

逢甲大學學生報告 ePaper

機械停車位機構設計與結構分析

Design and Structural Analysis of Stacked Parking Mechanism

作者：許宇鈞、陳泓安、俞呈憲

系級：機電三甲

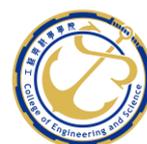
學號：D1014223、D1048998、D1089755

開課老師：朱智義博士

課程名稱：機械設計(一)

開課系所：機械與電腦輔助工程學系

開課學年：一一二學年度 第一學期



中文摘要

在台灣，由於汽車需求量以及都市的快速擴張，交通擁擠已成為嚴重的問題。因此，對於一個有效的自動化停車系統的需求日益增長。

為了解決這些問題，本研究提出了一種新穎的機械式堆疊式停車系統，主要聚焦於馬達整合、程式撰寫、材料應力分析和建模。通過提供自動化的立體停車場解決方案，有效利用有限的空間，該系統旨在提升現有停車場的效能。參考美國現有停車架，模仿並且改進的現有產品是設計過程的一部分。最終，提出一個配備自動化的立體停車場設計計畫。過程使用 Solidworks 軟體建立模型，進行應力集中分析以確保系統的穩定性。

其次，為了模擬驅動升降系統的液壓系統，我們提出了一種新的簡化方法。使用 MotionGen（一種機構運動軌跡設計軟體）來模擬連桿的運動，確保液壓裝置最能吻合設計規格。

本研究還包括對液壓系統的銷 clevis-lug and pin 分析以及焊接計算，以展示立體停車系統設計的可行性。

自動化的三維立體停車場的設計能夠提升使用者的便利性和停車體驗的品質。預期該專案的新穎方法將有助於創建智慧城市，提供一個可實行的解決方案，應對日益嚴重的城市停車問題。

關鍵字： 機械設計、應力分析、結構分析、液壓系統、立體停車場

Abstract

Particularly in Taiwan, traffic congestion and the growing number of automobiles in cities have become serious problems due to the quick expansion of transportation and urbanization. As a result, there is a growing need for effective automated parking systems.

To solve these issues, this study proposes a mechanical parking system that allows a double stack parking system that utilizes a hydraulic cylinder. By providing automated, stacked parking solutions that effectively use limited space, the system seeks to enhance current parking lots. Referencing current parking lots and determining areas for improvement were part of the design process. Firstly, load analysis was carried out by hand calculation to decide which type and size of hollow tube structural steel will be used as the structural support for the overall frame of the mechanical parking system.

Secondly, with a new method devised to simulate the hydraulic system powering the lift, MotionGen (a mechanism linkage design application) was also used to simulate the movement of linkages and ensure the best fitted position of the hydraulic onto the platform.

The study also includes an analysis of the clevis-lug (by using ABOTT's lug analysis model) and pin design of the hydraulic system, as well as welding strength calculations, demonstrating the feasibility of the proposed stacked parking system. Lastly, Solidworks was used to model the entire mechanical parking system. This ensures that proper materials can be selected and simulated to guarantee a safety and functional mechanical system.

The mechanical double stacked parking system results attempts to enhance user convenience and quality of parking experiences. It is anticipated that the project's methodology can be further modified and aid in the development of smart cities and offer a workable solution to the expanding urban parking issue.

Keyword: Double stack parking system, hydraulic cylinder, load analysis, lug analysis, pin design, welding strength calculations

目 次

第一章 介紹.....	7
1.1 目的與動機.....	8
1.1.1 目的.....	8
1.1.2 動機.....	8
1.2 文獻回顧.....	9
1.2.1 立體停車場系統概論:.....	9
第二章 設計流程圖.....	10
第三章 發想與收斂.....	11
第四章 負載和應力分析.....	13
4.1 運動軌跡模擬分析.....	13
4.2 透過文獻解決靜不定問題.....	15
4.3 支撐梁之應力分析.....	16
4.3.1 計算油壓缸的需求力.....	17
4.3.2 Link3 桿件的負載分析.....	18
4.3.3 Link2 桿件的負載分析.....	19
第五章 油壓缸、結構鋼材材料、鋼材截面矩大小選擇.....	20
5.1 油壓缸選擇.....	20
5.2 結構鋼材材料.....	21
5.3 使用破壞理論計算安全係數.....	22
第六章 Clevis-Lug 分析 Pin 與 C 型扣環尺寸選擇.....	23
6.1 Clevis & Lug 之分析.....	23
6.2 C 型環尺寸選擇.....	24
第七章 焊接強度計算.....	26
第八章 SolidWorks 設計成果呈現：理念、演進、與結構解析.....	28
8.1 設計理念.....	28
8.2 初版機構之設計.....	29
8.3 升降停車機構設計改進.....	31
第九章 最終結論.....	34
9.1 過程中遇到的問題.....	34
參考文獻 Reference.....	36
附錄:工程圖.....	錯誤! 尚未定義書籤。

圖 目 次

圖 1.1 兩段式拉桿式機械停車位	7
圖 2.1 設計流程圖.....	11
圖 3.1 剪叉式機構.....	11
圖 3.2 滑輪組機構.....	11
圖 3.3 平行四邊形機構.....	11
圖 3.4 雙剪式機構 AutoCAD 示意圖.....	12
圖 4.1 文獻中針對不同油壓桿位置建立模型.....	13
圖 4.2 比較不同模型間位移速度加速度的運動變化趨勢.....	13
圖 4.3 比較不同模型間油壓缸的出力值與角度變化趨勢[4]	13
圖 4.4 MotionGen.io 模擬機構運動軌跡	14
圖 4.5 最佳尺寸設定示意圖.....	14
圖 4.6 文獻中設定的示意圖[6].....	15
圖 4.7 靜力分析 2	15
圖 4.8 Link1 之負載點位	16
圖 4.9 支撐樑(Links)之編號與尺寸	16
圖 4.10 Link 2 自由體圖.....	17
圖 4.11 Link 2 取垂直桿件施力方向.....	17S
圖 4.12 Link 3 於負載下的自由體圖.....	18
圖 4.13 Link 3 的剪力彎矩圖	18
圖 4.14 Link 2 於負載下的自由體圖	19
圖 4.15 Link 2 的剪力彎矩圖	19
圖 5.1 油順精密 7Mpa 油壓缸選用型錄[7]	錯誤! 尚未定義書籤。
圖 5.2 太平洋管業有限公司矩形碳鋼規格與性質表[8]	21
圖 5.3 中空矩形截面	21
圖 6.1 油壓缸施力在桿件上的方向	錯誤! 尚未定義書籤。
圖 6.2 Clevis 水平與垂直軸向力分析	錯誤! 尚未定義書籤。
圖 6.3 使用銷連接的 Clevis & Lug 示意圖 (MITCalc, n.d.) [10].....	23
圖 6.4 Excel 試算表帶有軸向負載和橫向負載的 LUG 分析(Abbott, Richard, 2016) [11].....	24
圖 6.5 C 形環尺寸型錄(JIS B 2804)	24
圖 6.6 C 形環尺寸標註	錯誤! 尚未定義書籤。
圖 7.1 附著於表面的 Lug 上的橫向角焊縫	26
圖 7.2 在橫向和軸向負載下 Lug 施力方位示意圖	26
圖 7.3 Cigweld 的 GP6012 溫和鋼和鐵粉電極(Cigweld, 2008) [12]	27
圖 8.1 機構前視圖	28
圖 8.2 車台最高上升高度之前視圖	28
圖 8.3 機構在理想情況下完全降低後的前視圖	28
圖 8.4 爆炸圖(於附件上放上完整版).....	29
圖 8.5 上層板架之內部透視圖	30

機械停車位機構設計與結構分析

圖 8.6 下層板架之內部透視圖	30
圖 8.7 整體機械摺疊架構右試圖	30
圖 8.8 內部桿件擺放斜角試圖	31
圖 8.9 上層版中後段挖空處	32
圖 8.10 板金與桿件連接處特寫	33
圖 8.11 油壓桿與板金 Clevis 連接處	33
圖 8.12 板金件等角視圖	33
圖 8.13 防呆設計特寫	33
圖 8.14 防呆設計前視圖	錯誤! 尚未定義書籤。
圖 8.15 初版設計的等角視圖	33
圖 8.16 改良設計後的等角視圖	33
圖 8.17 最低位置的干涉點前視圖	33
圖 8.18 整機干涉檢查最高點位無干涉	33
圖 9.1 Adams 力學模擬分析結果[上圖為最高點位，下圖為最低點位]	33
圖 9.2 由圖左上到右下分別是每個接點的施力數值分布	33



表 目 次

表 1 機械停車位規格	7
表 2 現今停車場類型配置與應用.....	9
表 3 機構形式優劣對照比較表	12



第一章 介紹

由於小型汽車的快速擴張，全球大都市區域的停車位嚴重短缺。汽車現在常常只能夠停放在道路上，這不僅不方便還對車輛和行人造成交通問題。而為了應對這個問題，需要創新的停車解決方案，能夠最大程度地利用空間提供流暢的停車體驗。

這份報告將包括一個堆疊停車系統的設計及其結構分析，著重於液壓系統的 clevis-lug and pin 設計以及焊接計算。最後展示我們的堆疊停車系統設計如何解決都市停車問題。本次報告中包含討論堆疊停車的優勢、安全的機械設計等。

首先我們依圖一定義規格與條件，將雙層機械停車位簡化為 2D 模型，設計機械停車位升降機構。並依表一規格，計算停車位在上層時元件強度，包括上拉桿、下拉桿、Clevis 接頭(Lug、銷、鉸接)等，所有元件安全係數 $n=2$ 。

表 1 機械停車位規格

驅動方式	油壓缸
負載 (含車重與車台)	2000 kg
前後輪軸距	2800 mm
車台長度	5500 mm
停車位淨高 (行程)	2000 mm



圖 1.1 兩段式拉桿式機械停車位

1.1 目的與動機

1.1.1 目的

我們專案的目標是設計和實現一個機械堆疊停車系統，可容納兩輛汽車停放。該系統將透過應用課堂上所學的機械設計知識，例如鉤環-螺栓分析以設計螺栓尺寸，以及對喉部進行的焊接計算來實現。該專案將著重於優化空間利用，為使用者提供流暢的停車體驗，以應對像是台灣這種擁擠的都市地區，有效停車的需求。

1.1.2 動機

為了實現這個專案的目標，有以下的具體任務：

1. 確定停車系統設計的具體停車需求和技術規格。
2. 進行機械堆疊停車系統的設計，包括負載分析和組件強度計算，以確保系統滿足安全和性能要求。
3. 提供計算過程的詳細書面說明，包括設計、負載分析和組件強度計算，以記錄工程過程，方便在未來維護和修改。
4. 根據強度計算選擇材料，確保所選材料在預算範圍內可行。
5. 計算和設計 clevis-lug 分析和焊接強度，檢查是否滿足安全係數。

1.2 文獻回顧

在尋找停車位越來越具挑戰性的情況下，尤其是在城市地區，促使了對創新解決方案的需求。鑒此，我們的專案旨在設計一個自動的、立體的停車系統，以改善人們的日常生活。評估與調查市面上各種停車問題，包括空間不足和需要改進交通。

此外，將在第四章探討文獻液壓系統的 clevis-pin and lug [3]設計在確保堆疊停車系統穩定性和可靠性方面的重要性，以及對喉部的焊接計算在確保系統結構完整性方面的重要性。

1.2.1 立體停車場系統概論：

表 2 現今停車場類型配置與應用

類型	特徵
階梯式堆疊停車場	<ul style="list-style-type: none">• 具簡單的升降結構，空間占用少。• 常見於停車場。• 又稱為駛入堆疊系統，每次將一輛汽車駛入車庫，然後停放在指定的位置。
旋轉塔氏停車場	<ul style="list-style-type: none">• 繞著中軸的塔結構。• 車輛較緊湊停放。• 可應用於室內及室外。• 可適應任何車輛尺寸與配置。
水平循環式停車場	<ul style="list-style-type: none">• 適用於垂直空間有限但水平空間足夠的情況。• 涉及將車輛並排停放在一個空間中(騎自行車到停車場)。
垂直停車式停車場	<ul style="list-style-type: none">• 可容納大量車輛。• 常用於大型車庫和停車設施。• 垂直停車可以在較小的空間最大化停車空間。

