

整地機械迴轉犁之設計研究

Study on the Design of Rotary Tillers for Riding Tractors

國立臺灣大學農機系教授

王 康 男

Kang-Nang Wang

摘 要

臺灣地區每年約有80萬餘公頃耕地需作整地作業，以提供作物生長之優良環境。過去，此項整地作業所用之碎土機具主要仰賴於耕耘機用之小型迴轉犁；而近年來由於代耕作業之需要，大量進口曳引機，致使曳引機用大型迴轉犁之需求量隨之大增。目前曳引用大型迴轉犁已逐漸成爲本省整地用之主要機具，惟其絕大部份，均仰賴進口，價格高昂，農友每年損失不貲；而國內廠商雖有提供較低廉之仿造產品，但其品質仍未臻理想。究其原因主要爲國內欠缺大型迴轉犁之基本工程設計資料，無法作適當之設計使然。故本研究之目的旨在建立大型迴轉犁之設計資料、設計模式與程式供廠商應用，以提高國產大型迴轉犁之品質。

本研究計畫之實施共分五個階段進行，其綜合內容及結果如下：

1. 迴轉犁田間耕耘扭力資料之建立：

爲容易測定耕耘扭力資料，在大型迴轉犁之上鏈輪軸處粘貼應變規製作扭力測定軸。由此扭力測定軸所獲得之田間扭力試驗結果顯示耕耘扭力受迴轉犁之耕深、前進速度、耕耘刀之排列方法、耕耘刀之窄寬、耕耘節距（或迴轉速度）、土壤之硬度及含水率等諸因素所影響，而各因素之組合扭力之綜合影響則顯示呈指數曲線關係。於實際設計應用時，本實測資料可用近似線性比例換算法以求出近似之基本強度設計資料。

2. 迴轉犁結構之力學解析：

依據扭力值完成各零組件所承受之力、剪力及彎曲力矩之分析。

3. 迴轉犁之強度設計：

依據解析資料完成各零組件之強度設計。

4. 迴轉犁設計程式之建立：

依據強度設計模式以培基語言寫成一套具有一般性之 PC-/XT/AT 使用程式，此程式顯示對於大型迴轉犁之設計及對於現有設計產品之品質檢討改進甚爲有用。

ABSTRACT

Riding tractors with rotary tillers are becoming as popular as power tillers in Taiwan now. The objective of this study is to develop a model for the design of the rotary tiller in order to im-

prove its performance. The following designing processes were conducted:

1. to measure the tillage torques at several soil, operation and arrangement conditions, which required for the design of rotary tillers,
2. to construct the mechanic diagrams of the elements through which the power being transmitted,
3. to design the elements based on the above diagrams,
4. to develop a Computer-aided design program to facilitate the design procedures, which is suitable for PC/XT/AT computers.

一、前 言

依據農林廳統計，目前臺灣地區耕地面積約有89萬公頃，約佔本省所有土地總面積之25%。此廣大之耕地，在栽培作物之前，均須經過犁、耙土、作畦等整地作業。此項整地作業工作，歷年來本省主要使用迴轉犁來完成，其數量目前已甚多。由於本省盛行代耕，迴轉犁之作業時間與作業量均增加甚多，故本省迴轉犁的磨耗情況嚴重，必須經常更換之數量甚多。

據農林廳資料顯示，目前本省所使用之迴轉犁大部份依靠進口，價格昂貴，而由國內農機廠商自行生產者，因欠缺基本的工程設計資料，其產品品質仍欠佳，亟待改善。本研究之目的旨在建立迴轉犁之基本工程設計資料、設計模式及程式，並轉移廠商應用，使農機廠商具有自行設計及生產之能力，以提高迴轉犁之品質造福農民。

二、迴轉犁耕耘扭力之測定

影響迴轉犁設計品質之因素甚多，其中耕耘扭力為強度與耐久性能設計上所不能缺少之基本資料，必須從田間實測始能建立。然而在實測上，因(1)適合大型迴轉犁用之扭力計容量甚大價格昂貴，且體積大佔空間，在安裝上甚為不便；(2)若在耕耘軸上製作扭力測定軸，則因其空間有限，在製作、安裝及附件之配合上均甚不方便。基於以上考慮，本研究因此選擇扭力負荷較小，但空間夠之迴轉犁第二軸（即上鏈輪軸）作為研製簡易型耕迴轉扭力測定軸之對象。目前此簡易型扭力測定軸已研製完成，並實際被用來測定田間耕耘扭力，本節旨在敘述此項設計研究過程及其用來測定田間耕耘扭力之方法及結果。

1. 迴轉犁扭力測定軸之設計

1.1 迴轉犁扭力軸之設計原理：

1.1.1 應變規 (Strain gage) 和惠斯敦電橋 (Wheatstone Bridge)^(1,2) 導體電阻之變化量和其本身長度之變化量成線性關係時，則

$$\frac{\Delta R}{R} = K \frac{\Delta \ell}{\ell} = E \epsilon \dots \dots \dots (2.1)$$

式中， R：導體電阻

ΔR ：導體電阻之變化量

ℓ ：導體長度

$\Delta \ell$ ：導體長度之變化量

ϵ ：應變

K：規因數 (Gage factor)

應變規即應用這種原理製作而成，在使用時需組成惠斯敦電橋，如 Fig. 2-1 所示。當 $R_1 R_3 = R_2 R_4$ 時，惠斯敦電橋 AC 之電壓為零，而呈平衡狀態。若電橋中任一電阻改變，使電橋失去平衡，則 AC 間產生電壓 E_0 ，而 E_0 與電阻變化有如下之關係：

$$E_0 = \frac{ER_G}{4(R+R_G)} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) \dots \dots \dots (2.2)$$

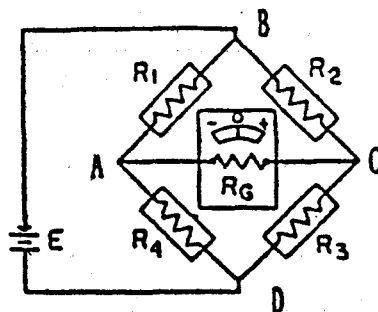


Fig 2-1 惠斯敦電橋

式中， E：電源電壓

E_0 ：AC間電壓

R_0 ：電錶內電阻， $\Delta R_1, \Delta R_2, \Delta R_3, \Delta R_4$ 分別為應變規電阻 R_1, R_2, R_3, R_4 之變化量，而 $R_1=R_2=R_3=R_4$ 。

將式 (2.1) 代入式 (2.2)，則

$$E_0 = \frac{ER_0K}{4(R+R_0)}(\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \dots\dots(2.3)$$

因為 E, R_0 , K, R 均為常數，故從式 (2.3) 知應變量可經由 E_0 測出。一般 E_0 是經由應變放大器 (Amplifier) 輸出。

1.1.2 扭力軸之負荷與惠斯敦電橋之關係：

當扭力軸有扭力之負荷時，如 Fig. 2-2，其扭力 M_w 與剪應力 τ 間之關係如下：

$$\tau_{max} = \frac{M_w d}{2I_p} \dots\dots(2.4)$$

式中， τ_{max} ：最大剪應力

M_w ：扭力

$$I_p = \frac{\pi}{32} d^4$$

d：扭力軸直徑

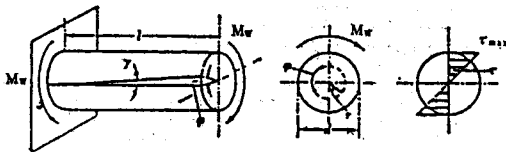


Fig. 2-2 扭力軸有扭力負荷時之情形

而剪應力與剪應變之間復有如下之關係：

$$\gamma = \frac{\tau_{max}}{G} \dots\dots(2.5)$$

式中， G：剪應變彈性係數 (Shearing modulus of elasticity)

因此聯合式 (2.4)，(2.5)，則

$$\gamma = \frac{\tau_{max}}{G} = \frac{M_w d}{2GI_p}$$

或：

$$M_w = \frac{2rGI_p}{d} \dots\dots(2.6)$$

另由 Fig. 2-3 知，若長方形物體由於剪應力之作用而呈平行四邊形之變形時，則

$$(\ell' - \ell) / \ell = \ell \sin\psi \tan\gamma \cos\psi$$

或 $\varepsilon\phi = \tan\gamma \sin\psi \cos\psi \dots\dots(2.7)$

當 γ 甚小，則 $\varepsilon\phi = r \sin\psi \cos\psi$ ，微分之，得

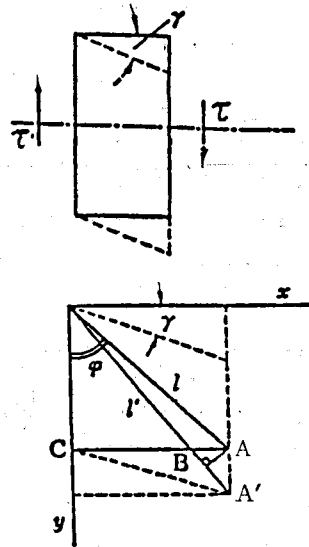


Fig. 2-3 剪應力 τ 與剪應變 γ 之關係

$$d\varepsilon\phi/d\psi = r \cos^2\psi - r \sin^2\psi$$

$d\varepsilon\phi/d\psi = 0$ 時，則

$$r \cos^2\psi_{max} = r \sin^2\psi_{max}$$

$$\psi_{max} = 45^\circ$$

$$\varepsilon_{max} = \gamma \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{1}{\sqrt{2}} = \frac{1}{2} \gamma \dots\dots(2.8)$$

因此應變規應與剪應力方向成 45° 粘貼較佳，如 Fig. 2-4，因為此方向之應變量 $\varepsilon\phi$ 最大，應變規之感度最高。由式 (2.6)、(2.8) 之關係知：

$$M_w = \frac{4\varepsilon\phi GI_p}{d}$$

或：

$$\varepsilon\phi = M_w \cdot d / 4GI_p \dots\dots(2.9)$$

扭力軸上必須粘貼 4 枚對稱之應變規，如 Fig. 2-5，並使與 Fig. 2-1 之電橋相對應，如此，則當

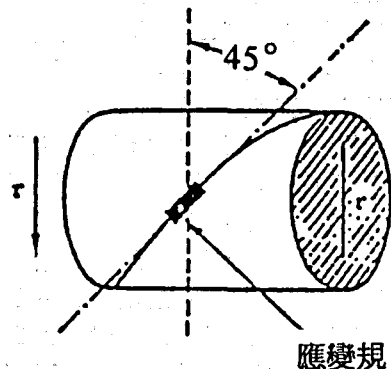


Fig. 2-4 應變規在扭力軸上之粘貼方向

此扭力軸有扭力 M_w 之負荷時，此 4 枚應變規所產生之應變 $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3, \varepsilon_4$ 應為

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_3 = -\varepsilon_2 = -\varepsilon_4 = M_w d / 4GI_p \dots\dots(2.10)$$

由式 (2.3)、(2.10) 知：

$$E_0 = \frac{ER_0K}{4(R+R_0)} \cdot \frac{M_w d}{GI_p} \dots\dots\dots(2.11)$$

式中， E, R_0, K, d, G, I_p 都是常數，因此 E_0 與 M_w 成正比，此顯示扭力 M_w 可經由惠斯敦電橋所產生之電壓 E_0 測得。

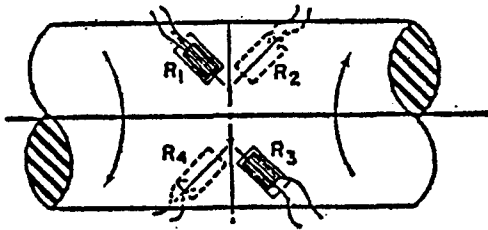


Fig. 2-5 扭力軸上應粘貼 4 枚對稱之應變規

1.1.3 溫度及彎曲力矩影響之修正 (Temperature and bending moment compensation)

應變規之感度極高，溫度之改變亦能使它隨粘貼材料膨脹或收縮而產生不必要的應變，因此為求正確之扭力測定值，必須作溫度影響之修正。此外，扭力軸同時有扭矩與彎曲力矩作用時亦無法測出真實之扭矩值，因此亦須修正彎曲力矩所產生之影響。為此，扭力軸上之應變規必須使用 4 枚而且必須對稱，則可同時消去溫度與彎曲力矩之影響，這是因為有對稱之關係，從式 (2.3) 及 (2.10) 知，應變規之溫度與彎曲力矩影響所產生之應變量之總和應等於零。

1.2 迴轉率扭力測定軸之製作：

1.2.1 迴轉率第二軸製作扭力軸可行性之探討

本省國產大田牌 1.9M 迴轉率在中部地區推廣之數量甚多，性能相當穩定，因此以該迴轉率第二軸之原材料及尺寸大小製作扭力軸，在強度上應有可行性。其另一應探討問題為：該軸在粘貼應變規後產生之應變是否可檢測？依原廠設計標準，該迴轉率可適合附掛於 40~80 馬力 (PS) 之曳引機上作業。依田間試驗知，在該馬力條件下作業，迴轉率第二軸之迴轉數 (n) 一般介於 130~240 rpm 之間，若耕耘用所耗動力為 75%，則依 $M_w = (PS \times 75 \times 60 \times 0.75) / 2\pi n$ 計算，其承受之扭力 (M_w) 預估值應介於 90~165 Kg-M 之間。據查該迴轉

