，所以在分析任務中能方便設定其負荷和邊界條件。

2.能同時設定雙網格：

在進行複雜零件有限元素網格劃分時，在零件不重要地方可使用粗網格劃分，但對於一個可能會產生應力集中或易破壞的地方，則需要使用較精細的網格加以劃分，反覆修改零件任何尺寸或外型，修改後網格能快速重新組合生成。若對於薄壁的零件，亦可採用薄殼單元進行分析，因此相對於實體分析節省大幅的時間。

3.快速的有限元素分析：

使用快速有限元素分析的方法，比傳統求解複雜物體的分析方法快上許多，其採用是先進的數據資料管理系統，並可進行高階算法將可大幅提升效率。在採用有限元素分析時，可顯示運算時的所花費時間和最新分析進度，因此可利用短暫時間進行其它後續工作。

4.樹枝結構分析管理：

COSMOS Works 內有樹枝狀的分析管理，可將預進行分析的任務、負荷、邊界約束條件和計算分析後的數據結果，較容易觀察分析。

5.正確裝配組合分析：

分析組合體時，傳統方法是將其分解成多個個體來進行分析，一一

計算每一個零件的作用力和反作用力。在組零件分解後再進行分析，因無裝配功能時，其相互之間的關係和約束分析，需經歷複雜的計算過程，耗費大量的時間。但在SolidWorks 內則可直接進行零件組合裝配分析，組合若有錯誤將立即顯示出來，告知組合約束條件錯誤之處，可即時進行修改。而更便利之處，可進行整體的網格劃分，在裝配時可設定負荷及邊界條件，每個引擎內的零件可設定不同的材料特性來進行求解分析。具有快速的裝配分析，可明確告知組裝錯誤訊息，以精確分析得知組合體的分析結果。

6.設計報告多樣化：

在COSMOSWorks 分析後的結果，可支援web 瀏覽器的HTML、真實的模擬格式VRML 格式、Windows 的AVI 動畫格式和文件的TXT 通用格式，更可方便的進行訊息交換和在Internet 上寄送或瀏覽所設計的報告。

以上僅針對 COSMOS Works 簡述，細部操作說明並非本文之重點，若需要對此套軟體有更深入的了解，建議可參考[27]第二章之操作說明或COSMOS Works 軟體內的”說明”選項，亦能對此軟體更加了解。

3.2 使用COSMOS Works理由

COSMOS Works 軟體是當今著名的有限元分析程式之一，其強大且方便人性化的分析功能亦已為全球工業界所接受，擁有不少用戶群的 CAE 軟體供應商。其最大特點就是與 COSMOS Motion 一樣，共同整合在 SolidWorks 下，成為其中之一個模組。

本論文會同時選定此套軟體的主要原因之一，就是看中上述的特性，不需要向 ANSYS 兩套軟體一樣，必須在不同的操作介面下才可以執行分析。且當 SolidWorks 繪製好的 3D 組合圖或是單件圖，由於是不同套軟體，必須轉換檔案成*.x_t (parasolid) 的檔案後，再經由 ANSYS 匯入後才可進行分析，若是此時分析失敗，就得重新再來一次。由於 ANSYS 本身軟體就並非針對 3D 繪圖方面所專門，所以在繪圖方面更是不便，因此若是想修改尺寸，就得必須回到 SolidWorks 裡面作修改後，重複上述動作再來一次，這對於一個工程師在分析所造成的時間浪費與困擾，以及對於一家企業公司所造成的成本浪費，在競爭上更是不利。

因此，使用 SolidWorks 配合 COSMOS Works 的使用，並無轉換檔案的問題，只要在 SolidWorks 的操作介面環境下即可執行靜態方面的交互分析；此外，只要在 COSMOS Works 分析後發生問題，可直接切換到 SolidWorks 3D 繪圖的介面直接修改尺寸，COSMOS Works 內的尺寸也將一併變更，這對設計人員來說，真可是一大福音。

本論文主要是利用 COSMOS Works 的應力分析模組，利用不同條件下來比較 BJ95L 與 EBJ95 的差異變化，並從中了解何者條件為影響分析的最大變異。接著依照上述所測試所作之最大變異條件，來作為控制 BJ95L 與 EBJ95 最大應力值的參數，比較兩種設計次總成之間的差異後，同時也比較各單件之間的差異比對，找出此最大應力差異之原因，當作日後設計重要參考之依據。並搭配 NTN 之實驗數據比對，以求更接近實驗狀態，建立一套標準的傳動軸接頭設計流程，以供後進者循此一流程，簡化接頭設計所需的時間。



四、結構分析模擬

此章的部份將依照 3.1 節所敘述討論的分析流程，依序討論 BJ 與 EBJ 球軌機構之結構應力分析項目，再分別依序作模擬分析及事後探討與比較，以完成一個完整的分析過程。

4.1 BJ 球軌機構靜態模擬分析

在 SolidWorks 的 3D 繪圖區特徵管理員，將 BJ 次總成之各單件依序結合後，再進入 COSMOS Works 之程式，再依序將鋼珠、內輪、外輪、保持器及中間軸之材質、負載狀況、設計方案、接觸、高斯點及網格設定後，直接執行應力分析即可。下面我們將以 4.1 節分別討論前處理條件設定與後處理之分析當成後面章節分析之範例。

4.1.1 COSMOS Works 前處理條件設定

首先，我們在 COSMOS Works 新增專題，類型為靜力，網格型態為實體網格。在下拉式選單內的選項裡，選擇求解器為 FFEPlus，以增加計算時的運算速度。接著我們同樣可以在下拉式選單的選單裡選擇高斯點點數，在這裡我們先使用高斯點為 4，之後再依序使用 16 及 29 來作比較分析。

接下來到下拉式功能表處點選選項，處理其他細部之選項，如單位、

網格、輸出繪圖的形式等要求的設定；單位我們如同 SolidWorks 之設定，使用 SI 單位；網格的部份，我們選擇精細、光滑化曲面，網格劃分器類型選擇標準，實體的四面體 Jacobian 計算之高斯點數為 4，之後再依序使用 16 及 29 來作比較分析。在此須說明，若選擇較多高斯點也將造成計算時間的增加，在後面的比較可以看到對於高斯點的不同時將不會造成很大的差異，故除非是特殊造型的設計時，再來針對特定部位進行單獨網格化設定來作分析。至於專題結果輸出部分，我們選擇輸出的有：節點應力的 Von-Mises 應力、合位移及節點應變的等效應變，完成設定後選擇確認。

接著進行特徵管理員的設定，共計有材質、負載狀況、設計方案、接觸及網格設定。首先進行材質設定，我們看見材質設定如圖 4-1 所示即為 Solidworks 3D 繪圖中就選定好的一般碳鋼，在這裡先以一般碳鋼作為所有元件的材質。



圖 4-1 BJ95L 材質設定

在拘束與負載方面，由於在傳動軸作用的部份是以 BJ 外輪桿部作為傳動的媒介，故特將拘束固定的位置設在 BJ 外輪桿部，如下圖 4-2 所示。這

與固定在油封背部所產生的應力集中位置及最大值會有所差異，故必須慎選之，這部份將在 4.2 節至 4.3 節作比對分析差異說明。扭力值則以中間軸 SHAFT 端面處作為設定的位置，方向可將其設定為容易觀察的方向，同時輸入扭力為 100 Nm、200 Nm、300Nm。當然在設定扭力值時，為了增加不同扭力的輸入的多樣性，我們可以搭配下面設計方案的方式來降低重覆輸入的作業，增加運算的效率。

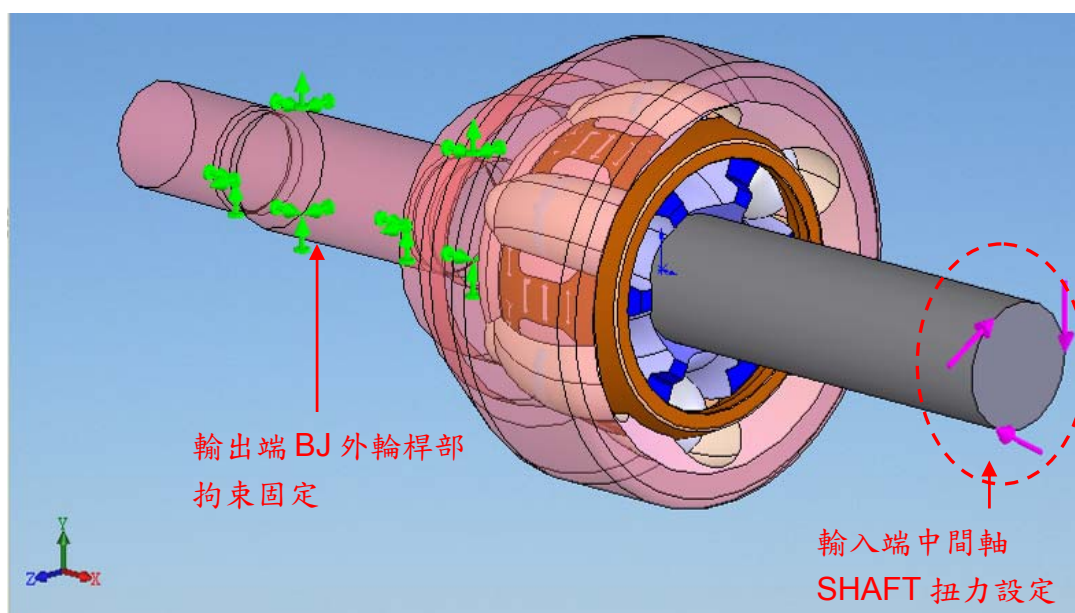


圖 4-2 BJ 拘束與負載條件設定

在設計方案的選項內容部份，我們以三個方案來作分析，分別如上面所提到的 100Nm、200Nm 及 300Nm。當然除了 3 個狀況之外，若需再新增方案數，可再自行增減方案數，COSMOS Works 就會針對新增加的邊界條件與原先已存在之 3 個狀況一起運算。運算完後，可以針對上述狀況來判斷，再次使用設計方案，選擇你想要的特定步驟之分析狀況。

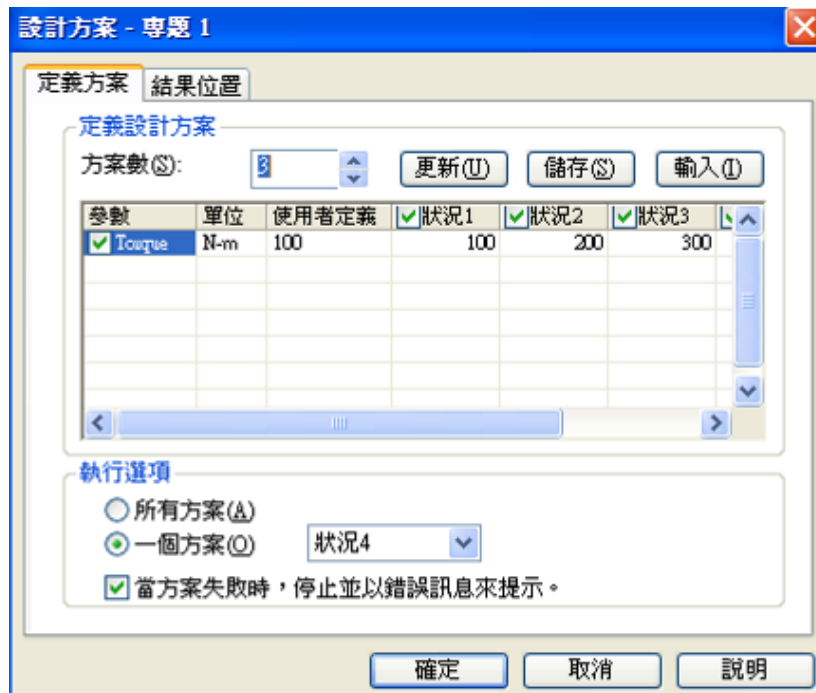


圖 4-3 BJ 之設計方案

處理完設計方案的設定後，接著進行接觸間隙之設定。由於在真實合理狀態下，鋼珠與內輪外輪球軌間屬於非貫穿接觸，故不可以使用結合或是無互動自由接觸，並設定為曲面對曲面之接觸，摩擦係數設定為 0.05 並選擇忽略間隙；另外盡可能以單獨設定接觸的方式來進行，避免使用整體接觸之設定，如此比較容易掌握問題產生之來源；當然我們也會針對在未設定接觸的條件下，所得到的應力應變位移所代表的意義，這部份也將在下面章節中討論。總計我們在接觸設定部分共計有六顆鋼珠對內輪六個球軌與外輪六個球軌需要進行設定，需要稍花一些時間來作設定。



圖 4-4 BJ 之接觸設定

最後便是進行網格化的設定，如同上面所述，我們先以高斯點為 4 來作測試，其餘後再陸陸續續作測試驗證，網格部份在這裡我們分別使用 13.8847、6、3mm 來作分析，網格品質使用精細。



圖 4-5 BJ 之網格設定

完成以上的設定後，我們回到特徵管理員的專題名稱處選點右鍵執行設計方案。此時電腦將自動將上面所設定的資料開始進行運算。

4.1.2 COSMOS Works 後處理

運算完成之後，我們可以得到共計節點應力的 Von-Mises 應力、合位移、節點應變的等效應變及三個方案所得到的最大應力比較圖表，以上四項可以另外新增不同定義的表示法，完全端賴個人需求。首先，我們在設定設計方案時所要求的 3 個狀況也在完成運算後出現，請參閱下圖 4-6。

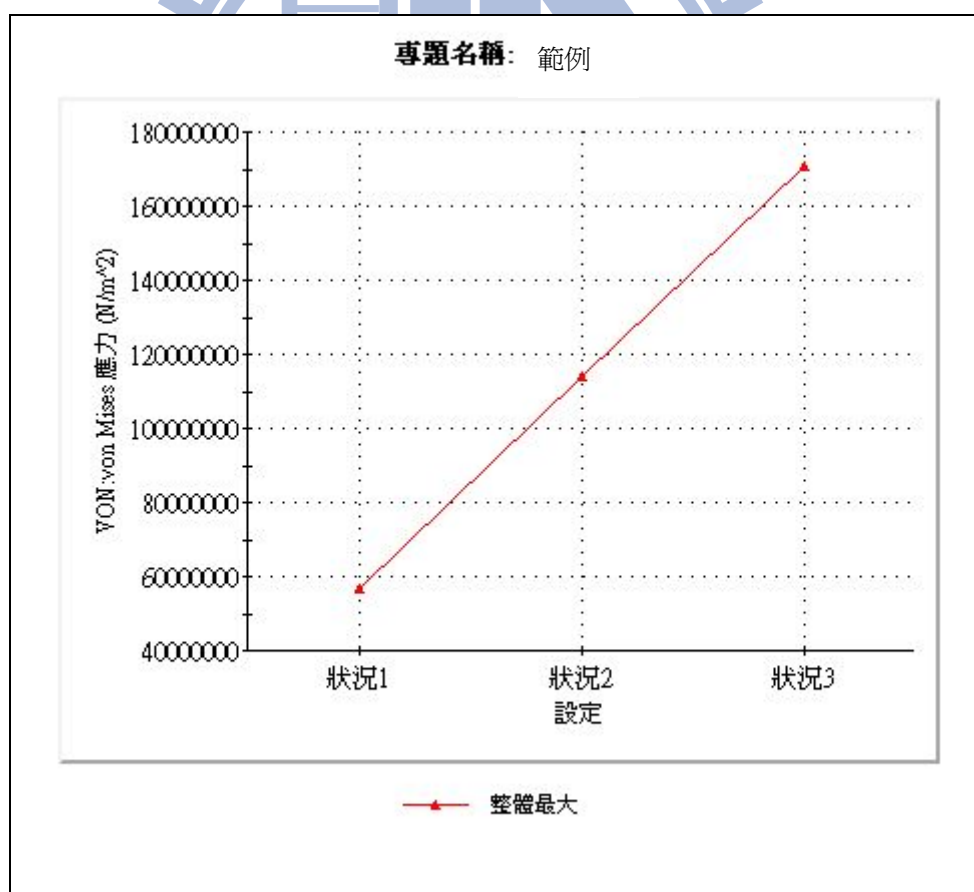


圖 4-6 BJ 分析中 3 個狀況的最大應力

於此，我們便可以得知狀況 3 之條件將會產生最大應力值，此時再檢

查結果的輸出選項，可以得到狀況 3 之應力 (Von-Mises)、合位移、等效應變的分析圖形，並得知何處是應力最大的地方。

最後我們可以得知，整體靜態分析中的狀況所受到的最大應力應變與位移再分別列出所示並作比較，同時必須確認此時的最大應力是否超過降伏點，如此討論起來才具意義。

依照上述的設定流程，下面我們將依不同條件下所得到的分析一一列出，結果將在第五章作討論。

4.2 BJ95L 固定位置在油封背部之結構應力分析

BJ95L 之結構應力分析步驟，與前面 4.1 節一樣，我們就不再贅述。此章節我們針對不同條件下的設定來做探討。整個 4.2 節針對固定位置在油封背部來作分析，分別針對不設定接觸條件與設定接觸條件來作分析。4.3 節的內容，則仿照 4.2 節一樣，只不過是將固定位置換到 BJ 外輪桿部來作更進一步分析，此時我們只討論設定接觸條件。至於 4.4 節與 4.5 節則同 4.2 與 4.3 節的方式來作 EBJ 比較，最後到第五章針對第四章的分析作討論。

4.2.1 BJ95L 不設定接觸條件

首先同 4.1 節所述，我們先設定高斯點為 4、16、29，網格為 13.8847、6、3mm，假設扭力位置相同，使用 100Nm、200Nm、300Nm，固定位置

在油封背部（圖 4-7），材質皆使用一般碳鋼，不設定接觸的條件，則可得最大應力值分別如下表 4-1 所示。

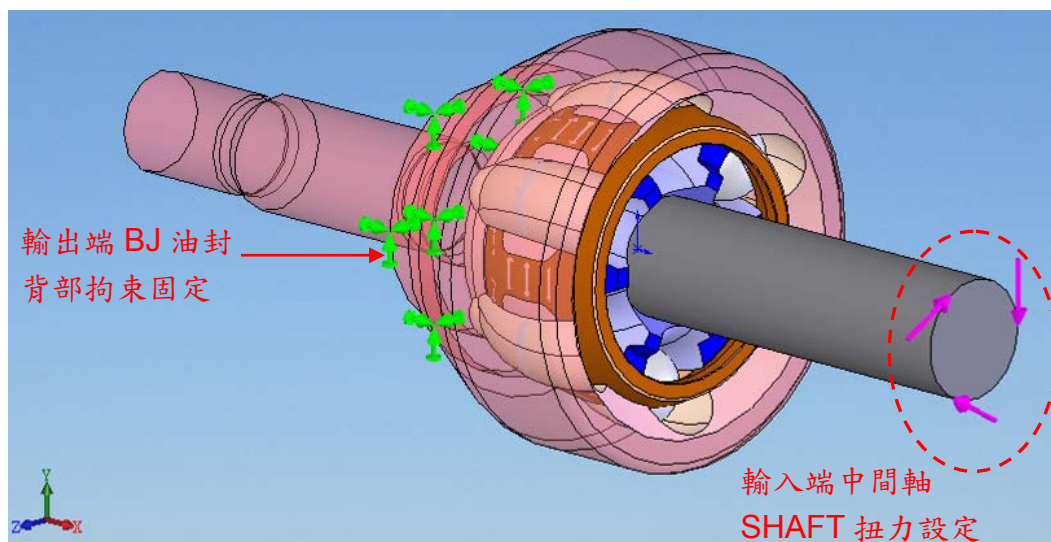


圖 4-7 BJ 固定在油封背部之設定

表 4-1 BJ 次總成固定油封背部與未設定接觸條件之最大應力值

固定位置	設定接觸條件	高斯點	網格 (mm)	扭力值 (N-m)	應力				降伏強度 (N/m ²)
					最大值(N/m ²)	節點	座標 (mm)	簡述	
油封背部	否	4	13.8847	100	5.6976e+007	517	(14.7763, 11.3423, 6.5485)	BJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.1395e+008				
				300	1.7093e+008				
油封背部	否	4	6	100	5.8975e+007	2671	(11.0887, -7.69822, -10.5957)	BJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.1795e+008				
				300	1.7692e+008				
油封背部	否	4	3	100	7.9437e+007	21386	(8.96075, -2.12404, 12.9236)	BJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.5887e+008				
				300	2.3831e+008				
油封背部	否	16	13.8847	100	5.7044e+007	517	(14.7763, 11.3423, 6.5485)	BJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.1409e+008				
				300	1.7113e+008				
油封背部	否	16	6	100	5.8991e+007	2671	(11.0887, -7.69822, -10.5957)	BJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.1798e+008				
				300	1.7697e+008				

油封背部	否	16	3	100	7.9458e+007	21386	(8.96075, -2.12404, 12.9236)	BJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.5892e+008				
				300	2.3837e+008				
油封背部	否	29	13.8847	100	5.6951e+007	517	(14.7763, 11.3423, 6.5485)	BJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.1390e+008				
				300	1.7085e+008				
油封背部	否	29	6	100	5.8991e+007	2671	(11.0887, -7.69822, -10.5957)	BJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.1798e+008				
				300	1.7697e+008				
油封背部	否	29	3	100	7.9458e+007	21386	(8.96075, -2.12404, 12.9236)	BJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.5892e+008				
				300	2.3837e+008				

由表 4-1 所示，此時的 BJ 次總成所受的最大應力值皆在 BJ Shaft 接近內輪處，將表 4-1 數據整理後則可得到下面圖 4-8 的結果。

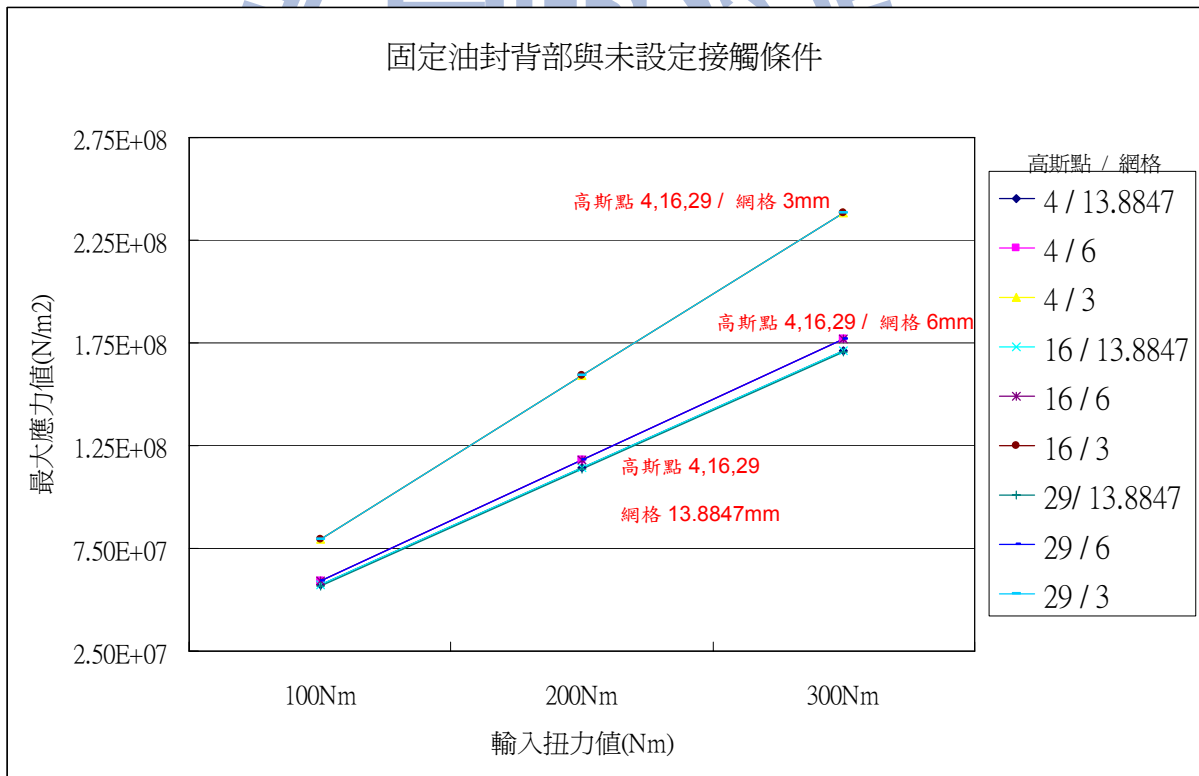


圖 4-8 BJ 固定油封背部與未設定接觸條件之最大應力值

從圖 4-8 我們可以得知共 9 條曲線，分別在高斯點為 4、16、29 及網

格為 13.8847、6、3mm 之條件下所產生之最大應力值對輸入扭力值呈現正比關係，在這裡我們可以發現，雖然一共有 9 條曲線，但實際卻只看到 3 條曲線，這是因為部份曲線非常接近的緣故。這也就是說唯有在網格不同時，才会有較明顯的曲線差異，高斯點的多寡對於曲線差異不大。也可以觀察到大部分的數值皆在之內，除了高斯點為 4、16、29，網格皆為 3mm，扭力皆為 300Nm 共三個條件下時，其最大應力值是超出彈性限範圍。

