

國立成功大學產學合作計畫
連翔工業股份有限公司

螺帽成型節能技術之機構設計與分析
Design and Analysis of Nut Forming Mechanisms toward
Energy-Saving

計畫時程：113 年 03 月 01 日至 113 年 11 月 30 日

期末成果報告

執行單位：機械工程學系

主 持 人：歐峯銘

參與學生：顏澹寧

中 華 民 國 1 1 3 年 1 1 月 2 8 日

目錄

第一章 前言.....	2
第二章 現有設計.....	3
2.1 現有設計資訊.....	3
2.2 運動分析.....	3
2.3 動力分析.....	6
第三章 構型合成.....	8
3.1 運動鏈構型合成.....	8
3.2 可行構型選定.....	9
3.3 設計考量與尺寸合成.....	10
3.4 動力分析假設條件.....	13
第四章 運動分析.....	15
4.1 Type 1 運動分析模型.....	15
4.2 Type 2 運動分析模型.....	16
4.3 設計考量 A 之運動分析.....	17
4.4 設計考量 B 之運動分析.....	20
第五章 動力分析.....	24
5.1 Type 1 動力分析模型.....	24
5.2 Type 2 動力分析模型.....	26
5.3 設計考量 A 之動力分析.....	27
5.4 設計考量 B 之動力分析.....	30
第六章 結論與建議.....	33
誌謝.....	33
參考文獻.....	33

第一章 前言

隨著機械製造業的進步與自動化技術水準的提升，金屬成型工藝在現代製造中扮演關鍵角色，其中螺帽零件在如汽車、電子等各產業的應用非常普遍與廣泛，因此螺帽成型機的設計與性能優化一直是提升效率與品質的重要課題；此外，近年來全球對於永續議題的關注更甚以往，致使如何降低工作機械不必要的能源消耗，也是設計過程中的重要考量因素之一。

傳統機械沖壓機械較常使用是單自由度的連桿機構，最基本構型為四連桿之曲柄滑塊機構，其在輸入軸會配置飛輪，飛輪在空行程期間累積能量，在成型過程中釋放儲存的能量，並藉此降低馬達的速度波動。關於沖壓機構設計的相關研究，文獻[1]提出兩型八連桿機構應用於沖床之設計，並與其它不同連桿設計進行機械利益分析比較，展示其八連桿設計具有較佳表現；文獻[2]進一步將八連桿機構透過滾子與滑槽的設計，讓輸入桿的長度可隨不同需求進行調整；文獻[3]則是以機械利益為設計目標，提出六桿 Stephenson 機構構型的設計。另外，為能提升成型工作彈性與效能，亦有不少研究著重於利用伺服驅動技術，搭配不同的多自由度機構，提供沖壓的靈活性與滿足不同需求，文獻[4-8]主要採用兩個自由度的不同接頭配置之七連桿機構，利用一個定速與一個變速的混合驅動控制方式，探討不同機構之最佳沖壓性能相關設計研究；文獻[9,10]則是針對九連桿機構進行沖壓應用分析研究；除了連桿機構外，更有結合應用凸輪機構[11]、行星輪系[12]、並聯與螺桿傳動[13]等不同類型伺服機構的設計被提出。儘管不少研究試圖通過引入複雜機構或進階伺服控制技術來改善沖壓機構的性能；然而，這些方法雖然可以增強沖壓過程的靈活性和控制精度，但也帶來了設計、製造和維護上的複雜性與高成本，昂貴的伺服控制系統和複雜的機構設計也致使相關技術較難以普及化；此外，過度複雜的機構也可能增加設備的故障風險和維護需求，進而影響到生產連續性及穩定性。因此，對於成本和效率要求較高的國內中小型企業而言，如何在保持設備結構簡單且低成本的前提下進行設計改良，成為本研究的主要動機。

為此，本計畫旨在基於現有螺帽成型四連桿曲柄滑塊機構的設計，考量整體空間與最少變更之限制條件，運用機構學理基礎[15]，嘗試額外增加桿件將其改為六連桿機構，透過運動與受力分析模型的建立，探討六連桿機構的性能表現，期能以此改良方法提供業者做為後續優化與設計改善之參考。報告內容架構安排如下，前兩章介紹研究背景與現有設計，接著，第三章以六桿運動鏈為基礎，合成並決定改良構型與訂定尺寸，第四章與第五章分別推導其運動分析與動力分析模型，並比較探討四連桿與六連桿分析結果，第六章則為結論與建議。

第二章 現有設計

2.1 現有設計資訊

圖 2-1 所示與表 2-1 所列為現有四連桿曲柄滑塊機構設計與參數定義，根據廠商之產品型錄[14]與提供資訊可知：馬達輸入驅動為定轉速 70 rpm (順時針)、曲柄長度 R_2 為 100 mm 、以及連接桿(沖擊連桿)長度 R_3 為 640 mm ，換算滑塊之全行程為 200 mm ；再者，沖壓起始點位於曲柄輸入桿角度 $\theta_2 = 45^\circ$ 之位置，換算滑塊距離曲柄固定樞紐為 706.792 mm ，沖壓結束點為肘節位置(輸入桿角度 $\theta_2 = 0^\circ$)，即沖壓行程為 $740 \text{ mm} - 706.792 \text{ mm} = 33.208 \text{ mm}$ 。

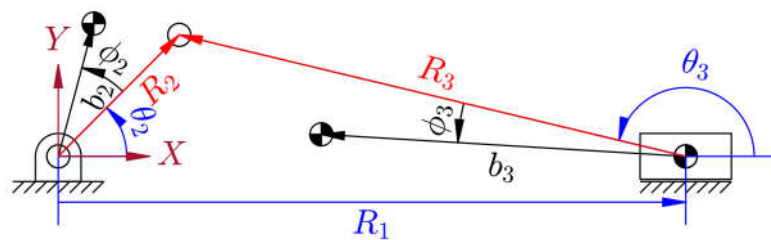


圖 2-1 現有設計曲柄滑塊機構參數定義

表 2-1 現有設計曲柄滑塊機構參數

	質量 m (kg)	轉動慣量 I ($\text{kg} \cdot \text{mm}^2$)	質心長度 b (mm)	質心方位角 ϕ ($^\circ$)
桿 2	33	98531	25.551	0
桿 3	123	4197826	305.496	0
桿 4	358	6616724	0	0

2.2 運動分析

根據圖 2-1 可列出如式(2-1)之向量迴路方程式：

$$\vec{R}_1 + \vec{R}_3 - \vec{R}_2 = 0 \quad (2-1)$$

將式(2-1)寫出水平方向及垂直方向的分量，得到位置方程式(2-2)，再將式(2-2)對時間進行一次與二次微分，分別可得到速度方程式(2-3)與加速度方程式(2-4)。

$$\begin{cases} R_1 + R_3 \cos \theta_3 - R_2 \cos \theta_2 = 0 \\ R_3 \sin \theta_3 - R_2 \sin \theta_2 = 0 \end{cases} \quad (2-2)$$

$$\begin{cases} \dot{R}_1 - R_3 \dot{\theta}_3 \sin \theta_3 + R_2 \dot{\theta}_2 \sin \theta_2 = 0 \\ R_3 \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 - R_2 \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 = 0 \end{cases} \quad (2-3)$$

$$\begin{cases} \ddot{R}_1 + R_2(\dot{\theta}_2^2 \cos\theta_2 + \ddot{\theta}_2 \sin\theta_2) - R_3(\dot{\theta}_3^2 \cos\theta_3 + \ddot{\theta}_3 \sin\theta_3) = 0 \\ R_2(\dot{\theta}_2^2 \sin\theta_2 - \ddot{\theta}_2 \cos\theta_2) - R_3(\dot{\theta}_3^2 \sin\theta_3 - \ddot{\theta}_3 \cos\theta_3) = 0 \end{cases} \quad (2-4)$$

將已知參數代入式(2-2)至式(2-4)，便可解得現有設計輸入桿旋轉一週期之滑塊位置、速度、加速度曲線，如圖 2-2 至圖 2-4 所示，其中灰色區域為實際有效沖壓區段。

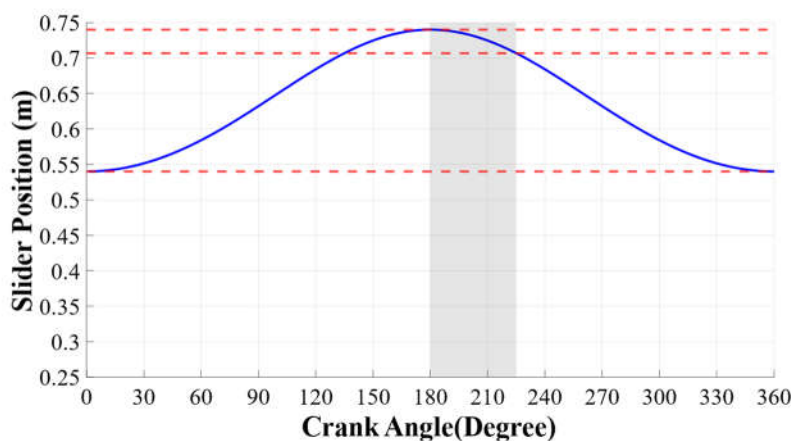


圖 2-2 現有設計滑塊位置曲線

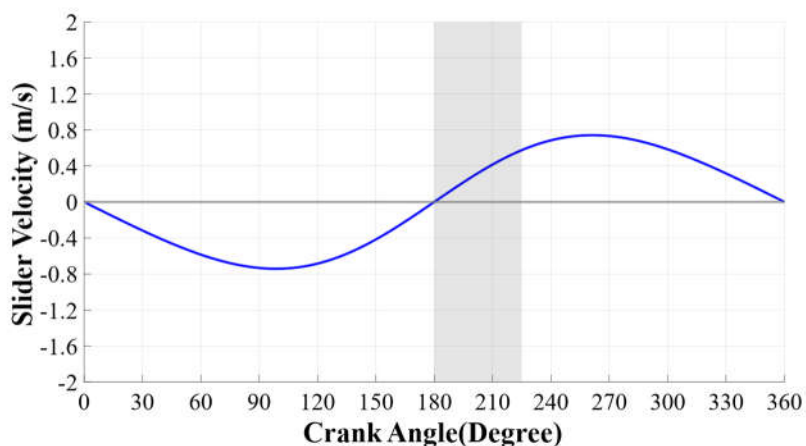


圖 2-3 現有設計滑塊速度曲線

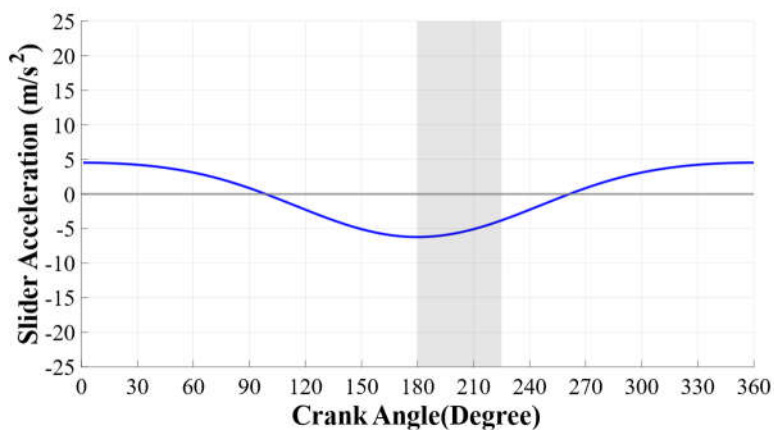


圖 2-4 現有設計滑塊加速度曲線

根據文獻[1]，機械利益 MA (Mechanical Advantage)可由式(2-5)求得，其中 $dR_1 / d\theta_2$ 為滑塊之運動係數(滑塊位置對輸入角度之微分)，可透過向量迴路方程式(2-1)推導求得。圖 2-5 所示為在實際沖壓過程中，現有設計之機械利益分析結果，因肘節(極限)位置之 MA 為無限大，圖中設定 100 為上限進行繪圖。

$$MA = \frac{1}{dR_1 / d\theta_2} \quad (2-5)$$

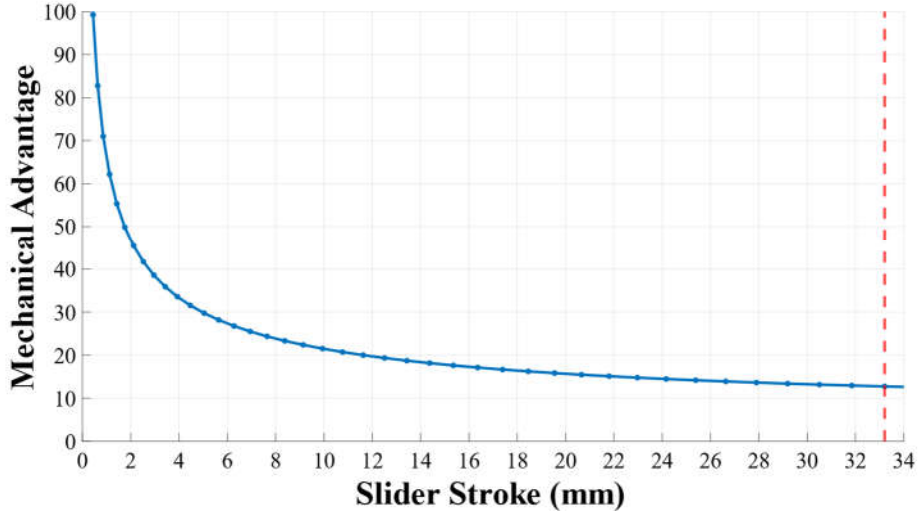


圖 2-5 現有設計機械利益曲線

在進行後續動力分析之前，需要先解得各桿件質心加速度，假設曲柄固定樞紐為描述質心位置坐標系之原點，根據圖 2-1 可列出各桿件質心位置之方程式(2-6)，並將式(2-6)對時間微分兩次後得到質心加速度方程式(2-7)。

$$\begin{cases} r_{G2x} = b_2 \cos(\phi_2 + \theta_2) \\ r_{G2y} = b_2 \sin(\phi_2 + \theta_2) \\ r_{G3x} = R_2 \cos\theta_2 - R_3 \cos\theta_3 + b_3 \cos(\phi_3 + \theta_3) \\ r_{G3y} = R_2 \sin\theta_2 - R_3 \sin\theta_3 + b_3 \sin(\phi_3 + \theta_3) \\ r_{G4x} = R_2 \cos\theta_2 - R_3 \cos\theta_3 + b_4 \cos(\phi_4 + \theta_4) \\ r_{G4y} = R_2 \sin\theta_2 - R_3 \sin\theta_3 + b_4 \sin(\phi_4 + \theta_4) \end{cases} \quad (2-6)$$

$$\begin{cases} a_{G2x} = -b_2(\ddot{\theta}_2 \sin(\phi_2 + \theta_2) + \dot{\theta}_2^2 \cos(\phi_2 + \theta_2)) \\ a_{G2y} = b_2(\ddot{\theta}_2 \cos(\phi_2 + \theta_2) - \dot{\theta}_2^2 \sin(\phi_2 + \theta_2)) \\ a_{G3x} = R_3(\ddot{\theta}_3 \cos\theta_3 + \ddot{\theta}_3 \sin\theta_3) - R_2(\ddot{\theta}_2 \cos\theta_2 + \ddot{\theta}_2 \sin\theta_2) - b_3(\ddot{\theta}_3 \sin(\phi_3 + \theta_3) + \dot{\theta}_3^2 \cos(\phi_3 + \theta_3)) \\ a_{G3y} = b_3(\ddot{\theta}_3 \cos(\phi_3 + \theta_3) - \dot{\theta}_3^2 \sin(\phi_3 + \theta_3)) - R_2(\ddot{\theta}_2 \sin\theta_2 - \ddot{\theta}_2 \cos\theta_2) + R_3(\ddot{\theta}_3 \sin\theta_3 - \dot{\theta}_3^2 \cos\theta_3) \\ a_{G4x} = R_3(\ddot{\theta}_3 \cos\theta_3 + \ddot{\theta}_3 \sin\theta_3) - R_2(\ddot{\theta}_2 \cos\theta_2 + \ddot{\theta}_2 \sin\theta_2) - b_4(\ddot{\theta}_4 \sin(\phi_4 + \theta_4) + \dot{\theta}_4^2 \cos(\phi_4 + \theta_4)) \\ a_{G4y} = b_4(\ddot{\theta}_4 \cos(\phi_4 + \theta_4) - \dot{\theta}_4^2 \sin(\phi_4 + \theta_4)) - R_2(\ddot{\theta}_2 \sin\theta_2 - \ddot{\theta}_2 \cos\theta_2) + R_3(\ddot{\theta}_3 \sin\theta_3 - \dot{\theta}_3^2 \cos\theta_3) \end{cases} \quad (2-7)$$

