

建立電動履帶式高空作業車安全姿態模型¹

李健、張汶肇²

摘 要

李健、張汶肇。2020。建立電動履帶式高空作業車安全姿態模型。臺南區農業改良場研究彙報 75：88-102。

創新設計之電動履帶式高空作業車利用電動馬達驅動帶來靈活移動操控，另外其漸進且穩定的扭力輸出亦能降低吊桿上作業臺的振動搖晃，可增加使用上的安全穩定度。透過電腦輔助設計軟體模擬出其在不同負載及吊桿舉升角度下總質心的座標資料。利用這些資料及集總元素模型，建立出機臺總質心座標的預測公式；此公式所算出座標精度可達 $\pm 6\text{mm}$ 以內。分析機臺底盤俯仰及橫搖傾斜後整體質心於空間中之移動，並建立質心投影於機臺底盤面之位置的計算式。進行了不同吊桿角度、負載及安全係數下底盤達到傾覆的臨界傾斜角度分析；並得出在安全係數為 1.4 時，高空作業車的安全操作條件。

現有技術：目前高空作業車的安全姿態分析以電腦模擬或實機測試為主，其結果不容易應用至姿態感測系統中的微電腦進行快速辨識運算。

創新內容：本研究利用電腦模擬出高空作業車在不同負載及吊桿舉升角度下總質心的座標資料，並利用其建立出機臺總質心座標的精準預測公式，並納入安全係數建立判斷機台是否處於安全姿態的計算方法。

對產業影響：本研究的模型建立及計算方法可延伸至各式高空作業車，並可搭配姿態感測器快速即時偵測高空作業車是否處於安全姿態。

關鍵字：電動、履帶、高空作業、安全姿態

接受日期：2020 年 2 月 18 日

1. 行政院農業委員會臺南區農業改良場研究報告第 521 號。

2. 行政院農業委員會臺南區農業改良場農機研究室助理研究員、果樹研究室副研究員兼主持人。712 臺南市新化區牧場 70 號。

前 言

果樹管理需牽涉到修剪及採收這兩項登高的作業，許多果農均有從樹上跌落的經驗。新一代的年輕農民對此危險攀爬高空作業更難於適應，因而傳承投入果樹生產的意願降低。高空作業車在國外平地果園上已獲得許多應用⁽²⁾，本場為改善及輔助平地果園之田間管理作業於 2017 年引進西班牙 Marti Plataformas 輪式吊桿高空作業車，另於 2018 年引進日本 Fujii Corporation 汽油履帶式吊桿高空作業車；並應用於採收、整枝修剪及疏梢等果園田間操作，建立平地果園省工機具之作業模式，以提高操作人員之安全性及達省工之目的。

目前國內無針對果園高空作業相關輔助機具研發及應用，但在國外大面積生產的果園採用高空作業車輔助果樹整枝修剪管理及採收的作業愈來愈普遍，甚至為配合機械化作業改變慣行種植方式，將果樹疏剪成特定間距排列整齊，以方便作業機臺駛入樹行間，使作業人員可伸手觸及果實生長的區域，便於果園田間管理操作。根據國外研究顯示^(3,5,8)，應用各式果園高空作業機可提升不論修剪、疏剪或採收皆達 30% ~ 40% 以上的作業能力，在部份條件狀況下甚至可高達 70%。

目前國外果園用高空作業車的舉升機構有採用吊桿式 (boom lift) 及剪刀式 (scissor lift) 兩種，吊桿式作業臺通常面積僅可容納一個作業人員站立進行作業，且具有固定式安全圍欄；而剪刀式機型則會具有較大平臺面積，且圍欄可依用途安裝或拆卸。兩者使用便利上各有優劣，吊桿式作業臺凸出於車體底盤面積外較適合深入樹叢作業；而剪刀式機型因平臺置放面積大，適合水果規模採收作業。剪刀式高空作業車由於質心穩定度較低，因此機臺底盤通常會設計自動傾斜裝置來輔助平衡⁽⁸⁾。由於果園樹枝空間分佈複雜，果園高空作業車的機能仰賴移動底盤的操控靈活性。

本場引進之日本汽油履帶式吊桿高空作業車雖然採用履帶以獲得更佳的地面行走性能及抗路面凹陷引起的顛簸，然而其傳動系統無法達到兩邊履帶同時反向旋轉，只能同向差速旋轉，再加上需排檔切換旋轉方向，因此在有限迴轉空間下移動過程繁複。另一款本場引進之西班牙輪式吊桿高空作業車則採用柴油引擎動力轉油壓馬達傳動，左右側兩輪皆可各別獨立驅動。相關研究⁽¹²⁾亦指出，果園用高空作業車以油壓馬達直驅設計確實是優於引擎透過變速箱扭力輸出的傳動設計。

考慮到高空作業車使用時並非長時間持續移動，而是有許多時間是處於停滯狀態，這對於以持續運轉的引擎為動力源的設計來說會有能源使用率低及車體停滯時的排氣油臭的問題。農委會臺中區農業改良場曾經針對臺灣設施內藤蔓蔬果採收或整理作業需移動攀高的需求開發出電動自走式升降作業機⁽¹⁾，並獲得極佳推廣販售成效。鑒於前述分析及經驗參考，本場設計出一式電動履帶式高空作業車，其左右兩邊履帶由兩顆獨立電動馬達驅動，目前電動履帶底盤已完成實機操作測試，其移動靈活度及扭力漸進調變控制皆相當優異，明顯勝過引擎或油壓馬達的傳動設計。底盤緩和且穩定的移動亦能降低吊桿上面作業臺的劇烈搖晃⁽¹¹⁾，來強化使用上的安全穩定度。

目前現有針對高空作業車安全性相關的研究有統計各式高空作業車所造成的傷害及案例原因調查⁽¹⁰⁾，亦有研究針對剪刀式高空作業車搭乘人員進入或移出高舉作業臺時所產生的衝擊力道及搖晃程度分析⁽⁹⁾。在危險警示裝置部分，目前在大部分建築或工業用的大型高空作業車已配有自動化姿態偵測及主動姿態範圍限制的功能。然而在農業果園用途的機型目前

皆無此類安全輔助設計，大多數僅配備簡易傾斜角度指示器供操作者參考⁽⁶⁾。最近有研究以電腦模擬高空作業車處於坡地果園時的底盤臨界傾覆 (tip-over) 角度並與實際機體實驗驗證⁽⁴⁾，發現模擬傾覆角度與實驗結果誤差約 4.6% 以內；因此本研究以電腦模擬資料來建立高空作業車的安全姿態模型會是相當可靠的。