由於上述 9 個曲線之最大應力值皆位於輸入端 SHAFT 靠近內輪處，僅節點有所不同，故將以高斯點為 4，網格為 3mm，輸入端扭力值為 300 N-m 所產生之圖表表示出來並作示意。下圖 4-9、圖 4-10、圖 4-11 分別表示 BJ 次總成之應力 Von-Mises、合位移及等效應變之狀況。

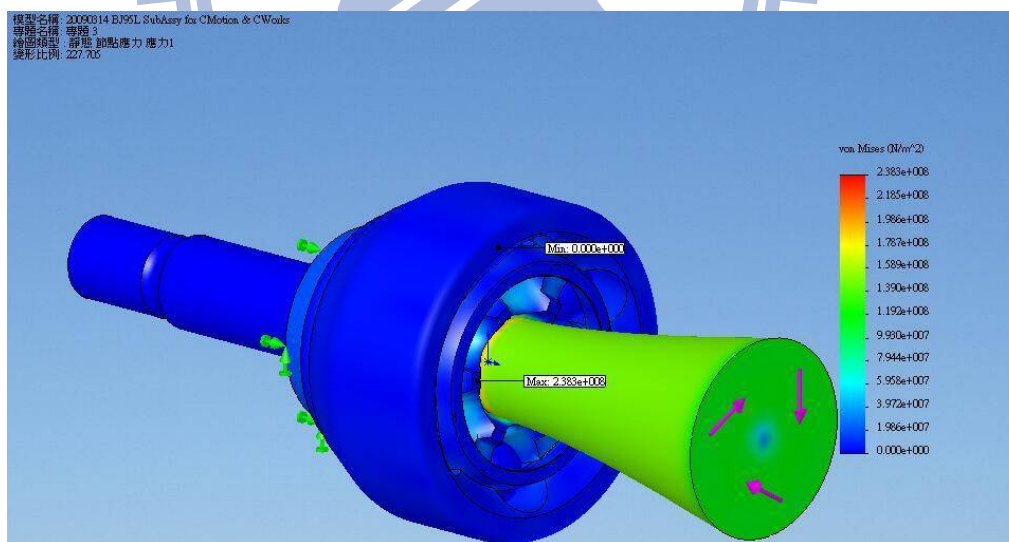


圖 4-9 BJ 之應力 Von-Mises

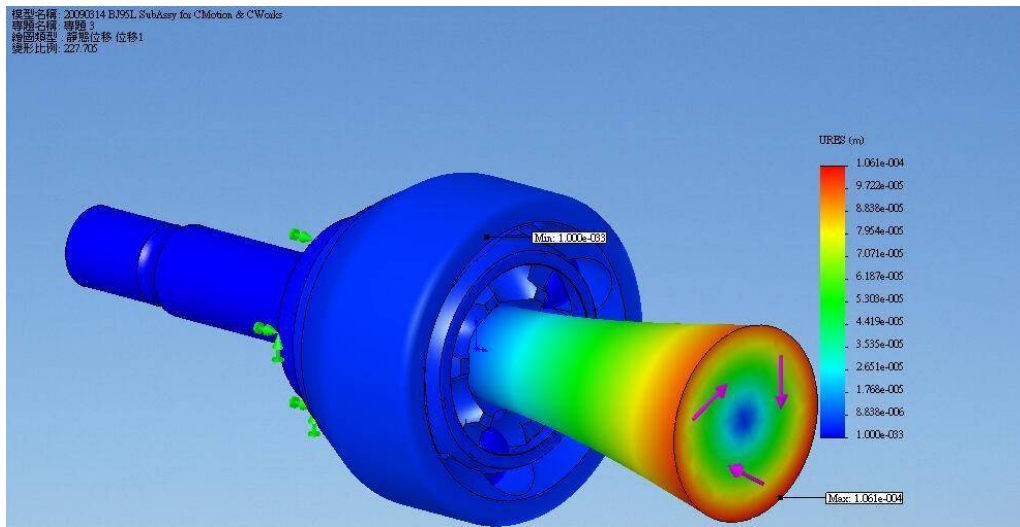


圖 4-10 BJ 之合位移

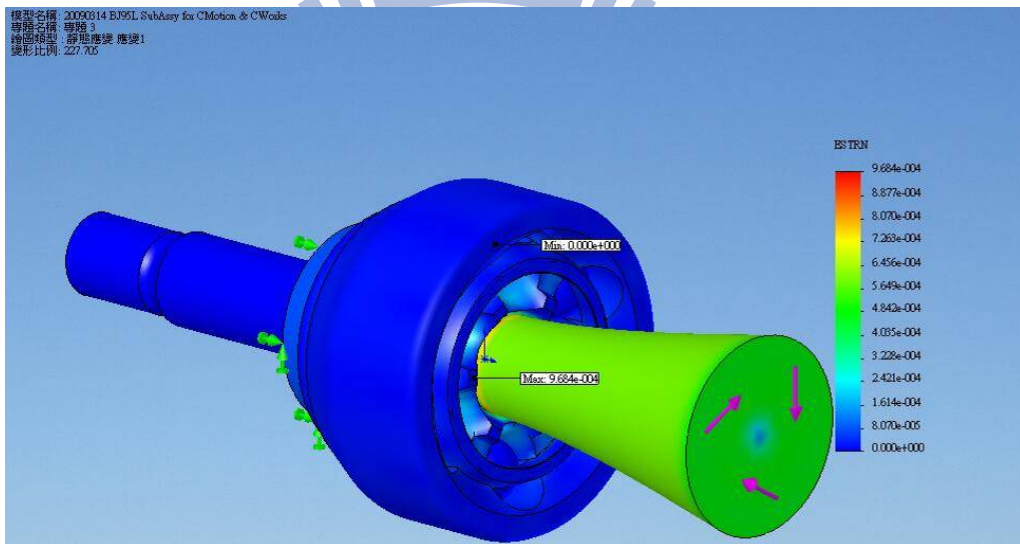


圖 4-11 BJ 之等效應變

4.2.2 BJ95L 設定接觸條件

同 4.1 節所述，我們先設定高斯點為 4、16、29，網格為 13.8847、6、3mm，假設扭力位置相同，使用 100Nm、200Nm、300Nm，固定位置在油封背部（圖 4-7），材質皆使用一般碳鋼，此時要設定接觸的條件，則可得最大應力值分別如下表 4-2 所示。

表 4-2 BJ 次總成固定油封背部與設定接觸條件之最大應力值

固定位置	設定接觸條件	高斯點	網格 (mm)	扭力值 (N-m)	應力				降伏強度 (N/m ²)
					最大值(N/m ²)	節點	座標 (mm)	簡述	
油封背部	是	4	13.8847	100	5.7068e+007	517	(14.7763, 11.3423, 6.5485)	BJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.1414e+008				
				300	1.7120e+008				
油封背部	是	4	6	100	5.8880e+007	3661	(11.0887, 9.73297, 8.7636)	BJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.1776e+008				
				300	1.7664e+008				
油封背部	是	4	3	100	8.0477e+007	21386	(8.96075, -2.12404, 12.9236)	BJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.6095e+008				
				300	2.4143e+008				
油封背部	是	16	13.8847	100	5.7070e+007	517	(14.7763, 11.3423, 6.5485)	BJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.1414e+008				
				300	1.7121e+008				
油封背部	是	16	6	100	5.8880e+007	3661	(11.0887, 9.73297, 8.7636)	BJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.1776e+008				
				300	1.7664e+008				
油封背部	是	16	3	100	8.0477e+007	21386	(8.96075, -2.12404, 12.9236)	BJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.6095e+008				
				300	2.4143e+008				
油封背部	是	29	13.8847	100	5.7067e+007	517	(14.7763, 11.3423, 6.5485)	BJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.1413e+008				
				300	1.712e+008				
油封背部	是	29	6	100	5.8880e+007	3661	(11.0887, 9.73297, 8.7636)	BJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.1776e+008				
				300	1.7664e+008				
油封背部	是	29	3	100	8.0477e+007	21386	(8.96075, -2.12404, 12.9236)	BJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.6095e+008				
				300	2.4143e+008				

由表 4-2 所示，此時的 BJ 次總成所受的最大應力值皆在 BJ Shaft 接近內輪處，將表 4-2 數據整理後則可得到下面圖 4-12 的結果。

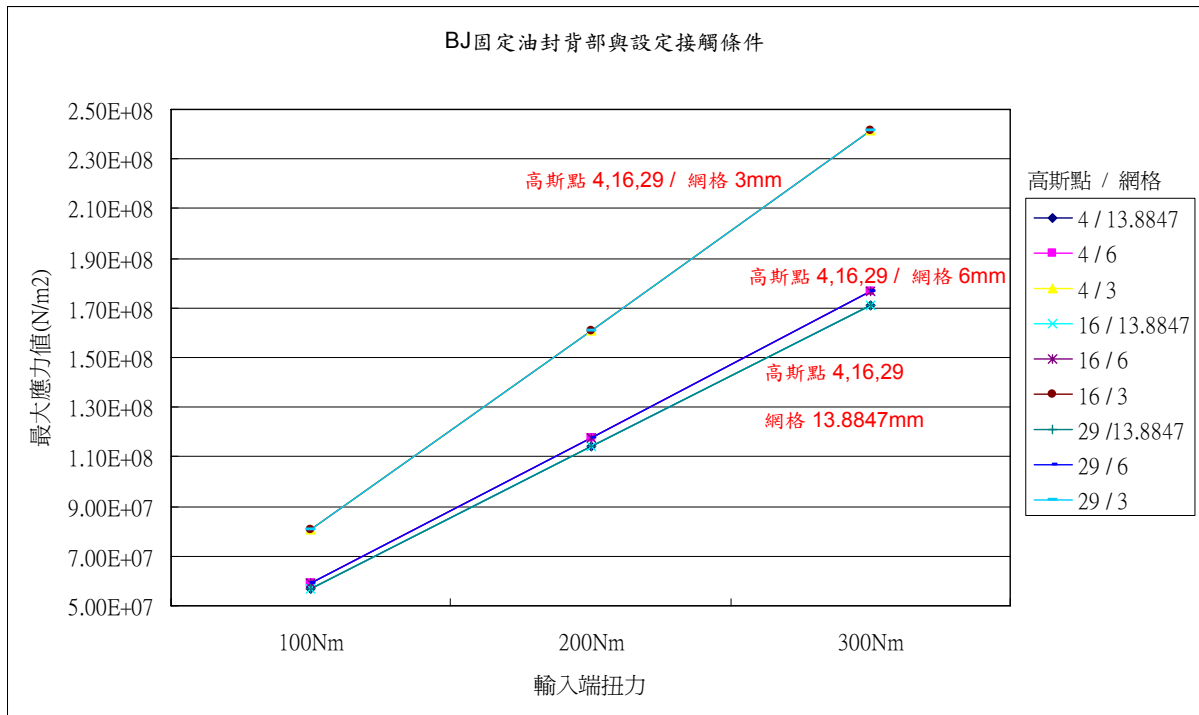


圖 4-12 BJ 固定油封背部與設定接觸條件之最大應力值

從圖 4-12 我們可得 9 條曲線，分別在高斯點為 4、16、29 及網格為 13.8847、6、3mm 之條件下所產生之最大應力值對輸入扭力值呈現正比關係。在這裡我們可以發現，雖然一共有 9 條曲線，但實際卻如同前節未設定接觸條件一樣只看到 3 條曲線，這是因為部份曲線非常接近的緣故。這也就是說唯有在網格不同時，才会有較明顯的曲線差異，高斯點的多寡對於曲線差異不大。也可以觀察到大部分的數值皆在之內，除了高斯點為 4、16、29，網格皆為 3mm，扭力皆為 300Nm 共三個條件下時，其最大應力值是超出彈性限範圍。

由於上述 9 個曲線之最大應力值皆位於輸入端 SHAFT 靠近內輪處，僅節點有所不同，故將以高斯點為 4，網格為 3mm，輸入端扭力值為 300 N-m

所產生之圖表表示出來並作示意。下圖 4-13、圖 4-14、圖 4-15 分別表示 BJ 次總成之應力 Von-Mises、合位移及等效應變之狀況。

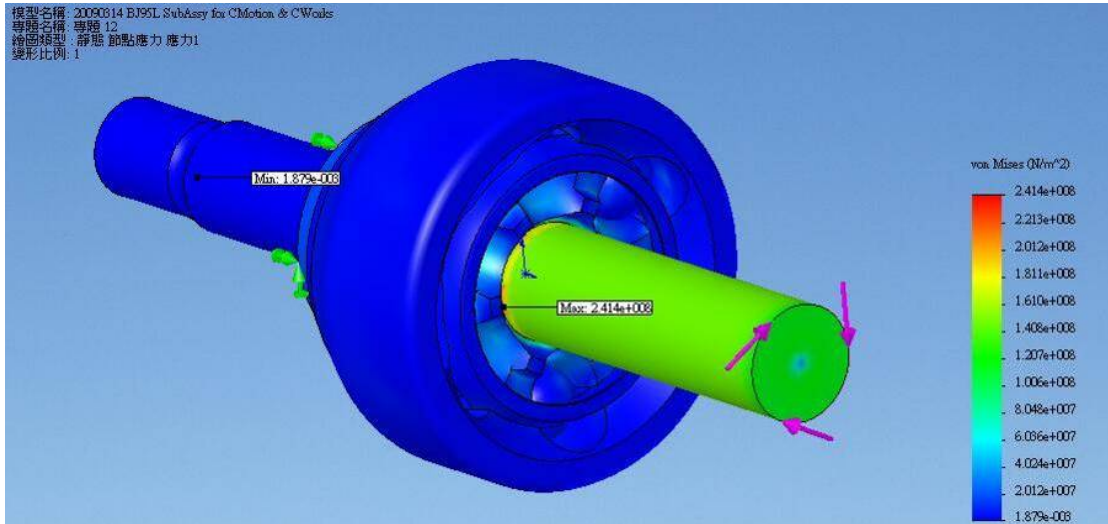


圖 4-13 BJ 之應力 Von-Mises

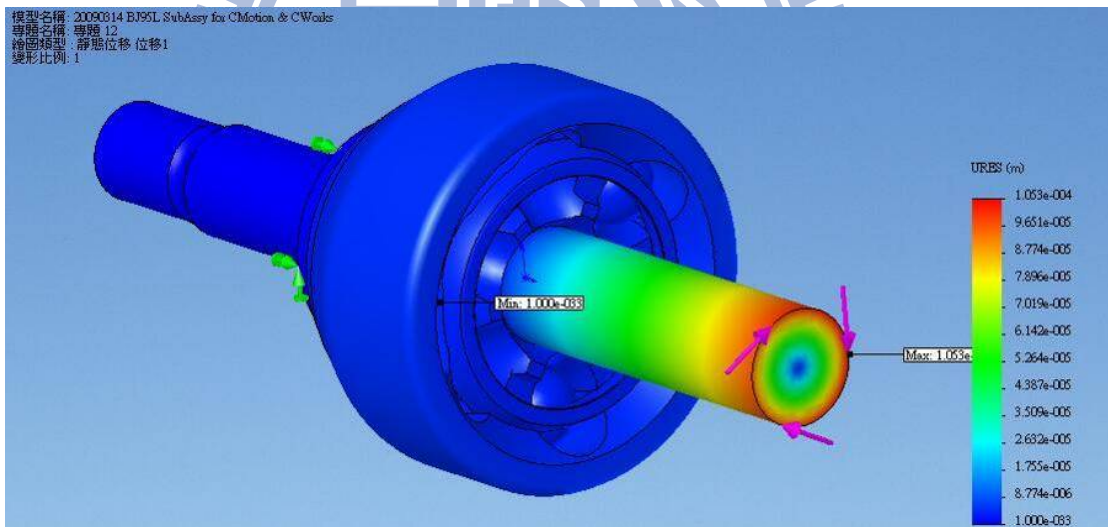


圖 4-14 BJ 之合位移

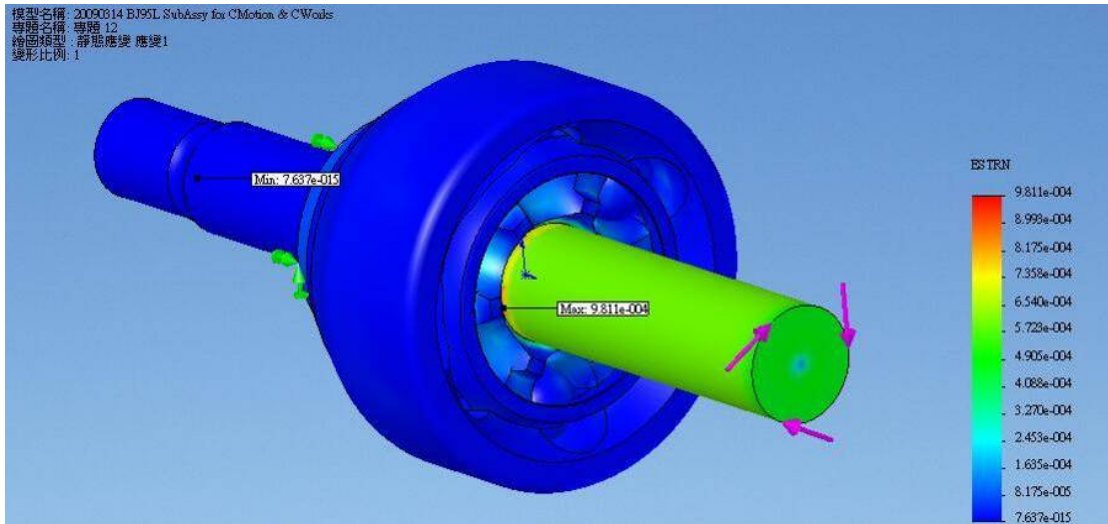


圖 4-15 BJ 之等效應變

4.3 BJ95L 固定位置在外輪桿部與設定接觸條件

同 4.1 節步驟所述，我們設定高斯點為 4、16、29，網格為 13.8847、6、3mm，假設扭力位置相同，使用 100Nm、200Nm、300Nm，固定位置在輸出端外輪桿部（圖 4-16），材質皆使用一般碳鋼，設定接觸的條件，則可得最大應力值分別如下表 4-3 所示。

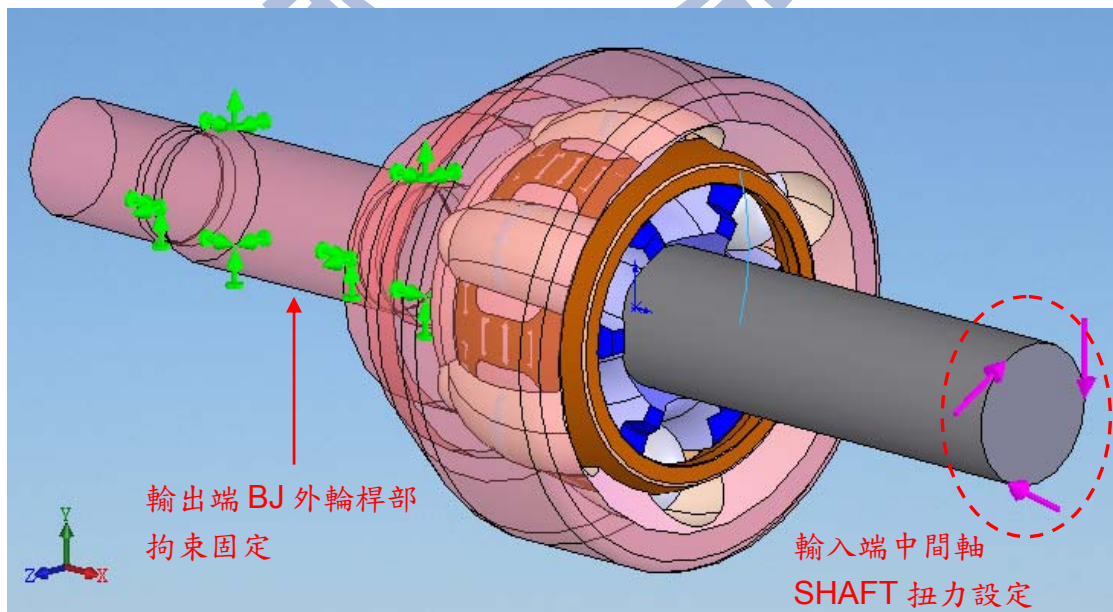


圖 4-16 BJ 固定在輸出端外輪桿部之設定

表 4-3 BJ 次總成固定輸出端外輪桿部與設定接觸條件之最大應力值

固定位置	設定接觸條件	高斯點	網格 (mm)	扭力值 (N-m)	應力				降伏強度 (N/m ²)
					最大值(N/m ²)	節點	座標 (mm)	簡述	
外輪桿部	是	4	13.8847	100	9.2385E+007	8233	(-58.5098, -12.0314, 2.12146)	輸出端 BJ 桿部小徑處	2.206e+008
				200	1.8477E+008				
				300	2.7716E+008				
外輪桿部	是	4	6	100	1.0841e+008	25276	(-57.7784, -11.7692, -1.237)	輸出端 BJ 桿部小徑處	2.206e+008
				200	2.1682e+008				
				300	3.2523e+008				
外輪桿部	是	4	3	100	1.0244e+008	123558	(-57.7784, 11.3369, -3.39405)	輸出端 BJ 桿部小徑處	2.206e+008
				200	2.0488e+008				
				300	3.0731e+008				
外輪桿部	是	16	13.8847	100	9.4724E+007	8233	(-58.5098, -12.0314, 2.12146)	輸出端 BJ 桿部小徑處	2.206e+008
				200	1.8945E+008				
				300	2.8417E+008				
外輪桿部	是	16	6	100	1.0841e+008	25276	(-57.7784, -11.7692, -1.237)	輸出端 BJ 桿部小徑處	2.206e+008
				200	2.1682e+008				
				300	3.2523e+008				
外輪桿部	是	16	3	100	1.0244e+008	123558	(-57.7784, 11.3369, -3.39405)	輸出端 BJ 桿部小徑處	2.206e+008
				200	2.0488e+008				
				300	3.0731e+008				
外輪桿部	是	29	13.8847	100	9.4721E+007	8233	(-58.5098, -12.0314, 2.12146)	輸出端 BJ 桿部小徑處	2.206e+008
				200	1.8944E+008				
				300	2.8416E+008				
外輪桿部	是	29	6	100	1.0841e+008	25276	(-57.7784, -11.7692, -1.237)	輸出端 BJ 桿部小徑處	2.206e+008
				200	2.1682e+008				
				300	3.2523e+008				
外輪桿部	是	29	3	100	1.0244e+008	123558	(-57.7784, 11.3369, -3.39405)	輸出端 BJ 桿部小徑處	2.206e+008
				200	2.0488e+008				
				300	3.0731e+008				

由表 4-3 所示，此時的 BJ 次總成所受的最大應力值皆在輸出端 BJ 外輪桿部小徑處，將表 4-3 數據整理後則可得到下面圖 4-17 的結果。

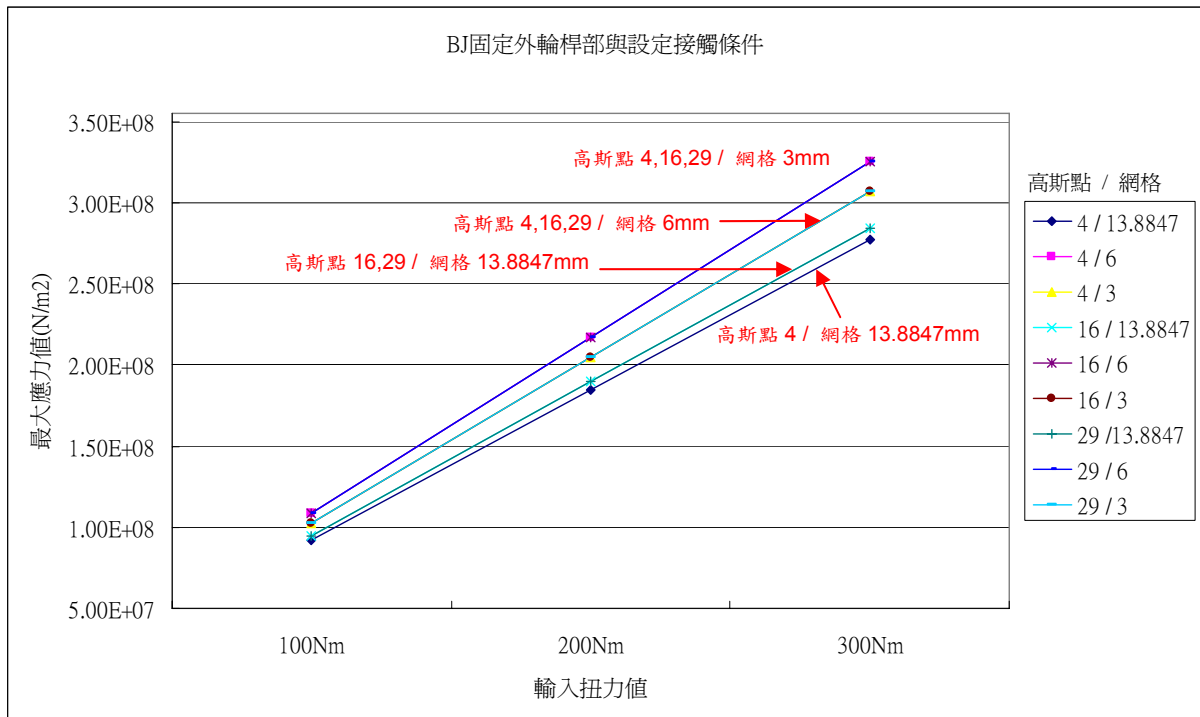


圖 4-17 BJ 固定輸出端外輪桿部與設定接觸條件之最大應力值

從圖 4-17 我們可得 9 條曲線，分別在高斯點為 4、16、29 及網格為 13.8847、6、3mm 之條件下所產生之最大應力值對輸入扭力值呈現正比關係。在這裡我們可以發現，雖然一共有 9 條曲線，但實際卻只看到 4 條曲線，這是因為部份曲線非常接近的緣故。這也就是說唯有在網格不同時，才會有較明顯的曲線差異，高斯點的多寡對於曲線差異不大。當網格皆為 3mm 時，高斯點為 4、16、29 所得之曲線相近似；網格皆為 6mm 時，高斯點為 4、16、29 所得之曲線亦相近似；但網格皆為 13.8847mm 時，高斯點為 16、29 所得之曲線相近似，唯獨高斯點為 4 的應力值卻來得更低，表示此時的條件不足以來正確表示最大應力值。也可以觀察到大部分的數值皆在之內，除了扭力為 300Nm 的條件下時，其最大應力值是超出彈性限

