

國立中山大學機械工程研究所



指導教授：許正和 博士

自行車多速內變速器之設計

Design of Multi-Speed Hub for Bicycles

研 究 生：陳百俊 撰

中華民國九十年六月

摘 要

以行星齒輪系為變速機構主體的自行車內變速器具有體積小、換檔作動穩定與不易受到外在環境影響等優點，故內變速器已逐漸成為各大車廠研發的重點。本文之主要目的為以組合式內變速器之概念，發展一套有效的組合式內變速器的設計理論與方法，希望建立一系統化的設計程序，以利於多速內變速器的創新與開發。首先歸納組合式多速內變速器之基本特性與需求，有系統的合成出適用於組合式多速內變速器的行星齒輪系構型目錄；其次對每一個構型進行檔位合成，確定其檔位作動順序表；接著依照給定之轉速比值配合檔位作動順序表求出齒輪系之齒數；然後對各個可行之機構構型進行調速系統之設計與配置，再依不同的調速系統解繪出其實體圖；最後依性能分析理論進行傳動性能分析與評估，得到較佳之設計以幫助組合式多速內變速器之創新設計與開發。

英文摘要

A multi-speed drive hub is one of important components in transmission system. The purpose of this work is to develop a system methodology for the design of multi-speed bicycle drive hubs by using a concept of combination. First, identify the basic characteristics and design requirement of combinative multi-speed drive hub. Second, using three combinative the useful gear trains. Third, a method is proposed to determine the feasible multi-speed sequence tables for each gear train. Fourth, an analytic method is formulated to synthesize the gear ratios and gear teeth according to a set of desired speed ratios. Fifth, a computer programs developed for the automatic analysis the transmission performance of drive hubs. The results of this work will be benefit to the development and design of multi-speed bicycle drive hubs.

目 錄

	頁次
誌謝	I
摘要	II
英文摘要	III
目錄	IV
圖目錄	VI
表目錄	IX
第一章	1
1.1 文獻回顧	1
1.2 研究目的	3
第二章 內變速器之組成與分類	6
2.1 自行車內變速器	6
2.2 內變速器之分類	7
第三章 多速內變速器	11
3.1 構造分析	11
3.2 運動分析	21
3.3 多速內變器之特性與需求	24
3.4 系統化設計程序	28
第四章 變速機構之設計	30
4.1 構造合成	30
4.1.1 基本原理	30
4.1.2 合成程序	31
4.2 運動合成	51
4.2.1 轉速比分析	51
4.2.2 檔位合成	55

4.3 齒數設計	60
第五章 調速系統設計	67
5.1 調速元件之設計	67
5.2 調速元件之配置	74
第六章 傳動性能分析	84
6.1 運動分析	84
6.2 轉矩分析	86
6.3 功率與傳動效率分析	90
6.4 傳動性能分析之電腦化	96
第七章 評價與優選與後續安裝	102
7.1 內變速器評價依據	102
7.2 評價與優選結果	104
7.3 內變速器之安裝	108
第八章 結論與建議	113
參考文獻	115
自述	119
著作權聲明	120

圖 目 錄

	頁次
圖 2.1 自行車內變速機構	7
圖 2.2 自行車內變速器之系統圖	7
圖 2.3 專利 3886811 五速內變速器	8
圖 2.4 Sachs 十二速內變速器	9
圖 2.5 Sachs 21 速混合型內變速器	9
圖 3.1 Sachs 公司出產之十二速內變速器	11
圖 3.2 圖 3.1 機構簡圖	12
圖 3.3 離合器 15 嚙合時之齒輪運動圖畫	13
圖 3.4 離合器 15 與 16 嚙合時之齒輪運動圖畫	14
圖 3.5 離合器 15 與 17 嚙合時之齒輪運動圖畫	15
圖 3.6 離合器 15、16 與 17 均嚙合時之齒輪運動圖畫	15
圖 3.7 Sachs 十二速內變速器第一檔之動力傳遞路徑	17
圖 3.8 Sachs 十二速內變速器第二檔之動力傳遞路徑	18
圖 3.9 Sachs 十二速內變速器第三檔之動力傳遞路徑	18
圖 3.10 Sachs 十二速內變速器第十檔之動力傳遞路徑	19
圖 3.11 Sachs 十二速內變速器第十一檔之動力傳遞路徑	20
圖 3.12 Sachs 十二速內變速器第十二檔之動力傳遞路徑	20
圖 3.13 圖 3.1 變速機構構造區分	21
圖 3.14 組合式多速內變速器之設計流程	29
圖 4.1 多速內變速器之功能黑箱圖	30
圖 4.2 三階複式行星齒輪系簡圖	31
圖 4.3 選定之三行星齒輪系簡圖	33
圖 4.4 可用之非循環圖畫	34
圖 4.5 兩行星齒輪以齒輪對相連接情形	34
圖 4.6 齒輪運動圖畫目錄	35
圖 4.7 編號 74 與 102 齒輪運動圖畫構造碼	45
圖 4.8 可用之齒輪運動圖畫目錄	46
圖 4.9 變速機構初步組合情形	47
圖 4.10 圖 4.4 編號 1-3 組合簡圖	49

圖 4.11	多速內變速器可用行星齒輪系	50
圖 4.12	編號 1201 之可用行星齒輪系	51
圖 4.13	基本行星齒輪系	53
圖 4.14	編號 1201 內變速器機構可行構型	58
圖 4.15	多速內變速器可行之機構簡圖	59
圖 5.1	調速系統之功能構造圖	67
圖 5.2	齒輪式制動器作動示意圖	69
圖 5.3	內頂棘爪制動器	70
圖 5.4	外壓棘爪制動器	70
圖 5.5	線控平移控制之調速環	71
圖 5.6	凸輪導引控制之調速環	72
圖 5.7	棘輪式輸入離合器之控制	72
圖 5.8	齒輪式輸入離合器之控制	73
圖 5.9	編號 12A 之內變速器機構	75
圖 5.10	輸入離合器 Ci1 與 Ci8 之配置	77
圖 5.11	輸入離合器 Ci7 之配置	77
圖 5.12	輸出離合器之配置	78
圖 5.13	圖 5.8 之變速機構配置調速元件簡圖	79
圖 5.14	調速套筒區間	80
圖 5.15	表 5.2 各系統解之調速套筒	80
圖 5.16	圖 5.8 變速機構調速元件之變動位置	81
圖 5.17	圖 5.13(a) 調速孔位置	81
圖 5.18	圖 5.13(e) 導槽軌跡	81
圖 5.19	編號 12A 變速機構可行設計之實體圖	82
圖 6.1	編號 12A 變速機構及檔位作動順序表	85
圖 6.2	圖 6.1 所示之變速機構各檔位功率流向圖	94
圖 6.3	多速內變速機構性能分析之電腦化流程	97
圖 6.4	選擇行星齒輪系類型表單	96
圖 6.5	選擇組合方式及齒數輸入表單	98
圖 6.6	運動分析表單	99

圖 6.7	力矩分析表單	100
圖 6.8	傳動功率分析表單	101
圖 7.1	編號 12A-1 之實體圖及各部分位名稱	108
圖 7.2	內變速器與車架之相對位置圖	109
圖 7.3	線性平移控制裝置	110
圖 7.4	槓桿式線性平移控制裝置	110
圖 7.5	旋轉控制裝置.....	111
圖 7.6	Shimano AUTO-D 產品裝配示意圖	111
圖 7.7	內變速器輪轂凸緣	112

表 目 錄

	頁次
表 2.1 三種變速器之優缺比較表..	10
表 3.1 圖 3.1 變速機構四種控制類型表 ..	16
表 3.2 圖 3.1 內變速機構檔位切換控制構件切換次數 ..	16
表 3.3 Sachs 十二速內變速器各檔位轉速比計算式 ..	23
表 3.4 十二速內變速之轉速比設計範圍 ..	25
表 3.5 多速內變速機構之設計規格表 ..	27
表 4.1 不同 m n 值可提供之轉速比數目 ..	33
表 4.2 編號 1201 之檔位及轉速比計算式 ..	54
表 4.3 編號 1201 機構之四種檔位安排 ..	57
表 4.4 編號 1201 十二速內變速器可用檔位安排 ..	58
表 4.5 編號 1201-1 之檔位安排表 ..	61
表 4.6 修正後編號 1201-1 之檔位作動表 ..	65
表 5.1 編號 12A 變速機構之調速系統型態學圖表 ..	75
表 5.2 圖 5.8 變速機構之調速系統解 ..	76
表 5.3 圖 5.8 變速機構各檔位中各元件之角速度值 ..	76
表 6.1 圖 6.1 所示變速機構之運動分析結果 ..	85
表 6.2 圖 6.1 變速機構第一檔各元件之理想作用轉矩 ..	88
表 6.3 圖 6.1 變速機構考慮嚙合率第一檔各元件之轉矩 ..	89
表 6.4 圖 6.1 變速機構第一檔之傳遞功率 ..	90
表 6.5 圖 6.1 變速機構第二檔之傳遞功率 ..	91
表 6.6 圖 6.1 變速機構第三檔之傳遞功率 ..	91
表 6.7 圖 6.1 變速機構第四檔之傳遞功率 ..	91
表 6.8 圖 6.1 變速機構第五檔之傳遞功率 ..	92
表 6.9 圖 6.1 變速機構第六檔之傳遞功率 ..	92
表 6.10 圖 6.1 變速機構第七檔之傳遞功率 ..	92
表 6.11 圖 6.1 變速機構第八檔之傳遞功率 ..	93
表 6.12 圖 6.1 變速機構第九檔之傳遞功率 ..	93
表 6.13 圖 6.1 變速機構第十一檔之傳遞功率 ...	93
表 6.14 圖 6.1 變速機構第十二檔之傳遞功率 ...	94

表 6.15	圖 6.1 變速機構各檔位傳動效率	94
表 7.1	組合式內變速器初步評價依據	105
表 7.2	評價依據權重比較表	106
表 7.3	組合式內變速器初步決策矩陣	107
表 7.4	組合式內變速器最終評價	107

第一章 前言

變速器為自行車中相當重要的零組件，一般來說高級的自行車其整個變速系統佔了生產成本的一半，所以在自行車工業中關於變速器的研發一直都是各大車廠的重點項目，良好的變速器可使騎乘者因應環境的不同而變換不同的轉速比進而達到騎乘舒適的目的。

常用的自行車變速器一般可分為兩大類，一種是移鏈式外變速器，另一種是行星齒輪式內變速器。移鏈式外變速器主要是藉由前、後變速撥桿改變前、後鏈輪之間的齒數比以達到不同的轉速比。而內變速器通常是以行星齒輪系做為變速機構的主體，且將變速機構安置於後輪輪轂中，藉由切換不同的輸入件、輸出件及固定件改變行星齒輪系之齒數比，以達到不同之轉速比。由於外變速器的構造簡單加工容易，所以其市場佔有率高達 90%，然而以行星齒輪系為變速機構主體的內變速器具有：1.體積小且構造精密，不易受限於狹小的後輪輪轂安裝及使用空間之限制；2.換檔作動穩定，鏈條不會因換檔而變換與不同的鏈輪相連接，可有效的改善鏈條脫鏈的缺點且提高傳動效率；3.變速機構具有車輪輪轂的外殼保護，不會受到外在環境的影響進而提高使用壽命；加上近年來因環保問題使得電動腳踏車得以大量推廣，而目前電動腳踏車大多搭配內變速器，故內變速器已逐漸成為各大車廠研發的重點。

1.1 文獻回顧

由於行星齒輪式內變速器的構造精密且加工不易，所以早期在設計及研發上主要是以德國 Sachs 公司與日本 Shimano 公司為主。近年來，隨著加工技術的成熟，在台灣也開始有幾家公司開始進行內變速器的研發與生產，不過目前技術還停留在三速的階段。1974 年，Schulz 與 Schwerdhofer[1]首先以一個自由度為二之五桿基本行星齒輪系配合棘輪式離合器設計自行車三速內變速機構，但隨後二十年間陸續還有許多人對相同的行星齒輪機構進行同樣的設計工作[2-7]；1975

年 Hillyer[8]以一個含有複合太陽齒輪之七桿行星齒輪系做為變速機構的主體，配合調速元件及棘輪式單項離合器達到了五速變速的功能；1993 年，Nagano [9]才更進一步發展出七速內變速機構。在內變速器發展的前二十多年裡，主要的研發都一直停留在三速及五速的產品，一直到了 1996 年，德國 Sachs 公司推出了一個以三個行星齒輪系所組合而成的十二速內變速器[10]，不但在檔位數目上有一個很大的進步，在轉速倍率上高達 339%；其後在 1999 年 Rohloff 公司以相同的觀念推出了一個十四速內變速器的產品[11]。

由現有的市場產品與專利文獻中可發現，行星齒輪式變速機構為自行車內變速器主要的採用與研究對象。有關以行星齒輪系為變速機構之設計的研究已經有不少成果被提出，主要包括構造合成、檔位合成、運動設計與傳動性能分析等方面。在構造合成方面，不少學者致力於齒輪運動鏈的構造分析與合成研究，並已建立完整的自由度一、三至八桿齒輪運動鏈目錄[12-18]；然而用於不同載具的變速機構其行星齒輪系必須滿足特定的設計限制，因此必須有一套可行的方法做為可用行星齒輪運動鏈的選用辦法；以內變速器來說，在三速內變速機構已有許正和[19]，五速內變速機構有吳益彰[20]，七速內變速機有鍾永鎮[21]等人在做這方面的研究。關於變速機構之檔位合成與運動設計等方面的研究多為應用於汽車自動變速機構，1988 年 Tsai, Maki, Liu 與 Kapil[22]列出了 61 種三速與四速汽車變速自動變速箱之離合器與制動器作動順序圖；1993 年 Mogalapalli, Magrab 與 Tsai[23]由給定的轉速比以最佳化方式決定變速機構的齒數比值；1985 年 Orthwein[24,25]則提出了輾轉相除法將齒數比值轉換為適用的齒數。有關於變速機構傳動性能分析主要包括運動分析、轉矩分析、功率分析與傳動性能分析等，其中基本迴路是輔助性能分析有效的工具。由於在行星齒輪系性能分析的理論已有相當完整之研究成果[26-30]，因此性能分析大多直接採用相關的分析理論；1972 年 Freudenstein 與 Yang[26]首先提出以基本迴路法進行行星齒輪系之運動分析；1990 年 Pennestri 與 Freudenstein[27]以基本迴路的觀念發展行星齒輪系靜力與功率流分析系統化程序，計算各元件的傳遞功率與

作用力；1993 年 Pennestri 與 Freudenstein[29]進一步考慮齒輪嚙合損耗，修改其所提之靜力與功率流分析方法，決定了行星齒輪系的傳動效率；同年許正和、林建德與林玉龍[30]以三點基本迴路之機構圖畫為基礎，由力矩的觀點討論行星齒輪系靜力矩與功率流的分析方法。

1.2 研究目的

綜合前述各項研究成果可知，有關於自行車內變速器的研究成果在過去二十年間大多在三速、五速與七速之間，而在多速(七速以上)內變速器方面一直沒有很大的突破，直至 1996 年 Sachs 提出了一款十二速內變速器後才露出一點曙光，但多速的內變速器產品目前還屬實驗生產階段，其在運動合成理論方面尚缺乏系統化的設計理論與設計程序；有鑒於三速、五速與七速的產品花了近二十年的發展其設計理論及設計程序才成熟，故多速內變速器產品在設計理論與系統化程序的建立上更是刻不容緩。本文之主要目的為以 Sachs 公司所推出的十二內變速器產品之組合式概念，發展一套有效的組合式內變速器的設計理論與方法，希望建立一系統化的設計程序，以利於多速內變速器的創新與開發，並針對下列各項問題加以探討並尋求解決之道。

1. 多速內變速器的合成理論

內變速器系統設計的首要工作為選定滿足運動構造需求的行星齒輪系作為變速機構。由於組合式多速內變速機構可分為變速及差速兩部分，一般都使用了兩個複式行星齒輪系作為變速部分機構，再搭配一個基本行星齒輪作為差速部分機構，因複式行星齒輪之階數與各行星齒輪系之間的組合情況不同會影響變速機構所能提供之轉速比數目，故首先探討複式行星齒輪系之階數與可提供轉速比數目之關係，再考慮組合情形對轉速比數目的影響；最後建立適用於組合式多速內變速器的行星齒輪系構型目錄。

2. 多速內變速器機構之檔位合成

可用的行星齒輪系所能提供之轉速比數目在實際的應用上必須有效的分類與規劃，才能作為自行車內變速器的檔位。1999 年，Cho, Yun, Yoon 與 Lee[31]提出了自行車騎乘時適當轉速比的研究成果，針對正常人騎乘自行車時所需之出力及速度做探討，將自行車適當的轉速比範圍區分為四個區域；本文以基本迴路進行轉速比分析，參照前述之四個轉速比範圍設計檔位作動順序表，作為運動合成之設計依據。

3. 多速內變速機構之運動合成

變速機構之運動合成主要包括齒數比設計與齒數設計。在齒數比設計方面在諸多研究中均未考慮到轉速比值與檔位的關係，本文以前述之四個轉速比範圍為基礎，考慮換檔的連續性與舒適性將所需之轉速比數目平均的分散在四個區間內，最後在依齒數設計之結果進行修正。在齒數設計方面，以行星齒輪系之齒數比個數與獨立方程式數目，提出一有效的解析方法決定各齒數比值或齒數比關係式，在以輾轉相除法將齒數比轉換成適當的齒數。

4. 調速系統之設計

調速系統包含連接構件與控制構件兩部分，連結構件包括了輸出離合器、輸入離合器、連接離合器、固定制動器等，其作用為傳遞動力與制動構件；而控制構件則是以調速滑塊配合調速套筒為主，其主要作用為變換不同的輸入、輸出或固定桿件以達到不同的檔位。本文首先對內變速器常用之調速元件做分析，決定可用之調速系統解。

5. 內變速機構之性能分析與評估

行星齒輪系相關的性能分析理論[26-30]雖可用於輔助內變速機構之傳動性能分析，但必須考慮內變速機構的檔位數目與檔位作動順序表等基本資料，方可決定各檔位中各構件的運動狀態、各構件所承受的力矩、系統的功率流動與傳動效率等。因此本文將以性能分析理論為基礎，針對組合式內速機構設計一個性能分析程式，作為輔助變速機構性能分析的工具，對設計出來的構想進行傳動性能優劣的比

較，以得到較佳的內變速機構設計方案。

本文共分八章，第一章介紹自行車內變速器之相關研究文獻及本文之研究目的；第二章說明自行車內變速器的基本組成及對市面上的內變速器做分類；第三章首先對目前市面上組合式多速內變速器的產品做構造分析及運動分析，尋找組合式多速內變速器之基本特性與需求以訂定設計規格表，並提出組合式多速內變速器之設計程序；第四章建立可用的行星齒輪系構型，作為內變速機構選用的依據，接著進行轉速比分析、檔位合成與齒數設計，得到初步的變速機構；第五章探討內變速器調速元件的系統設計，利用系統設計方法合成出所有可行之調速系統解，並就其操縱性加以討論；第六章發展一組合式多速內變速器傳動性能分析程式，對可行之構想方案進行傳動性能分析；第七章以第六章之傳動性能分析結果對各種可行之設計構想進行優選評估，決定較佳之設計構想；最後再對內變速器之安裝加以討論；第八章為結論與建議。

第二章 內變速器之組成與分類

自行車為現代人常用的簡便代步工具及休閒工具，為了因應路況、環境與車速的變化，騎乘者必須經常依環境改變騎乘時的出力及轉速；而自行車變速器可提供騎乘者不同的轉速比，讓騎乘者針對路況及環境的不同可獲得較適宜的騎乘狀況。本章首先說明自行車內變速器的基本組成，接著在把一般自行車常用的內變速器種類將其做分類以利後續的設計工作。

2.1 自行車內變速器

一般市面上常見的自行車變速器可分為兩大類，一種是移鏈式外變速器，市場佔有率高達 90%，另一種是行星齒輪式內變速器，市場佔有率約 10%。移鏈式外變速器的傳動系統包含了：踏板、曲柄、前鏈輪、後鏈輪、鏈條與前、後變速撥桿組，騎乘者藉由前、後變速撥桿改變前、後鏈輪之間的齒數比以達到不同的轉速比。而行星齒輪式內變速器通常是以一個自由度為二的行星齒輪系做為變速機構，且將變速機構安置於後輪輪轂中，藉由切換不同的輸入件、輸出件及固定件改變行星齒輪系之齒數比，以達到省力或省時的目的。

圖 2.1 所示為常用的自行車內變速器，一般來說自行車內變速器之變速系統主要包含有：1.變速機構；2.調速系統；3.彈簧及其他連接元件。圖 2.2 所示為自行車內變速器之系統圖。變速機構：自行車內變速器之變速機構主體是由一個或多個行星齒輪系所組合而的，負責將騎乘者腳部所輸入的轉速經行星齒輪系之間的轉換後輸出至後輪輪轂，藉以達到帶動自行車前進的目的；包含有太陽齒輪、行星齒輪、行星臂與環齒輪。調速系統：在調速系統有連接構件與控制構件，連結構件包括了輸出離合器、輸入離合器、連接離合器、固定制動器等，其作用為傳遞動力與制動構件；而控制構件則是以調速滑塊配合調速套筒為主，其主要作用為變換不同的輸入、輸出或固定桿件以達

到不同的檔位。其他構件：這部分雖然並非變速機構的主體部分，但這部分之構件的功能為將整個變速機構系統連結起來或固定各元件的位置，可確保變速機構正常運作；此部分的構件包含：做為固定用的主軸、連接鏈條動力輸入的驅動鏈輪、動力輸出輪轂、軸承、彈簧...

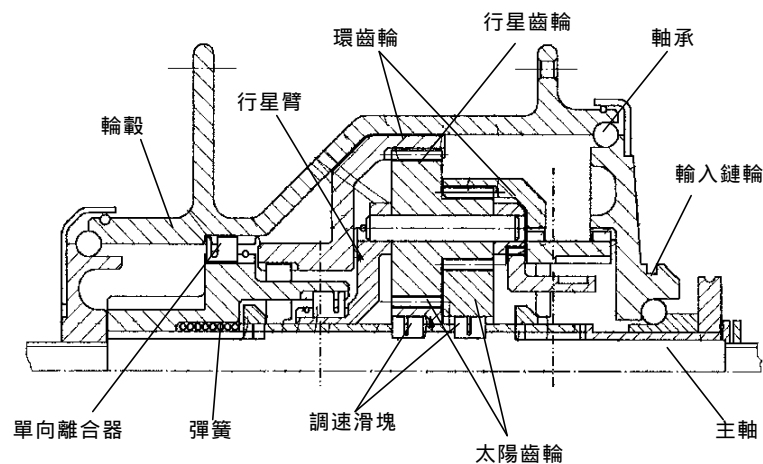


圖 2.1 自行車內變速機構

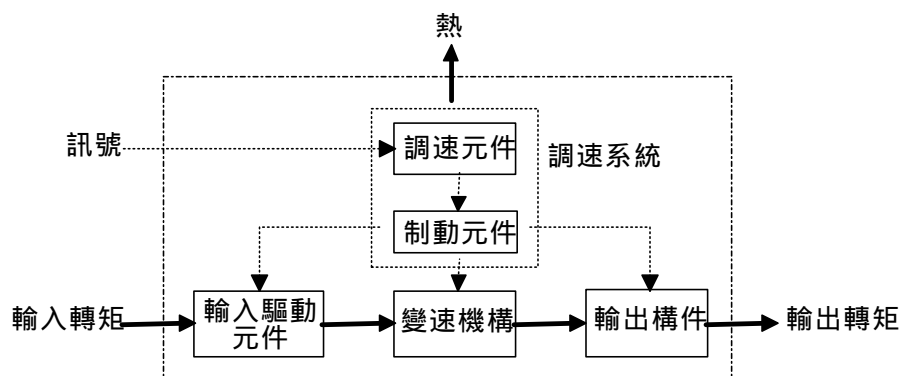


圖 2.2 自行車內變速器之系統圖

2.2 自行車內變速器之分類

在目前自行車內變速器市場中較知名的廠商有日本 Shimano、德國 Sachs 以及英國 Sturmey 等三公司，而主流的產品仍以三速、五速與七速內變速器為主，七速以上的產品相當少見。本文所敘述之多速

內變速器乃是指七速以上之內變速器產品；而多速內變速器目前還屬於實驗生產階段並未大量生產，在產品研究方面目前仍以德國為主。

因為自行車內變速器之變速機構主體為行星齒輪系，故以其使用之行星齒輪系情形來將其簡單分類，以目前市面上的產品來說大致上可分為三大類：

1. 單一行星臂式：所謂的單一行星臂式內變速器乃是指該變速機構所使用之行星齒輪系僅使用一個行星臂，此種內變速器為一般市面上最常見之內變速器，通常採用一個基本行星齒輪系 (Elementary planetary gear train) 或是一個複合行星齒輪系 (Compound planetary gear train) 做為變速器的主體機構，以提供多種不同的轉速比。此種形式之變速機構優點為構造簡單、重量輕，但是相對的所能提供之檔位也較少，且變速倍率較小，通常在 180%~250% 之間，常見於三速、五速與七速產品中。圖 2.3 為一個單排式五速內變速器。

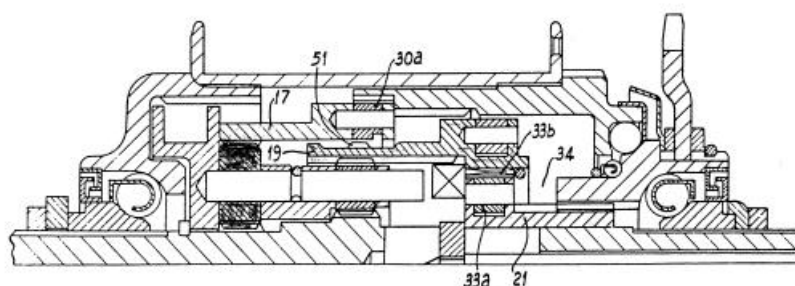


圖 2.3 專利 3886811 五速內變速器

2. 多行星臂式：此種變速器之行星齒輪系通常使用了兩個或以上的行星臂，此種變速機構之行星齒輪系乃是以上述單一行星臂之行星齒輪系為基礎，將其環齒輪或行星臂作為二次變速機構之太陽齒輪或行星臂，所以此種變速機構最大之特色就是可將動力輸入之轉速進行兩次變速輸出，其優點為可提供較多速的選擇且變速倍率較大，以圖 2.4 所示之 Sachs 的十二速內變速器產品為例，

其變速倍率高達 339%；然而此類產品的缺點為構造複雜與重量較重，但隨著近年來加工及材料方面的進步，多速且質輕的內變速器已成為各公司研發的重點。

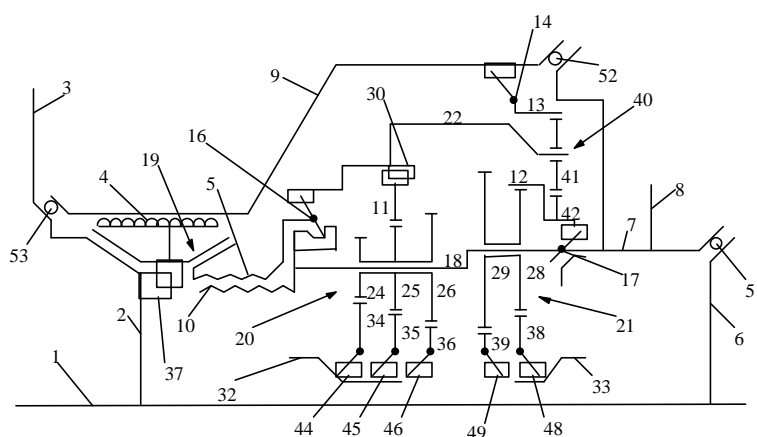


圖 2.4 Sachs 十二速內變速器

3. 混合型：Sachs 公司在 93 年所推出的一種創新產品，該變速器使用一個三速的內變速外加一個 7 段後飛輪組，使得該倍速器擁有 $3 \times 7 = 21$ 速可供選擇，其變速倍率更高達 434%，其後更在國內還有其他公司也推出類似的 3×8 的產品；該項產品雖然擁有多速與高變速倍率的優點，但是也承接了一般移鏈式外變速器的缺點，例如脫鏈、容易受外在環境影響與後飛輪定位等問題。圖 2.5 所示即為 Sachs 公司所出產之 21 速混合型內變速器。

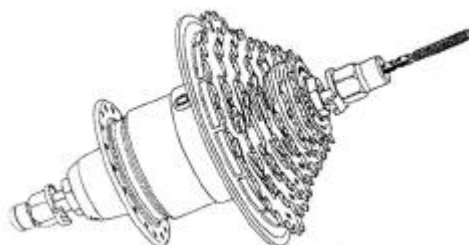


圖 2.5 Sachs 21 速混合型內變速器

由於內變速器在五速之合成理論已有吳益彰[20]的研究，七速及

九速方面已有鍾永鎮[21]的研究，而混合型之變速器中大多使用三速內變速器，且並非單純內變速器。故本文所要研究的方向屬於第二種多行星臂式且多速之內變速器。表 2.1 為一般市面上內變速器優缺點的比較表。

表 2.1 三種變速器之優缺比較表

	單一行星臂	多行星臂	混合型
檔位數目	3 , 5 , 7	12 , 14	21、 24
變速倍率	180%~250%	250%~550%	400%~500%
優 點	1. 構造簡單 2. 重量輕 3. 價格便宜	1. 檔位數目多 2. 變速倍率大 3. 檔位控制容易	1. 檔位數目多 2. 變速倍率大 3. 價格便宜
缺 點	1. 檔位數目少 2. 變速倍率小	1. 構造複雜 2. 重量重 3. 價格昂貴	1. 後飛輪不易定位 2. 容易磨損 3. 有脫鏈之缺點

第三章 多速內變速器

本章之目的在於分析現有十二速內變速器之行星齒輪系變速機構之構造組成與檔位作動形式，並歸納出組合式多速內變速機構之基本特性與需求。文中首先探討十二速內變速機構之構造組成，接著以動力傳輸路徑說明變速器之調速元件與單向離合器之控制，並清楚地描述檔位的變換與各元件的作動順序。接下來以基本迴路的觀念推導其系統運動方程式，再以系統運動方程式為基礎進行變速機構之轉速比分析，確定十二個檔位的安排方式。

3.1 構造分析

在第二章文中可得知目前內變速器發展的方向為多速(七速以上)、變速倍率大與重量輕的內變速器產品。現有的多速內變速器以德國 Sachs 公司所推出之十二速內變速器為主流；Sachs 公司在 1996 年推出一個十二速行星齒輪式內變速器的產品，其機構簡圖如圖 3.1 所示；驅動鏈輪 8 透過調速環直接與行星臂 18 相連接，進而驅動整個行星齒輪系變速機構，輸入之動力在行星臂 18 分流而出最後再會流經環齒輪 13 做輸出，而環齒輪 13 以單向離合器 14 連結後輪輪殼帶動車輪前進。

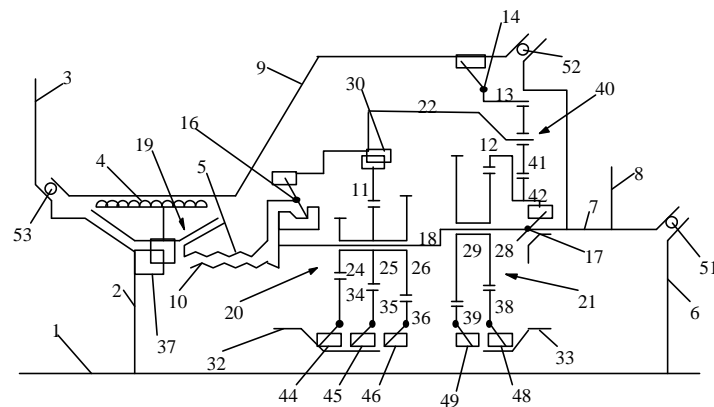


圖 3.1 Sachs 公司出產之十二速內變速器

在圖 3.1 中可得知十二速內變速器之基本組成構件，為了方便進行構造分析，將圖 3.1 之變速機構簡圖簡化成較精簡之機構簡圖，並重新加以編號，如圖 3.2(a)所示，其中編號 15、16 與 17 為三個離合器，分別連結構件 8 與 9、構件 7 與 8、構件 7 與 10；圖 3.2(b)為其行星齒輪系機構簡圖，圖中三個矩形分別代表三個離合器；圖 3.2(c)為其齒輪運動圖畫，圖中黑點代表構件，虛線代表兩構件以齒輪對相接，實黑線代表兩構件以回轉對相接，而三角形符號表示離合器。

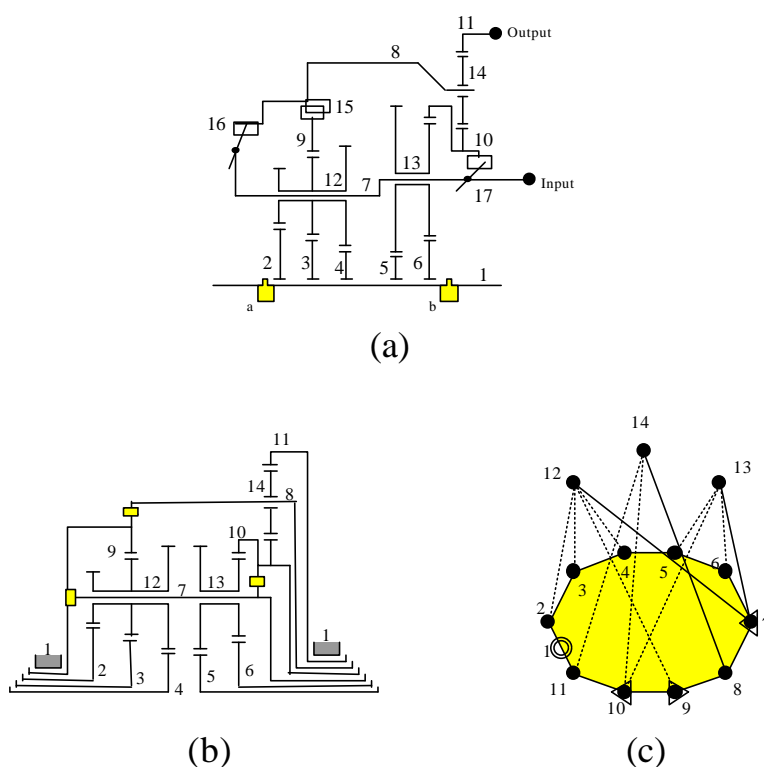


圖 3.2 (a)圖 3.1 機構簡圖(b) 行星齒輪系簡圖(c) 齒輪運動圖畫

如圖 3.2(c)所示，該行星齒輪系共有十四個構件、十三個迴轉對與九個齒輪對，則自由度可由 Grübler 自由度判別式計算所得：

$$F = 3(N - 1) - 2J_R - 1J_G = 3 \times (14 - 1) - 2 \times (13) - 1 \times (9) = 4。$$

由上式中可知，變速機構之自由度為四，欲控制此機構必須有四個拘束，而在行星齒輪變速機構中僅共軸構件可當作固定構件、輸入構件與輸出構件；圖 3.2(a)所示之行星齒輪機構其構件 7 連結動力輸

入源，所以已有一個輸入拘束確定，而其它三個拘束必須以固定太陽齒輪搭配三個離合器之作動方可達成；如下分項說明之。

1. 離合器 15 嚙合

當離合器 15 嚙合時其齒輪運動圖畫如圖 3.3 所示，此時變速機構中構件 8 及構件 9 因離合器 15 嚙合關係而成為同一構件，由圖 3.3 中可看出行星齒輪系有十三個構件、十二個迴轉對與九個齒輪對，則自由度可由 Grübler 自由度判別式計算所得：

$$F = 3(N - 1) - 2J_R - 1J_G = 3 \times (13 - 1) - 2 \times (12) - 1 \times (9) = 3$$

扣除構件 7 當作輸入構件提供一個拘束外，尚需固定兩個太陽齒輪方可達到控制之目的，已知該變速機構有五個太陽齒輪，可在太陽齒輪 2、3 與 4 及太陽齒輪 5 與 6 中各選出一個加以制動即可，共可得六種不同之控制方式。

