

# ADAMS 軟體應用於四連桿型插秧機插植機構之案例研究

程安邦<sup>1</sup> 范聖坤<sup>2</sup>

1、國立宜蘭技術學院生物機電工程系副教授

2、國立宜蘭技術學院生物機電工程系學生

## 摘要

本文應用機械動力分析軟體 ADAMS 探討平面四連桿之運動軌跡與減振設計，並以國產插秧機的插植機構為例進行系統化的模擬，研究結果與文獻資料對照後發現相當符合。就插植爪軌跡而言，得到各連桿長度對六個精確點影響的趨勢，可以作為桿長調整機制的設計參考。就減振效果而言，在曲柄上使用單一配重以減振的情形下，本研究發現無論採用搖撼力的最大值、平均值、或是均方根值為目標函數，配重皆位於曲柄的相反方向。在不同轉速下，最佳配重的質量與前述角度亦維持不變。本文並提出在曲柄以等角速度運動之下最佳減振的指標為曲柄之配重質量與配重質心至旋轉接頭距離之乘積(相當於一次力矩)，此結果對於簡化配重的設計問題有極大助益。

關鍵詞：四連桿、插植機構、搖撼力、配重

# CASE STUDY OF A COMMERCIALIZED FOUR-BAR RICE TRANSPLANTING MECHANISM USING ADAMS

An-Pan Cherng<sup>1</sup>      Sheng-Kun Fan<sup>2</sup>

1. Associate Professor, Department of Biomechtronic Engineering, National I-Lan Institute of Technology
2. Senior student, Department of Biomechtronic Engineering, National I-Lan Institute of Technology

## **Abstract**

This article presents the results of trajectory analysis and balancing design on a four-bar rice transplanting mechanism using commercial software ADAMS. Firstly, it was found that the tip trajectory of the seedling needle varied with different patterns, according to each link. This information is useful for future research on trajectory design. Secondly, a counterweight was implemented on the crank to reduce the shaking force. It was found that the counterweight for optimal balancing should be placed on the opposite side of the crank, regardless of the objective function defined by the averaged, root-mean-square, or maximum value of the shaking force. Moreover, the same conclusion also applied to various speeds of the crank. A new index was then proposed to represent the optimal solution of the balancing problem. The index is the product of the counterweight mass and the distance of its center-of-mass to crank joint (equivalent to the first moment of the mass). This result dramatically simplifies the design of the four-bar balancing problem with single counterweight.

**Keywords:** Four-bar mechanism, Transplanting mechanism, Shaking force, Counterweight

## 一、前言

平面四連桿是日常最廣被應用的單自由度平面機構之一，尤其是連接桿(coupler)的運動路徑會隨各桿尺寸的比例變化而有很大的差異，許多發明者及學者就利用這個特點設計出相當實用的機構，相關的文獻或教科書也都有廣泛的探討與記載[1][2]。在農業的領域裡，日本的插秧機研發者巧妙地利用機械運動原理將秧苗自苗台移植到水田中，取代了傳統人工的插秧作業。由於可以節省人力與工時而提高作業效率，台灣自民國五十年代即引進插秧機生產技術，對本省農業的機械化發展有很大的貢獻[3]。傳統的插植機構除了四連桿型以外[4][5]，近來也有利用行星橢圓齒輪的型式[6][7]。就機械運動的學理而言，後者的作用原理與四連桿相同，但插秧速度較前者為快。本文擬利用泛用型機械動力分析軟體 ADAMS[8]的功能對四連桿型的插植機構進行模擬與解析。研究結果除了可提供相關的資料，也期望可以藉此將農業機具的設計導向自動化，以利未來的研發與應用。

本文考慮的插植機構設計重點有二，即插植爪軌跡分析與機體減振。由於插秧作業需要考慮所謂的六大精確點[9]，因此插植機構的運動路徑設計必須格外注意各桿桿長的配合。除此以外，四連桿型插植機構屬於 Grashof 氏機構，也就是主動桿可以配合輸入軸作 360 度旋轉(此時稱為曲柄，Crank)，被動桿呈搖擺運動(此時稱為搖桿，Rocker)，連接桿則呈具移動與旋轉之複合運動，此類的四連桿也稱為曲柄搖桿機構(Crank-Rocker Mechanism)。當具質量的桿件運動時會產生慣性力，這些慣性力的合力與合力矩於多數情形下不為零，因此會對機體產生所謂的搖撼力(Shaking Force, SF)與搖撼力矩(Shaking Moment, SM)，造成振動與噪音現象，並連帶影響抓取秧苗的成功率與縮短機件使用壽命。為了降低搖撼力或搖撼力矩，可以在各桿適當處搭載所謂的配重(Counterweight, CW，或稱 Counterbalance)以平衡前述慣性力。不過因為連桿機構的搖撼力會隨各桿質量中心位置、質量、慣性力矩及轉速等的不同而有極大的變化，缺乏規律性，因此配重只能將搖撼力或搖撼力矩降低至某種程度，相關的減振設計更需大量的資料輔佐才能達到預期的表現。前人在研究插植機構軌跡與降低搖撼力的成果已很豐碩，例如張與劉[9][10]就針對早期的插秧機型做過調查與數學模式分析，得到各設計變數對精確點位置與加速度等的影響程度。之後陳與林[11]、林與陳[12]及徐與林[13]等人連續對四連桿式插植機構進行一系列的軌跡分析與減振設計。由於插植機構的設計必須

考慮諸多限制，如苗長、苗台高度、插植深度、插植爪進出土表的相對位置、以及機體行進速度等，對單自由度的四連桿機構而言，要設計可以通過六個精確點的合成(synthesis)問題並不容易。減振問題方面，配重的形狀與設計方法也有許多種，如使用蘭卻斯特平衡器等 [14][15]。蘭卻斯特平衡器是利用圓盤加在不同的桿件上以平衡機構元件的慣性力，牽涉的設計變數包括配重與桿件的夾角、配重質量及半徑等。前述的文獻皆利用數理模型進行各項公式的推導，再配合自撰的程式進行數值解題，這樣的方法有其必要性與時空背景。不過自撰的程式除錯不易，功能也難臻健全。隨著近年電腦硬體與專業套裝軟體的快速發展，許多工程問題都可以利用商業化軟體進行建模、分析、以及變更設計等工作。開放式架構的軟體更因為提供公用程式庫或專用語言，可以讓使用者隨不同需要而自行開發及決定採用的解題方式，包括呼叫內建函數或配合外掛的副程式等，對於解決複雜的工程問題的確有所助益。本研究即充分利用這些特點，全面採用套裝軟體 ADAMS 的功能。做法是先與前人研究的成果進行比對，接著探討前人未及考慮的一些因素或設計條件，再提出適當的解決方案。模擬結果顯示本研究不僅得到極佳的驗證，也提出一些簡化設計變數的方法，而且整個分析與設計的流程在很短的期間內即得到解答，大幅提高了效率。

