

可切換手/電動兩用第五輪驅動新型輪椅之設計

何應勤、陳進煌

中文摘要

在輪椅家族中，手動輪椅是下肢行動不便者使用最普遍的一種。然而其以手動的驅動模式，驅動效率卻也是最低，上肢傷害產生率也是最高的。而目前市場上的電動輪椅產品雖可以幫我們解決省力的問題，但是其驅動系統大部份是與輪椅本體結合為一的，導致體積大與重量重不適宜攜帶，且在較小的旋轉空間、短距離的移動或進出電梯時，並無法切換成手動輪椅增加其實用性，因此本文在於開發手/電動兩用可拆卸式第五輪驅動機構組，期使輪椅之驅動效率得以提昇，並且不增大輪椅原有的體積，提升攜帶方便性為目的，使此輪椅的使用性具有更多的選擇性。

目次

- | |
|--------------|
| 一、前言 |
| 二、輪椅的構造與專利探討 |
| 三、輪椅轉向機構的設計 |
| 四、輪椅驅動機構的設計 |
| 五、組合與拆卸機構 |
| 六、測試分析 |
| 七、結論 |

關鍵詞：輪椅、電動輪椅、輔具、驅動機構

何應勤 國立中山大學機械與機電工程研究所教授/普度大學博士
陳進煌 高雄高工機械科教師/國立中山大學機械 工程系碩士

(2) 電動輪椅的構造

電動輪椅與手動輪椅主要的差別在於驅動部份，是利用電池、馬達及控制器等裝置產生動力來驅動及控制輪椅，其他的構造大致相同。電動輪椅依據不同的驅動功能、使用者需求、結構與機構設計與動力傳輸等可分為傳統型電動輪椅，動力基座型電動輪椅與特殊用途電動輪椅。

(二) 電動輪椅基本規範

電動輪椅的規範中，電動輪椅運動速度最大極限定義，在世界各國的標準中有不同的規定，目前一般都將電動輪椅區分為三個等級，其各等級之規格如表一所示：

表一 電動輪椅等級

等級	搭載重量 (Kg)	最高速 (m/s)	續航能力 (Km)	爬坡能力 (deg)	跨越段差能力 (mm)
I	100	1.1~1.8	10	6	25
II	100	1.8~2.7	16	9	50
III	113	1.8~2.7	16	9	50

(三) 輪椅市場分析

在醫療器材出口值的部分，2002 年我國出口總額為 193 億新台幣，較 2001 年出口金額成長 14%。其中機動病人用車仍舊是第一大出口產品。台灣主要的手動或電動輪椅出口國為美國、日本與歐洲國家，此外尚有如中國大陸、馬來西亞、新加坡與泰國等國家。圖 3 為台灣醫療器材出口產品結構圖[徐君南,1998]。

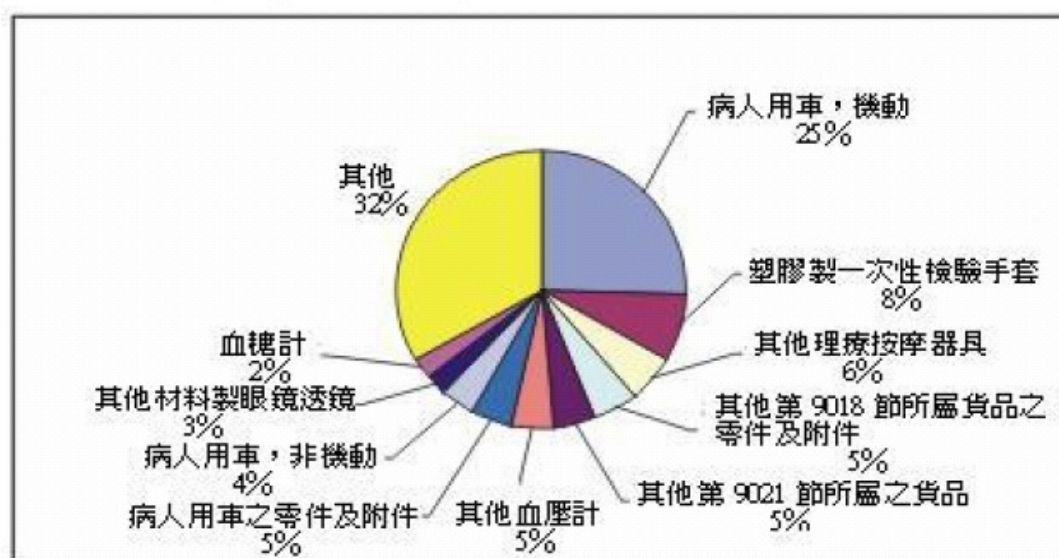


圖 3 台灣醫療器材出口產品結構

(四) 輪椅專利解析

在進行可切換手/電動兩用第五輪驅動新型輪椅的設計研發之前，我們將針對輪椅相關領域的專利技術予以分析，因此本章節中針對驅動系統、轉向系統與可拆卸式裝置的專利中列出較具代表性之專利解析，如表二。

