

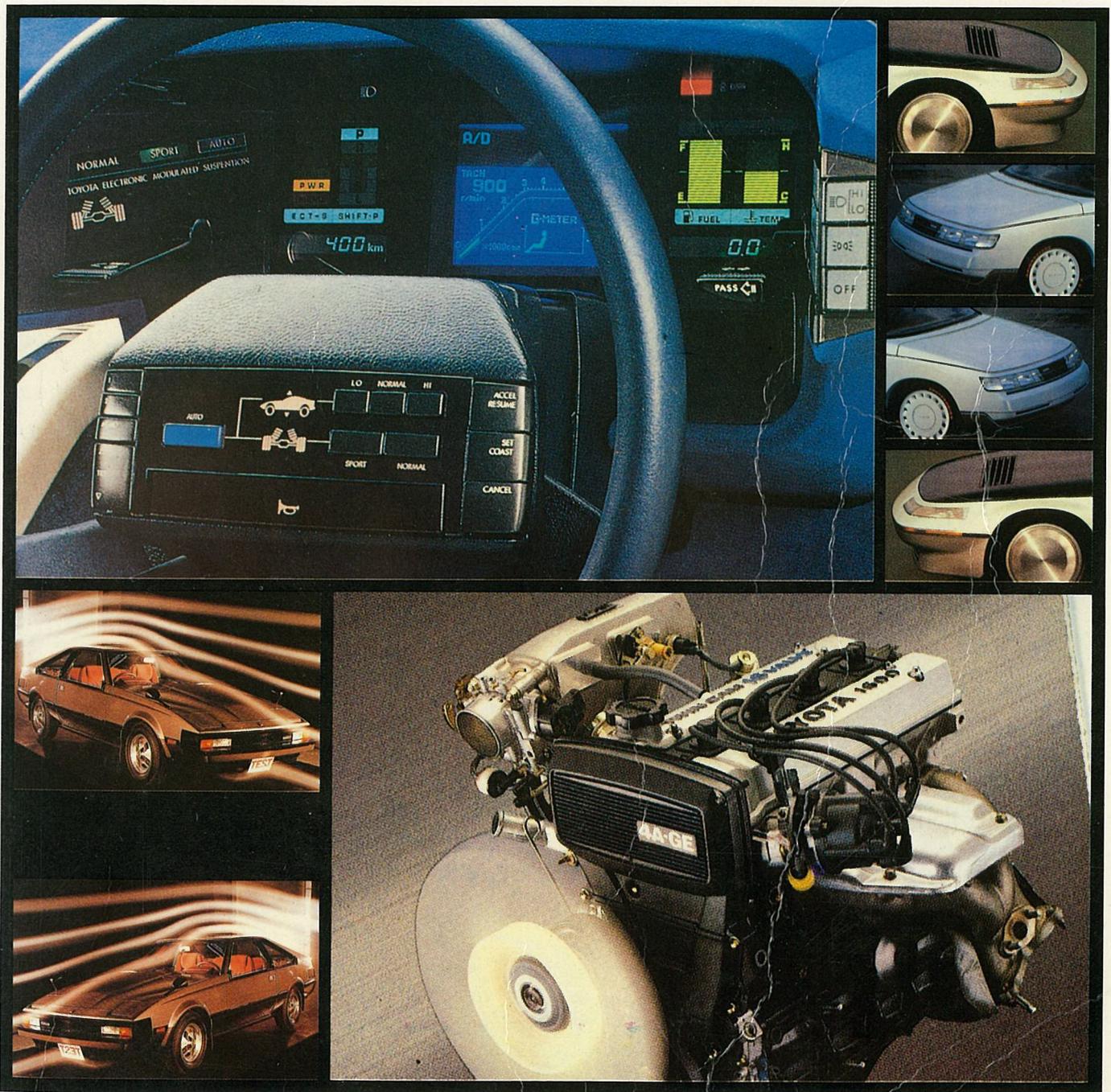
# 現代汽車學

第三篇 汽車傳動機構

(普及版)

Modern  
Automotive  
Mechanics

黃靖雄 編著



正工出版社

封面 林振陽

449.1  
4404  
C2

謹以此書做為家慈  
黃曾血女士八秩  
華誕賀禮

民國戊辰年吉月



國立彰化師範大學圖書館



0044401

本書參加教育部七十七學年度  
大學院校教學資料獎勵競賽  
榮獲講義類優等獎

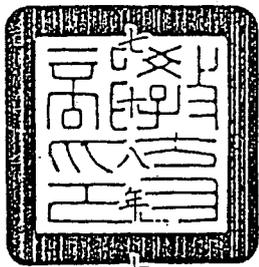
黃靖雄 謹啓

教育部獎牌

台(78)高字  
31251  
號

黃靖雄先生參加本部舉辦  
七十七學年度大學院校教學  
資料改進獎勵，作品經評審  
獲講義類優等獎，除致送獎  
金外特頒獎牌以資鼓勵。

部長 瓦高文



中華民國

十月二十日

# 編者簡介

黃靖雄

臺灣省臺中縣人  
民國31年10月生



現職

國立彰化師範大學工業教育學系副教授

經歷

- \*美國駐華安全分署汽車場技工
- \*台北市公共汽車管理處修理廠工務員
- \*省立台中高工汽車修護科教師兼科主任
- \*台中縣私立東海、大豐汽車駕駛補習班主任
- \*職訓局中區職業訓練中心訓練師兼教材課長、第五科主任
- \*勞委會職訓局汽車修護技術士技能檢定68、69、70年度命題委員召集人  
71、72、73、74、75、78年度命題委員
- \*交通部汽車技工檢定筆試題庫命題研究員
- \*台灣區車輛噪音排氣污染及油耗研究小組委員
- \*台灣省台中市區車輛行車事故鑑定委員會委員
- \*國際技能競賽中華民國委員會汽車修護職類裁判長

學歷

- \*省立台中高工汽車修護科畢業
- \*省立台北工專機械科汽車組畢業
- \*國立台灣教育學院職業教育學系畢業
- \*日本研修職業訓練
- \*私立東海大學高級企業管理師結業
- \*美國東北密蘇里州立大學工業教育碩士
- \*國科會第廿五屆科技人員出國研修—日本國立廣島大學工學部

# 葉序

汽車為現代文明社會最重要的交通工具，它為各種科技的結晶，而為一綜合性製造工業；可帶動鋼鐵、石化、電機、電子、紡織、玻璃、橡膠……等各種工業之進步。其使用更涉及土木工程、交通法律、社會科學、環境污染、能源問題……等。半世紀以來，先進工業國家莫不以發展汽車工業為重點，近年來我國亦以汽車工業為策略性工業，積極輔導推動，以期早日進入開發國家之林。

本院工業教育學系講師黃靖雄先生乃汽車科班出身，畢業於省立台中高工汽車修護科及台北工專機械科汽車組。曾到工廠實地從事汽車修護工作，並擔任高工汽車科教師多年；課餘博覽各國汽車書籍雜誌，六十年為台灣省教育廳編撰“汽車學”一書供高工汽車科做教材，該書後自行增訂出版，廣為各高級工業學校採用為教科書，對提升我國汽車工業技術水準頗有貢獻。

六十一年黃先生辭去台中高工汽修科主任職務，進入本院工教系前身職業教育學系深造，畢業後進入職訓局中區職業訓練中心擔任訓練師並兼第五科（汽車修護、汽車板金、金屬塗裝）主任及教材課長；六十八年派赴日本進修汽車職業訓練，為我國汽車職業訓練打下良好根基。七十年進入本院工教系服務，七十一年至七十三年暑假赴美國東北密蘇里州立大學實用技藝學院進修，獲得工業教育碩士學位。去年九月獲得國科會第廿五屆科技人員國外進修獎助，再度赴日本國立廣島大學工學部研究汽車排氣污染控制技術。

黃先生過去在赴日、美期間，多方蒐集最新汽車書籍、雜誌及技術資料，返國後以其豐富經驗及所獲資料編寫“現代汽車學”一書，內容新穎實用，插圖精美，文字淺顯，條理井然，無論初學或深究，誠為不可或缺之汽車技術專門著作。出書前索序於余，因鑑於該書對發展我國汽車工業技術甚有助益，故樂為序。

國立台灣教育學院院長

葉學志

民國七十七年二月廿七日

# 自序

汽車工業為近半世紀以來發展最快之工業，尤其受到兩次能源危機的衝擊、排放空氣污染物含量之限制，半導體及電腦控制技術之導入，及配合大量生產技術之改進等，使現代汽車產生了不少蛻變。

我國近年來汽車工業亦蓬勃發展，國產汽車產量增加甚速，且配合國際化、自由化政策，政府已一改過去的保護措施，關稅一再降低，各國原裝的汽車也不斷的湧入國內市場，國產汽車亦輸出到國際市場。汽車已是國民必備的交通工具，各界對汽車知識之需求更為殷切。坊間之汽車技術圖書雖多，但大部份資料均已陳舊，對現代汽車之新裝置作有系統深入介紹的甚少。筆者有鑑於此，乃多方蒐集各國現代汽車各部機件的最新構造原理資料，加以歸納整理而編寫成本書，以提供大專相關科系做為教科書，及作為汽車從業人員及高工汽車科教師參考使用，俾我國之汽車技術水準能跟上世界潮流。全書共六篇，近二百萬言，精美插圖四千餘幅。

第一篇總論：介紹汽車及汽車工業之發展過程、製造過程、汽車之種類、基本構造……等，使讀者對汽車有一概括之認識。其次介紹汽車行駛時受到的各種阻力，及汽車應具備之各項性能，以了解理想汽車追求之目標及須克服之困難。

第二篇汽車引擎：首先介紹內燃機之種類及發展過程，四行程及二行程往復活塞式汽油及柴油引擎之基本構造及工作原理；迴轉活塞式引擎之工作原理……等，使讀者對汽車引擎有大概的了解。接著對引擎性能、燃料、燃燒、潤滑油等加以解說。其次介紹汽油引擎本體構造及附屬系統，從傳統到最新之高性能低公害省油汽車之各項裝置均有深入介紹，尤以進排氣系及燃料系之新資料最多。柴油引擎本體構造及附屬裝置部份僅介紹與汽油引擎不同者，重點在柴油引擎燃料系統，本書將具有代表性之各型燃料裝置從複式高壓噴射泵到電腦控制噴油裝置做有系統之整理介紹。迴轉活塞式引擎國內汽車雖甚少使用，但日本MAZDA公司生產之迴轉活塞引擎性能優異，暢銷世界各地，年產量在數十萬台以上，學汽車者有深入了解的必要，本書有深入之介紹。

第三篇汽車傳動機構：汽車之傳動裝置中各型之離合器、變速箱、傳動軸、差速器、後軸總成……等，本書均有詳細的介紹，尤其對自動變速箱及晚近推出之四輪驅動(4WD)汽車傳動裝置等本篇均有專章做深入的探討。

第四篇汽車底盤：對汽車之懸吊裝置、轉向裝置、煞車裝置、車輪……等及車架、車身門窗、鎖扣、座椅、安全裝置、聯結車之聯結裝置……等均妥為歸納分類，有條不紊的加以系統化整理。對各種新式裝置均儘可能加以介紹，如最近才發表之四輪轉向(4WS)，本篇已有深入探討。

第五篇汽車電系：汽車電氣製品近年來之蛻變最為快速，也最為複雜；因傳統的電氣製品仍在使用中，但新式的半導體、IC、微電腦控制的新產品不斷開發出來，故本篇將傳統與最新的汽車電氣製品做一整理，使讀者對蛻變中的汽車電學能有全盤的了解。首先

介紹汽車電學基礎知識，包括汽車電系概述、基礎電磁學、基礎電子學、電腦概論等。其次依序介紹電瓶、起動系統、充電系統、點火系統、燈光系統、雨刷及噴水裝置、汽車儀錶、其他汽車電器及電腦引擎控制……等，除對現在仍在使用中之傳統汽車電氣製品有詳細解說外，對晚近推出之電子化、電腦化產品，如 IC 調整器、電晶體與 IC 點火器、數位儀錶、自動車速控制、電子多功能電視及電腦引擎控制……等，均有詳細的介紹。

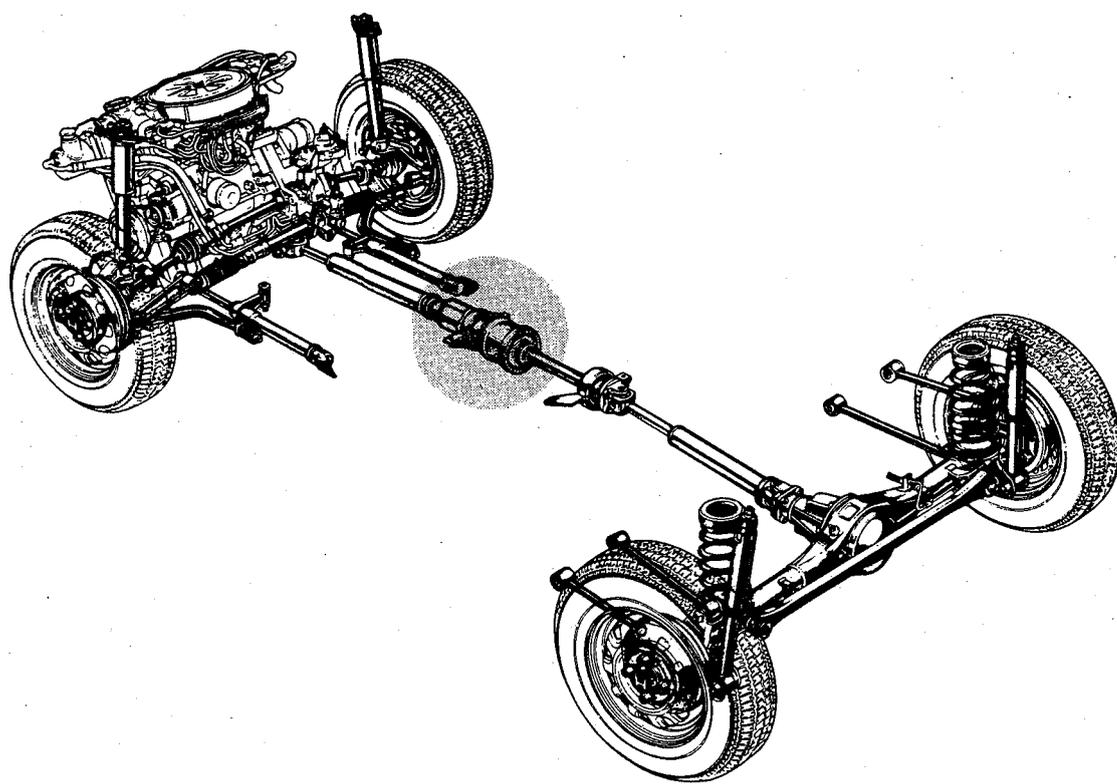
第六篇汽車空氣調節：隨著時代潮流的進步，現代的汽車必須具備省油、安全、快速、舒適等等多種要求。汽車空調已成為現代汽車不可缺少之裝備，用來創造舒適之空間，減輕駕駛人與乘客的疲勞，增進行車安全。本篇首先介紹空調的基本知識及工作原理，再將冷媒、壓縮機、蒸發器、冷凝器、貯液筒、膨脹閥等之構造及工作原理做詳細的解說，最後介紹空調的控制系統、電路系統及最新的全自動空調控制系統，使讀者對汽車空調裝置有深入之認識。

本書承蒙國立台灣教育學院附屬高工汽車科及省立台中高工汽車科的老師們協助校對，機圖科數位畢業學生長期辛苦的描繪插圖，謹致由衷謝意。本書打字排版承蔡綾姬小姐精心的設計與全力的投入，使能以最好的版面與讀者見面，謹致最真誠的敬意與謝意。筆者才疏學淺，疵謬之處在所難免，至盼讀者諸君賜予指正，不勝感激。

黃靖雄 謹識

民國七十七年三月

# 第三篇 汽車傳動機構



# 目 錄

## 第一章 傳動系概述

第一節 基本構造	1-1
第二節 功用	1-1

## 第二章 摩擦與齒輪傳動原理

第一節 摩擦作用	2-1
第二節 齒輪原理	2-1
第三節 齒輪的減速比和扭力比	2-2
第四節 齒輪的種類	2-3

## 第三章 離合器

第一節 離合器概述	3-1
第二節 圈狀彈簧乾單片式摩擦離合器之構造及作用	3-1
3-2-1 概述	3-1
3-2-2 構造	3-1
3-2-3 作用	3-1
第三節 膜片彈簧乾單片式摩擦離合器之構造及作用	3-2
3-3-1 構造	3-2
3-3-2 作用	3-2
第四節 其他摩擦離合器	3-3
3-4-1 半離心式離合器	3-3
3-4-2 乾多片式離合器	3-3
3-4-3 濕多片式離合器	3-3
第五節 離合器各部機件之構造	3-3
3-5-1 飛輪	3-3
3-5-2 離合器片	3-3
3-5-3 離合器壓板	3-4
3-5-4 離合器蓋板	3-4
3-5-5 釋放槓桿	3-5
3-5-6 離合器彈簧	3-5
第六節 離合器傳輸扭矩之計算	3-5
第七節 離合器操縱機構	3-6
3-7-1 概述	3-6
3-7-2 機械式離合器操縱機構	3-6
3-7-3 油壓式離合器操縱機構	3-6
3-7-4 離合器踏板之翻轉復原機構	3-7
第八節 自動離合器	3-7
3-8-1 概述	3-7
3-8-2 離心式自動離合器	3-8
3-8-3 真空控制離心式自動離合器	3-8

3-8-4	電磁式自動離合器	3-8
3-8-5	液體接合器	3-9

#### 第四章 手排檔變速箱

第一節	變速箱基本理論	4-1
4-1-1	概述	4-1
4-1-2	驅動力與引擎扭矩、驅動輪大小之關係	4-1
4-1-3	變速比	4-1
4-1-4	變速段	4-1
第二節	滑動齒輪式變速箱	4-2
4-2-1	概述	4-2
4-2-2	各速檔之作用情形及速比計算	4-2
4-2-3	兩腳離合器換檔法	4-3
第三節	永啮式齒輪變速箱	4-3
第四節	同步式齒輪變速箱	4-4
4-4-1	概述	4-4
4-4-2	鍵式	4-4
4-4-3	銷式	4-5
4-4-4	伺服式	4-7
4-4-5	錐體式	4-8
4-4-6	環叉式	4-9
第五節	雙副軸變速箱	4-9
第六節	重型車輛多速段變速箱	4-10
第七節	變速箱各部零件構造	4-11
4-7-1	變速箱外殼	4-11
4-7-2	變速箱延伸殼	4-11
4-7-3	離合器軸(主驅動軸)、主軸、副軸與倒車惰軸	4-11
4-7-4	變速箱齒輪	4-12
第八節	變速操縱機構	4-12
4-8-1	直接操縱式	4-12
4-8-2	遙控操縱式	4-13
4-8-3	伺服操縱式	4-14

#### 第五章 行星齒輪系

第一節	行星齒輪系概述	5-1
第二節	簡單行星齒輪組	5-1
5-2-1	簡單行星齒輪組之構成	5-1
5-2-2	傳動方向與速比計算	5-1
5-2-3	簡單行星齒輪組之組合與速比關係	5-2
5-2-4	行星齒輪組之扭矩計算	5-2
第三節	雙行星小齒輪之行星齒輪組	5-4
5-3-1	構造	5-4

5-3-2	傳動速比算法	5-4
5-3-3	雙行星齒輪組計算公式	5-4
第四節	複合行星齒輪組	5-4
5-4-1	朋馳式組合	5-5
5-4-2	海覺勒式組合	5-5
第五節	聯合行星齒輪組	5-5
5-5-1	概述	5-5
5-5-2	I 型聯合行星齒輪組	5-6
5-5-3	II 型聯合行星齒輪組	5-6

**第六章 超速傳動、扭矩分配及動力外輪裝置**

第一節	超速傳動器	6-1
6-1-1	概述	6-1
6-1-2	排檔桿操縱之變速箱超速傳動裝置	6-1
6-1-3	自動控制超速傳動裝置	6-1
第二節	扭矩分配器	6-3
6-2-1	概述	6-3
6-2-2	構造	6-3
6-2-3	作用	6-3
第三節	動力外輪裝置 (P.T.O.)	6-4

**第七章 自動變速箱**

第一節	自動調速箱概述	7-1
第二節	機械式自動變速箱	7-1
7-2-1	摩擦盤式扭矩變換器	7-1
7-2-2	可變節距皮帶盤式扭矩變換器	7-1
第三節	液體扭矩變換器	7-6
7-3-1	概述	7-6
7-3-2	液體扭矩變換器之構造作用	7-6
7-3-3	液體扭矩變換接合器	7-8
第四節	油壓控制系統	7-9
7-4-1	概述	7-10
7-4-2	自動換檔原理	7-10
第五節	伺服機構	7-10
7-5-1	概述	7-10
7-5-2	離合器	7-10
7-5-3	制動帶	7-11
7-5-4	單向離合器	7-12
第六節	貳元件液體接合器及行星齒輪自動變速箱	7-12
7-6-1	概述	7-12
7-6-2	構造	7-12
7-6-3	選擇桿之操作	7-12

7-6-4	動力之傳輸	7-12
7-6-5	油壓控制系統	7-14
第七節	叁元件液體扭矩變換器及行星齒輪自動變速箱	7-14
7-7-1	概述	7-14
7-7-2	日產3N71B型自動變速箱	7-14
7-7-3	其他主要叁元件液體扭矩變換器及行星齒輪自動變速箱	7-29
第八節	多元件液體扭矩變換器及行星齒輪自動變速箱	7-32
7-8-1	戴納福羅雙渦輪自動變速箱	7-32
7-8-2	其他多元件液體扭矩變換器及行星齒輪自動變速箱	7-33
第九節	叁元件液體扭矩變換器及二軸並列永啮式齒輪自動變速箱	7-34
7-9-1	概述	7-34
7-9-2	構造	7-34
7-9-3	作用	7-34
7-9-4	新本田自動變速箱4AT	7-36
第十節	電子控制自動變速箱	7-36
7-10-1	概述	7-36
7-10-2	構造	7-38
7-10-3	作用	7-38

## 第八章 傳動軸總成

第一節	傳動軸概述	8-1
第二節	傳動軸	8-1
第三節	滑動接頭	8-2
第四節	萬向接頭	8-2
8-4-1	不等速萬向接頭	8-2
8-4-2	等速萬向接頭	8-3

## 第九章 後軸總成

第一節	後軸總成概述	9-1
第二節	最後傳動齒輪	9-1
9-2-1	最後傳動齒輪之種類	9-1
9-2-2	最後傳動之型式	9-2
第三節	差速器	9-3
9-3-1	概述	9-4
9-3-2	普通差速器	9-4
9-3-3	自動差速限制式差速器	9-4
9-3-4	行星齒輪式差速器	9-9
第四節	後軸	9-10
9-4-1	概述	9-10
9-4-2	全浮式	9-10
9-4-3	半浮式	9-10
9-4-4	¾浮式	9-10

9-4-5 德迪翁式後軸	9-11
第五節 後軸殼	9-11
9-5-1 概述	9-11
9-5-2 組合式	9-11
9-5-3 五弦琴式	9-12
9-5-4 分離式	9-12
第六節 擺動式後軸	9-12
9-6-1 概述	9-12
9-6-2 擺動軸管式擺動後軸	9-12
9-6-3 斜桿式擺動後軸	9-12
9-6-4 拖動臂式擺動後軸	9-12
9-6-5 半拖動臂式擺動後軸	9-13
第七節 車輛推進裝置	9-13
9-7-1 概述	9-13
9-7-2 哈其士推進裝置	9-13
9-7-3 半徑桿推進裝置	9-13
9-7-4 扭管推進裝置	9-13
第八節 雙後軸之差速裝置	9-14
<b>第十章 聯合傳動器</b>	
第一節 聯合傳動器概述	10-1
第二節 聯合傳動器構造	10-1
<b>第十一章 四輪驅動裝置</b>	
第一節 概述	11-1
11-1-1 早期之四輪驅動車	11-1
11-1-2 現代之四輪驅動車	11-1
11-1-3 四輪驅動與二輪驅動車利弊分析	11-1
11-1-4 急轉彎煞住作用	11-1
第二節 選擇式四輪驅動裝置	11-2
11-2-1 概述	11-2
11-2-2 RR型汽車改裝之四輪驅動汽車	11-2
第三節 全時間式四輪驅動裝置	11-3
11-3-1 奧迪中央差速器式四輪驅動裝置	11-3
11-3-2 豐田中央差速器式四輪驅動裝置	11-5
11-3-3 速霸陸單向接合器式四輪驅動裝置	11-7
11-3-4 三菱中央差速器式四輪驅動裝置	11-10
第四節 黏性接合器式實際時間四輪驅動裝置	11-11
11-4-1 概述	11-12
11-4-2 構造	11-12
11-4-3 作用	11-13

# 第三篇 汽車傳動機構

## 第一章 傳動系概述

### 第一節 基本構造

自引擎曲軸迄驅動車輪，其間設有各種動力之傳輸機構，稱為動力傳送裝置。此項裝置於設計上，不但要充分發揮引擎之特性，且須使汽車行駛時能具有最高之動力及經濟性。傳動裝置是由離合器、變速箱、超速傳動機構、萬向接頭、滑動接頭、傳動軸及後軸總成等所構成，如圖3-1-1所示。

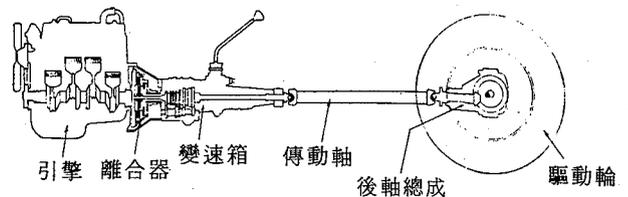


圖 3-1-1 傳動裝置〔註1〕

### 第二節 功用

(一)將引擎之動力傳至車輪，使車輛行駛。  
 (二)能將引擎和傳動機構分開，使車輛停止，而引擎仍可運轉。  
 (三)使驅動車輛行駛之扭力可隨其需要而改變。

(四)使車輛能以不同速率行駛。  
 (五)使車輛能倒退行駛。  
 (六)使車輛能在高低不平之路面上行駛。  
 (七)使車輛在轉彎時之動力傳輸能與直線行駛時同樣有效。

#### 【習題】

##### 一、問答：

- 1.傳動機構由那幾個基本部分構成？
- 2.傳動機構的功用為何？

##### 二、填充：

- 1.傳動系的設計，不但要充分發揮\_\_\_\_\_之特性，且在汽車行駛中要具有最高之\_\_\_\_\_及\_\_\_\_\_。

- 2.傳動裝置是由\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_、超速傳動機構、\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_、傳動軸以及\_\_\_\_\_所組成。
- 3.能使引擎和傳動機構分開，車輛停止時引擎仍可運轉，是傳動系中\_\_\_\_\_之功能。
- 4.能使車輛倒退行駛的是\_\_\_\_\_。
- 5.\_\_\_\_\_能使車輛在轉彎時動力之傳輸與直線行駛時同樣有效。

#### 【資料來源註釋】

〔註1〕 勞働省職業訓練局編 自動車整備〔I〕 構造編 圖2-12

## 第二章 摩擦與齒輪傳動原理

### 第一節 摩擦作用

(一)二物體在相對運動時，其接觸面之間即發生摩擦阻力。

(二)摩擦有滑動摩擦和滾動摩擦兩種。滾動摩擦所生之阻力方向與物體重心之運動方向相同，與接觸點之運動方向相反，如圖 3-2-1 所示；滑動摩擦所生阻力之方向與物體運動之方向則如圖 3-2-2 所示。

(三)滑動摩擦阻力大，滾動摩擦阻力小。

(四)摩擦阻力之大小和其正壓力成正比；即正壓力愈大，摩擦阻力愈大。

(五)所謂正壓力係指垂直於運動方向之壓力而言。

(六)靜止摩擦阻力大，運動之後摩擦阻力小，故車輪起步時需極大之動力。

(七)摩擦阻力之大小除正壓力外，還與下列各點有關：

1. 二物體之材料：如金屬和金屬的摩擦阻力小，皮革和金屬的摩擦阻力大，而各種金屬間摩擦阻力之大小亦不同。

2. 二接觸面之表面情況：表面愈光滑，摩擦

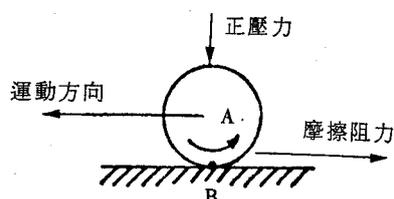


圖 3-2-1 滾動摩擦〔註1〕

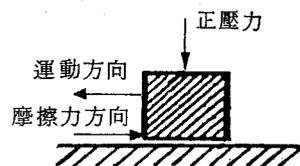


圖 3-2-2 滑動摩擦〔註2〕

阻力愈小。例如柏油路面之摩擦阻力小，碎石路面之摩擦阻力大。

3. 固體和固體接觸時，摩擦阻力大；固體和氣體或和液體接觸時，摩擦阻力小。

4. 車速愈高，則空氣對車輛之摩擦阻力亦愈大。

5. 產生摩擦阻力的結果均化為熱，發散於空氣中，故摩擦阻力係一種消耗。

### 第二節 齒輪原理

(一)利用槓桿作用，可以用較小之力移動較大之重量，如圖 3-2-3 所示。

(二)又如以小重量加在桿的長端，在另一短端則可得極大之力。如圖 3-2-4 所示，於支點兩側的力量和距離之乘積必相等，即  $100 \times 10 = 5 \times 200$ 。

(三)扭力即是轉動的力量，為力量之作用點與轉動中心的距離與作用力之乘積，如圖 3-2-5 所示，即為扭力之應用。

(四)以一扭力加於槓桿之一端，亦可以使槓桿

平衡如圖 3-2-6 所示。平衡該物之扭力為  $200 \times 5 = 1,000 \text{ kg-m}$  (公斤-米)。

(五)如加扭力於桿，可使另一桿亦產生扭力，

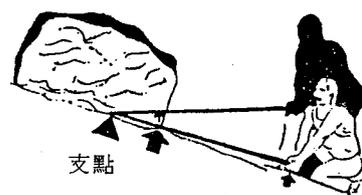


圖 3-2-3 槓桿作用

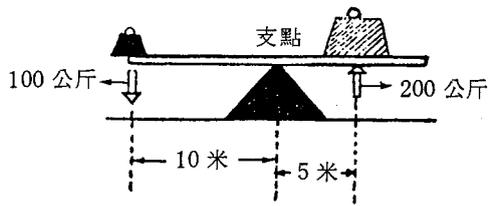


圖 3-2-4 力矩原理

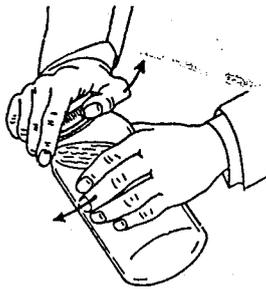


圖 3-2-5 扭力之效果〔註3〕

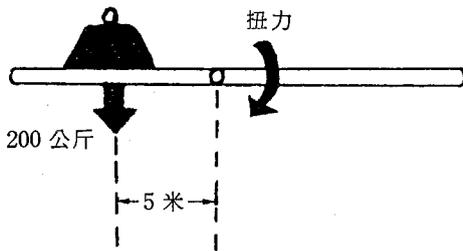


圖 3-2-6 扭力和力矩〔註4〕

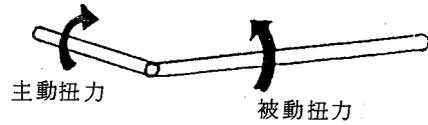


圖 3-2-7 傳輸扭力〔註5〕

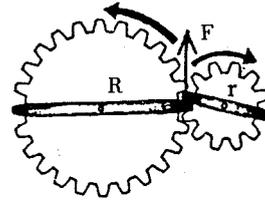


圖 3-2-8 桿輪〔註6〕

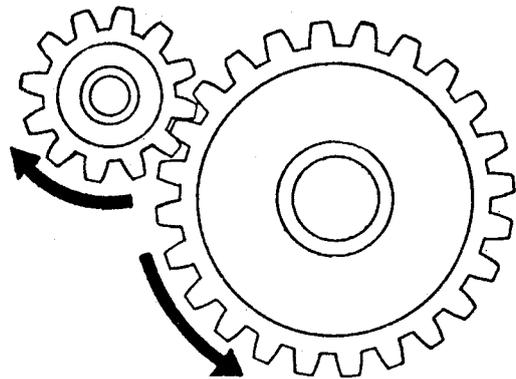


圖 3-2-9 齒輪作用〔註7〕

如圖 3-2-7 所示，在兩桿的接觸點上的力相同。若以短桿為主動，長桿為被動，則被動桿的中心扭力較主動桿為大。

(六)將槓桿的數目增多，製成一桿輪使扭力能

繼續傳遞轉動，其情形如圖 3-2-8 所示。

(七)將桿輪加以改進即成為齒輪，如圖 2-2-9 所示之外接齒輪。兩齒輪外接時，轉動的方向相反。

### 第三節 齒輪的減速比和扭力比

(一)齒輪接觸點處，二齒輪所受的力量  $F$  相等，如圖 3-2-9 所示，則大齒輪軸上的扭力較小齒輪軸上的扭力為大，即  $FR > Fr$ 。

(二)二齒輪的轉數比等於二齒輪齒數的反比，即：

$$\frac{\text{乙齒輪轉數}}{\text{甲齒輪轉數}} = \frac{\text{甲齒輪齒數}}{\text{乙齒輪齒數}}$$

(三)傳動之馬力（功率）相等時，轉得快的齒輪扭力小，轉得慢的齒輪扭力大，如圖 3-2-10 所示。



圖 3-2-10 扭力和速度〔註8〕

$$\frac{\text{乙齒輪轉數}}{\text{甲齒輪轉數}} = \frac{\text{甲齒輪扭力}}{\text{乙齒輪扭力}}$$

(四)二齒輪中心距離太遠時，可經由鏈條傳動，如圖3-2-11所示，其減速比及扭力比和二齒輪直接連結時的傳動情形相同，但兩齒輪旋轉方向相同。

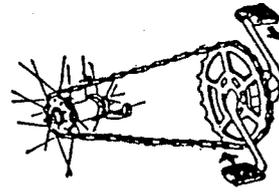


圖 3-2-11 鏈條〔註9〕

## 第四節 齒輪的種類

### 一、直齒輪

如圖3-2-12所示為直齒輪之構造，此式製造容易，但磨損大、噪音大，扭力傳輸較不平均，易打壞。

### 二、斜齒齒輪

如圖3-2-13所示為斜齒齒輪之構造，此式磨損小、噪音小，扭力傳輸較為平穩，不容易打壞，但易發生軸向壓力。

### 三、人字形齒輪

人字形齒輪如圖3-2-14所示，由兩個斜齒輪合成，可消除軸向壓力。

### 四、角齒輪

角齒輪如圖3-2-15所示，可以將轉動的方向和扭力的方向轉換改變 90 度或任何角度。

### 五、內齒輪

內齒輪如圖3-2-16所示。可使主動齒輪和被動齒輪的轉動方向相同。

### 六、蝸齒輪

蝸齒輪之作用與角齒輪相同，用於絞盤齒輪箱、盆形齒輪。有單線蝸輪、雙線蝸輪、三重蝸



圖 3-2-12 直齒齒輪〔註10〕

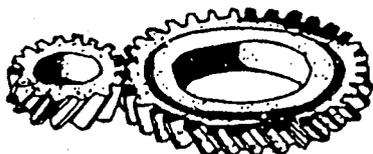


圖 3-2-13 斜齒齒輪〔註10〕

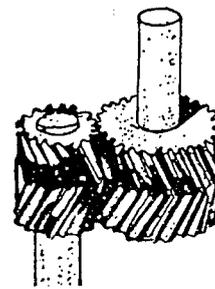


圖 3-2-14 人字形齒輪〔註10〕

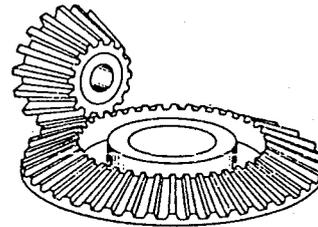


圖 3-2-15 角齒輪〔註10〕

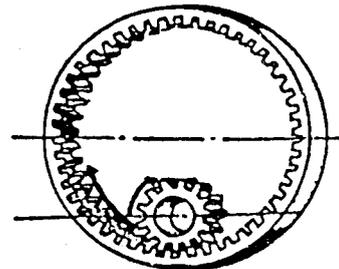


圖 3-2-16 內齒輪〔註10〕

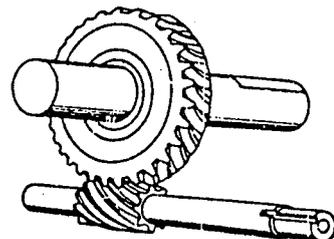


圖 3-2-17 蝸齒輪〔註10〕

輪及四重蝸輪數種，如圖3-2-17所示。

### 七、星形齒輪

星形齒輪亦稱為行星齒輪，實際上是由內齒輪及直齒輪所組成，如圖3-2-16所示。

#### 【習題】

##### 一、問答：

1. 影響摩擦阻力大小的因素為何？
2. 二齒輪之轉速比及齒數之關係如何？
3. 馬力與扭力及轉數之關係如何？

##### 二、填充：

1. 摩擦阻力之大小與正壓力成\_\_\_\_\_比。
2. 靜摩擦\_\_\_\_\_於動摩擦。

3. 二齒輪之轉速比為兩齒輪齒數比之\_\_\_\_\_比。

4. 二齒輪扭力之比為兩齒輪齒數比之\_\_\_\_\_比。

5. 二齒輪直接傳動時，其轉動方向相\_\_\_\_\_；二齒輪經鏈條傳動時，其轉動方向相\_\_\_\_\_。

#### 【資料來源註釋】

- 〔註1〕 黃靖雄編著 汽車學 圖 2-2-1  
 〔註2〕 同〔註1〕 圖 2-2-2A  
 〔註3〕 同〔註1〕 圖 2-2-3B  
 〔註4〕 同〔註1〕 圖 2-2-2B  
 〔註5〕 同〔註1〕 圖 2-2-3A  
 〔註6〕 同〔註1〕 圖 2-2-4  
 〔註7〕 同〔註1〕 圖 2-2-5  
 〔註8〕 同〔註1〕 圖 3-2-10  
 〔註9〕 同〔註1〕 圖 2-2-7  
 〔註10〕 日本自動車整備振興會連合會編 基礎自動車工學 圖 4-16

# 第三章 離合器

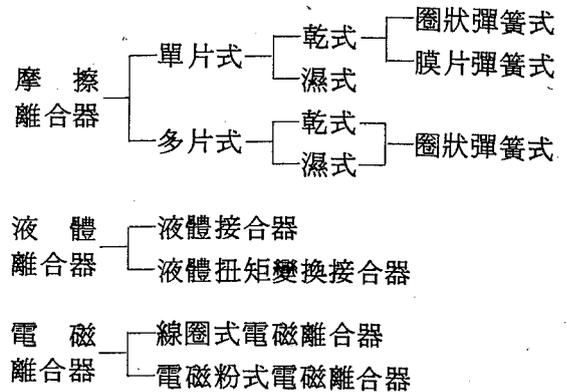
## 第一節 離合器概述

引擎在起動時或變速箱換檔時，引擎與負荷之間必須要分開，同時車子由停止起步時，運轉中的引擎動力必須緩慢的傳遞過去。如果動力傳遞過快、過大時，車子會急衝出去；但如動力過小時，引擎會熄火。離合器就是用來使引擎與負荷切離及接合之用。

離合器裝於引擎與變速箱之間，一般利用摩擦以傳輸引擎之動力；自動變速箱使用之液體接合器則利用液體運動能；電磁離合器則利用電磁引力以傳輸動力。

離合器必須使動力之接合及切斷容易，散熱

良好，操作確實而安靜。可分類如下：



## 第二節 圈狀彈簧乾單片式摩擦離合器之構造及作用

### 3-2-1 概述

離合器包括操作機構及離合器本體兩大部分，如圖 3-3-1 所示。離合器之操作機構另行討論，現僅研究離合器本體部分之構造。

### 3-2-2 構造

離合器本體部分包括被動部之離合器片 (clutch disc) 及主動部分之壓板 (pressure

plate)、離合器蓋板 (clutch cover)、離合器彈簧 (clutch spring)、釋放槓桿 (release lever)、釋放軸承 (release bearing) 等，如圖 3-3-2 所示。

### 3-2-3 作用

#### 一、離合器接合時

如圖 3-3-3 (a) 所示，離合器蓋板、釋放槓桿、離合器釋放軸承、離合器壓板等組合之離合器

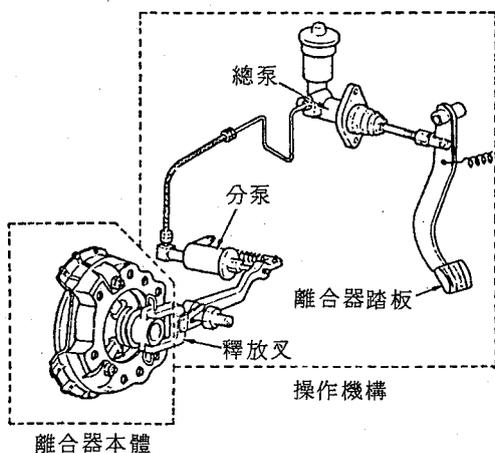


圖 3-3-1 離合器總成 [註 1]

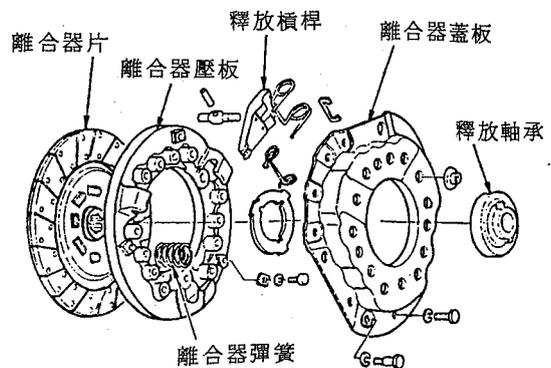


圖 3-3-2 圈狀彈簧乾單片式離合器本體構造 [註 2]

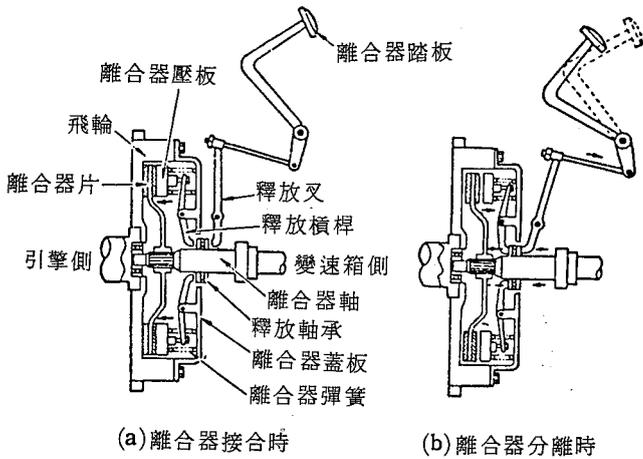


圖 3-3-3 圓狀彈簧乾單片式離合器作用狀況〔註3〕

壓板總成，用螺釘將離合器片一起裝在飛輪上。彈簧之壓力使離合器片與飛輪壓緊成一整體，引擎動力由飛輪、離合器蓋板、壓板靠摩擦力經離合器片、離合器軸傳到變速箱。

二、離合器分離時

當離合器踏板踩下時，釋放叉將釋放軸承壓下，經釋放槓桿使離合器壓板上提壓縮離合器彈簧，如圖 3-3-3 (b)所示。離合器壓板與飛輪間之隙加大，動力無法傳遞。

第三節 膜片彈簧乾單片式摩擦離合器之構造及作用

3-3-1 構造

如圖 3-3-4 所示，此式離合器以膜片彈簧取代圈狀彈簧及釋放槓桿，使構造簡單，並可免除調整釋放槓桿高度之麻煩，且膜片彈簧彈性極佳，操作省力，故為目前使用最廣之離合器。如圖 3-3-5 所示為膜片彈簧離合器本體之分解圖。

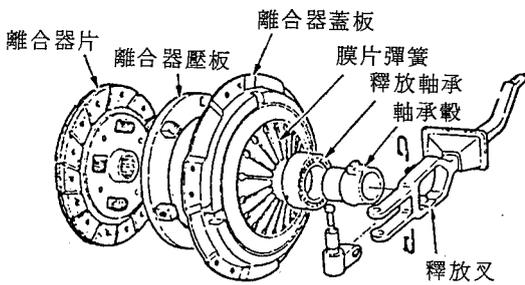


圖 3-3-4 膜片彈簧乾單片式離合器本體構造〔註4〕

3-3-2 作用

一、離合器接合時

如圖 3-3-6 (a)及(c)所示，離合器未踩時，膜片彈簧以外鋼絲圈為支點，將離合器壓板及離合器片壓緊於飛輪上。飛輪、離合器板總成、離合器片等成一體旋轉。

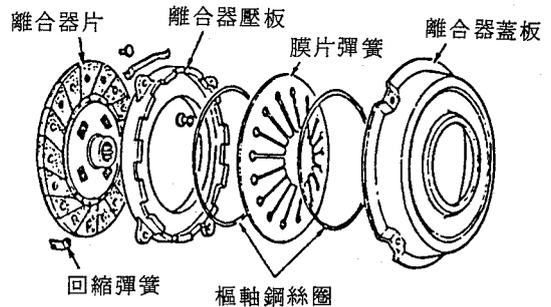


圖 3-3-5 膜片彈簧乾單片式離合器分解圖〔註5〕

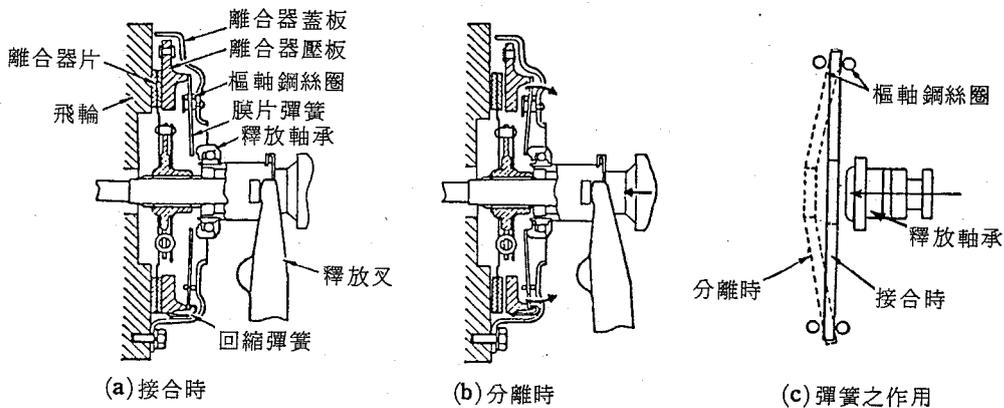


圖 3-3-6 膜片彈簧乾單片式離合器之作用圖〔註6〕

二、離合器分離時

如圖 3-3-6 (b)及(c)所示，離合器踏板踩下時，離合器釋放軸承將膜片彈簧向左壓，膜片彈簧

以內鋼絲圈為支點，膜片彈簧翻轉，壓力解除；同時，並做為槓桿將離合器壓板上提，使與飛輪之間隙加大，動力停止輸出。

第四節 其他摩擦離合器

3-4-1 半離心式離合器

(一)在釋放桿之外端加裝一離心配重，如圖3-3-7 所示。

(二)當在高速運轉時，壓板受到離心配重所產生之離心力作用，將離合器片壓得更緊。

(三)可以使用較弱的壓板彈簧，因而離合器之操作較為省力，高速時之傳動效率高。

3-4-2 乾多片式離合器

大型車輛傳輸之扭力很大，如使用單片離合器片時，需使用較大之離合器，且離合器彈簧強度也須增大，而使操作困難。為了解決這個困難

，許多大貨車、大客車均採用乾多片式離合器，如圖 3-3-8 所示。

3-4-3 濕多片式離合器

濕式離合器使用特種軟木做摩擦面，全部機件浸於油中，因摩擦力較小，故均採用多片式，摩托車及自動變速箱中之離合器多採用此式，其構造如圖 3-3-9 所示。

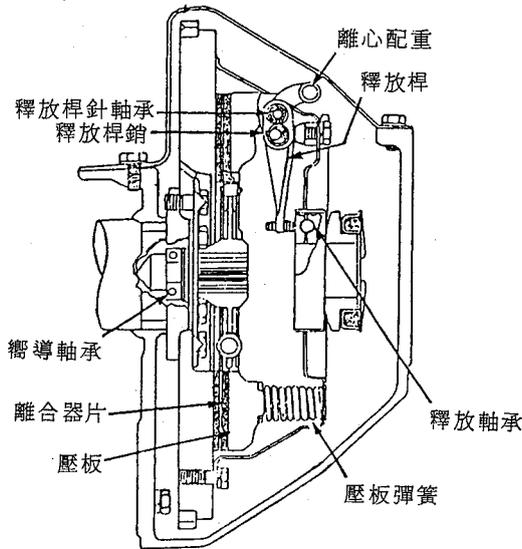


圖 3-3-7 半離心式離合器 [註7]

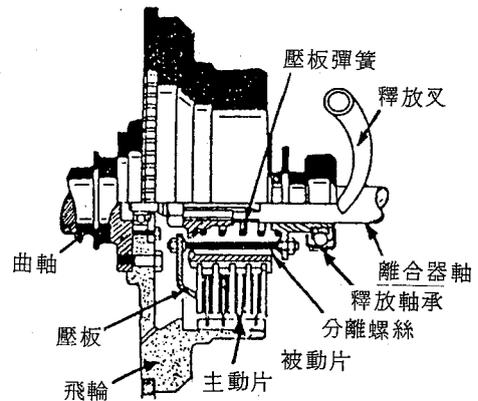


圖 3-3-8 乾多片式離合器 [註8]

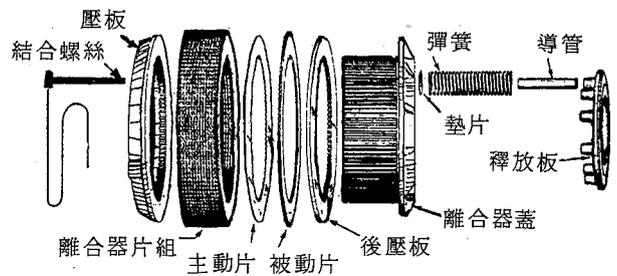


圖 3-3-9 濕多片式離合器 [註9]

第五節 離合器各部機件之構造

3-5-1 飛輪

飛輪之構造如圖3-3-10所示，與引擎曲軸連在一起；除用以儲放引擎動能及做為發動引擎之被動機件外，其最主要之功用係做離合器之主動件。離合器蓋板以螺絲將離合器總成裝於飛輪上，飛輪以平面壓緊離合器片以傳輸動力。飛輪之

中間有嚮導軸承，用以支持離合器軸。

3-5-2 離合器片

(一)離合器片為傳輸動力之被動件，其構造如圖3-3-11所示。離合器槽殼 ( clutch hub ) 以槽齒與離合器軸連接，可以在軸之方向前後移動。兩接觸面用摩擦力極高的來令片以鉚釘嵌在波

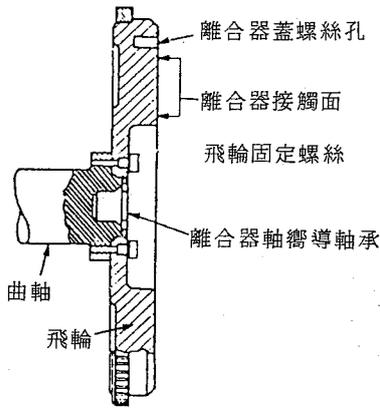


圖 3-3-10 飛輪構造 [註10]

浪狀之鋼製波浪扇狀緩衝板（彈簧）上，緩衝板能有 1~2mm 之伸縮，使離合器之接觸良好。

(二)欲使離合器在接合之震動能得到緩衝，離合器槽殼與裝來令片之緩衝鋼板並不直接連接，而係經過減震彈簧或橡膠來傳動，以吸收離合器接合時之衝力，使起步平穩，延長傳動系機件之使用壽命。

(三)為了使變速容易，離合器片之慣性須小，因此須重量輕；離合器與飛輪一起以高速運轉，故必須平衡良好。

(四)來令片必須摩擦係數高、耐高溫、耐磨損、不易變形、價廉，通常以石棉、合成樹脂、橡膠等加壓加熱製成；有些並混入銅、鉛等軟金屬粉之金屬系來令，以提高耐磨性。

### 3-5-3 離合器壓板

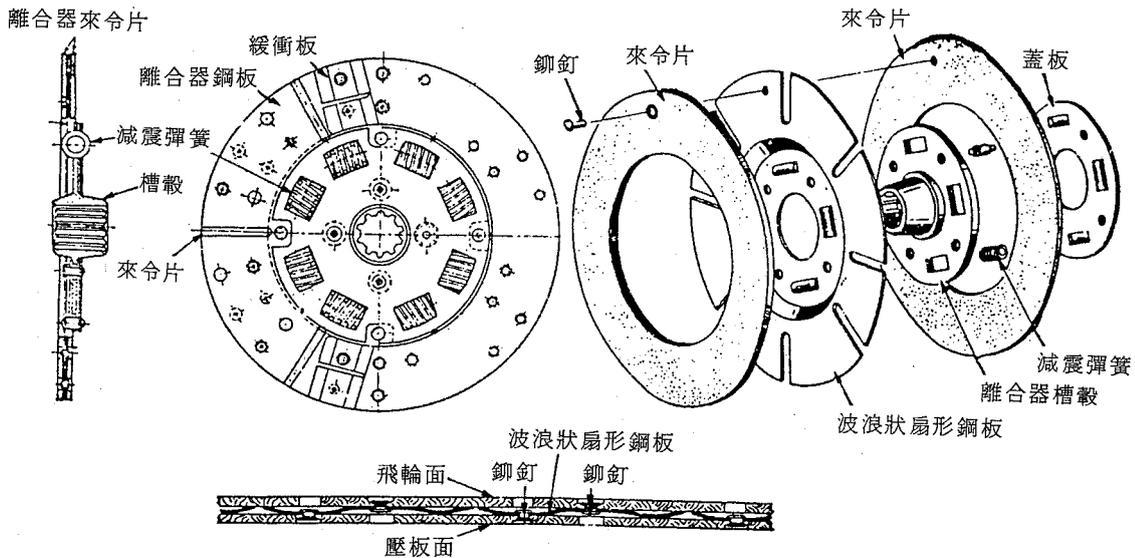


圖 3-3-11 離合器片 [註11]

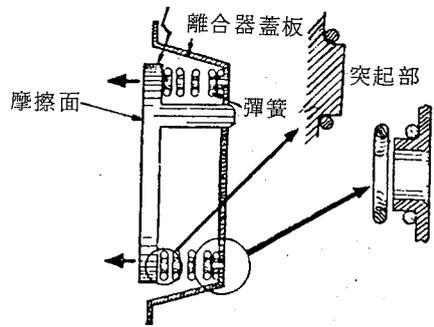


圖 3-3-12 離合器壓板 [註12]

(一)離合器壓板如圖3-3-12所示，係以摩擦係數高、耐磨性佳之鑄鐵製成。摩擦表面必須精密平面加工。離合器壓板以彈簧將離合器片及飛輪壓在一起，在裝彈簧處有凸起之彈簧座，以承坐彈簧。另有凸出部以安裝釋放槓桿之眼螺桿。

(二)動力之傳輸係由飛輪經螺絲到離合器蓋板，再由蓋板傳到壓板，再由壓板及飛輪將動力靠摩擦傳到離合器片。傳輸之方式有兩種：

1.突起部傳動：如圖3-3-13(a)所示。蓋板上之方孔正好套在壓板之突起部。經由接觸之緣傳輸動力，多用於圈狀彈簧式離合器。

2.驅動片傳動：如圖3-3-13(b)所示。離合器蓋板與壓板之間使用 2~7 枚鋼片以傳輸動力，多用於膜片彈簧式離合器。

### 3-5-4 離合器蓋板

普通離合器蓋板為減輕重量，多以鋼板衝壓

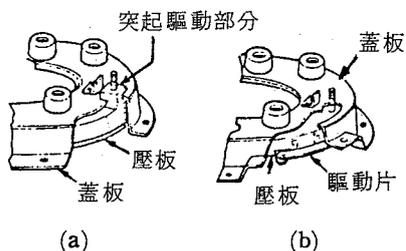


圖 3-3-13 離合器蓋板與壓板之傳動方法〔註13〕

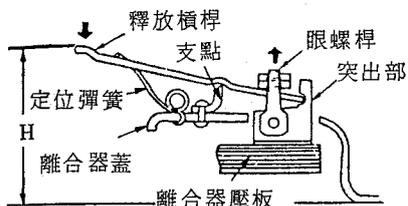


圖 3-3-14 小型車之釋放槓桿〔註14〕

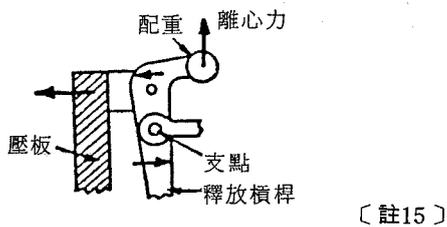


圖 3-3-15 附有離心配重之釋放槓作用情形〔註15〕

製成，重型車亦有採用鍛製以提高強度。

### 3-5-5 釋放槓桿

(一)小型車之釋放槓桿多如圖3-3-14所示，使用刀尖型之支點，前端與釋放軸接觸，後端用眼螺桿裝在壓板上。釋放軸下壓時，後端將眼螺桿及壓板上提。槓桿比約 1:4~1:7。釋放槓桿通常以特殊鋼板衝壓製成。

(二)大型車之釋放槓桿如圖 3-3-7 及圖3-3-15 所示，以合金鋼鍛製而成。在後端有一離心配重，可以借離心力使壓板壓得更緊。圖3-3-15所示為其作用情形。各活動支點使用滾柱軸承以減少摩擦，如圖 3-3-7 所示。

### 3-5-6 離合器彈簧

(一)圈狀彈簧：通常以彈簧鋼繞製，經熱處理而成，普通使用 3~24 條。彈簧必須正直度良好，如因過度疲勞或變形，都會使彈力降低，如圖 3-3-16 所示。

(二)膜片彈簧：膜片彈簧如圖3-3-17所示，使

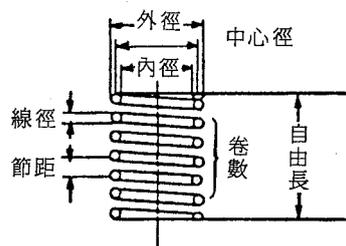


圖 3-3-16 圈狀彈簧各部名稱〔註16〕

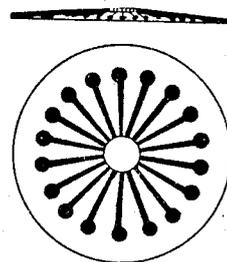


圖 3-3-17 膜片式彈簧〔註17〕

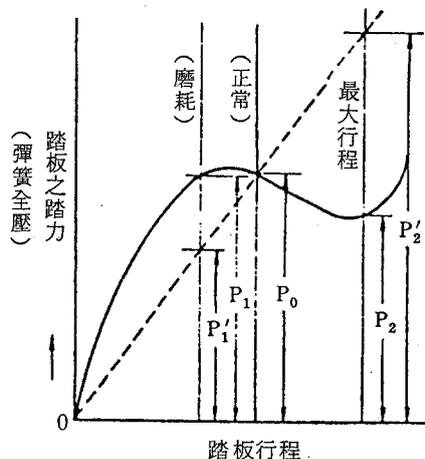


圖 3-3-18 圈狀彈簧與膜片彈簧特性比較〔註18〕

用優良彈簧鋼成形後熱處理而成。除做彈簧外，並兼做釋放槓桿，使離合器之構造簡化。

(三)圈狀彈簧與膜片彈簧之特性比較：如圖3-3-18所示， $P_0$ 為正常安裝位置時彈簧之壓力。在離合器踏板最大行程時，圈狀彈簧之壓力為 $P_2'$ ，膜片彈簧之壓力為 $P_2$ ，故膜片彈簧之踏板操作力遠比圈狀彈簧之踏板操作力為低。當離合器片磨損後，彈簧之壓力減小，圈狀彈簧彈力由 $P_0$ 變為 $P_1'$ ，膜片彈簧彈力由 $P_0$ 變為 $P_1$ 。由圖上可知，膜片彈簧之壓力降低有限，而圈狀彈簧則降低甚鉅。

## 第六節 離合器傳輸扭矩之計算

$$\text{扭矩 } T = 2\mu r z P (m - kg)$$

T：傳輸扭力 (m - kg)

$\mu$ ：摩擦係數 (0.1~0.4)

r：離合器片摩擦面平均半徑 (m)

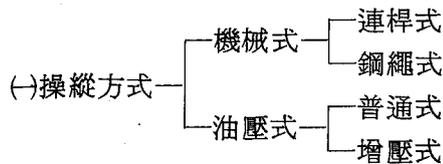
z：離合器片數

P：離合器壓板之全部壓力 (kg)

## 第七節 離合器操縱機構

### 3-7-1 概述

離合器之操縱方法有下列數種：



(-) 自動式

### 3-7-2 機械式離合器操縱機構

#### 一、連桿式

如圖3-3-19所示，由踏板、連桿等組成。當踏板踩下時，叉桿將釋放軸承前推經釋放槓桿使壓板提升，離合器分離；踏板放鬆時，回拉彈簧將踏板拉回原位，釋放軸承退回，壓板再壓緊離合器片，離合器接合。此式構造簡單，保養容易，但需較大空間來安排連桿。

#### 二、鋼繩式

如圖3-3-20所示，以鋼繩代替連桿。其最大優點為鋼繩富有撓性，安裝方便，成本低，保養容易，為目前採用最廣之方式。

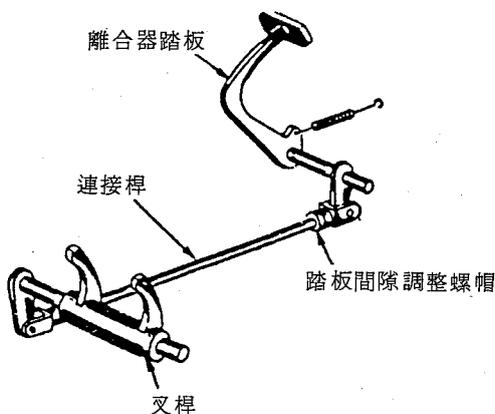


圖 3-3-19 連桿式操縱機構 [註19]

### 3-7-3 油壓式離合器操縱機構

#### 一、普通油壓操作機構

普通油壓操作機構如圖3-3-21所示，由離合器踏板、離合器總泵 (master cylinder)、離合器釋放泵 (clutch release cylinder)、釋放叉等組成。當離合器踏板踩下時，總泵推桿推動總泵活塞，總泵產生油壓，壓力油經油管使釋放缸之活塞推出，經推桿推動釋放叉，推動釋放軸承等使離合器分離。離合器踏板放鬆時，踏板回拉彈簧將踏板拉回，總泵油壓消失，各機件復原，離合器接合。

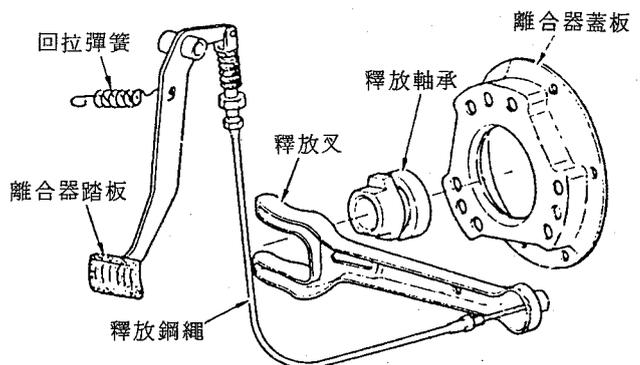


圖 3-3-20 鋼繩式操縱機構 [註20]

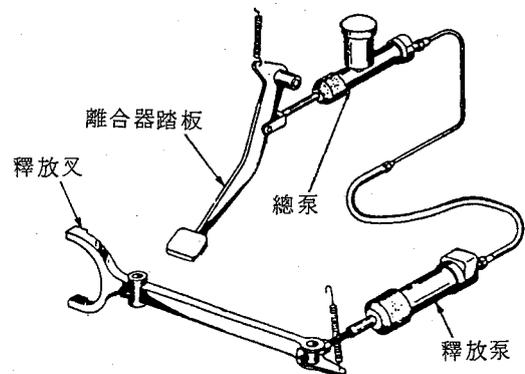


圖 3-3-21 油壓式操縱機構 [註21]

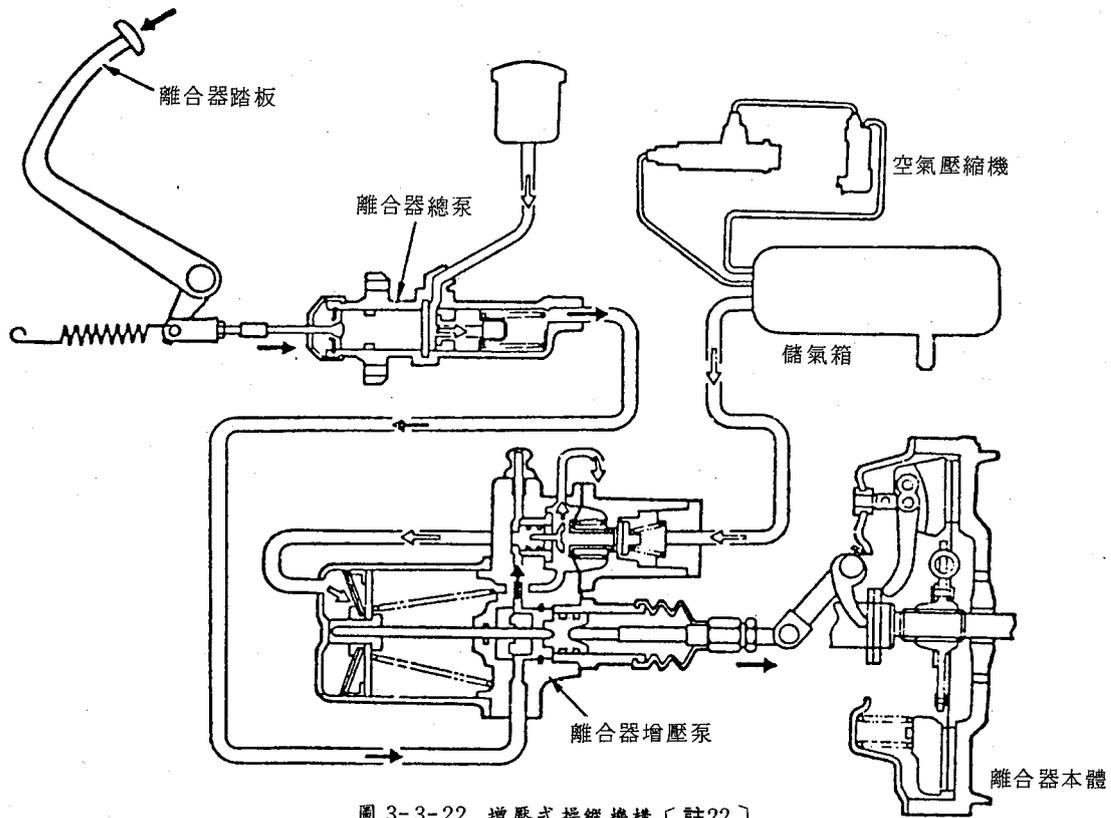


圖 3-3-22 增壓式操縱機構 [註22]

## 二、增壓式油壓操縱機構

大型車的傳輸扭矩大，彈簧強，為使離合器踏板之操縱力輕，使用離合器增壓泵來操縱。利用真空與大氣之壓力差或壓縮空氣與大氣之壓力差來推動離合器釋放泵活塞，以操縱釋放叉而使離合器分離，如圖3-3-22所示。

### 3-7-4 離合器踏板之翻轉復原機構

離合器踏板之操作力愈小愈好，且踏板之復原必須非常確實，才能使離合器之控制靈敏，故離合器踏板裝有踏板翻轉復原機構 (turn over mechanism)，如圖3-3-23所示，如此可使操作力減到最小，而復原動作仍能確實可靠，踏板高度與復原動作均可以調整。

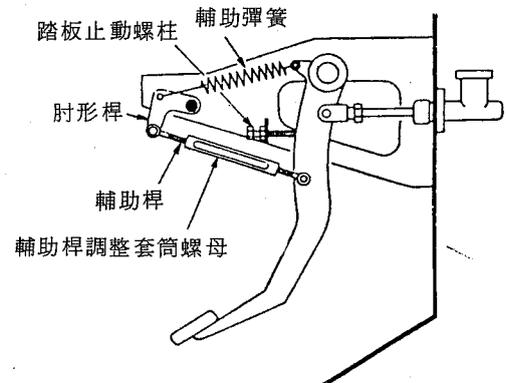


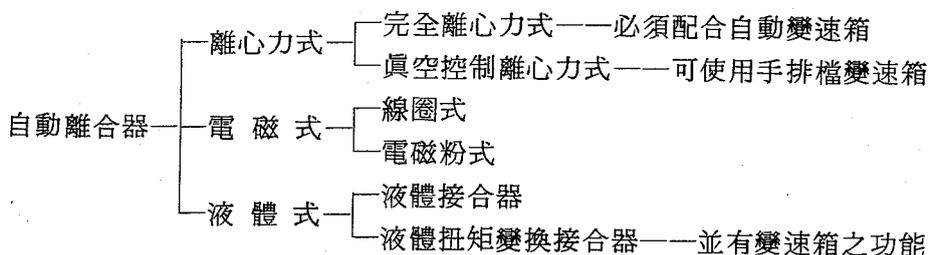
圖 3-3-23 踏板之翻轉復原機構 [註23]

## 第八節 自動離合器

### 3-8-1 概述

汽車由停車開始起步，離合器之接合傳輸動力之操作必須一面將離合器踏板緩緩放鬆，一面需徐徐加油，油門之大小應依車子負荷之大小與路面情況而改變，需儘量使離合器摩擦之相對運

動減至最小，以避免動力之損失及離合器接觸面之摩擦損耗。此種操作必須極為熟練，否則難達理想之境。為使汽車駕駛之操作簡易，以適應大眾化之要求，遂有自動離合器之發明。自動離合器之種類很多，如下表：



### 3-8-2 離心式自動離合器

(一)此式係以二個飛重之外週裝來令片。緊壓飛輪上之離合器鼓而成，如圖3-3-24所示。由於引擎轉速之變化，此飛重之離心力亦隨之變化，使飛重壓緊離合器鼓之力亦不同，因而達到自動離合之要求。

(二)於輕負荷高速運轉時，因其離心力大，故性能良好。在重負荷低速時，因離心力小，易打滑，因而此型離合器多用於負荷變化小之小型乘用車上。

(三)此式離合器於行駛中無法分離，故必須以自動變速箱或手操縱離合器機構組合方能使用。

### 3-8-3 真空控制離心式自動離合器

(一)此式係將離心力式自動離合器改良而成，具有傳動離合器及換檔離合器兩組，當引擎轉速達1,000 rpm時，傳動離合器即完成接合狀態。換檔離合器之操作係利用進氣歧管之真空來操縱，以補救離心式自動離合器於行駛中不能換檔之缺點。

(二)換檔離合器之操縱係由與變速桿裝在一起之開關行之。當握住此桿時，電氣開關被接通，使螺線管通入電流，將控制閥打開，膜片室與進氣歧管連通，真空吸動膜片，將連桿吸引，使換檔離合器分離，俾便換檔。當換檔完畢，控制閥

回復原位，真空膜片室通大氣，使得離合器再行接合，如圖3-3-25所示。

### 3-8-4 電磁式自動離合器

#### 一、線圈式電磁自動離合器

(一)利用裝置於飛輪內之線圈通以電流，以產生吸引力，使壓板發生作用，其電流量之改變係由發電機之發電量（與引擎轉速成正比）與進汽管真空（與引擎之負荷成反比）以控制之，如圖3-3-26及圖3-3-27所示。