由上述運動分析結果可知，透過機構桿件尺寸資訊，即可評估該機構的位置、速度、加速度、以及機械利益表現，有利於設計初期之基礎評估。確認運動分析結果後，考量並設計桿件幾何、質量、慣量等特性，便可進一步進行動力分析，計算該機構的驅動力矩、搖撼力、搖撼力矩、以及各接頭受力，此部分涉及馬達選用與動態性能匹配，在細部設計階段需特別關注，因本計畫以六桿機構設計可行性評估為主，對於新增桿件之特性參數會以概估方式決定，動力分析將著重於與現有設計之差異和趨勢比較，計算之絕對數值較不具參考價值。

2.3 動力分析

針對現有設計各桿件繪製受力自由體圖，如圖 2-6 所示，可進一步列出並聯立所有桿件的力平衡方程式(2-8)，其中 M_{12} 為馬達驅動機構所需的驅動力矩。 F_{Press} 為負載對滑塊的沖壓作用力，在此假設為 20 N，並忽略滑塊摩擦力 F_{14x} 。 L 為扭矩平衡式中，各力相對於桿件旋轉中心之力臂長，如式(2-9)所列。

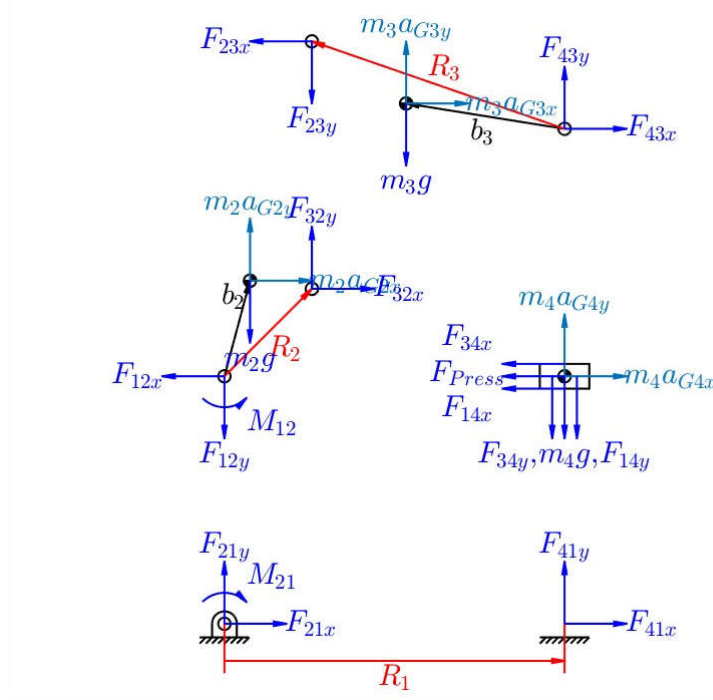


圖 2-6 現有設計之受力自由體圖

$$\begin{cases}
F_{32x} - F_{12x} = m_2 a_{G2x} \\
F_{32y} - F_{12y} - m_2 g = m_2 a_{G2y} \\
M_{12} + F_{32x} L_{3,5} + F_{32y} L_{3,6} - b_2 m_2 g \cos(\phi_2 + \theta_2) = \ddot{\theta}_2 (m_2 b_2^2 + I_2) \\
F_{43x} - F_{23x} = m_3 a_{G3x} \\
F_{43y} - F_{23y} - m_3 g = m_3 a_{G3y} \\
F_{23x} L_{6,5} + F_{23y} L_{6,6} + F_{43x} L_{6,7} + F_{43y} L_{6,8} = I_3 \ddot{\theta}_3 \\
-F_{14x} - F_{34x} - F_{Press} = m_4 a_{G4x} \\
-F_{14y} - F_{34y} - m_4 g = m_4 a_{G4y} \\
F_{Press} = 20 \\
F_{14x} = 0
\end{cases} \quad (2-8)$$

$$\begin{cases}
L_{3,5} = -R_2 \sin \theta_2 \\
L_{3,6} = R_2 \cos \theta_2 \\
L_{6,5} = R_3 \sin \theta_3 - b_3 \sin(\phi_3 + \theta_3) \\
L_{6,6} = -R_3 \cos \theta_3 + b_3 \cos(\phi_3 + \theta_3) \\
L_{6,7} = b_3 \sin(\phi_3 + \theta_3) \\
L_{6,8} = -b_3 \cos(\phi_3 + \theta_3)
\end{cases} \quad (2-9)$$

將式(2-8)轉換為矩陣型式後，如式(2-10)，代入已知參數即可求解所有接頭之受力情況，其中矩陣[A]為式(2-8)中各力之係數矩陣，矩陣[B]則為式(2-8)等式右側之已知項矩陣。

$$[A] \begin{pmatrix} F_{12x} & F_{12y} & F_{14x} & F_{14y} & F_{23x} & F_{23y} & F_{34x} & F_{34y} & F_{Press} & M_{12} \end{pmatrix}^T = [B] \quad (2-10)$$

接著計算固定桿所受的搖撼力及搖撼力矩，首先以式(2-11)求得固定桿在水平方向及垂直方向的受力 $F_{Shaking,x}$ 與 $F_{Shaking,y}$ 、以及搖撼力矩 $M_{Shaking}$ 。

$$\begin{cases}
F_{21x} + F_{41x} + F_{Press} = F_{Shaking,x} \\
F_{21y} + F_{41y} = F_{Shaking,y} \\
F_{41y} R_1 - M_{21} = M_{Shaking}
\end{cases} \quad (2-11)$$

最後根據式(2-12)，計算 $F_{Shaking,x}$ 與 $F_{Shaking,y}$ 兩力的合力大小，求得固定桿所受之搖撼力。

$$\sqrt{F_{Shaking,x}^2 + F_{Shaking,y}^2} = F_{Shaking} \quad (2-12)$$

現有設計動力分析結果將於第五章呈現，與六連桿分析結果進行比較分析。

第三章 構型合成

3.1 運動鏈構型合成

為了合成單自由度的六連桿機構，在限制桿件接頭類型為低對(自由度為 1)的情況下，改良構型必需為六連桿七接頭機構。本節將根據六連桿七接頭的運動鏈圖，合成出六個初步構型，接著根據運動特性及設計需求，選出兩個可行構型。

圖 3-1 與圖 3-2 為六連桿七接頭機構的一般化鏈圖，稱為 Watt 鏈及 Stephenson 鏈，將兩個運動鏈一個三接頭桿退化為帶有複接頭的二接頭桿後，可得到相同的特殊化鏈，如圖 3-3 所示。

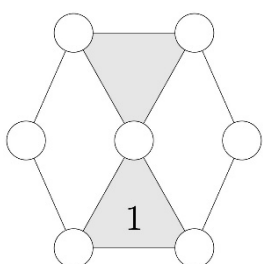


圖 3-1 Watt 鏈

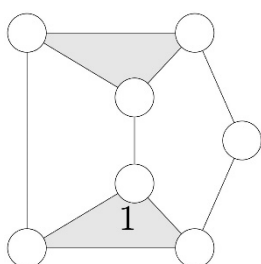


圖 3-2 Stephenson 鏈

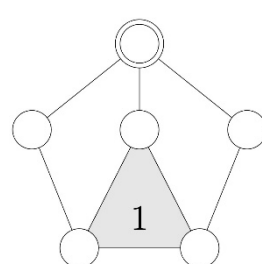


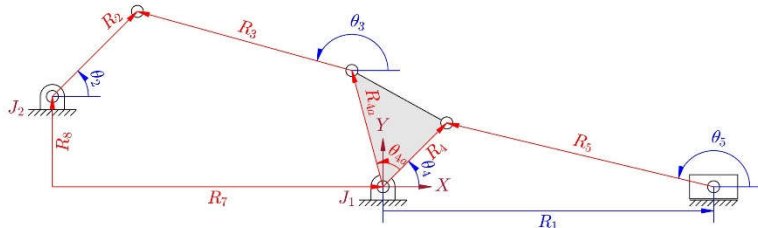
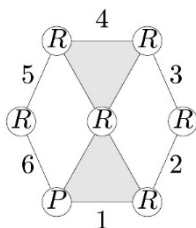
圖 3-3 複接頭運動鏈

將圖 3-3 運動鏈進行接頭配置與具體化後，可得到 Type 1 及 Type 2 構型；同樣地，圖 3-1 運動鏈之具體化可得到 Type 3 及 Type 4 構型，圖 3-2 具體化則得到 Type 5 及 Type 6 構型，共六種構型，如表 3-1 所列。

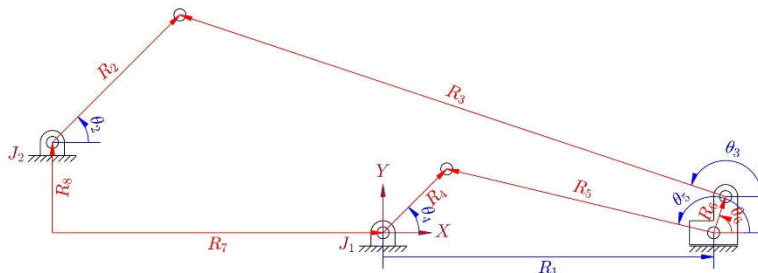
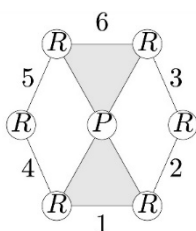
表 3-1 初步構型

構型代號	特殊化鏈	機構簡圖
Type 1		
Type 2		

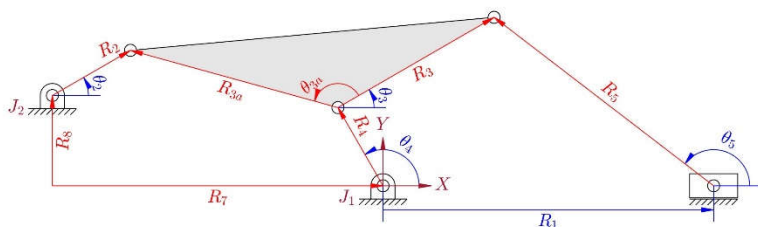
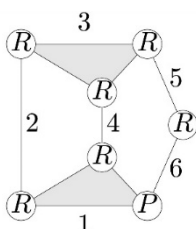
Type 3



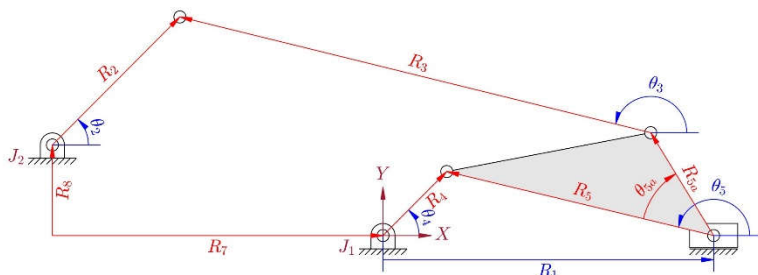
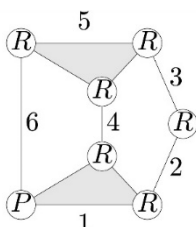
Type 4



Type 5



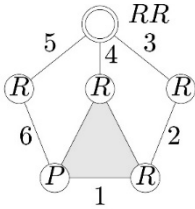
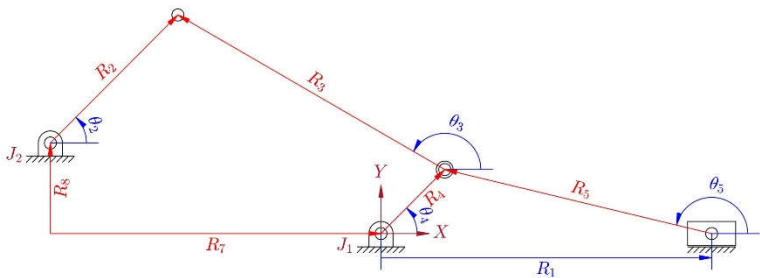
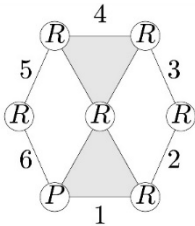
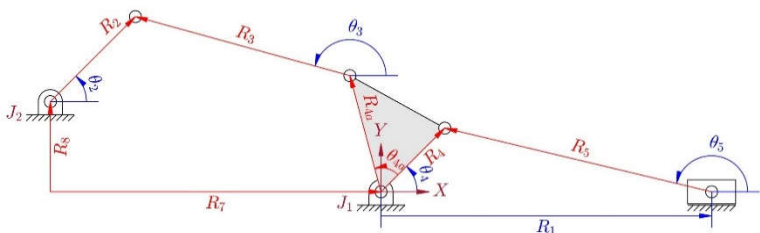
Type 6



3.2 可行構型選定

根據表 3-1 之六種初步構型，需進一步探討其合理性與可行性。從各構型簡圖可發現，Type 2 與 Type 4 無論選擇旋轉接頭 J_1 或是 J_2 作為輸入源，其運動特性皆與現有四連桿相似，無法展現六連桿運動特性，故排除 Type 2 及 Type 4 構型；為維持現有設計之二接頭連接桿件，Type 6 構型之三接頭連接桿亦將之排除；再者，由於 Type 5 之固定桿與桿 3、桿 4、桿 5、滑塊所形成之機構為五連桿機構，不易形成肘節效應之條件，故排除 Type 5 構型。因此，最終選定之構型與更新後之構型代號如表 3-2 所示。

表 3-2 可行構型

構型代號	構型代號	構型代號
Type 1		
Type 2		

3.3 設計考量與尺寸合成

由於現有設計滑塊全行程為 200 mm ，本節將考量是否維持現有全行程的條件下，分為設計考量 A 與設計考量 B 兩種情境，進行可行構型之尺寸合成，以下分別敘述之。

保留現有設計之尺寸 100 mm 與 640 mm 、以及兩桿件鄰接關係，設計考量 A 之條件為：

- 滑塊沖壓起始位置為 $R_1 = 706.792\text{ mm}$ 。(同現有設計)
- 滑塊沖壓結束位置為 $R_1 = 740\text{ mm}$ ，且機構在沖壓結束位置具有雙肘節效應。
- 定義 Type 1 之傳力角為 R_3 與 R_4 之夾角，Type 2 之傳力角為 R_3 與 R_{4a} 之夾角，如圖 3-4 與圖 3-5 所示。當滑塊在沖壓結束位置時，Type 1 及 Type 2 之傳力角皆為 75° 。