範圍。

由於上述 9 個曲線之最大應力值皆位於輸出端外輪桿部小徑處，僅節點有所不同，故以下將以高斯點為 4，網格為 3mm，輸入端扭力值為 300 N-m 所產生之圖表表示出來並作示意。下圖 4-18、圖 4-19、圖 4-20 分別表示 BJ 次總成之應力 Von-Mises、合位移及等效應變之狀況。

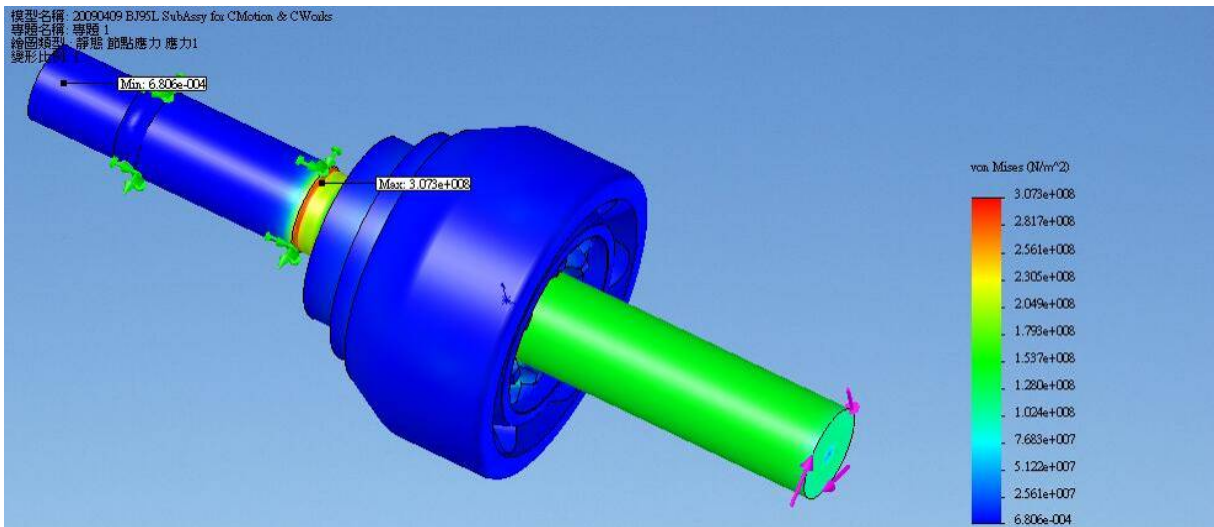


圖 4-18 BJ 之應力 Von-Mises

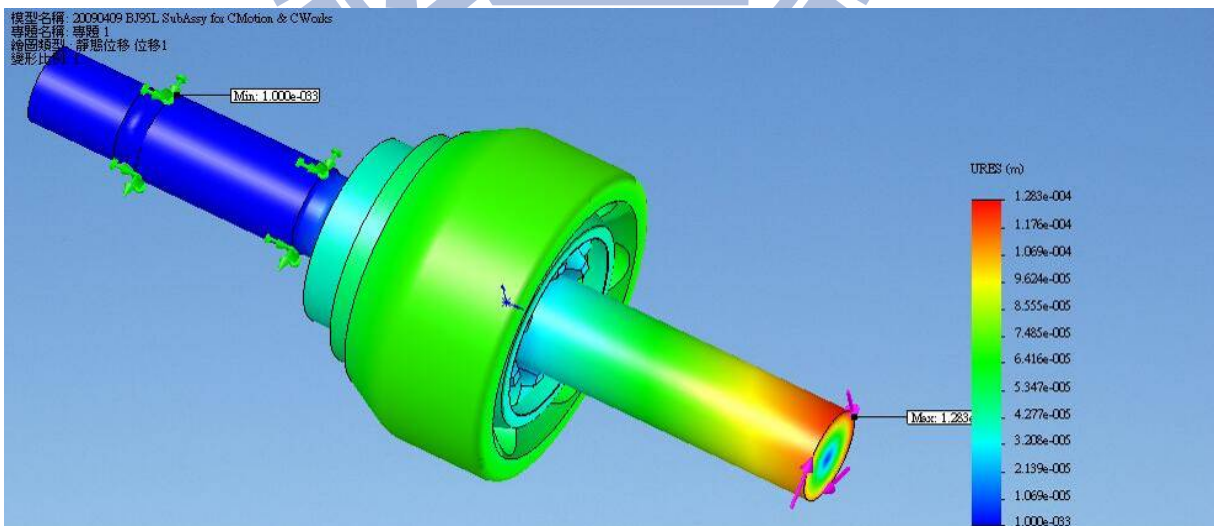


圖 4-19 BJ 之合位移

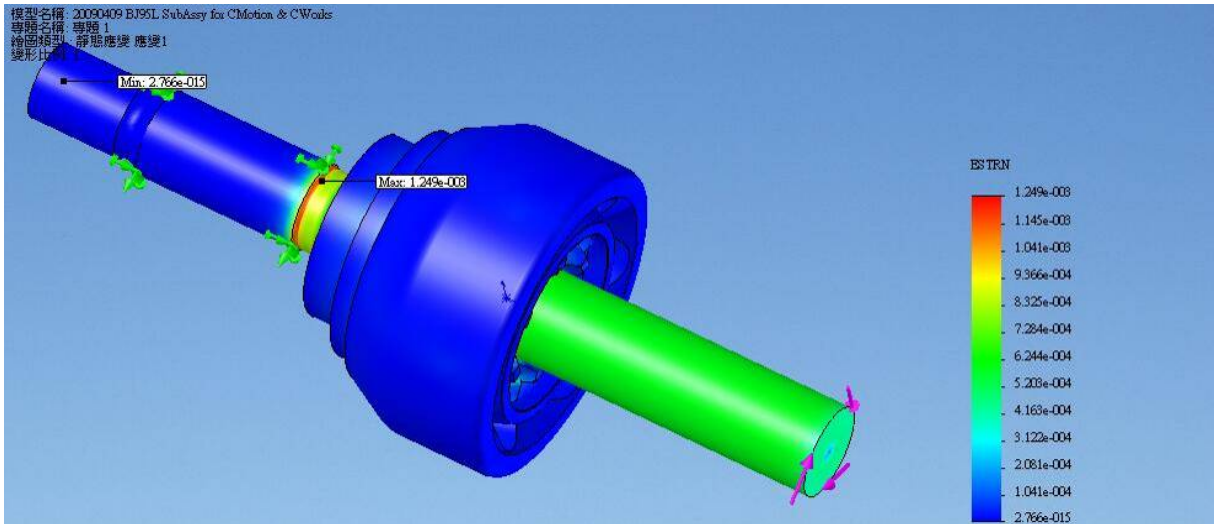


圖 4-20 BJ 之等效應變

4.4 EBJ95 固定位置在油封背部與設定接觸條件

同 4.1 節所述，本節將討論把固定位置放在油封背部的位置，及接觸面設定接觸條件來作分析探討。由於網格為 13.8847mm 時 EBJ Cage 將無法產生網格，即表示此時網格過大，故 EBJ95 系列之分析將只針對網格為 6mm 與 3mm 來討論。

我們先設定高斯點為 4、16、29，網格為 6、3mm，假設扭力位置相同，使用 100Nm、200Nm、300Nm，固定位置在油封背部（圖 4-21），材質皆為一般碳鋼，設定接觸的條件，則可得最大應力值如下表 4-4 所示。

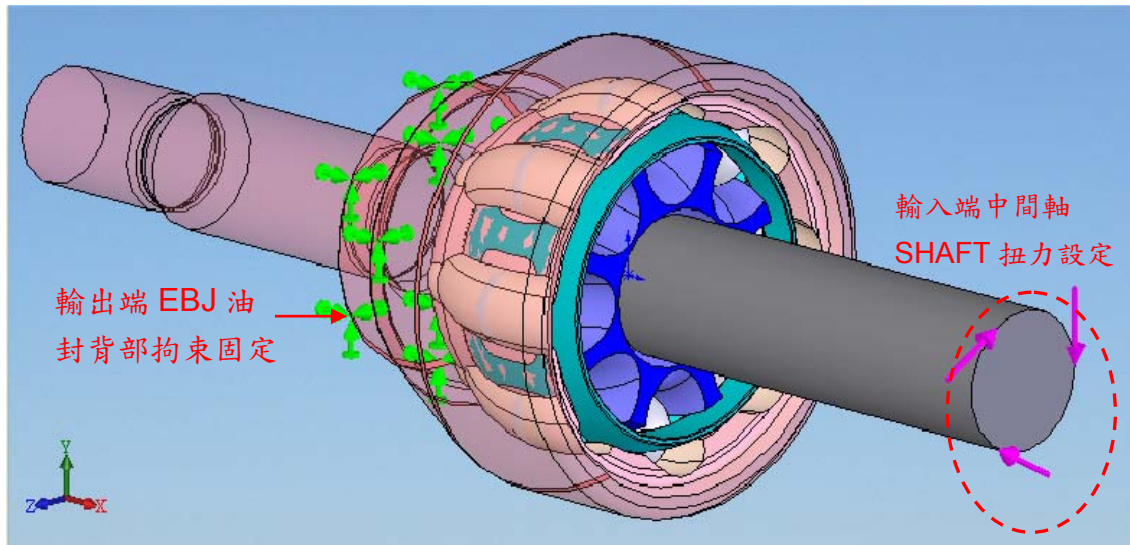


圖 4-21 EBJ 固定在油封背部之設定

表 4-4 EBJ 次總成固定油封背部與設定接觸條件之最大應力值

固定位置	設定接觸條件	高斯點	網格 (mm)	扭力值 (N-m)	應力				降伏強度 (N/m ²)
					最大值(N/m ²)	節點	座標 (mm)	簡述	
油封背部	是	4	6	100	5.8956e+007	3295	(12.7299, 0, 13.097)	EBJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.1791e+008				
				300	1.7687e+008				
油封背部	是	4	3	100	6.7804e+007	21298	(11.1767, -11.3423, -6.5485)	EBJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.3561e+008				
				300	2.0341e+008				
油封背部	是	16	6	100	5.896e+007	3295	(12.7299, 0, 13.097)	EBJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.1792e+008				
				300	1.7688e+008				
油封背部	是	16	3	100	6.7803e+007	21298	(11.1767, -11.3423, -6.5485)	EBJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.3561e+008				
				300	2.0341e+008				
油封背部	是	29	6	100	5.8960e+007	3295	(12.7299, 0, 13.097)	EBJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.1792e+008				
				300	1.7688e+008				
油封背部	是	29	3	100	6.7803e+007	21298	(11.1767, -11.3423, -6.5485)	EBJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.3561e+008				
				300	2.0341e+008				

由表 4-4 所示，此時的 EBJ 次總成所受的最大應力值皆在 EBJ Shaft 接近內輪處，將表 4-4 數據整理後則可得到下面圖 4-22 的結果。

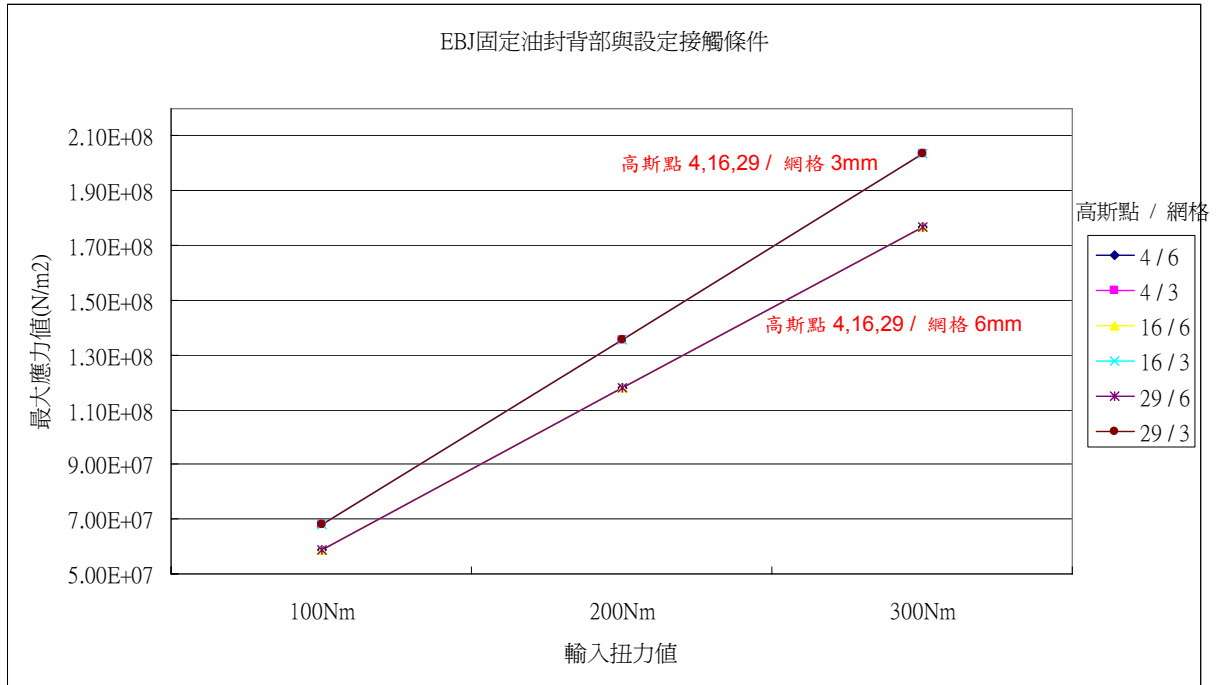


圖 4-22 EBJ 固定油封背部與設定接觸條件之最大應力值

從圖 4-22 我們可得 6 條曲線，分別在高斯點為 4、16、29 及網格為 6、3mm 之條件下所產生之最大應力值對輸入扭力值呈現正比關係。在這裡我們可以發現，雖然一共有 6 條曲線，但實際卻只看到 2 條曲線，這是因為部份曲線非常接近的緣故。這也就是說唯有在網格不同時，才会有較明顯的曲線差異，高斯點的多寡對於曲線差異不大，且全部的最大應力值皆在彈性限範圍內。

上述 6 個曲線之最大應力值皆位於輸入端 SHAFT 近內輪處，僅節點有所不同，故將以高斯點為 4，網格為 3mm，輸入端扭力值為 300 N-m 所產生之圖作示意，下圖 4-23、圖 4-24、圖 4-25 分別表示 EBJ 次總成之應力

Von-Mises、合位移及等效應變之狀況。

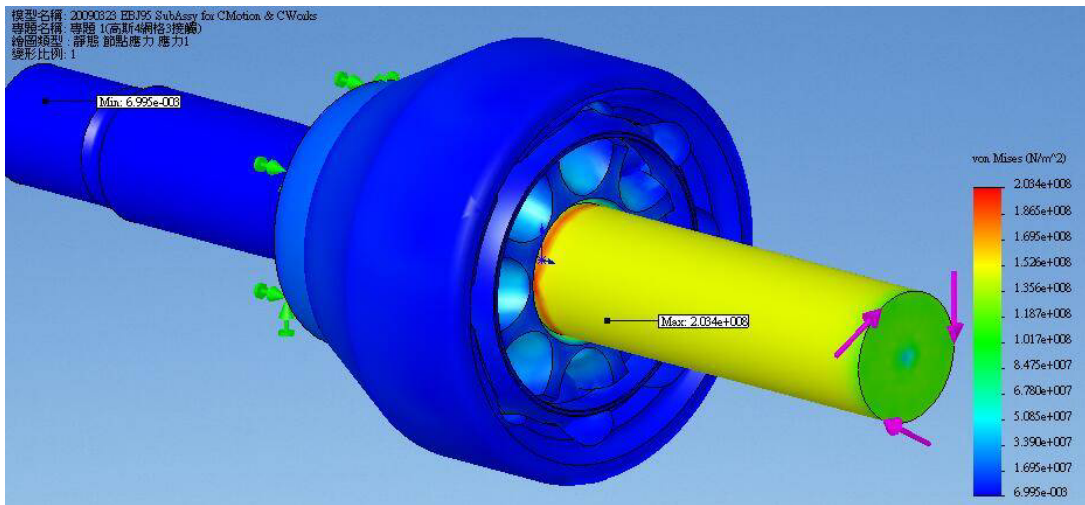


圖 4-23 EBJ 之應力 Von-Mises

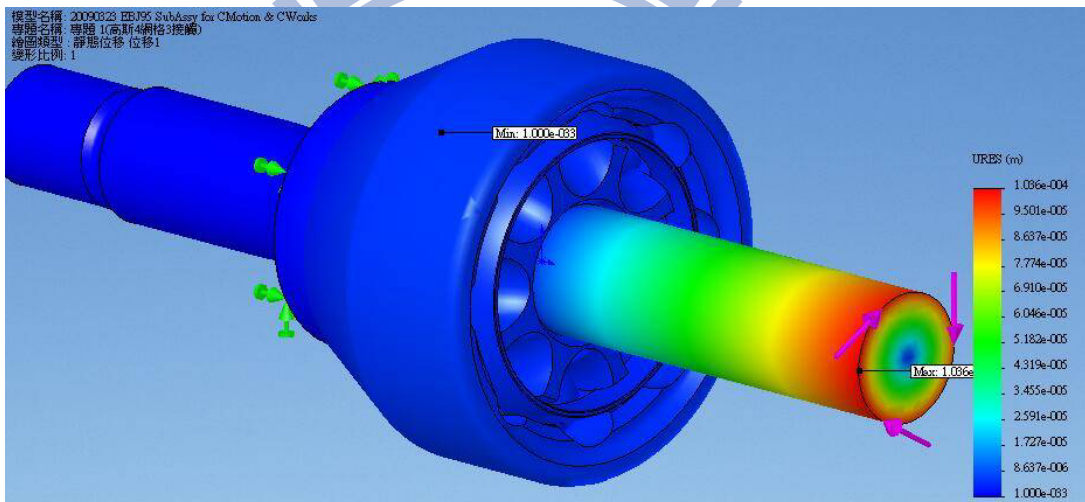


圖 4-24 EBJ 之合位移

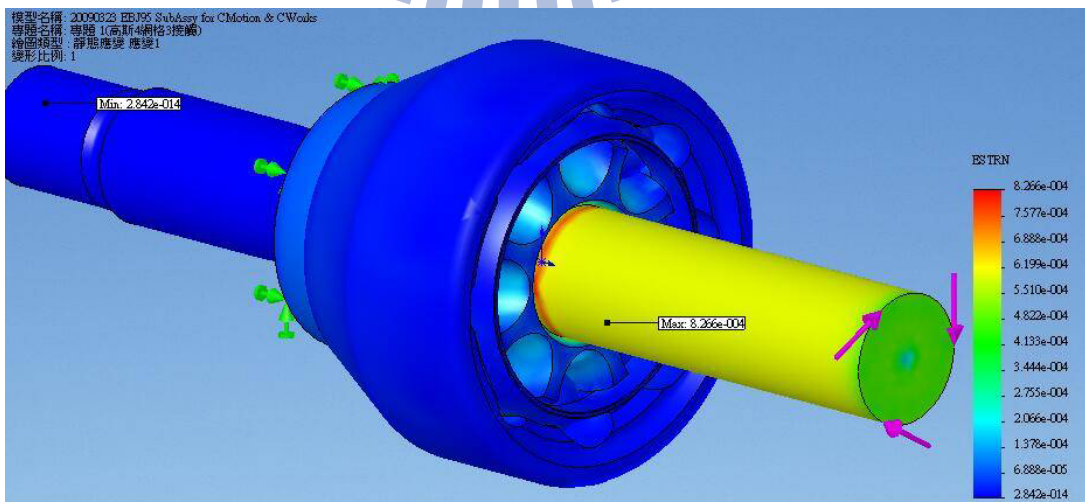


圖 4-25 EBJ 之等效應變

4.5 EBJ95 固定位置在輸出端外輪桿部與設定接觸條件

同 4.1 節所述，本節將討論把固定位置放在輸出端外輪桿部的位置，及接觸面設定接觸條件來作分析探討。由於網格為 13.8847mm 時 EBJ Cage 無法產生網格，故 EBJ95 系列之分析將只針對網格為 6mm 與 3mm 來討論。

我們先設定高斯點為 4、16、29，網格為 6、3mm，假設扭力位置相同，使用 100Nm、200Nm、300Nm，固定位置在輸出端外輪桿部(圖 4-26)，材質皆為一般碳鋼，設定接觸的條件，則可得最大應力值如下表 4-5 所示。

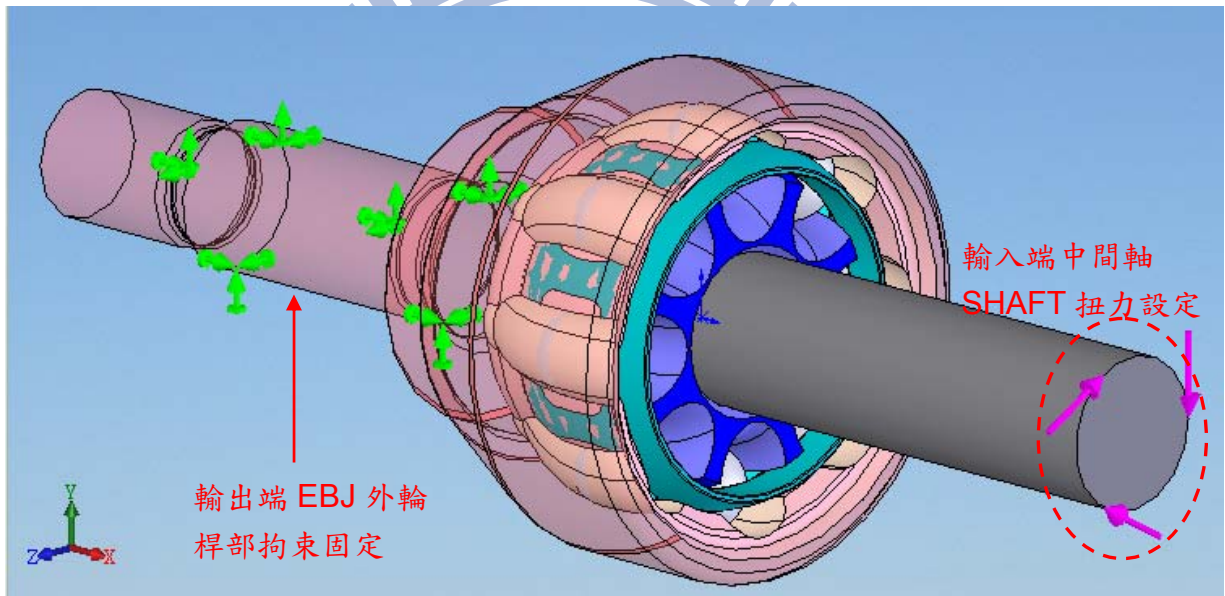


圖 4-26 EBJ 固定在輸出端外輪桿部之設定

表 4-5 EBJ 次總成固定輸出端外輪桿部與設定接觸條件之最大應力值

固定位置	設定接觸條件	高斯點	網格 (mm)	扭力值 (N-m)	應力				降伏強度 (N/m ²)
					最大值(N/m ²)	節點	座標 (mm)	簡述	
外輪桿部	是	4	6	100	1.1127e+008	26691	(-58.7784, 9.57397, -6.9559)	輸出端外輪桿部小徑	2.206e+008
				200	2.2254e+008				
				300	3.3381e+008				

外輪 桿部	是	4	3	100	1.1033e+008	124574	(-58.7784, -9.06543, -7.6068)	輸出端外 輪桿部小 徑	2.206e +008
				200	2.2067e+008				
				300	3.3100e+008				
外輪 桿部	是	16	6	100	1.1077e+008	26691	(-58.7784, 9.57397, -6.9559)	輸出端外 輪桿部小 徑	2.206e +008
				200	2.2154e+008				
				300	3.3230e+008				
外輪 桿部	是	16	3	100	1.1032e+008	124574	(-58.7784, -9.06543, -7.6068)	輸出端外 輪桿部小 徑	2.206e +008
				200	2.2064e+008				
				300	3.3096e+008				
外輪 桿部	是	29	6	100	1.1159e+008	26691	(-58.7784, 9.57397, -6.9559)	輸出端外 輪桿部小 徑	2.206e +008
				200	2.2319e+008				
				300	3.3478e+008				
外輪 桿部	是	29	3	100	1.1032e+008	124574	(-58.7784, -9.06543, -7.6068)	輸出端外 輪桿部小 徑	2.206e +008
				200	2.2064e+008				
				300	3.3096e+008				