## 二、理論分析

本節將分別說明設計變數的範圍以及設計方法，以便提供下一節實驗(模擬)內容之依據。另外，本文所討論的曲柄搖桿四連桿為二維(平面)機構，各桿之間以旋轉接頭(Revolute Joint)連接。

本研究所採用的設計變數(Design Variable, DV)包括桿長、配重的質量、配重與曲柄的夾角及曲柄轉速等；桿長為軌跡分析用，其餘為減振設計用。設計方法則包括單變數設計(Design Study)、多變數設計或稱實驗設計(Design of Experiment, DOE)、以及多變數之最佳化(Optimization)。由於搖撼力來自於慣性力，屬動態問題，故屬於靜態外力之重力因素不列入考慮。

我們將以 Design Study 方式逐一改變桿長，觀察各桿長變數對六個精確點的影響程度。由於本文重點在於觀察軌跡改變的趨勢並與文獻 [9][11][12] 對照，並不在於靈敏度分析

(Sensitivity Analysis), 故後者的討論可以直接參考[12], 此處予以省略。至於桿長的 DOE 分析則限於篇幅亦未討論。

配重對於搖撼力的影響則搭配最佳化(Optimization)功能搜尋最佳組合。最佳化目標函數的定義可以採用搖撼力、搖撼力矩、或二者之混合。本文採用搖撼力為指標, 因為插植機構的尺寸遠小於整個插秧機的機體。評估對機體搖撼力的目標函數包括最大值、平均值(亦可用總和值)、以及均方根值(Root Mean Square, RMS), 各目標函數的極小值即為最佳值。由於均方根較能反映曲線的特性, 故為許多文獻採用。本文增列最大值與平均值二項指標的目的是希望了解三者之間的關聯性。

至於減振設計則利用自動控制的原理。振動控制的方法有許多種, 本文探討的是被動式的控制, 目的為減振, 方法則是將配重加到某些桿的固定位置上以抵消作用在接頭的搖撼力。以蘭卻斯特平衡器為例, 配重的形狀就是圓盤, 可以設定為變數的包括圓盤質量與半徑、圓心(即質心)與接頭的距離、以及質心與該桿的夾角等。本文中僅探討將一配重加於曲柄(主動桿)的情形, 這是因為有相關文獻資料可以對照, 而且當曲柄以等轉速運動時, 該配重不會增加所需的扭力或能量消耗, 可以簡化問題。加諸於曲柄  $r_2$  的配重在曲柄轉速為固定的假設下所產生的穩態平衡力只有該配重的離心力(法線力), 公式為

$$F_b = m_b d \omega_2^2 \quad (1)$$

由於  $r_2$  是以等角速度  $\omega_2$  旋轉, 其慣性力矩不影響任何結果, 故可以忽略。也因為這個緣故, 事實上本研究之配重外形無任何限制, 只要可以符合機體的空間拘束條件即可。若  $\omega_2$  不變, 則所有桿件本身的慣性力不因配重的改變而改變, 因此減振的效果只需要觀察方程式(1)以及配重與  $r_2$  的夾角即可。我們也可以由方程式(1)歸納出: 若  $\omega_2$  為常數, 則  $m_b$  與  $d$  並非獨立變數(只要改變其一即可),  $m_b$  與  $d$  乘積的最佳值(相當於質量的一次力矩)即為解。我們定義此一次力矩為

$$S = m_b d \quad (2)$$

為了便於模擬，我們參考文獻資料[13]先固定  $d$  為 30mm，因此僅指定  $m_b$  為設計變數。未來如果變更  $d$ ，則只要將最佳的乘積  $S$  值除以  $d$  即可得到最佳的  $m_b$ 。接著我們要觀察與比較  $r_2$  繞一圈產生 SF 的最大值、平均值、均方根值(RMS)所得最佳結果的異同處，做為爾後設定目標函數之參考。

### 三、實驗方法與步驟

本節說明插秧機插植機構的動作原理、各桿件與相關位置名稱、以及使用 ADAMS 模擬的方法與步驟。插秧機構各元件之尺寸與物理量等資料取自文獻[11][12][13]，以做為本文案例探討之依據。

#### (一) 插植機構各部名稱與軌跡六個精確點

典型的插植機構實體構造如圖 1 所示，最短的曲柄可以做 360 度旋轉，在曲柄反方向則附有一扇形配重可以降低搖撼力。該配重呈扇形，重心位置較靠外緣，可以增加  $d$ ，也有利於與曲柄軸搭接時的加工處理並維持強度，是實用的考量。連接桿的反方向連接一延伸桿及插植爪，後者主要功能為抓取與移植秧苗。延伸桿內又含一凸輪與恢復彈簧可以在插植爪到達最低點時移動推桿，並帶動推苗桿將秧苗推出。圖 2 為插植機構的連桿示意圖與相關符號，右方的實曲線為插植爪端點的靜態(車體靜止)軌跡。六個精確點分別是：p1 為秧苗頂點或最高點、p2 為苗床頂部、p3 為苗床底部、p4 為進入泥土點、p5 為最低點、p6 為離開泥土點。p1 必須高於秧苗的高度，p2 為插植爪開始切斷苗床與抓取秧苗的點，p3 則為插植爪離開苗床的點。p1 至 p3 為插植爪與苗床懸口的相對位置，關係到抓苗成功率及是否損傷秧苗；P4 至 p6 點則為將秧苗植入田中的過程。p4 點入土的角度與車速有關，如果與水平線的夾角太小則有倒伏之慮。p5 與 p4 的垂直距離則為秧苗的插植深度。p6 與 p4 位於同一高度，二者距離必須大於插植爪經過該二點之期間車體行走之距離，否則 p6 會因超越 p4 而使插植爪離地時碰到剛植完的秧苗。由於苗台與插植機構都固定於車體上，因此 p1 至 p3 與苗床的相對位置是固定的，與車速無關；但 p4 至 p6 則為對地面的相對運動，因此車速與曲柄的角速度必須搭配適當。

## (二) 插植機構符號與尺寸

插植機構的各桿實體雖僅位於平行的平面上(與  $xy$  平面平行, 然  $z$  軸座標不同), 但在模擬時因為  $xy$  平面的搖撼力遠大於  $z$  軸, 故分析時仍簡化為同平面的運動, 也方便與其他文獻對照。各桿件與夾角符號如圖 2 所示, 其中兩個接地的旋轉接頭分別為  $O_1$  與  $O_2$ (連心線  $O_1O_2$  即為地桿  $r_1$ )。各桿尺寸、質量、質心位置與慣性力矩等採用文獻[11][13]所提供國產裕農牌插秧機之規格為原始資料, 分別列於表一與表二, 其中各桿質心皆位於連桿中心線上。由於 ADAMS 做平面動力分析時只需要質量、質心位置與  $z$  軸慣性力矩, 因此建模時僅以連桿型式示意(如圖 3), 再以 User Input 方式將表一與表二的相關尺寸與物理量取代預設的數據即可。減振部分則僅考慮附於曲柄之單一配重, 並以一圓球代表。各角度均以逆時針為正, 但曲柄則因為必須為順時針旋轉, 故其與地桿的夾角  $\theta_2$  以順時針為正。