(二)引擎低速運轉時，發電量小，真空大，電阻器被拉至最大位置，線圈中通過之電流小，此時離合器分離。

(三)車輛行駛時，引擎轉速增快，使其發電量

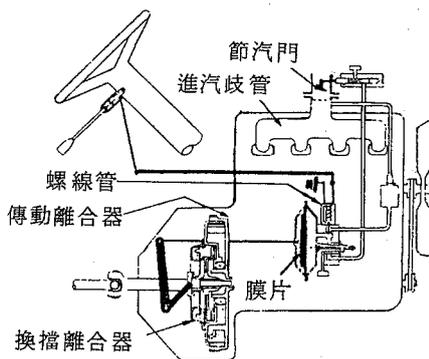


圖 3-3-25 真空離心式自動離合器〔註25〕

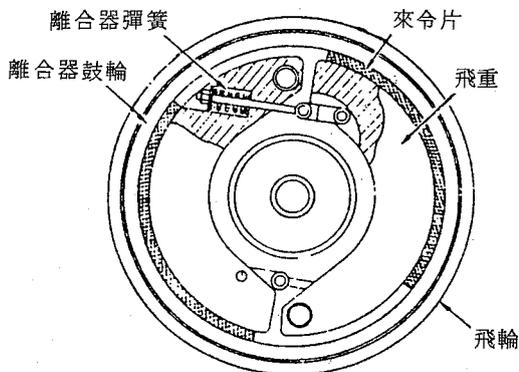


圖 3-3-24 離心式自動離合器〔註24〕

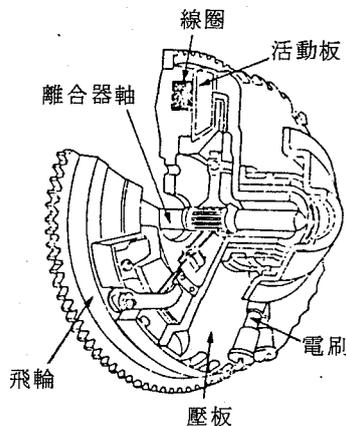


圖 3-3-26 線圈式電磁自動離合器〔註26〕

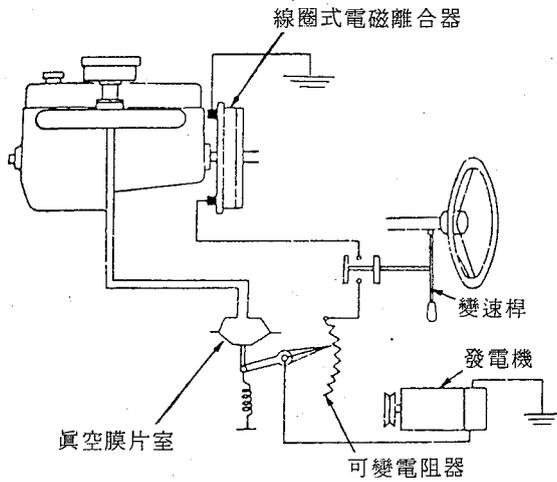


圖 3-3-27 線圈式電磁自動離合器電路圖〔註27〕

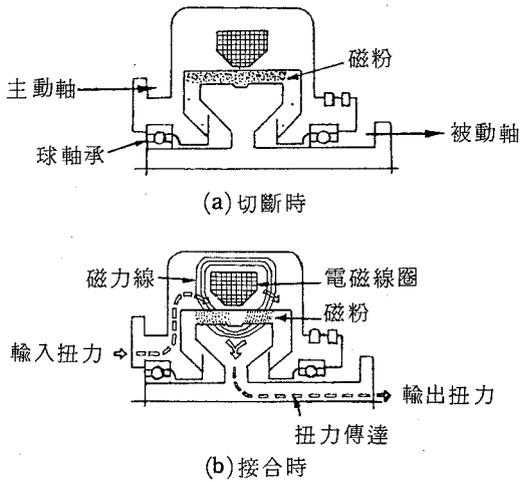


圖 3-3-28 電磁粉式自動離合器〔註28〕

大增，真空降低，電阻減小，飛輪線圈中通入之電流增加，離合器接合力亦增加，直至將車輪帶動。

(四)換檔時手握變速桿將電源切斷，則離合器分離，完成變速後手離開排檔，離合器即自行接合。

### 二、電磁粉式自動離合器

(一)將電磁粉置於驅動側與被動側之間，當驅動側機件中有電流通過時，則電磁粉發生之磁力線方向與被動側機件相連接，即可將扭力傳出。

(二)其接線圖及操縱方法均與線圈式電磁自動離合器相同。此式因無摩擦機件，故機件均不磨損且故障少，為優良之離合器。

### 3-8-5 液體接合器

#### 一、構造

(一)液體接合器由主動葉輪 (driving mem-

ber，又稱泵 pump) 與被動葉輪 (driven member，又稱渦輪或透平 turbine) 組成，如圖 3-3-29 所示。內部分成很多直型小格稱葉片，如圖 3-3-30 所示，其中心有兩半圓環稱為導環 (guide ring)，如圖 3-3-31 所示。

(二)主動葉輪與被動葉輪之葉片均為平板形，如圖 3-3-32 所示，與半徑平行，於出口處及入口處稍向前曲斜與軸平行，各葉片間之距離不同，以減少諧震。其主動葉輪與被動葉輪之葉片數亦不相等，以避免液體自主動葉片流至被動葉片時，所產生之干擾經常由相配之葉片來承受，以延長其壽命。內部充油 85~90% 滿，使受熱時有餘隙可膨脹。

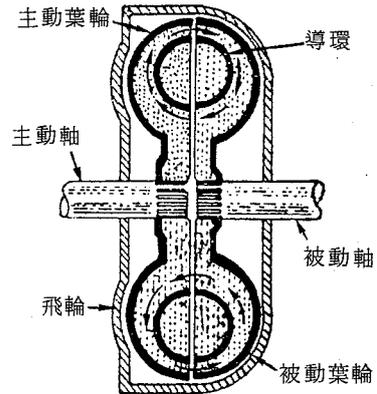


圖 3-3-29 液體接合器〔註29〕

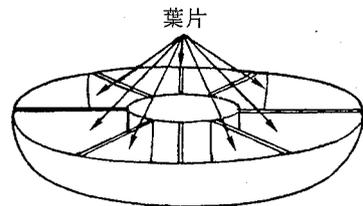


圖 3-3-30 葉片〔註30〕

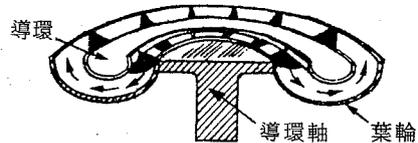


圖 3-3-31 導環〔註31〕

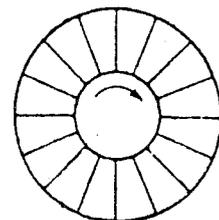


圖 3-3-32 葉輪〔註32〕

二、液體接合器之作用原理

主動葉輪與被動葉輪之作用如圖3-3-33所示之A、B兩個對立之風扇相似，A風扇插頭插上開始轉動，由於空氣流動，使未插電之B風扇葉片亦隨著運轉。液體接合器之主動葉輪轉動時，由於液體之流動，迫使被動葉輪跟著轉動。

三、液體在葉輪中之轉動

(一)液體在葉輪中受二種力影響，具有兩種不同之速度，如圖3-3-34所示。

1.液體在葉輪上的轉動方向因摩擦力之作用具有迴轉速度 ( rotary velocity ) 。

2.離心力則強迫液體在主動葉輪上由內向外流出，如圖3-3-35所示，而流入被動葉輪，迫使被動葉輪之液體由外向內流，如圖3-3-36所示，

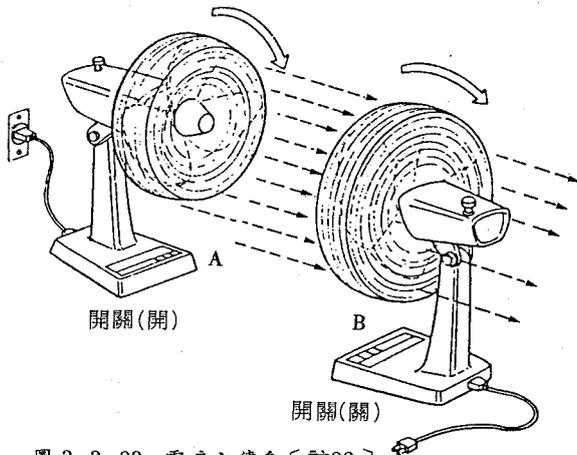


圖 3-3-33 電扇之傳動〔註33〕

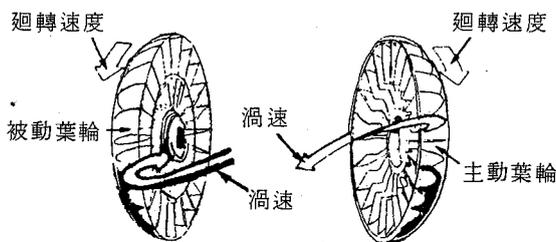


圖 3-3-34 液體在葉輪中之速度〔註34〕

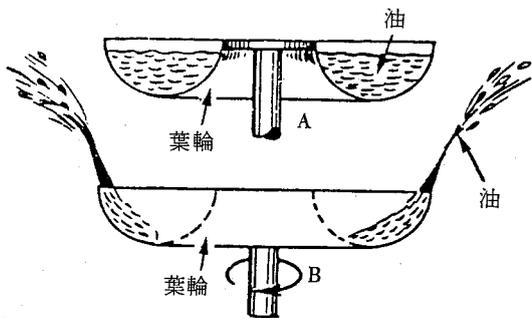


圖 3-3-35 離心力作用於油上〔註35〕

此種運動稱之為渦動。渦動係位於含軸中心平面內，故亦稱軸向流速 ( flow velocity in axial plane )，簡稱渦速 ( vortex velocity )。

3.故液體在葉輪中之絕對速度可分解為二個分速度，一分速度在轉軸中心平面內稱渦速，另一分速度在與轉軸垂直的轉動平面內稱迴旋速度。當被動葉輪靜止不動時，主動葉輪之液體受離心力作用，自內向外流，迫使被動葉輪中之液體自外向內流，渦動遂形成；當被動葉輪轉動時，離心力亦迫使被動葉輪中之液體自內向外流以反抗渦動，如圖3-3-37所示，故需有導環來引導流動。

(二)如主動葉輪轉動速度較被動葉輪快時仍有一壓力差存在，迫使渦動繼續不斷，直到主動與被動葉輪轉數相等時方停止。若推車以發動引擎時，渦動方向相反。

(三)主動葉輪與被動葉輪之轉速差稱為滑差，以主動葉輪轉速百分比表之。如主動葉輪轉速為 1,000 rpm，被動葉輪轉速為 800 rpm 時，滑差為 20%。故當滑差為 100%時渦速最大，滑差為零時渦速為零。傳送扭矩之大小與滑差有關，車子行駛時突放油門，有一段時間滑差為零，接著被動葉輪較主動葉輪為快，渦速相反。渦動在理論上是不傳遞扭矩的，因離心力和轉速成正比

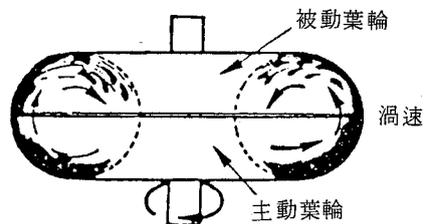


圖 3-3-36 油在葉輪內流動〔註36〕

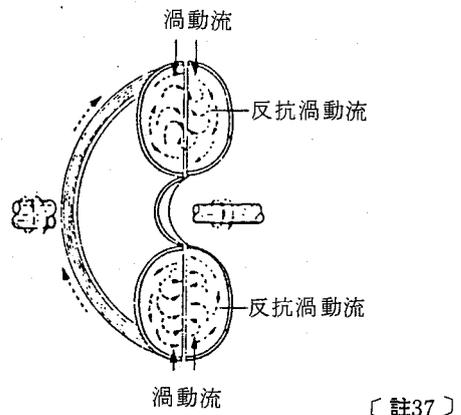


圖 3-3-37 主動與被動葉輪均產生油的流動〔註37〕

，故促成渦動之力亦與主動葉輪轉速平方成正比。當有滑差存在時，液體自主動葉輪流入被動葉輪或反向流動時，皆受到阻撓，滑差愈大阻撓也愈大，阻撓使能量消耗。

(四)在轉動平面內之迴轉運動亦受渦動之影響，該葉輪流道之平均內徑為P，外徑為R，故在主動葉輪入口處之迴轉速度為 $2\pi Pn$ ，出口時之速度為 $2\pi Rn$ ，其迴轉速度增加值為 $2\pi n(R-P)$ ，速度之增加即表示獲得能量，換言之，液體在主動葉輪所作之功應等於在主動葉輪所吸收之能。

(五)扭矩傳遞之公式為

$$T = CSn^2W(R^2 - r^2)$$

其中C為常數，車用液體接合器如採用呎磅為單位時，其值為0.04。S為滑差，n為主動葉輪每秒轉數，R為液體進入被動葉輪流道之平均半徑

，r為液體離開被動葉輪流道之平均半徑，W為液體接合器中流體之重量。

#### 四、決定液體接合器性能之因素

(一)引擎最大負荷時之滑差。

(二)引擎最大速度時之停阻扭矩。

(三)傳輸引擎最大扭矩時之最低轉速。

(註：停阻扭矩係指引擎在最大轉速時，如車輛仍停住不動，被動葉輪所受之扭矩。)

#### 五、液體接合器之優劣點

(一)優點：利用液體為傳動媒介，故傳動裝置之震動可以被吸收，使其機件不易損壞，且動力之接續可達圓滑之境界，而不必由一檔起步。

(二)劣點：當引擎在怠速時，離合器無法完全切斷，使曲軸受阻力，引擎易熄火，引擎煞車性能較差。在行駛中途不能分離，故必須配以輔助機件。

#### 【習題】

##### 一、問答：

1. 離合器的種類有幾？試分別敘述之。
2. 普通離合器的構造及作用情形如何？
3. 膜片彈簧式離合器如何作用？其優劣點為何？
4. 試述離合器操縱機構之種類？

5. 為何要使用自動離合器？

6. 真空離心式自動離合器之構造及作用如何？

7. 試述線圈式電磁自動離合器之構造及作用情形？

8. 電磁粉式自動離合器有何優點？

9. 試述液體在液體接合器中之流動情形？

10. 決定液體接合器性能之主要因素有那些？

#### 【資料來源註釋】

〔註1〕 日本自動車整備振興會連合會編 三級自動車  
シャシ上 57年版 第2章 圖II-1

〔註2〕 同〔註1〕 圖II-2

〔註3〕 同〔註1〕 圖II-3

〔註4〕 同〔註1〕 圖II-4

〔註5〕 同〔註1〕 圖II-6

〔註6〕 同〔註1〕 圖II-5, Stockel Auto Mech-  
anics Fundamentals Fig 9-17

〔註7〕 黃靖雄編著 汽車學 圖2-3-5

〔註8〕 永屋元靖著 自動車百科全書 圖3-5

〔註9〕 同〔註7〕 圖2-2-12

〔註10〕 Stockel Auto Mechanics Fundamentals  
Fig 9-1

〔註11〕 同〔註8〕 圖3-4, 雇用促進事業團職業訓  
練部編 自動車の構造 圖3-5, 3-6

〔註12〕 雇用促進事業團職業訓練部編 自動車の構造  
圖3-7

〔註13〕 同〔註12〕 圖3-8

〔註14〕 同〔註12〕 圖3-10

〔註15〕 同〔註12〕 圖3-11

〔註16〕 同〔註12〕 圖3-12

〔註17〕 同〔註12〕 圖3-13

- 〔註18〕 同〔註12〕 圖 3-18  
〔註19〕 同〔註8〕 圖 3-7  
〔註20〕 同〔註1〕 圖 II-9  
〔註21〕 同〔註8〕 圖 3-8  
〔註22〕 同〔註8〕 圖 3-10  
〔註23〕 同〔註8〕 圖 3-10  
〔註24〕 同〔註8〕 圖 3-11  
〔註25〕 同〔註8〕 圖 3-12  
〔註26〕 勞働省職業訓練局/雇用促進事業團職業訓練  
部共編 自動車整備〔I〕 圖 4-4  
〔註27〕 同〔註8〕 圖 3-14  
〔註28〕 同〔註26〕 圖 4-7  
〔註29〕 范欽惠編著 汽車自動變速箱的理論與修護  
圖 3-1  
〔註30〕 同〔註10〕 Fig 12-3  
〔註31〕 同〔註10〕 Fig 12-9  
〔註32〕 同〔註26〕 圖 4-57  
〔註33〕 日本自動車整備振興會連合會 二級シャシ編  
第2章 圖 II-3  
〔註34〕 同〔註10〕 Fig 12-8 B  
〔註35〕 同〔註10〕 Fig 12-6  
〔註36〕 同〔註12〕 圖 3-31  
〔註37〕 同〔註12〕 圖 3-32

返回目錄

## 第四章 手排檔變速箱

### 第一節 變速箱基本理論

#### 4-1-1 概述

汽車在起步、爬坡、負載重時，必須有比較大的驅動力，但是在平坦的道路上行駛時，驅動輪之高速迴轉比驅動力更為重要。又引擎只能向一定方向運轉，汽車之倒退是必須的，變速箱就是用以提供以上各項機能之裝置。現就變速箱各項性能先加以討論。

#### 4-1-2 驅動力與引擎扭矩、驅動輪大小之關係

$$\text{驅動力 } F = \frac{T}{r}$$

T：驅動軸之扭矩 (kg-m)

r：驅動輪有效半徑 (m)

F：驅動力 (kg)

由以上關係可知，車子之驅動力與驅動軸之扭矩成正比，與驅動輪之有效半徑成反比；即同一驅動扭矩，輪子愈小驅動力愈大。此即為何小馬力之汽車都使用小直徑車輪之道理。

#### 4-1-3 變速比

圖 3-4-1 所示為變速箱之原理，主動軸之小齒輪 A，驅動被動軸上之大齒輪 B。齒輪 A 轉得快，齒輪 B 轉得慢，但被動軸之扭矩較主動軸為大。齒輪 A 的轉速與齒輪 B 之轉速比稱為變速比

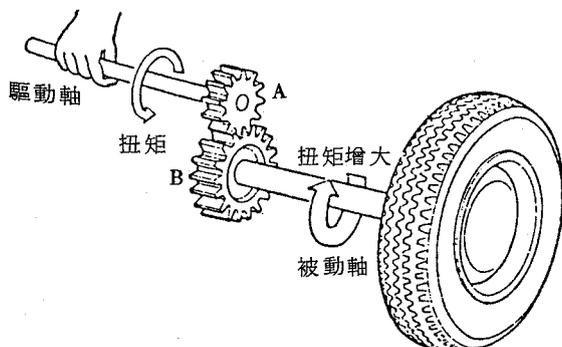


圖 3-4-1 變速箱原理〔註 1〕

，即

$$\text{變速比} = \frac{\text{齒輪 A 之轉數}}{\text{齒輪 B 之轉數}} = \frac{\text{齒輪 B 之齒數}}{\text{齒輪 A 之齒數}}$$

$$\text{被動軸之扭矩} = \text{主動軸之扭矩} \times \text{變速比}$$

故被動軸扭矩增大，變速箱中齒輪之組合如圖 3-4-2 所示，其變化比如下：

$$\text{變速比} = \frac{\text{B 之齒數} \times \text{D 之齒數}}{\text{A 之齒數} \times \text{C 之齒數}}$$

即被動齒輪齒數之連乘積除以主動齒數之連乘積為變速比。

#### 4-1-4 變速段

(一)變速箱前進檔之數目即為變速段，以三速段汽車為例，其行駛動力與速度關係如圖 3-4-3 所示，係將行駛阻力換算成馬力，並依路面傾斜度所需之推進力而繪出。

(二)以三速段汽車為例，其車速及引擎出功之關係如圖 3-4-4 所示。

(三)將上二圖(圖 3-4-3、圖 3-4-4)二曲線合而為一，所得之曲線稱行駛性能曲線圖，如圖 3-4-5 所示。在圖 3-4-5 中，汽車以三檔在平坦

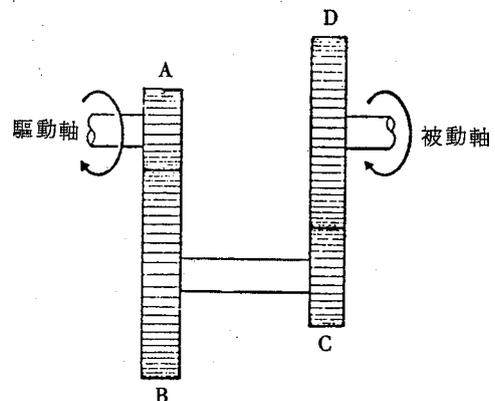


圖 3-4-2 齒輪的組合〔註 2〕

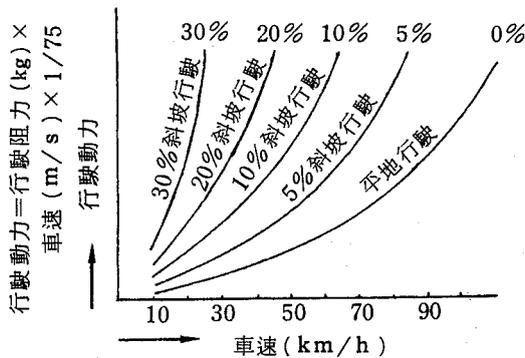


圖 3-4-3 車速與行駛動力關係圖〔註 3〕

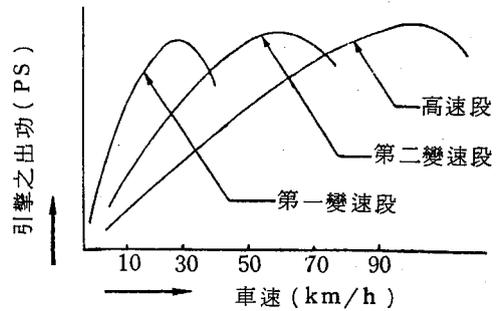


圖 3-4-4 車速及引擎輸出功關係圖〔註 4〕

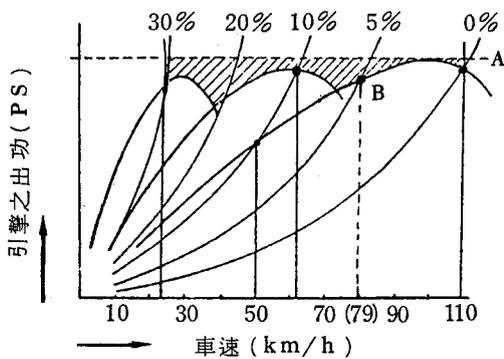


圖 3-4-5 三段變速行駛性能圖〔註 5〕

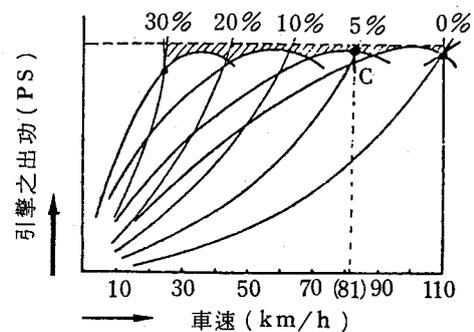


圖 3-4-6 四段變速性能圖〔註 6〕

路面行駛，速度可達 110 km/h，如圖上 A 點；同樣用三檔在 5% 斜坡行駛，則車速為 79 km/h，如圖上 B 點。如果在二檔與三檔間再加一變速段，則在 5% 斜坡上行駛，車速可達 81 km/h，如圖 3-4-6 所示之 C 點。故在機件許可之情況下

，變速段分得愈多，汽車之行駛性能愈提高，引擎可在最經濟有效之情況下使用，故如能將變速箱發展到無段變速時，即可得到最理想之行駛性能，因此所有變速箱之研究皆以此為目標。

## 第二節 滑動齒輪式變速箱

### 4-2-1 概述

此式須使用直齒輪，換檔時將齒輪前後移動，因此長度較長。因主軸齒輪之週邊線速度與副軸齒輪之週邊線速度不同，故在換檔時齒輪啮合困難，必須使用兩腳離合器才能夠換檔。齒輪磨損快，易生噪音，故現代汽車已不使用，但農耕機械仍在使用中。

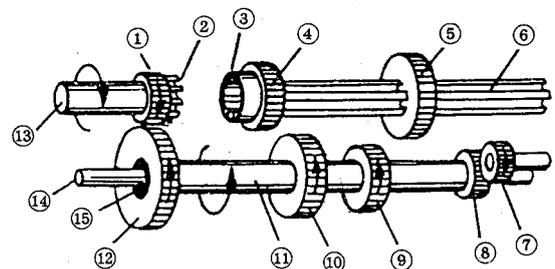
### 4-2-2 各速檔之作用情形及速比計算

#### 一、空檔

空檔 (neutral) 引擎發動後，只有離合器軸及副軸轉動，主軸不動，如圖 3-4-7 所示。

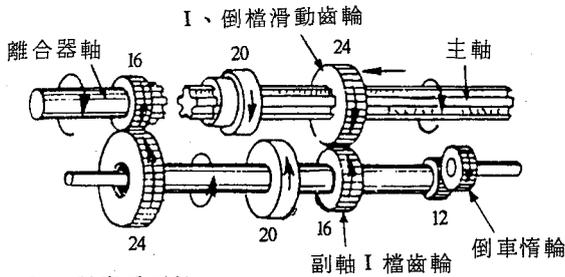
#### 二、一檔

一檔 (first) 如圖 3-4-8 所示。



- ① 主動齒輪 ② 三檔接合器 ③ 主軸三檔接合器
- ④ 二、三檔滑動齒輪 ⑤ 倒檔滑動齒輪 ⑥ 主軸
- ⑦ 倒車惰輪 ⑧ 副軸惰輪驅動齒輪 ⑨ 副軸一檔齒輪
- ⑩ 副軸二檔齒輪 ⑪ 副軸上齒輪連接體
- ⑫ 副軸與離合器軸永接齒輪 ⑬ 離合器軸
- ⑭ 副軸 ⑮ 副軸軸承

圖 3-4-7 空檔〔註 7〕



註：數字為函數

圖 3-4-8 一檔〔註8〕

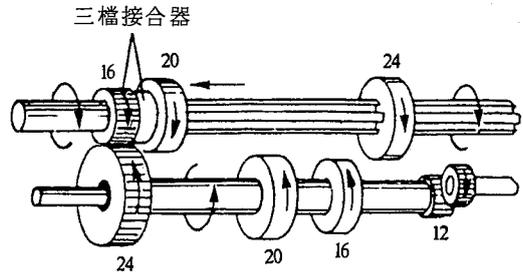


圖 3-4-10 三檔〔註10〕

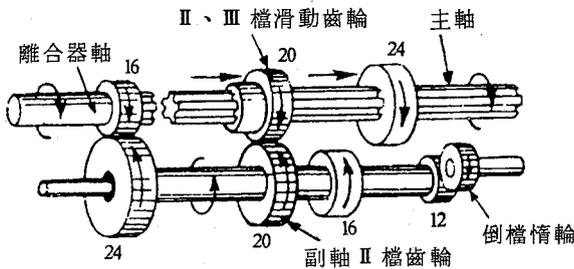


圖 3-4-9 二檔〔註9〕

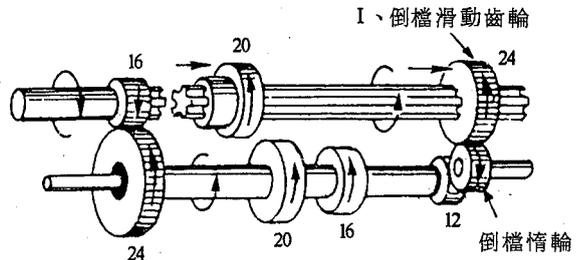


圖 3-4-11 倒檔〔註11〕

(一)動力由離合器軸(入功軸)經副軸而傳至主軸。

(二)假定各齒輪之齒數如圖中所示。

(三)離合器軸與主軸轉數之比(或稱減速比)為

$$\frac{24}{16} \times \frac{24}{16} = 2.25 \text{ 比 } 1$$

(四)即引擎轉 2.25 轉，傳動軸就轉 1 轉。

(五)主軸扭矩比離合器軸扭矩大 2.25 倍。

### 三、二檔

二檔(second)如圖 3-4-9 所示。

(一)動力由離合器軸經副軸再傳至主軸。

(二)減速比為  $\frac{24}{16} \times \frac{20}{20} = 1.5 \text{ 比 } 1$ 。

(三)即引擎轉 1.5 轉，傳動軸轉 1 轉。

(四)主軸扭矩比離合器軸扭矩大 1.5 倍。

### 四、三檔

三檔(third)如圖 3-4-10 所示。

(一)動力由離合器軸直接送到主軸。

(二)減速比為 1 : 1。

### 五、倒檔

倒檔(reverse)如圖 3-4-11 所示。

(一)動力由離合器軸傳至副軸，經倒檔惰輪再傳至主軸。

(二)轉速變慢，且方向相反。

(三)減速比為  $\frac{24}{16} \times \frac{24}{12} = 3 \text{ 比 } 1$ 。

(四)引擎每轉 3 轉，傳動軸轉 1 轉。

(五)主軸扭矩比離合器軸扭矩大 3 倍。

## 4-2-3 兩腳離合器換檔法

### 一、概述

滑動齒輪式變速箱換檔困難，易產生響聲，欲減少響聲需利用引擎及離合器以調節副軸之轉數，欲使嚙合之兩齒輪週邊線速度接近，使齒輪容易嚙合，其操作法如下：

### 二、由低速變高速(如由二檔換三檔)

(一)鬆油門，踩離合器，由二檔打空檔。

(二)放離合器(使副軸減速)。

(三)再踩離合器，由空檔打入三檔。

(四)放離合器，加油。

### 三、由高速換低速(如由二檔換一檔)

(一)鬆油門，踩離合器，由二檔打回空檔。

(二)放離合器，加油。(使副軸加速)

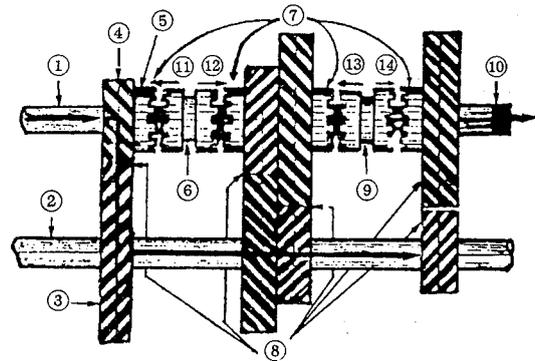
(三)再踩離合器，放油門，由空檔打入一檔。

(四)加油，放離合器。

## 第三節 永嚙式齒輪變速箱

(一)此式通常使用斜齒輪，故可減少噪音，並延長壽命為其優點，但使用時還需用兩腳離合器來換檔，又齒輪側推力大，為其缺點。

(二)其構造如圖3-4-12所示，其主軸上之二、三檔齒輪及一、倒檔齒輪均可在主軸上旋轉，所有在副軸上與主軸配合之各齒輪均係保持經常接合。變速時，則將沿主軸栓槽滑動之犬齒接合器 (dog clutch) (被動部) 移向需要之各速齒輪旁與其犬齒接合器 (主動部分) 相接合，動力便由此經主軸而傳出。



①離合器軸 ②副軸 ③副軸主動齒輪  
④離合器軸主動齒輪 ⑤接合器 ⑥換檔叉槽  
⑦犬齒接合器 ⑧永嚙齒輪 ⑨  
⑩主軸 ⑪三檔 ⑫二檔 ⑬一檔 ⑭倒檔

圖 3-4-12 永嚙式變速箱 [註12]

## 第四節 同步式齒輪變速箱

### 4-4-1 概述

同步式齒輪變速箱為永嚙式齒輪變速箱之改良型，即在犬齒接合器上裝等速調節裝置而成，在換檔時能自動調節欲啮合二齒輪之速度，使速度相近，容易嚙上排檔，因此不必使用兩腳離合器換檔。其調速裝置可分為下列五種：

### 4-4-2 鍵式

#### 一、構造

圖3-4-13所示為四個前進檔、一個後退檔之鍵式 (key type) 同步齒輪變速箱之組合圖；圖3-4-14所示為鍵式同步調速器構造，圖3-4-15所示則為同型變速箱之分解圖。

(一)同步中心齒殼 (synchronizer hub) 用槽齒與主軸啮合，以驅動傳動軸。

(二)同步齒套以槽齒套在中心齒殼上。齒套之

外面有槽溝，以安裝換檔叉，排檔桿操作使此同步齒套前後移動。

(三)調速銅環 (synchronizer ring) 套在同步中心齒殼前之主軸上，內面車槽與主軸上空轉齒輪錐部相配合，當同步齒套移動時與齒套共同迴轉，壓緊主軸上空轉齒輪產生摩擦，以調節轉速。

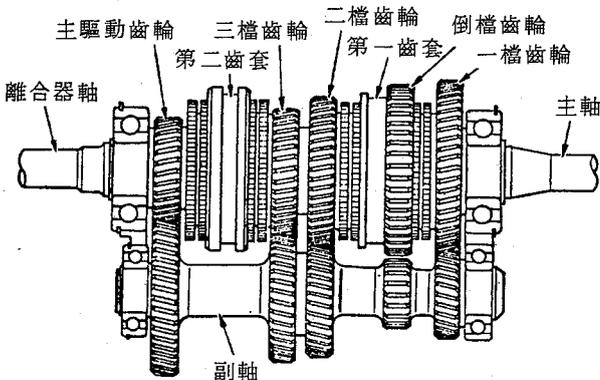
(四)調速鍵 (synchronizer key) 係裝於同步中心齒殼上，通常有三個，能在齒殼上前後移動，以推調速銅環，產生調速作用。

#### 二、作用

現以前進四檔、倒退一檔之變速箱由四檔變到三檔時之作用情形來說明，如圖3-4-16所示。

(一)踏下離合器踏板使離合器分離，從引擎來之動力切斷。

(二)排檔由四檔打入三檔時，換檔叉將換檔齒



[註13]

圖 3-4-13 前進四檔鍵式同步齒輪變速箱組合圖

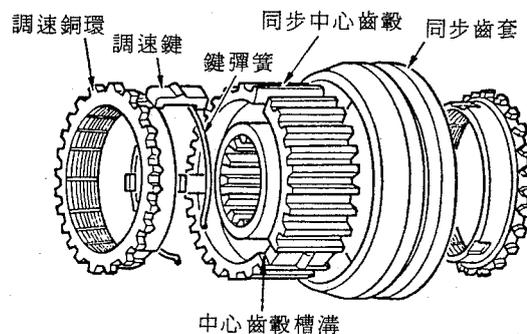


圖 3-4-14 鍵式同步調速器 [註14]

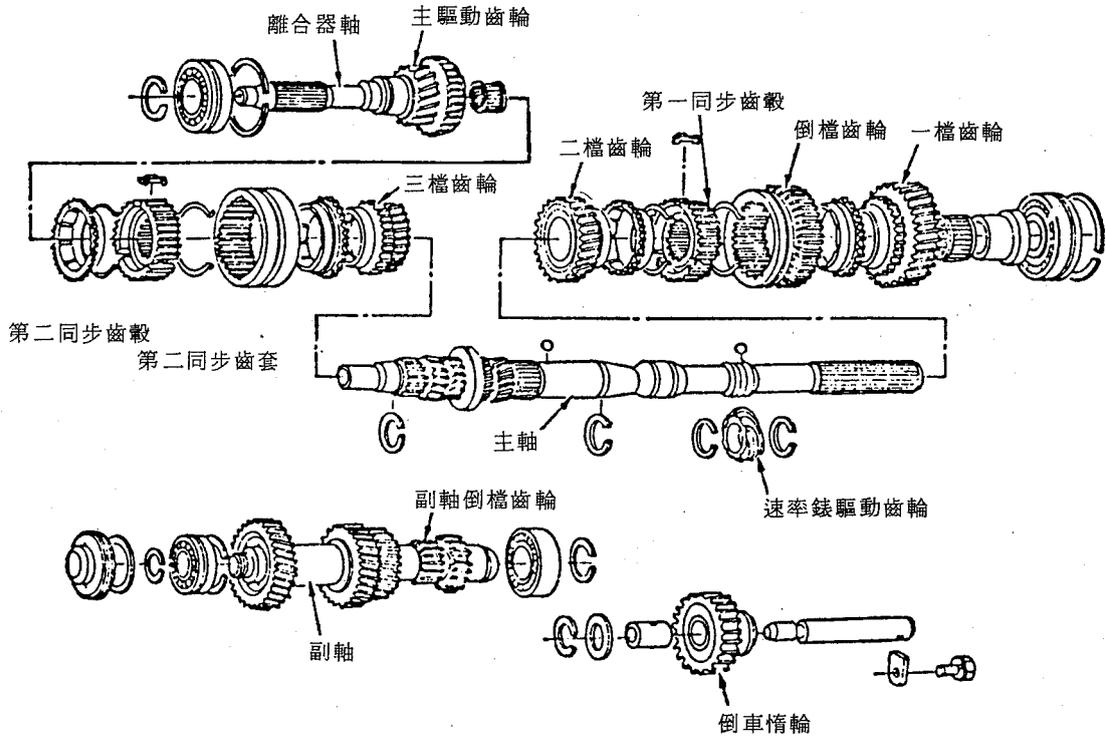


圖 3-4-15 前進四檔鍵式同步齒輪變速箱分解圖〔註15〕

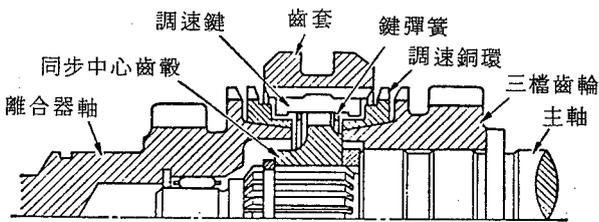


圖 3-4-16 鍵式同步調速作用〔註16〕

套撥動，齒套內之槽與鍵之凸起部相配合；當齒套移動時，如圖3-4-17所示，齒套推動鍵，鍵之端面推動調速銅環，壓緊齒輪之錐體部；摩擦作用使齒套與齒輪之轉數慢慢相近。

(三)此時，從齒套之槽齒與銅環之槽齒部來看，在變速初期，銅環與三檔齒輪間之速度有差別存在。銅環的槽溝寬較鍵之寬稍大，故鍵在槽溝中有移動存在。鍵壓著環的一邊轉動時，齒套與銅環的齒槽互相嚙合，如圖3-4-17所示。

(四)齒套再繼續推動時，如圖3-4-18所示，鍵之凸起部從齒套之槽中脫出，此時齒套與銅環之槽齒已相嚙合，因齒套與銅環槽齒在移動中之干擾作用使齒套壓緊銅環而壓緊三檔齒輪之錐體部，強大之壓力與摩擦產生同步調速作用。

(五)當齒套之轉速與三檔齒輪之轉速相同時，調速銅環可以自由轉動，齒套進行嚙合所受之干

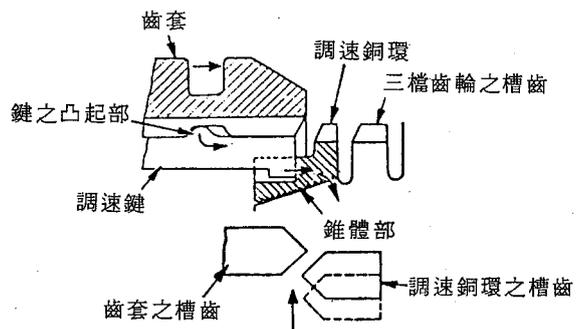


圖 3-4-17 鍵式同步調速作用(一)〔註17〕

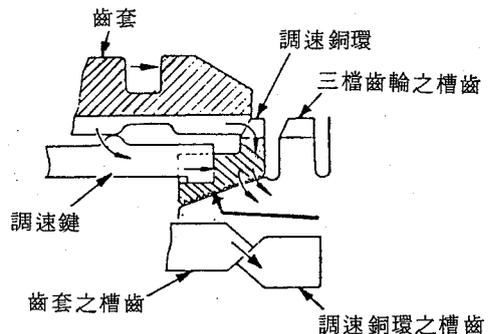


圖 3-4-18 鍵式同步調速作用(二)〔註18〕

擾消失，齒套很容易的越過銅環與三檔齒輪之齒槽相嚙合，如圖3-4-19所示。

### 4-4-3 銷式

#### 一、構造

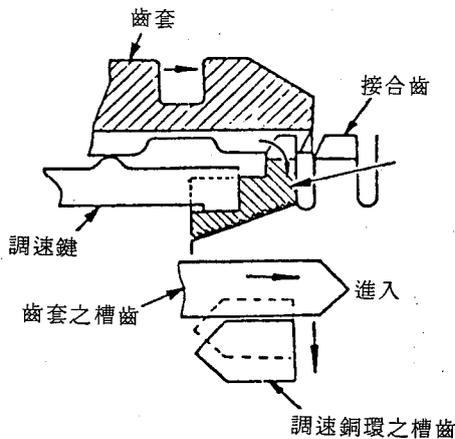


圖 3-4-19 鍵式同步調速作用(一)〔註19〕

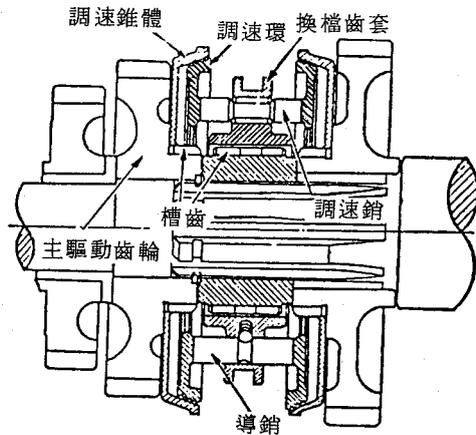


圖 3-4-20 銷式同步調速器〔註20〕

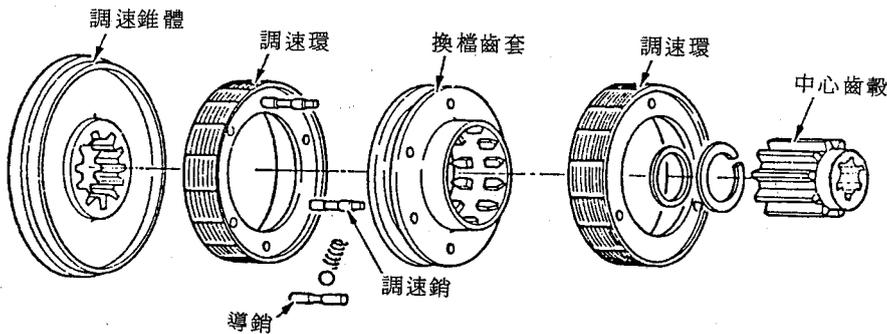


圖 3-4-21 銷式同步調速器分解圖〔註21〕

(一)圖3-4-20所示為銷式 ( pin type ) 同步調速機構之構造圖，此式係以同步銷之肩部與同步齒套之孔部做為同步調速之接合器。

(二)如圖3-4-21所示，同步齒套上有六個孔，同步銷與導銷交互插入孔中。導銷在齒套中用彈簧及鋼珠定位。

**二、作用**

現以前進四檔、倒退一檔之變速箱在三檔行駛中變到四檔時之作用情形來說明：

(一)踏下離合器，切斷引擎來之動力。

(二)換檔叉推動齒套時，因鋼珠壓住導銷而使調速環一齊移動，而壓向調速錐體，此時之摩擦作用如圖3-4-22所示，使調速銷帶動齒套一起轉動，調速銷偏在孔之一邊。

(三)齒套進一步向左側（離合器主驅動齒輪側）移動時，齒套孔的斜面壓著調速銷之肩部，推動調速環緊壓調速錐體，如圖3-4-23所示，也就是換檔叉之移動力與主軸旋轉力之合力使調速環壓緊調速錐體而產生同步調速作用。

(四)當調速環與調速錐體之速度相同時，齒套

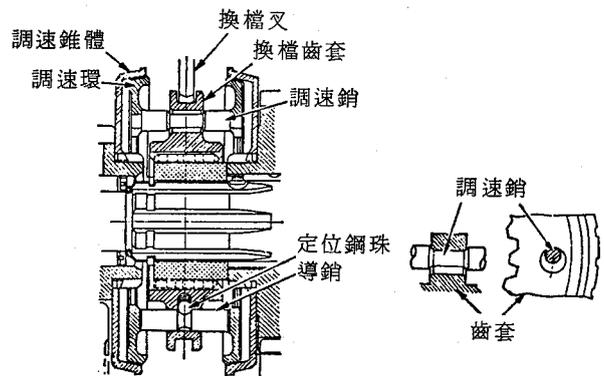


圖 3-4-22 銷式同步調速作用(一)〔註22〕

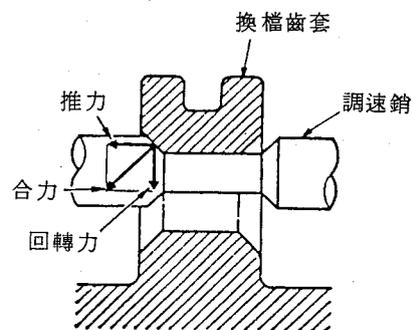


圖 3-4-23 銷式同步調速作用(二)〔註23〕

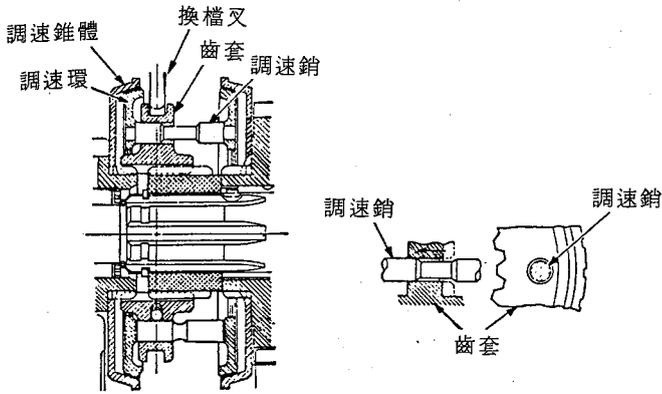


圖 3-4-24 銷式同步調速作用(註24)

與調速銷之抵抗力消失，齒套如圖3-4-24所示，孔從調速銷之肩部越過，同時導銷將定位鋼珠壓下，齒套之槽齒與主驅動齒輪上之槽齒相啮合，圓滑的完成換檔動作。

#### 4-4-4 伺服式

##### 一、概述

伺服式 ( servo type ) 調速器與前述之鍵式與銷式利用換檔叉推動齒套之壓力以產生同步作用不相同，伺服 ( servo ) 為一種自動控制產生作用力之裝置，能很快的產生同步調速作用。

圖3-4-25所示為伺服式同步調速器構造；圖3-4-26所示為伺服式同步調速器分解圖。

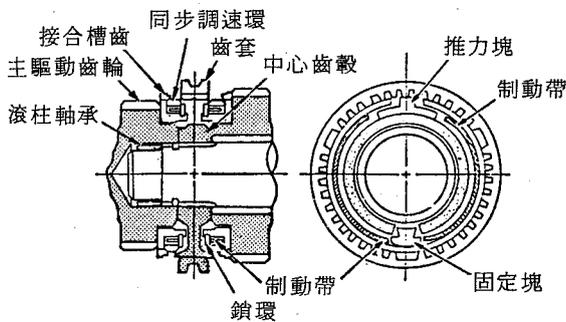


圖 3-4-25 伺服式同步調速器 [註25]

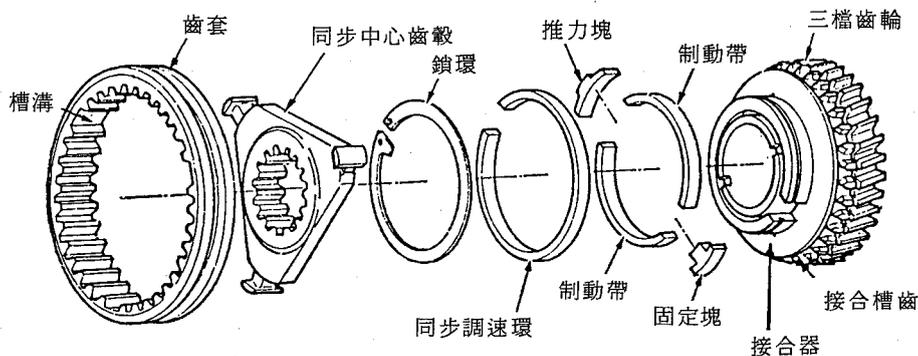


圖 3-4-26 伺服式同步調速器分解圖 [註26]

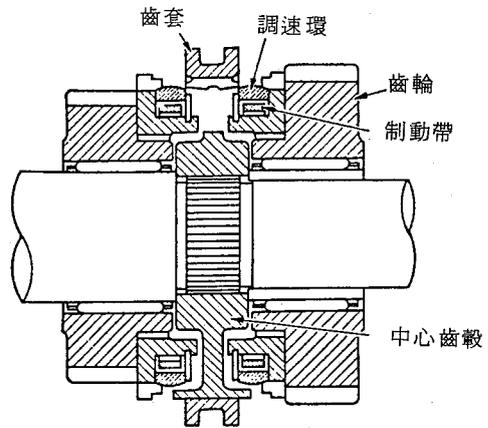


圖 3-4-27 伺服式同步調速機構組合圖 [註27]

##### 二、構造

(一)如圖3-4-26所示，同步中心齒殼為三角形，殼部之中央有槽齒，與主軸之槽齒相啮合，三角形之各頂點製成鑷形，以嵌到齒套之槽中。

(二)齒套內有接合槽齒，此槽齒部有同步調速環接觸之摩擦面及三條配合中心齒殼頂部之槽。

(三)接合器與在主軸被動齒輪成一體，上有接合槽齒，裝固定塊之凹槽，及裝鎖環之槽溝。

(四)同步調速環具有彈性之環狀配件，外側有特殊耐磨加工。

(五)推力塊在同步調速作用時，將同步調速環的回轉方向之力傳到制動帶之用。

(六)制動帶將推力塊來之力傳遞到鎖銷之半圓形彈簧，此力能使制動帶向外擴張，壓向同齒調節環。

(七)固定塊裝在接合槽齒之凹槽中，將制動帶來之力傳到齒輪上。

(八)鎖環裝在接合器之槽溝口，以防止同步調速環、制動帶、推力塊、固定塊等從接合器上脫出。

三、作用

現以前進四檔、後退一檔之變速箱從三檔變到四檔之情形來說明，如圖3-4-28所示。

(一)離合器分離，切斷引擎來之動力。

(二)圖3-4-28所示為無作用位置（即排檔在空檔），換檔又由空檔打入四檔時，齒套的斜面與同步調速環接觸，此摩擦力使同步調速環之一端，如圖3-4-29所示一般壓推力塊，推力塊再壓制動帶，制動帶由固定塊擋住。

(三)此時固定塊如圖3-4-30所示般，以接合器凹槽為支點，產生傾斜，而將同步調速環向外側壓。同時，制動帶與推力塊也向上浮起，而使同步調速環以很強的壓力壓向齒套，迅速地產生同步調速作用。也就是開始的時候，同步調速環產生摩擦力，而經推力塊、制動塊、固定塊等將力量逐漸增大。欲嚙合兩齒輪之速度差愈大，所產生之伺服作用力愈大，因此較其他形式之同步調速器更能迅速有效的產生同步調速作用。

(四)同步調速完成後，同步調速環對推力塊之壓力消失，伺服作用力消失，僅剩同步調速環本身之張力而已，此時齒套再向箭頭方向移動時，同步調速環受壓力收縮，使齒套與接合器槽齒完全嚙合。

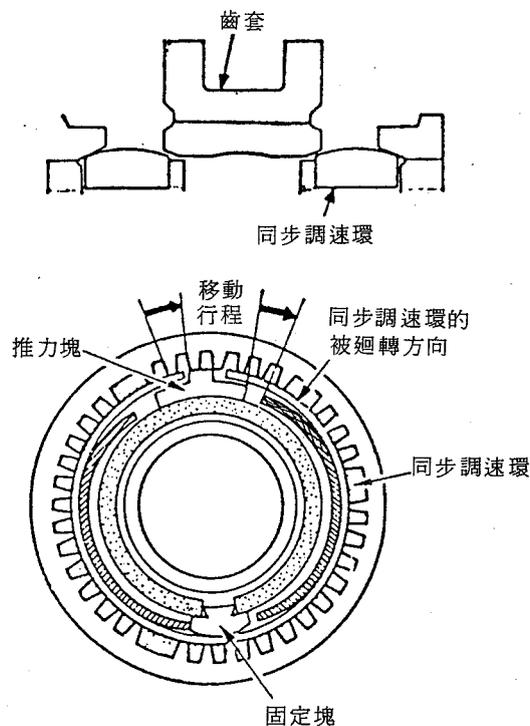


圖 3-4-28 伺服式同步調速器未作用時〔註28〕

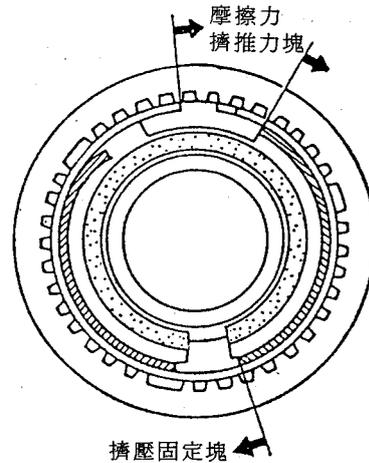
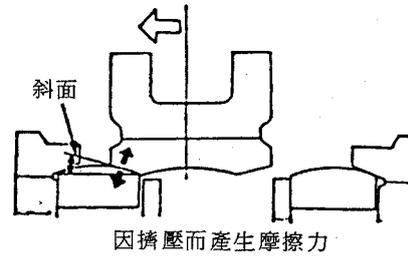


圖 3-4-29 伺服式同步調速器之作用(一)〔註29〕

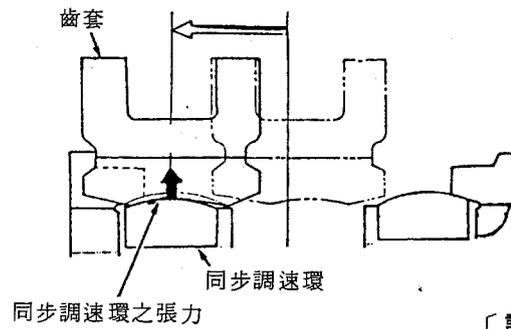
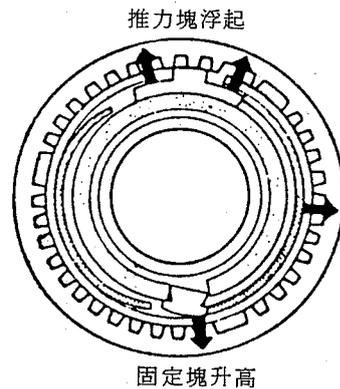


圖 3-4-30 伺服式同步調速器之作用C=1

(五)如果從四檔換成三檔時，齒套與圖3-4-30所示之移動方向相反，向右侧移動，右側之同步環產生作用。

4-4-5 錐體式

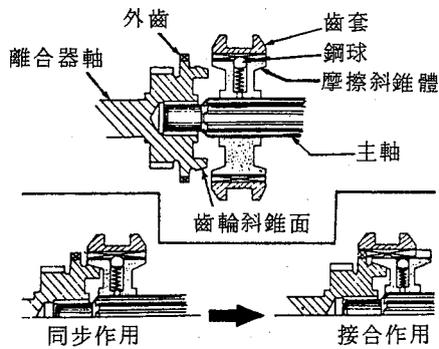


圖 3-4-31 錐體式調速器〔註31〕

錐體式 (cone type) 之構造如圖3-4-31所示。作用時，接合器總成向前推動，使摩擦斜錐體與齒輪斜錐面推觸，達到相同速度後，再將齒套啮入齒輪。齒套移動後，中間的鋼球及彈簧之張力便使齒套定位。此式同步調速效果較差，現已甚少使用。

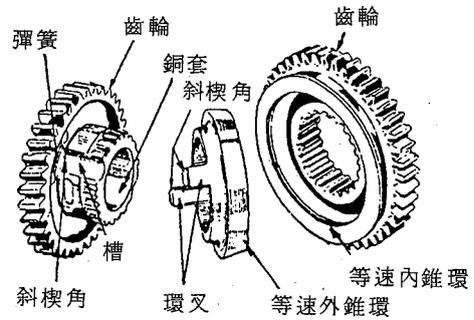


圖 3-4-32 環叉式同步調速器〔註32〕

### 4-4-6 環叉式

環叉式 (ring and fork type) 之構造如圖3-4-32所示，當作用時，先使等速內錐環接觸，因摩擦作用使其與等速外錐環之速度相等，然後等速內錐環方才完全前進而與等速外錐環完全接合，因而達到換檔目的。此式也因同步調速效果差而遭淘汰。

## 第五節 雙副軸變速箱

有些載重車輛之變速箱中使用兩根副軸，離合器軸之扭矩等分到兩根副軸上，再傳到主軸，可使傳遞之扭矩容量加大，齒輪之厚度可以減少

；同時，當主軸上的齒輪未啮合時，齒輪浮起，夾在兩個副軸齒輪中間，不必使用齒輪套及銅襯，其構造如圖3-4-33所示。

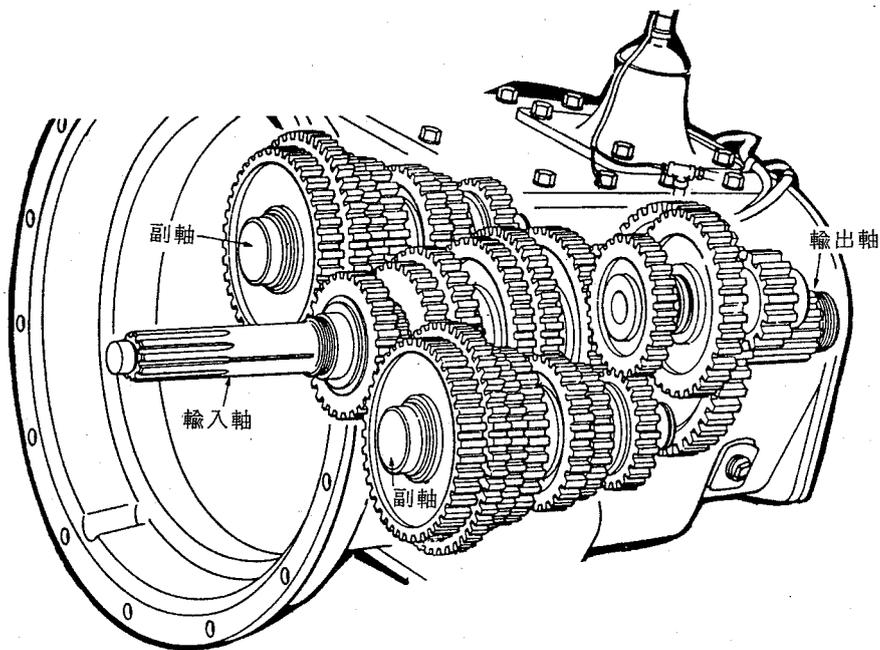


圖 3-4-33 雙副軸變速箱〔註33〕

### 第六節 重型車輛多速段變速箱

(一) 重型車輛為了適應廣大範圍的負荷及速度變化，使引擎動力做有效應用，變速箱之變速段應設法增加，常用者有八、十、十二、十三、十五、十六段變速。八段及十段變速箱通常係由四段或五段變速箱前部與二段之變速箱後部（輔助部）組成。輔助部在低速範圍可得四段或五段前進速及一倒速，輔助部在高速範圍又可得四或五段前進速段及一倒車速段，故共計可得八或十個前進速段及兩個後退速段，如圖3-4-34、3-4-35、3-4-36所示。

(二) 十三段者係五速段之變速箱前部、二速段之變速箱後部及超速傳動分離器組成，變速箱前

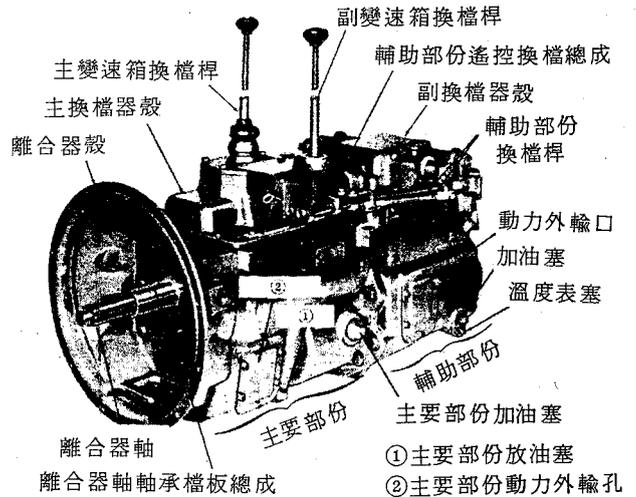


圖 3-4-34 十六速段變速箱外型圖〔註34〕

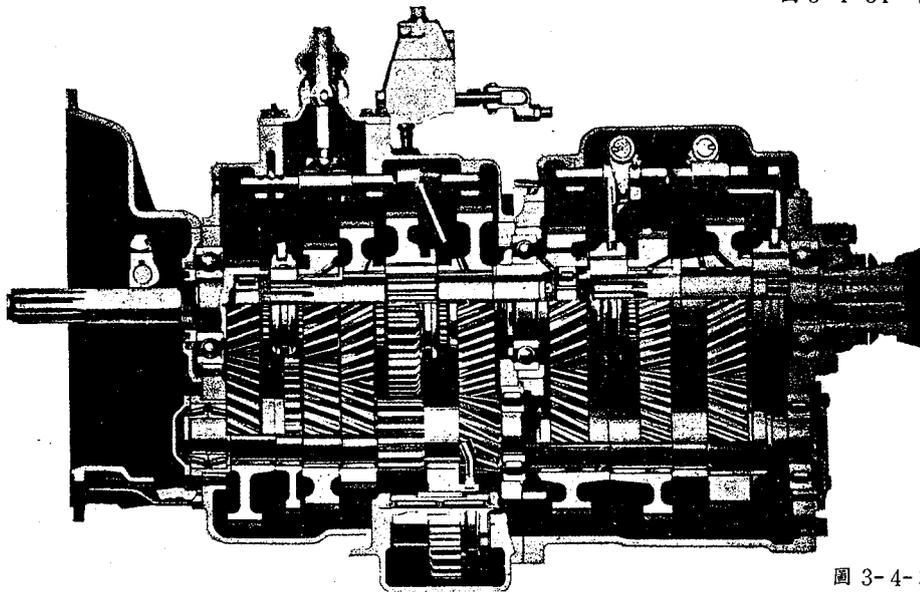


圖 3-4-35 十六速段變速箱內部構造

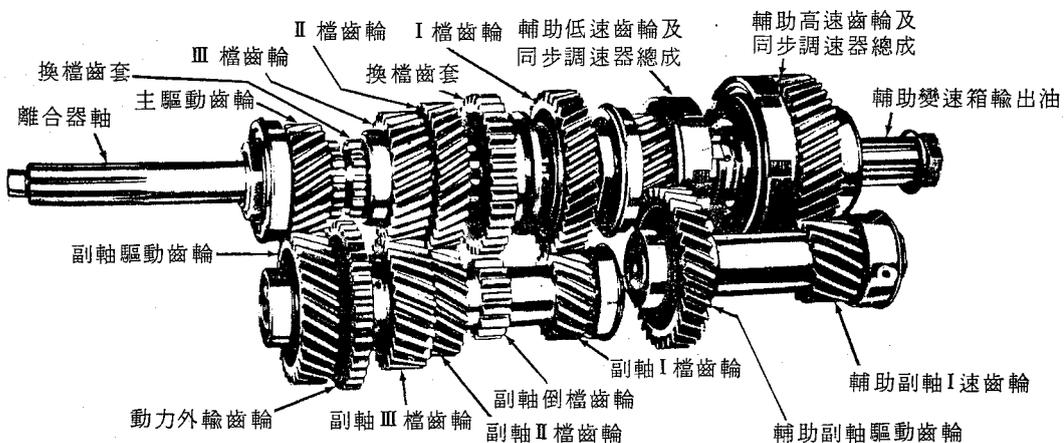


圖 3-4-36 八速段變速箱構造圖〔註36〕

部之一個速比僅在低速範圍才能作用，剩下之四個速比可與輔助部之高低速範圍組成八段速比。又在輔助部分高速段時，由超速傳動分離器之接合或分離又可組成八速段，故共同組成十三個速段。

(二)十二、十五速段變速箱是由四、五速段之

變速箱前部及三速段之變速箱後部（輔助部）組成，如圖3-4-37所示，可得十二、十五個前進速段及三個後退速段。

(四)十六速段變速箱則由四速段之變速箱前部前部及四速段之變速箱後部組成，共可得十六前進速段及四後退速段。

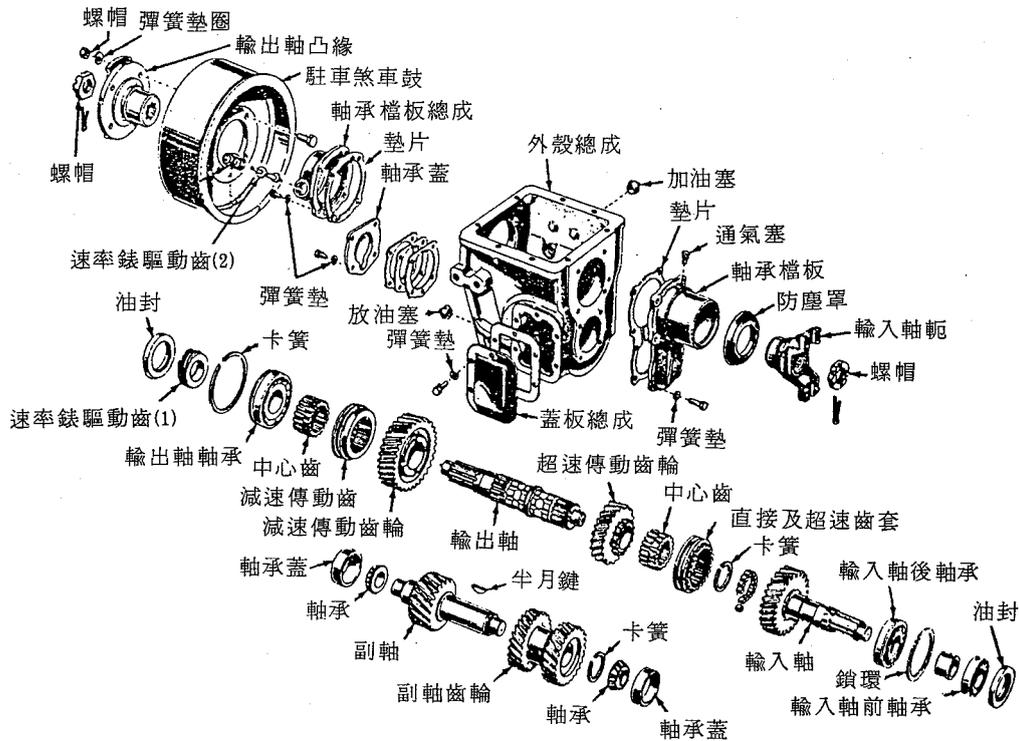


圖 3-4-37 三速段輔助變速箱分解圖〔註37〕

## 第七節 變速箱各部零件構造

### 4-7-1 變速箱外殼

小型車之變速箱外殼皆以鋁合金壓鑄而成，重型車則使用鑄鐵製成，為變速箱之骨架，上有加油及測量油面之裝置，如圖3-4-38所示。

### 4-7-2 變速箱延伸殼

小型車之延伸殼係用以安裝速率錶驅動裝置、變速操縱機構、倒車燈開關等，有些並可以更換自動超速傳動裝置設備，如圖3-4-38所示。

### 4-7-3 離合器軸(主驅動軸)、主軸、副軸與倒車惰軸

離合器軸壓裝有球軸承，用以固定在變速箱殼上，主驅動齒輪與離合器軸合鑄為一體，固定在變速箱殼上。主軸一端用引導軸承與離合器軸

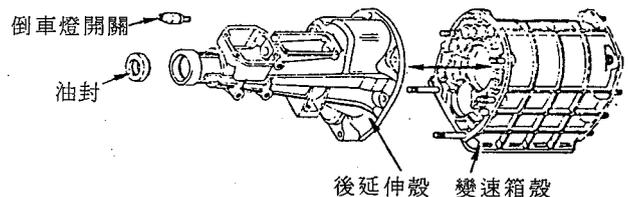


圖 3-4-38 變速箱殼延伸殼〔註38〕

接在一起，另一端以軸承支持在變速箱殼上。副軸與倒車惰輪均直接固定在變速箱外殼上，如圖3-4-39所示。主軸與離合器軸皆以鉬鉻合金鋼或鉻鋼鍛製而成，與各齒輪接合部分或槽齒均經過表面硬化處理，以提高耐磨性，並具有良好的韌性，以承受極大之扭矩。

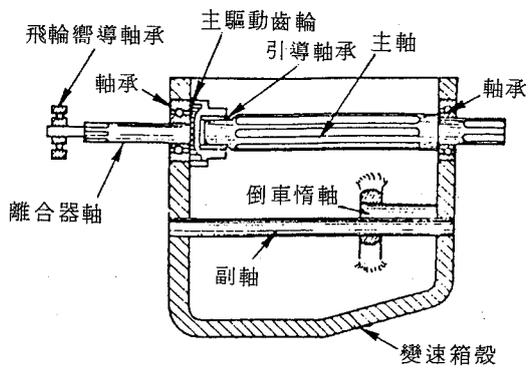


圖 3-4-39 變速箱之四軸 [註39]

### 4-7-4 變速箱齒輪

變速箱之齒輪一般為中炭鋼鍛製而成，齒面並經表面硬化處理，使具有耐磨性及韌性。過去之滑動齒輪變速箱均使用如圖3-4-40(a)所示之直齒輪，但這種齒輪磨損快、噪音大。永嚙式或同步式變速箱均使用如圖3-4-40(b)所示之斜齒輪，斜齒輪同時有一枚以上之齒相嚙合，強度大、噪音小，但在傳輸動力時有軸向推力產生，所以齒輪之組合必須方向互相抵消，或主軸上之槽齒製

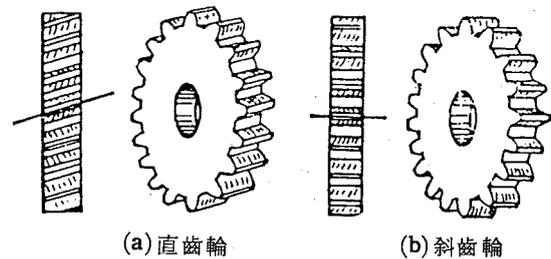


圖 3-4-40 變速箱齒輪 [註40]

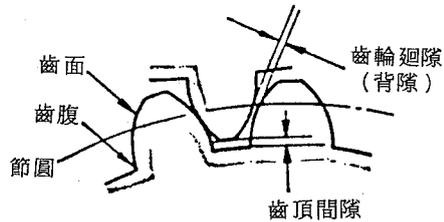


圖 3-4-41 齒輪之嚙合及各部名稱 [註41]

成斜的以互相抵消。齒輪製造加工時一定有誤差存在，且必須有潤滑油來潤滑，因此齒輪需留有適當的間隙，如圖3-4-41所示，但間隙過大時，運動會有噪音發生。

## 第八節 變速操縱機構

變速箱之操作方法有兩種：

(一)選擇式——可由空檔任意打入所要之檔，汽車均使用此式。

(二)晉級式——必須從低速檔依序逐一變到高速檔之型式，摩托車大多採用此式。

### 4-8-1 直接操縱式

#### 一、整體式

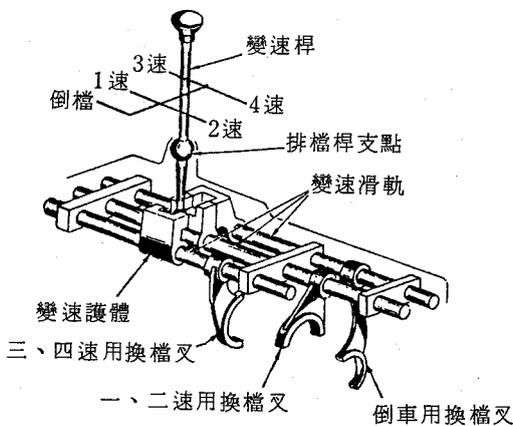


圖 3-4-42 直接操縱整體式變速機構(一) [註42]

圖3-4-42所示為大型車之直接操縱式變速機構，圖3-4-43所示為小型車之直接操縱機構之構造。當移動變速桿時，直接使換檔叉跟著移動，此式構造簡單，信賴性高，多用於F.R.式車子。

為防止選擇動作不完全或同時使兩組齒輪嚙合而導致齒輪受損，故裝有一組連鎖機構，如圖

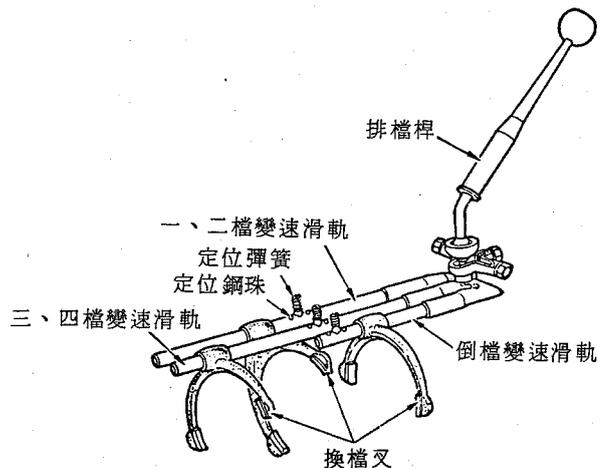


圖 3-4-43 直接操縱整體式變速機構(二) [註43]