由表 4-5 所示，此時的 EBJ 次總成所受的最大應力值依不同的網格則分別產生在 EBJ 輸出端外輪桿部小徑與輸入端 SHAFT 近內輪處，將表 4-5 數據整理後則可得到下面圖 4-27 的結果。

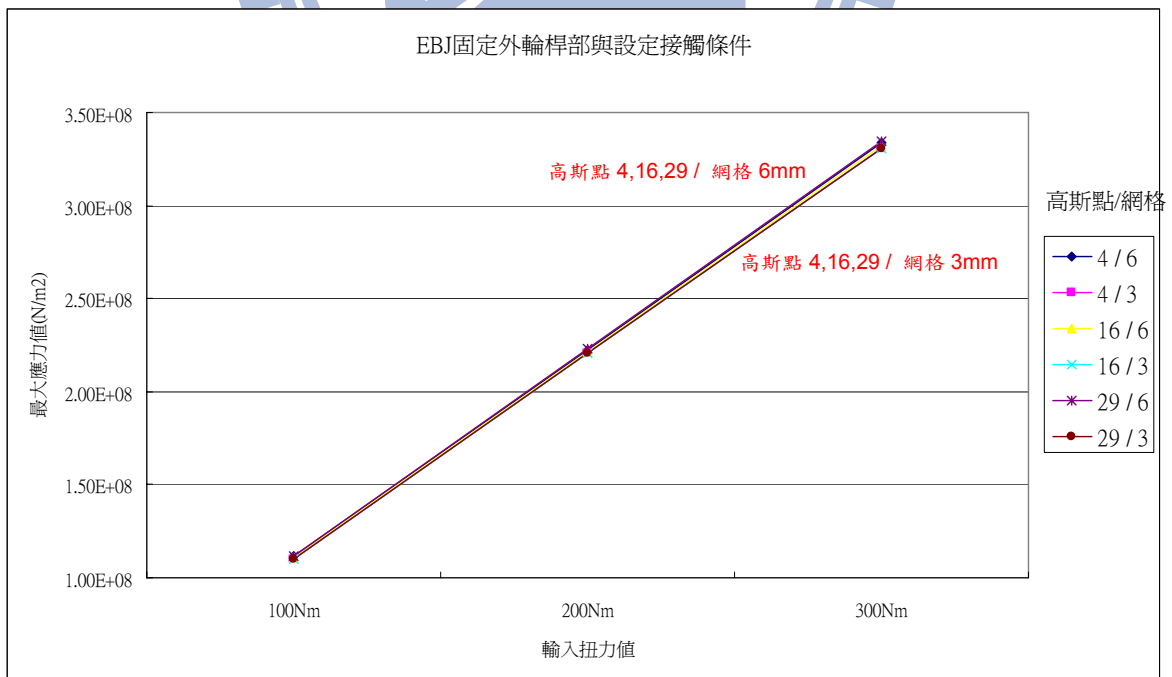


圖 4-27 EBJ 固定輸出端外輪桿部與設定接觸條件之最大應力值

從圖 4-27 我們可得 6 條曲線，分別在高斯點為 4、16、29 及網格為 6、3mm 之條件下所產生之最大應力值對輸入扭力值呈現正比關係。在這裡我們可以發現，雖然一共有 6 條曲線，但實際卻只看到 2 條曲線，這是因為部份曲線非常接近的緣故，而這兩條曲線也僅有 1.2% 的差異而已。這也就是說唯有在網格不同時，才會有較明顯的曲線差異，且此應力值也近於收斂，高斯點的多寡對於曲線差異不大，除狀況 3 之最大應力值之外，其他 2 個狀況皆在彈性限範圍內。

上述 6 個曲線之最大應力值位置皆產生在 EBJ 輸出端外輪桿部小徑處，故將以高斯點為 4，網格為 3mm，輸入端扭力值為 300 N-m 所產生之圖作示意，下圖 4-28、圖 4-29、圖 4-30 分別表示 EBJ 次總成之應力 Von-Mises、合位移及等效應變之狀況。

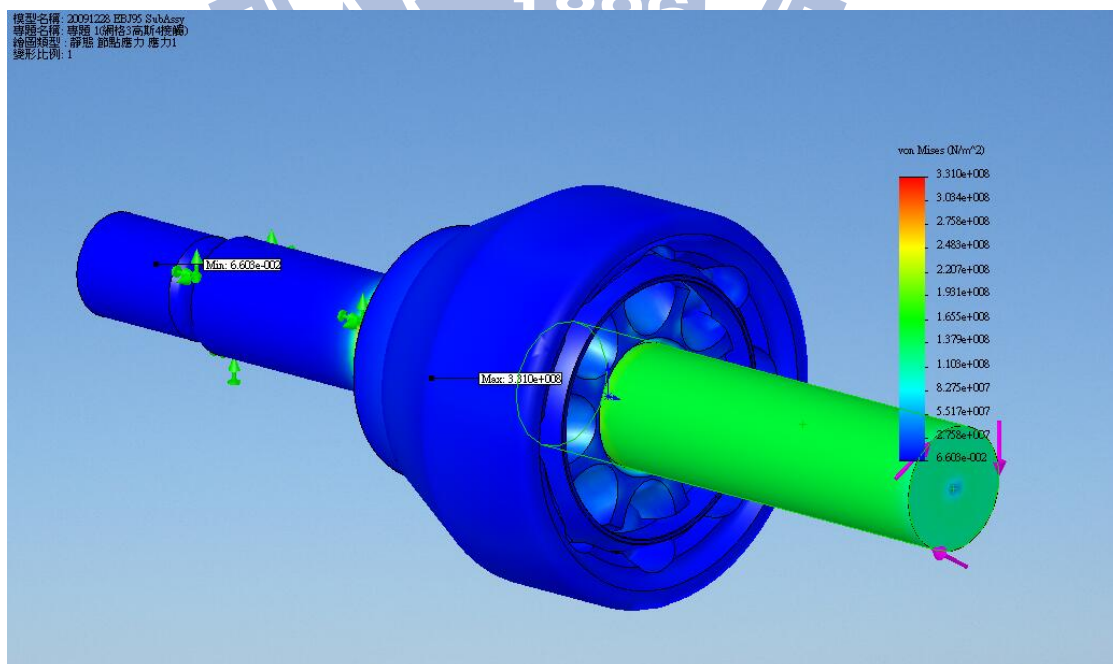


圖 4-28 EBJ 之應力 Von-Mises

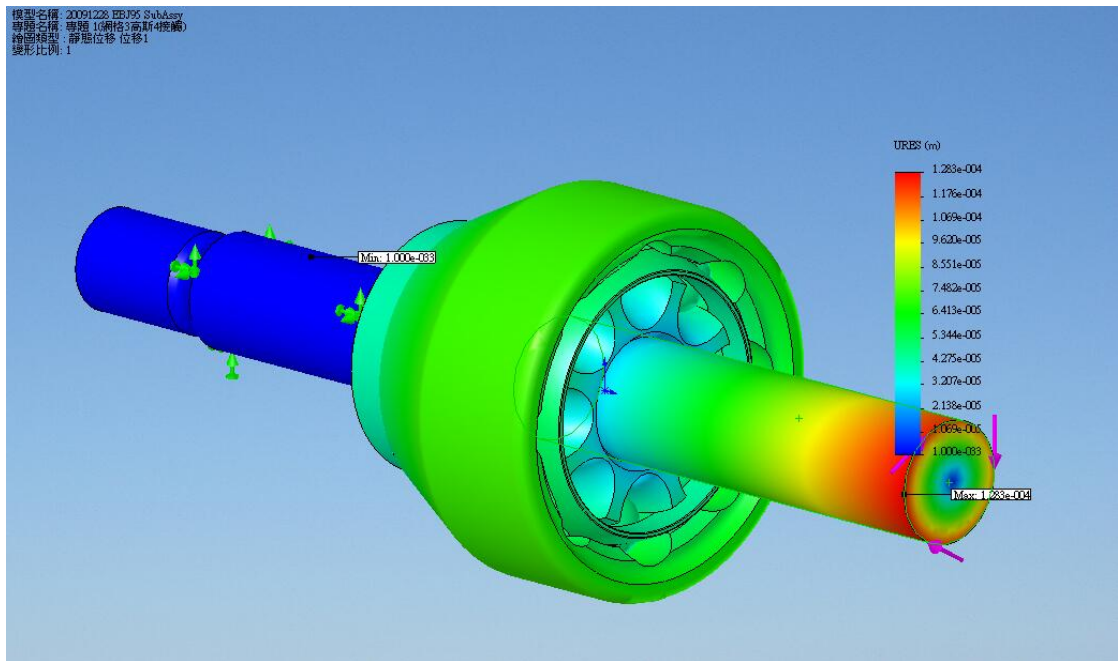


圖 4-29 EBJ 之合位移

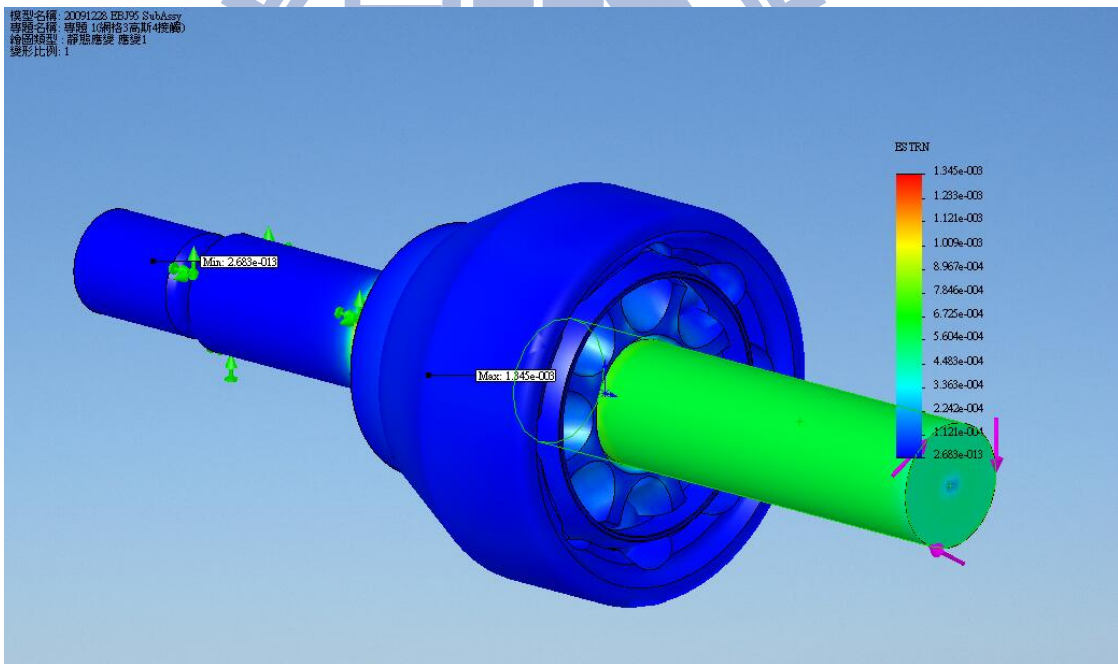


圖 4-30 EBJ 之等效應變

由上述 4.2 節至 4.5 節可知道，其降伏強度皆為 $2.206 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ 。我們所設定的輸入扭力值所得出來的對照應力皆非常接近降伏強度，甚至出現超出降伏強度者，接下來我們將在第五章中來討論我們經由軟體求得的

應力值與其輸入條件之關係。

4.6. BJ95L 與 EBJ95 之 0 度角/5 度角靜力比較

針對前述 4.2 至 4.5 節中的比較我們將在第五章討論其中對於最大應力影響最大的條件為何，至於本節主要討論的是 BJ95L 與 EBJ95 在工作角度為 0 度與 5 度下之靜態應力比較。

4.6.1. BJ95L 在工作角度為 0 度時之靜態應力

同 4.1 節步驟所述，我們先假設扭力位置相同，使用 100Nm、200Nm、300Nm，固定位置在外輪桿部，材質皆使用一般碳鋼，設定接觸的條件，高斯點為 4，網格為 3mm，則可得到下圖 4-31 的結果。

專題名稱: 專題 1

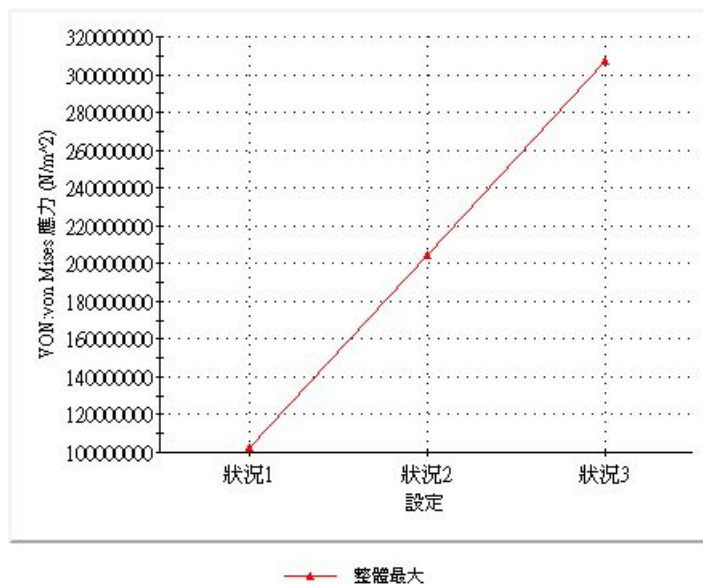


圖 4-31 BJ 3 個狀況的最大應力

從圖 4-31 我們可以得知 3 個狀況之條件所產生之最大應力值對輸入扭

力值呈現正比關係，唯狀況 3 之外，其餘 2 個狀況仍在彈性限範圍之內。

我們回到設計方案裏，分別檢查狀況 1,2,3 之結果。

以下將直接以狀況 3 所產生之圖表（即 300N-m）表示出來並作說明。

下圖 4-32、圖 4-33、圖 4-34 分別表示 BJ 次總成之應力 Von-Mises、合位移及等效應變之狀況。

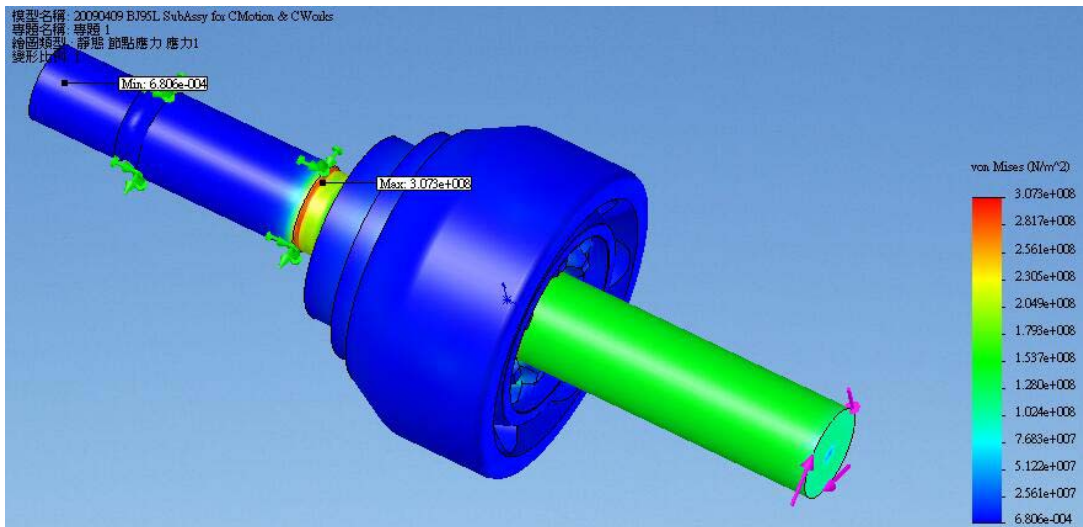


圖 4-32 BJ 之應力 Von-Mises

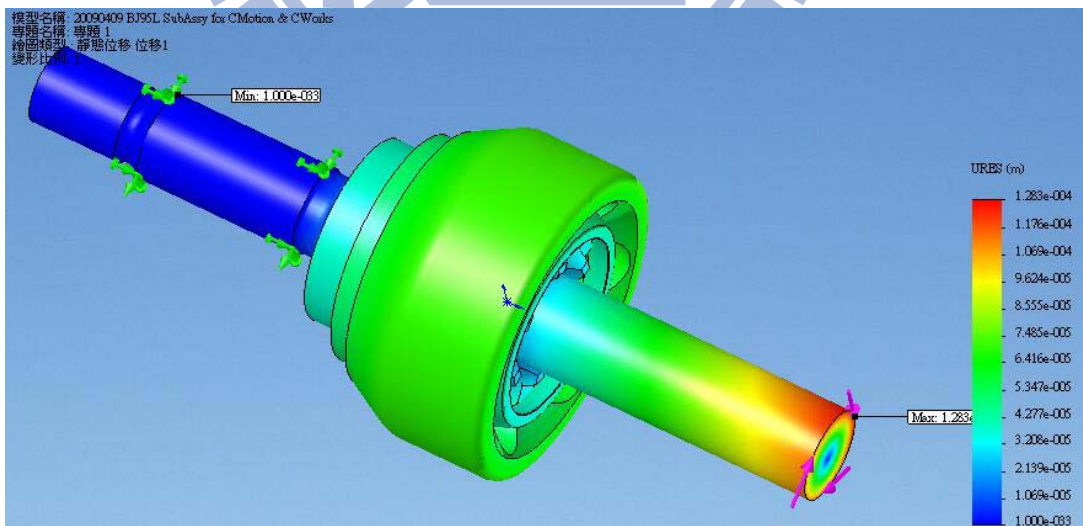


圖 4-33 BJ 之合位移

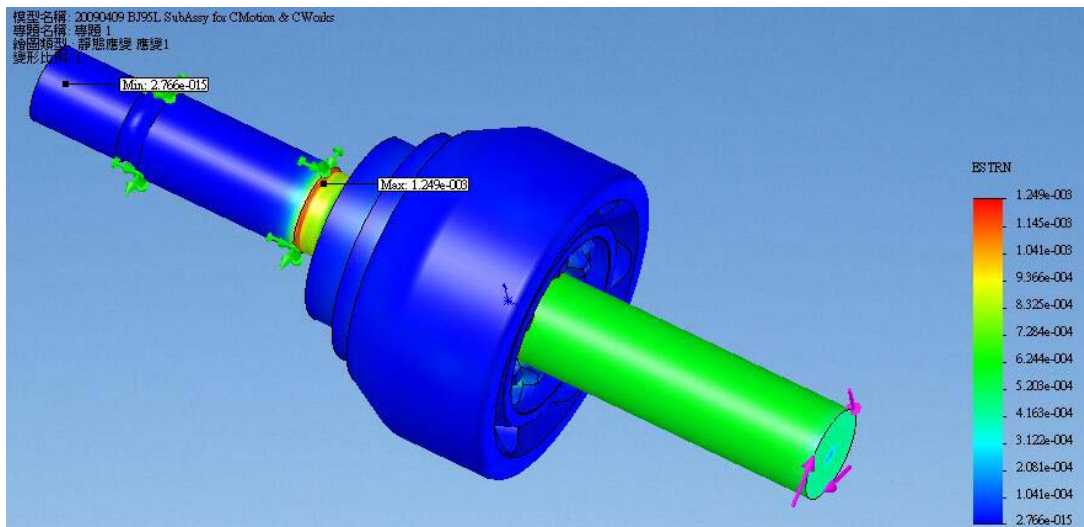


圖 4-34 BJ 之等效應變

此時我們將整理此種條件下所得之分析結果，BJ 次總成及單件在工作角度為 0 度所受到的最大應力分別如下表 4-6 所示：

表 4-6 BJ 次總成與單件之最大應力值

應力 部位	最大應力值(N/m ²)			位置		Remark
	扭力 100Nm	扭力 200Nm	扭力 300Nm	位置	節點	
Assy	1.0244e+08	2.0488e+08	3.0731e+08	外輪桿部小徑	123558	降伏強度： 2.206e+008 位置為相對 於作動圓心
I/R	5.2770e+07	1.0554e+08	1.5830e+08	內徑前端處	21395	
Cage	4.6810e+07	9.3620e+07	1.4040e+08	外徑近窗口處	57824	
O/R	1.0244e+08	2.0488e+08	3.0731e+08	外輪桿部小徑	123558	
Shaft	8.1420e+07	1.6284e+08	2.4430e+08	近內輪交接處	21386	
Ball#1	2.069e+07	4.137e+07	6.206e+07	鋼珠表面	21445	
Ball#2	1.821e+07	3.641e+07	5.462e+07	鋼珠表面	22841	
Ball#3	2.556e+07	5.112e+07	7.668e+07	鋼珠表面	24071	
Ball#4	2.461e+07	4.922e+07	7.384e+07	鋼珠表面	25468	
Ball#5	2.148e+07	4.296e+07	6.444e+07	鋼珠表面	26778	
Ball#6	1.623e+07	3.246e+07	4.870e+07	鋼珠內部近表面處		

由表 4-6 所示，此時的 BJ 次總成所受的最大應力值皆在 BJ 外輪桿部小徑處，除狀況 3 之外，其餘 2 個狀況皆在彈性限且非常接近材料之降伏點。

4.6.2. BJ95L 在工作角度為 5 度時之靜態應力

同 4.1 節步驟所述，我們先假設扭力位置相同，使用 100Nm、200Nm、300Nm，固定位置在外輪桿部，材質皆使用一般碳鋼，設定接觸的條件，高斯點為 4，網格為 3mm，則可得到下圖 4-35 的結果。

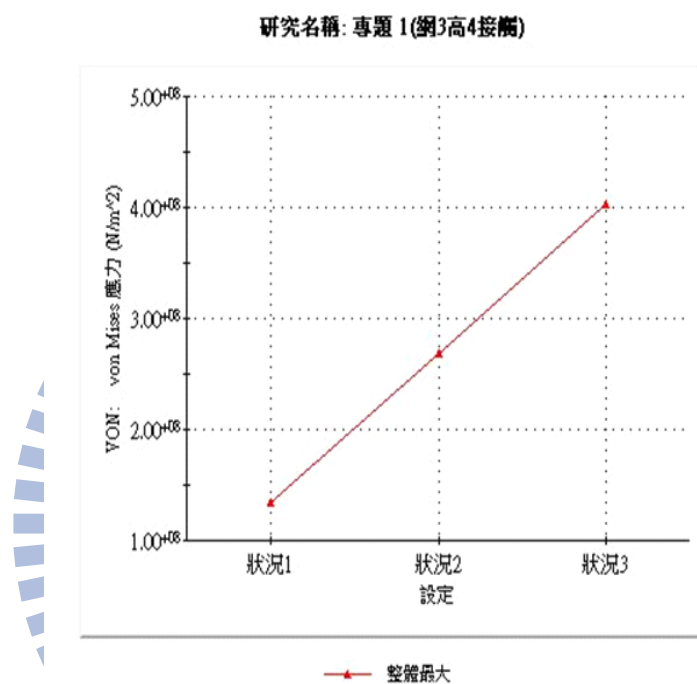


圖 4-35 BJ 3 個狀況的最大應力

從圖 4-35 我們可以得知 3 個狀況之條件所產生之最大應力值對輸入扭力值呈現正比關係，唯狀況 2、3 之外，狀況 1 仍在彈性限範圍之內。我們回到設計方案裏，分別檢查狀況 1,2,3 之結果。

以下將直接以狀況 3 所產生之圖表（即 300N-m）表示出來並作說明。下圖 4-36、圖 4-37、圖 4-38 分別表示 BJ 次總成之應力 Von-Mises、合位移及等效應變之狀況。