表二第五輪驅動電動輪椅專利

編號	專利國	年份	專利號碼
1	美國	1948	2448992
2	美國	1950	2495573
3	美國	1961	2978053
4	美國	1985	4503925
5	美國	1991	5016720
6	美國	1992	5135063
7	美國	2001	2001/0013436
8	美國	2002	2002/0088657
9	美國	2003	2003/0000748
10	美國	2003	2003/0089537
11	台灣	2001	443903 (新式樣)
12	台灣	2003	540372

三、輪椅轉向機構的設計

(一)轉向理論

現在的一般車輛都採用符合阿克曼(Acherman-Jantant)原理的轉向方式。所謂阿克曼原理，就是在轉向的過程中，為了使轉向順利，車輪無橫滑現象發生，各車輪之迴轉中心的延長線務必交於一點(C)上，因而內側車輪的轉向角度要比外側為大，如圖4。

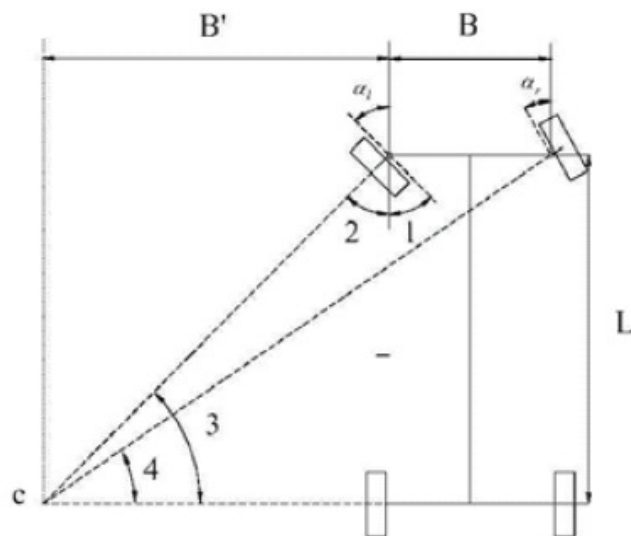


圖4 阿克曼原理示意圖

圖 4 中各參數的意義為：

B：載具的輪軸寬度

B' ：轉向時之內側輪距離轉向之瞬心的距離

L：載具的前後兩輪軸的軸間距離

α_l ：左輪在轉向時，所呈現的轉向角度

α_r ：右輪在轉向時，所呈現的轉向角度

由圖 3.1 中之幾何關係可以發現， $\angle\alpha_l = \angle 1 = \angle 3$ ，同理知 $\angle\alpha_r = \angle 4$ ，所以可以推得下列數式：

$$\text{Cot}\angle 3 = \frac{B'}{L} = \text{Cot}\angle\alpha_l \quad (1)$$

$$\text{Cot}\angle 4 = \frac{B+B'}{L} = \text{Cot}\angle\alpha_r \quad (2)$$

將式(1)與式(2)相減之後可以得到：

$$\text{Cot}\angle\alpha_r - \frac{\text{Cot}\angle\alpha_l}{\frac{B}{B'}} = \frac{(B+B') - B'}{L} = \frac{B}{L} = \text{Ack} \quad (3)$$

其中 $\text{Ack} = \frac{B}{L}$ ，為一個常數，在設計轉向機構時稱被為阿克曼常數，是轉向過程中一個很重要的設計因子，而式(3)更是輪椅前輪轉向時，左右輪之轉向角間的關係式[羅匡弘,2003]。

(二)四連桿轉向機構的運動分析

圖 5 四連桿 MNBA 是一個被設計當做輪椅之前輪轉向的四連桿機構。MNBA 是轉向之前的狀態， $MNB'A'$ 是轉向之後的狀態。a、b、d 三個參數分別表示四連桿的桿長。 θ_0 則表示四連桿在轉向前，轉向節臂與固定桿之間的夾角(即 $\angle AMN = \angle BNM = \theta_0$)。換句話說就是輪椅直行的時候，轉向機構的輸入角與輸出角與固定桿間所保持的角度。

