

# 曳引機用旁載式牧草青割收穫機 附掛拖車縱向穩定作業安全分析

## Analysis on Safety Operating Tractor of the Longitudinal Stability by Side-Mounting Type Forage Harvester Drawn Trailer for Green Feeding

國立嘉義農業專科學校  
農業機械工程科助教

陳 添 福

Tian-Fwu Chern

國立嘉義農業專科學校  
農業機械工程科講師

黃 清 旺

Ching-Wan Huang

### 摘 要

曳引機旁載牧草青割收穫頭並以收穫頭附掛拖車盛裝草料，此種作業之組合型式，屬低田間效率，高難度之工作。以收穫頭架做為拖車鏈接點，令拉力作用線之角度變化之頻度提高，作業穩定性降低。而方程式： $K_v=1/K_h+(1-K_h)/(K_h \cdot \cos\beta_2)$ ，對該鏈接點之選定非常重要，配合機型可提供正確位置鏈接而得到作業的有利性。

主 鍵 語：曳引機、旁載、青割收穫、拖車鏈接

### ABSTRACT

The operation of a tractor-implement type, that is mounted on one side the forage harvester drawn a trailer for green feeding, is a low field efficiency and hard work. When the linkage-point is selected on the frame of the forage harvester, the variable frequency of pull-line angle increase, and the longitudinal stability lower. The equation to decide the linkage-point is very important, and can supply correct position when concert the working machines to get favorable condition. It is as follows:  $K_v=1/K_h+(1-K_h)/(K_h \cdot \cos\beta_2)$

Key Word: Tractor, Side-Mount, Harvester, Trailer-Linkage.

### 一、前 言

隨國民所得提高，鮮奶品需求市場，一直擴充，本省酪農戶與乳牛頭數不斷增加，畜牛所需青料如單株行列之青割玉米、高莖叢生之狼尾草，傳統式或半機械式的青割收穫作業已無法滿足目前的

經營管理形態。本校與畜試所在農委會重點計劃內積極研製試驗，並已有初步結果<sup>(1,2,3,4)</sup>，76年（1987）更有農業機械研究發展中心之協助，由臺大農機工程系馮博士之整合規劃指導，該機已再商品化試驗中，在這之前，稍具規模之業者，自國外引進青割玉米收穫頭青割玉米，並且以之代用勉強收

穫高莖叢生之狼尾草。

由研製試驗過程與業者之作業反應上，發現本田條件對曳引機用旁載式牧草青割收穫，適應性極差，勉強代用收穫高莖叢生之狼尾草，寬容度不足，收穫頭改良結果已可克服，問題是作業中，安全穩定非常可慮，不僅影響草料收穫後品質，割後對欲再生之狼尾草，切口不整齊，撕裂嚴重，導致因機械引起之產量降低甚為明顯，田間作業效率差，更甚者是牽涉操作者辛勞度與作業安全性。

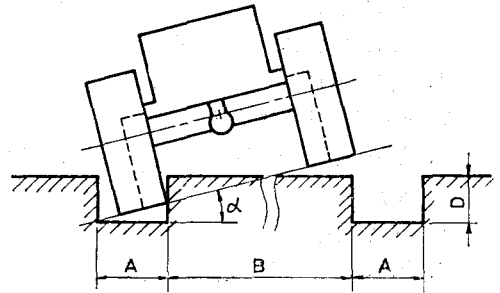
一般曳引機附掛拖車均直接拖曳，而此型旁載青割收穫頭，其草料箱係承掛於收穫頭 P. T. O. 輸入軸架上，作業時拖車曳引點隨三點鏈接旁載收穫頭升降，重量移轉 (Weight Transfer) 伴隨改變，影響前輪轉向及作業安全穩定甚大，因此拖車曳引點位置之選定成為附載草料箱設計時一項重要因素。

本文旨就縱向上以現有旁載型式與同時拖曳草料箱之條件下探討該機作業時的縱向安全穩定特性，俾能提供目前以旁載方式做青割收穫之酪農於購置草料箱之拖車及田間作業應行注意事項，並因應該機開發完成後，選定自走式前承載或以曳引機旁載之參考。