本研究核心主旨為建立此式電動履帶式高空作業車的安全姿態模型。首先以 3D 電腦輔助設計模擬出高空作業車在不同吊桿舉升角度 (亦即作業臺高度) 及負載下，質心在空間中的座標位置資料。之後再以質心位置理論模型去擬合質心模擬資料來建立質心位置的精確預測模型，此預測模型所算出質心位置座標 (x, y) 的 x 及 y 誤差絕對值皆小於 6 mm 以內。最後此研究建立一套納入安全係數的計算方法，進一步預測出在不同舉升角度及負載下會造成機體傾覆之底盤臨界俯仰 (pitch) 角度及橫搖 (roll) 角度。此關鍵重要模型將能夠在未來配合機體傾斜感測器及控制系統進行危險警示及安全控制。

材料與方法

一、求取高空作業車質心預測計算公式

圖 1 為本研究所設計電動履帶式高空作業車設計之側視圖，圖中標註吊桿舉升角度 θ 定義及電腦模擬質心座標原點。在設計中已帶入所有零組件及假人負載物的明確質量及質心位置，並透過電腦輔助設計軟體模擬出整體質量及質心座標。在模擬中假人的質量可以更改設定，而其質心一律設定為身體腰部中心點。另外圖 1 中的座標原點亦標示出整個三維空間的座標軸向，水平方向為 X 軸、垂直方向為 Y 軸、垂直圖面方向為 Z 軸。

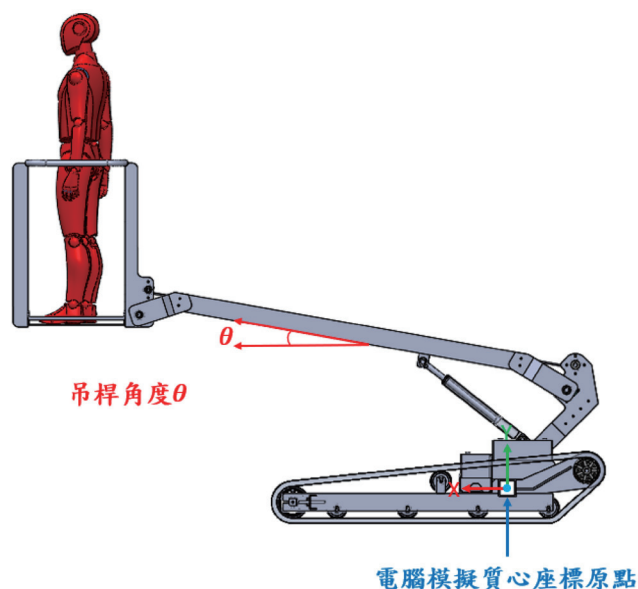


圖 1. 電動履帶式高空作業車吊桿角度 θ 定義及電腦模擬質心座標原點

Fig. 1. Definition of the boom angle θ of electric tracked aerial work vehicle and the coordinate origin for computer-simulated mass center

圖 2 及圖 3 分別為在不同負載及吊桿角度 θ 下電腦所模擬出質心座標 (x, y) 之 x 值及 y 值；由於機體在 z 軸方向為中心對稱，所以模擬出之座標的 z 值皆為 0，在研究分析中不須特別考慮。從座標模擬值中可發現出在相同舉升角度 θ 下，座標值與負載會呈線性關係，這結果完全符合靜力學在質心位置計算上所預測的特性。為了能求得精準預測在不同角度及負載下質心座標位置的數學函數，我們需要找出預測此機型質心位置的理論模型。

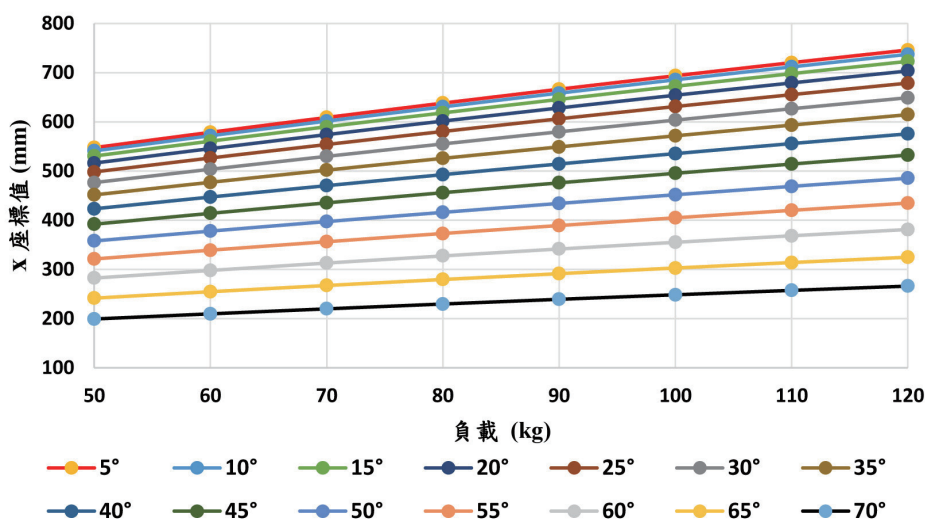


圖 2. 在不同負載及吊桿角度 θ 下電腦模擬質心座標 (x, y) 之 x 值

Fig. 2. X values of the coordinate (x, y) of computer-simulated mass center with different loads and boom angles θ

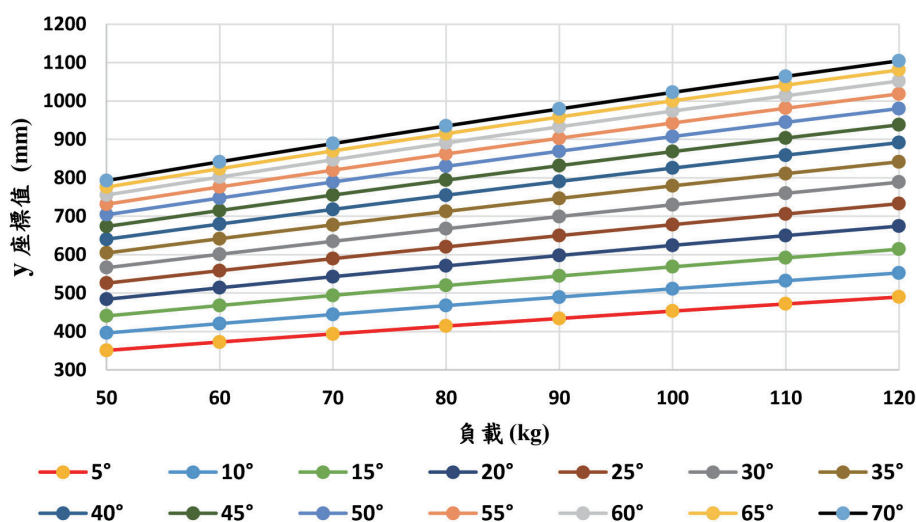


圖 3. 在不同負載及吊桿角度 θ 下電腦模擬質心座標 (x, y) 之 y 值

Fig. 3. Y values of the coordinate (x, y) of computer-simulated mass center with different loads and boom angles θ