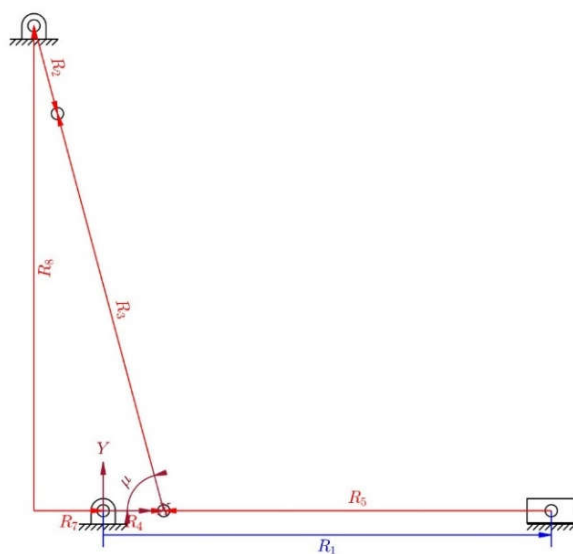


圖 3-4 Type 1 之肘節位置示意圖

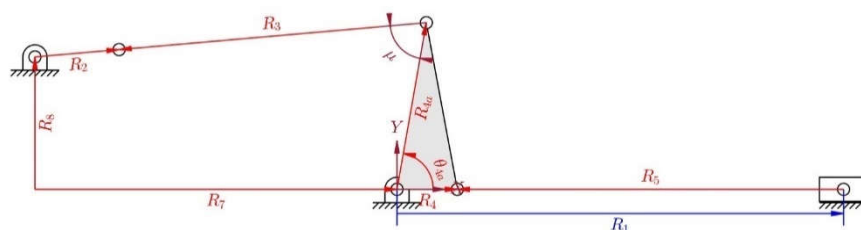


圖 3-5 Type 2 之肘節位置示意圖

根據設計考量 A 的假設，合成出 Type 1A 及 Type 2A 之尺寸，如表 3-3 所列。Type 1A 及 Type 2A 按照尺寸比例繪製的機構簡圖，則如圖 3-6 與圖 3-7 所示。

表 3-3 設計考量 A 尺寸

	單位	Type 1A	Type 2A
R_2	mm	50	140
R_3	mm	778.2209	511.099
R_4	mm	100	100
R_{4a}	mm	-	280
θ_{4a}	°	-	80
R_5	mm	640	640
R_7	mm	114.359	600
R_8	mm	800	219

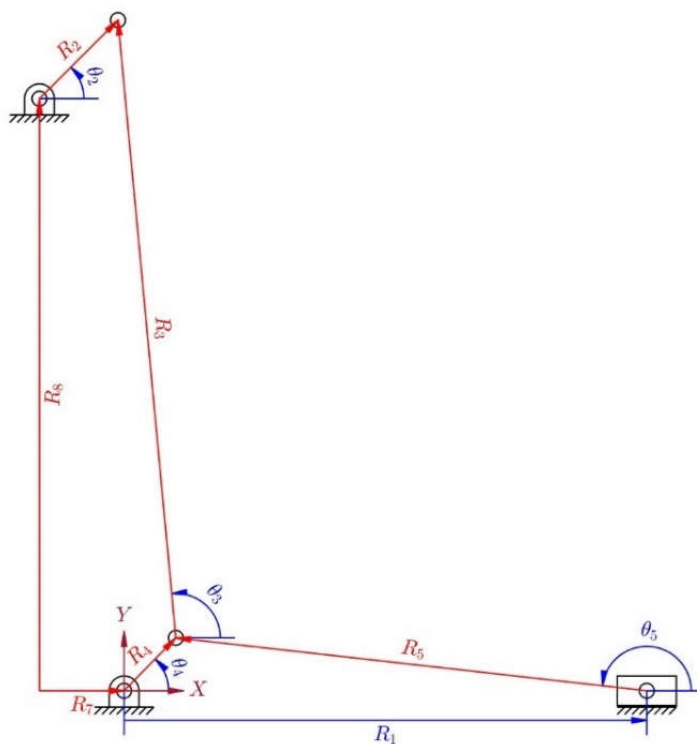


圖 3-6 Type 1A 尺寸比例之機構簡圖

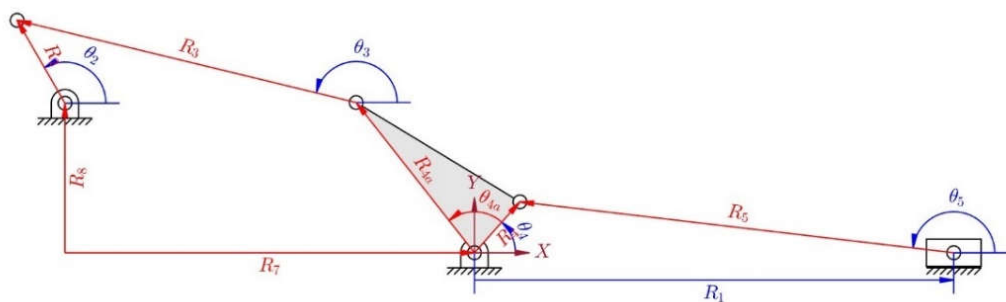


圖 3-7 Type 2A 尺寸比例之機構簡圖

同樣以保留現有設計之尺寸 100mm 與 640mm 、以及兩桿件鄰接關係，設計考量 B 之目標為與現有設計相同之滑塊全行程 200 mm ，假設條件為：

- 滑塊沖壓起始位置為 $R_1 = 706.792\text{mm}$ 。
- 滑塊沖壓結束位置為 $R_1 = 740\text{mm}$ ，且機構在沖壓結束位置具有單肘節效應。
- 滑塊左極限位置為 $R_1 = 540\text{mm}$ 。

根據設計考量 B 的假設，合成出 Type 1B 及 Type 2B 之尺寸，如表 3-4 所列。Type 1B 及 Type 2B 按照尺寸比例繪製的機構簡圖，則如圖 3-8 與圖 3-9 所示。

表 3-4 設計考量 B 尺寸表

	單位	Type 1B	Type 2B
R_2	mm	170	540
R_3	mm	170	270
R_4	mm	100	100
R_{4a}	mm	-	530
θ_{4a}	$^{\circ}$	-	108.709
R_5	mm	640	640
R_7	mm	70	210
R_8	mm	-20	-40

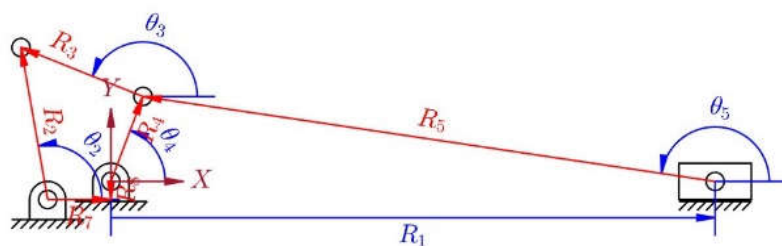


圖 3-8 Type 1B 尺寸比例之機構簡圖

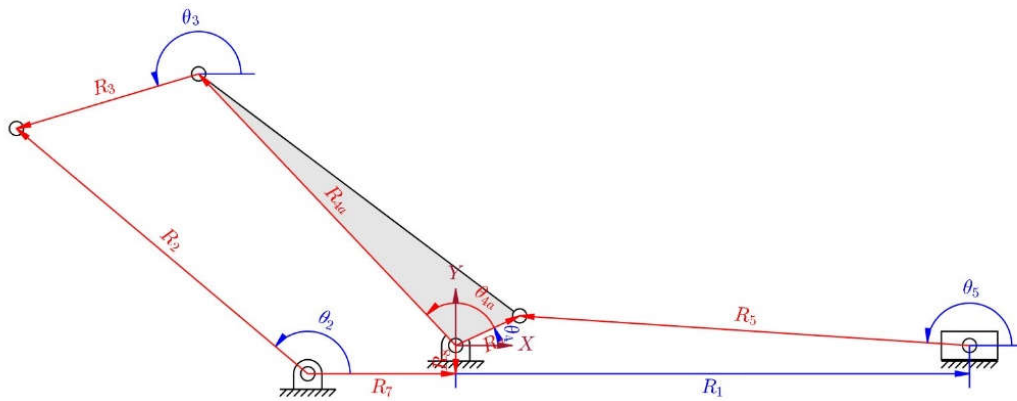


圖 3-9 Type 2B 尺寸比例之機構簡圖

3.4 動力分析假設條件

與動力分析有關之物理性質條件，所有構型都有以下假設：

- 針對二接頭桿，質心長度為桿長的 0.3 倍長度，且質心方位角為 0° 。
- 針對三接頭桿，桿件形狀為三個接頭中心連線所形成的三角形形狀。
- 桿件寬度與厚度根據金工中心提供之模型參數建立，桿件密度皆為 7850 kg/m^3 。
- 滑塊的質心位置與滑塊上的旋轉樞紐共點。
- 無飛輪設計。

繪製桿件 CAD 檔並從中取得 Type 1A、Type 2A、Type 1B 及 Type 2B 之物理性質，分別如表 3-5 至表 3-8 所示。

表 3-5 六連桿 Type 1A 桿件物理性質參數

	質量 m (kg)	轉動慣量 I ($\text{kg} \cdot \text{mm}^2$)	質心長度 b (mm)	質心方位角 ϕ ($^\circ$)
桿 2	25	46454	6.491	0
桿 3	148	7221317	371.7	0
桿 4	33	98531	25.551	0
桿 5	123	4197826	305.496	0
桿 6	358	6616724	0	0

表 3-6 六連桿 Type 2A 桿件物理性質參數

	質量 m (kg)	轉動慣量 I ($\text{kg} \cdot \text{mm}^2$)	質心長度 b (mm)	質心方位角 ϕ ($^\circ$)
桿 2	39	167488	42.113	0
桿 3	100	2284969	243.676	0
桿 4	83	914002	100.316	67.897
桿 5	123	4197826	305.496	0
桿 6	358	6616724	0	0

表 3-7 六連桿 Type 1B 桿件物理性質參數

	質量 m (kg)	轉動慣量 I (kg·mm ²)	質心長度 b (mm)	質心方位角 ϕ (°)
桿 2	44	238202	54.914	0
桿 3	40	189500	78.024	0
桿 4	33	98531	25.551	0
桿 5	123	4197826	305.496	0
桿 6	358	6616724	0	0

表 3-8 六連桿 Type 2B 桿件物理性質參數

	質量 m (kg)	轉動慣量 I (kg·mm ²)	質心長度 b (mm)	質心方位角 ϕ (°)
桿 2	102	3289392	220.875	0
桿 3	57	471286	127.403	0
桿 4	137	4265249	194.422	102.563
桿 5	123	4197826	305.496	0
桿 6	358	6616724	0	0

第四章 運動分析

4.1 Type 1 運動分析模型

比照現有設計之分析模式，根據 Type 1 之機構簡圖可得如式(4-1)之向量迴路方程式，進而解得各桿件之位置、速度、以及加速度。

$$\begin{cases} -\vec{R}_7 + \vec{R}_8 + \vec{R}_2 - \vec{R}_3 - \vec{R}_4 = 0 \\ \vec{R}_1 + \vec{R}_5 - \vec{R}_4 = 0 \end{cases} \quad (4-1)$$

將式(4-1)寫出水平方向及垂直方向的分量，可得位置方程式(4-2)，將式(4-2)對時間分別微分一次及二次，分別得到速度方程式(4-3)及加速度方程式(4-4)。

$$\begin{cases} R_7 - R_2 \cos \theta_2 + R_3 \cos \theta_3 + R_4 \cos \theta_4 = 0 \\ R_3 \sin \theta_3 - R_2 \sin \theta_2 - R_8 + R_4 \sin \theta_4 = 0 \\ R_1 - R_4 \cos \theta_4 + R_5 \cos \theta_5 = 0 \\ R_5 \sin \theta_5 - R_4 \sin \theta_4 = 0 \end{cases} \quad (4-2)$$

$$\begin{cases} R_2 \dot{\theta}_2 \sin \theta_2 - R_3 \dot{\theta}_3 \sin \theta_3 - R_4 \dot{\theta}_4 \sin \theta_4 = 0 \\ R_3 \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 - R_2 \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 + R_4 \dot{\theta}_4 \cos \theta_4 = 0 \\ \dot{R}_1 + R_4 \dot{\theta}_4 \sin \theta_4 - R_5 \dot{\theta}_5 \sin \theta_5 = 0 \\ R_5 \dot{\theta}_5 \cos \theta_5 - R_4 \dot{\theta}_4 \cos \theta_4 = 0 \end{cases} \quad (4-3)$$

$$\begin{cases} R_2 (\dot{\theta}_2^2 \cos \theta_2 + \ddot{\theta}_2 \sin \theta_2) - R_3 (\dot{\theta}_3^2 \cos \theta_3 + \ddot{\theta}_3 \sin \theta_3) - R_4 (\dot{\theta}_4^2 \cos \theta_4 + \ddot{\theta}_4 \sin \theta_4) = 0 \\ R_2 (\dot{\theta}_2^2 \sin \theta_2 - \ddot{\theta}_2 \cos \theta_2) - R_3 (\dot{\theta}_3^2 \sin \theta_3 - \ddot{\theta}_3 \cos \theta_3) - R_4 (\dot{\theta}_4^2 \sin \theta_4 - \ddot{\theta}_4 \cos \theta_4) = 0 \\ \ddot{R}_1 + R_4 (\dot{\theta}_4^2 \cos \theta_4 + \ddot{\theta}_4 \sin \theta_4) - R_5 (\dot{\theta}_5^2 \cos \theta_5 + \ddot{\theta}_5 \sin \theta_5) = 0 \\ R_4 (\dot{\theta}_4^2 \sin \theta_4 - \ddot{\theta}_4 \cos \theta_4) - R_5 (\dot{\theta}_5^2 \sin \theta_5 - \ddot{\theta}_5 \cos \theta_5) = 0 \end{cases} \quad (4-4)$$

列出各桿件質心位置，如式(4-5)，將其對時間微分兩次後得到質心加速度，如式(4-6)。

$$\begin{cases} r_{G2x} = -R_7 + b_2 \cos(\phi_2 + \theta_2) \\ r_{G2y} = R_8 + b_2 \sin(\phi_2 + \theta_2) \\ r_{G3x} = -R_7 + R_2 \cos \theta_2 - R_3 \cos \theta_3 + b_3 \cos(\phi_3 + \theta_3) \\ r_{G3y} = R_8 + R_2 \sin \theta_2 - R_3 \sin \theta_3 + b_3 \sin(\phi_3 + \theta_3) \\ r_{G4x} = b_4 \cos(\phi_4 + \theta_4) \\ r_{G4y} = b_4 \sin(\phi_4 + \theta_4) \\ r_{G5x} = R_4 \cos \theta_4 - R_5 \cos \theta_5 + b_5 \cos(\phi_5 + \theta_5) \\ r_{G5y} = R_4 \sin \theta_4 - R_5 \sin \theta_5 + b_5 \sin(\phi_5 + \theta_5) \\ r_{G6x} = R_4 \cos \theta_4 - R_5 \cos \theta_5 + b_6 \cos(\phi_6 + \theta_6) \\ r_{G6y} = R_4 \sin \theta_4 - R_5 \sin \theta_5 + b_6 \sin(\phi_6 + \theta_6) \end{cases} \quad (4-5)$$

$$\begin{cases}
a_{G2x} = -b_2(\ddot{\theta}_2 \sin(\phi_2 + \theta_2) + \dot{\theta}_2^2 \cos(\phi_2 + \theta_2)) \\
a_{G2y} = b_2(\ddot{\theta}_2 \cos(\phi_2 + \theta_2) - \dot{\theta}_2^2 \sin(\phi_2 + \theta_2)) \\
a_{G3x} = R_3(\dot{\theta}_3^2 \cos\theta_3 + \ddot{\theta}_3 \sin\theta_3) - R_2(\dot{\theta}_2^2 \cos\theta_2 + \ddot{\theta}_2 \sin\theta_2) - b_3(\ddot{\theta}_3 \sin(\phi_3 + \theta_3) + \dot{\theta}_3^2 \cos(\phi_3 + \theta_3)) \\
a_{G3y} = b_3(\ddot{\theta}_3 \cos(\phi_3 + \theta_3) - \dot{\theta}_3^2 \sin(\phi_3 + \theta_3)) - R_2(\dot{\theta}_2^2 \sin\theta_2 - \ddot{\theta}_2 \cos\theta_2) + R_3(\dot{\theta}_3^2 \sin\theta_3 - \ddot{\theta}_3 \cos\theta_3) \\
a_{G4x} = -b_4(\ddot{\theta}_4 \sin(\phi_4 + \theta_4) + \dot{\theta}_4^2 \cos(\phi_4 + \theta_4)) \\
a_{G4y} = b_4(\ddot{\theta}_4 \cos(\phi_4 + \theta_4) - \dot{\theta}_4^2 \sin(\phi_4 + \theta_4)) \\
a_{G5x} = R_5(\dot{\theta}_5^2 \cos\theta_5 + \ddot{\theta}_5 \sin\theta_5) - R_4(\dot{\theta}_4^2 \cos\theta_4 + \ddot{\theta}_4 \sin\theta_4) - b_5(\ddot{\theta}_5 \sin(\phi_5 + \theta_5) + \dot{\theta}_5^2 \cos(\phi_5 + \theta_5)) \\
a_{G5y} = b_5(\ddot{\theta}_5 \cos(\phi_5 + \theta_5) - \dot{\theta}_5^2 \sin(\phi_5 + \theta_5)) - R_4(\dot{\theta}_4^2 \sin\theta_4 - \ddot{\theta}_4 \cos\theta_4) + R_5(\dot{\theta}_5^2 \sin\theta_5 - \ddot{\theta}_5 \cos\theta_5) \\
a_{G6x} = R_5(\dot{\theta}_5^2 \cos\theta_5 + \ddot{\theta}_5 \sin\theta_5) - R_4(\dot{\theta}_4^2 \cos\theta_4 + \ddot{\theta}_4 \sin\theta_4) \\
a_{G6y} = R_5(\dot{\theta}_5^2 \sin\theta_5 - \ddot{\theta}_5 \cos\theta_5) - R_4(\dot{\theta}_4^2 \sin\theta_4 - \ddot{\theta}_4 \cos\theta_4)
\end{cases} \quad (4-6)$$