## 二、本田條件

(一)本省雨量充沛，作物栽培需有良好的排水設施，尤以禾本科之狼尾草，於青割後以根株、莖苗及側芽繁殖，如於青割後碰上雨季，排水不良，宿根浸水無法再生，形成缺株，造成損失，影響每日青料之供應。因此酪農在狼尾草栽培上，視地區排水難易，以不作畦到 25cm 左右不等之畦高，畦寬 60~80cm 間，株距 40~50cm 插植，此種栽培方式，形成田間畦與溝，對曳引機橫向而言，如圖 1 所示，是似相當陡之坡，即使栽培行距在可調定的橫向輪距內，一部 50~60 ps-hr 曳引機，其後方旁載重約 300~550 kg 的收穫頭並曳引一台容量 2.5~3.5 Mg 的草料裝載箱，其前後總長度已達 6~8 公尺，如此長的青割收穫機，在零散窄小的牧草田間作業，其難度、危險性、田間效率、作業品質等再熟練之操作人員，也是困難重重，故在青割狼尾草收穫機發展成功後，解決秋冬與春夏產量差異的供需平衡，需配合栽培方式及大量之割收作業，使用大馬力的大型機械，才能提高作業品質，減輕操作者之辛勞度，增加機械穩定安全性，降低業

者的生產成本。



1.  $\alpha$  = 橫跨斜坡角
2. A = 溝寬
3. B = 畦寬
4. D = 溝深
5. H—LINE

圖 1 曳引機在畦溝田區形成橫向斜坡

(二)由狼尾草之生育物性<sup>(1,2,3,4)</sup>知，其為直立叢生，適割期高度 1.5~2.0 公尺，每叢基部周長平均 1.0 公尺，且栽培在畦上，於青割收穫時，基部到葉尖高度有超過 3.0 公尺者，作業時把曳引機、青割收穫機及裝載箱淹沒，對操作者而言，視界不良，無法得到正確之駕駛判斷，此點問題，在大部分以旁載式玉米青割收穫機代用收穫狼尾草之酪農戶，在新插植狼尾草時，均已做了調整，並於二年生後，於割取收穫不久，即以迴轉犁 (拆去少部分耕耘刀) 做切除老根之中耕工作，此證明機械作業與對象物間應互相調合，以彼此適應，除前者，盡求功能之顯著、機構之簡化，與後者給機械不易達到的功能，從栽培與收穫農時之掌握上，補足機械之盲點外，操作者技能及安全觀念之認知，為重要條件。

## 三、安全特性分析

近年來對於如何提高曳引機之動力重量比已有明確的趨勢，此乃表示新式曳引機動力之增加遠較重量之增加為大，因此曳引機附掛作業機的作業安全穩定性問題也越為重要。依 1927 年 E.C. Mckibben<sup>(8)</sup> 與 1949 年 W.H. Worthington<sup>(11)</sup> 發表之論文中，均論及曳引機穩定性問題，其中提到曳引機與作業機鏈接不當或曳引機承載作業機時，常令後輪陷入土中，造成前輪或上坡輪離地，無法轉向及易橫向翻車之不穩定，祇有在曳引機傾斜角不超過動力穩定角的斜面上作業，才算安全。而影響輪式曳引機的穩定因素，相當複雜，其中主要包括

1. 重量分佈，即曳引機重量作用的集中點的

重心位置

2. 輪胎型式
3. 曳引機曳引中心點位置
4. 農機具鏈接點
5. 曳引機上拉桿鏈接點
6. 農機具抗力作用點（阻力中心）及其阻力性質
7. 鏈接型式
8. P.T.O. 位置及轉矩
9. 田間地面狀況
10. 坡度與行進角度
11. 作業速度
12. 加減速之操作情況
13. 轉向半徑
14. 轉向速度

穩定問題，在曳引機及農機具鏈接之設計上均有週詳之考慮，但少部分之鏈接組件與調整工作和作業條件之配合上，乃需依賴操作者對穩定安全特性之認知並有熟練之作業技巧，才足以發揮原設計者本意，達到提高作業效率與安全操作。

(一)拖車型式

青割收穫狼尾草，不僅需由曳引機旁載收穫頭，尚需由收穫頭拖曳裝載箱，對曳引機而言，是三點鏈接承載與拖曳同時之作業。作業穩定就是一種平衡狀態，從力之觀念上知，任何力均有整對作用於一直線之傾向，多種力量同時作用下，力量本身對作用於物體位置，有自動調整以獲得平衡之趨勢，曳引機以三點鏈接旁載收穫頭舉昇一定高度作業視為與曳引機一體，其重量與曳引機一樣由曳引機承受，而拖曳草料的裝載箱，一般有四輪式與二輪式<sup>(9)</sup>，如圖2與3，前者平行拖曳時，其阻力性質，純屬自由滾動之拖車，起步時之阻力較高並受裝載重量所影響，後者拖車約有一半重量由拖桿承受，在作業過程中，穩定特性視上述拖車型式、裝載量、拖桿鏈接點、曳引機鏈接點之位置、油壓承載

