



模块一

汽车自动变速器总体结构认识

学习目标

- ◎ 了解汽车自动变速器的发展历程及优缺点。
- ◎ 掌握汽车自动变速器的基本组成及工作原理。
- ◎ 熟悉汽车自动变速器的类型。
- ◎ 了解自动变速器的作用及分类。
- ◎ 掌握自动变速器型号的识别方法。

学习单元一 汽车自动变速器的发展

自汽车诞生以来,人们就一直致力于自动变速技术的研究。

1904 年,凯迪拉克轿车第一次在变速器上引入了行星齿轮机构。

1926 年,别克轿车第一次将液力耦合器和变速器装在一起,但并非自动换挡。

1939 年,通用汽车成功研制出由液力耦合器和行星齿轮变速器组成的四挡液力变速器,并装在奥兹莫比尔轿车中,它是自动变速器(AT)的原始形式。

1940—1950 年是自动变速器的成长期,此时,自动变速器由液力耦合器加上行星齿轮变速器组成。

1950 年,福特汽车公司成功研制出装有液力变矩器的三挡自动变速器。从此,液力式(液压式)自动变速器进入了成熟期。

1969 年,法国雷诺汽车首次在自动变速器上引入了电控系统,从而诞生了电控式自动变速器。

目前,美国大部分汽车都装用了自动变速器,日本和西欧的汽车自动变速器普及率也达到了 80% 左右。

现在我国轿车和豪华大客车上也普遍装用了自动变速器。一汽大众 1998 年底在国内推出批量生产的装用电控自动变速器的捷达轿车,该车采用德国大众原厂生产的第三代 95 型 01M 电控四挡自动变速器。1998 年,上海通用汽车公司生产的用于别克轿车上的 4T65E 自动变速器下线,1999 年开始批量生产并投放市场。国产轿车自动变速器的使用情况见表 1-1。

表 1-1 国产轿车自动变速器的使用情况

企业名称	车 型	变速器型号
北京现代汽车有限公司	索纳塔	KM175
上海大众汽车有限公司	POLO	001
	帕萨特 B5	01N
	帕萨特 1.8L GSI	01V
一汽大众汽车有限公司	宝来	01M
	奥迪 A6	01V
广汽本田汽车有限公司	雅阁、奥德赛	B7XA
上海通用汽车有限公司	别克	4T65E
	赛欧	AF13
海南马自达汽车有限公司	马自达 323	FA4A-EL
长安福特汽车有限公司	蒙迪欧	CD4E
一汽丰田汽车有限公司	卡罗拉、威驰	U340E

目前,自动变速器广泛用在轿车、客车、大型公共汽车、越野车及重型牵引车上。

学习单元二 自动变速器的基本组成与结构

现代汽车使用的自动变速器一般由液力变矩器、齿轮变速机构、控制系统和冷却润滑系统四部分组成,如图 1-1 所示。

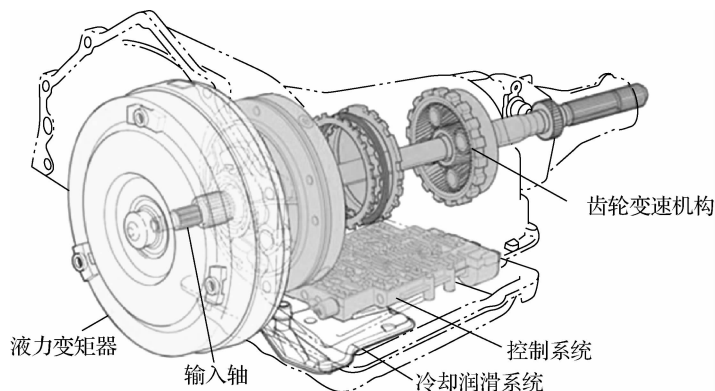


图 1-1 自动变速器的组成

一、液力变矩器

液力变矩器位于自动变速器的最前端,如图 1-2 所示。它安装在发动机飞轮上,其作用与装有手动变速器的汽车中的离合器相似。液力变矩器以变速器油(ATF)为工作介质,可实现变速增扭,起离合器的作用,其工作状态完全自动化,无须驾驶员操纵。因此,安装自动变速器的汽车取消了离合器踏板。

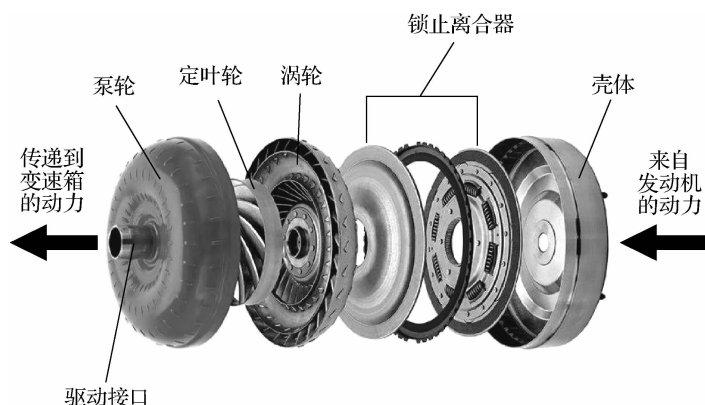


图 1-2 液力变矩器

二、齿轮变速机构

齿轮变速机构包括变速齿轮和换挡执行元件。不同车型的自动变速器采用不同的变速齿轮组合,目前应用较广的有辛普森式(见图 1-3)、平行轴式、拉维娜式(见图 1-4)、串联式、莱派特式和组合式等。随着汽车工业的不断发展,新的变速齿轮组合还在研发中。由于变速齿轮部分是自动变速器最主要的组成部分,人们习惯以此给自动变速器分类和命名,如辛普森式自动变速器、拉维娜式自动变速器等。换挡执行元件可以使变速齿轮处于不同的挡位,以实现不同的传动比。换挡执行元件有离合器、制动器、单向离合器三种。

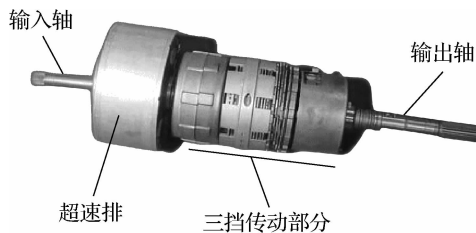


图 1-3 辛普森式变速齿轮



图 1-4 拉维娜式变速齿轮

三、控制系统

控制系统按控制方式分为液控系统和电控系统。液控系统主要包括由许多控制阀组成的阀板及液压油路。电控系统是在液控油路板上加装了具有各种功能的电磁阀、ECU(电子控制单元)、传感器和控制电路等。液控系统已经被电控系统取代,电控系统越来越显示出

其优越性。油路板通常安装在齿轮变速机构下方的油底壳内。驾驶人通过自动变速器的操作手柄,改变阀板内的手动阀的位置,控制系统根据手动阀的位置、节气门开度、车速、控制开关等信号,按照一定的规律控制齿轮变速机构中的换挡执行元件,实现换挡。

油泵通常安装在液力变矩器之后,由发动机飞轮通过液力变矩器泵轮轴上的凹槽或花键驱动,油泵是液压控制系统的动力源,为液力变矩器、控制阀板及换挡执行元件提供一定压力的液压油。

四、冷却润滑系统

冷却润滑在自动变速器的运行与维护中,占有重要位置。冷却润滑系统故障,会导致行星齿轮烧损,止推轴承损坏,摩擦片烧蚀。液力变矩器工作时,部分机械能转化成热能,使变速器油温度升高。为提高变矩器传动效率、保证变速器正常工作,应把变速器油温度控制在一定范围内,这部分工作是由冷却润滑系统完成的。

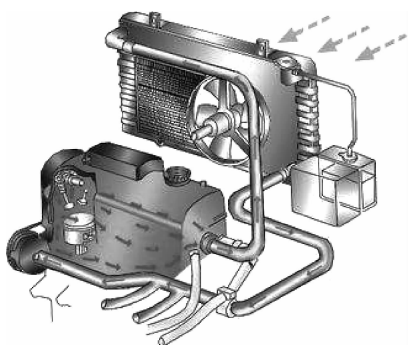


图 1-5 冷却器

变矩器的部分油液在泵轮、涡轮、导轮间循环后,经过散热器管路进入冷却器,然后流回到变速器油底壳或进入润滑油道,如图 1-5 所示。

有的冷却器与发动机散热器为一体,也有的是独立安装的。冷却器为管片式结构,多安装在发动机散热器出水腔内,采用水冷方式。变速器油进入冷却器中心的油道,其热量被外围的冷却液吸收。由于贴近管壁的油液冷却速度较快,因而此处的 ATF 流速降低,便于散热,就像“粘”在管壁上。管道中心油液温度降低得较慢,其便快速流出冷却器,冷却效果不理想。

散热器常出现脏堵、漏油等故障,会使行星齿轮润滑不好而发生高温烧结、损坏滚针轴承、烧蚀摩擦片等较严重故障,有时还会在变矩器内发出异响。特别是频繁烧坏行星齿轮的变速器,一定要清洗散热器。变速器散热器的清洗、安装必须注意相应的规定,严格执行,任何疏忽均可能导致变速器的严重损坏。

学习单元三 自动变速器的功能、类型及特点

一、自动变速器的功能

自动变速器的型号很多,其外部形状和内部结构也有所不同,但它们的组成基本相同,如果按各部分的功能,可将它们分成液力变矩器、变速齿轮机构、液压控制自动换挡系统、电子控制自动换挡系统四大部分,其功能如表 1-2 所示。

表 1-2 自动变速器各部分的功能

组 成	功 能
液力变矩器	利用油液循环流动过程中动能的变化将发动机的动力传递给自动变速器的输入轴,并能根据汽车行驶阻力的变化,在一定范围内自动地、无级地改变传动比和转矩比
变速齿轮机构	实现变速的机构,改变动力传递的方向和速比
液压控制 自动换挡系统	根据手动阀的位置及节气门开度、车速、控制开关的状态等因素,利用液压自动控制原理,按照一定的规律控制行星齿轮变速器中的换挡执行机构的工作,实现自动换挡
电子控制 自动换挡系统	通过电磁阀控制换挡执行机构工作,实现自动换挡功能,若这些电磁阀是由电子计算机根据某些传感器信号进行控制的,则称为电子控制自动换挡系统

二、自动变速器的类型

不同车型所装用的自动变速器在形式、结构上往往有很大的差异,常见的分类方法和类型如下:

1. 按变速方式分

汽车自动变速器按变速方式的不同可分为有级自动变速器和无级自动变速器两种,如图 1-6 所示。

2. 按汽车驱动方式分

自动变速器按汽车驱动方式的不同可分为后驱动自动变速器和前驱动自动变速器两种。

过去大多数汽车变速器都安装在发动机的后面,并通过驱动轴(传动轴)把动力传到后桥和驱动轮,这种传动系统称为后轮驱动(RWD)。如图 1-7(a)所示,后轮驱动汽车通过变速器获得所需的传动比,再通过一根传动轴把动力传到后桥。前轮驱动汽车使用变速驱动桥来传递动力,如图 1-7(b)所示。现在大多中、低档的汽车使用变速驱动桥驱动前轮,就是通常所说的前轮驱动(FWD)。

在大多数的前轮驱动汽车上,发动机是横向布置的(见图 1-8),但也有一些是纵向布置的(见图 1-9),就像后轮驱动汽车一样。变速驱动桥是由变速器和驱动桥组成的,从变速驱动桥中伸出的两个短驱动轴(半轴)连接到前轮。在大多数情况下,两个驱动轮就足够了。纵向布置形式可以很容易地应用在四轮驱动(4WD)或全轮驱动(AWD)汽车上。

纵向布置的发动机的前驱动自动变速器的结构和布置与后驱动自动变速器基本相同。横向布置的发动机前驱动自动变速器由于汽车横向尺寸的限制,要求有较小的轴向尺寸,因此通常将输入轴和输出轴设计成两个轴线。这样的布置减少了变速器总体的轴向尺寸,但增加了变速器的高度,因此常将阀板总成布置在变速器的侧面或上方,以保证汽车有足够的离地间隙。

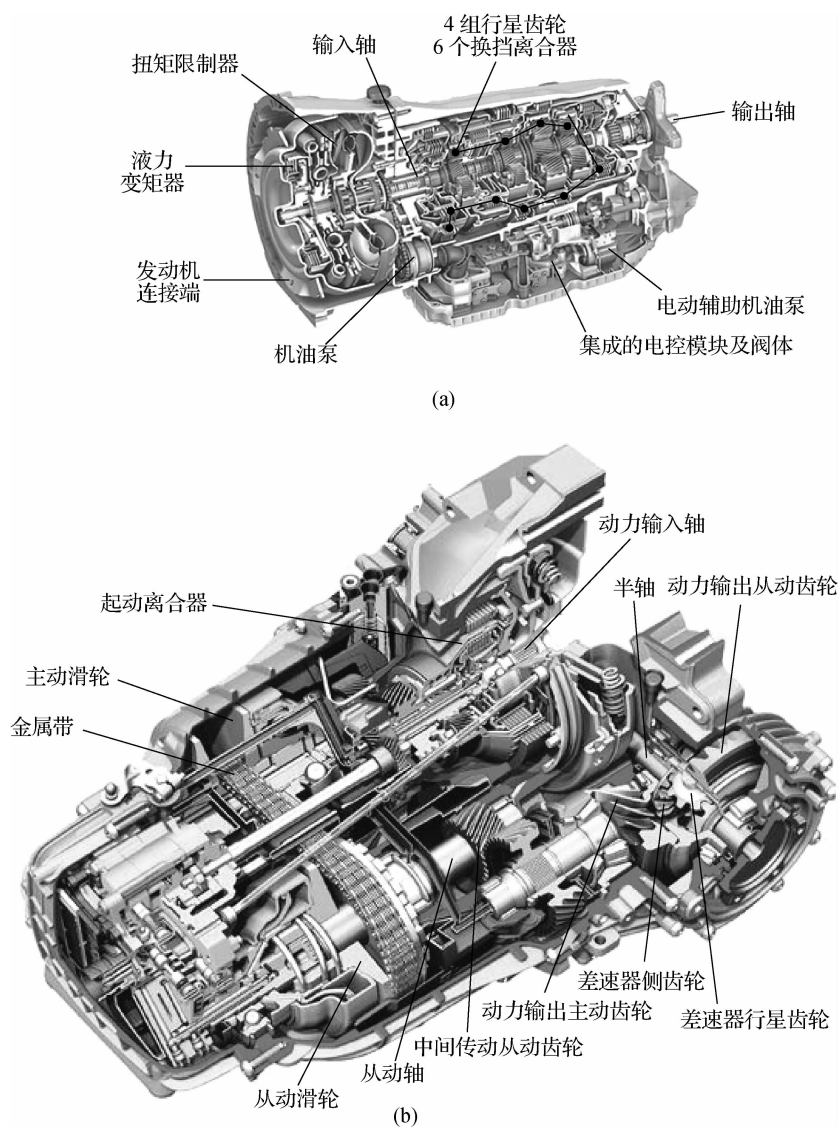


图 1-6 有级自动变速器和无级自动变速器
(a)有级自动变速器 (b)无级自动变速器

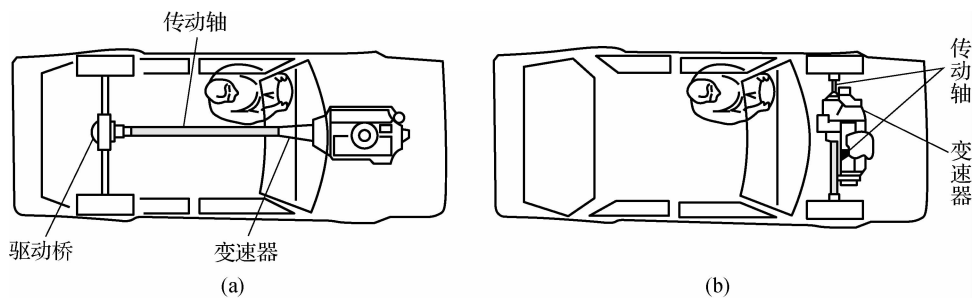


图 1-7 后轮驱动汽车和前轮驱动汽车
(a)后轮驱动汽车 (b)前轮驱动汽车

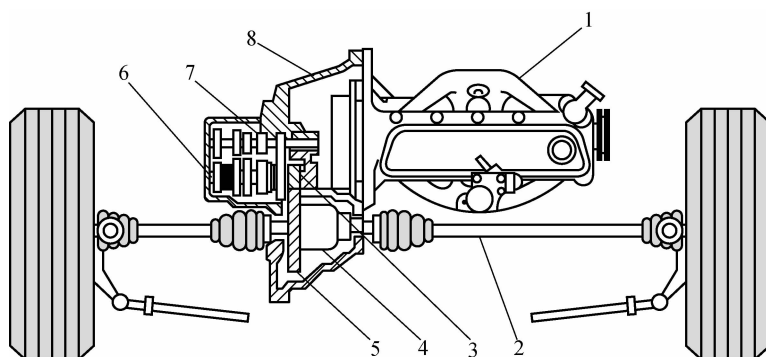


图 1-8 横向布置的前轮驱动车辆传动系统

1—发动机；2—驱动轴；3—主减速器主动齿轮；4—差速器；5—从动齿轮；
6—变速器第二轴；7—连体齿轮输入轴；8—变速驱动桥壳

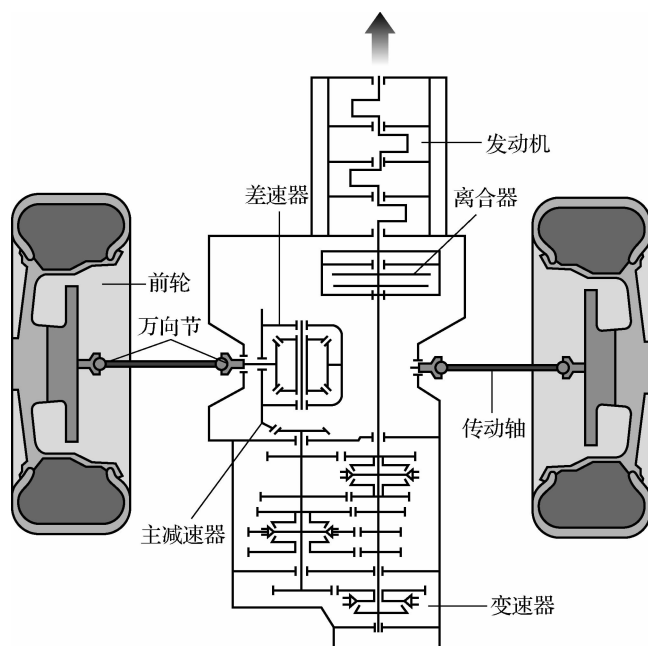


图 1-9 纵向布置的前轮驱动车辆传动系统

3. 按自动变速器前进挡的挡位数不同分

自动变速器按前进挡的挡位数不同可分为 3 个前进挡、4 个前进挡、5 个前进挡等。早期的自动变速器通常为两个前进挡或 3 个前进挡。这两种自动变速器都没有超速挡，其最高挡为直接挡。现代大多中、低档轿车装用的自动变速器基本上都是 4 个前进挡，设有超速挡。这种设计虽然使自动变速器的构造更加复杂，但由于设有超速挡，大大改善了汽车的燃油经济性。

4. 按齿轮变速器的类型分

自动变速器按齿轮变速器的类型不同可分为普通齿轮式和行星齿轮式两种。普通齿轮式自动变速器体积较大，最大传动比较小，只有少数几种车型使用，如本田 Accord 轿车。行

星齿轮式自动变速器结构紧凑,能获得较大的传动比,为绝大多数轿车所采用。

三、自动变速器的特点

1. 自动变速器的优点

使用自动变速器的汽车具有以下显著的优点:

(1)发动机和传动系统寿命高。采用自动变速器的汽车与采用机械变速器的汽车对比,前者发动机的寿命可提高 85%,变速器的寿命提高 12 倍,传动轴和驱动半轴的寿命可提高 75%~100%。

液力传动汽车的发动机与传动系统,由液体工作介质“软”性连接。液力传动起一定的吸收、衰减和缓冲的作用,大大减少冲击和动载荷。例如,当负荷突然增大时,可防止发动机过载和突然熄火;汽车在起步、换挡或制动时,能减少发动机和传动系统所承受的冲击及动载荷,因而提高了有关零部件的使用寿命。

(2)驾驶性能好。汽车驾驶性能的好坏,除与汽车本身的结构有关外,还取决于正确的控制和操纵。自动变速器能通过系统的设计,使整车自动去完成变速,并获得最佳的燃料经济性和动力性,使得汽车的驾驶性能与驾驶员的技术水平关系不大,因而特别适合于非职业驾驶员驾驶。

装备液力自动变速器的汽车,采用液压操纵或电子控制,使换挡实现自动化。在变换变速杆位置时,实质上是操纵液压控制的滑阀,这比普通机械变速器用拨叉拨动滑动齿轮实现换挡要简单、轻松得多。而且,它的换挡齿轮组一般都采用行星齿轮组,是常啮合齿轮组,这就降低或消除了换挡时的齿轮冲击,可以不要离合器,大大减轻了驾驶员的劳动强度。

(3)行驶性能好。采用自动变速器的汽车,在起步时,驱动轮上的驱动转矩是逐渐增加的,减少车轮的打滑,使起步容易,且更加平稳。

自动变速装置的挡位变换不但快而且平稳,提高了汽车的乘坐舒适性。通过液力传动或微计算机控制换挡,可以消除或降低动力传动系统中的冲击和动载荷。这对在地形复杂、路面恶劣条件下作业的工程车辆、军用车辆来说尤其重要。

(4)安全性好。在车辆行驶过程中,驾驶员必须根据道路、交通条件的变化,对车辆的行驶方向和速度进行改变和调节。以城市大客车为例,平均每分钟换挡 3~5 次,且每次换挡有 6~10 个手脚协调动作。正是由于这种连续不断的频繁操作,使驾驶员的注意力被分散,而且易产生疲劳,易造成交通事故。如果是以减少换挡、操纵加速踏板大小代替变速,那样会牺牲燃油经济性。由于自动变速的车辆取消了离合器踏板和变速操纵杆,所以只要控制加速踏板,就能自动变速,从而改善了驾驶员的劳动强度,使行车事故率降低,平均车速提高。

(5)降低废气排放。发动机在怠速和高速运行时,排放的废气中一氧化碳(CO)或碳氢化合物的浓度较高。而自动变速器的应用可使发动机经常在经济转速区域内运转,也就是在较小污染排放的转速范围内工作,从而降低了排放污染。

2. 自动变速器的缺点

从目前的情况来看,自动变速器还存在以下两方面的缺点:

(1)结构较复杂。与手动变速器相比,自动变速器结构较复杂,零件加工难度大,生产成本较高,维护费用较高,修理也较麻烦。

(2)效率不够高。与手动变速器相比,自动变速器的效率还不够高。当然,通过实施动力传动控制一体化、液力变矩器闭锁、增加挡位数等措施,可使自动变速器接近手动变速器的效率。

学习单元四 自动变速器型号识别

一种自动变速器可能被用在多个不同款式的汽车上,而同一种车型也可能装用不同型号的自动变速器。如果不了解自动变速器的型号,在维修中就会对故障分析、资料查找、零配件采购等造成障碍。下面介绍自动变速器型号的含义及常见自动变速器的主要识别方法。

一、自动变速器型号的含义

自动变速器型号一般可反映以下内容:

(1)变速器的性质:A表示自动变速器,M表示手动变速器,AM表示自动手动一体化变速器。

(2)生产公司:ZF表示德国ZF公司,AISIN表示日本公司等。

(3)驱动方式:F表示前驱,R表示后驱,丰田公司用数字表示驱动方式,有的四轮驱动车辆在型号后面加H或F表示驱动方式。

(4)前进挡位数:用数字表示。

(5)控制类型:E表示电控,H表示液控,EH表示电液控。

(6)改进序号:表示该变速器在原变速器上做过改进。

(7)额定驱动转矩:在通用、宝马公司的自动变速器型号中有此参数。

下面对几个公司的自动变速器型号做具体说明:

(1)宝马ZF4HP22-EH:ZF表示德国ZF公司生产,4表示4个前进挡,H表示液压驱动,P表示行星齿轮类,22表示额定转矩。E或EH表示电控或电液控。

(2)丰田自动变速器型号有两类:一类除字母外还有两位阿拉伯数字,另一类除字母之外有3位阿拉伯数字。

有两位数字的,如A40、A41、A55、A55F、A40D、A42DL、A43DL、A44DL、A45DL、A45DF、A43DE等。其中,A表示自动变速器,第一位数字为1、2、5时表示前驱,为3、4、6时表示后驱,第2位数字表示生产序号,后面的字母D表示有OD挡,L表示有锁止离合器,E表示电控有锁止离合器,无E表示全液控。

有三位数字的,如A130I、A131L、A132L、A140L、A240L、A241L、A243L、A440L、A440F、A442F、A340E、A340H、A340F、A341F、A140E、A141E、A240E、A2413、A540E、A540H等。其中,A表示自动变速器,第一位1、2、5表示前驱,3、4、6表示后驱,第二位表示前进挡数,第三位表示生产序号。

特别说明:A340H、A340F、A540H后省略了E,均为电控,有锁止离合器;A241H、A440F、A45DF后省略了L,均有锁止离合器。

(3)克莱斯勒自动变速器型号识别。1992年克莱斯勒公司规定自动变速器型号由4个字母或数字组成,如41TE、42RE、42LE等。

第一个数字表示前进挡数。

第二个数字表示输入转矩负荷:0 表示轻负荷,1 表示中负荷,2 表示重负荷。

第三个字母:R 表示后驱,T 表示发动机横置前驱,L 表示发动机纵置前驱,A 表示四轮驱动。

第四个字母:E 表示电控,H 表示液压控制。

(4)通用公司。在 4T60E、4L60E 中,4 表示前进挡数,T 表示变速器横置,L 表示后置后驱,60 表示额定驱动转矩,E 表示电控。

二、自动变速器型号的识别方法

自动变速器型号的识别方法如下:

(1)看自动变速器铭牌。变速器铭牌中一般表示有生产公司、型号、序号代码、日期等。例如,丰田 A341E 自动变速器的型号为 03-41LE,宝马车上的变速器型号为 ZF4HP-22。有的自动变速器没标型号,而是型号代码,如通用 4T65E 等。

(2)看汽车铭牌。一部分汽车在发动机舱内、驾驶室内、门柱等位置有汽车铭牌,这些铭牌上有生产厂商名称、汽车型号、车身型号、底盘型号、发动机型号、自动变速器型号、出厂编号等。

(3)壳体标号识别。奔驰自动变速器标号为数字代码,刻在变速器壳体侧面与油底壳接合面向上一点,有一长串字符,其中“722×××”共 6 位数即为变速器型号。

(4)零部件识别。看集滤器、油底壳、油底密封垫、电磁阀个数、导线端子数等可识别出自动变速器型号。

(5)根据结构特征识别。日产千里马 RE4F04A 自动变速器的油底壳在上方,宝马或欧宝 4L30E 变速器有一大一小两个油底壳,奔驰 S320 汽车自动变速器的壳体是加长的。

学习单元五 自动变速器的基本工作原理和基本操作

一、自动变速器的基本工作原理

当车辆前进时,自动变速器通过传感器和开关监测汽车和发动机的运行状态,接收驾驶人的指令,将发动机转速、节气门开度、车速、发动机冷却液温度、自动变速器油温度等参数转变为电信号,并输入 ECU;ECU 根据这些信号,按照设定的换挡规律,向换挡电磁阀、油压电磁阀等发出电子控制信号;换挡电磁阀和油压电磁阀再将 ECU 发出的控制信号转变为液压控制信号,阀板中的各个控制阀根据这些液压控制信号,控制换挡执行机构的动作,从而实现自动换挡。此外,ECU 也根据行驶状况,控制变矩器锁止电磁阀的工作,从而对变矩器锁止离合器的工作进行控制。

在自动变速器中,自动换挡过程主要是通过换挡执行机构(离合器、制动器和单向离合器)的工作来控制的,其过程是根据车况变化而自动完成的。手动变速器是通过齿轮在轴上的滑动或接合套移动来实现换挡的,其过程是驾驶人根据车况变化而手动完成的。

二、自动变速器的基本操作

1. 变速杆的布置

自动变速器的操作是通过变速杆来实现的。变速杆可布置在转向柱上或驾驶室地板上,如图 1-10 所示。变速杆通过连杆机构或钢索与液压系统控制元件的手动阀相连接,为液压系统提供操纵信号。



图 1-10 变速杆在汽车上的布置
(a)布置在转向柱上 (b)布置在驾驶室地板上

2. 变速杆各位置的含义

汽车自动变速器的变速杆通常有 6 个位置,如图 1-11 所示。其含义如下:

P 位:停车挡。当变速杆置于该位置时,停车锁止机构将变速器输出轴锁止,如图 1-12 所示。

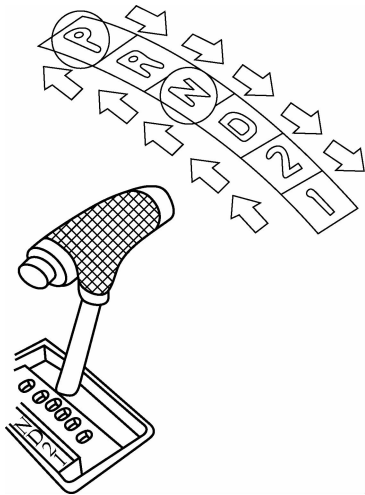


图 1-11 变速杆位置示意图

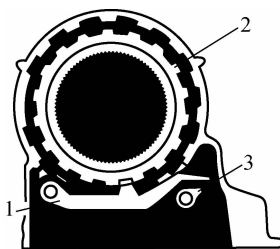


图 1-12 停车锁止机构

1—停车锁上爪; 2—停车锁止齿圈; 3—停车联锁凸轮

R 位:倒挡。当变速杆置于该位置时,液压系统倒挡油路被接通,驱动轮反转,实现倒挡行驶。

N 位:空挡。当变速杆位于此位置时,变速齿轮机构空转,不能输出动力。

D 位:前进挡。当变速杆位于此位置时,控制系统根据节气门开度信号和车速信号自动接通相应的前进挡油路,变速齿轮机构在执行机构的控制下得到相应的传动比。随着行驶条件的变化,在前进挡中自动升降挡,实现自动变速功能。汽车行驶时变速杆一般都置于该位置。

2 位(S 位):中速挡。当变速杆置于该位置时,自动变速器只能在低、中挡位间自动换挡,无法升入更高的挡位,从而使汽车获得发动机制动效果。

1 位(L 位):低速挡。当变速杆置于该位置时,汽车被锁定在前进挡的一挡,只能在该挡位行驶而无法升挡,发动机制动效果更强。此挡位多用于山区行驶、上坡加速或下坡时有效地稳定车速等特殊行驶情况,可避免频繁换挡,提高自动变速器使用寿命。

发动机只有在变速杆置于 N 位或 P 位时,才能起动。

3. 自动变速器操作注意事项

为充分发挥自动变速器的性能优势,防止因使用不当而造成早期损坏,在驾驶装用自动变速器的汽车时,应注意以下几点:

(1)在驾驶时,如无特殊需要,不要将变速杆在 D 位、S 位、L 位之间来回拨动。特别要禁止在行驶中将变速杆拨入 N 位(空挡)或在下坡时用空挡滑行。否则,由于发动机怠速运转,自动变速器内由发动机驱动的油泵出油量减少,而自动变速器内的齿轮等零件在汽车的带动下仍做高速旋转,这些零件会因润滑不良而损坏。

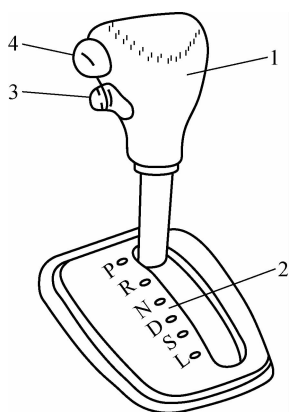


图 1-13 自动变速器的变速杆

- 1—操纵手柄; 2—挡位指示;
3—超速挡开关或保持开关;
4—锁止按钮

(2)挂挡行驶后,不应立即猛烈地踩加速踏板。在行驶中,当自动变速器自动升挡或降挡的瞬间,不应猛烈地踩加速踏板;否则,会使自动变速器中的摩擦片、制动带等受到严重损坏。

(3)当汽车还没有完全停稳时,不允许从前进挡换至倒挡,也不允许从倒挡换至前进挡,否则会损坏自动变速器中的摩擦片和制动带。

(4)一定要在汽车完全停稳后才能将变速杆拨入停车挡,否则自动变速器会发出刺耳的金属撞击声,并损坏停车锁止机构。

(5)要严格按照标准调整好发动机怠速,怠速过高或过低都会影响自动变速器的使用效果。怠速过高,会使汽车在挂挡起步时产生强烈的闯动;怠速过低,在坡道上起步时,若松开制动后没有及时加大节气门,汽车会后溜,增加了坡道起步的操作难度。

(6)为了防止不正确的操作造成自动变速器损坏,大部分车型的自动变速器变速杆上都有一个锁止按钮,如图 1-13 所示。在进行下列换挡操作时,必须按下锁止按钮,否则变速杆将被锁

止而不能移动:

- ①由 P 位换至其他任何挡位或由其他任何挡位换至 P 位。
- ②由任何挡位换至 R 位。



- (1)自动变速器主要由哪些部分组成?
- (2)自动变速器各部分的功能有哪些?
- (3)自动变速器可分为哪几类?
- (4)自动变速器有哪些优、缺点?
- (5)自动变速器操作注意事项有哪些?