第二章 設計流程圖

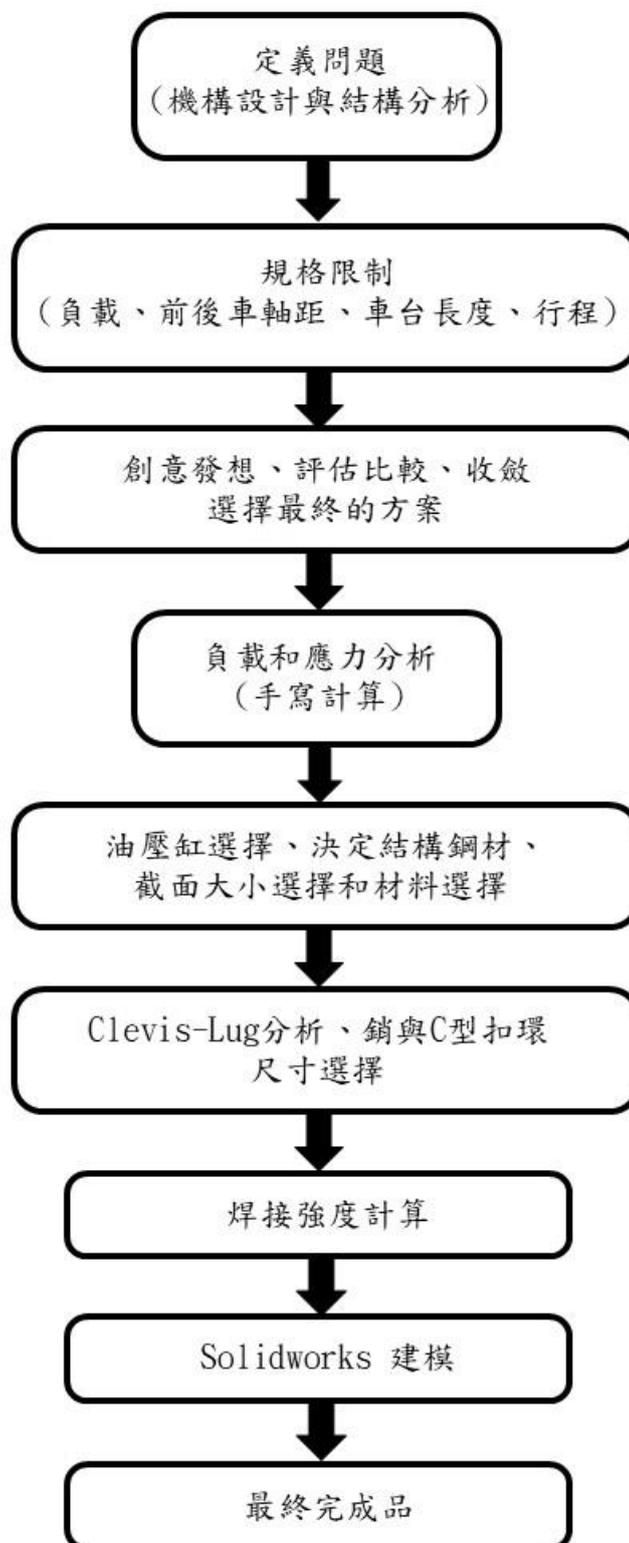


圖 2.1 設計流程圖

第三章 發想與收斂

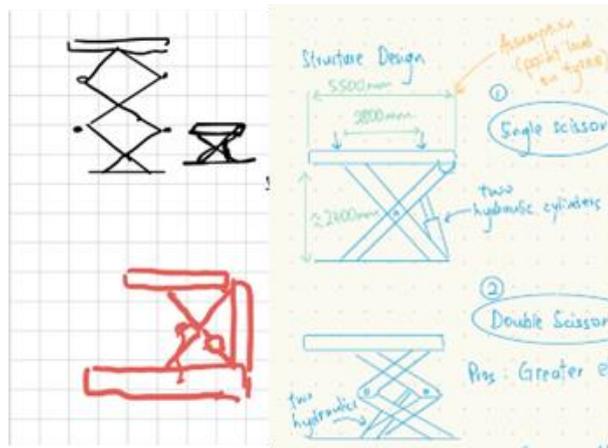


圖 3.1 剪叉式機構

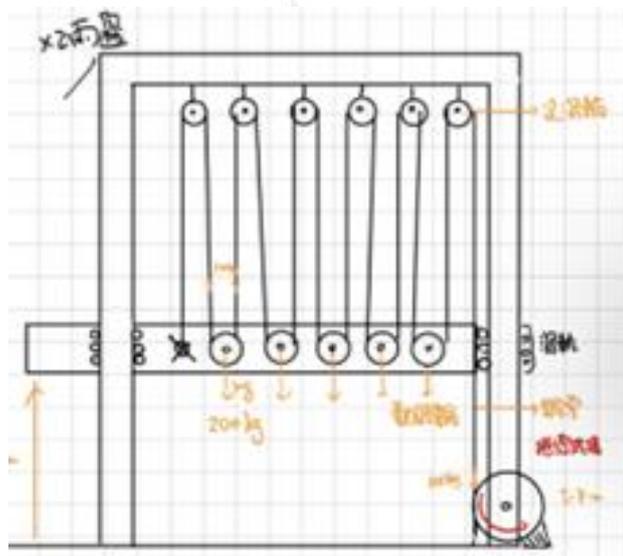


圖 3.2 滑輪組機構

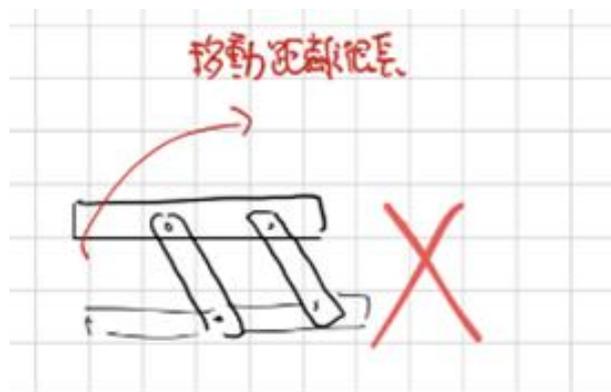


圖 3.3 平行四邊形機構

表 3 機構形式優劣對照比較表

機構形式	優勢	缺點
Double Scissors 剪叉式機構	<ul style="list-style-type: none"> • 結構穩定 • 節省空間(機構藏在車台下) 	<ul style="list-style-type: none"> • 角度限制下移動高度受限
Pulley Lifting 滑輪組機構	<ul style="list-style-type: none"> • 能夠大幅度省力 	<ul style="list-style-type: none"> • 結構較不穩定 • 鋼繩承受力過大 • 每個滑輪造成的摩擦力疊加
平行邊形機構 Parallel Linkage	<ul style="list-style-type: none"> • 在整體機構運動的過程中保持車台水平 	<ul style="list-style-type: none"> • 運動軌跡不符合期待 • 結構不穩 • 油壓缸支撐過大

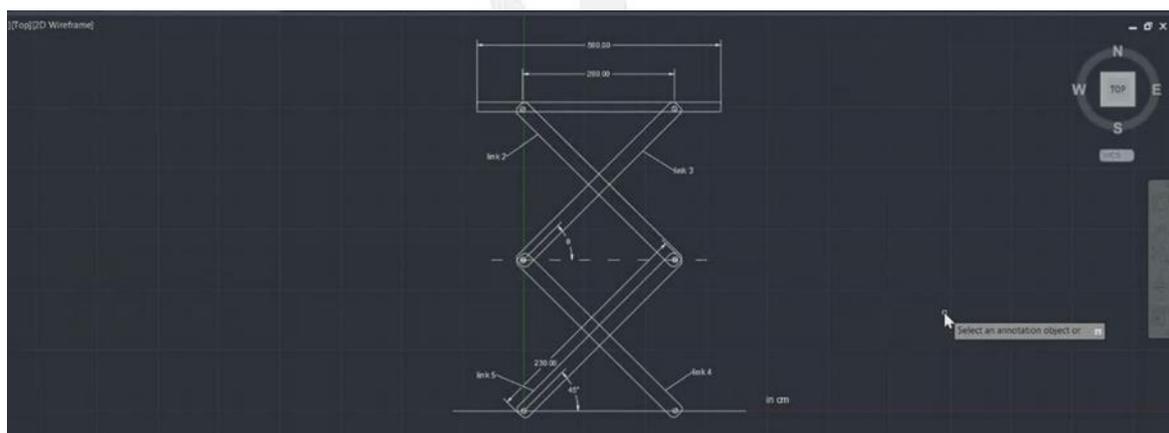


圖 3.4 雙剪式機構 AutoCAD 示意圖

我們從發想中，收斂並且聚焦在雙剪叉式機構上，因為相比之下他所產生的機械效益更高。而之所以從單與雙剪叉式機構之間選擇了雙剪叉式，因為他所能產生的淨位移相對較高。我們最終選用了雙剪叉式機構作為我們設計的基礎架構，並且使用 AutoCad 繪製了初步的示意圖，並且按照表 1 的規格制訂尺寸以便後續分析進行。

總結來說，選擇雙剪叉式機構是基於其滿足升降高度要求、提供穩定性(載荷直接作用於桿件)、確保升降操作的安全性，使其成為所有發想中最合適的選擇，因為其能產生的效益相對最高。

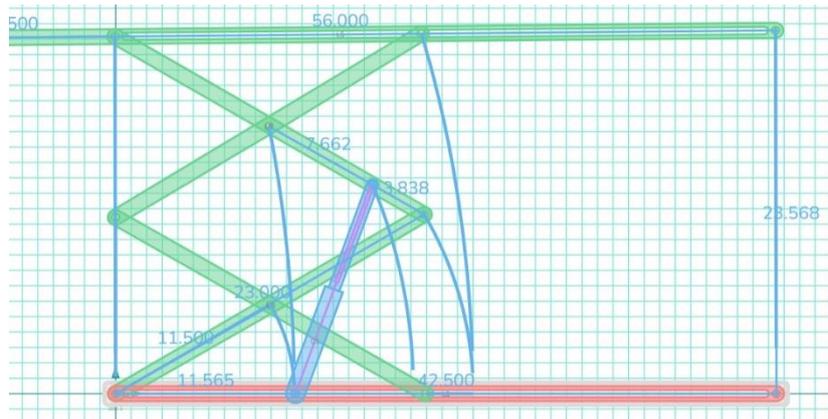


圖 4.4 MotionGen.io 模擬機構運動軌跡

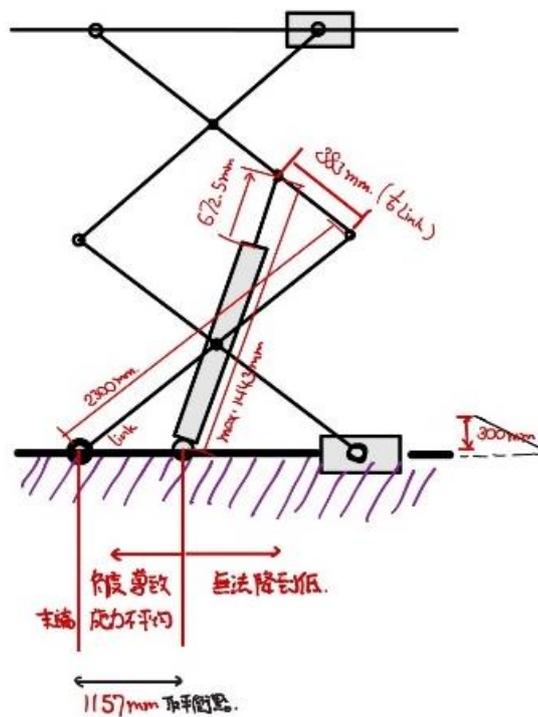


圖 4.5 最佳尺寸設定示意圖

首先，藉由參考文獻協助選擇油壓桿建的擺放位置，而我們雖然從文獻中得知，model2(將油壓桿件接在中間)在出力、運動狀態等方面最為穩定，但經 MotionGen.io 軟體測試後發現其完全不符合規格，所以最終選用類似於 model3(接地)的方案，以符合設計規格 [4]。

過程中我們學習使用 MotionGen.io 來建立一個簡化的模型，簡易的模擬整體機構的運動軌跡，以便快速驗證是否符合規格。並且由此軟體以及前述文獻擷取的經驗，制定出最佳的尺寸設定。

