

國立交通大學

機械工程學系

碩士論文



機車鋁合金車架之應力分析與結構最佳化

Stress Analysis and Structure Optimization on
Aluminum Alloy Frame of Motorcycle

研究生：江銘傑

指導教授：洪景華 教授

中華民國九十五年六月

機車鋁合金車架之應力分析與結構最佳化

Stress Analysis and Structure Optimization on Aluminum Alloy Frame of
Motorcycle

研究生：江銘傑
指導教授：洪景華

Student : Ming Jie Chiang
Advisor : Ching-Hua Hung

國立交通大學
機械工程學系
碩士論文

A Thesis

Submitted to Department of Mechanical Engineering

College of Engineering

National Chiao Tung University

in partial Fulfillment of the Requirements

for the Degree of

Master

in

Mechanical Engineering

June 2006

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國九十五年六月

機車鋁合金車架之應力分析與結構最佳化

研究生：江銘傑

指導教授：洪景華 教授

國立交通大學機械工程研究所

摘要

本研究主要利用電腦模擬分析的技術探討一機車鋁合金車架的新設計，來預知其結構上的缺陷，並且提供設計者修改的方向，進而得到一個較佳的結構設計。

本研究利用有限元素法(Finite Element Method)分析一機車車架原型設計受力的模式，包含車架的強度與剛性分析以及車架結構的最佳化設計。模擬車架結構在四種包含強度及剛性的負荷條件下受力變形的情形，以求出車架結構所需加強之部份。其後，利用尺寸最佳化設計，首先給定重量最小化之設計目標，在不影響最後車體組裝限制的前提下，給予參數化之設計，並出原型結構的尺寸最佳化設計。最後，利用拓樸最佳化，在與原型設計相同的負載條件的剛性要求下，獲得一最佳化車架結構的概念設計。

關鍵字：機車鋁合金車架、有限元素法、強度分析、剛性分析

Stress Analysis and Structure Optimization on Aluminum Alloy Frame of Motorcycle

Student : Ming Jie Chiang

Adviser : Dr. Chinghua Hung

Department of Mechanical Engineering

National Chiao Tung University

ABSTRACT

This study concentrates on using the computer-aided engineering analysis technique in the design of a motorcycle frame made of Aluminum alloy. The structure deficiencies can be found, and a modification strategy can be provided to obtain a better structure in terms of both the strength and stiffness.

The finite element analysis technique is employed to simulate the prototype of a motorcycle frame. The strength and stiffness are evaluated using commercial software CATIA. The statically weak regions are identified by applying static loads, and are then strengthened by adding stiffeners. With minimum weight set as the design objective, the geometrical design variables are defined and parametrized. Under the constraints of specified strength and stiffness, the optimal structure can then be obtained. At last, The concept design of a new motorcycle frame is obtained by using the topology method under stiffness requirement for the same load condition.

Keywords : Motorcycle frame, Aluminum alloy, Finite element analysis, Strength analysis, Stiffness analysis

誌謝

從清大到交大已經兩年了，終於完成了自己的碩士論文，首先感謝的人應該是 Tomo 學長了，因為他跟我推薦以及幫我跟老師說好話才能進到這麼好的實驗室，遇到我的指導老師洪景華老師，感謝老師研究上總是給我許多空間以及指點許多方向，幫助我完成論文。以及三陽的吳鴻杰先生，全力的幫助以及提供資料，讓我能在最短的時間內進入狀況。沒有他們我無法在這兩年內順利的完成研究及論文。

再來要感謝實驗室的所有成員，榮崇、中興、宇中、政成、煌碁、正展學長，以及麒禎、嘉偉這兩年來的陪伴，還有學弟挫冰、黃詠、宗駿、小強平常的支援。

最後感謝我的女友伊伶及我的家人，長久以來的支持與鼓勵，總是支持我的決定，卻也替我煩惱許多生活上的瑣事，讓我能無後顧之憂，順利的畢業。

謝謝一路陪伴我走來的所有人。

目錄

摘要.....	iii
ABSTRACT.....	iv
誌謝.....	v
目錄.....	vi
圖目錄.....	viii
表目錄.....	xii
第一章 緒論.....	1
1.1 研究動機與目標.....	1
1.2 車架及材料簡介.....	1
1.3 研究方法與步驟.....	3
1.4 文獻回顧.....	4
1.5 章節介紹.....	7
第二章 分析模型之建立.....	10
2.1 有限元素分析系統.....	10
2.2 使用軟體介紹——CATIA.....	12
2.3 鋁合金車架分析模型之建立.....	12
第三章 有限元素分析.....	20
3.1 基本假設.....	20
3.2 材料性質.....	22
3.3 邊界條件的控制.....	22
3.4 網格系統.....	24

3.5 初步分析結果與討論	25
4.1 最佳化設計概述	44
選定設計變數(Design Variable) :	44
確定限制條件(Constraints)	45
確立目標函數(Objective Function).....	45
4.2 最佳化的數學模式	45
4.3 鋁合金車架最佳化分析	46
4.4 最佳化分析結果與討論	49
第五章 拓樸概念設計	65
5.1 拓樸理論敘述	65
5.2 拓樸最佳化軟體介紹	67
5.3 鋁合金車架拓樸最佳化設計.....	68
5.4 拓樸概念設計結果與討論.....	69
第六章 結論與未來發展方向	76
6.1 結論.....	76
6.2 未來發展與展望	77
參考文獻.....	80

圖目錄

圖 1.1 新式鋁合金車架（斜角視圖）	8
圖 1.2 新式鋁合金車架（左側視圖及後側視圖）	8
圖 1.3 各式車架圖	9
圖 2.1 Front part草圖	15
圖 2.2 Front part 3D視圖	15
圖 2.3 Middle part 草圖	16
圖 2.4 Middle part 3D視圖（1）	16
圖 2.5 Middle part 3D視圖（2）	17
圖 2.6 Rear part草圖	17
圖 2.7 Rear part 3D視圖（1）	18
圖 2.8 Rear part 3D視圖（2）	18
圖 2.9 組合圖草圖	19
圖 2.10 組合圖 3D視圖	19
圖 3.1 網格密度比較圖	34
圖 3.2 參考車架之強度分析圖	34
圖 3.3 強度分析示意圖	35
圖 3.4 扭矩剛性分析示意圖	35
圖 3.5 側向彎矩剛性分析示意圖	36
圖 3.6 第一模態彎矩剛性分析示意圖	36
圖 3.7 強度分析von Mises應力分佈圖（左側視圖）	37
圖 3.8 強度分析von Mises應力分佈圖（前側視圖）	37

圖 3.9 強度分析von Mises應力分佈圖（斜角視圖）	38
圖 3.10 強度分析位移圖（左側視圖）	38
圖 3.11 扭矩剛性分析von Mises應力分佈圖（前側視圖）	39
圖 3.12 扭矩剛性分析von Mises應力分佈圖（左側視圖） ...	39
圖 3.13 扭矩剛性分析位移圖（前側視圖）	40
圖 3.14 側向彎矩剛性分析von Mises應力分佈圖（前側視圖）	40
圖 3.15 側向彎矩剛性分析von Mises應力分佈圖（左側視圖）	41
圖 3.16 側向彎矩剛性分析位移圖（前側視圖）	41
圖 3.17 第一模態彎矩剛性分析von Mises應力分佈圖（左側視 圖）	42
圖 3.18 第一模態彎矩剛性分析von Mises應力分佈圖（前側視 圖）	42
圖 3.19 第一模態彎矩剛性分析位移圖（左側視圖）	43
圖 4.1 Front Part各肋條編號圖	55
圖 4.2 Middle Part各肋條編號圖	55
圖 4.3 Rear Part 各肋條編號圖	56
圖 4.4 最佳化後車架強度測試von Mises應力分佈圖（斜角視 圖）	56
圖 4.5 最佳化後車架強度測試von Mises應力分佈圖（左側視 圖）	57
圖 4.6 最佳化後車架強度測試von Mises應力分佈圖（前側視 圖）	57

圖 4.7 最佳化後車架強度測試位移圖（左側視圖）	58
圖 4.8 最佳化後車架扭矩剛性分析von Mises應力分佈圖-1 ..	58
圖 4.9 最佳化後車架扭矩剛性分析von Mises應力分佈圖-2 ..	59
圖 4.10 最佳化後車架扭矩剛性分析位移圖	59
圖 4.11 最佳化後車架側向彎矩剛性分析von Mises應力分佈圖 -1	60
圖 4.12 最佳化後車架側向彎矩剛性分析von Mises應力分佈圖 -2	60
圖 4.13 最佳化後車架側向彎矩剛性分析von Mises應力分佈圖 -3	61
圖 4.14 最佳化後車架側向彎矩剛性分析位移圖	61
圖 4.15 最佳化後車架第一模態彎矩剛性分析von Mises應力分 佈圖-1	62
圖 4.16 最佳化後車架第一模態彎矩剛性分析von Mises應力分 佈圖-2	62
圖 4.17 最佳化後車架第一模態彎矩剛性分析von Mises應力分 佈圖-3	63
圖 4.18 最佳化後車架第一模態彎矩剛性分析位移圖	63
圖 4.19 下限 4mm收斂曲線圖	64
圖 5.1 Front Part簡化後設計範圍（黃色部分）與非設計範圍	71
圖 5.2 Middle Part簡化後設計範圍（黃色部分）與非設計範圍	71
圖 5.3 Rear Part簡化後設計範圍（黃色部分）與非設計範圍	72

圖 5.4 Front Part拓樸最佳化結果	72
圖 5.5 Middle Part拓樸最佳化結果	73
圖 5.6 Rear Part拓樸最佳化結果	73
圖 5.7 Front Part多重負載拓樸最佳化結果	74
圖 5.8 Middle Part多重負載拓樸最佳化結果	74
圖 5.9 Rear Part多重負載拓樸最佳化結果	75



表目錄

表 2.1 鋁合金材料性質 (1)	14
表 2.2 鋁合金材料性質 (2)	14
表 3.1 Fastened Connection 中加入適應性網格比較	30
表 3.2 各接觸條件之最大 von Mises 應力值	30
表 3.3 各接觸條件之最大位移量值	30
表 3.4 扭矩剛性分析結果 (位移量)	31
表 3.5 扭矩剛性計算結果	31
表 3.6 側向彎矩剛性分析結果 (位移量)	32
表 3.7 側向彎矩剛性計算結果	32
表 3.8 第一模態彎矩剛性計算結果	33
表 4.1 車架最佳化後尺寸 (下限 1mm)	51
表 4.2 車架最佳化後尺寸 (下限 4mm)	52
表 4.3 原始車架各部份重量	53
表 4.4 最佳化後車架體積與重量 (下限 1mm)	53
表 4.5 最佳化後車架各部份重量 (下限 4mm)	53
表 4.6 最佳化後車架各部份重量 (4mm 肋厚及刪除部分肋條)	53
表 4.7 重量減縮率	54
表 4.8 各式車架剛性值	54

第一章 緒論

工程問題複雜，研發設計過程常需使用多種分析軟體，各軟體之間通常無關聯性，使得整合分析過程繁瑣無效率。以有限元素分析與最佳化系統運用為例，有限元素分析目前在工業界應用廣泛，配合最佳化系統可得最佳設計與分析。以工件幾何為變數，每當修改一次工件幾何外形一次，則須重新更正有限元素分析模型與執行最佳化系統一次。綜觀工業界設計分析過程，常常需要變更工件幾何外形，而反覆建立有限元素模型與執行最佳化系統，軟體間的介面轉換處理及電腦的運算能力便成為最重要的關鍵之一。



1.1 研究動機與目標

三陽工業首次以鋁合金為車架材料進行新設計（圖 1.1 及圖 1.2），本研究將配合此設計以有限元素分析軟體為工具，將電腦輔助工程應用在機車車架結構之靜態應力分析，冀求透過結構最佳化設計降低車架結構之重量，但又能維持其必需之強度及剛性。

1.2 車架及材料簡介

車架是機車的骨骼靈魂，對操控、外型和造價成本都有十分大影響。隨著科技的進步和市場需求的變化，機車的分類越來越模糊，傳統

的搖籃式車架和雙翼樑車架（圖 1.3），也不斷地隨著新型號的機車進行演變進化。

舊款的鐵殼車架，車架只是一個車殼，嚴格上來說是沒有車架，所以車體容易受損，生鏽後對車體的剛性構成威脅，抗扭防撞的能力也十分弱。對操控，對駕駛安全完全沒有貢獻，只是平價成本和低科技應用的合成品。

後期機車開始應用鋼製圓管車架，剛性有所提高，但隨著現今的大排氣量機車最高時速逐漸提高，機車的操控性及安定性也相對的更加重要，因應強化機車的車架性能，世界知名的機車大廠都改用鋁合金車架，兼顧輕量化、高剛性的需求。鋁材本身比較軟，韌度及強度也較低，原不適合作工程用金屬。但鋁材比較輕，及高度抗氧化的防鏽特性。因此，為改善鋁材較弱的強度，必須混入其他金屬製成合金才能夠作車架之材料。鋁合金之優點在於輕巧，高抗氧化能力，可塑性高，能於冷加工(Cold Work)之下塑性加工，輕微變形車架容易拉回原狀。但鋁合金相對的也有其缺點。鋁合金會有一種大部分金屬的問題，便是金屬疲勞。除此之外，因硬度較低，抗磨性不佳，部件較易磨損，不適合用於經常活動之部份。

鋁合金車架多數以壓鑄(Die Cast)製造，因此，一般鋁合金車架造價較傳統車架高，但相對的在形狀上有更大的變更空間，所以更值得進行重量最佳化來節省不必要的成本負擔。

1.3 研究方法與步驟

本研究基本上針對車架受力情形，進行有系統且完整之研究。主要以三個階段進行，第一階段著重在有限元素模型之建立，建立完善的應力分析模組；第二階段選定適當參數，並建立最佳化設計分析模擬架構；第三階段重點在拓樸最佳化的進行，找出較佳的車架結構，可供後續車架設計之參考。計畫之具體實施，將依循下列的步驟。

(1) 建立有限元素分析模型：

以三陽工業所提供的原設計圖，經評估後，進行簡化以建立有限元素法模型，幾何模型將包含分析體之外型、尺寸、材料性質、分析型式等，其中鋁合金之材料性質由三陽工業提供，包含楊氏係數、密度、剪力模數、蒲松比等。CATIA 元件設計模組將被用來建立複雜幾何模型，再利用模擬模組的自動產生網格功能產生節點和元素。

邊界條件方面則參考三陽工業方面的經驗與參考文獻所提以給定。負荷條件則分為兩個類型，強度分析時，需給定靜態應力負荷；剛性分析時，需給定彎矩負載，其中應力與彎矩的強度及方向，將由文獻與三陽工業的經驗以作參考。

(2) 最佳化模組的建立：

將車架尺寸予以參數化，選定適當參數，如壁厚、肋條厚度等，以作為最佳化設計時之設計變數，再以鋁合金車架需求之強度與剛性做為限制條件，目標函數則選定以車架重量為最輕，以進行最佳化設計。

(3) 拓樸概念設計：

重新定義一車架設計範圍 (Design Domain)，給定材料使用量的限制條件下尋求最小順從度 (Compliance)，來提高結構剛性，以其能夠獲得更佳的概念設計，做為下一階段新車架設計之基礎。

1.4 文獻回顧

隨著幾十年來 CAE 技術的發展，在現今已發展出許多種類的技術，其中包括有限元素法，邊界元素法 (Boundary Element Method)，有限差分法 (Finite Difference Method) 等。每一種方法各有其應用的領域，而其中以有限元素法應用的領域較廣，其中包含結構動力學、熱力學、流體力學、電磁學等。

在有限元素法部份，首先在 1960 年，Finite Element Method 便開始被應用於結構分析方面的計算，之後有限元素法便快速的在各種工程和物理學科方面發展[1]。1974 年，Chung [2]將機車依其幾何外型建立分析模型，以求得車架及整車之共振頻率。1986 年，Butjunas [3]運用結構系統辨識技術結合有限元素分析與實測之結構振動模態，修正有限元素中質量矩陣與剛性矩陣。

關於車架結構對於機車動態穩定性的影響，英國曼徹斯特大學的 Roe [4]討論了機車在兩種在高速與低速運動模式中的 flutter 與 weave 之穩定性所要求的車架剛性，以及 handling 穩定性的討論，在同一文獻當

中也進行鋁合金車架與傳統鋼管車架的比較，計算出在相同剛性以及相同截面積形狀的要求下，鋁合金車架雖然比鋼管車架截面積大了約 40%，但是重量卻減輕約 30%，但也提到鋁合金的困難點，例如鋁合金的銲接較困難，並且當鋁合金焊接時材料性質會降低，必須在經過熱處理回復。最後 Roe 也以實驗性車架為基礎，加上不同的配件，例如引擎底板、邊架、引擎以及不同的連接方式，並測量車架剛性數據，說明了車架結構上只要一個微小的改變，就可以令車架的剛性大幅增加並且增加穩定性。另外一篇[5]由 Honda R&D 的 Harashima 則提出使用 Road PSD 模擬真實路面並且提出耐用度測試中的負載條件。

游家華[6]以小型賽車競賽型車架為研究對象，採用數值模擬軟體 LS-DYNA3D 來研究小型賽車車架操控安全性及碰撞安全性，藉由車架之添加桿件及寬度改變以改善操控安全性及碰撞安全性，以 Solazzi 車架為參考母型，建議 14 種不同之小型賽車車架構型，尋求滿足 CIK/FIA 尺寸規定下較適之車架構型，期間並探討車架整體扭轉剛性、前保險桿潰縮量、左保險桿潰縮量、右保險桿潰縮量、三個方向撞擊之車架最大壓縮量及三個方向之保險桿和車架最大吸收能量。

卓進興[7]利用有限元素法模擬機車車體結構的模式，包含機車結構的動態與靜態分析以及車體結構的最佳化設計。在動態方面利用電腦求出其結構的自然振頻，並與模態實驗作驗證，以確保電腦模型的可靠性。在靜態方面則利用模擬車體結構受力變形的情形，以求出車架結構所需加強之部份。最後，利用最佳化設計的方法，針對全模組之結構給予參數化之設計，並且給定結構振幅最小化之設計目標，在此目標下，求出結構的最佳化設計。

張祥唐[8]提出簡易全應力方法與控制面積（或體積）殘留率程序，輔以有限單元分析，並以自動化迭代流程，將之應用於二維與三維空間的設計問題。以實際的車架結構設計問題，是圖以此法找出可行的拓樸最佳化形狀，以提供設計者初期的設計概念或改良方針。

Robin[9]討論機車設計包含完整的實驗測試以及虛擬的原型測試。使用了數種分析方法應用於金屬及複合材料元素。最後並詳細的討論了新型態的機車吸振連接器的最佳化設計過程，考慮了摩擦力以及車體在賽車場控制的模擬。

Osamu[10]研究找出了有效的關聯性關於機車駕駛的操作感及操作力矩的改變速率，使得操作舒適性得以被量化。

Hirohilde[11]建構包含機車騎士以及機車的多物件動態分析模型（MDA），使用了三種 MDA 模型計算出機車動態 MDA 模型的有效性。

Ichiro[12]討論兩輪機器操縱系統的振動現象，採用實驗方法確認振動的產生。並建立一組兩輪機器的模型。建立一組兩輪模型並使用輪胎的模型表示出動態。得到輪胎的特徵大大的影響了兩輪振動模型。

郭承憲[13]針對機車進行系統動態模擬及加速耐久分析。探討改變輪胎及避震器 C 值與 K 值、騎乘者的重量及機車行進速度對機車行經複雜路面的影響，並且比較何種加速耐久方法較適用。

趙士偉[14]研究減低機車結構振動的設計方法。以活塞、連桿及曲軸的物理性質推導出引擎曲柄滑塊機構的搖動力，並發展一數值最佳化

程序利用改變曲軸配重的質量與位置，使得搖動力方向能指定到任何要求的角度上。利用結構最佳化方法找出改良騎乘舒適性的最佳懸吊系統參數；並改變機車結構尺寸找出機車結構之輕量化設計。由設計結果得知應用衝擊中心方法在引擎吊架配置設計，輔助以機車結構最佳化設計後，將可減低機車結構之振動及增加騎乘舒適性。

李昆明[15]發展一套針對機車懸吊機構的系統化設計方法，研究項目包括引擎搖動力平衡、選擇吊架配置位置及避震器參數最佳化等。以比較後之最佳吊架配置方案之懸吊機構進行其避震器參數的最佳化設計，降低來自路面衝擊力所造成的振動，完成整個機車懸吊機構的設計，增加機車性能並改善騎乘性。

Random Vibration[16]是一種不會在特定時間發生的瞬間振動量，且方向、大小、頻率都無法預測，這種振動量通常依時間內出現的比例，被定義成一個可能的分佈函數，在不同的頻率下有不同的能量分佈。

1.5 章節介紹

接續本章對於研究計劃及車架的簡介後，將於第二章探討鋁合金車架分析模型的建立，第三章則介紹初步分析模擬，包含強度與剛性之分析，且於章節後段討論不同參數下分析結果之差異，再來將於第四章介紹結構最佳化分析，第五章為拓樸概念設計，將針對原始的肋條設計範圍利用拓樸最佳化軟體重新進行設計，以改善本研究車架設計為目的，第六章為結論。

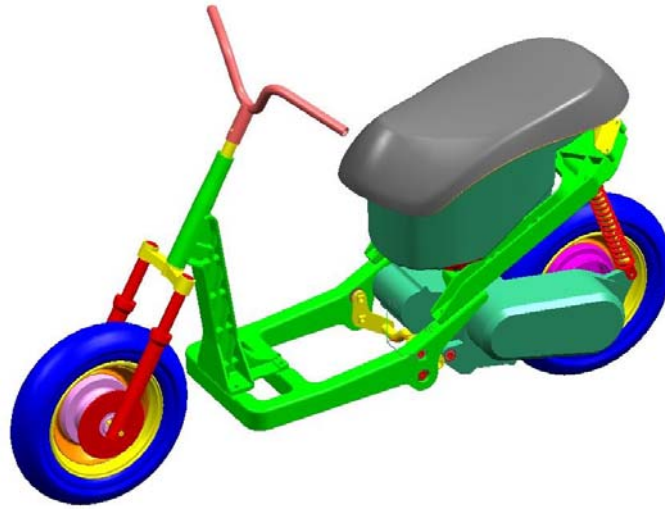


圖 1.1 新式鋁合金車架（斜角視圖）

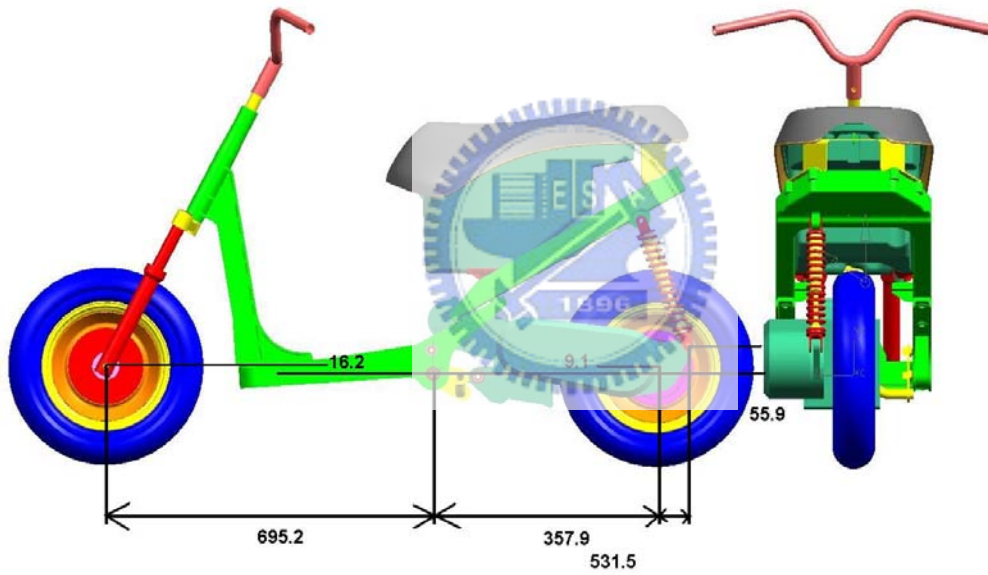


圖 1.2 新式鋁合金車架（左側視圖及後側視圖）

車身便是車架



採用圓管車架的
平地台



傳統基本的單搖籃鋼管車架



鐵殼綿羊的平地台是車身最弱的地方



近年小綿羊的新式合金車架



傳統的雙搖籃鋼管車架

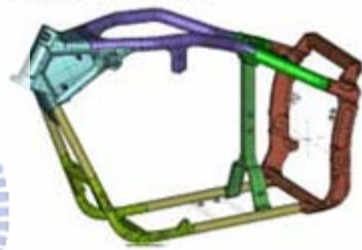


圖 1.3 各式車架圖

第二章 分析模型之建立

有限單元法的第一個步驟便是建立分析模型，包括了幾何外形的描繪與有限元素網格的建立。有了正確的分析模型之後，給予適當的邊界條件或負載條件，才能進行應力分析。由於鋁合金車架的幾何外形複雜，模型的建立必須仰賴功能強大的電腦軟體來完成，在不同的問題中，有其適合的應用軟體。在本研究中，幾何外形的建立和有限元素的分析工作，皆使用 CATIA 這套應用軟體作為輔助工具。

2.1 有限元素分析系統



完整的有限元素分析系統包含三個部分：前處理器 (Preprocessor)、計算求解 (Calculation and Solution Process)、後處理器 (Postprocessor)。此三部份分別說明如下：

(1) 前處理器：

簡單的幾何模型，可以很容易地用人工的方法建立，如圓球、長方體等規律的幾何形狀。然而，大部份的工程問題，幾乎不存在這種規律而簡單的結構或外型，對於複雜的工程問題，幾何模型的建立必須有一套好用的有限元素分析前處理器軟體。一個功能齊全的前處理器，應該包含了以下的幾點功能：

- (a) 幾何模型的建立。
- (b) 資料管理概念 (Data Management Concept)：將幾何模型參數化並存在特定資料庫中，不同模組間可任意呼叫並修改幾何參數。
- (c) 幾何模型轉換 (Geometry Translation)：可與標準的 IGES 等檔案格式相互轉換。
- (d) 自動建立網格 (Free Mesh)。
- (e) 與其他有限元素分析軟體介面的整合：與其他有限元素軟體產生的檔案互相轉換。