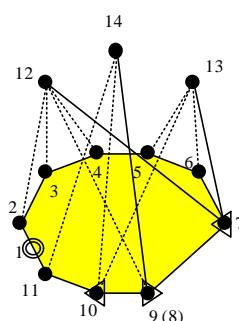


圖 3.3 離合器 15 嚙合時之齒輪運動圖畫

2. 離合器 15 及 16 嚙合

當離合器 15 及 16 相嚙合時其齒輪運動圖畫如圖 3.4 所示，此時變速機構中構件 8 及構件 9 因離合器 15 嚙合關係而成為同一構件，構件 8 及構件 7 因離合器 16 嚙合關係而成為同一構件，由圖 3.4 中可看出行星齒輪系有十二個構件、十一個迴轉對與九個齒輪對，則自由度可由 Grübler 自由度判別式計算所得：

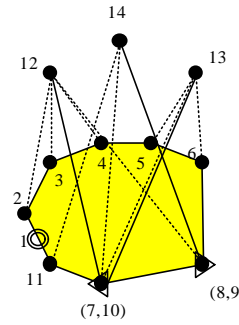


圖 3.5 離合器 15 與 17 嚙合時之齒輪運動圖畫

4. 離合器 15、16 及 17 嚙合

當離合器 15、16 及 17 均嚙合時其齒輪運動圖畫如圖 3.6 所示，此時變速機構中構件 8 及構件 9 因離合器 15 嚙合關係而成為同一構件，構件 7 及構件 8 因離合器 16 嚙合關係而成為同一構件，構件 7 及構件 10 因離合器 17 嚙合關係而成為同一構件，由圖 3.6 中可看出行星齒輪系有十一個構件、十個迴轉對與九個齒輪對，則自由度可由 Grübler 自由度判別式計算所得：

$$F = 3(N - 1) - 2J_R - 1J_G = 3 \times (11 - 1) - 2 \times (10) - 1 \times (9) = 1$$

此時僅以構件 7 當作輸入構件提供一個拘束即可達到控制之目的。共一種控制方式。

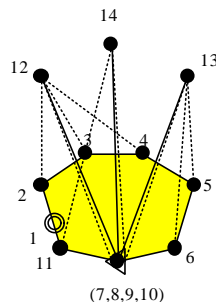


圖 3.6 離合器 15、16 與 17 均嚙合時之齒輪運動圖畫

總結上述四種類型之控制方式共可得十二種控制方式，將其整理如表 3.1 所示，表 3.1 右方欄位為專利所提供之檔位控制表。

表 3.1 圖 3.1 變速機構四種控制類型表

拘束 類型	編 號	太陽齒輪					離合器			專利 檔位
		2	3	4	5	6	15	16	17	
1	1	V			V		V			III
	2	V				V	V			II
	3		V		V		V			VI
	4		V			V	V			V
	5			V	V		V			IX
	6			V		V	V			VIII
2	7				V		V	V		XII
	8					V	V	V		XI
3	9			V			V		V	VII
	10		V				V		V	IV
	11	V					V		V	I
4	12						V	V	V	X

由表 3.1 中可看出，在檔位切換時需控制數個元件。在圖 3.1 所示之內變速機構中使用單向棘輪式離合器來當作做構件間的連結，即離合器 15、16 與 17，利用其超速(overture)特性可簡化其控制構件次數，僅需控制各個太陽齒輪的固定制動；表 3.2 所示為圖 3.1 所示之內變速機構各檔位切換時所需控制構件切換次數。

表 3.2 圖 3.1 內變速機構檔位切換控制構件切換次數

	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI
	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
控制 切換 次數	1	1	2	1	1	2	1	1	2	1	1

由上述可知 Sachs 十二速內變速器是以控制制動器固定不同的太陽齒輪而得到十二種不同的轉速比。其各檔位的動力傳輸分別討論如下：

1. 第一檔：

調速滑塊 a 在初始位置使得太陽齒輪 4 與主軸 1 相嚙合，調速滑塊 b 在初始位置使得太陽齒輪 5 與 6 與固定主軸 1 分離。當輸入動力經輸入驅動元件傳遞至行星臂 7 時，動力將分流成為兩個部分，一部份動力經由單向離合器 17 的作用傳遞至太陽齒輪 10；因太陽齒輪 4 與主軸 1 固定，而使得環齒輪 9 轉速大於行星臂 7 之轉速進而使得單向離合器 16 失去作用，故另一部份動力經行星臂 9 藉由離合器 15 傳遞至行星臂 8；最後兩動力再匯流經環齒輪 11 輸出。其動力傳遞路徑如圖 3.7 所示。

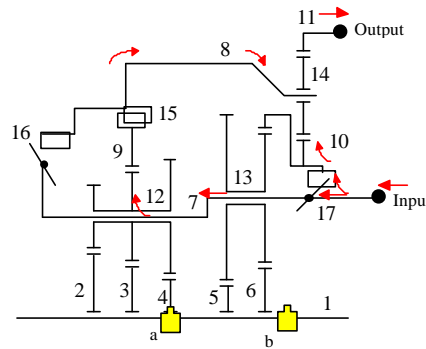


圖 3.7 Sachs 十二速內變速器第一檔之動力傳遞路徑

2. 第二檔：

當在第一檔時調速滑塊 a 停留在原位置，控制調速滑塊 b 使得太陽齒輪 6 與固定主軸 1 相嚙合固定。當輸入動力經輸入驅動元件傳遞至行星臂 7 時，動力將分流成為兩部分；太陽齒輪 4 與主軸 1 固定，而使得環齒輪 9 轉速大於行星臂 7 之轉速進而使得單向離合器 16 失去作用，使得一部份動力經行星臂 9 進入行星齒藉由離合器 15 傳至行星臂 8；太陽齒輪 6 與主軸 1 固定，而使得環齒輪 10 轉速大於行星臂 7 之轉速進而使得單向離合器 17 失去作用，使得另一部份動力經環齒輪 10 與傳遞至行星臂 8 之部分動力匯流經環齒輪 11 輸出。其動力傳遞路徑如圖 3.8 所示。

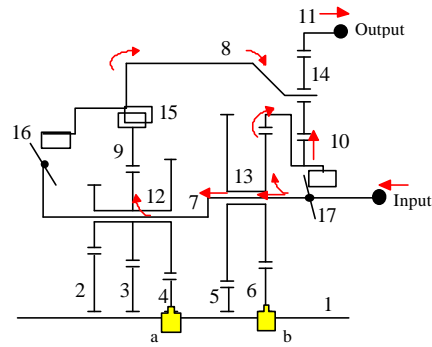


圖 3.8 Sachs 十二速內變速器第二檔之動力傳遞路徑

3. 第三檔：

當在第二檔時調速滑塊 a 停留在原位置，控制調速滑塊 b 使得太陽齒輪 5 與固定主軸 1 相嚙合固定。當輸入動力經輸入驅動元件傳遞至行星臂 7 時，動力將分流成為兩部分；太陽齒輪 4 與主軸 1 固定，而使得環齒輪 9 轉速大於行星臂 7 之轉速進而使得單向離合器 16 失去作用，使得一部份動力經行星臂 9 進入行星齒藉由離合器 15 傳至行星臂 8；太陽齒輪 5 與主軸 1 固定，而使得環齒輪 10 轉速大於行星臂 7 之轉速進而使得單向離合器 17 失去作用，使得另一部份動力經環齒輪 10 與前述之部份動力匯流經環齒輪 11 輸出。其動力傳遞路徑和第二檔相似如圖 3.9 所示。

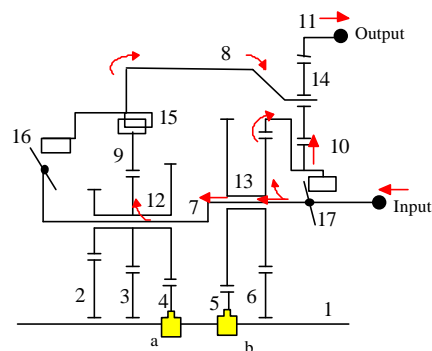


圖 3.9 Sachs 十二速內變速器第三檔之動力傳遞路徑

4. 第四檔至第九檔：

第四檔至第九檔其檔位作動原理和第一檔切換至第三檔之

作動類似，不同的是第四檔至第六檔，是以調速滑塊 a 將太陽齒輪 3 與固定主軸 1 相嚙合，而第七檔至第九檔則是以調速滑塊 a 將太陽齒輪 2 與固定主軸相嚙合。其動力傳遞路徑分別和前三檔相似。

5. 第十檔：

當在第九檔時同時控制調速滑塊 a 與 b 使得所有太陽齒輪均與固定主軸 1 分離，當輸入動力經輸入驅動元件傳遞至行星臂 7 時，動力將分流成為兩部分，動力分別經由兩各單向離合器 16 及 17 傳遞至行星臂 8 及環齒輪 10 上，最後再匯流經環齒輪 11 輸出。由於輸入至行星臂 8 及環齒輪 10 之轉速均和輸入驅動轉速相同，所以這個檔位即為直接驅動檔。其動力傳遞路徑如圖 3.10 所示。

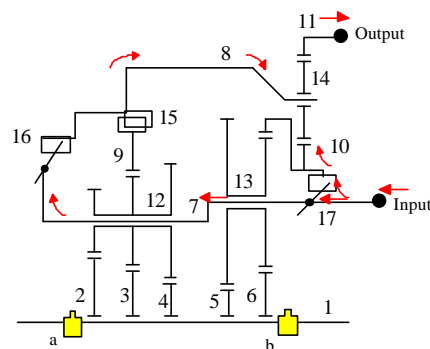


圖 3.10 Sachs 十二速內變速器第十檔之動力傳遞路徑

6. 第十一檔：

當在第十檔時控制調速滑塊 b 使得太陽齒輪 6 與固定主軸 1 相嚙合，此時調速滑塊停留在原地使得太陽齒輪 2、3 與 4 均與固定主軸 1 分離。當輸入動力經輸入驅動元件傳遞至行星臂 7 時，動力將分流成為兩部分，一部份動力經由離合器 16 的作用傳遞至行星臂 8，太陽齒輪 6 因與固定主軸 1 相嚙合，而使得環齒輪 10 速度大於行星臂轉速進而使得離合器 17 失去作用，另一部份動力經環齒輪 10 與傳遞至行星臂 8 之部分動力匯流經環齒

輪 11 輸出。其動力傳遞路徑如圖 3.11 所示。

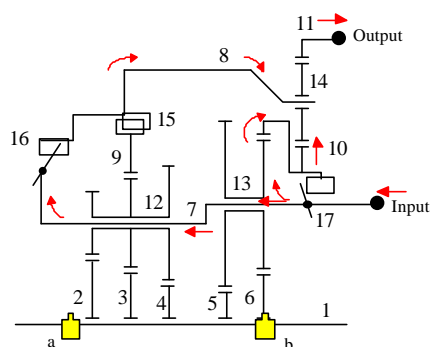


圖 3.11 Sachs 十二速內變速器第十一檔之動力傳遞路徑

7. 第十二檔：

當在十一檔時控制調速滑塊 b 使得太陽齒輪 5 與固定主軸 1 相嚙合，而使得原本與固定主軸 1 相嚙合之太陽齒輪 6 分離。其檔位作動原理和十一檔相同。其動力傳遞路徑如圖 3.12 所示。

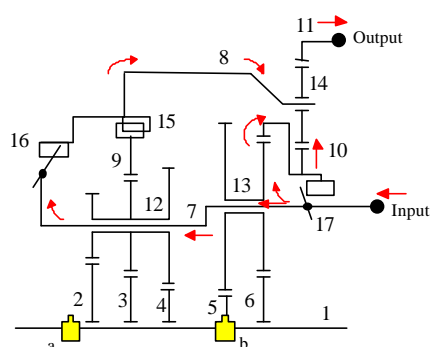


圖 3.12 Sachs 十二速內變速器第十二檔之動力傳遞路徑

總結上述對各個檔位分析之結果，可知圖 3.1 所示之內變速器有一特性，其輸入之動力經第一次變速後分流而出後再匯流進行第二次變速輸出，可將其行星齒輪系分成第一變速部分與第二變速部分，如圖 3.13(a)所示；經上述各檔位作動分析之結果，今若以第二變速部分之行星齒輪系來觀之，可將各檔位動力流向歸類成四類，如圖 3.3(b)所示，並說明如下：

1. 固定太陽齒輪 2、3 與 4 其中一個，此時環齒輪 9 之轉速大於行星臂 18 轉速，這時因單向離合器 16 有 overturn 的特性而失去作用，動力經第一變速部分行星齒輪系轉換後由環齒輪 9 經離合器 15 輸入至第二變速部分行星齒輪系。
2. 固定太陽齒輪 5 與 6 其中一個，此時環齒輪 10 之轉速大於行星臂 18 轉速，這時因單向離合器 17 有 overturn 的特性而失去作用。動力經第一變速部分行星齒輪系轉換後由環齒輪 10 輸入至第二變速部分行星齒輪系。
3. 同時釋放太陽齒輪 2、3 與 4，動力將由行星臂 7 經由離合器 16 輸入至第二變速部分行星齒輪系。
4. 同時釋放太陽齒輪 5 與 6，動力將由行星臂 7 經由離合器 17 輸入至第二變速部分行星齒輪系。

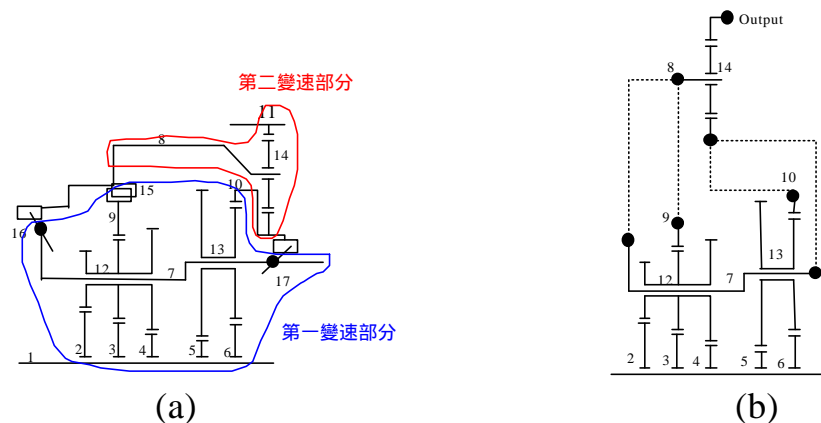


圖 3.13 (a)圖 3.1 變速機構構造區分(b)動力流向圖

3.2 運動分析

一個變速機構的轉速比定義為輸入構件轉速與輸出構件轉速的比值，行星齒輪系經決定固定構件、輸入構件與輸出構件後即可使用系統運動方程式求得轉速比，經前述構造分析後可得十二個可行之檔位控制。由圖 3.2(c)所示之行星齒輪運動圖畫可知該機構共有九個齒輪對所以共可得到九個基本迴路(2, 12)7, (3, 12)7, (4, 12)7, (9, 12)7, (5,

13)7, (6, 13)7, (10, 13)7, (10, 14)8 與(11,14)8 , 則其基本迴路方程式如下所示：

$$\mathbf{w}_2 - r_{12,2} \mathbf{w}_{12} + (r_{12,2} - 1) \mathbf{w}_7 = 0 \quad (3.1)$$

$$\mathbf{w}_3 - r_{12,3} \mathbf{w}_{12} + (r_{12,3} - 1) \mathbf{w}_7 = 0 \quad (3.2)$$

$$\mathbf{w}_4 - r_{12,4} \mathbf{w}_{12} + (r_{12,4} - 1) \mathbf{w}_7 = 0 \quad (3.3)$$

$$\mathbf{w}_9 - r_{12,9} \mathbf{w}_{12} + (r_{12,9} - 1) \mathbf{w}_7 = 0 \quad (3.4)$$

$$\mathbf{w}_5 - r_{13,5} \mathbf{w}_{13} + (r_{13,5} - 1) \mathbf{w}_7 = 0 \quad (3.5)$$

$$\mathbf{w}_6 - r_{13,6} \mathbf{w}_{13} + (r_{13,6} - 1) \mathbf{w}_7 = 0 \quad (3.6)$$

$$\mathbf{w}_{10} - r_{13,10} \mathbf{w}_{13} + (r_{13,10} - 1) \mathbf{w}_7 = 0 \quad (3.7)$$

$$\mathbf{w}_{10} - r_{14,10} \mathbf{w}_{14} + (r_{14,10} - 1) \mathbf{w}_8 = 0 \quad (3.8)$$

$$\mathbf{w}_{11} - r_{14,11} \mathbf{w}_{14} + (r_{14,11} - 1) \mathbf{w}_8 = 0 \quad (3.9)$$

基本迴路方程式經整理後，可得到表示之各共軸構件之間角速度關係的方程式，稱為該齒輪系的系統運動方程式。因此，圖 3.1 所示之行星齒輪內變速機構的系統運動方程式如下列所示；系統運動方程式(3.10)~(3.15)搭配檔位作動表可進一步用於計算變速機構各檔位之轉速比。

$$\mathbf{w}_2 - \mathbf{g}_{12,2} \mathbf{g}_{9,12} \mathbf{w}_9 + (\mathbf{g}_{12,2} \mathbf{g}_{9,12} - 1) \mathbf{w}_7 = 0 \quad (3.10)$$

$$\mathbf{w}_3 - \mathbf{g}_{12,3} \mathbf{g}_{9,12} \mathbf{w}_9 + (\mathbf{g}_{12,3} \mathbf{g}_{9,12} - 1) \mathbf{w}_7 = 0 \quad (3.11)$$

$$\mathbf{w}_4 - \mathbf{g}_{12,4} \mathbf{g}_{9,12} \mathbf{w}_9 + (\mathbf{g}_{12,4} \mathbf{g}_{9,12} - 1) \mathbf{w}_7 = 0 \quad (3.12)$$

$$\mathbf{w}_5 - \mathbf{g}_{13,5} \mathbf{g}_{10,13} \mathbf{w}_{10} + (\mathbf{g}_{13,5} \mathbf{g}_{10,13} - 1) \mathbf{w}_7 = 0 \quad (3.13)$$

$$\mathbf{w}_6 - \mathbf{g}_{13,6} \mathbf{g}_{10,13} \mathbf{w}_{10} + (\mathbf{g}_{13,6} \mathbf{g}_{10,13} - 1) \mathbf{w}_7 = 0 \quad (3.14)$$

$$\mathbf{w}_{10} - \mathbf{g}_{14,10} \mathbf{g}_{11,14} \mathbf{w}_{11} + (\mathbf{g}_{14,10} \mathbf{g}_{11,14} - 1) \mathbf{w}_8 = 0 \quad (3.15)$$

由表 3.1 以可得到十二種控制方式控制變速機構，經由專利文中所給定之轉速比值，再配合上述系統運動方程式可得各檔位轉速比計算式

如表 3.3 所示。經計算後可得九個齒數比值： $r_{12'',2} = -\frac{3}{10}$ 、 $r_{12'',3} = -\frac{5}{11}$ 、

$$r_{12'''',4} = -1、r_{12'''',9} = \frac{1}{3}、r_{13',5} = -\frac{13}{36}、r_{13'',6} = -\frac{13}{22}、r_{13''',10'} = \frac{13}{48}、r_{14,10''} = -\frac{7}{8}、$$

$$r_{14,11} = \frac{7}{22}。$$

表 3.3 Sachs 十二速內變速器各檔位轉速比計算式

檔位	固定	輸入	輸出	轉速比計算式	專利轉速比值
I	2	7,10	11	$\frac{r_{14,10}r_{12,2}}{r_{12,2}r_{14,10} + r_{12,9}r_{14,11} - r_{12,9}r_{14,10}}$	0.42
II	2,6	7	11	$\frac{r_{14,10}r_{13,5}r_{12,2}}{r_{14,10}r_{13,6}r_{12,2} + r_{14,11}r_{13,6}r_{12,9} - r_{14,11}r_{13,10}r_{12,2} - r_{14,10}r_{13,6}r_{12,9}}$	0.45
III	2,5	7	11	$\frac{r_{14,10}r_{13,5}r_{12,2}}{r_{14,10}r_{13,5}r_{12,2} + r_{14,11}r_{13,5}r_{12,9} - r_{14,11}r_{13,10}r_{12,2} - r_{14,10}r_{13,5}r_{12,9}}$	0.48
IV	3	7,10	11	$\frac{r_{14,10}r_{12,3}}{r_{12,3}r_{14,10} + r_{12,9}r_{14,11} - r_{12,9}r_{14,10}}$	0.52
V	3,6	7	11	$\frac{r_{14,10}r_{13,6}r_{12,3}}{r_{14,10}r_{13,6}r_{12,3} + r_{14,11}r_{13,6}r_{12,9} - r_{14,11}r_{13,10}r_{12,3} - r_{14,10}r_{13,6}r_{12,9}}$	0.57
VI	3,5	7	11	$\frac{r_{14,10}r_{13,5}r_{12,3}}{r_{14,10}r_{13,5}r_{12,3} + r_{14,11}r_{13,5}r_{12,9} - r_{14,11}r_{13,10}r_{12,3} - r_{14,10}r_{13,5}r_{12,9}}$	0.62
VII	4	7,10	11	$\frac{r_{14,10}r_{12,4}}{r_{12,4}r_{14,10} + r_{12,9}r_{14,11} - r_{12,9}r_{14,10}}$	0.67
VIII	4,6	7	11	$\frac{r_{14,10}r_{13,6}r_{12,4}}{r_{14,10}r_{13,6}r_{12,4} + r_{14,11}r_{13,6}r_{12,9} - r_{14,11}r_{13,10}r_{12,4} - r_{14,10}r_{13,6}r_{12,9}}$	0.75
IX	4,5	7	11	$\frac{r_{14,10}r_{13,5}r_{12,4}}{r_{14,10}r_{13,5}r_{12,4} + r_{14,11}r_{13,5}r_{12,9} - r_{14,11}r_{13,10}r_{12,4} - r_{14,10}r_{13,5}r_{12,9}}$	0.85
X	--	7,8,9,10	11	1	1
XI	6	7,8	11	$\frac{r_{13,6}r_{14,10}}{r_{13,6}r_{14,10} - r_{14,11}r_{13,10}}$	1.18
XII	5	7,8	11	$\frac{r_{13,5}r_{14,10}}{r_{13,5}r_{14,10} - r_{14,11}r_{13,10}}$	1.45

3.3 十二速內變器之特性與需求

前述所討論之十二速內變速器乃是目前市面上唯一的十二速內變速器產品，目前多速的內變速器仍以德國的研究為主，所以十二速內變速器之構型設計仍以德國的 Sachs 公司設計為主流。其次，由前述的分析結果可歸納出多速內變速器具有下列幾項特性：

1. 多速內變速器之變速機構需能夠將輸入之轉速進行二次變速方可達到變速倍率大的目的，因此其變速機構之行星齒輪系需要兩個以上行星臂。
2. 多速內變速器之變速機構需有數個相互獨立之太陽齒輪供固定主軸以便達到多速目的。
3. 變速機構之行星齒輪系需提供一個構件與車輪轂相連結，且該構件僅以一個齒輪對或迴轉對與系統其它構件相連接。
4. 多速內變速器之換檔方式大多依循相鄰檔位只改變一或兩個固定件，且固定件為多個相互獨立的太陽齒輪，以便簡化元件控制與減少元件之作動次數。
5. 自行車內變速器一般使用棘輪式單向離合器或齒輪式離合器做為動力接合的傳遞元件，可使構造更為緻密不但可簡化控制並有效減小體積、重量與安裝空間。

在前節的敘述中主要是針對多速內變速器機構的構造特性來討論，但在實際的應用上，多速內變速器機構在設計時尚需考慮到檔位數目、檔位安排、適用之轉速比範圍與良好的傳動性能等的基本需求，以提供設計變速機構設計時之用。以下分六項討論之：

1. 檔位數目

內變速器通常具備有三種檔位，轉速比大於 1 的低速檔、轉速比等於 1 的直接驅動檔與轉速比小於 1 的超速檔。較多的檔位數目可以提供較大的轉速比範圍，並且能夠縮小相鄰檔位之間的速度差進而增加行車之舒適性。

2. 轉速比範圍

自行車之驅動方式為騎乘者由腳踏曲柄輸入轉速與轉矩，經前後鏈輪與內變速機構改變轉速後，再經由後輪輪轂輸出。由 Chang K. Cho [31]的研究指出一般人騎乘自行車時所需之轉速比範圍大致上可分為四個區間：0.26~0.38, 0.38~0.53, 0.53~0.7, 0.7~1.0。以一般內變速器自行車之配備前後鏈輪分別為 38 與 26 齒為例，可推得變速機構所需之轉速比範圍為：0.38~0.55, 0.55~0.77, 0.77~1.02, 1.02~1.46。以十二速內變速為例，各檔位的轉速比範圍如表 3.4 所示。

表 3.4 十二速內變速之轉速比設計範圍

轉速比(SR)範圍	檔位分布
0.38~0.55	D1、 D2、 D3
0.55~0.77	D4、 D5、 D6
0.77~1.02	D7、 D8、 D9
1.02~1.46	D10、 D11、 D12

3. 檔位切換

多速內變速器的檔切換大多是採用固定不同的太陽齒輪以達到多速的目的。為避免換檔不順、調速機構設計太過雜與控制離合作動之離合器的損壞等缺點，因此換檔時相鄰兩檔位使用之作動構件的切換次數應盡量減少。

4. 裝配空間之需求

自行車內變速器安裝於自行車後輪輪軸上，其裝配的空間有其一定的空間限制，內變速器長度應在 120 mm 以內，因多速內變速器其體積較大，故其直徑會比一般內變速器的直徑 80~100 mm 的寬度來得大。

5. 傳動性能

內變速器變速機構的傳動性能的優劣可由桿件數目、換檔時構件作動次數、元件之角速度變動量、作用轉矩、功迴流現象與傳動效率等加以決定。因此在檔位設計時要避免角速度變動量、作用轉矩過大

與避免功迴流現象以及提高傳動效率。

6. 重量

早期內變速器令人詬病的一點就是其重量過重，但是隨著材料與加工技術的進步已明顯改善許多了；一般三速、五速、七速內變速器的重量大概是在 1.3 kg~2.0 kg 之間，而組合式多速內變速器的重量約在 2.0 kg~3.0 kg 之間，比起一般內變速器來說都是略重了一點，故如何在設計上將其重量減輕也是相當重要的一環。

依據上述之基本特性及設計需求，接下來將針對組合式多速內變速機構之構造特性、檔位安排與換檔方式、轉速比範圍、傳動性能、機構尺寸與裝配空間等項目訂定相關的設計規格表，如表 3.5 所示。其中“D”代表必要需求，若設計之機構無法滿足所列之必要需求，則無法提供組合式多速內變速器設計使用；而“W”代表希望需求，可提供變速機構設計完成後優劣評估的依據

表 3.5 多速內變速機構之設計規格表

項 目	D/W	需 求										
變速機構 之構造特性	D	1. 多速內變速機構之行星齒輪系至少需使用兩個行星臂										
	D	2. 多速內變速機構之行星齒輪系需能夠將輸入之轉速進行兩次變速										
	D	3. 變速機構之行星齒輪系需提供一構件以連結車輪轂										
	D	4. 以太陽齒輪為固定件，當作固定件之構件不再做為輸入件或輸出件										
	W	5. 各行星齒輪系之間連結以棘輪式單向離合器或齒輪式離合器相連接										
檔位及 轉速比範圍	W	<table><tr><th>轉速比(SR)範圍</th><th>檔位分布</th></tr><tr><td>0.38~0.55</td><td>D1、 D2、 D3</td></tr><tr><td>0.55~0.77</td><td>D4、 D5、 D6</td></tr><tr><td>0.77~1.02</td><td>D7、 D8、 D9</td></tr><tr><td>1.02~1.46</td><td>D10、 D11、 D12</td></tr></table>	轉速比(SR)範圍	檔位分布	0.38~0.55	D1、 D2、 D3	0.55~0.77	D4、 D5、 D6	0.77~1.02	D7、 D8、 D9	1.02~1.46	D10、 D11、 D12
轉速比(SR)範圍	檔位分布											
0.38~0.55	D1、 D2、 D3											
0.55~0.77	D4、 D5、 D6											
0.77~1.02	D7、 D8、 D9											
1.02~1.46	D10、 D11、 D12											
換檔方式	W	1. 相鄰檔位切換以使用一個或兩個作動構件為佳										
傳動性能	W W W	1. 檔位應避免功迴流現象 2. 平均傳動效率大於 0.95 以上 3. 角速度變動量低										
機構尺寸 與裝配空間	D W D	1. 裝配空間：長 120 mm 與直徑 140 mm 之圓柱形體積內 2. 齒輪模數：0.6~1 mm 之間 3. 變速機構主軸長度約 180mm										
其 它	W	1.變速機構重量在 3.0 kgf 以內										

3.4 系統化設計程序

在前節中得到多速內變速器的特性和需求後，將進一步對變速機構做構造合成、檔位合成、運動合成與性能評估等工作，最後希望能夠得到一個性能良好又符合需求之產品。本文將提出一個系統化且具一般性的設計程序做為多速內變速器之變速機構系統的設計依據，其流程如圖 3.14 所示，並說明如下：

1. 多速變速機構之分析

對現有多速內變速器產品做構造分析、檔位安排與運動需求，進而歸納出多速內變速機構的基本特性與基本需求，做為變速機構設計的依據。

2. 建立可用行星齒輪系目錄

依照設計規格，首先探討行星齒輪系的組合情形及其構件數和轉速比數目之間的關係式，在確定使需使用的齒輪類型及組合方式後，依規格刪除不符合者，其餘的建立成可用的行星齒輪系目錄。

3. 檔位合成與調速系統初步配置

針對可用的行星齒輪系做檔位合成，尋找可能提供之檔位，將其分類製成可行之檔位作動表，再進行初步的調速系統配置，淘汰會造成干涉的構型。

4. 齒數設計

依據設計規格表給定之轉速比值配合檔位作動表各檔位的轉速比計算式，計算出各齒輪的齒數。

5. 傳動性能分析

根據齒數設計所得到之齒數，對所合成的變速機構做運動分析、力矩分析與傳動效率分析。所得之結果可做為對內變速機構的評價與優選。

6. 調速系統與其它元件之配置

依照調速系統初步之配置，將其它調速元件配合其位置排入系統中，再將其它連接元件加入，使得整個變速機構系統得以整合。

7. 繪製組合圖

依據前述各步驟可得變速機構所使用之各項元件的裝配位置與大略幾何尺寸，將其繪製成可用的機構組合圖。

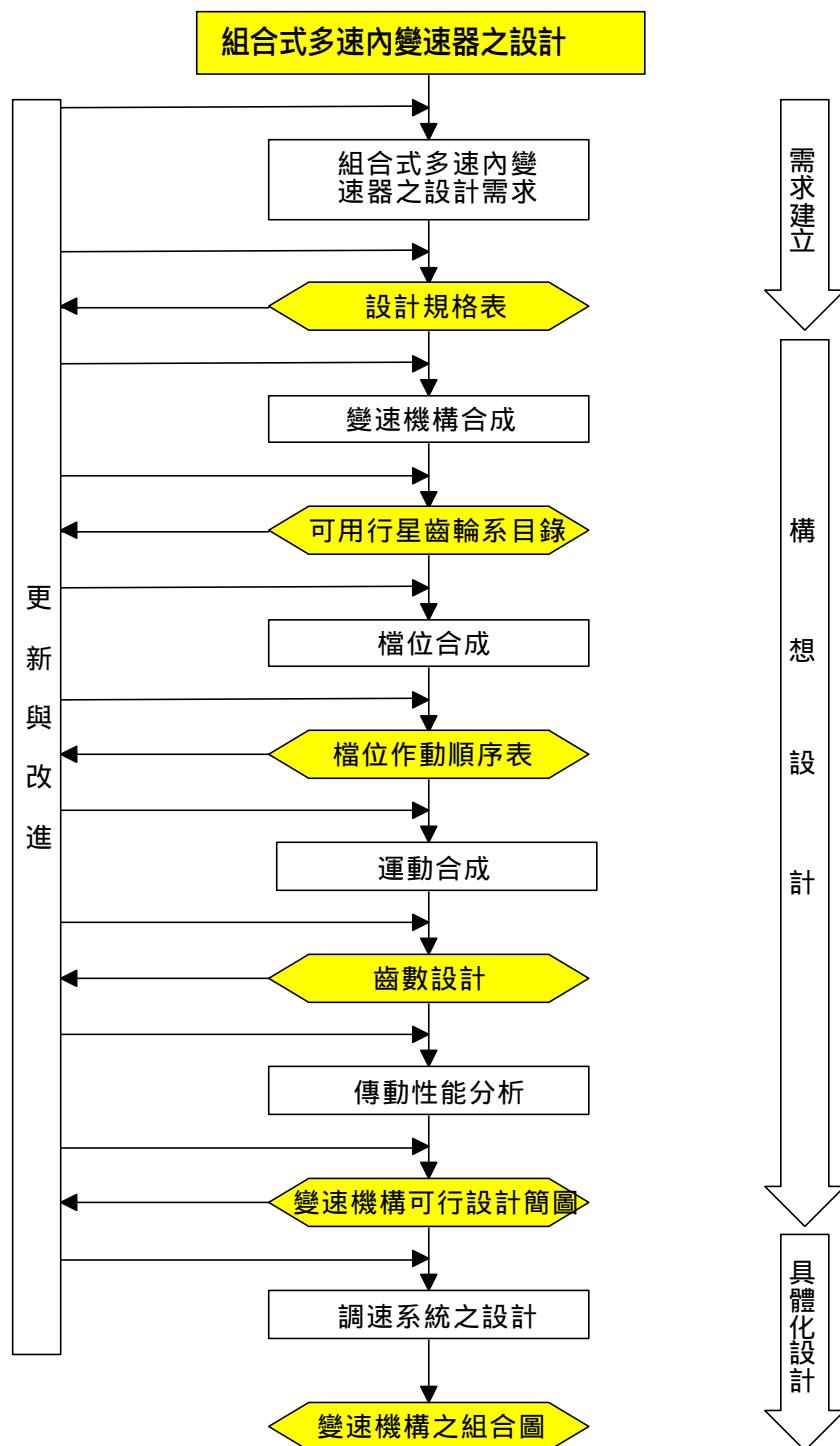


圖 3.14 組合式多速內變速器之設計流程

第四章 內變速機構設計

行星齒輪系為自行車內變速器的傳動機構主體，藉著變換不同的固定桿、輸入桿與輸出桿來得到不同的轉速比以達到變速的目的。本章首先依照第三章所得之多速內變速器之特性接下來將合成出可達到十二速或十二速以上之行星齒輪系內變速機構；其次對每個內變速機構作運動合成，接著進行檔位合成，得到可用的檔位安排與其檔位作動順序，得到多速內變速器可用之構型後最後再進行齒數的設計，完成變速機構初步之設計。

4.1 構造合成

在構造合成的步驟方面，首先將對在第三章分析多速內變速機構所得之特性，歸納出其可達到多速及變速倍率大之基本原理，其次尋求其構造合成之程序，最後得到合成之結果。以下各節為構造合成之原理及其合成程序說明。

4.1.1 基本原理

在第二章內變速器的分類中已知，一般常見之單一行星臂之內變速器其變速機構主體之行星齒輪系只使用到一個行星齒臂，但這種機構在使用上其轉速比有其一定的限制範圍，其變速倍率最大僅能到達250%左右，對於需要較高變速倍率的使用者而言並無法滿足其需求。由第三章所分析之十二速內變速器可知，多速內變速機構係由第一變速部分與第二變速部分機構所組合而成，可將輸入之轉速進行二次變速以提高其輸出轉速比值其功能黑箱圖如圖 4.1 所示。

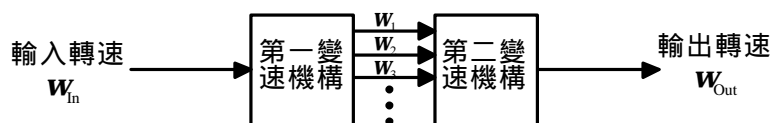


圖 4.1 多速內變速器之功能黑箱圖

已知內變速機構通常是以變換固定不同之太陽齒輪以達到不同轉速比的目的，因第二變機構之功能僅為將第一變速機構輸出之轉速加以倍化僅以基本行星齒輪系即可，所以多速內變速器所能提供之檔位數目決定在第一變速機構，分別討論如下：