3-4-44、3-4-45、3-4-46所示，當變速桿選擇動作完全正確時，變速滑軌才能移動，不能同時使兩滑軌移動。

另外，為使變速滑軌移到所需位置時，不因震動造成移動現象，乃以定位鋼珠固定其位置，如圖3-4-47所示。

二、連桿式

連桿式如圖3-4-48所示，變速連桿裝在變速箱殼外面。

4-8-2 遙控操縱式

一、方向盤柱式

方向盤柱式 ( steering column shift type ) 又可分：

(一) 兩根撥桿均直接撥動換檔叉以換檔者，如圖3-4-49所示，其中一根撥一及倒檔，另一根撥二、三檔，係用在三前進檔之變速箱。

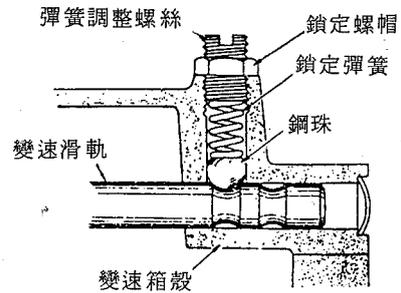


圖 3-4-47 定位機構 [註47]

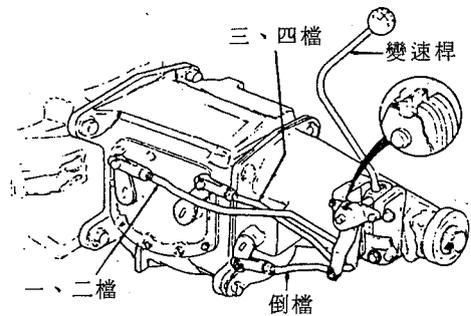


圖 3-4-48 直接操縱連桿式變速機構 [註48]

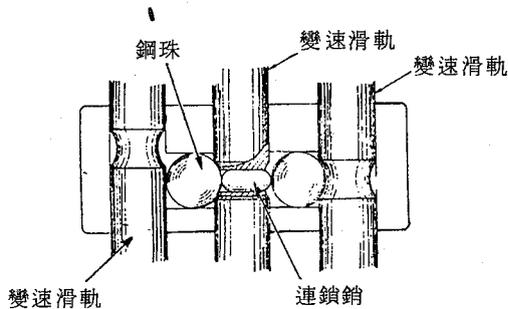


圖 3-4-44 連鎖機構 (一) [註44]

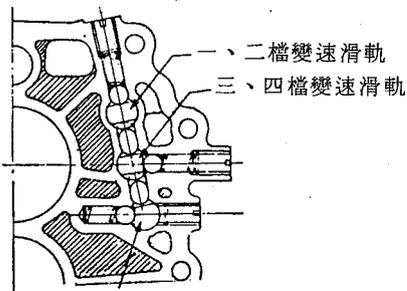


圖 3-4-45 連鎖機構 (二) [註45]

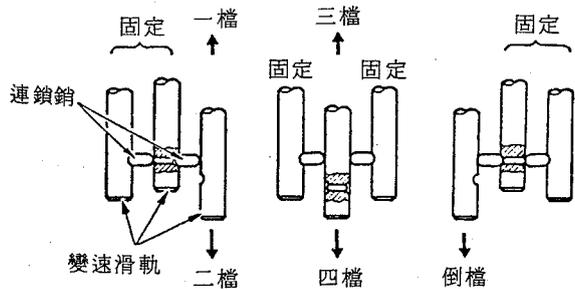


圖 3-4-46 四前進檔之變速連鎖機構 (三) [註46]

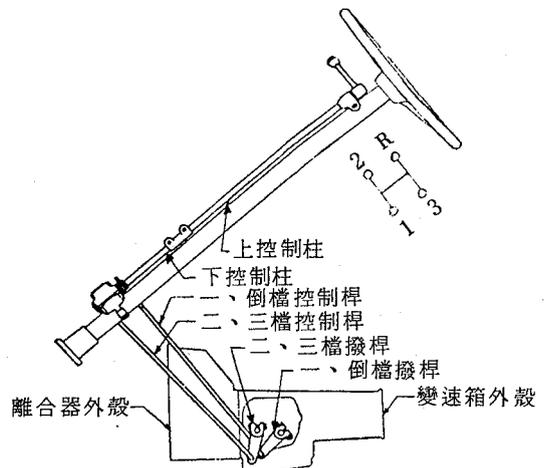


圖 3-4-49 方向盤式變速機構 (二根均為撥動桿型) [註49]

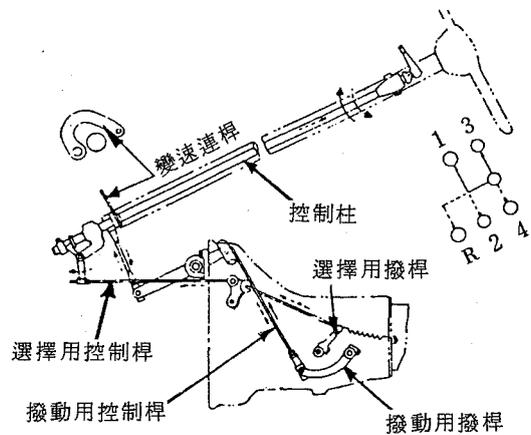


圖 3-4-50 方向盤式變速機構 (一選擇桿一撥動桿) [註50]

(一) 兩根撥桿之一根為選擇用，另一根為撥動換檔叉用，用於四前進檔之變速箱，如圖3-4-50所示。

**二、底板式**

圖3-4-51所示為用於R.R.式車子之遙控縱橫方式。

**4-8-3 伺服操縱式**

**一、伺服之定義**

(一) 藉其他媒介（如液壓、電磁、槓桿等）以產生機械力，且其作用可隨需要而中斷或繼續的稱為伺服。

(二) 大型車之變速操縱機構大部分採用伺服機構來操作，使變速操作輕巧便利（因大型車之齒輪大而重，完全用手力操作很費力）。

**二、伺服變速機構之種類**

伺服變速操縱機構使用之方式有下列數種：

(一) 完全電磁型：如超速傳動器之操作、動力外輸器之操作等。

(二) 壓縮空氣電磁型：此式採用最多。

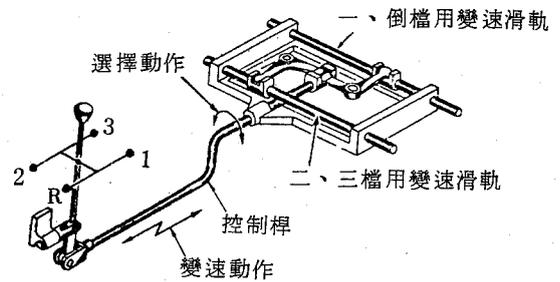


圖3-4-51 選擇式變速機構〔註51〕

(三) 真空電磁型：部分小型吉普車扭力分配器之操縱使用此式。

**三、多速段變速箱之伺服變速機構**

圖3-4-52所示為八或十二檔重型車變速操縱機構之控制系統，輔助變速箱為高低速二檔。高低速之控制由附在變速桿上之按鈕操縱，拉起為高速範圍，按下為低速範圍，其他部分之操縱同整體直接操縱式。十三、十五、十六檔之變速箱，主變速箱及輔助變速箱上均有變速操作桿分別操作。

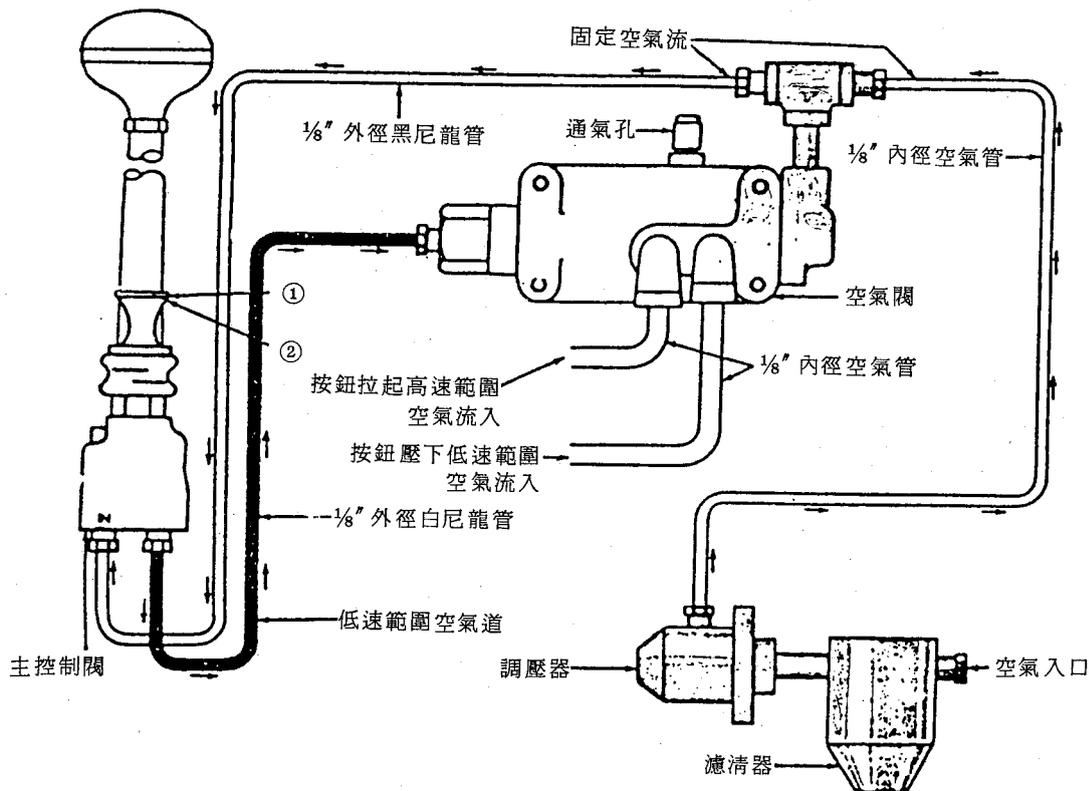


圖3-4-52 空氣控制系統圖

## 【習題】

## 一、問答：

1. 試述車子驅動力與驅動軸扭矩及驅動輪有效半徑之關係。
2. 若主動齒輪有A齒，被動齒輪有B齒，試求該齒輪系之變速比。
3. 何謂變速段？
4. 汽車欲得到理想之行駛性能應如何設計變速箱？
5. 有一個三檔變速箱，離合器軸主動齒輪有22齒，主軸二—三檔齒輪有30齒，一、倒檔齒輪有38齒，副軸齒輪依序為38齒、30齒、22齒、12齒，試計算各速檔之速比。
6. 試述使用兩腳離合器換檔之目的及操作要領。
7. 試述永啮式齒輪變速箱之構造。

8. 同步齒輪變速箱同步調速裝置有幾種？

9. 雙副軸變速箱有何優劣點？

10. 為何重型車常用八檔以上之多速檔變速箱？

11. 試述變速箱使用直齒輪與斜齒輪之優劣點？

## 二、填充：

1. 操縱變速箱之方法有\_\_\_\_\_及\_\_\_\_\_兩種。

2. 引擎以3,000 rpm運轉，若變速箱之減速比為3：1，則傳動軸之轉速為\_\_\_\_\_。

3. 現代汽車可以使用一脚離合器順利換檔係因變速箱裝有\_\_\_\_\_。

4. 變速箱之四軸為\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_。

5. 為防止同時打入兩個檔，變速連桿中裝有\_\_\_\_\_。

## 【資料來源註釋】

- |  |  |
|--|--|
| 〔註1〕 日本自動車整備振興會連合會編 三級自動車<br>シャシ上 圖Ⅲ-1               | 〔註23〕 同〔註1〕 圖Ⅲ-17                                |
| 〔註2〕 同〔註1〕 圖Ⅲ-2                                      | 〔註24〕 同〔註1〕 圖Ⅲ-18                                |
| 〔註3〕 永屋元靖著 自動車百科全書 圖3-20                             | 〔註25〕 同〔註1〕 圖Ⅲ-19                                |
| 〔註4〕 同〔註3〕 圖3-21                                     | 〔註26〕 同〔註1〕 圖Ⅲ-20                                |
| 〔註5〕 同〔註3〕 圖3-22                                     | 〔註27〕 同〔註1〕 圖Ⅲ-21                                |
| 〔註6〕 同〔註3〕 圖3-23                                     | 〔註28〕 同〔註1〕 圖Ⅲ-22                                |
| 〔註7〕 Stockel Auto Mechanics Fundamental<br>Fig 10-10 | 〔註29〕 同〔註1〕 圖Ⅲ-23                                |
| 〔註8〕 同〔註7〕 Fig 10-11                                 | 〔註30〕 同〔註1〕 圖Ⅲ-24, 25                            |
| 〔註9〕 同〔註7〕 Fig 10-12                                 | 〔註31〕 同〔註3〕 圖3-31                                |
| 〔註10〕 同〔註7〕 Fig 10-13                                | 〔註32〕 同〔註12〕 圖2-5-20                             |
| 〔註11〕 同〔註7〕 Fig 10-14                                | 〔註33〕 S.A.E. Automotive Engineering Sep.<br>1980 |
| 〔註12〕 黃靖雄編著 汽車學 圖2-5-18                              | 〔註34〕 同〔註12〕 圖2-5-28                             |
| 〔註13〕 同〔註1〕 圖Ⅲ-8                                     | 〔註35〕 同〔註12〕 圖2-5-29                             |
| 〔註14〕 同〔註1〕 圖Ⅲ-9                                     | 〔註36〕 同〔註12〕 圖2-5-25                             |
| 〔註15〕 同〔註1〕 圖Ⅲ-4                                     | 〔註37〕 同〔註12〕 圖2-5-27                             |
| 〔註16〕 同〔註1〕 圖Ⅲ-10                                    | 〔註38〕 雇用促進事業團職業訓練部編 自動車の構<br>造 圖3-54             |
| 〔註17〕 同〔註1〕 圖Ⅲ-11                                    | 〔註39〕 同〔註38〕 圖3-55                               |
| 〔註18〕 同〔註1〕 圖Ⅲ-12                                    | 〔註40〕 同〔註7〕 Fig 10-9                             |
| 〔註19〕 同〔註1〕 圖Ⅲ-13                                    | 〔註41〕 同〔註38〕 圖3-57                               |
| 〔註20〕 同〔註1〕 圖Ⅲ-14                                    | 〔註42〕 同〔註3〕 圖3-37                                |
| 〔註21〕 同〔註1〕 圖Ⅲ-15                                    | 〔註43〕 同〔註1〕 圖Ⅲ-26                                |
| 〔註22〕 同〔註1〕 圖Ⅲ-16                                    | 〔註44〕 同〔註3〕 圖3-38                                |

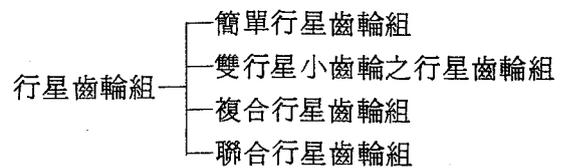
- 〔註45〕 同〔註38〕 圖 3-59
- 〔註46〕 同〔註 1〕 圖 Ⅲ-28
- 〔註47〕 同〔註 3〕 圖 3-39
- 〔註48〕 同〔註 7〕 Fig10-25
- 〔註49〕 同〔註12〕 圖 2-5-10
- 〔註50〕 同〔註12〕 圖 3-41
- 〔註51〕 同〔註12〕 圖 3-40

[返回目录錄](#)

## 第五章 行星齒輪系

### 第一節 行星齒輪系概述

行星齒輪組構造簡單，強度大，佔位小，為一甚好之變速裝置，很早已經應用在汽車上，但因控制機構較困難，且故障多，故目前僅使用於自動超速傳動裝置及自動變速箱中。行星齒輪機構之組成有很多種，如右所示。



### 第二節 簡單行星齒輪組

#### 5-2-1 簡單行星齒輪組之構成

簡單行星齒輪組由太陽輪 (sun gear)、行星小齒輪 (planet pinions)、行星架 (planet carrier)、環輪 (ring gear) 等構成，如圖 3-5-1 所示。

#### 5-2-2 傳動方向與速比計算

(一) 設環輪有  $d$  齒，太陽輪有  $a$  齒，行星小齒輪有  $b$  齒。當太陽輪主動，環輪固定，則行星架被動，如圖 3-5-2 所示。

(二) 速比及方向算法之一

1. 太陽輪 (順時針方向) 轉一轉時，
2. 若行星架不動，則行星小齒輪 (反時針方向) 轉  $\frac{a}{b}$  轉。

3. 行星小齒輪環繞環輪順轉一轉時，其應自轉 (反)  $\frac{d}{b}$  轉。

4. 行星小齒輪 (反) 自轉  $\frac{d}{b}$  轉，太陽輪則順轉  $\frac{d}{b} \div \frac{a}{b} = \frac{d}{a}$  轉。

5. 設行星小齒輪不自轉，因齒輪互相咬住，故行星架順轉一轉時，太陽輪亦應順轉一轉。

6. 因行星小齒輪自轉之關係，故行星架 (順) 轉一轉時，太陽輪應順轉  $\frac{d}{a} + 1 = \frac{a+d}{a}$  轉。

7. 設行星小齒輪不自轉，因齒輪互相咬住，故行星架順轉一轉時，太陽輪亦應順轉一轉。

8. 因行星小齒輪自轉之關係，故行星架 (順) 轉一轉時，太陽輪應順轉  $\frac{d}{a} + 1 = \frac{a+d}{a}$  轉。

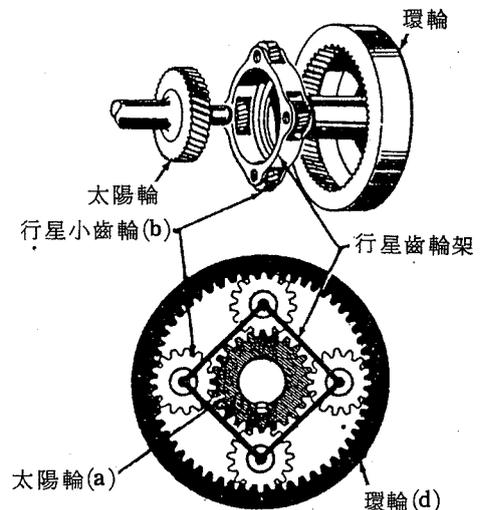


圖 3-5-1 簡單行星齒輪組構造 [註 1]

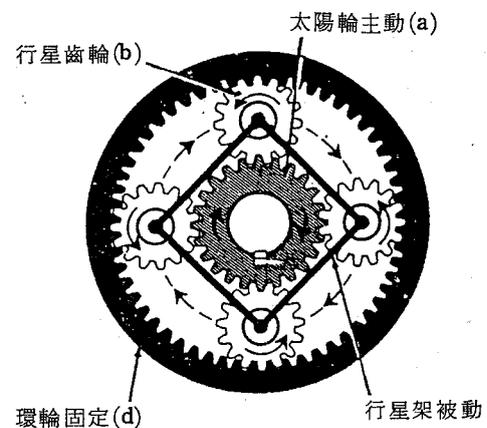


圖 3-5-2 太陽輪主動，環輪固定，行星架則被動

7. 故速比 =  $\frac{\text{主動齒輪轉數}}{\text{被動齒輪轉數}} = \frac{a+d}{a}$ ，即為大減速（同向）。

(二) 速比及方向算法之二

1. 行星小齒輪（順）在環輪上滾動一周時，行星小齒輪須自轉  $\frac{d}{b}$  轉（反）。

2. 欲使行星小齒輪繞本軸自轉（反）一轉時，則太陽輪要轉  $\frac{b}{a}$  轉（順）。

3. 所以要使行星小齒輪繞本軸自轉  $\frac{d}{b}$  轉（反）時，太陽輪需轉  $\frac{d}{b} \times \frac{b}{a} = \frac{d}{a}$ （順）。

4. 使行星小齒輪（順）在環輪上滾動一周時，太陽輪必須再多轉（順）一轉，即太陽輪應順轉  $1 + \frac{d}{a}$  轉。

5. 故速比 =  $\frac{\text{主動齒輪齒數}}{\text{被動齒輪齒數}} = \frac{a+d}{a}$ ，即為大減速（同向）。

(四) 行星齒輪系速比之幾何算法

1. 設太陽輪之半徑為  $r_a$ ，轉速為  $N_a$ ，周邊線速度為  $V_a$ ；行星小齒輪之半徑為  $r_b$ ，轉速為  $N_b$ ；行星架之轉速為  $N_c$ ；環輪之轉速為  $N_r$ ，半徑  $r_d$ 。

2. 行星齒輪組之幾何圖形上有下列之關係：

$$r_d = r_a + 2r_b, \text{ 或 } d = a + 2b \quad (1)$$

$$r_d + r_a = 2(r_a + r_b), \text{ 或 } d + a = 2(a + b) \quad (2)$$

$$r_d - r_a = 2r_b, \text{ 或 } d - a = 2b \quad (3)$$

3. 如圖 3-5-3 所示之行星齒輪組，以行星小齒輪上之 A、B、P 三點來考慮，A 點之週邊線速度為  $V_a$ ，B 點之週邊線速度為  $V_r$ ，P 點之週邊線速度為  $V_c$ ，因行星小齒輪為一個剛體，故  $V_a$ 、 $V_r$ 、 $V_c$  向量之終點在一條直線上，故

$$2V_c = V_a + V_r \quad (4)$$

又  $V_a$  為太陽齒輪之週邊線速度等於  $r_a \times N_a$

$V_r$  為環齒輪之內週邊線速度等於  $r_d \times N_r$

$V_c$  為行星架之週邊線速度等於  $(r_a + r_b) \times N_c$

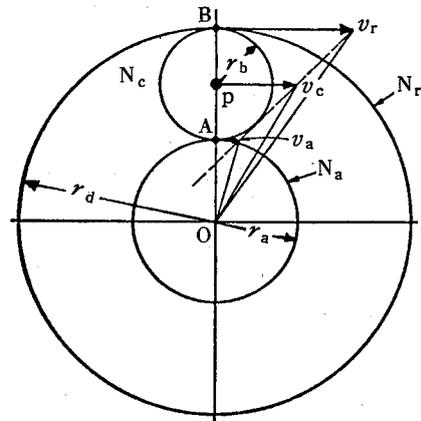


圖 3-5-3 行星齒輪組各點向量關係〔註 2〕

故④式可以改寫成

$$2(r_a + r_d)N_c = r_d N_r + r_a N_a \quad (5)$$

由幾何圖形上之關係式②代入⑤式中，可得

$$(r_d + r_a)N_c = r_d N_r + r_a N_a \quad (6)$$

若以齒數代入，可得下式

$$(b + a)N_c = d \cdot N_r + a \cdot N_a \quad (7)$$

設  $\lambda = a/d$ ，則可得下式

$$(1 + \lambda)N_c = N_r + \lambda N_a \quad (8)$$

### 5-2-3 簡單行星齒輪組之組合與速比關係

如表 3-5-1 所示。

### 5-2-4 行星齒輪組之扭矩計算

(一) 圖 3-5-4 所示之行星齒輪組合圖中，P 與 Q 為行星小齒輪上 A、B 兩點之接觸力，因行星小齒輪為一剛體，故  $P = Q = F$ 。

(二) 設  $T_a$  為太陽輪之扭矩， $T_c$  為行星架之扭矩， $T_r$  為環輪之扭矩，由圖上位置及扭矩公式可得

$$T_r = F \times r_d \quad (9)$$

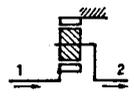
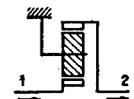
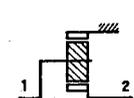
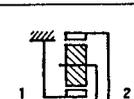
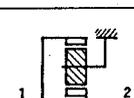
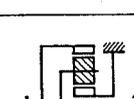
$$T_a = F \times r_a \quad (10)$$

故 
$$\frac{T_r}{T_a} = \frac{r_d}{r_a} = \frac{d}{a} \quad (11)$$

因全部齒輪啮合在一起，故可以得下列關係

$$T_r + T_a - T_c = 0 \quad (12)$$

表 3-5-1 簡單行星齒輪組配合與速比之關係〔註 3〕

圖形	條件			減速比		備考
	驅動 (1)	被動 (2)	固定	$i = n_1 / n_2$	範圍	
A 	太陽輪	行星架	環輪	$1 + \frac{1}{\lambda}$ ( $\lambda = a/d$ )	$2 < i < \infty$	同方向 大減速
B 	太陽輪	環輪	行星架	$-1 / \lambda$	$-\infty < i < -1$	反方向 倒減速
C 	行星架	太陽輪	環輪	$\frac{\lambda}{1 + \lambda}$	$0 < i < 1/2$	同方向 大加速
D 	行星架	環輪	太陽輪	$\frac{1}{1 + \lambda}$	$1/2 < i < 1$	同方向 小加速
E 	環輪	太陽輪	行星架	$-\lambda$	$-1 < i < 0$	反方向 倒加速
F 	環輪	行星架	太陽輪	$1 + \lambda$	$1 < i < 2$	同方向 小減速
G	任二齒輪鎖在一起，則整個行星齒輪組成一整體。			1	$1 = i = 1$	同方向 直接傳動
H	環輪、太陽輪、行星架，若無任一固定，則無法傳動。			0		空檔

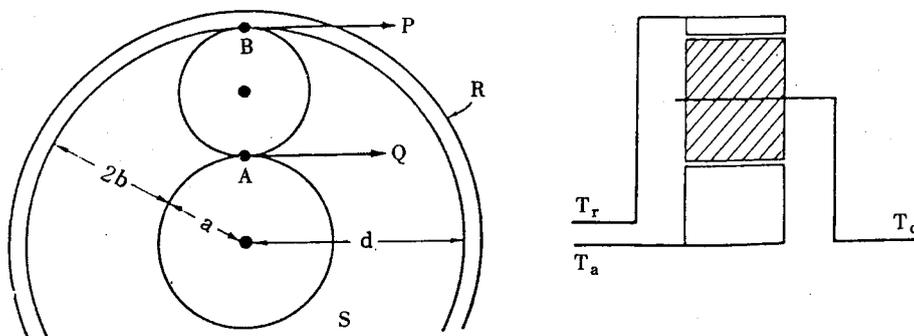


圖 3-5-4 行星齒輪組扭矩關係〔註 4〕

以  $T_a = a/d \times T_r$  之關係代入⑫式得

$$T_r + \frac{a}{d} \cdot T_r - T_c = 0 \quad (13)$$

或改寫成

$$T_r = \frac{1}{1 + \frac{a}{d}} \times T_c = \frac{\frac{d}{a}}{1 + \frac{d}{a}} \times T_c \quad (14)$$

同理  $T_a = \frac{\frac{a}{d}}{1 + \frac{a}{d}} = \frac{1}{1 + \frac{d}{a}} \cdot T_c \quad (15)$

$$T_c = \left(1 + \frac{a}{d}\right) T_r = \left(1 + \frac{d}{a}\right) T_a \quad (16)$$

或

$$T_c = (1 + \lambda) T_r = \left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) T_a \quad (17)$$

### 第三節 雙行星小齒輪之行星齒輪組

#### 5-3-1 構造

雙行星小齒輪之行星齒輪組構造如圖 3-5-5 所示，較小的行星小齒輪 B 和太陽輪 A 啮合；較大的行星小齒輪 B' 和環輪 D 啮合。兩個行星小齒輪製成一整體，承坐在同一根行星架 C 之軸上。

#### 5-3-2 傳動速比算法

(一) 設小行星齒輪 B 的齒數為 b，大行星小齒輪 B' 的齒數為 b'；現假設環輪 D 固定，太陽輪 A 主動。

(二) 當大行星小齒輪在環輪上滾轉一周時，大行星小齒輪須繞其軸自轉 d/b' 轉。

(三) 小行星小齒輪自轉一轉，太陽輪須轉 b/a 轉。

(四) 欲使大行星小齒輪自轉 d/b' 轉，則太陽輪須轉  $\frac{d}{b'} \times \frac{b}{a}$  轉。

(五) 另外，太陽輪必須多轉一轉，故行星架和太陽輪的減速比為  $1 + \frac{bd}{ab'}$ 。

#### 5-3-3 雙行星齒輪組計算公式

雙行星齒輪組之組合簡圖如圖 3-5-6 所示，依幾何及向量關係，可以得到下列公式

$$(1 - \lambda) N_c = N_r - \lambda N_a \quad (18)$$

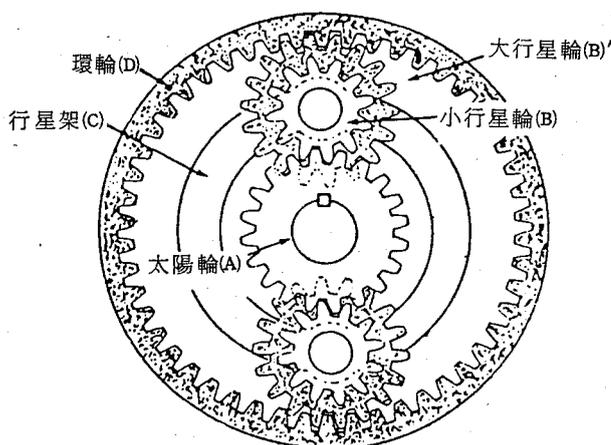


圖 3-5-5 雙行星小齒輪的行星齒輪組構造圖  
〔註 5〕

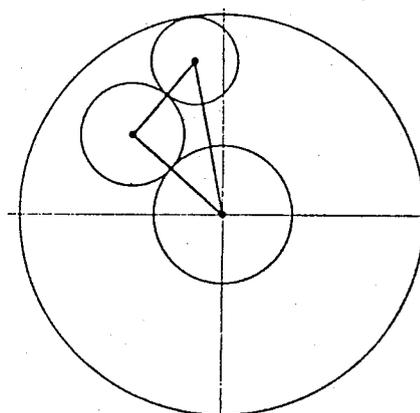


圖 3-5-6 雙行星小齒輪之行星齒輪組簡圖  
〔註 6〕

### 第四節 複合行星齒輪組

在實際使用上，為使變速箱之減速比範圍加大，並能經由控制機構得到不同速比，通常將兩組簡單行星齒輪組加以組合而成為複合行星齒輪組，因組合方法不同而有許多變化，茲舉二例介紹：

### 5-4-1 朋馳式組合

(一)朋馳汽車(Dimler Benz)自動變速箱使用之複合行星齒輪組如圖 3-5-7 所示，為最簡單之一種組合，第一列行星齒輪組之動力由太陽輪 D 進入，由行星架 I 輸出，環輪固定；第二列行星齒輪組之動力由環輪進入，行星架 D 輸出，太陽輪固定。第一列行星齒輪組之減速比為  $i_1$ ，第二列為  $i_2$ ，複合行星齒輪組之減速比為  $i$ ，則

$$i = i_1 \times i_2$$

(二)由表 3-5-1 中可得

$$\text{第一列 } i_1 = 1 + \frac{1}{\lambda_1}, \text{ 第二列 } i_2 = 1 + \lambda_2$$

故總減速比

$$i = \left(1 + \frac{1}{\lambda_1}\right) (1 + \lambda_2)$$

由圖中齒數可得

$$\lambda_1 = \frac{50}{76} = 0.658, \quad \frac{1}{\lambda_1} = 1.52,$$

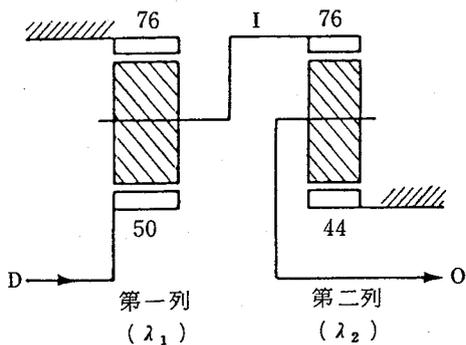


圖 3-5-7 朋馳式組合〔註 7〕

$$\lambda_2 = \frac{44}{76} = 0.579,$$

$$\text{故 } i = (1 + 1.52) (1 + 0.579) = 2.52 \times 1.579 = 3.98 \text{---I 檔之減速比}$$

### 5-4-2 海覺勒式組合

圖 3-5-8 所示為美國通用公司出品之海覺勒 (Hydramatic) 式自動變速箱使用之複合行星齒輪組，第一列行星齒輪減速比  $i_1 = 1 + \lambda_1$ ，第二列減速比  $i_2 = 1 + \frac{1}{\lambda_2}$ ，總減速比

$$i = (1 + \lambda_1) \left(1 + \frac{1}{\lambda_2}\right) = \frac{(1 + \lambda_1)(1 + \lambda_2)}{\lambda_2}$$

由圖中齒數可得

$$\lambda_1 = \frac{27}{60} = 0.45,$$

$$\lambda_2 = \frac{41}{67} = 0.612,$$

$$\frac{1}{\lambda_2} = 1.634,$$

$$\text{故 } i = (1 + 0.45) (1 + 1.634) = 3.819$$

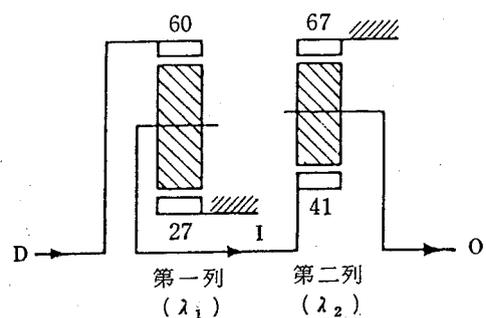


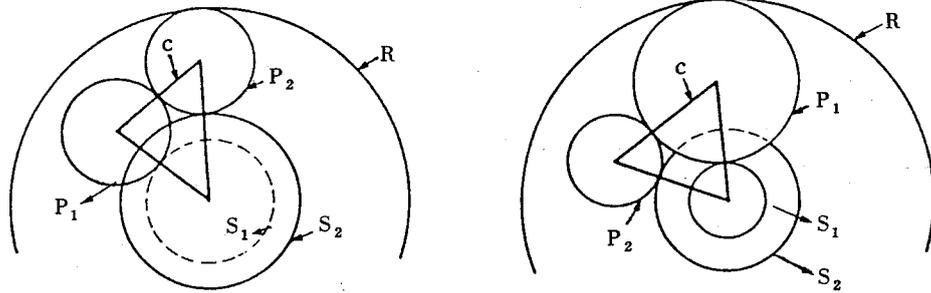
圖 3-5-8 海覺勒式組合〔註 8〕

## 第五節 聯合行星齒輪組

### 5-5-1 概述

現代自動變速箱廣泛使用一種由一組簡單行

星齒輪組及一組雙行星小齒輪行星齒輪組合而成之聯合行星齒輪組 (ravignaux)，如圖 3-5-9



(1) I 型  $S_1$  第一列太陽輪,  $P_1$  第一列行星小齒輪 (短)  
 $S_2$  第二列太陽輪,  $P_2$  第二列行星小齒輪 (長) 第二列  
 $c$  行星架,  $R$  環輪。(  $P_1$  共有 )  
 (2) II 型 (  $P_2$  共有 )

圖 3-5-9 聯合行星齒輪組 [註9]

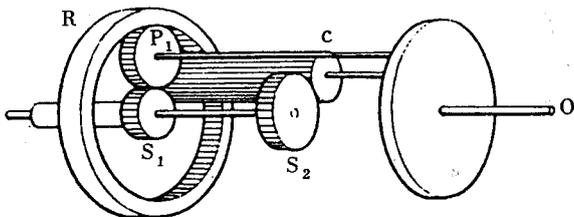


圖 3-5-10 I 型聯合行星齒輪組立體圖 [註10]

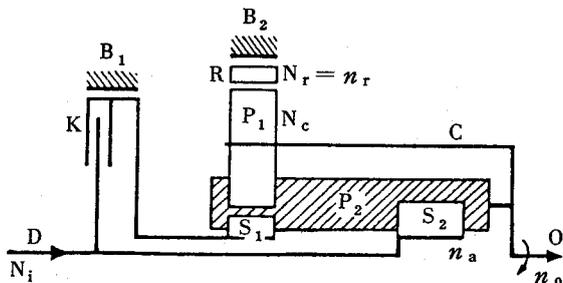


圖 3-5-11 I 型聯合行星齒輪組簡圖 [註11]

所示, 有 I 型及 II 型。

### 5-5-2 I 型聯合行星齒輪組

(一)圖3-5-10所示為 I 型聯合行星齒輪組之立體圖, 圖3-5-11所示為其簡單示意圖, 其減速比與轉速關係如下:

$$\text{第一列 } (1 + \lambda_1)N_c = N_r + \lambda_1 \cdot N_a \quad (19)$$

$$\text{第二列 } (1 - \lambda_2)n_c = n_r - \lambda_2 \cdot n_a \quad (20)$$

(二)由圖上之關係可知  $N_r = n_r$ ,  $N_c = n_c = n_0$ 。將此條件代入式(19)及(20)中, 則

$$(1 + \lambda_1)n_0 = n_r + \lambda_2 \cdot N_a \quad (21)$$

$$(1 - \lambda_2)n_0 = n_r - \lambda_2 \cdot n_a \quad (22)$$

(三)當離合器 K 作用時,  $N_a = n_a$ , 整個聯合行

星齒輪組成一體運轉, 為直接傳動。

(四)當  $B_1$  制動帶煞緊時,  $N_a = 0$ ,  $n_a = N_i$ , 將此條件代入式(21)及(22)中, 變成

$$(1 + \lambda_1)n_0 = n_r \quad (23)$$

$$(1 - \lambda_2)n_0 = n_r - \lambda_2 N_i \quad (24)$$

消去式(23)及(24)中之  $n_r$  得

$$[(1 + \lambda_1) - (1 - \lambda_2)]n_0 = \lambda_2 \cdot N_i \quad (25)$$

$$\text{故 } i = \frac{N_i}{n_0} = \frac{\lambda_1 + \lambda_2}{\lambda_2} \quad (26)$$

$$\text{因為 } \lambda_1 = \frac{a_1}{d}, \quad \lambda_2 = \frac{a_2}{d},$$

$$\text{故 } i = \frac{a_1 + a_2}{a_2} = 1 + \frac{a_1}{a_2}$$

(五)當  $B_2$  制動帶煞緊時,  $N_r = n_r = 0$ , 離合器 K 分離, 故  $N_i = n_a$ , 故式(22)變成

$$(1 - \lambda_2)n_0 = -\lambda_2 \cdot N_i \quad (28)$$

$$\text{故 } i = \frac{1 - \lambda_2}{-\lambda_2} = 1 - \frac{1}{\lambda_2} = 1 - \frac{d}{a_2} \quad (29)$$

### 5-5-3 II 型聯合行星齒輪組

(一)圖3-5-12所示為 II 型聯合行星齒輪組之立體圖, 圖3-5-13所示為其簡單示意圖。

(二)由圖上之關係可知  $N_r = n_r$ ,  $N_c = n_c$ , 其減速比與轉速關係如下:

$$\text{第一列 } (1 - \lambda_2)n_c = n_r - \lambda_1 \cdot N_a \quad (30)$$

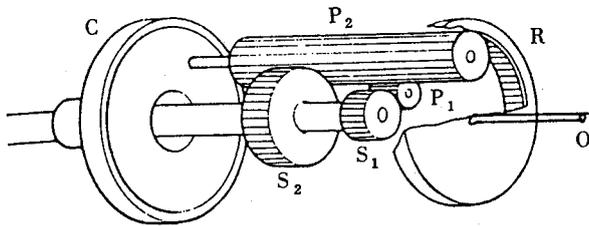


圖 3-5-12 II 型聯合行星齒輪組立體圖〔註12〕

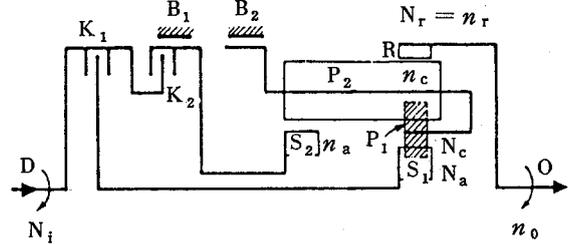


圖 3-5-13 II 型聯合行星齒輪組簡圖〔註13〕

第二列  $(1 + \lambda_2)n_c = n_r + \lambda_2 \cdot N_a$  ③1

(三)當離合器 $K_1$ 及制動帶 $B_2$ 作用時， $N_i = N_a$ ， $N_c = n_c = 0$ ，故 $N_r = n_r = n_o$ ，故式③0及③1變成

$(1 - \lambda_2) \times 0 = n_o - \lambda_1 \cdot N_i$  ③2

$(1 + \lambda_2) \times 0 = n_o + \lambda_2 \cdot n_a$  ③3

故  $i = \frac{N_i}{n_o} = \frac{1}{\lambda_1} = \frac{d_1}{a_1}$  ③4

(四)當離合器 $K_1$ 及制動帶 $B_1$ 作用時， $N_i = N_a$ ， $n_a = 0$ ，故式③0及③1變成

$(1 - \lambda_1)n_c = n_o - \lambda_1 \cdot N_i$  ③5

$(1 + \lambda_2)n_c = n_o + \lambda_2 \cdot 0$  ③6

要將式③5及③6兩式中之 $n_c$ 消去，分別乘 $(1 + \lambda_2)$ 及 $(1 - \lambda_1)$ ，相乘得

$[(1 + \lambda_2) - (1 - \lambda_1)] n_o = \lambda_1 (1 + \lambda_2) N_i$  ③7

【習題】

一、問答

1. 解釋行星齒輪系如何構成？
2. 一行星齒輪系，環輪有48齒，太陽輪有24齒，行星小齒輪有12齒。當環輪主動，行星架固定，太陽輪被動，則其速比及方向如何？
3. 如第二題所示齒數，現環輪固定，太陽輪主動，行星架被動，則其速比及方向如何？
4. 雙行星小齒輪的行星齒輪組之各個齒輪如何接合？
5. 試求朋馳複合行星齒輪組之減速比？

若  $\lambda_1 = \frac{50}{78}$ ，  $\lambda_2 = \frac{48}{78}$

故總速比

$$i = \frac{N_i}{n_o} = \frac{\lambda_1 + \lambda_2}{\lambda_1 (1 + \lambda_2)} = \frac{r}{a_1} \cdot \frac{(a_1 + a_2)}{(d + a_2)} \quad ③8$$

(五)當離合器 $K_1$ 及 $K_2$ 同時作用時，整個聯合行星齒輪組成一體，為直接傳動， $i = 1$ 。

(六)當離合器 $K_2$ 及制動帶 $B_2$ 作用時， $n_a = N_i$ ， $N_a = n_c = 0$ ，故式③0及③1兩式變成

$(1 - \lambda_2) \times 0 = n_o - \lambda_1 \cdot N_a$  ③9

$(1 + \lambda_2) \times 0 = n_o + \lambda_2 \cdot N_i$  ④0

式③9中之 $N_a$ ，因離合器 $K_1$ 分離，故無動力傳入

故  $i = \frac{N_i}{n_o} = -\frac{1}{\lambda_2} = -\frac{d}{a_2}$  ④1

式④1中之“-”表示為倒車。

6. 聯合行星齒輪組之各個齒輪如何接合？
7. 使用行星齒輪組有何優點？

二、填充：

1. 行星齒輪組是由\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_及\_\_\_\_\_所構成。
2. 行星齒輪組中任二齒輪鎖在一起，則整個行星齒輪組成\_\_\_\_\_。
3. 行星齒輪組中\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_，其間若無一固定，則行星齒輪組成空檔。

**【資料來源註釋】**

- 〔註1〕 雇用促進事業團職業訓練部編 自動車の構造  
圖 3-73
- 〔註2〕 櫻井一郎著 自動變速機の理論と實際 理論  
篇 第6圖
- 〔註3〕 同〔註2〕 第2表
- 〔註4〕 同〔註2〕 第25圖
- 〔註5〕 范欽惠編著 汽車自動變速箱的理論與修護  
圖 5-5
- 〔註6〕 同〔註2〕 第7圖
- 〔註7〕 同〔註2〕 第9圖
- 〔註8〕 同〔註2〕 第10圖
- 〔註9〕 同〔註2〕 第18圖
- 〔註10〕 同〔註2〕 第19圖
- 〔註11〕 同〔註2〕 第20圖
- 〔註12〕 同〔註2〕 第22圖
- 〔註13〕 同〔註2〕 第23圖

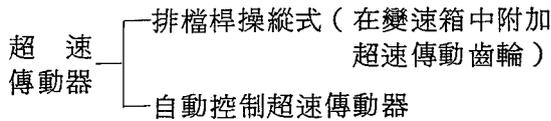
[返回目錄](#)

# 第六章 超速傳動、扭矩分配及動力外輸裝置

## 第一節 超速傳動器

### 6-1-1 概述

汽車在高速行駛時，為降低引擎轉速以延長引擎使用壽命、節省油料，很多變速箱中裝有超速傳動 (over top drive) 裝置，使引擎之轉數較傳動軸為低，普通約為 0.7 : 1。



### 6-1-2 排檔桿操縱之變速箱超速傳動裝置

如圖 3-6-1 所示，在主軸上裝一只齒輪，其齒數較離合器軸之主驅動齒輪小，副軸上使用大齒輪，則主軸之轉速較離合器軸為快。

### 6-1-3 自動控制超速傳動器

#### 一、構造

(一)行星齒輪組：動力由行星架輸入，由環輪輸出，太陽齒輪與太陽輪板相嚙合，太陽輪空轉或固定由手動控制機構或電氣自動控制機構操縱，如圖 3-6-2 所示。

(二)自由輪接合器 (free wheeling clutch)：自由輪接合器為一超越接合器 (over running clutch)，裝於主動軸 (行星架) 與被動

軸 (環輪) 之間，如圖 3-6-3 所示，當行星齒輪組在空檔時，主動軸與被動軸間即由該接合器傳動，其特點為祇能由主動軸驅動被動軸，被動軸較快時則自動分離空轉。

#### 二、作用

(一)自由轉輪直接傳動——儀錶板下之操縱桿推入，車速未達 40 km/h 時，為自由轉輪直接傳動。如圖 3-6-4 所示，太陽齒不固定，故行星齒

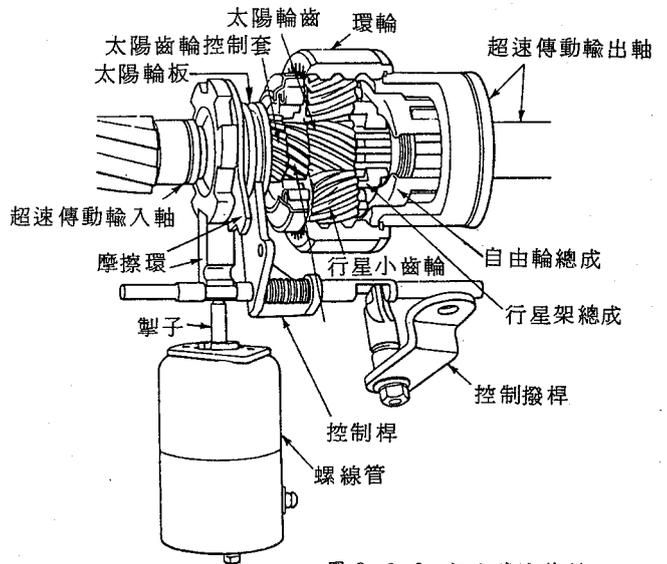


圖 3-6-2 超速傳動機構 [註 2]

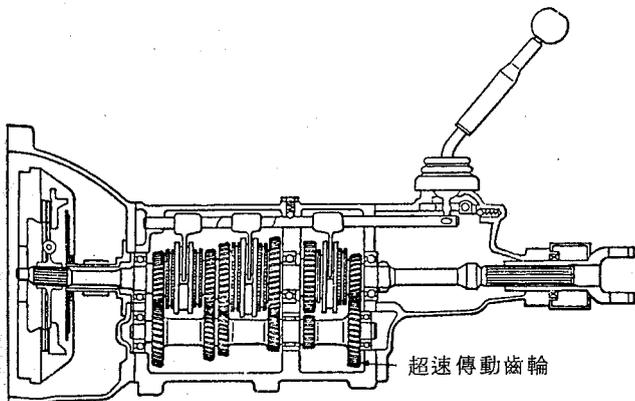


圖 3-6-1 排檔桿操縱之超速傳動裝置 [註 1]

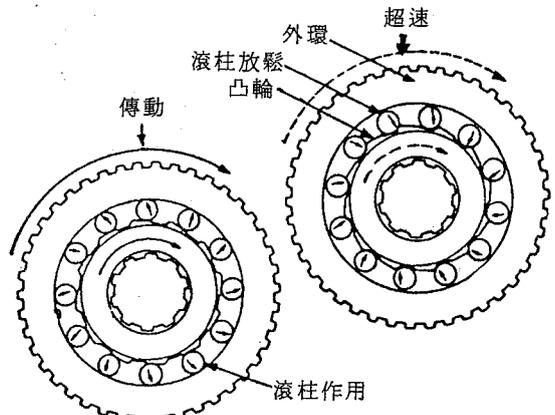


圖 3-6-3 自由輪接合器 [註 3]

輪為空檔，無法傳輸動力，則動力由自由轉輪傳出。當傳動軸轉數較引擎快時，自由輪分離，車子滑行，無引擎煞車作用，可使行車經濟。當打入倒檔時，則有一連鎖機構將自由轉輪鎖住，故能做反方向之傳動。

(二)鎖住傳動——儀錶板下之操縱桿拉出時，即將行星架與太陽輪鎖在一起，整個行星齒輪成爲一整體，如圖 3-6-5 所示，在行駛山區使用。能產生引擎煞車作用。

(三)超速傳動

1.儀錶板下之操縱桿推入，車速超過 40 km/h 時，太陽齒輪被掣子鎖定，行星架主動，環輪

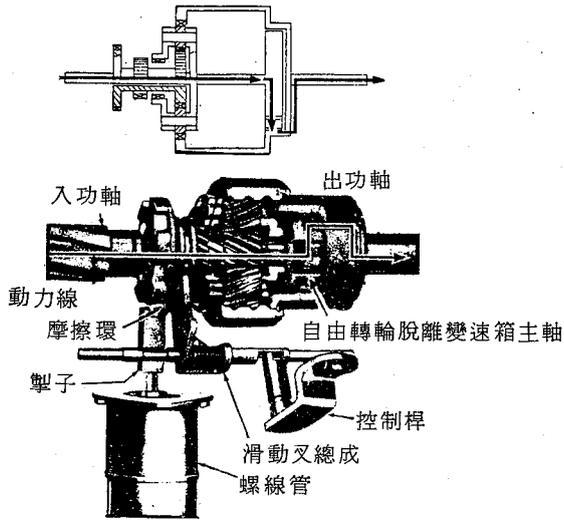


圖 3-6-4 自由轉輪直接傳動作情形〔註 4〕

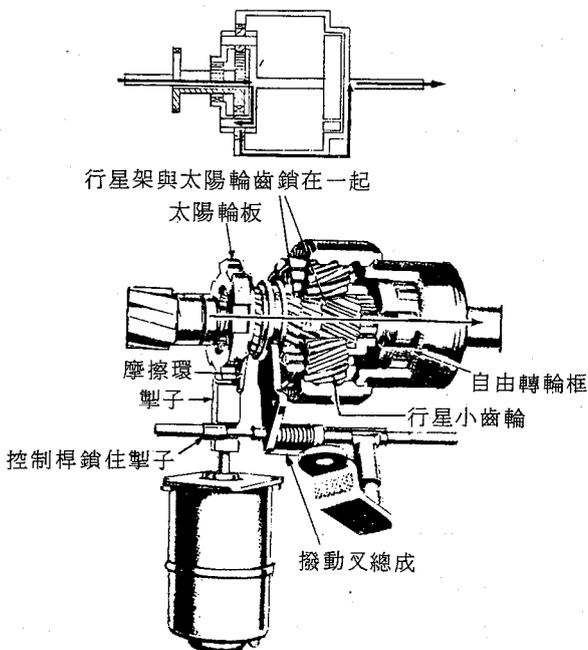


圖 3-6-5 鎖住傳動作情形〔註 5〕

被動，成爲小加速，動力傳輸情形如圖 3-6-6 所示。

2. 電路控制系統之作用

圖 3-6-7 所示爲電路控制系統線路圖。

- (1)當車速達 40 km/h 時，速控開關 (governor switch) 接通，使繼電器之線圈通電而將接點閉合。電流由電瓶經繼電器流入螺線管之 B 接頭，經吸入線圈及吸住線圈搭鐵，產生很強之電磁引力將掣子吸入。
- (2)此時太陽輪板上之摩擦環因摩擦力靠在一邊，掣子被擋住，無法進入太陽輪板之凹槽中，如圖 3-6-8 (a) 所示，因此駕駛員必

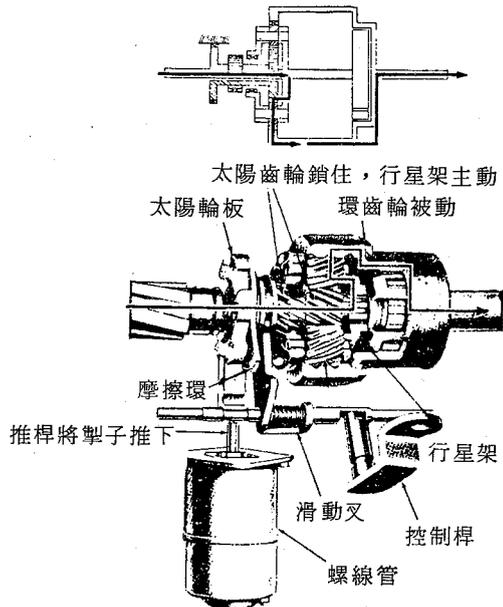


圖 3-6-6 超速傳動作情形〔註 6〕

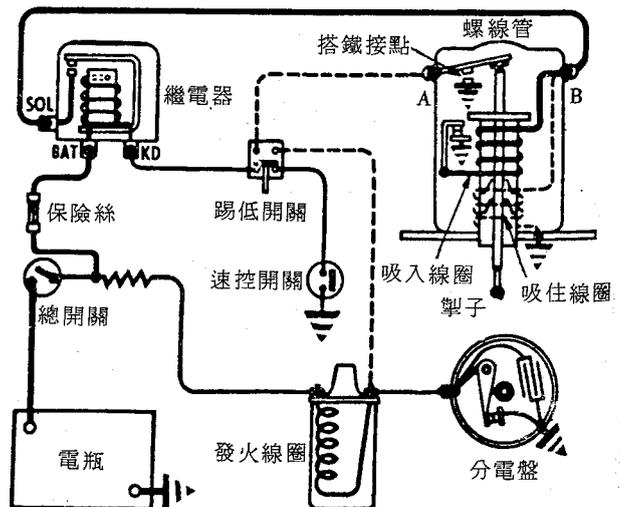


圖 3-6-7 超速傳動電路控制系統〔註 7〕

須放鬆油門，使太陽齒輪反轉，才能使掣子進入太陽輪板之凹槽中。將太陽齒輪固定產生超速傳動，如圖 3-6-8 (b) 所示。換句話說，如果車速超過 40km/h，但駕駛員油門踩住，一直沒有放鬆，仍是無法由直接傳動變到超速傳動的。

- (3) 當掣子進入凹槽後，吸入線圈搭鐵接點分開，吸入線圈無電流，僅吸住線圈有電流，以維持掣子不跳出。
- (4) 當司機欲爬坡或超速時（速率在 40 km/h 以上），將油門踩到底，使踢低開關（kickdown switch）之接點由上面繼電器 A 接頭及速控開關接點離開，將下面發火線圈及螺線管 A 接頭接通，因速控器接點分開，繼電器線圈電路切斷，接點分開，電不再流入螺線管，但此時因齒輪壓力

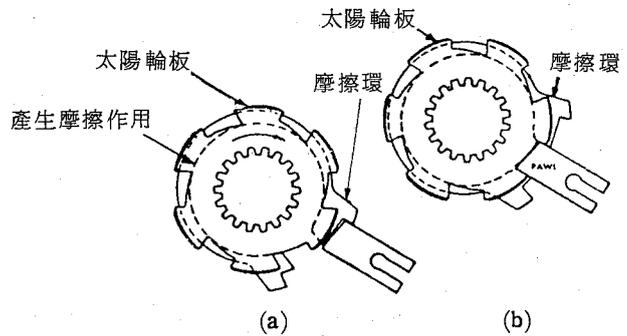


圖 3-6-8 掣子動作情形〔註 8〕

使掣子無法退出；當發火線圈與螺線管接通，使得低壓線搭鐵，引擎不點火，齒輪之壓力解除，使掣子得以退出。當掣子退出後，螺線管內之接點馬上分開，低壓線路搭鐵除去，引擎又恢復運轉（熄火時間相當於引擎轉一轉）。

## 第二節 扭矩分配器

### 6-2-1 概述

引擎產生之動力經變速箱減速增大扭矩後，只能由一根軸傳出。對於需有二根軸以上驅動之車輛或具有前後驅動之越野性良好車輛，則必須有扭矩分配器（或稱加力箱）（transfer case）來將動力分配到各驅動軸去，如圖 3-6-9 所示。

### 6-2-2 構造

圖 3-6-10 所示為扭矩分配器之構造，連到各車軸及變速箱之軸互相隔離，需借接合器控制才能將動力傳到各車軸。

### 6-2-3 作用

扭矩分配器上有兩根撥桿，高低速（HL）撥桿用以選擇高速檔或低速檔；前輪傳動（F）撥桿用來控制前輪是否傳動。

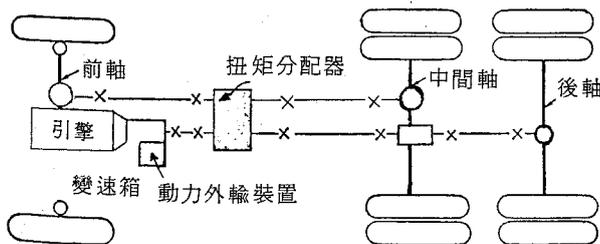


圖 3-6-9 扭矩分配器之配置〔註 9〕

### 一、空檔

HL 撥桿置於中間位置時為空檔，變速箱輸出之動力到扭矩分配器為止，如圖 3-6-11 所示。

### 二、高速檔

HL 撥桿置於 H 位置時為高速檔，高低速變換齒輪向後與後軸驅動齒輪直接嚙合，動力由變速箱軸直接輸出，如圖 3-6-12 所示。

### 三、低速檔

HL 撥桿置於 L 位置為低速檔，高低速變換齒輪向前與減速齒輪嚙合，變速箱輸出動力經減

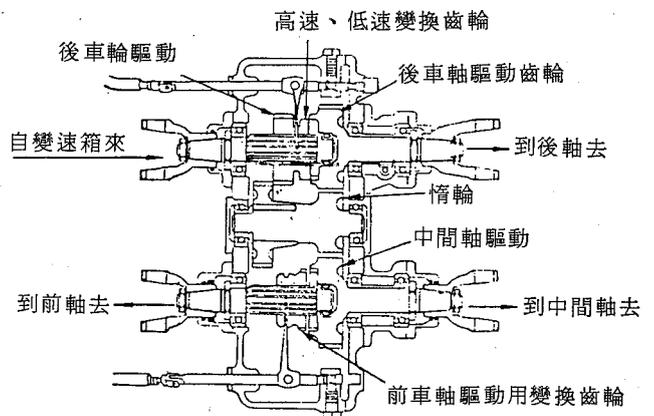


圖 3-6-10 扭矩分配器構造〔註 10〕

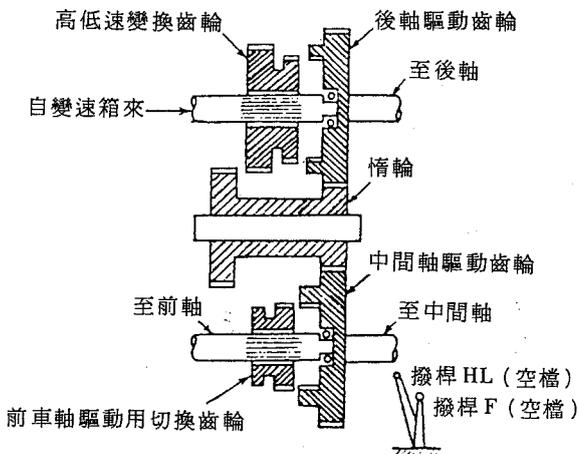


圖 3-6-11 扭矩分配器在空檔 [註11]

速後再傳到前後軸驅動齒輪，如圖3-6-13所示。

**四、前輪驅動**

將前輪傳動撥桿向前推時，動力能傳動前輪

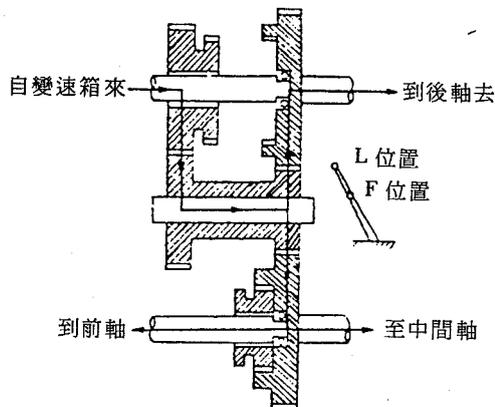


圖 3-6-13 扭矩分配器在低速前輪驅動位置 [註11]

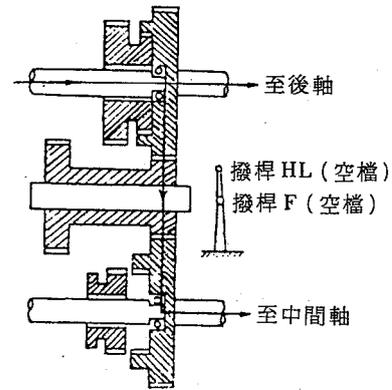


圖 3-6-12 扭矩分配器在高速檔 [註11]

，如圖3-6-13所示。前輪驅動撥桿不論在何位置，後輪均能驅動。有些車子必須 HL 撥桿在 L 位置時才能啣入前輪驅動，有些車子則無限制，如圖3-6-14所示。

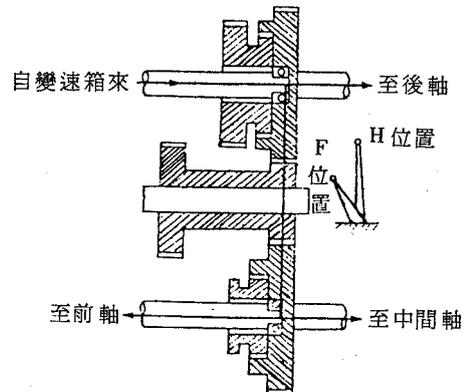


圖 3-6-14 扭矩分配器在高速前輪驅動位置 [註11]

**第三節 動力外輸裝置(P.T.O.)**

汽車引擎之動力除推動車子行駛以外之用時，如消防車之水泵、自動傾斗車之油壓泵等，需有動力外輸裝置 ( power takeoff )，如圖3-6-15所示。圖3-6-16所示為單一驅動方向之雙速

動力外輸裝置，動力由變速箱副軸上之惰輪，經接合器、動力外輸軸向外輸出。動力外輸控制桿有空檔、低速、高速三個位置。

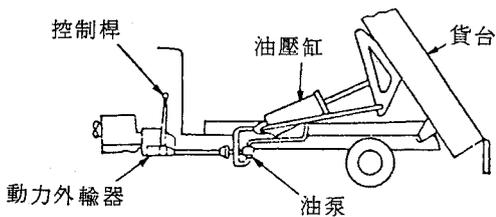


圖 3-6-15 動力外輸裝置 [註12]

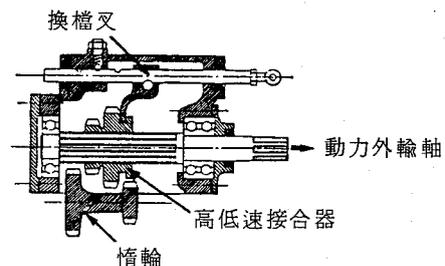


圖 3-6-16 單傳動方向之動力外輸器 [註13]

## 【習題】

## 一、問答：

1. 超速傳動器有那二種不同型式？
2. 試述自動控制超速傳動裝置之三種傳動方式。
3. 試述扭矩分配器之功用。
4. 試述動力外輸裝置之功用及構造。

## 二、填充：

1. 自動控制超速傳動器之三種傳動方法為\_\_\_\_\_

2. 扭矩分配器通常有\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_等幾種不同傳動方法。
3. 動力外輸裝置之動力由變速箱之\_\_\_\_\_向外傳出。
4. 普通變速箱在主軸上裝一齒輪，如齒數少於\_\_\_\_\_則可以得到超速傳動。

## 【資料來源註釋】

- 〔註1〕 日本自動車整備振興會連合會 三級自動車  
シャシ 圖 III-7
- 〔註2〕 黃靖雄編著 汽車學 圖 2-7-3
- 〔註3〕 Stockel Auto Mechanics Fundamental  
Fig 11-9
- 〔註4〕 同〔註3〕 Fig 11-8, 永屋元靖著 自動  
車百科全書 圖 3-45
- 〔註5〕 同〔註4〕 Fig 11-9, 圖 3-46
- 〔註6〕 同〔註4〕 Fig 11-19, 圖 3-47
- 〔註7〕 同〔註3〕 Fig 11-12
- 〔註8〕 同〔註3〕 Fig 11-14
- 〔註9〕 雇用促進事業團職業訓練部編 自動車の構  
造 圖 3-113
- 〔註10〕 同〔註9〕 圖 3-114
- 〔註11〕 勞働省職業訓練局編 自動車整備〔I〕自  
動車の構造 圖 4-88
- 〔註12〕 同〔註11〕 圖 4-89
- 〔註13〕 同〔註9〕 圖 3-54

返回目錄

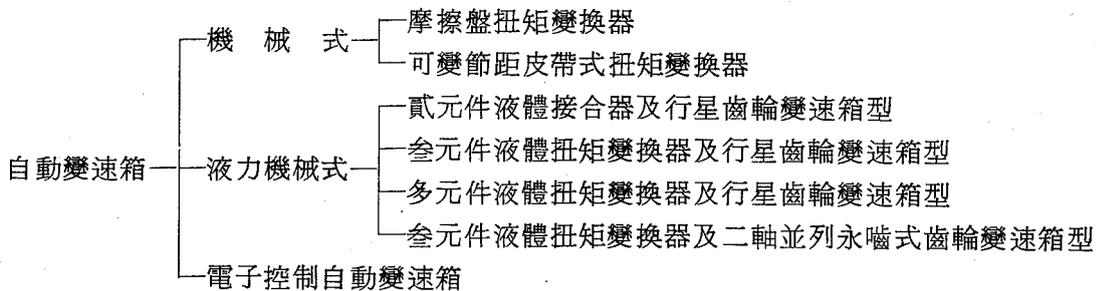
## 第七章 自動變速箱

### 第一節 自動變速箱概述

(一)汽車在行駛中為適應行駛條件之變化而做之變速操作，為汽車駕駛技術中重要之一環，需要相當熟練才能配合良好，因而使駕駛成爲一種專門之技術。如欲維持汽車能在最經濟之情況下行駛，必須發展一種能自動調節和引擎出力與行駛阻力間關係的變速箱，免去變換排檔的麻煩，使駕駛汽車簡化爲“踏下加速踏板即走，踩下煞

車踏板即停”，使駕駛容易，減少駕駛人的疲勞。

(二)自動變速箱多爲無段變速者，現在所用者計有三類，一爲機械式 (mechanism type)，另一爲液力機械式 (hydraulic mechanism type) 及最新發展之電子控制自動變速箱 (electronic automatic transmission)。可分類如下表所示。



### 第二節 機械式自動變速箱

#### 7-2-1 摩擦盤式扭矩變換器

摩擦盤扭矩變換器 (frictional disk torque converter) 構造如圖 3-7-1 所示；地面之阻抗扭矩係沿軸方向變爲推力，此項推力可使被動盤在主動盤上產生滑動，當引擎出功扭矩與地面扭矩平衡時，即可被傳動接觸點固定，如此即可在設計扭矩比範圍內做無段變速。當無傳遞動力時，被動盤與主動盤之接觸點係在主動盤之末端，即扭矩比最小；當傳遞動力時，地面阻力使被動盤與主動盤之接觸點向主動盤根部移動，到車子能行駛時即停止滑動。當車速漸高，行駛阻力減小時，接觸點又向末端移動，使扭矩比減小，使車速提高。

(一)荷蘭 DAF 汽車公司 (Van Doorne's Automobile Fabrick) 於 1958 年開始使用可變節距皮帶盤式扭矩變換器自動變速箱，稱爲維力歐

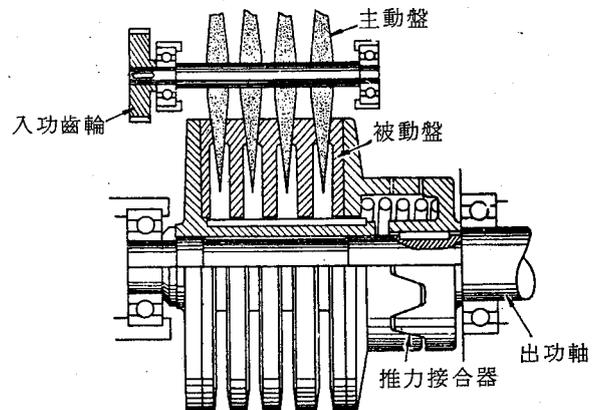


圖 3-7-1 摩擦盤扭矩變換器構造圖 [註 1]

#### 7-2-2 可變節距皮帶盤式扭矩變換器

一、維力歐自動變速箱

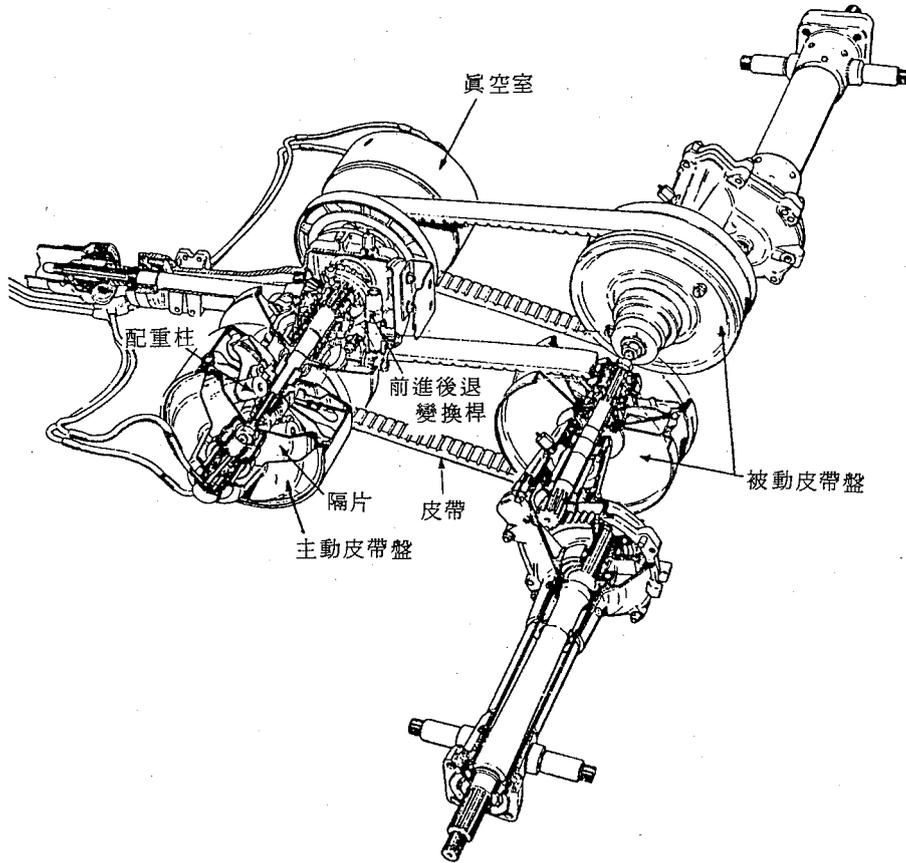


圖 3-7-2 維力歐自動傳動系統構造 (DAF 汽車) [註 2]

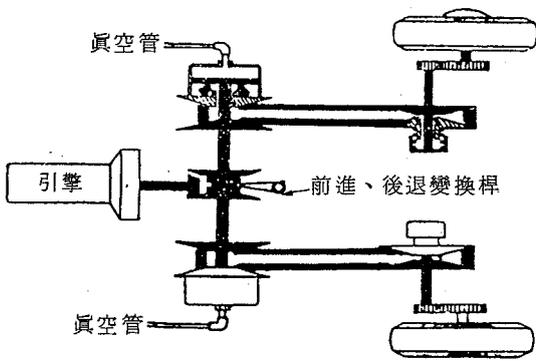


圖 3-7-3 可變節距皮帶盤式扭矩變換器基本構造 [註 3]

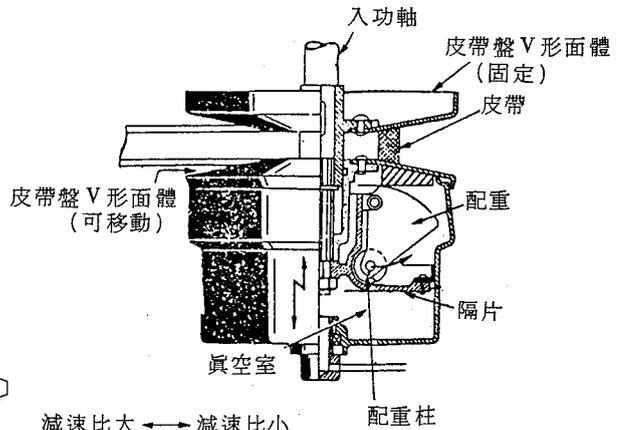


圖 3-7-4 主動皮帶盤構造 [註 4]