圖 4 為考慮到高空作業車吊桿舉升角度變化的集總元素模型 (lumped-element model)，集總元素將質量分佈於空間的元件簡化為空間中的單一質點，並與其他元件經簡化後的質點構成符合實際狀況的幾何相對關係。在圖 4 中示範兩種不同吊桿舉升角度 θ 下，模型內集總元素的幾何相對關係之變化，在模型中除了虛線外其它線的長度皆是不變的，質心點處於實線上固定位置，隨著實線移動。

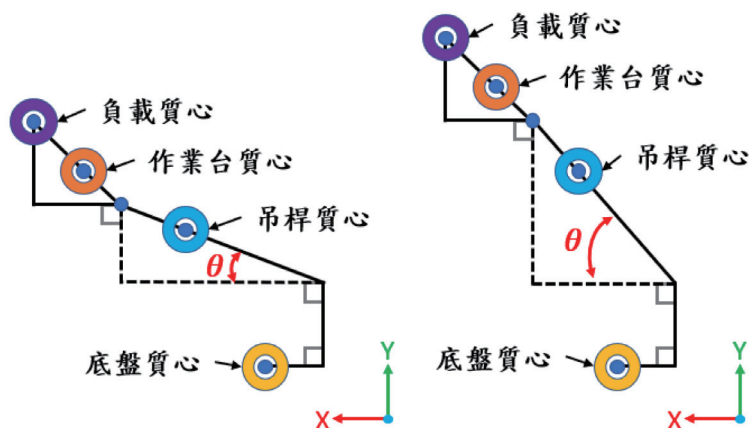


圖 4. 預測質心座標之集總元素模型

Fig. 4. Lumped-element model for predicting the coordinates of mass center

透過一些代數推導 (過程略) 可得到圖 4 模型的總質心座標位置的預測函式應為

$$\begin{cases} x' = (a_x \cos \theta + b_x) \times \text{Load} + c_x \cos \theta + d_x \\ y' = (a_y \sin \theta + b_y) \times \text{Load} + c_y \sin \theta + d_y \end{cases} \quad (1)$$

其中 x' 及 y' 為函式所預測之總質心座標、 θ 為吊桿舉升角度、Load 為負載質量。特徵係數 $a_x, a_y, b_x, b_y, \dots$ 皆為固定不變之數；機臺的幾何尺寸及質量特徵皆隱含於這些特徵係數中。

利用前面已建立之機體質心座標電腦模擬資料，我們可以使用多變數回歸 (multivariate regression) 找出所有最佳化特徵參數，其可使預測函式 (1) 與實際模擬座標 (x, y) 的平方誤差達到最小；下式 (2) 為根據質心座標模擬資料及預測函式 (1) 所回歸分析出之特徵係數。

$$\begin{cases} a_x = 2.86962 & b_x = -0.0252526 & c_x = 393.321 & d_x = 16.8557 \\ a_y = 2.89074 & b_y = 1.73163 & c_y = 378.636 & d_y = 221.021 \end{cases} \quad (2)$$

在求出整體質心座標的預測公式後，為了解其預測精度特性，圖 5 及圖 6 為在不同舉升角度及負載下座標預測值 x' 及 y' 分別減去電腦模擬值 x 及 y 後的誤差輪廓圖 (contour map)；其中不同的顏色表示不同的誤差值範圍。從誤差分析可發現質心座標預測公式 (1) 及 (2) 的準確度達 $\pm 6 \text{ mm}$ 以內，這相對於機臺的尺度範圍來說可謂相當準確；預測函式會有誤差的唯一原因為圖 4 及式 (1) 的質心座標預測模型並沒有納入吊桿舉升油壓缸質心相對位置隨舉升角度 θ 變化的效應。本研究求取質心位置預測公式的概

念及方法可延伸應用至其它型式的吊桿式高空作業車，甚至包含多節式吊桿機型⁽⁷⁾。

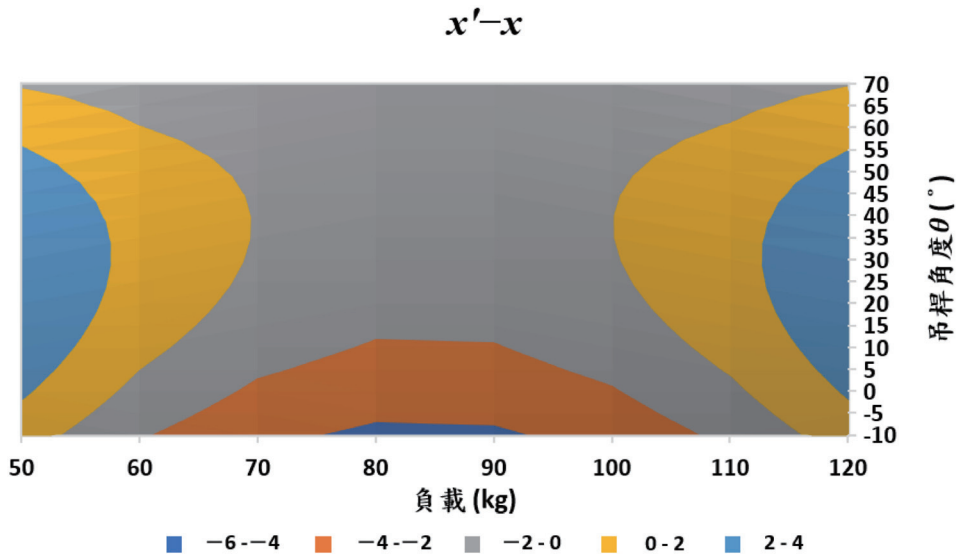


圖 5. 公式預測質心座標之 x' 值與實際值 x 之誤差

Fig. 5. Errors between the formula-predicted value x' of mass center coordinate and the actual value x