4.2 Type 2 運動分析模型

根據 Type 2 之機構簡圖可得如式(4-7)之向量迴路方程式，進而解得各桿件之位置、速度、以及加速度。

$$\begin{cases}
-\overrightarrow{R_7} + \overrightarrow{R_8} + \overrightarrow{R_2} - \overrightarrow{R_3} - \overrightarrow{R_{4a}} = 0 \\
\overrightarrow{R_1} + \overrightarrow{R_5} - \overrightarrow{R_4} = 0
\end{cases} \quad (4-7)$$

將式(4-7)寫出水平方向及垂直方向的分量，得到位置方程式(4-8)。將式(4-8)對時間分別微分一次及二次，得到速度方程式(4-9)及加速度方程式(4-10)。

$$\begin{cases}
R_7 + R_{4a} \cos(\theta_4 + \theta_{4a}) - R_2 \cos\theta_2 + R_3 \cos\theta_3 = 0 \\
R_{4a} \sin(\theta_4 + \theta_{4a}) - R_8 - R_2 \sin\theta_2 + R_3 \sin\theta_3 = 0 \\
R_1 - R_4 \cos\theta_4 + R_5 \cos\theta_5 = 0 \\
R_5 \sin\theta_5 - R_4 \sin\theta_4 = 0
\end{cases} \quad (4-8)$$

$$\begin{cases}
R_2 \dot{\theta}_2 \sin\theta_2 - R_3 \dot{\theta}_3 \sin\theta_3 - R_{4a} \dot{\theta}_4 \sin(\theta_4 + \theta_{4a}) = 0 \\
R_{4a} \dot{\theta}_4 \cos(\theta_4 + \theta_{4a}) - R_2 \dot{\theta}_2 \cos\theta_2 + R_3 \dot{\theta}_3 \cos\theta_3 = 0 \\
\dot{R}_1 + R_4 \dot{\theta}_4 \sin\theta_4 - R_5 \dot{\theta}_5 \sin\theta_5 = 0 \\
R_5 \dot{\theta}_5 \cos\theta_5 - R_4 \dot{\theta}_4 \cos\theta_4 = 0
\end{cases} \quad (4-9)$$

$$\begin{cases}
R_2(\dot{\theta}_2^2 \cos\theta_2 + \ddot{\theta}_2 \sin\theta_2) - R_{4a}(\ddot{\theta}_4 \sin(\theta_4 + \theta_{4a}) + \dot{\theta}_4^2 \cos(\theta_4 + \theta_{4a})) - R_3(\dot{\theta}_3^2 \cos\theta_3 + \ddot{\theta}_3 \sin\theta_3) = 0 \\
R_{4a}(\ddot{\theta}_4 \cos(\theta_4 + \theta_{4a}) - \dot{\theta}_4^2 \sin(\theta_4 + \theta_{4a})) + R_2(\dot{\theta}_2^2 \sin\theta_2 - \ddot{\theta}_2 \cos\theta_2) - R_3(\dot{\theta}_3^2 \sin\theta_3 - \ddot{\theta}_3 \cos\theta_3) = 0 \\
\ddot{R}_1 + R_4(\ddot{\theta}_4 \cos\theta_4 + \dot{\theta}_4^2 \sin\theta_4) - R_5(\ddot{\theta}_5 \cos\theta_5 + \dot{\theta}_5^2 \sin\theta_5) = 0 \\
R_4(\ddot{\theta}_4 \sin\theta_4 - \dot{\theta}_4^2 \cos\theta_4) - R_5(\ddot{\theta}_5 \sin\theta_5 - \dot{\theta}_5^2 \cos\theta_5) = 0
\end{cases} \quad (4-10)$$

列出各桿件質心位置之方程式，式(4-11)，將其對時間微分兩次後得到質心加速度方程式，如式(4-12)。

$$\begin{cases} r_{G2x} = -R_7 + b_2 \cos(\phi_2 + \theta_2) \\ r_{G2y} = R_8 + b_2 \sin(\phi_2 + \theta_2) \\ r_{G3x} = -R_7 + R_2 \cos \theta_2 - R_3 \cos \theta_3 + b_3 \cos(\phi_3 + \theta_3) \\ r_{G3y} = R_8 + R_2 \sin \theta_2 - R_3 \sin \theta_3 + b_3 \sin(\phi_3 + \theta_3) \\ r_{G4x} = b_4 \cos(\phi_4 + \theta_4) \\ r_{G4y} = b_4 \sin(\phi_4 + \theta_4) \\ r_{G5x} = R_4 \cos \theta_4 - R_5 \cos \theta_5 + b_5 \cos(\phi_5 + \theta_5) \\ r_{G5y} = R_4 \sin \theta_4 - R_5 \sin \theta_5 + b_5 \sin(\phi_5 + \theta_5) \\ r_{G6x} = R_4 \cos \theta_4 - R_5 \cos \theta_5 + b_6 \cos(\phi_6 + \theta_6) \\ r_{G6y} = R_4 \sin \theta_4 - R_5 \sin \theta_5 + b_6 \sin(\phi_6 + \theta_6) \end{cases} \quad (4-11)$$

$$\begin{cases} a_{G2x} = -b_2(\ddot{\theta}_2 \sin(\phi_2 + \theta_2) + \dot{\theta}_2^2 \cos(\phi_2 + \theta_2)) \\ a_{G2y} = b_2(\ddot{\theta}_2 \cos(\phi_2 + \theta_2) - \dot{\theta}_2^2 \sin(\phi_2 + \theta_2)) \\ a_{G3x} = R_3(\ddot{\theta}_3 \cos \theta_3 + \ddot{\theta}_3 \sin \theta_3) - R_2(\ddot{\theta}_2 \cos \theta_2 + \ddot{\theta}_2 \sin \theta_2) - b_3(\ddot{\theta}_3 \sin(\phi_3 + \theta_3) + \dot{\theta}_3^2 \cos(\phi_3 + \theta_3)) \\ a_{G3y} = b_3(\ddot{\theta}_3 \cos(\phi_3 + \theta_3) - \dot{\theta}_3^2 \sin(\phi_3 + \theta_3)) - R_2(\ddot{\theta}_2 \sin \theta_2 - \ddot{\theta}_2 \cos \theta_2) + R_3(\ddot{\theta}_3 \sin \theta_3 - \ddot{\theta}_3 \cos \theta_3) \\ a_{G4x} = -b_4(\ddot{\theta}_4 \sin(\phi_4 + \theta_4) + \dot{\theta}_4^2 \cos(\phi_4 + \theta_4)) \\ a_{G4y} = b_4(\ddot{\theta}_4 \cos(\phi_4 + \theta_4) - \dot{\theta}_4^2 \sin(\phi_4 + \theta_4)) \\ a_{G5x} = R_5(\ddot{\theta}_5 \cos \theta_5 + \ddot{\theta}_5 \sin \theta_5) - R_4(\ddot{\theta}_4 \cos \theta_4 + \ddot{\theta}_4 \sin \theta_4) - b_5(\ddot{\theta}_5 \sin(\phi_5 + \theta_5) + \dot{\theta}_5^2 \cos(\phi_5 + \theta_5)) \\ a_{G5y} = b_5(\ddot{\theta}_5 \cos(\phi_5 + \theta_5) - \dot{\theta}_5^2 \sin(\phi_5 + \theta_5)) - R_4(\ddot{\theta}_4 \sin \theta_4 - \ddot{\theta}_4 \cos \theta_4) + R_5(\ddot{\theta}_5 \sin \theta_5 - \ddot{\theta}_5 \cos \theta_5) \\ a_{G6x} = R_5(\ddot{\theta}_5 \cos \theta_5 + \ddot{\theta}_5 \sin \theta_5) - R_4(\ddot{\theta}_4 \cos \theta_4 + \ddot{\theta}_4 \sin \theta_4) \\ a_{G6y} = R_5(\ddot{\theta}_5 \sin \theta_5 - \ddot{\theta}_5 \cos \theta_5) - R_4(\ddot{\theta}_4 \sin \theta_4 - \ddot{\theta}_4 \cos \theta_4) \end{cases} \quad (4-12)$$

4.3 設計考量 A 之運動分析

將表 3-3 之已知參數代入式(4-2)至式(4-4)，可解得 Type 1A 輸入桿旋轉一週期之滑塊位置、速度、加速度曲線，分別如圖 4-1 至圖 4-3 所示。

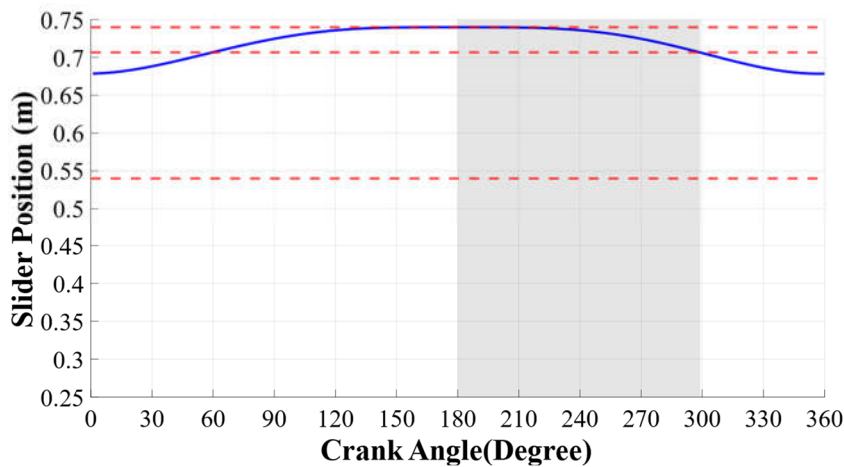


圖 4-1 Type 1A 滑塊位置曲線

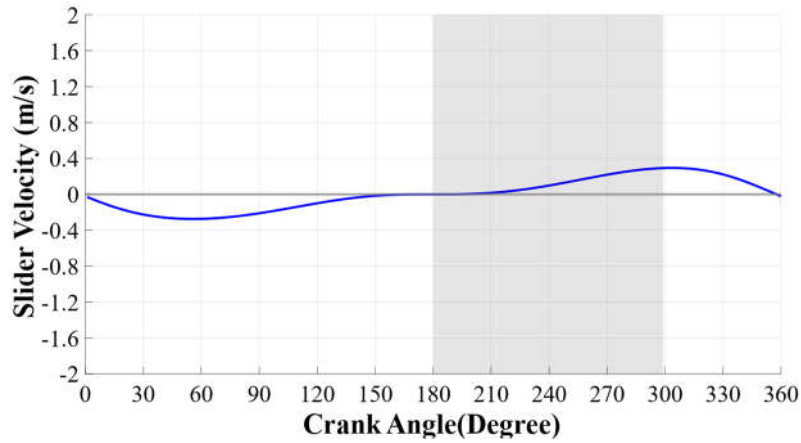


圖 4-2 Type 1A 滑塊速度曲線

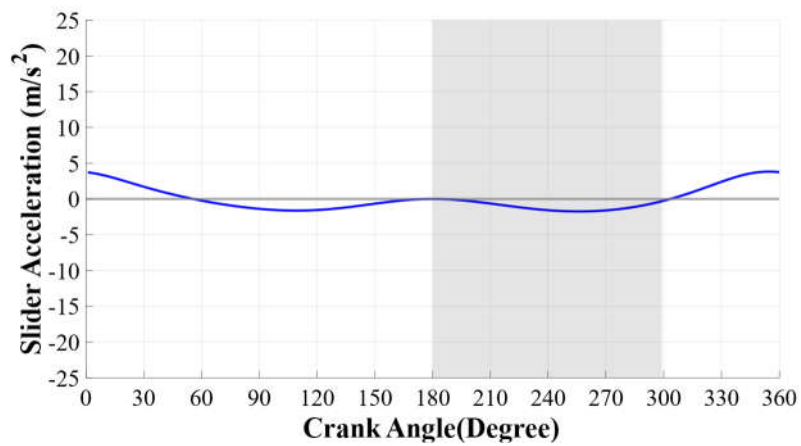


圖 4-3 Type 1A 滑塊加速度曲線

以式(2-5)可計算出 Type 1A 之機械利益，如圖 4-4 所示。

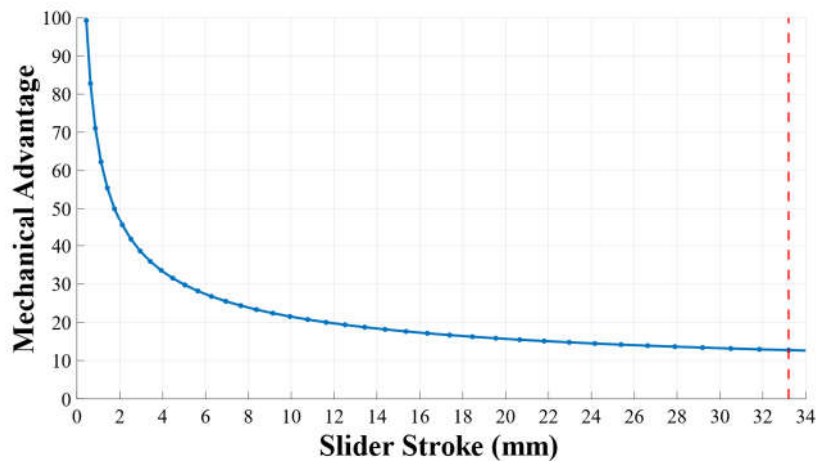


圖 4-4 Type 1A 機械利益曲線

同理，將表 3-3 之 Type 2A 參數代入式(4-8)至式(4-10)，可得結果如圖 4-5 至圖 4-7 所示。以式(2-5)計算 Type 2A 之機械利益，如圖 4-8 所示。