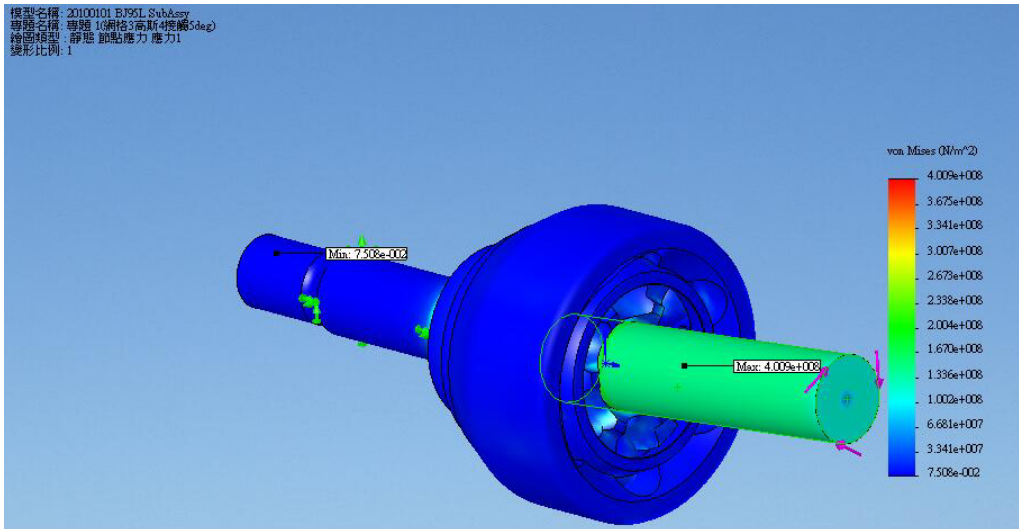


圖 4-36 BJ 之應力 Von-Mises

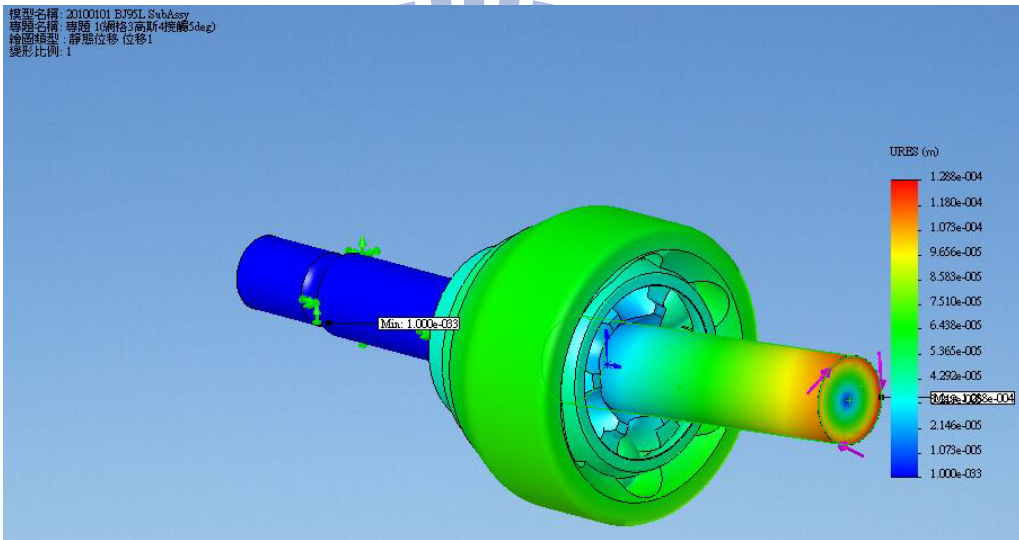


圖 4-37 BJ 之合位移

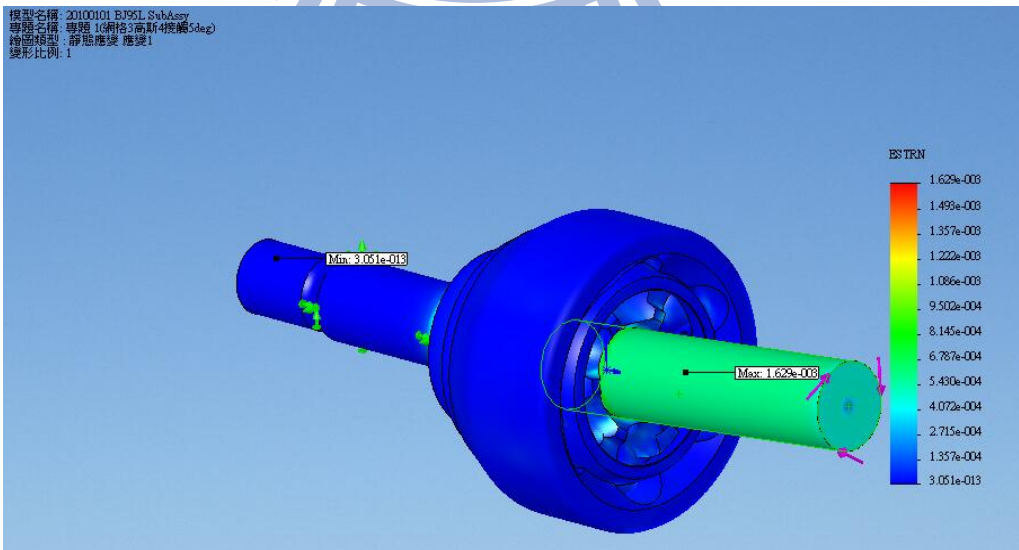


圖 4-38 BJ 之等效應變

此時我們將整理此種條件下所得之分析結果，BJ 次總成及單件在工作角度為 5 度所受到的最大應力分別如下表 4-7 所示：

表 4-7 BJ 次總成與單件之最大應力值

應力 部位	最大應力值(N/m ²)			位置		Remark
	扭力 100Nm	扭力 200Nm	扭力 300Nm	位置	節點	
Assy	1.3363e+08	2.6725e+08	4.0088e+08	內輪 R 角處	30080	降伏強度： 2.206e+008 位置為相對 於作動圓心
I/R	1.3363e+08	2.6725e+08	4.0088e+08	內輪 R 角處	30080	
Cage	4.3467e+07	8.6930e+07	1.3040e+08	外徑近窗口處	54929	
O/R	1.0070e+08	2.0140e+08	3.0210e+08	外輪桿部小徑	123167	
Shaft	7.9870e+07	1.5970e+08	2.3960e+08	近內輪處	18133	
Ball#1	2.306e+07	4.612e+07	6.918e+07	鋼珠表面	21320	
Ball#2	2.289e+07	4.579e+07	6.868e+07	鋼珠表面	23374	
Ball#3	2.975e+07	5.949e+07	8.924e+07	鋼珠表面	25246	
Ball#4	3.108e+07	6.216e+07	9.324e+07	鋼珠表面	25303	
Ball#5	2.636e+07	5.273e+07	7.909e+07	鋼珠表面	27633	
Ball#6	1.882e+07	3.764e+07	5.646e+07	鋼珠表面	28906	

由表 4-7 所示，此時的 BJ 次總成所受的最大應力值在 BJ 內輪 R 角處，除狀況 2、3 之外，只有狀況 1 皆在彈性限且非常接近材料之降伏點。

4.6.3. EBJ95 在工作角度為 0 度時之靜態應力

同 4.1 節步驟所述，我們先假設扭力位置相同，使用 100Nm、200Nm、300Nm，固定位置在外輪桿部，材質皆使用一般碳鋼，設定接觸的條件，高斯點為 4，網格為 3mm，則可得到下圖 4-39 的結果。

專題名稱: 專題 1(網格3高斯4接觸)

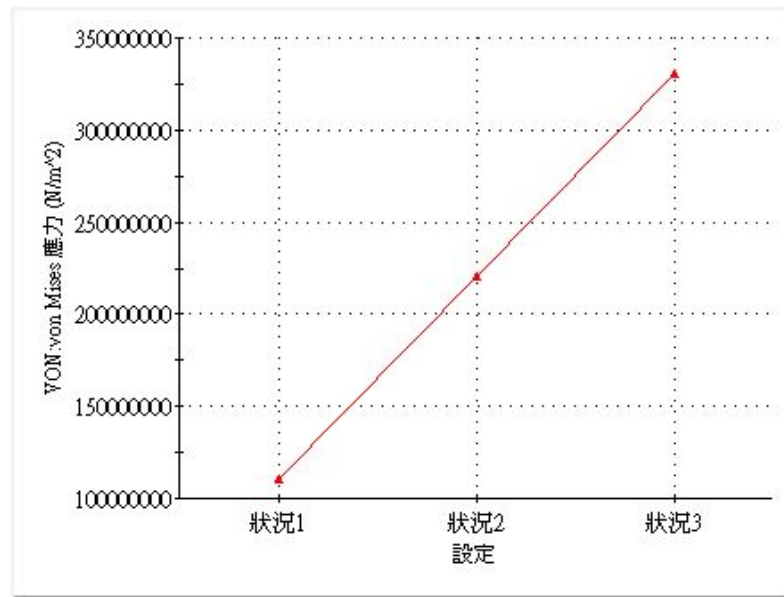


圖 4-39 EBJ 3 個狀況的最大應力

從圖 4-39 我們可以得知 3 個狀況之條件所產生之最大應力值對輸入扭力值呈現正比關係，唯狀況 3 之外，其餘 2 個狀況仍在彈性限範圍之內。我們回到設計方案裏，分別檢查狀況 1,2,3 之結果。

以下將直接以狀況 3 所產生之圖表（即 300N-m）表示出來並作說明。下圖 4-40、圖 4-41、圖 4-42 分別表示 EBJ 次總成之應力 Von-Mises、合位移及等效應變之狀況。

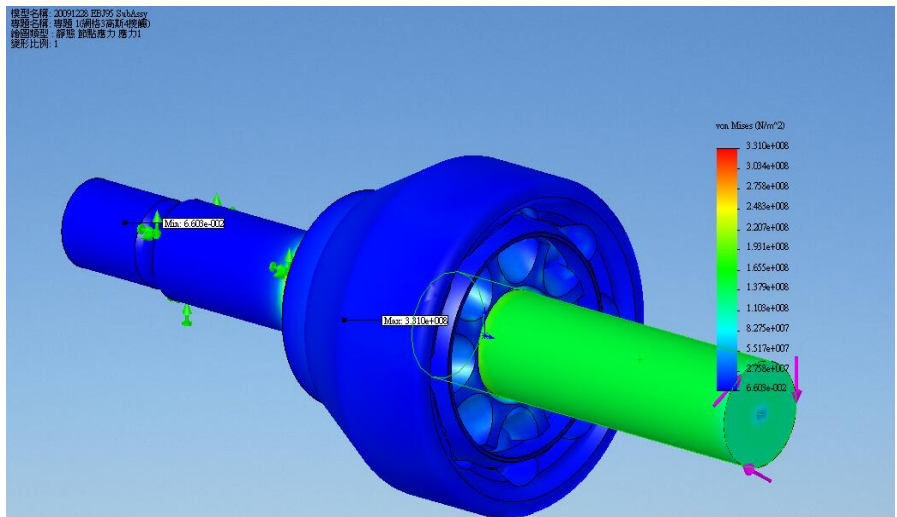


圖 4-40 EBJ 之應力 Von-Mises

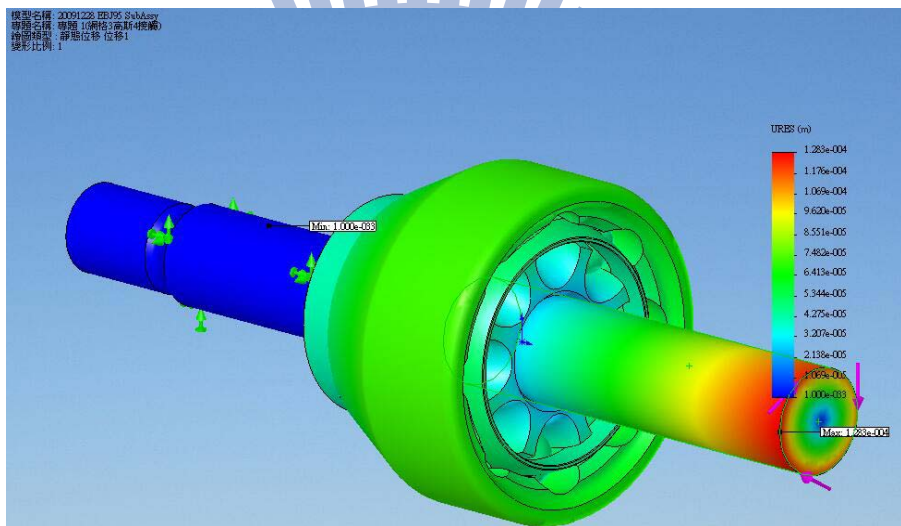


圖 4-41 EBJ 之合位移

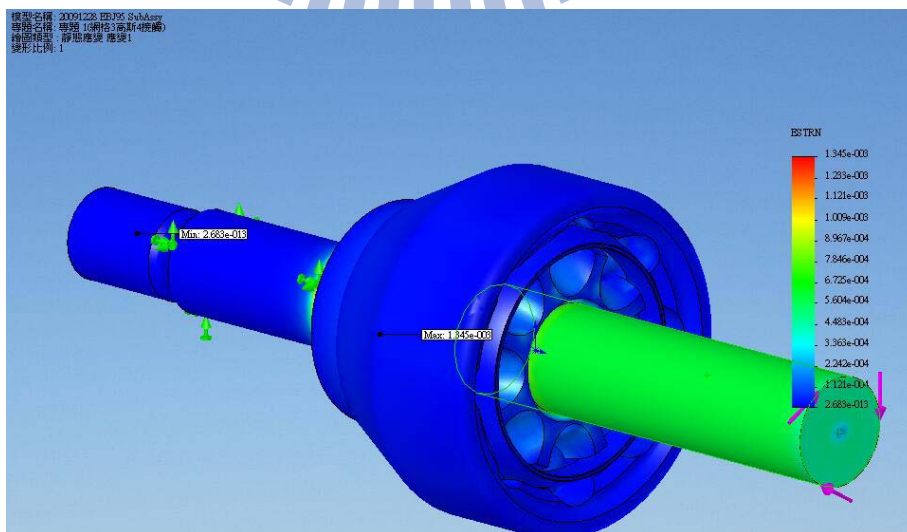


圖 4-42 EBJ 之等效應變

此時我們將整理此種條件下所得之分析結果，EBJ 次總成及單件在工作角度為 0 度所受到的最大應力分別如下表 4-8 所示：

表 4-8 EBJ 次總成與單件之最大應力值

應力 部位	最大應力值(N/m ²)			位置		Remark
	扭力 100Nm	扭力 200Nm	扭力 300Nm	位置	節點	
Assy	1.1033e+08	2.2067e+08	3.31002e+08	外輪桿部小徑	124574	降伏強度： 2.206e+008 位置為相對於作動圓心
I/R	4.8780e+07	9.7550e+07	1.4630e+08	內徑邊緣處	21294	
Cage	1.7270e+07	3.4540e+07	5.1810e+07	外徑近窗口處	53184	
O/R	1.1033e+08	2.2067e+08	3.31002e+08	外輪桿部小徑	124574	
Shaft	6.7967e+07	1.3593e+08	2.0390e+08	外徑近內輪處	21298	
Ball#1	1.2747e+07	2.5893e+07	3.884e+07	鋼珠表面	22063	
Ball#2	1.3693e+07	2.7386e+07	4.108e+07	鋼珠表面	22199	
Ball#3	1.1810e+07	2.3620e+07	3.543e+07	鋼珠表面	23053	
Ball#4	1.3873e+07	2.7746e+07	4.162e+07	鋼珠表面	23851	
Ball#5	1.3967e+07	2.7933e+07	4.190e+07	鋼珠表面	24664	
Ball#6	1.2140e+07	2.4280e+07	3.642e+07	鋼珠表面	25440	
Ball#7	1.2476e+07	2.4953e+07	3.743e+07	鋼珠表面	26267	
Ball#8	1.2783e+07	2.5567e+07	3.835e+07	鋼珠表面	27122	

由表 4-8 所示，此時的 EBJ 次總成所受的最大應力值皆在 EBJ 外輪桿部小徑處，除狀況 3 之外，其餘 2 個狀況皆在彈性限且非常接近材料之降伏點。

4.6.4. EBJ95 在工作角度為 5 度時之靜態應力

同 4.1 節步驟所述，我們先假設扭力位置相同，使用 100Nm、200Nm、300Nm，固定位置在外輪桿部，材質皆使用一般碳鋼，設定接觸的條件，高斯點為 4，網格為 3mm，則可得到下圖 4-43 的結果。

專題名稱: 專題 1(網格3高斯4接觸5deg)

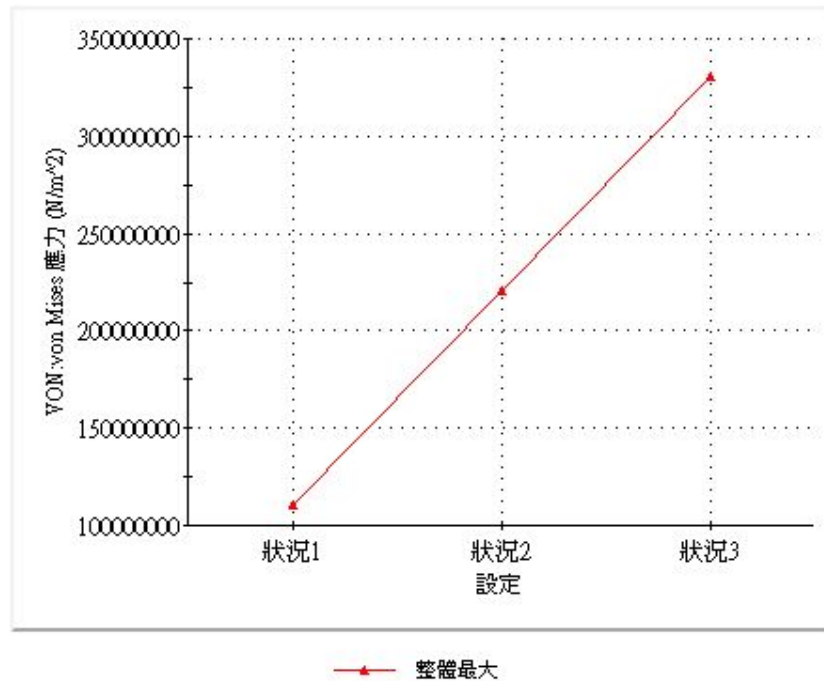


圖 4-43 EBJ 3 個狀況的最大應力

從圖 4-43 我們可以得知 3 個狀況之條件所產生之最大應力值對輸入扭力值呈現正比關係，狀況 3 已超出彈性限範圍。我們回到設計方案裏，分別檢查狀況 1,2,3 之結果。

以下將直接以狀況 3 所產生之圖表（即 300N-m）表示出來並作說明。

下圖 4-44、圖 4-45、圖 4-46 分別表示 EBJ 次總成之應力 Von-Mises、合位移及等效應變之狀況。

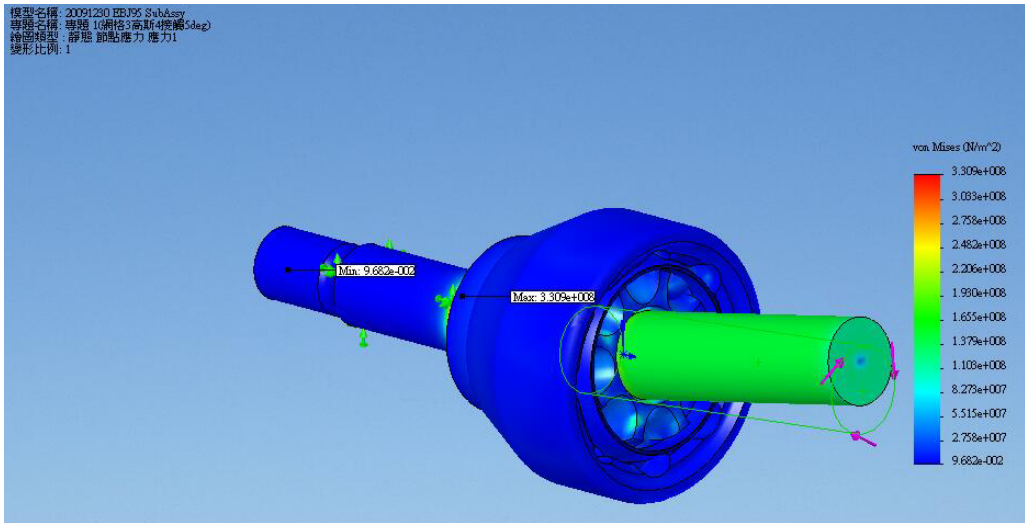


圖 4-44 EBJ 之應力 Von-Mises

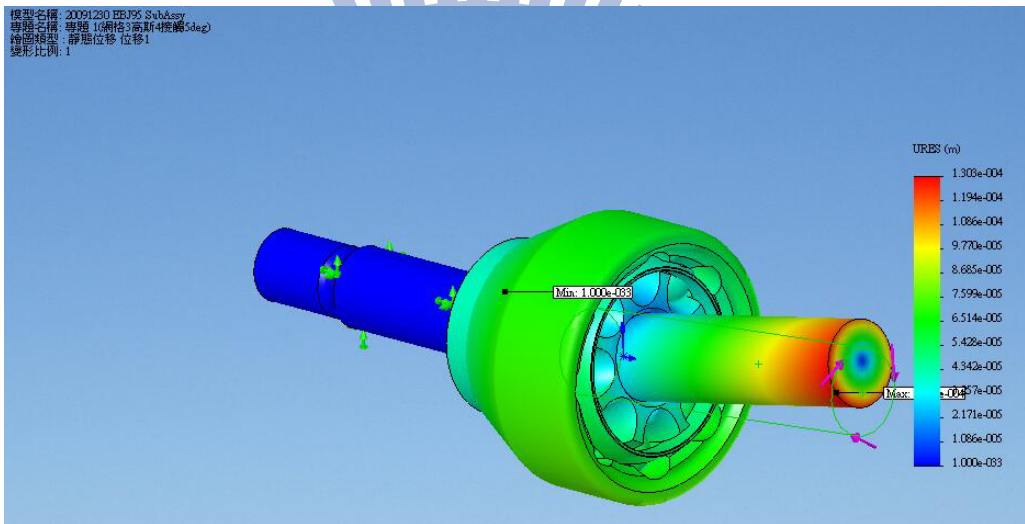


圖 4-45 EBJ 之合位移

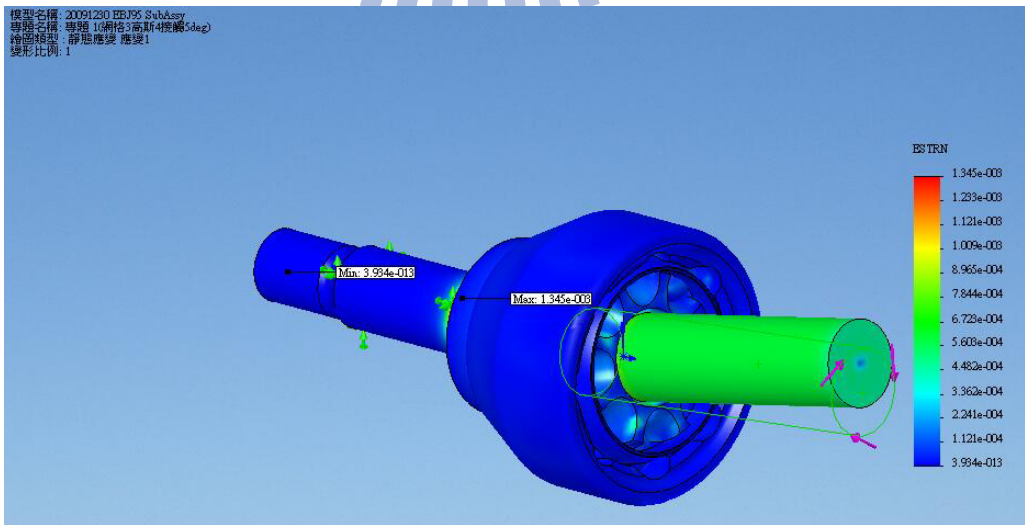


圖 4-46 EBJ 之等效應變

此時我們將整理此種條件下所得之分析結果，EBJ 次總成及單件在工作角度為 5 度所受到的最大應力分別如下表 4-9 所示：

表 4-9 EBJ 次總成與單件之最大應力值

應力 部位	最大應力值(N/m ²)			位置		Remark
	扭力 100Nm	扭力 200Nm	扭力 300Nm	位置	節點	
Assy	1.1031e+08	2.2061e+08	3.3092e+08	外輪桿部小徑	125712	降伏強度： 2.206e+008 位置為相對 於作動圓心
I/R	5.0267e+07	1.0053e+08	1.5080e+08	球軌前端邊界	17945	
Cage	3.6733e+07	7.3466e+07	1.1020e+08	窗口與外徑交接	52313	
O/R	1.1031e+08	2.2061e+08	3.3092e+08	外輪桿部小徑	125712	
Shaft	6.7866e+07	1.3573e+08	2.0360e+08	外徑近內輪處	21305	
Ball#1	1.2590e+07	2.5180e+07	3.7770e+07	鋼珠表面	22239	
Ball#2	1.4877e+07	2.9753e+07	4.4630e+07	鋼珠表面	22378	
Ball#3	1.2900e+07	2.5800e+07	3.8700e+07	鋼珠表面	23903	
Ball#4	1.2907e+07	2.5814e+07	3.8721e+07	鋼珠表面	24697	
Ball#5	1.3333e+07	2.6667e+07	4.0000e+07	鋼珠表面	25530	
Ball#6	2.3013e+07	4.6026e+07	6.9040e+07	鋼珠表面	26203	
Ball#7	1.2940e+07	2.5880e+07	3.8820e+07	鋼珠表面	27240	
Ball#8	1.7977e+07	3.5953e+07	5.3930e+07	鋼珠表面	27827	

由表 4-9 所示，此時的 EBJ 次總成所受的最大應力值皆在 EBJ 外輪桿部小徑處，除狀況 3 之外，其餘 2 個狀況皆在彈性限且非常接近材料之降伏點。

五、結果分析與討論

此章節中將依照第 4 章共計 5 節的內容，針對 BJ95L 與 EBJ95 所模擬的應力分析項目包括：固定位置不同、扭力大小不同、高斯點不同、接觸設定與否、網格大小的不同以及次總成與單件等所分析的數據，分別依序進行事後探討與比較，以完成一個完整的分析過程。