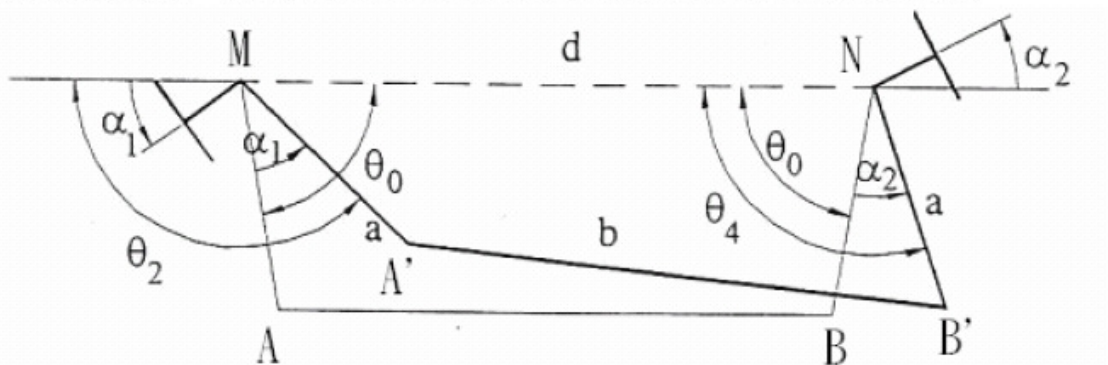


圖 5 四連桿轉向機構圖

由圖 5 中，當轉向機構產生轉向的時候，也就是當輸入轉向節臂(MA')輸入一個角度差值為 α_1 的時候，輸出轉向節臂(NB')就會產生一個對應的角度差值 α_2 輸出。如果這個轉向四連桿機構設計得宜的話， α_1 與 α_2 之間的關係，應該會相等於阿克曼原理中的左右兩輪的角度關係[蔡文鈞,2001]。

一般車輛的轉向區間約為向左或右各轉 30 度，在這 60 度中以每一度當作輸入角代入阿克曼原理的通式 (3) 中的 (α_i) ，就可以得相對應之 (α_r) ，也就是理論上最佳的輸出角之值。

另一方面，將待測之轉向機構的各個連桿長度以及其初始角 (θ_0) 之值，代入佛恩斯坦方程式 (Freudenstein's equation) [Sony, 1979]，就可以得到這組四連桿轉向機構之輸入端 (α_1) 及輸出端 (α_2) 的角度之值；然後比較其與上一段中以阿克曼原理所計算出之理論值 (圖 4 中之 α_i 與 α_r) 的誤差量，就可以評比出該組四連桿機構，是否符合阿克曼原理，也就是說其四連桿機構用作轉向機構是否得宜。

(三) 連桿轉向機構的設計程序

- 1、以作圖法求取轉向節臂與橫拉桿長度及初始角的角度。
- 2、以電腦程式求取轉向節臂與橫拉桿長度及初始角的角度。

(四) 新型輪椅轉向機構設計

爲了讓輪椅可以同時保有手/電動兩種功能，必須要有一組可分離式方向控制機構組，來讓前方的兩個腳輪，可以切換於 360 度自由迴旋與由操控者來控制方向。因而，設計了這組可分離式方向控制機構，使輪椅的使用性具有更多的選擇性，如圖 6。