1. 單一行星齒輪系:如圖 4.2 所示，以一個 3 階複式行星齒輪系為例，假設行星臂為輸入構件，環齒輪為輸出連結第二變速機構之構件；該機構以變換固定不同之太陽齒輪能提供三個檔位，加上直接驅動檔一檔，最多只能提供四個檔位，若想得到更多速就必須增加其行星齒輪階數及太陽齒輪個數，如此一來內變速機構之長度將過長，所以此類型並不適用。

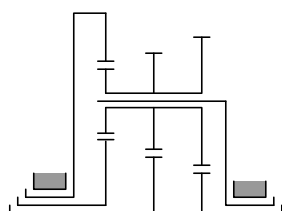


圖 4.2 三階複式行星齒輪系簡圖

2. 雙行星齒輪系：此種形式之機構即為第三章所分析之內變速器使用之機構，由第三章之分析可知此種形式之機構可提供較多輸出轉速比所以可滿足多速之需求。

因第一變速機構使用雙行星齒輪系即可滿足多速之需求，考慮變速機構之構件數與複雜度，所以以第二類型為第一變速機構部分之選用原則。

4.1.2 合成程序

經前述之多速內變速器變速原理後，接下來將合成出可行之行星齒輪系，其步驟如下所示：

- 步驟一 選定兩個複式行星齒輪系組成第一變速部分機構及一個基本行星齒輪系作為第二次變速部分機構。

在設計的初步先選定兩個複式行星齒輪系來組合成第一變速部分之機構，假設選定一個 m 階及一個 n 階複式行星齒輪系，且有 $m+n$ 個相互獨立之太陽齒輪；由第三章可知第二變速部分之行星齒輪系應有四種動力輸入形式，由四種形式中任選兩種做二次變速輸出，其輸出轉速比有 $C_2^4 = 4$ 種情形：

1. 由兩個複式行星齒輪系輸入：共可得 $m \times n$ 個轉速比。
2. 由一個複式星齒輪系配合一個單項離合器輸入(兩種情形)：共可得 $(m \times 1) + (n \times 1) = m + n$ 個轉速比。
3. 由兩個單向離合器輸入：共可得 1 個轉速比。

但是以整個變速機構而言，轉速的輸出並非一定得經過二次變速輸出，也可由第一變速機構直接做輸出不經過第二變速行星齒輪系，由於當作固定件之太陽齒輪以無法做輸出件，所以只能從行星臂或環齒輪做輸出，但動力輸入構件已使用其中一個元件所以只剩下一個選擇，故除上述三點外兩複式行星齒輪系尚可能提供 $m + n$ 個轉速比。

經由上述各方式可整理出整個變速機構可能提供之所有轉速比個數 k 為：

$$k = (m \times n) + 2 \times (m + n) + 1 \quad (4.1)$$

表 4.1 為(4.1)式中不同的 m 、 n 值所得 k 之值。而以現今市面上之十二速內變速器產品為標準，由表 4.1 中可看出欲合成出十二速以上之內變速器機構所需 m 和 n 的值可能為： $(m, n) = (2, 2)$ 、 $(3, 2)$ 、 $(4, 1)$ 、 $(1, 4)$ 、 $(3, 3)$ 、 $(4, 2)$ 、...；理論上 m 及 n 數值越大，所能提供之轉速比數目越多，但是相對的必須使用構件及控制動作均需增加，故在設計時選擇 $(m + n)$ 值越小卻又可提供足夠所需之轉速比數目的 m 及 n 值為最佳，若 $(m + n)$ 之值相等時，則以能提供之轉速比數目多者優先。又當 $(m, n) = (2, 2)$ 、 $(3, 1)$ 與 $(1, 3)$ 時，雖可提供十二及十三個轉速比數目，但考慮到輸入、輸出離合器可能產生干涉，並非每一個轉速比值均可使用，所以要選擇比需求轉速比數目稍多一點的 k

值。

表 4.1 不同 m 、 n 值可提供之轉速比數目

		m			
		1	2	3	4
n	1	6	9	12	15
	2	9	13	17	21
	3	12	17	22	27
	4	15	21	26	33

基於上述，以設計十二速內變速器為例，在表 3.1 中當 $(m, n)=(3, 2)$ 時最為恰當，在選定 m 、 n 值後將其行星齒輪系之簡圖繪出以供後續組合使用，如圖 4.3 所示；圖中第一行星齒輪系之太陽齒輪以 S_1 標示之，行星臂以 C_1 標示之，環齒輪以 R_1 標示之，其他兩個行星齒輪系以此類推。

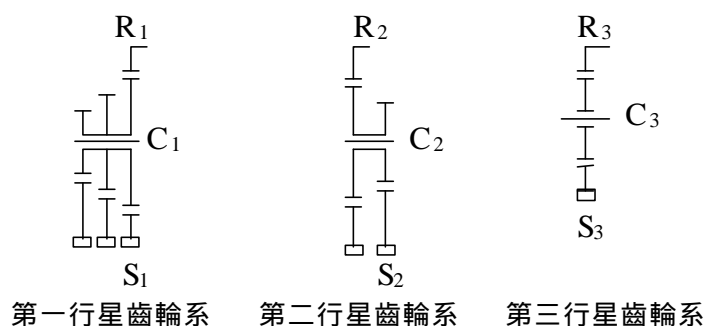


圖 4.3 選定之三行星齒輪系簡圖

步驟二 進行三個行星齒輪系的組合，決定第二變速機構行星齒輪系與另兩個複式行星齒輪系相連接之類型。

圖 4.3 所示三個行星齒輪系共有 15 個構件，九個齒輪對，其中有六個外嚙合齒輪對及三個內嚙合齒輪對。三行星齒輪系經兩兩各選出一個構件相連接後整個齒輪系應剩 12 個構件，其可使用之非循環圖畫如圖 4.4 所示。

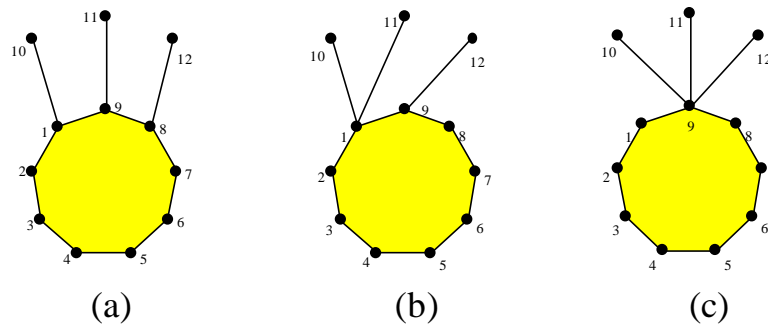


圖 4.4 可用之非循環圖畫

圖 4.4(c)所示之非循環圖畫，其中三個迴轉對邊連接在同一點上，表示該類型齒輪系的三個行星齒輪以同一根行星臂相串連，由前述可知，此種類型的行星齒輪系若要達成多速之目的其行星齒輪系需使用到相當多的階數，考慮設計空間的限制所以不採用。在確定可用之非循環圖畫後接下來將齒輪對邊依設計需求依序加入，在加入齒輪對邊時有一點要注意，以圖 4.4(a)來說明，圖中點 10 在理論上可加入齒輪對邊的位置有(10,2)、(10,3)、(10,4)、(10,5)、(10,6)、(10,7)、(10,8)、(10,9)、(10,11)與(10,12)十個，但點 10、11 與 12 代表行星齒輪，而(10,11)與(10,12)兩個位置若加入齒輪對邊其行星齒輪嚙合情形如圖 4.5 所示，在加入齒輪對邊時應避免此種情形。齒輪對邊加入程序如下所示。

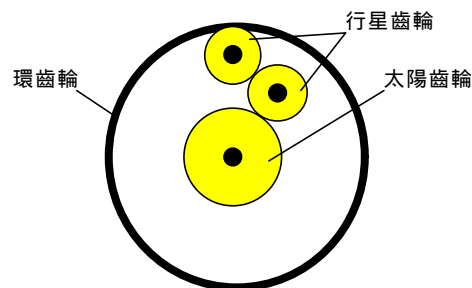


圖 4.5 兩行星齒輪以齒輪對相連接情形

1. 依設計需求可知，多速內變速器乃是變換固定多個相互獨立的太陽齒輪以達到多速之目的。以圖 4.4(a)為例，第一步為在非循環圖畫上選出五個無連接迴轉對邊的點分別以外嚙合齒輪對邊與點 10 與 11 相連接，且經選定之五個點除連接一個外嚙合齒輪對邊外不

得再連接其他齒輪對邊。

2. 經上述步驟後，九個共軸構件剩下四個可供選擇加入其它齒輪對邊，將剩餘的三個內嚙合齒輪對邊與一個外嚙合齒輪對邊排入，以圖 4.4(a)為例共可得到 $3 \times 3 \times (3 \times 2) = 54$ 個可能之組合方式。將圖 4.4(a)與(b)經上述方式加入齒輪對邊後共可得到 216 種排列組合情形，如圖 4.6 所示。

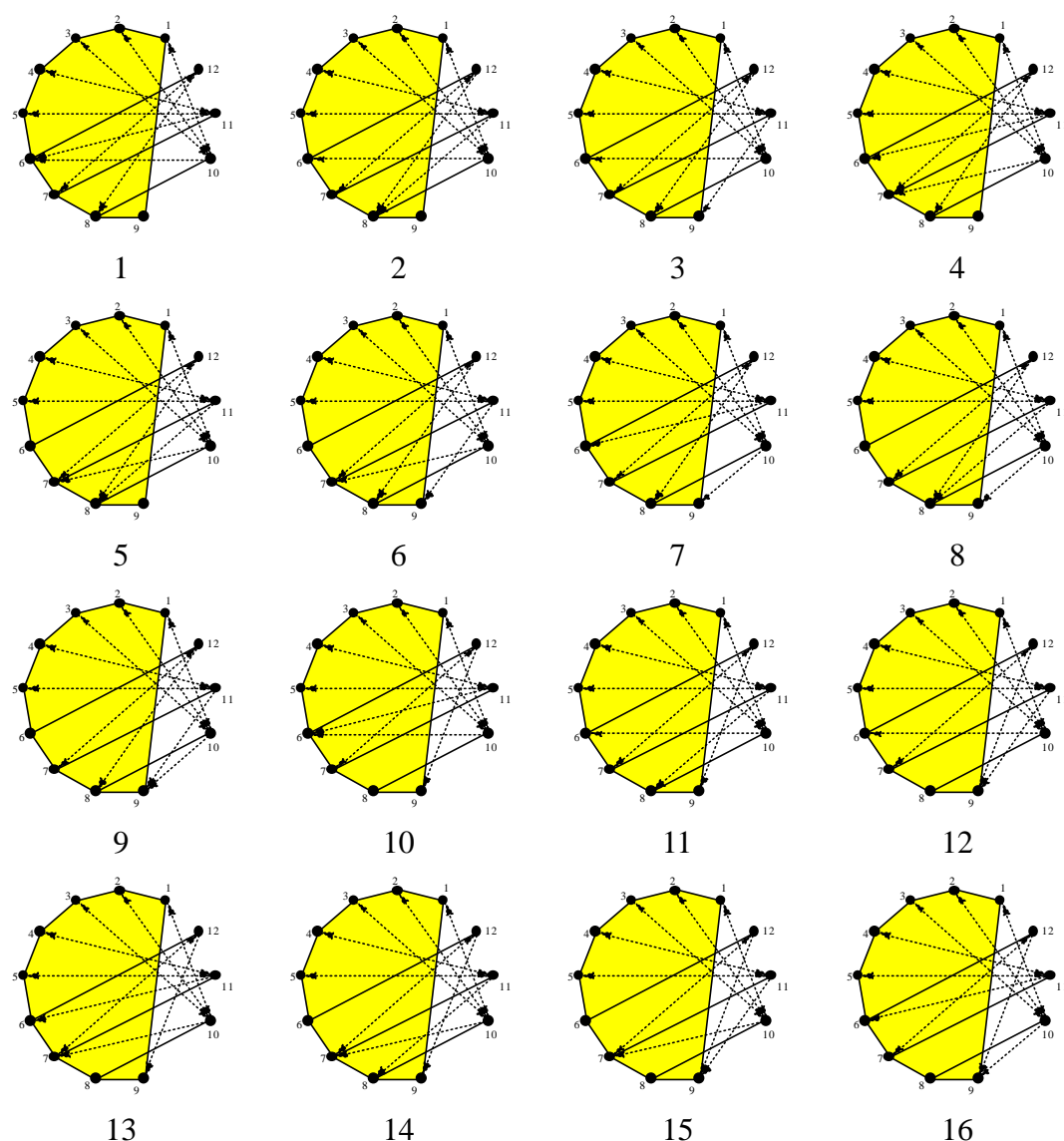


圖 4.6 齒輪運動圖畫目錄

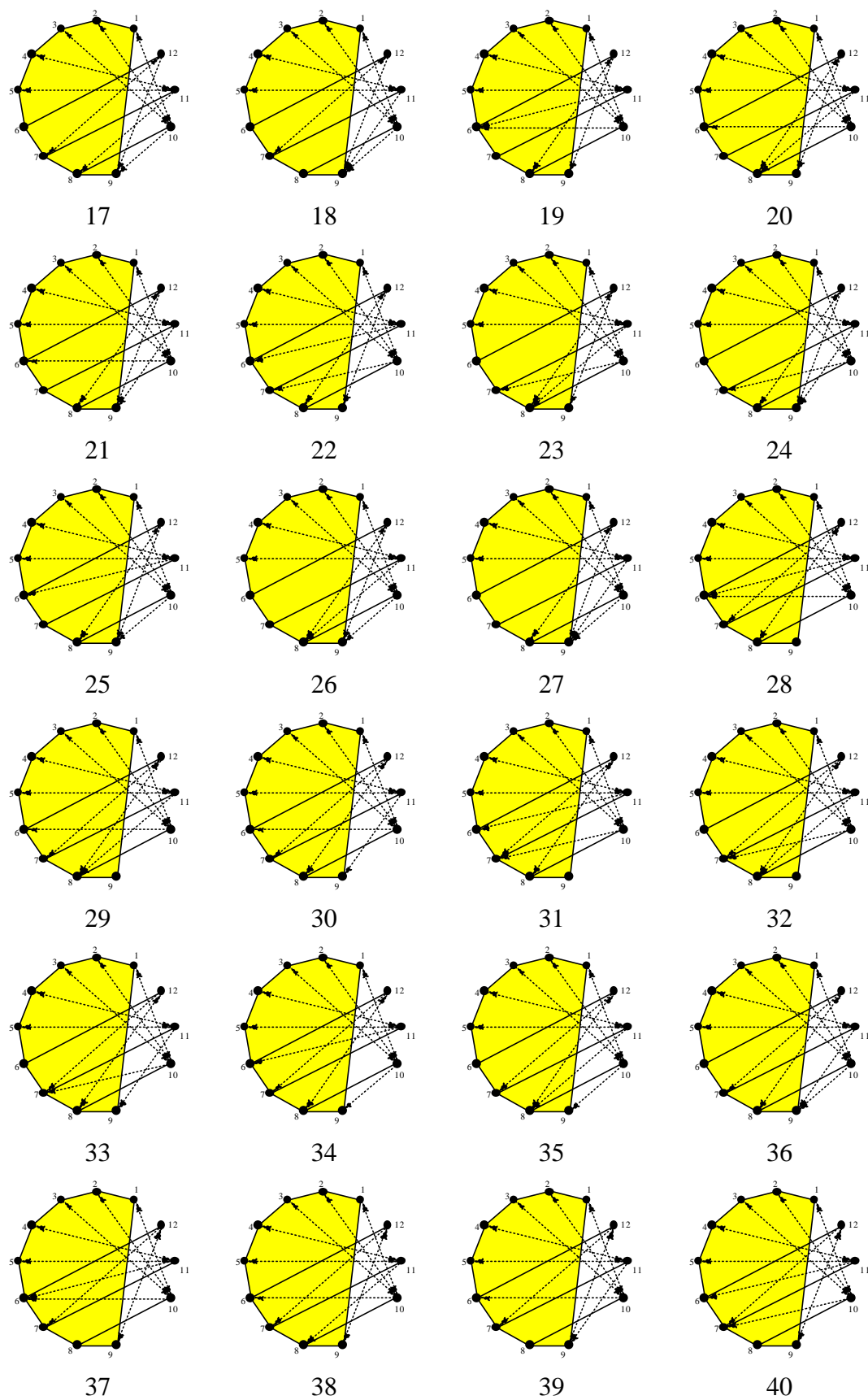


圖 4.6 齒輪運動圖畫目錄(續)

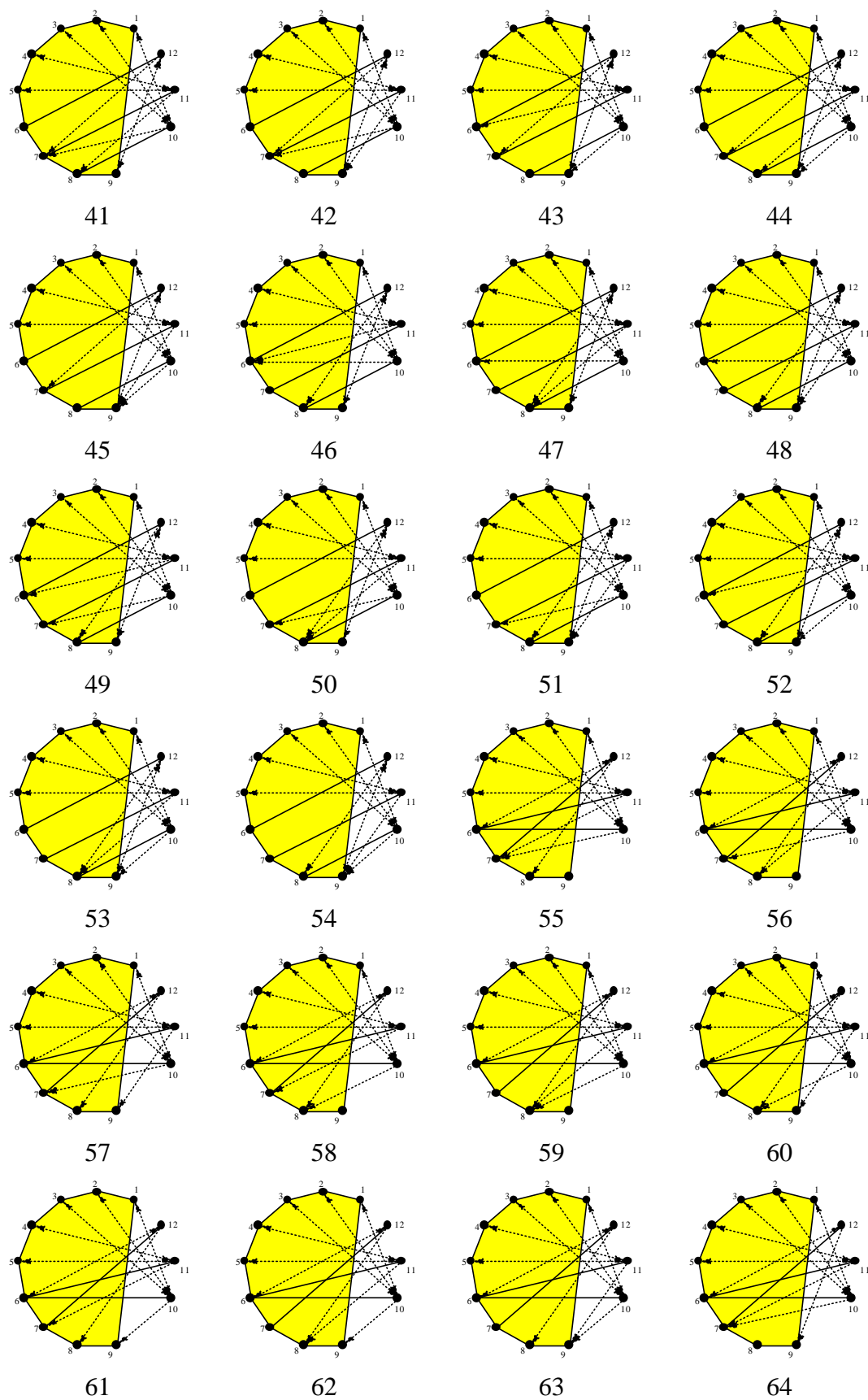


圖 4.6 齒輪運動圖畫目錄(續)

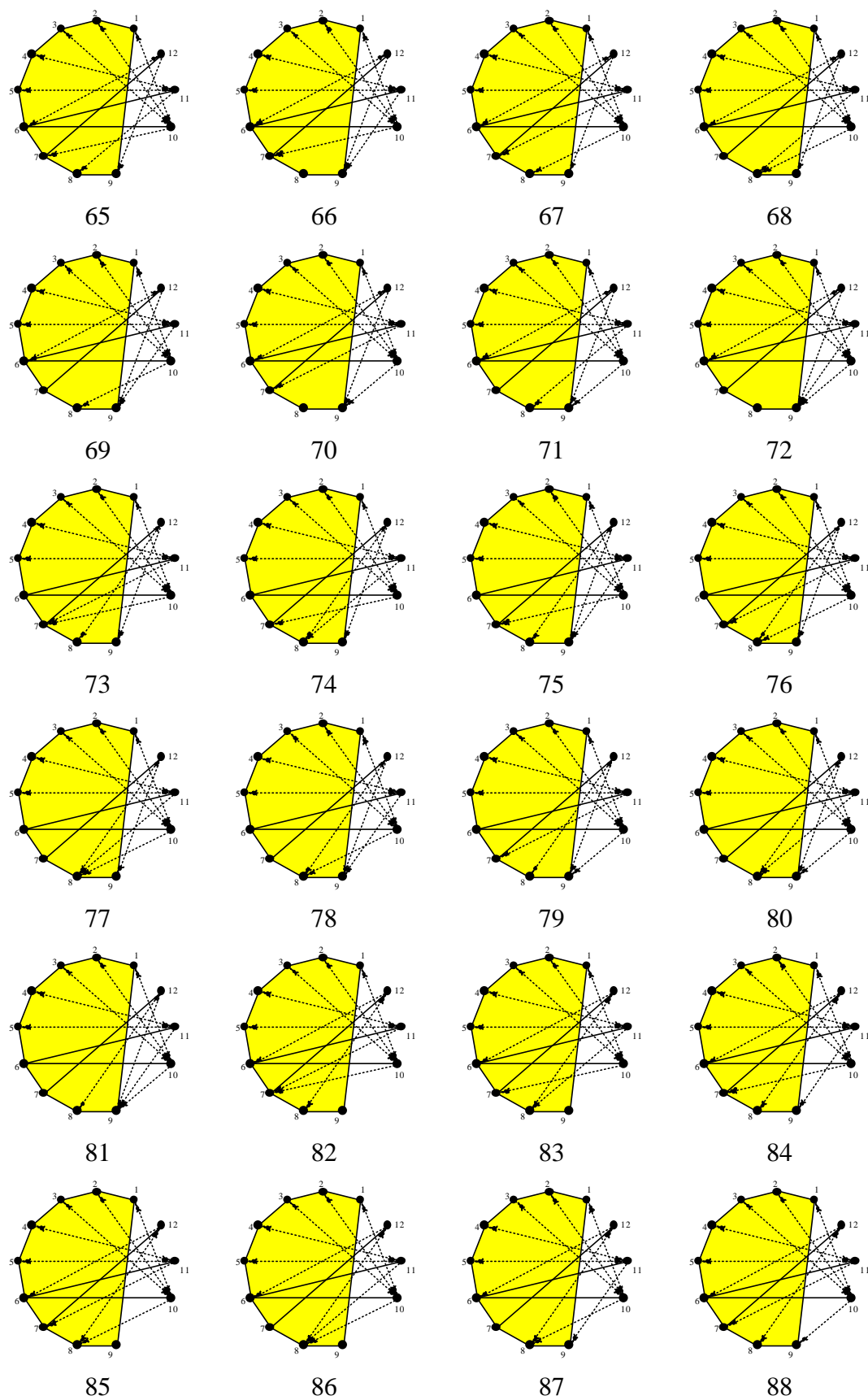


圖 4.6 齒輪運動圖畫目錄(續)

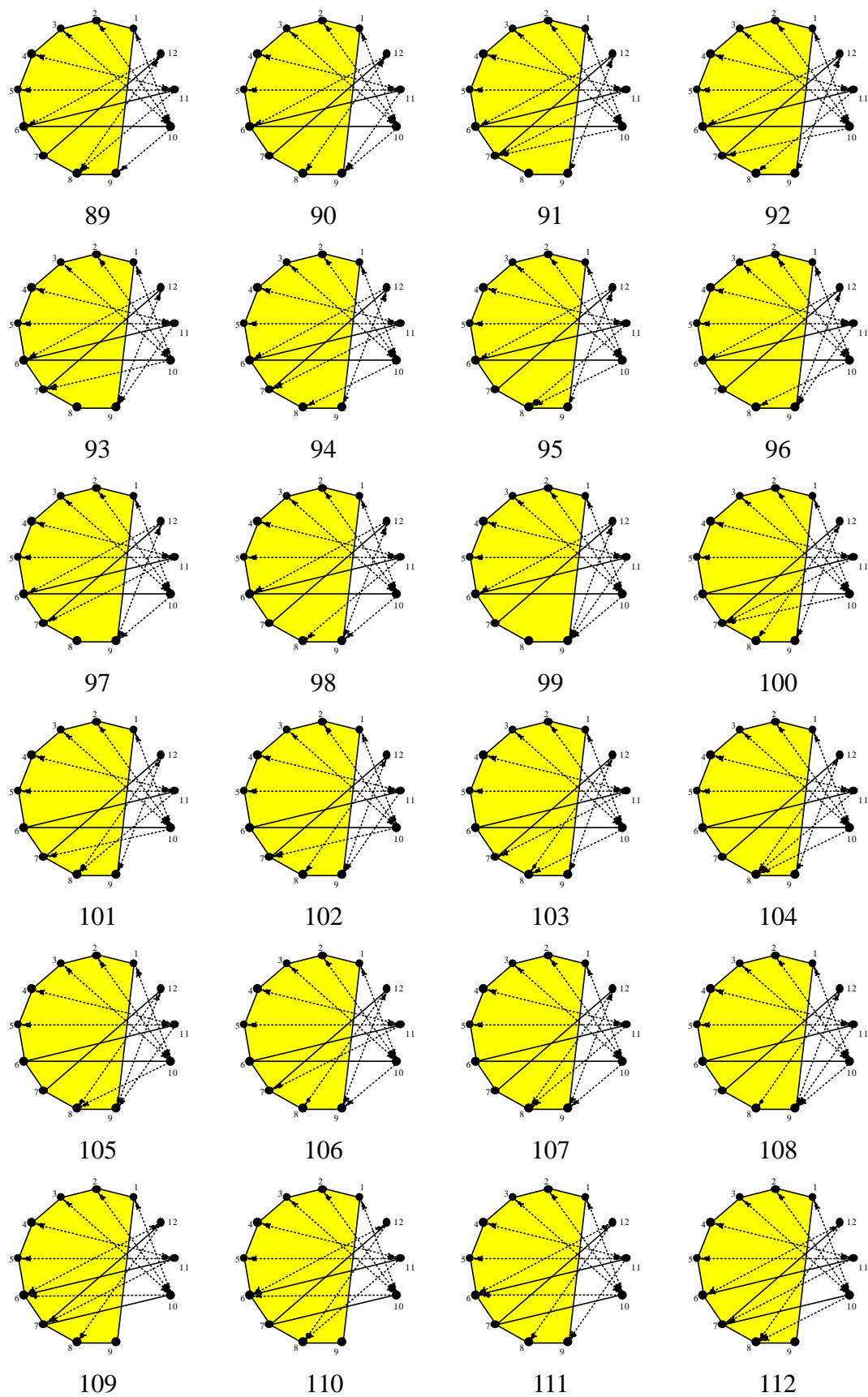


圖 4.6 齒輪運動圖畫目錄(續)

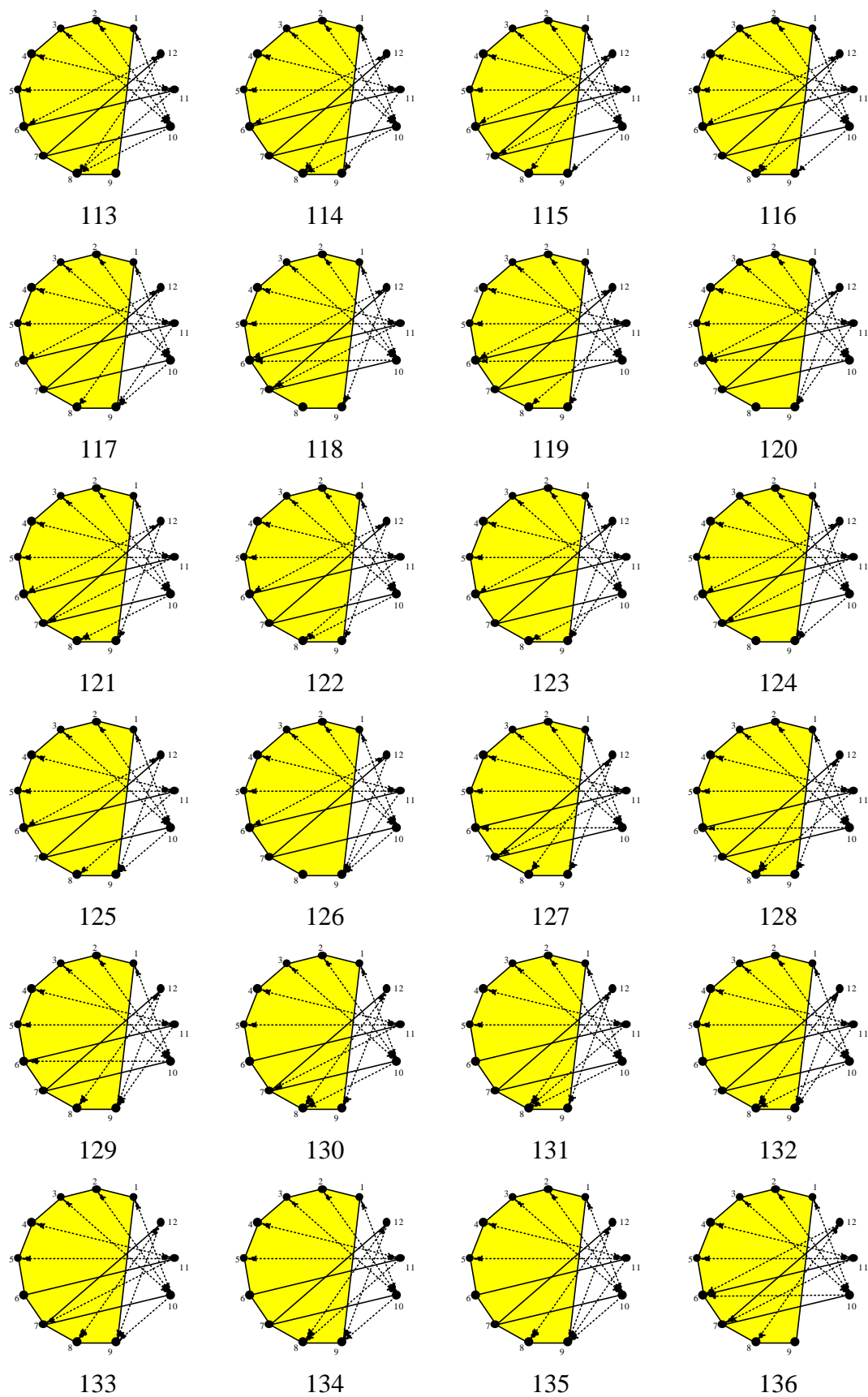


圖 4.6 齒輪運動圖畫目錄(續)

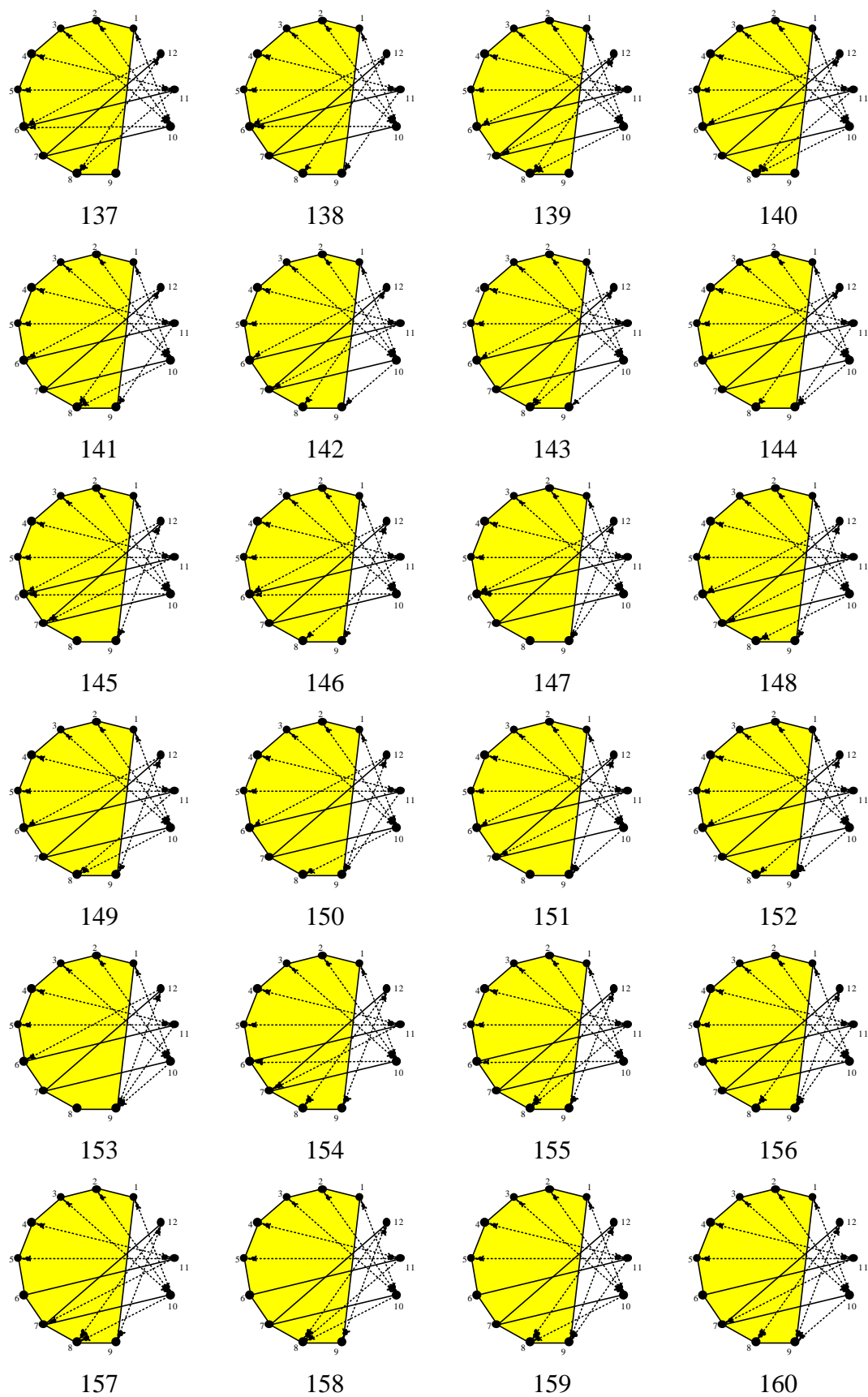


圖 4.6 齒輪運動圖畫目錄(續)