5.1 BJ95L 分析所得數據比較與討論

首先將針對 BJ95L 的部份，將依序依照 4.2 與 4.3 節的內容，將使用 COSMOS Works 模擬所得的分析數據搜集整理後，可得到如下表 5-1 的一覽表。

表 5-1 BJ95L 應力分析數據整理

固定位置	設定接觸條件	高斯點	網格 (mm)	扭力值 (N-m)	應力				降伏強度 (N/m ²)
					最大值(N/m ²)	節點	座標 (mm)	簡述	
油封背部	否	4	13.8847	100	5.6976e+007	517	(14.7763, 11.3423, 6.5485)	輸入端 BJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.1395e+008				
				300	1.7093e+008				
油封背部	否	4	6	100	5.8975e+007	2671	(11.0887, -7.69822, -10.5957)	輸入端 BJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.1795e+008				
				300	1.7692e+008				
油封背部	否	4	3	100	7.9437e+007	21386	(8.96075, -2.12404, 12.9236)	輸入端 BJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.5887e+008				
				300	2.3831e+008				
油封背部	否	16	13.8847	100	5.7044e+007	517	(14.7763, 11.3423, 6.5485)	輸入端 BJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.1409e+008				
				300	1.7113e+008				

油封背部	否	16	6	100	5.8991e+007	2671	(11.0887, -7.69822, -10.5957)	輸入端 BJ Shaft 近內 輪處	2.206e +008
				200	1.1798e+008				
				300	1.7697e+008				
油封背部	否	16	3	100	7.9458e+007	21386	(8.96075, -2.12404, 12.9236)	輸入端 BJ Shaft 近內 輪處	2.206e +008
				200	1.5892e+008				
				300	2.3837e+008				
油封背部	否	29	13.8847	100	5.6951e+007	517	(14.7763, 11.3423, 6.5485)	輸入端 BJ Shaft 近內 輪處	2.206e +008
				200	1.1390e+008				
				300	1.7085e+008				
油封背部	否	29	6	100	5.8991e+007	2671	(11.0887, -7.69822, -10.5957)	輸入端 BJ Shaft 近內 輪處	2.206e +008
				200	1.1798e+008				
				300	1.7697e+008				
油封背部	否	29	3	100	7.9458e+007	21386	(8.96075, -2.12404, 12.9236)	輸入端 BJ Shaft 近內 輪處	2.206e +008
				200	1.5892e+008				
				300	2.3837e+008				
油封背部	是	4	13.8847	100	5.7068e+007	517	(14.7763, 11.3423, 6.5485)	輸入端 BJ Shaft 近內 輪處	2.206e +008
				200	1.1414e+008				
				300	1.7120e+008				
油封背部	是	4	6	100	5.8880e+007	3661	(11.0887, 9.73297, 8.7636)	輸入端 BJ Shaft 近內 輪處	2.206e +008
				200	1.1776e+008				
				300	1.7664e+008				
油封背部	是	4	3	100	8.0477e+007	21386	(8.96075, -2.12404, 12.9236)	輸入端 BJ Shaft 近內 輪處	2.206e +008
				200	1.6095e+008				
				300	2.4143e+008				
油封背部	是	16	13.8847	100	5.7070e+007	517	(14.7763, 11.3423, 6.5485)	輸入端 BJ Shaft 近內 輪處	2.206e +008
				200	1.1414e+008				
				300	1.7121e+008				
油封背部	是	16	6	100	5.8880e+007	3661	(11.0887, 9.73297, 8.7636)	輸入端 BJ Shaft 近內 輪處	2.206e +008
				200	1.1776e+008				
				300	1.7664e+008				
油封背部	是	16	3	100	8.0477e+007	21386	(8.96075, -2.12404, 12.9236)	輸入端 BJ Shaft 近內 輪處	2.206e +008
				200	1.6095e+008				
				300	2.4143e+008				
油封背部	是	29	13.8847	100	5.7067e+007	517	(14.7763, 11.3423, 6.5485)	輸入端 BJ Shaft 近內 輪處	2.206e +008
				200	1.1413e+008				
				300	1.712e+008				

油封背部	是	29	6	100	5.8880e+007	3661	(11.0887, 9.73297, 8.7636)	輸入端 BJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.1776e+008				
				300	1.7664e+008				
油封背部	是	29	3	100	8.0477e+007	21386	(8.96075, -2.12404, 12.9236)	輸入端 BJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.6095e+008				
				300	2.4143e+008				
外輪焊部	是	4	13.8847	100	9.2385E+007	8233	(-58.5098, -12.0314, 2.12146)	輸出端 BJ 焊部小徑處	2.206e+008
				200	1.8477E+008				
				300	2.7716E+008				
外輪焊部	是	4	6	100	1.0841e+008	25276	(-57.7784, -11.7692, -1.237)	輸出端 BJ 焊部小徑處	2.206e+008
				200	2.1682e+008				
				300	3.2523e+008				
外輪焊部	是	4	3	100	1.0244e+008	123558	(-57.7784, 11.3369, -3.39405)	輸出端 BJ 焊部小徑處	2.206e+008
				200	2.0488e+008				
				300	3.0731e+008				
外輪焊部	是	16	13.8847	100	9.4724E+007	8233	(-58.5098, -12.0314, 2.12146)	輸出端 BJ 焊部小徑處	2.206e+008
				200	1.8945E+008				
				300	2.8417E+008				
外輪焊部	是	16	6	100	1.0841e+008	25276	(-57.7784, -11.7692, -1.237)	輸出端 BJ 焊部小徑處	2.206e+008
				200	2.1682e+008				
				300	3.2523e+008				
外輪焊部	是	16	3	100	1.0244e+008	123558	(-57.7784, 11.3369, -3.39405)	輸出端 BJ 焊部小徑處	2.206e+008
				200	2.0488e+008				
				300	3.0731e+008				
外輪焊部	是	29	13.8847	100	9.4721E+007	8233	(-58.5098, -12.0314, 2.12146)	輸出端 BJ 焊部小徑處	2.206e+008
				200	1.8944E+008				
				300	2.8416E+008				
外輪焊部	是	29	6	100	1.0841e+008	25276	(-57.7784, -11.7692, -1.237)	輸出端 BJ 焊部小徑處	2.206e+008
				200	2.1682e+008				
				300	3.2523e+008				
外輪焊部	是	29	3	100	1.0244e+008	123558	(-57.7784, 11.3369, -3.39405)	輸出端 BJ 焊部小徑處	2.206e+008
				200	2.0488e+008				
				300	3.0731e+008				

從表 5-1 中，在固定扭力位置的情況下，則可以得到下面幾個結論：

1. 固定位置的不同會影響最大應力值的大小與位置；

2. 設定接觸條件與否會些微影響最大應力值的大小與節點位置，尤其是網格為 6mm；
3. 高斯點數對於最大應力值的大小與節點位置的影響不大；
4. 網格大小的不同將會直接影響最大應力值的大小與位置；
5. 輸入扭力值的大小也會直接影響最大應力值的大小，但是對於產生最大扭力值的位置將無影響；

以下將針對上述所得到的五項結論進行說明討論，讓本篇論文對於 BJ95L 能得到更深一層的了解。

5.1.1 固定位置的不同會影響最大應力值的大小與位置

參考表 5-1 的內容，我們可以看到固定位置在不同地方會有不一樣的應力集中點。若是固定位置在油封背部，最大應力值皆在 BJ Shaft 靠近內輪處，這是由於 BJ Shaft 是尺寸最小的地方；而固定位置在外輪桿部上，此時應力集中位置就換到了尺寸最小的輪端桿部小徑處。於是在這裡我們可以下個結論，即為此時的 BJ95L 次總成應力集中位置與固定位置有關，且應力集中位置皆位於尺寸最小的地方。

5.1.2 設定接觸條件只會些微影響最大應力值的大小與節點位置

同理參考表 5-1 中，我們把設定接觸條件與否，假設在相同網格為 6mm、扭力值皆為 200Nm、高斯點數皆為 16、固定位置皆在油封

背部為例，重新編排如下表 5-2

表 5-2 BJ95L 設定接觸條件與否之比較

固定位置	設定接觸條件	高斯點	網格 (mm)	扭力值 (N-m)	應力				降伏強度 (N/m ²)
					最大值(N/m ²)	節點	座標 (mm)	簡述	
油封背部	否	16	6	200	1.1798e+008	2671	(11.0887, -7.69822, -10.5957)	輸入端 BJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
油封背部	是	16	6	200	1.1776e+008	3661	(11.0887, 9.73297, 8.7636)	輸入端 BJ Shaft 近內輪處	2.206e+008

由表 5-2 可以看到，接觸條件的設定與否所得到的最大應力值差異僅為 0.186%，不過產生的應力集中節點位置卻有些微差異。而其他的條件相同下，接觸條件的設定與否所造成的應力最大值差異皆在 0.2% 以內，故我們在這裡可以下定論為，接觸條件的設定與否對於應力最大值差異影響不大。不過在這裡我們還是建議設定條件為不穿透比較符合實際狀況。

5.1.3 高斯點數對於最大應力值的大小與節點位置的影響不大

在表 5-1 中，我們設定高斯點數不同時，假設在相同網格為 6mm、扭力值皆為 200Nm、設定接觸條件、固定位置皆在外輪桿部為例，重新列出並編排如下表 5-3

表 5-3 BJ95L 高斯點數不同之比較

固定位置	設定接觸條件	高斯點	網格 (mm)	扭力值 (N-m)	應力				降伏強度 (N/m ²)
					最大值(N/m ²)	節點	座標 (mm)	簡述	
外輪桿部	是	4	6	200	2.1682e+008	25276	(-57.7784, -11.7692, -1.237)	輸出端 BJ 桿部小徑處	2.206e+008
外輪桿部	是	16	6	200	2.1682e+008	25276	(-57.7784, -11.7692, -1.237)	輸出端 BJ 桿部小徑處	2.206e+008
外輪桿部	是	29	6	200	2.1682e+008	25276	(-57.7784, -11.7692, -1.237)	輸出端 BJ 桿部小徑處	2.206e+008

由表 5-3 可以看到，高斯點數的不同設定所得到的最大應力值並無差異，而且產生的應力集中節點位置也完全相同。而其他的條件相同下，高斯點數的不同所造成的應力最大值差異皆在 0.03% 以內，故我們在這裡可以下定論為，高斯點數的不同設定對於應力最大值差異影響非常小。所以在這裡可以得到一個結論為高斯點數越小，軟體計算時所消耗的時間也越小，所得到的應力最大值結果與高斯點數越大時所得到的結果差異非常小，此結論可以讓下次欲作應力分析時的一個重要參考依據。

5.1.4 網格大小的不同將會直接影響最大應力值的大小與位置

觀察表 5-1 很容易就可以看出來，網格在不同大小時所得到的最大應力值差異就很大。網格越小時越容易得到正確的最大應力值與節點位置。舉例來說，網格為 13.8847mm 與 6mm 時，最大應力值約有

4%的差異，但是網格為 6mm 與 3mm 之最大應力值差異卻高達近 40%，似乎表示網格 6mm 對於 BJ95L 仍嫌過大，要到 3mm 才可以更接近收斂。由此觀察得知，網格大小對於應力集中收斂的影響遠比其他原因大很多。

5.1.5 輸入扭力值的大小會直接影響最大應力值，但對產生的位置將無影響

同樣由表 5-1 就可以很容易觀察得到，不同的扭力輸入值也會對於最大應力值產生不同的差異，這個部份也可由第四章各節內不同的扭力輸入所得到的應力變化圖就可以觀察得到，200N-m 所得到的應力值為 100N-m 的 2 倍，300N-m 為 100N-m 的 3 倍，另外 300N-m 的應力值為 200N-m 應力值的 1.5 倍之強，也符合輸入扭力值對最大應力值呈正比之關係的定義。不過即便是扭力值的不同，只要其他先關條件相同的情況下，其產生的最大應力值皆在同一個位置。

由上述五個結論可以知道，網格大小與輸入扭力值將直接影響最大應力值的差異，這與我們的理論觀念是一致的；固定位置的設定也會影響最大應力值的位置，而且位置皆在尺寸最小的地方，這也與我們的觀念一致；至於高斯點數將對於最大應力值不會產生很大的影響，因此我們可以將高斯點數設定越少越好，以降低軟體運算時間；關於接觸條件設定與否如同高斯點數一樣，也不會對於最大應力值產生很大的影響，但對於最大應力

節點的產生位置則有不同的變化，且為了符合既有觀念—鋼珠與球軌不會貫穿的基本觀念，在這裡還是建議接觸條件要設定會比較好。

5.2 EBJ95 分析所得數據比較與討論

接著針對 EBJ95 的部份，將依照 4.4 與 4.5 節的內容，將使用 COSMOS Works 模擬所得的分析數據搜集整理後，可得到如下表 5-4 的一覽表。

表 5-4 EBJ95 應力分析數據整理

固定位置	設定接觸條件	高斯點	網格 (mm)	扭力值 (N-m)	應力				降伏強度 (N/m ²)
					最大值(N/m ²)	節點	座標 (mm)	簡述	
油封背部	是	4	6	100	5.8956e+007	3295	(12.7299, 0, 13.097)	輸入端 EBJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.1791e+008				
				300	1.7687e+008				
油封背部	是	4	3	100	6.7804e+007	21298	(11.1767, -11.3423, -6.5485)	輸入端 EBJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.3561e+008				
				300	2.0341e+008				
油封背部	是	16	6	100	5.896e+007	3295	(12.7299, 0, 13.097)	輸入端 EBJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.1792e+008				
				300	1.7688e+008				
油封背部	是	16	3	100	6.7803e+007	21298	(11.1767, -11.3423, -6.5485)	輸入端 EBJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.3561e+008				
				300	2.0341e+008				
油封背部	是	29	6	100	5.8960e+007	3295	(12.7299, 0, 13.097)	輸入端 EBJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.1792e+008				
				300	1.7688e+008				
油封背部	是	29	3	100	6.7803e+007	21298	(11.1767, -11.3423, -6.5485)	輸入端 EBJ Shaft 近內輪處	2.206e+008
				200	1.3561e+008				
				300	2.0341e+008				
外輪桿部	是	4	6	100	1.1127e+008	26691	(-58.7784, 9.57397, -6.9559)	輸出端外輪桿部小徑	2.206e+008
				200	2.2254e+008				
				300	3.3381e+008				

外輪 桿部	是	4	3	100	1.1033e+008	124574	(-58.7784, -9.06543, -7.6068)	輸出端外 輪桿部小 徑	2.206e +008
				200	2.2067e+008				
				300	3.3100e+008				
外輪 桿部	是	16	6	100	1.1077e+008	26691	(-58.7784, 9.57397, -6.9559)	輸出端外 輪桿部小 徑	2.206e +008
				200	2.2154e+008				
				300	3.3230e+008				
外輪 桿部	是	16	3	100	1.1032e+008	124574	(-58.7784, -9.06543, -7.6068)	輸出端外 輪桿部小 徑	2.206e +008
				200	2.2064e+008				
				300	3.3096e+008				
外輪 桿部	是	29	6	100	1.1159e+008	26691	(-58.7784, 9.57397, -6.9559)	輸出端外 輪桿部小 徑	2.206e +008
				200	2.2319e+008				
				300	3.3478e+008				
外輪 桿部	是	29	3	100	1.1032e+008	124574	(-58.7784, -9.06543, -7.6068)	輸出端外 輪桿部小 徑	2.206e +008
				200	2.2064e+008				
				300	3.3096e+008				

同理，在這裡我們也將同時討論 EBJ95 在固定扭力位置的情況下，不同的設定條件下所得到的結論：

1. 固定位置的不同會影響最大應力值的大小與位置；
2. 高斯點數對於最大應力值的大小與節點位置的影響不大；
3. 網格大小的不同將會直接影響最大應力值的大小與位置；
4. 輸入扭力值的大小也會直接影響最大應力值的大小，但是對於產生最大扭力值的位置將無影響；

因為在執行 BJ95L 應力分析時，我們發現設定接觸條件與否對最大應力值並不會造成很大的影響，為了依照實際狀況的模擬，故在 EBJ95 模擬將全數使用接觸條件的設定。另外網格為 13.8847mm 無法在此設定，故無法在這裡一併討論。

以下將針對上述所得到的四項結論進行說明討論，讓本篇論文對於 EBJ95 能得到更深一層的了解。

5.2.1 固定位置的不同會影響最大應力值的大小與位置

參考表 5-4 的內容，我們可以看到固定位置在不同地方會有不一樣的應力集中點。若是固定位置在油封背部，最大應力值皆在輸入端 EBJ Shaft 靠近內輪處，這是由於輸入端 EBJ Shaft 是尺寸最小的地方；而固定位置在輸出端外輪桿部時，此時應力集中位置則變成輸出端輪端桿部小徑處。觀察此兩處應力集中點有個共通點，即是皆為尺寸相對小之位置。故在這裡我們可以下個結論，即為此時的 EBJ95 總成應力集中位置與固定位置有關，且應力集中位置皆位於尺寸相對小的地方。

5.2.2 高斯點數對於最大應力值的大小與節點位置的影響不大

在表 5-4 中，我們設定高斯點數不同時，假設在相同網格為 6mm、扭力值皆為 200Nm、設定接觸條件、固定位置皆在外輪桿部為例，重新列出並編排如下表 5-5。

表 5-5 EBJ95 高斯點數不同之比較

固定位置	設定接觸條件	高斯點	網格 (mm)	扭力值 (N-m)	應力				降伏強度 (N/m ²)
					最大值(N/m ²)	節點	座標 (mm)	簡述	
外輪桿部	是	4	6	200	2.2254e+008	26691	(-58.7784, 9.57397, -6.9559)	輸出端外輪桿部小徑	2.206e+008
外輪桿部	是	16	6	200	2.2154e+008	26691	(-58.7784, 9.57397, -6.9559)	輸出端外輪桿部小徑	2.206e+008
外輪桿部	是	29	6	200	2.2319e+008	26691	(-58.7784, 9.57397, -6.9559)	輸出端外輪桿部小徑	2.206e+008

由表 5-5 可以看到，高斯點數的不同設定所得到的最大應力值差異僅約 0.744%，幾乎無差異，而且產生的應力集中節點位置也完全相同。而其他的條件相同下，高斯點數的不同所造成的應力最大值差異皆在 1% 以內，故我們在這裡可以下定論為，高斯點數的不同設定對於應力最大值差異影響非常小。而高斯點數越小，軟體計算時所消耗的時間也越少，所得到的應力最大值結果與高斯點數越大時所得到的結果差異近似，此結論與 BJ95L 所得到的結果一樣，可以讓下次欲作應力分析時的一個重要參考依據。

5.2.3 網格大小的不同將會直接影響最大應力值的大小與位置

觀察表 5-4 很容易就可以看出來，網格在不同大小時所得到的最大應力值差異就很大。網格越小時越容易得到正確的最大應力值與節點位置。固定位置在輪端桿部時，在其他條件皆相同的條件下，網格

為 6mm 與 3mm 之最大應力值差異近 1.2%，表示網格 6mm 對於 EBJ95 已近收斂，比 BJ95L 的 40% 來的少得多。但固定位置在油封背部時，網格大小為 6mm 與 3mm 的最大應力值皆在 Shaft 近內輪處，但是應力值差異達 15%，表示網格為 6mm 在固定位置為油封背部時尚未收斂。但皆有一個共通點，即此兩處皆為整體次總成尺寸相對小的地方。由此觀察得知，網格大小對於應力集中收斂的影響遠比其他原因大很多。

5.2.4 輸入扭力值的大小會直接影響最大應力值，但對產生的位置將無影響

同樣由表 5-4 就可以很容易觀察得到，不同的扭力輸入值也會對於最大應力值產生不同的差異，這個部份也可由 4.4 與 4.5 節內不同的扭力輸入所得到的應力變化圖就可以觀察得到，200N-m 所得到的應力值為 100N-m 的 2 倍，300N-m 為 100N-m 的 3 倍，另外 300N-m 的應力值為 200N-m 應力值的 1.5 倍之強，也符合輸入扭力值對最大應力值呈正比之關係的定義。不過即便是扭力值的不同，只要其他先關條件相同的情況下，其產生的最大應力值皆在同一個位置，這點也與 BJ95L 的情形相同。

由上述四個結論可以知道，在 EBJ95 網格大小與輸入扭力值將直接影響最大應力值的差異，這與我們的理論觀念是一致的；固定位置的設定

也會影響最大應力值的位置，而且最大應力值位置皆在尺寸相對最小的地方，這也與我們的觀念一致，也與我們設計應力集中點位置相同；至於高斯點數將對於最大應力值不會產生很大的影響，因此我們可以將高斯點數設定越少越好，以降低軟體運算時間。

5.3 BJ95L 與 EBJ95 設定條件之比較討論

個別討論完 BJ95L 與 EBJ95 的比較後，在這個章節將討論到本論文的重點，確認 EBJ95 在最大應力方面是否比 BJ95L 表現得佳。

首先針對扭力為 100、200、300N-m，固定在油封背部，皆設定接觸條件與高斯點數皆為 16，網格皆為 3mm 的情況下，下面表 5-6 則可得到 BJ95L 與 EBJ95 比較的最大應力值與其位置。

表 5-6 固定油封背部 BJ95L 與 EBJ95 最大應力值之比較

固定位置	設定接觸條件	高斯點	網格 (mm)	扭力值 (N-m)	應力				降伏強度 (N/m ²)
					最大值(N/m ²)	節點	座標 (mm)	簡述	
BJ95L 油封背部	是	16	3	100	8.0477e+007	21386	(8.96075, -2.12404, 12.9236)	輸入端 BJ Shaft 近內 輪處	2.206e +008
				200	1.6095e+008				
				300	2.4143e+008				
EBJ95 油封背部	是	16	3	100	6.7803e+007	21298	(11.1767, -11.3423, -6.5485)	輸入端 EBJ Shaft 近內輪處	2.206e +008
				200	1.3561e+008				
				300	2.0341e+008				

由表 5-6 我們可以初步得知 EBJ95 較 BJ95L 應力值來得較小，下面我們將表 5-6 轉為圖 5-1 的方式以便更容易比較出其差異。

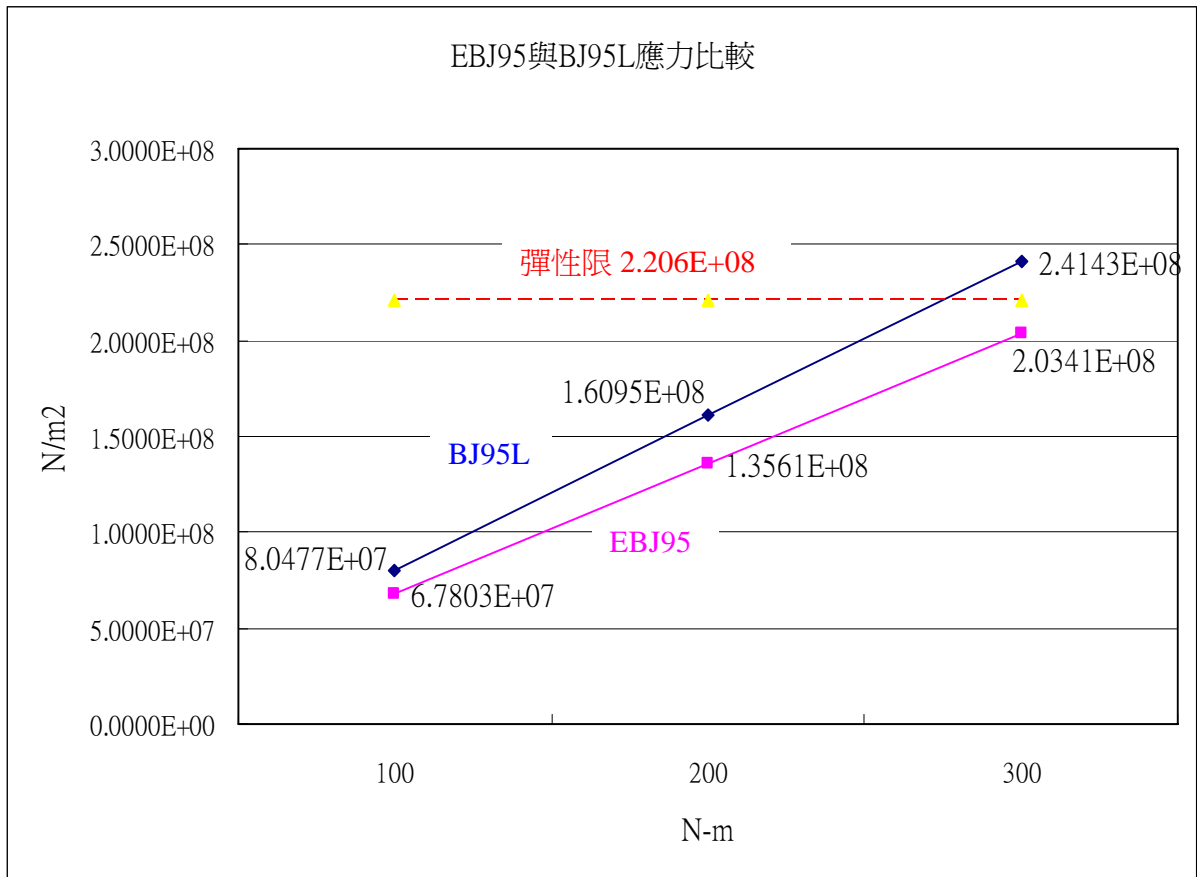


圖 5-1 固定油封背部 BJ95L 與 EBJ95 最大應力值之比較

由圖 5-1 可知，EBJ95 最大應力值均比 BJ95L 來得小，且都在彈性限之內，反觀 BJ95L 在 300N-m 時其最大應力值超出彈性限 $2.206 \times 10^8 \text{N/m}^2$ ；再者，BJ95L 的斜率比 EBJ95 的斜率多約 18.7%，此意味著 EBJ95 在不同扭力值，最大應力值會比 BJ95L 小約 18.7%。