作業機升降範圍等穩定因素而定。其中理論上曳引狀況決定於鏈接問題之四個點，如圖4所示，包括曳引中心  $R_0$ 、拖車阻力中心  $H$ 、曳引機拉桿鏈接點  $B$  及拖車鏈接點  $L$ ，其中拖車鏈接點位置又視拖車之設計而不同，此四點之關係，於作業中有趨向於一直線之整列作用。

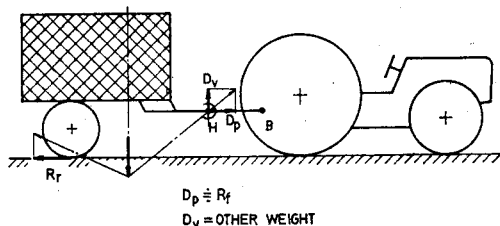


圖3. 曳引機拖曳二輪式裝載箱（拖車）

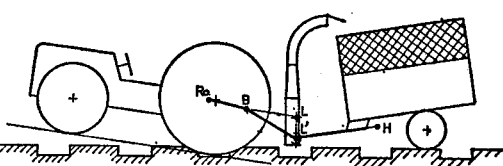
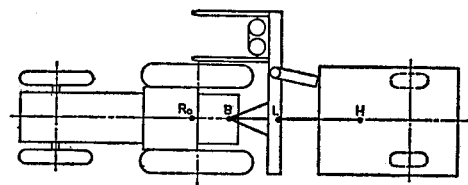


圖4. 曳引機旁載青割收穫機與拖曳裝載箱之曳引作用線

旁載式青割收穫機附載裝料箱屬於直線曳引之鏈接方式，當作業機直線前進作業時，如圖4所示， $R_0$ 、 $B$ 、 $L$ 、 $H$  在與曳引機之曳引線平行的垂直面上，除地面不平，有衝向斜坡引起者外，相當穩定；但實際作業時並不在水平面上，當作業機直線前進作業時，此四點有拉直之傾向，其高低之變化，對曳引機有重量移轉（Weight Transfer）之作用。

(二)三點旁載收穫頭與拖曳裝載箱之鏈接的縱向穩定為分析上之方便，將曳引機視做自由體（Free Body），如圖5所示，在曳引機變為不穩定瞬間，將複雜因素做以下簡化之假設

(1)曳引機行駛於  $\beta_1$  角之斜坡，作業時斜坡面土壤不變形，曳引機拉桿鏈接點  $B$  及拖車鏈接點  $L$  的拖桿拉力作用線與行進方向成  $\beta_2$  角。

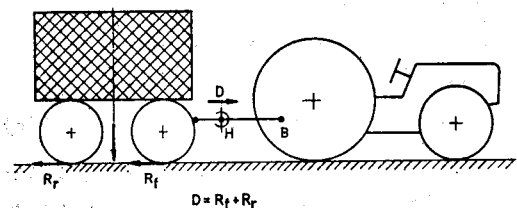


圖2 曳引機拖曳四輪式裝載箱（拖車）

(2)以後輪驅動，且土壤對後輪之反作用力，在垂直方向之分力  $R_1$  通過後軸中心。

(3)土壤對後輪因剪切與摩擦作用形成之合力的反作用力，在水平方向之分力  $R_3$  與後輪相切於 C 點 (依 Worthington<sup>(6)</sup> 氏之研究，橡皮輪胎曳引機，在相似堅硬土壤情況下，曳引反作用合力與支持反作用合力之交點 C，就在曳引機後輪軸正下方的土表面上，如係鬆軟或砂土，則 C 位置可能略低並向前，但不影響穩定)。

(4)土壤對前輪之反作用力，在垂直方向之分力  $R_2$ 。

(5)旁載之作業機與曳引機視為一體，其總重  $W$  在重心  $G$  處， $x_1$  與  $x_2$  分別為重心到後輪軸中心與前輪軸中心之距離。

(6) $x_3, x_4$  分別為曳引機鏈接點 B 與拉桿鏈接點 H 到後輪軸中心之垂直距離。 $y_5$  為重心高度， $y_1, y_2$  分別為 B 與 H 之高度。