率之直徑 $d = 48\text{mm}$ ，使用材料為 SCM 21，屬於硬鋼類，剪應變彈性係數約為 $G = 8400 \text{ Kg/mm}^2$ 。將以上諸值代入式 (2.9)

$$\varepsilon\varphi = M_w d / 4GI_p$$

$$\text{則 } \varepsilon\varphi = (246 \sim 452) \times 10^{-6}$$

此預估之應變值，使用一般市售之應變放大器可有效檢測出來。例如本文所用之應變放大器之放大倍率約為 250~25,000 倍，規因數 (Gage factor) $K = 2$ ，應變規電阻 $R = 120\Omega$ ，電錶最小檢出電壓為 10 mV，外加電壓 $E = 5 \text{ V}$ 。若希望每 10mV 之變化至少可測得一單元之應變 (或扭力) 時，可將放大倍率作適當調整，如調到 1,000 倍，則輸出電壓 E_0 須大於 0.01 mV (10^{-5} v)，電錶始能測出，而此時之應變，依式 (2.3)，並使 $\varepsilon_1 = \varepsilon_3 = -\varepsilon_2 = -\varepsilon_4 = \varepsilon$ ， $R_0 \gg R$ ，則

$$EK\varepsilon > 10^{-5}$$

式中 $E = 5 \text{ v}$

$$K = 2$$

$$\therefore \varepsilon > 1 \times 10^{-6}$$

即感度為 1×10^{-6} ，可有效檢測前述由於扭力所產生之應變量，而量得扭力值。

從以上之討論，可得如下之結論：

使用大田牌耕寬 1.9M 迴轉率第二軸製作扭力測定軸，在強度及應變檢測上均有可行性。

1.2.2 迴轉率扭力測定軸之製作：

實際製作扭力測定軸時，為配合應變規導線之引出及滑環之固定，重新複製大田牌迴轉率第二軸一支，並於其中心開一應變規導線連接孔。此外，於連接孔之軸端將軸延長以固定滑環，如 Fig. 2-6 所示。軸材料為 SCM 21，使用之應變規規格為：KFC-2-D2-11，共 4 枚，規因數 (Gage factor) $K = 2.05 \pm 1\%$ ，應變規長為 2 mm。完成應變規粘貼及導線之接線後之扭力軸如 Fig. 2-7 所示。於完成封臘防濕後再作校正。

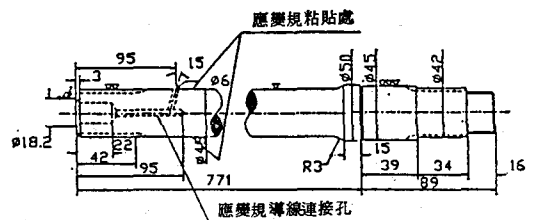


Fig. 2-6 迴轉率扭力測定軸之設計圖



Fig. 2-7 實際粘貼應變規後之扭力測定軸

1.3 迴轉犁扭力測定軸之校正：

1. 將扭力測定軸固定，並於一端套上施力用之施力臂。於扭力測定軸徑之中心點至施力臂 1 公尺處置放千斤頂。

2. 千斤頂下放置磅稱，以供測出所施加之力量。

3. 施加一固定累加力量於扭力測定軸，並於記錄器讀出應變數據。

4. 將記錄器所產生之應變數據和施加之扭力，繪出應變與扭力之關係，如 Fig. 2-8。

從以上之校正知，本扭力軸之扭力與應變間之關係為：

$$T = 0.083 \times \epsilon \dots\dots\dots(2.12)$$

T：扭力 (Kg-M)

ε：應變

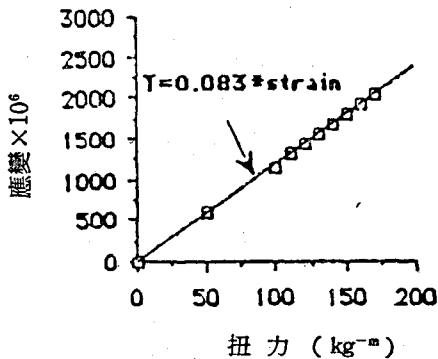


Fig. 2-8 迴轉犁扭力測定軸之扭力應變校正圖

2. 田間耕耘扭力之測定試驗

2.1 試驗裝置及儀器：

試驗裝置及儀器包括：

1. 大田牌耕寬 1.9M 迴轉犁。

2. 芝蒲牌 40 PS 曳引機及強鹿牌 7.5 PS 曳引機各乙部。

3. 使用儀器：迴轉犁扭力測定軸，應變放大器、資料記錄器、滑動環 (Slide ring)，小型交流發電機、穩壓器，各儀器間之連線情形如 Fig. 2-9

所示。

4. 感應式轉速計、土壤硬度計。

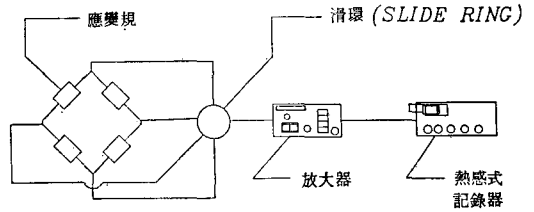


Fig. 2-9 實驗儀器之連接情形

2.2 測定試驗方法^(3,4,9)

將試驗因子分成 7 種類，各種類再作如下細分：

- x₁：耕耘速度，0.39, 0.50, 0.61 m/sec
- x₂：耕耘刀，有窄刀與寬刀，如 Fig. 2-10 及 Fig. 2-11 所示，數值化時，窄刀 = 1，寬刀 = 2
- x₃：耕耘刀排列，有平面與螺旋兩種，數值化時，平面 = 1，螺旋 = 2
- x₄：耕耘節距 (pitch)，三種
- x₅：耕深，9, 12, 15 cm
- x₆：含水率，12~15%
- x₇：土壤硬度，1.2~20.0

2.3 耕耘扭力之測定：其實測情形及耕耘扭力記錄，如 Fig. 2-12, Fig. 2-13, Fig. 2-14 所示。

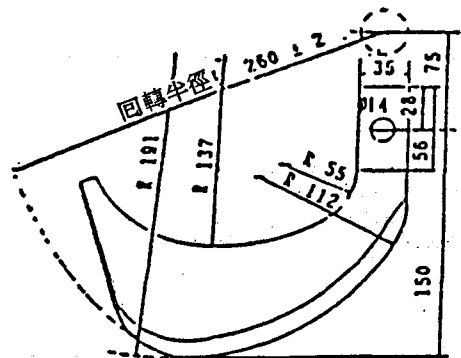
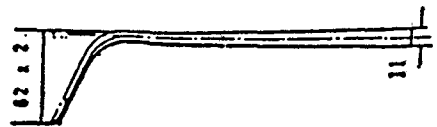


Fig. 2-10 窄形耕耘刀之尺寸

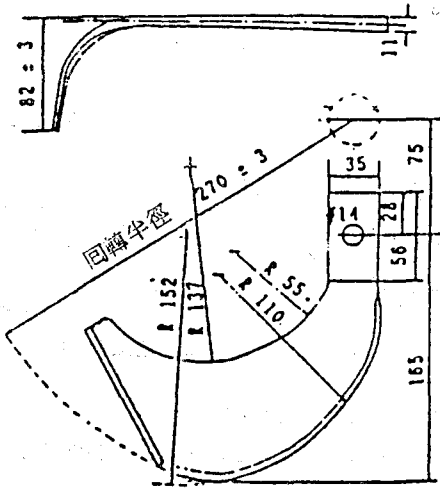


Fig. 2-11 寬形耕耘刀之尺寸



Fig. 2-12 耕耘扭力之測定實況(一)



Fig. 2-13 耕耘扭力之測定實況(二)

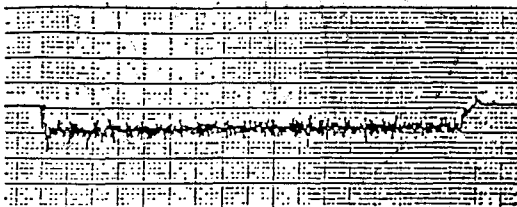


Fig. 2-14 實測之耕耘扭力記錄

3. 田間耕耘扭力測定結果與資料分析

3.1 田間耕耘扭力測定結果

根據前節之試驗方法及儀器設備，並應用本研究開發完成之耕耘扭力測定裝置在臺中地區實際進行耕耘扭力測定，其測定之部分結果如表 1 及 Fig. 2-15、Fig. 2-16 所示。

3.2 資料統計分析^(5,6,7,8)：

1. 試驗因子及試驗資料：

- (1) 試驗因子：共分 7 種類，其詳細情形請參考第 2.2 節測定試驗方法。
- (2) 試驗資料：試驗資料共計 93 組合，如前節表 1 所示。

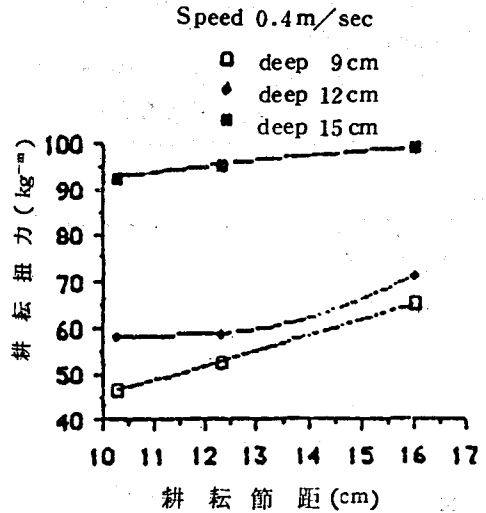


Fig. 2-15 耕耘扭力與耕耘節距之關係

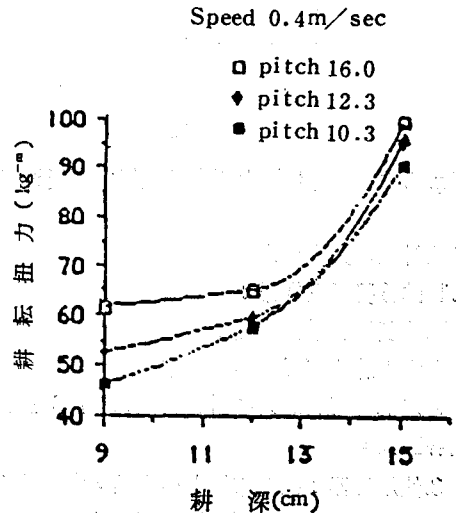


Fig. 2-16 耕耘扭力與耕深之關係

表1 田間耕耘扭力之測定結果

組合代號	耕耘速度 (m/sec)	刀種* (窄, 寬)	刀排列* (平面, 螺旋)	節距** (cm)	耕深 (cm)	含水量 (%)	土壤硬度 (kg/cm ²)	平均扭力 (kg-m)	組合代號 (線性)	組合代號 (指數曲線)
1	0.39	1	2	10.8	9	25.8	1.4	35.0	2	2
2	0.39	1	2	10.8	9	22.7	3.0	35.0	1	1
3	0.39	1	2	12.9	9	25.8	1.4	36.3	10	5
4	0.54	1	2	13.8	9	25.8	1.4	40.0	5	10
5	0.39	1	2	12.9	9	22.7	2.0	40.0	25	23
6	0.50	1	2	16.6	9	22.7	2.0	41.0	23	3
7	0.39	1	2	15.6	9	25.9	1.4	42.5	29	4
8	0.39	1	2	10.8	12	22.7	2.0	44.0	4	25
9	0.39	1	2	12.9	12	22.7	2.0	45.0	3	17
10	0.50	1	2	13.8	9	22.7	3.0	45.0	8	28
11	0.50	1	2	16.6	9	25.8	1.4	46.0	17	8
12	0.39	1	2	15.6	12	22.7	3.0	48.0	6	6
13	0.39	2	1	15.6	9	13.0	10.0	47.5	37	7
14	0.61	1	2	20.2	9	22.7	2.0	47.5	31	31
15	0.39	1	1	12.9	12	13.0	3.0	47.5	7	11
16	0.39	1	2	15.6	12	25.8	1.4	48.0	24	37
17	0.39	1	2	15.6	9	22.7	3.0	49.0	11	24
18	0.39	1	2	12.9	12	25.8	1.4	49.3	33	26
19	0.50	1	1	13.8	12	13.0	3.0	50.0	9	9
20	0.50	1	2	16.6	12	22.7	2.0	50.0	26	33
21	0.61	1	2	16.9	12	22.7	3.0	50.0	14	14
22	0.39	2	1	10.8	9	13.0	10.0	50.0	19	15
23	0.39	1	1	15.6	9	13.0	10.0	50.0	15	19
24	0.61	1	2	16.9	9	25.8	1.4	50.0	35	34
25	0.39	2	2	12.9	9	14.0	20.0	51.0	69	18
26	0.50	1	2	20.0	9	22.7	3.0	52.5	36	32
27	0.39	1	1	10.8	15	13.0	3.0	52.5	40	22
28	0.61	1	2	20.2	9	25.8	1.4	54.5	32	36
29	0.50	1	1	16.6	9	13.0	10.0	55.0	18	69
30	0.50	2	1	13.8	9	13.0	10.0	55.0	12	12
31	0.61	1	1	16.9	9	13.0	3.0	55.0	34	28
32	0.50	1	2	13.8	12	25.8	1.4	55.5	22	35
33	0.50	1	2	13.8	12	22.7	2.0	56.0	21	40
34	0.50	1	2	20.0	9	25.9	1.4	57.5	28	44
35	0.50	2	2	13.8	12	14.0	20.0	60.0	45	20
36	0.50	2	2	20.0	9	14.0	20.0	60.0	20	21
37	0.39	2	2	10.8	12	14.0	20.0	60.0	27	45
38	0.61	2	2	16.9	12	14.0	20.0	60.0	44	16
39	0.61	1	2	20.2	12	22.7	2.0	61.5	48	27
40	0.39	1	2	10.8	15	22.7	3.0	62.5	38	48
41	0.61	1	2	16.9	12	25.8	1.4	62.5	51	43
42	0.39	2	1	10.8	12	12.0	10.0	65.0	16	41
43	0.61	1	2	24.4	9	25.8	1.4	65.0	67	30
44	0.61	1	2	24.4	9	22.7	2.0	65.0	50	51
45	0.61	1	2	16.9	12	22.7	2.0	66.0	41	50

* 統計分析時，刀種與刀排列均予數值化，

窄刀 = 1，寬刀 = 2，平面排列 = 1，螺旋排列 = 2

** 節距 (pitch) = $\frac{V}{Z \times n}$ V: 耕耘速度 Z: 刀數 (本文採用 Z = 1) n: 迴轉速度

表1 田間耕耘扭力之測定結果 (續)