(2) 計算求解：

針對所有節點和元素計算應力、應變、位移、負載，能量和壓力等，處理一般線性或非線性問題。



(3) 後處理器：

將計算所得資料以圖表等方式表示，以便分析使用。

與其他軟體相較之下，CATIA 具有整合式與自動化的前後處理器與解析功能，提供一非常直覺的介面，最符合設計人員、設計工程師及分析工程師的需求，容易建構三維幾何圖形、方便建立有限元素網格系統以及易與其他有限元素軟體整合的功能。因此，本研究除拓樸設計外均使用具有整合性功能的 CATIA 應用軟體來分析。

2.2 使用軟體介紹——CATIA

CATIA 為法國達梭所研發的 CAD/CAM/CAE/PLM 軟體，目前廣泛應用於航太，汽車造型，機械設計及電子產品，由於具有超強產品設計、模擬與最佳化的先進 3D 產品生命週期管理功能，尤其是在經由實務運用進而突破「零件特徵的重複使用」的技術，零件特徵的重複運用（Product Morphing）是連結設計流程及整合 PPR（產品流程資源）的基本結構，能自動的結合現有的設計定義及模組，經由新的詳細資料來發展新的全面工程引導產品的定位。並經由大量的運用現有的知識、經驗、零件特徵的重複使用即可達到縮短研發時間與增加企業的競爭力。

CATIA 由許多應用程式模組（Application）組成，是一套完整且功能強大的電腦輔助設計、分析與製造的軟體。其中本研究中將使用的模組有零件設計模組（Part Design）、組立件設計模組（Assembly Design）、組立件結構分析設計模組（Generative Structural Analysis），與最佳化模組（Product Engineering Optimizer）。

2.3 鋁合金車架分析模型之建立

主車架就是機車的中心骨架，如同人的脊椎骨，支撐著身體，所以對於車架的設計必須符合輕便、堅固，如此才能支撐機車各部位的重量，以達到車架的功能。本研究中，三陽工業所設計的鋁合金車架總共分為三個部份，而由於鋁合金銲接技術上的困難，各部份之間設計以螺

栓固定。分別是圖 2.1 至圖 2.10 中所示的 Front Part、Middle Part，以及 Rear Part。

由於三陽工業所提供的原始 3D 圖檔為 Unigraphics 這套繪圖軟體所建立，與所使用之分析軟體 CATIA 承接時會產生問題，因此另由 2D 的 AutoCAD 圖檔，經由 CATIA 軟體，簡化其細部的導圓角部份後，依原尺寸繪出車架的三維幾何模型。

有限元素網格系統是以四個節點的四面體元素（4-node linear tetrahedron）產生，原型車架的有限元素分析模型即告完成。

在後續分析中，三陽工業所提供之鋁合金材料性質附於表 2.1，經整理後實際於分析時所使用的材料性質及其單位則如表 2.2 所示。

目前圖檔為初步構圖，肋條位置及厚度均可更改，以符合重量最佳化之需求。而為了符合一些原有車架設計的需求，部分組件的角度及位置，如預留置物箱的空間等，並無法做更動。

表 2.1 鋁合金材料性質 (1)

A360 Properties

Ultimate tensile strength (MPa)	317
Tensile yield strength (MPa)	165
Elongation (% in 2" G.L.)	3.5
Hardness (HB)	75
Shear strength (MPa)	179
Fatigue strength (MPa) (limit @ 500 million	124
Density (ton/mm ³)	2.63*10 ⁻⁹
Modulus of elasticity (MPa)	71020

表 2.2 鋁合金材料性質 (2)

Young's Modulus	7.102*10 ¹⁰ N/m ²
Poisson Ratio	0.3
Density	2630kg/m ³
Yield Strength	1.65*10 ⁸ N/m ²

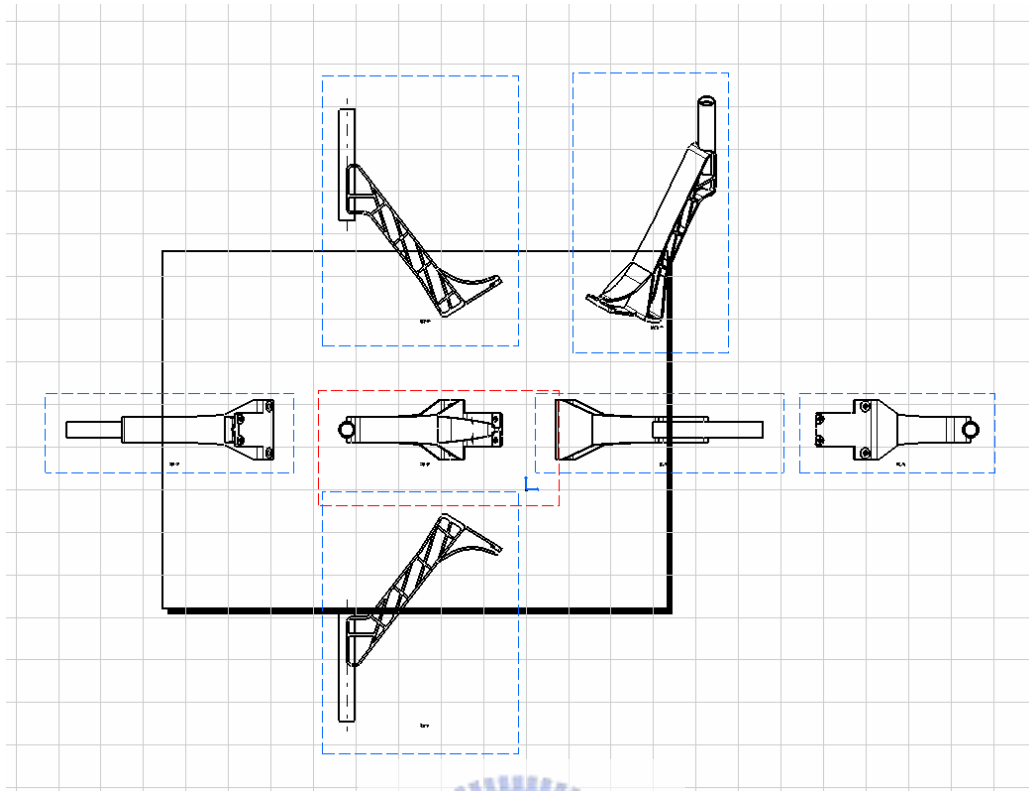


圖 2.1 Front part 草圖

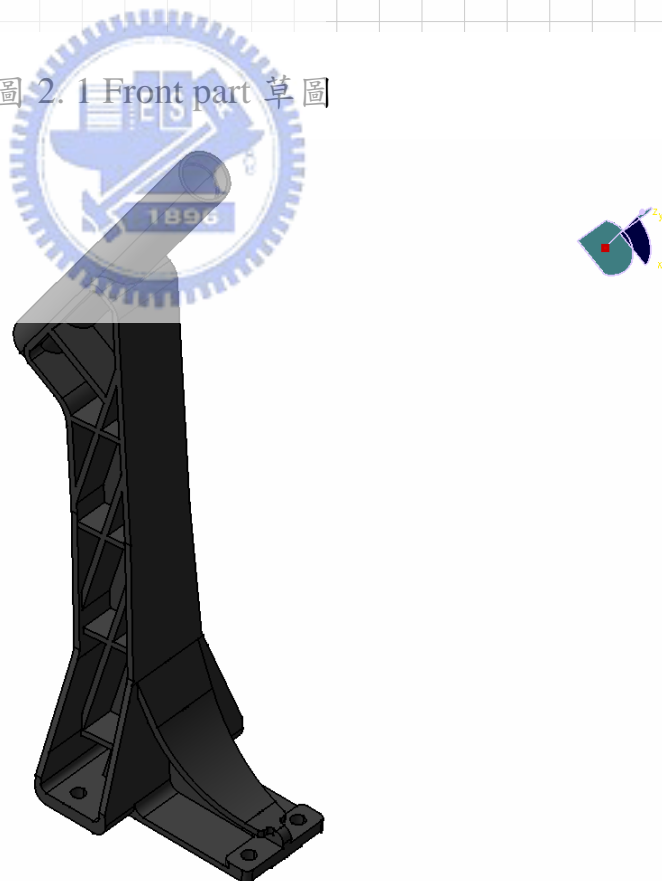


圖 2.2 Front part 3D 視圖

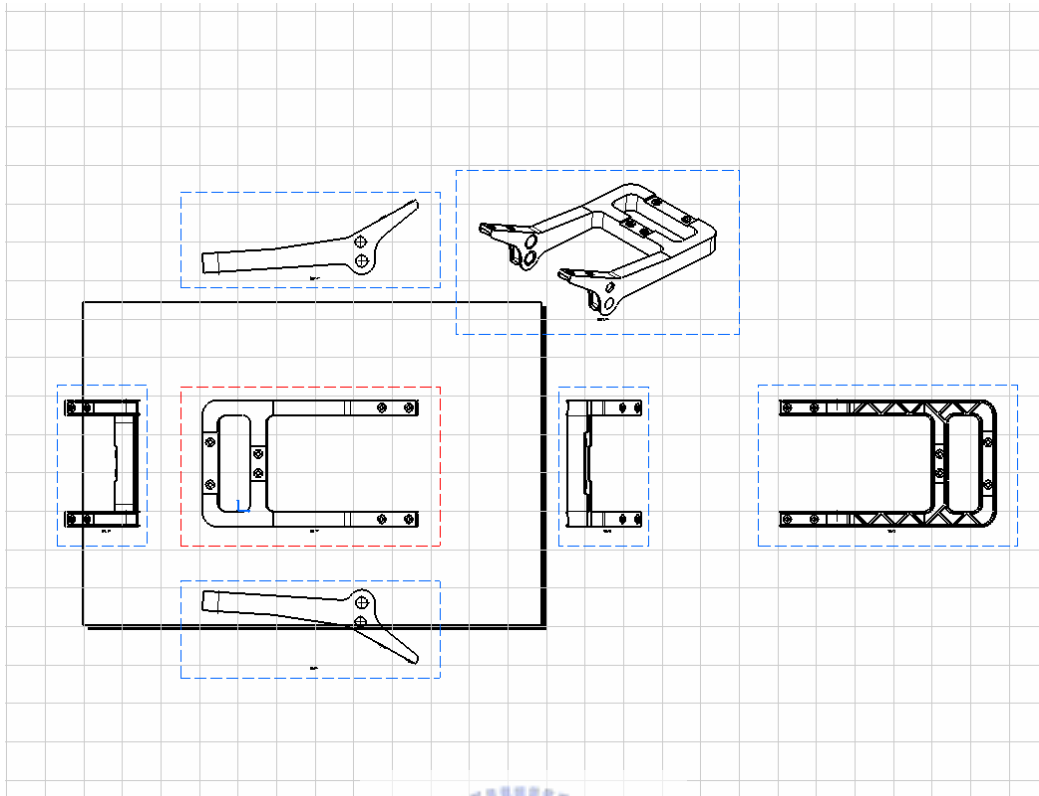


圖 2.3 Middle part 草圖

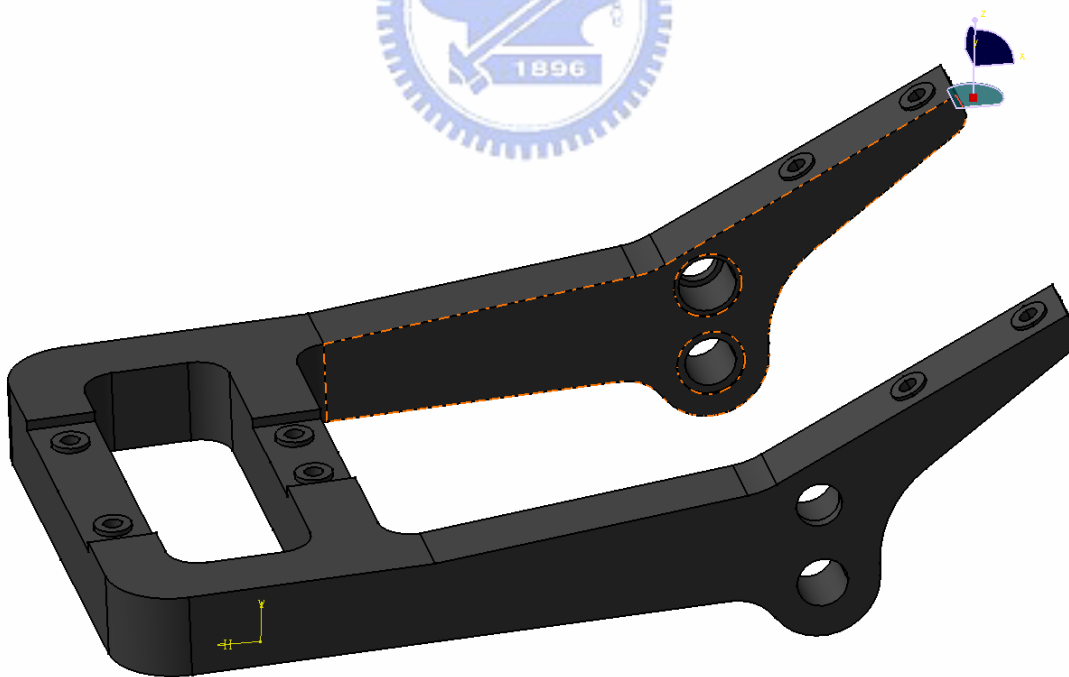


圖 2.4 Middle part 3D 視圖 (1)



圖 2.5 Middle part 3D 視圖 (2)

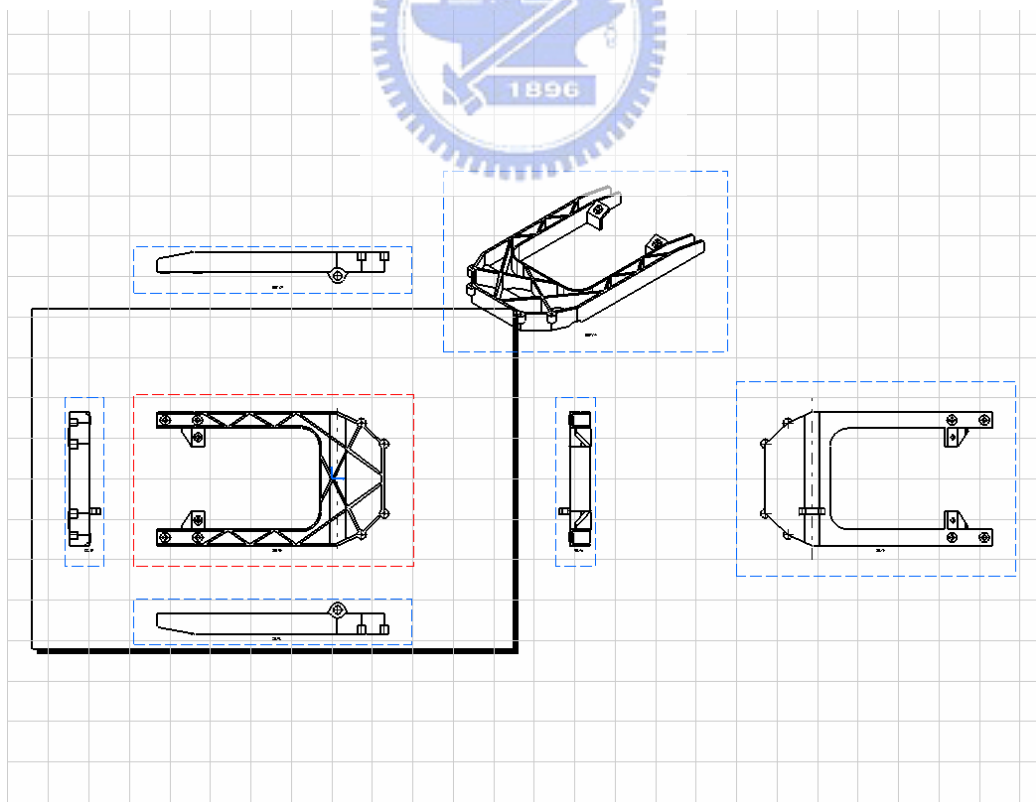


圖 2.6 Rear part 草圖



圖 2.7 Rear part 3D 視圖 (1)



圖 2.8 Rear part 3D 視圖 (2)

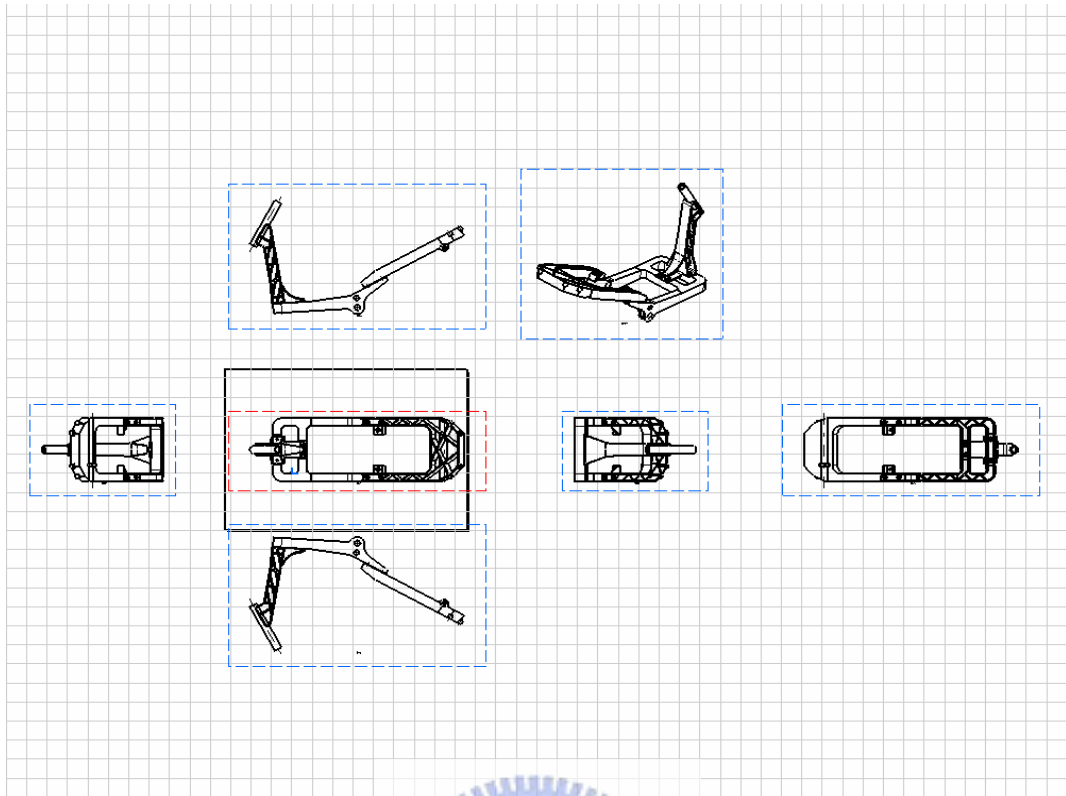


圖 2.9 組合圖草圖

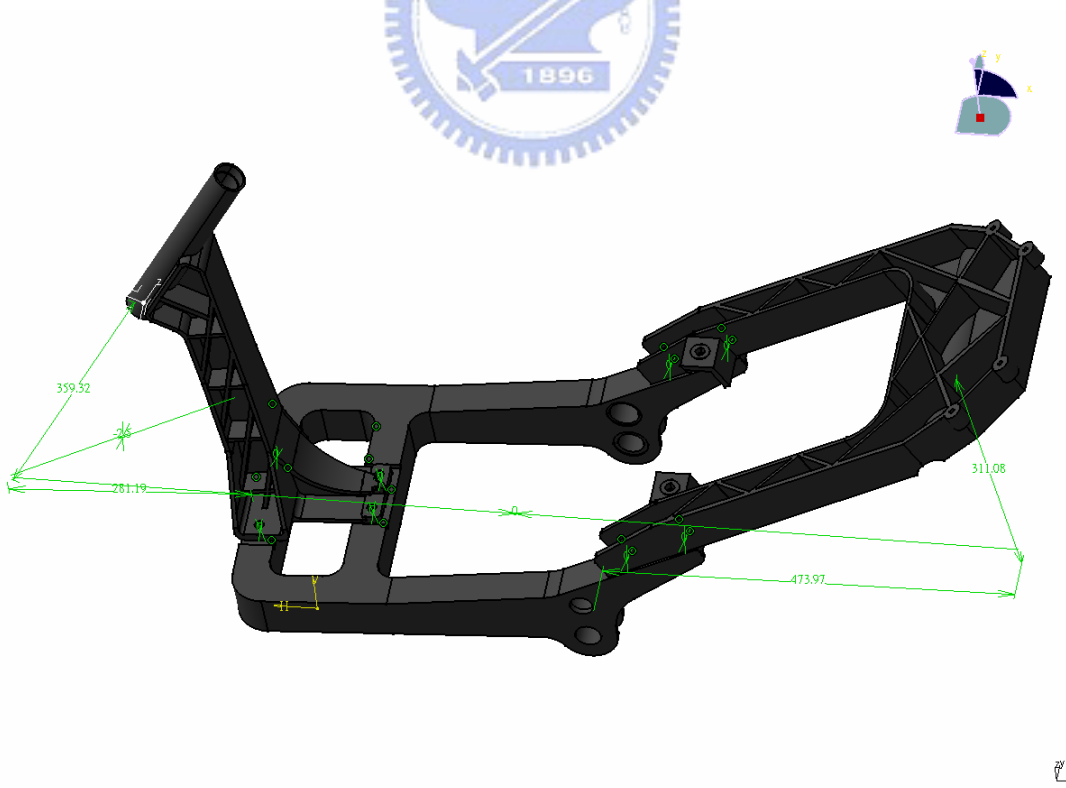


圖 2.10 組合圖 3D 視圖

第三章 有限元素分析

有限元素分析模型建立之後，接續便是分析模擬（Simulation）的工作。本研究中採用 CATIA 的組立件結構分析設計模組當作分析工具以及後處理器。針對鋁合金車架中各元件做一詳細的有限元素分析模擬，在局部的分析中，可用 CATIA 內建的適應性網格處理，獲得較精確且可靠的分析結果，以預測各部件的詳細應力分佈狀況。模擬主要將針對車架的剛性與強度方面做分析，而剛性方面又分為扭矩剛性（Torsional Stiffness），側向彎矩剛性（Lateral Stiffness），以及第一模態彎矩剛性（First Mode Bending Stiffness），因此總共有四組受力情形，在分析的過程中，最為關鍵的問題在於如何決定適當的邊界條件與負載條件。



3.1 基本假設

本節將對於車架的強度以及剛性的實驗進行初步的分析，各項邊界條件以及負載條件皆以三陽工業所能進行之實驗進行評估給定，車架實際連接引擎及輪軸之組合圖則置於圖 1.1 及圖 1.2。

本研究在進行分析時，將車架細微部份進行了簡化，忽略導圓角等幾何細微特徵，避免建構非必要之細微網格，以節省電腦運算資源。以下將分列數點來簡介本次分析所簡化的條件內容。

(1) 本研究計劃將在前端的車架以虛擬剛體直接附著在車架龍頭（Head Pipe）的部份，連結車架至輪軸的部份；而在後端的車架中，

虛擬剛體也是從引擎吊架點 (Hanger Pivot) 以平滑接觸的方式連接到後方輪軸部份，參考圖 3.2 及圖 3.3。

(2) 由於強度實驗是模擬車架在惡路時行駛的狀況，因此車架是可以在 x 軸方向，即行進方向上拉伸，因此釋放後輪在 x 軸方向上的自由度，以表示此行為。

(3) 一輛機車除了車架之外，尚有許多其他的零件，而這些零件的重量則不均勻的分佈在整體車架上，在界定車架實際的荷重上相當的困難，因此本研究計劃參考文獻及三陽工業方面的經驗，將車體對車架的負載簡化成 3G 的重力加速度加載在各部份車架上。

(4) 駕駛者的重量大致上是分佈在車架的後半範圍，由於如此在負載條件方面的給定是會有技術上的困難，因此本研究將駕駛的負重簡化成約 80kg 的分佈負載，均勻分佈在置物箱鎖附處及後部車架部份。

(5) 在剛性實驗的部份，實際實驗時是將車架用夾具固定，在分析中則簡化成固定邊界，忽略夾具所施給的作用力；且根據扭矩剛性之定義，本研究中也直接對於車架施予一彎矩，用以測定其剛性。

(6) 本研究所著重的在於車架本身的受力情況，因此本研究一開始將螺栓使用虛擬螺栓來代替，用以提高電腦運算速度來節省所需花費的時間。但是螺栓周圍的力可能發生被高估的現象，所以本研究將車架各部份之間直接以 CATIA 內建之 Fastened 連接指令相接，簡化了螺栓固定此步驟。


3.2 材料性質

分析所採用的材料性質由三陽工業提供，其中分析所使用到的材料性質如表所列。其中車架的材料為鋁合金 A360，其性質見表 2.2。

3.3 邊界條件的控制

根據三陽工業所提供強度與剛性實驗的資料中，分為四個主要的部份，首先是強度的部份，主要是模擬車架在惡路中行進時的受力狀態；而剛性方面分為 Torsional Stiffness 與 Lateral Stiffness 以及 First Mode Bending Stiffness 三部份。以下將會逐一介紹到此四種受力情形。

(1) 強度分析：



在邊界條件的設定方面，本研究將車架前面的元件以虛擬剛體固定至前輪輪軸的位置，固定住自由度 12346 (CATIA 分析時之自由度 123456 分別指的為 x 軸方向、y 軸方向、z 軸方向、x 軸旋轉、y 軸旋轉，以及 z 軸旋轉的自由度)，後面的元件則以虛擬剛體固定至後輪輪軸心，固定住自由度 2346，因為研究之鋁合金車架應用於排氣量 50 cc 及 100 cc 之速克達車種，因此後懸吊是採取單邊懸吊方式，只有單邊固定而有不對稱之邊界。車架組件各部份之間則以螺栓連接，螺栓鎖附力為 1500kgf 亦即 14700N，但是螺栓周圍的力可能發生被高估的現象，所以後續研究中將三部份車架直接視為一體進行分析。

本研究進行了三種接觸性質的分析，以 CATIA 內建之 Contact Connection、Slider Connection 以及 Fastened Connection 三種接觸性質進行分析，需從實驗才能驗證何組接觸條件最接近實際解。

在強度方面的負載條件，本研究對整體車架施以 3G 的加速度往下，用以模擬實際車體對車架的負載，使車架承受三倍自身重量，同時施以 80kg 之分佈力在置物箱鎖附之位置，代替駕駛者的重量，可模擬車架在惡劣路面行駛時的大致受力狀況，如圖 3.3 所示。