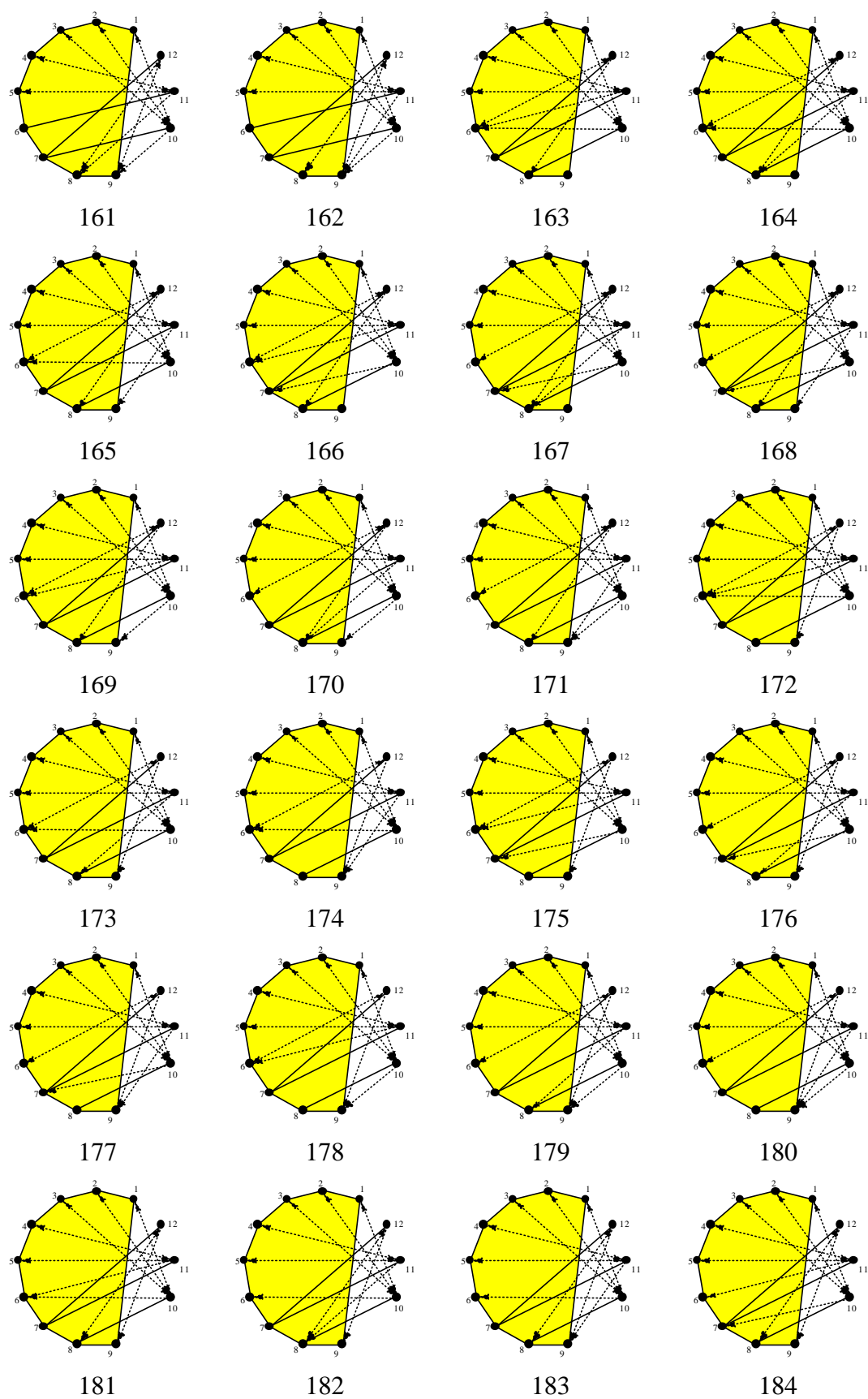


圖 4.6 齒輪運動圖畫目錄(續)

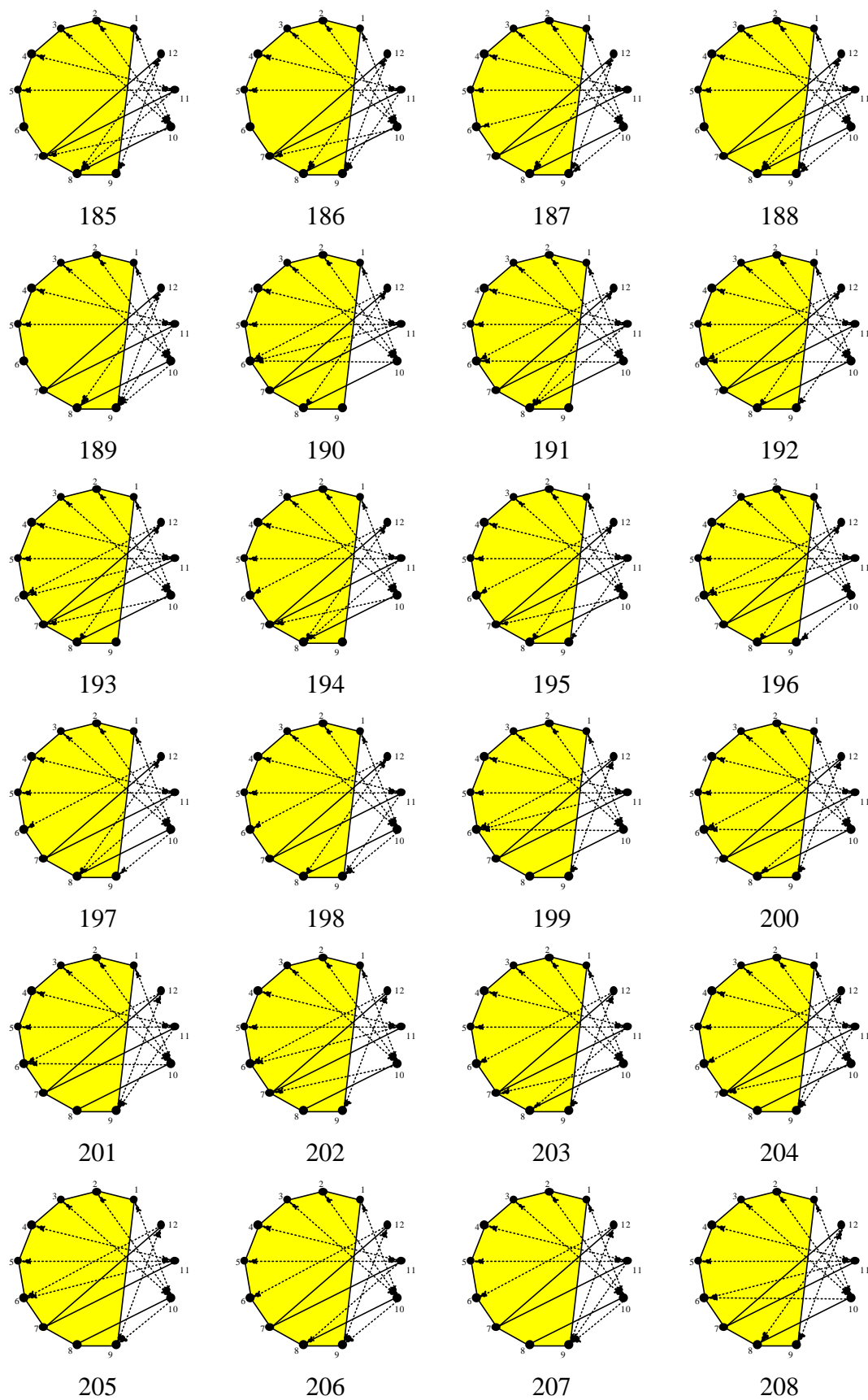


圖 4.6 齒輪運動圖畫目錄(續)

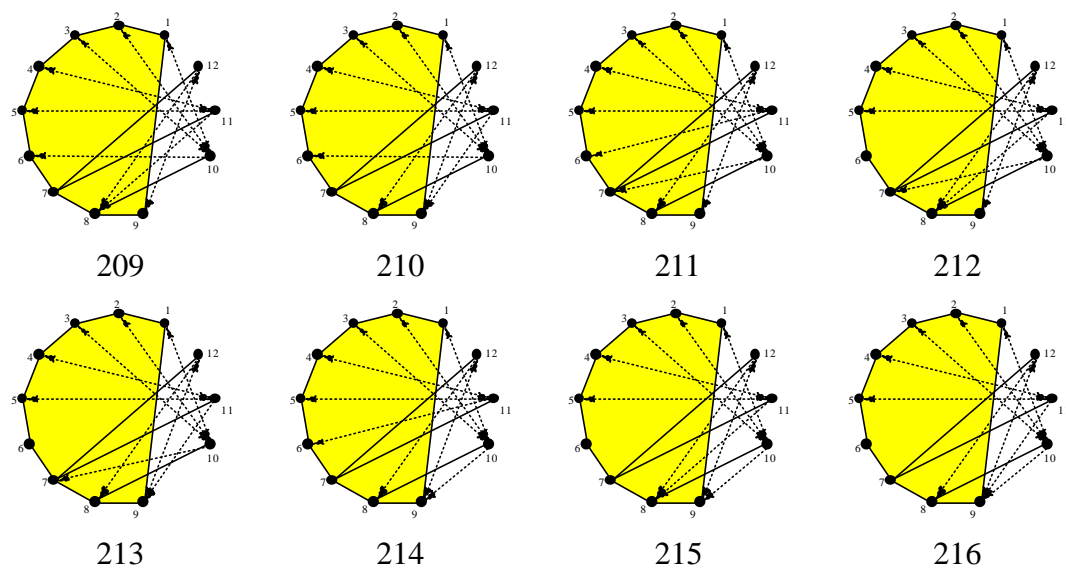


圖 4.6 齒輪運動圖畫目錄(續)

步驟三 判斷所得之齒輪運動圖畫是否滿足設計需求或是同構，將不符合設計需求者與同構者刪除。

1. 將齒輪運動圖畫中有無法產生基本迴路的點的圖畫刪除。如圖 4.6 編號 1 的齒輪運動圖畫所示，圖中點 9 無連接齒輪對與迴轉對邊所以無法行程基本迴路。
2. 將共軸構件中有同時連接三個齒輪對邊、兩齒輪對與一迴轉對邊或一齒輪對邊與兩迴轉對邊者刪除。如圖 4.6 編號 86 的齒輪運動圖畫所示，圖中點 8 所代表之構件同時連接三個行星齒輪系，此種連結方式之機構無法達到二次變速的目的。
3. 判斷是否可提供輸出構件，變速機構行星齒輪系必需提供一個獨立構件與車輪轂相連接，所以在齒輪圖畫中與點 12 以齒輪對邊或迴轉對邊相連接的點中至少需有一個點是獨立不與其他齒輪對邊或迴轉對邊相連接。以圖 4.6 編號 3 與 9 分別作說明；編號 3 之齒輪圖畫中與點 12 相連接的點為 1、2 與 3，但這三點分別又以齒輪對邊或迴轉對邊與其他點相接，故刪除之；編號 9 之齒輪圖畫中點 9 與點 12 以迴轉對邊相連接，

且點 9 無連接其他齒輪對邊或迴轉對邊，故選擇點 9 當輸出構件。

4. 最後再將剩餘的齒輪運動圖畫進行構造碼的同構判認[38]。以編號 74 與 102 的齒輪運動圖畫為例，首先先將兩圖畫的點依大小重新排列，再將其構造碼列出與其他構造碼相比較，如圖 4.7 所示，由圖中構造碼可看出兩齒輪運動圖畫同構。

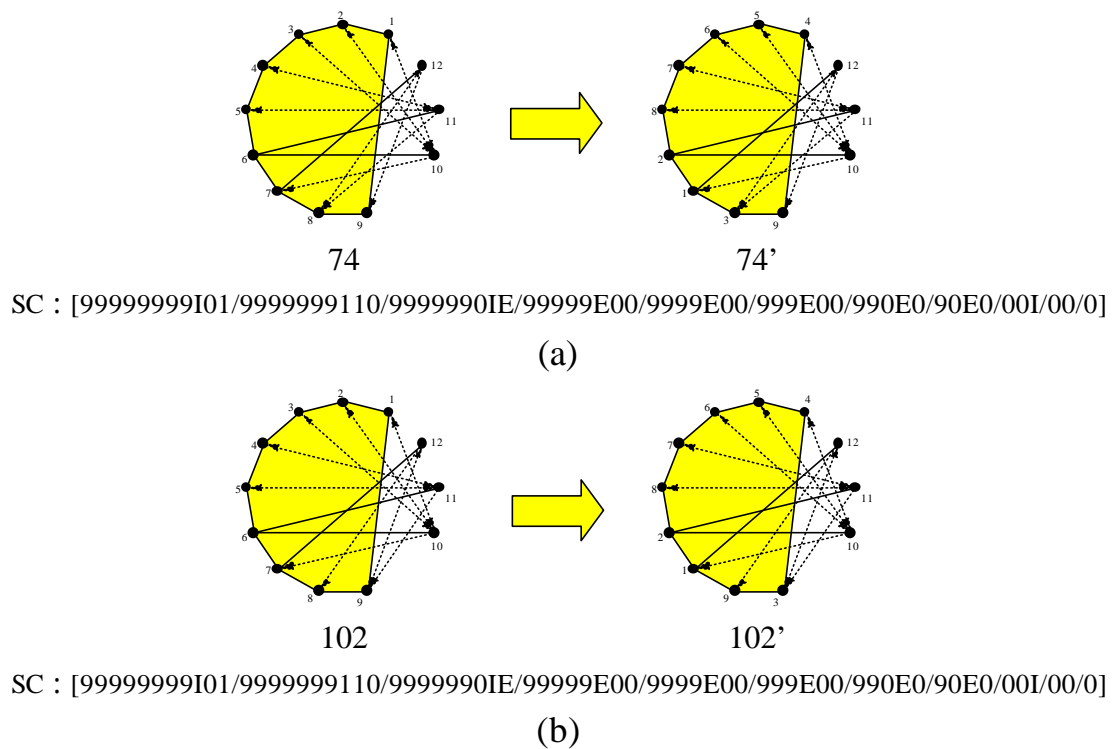


圖 4.7 編號 74 與 102 齒輪運動圖畫構造碼

經步驟三篩選後可得 24 個可用的齒輪運動圖目錄如圖 4.8 所示，並將其行星齒輪機構簡圖繪出，如圖 4.9 所示。

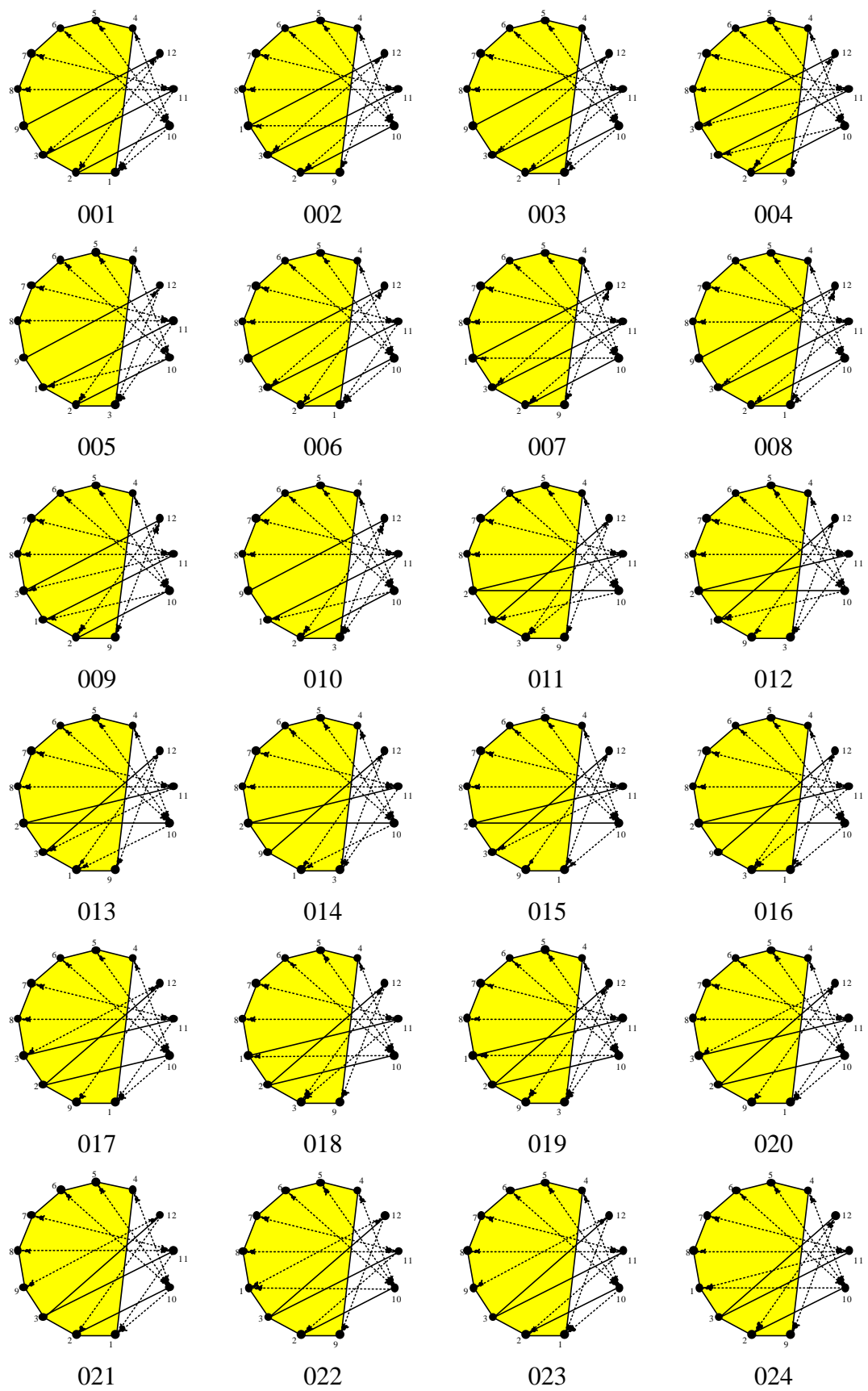


圖 4.8 可用之齒輪運動圖畫目錄

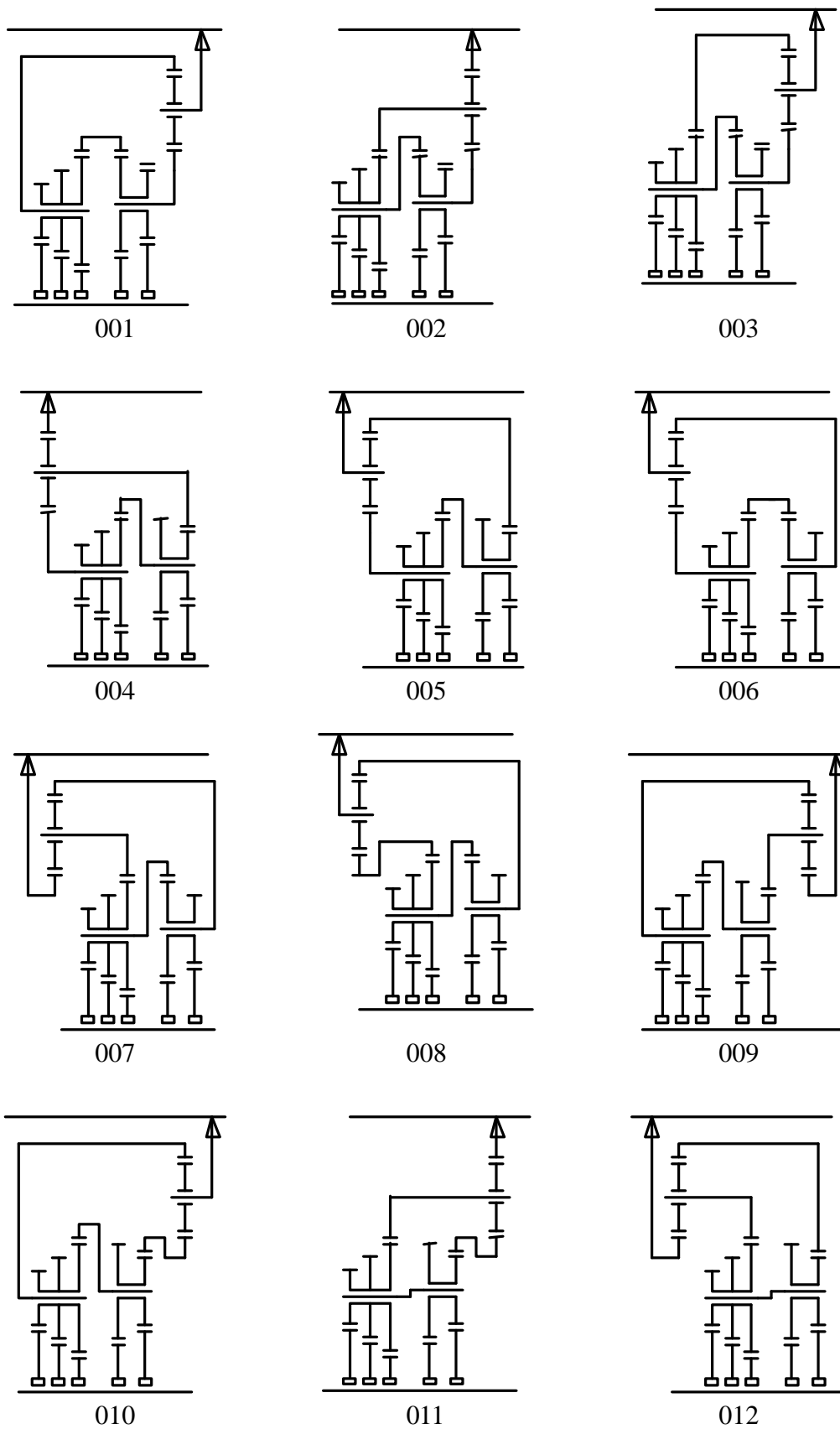


圖 4.9 變速機構初步組合情形

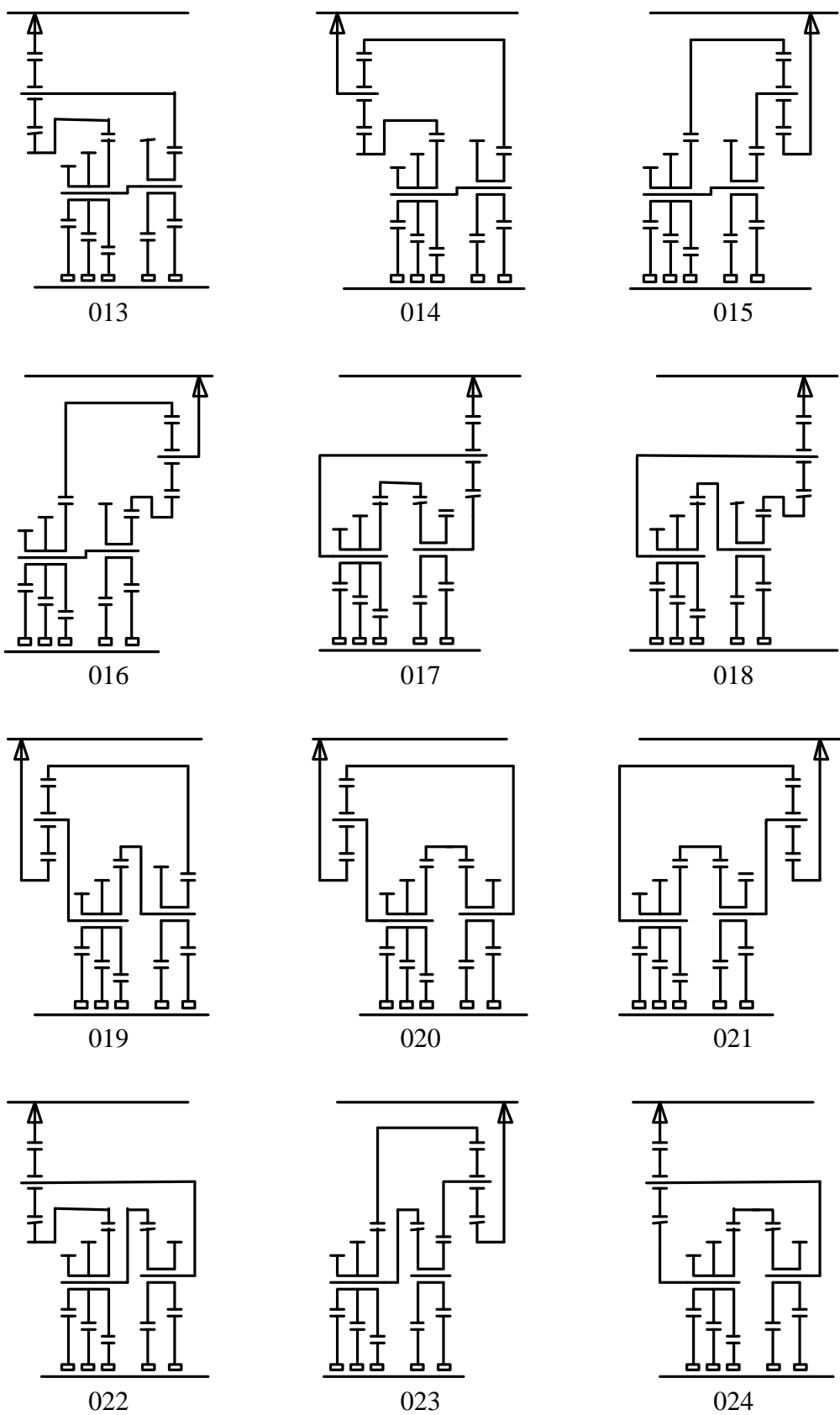


圖 4.9 變速機構初步組合情形(續)

步驟四 加入連接離合器，判斷是否造成干涉。

由前述步驟共可得到 24 種不同之組合構型，然而圖 4.9 中並非每一種行星齒輪系組合簡圖都可加入連接離合器；以圖 4.9 編號 018 之組合簡圖為例，將其三個連結離合器及動力輸入源配置上後如圖 4.10 所示。

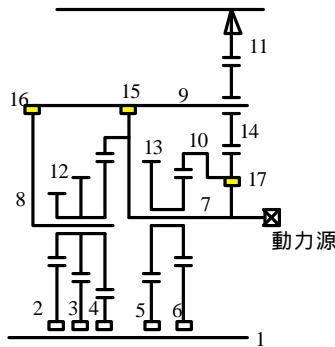


圖 4.10 圖 4.4 編號 1-3 組合簡圖

由圖 4.10 中可看出，構件 7 同時為第二行星齒輪系之行星臂及第一行星齒輪系之環齒輪，假設動力源輸入之轉速為 1 rad/s ，則由行星齒輪系運動之特性可知構件 8 之轉速必小於 1 rad/s ，即構件 8 之轉速恆小於構件 7；當欲固定太陽齒輪 2、3 與 4 其中之一使得動力由行星臂 8 透過離合器 16 輸出至行星臂 9 時，因構件 7 之轉速大於構件 8 之轉速所以無法使用單向棘輪式離合器之超速特性來達成，故需加裝一控制器控制離合器 15 之作動。由第三章多速內變速器之需求可知內變速器中之連結離合器以使用棘輪式及齒輪式為主；若使用棘輪式離合器因其空間限制加裝調速環會產生干涉所以無法使用；若使用齒輪式離合器只能利用線性平移控制，但構件 7 同時為行星臂與環齒輪故不適用。關於離合器之控制與配置說明將在第五章做更進一步的說明。由上述之結果將圖 4.9 中所有無法順利安裝連接離合器之組合類型刪除後，僅餘編號 019、020、021、022、023 與 024 符合需求。

步驟五 經步驟四刪除不適用的組合構型後，將可用的組合構型加上所需之連結離合器與配置動力源位置並重新編號，如圖 4.11 所示。

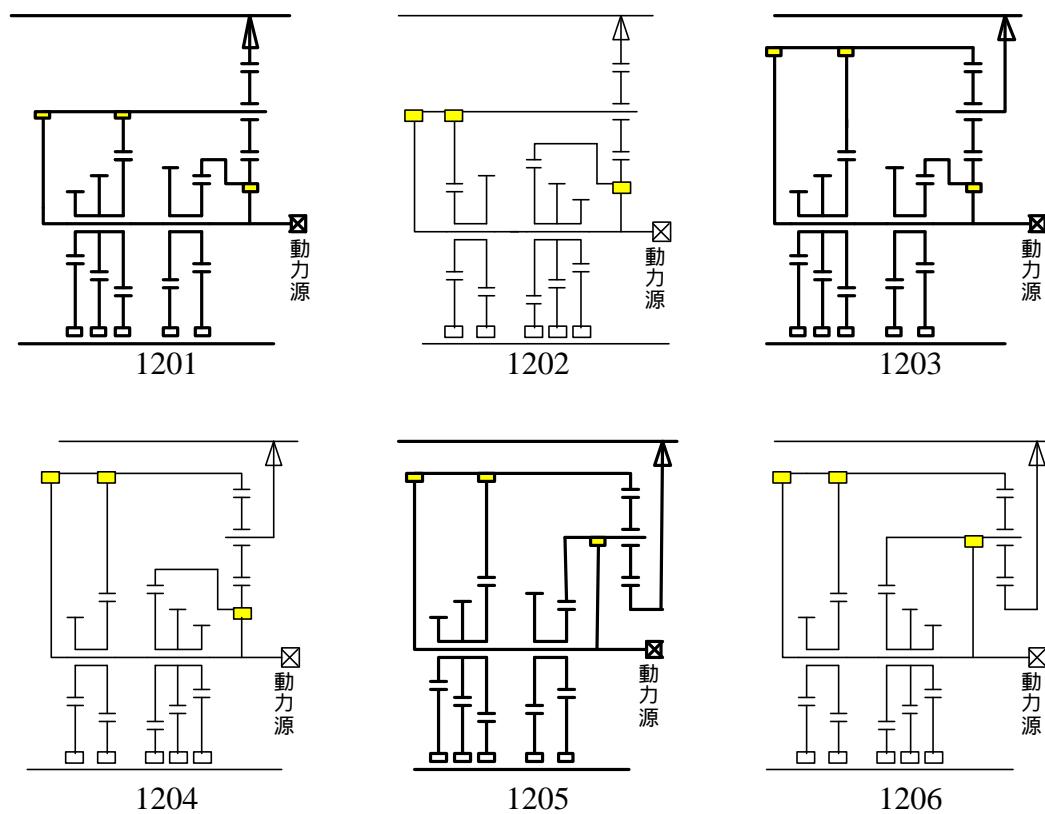


圖 4.11 多速內變速器可用行星齒輪系

步驟四 加入連接離合器，判斷是否造成干涉。

由前述步驟共可得到 24 種不同之組合構型，然而圖 4.9 中並非每一種行星齒輪系組合簡圖都可加入連接離合器；以圖 4.9 編號 018 之組合簡圖為例，將其三個連結離合器及動力輸入源配置上後如圖 4.10 所示。

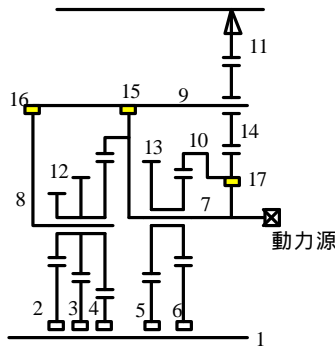


圖 4.10 圖 4.4 編號 1-3 組合簡圖

由圖 4.10 中可看出，構件 7 同時為第二行星齒輪系之行星臂及第一行星齒輪系之環齒輪，假設動力源輸入之轉速為 1 rad/s ，則由行星齒輪系運動之特性可知構件 8 之轉速必小於 1 rad/s ，即構件 8 之轉速恆小於構件 7；當欲固定太陽齒輪 2、3 與 4 其中之一使得動力由行星臂 8 透過離合器 16 輸出至行星臂 9 時，因構件 7 之轉速大於構件 8 之轉速所以無法使用單向棘輪式離合器之超速特性來達成，故需加裝一控制器控制離合器 15 之作動。由第三章多速內變速器之需求可知內變速器中之連結離合器以使用棘輪式及齒輪式為主；若使用棘輪式離合器因其空間限制加裝調速環會產生干涉所以無法使用；若使用齒輪式離合器只能利用線性平移控制，但構件 7 同時為行星臂與環齒輪故不適用。關於離合器之控制與配置說明將在第五章做更進一步的說明。由上述之結果將圖 4.9 中所有無法順利安裝連接離合器之組合類型刪除後，僅餘編號 019、020、021、022、023 與 024 符合需求。

步驟五 經步驟四刪除不適用的組合構型後，將可用的組合構型加上所需之連結離合器與配置動力源位置並重新編號，如圖 4.11 所示。

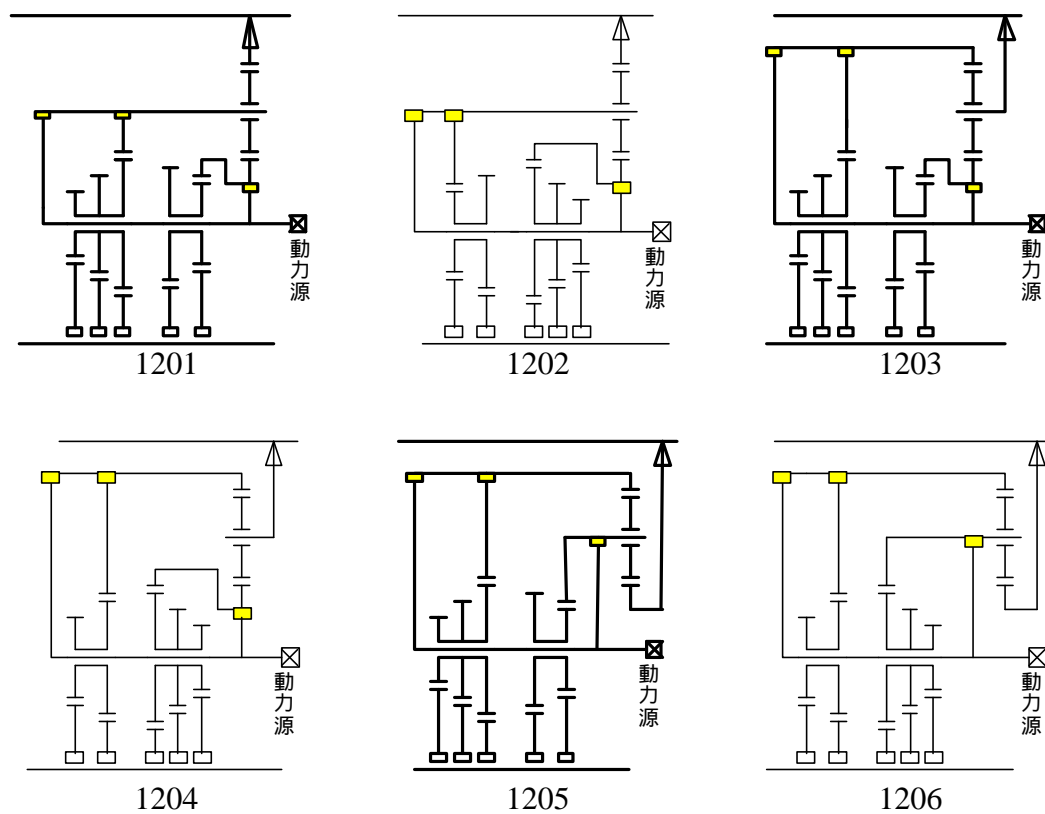


圖 4.11 多速內變速器可用行星齒輪系

4.2 運動合成

在構造合成後接下將對所合成出的可用行星齒輪系進行運動合成。在運動合成的開始先對可用行星齒輪系做轉速比分析，接著進行檔位合成。以下各節為運動合成之方式與步驟說明。

4.2.1 轉速比分析

變速機構的轉速比定義為輸入件轉速與輸出件轉速的比值，行星齒輪系經決定固定件、輸入件與輸出件後，其轉速比可由系統運動方程式求得。茲以圖 4.11 編號 1201 之行星齒輪系為例，說明變速機構轉速比分析之程序：

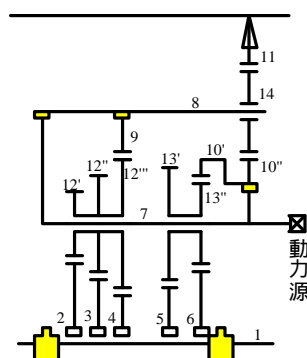


圖 4.12 編號 1201 之可用行星齒輪系

步驟一 列出所有基本迴路方程式

圖 4.12 之行星齒輪系共有九個基本迴路(2, 12)7, (3, 12)7, (4, 12)7, (9, 12)7, (5, 13)7, (6, 13)7, (10, 13)7, (10, 14)8 與(11,14)8，則其基本迴路方程式如下所示：

$$w_2 - r_{12,2} w_{12} + (r_{12,2} - 1) w_7 = 0 \quad (4.2)$$

$$w_3 - r_{12',3} w_{12} + (r_{12',3} - 1) w_7 = 0 \quad (4.3)$$

$$w_4 - r_{12'',4} w_{12} + (r_{12'',4} - 1) w_7 = 0 \quad (4.4)$$

$$w_9 - r_{12'',9} w_{12} + (r_{12'',9} - 1) w_7 = 0 \quad (4.5)$$

$$w_5 - r_{13,5} w_{13} + (r_{13,5} - 1) w_7 = 0 \quad (4.6)$$

$$\mathbf{w}_6 - r_{13'',6} \mathbf{w}_{13} + (r_{13'',6} - 1) \mathbf{w}_7 = 0 \quad (4.7)$$

$$\mathbf{w}_{10} - r_{13'',10'} \mathbf{w}_{13} + (r_{13'',10'} - 1) \mathbf{w}_7 = 0 \quad (4.8)$$

$$\mathbf{w}_{10} - r_{14,10''} \mathbf{w}_{14} + (r_{14,10''} - 1) \mathbf{w}_8 = 0 \quad (4.9)$$

$$\mathbf{w}_{11} - r_{14,11} \mathbf{w}_{14} + (r_{14,11} - 1) \mathbf{w}_8 = 0 \quad (4.10)$$