(7) $x_2'$  與  $y_1'$  分別為自 C 點到曳引機重心 G 點之作用線及拖桿拉力  $P$  之作用線的垂直距離。

(8)其它外力如直線加速度或煞車引起之慣性力，整部曳引機對大地角速度與輪子對曳引機架的角速度引起的慣性力偶，空氣阻力及曳引機引擎曲軸飛輪因高速急轉彎引起的環動力偶等，暫略。

(9)後輪有足夠之扭力，油壓系統有安全舉昇力。

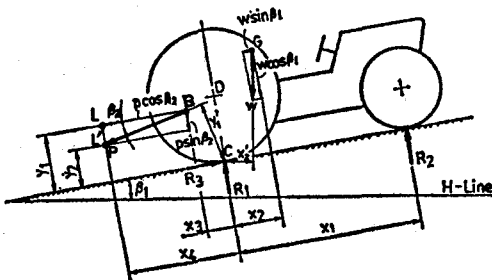


圖 5 簡化後曳引機自由體諸力

由圖 5 之自由體分析可得

$$\sum F_y = 0 \quad R_1 + R_2 - W \cos \beta_1 + P \sin \beta_2 = 0 \quad \dots(1)$$

$$\sum F_x = 0 \quad R_3 - P \cos \beta_2 - W \sin \beta_1 = 0 \quad \dots(2)$$

$$\sum M_c = 0$$

$$x_2 * W \cos \beta_1 - x_3 * P \sin \beta_2 - y_1 * P \cos \beta_2 - y_5 * W \sin \beta_1 - x_1 * R_2 = 0 \quad \dots(3)$$

由(3)式知

$$R_2 = W(x_2 * \cos \beta_1 / x_1 - y_5 * \sin \beta_1 / x_1) - P(x_3 * \sin \beta_2 / x_1 + y_1 * \cos \beta_2 / x_1) \quad \dots(4)$$

$$R_1 = W(\cos \beta_1 - x_2 * \cos \beta_1 / x_1 + y_5 * \sin \beta_1 / x_1) + P(\sin \beta_2 + x_3 * \sin \beta_2 / x_1 + y_1 * \cos \beta_2 / x_1) \quad \dots(5)$$

$$R_3 = P \cos \beta_2 + W \sin \beta_1 \quad \dots(6)$$

假設曳引機旁載青割收穫機並附曳引拖車均在非坡面之田間作業，則

$\beta_1 = 0$ , (4), (5) 式可簡化為

$$R_2 = W x_2 / x_1 - P(y_1 * \cos \beta_2 / x_1 + x_3 * \sin \beta_2 / x_1) \quad \dots(7)$$

$$R_1 = W(1 - x_2 / x_1) + P(\sin \beta_2 + y_1 * \cos \beta_2 / x_1 + x_3 * \sin \beta_2 / x_1) \quad \dots(8)$$

假設拖桿與曳引機作業前進方向平行時，則  $\beta_2 = 0$ , (7) 式可簡化為

$$R_2 = W x_2 / x_1 - P y_1 / x_1 \quad \dots(9)$$

當曳引機作業前進時，作業機由油壓控制而下降，裝載拖車鏈接點 L 繫結於該作業機後方，故 L 也隨之下降，且隨作業前進時，裝載草料箱內之草料逐漸增多，L 點向下之力因而加大，致前輪有離地之傾向。

設當前輪開始有離地之傾向，即  $R_2 = 0$  時，則(7), (9) 為

$$W x_2 / x_1 = P(y_1 * \cos \beta_2 / x_1 + x_3 * \sin \beta_2 / x_1) \quad \dots(10)$$