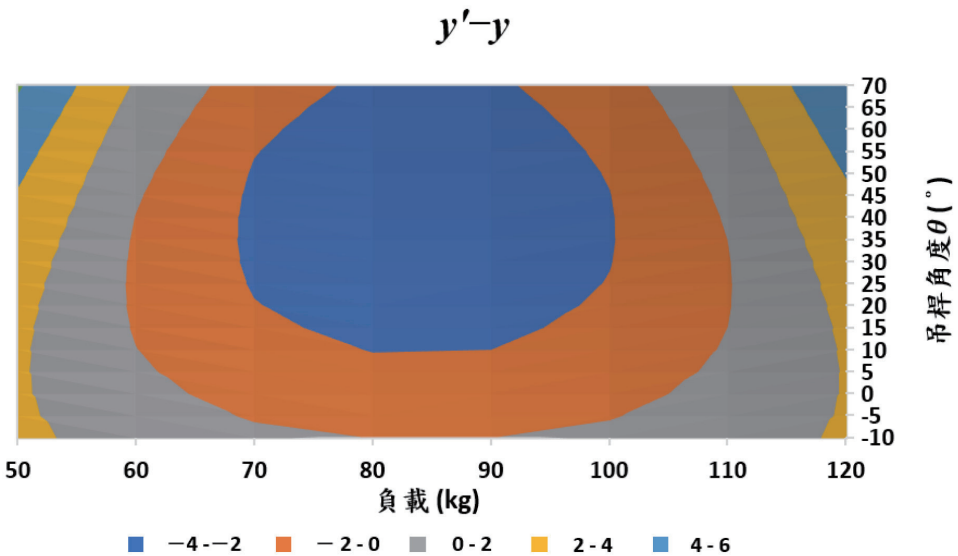


圖 6. 公式預測質心座標之 y' 值與實際值 y 之誤差

Fig. 6. Errors between the formula-predicted value y' of mass center coordinate and the actual value y

二、定義作業車底盤傾斜狀態描述方式

在建立高空作業車總質心的預測計算公式後，接下來需要考慮的就是作業車底盤傾斜時所導致質心在空間中的移動量，以及質心點沿重力方向投影於底盤後是否移動到底盤可穩定支撐區域以外。為方便描述底盤的傾斜狀態，本研究採用航空界所用的姿態運

動名詞及定義。圖 7 飛機模型標示出俯仰 (pitch)、橫搖 (roll) 及偏航 (yaw) 運動的旋轉軸，以及飛機機身與高空作業車座標軸的方向對應。偏航軸由於與重力方向平行，底盤在此方向的轉動不會使質心投影點在底盤面上產生移動，因此在研究中不需考慮此軸運動效應。

若無考慮偏航角所造成的姿態差異，則高空作業車底盤的傾斜姿態可依序用俯仰及橫搖兩個獨立運動來合成描述；亦即先將機體的俯仰軸轉動角度 ρ° 後再沿橫搖軸轉動角度 ϕ° ，其中橫搖軸的方向不會隨著一開始俯仰軸的轉動而變化，其軸向在空間中是絕對恆定。在兩階段依序轉動運動中， ρ° 及 ϕ° 的角度方向正負號由圖 7 的旋轉箭頭所定義，沿箭頭方向轉動為正轉，其角度為正值。

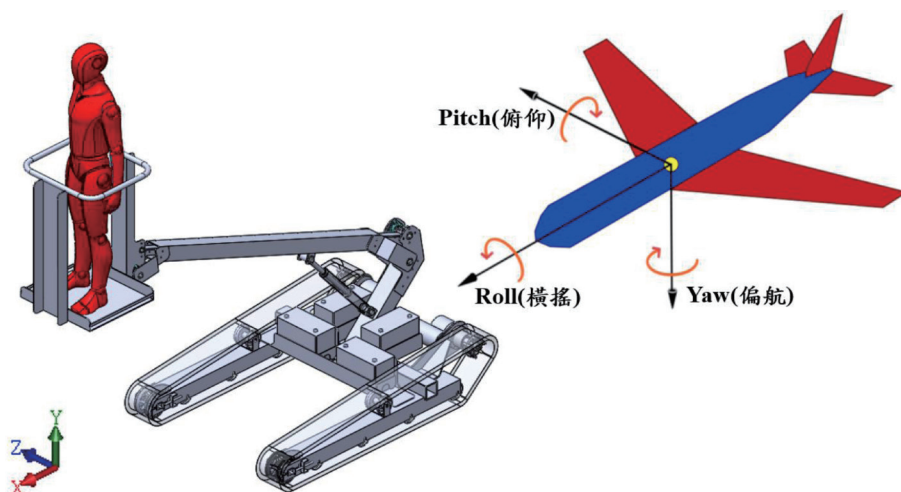


圖 7. 高空作業車姿態及其相關軸向定義

Fig. 7. Definition of the attitude of aerial work vehicle and its related axes

如果在機臺底盤安裝一個固定的三軸加速度感測器且加速度軸向及正負方向對應圖 7 高空作業車的座標軸，則前述俯仰角度 ρ 及橫搖角度 ϕ 可表示為

$$\begin{cases} \rho (^{\circ}) = \frac{180}{\pi} \text{atan2}(-Gx, -Gy) \\ \phi (^{\circ}) = \frac{180}{\pi} \text{atan2}\left(Gz, \sqrt{(Gx)^2 + (Gy)^2}\right) \end{cases} \quad (3)$$

其中 Gx 、 Gy 及 Gz 分別為重力加速度沿 X 軸、Y 軸及 Z 軸的分量；當機臺靜止處於完美平面時 Gx 及 Gz 皆為零，而 $Gy = -1 \text{ g}$ 。

式 (3) 中 atan2 的定義為

$$\text{atan2}(j, i) = \begin{cases} \tan^{-1}(j/i) & i > 0 \\ \tan^{-1}(j/i) + \pi & i < 0, j \geq 0 \\ \tan^{-1}(j/i) - \pi & i < 0, j < 0 \\ +\pi/2 & i = 0, j > 0 \\ -\pi/2 & i = 0, j < 0 \\ \text{undefined} & i = 0, j = 0 \end{cases} \quad (4)$$

式 (3) 及 (4) 可定義的俯仰角度範圍為 $\pm 180^\circ$ ，而橫搖角度範圍為 $\pm 90^\circ$ 。

三、安全臨界姿態計算函數

在定義底盤傾斜姿態描述後，接下來將考慮底盤傾斜後整體質心於空間移動量，以及質心沿重力方向投影於機臺底盤面之位置的計算。圖 8 以轎車橫搖傾斜為例，說明轎車在橫搖角度不斷加大至其質心投影點移出底盤面可穩定支撐區域外的過程，在此例中底盤面為 4 個輪胎相切之面，且其會隨著橫搖而轉動；可穩定支撐區域在此定義為輪胎外緣內側的區域。圖 9 為高空作業車底盤的重要尺寸標注，其分別為底盤側視及俯視圖，在俯視圖中虛線標示出由履帶外緣所定義的底盤面上質心投影點可穩定支撐區域，若質心投影點移出這區域外，則高空作業車會傾覆。