基本迴路方程式經整理後，可得到表示之各共軸構件之間角速度關係的方程式，稱為該齒輪系的系統運動方程式；上述九條基本迴路方程式經整理後可得到六條系統運動方程式，如下所示：

$$\mathbf{w}_2 - \mathbf{g}_{12',2} \mathbf{g}_{9,12'''} \mathbf{w}_9 + (\mathbf{g}_{12',2} \mathbf{g}_{9,12'''} - 1) \mathbf{w}_7 = 0 \quad (4.11)$$

$$\mathbf{w}_3 - \mathbf{g}_{12'',3} \mathbf{g}_{9,12'''} \mathbf{w}_9 + (\mathbf{g}_{12'',3} \mathbf{g}_{9,12'''} - 1) \mathbf{w}_7 = 0 \quad (4.12)$$

$$\mathbf{w}_4 - \mathbf{g}_{12''',4} \mathbf{g}_{9,12'''} \mathbf{w}_9 + (\mathbf{g}_{12''',4} \mathbf{g}_{9,12'''} - 1) \mathbf{w}_7 = 0 \quad (4.13)$$

$$\mathbf{w}_5 - \mathbf{g}_{13',5} \mathbf{g}_{10',13''} \mathbf{w}_{10} + (\mathbf{g}_{13',5} \mathbf{g}_{10',13''} - 1) \mathbf{w}_7 = 0 \quad (4.14)$$

$$\mathbf{w}_6 - \mathbf{g}_{13'',6} \mathbf{g}_{10',13''} \mathbf{w}_{10} + (\mathbf{g}_{13'',6} \mathbf{g}_{10',13''} - 1) \mathbf{w}_7 = 0 \quad (4.15)$$

$$\mathbf{w}_{10} - \mathbf{g}_{14,10''} \mathbf{g}_{11,14} \mathbf{w}_{11} + (\mathbf{g}_{14,10''} \mathbf{g}_{11,14} - 1) \mathbf{w}_8 = 0 \quad (4.16)$$

步驟二 決定齒數比範圍

齒輪*i*與*j*之齒數比 r_{ij} 定義為齒輪*i*之齒數 N_i 與齒輪*j*之齒數 N_j 的比值，若齒輪對為內嚙合，則 $r_{ij} = +N_i/N_j$ ；若齒輪對為外嚙合，則 $r_{ij} = -N_i/N_j$ 。行星齒輪系之齒數比有一定的範圍，主要決定於齒輪嚙合方式與行星齒輪系構型。由吳益彰[20]、鍾永鎮[21]之研究可得知，變速機構之齒數比範圍為：

(1) 外嚙合齒輪對之齒數比範圍為 $-3 < \gamma_{ij} < -0.33$ ；

(2) 行星齒輪*i*與環齒輪*j*所構成之內嚙合齒輪對 γ_{ij} ，其齒數比範圍為 $\gamma_{ij} > 0.1$ 。

因行星齒輪系依串接行星齒輪的數目而有特定的幾何關係，依照含有一個行星齒輪串接之齒輪系決定齒數比範圍。圖 4.13(a)與(b)所示為一個基本行星齒輪系， γ_{41} 為外嚙合齒輪對且 γ_{43} 為內嚙合齒輪

對，故 $-3 < \gamma_{43} < -0.33$ 以及 $\gamma_{41} > 0.1$ 。令 d_1, d_3 與 d_4 分別為齒輪 1, 3 與 4 之節圓直徑，則 d_1, d_3 與 d_4 具有下列幾何關係：

$$d_3 = d_1 + 2d_4 \quad (4.17)$$

故 $\gamma_{43} = \frac{\gamma_{41}}{2\gamma_{41} - 1}$ ，以 γ_{41} 為基準修正 g_{43} 的範圍，則兩個齒數比範圍為：

$$\begin{cases} -3 < g_{41} < -0.33 \\ 0.2 < g_{43} < 0.43 \end{cases} \quad (4.18)$$

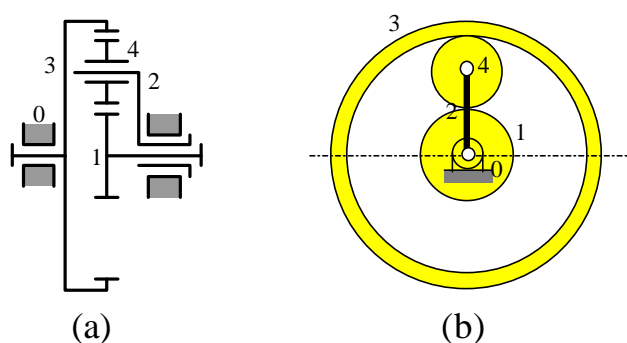


圖 4.13 基本行星齒輪系

在(4.2)式到(4.10)式中可得到編號 1201 行星齒輪系共有九個齒數比值，因此編號 1201 行星齒輪系之齒數比範圍可定為：

$$\begin{aligned} & -3 < r_{12',2} < -0.33 ; -3 < r_{12'',3} < -0.33 ; -3 < r_{12''',4} < -0.33 ; \\ & -3 < r_{13',5} < -0.33 ; -3 < r_{13'',6} < -0.33 ; -3 < r_{14,10''} < -0.33 ; \\ & 0.2 < r_{12''',9} < 0.43 ; 0.2 < r_{13'',10'} < 0.43 ; 0.2 < r_{14,11} < 0.43 ; \end{aligned}$$

步驟三 列出轉速比計算式

已知多速內變速器乃藉固定不同的太陽齒及搭配不同的單向離合器以達到多速的目的；由系統運動方程式(4.11)式到(4.16)式中可求得編號 1201 之檔位及其轉速比計算式，再將齒數比範圍帶入，其結果如表 4.2 所示。

表 4.2 編號 1201 之檔位及轉速比計算式

編號	固定	輸入	輸出	轉速比計算式
1	2	7	9(8)	$0.42 < \left(\frac{r_{12',2}}{r_{12',2} - r_{12'',9}} \right) < 0.94$
2	3	7	9(8)	$0.42 < \left(\frac{r_{12'',3}}{r_{12'',3} - r_{12'',9}} \right) < 0.94$
3	4	7	9(8)	$0.42 < \left(\frac{r_{12'',4}}{r_{12'',4} - r_{12'',9}} \right) < 0.94$
4	5	7	10	$0.42 < \left(\frac{r_{13',5}}{r_{13',5} - r_{13'',10'}}$
5	6	7	10	$0.42 < \left(\frac{r_{13'',6}}{r_{13'',6} - r_{13'',10'}}$
6	2,5	7	11	$0.26 < \frac{r_{14,10''} r_{13',5} r_{12',2}}{r_{14,10''} r_{13',5} r_{12',2} + r_{14,11} r_{13',5} r_{12'',9} - r_{14,11} r_{13'',10'} r_{12',2} - r_{14,10''} r_{13',5} r_{12'',9}} < 1$
7	3,5	7	11	$0.26 < \frac{r_{14,10''} r_{13',5} r_{12'',3}}{r_{14,10''} r_{13',5} r_{12'',3} + r_{14,11} r_{13',5} r_{12'',9} - r_{14,11} r_{13'',10'} r_{12'',3} - r_{14,10''} r_{13',5} r_{12'',9}} < 1$
8	4,5	7	11	$0.26 < \frac{r_{14,10''} r_{13',5} r_{12'',4}}{r_{14,10''} r_{13',5} r_{12'',4} + r_{14,11} r_{13',5} r_{12'',9} - r_{14,11} r_{13'',10'} r_{12'',4} - r_{14,10''} r_{13',5} r_{12'',9}} < 1$
9	2,6	7	11	$0.26 < \frac{r_{14,10''} r_{13',6} r_{12',2}}{r_{14,10''} r_{13',6} r_{12',2} + r_{14,11} r_{13',6} r_{12'',9} - r_{14,11} r_{13'',10'} r_{12',2} - r_{14,10''} r_{13',6} r_{12'',9}} < 1$
10	3,6	7	11	$0.26 < \frac{r_{14,10''} r_{13',6} r_{12'',3}}{r_{14,10''} r_{13',6} r_{12'',3} + r_{14,11} r_{13',6} r_{12'',9} - r_{14,11} r_{13'',10'} r_{12'',3} - r_{14,10''} r_{13',6} r_{12'',9}} < 1$
11	4,6	7	11	$0.26 < \frac{r_{14,10''} r_{13',6} r_{12'',4}}{r_{14,10''} r_{13',6} r_{12'',4} + r_{14,11} r_{13',6} r_{12'',9} - r_{14,11} r_{13'',10'} r_{12'',4} - r_{14,10''} r_{13',6} r_{12'',9}} < 1$
12	2	7,10	11	$0.24 < \frac{r_{14,10''} r_{12',2}}{r_{12',2} r_{14,10''} + r_{12'',9} r_{14,11} - r_{12'',9} r_{14,10''}} < 0.93$
13	3	7,10	11	$0.24 < \frac{r_{14,10''} r_{12'',3}}{r_{12'',3} r_{14,10''} + r_{12'',9} r_{14,11} - r_{12'',9} r_{14,10''}} < 0.93$
14	4	7,10	11	$0.24 < \frac{r_{14,10''} r_{12'',4}}{r_{12'',4} r_{14,10''} + r_{12'',9} r_{14,11} - r_{12'',9} r_{14,10''}} < 0.93$
15	5	7,8	11	$1 < \frac{r_{13',5} r_{14,10''}}{r_{13',5} r_{14,10''} - r_{14,11} r_{13'',10'}} < 4.75$
16	6	7,8	11	$1 < \frac{r_{13'',6} r_{14,10''}}{r_{13'',6} r_{14,10''} - r_{14,11} r_{13'',10'}} < 4.75$
17	--	7,8,9,10	11	1

若以 i 來表示表 4.2 轉速比計算式之編號，則該檔位之轉速比可用 $SR(i)$ 表示。由表 4.2 之結果可得各檔位轉速比範圍，並將其依照大小排列：

$$SR(1) > SR(2) > SR(3) ;$$

$$SR(5) > SR(4) ;$$

$$SR(8) > SR(7) > SR(6) ;$$

$$SR(11) > SR(10) > SR(9) ;$$

$$SR(14) > SR(13) > SR(12) ;$$

$$SR(15) > SR(16) ;$$

4.2.2 檔位合成

檔位合成之目的首先在於決定變速機構各個檔位，再經計算齒數後可排定各檔位的作動順序，接著就可得到離合器的作動順序及初步配置。以十二速為例，參照第三章的設計需求，為了得到可行的變速機構，十二速內變速器之檔位安排為九個低速檔，一個直接驅動檔與兩個超速檔。以編號 1201 之行星齒輪系為例說明，由表 4.2 可得到十七個轉速比計算式，可將其轉速比範圍以 1 為基準區分為兩個區域，第一區是小於 1；第二區是大於 1。檔位合成之步驟如下所示：

步驟一 由轉速比大於 1 的檔位中選出兩個符合需求的檔位，做為超速檔。

在表 4.2 中編號 15 及 16 兩檔位符合，故只有一種選擇

步驟二 由轉速比小於於 1 的檔位中選出九個符合需求的檔位，做為超速檔。

在表 4.2 中編號 1 至 14 這十四個檔位符合；依檔位切換時所使用的元件為將這十四個轉速比分成五種類型，而這五種類型分別提供 3、2、3、3、3 個轉速比，如下所示。今

欲從中選出幾個類型組成九個檔位，其組合方式為
 $3+3+3=9$ ，所以有 $C_3^4=4$ 種選擇方式。

固定桿	輸入桿	輸出桿
2	7	8(9)
3	7	8(9)
4	7	8(9)

(1)

固定桿	輸入桿	輸出桿
5	7	10
6	7	10

(2)

固定桿	輸入桿	輸出桿
5,2	7	11
5,3	7	11
5,4	7	11

(3)

固定桿	輸入桿	輸出桿
6,2	7	11
6,3	7	11
6,4	7	11

(4)

固定桿	輸入桿	輸出桿
2	7,10	11
3	7,10	11
4	7,10	11

(5)

步驟三 由步驟一及步驟二所得之檔位安排再搭配一個直接驅動檔，可得到十二速檔位安排，共 $1 \times 4 \times 1 = 4$ 個檔位安排，如表 4.3 所示。

表 4.3 編號 1201 機構之四種檔位安排

編號	No.1201-1		
檔位	固定	輸入	輸出
I	2	7,10	11
II	3	7,10	11
III	4	7,10	11
IV	2	7	8(9)
V	3	7	8(9)
VI	4	7	8(9)
VII	5,2	7	11
VIII	5,3	7	11
IX	5,4	7	11
X	--	7,8,9,10	11
XI	6	7,8	11
XII	5	7,8	11
F : 2,3,4,5,6			
I : 7,8,9,10 O : 8,9,11			

	No.1201-2		
檔位	固定	輸入	輸出
I	2	7	8(9)
II	3	7	8(9)
III	4	7	8(9)
IV	6,2	7	11
V	6,3	7	11
VI	6,4	7	11
VII	5,2	7	11
VIII	5,3	7	11
IX	5,4	7	11
X	--	7,8,9,10	11
XI	6	7,8	11
XII	5	7,8	11
F : 2,3,4,5,6			
I : 7,8,9,10 O : 8,9,11			

	No.1201-3		
檔位	固定	輸入	輸出
I	2	7	8(9)
II	3	7	8(9)
III	4	7	8(9)
IV	2	7,10	11
V	3	7,10	11
VI	4	7,10	11
VII	6,2	7	11
VIII	6,3	7	11
IX	6,4	7	11
X	--	7,8,9,10	11
XI	6	7,8	11
XII	5	7,8	11
F : 2,3,4,5,6			
I : 7,8,9,10 O : 8,9,11			

編號	No.1201-4		
檔位	固定	輸入	輸出
I	2	7,10	11
II	3	7,10	11
III	4	7,10	11
IV	6,2	7	11
V	6,3	7	11
VI	6,4	7	11
VII	5,2	7	11
VIII	5,3	7	11
IX	5,4	7	11
X	--	7,8,9,10	11
XI	6	7,8	11
XII	5	7,8	11
F : 2,3,4,5,6			
I : 7,8,9,10 O : 11			

步驟四 依據步驟三所得之四種檔位安排，依照各檔位作動所需之離合器將檔位予以分類，如表 4.4 所示，可知這四種檔位安排可分為兩種構型，繪製其機構簡圖如圖 4.14 所示，其中編號 12B 之構型即為美國專利 5527230 之十二速內變速器。

表 4.4 編號 1201 十二速內變速器可用檔位安排

編號	輸入離合器	輸出離合器	固定離合器	型號
1201-1	1、7、8	7、9	2、3、4、5、6	12A
1201-2	1、7、8	7、9	2、3、4、5、6	12A
1201-3	1、7、8	7、9	2、3、4、5、6	12A
1201-4	1、7、8	9	2、3、4、5、6	12B

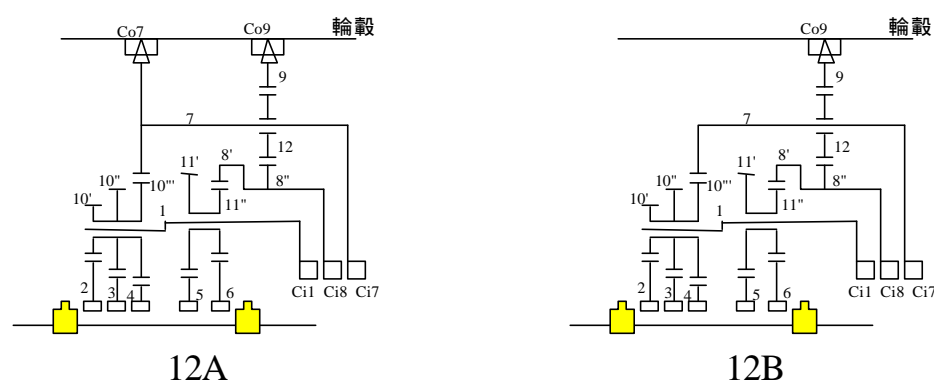


圖 4.14 編號 1201 內變速器機構可行構型

將圖 4.11 中其它編號之初步機構簡圖依上述之各步驟進行檔位合成，將其各類型可行之變速機構簡圖繪出，如圖 4.15 所示。

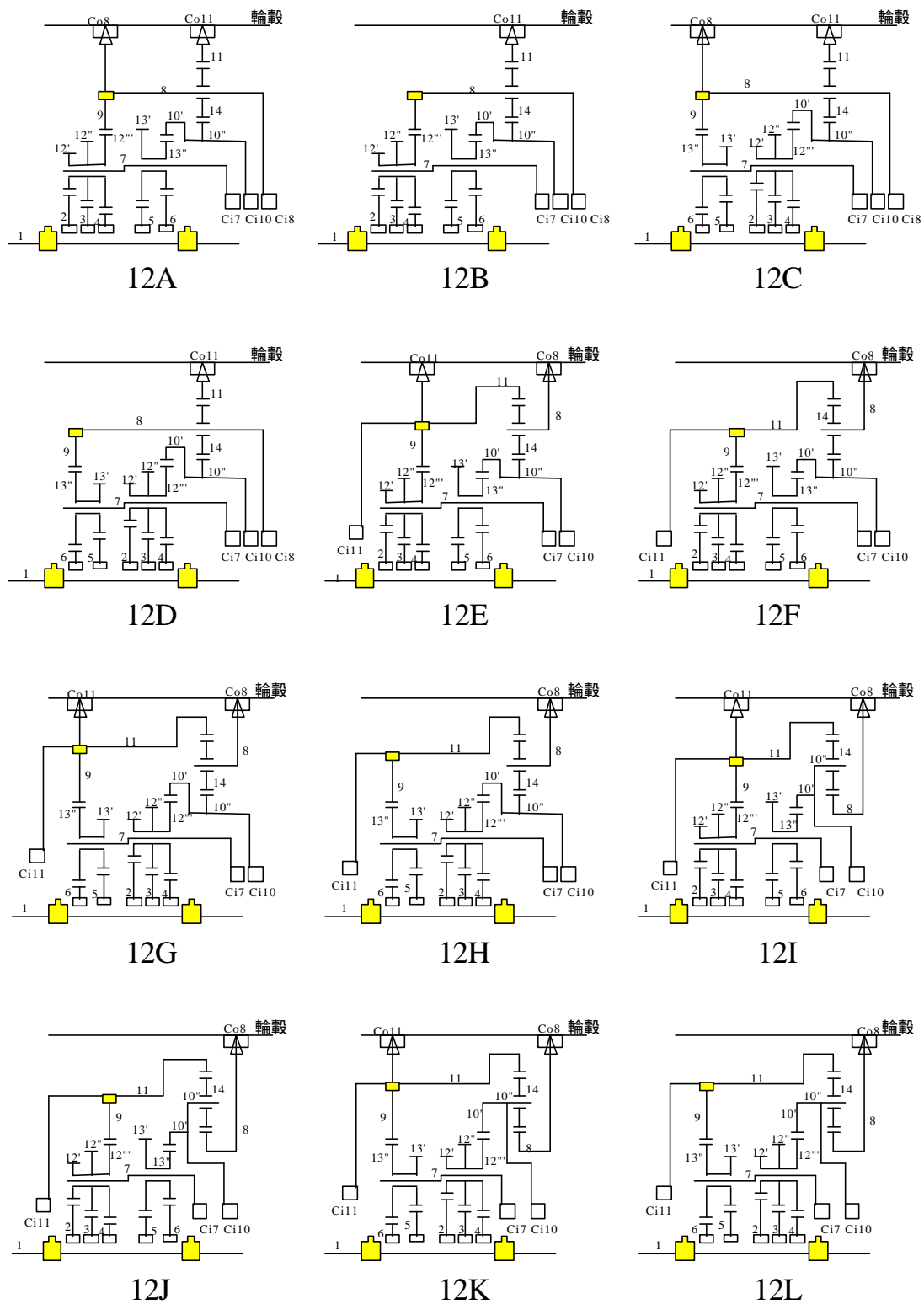


圖 4.15 多速內變速器可行之機構簡圖

4.3 齒數設計

在得到可用之變速器構型後，依照第三章設計需求表檔位安排與需求轉速比值進行齒數設計，最後再訂定檔位作動順序及修正轉速比值。其步驟如下：

步驟一 列出轉速比計算式，並依照設計需求給定預設轉速比值。

步驟二 列出行星齒輪系幾何關係，在行星齒輪系中同一排的太陽齒輪(S)、行星齒輪(P)與環齒輪(R)之半徑具有下列關係式：

$$r_{PR} = \frac{r_{PS}}{2r_{PS} - 1} \quad (4.19)$$

步驟三 聯立轉速比計算式與行星齒輪系幾何關係式，求解各齒數比之解。

步驟四 決定各齒輪齒數，齒輪節圓半徑 d 等於模數 m 與齒數 N 之乘積，選定適當之模數後依步驟三所求得之轉速比值求出滿足設計空間限制之齒數。

以編號 1201-1 檔位安排為例，說明齒數設計程序。由表 4.5 可知此十二個檔位有九個未知齒數比值及十一個轉速比計算式；又此內變速器係由三個行星齒輪系所組成，故可得到三條行星齒輪幾何關係方程式，如下所示：

$$r_{12'',9} = \frac{r_{12''',4}}{2r_{12'',4} - 1} \quad (4.20)$$

$$r_{13'',10'} = \frac{r_{13'',6}}{2r_{13'',6} - 1} \quad (4.21)$$

$$r_{14,11} = \frac{r_{14,10''}}{2r_{14,10''} - 1} \quad (4.22)$$

表 4.5 編號 1201-1 之檔位安排表

檔位	固定	輸入	輸出	轉速比計算式	轉速比 預設值
I	2	7,10	11	$\frac{r_{14,10''}r_{12',2}}{r_{12',2}r_{14,10''} + r_{12'''',9}r_{14,11} - r_{12'''',9}r_{14,10''}}$	3/10 (0.30)
II	2	7	9(8)	$\frac{r_{12',2}}{r_{12',2} - r_{12'''',9}}$	3/8 (0.38)
III	2,5	7	11	$\frac{r_{14,10''}r_{13,5}r_{12',2}}{r_{14,10''}r_{13,5}r_{12',2} + r_{14,11}r_{13,5}r_{12'''',9} - r_{14,11}r_{13',10'}r_{12',2} - r_{14,10''}r_{13,5}r_{12'''',9}}$	4/9 (0.44)
IV	3	7,10	11	$\frac{r_{14,10''}r_{12'',3}}{r_{12'',3}r_{14,10''} + r_{12'''',9}r_{14,11} - r_{12'''',9}r_{14,10''}}$	1/2 (0.50)
V	3	7	9(8)	$\frac{r_{12'',3}}{r_{12'',3} - r_{12'''',9}}$	4/7 (0.56)
VI	3,5	7	11	$\frac{r_{14,10''}r_{13,5}r_{12'',3}}{r_{14,10''}r_{13,5}r_{12'',3} + r_{14,11}r_{13,5}r_{12'''',9} - r_{14,11}r_{13',10'}r_{12'',3} - r_{14,10''}r_{13,5}r_{12'''',9}}$	5/8 (0.63)
VII	4	7,10	11	$\frac{r_{14,10''}r_{12'''',4}}{r_{12'''',4}r_{14,10''} + r_{12'''',9}r_{14,11} - r_{12'''',9}r_{14,10''}}$	11/16 (0.69)
VIII	4	7	9(8)	$\frac{r_{12'''',4}}{r_{12'''',4} - r_{12'''',9}}$	3/4 (0.75)
IX	4,5	7	11	$\frac{r_{14,10''}r_{13,5}r_{12'''',4}}{r_{14,10''}r_{13,5}r_{12'''',4} + r_{14,11}r_{13,5}r_{12'''',9} - r_{14,11}r_{13',10'}r_{12'''',4} - r_{14,10''}r_{13,5}r_{12'''',9}}$	11/13 (0.85)
X	--	7,8,9,10	11	1	1
XI	6	7,8	11	$\frac{r_{13'',6}r_{14,10''}}{r_{13'',6}r_{14,10''} - r_{14,11}r_{13'',10'}}$	5/4 (1.125)
XII	5	7,8	11	$\frac{r_{13',5}r_{14,10''}}{r_{13',5}r_{14,10''} - r_{14,11}r_{13'',10'}}$	3/2 (1.45)

由前述可知現有九個未知轉速比值，卻有十四個方程式，為過度拘束的方程式組，理論上為無解，故先以其中九個方程式為依據求出九個未知轉速比值後，再代會其餘五個方程式並修正其預設轉速比值，又變速機構係由行星齒輪系為變速主體，所以行星齒輪幾何關係方程式為必要條件，故在十一個轉速比計算式中選出六條方程式搭配三條行星齒輪關係式。

由表 4.5 的轉速比計算式中可知第八檔轉速比方程式所用到的未知齒數比值數目最少，故先從此轉速比計算式解之，再依相關性大的轉速比計算式依序解出所有齒數比值。

第八檔：

$$\frac{r_{12'''',4}}{r_{12'''',4} - r_{12'''',9}} = \frac{3}{4} \quad (4.23)$$

聯立(4.20)、(4.23)兩式，得： $r_{12'''',4} = -1$ ， $r_{12'''',9} = \frac{1}{3}$ 。

第七檔：

$$\frac{r_{14,10''} r_{12'''',4}}{r_{12'''',4} r_{14,10''} + r_{12'''',9} r_{14,11} - r_{12'''',9} r_{14,10''}} = \frac{11}{16} \quad (4.24)$$

將已知 $r_{12'''',4} = -1$ ， $r_{12'''',9} = \frac{1}{3}$ 代入(4.24)式，

$$\Rightarrow 4r_{14,10''} + 11r_{14,11} = 0 \quad (4.25)$$

聯立(4.22)、(4.25)兩式，得： $r_{14,10''} = -\frac{7}{8}$ ， $r_{14,11} = \frac{7}{22}$ 。

第十一檔：

$$\frac{r_{13'''',6} r_{14,10''}}{r_{13'''',6} r_{14,10''} - r_{14,11} r_{13'''',10'}} = \frac{5}{4} \quad (4.26)$$

將已知 $r_{14,10''} = -\frac{7}{8}$ ， $r_{14,11} = \frac{7}{22}$ 代入(4.26)式，

$$\Rightarrow 11r_{13'''',6} + 20r_{13'''',10'} = 0 \quad (4.27)$$

聯立(4.21)、(4.27)兩式，得： $r_{13'',6} = -\frac{9}{22}$ ， $r_{13'',10'} = \frac{9}{40}$ 。

第九檔：

$$\frac{r_{14,10''} r_{13',5} r_{12''',4}}{r_{14,10''} r_{13',5} r_{12''',4} + r_{14,11} r_{13',5} r_{12''',9} - r_{14,11} r_{13'',10'} r_{12''',4} - r_{14,10''} r_{13',5} r_{12''',9}} = \frac{11}{13} \quad (4.28)$$

將已知 $r_{12''',4} = -1$ ， $r_{12''',9} = \frac{1}{3}$ ， $r_{14,10''} = -\frac{7}{8}$ ， $r_{14,11} = \frac{7}{22}$ ， $r_{13'',10'} = \frac{9}{40}$

代入(4.28)式，得： $r_{13',5} = -\frac{3}{10}$ 。

第五檔：

$$\frac{r_{12'',3}}{r_{12'',3} - r_{12''',9}} = \frac{4}{7} \quad (4.29)$$

將已知 $r_{12''',9} = \frac{1}{3}$ 代入(4.29)式，得： $r_{12'',3} = -\frac{4}{9}$ 。

再將 $r_{12'',3} = -\frac{4}{9}$ ， $r_{12''',9} = \frac{1}{3}$ ， $r_{14,10''} = -\frac{7}{8}$ ， $r_{14,11} = \frac{7}{22}$ 代入表 3.6 第四檔轉速比計算式，

$$\text{得：} \frac{r_{14,10''} r_{12'',3}}{r_{12'',3} r_{14,10''} + r_{12''',9} r_{14,11} - r_{12''',9} r_{14,10''}} = 0.4 ;$$

修正表 4.6 第四檔假設轉速比： $0.521 \Rightarrow 0.4$ 。

將以知 $r_{12'',3} = -\frac{4}{9}$ ， $r_{12''',9} = \frac{1}{3}$ ， $r_{14,10''} = -\frac{7}{8}$ ， $r_{14,11} = \frac{7}{22}$ ， $r_{13'',10'} = \frac{9}{40}$ ， $r_{13',5} = -\frac{3}{10}$

代入表 4.6 第六檔轉速比計算式，

$$\text{得：} \frac{r_{14,10''} r_{13',5} r_{12'',3}}{r_{14,10''} r_{13',5} r_{12'',3} + r_{14,11} r_{13',5} r_{12''',9} - r_{14,11} r_{13'',10'} r_{12'',3} - r_{14,10''} r_{13',5} r_{12''',9}} = 0.495 \cong 0.5 ;$$

與表 4.5 第六檔假設轉速比相同。

第二檔：

$$\frac{r_{12',2}}{r_{12',2} - r_{12''',9}} = \frac{3}{8} \quad (4.30)$$

將已知 $r_{12'',9} = \frac{1}{3}$ 代入(4.30)式，得： $r_{12'',2} = -\frac{1}{5}$ ；

再將已知 $r_{12'',2} = -\frac{1}{5}$ ， $r_{12'',9} = \frac{1}{3}$ ， $r_{14,10''} = -\frac{7}{8}$ ， $r_{14,11} = \frac{7}{22}$

代入表 4.5 第一檔轉速比計算式，

$$\text{得：} \frac{r_{14,10''} r_{12'',2}}{r_{12'',2} r_{14,10''} + r_{12'',9} r_{14,11} - r_{12'',9} r_{14,10''}} = 0.31；$$

修正表 4.5 第一檔假設轉速比：0.30 => 0.31。

將以知 $r_{12'',2} = -\frac{1}{5}$ ， $r_{12'',9} = \frac{1}{3}$ ， $r_{14,10''} = -\frac{7}{8}$ ， $r_{14,11} = \frac{7}{22}$ ， $r_{13'',10'} = \frac{9}{40}$ ， $r_{13',5} = -\frac{3}{10}$

代入表 4.5 第三檔轉速比計算式，

$$\text{得：} \frac{r_{14,10''} r_{13',5} r_{12'',2}}{r_{14,10''} r_{13',5} r_{12'',2} + r_{14,11} r_{13',5} r_{12'',9} - r_{14,11} r_{13'',10'} r_{12'',2} - r_{14,10''} r_{13',5} r_{12'',9}} = 0.34；$$

修正表 4.5 第三檔假設轉速比：0.44 => 0.34。

第十二檔：

將 $r_{13',5} = -\frac{3}{10}$ ， $r_{14,10''} = -\frac{7}{8}$ ， $r_{14,11} = \frac{7}{22}$ 、 $r_{13'',10'} = \frac{9}{40}$ 代入轉速比計算式，

$$\text{得：} \frac{r_{13',5} r_{14,10''}}{r_{13',5} r_{14,10''} - r_{14,11} r_{13'',10'}} = 1.38；$$

修正表 4.5 第三檔假設轉速比：1.45 => 1.38。

修正後十二個檔位大小順序及轉速比值，如下表 4.6 所示：

表 4.6 修正後編號 1201-1 之檔位作動表

檔位	固定	輸入	輸出	轉速比方程式	轉速比
I	2	7,10	11	$\frac{r_{14,10''}r_{12',2}}{r_{12',2}r_{14,10''} + r_{12'',9}r_{14,11} - r_{12'',9}r_{14,10''}}$	0.31
II	2,5	7	11	$\frac{r_{14,10''}r_{13,5}r_{12',2}}{r_{14,10''}r_{13,5}r_{12',2} + r_{14,11}r_{13,5}r_{12'',9} - r_{14,11}r_{13',10'}r_{12',2} - r_{14,10''}r_{13,5}r_{12'',9}}$	0.34
III	2	7	9(8)	$\frac{r_{12',2}}{r_{12',2} - r_{12'',9}}$	0.38
IV	3	7,10	11	$\frac{r_{14,10''}r_{12'',3}}{r_{12'',3}r_{14,10''} + r_{12'',9}r_{14,11} - r_{12'',9}r_{14,10''}}$	0.50
V	3	7	9(8)	$\frac{r_{12'',3}}{r_{12'',3} - r_{12'',9}}$	0.56
VI	3,5	7	11	$\frac{r_{14,10''}r_{13,5}r_{12',3}}{r_{14,10''}r_{13,5}r_{12',3} + r_{14,11}r_{13,5}r_{12'',9} - r_{14,11}r_{13',10'}r_{12',3} - r_{14,10''}r_{13,5}r_{12'',9}}$	0.58
VII	4	7,10	11	$\frac{r_{14,10''}r_{12'',4}}{r_{12'',4}r_{14,10''} + r_{12'',9}r_{14,11} - r_{12'',9}r_{14,10''}}$	0.69
VIII	4	7	9(8)	$\frac{r_{12'',4}}{r_{12'',4} - r_{12'',9}}$	0.75
IX	4,5	7	11	$\frac{r_{14,10''}r_{13,5}r_{12'',4}}{r_{14,10''}r_{13,5}r_{12'',4} + r_{14,11}r_{13,5}r_{12'',9} - r_{14,11}r_{13',10'}r_{12'',4} - r_{14,10''}r_{13,5}r_{12'',9}}$	0.85
X	--	7,8,9,10	11	1	1
XI	6	7,8	11	$\frac{r_{13'',6}r_{14,10''}}{r_{13'',6}r_{14,10''} - r_{14,11}r_{13',10'}}$	1.13
XII	5	7,8	11	$\frac{r_{13',5}r_{14,10''}}{r_{13',5}r_{14,10''} - r_{14,11}r_{13',10'}}$	1.38

九個轉速比值：

$$r_{12'',2} = -\frac{1}{5}、r_{12'',3} = -\frac{4}{9}、r_{12'',4} = -1、r_{12'',9} = \frac{1}{3}。$$

$$r_{13',5} = -\frac{3}{10}、r_{13',6} = -\frac{9}{22}、r_{13',10'} = \frac{9}{40}。$$

$$r_{14,10''} = -\frac{7}{8}，r_{14,11} = \frac{7}{22}。$$

在得到九個轉速比值後，接下來將計算各齒輪齒數。令第一及第二行星齒輪系模數相同，但第三行星齒輪系模數不一定需要和另兩個行星齒輪系相同。

第一行星齒輪系：

$$r_{12'',2} = -\frac{1}{5}、r_{12'',3} = -\frac{4}{9}、r_{12'',4} = -1、r_{12'',9} = \frac{1}{3}。$$

$$N_9 = 3N_{12''}，N_4 = N_{12''}，則假設 N_{12''} = 30T，$$

$$可得 N_9 = 90T，N_4 = 30T；$$

$$又 \frac{N_{12'}}{N_2} = \frac{1}{5}，\frac{N_{12''}}{N_3} = \frac{4}{9} 且 d_2 + d_{10'} = d_3 + d_{10''} = d_4 + d_{10''}；$$

$$即 N_2 + N_{12'} = N_3 + N_{12''} = N_4 + N_{12''}；$$

$$\Rightarrow N_2 = 50T，N_3 = 42T，N_{12'} = 10T，N_{12''} = 18T。$$

第二行星齒輪系：

$$r_{11',5} = -\frac{3}{10}，r_{11',6} = -\frac{9}{22}，r_{11',8'} = \frac{9}{40}。$$

$$9N_6 = 22N_{11''}，9N_{8'} = 40N_{11''}，10N_{11'} = 3N_5；$$

因各行星齒輪系模數相同，

$$故 d_2 + d_{10'} = d_3 + d_{10''} = d_4 + d_{10''} = d_6 + d_{11''} = d_5 + d_{11'}，$$

$$\Rightarrow N_5 = 46T、N_{13'} = 14T、N_6 = 42T、N_{13''} = 18T、N_{10'} = 78T。$$

第三行星齒輪系：

$$7N_{10''} = 8N_{14}、7N_{11} = 22N_{14}，假設 N_{14} = 42T，則 N_{10''} = 48T、$$

$$N_{11} = 132T。$$

第五章 調速系統設計

內變速機構藉由變換不同之輸入桿、輸出桿與固定桿可達到不同之轉速比，而調速系統之功能即是在各檔位切換時直接或間接的控制這些所需作動的桿件以達到檔位切換的目的。本章首先依照功能的不同將調速系統分為六個子系統，並尋求各子系統可行之功能解，依型態學矩陣組合出可行的調速系統解；然後再依檔位作動表的需求將各種解排入變速機構中，並判斷是否會產生干涉；最後再繪製變速機構之實體圖。