## (三) 模擬方法

採用 ADAMS/View 的環境, 配合各設計變數的建立, 先進行軌跡分析再進行配重的最佳化。將結果整理後輸出至 ASCII 檔案, 再輸入 Matlab[16]進行繪圖與進一步的數據分析。

為了簡化模擬過程, 我們先將四連桿與一無質量的虛構零件(Dummy Part)於  $O_1$  與  $O_2$  處各以一個旋轉接頭相連接, 再將該虛構零件以一個固定接頭(Fixed Joint, 此接頭投影在  $xy$  平面時落於原點)與地面相接, 則該固定接頭的受力情形即為  $O_1$  與  $O_2$  受力之和, 此處搖撼力  $SF$  的定義為該固定接頭受力大小的絕對值。當然, 對該點的搖撼力矩  $SM$  也可以很容易算出。

前節已說明本文將以 Design Study 方式逐一改變各桿長, 觀察各桿長變數對插植爪端點軌跡與六個精確點的影響程度。至於減振最佳化的步驟則歸納如下:

- (1) 使用 DOE 進行雙變數(即配重之質量  $m_b$  與夾角  $\delta$ )目標函數的篩選(screening), 先確定有極小值存在。曲柄轉速的設定以文獻[13]之 180rpm 為標準值, 配重與曲柄的夾角則以曲柄  $r_2$  角度的反方向( $180^\circ$ )為基準(此時  $\delta=0$ ), 方向以逆時針為正。
- (2) 若(1)可找到極小值, 則選擇該值附近的點為初始值, 並利用最佳化求(1)之最佳解。
- (3) 改變曲柄轉速為 60rpm 與 300rpm, 重複(1)及(2), 觀察轉速對最佳值的影響。
- (4) 評估搖撼力平均值、均方根值及最大值等目標函數的最佳值與配重之質量  $m_b$ 、夾角  $\delta$  及曲

柄轉速之關係，並提出適當的建議。

## 四、結果與討論

### (一) 軌跡分析

我們依  $r_1$  至  $r_6$  的順序逐一進行 Design study，並依照表一的數據改變各桿長的 $\pm 5\%$ 與 $\pm 10\%$ ，也就是 $-10\%$ 、 $-5\%$ 、 $0\%$ 、 $5\%$ 、 $10\%$ ，得到五個階段(level)。圖 4 至圖 6 即為每一個變數的軌跡圖，圖中的箭頭表示設計變數增大時產生相對明顯變化的區域與趨勢。苗台在右上方(以圖 2 為準)，軌跡線則為順時針方向運動。以下為各圖之說明。

圖 4(a)顯示當  $r_1$  增加時，整個軌跡圖向右上方移動。雖然  $p_1$  至  $p_3$  點升高，表示可以適用於高株的秧苗，但同時最低點  $p_5$  也上升，插植深度會減少，反而不適合高株的秧苗，故  $r_1$  的增大相當於減少插植機構與苗台的垂直距離。圖 4(b)以  $r_2$  為設計變數，可看出整個軌跡在垂直方向拉長，即  $p_1$  至  $p_3$  升高， $p_4$  至  $p_6$  下降，表示很適合高株的秧苗。值得注意的是，圖 4(a)於  $p_1$  點附近的升高方向為右上，但圖 4(b)為左上，表示當  $r_1$  與  $r_2$  增大時，插植爪攫取秧苗的量不同：前者增加，後者減少。由於插植機構與苗台都固定在機體上，當相對應的設計變數增大時，前者的  $p_2$  與  $p_3$  點若太朝右移動，則有可能碰到苗台；反之後者的  $p_2$  與  $p_3$  若太朝左移動則可能抓不到秧苗。

圖 5(a)的設計變數為  $r_3$ ，可以觀察出軌跡頂端無甚變化，唯  $p_5$  點逐漸向上，表示插植深度與桿長呈反比例關係。若欲調整插秧深度而不影響其他作業，則調整  $r_3$  為最佳選擇，圖 1 的插植機構即有一調整螺桿與螺絲可以改變  $r_3$ 。至於軌跡左邊腰部的變化向右則會影響插秧距離，若車體向右行進且  $r_3$  的變化太大，就可能碰到剛植好的秧苗。圖 5(b)則顯示  $r_4$  對軌跡的影響： $r_4$  增大則整個軌跡下移，恰與  $r_1$  功能相反。如果要調整插植機構與苗台的垂直相對距離，則改變  $r_4$  即可達到上下移動苗台或插植機構的效果。與  $r_1$  功能相同，若在  $p_1$  至  $p_3$  的改變不影響抓苗的情形下單獨變更  $r_4$  也可以達到調整插植深度的目的。圖 6(a)顯示當  $r_5$  增加時，整個軌跡向右移動且向上伸長。由於頂點上移，可以適用於高株的秧苗，但插植深度則不變。圖 6(b)的軌跡隨  $r_6$  增加而向右移動的情形與圖 5(a)相似，但是頂點與最低點都向下移動，且插植深度的變化顯然比頂點敏感多了。圖 4 至圖 6 與文獻[12]之結果相符，表示本



文模擬結果的正確性。

雖然前段的敘述都以單設計變數 Design study 的角度分析結果，但至少可以給我們一個大約的設計方向，若要考慮多變數的統計分析則可利用 ADAMS/Insight 進行 DOE 與 Optimization，但這不在本文討論範圍之內。

## (二) 減振分析

如第三節所述，我們先以 DOE 觀察目標函數是否有極小值存在。圖 7 至圖 9 即為以配重之質量  $m_b$  與夾角  $\delta$  為變數之搖撼力等力圖，其中圖 7 為平均搖撼力，圖 8 為均方根搖撼力，圖 9 為最大值搖撼力，各圖之箭頭指向較低的數值。可以觀察出三個圖非常相似，各等力線為封閉曲線且無相交點，表示搖撼力函數呈一碗狀，唯一的最低點都在  $m_b=1.5\text{kg}$  且  $\delta=0^\circ$  附近。