組合代號	耕耘速度 (m/sec)	刀種* (窄, 寬)	刀排列* (平面, 螺旋)	節距** (cm)	耕深 (cm)	含水量 (%)	土壤硬度 (kg/cm ²)	平均扭力 (kg-m)	組合代號 (線性)	組合代號 (指數曲線)
46	0.50	1	2	20.0	12	25.8	1.4	66.0	43	57
47	0.61	1	2	20.2	12	25.8	1.4	66.3	30	38
48	0.39	1	2	10.8	15	25.9	1.4	70.0	57	67
49	0.61	2	1	16.9	9	13.0	10.0	70.0	39	39
50	0.39	1	2	12.9	15	22.7	3.0	72.5	53	77
51	0.50	2	2	16.6	12	14.0	20.0	72.5	42	46
52	0.61	2	2	20.2	12	14.0	20.0	72.5	77	13
53	0.39	2	2	12.9	15	14.0	20.0	75.0	58	42
54	0.50	2	1	20.0	9	13.0	4.0	75.0	56	56
55	0.39	1	2	15.6	15	22.7	2.0	75.0	52	58
56	0.39	1	2	12.9	15	25.9	1.2	75.0	48	53
57	0.50	1	2	20.0	12	22.7	2.0	77.0	55	47
58	0.50	1	2	13.8	15	25.9	1.4	77.5	73	55
59	0.39	2	2	15.6	15	14.0	20.0	78.0	62	48
60	0.50	2	2	16.6	15	14.0	20.0	80.0	47	52
61	0.50	1	1	20.0	15	13.0	3.0	80.0	13	62
62	0.50	1	2	16.6	15	22.7	3.0	80.0	49	63
63	0.61	1	2	24.4	12	22.7	2.0	80.0	63	73
64	0.61	1	2	16.9	15	25.9	1.4	81.7	72	72
65	0.61	1	1	20.2	15	13.0	10.0	82.5	59	75
66	0.50	1	2	16.6	15	25.9	1.4	82.5	74	89
67	0.50	1	2	13.8	15	22.7	3.0	82.5	60	74
68	0.61	2	2	20.2	15	14.0	20.0	85.0	86	59
69	0.39	2	2	12.9	12	14.0	20.0	85.0	70	71
70	0.61	2	2	24.4	12	14.0	20.0	85.0	71	66
71	0.50	2	1	13.8	12	12.0	10.0	85.0	75	64
72	0.39	2	1	12.9	12	12.0	13.0	90.0	65	70
73	0.61	1	2	16.9	15	22.7	3.0	90.0	64	60
74	0.61	1	1	24.4	12	13.0	3.0	90.0	66	78
75	0.50	2	1	16.6	9	13.0	4.0	90.0	78	65
76	0.50	2	2	20.0	15	14.0	20.0	92.5	79	79
77	0.39	2	1	12.9	9	13.0	4.0	95.0	61	54
78	0.50	1	2	20.0	15	22.7	3.0	97.5	81	81
79	0.61	1	2	20.2	15	22.7	3.0	99.0	76	84
80	0.61	1	2	24.4	15	22.7	3.0	100.0	54	61
81	0.50	2	1	18.6	12	12.0	13.0	100.0	84	88
82	0.61	2	2	24.4	15	14.0	20.0	105.0	68	91
83	0.61	1	2	20.2	15	25.9	1.4	111.3	91	78
84	0.39	2	1	15.6	12	12.0	10.0	115.0	86	86
85	0.61	2	1	24.4	9	13.0	4.0	120.0	88	83
86	0.61	2	1	16.9	12	12.0	10.0	122.5	83	68
87	0.61	2	1	20.2	12	12.0	13.0	125.0	80	80
88	0.61	2	1	20.2	9	13.0	4.0	125.0	87	85
89	0.39	1	2	15.6	15	25.9	1.2	125.0	82	87
90	0.50	2	1	20.0	12	12.0	10.0	125.0	85	90
91	0.50	1	2	20.0	15	25.9	1.2	140.0	90	92
92	0.61	1	2	24.4	15	25.9	1.2	150.0	92	82
93	0.61	2	1	24.4	12	12.0	10.0	155.0	93	93

2.資料統計分析法：

利用線性複迴歸分析法 (Linear Multiple Regression Analysis) 及指數曲線分析法 (Exponential Function Analysis) 分析，其方程式分別為：

(1)線性複迴歸方程式：

$$y_j = b_0 + b_1x_{1j} + \dots + b_7x_{7j} + e_j \dots\dots(2.13)$$

$$\hat{B} = \begin{pmatrix} b_1 \\ b_2 \\ \dots \\ b_3 \end{pmatrix} = (x'x)^{-1}x'Y \dots\dots\dots(2.15)$$

式中 $x'x = \begin{pmatrix} \sum(x_{1j} - \bar{x}_1)^2, \sum(x_{1j} - \bar{x}_1)(x_{2j} - \bar{x}_2), \dots, \sum(x_{1j} - \bar{x}_1)(x_{7j} - \bar{x}_7) \\ \vdots \\ \sum(x_{7j} - \bar{x}_7)(x_{1j} - \bar{x}_1), \dots, \sum(x_{7j} - \bar{x}_7)^2 \end{pmatrix}$

$$x'Y = \begin{pmatrix} \sum(x_{1j} - \bar{x}_1)(y_j - \bar{y}) \\ \sum(x_{2j} - \bar{x}_2)(y_j - \bar{y}) \\ \vdots \\ \sum(x_{7j} - \bar{x}_7)(y_j - \bar{y}) \end{pmatrix}$$

而 $(x'x)^{-1}$ 為 $(x'x)$ 之逆矩陣 (Inverse Matrix)

$$b_0 = \bar{y} - \hat{B}'\bar{x}$$

(2.13) 式之決定係數(coefficient of det-

$j = 1, 2, \dots, n$ (組合數)， b_1 為迴歸係數， b_0 為截距(intercept)， y_j 為試驗數據 (扭力)， e_j 為試驗誤差 (Experimental Error)。

上式以矩陣符號表示為：

$$Y = xB + E \dots\dots\dots(2.14)$$

式中B之求法，利用最小平方方法 (Least Squared Method) 可得為：

ermination) 為複相關係數。

$$R^2 = \hat{B}'(x'y) \dots\dots\dots(2.16)$$

各試驗因子之變異數分析 (Analysis of Variance) 為：

變因	自由度	平方和	均方	實測 F 值
迴歸 (R)	7	$B'(x'y) = SSR$	$MSR = \frac{SSR}{7}$	MSR/MSE
試驗誤差 (E)	85	$\sum(y_j - \bar{y})^2 - SSR = SSE$	$MSE = \frac{SSE}{80}$	$= F$
總計	92			

若實測 F 值大於 $F_{0.05, 7, 85} = 2.15$ 或 $F_{0.01, 7, 85} = 2.90$ 則表示試驗因子與扭力之間有關係存在。

(2.13) 式之推測式為：

$$\hat{y}_j = b_0 + b_1x_{1j} + \dots + b_7x_{7j} \dots\dots\dots(2.17)$$

實測扭力與推測扭力之差之變異數以 PMS (Predicted mean square) 表示為：

$$PMS = \frac{\sum(y_j - \hat{y}_j)^2}{n} \dots\dots\dots(2.18)$$

PMS 愈小表示實測與推測扭力之差愈小。

(2)指數曲線方程式：

$$y_j = e^{b_0 + b_1x_{1j} + \dots + b_7x_{7j} + e_j} \dots\dots(2.19)$$

取對數可得為：

$$Y_j = \log y_j = b_0 + b_1x_{1j} + \dots + b_7x_{7j} + e_j \dots\dots\dots(2.20)$$

(2.20) 式即可依 (2.14) 式之形式進行統計分析，惟由 (2.20) 式進行變異數分析後，其推測式 y_j 為：

$$\hat{y}_j = \text{anti log } Y_j = \frac{Y_j}{e} = b_0 + b_1x_{1j} + \dots + b_7x_{7j} \dots\dots\dots(2.21)$$

3.3分析結果：

線性方程式：

$$\hat{y} = -114.62 - 12.48x_1 + 45.11x_2 - 29.06x_3 + 3.51x_4 + 6.79x_5 + 2.55x_6 - 0.94x_7 \dots\dots\dots(2.22)$$

$R^2=0.7653$ PMS=168.5344

變異數分析表：

變因	自由度	平方和	均方	F
迴歸	7	51126.81	7303.8302	39.6094**
誤差	85	15673.70	184.3965	

總計 92 66800.51

指數曲線方程式：

$$y = e^{1.717 + 0.035 x_1 - 0.575 x_2 - 0.312 x_3 + 0.042 x_4 + 0.097 x_5 + 0.025 x_6 - 0.014 x_7 \dots \dots \dots (2.23)}$$

$R^2=0.8239$ PMS=142.4235

變因	自由度	平方和	均方	F
迴歸	7	9.3623	1.3375	56.8320**
誤差	85	2.0004	0.0235	

總計 92 11.3627

以上線性方程式 (2.22) 與指數曲線方程式 (2.23) 所描繪之曲線如 Fig. 2-17 所示。

4. 討論與結論

本研究以迴轉犁第二軸發展而成之簡易型耕耘扭力測定軸，主要是應用應變規與惠斯敦電橋原理製作而成，應變規因在扭力軸上作對稱粘貼，故在理論上應具有消除溫度及彎曲力矩影響之特性。為此本研究曾作彎曲力矩影響之測試，在承受 300 Kg-cm 時並未見其出現影響，事實上應變規之完全對稱粘貼，甚不容易，因此若再增加負荷，彎曲力矩之影響可能出現，惟在實際應用上該扭力軸係由兩軸承支持，軸中間並無其他負荷，可以儘量避免彎曲力矩之影響。

研製之扭力測定軸校正式為：

$$T = 0.083 \times \epsilon$$

T：扭力， ϵ ：應變

若扭力 $T=90$ Kg-M 時，代入上式則應變 $\epsilon = 1084 \times 10^{-6}$ ，因為此應變量是由粘貼 4 枚之應變規所產生，故 1 枚之應變量應為 $\frac{1}{4} \epsilon = 271 \times 10^{-6}$ ，而在 2.1 節以同樣軸材料、同樣尺寸預估扭力 90 Kg-M 之應變值則為 246×10^{-6} ，兩者差異極小（約 10%），而此差異可能由於 G 值不同而引起，此證明本研製之扭力與應變之關係，與前述理論吻合。

應用該研製完成之扭力測定軸，實測田間耕耘扭力後，得到以下結果：從 Fig. 2-15 及 Fig. 2-16 知耕耘扭力與耕耘節距 (pitch) 之間呈線性正相關而耕深對耕耘扭力之影響甚大，顯示呈現指數曲

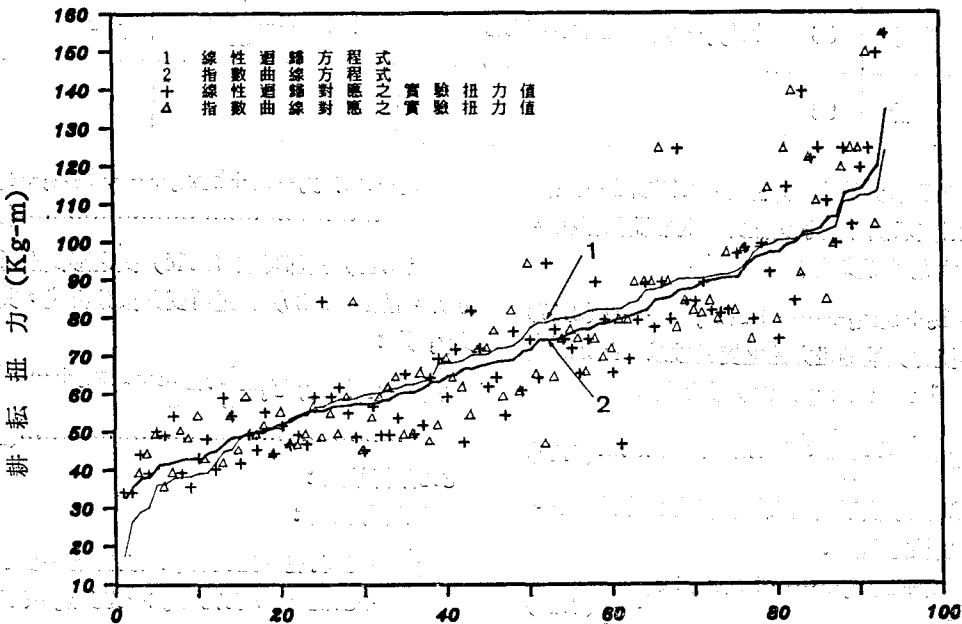


Fig. 2-17 耕耘扭力值之線性複迴歸曲線與指數曲線

線之關係。而耕耘扭力影響因子如耕耘速度(x_1)，刀之窄寬(x_2 ，窄=1，寬=2)，刀之排列(x_3 ，平面=1，螺旋=2)，刀之排列(x_4)，耕耘節距(x_5)，耕深(x_6)，含水率(x_7)，以及土壤硬度(x_7)等因素之組合與耕耘扭力(y)之間，經用線性複迴歸分析法及指數曲線迴歸法分析，其實測F值均呈極顯著，顯示各試驗因子組合與扭力有相關存在，其間之關係可以線性複迴歸方程式及指數曲線方程式表示如下：

$$\hat{y} = -114.62 - 12.48 x_1 + 45.11 x_2 - 29.06 x_3 + 3.51 x_4 + 6.79 x_5 + 2.55 x_6 - 0.94 x_7$$

$$\hat{y} = 1.717 + 0.035x_1 - 0.573x_2 - 0.312x_3 + 0.042x_4 + 0.097 x_5 + 0.025 x_6 - 0.014x_7$$

上式線性複迴歸方程式與指數曲線方程式之 R^2 較大，PMS 較小，故應採用指數曲線方程式以推測扭力較佳。

三、迴轉犁之強度設計

迴轉犁在田間進行犁耕作業時所承受之扭力甚大，為避免因扭力過大引起故障及破損，在工廠生產之前，必須做適當之強度設計。此外，此項強度設計，亦為建立迴轉犁程式之基本依據，不能或缺。本迴轉犁之強度設計，主要係依據 40 HP 曳引機所作田間試驗所得之扭力數據(表 1) 及大田牌迴轉犁 (Fig. 3-1) 既有之尺寸為參考而設計者，由於應變規粘貼位置係在第二軸，因此本設計書從第二軸開始設計。