自動變速箱 (Variomatic)，其構造如圖 3-7-2 所示。

(一) 可變節距皮帶盤式扭矩變換器 (variable pitch pulley torque converter) 之基本構造如圖 3-7-3 所示。

(二) 圖 3-7-4 所示為主動皮帶盤之構造。當引擎低速行駛時真空較大，將隔片及皮帶盤可活動 V 形面體的距離變長，皮帶則向皮帶盤跟部移動 (即節圓直徑變小)。當引擎轉數增高，配重離

減速比大 ← 減速比小

心力大，因而皮帶盤可活動 V 形面體就與固定之 V 形面體的距離變小，皮帶就向頂部移動 (即節圓直徑變大)，如圖 3-7-5 所示。

(三) 被動皮帶盤 V 形面體間之距離可因車輪之阻抗扭矩變為軸向推力與皮帶張力及內部彈簧張力互相配合而改變之。

(四) 荷蘭 DAF 公司成立一萬德內變速箱公司 (

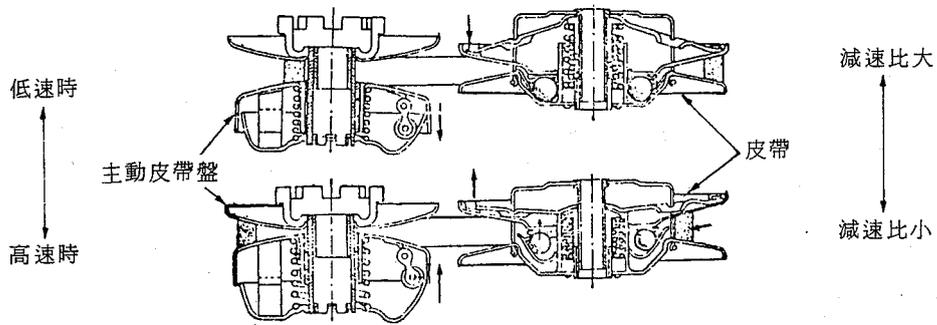


圖 3-7-5 皮帶盤作用情形〔註 5〕

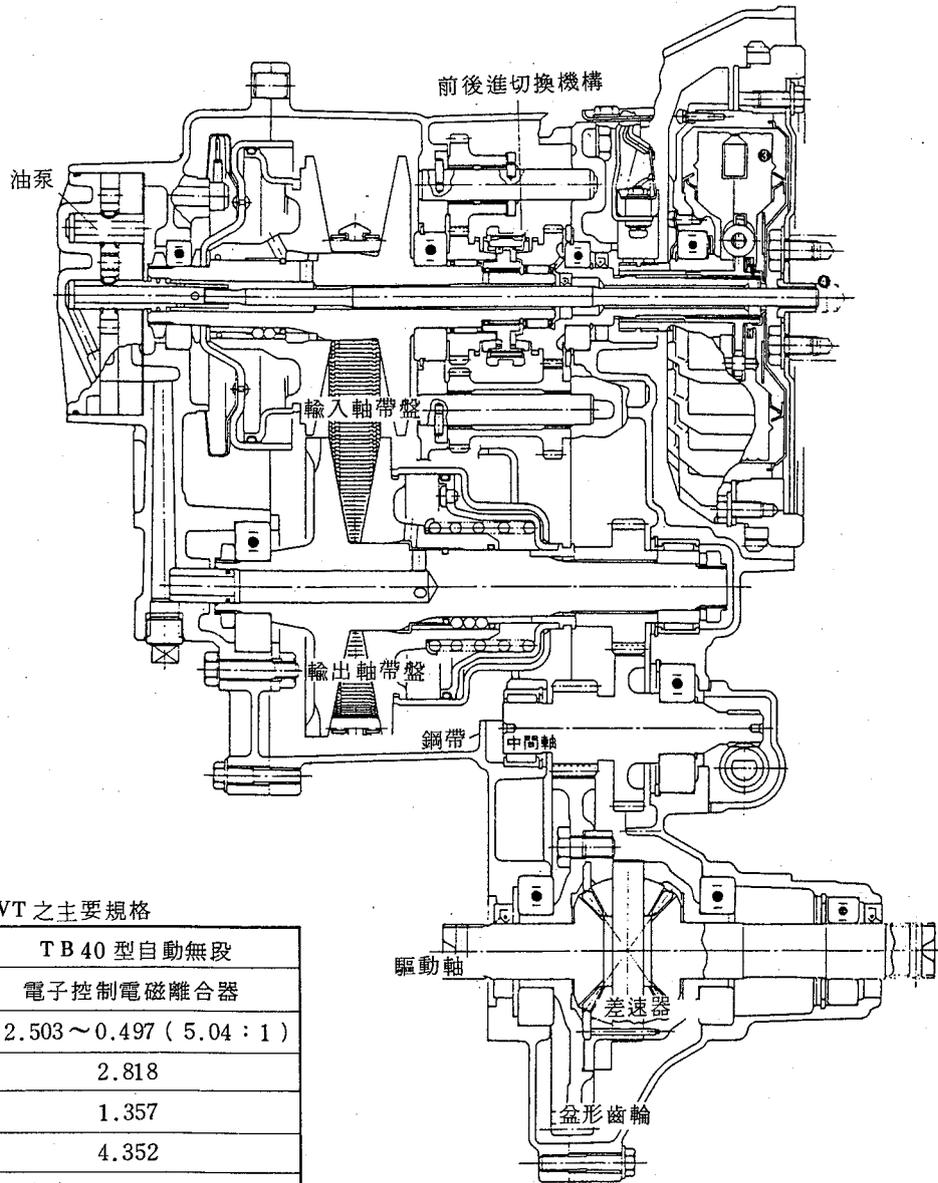


圖 3-7-6 ECVT TB-40 型構造〔註 6〕

表 3-7-1 ECVT 之主要規格

變速箱型式	TB40 型自動無段	
離合器型式	電子控制電磁離合器	
變速比	前進	2.503 ~ 0.497 ( 5.04 : 1 )
	後退	2.818
減速比	第 1	1.357
	第 2	4.352
油泵形式	外齒式	
潤滑油	自動變速機油 (ATF)	
選擇桿方式	P-R-N-D-D <sub>2</sub> 5 位置直線地板方式	
重量	45.4 kg (含離合器)	

Van Doorne's Transmission B.V.)，專門從事可變節距皮帶盤扭矩變換器自動變速箱之研究改良。1975年開發成功金屬製V型皮帶，將新開發之金屬V型皮帶自動箱改名為Transmatic。此種新型變速箱很快為義大利飛亞特(Fiat)公司採用在900 cc.到1300 cc.級之轎車上。被稱為Uno-matic 70。

## 二、速霸陸ECVT自動變速箱

### (一)概述

日本富士重工業公司及三菱機電公司以DAF公司之transmatic自動變速箱為藍本，加以研究改良，於1983年發表速霸陸電子控制電磁離合器無段自動變速箱(Subaru Electro Continuously Variable Transmission，簡稱ECVT)，其構造如圖3-7-6所示，實體解剖如圖3-7-7所示，其主要規格如表3-7-1所示。

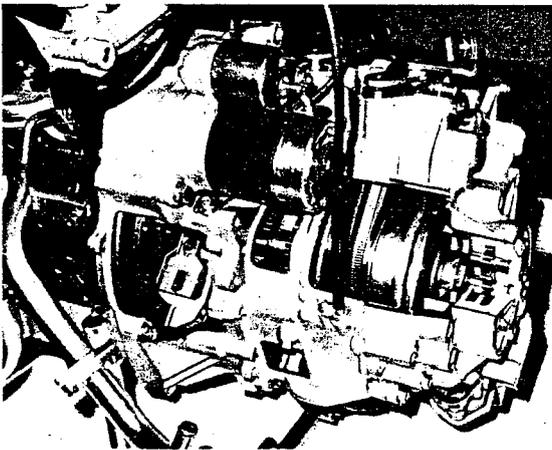


圖 3-7-7 ECVT 實體解剖圖〔註7〕

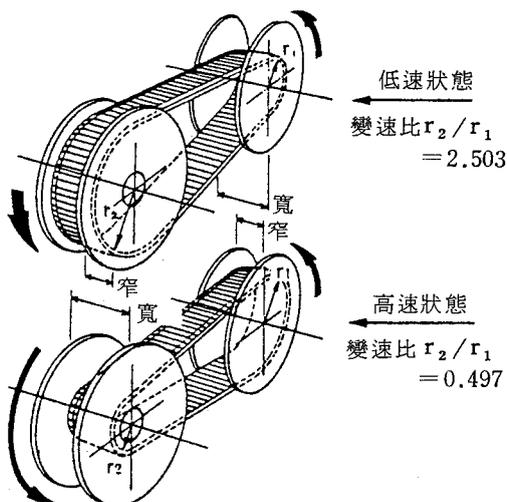


圖 3-7-8 ECVT 之變速原理〔註8〕

### (二)作用

1. ECVT自動變速箱之原理如圖3-7-8所示，輸入及輸出帶盤之溝幅寬窄由油壓控制，以變更帶盤之有效半徑(節距)。在加速或高負荷時，變速比變大(相當低速檔)，以得到強大驅動力；輸入軸側之帶盤溝幅較寬，有效半徑 $r_1$ 變小，同時輸出軸側之帶盤溝幅變狹窄，有效半徑 $r_2$ 變大，相當於以小齒輪驅動大齒輪， $r_2/r_1$ 之變速比較大，為低速檔狀態。

2. 當車子之負荷輕時，輸入軸側之帶盤溝幅變窄，有效半徑 $r_1$ 變大，同時輸出軸側之帶盤溝幅變寬，有效半徑 $r_2$ 變小，使 $r_2/r_1$ 之變速比變小，為高速檔狀態。ECVT-TB-40型之變速比自2.503至0.497間無段變速。

3. ECVT-TB-40型變速箱另配有輔助變速箱，能增加1.357及4.352兩種輔助減速比，使全部減速比範圍變成14.781~2.935，非常之寬廣。

4. 心臟部分之帶盤溝幅寬窄油壓控制系統如圖3-7-9所示，油壓控制器裝在變速箱外殼上。油壓控制器由控制輸入軸帶盤之一次油壓控制閥及控制輸出軸帶盤之二次油壓控制閥組成。帶盤之可動側後為油壓室，由油壓來控制帶盤溝幅之寬窄。故變速比之控制即油壓之控制，使產生變速動作者為控制輸入軸帶盤溝幅之一次高壓油。一次油壓之大小由輸入軸轉速(相當引擎轉速)及節汽門開度(相當引擎負荷)來控制。在輸出軸側之二次油壓，係依維持能傳達動力下之所需之最低油壓及油泵驅動損失扣除後所需之油壓，回饋到油壓控制器，以產生圓滑之變速作用。

### (三)構造

1. ECVT型自動變速箱最大之特點係使用鋼帶取代橡膠帶以防止橡膠製帶用久後伸長，造成打滑損失動力之缺點，使變速箱之實用性大為提高。

2. 圖3-7-10所示為新式鋼製帶之構造，以很薄之特殊合金鋼片相疊合成二對鋼帶，以相同材質厚度為2 mm之V形塊來支持，整條鋼帶由若干枚V形塊組成。

3. 帶盤與鋼製驅動帶V形塊之關係如圖3-7-11所示。在V形塊之底側台形部與帶盤內側之金屬相接觸，靠接觸部之摩擦力來傳遞動力。為

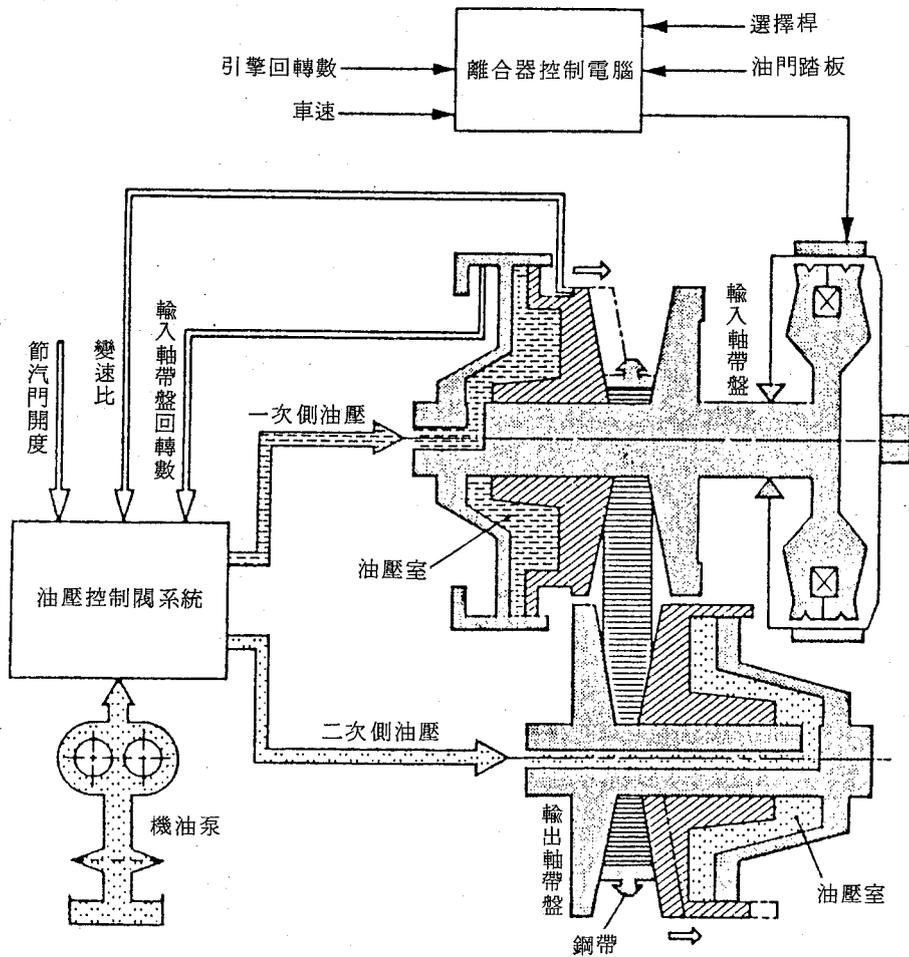


圖 3-7-9 ECVT 帶盤溝幅寬窄油壓控制系統〔註 9〕

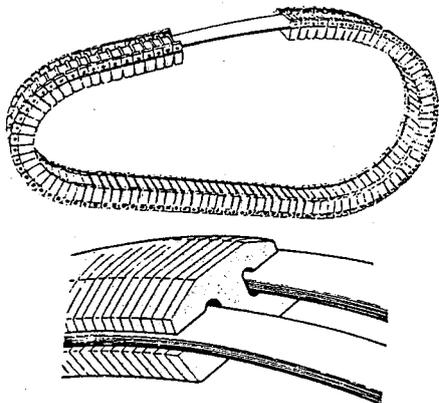


圖 3-7-10 ECVT 驅動鋼帶構造〔註 10〕

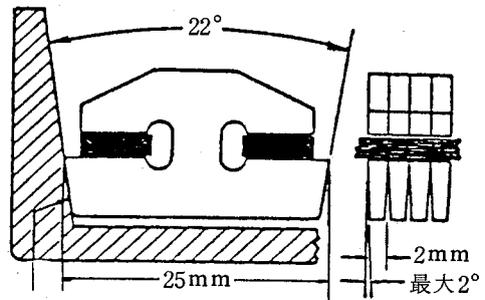


圖 3-7-11 ECVT 帶盤與鋼帶 V 型塊之關係〔註 11〕

防止金屬接觸部之磨損及噪音，使用自動變速箱油 (ATF) 來冷卻及潤滑。鋼帶與盤之傳動效率較齒輪之傳動效率約低 5%。

4. 自動離合器部分採用金屬粉式，其構造如圖 3-7-12 所示。使用 8 位元組 (byte) 4KB 之微電腦裝在離合器內部，依引擎轉速、車速、油

門位置、選擇桿位置等狀況來控制離合器之作用。

(四) 特性

1. 速霸陸 ECVT 自動變速箱之特性如圖 3-7-13 所示。引擎轉速與車速之關係與手排檔齒輪變速箱之直線關係不同，而係在最大變速比及最小變速比兩條曲線間之範圍內依油門開度 (即引擎負荷) 做大範圍之無段變速。

表 3-7-2 選擇桿位置及功能

	作 用	引擎發 動
P	駐 車	○
R	後 退	×
N	空 檔	○
D	一般行駛	×
D <sub>s</sub>	上下坡、引擎煞車及急加速	×

2. 選擇桿之位置及功能如表 3-7-2 所示。

3. 選擇桿在“D”時 ECVT 之功用：

(1) 當緩慢踩油門加速時，由低速檔開始起步，在引擎轉數約 1600 rpm 時開始變速，依 Min ( 高速檔側 ) 之曲線側變速，車速逐漸上升，如圖 3-7-13 所示。

(2) 油門急速踩下之急起步時，引擎轉數達 4000 rpm 時車速為 20 km/hr，仍維持在最低速檔之狀態，使加速力增強。以後才開始沿 Max ( 低速檔側 ) 之曲線產生變速動作。以較大之變速比維持到最高速到達為止，如圖 3-7-13 所示。

(3) 由前述可知，ECVT 之變速特性係依油門開度 ( 即引擎負荷 ) 在 Min 及 Max 兩曲線間之範圍內做最適當之無段變速。

4. 選擇桿在“D<sub>s</sub>”時 ECVT 之作用：“D<sub>s</sub>”位置是在坡道 ( slope ) 行駛使用，使變速範圍限在引擎高轉速之範圍內，以得到較大之減速比使油門反應及引擎煞車作用效果提高。在“D<sub>s</sub>”位置時引擎最低轉數為 3000 rpm 以上，如圖 3-7-13 之 D<sub>s</sub> Min 曲線所示。

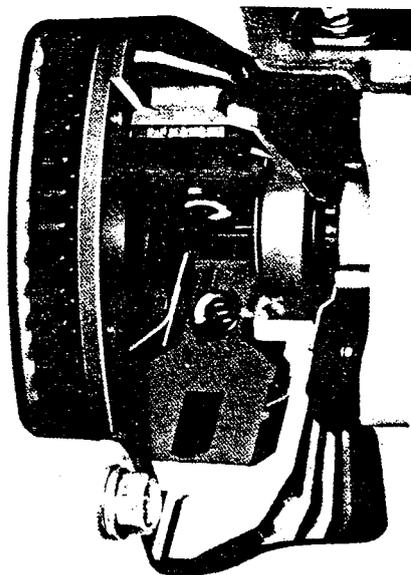


圖 3-7-12 電磁粉式自動離合器構造  
〔註 12〕

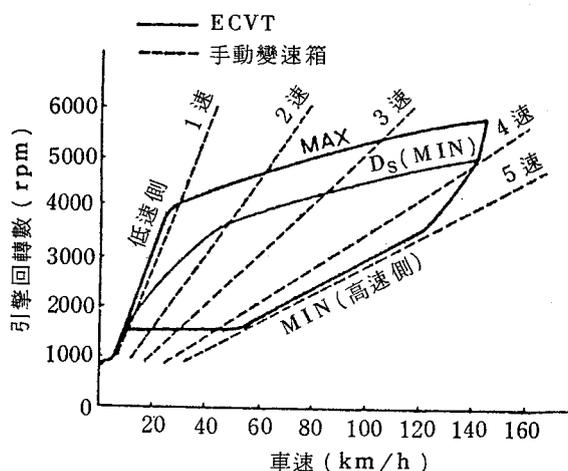


圖 3-7-13 ECVT 與手動變速箱性能之比較  
〔註 13〕

### 第三節 液體扭矩變換器

#### 7-3-1 概述

本篇第三章第八節自動離合器中所介紹之液體接合器僅能傳遞扭矩，不能將所傳遞之扭矩變大。當主動葉輪與被動葉輪之轉數差 ( 滑差 ) 大時，液體之運動能變成熱能而發散；若在液體接合器之主動葉輪與被動葉輪間加裝一不動葉輪，將離開被動葉輪之液體改變運動方向，將剩餘之液體動能再協助推動主動葉輪，則可使被動葉輪之輸出扭矩較主動葉輪為大，稱為液體扭矩變換

器 ( hydraulic torque convertor )，如圖 3-7-14 所示。故液體扭矩變換器具有自動離合器及變速箱之功能。有一個不動葉輪的稱為單級扭矩變換器，有二個不動葉輪的則稱為雙級扭矩變換器。

#### 7-3-2 液體扭矩變換器之構造作用 一、構造

圖 3-7-15 所示為液體扭矩變換器之構造。泵 ( 主動葉輪 ) 與引擎飛輪殼連在一起，渦輪 ( 被

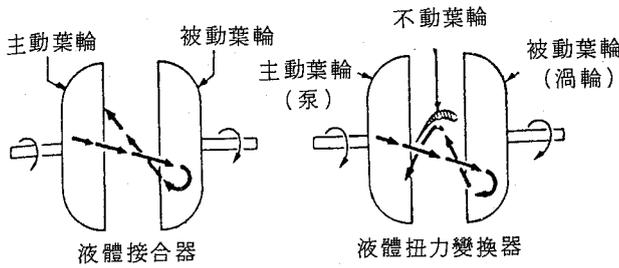


圖 3-7-14 在液體接合器中裝不動葉輪〔註14〕

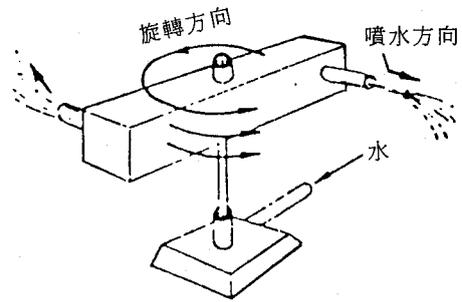


圖 3-7-16 澆水機〔註16〕

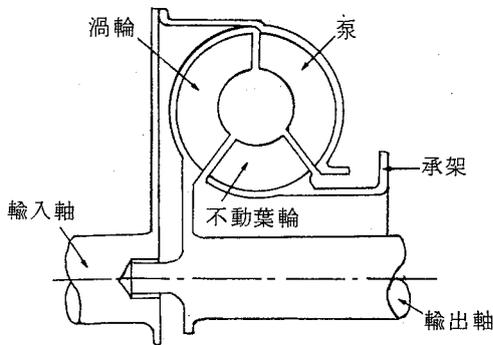


圖 3-7-15 單級扭矩變換器〔註15〕

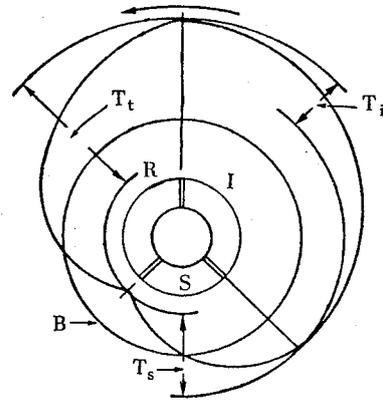


圖 3-7-17 被動葉輪不動時，液體扭矩變換器  
扭矩基本關係圖〔註17〕

動葉輪)與輸出軸連在一起，不動葉輪與外殼連在一起。

## 二、作用

(一)液體由主動葉輪外周出來時，具有渦速及迴旋速度，進入被動輪後流動速度降低，壓力升高，被動葉輪之葉片受衝擊力而轉動，其原理與草坪洒水機相似，如圖3-7-16所示。自被動葉輪流出之液體仍具有很大動能，經不動葉輪改變方向後再流入主動葉輪，故扭矩可以提高。

(二)液體扭矩變換器扭矩之變化情形如圖3-7-17所示，I為泵(主動葉輪)，R為渦輪(被動葉輪)，S為不動葉輪，B為基圓，在基圓上液體之主動量矩為零，自基圓向外之扭矩為正，向內之扭矩為負。在渦輪R之入口處，液體的迴旋速度和動量矩均最大；當渦輪靜止不動時，液體之迴旋速度在渦輪中即迅減到零，由於葉片曲度之關係，使液體產生一反方向(負向)之迴旋速度，故作用於渦輪上之扭矩與液體作用於葉片入口處的正動量矩和作用於葉片出口處的負動量矩之算數成正比，即圖3-7-17所示中之 $T_t$ ；此時因渦輪靜止不動，雖受到液體的扭矩很大，但液體所消耗於渦輪的能量仍很小，在離開渦輪時，液體仍保有很大的能量進入不動葉輪中。在不動葉輪內，液體的運動方向又一次被改變而成正方

向，故液體離開不動葉輪時具有正動量矩，其絕對值與液體進入不動葉輪時之負動量矩相等。作用於不動葉輪上的扭矩和作用於渦輪上的扭矩方向相反，其值與作用於其入口處的負動量矩與出口處的正動量矩之算術和成正比。因此之故，進入主動葉輪的液體已具有相當的正迴旋速度，故主動葉輪僅須再使液體的速度增加一些，使其出口之速度較進入渦輪的速度稍快即可。在圖3-7-17中，設以主動葉輪使液體增加的扭矩 $T_i$ 為1單位，則在渦輪中的扭矩 $T_t$ 為2.4單位，在不動葉輪中的扭矩 $T_s$ 為1.4單位，故其最大扭矩比為2.4。

(三)圖3-7-18所示為各種不同彎曲度之葉片受力之情形。圖3-7-19所示為液體接合器與液體扭矩變換器葉片形狀之比較。

(四)液體扭矩變換器之缺點——當渦輪轉速增高後，液體流出渦輪之剩餘動能減少，且因渦輪轉速升高後，離開渦輪液體方向發生改變，到一定轉速無法由不動葉輪之表面進入，而從後面進入而產生很大之阻撓，產生高熱而損失很大能量，如圖3-7-20所示，故液體扭矩變換器實際上不

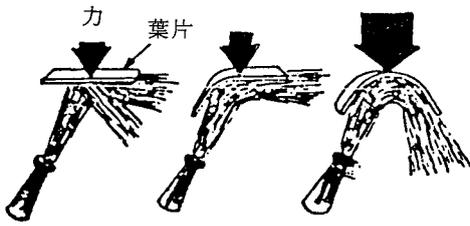


圖 3-7-18 不同彎曲度葉片受力 [註18]



(a) 液體接合器葉輪 (b) 液體扭矩變換器葉輪

圖 3-7-19 液體接合器與液體扭矩變換器葉輪比較 [註19]

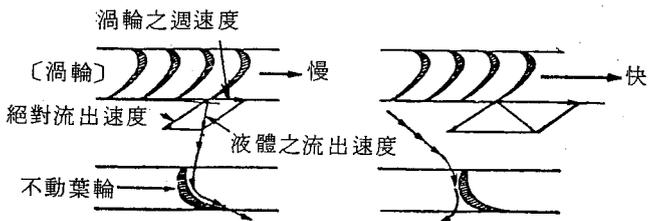


圖 3-7-20 液體在不動葉輪上流動情形 [註20]

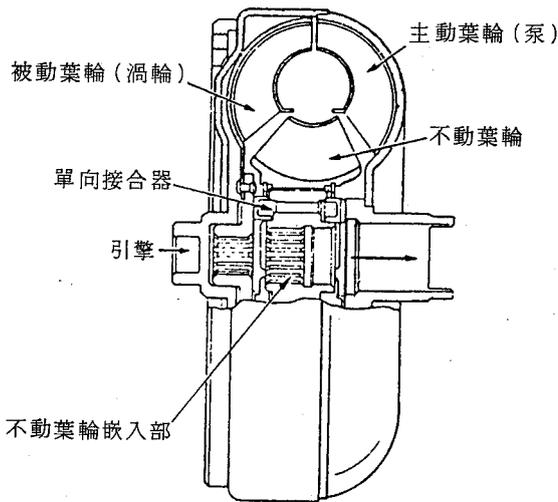


圖 3-7-21 液體扭矩變換接合器 [註21]

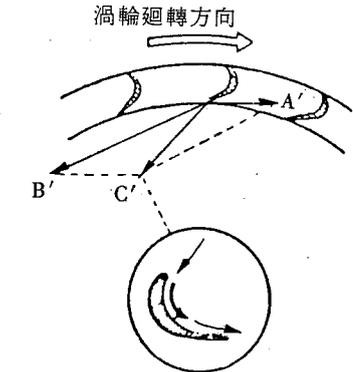
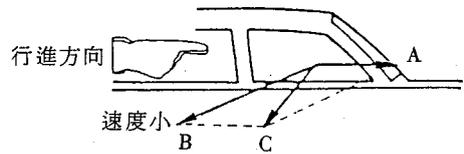
能使用。

### 7-3-3 液體扭矩變換接合器

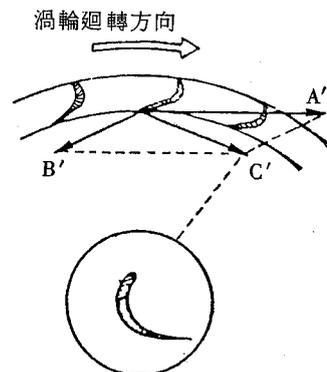
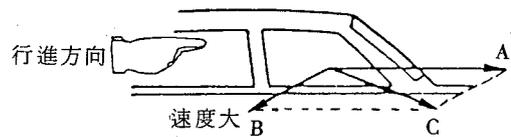
#### 一、概述

若將不動葉輪裝在一單向離合器上，使不動葉輪僅能作與泵同方向之轉動，而不能做反方向轉動，則變為液體扭矩變換接合器，如圖3-7-21所示。

液體扭矩變換器中，當渦輪轉速慢時，如圖



(a) 不動葉輪 (不轉)



(b) 不動葉輪 (轉動)

圖 3-7-22 液體在不動葉輪上之流動情形 [註22]

3-7-22(a)所示，液體在不動葉輪上面流動可以改變方向；若渦輪轉速快時，如圖3-7-22(b)所示，則液體在不動葉輪背面流動，不但不能改變方向及增加扭矩，反而會因阻撓而使流體損失能量；若將不動葉輪置於單向離合器上，則渦輪轉速快時，不動葉輪就空轉，使其變成液體接合器。在渦輪轉速慢時，又成為扭矩變換器，故稱液體扭矩變換接合器，但一般均稱為液體扭矩變換器。

#### 二、液體扭矩變換接合器之特性曲線

如圖3-7-23所示為液體扭矩變換接合器之特性曲線。

$$\text{扭矩比}(T) = \frac{\text{輸出扭矩}(T_t)}{\text{輸入扭矩}(T_p)}$$

$$\text{轉速比}(N) = \frac{\text{輸出軸轉數}(N_t)}{\text{輸入軸轉數}(N_p)}$$

圖中左縱座標為扭矩比，右縱座標為效率，橫座標為速度比。當被動葉輪（渦輪）靜止不動時，轉速比為零，此時受到之扭矩最大，稱為停阻扭矩，扭矩變換器之效率為零；轉速比漸增時，被動葉輪之轉速亦漸增，至設計點時，效率最高。此後速度再增加時，效率即降低甚速。由圖上可知，轉速比在0.6~0.75時，扭矩變換器之效率最高。在轉速比約0.82時，被動葉輪與主動葉輪之扭矩比為1。此時不動葉輪開始轉動，扭矩變換器變成接合器，則轉速比再增大時，改循接合器之曲線，至轉速比約0.94時效率最高，轉速比再增，則效率迅速下降。

### 三、液體扭矩變換接合器之優劣點

(一)優點：

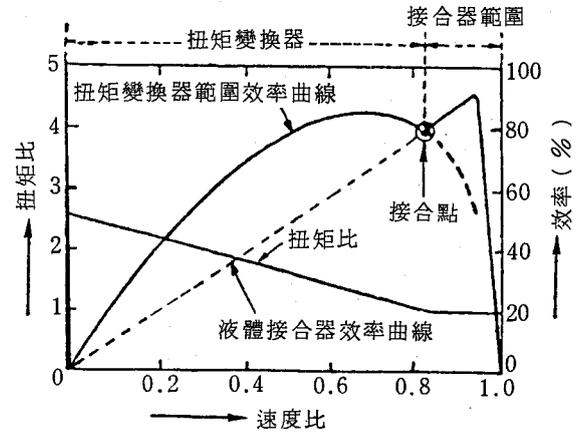
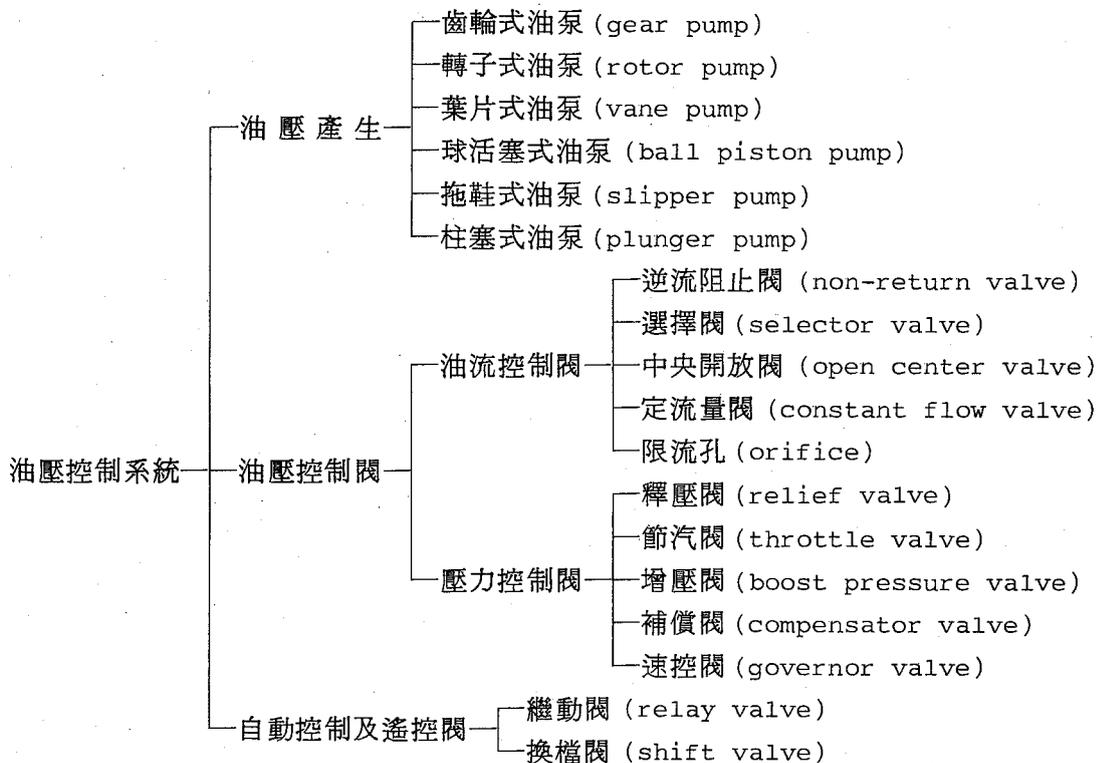


圖 3-7-23 液體扭矩變換器特性曲線〔註23〕

1. 可使速度和扭矩的變化圓滑順利，容許無震動加速度，使乘坐舒適。
  2. 駕駛便利。
  3. 各機件浸在油中，磨損小，壽命長。
- (二)缺點：
- 製造困難，價格昂貴。

## 第四節 油壓控制系統



### 7-4-1 概述

液力機械式自動變速箱由液體接合器或液體扭矩變換器之液體傳動部分及能提供數個前進速段以適應行駛需要、及倒車行駛之機械齒輪變速箱兩部分組成。機械齒輪變速箱部分之換檔動作都是由油壓控制系統來達成。各型自動變速箱之油壓控制系統構造雖有不同，但基本原理是相同的。

油壓控制系統之組成如前表所示。

### 7-4-2 自動換檔原理

(一)變速箱由低速檔換入高速檔，或由高速檔換回低速檔，必須在某一車速時發生，而車行速度又受車輛負重及節汽門開放位置或加速踏板被踩位置所控制，故自動換檔機構須由一靈敏的速控器及化油器節汽門或加速踏板同時操作之。

(二)自動變速箱中控制換檔的裝置叫換檔閥，如圖3-7-24所示為其工作原理。

(三)換檔閥的右方受速控器來之油壓之作用，左端受彈簧壓力的作用，今先假定調節閥固定不動，以便解釋。當車輛速度增加時，速控器來之油壓增大，將換檔閥推向左方，至某一車速時，進油道即被推開，即泵供給的壓力油經出油道流到制動帶或離合器之伺服機構，改變行星齒輪系之變速比，將變速箱由低速檔換入高速檔。此後如車輛速度減慢，速控器來之油壓降低，換檔閥被彈簧推回，至某一車速時，進油道復被關閉，伺服機構中的壓力油消失，變速箱即由高速檔換回低速檔。

(四)由上所述可知，當調節閥固定不動時，換檔作用之發生完全由速控器來之壓力油之油壓高

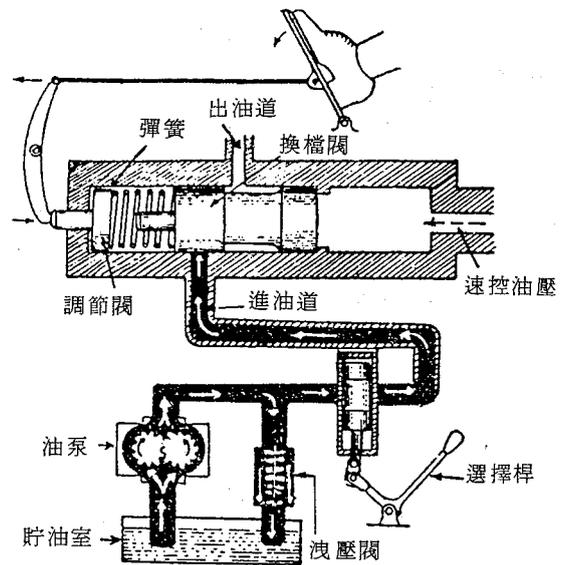


圖 3-7-24 自動換檔活門原理〔註24〕

低所控制，而速控油壓之高低又完全受車行速度所控制，故換檔必須在某一固定不變之車速發生，此種現象不能滿足車輛的行駛需要，因在很多情況下，如車子負重增大、上坡行駛或迅速超車時都需使換檔之速度延遲，俾車輛能獲得較大的加速動力；而欲使車子之動力增大，則化油器節汽門必須開放於較大的位置，亦即加速踏板必須被踩到較低的位置。如圖3-7-24所示的裝置，將加速踏板踩下時，藉一槓桿的作用，可加一力量於調節閥的左端，迫使調節閥右移，將彈簧壓縮。彈簧力量既增，則需要較大的速控油壓力才能將換檔閥向左推，使進油道開放之時間較晚，即由低速檔換入高速檔之車速較大，自高速檔換回低速檔時亦同。

## 第五節 伺服機構

### 7-5-1 概述

利用其他媒介如油壓、電磁、真空等作用以產生機械力，且其作用可隨需要而中斷或繼續的機械叫伺服 (servo)；伺服與槓桿組成之裝置稱為伺服機構。自動變速箱中之伺服機構為利用油壓來操作離合器及制動帶，使機械齒輪變速箱部分產生速段變化。

### 7-5-2 離合器

自動變速箱之離合器均使用多片式離合器。離合器組包括主動與被動離合器片、離合器鼓或離合器缸、離合器殼、活塞、壓力板、壓力板退回彈簧等組成，其構造如圖3-7-25及圖3-7-26所示。一般主動片使用鋼片，被動片使用金屬粉燒結之青銅做接觸面以減低磨擦熱。最近有發展一種特種紙做接觸面，摩擦係數大、價廉為其優點。離合器接觸面上通常有溝，可使油流入以使分

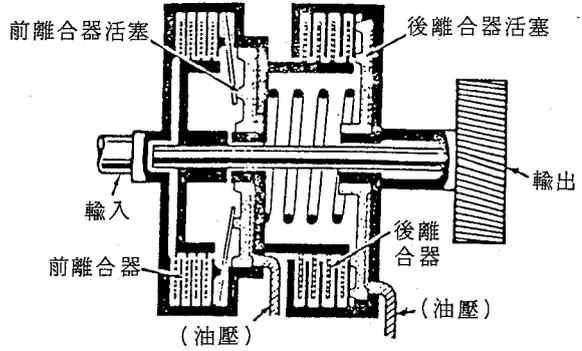
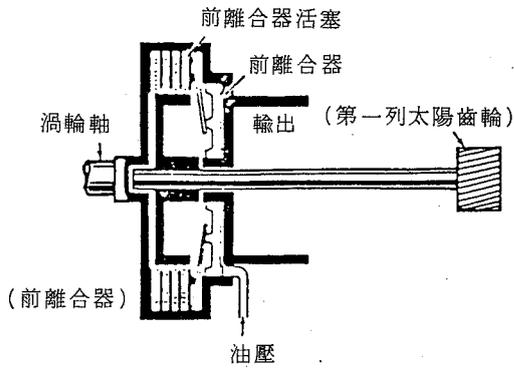


圖 3-7-25 多片式離合器作用〔註25〕

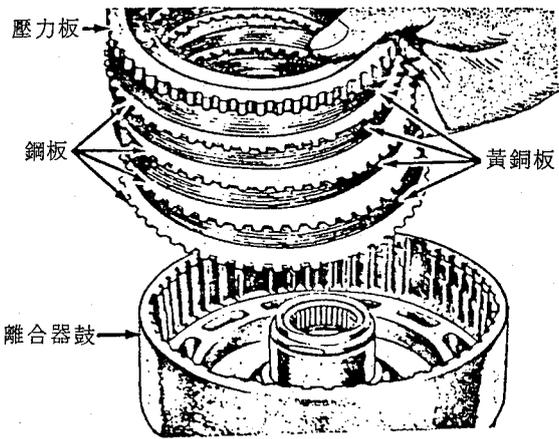


圖 3-7-26 多片式離合器構造〔註26〕

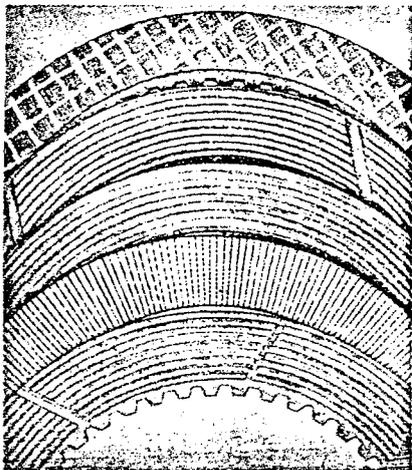


圖 3-7-27 離合器接觸面形狀〔註27〕

離作用良好，並有冷却作用。溝之形狀很多，如圖3-7-27所示。

### 7-5-3 制動帶

行星齒輪之固定通常使用制動帶，制動帶一端以在外殼上之錨銷為支點，另一端由油壓伺服活塞來壓緊，彈簧力來放鬆；亦有相反由彈簧力

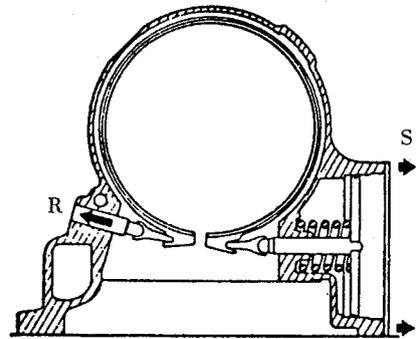
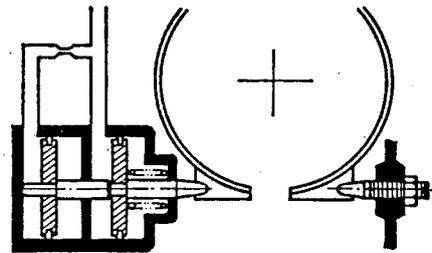


圖 3-7-28 直接式制動帶〔註28〕

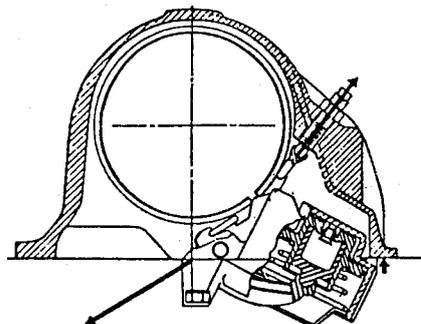
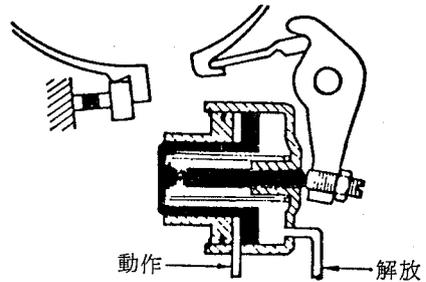


圖 3-7-29 搖臂式制動帶〔註29〕

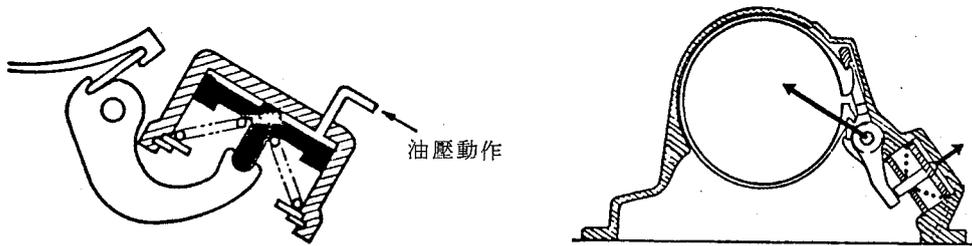


圖 3-7-30 連桿式制動帶〔註30〕

來壓緊，由油壓伺服活塞來放鬆者。另有完全由油壓伺服活塞壓緊及放鬆者。制動帶之安裝法有三種：

(一)直接式，如圖3-7-28所示。

(二)搖臂式，如圖3-7-29所示。

(三)連桿式，如圖3-7-30所示。

制動帶之構造如圖3-7-31所示。

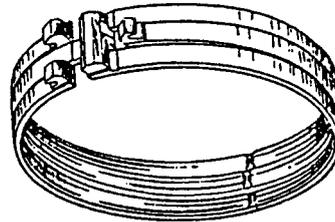


圖 3-7-31 制動帶〔註31〕

#### 7-5-4 單向離合器

近年來在自動變速箱中廣泛使用單向離合器，使一方向能自由轉動，反方向則固定阻止轉動。使用兩對角線不同之滾子，可使此機構一方向分離，一方向鎖住，如圖3-7-32所示。

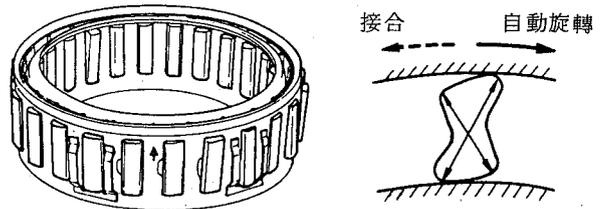


圖 3-7-32 單向離合器〔註32〕

## 第六節 貳元件液體接合器及行星齒輪自動變速箱

### 7-6-1 概述

海覺勒 (Hydramatic) 自動變速箱是美國通用汽車公司出品，為問世最早且銷售量甚多之自動變速箱。目前使用之型式，前行星齒輪組之控制由液體控制接合器及單向接合器來控制，其後行星齒輪組則由單向接合器及離合器所控制，有四個前進檔及一個倒檔。

### 7-6-2 構造

海覺勒自動變速箱主要由一個液體接合器、二組減速行星齒輪組、一組倒車行星齒輪組及複雜的自動換檔和液壓控制系統所組成。圖3-7-33所示為海覺勒自動變速箱構造，圖3-7-34所示為其構造簡圖。

### 7-6-3 選擇桿之操作

(一)選擇桿有五個位置，依序為P、N、DR<sub>4</sub>、DR<sub>3</sub>、LO、R。發動引擎必須在P或N。在DR<sub>4</sub>時變速箱可自第一檔隨車速之增大依序變到第四檔（直接傳動），亦可由第四檔依車速之減小而

依序變回第一檔，用於平路行車。在DR<sub>3</sub>時自動變速範圍僅限於第一至第三檔止，適用於市區擁擠地方行駛。如在LO時，自動變速範圍限於第一至第二檔，車輛可得最大加速動力及引擎煞車作用，適用於行駛坡度甚大而路面不良之山路。此外，不論選擇桿在任何前進位置，將加速踏板踩到底，即可強迫變速箱換回次一較低檔，使車輛獲得最大加速動力，以便急行避讓或迅速超車。

(二)倒車時須將選擇桿打入R。停駐車輛時將選擇桿打入P，則停駐爪和停駐掣輪接合而將車輛鎖定。

### 7-6-4 動力之傳輸

(一)在I檔時，前行星齒輪組太陽齒輪固定不動，故前行星齒輪組產生減速作用。動力自飛輪盤經液體接合器殼室傳到行星齒輪組環輪，經減速後傳到前行星齒輪架，經主動葉輪傳到被動葉輪，再經主軸傳到後行星齒輪組之太陽齒輪。後

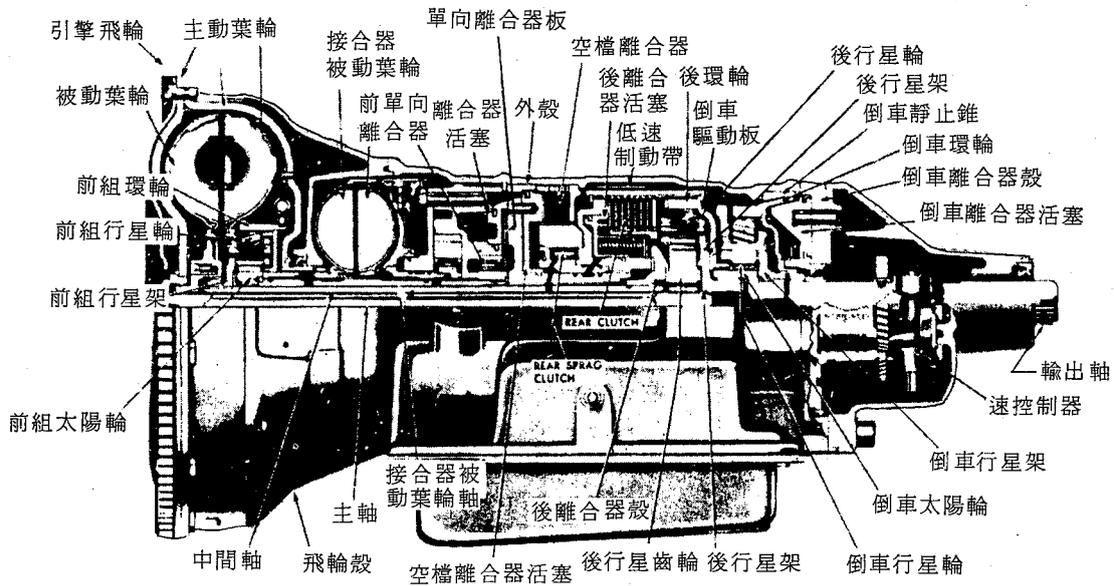
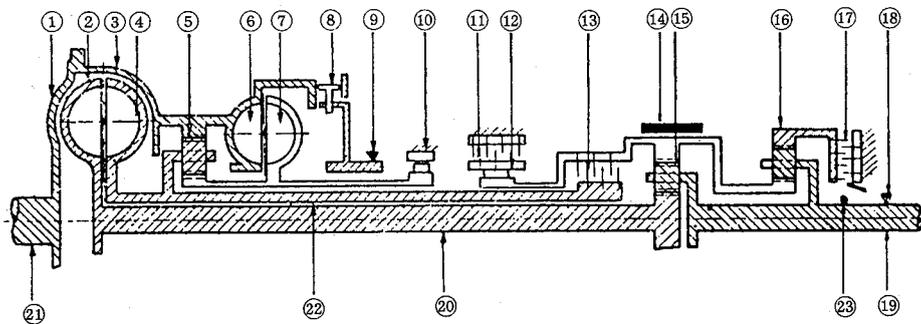


圖 3-7-33 海覺勒自動變速箱構造圖〔註33〕



- ①引擎飛輪盤 ②液體接合器被動葉輪(渦輪) ③液體接合器殼室 ④液體接合器主動葉輪(泵)
- ⑤前行星齒輪組 ⑥控制接合器主動葉輪 ⑦控制接合器被動葉輪 ⑧控制接合器殼室控制門
- ⑨前油泵 ⑩前單向離合器 ⑪空檔離合器 ⑫後單向離合器 ⑬後離合器 ⑭低速制動帶
- ⑮後行星齒輪組 ⑯倒車行星齒輪組 ⑰倒車離合器 ⑱後油泵 ⑲輸出軸 ⑳主軸 ㉑輸入軸
- ㉒中間軸 ㉓速控制器

圖 3-7-34 新型海覺勒自動變速箱構造簡圖〔註34〕

行星齒輪組之環輪固定不動，再經一次減速後，由後行星架傳到變速箱輸出軸傳出。

(二)在 II 檔時，前行星齒輪組之太陽齒輪與環輪接合在一起，故前組為直接傳動，但此時後組的環輪仍固定不動，故後組為減速齒輪。動力自引擎經前組及液體接合器傳到後組的太陽輪，再經後組行星架而經變速箱輸出軸傳出。

(三)在 I、II 檔時，因後離合器分離，經前組行星架傳出動力都傳到中間軸之主動片為止，動力不能再繼續傳送。故車輛所獲得之動力完全經由液體接合器傳來。

(四)在 III 檔時，前組行星齒輪之太陽輪固定不動，構成減速齒輪，後組離合器互相壓緊，使後

組的環輪與前組之行星架軸連結，前組行星架連於主動葉輪，後組的太陽輪直接連於被動葉輪，故後組之太陽輪與環輪作同方向轉動，液體接合器滑差甚小時，二者之轉數幾相等，故後組行星齒輪組近於直接傳動。引擎動力到前組行星架軸後，一部分經後離合器傳到後組環輪，再傳到後組行星架。此二部分動力在後組行星架處滙合後經變速箱輸出軸傳出。

(五)在 IV 檔時，前組行星齒輪組之太陽輪及環輪結合在一起，前組為直接傳動，後組太陽齒輪和環輪以接近相等之轉速同方向旋轉，故後組亦近於直接傳動。引擎動力傳到前組行星架軸後一部分向前經離合器傳到後組環齒輪，再滙合同時

經行星架再經輸出軸傳出。

(六)在空檔時，舊型所有之制動帶及離合器均分離，故引擎動力自由軸經液體接合殼室傳至前環輪為止，不能再傳出。新型前單向接合器接合，空檔離合器分離，引擎動力自由軸經液體接合器殼室經環輪傳到前行星架，再經液體接合器傳到行星齒輪組之太陽輪，因空檔離合器分離，後組環輪可自由旋轉，輸出軸有很大阻力，不能轉動，故環輪與太陽輪反方向空轉，動力就傳到環輪為止，不再輸出。

(七)在倒檔時，前組行星齒輪之太陽輪固定，故為減速齒輪。後組行星齒輪組為空檔，倒車離合器壓緊環輪，使其固定，故後組行星齒輪與倒車行星齒輪組成倒車複合行星齒輪組。引擎動力傳到前組行星架後，全部經過液體接合器及後組的太陽輪、行星齒輪和環輪，再經倒車組的太陽輪和行星架而傳至變速箱輸出軸輸出。

(八)各速檔之構成如表 3-7-3 所示。

### 7-6-5 油壓控制系統

(從略)

表 3-7-3 海覺勒自動變速箱各速檔之組成表

選擇桿位置	速檔位置	前行星齒輪組			空檔離合器	後行星齒輪組			倒車離合器	最大減速比	低速制動帶
		前單向接合器	控制液體接合器	速別		後單向接合器	後離合器	速別			
N	引擎發動空檔	接合	空	減速	分離	分離	分離	空檔	分離		鬆
LO·DR <sub>3</sub> ·DR <sub>4</sub>	I	接合	空	減速	接合	接合	分離	減速	分離	3.82	LO時緊
LO·DR <sub>3</sub> ·DR <sub>4</sub>	II	分離	滿	直接	接合	接合	分離	減速	分離	2.63	LO時緊
DR <sub>3</sub> ·DR <sub>4</sub>	III	接合	空	減速	接合	分離	接合	直接	分離	1.45	鬆
DR <sub>4</sub>	IV	分離	滿	直接	接合	分離	接合	直接	分離	1	鬆
R	倒檔	接合	空	減速	分離	分離	分離	減速	接合	4.3	鬆

## 第七節 叁元件液體扭矩變換器及行星齒輪自動變速箱

### 7-7-1 概述

使用叁元件之液體扭矩變換接合器及行星齒輪之自動變速箱為目前使用最多之自動變速箱。行星齒輪部分能做二速段、三速段、四速段之自動變速，以三速段使用最多。現代最新省油汽車之發展則以四速段超速傳動(over drive, 簡稱OD)配合液體扭矩變換器連結裝置(使在一定範圍將液體接合器之主動葉輪與被動葉輪以機械連結，以提高傳動效率)為發展方向。現在以裕隆速利型轎車上使用之日產3N71B型自動變速箱來做較深入之說明，其他代表型式則以簡單圖表列出。

### 7-7-2 日產3N71B型自動變速箱

#### 一、概述

裕隆使用之日產3N71B型自動變速箱為全自動之變速裝置，包括叁元件之液體扭矩變換接合器及兩個行星齒輪組組成，可提供三個前進檔

及一個倒檔。低速檔減速比 2.458，二檔減速比 1.458，高檔速比為 1.00，在各檔間液體變換接合器能在 1.0~2.0 之減速比間無段變速。變速箱之減速比可自動依據行車速度及引擎輸入扭矩之大小而自動改變，如圖 3-7-35 所示。

#### 二、選擇桿之操作

選擇桿之位置有 P、R、N、D、2、1 等六個位置，如圖 3-7-36 所示。在 P 駐車時，輸出軸由駐車爪扣住，防止汽車滑行。發動引擎時，選擇桿應置於此位置。R 為倒退行駛用；N 為空檔，可以發動及運轉引擎而不驅動車子；D 為普通行駛位置，一般行車均使用本位置，能自動由一檔變到三檔。位置 2 為行駛於滑濕路面之用，引擎煞車作用較佳，在任何速度下均可將選擇桿移到此位置，此時自動變速箱固定於二檔。位置 1 為持續低檔行車以維持引擎最大煞車效果時使用，在任何速度下均可選用，此時自動變速箱會

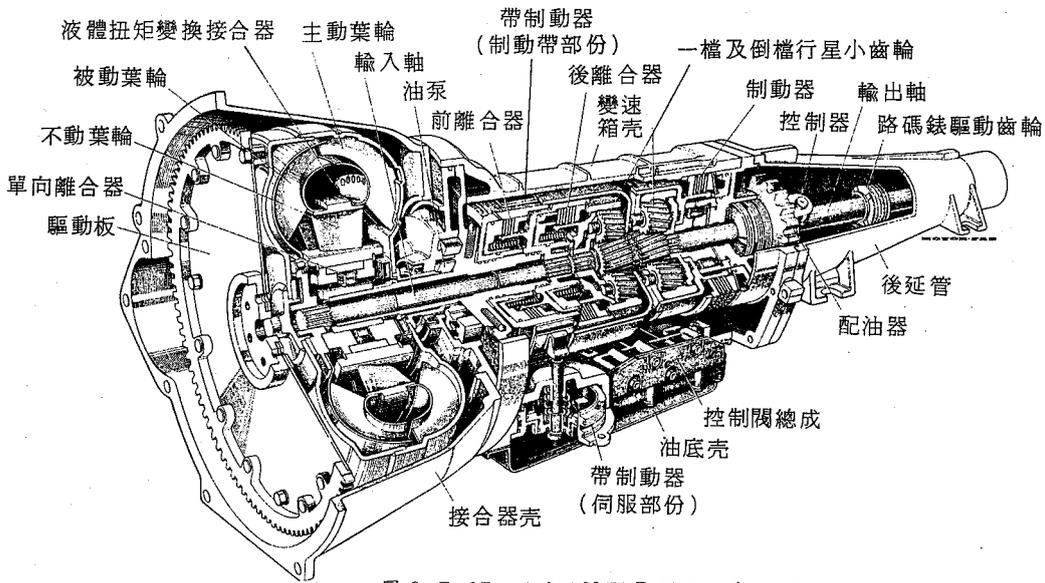


圖 3-7-35 日產 3N71 B 型自動變速箱

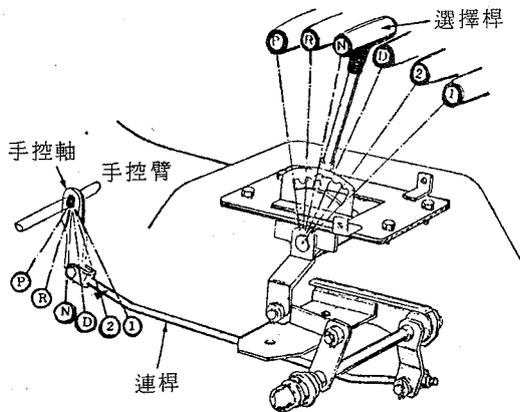


圖 3-7-36 選擇桿位置 [註35]

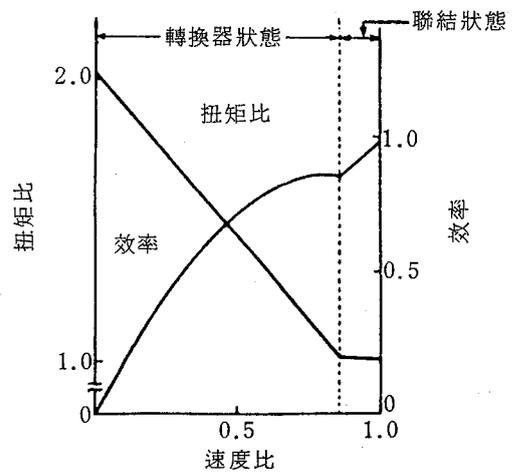


圖 3-7-37 扭矩變換器之特性曲線 [註36]

排入二檔，直到車速低於每小時40~50公里左右才會變入一檔。

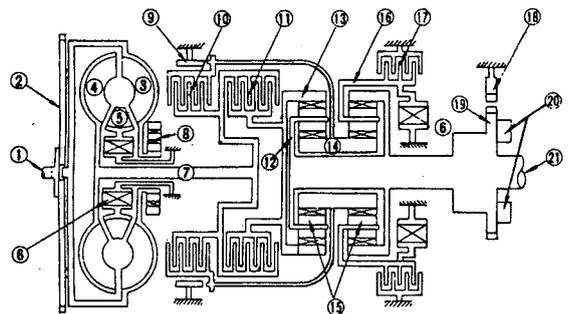
### 三、構造

(一)本變速箱使用之液體變換接合器係以合金鋼板製成，為焊配之結構，不能分解，其性能如圖3-7-37所示。

(二)本變速箱所使用之行星齒輪組為由兩組簡單行星齒輪組所組成之森生 (Simpson) 齒輪系 (森生齒輪系係由美國工程師霍華德森生所發明之行星齒輪排列法) 與扭矩變換接合器之被動軸及輸出軸，與離合器、制動帶間之關係，如圖3-7-38所示。

#### (三)離合器

離合器有兩組，前離合器用以控制行星組之輸入軸 (即扭矩變換接合器之輸出軸) 與太陽齒輪之接合或分離，後離合器用以控制輸入軸與前



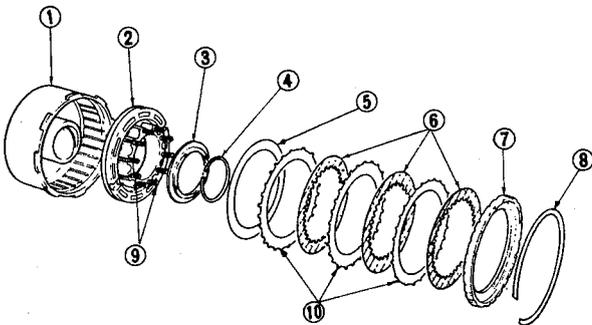
- ①引擎曲軸 ②驅動板 ③主動葉輪 ④被動葉輪
- ⑤不動葉輪 ⑥單向離合器 ⑦輸入軸 ⑧油泵
- ⑨制動帶 ⑩前離合器 ⑪後離合器 ⑫環輪
- ⑬前行星齒輪架 ⑭太陽輪 ⑮行星小齒輪
- ⑯後行星齒輪架 ⑰低速檔與倒車檔制動器
- ⑱停車鎖扣 ⑲配油器 ⑳離心調壓器 ㉑輸出軸

圖 3-7-38 行星齒輪組關係圖 [註37]

行星齒輪組之環輪之接合或分離。

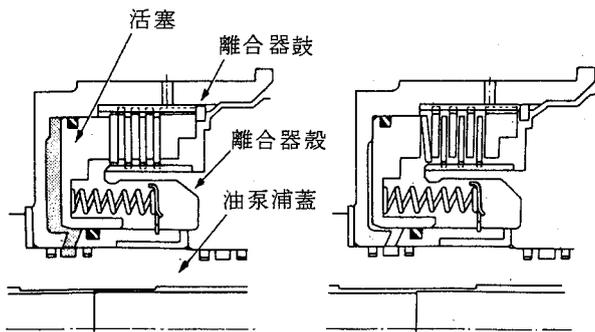
1.圖3-7-39所示為前離合器之分解圖，圖3-7-40(a)所示為油壓作用於活塞時之情況，由於活塞受到壓力，各離合器片互相緊密接合。圖3-7-40(b)所示為油壓釋放時之情況，回拉彈簧將活塞推到分離位置，前離合器於倒檔及前進第三檔時接合，其餘分離。

2.後離合器構造及作用同前離合器，在所有前進各檔，後離合器均須接合。



- ①前離合器鼓 ②離合器活塞 ③彈簧扣盤
- ④扣環 ⑤環形片 ⑥主動片 ⑦扣板
- ⑧扣環 ⑨回拉彈簧 ⑩被動片

圖 3-7-39 前離合器之組件〔註38〕



(a)離合器接合

(b)離合器分離

圖 3-7-40 離合器之操作〔註39〕

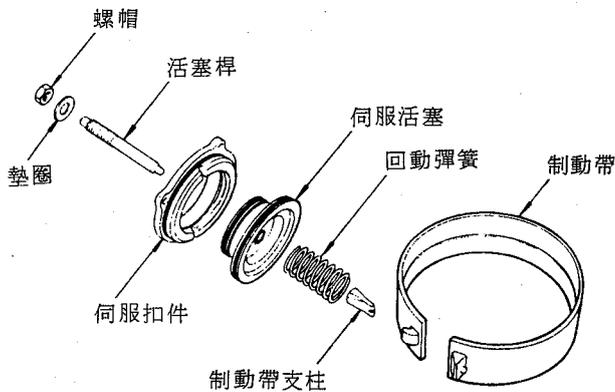


圖 3-7-41 帶制動器之組件〔註40〕

四制動帶

制動帶用以控制前離合器鼓，一端以錨銷固定於外殼上，另一端由油壓伺服活塞控制。油壓作用時使太陽輪固定於外殼不動。僅於前進二檔時，制動帶才有作用，其構造如圖3-7-41所示。

五)一檔與倒檔制動器

一檔與倒檔制動器之構造如圖3-7-42所示，係利用栓槽方式固定於外殼上，用以控制後行星齒輪架油壓作用時使後行星架固定於外殼上不動。油壓釋放時，回彈彈簧使制動器放鬆，選擇桿放在1及倒檔時，本制動器才發生作用。

六)行星齒輪組

圖3-7-43所示為行星齒輪組之構造，有三個行星小齒輪為不能拆散重裝者。

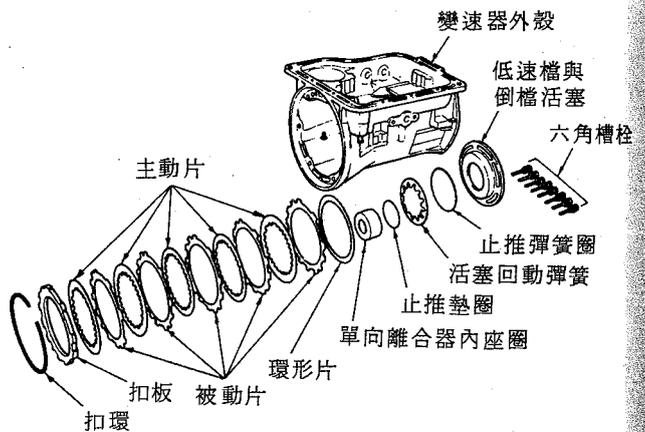
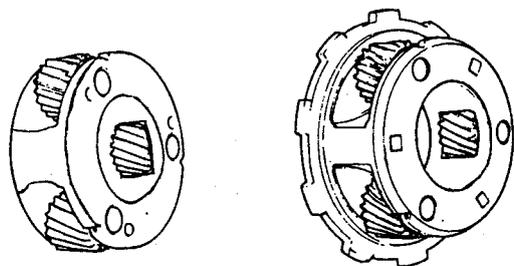


圖 3-7-42 一檔與倒車檔制動器之組件〔註41〕



前行星齒輪組

後行星齒輪組

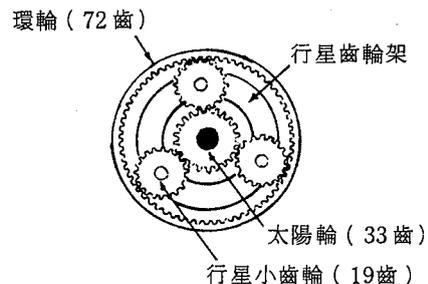


圖 3-7-43 行星齒輪組之組件〔註42〕

(七)動力之傳輸

動力傳送之方式如下：

1.經扭矩變換器之轉變作用後，被動葉輪之扭矩先藉栓槽、離合器與齒輪傳到輸入軸上，此扭矩再傳達至變速箱之後離合器鼓。

2.由於前離合器之離合器片係由一栓槽連接至後離合器鼓之前端，該離合器片遂與後離合器鼓同速旋轉（參閱離合器之說明）。當油壓之壓力施於前離合器之活塞上時，離合器片（驅動片與從動片）受壓迫而互相聯結。因此，輸入軸之轉動通過離合器以及連接鼓（此連接鼓係由離合器片聯結至前離合器鼓處）後，傳達至太陽齒輪處。另一方面，當後離合器互相聯結時，前環輪

因係以一栓槽連接至後離合器鼓，故受驅動旋轉。

3.當帶制動器之伺服活塞作用時，前離合器鼓即停止轉動，以連接鼓與之連接之太陽齒輪亦靜止不動，太陽齒輪一直維持與前行星齒輪組及後行星齒輪組之啮合。

4.後行星齒輪架係連接於連接鼓之周邊上，此周邊同時作為低檔與倒車檔煞車之殼。

5.引擎動力遂自輸出軸傳達至傳動軸，在傳動間，旋轉速度已由行星齒輪組所改變。輸出軸之前端係以栓槽連接於行星齒輪架，後端則以栓槽連接至驅動內凸緣。

6.3N71B型自動變速箱定於各選擇位置時，各零件之動作如表3-7-4所示。

表 3-7-4 日產 3N71B 型各排檔之作用

選擇桿之定位位置	齒輪比	離 合 器		低速檔與倒車檔制動	制動帶	單 向 離 合 器	駐 車 鎖 扣
		前	後				
停 車 P							接 合
倒 車 R	2.182	接 合		接 合			
空 檔 N							
行車 D	D <sub>1</sub> 低檔	2.458		接 合		接 合	
	D <sub>2</sub> 二檔	1.458		接 合	接 合		
	D <sub>3</sub> 高檔	1.000	接 合	接 合			
位 置 2 二檔	1.458		接 合		接 合		
位置 1	1 <sub>2</sub> 二檔	1.458		接 合	接 合		
	1 <sub>1</sub> 低檔	2.458		接 合	接 合		

(八)各檔之作用情形

1.選擇桿在“1”一檔：

- (1)排檔桿定位為位置“1”時開始行車，行車檔位遂固定於一檔，如圖3-7-44所示。
- (2)位置“1”時，後離合器接合，低檔與倒車檔制動器將連接鼓與後行星齒輪架煞住不動。動力自輸入軸傳遞至後離合器。後離合器就旋轉驅動後離合器鼓與前環齒輪，前環齒輪將前行星小齒輪順時鐘方向轉動，導致太陽齒輪反時鐘方向轉動。
- (3)太陽齒輪反時鐘方向轉動，導致後行星小齒輪順時鐘方向轉動。
- (4)後行星齒輪架係以栓槽和連接鼓接合，由低檔與倒車檔制動器制止轉動。
- (5)後行星小齒輪之順時鐘方向旋轉遂將後環齒輪與內驅動凸緣轉動，內驅動凸緣係以

栓槽方式連接於輸出軸上，將輸出軸順時鐘方向驅動。但輸出軸之轉速已較輸入軸者為低。這是由於前行星齒輪架係與輸出軸同速同向轉動。前環齒輪與行星齒輪組係同向轉動，但行星齒輪架之轉速較環形齒輪慢，故本檔位之變速比為前行星齒輪組變速比與後行星齒輪變速比之組合。