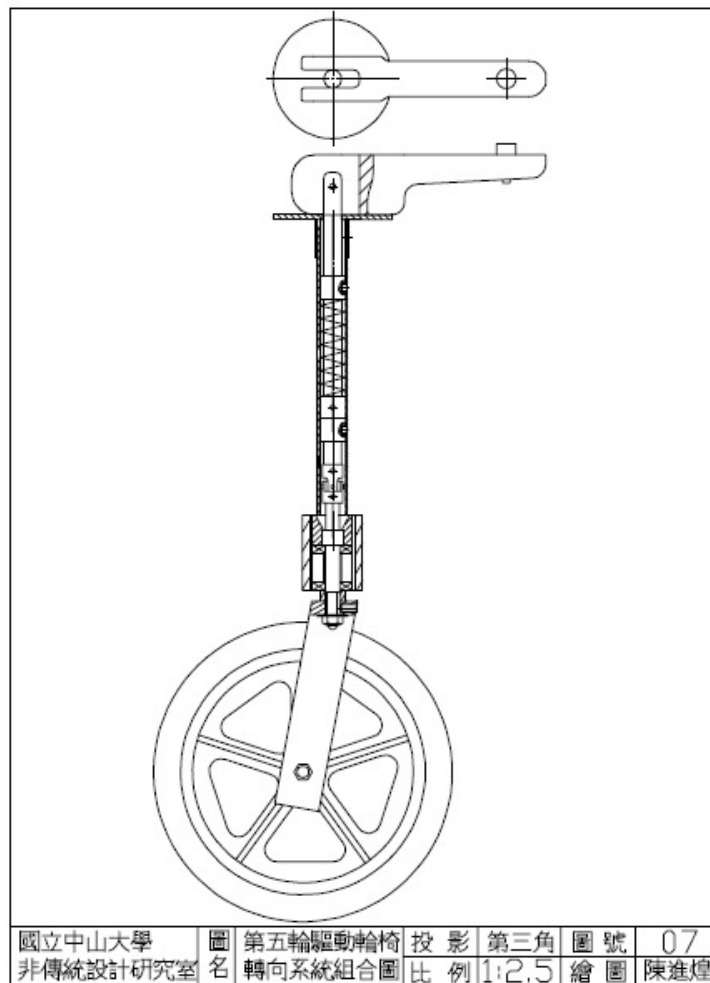


圖 6 前輪與轉向機 合圖

四、輪椅驅動機構的設計

為提升輪椅的攜帶方便性，此驅動機構將設計為模組化可拆卸式。

(一) 電動輪椅阻力分析

如圖 7 所示為電動輪椅的阻力分析圖。

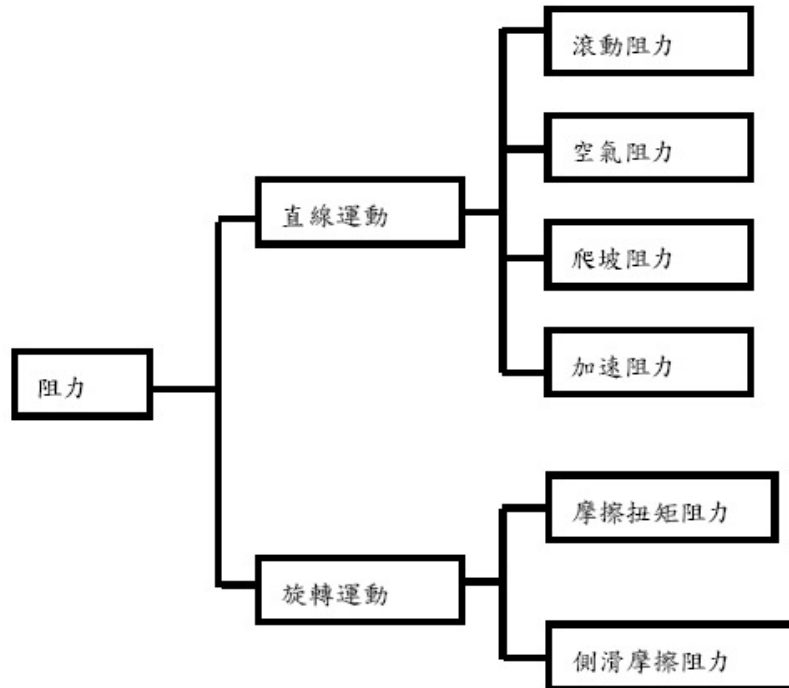


圖 7 電動輪椅阻力分析

(1) 滾動阻力

滾動阻力通常以下式表之，滾動阻力係數如表三：

$$R_r = \mu_r W \quad (4)$$

R_r 滾動阻力

μ_r 滾動阻力係數

W 載具總重

表 三 滾動阻力係數[賴育德,2003]

路面條件	行駛速度(m/s)	μ_r
石塊/磚鋪設路面	1.5	0.03
	5	0.07
良好石塊/磚鋪設路面	1.5	0.025
	5	0.06
柏油鋪設良好路面	1.5	0.01
	5	0.022

目前大多的路面是以柏油路面為主，在此情形下，通常滾動阻力係數 μ_r 取 0.015 左右。

(2)空氣阻力

輪椅在運動軸向的空氣阻力之大小一般可以用下列兩種方程式表示：

$$R_a = C_D \cdot \frac{\rho}{2} \cdot A_a \cdot V_v^2 \quad (5)$$

$$R_a = C_D \cdot A_a \cdot V_v^2 \quad (6)$$

- C_D 空氣阻力係數
 V_v 輪椅對氣體之相對速度
 ρ 空氣密度
 A_a 輪椅前方投影面積

輪椅的速度較慢，前方投影面積也較小，所以空氣阻力可採用(5)式的約略計算方式，或忽略不計。

表四 物體之空氣阻力係數[賴育德,2003]

物體名稱	空氣阻力係數
直立平板	1.95
輪椅	1.447
小貨車	0.45
小轎車	0.32

(3)爬坡阻力

行駛在傾斜的斜面上時，乘坐者與輪椅本身的總重量會產生一個與爬坡角度平行的分力 $W \sin \theta$ ，作用在與行進方向相反的方向上，來阻止輪椅的行駛，稱為爬坡阻力，其值以下式表之：

$$R_c = W \times \sin \theta \quad (7)$$

- θ 地面傾斜角
 w 輪椅總重

(4)加速阻力

加速阻力值以下式表之：

$$R_s = (W + W_f) \cdot \frac{a_x}{g} \quad (8)$$

- w 輪椅總重
 W_f 旋轉部分相當的重量
 a_x 加速度

(二)馬達驅動力

電動輪椅動力來源馬達所產生的轉矩藉由傳動機構系統傳遞至驅動輪上，此時作用於驅動輪上的轉矩 T_w 會產生一對地面的圓周力 F_i 。而此時地面對亦會產生一反作用力 F_o ，其大小相等方向相反，此外力即為可驅使輪椅運動之驅動力，如圖 8 所示。該力之大小為：