4.2 透過文獻解決靜不定問題

會使用此軟體做為 Proof of Concept 的目的，除了能夠幫助設定機構擺放尺寸之外，可以同時協助我們找尋整體機構的最高位置的角度[5]（後來發現有誤在文末補上）。以便求出油壓缸的最大出力值[5]，協助後面的桿件附載計算。

使用力矩平衡計算 P 跟 W 的關係

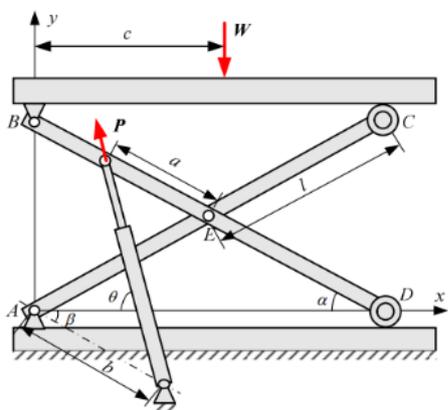


圖 4.6 文獻中設定的示意圖[6]

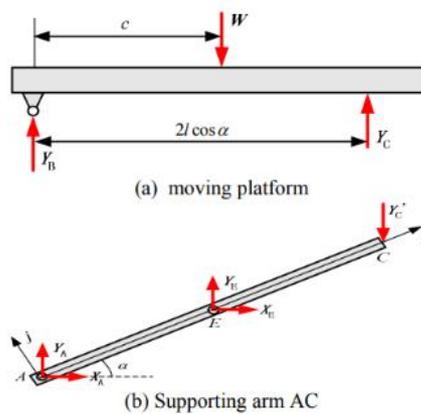


圖 4.7 靜力分析[6]

圖 4.3 中 a, b, d, β 都對應著一個向量。當 β 角度等於零時，就等同於圖 4.2 顯示的型式。在忽略動態負載的情況下，依據虛位移原理可知合力所導致總虛擬所作的功相等於零，因此可得出：

$$-P_x \delta_{xp} + P_y \delta_{yp} - W \delta_{yw} = 0 \quad (1)$$

假設，

$$P_x = P \cos \theta, P_y = P \sin \theta \quad (2)$$

最終以油壓桿所施的力，P 跟重量，W 表示為：

$$P = \frac{2 \frac{L}{2} \cos \theta}{\frac{L}{2} \sin(\theta + \alpha) + \frac{L}{6} \sin(\theta - \alpha)} W \quad (3)$$

4.3 支撐梁之應力分析

支撐樑是最重要的升降桿件，同時也是支撐載荷的主要結構。分析並進一步確定其結構鋼斷面以及材料選擇至關重要。以下是當一輛 2000 公斤的汽車載荷作用於系統時的載荷分析。

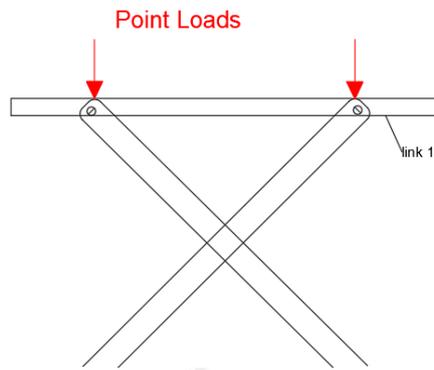


圖 4.8 Link1 之負載點位

$$Total\ Weight, W_T = Car + Weight\ of\ Link\ 1$$

$$W_T = (2000kg \times 9.81m/s^2) + (500kg \times 9.81 m/s^2)$$

$$W_T = 24,525N \approx 25,000N$$

(4)

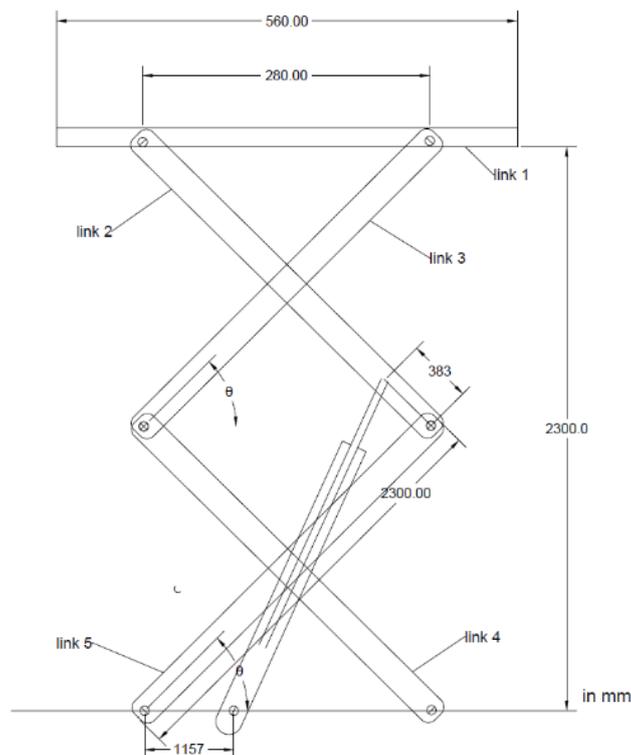


圖 4.9 支撐樑(Links)之編號與尺寸

4.3.1 計算油壓缸的需求力

帶入最高點的角度參數: $\alpha = 30^\circ$, $\theta = 50^\circ$, $L = 2.36\text{m}$ □

Hydraulic Cylinder Thrust force, $P = \frac{\frac{L}{2} \cos \theta}{\frac{L}{2} \sin(\theta + \alpha) + \frac{L}{6} \sin(\theta - \alpha)} W$. (Zhang Wei, 2011)

$P = 1.84W = (1.84)(25000) = 46000\text{N}$

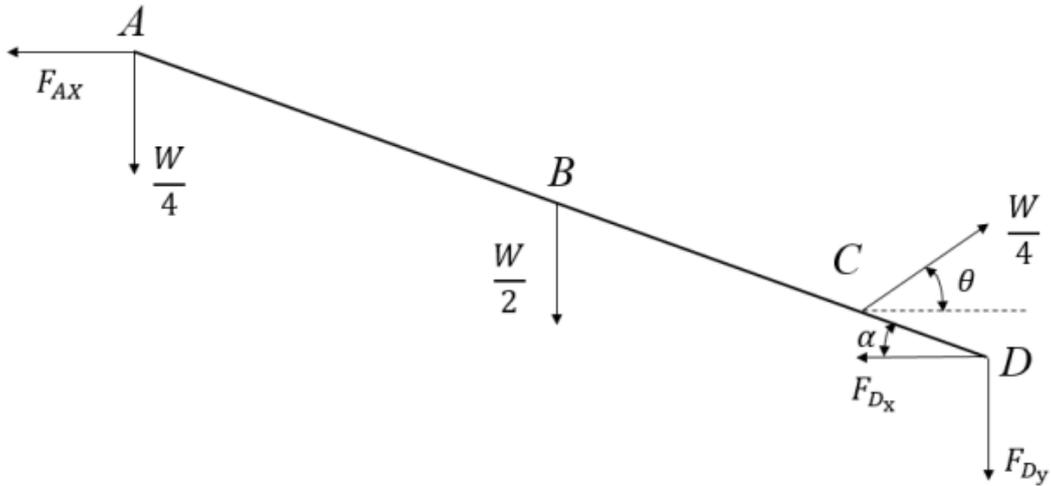


圖 4.10 Link2 自由體圖

$$F_{AX}(L \sin \theta) + \frac{W_T}{4}(L \cos \theta) + \frac{W_T}{2}\left(\frac{L}{2} \cos \theta\right) = P\left(\frac{L}{6} \sin(\theta + \alpha)\right)$$

$$F_{AX} = -55164.4\text{N}$$

(5)

求出 FAX 以便能夠往下求 Link2 的彎矩。[5]

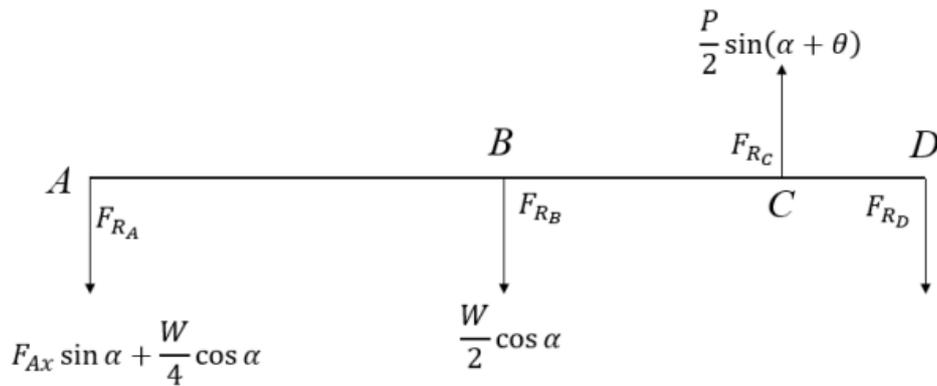


圖 4.11 Link2 取垂直桿件施力方向

4.3.2 Link3 桿件的負載分析

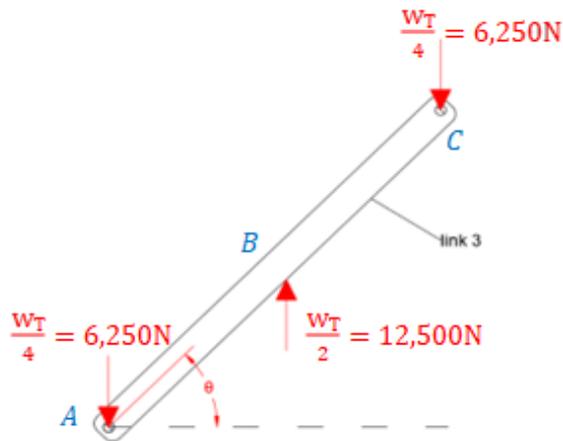


圖 4.12 Link3 於負載下的自由體圖

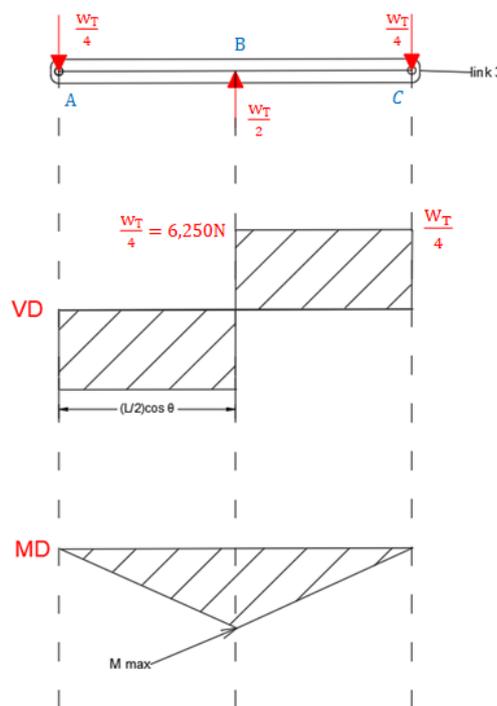


圖 4.13 Link3 的剪力彎矩圖

最初，當平台處於靜止位置時， $\theta = 6^\circ$ ，Link3 將承受最大彎曲。參考上面的力矩圖（圖 4.4），最大彎矩發生在點 B，計算如下：

$$M_{\max} = \left(\frac{1}{2}\right) \left(\frac{W_T}{4}\right) \left(\frac{L}{2} \cos \theta\right) = \left(\frac{W_T L}{8} \cos \theta\right), \theta \approx 0 \rightarrow \cos \theta \approx 1 \quad (6)$$

Let $\theta = 6^\circ$, $L = 2.3\text{m}$

$$M_{\max} = \left(\frac{2500 \cdot 2.3}{8} \cos 6^\circ\right) = 7148.13\text{N} \cdot \text{m} \quad (7)$$