接著進行最佳化(Optimization)。初始值設定為  $m_b=1.0\text{kg}$ ， $\delta=50^\circ$ ，曲柄轉速分別為 60rpm、180rpm 以及 300rpm，結果則列於表三。本表清楚說明無論是採用平均值、最大值或是均方根值，最佳的配重質量與夾角都非常接近： $m_b=1.46\text{kg}$ ， $\delta=0^\circ$ ，而且與轉速無關。進一步比較後發現均方根對最佳配重質量的預測最保守、平均值次之、最大值最高。不僅如此，最佳(即最低)搖撼力的比值與 rpm 平方的比值一致，約為  $1:3^2:5^2$ ，與式(1)的預測不謀而合。雖然表三顯示配重的最佳質量變化極小，但夾角仍有偏移。就實際裝設配重時的程序來考量的話， $\delta=0^\circ$  是最容易進行鑄模或加工的，因此我們也進一步探討若固定  $\delta=0^\circ$ ，則最佳配重與最佳搖撼力是否有很大的變化？其(單變數)最佳化的結果列於表四。與表三相較，發現最佳配重與最佳搖撼力的相對誤差都在 1% 以下，已可忽略，因此夾角  $\delta$  可以自設計變數中移除，直接使用  $\delta=0^\circ$  即可。以上的結果表示本研究的單一配重減振問題只剩下配重質量一個變數，因此配重設計的工作可以簡化許多，這也是其他文獻不及討論的成果之一。與文獻[13]的數據對照，發現不僅搖撼力圖形吻合，數值亦非常接近。另外，就本文所探討的插植機構而言，最佳的一次力矩指標為  $S_{opt}=m_b d=1.46*0.03=0.0438\text{kg}\cdot\text{m}$ 。

為了更進一步了解減振的過程，我們也以圖示說明整個減振前後搖撼力的變化情形。圖 10 為搖撼力 SF(z 軸)與配重  $m_b$ (y 軸)以及曲柄角度  $\theta_2$ (x 軸)的關係，此時夾角  $\delta=0^\circ$ ，曲柄轉速為 180rpm。本圖說明在無配重的情形下( $m_b=0$ )，SF 曲線左側出現一個波谷(約在  $\theta_2=22^\circ$ )，右側則出現一個波峰(約在  $\theta_2=345^\circ$ )，其餘大部分為接近穩定的水平線。隨著配重增加，水平線

下降，左側波谷與右側波峰分別上升及下降，逐漸形成兩個小波峰。當水平線到達最低點時即為最佳配重，此時配重約為 1.46kg，無論採用平均值、均方根值、或是最大值。配重如果持續增加，水平線即開始上升，波峰則逐漸在原來波谷處形成，波谷也在原波峰處生成。

另一方面，固定  $m_b=1.46\text{kg}$  而將夾角  $\delta$  由  $-100^\circ$  逐步改變至  $+100^\circ$  所得到的 Design study 結果顯示在圖 11，其中 x 軸為曲柄旋轉角度  $\theta_2$ ，y 軸為夾角  $\delta$ ，z 軸為搖撼力 SF，曲柄轉速為 180rpm。本圖與圖 10 近似，水平線在  $\delta=0$  時到達最低點，波峰與波谷的交替現象也出現。

接著將處於最佳情形下 ( $m_b=1.46\text{kg}$ ,  $\delta=0^\circ$ ) 的四連桿二個瞬間位置 ( $\theta_2=22^\circ$  與  $\theta_2=345^\circ$ ) 以及兩個接地旋轉接頭 ( $O_1$  與  $O_2$ ) 受力情形分別繪於圖 12 與圖 13。圖 12 中的  $O_1$  與  $O_2$  受力大小差不多，且二個力向量近乎反向，因此其合力(等於搖撼力)相對之下並不大。圖 13 中的  $O_1$  與  $O_2$  受力大小遠比圖 12 大很多，但也近乎反向。我們更進一步將接頭  $O_1$  以及搖撼力於加入配重前後的受力情形(絕對值)繪於圖 14(a)與圖 14(b)加以比較。 $O_2$  的受力情形因為幾乎不受配重影響且與  $O_1$  加上最佳配重後的曲線(圖 14(a)虛線)極其接近，因此沒有列出。由本圖可以看出  $O_1$  的受力曲線有兩個峰值，皆位於搖撼力曲線的波峰與波谷附近，顯示搖撼力的變化與  $O_1$  和  $O_2$  的受力情形有很大的關聯。將圖 14(a)與圖 14(b)的數據對照後，發現  $O_1$  在未加入配重前受力最高達 226N，遠超過搖撼力的最大值 25N，可見得各接頭所需承受的力道相當大。至於搖撼力的部分，由模擬動畫(本文未提供)可以看出  $O_1$  與  $O_2$  的受力在大多數情形下也都相近且約呈反向，如圖 12 與圖 13 所表示，這表示只需稍許的第三外力即可將前述二個接頭力抵消。事實上最佳配重在 180rpm 之下的離心力僅約 15.6N，遠低於各接頭的受力，但這增加的離心力卻可以消除大部分的搖撼力，圖 14(b)所顯示的效果即為明證。將圖 14(b)的搖撼力數據進一步分析可得減振的最大降幅若以 RMS 為準大約可以降至 70%，以平均值為準則約 80%。

## 五、結論

本文以國產插秧機的插植機構為例探討平面四連桿之運動軌跡與減振設計，並配合 ADAMS 進行系統化的模擬。將模擬結果與文獻資料對照後發現相當吻合，同時得到下列之結論：

- (1) 單獨改變四連桿機構之任一桿長所得到的插植爪軌跡變化皆不同，因此影響插植深度、適用之秧苗高度、取苗量等也相異。若欲進行多變數最佳化分析，可先參照圖 4 至圖 6 決定設計變數的數目與範圍，再利用 ADAMS 之 Optimization 或 ADAMS/Insight 模組分析。
- (2) 減振設計方面，以搖撼力的平均值、最大值、或均方根值為目標函數所得到的最佳配重質量以及夾角的結果極為接近，最佳解即為目標函數極小值。
- (3) 使用配重的被動式控制法可以有效降低搖撼力，但不能完全消除。減振最大降幅若以 RMS 為準大約可以降至 70%，以平均值為準則約 80%。
- (4) 搭載於曲柄的最佳配重位於曲柄桿的反方向( $\delta=0^\circ$ )。
- (5) 曲柄轉速對配重質量與夾角無影響，但各目標函數的極小值(即最佳值)卻與曲柄轉速的平方呈正比。
- (6) 最佳的一次力矩指標為  $S_{opt}=m_b d=1.46*0.03=0.0438$  kg-m。
- (7) 本文並未分析搖撼力矩的變化，此部份為可以立即進行的工作。未來亦可朝多配重的最佳化設計方向研究。
- (8) 本文雖然僅分析一已商品化之插植機構，但是整個的分析過程可以應用於其他的插植機構，也可以做為新型機構設計時的參考，具有實用的價值。

## 六、參考文獻

1. Martin, G.H. (1982), *Kinematics and Dynamics of Machines*, 2<sup>nd</sup> ed., McGraw Hill, Inc., Chapter 20.
2. Erdman, A.G., editor (1993), *Modern Kinematics—Developments in the Last Forty Years*, John Wiley & Sons, Inc., New York.
3. 張森富 (1980), "機械插秧之演進", 農量曆書, 台灣省政府糧食局編印。
4. 程慶源、翟仲威、洪堅志、楊峰升、李豐明、楊明川 (1993), 農業機械(一)下冊, 第三章, 復文圖書出版社。
5. Kohli, S.S., and V.P. Agrawal (1993), "Analysis of a Four-Bar Linkage for a Proposed

Transplanter”, *Trans. of the ASAE*, Vol. 36, No. 2, pp: 317-320.