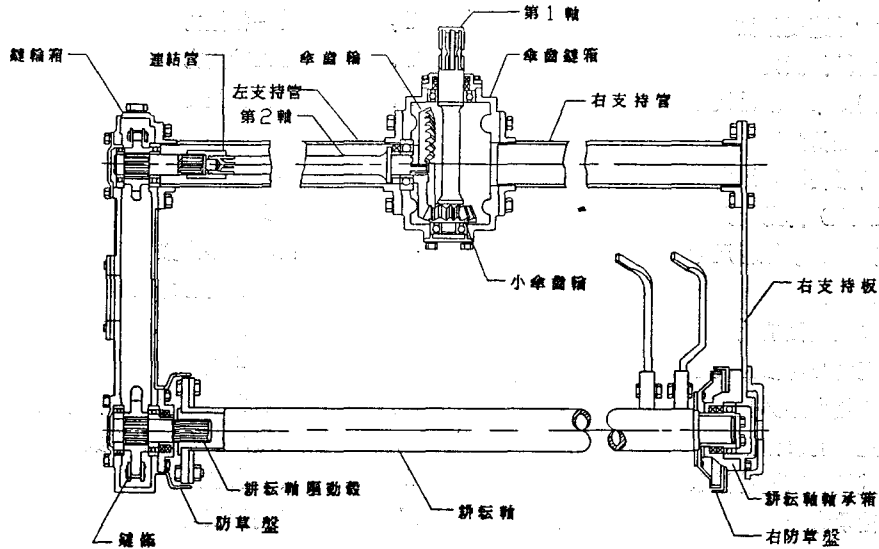


Fig. 3-1 迴轉犁傳動斷面

1. 記號說明：

A	節錐半徑	D'	齒輪節圓直徑
a	迴轉犁第一軸尺寸	D _b	鏈輪齒根圓距離
b	迴轉犁第一軸尺寸 栓槽齒幅	D _c	鏈輪齒根距離
C	負載容量	D _{g1}	小斜齒輪節圓直徑
c	迴轉犁第一軸尺寸 齒輪齒厚	D _{g2}	大斜齒輪節圓直徑
D	軸之直徑	D _h	鏈輪最大槽直徑
	鏈輪滾子外徑	D _m	等價正齒輪之節圓直徑
	齒輪外徑	D _o	鏈輪標準直徑
		D _p	鏈輪節圓直徑
		D _s	素材軸徑
		d	迴轉犁第二軸尺寸

d_1	栓槽內徑	nk	耕耘軸轉速
d_2	栓槽外徑	P	節距
E	彈性係數	P_s	疲勞強度
e	迴轉犁第二軸尺寸	p	壓力角
F_{c1}	第二軸上之鏈輪張力	R	軸承處荷重
F_{c1x}	第二軸上 x 方向之鏈輪張力	$R_x \dots R_h$	軸承處之反作用力
F_{c1y}	第二軸上 y 方向之鏈輪張力	$R_{ax} \dots R_{hx}$	軸承處 x 方向之反作用力
F_{c2}	耕耘軸上之鏈輪張力	$R_{ay} \dots R_{hy}$	軸承處 y 方向之反作用力
F_g	斜齒輪給予軸之作用力	R_s	栓槽外徑 (半徑)
F_k, F_k'	耕耘刀對耕耘軸產生之力	r_n	等效栓槽半徑
F_{r1}	小斜齒輪給予第一軸之徑向力	r_s	栓槽內徑 (半徑)
F_{r2}	大斜齒輪給予第二軸之徑向力	S	齒輪齒冠
FS	安全係數	S'	齒輪齒根
F_t	斜齒輪給予軸之切線力	T	扭力
f	迴轉犁第二軸尺寸		最大扭力
f_s	齒輪速度係數	T_p	第一軸扭力
g	齒輪齒面角	T_o	第二軸扭力
	迴轉犁耕耘軸尺寸	T_k	耕耘軸扭力
HP_c	鏈條傳動馬力	t	栓槽齒厚
HP_k	耕耘軸消耗馬力	V	剪力
HP_p	PTO 傳動馬力	v	速度
h	迴轉犁耕耘軸尺寸	y	齒輪齒形係數
	齒輪切角		至斷面重心之距離
I	彈性斷面慣性	Z	栓槽齒數
i	迴轉犁耕耘軸尺寸	α	多列係數
k	齒輪齒形係數	α_m	彎曲力矩之應力集中係數
k_1	鏈輪衝擊係數	α_s	扭力之應力集中係數
k_2	鏈輪負荷變動係數	β	齒輪齒冠角
Ln	軸承壽命	β'	齒輪齒根角
M	力矩	δ	撓度
	齒輪模數	η_c	鏈條傳動效率
	最大彎曲力矩	η_g	齒輪傳動效率
Me	合成彎曲力矩	ρ	兩不同軸徑間之曲率半徑
m'	齒輪平均模數	σ	容許應力
N	齒輪齒數	σ_b	考慮應力集中後之彎曲應力
N_{c1}	小鏈輪齒數	σ_c	合成應力
N'	等價正齒輪之齒數	σ_o	齒輪抗彎應力
N_{c2}	大鏈輪齒數	σ_u	極限應力
N_{g1}	小斜齒輪齒數	τ	剪應力
N_{g2}	大斜齒輪齒數	τ_b	考慮應力集中後之剪應力
n_{g1}	PTO 軸傳來之轉速	Φ	齒輪節錐角
n_{g2}	第二軸之轉速		

2.第二軸：

2.1 作用於第二軸之力：

作用於第二軸之力，可用 Fig. 3-2表示，

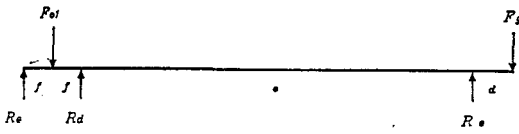


Fig. 3-2 作用於第二軸之力

- 其中 F_{c1} 為鏈輪張力
- F_g 為斜齒輪給予軸之作用力
- d, e, f 各為長度
- R_e, R_d, R_o 為軸承處之反作用力

以上 F_{c1} 及 F_g 在 x, y 方向之分力，可由 Fig. 3-3 表示，即 F_g 可分為軸之切線力 F_t 及徑向力 F_{r2} 。

$$F_t = \frac{T_c}{D_{g2}/2} \dots\dots\dots(3.1)$$

T_c 為扭力
 D_{g2} 為斜齒輪之節圓直徑

$$F_{r2} = F_t \tan p \cos \Phi \dots\dots\dots(3.2)$$

p 為壓力角
 Φ 為節錐角

F_{c1} 因與 x, y 水平面所成之傾斜角，約為 80° (隨各不同廠牌，角度略有變化) 可分為 F_{c1x} 及 F_{c1y} 兩分力，由 Fig. 3-2 知各力所造成之關係，為靜不定型， R_e, R_d, R_o 各反作用力，無法單純由 $\Sigma F = 0$ 及 $\Sigma M = 0$ 解出。靜不定的分析方式有很多種，最常見的有：

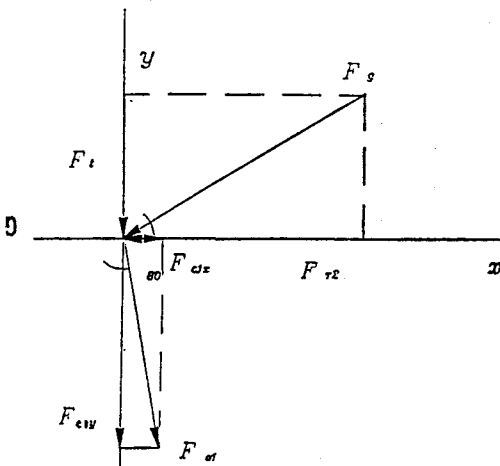


Fig. 3-3 F_{c1} 及 F_g 之分力

(1)利用多餘支承 (redundant supports) 的撓度為零之方式使 $\Sigma \delta = 0$ 而多一方程式可解得。

(2)利用彈性線切線，因對稱條件而保持水平，其左端與右端切線相等。

(3)利用卡氏定理。

本文所用的解析方法，乃應用上述之第一種方式，將 R_d 將設為多餘支承。

2.1.1 R_e, R_d, R_o 在水平方向之負荷：

以 x 方向而言，在 R_d 處所產生之撓度，可用 Fig. 3-4, Fig. 3-5, Fig. 3-6 表示，

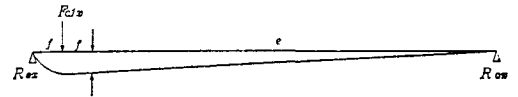


FIG 3-4、由 F_{c1x} 於 x 方向所產生之撓度 δ_1 。

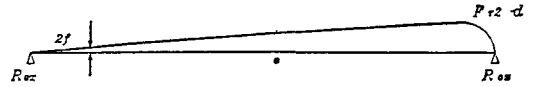


FIG 3-5、由 F_{r2} 於 x 方向所產生之撓度 δ_2 。



Fig. 3-6 由多餘支承 R_d 於 x 方向所產生之撓度 δ_3

由 Fig. 3-4, δ_1 為 F_{c1x} 於 R_{dx} 點所產生之撓度

$$\delta_1 = -\frac{F_{c1x} \cdot f^2 (e+f)^2}{6EI(e+2f)} \left\{ \frac{2(2f)}{f} + \frac{2f}{e+f} - \frac{(2f)^3}{f^3(e+f)} \right\}^{(15)}$$

由 Fig. 3-5, δ_2 為 F_{c1x} 於 R_{dx} 點所產生之撓度

$$\delta_2 = -\frac{F_{r2} \cdot (2f+e) \cdot 2f}{6EI} \left\{ 2 - \frac{3e}{e+2f} + \frac{e^2}{(e+2f)^2} \right\}^{(15)}$$

由 Fig. 3-6, δ_3 為於 R_d 位置當加入多餘支承產生彎曲力矩時所造成之撓度。

$$\delta_3 = -\frac{R_{dx} (2f)^2 e^2}{3EI(e+2f)}^{(15)}$$

因 R_d 點實雖之撓度為 0 即 $\Sigma \delta = 0$ ，故

$\delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = 0$ ，可得

$$R_{dx} = \frac{F_{c1x}(2e-f)(e+f) + 2F_{r2}d(4f+e)}{4e^2} \dots\dots\dots(3.3)$$

由 $\Sigma M=0$ 可得

$$R_{c,x} = \frac{F_{c1,x}f + (2f + e + d) \cdot F_{r2} - 2f \cdot R_{d,x}}{2f + e} \dots\dots\dots(3.4)$$

由 $\Sigma F=0$

$$R_{c,x} = F_{c1,x} + F_{r2} - R_{c,x} - R_{d,x} \dots\dots\dots(3.5)$$

2.1.2 R_c, R_d, R_o 在垂直方向之負荷：

同理，以 y 方向而言， $F_{c1,x}$ 對應 $F_{c1,y}$
 F_{r2} 對應 F_t

$$R_{d,y} = \frac{F_{c1,y}(2e - f)(e + f) + F_t d(4f + e)}{4e^2} \dots\dots\dots(3.3)$$

$$R_{c,y} = \frac{F_{c1,y}f + (2f + e + d) \cdot F_t - 2f \cdot R_{d,y}}{2f + e} \dots\dots\dots(3.4)$$

$$R_{o,y} = F_{c1,y} + F_t - R_{c,y} - R_{d,y} \dots\dots\dots(3.5)$$

2.1.3 第二軸上 R_c, R_d, R_o 之負荷：

由以上之分析，可求得各分力之合力如下：

$$R_c = \sqrt{R_{c,x}^2 + R_{c,y}^2}$$

$$R_d = \sqrt{R_{d,x}^2 + R_{d,y}^2}$$

$$R_o = \sqrt{R_{o,x}^2 + R_{o,y}^2}$$

2.2 同時承受扭矩及彎曲力矩時之第二軸徑：

2.2.1 合成彎曲力矩：

因第二軸承受彎曲力矩與扭矩，其合成彎曲力矩為：

$$M_o = 0.35M + 0.65\sqrt{M^2 + T^2} \dots\dots\dots(3.6)^{(20)}$$

式中 M_o ：為合成彎力矩 (kg-m)

M ：為最大彎曲力矩 (kg-m)

T ：為最大扭矩 (kg-m)

2.2.2 軸徑及其安全係數：

$$\sigma = \frac{M_o \cdot y}{I} = \frac{M_o}{\frac{\pi}{32} D^3} = \frac{32M_o}{\pi D^3} \dots\dots\dots(3.6)'$$

$$D^3 = \frac{32M_o}{\pi \sigma}, D = \sqrt[3]{\frac{32M_o}{\pi \sigma}} \dots\dots\dots(3.7)$$

式中 σ ：容許應力 (kg/m²)

I ：彈性斷面慣性

y ：至斷面重心之距離

D ：直徑

又 $\sigma = \frac{\sigma_o}{FS} \dots\dots\dots(3.8)$

σ_o ：為極限應力 kg/m²

FS ：為安全係數

2.2.3 有階段時第二軸徑之安全係數：

由於軸承之安裝、機件之拆裝組合，或動力之傳遞需要，必須在第二軸上施以加工處理，作成有階段之軸，因此會影響軸之強度即其安全係數會因此下降。

$$\sigma_b = \alpha_m \cdot \sigma$$

$$\tau_b = \alpha_t \cdot \tau \left(\tau = \frac{T \cdot r}{J} = \frac{16T}{\pi d^3} \right)$$

由公式 (3.6) $M_o = 0.35M + 0.65\sqrt{M^2 + T^2}$ 可轉換為

$$\sigma_o = 0.35 \cdot \sigma_b + 0.65\sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau_b^2}$$

式中， α_m ：彎曲力矩之應力集中係數

α_t ：扭力之應力集中係數

σ_b, τ_b ：分別為乘以應力集中係數後之應力

σ_o ：合成應力

τ ：剪應力

J ：極慣性矩

$$FS = \frac{\sigma_o}{\sigma} \dots\dots\dots(3.9)$$

式中， σ_o 為極限應力

而 α_m 及 α_t 的求法，可用以下公式或 Fig. 3-7(a) 及 Fig. 3-7(b)⁽²¹⁾ 求得：

$$\alpha_m = 1 + \xi_1 \xi_2 \xi_3 \xi_4 \dots\dots\dots(3.10)$$

$$\xi_1 = c_1 + c_2 \cdot \sigma$$

$$\xi_2 = 1 - e^{-0.8d}$$

$$\xi_3 = 1 - e^{-0.4d/\rho}$$

$$\xi_4 = 1 - e^{-0.6(1-d/D)}$$

式中： $c_1=0.71, c_2=0.016, c_3=0.10, c_4=0.070, c_5=5.75$

σ ：材料之應力

d ：軸縮減後之直徑

D ：軸未縮減時之直徑

ρ ：兩不同軸徑間之曲率半徑

$$\alpha_t = 1 + \xi_1 \xi_2 \xi_3 \xi_4 \dots\dots\dots(3.11)$$

$$\xi_1 = c_1 + c_2 \cdot \sigma$$

$$\xi_2 = 1 - e^{0.8d}$$

$$\xi_3 = 1 - e^{0.4d/\rho}$$

$$\xi_4 = 1 - e^{-0.6(1-d/D)}$$

式中： $c_1=0.63, c_2=0.0227, c_3=0.10, c_4=0.025, c_5=3.4$

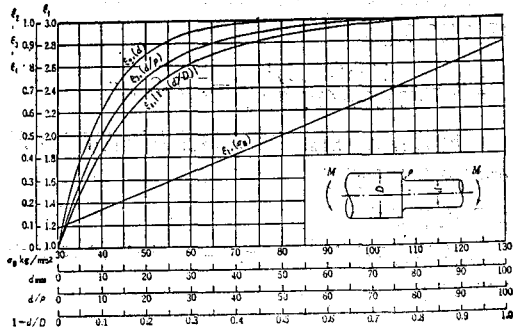


Fig. 3-7(a) 形狀係數曲線變化圖 (彎曲力矩)