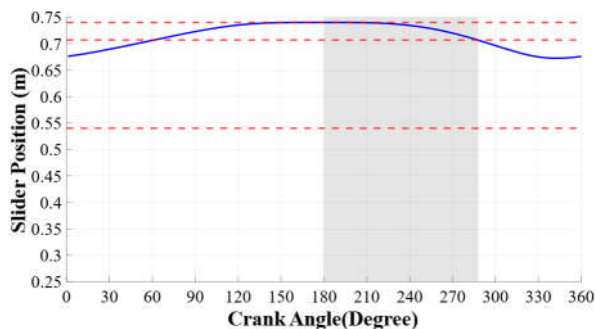


圖 4-5 Type 2A 滑塊位置曲線

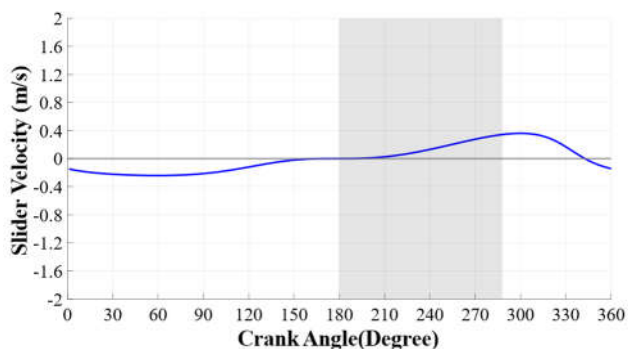


圖 4-6 Type 2A 滑塊速度曲線

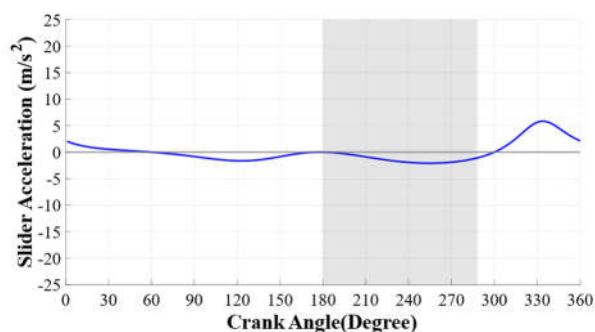


圖 4-7 Type 2A 滑塊加速度曲線

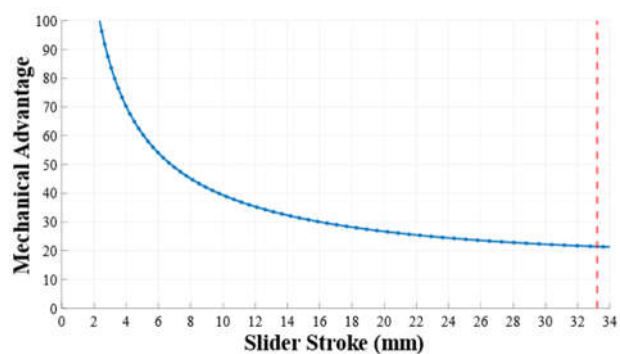


圖 4-8 Type 2A 機械利益曲線

完成兩構型之分析後，將現有設計之滑塊位置、速度、加速度及機械利益與之進行疊圖比較，分別如圖 4-9 至圖 4-12 所示。從圖 4-9 至圖 4-11 可知原設計在沖壓行程段，曲柄的角位移為 45° ，佔整個運轉週期 $45/360 = 12.5\%$ ；Type 1A 之曲柄角位移為 119° ，占比達 $119/360 = 33.1\%$ ；Type 2A 之曲柄角位移為 108° ，占比達 $108/360 = 30\%$ ；兩種六桿構型在設計考量 A 的狀況下，沖壓過程中滑塊的位置、速度、加速度曲線皆較為平穩，展現六連桿更好的停留與運動特性。從圖 4-12 可知，兩構型之機械利益在沖壓過程皆優於現有設計，以起始點估算，現有設計之機械利益值約 12.7，Type 1A 與 Type 2A 為 25.1 與 21.4，相較於現有設計分別提升了 97% 與 68.5%。

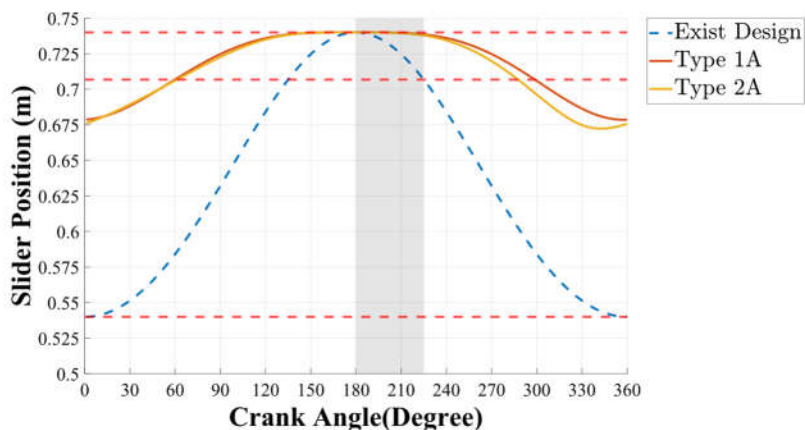


圖 4-9 現有設計與設計考量 A 滑塊位置比較

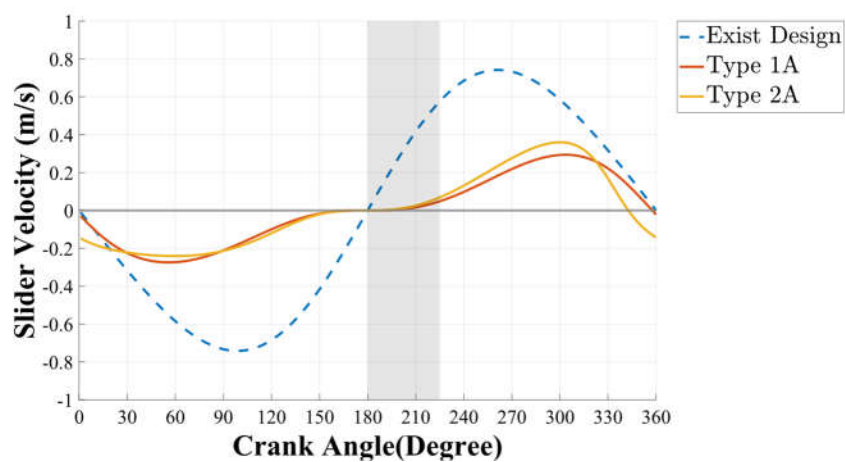


圖 4-10 現有設計與設計考量 A 滑塊速度比較

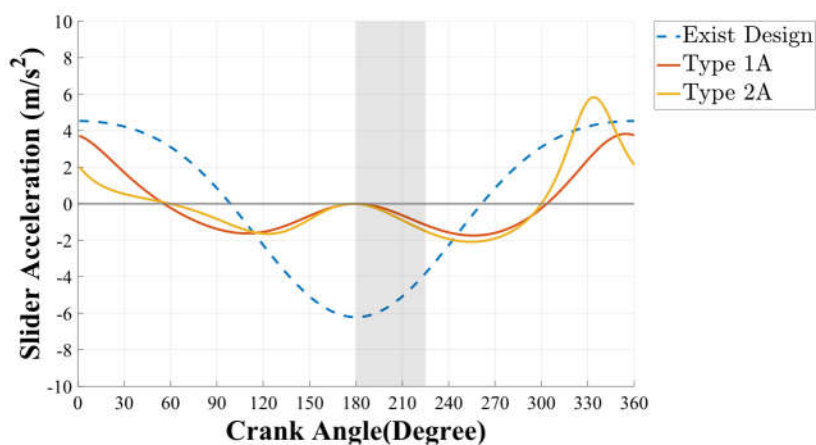


圖 4-11 現有設計與設計考量 A 滑塊加速度比較

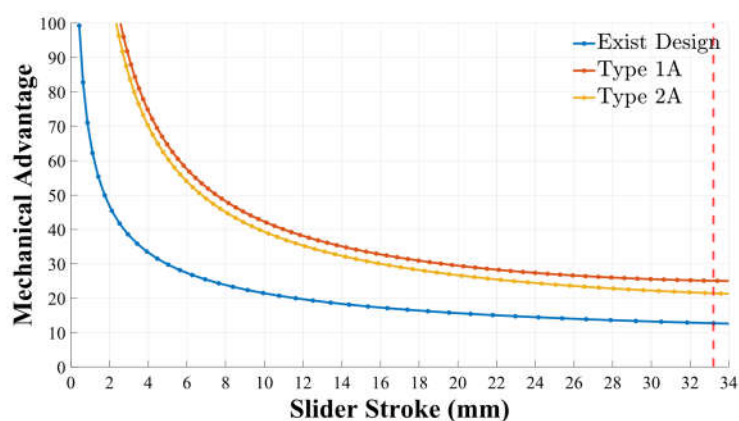


圖 4-12 現有設計與設計考量 A 機械利益比較

4.4 設計考量 B 之運動分析

將表 3-4 之已知參數代入式(4-2)至式(4-4)，解得 Type 1B 輸入桿旋轉一週期之滑塊位置、速度、加速度曲線，如圖 4-13 至圖 4-15 所示；以式(2-5)計算 Type 1B 之機械利益，如圖 4-16 所示。

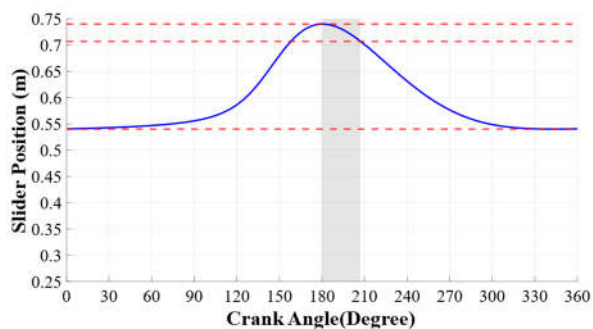


圖 4-13 Type 1B 滑塊位置曲線

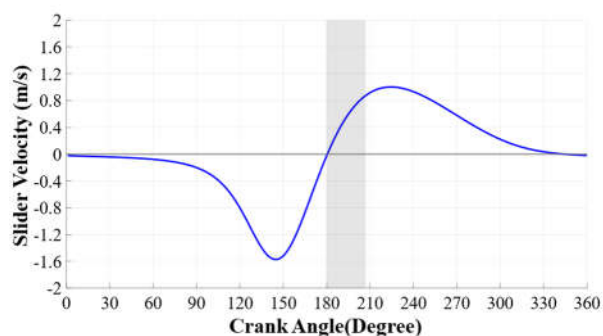


圖 4-14 Type 1B 滑塊速度曲線

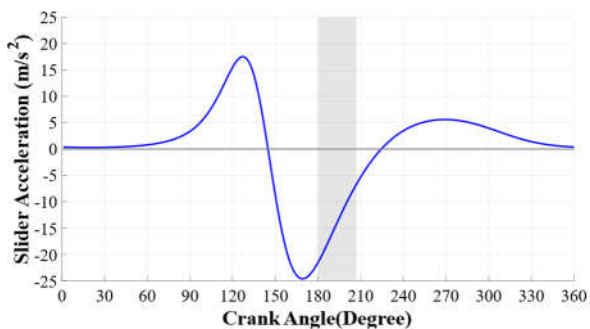


圖 4-15 Type 1B 滑塊加速度曲線

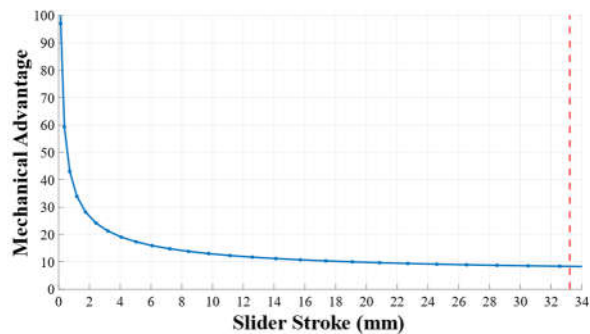


圖 4-16 Type 1B 機械利益曲線

同理，將表 3-4 之 Type 2B 將已知參數代入式(4-8)至式(4-10)、以及透過式(2-5)計算機械利益，可得結果如圖 4-17 至圖 4-20 所示。

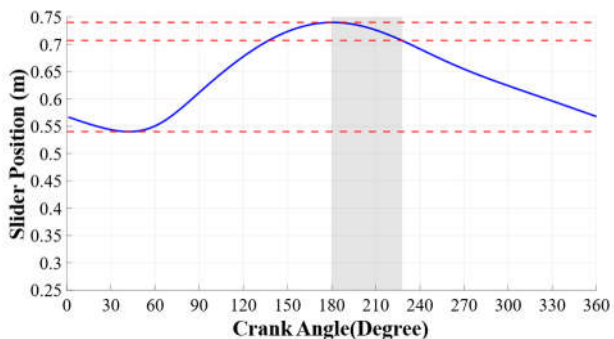


圖 4-17 Type 2B 滑塊位置曲線

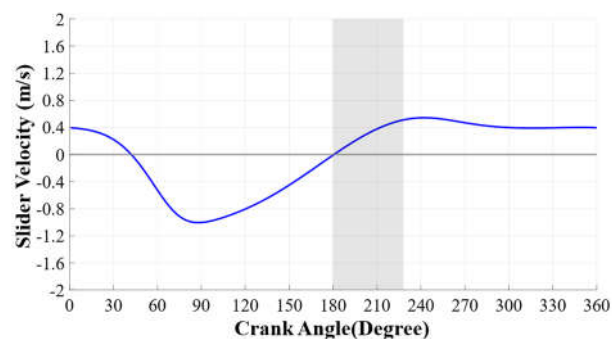


圖 4-18 Type 2B 滑塊速度曲線

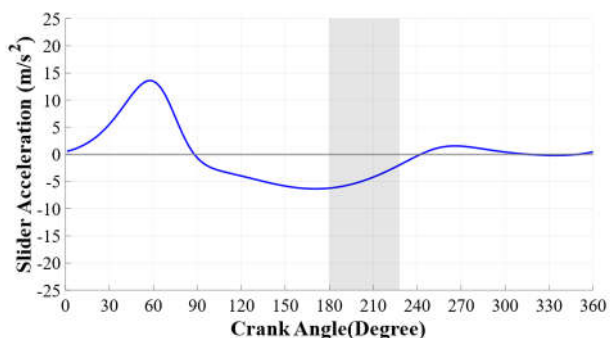


圖 4-19 Type 2B 滑塊加速度曲線

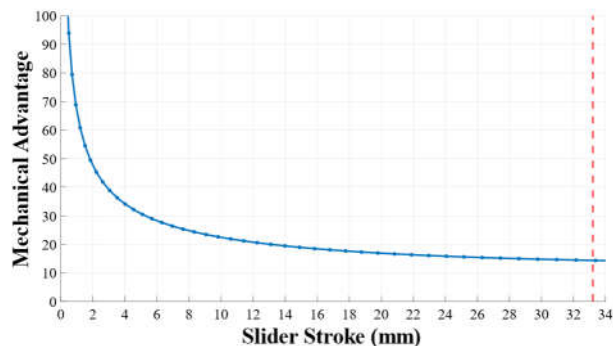


圖 4-20 Type 2B 機械利益曲線

將現有設計之滑塊位置、速度、加速度及機械利益與設計考量 B 進行疊圖比較，如圖 4-21 至圖 4-24 所示。從圖 4-21 至圖 4-23 可知 Type 1B 之曲柄角位移為 27° ，占比 $27/360 = 7.5\%$ ，低於現有設計 12.5% ；Type 2B 之曲柄角位移為 48° ，占比達 $48/360 = 13.3\%$ ，略高於現有設計；此兩種六桿構型在設計考量 B 的狀況下，Type 1B 顯然劣於現有設計，代表若使用複接頭構型且要滿足現有設計之全行程需求時，並無法優於現有設計；而 Type 2B 的運動特性表現相較於現有設計差異不大，若要凸顯六桿機構運動性能，維持現有設計桿件尺寸的限制應予以放寬，以利尋找更佳尺寸條件。從圖 4-24 可知，Type 1B 之機械利益在沖壓過程也都低於現有設計，而 Type 2B 以起始點估算機械利益值約 14.4，相較於現有設計提升了 12.9% 。