$$W x_2 / x_1 = P y_1 / x_1 \quad \dots(11)$$

上式

$$y_1 = y_1 * \cos \beta_2 + x_3 * \sin \beta_2$$

$$1 / \cos \beta_2 = 1 + x_3 / y_1 * \tan \beta_2 \quad \dots(12)$$

$$\text{又 } \tan \beta_2 = (y_1 - y_2) / (x_4 - x_3)$$

$$x_3 = y_1(1 - \cos \beta_2) / \sin \beta_2$$

代入(12)得

$$\cos \beta_2 = (1 - x_3 / x_4) / (1 - x_3 y_2 / x_4 y_1) \quad \dots(13)$$

令  $k_h = x_3 / x_4$ ,  $k_v = y_2 / y_1$ ,

$k_h$  表式 B、L 點到 C 點之距離比

$k_v$  為 L 點高度變化比例，則(13)可簡化

$$\cos \beta_2 = (1 - k_h) / (1 - k_h * k_v) \quad \dots(14)$$

可知拖桿鏈接點置於作業機上，拉力作用線角度變化受  $k_h$  與  $k_v$  所影響，並影響曳引機作業前進時的縱向不穩定。

#### 四、討論與結果

(一)當曳引機鏈接點B，與拖車鏈接點L，到後輪軸與地面接觸點C之水平距離比  $K_h$  為定數時，拖車鏈接點L上下之角度變化  $\beta_2$  與L點高度變化比例關係，(14)方程式可改為

$$K_v = 1/K_h + (1 - K_h) / (K_h \cdot \cos \beta_2) \dots\dots (15)$$

(二)一般正常之拖車，無論四輪式或二輪式，其鏈接點均在曳引機 PTO 出力軸下方，並可做上下左右前後之調定，但曳引機旁載青割收穫頭時，拖車鏈接點卻拖掛於收穫頭入力軸架上隨作業上下變化，令拖桿拉力，不時產生向上與向下之垂直分力，依 HANS W. SACK<sup>(10)</sup> 所做分析研究，如圖 6 為曳引機在不同拖桿拉力角之穩定作業線，指出增加拖桿拉力角度，在任何情況下，將減小動力穩定角，令曳引機穩定性大為減弱。

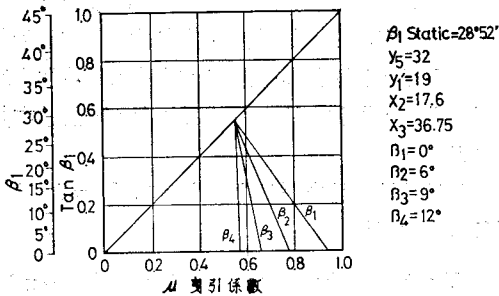


圖 6 曳引機在不同拖桿拉力角之穩定作業線

(三)由自由體分析之假設，曳引機行駛於  $\beta_1$  之坡面，其理論上最大靜力穩定角，係由曳引機重心離開前後輪基線高度  $y_5$  所決定，即

$$\beta_1 = \tan^{-1}(x_2/y_5) \dots\dots (16)$$

但欲達此狀況，其機率幾乎等於零，曳引機前

輪離地後之不穩定，除非故意，否則是不太可能縱向翻車，問題是處於不穩定狀態下長時間作業所產生之影響，任誰也無法承受。(16)式中曳引機之最大坡面靜止角  $\beta_1$  係由曳引機重心到後輪中心之垂直距離  $x_2 = 0$  時測得<sup>(5)</sup>，而  $x_2$  在不等於零時之變化量是曳引機重心移動，即曳引機不穩定時引起的，其直接影響因素為拖桿作用線到C點之垂直距離  $y_1'$ ，旁載式青割收穫機附掛拖車軸接點L之高度變化比例  $K_v$  為  $y_1'$  決定之因子。

(四)方程式(15)為曳引機旁載青割收穫機附掛拖車作業，於前輪開始離地因重量移轉 (Weight Transfer) 產生不穩定所做分析，式中  $K_v$  之值為拖桿拉力角度  $\beta_2$  與拖車鏈接點L及曳引機鏈接點B到C點水平距離比  $K_h$  之函數，即表示曳引機鏈接點B與拖車鏈接點L相對位置之變化直接影響  $K_v$  之變化，也就是影響旁載青割收穫機附掛拖車作業之縱向穩定，B點於選定曳引機做為工作用驅動機時即由曳引機三點鏈接之規格所決定，但拖車鏈接點卻於購進青割收穫機後再行打造完成，故應予特別考慮。目前無論進口旁載式青割玉米收穫頭或由國內自行開發之旁載式青割狼尾草收穫機，其所用以承載細斷草料箱之二輪式拖車，容量在 3~4 Mg 間，拖車鏈接點L位置，一直靠經驗與模仿所決定，導致作畦栽培之青割玉米或狼尾草收穫時大大增加曳引機駕駛人員操作之難度。