5.1 調速元件之設計

在第二章內變速器的組成中已知調速系統一般可分為兩部分：一個是控制構件，包括有固定制動器控制元件、輸入離合器控制元件與輸出離合器控制元件，這些元件負責各個檔位切換時用以啟動或解除構件的作動；另一個是連結構件，包括了固定制動器、輸入離合器與輸出離合器，負責在各檔位時連結變速機構內所有構件，達到動力傳輸之目的。其功能構造圖如圖 5.1 所示。

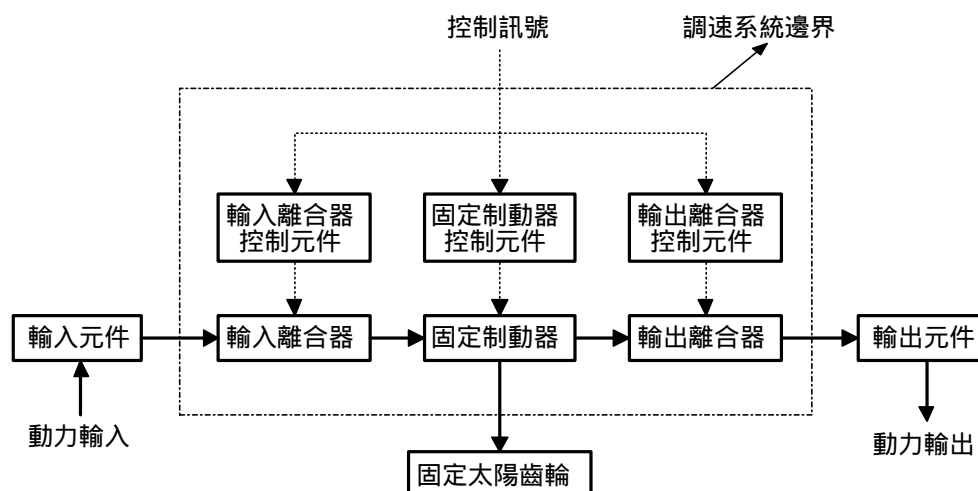


圖 5.1 調速系統之功能構造圖

依據圖 5.1 調速系統之功能構造圖，可知調速系統包括了固定制動器控制元件、輸入離合器控制元件、輸出離合器控制元件、固定制動器、輸入離合器與輸出離合器六個子系統，在利用型態學矩陣找出所有調速系統可行解之前，需先找出各子系統之解，如下所示：

1. 固定制動器

固定制動器之功能為連接太陽齒輪與固定主軸，內變速機構乃是一個機械式的機構，而機械式的制動器常見的有棘輪式、齒輪式、帶狀、盤式..等，其中棘輪式與齒輪式利用棘爪或齒輪咬合的方式，廣泛的被使用在內變速機構中，而其餘幾種制動器乃是利用固定件與被固定件之間的摩擦力達到制動目的，不適合應用在內變速器中。

2. 輸入與輸出離合器

輸入與輸出離合器的功用在於連接輸入件或是輸出件，使得動力可在機構中傳遞。現有之機械式離合器可分為確動離合器，摩擦離合器、彈簧纏繞式離合器等，其中彈簧纏繞式離合器需將同一彈簧纏繞在主動件與從動件上，構造複雜故不被內變速器所使用；摩擦式離合器之作動需以徑向上之外力或離心力壓合主動件與從動件，並依靠兩者間之摩擦力傳遞動力，為避免相對滑動，所施外力要夠大，亦不被內變速器使用；一般內變速機構使用的輸入或輸出離合器大多為棘輪式及齒輪式兩種確動式離合器。

3. 固定制動器之控制構件

內變速機構常使用的固定制動器有棘輪式及齒輪式兩種，依其控制的方式的不同分別如下所示：

- (1) 齒輪式制動器：齒輪式制動器的控制方式多為平移方式，其功用為使太陽齒輪與固定主軸之間無相對迴轉位移；因為多速內變速器常使用多階太陽齒輪的複式行星齒輪系，所以制動器必須能嚙合不同的太陽齒輪，故其在設計上常採用一個調速元件以滑行對和固定主軸相接，藉以在主軸上平移以固定不同的太陽齒輪。為了簡化設計與加工上的方便，齒輪式的制動器近年

來已被改良成方栓及方栓槽的設計，如圖 5.2 所示，圖 5.2(a) 為其作動示意圖，圖 5.2(b) 為其剖面圖。

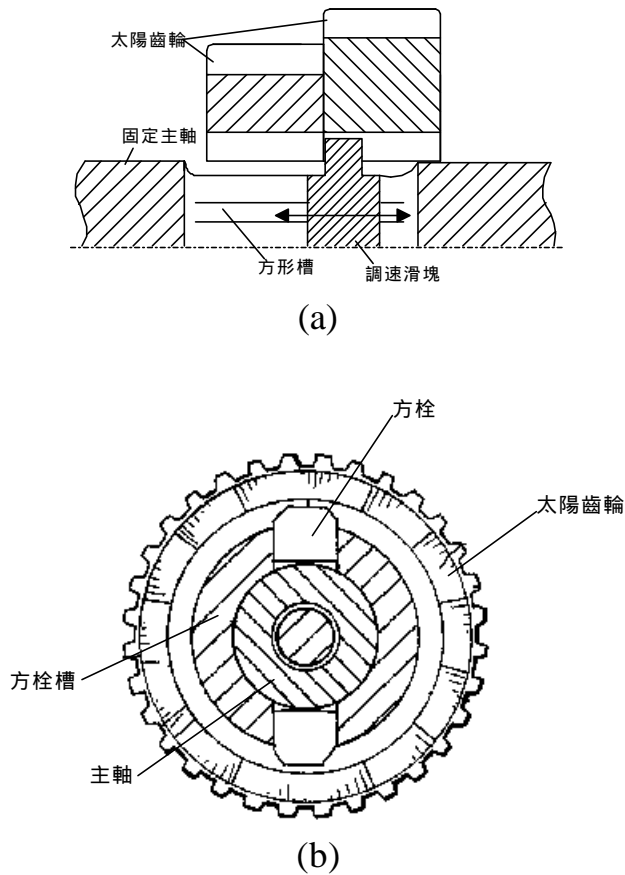


圖 5.2 (a)齒輪式制動器作動示意圖(b)剖面圖

(2) 棘輪式制動器：棘輪式制動器在控制方面有兩種形式，一是內頂棘爪式，另一種是外壓棘爪式，分別如下說明：

(a) 內頂棘爪：如圖 5.3(a)所示，內頂棘爪制動器的裝置為在主軸內部配置控制凸輪，當凸輪旋轉至棘爪底部時會使棘爪鬆開在太陽齒輪內部之棘輪，解除制動；當凸輪移開棘爪底部時棘爪因回復彈簧作用又會和棘輪相嚙合，達到制動效果，如圖 5.3(b)所示。由於此種制動裝置必須將主軸內部挖空裝置控制凸輪，在加工及組裝上相當麻煩，且因主軸被挖空會影響主軸剛性，所以內頂棘爪的制動器在自行車內變速器的使用上已經很少見了。

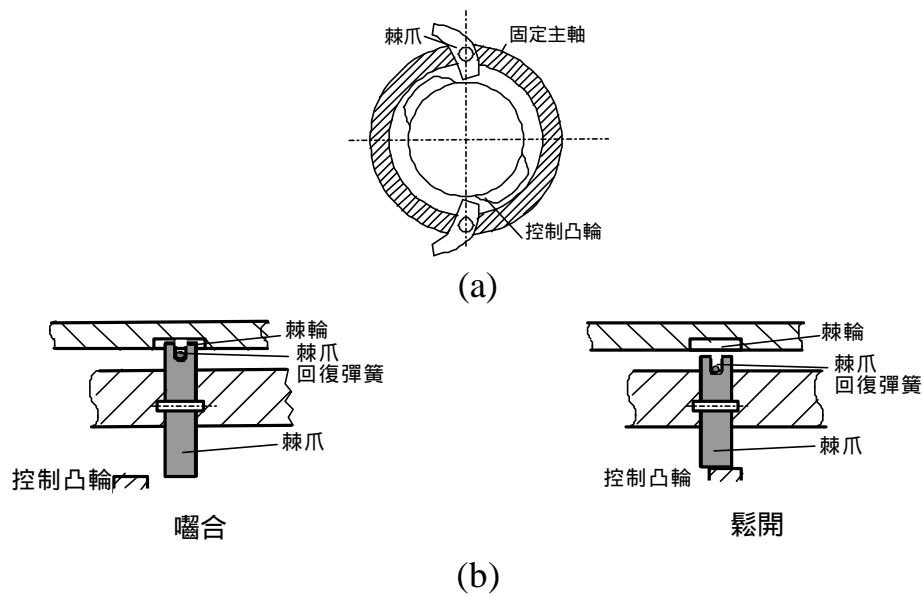


圖 5.3 (a)內頂棘爪制動器(b)作動示意圖

(b)外壓棘爪：如 5.4(a)所示，其棘爪裝配在主軸上，主軸外部套有一個控制套筒，且套筒上依檔位作動需求控制挖有數孔；當套筒缺口旋轉至棘爪上方時，棘爪因回覆彈簧作用而彈起與太陽齒輪上之棘輪相嚙合而達到制動目的，反之若缺口移開時棘爪被壓下而失去作用，其作動示意圖如圖 5.4(b)所示。

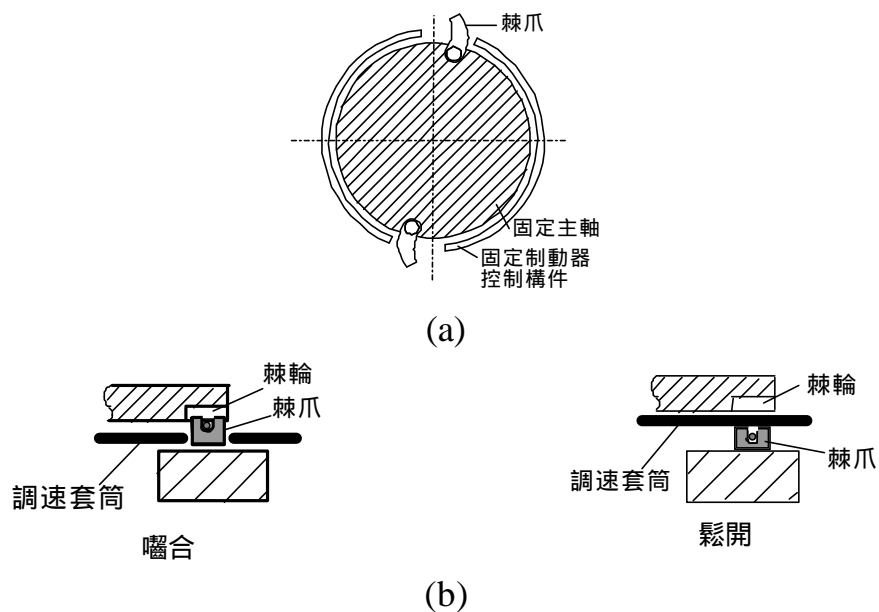


圖 5.4 (a)外壓棘爪制動器(b)作動示意圖

4. 輸入離合器之控制構件

內變速機構常因檔位切換而需要變換不同的輸入桿，所以動力從輸入鏈輪輸入後通常會先經過一個元件分流而出，稱之為調速環，調速環通常藉由在主軸上的平移來達到與不同的輸入離合器相嚙合。由於輸入離合器和調速環相連接，故調速環的控制也屬於輸入離合器的一部份，以下分項說明之：

- (1) 調速環之平移控制：調速環平移控制之設計因控制外力輸入形式的不同而有差異，有平行主軸控制輸入外力的線控平移式與繞主軸旋轉輸入外力的凸輪導引式兩種，分別如下所示：

- (a) 線控平移：如圖 5.5 所示，當控制鋼絲向右拉動帶動調速滑塊時同時會帶動調速環向右移動，當施力放鬆時，因調速環右方裝置一回復彈簧，使得調速環會因回復彈簧的作用向左移動，如此一來即可達到控制調速環左右平移的目的。考慮控制方式的相容性，若使用線控平移方式控制調速環，則前述之固定制動器的選用必須使用齒輪式，因齒輪式的制動器必須使用線性平移輸入控制。

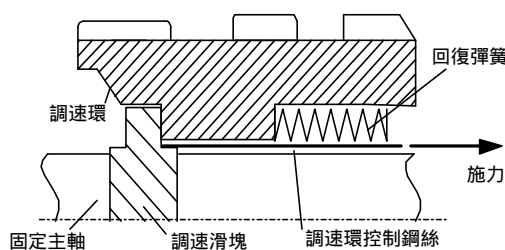


圖 5.5 線控平移控制之調速環

- (b) 凸輪導引：如圖 5.6 所示，調速環安裝於可相對調速環迴轉的導引凸輪上，調速環之底座以方形齒與導引凸輪上的溝槽相接，當導引凸輪旋轉時，調速環會因溝槽之曲線變化做左右平移。使凸輪到引控制調速環在前述之固定制動器的選用上並無限制。

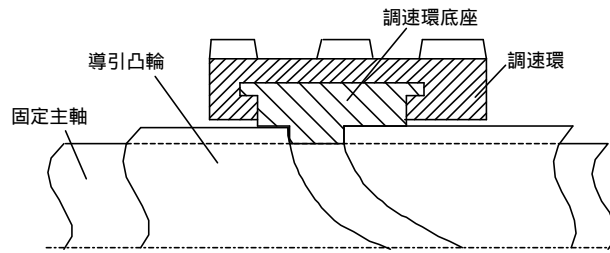


圖 5.6 凸輪導引控制之調速環

(2) 輸入離合器之控制：依照前述可知輸入離合器有棘輪式與齒輪式兩種，分別說明如下：

(a) 棘輪式離合器：利用調速環之平移嚙合不同的離合器，達到切換離合器的目的，如圖 5.6(a)所示。棘輪式離合器有一個特性，當元件 1 的轉速大於元件 2 的轉速，則離合器 1 與調速環嚙合作動，此時離合器 2 因為棘輪式離合器超速(overrunning)之特性，離合器 2 與調速環之接合將自動解除，若在檔位設計時能利用這種特性將可簡化控制。

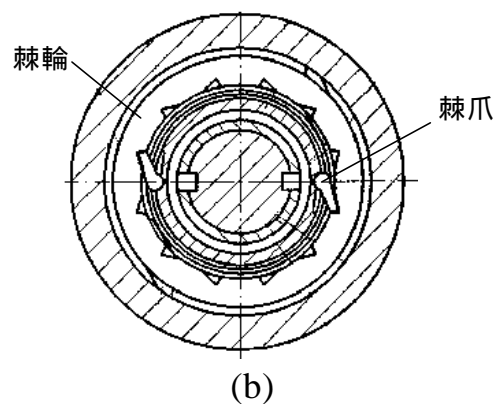
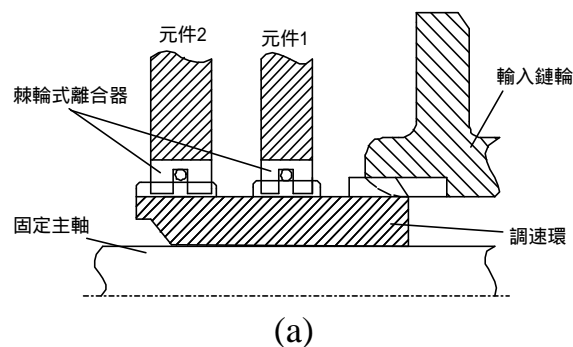


圖 5.7 (a)棘輪式輸入離合器之控制(b)單向離合器剖面圖

(b) 齒輪式離合器：若輸入離合器為齒輪式離合器，則只能藉由調速環之平移接合所需要之離合器來達成離合器切換的目的，如圖所示。

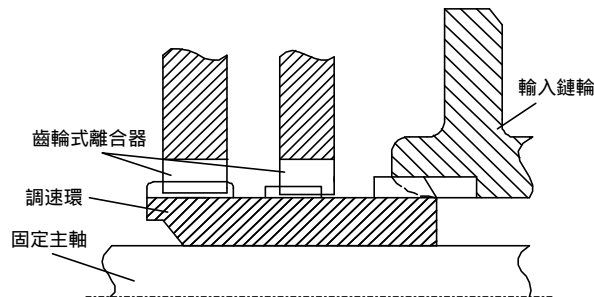


圖 5.8 齒輪式輸入離合器之控制

5. 輸出離合器控制構件之設計

內變速機構因為輸出輪殼包覆了變速機構與調速系統，所以通常直接以輸出離合器連接輸出元件與輸出輪殼；控制離合器作動可利用前述外壓棘爪與內頂棘爪式離合器，或是以齒輪式離合器利用離合器與輸出輪殼之相對平移。依據選用之離合器種類，其控制之方法說明如下：

- (1) 棘輪式離合器：棘輪式輸出離合器的配置方式為在輪殼內廓設計突起外壓棘爪，或在輸出元件上設計突起內頂棘爪控制輸出離合器之離合，若輸出元件為環齒輪時，還可利用環齒輪可平移的特性，以平移的方式控制輸出離合器之作動。若輸出構件不為環齒輪則只可利用棘輪式離合器之超速特性來控制離合器之離合。
- (2) 齒輪式離合器：齒輪式輸出離合器需利用離合器與輸出輪殼之相對平移來控制離合器之作動，而輸出輪殼無法平移且一般變速機構中僅環齒輪可作平移，因此齒輪式輸出離合器只適用於變速機構之輸出元件全為環齒輪之情形。

5.2 調速元件之配置

根據前一節可得到固定制動器、輸入離合器與輸出離合器三種調速元件與其控制方式的各子功能解法，接下來將利用型態學矩陣來求解調速系統之解，再依檔位作動順序續表進行調速元件的最終配置，在此之前先將各子功能的解依不同類型給予代號以方便型態學矩陣圖表求解，如下所示：

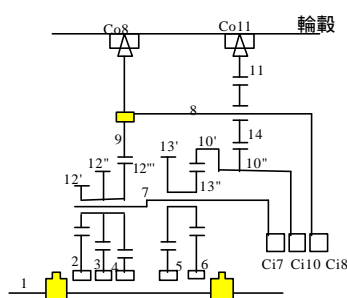
1. 棘輪式固定制動器：RFB；齒輪式固定制動器：GFB
2. 棘輪式輸入離合器：RIC；齒輪式輸入離合器：GIC
3. 棘輪式輸出離合器：ROC；齒輪式輸出離合器：GOC
4. 棘輪式制動控制：RFBC；齒輪式制動控制：GFBC
5. (線控平移控制調速環+棘輪式輸入離合器)：RICL；
(線控平移控制調速環+齒輪式輸入離合器)：GICL；
(凸輪導引控制調速環+棘輪式輸入離合器)：RICC；
(凸輪導引控制調速環+齒輪式輸入離合器)：GICC；
6. 棘輪式輸出離合器控制：ROCC；齒輪式輸出離合器控制：GOCC

以第四章合成出之內變速器可行之機構簡圖中的構型 12A 為例，如圖 5.9(a)所示，圖中顯示該機構需要五個固定個制動器、三個輸入離合器與兩個輸出離合器；其調速系統之型態學圖表如表 5.1 所示。每一個調速系統解乃是由型態學圖表中每一個子系統解中各取一個解法組合而成，因此編號 12A 內變速器之可行機構的調速系統統解之個數理論上有 $2^5 \times 4 = 128$ 個。然而並不是每一個調速系統解均可適用，還需考慮到各個調速系統解中的每一個子系統解是否相容，因此必須將原來求解之過程重新訂定一個更嚴謹的組合步驟；以編號 12A 之變速機構為例說明。

1. 固定制動器方面：雖然此機構需要五個固定制動器，但考慮到控制固定制動器之調速套筒是同一個元件，為控制一致性，所以五個固定制動器應使用相同類型之固定制動器，且兩調速元件之控制方式也應一致。又由圖 5.9(b)中可知各檔位中太陽齒

輪的固定制動情形，兩個調速滑塊在檔與檔之間的位置走向並非一致，故調速套筒無法使用線性平移方式控制。

- 輸入離合器方面：因構件 7 在任何檔位都必須當作輸入構件，所以 Ci7 僅能使用齒輪式輸入離合器；而 Ci10 與 Ci8 為達控制一致性其選擇之離合器類型也需一致。而在調速環控制方面需配合固定制動器之調速套筒。
- 輸出離合器方面：該變速機構需要使用兩個輸出離合器，離合器 Co7 連接之元件為行星臂，因齒輪式輸出離合器只適用於變速機構之輸出元件為全環齒輪之情形，故在選擇上應以棘輪式離合器為佳。



(a)

檔位	一	二	三	四	五	六	七	八	九	十	十一	十二
固定	2	2,5	2	3	3,5	3	4	4	4,5	--	6	5
輸入	7,10	7	7	7,10	7	7	7,10	7	7	7,8,9,10	7,8	7,8
輸出	11	11	9(8)	11	11	9(8)	11	9(8)	11	11	11	11

(b)

圖 5.9 (a)編號 12A 之內變速器機構(b)檔位作動表

表 5.1 編號 12A 變速機構之調速系統型態學圖表

子系統	解法一	解法二	解法三	解法四
固定制動器	RFB	GFB		
輸入離合器	RIC	GIC		
輸出離合器	ROC	GOC		
固定制動器控制構件	RFBC	GFBC		
輸入離合器控制構件	RICL	GICL	RICC	GICC
輸出離合器控制構件	ROCC	GOCC		

由以上三個步驟重新組合調速系統之解，可得到相容性較高之調速系統解，其解法共有四個，如表 5.2 所示。

表 5.2 圖 5.9 變速機構之調速系統解

子系統 \ 編號	1	2	3	4
固定制動器	棘輪式	棘輪式	齒輪式	齒輪式
固定制動器 控制構件	調速凸輪	調速凸輪	調速凸輪	調速凸輪
輸入離合器	棘輪式	齒輪式	棘輪式	齒輪式
輸入離合器 控制構件	凸輪導引 調速環 + 棘輪式	凸輪導引 調速環 + 齒輪式	凸輪導引 調速環 + 棘輪式	凸輪導引 調速環 + 齒輪式
輸出離合器	棘輪式	棘輪式	棘輪式	棘輪式
輸出離合器 控制構件	棘輪式	棘輪式	棘輪式	棘輪式

由以上步驟可得圖 5.9 變速機構之四個調速系統解，但是真正在設計與選用上還需配合檔位作動表與各檔位中各元件之角速度值，若能充分利用棘輪式離合器之超速(overrunning)之特性，可減少檔位切換控制所需之調速元件與元件動作次數，以下分四個部分說明之。表 5.3 為圖 5.9 變速機構每個檔位中各元件之角速度值。

表 5.3 圖 5.9 變速機構各檔位中各元件之角速度值

檔位	w_7	w_2	w_3	w_4	w_5	w_6	w_8	w_{10}	w_{11}	w_{12}	w_{13}	w_{14}
1	1.00	0.00	-1.14	-4.00	1.00	1.00	2.67	1.00	3.27	6.000	1.000	4.75
2	1.00	0.00	-1.14	-4.00	0.00	-0.41	2.67	1.76	3.00	6.000	4.286	3.71
3	1.00	0.00	-1.14	-4.00	1.00	1.00	2.67	1.00	3.27	6.000	1.000	4.75
4	1.00	0.53	0.00	-1.33	1.00	1.00	1.78	1.00	2.06	3.333	1.000	2.67
5	1.00	0.53	0.00	-1.33	0.00	-0.41	1.78	1.76	1.79	3.333	4.286	1.80
6	1.00	0.53	0.00	-1.33	1.00	1.00	1.78	1.00	2.06	3.333	1.000	2.67
7	1.00	0.80	0.57	0.00	1.00	1.00	1.33	1.00	1.46	2.000	1.000	1.71
8	1.00	0.80	0.57	0.00	1.00	1.00	1.33	1.00	1.46	2.000	1.000	1.71
9	1.00	0.80	0.57	0.00	0.00	-0.41	1.33	1.76	1.18	2.000	4.286	0.85
10	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.000	1.000	1.00
11	1.00	1.00	1.00	1.00	0.29	0.00	1.00	1.54	0.80	1.000	3.333	0.39
12	1.00	1.00	1.00	1.00	0.00	-0.41	1.00	1.76	0.72	1.000	4.286	0.13

1. 輸入離合器配置設計

由表 5.3 中可看出元件 10 之角速度恆大於或等於驅動鏈輪之角速度，可將輸入離合器 Ci7 及 Ci10 配置於同一個調速環上且 Ci10 使用棘輪式離合器，如圖 5.10 所示。驅動鏈輪可同時連接兩離合器，但元件 7 為行星臂可驅動行星齒輪系且使其動力由環齒輪 10 輸出，而當元件 10 之角速度大於調速環之角速度時，離合器 Ci10 將因超速特性而失去作用；但當行星齒輪系失去作用時(太陽齒輪均無被固定時)，此時離合器 Ci10 又將作用與調速環相嚙合。離合器 Ci10 也可使用齒輪式離合器，但必須增加調速環的控制作動，以達到變換輸入桿之目的。

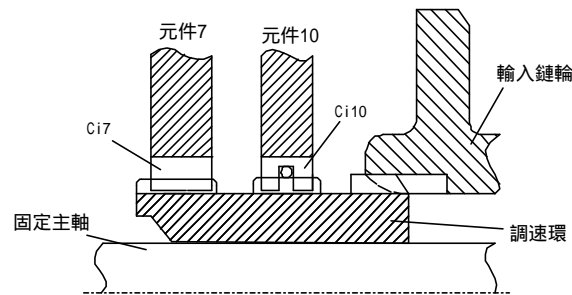


圖 5.10 輸入離合器 Ci7 與 Ci10 之配置

同理元件 8 之角速度也恆大於或等於元件 7 之角速度，理論上離合器 Ci8 也應裝置在上述之調速環上，但礙於空間限制故需增加一個新的調速環於變速機構之左側，當作連接元件 7 與元件 8 之間動力傳遞的橋樑，如圖 5.11 所示。

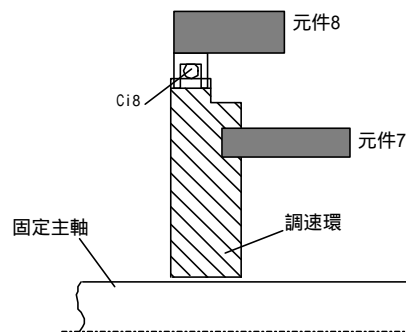


圖 5.11 輸入離合器 Ci8 之配置

2. 輸出離合器配置設計

表 5.3 中陰影部份代表該檔位輸出元件之轉速，在前述調速系統各子系統功能解中已知輸出離合器為棘輪式輸出離合器，由於兩輸出元件轉速大小並無規律性，無法藉由棘輪式輸出離合器超速特性加以控制，故必須加裝輸出離合器控制裝置；棘輪式輸出離合器其輸出控制方式有外壓式與內頂式，因內頂式控制方式需加裝凸輪，而輸出離合器皆與輪轂相接所以並不適合以內頂式控制，故應以外壓式控制，如圖 5.12 所示，利用一個輸出控制環控制輸出離合器，環的中央與調速套筒相連接，且在環的外殼挖有數個調速孔，當控制環旋轉至不同位置時，依外殼上的調速孔可控制離合器的接合與分離。

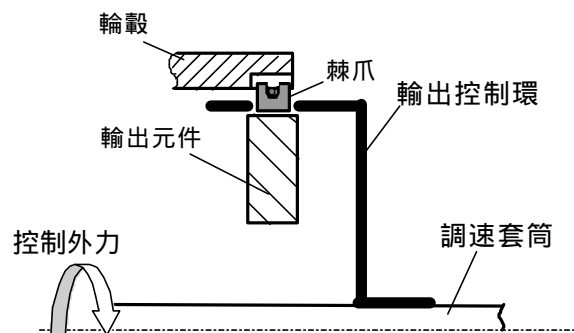


圖 5.12 輸出離合器之配置

3. 固定制動器配置設計

在前述之調速系統各子功能解中已知固定制動器的選用有齒輪式及棘輪式兩種，其控制其配置方式分別在圖 5.2 及圖 5.4 中已經說明，所以在此並不再贅述。

4. 調速套筒配置設計

經過前面三個部份討論後可得到各離合器之配置及其所需之控制元件，接下要將所有離合器控制的元件整合在一個調速套筒上，此部份為調速系統最後且最重要的設計部分，其設計步驟如下所示。

步驟 1 確定控制調速系統之外力輸入形式。

在前述輸出離合器配置設計部份中，由於輸出離合器之輸出控制環所需之控制外力為旋轉形式且無法以平移方式代替，所以調速套筒之控制外力必為旋轉形式。

步驟 2 接下來將調速系統所有元件配置在機構簡圖中，如圖 5.13 所示。

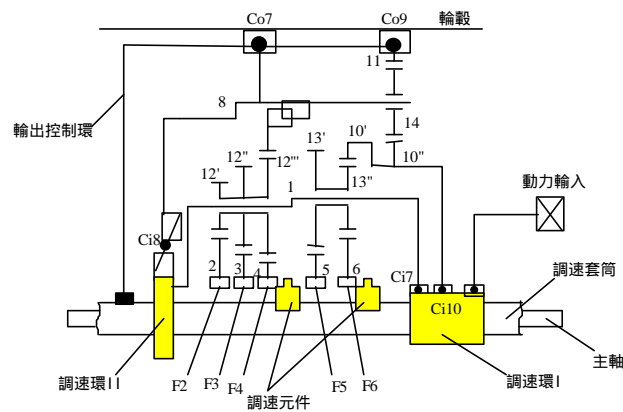


圖 5.13 圖 5.9 之變速機構配置調速元件簡圖

步驟 3 調速套筒位置規劃。

依照表 5.2 調速系統解中各解法設計調速套筒上控制各元件所需之導槽或調速孔。如圖 5.14 所示，套筒上分三個區段，第一個區段為控制固定制動器之導槽或調速孔；第二區段為控制調速環 I 之導槽；第三區段為連接輸出控制環之卡槽。其中解法 1 與 3，因其輸入離合器為棘輪式可利用其超速之特性而調速環 I 不需左右移動即可達到控制目的，故這兩個解法的第二區段不需設計導槽；而第三區段僅為將輸出控制環咬合在調速套筒上，可用齒輪對直接嚙合。則調速系統四個解法之調速套筒的初步設計簡圖如 5.15(a)~(d)所示。

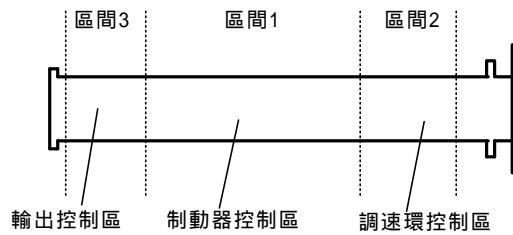


圖 5.14 調速套筒區間

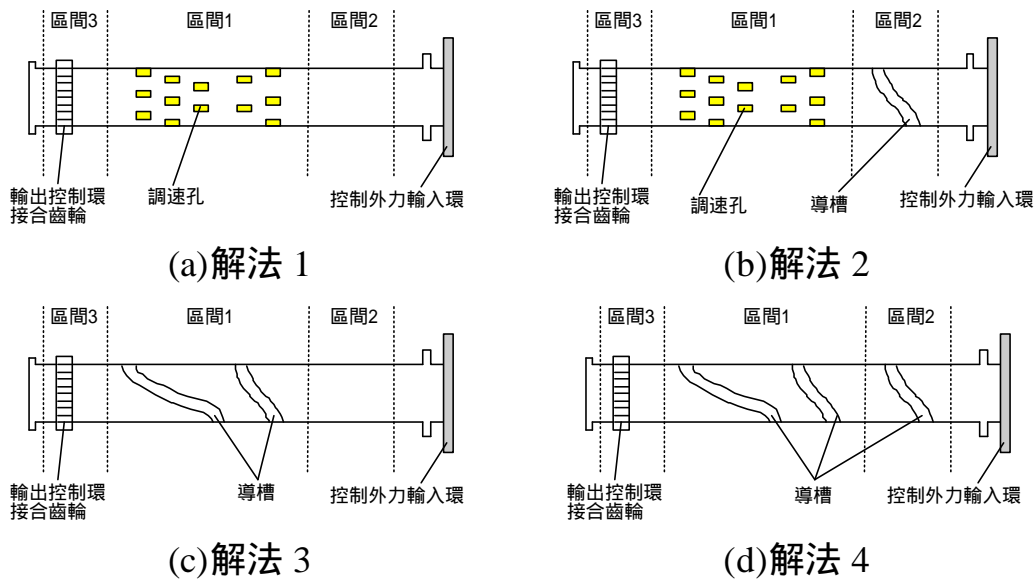


圖 5.15 表 5.2 各系統解之調速套筒

步驟 4 調速系統控制導槽設計。

在步驟 3 中已得到調速套筒的初步位置配置，但這樣對加工上幫助還不夠，所以需更進一步的設計出導槽軌跡或調速孔相對位置。由圖 5.9(b)檔位作動順序表可得到調速元件在各檔位的位置，如圖 5.16 所示，調速滑塊分別有四個及三個位置分別以 a 、 a' 、 a'' 與 a''' ， b 、 b' 與 b'' 標明之，以圖 5.15(a) 及(d)為例，因為考慮制動元件的強度，所以固定制動器所使用之棘爪(棘輪式)或方栓(齒輪式)以兩個為佳，也就是說在 180 度的曲面上要配置十二個檔位；以圖 5.15(a)為例說明，將調速套筒區分為兩個平面，套筒相對應太陽齒輪的位置下每 15 度規劃一個檔位，由檔位作動表決定是否開孔，

The figure shows a 12x7 grid. The rows are labeled I to XII from top to bottom. The columns are labeled a''', a'', a', a, b'', b', b from left to right. Two paths are shown:

- Path a'**: Starts at (I, a'''), goes down to (IV, a''), then diagonally down-right to (V, a'), then diagonally down-left to (VI, a), then diagonally down-right to (VII, a'), then diagonally down-left to (VIII, a''), then diagonally down-right to (IX, a'), then diagonally down-left to (X, a''), then vertically down to (XI, a'), and finally vertically down to (XII, a).
- Path b'**: Starts at (I, b), goes diagonally down-left to (II, b'), then diagonally down-right to (III, b''), then diagonally down-left to (IV, b'), then diagonally down-right to (V, b''), then diagonally down-left to (VI, b'), then diagonally down-right to (VII, b''), then diagonally down-left to (VIII, b'), then diagonally down-right to (IX, b''), then diagonally down-left to (X, b'), then diagonally down-right to (XI, b''), and finally vertically down to (XII, b).