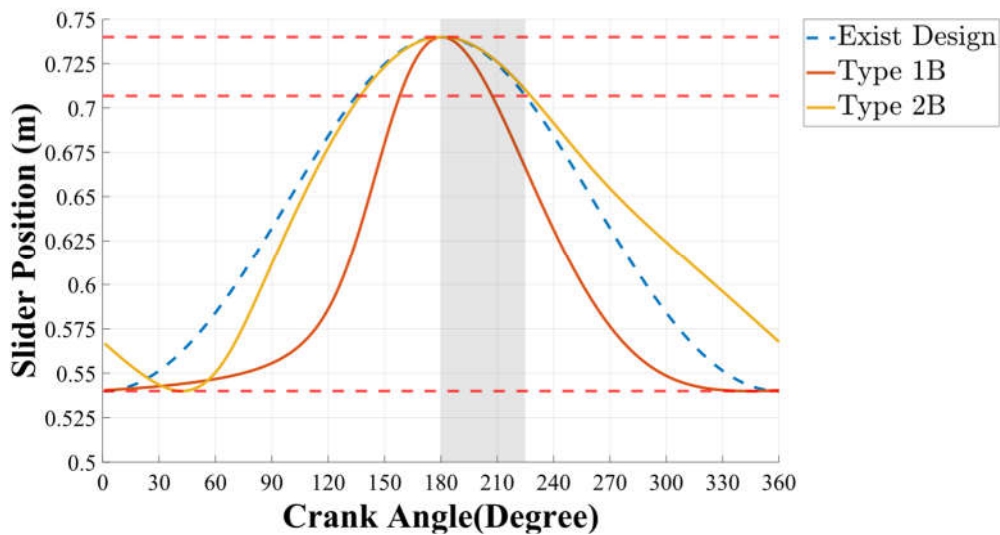


圖 4-21 現有設計與設計考量 B 滑塊位置比較

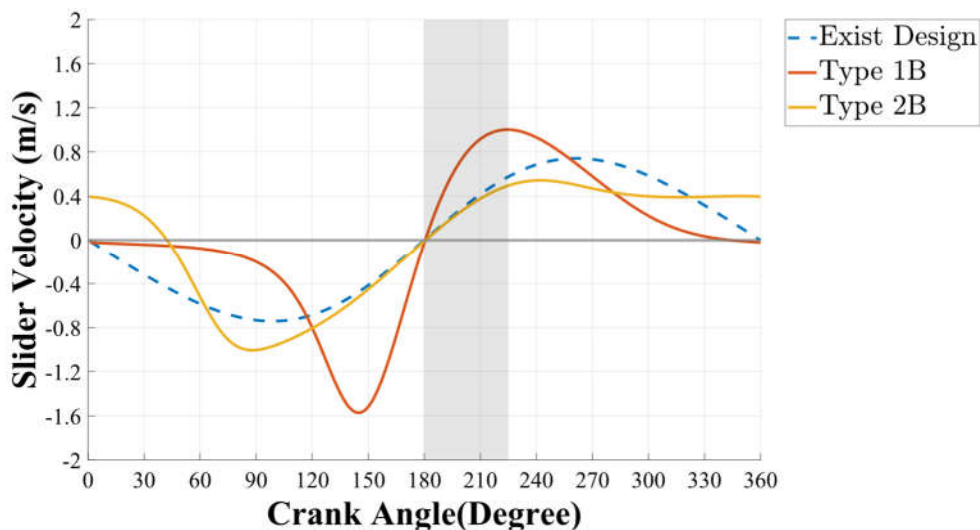


圖 4-22 現有設計與設計考量 B 滑塊速度比較

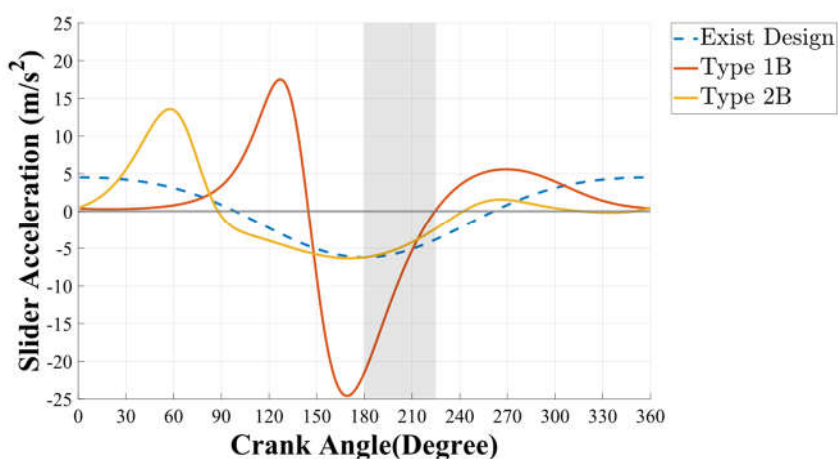


圖 4-23 現有設計與設計考量 B 滑塊加速度比較

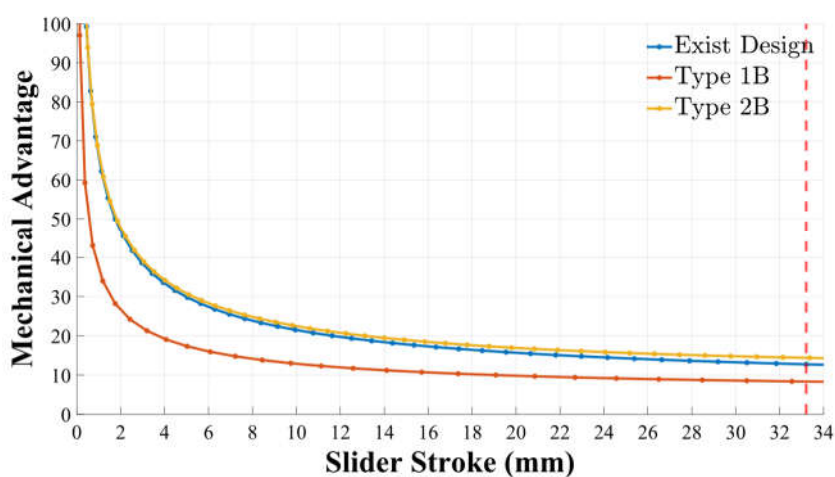


圖 4-24 現有設計與設計考量 B 機械利益比較

綜合兩種設計考量之運動分析結果，重點歸納如下：

- 在維持現有設計桿件之尺寸的限制條件下，對於設計考量 A 的兩種六桿構型，是可產生出相較於現有設計較佳之結果，並以本計畫合成之尺寸來比較，Type 1A 是優於 Type 2A。不過，對於全行程距離或是沖壓之曲柄角位移占比有不同需求或設定時，尺寸便需再行調整。
- 在維持現有設計桿件之尺寸與全行程的限制條件下，對於設計考量 B 的兩種六桿構型，具有複接頭的 Type 1B 構型表現明顯劣於現有設計，而 Type 2B 則是與現有設計持平。建議適度放寬設計限制條件，以利尋找更佳尺寸條件。

第五章 動力分析

5.1 Type 1 動力分析模型

針對 Type 1 各桿件繪製受力自由體圖，如圖 5-1 所示，列出並聯立所有桿件的力平衡方程式(5-1)，其中 M_{12} 為馬達驅動機構所需的驅動力矩。 F_{Press} 為負載對滑塊之沖壓作用力，在此假設為 20 N，並忽略滑塊摩擦力 F_{14x} 。 L 為扭矩平衡式中，各力相對於桿件旋轉中心之力臂長，如式(5-2)所列。

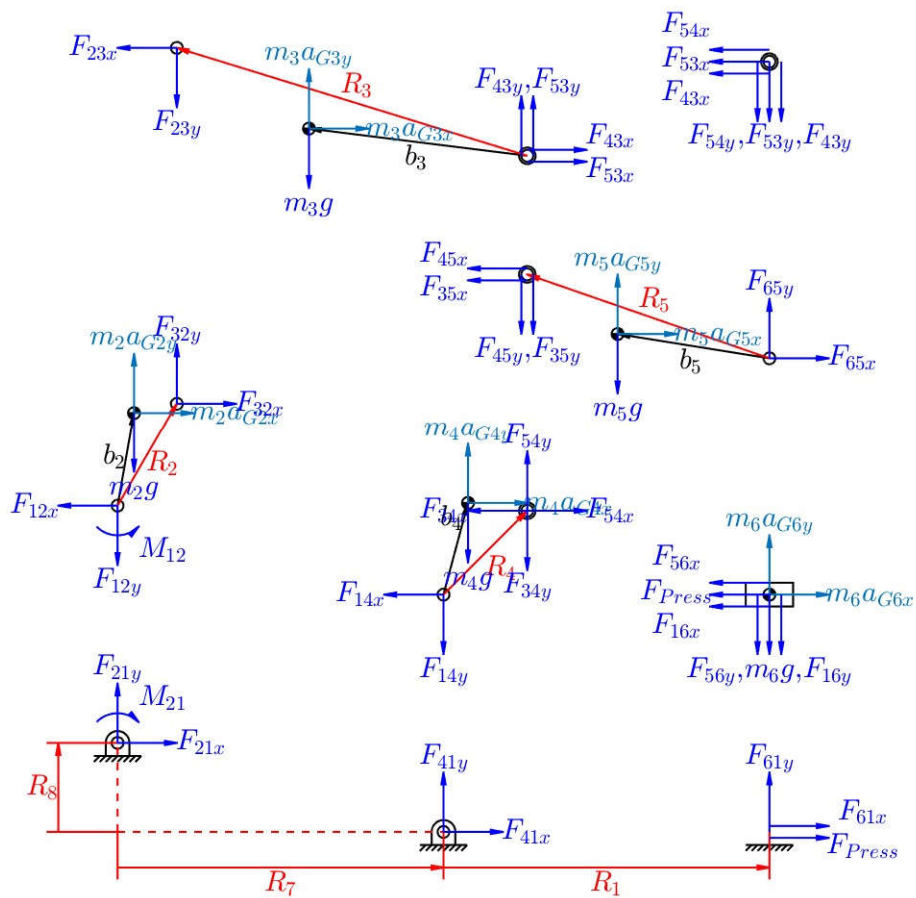


圖 5-1 六連桿 Type 1 自由體圖

$$\begin{cases}
F_{32x} - F_{12x} = m_2 a_{G2x} \\
F_{32y} - F_{12y} - m_2 g = m_2 a_{G2y} \\
M_{12} + F_{32x} L_{3,7} + F_{32y} L_{3,8} - m_2 g b_2 \cos(\phi_2 + \theta_2) = \ddot{\theta}_2 (m_2 b_2^2 + I_2) \\
F_{43x} - F_{23x} + F_{53x} = m_3 a_{G3x} \\
F_{43y} - F_{23y} + F_{53y} - m_3 g = m_3 a_{G3y} \\
F_{23x} L_{6,7} + F_{23y} L_{6,8} + F_{43x} L_{6,9} + F_{43y} L_{6,10} + F_{53x} L_{6,11} + F_{53y} L_{6,12} = I_3 \ddot{\theta}_3 \\
F_{54x} - F_{34x} - F_{14x} = m_4 a_{G4x} \\
F_{54y} - F_{34y} - F_{14y} - m_4 g = m_4 a_{G4y} \\
F_{34x} L_{9,9} + F_{34y} L_{9,10} + F_{54x} L_{9,13} + F_{54y} L_{9,14} - m_4 g b_4 \cos(\phi_4 + \theta_4) = \ddot{\theta}_4 (m_4 b_4^2 + I_4) \\
F_{65x} - F_{45x} - F_{35x} = m_5 a_{G5x} \\
F_{65y} - F_{45y} - F_{35y} - m_5 g = m_5 a_{G5y} \\
F_{35x} L_{12,11} + F_{35y} L_{12,12} + F_{45x} L_{12,13} + F_{45y} L_{12,14} + F_{65x} L_{12,15} + F_{65y} L_{12,16} = I_5 \ddot{\theta}_5 \\
-F_{16x} - F_{56x} - F_{Press} = m_6 a_{G6x} \\
-F_{16y} - F_{56y} - m_6 g = m_6 a_{G6y} \\
-F_{34x} - F_{35x} - F_{45x} = 0 \\
-F_{34y} - F_{35y} - F_{45y} = 0 \\
F_{Press} = 20 \\
F_{16x} = 0
\end{cases} \quad (5-1)$$

$$\begin{cases}
L_{3,7} = -R_2 \sin \theta_2 \\
L_{3,8} = R_2 \cos \theta_2 \\
L_{6,7} = R_3 \sin \theta_3 - b_3 \sin(\phi_3 + \theta_3) \\
L_{6,8} = -R_3 \cos \theta_3 + b_3 \cos(\phi_3 + \theta_3) \\
L_{6,9} = b_3 \sin(\phi_3 + \theta_3) \\
L_{6,10} = -b_3 \cos(\phi_3 + \theta_3) \\
L_{6,11} = b_3 \sin(\phi_3 + \theta_3) \\
L_{6,12} = -b_3 \cos(\phi_3 + \theta_3) \\
L_{9,9} = R_4 \sin \theta_4 \\
L_{9,10} = -R_4 \cos \theta_4 \\
L_{9,11} = -R_4 \sin \theta_4 \\
L_{9,12} = R_4 \cos \theta_4 \\
L_{12,11} = R_5 \sin \theta_5 - b_5 \sin(\phi_5 + \theta_5) \\
L_{12,12} = -R_5 \cos \theta_5 + b_5 \cos(\phi_5 + \theta_5) \\
L_{12,13} = R_5 \sin \theta_5 - b_5 \sin(\phi_5 + \theta_5) \\
L_{12,14} = -R_5 \cos \theta_5 + b_5 \cos(\phi_5 + \theta_5) \\
L_{12,15} = b_5 \sin(\phi_5 + \theta_5) \\
L_{12,16} = -b_5 \cos(\phi_5 + \theta_5)
\end{cases} \quad (5-2)$$

將式(5-1)轉換為矩陣型式後，如式(5-3)，代入已知參數即可求解所有接頭之受力情況，其中矩陣[A]為式(5-1)中各力之係數矩陣，矩陣[B]則為式(5-1)等式右側之已知項矩陣。

$$[A] \begin{pmatrix} F_{12x} & F_{12y} & F_{14x} & F_{14y} & F_{16x} & F_{16y} & F_{23x} & F_{23y} & F_{34x} & F_{34y} & F_{35x} & F_{35y} & F_{45x} & F_{45y} & F_{56x} & F_{56y} & F_{Press} & M_{12} \end{pmatrix}^T = [B] \quad (5-3)$$

接著計算固定桿所受的搖撼力及搖撼力矩，首先以式(5-4)求得固定桿在水平方向及垂直方向的受力 $F_{Shaking,x}$ 與 $F_{Shaking,y}$ ，以及搖撼力矩 $M_{Shaking}$ 。最後根據式(2-12)，計算 $F_{Shaking,x}$ 與 $F_{Shaking,y}$ 兩力的合力大小，求得固定桿所受之搖撼力。

$$\begin{cases} F_{21x} + F_{4'x} + F_{61x} + F_{Press} = F_{Shaking,x} \\ F_{21y} + F_{41y} + F_{61y} = F_{Shaking,y} \\ R_8(F_{61x} + F_{Press}) - M_{21} + F_{61y}(R_1 + R_7) + F_{41x}R_8 + F_{41y}R_7 = M_{Shaking} \end{cases} \quad (5-4)$$

5.2 Type 2 動力分析模型

同理，針對 Type 2 構型，各桿件受力自由體圖如圖 5-2 所示，力平衡方程式如式(5-5)與式(5-6)所示，矩陣形式同式(5-3)，搖撼力與搖撼力矩亦可由式(5-4)與式(2-12)求得。