模块二

变速齿轮机构

学习目标

- ◎ 熟悉行星齿轮机构的结构与类型。
- ◎ 掌握行星齿轮机构的传动原理。
- ◎ 熟悉换挡执行机构的结构与原理。
- ◎ 掌握辛普森式行星齿轮机构的结构特点。
- ◎ 掌握拉维娜式行星齿轮机构的结构特点。
- ◎ 掌握串联式行星齿轮机构的结构特点。
- ◎ 熟悉丰田 U341E 型自动变速器的工作原理。
- ◎ 掌握本田 BAYA 型自动变速器的工作原理。

自动变速器中的变速齿轮机构和传统的手动变速齿轮机构一样,具有空挡、倒挡及 3~5 个不同传动比的前进挡,只不过自动变速器中前进挡的挡位变换不是由驾驶员直接控制的,而是由自动变速器的液压控制系统或电子控制系统控制换挡执行机构的动作来改变变速齿轮机构的传动比,从而实现自动换挡的。因此,变速齿轮机构与换挡执行机构也合称为齿轮变速器。

变速齿轮机构通常分为行星齿轮机构和普通齿轮机构。目前大部分车辆中使用了行星齿轮机构。

学习单元一 行星齿轮机构

行星齿轮变速器具有结构简单、体积小,不需要中间轴和中间齿轮,操纵容易,各齿轮处于常啮合状态,不存在换挡啮合冲击,传动比范围大等突出优点,因此行星齿轮机构在现代轿车的自动变速器上得到广泛应用。行星齿轮变速器由行星齿

轮机构和换挡执行机构(施力机构)两部分组成。行星齿轮机构可以通过改变传动比和传动方向,形成不同的挡位。换挡执行机构可以自动实现挡位的变换。行星齿轮传动示意如图 2-1 所示。

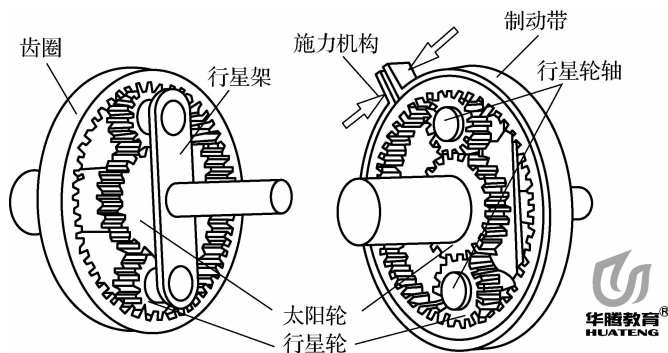


图 2-1 行星齿轮传动示意

通常单排行星齿轮机构不能提供足够多可供选择的传动比,因此汽车上所采用的减速齿轮机构均由 2~3 个单排行星齿轮机构按一定方式复合而成,它们仍然具有两个以上的自由度,工作中必须将其中某些元件的运动加以约束(固定或相互连接),使它们成为只有一个自由度的机构,以获取确定的传动比。

AR

一、行星齿轮机构的结构

行星齿轮机构有很多类型,最简单的行星齿轮机构由一个太阳轮、一个齿圈、一个行星架、几个行星齿轮和行星轮轴组成。图 2-2 为单排行星齿轮机构。行星齿轮机构以太阳轮为中心齿轮,3 个行星齿轮安装在行星架上,行星齿轮对称布置在太阳轮与齿圈之间。

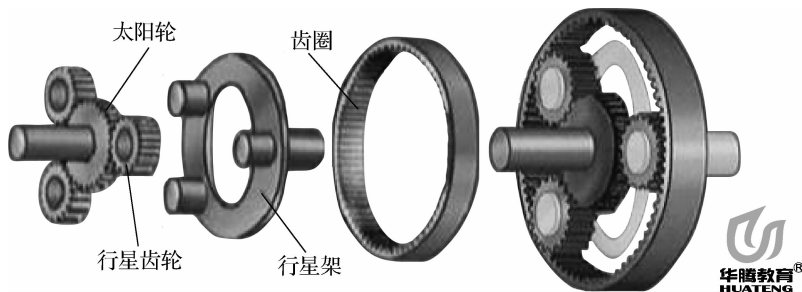


图 2-2 单排行星齿轮机构

太阳轮、齿圈及行星架有一个共同的旋转轴线,行星齿轮支承在行星齿轮轴上,并同时与太阳轮和齿圈啮合。行星齿轮机构如图 2-3 所示。当行星齿轮机构运转时,空套在行星架上的几个行星齿轮一方面可以绕自己的轴线旋转,另一方面又可以随行星架一起绕着太阳轮旋转。太阳轮、齿圈和行星架为行星齿轮机构的三个基本元件。

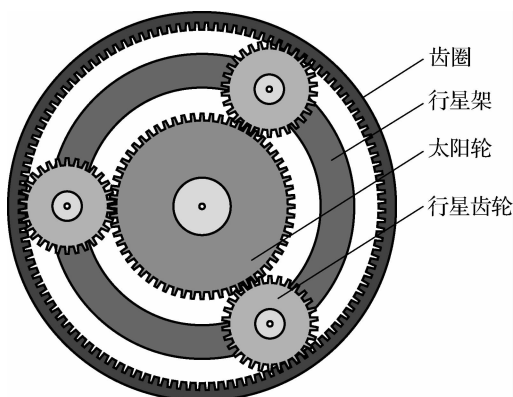


图 2-3 行星齿轮机构

二、行星齿轮转速特性方程

行星齿轮机构的运动特点是:太阳轮、齿圈和行星架均为绕同一轴线旋转的构件,可以通过设定不同构件为输入或输出转速的构件,获得多种传动比和旋向。为获得行星齿轮转速特征方程,先按照定轴轮系计算行星齿轮的传动比。设转速由太阳轮输入,由齿圈输出。当行星架固定不动时,为定轴轮系,则行星齿轮只是中间齿轮。定轴轮系的传动比取决于齿圈和太阳轮的齿数,其传动比 i 可由下列公式获得:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = -\alpha \quad (2-1)$$

当行星架未制动时,行星架以速度 n_3 转动,行星轮既绕行星架自转,又围绕太阳轮公转。为便于运动分析,这时可视为对整体行星轮系施加了一个与行星架速度大小相等、方向相反的速度 $-n_3$,这对构件的相对速度无影响,使行星轮系相当于定轴轮系转动,其传动比为:

$$i_{12}^3 = \frac{n_1 - n_3}{n_2 - n_3} = -\frac{z_2}{z_1} = -\alpha \quad (2-2)$$

再整理式(2-1)可得单排行星齿轮机构的转速特性方程为:

$$n_1 + \alpha n_2 - (1 + \alpha) n_3 = 0 \quad (2-3)$$

或表达为:

$$z_1 n_1 + z_2 n_2 = (z_1 + z_2) n_3 \quad (2-4)$$

由转速特性方程可以看出,在太阳轮、齿圈和行星架三个元件中,可任选两个分别作为主动件和从动件,而使另一个元件固定不动(该元件转速为零),或使其运动受一定约束(该元件的转速为某一定值),则整个轮系即以一定的传动比传递动力。

三、行星齿轮机构的变速原理

太阳轮、齿圈和行星架三者具有同一旋转轴线,将此三者中的任一构件与主动轴相连,第二构件与从动轴相连,第三构件就被强制固定或使其运动受到一定约束。若使该构件的转速为某一定值,则整个系统以一定的传动比传递动力,改变构件状态即可实现不同挡位速度的变化。

按连接和制动情况的不同可以有多种组合方案,各种组合可获得不同的传动比。下面分别讨论各种制动的情况。

1. 齿圈制动

齿圈制动如图 2-4 所示。

(1) 设动力由太阳轮输入,由行星架输出,当输入轴驱动太阳轮以顺时针方向旋转时,将引起行星齿轮分别绕各自的行星齿轮轴做逆时针旋转,这使得与行星齿轮啮合的齿圈有逆时针转动的趋势,但它已被制动,于是行星齿轮必然绕行星轴逆时针自转,同时沿齿圈按顺时针方向绕太阳轮公转,即行星架顺时针转动。

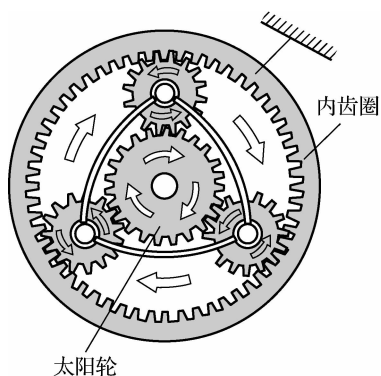


图 2-4 齿圈制动

按所给定条件即可求得该状态下的传动比 i , 即

$$i = \frac{n_1}{n_3} = (1 + \alpha) = 1 + \frac{z_2}{z_1}$$

齿圈的齿数 z_2 大于太阳轮的齿数 z_1 , 因而这一传动比的数值大于 1, 该传动为减速传动。

(2) 设由行星架输入, 太阳轮输出, 行星齿轮按顺时针方向沿齿圈转动, 使行星齿轮在各自行星齿轮轴上逆时针旋转, 并使太阳轮与输入轴同向旋转。

所以, 传动比 i 为:

$$i = \frac{n_3}{n_1} = \frac{1}{1 + \alpha} = \frac{z_1}{z_1 + z_2}$$

该传动比小于 1, 该传动为增速传动。

2. 太阳轮制动

太阳轮制动如图 2-5 所示。

(1) 设由行星架输入, 齿圈输出, 行星架按顺时针方向旋转, 即行星齿轮按顺时针方向沿太阳轮转动, 引起各行星齿轮分别在各自的行星齿轮轴上顺时针旋转, 使齿圈与输入轴同向旋转。

所以, 传动比 i 为:

$$i = \frac{n_3}{n_2} = \frac{\alpha}{1 + \alpha} = \frac{z_2}{z_1 + z_2}$$

该值小于 1, 因此该传动是增速传动。

(2) 设由齿圈输入, 行星架输出, 齿圈顺时针旋转, 使各行星齿轮分别在各自的轴上做顺时针旋转。同时, 它们还将沿太阳轮顺时针转动, 即行星架顺时针转动。

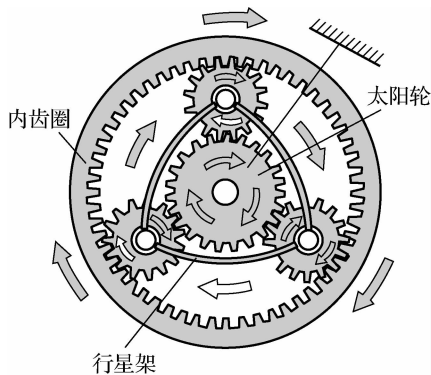


图 2-5 太阳轮制动

这时, 可求得传动比 i 为:

$$i = \frac{n_2}{n_3} = \frac{1 + \alpha}{\alpha} = 1 + \frac{z_1}{z_2}$$

此方案也是一种增矩减速传动, 但传动比大于 1, 并小于 2。

3. 行星架制动

行星架制动如图 2-6 所示。

(1) 设由太阳轮输入, 齿圈输出, 因行星架制动, 各行星齿轮只有自转而无公转, 此时它们作为惰轮工作, 使齿圈与太阳轮反向旋转。

所以, 传动比 i 为:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = -\alpha = -\frac{z_2}{z_1}$$

传动比大于 1, 故该传动为反向减速传动。

(2) 由齿圈输入, 太阳轮输出。此时太阳轮与齿圈反向旋转。

所以, 传动比 i 为:

$$i = \frac{n_2}{n_1} = -\frac{1}{\alpha} = -\frac{z_1}{z_2}$$

传动比小于 1, 故该传动为反向增速传动。

4. 直接挡传动

若太阳轮与齿圈同时输入同一转速, 即 $n_1 = n_2$,

可求得行星架的转速为:

$$n_3 = \frac{(n_1 + \alpha n_2)}{(1 + \alpha)} = n_1 = n_2$$

$$i = 1$$

由上可知: 太阳轮、行星架和齿圈三者中, 有任意两个构件被连成一体, 各齿轮间均无相对运动, 整个行星齿轮机构将成为一个整体而旋转, 此时为直接挡传动。

5. 空挡

如果太阳轮、行星架和齿圈三者中, 无任何一个构件被制动, 而且也无任何两个构件被连成一体, 各构件自由转动, 行星齿轮机构就不能传递动力, 此时为空挡。

一个行星齿轮机构的传动比范围有限, 往往不能满足汽车的实际要求, 因此实际应用中的行星齿轮变速器是由 2~3 个单排行星齿轮机构组成的, 通过此机构可获得不同的传动比或挡位, 但其工作原理与单排行星齿轮机构相同, 可由其运动规律特性方程计算出传动比。

四、双行星齿轮机构

现代汽车自动变速器上常使用双行星齿轮机构, 如图 2-7 所示。双行星齿轮机构在太阳轮和齿圈之间有两个互相啮合的行星齿轮, 其中, 外面的一组行星齿轮与齿圈啮合, 里面的一组行星齿轮与太阳轮啮合。与单行星齿轮比较, 双行星齿轮只是多了一个齿轮啮合。按照齿轮传动原理不同, 输入与输出的旋向将发生改变, 所以按单排行星齿轮机构的计算方法, 双排行星齿轮机构的运动特

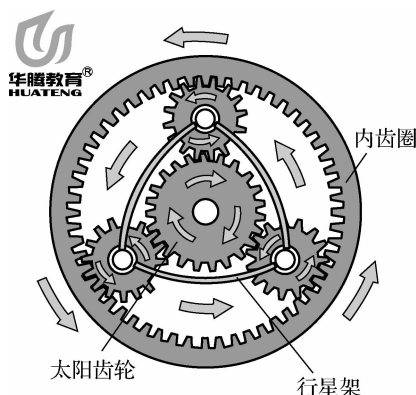


图 2-6 行星架制动

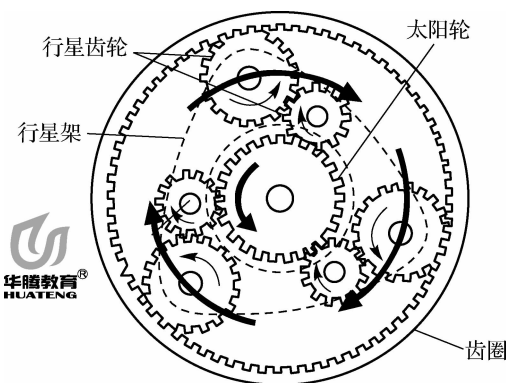


图 2-7 双行星齿轮机构简图

性方程为:

$$n_1 - \alpha n_2 - (1 - \alpha) n_3 = 0$$

式中, n_1 、 n_2 、 n_3 分别为太阳轮、内齿圈和行星架的转速。行星齿轮的传动比可根据不同的设定状况分别求得。

由以上分析可以得到如下结论:

- (1) 采用行星齿轮机构变速, 不改变行星齿轮基本结构即可获得多个运转状态。
- (2) 在一组行星齿轮机构组中使用多行星齿轮啮合传动, 降低了传动齿轮间的作用力, 可以使用较小模数的齿轮, 使其结构相对紧凑。
- (3) 因为行星齿轮机构中没有齿轮滑移啮合过程, 所以可以采用常啮合斜齿轮, 不仅可以提高齿轮的强度, 而且可减少齿轮传动噪声。
- (4) 一组行星齿轮经过适当的构件控制可以获得空挡、两个前进挡和一个倒挡。
- (5) 采用行星齿轮结构变速, 需要采用不同于机械变速器结构的换挡操作机构, 来对构件进行驱动或制动控制。

由此可知, 一组行星齿轮并不能完全满足汽车驱动变速的要求, 需要使用两组以上的行星齿轮或附加其他变速机构。同时, 不同传动比对构件的控制不同, 故需要具备能实现驱动和制动双重任务的自动操作机构。其结果是使得自动变速器结构复杂化。

学习单元二 换挡执行机构

换挡执行机构由离合器、制动器和单向离合器 3 种不同的执行元件组成。它有 3 个基本作用, 即连接、固定和单向锁止。所谓连接是指将行星齿轮变速器的输入轴与行星排中的某个基本元件连接, 以传递动力, 或将前一个行星排的某个基本元件与后一个行星排的某个基本元件连接成一体运动; 所谓固定是指将行星排的某一基本元件与自动变速器的壳体连接, 使之被固定住而不能旋转; 所谓单向锁止是指把行星排中的某个基本元件单向(顺时针或逆时针)与壳体固定, 或将两个基本元件单向连接在一起, 从而实现动力传递。换挡执行机构通过一定规律对行星齿轮机构的某些基本元件进行连接、固定或单向锁止, 从而使行星齿轮机构获得不同的传动比, 实现挡位变换。

一、离合器

1. 离合器的作用

离合器的作用是连接, 它可以使变速器的输入轴与行星排中的某个基本元件连接, 以传递动力, 或将前一个行星排的某个基本元件与后一个行星排的某个基本元件连接成一体。

2. 离合器的基本结构

自动变速器中多采用多片湿式离合器, 如图 2-8 所示。它通常由油封、离合器活塞、回位弹簧及弹簧座、钢片、摩擦片、离合器卡环、离合器鼓及密封圈等组成。

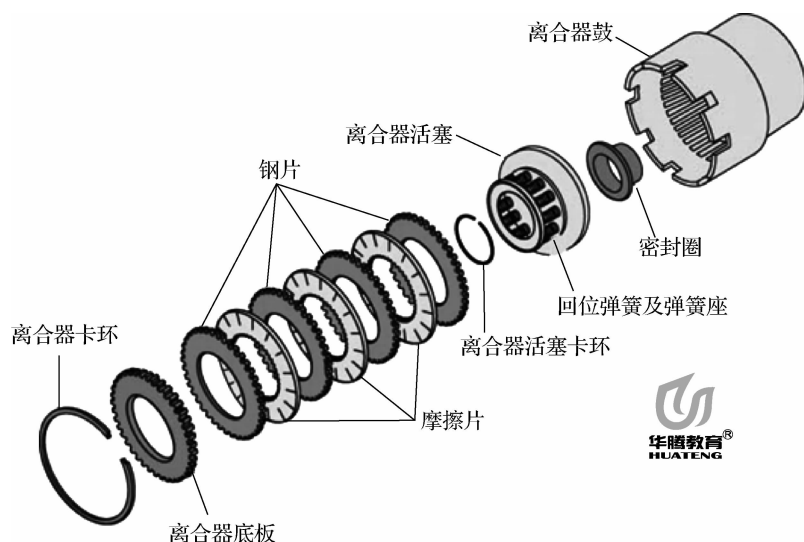


图 2-8 多片湿式离合器分解

离合器活塞安装在离合器鼓内,它是一种环状活塞,由密封圈保证其密封性,从而和离合器鼓一起形成一个封闭的环状液压缸,并通过离合器内圆轴颈上的进油孔和控制油道相通。钢片和摩擦片交错排列,两者统称为离合器片。钢片的外花键齿安装在离合器鼓的内花键齿圈上,可沿齿圈键槽做轴向移动;摩擦片由内花键齿与离合器鼓的外花键齿连接,也可沿键槽做轴向移动。摩擦片的两面均为摩擦系数较大的铜基粉末冶金层或合成纤维层。

3. 离合器的基本工作

离合器鼓以一定的方式和变速器输入轴或行星排的某个基本元件相连,如图 2-9 所示。当来自控制阀的液压油进入离合器液压缸时,作用在离合器活塞上液压油的压力推动活塞,使之克服回位弹簧的弹力而移动,将所有的钢片和摩擦片压紧在一起;钢片和摩擦片之间的摩擦力使离合器鼓和离合器鼓连接为一个整体,分别与离合器鼓和离合器鼓连接的输入轴和行星排的基本元件也因此被连接在一起,此时离合器处于接合状态。

当液压控制系统将作用在离合器液压缸内的液压油的压力解除后,离合器活塞在回位弹簧的作用下压回液压缸的底部,并将液压缸内的液压油排出。此时,钢片和摩擦片相互分离,两者之间无压力,离合器鼓和离合器鼓可以朝不同的方向或以不同的转速旋转,离合器处

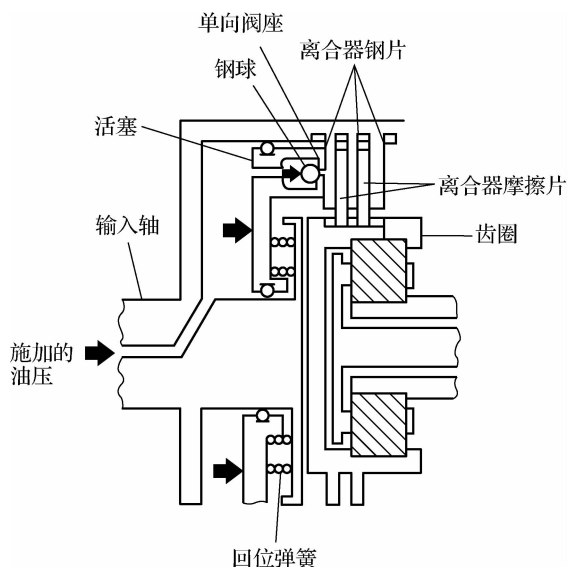


图 2-9 离合器的接合状态

于分离状态,如图 2-10 所示。

4. 保证离合器彻底分离的措施

当离合器分离时,离合器活塞和离合器片或离合器片与卡环之间有一定的轴向间隙,以保证钢片和摩擦片之间无任何轴向压力,这一间隙称为离合器的自由间隙。其大小可以用钢片的厚度

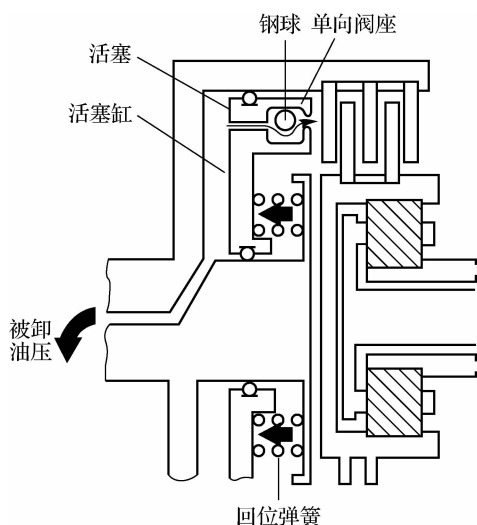


图 2-10 离合器的分离状态

来调整。一般离合器的自由间隙为 $0.5\sim 2.0\text{ mm}$ 。离合器自由间隙标准的大小取决于离合器的片数和工作条件。通常离合器片数越多或该离合器的交替工作越频繁,其自由间隙就越大。

离合器处于分离状态时,其液压缸内仍残留有少量液压油。由于离合器鼓是和变速器输入轴或行星排某一基本元件一同旋转的,残留在液压缸内的液压油在离心力的作用下会被甩向液压缸外缘处,并在该处产生一定的油压。若离合器鼓的转速较高,这一压力有可能推动离合器活塞压向离合器片,使离合器处于半接合状态,导致钢片和摩擦片因互相接触而产生磨损,影响离合器的使用寿命。为了防止这种情况出现,在离合器活塞或离合器鼓的液压缸壁上设有一个由钢球组成的单向阀。当液压油进入液压缸时,

钢球在油压的推动下压紧在阀座上,单向阀处于关闭状态,保证了液压缸密封;当液压缸内的油压被解除后,钢球在离心力的作用下离开阀座,使单向阀处于开启状态,残留在液压缸内的液压油在离心力的作用下从单向阀的阀孔中流出,保证了离合器的彻底分离。

目前,在一些新型自动变速器上对传统的单向阀结构进行了改进,这主要基于以下两个原因:

(1)在离合器分离时,为防止施加到活塞油压室(油压室 A)的离心力产生压力,而采用了一个用于排放油液的单向阀。因此,在接下来离合器接合前,油液需要一些时间来填注油压室 A。

(2)在换挡过程中,除阀体控制原有的离合器压力之外,作用于油压室 A 的压力也会产生变化,这取决于转速的波动。

因此,丰田 U341E 型自动变速器相对于油压室 A 提供了抵消油压室(油压室 B),如图 2-11 所示。

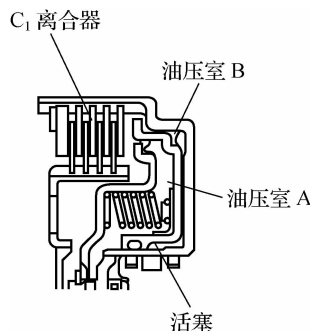


图 2-11 丰田 U341E 型自动变速器的结构改进

通过施加同等大小的离心力,可抵消施加到活塞上的离心力,如图 2-12 所示。各种油压大小关系如图 2-13 所示。因此,无须通过单向阀排放油液,就能够获得较高的响应性和平滑换挡特性。