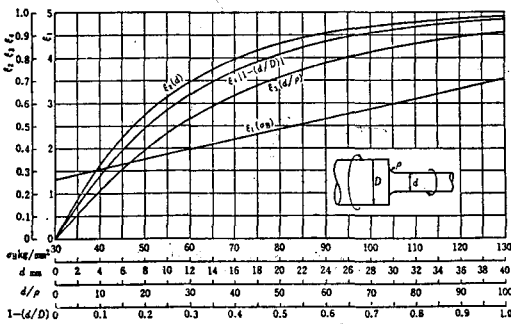


Fig. 3-7(b) 形狀係數曲線變化圖 (扭力)

2.3 第二軸徑之設計結果：

參考大牌迴轉犁尺寸資料⁽¹⁰⁾，設定 $d = 80$ mm $e = 775$ mm $f = 55$ mm 並設 $T_c = 137.7$ kg-m⁽¹¹⁾

$$F_{c1} = \frac{T_c}{D_p/2} = \frac{135.7}{49 \cdot 10^{-3}} = 2769 \text{ kg}$$

(D_p ：鏈輪直徑)

由公式 (3.1) $F_t = \frac{T_c}{D_{g2}/2} = \frac{135.7}{90 \cdot 10^{-3}} = 1507.8 \text{ kg}$

(D_{g2} ：大斜齒輪)

$$F_{c1x} = F_{c1} \cdot \cos 80^\circ = 481 \text{ kg}$$

$$F_{c1y} = F_{c1} \cdot \sin 80^\circ = 2727 \text{ kg}$$

由公式 (3.2)

$$F_{r2} = F_t \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 70.14^\circ = 186 \text{ kg}$$

(其中 $p = 20^\circ$, $\Phi = 70.14$)

由公式 (3.3) 及 (3.3)'

$$R_{dx} = 236.1 \text{ kg}, R_{dy} = 1508.4 \text{ kg}$$

$$R_d = \sqrt{236.1^2 + 1508.4^2} = 1526.8 \text{ kg}$$

由公式 (3.4) 及 (3.4)'

$$R_{ox} = -202.3 \text{ kg}, R_{oy} = 1626.1 \text{ kg}$$

$$R_o = \sqrt{(-202.3)^2 + (1626.1)^2} = 1638.6 \text{ kg}$$

由公式 (3.5) 及 (3.5)'

$$R_{ox} = 261.2 \text{ kg}, R_{oy} = 1100.3 \text{ kg}$$

$$R_o = \sqrt{261.2^2 + 1100.3^2} = 1130.9 \text{ kg}$$

以 x 方向而言，由 fig. 3-8 知，

當 $0 < X < 55$ 時 $V = R_{ox}$

$$M = R_{ox} \cdot X$$

當 $55 < X < 110$ 時 $V = R_{ox} - F_{c1x}$

$$M = R_{ox} \cdot X - F_{c1x}(X - 55)$$

當 $110 < X < 885$ 時 $V = R_{ox} - F_{c1x} + R_{dx}$

$$M = R_{ox} \cdot X - F_{c1x}(X - 55) +$$

$$R_{dx}(X - 110)$$

當 $885 < X < 965$ 時 $V = -F_{r2}$

$$M = F_{r2} \cdot (965 - X)$$

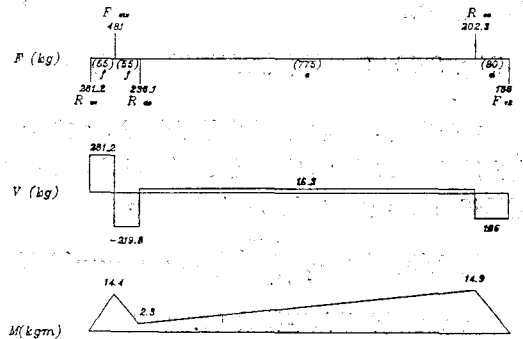


Fig. 3-8 第二軸 x 方向所受之力與剪力、彎曲力矩關係圖

同理由 Fig. 3-9 知，對 y 方向而言：

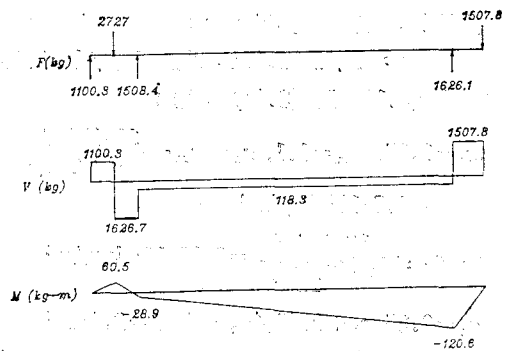


Fig. 3-9 第二軸 y 方向所受之力與剪力、彎曲力矩關係圖

$$M = \sqrt{120.6^2 + (14.88)^2} = 121.6 \text{ kg-m}$$

$$M_o = 0.35M + 0.65\sqrt{M^2 + T^2} = 166 \text{ kg-m}$$

代入公式 (3.7) $D = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 166}{\pi \cdot 1.214 \cdot 10^7}} = 0.052 \text{ m}$

$$= 52 \text{ mm}$$

式中 FS=7 (由 σ_w/σ 推估而得, 此處之 σ 係實際由大田牌迴轉犁之尺寸及公式 (3.6)' 算出)

$$\sigma_w = 8.5 \cdot 10^7 \text{ kg/m}^2 \text{ (材料 SCM 21 之抗拉強度}^{(12)})$$

$$\sigma = \frac{\sigma_w}{7} = 1.214 \times 10^7 \text{ (kg/m}^2)$$

以高週波淬火熱處理若 σ_w 提高 1.5 倍

則 $D=0.045=45\text{mm}$

2.4 第二軸上之軸承及其軸頸之安全係數

第二軸各軸承之位置如 Fig. 3-10 所示:

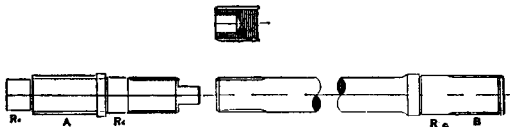


Fig. 3-10 第二軸各軸承及栓槽位置示意圖

首先考慮, 受應力最大之軸承處 R_1 , 其所受之力為 1638.6 kg 可選擇 #6309 軸承⁽¹²⁾, 軸承內徑為 45 mm, 負載容量 $C=4150 \text{ kg}$ 。

$$\text{軸承壽命 } Ln = \frac{10^6 \cdot C^3}{60 \cdot \text{rpm} \cdot R^3} \dots\dots\dots(3.12)$$

式中 rpm 為每分鐘迴轉數 (r.p.m.)

R 為軸承荷重 (kg)

$$Ln = \frac{10^6 (4150)^3}{60 \cdot 200 \cdot 1638.6^3} = 1353.8 \text{ hr}$$

由 2.2.3 節中, 可知若選擇軸之素材直徑為 50 mm, 則位於 R_1 之軸頸為 45 mm, 即 $d=45 \text{ mm}$, $D=50 \text{ mm}$, $D/d=1.111$, 若選用 $\rho/d=0.06$, 依公式 (3.10) 及 (3.11), 則:

$$\alpha_i = 1.25, \alpha_m = 1.1, \sigma_b = \alpha_m \cdot \frac{32 \cdot 121 \cdot 6}{\pi \cdot (0.045)^3} = 1.5 \cdot 10^7 \text{ kg/m}^2$$

$$\tau_b = \alpha_s \cdot \frac{16 \cdot 135.7}{\pi \cdot (0.045)^3} = 0.95 \cdot 10^7 \text{ kg/m}^2$$

$$\sigma_w = 0.35 \sigma_b + 0.65 \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau_b^2} = 2.1 \cdot 10^7 \text{ kg/m}^2$$

$$\text{由公式 (3.9) } FS = \frac{1.5 \sigma_w}{\sigma_s} = \frac{1.5 \cdot 8.5 \cdot 10^7}{2.1 \cdot 10^7} = 6.07$$

其次, 考慮軸承 R_2 亦選擇 #6308 軸承, R_2 所受應力為 1130.9 kg, $C=3200 \text{ kg}$ 代入公式 (3.12)。

$$Ln = \frac{10^6 \cdot (3200)^3}{60 \cdot 200 \cdot (1130.9)^3} = 1888 \text{ hr}$$

考慮軸承 R_3 亦選擇 #6308 軸承, R_3 所受應力為 1492 kg。

$$Ln = \frac{10^6 \cdot (3200)^3}{60 \cdot 200 \cdot (1526.8)^3} = 767.2 \text{ hr}$$

由於 R_1, R_2 所處位置之彎曲力矩並不大, 所以無須考慮安全係數。

2.5 栓槽部份:

栓槽軸之剖面圖如 Fig. 3-11 所示, 其彎曲力矩 M 如下:

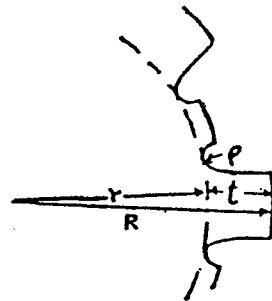


Fig. 3-11 栓槽軸之剖面

$$M \geq \frac{\pi}{2} \left(\frac{r_n}{R_s} \right)^4 R_s^3 \sigma \dots\dots\dots(3.13)^{(21)}$$

$$r_n = r_s + k \left(\frac{r_s}{R_s} \right) (R_s - r_s) \dots\dots\dots(3.14)^{(21)}$$

式中: R_s : 外徑, r_s : 內徑

M : 彎曲力矩, σ : 容許應力

k : 齒形係數, 如為厚齒 $k=0.5$, 中齒 $k=0.45$, 薄齒則 $k < 0.45$ 。

由公式 (3.8) $\sigma = \frac{\sigma_w}{FS}$ 代入公式 (3.13)

$$\text{則 } M = \frac{\pi}{2} \left(\frac{r_n}{R_s} \right)^4 R_s^3 \frac{\sigma_w}{FS}$$

$$FS = \frac{\pi}{2} \left(\frac{r_n}{R_s} \right)^4 R_s^3 \frac{\sigma_w}{M} \dots\dots\dots(3.15)$$

栓槽 A, 乃為安裝鏈輪之處, 由 Fig. 3-8 及 Fig. 3-9 可知, 最大彎曲力矩

$$M = \sqrt{14.37^2 + 60.5^2} = 62.18 \text{ (kg-m)}$$

$$M_s = 0.35 \cdot 62.18 + 0.65 \cdot \sqrt{62.18^2 + 135.7^2} = 118.79 \text{ (kg-m)}$$

由於 R_2 軸承之內徑為 40 mm, 所以栓槽 A 內徑需大於 40 mm, 今選擇 $R_s=24 \text{ mm}$, $r_s=21 \text{ mm}$, 齒數 8 (中齒), 齒幅 8 之栓槽 $k=0.45$ (見表 2)

代入公式 (3.14) $r_n = 21 + 0.45 \cdot \left(\frac{21}{24}\right) \cdot (24 - 21)$
 $= 22.2 \text{ mm}$

再代入公式 (3.15) $FS = \frac{\pi}{2} \left(\frac{22.2}{24}\right)^4 \cdot 24^3 \cdot$

$\frac{8.5 \cdot 10^7}{118.79} \cdot (10^{-3})^3 = 12.44$

安全係數甚高，所以栓槽 A 可設計為外徑為 48 mm，內徑為 42 mm，8 齒，齒幅 8 mm。

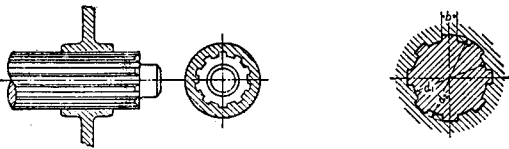
栓槽 B，乃為安裝大斜齒輪之處，其彎曲力矩應為此軸所受最大彎曲力矩之半。

$M = 60.8 \text{ (kg-m)}$

$M_b = 0.35 \cdot 60.8 + 0.65 \sqrt{60.8^2 + 135.7^2} =$
 117.9 (kg-m)

此值與栓槽 A 之 M_b 值接近，故栓槽 B 亦可選用與栓槽 A 相同之尺寸。

表 2 栓槽之內徑、外徑及齒數之規格表⁽²⁰⁾



種別	厚 齒			中 齒			薄 齒		
	內徑 d1	齒數 z	外徑 d2	齒數 z	外徑 d2	齒幅 b	齒數 z	外徑 d2	齒幅 b
13				6	16	3.5			
16				6	20	4	10	20	2.5
18				6	22	5	10	23	3
21				6	25	5	10	26	3
23	6	26	6	6	28	6	10	29	4
26	6	30	6	6	32	6	10	32	4
28	6	32	7	6	34	7	10	35	4
32	8	36	6	8	38	6	10	40	5
36	8	40	7	8	42	7	10	45	5
42	8	46	8	8	48	8	10	52	6
46	8	50	9	8	54	9	10	56	7
52	8	58	10	8	60	10	16	60	5
56	8	62	10	8	65	10	16	65	5
62	8	68	12	8	72	12	16	72	6
72	10	78	12	10	82	12	16	82	7
82	10	88	12	10	92	12	20	92	6
92	10	98	14	10	102	14	20	102	7
102	10	108	16	10	112	16	20	115	8
112	10	120	18	10	125	18	20	125	9