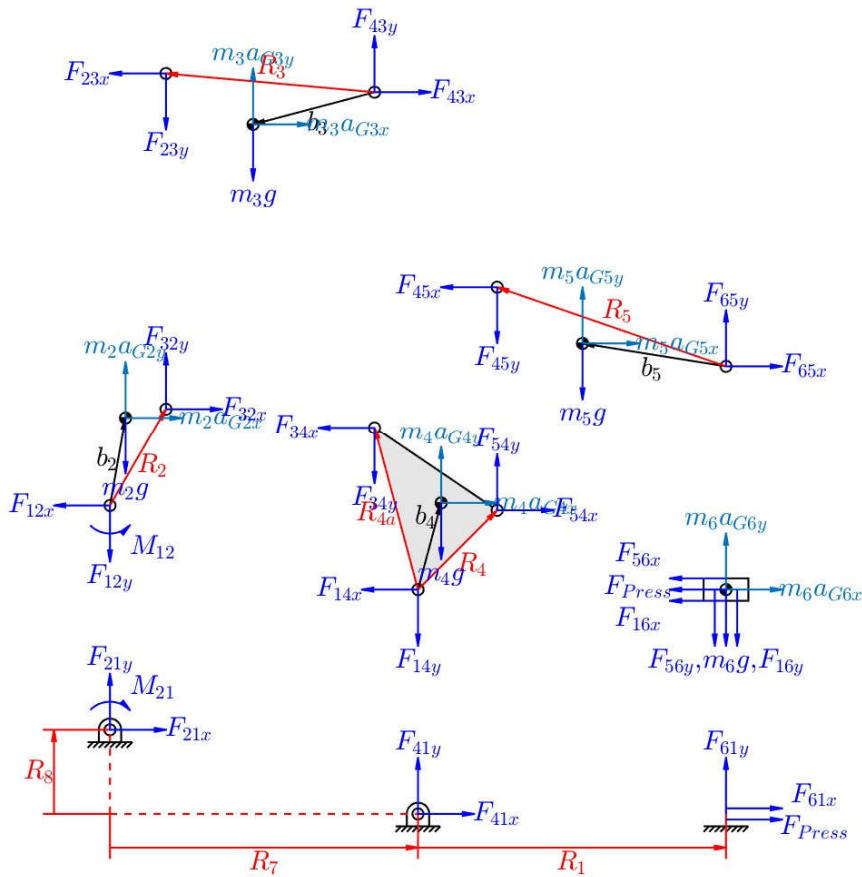


圖 5-2 六連桿 Type 2 自由體圖

$$\begin{cases}
F_{32x} - F_{12x} = m_2 a_{G2x} \\
F_{32y} - F_{12y} - m_2 g = m_2 a_{G2y} \\
M_{12} + F_{32x} L_{3,7} + F_{32y} L_{3,8} - m_2 g b_2 \cos(\phi_2 + \theta_2) = \ddot{\theta}_2 (m_2 b_2^2 + I_2) \\
F_{43x} - F_{23x} = m_3 a_{G3x} \\
F_{43y} - F_{23y} - m_3 g = m_3 a_{G3y} \\
F_{23x} L_{6,7} + F_{23y} L_{6,8} + F_{43x} L_{6,9} + F_{43y} L_{6,10} = I_3 \ddot{\theta}_3 \\
F_{54x} - F_{34x} - F_{14x} = m_4 a_{G4x} \\
F_{54y} - F_{34y} - F_{14y} - m_4 g = m_4 a_{G4y} \\
F_{34x} L_{9,9} + F_{34y} L_{9,10} + F_{54x} L_{9,11} + F_{54y} L_{9,12} - m_4 g b_4 \cos(\phi_4 + \theta_4) = \ddot{\theta}_4 (m_4 b_4^2 + I_4) \\
F_{65x} - F_{45x} = m_5 a_{G5x} \\
F_{65y} - F_{45y} - m_5 g = m_5 a_{G5y} \\
F_{45x} L_{12,11} + F_{45y} L_{12,12} + F_{65x} L_{12,13} + F_{65y} L_{12,14} = I_5 \ddot{\theta}_5 \\
-F_{16x} - F_{56x} - F_{Press} = m_6 a_{G6x} \\
-F_{16y} - F_{56y} - m_6 g = m_6 a_{G6y} \\
F_{Press} = 20 \\
F_{16x} = 0
\end{cases} \quad (5-5)$$

$$\begin{cases}
L_{3,7} = -R_2 \sin \theta_2 \\
L_{3,8} = R_2 \cos \theta_2 \\
L_{6,7} = R_3 \sin \theta_3 - b_3 \sin(\phi_3 + \theta_3) \\
L_{6,8} = -R_3 \cos \theta_3 + b_3 \cos(\phi_3 + \theta_3) \\
L_{6,9} = b_3 \sin(\phi_3 + \theta_3) \\
L_{6,10} = -b_3 \cos(\phi_3 + \theta_3) \\
L_{9,9} = R_{4a} \sin(\theta_4 + \theta_{4a}) \\
L_{9,10} = -R_{4a} \cos(\theta_4 + \theta_{4a}) \\
L_{9,11} = -R_4 \sin \theta_4 \\
L_{9,12} = R_4 \cos \theta_4 \\
L_{12,11} = R_5 \sin \theta_5 - b_5 \sin(\phi_5 + \theta_5) \\
L_{12,12} = -R_5 \cos \theta_5 + b_5 \cos(\phi_5 + \theta_5) \\
L_{12,13} = b_5 \sin(\phi_5 + \theta_5) \\
L_{12,14} = -b_5 \cos(\phi_5 + \theta_5)
\end{cases} \quad (5-6)$$

5.3 設計考量 A 之動力分析

將表 3-3 與表 3-5 之已知參數代入式(5-3)與式(5-4)，可解得 Type 1A 輸入桿旋轉一週期之驅動力矩、搖撼力、搖撼力矩、以及接頭受力曲線，如圖 5-3 至圖 5-6 所示。

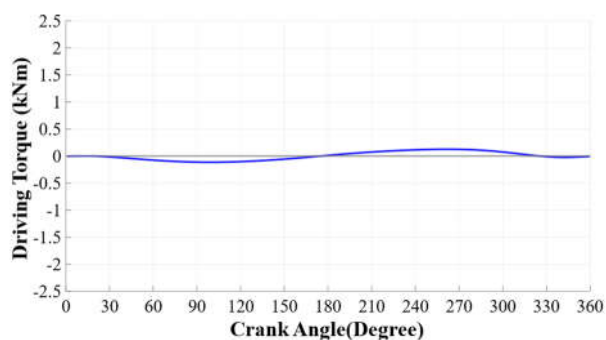


圖 5-3 Type 1A 驅動力矩曲線

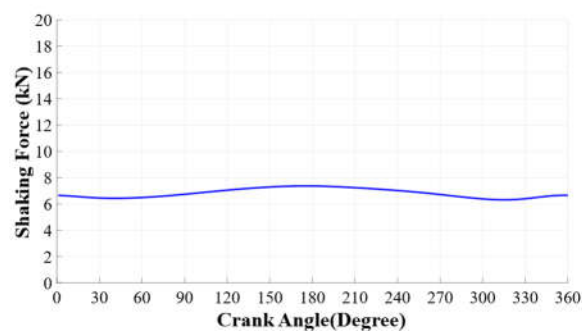


圖 5-4 Type 1A 搖撼力曲線

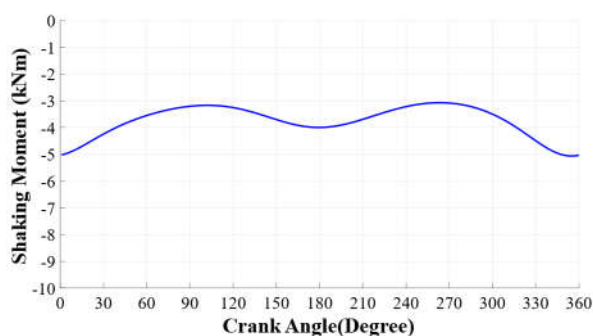


圖 5-5 Type 1A 搖撼力矩曲線

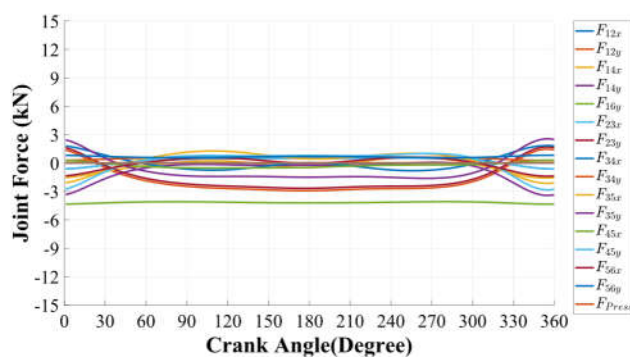


圖 5-6 Type 1A 接頭受力曲線

同理，將表 3-3 與表 3-6 之已知參數代入式(5-3)與式(5-4)，可解得 Type 2A 輸入桿旋轉一週期之驅動力矩、搖撼力、搖撼力矩、以及接頭受力曲線，如圖 5-7 至圖 5-10 所示。

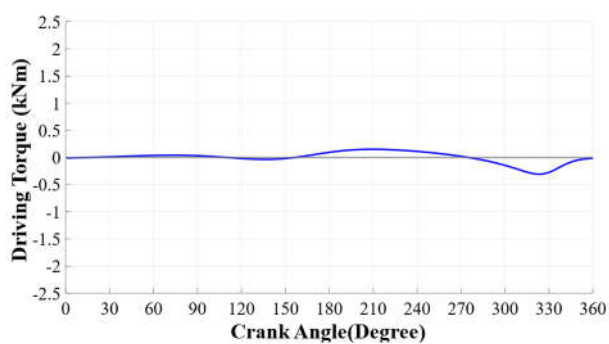


圖 5-7 Type 2A 驅動力矩曲線

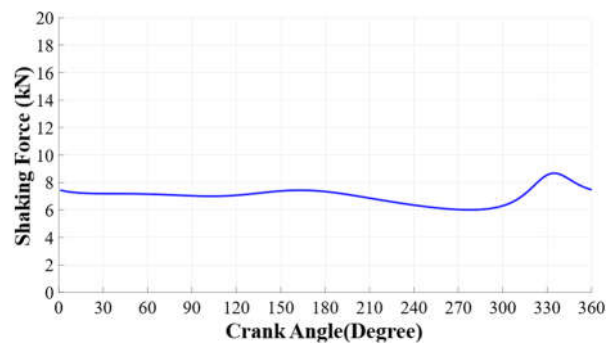


圖 5-8 Type 2A 搖撼力曲線

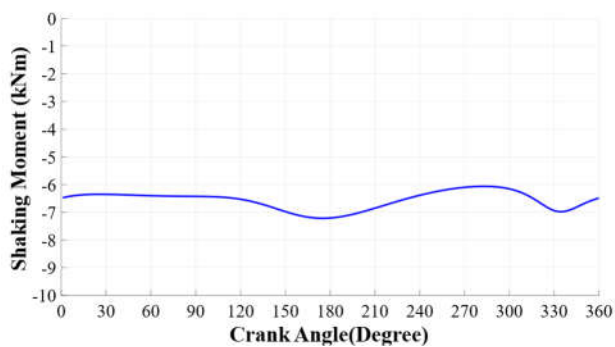


圖 5-9 Type 2A 搖撼力矩曲線

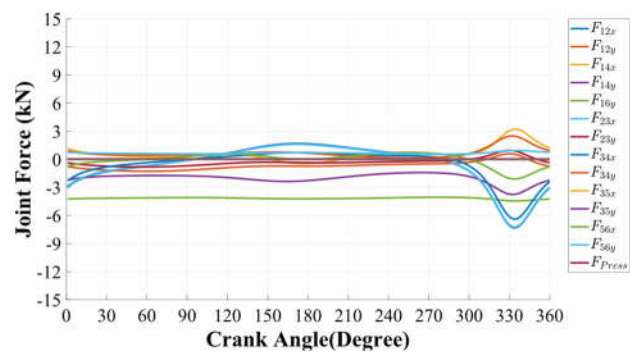


圖 5-10 Type 2A 接頭受力曲線

將現有設計之驅動力矩、搖撼力、以及搖撼力矩與設計考量 A 兩構型進行比較，分別如圖 5-11 至圖 5-13 所示。分析結果顯示，Type 1A 構型之驅動力矩相較於現有設計較小且呈現平穩變化、波動小，代表其對於馬達能力的要求較低，有機會降低馬達規格與成本；但 Type 2A 之驅動力矩表現則與現有設計相近。再者，雖然 Type 1A 之搖撼力表現平穩，但其搖撼力與搖撼力矩皆劣於現有設計，較易產生搖動或振動影響機器運轉品質。

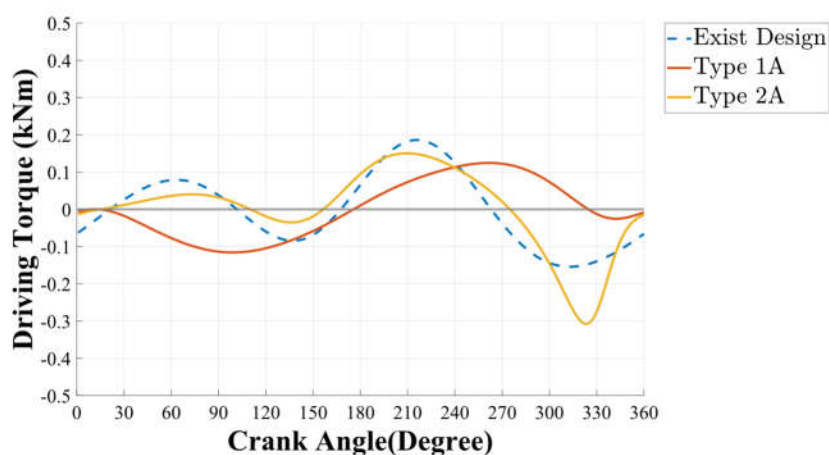


圖 5-11 現有設計與設計考量 A 驅動力矩比較

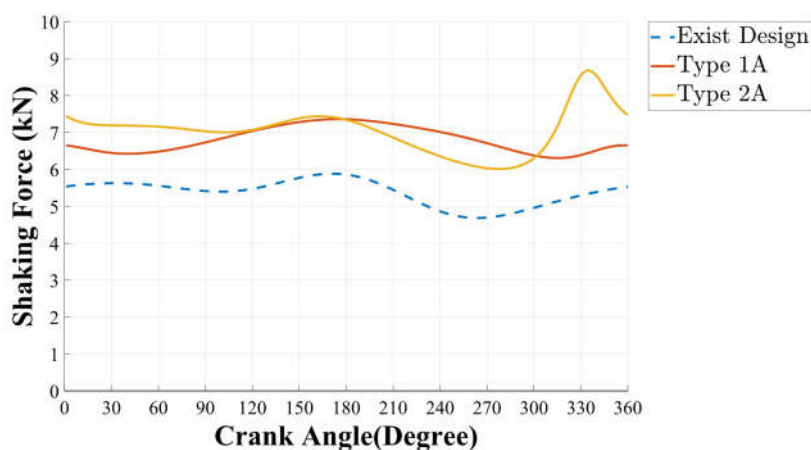


圖 5-12 現有設計與設計考量 A 搖撼力比較

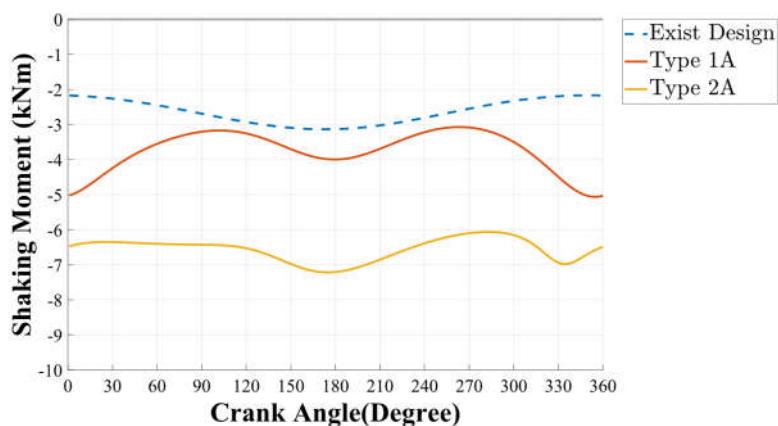


圖 5-13 現有設計與設計考量 A 搖撼力矩比較

5.4 設計考量 B 之動力分析

將表 3-4、表 3-7、以及表 3-8 之已知參數透過 5.2 節所述之模型計算後，代入式(5-3)與式(5-4)，分別可解得 Type 1B 與 Type 2B 之驅動力矩、搖撼力、搖撼力矩、以及接頭受力曲線，如圖 5-14 至圖 5-21 所示。