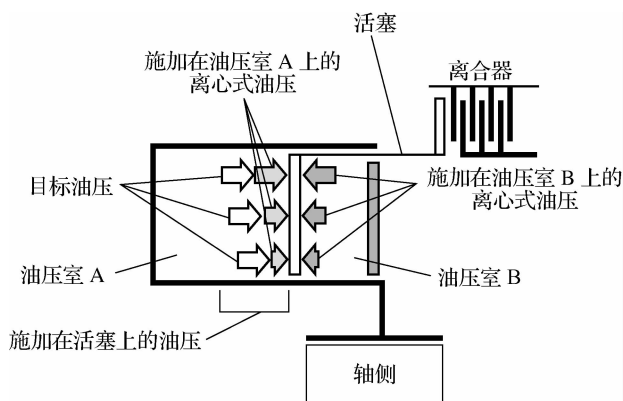


图 2-12 改进后油压作用情况

$$\text{施加在活塞上的油压} - \text{施加在油压室 B 上的离心式油压} = \text{目标油压}$$

图 2-13 各种油压大小关系

二、制动器

制动器的作用是固定行星齿轮机构中的某一基本元件,阻止其旋转。制动器一般分为湿式多片式制动器和带式制动器。

1. 湿式多片式制动器

如图 2-14 所示,湿式多片式制动器结构与离合器结构相似,其由制动器鼓、活塞、回位弹簧及制动器钢片、卡环、制动器摩擦片等组成。

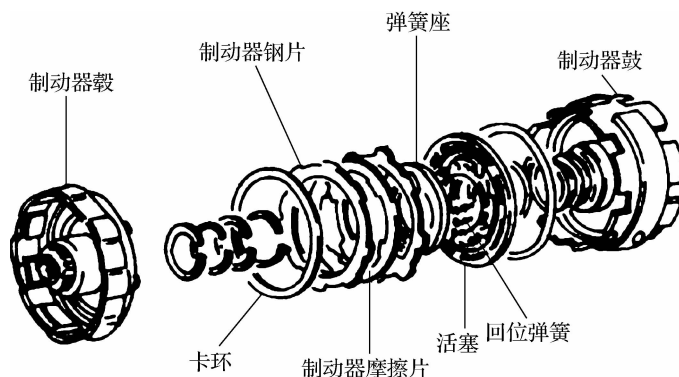


图 2-14 湿式多片式制动器分解图

湿式多片式制动器的工作原理与多片湿式离合器基本相同,只是其制动器鼓与变速器

壳体连接固定在一起,另外,可以用变速器壳作为制动器鼓。制动器鼓与行星齿轮机构的元件相连。当液压缸中没有压力油时,制动器鼓可以自由旋转;当压力油进入液压缸后,活塞将钢片和摩擦片压紧在一起,制动器鼓及与其相连的行星齿轮机构的某一元件被固定住,不能旋转。

湿式多片式制动器的工作平顺性较好,还能通过增减摩擦片的片数来满足不同排量发动机的要求。因此,近年来在汽车自动变速器中,湿式多片式制动器使用得越来越多。

2. 带式制动器

带式制动器的分解图如图 2-15 所示,其由制动鼓、制动带和制动缸活塞等组成。制动带缠于制动鼓的外圆上。制动带的一端用一销钉固定在变速器的壳体上,而另一端与液压操纵的制动缸活塞相接触。制动缸活塞压缩内弹簧,在活塞连杆上运动。为了使制动带和制动鼓之间的间隙能够调整,有两种长度的活塞连杆供选择。

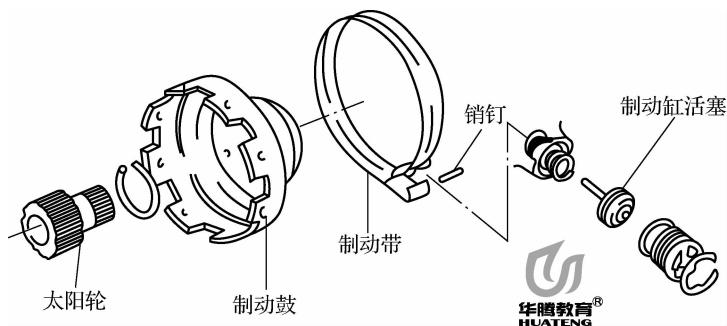


图 2-15 带式制动器的分解图

如图 2-16 所示,当油压施加在活塞上时,活塞就移至活塞缸的左边,压缩外弹簧,活塞连杆随同活塞移至左边,推动制动带的一端。由于制动带的另一端固定在变速器壳体上,制动带的直径就变小,箍紧在制动鼓上,使之无法转动。这时,在制动带与制动鼓之间产生很大的摩擦力,使行星齿轮中与制动鼓固定连接的元件无法转动。当活塞中的压力油流出时,活塞和活塞连杆由于外弹簧的弹力而被推回,制动鼓就由制动带松开。

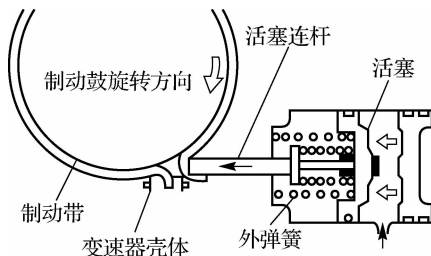


图 2-16 带式制动器的工作原理图

内弹簧有两个功能,即吸收制动鼓的反作用力和减少制动带箍紧制动鼓时所产生的振动。

如图 2-17 所示,当制动鼓高速转动时,制动带要箍紧它,就会受到反作用力。若活塞与活塞连杆制成为一体,由于反作用力的作用,活塞会产生振动。为避免这种情况,活塞通过一内弹簧与活塞连杆相连。当制动带受到反作用力时,活塞连杆被推回,压缩内弹簧,以吸收此反作用力。

当活塞缸内油压上升时,活塞与活塞连杆进一步压缩外弹簧,并在活塞缸内运动,使制动带收缩,从而均匀地箍紧制动鼓。当活塞缸内油压进一步上升,而活塞连杆在活塞缸内无法再运动时,只有活塞运动,压紧内、外弹簧。当活塞开始接触活塞连杆垫圈时,活塞直接推动活塞连杆,制动带便以更大的压力箍紧制动鼓。

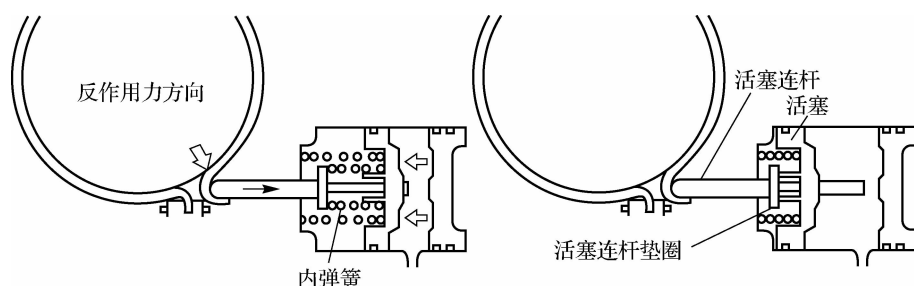


图 2-17 内活塞的减震原理

可以使收紧制动带作用力的方向与制动鼓的转动方向一致,也可以相反。若收紧制动带作用力的方向与制动鼓的转动方向一致,则制动鼓的运动使制动带的箍紧力增大,而使所需的液压作用力减小。若收紧制动带的运动方向与制动鼓的转动方向相反,则制动鼓的运动使制动带的箍紧力减小,而使所需的液压作用力增大。

为了防止由于过快地制动行星齿轮机构元件而产生换挡冲击,应使制动带在开始箍紧时有稍许打滑。随着制动带衬里的磨损,滑动量增大,磨损使制动带与制动鼓之间的间隙增大,会使制动带的箍紧力减小。因此,大多数早期的自动变速器的制动带需要定期调整。但是随着技术的改进,自动变速器的制动带不再需要定期调整。过量的滑动会引起制动带烧蚀或不正常的磨损。在需要定期调整制动带的自动变速器上,可以用调整螺钉调整制动带与制动鼓之间的间隙,另外,调整螺钉也用于固定制动带。

三、单向离合器

单向离合器的作用是阻止行星齿轮机构的某一元件相对于另一个元件发生某一方向的运动,从而实现单向锁止。单向离合器有滚柱式和楔块式两种。

1. 滚柱式单向离合器

滚柱式单向离合器如图 2-18 所示,滚柱式单向离合器由内环、外环、滚柱和回位弹簧等组成。在单向离合器的外环内侧有均布的楔形槽,槽一端宽一端窄,槽内装有滚柱和回位弹簧,回位弹簧将滚柱推向槽较窄的一侧。

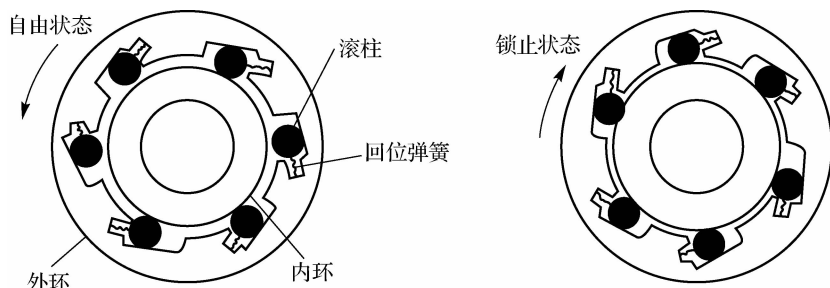


图 2-18 滚柱式单向离合器

如果外环相对于内环做逆时针转动,摩擦力推动滚柱压缩回位弹簧向槽宽的一侧移动,内、外环脱开,内环与外环可以相对滑动,此时单向离合器处于自由状态。如果外环相对于内环顺时针方向转动,摩擦力和回位弹簧弹力使滚柱移向槽窄的一侧,使内、外环卡死连成

一体,内环与外环无法相对滑转,此时单向离合器处于锁止状态。

滚柱式单向离合器是否锁止与安装方向有直接关系,如果安装方向错误,自动变速器的工作将出现不正常的现象。

2. 楔块式单向离合器

楔块式单向离合器的结构和滚柱式单向离合器的结构相似,也有外环、内环和保持架等,如图 2-19 所示。其不同之处在于,它的外环或内环上都没有楔形槽,其滚子不是圆柱形的,而是特殊形状的楔块。楔块在 A 方向上的尺寸略大于内外环之间的距离,而在 C 方向上的尺寸略小于 B。

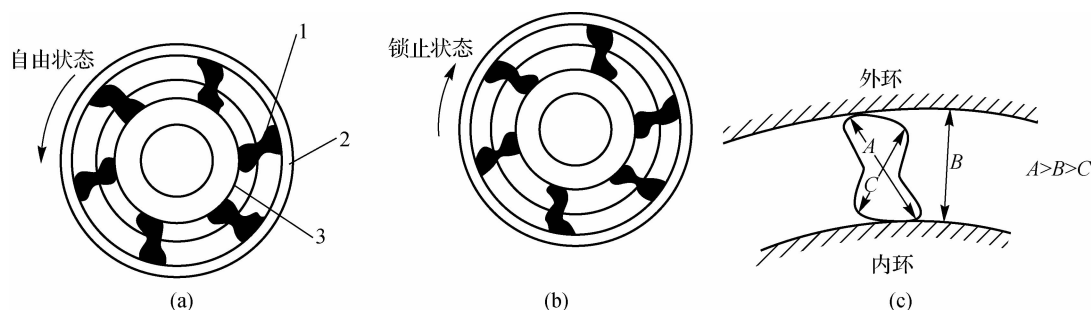


图 2-19 楔块式单向离合器

1—楔块; 2—外环; 3—内环

当外环相对于内环顺时针方向转动时,楔块在摩擦力的作用下立起,因自锁作用而被卡死在内、外环之间,使内环与外环无法相对滑转,此时离合器处于锁止状态;当外环相对于内环逆时针方向转动时,楔块在摩擦力的作用下倾斜,脱离自锁状态,内环与外环可以相对滑动,此时单向离合器处于自由状态。

楔块式单向离合器的锁止方向取决于楔块的安装方向。维修时不可装反,以免影响自动变速器的正常工作。

在换挡执行机构中,离合器、制动器是由液压控制系统来控制其工作状态的,而单向离合器是由其内、外环连接的两个元件的相对运动方向来决定其工作状态的。

学习单元三 辛普森式行星齿轮变速器

辛普森式行星齿轮变速器被广泛应用于汽车自动变速器,它是以其设计者霍华德·辛普森(Howard Simpson)的名字命名的。辛普森式行星齿轮变速器由两排单行星齿轮机构复合而成,能够提供三个前进挡和一个倒挡。其特点为:由一个长太阳轮将前、后两个行星齿轮机构连成一体,前行星架与后齿圈共同作为输出轴。辛普森式行星齿轮变速器如图 2-20 所示。其长太阳轮结构确定了前、后行星齿轮机构的尺寸及齿轮齿数,其尺寸和齿轮的齿数决定了该行星机构的实际传动比。

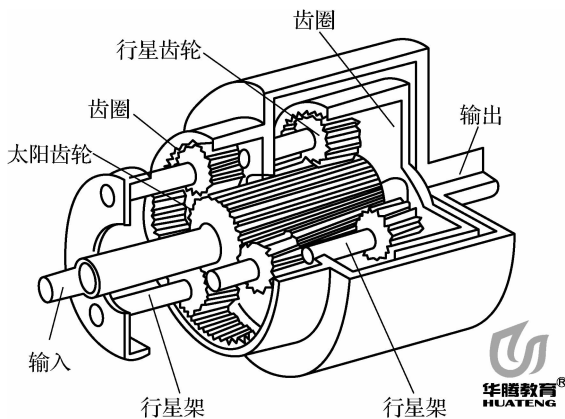


图 2-20 辛普森式行星齿轮变速器

但是,仅仅依靠图 2-20 所示的辛普森式行星齿轮变速器还不能实现自动变速器传动比的改变,还要通过离合器、制动器和单向离合器等换挡执行元件改变发动机动力的传递路线,获得与道路条件匹配的驱动力。所以,自动变速器的机械结构是一个传动整体,要由其他系统进行控制(液压系统、电子控制系统)。任一环节出现问题,都会阻碍动力传递。了解辛普森式行星齿轮变速器的传动结构和换挡原理,可以清楚地了解行星齿轮组的工作特点和动力传递路线,为理解自动变速器的换挡过程提供帮助,为学习自动变速器换挡控制奠定基础,也为探究整体传动中的问题分析提供思路。

AR

一、辛普森式行星齿轮变速器的结构

辛普森式行星齿轮变速器由两排行星齿轮机构和换挡执行机构组成,图 2-21(a)为三速辛普森式行星齿轮变速器结构解剖图。由图 2-21(a)可见,该机构采用两排齿轮齿数和尺寸相同的行星齿轮 P_1 、 P_2 ,分别被称为前、后行星齿轮,构成改变传动比的基本结构。前离合器(C_1)、后离合器(C_2)、单向离合器(OC)、前制动器(B_1)和后制动器(B_2)是换挡执行元件,作用是分别控制行星齿轮机构的不同元件,按照特定的控制逻辑将动力输入或将元件制动,以实现传动比的改变。

图 2-21(b)为三速辛普森式行星齿轮变速器结构简图。可将复杂的机械结构用简化的功能符号表示,表达不同元件的结构关系。图 2-21(c)为运用简化功能符号和元件的轴测简图表示的三速辛普森式行星齿轮变速器的示意图,可用来表现元件间的传动与驱动关系。

一般不同的汽车制造厂的自动变速器,结构与动作规律也不同。尽管自动变速器机械元件的基本作用相同,但在行星齿轮的主动件、从动件和固定件的设计,换挡执行元件的设计上有许多差别。要全面了解辛普森式行星齿轮变速器,还要借助辛普森式行星齿轮变速器换挡执行元件动作规律表(见表 2-13),才能了解哪个离合器或制动器工作时辛普森式行星齿轮变速器进入哪个传动比,了解传动路线。

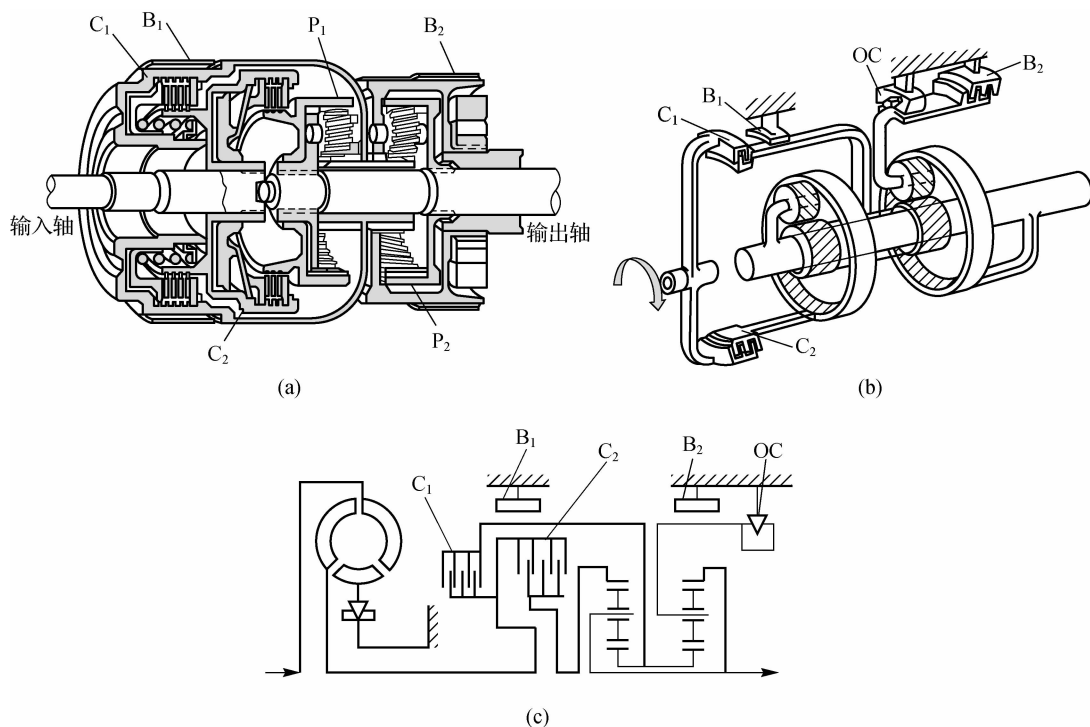


图 2-21 三速辛普森式行星齿轮变速器

C₁—前离合器；C₂—后离合器；B₁—前制动器；B₂—后制动器；
OC—单向离合器；P₁、P₂—前、后行星齿轮

表 2-1 辛普森式行星齿轮变速器换挡执行元件动作规律表

选挡与挡位		C ₁	C ₂	B ₁	B ₂	OC
P						
R		○			○	
N						
D	1		○			○
	2		○	○		
	3	○	○			
2			○	○		
L(1)			○		○	

注：○表示换挡执行元件工作。

辛普森式行星齿轮变速器换挡执行元件动作规律表表现的是动力传递路线的变化和该挡位下必须由哪几个执行元件来实现动力传递或元件制动。该表是了解自动换挡、进行传动路线分析和传动故障分析的重要依据。

二、实用辛普森式行星齿轮变速器的传动分析

1. N 或 P 位

辛普森式行星齿轮变速器的各执行元件均不工作，前、后行星排所有元件均不受约束，

变速机构无法传递动力,变速器输出轴不能输出动力。

2. D 位 1 挡

后离合器 C_2 处于接合状态,使输入轴与左排齿圈连接成一体而成为输入元件。单向离合器 OC 产生制动作用,使右排行星架固定不动。输入动力可以经两条途径到达输出轴,其传动路线与齿轮旋向如图 2-22 所示。一条途径是:左齿圈—左行星轮—左行星架—输出轴,另一途径是:左齿圈—左行星轮—长太阳轮—右行星轮—右齿圈—输出轴。

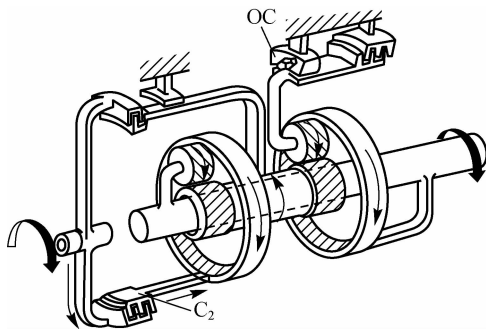


图 2-22 D 位 1 挡的传动路线与齿轮旋向

因后离合器 C_2 与单向离合器 OC 分别作用于左、右两个行星齿轮机构,不易直接看出它们之间的联系。利用行星齿轮运动规律特性方程,通过求解,可获得该状态下的传动比与旋向。

设左排的行星机构为 L,右排的行星机构为 R,可建立各自的运动规律特性方程:

$$n_{L1} + \alpha n_{L2} - (1 + \alpha) n_{L3} = 0 \quad (2-5)$$

$$n_{R1} + \alpha n_{R2} - (1 + \alpha) n_{R3} = 0 \quad (2-6)$$

由给定条件得知:动力由左齿圈输入,输入转速为 n_{L2} 。

已知 $n_{R3} = 0$,由式(2-6)得:

$$n_{R1} + \alpha n_{R2} = 0 \quad (2-7)$$

因为 $n_{L1} = n_{R1}$,且 $n_{L3} = n_{R2}$,则有:

$$n_{L1} = -\alpha n_{L3} \quad (2-8)$$

将式(2-8)代入式(2-5),求解得:

$$\alpha n_{L2} - (1 + \alpha) n_{L3} - \alpha n_{L3} = 0$$

$$\alpha n_{L2} = (1 + 2\alpha) n_{L3}$$

所以 $i_1 = \frac{n_{L2}}{n_{L3}} = \frac{1 + 2\alpha}{\alpha}$ 或 $i_1 = \frac{n_{L2}}{n_{R2}} = \frac{1 + 2\alpha}{\alpha}$,该运动为减速运动且转向相同。

3. D 位 2 挡

后离合器 C_2 处于接合状态,前制动器 B_1 处于锁止状态。后离合器 C_2 接合使前排齿圈与输入轴连接成一体而成为输入元件。前制动器 B_1 工作,使太阳轮固定不动。其传动路线与齿轮旋向如图 2-23 所示。其动力传动路线为:左齿圈—左行星轮—左行星架—输出轴。

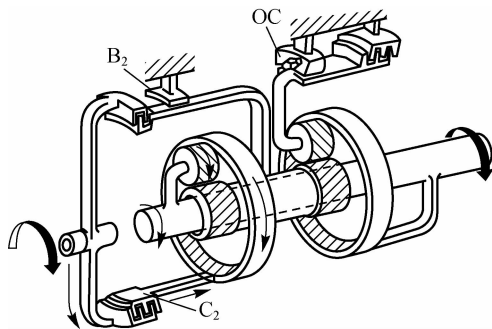


图 2-23 D 位 2 挡的传动路线与齿轮旋向

此时,由于执行元件只作用于左排行星齿轮机构,可通过左排行星齿轮机构计算传动比与旋向。其运动特性方程为:

$$n_{L1} + \alpha n_{L2} - (1 + \alpha) n_{L3} = 0$$

因为

$$n_{L1}=0$$

所以

$$\alpha n_{L2} - (1 + \alpha) n_{L3} = 0$$

则

$$i_2 = \frac{n_{L2}}{n_{L3}} = \frac{1 + \alpha}{\alpha}$$

该运动为减速运动,旋转方向与输入相同。

4. D 位 3 挡

后离合器 C_2 和前离合器 C_1 均处于接合状态,动力同时由后离合器 C_2 和前离合器 C_1 输入左齿圈和太阳轮。根据行星齿轮机构的运动规律“三元件中的任意两个元件转速相同将形成直接挡传动”可知,左排齿圈和太阳轮与输入轴连成一体后,左排行星架将与齿圈、太阳轮一同转动而形成直接挡传动,其传动路线与齿轮旋向如图 2-24 所示。

5. R 位

前离合器 C_1 工作,动力经太阳轮传递到右行星排,后制动器 B_2 处于锁止状态,右排行星架被制动,右齿圈以相反方向转动。其传动路线与齿轮旋向如图 2-25 所示。

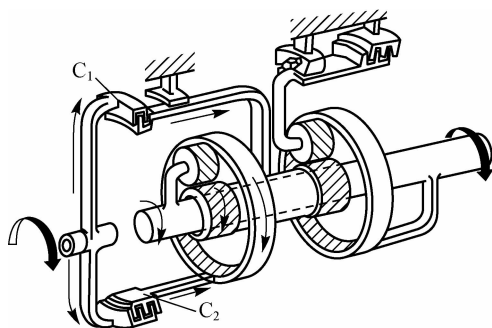


图 2-24 D 位 3 挡的传动路线与齿轮旋向

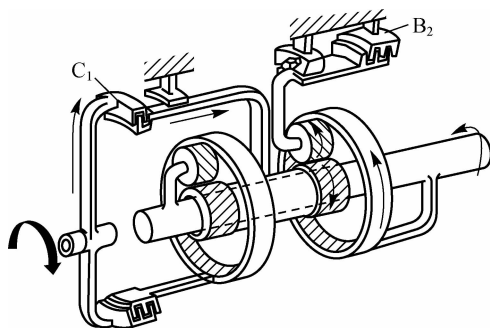


图 2-25 R 位的传动路线与齿轮旋向

此时,换挡执行元件都在后行星齿轮机构,可通过后行星齿轮机构计算传动比与旋向。其运动特性方程为:

$$n_{R1} + \alpha n_{R2} - (1 + \alpha) n_{R3} = 0$$

因为

$$n_{R3} = 0$$

所以

$$n_{R1} + \alpha n_{R2} = 0$$

则

$$i_R = \frac{n_{R1}}{n_{R2}} = -\alpha$$

该运动为减速且转向与输入相反。

6. 汽车的滑行与发动机制动

辛普森式行星齿轮变速器的低速挡位有两个传动状态:滑行与发动机制动。滑行指汽

车达到一定的运行速度,积聚了一定动能后,可借助惯性向前滑行一段距离。这时,发动机的低速运转不应成为汽车滑行的阻力。在搭载手动变速器的汽车上可以用空挡阻断车轮与发动机的联系,实现惯性滑行。在良好路况和高速行驶时,合理利用滑行可以提高汽车燃油经济性。

发动机制动是指在保持传动系统可靠连接状态时,当发动机低速运转时,汽车在惯性力作用下欲保持发动机的较高转速,形成对发动机的逆向拖转的现象。低速运转的发动机做功会阻碍汽车的惯性运行,降低汽车行驶速度。发动机制动会迅速消耗汽车已经获得的高速动能。我们经常用发动机制动辅助汽车行车制动,特别是在下坡路行驶时,挂入低速挡,发动机产生的制动力矩会减少制动器的负担,防止频繁制动出现制动器过热引起的制动材料的热衰退现象。发动机制动在汽车低速挡行驶时会造成剧烈的减速现象,影响汽车行驶的平顺性。

为此,辛普森式行星齿轮变速器设计了满足两种运行条件的选择挡位。在汽车以前进为主的前进挡,所有的挡都具备滑行功能,依靠单向离合器的单方向驱动功能,形成发动机向输出轴方向的驱动。当发动机做减速运转时,汽车高速惯性滑行形成输出轴对发动机的驱动,使单向离合器失去对右行星架的锁止作用,从而失去对行星轮系的控制,使汽车进入滑行状态。

以D位1挡为例,当汽车选择D位1挡时,该挡位前进驱动的功能与前面的分析相同,其区别在于这个低速挡增加了发动机制动功能,以实现对汽车的辅助制动,如图2-26所示。

挂入D位1挡时,参与动作的元件有后离合器 C_2 、后制动器 B_2 和单向离合器OC,如图2-26所示。后制动器 B_2 将右行星架完全制动,使右行星齿轮具有反向传动能力,可以反向传递转速,利用发动机制动。

假设发动机转速为零,因右行星架被制动器 B_2 锁止不能运动,汽车惯性力驱动行星齿轮组以图示方向旋转,则此时的发动机对传动机构形成阻力,可有效抑制机构旋转。

7. P位

大多数辛普森式行星齿轮变速器都是通过锁止输出轴实现驻车(停车)的。驻车锁止机构的结构如图2-27所示,其由锁止棘轮、锁止棘爪、锥销和输出轴组成。锁止棘爪一端与固定在变速器壳体上的支承销相连。锁止棘轮与输出轴为一体。锥销通过拉杆与变速杆连接。

当变速杆处于P位以外的任一位置时,连杆机构与弹簧将拉动锥销,棘爪在回位弹簧作用下脱离锁止棘轮,使变速器输出轴可以旋转,如图2-27(a)所示。

当变速杆拨到P位时,连杆机构与弹簧推动锥销将锁止棘爪推向锁止棘轮,锁止棘爪的凸齿嵌入棘轮的齿槽中,使输出轴与变速器壳体连成一体而无法转动,如图2-27(b)所示。