4.3.3 Link2 桿件的負載分析

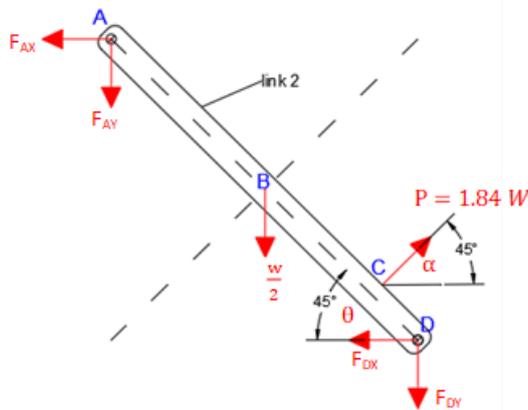


圖 4.14 Link2 於負載下的自由體圖

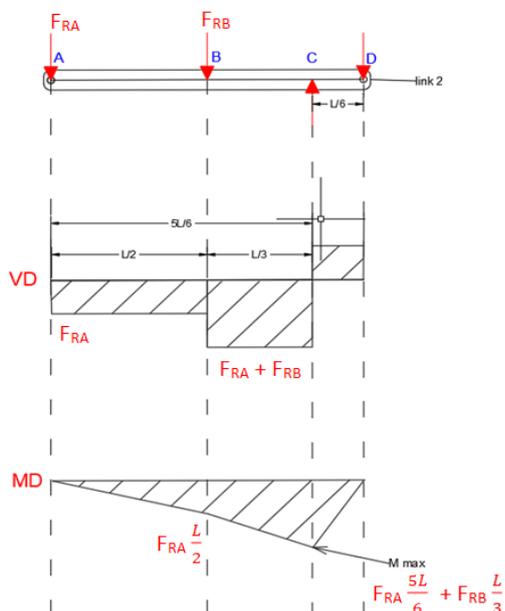


圖 4.15 Link2 的剪力彎矩圖

在點 D 處計算力矩。可以計算點 A 在 x 方向上的力。從上面的力矩圖可知，最大彎矩發生在點 C。下面的計算顯示了在最低位置 ($\theta=6^\circ$) 和最高位置 ($\theta=45^\circ$) 的最大彎曲。

Let $\theta = 6^\circ$, Max Axial Force

$$M_{\max} = F_{RA} \frac{5L}{6} + F_{RB} \frac{L}{3} = -2547.62\text{N} \cdot \text{m}$$

(8)

Let $\theta = 45^\circ$, Max Bending Moment

$$M_{\max} = -12719.73\text{N} \cdot \text{m}$$

(9)

第五章 油壓缸、結構鋼材材料、鋼材截面矩大小選擇

5.1 油壓缸選擇

Model Number: MOB-B-N-100-A-A-020-35-0-0700-CB-MI

MO-B-N-050-A-A-020-0100-N-N-AST000-N																																								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11																														
1 缸式 / TYPE	B 標準型 B. Standard type		D 雙桿型 D. Double-Rod type																																					
2 磁心 MAGNET	R: 內磁心 (適用於 0100-0125) N: 沒有 R. with magnet inside Applicable to 0100-0125 N: No symbol																																							
3 鋼管內管內徑 CYLINDER TUBES	Ø36/Ø36	Ø40/Ø45	Ø50/Ø55	Ø60/Ø65	Ø80/Ø85	Ø100/Ø110	Ø125/Ø135																																	
4 不銹鋼內管內徑 STAINLESS TUBES	Ø36/Ø36	Ø40/Ø48	Ø50/Ø58	Ø60/Ø68	Ø80/Ø90	Ø100/Ø110	Ø125/Ø140																																	
5 鋁管內管內徑 ALUMINUM TUBES	Ø36/Ø35	Ø40/Ø47	Ø50/Ø58	Ø60/Ø68	Ø80/Ø75	NO	NO																																	
備註: 本系列缸式為鋁管內管內徑, 最大工作壓力不得超過 7MPa Note: This series such as custom magnet plus aluminum plus, the maximum working pressure must not exceed																																								
6 密封材料 SEAL SYMBOL	選訂材料 Seal material																																							
A PU	Polyurethane rubber		○	×	×	△	△																																	
B NBR	Nitrile rubber		○	○	×	○	○																																	
C Viton	Fluoro elastomer		○	×	○	○	○																																	
備註: 密封材料 ○ 不允許使用 × 請勿使用 △ 選用材料 Note: Seal material ○ Allowed to use × Not allowed to use △ Selected material																																								
7 入口位置 Port position	前蓋端 Head A: 上標準型/右 C: 下 D: 左 A: UP/Standard/Right C: Down/C: Left		後蓋端 Cap A: 上標準型/右 C: 下 D: 左 A: UP/Standard/Right C: Down/C: Left																																					
8 缸口 ØD	標準	Ø16	Ø20	Ø25	Ø32	Ø40	Ø50	Ø63																																
9 行程 STROKE	選入行程之毫米 Max Permissible stroke																																							
10 雙料 可選行程 SWITCH	選入最長的行程行程 AST <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> mm 雙料: 沒有 / NO Symbol Adjustable Stroke																																							
11 安裝附件 ACCESSORY	<table border="1"> <thead> <tr> <th>名稱 DESCRIPTION</th> <th>型號 SYMBOL</th> <th>配置 CONFIGURATION</th> <th>名稱 DESCRIPTION</th> <th>型號 SYMBOL</th> <th>配置 CONFIGURATION</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>矩形封閉法 Rectangular Range at cylinder head</td> <td>FA</td> <td></td> <td>後蓋封閉法 Rectangular Range at cylinder cap</td> <td>FB</td> <td></td> </tr> <tr> <td>側蓋封閉法 Side mounting side end angle</td> <td>LB</td> <td></td> <td>吊環螺絲 Overlapped screw head</td> <td>TC</td> <td></td> </tr> <tr> <td>後蓋封閉法 Flare chrome at cylinder cap</td> <td>CA</td> <td></td> <td>後蓋封閉法 Chrome lock at cylinder cap</td> <td>CB</td> <td></td> </tr> </tbody> </table>										名稱 DESCRIPTION	型號 SYMBOL	配置 CONFIGURATION	名稱 DESCRIPTION	型號 SYMBOL	配置 CONFIGURATION	矩形封閉法 Rectangular Range at cylinder head	FA		後蓋封閉法 Rectangular Range at cylinder cap	FB		側蓋封閉法 Side mounting side end angle	LB		吊環螺絲 Overlapped screw head	TC		後蓋封閉法 Flare chrome at cylinder cap	CA		後蓋封閉法 Chrome lock at cylinder cap	CB							
名稱 DESCRIPTION	型號 SYMBOL	配置 CONFIGURATION	名稱 DESCRIPTION	型號 SYMBOL	配置 CONFIGURATION																																			
矩形封閉法 Rectangular Range at cylinder head	FA		後蓋封閉法 Rectangular Range at cylinder cap	FB																																				
側蓋封閉法 Side mounting side end angle	LB		吊環螺絲 Overlapped screw head	TC																																				
後蓋封閉法 Flare chrome at cylinder cap	CA		後蓋封閉法 Chrome lock at cylinder cap	CB																																				
12 腳孔 ADD ACCESSORY	<table border="1"> <thead> <tr> <th>名稱 DESCRIPTION</th> <th>型號 SYMBOL</th> <th>配置 CONFIGURATION</th> <th>名稱 DESCRIPTION</th> <th>型號 SYMBOL</th> <th>配置 CONFIGURATION</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Y型螺絲 Rod Clevis</td> <td>MY</td> <td></td> <td>Y型螺絲 Rod Clevis with Pin</td> <td>MYP</td> <td></td> </tr> <tr> <td>吊環螺絲 Flare and mounting</td> <td>MI</td> <td></td> <td>吊環螺絲 Competition Joint</td> <td>KG</td> <td></td> </tr> <tr> <td>吊環螺絲 Overlapped Eye</td> <td>PH</td> <td></td> <td>T型螺絲 T Flare and mounting</td> <td>HT</td> <td></td> </tr> <tr> <td>吊環螺絲 In Flare and mounting</td> <td>HH</td> <td></td> <td>可調節 Adjustable nut</td> <td>AST</td> <td></td> </tr> </tbody> </table>										名稱 DESCRIPTION	型號 SYMBOL	配置 CONFIGURATION	名稱 DESCRIPTION	型號 SYMBOL	配置 CONFIGURATION	Y型螺絲 Rod Clevis	MY		Y型螺絲 Rod Clevis with Pin	MYP		吊環螺絲 Flare and mounting	MI		吊環螺絲 Competition Joint	KG		吊環螺絲 Overlapped Eye	PH		T型螺絲 T Flare and mounting	HT		吊環螺絲 In Flare and mounting	HH		可調節 Adjustable nut	AST	
名稱 DESCRIPTION	型號 SYMBOL	配置 CONFIGURATION	名稱 DESCRIPTION	型號 SYMBOL	配置 CONFIGURATION																																			
Y型螺絲 Rod Clevis	MY		Y型螺絲 Rod Clevis with Pin	MYP																																				
吊環螺絲 Flare and mounting	MI		吊環螺絲 Competition Joint	KG																																				
吊環螺絲 Overlapped Eye	PH		T型螺絲 T Flare and mounting	HT																																				
吊環螺絲 In Flare and mounting	HH		可調節 Adjustable nut	AST																																				
備註: 腳孔固定到缸式方式, 可調節螺絲在吊環螺絲內選用 Note: If the axis is fixed in other ways, you can draw a sketch or contact our sales staff																																								

圖 5.1 油順精密 7Mpa 油壓缸選用型錄[7]

$$P = 1.84W_T = 46,000N$$

(10)

$$\text{Area of Piston, } A = \pi r^2 = 3115.67\text{mm}^2$$

(11)

$$\text{Force Exerted, } F = P \times A = 54950N$$

(12)

我們使用文獻[6]中的計算出力值的方式，搭配選用符合規格的油順精密的 7Mpa 的油壓缸。

5.2 結構鋼材材料



Pacific Pipe PCL.



矩形碳鋼 Carbon Steel Rectangular Tubes for General Structure JIS G3466

Grade	% Chemical Composition (Max)					Mechanical Properties (Min)		
	C	Si	Mn	P	S	Yield Strength	Tensile Strength	Elongation
STKR400	0.25	-	-	0.040	0.040	245	400	23
STKR490	0.18	0.55	1.50	0.040	0.040	325	490	23

Nominal Size A x B	Thickness (t)	Weight	Cross Sectional Area A	Geometrical Moment of Inertia		Modulus of Section		Radius of Gyration	
				I _x	I _y	Z _x	Z _y	r _x	r _y
mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ³	cm	cm
125 x 75	2.30	6.95	8.852	192	87.5	30.6	23.3	4.65	3.14
	3.20	9.52	12.13	257	117	41.1	31.1	4.60	3.10
	4.00	11.7	14.95	311	141	49.7	37.5	4.56	3.07
	4.50	13.1	16.67	342	155	54.8	41.2	4.53	3.04
	6.00	17.0	21.63	428	192	68.5	51.1	4.45	2.98

圖 5.2 太平洋管業有限公司矩形碳鋼規格與性質表[8]

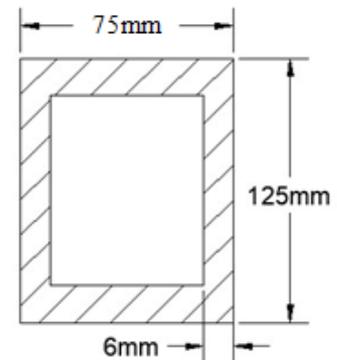


圖 5.3 中空矩形截面

$$\text{Moment of Inertia, } I = \frac{BH^3 - bh^3}{12} = 4.63 \times 10^{-6} m^4 \quad (13)$$

$$\text{Section Modulus, } Z = \frac{I}{y} = 7.41 \times 10^{-5} m^3 \quad (14)$$

$$\text{Cross Section Area, } A = 2.26 \times 10^{-3} m^2 \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= \frac{M_{max} \cdot y_{max}}{I} + \frac{P}{A}, \quad M_{max} = -2.36 \left[\left(\frac{5}{6} \right) (F_{RA}) + \left(\frac{1}{3} \right) (F_{RB}) \right] \\ \sigma_{max} &= (-12719.73 \div 7.41 \times 10^{-5}) + \frac{-2547.67}{2.26 \times 10^{-3}} = 172.78 MPa \end{aligned} \quad (16)$$

最開始選擇實心矩形截面與 304 不銹鋼。然而，對於由八條桿件構成的整個系統可能產生的重量影響，出現了一些擔憂。為了應對這一情況，我們選擇了一個來自太平洋管業有限公司(Pacific Pip Co., Ltd.)的 125mm x 75mm 厚度 6mm 中空 STKR400 碳鋼管截面。