81

從第四章變速機構設計，經過構造合成、轉速比分析、檔位合成與齒數設計之結果，再加上本章調速系統的配置與設計後，設計者已可掌握變速機構大部分的資訊。從檔位合成出之機構簡圖可決定各元件的相對位置，齒數設計結果可決定各元件之幾何尺寸，檔位作動順序表可決定調速系統各元件的配置，最後再依調速系統各個功能解即可繪出變速機構可行設計之實體圖。圖 5.19(a)~(d)為圖 5.9 變速機構可行設計之實體圖。

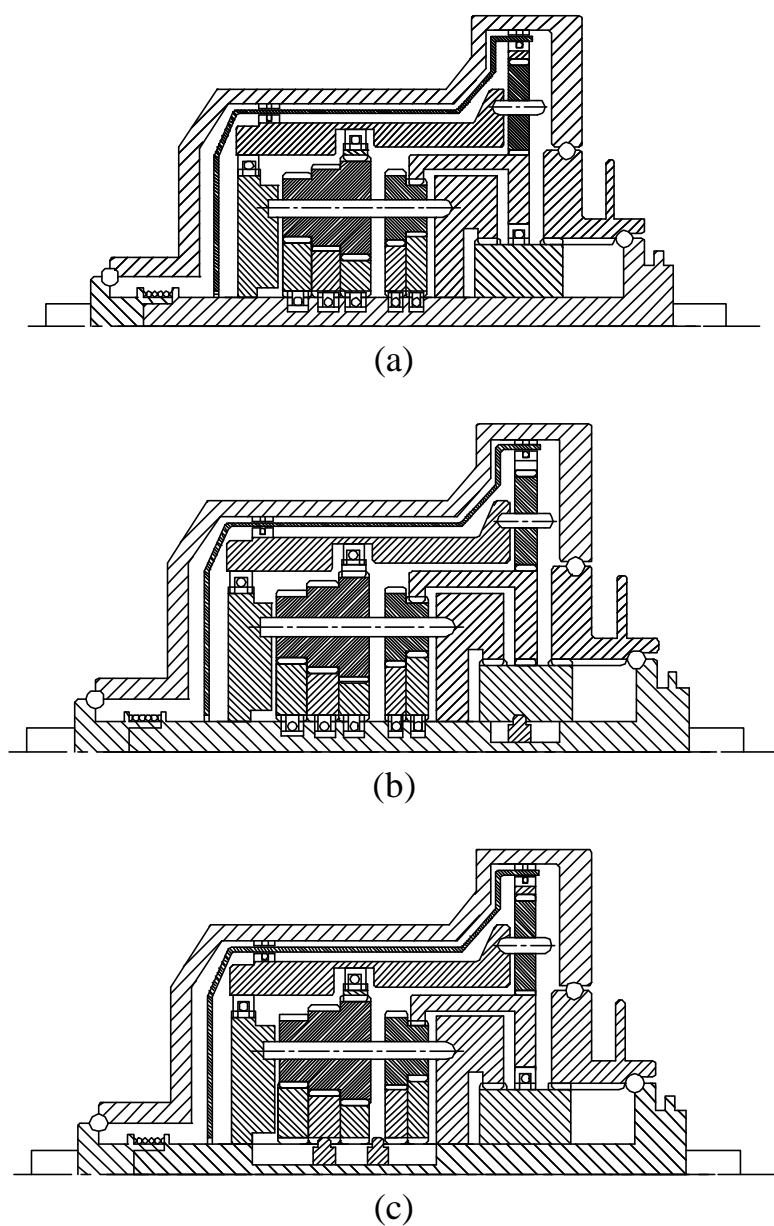


圖 5.19 編號 12A 變速機構可行設計之實體圖

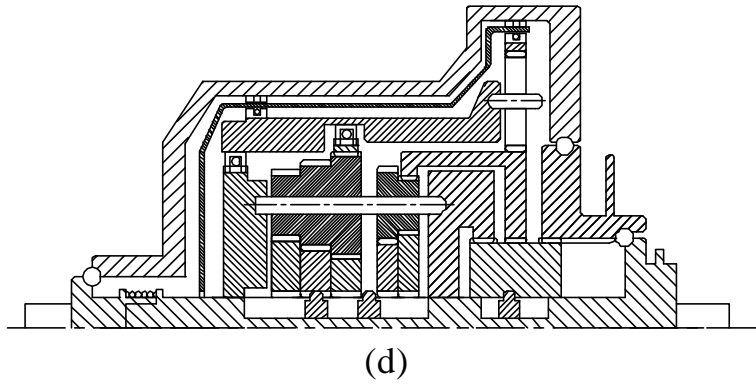


圖 5.19 編號 12A 變速機構可行設計之實體圖(續)

第六章 傳動性能分析

傳動性能分析為決定變速機構好壞相當重要的一個指標，所以在變速機構設計中為相當關鍵的一環。本章首先說明傳動性能分析的基本理論，其中包含了運動分析、力矩分析與功率分析；最後再依據分析理論推導分析流程並撰寫其演算法則，針對組合式多速內變速器撰寫一個傳動性能分析之電腦程式，對所合成出來之十二個變速機構進行性能分析以提供設計者在選擇變速機構上的一個依據。

6.1 運動分析

在行星齒輪系變速機構運動分析中基本迴路是一種相當方便且有效之方法。以圖 6.1 所示為編號 12A 之內變速機構、編號 1201-1 之檔位作動順序表為例，已知齒數比 $r_{12'',2} = -0.2$ ， $r_{12'',3} = -0.44$ ， $r_{12'',4} = -1$ ， $r_{12'',9} = 0.33$ ， $r_{13',5} = -0.3$ ， $r_{13',6} = -0.41$ ， $r_{13',10'} = 0.225$ ， $r_{14,10''} = -0.875$ ， $r_{14,11} = 0.318$ 。假設後驅動鏈輪之轉速為 1.0 rad/sec ，輸入轉矩為 1.0 Nt-m ，該行星齒輪系變速機構有九個基本迴路分別為：I:(2, 12)7, II:(3, 12)7, III:(4, 12)7, IV:(9, 12)7, V:(5, 13)7, VI:(6, 13)7, VII:(10, 13)7, VIII:(10, 14)8 與 IX:(11,14)8，可列出九條基本迴路方程式，再將各齒數比代入其中可得：

$$w_2 + 0.2w_{12'} - 1.2w_7 = 0 \quad (6.1a)$$

$$w_3 + 0.44w_{12''} - 1.44w_7 = 0 \quad (6.1b)$$

$$w_4 + w_{12''} - 2w_7 = 0 \quad (6.1c)$$

$$w_9 - 0.33w_{12} - 0.67w_7 = 0 \quad (6.1d)$$

$$w_5 + 0.3w_{13'} - 1.3w_7 = 0 \quad (6.1e)$$

$$w_6 + 0.41w_{13''} - 1.41w_7 = 0 \quad (6.1f)$$

$$w_{10'} - 0.225w_{13''} - 0.775w_7 = 0 \quad (6.1g)$$

$$w_{10''} + 0.875r_{14,10''}w_{14} - 1.875w_8 = 0 \quad (6.1h)$$

$$w_{11} + 0.318w_{14} - 0.682w_8 = 0 \quad (6.1i)$$



檔位	一	二	三	四	五	六	七	八	九	十	十一	十二
固定	2	2,5	2	3	3,5	3	4	4	4,5	--	6	5
輸入	7,10	7	7	7,10	7	7	7,10	7	7	7,8,9,10	7,8	7,8
輸出	11	11	9(8)	11	11	9(8)	11	9(8)	11	11	11	11

(b)檔位作動表

圖 6.1 編號 12A 變速機構及檔位作動順序表

由檔位作動表可得知十二個檔位是分別以變換固定不同之太陽齒輪搭配兩個單向離合器而得到不同之轉速比值。經確定固定件、輸入件與輸出件後，將輸入轉速代入(6.1a)~(6.1i)式並利用高斯消去法可計算出各元件之角速度，如表 6.1 所示。

表 6.1 圖 6.1 所示變速機構之運動分析結果

檔位	w_7	w_2	w_3	w_4	w_5	w_6	w_8	w_{10}	w_{11}	w_{12}	w_{13}	w_{14}	轉速比
一	1.000	0.000	-1.143	-4.000	1.000	1.000	2.667	1.000	3.273	6.000	1.000	4.751	0.31
二	1.000	0.000	-1.143	-4.000	1.000	1.000	2.667	1.000	2.997	6.000	4.286	3.705	0.33
三	1.000	0.000	-1.143	-4.000	1.000	1.000	2.667	1.000	3.273	6.000	1.000	4.751	0.38
四	1.000	0.533	0.000	-1.333	1.000	1.000	1.778	1.000	2.061	3.333	1.000	2.667	0.49
五	1.000	0.533	0.000	-1.333	1.000	1.000	1.778	1.000	2.061	3.333	1.000	2.667	0.56
六	1.000	0.533	0.000	-1.333	0.000	-0.408	1.778	1.758	1.785	3.333	4.286	1.800	0.56
七	1.000	0.800	0.571	0.000	1.000	1.000	1.333	1.000	1.455	2.000	1.000	1.714	0.69
八	1.000	0.800	0.571	0.000	1.000	1.000	1.333	1.000	1.455	2.000	1.000	1.714	0.75
九	1.000	0.800	0.571	0.000	0.000	-0.408	1.333	1.758	1.179	2.000	4.286	0.848	0.85
十	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.00
十一	1.000	1.000	1.000	1.000	0.290	0.000	1.000	1.538	0.804	1.000	3.333	0.385	1.25
十二	1.000	1.000	1.000	1.000	0.000	-0.408	1.000	1.758	0.724	1.000	4.286	0.133	1.38

6.2 轉矩分析

轉矩分析的目的為計算變速機構內各元件所承受的轉矩大小，用以幫助設計傳動元件時選取所需之材料強度，以增加變速機構使用壽命及安全性；以圖 6.1 所示之變速機構為例，其轉矩分析之步驟如下所示：

步驟一 由基本迴路方程式列出所對應之基本力矩方程式與力矩平衡方程式。

圖 6.1 所示之變速機構有九個基本迴路：I:(2, 12)7, II:(3, 12)7, III:(4, 12)7, IV:(9, 12)7, V:(5, 13)7, VI:(6, 13)7, VII:(10, 13)7, VIII:(10, 14)8 與 IX:(11,14)8。

基本迴路之基本力矩方程式如下所示：

$$T_2^I + r_{2,12} T_{12}^I = 0 \quad (6.2a)$$

$$T_3^{II} + r_{3,12} T_{12}^{II} = 0 \quad (6.2b)$$

$$T_4^{III} + r_{4,12} T_{12}^{III} = 0 \quad (6.2c)$$

$$T_9^{IV} + r_{9,12} T_{12}^{IV} = 0 \quad (6.2d)$$

$$T_5^V + r_{5,13} T_{13}^V = 0 \quad (6.2e)$$

$$T_6^{VI} + r_{6,13} T_{13}^{VI} = 0 \quad (6.2f)$$

$$T_{10}^{VII} + r_{10,13} T_{13}^{VII} = 0 \quad (6.2g)$$

$$T_{10}^{VIII} + r_{10,14} T_{14}^{VIII} = 0 \quad (6.2h)$$

$$T_{11}^{IX} + r_{11,14} T_{14}^{IX} = 0 \quad (6.2i)$$

基本迴路之力矩平衡方程式如下所示：

$$T_2^I + T_{12}^I + T_7^I = 0 \quad (6.3a)$$

$$T_3^{II} + T_{12}^{II} + T_7^{II} = 0 \quad (6.3b)$$

$$T_4^{III} + T_{12}^{III} + T_7^{III} = 0 \quad (6.3c)$$

$$T_9^{IV} + T_{12}^{IV} + T_7^{IV} = 0 \quad (6.3d)$$

$$T_5^V + T_{13}^V + T_7^V = 0 \quad (6.3e)$$

$$T_6^{VI} + T_{13}^{VI} + T_7^{VI} = 0 \quad (6.3f)$$

$$T_{10}^{VII} + T_{13}^{VII} + T_7^{VII} = 0 \quad (6.3g)$$

$$T_{10}^{VIII} + T_{14}^{VIII} + T_8^{VIII} = 0 \quad (6.3h)$$

$$T_{11}^{IX} + T_{14}^{IX} + T_8^{IX} = 0 \quad (6.3i)$$

其中 T_j^i 代表元件 i 在基本迴路 j 中所承受的轉矩值。

步驟二 列出各元件所對應之力矩平衡方程式。

變速機構傳遞動力時，在不同檔位因不同的固定件、輸入件與輸出件其各構件會有不同之力矩平衡方程式，以圖 6.1 第一檔為例，其力矩平衡方程式如下所示：

$$T_7^I + T_7^{IV} + T_{10}^{VIII} = 1.0 \text{ Nt-m} \quad (6.4a)$$

$$T_2^I = T_2 = 0 \quad (6.4b)$$

$$T_8^{VIII} + T_8^{IX} + T_9^{IV} = 0 \quad (6.4c)$$

$$T_{10}^{VIII} + T_{10}^{IX} = 0 \quad (6.4d)$$

$$T_{12}^I + T_{12}^{II} + T_{12}^{III} + T_{12}^{IV} = 0 \quad (6.4e)$$

$$T_{14}^{VIII} + T_{14}^{IX} = 0 \quad (6.4f)$$

$$T_{11}^{IX} = T_{11} \quad (6.4g)$$

步驟三 由基本力矩方程式、基本迴路力矩平衡方程式與各構件力矩平衡方程式求解各構件之理想作用力矩。

基本力矩方程式(6.2a)~(6.2i)、基本迴路力矩平衡方程式(6.3a)~(6.3i)與各構件力矩平衡方程式(6.4a)~(6.4g)，由這些方程式可解出第一檔各元件在理想狀況下的作用轉矩，如表 6.2 所示。

表 6.2 圖 6.1 變速機構第一檔各元件之理想作用轉矩

構件	基本迴路 (2,12)7	基本迴路 (9,12)7	基本迴路 (10,14)8	基本迴路 (11,14)7	傳動 轉矩
7	0.833	0.277	--	--	1.110
2	-0.694	--	--	--	-0.694
8	--	--	0.208	0.208	0.416
9	--	-0.416			-0.416
10	--	--	-0.110	--	-0.110
11	--	--	--	-0.306	-0.306
12	-0.139	0.139	--	--	0.000
14	--	--	-0.097	0.097	0.000

步驟四 列出齒輪嚙合損耗之基本力矩方程式。

若考慮齒輪的嚙合率,則(6.2a)~(6.2i)之基本力矩方程式則需改寫成：

$$T_2^I + \mathbf{h}_{2,12}^C \mathbf{r}_{2,12} T_{12}^I = 0 \quad (6.5a)$$

$$T_3^{II} + \mathbf{h}_{3,12}^C \mathbf{r}_{3,12} T_{12}^{II} = 0 \quad (6.5b)$$

$$T_4^{III} + \mathbf{h}_{4,12}^C \mathbf{r}_{4,12} T_{12}^{III} = 0 \quad (6.5c)$$

$$T_9^{IV} + \mathbf{h}_{9,12}^C \mathbf{r}_{9,12} T_{12}^{IV} = 0 \quad (6.5d)$$

$$T_5^V + \mathbf{h}_{5,13}^C \mathbf{r}_{5,13} T_{13}^V = 0 \quad (6.5e)$$

$$T_6^{VI} + \mathbf{h}_{6,13}^C \mathbf{r}_{6,13} T_{13}^{VI} = 0 \quad (6.5f)$$

$$T_{10}^{VII} + \mathbf{h}_{10,13}^C \mathbf{r}_{10,13} T_{13}^{VII} = 0 \quad (6.5g)$$

$$T_{10}^{VIII} + \mathbf{h}_{10,14}^C \mathbf{r}_{10,14} T_{14}^{VIII} = 0 \quad (6.5h)$$

$$T_{11}^{IX} + \mathbf{h}_{11,14}^C \mathbf{r}_{11,14} T_{14}^{IX} = 0 \quad (6.5i)$$

$$\text{其中 } C \text{ 值} = \begin{cases} -1, & \text{若 } [-T_j(\mathbf{w}_j - \mathbf{w}_k) \geq 0] \\ +1, & \text{若 } [-T_j(\mathbf{w}_j - \mathbf{w}_k) < 0] \end{cases}$$

T_j 為構件 j 之理想作用轉矩值。以第一檔為因 $(\dot{u}_{12} - \dot{u}_7) > 0$ 且 $T_{12}^I < 0$, 所以 $[-T_{12}(\dot{u}_{12} - \dot{u}_7) \geq 0]$ 可得 $C_I = -1$; 同理可得求得第一檔其他之傳遞係數分別為 : $C_{IV} = +1$ 、 $C_{VIII} = -1$ 與 $C_{IX} = +1$ 。若外嚙合齒輪對之嚙合率 $\boldsymbol{h}_{2,12'} = \boldsymbol{h}_{10'',14} = 0.98$, 若內嚙合齒輪對之嚙合率 $\boldsymbol{h}_{8,12} = \boldsymbol{h}_{11,14} = 0.99$, 則由(6.3a)~(6.3i) , (6.4a)~(6.4g)與(6.5a)~(6.5i)式可求得第一檔時各構件所承受之實際轉矩 , 如表 6.3 所示。

表 6.3 圖 6.1 變速機構考慮嚙合率第一檔各元件之轉矩

構件	基本迴路 (2,12)7	基本迴路 (8,12)7	基本迴路 (10,14)8	基本迴路 (11,14)8	傳動 轉矩
7	0.843	0.268	--	--	1.112
2	-0.705	--	--	--	-0.705
8	--	--	0.207	0.199	0.406
9	--	-0.406	--	--	-0.406
10	--	--	-0.112	--	-0.112
11	--	--	--	-0.295	-0.295
12	-0.138	0.138	--	--	0.000
14	--	--	-0.096	0.096	0.000

6.3 功率與傳動效率分析

變速機構中各構件傳遞功率定義為各構件之轉速與作用轉矩的乘積，由前兩節運動分析及力矩分析之結果即可求得，若傳遞功率之值為正則表示動力由該構件流出，若為負值則表示動力流入該構件。以圖 6.1 所示之變速機構為例，其第一檔各構件的傳動功率如表 6.4 所示，並繪出其功率流向圖如圖 6.2(a)所示。圖 6.1 變速機構各檔位之傳遞功率表如表 6.5~6.14 所示；圖 6.1 變速機構各檔位之功率流向圖如圖 6.2(a)~(l)所示，圖中空心圓圈代表基本迴路，其中數字為其編號；較小之黑色實心圓代表變速機構內各構件；箭頭方向代表功率流動方向。

變速機構之傳動效率定義為輸出功率與輸入功率的比值，由表 6.4 之結果可知第一檔的傳動效率為 $\eta = (0.966/1.000) = 0.966$ 。基於上述之各步驟對所有檔位進行運動分析、力矩分析、功率分析與傳動效率分析，可得圖 6.1 變速機構各檔位之傳動效率分析結果，如表 6.15 所示，平均傳遞功率為 0.981。

表 6.4 圖 6.1 變速機構第一檔之傳遞功率

構件	基本迴路 (2,12)7	基本迴路 (9,12)7	基本迴路 (10,14)8	基本迴路 (11,14)8	傳遞功率 (Watt)
7	0.843	0.268	--	--	1.111
2	0.000	--	--	--	0.000
8	--	--	0.552	0.531	1.083
9	--	-1.083	--	--	-1.083
10	--	--	-0.111	--	-0.111
11	--	--	--	-0.966	-0.966
12	-0.828	0.828	--	--	0.000
14	--	--	-0.439	0.439	0.000

表 6.5 圖 6.1 變速機構第二檔之傳遞功率

構件	基本迴路 (2,12)7	基本迴路 (9,12)7	基本迴路 (5,13)7	基本迴路 (10,13)7	基本迴路 (10,14)8	基本迴路 (11,14)8	傳動功率 (Watt)
7	0.925	0.294	-0.125	-0.093	--	--	1.000
2	0.000	--	--	--	--	--	0.000
5	--	--	0.000	--	--	--	0.000
8	--	--	--	--	0.605	0.581	1.187
9	--	-1.187	--	--	--	--	-1.187
10	--	--	--	0.214	-0.214	--	0.000
11	--	--	--	--	--	-0.968	-0.968
12	-0.912	0.912	--	--	--	--	0.000
13	--	--	0.124	-0.124	--	--	0.000
14	--	--	--	--	-0.389	0.389	0.000

表 6.6 圖 6.1 變速機構第三檔之傳遞功率

構件	基本迴路 (2,12)1	基本迴路 (9,12)7	傳動功率 (Watt)
7	0.759	0.241	1.000
2	0.000	--	0.000
9	--	-0.976	-0.976
12	-0.746	0.746	0.000

表 6.7 圖 6.1 變速機構第四檔之傳遞功率

構件	基本迴路 (3,12)7	基本迴路 (9,12)7	基本迴路 (10,14)8	基本迴路 (11,14)8	傳動功率 (Watt)
7	0.749	0.430	--	--	1.179
3	0.000	--	--	--	--
8	--	--	0.59	0.567	1.157
9	--	-1.157	--	--	-1.157
10	--	--	-0.179	--	-0.179
11	--	--	--	-0.973	-0.973
12	-0.740	0.740	--	--	0.000
14	--	--	-0.408	0.408	0.000

表 6.8 圖 6.1 變速機構第五檔之傳遞功率

構件	基本迴路 (3,12)7	基本迴路 (9,12)7	傳動功率 (Watt)
7	0.636	0.364	1.000
3	0.000	--	0.000
9	--	-0.982	-0.982
12	-0.627	0.627	0.000

表 6.9 圖 6.1 變速機構第六檔之傳遞功率

構件	基本迴路 (3,12)7	基本迴路 (9,12)7	基本迴路 (5,13)7	基本迴路 (10,13)7	基本迴路 (10,14)8	基本迴路 (11,14)8	傳遞功率 (Watt)
7	0.864	0.495	-0.205	-0.153	--	--	1.000
3	0.000	--	--	--	--	--	0.000
5	--	--	0.000	--	--	--	0.000
8	--	--	--	--	0.674	0.661	1.335
9	--	-1.335	--	--	--	--	-1.335
10	--	--	--	0.352	-0.352	--	0.000
11	--	--	--	--	--	-0.982	-0.982
12	-0.850	0.850	--	--	--	--	0.000
13	--	--	0.201	-0.201	--	--	0.000
14	--	--	--	--	-0.322	0.322	0.000

表 6.10 圖 6.1 變速機構第七檔之傳遞功率

構件	基本迴路 (4,12)1	基本迴路 (9,12)7	基本迴路 (10,14)8	基本迴路 (11,14)8	傳動功率 (Watt)
7	0.641	0.617	--	--	1.258
4	0.000	--	--	--	0.000
8	--	--	0.639	0.607	1.245
9	--	-1.245	--	--	-1.245
10	--	--	-0.258	--	-0.258
11	--	--	--	-0.984	-0.984
12	-0.634	0.634	--	--	0.000
14	--	--	-0.379	0.379	0.000

表 6.11 圖 6.1 變速機構第八檔之傳遞功率

構件	基本迴路 (4,12)1	基本迴路 (9,12)7	傳動功率 (Watt)
7	0.51	0.49	1.000
4	0.000	--	0.000
9	--	-0.995	-0.995
12	-0.505	0.505	0.000

表 6.12 圖 6.1 變速機構第九檔之傳遞功率

構件	基本迴路 (4,12)7	基本迴路 (9,12)7	基本迴路 (5,13)7	基本迴路 (10,13)7	基本迴路 (10,14)8	基本迴路 (11,13)8	傳動功率 (Watt)
7	0.801	0.771	-0.328	-0.245	--	--	1.000
4	0.000	--	--	--	--	--	0.000
5	--	--	0.000	--	--	--	0.000
8	--	--	--	--	0.792	0.764	1.156
9	--	-1.556	--	--	--	--	-1.156
10	--	--	--	0.563	-0.563	--	0.000
11	--	--	--	--	--	0.999	0.999
12	-0.794	0.794	--	--	--	--	0.000
13	--	--	0.321	-0.321	--	--	0.000
14	--	--	--	--	-0.233	0.233	0.000

表 6.13 圖 6.1 變速機構第十一檔之傳遞功率

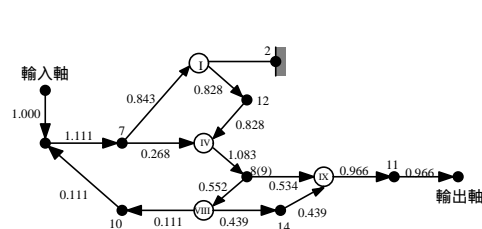
構件	基本迴路 (6,13)7	基本迴路 (10,13)7	基本迴路 (10,14)8	基本迴路 (11,14)8	傳動功率 (Watt)
7	-0.317	-0.331	--	--	-0.647
6	0.000	--	--	--	0.000
8	--	--	0.808	0.839	1.648
10	--	0.657	-0.657		0.000
11	--	--	--	-0.982	-0.982
13	0.323	-0.323	--	--	0.000
14	--	--	-0.147	0.147	0.000

表 6.14 圖 6.1 變速機構第十二檔之傳遞功率

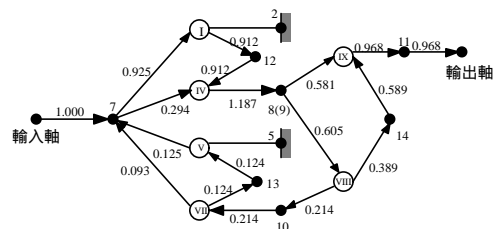
構件	基本迴路 (5,13)7	基本迴路 (10,13)7	基本迴路 (10,14)8	基本迴路 (11,14)8	傳動功率 (Watt)
7	-0.448	-0.363	--	--	-0.811
5	0.000	--	--	--	0.000
8	--	--	0.888	0.923	1.811
10	--	0.825	-0.825	--	0.000
11	--	--	--	-0.972	-0.972
13	0.454	-0.454	--	--	0.000
14	--	--	-0.056	0.056	0.000

表 6.15 圖 6.1 變速機構各檔位傳動效率

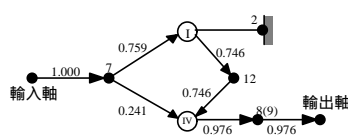
檔位	D1	D2	D3	D4	D5	D6
傳動效率	0.966	0.968	0.976	0.973	0.982	0.982
檔位	D7	D8	D9	D10	D11	D12
傳動效率	0.984	0.995	0.999	1.000	0.982	0.972



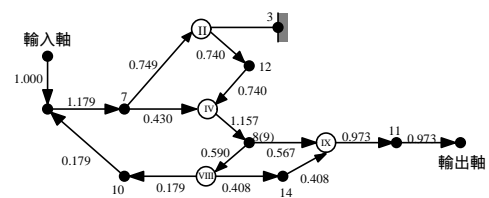
(a) 第一檔



(b) 第二檔

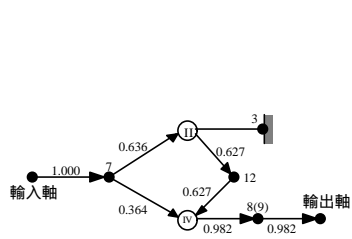


(c) 第三檔

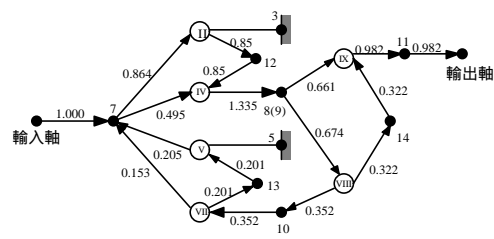


(d) 第四檔

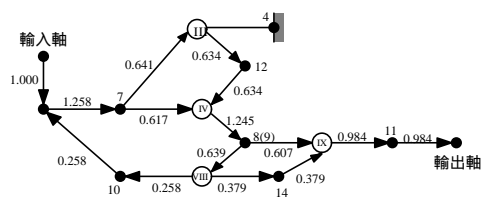
圖 6.2 圖 6.1 所示之變速機構各檔位功率流向圖



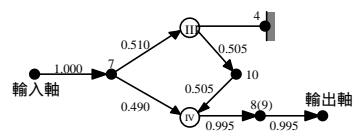
(e) 第五檔



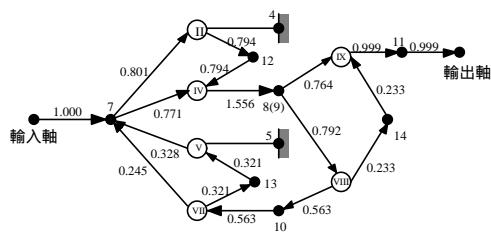
(f) 第六檔



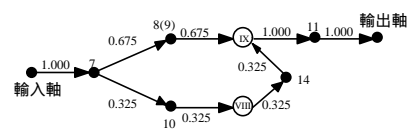
(g) 第七檔



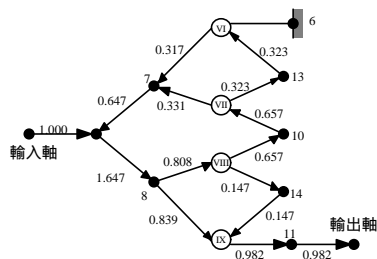
(h) 第八檔



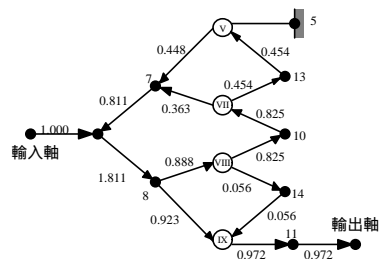
(i) 第九檔



(j) 第十檔



(k) 第十一檔



(l) 第十二檔

圖 6.2 圖 6.1 所示之變速機構各檔位功率流向圖(續)

6.4 傳動性能分析之電腦化

變速機構之性能分析以基本迴路理論為基礎，可有效的簡化性能分析，運用基本迴路方程式可將複雜的運算式轉換成簡單且有規則的係數矩陣做運算，且有益於電腦化的發展；傳動性能分析之步驟為由基本迴路方程式推得系統運動方程式可進行運動分析，推得基本力矩平衡方程式進行轉矩分析，最後再由前述之運動分析及力矩分析之結果進行傳動效率分析。本節主要是以性能分析理論為基礎，輔以使用 Visual Basic 6.0 套裝軟體針對組合式多速內變速器撰寫其性能分析程式，其流程如圖 6.3 所示，並分項說明如下：

1. 行星齒輪系類型選擇

由第四章組合式內變速器之組合理論可得知，組合式多速內變速器係由變速部分及差速部分所組合而成的。分析程式的一開始即讓使用者選取所要組合之各行星齒輪系之階數，各行星齒輪系之階數與可提供之轉速比數目有一定的關係，使用者可參照第四章表 4.1 再加以選擇，以圖 6.1 所示之變速機構為例其輸入情形如圖 6.4 所示。

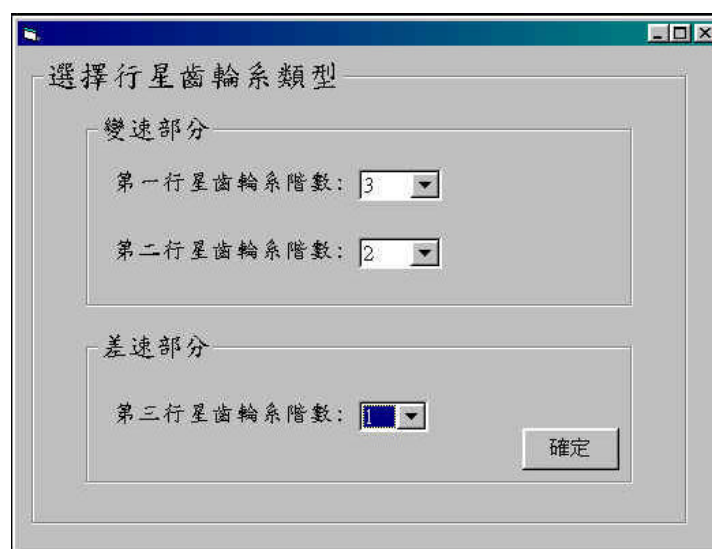


圖 6.4 選擇行星齒輪系類型表單

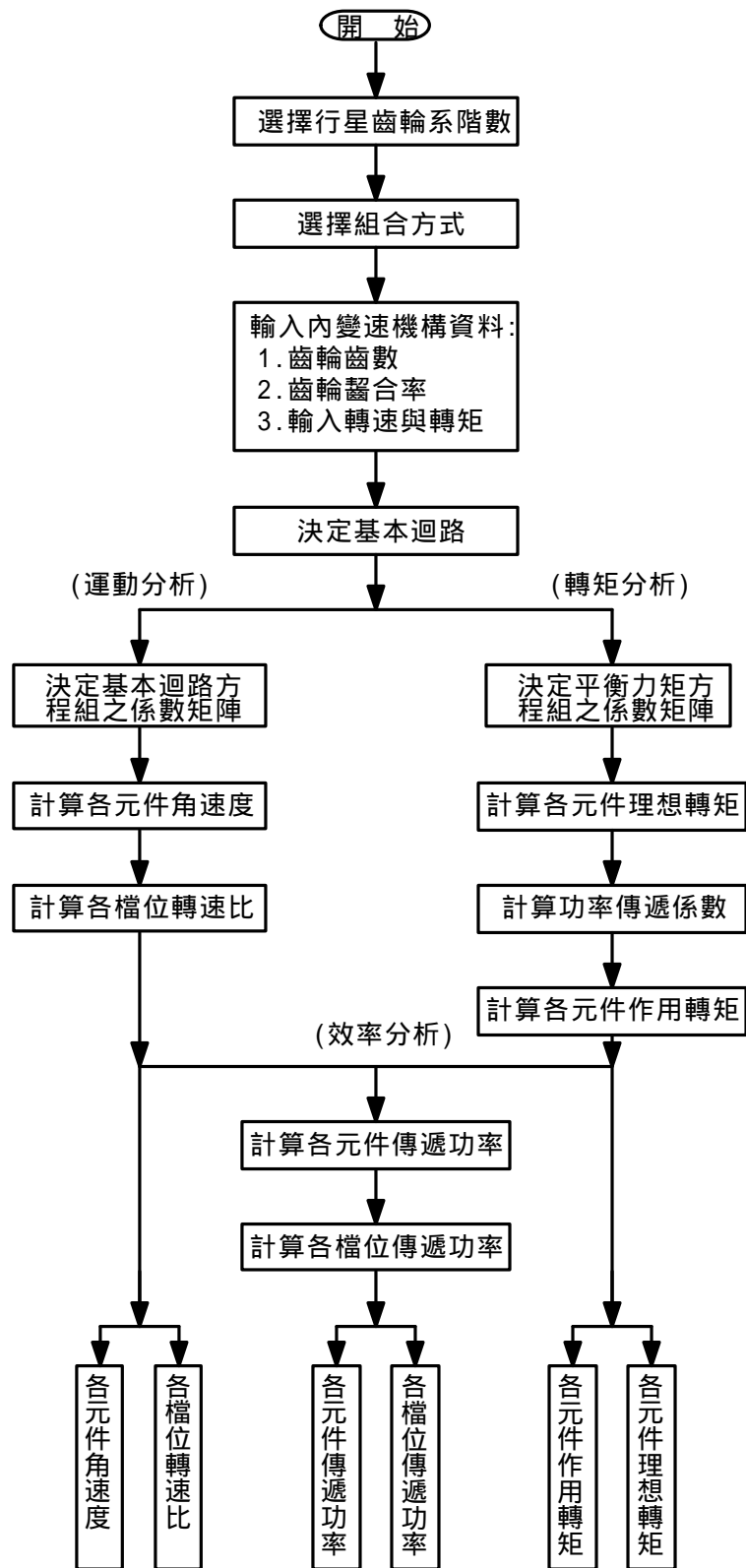


圖 6.3 多速內變速機構性能分析之電腦化流程

2. 選擇組合方式及齒數輸入

在選擇了各行星齒輪系類型後，即進行各行星齒輪系之組合選擇及各齒數輸入。圖 6.5 所示之表單，在表單的上方顯示前述所選擇之三個行星齒輪系之機構簡圖，接著依照第四章組合理論的方式選擇其各行星齒輪系之間連結方式；最後再依照所示之機構簡圖把相對應之編號齒數輸入以便後續的分析動作。

The screenshot shows a software window titled 'datainput'. At the top, there are three schematic diagrams of planetary gear systems labeled C₁, C₂, and C₃. Below these diagrams is a section titled '行星齒輪係連結' (Planetary Gear System Connection) with several radio button options for connecting the planetary gear sets (R1, R2, R3) to the carrier (C) or the sun gear (S). The options are: R1+C3, R2+S3, R1+S3, R2+C3, R1+R3, R2+S3, R1+S3, R2+R3. Below this is a section titled '齒數輸入' (Tooth Count Input) with input fields for R1, R2, R3, S1, S2, S3, P1, P2, P3, S11, S12, S13, S21, S22, P21, P22, S3, P3. The values entered in the fields are: R1=90, R2=78, R3=132, S11=50, S21=46, S3=48, S12=42, S22=42, P11=10, P21=14, P3=42, P12=18, P22=18, P13=30. There are '確定' (Confirm) buttons at the end of each section.