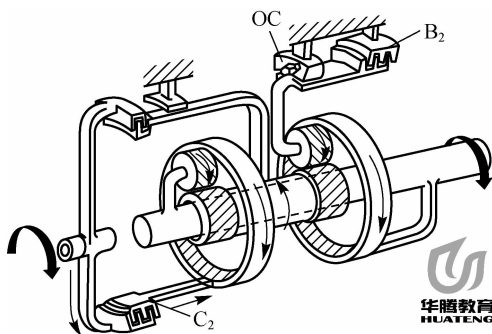


图 2-26 发动机制动时 D 位 1 挡传动路线

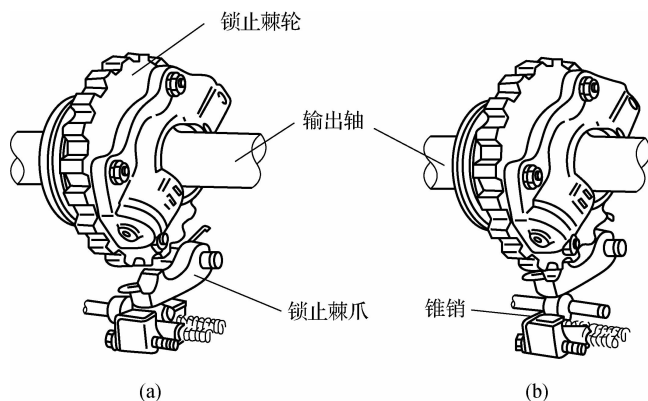


图 2-27 P 位锁止机构的结构

现代汽车大多采用带有超速挡(4 挡)的辛普森式行星齿轮变速器,以提高汽车的动力性和燃油经济性。辛普森式行星齿轮变速器要实现四挡,需要增设一个单行星齿轮机构。图 2-28 所示为带超速挡的辛普森式行星齿轮变速器。该变速器由三排行星齿轮组成的两个行星齿轮组构成。其中,左面的行星齿轮排 P_0 和换挡执行元件构成变速器的超速挡;右面的行星齿轮排 P_1 、 P_2 和换挡执行元件为典型的辛普森式行星齿轮结构,构成自动变速器的 1、2、3 挡。该变速器总的传动比为两个行星齿轮组的传动比的乘积,即 $i = i_0 i_1$ 。四挡辛普森式自动变速器换挡执行元件的动作规律见表 2-2。

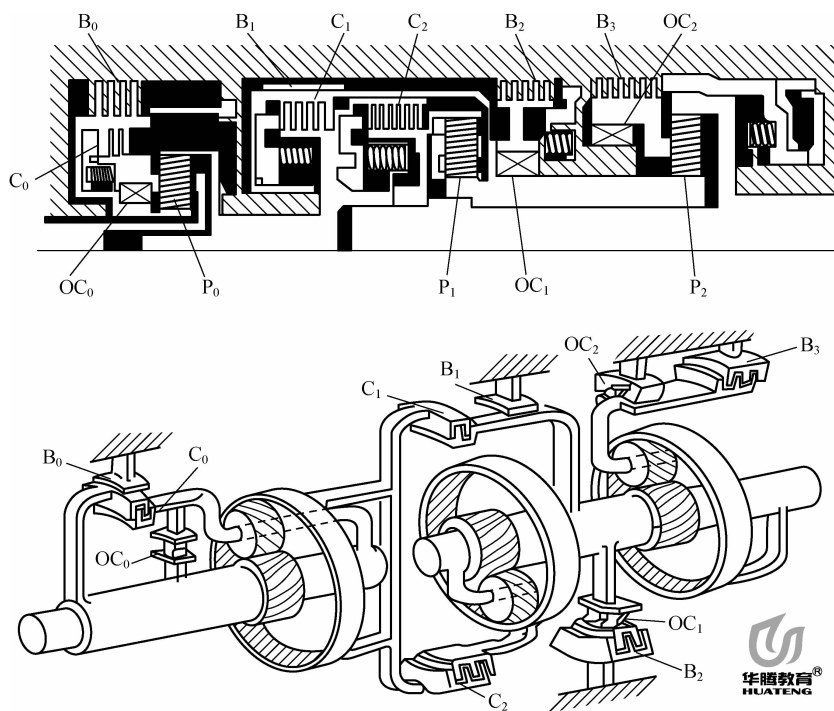


图 2-28 带超速挡的辛普森式行星齿轮变速器

C_0 —超速挡离合器; C_1 —前离合器; C_2 —后离合器; B_0 —超速挡制动器; B_1 —前制动器;
 B_2 —后制动器; B_3 —低/倒挡制动器; OC—单向离合器; P—行星齿轮排

表 2-2 四挡辛普森式自动变速器换挡执行元件的动作规律

选挡与挡位		C ₀	C ₁	C ₂	B ₀	B ₁	B ₂	B ₃	P ₀	OC ₁	OC ₂
P		○									
R		○	○					○			
N		○									
D ₄	1	○		○					○		○
	2	○		○			○		○	○	
	3	○	○	○			○		○		
	4		○	○	○		○				
D ₃	1	○		○					○		○
	2	○		○		○	○		○	○	
	3	○	○	○			○		○		
2-L	1	○		○				○	○		○
	2	○		○		○	○		○	○	

注:○表示换挡执行元件工作。

超速挡变速机构由左行星齿轮排 P₀ 和超速挡离合器 C₀、超速挡制动器 B₀ 和单向离合器 OC 组成。由于只有直接传动和超速传动两个传动比,因而被称为超速挡。设置超速挡的目的是扩大辛普森式行星齿轮机构的传动比。由于超速挡时的传动比小于 1,使用超速挡可以在车辆轻载高速行驶时,降低发动机的转速,以满足汽车动力性和经济性的要求。超速挡变速机构的作用是在汽车中低速行驶时,通过直接挡传动将动力直接传递到辛普森式行星齿轮变速器,由其实现 D 位 1、2、3 挡的自动变速。当辛普森式行星齿轮变速器处于直接挡时,可以通过改变超速挡变速机构的传动比,使变速器整体获得小于 1 的传动比。

综上分析,变速器在超速挡以外挡位时,超速挡以传动比为 1 的直接挡工作,换挡由辛普森式行星齿轮组独立实现。

学习单元四 拉维娜式行星齿轮变速器

拉维娜式行星齿轮变速器与辛普森式行星齿轮变速器齐名,并广泛用于各国汽车的自动变速器上。拉维娜式行星齿轮结构由一个单行星轮排与一个双行星轮排组合而成,两个行星排共用一个行星架和一个齿圈。与辛普森式行星齿轮结构相比,拉维娜式行星齿轮结构较复杂。但该结构可以在不同换挡执行元件设计的前提下获得汽车需要的 3 个或 4 个前进挡,因此其结构更为紧凑,其在汽车自动变速器应用结构中同样占据重要地位。

一、拉维娜式行星齿轮变速器的结构

拉维娜式行星齿轮变速器为复合行星齿轮变速机构,如图 2-29 所示。该结构由左右两组行星排组成。左侧行星排由大太阳轮 S₁、长行星轮 PL、行星架 PC 和一个齿圈 I 组成。右侧行星排由小太阳轮 S₂、短行星轮 PS、长行星轮 PL、行星架 PC 和齿圈 I 组成。该变速器的左侧为单行星齿轮结构,右侧为双行星齿轮结构。其中,太阳轮 S₁、S₂ 为动力输入件,齿圈 I

为动力输出件。长行星轮 PL 与齿圈 I 为左、右行星排共用件。

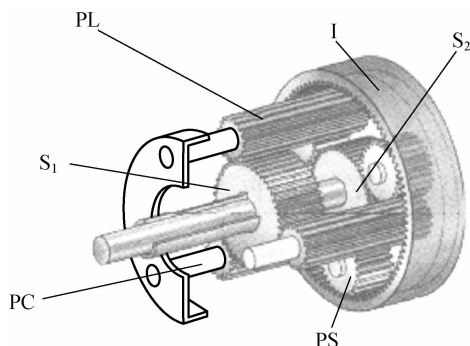


图 2-29 拉维娜式行星齿轮变速器的结构

S_1 、 S_2 —太阳轮；I—齿圈；PC—行星架；PL—长行星轮；PS—短行星轮

拉维娜式行星齿轮机构具有结构紧凑、尺寸小、传动比变化范围大、灵活多变等特点，通过控制不同的元件可以组成具有 3 个或 4 个前进挡的行星齿轮变速器。图 2-30 为 3 挡拉维娜式行星齿轮变速器的结构及结构简图，此结构中设置了两个离合器、两个制动器和一个单向离合器，组成 3 个前进挡、1 个倒挡的自动变速器。

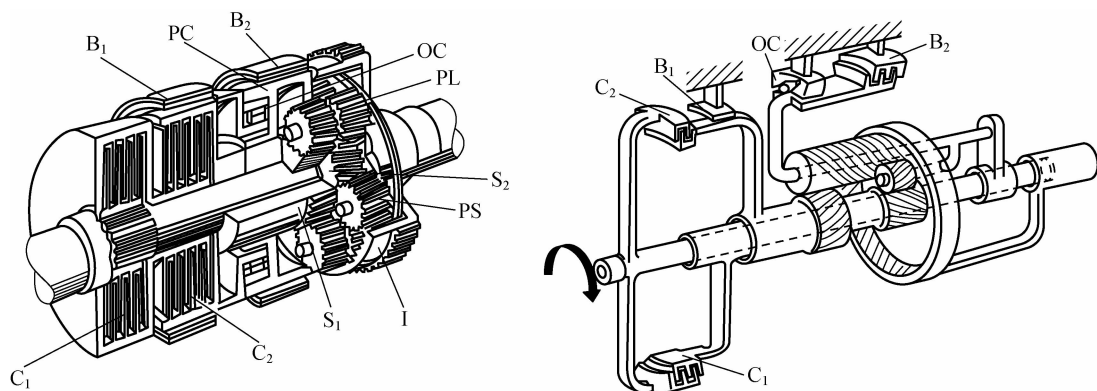


图 2-30 3 挡拉维娜式行星齿轮变速器的结构及结构简图

C_1 、 C_2 —离合器； B_1 、 B_2 —制动器；OC—单向离合器

离合器、制动器和单向离合器组成自动变速器的换挡机构，通过离合器、制动器对行星齿轮结构元件进行动力输入或制动控制，实现变速器的传动比变换。换挡执行元件的名称通常是根据其工作的挡位命名的。离合器 C_1 用于连接输入轴和小太阳轮 S_2 ，它在所有前进挡中都处于接合状态，也称为前进离合器。离合器 C_2 用于连接输入轴和大太阳轮 S_1 ，它被用于倒挡和 3 挡（直接挡），也称为倒挡及直接挡离合器。制动器 B_1 用于固定大太阳轮，它在 2 挡时工作，也称为 2 挡制动器。制动器 B_2 用于固定行星架，它在倒挡或自动变速器操纵手柄位于前进低挡时工作，也称为低挡及倒挡制动器。单向离合器 OC 在逆时针方向对行星架有锁止作用，它只在 1 挡时工作，也称为 1 挡单向超越离合器。各换挡执行元件在不同挡位的动作规律如表 2-3 所示。

表 2-3 各换挡执行元件在不同挡位的动作规律

选 择	挡 位	换挡执行元件				
		C ₁	C ₂	B ₁	B ₂	OC
D	1	○				○
	2	○		○		
	3	○	○			
R	倒		○		○	

拉维娜式行星齿轮机构由单行星齿轮排和双行星齿轮排复合而成,根据行星齿轮机构转速特性方程可获得联立方程:

$$n_{L1} + \alpha n_{L2} - (1 + \alpha) n_{L3} = 0 \quad (\text{左})$$

$$n_{R1} - \beta n_{R2} - (1 - \beta) n_{R3} = 0 \quad (\text{右})$$

根据给定的条件,并利用结构运动条件,可联立求解方程,计算传动比。

二、典型拉维娜式行星齿轮变速机构传动分析

图 2-31 为大众 01M 自动变速器机械结构组成图和结构示意图。该结构行星齿轮部分为典型拉维娜式行星齿轮机构。其换挡结构增加了离合器 C₃ 和制动器 B₂,使发动机动力可以由行星架输入,形成超速挡,所以该结构能够实现 4 个前进挡。表 2-4 所示为换挡元件动作规律。

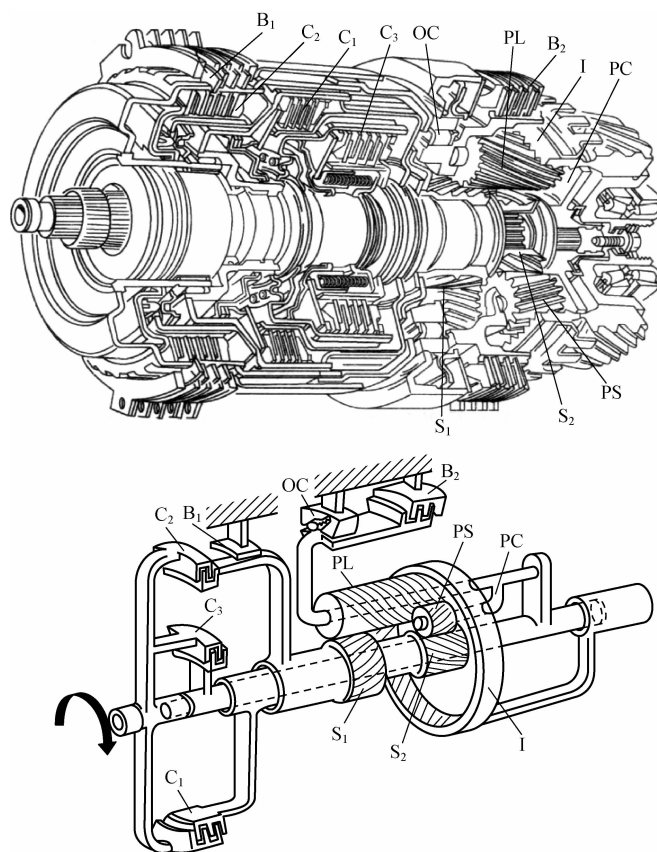


图 2-31 大众 01M 自动变速器机械结构组成图和结构示意图

表 2-4 换挡元件动作规律

选挡与挡位	C ₁	C ₂	C ₃	B ₁	B ₂	OC	
P							
R		○			○		
N							
D ₁	1	○					○
	2	○			○		
	3	○	○				
	4			○	○		
1		○				○	

变速器各挡传动比与动力传递路线如下：

1. N 位

各执行元件均不工作,前、后行星排所有元件均不受约束,变速机构无法传递动力。

2. D 位 1 挡

前进离合器 C₁ 处于接合状态,使小太阳轮 S₂ 与输入轴连成一体而成为输入元件。单向离合器 OC 将行星架 PC 锁止,使其无法沿逆时针方向转动 S₂;小太阳轮 S₂ 沿顺时针方向转动,使短行星轮 PS 按逆时针方向自转,长行星轮 PL 沿顺时针方向自转,从而带动齿圈 I 和输出轴沿顺时针方向转动而输出动力,如图 2-32 所示。此时长行星轮 PL 还带动大太阳轮 S₁ 沿逆时针方向空转。动力传递路线为:输入轴—前进离合器 C₁—小太阳轮 S₂—短行星轮 PS—长行星轮 PL—齿圈 I—输出轴。

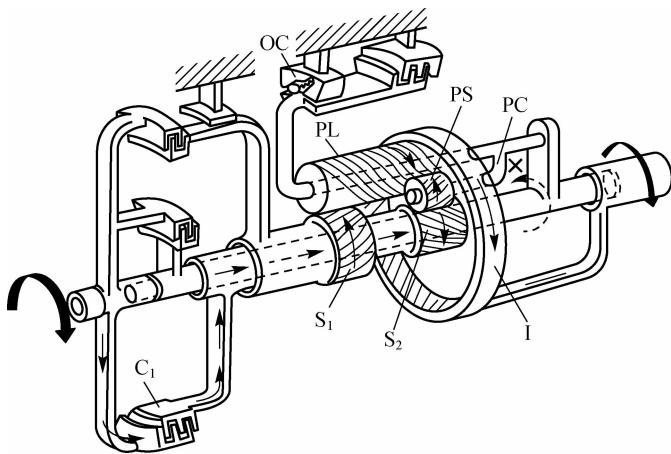


图 2-32 D 位 1 挡的传动路线

由传动路线可知,D 位 1 挡时只有右侧双行星齿轮排参与传动,其右行星排的运动特征方程为:

$$n_{R1} - \beta n_{R2} - (1 - \beta) n_{R3} = 0$$

因输入件为 S₂,输出件为 I,行星架 PC 被制动,其转速 n_{R3} 为零,则传动比为:

$$i = \frac{n_{R1}}{n_{R2}} = \beta$$

3. D 位 2 挡

由换挡元件动作规律表可知,D 位 2 挡时直接挡离合器 C_1 将动力经小太阳轮 S_2 输入行星轮系;制动器 B_1 将大太阳轮 S_1 制动。其动力传递路线为:离合器 C_1 —小太阳轮 S_2 —短行星齿轮 PS—长行星齿轮 PL—大太阳轮 S_1 —齿圈 I,如图 2-33 所示。

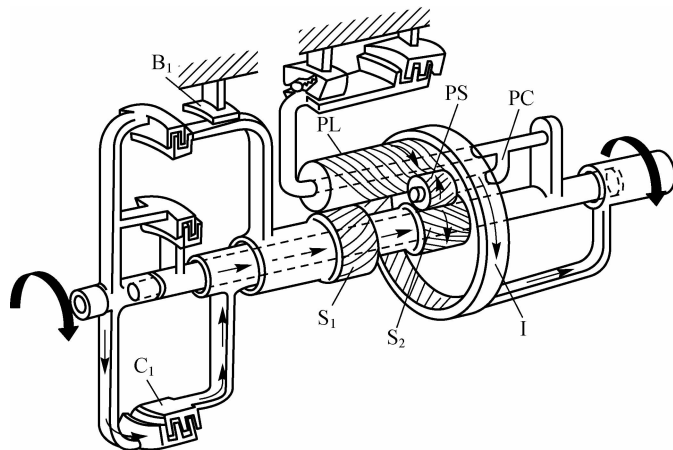


图 2-33 D 位 2 挡的传动路线

在此挡位小太阳轮 S_2 被离合器 C_1 驱动,大太阳轮 S_1 被制动器 B_1 制动,由于涉及左、右行星轮排,求解需要借助联立方程。

已知 $n_{1,1}=0$, $n_{R1}=n_{\text{输入}}$,由结构条件可知 $n_{1,2}=n_{R2}$, $n_{1,3}=n_{R3}$,则传动比为:

$$i_2 = \frac{n_{R1}}{n_{R2}} = \frac{\alpha + \beta}{1 + \alpha}$$

4. D 位 3 挡

由换挡元件动作规律表可知,离合器 C_1 、 C_3 动作,将发动机动力传动至小太阳轮 S_1 和行星架 PC,使行星轮系两个元件的转速相同,所以齿圈 I 以同样转速对外输出动力。其传动路线和齿轮旋转方向如图 2-34 所示。

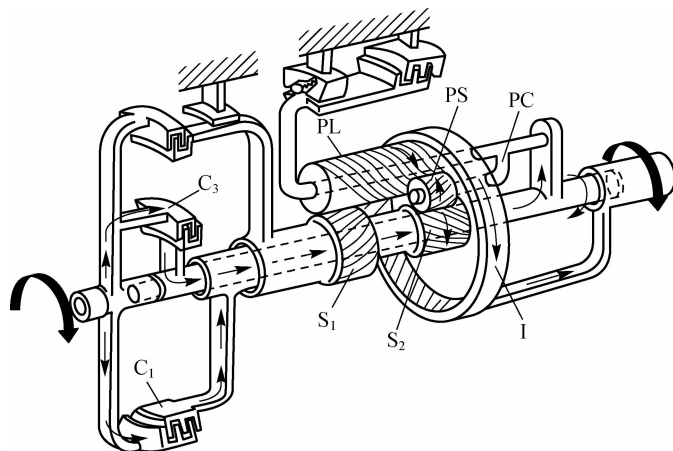


图 2-34 D 位 3 挡的传动路线和齿轮旋转方向

其传动比可由左行星运动特征方程计算得:

$$n_{L1} + \alpha n_{L2} - (1 + \alpha) n_{L3} = 0 \quad (\text{左})$$

已知 $n_{L1} = n_{L2}$, 则传动比为:

$$i_3 = \frac{n_{L1}}{n_{L3}} = 1$$

该传动为直接传动且旋向相同。

5. D 位 4 挡

由换挡元件动作规律表可知, 此时离合器 C_3 接合, 驱动行星架 PC 转动, 制动器 B_1 将大太阳轮 S_1 制动, 长行星轮 PL 在行星架 PC 作用下围绕大太阳轮 S_1 滚动, 同时驱动齿圈转动输出动力。D 位 4 挡的传动路线如图 2-35 所示。

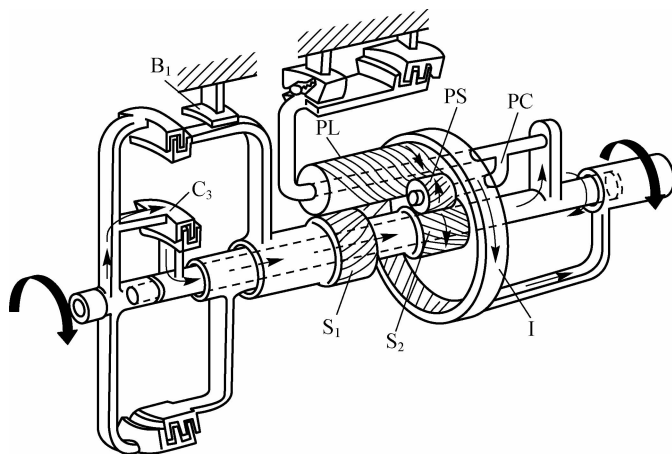


图 2-35 D 位 4 挡的传动路线

传动比可由左侧行星排的运动特征方程计算:

$$n_{L1} + \alpha n_{L2} - (1 + \alpha) n_{L3} = 0$$

由于 $n_{L1} = 0$, 则

$$\alpha n_{L2} - (1 + \alpha) n_{L3} = 0$$

有

$$i_4 = \frac{n_{L3}}{n_{L2}} = \frac{\alpha}{1 + \alpha}$$

其传动比小于 1, 形成超速挡传动。

6. 倒挡

由换挡元件动作规律表可知, 倒挡时, 离合器 C_2 接合传动, 制动器 B_2 动作对行星架制动。动力经离合器 C_2 、长行星齿轮 PL、齿圈 I 对输出轴输出, 如图 2-36 所示。

其传动比可由左侧行星排的运动方程计算得:

$$n_{L1} + \alpha n_{L2} - (1 + \alpha) n_{L3} = 0$$

已知 $n_{L3} = 0$, 得:

$$n_{L1} + \alpha n_{L2} = 0$$

$$i_R = \frac{n_{L1}}{n_{L2}} = -\alpha$$

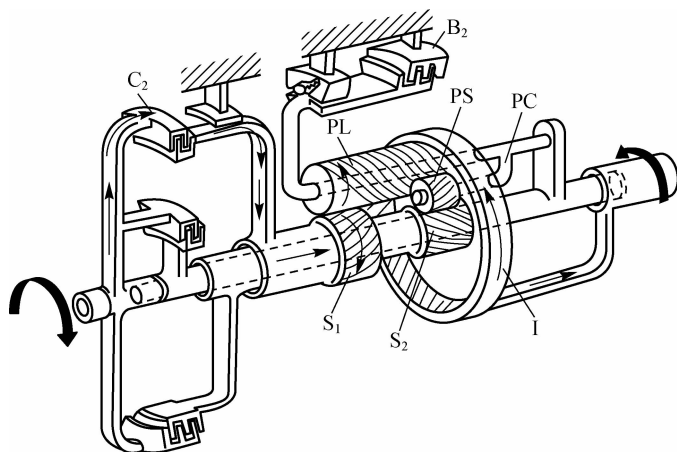


图 2-36 倒挡的传动路线

7. D 位 1 挡与低速 1 挡的区别

由换挡元件动作规律表可知,同为前进 1 挡,D 位 1 挡时只有单向离合器 OC 工作,其结果是行星架 PC 在受到图 2-37 所示旋向时可自由转动。行星轮系失去一个控制条件,汽车惯性力无法传递到发动机。

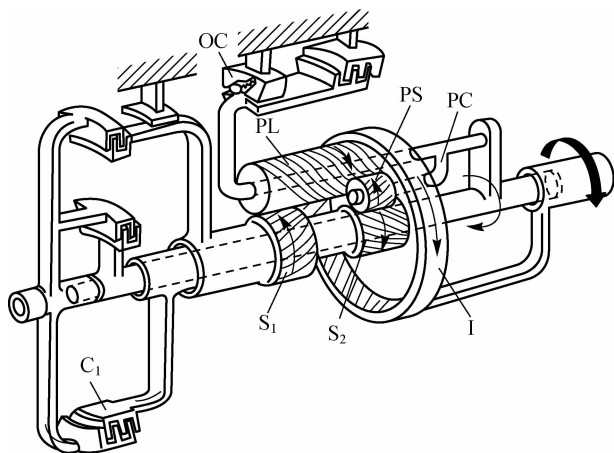


图 2-37 D 位 1 挡时单向离合器 OC 不能锁止行星架 PC

在低速 1 挡时,制动器 B_2 动作,取代了单向离合器 OC 的功能,将行星架 PC 双向锁止,如图 2-38 所示,使汽车惯性力可以由后向前传递。

由此可知,由于制动器 B_2 替代了单向离合器 OC 对行星架 PC 的制动作用,汽车高速行驶中,发动机转为怠速时,变速器输出轴在汽车惯性力作用下高速转动,齿圈驱动行星轮转动。行星架 PC 欲随之转动,但受到制动器 B_2 限制不能转动,所以反驱动力通过小太阳轮 S_2 和离合器 C_1 传递到发动机,借助发动机怠速时做功产生对汽车的制动作用。

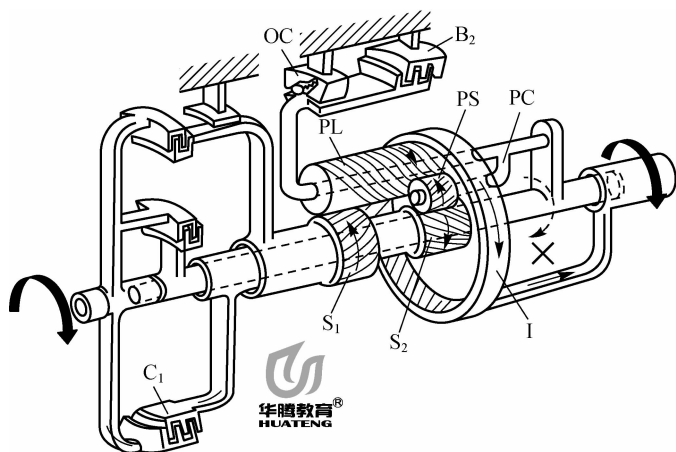


图 2-38 低速 1 挡时制动器 B_2 锁止行星架 PC

学习单元五 串联式行星齿轮机构

AR

一、串联式行星齿轮机构的特点

近年来,很多自动变速器上采用了串联式行星齿轮机构,其前行星排的行星架(planet carrier)C 和后行星排的齿圈(gear ring)R 串联成一体,其后行星排的行星架和前行星排的齿圈串联成一体,因此简称 CR-CR 式行星齿轮机构,该行星齿轮机构只具有 4 个独立元件:前太阳轮、后太阳轮、前行星架和后齿圈、前齿圈和后行星架。其特点是传动比大、效率高、轴转速低,因此,在一些新型变速器中得到了广泛应用,如丰田 U341E 型自动变速器、通用 4T65E 型自动变速器等。

二、丰田 U341E 型自动变速器

丰田 U341E 型自动变速器采用了 CR-CR 式行星齿轮机构,其规格如表 2-5 所示。

表 2-5 丰田 U341E 型自动变速器的规格

项 目	规 格
变速器各挡位	D_1 $i=2.847$
	D_2 $i=1.552$
	D_3 $i=1.000$
	D_4 $i=0.700$
	R $i=2.343$
差动比	4.237
ATF 容量	6.8 L
ATF 牌号	ATF Type T-IV

1. 基本结构

丰田 U341E 型自动变速器的结构简图如图 2-39 所示。

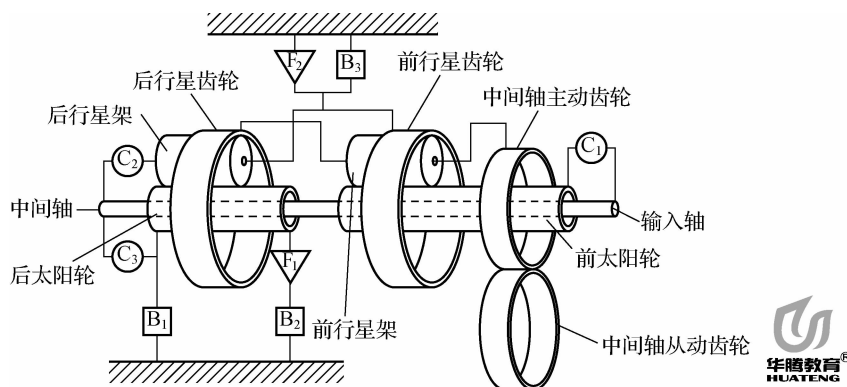


图 2-39 丰田 U341E 型自动变速器的结构简图

丰田 U341E 型自动变速器主要部件的功能和规格如表 2-6 所示,丰田 U341E 型自动变速器各换挡执行元件的工作情况如表 2-7 所示。

表 2-6 丰田 U341E 型自动变速器主要部件的功能和规格

部 件		功 能	规 格
C ₁	前进挡离合器	连接输入轴和前太阳轮	摩擦片数为 4
C ₂	直接挡离合器	连接中间轴和后行星架	摩擦片数为 3
C ₃	倒挡离合器	连接中间轴和后太阳轮	摩擦片数为 2
B ₁	2 挡制动器	固定后排太阳轮	摩擦片数为 2
B ₂	3 挡制动器	固定 F ₁ 的外圈	摩擦片数为 3
B ₃	1 挡和倒挡制动器	固定前圈后架组件	摩擦片数为 4
F ₁	1 号单向离合器	与 B ₂ 配合,阻止后太阳轮逆时针转动	斜撑数为 16
F ₂	2 号单向离合器	阻止前圈后架组件逆时针转动	滚柱数为 15
前行星齿轮组(前行星排)		根据各换挡执行元件的工作情况,改变齿轮动力传递路线,以升高或降低输出转速	太阳轮齿数为 46 行星轮齿数为 21 齿圈齿数为 85
后行星齿轮组(后行星排)			太阳轮齿数为 32 行星轮齿数为 21 齿圈齿数为 75
中间轴齿轮副		将动力传递给差速器,并改变传动方向,降低输出转速	主动齿轮齿数为 52 从动齿轮齿数为 53