3. 第一軸：

3.1 作用於第一軸之力：

作用於第一軸、斜齒輪及第一軸 x, y 方向之諸力關係，可用 Fig. 3-12(a), Fig. 3-12(b) 及 Fig. 3-13 表示，

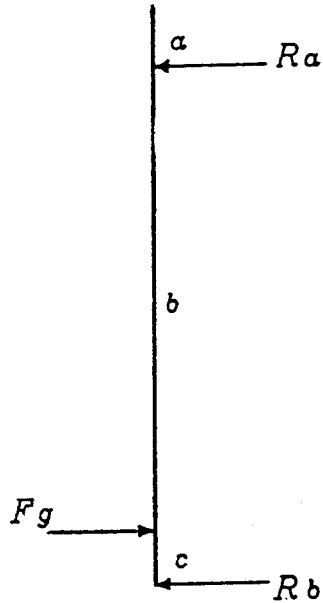


Fig. 3-12(a) 作用於第一軸之力

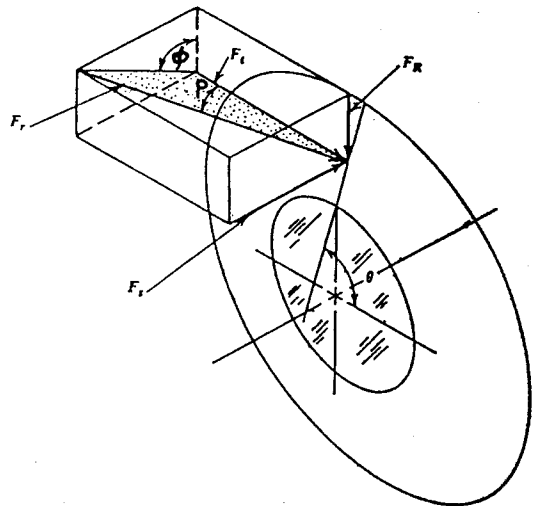


Fig. 3-12(b) 作用於斜齒輪之力

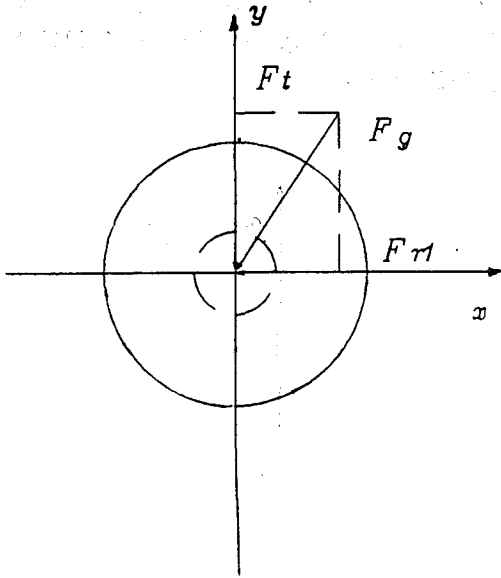


Fig. 3-13 第一軸之 x、y 方向之分力

其中： F_t ：為斜齒輪之切線力

F_{r1} ：為小斜齒輪之徑向力

p ：為壓力角

Φ ：為節錐角

a, b, c ：分別為長度

R_{ax}, R_{ay} ：為軸承之反作用力

由 $\Sigma M_y = 0$ 則 $R_{ay} = \frac{F_t \cdot c}{b + c} \dots\dots\dots(3.16)$

$\Sigma F_y = 0, R_{by} = F_t - R_{ay} \dots\dots\dots(3.17)$

由公式 (3.2) $F_r = F_t \cdot \tan p \cdot \cos \Phi$

$\Sigma M_x = 0$, 則 $R_{ax} = \frac{F_{r1} \cdot c}{b + c} \dots\dots\dots(3.16)'$

$R_{bx} = F_{r1} - R_{ax} \dots\dots\dots(3.17)'$

由 (3.16) 及 (3.16)' $R_{ay} = \sqrt{R_{ax}^2 + R_{ay}^2}$

(3.17) 及 (3.17)' $R_{by} = \sqrt{R_{bx}^2 + R_{by}^2}$

$M = \sqrt{F_t^2 + F_{r1}^2} \cdot c \dots\dots(3.18)$

3.2 第一軸徑之設計結果：

若 $p = 20^\circ, \Phi = 19.86^\circ$ 又由前節 2.3 所得之 $F_t = 1507.8 \text{ kg}$ 由公式 (3.2) $\Rightarrow F_{r1} = 516 \text{ kg}$ ，參考大田牌迴轉犁資料⁽¹⁰⁾，設定 $b = 165 \text{ mm}$ ， $c = 30 \text{ mm}$ 由公式 (3.16)，(3.16)'，(3.17)，(3.17)' 及 (3.18) 可得：

$R_{ay} = 231.96 \text{ kg}$ $R_{ax} = 79.38 \text{ kg}$
 $R_{by} = 1275.84 \text{ kg}$ $R_{bx} = 436.62 \text{ kg}$
 $R_b = \sqrt{R_{bx}^2 + R_{by}^2} = 245.16 \text{ kg}$

$R_b = \sqrt{R_{bx}^2 + R_{by}^2} = 1348.48 \text{ kg}$

$M = \sqrt{1507.8^2 + 516^2} \cdot 0.03 = 47.8 \text{ kg-m}$

$T_p = \frac{T_c \cdot n_{g2}}{\eta_g \cdot n_{g1}} = \frac{135.7 \cdot 200}{0.98 \cdot 540} = 51.3 \text{ kg-m}$

$M_a = 0.35 \cdot 47.8 + 0.65 \cdot \sqrt{51.3^2 + 47.8^2} = 61.22 \text{ kg-m}$

代入公式 (3.7) $D = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_a \cdot FS}{\pi \sigma_s}}$ ，設定 $FS = 7 \Rightarrow D = 37.17 \text{ mm}$

若材料經高週波處理，強度增為 1.5 倍，則 $D = 32.47 \text{ mm}$

3.3 第一軸承與栓槽：

3.3.1 軸承及軸頸之安全係數：

第一軸之軸承及栓槽位置如 Fig. 3-14 所示，

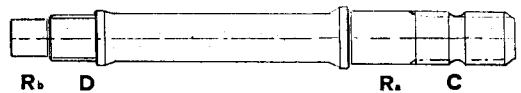


Fig. 3-14 第一軸之軸承及栓槽位置示意圖

R_a 所受之力為 245.16 kg 選擇之軸承，因最小軸徑為 37.17 mm，故軸徑選擇為 40 mm，經前述熱處理後， R_a 軸承使用 #6207，因其負載容量為 2010 kg，軸頸為 35 mm，

代入公式 (3.12) $L_a = \frac{10^6 \cdot (2010)^3}{60 \cdot 540 \cdot (245.16)^3} = 17009 \text{ hr}$

由於在 R_a 所受之 M (彎曲力矩) 較小，所以合成力矩亦小，其安全係數可以不必考慮。

R_b 所受應力為 1348.48 kg 選擇 #2307 軸承，因其為雙列滾珠軸承，負載容量 $C = 3100 \text{ kg}$ ，內徑為 35 mm，

$L_b = \frac{106(3100)^3}{60 \cdot 540 \cdot (1348.48)^3} = 375 \text{ hr}$

至於 R_b 處軸頸之應力集中時之加工後安全係數，因 $D = 36 \text{ mm}$ (D 栓槽之內徑)， $d = 35 \text{ mm}$ (R_b 軸承之外徑)， $D/d = 1.03$ ，若選用 $\rho/d = 0.06$ ，依公式 (3.10) 及 (3.11) 代入計算，可知 α_s 及 α_m 之值都接近於 1，表示此處所受應力集中影響甚小，且 R_b 所受合成力矩亦小，因此該處軸頸之安全係數本文予以省略。同理 R_a 之安全係數亦予以省略。

3.3.2 栓槽

栓槽C為一標準規格，由萬向接頭接入，外徑為34.87，內徑為28.14，齒幅8.64 mm，齒數為6，其所在位置之彎力矩 M_0 為：

$$M_0 = 0.35 \cdot 0 + 0.65 \cdot \sqrt{0 + 49^2} = 31.85 (\text{kg}\cdot\text{m})$$

代入公式 (3.14)

$$r_n = 14.07 + 0.45 \cdot \left(\frac{14.07}{17.35}\right) \cdot (17.43 - 14.07) = 15.27 (\text{mm})$$

代入公式 (3.15)

$$FS = \frac{\pi}{2} \left(\frac{15.25}{17.35}\right)^4 (17.35)^3 \cdot \frac{8.5 \cdot 10^7}{31.85} \cdot 10^{-9} = 10.13$$

因為安全係數高達10.13因此無安全顧慮。

栓槽D上安裝小斜齒輪，為此軸受力最大之處， $M_0 = 61.22 \text{ kg}\cdot\text{m}$ (見3.2節)，若選擇外徑為42 mm (見表2)，則內徑為36，齒數8，齒幅7 mm，

代入公式 (3.14)

$$r_n = 18 + 0.45 \cdot \left(\frac{18}{21}\right) \cdot (21 - 18) = 19.1 \text{ mm}$$

代入公式 (3.15)

$$FS = \frac{\pi}{2} \left(\frac{19.1}{21}\right)^4 (21)^3 \cdot \frac{8.5 \cdot 10^7}{61.22} \cdot 10^{-9} = 13.74$$

4. 斜齒輪

以下為迴轉斜齒輪加工時所必須應用之尺寸計算式：

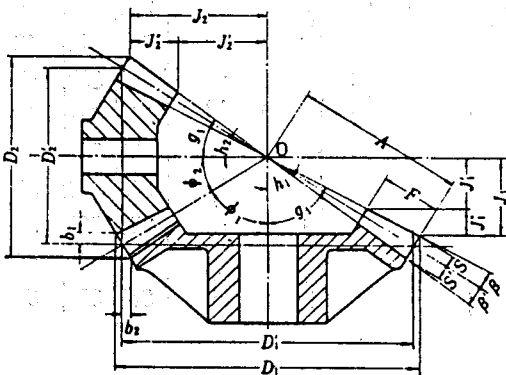


表3 斜齒輪 (Bevel gear) 各部名稱及計算式⁽¹²⁾

各部名稱	記號	計算公式
節錐半徑	A	$A = \sqrt{\left(\frac{N_1 M}{2}\right)^2 + \left(\frac{N_2 M}{2}\right)^2} = \frac{N_2 M}{2 \sin \Phi}$
模數	M	$M = \frac{D_1'}{N_1} = \frac{D_2'}{N_2}$
齒數	N	$N_1 = \frac{D_1'}{M} \quad N_2 = \frac{D_2'}{M}$
齒冠	S	$S = A \tan \beta$
齒根	S'	$S' = A \tan \beta'$
節圓直徑	D'	$D_1' = M N_1 \quad D_2' = M N_2$
外徑	D	$D_1 = D_1' + 2a_1 \quad D_2 = D_2' + 2a_2$
節錐角	Φ	$\tan \Phi_1 = \frac{N_1}{N_2} \tan \Phi_2 = \frac{N_2}{N_1}$
齒冠角	β	$\tan \beta = \frac{S}{A}$
齒根角	β'	$\tan \beta' = \frac{S'}{A}$
齒面角	g	$g = \Phi + \beta$
切角(錐根角)	h	$h = \Phi + \beta'$
直徑增加盤	2a	$2a = 2S \cos \Phi$
自大端齒頂至節圓平面之距離	b	$b = S \sin \Phi$
自大端齒頂至節錐頂點之高	J	$J = \frac{D \cot g}{2}$
自小端齒頂至節錐頂點之高	J'	$J' = J \frac{A - F}{A}$
面高	J''	$J'' = J - J'$
齒厚	F(b)	$b \leq \frac{A}{3} \quad \text{或} \quad b \leq 7.5M$

〔備考〕各記號右下角之小文字，1及2各表示大小斜齒輪之區別，例如 N_1 表示大齒輪之齒數， N_2 表示小齒輪之齒數。

由於大小兩斜齒輪之減速作用，使P.T.O傳來之轉速，從540 rpm 減至200 rpm 即 $n_{s2} = 200$ 。

$$\frac{N_{g1}}{N_{g2}} = \frac{n_{g1}}{n_{g2}} \dots \dots \dots (3.18)$$

N_{g1} : 大斜齒輪之齒數

N_{g2} : 小斜齒輪之齒數

n_{g1} : P.T.O軸傳來之轉速

n_{g2} : 大斜齒輪之轉速

由2.3節已假設大斜齒輪之節圓直徑為 180 mm。

由公式 (3.18) $\frac{N_{g2}}{N_{g1}} = \frac{540}{200} = \frac{27}{10} = 2.7$

設 $N_{g1} = 13T$ 則 $N_{g2} = 13 \cdot 2.7 = 36T$

模數 $M = \frac{D'}{N}$ (表 3) , $M = \frac{180}{36} = 5$

故小斜齒輪之節圓直徑為 $5 \cdot 13 = 65$ mm, 其餘各部尺寸由表 3 之計算式可得知, 表 4 斜齒輪各部尺寸之設計結果:

表 4 斜齒輪各部尺寸之設計結果

各 部 名 稱	記 號	驅 動 齒 輪 (小 傘 齒 輪)	從 動 齒 輪 (大 傘 齒 輪)
節 錐 半 徑 (mm)	A	96	96
齒 冠 (mm)	S	5	5
齒 根 (mm)	S'	6.5	6.5
節 圓 直 徑 (mm)	D'	65	180
外 徑 (mm)	D	183.4	183.4
節 錐 角	Φ	19.86°	70.14°
齒 冠 角	β'	2.9°	2.9°
齒 根 角	β	3.9°	3.9°
齒 面 角	g	22.76°	74.04°
切 角	h	16.9°	66.24°
齒 厚 (mm)	F(b)	30	30

4.1 強度計算

4.1.1 抗彎強度

使用抗彎強度公式 (Lewis), 就齒輪最惡劣條件進行假設, 其總負荷是作用於一個齒的尖端附近, 且均等作用於齒厚,

則 $F = f \cdot \sigma_b \cdot b \cdot M \cdot \pi \cdot y \dots \dots \dots (3.19)^{(14,20)}$