(6)速比之計算：

由圖3-7-44上之關係可知， $N_i = N_r$ ， $n_o = n_r = N_c$ ， $N_a = n_a$ ， $n_c = 0$ ，前後組行星相同，太陽輪有33齒，環輪有72齒，故

$$\lambda = \frac{Z_a}{Z_r} = \frac{33}{72} = \frac{11}{24} = \lambda_1 = \lambda_2$$

前組行星輪

$$(1 + \lambda) n_o = N_i + \lambda_1 n_a \quad \text{①}$$

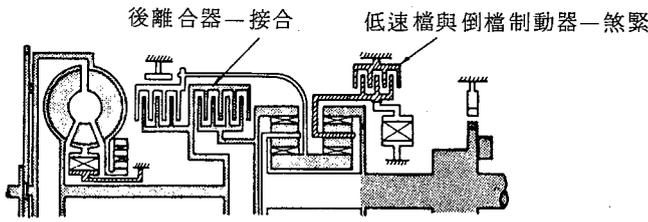


圖 3-7-44 位置“1”時各機構之操作〔註43〕

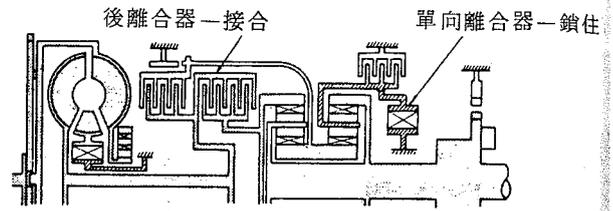


圖 3-7-45 位置“D<sub>1</sub>”時各機構之操作〔註44〕

後組行星輪

$$(1 + \lambda_2) \times \textcircled{1} = N_0 + \lambda_2 n_a \quad \textcircled{2}$$

由②  $0 = n_0 + \lambda_2 n_a$

$$\therefore n_a = \frac{-n_0}{\lambda_2} \quad \textcircled{3}$$

以③代入①，則  $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda$

$$(1 + \lambda) n_0 = N_i + \lambda \frac{-n_0}{\lambda}$$

$$(1 + \lambda) n_0 = N_i - n_0$$

$$(1 + \lambda + 1) n_0 = N_i, \quad \lambda = 0.458$$

$$\text{減速比 } i = \frac{N_i}{n_0} = \frac{2 + \lambda}{1} = 2.458$$

2. 選擇桿在“D”一檔：

(1) 位置“D”時之一檔與位置“1”時之一檔略有差別，如圖3-7-45所示。

(2) 位置“D”之一檔時，後離合器係接合，這一點與位置“1”之一檔一樣。但此時鎖住連接鼓者為單向離合器。動力之傳遞與位置“1”之一檔相同。此即為動力自輸入軸傳入後離合器。輸入軸與後離合器鼓係以栓槽結合，故輸入軸之傳動直接驅動後離合器鼓，後離合器鼓就轉動驅動後離合器鼓與前環輪。

(3) 前環齒輪將前行星齒輪順時鐘方向轉動，太陽齒輪遂反時鐘方向轉動，造成後行星齒輪順時鐘方向轉動。由於後行星齒輪架受單向離合器鎖住不動，後行星齒輪順時鐘方向轉動遂驅動後環齒輪，並將凸緣順時鐘方向驅動，內驅動凸緣係以栓槽方式連接至輸出軸者，故輸出軸遂順時鐘方向

轉動。

3. 選擇桿在“D”時二檔：

(1) 此時，後離合器接合，帶制動器將前離合器鼓、連接鼓與太陽齒輪固定，制止其轉動。

(2) 動力從輸入軸傳遞至後離合器與前環齒輪，由於太陽齒輪受制止而不能轉動，故前行星小齒輪繞著太陽齒輪旋轉，將前行星齒輪架一併帶動。由於前行星齒輪托架係以栓槽連接於輸出軸，故輸出軸順時鐘方向轉動，其轉動速度已較輸入軸者為低，其扭矩因之增強。由於不使用低檔與倒車檔制動，輸出軸之順時鐘方向轉動亦帶動後環齒輪與後行星齒輪架順時鐘方向環繞太陽齒輪。此時單向離合器允許連接鼓順時鐘方向轉動，如圖3-7-46所示。

4. 位置“2”時二檔：

(1) 選擇桿定位為位置“2”時，檔位固定於二檔之位置。此時，後離合器接合，帶制動器固定前離合器鼓，連接鼓與太陽齒輪等固定不動。

(2) 動力從輸入軸傳至後離合器與前環齒輪。由於太陽齒輪受制不動，前行星齒輪遂環繞太陽齒輪轉動，前行星架一併帶動。前行星架由於係以栓槽連接於輸出軸上，故驅使輸出軸以較低之速度增強扭矩。由於不使用低檔與倒車檔制動，輸出軸順時鐘方向旋轉，導致後環齒輪順時鐘方向旋轉

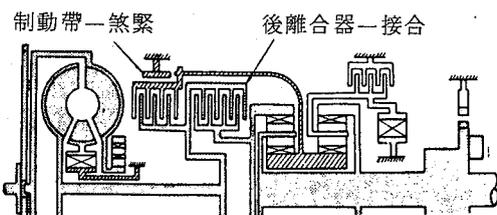


圖 3-7-46 位置“D<sub>2</sub>”時各機構之操作〔註45〕

，後行星齒輪架順時鐘方向環繞太陽齒輪。此時，單向離合器允許連接鼓順時鐘方向轉動，如圖3-7-47所示。

5.位置“D”時三檔：

檔位為三檔時，前離合器與後離合器同時接合，動力自輸入軸傳至後離合器鼓，後離合器鼓將後離合器之鋼驅動片與後離合器之條紋驅動片與前離合器之條紋驅動片轉動。後離合器通過後離合器鼓與前環齒輪，將動力傳到前行星齒輪架處，如圖3-7-48所示。

6.位置“R”時倒檔：

定位位置為倒車檔位置時，前離合器及低檔與倒車檔制動器接合，動力傳遞之過程如下：輸入軸→前離合器→連接鼓→太陽齒輪。然後，太陽齒輪之順時鐘方向轉動造成後行星齒輪之反時鐘方向轉動。由於連接鼓受低檔與倒車檔制動鎖住，後行星齒輪系遂將後環齒輪轉動，並將凸緣以反時鐘方向驅動。後驅動凸緣係以栓槽方式連接於輸出軸上，以減低之速度將輸出軸反時鐘方向轉動，其扭矩已增強，以適應倒車檔之需，如圖3-7-49所示。

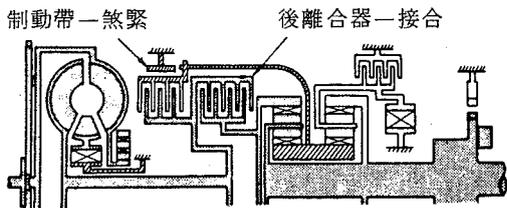


圖 3-7-47 在“2”位置時各機件操作情形〔註46〕

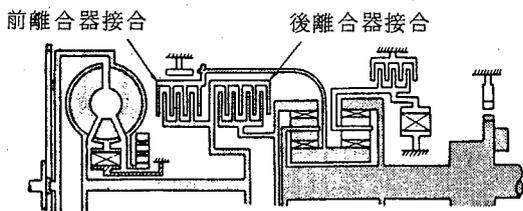


圖 3-7-48 位置“D<sub>3</sub>”時各機構之操作〔註47〕

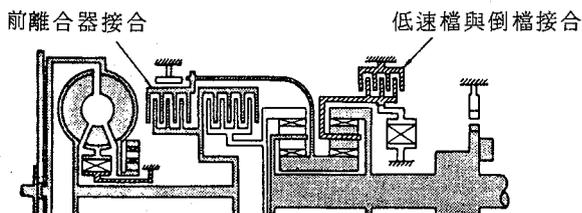


圖 3-7-49 位置“R”時各機構之操作〔註48〕

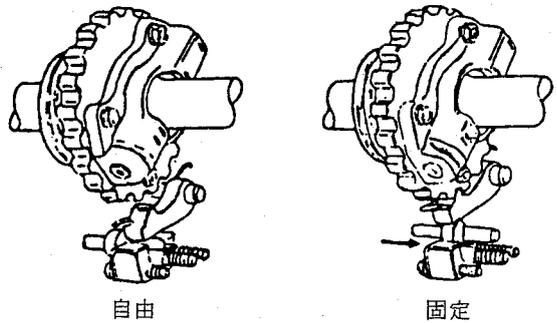


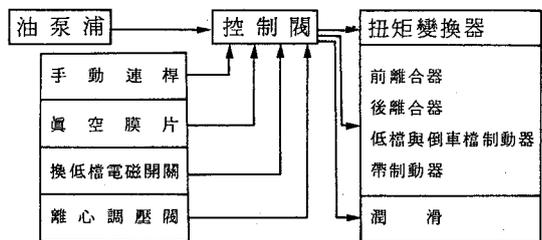
圖 3-7-50 駐車機構〔註49〕

7.位置“P”時駐車：

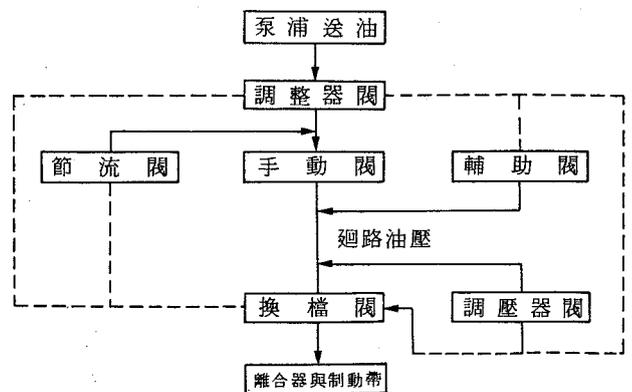
離合器與制動帶之操作情況與空檔時相同，唯駐車時，駐車爪係啮合於輸出軸之齒輪上，使輸出軸與外殼連接固定不動，如圖3-7-50所示。

(九)液壓控制系統

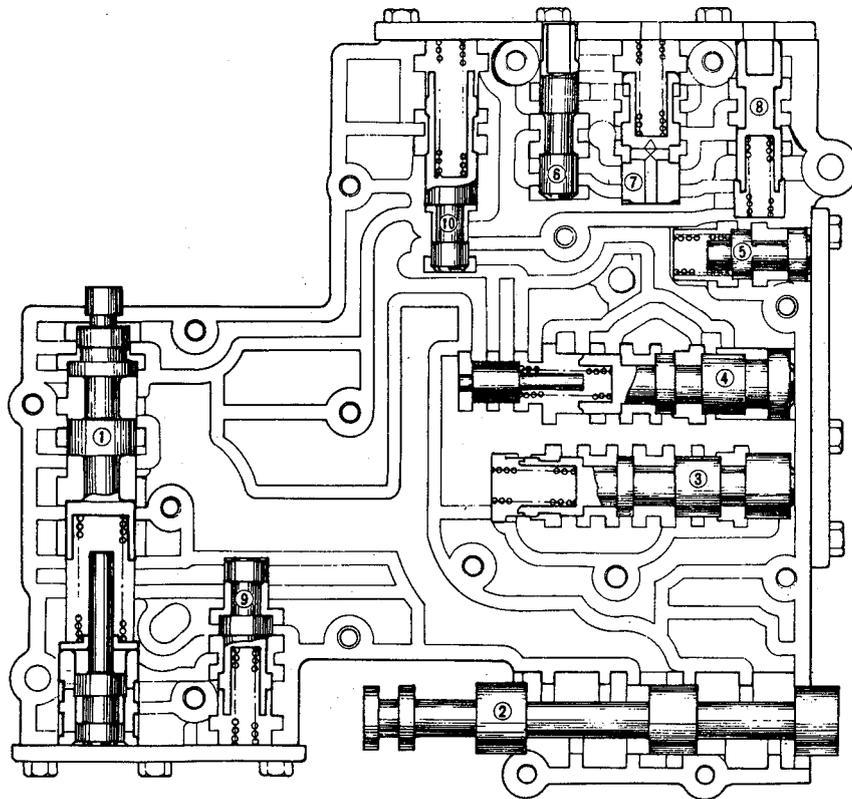
1.液壓控制單位與控制閥功能如下：



2.控制閥系統之流程圖如下



3.控制閥總成自油泵浦處取得油壓，自真空膜片器處取得個別訊號，並將個別迴路壓力輸出至變速箱中之摩擦元件及扭矩變換器迴路與潤滑系統之迴路。換句話說，當迴路油壓增高時，油泵浦輸出之油壓即受到調整器之調整。控制閥總成藉各換檔閥（包含開關閥）與調節閥之作用將迴路壓力輸出，成為節流系統之油壓，操作其他閥。最後，針對個別行車條件與真空膜片器、換



- |                |                 |
|----------------|-----------------|
| ①壓力調整閥 (PRV)   | ②手動閥 (MNV)      |
| ③一、二檔換檔閥 (FSV) | ④二、三檔換檔閥 (SSV)  |
| ⑤壓力修正閥 (PMV)   | ⑥真空節流閥 (VTV)    |
| ⑦節流輔助閥 (TBV)   | ⑧電磁線圈換低檔閥 (SDV) |
| ⑨二檔固定閥 (SLV)   | ⑩二、三檔定時閥 (TMV)  |

圖 3-7-51 控制閥總成〔註50〕

低檔電磁開關、調壓器閥及手動連桿各處接受之訊號，將迴路油壓傳達並作用於需要的離合器或制動伺服活塞之上。

4. 控制閥總成包含下列諸閥（見圖3-7-51）

- (1) 壓力調整閥 (PRV)
- (2) 手動閥 (MNV)
- (3) 一、二檔換檔閥 (FSV)
- (4) 二、三檔換檔閥 (SSV)
- (5) 壓力修正閥 (PMV)
- (6) 真空節流閥 (VTV)
- (7) 節流輔助閥 (TBV)
- (8) 電磁開關換低檔閥 (SDV)
- (9) 二檔固定閥 (SLV)
- (10) 二、三檔固定閥 (TMV)

(+) 油壓控制油路

1. 空檔 “N” 之油壓迴路如圖3-7-52所示。

(1) 油泵 → PRV ① → 迴路(7) → MNV ② →

VTV ⑥ → SDV ⑧。

(2) 油泵 → PRV ① → 迴路(14) → 扭矩變換器及潤滑系統。

(3) 油泵與引擎同速運轉，故排出量隨引擎轉速增加，但過量之油液經 PRV ① 流回油盆。

2. 選擇桿在 “P” 時油壓迴路，如圖3-7-53所示。

(1) 迴路(7) → 手動閥 ② → 迴路(5) → FSV ③ 本閥右移 → 迴路(12) → 低速及倒車制動器作用。

(2) 同時藉手動桿之動作使駐車爪啣合於配油器之外齒，將輸出軸以機械方式固定。

3. 倒檔 “R” 之油壓迴路如圖3-7-54所示。

(1) 迴路(7) → 迴路(5) 與 迴路(6)。

(2) 迴路(5) → FSV ③ → 迴路(12) → 使低速及倒檔制動器作用。

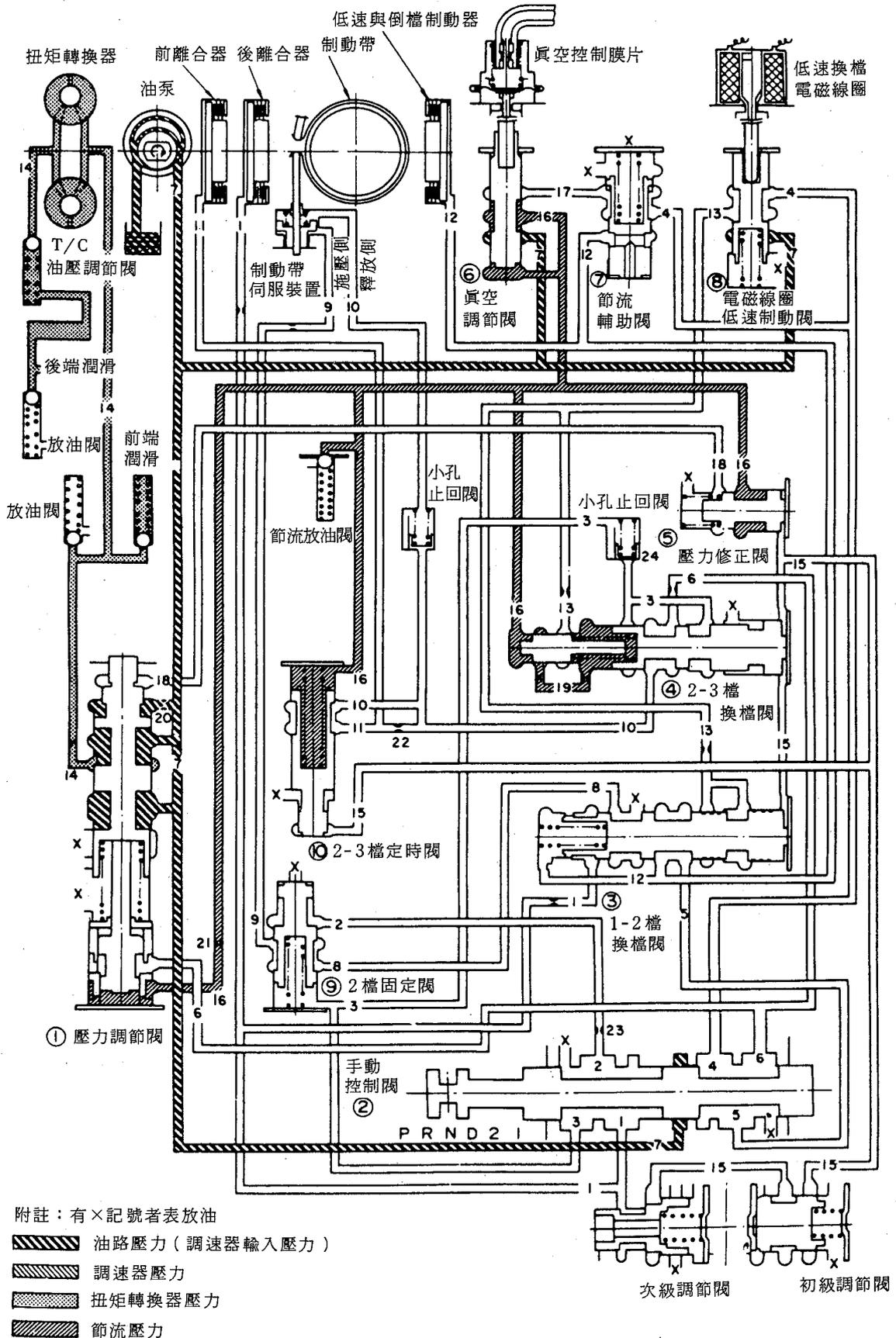


圖 3-7-52 油壓回路圖—“N”範圍(空檔) [註51]

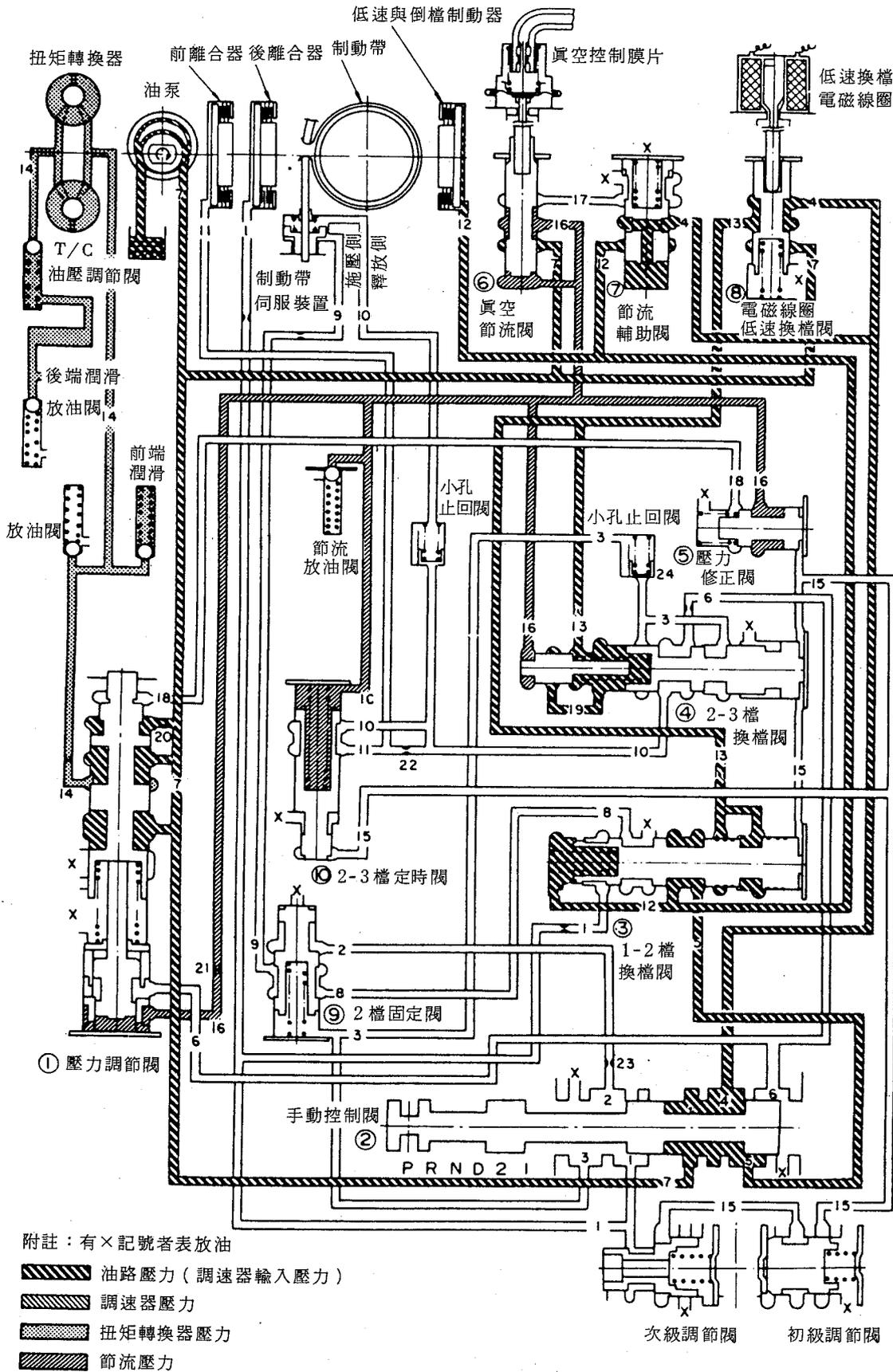
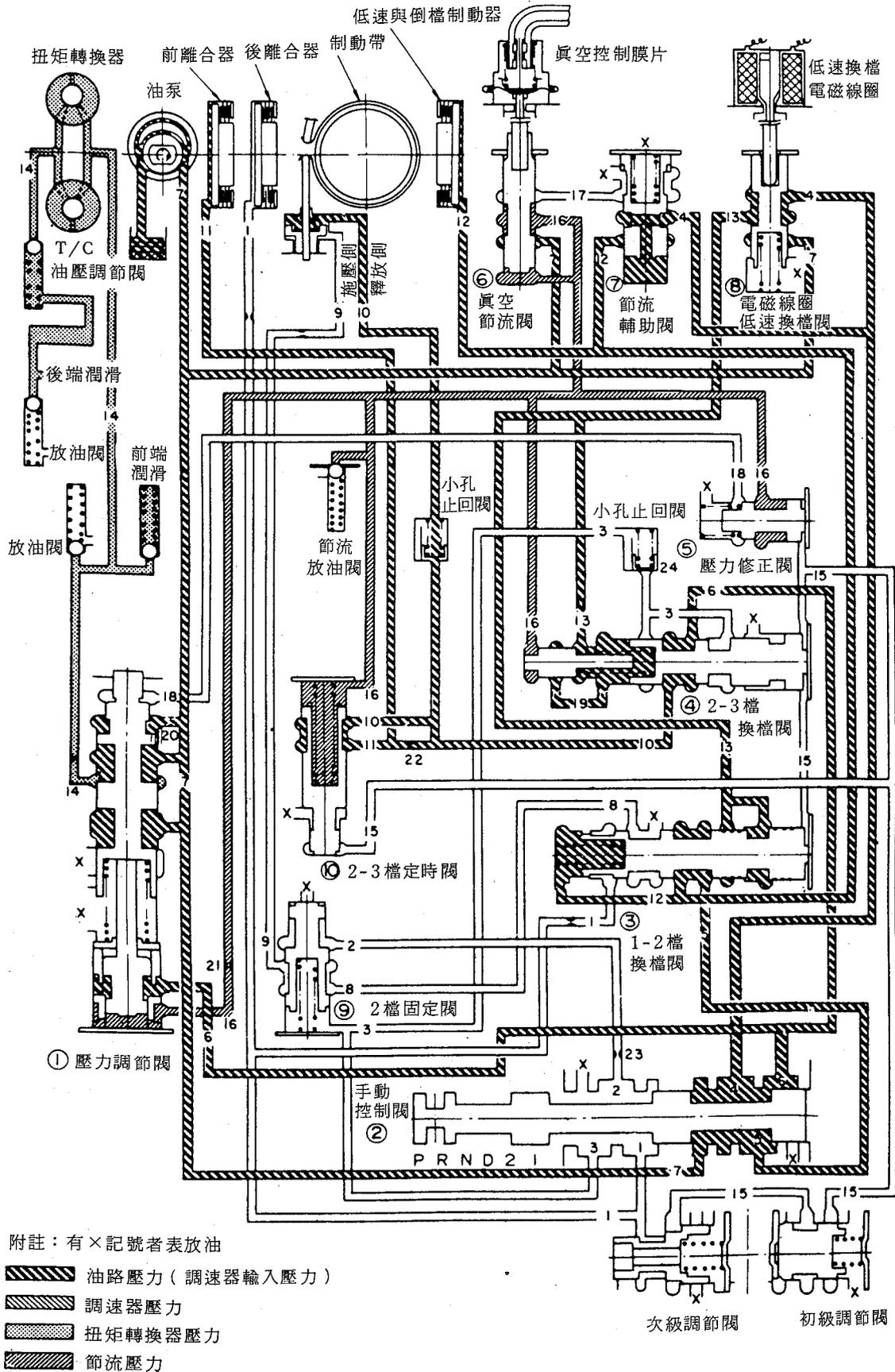


圖 3-7-53 油壓迴路圖—“P”範圍(停車)〔註52〕



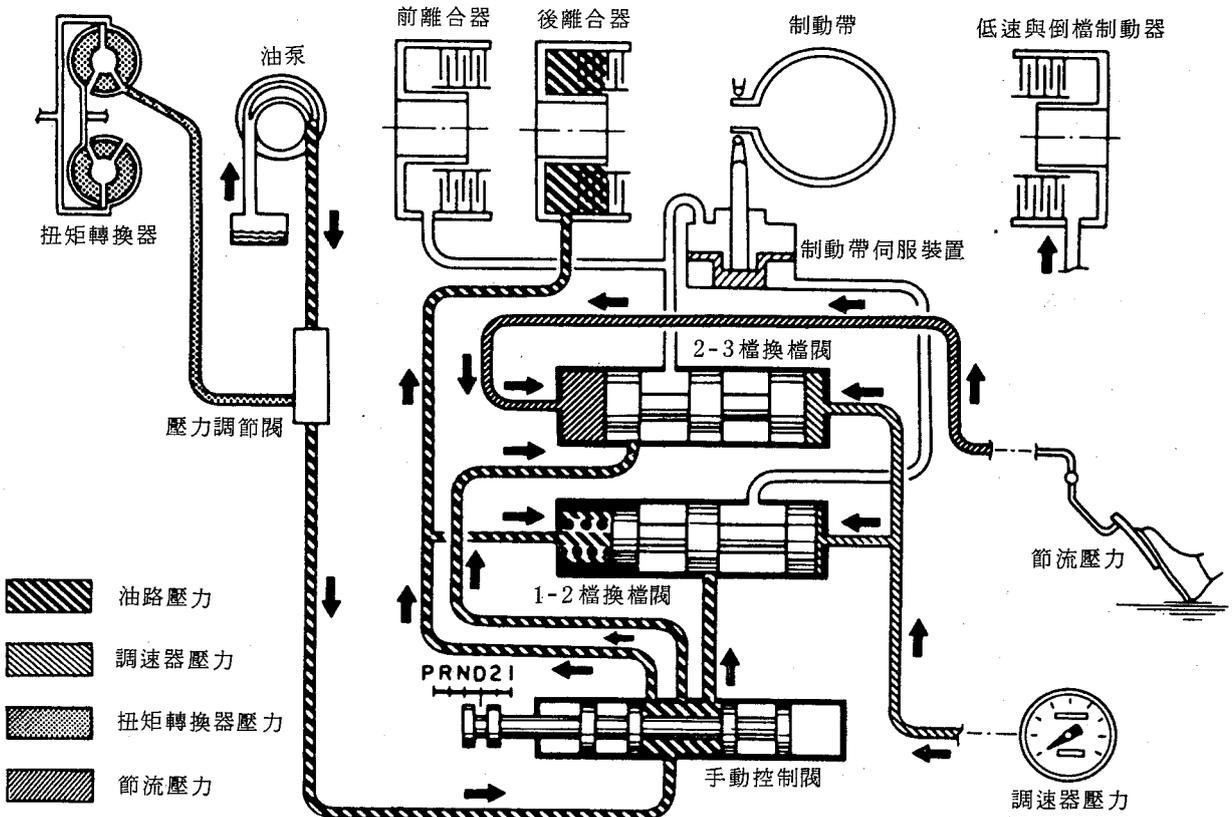


圖 3-7-55 油壓回路圖—“D<sub>1</sub>”範圍(低速齒輪)〔註54〕

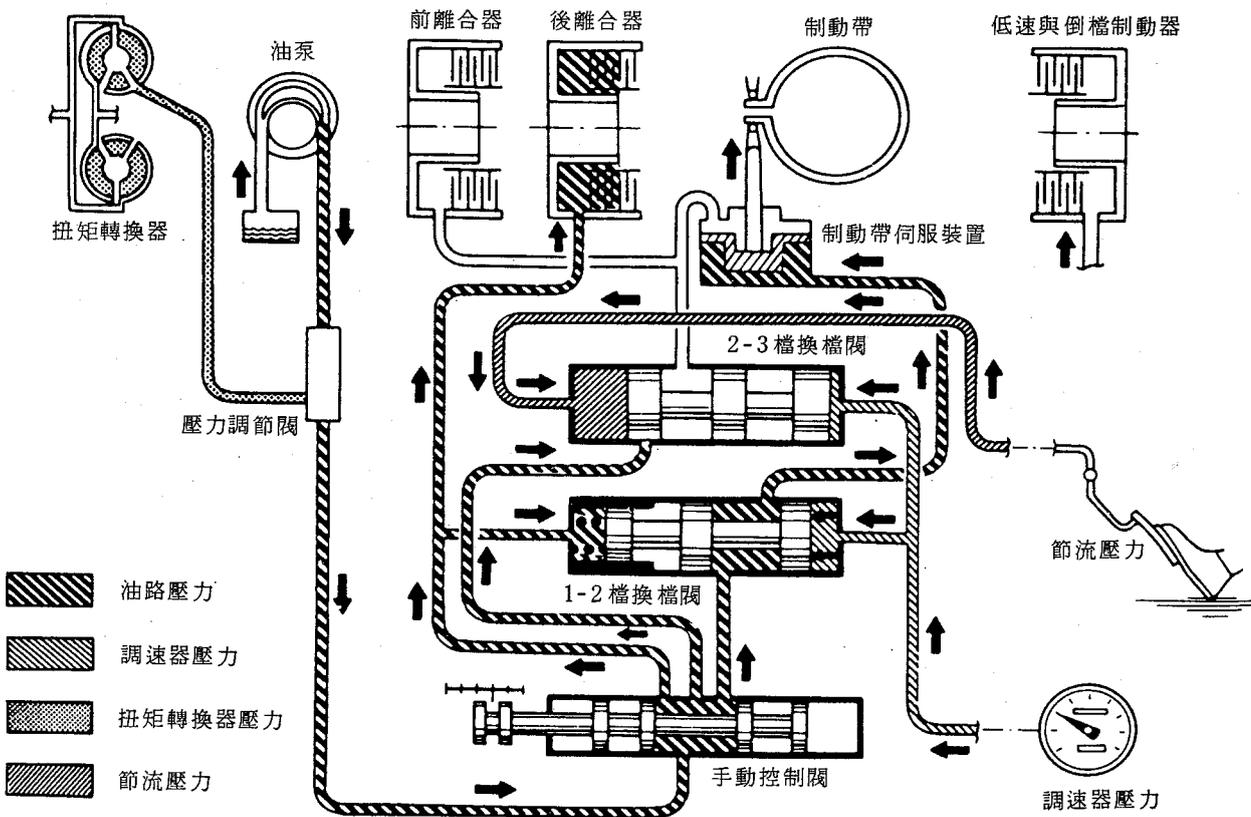


圖 3-7-56 油壓回路圖—“D<sub>2</sub>”範圍(2檔齒輪)〔註55〕

- (3) 迴路(6)→SSV④→迴路(10)→使制動帶放鬆，並使前離合器接合。
- (4) 隨油門而改變之節流油壓(16)與迴路油壓(6)，其作用於PRV①使PRV增加迴路之壓力。
- (5) 在R時PRV①之油壓不存在，故FSV③及SSV④及PMV⑥等均不操作。

4. 選擇桿“D<sub>1</sub>”一檔油壓迴路，如圖3-7-55所示。

- (1) 迴路→MNV②→迴路(1), (2), (3)。
- (2) 迴路(1)→使後離合器接合，並使PRV①作用以操作FSV③以執行換檔任務。
- (3) 迴路(2)→SLV⑨。
- (4) 迴路(3)→SSV④以執行換檔任務，並使SLV⑨推於上端固定其二檔位置。
- (5) 節流油壓(16)→PRV①壓下使迴路(7)之油壓升高。
- (6) 車速增加後向迴路(1)之調壓器油壓(15)，使FSV③、SSV④、PMV⑤引動。
- (7) PRV①之油壓高時PMV⑤之動作方向使

彈簧壓縮節流油壓(18)抵抗PRV①之彈簧力使(16)及(7)之油壓降低。

- (8) PRV①之油隨車速增加作用於FSV③之一側，與節流油壓(16)及迴路油壓(1)及彈簧力相對抗，當PRV①之油壓超過此等壓力時，變速箱由一檔換為二檔。
- (9) 油門愈往下踩，節流油壓(16)愈高，換檔點遂向上提高(即引發換檔之速度更高)。

5. 選擇桿“D<sub>2</sub>”二檔油壓迴路，如圖3-7-56所示。選擇桿在D<sub>1</sub>而車速增加時，FSV③移動，使迴路油壓(1)進入迴路(8)。迴路(8)通過SLV⑨進入迴路(9)而使制動帶束緊，即成二檔狀態。

6. 選擇桿“D<sub>3</sub>”三檔油壓迴路，如圖3-7-57所示。

- (1) 變速箱在D<sub>2</sub>(二檔)而車速增加時，調壓器油壓(15)超過SSV④之彈簧力與節流油壓(16)。
  - (2) SSV④遂移動，迴路油壓(8)通過迴路油壓(10)，使前離合器接合，制動帶釋放。
7. 選擇桿在“D”時強迫換檔油壓迴路，如

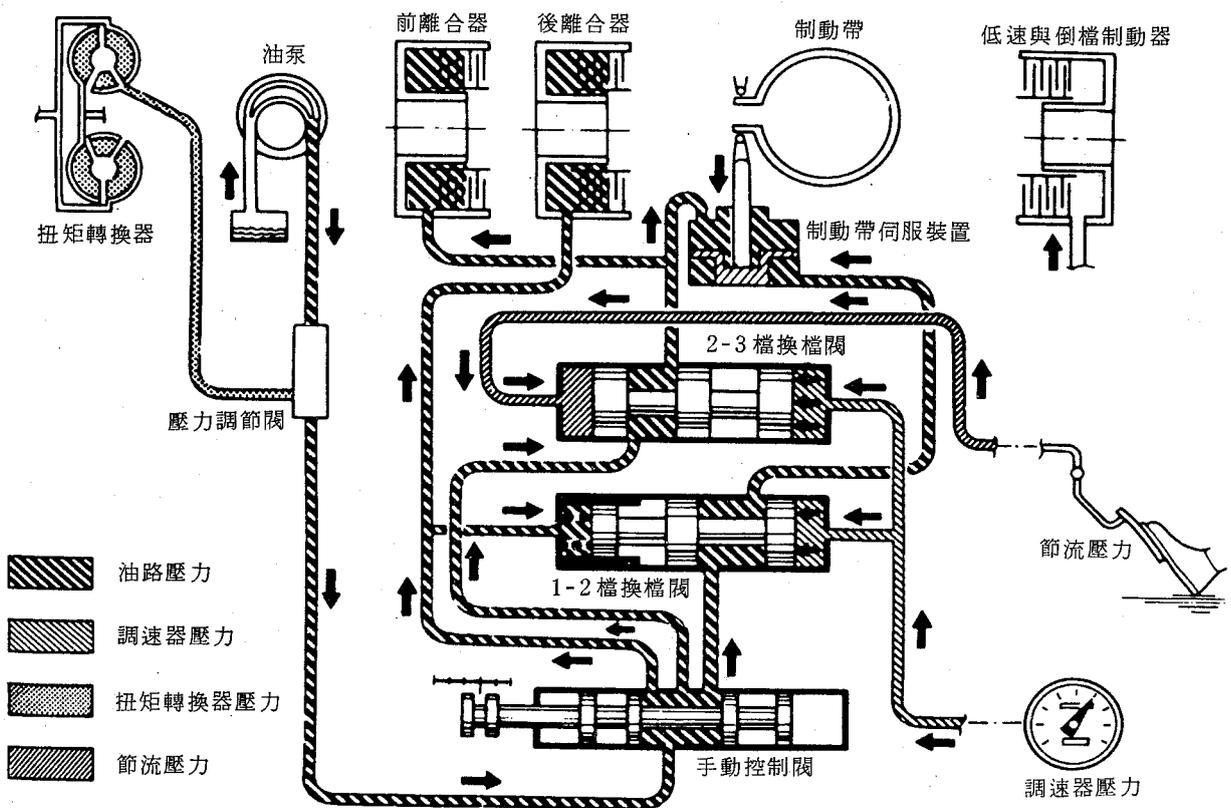


圖 3-7-57 油壓迴路圖—“D<sub>3</sub>”範圍(3 檔齒輪) [註56]

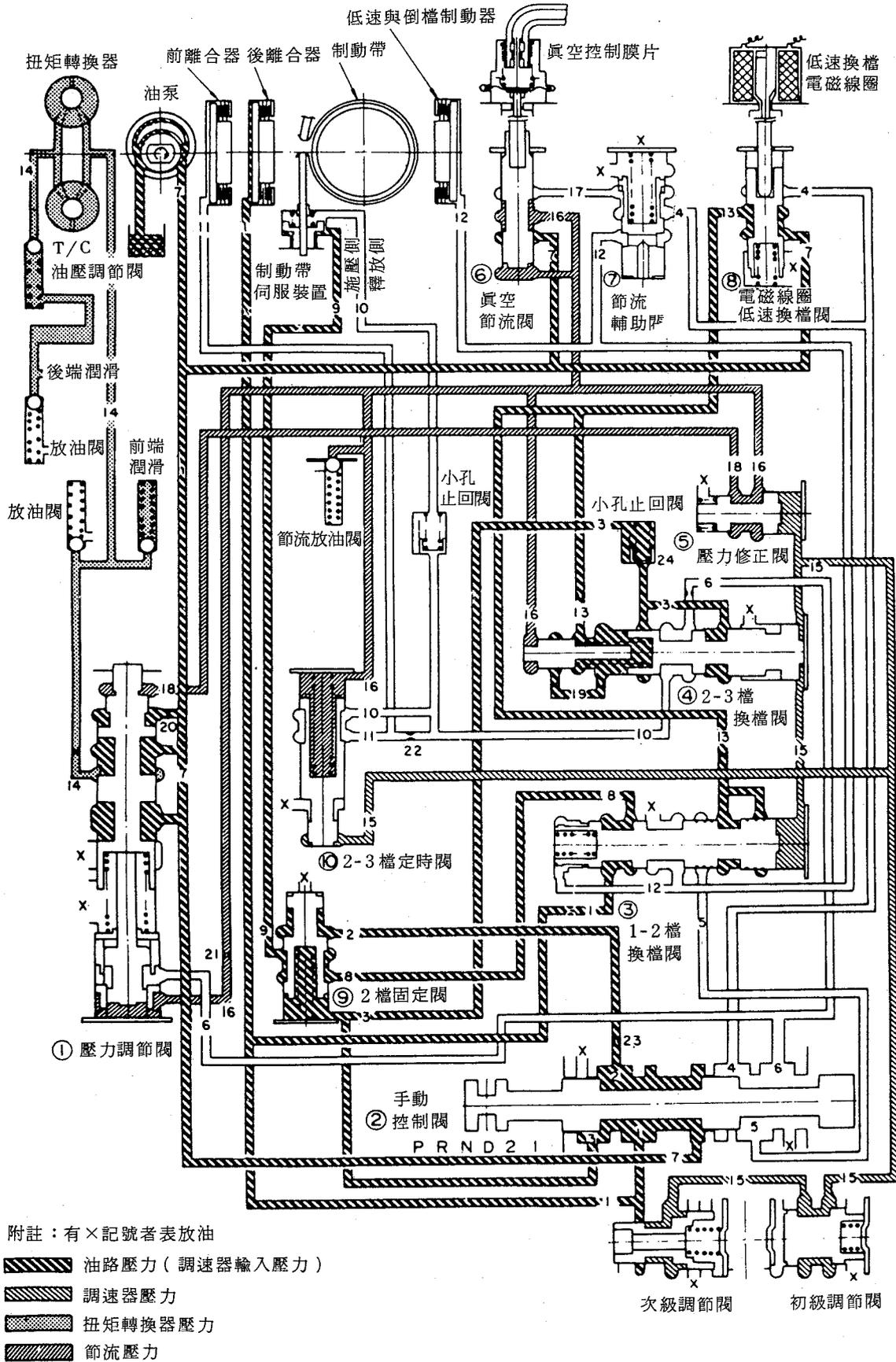
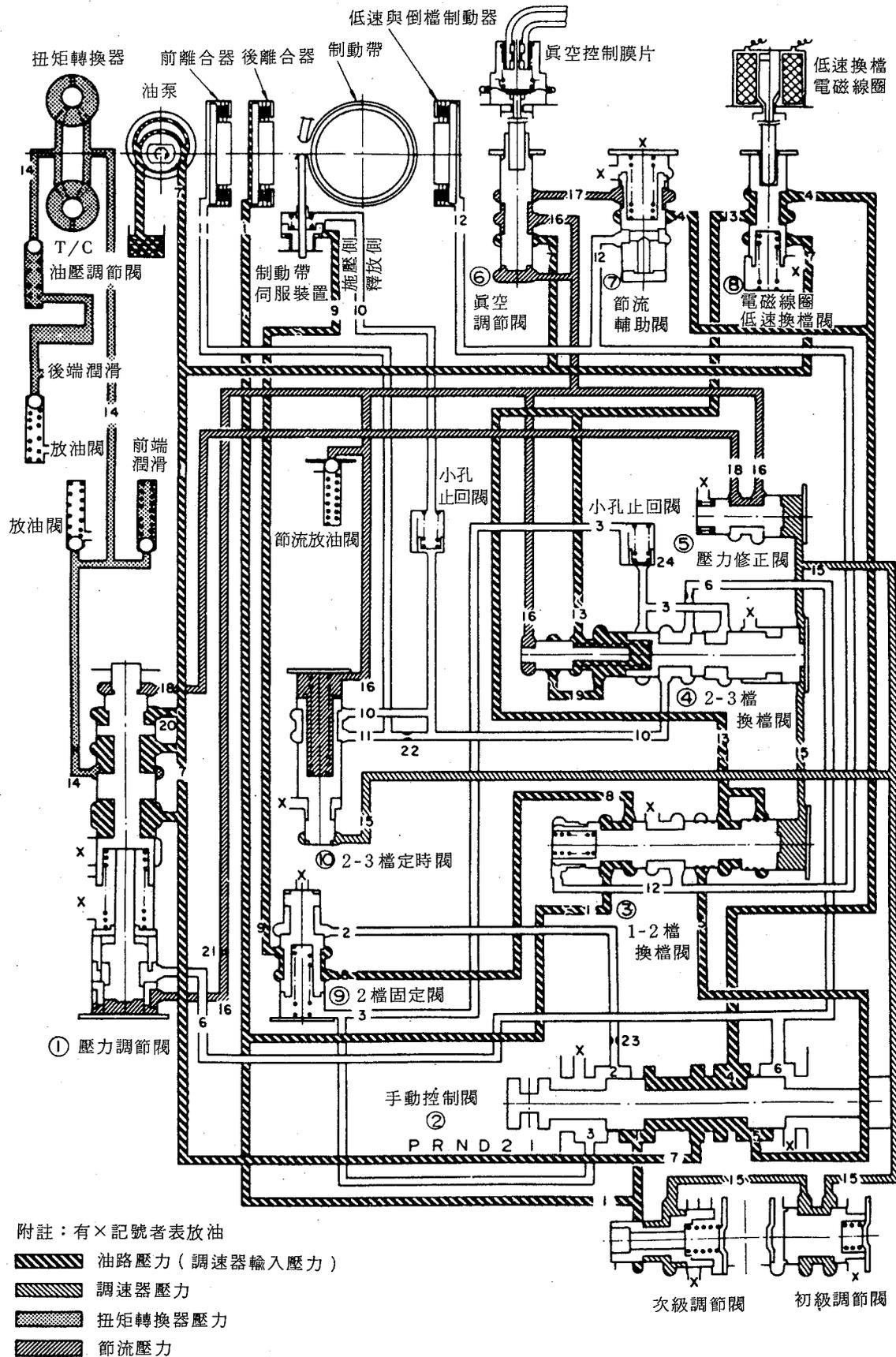
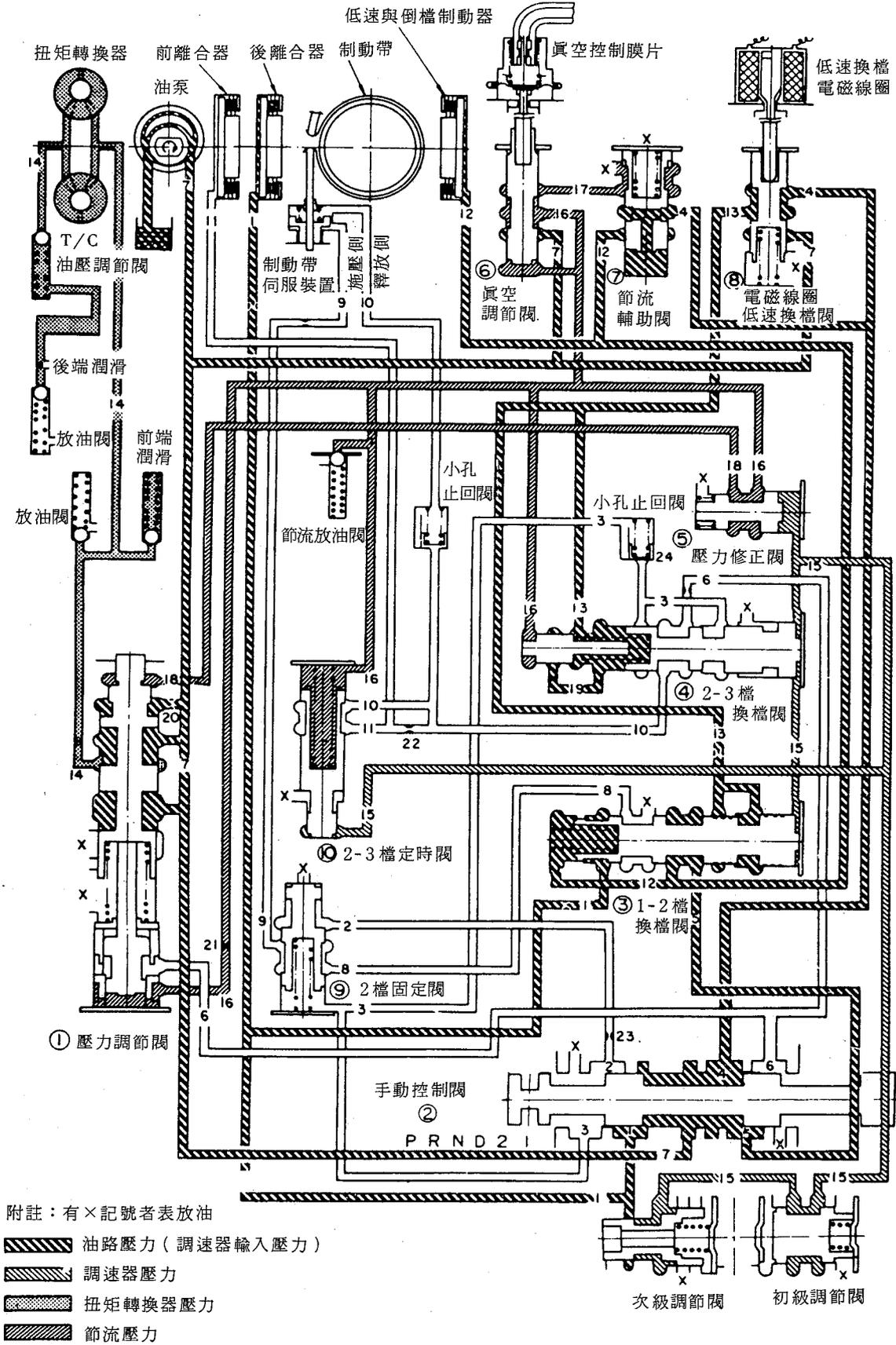


圖 3-7-58 油壓迴路圖—“D” 範圍踢低 (換檔閥在 2 檔齒輪處) [註 57]





附註：有×記號者表放油  
 油路壓力 (調速器輸入壓力)  
 調速器壓力  
 扭矩轉換器壓力  
 節流壓力

圖 3-7-60 油壓迴路圖 - “1” 範圍 (低速齒輪) [註59]

圖3-7-58所示。

- (1)強迫換檔時，電磁開關使推桿推動，使踢低閥向下壓迴路(7)與迴路(13)接通。
- (2)迴路(13)、(3)之油壓與 SSV ④之彈簧力一起抵抗 SSV ④中之調壓器油壓(15)，使三檔換成二檔。
- (3)迴路(13)加上 FSV ③之彈簧力一起抵抗 FSV ③中之調壓器油壓(15)，使二檔強迫換到一檔。

8.選擇桿在“2”時二檔油壓迴路，如圖3-7-59所示。

- (1)MNV ②在“2”時，迴路(7)之油壓進入迴路(1)、(2)、(4)中。
- (2)迴路(1)導入調壓器，後離合器與 FSV ③處。
- (3)迴路(2)鎖定接通SLV ⑨而使制動帶束緊。
- (4)因此，不論車速如何，檔位都固定於二檔。如本為三檔時，如選擇桿移至“2”，迴

路油壓(4)進入TBV ⑦，造成迴路(17)之高油壓，並使節流油壓(16)增加，迴路油壓(7)遂增加，立刻使前離合器分離，而使制動帶束緊。

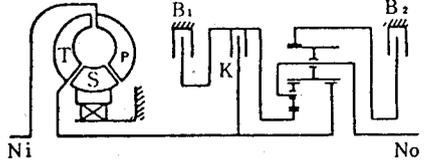
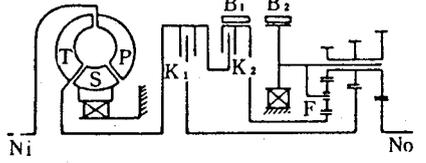
9.選擇桿在“1”時一檔油壓迴路，如圖3-7-60所示。

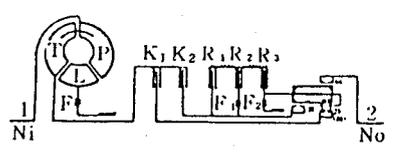
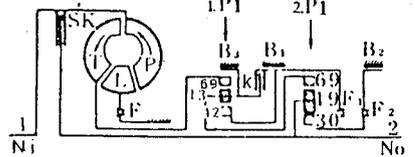
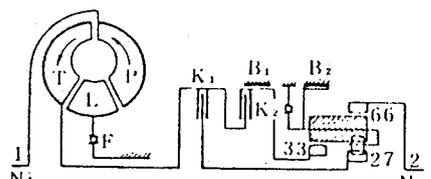
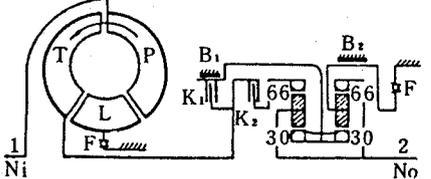
- (1)MNV ②之定位為位置“1”時，迴路(7)之油壓低於迴路(1)、(4)與(5)。
- (2)迴路(5)之油壓通過 FSV ③後進入迴路(12)，使倒車及低速制動器作用。
- (3)迴路(1)作用於後離合器與調壓器。
- (4)迴路(4)之作用同選擇桿“2”時。

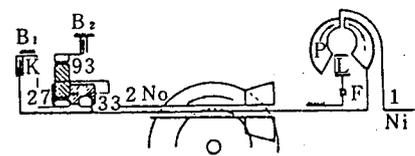
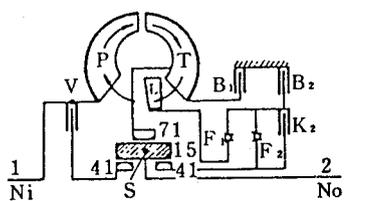
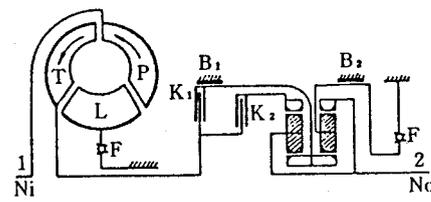
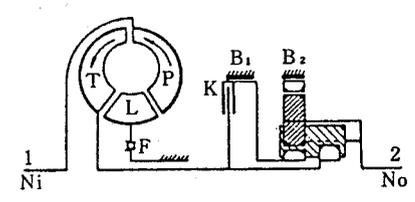
### 7-7-3 其他主要參元件液體扭矩變換器及行星齒輪自動變速箱

茲將世界具有代表性之參元件液體扭矩變換器及行星齒輪自動變速箱之構造系統圖、減速比及動作機件整理如表 3-7-5，制動帶、離合器、單面接合器及行星齒輪之安排各廠均有不同。

表 3-7-5 參元件液體扭矩變換器及行星齒輪自動變速箱概要〔註60〕

編號	廠牌名稱	構造系統圖	減速比及動作機件																																							
1	Aisin		<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">速段</th> <th colspan="2">離合器 K</th> <th colspan="2">制動帶 B<sub>1</sub> B<sub>2</sub></th> <th rowspan="2">減速比</th> </tr> <tr> <th></th> <th></th> <th></th> <th></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>I</td> <td></td> <td></td> <td>·</td> <td></td> <td>1.82</td> </tr> <tr> <td>II</td> <td>·</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>1.00</td> </tr> <tr> <td>R</td> <td></td> <td></td> <td>·</td> <td></td> <td>-1.82</td> </tr> </tbody> </table> <p>停止扭矩比 <math>\lambda = 2.5 \sim 3.0</math>， K：多片離合器，B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub>：制動帶， R：倒檔。</p>	速段	離合器 K		制動帶 B <sub>1</sub> B <sub>2</sub>		減速比					I			·		1.82	II	·				1.00	R			·		-1.82											
速段	離合器 K		制動帶 B <sub>1</sub> B <sub>2</sub>		減速比																																					
I			·		1.82																																					
II	·				1.00																																					
R			·		-1.82																																					
2	Toyota (EAT)		<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">速段</th> <th colspan="2">離合器</th> <th colspan="2">制動帶</th> <th rowspan="2">單向離合器 F</th> <th rowspan="2">減速比</th> </tr> <tr> <th>K<sub>1</sub></th> <th>K<sub>2</sub></th> <th>B<sub>1</sub></th> <th>B<sub>2</sub></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>I</td> <td>·</td> <td></td> <td></td> <td>·</td> <td>·</td> <td>2.40</td> </tr> <tr> <td>II</td> <td>·</td> <td></td> <td>·</td> <td></td> <td></td> <td>1.48</td> </tr> <tr> <td>III</td> <td>·</td> <td>·</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>1.00</td> </tr> <tr> <td>R</td> <td></td> <td>·</td> <td></td> <td>·</td> <td></td> <td>-1.92</td> </tr> </tbody> </table> <p>停止扭矩比 <math>\lambda = 2.4</math>，R：倒檔， K<sub>1</sub>, K<sub>2</sub>：單片離合器，B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub>：制動帶， F：單向離合器。</p>	速段	離合器		制動帶		單向離合器 F	減速比	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	I	·			·	·	2.40	II	·		·			1.48	III	·	·				1.00	R		·		·		-1.92
速段	離合器		制動帶		單向離合器 F	減速比																																				
	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>																																						
I	·			·	·	2.40																																				
II	·		·			1.48																																				
III	·	·				1.00																																				
R		·		·		-1.92																																				

<p>3</p> <p>ZP 3HP-12</p>	 <p>P : 主動葉輪, T : 被動葉輪, <math>K_1, K_2</math> : 多片離合器, <math>B_1, B_2, B_3</math> : 制動帶, <math>F_1, F_2, F_3</math> : 單向離合器, 1 Ni : 輸入軸, 2 No : 輸出軸。</p> <p><math>\lambda_1 : 50/76 = 0.658</math>  <math>\lambda_2 : 44/76 = 0.579</math></p>	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">速段</th> <th colspan="2">離合器</th> <th colspan="3">制動帶</th> <th colspan="2">單向離合器</th> <th rowspan="2">減速比 i</th> <th rowspan="2">扭矩比</th> <th rowspan="2">備考</th> </tr> <tr> <th><math>K_1</math></th> <th><math>K_2</math></th> <th><math>B_1</math></th> <th><math>B_2</math></th> <th><math>B_3</math></th> <th><math>F_1</math></th> <th><math>F_2</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>2.56 (2.29)</td> <td>5.6 (4.8)</td> <td><math>B_2</math>作用和引擎煞車</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>1.52 (1.43)</td> <td></td> <td>引擎煞車</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>1</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>R</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>-2</td> <td>-4.2</td> <td></td> </tr> </tbody> </table> <p>R : 倒檔, <math>K_1, K_2</math> : 離合器, <math>B_1, B_2, B_3</math> : 制動帶, <math>F_1, F_2, F_3</math> : 單向離合器, i : 減速比</p>	速段	離合器		制動帶			單向離合器		減速比 i	扭矩比	備考	$K_1$	$K_2$	$B_1$	$B_2$	$B_3$	$F_1$	$F_2$	1	.	.	.	.	.	.	.	2.56 (2.29)	5.6 (4.8)	$B_2$ 作用和引擎煞車	2	.	.	.	.	.	.	.	1.52 (1.43)		引擎煞車	3	.	.	.	.	.	.	.	1			R	.	.	.	.	.	.	.	-2	-4.2																																																			
速段	離合器			制動帶			單向離合器		減速比 i	扭矩比				備考																																																																																																				
	$K_1$	$K_2$	$B_1$	$B_2$	$B_3$	$F_1$	$F_2$																																																																																																											
1	.	.	.	.	.	.	.	2.56 (2.29)	5.6 (4.8)	$B_2$ 作用和引擎煞車																																																																																																								
2	.	.	.	.	.	.	.	1.52 (1.43)		引擎煞車																																																																																																								
3	.	.	.	.	.	.	.	1																																																																																																										
R	.	.	.	.	.	.	.	-2	-4.2																																																																																																									
<p>4</p> <p>Borg-Warner (Studebaker, Detroit Gear)</p>	 <p>P : 泵, T : 渦輪, L : 不動葉輪, SK : 直結離合器, K : 單片離合器, <math>B_1, B_2</math> : 制動帶, 1PL : 第一行星齒輪, 2PL : 第二行星齒輪, <math>F_1, F_2</math> : 單向離合器, 1Ni : 輸入軸, 2No : 輸出軸</p> <p><math>\lambda_1 : 44/69 = 0.594</math> 第1列  <math>\lambda_2 : 30/69 = 0.435</math> 第2列</p>	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">選擇桿</th> <th rowspan="2">速段</th> <th colspan="3">制動帶</th> <th colspan="2">離合器</th> <th colspan="2">單向離合器</th> <th colspan="3">減速比</th> <th rowspan="2">扭矩比</th> </tr> <tr> <th><math>B_1</math></th> <th><math>B_2</math></th> <th><math>B_3</math></th> <th>SK</th> <th>K</th> <th><math>F_1</math></th> <th><math>F_2</math></th> <th>1.PL</th> <th>2.PL</th> <th>ig</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>S_t</math></td> <td>DB</td> <td></td> </tr> <tr> <td>N</td> <td>0</td> <td>N</td> <td></td> </tr> <tr> <td rowspan="3">D</td> <td>1</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>1.61</td> <td>1.435</td> <td>2.31</td> <td>4.98</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>1</td> <td>1.445</td> <td>1.435</td> <td>3.1</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td></td> <td></td> <td>1</td> <td></td> </tr> <tr> <td>L</td> <td>1</td> <td>1</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>1.61</td> <td>1.435</td> <td>2.31</td> <td>4.98</td> </tr> <tr> <td>R</td> <td>R</td> <td>R</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>0.61</td> <td>3.3</td> <td>-2.01</td> <td>-4.50</td> </tr> </tbody> </table> <p><math>S_t</math> : 爬坡, DB : 正常行駛, N : 空檔, R : 倒檔, i : 減速比, <math>B_1, B_2</math> : 制動帶, SK, K : 離合器, <math>F_1, F_2</math> : 單向離合器, 1PL : 第一行星齒輪, 2PL : 第二行星齒輪。</p>	選擇桿	速段	制動帶			離合器		單向離合器		減速比			扭矩比	$B_1$	$B_2$	$B_3$	SK	K	$F_1$	$F_2$	1.PL	2.PL	ig	$S_t$	DB												N	0	N											D	1	.	.	.	.	.	.	.	1.61	1.435	2.31	4.98	2	.	.	.	.	.	.	.	1	1.445	1.435	3.1	3	.	.	.	.	.	.	.			1		L	1	1	.	.	.	.	.	.	1.61	1.435	2.31	4.98	R	R	R	.	.	.	.	.	.	0.61	3.3	-2.01	-4.50
選擇桿	速段	制動帶			離合器		單向離合器		減速比			扭矩比																																																																																																						
		$B_1$	$B_2$	$B_3$	SK	K	$F_1$	$F_2$	1.PL	2.PL	ig																																																																																																							
$S_t$	DB																																																																																																																	
N	0	N																																																																																																																
D	1	.	.	.	.	.	.	.	1.61	1.435	2.31	4.98																																																																																																						
	2	.	.	.	.	.	.	.	1	1.445	1.435	3.1																																																																																																						
	3	.	.	.	.	.	.	.			1																																																																																																							
L	1	1	.	.	.	.	.	.	1.61	1.435	2.31	4.98																																																																																																						
R	R	R	.	.	.	.	.	.	0.61	3.3	-2.01	-4.50																																																																																																						
<p>5</p> <p>Borg-Warner 35 (Shift Command, Pelect Shift)</p>	 <p>P : 泵, T : 渦輪, L : 不動葉輪, <math>K_1, K_2</math> : 多片離合器, <math>B_1, B_2</math> : 制動帶, F : 單向離合器, 1Ni : 輸入軸, 2No : 輸出軸。</p> <p><math>\lambda_1 : 33/66 = 0.50</math> 第1列  <math>\lambda_2 : 27/66 = 0.409</math> 第2列</p>	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">選擇桿</th> <th rowspan="2">速段</th> <th colspan="2">離合器</th> <th colspan="2">制動帶</th> <th rowspan="2">減速比 i</th> <th rowspan="2">扭矩比</th> </tr> <tr> <th><math>K_1</math></th> <th><math>K_2</math></th> <th><math>B_1</math></th> <th><math>B_2</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td rowspan="2"><math>D_r</math></td> <td>2</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>1.48</td> <td>3.1</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>1</td> <td></td> </tr> <tr> <td><math>L_0</math></td> <td>1</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>2.44</td> <td>5.1</td> </tr> <tr> <td>R</td> <td>R</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>-2</td> <td>-4.2</td> </tr> </tbody> </table> <p><math>D_r</math> : 行駛, <math>L_0</math> : 低速, R : 倒檔, <math>K_1, K_2</math> : 離合器, <math>B_1, B_2</math> : 制動帶, i : 減速比</p>	選擇桿	速段	離合器		制動帶		減速比 i	扭矩比	$K_1$	$K_2$	$B_1$	$B_2$	$D_r$	2	.	.	.	.	1.48	3.1	3	.	.	.	.	1		$L_0$	1	.	.	.	.	2.44	5.1	R	R	.	.	.	.	-2	-4.2																																																																					
選擇桿	速段	離合器			制動帶		減速比 i	扭矩比																																																																																																										
		$K_1$	$K_2$	$B_1$	$B_2$																																																																																																													
$D_r$	2	.	.	.	.	1.48	3.1																																																																																																											
	3	.	.	.	.	1																																																																																																												
$L_0$	1	.	.	.	.	2.44	5.1																																																																																																											
R	R	.	.	.	.	-2	-4.2																																																																																																											
<p>6</p> <p>Cruisomatic</p>	 <p>P : 泵, T : 渦輪, L : 不動葉輪, <math>K_1, K_2</math> : 多片離合器, <math>B_1, B_2</math> : 制動帶, F : 單向離合器, 1Ni : 輸入軸, 2No : 輸出軸。</p> <p><math>\lambda_1 : 30/66 = 0.455</math>  <math>\lambda_2 : 30/66 = 0.455</math></p>	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">選擇桿</th> <th rowspan="2">速段</th> <th colspan="2">離合器</th> <th colspan="2">制動帶</th> <th rowspan="2">單向離合器</th> <th rowspan="2">行星輪減速比</th> <th rowspan="2">總減速比</th> </tr> <tr> <th><math>K_1</math></th> <th><math>K_2</math></th> <th><math>B_1</math></th> <th><math>B_2</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td rowspan="3">D</td> <td>1</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>2.46</td> <td>5.90</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>1.46</td> <td></td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>1</td> <td></td> </tr> <tr> <td>L</td> <td>1</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>2.46</td> <td>5.90</td> </tr> <tr> <td>R</td> <td>R</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>.</td> <td>-0.20</td> <td>-5.28</td> </tr> </tbody> </table> <p>D : 行駛, L : 低速, R : 倒檔, <math>K_1, K_2</math> : 離合器, <math>B_1, B_2</math> : 制動帶。</p>	選擇桿	速段	離合器		制動帶		單向離合器	行星輪減速比	總減速比	$K_1$	$K_2$	$B_1$	$B_2$	D	1	.	.	.	.	.	2.46	5.90	2	.	.	.	.	.	1.46		3	.	.	.	.	.	1		L	1	.	.	.	.	.	2.46	5.90	R	R	.	.	.	.	.	-0.20	-5.28																																																								
選擇桿	速段	離合器			制動帶		單向離合器	行星輪減速比				總減速比																																																																																																						
		$K_1$	$K_2$	$B_1$	$B_2$																																																																																																													
D	1	.	.	.	.	.	2.46	5.90																																																																																																										
	2	.	.	.	.	.	1.46																																																																																																											
	3	.	.	.	.	.	1																																																																																																											
L	1	.	.	.	.	.	2.46	5.90																																																																																																										
R	R	.	.	.	.	.	-0.20	-5.28																																																																																																										

7	<p style="text-align: center;"><b>Powerglide</b></p>  <p>P : 泵, T : 渦輪, L : 不動葉輪, K : 離合器, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub> : 制動帶, 1Ni : 輸入軸, 2No : 輸出軸。  <math>\lambda_1 : 27/93 = 0.290</math>  <math>\lambda_2 : 33/93 = 0.335</math></p>	<table border="1" data-bbox="861 336 1308 548"> <thead> <tr> <th rowspan="2">速段</th> <th colspan="2">離合器</th> <th colspan="2">制動帶</th> <th rowspan="2">減速比 i</th> <th rowspan="2">停止 扭矩比</th> </tr> <tr> <th>K</th> <th></th> <th>B<sub>1</sub></th> <th>B<sub>2</sub></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td></td> <td></td> <td>·</td> <td></td> <td>1.82</td> <td>4.73</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>·</td> <td></td> <td>·</td> <td></td> <td>1</td> <td></td> </tr> <tr> <td>R</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>-1.82</td> <td>-4.73</td> </tr> </tbody> </table> <p>R : 倒檔, K : 離合器, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub> : 制動帶, i : 減速比。</p>	速段	離合器		制動帶		減速比 i	停止 扭矩比	K		B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	1			·		1.82	4.73	2	·		·		1		R					-1.82	-4.73																																	
速段	離合器			制動帶		減速比 i	停止 扭矩比																																																												
	K		B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>																																																															
1			·		1.82	4.73																																																													
2	·		·		1																																																														
R					-1.82	-4.73																																																													
8	<p style="text-align: center;"><b>Dual Path Turbine Drive</b></p>  <p>P : 泵, T : 渦輪, L : 不動葉輪, F<sub>1</sub>, F<sub>2</sub> : 單向離合器, K<sub>1</sub>, K<sub>2</sub> : 多片離合器, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub> : 制動器, S : 集力點, 1Ni : 輸入軸, 2No : 輸出軸。  <math>\lambda_1 : 41/71 = 0.577</math>  <math>\lambda_2 : 41/71 = 0.577</math></p>	<table border="1" data-bbox="813 761 1388 1064"> <thead> <tr> <th rowspan="2">選擇桿</th> <th rowspan="2">速段</th> <th colspan="2">離合器</th> <th colspan="2">制動帶</th> <th rowspan="2">單向 離合器</th> <th rowspan="2">減速比</th> <th rowspan="2">停止 扭矩比</th> </tr> <tr> <th>K<sub>1</sub></th> <th>K<sub>2</sub></th> <th>B<sub>1</sub></th> <th>B<sub>2</sub></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td rowspan="3">D</td> <td>1</td> <td></td> <td>·</td> <td></td> <td></td> <td>·</td> <td>2.45</td> <td>5.9</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td></td> <td>·</td> <td>·</td> <td></td> <td></td> <td>1.45</td> <td></td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>·</td> <td>·</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>1</td> <td></td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>2</td> <td></td> <td>·</td> <td>·</td> <td></td> <td></td> <td>1.45</td> <td></td> </tr> <tr> <td>L</td> <td>1</td> <td></td> <td>·</td> <td></td> <td>·</td> <td></td> <td>2.45</td> <td>5.9</td> </tr> <tr> <td>R</td> <td>R</td> <td>·</td> <td></td> <td></td> <td>·</td> <td></td> <td>-2.20</td> <td>-5.3</td> </tr> </tbody> </table> <p>D : 行駛, L : 低速, R : 倒車, K<sub>1</sub>, K<sub>2</sub> : 離合器, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub> : 制動帶, i : 減速比</p>	選擇桿	速段	離合器		制動帶		單向 離合器	減速比	停止 扭矩比	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	D	1		·			·	2.45	5.9	2		·	·			1.45		3	·	·				1		2	2		·	·			1.45		L	1		·		·		2.45	5.9	R	R	·			·		-2.20	-5.3
選擇桿	速段	離合器			制動帶		單向 離合器	減速比				停止 扭矩比																																																							
		K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>																																																														
D	1		·			·	2.45	5.9																																																											
	2		·	·			1.45																																																												
	3	·	·				1																																																												
2	2		·	·			1.45																																																												
L	1		·		·		2.45	5.9																																																											
R	R	·			·		-2.20	-5.3																																																											
9	<p style="text-align: center;"><b>Torqueflight</b></p>  <p>P : 泵, T : 渦輪, L : 不動葉輪, K<sub>1</sub>, K<sub>2</sub> : 多片離合器, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub> : 制動帶, F : 單向離合器, 1Ni : 輸入軸, 2No : 輸出軸。</p>	<table border="1" data-bbox="790 1220 1412 1478"> <thead> <tr> <th rowspan="2">選擇桿</th> <th rowspan="2">速段</th> <th colspan="2">離合器</th> <th colspan="2">制動帶</th> <th rowspan="2">減速比 i</th> <th colspan="2">停止 扭 矩 比</th> </tr> <tr> <th>K<sub>1</sub></th> <th>K<sub>2</sub></th> <th>B<sub>1</sub></th> <th>B<sub>2</sub></th> <th>扭矩變換器</th> <th>全扭矩比</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td rowspan="2">D</td> <td>1</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>·</td> <td>1.58</td> <td>2.5</td> <td>3.95</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>·</td> <td></td> <td></td> <td>·</td> <td>1</td> <td>負荷</td> <td>分歧</td> </tr> <tr> <td>L</td> <td>1</td> <td></td> <td>·</td> <td></td> <td>·</td> <td>1.58</td> <td>2.5</td> <td>3.95</td> </tr> <tr> <td>R</td> <td>R</td> <td></td> <td>·</td> <td>·</td> <td></td> <td>2.73</td> <td>-1.5</td> <td>-4.1</td> </tr> </tbody> </table> <p>D : 行駛, L : 低速, R : 倒車, K<sub>1</sub>, K<sub>2</sub> : 離合器, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub> : 制動帶, i : 減速比。</p>	選擇桿	速段	離合器		制動帶		減速比 i	停止 扭 矩 比		K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	扭矩變換器	全扭矩比	D	1				·	1.58	2.5	3.95	2	·			·	1	負荷	分歧	L	1		·		·	1.58	2.5	3.95	R	R		·	·		2.73	-1.5	-4.1															
選擇桿	速段	離合器			制動帶		減速比 i	停止 扭 矩 比																																																											
		K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	扭矩變換器		全扭矩比																																																											
D	1				·	1.58	2.5	3.95																																																											
	2	·			·	1	負荷	分歧																																																											
L	1		·		·	1.58	2.5	3.95																																																											
R	R		·	·		2.73	-1.5	-4.1																																																											
10	<p style="text-align: center;"><b>Fordomatic</b></p>  <p>P : 泵, T : 渦輪, L : 不動葉輪, F : 單向離合器, K : 離合器, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub> : 制動帶, 1Ni : 輸入軸, 2No : 輸出軸。</p>	<table border="1" data-bbox="861 1668 1348 1926"> <thead> <tr> <th rowspan="2">選擇桿</th> <th rowspan="2">速段</th> <th rowspan="2">離合器 K</th> <th colspan="2">制動帶</th> <th rowspan="2">減速比 i</th> <th rowspan="2">停止 扭矩比</th> </tr> <tr> <th>B<sub>1</sub></th> <th>B<sub>2</sub></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td rowspan="2">D</td> <td>1</td> <td></td> <td>·</td> <td></td> <td>1.75</td> <td>4.2</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>·</td> <td></td> <td></td> <td>1</td> <td></td> </tr> <tr> <td>L</td> <td>1</td> <td></td> <td>·</td> <td></td> <td>1.75</td> <td>4.2</td> </tr> <tr> <td>R</td> <td>R</td> <td></td> <td></td> <td>·</td> <td>-1.5</td> <td>-3.6</td> </tr> </tbody> </table> <p>D : 行駛, L : 低速, R : 倒檔, K : 離合器, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub> : 制動帶, i : 減速比</p>	選擇桿	速段	離合器 K	制動帶		減速比 i	停止 扭矩比	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	D	1		·		1.75	4.2	2	·			1		L	1		·		1.75	4.2	R	R			·	-1.5	-3.6																													
選擇桿	速段	離合器 K				制動帶				減速比 i	停止 扭矩比																																																								
			B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>																																																															
D	1		·		1.75	4.2																																																													
	2	·			1																																																														
L	1		·		1.75	4.2																																																													
R	R			·	-1.5	-3.6																																																													