$$F_o = \frac{T_w}{R} \quad (9)$$

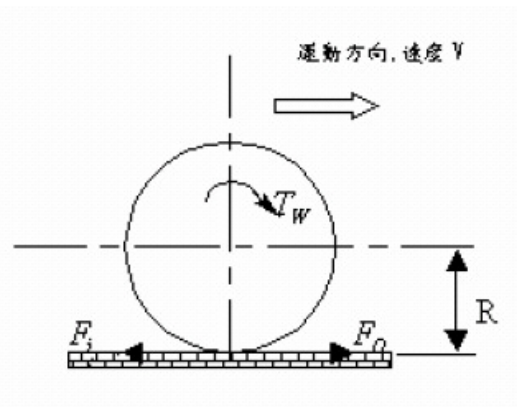


圖 8 輪椅驅動力

- T_w 作用於驅動輪上之轉矩
- F_i T_w 對地面產生之力
- F_o 地面對驅動輪之反作用力
- R 驅動輪半徑

由上述可知，若欲使輪椅運動，則驅動力 F_o 必須克服所有可能影響輪椅運動的阻力，則由此可得所需馬達的輸出力大小。依據第四節中所描述之各項阻力將之帶入式(9)中,可得

$$T_w = R \times (R_r + R_a + R_c + R_s) \quad (10)$$

由此可求得馬達所需最小出力的規格，並藉此為選擇馬達大小規格的重要參考。

依據國際電動輪椅規格 ISO、國內 CNS 電動輪椅等相關規範及參考市面上的一些電動輪椅與代步車產品的規格考量，將本研究之實務製作定於電動輪椅規格第二級(如表 2-1 所示)，設定可以承載 100Kg 並將設定爬坡坡度 9° ，速率為每秒 2.7 m 等規格條件代入式(10)，此時驅動輪半徑為 0.1 m：

由此可得要啟動驅動輪運動時所需之 torque

$$T_w = 3.62 \quad (\text{N}\cdot\text{m})$$

因為輪椅行駛速率有一定規範,因此馬達輸出之轉矩 過高,以驅動輪半徑 0.1m 為例，輸出

至電動輪椅的大輪之轉速值最好控制於 100rpm 內，但是一般馬達沒有如此低之轉速，所以必須藉由減速機構來達成。由上述條件代入式(11)中即可得知馬達所需之最小瓦數為 140W。

$$W = \frac{T_w \times 2\pi \times rpm}{60} = 140 \left(\frac{N - m}{s} \right) \quad (11)$$

依上述的選擇方式選取一規格為 180W，最大轉速值為 2000rpm 的馬達：

$$T_w = \frac{60W}{2\pi \times rpm} = \frac{10800}{2\pi \times 2000} = 0.86(N - m) \quad (4.11)$$

馬達可輸出 0.86 N-m 的扭矩，經由主動輪與從動輪二者間的齒數比：

$$N = \frac{\text{從動輪}}{\text{主動輪}} = \frac{72}{13} = 5.54 \quad (4.12)$$

$$N = \frac{T_2}{T_w \times 0.85}$$

$$T_2 = N \times T_w \times 0.85 = 4.1(N - m) \quad (4.13)$$

$$N = \frac{\omega_1}{\omega_2} \times 0.85$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{N} \times 0.85 = 306 (rpm) \quad (4.14)$$

$$\frac{D_2}{D_3} = \frac{\omega_3}{\omega_2}$$

$$\omega_3 = \frac{D_2 \times \omega_2}{D_3} = \frac{0.2 \times 306}{0.6} = 102 (rpm) \quad (4.15)$$