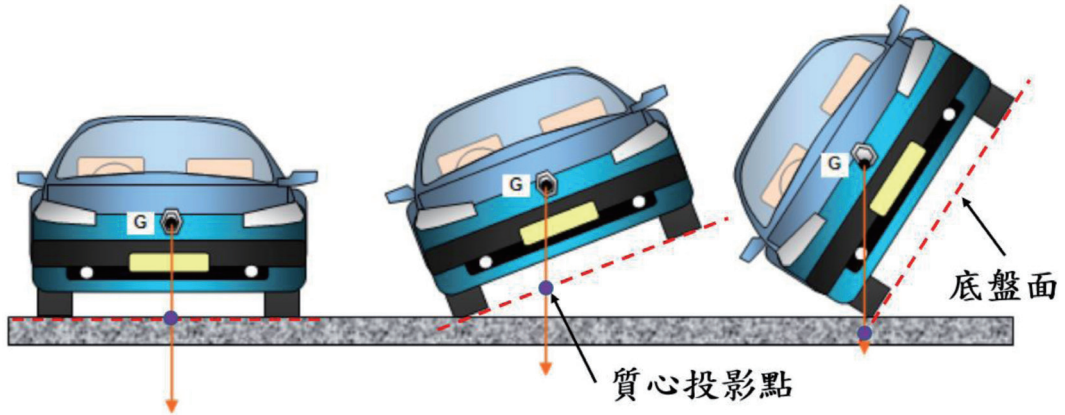


圖 8. 以轎車橫搖傾斜為例，其橫搖角度不斷加大至傾覆的過程

Fig. 8. Take the rolling of a car as an example, and the rolling angle is continuously increased to tip-over

在計算質心投影點於底盤面的位置時，我們在圖 9 位於臨界邊界上定義一個新的座標原點，因此式 (1) 及 (2) 所算出質心座標 (x', y') 需透過下式轉換成新原點的座標 $(\bar{x}, \bar{y})$

$$\begin{cases} \bar{x} = x' + 235 \\ \bar{y} = y' + 170 \end{cases} \dots\dots\dots (5)$$

接下來可利用圖 10 先俯仰後橫搖的姿態描述步驟，求出質心投影點在底盤面上的座標 (X, Z) 為

$$\begin{cases} X = \bar{x} - \bar{y} \tan(\rho) \\ Z = \bar{y} \frac{\tan(\phi)}{\cos(\rho)} \end{cases} \dots\dots\dots (6)$$

其中 ρ 為俯仰角，而為 ϕ 橫搖角。

在建立質心投影點於底盤面座標的計算方法後，接下來我們要施用安全係數來決定底盤姿態在什麼條件下達到危險的狀況，如果以圖 9 的真實臨界邊界來作為危險警示判斷的話，那麼操作者將無餘裕空間進行反應；另一方面計算公式或姿態量測上一定會存在誤差。為解決上述問題可在圖 11 中引入安全係數 α 來將真實臨界邊界的面積進行縮小 α 倍，安全係數的選用最主要基準為能顧慮到計算模型誤差、姿態感測器量測誤差以

及操作時質心投影點的晃動振幅，若安全係數設為 $\alpha = 1.4$ 則臨邊界將縮為真實邊界的約 71%。在納入安全係數後，質心投影點座標 (X, Z) 的安全範圍將為

$$\begin{cases} \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right) \frac{L}{2} < X < \left(1 + \frac{1}{\alpha}\right) \frac{L}{2} \\ -\frac{W}{2\alpha} < Z < \frac{W}{2\alpha} \end{cases} \dots\dots\dots (7)$$

文章至此我們已建立計算高空作業車安全姿態的數學模型，其計算步驟為輸入吊桿舉升角度 θ 及負載 Load 至式 (1) 及 (2)，算出質心座標 (x', y') 後在已測得俯仰角 ρ 及橫搖角 ϕ 的情況下，透過式 (5) 及 (6) 算出質心投影點於底盤面之座標 (X, Z) ，最後利用式 (7) 檢查此座標值是否處於安全範圍內。

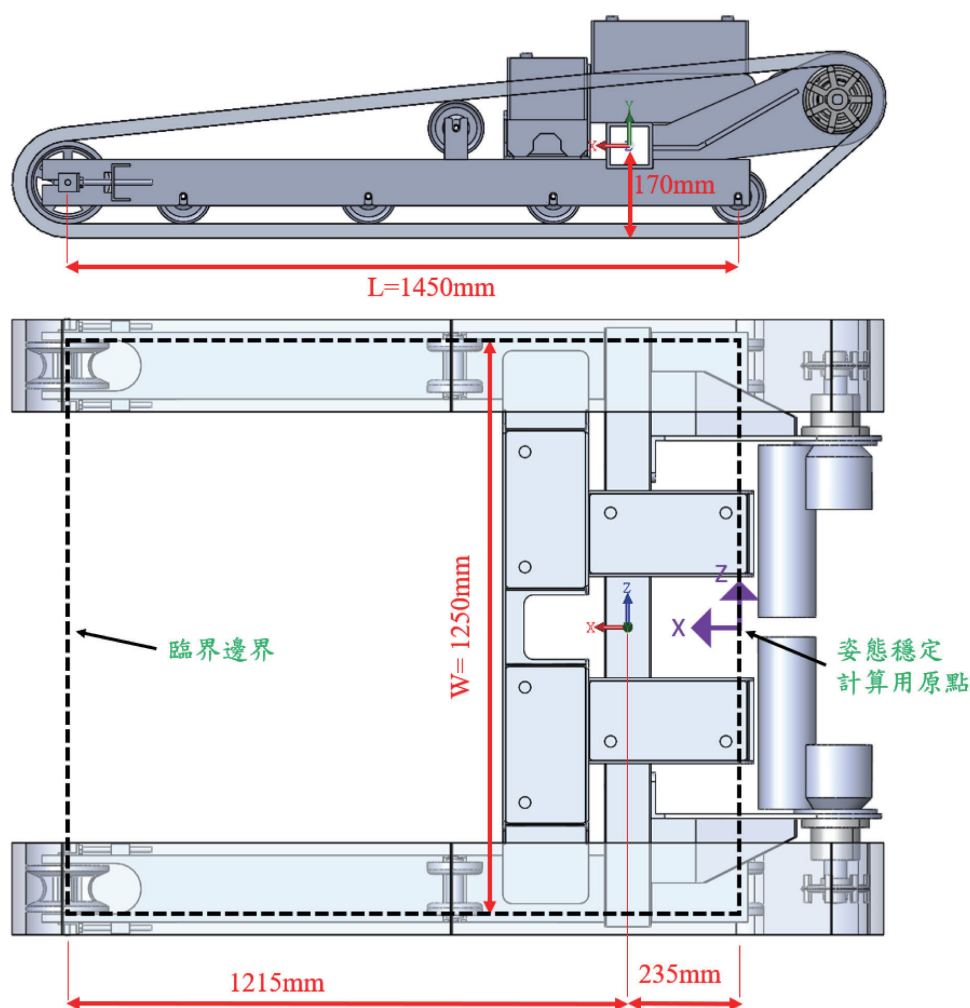


圖 9. 機臺底盤尺寸標注及質心投影點穩定區域邊界

Fig. 9. Dimensions of vehicle chassis and the boundary of stable area for the projected point of mass center