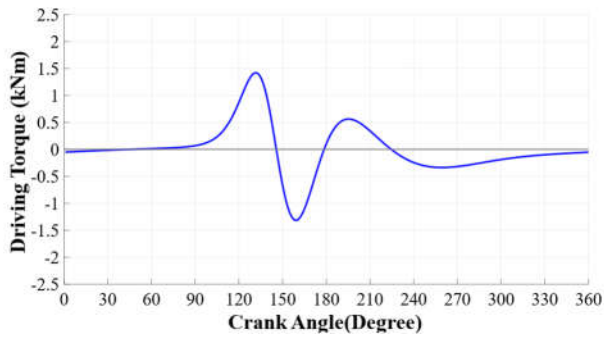


圖 5-14 Type 1B 驅動力矩曲線

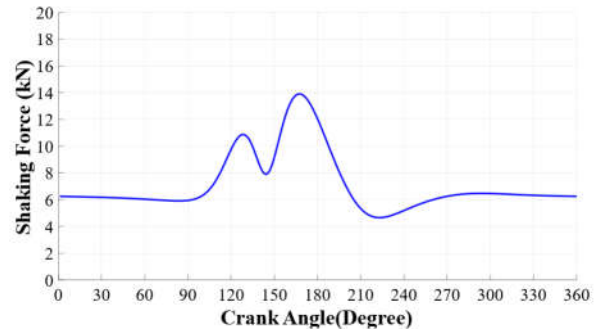


圖 5-15 Type 1B 搖撼力曲線

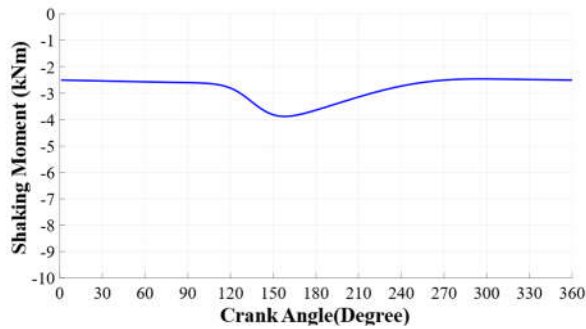


圖 5-16 Type 1B 搖撼力矩曲線

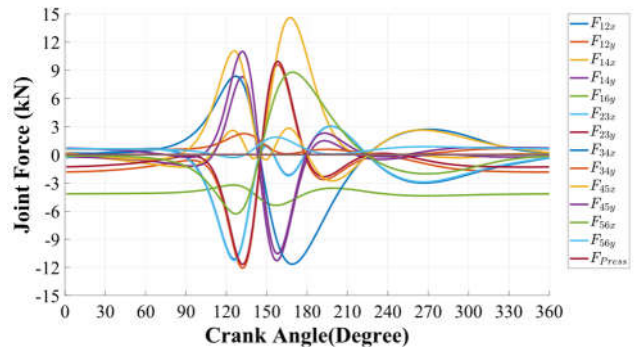


圖 5-17 Type 1B 接頭受力曲線

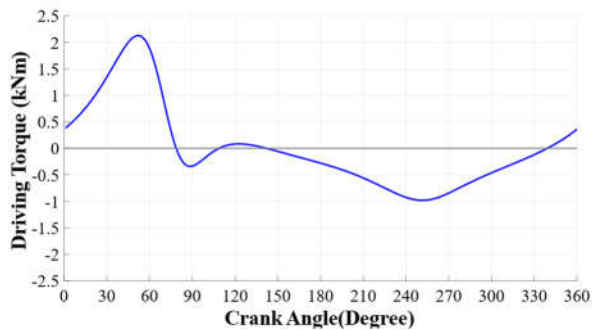


圖 5-18 Type 2B 驅動力矩曲線

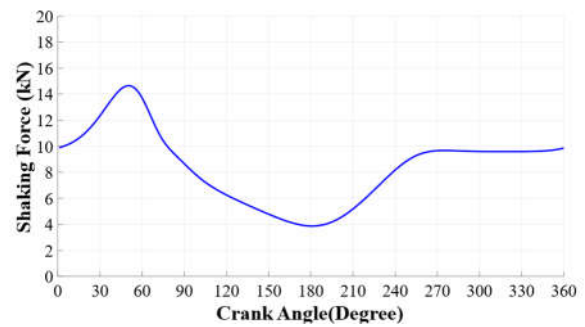


圖 5-19 Type 2B 搖撼力曲線

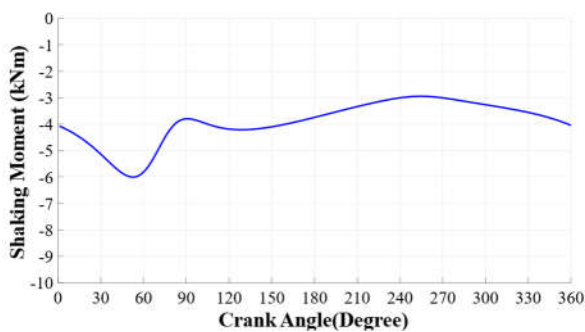


圖 5-20 Type 2B 搖撼力矩曲線

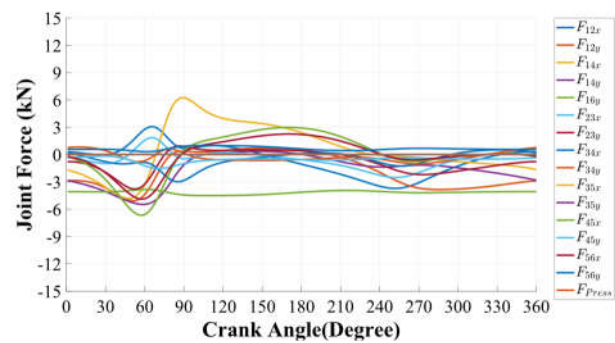


圖 5-21 Type 2B 接頭受力曲線

將現有設計之驅動力矩、搖撼力、以及搖撼力矩與設計考量 B 兩構型進行比較，分別如圖 5-22 至圖 5-24 所示。分析結果顯示，兩構型在三種性能表現均明顯劣於現有設計，代表設計需求與限制條件有必要調整，且動力分析相關假設條件需進一步優化。

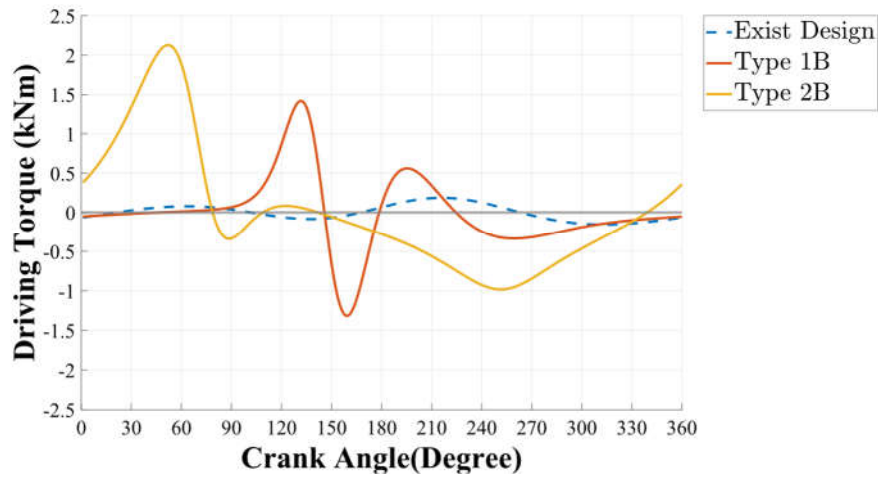


圖 5-22 現有設計與設計考量 B 驅動力矩比較

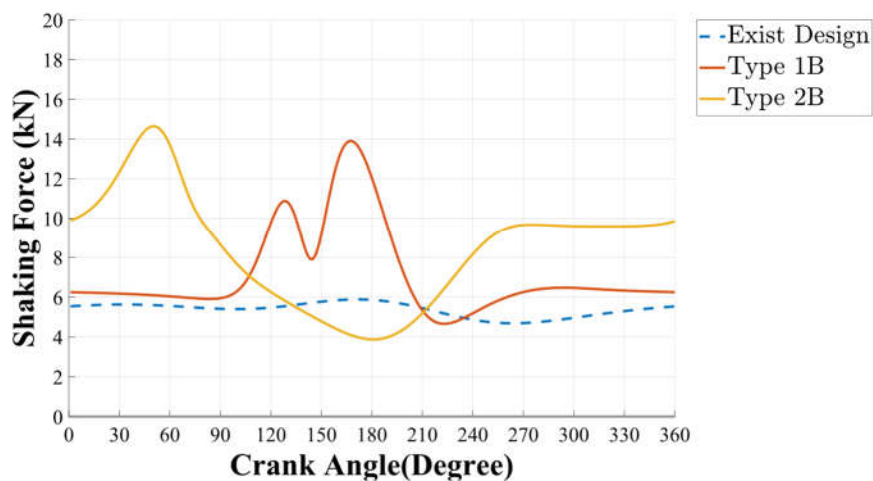


圖 5-23 現有設計與設計考量 B 搖撼力比較

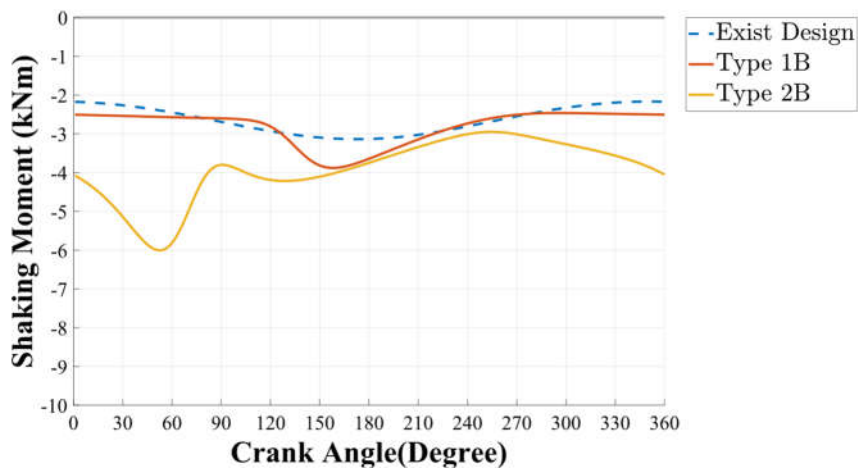


圖 5-24 現有設計與設計考量 B 搖撼力矩比較

綜合兩種設計考量之動力分析結果，重點歸納如下：

- 在維持現有設計桿件之尺寸的限制條件下，對於設計考量 A 的兩種六桿構型，Type 1A 整體表現較平穩且驅動力矩優於現有設計，若欲採用此構型，需要針對各桿件質量與轉動慣量、以及搭配飛輪，進行調整與優化來改善搖撼力與搖撼力矩。
- 在維持現有設計桿件之尺寸與全行程的限制條件下，對於設計考量 B 的兩種六桿構型表現皆劣於現有設計，建議適度放寬設計限制條件，以利尋找更佳尺寸條件，待運動分析符合需求後，再行動力性能優化。

第六章 結論與建議

本計畫以一個現有螺帽成型機構為基礎，考量較少設計變更與減少非必要能耗為目標，提出基於現有曲柄滑塊設計之六桿改良構想設計方法，包含構型合成、運動分析、以及動力分析，研究成果如下：

- (1) 根據六桿七接頭運動鏈與是否存在複接頭之條件，生成兩種六連桿構型。
- (2) 在維持現有設計桿件尺寸與沖壓行程之條件下，訂定兩種設計考量來進行尺寸合成與相關分析，包括考量 A：不具與現有設計相同之全行程、考量 B：與現有設計有相同之全行程。結果顯示，設計考量 B 在諸多限制條件下，運動與動力分析結果皆難以優於現有設計。
- (3) 設計考量 A 因無全行程要等同現有設計之需求限制，提出之兩種構型在沖壓曲柄角位移占比表現分別為 33.1%與 30%，皆優於現有設計的 12.5%；沖壓起始點機械利益相較於現有設計也分別提升了 97%與 68.5%。
- (4) 具有複接頭之構型相較於其他構型設計雖有較佳之表現，但機座穩定性、佔地空間、以及動力特性皆需進一步優化。

展望未來，後續研究課題建議如下：

- (1) 進一步以機械利益、傳力角、輸入角位移為設計目標，定義多目標函數與空間限制條件，利用最佳化方法來決定桿件之最佳尺寸與位置。
- (2) 考量馬達特性，結合順向動力學分析，同步優化各桿件質量與慣量、以及飛輪設計。
- (3) 進行實際工程設計，實機驗證沖壓性能與能耗表現。

誌謝

本計畫得以順利執行，需感謝連翔工業股份有限公司與財團法人金屬工業研究發展中心的協助，特此誌謝。

參考文獻

- [1] Yossifon S and Shivpuri R. Analysis and comparison of selected rotary linkage drives for mechanical presses. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 1993; 33: 175–192.
- [2] Soong R-C. A new design method for single DOF mechanical presses with variable speeds and length-adjustable driving links. *Mechanism and Machine Theory*, 2010; 45: 496-510.
- [3] Hu J, Sun Y and Cheng Y. High mechanical advantage design of six-bar Stephenson mechanism

- for servo mechanical presses. *Advances in Mechanical Engineering*, 2016; 8(7): 1-12.
- [4] Du R and Guo W-Z. The design of a new metal forming press with controllable mechanism. *Journal of Mechanical Design*, 2003; 125: 82–592.
- [5] Meng C-F, Zhang C, Lu Y-H, et al. Optimal design and control of a novel press with an extra motor. *Mechanism and Machine Theory*, 2004; 39: 11–818.
- [6] Li H and Zhang Y-P. Seven-bar mechanical press with hybrid-driven mechanism for deep drawing; part 1: kinematics analysis and optimum design. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2010; 24: 2153–2160.
- [7] Guo W-Z. Dynamic analysis of a hybrid-driven 7-bars mechanism. *Machine Design and Research*, 2007; 23: 23–25.
- [8] Soong R-C. The new hybrid-driven mechanical presses. *Journal of Vibroengineering*, 2014; 16: 945–953.
- [9] Li H, Zhang Y-P and Zheng H-Q. Dynamics modeling and simulation of a new nine-bar press with hybrid-driven mechanism. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2008; 22: 2436–2444.
- [10] Tso P-L and Liang K-C. A nine-bar linkage for mechanical forming presses. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2002; 42: 139–145.
- [11] Askarov E, Zhaulyt A, Abilkajr Z, et al. New type cam-screw mechanical press. *Proceedings of 16th international scientific conference on Engineering for Rural Development*, 24-26, May 2017, Jelgava, LATVIA: 36-41.
- [12] Soong R-C. On the new mechanical press with a planetary gear train. *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, 2016; 40: 45-58.
- [13] Bai Y, Gao F, Guo W, Yue Y. Kinematic and dynamic analyses of the multi-actuated mechanical press with parallel topology. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2012; 226(10): 2573-2588.
- [14] 連翔工業股份有限公司，7 模前托型螺帽成型機，<http://www.lian-shyang.com.tw>。
- [15] 顏鴻森、吳隆庸、黃文敏、吳益彰、藍兆杰，現代機構學，東華書局，台北，2020。