表 2-7 丰田 U341E 型自动变速器各换挡执行元件的工作情况

变速手柄位置	挡 位	电 磁 阀		离 合 器			制 动 器			单向离合器	
		S ₁	S ₂	C ₁	C ₂	C ₃	B ₁	B ₂	B ₃	F ₁	F ₂
P	驻车挡	OFF	OFF								
R	倒挡	OFF	OFF			○			○		
N	空挡	OFF	OFF								
D	1 挡	ON	ON	○							○
	2 挡	ON	OFF	○				○		○	
	3 挡	OFF	OFF	○	○			○			
	4 挡	OFF	ON		○		○	○			
3	1 挡	ON	ON	○							○
	2 挡	ON	OFF	○				○		○	
	3 挡	OFF	OFF	○	○			○			
2	1 挡	ON	ON	○							○
	2 挡	ON	OFF	○			○	○		○	
L	1 挡	ON	ON	○					○		○

注:○表示元件处于工作状态。

2. 工作原理

(1)1 挡(D、3、2 位置)。当换挡手柄处于 D、3 和 2 位置且变速器工作在 1 挡时,工作的换挡执行元件有 C₁、F₂,如图 2-40 所示。

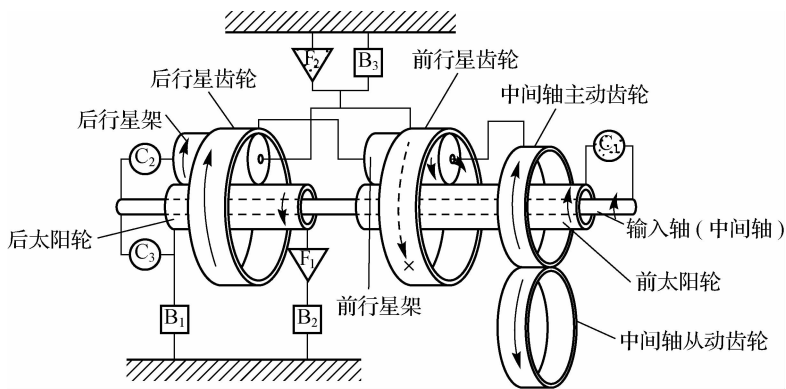


图 2-40 1 挡的动力传递路线

动力传递发生在前行星排,动力传递路线为:输入轴—C₁—前太阳轮—前行星齿轮—前行星架—中间轴主、从动齿轮—输出。

此时,后行星齿轮组处于空转状态。

(2)2 挡(D、3 位置)。当换挡手柄处于 D 和 3 位置且变速器工作在 2 挡时,工作的换挡执行元件有 C₁、B₂、F₁,如图 2-41 所示。

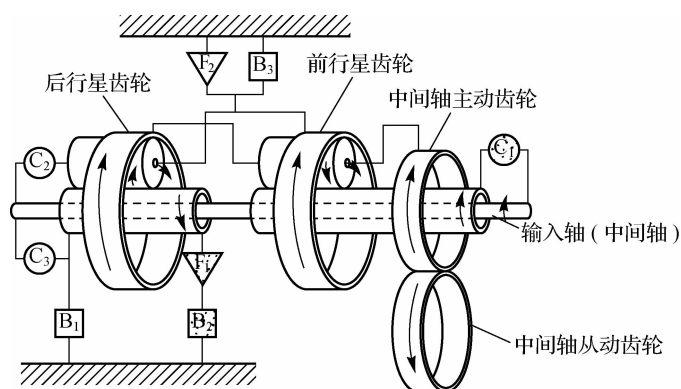
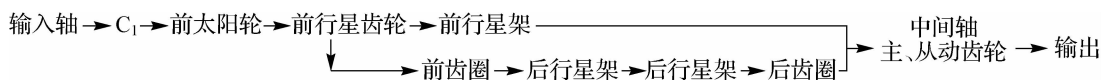


图 2-41 2 挡的动力传递路线

动力传递发生在前、后两个行星排,动力传递路线为



(3) 3 挡(D、3 位置)。当换挡手柄处于 D 和 3 位置且变速器工作在 3 挡时,工作的换挡执行元件有 C_1 、 C_2 、 B_2 ,如图 2-42 所示。

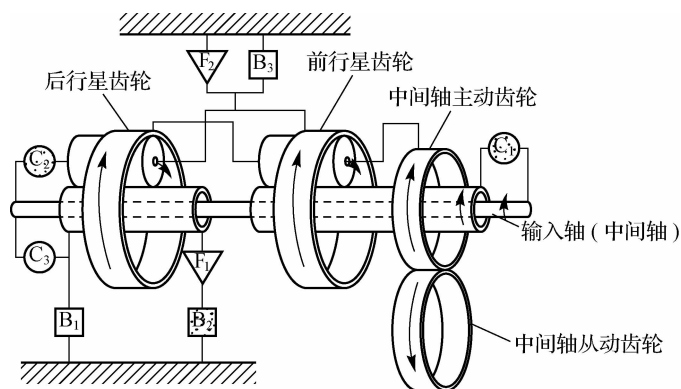
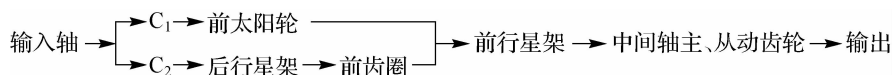


图 2-42 3 挡的动力传递路线

动力传递发生在前行星排,动力传递路线为



此时,后行星齿轮处于空转状态。

(4) 4 挡(D 位置)。当换挡手柄处于 D 位置且变速器工作在 4 挡时,工作的换挡执行元件有 C_2 、 B_1 、 B_2 ,如图 2-43 所示。

动力传递发生在后行星排,动力传递路线为:输入轴— C_2 —后行星架—后行星齿轮—后齿圈—中间轴主、从动齿轮—输出。

此时,前行星齿轮处于空转状态。

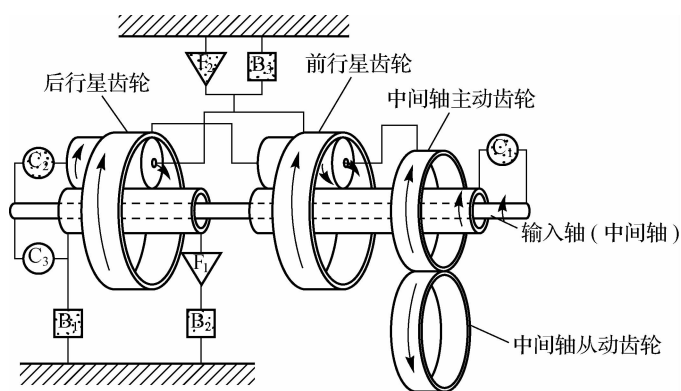


图 2-43 4 挡的动力传递路线

(5)倒挡。当换挡手柄处于 R 位置时,工作的换挡执行元件有 C_3 、 B_3 ,如图 2-44 所示。

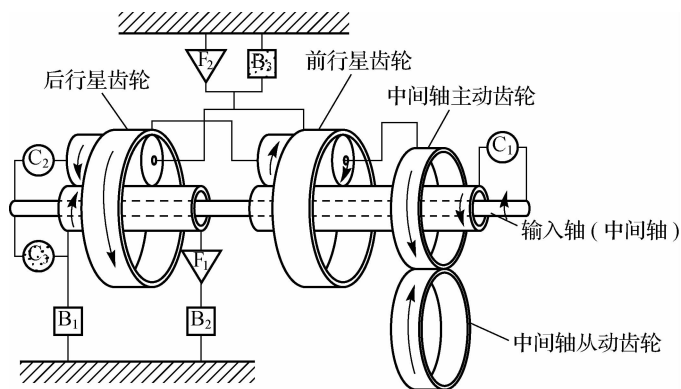


图 2-44 倒挡的动力传递路线

动力传递发生在后行星排,动力传递路线为:输入轴— C_3 —后太阳轮—后行星齿轮—后齿圈—中间轴主、从动齿轮—输出。

此时,前行星齿轮处于空转状态。

(6)2 挡(2 位)。当换挡手柄处于 2 位置且变速器处于 2 挡时,工作的换挡执行元件除了 C_1 、 B_2 、 F_1 外, B_1 也处于工作状态,如图 2-45 所示。其动力传递路线等同于 D 位 2 挡。

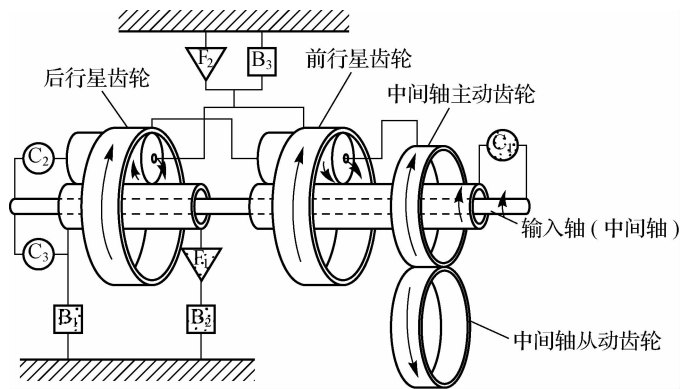


图 2-45 2 位 2 挡动力传递路线

(7)1挡(L位)。当换挡手柄处于L位时,变速器只有1挡,工作的换挡执行元件除了 C_1 、 F_2 外, B_3 也处于工作状态,如图2-46所示。其动力传递路线等同于D位1挡。

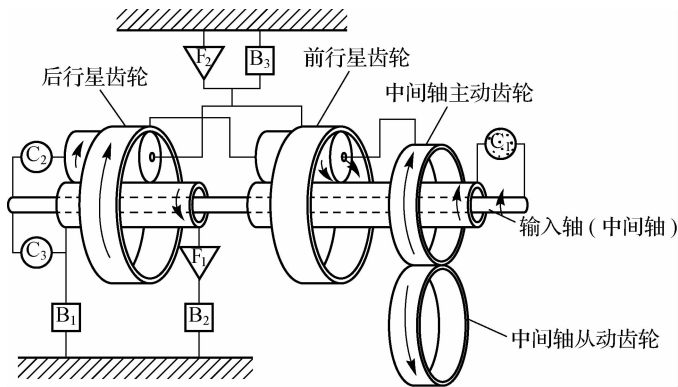


图 2-46 L 位 1 挡的动力传递路线

3. 各挡位分析

如前所述,当换挡手柄处于D、3、2位且变速器处于1挡时,变速器不具有发动机制动功能,而当变速器处于L位1挡时,变速器具有发动机制动功能。

当换挡手柄处于D、3位且变速器处于2挡时,变速器不具有发动机制动功能,而当换挡手柄处于2位且变速器处于2挡时,变速器具有发动机制动功能。

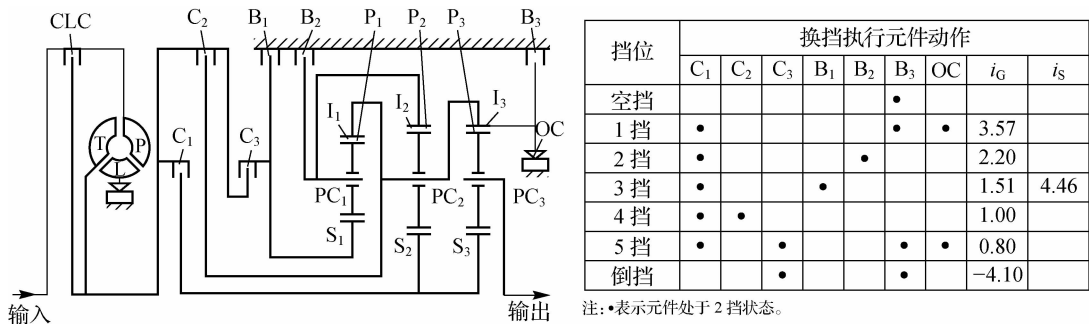
学习单元六 行星齿轮组演变的多速自动变速器

前面分析了几种基本行星齿轮的传动机构和换挡机构,这些基本机构的特点都是采用双排行星齿轮,结构紧凑,但只能实现前进四个或三个挡。

为追求更好的燃油经济性,行星齿轮变速器向多挡发展。基本行星齿轮结构不能满足多挡要求,为此,现在轿车自动变速器多采用具有更多传动比的行星齿轮变速器,但其基本结构都是从前面介绍的三个基本结构上发展起来的。

一、由 CR-CR 结构构成的五速行星齿轮变速器结构

图 2-47 所示为 CR-CR 五速行星齿轮变速器传动的结构简图和换挡规律表。



注:•表示元件处于2挡状态。

图 2-47 CR-CR 五速行星齿轮变速器传动的结构简图和换挡规律表
PC—行星架; CLC—液力变矩器锁止离合器; P—行星排; OC—单向离合器;
C—离合器; B—制动器; I—齿圈; S—太阳轮

该变速器是在 CR-CR 结构上再增加一个行星排,以获得五个传动比。由结构简图可以看出:

(1)前两排行星齿轮组为 CR-CR 结构,后排行星齿轮为简单行星齿轮结构。

(2)行星排 P_3 的太阳轮 S_3 和齿圈 I_3 为该变速器的动力输入端,行星架 PC 为变速器动力输出端。

(3)为获得合适的传动比,可以通过调整各行星排的太阳轮直径,使每个行星排的结构参数 α 不同,从而获得更为灵活的传动比。

由换挡执行元件动作规律表可知,在 1 挡时,换挡动作元件有离合器 C_1 、制动器 B_3 和单向离合器 OC 。离合器 C_1 将发动机动力传递给太阳轮 S_3 ;单向离合器 OC 则将右行星组 P_3

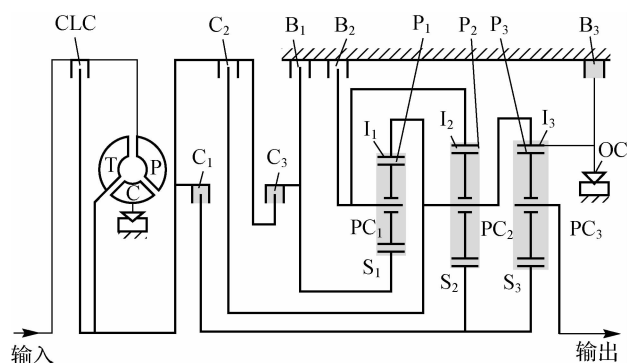


图 2-48 5 挡时动作元件及传动路线

的齿圈制动,满足行星齿轮工作条件,只用右行星排即实现 1 挡传动。

在 5 挡时,同时动作的换挡元件有离合器 C_1 、离合器 C_3 、制动器 B_3 和单向离合器 OC ,其传动路线如图 2-48 所示。由图 2-48 可以看出,3 个太阳轮 S_1 、 S_2 、 S_3 转动,而齿圈 I_1 、 I_3 和行星架 PC_2 被制动,从而分别满足各行星排控制条件,这样大大提高了液压系统的复杂程度和电子控制系统的难度。

二、七速自动变速器结构

图 2-49 为七速自动变速器的简化结构。该自动变速器有 7 个前进挡和 2 个传动比不同的倒挡,具有质量轻、燃油经济性好的优点。它由两组复合行星齿轮机构构成,左侧为拉维娜式行星齿轮机构 P_1 ,右侧由两个独立的简单行星齿轮机构 P_2 和 P_3 构成。

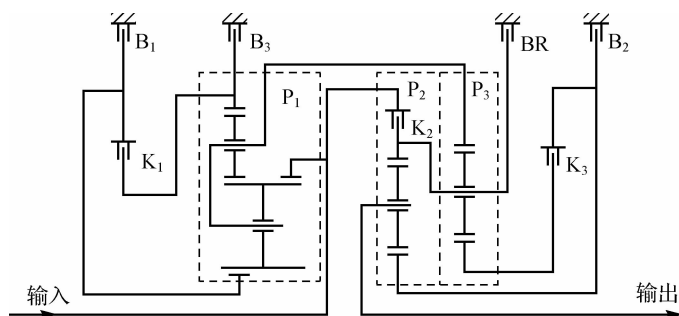


图 2-49 七速自动变速器的简化结构

P_1 —拉维娜式(左侧)行星齿轮组; P_2 —中间行星齿轮机构; P_3 —右行星齿轮机构; K —离合器; B —制动器

P_1 是一个改进的拉维娜式行星齿轮机构(见图 2-50),其变化是将其中的一个太阳轮换为内齿圈,由变速器的输入轴直接驱动,构成动力输入端,而行星架是动力输出端。

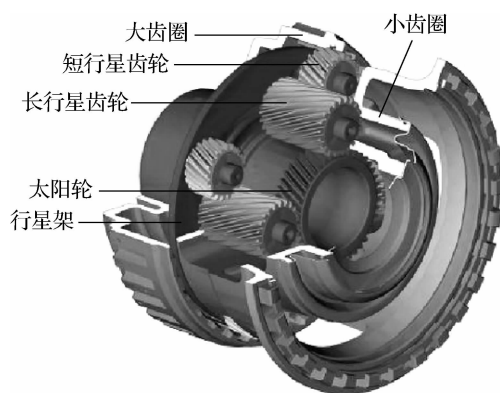


图 2-50 改进的拉维娜式行星齿轮机构

该变速器内部有 7 组换挡执行元件,其中包括 3 组离合器和 4 组制动器。各挡位传动比及不同挡位时各执行元件的状态如表 2-8 所示。

表 2-8 七速自动变速器各挡位传动比及不同挡位时各执行元件的状态

挡 位	传 动 比	B ₁	B ₂	B ₃	BR	K ₁	K ₂	K ₃
1	4.337		○	○				○
2	2.859	○	○					○
3	1.921		○			○		○
4	1.368		○			○	○	
5	1.000					○	○	○
6	0.820	○					○	○
7	0.728			○			○	○
R ₁	-3.416			○	○			○
R ₂	-2.231	○			○			○
N				○				○

注:○表示元件处于工作状态。

1.1 挡动力传递路线

1 挡的动力传递路线如图 2-51 所示。

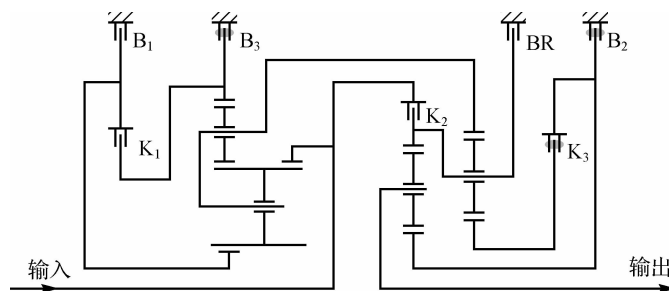


图 2-51 1 挡的动力传递路线

各行星齿轮机构的工作状态如下：

(1)左侧行星齿轮机构 P_1 。1挡时,制动器 B_3 工作,固定 P_1 的大齿圈,则行星架为同向减速输出。

(2)右侧行星齿轮机构 P_3 。 P_1 的行星架与 P_3 的齿圈相连,是 P_3 的动力输入端;制动器 B_2 和离合器 K_3 工作,固定 P_2 和 P_3 的太阳轮,则 P_3 的行星架同向减速旋转,将动力传递给 P_2 的齿圈。

(3)中间行星齿轮机构 P_2 。 P_2 的齿圈是动力输入端;由于制动器 B_2 工作,固定 P_2 的太阳轮,则 P_2 行星架同向减速旋转,是动力输出端。

由以上分析可知,1挡时,三个行星齿轮机构都在执行减速运动,传动比最大。

2.3 挡动力传递路线

3挡的动力传递路线如图 2-52 所示,各行星齿轮机构的工作状态如下：

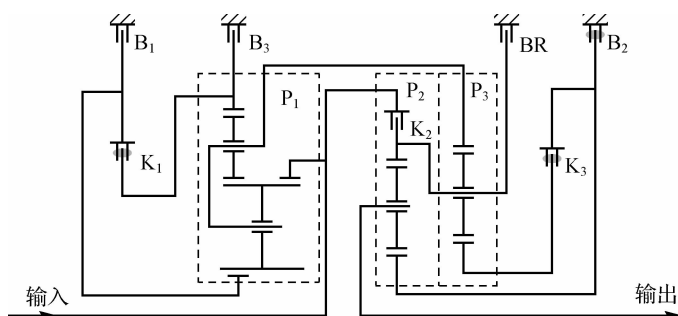


图 2-52 3挡的动力传递路线

(1)左侧行星齿轮机构 P_1 。3挡时,离合器 K_1 工作,将 P_1 的太阳轮和大齿圈连接为一体,则整个左侧行星齿轮机构以一个整体旋转,其传动比是 1,动力由行星架同向等速输出至右侧行星齿轮机构 P_3 的齿圈。

(2)中间、右侧行星齿轮机构 P_2 、 P_3 。此时,由于离合器 K_3 和制动器 B_2 保持 1挡时的工作状态,

后面两个行星齿轮机构的两个太阳轮转速仍然为零,故其传动比不变。

由以上分析可知,3挡时, P_1 输出转速为发动机输入转速, P_3 和 P_2 的状态为减速运动。其传动比 $= i_{p1} i_{p23} = i_{p23}^2$,则传动比有所下降。

3.5 挡动力传递路线

5挡的动力传递路线如图 2-53 所示,各行星齿轮机构的工作状态如下：

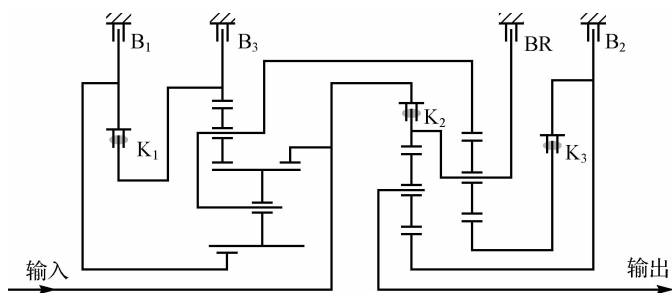


图 2-53 5挡的动力传递路线

(1)左侧行星齿轮机构 P_1 。5挡时,离合器 K_1 工作, P_1 的工作状态与 3挡时相同,其传动比是 1,动力由行星架输出至 P_3 齿圈。

(2)中间、右侧行星齿轮机构 P_2 、 P_3 。由于离合器 K_2 工作,输入轴直接驱动 P_2 的齿圈;而 P_3 的齿圈由 P_1 驱动,构成两个输入端;同时离合器 K_3 工作,将 P_2 和 P_3 的太阳轮刚性接合,使其转速

相同。此时,其传动比也为 1。

由以上分析可知,5挡时,三个行星齿轮机构均为直接传动,总的传动比为 1,即 5挡是直接挡。

4.7 挡动力传递路线

7 挡的动力传递路线如图 2-54 所示。

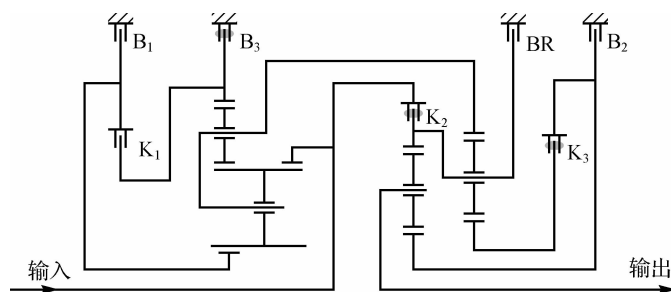


图 2-54 7 挡的动力传递路线

各行星齿轮机构的工作状态如下：

(1) 左侧行星齿轮机构 P_1 。此时左行星齿轮机构 P_1 的工作条件与 1 挡时相同，则行星架为同向减速输出。

(2) 中间、右侧行星齿轮机构 P_2 、 P_3 。由于 K_2 工作，一路动力直接驱动 P_2 的齿圈，另一路动力经 P_1 减速后驱动 P_3 的齿圈输入两个不同转速。 K_3 工作将 P_2 和 P_3 的太阳轮刚性接合，使其转速相同。利用运动方程联立求解，可获得高于 6 挡的升速运动。

5. R_1 挡动力传递路线

R_1 挡的动力传递路线如图 2-55 所示。

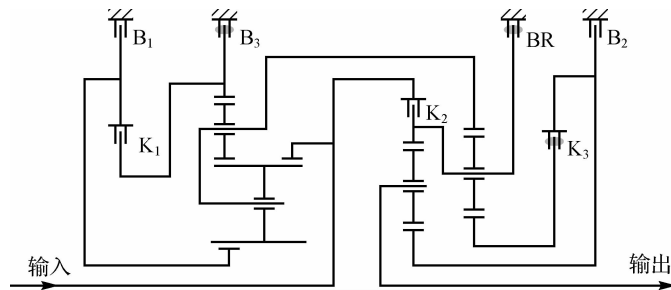


图 2-55 R_1 挡的动力传递路线

各行星齿轮机构的工作状态如下：

(1) 左侧行星齿轮机构 P_1 。与 1 挡时相同，则行星架为同向减速输出，将动力传递给 P_3 的齿圈。

(2) 中间、右侧行星齿轮机构 P_2 、 P_3 。 P_3 的齿圈顺时针减速旋转；制动器 BR 工作，固定 P_3 的行星架和 P_2 的齿圈，则 P_3 的太阳轮反向减速旋转。离合器 K_3 工作使 P_3 太阳轮和 P_2 太阳轮刚性连接， P_2 的太阳轮也共同减速旋转，则 P_2 行星架相对于中间太阳轮做同向减速旋转运动，相对于输入轴做反向减速旋转运动。

由以上分析可知， R_1 挡时， P_1 、 P_2 、 P_3 均为减速运动，总的传动比是经三级减速后的反向运动。

6. R_2 挡动力传递路线

R_2 挡的动力传递路线如图 2-56 所示，各行星齿轮机构的工作状态如下：

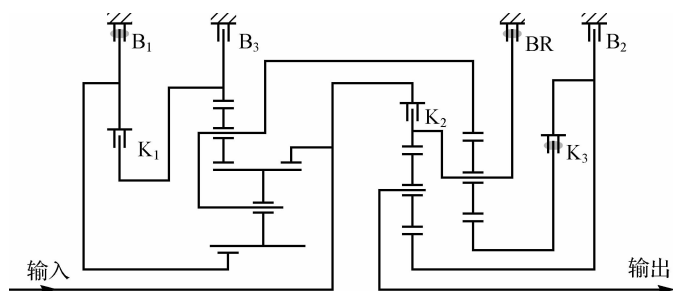


图 2-56 R₂ 挡的动力传递路线

(1)左侧行星齿轮机构 P_1 。此时,制动器 B_1 工作,固定 P_1 的太阳轮,则行星架为反向减速输出,将动力传递给 P_3 的齿圈。由运动方程分析可知, R_2 挡时行星架输出转速要比 R_1 挡时高,其传动比相对 R_1 挡时为小。

(2)中间、右侧行星齿轮机构 P_2 、 P_3 。 P_2 和 P_3 各部件的状态和传动比与 R_1 挡时相同,故左、右侧行星齿轮机构的传动比相乘,可获得总传动比要比 R_1 挡小的倒挡。

图 2-57 为以拉维娜式结构为基础设计的六速自动变速器结构简图。读者可以根据传动结构简图和执行元件动作规律(见表 2-9)画出各挡位的传动路线,并进行传动比计算。

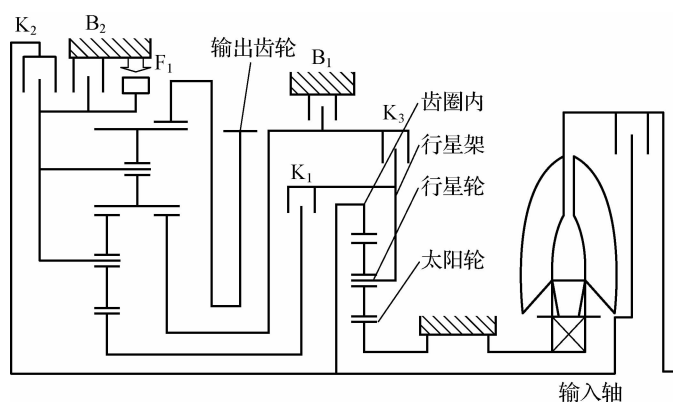


图 2-57 以拉维娜式结构为基础设计的六速自动变速器结构简图

表 2-9 六速自动变速器换挡执行元件动作规律

挡 位		K_1	K_2	K_3	B_1	B_2	F_1
D	1	○				*	○
	2	○			○		
	3	○		○			
	4	○	○				
	5		○	○			
	6		○		○		
R				○		○	