(2) 扭矩剛性 (Torsional Stiffness) 分析：

扭轉剛性的定義為，Head Pipe 在受一純 Torque 作用時會產生一扭轉角，則剛性為施加的 Torque/扭轉角，單位為(N*m/deg)。

在分析的部份則直接簡化為固定 Hanger Pivot 的部份，且於 Head Pipe 的部份，給定一彎矩，再量測 Hanger Pivot 點的旋轉量，用以計算扭矩剛性，如圖 3.4 所示。

(3) 側向彎矩剛性 (Lateral Stiffness) 分析：

Head Pipe 受同一方向的力作用，在這個加載情形下，Head Pipe 會產生一扭轉及平移的效應，由於量測點不一定會在旋轉中心上，所以在量測點上所量得的位移量同時包含了 Head Pipe 平移和旋轉所造成的變位，而在 Lateral Stiffness 的定義中，需扣除扭轉所造成的影響量後（即僅剩下平移量），再將此平移量與 Head Pipe 至 Pivot 的直線距離計算出相對旋轉量（deg），再除作用力矩即可得，單位（N*m/deg）。

而在分析的部份則直接簡化為固定左、右側的 Hanger Pivot 點，且於 Head Pipe 的部份，給定一側向作用力，再量測 Head Pipe 相對於固定點的旋轉量，用以計算側向彎矩剛性，如圖 3.5 所示。

(4) 第一模態彎矩剛性 (First Mode Bending Stiffness) 分析：

第一模態彎矩剛性定義：Hanger Pivot 相對於 Head Pipe 產生一單位旋轉所需的力矩，單位為 $N \cdot m / \text{deg}$ 。

測試時的加載方式為於左、右側的 Hanger Pivot 點上施加平行於 Head Pipe 的荷載。測試時於兩個加載點附近架設百分錶，量測百分錶與 Head Pipe 的直線距離，依序增加砝碼並讀取百分錶讀數，再經由計算得到所需的剛性值，分析時則如上述進行設定，如圖 3.6 所示。



3.4 網格系統

對於三維的問題應盡可能地採用六面體元素，可以最低的成本給出最好的結果，但由於此次分析模型形狀複雜，採用六面體元素劃分全部網格相當困難，因此採用四面體元素取代，且經過細劃網格以取得較好的精度。

本次分析是採用 4 面體的應力元素來建立網格，使用自動化建立網格。理論上網格分佈越密計算所得之結果越接近真實解，但對於此真實解的收縮率卻會隨著網格越密而減小，且基於電腦效能無法無上限的加密網格，以及分析效率的考量，本研究測試了幾組不同的網格大小，手動方式將網格大小由大至小進行試驗，觀察應力最大値之收

斂狀況，並比較其計算時間，最後並採用 CATIA 系統內建的適應性網格系統進行確認，適應性網格的功能在於能自動調整範圍內的網格大小，能達到最接近真實解的狀態，但也相對的分析所需要的時間增加而減低效率。最後比較其運算時間及其應力最大值是否收斂至一定程度，後續之分析採用接近此收斂值之網格進行分析，採用的結果與採用適應性網格之結果如表 3.1 及圖 3.1 所示。

3.5 初步分析結果與討論

(1) 強度分析

本研究在初步分析中只使用到 CATIA 內建之虛擬剛體 Smooth Virtual Part，在前端的部份，使用 Smooth Virtual Part 連結車架至前輪軸，直接將車架固定至輪軸位置。但後方的連接較為複雜，理論上是需要將 Middle Part 使用四個虛擬剛體連結到後輪軸的部份，而 Rear Part 則連結到避震器的固定點，避震器的固定點與後輪軸之點還需要以剛體做連結，再給定後輪軸進階拘束，將自由度 2346 固定住，但在實際操作中，發現在剛體連接上有問題產生，即虛擬剛體無法做點對點的連結使用，無法進行分析，因此本研究便直接簡化至參考車架的條件（見圖 3.2 及圖 3.3），將連接的至 Middle Part 的剛體使用兩個 Smooth Virtual Part 進行分析。

就所使用的接觸性質說明而言，Slider Connection 的結果應該是最符合螺栓鎖附時的情況，將車架之間各部份只能產生相對平移以及螺栓鎖附力考慮進去，而由於此性質下的分析需要較長的時間，若直接以此條件進行最佳化分析將無法進行計算，需要較高等級的電腦配

備。而 Fastened Connection 與 Slider Connection 分析結果差別只在於螺栓鎖附處附近之應力分佈，整體車架之應力分佈大致是相同的，且螺栓鎖附處之應力集中現象，在部份的設計中是為了將各部份更緊密的接合在一起，在設計本身便忽略此問題，而且此處過大的應力值會影響本研究最後之最佳化設計的進行，因此本研究後續皆採用 Fastened Connection 的條件，忽略螺栓鎖附力所帶來的影響，直接固定各部件，使其不產生相對位移，而此條件的正確性則需待實驗結果驗證（圖 3.7 至圖 3.10）。

（2）扭矩剛性分析

剛性主要受力來源，為經由前叉管 (Front Fork) 傳遞到 Head Pipe 的力量中，其中橫向力會使車架的 Head Pipe 相對於 Hanger Pivot 間產生扭轉及平移的趨勢，故除了側向彎矩剛性測量單純平移量算出側向彎矩剛性以外，尚需要扭矩剛性測量單純扭轉部分之剛性。

在扭矩剛性實驗中(圖 3.11 至圖 3.13)，車架固定於兩側的 Hanger Pivot 處，分別由 Pivot 的兩端夾住固定，Head Pipe 在受一純力矩作用時會產生一扭轉角，並且力矩方向垂直於 Head Pipe 軸心方向，而由於車架的左右對稱性，因此當力矩大小相同，因此只進行單一方性即可。扭矩剛性為施加的力矩除以扭轉角度，重複此步驟進行五次不同大小之力矩，再進行五個剛性值之比較，即可得到所需之扭矩剛性值（見表 3.4 至表 3.6）。

將各數據所得之扭矩剛性值取平均後可得 491.3 N*m/deg，得到此剛性值與 HONDA 之鋁合金車架之 174 N*m/deg，以及三陽舊式鋼管車架之 760 N*m/deg 進行比較，所得之剛性值介於此兩種車架中

間，表示仍有可以變更之空間，對於後續進行之最佳化可以有較寬鬆之限制條件。目前用以比較之兩款車架差異雖大，但實驗方法相同，且後續仍會進行實車實驗，以符合實際的需求。

(3) 側向彎矩剛性分析

在側向彎矩彎矩剛性中（圖 3.14 至圖 3.16），目標為施加力量使 Head Pipe 僅產生平移但不會旋轉。然而，在實際進行測試時，力量施加於 Head Pipe 時，平移與旋轉總是同時產生，因此若要計算平移與旋轉的量，則需進行至少兩個不同加載點的測試，並透過計算以取得要求的側向彎矩剛性數值，而此計算方式如下：

選擇分別距離 Head Pipe 上下兩端點為加載點，分別在加載點施以相同力量，兩個測試的 Head Pipe 位移曲線的延伸線均交於一點，此點即為旋轉中心位置，知道旋轉中心位置後即可得到兩測試中 Head Pipe 的旋轉角度，旋轉中心位置至與 Head Pipe 下端的距離 D 可由下式計算：

(a) 在上端加載力量 F 時，相當於在旋轉中心點施加一橫向力 F 及一力矩 M

$$M=F*(S+D) \quad (\text{式 3.4.1})$$

Head Pipe 的轉角為 φ_1 (Head Pipe 長度為 S)。

(b) 在 Head Pipe 下端加載力量 F 時，相當於在旋轉中心點施加一橫向力 F 及一力矩 M

$$M=F*D \quad (\text{式 3.4.2})$$

Head Pipe的轉角為 φ_2 。

(c) 由

$$M1/\varphi_1=M2/\varphi_2 \quad (\text{式 3.4.3})$$

(線性結構)，可得

$$D=S*\varphi_2/(\varphi_1-\varphi_2) \quad (\text{式 3.4.4})$$

在計算出旋轉中心位置後，再依照旋轉中心距離量測點的距離扣除扭矩的影響量即可得到 Head Pipe 的平移量，進而計算側向彎矩剛性。

首先得到 Head Pipe 至 Hanger Pivot 的直線距離，因此可以計算 Head Pipe 平移量相對於 Hanger Pivot 固定軸心之相對旋轉量(deg)，再除造成此旋轉量之作用力矩（施力乘以 Head Pipe 至 Hanger Pivot 的直線距離）即可得側向彎矩剛性，單位為 (N*m/deg)。重複此步驟作五個不同的施力大小，比較五個側向彎矩剛性值（見表 3.7 至表 3.9）。

將各數據所得之側向彎矩剛性值取平均後可得 3377.9 N*m/deg，所得到此剛性值與 HONDA 之鋁合金車架之 380 N*m/deg，以及三陽舊式鋼管車架之 3165 N*m/deg 進行比較，可以發現側向彎矩剛性中，鋼管車架與 HONDA 之車架有的相當大的差異，約有 10 倍之差，而新設計之鋁合金車架之側向彎矩剛性值又大於舊式鋼管車架，而又可從觀察中發現，剛性的大小與肋條之關聯性

相當的大，從此結果不難觀察出現行設計之車架之肋條部份有著不小的改進空間。

(4) 第一模態彎矩剛性分析

將分析（圖 3.17 至圖 3.19）所得各數據之第一模態彎矩剛性值取平均後可得 $1691.3 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{deg}$ ，所得到此剛性值與 HONDA 之鋁合金車架之 $1237 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{deg}$ ，以及三陽舊式鋼管車架之 $741 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{deg}$ 進行比較，可以發現 First Mode Bending Stiffness 是唯一一種 HONDA 鋁合金車架大於三陽鋼管車架的剛性，而新型鋁合金車架又大於 HONDA 車架，可以推測鋁合金車架之結構對於此種剛性具有較大的改進。

上述進行之四種分析中，強度分析為設計時最主要之測試，剛性要求目前仍無一定標準，因此以比較之方式使其介於一較合理之範圍。在後續之最佳化分析中，則以強度分析之邊界條件設定為主進行最佳化，而於最佳化後車架之剛性分析確認其最佳化結果是否合理。

表 3.1 Fastened Connection 中加入適應性網格比較

適應性網格	節點數	元素數量	最大應力值
未加入	20127	62299	$1.11 \times 10^7 \text{ N/m}^2$
加入	135068	556021	$1.85 \times 10^7 \text{ N/m}^2$

表 3.2 各接觸條件之最大 von Mises 應力值

Connection Condition	Max von Mises Stress
Contact	$5.45 \times 10^9 \text{ N/m}^2$
Slider	$1.1 \times 10^8 \text{ N/m}^2$
Fastened	$1.85 \times 10^7 \text{ N/m}^2$

表 3.3 各接觸條件之最大位移量值

Connection Condition	Max displacement
Contact	1.01mm
Slider	1.6mm
Fastened	1.07mm

表 3.4 扭矩剛性分析結果 (位移量)

	Upper (mm)	Lower (mm)
100N*m	-1.12	-0.20
200N*m	-2.24	-0.40
300N*m	-3.36	-0.59
400N*m	-4.49	-0.79
500N*m	-5.61	-0.99

表 3.5 扭矩剛性計算結果

Moment(N*m)	Head pipe 旋轉角度 (deg)	扭矩剛性值 (N*m/deg)
100	0.20	491.93
200	0.41	491.66
300	0.61	491.75
400	0.82	490.46
500	1.02	490.75

表 3.6 側向彎矩剛性分析結果 (位移量)

	Force at upper bound		Force at lower bound	
	Upper (mm)	Lower (mm)	Upper (mm)	Lower (mm)
200N	1.07	0.50	0.52	0.40
300N	1.61	0.75	0.78	0.61
400N	2.15	1.00	1.03	0.81
500N	2.68	1.25	1.29	1.01
600N	3.22	1.50	1.55	1.21

表 3.7 側向彎矩剛性計算結果

Force(N)	作用力矩 (N*m)	Head pipe 平移量 (mm)	平移量相對 於固定軸旋 轉量(deg)	側向彎矩剛性 值(N*m/deg)
200 (U)	60.68	0.38	0.04	3378.93
200 (L)				
300 (U)	121.37	0.57	0.05	3378.08
300 (L)				
400 (U)	182.05	0.76	0.07	3371.77
400 (L)				
500 (U)	242.73	0.95	0.09	3375.39
500 (L)				
600 (U)	303.42	1.14	0.11	3385.26
600 (L)				

表 3.8 第一模態彎矩剛性計算結果

Force(N)	作用力矩(N*m)	Pivot 平移量(mm)	第一模態彎矩剛性值(N*m/deg)
100	60.68	-0.38	1691.33
200	121.37	-0.76	1691.33
300	182.05	-1.14	1691.33
400	242.73	-1.52	1691.33
500	303.42	-1.90	1691.33
1000	606.83	-3.88	1656.46