經由直徑比可將扭矩放大為 4.1 N-m，並將轉速值降為 102 rpm，達到驅動馬達所需之條件。經以上的計算與評估後，設計如圖 9 的傳動機構。

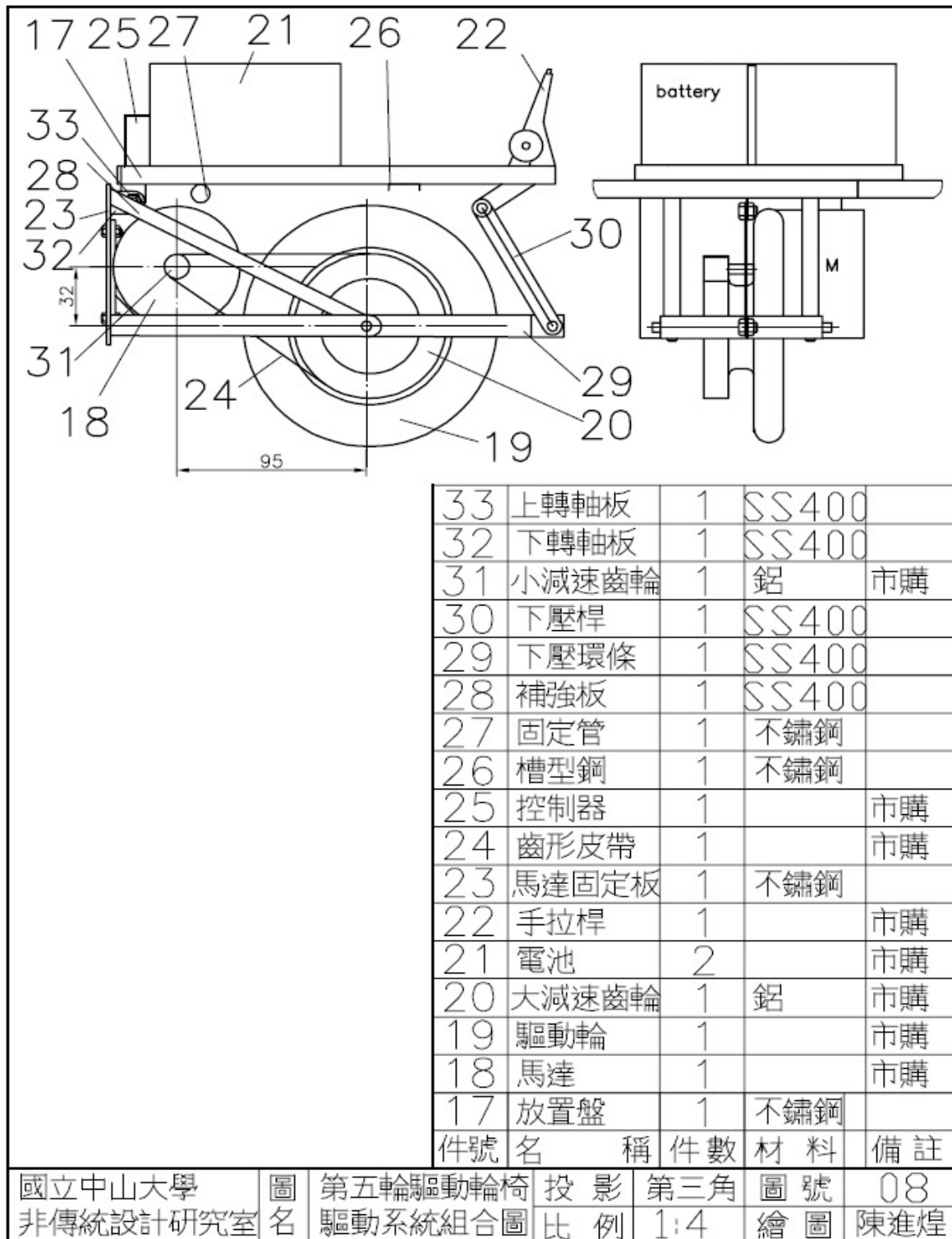


圖 9 輪椅驅動系統組合圖

五、組合與拆卸機構

為保有手動輪椅可折疊，方便攜帶的功能，並享有電動輪椅的速度與便捷的情況下

提出可組合與拆卸機構的設計目標。

(一)驅動系統與輪椅的組合與拆卸機構

本研究中所採用之手動輪椅為康揚公司所出產之 KM-8520 型，在設計的過程中，是把電動驅動系統跟輪椅本體分開來考慮，強調其個別的獨立性，輪椅本體不論是否加裝驅動系統，皆不會影響到其原本的手動驅動模式。要達到此一目的惟有賴組合與拆卸機構的輔助，筆者設計了兩種組合與拆卸機構來達到此目的。

1.利用肘節機構與材料本身的彈力來達到組合與拆卸的功能。圖 10 為組合與拆卸機構的實物圖。



圖 10 實物圖

2.利用滑槽與定位片的方式來達到組合與拆卸的功能。圖 11 為組合與拆卸機構的實物圖。



圖 11 實物圖 3.利用槓桿原理的固定片來達到組合與拆卸的功能。圖 12 為組合與拆卸機構的實物圖。



圖 12 實物

(二)第五輪與地面分離機構

電動輪椅利用第五輪來驅動輪椅時，第五輪需對地面施以適當的力量，以確保第五輪與地面有確實接觸，不致於有打滑的現象產生，若切換至手動驅動時，若第五輪與地面依然有接觸，則使用者除了需提供原本手動輪椅的驅動力量外，尚需克服第五輪與地面的摩擦力及驅動系統各機件間的摩擦力，對易產生上肢傷害的使用者而言，無異是雪上加霜。而且電動輪椅的蓄電池，若因電力不足或故障等原因導致電力無法驅動輪椅時，改為手動驅動是惟一的選擇。因而，如何讓使用者能依狀況選擇所需的驅動方式，是本設計中一個很重要的要求。爲了達到此一目的，筆者設計了分離機構來達到此目的，如圖 13。