圖 6.5 選擇組合方式及齒數輸入表單

3. 決定基本迴路

內變速機構之傳動性能分析主要是以基本迴路為基礎，進行運動分析、轉矩分析、功率分析與傳動效率分析。由基本迴路定義可知 n 個齒輪對即可得到 n 個基本迴路。而由第四章組合式內變速器的檔位合成中，可知組合式內變速器主要有四種動力流向進行差速輸出，令輸入件之角速度等於輸入軸之角速度，且固定件之角速度為零。首先

由四種動力形式分別決定其基本迴路方程組之係數矩陣，接著以高斯消去法求解各元件之角速度與各檔位之轉速比值。圖 6.6 所示之表單，在輸入轉速後，在表單上第一個列表顯示該變速機構可能提供之所有檔位，依檔位作動表對應表中固定件、輸入件與輸出件可找到所欲求之檔位轉速比值，且在表單下方列表中顯示了在各檔位中所有元件之角速度值，除了可進行接下來的效率分析外尚有助於變速機構中離合器的選擇與配置。

速度分析

輸入轉速=

檔位編號	檔位1	檔位2	檔位3	檔位4	檔位5	檔位6	檔位7
固定	S11	S12	S13	S21	S22	S11,S21	S11,S22
輸入	C1(C2)	C1(C2)	C1(C2)	C1(C2)	C1(C2)	C1(C2)	C1(C2)
輸出	R3	R3	R3	R3	R3	R3	R3
轉速	3.273	2.061	1.455	0.724	0.804	2.997	3.0

所有元件轉速

檔位編號	檔位1	檔位2	檔位3	檔位4	檔位5	檔位6	檔位7
S11	0	0.533	0.8	1	1	0	
S12	-1.143	0	0.571	1	1	-1.143	
S13	-4	-1.333	0	1	1	-4	
S21	1	1	1	0	0.29	0	
S22	1	1	1	-0.408	0	-0.408	
S3	1	1	1	1.758	1.538	1.758	
R1	2.667	1.778	1.333	1	1	2.667	
R2	1	1	1	1.758	1.538	1.758	
R3	3.273	2.061	1.455	0.724	0.804	2.997	
C1	1	1	1	1	1	1	

圖 6.6 運動分析表單

4. 轉矩分析

由第四章組合式內變速器的檔位合成中，可知組合式內變速器主要有四種動力流向進行差速輸出，令輸入件所受之扭矩等於輸入扭矩。首先由四種動力形式分別決定其基本力矩平衡方程組之係數矩陣，接著以高斯消去法求解各元件之理想轉矩與作用轉矩比值。圖

6.7 所示之表單，一開始先輸入輸入轉矩值及齒輪嚙合率，若要顯示理想轉矩則齒輪嚙合率輸入值為 1，接著選取所欲分析之檔位即可進行力矩分析，表單下方列表中顯示了該檔位中各元件所承受的力矩值。

基本迴路	(R1,P1)C1	(S21,P21)C2	(S22,P22)C2	(R2,P22)C2	(S3,P3)C3	(R3,P3)C3
S12						
S13						
S21						
S22			0.067			
S3					-0.119	
R1	-0.433					
R2				0.119		
R3						-0.314
C1	0.286					
C2			-0.095	-0.091		
C3					0.221	0.212
P1	0.147					
P2			0.028	-0.028		
P3					-0.102	0.102

圖 6.7 力矩分析表單

5. 傳動效率分析

變速機構中各構件傳遞功率定義為各構件之轉速與作用轉矩的乘積，所以在傳動效率分析方面只需將前述各檔位中各元件之運動分析及力矩分析之結果加以相乘即可求得。圖 6.8 所示之表單，表單上方列表顯示了該檔位中各元件在其所屬之基本迴路中所傳遞的功率值，每顯示一個檔位即在表單下方列表紀錄其輸出功率值，用以計算該變速機構之平均傳動效率。



圖 6.8 傳動功率分析表單

應用本章所撰寫之分析程式對第四章變速機構設計做性能分析，可作為下一章評價與優選之依據。

第七章 評價優選與後續安裝

在產品設計的最後階段通常可以得到數個可行的設計方案，雖然這些方案均可達到設計的需求，但是考慮產品的市場競爭力與成本等因素，所以必須先將眾方案經過適當的條件評比後做優選工作，再進行後續的細部設計與製造。本章首先訂定自行車內變速器評價之依據，再輔以決策矩陣法進行評估與優選工作以選出較佳的設計構想，最後再將其安裝加以說明。

7.1 內變速器評價依據

一般消費者對自行內變速器的選購標準不外乎性能與價格兩方面。內變速器在性能方面最常被考量的有平均角速度變動量、作用轉矩與傳遞效率；在價格方面，內變速器內所使用之構件數目會直接影響到成本，且數目越多加工困難度越高更會提高成本，以價錢做考量必須考慮到變速機構之桿件數目、離合器總數與調速元件三方面；除此之外，內變速機構可提供之轉速比數目越多越有利於檔位設計與安排；由於內變速器之安裝有其一定之空間限制，所以體積不可過大。依據上述，將內變速器評價之依據分別說明如下：

1. 平均角變動量

內變速機構的平均角速度變動量($\bar{\omega}$)定義為：兩相鄰檔位所有構件角速度變化量絕對值的總和除以可旋轉桿件數目所得之值。由於角速度變動量與換檔時間的比值即為角加速度，因此相鄰兩檔位之角速度的變動量應越低越好可減少換檔時的衝擊力。平均角變動量 $\bar{\omega}$ 之公式為：

$$\bar{\omega} = \left(\sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=1}^{n-1} \left| \omega_{j(i-1)} - \omega_{ji} \right| \right) / (n-1) \quad (7-1)$$

其中 N 為檔位數目， n 為桿件數目， ω_{ji} 為第 i 檔時桿件 j 之角速度。

以編號 12A 之十二速內變速機構為例，其平均角變動量為：

$$\bar{\omega} = \left(\sum_{i=1}^{12-1} \sum_{j=1}^{13-1} \left| \omega_{j(i-1)} - \omega_{ji} \right| \right) / (12-1) = 145.64 / 11 = 13.24 (\text{rad} / \text{s})。$$

2. 變速機構桿件作用轉矩

變速機構之桿件若承受過大之作用轉矩，會影響變速機構使用壽命及騎乘者安全，為顧及桿件之強度，往往需另外選用特殊材料或進行熱處理。因此內變速器元件應避免承受過大的作用力矩，以節省選用特殊材料或熱處理的成本，以最大作用力矩之絕對值為最大者 ($|\tau_{ij}|_{\max}$ ，第 i 檔元件 j 之作用力矩) 為判斷依據，其值越小越好。編號 12A 內變速機構之最大作用力矩

$$|t_{9,7}| = 1.167 \text{ (Nt-m)}$$

3. 傳動效率

傳動效率為內變速器之傳動性能之重要指標，傳動效率越高，表示損耗功率越低，傳動性能越好。各檔位平均傳動效率(\bar{h})為：

$$\bar{h} = \left(\sum_{i=1}^N h_i \right) / N \quad (7-2)$$

其中 h_i 為第 i 檔之傳動效率，N 為檔位數目。以編號 12A 內變速器為例，其平均傳遞功率 $\bar{h} = 0.981$ 。

4. 桿件數目

由於合成出之可行變速機構乃是由三組同樣的行星齒輪系所組成，其不同處為其組合方式，故變速機構所使用之桿件數目均相同，所以此項評比可省略。

5. 離合器與制動器數目

由於調速元件使用之數目會直接影響到成本與加工困難度，故其數目越小越好。以編號 12A 內變速機構為例，該構型需要五個固定制動器、兩個輸出離合器與三個輸入離合器。

6. 調速元件數目

調速元件數目乃是指控制離合器與制動器所需之元件數目，即在調速套筒上之調速環、控制凸輪、調速滑塊、輸出控制環..等各元件，依照調速系統解的不同其所需之控制元件與數目也將不同，其使用到的調速元件數目越少越好以簡化控制與加工成本。

7. 可提供之檔位數目

在第四章變速機構合成中，已知使用不同的行星齒輪系做組合可提供不同的轉速比數目，如表 4.1 所示；但在經過轉速比分析及檔位合成後得到可用的轉速比數目將會減少，以編號 12A 及 12B 為例，兩變速機構的差異僅在於 12A 多了一個輸出離合器，但編號 12A 之變速機構可提供 15 個轉速比，而編號 12B 之變速機構僅能提供 12 個轉速比。多速的內變速機構常需要在一定轉速比值範圍內安排許多的檔位，往往會造成檔位之間轉速比值太過接近而失去換檔的意義，此時變速機構若提供轉速比值越多則在檔位安排的彈性就越大。

8. 最大環齒輪直徑

變速機構內環齒輪之最大直徑會直接影響到內變速器的尺寸大小。在多速內變速器中，最大環齒輪直徑為第二變速部分之行星齒輪系的環齒輪，且環齒輪的直徑和其齒數有直接關係，故此項之評比可直接以差速部分行星齒輪系之環齒輪齒數來做評比，因內變速器有其一定的安裝空間限制所以最大環齒輪直徑越小越好。

7.2 評價與優選結果

依照上述之評價項目，接下來將針對所合成之機構做評價優選工作，本文以決策矩陣法做為評價之方法。決策矩陣法是將設計所得的構想先選定一構想為基準，再將其餘構想依據評估項目逐一與基準者相互比較，比基準構想佳的項目標以 '+' 號；相當者標以 'S'；較差者標以 '-' 號，最後依據權重計算加權總分，若加權總分為正值者表示優於基準構想，取最高分者做為優先選用的設計方案。

在第四章中所合成之機構類型共有十二種，如圖 4.15 所示，將十二種機構類型各自配上四種可行之調速系統解後共可得四十八種可行之變速機構設計。若要將四十八種可行之變速機構一起做評比可能會造成判斷上的困難，所以將評價之工作分為三個步驟：

步驟一 由前節所敘述之評價依據共有七項，其中平均角速度變化量、最大作用轉矩、平均傳動效率、離合器使用數、檔位數目與最大環齒輪直徑等六項評價所需之資料在第四章變速機構設計的各個步驟中已可獲得，可先將十二種機構類型進行初步優選，其評價依據資料如表 7.1 所示。

表 7.1 組合式內變速器初步評價依據

	平均角速度變化量 (rad/s)	構件最大作用轉矩 (Nt-m)	平均傳動效率	離合器與制動器數	可提供檔位數目	最大環齒輪齒數
12A	13.24	1.167	0.981	10	15	132
12B	10.72	1.328	0.979	9	12	132
12C	12.75	1.167	0.982	10	14	132
12D	11.63	1.328	0.975	9	12	132
12E	21.95	1.920	0.983	10	15	144
12F	18.82	1.978	0.976	9	12	144
12G	22.45	1.920	0.985	10	14	144
12H	19.05	1.978	0.973	9	12	144
12I	18.56	1.556	0.985	10	12	132
12J	17.13	1.823	0.977	9	12	132
12K	19.65	1.556	0.980	10	12	132
12L	18.18	1.823	0.975	9	12	132

步驟二 決定各項評價依據所占的相對權重。

在決定各項評價依據的權重前應討論各項依據的相對重要性。自行車的前進動力乃是來自人的腳踏力為動力源，故傳

動效率高可節省體力是相當重要一項；由近年來的專利文獻可知，內變速器的研發除了新構型的開發外最重要的研發方向即為新型離合器與制動器的開發，其目的就是有效的簡化控制與縮小體積；而調速元件數目主要是配合離合器與制動器的配置，其重要性略次於離合器數目與制動器數目；可提供檔位數目主要是有利於運動合成的檔位安排與設計；內變速器的最大直徑會直接影響整個內變速器的體積；而平均角速度變化量和構件最大最用轉矩，主要是影響內變速器的材料強度，而一般使用內變速器的自行車定位都為都市車(City Bike)，通常踩踏力與速度都不會太大，故這兩項的重要性較小。基於上述可將欲評比的項目的重要性依序排出：傳動效率=離合器與制動器數目>調速元件數目>可提供檔位數目=最大直徑>平均角速度變化量=構件作用最大轉矩。其相對權重表如表 7.2 所示，利用表 7.2 所示之權重比較表決定各項評價依據之相對重要性，其中數字 1 表示”優於”，數字 0 表示”劣於”，若遇到同等重要時，則以 0.5 填入表中所對應的位置。在求得各項評價依據之相對權重後，其決策矩陣表如表 7.3 所示，其中調速元件數目評價項目保留至下一步驟再進行。

表 7.2 評價依據權重比較表

	平均 角速 度變 化量	構件 最大 作用 轉矩	平均 傳動 效率	離合 器與 制動 器數	可提 供檔 位數 目	最大 環齒 輪齒 數	調 速 件 數 目	權重 相對 得分	權重 相對 百分 比 (%)
平均角速度變化量	--	0.5	0	0	0	0	0	0.5	2.38
構件最大作用轉矩	0.5	--	0	0	0	0	0	0.5	2.38
平均傳動效率	1	1	--	0.5	1	1	1	5.5	26.19
離合器與制動器數	1	1	0.5	--	1	1	1	5.5	26.19
可提供檔位數目	1	1	0	0	--	0.5	0	2.5	11.90
最大環齒輪齒數	1	1	0	0	0.5	--	0	2.5	11.90
調速元件數目	1	1	0	0	1	1	--	4	19.05
總 分								21	100

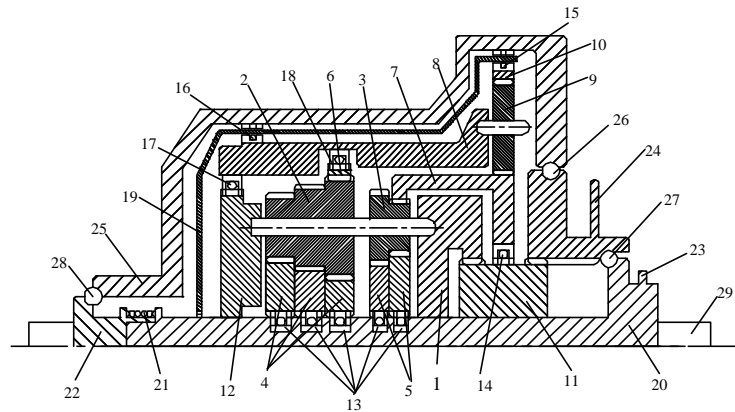
表 7.3 組合式內變速器初步決策矩陣

	平均角速度變化量	構件最大作用轉矩	平均傳動效率	離合器與制動器數	可提供檔位數目	最大環齒輪齒數	初始總分
加權值	2.38	2.38	26.19	26.19	11.90	11.90	80.95
12A	-	+	+	-	+	S	11.90
12B	評 價 基 準						0
12C	-	+	+	-	+	S	11.90
12D	-	S	-	S	S	S	-28.57
12E	-	-	+	-	+	-	-4.76
12F	-	-	-	S	S	-	-42.85
12G	-	-	+	-	+	-	-4.76
12H	-	-	-	S	S	-	-42.85
12I	-	-	+	-	S	S	-4.76
12J	-	-	-	S	S	S	-30.95
12K	-	-	+	-	S	S	-4.76
12L	-	-	-	S	S	S	-30.95

步驟三 經步驟二優選後選出評價得分為正的機構類型 12A、12C 與評價基準 12B，搭配四種調速系統解後對調速元件數目項目做評價，如表 7.4 所示。表 7.4 中編號 12B-3 為 Sachs 十二速內變速器，經評價後可得四個得分為正值優於評價標準之內變速機構設計，分別為：12A-1、12A-3、12C-1 與 12C-3。以 12A-1 為例，將其實體圖及各部分位名稱標註如圖 7.1 所示。

表 7.4 組合式內變速器最終評價

編號	調速元件數目	評價	評價加分	初始分數	最終總分
12A-1	3	S	0	11.9	11.9
12A-2	5	-	-19.50	11.9	-7.6
12A-3	3	S	0	11.9	11.9
12A-4	5	-	-19.50	11.9	-7.6
12B-1	3	S	0	0	-7.6
12B-2	5	-	-19.50	0	-19.50
12B-3	3	S	0	0	0
12B-4	5	-	-19.50	0	-19.50
12C-1	3	S	0	11.9	11.9
12C-2	5	-	-19.50	11.9	-7.6
12C-3	3	S	0	11.9	11.9
12C-4	5	-	-19.50	11.9	-7.6



- | | | |
|-------------------|-----------|-----------|
| 1. 第一、二行星臂 | 2. 第一行星齒輪 | 3. 第二行星齒輪 |
| 4. 第一太陽齒輪 | 5. 第二太陽齒輪 | 6. 第一環齒輪 |
| 7. 第二環齒輪 (第三太陽齒輪) | | 8. 第三行星臂 |
| 9. 第三行星齒輪 | 10. 第三環齒輪 | 11. 調速環 I |
| 12. 調速環 II | 13. 固定制動器 | 14. 輸入離合器 |
| 15. 輸出離合器 | 16. 輸出離合器 | 17. 輸入離合器 |
| 18. 輸入離合器 | 19. 輸出控制環 | 20. 調速套筒 |
| 21. 回覆彈簧 | 22. 固定套筒 | 23. 外力控制環 |
| 24. 驅動鏈輪 | 25. 輪轂 | 26. 軸承 |
| 27. 軸承 | 28. 軸承 | 29. 主軸 |

圖 7.1 編號 12A-1 之實體圖及各部分位名稱

7.3 內變速器之安裝

自行車內變速器經初步構想、構想設計、機構合成、效率分析與評價優選等步驟後，最後一步就是將所設計出來之產品順利安裝於自行車上。由於內變速器是安裝於自行車後輪輪轂內，故其安裝於車架上之位置與一般花鼓相同，如圖 7.2 所示。圖 7.2(a)所示為內變速器與自行車各零件位置示意圖；內變速器輪轂凸緣部份以鋼絲連接輪圈，可將輸出之動力經由鋼絲傳遞至輪圈進而帶動自行車前進，如圖 7.2(b)所示；此外，內變速器以主軸裝配在鏈支桿上，兩端以固定螺帽固定之，如圖 7.2(c)所示。

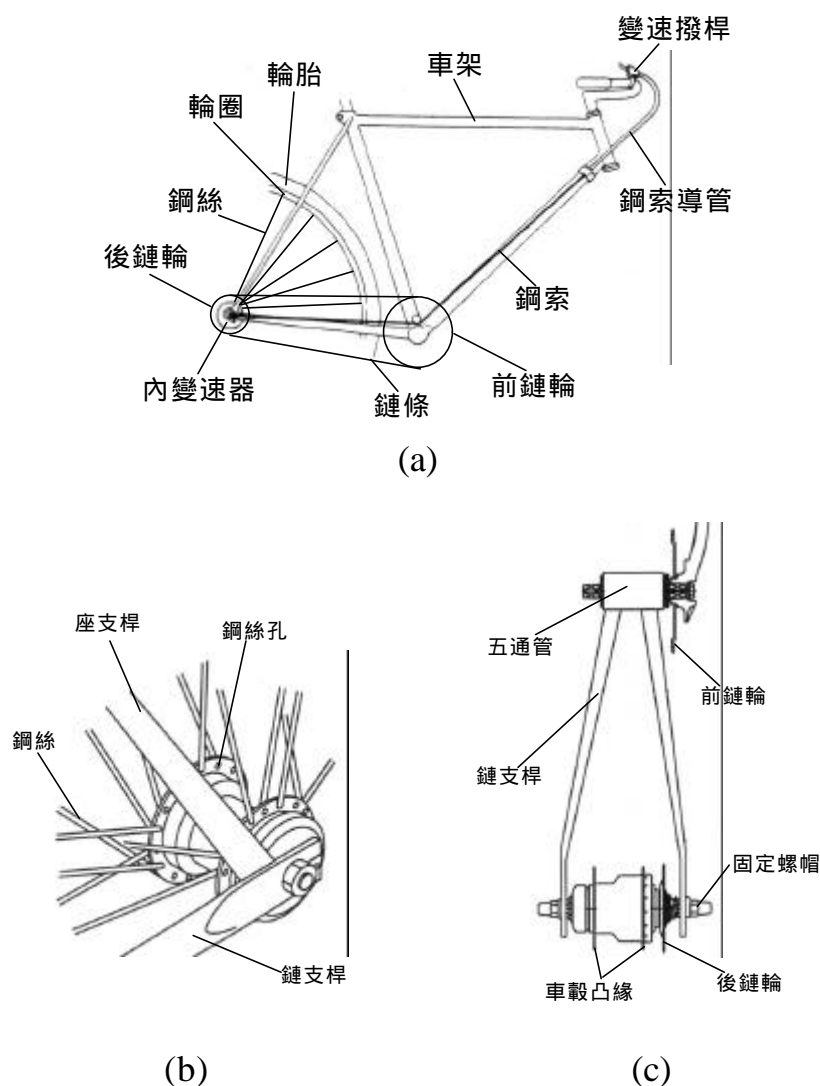


圖 7.2 內變速器與車架之相對位置圖

由前述所知，內變速器在安裝上和一般花鼓無異，且其安裝規格均已標準化，如兩鏈支桿之寬度為 130 mm 左右與主軸之直徑為 10 mm，這兩者都已是各大車廠之標準化之規格；但是內變速器需要安裝變速裝置與一般自行車不同，且因設計尺寸的不同會影響鋼絲的安裝，說明如下。

1. 變速裝置：在第五章調速系統之設計中已知內變速器在外力控制方面分為線性平移拉動及旋轉輸入控制，分別說明如下：

(a) 線性平移

如圖 7.3 所示，變速撥桿拉動調速鋼絲帶動鏈條，將原本垂直方向的力量透過鏈條轉換成水平方向的力量；此種控制裝置最

大的特色就是其主軸在控制端為中空設計用來安裝調速拉桿，此設計的目的為避免調速拉桿與鏈支桿發生干涉，因為內變速器安裝在鏈支桿後，其與鏈支桿之距離 s 相當小，空間不足以安裝控制裝置。此種裝置在鏈條與主軸管壁接觸的地方會有摩擦力，可利用槓桿機構改善，利用槓桿改變施力的方向且摩擦力較小，如圖 7.4 所示，圖右為其機構簡圖。

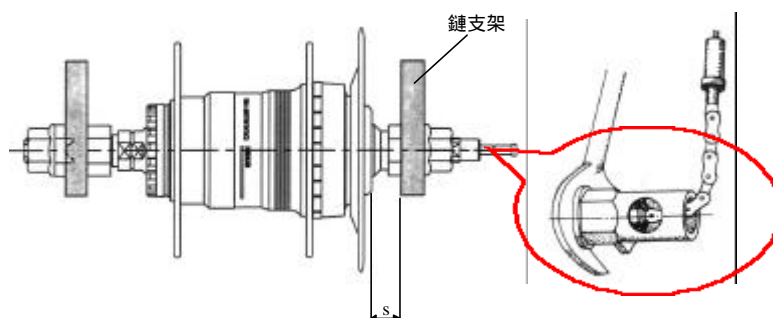


圖 7.3 線性平移控制裝置

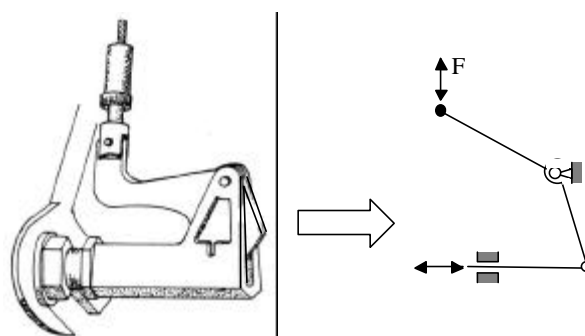


圖 7.4 槓桿式線性平移控制裝置

(b) 旋轉控制

如圖 7.5 所示，旋轉式的控制需加裝一個變速拉環，該變速拉環直接與調速套筒相齧合，可直接控制內變速器之作動；其優點為安裝容易不佔空間，僅需 3~5 mm 的空間即足夠，且其活動之距離較長可提供較多之檔位控制數目，所以廣泛的應用在現今的內變速器產品上，尤其是五速以上之內變速器產品。

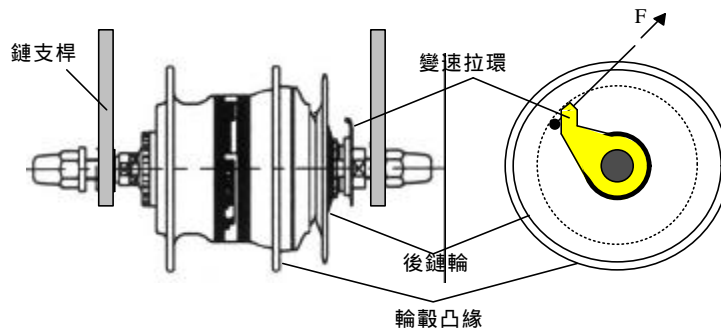


圖 7.5 旋轉控制裝置

此外，近年來日本 Shimano 公司積極發展的電子式自動內變速器也是使用旋轉的方式控制；圖 7.6 所示為 Shimano 所推出之產品裝配示意圖，使用者僅需在控制面板上按下進檔或退檔鈕，透過導線將訊號輸出至電池盒中控制電力輸出，進而控制驅動馬達帶動調速構件。此種型式的變速裝置之研發雖還處於起步階段但其附加價值大，所以已成為內變速器公司研發之重點目標。

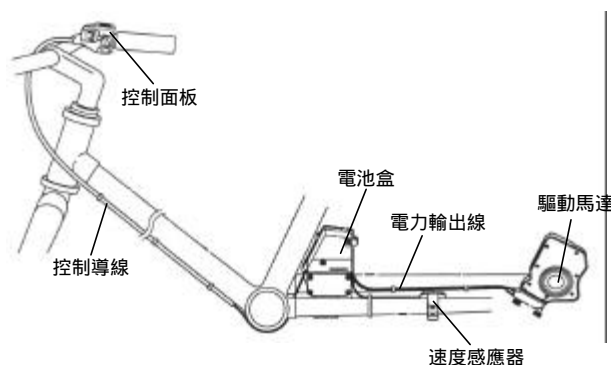


圖 7.6 Shimano AUTO-D 產品裝配示意圖

2. 輪轂凸緣

一般內變速器產品在其輪轂外殼兩端均會加工出一個凸緣，並在凸緣上等間距鑽有數孔，其數目必須配合一般市面上輪圈所提供之孔數：18、20、28、32 與 36 孔，以方便安裝鋼絲連結輪圈，且在尺寸方面，鋼絲的直徑為 2 mm，此尺寸為標準化的尺寸，如圖 7.7 所示；安裝鋼絲數目的多寡會影響到輪圈的強度，安裝鋼絲越多輪圈整體強度越強，但相對的重量越重，而使用內變速器之自行車通常被定位在

都市車(City bike)，在都市中路況較平緩輪圈所受之衝擊力並不會很大所以通常使用到 18 或 20 條鋼絲即足夠以減輕重量，比起一般越野車使用 32 或 36 條明顯少了許多。

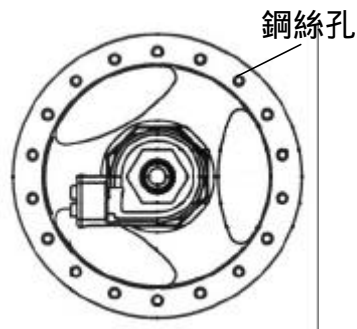


圖 7.7 內變速器輪轂凸緣

總而言之，由於內變速是由花鼓演變而來的，故其在安裝上各零件之相對位置與規格尺寸均類似，且相容性與一般花鼓相當接近，所要注意的就是控制外力輸入的控制裝置在安裝上的配置。

第八章 結論與建議

變速器為自行車中相當重要的零組件，良好的變速器可使騎乘者因應環境的不同而變換不同的轉速比進而達到騎乘舒適的目的。以行星齒輪系為變速機構主體之內變速器，具有體積小、換檔作動穩定、具車殼外殼保護與高使用壽命等優點，近年來已成為自行車變速器研發的重點。目前在三速、五速與七速之內變機構的相關理論與加工技術已相當成熟，但在多速內變速機構方面才剛起步發展，其相關之研究目前尚未完善。本研究之目的主要發展組合式多速內變速機構的設計理論，有系統地進行現有產品之分析、構造合成、檔位合成、調速系統設計、性能分析與評價。綜合本文之研究內容，可歸納下列之具體成果：

1. 從現有產品做分析得到多速內變速器之特性與設計需求，提出變速機構合成理論，建立個多速內變速機構可用之行星齒輪系構型。
2. 提出多速內變速機構之檔位合成程序，以決定組合式內變速機構之檔位數目與檔位作動順序表。得到十二個組合式十二速內變速機構類型。
3. 針對組合式十二速內變速機構進行調速系統設計，並以型態學矩陣法得到四個較佳之調速系統解。
4. 發展一套組合式多速內變速機構傳動性能分析之程式，輔助對所合成出之內變速機構進行性能分析。
5. 進行評價優選後得到四個較佳之組合式十二速內變速機構之設計構想，有利於新機構的研發。

由本文之研究成果得知尚可針對下列各項研究做深入探討：

1. 現有的多速變速機構其變速機構體積比傳統之內變速器大出許多，考慮後輪輪轂之空件限制應將其體積設計的越小越好；解決

此問題可朝建立新的組合理論，其中可針對第二變速部分之機構做進一步之研究。

2. 一般內變速機構之控制方式為純機械式之控制，近年在變速控制方面已有朝電子式自動變速的趨勢，可提高其附加價值，不但可以使用在自行車上也可應用於電動自行車上；目前在電子式變速裝置的研發以日本 Shimano 為主，其產品還停留在三速，故其後續發展值得研究。
3. 內變速器通常是以行星齒輪系為變速機構主體，但行星齒輪系在設計上有其一定的幾何限制及轉速比範圍，在多速的內變速機構中常因此而使得體積過大或是重量過重，若能開發新型機構取代之，使得體積縮小及重量減輕亦是值得進一步研究的主題。

參考文獻

1. Schulz, H., and Schwerdhofer, H., 1974, "Multiple Speed Hub with Coaster Brake," U. S. Patent No. 3,809,195.
2. Schulz, H., 1976, "Multiple-Speed Hub," U. S. Patent No. 3,995,503.
3. Schulz, H., 1977, "Multiple Speed Hub with Coaster Brake," U. S. Patent No. 4,059,028.
4. Segawa, T., and Fukui, S., 1979, "Multi-Speed Transmission Hub," U. S. Patent No. 4,174,244.
5. Hanada, M., and Fukui, S., 1979, "Gear Transmission Control Device for Multiple-Speed Hub for Bicycles," U. S. Patent No. 4,179,953.
6. Steuer, W., 1983, "Drive Hub for Bicycles or the like," U. S. Patent No. 4,400,999.
7. Zach, W., and Giesau, A., 1988, "Geared Hub with Freewheel, Especially for Wheel Chairs," U. S. Patent No. 4,727,965.
8. Zach, W., and Giesau, A., 1988, "Geared Hub with Freewheel, Especially for Wheel Chairs," U. S. Patent No. 4,727,965.
9. Nagano, M., 1993, "Self-contained Change Speed Apparatus with Shaped Pawls to Equalize a Shifting Spring Force for a Bicycle," U. S. Patent No. 5,322,487.
10. Fichtel & Sachs AG, Schweinfurt, 1996, "Mulit-Speed Hub For Bicycle," U. S. Patent No. 5527230.
11. Bernhard Rohloff, 2000, "Mulitspeed Bicycle Gear System," U. S. Patent No. 6048287.
12. Hsu, C. H., 1992, "An Application of Generalized Kinematic Chains to the Structural Synthesis of Nonfractionated Epicyclic Gear Trains," ASME Proceedings: Mechanical Design and Synthesis, De-Vol. 46, pp. 451-458.
13. Hsu, C. H., 1993, "A Graph Representation for the Structural Synthesis of Geared Kinematic Chains," Journal of the Franklin Institute, Vol. 330, No. 1, pp. 131-143.
14. Hsu, C. H., 1993, "Synthesis of Kinematic Structure of Planetary Gear Trains by Admissible Graph Method," Journal of the Franklin

- Institute, Vol. 330, No. 5, pp. 913-927.
15. Hsu, C. H., Lam, K. T., and Lin, Y. L., 1994, "Automatic Synthesis of Displacement Graphs of Planetary Gear Trains," *Journal of Mathematical and Computer Modelling*, Vol. 19, No. 11, pp. 67-81.
 16. 林建德，新圖論在行星齒輪系運動構造設計之應用，國立中山大學機械工程研究所博士論文，中華民國八十二年元月。
 17. 林玉龍，行星齒輪式自動變速箱之運動構造，國立中山大學機械工程研究所碩士論文，中華民國八十三年六月。
 18. Hsu, C. H. and Hsu, J. J., 1995, "An Efficient Methodology for the Structural Synthesis of Geared Kinematic Chains," *Mechanism and Machine Theory*.
 19. 許正和，吳益彰，1996，自行車三速內變速器之分析，*機械工業雜誌*，85 年 11 月號，pp.205-211。
 20. 吳益彰，自行車五速內變速機構之設計，國立中山大學機械工程研究所碩士論文，中華民國八十六年六月。
 21. 鍾永鎮，自行車內變速器之設計，國立中山大學機械工程研究所碩士論文，中華民國八十八年六月。
 22. Tsai, L.W., Maki, E. R., Liu, T., and Kapil, N. G., 1988, "The Categorization of Planetary Gear Trains for Automatic Transmissions According to Kinematic Topology," *SAE Technical Paper No.885062*.
 23. Mogalapalli, S. N., Magrab, E. B., and Tsai, L. W., 1993, "A CAD System for the Optimization of Gear Ratios for Automotive Automatic Transmission," *SAE Technical Paper No.930675*.
 24. Orthwein, W. C., 1982, "Determination of Gear Ratios," *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. 104, pp.775-777.
 25. Orthwein, W. C., 1985, "Finding Gear Teeth Ratios with a Personal Computer," *Computers in Mechanical Engineering*, July, pp.36-40.
 26. Freudenstein, F. and Yang, A. T., 1972, "Kinematic and Statics of a Coupled Spur-Gear Train," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 7, pp.263-275.
 27. Pennestri, E. and Freudenstein, F., 1990, "A System Approach to Power-Flow and Static-Force Analysis in Epicyclic Spur-Gear

- Trains, " ASME Proceeding: Cams, Gears, Robot and Mechanism Design, Chicago, Illinois, DE-Vol.26, pp.63-70.
28. Saggere, L. and Olson, D. G., 1992, "A Simplified Approach For Force and Power-Flow Analysis of Compound Epicyclic Spur-Gear Trains," ASME Proceedings: Advances in Design Automation, Scottsdale, Arizona, DE-Vol. 44-2, pp. 83-89.
 29. Pennestri, E. and Freudenstein, F., 1993, "The Mechanical Efficiency of Epicyclic Gear Trains, " ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 115, pp.645-651.
 30. 許正和, 林建德, 林玉龍, 1993, 系統化之行星齒輪系靜力矩與功率流分析, 中國機械工程學會第十屆學術研討會, 新竹市, 台灣, 第 259-268 頁。
 31. Chang K. Cho, Myung Hwan Yun, Chang S. Yoon, Myun W. Lee, 1999, "An ergonomic study on the optimal gear ratio for a multi-speed bicycle," International Journal of Industrial Ergonomics, Vol.23, pp.95-100.
 32. Jin-Lin Chen, Chuan-Chen Wang, and Ching-Huan Tseng, 1988, "On the Discrete Optimization of Muti-Speed Hubs in Bicycles," Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers, Vol.19, No.5, pp.497-507.
 33. G. Pahl and W. Beitz, "Engineering Design", Second Edition, translated by Wallance, K., Blessing, L., and Bauert, F., edited by Wallance, K., Springer-Verlag London Limited, 1996.
 34. 許正和, 1995, 工程設計之系統化程序, 機械工業雜誌, 第 151 期, pp. 128-124。
 35. Hung Yu-Ming, Chiang Jung-Ping, Caesar Chen, Ching-Huei Wu, 1999, "Speed-Changing Transmission Hub for a Bicycle," U. S. Patent No. 5855530.
 36. Nagano, 1993, "Self-contained Change Speed Apparatus with Shaped Pawls to Equalize a Shifting Spring Force for Use On a Bicycle and Having a Planetary Gear Mechanism," U. S. Patent No. 5273500.
 37. Yoo Moun So, 1999, "Power Chang Apparatus of Bicycle Hub," U. S. Patent No. 5971884.

38. Hsu, C. H., 1994, " Displacement Isomorphism of Planetary Gear Trains," Mechanism and Machine Theory, Vol. 29, No. 4, pp. 513-523.