(五)由實際田間試驗與各廠牌之旁載式青割收穫機，和直拋式鏈枷型切斷機 (Direct-throw flail chopper) 所附掛拖車上量得的拖車鏈接點L及曳引機鏈接點B到C點水平距離比  $K_h(x_3/x_4)$ ，一般在 0.15~0.50 範圍間，因此由方程式(15)所得到之  $K_v$  與  $\cos \beta_2$  值如表 1 所示，經電腦統計繪圖處理如圖 7 所示。

表 1 拖桿拉力角度  $\beta_2$  與拖車鏈接點L及曳引機鏈接點B到C點水平距離比  $K_h$  間之關係

$K_h$	$\cos \beta_2$	0.8191	0.8360	0.9063	0.9397	0.9659	0.9848	0.9962	1.0000
0.15	$K_{v0}$	—	0.1234	0.4142	0.6363	0.8001	0.9126	0.9784	1.0000
0.20	$K_{v1}$	0.1169	0.3812	0.5865	0.7433	0.8589	0.9383	0.9847	1.0000
0.25	$K_{v2}$	0.3377	0.5359	0.6899	0.8075	0.8942	0.9537	0.9885	1.0000
0.30	$K_{v3}$	0.4849	0.6390	0.7588	0.8503	0.9177	0.9640	0.9911	1.0000
0.35	$K_{v4}$	0.5899	0.7127	0.8080	0.8808	0.9345	0.9714	0.9929	1.0000
0.40	$K_{v5}$	0.6688	0.7679	0.8449	0.9037	0.9470	0.9769	0.9943	1.0000
0.45	$K_{v6}$	0.7302	0.8109	0.8736	0.9216	1.9569	0.9811	0.9953	1.0000
0.50	$K_{v7}$	0.7792	0.8453	0.8966	0.9358	0.9647	0.9846	0.9962	1.0000

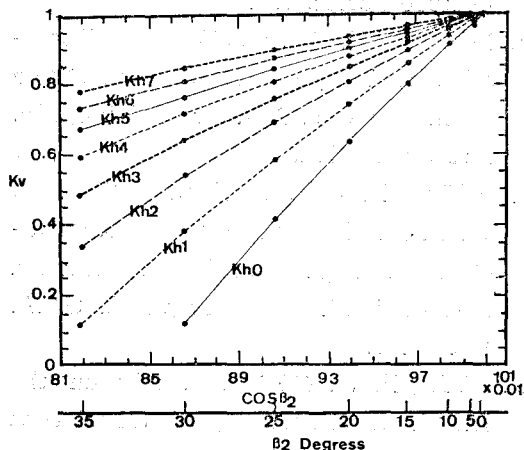


圖 7 拖桿拉力角度  $\beta_2$  與拖車鏈接點 L 及曳引機鏈接點 B 到 C 點水平距離比  $K_h$  間之關係

(v) 方程式(15)上各數值，理論上可由負無限大到正無限大，但實際應用有其限制，表 1 及圖 7 所示可做為曳引機用旁載青割收穫機附掛拖車時，拖車鏈接點 L 位置選定之參考，其意義如下：

1. 拖車拖曳作業線，無論曳引機行走是否於坡面或非坡面，假設一直維持與作業行進方向平行時，則如圖 2 與 3 所示，拖車拖曳為純滾動阻力性質， $K_b$  可為零以外之任何數，而  $K_v = 1$ ，至於如二輪式拖車一半重量雖由曳引機用旁載青割收穫頭負擔，但與四輪式一樣，由空車到負載 3~4Mg 的草料所引起之重量移轉如方程式(5)中

$$P(\sin\beta_2 + x_3 \cdot \sin\beta_2/x_1 + y_1 \cdot \cos\beta_2/x_1)$$

表示之重量，在假設曳引機有足夠馬力時，可由曳引機前橫軸之配重以予衡。

2. 曳引機拖車拖曳作業線之角度變化愈少，在拖車鏈接點 L 處引起之垂直分力愈小，但因鏈接點 L 係掛於旁載青割收穫頭之入力軸架後方，作業時一定引起高度變化，在較大之  $K_v$  值中，欲得到拖曳作業線較小之角度變化量，由圖 7 可知，祇有令  $K_b$  值減小，在曳引機選定後， $K_b = x_3/x_4$  式中， $x_3$  已固定，因此  $K_b$  值與  $x_4$  成反比，即  $x_4$  之值愈大，才可能達到此目的。