式中, F: 為作用於齒尖端部份之力

σ_b : 為容許抗彎應力 (kg/mm^2), 其對應值見表 5

f: 為速度係數, 其對應值見表 6

b: 為齒厚 (mm)

y: 為齒形係數, 見表 7

M: 為模數

本機構所使用者為斜齒輪, 可將公式修正為:

$$m' = \frac{Dm}{N}$$

$$Dm = D' - b \sin \Phi$$

$$N' = \frac{N}{\cos \Phi}$$

式中, m' : 平均模數

Dm : 等價正齒輪之節圓直徑

N' : 等價正齒輪之齒數

y' : $\pi \cdot y$

所以 Lewis 公式可以改寫為:

$$F_t = f \cdot \sigma_b \cdot m' \cdot b \cdot y' \dots \dots \dots (3.20)$$

表 5 抗彎應力數值表⁽¹³⁾

材 料 (箭頭供參考)	心 部 硬 度		σ_b kgf/ mm ²	
	H _c	H _v		
機 械 構 造 用 炭 素 鋼	S 15C S 15CK	140	147	18.2
		150	157	19.6
		160	167	21
		170	178	22
		180	189	23
		190	200	24
機 械 構 造 用 合 金 鋼	\leftarrow SCM415 (SCM21) \rightarrow \leftarrow SCM420 (SCM22) \rightarrow \leftarrow SNCM420 (SNCM23) \rightarrow \leftarrow SNC415 \rightarrow \leftarrow SNC815 (SNC22) \rightarrow	220	231	34
		230	242	36
		240	252	38
		250	263	39
		260	273	41
		270	284	42.5
		280	295	44
		290	305	45
		300	316	46
		310	327	47
		320	337	48
		330	347	49
		340	358	50
		350	369	51
360	380	51.5		
370	390	52		

表 6 f, 之各種速度對照表⁽¹⁴⁾

狀 態	舉 例	計 算 的 公 式
周速 $V=0.5-10\text{m/sec}$ 左右之普通程度的金屬齒輪	起重機, 水泥磨機, 吊重器, 壓床等	$\sigma_0 = \frac{3}{3 + v} \sigma_b$
周速 $V=5-20 \text{ m/sec}$ 左右之精密工作的金屬齒輪	工具機, 車輛及其它一般機械	$\sigma_0 = \frac{6}{6 + v} \sigma_b$
周速 $V=5-20 \text{ m/sec}$ 的高速而為高精度工作金屬齒輪	高速的減速機, 工具機, 輪機送風機等高級機械	$\sigma_0 = \frac{5.5}{5.5 + \sqrt{v}} \sigma_b$
非金屬材料的齒輪	馬達的小齒輪	$\sigma_0 = \left(\frac{0.75}{1 + v} + 0.25 \right) \sigma_b$

表 7 齒形係數對照表⁽¹⁴⁾

齒 數 2	$p=14.5^\circ$		$p=20^\circ$		齒 數 2	$p=14.5^\circ$		$p=20^\circ$	
	y'	y	y'	y		y'	y	y'	y
10	0.056	0.176	0.064	0.201	27	0.099	0.311	0.111	0.349
11	0.061	0.192	0.072	0.226	30	0.101	0.317	0.114	0.358
12	0.067	0.210	0.078	0.215	34	0.104	0.327	0.118	0.371
13	0.071	0.223	0.083	0.261	38	0.106	0.333	0.122	0.383
14	0.075	0.236	0.088	0.276	43	0.108	0.339	0.126	0.396
15	0.078	0.215	0.092	0.289	50	0.110	0.346	0.130	0.408
16	0.081	0.254	0.004	0.295	60	0.113	0.355	0.134	0.421
17	0.084	0.264	0.093	0.302	75	0.115	0.361	0.138	0.434
18	0.084	0.270	0.098	0.308	100	0.117	0.368	0.142	0.446
19	0.088	0.276	0.100	0.314	150	0.119	0.374	0.146	0.459
20	0.090	0.283	0.102	0.320	300	0.122	0.383	0.150	0.471
21	0.092	0.289	0.104	0.327	無數	0.124	0.390	0.154	0.484
23	0.094	0.295	0.106	0.333					
25	0.097	0.305	0.108	0.339					

4.1.2 設計結果：

(1)小斜齒輪：

$$M=5, N_{g1}=13, D'=65 \text{ mm}, \Phi=19.86^\circ,$$

$$b=30\text{mm}$$

$$m' = \frac{65 - 0.34 \cdot 30}{13} = 4.2$$

$$N' = \frac{13}{\cos 19.86^\circ} = 14$$

由表 6，可查得 $y' = 0.276$

$$v = \frac{\pi \cdot D' \cdot N}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 65 \cdot 540}{60 \cdot 100} = 1.838$$

由表 5，可知 $f_s = \frac{3}{3 + 1.838} = 0.62$

$$\text{代入公式 (3.20)} 1507.8 = 0.62 \cdot 4.2 \cdot \sigma_b \cdot 0.276$$

·30→

$$\sigma_b = 69.93$$

可知若小斜齒輪要能承受1507.8之力，需使用 69.93 kg/mm^2 之材料。

(2)大斜齒輪：

$$M=5, N_{g2}=36, D'=180 \text{ mm}, \Phi=70.14^\circ,$$

$$b=30 \text{ mm}$$

$$m' = \frac{180 - 30 \cdot \sin \Phi}{36} = 4.2$$

$$N' = \frac{36}{\cos 70.14^\circ} = 106, y' = 0.446$$

代入公式 (3.20) $1507.8 = 0.62 \cdot 4.2 \cdot \sigma_b \cdot 0.446$
30→

$$\sigma_b = 43.2$$

由表 5 可查得應使用之材料。

5. 迴轉犁之鏈條及鏈輪

5.1 鏈條傳動馬力與荷重：

鏈條傳動之馬力與負荷可用公式 (3.21) 及 (

3.22) 表示如下：

$$HP_o = \frac{HP_k}{\eta_o} \cdot k_1 \cdot k_2 \dots\dots\dots(3.21)$$

式中， η_o ：鏈條傳動效率
 HP_o ：鏈條傳動之馬力
 HP_k ：耕耘軸消耗之馬力

$$F_o' = \frac{746 \cdot HP_o}{n_k \cdot D_p / 2} = \frac{1492 \cdot HP_k}{n_k \cdot D_p \cdot \eta_o} \cdot k_1 \cdot k_2 \dots\dots\dots(3.22)$$

式中， F_o' ：鏈條所受之張力
 k_1 ：衝擊係數
 k_2 ：負荷變動係數
 n_k ：耕耘軸轉速 (rpm)
 D_p ：鏈輪節圓直徑

$$FS > \frac{\alpha \cdot P_o}{F_o'} \dots\dots\dots(3.23)$$

式中， α ：多列係數 (表 8)
 P_o ：疲勞強度

表 8 多列係數表⁽¹²⁾

多 列 係 數 表	
滾 子 鏈 條 列 數	多 列 係 數
2 列	1.7
3 列	2.5
4 列	3.3
5 列	3.9
6 列	4.6

有關鏈輪之尺寸選擇，可先應用表 9 之計算式計算。

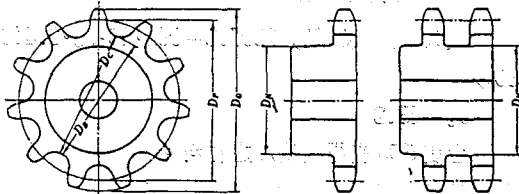


表 9 鏈輪之尺寸及計算式⁽¹²⁾

項 目	計 算 式
節圓直徑 D_p	$D_p = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{N}}$
標準直徑 D_o	$D_o = p (0.6 + \cot \frac{180^\circ}{N})$
齒根圓直徑 D_b	$D_b = D_p - D_r$
齒根距離 D_c	$D = D_b$ (偶數齒) $D_c = D_p \cos \frac{90^\circ}{N} - D_r$ (奇數齒) $= P \cdot \frac{1}{2 \sin \frac{180^\circ}{2N}} - D$
最大輪殼直徑及最大槽直徑 D_h	$D_h = P (\cot \frac{180^\circ}{N} - 1) 0.76$

P = 節距， D_r = 滾子外徑， N = 齒數

註：

$$\frac{1}{2 \sin \frac{180^\circ}{2N}} = \text{齒根距離係數}$$

5.2 設計結果：

耕耘軸所耗之馬力 $HP_k = \frac{2\pi \cdot T_k \cdot n_k}{74.6 \cdot 60}$

設定 n_k ⁽¹¹⁾ (耕耘軸之轉速) = 150 rpm
 設鏈條傳動效率 $\eta_o = 0.98$

$$T_k = \frac{T_o \cdot n_{s2} \cdot \eta_o}{n_k}$$

則 $T_k = \frac{135.7 \cdot 200 \cdot 0.98}{150} = 177.3$

$$HP_k = \frac{2\pi \cdot 177.3 \cdot 150}{74.6 \cdot 60} = 37.3 \text{ hp}$$

代入公式 (3.22)

$$F_o' = \frac{74.6 \cdot 37.3}{200 \cdot 0.98 \cdot \frac{0.098}{2}} \cdot 1.0 \cdot 1.5 = 4393 \text{ kg}$$

可選用最小斷裂負荷 5650 kg 之雙列鏈條⁽¹²⁾

代入 (3.23) 則 $FS > \frac{1.7 \cdot 5650}{4393}$ $FS > 2.18$

節距 = 25.4 mm

由 2.3 節設定 $D_p = 98 \text{ mm}$

$$P = D_p \cdot \sin \frac{180}{N_{c1}} \cdot N_{c1} = 12T$$

$$\text{減速比} \frac{n_{g2}}{n_k} = \frac{N_{c2}}{N_{c1}}$$

N_{c2} : 表大鏈輪齒數

N_{c1} : 表小鏈輪齒數

$$\frac{200}{150} = \frac{N_{c2}}{12} \quad N_{c2} = 16T$$

由表 9 之計算式可求得：

項 目	第二軸上之鏈輪 (小鏈輪)	耕耘軸上之鏈輪 (大鏈輪)
節 距	25.4 mm	25.4 mm
齒 數	12T	16T
齒 根 距 離 D_o	82.12 mm	114.12 mm
標 準 直 徑 D_o	110 mm	142.9 mm
齒 根 圓 直 徑 D_b	82.12 mm	114.12 mm
滾 子 外 徑 D_r	15.88 mm	15.88 mm
最 大 輪 轂 及 槽 直 徑 D_h	68 mm	101.5 mm
D_p	98 mm	130 mm

6. 耕耘軸：

6.1 作用於耕耘軸實心部分之力

作用於耕耘軸實心部分之力，可用 Fig. 3-15 表示，

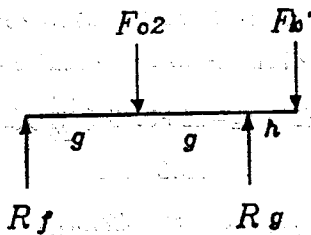


Fig. 3-15 作用於耕耘軸實心部分之力

其中， F_{o2} : 為鏈輪張力

F_b' : 為耕耘刀對耕耘軸產生之力

R_f, R_g : 為軸承處之負荷

g, h : 表長度

由 $\Sigma F = 0$ 可得 $R_f + R_g = F_{o2} + F_b'$(3.24)

由 $\Sigma M = 0$ 可得 $g \cdot F_{o2} + (2g + h) \cdot F_b' =$

$$2g \cdot R_g \quad \dots\dots\dots(3.25)$$

6.2 作用於耕耘軸鋼管部分之力：

作用於耕耘軸鋼管部分之力，可用 Fig. 3-16 表示，

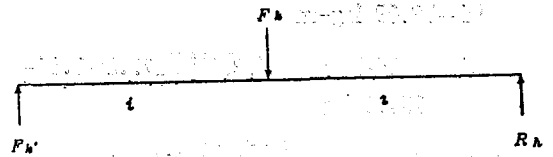


Fig. 3-16 作用於耕耘軸鋼管部分之力

設耕耘刀由中央打入

$$\text{則 } F_b' = R_b = \frac{1}{2} F_b \quad \dots\dots\dots(3.26)$$

6.3 設計結果：

6.3.1 耕耘軸實心部分：

設耕耘刀迴轉半徑 $R_k = 26 \text{ cm}^{(10)}$

由前節可知 $F_{o2} = 2769 \text{ kg}$ ， $T_k = 177.3 \text{ kg}$

$$F_k = \frac{T_k}{R_k} = \frac{177.3}{0.26} = 690 \text{ kg}$$

代入公式 (3.26)

$$F_b' = 345 \text{ kg}$$

設 $g = 55 \text{ mm}$ ， $h = 25 \text{ mm}$ ，代入公式 (3.25)

$$\text{則 } R_g = \frac{55 \cdot 2769 + 345 \cdot 135}{110} = 1807.9 \text{ kg}$$

再代入公式 (3.24) 得

$$R_f = 345 + 2769 - 1807.9 = 1306.1 \text{ kg}$$

由 Fig. 3-17 知耕耘軸實心部分之彎曲力矩 M 為：

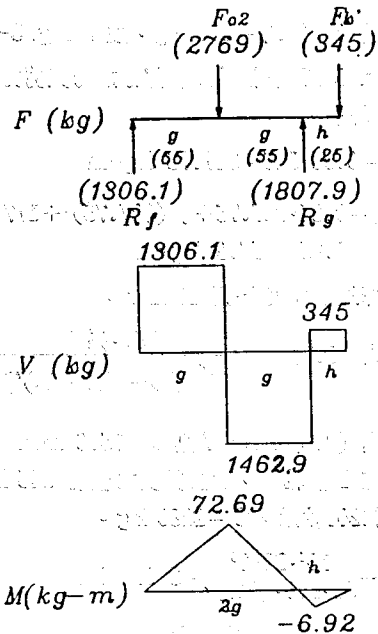


Fig. 3-17 耕耘軸實心部分力與剪力，彎曲力矩關係圖

$$M=72.69 \text{ kg-m}$$

$$M_s = 0.35 \cdot 72.60 + \sqrt{72.69^2 + 177.3^2} \cdot 0.65 = 151.2 \text{ kg-m}$$

$$\text{代入公式 (3.7)} \quad D = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 151.2 \cdot 7}{\pi \cdot 8.5 \cdot 10^7}} = 50.2 \text{ mm}$$

從 Fig. 3-18 知， R_g 處軸承及 R_f 處軸承，其所受之負荷都不大，所以均使用較小號之軸承； R_g 處使用 #6309 軸承，其負載容量 $C=4150 \text{ kg}$ 。

$$L_n = \frac{10^6 \cdot 4150^3}{60 \cdot 150 \cdot (1807.9)^3} = 1370 \text{ hr}$$