## 第八節 多元件液體扭矩變換器及行星齒輪自動變速箱

### 7-8-1 戴納福羅雙渦輪自動變速箱

#### 一、概述

此種變速箱是一種最簡單的液力機械式自動變速箱，因多級式液體扭矩變換接合器之扭矩比範圍較大，故無自動換檔裝置。行星齒輪輔助變速箱，提供高、低速及倒車三種速檔，其速檔之選擇完全由手操縱選擇以完成之，使用於別克牌車上。

#### 二、構造

如圖3-7-61所示為其構造簡圖。扭矩變換器由四元件或五元件構成。四元件者包括一個主動葉輪連接於曲軸上，二個被動葉輪，第一被動葉輪位於扭矩變換器之最外部，與前面簡單行星齒輪組之環輪裝在一起。第二被動葉輪在第一被動葉輪及不動葉輪之間，與前行星齒輪之行星架及主軸相連接。主軸與聯合行星齒輪組之太陽齒輪相連接。簡單行星齒輪組之太陽輪與不動葉輪相連接，當不動葉輪靜止時，太陽輪亦靜止不動，簡單行星齒輪組產生減速作用。當不動葉輪開始運轉時，即扭矩變換器變成液體接合器時，太陽齒輪亦跟著一起運轉，前簡單行星齒輪組相當直接傳動。

#### 三、動力傳輸

(一)各速檔之構成表如表 3-7-6 所示。

表 3-7-6 各速檔之構成表

選擇桿位置	速檔別	低速制動帶	倒車制動帶	離合器	駐車掣	速 比
N	空 檔	放 鬆	放 鬆	分 離	分 離	
P	駐 車	放 鬆	放 鬆	分 離	接 合	
L	低 速	壓 緊	放 鬆	分 離	分 離	1.82-4.46
D	高 速	放 鬆	放 鬆	接 合	分 離	1-2.45
R	倒 車	放 鬆	壓 緊	分 離	分 離	1.82-4.46

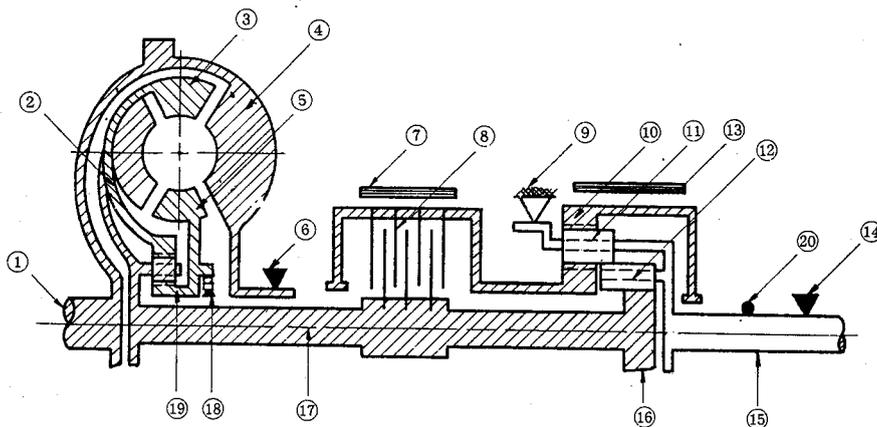
(二)在 N、P 時，為制動帶及離合器均在放鬆位置，引擎動力不能傳出。

(三)選擇桿在 D 時，離合器壓緊，反作用輪及太陽輪同速度同方向轉動，聯合行星齒輪組各齒輪無相對運動，變成一整體，無減速作用，動力經扭矩變換接合器直接輸出。

(四)選擇桿在 L 時，低速制動帶煞緊反作用輪，行星小齒輪在反作用輪上爬行，構成 1.82 比 1 之減速齒輪，動力自扭矩變換器經太陽輪、長行星小齒輪、短行星小齒輪及行星架而傳到輸出軸。

(五)選擇桿在 R 時，倒車制動帶煞緊，環輪固定不動，短行星小齒輪在環輪上爬行，造成倒車減速。

#### 四、液壓控制系統：從略。



- ①輸入軸 ②第二被動葉輪 ③第一被動葉輪 ④主動葉輪 ⑤不動葉輪
- ⑥前油泵 ⑦低速制動帶 ⑧離合器 ⑨駐車掣 ⑩環輪 ⑪短行星小齒輪
- ⑫長行星小齒輪 ⑬倒車制動帶 ⑭後油泵 ⑮輸出軸 ⑯太陽輪 ⑰主軸
- ⑱單向離合器 ⑲簡單行星齒輪組 ⑳速控器

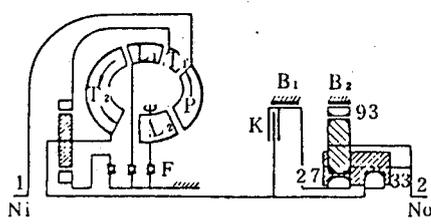
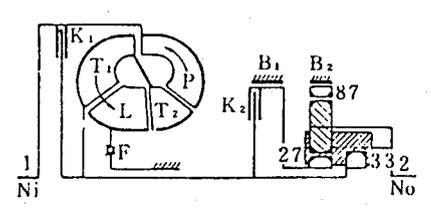
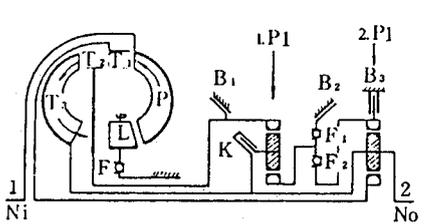
圖 3-7-61 戴納福羅雙渦輪自動變速箱構造簡圖〔註61〕

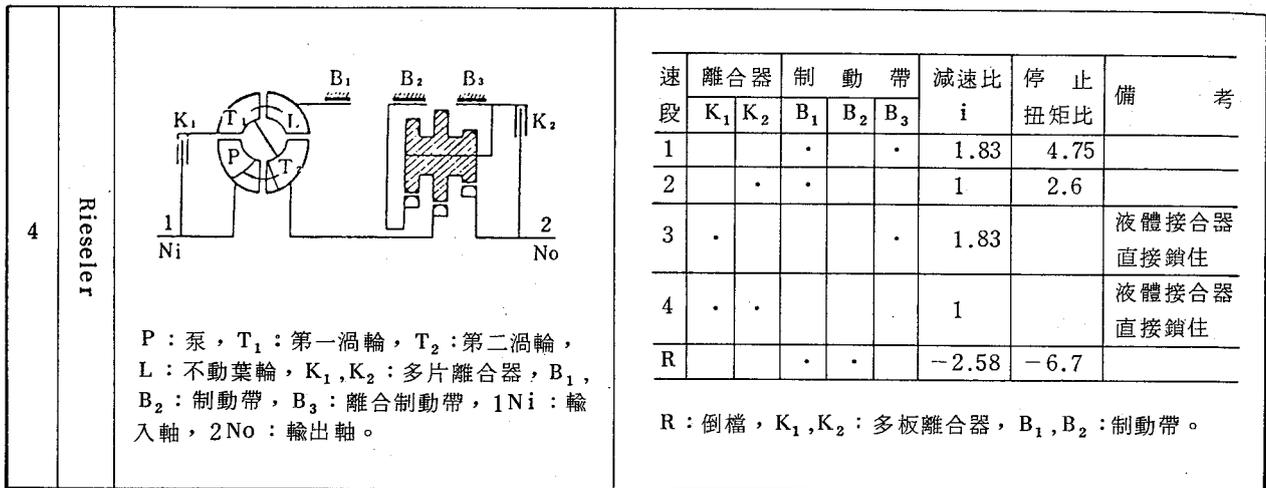
### 7-8-2 其他多元件液體扭矩變換器及行星齒輪自動變速箱

其他使用多元件液體扭矩變換器及行星齒輪

之自動變速箱廠牌亦很多，現將具有代表性者之構造系統圖、減速比及動作機件整理如表 3-7-7 所示。

表 3-7-7 多元件液體扭矩變換器及行星齒輪自動變速箱概要〔註60〕

編號	廠牌名稱	構造系統圖	減速比及動作機件																																																																	
1	Twin Turbine Dynaflo	 <p>P: 泵, T<sub>1</sub>: 第一渦輪, T<sub>2</sub>: 第二渦輪, L<sub>1</sub>: 第一不動葉輪, L<sub>2</sub>: 第二不動葉輪, K: 離合器, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub>: 制動帶, F: 單向離合器, 1Ni: 輸入軸, 2No: 輸出軸。  <math>\lambda_1 = 27/93 = 0.290</math>  <math>\lambda_2 = 33/93 = 0.355</math></p>	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">選擇桿</th> <th rowspan="2">速 段</th> <th rowspan="2">離合器 K</th> <th colspan="2">制動帶</th> <th rowspan="2">減速比</th> <th colspan="2">停止 扭力比</th> </tr> <tr> <th>B<sub>1</sub></th> <th>B<sub>2</sub></th> <th>L<sub>1</sub>角度小</th> <th>L<sub>2</sub>角度大</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>D</td> <td>2</td> <td>.</td> <td></td> <td></td> <td>1</td> <td>3.10</td> <td>3.40</td> </tr> <tr> <td>L</td> <td>1</td> <td></td> <td>.</td> <td></td> <td>1.82</td> <td>5.64</td> <td>6.18</td> </tr> <tr> <td>R</td> <td>R</td> <td></td> <td></td> <td>.</td> <td>-1.82</td> <td>-5.64</td> <td>-6.18</td> </tr> </tbody> </table> <p>D: 行駛, L: 低速, R: 倒檔, K: 離合器, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub>: 制動帶。</p>	選擇桿	速 段	離合器 K	制動帶		減速比	停止 扭力比		B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	L <sub>1</sub> 角度小	L <sub>2</sub> 角度大	D	2	.			1	3.10	3.40	L	1		.		1.82	5.64	6.18	R	R			.	-1.82	-5.64	-6.18																													
選擇桿	速 段	離合器 K	制動帶				減速比	停止 扭力比																																																												
			B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	L <sub>1</sub> 角度小	L <sub>2</sub> 角度大																																																														
D	2	.			1	3.10	3.40																																																													
L	1		.		1.82	5.64	6.18																																																													
R	R			.	-1.82	-5.64	-6.18																																																													
2	Ultramatic	 <p>P: 泵, T<sub>1</sub>: 第一渦輪, T<sub>2</sub>: 第二渦輪, L: 不動葉輪, K<sub>1</sub>, K<sub>2</sub>: 多片離合器, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub>: 制動帶, 1Ni: 輸入軸, 2No: 輸出軸。  <math>\lambda_1 = 27/87 = 0.310</math>  <math>\lambda_2 = 33/87 = 0.380</math></p>	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">選擇桿</th> <th rowspan="2">速 段</th> <th colspan="2">離合器</th> <th colspan="2">制動帶</th> <th rowspan="2">減速比</th> <th rowspan="2">停 止 扭力比</th> <th rowspan="2">備 考</th> </tr> <tr> <th>K<sub>1</sub></th> <th>K<sub>2</sub></th> <th>B<sub>1</sub></th> <th>B<sub>2</sub></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td></td> <td>2</td> <td></td> <td>.</td> <td></td> <td></td> <td>1</td> <td>2.4</td> <td></td> </tr> <tr> <td>H</td> <td>2</td> <td></td> <td>.</td> <td></td> <td></td> <td>1</td> <td></td> <td>液體接合器直接鎖住</td> </tr> <tr> <td></td> <td>1</td> <td></td> <td></td> <td>.</td> <td></td> <td>1.82</td> <td>4.4</td> <td></td> </tr> <tr> <td>L</td> <td>1</td> <td></td> <td></td> <td>.</td> <td></td> <td>1</td> <td></td> <td>液體接合器直接鎖住</td> </tr> <tr> <td>R</td> <td>R</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>-1.64</td> <td>-3.9</td> <td></td> </tr> </tbody> </table> <p>H: 高速, L: 低速, R: 倒檔; K<sub>1</sub>, K<sub>2</sub>: 離合器, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub>: 制動帶。</p>	選擇桿	速 段	離合器		制動帶		減速比	停 止 扭力比	備 考	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>		2		.			1	2.4		H	2		.			1		液體接合器直接鎖住		1			.		1.82	4.4		L	1			.		1		液體接合器直接鎖住	R	R					-1.64	-3.9								
選擇桿	速 段	離合器				制動帶		減速比	停 止 扭力比				備 考																																																							
		K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>																																																															
	2		.			1	2.4																																																													
H	2		.			1		液體接合器直接鎖住																																																												
	1			.		1.82	4.4																																																													
L	1			.		1		液體接合器直接鎖住																																																												
R	R					-1.64	-3.9																																																													
3	Turboglide	 <p>P: 泵, T<sub>1</sub>: 第一渦輪, T<sub>2</sub>: 第二渦輪, T<sub>3</sub>: 第三渦輪, L: 不動葉輪, F, F<sub>1</sub>, F<sub>2</sub>: 單向離合器, K: 多板離合器, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub>: 制動帶, B<sub>3</sub>: 離合制動帶, 1PL: 第一列行星齒輪, 2PL: 第二列行星齒輪, 1Ni: 輸入軸, 2No: 輸出軸。</p>	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">選擇桿</th> <th rowspan="2">渦輪</th> <th rowspan="2">離合器 K</th> <th colspan="3">制動帶</th> <th colspan="2">單向離合器</th> <th colspan="2">減速比</th> </tr> <tr> <th>B<sub>1</sub></th> <th>B<sub>2</sub></th> <th>B<sub>3</sub></th> <th>F<sub>1</sub></th> <th>F<sub>2</sub></th> <th>1PL</th> <th>2PL</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td rowspan="3">D</td> <td>T<sub>1</sub></td> <td>.</td> <td></td> <td>.</td> <td></td> <td>.</td> <td>.</td> <td>1</td> <td>2.67</td> </tr> <tr> <td>T<sub>2</sub></td> <td>.</td> <td></td> <td>.</td> <td></td> <td>.</td> <td>.</td> <td>1.6</td> <td></td> </tr> <tr> <td>T<sub>3</sub></td> <td>.</td> <td></td> <td>.</td> <td></td> <td>.</td> <td>.</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>HR</td> <td>T<sub>1</sub></td> <td></td> <td></td> <td>.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>2.67</td> </tr> <tr> <td>R</td> <td>T<sub>1</sub>T<sub>2</sub></td> <td>.</td> <td>.</td> <td></td> <td></td> <td>.</td> <td>.</td> <td>1.78</td> <td></td> </tr> </tbody> </table> <p>D: 行駛, HR: 高減速, R: 倒檔, T<sub>1</sub>: 第一渦輪, T<sub>2</sub>: 第二渦輪, T<sub>3</sub>: 第三渦輪, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub>: 制動帶, B<sub>3</sub>: 離合制動帶, F, F<sub>1</sub>, F<sub>2</sub>: 單向離合器, 1PL: 第一列行星齒輪, 2PL: 第二列行星齒輪。</p>	選擇桿	渦輪	離合器 K	制動帶			單向離合器		減速比		B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	F <sub>1</sub>	F <sub>2</sub>	1PL	2PL	D	T <sub>1</sub>	.		.		.	.	1	2.67	T <sub>2</sub>	.		.		.	.	1.6		T <sub>3</sub>	.		.		.	.			HR	T <sub>1</sub>			.					2.67	R	T <sub>1</sub> T <sub>2</sub>	.	.			.	.	1.78	
選擇桿	渦輪	離合器 K	制動帶				單向離合器		減速比																																																											
			B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	F <sub>1</sub>	F <sub>2</sub>	1PL	2PL																																																											
D	T <sub>1</sub>	.		.		.	.	1	2.67																																																											
	T <sub>2</sub>	.		.		.	.	1.6																																																												
	T <sub>3</sub>	.		.		.	.																																																													
HR	T <sub>1</sub>			.					2.67																																																											
R	T <sub>1</sub> T <sub>2</sub>	.	.			.	.	1.78																																																												



## 第九節 叁元件液體扭矩變換器及二軸並列永嚙式齒輪自動變速箱

### 7-9-1 概述

本田自動變速箱 ( Hondamatic ) 為配合橫置引擎前輪傳動，使用兩軸並列永嚙式齒輪及多片離合器及三元件液體扭矩變換器組成之自動變速箱。不同車種使用者，構造略有不同，現在以 N III 360 本田自動變速箱為例說明。

此種變速箱，前進有三速段，後退有一段，選擇桿有自動變速之 P、R、N、D 及手排檔之 1、2、3 等七個位置。在 D 範圍時，能由低速開始自動的變到高速，D<sub>1</sub>、D<sub>2</sub>、D<sub>3</sub> 與手動變速箱之操作相似。

### 7-9-2 構造

本田自動變速箱包括三元件液體扭矩變換器、永嚙齒輪變速箱、多片離合器及油泵控制機構等五部分，如圖3-7-62所示。曲軸之左端裝液體扭矩變換器，與曲軸平行的齒輪變速箱由主軸、副軸及最後驅動齒輪組成。主軸與副軸上的低速齒輪、II 檔齒輪、高速齒輪永久嚙合，主軸上有前離合器、II 檔離合器及 III 檔離合器，副軸之低速齒輪上有單向離合器。油泵控制系統裝在變速箱之左側，包括油泵、閥體、調壓閥、手動閥、節汽閥、換檔閥、速控閥等，能自動或手動的變速。

### 7-9-3 作用

(一) 選擇桿在 N 範圍

如圖3-7-63所示，選擇桿在 N 時，前離合器

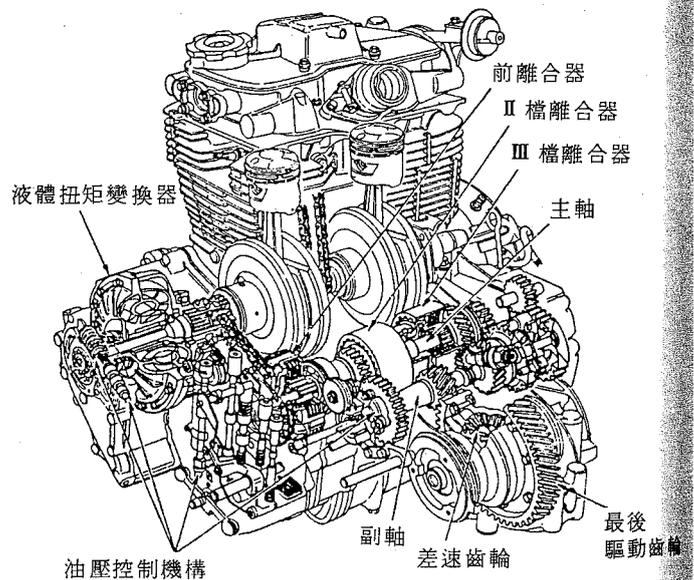


圖 3-7-62 本田自動變速箱〔註62〕

無油壓作用，動力傳到前離合器外殼為止，不再傳到後面。

(二) 選擇桿在 1 及 D<sub>1</sub> 範圍

如圖3-7-64所示，選擇桿在 1 及 D<sub>1</sub> 範圍時，前離合器有油壓作用，與主軸一體旋轉，傳動路線如下：液體扭矩變換器→前離合器→主軸→低速齒輪→副軸低速齒輪→單向離合器→單向離合器殼→倒檔齒輪殼→副軸→最後驅動齒輪→最後被動齒輪→差速齒輪。

在此位置因係經單向離合器傳動，故無引擎煞車。

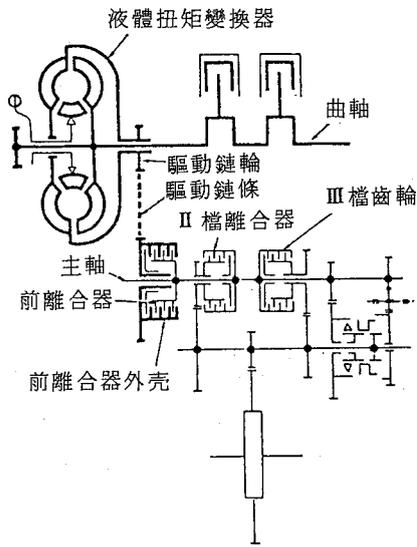


圖 3-7-63 N 範圍之作用〔註62〕

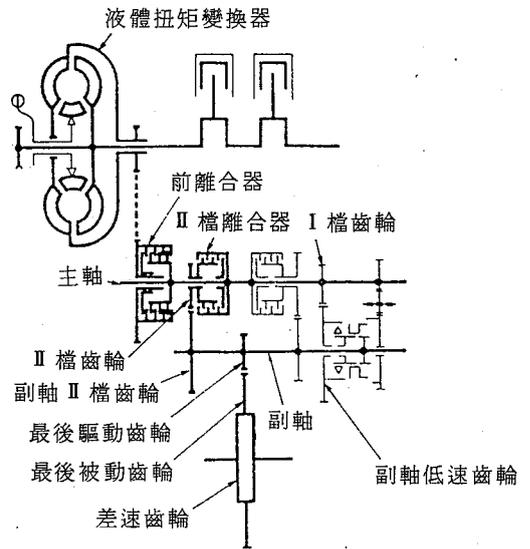


圖 3-7-65 2 及 D<sub>2</sub> 範圍之作用〔註62〕

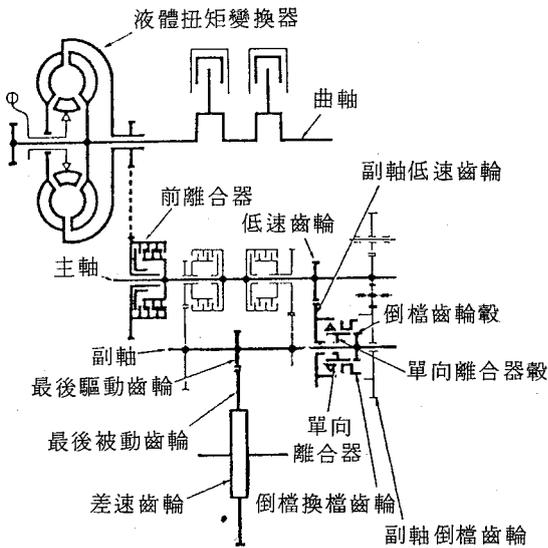


圖 3-7-64 1 及 D<sub>1</sub> 範圍之作用〔註62〕

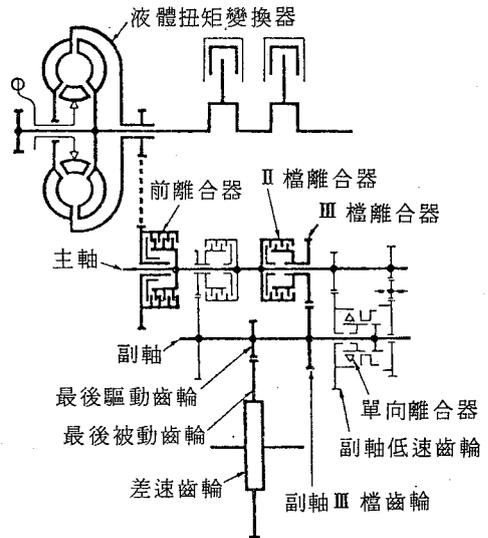


圖 3-7-66 3 及 D<sub>3</sub> 範圍之作用〔註62〕

(三) 選擇桿在 2 及 D<sub>2</sub> 範圍

如圖3-7-65所示，選擇桿在2及D<sub>2</sub>範圍時，前離合器及II檔離合器有油壓作用，與主軸一體旋轉，傳動路線如下：液體扭矩變換器→前離合器→主軸→II檔離合器→II檔齒輪→副軸II檔齒輪→副軸→最後驅動齒輪→差速齒輪。此時，倒檔齒輪因單向離合器空轉，不能傳遞動力。

(四) 選擇桿在 3 及 D<sub>3</sub> 範圍

如圖3-7-66所示，選擇桿在3及D<sub>3</sub>範圍時，前離合器及III檔離合器有油壓作用，與主軸一體旋轉，傳動路線如下：液體扭矩變換器→前離合器→主軸→III檔離合器→副軸III檔齒輪→副軸→最後驅動齒輪→最後被動齒輪→差速齒輪。

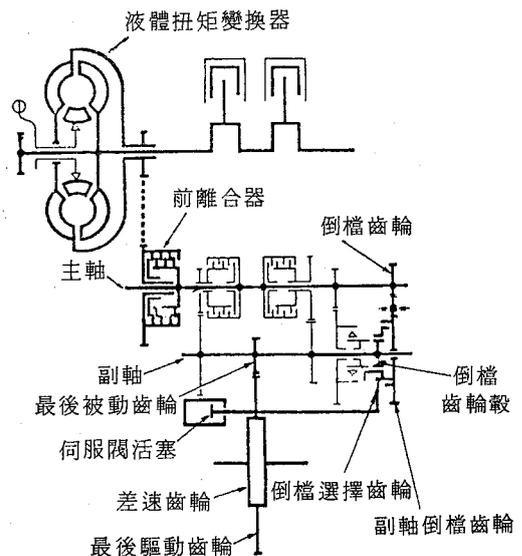


圖 3-7-67 R 範圍之作用〔註62〕

## (五)選擇桿在R範圍

如圖3-7-67所示，選擇桿在R範圍時，伺服閥活塞有油壓作用，倒檔選擇齒輪與副軸倒檔齒輪嚙合，同時前離合器有油壓作用，傳動路線如下：液體扭矩變換器→前離合器→主軸→倒檔齒輪→倒檔惰輪→副軸倒檔齒輪→倒檔選擇齒輪→

倒檔齒輪殼→副軸→最後驅動齒輪→最後被動齒輪→差速齒輪。

## 7-9-4 新本田自動變速箱4AT

新本田自動變速箱 Hondamatic 4AT有四個前進檔，一個倒檔，同樣為二軸並列之全自動變速箱，其構造如圖3-7-68所示。

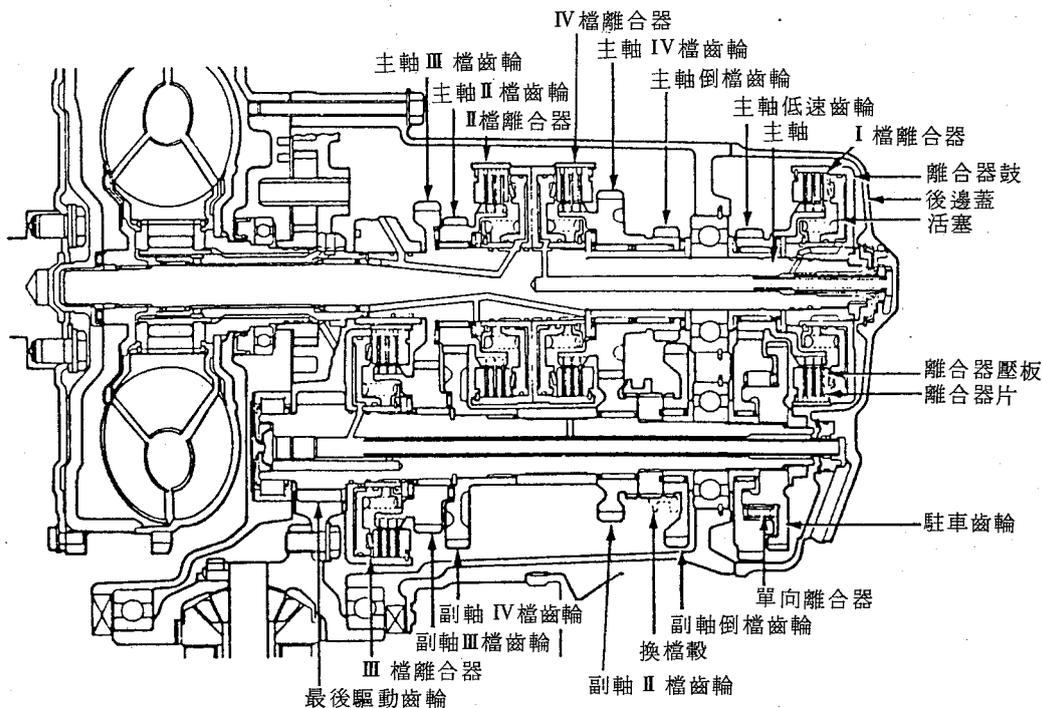


圖 3-7-68 新本田 4AT 自動變速箱構造〔註63〕

## 第十節 電子控制自動變速箱

## 7-10-1 概述

(一)為提高汽車性能，使變速動作更靈活，電子控制自動變速箱 (electronic automatic transmission, 簡稱 EAT) 已應運而生。傳統之自動變速箱之變速操作都是由油壓控制的，而 EAT 則以電子來代替油壓之控制部分，使變速反應迅速而靈敏。變速之模式可以增多，以提高汽車之加速性及經濟性，使變速箱之體積及重量減少，圖3-7-69所示為傳統油壓變速控制之系統方塊圖，圖3-7-70所示為電子變速控制系統方塊圖。

(二)傳統之油壓操作變速系統靠①速控閥將油壓變成與車速成比例之速控油壓 (即車速信號)

及②與節汽門開度 (即引擎負荷) 成比例之節汽油壓兩個油壓信號作用於換檔閥，使產生 1、2、3 檔間的自動變速操作。

(三)電子控制操作變速系統則由①變速箱輸出軸上之車速感知器產生與車速成比例之電氣信號，及②由節汽門位置開關所提供與引擎負荷成正比之電氣信號送入電腦，由電腦計算何時該使用 1、2、3 檔行駛。以電磁閥來控制油壓伺服機構之作用。

(四)圖3-7-71所示為1981年豐田汽車公司推出之 A 43 DE 型電子控制附直結傳動之四速自動變速箱，與其原型傳統控制之 A 43 DL 型控制系統之比較圖。

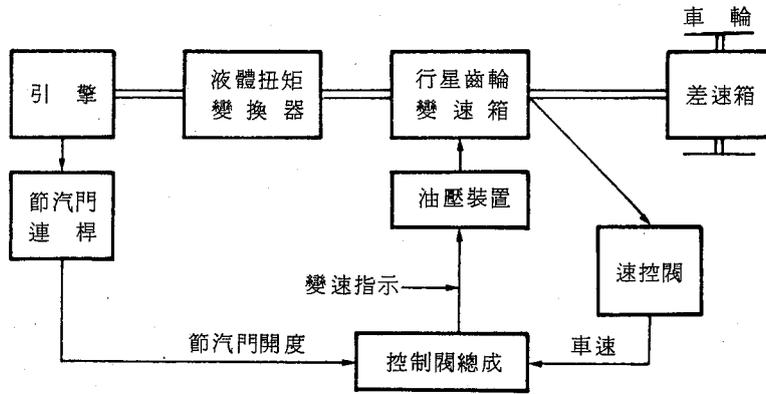


圖 3-7-69 傳統油壓變速控制

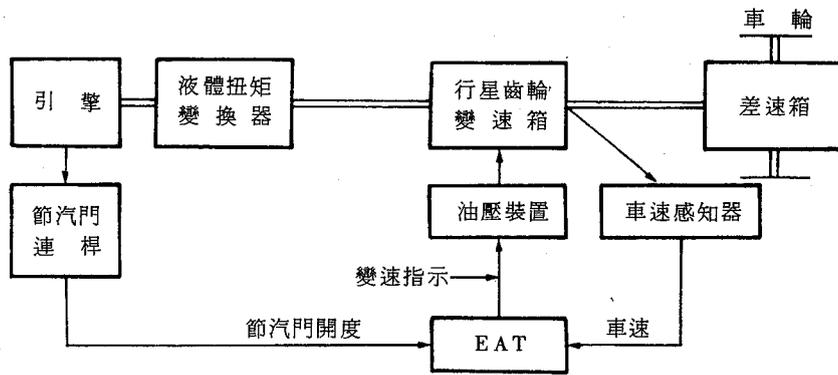


圖 3-7-70 電子控制變速系統

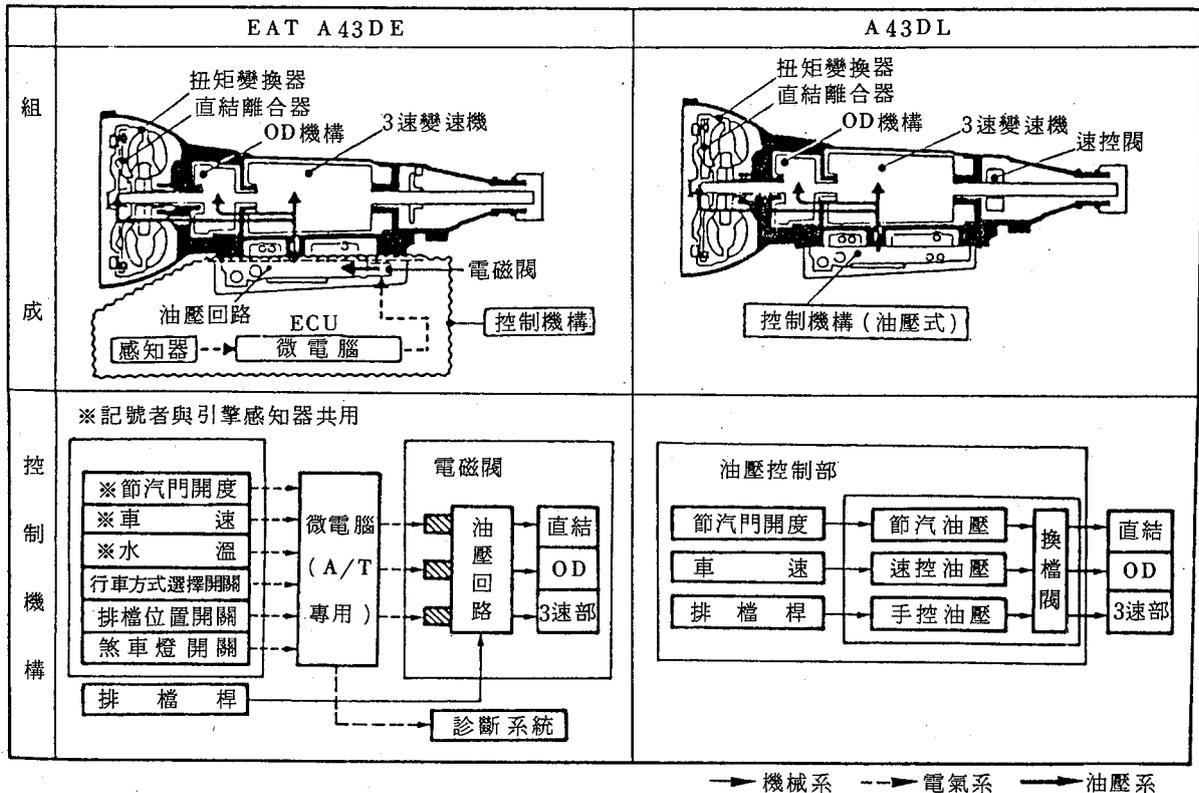


圖 3-7-71 豐田電子控制A43DE型自動變速箱與油壓控制A43DL型之比較〔註64〕

### 7-10-2 構造

豐田 A 43 D L 型電子控制自動變速箱由電腦 ECU、節汽門位置感知器、車速感知器（裝在自動變速箱內有 2 只）、水溫感知器、停車燈開關、變速控制用及直結控制用電磁閥、模式選擇開關、空檔起動開關等組成。

### 7-10-3 作用

(一) ECU：裝在行李箱室內，依各感知器之信號決定變速點及直結傳動動作，將信號送到各檔電磁閥。ECU 中已經記憶有各種變化模式。依據換檔點及模式選擇開關以決定行駛模式。變高速或低速之操作係依車速及節汽門開度來決定。在變速時，直結離合器暫時分離，直結離合器之接合與分離及變速動作之時間由 ECU 控制，以減少變速時震動感覺。

(二) 節汽門位置感知器：裝在引擎節汽門體上，依節汽門之開度改變接點  $L_1$ 、 $L_2$ 、 $L_3$  位置，將信號送到 ECU，如圖 3-7-72 所示，圖 3-7-73 所示為節汽門位置感知器特性圖。節汽門開度及使用檔別如圖 3-7-74 所示。

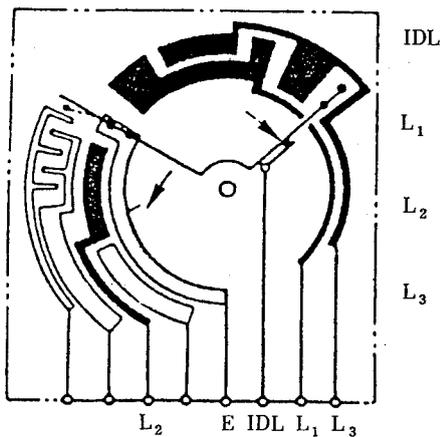


圖 3-7-72 節汽門位置感知器〔註 65〕

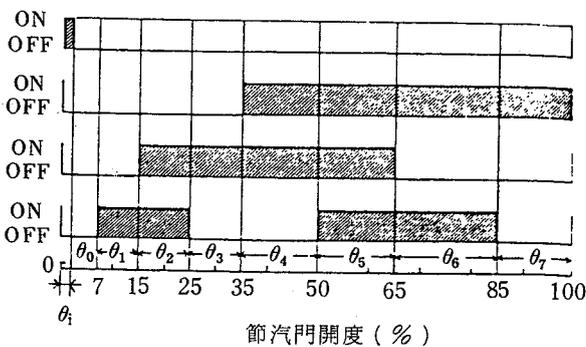


圖 3-7-73 節汽門位置感知器特性圖〔註 66〕

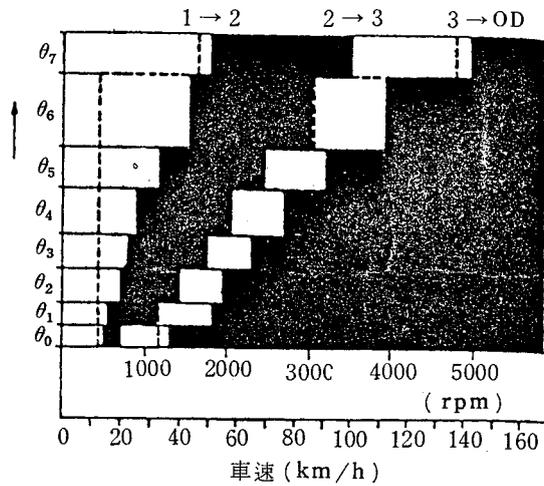


圖 3-7-74 節汽門開度及使用檔別〔註 67〕

(三) 車速感知器：在變速箱輸出軸上裝有磁鐵，旋轉時使裝在殼上之車速感知器產生 on-off 之脈動信號，將此迴轉信號送到 ECU。在速率錶內亦裝有一只車速感知器，當變速箱上之感知器發生故障時能代替產生信號。

(四) 水溫感知器：冷却水溫在 70°C 以下時，OD（超速傳動）檔及液體扭矩變換器直結離合器停止作用，以提高汽車駕駛性。

(五) 停車燈開關：當停車燈開關 ON 時，使液體扭矩變換器之直結離合器接合，以提高引擎煞車性能。

(六) 變速控制電磁閥：在閥體中裝有 No. 1 及 No. 2 兩個變速控制電磁閥，依 ECU 之信號而產生 on-off 動作，以選擇適當之速段行駛。

(七) 直結傳動（液體扭矩變換器）控制電磁閥：閥體中之 No. 3 電磁閥依 ECU 之信號控制直接接合器之 on-off 動作。

(八) 模式選擇開關：裝在儀錶板上，由駕駛人喜好選擇，有正常、省油、強力三種行駛模式。在儀錶板上有行駛模式指示燈表示所使用之模式。

(九) 空檔起動開關：由排檔桿位置直接控制，將信號送到 ECU，在 P、R、N 範圍時不會有自動變速信號，D 範圍時自動變速與 L、S 範圍時之自動變速信號之輸送亦不相同。

(十) 圖 3-7-75 所示為豐田 A 43 DE 電子控制系統圖。表 3-7-8 所示為變速及直結（液體扭矩變換器）傳動之動作情形。

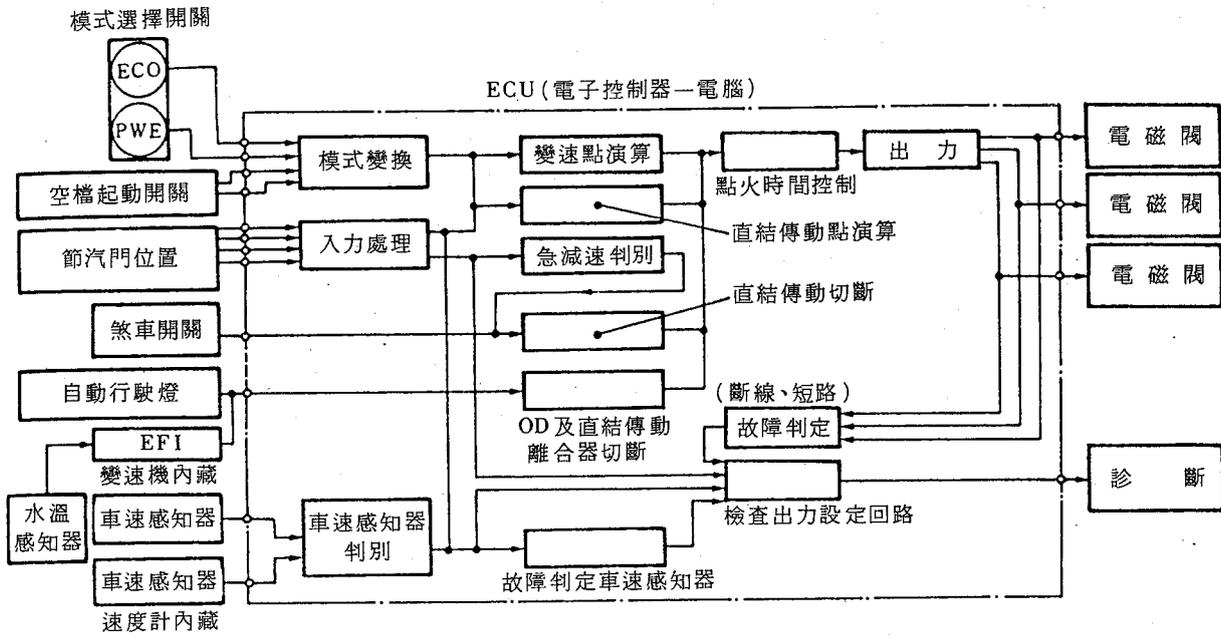
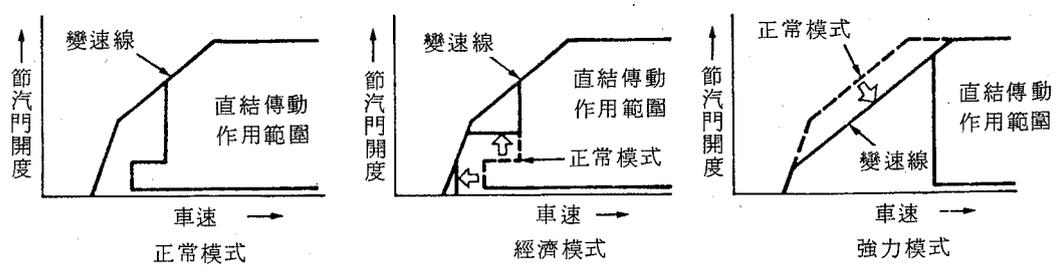


圖 3-7-75 豐田 A 43 DE 電子控制自動變速箱控制系統圖〔註68〕

表 3-7-8 變速及直結傳動之動作情形〔註69〕

模式選擇開關	D 範圍			S 範圍		L 範圍	
	變速模式	直接離合器動作	特徵	變速模式	直結離合器動作	變速模式	直接離合器動作
正常	D 範圍正常 經濟換檔模式	2 速 3 速 OD (約 50 km/h 以上)	通常行駛用	D 範圍正常 經濟換檔模式 (但是不能變到 OD)	2 速 3 速	L 範圍換檔模式	全範圍不作用
經濟	↑	2 速 3 速 OD (約 45 km/h 以上)	比較省油的行駛適用	↑	2 速 3 速	↑	↑
強力	D 範圍強力 換檔模式	2 速 3 速 OD (約 75 km/h 以上)	強力山間行駛通用	S 範圍強力 換檔模式	全部範圍不作用	↑	↑





- |       |            |         |       |                      |                          |
|-------|------------|---------|-------|----------------------|--------------------------|
| 〔註40〕 | 同〔註36〕     | 圖 AT-14 | 〔註55〕 | 同〔註50〕               | P.AT-15                  |
| 〔註41〕 | 同〔註36〕     | 圖 AT-15 | 〔註56〕 | 同〔註50〕               | P.AT-17                  |
| 〔註42〕 | 同〔註36〕     | 圖 AT-16 | 〔註57〕 | 同〔註50〕               | P.AT-19                  |
| 〔註43〕 | 同〔註36〕     | 圖 AT-65 | 〔註58〕 | 同〔註50〕               | P.AT-21                  |
| 〔註44〕 | 同〔註36〕     | 圖 AT-48 | 〔註59〕 | 同〔註50〕               | P.AT-23                  |
| 〔註45〕 | 同〔註36〕     | 圖 AT-52 | 〔註60〕 | 同〔註25〕               | 第 22 表                   |
| 〔註46〕 | 同〔註36〕     | 圖 AT-61 | 〔註61〕 | 同〔註 2〕               | 圖 2-8-13                 |
| 〔註47〕 | 同〔註36〕     | 圖 AT-56 | 〔註62〕 | N III 360 HONDAMATIC | 構造解說書                    |
| 〔註48〕 | 同〔註36〕     | 圖 AT-43 | 〔註63〕 | 自動車工學                | Vol 29 No 8              |
| 〔註49〕 | 同〔註36〕     | 圖 AT-40 | 〔註64〕 | 自動車工學                | Vol 30 No 11 P. 59 第 2 圖 |
| 〔註50〕 | 裕隆服務叢書之二十一 | P.AT-4  | 〔註65〕 | 同〔註64〕               | P. 60 第 4 圖              |
| 〔註51〕 | 同〔註50〕     | P.AT-11 | 〔註66〕 | 同〔註64〕               | P. 60 第 5 圖              |
| 〔註52〕 | 同〔註50〕     | P.AT-7  | 〔註67〕 | 同〔註64〕               | P. 60 第 6 圖              |
| 〔註53〕 | 同〔註50〕     | P.AT-9  | 〔註68〕 | 同〔註64〕               | P. 63 第 7 圖              |
| 〔註54〕 | 同〔註50〕     | P.AT-13 | 〔註69〕 | 同〔註64〕               | P. 65 第 5 表              |

返回目录

## 第八章 傳動軸總成

### 第一節 傳動軸概述

前置引擎後輪驅動之車子必須有如圖 3-8-1 所示之傳動軸將變速箱出來之動力傳到驅動輪，但前置引擎前輪驅動與後置引擎後輪驅動之車子則不需要。後軸在行駛不平路面時，會以 A 之弧線跳動，所以必須有滑動接頭 (slip joint) 及萬向接頭 (universal joint) 之裝置，使傳動軸能前後伸縮及在不同之角度下傳輸動力。傳動軸在車輛行駛時不能產生噪音及震動，且靜平衡及動平衡必須良好。

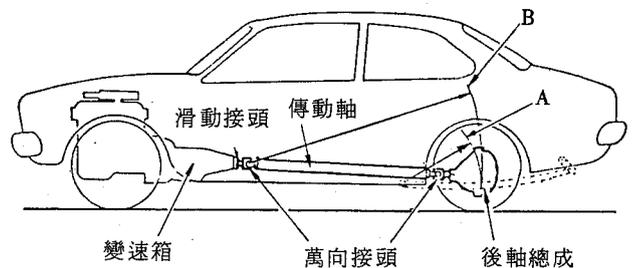


圖 3-8-1 傳動軸與萬向接頭〔註 1〕

### 第二節 傳動軸

(一)傳動軸一般均使用輕而抗扭性佳、不易彎曲之合金鋼管製成之空心軸，亦有部分扭管推進裝置之小型車使用實心軸。

(二)安裝時，軸端之二個萬向節叉應置於同一平面，且兩端之夾角應相等，如圖 3-8-2 所示。

(三)普通小型車使用一根傳動軸，較長之車子

則使用二段或三段式傳動軸，使用中心軸承支持，以防止高速旋轉時產生震動，如圖 3-8-3 所示。中心軸承固定在橫樑上，周圍有防震橡皮，如圖 3-8-4 所示。

(四)傳動軸為防止高速旋轉時產生震動，因此必須平衡良好，故在傳動軸上常看到平衡之配重，如圖 3-8-5 所示。

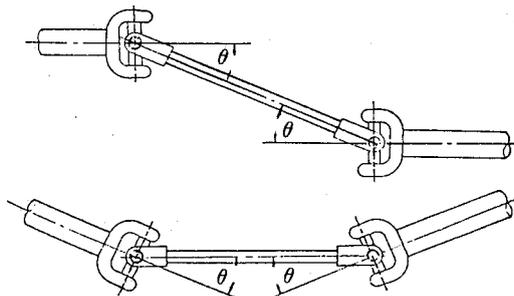


圖 3-8-2 萬向接頭之安裝〔註 2〕

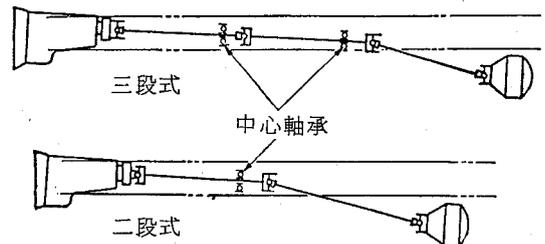


圖 3-8-3 多段式傳動軸〔註 3〕

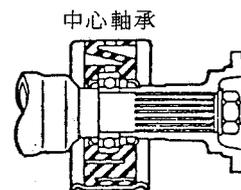
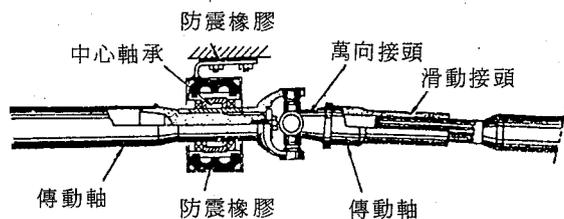


圖 3-8-4 中心軸承〔註 4〕

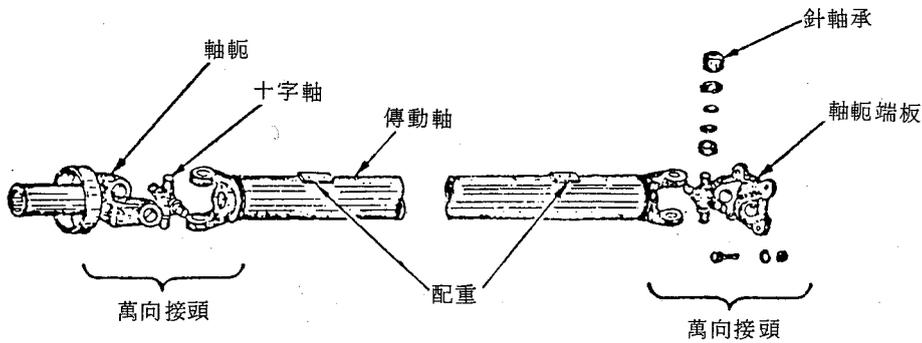


圖 3-8-5. 傳動軸各部名稱〔註 5〕

### 第三節 滑動接頭

(一)滑動接頭由槽軸及槽轂組成，焊接於傳動軸之一端，如圖 3-8-6 所示。

(二)因後輪與車架間有彈簧，故後軸與變速箱關係位置在行駛時不斷變化，其長度有伸縮，故必須有滑動接頭以利傳動軸在一定範圍內伸長或縮短，使其在行駛時不受地形顛簸之影響。

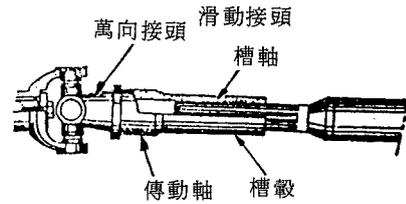


圖 3-8-6 滑動接頭〔註 6〕

### 第四節 萬向接頭

#### 8-4-1 不等速萬向接頭

##### 一、作用原理

(一)當主動軸與被動軸不在一直線上時，主動軸作等速轉動，經萬向接頭後因十字軸之擺動，使被動軸之轉動並非等速。

(二)被動軸之轉數忽快忽慢，成為波動。每一

轉中 (360 度) 僅有四點與主動軸同速。

(三)當主動軸轉數為 100 rpm 時，被動軸在每一轉中之變化情形如圖 3-8-7、3-8-8 所示。

(四)主動軸與被動軸所成之交角愈大，則被動軸之波動亦愈大。

(五)被動軸之不等速度如經另一萬向接頭傳出

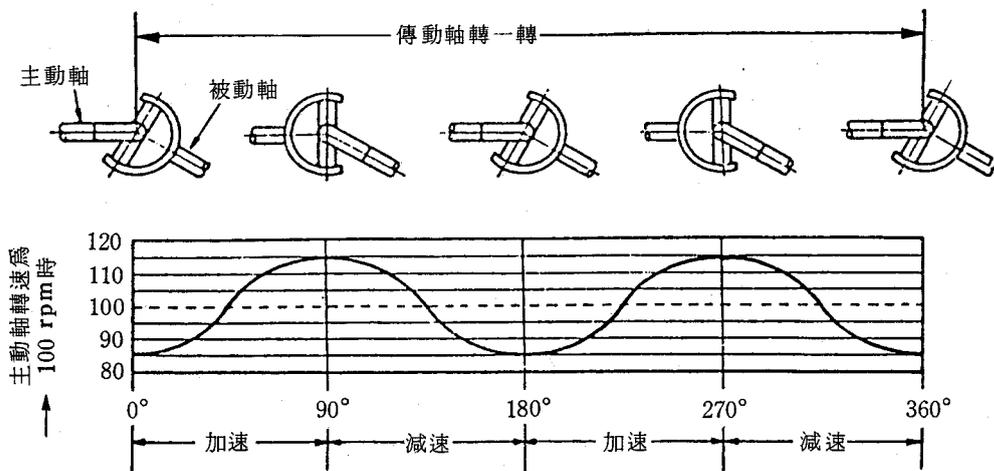


圖 3-8-7 被動軸每轉 360° 時速度變化情形〔註 7〕

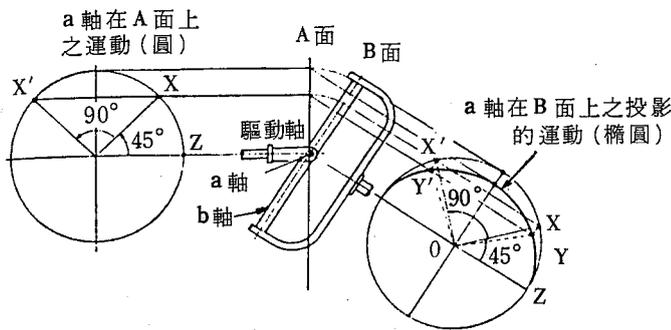


圖 3-8-8 十字接頭不等速原理 [註 8]

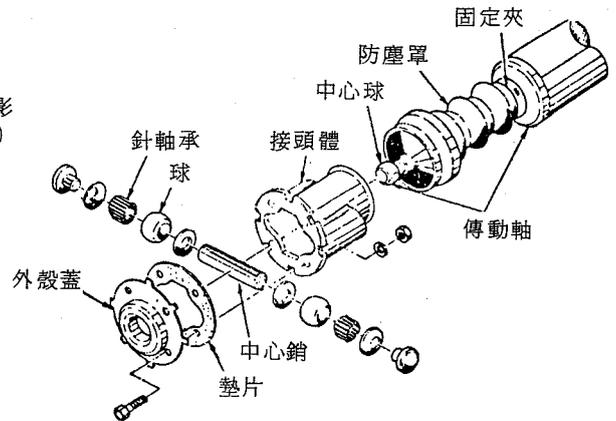
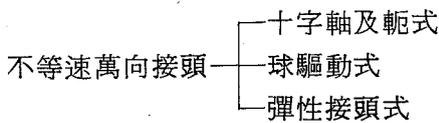


圖 3-8-10 球驅動式萬向接頭 [註 10]

則又可變為等速傳動，故萬向接頭須同時使用二個，但其二端之萬向接頭應在同一平面上，如圖 3-8-5 所示，否則經第二萬向接頭所傳出之波動則更大。

二、種類



(一) 十字軸及軛式 (cross and yoke type)

1. 由一套十字軸及二組軛組成如圖 3-8-9 所示。二者之間裝有軸承或銅套，用以減少活動時所產生之摩擦阻力及磨損。

2. 十字軸中央裝有黃油嘴，以供加注黃油之用。

(二) 球驅動式 (ball and trunnion type)

1. 球驅動式由球、接頭體、中心銷、滾柱及圓形軸端所成，如圖 3-8-10 所示。

2. 圓形軸端由接頭體下方插入，中心銷及滾柱軸承由另一端插入，即合為一萬向接頭。

3. 接頭體之一端為固定，滾柱可以在接頭體內伸縮傳動，圓形軸端可在接頭體內上下活動。

4. 接頭體內可加滿黃油使軸承不易磨損，故壽命較長。

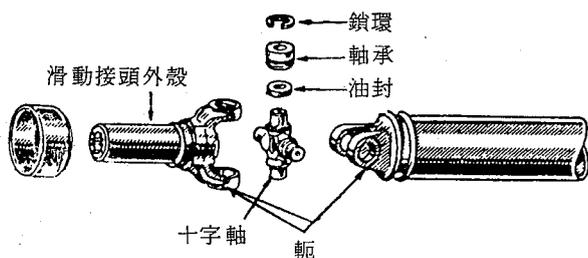


圖 3-8-9 十字軸及軛式萬向接頭 [註 9]

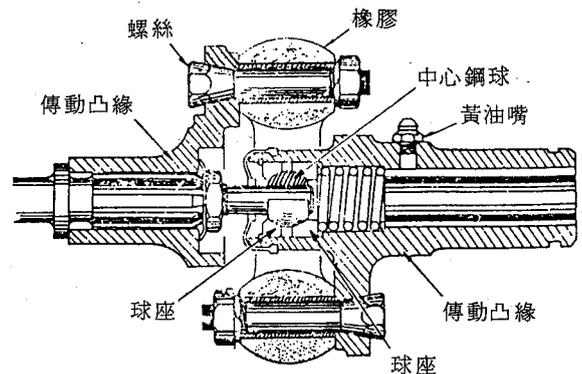


圖 3-8-11 彈性接頭式萬向接頭 [註 11]

(三) 彈性接頭式 (elastic coupling type)

1. 在接頭之間裝以彈性材料 (如橡膠) 製成，如圖 3-8-11 所示。

2. 此式接頭傳動時毫無噪音，且其在金屬表面並無滑動性，故不需滑油，其大部使用於小馬力之汽車上 (中心球仍需潤滑)。

8-4-2 等速萬向接頭

一、作用原理

如欲使萬向接頭二軸之速度永遠相等時，則必須使傳動接觸點在萬向接頭旋轉時可以在二側自由移動，因而使傳動接觸點經常保持在輸入軸與輸出軸間夾角之平分線上，如圖 3-8-12 所示。

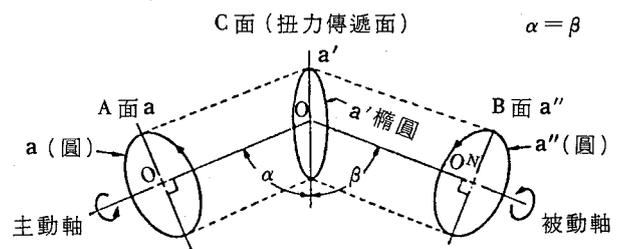
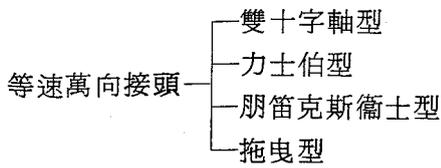


圖 3-8-12 等速萬向接頭原理 [註 12]

二、種類



(一)雙十字軸型 (double cardan joint)  
如圖3-8-13所示，等於將一根兩端裝十字軸及軛之傳動軸縮短而成。

(二)力士伯型 (Rezpa joint)

1.圖3-8-14所示為力士伯型等速萬向接頭之構造及分解圖。由外球座、內球座、六個鋼球及球框等構成。

2.內球座外面為凸狀之球面，上面有六條槽溝。

3.外球座內面為凹狀之球面與內球座相對應，有槽溝共同夾住鋼球。

4.球框保持球之位置，使傳動之接觸點經常保持在兩軸夾角之平分線上（球在溝中來回移動），如圖3-8-15所示。

5.動力傳輸為主動軸→內球座→鋼球→外球座→被動軸。

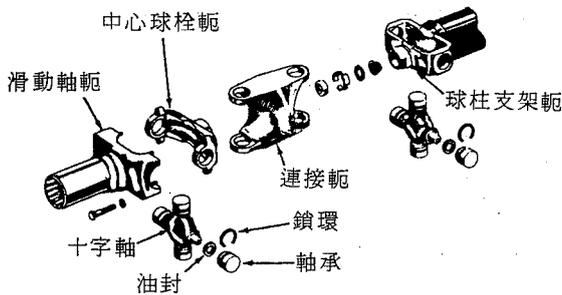


圖 3-8-13 雙十字軸型等速萬向接頭〔註13〕

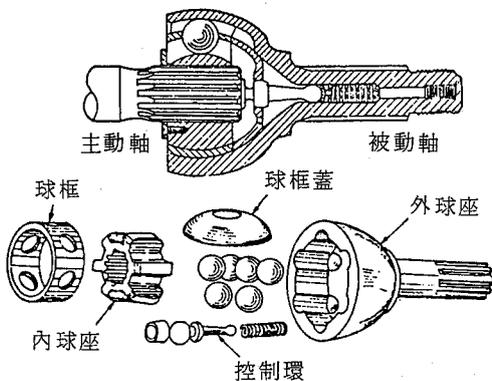


圖 3-8-14 力士伯型等速萬向接頭〔註14〕

(三)朋笛克斯衛士型 (Bendix-Weiss joint)

圖3-8-16所示為朋笛克斯衛士型等速萬向接頭，其主動軸與被動軸間有四個鋼球，在兩軸間之球形溝槽中可以自由活動，作用同力士伯型。

(四)拖曳型 (tractor joint)

圖3-8-17所示為拖曳型等速萬向接頭，在主動軸與被動軸之間有兩個成90°互相交叉之浮動叉，因兩個浮動叉在傳動時可以互相滑動而使傳動接觸點保持在兩軸夾角平分線上，兩軸在各種角度下均能等速傳動。

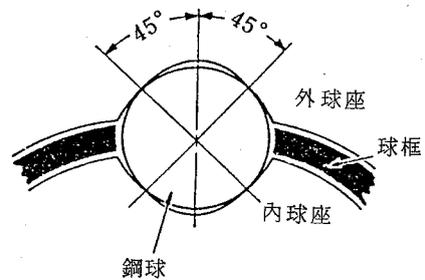


圖 3-8-15 球之傳動位置〔註15〕

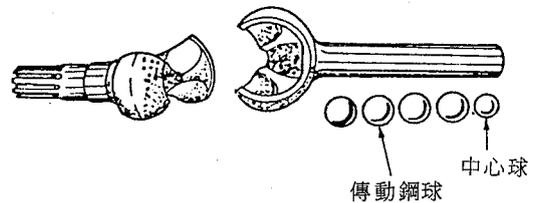
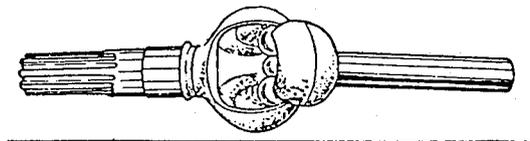


圖 3-8-16 朋笛克斯衛士型等速萬向接頭〔註16〕

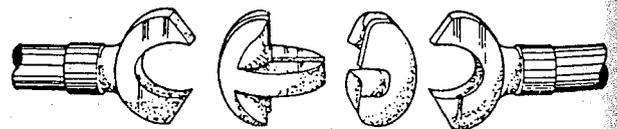
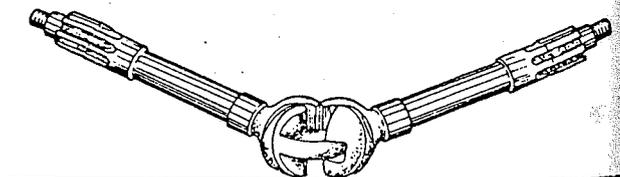


圖 3-8-17 拖曳型等速萬向接頭〔註17〕

## 【習題】

## 一、問答：

1. 裝置滑動軸時須注意那些事項？
2. 滑動接頭有何功用？
3. 不等速萬向接頭作用原理為何？
4. 不等速萬向接頭的種類有幾？
5. 等速萬向接頭之作用原理為何？
6. 等速萬向接頭有幾種型式？

## 二、填充：

1. 驅動線包括\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_及\_\_\_\_\_三部分。
2. 傳動軸分\_\_\_\_\_及\_\_\_\_\_兩種。

3. 傳動軸愈長，則臨界轉速愈\_\_\_\_\_。
4. 滑動接頭是由\_\_\_\_\_及\_\_\_\_\_所組成。
5. 不等速萬向接頭被動軸在一轉中只有\_\_\_\_\_點與主動軸轉速相同。
6. 十字軸及軛型萬向接頭由一組\_\_\_\_\_及二組\_\_\_\_\_所組成。
7. 球驅動式萬向接頭屬於\_\_\_\_\_之一種，係由\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_、滾柱及圓形軸端所組成。
8. 等速萬向接頭有\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_及雙十字軸式等四種。

## 【資料來源註釋】

- 〔註1〕 日本自動車整備振興會連合會編 三級自動車シャシ上 圖V-1
- 〔註2〕 勞働省職業訓練局編 自動車整備〔I〕 自動車の構造 圖4-95
- 〔註3〕 同〔註1〕 圖V-1
- 〔註4〕 同〔註1〕 圖V-2, 永屋元靖著 自動車百科全書 圖3-86
- 〔註5〕 同〔註1〕 圖V-3
- 〔註6〕 黃靖雄編著 汽車學 圖2-9-5
- 〔註7〕 日本自動車整備振興會連合會編 二級自動車シャシ編 圖IV-5
- 〔註8〕 同〔註7〕 圖IV-4
- 〔註9〕 同〔註6〕 圖2-9-7
- 〔註10〕 同〔註2〕 圖4-97
- 〔註11〕 永屋元靖著 自動車百科全書 圖3-85
- 〔註12〕 同〔註7〕 圖IV-6
- 〔註13〕 Stockel Auto Mechanics Fundamentals Fig 13-23
- 〔註14〕 同〔註7〕 圖IV-2
- 〔註15〕 同〔註7〕 圖IV-3
- 〔註16〕 同〔註6〕 圖2-9-11
- 〔註17〕 同〔註2〕 圖4-104

**返回目錄**

## 第九章 後軸總成

### 第一節 後軸總成概述

後軸總成包括最後傳動 (final drive)、差速器、後軸、後軸殼等，因各機件之關係非常密切，因此合併在一起研究。最後傳動由角尺齒輪與盆形齒輪組成，除將傳動方向改變  $90^\circ$  外，

並做最後一次減速；差速器提供車輛轉彎時，兩後輪能自動調整轉速，使車子能順利轉彎，並減少輪胎之磨損；後軸將動力傳到車輪；後軸殼並為支持車重之主要支架之一。圖 3-9-1 所示為後軸總成構造。

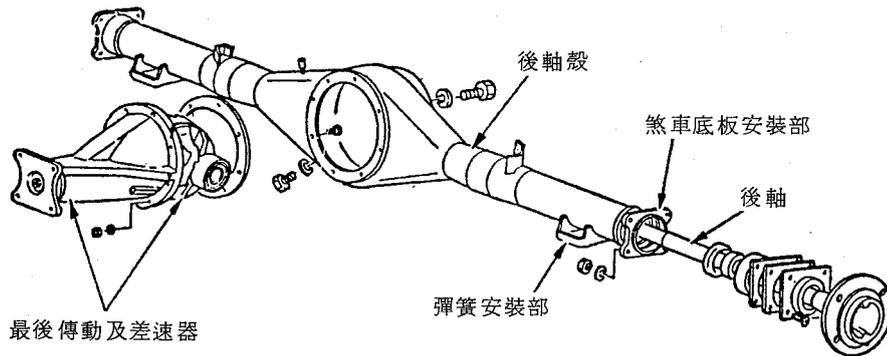


圖 3-9-1 後軸總成 [註 1]

### 第二節 最後傳動齒輪

#### 9-2-1 最後傳動齒輪之種類

- 最後傳動齒輪
  - 直齒輪式
  - 螺旋齒輪式
  - 內擺線齒輪式
  - 蝸齒輪式

#### 一、直齒式齒輪

直齒式齒輪 (spur bevel gear) 如圖 3-9-2 (a) 所示。

(一) 角尺齒輪與盆形齒輪之中心線在同一線上。

(二) 齒輪為線接觸，同時接觸之齒輪祇一齒，故磨損快且噪音大。

(三) 現在的車子很少使用。

#### 二、螺旋式齒輪

螺旋式齒輪 (spiral bevel gear) 如圖 3-9-2 (b) 所示。

(一) 角尺齒輪與盆形齒輪之中心線在同一平面上。

(二) 齒輪為長斜面接觸，因而噪音小、磨損亦

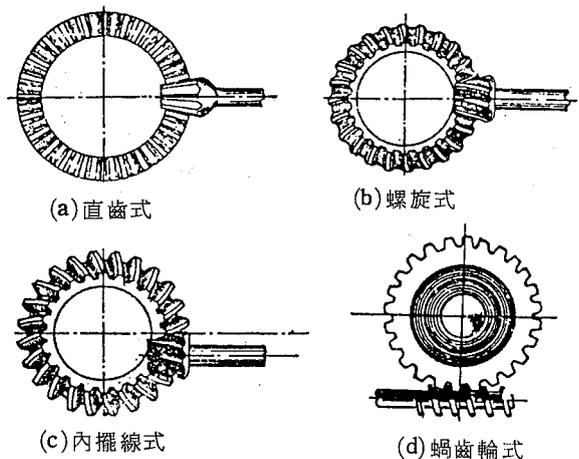


圖 3-9-2 各型最後傳動齒輪 [註 2]