轉換到中空管截面的決定是出於平衡結構完整性和最小化整體重量的需求。選擇 6mm 的厚度是為了能夠承受液壓活塞產生的重大力量以及汽車和平台的總重。這一策略性的選擇確保了支撐樑在提供堅固支撐的同時，最大程度地優化了系統的總體效能。

5.3 使用破壞理論計算安全係數

考慮到 STKR 490 碳鋼的屈服強度為 325MPa (見圖 5-2)，桿件的安全係數可以按照以下方式計算：

$$\sigma_{Von Mises} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \text{ (Principal Plane Stress)} \quad (17)$$

$$\sigma_{Von Mises} = \sqrt{34.39^2 + (34.39 \times 172.78) + 172.78^2} = 192.3\text{MPa}$$

$$\text{Safety Factor, } n = \frac{S_y}{\sigma_{Von Mises}} = \frac{325}{192.3} = 1.69 \quad (18)$$

計算得出的安全係數為 1.69，落在課程中所述的一般使用範圍 1.5 到 2.0 之內，這其中載荷和環境條件並沒有非常嚴謹。



第六章 Clevis-Lug 分析 Pin 與 C 型扣環尺寸選擇

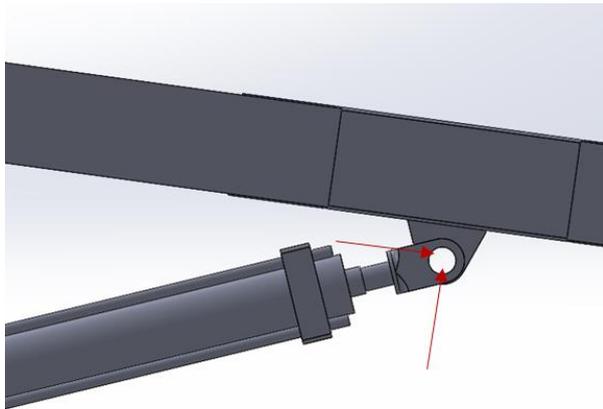


圖 6.1 油壓缸施力在桿件上的方向

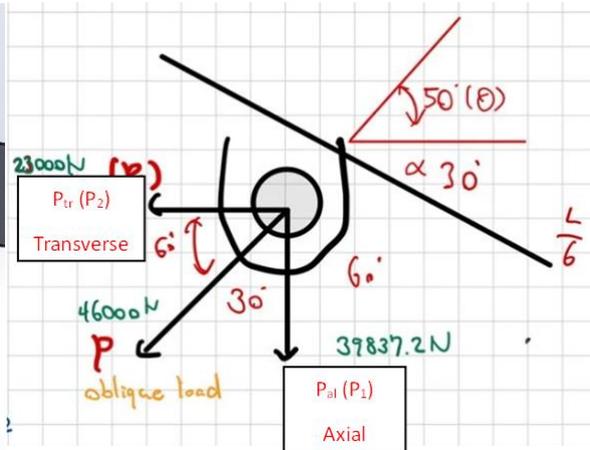


圖 6.2 Clevis 水平與垂直軸向力分析

$$P_1 = 39837.2N, P_2 = 23,000N$$

在我們的計算中，我們假設 Clevis 對 lug 的壓縮代表了提升力。這與傳統的 lug 有所不同。這個假設簡化了計算，使我們能夠繼續對雙剪式機構進行進一步的分析。

6.1 Clevis & Lug 之分析

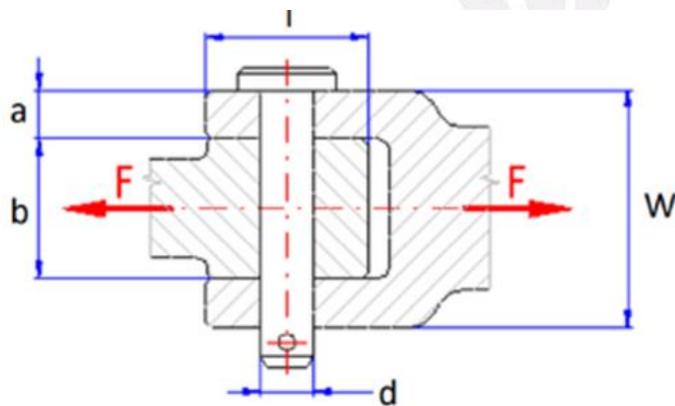


圖 6.3 使用銷連接的 Clevis & Lug 示意圖 (MITCalc, n.d.) [10]

$$\begin{aligned} b &\approx (1.5 \sim 1.7) d \\ a &\approx (0.3 \sim 0.5) b \\ W &\approx (2 \sim 2.5) d \\ l &\approx (2.5) d \quad \text{- for steel} \\ l &\approx (3.5) d \quad \text{- for cast-iron} \end{aligned}$$

$$F = 46,000N$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4F(b+2a)}{\pi \cdot S_y}} = 34mm$$

(19)

$$a = 21.44mm = 0.844in$$

$$b = 53.54mm = 2.108in$$

		Author: R. Abbott	Document Number: AA-SM-009-005
		Check:	Revision Level : B
		Date: 20/10/2013	Page: 1 of 1
Title: STANDARD SPREADSHEET METHOD			
LUG ANALYSIS - OBLIQUE STRENGTH			
(Abbott, Richard. Analysis and Design of Composite and Metallic Flight Vehicle Structures 1st Edition, 2016) (NASA TM X-73305, 1975)			
	$P_1 =$	8955.7575 lb	Applied Ultimate Axial Load
	$P_2 =$	5170.6088 lb	Applied Ultimate Transverse Load
	$D =$	1.339 in	Hole Diameter
	$t =$	2.108 in	Lug Thickness
	$e =$	1.950 in	Edge Distance
	$F_{1u} =$	71068.4636 psi	Material Ult strength (490MPa)
	$F_{2u} =$	71068.4636 psi	Material transverse ult. strength
	$A_1 =$	0.7428 in ²	#NAME?
	$A_2 =$	0.615 in ²	#NAME?
	$A_3 =$	0.615 in ²	#NAME?
$A_4 =$	0.7428 in ²		
			MS 8.98

圖 6.4 Excel 試算表帶有軸向負載和橫向負載的 LUG 分析(Abbott,Richard,2016) [11]

透過利用圖 6.2 中解析的軸向負載和橫向負載，以及 Lug 上的厚度 b 為 2.108 英寸，孔徑直徑 D 為 34 毫米，相當於 1.339 英寸，我們得以使用 Abbott Aerospace Lug 分析 Excel 公式表中提供的公式計算出安全裕度 (MS)。我們的分析顯示，我們設計的安全裕度為 8.98。

$$Margin\ of\ Safety, MS = \frac{1}{(R_{a.u}^{1.6} + R_{tr.u}^{1.6})^{0.625}} - 1$$

(20)
(安全裕度公式)

試算表將軸向和橫向負載結合起來計算並確定安全裕度 (MS)。

6.2 C 型環尺寸選擇

C形扣環 (軸用)										適用軸 (參考)				單位: mm	
No. (°)	ds		扣環		b	a	do	ds	d1	d2		m		n	
	基準尺寸	容許公差	基準尺寸	容許公差						基準尺寸	容許公差	基準尺寸	容許公差		容許公差
17	15.7		2.2	3.7	2.2	3.7	25	17	16.2						
18	16.5		2.6	3.8	2.6	3.8	26	18	17						
(19)	17.5		2.7	3.8	2.7	3.8	27	19	18						
20	18.5		2.7	3.9	2.7	3.9	28	20	19						
(21)	19.5		2.7	4	2.7	4	30	21	20						
22	20.5		2.7	4.1	2.7	4.1	31	22	21						
(24)	22.2		3.1	4.2	3.1	4.2	33	24	22.9						
25	23.2	±0.2	3.1	4.3	3.1	4.3	34	25	23.9	0		1.35	1.5		
(26)	24.2		3.1	4.4	3.1	4.4	35	26	24.9	-0.21					
28	25.9		3.1	4.6	3.1	4.6	38	28	26.6						
(29)	26.9		3.5	4.7	3.5	4.7	39	29	27.6						
30	27.9		3.5	4.8	3.5	4.8	40	30	28.6						
32	29.6		3.5	5	3.5	5	43	32	30.3						
(34)	31.5		4	5.3	4	5.3	45	34	32.3						
35	32.2	±0.25	4	5.4	4	5.4	46	35	33						
(36)	33.2		4	5.4	4	5.4	47	36	34						
(38)	35.2		4.5	5.6	4.5	5.6	50	38	36						
40	37		4.5	5.8	4.5	5.8	53	40	38						
(42)	38.5		4.5	6.2	4.5	6.2	55	42	39.5						
45	41.5	±0.4	4.8	6.3	4.8	6.3	58	45	42.5	0		+0.14			
(48)	44.5		4.8	6.5	4.8	6.5	62	48	45.5	-0.25		0			

圖 6.5 C 形環尺寸型錄 (JIS B 2804)

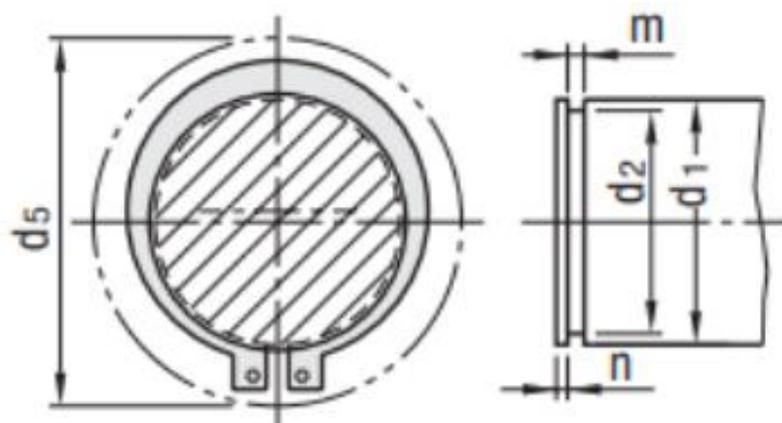


圖 6.6 C 形環尺寸標註

對液壓夾環連接的分析確定了樞軸螺栓的直徑 (D) 為 34 毫米，並且它與連接部位緊密契合。因此，根據圖 6.5 的尺寸標註，擋環的選擇尺寸為 $d1 = 34$ 毫米。

隨後，可以使用圖 6.3 提供的近似公式來確定銷的長度 (W)。該公式建議寬度等於銷直徑的 2.5 倍： $W = 2.5 \times D$ 。 (21)