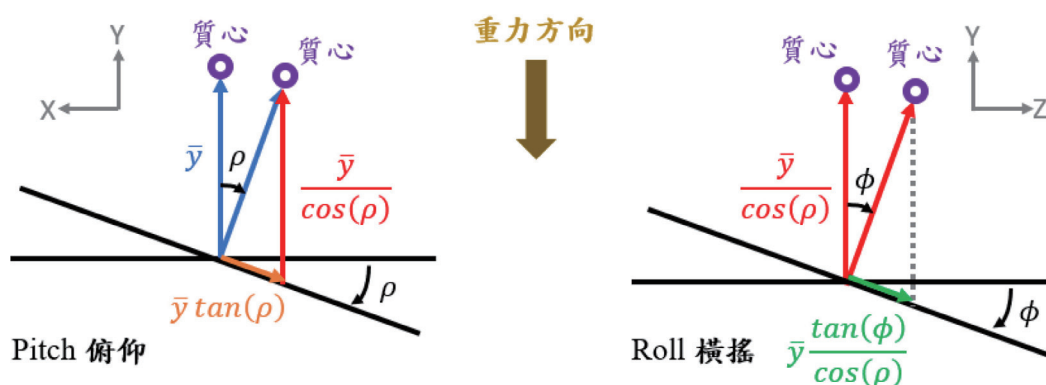


圖 10. 俯仰及橫搖動作分別在底盤面上產生的質心投影點位移

Fig. 10. Displacement of the projected point of mass center on the chassis surface caused by pitching and rolling motion, respectively

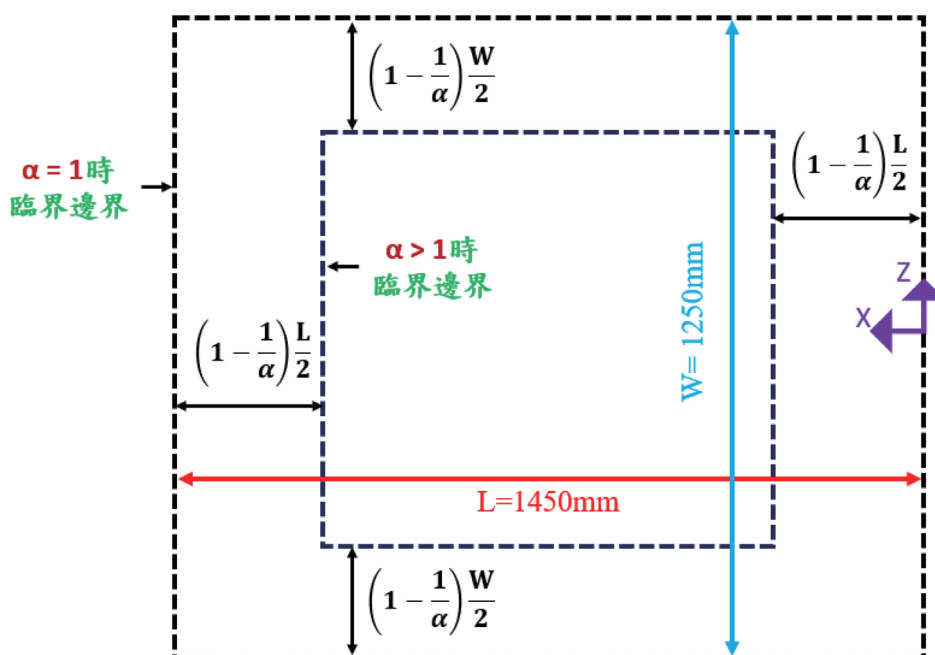


圖 11. 引入安全係數 α 來將真實臨界邊界的面積進行縮小 α 倍

Fig. 11. Introduce a safety factor α to reduce the true stable area by α times

結果與討論

前面分析主要為計算高空作業車安全姿態部分，接下來為實際演算一些關於此高空作業車在不同吊桿角度、負載及安全係數設定下，其底盤達到臨界傾覆的俯仰角及橫搖角。為了簡潔本文只分析底盤純粹作俯仰轉動或橫搖轉動的情況，不會考慮同時有俯仰及橫搖。依據式 (6) 及 (7) 在只考慮俯仰轉動的情況下，機臺的臨界後仰角及前傾角可由下式計算

$$\begin{cases} \text{臨界後仰角} = \tan^{-1} \left(\frac{\bar{x} - \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right) \frac{L}{2}}{\bar{y}} \right) \\ \text{臨界前傾角} = \tan^{-1} \left(\frac{\bar{x} - \left(1 + \frac{1}{\alpha}\right) \frac{L}{2}}{\bar{y}} \right) \end{cases} \dots\dots\dots (8)$$

另外在只考慮橫搖轉動下，臨界橫搖角則由下式來計算。

$$\text{臨界橫搖角} = \tan^{-1} \left[\frac{W}{2\alpha\bar{y}} \cos(\rho) \right] \dots\dots\dots (9)$$

由於高空作業車屬左右對稱，因此式 (9) 的臨界橫搖角可視為向右搖或向左搖。

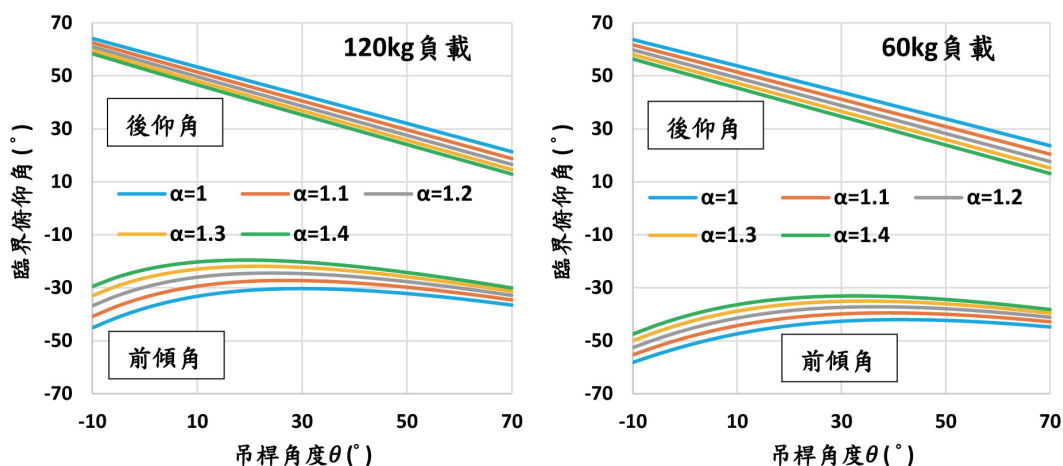


圖 12. 分別在負載 120 kg 及 60 kg 下，具不同安全係數之高空作業車臨界俯仰角計算

Fig. 12. Calculation of critical pitching angles of aerial work vehicles under different safety factors with loads of 120 kg and 60 kg, respectively