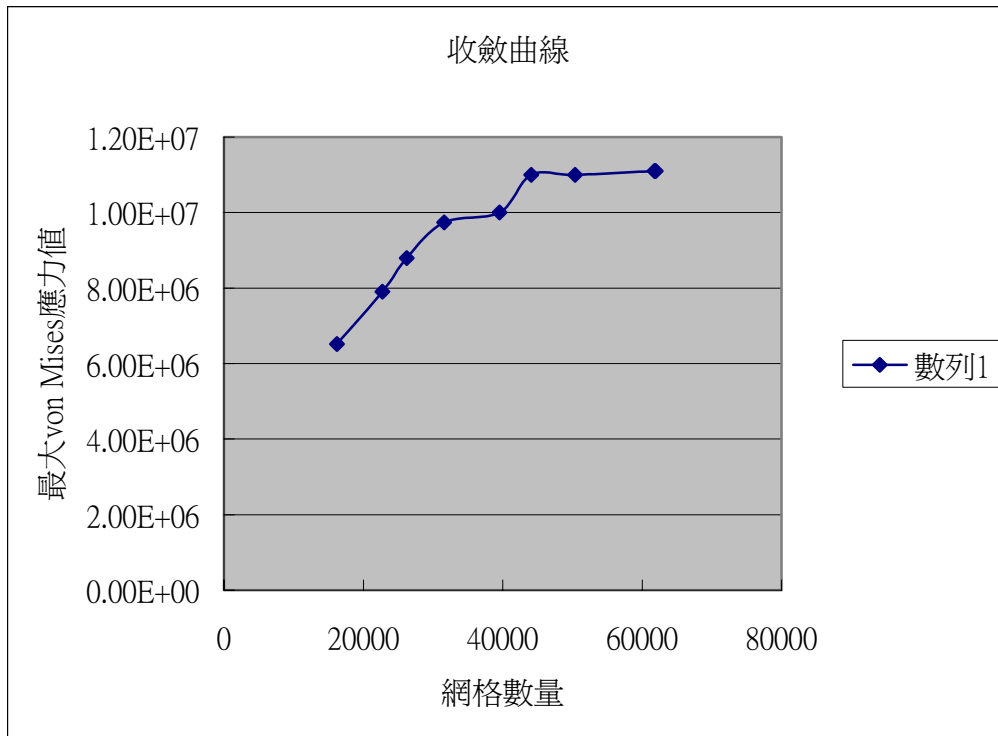


圖 3.1 網格密度比較圖

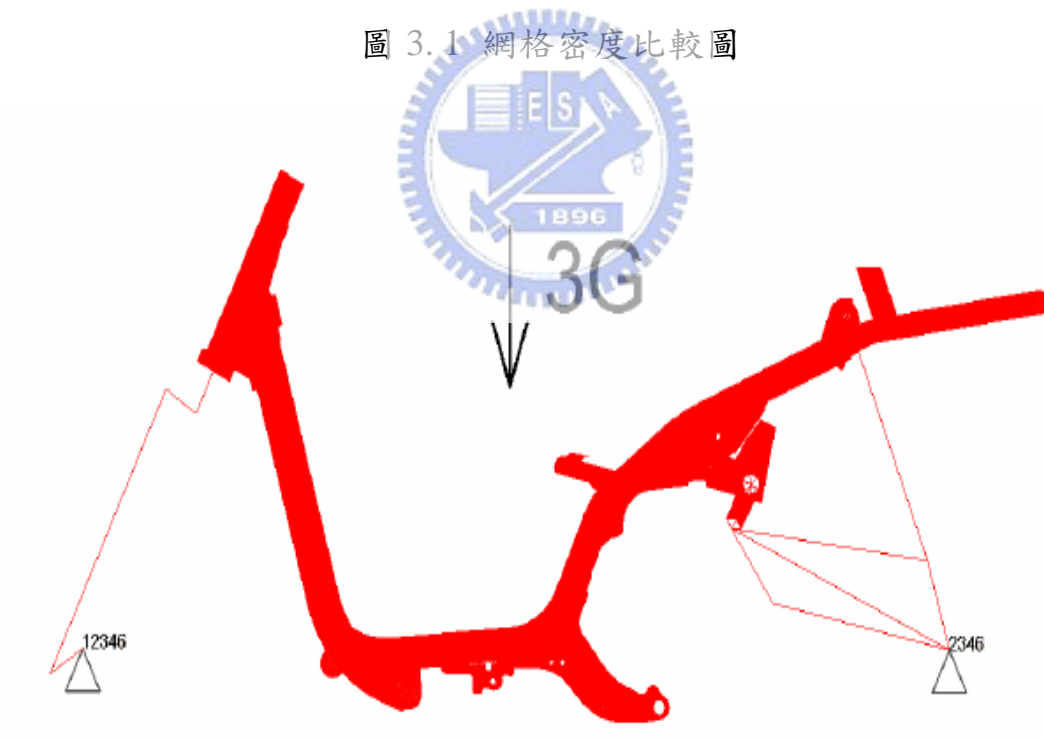


圖 3.2 參考車架之強度分析圖

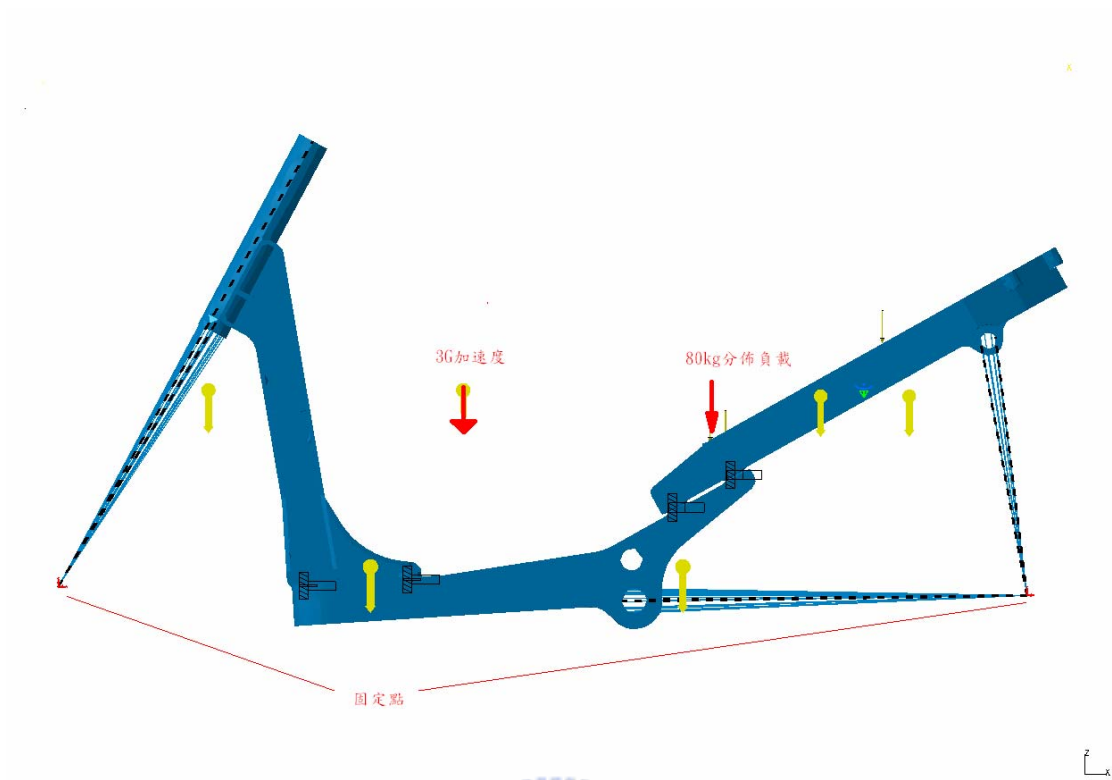


圖 3.3 強度分析示意圖

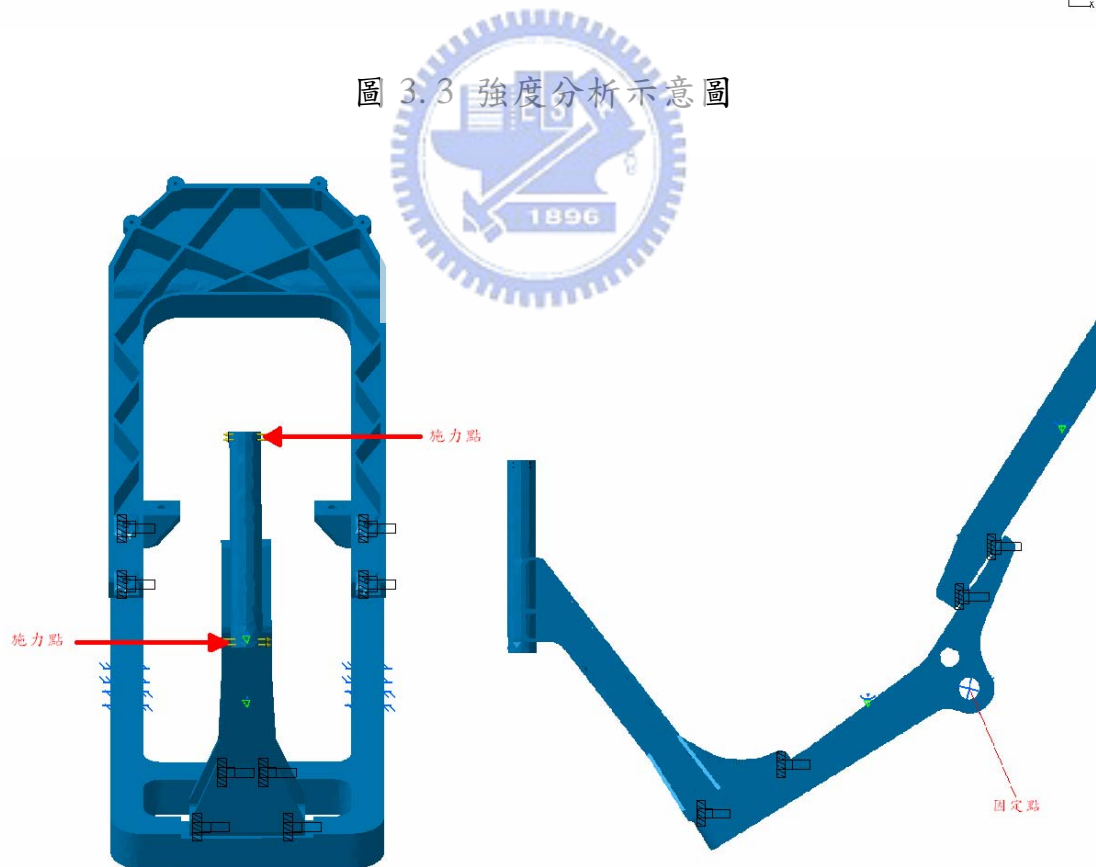


圖 3.4 扭矩剛性分析示意圖

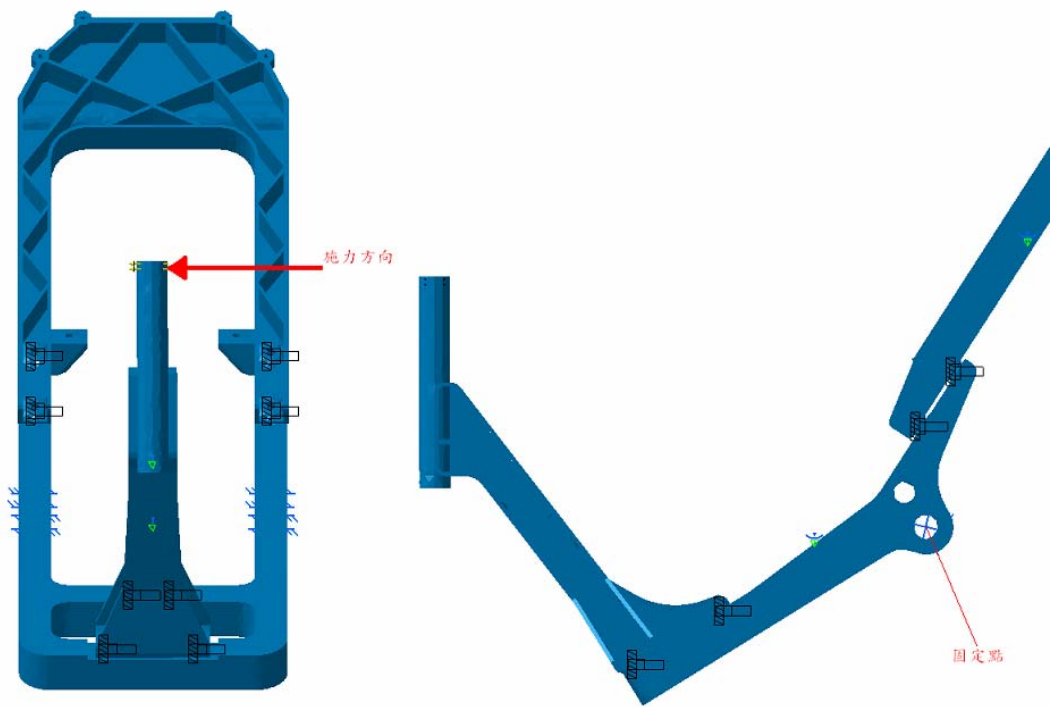


圖 3.5 側向彎矩剛性分析示意圖

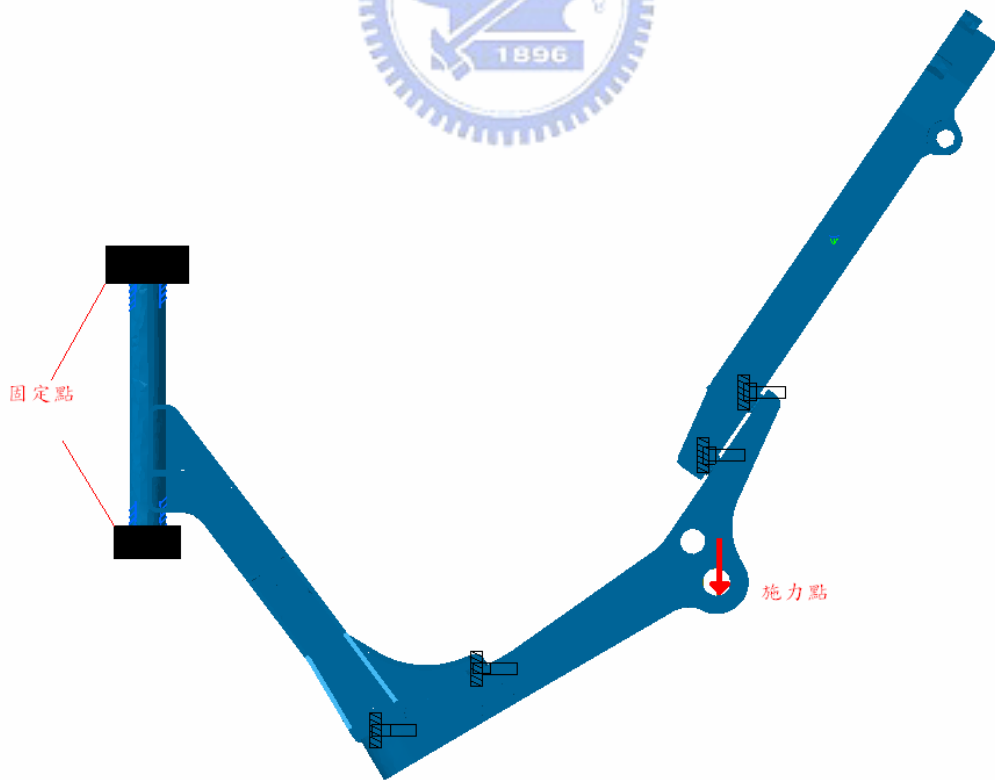


圖 3.6 第一模態彎矩剛性分析示意圖

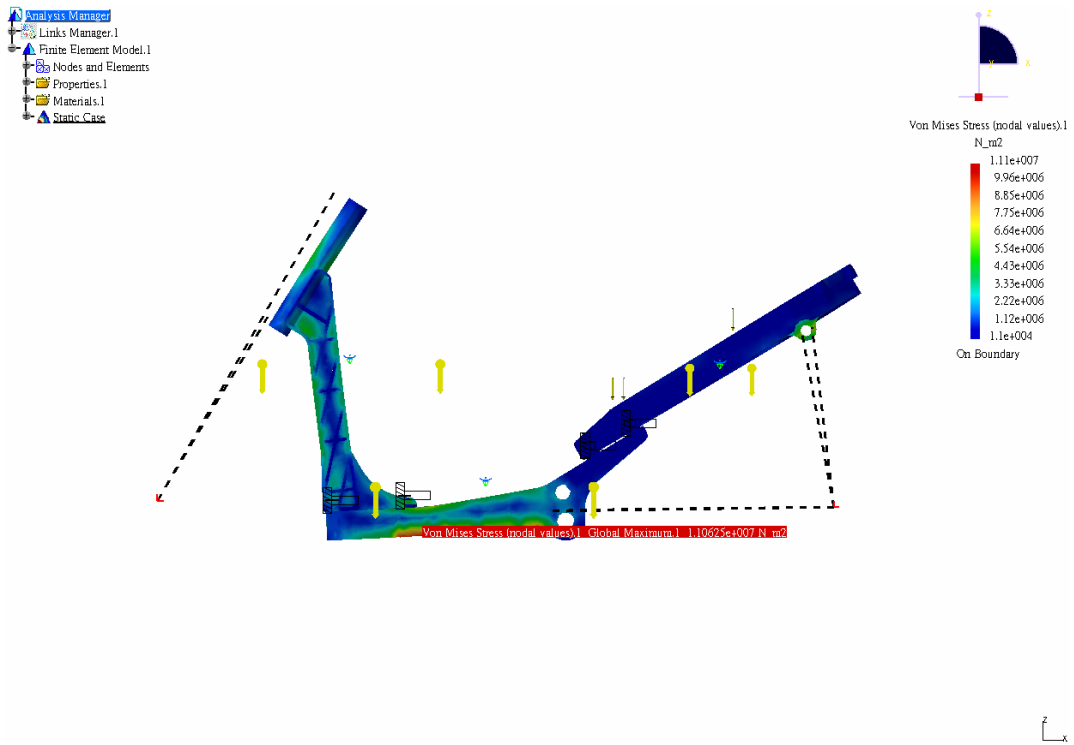


圖 3.7 強度分析 von Mises 應力分佈圖 (左側視圖)

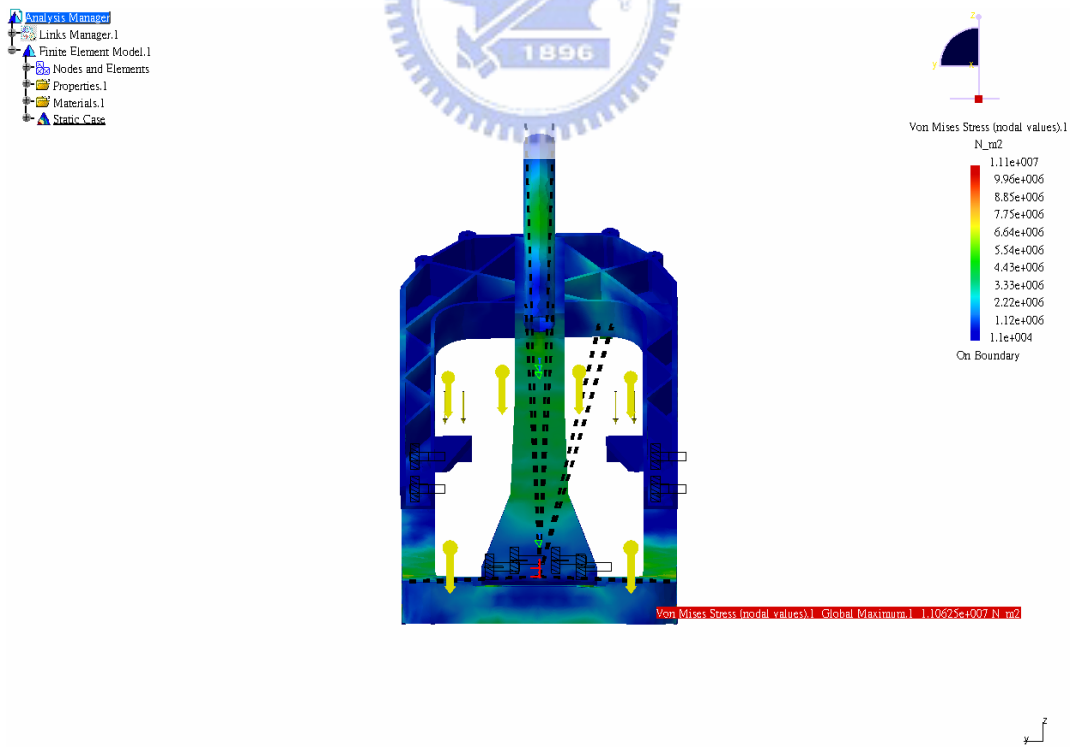


圖 3.8 強度分析 von Mises 應力分佈圖 (前側視圖)

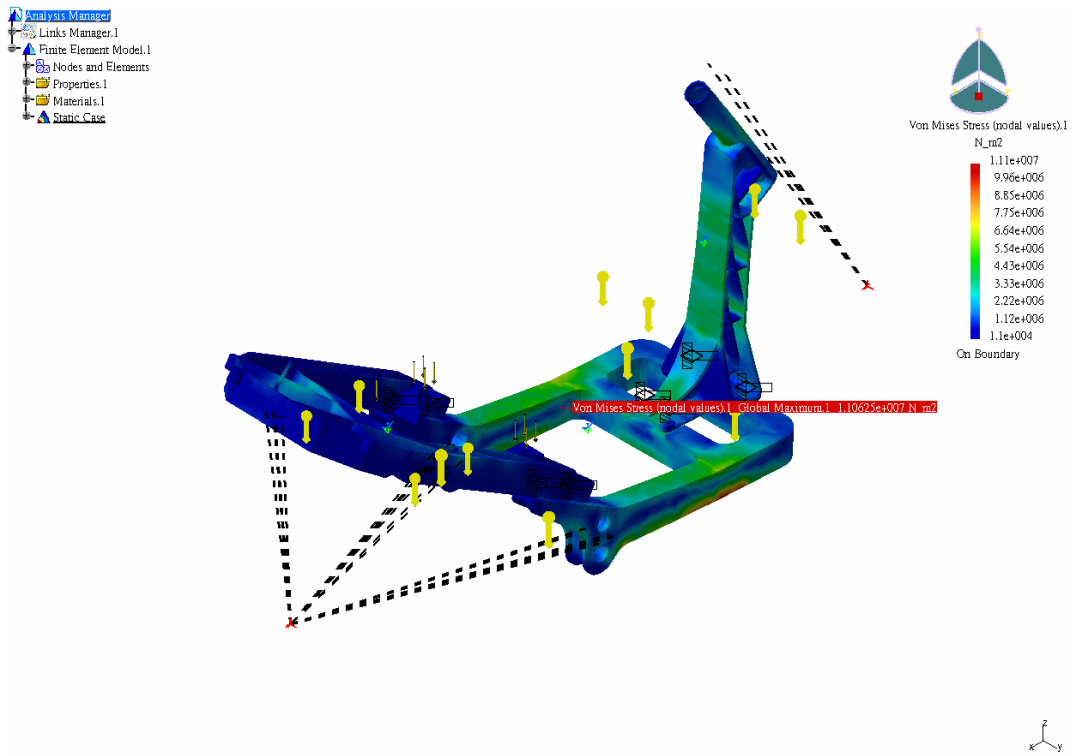


圖 3.9 強度分析 von Mises 應力分佈圖 (斜角視圖)

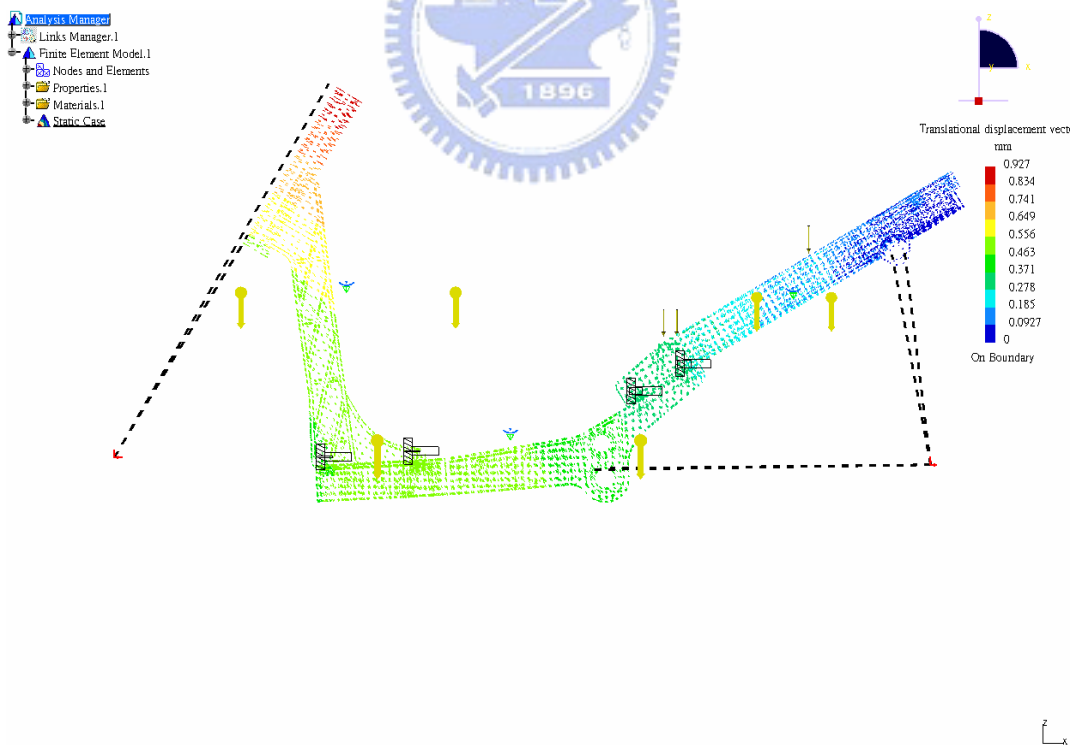


圖 3.10 強度分析位移圖 (左側視圖)