將已知的銷直徑值 $D = 34$ 毫米代入公式，得到銷的長度度 (以圖 6.3 中的 W 表示)：

$$W = 85 \text{ 毫米}$$

第七章 焊接強度計算

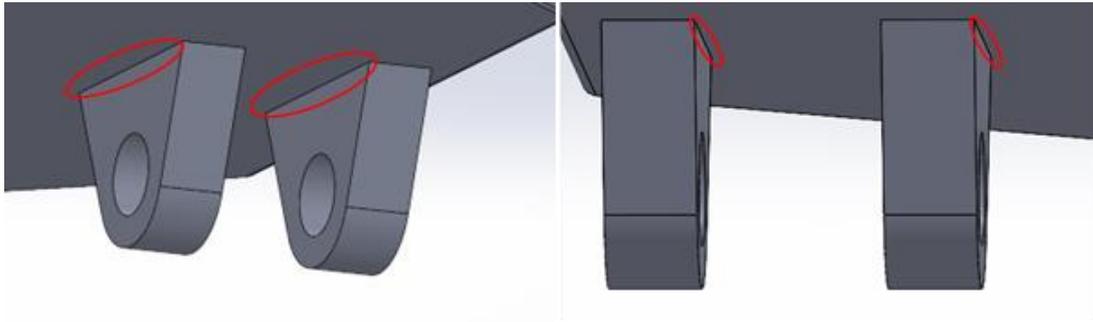


圖 7.1 附著於表面的 Lug 上的橫向角焊縫

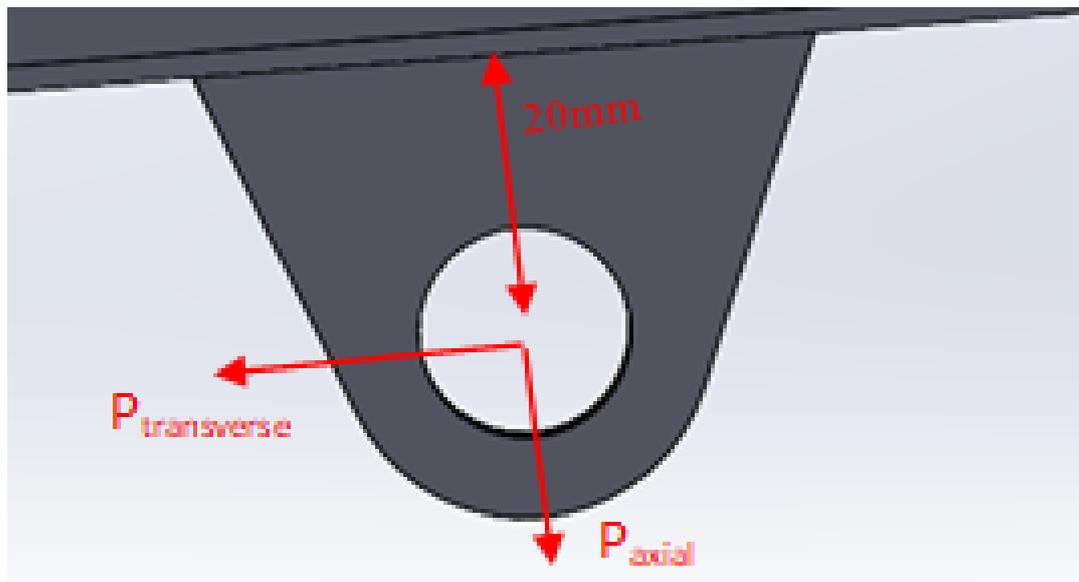


圖 7.2 在橫向和軸向負載下 Lug 施力方位示意圖

$$\tau_1 = \frac{P_{transverse}}{A} + \frac{My}{I} \quad (22)$$

$$\tau_2 = \frac{P_{axial}}{A} \quad (23)$$

$$\tau = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} = \frac{0.3S_{ut}}{n}, n \geq 2 \quad (24)$$

根據《Shigley's Mechanical Engineering Design》中橫向角焊縫的計算公式，焊接面積如下：

$$A = \frac{F}{0.707hl} \quad (25)$$

$$\tau_1 = \frac{23,000N}{3785.28mm^2} + \frac{(20 \times 23,000)N \cdot mm^2}{83333.33mm^4} = \frac{11.59N}{mm^2}$$

$$\tau_1 = 11.59MPa$$

$$\tau_2 = \frac{39,837.2N}{3785.28mm^2} = 10.52MPa$$

MILD STEEL AND IRON POWDER ELECTRODES

GP 6012 45 OCV DC AC

- ▲ General Purpose Versatile Electrode.
- ▲ High Operator Appeal!
- ▲ All Positional Welding Capabilities.
- ▲ Ideal for the Vertical-Down Welding of Thin Steel Sections.
- ▲ Quite, Smooth Arc Action.
- ▲ Excellent for welding joints with poor fit-up.

APPROVALS:
 Lloyd's Register of Shipping Grade 2.
 American Bureau of Shipping Grade 2.
 Det Norske Veritas Grade 2.

TYPICAL ALL WELD METAL MECHANICAL PROPERTIES:

Yield Stress	430 MPa
Tensile Strength	490 MPa
Elongation	29%
CVN Impact Values	80J av @ 0°C

TYPICAL ALL WELD METAL ANALYSIS:
 C: 0.07% Mn: 0.45% Si: 0.30%

Classifications:
 AS/NZS 1553.1: E4112-0.
 AWS/ASME-SFA A5.1: E6013.

Description and Applications:
 GP 6012 is a versatile, user friendly, G.P. electrode, suitable for welding in all positions. GP 6012 has a unique flux coating that offers exceptional welder appeal and makes for easy welding of the most difficult jobs.

Features include:

- ◆ Quick freezing, self releasing slag for exceptional control when welding in the vertical-down and other difficult positions.
- ◆ Excellent slag detachability under high heat build-up conditions.
- ◆ Superb for welding joints with poor fit-up (gaps and misalignment etc).
- ◆ Easy arc starting and stability on low voltage (greater than 45 O.C.V.) AC current welding machines.
- ◆ Medium penetrating arc, useful for welding thin and light gauge steels.
- ◆ Impressive touch welding capabilities.

Due to GP 6012's host of versatile features it is suitable for a wide range of welding applications in the light to medium structural steel industry including:

- ◆ Wrought iron furniture.
- ◆ Mild steel plate, sheet metal and galvanised iron sheet
- ◆ Rolling stock and railway maintenance work.
- ◆ Square or rectangular hollow tube sections (RHS etc).
- ◆ Pipes and low pressure pipelines.
- ◆ Ducting, hoppers and tanks.
- ◆ Plus a wide range of G.P. welding applications such as gates, security grills, barbecues, trolleys, letter boxes, trestles, billy carts, shelved storage units etc.

All positional - welding

圖 7.3 Cigweld 的 GP6012 溫和鋼和鐵粉電極(Cigweld, 2008) [12]

在焊接應用中，我們選擇了 Cigweld 的 GP6012 焊接電極（AWS 編號：E6013）。鑒於其在各種位置焊接的通用性和與橫向角焊縫相容性，這個選擇在結構需求方面被證明是最佳的。該焊接電極表現出 430MPa 的降伏強度（ S_{yt} ）和 490MPa 的抗拉強度（ S_{ut} ），與我們項目的結構需求相匹配。此外，它明確指出適用於輕型到中型結構鋼焊接，包括涉及薄板和中空管截面的應用。

$$\tau = \sqrt{11.59^2 + 10.52^2} = 15.85MPa = \frac{0.3(490MPa)}{n}$$

$$n = 8.08 > 2$$

經過仔細計算，焊接的安全係數被確定為 8.08，超過我們確定的安全係數 2。這確保了焊接的堅固性和安全性，滿足項目的要求。

第八章 SolidWorks 設計成果呈現：理念、演進、與結構解析

8.1 設計理念



圖 8.1 機構前視圖

簡易明瞭的機構設計上可以直接看出來其為雙剪差式機構，我們把命名為 DOUBL-CROSS X。在對應的規格上面，我們將車台的負重設定在 25000 N 如第四章所計算，車台的長度為 5500mm，而靜位移可以達到 2506.65mm 如下圖示意圖所示，而理想情況下的最低車台高度為 385.34mm，以上皆符合最一開始設定的規格條件(表一)。

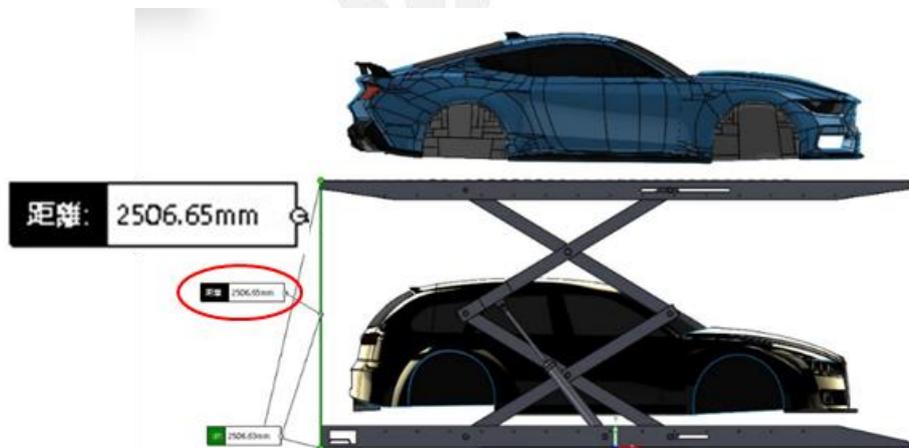


圖 8.2 車台最高上升高度之前視圖

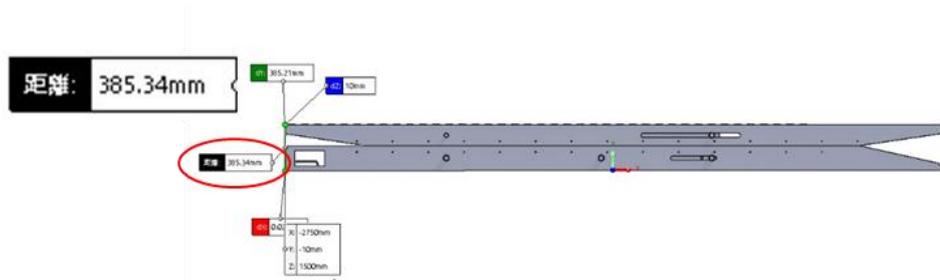


圖 8.3 機構在理想情況下完全降低後的前視圖

8.1.2 使用情境

我們希望此車台能夠簡單的被運用在各種情境當中，不管是在家中的庭院、或狹小的車庫、地下停車場、甚至是平面停車場，使用本裝置能夠將車子自由地停放，因為本折疊式車架可以摺疊，可以輕易的橫向移動特性，讓使用者想擺哪就擺哪，是我們的核心理念。

8.2 拆解機構特徵介紹

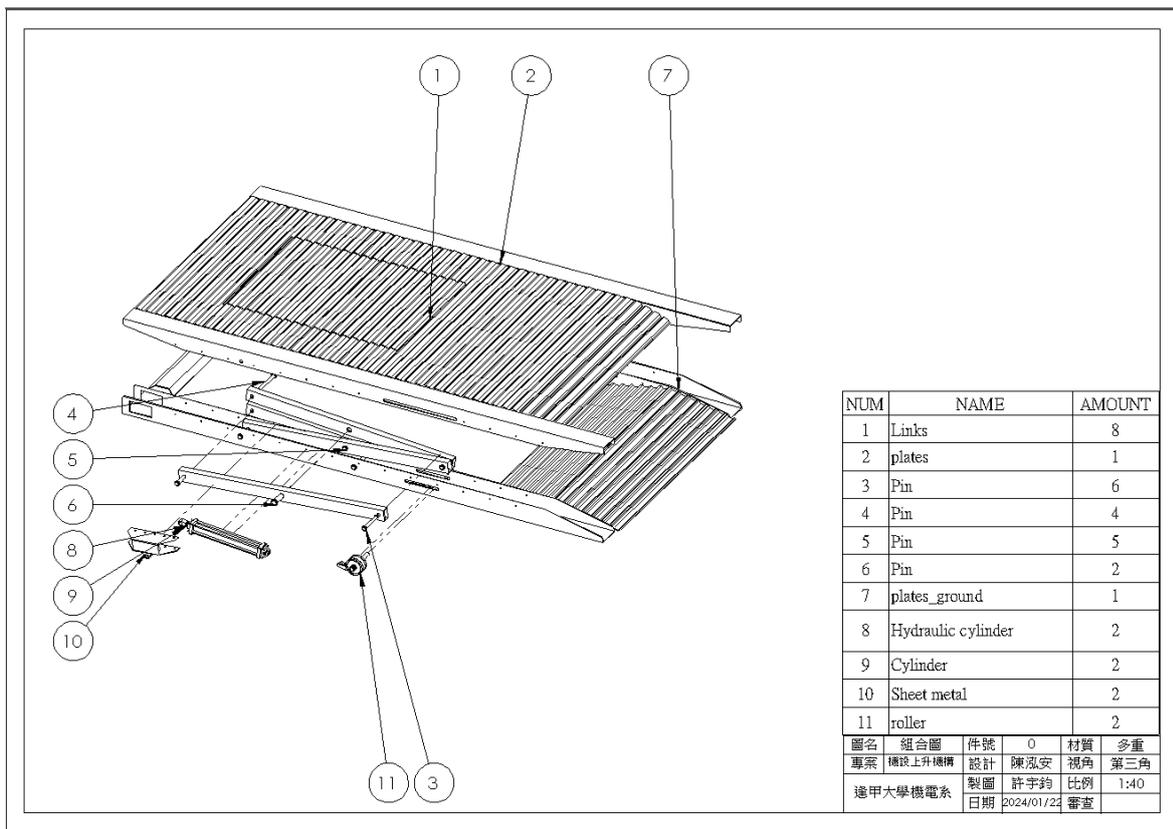


圖 8.4 爆炸圖(於附件上放上完整版)