6. 黃國益、林聖泉 (1995), ”插秧機橢圓齒輪式插植機構之運動分析”, 農業機械學刊, 第四卷, 第四期, 第 35-45 頁。
7. 林聖泉、黃國益 (1996), ”橢圓行星齒輪式插植機構之最佳化設計”, 農業機械學刊, 第五卷, 第四期, 第 1-9 頁。
8. ADAMS 11.0.0 Users Guide (2000), Mechanical Dynamics, Inc., Ann Arbor, Michigan, U.S.A.
9. 張森富、劉博文 (1987), ”插秧機插植機構之分析”, 農業工程學報, 第三十三卷, 第一期, 第 45-53 頁。
10. 劉博文、張森富 (1987), ”插秧機插植機構之設計”, 農業工程學報, 第三十三卷, 第一期, 第 54-63 頁。
11. 陳文吉、林聖泉 (1993), ”插秧機連桿式插植機構之運動分析與設計準則”, 農業機械學刊, 第二卷, 第三期, 第 45-55 頁。
12. 林聖泉、陳文吉 (1994), ”插秧機連桿式插植機構對插植軌跡之靈敏度分析”, 農業機械學刊, 第三卷, 第三期, 第 37-47 頁。
13. 徐德雄、林聖泉 (1995), ”連桿式插秧機振動分析與減震設計”, 農業機械學刊, 第四卷, 第三期, 第 27-37 頁。
14. 邱顯堂、陳飛雅 (1994), ”蘭卻斯特平衡器於平面齒輪五連桿機構之平衡”, 成功大學學報, 第 29 卷 (科技、醫學篇), 第 105-120 頁。
15. 邱顯堂、白耿州 (1997), ”The Optimum Balancing Design of Four-Bar Linkages with Adding Disk Counterweights”, 中國機械工程學刊, 第十八卷, 第一期, 第 43-54 頁。
16. Matlab R12 Users Guide (2000), The Mathworks Inc., Natick, Mass., U.S.A.

## 符號說明

$d$ : 配重質心至  $O_I$  的距離

$F_b$ : 配重之離心力(Newton)

$m_b$ : 配重質量(Kg)

$O_I$ : 曲柄與機體連接的旋轉接頭位置

$O_2$  : 搖桿與機體連接的旋轉接頭位置

$r_1$  : 接地桿桿長( $O_1$  與  $O_2$  的距離)

$r_2$  : 曲柄桿長

$r_3$  : 連接桿桿長

$r_4$  : 搖桿桿長

$r_5$  : 延伸桿桿長

$r_6$  : 插植爪長度

$S$  : 一次力矩指標(Kg-m)

$S_{opt}$  : 最佳一次力矩指標(Kg-m)

$\beta$  : 地桿與水平線夾角( $^\circ$ )

$\delta$  : 配重質心與曲柄的夾角( $^\circ$ )

$\lambda$  : 延伸桿與插植爪夾角( $^\circ$ )

$\theta_2$  : 曲柄與地桿的夾角( $0^\circ$  , 以順時針方向為正)

$\omega_2$  :  $r_2$  的角速度(rad/sec)

表一 插植機構的幾何尺寸[11]

符號	$r_1$ (mm)	$r_2$ (mm)	$r_3$ (mm)	$r_4$ (mm)	$r_5$ (mm)	$r_6$ (mm)	$\beta$ ( $^\circ$ )	$\lambda$ ( $^\circ$ )
尺寸	74	35	70	75	107	120	-91	-74

表二 插植機構減振所需的物理量[13]

物理量名稱	數值
曲柄質心與 $O_1$ 距離	17.89mm
連接桿質心與 Q 距離	-32mm*
搖桿質心與 $O_2$ 距離	60mm

配重質心與 $O_1$ 距離(d)	30mm
曲柄質量	183.32 gram
連接桿質量	900.56 gram
搖桿質量	141.19 gram
連接桿 z 軸慣性矩( $I_3$ )	$11.9e-3 \text{ kg m}^2$
搖桿 z 軸慣性矩( $I_4$ )	$2.0e-3 \text{ kg m}^2$

\* 以連接桿之反方向為正

表三 不同轉速下配重  $m_b$  與夾角 $\delta$ 的最佳值

rpm	平均搖撼力(Mean)			最大搖撼力(Max)			均方根搖撼力(RMS)		
	最佳值(N)	$m_b(\text{kg})$	$\delta(^{\circ})$	最佳值(N)	$m_b(\text{kg})$	$\delta(^{\circ})$	最佳值(N)	$m_b(\text{kg})$	$\delta(^{\circ})$
60	0.3569	1.4629	-1.105	1.0662	1.4660	-3.6180	0.5049	1.4614	-3.6631
180	3.2121	1.4629	-1.105	9.5957	1.4660	-3.6180	4.5444	1.4614	-3.6631
300	8.9226	1.4629	-1.105	26.655	1.4660	-3.6180	12.623	1.4614	-3.6631

表四 夾角 $\delta=0$  時於不同轉速下的最佳配重  $m_b$

rpm	平均搖撼力	$m_b(\text{kg})$	最大搖撼力	$m_b(\text{kg})$	均方根搖撼力	$m_b(\text{kg})$
60	0.3588	1.4631	1.0804	1.4707	0.5168	1.4584
180	3.2296	1.4631	9.7237	1.4707	4.6520	1.4584
300	8.9710	1.4631	27.010	1.4707	12.922	1.4584