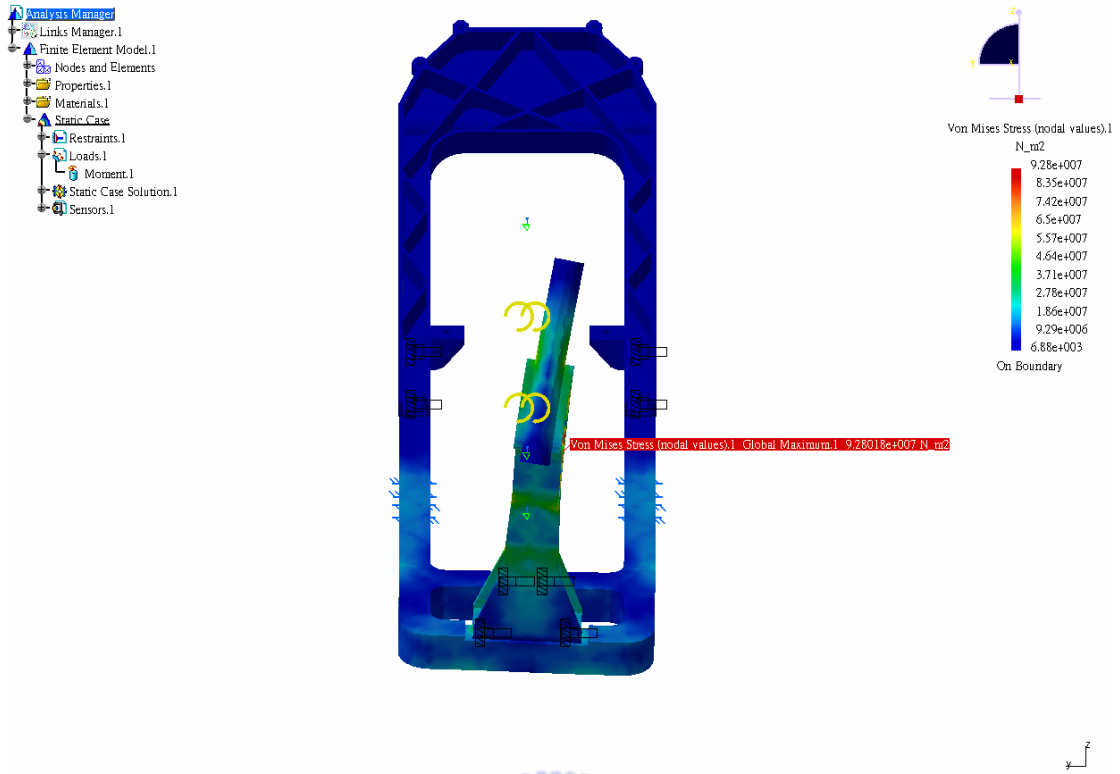


圖 3.11 扭矩剛性分析 von Mises 應力分佈圖（前側視圖）

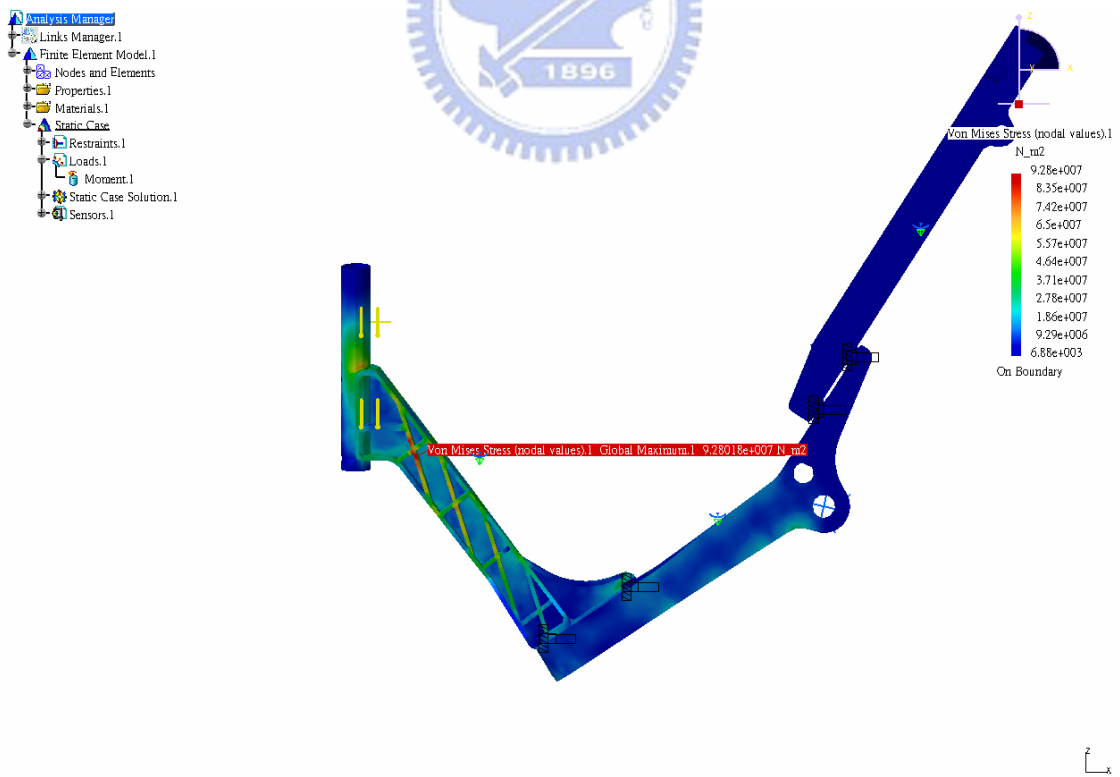


圖 3.12 扭矩剛性分析 von Mises 應力分佈圖（左側視圖）

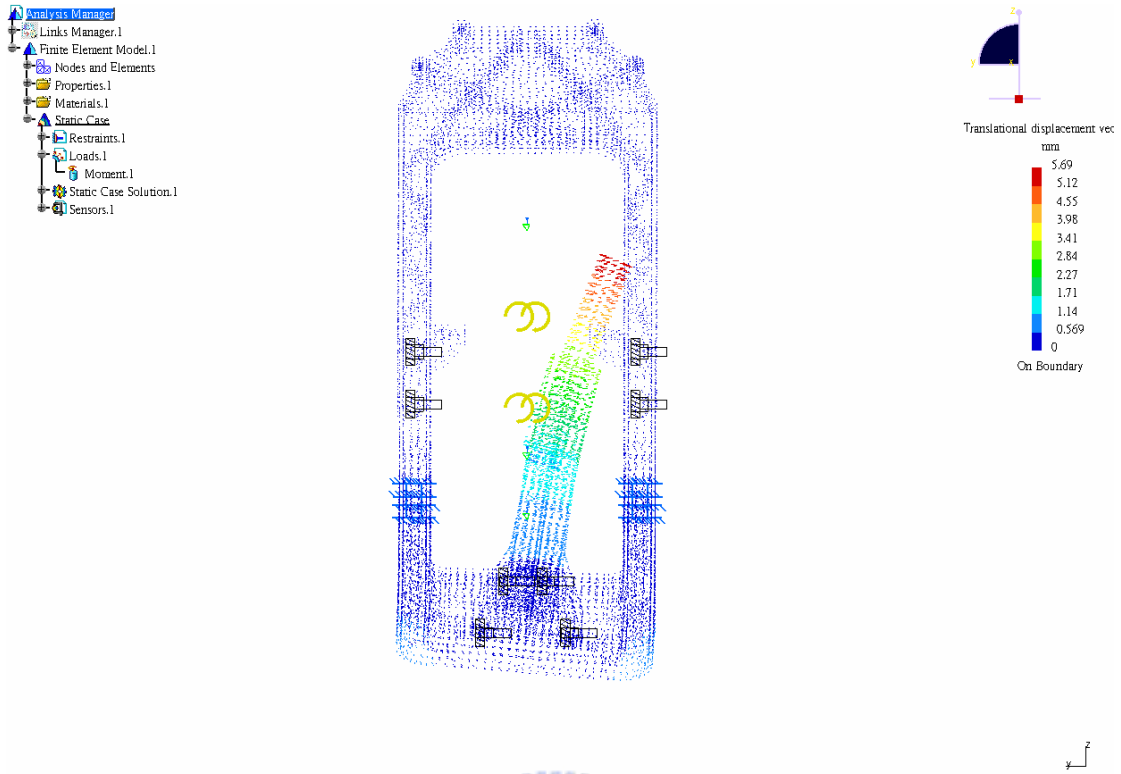


圖 3.13 扭矩剛性分析位移圖（前側視圖）

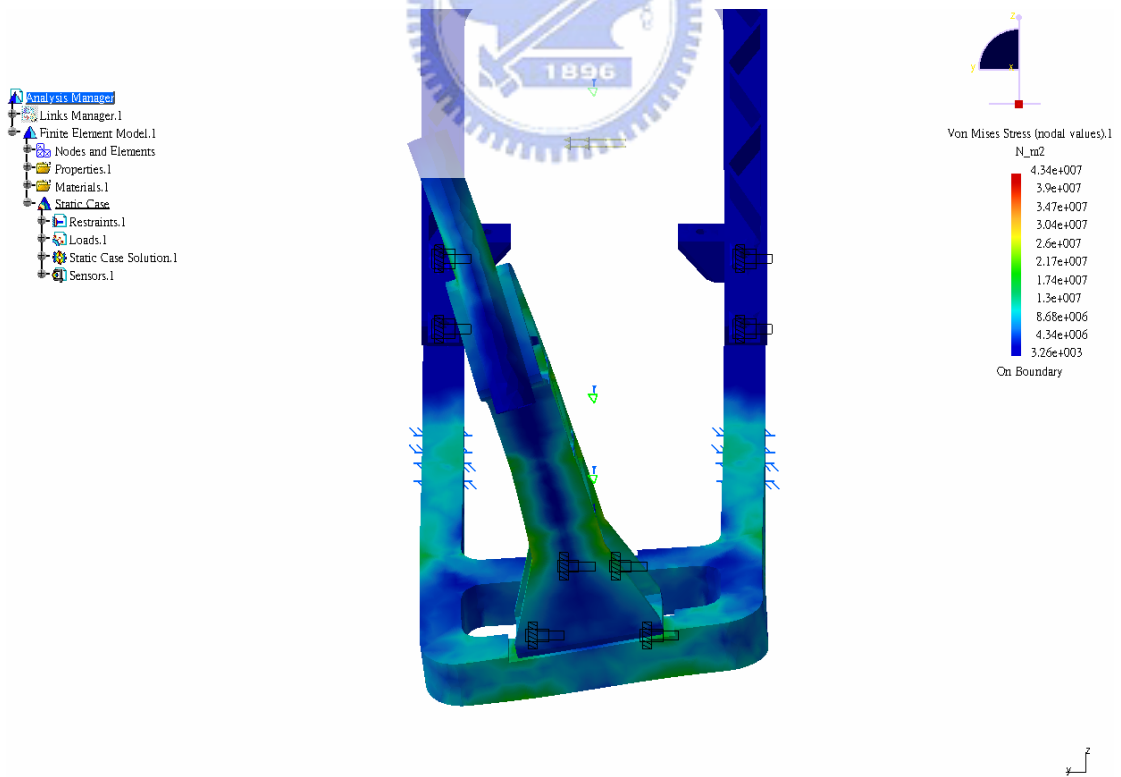


圖 3.14 側向彎矩剛性分析 von Mises 應力分佈圖（前側視圖）

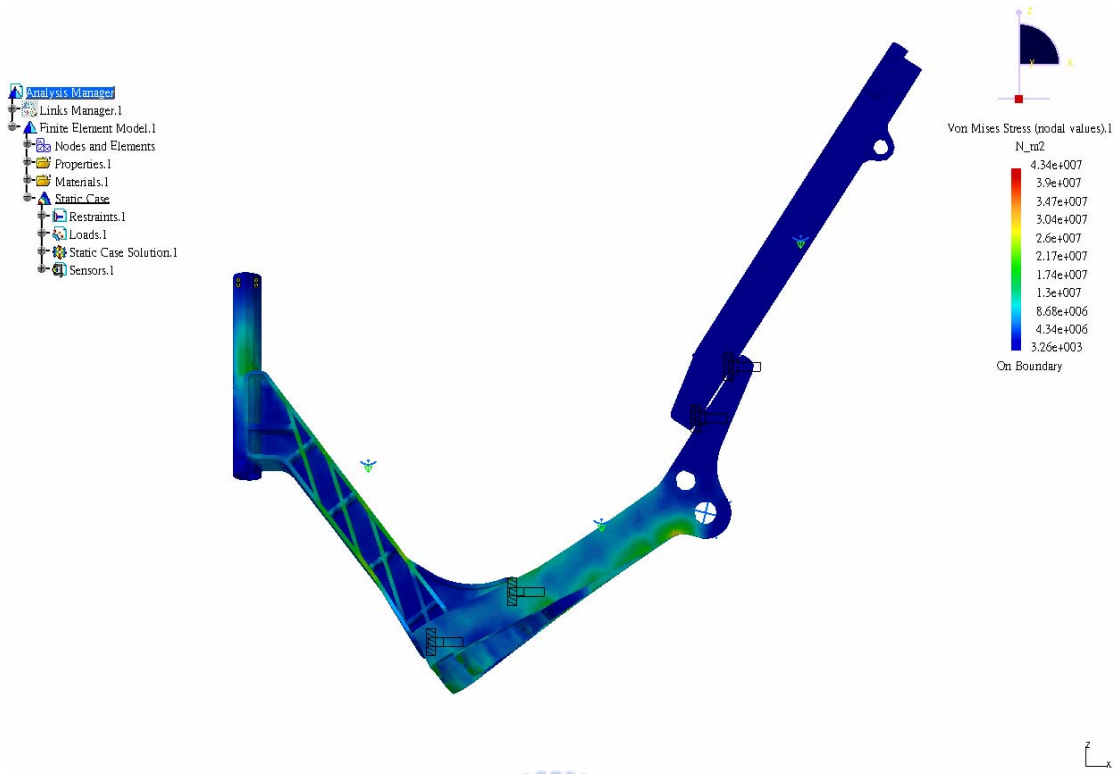


圖 3.15 側向彎矩剛性分析 von Mises 應力分佈圖（左側視圖）

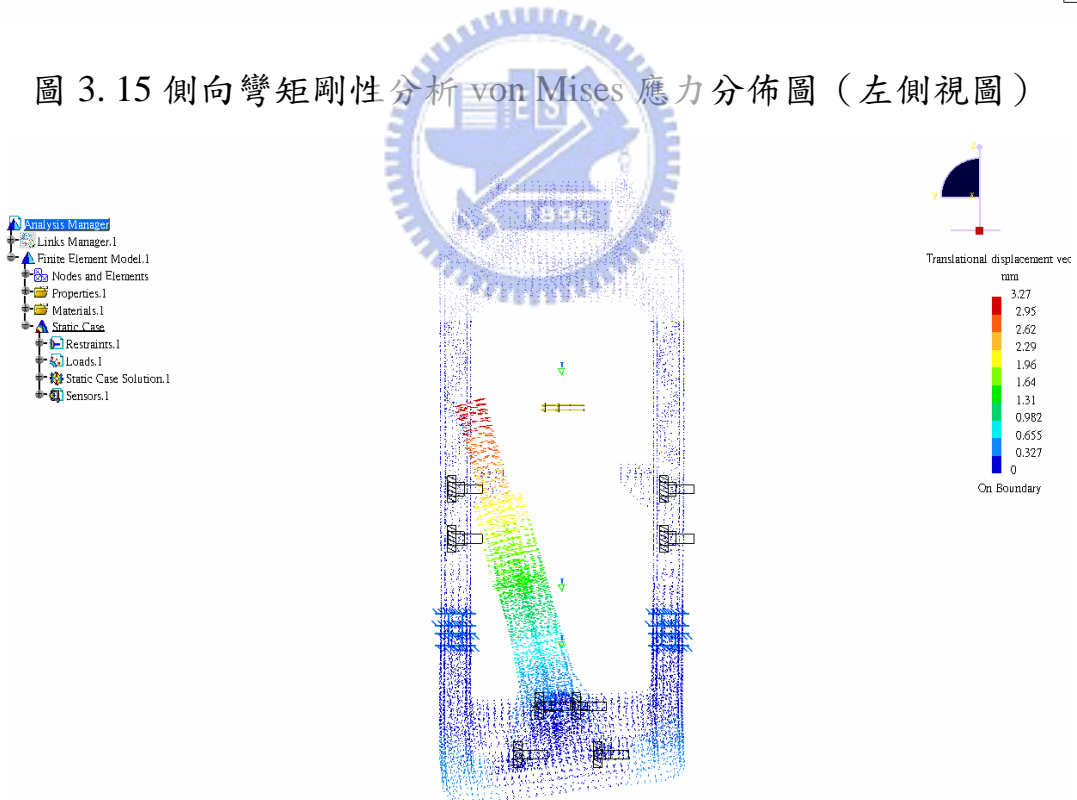


圖 3.16 側向彎矩剛性分析位移圖（前側視圖）

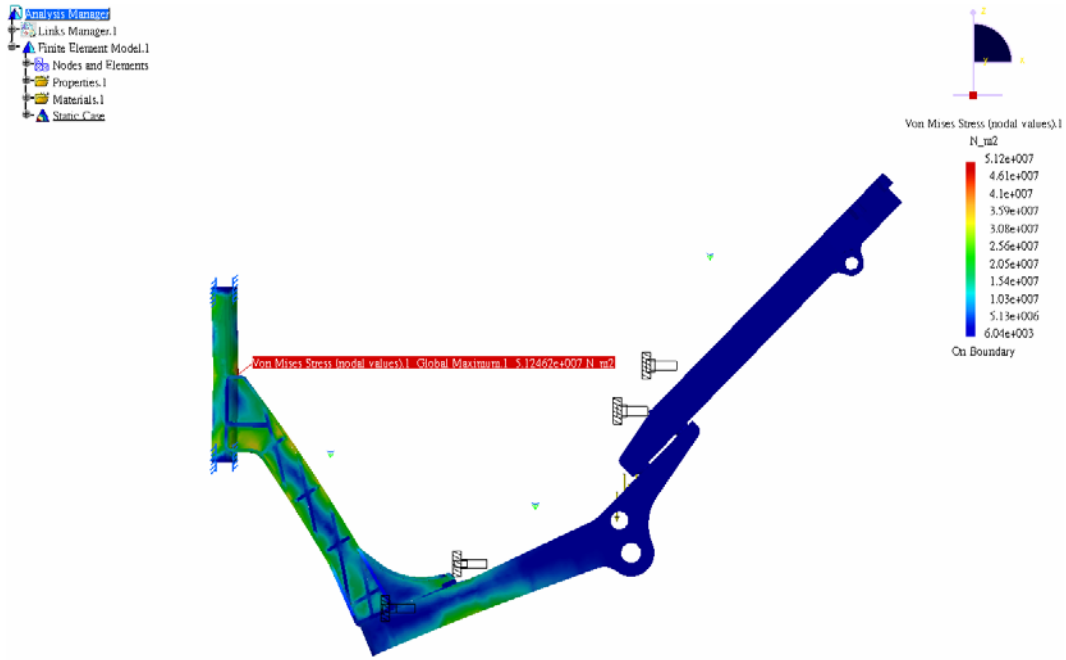


圖 3.17 第一模態彎矩剛性分析 von Mises 應力分佈圖（左側視圖）

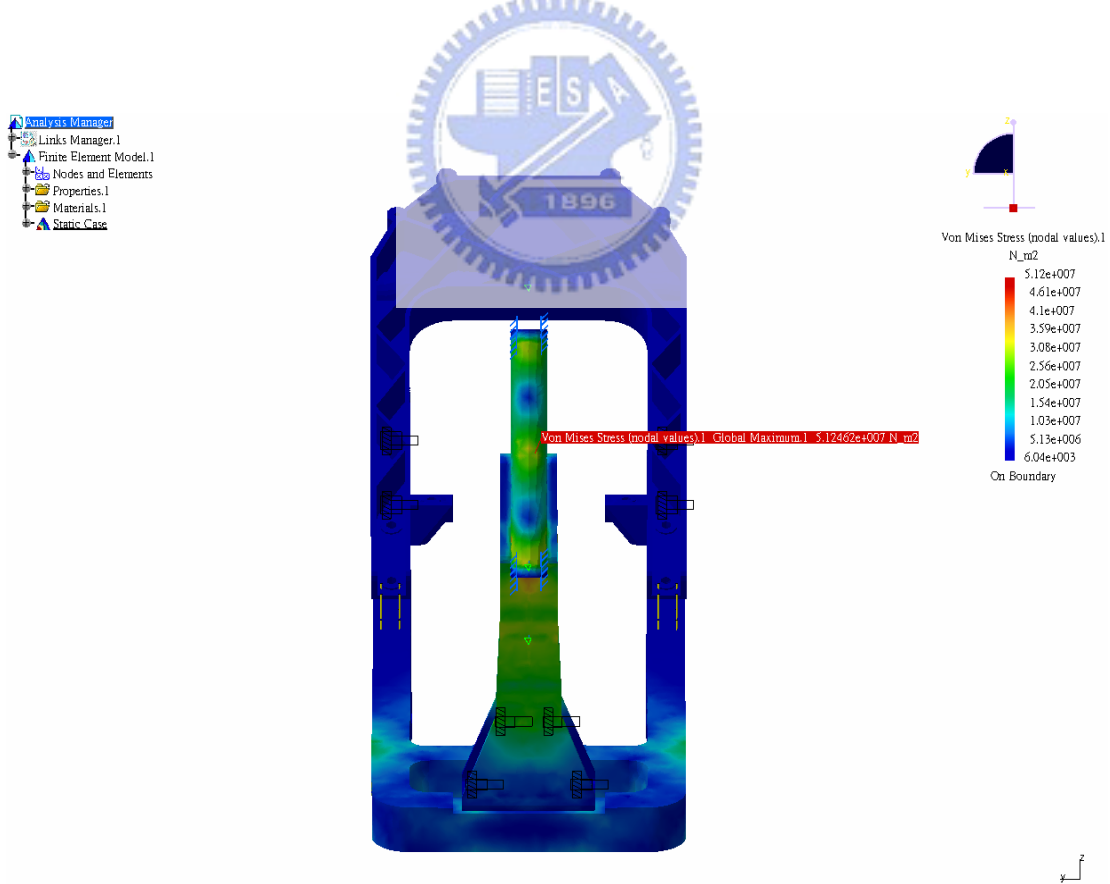


圖 3.18 第一模態彎矩剛性分析 von Mises 應力分佈圖（前側視圖）

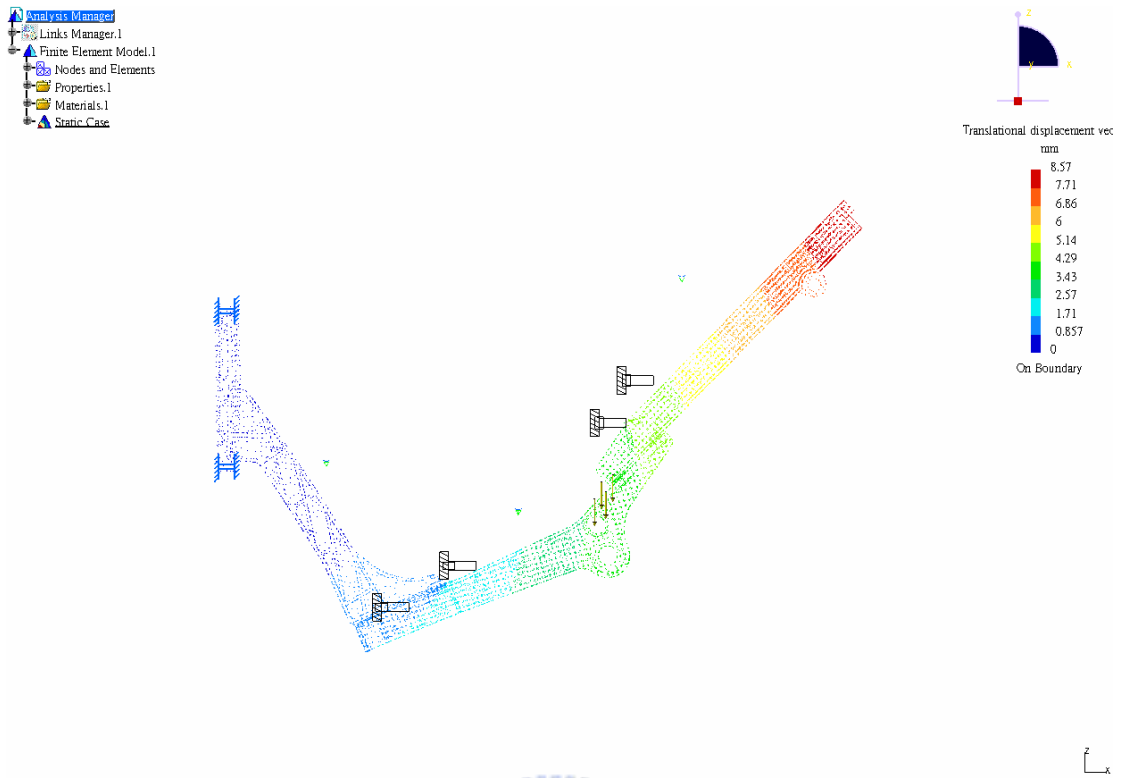


圖 3.19 第一模態彎矩剛性分析位移圖（左側視圖）



第四章 最佳化分析

在完成初步模擬分析工作後，接續便是最佳化分析流程，決定需要的目標函數、拘束條件以及設計變數後，便進行最佳化分析工作。

4.1 最佳化設計概述

最佳化的過程，首先是將原來的物理問題，經由轉換成為標準的數學模式，大致上來說可以分成以下三個步驟：

選定設計變數(Design Variable)：

對一工程問題而言，系統經由工程上之假設理想化的模式通常是由一組數量來描述，其中包括尺寸大小、材料特性、合成方式是等不同的數量。在設計之初為了簡化問題，常將數量分成預定變數及設計變數兩種；預定變數在設計過程中是視為常數不予改變，而設計變數則是被允許改變的數量。通常設計變數之選取則取決於設計者的看法與經驗。

建立最佳化數學模式的第一步即是選定一組彼此之間互相獨立之變數，來做獨立的改變以改進設計。選擇一組合理的設計變數組合可縮短電腦之迭代時間，且正確的設計變數才能對最佳化過程產生作用。

確定限制條件(Constraints)

任何系統在設計、製造、操作上都具有程度不同的限制條件，這些限制條件一般是針對合理的物理現象而設定，必須以數學上所謂等式或不等式的模式來描述，通常稱之為限制函數，但是這些限制條件必須是設計變數之函數才有意義。

確立目標函數(Objective Function)

在上述所提的限制條件之下，一個系統可能有許多組的合適解，為了確定目的，則需要有一些準則來比較不同設計解的設計系統之優劣，即是確立目標函數作為判斷準則，以此為在設計過程中所欲達到的目的與目標。同樣的，目標函數亦須是設計變數之函數才具有意義。



4.2 最佳化的數學模式

首先思考設計變數為何，且最後能做到目標函數最小。

$$f(x) = (x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (\text{式 4.2.1})$$

滿足 p 組等式之限制條件

$$h_j(x) = h_j(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \quad j = 1, 2, 3, \dots, p \quad (\text{式 4.2.2})$$

以及 m 組不等式之限制條件

$$g_i(x) = g_i(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq 0 \quad j = 1, 2, 3, \dots, m \quad (\text{式 4.2.3})$$

設計變數之邊界條件

$$x_{kl} \leq x_k \leq x_{ku} \quad k = 1, 2, 3, \dots, n \quad (\text{式 4.2.4})$$

4.2.4)

在確立最佳化之數學模式之後，便可以最佳化之數值方法求取最佳化解，大致上可分成以下六個步驟：

設定一個合理的初值 $x^{(0)}$ ，並令 $k=0$ 。

計算搜索方向 $d^{(k)}$ 在無約束問題中，需要目標函數本身的值或梯度的資料；而約束問題則需另外計算限制條件本身的值或梯度的資料。利用此資料組成子問題，求解搜索方向 $d^{(k)}$ 。

檢查是否收斂。若滿足收斂條件或設計變數被允許時則迭代停止得到最佳解，否則繼續下一步驟。

計算步長大小 α_k ，在 $d^{(k)}$ 方向求最佳之步長。

設計變數之更新

$$x^{(k+1)} = x^k + \Delta x^k \quad (\text{式 4.2.5})$$

設 $k=k+1$ ，回到步驟 2。

本次最佳化所採用的方法為 Gradient Algorithm。

4.3 鋁合金車架最佳化分析

最佳化分析是本研究的最終目的，強度與剛性分析是為了要提供限制條件，而輕量化的車架則為目標函數，設計參數方面則無制式的

規範，以不妨礙主要車體設計為主，例如後方部件之角度不可太大，致使置物箱無法置入，主要設計參數應以肋條之厚度為主，其它設計參數可以加入肋條的角度以及肋條之位置。

鋁合金車架的幾何形狀相當複雜，因此在選定設計變數時有很多種組合可挑選，在本次的最佳化研究中，選定車架的壁厚以及肋條的厚度為設計參數來進行重量最佳化分析，挑選壁厚及肋條厚度主要是在軟體部份較容易修改，且不影響主要的外型，失去車架之功能，且肋條本身便是輔助強度的部份，更可經由最佳化分析得知哪部份的肋條是不需要的部份，進而減去較多多餘的重量。各設計變數的尺寸限制如下：

$$1\text{mm} \leq \text{Front Part Shell} \leq 5\text{mm} \quad (\text{式 4.3.1})$$

$$1\text{mm} \leq \text{rib1.1} \sim \text{rib1.9} \leq 5\text{mm} \quad (\text{式 4.3.2})$$

$$1\text{mm} \leq \text{Middle Part Shell} \leq 5\text{mm} \quad (\text{式 4.3.3})$$

$$1\text{mm} \leq \text{rib2.1} \sim \text{rib2.9} \leq 5\text{mm} \quad (\text{式 4.3.4})$$

$$1\text{mm} \leq \text{rib3.1} \sim \text{rib3.6} \leq 5\text{mm} \quad (\text{式 4.3.5})$$

$$1\text{mm} \leq \text{wall3.1} \sim \text{wall3.6} \leq 5\text{mm} \quad (\text{式 4.3.6})$$

其中 Front Part Shell, Middle Part Shell 分別為 Front Part 及 Middle Part 之壁厚且包含底層的厚度，即為整個外殼之厚度，由於在幾何模型建構時的特徵問題，在 Rear Part 中則是以 wall3.1 至 wall3.6 代替壁厚的編號，其餘部份則標示於圖 4.1 至圖 4.3，整個設計範圍是從下限的 1mm 至原始尺寸的 5mm，其中下限 1mm 是為量產時壓鑄可

能之製造厚度極限，後續則為以重力鑄造之車架原型的肋條製造厚度極限下限值 4mm 之更正分析。

基於軟體方面的限制，一次最佳化分析只能針對一種受力情形進行分析，因此本研究採用對於較主要的強度分析部份進行最佳化，而後再將所得的最佳化結果進行剛性方面的分析，若最佳化結果不符合所需要的剛性範圍，則另行修改模型再進行分析，或針對影響剛性較大的部份進行剛性的最佳化分析。以下為最佳化分析時的限制條件：

$$\text{Maximum von Mises} \leq 8.25 \cdot 10^7 \text{N/m}^2 \quad (\text{式 4.3.7})$$

其中 $8.25 \cdot 10^7 \text{N/m}^2$ 是由鋁合金的降伏強度除以安全係數 2 所得的允許應力值。

目標函數則是鋁合金車架重量最小，原始模型的總重量為 9.896kg，體積為 0.004m^3 。



進行了上述兩種設計範圍之最佳化之後，得知若是以重力鑄造之方法，所得之車架結果各壁厚及肋條寬度為 4mm，較原始尺寸之車架重量改善約 13%，因此後續更進一步刪除在設計範圍 0mm 至 5mm 時厚度近於 0mm 之肋條，刪除的肋條為 rib1.1、rib1.6、rib2.5、rib2.9、rib3.4，及 rib3.5。

進行最佳化設計後，將所得之車架模型再進行強度及剛性的分析所得結果分別如表 4.1 至表 4.8 以及圖 4.4 至圖 4.18 所示，圖 4.19 則表示車架原型設計目標函數（車架重量）之收斂曲線，其中呈階梯狀為其設計變數較多（32 個），以及最佳化求解方法設定中之 Step Size 較大所導致，對於最佳化結果並無過大影響。

4.4 最佳化分析結果與討論

就以上最佳化設計之結果可以瞭解到，要如何改善機車車架之強度，這是一項相當重要的問題，只有充份的瞭解機車之使用需求，才能尋找出機車結構之最佳化設計。

就本研究而言，所探討的主要目標在於機車車架的強度與剛性，求得最大負荷狀態下的重量最佳化值，得到以下的結論：

在強度分析的拘束條件下最佳化完成後的車架繼續進行剛性分析的結果中，可以發現到扭矩剛性以及側向彎矩剛性值均介於鋼管車架以及 HONDA 鋁合金車架之間，表示此剛性值仍介於合理範圍之內，並不需要再進行修改模型重新進行最佳化分析過程。

目前車架減重方面最大的瓶頸為肋條方面的設計，肋條的功能主要為增加剛性的大小，但從最佳化的結果看來，現行車架可看出對於扭轉方面的受力抵抗還是較弱，只有部份肋條發揮了輔助剛性的作用，須作局部的增加肋條，而部份無用的肋條則可去除，由強度測試的部份可看出許多部份是不需要肋條的（設計範圍下限改設為 0mm 進行確認），此點更可驗證肋條的作用性為輔助剛性的強度。建議將可以針對肋條排列及個數進行修改，或以下一章拓樸最佳化之方法尋求更有效率之肋條走向，可以更有效率的發揮肋條的作用，進一步達到車架重量減低的目標。

在整個機車結構設計中，所牽扯的不只是單一零件的問題，它包含著許多複雜零件的組合，也因此要如何正確的模擬出真實的機車結構，這是進一步模擬機車結構設計的重點。

機車結構設計的最佳化，其並無絕對的依循，在不同使用的條件下，有著不同的設計目標。例如高速賽車與越野車，其所使用的路面條件不同，著重的設計目標也不同。



表 4.1 車架最佳化後尺寸（下限 1mm）

Front Part Shell	1.01mm	Rib2.6	1 mm
Rib1.1	1.00 mm	Rib2.7	4 mm
Rib1.2	1.90 mm	Rib2.8	1.60 mm
Rib1.3	1.90 mm	Rib2.9	1 mm
Rib1.4	1.86 mm	Wall3.1	1 mm
Rib1.5	1.88 mm	Wall3.2	1 mm
Rib1.6	2.91 mm	Wall3.3	2.94 mm
Rib1.7	2.90 mm	Wall3.4	1.07 mm
Rib1.8	2.82 mm	Wall3.5	1 mm
Rib1.9	2.91 mm	Wall3.6	1 mm
Middle Part Shell	1.00 mm	Rib3.1	1 mm
Rib2.1	2.10 mm	Rib3.2	1 mm
Rib2.2	1.88 mm	Rib3.3	2.33 mm
Rib2.3	2.52 mm	Rib3.4	1 mm
Rib2.4	1.26 mm	Rib3.5	3 mm
Rib2.5	2.03 mm	Rib3.6	1 mm

表 4.2 車架最佳化後尺寸（下限 4mm）

Front Part Shell	4mm	Rib2.6	4 mm
Rib1.1	4 mm	Rib2.7	4 mm
Rib1.2	4 mm	Rib2.8	4 mm
Rib1.3	4 mm	Rib2.9	4 mm
Rib1.4	4 mm	Wall3.1	4 mm
Rib1.5	4 mm	Wall3.2	4 mm
Rib1.6	4 mm	Wall3.3	4 mm
Rib1.7	4 mm	Wall3.4	4 mm
Rib1.8	4 mm	Wall3.5	4 mm
Rib1.9	4mm	Wall3.6	4 mm
Middle Part Shell	4 mm	Rib3.1	4 mm
Rib2.1	4 mm	Rib3.2	4 mm
Rib2.2	4mm	Rib3.3	4 mm
Rib2.3	4 mm	Rib3.4	4 mm
Rib2.4	4 mm	Rib3.5	4 mm
Rib2.5	4 mm	Rib3.6	4 mm

表 4.3 原始車架各部份重量

	Front Part	Middle Part	Rear Part	Total
Volume (m ³)	0.0009	0.002	0.001	0.004
Mass (kg)	2.273	4.053	3.57	9.896

表 4.4 最佳化後車架體積與重量 (下限 1mm)

	Front Part	Middle Part	Rear Part	Total
Volume (m ³)	0.0005	0.0007	0.0008	0.002
Mass (kg)	1.34	1.792	1.999	5.131

表 4.5 最佳化後車架各部份重量 (下限 4mm)

	Front Part	Middle Part	Rear Part	Total
Volume (m ³)	0.0007	0.001	0.001	0.0027
Mass (kg)	1.956	3.507	3.083	8.546

表 4.6 最佳化後車架各部份重量 (4mm 肋厚及刪除部分肋條)

	Front Part	Middle Part	Rear Part	Total
Volume (m ³)	0.0007	0.001	0.001	0.0027
Mass (kg)	1.899	3.41	2.799	8.107

表 4.7 重量減縮率

		Front Part	Middle Part	Rear Part	Total
Reduction of Mass (%)	下限 1mm 車架	41	55.8	44	48.2
	下限 4mm 車架	13.4	13.5	13.6	13.6
	刪除部分肋條後之車架	16.5	15.9	21.6	18

表 4.8 各式車架剛性值

	扭矩剛性 (N*m/deg)	側向彎矩剛性 (N*m/deg)	第一模態彎矩 剛性(N*m/deg)
鋼管車架	760	3165	741
Honda 鋁合金 車架	174	380	1237
原始車架	491	3377	1691
下限 1mm 最佳 化車架	240	1506	775
4mm 肋厚車架	411	2791	1488
刪除部分肋條 後之車架	360	2637	1434