注:○为执行元件动作,*为只在低速挡位才动作。

学习单元七 定轴式自动变速器

一、本田 BAYA 型自动变速器的基本特点和具体结构

1. 本田 BAYA 型自动变速器的基本特点

本田 BAYA 型自动变速器是三元式变矩器和三轴电子控制单元的组合,能提供 5 个前进挡位和 1 个倒挡位。其整个装置与发动机串联。

(1)挡位选择。换挡杆有 7 个位置,即 P、R、N、D(1~5 挡)、D3(1~3 挡)、2 和 1。本田 BAYA 型自动变速器挡位功能说明如表 2-10 所示。

表 2-10 本田 BAYA 型自动变速器挡位功能说明

位 置	说 明
P	前轮锁定。驻车棘爪与副轴上的驻车挡齿轮啮合,所有离合器分离
R	倒挡。倒挡接合套与副轴倒挡齿轮啮合,5 挡离合器啮合
N	所有离合器分离
D(1~5 挡)	一般驾驶挡位。从 1 挡起动,根据车速和节气门位置自动换挡到 2 挡、3 挡、4 挡和 5 挡。减速时,经过 4 挡、3 挡、2 挡和 1 挡,减至车停。锁止机构作用于 2 挡、3 挡、4 挡和 5 挡
D ₃ (1~3 挡)	用于高速驾驶时迅速加速和一般驾驶、上山和下山驾驶。从 1 挡起动,根据车速和节气门位置自动换挡到 2 挡,然后至 3 挡。减速时,经过 2 挡和 1 挡,减至车停。锁止机构作用于 2 挡和 3 挡
2	用于发动机制动。为了在松软或湿滑路面起动时,获得更好的牵引性能。保持在 2 挡,不换全高速挡或全低速挡
1	用于发动机制动。保持在 1 挡,不换至高速挡

由于滑动型空挡安全开关的作用,车辆只能在 P 位置和 N 位置起动。

(2)自动变速差速器(A/T)挡位指示器。仪表板上的 A/T 挡位指示器能显示选中的位置,无须低头看换挡杆。

2. 本田 BAYA 型自动变速器的具体结构

(1)变矩器和齿轮。变矩器由泵、涡轮和导轮总成组成一个独立单元。变矩器壳体(泵)与发动机曲轴相连,随发动机一起转动。环绕变矩器外部的是一个齿圈。发动机起动时,齿圈与起动机行星齿轮啮合,将动力传送到变速器主轴,整个变矩器总成起着飞轮的作用。

(2)齿轮和轴。变速器有 3 条平行轴,即主轴、副轴和第二轴。主轴与发动机曲轴串联。主轴上装有 4 挡、5 挡离合器,3 挡、4 挡、5 挡和倒挡齿轮(倒挡齿轮和 5 挡齿轮集成在一起)。副轴包括 3 挡离合器,主减速器主动齿轮,1 挡、4 挡、5 挡、倒挡、2 挡、驻车挡和 3 挡齿轮。其中,主减速器齿轮与副轴集成在一起。第二轴包括 1 挡离合器、1 挡固定离合器和 2 挡离合器,1 挡、2 挡和惰轮齿轮。副轴 5 挡齿轮和倒挡齿轮可以锁定在副轴上,根据接合套的移动方向,提供 5 挡位或倒挡位。主轴和第二轴上的齿轮与副轴上的齿轮恒定啮合。变速器中齿轮,通过与离合器啮合,可将动力从主轴传递到第二轴或副轴上,从而提供驱动

力。本田 BAYA 型自动变速器的剖面图如图 2-58 所示。

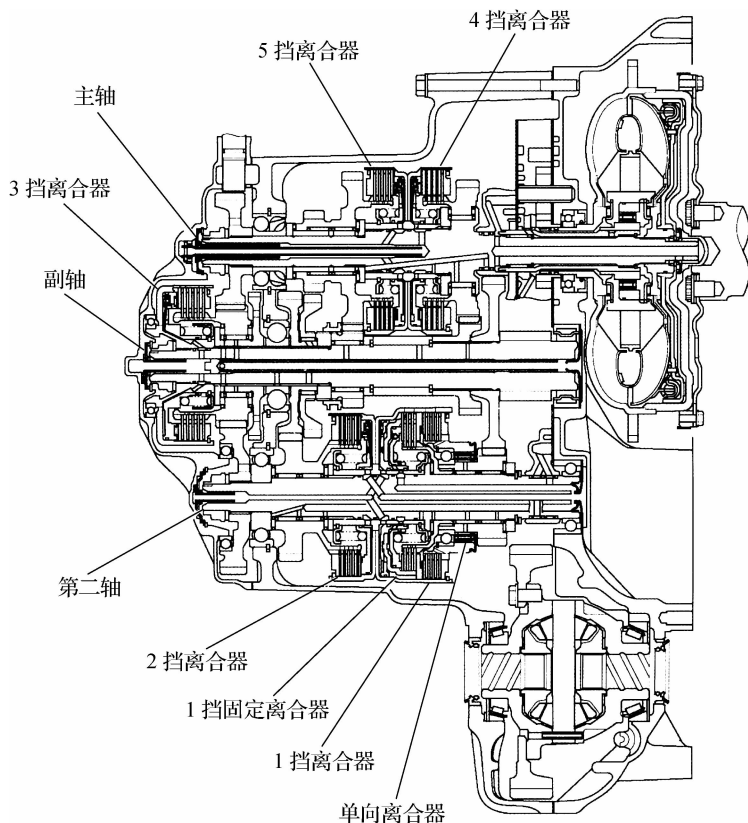


图 2-58 本田 BAYA 型自动变速器的剖面图

本田 BAYA 型自动变速器的齿轮分布如图 2-59 所示。

①主轴上的齿轮。4 挡齿轮通过 4 挡离合器与主轴啮合或分离,5 挡齿轮通过 5 挡离合器与主轴啮合或分离,倒挡齿轮通过 5 挡离合器与主轴啮合或分离,3 挡齿轮通过花键与主轴连接,与主轴一同旋转。

②副轴上的齿轮。主减速器齿轮与副轴集成在一起,1 挡、4 挡、2 挡和驻车挡齿轮通过花键与副轴连接,与副轴一同旋转。5 挡齿轮和倒挡齿轮在副轴上自由旋转。倒挡接合套使 5 挡齿轮和倒挡齿轮与倒挡接合套啮合。倒挡接合套通过花键与副轴连接,从而使 5 挡齿轮和倒挡齿轮与副轴啮合。

③第二轴上的齿轮。1 挡齿轮通过 1 挡离合器与第二轴啮合或分离。当 1 挡齿轮减速以使发动机制动时,1 挡齿轮通过 1 挡离合器和 1 挡固定离合器与第二轴啮合在一起。2 挡齿轮通过 2 挡离合器与第二轴啮合或分离。3 挡齿轮通过 3 挡离合器与第二轴啮合或分离。惰轮通过花键与第二轴连接,并与第二轴一同旋转。

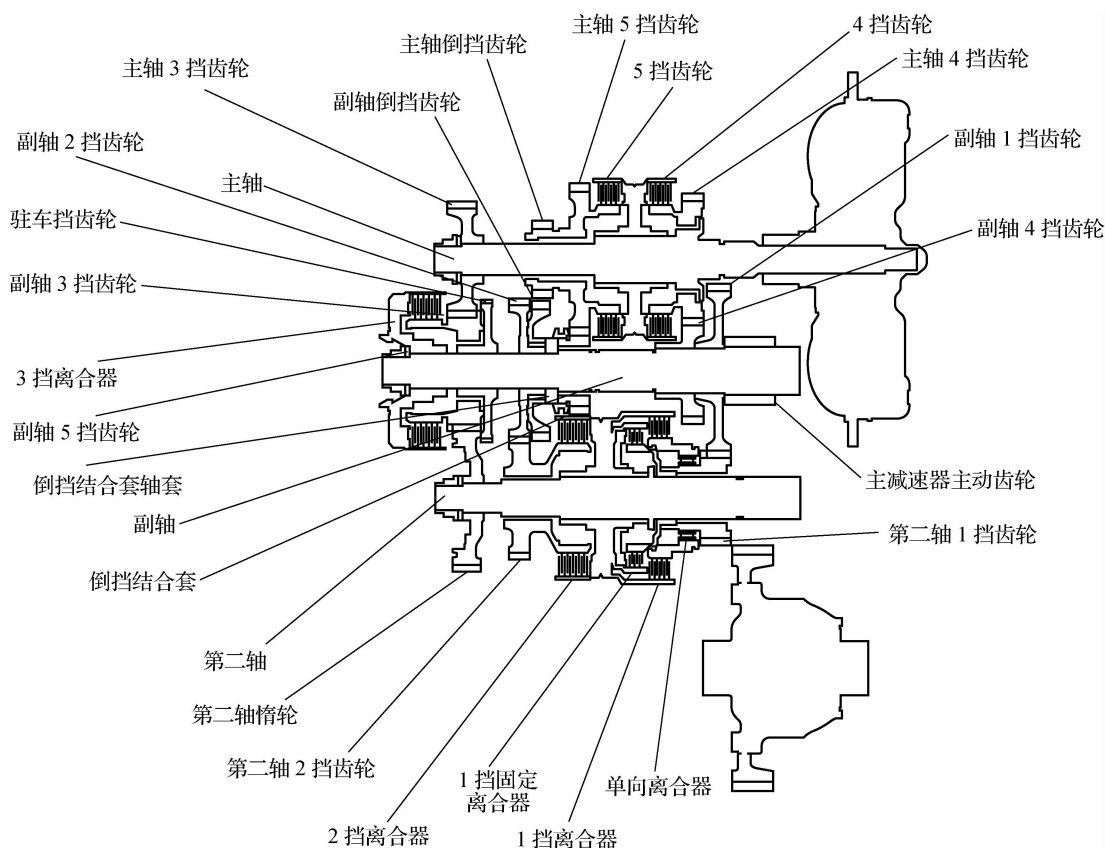


图 2-59 本田 BAYA 型自动变速器的齿轮分布

(3)离合器。该自动变速器靠液压作用于离合器来啮合或分离变速器齿轮。液压作用在离合器鼓上,推动离合器活塞,将摩擦片和钢板压在一起并锁定,使它们不能滑动。动力从啮合的离合器组件传递到其轴套固定的齿轮上。同样,当液压从离合器组件释放后,活塞离开,摩擦片和钢片分离,从而使它们相互自由滑动。这使齿轮绕各自的轴独立旋转,不传递任何动力。

①1挡离合器。1挡离合器与1挡齿轮啮合或分离,它位于第二轴的中间。1挡离合器与2挡离合器背靠背连接。1挡离合器的液压由第二轴内的ATF输送管提供。

②1挡固定离合器。1挡固定离合器与1挡齿轮啮合或分离,它位于1挡离合器鼓内。1挡固定离合器的液压由与内部液压回路相连通的回路,通过第二轴内的节流孔提供。

③2挡离合器。2挡离合器与2挡齿轮啮合或分离,它位于第二轴的中间。2挡离合器与1挡离合器背靠背连接。2挡离合器的液压由与内部液压回路相连通的回路,通过第二轴内的节流孔提供。

④3挡离合器。3挡离合器与3挡齿轮啮合或分离,它位于副轴的末端、端盖的后面。3挡离合器的液压由第二轴内的ATF输送管提供。

⑤4挡离合器。4挡离合器与4挡齿轮啮合或分离,它位于主轴的中间。4挡离合器与5挡离合器背靠背连接。4挡离合器的液压由主轴内的ATF输送管提供。

⑥5挡离合器。5挡离合器与5挡齿轮及倒挡齿轮啮合或分离,它位于主轴的中间。

5 挡离合器与 4 挡离合器背靠背连接。5 挡离合器的液压由主轴内的 ATF 输送管提供。

⑦单向离合器。单向离合器位于 1 挡离合器轮毂与第二轴 1 挡齿轮之间。第二轴 1 挡齿轮通过花键与 1 挡离合器轮毂连接,而 1 挡离合器轮毂通过花键与第二轴连接。第二轴 1 挡齿轮提供外座圈表面,1 挡离合器轮毂则提供内座圈表面。当动力从第二轴 1 挡齿轮传递到副轴 1 挡齿轮时,单向离合器锁止。1 挡离合器和齿轮仍然在 1 挡、2 挡、3 挡、4 挡和 5 挡位,其在 D、D3 或 2 位时啮合。

但是,当在 D、D3 或 2 位置,使用 2 挡、3 挡、4 挡和 5 挡离合器和齿轮时,单向离合器分离。这是因为第二轴上的齿轮转速增加,导致单向离合器通过 1 挡离合器,仍与超越离合器啮合。

(4)电子控制系统。电子控制系统由动力系统控制模块(PCM)、传感器和 7 个电磁阀组成。换挡和锁止由电子方式控制,这样在任何条件驾驶都很舒适。PCM 在仪表板下,位于中央控制台后面的前下盘的下面。

(5)液压控制。阀体包括主阀体、调节器阀体、伺服阀体和蓄压器体,通过螺栓固定在变矩器壳体上。主阀体包括手动阀、调制器阀、换挡阀 C、换挡阀 D、强迫换挡阀、伺服控制阀、变矩器单向阀、倒挡阀、锁止换挡阀、安全阀、冷却器单向阀及 ATF 泵齿轮。调节器阀体包括调节器阀、锁止正时阀和锁止控制阀。伺服阀体包括伺服阀、换挡阀 CPC 阀。蓄压器体包括 1 挡和 2 挡蓄压器及润滑单向阀。油液从调节器流出,经手动阀流向各控制阀。1 挡、3 挡、4 挡和 5 挡离合器从它们各自的输送管获取油液,1 挡固定离合器和 2 挡离合器从内部液压回路获取油液。

(6)换挡控制机构。PCM 控制着换挡电磁阀、自动变速差速器、A/T 离合器压力控制电磁阀,并接收来自整个车辆的各种传感器和开关的输入信号。换挡电磁阀改变换挡阀的位置,将传递液压的端口切换至离合器。A/T 离合器压力控制电磁阀控制着 CPC 阀,实现高、低速挡间的换挡平稳。通过对连接某个离合器的一条管路充压,使离合器与其相应的齿轮啮合。

(7)锁止机构。在 D 位(2 挡、3 挡、4 挡和 5 挡)及 D₃ 位(2 挡和 3 挡)时,压力油通过液压油通道,从变矩器的后部排出,从而使锁止活塞紧靠在变矩器盖上。此时,主轴与发动机曲轴以相同的速度旋转。PCM 与液压控制一起,优化锁止机构的正时。当变矩器离合器电磁阀动作时,调制器压力发生改变,以打开和关闭锁止。根据 A/T 离合器压力控制电磁阀的控制信号,锁止控制阀和锁止正时阀控制锁止的范围。变矩器离合器电磁阀安装在变矩器壳体上,而 A/T 离合器压力控制电磁阀安装在变速器壳体上。它们都由 PCM 控制。

二、本田 BAYA 型自动变速器的原理

1. P 位

在 P 位时,液压没有作用于离合器,动力没有传递到副轴,驻车棘爪与驻车挡齿轮互锁,使副轴锁定。

2. N 位

在 N 位时,副轴传递发动机动力,驱动主轴 3 挡齿轮、副轴 3 挡齿轮和第二轴惰轮,但液压并没有作用于离合器。动力未传递到副轴。在此位置,倒挡接合套的位置会因换挡杆从

D 位或 P 位换挡而不同。

从 D 位换挡时,倒挡接合套与副轴 5 挡齿轮和倒挡接合套轴套啮合,使 5 挡齿轮与副轴啮合。

从 P 位换挡时,倒挡接合套与副轴倒挡齿轮和倒挡接合套轴套啮合,使倒挡齿轮与副轴啮合。

3. R 位

如图 2-60 所示,在 R 位时的动力流程如下:

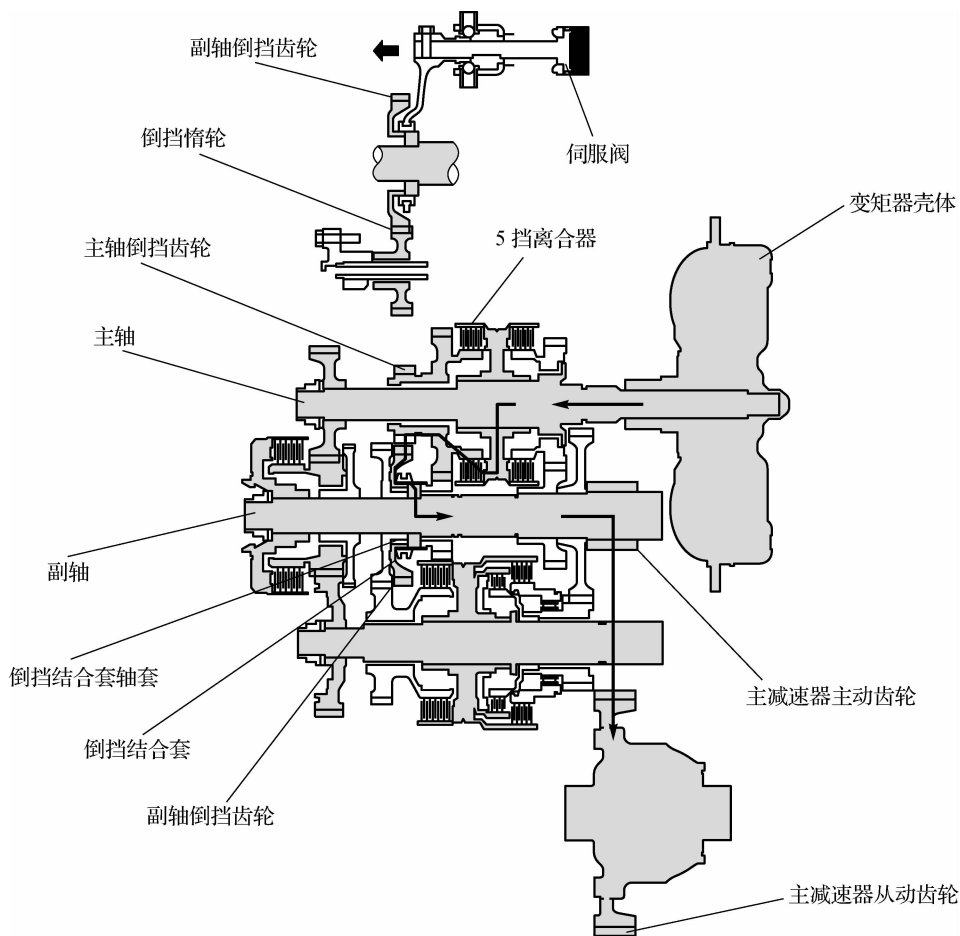


图 2-60 R 位时的动力流程

- (1) 液压作用于伺服阀,使倒挡接合套与副轴啮合。
- (2) 液压也作用于 5 挡离合器,5 挡离合器使主轴倒挡齿轮与主轴啮合。
- (3) 主轴倒挡齿轮通过倒挡惰轮驱动副轴倒挡齿轮。
- (4) 倒挡惰轮使副轴倒挡齿轮的转向反向。
- (5) 副轴倒挡齿轮通过倒挡接合套驱动倒挡接合套轮毂,从而驱动副轴。
- (6) 动力被传递到主减速器主动齿轮,从而驱动主减速器从动齿轮。

4. D 或 D3 位

在 D 或 D3 位,根据一定条件,如节气门开度(发动机负载)和车速之间的平衡等,车辆

可以在1挡、2挡、3挡、4挡和5挡中自动选择最佳挡位。

(1)D或D₃位1挡的动力流程。如图2-61所示,在D或D₃位置1挡时的动力流程如下:

- ①液压作用于1挡离合器,1挡离合器通过单向离合器使第二轴1挡齿轮与第二轴啮合。
- ②主轴3挡齿轮通过副轴3挡齿轮和第二轴惰轮,驱动第二轴。
- ③第二轴1挡齿轮驱动副轴1挡齿轮和副轴。
- ④动力被传递到主减速器主动齿轮,驱动主减速器从动齿轮。

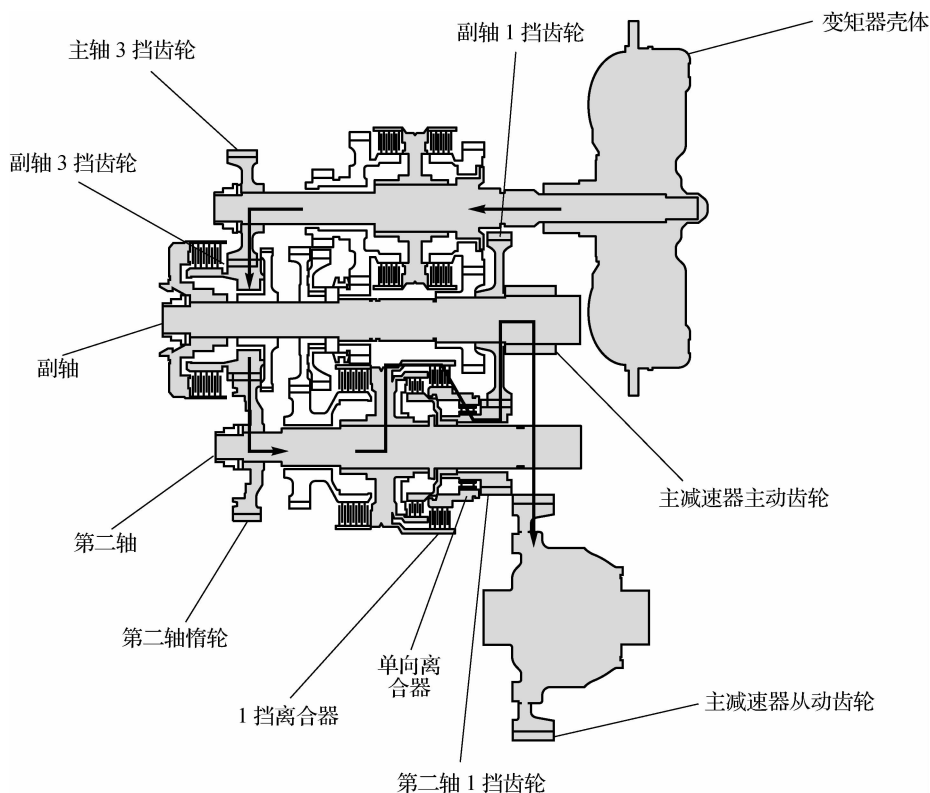


图 2-61 D 或 D₃ 位置 1 挡时的动力流程

(2)D或D₃位2挡及2位的动力流程。如图2-62所示,在D或D₃位2挡及2位时的动力流程如下:

- ①液压作用于2挡离合器,使第二轴2挡齿轮与第二轴啮合。
- ②主轴3挡齿轮通过副轴3挡齿轮和第二轴惰轮,驱动第二轴。
- ③第二轴2挡齿轮驱动副轴2挡齿轮和副轴。
- ④动力被传递到主减速器主动齿轮,驱动主减速器从动齿轮。
- ⑤液压也作用于1挡离合器,由于2挡齿轮的转速超过了1挡齿轮的转速,所以来自1挡齿轮的动力在单向离合器处被断开。

(3)D或D₃位3挡的动力流程。如图2-63所示,在D或D₃位3挡时的动力流程如下:

- ①液压作用于3挡离合器,使副轴3挡齿轮与副轴啮合。

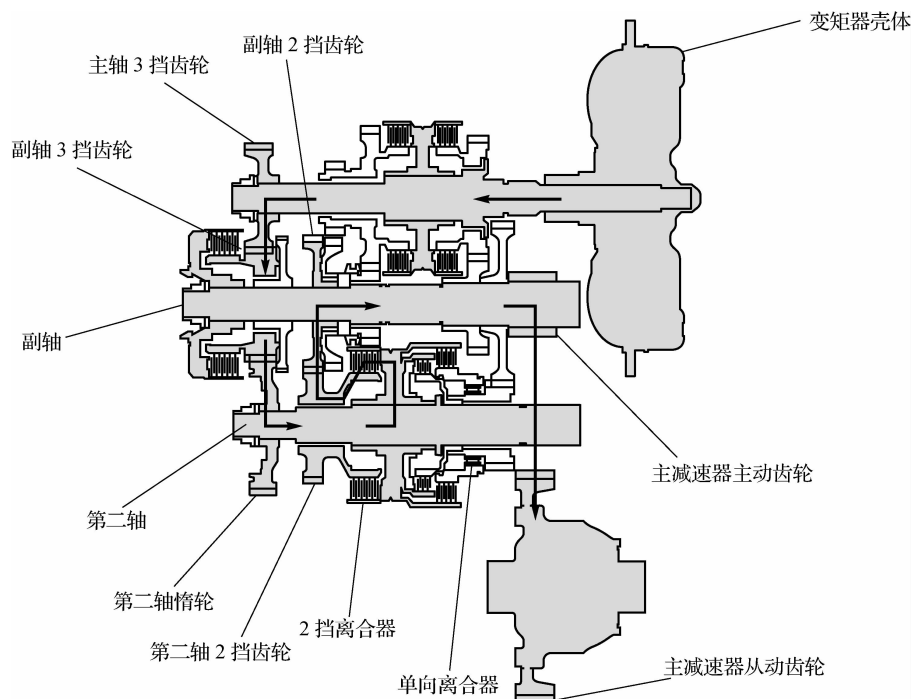


图 2-62 D 或 D_3 位 2 挡及 2 位时的动力流程

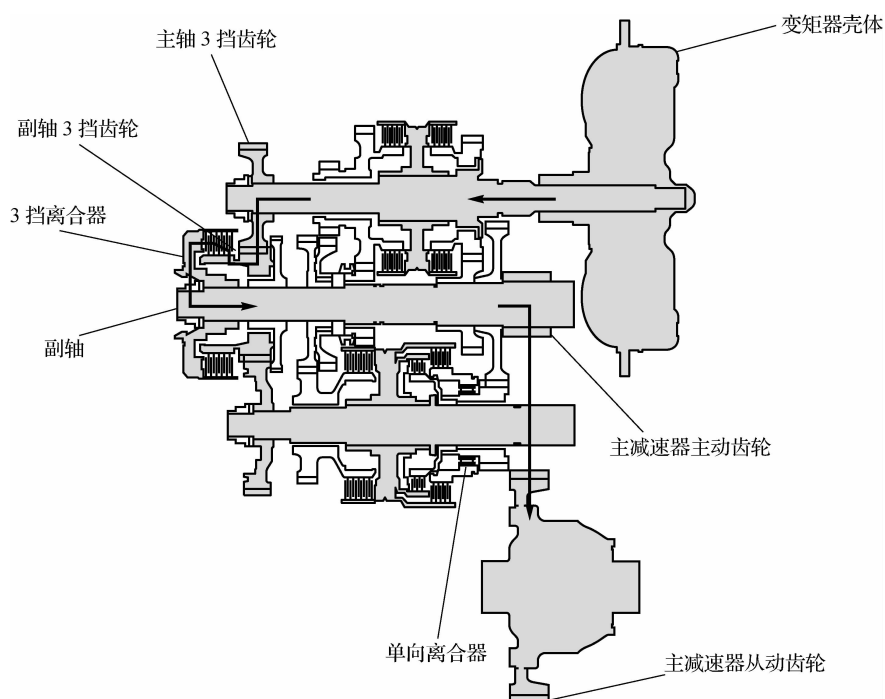


图 2-63 D 或 D_3 位 3 挡时的动力流程

- ② 主轴 3 挡齿轮驱动副轴 3 挡齿轮和副轴。
- ③ 动力被传递到主减速器主动齿轮, 驱动主减速器从动齿轮。

④液压同样作用于1挡离合器,由于3挡齿轮的转速超过了1挡齿轮的转速,所以来自1挡齿轮的动力在单向离合器处被断开。

(4)D位4挡的动力流程。如图2-64所示,D位4挡时的动力流程如下:

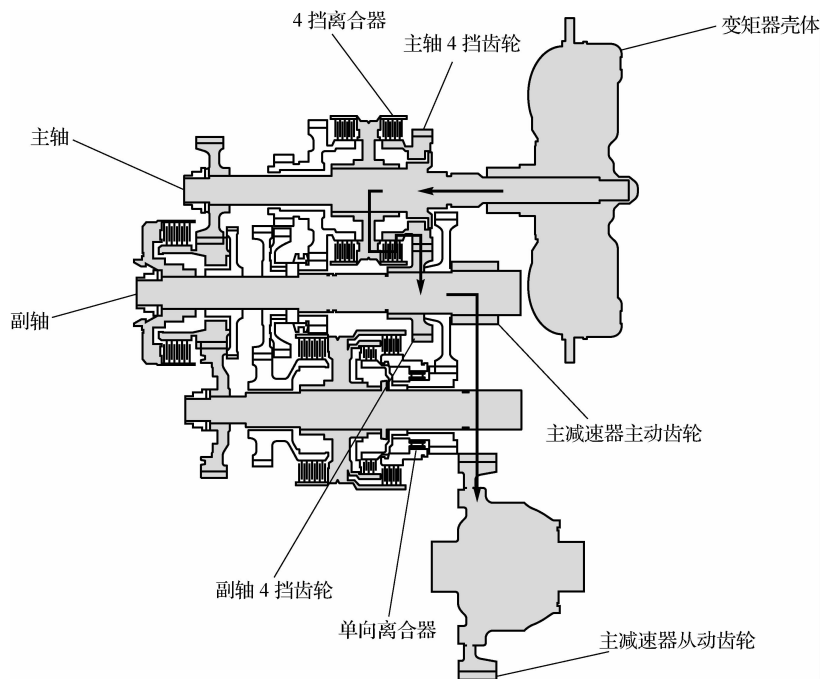


图 2-64 D位4挡时的动力流程

①液压作用于4挡离合器,使主轴4挡齿轮与主轴啮合。

②主轴4挡齿轮驱动副轴4挡齿轮和副轴。

③动力被传递到主减速器主动齿轮,驱动主减速器从动齿轮。

④液压同样作用于1挡离合器,由于4挡齿轮的转速超过了1挡齿轮的转速,所以来自1挡齿轮的动力在单向离合器处被断开。

(5)D位5挡的动力流程。如图2-65所示,在D位5挡时的动力流程如下:

①当换挡杆为前进挡位(D、D₃、2和1位)时,液压作用于伺服阀,使倒挡接合套与副轴5挡齿轮啮合。

②液压也作用于5挡离合器,使主轴5挡齿轮与主轴啮合。

③主轴5挡齿轮驱动副轴5挡齿轮,从而驱动倒挡接合套轮毂和副轴。

④动力被传递到主减速器主动齿轮,从而驱动主减速器从动齿轮。

⑤液压同样作用于1挡离合器,由于5挡齿轮的转速超过了1挡齿轮的转速,所以来自1挡齿轮的动力在单向离合器处被断开。

5.1 位

(1)加速时的动力流程。液压作用于1挡离合器和1挡固定离合器。如图2-66所示,加速时的动力流程如下:

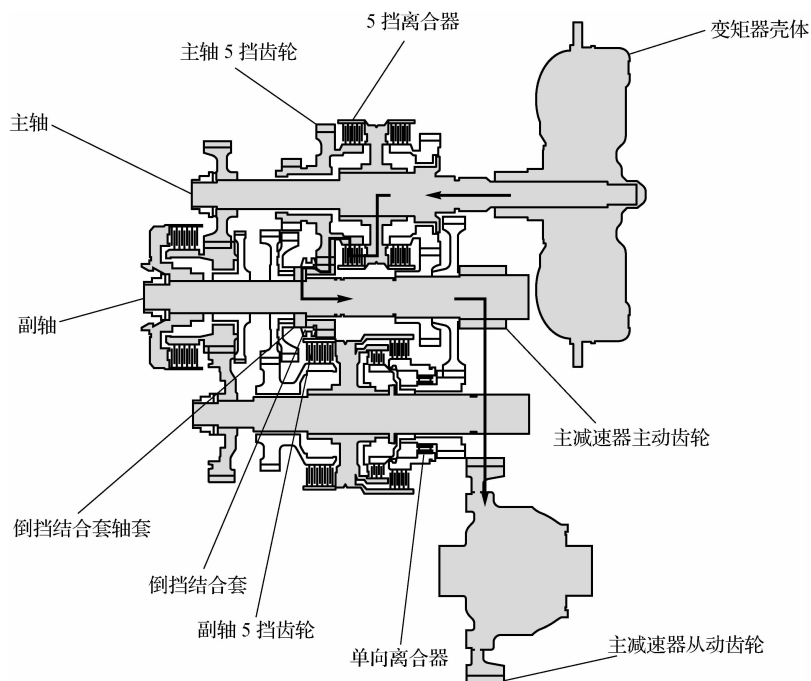


图 2-65 D 位 5 挡时的动力流程

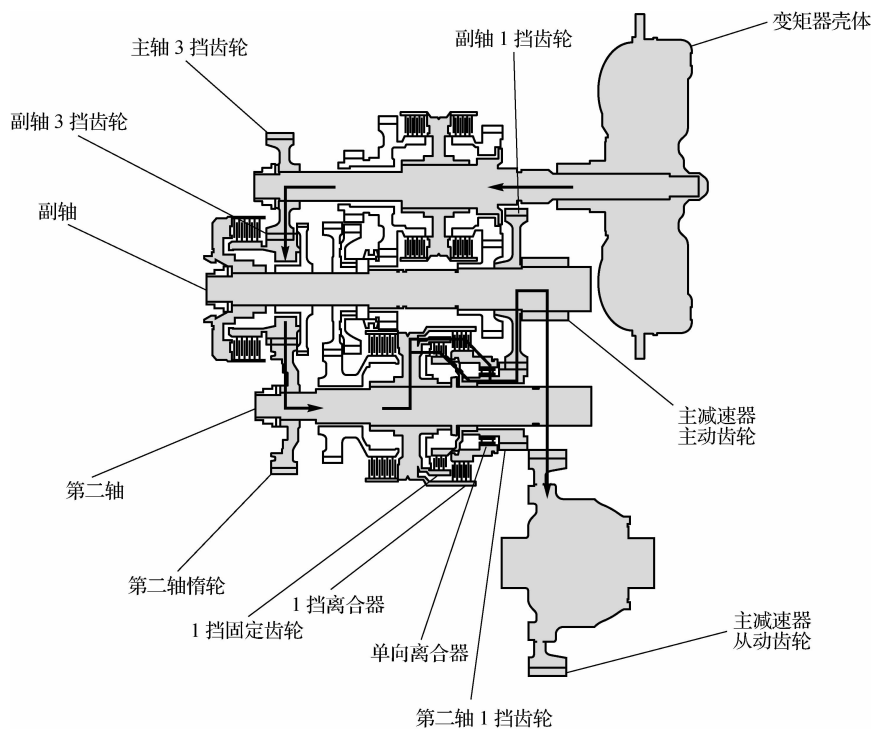


图 2-66 1 位加速时的动力流程

①液压作用于 1 挡离合器,1 挡离合器通过单向离合器使第二轴 1 挡齿轮和第二轴啮合。

②液压也作用于1挡固定离合器(与1挡离合器集成在一起),然后1挡固定离合器使第二轴1挡齿轮和第二轴啮合。

③主轴3挡齿轮通过副轴3挡齿轮和第二轴惰轮,驱动第二轴。

④第二轴1挡齿轮驱动副轴1挡齿轮和副轴。

⑤动力被传递到主减速器主动齿轮,从而驱动主减速器从动齿轮。

(2)减速时的动力流程。如图2-67所示,减速时的动力流程如下:

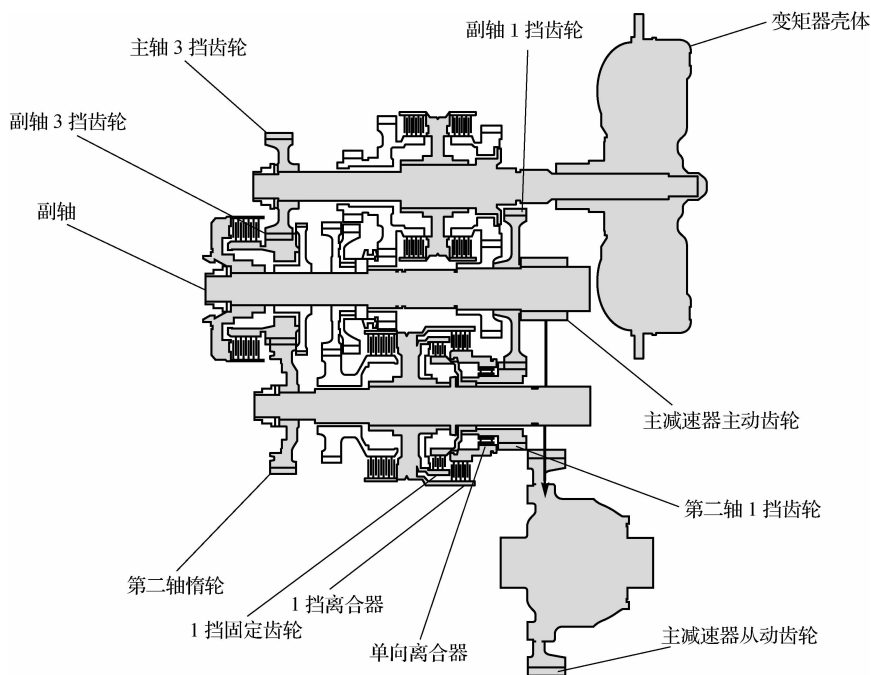


图 2-67 “1”位置减速时的动力流程

①液压作用于1挡离合器和1挡固定离合器。来自路面的转动阻力经过前轮,到达主减速器主动齿轮,然后到达第二轴惰轮。

②由于扭矩反作用,单向离合器分离。

③传递给第二轴惰轮的反作用力通过副轴3挡齿轮,使主轴3挡齿轮转动,使发动机制动。

练习与思考

- (1)行星齿轮机构由哪些结构组成?
- (2)行星齿轮机构的变速原理是什么?
- (3)自动变速器中离合器是由哪些结构组成的?作用是什么?
- (4)自动变速器中湿式多片式制动器与带式制动器有什么区别?
- (5)辛普森式行星齿轮变速器由哪些结构组成?
- (6)简述辛普森式行星齿轮变速器的工作原理。
- (7)拉维娜式行星齿轮变速器由哪些结构组成?
- (8)简述拉维娜式行星齿轮变速器的工作原理。
- (9)串联式行星齿轮机构的特点有哪些?



模块三

液力变速器

学习目标

- ◎ 了解液力耦合器、液力变矩器及电控式摩擦离合器结构的区别。
- ◎ 掌握液力变矩器的结构、组成特点。
- ◎ 熟悉液力变矩器的工作原理。

动力传递装置指在需要时能切断发动机到驱动轮之间的传递动力,随后再柔和接合的机构,用于在发动机起动、变速器换挡和汽车高速滑行时短暂切断动力。为此,在发动机与变速器之间设有主动构件和从动构件,它们之间不能采用刚性连接,而是借助两者间的摩擦作用,或利用液体作为传动介质,或利用磁力传动来传递转矩。

在行星齿轮变速器中,离合器被分别设置在不同的行星齿轮结构间,为了实现逐渐对发动机曲轴加载和离合器柔和接合,在发动机行星齿轮变速器间设置了液力传动装置,如图 3-1 所示。

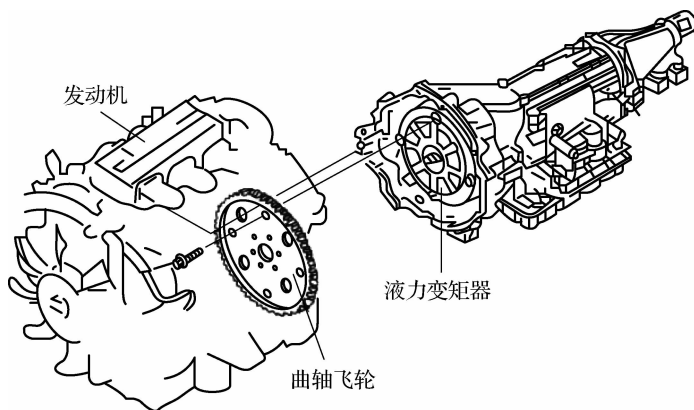


图 3-1 液力变矩器与发动机示意图

近年来,由于计算机控制技术的发展,摩擦式离合器自动控制迅速发展,电控式摩擦式自动离合器越来越多地被应用于平行轴齿轮变速器,并扩展到其他类型的变速器。

液力传动是以液体作为工作介质的一种能量传递装置。液力传动是通过液体循环流动过程中的动能进行能量传递的。液力耦合器和液力变矩器是两种不同形式的液力传动装置。液力耦合器或液力变矩器安装在发动机曲轴后端的连接板上,其作用是将发动机动力传递至机械变速器。采用液力传动有以下优点:

(1)可提高车辆的舒适性。采用液力传动,可以实现平稳起步,缓冲发动机与传动系统的扭转振动和吸收刚性冲击。

(2)可延长、提高汽车的使用寿命。由于传动介质是液体,可减少传动系统所承受的动负荷,同时避免了换挡时的冲击。

(3)使驾驶操作简便。液力传动装置可以避免汽车外载荷突然增加而造成的发动机熄火。使用液力变矩器的汽车,在起步或低速行驶时更具有增加转矩的特性,在一定范围内自动地、无级地改变传动比,使汽车具有良好的自动适应性。所以,现代自动变速器大都使用液力变矩器进行动力传递。液力耦合器在其他商业机械中也具有广泛的应用。

液力传动装置的主要缺点是结构复杂、制造成本高、传动效率低。但随着设计技术的发展,由计算机技术对其控制,使其与发动机更好地进行匹配,使得汽车的燃油经济性得到提高。

学习单元一 液力耦合器

液力耦合器发明于 20 世纪初,最早被用于轮船上,将蒸汽机的动力耦合到螺旋桨,后来用于衰减重型柴油机的振动。1924 年起液力耦合器被应用于伦敦市的公共汽车上,在其传动系统中增设了液力耦合器,使得变速器保持在行驶挡上发动机也能够怠速运转。

一、液力耦合器的结构

液力耦合器的结构示意图如图 3-2(a)所示。液力耦合器的元件分解图如图 3-2(b)所示。泵轮和涡轮安装于封闭的壳体内,壳体内充有一定量的液体。泵轮和涡轮通过花键与输入轴、输出轴连接。

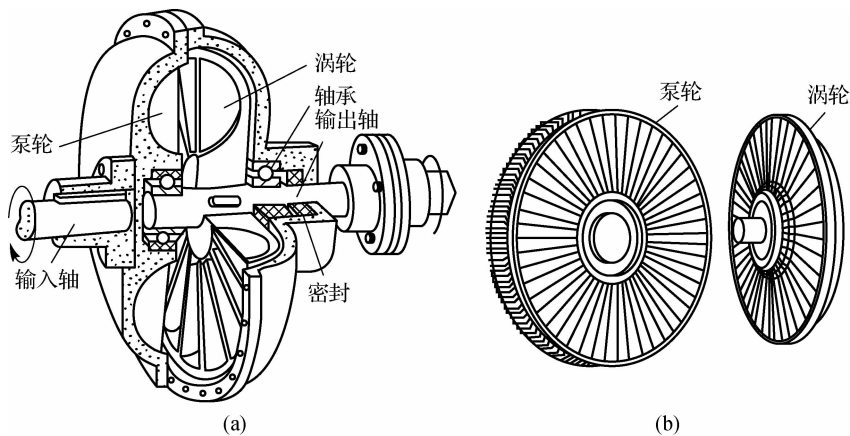


图 3-2 液力耦合器

由发动机曲轴驱动的工作轮是耦合器的主动元件,称为泵轮。与变速器输入轴相连的工作轮是耦合器的被动元件,称为涡轮。两工作轮装合后相互之间有 $3\sim 4\text{ mm}$ 的间隙,封闭的壳体内装有占空腔容积 85% 的液体。装合后的耦合器沿轴线剖开的纵断面中,相对叶片及壳体成圆形,称为循环圆,它是构成液体运动与实现动力传递的主要区域,如图 3-3 所示。

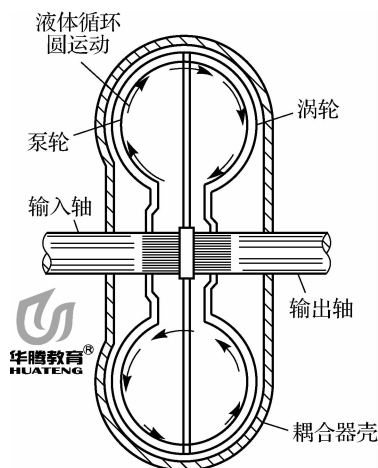


图 3-3 涡流运动

二、液力耦合器的工作过程

液力耦合器的两个工作轮没有刚性连接,动力传递完全依靠内部液体的运动。当发动机驱动泵轮转动时,泵轮上的叶片推动液体同方向转动,将发动机的机械能转变为液体的动能;运动的液体冲击在相对位置的涡轮叶片上,使涡轮随之转动,将液体的动能转变为机械能对变速器输出。

发动机驱动泵轮旋转时,耦合器内的液体被叶片搅动,一起旋转,液体开始绕耦合器旋转轴线做圆周运动,同时在离心力作用下,液体从泵轮叶片的内缘向外缘流动,在外缘形成高压区,在内缘形成低压区。泵轮内部产生的压力差迫使涡轮内的液体向低压区流动,形成首尾相接的循环圆运动,液力耦合器的工作原理如图 3-4 所示。其压力差取决于工作轮的半径和转速。液体的圆周运动与循环圆运动所合成的运动构成对涡轮叶片的冲击,推动涡轮转动时,液体的动能转换为涡轮的机械能。

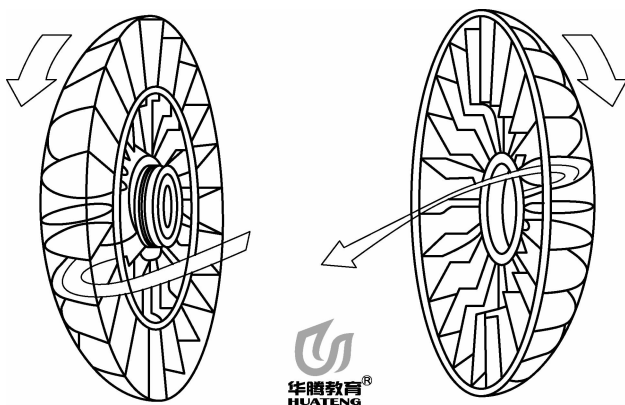


图 3-4 液力耦合器的工作原理

1. 汽车起步阶段的液体运动

汽车在起步或遇到极大的阻力时,涡轮处于静止或低转速状态。涡轮与汽车的传动系统连接,当汽车阻力大于涡轮叶片上的作用力时,被甩到泵轮外缘的液体冲击涡轮叶片,液体的

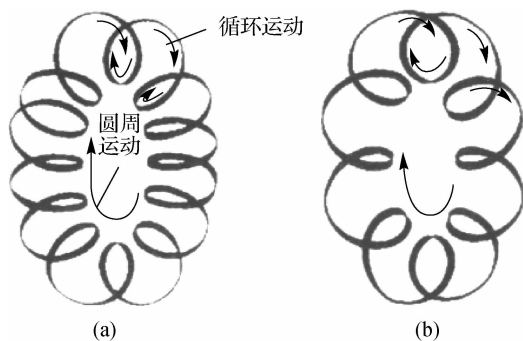


图 3-5 液体质点的运动

的圆周速度被降至零,释放热量。但在压力差作用下,液体被迫沿着涡轮壳向低压的涡轮内缘流动,返回泵轮内缘后再次受离心力作用被甩到外缘。涡轮速度的降低加速了液体的循环圆运动速度,液体不断从泵轮冲入涡轮,又经涡轮返回泵轮。这时的液体运动并不对外做功,发动机的机械能转换为液体高速涡流运动的功能,进而转换为热能而被吸收。液体的质点不断穿梭于泵轮与涡轮的叶片之间,形成首尾相接的环形螺旋线,液体质点的运动如图 3-5 所示。

液体从泵轮冲向涡轮时,产生的力使涡轮正向旋转。当液体离开涡轮叶片时,其流动方向发生变化,并与泵轮旋转方向相反,再次进入泵轮后消耗了发动机的机械能,产生的湍流生成大量的热,从而降低了传动效率。

2. 汽车行驶阶段的液体运动

随着发动机转速的升高,液体的动能增加,从泵轮甩出的液流冲击力增大,推动涡轮克服阻力矩做圆周运动,汽车克服起步阻力而运动。随着涡轮转速的增加,涡轮内部液体的离心力随之增大,形成对液体循环流动的阻力,液体循环圆流动也会随涡轮的转速上升而逐渐减弱。这种随涡轮转速变化的循环圆运动势必造成液体质点运动螺旋线的变化。液体质点在两种运动的作用下合成螺旋线的疏密表现了液体运动速度随泵轮与涡轮的速度差的变化。当泵轮快速转动,涡轮受到负荷的限制转速较低时,耦合器壳内液体的循环运动加剧,螺旋线变密;当载荷被克服后,涡轮转速增加时,工作液体的循环运动减弱,螺旋线变疏;当涡轮与泵轮的转速相同,形成的离心力也相同时,液体的循环运动将会停止,耦合器不起传动作用。

由上面的分析可知,液力耦合器实现传动的必要条件是工作液在泵轮和涡轮之间必须存在循环流动。循环流动的产生是由两个工作轮转速不等,使两轮产生离心力不同所致的。所以,液力耦合器正常工作时,泵轮转速总是大于涡轮转速,从而实现动力传递。

作用于涡轮的阻力矩大于泵轮的驱动力矩时,发动机的能量可以加剧液体的循环圆运动,将能量转变为热能,使变矩器升温。所以,当汽车制动时,即使涡轮处于静止状态,在不切断作用力传输的情况下,发动机仍可维持运转。这一特点被应用于汽车的怠速,改善了汽车的停车制动与起步的操作过程。当发动机低速运转时,耦合器中液体的运动很微弱,没有足够的作用力克服传动系统载荷使涡轮旋转,只能推动液体完成从泵轮到涡轮的循环圆运动。因此,发动机可以较低的怠速转速维持液体的循环圆运动,而不会受传动系统载荷的影响出现堵转现象。

3. 循环圆与导流环

为了减少液体动能损失,在耦合器中安装了导流环。导流环是分别装于泵轮、涡轮叶片

上的管状圆环,位于循环圆的中间位置,如图 3-6(a)所示。工作液体在循环圆内流动时,靠近循环圆中心的液体由于压力相近而形成湍流运动,如图 3-6(b)所示。这部分液体阻碍叶片的运动,增加能量消耗。在叶片上去掉中间部分,并安装导流环,可使液体在泵轮与涡轮内不断循环流动,并减少叶片的搅油损失,降低能量损耗,如图 3-6(c)所示。

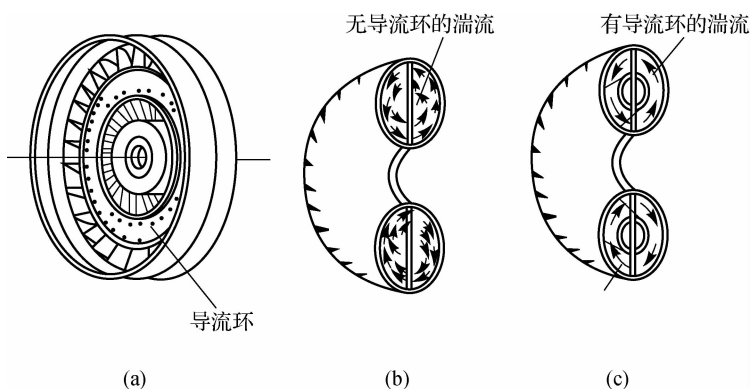


图 3-6 循环圆运动与导流环

在循环过程中,泵轮将发动机的机械能转换为液体的动能,而涡轮将液体的动能转换为机械能对外输出。

三、液力耦合器的外特性

液力耦合器的外特性指当泵轮转速、转矩一定时,涡轮转矩、转速及液力耦合器效率之间的关系。液力耦合器的外特性如图 3-7 所示。

耦合器只有泵轮和涡轮两个工作轮,对于工作轮间的液体,受到两个外部转矩的作用:泵轮作用于液体的转矩(M_b)和涡轮作用于液体的转矩(M_w)。在稳定工况下,转矩恒等,即

$$M_b = -M_w$$

所以,耦合器不能改变传递的转矩。

耦合器的效率是涡轮输出功率 P_w 与泵轮输出功率 P_b 的比值:

$$\eta = \frac{P_w}{P_b} = \frac{M_w n_w}{M_b n_b}$$

由于耦合器 $M_b = -M_w$, 因此有

$$\eta = i$$

上式表示耦合器效率等于其传动比,效率曲线是一条通过坐标原点的直线。但当 i 接近 1.0 时,耦合器传递的力矩很小,传递效率明显偏离 $\eta = i$ 直线,并在 $i = 0.99$ 时急剧下降至 $\eta = 0$ 。

在耦合器实际工作时液体传递的功率中,有一部分功率消耗于液体高速流动的摩擦和冲击叶片产生的热量损失,泵轮上的功率等于涡轮功率与损失功率之和。液力耦合器的传动效率损失为发动机能量的 10%,这种能量是以热量的形式散失掉的。

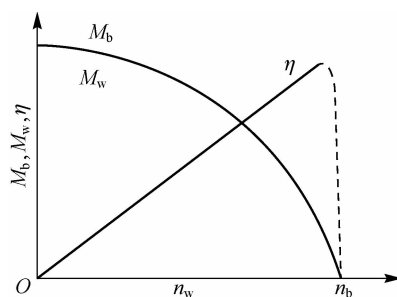


图 3-7 液力耦合器的外特性

涡轮转速 $n_w=0$ 的点为外特性曲线零工况点,是汽车起步或制动时的工况。此时循环圆内液体从泵轮获得能量,但不对涡轮做功,输出功率 $P_w=0$ 。在该工况时,液体循环圆运动被加速,耦合器传递的能量全部转换为热能,使得工作液温度迅速升高,所以这一工况不能持续过长时间。

四、采用液力耦合器的优、缺点

液力耦合器用液体作为传动介质,泵轮与涡轮间允许有较大的转速差,因此可以保证汽车平稳起步和加速。液体流速和形状可变,所以能够吸收传动系统中的扭转振动,并防止传动系统过载,从而延长传动系统和发动机部件的使用寿命。涡轮不动时,液体循环运动可以吸收部分能量,在不脱离传动系统的情况下也能维持发动机的怠速运转。

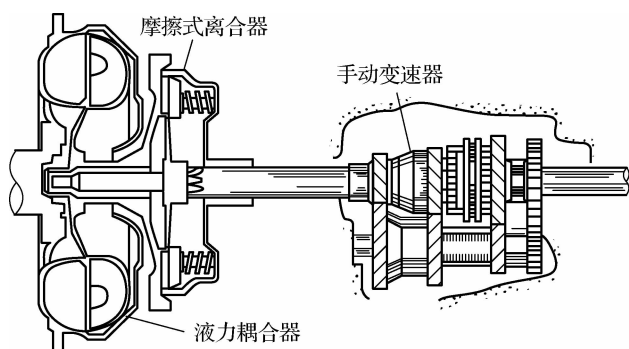


图 3-8 早期液力耦合器与手动变速器

由液力耦合器的工作原理可知,液体在循环过程中没有受到任何附加外力,若不考虑液流损失,则发动机作用于泵轮上的转矩与涡轮所获得并传给传动轴的转矩相等,即耦合器只能起传递转矩的作用,而不能改变转矩的大小。此外,液力耦合器不能使发动机与传动系统彻底分离,故在采用普通变速器时,还要使用机械离合器,以便在换挡时切断动力,如图 3-8 所示。另外,

液力耦合器中存在液流损失,传动效率比机械离合器低,所以现代汽车上已不再采用液力耦合器。

学习单元二 液力变矩器

与液力耦合器相同,液力变矩器的作用是将发动机的动力传递给机械变速器。液力变矩器与液力耦合器内部液体运动特性相似,允许发动机与变速器之间存在转速差,从而在不脱开挡停车时也能维持发动机转动。液力变矩器还用来驱动液压泵运转。同时,其重量较大,又可起到曲轴飞轮的作用。因为液力变矩器依靠液体传递动力,所以能缓和发动机和传动系统的扭转振动。

与液力耦合器不同,液力变矩器可以在汽车承受载荷时起到增矩的作用,用于改善汽车的驱动性能。

由于液力变矩器的传动效率高低取决于液力变矩器的结构和性能的优劣,作为汽车维修人员应详尽了解变矩器的结构和工作原理,这方面的知识对变速器的故障诊断和汽车试验能够提供有益的帮助。

一、液力变矩器的组成与结构

液力变矩器通过螺栓安装在发动机的飞轮上[见图 3-9(a)],其作用是将发动机的动力

传递给自动变速器中的齿轮变速机构,并具有一定的自动变速功能。不同的汽车对液力变矩器的性能要求不同,因而液力变矩器的结构和特点也有所不同。现代汽车采用液力变矩器的较多,下面介绍其组成和结构。

液力变矩器前端是与发动机飞轮连接的螺栓孔,后端是泵轮外壳与泵轮轴,泵轮轴上有驱动油泵的凹槽。沿焊封处将液力变矩器切割开,可看到有泵轮、涡轮、导轮三个工作轮和一个单向离合器,还有锁止离合器,如图 3-10 所示。泵轮与变矩器壳体焊接在一起,随发动机飞轮一同转动,是液力变矩器的主动部分;涡轮和输出轴连接在一起,是液力变矩器的从动部分;导轮则位于泵轮和涡轮之间,通过单向离合器单向固定于变速器壳体。当发动机运转时,发动机曲轴飞轮带动液力变矩器的壳体和泵轮一同转动。泵轮叶片内的液压油在泵轮的带动下随之一同旋转;在离心力的作用下,液压油被甩向泵轮叶片外缘处,并在外缘处冲向涡轮叶片,使涡轮在液压油冲击力的作用下旋转;涡轮与泵轮同方向旋转。冲向涡轮叶片的液压油沿涡轮叶片向内缘流动,通过导轮流向泵轮,被泵轮再次甩向外缘,如图 3-9(b)所示。液压油就这样从泵轮流向涡轮,又从涡轮流到导轮,又从导轮返回泵轮,形成循环的液流,此液流被称为涡流;同时,随工作轮的转动,液体环绕变矩器中心的液流被称为环流。