本機構由總共 35 個的零組件組成，其中在上下層架、連接桿件與 Clevis 的金屬鈹金件、底座的防呆機構加入了設計的巧思，將於本小節一一介紹。

8.2.1 機構特徵-上下層板



圖 8.5 上層板架之內部透視圖



圖 8.6 下層板架之內部透視圖

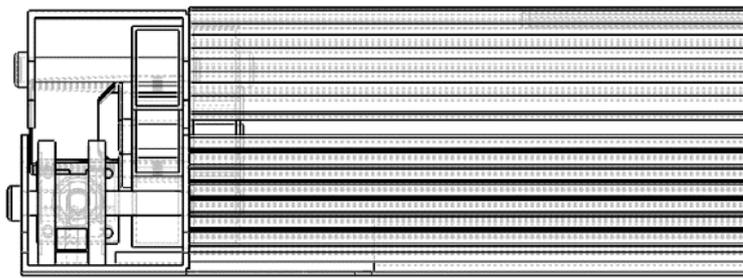


圖 12 整體機械摺疊架構右試圖

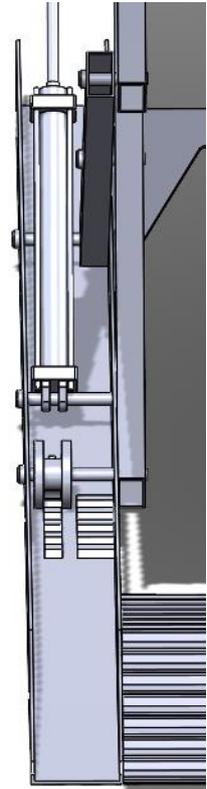


圖 8.8 內部桿件擺放斜角試圖

由於想要最佳化整體使用空間將內部桿件如圖擺放，設計整體結構有效的包含在上下層架所預留的空間，讓結構之間能夠停放第二台車體。而在上下層板間嵌入斜坡，其材料皆為經彎曲的板金，以便解決在最低車台位置時所空出的將近 400mm 的離地高度。最後將上層版的中後段挖空，裝置可活動式的層板框，讓愛好修車的夥伴也能將此機械停車台作為千斤頂來使用。

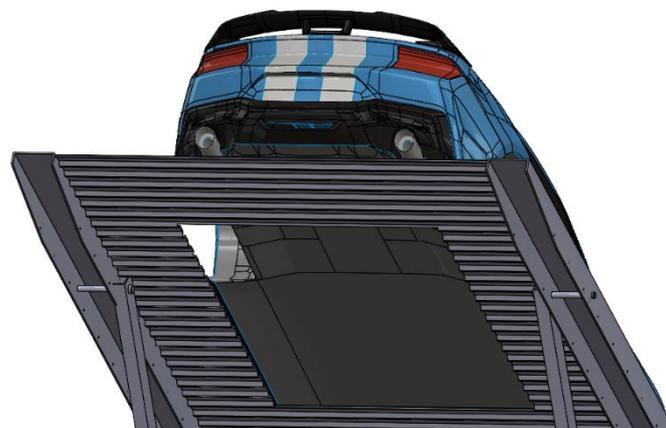


圖 8.9 上層版中後段挖空處

8.2.2 機構特徵- Clevis 板金連結塊

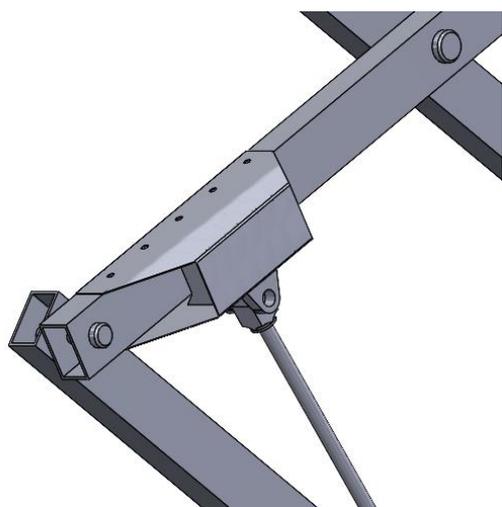


圖 8.10 板金與桿件連接處特寫

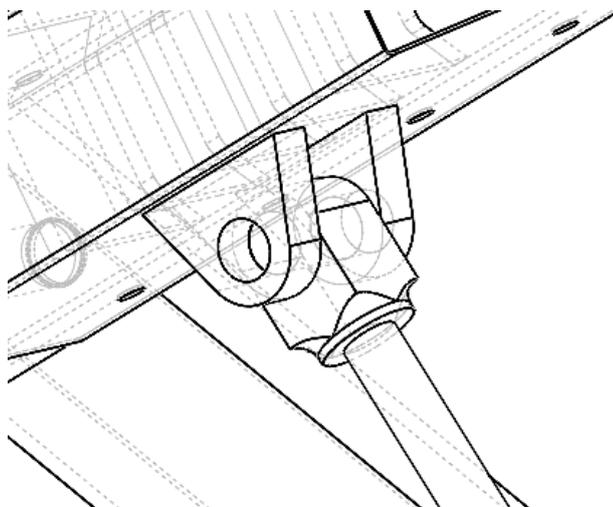


圖 8.11 油壓桿與板金 Clevis 連接處

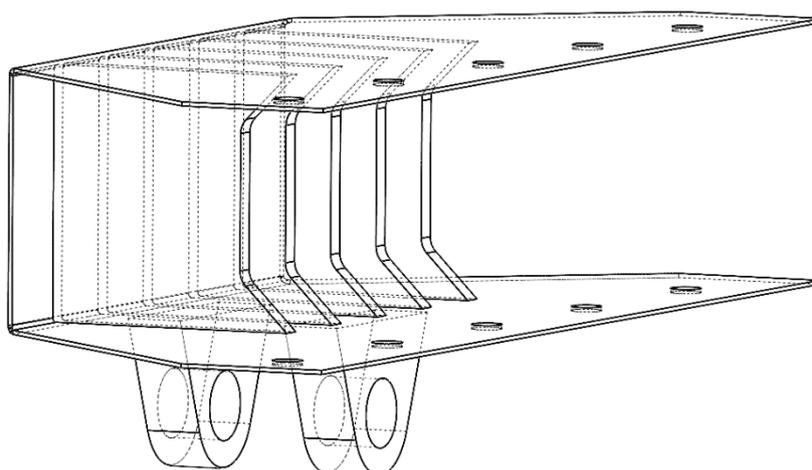


圖 8.12 板金件等角視圖

設計桿件與油壓桿的連結板金塊，能夠有效地將油壓系統向外側移動，減少整體機構碰撞與干涉的機會，並且在板金件內部焊上五支肋以增強其支撐力，減少形變的機會，並且將 Clevis 焊接在板金下面，進行整合。

8.2.3 機構特徵-安全防呆機構

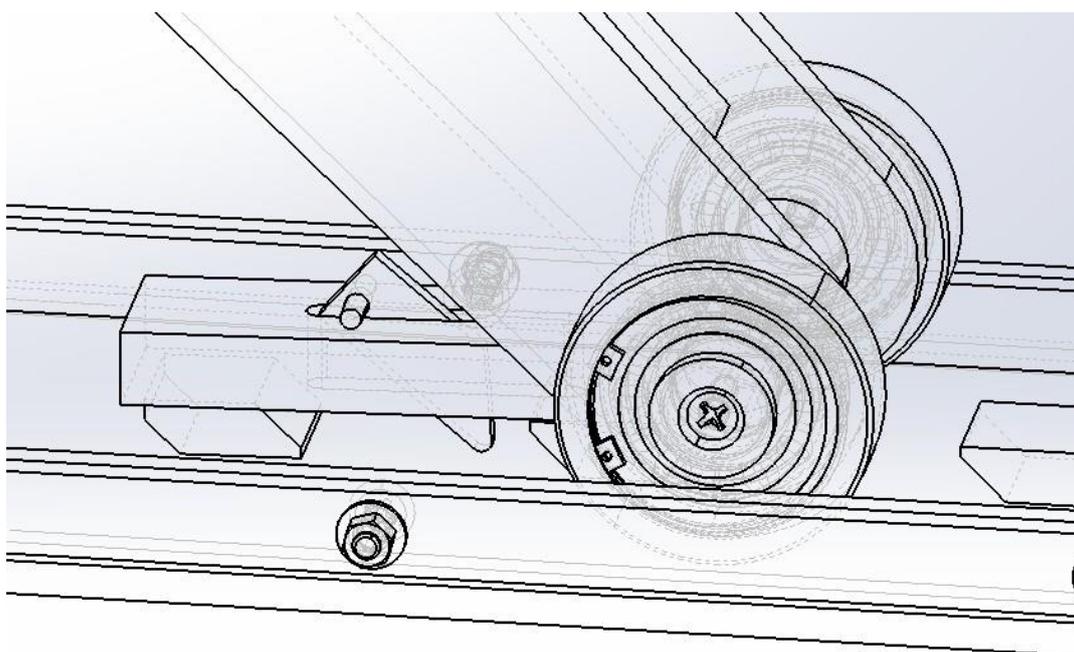


圖 8.13 防呆設計特寫

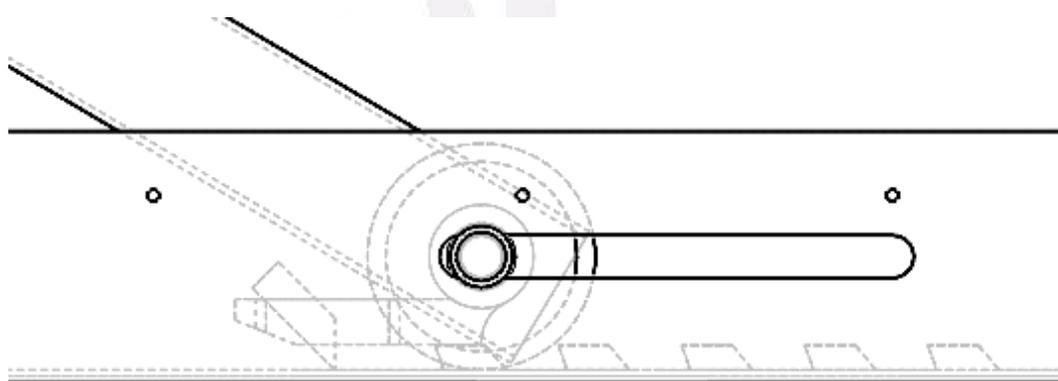


圖 7 防呆設計前視圖

設計將底座的桿件加上滾輪以及類及輪的設計，若整體層架控制系統失控，上層架失速掉下來時，此機構設計能夠作為及時煞車系統，讓損失降到最低。此防呆設計也能允許調整平台到不同高度並牢固地固定在那裡。這個特點提供了適應不同車輛尺寸並滿足不同用戶需求的靈活性。防呆設計有助於提高我們的剪叉式升降停車機構的適應性。