另外我們也可以再針對扭力為 100、200、300N-m，固定在外輪桿部，皆設定接觸條件與高斯點數皆為 16，網格皆為 3mm 的情況下，下面表 5-7 則又可得到另外一組 BJ95L 與 EBJ95 比較的最大應力值與其位置。

表 5-7 固定外輪桿部 BJ95L 與 EBJ95 最大應力值之比較

固定位置	設定接觸條件	高斯點	網格 (mm)	扭力值 (N-m)	應力				降伏強度 (N/m ²)
					最大值(N/m ²)	節點	座標 (mm)	簡述	
BJ95L 外輪桿部	是	16	3	100	1.0244e+008	123558	(-57.7784, 11.3369, -3.39405)	輸出端 BJ 桿部小徑處	2.206e+008
				200	2.0488e+008				
				300	3.0731e+008				
EBJ95 外輪桿部	是	16	3	100	1.1032e+008	124574	(-58.7784, -9.06543, -7.6068)	輸出端外輪桿部小徑	2.206e+008
				200	2.2064e+008				
				300	3.3096e+008				

由表 5-7 我們可以得知 EBJ95 較 BJ95L 應力值來得稍大，下面我們將

表 5-7 轉為圖 5-2 的方式以便更容易比較出其差異。

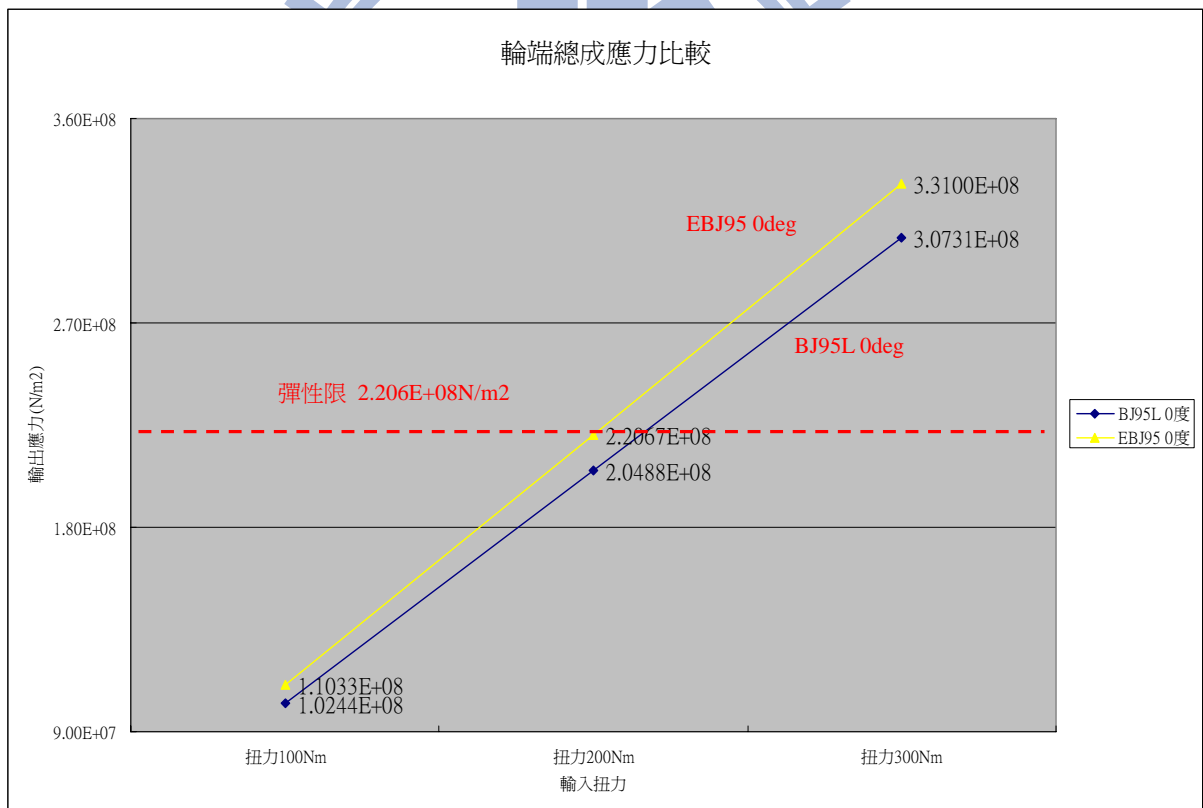


圖 5-2 固定外輪桿部 BJ95L 與 EBJ95 最大應力值之比較

由圖 5-2 可知，EBJ95 最大應力值均比 BJ95L 來得稍大，約為 7.7%，

但都在扭力 300N-m 時之最大應力值超出彈性限 $2.206 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ 甚多；再

者，EBJ95 的斜率為比 BJ95L 的斜率多 7.7%，此意味著 EBJ95 在不同扭力值，最大應力值會比 BJ95L 大約 7.7%。

由上述不同固定位置來比較 EBJ95 與 BJ95L 的最大應力值差異，雖然表現的差異不盡相同，固定在油封背部時，EBJ95 在相同條件下，其最大應力值結果皆比 BJ95L 來得低約 18.7%；固定在相同尺寸的輸出端外輪桿部時，EBJ95 在相同條件下，其最大應力值結果皆比 BJ95L 來得高約 7.7%。此表示 EBJ95 在結構應力部分對於應力集中的表現稍劣於 BJ95L 的設計，但差異頗小，而此驗證之結果也呼應了第二章裡提到的機能測試評估的結論，對於 EBJ95 在靜力強度試驗方面略相當於 BJ95L。

5.4. BJ95L 與 EBJ95 在工作角度為 0 度及 5 度時之應力比較

在 5.3 節中在固定位置不同時即產生應力值變化的差異，本節內容將針對在工作角度分別為 0 度及 5 度時，EBJ95 與 BJ95L 在次總成與單件之間的應力值比較。

依照表 4-40、4-41、4-42、4-43 內的次總成與單件應力值，依照不同種類分類整理後，則依序可得下面表 5-8 次總成、表 5-9 內輪、表 5-10 保持器、表 5-11 外輪、表 5-12 Shaft、表 5-13 鋼珠#1 號、表 5-14 鋼珠#4 號。之後再依序將表 5-8 次總成、表 5-9 內輪、表 5-10 保持器、表 5-11 外輪、表 5-12 Shaft、表 5-13 鋼珠#1 號、表 5-14 鋼珠#4 號以圖表整理後即可得圖 5-3 次總成、圖 5-4 內輪、圖 5-5 保持器、圖 5-6 外輪、圖 5-7 Shaft、

圖 5-8 鋼珠#1 號、圖 5-9 鋼珠#4 號，我們再依序討論每種情況。

5.4.1. BJ95L 與 EBJ95 次總成應力比較

首先，我們將先依次總成的應力部分先來作如下表 5-8 與下圖 5-3 之比較與說明。

表 5-8 次總成應力比較

Type	最大應力值(N/m2)			位置		part
	扭力 100Nm	扭力 200Nm	扭力 300Nm	應力最大位置	節點	
BJ95L 0 度	1.0244E+08	2.0488E+08	3.0731E+08	輸出端外輪桿部小徑處	123558	Assy
BJ95L 5 度	1.3363E+08	2.6725e+08	4.0088e+08	內輪 R 角處	30080	Assy
EBJ95 0 度	1.1033e+08	2.2067e+08	3.3100e+08	外輪桿部小徑	124574	Assy
EBJ95 5 度	1.1031e+08	2.2061e+08	3.3092e+08	外輪桿部小徑	125712	Assy

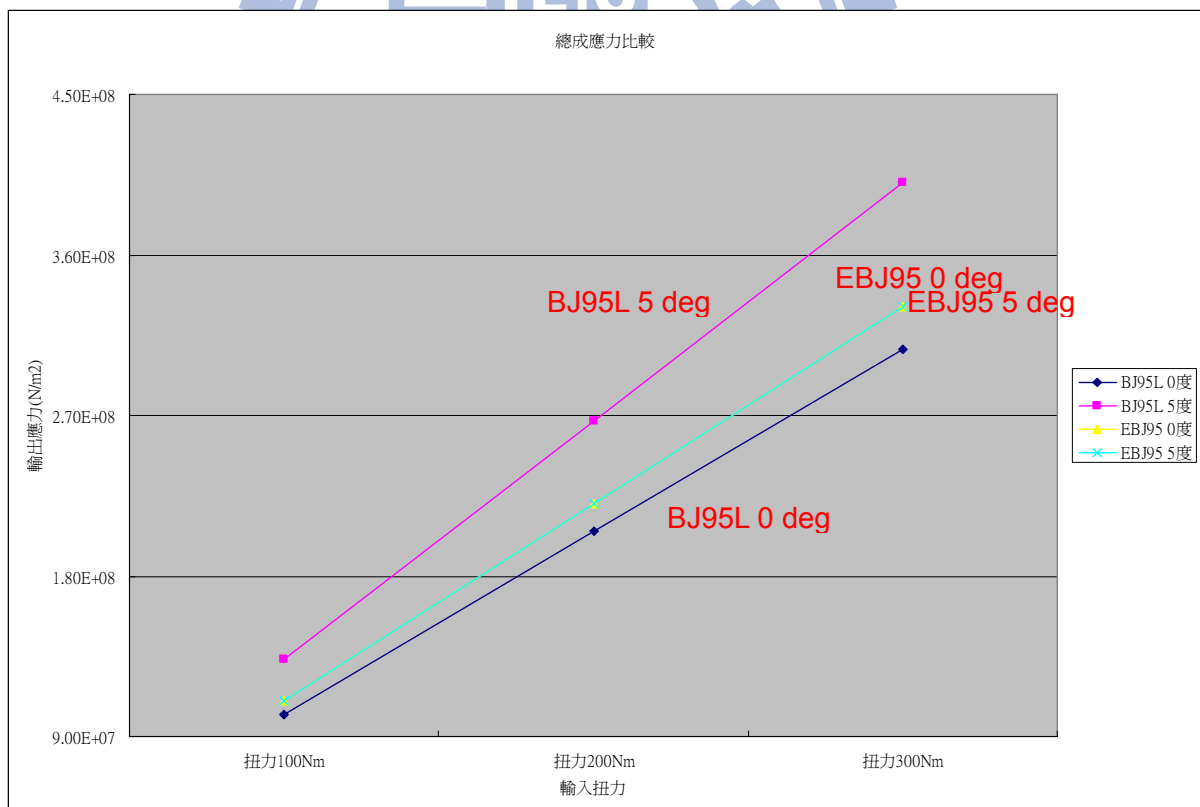


圖 5-3 次總成應力比較

依照上圖 5-3 來觀察，我們可以看到次總成的應力表現中，EBJ95 的

部份，0 度與 5 度的差異僅為 0.024%，而 BJ95L 在 0 度與 5 度的應力值差異卻到 30%。由此可見，雖然 EBJ95 的最大應力值比 BJ95L 0 度大約 7.7%，但 EBJ95 在 0 度與 5 度時的表現明顯優於 BJ95L。

5.4.2. BJ95L 與 EBJ95 內輪應力比較

接著，我們再針對內輪的應力部分先來作如下表 5-9 與下圖 5-4 之比較與說明。

表 5-9 內輪應力比較

Type	最大應力值(N/m ²)			位置		part
	扭力 100Nm	扭力 200Nm	扭力 300Nm	應力最大位置	節點	
BJ95L 0 度	5.2770E+07	1.0554E+08	1.5830E+08	內徑邊緣處	21395	I/R
BJ95L 5 度	1.3363e+08	2.6725e+08	4.0088e+08	內輪 R 角處	30080	I/R
EBJ95 0 度	4.8780e+07	9.7550e+07	1.4630e+08	內徑邊緣處	21294	I/R
EBJ95 5 度	5.0267e+07	1.0053e+08	1.5080e+08	球軌前端邊界	17945	I/R

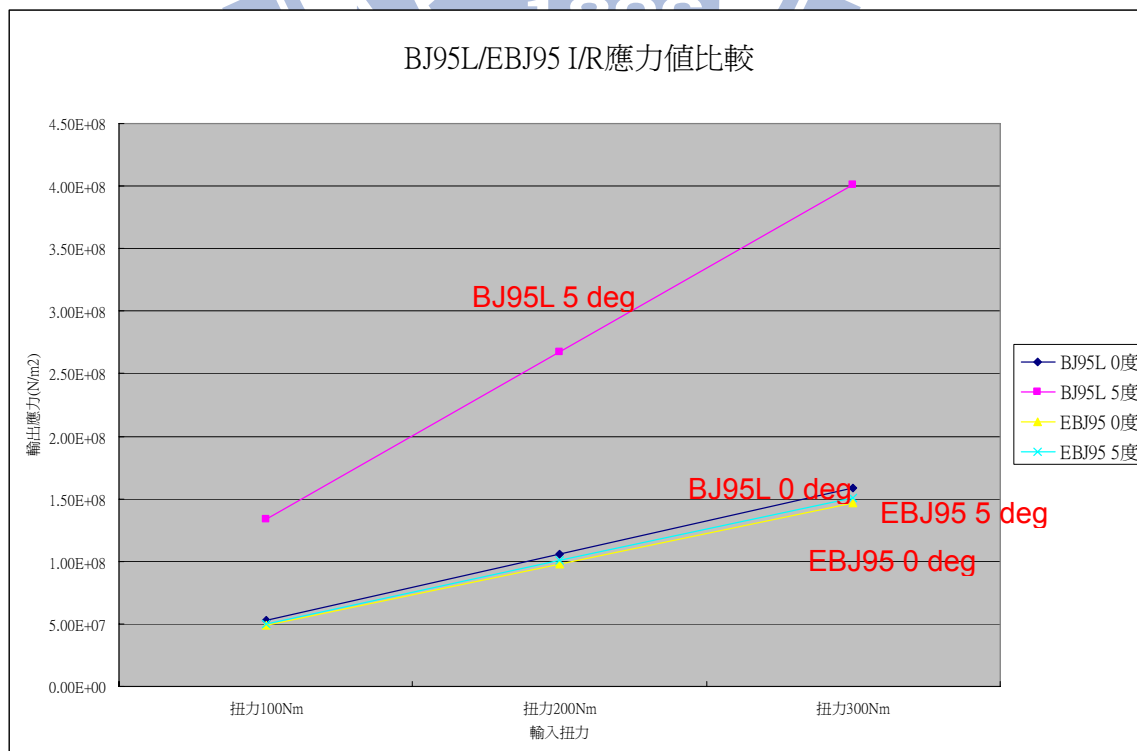


圖 5-4 內輪應力比較

依照上圖 5-4 來觀察，我們可以看到內輪的應力表現中，EBJ95 整體也較 BJ95L 來得低，不過 BJ95L 在 5 度角時與其他 3 項差異卻高達 153%；但是在 EBJ95 的部份，0 度與 5 度的差異為 3.1%，而 BJ95L 在 0 度與 5 度的應力值差異卻達 153%。故可得 EBJ95 在 0 度與 5 度時內輪的表現亦明顯優於 BJ95L。

5.4.3. BJ95L 與 EBJ95 保持器應力比較

接著，我們針對保持器的應力部分來作如下表 5-10 與下圖 5-5 之比較與說明。

表 5-10 保持器應力比較

Type	最大應力值(N/m ²)			位置		part
	扭力 100Nm	扭力 200Nm	扭力 300Nm	應力最大位置	節點	
BJ95L 0 度	4.6810E+07	9.3620E+07	1.4040E+08	外徑近窗口處	57824	Cage
BJ95L 5 度	4.3467e+07	8.6930e+07	1.3040e+08	外徑近窗口處	54929	Cage
EBJ95 0 度	1.7270e+07	3.4540e+07	5.1810e+07	外徑近窗口處	53184	Cage
EBJ95 5 度	3.6733e+07	7.3466e+07	1.1020e+08	窗口與外徑交接	52313	Cage

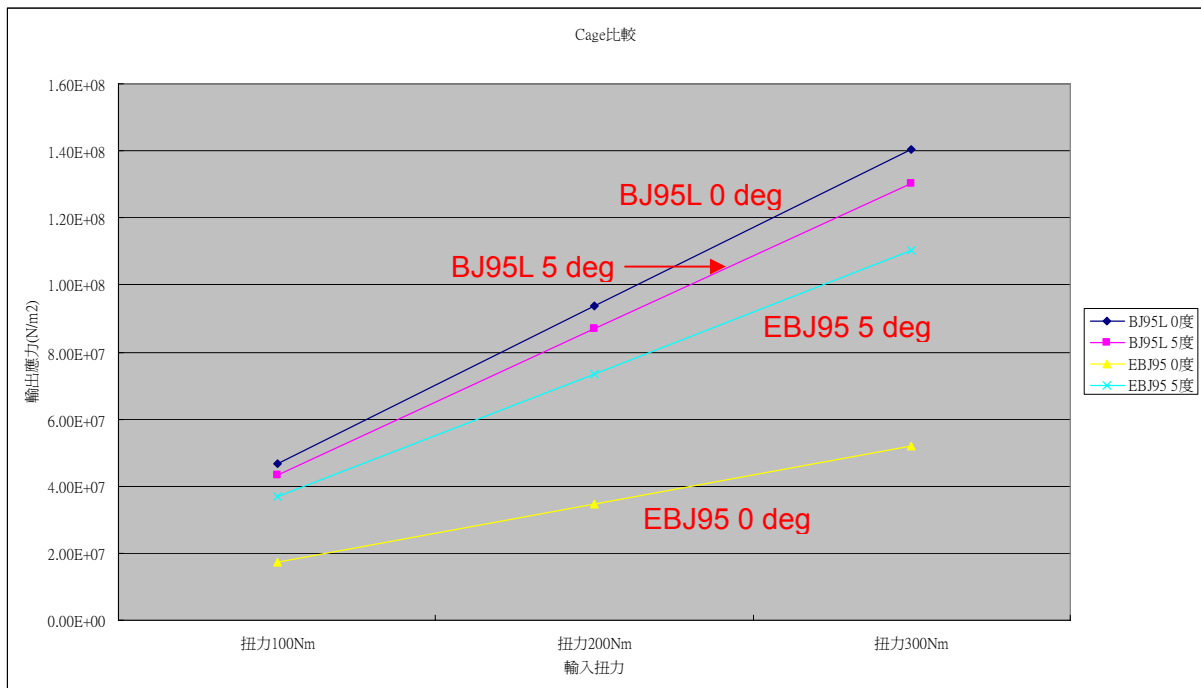


圖 5-5 保持器應力比較

依照上圖 5-5 來觀察，我們可以看到保持器的應力表現中，EBJ95 整體還是較 BJ95L 來得低；但是在 EBJ95 的部份，0 度與 5 度的差異高達 113%，而 BJ95L 在 0 度與 5 度的應力值差異卻僅有 7.7%。由此可見，EBJ95 在 0 度與 5 度整體應力雖較 BJ95L 的保持器來得低，但是 EBJ95 在 0 度與 5 度上的變異差距表現卻劣於 BJ95L。

5.4.4. BJ95L 與 EBJ95 外輪應力比較

接著，我們針對輸出端外輪的應力部分來作如下表 5-11 與下圖 5-6 之比較與說明。

表 5-11 外輪應力比較

Type	最大應力值(N/m ²)			位置		part
	扭力 100Nm	扭力 200Nm	扭力 300Nm	應力最大位置	節點	
BJ95L 0 度	1.0244E+08	2.0488E+08	3.0731E+08	外輪桿部小徑	123558	O/R
BJ95L 5 度	1.0070e+08	2.0140e+08	3.0210e+08	外輪桿部小徑	123167	O/R
EBJ95 0 度	1.1033e+08	2.2067e+08	3.3100e+08	外輪桿部小徑	124574	O/R
EBJ95 5 度	1.1031e+08	2.2061e+08	3.3092e+08	外輪桿部小徑	125712	O/R

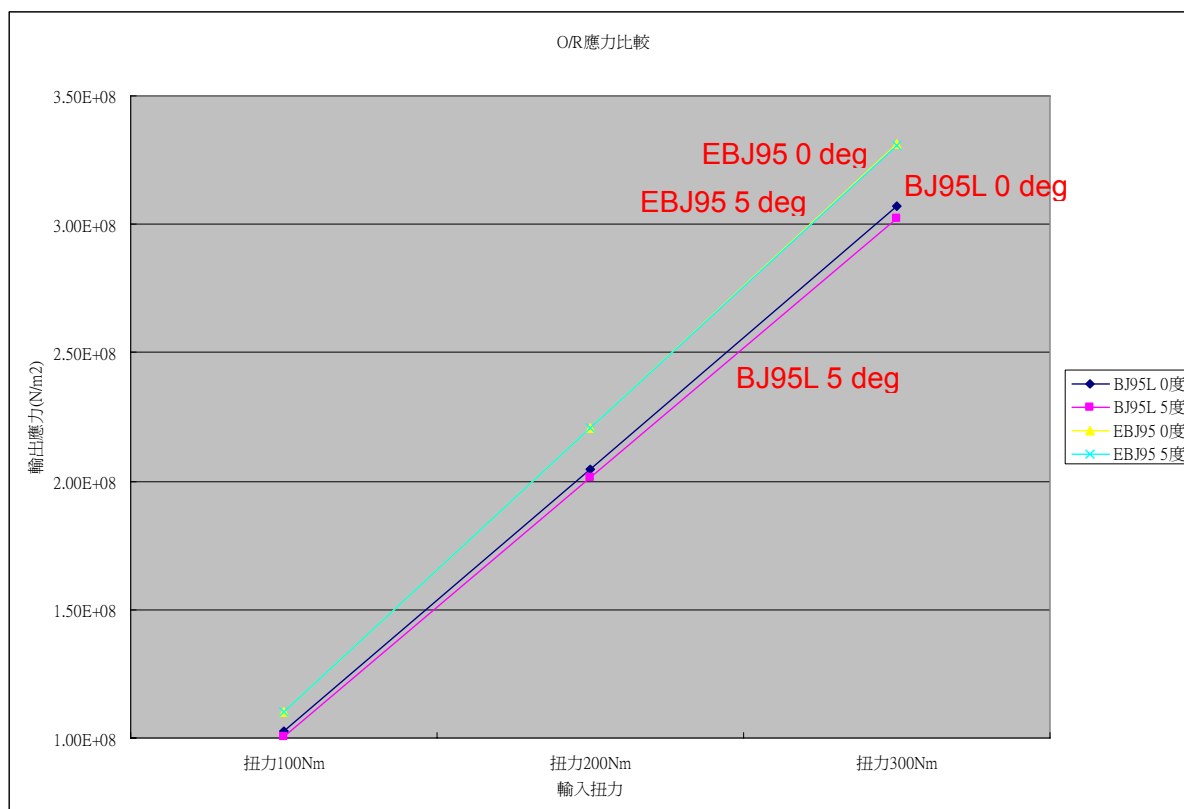


圖 5-6 外輪應力比較

依照上圖 5-6 來觀察，我們可以看到外輪的應力表現中，EBJ95 整體較 BJ95L 來得高約 7.7%；而在 EBJ95 的部份，0 度與 5 度的應力值差異僅 0.024%，而 BJ95L 在 0 度與 5 度的應力值差異也僅有 1.7%。由此可見，EBJ95 在 0 度與 5 度整體應力雖較 BJ95L 的外輪來得高，但 EBJ95 在 0 度與 5 度上的變異差距表現略同於 BJ95L 的表現。

5.4.5. BJ95L 與 EBJ95 Shaft 應力比較

接著，我們針對輸入端之 Shaft 應力部分來作如下表 5-12 與下圖 5-7 之比較與說明。

表 5-12 輸入端 SHAFT 應力比較

Type	最大應力值(N/m2)			位置		part
	扭力 100Nm	扭力 200Nm	扭力 300Nm	應力最大位置	節點	
BJ95L 0 度	8.1420E+07	1.6284E+08	2.4430E+08	近內輪處	21386	Shaft
BJ95L 5 度	7.9870e+07	1.5970e+08	2.3960e+08	近內輪處	18133	Shaft
EBJ95 0 度	6.7967e+07	1.3593e+08	2.0390e+08	外徑近內輪處	21298	Shaft
EBJ95 5 度	6.7866e+07	1.3573e+08	2.0360e+08	外徑近內輪處	21305	Shaft