R_f 處負荷為 1306.1 kg，使用 #6308 軸承，其負載容量 $C=3200 \text{ kg}$ 。

$$L_n = \frac{10^6 \cdot 3200^3}{60 \cdot 150 \cdot (1306.1)^3} = 1583.3 \text{ hr}$$

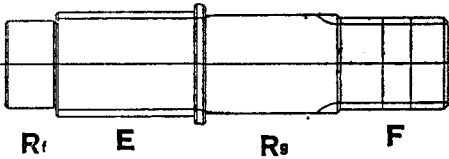


Fig. 3-18 耕耘軸實心部分軸承及栓槽位置示意圖

6.3.2 耕耘軸鋼管部分：

由前節可知 $F_R=690 \text{ kg}$ ，並由 fig. 3-19 知，Fig. 3-19 耕耘軸鋼管部分之力與剪力，彎曲力矩關係圖

$$M=0.95 \cdot 345 = 327.75 \text{ kg-m}$$

$$M_s = 0.35 \cdot 327.75 + \sqrt{(327.75)^2 + 177.3^2} \cdot 0.65 = 356.9 \text{ kg-m}$$

選擇鋼管厚度⁽¹²⁾為 10 mm，

$$\text{代入公式 (3.7)} \quad \sigma = \frac{M_s \cdot \frac{1}{2} D}{\frac{\pi}{64} [D^4 - (D-20)^4]}$$

$$\text{代入公式 (3.8)} \quad FS = 7 \text{ 則 } D = 75.6 \text{ mm}$$

考慮 R_h 軸承，由於其受力僅有 345 kg，因此選用 #6208 軸承， $C=2280 \text{ kg}$ 。

$$L_n = \frac{10^6 \cdot 2280^3}{60 \cdot 150 \cdot (345)^3} = 32070 \text{ hr}$$

考慮耕耘軸之應力集中，可知實心軸若選擇軸之素材直徑為 50 mm，則位於 R_g 之軸頸為 45 mm，即 $d=45 \text{ mm}$ ， $D=50 \text{ mm}$ ， $D/d=$

1.111，若選用 $\rho/d=0.06$ ，依公式 (3.10) 及 (3.11)，則 $\alpha_s=1.25$ ， $\alpha_m=1.1$ ，可求得加工後之安全係數 $FS=5.78$ 。而 R_f 及 R_h 所受之合成力矩很小，因此該處軸頸之安全係數本文予以省略。

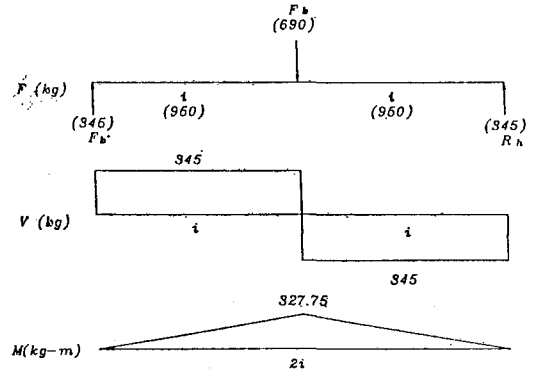


Fig. 3-19 耕耘軸鋼管部分之力與剪力，彎曲力矩關係圖

6.3.3 耕耘軸栓槽：

由 Fig. 3-18 栓槽 E 為安裝鏈輪所設，其所受之彎曲力矩恰為此軸之最大點， $M=151.2 \text{ kg-m}$ ， R_f 處軸承內徑為 40 mm，由表 2，選擇外徑 $d_2=48 \text{ mm}$ ，內徑 $d_1=42 \text{ mm}$ ，齒數為 8 之栓槽。

$$\text{代入公式 (11)} \quad r_n = 21 + 0.45 \left(\frac{21}{24} \right) (24 - 21) = 22.2 \text{ mm}$$

$$\text{代入公式 (12)} \quad FS = \frac{\pi}{2} \left(\frac{22.2}{24} \right)^4 \cdot 24^3 \cdot \frac{8.5}{151.2 \cdot 100} = 8.92$$

栓槽 F 為連接空心之耕耘軸，將動力傳遞過去，其外徑不可大於 R_g 軸承，即 45 mm，由表 1，選擇外徑 $d_2=42$ ，內徑 $d_1=36$ ，齒數為 8 之栓槽，因此處的彎曲力矩很小，所以栓槽的安全係數較大。

7. 結果與討論：

7.1 迴轉犁各軸之設計結果：

以上各節所設計之軸、軸承及栓槽，其尺寸及強度等之設計結果如表 10、表 11 及表 12 所示。

表 10 迴轉犁各軸之設計結果

項 目	選用素材直徑	熱 處 理	容許應力 kg/m ²	材料強度 (SCM 21) kg/m ²	安全係數	加工後 安全係數
第 一 軸	40mm	高週波熱處理	1.21·10 ⁷	8.5·10 ⁷	7	略
第 二 軸	50mm	高週波熱處理	1.21·10 ⁷	8.5·10 ⁷	7	6.07
耕 耘 軸 (實心)	56mm	高週波熱處理	1.21·10 ⁷	8.5·10 ⁷	7	5.78
耕 耘 軸 (空心)	76mm	高週波熱處理	1.21·10 ⁷	8.5·10 ⁷	7	略

表 11 迴轉犁各軸承之設計結果

軸 承 名 稱	JIS 標準號碼	負 載 容 量 (kg)	荷 重 (kg)	回 轉 數 rpm	壽 命 (hr)
第 一 軸 A 軸 承	#6207	2010	245.16	540	17009
第 一 軸 B 軸 承	#2307	3100	1348.48	540	375
第 二 軸 C 軸 承	#6309	4150	1638.6	200	1354
第 二 軸 D 軸 承	#6308	3200	1526.8	200	767
第 二 軸 E 軸 承	#6308	3200	1130.9	200	1888
耕 耘 軸 F 軸 承	#6308	3200	1306.1	150	1583
耕 耘 軸 G 軸 承	#6309	4150	1807.9	150	1370
耕 耘 軸 H 軸 承	#6208	2280	345	150	32070

表12 迴轉犁各栓槽之設計結果

栓 槽 名 稱	外徑,內徑 (mm)	齒數	齒幅 (mm)	安全 係數
第二軸栓槽 A	48,42	8	7	12.44
第二軸栓槽 B	48,42	8	7	12.52
第一軸栓槽 C	34.87,28.14	6	8.64	10.13
第一軸栓槽 D	42,36	8	6	13.74
耕耘軸栓槽 E	48,42	8	7	8.92
耕耘軸栓槽 F	42,36	8	6	13.90

7.2 討論：

本研究以第二軸所測得之扭力值，作為強度設計之根據，進而對各零件進行力學解析求得各零件之尺寸及強度，其正確性與實際狀況究竟有多少差距？據查廠商對於迴轉犁修護資料之記錄甚不完整，惟根據大田農具公司少數迴轉犁軸承之更換時間

的追蹤記錄顯示，與本設計尺寸相當之迴轉犁第一軸B軸承（此軸承為維修時最常更換之軸承），其更換時間為 1,200~1,300 小時（曳引機工作時數）。根據大田公司經驗此值再乘一係數k則相當於迴轉犁工作時數，此工作時數再乘以1/3則相當於迴轉犁連續工作時之軸承壽命，依據大田農具公司之經驗k值約取0.85，依此，

$$\text{若 } k = \frac{\text{迴轉犁工作時數}}{\text{曳引機工作時數}} = 0.85$$

第一軸B軸承之相當壽命應為：

$$1200 \cdot 0.85 \cdot 1/3 = 340$$

$$1300 \cdot 0.85 \cdot 1/3 = 368$$

即實際軸承壽命約為 340~368 小時之間，與表11第一軸B軸承之壽命 375 小時，甚為接近，此例顯示本強度設計與實際迴轉犁之結構強度相當吻合。

應用前述田間耕耘扭力資料所進行迴轉犁有關軸、軸承、栓槽、鏈輪等之設計方法或模式，可轉換成電腦程式應用。依此，本研究已發展出一套用

培基語言寫成可適用於 PC/XT/AT 電腦使用之設計程式⁽²²⁾ (設計程式流程圖及迴轉犁設計程式符號部位說明如附錄 Fig. 1~Fig. 3 所示)。由於此程式對於現有迴轉犁產品品質之分析檢討改進及新型大型迴轉犁之設計具有快速、精確及使用方便之好處，因此更顯示出本設計方法之成效。

附錄：迴轉犁程式設計流程

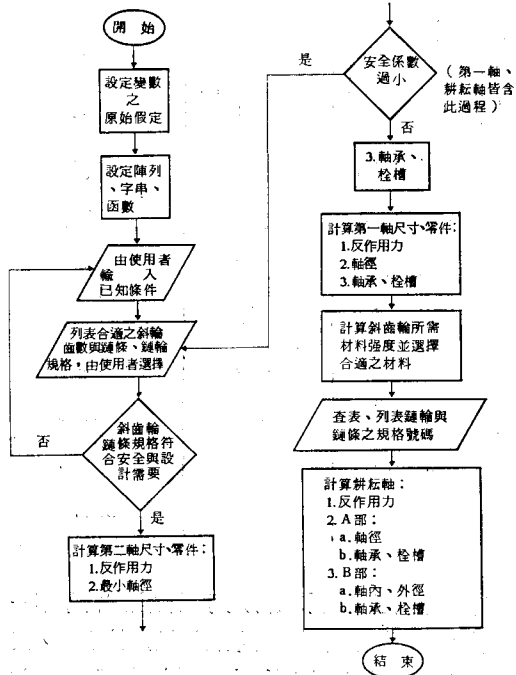
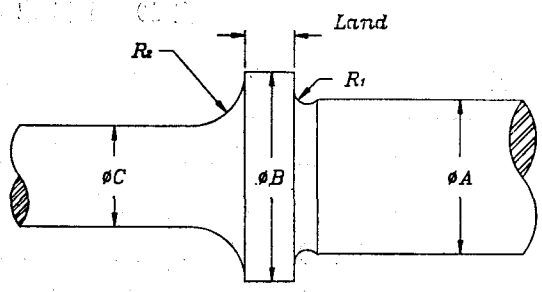


Fig. 1 設計程式流程圖



- ϕA : 軸承內徑
- ϕB : 素材軸徑
- ϕC : 縮減軸徑
- R_1 : 圓角半徑 (素材軸徑部分)
- R_2 : 圓角半徑 (縮減軸徑部分)
- Land : m長度 (第二軸) (C軸承旁)
- n長度 (第一軸) (B軸承旁)

Fig. 3 迴轉犁設計程式符號部位說明(一)

四、誌 謝

本研究係在工業局「整地機械迴轉犁設計資料與程式建立」計畫經費補助下完成，研究期間承蒙本系馮教授丁樹、張教授森富、陳副教授世銘、葉講師仲基、研究助理蔡彥熙先生、李昱林先生協助試驗研究，研究助理薛文珍小姐協助建立設計程式，研究生楊棧雲同學協助電腦繪圖，助教林炎煌先生及技士游誠一先生協助田間耕耘扭力測定，農藝系沈教授明來協助資料統計分析，臺灣大學農機系提供試驗之儀器設備，大田農具公司提供現場作業協助，大田農具公司陳經理昇源、大地菱機械公司曾廠長文章，提供試驗研究寶貴意見，謹此一併致謝。

五、參考文獻

1. POTMA T.，ひずみゲージ理論と應用，共立出版株式會社，pp. 104~126，1967。
2. Perry C.C. and H.R. Lissner, The Strain Gage Primer, Mc Graw-Hill Book comyany, New York, pp. 55-68, 1955.
3. 坂井純、橋口公一，6分力測定法，農業機械學會九州支部誌，Vol. 18，1979。
4. 松尾昌樹，ロータリ耕うんに關する基礎的研究，山形大學紀要，Vol. 3, No. 4, pp. 421-617，1961。
5. Draper N.R. and H. Smith: Applied Regression analysis, 1981.

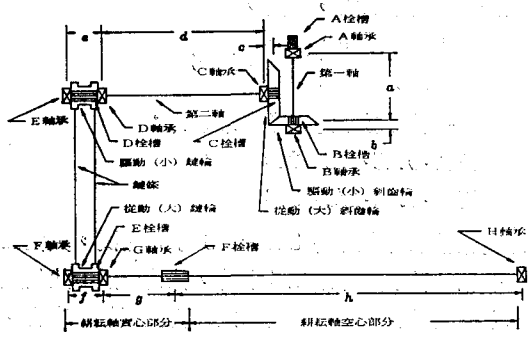


Fig. 2 迴轉犁設計程式符號部位說明(二)

6. Douglas. C. Montgomery and E. A. Peck: Introduction to Linear Regression analysis, 1982.
7. Seber G.A.F.: Linear Regression Analysis, 1977.
8. Ganst R.F. and R.L. Mason: Regression Analysis and It's Application, 1980.
9. 岡部正昭、坂井純等，各種耕うん装置の性能特性(1)各種ロータリ耕うん装置の碎土，反轉性，農業機械學會九州支部，No. 33, pp. 1-6，1984。
10. 大田牌廻轉犁181型設計圖。
11. 廻轉犁田間扭力測定數據。
12. 張兆豐主編，標準機械設計圖表便覽，改新增補2版。
13. KHS GEARS 3004，改訂4版，小原齒車工業株式會社，昭和60年5月20日。
14. 沈頌文，實用齒輪設計法，南台圖書公司，1981.4。
15. 湯淺龜一，材料力學公式集，12版，コロナ株式會社，昭和55年12月25日。
16. TIMOSHEKO-YOUNG, ELEMENTS of STRENGTH of MATERIALS, fifth edition，東華書局，1980.5。
17. Spotts M.F., Design of Machine Elements fifth edition 1978.
18. OCM ROLLER CHAIN SPROCKET.
19. 野口尙一，機械設計製圖法，改訂第五版森北出版株式會社，昭和44年5月1日。
20. 益子正己編，例題演習、機械設計製圖、產業圖書株式會社，昭和40年3月15日。
21. 編集委員會，強度設計データブック，第11版，裳華房，昭和62年1月20日。
22. 王康男等，整地機械廻轉犁設計資料與程式之建立，財團法人農業機械化研究發展中心，pp. 1~118，1988。

專營土木、水利、建築等工程

九功營造股份有限公司

負責人：盧洋晃

地址：台南市健康路178號

電話：(06) 2216111