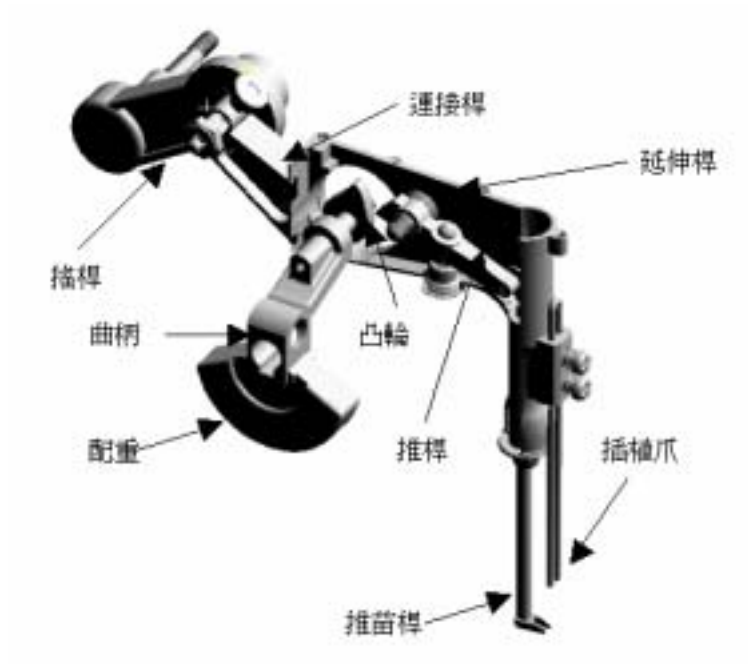


圖 1 插植機構實體圖(連接桿已剖面)。

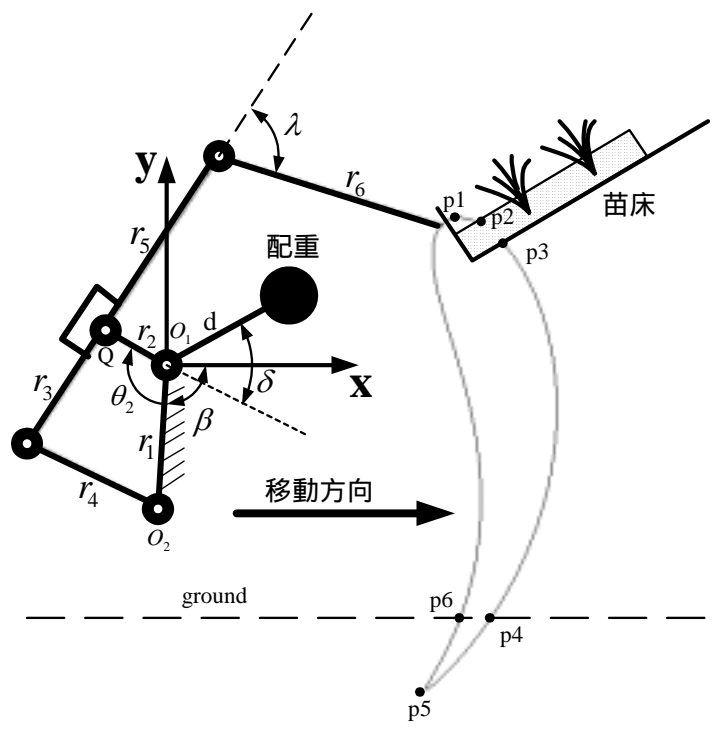


圖 2 插植機構示意圖與各元件的符號。

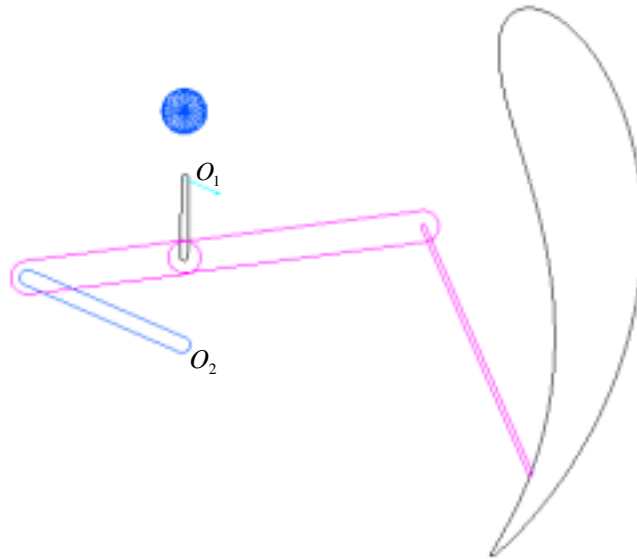
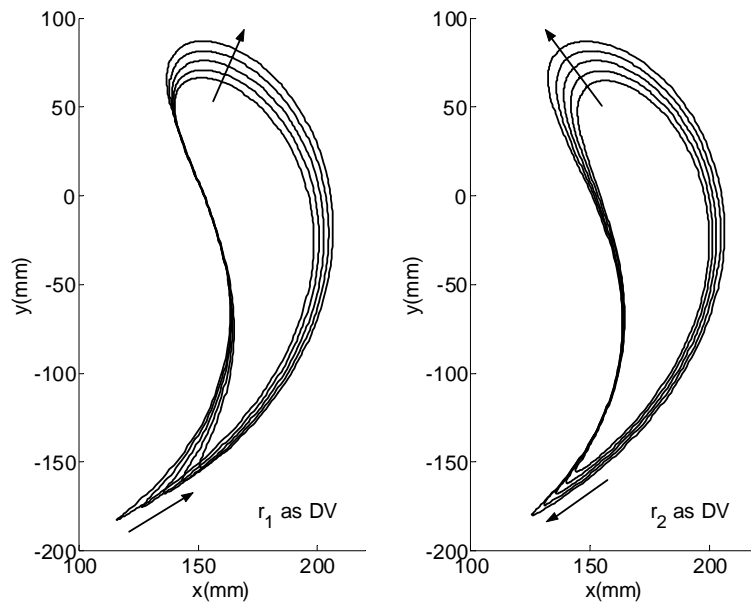


圖 3 ADAMS 之插植機構模型與插植爪軌跡。

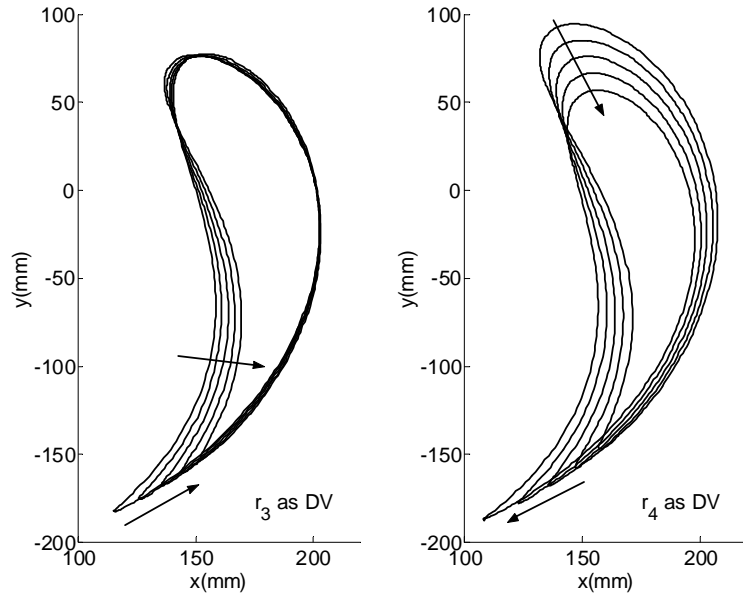


(a)  $r_1$  為設計變數

(b)  $r_2$  為設計變數

圖 4 插植爪軌跡與各桿長的關係(一)