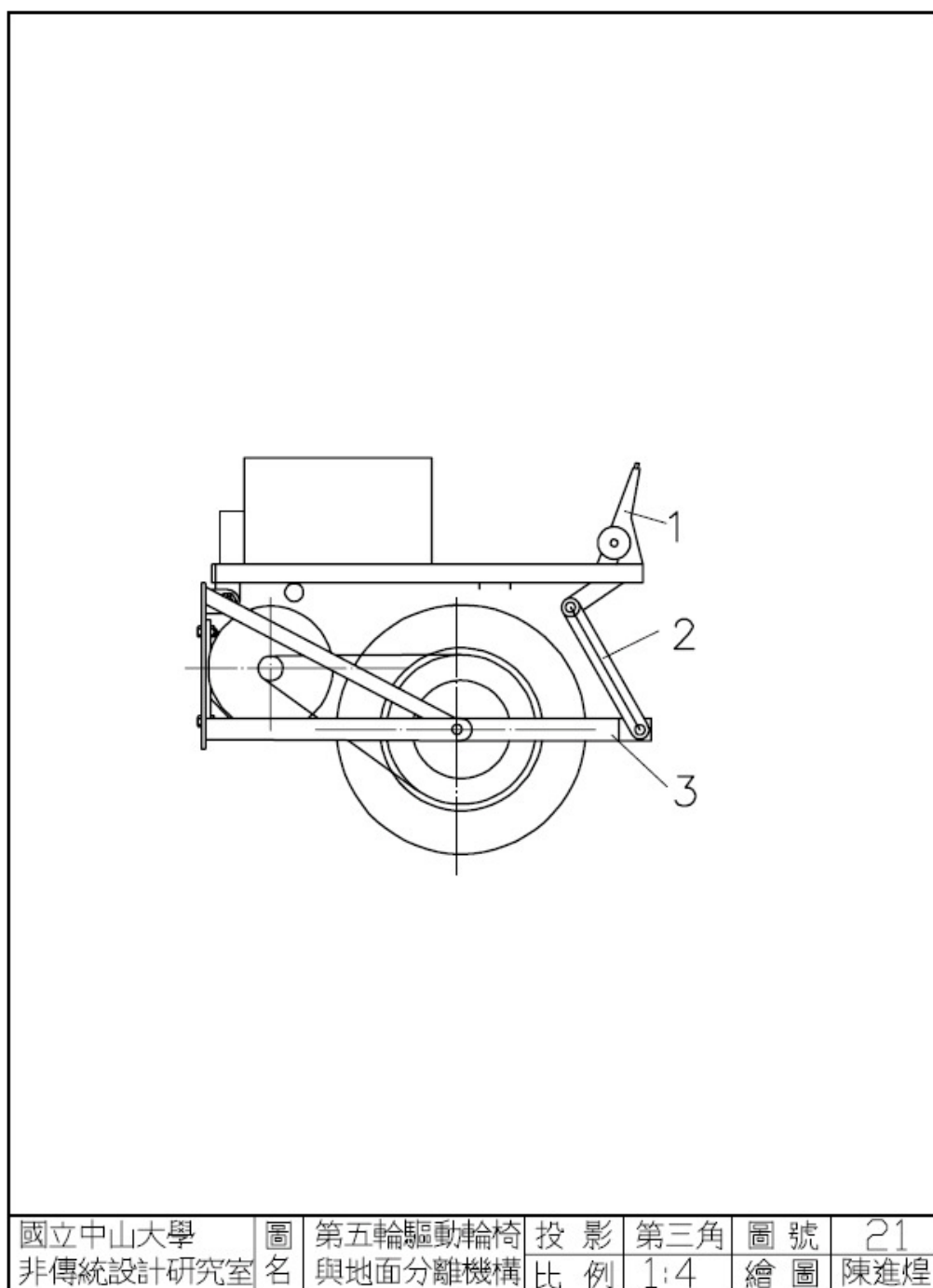


圖 13 第五輪與地面分離機構

六、測試分析

在此章節中，將針對製作完成之電動輔助驅動輪椅，如圖 14 與傳統手動輪椅做各個功能項目上的評估與比較，並實際操作測試，以驗證所設計之新型輪椅是否有達到功能上的提昇。



圖 14 電動輔助驅動輪椅

(一)測試條件與環境

輪椅重量：30 公斤；測試人員重量：65 公斤

測試環境：籃球場水泥地面、磨石地面

(二)測試結果分析

進行第五輪驅動輪椅與傳統手動輪椅之性能比較分析，以驗證了解此項設計是否真正達到輪椅功能上的提升。我們以傳統手動輪椅做為評估標準，將評估標準分成『A』、『B』、『C』三個等級，A 代表『性能等級提升』、B 代表『性能等級相同』、C 代表『性能等級滑落』，如此即可進行評估分析，了解新型輪椅功能上的實際提升與滑落，做為設計改進時之參考資料。

表五 測試結果分析表

評估項目	輪椅型式	傳統手動輪椅	電動輔助驅動輪椅	評估性能
組裝驅動機構時間		0 秒	20 秒	A
最大荷重		100 kg	100 kg	A
驅動模式		手推	電力驅動	A
操控模式		手控手推輪圈	速度控制手把與轉向手把	A
輪椅極速		2 km/hr	7 km/hr	A
煞車距離(極速下)		1.5 m	2.5 m	B
爬坡能力		2°	9°	A
轉彎能力		左右原地旋轉	左右旋轉(旋轉半徑較大)	B