8.3 升降停車機構設計改進

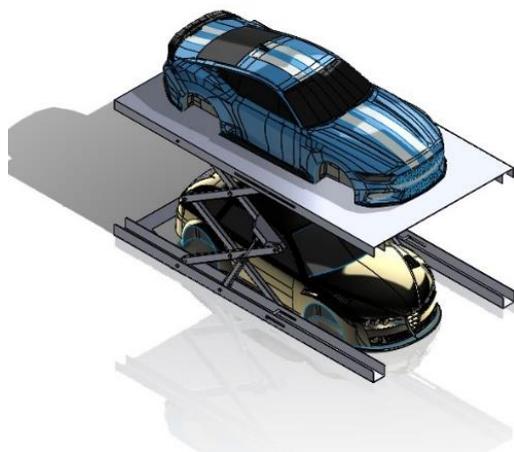


圖 14 初版設計的等角視圖

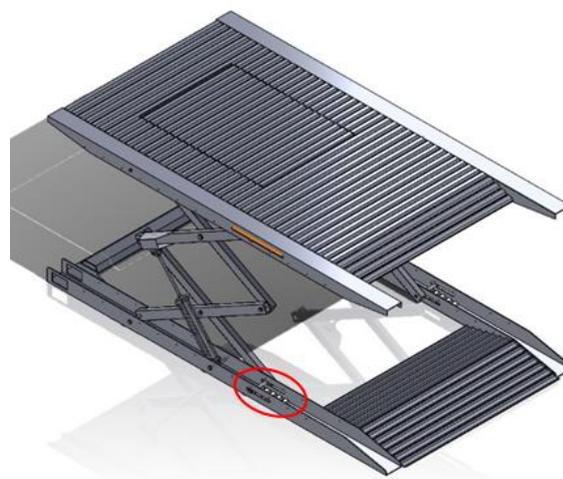


圖 15 改良設計後的等角視圖

從原本簡化的方形平台，經多次修改增加特徵與細節，最終使用 Solidworks 內建的干涉檢察器，做微調與修正，才完成最終的設計。

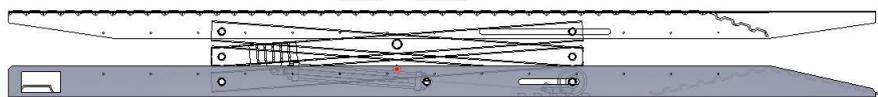


圖 10 最低位置的干涉點前視圖

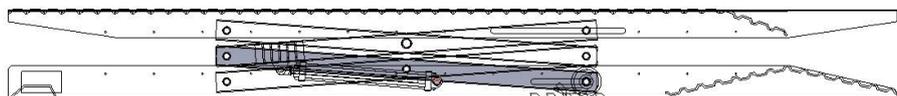


圖 8.17 最低位置的干涉點前視圖

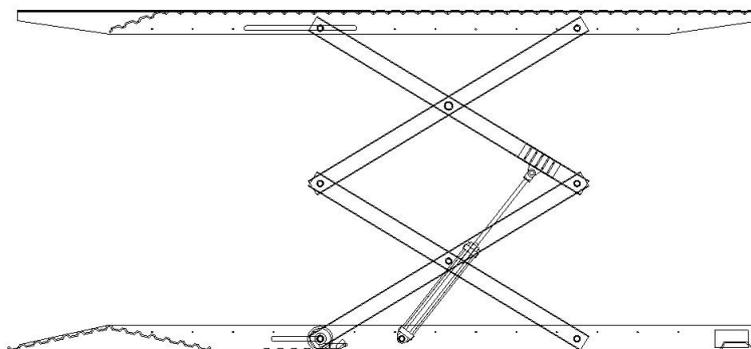


圖 11 整機干涉檢查最高點位無干涉

第九章 最終結論

我們發現 其無法完全降低

9.1 過程中遇到的問題

(一) 剪刀式升降台的負載是靜不定問題

因此，由油壓桿連接的四力桿件會有無法得知力大小的問題，初次計算的過程中，我們翻找國外研究文獻的過程中，並無正確的理解其解法，於是錯把最高點位的施力數值角設為最大。經教授指導，使用 Adams 分析軟體模擬驗證後，才驚覺此問題的嚴重性，確認油壓桿的最大施力角度為最低點位。我們深刻領悟到，清楚理解文獻的重要性，以及如何善用工具驗證理論解的正確性。

(二) 往後遇到相似靜不定問題時的解決順序

首先，依文獻求得理論解並求驗證，再來，計算結構的強度並且選擇相對應需求的材料，最後構型與 CAD 組合圖。

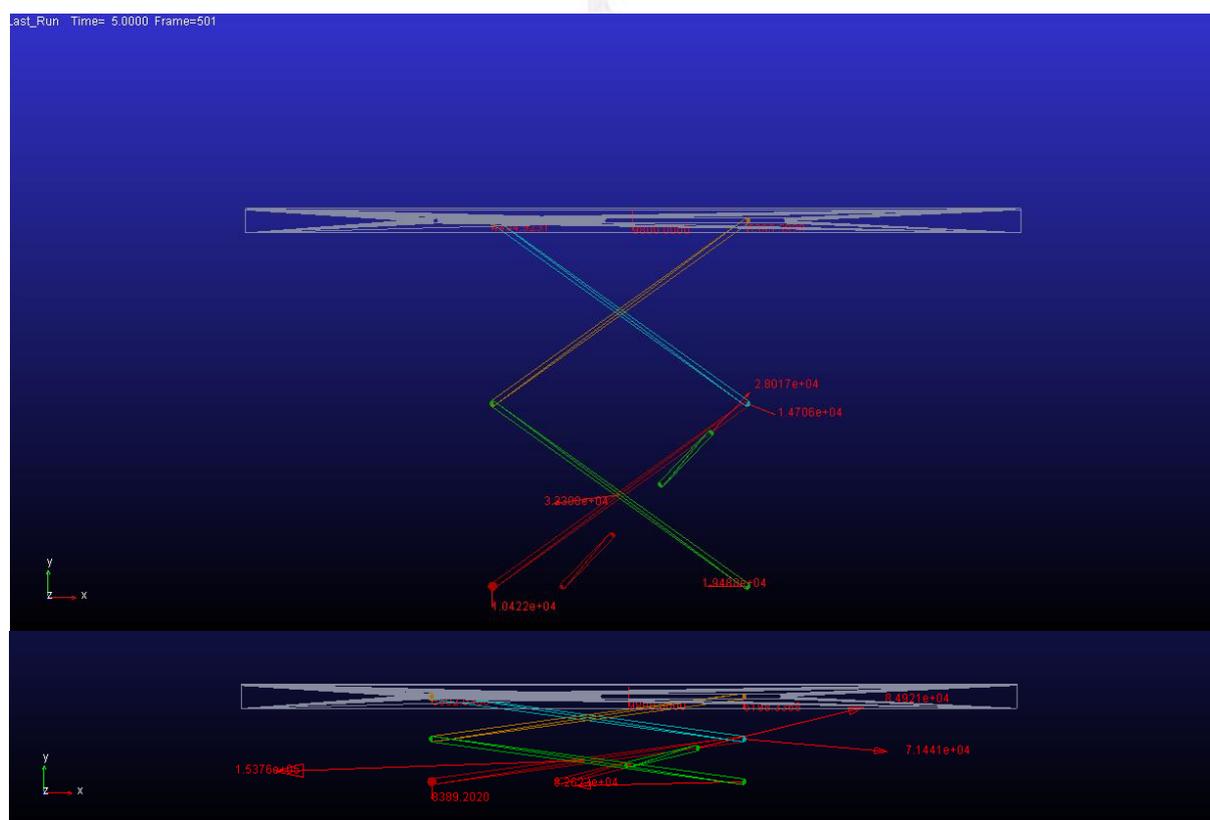


圖 9.1 Adams 力學模擬分析結果[上圖為最高點位，下圖為最低點位]

機械停車位機構設計與結構分析

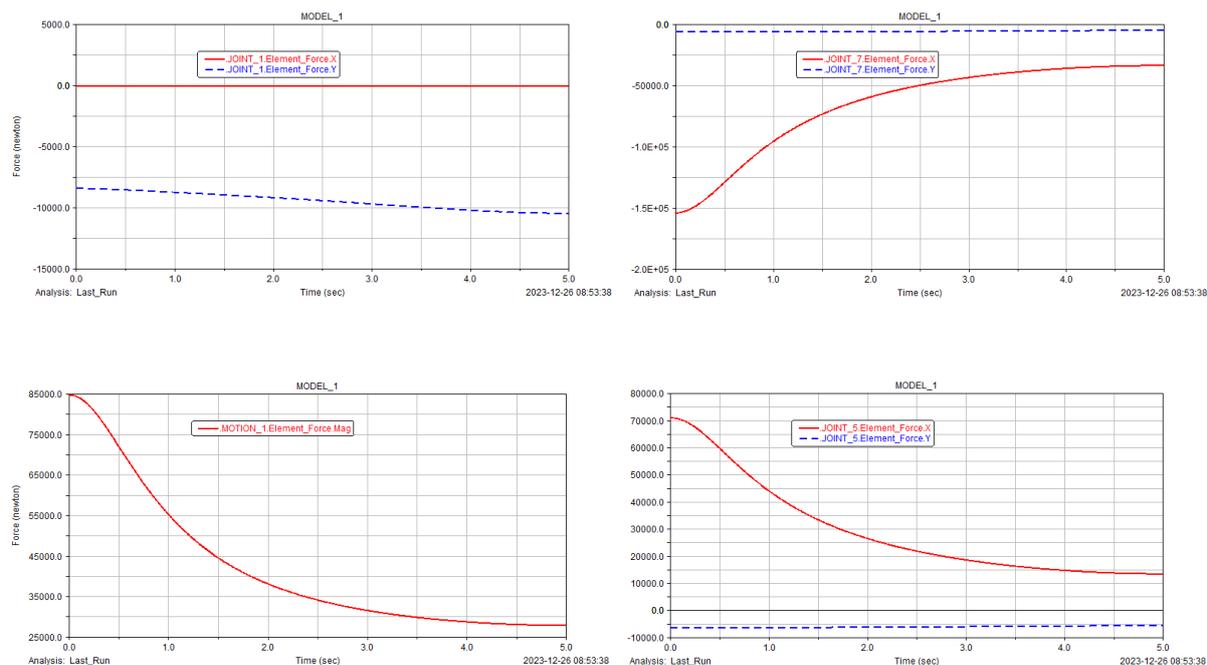


圖 9.2 由圖左上到右下分別是每個接點的施力數值分布

在圖 9.2 中，MOTION_1 所呈現的是油壓桿所需的施力，而在起始最低高度時，應力達到最大值，為 85000N。這顯示了這剪叉式機構還有進一步改進的空間。巨大的應力表明有必要對該機構進行改良。針對改進的部分，我們提出了一些具體的改進方法：

1. 調整油壓施力的接點，可能六分之一處並非最佳受力點。
2. 其他驅動方式，例如使油壓桿與地面平行，使用滑軌推動平台的方式。
3. 將中空口字型的結構鋼替換為工字型，以提高整體結構的穩定性。
4. 將整體結構簡化為單個剪叉式，但需確保使用較長的桿件，以確保車台達到至少 2m 的淨高高度。
5. 增加輔助結構以解決目前使用的銷所導致的左右搖晃問題。可以考慮添加一些額外的支撐結構以提高整體結構的穩定性。

這些方案主要是是綜合改進剪叉式機構的性能，包括減少油壓桿的應力、提高整體穩定性以及解決機構搖晃的問題。進一步的實驗和模擬分析將有助於驗證這些改進方法的有效性，並為最終設計提供更堅實的基礎。

參考文獻 Reference

- [1] Beer, F. P. (2007). *Vector Mechanics for Engineers: Static & Dynamics*. New York, USA: McGraw-Hill.
- [2] Thorat, S. A. (2017). *Design and Construction of Hydraulic Lift*.
- [3] Spackman, H. (1989). *Mathematical Analysis of Scissor Lifts*. NAVAL OCEAN SYSTEMS CENTER SAN DIEGO CA.
- [4] Anh-Tuan Dang, T. T. (2023). *Investigation on the Design of Double-Stage Scissor Lifts Base on Parametric Dimension Technique*.
- [5] FengYuan Wang, Y. L. (2017). *Mechanical Parking System*. Karlskrona Sweden: Department of Mechanical Engineering Blekinge Institute of Technology.
- [6] Zhang Wei, W. X. (2011). *Strength Optimization Design of Box-shape Arms of a Scissor Lift Mechanism with Single Hydraulic Cylinder*. Tianjin, China: Airport College and Aeronautical Automation College, Civil Aviation University of China.
- [7] ASHUN FLUID POWER CO., LTD. (n.d.). *E-catalog* . Retrieved December 5, 2023, from <https://www.ashun.com/e-catalog/index.html>
- [8] Pacific Pipe Co.,Ltd. (n.d.). Retrieved December 6, 2023, from [https://www.pacificpipe.co.th/files/Catalog_Pacific-JIS%20G3466\(1\).pdf](https://www.pacificpipe.co.th/files/Catalog_Pacific-JIS%20G3466(1).pdf)
- [9] ToolBox, T. E. (n.d.). *Factors of Safety - FOS*. Retrieved December 7, 2023, from https://www.engineeringtoolbox.com/factors-safety-fos-d_1624.html
- [10] MITCalc. (n.d.). Pinned couplings. Retrieved December 7, 2023, from <https://www.mitcalc.com/doc/pins/help/en/pins.html>
- [11] Abbott, Richard. (2016). *Analysis and Design of Composite and Metallic Flight Vehicle Structures* 1st Edition.
- [12] Cigweld. (2008). *Welding Consumables Pocket Guide*. Preston, Victoria Australia.