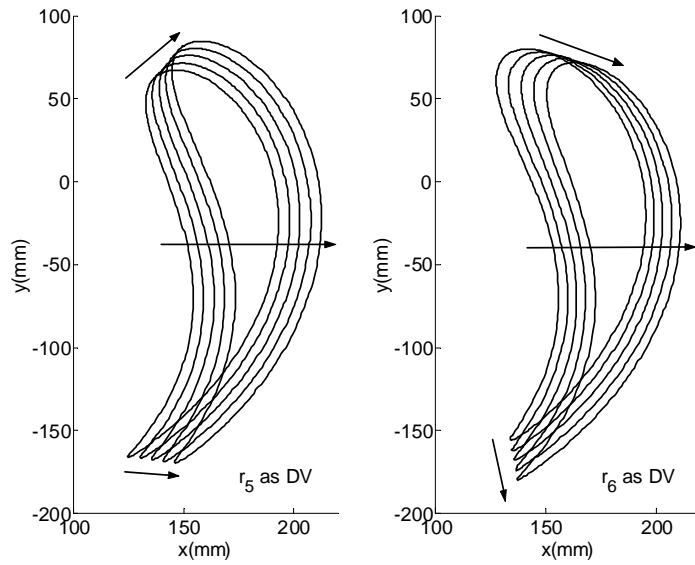




(a)  $r_3$  為設計變數

(b)  $r_4$  為設計變數

圖 5 插植爪軌跡與各桿長的關係(二)



(a)  $r_5$  為設計變數

(b)  $r_6$  為設計變數

圖 6 插植爪軌跡與各桿長的關係(三)