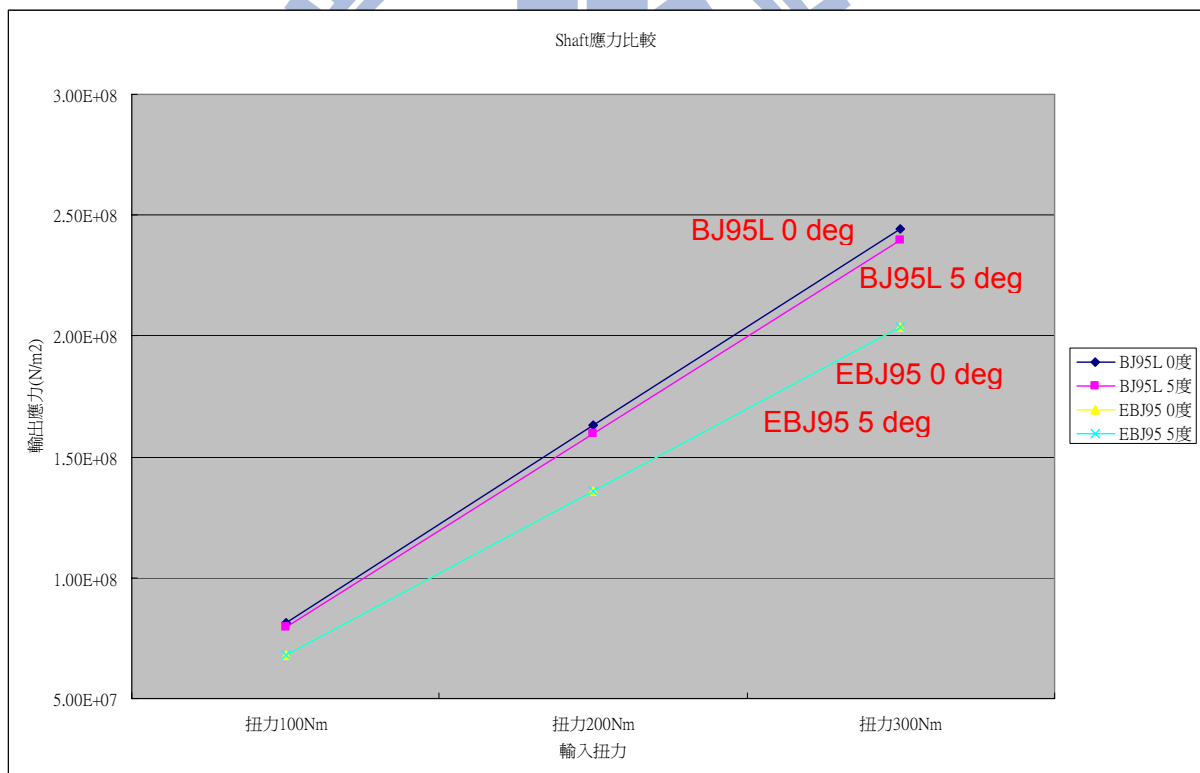


圖 5-7 SHAFT 應力比較

依照上圖 5-7 來觀察，我們可以看到 Shaft 的應力表現中，EBJ95 整體較 BJ95L 來得低約 18%；而在 EBJ95 的部份，0 度與 5 度的應力值幾乎無

差異，而 BJ95L 在 0 度與 5 度的應力值差異也僅有 2%。由此可見，EBJ95 不僅在 0 度與 5 度整體應力較 BJ95L 的 Shaft 來得低，同時 EBJ95 在 0 度與 5 度上的變異差距表現略同於 BJ95L 的表現。

5.4.6. BJ95L 與 EBJ95 鋼珠#1 應力比較

接著，我們針對鋼珠#1（位於接頭最上方）的應力部分來作如下表 5-13 與下圖 5-8 之比較與說明。

表 5-13 鋼珠#1 號應力比較

Type	最大應力值(N/m ²)			位置		part
	扭力 100Nm	扭力 200Nm	扭力 300Nm	應力最大位置	節點	
BJ95L 0 度	2.0690E+07	4.1370E+07	6.2060E+07	鋼珠表面	21445	Ball#1
BJ95L 5 度	2.3060E+07	4.6120E+07	6.9180E+07	鋼珠表面	21320	Ball#1
EBJ95 0 度	1.2747E+07	2.5893E+07	3.8840E+07	鋼珠表面	22063	Ball#1
EBJ95 5 度	1.2590E+07	2.5180E+07	3.7770E+07	鋼珠表面	22239	Ball#1

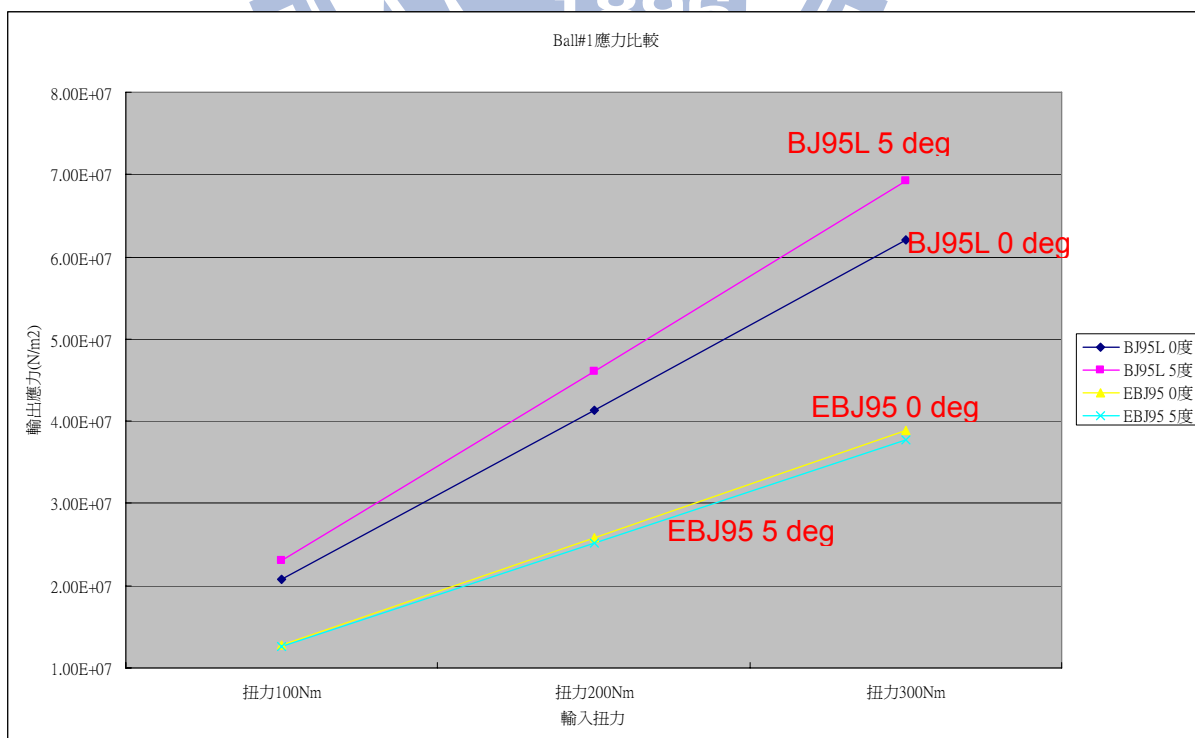


圖 5-8 鋼珠#1 號應力比較

依照上圖 5-8 來觀察，我們可以看到鋼珠#1 的應力表現中，EBJ95 整體較 BJ95L 來得低約 60%；而在 EBJ95 的部份，0 度與 5 度的應力值差異僅 3%，而 BJ95L 在 0 度與 5 度的應力值差異也有 11.5%。由此可見，EBJ95 不僅在 0 度與 5 度整體應力較 BJ95L 的鋼珠#1 號來得低，同時 EBJ95 在 0 度與 5 度上的變異差距表現優於 BJ95L 的表現。

5.4.7. BJ95L 鋼珠#4 與 EBJ95 鋼珠#5 應力比較

接著，我們針對 BJ95L 鋼珠#4 及 EBJ95 鋼珠#5（位於接頭最下方）的應力部分來作如下表 5-14 與下圖 5-9 之比較與說明。

表 5-14 鋼珠#4 號應力比較

Type	最大應力值(N/m ²)			位置		part
	扭力 100Nm	扭力 200Nm	扭力 300Nm	應力最大位置	節點	
BJ95L 0 度	2.4610E+07	4.9220E+07	7.3840E+07	鋼珠表面	25468	Ball#4
BJ95L 5 度	3.1080e+07	6.2160e+07	9.3240e+07	鋼珠表面	25303	Ball#4
EBJ95 0 度	1.3967e+07	2.7933e+07	4.1900e+07	鋼珠表面	24664	Ball#5
EBJ95 5 度	1.3333e+07	2.6667e+07	4.0000e+07	鋼珠表面	25530	Ball#5

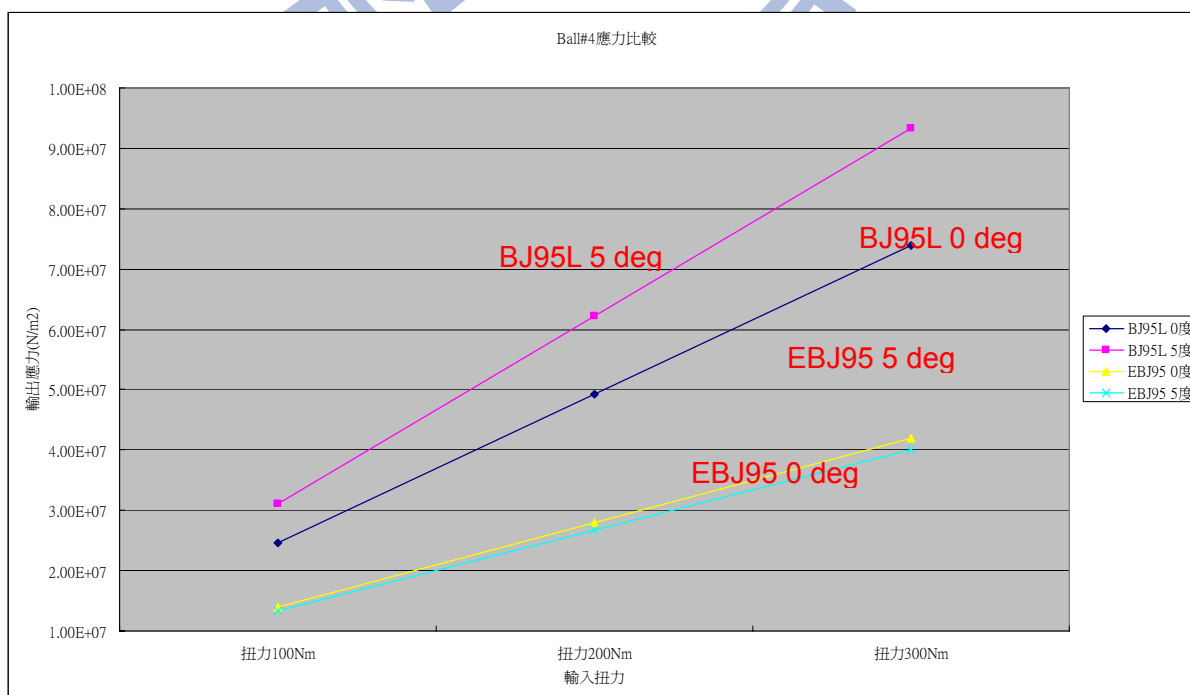


圖 5-9 鋼珠#4 號應力比較

依照上圖 5-9 來觀察，我們可以看到 BJ95L 鋼珠#4 與 EBJ95 鋼珠#5 號的應力表現中，EBJ95 整體較 BJ95L 來得低約 80%；在 EBJ95 的部份，0 度與 5 度的應力值差異僅 5%，而 BJ95L 在 0 度與 5 度的應力值差異達 26.3%。由此可見，EBJ95 鋼珠#5 號不僅在 0 度與 5 度整體的應力較 BJ95L 的鋼珠#4 號來得低，同時 EBJ95 在 0 度與 5 度上的變異差距表現也優於 BJ95L 的表現。

由上面 5.4 節的討論分析可以得知，在次總成與單件的工作角度為 0 度與 5 度分析中，EBJ95 除了在總成與外輪較 BJ95L 的應力值來得高之外，其餘單件的表現都較佳。另除了在保持器的比較分析中狀況較為不如預期之外，0 度與 5 度的差異都可以得到 EBJ95 比起 BJ95L 來得佳；而 BJ95L 在 5 度時，內輪的應力值明顯大於其他三項，表示此單件尚有最佳化設計之空間。

第六章 結論與未來展望

使用 COSMOS Works 應力分析的方式，可把整體機構中可能因運動受力產生變形的情形表現出來，以達更實際具體的應用效果。藉由此種研究分析方式，能夠以近似趨近的方式來分析人為無法想像或計算的受力或位移變形情形，以求達到模擬後情況更接近真實的表現；相對於過去動輒花費數百萬甚至千萬的費用來製作簡易模型 (prototype) 以進行測試確認，以此種分析方式來取代，的確可以將成本大大的遞減，若在反覆設計驗證過程中發現有不符合需求之處可及早針對機構來改進，不需等到簡易模型完成後才發現某處干涉或機能不足而造成報廢，節省不必要的時間與金錢的浪費，以達節能減碳之目標。

6.1 結論

本論文針對汽車用傳動軸輪端接頭 BJ95L 與 EBJ95 之背景作分析，個別用六顆與八顆鋼珠、各一支 shaft、各一個內輪、各一個外輪及各一個保持器作為研究的範例。將傳動軸輪胎端接頭之 BJ95L 與 EBJ95 次總成機構的鋼珠、shaft、內輪、外輪及保持器繪製成模型後，將模型分別先後匯入 COSMOS Works 進行分析。

在 COSMOS Works 內依設定不同條件完成靜態分析後，由於我們都是

使用一般碳鋼，BJ95L與EBJ95次總成機構的所有零件之降伏強度皆為 $2.206 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ ，可以得到以下共同的結論：

1. 固定位置的不同會影響最大應力值的大小與位置；
2. 設定接觸條件與否會些微影響最大應力值的大小與節點位置；
3. 高斯點數對於最大應力值的大小與節點位置的影響不大；
4. 網格大小的不同將會直接影響最大應力值的大小與位置；
5. 輸入扭力值的大小也會直接影響最大應力值的大小，但是對於產生最大扭力值的位置將無影響；

接著再針對BJ95L與EBJ95之次總成機構來作比較，可以得到當固定油封背部時，在其他條件同第五章提到皆相同時，EBJ95最大應力值均比BJ95L 來得小，且都在彈性限之內，反觀BJ95L 在300N-m 時其最大應力值超出彈性限 $2.206 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ ；再者，BJ95L 的斜率比EBJ95 的斜率多約18.7%，此意味著EBJ95 在不同扭力值，最大應力值會比BJ95L 小約18.7%。

相同的道理，當固定在外輪桿部時，EBJ95 最大應力值均比 BJ95L 來得稍大，約為 7.7%，但都在扭力 300N-m 時之最大應力值超出彈性限 $2.206 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ 甚多；再者，EBJ95 的斜率為比 BJ95L 的斜率多 7.7%，此意味著 EBJ95 在不同扭力值，最大應力值會比 BJ95L 大約 7.7%。

由上述不同固定位置來比較EBJ95與BJ95L的最大應力值差異，雖然表

現的差異不盡相同，固定在油封背部時，EBJ95在相同條件下，其最大應力值結果皆比BJ95L來得低約18.7%；固定在相同尺寸的輸出端外輪桿部時，EBJ95在相同條件下，其最大應力值結果皆比BJ95L來得高約7.7%，此表示EBJ95在結構應力部分對於應力集中的表現稍劣於BJ95L的設計，但差異頗小，而此驗證之結果也呼應了第二章裡提到的機能測試評估的結論，對於EBJ95在靜力強度試驗方面略相當於BJ95L。

最後針對BJ95L與EBJ95在0度與5度之不同工作角度時，次總成與單件在應力之比較與分析。我們可以得知EBJ95在次總成部分，0度與5度的差異僅為0.024%%，而BJ95L在0度與5度的應力值差異卻到30%。而單件部份，EBJ95的內輪在0度與5度的差異為3.1%，而BJ95L在0度與5度的應力值差異卻達153%；EBJ95的保持器在0度與5度的差異高達113%，而BJ95L在0度與5度的應力值差異卻僅有7.7%；EBJ95的外輪在0度與5度的應力值差異僅0.024%，而BJ95L在0度與5度的應力值差異也僅有1.7%；EBJ95的Shaft在0度與5度的應力值幾乎無差異，而BJ95L在0度與5度的應力值差異也僅有2%；EBJ95的鋼珠#1號（最上方鋼珠）在0度與5度的應力值差異達3%，而BJ95L在0度與5度的應力值差異也有11.5%；EBJ95的鋼珠#5號（最下方鋼珠）在0度與5度的應力值差異僅5%，而BJ95L的鋼珠#4號（最下方鋼珠）在0度與5度的應力值差異達26.3%。

總結上述可知，在次總成與單件的工作角度為0度與5度分析中，EBJ95

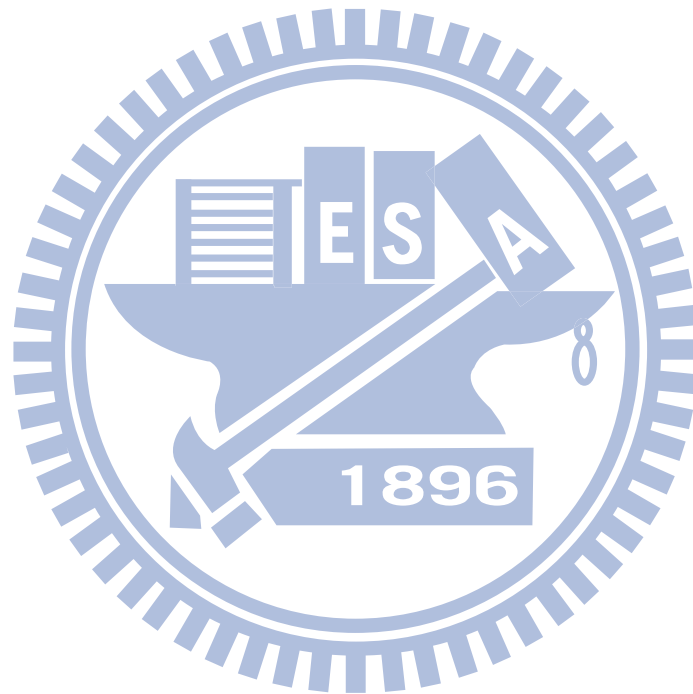
除了在總成與外輪較BJ95L的應力值來得高之外，其餘單件的表現都較佳。另除了在保持器的比較分析中狀況較為不如預期之外，0度與5度的差異都可以得到EBJ95比起BJ95L來得佳；而BJ95L在5度時，內輪的應力值明顯大於其他三項，表示此單件尚有最佳化設計之空間。

雖然本研究發現EBJ型式的等速萬向接頭與BJ型式在應力分析上互有優劣，但因為EBJ型式的接頭比BJ型式的接頭輕約20%，而EBJ鋼珠應力值也遠小於BJ型式的鋼珠，故推論EBJ型式的接頭在運動時所產生的摩擦力亦小於BJ型式的接頭，並得到EBJ型式的接頭所產生的溫升狀況亦小於BJ型式的接頭，扭力的損失亦小於BJ型式的接頭，但仍需後續驗證與分析來佐證。此推論之結果亦與第二章NTN實驗數據相符合，EBJ型式的接頭整體比較結果優於BJ型式的接頭。

6.2 未來展望

本論文針對整體 BJ95L 與 EBJ95 輪端接頭次總成的靜態應力的分析，若使用不同材料、更高工作角度或不同轉速與扭力負荷之動態運動模擬與靜態應力分析，模擬的結果也應有所不同，這是未來可以探討的地方。另外針對輪端次總成純靜態應力分析及動態運動轉為靜態分析之間的差異也是可以探討的重點，這是因為我們在設計應用傳動軸輪端接頭時，首先要追求的必須先滿足其強度試驗的規格，再而確定耐久條件是否得以同時滿足。但往往我們發現，強度試驗規格可以滿足，但是耐久試驗規格卻無法

滿足，必須再大一級的尺寸才得以符合規範，故藉由此分析方法來說明兩者之間的差異之探討。另外本論文也將作為尺寸最佳化分析及創新設計流程之參考依據，期待未來能夠有更輕量化的改良設計及製作，本研究論文的分析步驟可提供實用且具體的參考依據，期待能更有效減少輪端接頭之體積及重量，並降低對國外技術移轉的依賴，作為提升國內自有傳動軸輪端接頭設計能力之設計參考依據。



參考文獻

- [1] 劉霆/吳浚維，『車輛傳動軸之最佳化設計方法』，國立台灣大學機械研究所，碩士論文，民國 86 年 6 月。
- [2] NTN Akira Wakita & Keisuke Sone，『High Efficiency Compact Fixed Constant Velocity Universal Joints (EBJ)』，SAE Technical Paper Series，1999-01-0748，Mar 1-4,1999.
- [3] H. Chr. Seherr & F. Schmelz & E. Aucktor，『Universal Joints and Driveshafts—Analysis, Design, Application (2nd Edition)』
- [4] A.H. Rzeppa，『Universal Joint』，US Patent: 1665280(1928)、1916442 (1933)、2010899 (1935)，AC Joint.
- [5] P.J. Mazziotti ETAL，『Constant Velocity Universal Joint』，US Patent : 3105369 (1963)，VL Joint.
- [6] H.H. Welschof and Erich Aucktor，『Constant Velocity Joint』，US Patent : 3879960 (1975)，UF Joint.
- [7] J.-P. MARIOT¹, J.-Y. K'NEVEZ² and B. BARBEDETTE¹，『Tripod and Ball Joint Automotive Transmission Kinetostatic Model Including Friction』，2004 Kluwer Academic Publishers，Multibody System Dynamics 11: 127–145, 2004.
- [8] Tyng Liu，『on the kinematic and dynamic characteristics and error analysis of a class of spatial mechanisms』 P.119-124，PHD，New

Brunswick Rutgers , New Jersey , 1986

- [9] NTN Coporation , 『NTN_TechnicalReview-70 , 等速ジョイントの動的内部力解析』 , P38-43 , 2002
- [10] NTN Coporation , 『NTN_TechnicalReview-75 , Measurement of Internal Forces of Ball Fixed Constant Velocity Joint』 , P20-28 , 2007
- [11] NTN Coporation , 『NTN_TechnicalReview-75 , Technical Trend and Development Products of Constant Velocity Universal Joint』 , P10-15 , 2007
- [12] GKN Löbro GmbH Bernd Pierburg and Peter Amborn , 『Constant Velocity Drive-Shafts for Passenger Cars』 , 1998
- [13] Dong-Gil Lee · Kyeung-Cheun Jang · Jung-Min Kuk · Ill-Soo Kim , 『Comparison of the fatigue life of F.F. shaft material according to various environmental temperatures』 , 2004
- [14] 尤正琛 , 『等速萬向接頭之簡介及其應用 (上)(中)』 , 機械工業 , P126-130 , P170-177
- [15] 『転がり運動応用製品(等速ジョイント)』 , (社)日本ベアリング工業會 , P160-172 , 1996
- [16] 『自動車規格—自動車の駆動軸用等速ジョイント』 , 自動車技術會 , P1-19 , 1989

- [17] 余連財/吳盈璋，『傳動軸之疲勞可靠度設計與分析』，私立正修科技大學，碩士論文，民國94年6月.
- [18] 康淵/林志明，『滾珠軸承之剛度分析Analysis for the stiffness of Ball Bearing』，私立中原大學，碩士論文，民國91年7月.
- [19] 許來興/陳世昇，『應用CAD 軟體API 建立設計概念具體化輔助系統』，國立成功大學，碩士論文，民國94年6月.
- [20] 許來興/余奕昌，『應用CAD軟體API輔助膝下殘肢曲面之建模與編修』，國立成功大學，碩士論文，民國95年6月.
- [21] 許來興/陳彥名，『應用CAD軟體API與快速成型技術製作義肢承筒』，國立成功大學，碩士論文，民國95年6月.
- [22] 賴新喜/連育瑛，『電腦輔助嬰幼兒汽車安全座椅人機模型之研究』，國立成功大學，碩士論文，民國89年6月.
- [23] 陳家豪/楊政融，『以反映曲面法進行液晶螢幕多重領域最佳設計』，國立成功大學，碩士論文，民國95年6月.
- [24] 王中行/徐仁雄『模組化設計之組裝界面幾何研究』，私立東海大學，碩士論文，民國94年6月.
- [25] 張志涵/城嘉穗，『正常足部三維有限元素模型建立之探討』，國立成功大學，碩士論文，民國96年12月.
- [26] 徐文祥/張家維，『新型抓爬式微致動器製程與特性之研究』，國立交通

大學，碩士論文，民國96年7月.

[27] 許光城/林祺銘，『玻璃基板邊緣檢測系統之研發』，國立高雄應用科技

大學，碩士論文，民國97年1月.

[28] 巴白山/周進寶，『單馬達驅動之平行相等曲柄機構二足玩具機器人設

計研究』，國立台北教育大學，碩士論文，民國96年12月.

[29] 蔡高岳/林楚耿，『非傳統性六自由度並聯式機器人之設計及製作』，國

立台灣科技大學，碩士論文，民國95年7月.

[30] 實威科技編著，『Solidworks 2007原廠教育訓練手冊』，全華科技圖書

[31] 林龍震老師工作室，『SolidWorks 2007進階設計』，博碩文化出版

[32] NTN Coporation，『NTN TECHNICAL REVIEW No.76- Heat Transfer

Analysis of Machine Tool Main Spindle』，P74-P79，2008