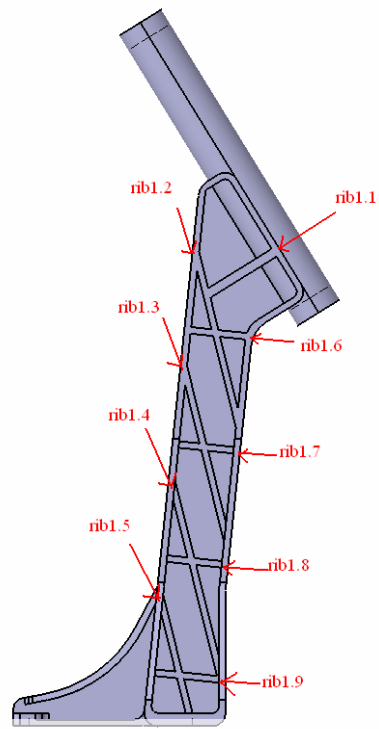


圖 4.1 Front Part 各肋條編號圖

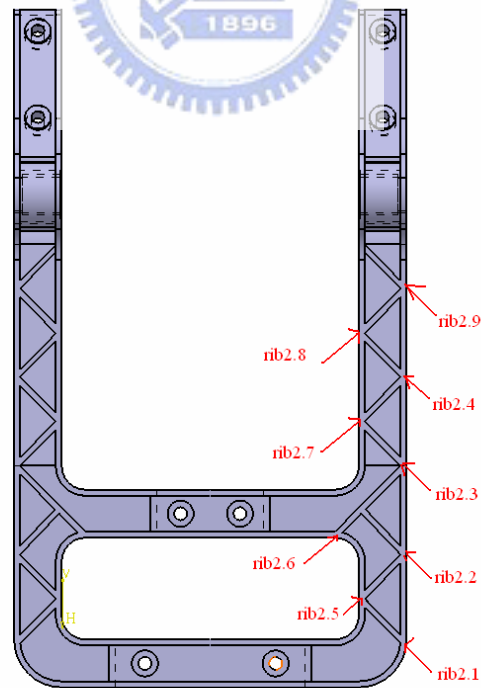


圖 4.2 Middle Part 各肋條編號圖

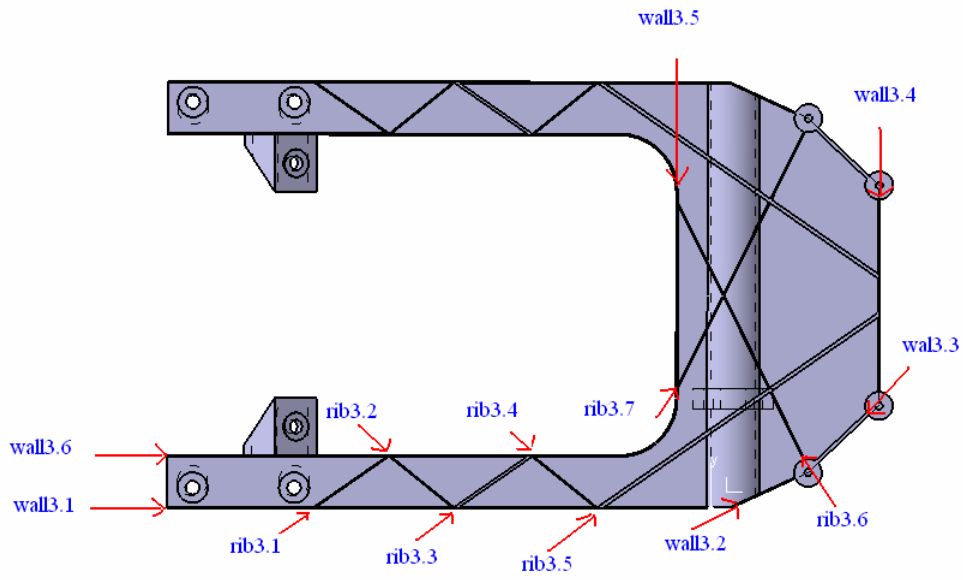


圖 4.3 Rear Part 各肋條編號圖

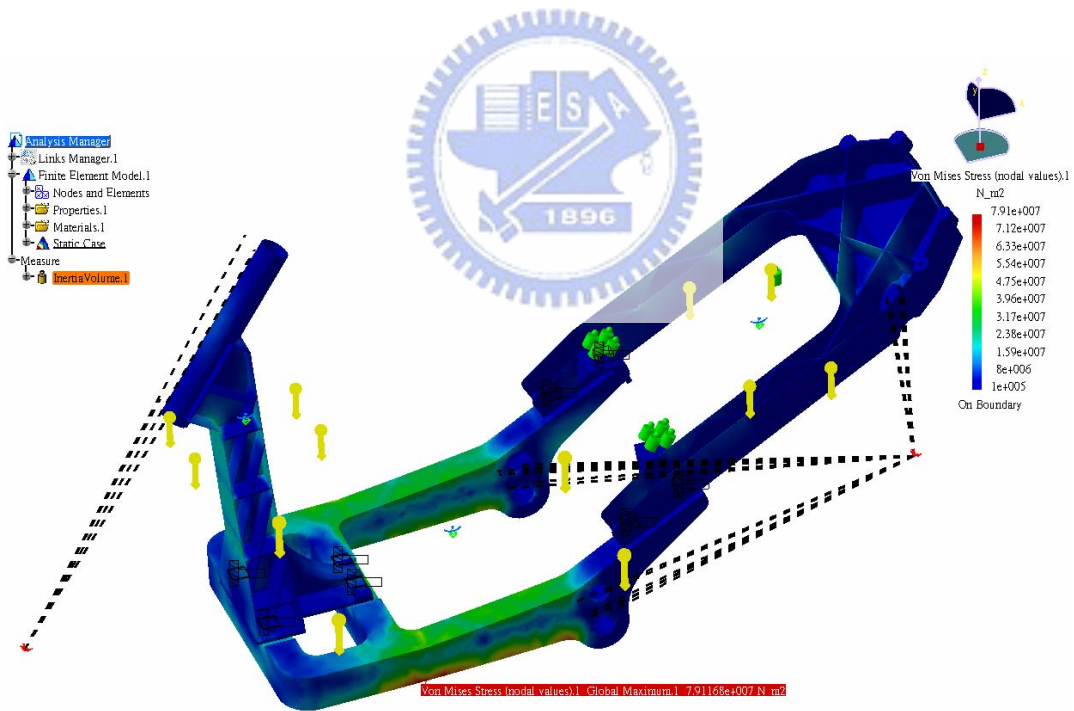


圖 4.4 最佳化後車架強度測試 von Mises 應力分佈圖 (斜角視圖)