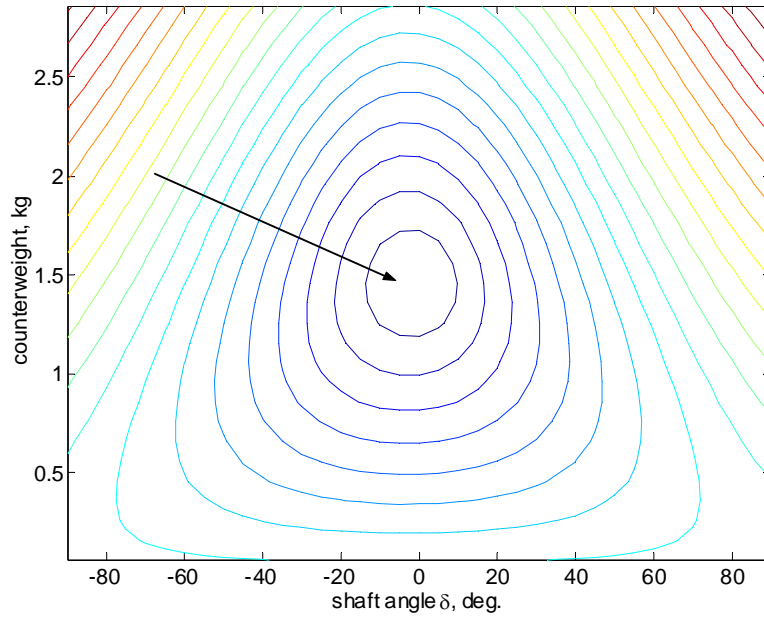


圖 7 以質量  $m_b$  與夾角  $\delta$  為變數之平均搖撼力等力圖，箭頭指向極小值。

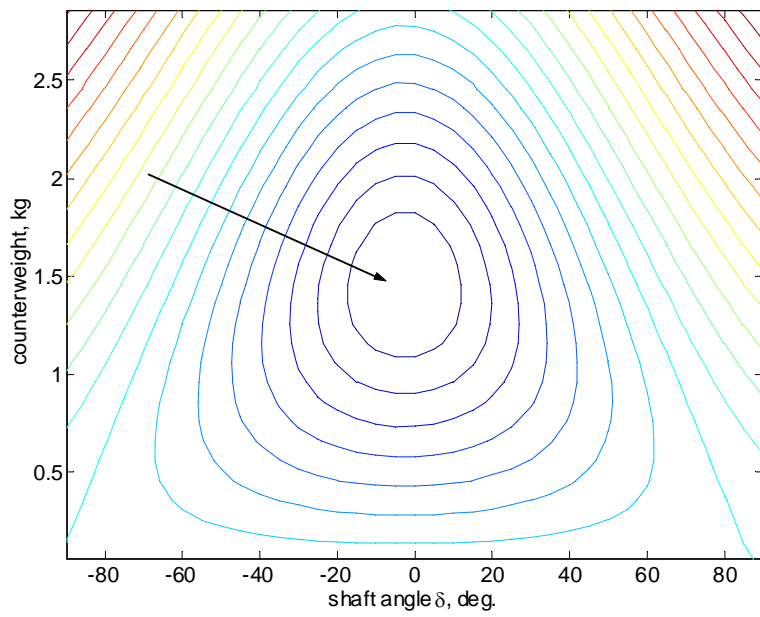


圖 8 以質量  $m_b$  與夾角  $\delta$  為變數之均方根搖撼力等力圖，箭頭指向極小值。

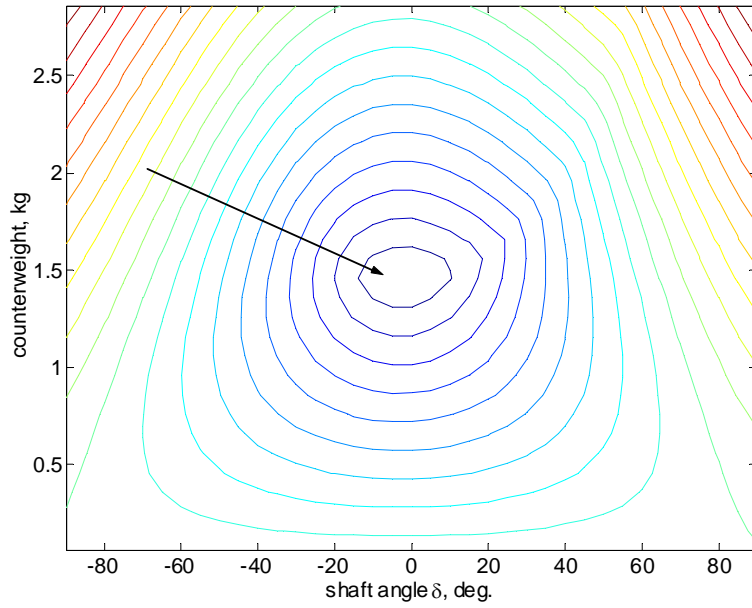


圖 9 以質量  $m_b$  與夾角  $\delta$  為變數之最大搖撼力等力圖，箭頭指向極小值。

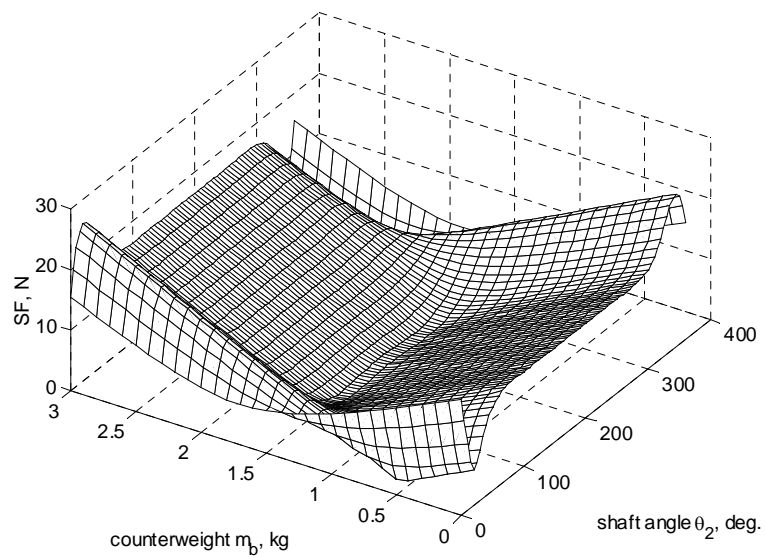


圖 10 搖撼力 SF 與配重  $m_b$  以及曲柄角度  $\theta_2$  的關係， $\delta=0^\circ$ 。

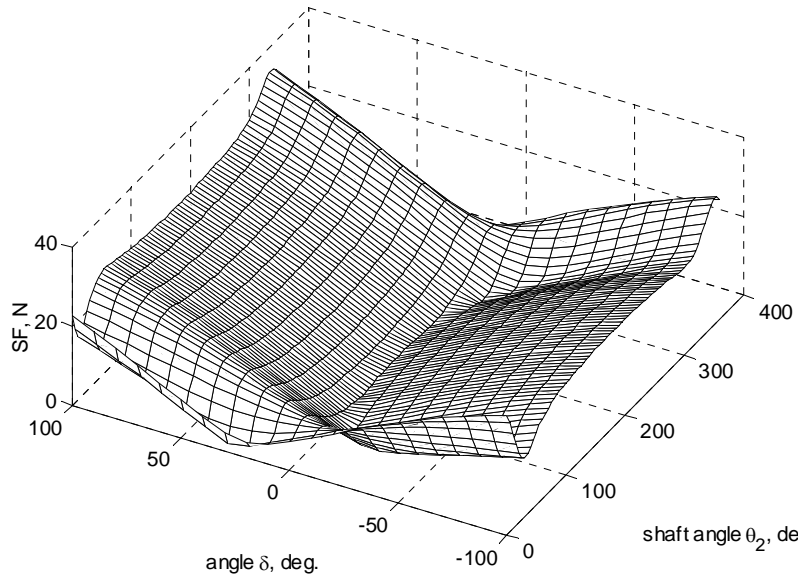


圖 11 搖撼力 SF 與夾角 $\delta$ 以及曲柄角度 $\theta_2$ 的關係

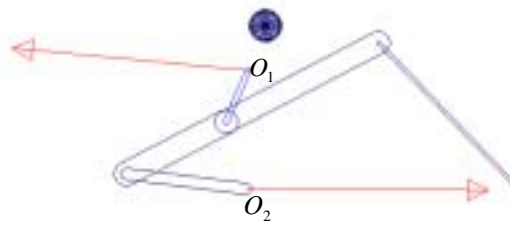


圖 12 曲柄角度 $\theta_2=22^\circ$ 時兩個接地旋轉接頭受力情形(如箭頭所示)。

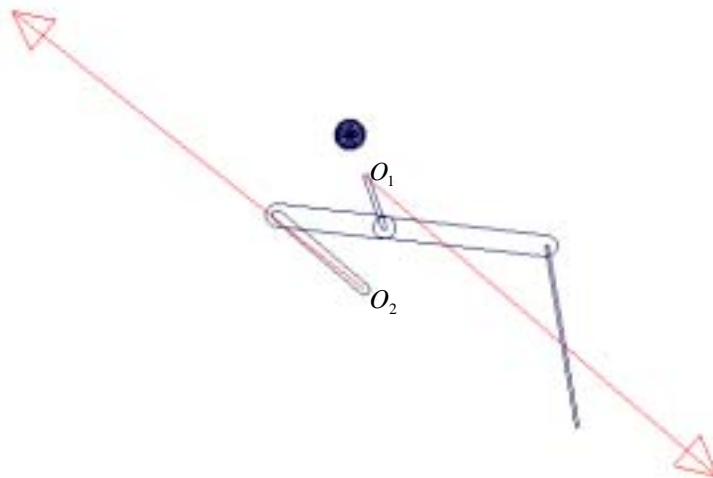


圖 13 曲柄角度 $\theta_2=345^\circ$ 時兩個接地旋轉接頭受力情形(如箭頭所示)。

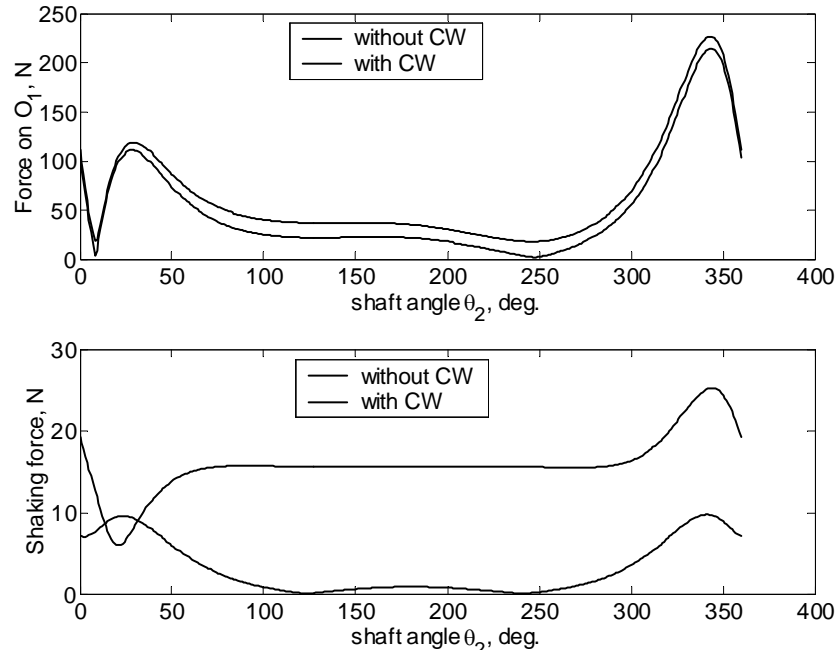


圖 14 (a)上圖，接頭  $O_1$  於加入配重前後的受力與曲柄角度 $\theta_2$  關係。

(b)下圖，加入配重前後的搖撼力與曲柄角度 $\theta_2$  關係。