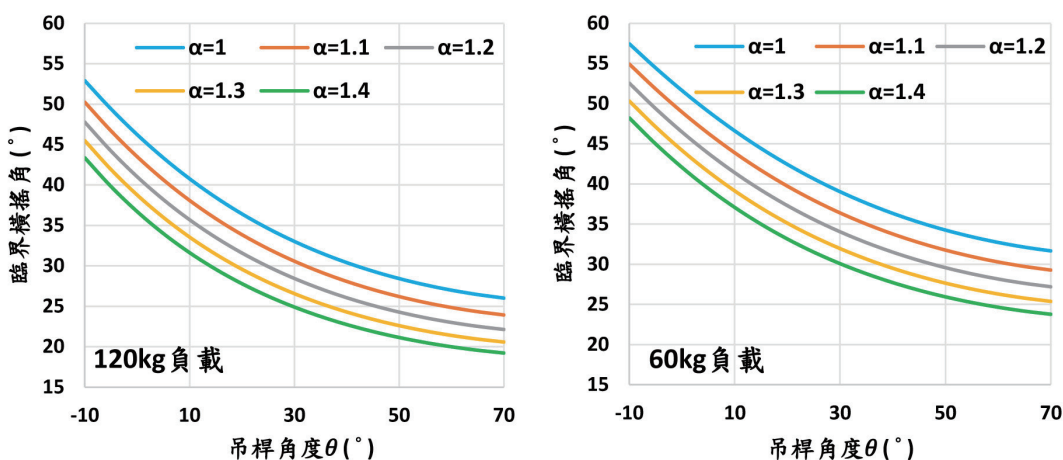


圖 13. 分別在負載 120 kg 及 60 kg 下，具不同安全係數之高空作業車臨界橫搖角計算

Fig. 13. Calculation of critical rolling angles of aerial work vehicles under different safety factors with loads of 120 kg and 60 kg, respectively

圖 12 為在負載 120 kg 及 60 kg 下高空作業車於不同安全係數下臨界俯仰角計算，其中後仰角值為正而前傾角值為負。從圖可看出在吊桿角度小時機臺會較容易發生前傾翻覆的可能，在吊桿角度大時則機臺會較容易發生後仰翻覆；此特徵在高負載時尤其明顯。當安全係數設定較大時會使臨界俯仰角度的絕對值縮小，值得注意的是相較於臨界後仰角，前傾角值受安全係數設定變化的影響較大。此外當負載由 60 kg 變為 120 kg 時，臨界前傾角的改變亦大於後仰角的改變。最後圖 13 為在負載 120 kg 及 60 kg 下高空作業車於不同安全係數下臨界橫搖角計算，其基本趨勢特性與臨界俯仰角相似，不同的是臨界橫搖角隨吊桿角度變大而單調下降。

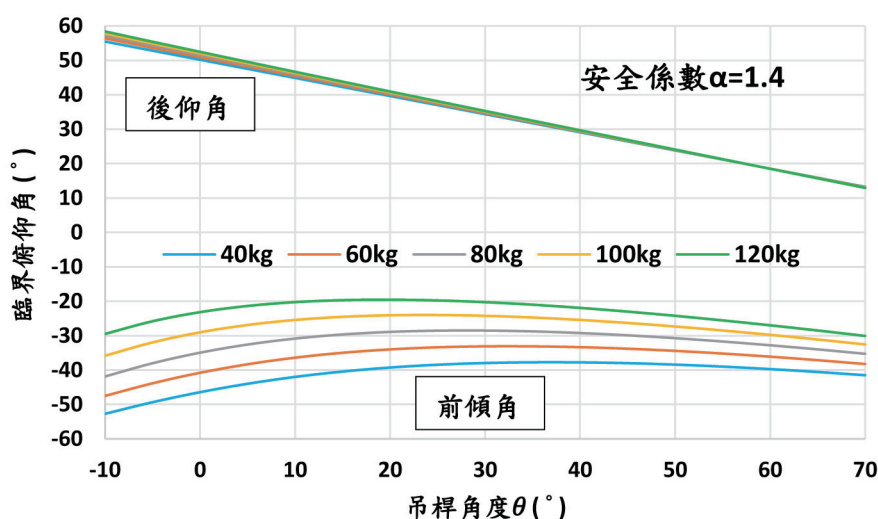


圖 14. 在安全係數 $\alpha = 1.4$ 下，不同負載下的臨界俯仰角

Fig. 14. Critical pitching angle under different load with a safety factor $\alpha = 1.4$

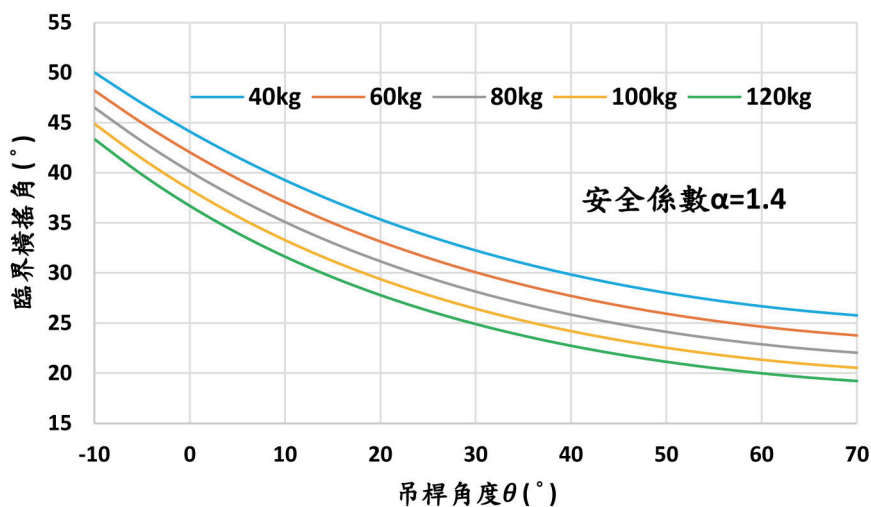


圖 15. 在安全係數 $\alpha = 1.4$ 下，不同負載下的臨界橫搖角

Fig. 15. Critical rolling angle under different load with a safety factor $\alpha = 1.4$

為了建立本研究高空作業車的安全操作實務上之最大容許傾斜角度，我們將安全係數設為 $\alpha = 1.4$ ，亦即底盤面安全支撐臨邊界將縮小為真實邊界的約 71%。圖 14 及圖 15 分別為在安全係數 $\alpha = 1.4$ 下，不同負載下的臨界俯仰角及橫搖角。依據此兩張圖可發現若吊桿舉升角度不超過 60° 時，機臺底盤不論是前傾、後仰或橫搖，只要角度值皆須小於 20° 內，則可保證負載 120 kg 以下高空作業車操控的安全。