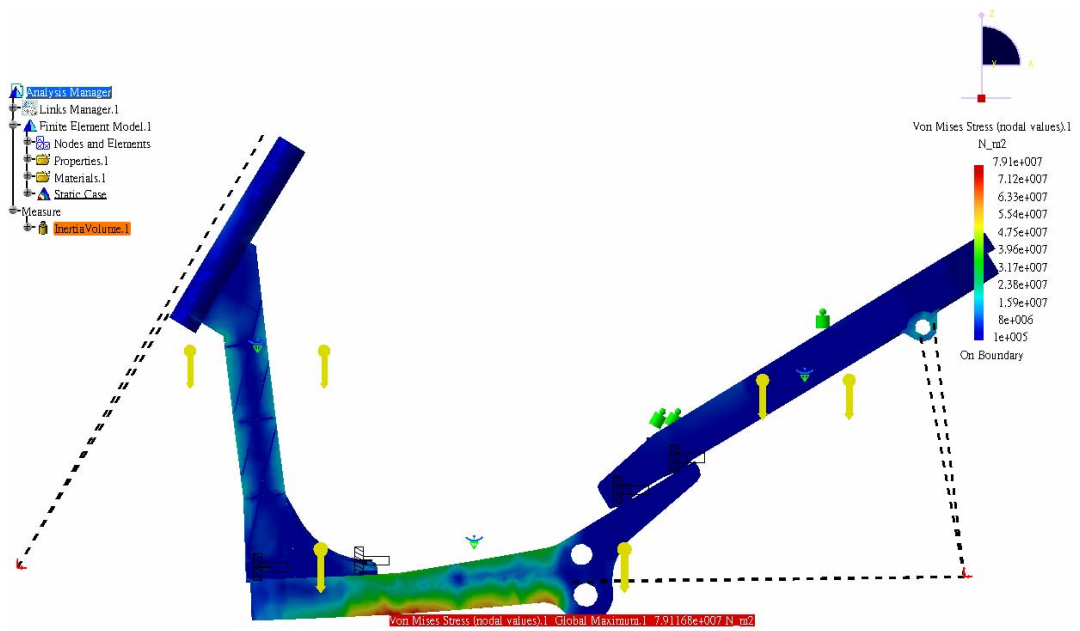


圖 4.5 最佳化後車架強度測試 von Mises 應力分佈圖（左側視圖）

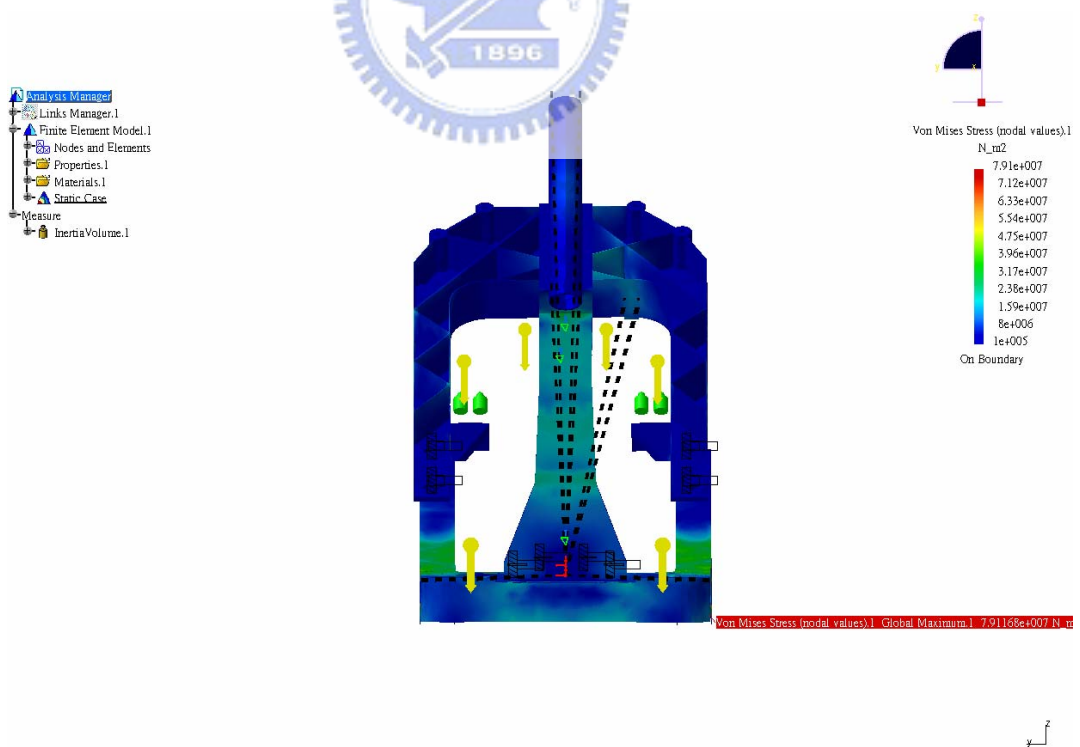


圖 4.6 最佳化後車架強度測試 von Mises 應力分佈圖（前側視圖）

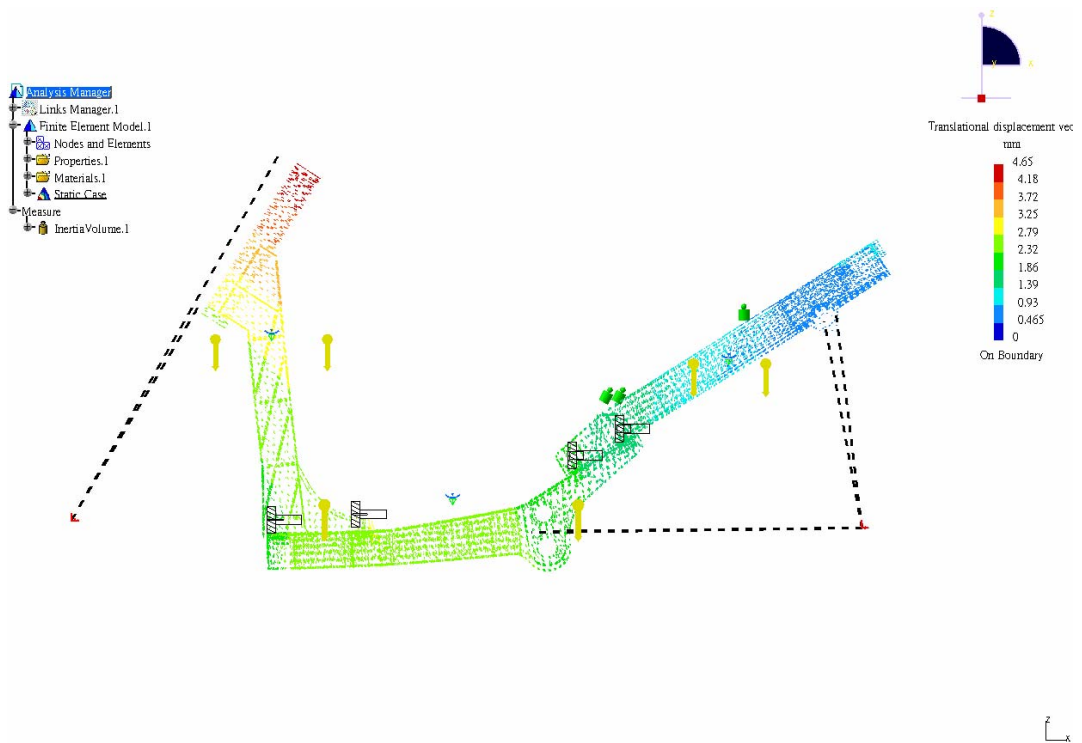


圖 4.7 最佳化後車架強度測試位移圖（左側視圖）

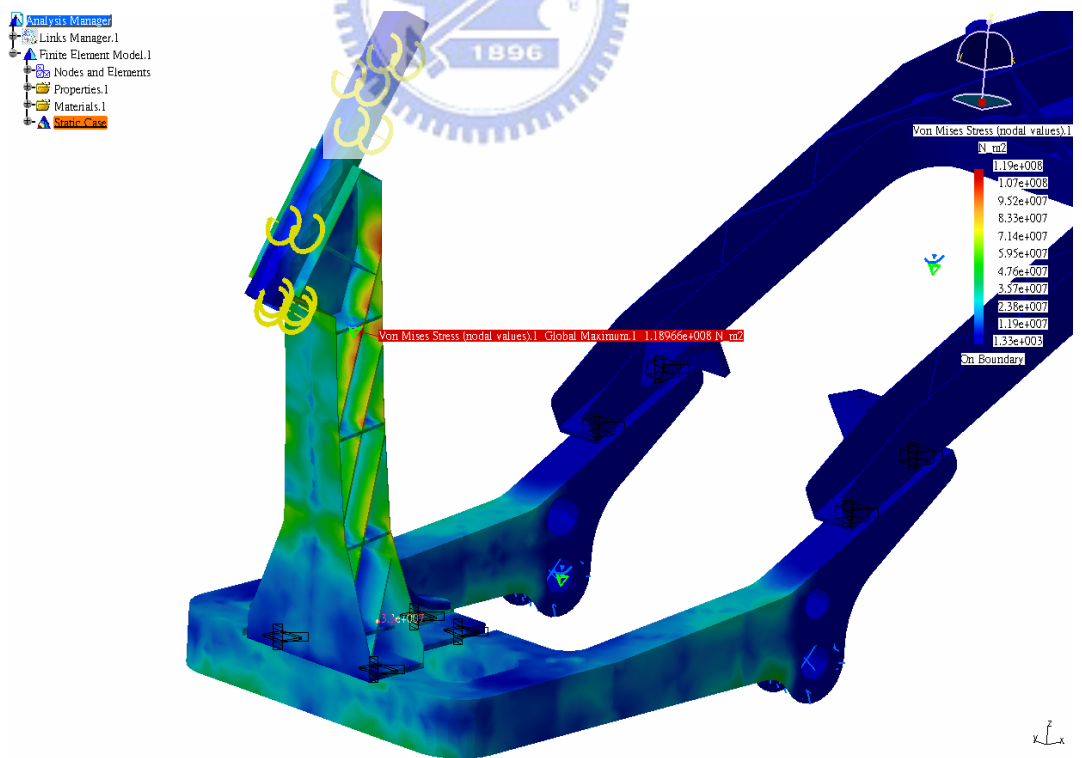


圖 4.8 最佳化後車架扭矩剛性分析 von Mises 應力分佈圖-1

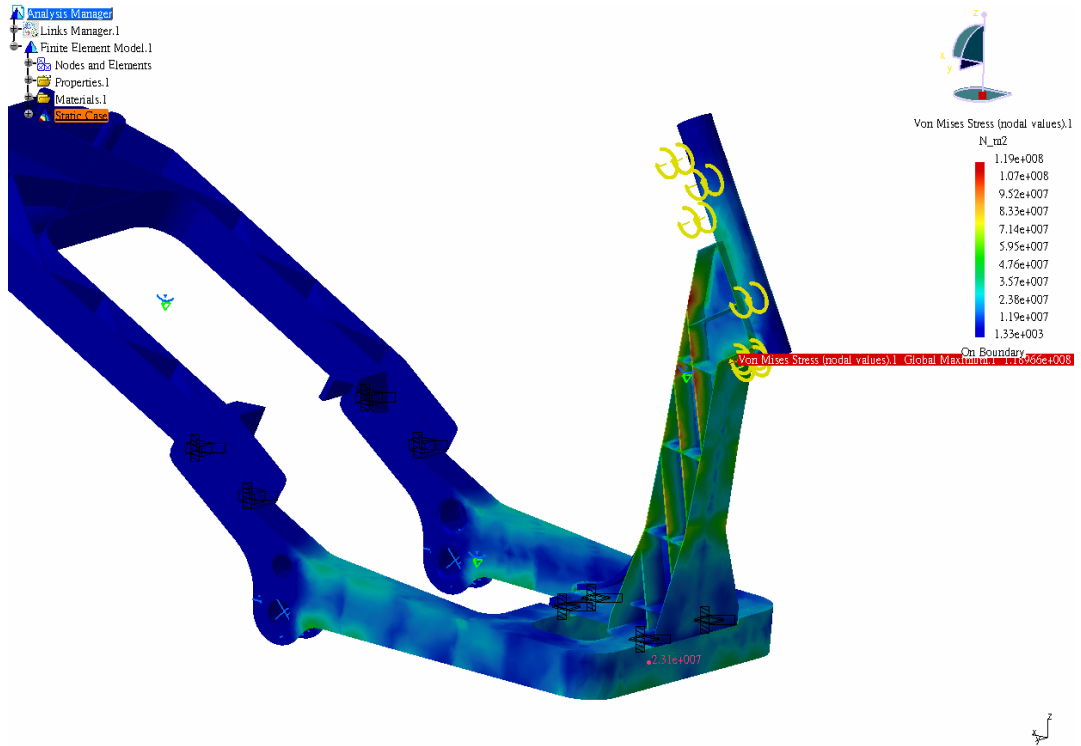


圖 4.9 最佳化後車架扭矩剛性分析 von Mises 應力分佈圖-2

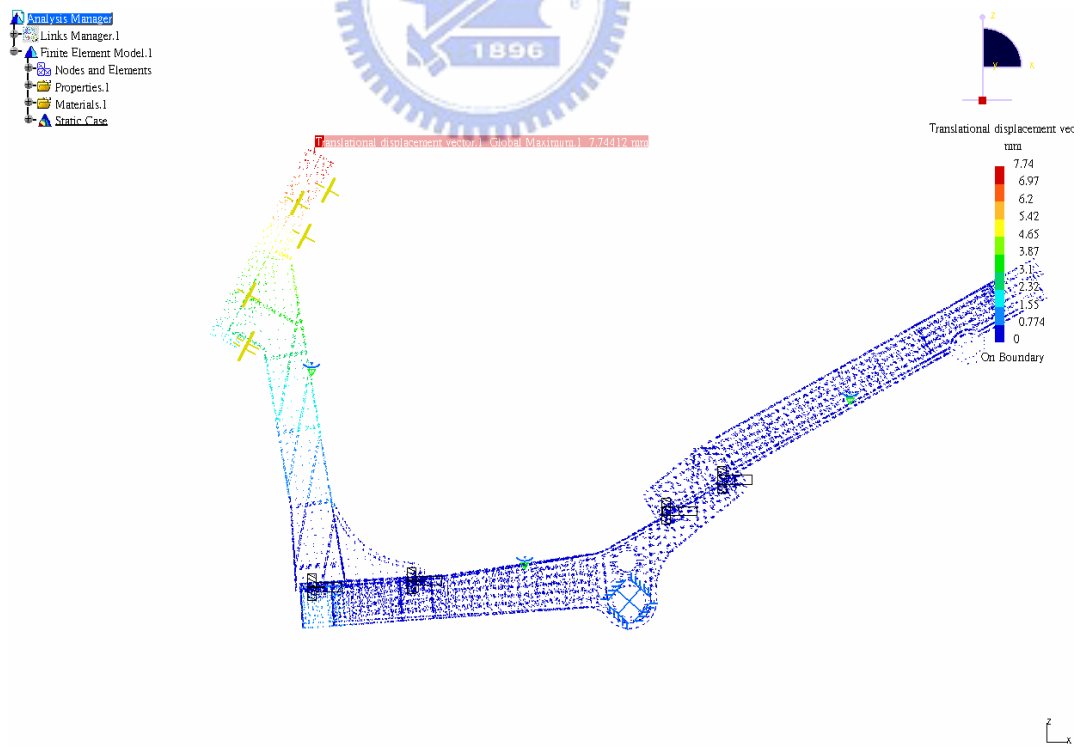


圖 4.10 最佳化後車架扭矩剛性分析位移圖

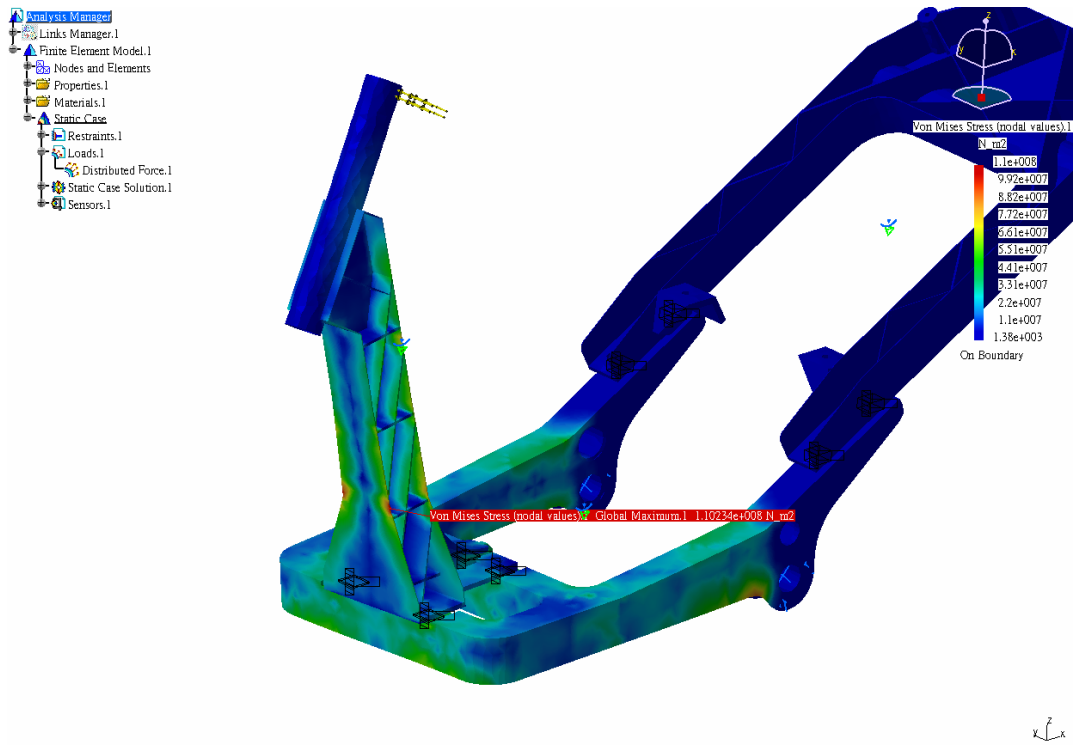


圖 4. 11 最佳化後車架側向彎矩剛性分析 von Mises 應力分佈圖-1

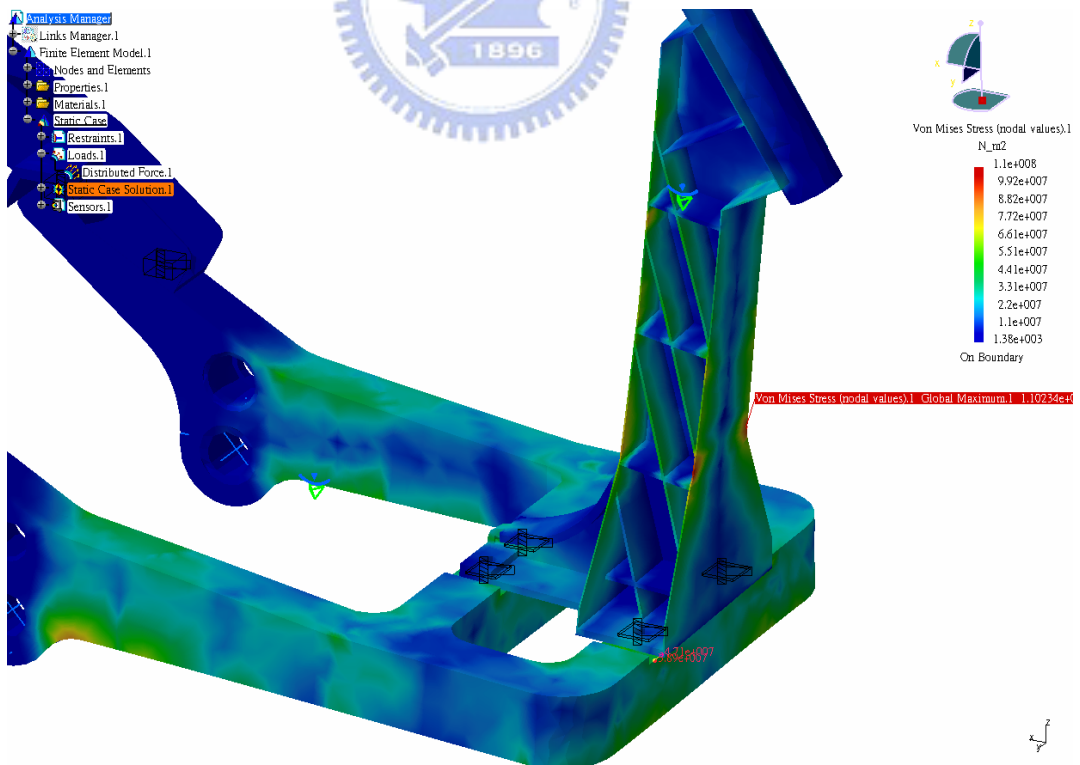


圖 4. 12 最佳化後車架側向彎矩剛性分析 von Mises 應力分佈圖-2

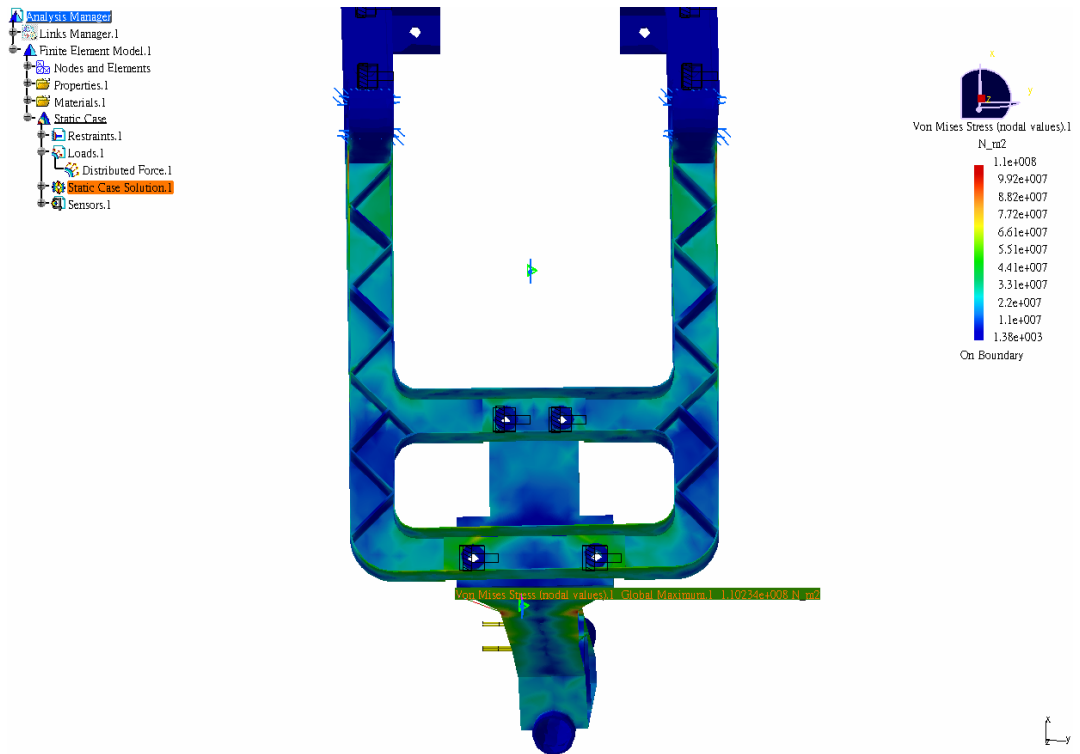


圖 4. 13 最佳化後車架側向彎矩剛性分析 von Mises 應力分佈圖-3

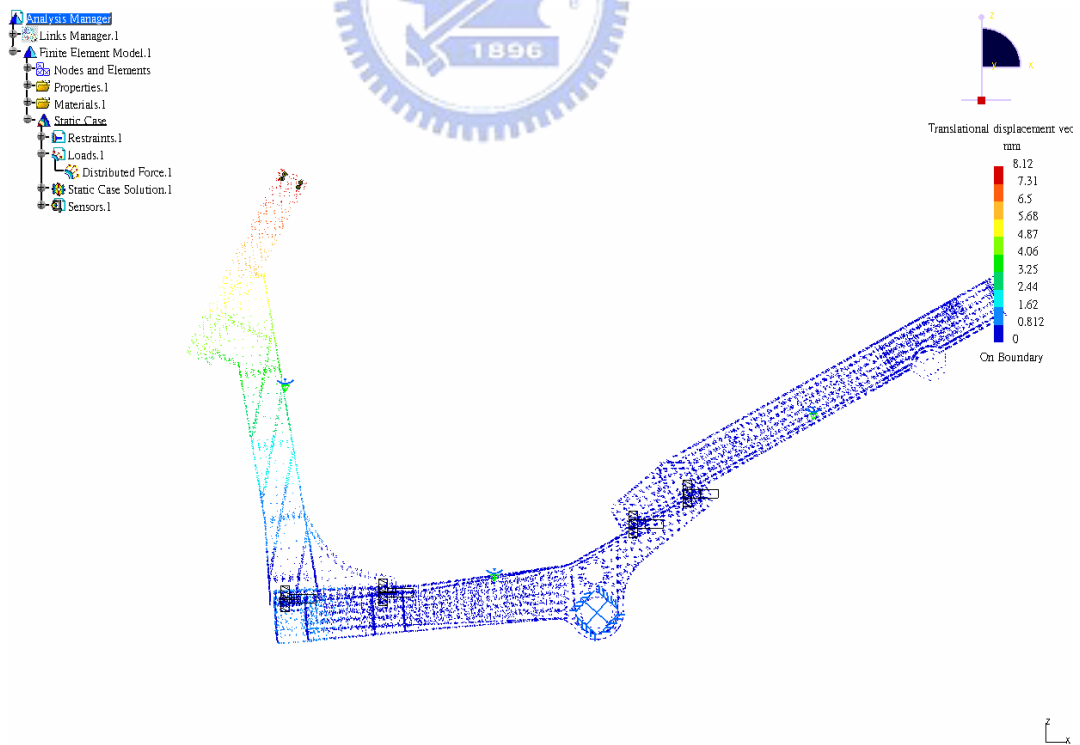


圖 4. 14 最佳化後車架側向彎矩剛性分析位移圖

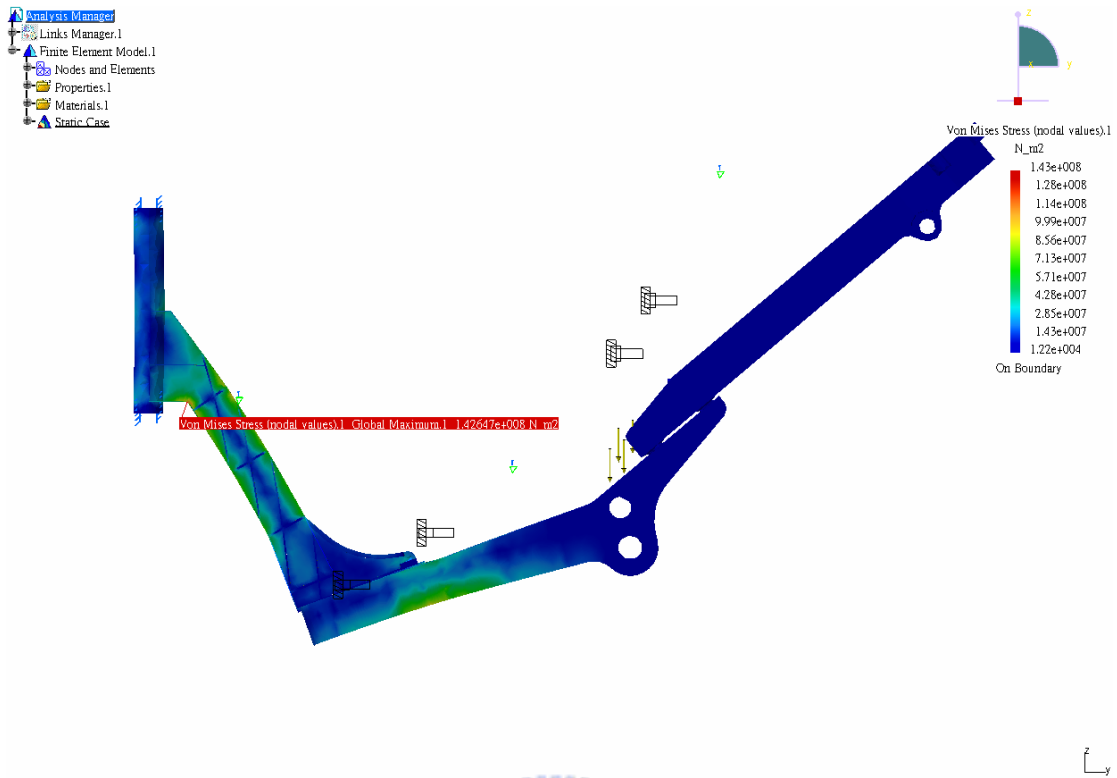


圖 4 15 最佳化後車架第一模態彎矩剛性分析 von Mises 應力分佈圖-1

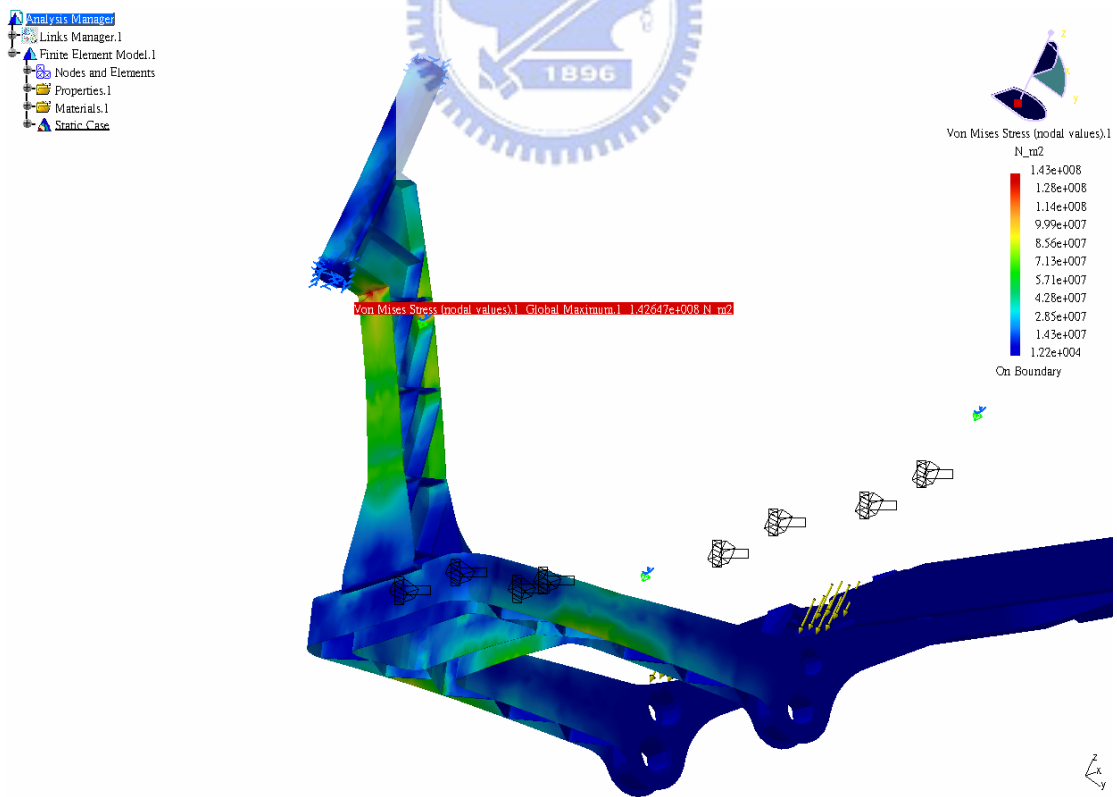


圖 4 16 最佳化後車架第一模態彎矩剛性分析 von Mises 應力分佈圖-2

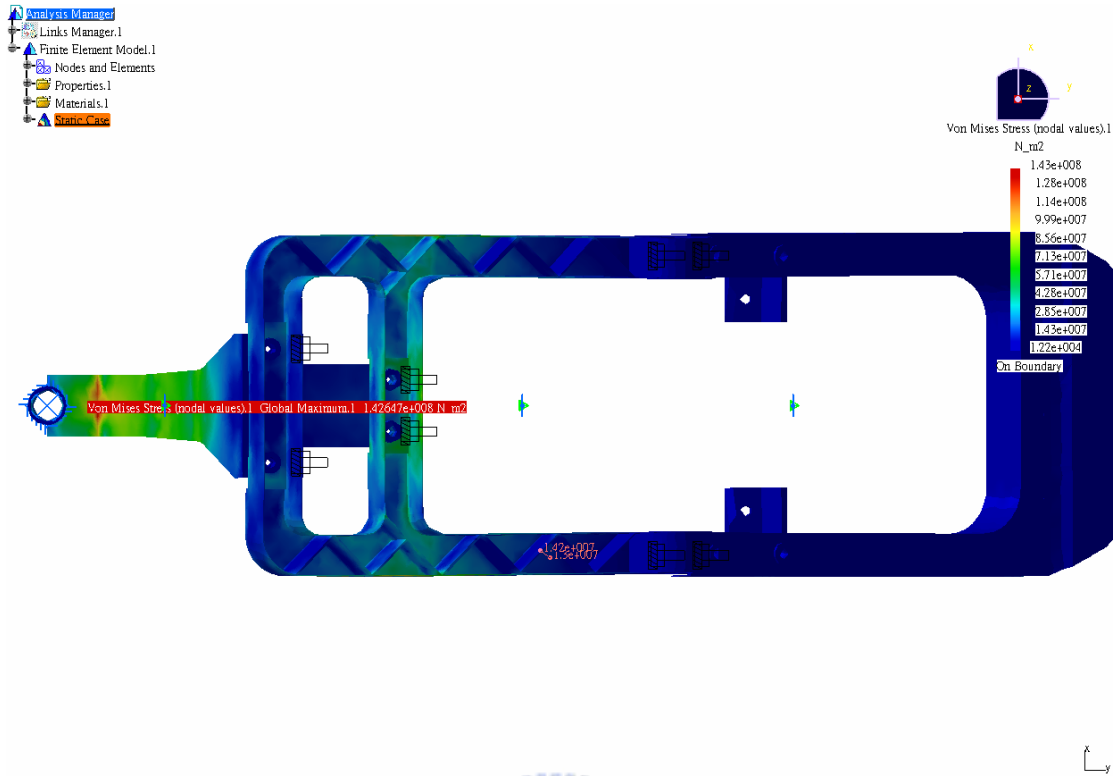


圖 4 17 最佳化後車架第一模態彎矩剛性分析 von Mises 應力分佈圖-3

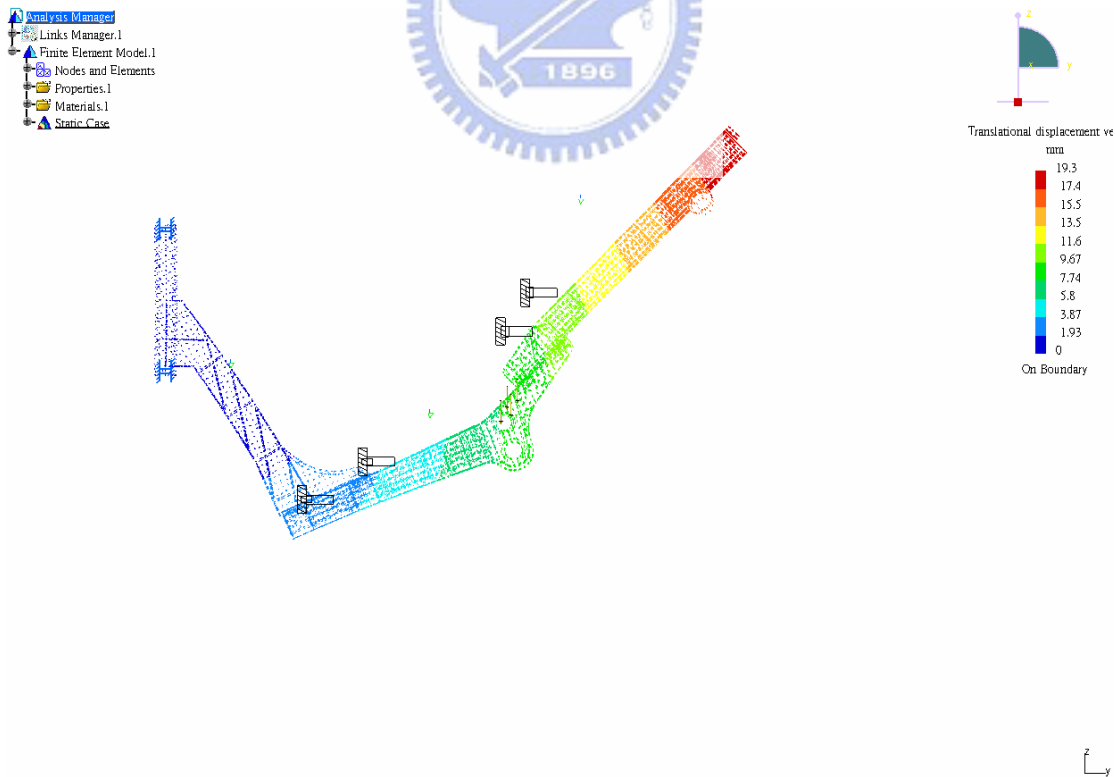


圖 4 18 最佳化後車架第一模態彎矩剛性分析位移圖

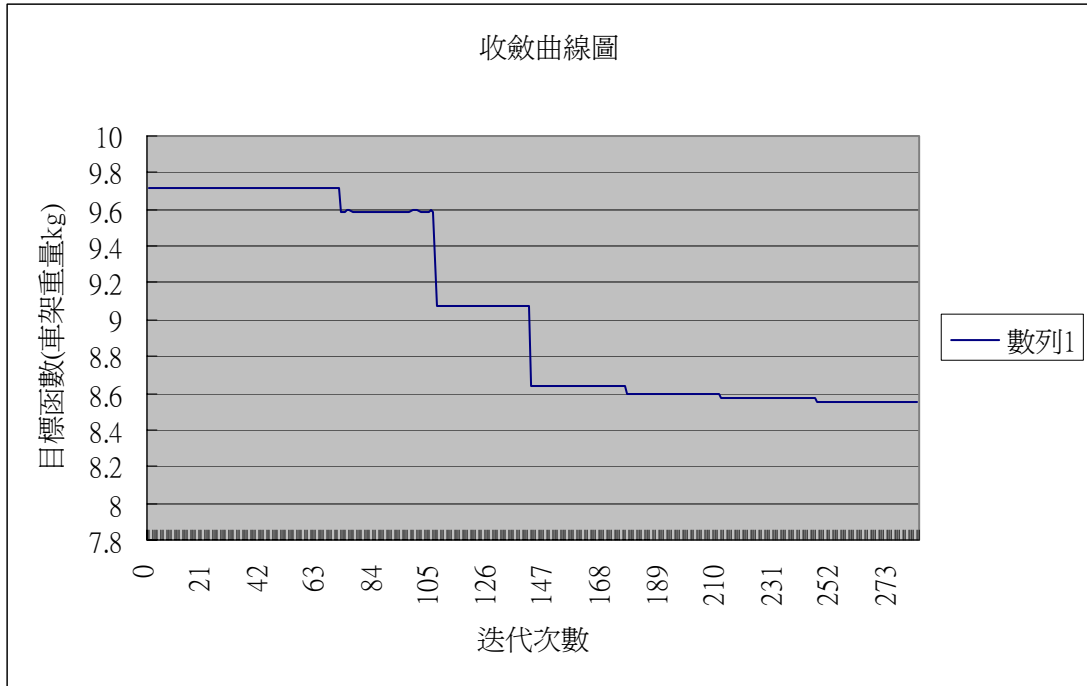


圖 4 19 下限 4mm 收斂曲線圖



第五章 拓樸概念設計

傳統結構最佳化設計可分為尺寸最佳化設計，形狀最佳化設計和拓樸最佳化設計三種。尺寸最佳化設計是以改變結構的各部位尺寸，求取最佳設計，而形狀最佳化則另定義邊界之曲線形狀，以獲得最佳形狀。此兩種設計方法須由設計者給定初始形狀，設計範圍過於廣大，且針對不同的初始變數會得到不同的局部最佳設計解，甚而在迭代過程中發散而無法得到最佳解。拓樸最佳化設計是在固定的設計範圍中，以各種不同的方式，對於設計區域內的元素做取捨，構成物體的幾何形狀，使其在限制條件下發揮最大的功能。

本章主要即是在限定的材料使用量之限制條件下尋求最小順從度，來提高結構剛性，以其能夠獲得更佳的結構設計。



5.1 拓樸理論敘述

拓樸最佳化可代表結構最佳化設計的基礎，無須給予特定的初始形狀，而自行定義出一設計範圍，再將整個設計範圍劃分為許多的設計元素（Design Elements），定義各個元素性質，然後便在其分析範圍內給定問題之邊界條件、負載及限制條件，再由系統判定最佳形狀。經由拓樸最佳化所設計出的幾何圖形，在作為尺寸最佳化或形狀最佳化設計的初始設計圖形，可避免不當初始設計變數所造成的無法收斂的現象。

拓樸最佳化的優點，在於可以使得最佳化外型不因為一開始的設計不當而有所缺失，獲得最佳材料分佈的結構外型。經由拓樸最佳化設計所得的結構拓樸形狀，進一步用於形狀或尺寸最佳化的初始設計的依據，避免不必要的嘗試，浪費過多分析時間。

完整的拓樸最佳化設計系統包括最佳化演算法（Optimization Algorithm）、結構分析工具（Structural Analysis Tool）和拓樸最佳化方法（Topology Optimization Method）三個模組，最佳化模組最常使用的有基因演算法（Genetic Algorithm）及連續線性規劃法（Sequential Linear Programming）兩種，結構分析模組則以有限元素法為主，近年來大都使用商用套裝軟體作為結構分析工具，而其中拓樸模組方面則可分為均質化法（Homogenization Method）、密度函數法（Density Function Method）和模擬生物成長法（Simulate Biological Growth Method）三大類，以下介紹本次拓樸使用的軟體所應用的密度函數法。

密度函數法的特點在於每一個單位元素只有一個設計變數，此法是找出楊氏係數與元素密度的關係，透過此關係式將密度轉換成楊氏係數，再交由結構分析模組分析計算。而密度函數法又以材料分佈法（Material Distribution Method）與最佳材料分配法（Material Distribution Concept）為代表。材料分佈法是假設設計範圍中所有的元素為均質且等向性的材料，根據經驗找出楊氏係數與元素密度之間的關係式，如式 5.1.1

$$\frac{E_j}{E_0} = \rho_j^n \quad (\text{式 5.1.1})$$

其中 E_0 為初始楊氏係數值， ρ_j 與 E_j 分別為元素 j 之密度與楊氏係數， n 為常數，其值介於 2 至 4 之間。

最佳材料分配法是依據複合材料力學，推導出楊氏係數與元素密度之間的關係式，如式 5.1.2，改善材料分佈法基礎理論不足的缺點。

$$E_j = \frac{1 - e^1 - \rho_j^{\frac{2}{3}}}{2 - (1 - \rho_j)^{\frac{2}{3}} - \rho_j} E_0, \quad (\text{式 5.1.2})$$

其中 E_0 為初始楊氏係數值， ρ_j 與 E_j 分別為元素 j 之密度與楊氏係數。材料分佈法及最佳材料分配法均是將元素密度作正規化 (Normalization)，密度值從 0 至 1 代表元素從空孔 (Cavity) 到實體 (Solid)，由此決定該元素材料的存留與否。



5.2 拓樸最佳化軟體介紹

本次對於機車鋁合金車架進行拓樸最佳化的軟體為 Altair Engineering 的最佳設計軟體 OptiStruct，此軟體可對已有的物體壁厚和截面特性等進行尺寸最佳化，對產品的長度、高度、半徑等外形進行形狀最佳化，以及創造產品形狀之拓樸最佳化，還能求出高精度的最佳解。

此外，使用最佳化演算法在產生複雜的模型、考慮製造的限制條件、有限元素分析的使用，以及許多必要的周邊技術上。

OptiStruct 具有高效的有限元素分析功能，自動產生使形狀最佳化的基礎向量功能，由拓樸最佳化結果產生有限元素的功能，自動產

生報告功能等等，設計人員能依實際工作程度靈活運用最佳化的眾多周邊技術。

5.3 鋁合金車架拓樸最佳化設計

由於拓樸結構最佳化設計問題常伴隨著目標函數和限制條件種類的不同而有所差異，本研究採用結構順從度最小為其分析之目標函數，且以滿足結構的總體積限制為其限制條件，將針對原始的肋條設計範圍重新進行設計，以改善本研究車架設計為目的。

在一開始的設計範圍方面，為了設計較佳的車架外型，且避免最後所得的結果與現行車架設計差異過多以致無法使用，例如引擎或置物箱無法放入等結果，本研究參考三陽工業鋁合金車架原始的設計，將肋條部份填滿，並將部份幾何特徵簡化後即得到設計區域，所得之各部份車架如圖 5.1 至圖 5.3 黃色部分所示。

按照現有的鋁合金車架設計，分別將針對三部份車架進行拓樸最佳化，由於肋條的部份原本設計便是針對剛性做一補強的動作，因此此次拓樸最佳化則以側向彎矩剛性為例進行最佳化，各別設定其邊界條件和負載條件，在未來的發展中，便可針對製造廠商對於機車的特定需求而針對某種負載作強化，提升材料使用的效率。再來便指定鑄造時模型的拔模方向，創造出考慮製程下金屬成形最佳的產品形狀。同時由於實際車架受力時，外力方向總是不固定的，為獲得較能應付各種情形的設計，對材料強制產生對稱性配置的功能，即使非對稱負載也能產生對稱的最佳形狀。目標函數設定為最小化結構能量順從度亦即最大剛性值。

於最佳化過程中將 Front Part 固定住與 Middle Part 的螺栓鎖附處位置，對於 Middle part 則固定住與 front part 的螺栓鎖附處位置，Rear Part 則固定與 Middle Part 連接處，Front Part 的部份於 Head Pipe 處施予側向的平均分佈力。Middle Part 的部份則於靠近 Hanger Pivot 處施予一扭矩。於側向彎矩剛性實驗中，Rear Part 是不受力的，因此另外考慮此原型車架為單邊懸吊，便於車架後方與座椅連接處給予一扭矩。三部份車架最小化結構能量順從度為目標函數，而整體設計範圍內的各個設計元素經由最佳化後，將會有不同比密度值產生，最後藉由獲得的比密度值的大小進而決定構成結構型態分步的元素保留與否，進行最佳化後得到的結果則如圖 5.4 至圖 5.6。各自以 Iso surface 圖表示其體積密度 0.3 至 1 所包含的體積。



5.4 拓樸概念設計結果與討論

圖 5.4 中 Front Part 所得到的拓樸結果中除了上部產生一肋條外，其餘部份沒有較明顯的肋條產生，而是將體積集中於角落，如欲針對此負載狀況進行改善則可對此體積集中部份做一補強的動作。而圖 5.5 中可發現 Middle Part 的剛性可針對中央的橫樑進行改善，此處為此部份車架剛性強化之重點。上述兩部份的車架經拓樸最佳化後，體積皆有一密集的集中區域，如欲得到更進一步的拓樸結果，可將體積殘留率調整至一更小的範圍，或將此結果作為下一次拓樸最佳化之設計範圍，來得到更精細的拓樸最佳化結果。圖 5.6 顯示 Rear Part 部份之拓樸最佳化結果可得相當清楚的肋條形狀。

由於拓樸最佳化可以透過負載與邊界條件的自由調整，得到不同的最佳化結果，因此並無一定的最佳化形狀，需要經由設計者的需要而針對不同的情況進行拓樸最佳化。本研究中則針對側向彎矩剛性設計肋條，因此只有針對此種剛性的負載設定，而實際車架運用時，可能有許多種負載條件是需要加以採用的，因此未來可針對實際車架的用途而設定負載條件，或可將各種負載條件以權重的方式進行分析，更能得到符合實際需求之結果，圖 5.7 至圖 5.9 則為初步的多重負載分析的結果，其中包含了本次探討的側向彎矩剛性之負載。

在分析的過程中發現，元素往格大小的劃分將影響拓樸型態的分布，網格過小會耗費過多分析時間，因此需慎選網格以利進行分析。對於負載之設定，以分散單一集中負載之方式可以增加實際問題設計之合理性，且多樣之結果可供設計者選擇。由於數值運算問題，體積殘留率不宜過低，且無固定最佳值，一般設計中 15~30% 是為合理之預設值[8]。