小，可負重載。

- (二)車輛之重心高，較不穩定。
- (四)製造價格高，使用很多。

### 三、內擺線式齒輪

內擺線式齒輪(hypoid gear)如圖 3-9-2(c)所示。

(一)角尺齒輪之中心線較盆形齒輪的中心線低，故可降低車輛的重心，使行駛穩定。

(二)角尺齒輪一部分浸於潤滑油中，故其潤滑良好，不易磨損。

(三)齒面之接觸面大、負載大、噪音小、不易磨損，故小客車及大客車多採用之。

### 四、蝸齒輪式

蝸齒輪(worm gear)式如圖3-9-2(d)所示。

(一)蝸齒置於後軸總成之中央位置，二支最後傳動軸可做成等長。

(二)蝸齒及蝸桿可製成單線、雙線、三線等，以增加齒輪接觸面，使車輛負載亦增加。

(三)減速比大、噪音小、製造費用低。

## 9-2-2 最後傳動之型式



### 一、單減速式

圖 3-9-3 所示之後軸總成爲使用最多之單減速最後傳動裝置，動力由角尺齒輪驅動盆形齒輪，再經差速器使動力分別傳到左右輪軸。

### 二、雙減速式

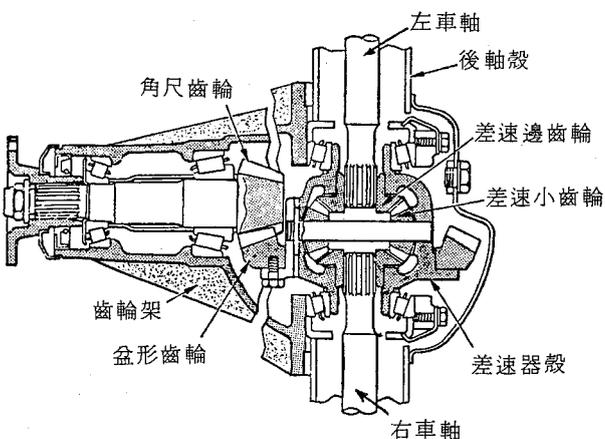


圖 3-9-3 單減速式最後傳動〔註3〕

若角尺齒輪有 9 齒，盆形齒輪有 45 齒，則最終減速比爲 5，在大型車爲增加扭矩，此種減速比還不夠，但減速比再加大時，後軸殼之距地高減低，如行駛於不良路面時會發生碰撞。因此設計如圖 3-9-4 所示，動力由角尺齒輪驅動盆形齒輪，再經減速齒輪才將動力傳到差速器，使減速比提高而不影響距地高，但前後之長度則增加。

### 三、雙速式

重型車輛爲適應載重及路況之變化，使扭矩比範圍加大，而不增加變速箱之複雜，在最後傳動採用二段速度，則可以使原爲五前進檔之變速

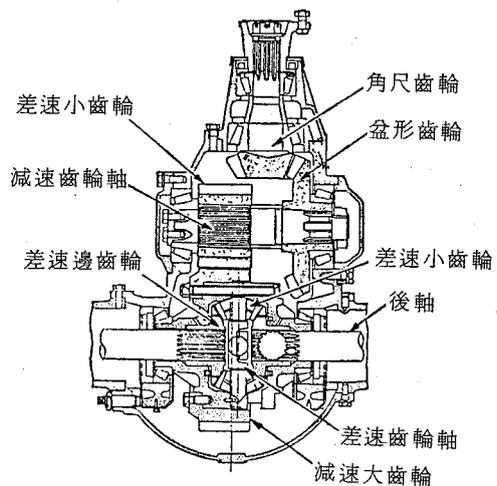


圖 3-9-4 雙減速式最後傳動〔註4〕

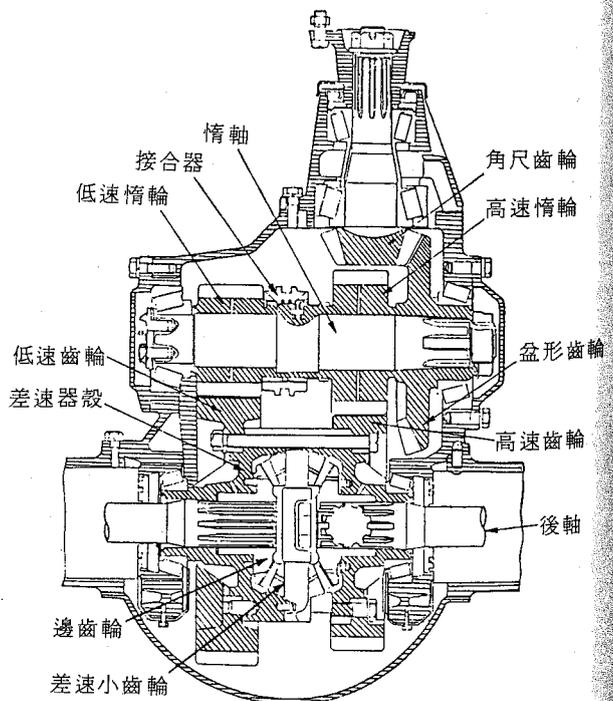


圖 3-9-5 接合器控制式雙速最後傳動〔註5〕

箱變成十檔。

(一)接合器控制式

1.圖 3-9-5 所示為使用兩個減速齒輪，使用接合器控制之雙速式最後傳動裝置。當接合器向右推與高速齒輪接合時，動力由角尺齒輪→盆形齒輪→接合器→高速惰輪→差速器高速齒輪到差速器，因高速齒輪比較小，故差速器轉速快，為高速段。

2.接合器向左推，因低速齒輪啮合時，動力經低速惰輪傳到差速器，因齒輪大，差速器轉速較低。

(二)行星齒輪控制式

1.圖 3-9-6 所示為行星齒輪控制式之雙速式最後傳動裝置，行星齒輪組之環輪接盆形齒輪，行星小齒輪架接差速器外殼，但盆形齒輪與差速器外殼不直接連接，太陽齒輪套在後軸上可以左右滑動。

2.高速段：將太陽齒輪向右推，與行星架座內之內齒相啮合，則環輪、太陽輪、行星架成一整體，為高速段。

3.低速段：將太陽齒輪向左移動，使與後軸殼裝在一起之接合器內齒相啮合，太陽齒輪固定，環輪主動，行星架被動為小減速，故轉速降低

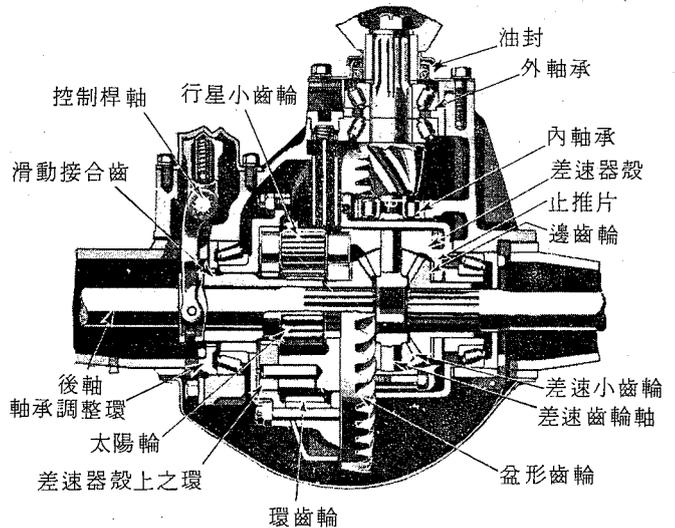


圖 3-9-6 行星齒輪控制雙速最後傳動 [註 6]

，為低速段。

四、輪殼減速裝置

有些重型車輛最後傳動之角尺齒輪與盆形齒輪之減速比較小，以得到較大距地高。在輪殼處安裝減速裝置，如圖 3-9-7 所示，後軸接太陽齒輪，後軸殼連接環齒輪，輪殼上裝行星架，上面裝有三個行星小齒輪，動力由後軸傳到太陽齒輪，環齒輪固定，行星架連接輪殼被動為大減速，兩處減速比之相乘積可得甚大之減速比。

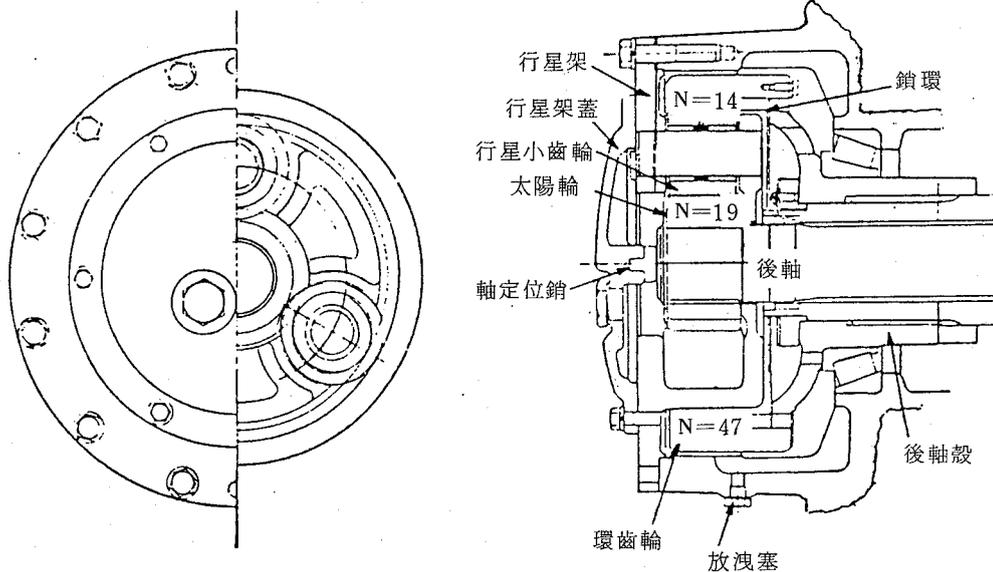
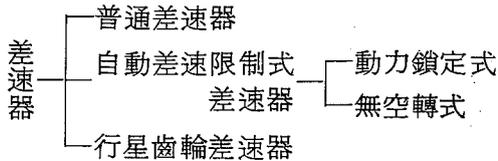


圖 3-9-7 後軸殼減速裝置 [註 7]

第三節 差速器

### 9-3-1 概述

差速器使車輛在轉彎或行駛不良路面時能自動調節左右驅動輪之轉速，使車輛能順利轉彎及減少車輛輪胎之磨損，差速器因構造及作用不同，可分下列型式：



### 9-3-2 普通差速器

#### 一、構造

普通差速器之構造如圖 3-9-8 所示，裝在差速器殼中，差速小齒輪軸裝在殼上，上面有差速小齒輪與邊齒輪相啮合，邊齒輪以槽齒與左、右兩後軸分別啮合。

#### 二、作用

(一)差速器殼與盆形齒輪裝在一起，引擎扭力由傳動軸經角尺齒輪→盆形齒輪→差速器殼→差速小齒輪軸→差速小齒輪→邊齒輪→後軸→傳到

車輪。

(二)當車輛於平直之道路行駛時，左右二後輪所受之地面阻力相同，差速小齒輪不在其本身之軸上轉動，邊齒輪之轉速與最後傳動之盆形齒輪之轉速相同，二後輪等速前進，如圖3-9-9所示。

(三)當車子向左彎時，左側之車輪受到之阻力較大，右側之車輪受到之阻力較小，差速小齒輪和兩邊齒輪接觸點之力量不平衡，差速小齒輪繞其軸轉動，使左側車輪之轉速降低，而右側車輪之轉速增加，車子順利左彎，如圖3-9-10所示。

(四)設盆形齒輪以 500 rpm 轉動，在直線行駛時，左、右車輪均以 500 rpm 轉動；當左彎時，盆形齒輪仍以 500 rpm 轉動，因差速小齒輪繞其軸轉動，使左側邊齒輪向後轉 50 rpm，右側邊齒輪向前轉 50 rpm，結果左側車輪以 450 rpm 轉動，而右側車輪以 550 rpm 轉動。

(五)車輛行駛於凹凸不平路面時，因左右兩輪所受阻力不等之關係亦有差速作用產生，而使汽車有擺尾之現象發生。

### 9-3-3 自動差速限制式差速器

#### 一、概述

普通差速器若有一輪打滑時，則完全失去驅動力，使打滑輪以兩倍盆形齒輪之轉速空轉，另一車輪則不轉動，使車子無法行駛。又車輛行駛在凹凸不平之路面時，懸空輪會高速空轉，着地之瞬間會使汽車發生擺尾現象，使汽車駕駛困難。自動差速限制式差速器即為克服此項缺點而設計。

#### 二、動力鎖定式差速器

動力鎖定式差速器 (power lock differential) 又稱無滑動式差速器 (no slip di-

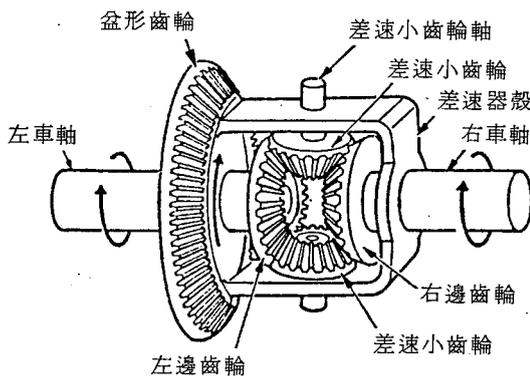


圖 3-9-8 普通差速器之基本構造 [註 8]

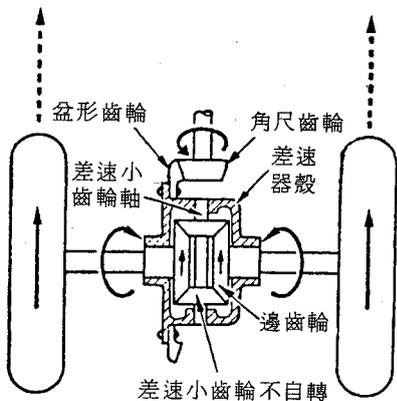


圖 3-9-9 直線前進時差速器之作用 [註 9]

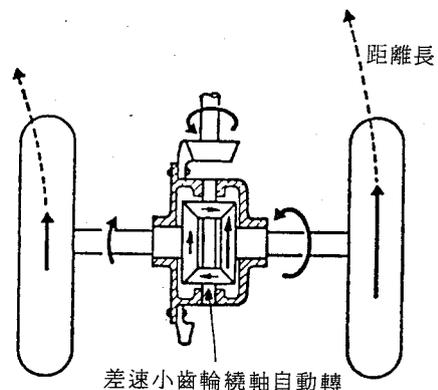


圖 3-9-10 轉彎時差速器之作用 [註 10]

fferential)。

(一)構造

1. 動力鎖定式差速器構造如圖3-9-11所示，圖3-9-12所示為其分解圖。在差速器殼與邊齒輪間裝有邊齒輪套及摩擦接合器，差速小齒輪軸不同於普通差速器，係兩根交叉互成  $90^\circ$ ，並於末端加工成V字形，如圖3-9-13所示。且與之相配合之差速器殼孔很大，有一側亦加工成V形與差速小齒輪軸之V形相配合。而普通差速器之差速小齒輪軸與差速器殼係緊密接合，如圖3-9-14所示。

2. 摩擦接合器被動片嵌在邊齒輪套上，邊齒輪套及邊齒輪均以槽齒與後車軸相啮合。

(二)作用

1. 普通差速器的差速器殼與小齒輪軸之啮合如圖3-9-14所示，引擎之扭力由差速器殼經差速小齒輪軸、差速小齒輪、邊齒輪傳到後軸，差速器殼與差速小齒輪軸係一體傳輸動力的，但在動力鎖定式差速器，如圖3-9-15所示，動力由差速器殼傳到差速小齒輪軸時係經過V形斜面，結果使差速小齒輪軸一支向左側壓，一支向右側壓，

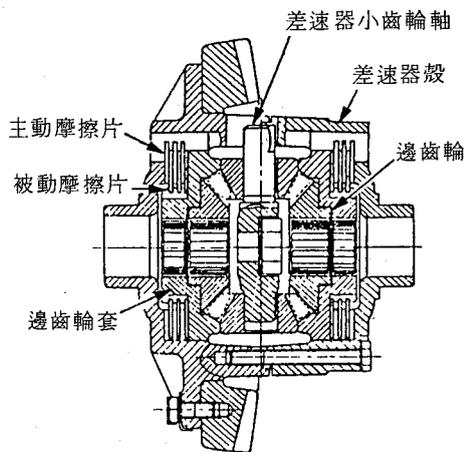


圖 3-9-11 動力鎖定式差速器構造 [註11]

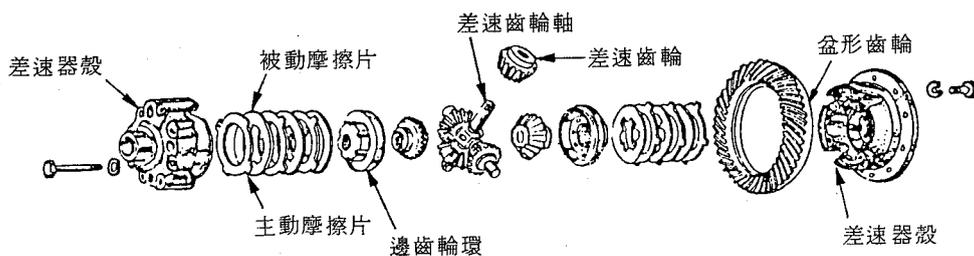


圖 3-9-12 動力鎖定式差速器分解圖 [註12]

使接合器緊而傳動，此壓力之發生如圖3-9-15所示。F為差速器殼之迴轉力，在斜面上產生正壓力N，在與迴轉方向成  $90^\circ$  之方向有分力P作用

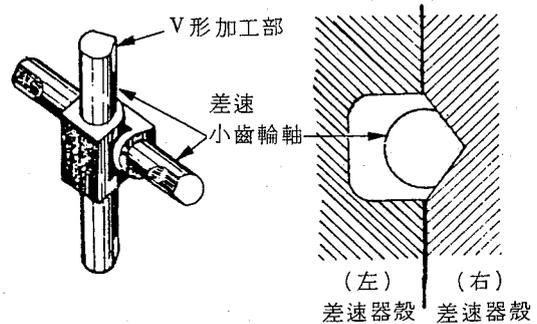


圖 3-9-13 接合器壓力之發生部 [註13]

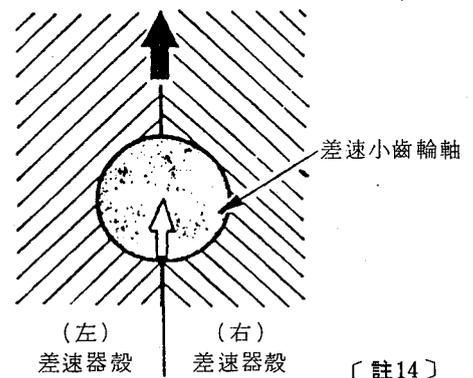


圖 3-9-14 普通差速器殼與差速小齒輪軸 [註14]

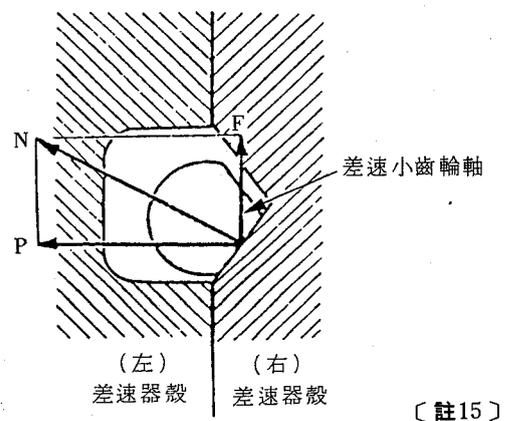


圖 3-9-15 動力鎖定差速器接合器壓力發生原理 [註15]

(即為接合器之壓力)，此力P與F力之大小成比例。

2. 直行時之作用——當直行時，左右輪之轉速相同，與普通差速器一樣，後軸與差速器殼成一體，左右兩輪以相同之扭矩及轉速旋轉。

3. 驅動輪有一邊打滑時——如圖3-9-16所示，若右車輪發生打滑時，右邊的邊齒輪套(用槽齒連接在後軸上)要比差速器殼更快之速度迴轉，但是因為摩擦接合器片有制動作用，而使右側邊齒輪套之扭矩如圖點線所示，經由摩擦接合器傳到左側，左側無打滑之車輪之邊齒輪套之轉速較差速器殼為慢，差速器殼之動力經由接合器片傳到邊齒輪套。因此，左側之後車軸除從差速小齒輪及邊齒輪傳來之扭矩外，並額外得到從右側車輪→右側後軸→右邊齒輪套→右側摩擦接合器→差速器殼→左側摩擦接合器→左側邊齒輪套→左側後軸→左側車輪之增加扭矩，如圖3-9-16所示。

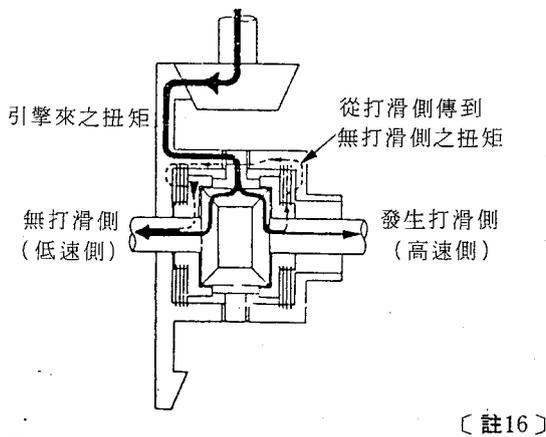


圖 3-9-16 有一邊之車輪發生打滑時扭矩之分配 [註16]

4. 轉彎時——動力鎖定式差速器在轉彎時，摩擦接合器產生打滑，使左右輪能產生差速作用，但左右兩輪傳遞之扭矩會發生變化，如圖 3-9-17 所示。

5. 左右輪的扭矩比——動力鎖定式差速器在一邊之車輪打滑時，左右兩輪的扭矩比有一定，也就是前述從差速器殼作用於差速小齒輪V形斜面之作用力之大小有一定，此作用力與差速器殼之扭矩之比有一定值，普通以摩擦接合器能傳遞引擎傳來扭矩之百分數(%)表示，此值在設計時即已決定。假設，摩擦接合器能傳遞引擎扭矩之25%時，則圖3-9-17(b)所示右側車輪能傳遞35%扭矩，左側車輪能傳遞65%扭矩，左右之扭矩比為1.8:1，普通約為1.5~5.0。

### 三、簡單型小型車用動力鎖定式差速器

圖3-9-18所示為小型車用之簡單型動力鎖定式差速器，接合器有兩個。①號接合器上有差速小齒輪軸，接合器上有兩個互相配合之山形，如

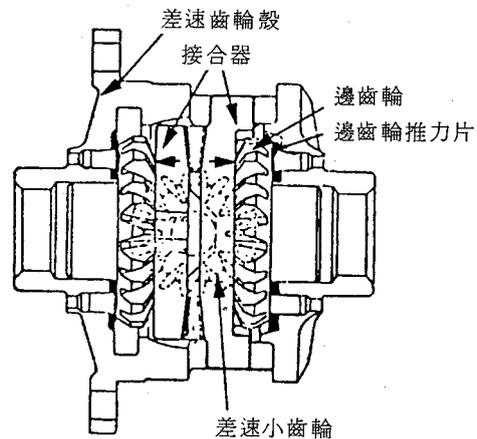
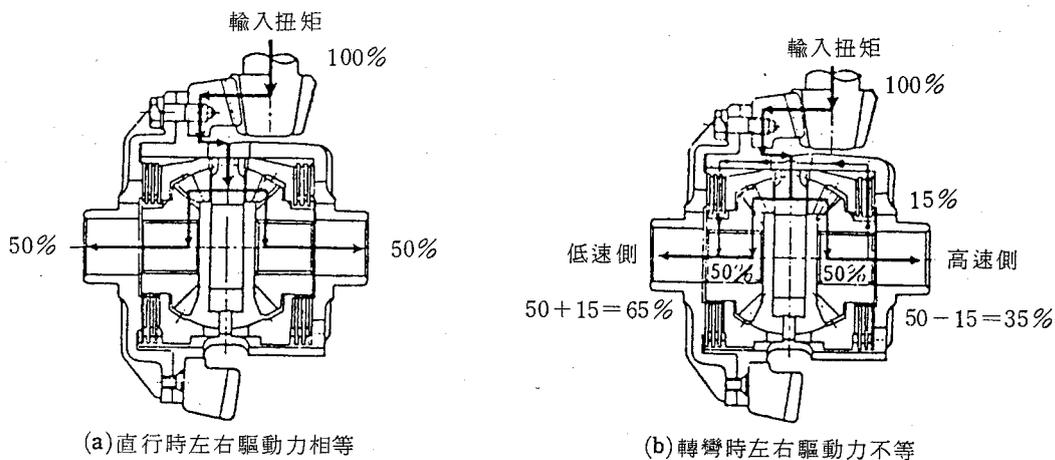


圖 3-9-18 簡單型動力鎖定式差速器 [註18]



(a) 直行時左右驅動力相等

(b) 轉彎時左右驅動力不等

圖 3-9-17 動力鎖定差速器在轉彎時扭矩之分配 [註17]

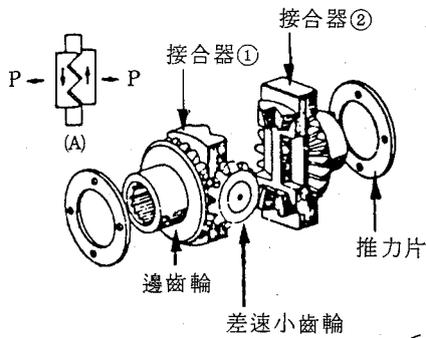


圖 3-9-19 簡單型動力鎖定式差速器之分解圖 [註19]

圖3-9-19(A)所示，接合器②嵌在差速器殼之凹槽中，動力之傳輸自差速器殼→接合器②→接合器①→差速小齒輪→邊齒輪→後軸。

動力鎖定係因接合器山形面推動時產生之壓力而使差速器殼緊壓邊齒輪而產生，如圖3-9-19(A)所示為作用力產生情形。

#### 四、無空轉式差速器

無空轉式差速器 (no spin differential) 能適應不良之路面行駛，不但在一輪打滑時仍可繼續推動車子，即使有一支後輪軸折斷時亦能繼續推動車子行駛，此為其特殊之優點。

##### (一)構造

無空轉式差速器係裝於普通差速器殼中以取代原有之差速小齒輪軸、差速小齒輪、邊齒輪等差速裝置，如圖3-9-20所示。圖3-9-21所示為無空轉差速器之分解圖。

1. 十字軸輪及中心凸輪總成由十字軸輪、中

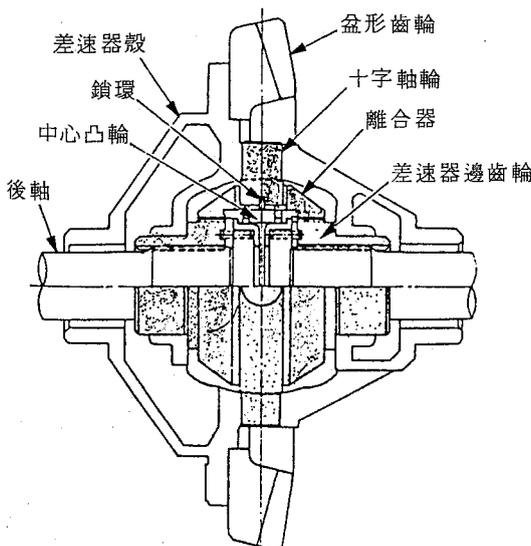


圖 3-9-20 無空轉式差速器 [註20]

心凸輪及鎖環所組成，中心凸輪由鎖環卡在十字軸輪內，因此中心凸輪不能在後軸之方向移動。十字軸輪有四支軸銷嵌在差速器殼中，其兩面刻有放射狀的離合齒，同時內部有鍵與中心凸輪的鍵槽相啮合，以限制中心凸輪在一定之範圍內迴轉。中心凸輪之兩面亦刻有與十字軸輪上之接合齒相同數目之凸輪齒，這些凸輪齒之表面磨得很平滑，以達成接合分離之作用。

2. 離合器——離合器在十字軸輪及中心凸輪總成的兩邊與十字軸輪的離合齒相啮合，同時亦與中心凸輪之凸輪齒相啮合，離合器內面刻有槽齒，以便與邊齒輪相啮合。

3. 彈簧座及彈簧——彈簧座裝在離合器內，並由離合器凸緣支撐著彈簧，再裝在彈簧座內。當組合完成後，以彈簧內端壓著離合器，使離合器與十字軸輪密接並相啮合。

4. 邊齒輪——邊齒輪內有槽齒與後輪軸相啮合，外面之槽齒係與離合器的槽齒相啮合，組合時，其內側壓縮彈簧之外端。

##### (二)作用

1. 引擎驅動直線前進時如圖3-9-22所示，左右兩離合器之離合齒與十字軸輪之離合齒相啮合，同時中心凸輪之凸輪齒亦與離合器之離合齒相啮合，此時動力由盆形齒輪→差速器殼→十字軸輪→離合器→邊齒輪→後軸的次序而傳到左右輪，此時差速器總成與差速器殼成一體轉動。

2. 引擎煞車直線前進時，其作用與引擎驅動

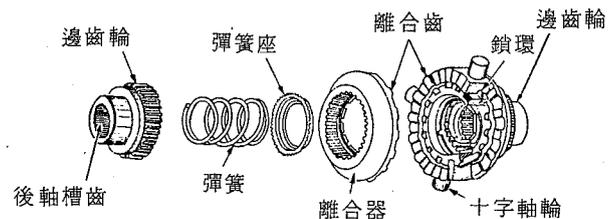


圖 3-9-21 無空轉式差速器分解圖 [註21]

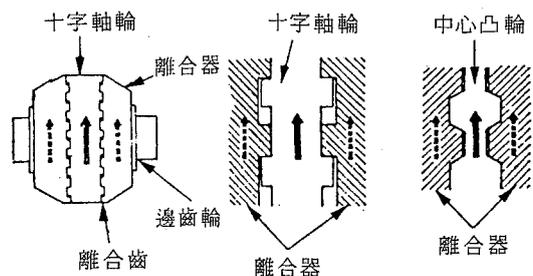


圖 3-9-22 引擎驅動直線前進時之作用 [註22]

直線前進時相同，差速器總成與差速器殼成一體轉動，但是此時係以離合器驅動十字軸輪，故離合齒之背隙之方向與引擎驅動時之方向相反，如圖3-9-23所示（比較圖3-9-22及圖3-9-23離合齒之背隙位置）。

3.引擎驅動直線倒退時，其作用與引擎驅動直線前進時相同，差速器總成與差速器殼成一體轉動，但十字軸輪之轉動方向相反，因此離合齒的背隙方向與前進時相反，如圖3-9-24所示。

4.引擎驅動前進轉彎時，內輪與外輪所走之距離不等，故其轉速亦不同，可使普通差速器之差速小齒輪繞其軸旋轉而完成差速作用。但在無空轉差速時，其差速作用亦是由兩輪間的行駛距離差（即兩輪之轉速差）來完成，因與內輪相連接之離合器係由十字軸輪所驅動，故其轉速不能較十字軸輪慢。故由與外輪相連接之離合器，則因路面來的驅動力使離合器分離，而在十字軸輪上快速超越空轉而達成差速作用。茲將詳情分述如下：

- (1)與外側車輪相接之離合器之凸輪齒如圖3-9-25(a)中右圖所示，從中心凸輪齒上壓出而使離合器分離，如圖3-9-25(a)中左圖所示。
- (2)與外側車輪相接之離合器，如圖3-9-25(b)左圖所示，與十字軸輪之離合齒分離而在齒端上滑動前進一齒。
- (3)每當離合器在十字軸輪上超越1齒距後，

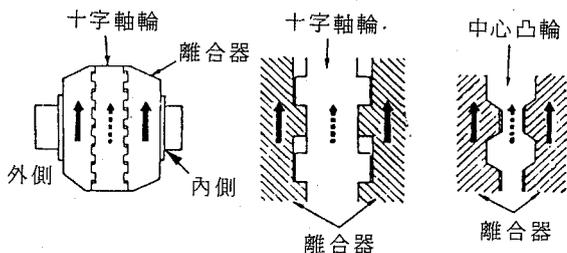


圖 3-9-23 引擎煞車直線前進時之作用〔註23〕

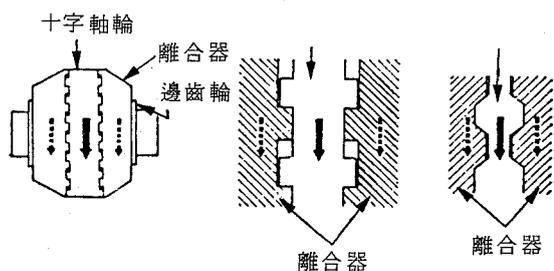


圖 3-9-24 引擎驅動直線倒退時之作用〔註24〕

因彈簧壓力而使離合齒再啮合，如圖3-9-25(c)所示。因此在轉彎時，不斷反覆進行前述動作而產生差速作用。因離合齒之分離接合動作在轉彎進行中會產生“卡答卡答”之響聲。

(4)車輛在引擎驅動前進下轉彎時，僅利用內側車輪來驅動，外側車輪沒有傳輸動力而自由轉動。

5.引擎煞車前進轉彎時，係由離合器來驅動十字軸輪。此十字軸輪是由外側車輪連接之離合器所驅動，故十字軸輪與外側車輪同速轉動。此時內側車輪相連接之離合器凸輪齒從中心凸輪齒上壓出，如圖3-9-26(c)所示，而使內側車輪之離合齒分離，如圖3-9-26(b)所示，因此，內側離合器在十字軸輪離合齒之齒端上滑動。每移過一齒，彈簧即壓回再度啮合，在轉彎中反覆上述動作，完成差速作用，同時亦發生“卡答卡答”

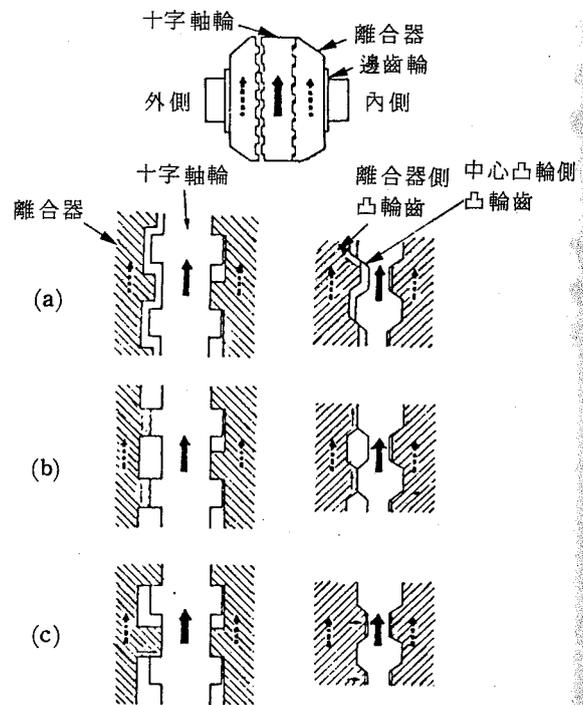


圖 3-9-25 引擎驅動前進轉彎時之作用〔註25〕

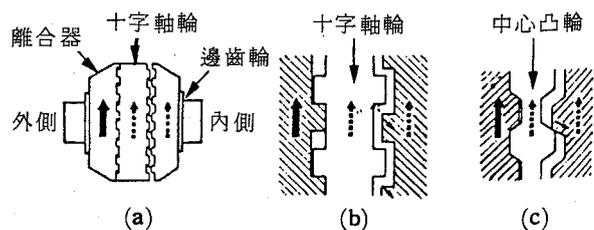


圖 3-9-26 引擎煞車前進轉彎時之作用〔註26〕

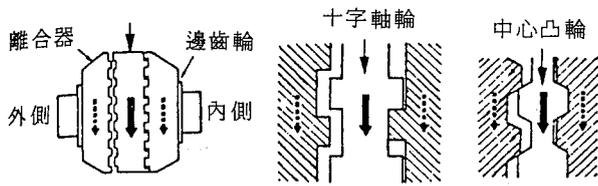


圖 3-9-27 引擎驅動倒退轉彎時之作用〔註27〕

之響聲。引擎煞車轉彎時，內側車輪自由轉動，轉速較十字軸輪慢。車輛係受慣性驅動，而外側車輪受到引擎制動（煞車）作用。

6.引擎驅動倒退轉彎時，如圖3-9-27所示，十字軸輪之轉動方向相反，故離合齒的背隙在相反方向，其他之作用同引擎驅動前進轉彎時，如圖3-9-25所示。以內側車輪驅動車輛，外側車輪自由空轉，亦發生“卡答卡答”之響聲。

7.行駛在不平路面時——當車輛行駛在不平路面時，由左右兩側之離合器不停的交互分離、接合而完成差速作用，以維持車輛的正常行駛，因車輪不會高速空轉，故可消除擺尾現象及減少輪胎磨損。

8.當任一車輪在滑溜路面時——普通差速器在滑溜路面時該輪即快速空轉，另一輪不轉而喪失驅動力。無空轉差速器則左右兩離合器在嚙合狀態下，兩輪以同轉速轉動，而使車輛能保有良好的驅動力，不會產生車輪空轉之現象，故稱為無空轉式差速器。

### 9-3-4 行星齒輪式差速器

#### 一、構造

行星式齒輪差速器構造如圖3-9-28所示，角尺齒輪接盆形齒輪，盆形齒輪接行星組之環輪（內齒輪），環輪與外行星小齒輪相接，外行星小齒輪與內行星小齒輪相接，內行星小齒輪又接太陽輪。右後軸接太陽輪，內外行星小齒輪皆裝在行星架上，行星架連接左後軸。

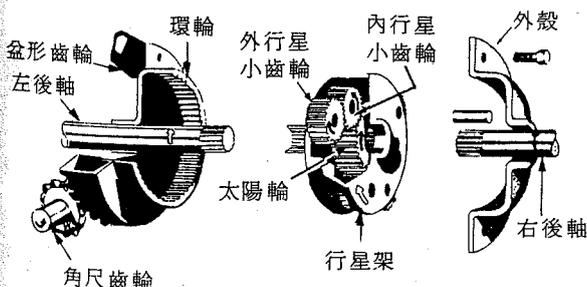


圖 3-9-28 行星齒輪式差速器〔註28〕

#### 二、作用原理

(一)直線前進時，左右二輪所受之阻力相同，故行星小齒輪不自轉，行星架（左輪）、太陽輪（右輪）以同速度旋轉，車輛直進。

(二)右轉彎時如圖3-9-29所示，右輪之阻力較大，使得行星小齒輪繞太陽輪爬行，內行星小齒輪與環輪同方向繞軸自轉，外行星小齒輪與環輪反方向繞軸自轉，則行星架因行星小齒輪自轉之幫助，轉數較太陽輪為快，即左輪較右輪快，車輛向右轉。

(三)左轉時，左輪之阻力較大，使得行星小齒輪繞環輪爬行，外行星小齒輪與環輪同方向繞軸自轉，內行星小齒輪與環輪反方向繞軸自轉，如圖3-9-30所示。則行星架因行星小齒輪自轉之結果，轉數較太陽輪慢，即右輪較左輪轉速快，車輛向左彎。

#### 三、優點

此式差速器可以縮小差速器所佔之空間，特別適用於構造緊密之F.F.式車輛使用。

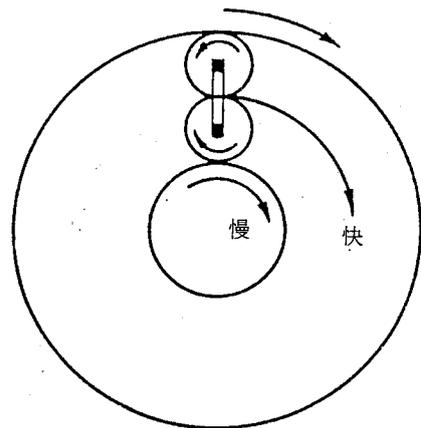


圖 3-9-29 右轉彎時〔註29〕

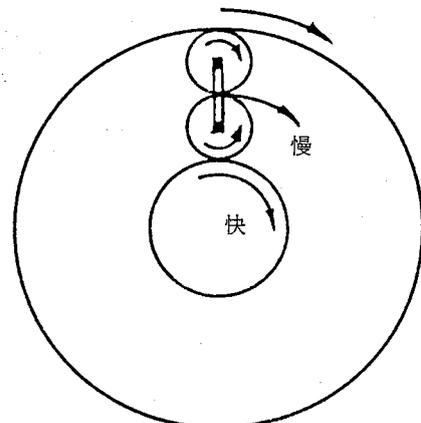
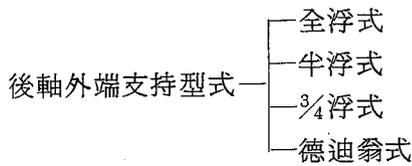


圖 3-9-30 左轉彎時〔註30〕

## 第四節 後 軸

### 9-4-1 概述

後軸除傳遞動力、旋轉車輪外，有時並承擔一部分車子之重量。汽車之動力經最後傳動及差速器後，即由後軸將動力傳到車輪，後軸內端都是以槽齒與差速器邊齒輪相啮合。邊齒輪與差速器殼組合在一起，由軸承支持在後軸殼上，因此內端均為浮動。外端與車輪連接，外端的支持方法有下列四種：



### 9-4-2 全浮式

(一)車輪用兩個軸承支持在後軸殼上，如圖3-9-31所示，車子之重量全部由後軸殼承擔，後軸僅承受扭矩，通常大客車及貨車均採用。

(二)圖3-9-32所示為大客車全浮式後軸之構造，包括煞車底板、煞車蹄片、車輪、軸承、輪殼各部機件之相關位置及裝置方法。

### 9-4-3 半浮式

(一)車輪端之軸承裝在後軸殼與後軸之間，後軸用鍵或螺帽與輪殼緊密結合，後軸除轉動車輪外，並須負擔車子之重量，如圖3-9-33所示，一般小型車輛都採用此式。

(二)圖3-9-34所示為半浮式後軸在車輪部分之構造圖，在後軸上有軸承定位環以固定軸承之位置，軸承內側並有油封，以防止後軸殼中之潤滑油流入煞車鼓，而使煞車失效。後軸殼端安裝煞

車底板，其上安裝煞車蹄片、煞車分泵、間隙調整器等，後軸端現多採用凸緣，以安裝煞車鼓及車輪。

### 9-4-4 3/4浮式

車輪端之軸承裝在後軸殼與輪殼之間，但輪殼與後軸用鍵或螺絲緊密接合，車子之重量有一部分由後軸承擔，使用於一部分小型車上，如圖3-9-35所示。

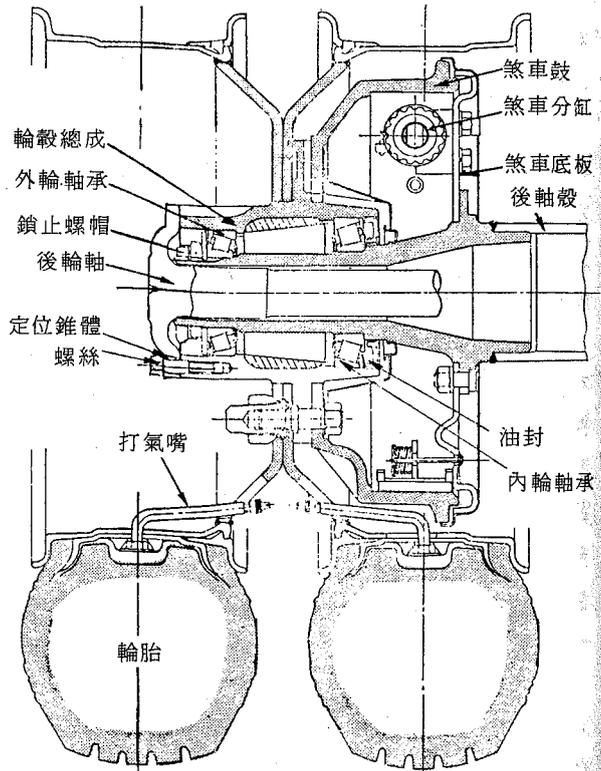


圖 3-9-32 全浮式後軸構造〔註32〕

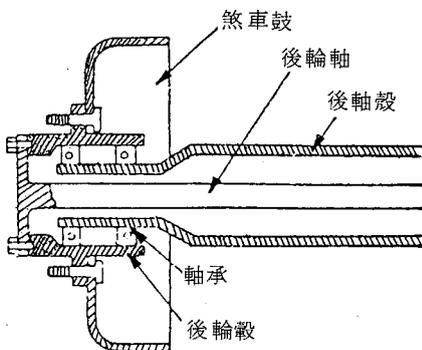


圖 3-9-31 全浮式後軸簡圖〔註31〕

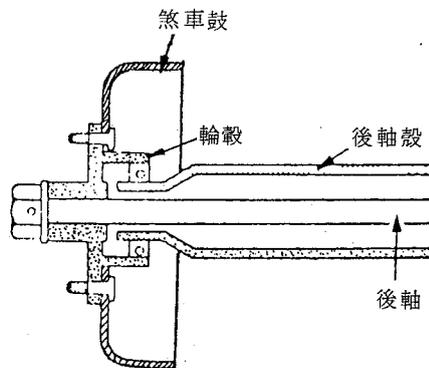


圖 3-9-33 半浮式後軸簡圖〔註33〕

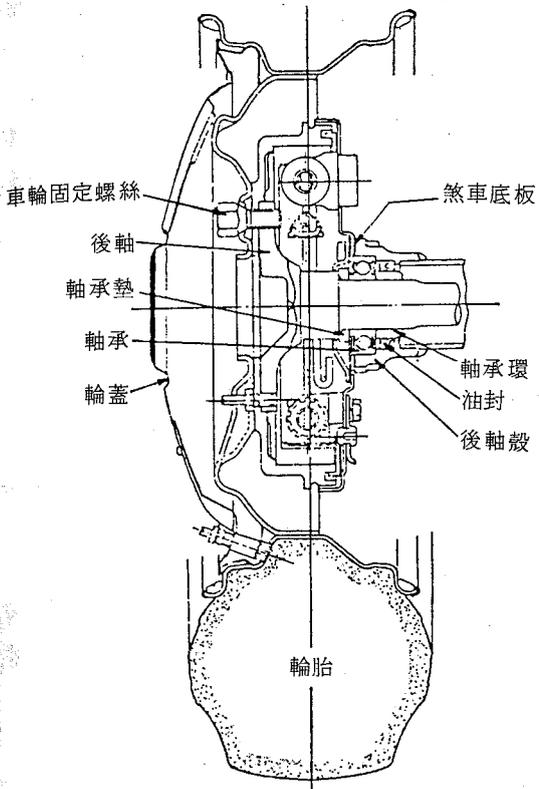


圖 3-9-34 半浮式後軸構造 [註34]

### 9-4-5 德迪翁式後軸

此式不採用後軸殼，差速器及最後傳動總成裝在車架上，與邊齒輪連接之軸軛使用軸承及油封安裝在差速器及最後傳動總成殼上。左右兩輪用軸承安裝在一根橫樑上。車輪與差速器間之車軸構造同傳動軸。此式後軸有整體式後軸之強度，但更具有活動式後軸的舒適，因懸吊彈簧下之重量可大為減輕，故震動減少，圖3-9-36及圖3-9-37所示為德迪翁式後軸之構造。

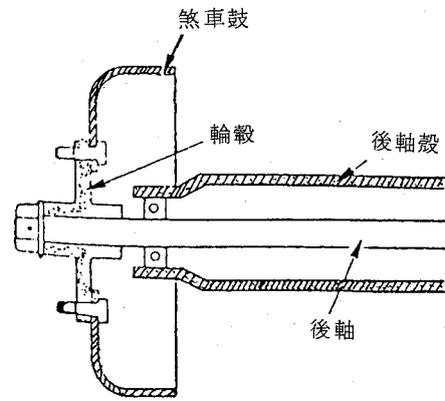


圖 3-9-35 3/4浮式後軸簡圖 [註35]

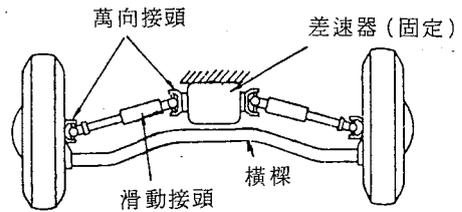


圖 3-9-36 德迪翁式後軸 [註36]

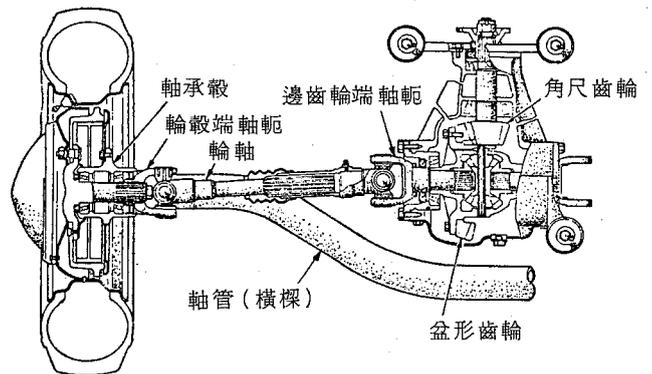


圖 3-9-37 德迪翁式後軸構造 [註37]

## 第五節 後軸殼

### 9-5-1 概述

後軸殼為最後傳動、差速器、後軸之支架及保護殼，為後軸支撐車重之骨架，其構造有下列三種型式。

- 後軸殼 — 組合式 (build-up type)
- 五弦琴式 (banjo type)
- 分離式 (split type)

### 9-5-2 組合式

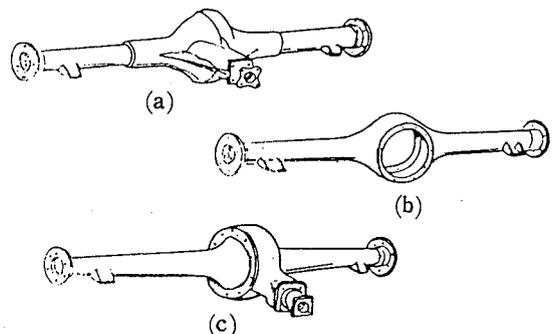


圖 3-9-38 後軸殼之形成 [註38]

如圖3-9-38(a)所示，差速器及最後傳動總成可用鍛鑄鐵製成後軸外殼部分，以鋼管壓入，大型車輛使用較多。

### 9-5-3 五弦琴式

如圖3-9-38(b)所示，五弦琴式係使用鋼板沖壓焊接製成。最後傳動及差速器總成裝在鑄鐵之

支架上，再裝入後軸殼中，拆裝容易，造價低廉，適合小型車大量生產使用，為使用最多之形式。

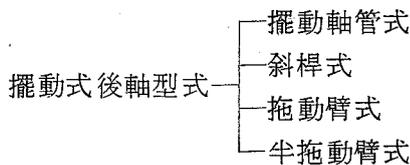
### 9-5-4 分離式

分離式後軸殼由中央分割為左右兩半，用螺絲結合，如圖3-9-38(c)所示。一般用在重型之車輛。

## 第六節 擺動式後軸

### 9-6-1 概述

後引擎後輪驅動或前引擎後輪驅動而採用獨立式懸吊之車輛，所採用之擺動式後軸，現代高級乘用車或跑車使用甚廣，型式因懸吊裝置種類而有不同，常用者有下列數種。



### 9-6-2 擺動軸管式擺動後軸

(一)圖3-9-39所示為擺動軸管式(swing axle tube type)擺動後軸之構造，最後傳動及差速器總成直接固定在車身之橫樑上，差速器邊齒輪與萬向接頭連在一起，以槽齒與後輪軸相連接。

(二)後軸管(即後軸殼)使用半球狀之連結裝置與最後傳動及差速器總成殼相連接，後輪軸之外端以球軸承安裝在軸管中，連接半球之中心與等速萬向接頭之中心一致。

(三)當車輪上下運動時，後軸管以等速萬向接頭之中心為中心上下運動，軸管中之輪軸旋轉以驅動車輪。

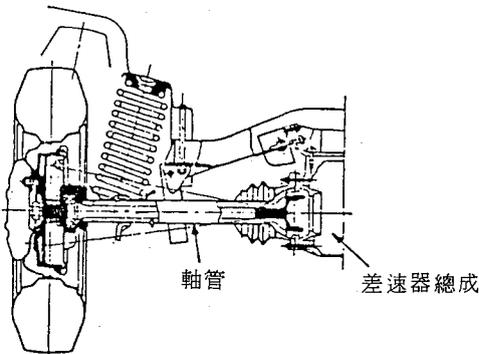


圖 3-9-39 擺動軸管式〔註39〕

### 9-6-3 斜桿式擺動後軸

(一)圖3-9-40所示為斜桿式(diagonal link type)擺動後軸之構造，圖示V型桿裝在車身上，桿之末端支持後軸，能產生上下方向之運動。

(二)此種斜桿與車身之裝置軸線之延長線與萬向接頭之中心一致，因此斜桿與後軸一起上下運動，而在上下運動時，後軸之長度不會變動。

### 9-6-4 拖動臂式擺動後軸

(一)所謂拖動臂式(trailing arm type)擺動後軸係在車身兩側與車子行駛方向平行之臂，其末端用以支持後軸之方式。圖3-9-41所示為拖動臂式擺動後軸之構造。

(二)最後傳動及差速器總成掛在橫樑上，後軸之構造同普通之傳動軸，能自由的在車輪上下運動時傳動力。

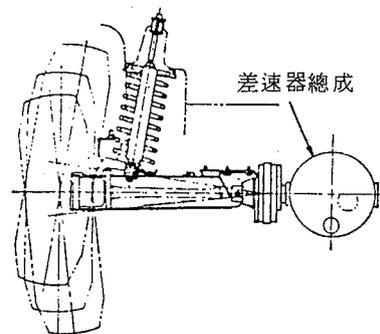
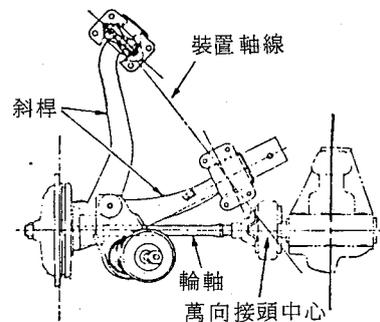


圖 3-9-40 斜桿式擺動後軸〔註40〕

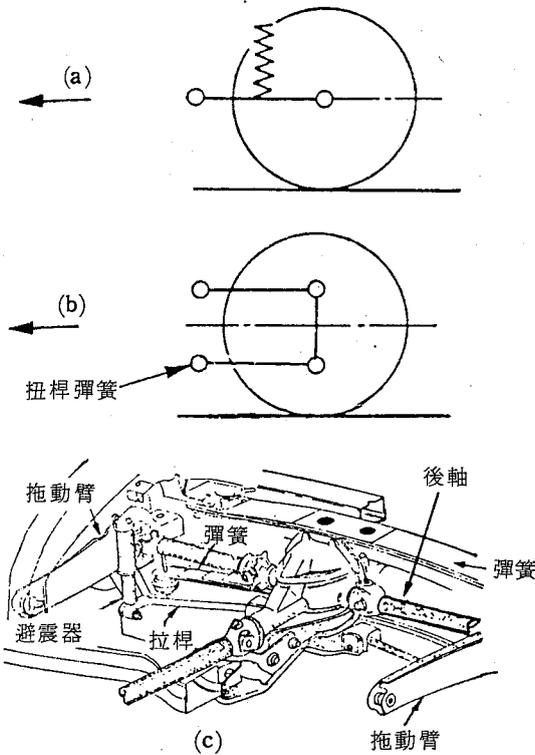


圖 3-9-41 拖動臂式擺動後軸〔註41〕

### 9-6-5 半拖動臂式擺動後軸

圖3-9-42所示為半拖動臂式(semi trailing arm type)擺動後軸之構造,此種型式在車輪上下運動時,輪軸之長度會變更,因此輪軸之中央部分使用球槽相連接,如圖示。此種輪軸兩端皆使用萬向接頭。

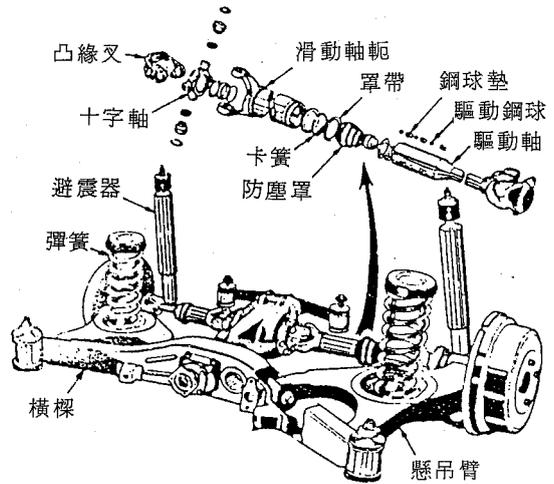
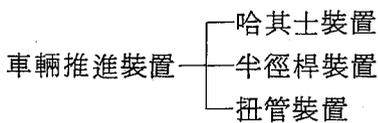


圖 3-9-42 半拖動臂式擺動後軸

## 第七節 車輛推進裝置

### 9-7-1 概述

後輪之驅動力如何傳遞到大樑以推動車輛前進,有下列三種方式。



### 9-7-2 哈其士推進裝置

如圖3-9-43所示,一般使用片狀彈簧整體式後懸吊之車子均採用哈其士裝置,為最簡單、採用最多之型式。車輛之推進力及制動時之反作用力都是利用彈簧鋼板之前端傳到大樑,強力的推進力常使彈簧產生變形。在車子行駛中因道路不平產生之震動,亦使彈簧承受相當大之應力。

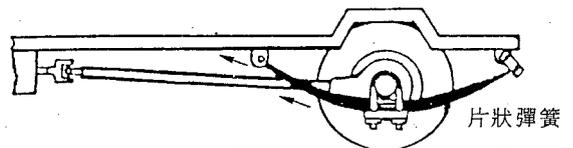


圖 3-9-43 哈其士推進裝置〔註42〕

### 9-7-3 半徑桿推進裝置

如圖3-9-44所示,後車軸之推進力或煞車時之作用力,由連接後軸殼與大樑間之半徑桿來承受,一般使用圈狀彈簧後懸吊之車子大部分採用半徑桿推進裝置。半徑桿之兩端採用橡皮襯套,使車輪產生橫滑時,半徑桿不致發生變形。

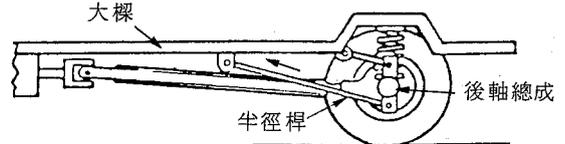


圖 3-9-44 半徑桿推進裝置〔註42〕

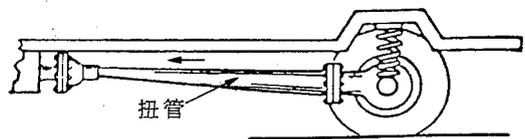


圖 3-9-45 扭管推進裝置〔註42〕

### 9-7-4 扭管推進裝置

後車軸之扭力及推動力及制動的反作用力由包在傳動軸外之扭管來承擔,扭管後端裝在後軸殼上,前端裝在變速箱之後端或橫樑上,如圖3-9-45所示即為扭管推進裝置。

### 第八節 雙後軸之差速裝置

大型載重車輛，常使用兩組後軸來支持及推動車輛，以提高載重量及爬行能力，但兩組後軸在行駛不良路面及轉彎時，因兩組後軸之轉數不相等，因此在雙後軸之前組後軸中必須有差速裝

置以吸收兩後軸之轉數差，動力自傳動軸先進入內軸差速器架，再經內軸差速器之差速齒輪到邊齒輪，一個邊齒輪接到前組後軸，另一邊齒輪接到後組後軸。平時內軸差速器之差速小齒輪不轉動，兩組後軸之轉數一樣，遇轉彎或不良路面時，差速齒輪繞其軸轉動，而使兩組後軸之轉數不等。其裝置方式有兩種，如圖3-9-46、3-9-47所示。

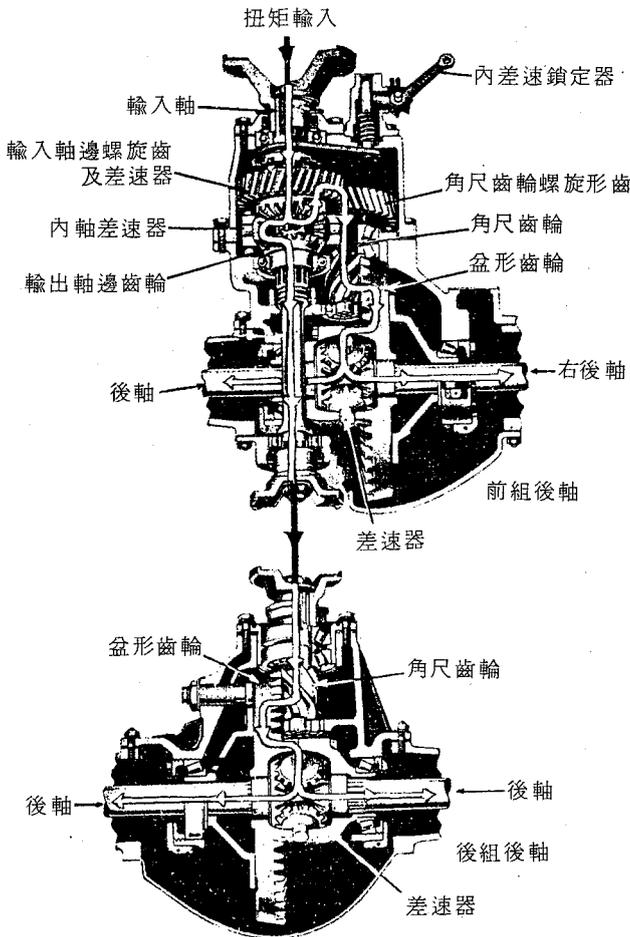


圖 3-9-46 雙後軸驅動法之一〔註43〕

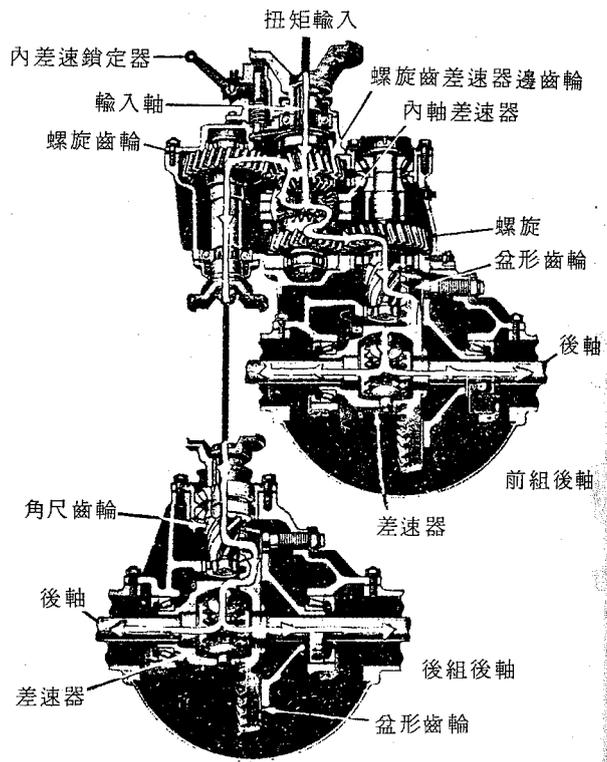


圖 3-9-47 雙後軸驅動法之二〔註44〕

**【習題】**

一、問答：

1. 後軸總成之功用為何？
2. 最後傳動齒輪有幾種？各有何優缺點？
3. 試述普通差速器之作用原理。
4. 試述動力鎖定差速器之作用情形。
5. 試述無空轉差速器之構造及作用原理。
6. 使用雙減速式差速器之功用為何？
7. 試述雙速差速器的作用情形。

8. 後軸的種類有幾？

9. 何謂半浮式後軸？

10. 德迪翁後軸有何特點？

11. 擺動式後軸有幾種？構造要點如何？

12. 車輛推進裝置有幾種？

13. 試述雙後軸差速器之功能及作用情形。

二、填充：

1. 後軸總成是由\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_所組成。

2. 後軸總成能將動力傳輸的方向改變\_\_\_\_\_度。
3. 最後傳動之種類有\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_四種。
4. 大型車輛大多採用\_\_\_\_\_式之最後傳動裝置。
5. 普通差速器由\_\_\_\_\_齒輪、二或四個差速小齒輪、一或二根\_\_\_\_\_及差速器殼所組成。
6. 後軸總成內，動力之傳遞是\_\_\_\_\_→\_\_\_\_\_→\_\_\_\_\_→\_\_\_\_\_→\_\_\_\_\_→\_\_\_\_\_→\_\_\_\_\_→後軸→車輪。
7. 行星齒輪式差速器，角尺齒輪接盆形齒輪，

盆形齒輪接\_\_\_\_\_，環輪與外行星齒輪接\_\_\_\_\_，內行星齒輪接太陽輪、內外行星齒輪均裝在行星架上，右後軸接\_\_\_\_\_，左後軸接\_\_\_\_\_。

8. 常用之後軸種類有\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_三種。
9. 現代大型車採用\_\_\_\_\_後軸，小型車採用\_\_\_\_\_後輪。
10. 整體式後懸吊使用之後軸是\_\_\_\_\_式。
11. 擺動式後軸有\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_四種。
12. 車輛推進裝置有\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_三種。

### 【資料來源註釋】

- 〔註1〕 日本自動車整備振興會連合會編 基礎自動車工學 圖2-49
- 〔註2〕 黃靖雄編著 汽車學 圖2-10-1
- 〔註3〕 日本自動車整備振興會連合會編 三級自動車シャシ上 圖VI-1
- 〔註4〕 雇用促進事業團職業訓練部編 自動車の構造 圖3-125
- 〔註5〕 勞働省職業訓練局編 自動車の整備〔I〕自動車の構造 圖4-110
- 〔註6〕 Principles of Automotive Vehicles Fig 396
- 〔註7〕 同〔註4〕 圖3-128
- 〔註8〕 同〔註3〕 圖VI-6
- 〔註9〕 同〔註3〕 圖VI-7
- 〔註10〕 同〔註3〕 圖VI-7
- 〔註11〕 同〔註3〕 圖VI-8
- 〔註12〕 日本自動車整備振興會連合會編 二級自動車シャシ編 圖V-4
- 〔註13〕 同〔註12〕 圖V-3
- 〔註14〕 同〔註13〕
- 〔註15〕 同〔註13〕
- 〔註16〕 同〔註13〕 圖V-6
- 〔註17〕 同〔註4〕 圖3-137
- 〔註18〕 全國自動車整備學校連盟編 圖2-154
- 〔註19〕 同〔註18〕 圖2-155
- 〔註20〕 同〔註18〕 圖2-156
- 〔註21〕 同〔註18〕 圖2-157
- 〔註22〕 同〔註12〕 圖V-9

- 〔註23〕 同〔註12〕 圖V-13
- 〔註24〕 同〔註12〕 圖V-11
- 〔註25〕 同〔註12〕 圖V-10
- 〔註26〕 同〔註12〕 圖V-14
- 〔註27〕 同〔註12〕 圖V-12
- 〔註28〕 Stockel Auto Mechanics Fundamentals Fig 14-28
- 〔註29〕 同〔註2〕 圖2-10-13
- 〔註30〕 同〔註2〕 圖2-10-14
- 〔註31〕 同〔註4〕 圖3-140
- 〔註32〕 同〔註4〕 圖3-144
- 〔註33〕 同〔註4〕 圖3-141
- 〔註34〕 同〔註4〕 圖3-143
- 〔註35〕 同〔註4〕 圖3-141
- 〔註36〕 永屋元靖著 自動車百科全書 圖3-101
- 〔註37〕 同〔註18〕 圖3-33
- 〔註38〕 同〔註4〕 圖3-145
- 〔註39〕 同〔註18〕 圖3-49
- 〔註40〕 同〔註18〕 圖3-50
- 〔註41〕 同〔註18〕 圖5-15
- 〔註42〕 同〔註28〕 Fig 13-2
- 〔註43〕 同〔註2〕 圖2-10-20
- 〔註44〕 同〔註2〕 圖2-10-21

## 第十章 聯合傳動器

### 第一節 聯合傳動器概述

(一)在傳統的F.R.型(前置引擎後輪驅動型)車輛,傳動系各機件,包括離合器、變速箱、滑動接頭、萬向接頭、傳動軸、後軸總成等機件分別裝在不同的合適位置。在F.F.型(前置引擎前輪驅動型)及R.R.型(後置引擎後輪驅動型)車輛,則將傳動系各機件合裝在一起成一整

件,與引擎緊接在一起。我們將這種把離合器、變速箱、差速器、最後傳動等合裝在一起之機件稱為聯合傳動器(transaxle)。

(二)使用聯合傳動器之車輛,引擎與傳動系各機件結構緊湊堅固,可以避免各機件不易對準之毛病。

### 第二節 聯合傳動器構造

(一)圖3-10-1所示為英國摩利士(Morris)廠出品之F.F. type 橫置引擎之引擎及聯合傳動器構造圖,該聯合傳動器裝於引擎曲軸箱。

(二)圖3-10-2所示為德國國民汽車廠(Volks

Wagen)出品之R.R. type 引擎及聯合傳動器構造圖。

(三)聯合傳動器中之離合器、變速箱、差速器等構造、作用同前面各章所述,此處不再重複。

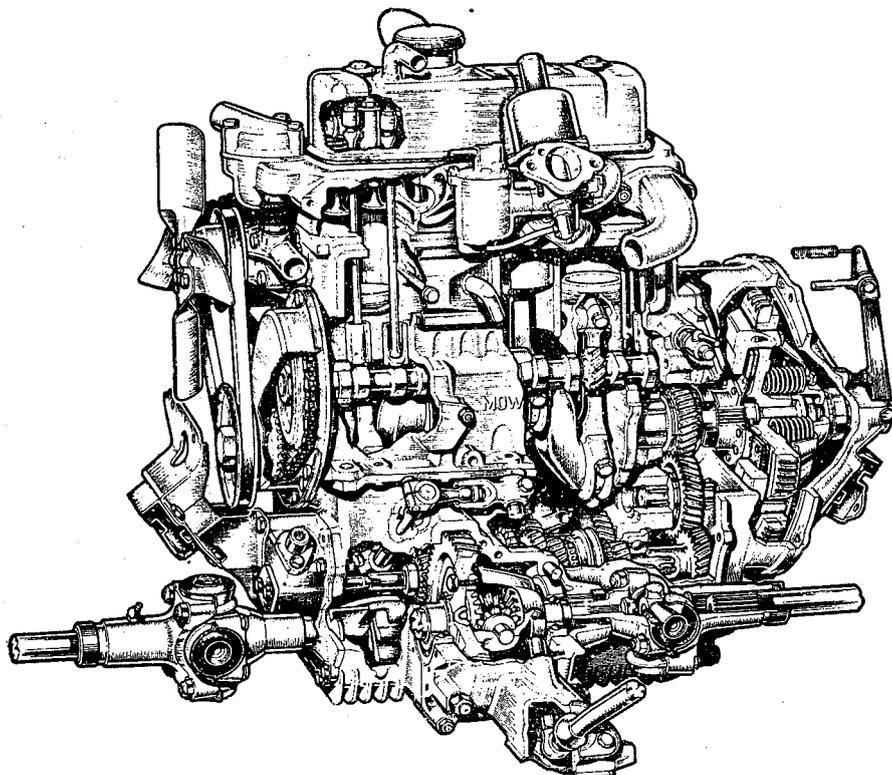


圖 3-10-1 英國摩利士廠出品之FF Type 橫置引擎及聯合傳動器構造〔註1〕

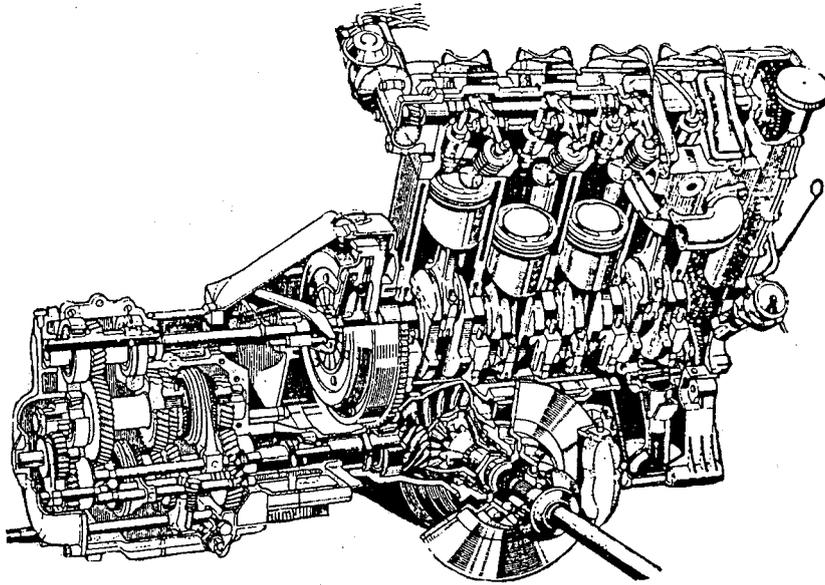


圖 3-10-2 德國國民汽車廠出品之 RR Type 引擎及聯合傳動器構造〔註 2〕

【習題】

1. 何謂聯合傳動器？
2. 以聯合傳動器取代傳統式傳動系有何優點？

【資料來源註釋】

- 〔註 1〕 Glenn's Foreign Car Repair Manual  
1969 P.7
- 〔註 2〕 同〔註 1〕 P.1215

[返回目錄](#)