結 論

國外研究指出果園高空作業車確實能在採收、整枝修剪及疏梢等果園田間操作帶來省工效益。本場設計出一式電動履帶式高空作業車，電動馬達驅動技術帶來靈活移動操控，另外其漸進且穩定的履帶扭力輸出亦能降低吊桿上作業臺的振動搖晃，可增加使用上的安全穩定度。本研究將此式高空作業車設計帶入所有零組件及假人負載物的明確質量及質心位置，並透過電腦輔助設計軟體模擬出不同負載及吊桿舉升角度下總質心的座標資料。利用模擬出的座標資料結合用來預測質心座標之集總元素模型後，可建立出機臺總質心座標的預測公式；此公式所算出座標精度可達 $\pm 6 \text{ mm}$ 以內。

在建立不同吊桿舉升角度及負載重量下的機臺總質心座標預測公式後，研究接下來考慮機臺底盤俯仰及橫搖傾斜後整體質心於空間中移動量，並建立質心沿重力方向投影於機臺底盤面之投影點位置的計算式，並引入安全係數的概念來建立處於安全姿態時，質心投影點於底盤面的區域範圍。

研究中模擬演算一些關於此高空作業車在不同吊桿角度、負載及安全係數設定下，其底盤純粹作俯仰轉動或橫搖轉動後達到臨界傾覆的角度分析。最後以安全係數 $\alpha = 1.4$ 時，計算出本研究高空作業車的作業安全建議為：『當負載不大於 120 kg 時且吊桿舉升角度不大於 60° 時，作業車底盤不論是俯仰或橫搖傾斜，其角度皆須小於 20° 以內。』

致 謝

本研究承蒙農委會「平地果園高空作業機引進應用」計畫支持，其編號為 106 農科 -6.2.1- 南 -N1，以及「開發電動履帶式平地果園高空作業車」，其編號為 108 農科 -1.2.1- 南 -N2。

引用文獻

1. 田雲生、張旭志、陳令錫、何榮祥。2008。「電動自走式升降作業機之研製」。臺中區農業改良場研究彙報 99 期：11-22。
2. 李健、張汶肇、王仕賢。2018。「平地果園高空作業車引進應用」，臺南區農業專訊 103 期：7-10。
3. Baugher, T., Schupp, J., Lesser, K., Harsh, R. M., Seavert, C., Lewis, K., & Auvi, T. "Mobile platforms increase orchard management efficiency and profitability", ISHS Acta Horticulturae 824: International Symposium on Application of Precision Agriculture for Fruits and Vegetables,

- 361-364, January, 2008.
4. Duan, Z., Qiu, W., Ding, W., Liu, Y., Ouyang, Y., & Huang, L. "Tilting stability analysis and experiment of the 3-DOF lifting platform for hilly orchards", *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*, 11(6): 73-80, 2018.
5. Elkins, R. B., Meyers, J. M., Duraj, V., Miles, J. A., Tejeda, D. J., Mitcham, E. J., Biasi, W. V., Asin, L., & Abreu, J. "Comparison of platform versus ladders for harvest in Northern California pear orchard", *ISHS Acta Horticulturae* 909: XI International Pear Symposium, 241-249, November, 2010.
6. Görücü, S., Cavallo, E., & Murphy, D. "Perceptions of tilt angles of an agricultural tractor", *Journal of Agromedicine*, 19(1): 5-14, 2014.
7. Maleki, E., Pridgen, B., Singhose, W., Glauser, U., & Seering, W. "Educational use of a small-scale cherrypicker", *International Journal of Mechanical Engineering Education*, 40(2): 104-120, 2012.
8. Nozawa, M. "Development and improvement of mobile work platform for use in apple orchards", *Japanese Journal of Farm Work Research*, 41 (2): 68-73, 2006.
9. Pan, C. S., Chiou, S. S., Kau, T. Y., Wimer, B. M., Ning, X., & Keane, P. "Evaluation of postural sway and impact forces during ingress and egress of scissor lifts at elevations", *Applied Ergonomics*, 65: 152-162, 2017.
10. Pan, C. S., Hoskin, A., McCann, M., Lin, M. L., Fearn, K., & Keane, P. "Aerial lift fall injuries: A surveillance and evaluation approach for targeting prevention activities", *Journal of safety research*, 38(6): 617-625, 2007.
11. Rauch, A., Singhose, W., Fujioka, D., & Jones, T. "Tip-over stability analysis of mobile boom cranes with swinging payloads", *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 135(3): 031008, 2013.
12. Wu, M. C., Li, J., & Chen, K. D. "Current Status and Future Trends of Orchard Self-Propelled Lift Platform", *ISHS Acta Horticulturae* 1029: IV International Symposium on Lychee, Longan and Other Sapindaceae Fruits, 309-315, December, 2012.

Establishment of a safe attitude model for the electrically tracked aerial work vehicle¹

Li, C. and W. C. Chang²

Abstract

A novel design of electrically tracked aerial work vehicle with an electric motor driving to bring a flexible movement control was described. In addition, its progressive and stable torque output can also reduce the vibration of working platform on the boom and increase the safety and stability in use. Its coordinates of overall mass center under different loads and boom lifting angles is simulated by the CAD software. Using these data and the lumped-element model, a prediction formula for the mass center of the machine is established with an accuracy of ± 6 mm. The movement of mass center in the space after the pitching and rolling of machine chassis is analyzed, and the projected position of mass center on the chassis plane is formulized. The critical tilt angle analyses of chassis reaching tip-over under different boom angle, load and safety factor are conducted; the safe operating conditions of this aerial work vehicle with a safety factor of 1.4 are concluded.

What is already known on this subject?

The safe attitude analyses of aerial work vehicles are mainly based on computer simulation or actual machine testing, and their results are difficult to be utilized in the microcomputer of attitude sensing system for the rapid calculation and identification.

What are the new findings?

This work uses the computer to simulate the coordinates of overall mass center of aerial work vehicle under different loads and boom lifting angles and uses them to establish an accurate prediction formula. It also incorporates the safety factor to establish the method to calculate whether this machine is in a safety attitude.

What is the expected impact on this field?

The model building and calculation methods of this study can be extended to various types of aerial work vehicles, it can also be applied to an attitude sensing module to instantly detect whether the aerial work vehicle is in a safe attitude.

Key words: Electrical, Track, Aerial work, Safe attitude

Accepted for publication: February 18, 2020

1. Contribution No. 521 from Tainan District Agricultural Research and Extension Station.

2. Assistant Mechanist and Associate Researcher, Tainan District Agricultural Research and Extension Station. 70 Muchang, Hsinhua, Tainan 712, Taiwan, R.O.C.