重量	15 kg	30 kg	B
穩定性	佳	佳	A
活動範圍	小	大	A
可攜性	佳	佳	A
舒適性	可	可	A
模組化	無	可	A

對於實測後的結果發現下列數項優、缺點：

優點：

- 1.行駛於室內時極為安靜，且可切換成手/電動兩種方式操作，在較小的空間迴轉，也可操控自如。
- 2.保有手動輪椅的折疊性，方便攜帶至各種處所使用。
- 3.當輪椅處於手動狀況時，可選擇自行驅動輪椅且自行掌控方向或由他人由後方推動但自行掌控方向，使此輪椅的使用性具有更多的選擇性。

缺點：

- 1.對於下肢殘障的使用者而言，電動輔助驅動系統之安裝與拆卸，需藉由他人之協助，較難由單人完成。
- 2.煞車只針對驅動輪，從動輪並沒有受到煞車力的限制，導致煞車距離較長。
- 3.行駛兩旁凹陷的路面，可能導致驅動輪與地面分離而失去行駛能力。

七、結論

本研究的目的是，係針對上肢健全之輪椅使用者，設計出一可自由拆卸之電動輔助驅動機構以幫助手動輪椅之提高驅動效能，並可依實際需求在手動與電動兩套驅動方式中，任意的切換。

綜合本文之研究內容，可以歸納出下列具體成果：

- (一)設計一具有驅動機構與轉向機構之手/電動兩用的輪椅實體，並對其做各項功能測試，並將各項測試結果予以記錄並加以檢討。
- (二)建立完整之構想設計圖、機構各部組合圖、細部零件加工圖等設計資料。
- (三)設計一部可快速擴充之輪椅本體，採用可拆卸式驅動機構之組合分離，方便使用者之使用，提升可攜性及輪椅本體擴充性。
- (四)針對傳統手動輪椅驅動效率不佳之缺憾，提出改良及改善的方法。
- (五)輪椅可拆卸式輔助機構的開發設計。

參考文獻

- Arthur, O. Schmidt., 1961, "Driving And Steering Apparatus for Wheel Chairs," U. S. Patent No. 2978053.
- Edmond-Wheelchair, 2003.
http://www.edmond-wheelchair.com/wheelchair_parts.htm
- George V. Odell et. al., 2001, "Wheelchair Motorizing Apparatus," U. S. Patent No. 2001/0013436.
- Homer Love et. al., 1948, "Propelling Power Unit for Invalid Wheel Chairs," U. S. Patent No. 2448992.
- Michael T. Beidler, 1994, "Wheelchair Drive System," U. S. Patent No. 5362081.
- Samuel Duke, 1950, "Motor Attachment for Wheel Chairs," U. S. Patent No. 2495573.
- Sir Clive Marles Sinclair And Alexander Joseph Kalogroulis, 2003, "Wheelchair Drive Uuit," U. S. Patent No. 2003/0089537.
- Soni, A. H., 1979, *Mechanism Synthesis and Analysis*, Center Book Company.
- Thacker, J. G., et. al., 1994, *Understanding the technology when selecting the wheelchairs*, RESNA Press.
- Theodore R. Coker, 1991, "Detachable Electric Drive Unit for Collapsible Wheelchair," U. S. Patent No. 5016720.
- Vincent Brett et. al., 2002, "Method And Apparatus for Motorizing a Wheelchair," U. S. Patent No. 2002/0088657.
- Walter K. Kropf et. al., 1992, "Power Uuit for Driving Manually- Operated Wheelchair," U.S.Patent No.5135063.
- 游許銓, 2001, *電動輪椅動力驅動之解析模型*, 碩士論文, 國立成功大學醫學工程研究所, 台南.
- 羅匡弘, 2003, *新型輪椅轉向機構之設計*, 碩士論文, 國立中山大學機械與機電研究所, 高雄.
- 康揚公司, 2003.
<http://www.karma.com.tw>
- 徐君南, 1998, 東南亞新興醫療器材市場概況, 外貿協會.
http://www.taipeitradeshows.com.tw/mediphar/chinese/MedicalEquipment_2.htm
- 張里政, 2000, 輪椅馬達總成, 中華民國專利編號第 443903 號.
- 劉全 等, 2003, 附加式輪椅轉向驅動裝置, 中華民國專利編號第 540372 號.
- 蔡文鈞, 2001, *中心臂連桿型轉向機構之設計與分析*, 碩士論文, 國立台北科技大學製造科技研究所, 台北.
- 賴育德, 2003, *有關可拆卸式輪椅輔助驅動系統之研究*, 碩士論文, 國立中山大學機械與機電研究所, 高雄.