# 第十一章 四輪驅動裝置

## 第一節 概 述

### 11-1-1 早期之四輪驅動車

早期之四輪驅動車僅用在軍用車輛及工程車，使用扭矩分配器將動力分配到各車軸（請參閱本篇第三章第二節扭矩分配器），如圖3-6-9所示。扭矩分配器之構造如圖3-6-10所示，係使用兩根撥桿來控制，HL撥桿控制高低速及空檔，F撥桿控制前輪是否驅動。圖3-6-11至3-6-14所示為撥桿位置及動力傳輸情形。

早期四輪驅動車之前輪因兼轉向及驅動，使用如圖3-11-1所示之裝置，因前輪在驅動兼轉向時方向盤之操作非常的重，且四輪驅動車的輪胎很容易磨損（因急轉彎煞住作用之關係），故一般汽車不採用。

### 11-1-2 現代之四輪驅動車

現代高性能乘用及商用車，為提升驅動力、增加高速穩定性及提高轉彎時之最高速限，紛紛發展四輪驅動汽車。由早期手動選擇控制2WD ↔ 4WD之部份時間式四輪驅動（part-time 4WD），發展到使用中央差速器（center differential）之全時間式四輪驅動（full-time 4WD），再進展到使用構造極簡單的黏性接合器（viscous coupling）之實際時間四輪驅動（real-time 4WD）。

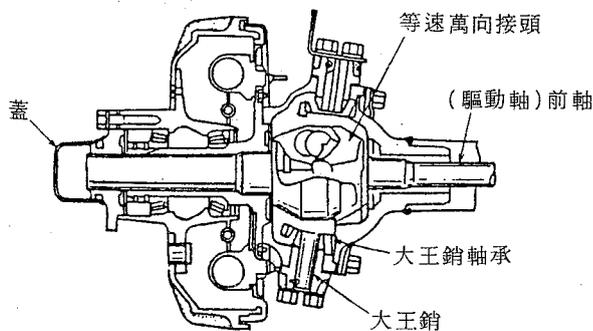


圖 3-11-1 整體式前輪驅動輪軸構造〔註1〕

### 11-1-3 四輪驅動與二輪驅動車利弊分析

(一)四輪驅動係前輪驅動(FWD)加後輪驅動(RWD)。依汽車運動特性，驅動力在路面摩擦係數 $\mu$ 低時，驅動力傳達界限大為提高，即四輪驅動力傳達效率較二輪驅動約大二倍。

(二)四輪驅動時，四輪能均勻的分配驅動力，在高速行駛時能得到良好的穩定性。

(三)汽車在轉彎時，四輪驅動較二輪驅動能夠得到較高的臨界限速。圖3-11-2所示為驅動力與旋轉向心力（cornering force）之關係。二輪驅動車，當車子轉彎時，車速超過臨界限速時，FF型汽車前驅動輪會產生橫滑溜，FR型汽車後驅動輪亦發生滑溜；而四輪驅動車因驅動力由四輪分擔，故總滑溜量減少，而可以以較高速度轉彎。

(四)四輪驅動車因需增加一組驅動軸，變速箱（或傳動軸）亦需增加許多控制裝置，使車重增加，車內空間減少，成本亦增加。但在講求高動力化之跑車及商用車方面，仍為提高驅動力之最佳方法。

### 11-1-4 急轉彎煞住作用

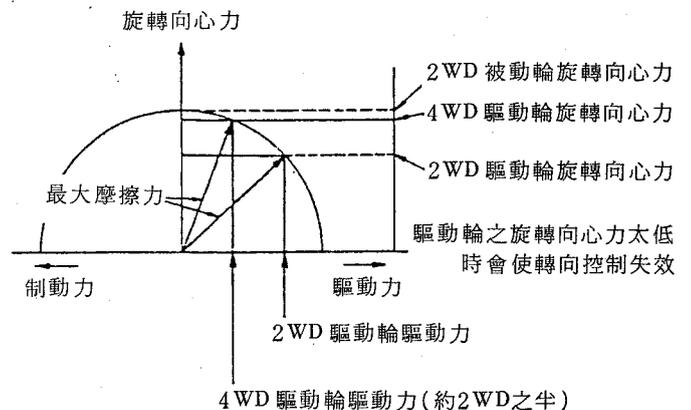


圖 3-11-2 旋轉向心力與驅動力之關係〔註2〕

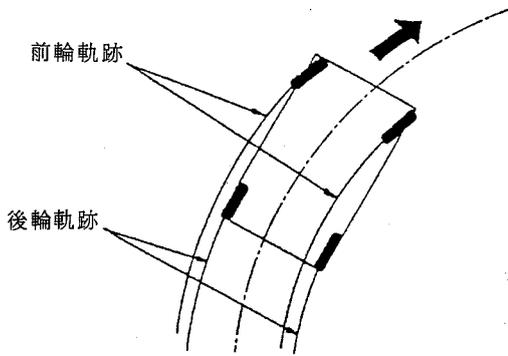


圖 3-11-3 急轉彎(小半徑旋轉)煞住作用原理(一)  
〔註 3〕

當四輪驅動車做較小半徑 ( $R = 6\text{ m}$ ) 之轉彎行駛時，如圖3-11-3所示，前輪軌跡與後輪軌跡發生 20 cm 之差異，前後輪之距離差約 60 cm，內外輪相差合起來約 1.2 m。因此，輪胎與地面之摩擦力產生急轉彎煞住現象，使轉向困難，

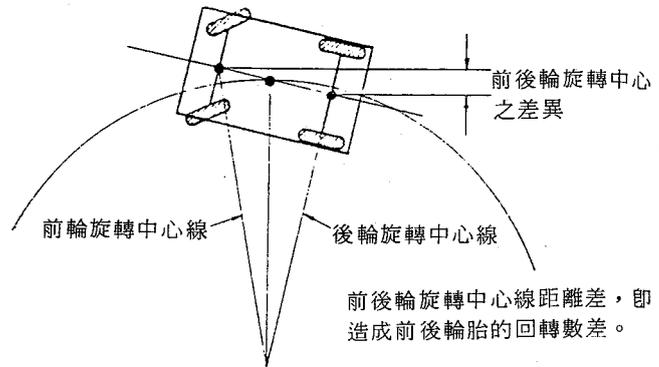


圖 3-11-4 急轉彎(小半徑旋轉)煞住作用原理(二)  
〔註 4〕

輪胎之磨損加速。圖3-11-4所示，以前後輪瞬時旋轉中心來看，亦可看出汽車在急轉彎時，因前後輪旋轉中心之差異造成前後輪回轉數的差異，前後輪回轉數不同，必須使用中央差速器來吸收。

## 第二節 選擇式四輪驅動裝置

### 11-2-1 概述

早期之四輪驅動車因均未裝用中央差速器(即吸收前後輪轉速差之差速器)，故受到急轉彎煞住作用之影響，使方向盤之操作困難而加速輪胎之磨損，故四輪驅動只使用在上坡及行駛於不良路面等情況，在一般正常情況下均僅用後輪驅動。

### 11-2-2 RR型汽車改裝之四輪驅動汽車

(一)圖3-11-5所示為日本速霸陸汽車使用之 4WD  $\leftrightarrow$  2WD 驅動系統圖。以RR型聯合傳動器加裝 4WD  $\leftrightarrow$  2WD 切換離合器，將動力傳到車輪，圖3-11-6所示為切換離合器安裝情形之簡圖，圖3-11-7所示為四輪驅動車四速變速箱之構造。

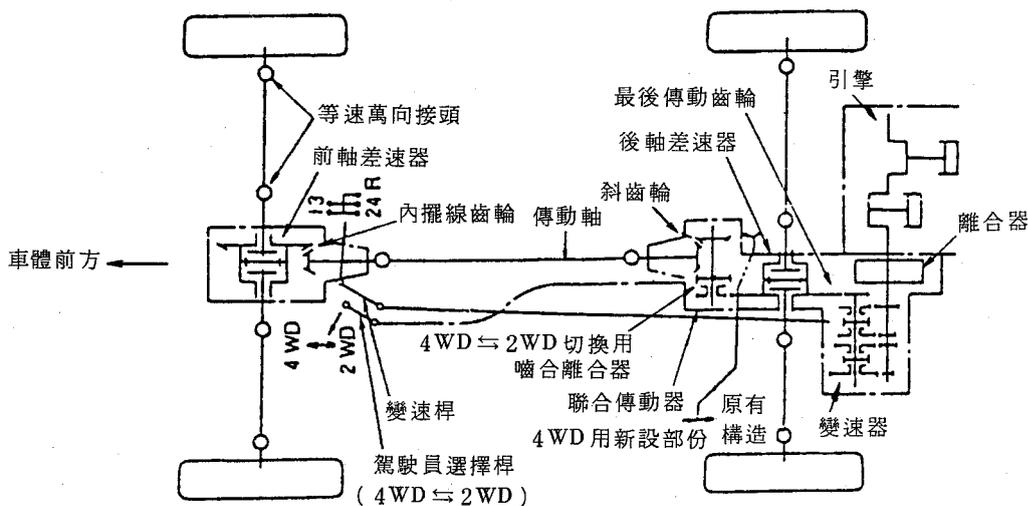


圖 3-11-5 速霸陸 4WD-2WD 傳動系統圖〔註 5〕

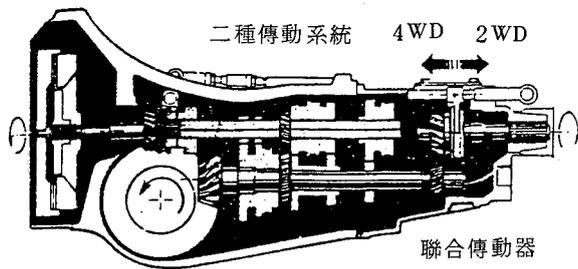


圖 3-11-6 速霸陸汽車 4WD ⇌ 2WD 切换離合器安裝圖〔註 6〕

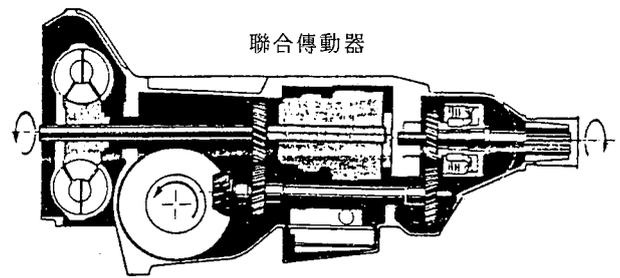


圖 3-11-8 速霸陸汽車裝在自動變速上之多片式液壓控制 4WD ⇌ 2WD 離合器構造〔註 8〕

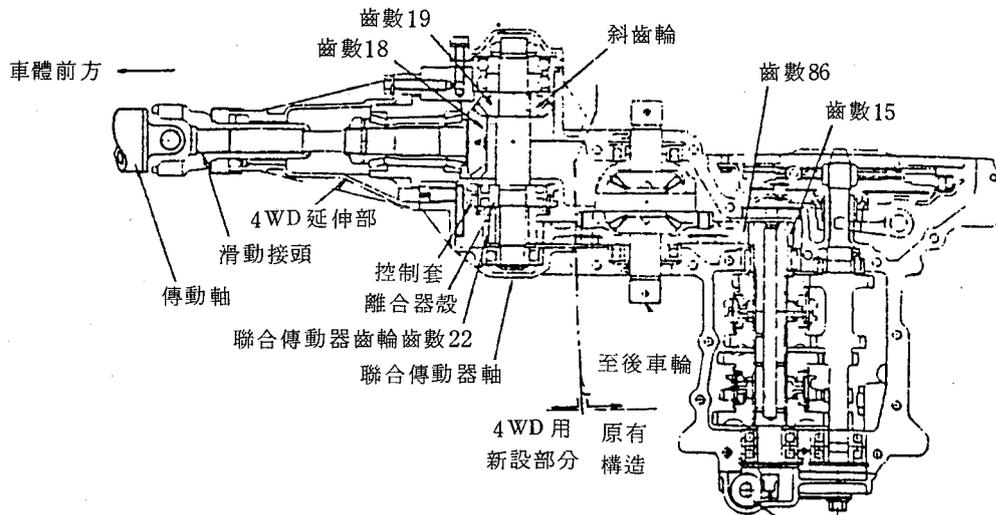


圖 3-11-7 速霸陸 4WD 聯合傳動器構造〔註 7〕

(一)圖 3-11-8 所示為日本速霸陸之雷歐拿 (Leone) 轎車上使用之多片式液體離合器控制 4WD ⇌ 2WD 之構造，使用在裝置自動變速箱之汽車。

(二)選擇式四輪驅動車，因使用四輪驅動時，

急轉彎煞住作用影響，只能在不良路面及上坡時選擇使用，在一般道路之正常行駛情形下仍使用二輪驅動，未能發揮四輪驅動之其他效果，故現已漸淘汰，改由全時間式四輪驅動取代。

### 第三節 全時間式四輪驅動裝置

#### 11-3-1 奧迪中央差速器式四輪驅動裝置

(一)圖 3-11-9 所示為德國奧迪 (Audi) 全時間式四輪驅動之系統圖，與 FF 型縱置引擎配合之聯合傳動器加裝中央差速器及中央差速器鎖定裝置。後軸使用一般之差速器附加後差速器鎖定裝置。在正常行駛時，中央差速器能消除急轉彎煞住作用；在不良路面行駛時，中央差速器及後差速器鎖定，使四輪均能確實驅動，發揮四輪驅動車之功能。

(二)圖 3-11-10 所示為奧迪自行開發之內藏中央差速器之四輪驅動聯合傳動器構造。引擎之動力由與差速器連在一起之中空軸傳入，再經差速小齒輪軸 → 差速小齒輪 → 邊齒輪，邊齒輪再分別接到前後軸差速器；接前軸差速器角尺齒輪之內軸由空心軸之中央通過；接後軸差速器者係由中央差速器延伸，經傳動軸傳遞，前後輪動力比為 50 : 50。

1. 汽車直線前進時——空心軸與中央差速器殼、內軸 (接前軸)、傳動軸 (接後軸) 三者同

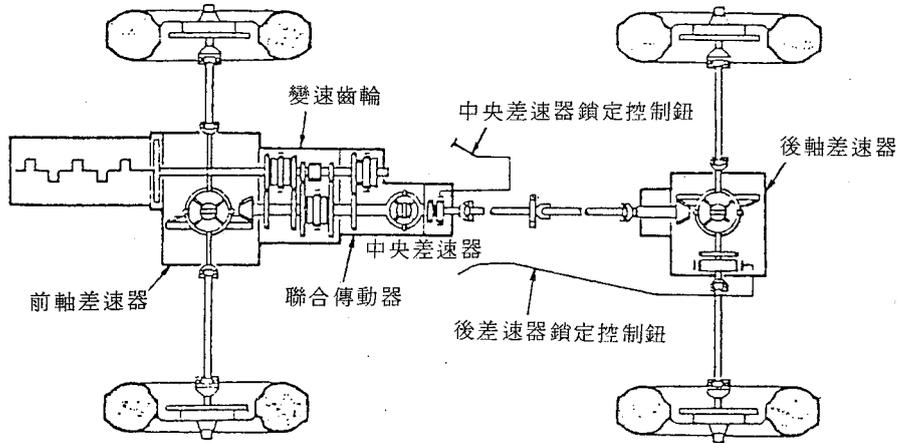


圖 3-11-9 奧迪全時間 4WD 傳動系統圖〔註 9〕

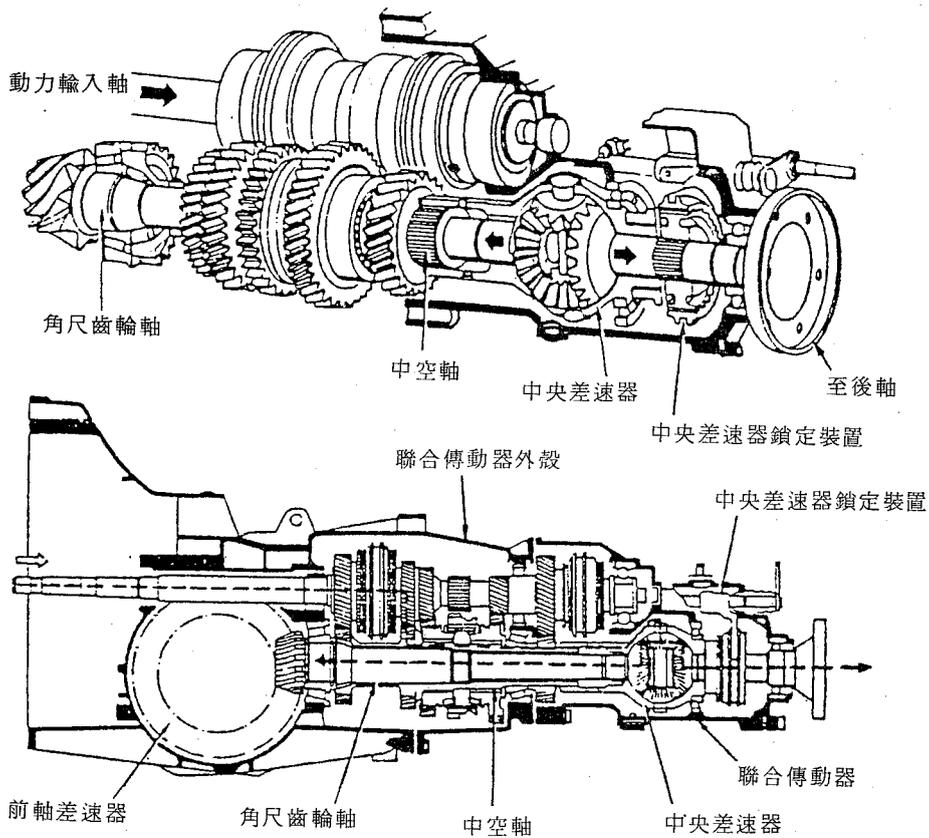


圖 3-11-10 奧迪中央差速器內藏式聯合傳動器構造〔註 10〕

方向等速旋轉，差速小齒輪不轉，前後軸以同速旋轉。

2. 汽車轉彎時——至前軸側的內軸轉速較空心軸快，至後軸側的傳動軸轉速較空心軸慢；此時差速小齒輪在軸上旋轉，中央差速器產生差速作用，前後軸之轉速不同。

(三) 差速器鎖定裝置

1. 使用普通差速器之二輪驅動車，有一邊之

驅動輪打滑時，汽車即喪失驅動力而無法行駛；在不良路面或下雨、下雪時常易發生，故有些汽車裝用防滑式差速器或差速器鎖定裝置來補救。

2. 裝用中央差速器之四輪驅動車，在遇下雪或下雨，路面與輪胎間之摩擦係數  $\mu$  變小時，差速器之差動效果反而會造成汽車無法行駛之問題。當前後輪各有一側打滑時，汽車即喪失驅動力，如圖 3-11-11 所示。

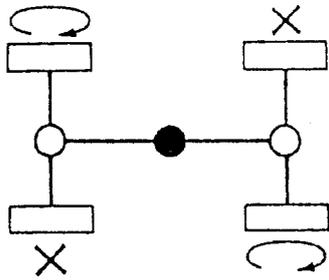


圖 3-11-11 4WD 汽車前後各有一輪打滑時，汽車喪失驅動力〔註11〕

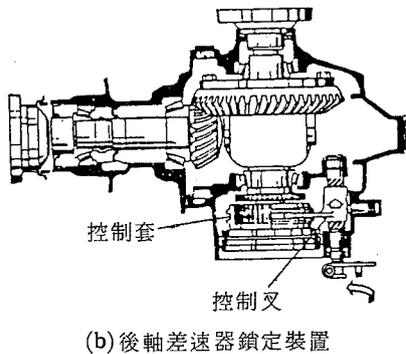
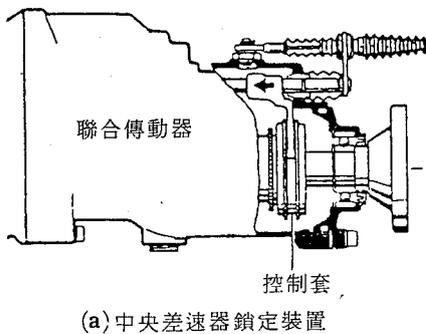


圖 3-11-12 奧迪汽車中央及後軸差速器鎖定裝置之安裝情形〔註12〕

3. 奧迪汽車為完全發揮不良道路四輪驅動之驅動特性，在中央差速器及後軸差速器均裝有差速器鎖定裝置，如圖3-11-9所示。中央差速器之鎖定裝置在聯合傳動器之延伸殼上，後軸差速器之鎖定裝置裝在後軸殼上，如圖3-11-12所示，由裝在儀錶板上之按鈕來控制。

(1) 中央差速器及後軸差速器鎖定裝置均解除：如圖3-11-13(a)所示，為一般正常行駛使用，四輪均能驅動，使汽車之驅動力增大，增加高速穩定性及轉彎時之最高速限，使汽車之操縱性能大為提高。但在此位置低速行駛於凍結路面或緊急煞車時，摩擦係數小的車輛很容易鎖死而使汽車失去

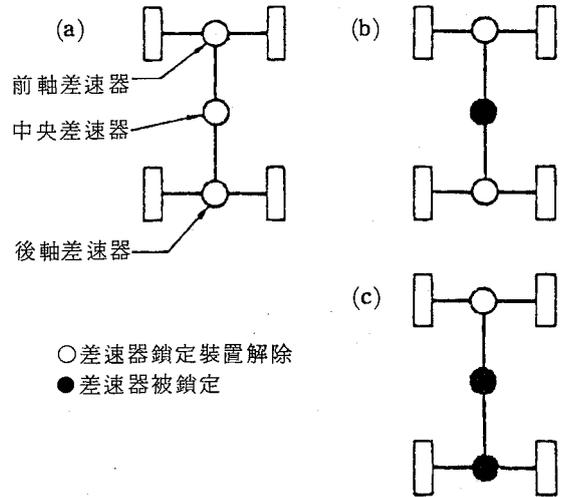


圖 3-11-13 奧迪汽車中央差速器及後軸差速器鎖定裝置之控制情形〔註13〕

控制，故裝用煞車防鎖系統 (ABS; anti brake slip system) 來補救。

(2) 中央差速器鎖定，後軸差速器解除：如圖3-11-13(b)所示，使用於高速行駛、急加速、上陡坡等情形，前後輪軸以等速旋轉，但前後之左右輪仍保有差速作用。在此位置轉彎時，急轉彎煞住作用嚴重，使方向盤操縱較困難，並加速輪胎磨損，故一般行駛時不宜使用。

(3) 中央差速器及後輪差速器均鎖定：如圖3-11-13(c)所示，在崎嶇凹凸不平之坡道或下雪時使用。因中央差速器鎖定，後輪差速器未鎖定，前後輪各有一輪打滑時，車子仍無法前進，如圖3-11-11所示，故在道路情況極惡劣下，將中央及後輪差速器鎖定，使汽車能擁有良好的驅動力。

(4) 前輪差速器不裝差速器鎖定裝置之理由：因前輪除驅動外兼轉向，差速器鎖定後會使轉向操作困難。

### 11-3-2 豐田中央差速器式四輪驅動裝置

(一) 圖3-11-14所示為豐田 Celica GT-FOUR (full time on road uniquely responsive 4WD 之簡稱——全部時間依路面做獨特反應之四輪驅動) 之中央差速器與前輪差速器一體化之四輪驅動裝置構造，動力分配為 50 : 50。

(二) 此式中央差速器使用四個差速小齒輪、環

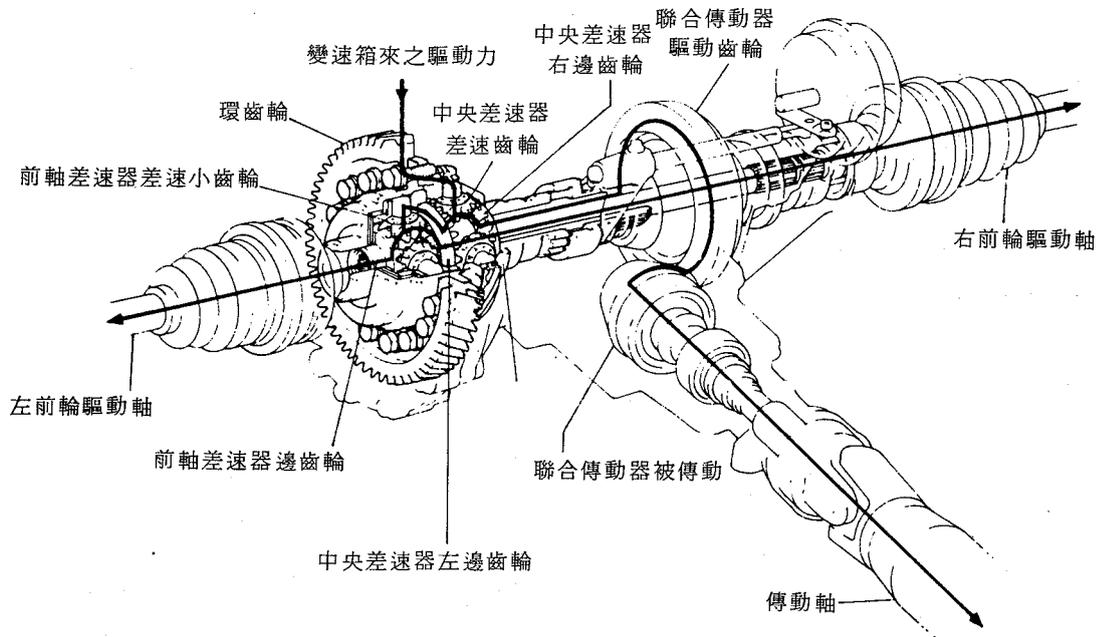


圖 3-11-14 豐田汽車中央差速器與前軸差速器一體化之 4WD 裝置〔註 14〕

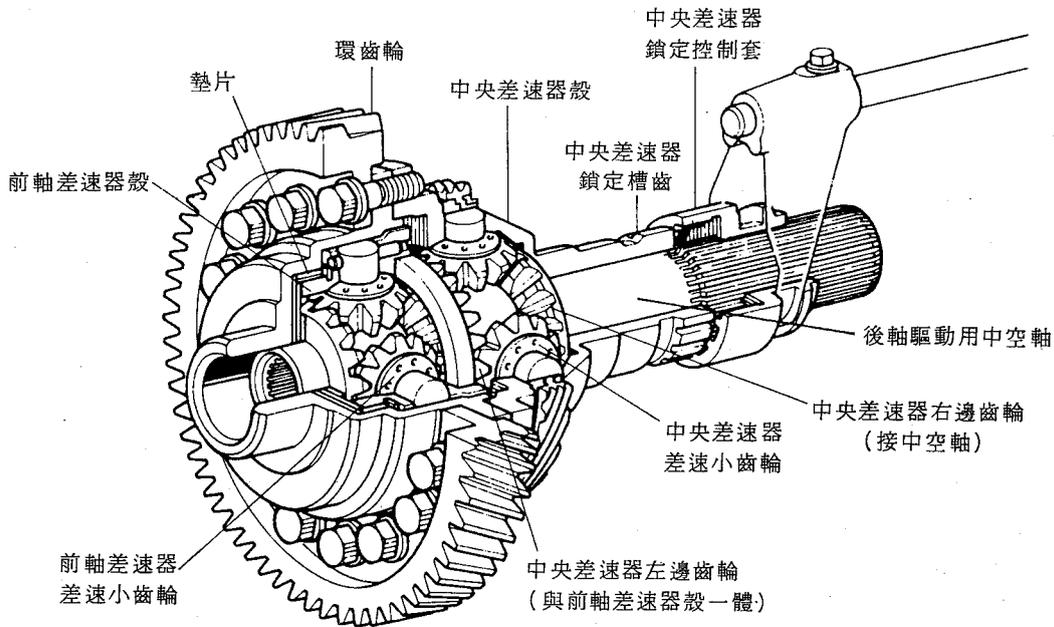


圖 3-11-15 豐田汽車中央差速器與前軸差速器一體之四差速小齒輪 4WD 裝置構造〔註 15〕

齒輪、中央差速器殼、中央差速器本體、前差速器殼、前差速器本體等結合成一體如圖 3-11-15 所示。

(二)中央差速器之主要目的，在吸收急轉彎（小半徑之轉彎）時前後輪產生之回轉數差，以消除急轉彎煞住作用。當然汽車在直線前進時，因前後輪胎空氣壓力不均或磨損不均，所產生的差速作用亦能有效吸收。

圖 3-11-16 所示為汽車在直線前進時動力傳達路線圖。轉彎時，前輪的轉速較後輪快，與前軸差速器殼一體的中央差速器，在邊齒輪之轉速較與後軸驅動用中空軸結合在一起之右邊齒輪快，二個邊齒輪之轉速差使差速小齒輪繞軸轉動吸收之。圖 3-11-17 所示為中央差速器動力傳輸之情形。

(四)中央差速器鎖定裝置為防止在極不良道路

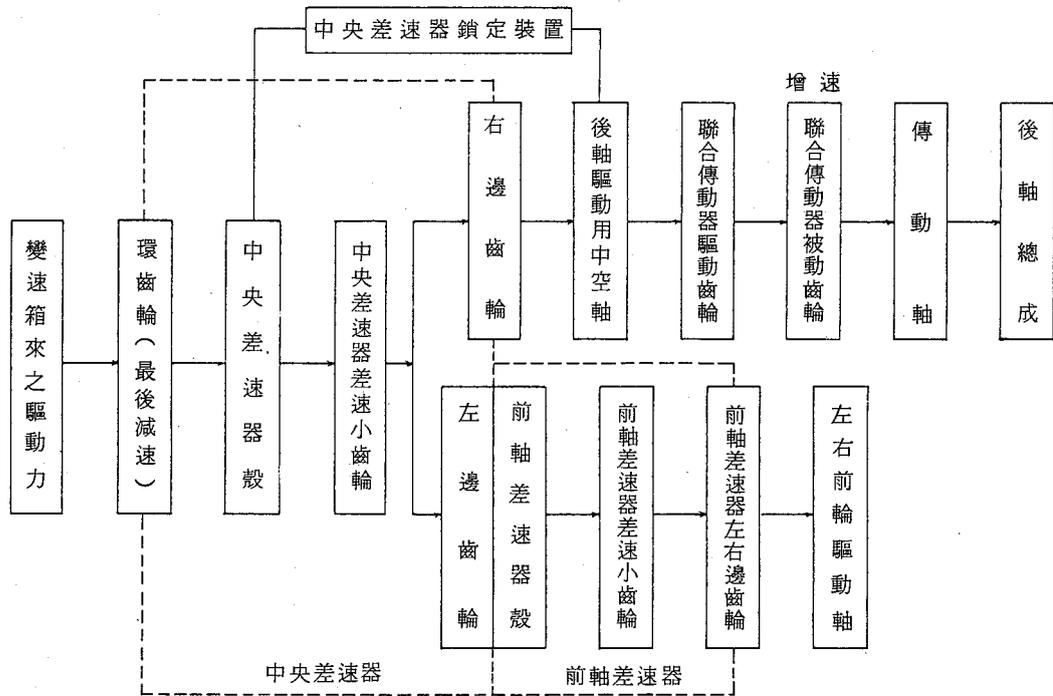


圖 3-11-16 豐田全時間式 4WD 傳動裝置動力傳輸路線〔註16〕

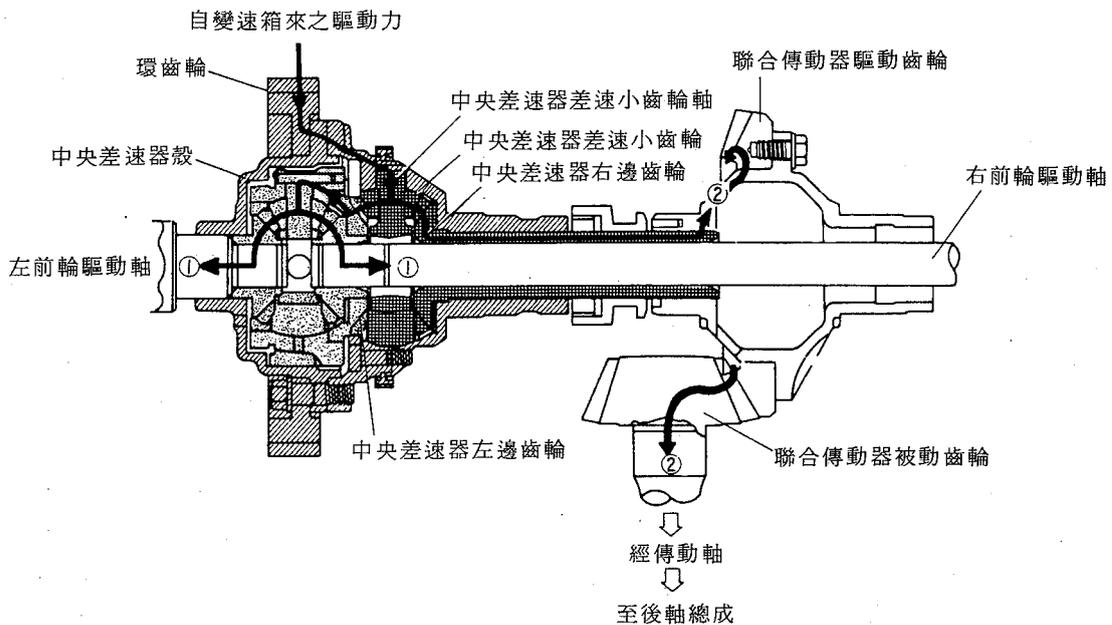


圖 3-11-17 豐田 4WD 傳動裝置中央差速器動力傳輸情形〔註17〕

車輪空轉時喪失驅動力而設。如圖 3-11-18 所示，以真空電磁閥 (VSV) 操作；當鎖定開關 ON 時，二個真空電磁閥 ON，使真空動作室之 A 室通大氣，B 室保持真空，兩者之壓力差將差速器鎖定又向左移動，鎖住中央差速器。

(四) 豐田 Celica 因後軸可選用防滑式差速器

(LSD; limite spin differential)，故後軸不裝差速器鎖定裝置。

### 11-3-3 速霸陸單向接合器式四輪驅動裝置

(一) 圖 3-11-19 所示為日本速霸陸休閒車用單向接合器 (free-wheeling clutch) 式 4WD

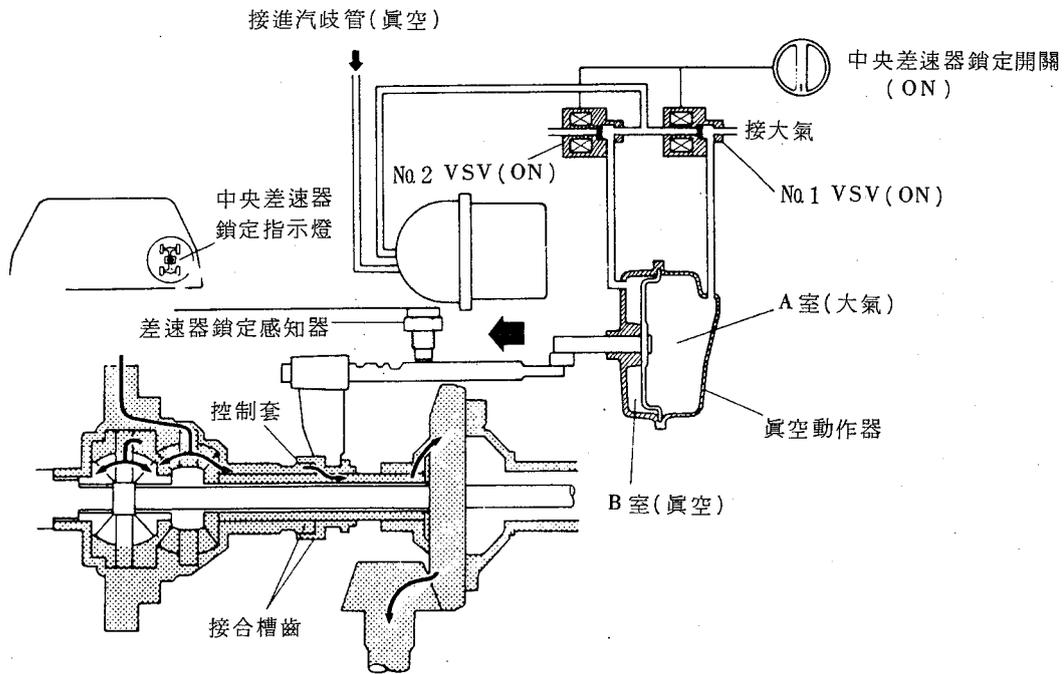


圖 3-11-18 豐田 4WD 中央差速器鎖定裝置控制系統〔註18〕

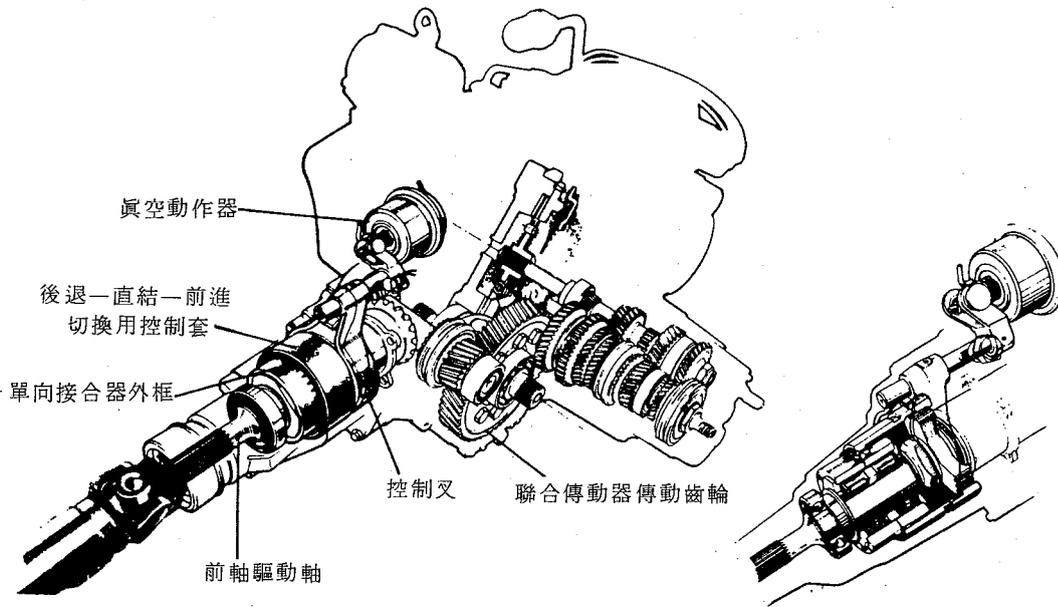


圖 3-11-19 速霸陸單向接合器式 4WD 聯合傳動器透視圖〔註19〕

聯合傳動器之透視圖。圖 3-11-20 所示為聯合傳動器單向接合器延伸部之構造，在被動的斜齒輪前裝有前進及後退用之一對單向接合器，單向接合器之構造及作用如圖 3-11-21 所示，圖 3-11-22 所示為單向接合器之斷面圖，左側之單向接合器為後退用，右側之單向接合器為前進用。在單向接合器之外周有槽齒，外面有控制套，控制套上有一叉，能使控制套做向後（前進用）、中間（

前後直結用）、向前（後退用）三個位置之選擇控制。除中間位置外，後、前兩位置與變速箱之變速操作連動，中間位置由設在儀錶板上之正常（normal）/ 雪地（snow）切換鈕控制；當控制鈕選在雪地位置時，控制套固定在中間位置，使前後軸在直結狀態（相當中央差速器鎖定時之作用），圖 3-11-23 所示為單向接合器四輪驅動之構造及作用情形。

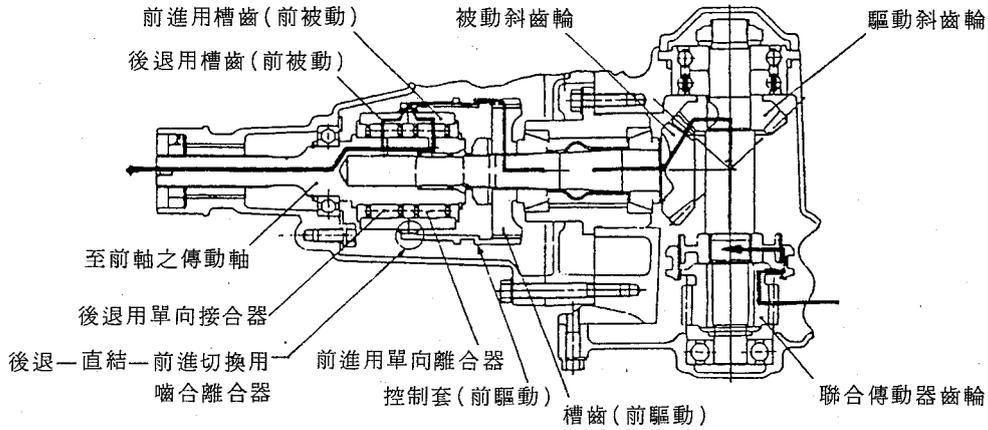


圖 3-11-20 速霸陸全時式單向接合器 4WD 延伸部構造 [註20]

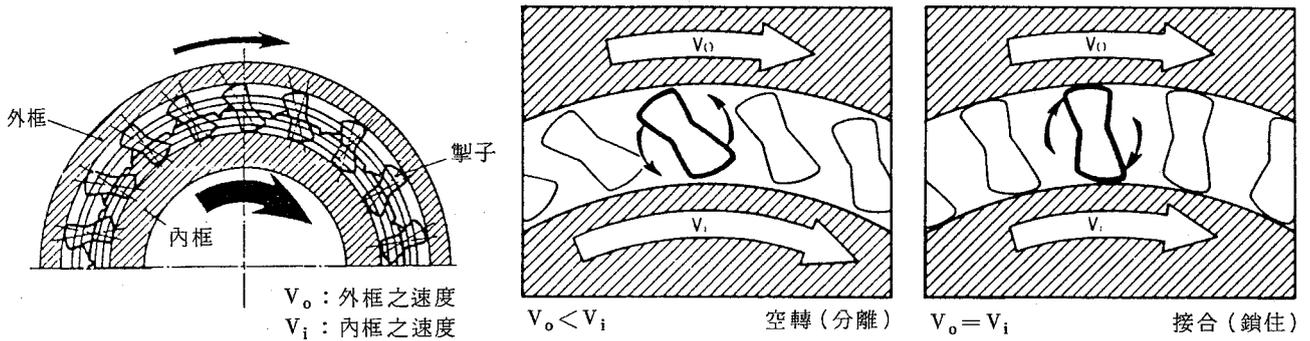


圖 3-11-21 單向接合器之構造及作用 [註21]

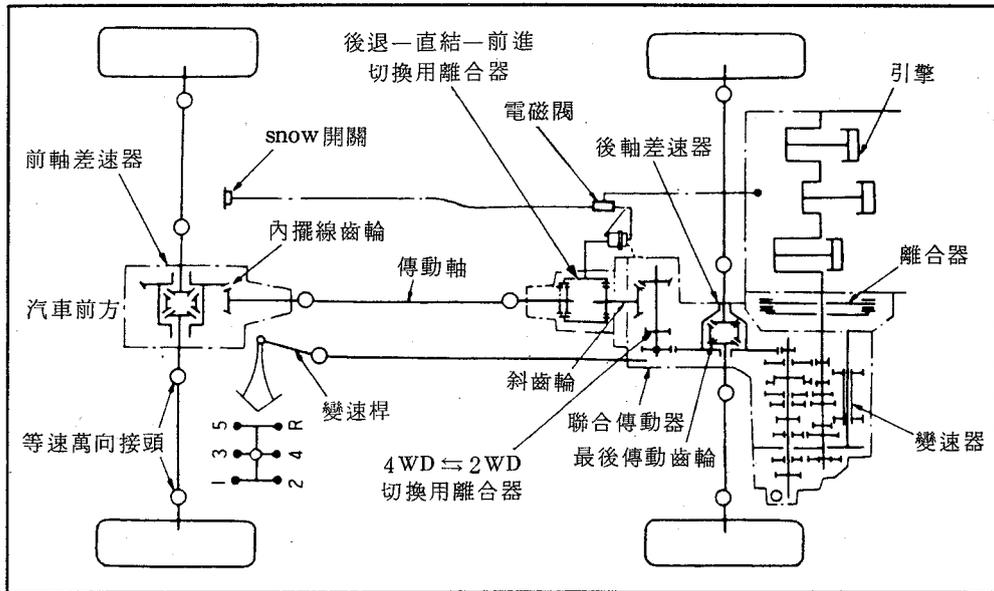


圖 3-11-23 速霸陸單向接合器 4WD 傳動裝置系統圖 [註23]

(左側)圖 3-11-24 所示為控制鈕選在正常位置時汽車前進單向接合器之作用，由斜齒輪來之動力→前驅動齒槽→控制套→前進用單向接合器外框

(右側)→前進用單向接合器→前驅動軸。當前軸之轉速較後軸快時，動力不傳到前軸 (前單向接合器分離)，僅傳到後軸驅動車輛。

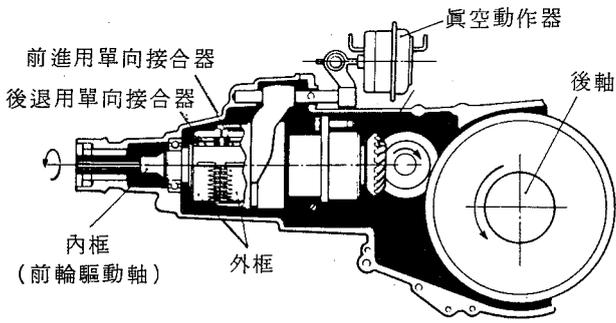


圖 3-11-22 單向接合器式聯合傳動器斷面圖〔註22〕

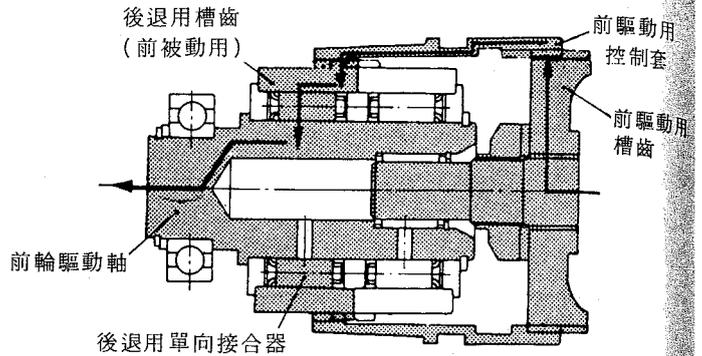


圖 3-11-25 在正常位置後退時單向接合器之作用〔註25〕

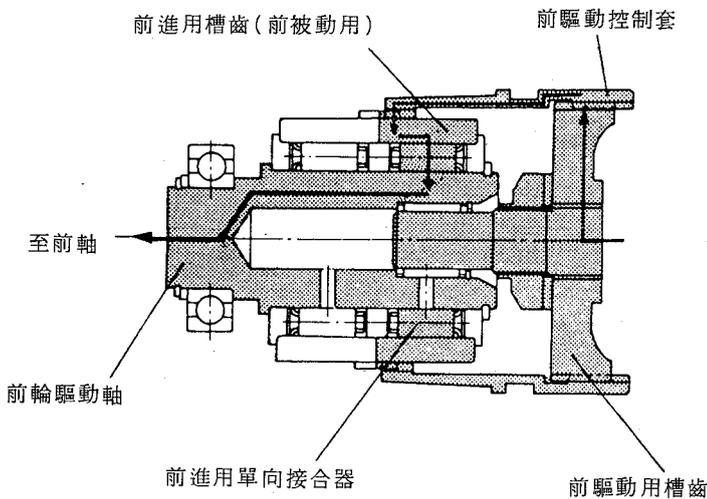
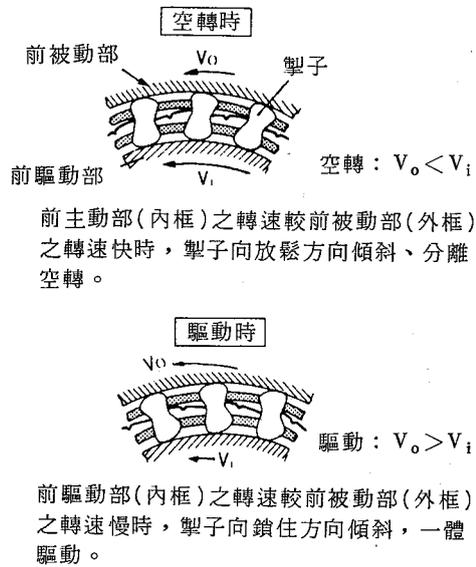


圖 3-11-24 在正常位置前進時單向接合器之作用〔註24〕



(⇒)圖 3-11-25 所示為控制鈕選在正常位置，汽車後退時單向接合器之作用，由斜齒輪來之動力→前驅動齒槽→控制套→後退用單向接合器外框（左側）→後退用單向接合器→前驅動車軸。當前軸之轉速較後軸快時，動力不傳到前軸（後單向離合器分離），僅傳到後軸驅動車輛。

### 11-3-4 三菱中央差速器式四輪驅動裝置

(→)圖 3-11-26 所示為三菱旅行車及廂型車四輪驅動動力傳送部份之構成圖。中央差速器分配到前後軸之動力比為 50:50。裝有利用真空操作之中央差速器鎖定裝置。

(→)圖 3-11-27 所示為附中央差速器之四輪驅動車用聯合傳動器構造。

(⇒)中央差速器之詳細構造如圖 3-11-28 所示，左側之邊齒輪用來驅動前軸，右側之邊齒輪用來驅動後軸。

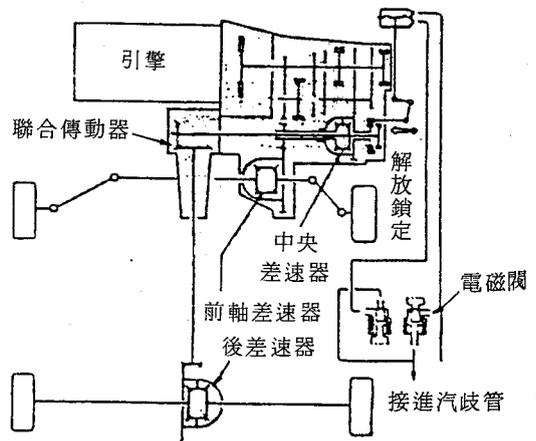


圖 3-11-26 三菱旅行車 4WD 驅動裝置之構成〔註26〕

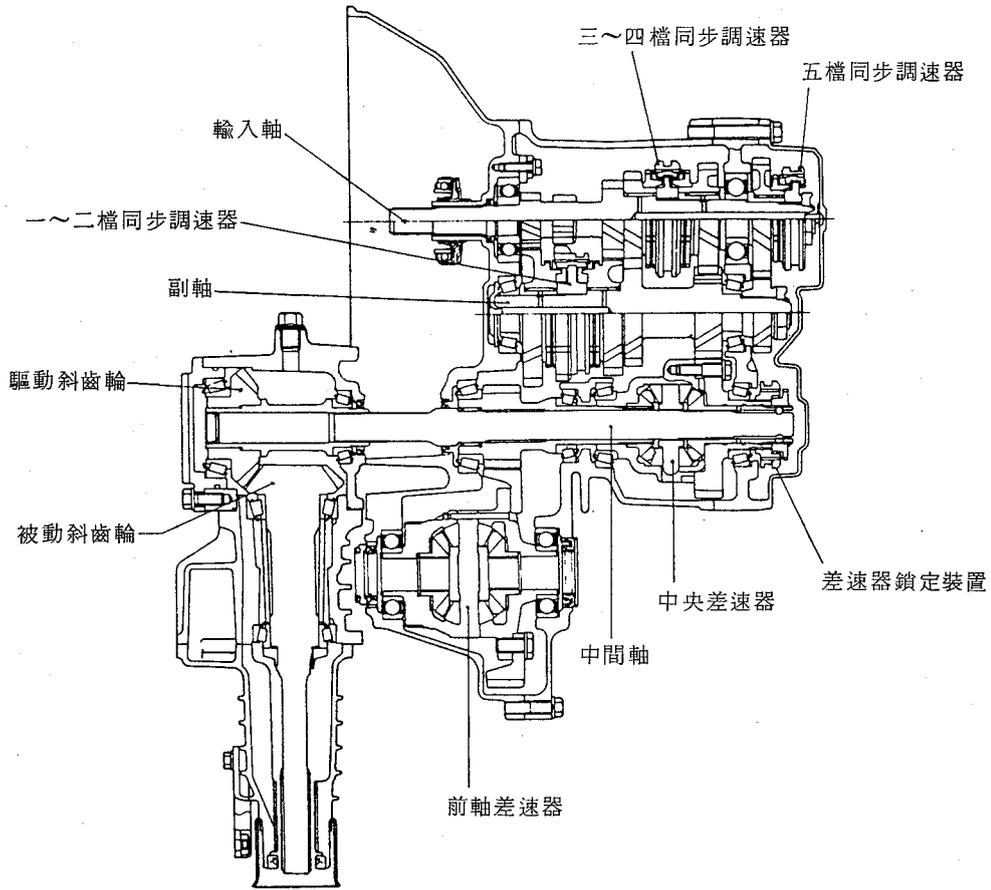


圖 3-11-27 三菱附中央差速器之 4WD 用聯合傳動器構造〔註27〕

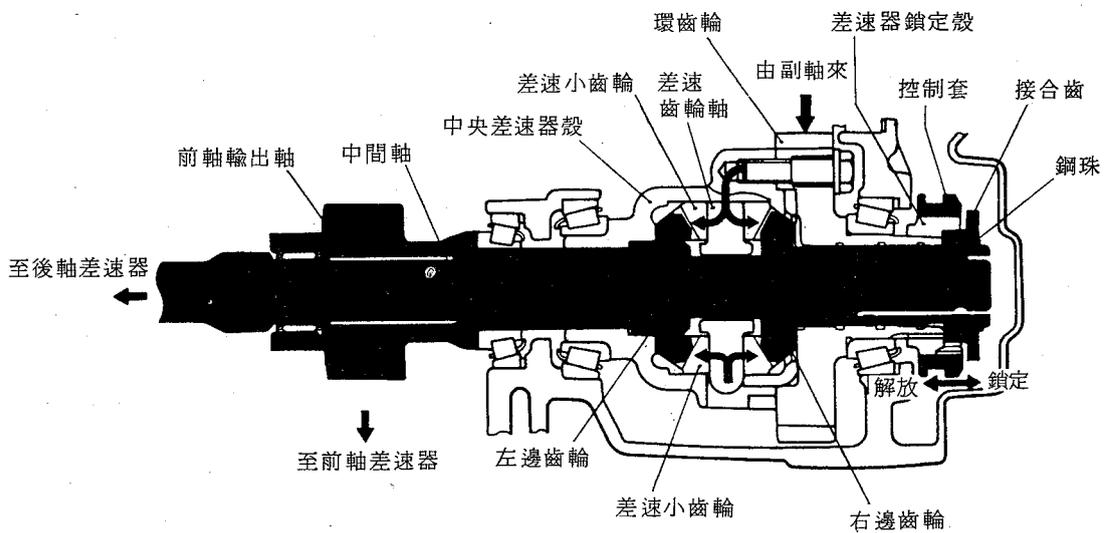


圖 3-11-28 中央差速器構造〔註28〕

#### 第四節 黏性接合器式實際時間四輪驅動裝置

### 11-4-1 概述

使用構造簡單之黏性接合器以代替構造複雜的含中央差速器聯合傳動器式之四輪驅動已逐漸增加；目前本田的喜美梭式 (Shuttle)、福斯喜洛哥 (Scirocco)、日產的速利 (Sunny)、跑樂沙 (Pulsor) 等FF車，增加後輪輔助驅動之四輪驅動車均採用此式。

### 11-4-2 構造

(一)圖 3-11-29 所示為使用黏性接合器之實際時間四輪驅動系統，又稱全自動全部時間四輪驅動之動力傳輸系統圖。

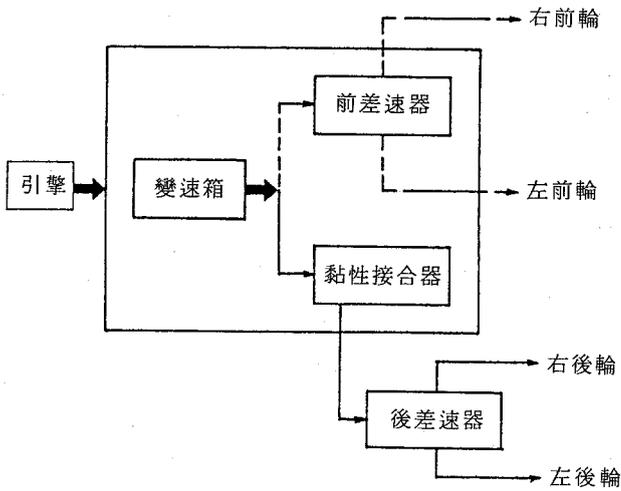


圖 3-11-29 黏性接合器式實際時間 4WD 動力傳輸系統 [註29]

(二)圖 3-11-30 所示為喜美實際時間四輪驅動裝置系統與黏性接合器之構造圖。

(三)黏性接合器裝在聯合傳動器到後軸總成之中間，外傳動片有31片，內傳動片有30片；外傳動片之外周有齒卡在與輸出軸連在一起之外殼上，內傳動片內孔有齒卡在入力軸上，如圖 3-11-31所示。外傳動片周圍有20個裂縫，內傳動片上有18個洞，主動軸轉動時，經由矽油之剪斷作用傳遞動力給被動軸，如圖 3-11-32 所示。矽油係隨溫度增加而增高動黏度指數之油料，油之溫度增加時，剪斷強度也增加。

當接合器內傳動片切斷矽油快時，產生摩擦熱，熱量使矽油膨脹壓力上升，傳遞動力增加，為防止壓力過度上升，內部留有氣泡。

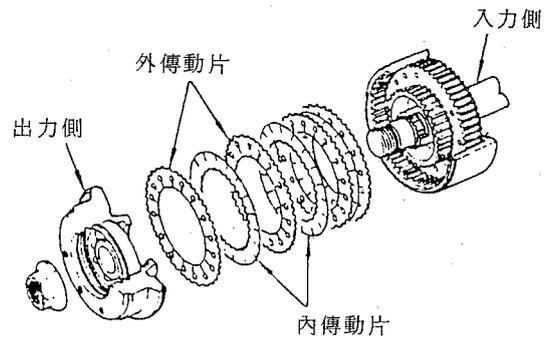


圖 3-11-31 黏性接合器由很薄的傳動片與矽油構成 [註31]

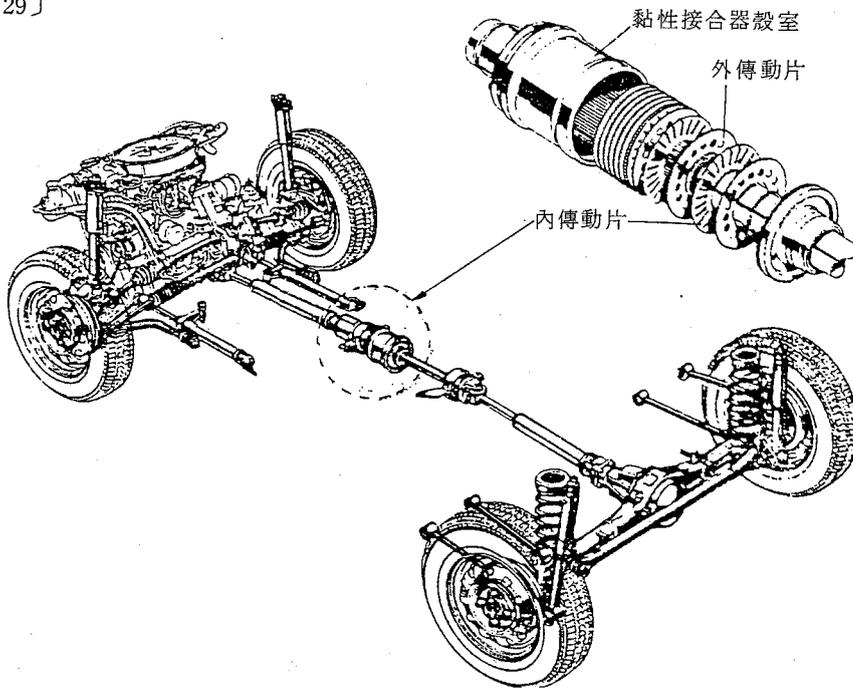


圖 3-11-30 本田喜美實際時間 4WD 傳動裝置系統與黏性接合器構造 [註30]

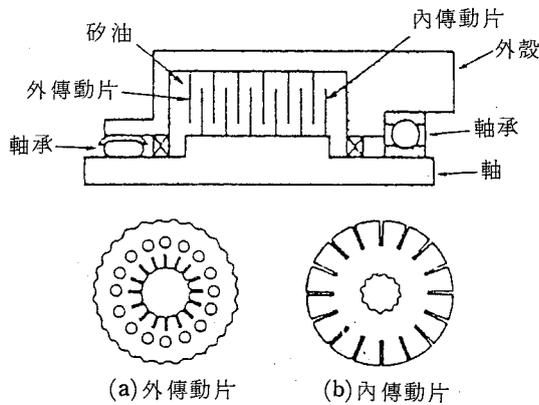


圖 3-11-32 黏性接合器之細部構造〔註32〕

### 11-4-3 作用

(一)如果前輪發生空轉狀態時，內傳動軸與外殼產生轉速差，內傳動片與外傳動片間有相對運動，傳動片間之相對運動切斷矽油，矽油之黏性扭矩產生，使被動外殼被驅動，使後輪之驅動力增加，如圖 3-11-33 所示。

(二)起步或爬坡時之作用

起步或爬坡時，車輛之重量移到後輪，後輪之阻力較前輪為大，前後輪之回轉數發生差異。前輪的驅動扭矩所佔引擎驅動扭矩之比例大時，黏性接合器發生作用，將大的驅動扭矩傳到後輪以提高起步及爬坡性能。

(三)平常等速行駛時

平常等速行駛的驅動扭矩分配，低速時前輪與後輪之回轉數差較小，傳到後輪之驅動扭矩較少。高速時前輪與後輪之回轉數差較大，傳到後輪之驅動扭矩增大。

(四)加減速行駛時

行駛中加速或減速時，車輛重心會向後或向前移動，黏性接合器自動的調節前後輪的驅動力。

(五)在低摩擦係數( $\mu$ )之道路行駛時

在下雨或下雪等摩擦係數變小的道路上行駛時，前輪很容易發生打滑而高速空轉，此時，前後輪之回轉數差甚大，黏性接合器將大的驅動扭矩傳到後輪，提高車輛行駛滑路之驅動力。如圖 3-11-34 所示。

(六)在凹凸不平的砂礫路或石頭路上行駛時

在凹凸不平之路面行駛時，四個車輪之摩擦阻力變動的非常厲害，前後輪與左右輪常有大的回轉數差存在；黏性接合器將前後輪回轉數差所

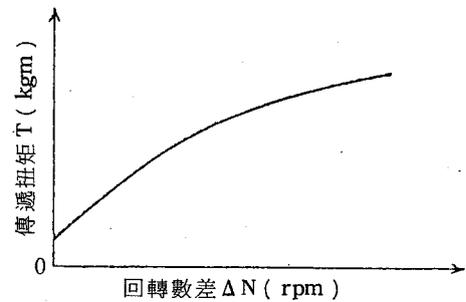
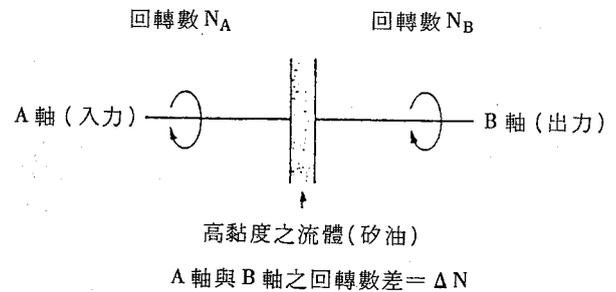


圖 3-11-33 黏性接合器之作用原理〔註33〕

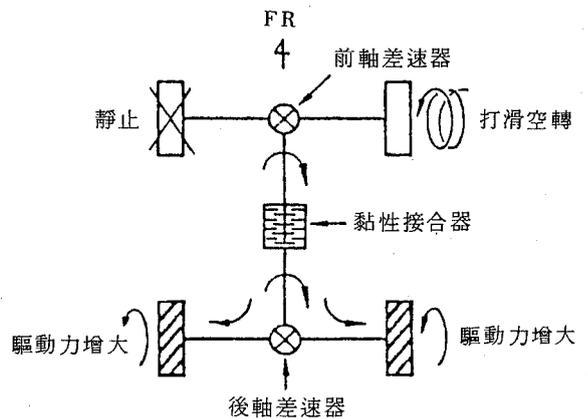


圖 3-11-34 在前輪打滑大的驅動力傳給後輪〔註34〕

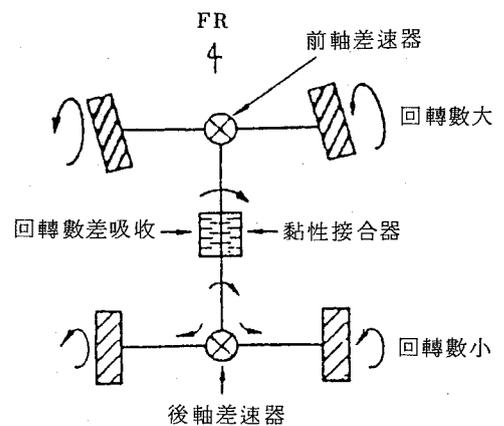


圖 3-11-35 急轉彎時前後軸之回轉數差由黏性接合器吸收〔註35〕

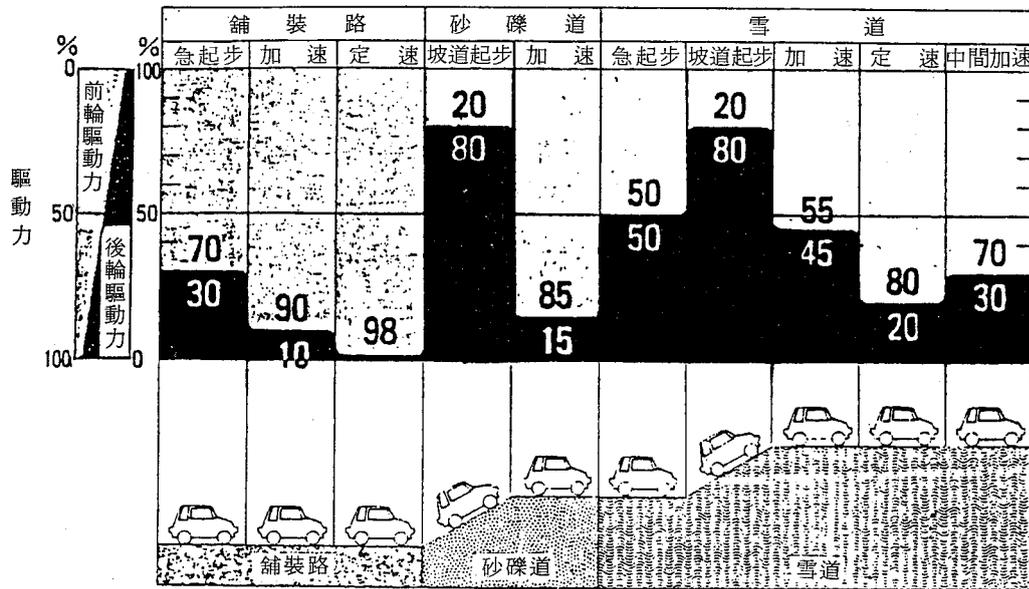


圖 3-11-36 黏性接合器實際時間 4WD 在各種行駛狀況下前後輪驅動力分配之情形 [註36]

增加之扭矩傳給後輪，使四個車輪都能保有相當程度的驅動力，可以減少車輛擺尾的現象，提高行駛的穩定性。

(七)緊急煞車時之作用

當汽車緊急煞車，前輪或後輪有鎖死時，前後輪之回轉數差增大，鎖死車輪有驅動扭矩傳達，此時四個車輪均有同方向的驅動扭矩，由於黏性接合器將扭矩加在鎖死車輪，使汽車能產生穩

定的煞車作用，提高汽車之制動性能。

(八)汽車入庫時之作用

當汽車入庫時，常做小半徑之急轉彎，此時前後輪之回轉數差增大，前後輪的回轉數差由黏性接合器吸收，如圖 3-11-35 所示。

(九)黏性接合器實際時間四輪驅動行駛時，前後輪驅動力分配的變化如圖 3-11-36 所示。

【習題】

一、問答：

1. 四輪驅動汽車較二輪驅動汽車有那些優點？
2. 何謂急轉彎煞住作用？
3. 早期選擇式 4WD 汽車之驅動裝置有何缺點？
4. 裝用中央差速器有何目的？
5. 試述奧迪汽車之差速器鎖定裝置的作用情形。
6. 矽油有何特性？

二、填充：

1. 能提升驅動力及提高轉彎時之最高速限的是 \_\_\_\_\_ 汽車。
2. 最新且構造最簡單的 4WD 裝置是使用 \_\_\_\_\_ 之 \_\_\_\_\_ 四輪驅動。
3. 豐田 Celica GT-FOUR 之中央差速器鎖定裝置是以 \_\_\_\_\_ 操作。
4. 速霸陸全時間式單向接合器 4WD 之控制套向前、中間及向後各為 \_\_\_\_\_ 用、\_\_\_\_\_ 用及 \_\_\_\_\_ 用。

【資料來源註釋】

- |       |                                       |       |        |             |
|-------|---------------------------------------|-------|--------|-------------|
| 〔註1〕  | 勞働省職業訓練局編 自動車整備〔I〕<br>圖 5-19          | 〔註17〕 | 同〔註14〕 | P. 114 第9圖  |
| 〔註2〕  | 鐵道日本社 自動車工學 Vol 33 No 8 P. 59<br>第4圖  | 〔註18〕 | 同〔註14〕 | P. 113 第7圖  |
| 〔註3〕  | 同〔註2〕                                 | 〔註19〕 | 同〔註14〕 | P. 127 第6圖  |
| 〔註4〕  | 鐵道日本社 自動車工學 Vol 35 No 8 P. 65<br>第9圖  | 〔註20〕 | 同〔註14〕 | P. 127 第7圖  |
| 〔註5〕  | 鐵道日本社 自動車工學 Vol 30 No 1 P. 74         | 〔註21〕 | 同〔註14〕 | P. 128 第8圖  |
| 〔註6〕  | 同〔註4〕 No 9 P. 126                     | 〔註22〕 | 同〔註14〕 | P. 129 第9圖  |
| 〔註7〕  | 同〔註5〕                                 | 〔註23〕 | 同〔註14〕 | P. 129 第10圖 |
| 〔註8〕  | 同〔註6〕                                 | 〔註24〕 | 同〔註14〕 | P. 130 第11圖 |
| 〔註9〕  | 同〔註2〕 P. 58 第2圖                       | 〔註25〕 | 同〔註14〕 | P. 130 第11圖 |
| 〔註10〕 | 同〔註4〕 No 10 P. 60 第2圖                 | 〔註26〕 | 同〔註14〕 | P. 122 第2圖  |
| 〔註11〕 | 同〔註2〕 P. 61 第7圖                       | 〔註27〕 | 同〔註14〕 | P. 121 第1圖  |
| 〔註12〕 | 同〔註10〕 第3圖                            | 〔註28〕 | 同〔註14〕 | P. 122 第3圖  |
| 〔註13〕 | 同〔註2〕 P. 61 第6圖                       | 〔註29〕 | 同〔註5〕  | P. 66 第13圖  |
| 〔註14〕 | 鐵道日本社 自動車工學 Vol 36 No 1 P. 111<br>第5圖 | 〔註30〕 | 同〔註14〕 | P. 117 第3圖  |
| 〔註15〕 | 同〔註14〕 P. 112 第6圖                     | 〔註31〕 | 同〔註6〕  | P. 67 第14圖  |
| 〔註16〕 | 同〔註14〕 P. 114 第8圖                     | 〔註32〕 | 同〔註6〕  | 第15圖        |
|       |                                       | 〔註33〕 | 同〔註6〕  | 第16圖        |
|       |                                       | 〔註34〕 | 同〔註6〕  | P. 68 第17圖  |
|       |                                       | 〔註35〕 | 同〔註6〕  | P. 68 第18圖  |
|       |                                       | 〔註36〕 | 同〔註14〕 | P. 118 第5圖  |

返回目录