初始設計範圍的大小對於整體演算時間有密切關係，過大的設計範圍會造成收斂緩慢與計算費時，建議可利用分段分析方式改進，以較大的設計範圍所得之拓樸最佳化結果為第二次最佳化之設計範圍。

本研究成功利用分析軟體 Hyperwork 對於高剛性強度要求的結構迅速獲得一最佳化結構外型，可以提供設計者較多可行的外型設計概念。在設計範圍中，透過負載與邊界條件的調整，設定所需的體積殘留率，即可提供設計者可行的拓樸最佳化結果。

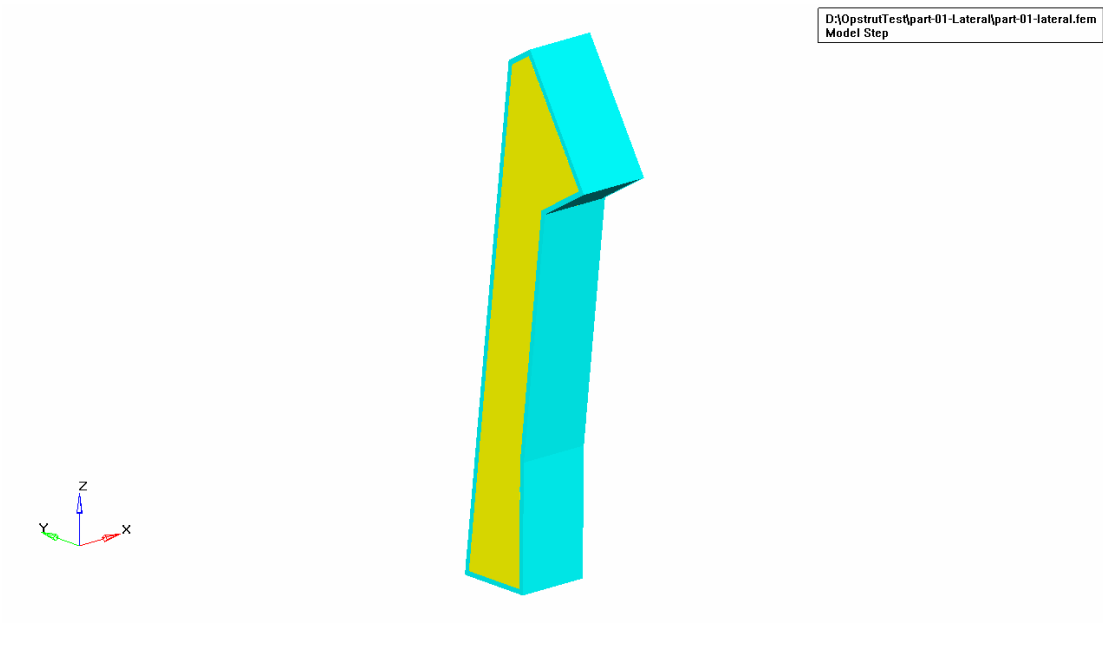


圖 5.1 Front Part 簡化後設計範圍（黃色部分）與非設計範圍

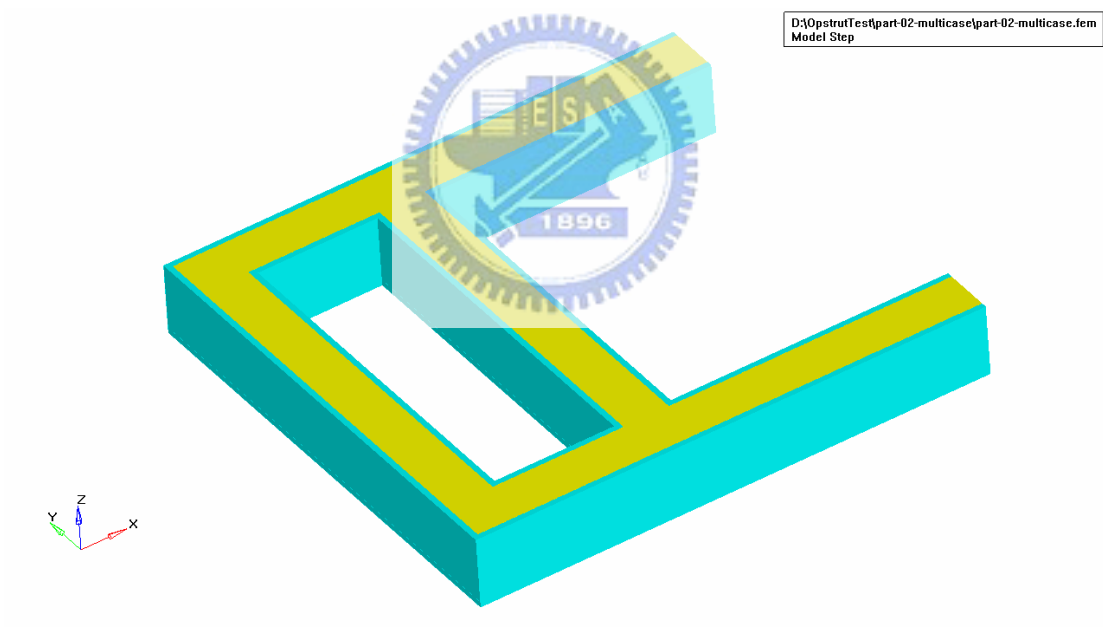


圖 5.2 Middle Part 簡化後設計範圍（黃色部分）與非設計範圍

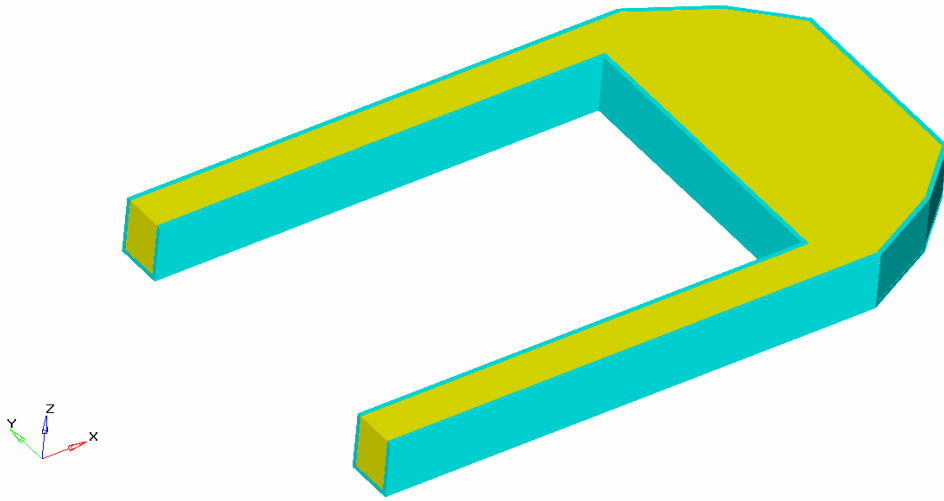


圖 5.3 Rear Part 簡化後設計範圍（黃色部分）與非設計範圍

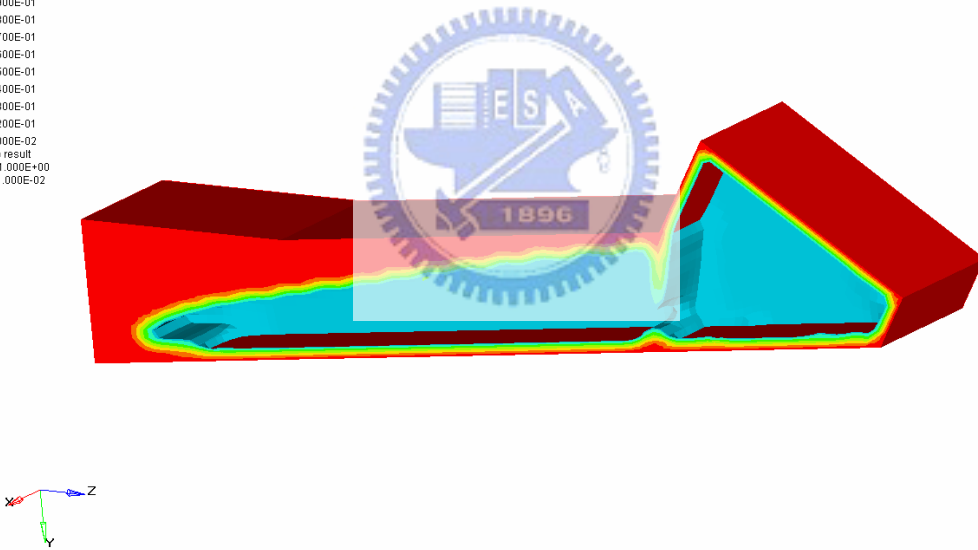
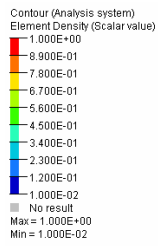


圖 5.4 Front Part 拓樸最佳化結果

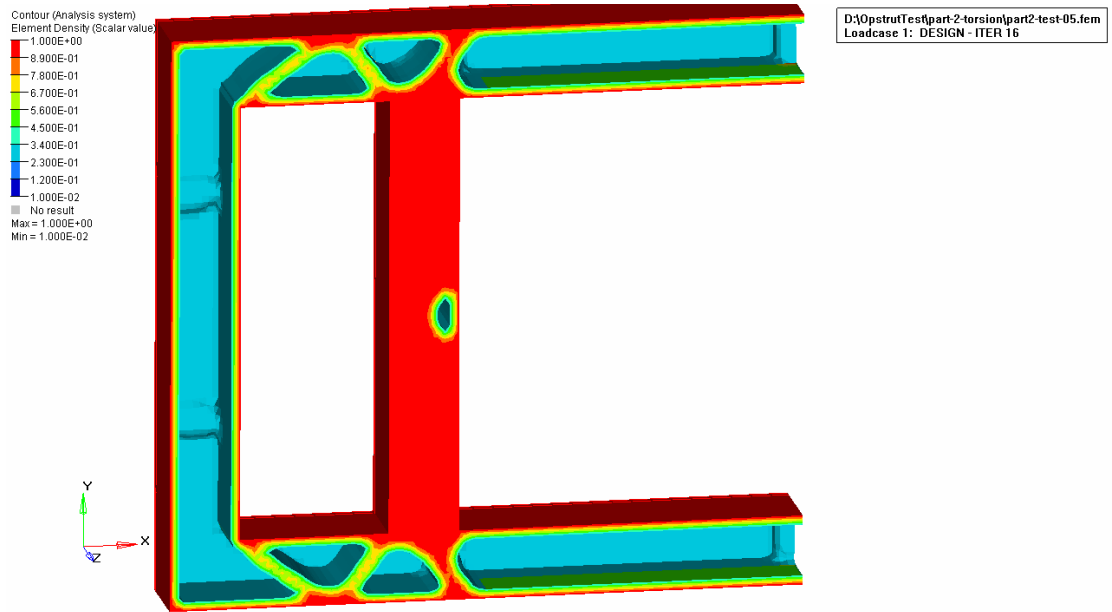


圖 5.5 Middle Part 拓樸最佳化結果

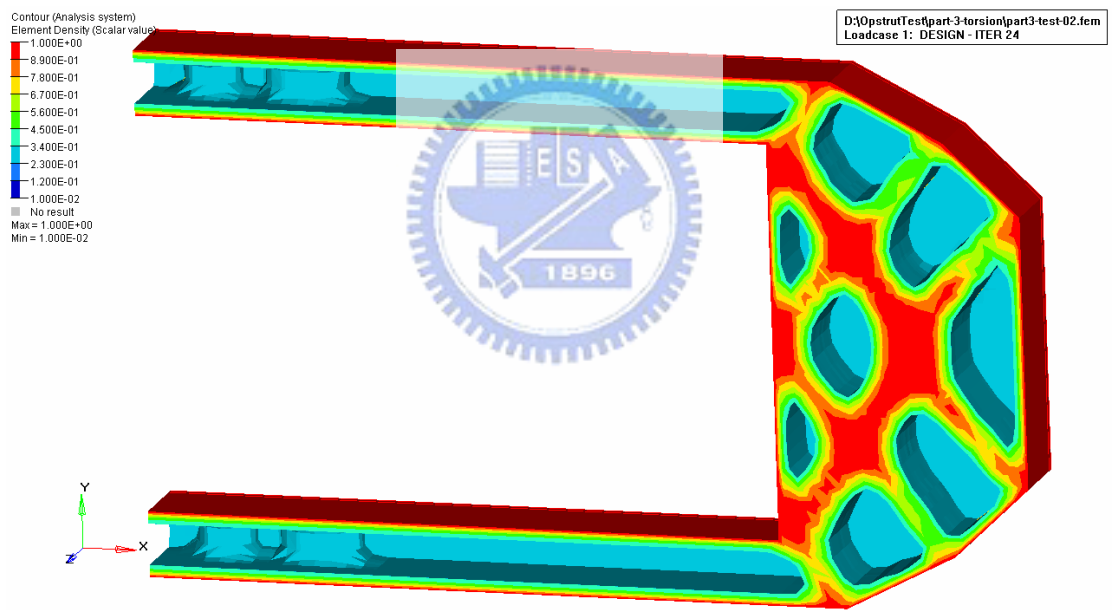
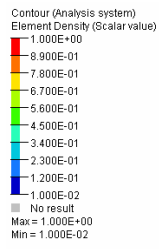


圖 5.6 Rear Part 拓樸最佳化結果



D:\OpstrutTest\part-01-multicase\part-1-multicase.fem
Loadcase 1: DESIGN - ITER 27

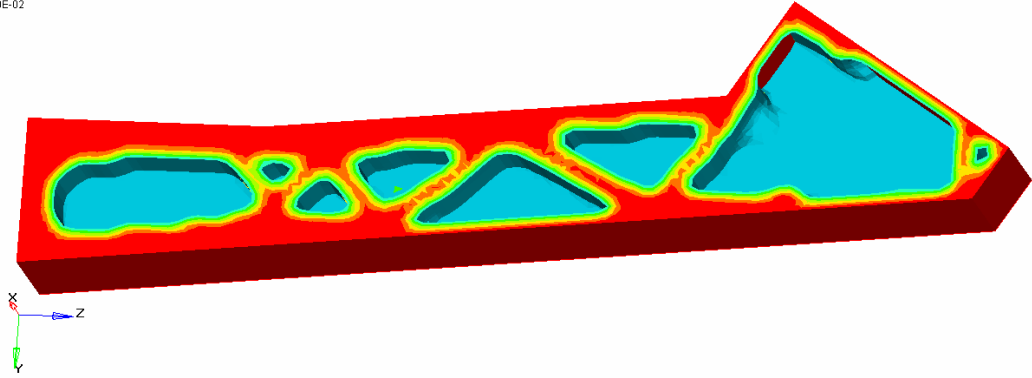
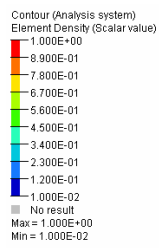


圖 5. 7 Front Part 多重負載拓樸最佳化結果



D:\OpstrutTest\part-02-multicase\part-02-multicase.fem
Loadcase 1: DESIGN - ITER 16

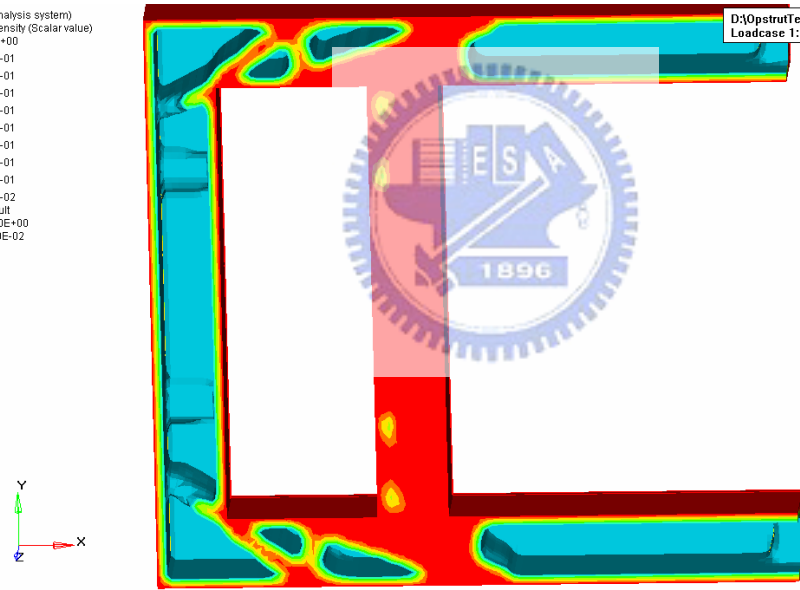


圖 5. 8 Middle Part 多重負載拓樸最佳化結果

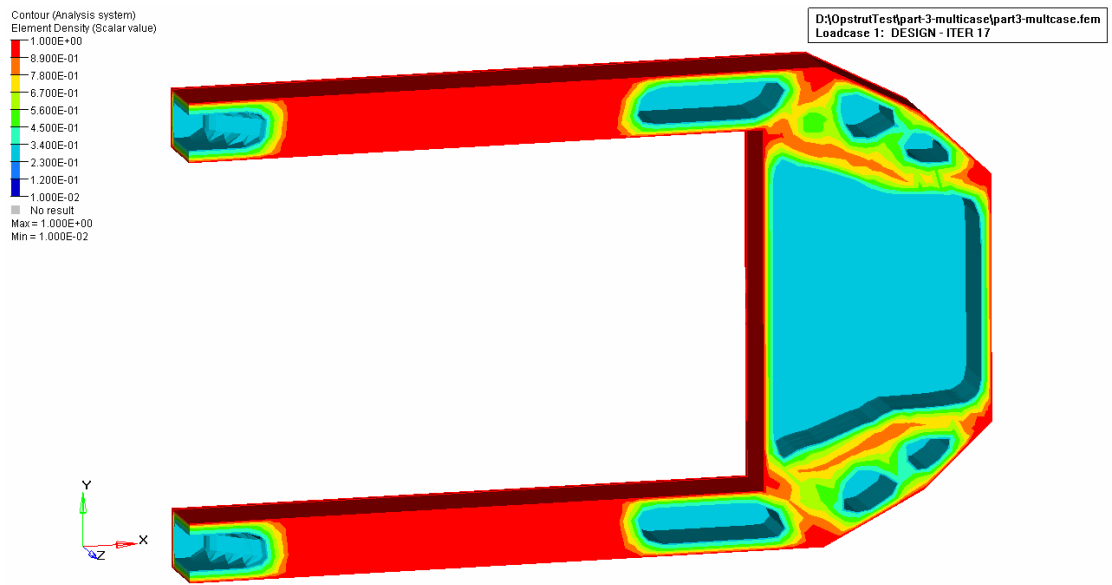


圖 5.9 Rear Part 多重負載拓樸最佳化結果



第六章 結論與未來發展方向

本研究是針對鋁合金為車架材料進行新設計，配合有限元素分析軟體，將電腦輔助工程應用在機車車架結構之靜態應力分析，冀求透過結構最佳化設計降低車架結構之重量，但又能維持其必需之強度及剛性。

6.1 結論

在進行車架之有限元素分析時，為使分析較有效率並減少因接觸問題造成的誤差值，對於邊界條件與負載條件都經過適當地簡化與假設。然而這些簡化或假設是否合理，則必須仰賴實驗的驗證始能獲得可靠的解答。強度與剛性分析是完成工作中主要的部份，於最佳化分析中則以強度分析為基準，以剛性做為最佳化結果之可行性。

強度分析是以鋁合金之降伏強度加上安全係數做為分析之標準，後續可再進行一些邊界條件的改進工作，以求更接近實際車體狀況；剛性分析方面則參考現有車架的剛性實驗數據，與三陽工業討論，訂定一位移量標準值，限制車架在受力之後位移量不可超出此位移量標準值，使設計之鋁合金車架之剛性符合實際需求。未來於實際車架的完成之後，將配合三陽工業方面可提供之設備進行車架強度與剛性實驗方面與分析方面之驗證，不但可以達到增加機車結構設計之可信度，同時也可以進行錯誤機車模型之修改。

本研究後期為改良現階段肋條形狀及走向之設計，針對肋條方面進行拓樸最佳化分析，分析過程中發現，對同一結構而言，將多重負載同時施加與多重負載分別施加產生的拓樸形狀並不相同。前者產生的拓樸形狀較為簡潔，而後者則必須兼顧各種負載單獨作用的效應，故產生的拓樸形狀較為複雜。且將多重負載拆解成數個獨立負載，針對每一個獨立負載進行拓樸最佳化，所得到的結果多重負載並不會是單一負載的連集。

拓樸最佳化結果可提供設計者一初步設計方向，然而仍需等待確切外型產生後，建立設計模型配合有限元素分析或實際原型車體實驗，方能更確認此最佳化的可靠性。

本研究中雖然以三陽工業之鋁合金車架為分析目標，建立最佳化分析流程，但此流程同時也適用於一般車架之設計。未來在設計新型的機車車架時，可以利用本研究中所建議之分析流程，來減少設計時間，在滿足車架強度與剛性要求的同時，並將低生產的成本。

6.2 未來發展與展望

本研究之主要成果，在於了解如何利用電腦輔助設計與有限元素分析之技術，來增加機車結構設計之可靠性。同時藉由機車結構之分析可以了解所設計結構之優缺點，並作為日後結構設計改善之參考。

本論文針對機車結構分析與最佳化設計做了深入的討論，但仍有許多未臻完善之處，未來的研究方向可朝下列幾點來努力：

1. 在機車結構設計部份，在本次的研究中仍有部份車架未能參數化，如能以 3D 軟體進行完全參數化之模擬設計，則其結構設計部份即不需給予簡化，如此所求得之結構模型則可更接近實際情況。
2. 在本次研究中，強度分析條件為三陽工業依經驗給定，未來考慮車架惡路行駛時的受力狀態，可參考文獻[16]將動態的振動負載轉換為合理的靜態負載(以 G 值)，稱為 Random Vibration Load (RVL)，以及文獻[17]提供之動態負載轉換的方式，以公式將動態的振動負載轉換為靜態負載，獲得更接近真實之值。
3. 機車受力來源中，地面振動也是一項主要之振動，在本研究中並未加以探討，希望未來機車結構設計部份可以加入此項進行探討。
4. 在機車設計部份中，仍有些許結構部份未能以實際元素做完全之模擬，如車輪部份其結構性質較為複雜如要完全之模擬，則需進行該結構之深入探討，其困難度也較高。
5. 與三陽工業相關負責人員討論和規劃適宜的實驗項目，並以可掌握之硬體進行實體測試，將所得數據與分析所得數據進行比對，驗證分析是否無誤，以進行訂正及修改工作，並提出最後的設計建議。
6. 本研究中拓樸最佳化的部份主要針對側向彎矩剛性設計肋條，而實際車架運作時，許多種負載條件是需要加以採用的，因此未來可針對實際車架的用途而設定負載條件，將各種負載條件以權重的方式進行分析，更能得到符合實際需求之結果。

7. 在未來之研究中可利用拓樸最佳化之方法，擬定較佳之原型，再另行使用尺寸最佳化修改至最佳外型，以期達到能夠達到減少機車車架生產成本的目標。
8. 目前由拓樸最佳化產生出初始結構，再經由尺寸最佳化得到最佳結構的過程中，由拓樸最佳化設計所得到的拓樸圖形，常有連接的不合理之現象，以及拓樸圖形分佈不明顯等現象產生對於銜接至尺寸最佳化的過程有相當大的影響，未來希望可透過提高元素密度，以及軟體方面的控制使體積密度趨向 0 及 1 分佈，避免圖形分部不明顯之現象，以利於整體結構最佳化之進行。
9. 拓樸最佳化結果尚有許多待解決的問題，如所得的之圖形實際上無法製造出來，以及如何通過元素的取捨得到實際可生產且有補強效果之圖形，以及如何將所得到的結果參數化，均為未來研究可進行之主題。



參考文獻

- [1] Shiro Kobayashi, Soo-Ik Oh, Taylan Altan, Metal Forming and the Finite-Element Method, Oxford University Press, 1989.
- [2] R. S. Sharp, “The Influence of Frame Flexibility on the Lateral Stability of Motorcycles”, Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 13, No. 2, pp.117-120,1974.
- [3] A. A. Butjunas, “Procedures of Structural System Identification Applied to Automotive Structures”, SAE Technical Paper, No. 860810, 1986.
- [4] G. E. Roe, T. E. Thorpe, “The Influence of Frame Structure on the Dynamics of Motorcycle Stability”, SAE Technical Paper, No. 891772, 1986.
- [5] Shokichi Harashima, “Evaluation Method of Motorcycle Fatigue Strength Using Road Simulator”, SAE Technical Paper, No. 851817, 1995.
- [6] 游家華, “單人座小型賽車車架之結構分析與設計”, 大葉大學車輛工程研究所碩士論文, 2004。
- [7] 卓進興, “機車車體結構分析與最佳化設計之研究”, 大葉大學機械工程學系碩士論文, 2003。
- [8] 張祥唐, “拓樸最佳化設計方法在車架設計之研究”, 國立成功大學機械工程學系碩士論文, 2000。

- [9] Robin Tuluie and Gregory S. Ericksen, “Raceing motorcycle design process using physical and virtual test methods”, SAE Technical Paper, 2000.
- [10] Osamu Kuroiwa, Masayuki Baba, and Noriaki Nakata, Study of Motorcycle Handling Characteristics and Rider Feeling During Land Change, SAE Technical Paper No. 950200, 1995.
- [11] Hirohilde Lmaizuml and Takehlko Fujioka, “Motorcycle Dynamics by Multibody Dynamics Analysis”, SAE Technical Paper, No. 951806.
- [12] Ichiro Kageyama and Khoji Emoto, “On a Modeling of Shimmy Phenomenon for Two Wheeled” Vehicles, SAE Technical Paper, No. 951807, 1995.
- [13] 郭承憲, “機車系統動態模擬及耐久性分析”, 國防大學中正理工學院碩士論文, 2002。
- [14] 趙士偉, “機車結構減振支設計方法”, 國立台灣大學機械工程學研究所碩士論文, 2000。
- [15] 李昆明, “機車懸吊機構之系統化設計方法”, 國立台灣大學機械工程學研究所碩士論文, 2002。
- [16] S. H. Crandall, “Random Vibration”, Vol.2, pp. 1-12, MIT Press, Cambridge, MA, 1963.
- [17] “Payload flight equipments and guideline for safety critical structure”, SSP 52005, C, 1998