(v) 曳引機用旁載青割收穫機在作業中動力係由曳引機 PTO 以兩頭有萬向接頭 (Universal Joint) 之滑節 (Slip Jont) 傳入，萬向接頭引起傳動線角度之不等速雖可互相抵消，但驅動線以平行於行進方向為原則，而曳引機設計之拖桿鏈接

點均在其 PTO 軸下方，並可做上下前後與左右之調定，因此草料用拖車鏈接點一定要在收穫頭入力軸架下方之後方，如圖 8 所示草料用拖車鏈接點外觀，其距入力軸中心距離也應以曳引機 PTO 軸中心線到曳引機拖桿鏈接點之平均中心點之距離為依據，並在允許之情況下為增加  $x_4$  之長度，將該鏈接點以予後移。

(vi) 由力矩等式知，當力臂短時，所需作用力愈大，二輪式拖車其阻力中心到鏈接點愈短，可盛載之草料也愈多。因此在不影響田間轉向之條件下，拖車其阻力中心到鏈接點愈短愈穩定，對於惡劣如狹窄之牧草田間環境當更為有利。



圖 8 草料用拖車鏈接點外觀

## 五、檢討與建議

- (一) 曳引機用旁載式牧草青割收穫頭附掛拖車，對小農制環境的本省酪農牧草區，為低田間效率之機械組合型態，但高莖叢生之狼尾草，產量極高，以適割期的正常收穫，在不到 300 公尺行長內作業，可將承載量 3~4 Mg 之儲料箱裝滿，來供應約 50~60 頭牛的青粗料，對酪農省工省時尚具使用吸引力，故此型機械組合型態之發展，自有其市場潛力。
- (二) 欲提高此旁載式機械組合使用之田間效率，減低作業難度，在縱向方面之穩定，可從縮短拖車長度與選定正確鏈接點著手，方程式(15)及其所列之圖，在配合實際條件上，可提供有利之數值依據。
- (三) 曳引機與作業機之鏈接，牽涉到相當複雜的力學問題，本文並未提及橫向與轉向方面之穩定，而實際作業中，此兩項也為作業安全穩定探討的主要項目，尤以作畦行列栽培之高莖牧草青割收穫，直接影響作業功能，此部分極待更進一步分析。

### 參 考 文 獻

1. 黃清旺 (1987) 履帶式青飼收穫機之研究，中國農業工程學報。VOL. 33. NO. 2. P. 69~77.
2. 黃清旺 (1987) 狼尾草青割收穫機之研究。中國農業工程學報。VOL. 33.NO. 4. P. 62~81.
3. 黃清旺 (1988) 機械化青割狼尾草之現況與發展。中國畜牧。第20卷。第2期。中國畜牧雜誌。P.162~168.
4. 黃清旺 (1988) 狼尾草機械青割收穫有關之物性研究。嘉義農專學報。第17期。P. 217~231.
5. 關昌揚譯 (1968) 農用曳引機。二版。正中。台北。P.247~317.
6. ALCOCK, RALPH. (1986) Tractor-Implement System. AVI Pulishing Company, INC., U.S.A. P.109~125.
7. MORLING, R.W. (1979) Agricultural Tractor Hitches-Analysis of Design Requirements. ASAE Distinguished Lecture Series. NO. 6.
8. MCKIBBEN, E.C. (1922) The Kinematics and Dynamics of wheelttype Farm Tractors. Agr. Eng., Vol: 8, NO. 1 to 7 inclusive.
9. ROTH, H. W., and F. R. CROW, G. W. A. MAHONEY. (1982) An Introduction to Agricultural Engineering. AVI Publishing Company, INC., U.S.A. P. 94~107.
10. SACK, H. W. (1956) A Study on the Longitudinal Stability of Wheel-type Tractors. Agr. Eng., Vol: 37(5)
11. WORTHINGTON, W.H. (1949) Evaluation of factors affecting the operating stability of wheel tractors. Agr. Eng., Vol: 30(3), (4).
12. WORTHINGTON, W. H., and F. C. WALTORS. (1955) Farm Tractors and their Tires. Paper presented at the SAE Tractor Meeting, Milwaukee, Wis.

專營土木、水利、建築等工程

慶裕營造股份有限公司

負責人：陳 萬 得

地 址：台中縣大甲鎮孟春里中山路二段125號

專營土木、水利、建築等工程

上星營造有限公司

地 址：台中市西區五權路2-211-4號

電 話：(04) 3716088