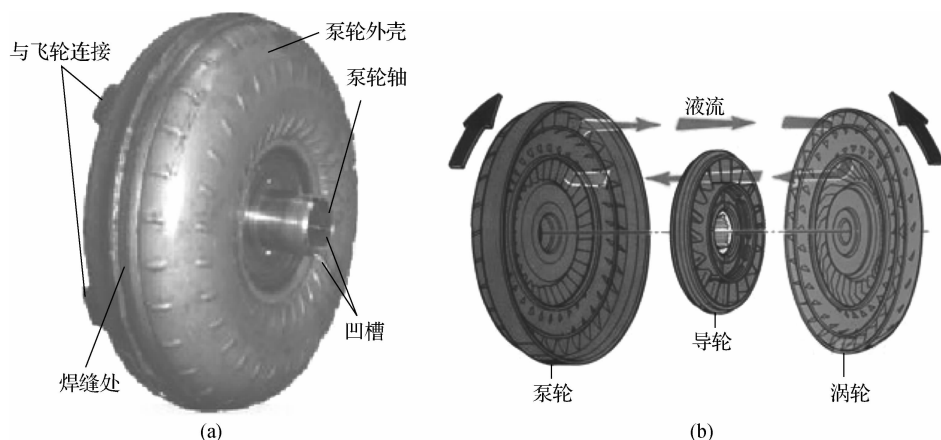


图 3-9 液力变矩器整体结构及工作原理

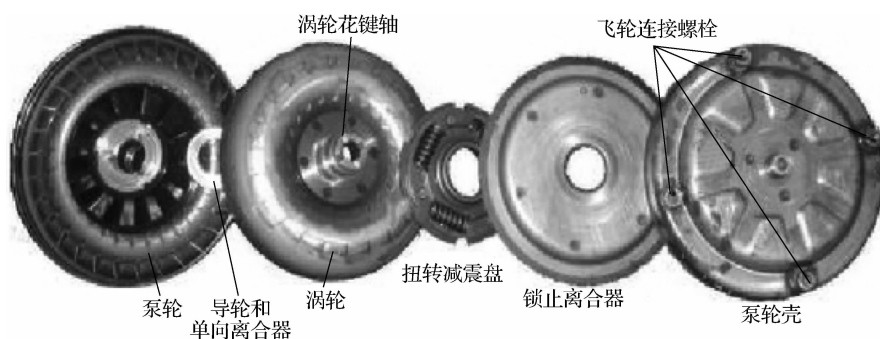


图 3-10 液力变矩器的组成

液力变矩器壳体内充满了液压油(ATF)。在泵轮和涡轮上安装有径向排列的具有一定曲率的叶片,叶片的中间有导流环,可引导液压油沿着叶片的方向径向流动。泵轮的液体沿

叶片从泵轮中心向外流动,而涡轮液体则是从外边缘向中间流动。导轮也可对液流起导流作用。三个工作轮实物图如图 3-11 所示。



图 3-11 三个工作轮实物图

将液力变矩器沿径向剖开,如图 3-12 所示。泵轮和涡轮是互不接触的,两者之间有一定的间隙(3~4 mm);液力变矩器的输出轴,即变速器的输入轴,与涡轮通过花键连接,导轮轴与油泵泵盖为一体,单向固定导轮。液体由泵轮流向涡轮,再经过导轮流回泵轮的循环就是涡流,液体沿变矩器转动方向的流动就是环流。ATF 的实际流动方向,如图 3-13 所示。

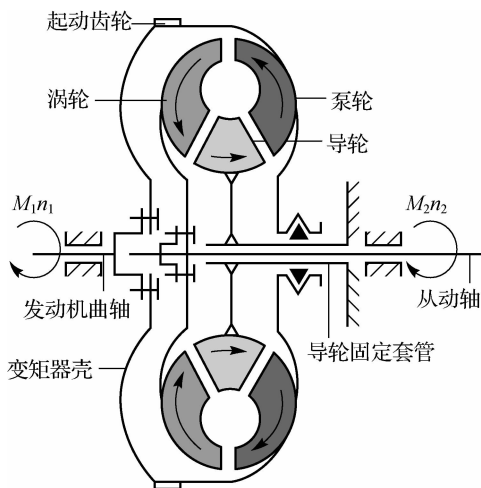


图 3-12 液力变矩器剖视图

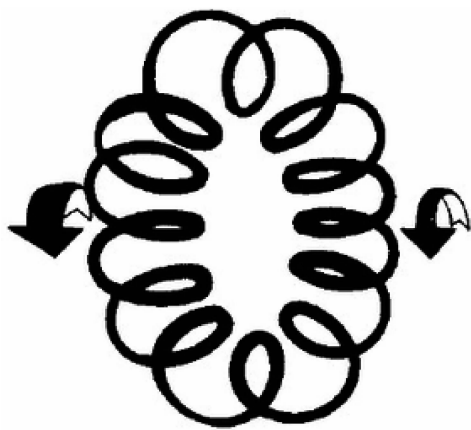


图 3-13 ATF 的实际液流方向

1. 泵轮的结构

泵轮的结构如图 3-14 所示。驱动盘与发动机飞轮固定连接,泵轮内有许多具有一定曲率的叶片,按辐射状安装在泵轮壳体上,叶片上有导流环。当泵轮旋转时,在离心力的作用下,液体从中间沿叶片和导流环形成的通道流动。

2. 涡轮的结构

涡轮的结构如图 3-15 所示。

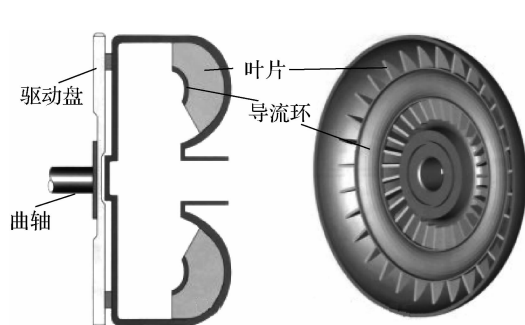


图 3-14 泵轮的结构

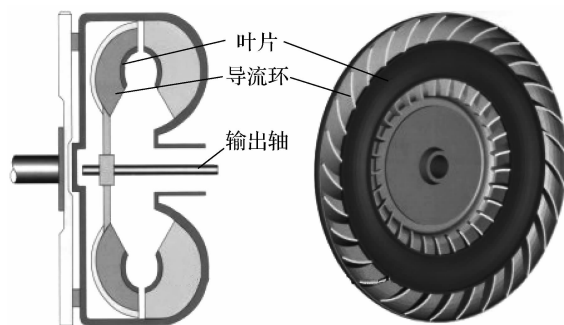


图 3-15 涡轮的结构

涡轮安装在液力变矩器壳体内，与泵轮有 3~4 mm 的间隙，其作用是接收来自泵轮液体的冲击，并带动变速器输入轴将动力输出。在其壳体内有一定曲率的叶片，当辐射状分布，叶片上有导流环。液体沿叶片与导流环形成的通道从外向里流动，在液体的冲击下旋转。涡轮中心的花键孔连接变速器的输入轴，将动力输出。

3. 导轮的结构

导轮的结构如图 3-16 所示。

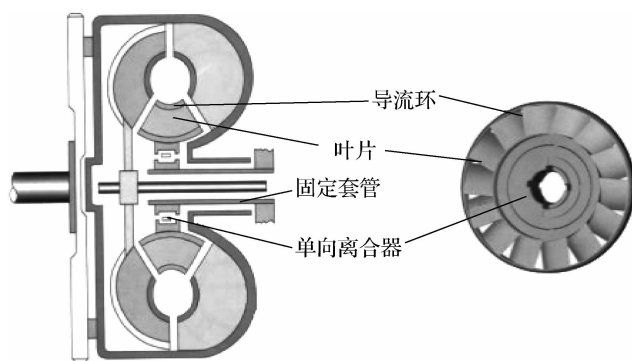


图 3-16 导轮的结构

导轮是通过单向离合器与变速器壳体单向固定的，当来自涡轮的液体冲击导轮叶片的凹面时，通过单向离合器将导轮固定，导轮叶片使液流方向改变，改变方向的液流冲击泵轮叶片，促进泵轮转动，从而实现增加转矩的作用。

4. 锁止离合器

汽车采用液力变矩器之后，起步、换挡振动明显减小，延长了零件的使用寿命，提高了汽车的乘坐舒适性。由于液力变矩器存在液力损失，与机械传动相比效率较低、油耗高、经济性差。为克服以上缺点，在液力变矩器内增设了锁止离合器。当涡轮转速接近泵轮转速时，由锁止离合器将泵轮与涡轮锁为一体，不再需要液力传动，如图 3-17 所示。

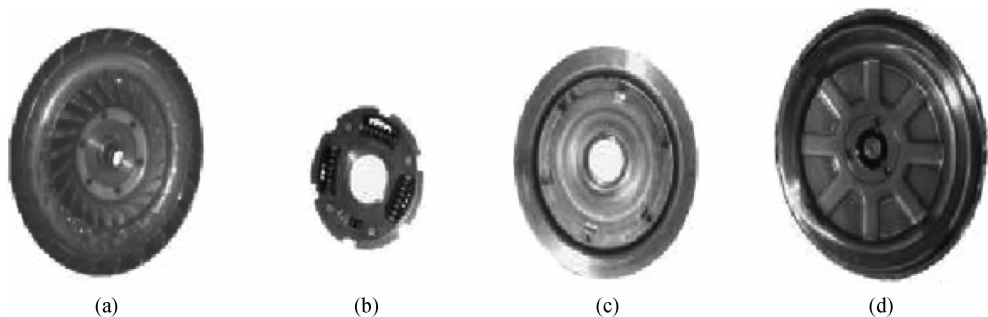


图 3-17 锁止离合器实物
(a)涡轮 (b)扭转减震盘 (c)锁止离合器 (d)泵轮壳体

二、液力变矩器的工作原理

液力变矩器的工作原理类似于面对面放置的两台电风扇 A、B,电风扇 A 通电旋转,通过空气流动推动电风扇 B 与 A 同向旋转。其中,主动的电风扇 A 相当于泵轮,从动的电风扇 B 相当于涡轮,空气流相当于自动变速器油。泵轮与发动机飞轮连为一体,涡轮与变速器输入轴通过花键连接。导轮的作用是改变液流方向,增加转矩。

1. 当汽车起步或低速行驶时

当汽车起步或低速行驶时,与发动机刚性连接的泵轮转速快,而从动的涡轮转速慢。液

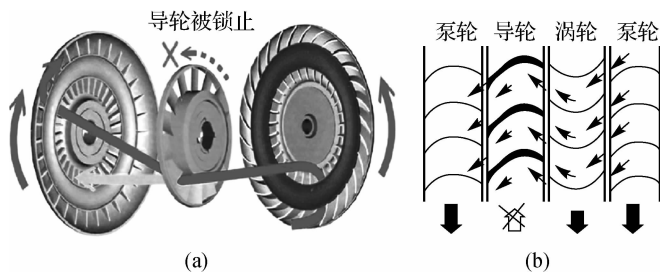


图 3-18 当汽车起步或低速行驶时液力变矩器的工作原理
(a)实物液流方向图 (b)展开图

体从涡轮流出,冲击导轮叶片的凹面,欲使导轮反向转动,但导轮被单向离合器锁止,导轮叶片不动,打在导轮叶片上的液体改变方向后流出,冲击泵轮叶片的背面,使泵轮转速加快,液流冲击力更大,增加涡轮的输出转矩。图 3-18(a)为实物液流方向图。泵轮液体在离心力作用下,

沿径向从中心向外甩,冲击涡轮的外边缘。涡轮液体从外边缘沿径向流向导轮,导轮被单向离合器锁止,固定不动。图 3-18(b)为展开图。

2. 当汽车高速行驶时

随着车速的加快,涡轮转速接近泵轮转速,从涡轮流出的液体冲击导轮背面(凸面)时,导轮随泵轮和涡轮一同旋转,此时导轮不再改变液流方向,不能增加转矩,变矩器进入耦合工况。导轮开始旋转的工作点称为耦合点。耦合工况下,泵轮、涡轮和导轮三元件同方向转动,导轮不起作用,如图 3-19 所示。

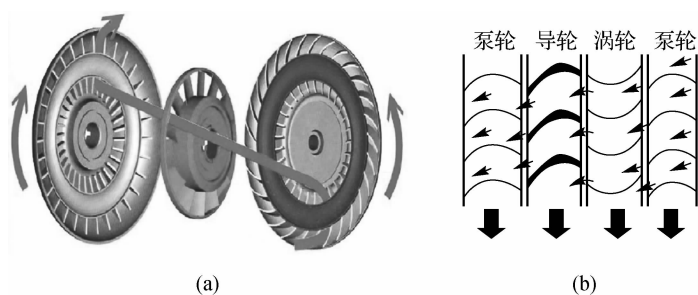


图 3-19 当汽车高速行驶时液力变矩器的工作原理
(a)实物液流方向图 (b)展开图

3. 锁止离合器的工作原理

锁止离合器在涡轮与泵轮壳之间,离合器片中间有花键孔,在涡轮背面有一根花键轴,离合器片装在涡轮花键轴上,离合器片与涡轮一同旋转,相对涡轮可轴向移动,如图 3-20 所示。

如图 3-21 所示,在油压的作用下,离合器片与泵轮前盖分离,锁止离合器不锁止,动力由泵轮通过液力作用于涡轮。当液流方向改变时,泵轮前盖与离合器片之间泄压,在涡轮与离合器片之间油液的压力增大,推动离合器片与泵轮前盖压紧,动力由前盖通过离合器片直接传给涡轮轴,液力传动变成机械传动。液力变矩器的各部件如图 3-22 所示。

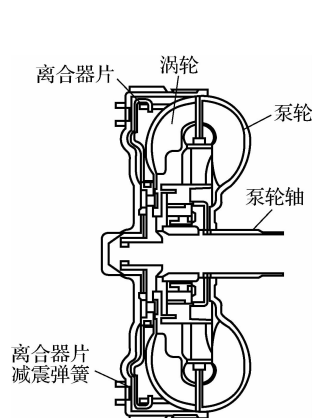


图 3-20 带锁止离合器的液力变矩器

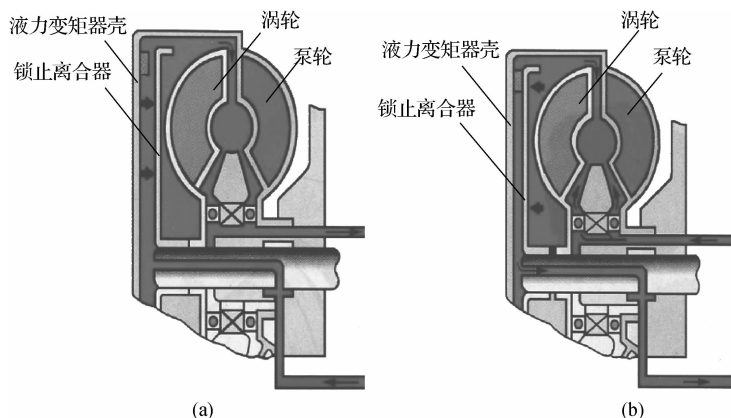


图 3-21 锁止离合器的工作原理
(a)锁止离合器分离 (b)锁止离合器锁止

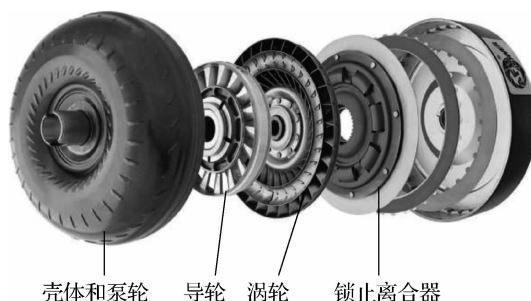


图 3-22 液力变矩器的各部件

三、多元件液力变矩器

目前液力变矩器的结构形式很多,一方面反映了它在结构方面的进步与发展,另一方面也反映了不同车辆对变矩器的性能要求不同。液力变矩器一般从元件数、级数和相数来区分。

(1)元件数:与液流发生作用的一组叶片所形成的工作轮称为元件。例如,由泵轮、涡轮和导轮组成的液力变矩器称为三元件。

(2)级数:安装在泵轮与导轮之间或导轮与导轮之间彼此刚性相连的涡轮的数目称为级数。例如,一个涡轮称为单级。

(3)相数:借助于某些机构,使一些元件在一定工况下改变功能,从而改变变矩器的工作状态,这种状态数称为相数。例如,装有导轮单向离合器的称为两相。

常用的液力变矩器是三元件两相单级液力变矩器,它能基本满足当代汽车的性能要求。但在某些汽车上,需要起动变矩系数大的变矩器,因为在耦合工况前一段,效率会显著降低。为避免这个缺点,将导轮分成两个,从而形成四元件综合式液力变矩器,如图 3-23 所示。

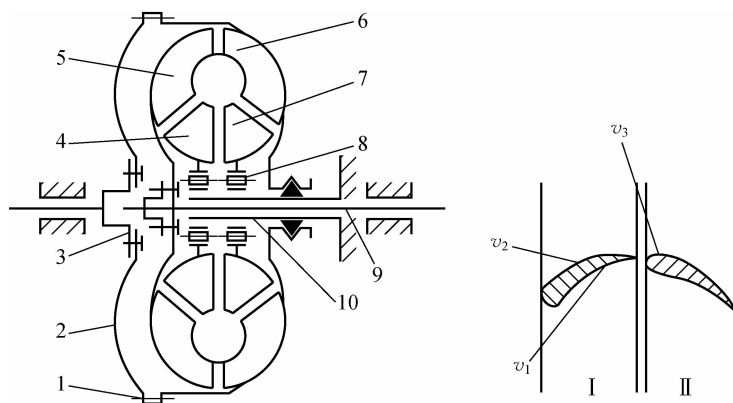


图 3-23 四元件综合式液力变矩器示意图

1—起动齿圈；2—变矩器壳；3—曲轴凸缘；4—第一导轮；5—涡轮；6—泵轮；
7—第二导轮；8—自由轮；9—输出轴；10—导轮固定套管

两个导轮具有不同的叶片进口角度,当汽车低速行驶时,液体沿 v_1 方向冲击第一导轮,两个导轮均被单向离合器锁住,均起改变液流方向、增加转矩的作用;当汽车中速行驶时,涡轮出口液流沿 v_2 方向冲击第一导轮背面,第一导轮同涡轮一同旋转,仅第二导轮起变矩作用;随车速的加快,涡轮出口的液流沿 v_3 方向冲击第二导轮背面,在高转速下,第二导轮也与涡轮一同旋转,变矩器全部进入耦合工况。

双导轮可实现两个变矩器工况和一个耦合工况,提高了传动效率,起动时变矩系数较大,适合较宽车速范围的车辆使用。

四、综合式液力变矩器的特性

在泵轮转速 n_b 和转矩 M_b 不变的条件下,涡轮转矩随其转速变化的规律,称为变矩器的特性。

1. 变矩器传动比

涡轮转速 n_w 与泵轮转速 n_b 之比,称为变矩器的传动比,用 i 表示,即

$$i = \frac{n_w}{n_b}$$

注意:液力变矩器传动比的定义与齿轮变速器的不同。

2. 变矩系数

涡轮转矩 M_w 和泵轮转矩 M_b 之比,称为变矩系数,用 K 表示,即

$$K = \frac{M_w}{M_b}$$

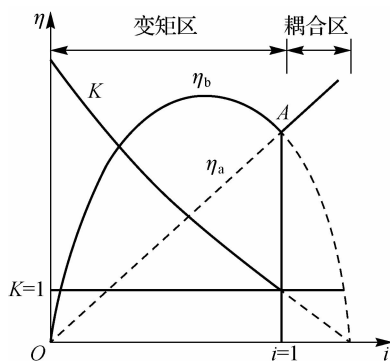
当涡轮转速为零时,所得到的变矩系数称为最大变矩系数。综合式液力变矩器的最大变矩系数根据结构不同可达 2.5~4。

3. 变矩器效率

变矩器输出功率 P_w 与输入功率 P_b 之比,称为变矩器的效率,用 η 表示,即

$$\eta = \frac{P_w}{P_b} = \frac{M_w n_w}{M_b n_b}$$

综合式液力变矩器特性曲线如图 3-24 所示。采用三元件综合式液力变矩器的目的在于利用耦合器在高传动比时相对变矩器有较高的传动效率的特点。由图 3-24 可知,在变矩区的范围内,变矩器的传动效率高于耦合器。在进入耦合区后,变矩器的效率迅速下降,而耦合器的效率继续升高。综合式液力变矩器在低速时按变矩器特性工作,当传动比达到 $i=1$ 时,转为按耦合器特性工作,从而扩大了高效率的范围。图 3-24 中变矩器曲线与耦合器曲线的转折点 A 称为耦合点,在变矩器内部表现为导轮由固定状态转换到旋转状态。



尽管使用综合式液力变矩器有许多优点,但液力变矩器的传动效率并不高。由于运动的工作液吸收发动机转矩,经变矩器的发动机转矩并没有完全传递到变速器。特别是在失速转速时,发动机转矩会完全转变为液体的动能而高速运动,致使液体热量骤升,但没有转矩对外输出。失速工况常发生在汽车停车、起步和倒车等状态。

五、液力变矩器冷却

液力变矩器在工作时由于液体的冲击和高速流动摩擦会产生一定的能量损失,这些能量损失转变为热能,促使液体温度升高。一般液力变矩器内部的工作温度在 100℃ 左右,过

高的温度会使液体产生气泡、氧化、沉淀、黏度下降等问题。工作液温度过高将导致传动效率变差。为保证液力变矩器的传动效率,必须对工作液进行冷却。

在变矩器冷却过程中会发生气蚀,为防止气蚀现象,变矩器腔需要保持一定的补偿压力。气蚀现象是指液体流动过程中,某处压力下降到低于该温度下工作液的饱和蒸气压时,液体形成气泡的现象。当液体通过低于汽化压力的区域时会出现气泡,而到高压区域时,气泡在周围液力冲击下迅速破裂,又凝结成液态,体积的骤然缩小形成了真空,于是周围的液体质点以极高的速度填补这些空间。在此瞬间,液体质点相互撞击,产生明显的噪声,同时造成很大的局部压力,导致叶片表面的金属颗粒被击破。由此可见,气蚀现象将影响变矩器正常工作,使其效率下降,并伴有噪声。变矩器工作时,由于泵轮进口处的压力最低,气蚀常发生在泵轮叶片的背面。为消除气蚀现象所带来的影响,应使泵轮进口处的压力高于能够产生气蚀的压力。为此,需要通过液压泵提供一定的压力补偿。

由于机械运动的存在,工作液既是冷却剂又是润滑剂。为保证变矩器在工作中维持正常功能,在汽车上采用强制冷却形式对液力变矩器油液进行冷却。变矩器冷却系统组成如图 3-25 所示。液压泵输出的具有一定压力的补偿油通过导轮固定套管与泵轮轮毂之间的间隙,由导轮和泵轮之间的油槽进入,由涡轮与导轮之间的油槽流出,经导轮固定套管与变矩器输出轴之间的间隙通往散热器,经冷却后的油液流回油底壳。变矩器内的补偿压力一般为 $0.25 \sim 0.7 \text{ MPa}$ 。

变矩器与自动变速器液压系统用同一种油液,变矩器散热器一般安装在发动机散热器内,利用发动机冷却液对变速器油进行冷却。散热器与补偿油路如图 3-26 所示,自动变速器油经油管流出,送到发动机散热器内的变矩器散热器,冷却后经另一油管流回变速器油底壳。

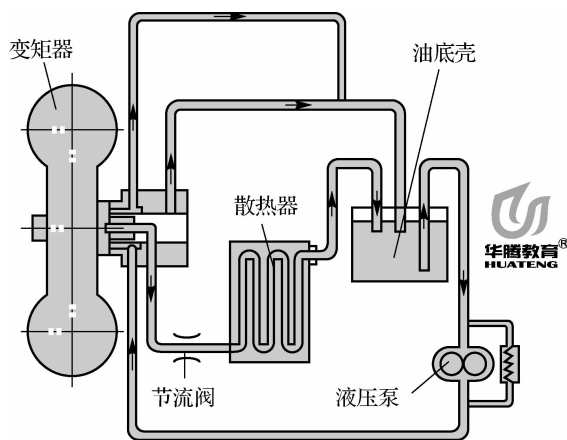


图 3-25 变矩器冷却系统组成

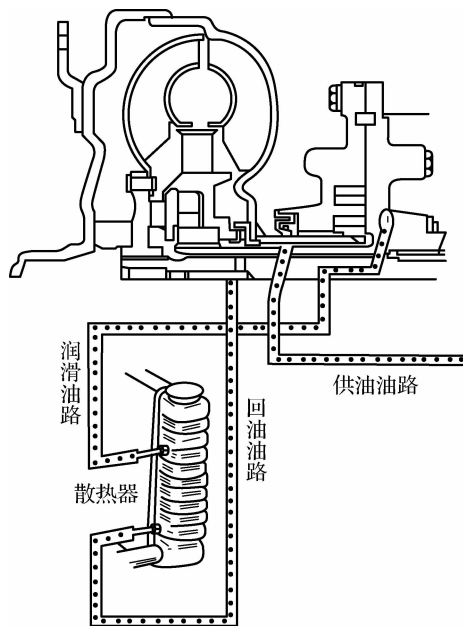


图 3-26 散热器与补偿油路示意图

学习单元三 电控式摩擦离合器

传统离合器是通过驾驶人操作,实现发动机动力与道路阻力匹配的过程的。由于道路工况复杂,在离合器的操作过程中需要驾驶人与发动机油门及换挡很好地协调配合,故操作动作繁复,容易出现接合时机过早或过晚,产生抖动、冲击、溜车或发动机熄火等现象。因此,实现机械传动系统自动化的核心问题是离合器的最佳结合规律,解决了它才能保证汽车平稳起步,减少传动系统内零部件的冲击,提高变速器使用寿命及汽车乘坐舒适性。电控式摩擦离合器就是在干式摩擦离合器和手动变速器基础上,利用计算机控制实现自动化,并取消了离合器踏板操作。

一、摩擦式离合器的结构和工作原理

摩擦式离合器由压盘、飞轮、分离轴承和摩擦片等构成,其结构如图 3-27 所示。

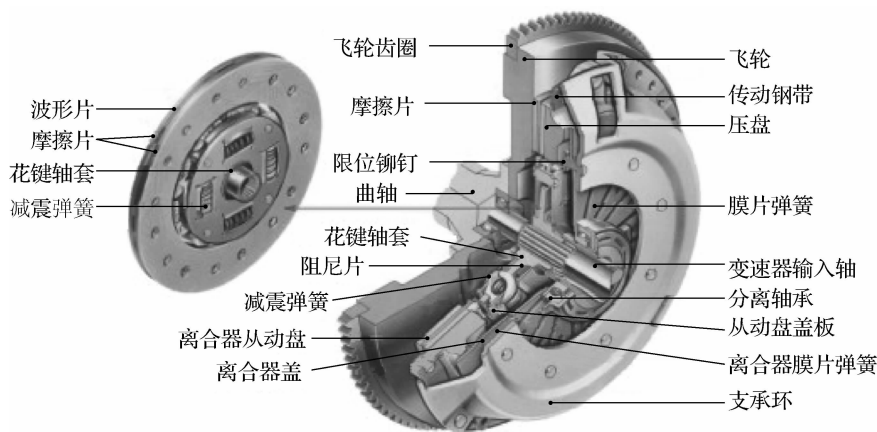


图 3-27 摩擦式离合器的结构

1. 摩擦式离合器的工作原理

(1)接合状态。离合器接合时,膜片弹簧将压盘、飞轮和从动盘互相压紧。发动机转矩经飞轮及压盘通过摩擦面的摩擦作用传递至从动盘花键毂,并传递给变速器输入轴。

(2)分离过程。踩下离合器踏板,操作力经分离轴承产生轴向力作用于膜片弹簧,解除压盘压紧力,使主、从动件处于分离状态,中断动力传递。

(3)接合过程。为使发动机转速和汽车速度平稳变化,应慢慢抬起离合器踏板,使压紧力逐渐通过压盘作用于从动盘,使从动盘与飞轮接触,由此产生的摩擦力也逐渐增加。当主、从动件间摩擦力矩较小时,两者可以边滑移边传动,以不同转速旋转。当压紧力增大时,摩擦力矩也增加,两者间的转速逐渐趋于相等,直至实现无滑移传动。

2. 摩擦式离合器的最大转矩

摩擦式离合器在接合状态下所能传递的最大转矩为

$$M_c = ZP\mu R_c$$

式中, Z 为摩擦面数, P 为压盘压紧力, μ 为摩擦因数, R_c 为摩擦片平均半径。

由上式可知, 为获得较大的摩擦力矩, 可以增加摩擦面数或摩擦片平均半径。为了传递大转矩和减小结构径向尺寸, 一些汽车采用图 3-28 所示的双片离合器结构, 其结构特点是两个离合器从动片安装在同一根变速器输入轴上, 分别置于飞轮、中间压盘和压盘之间, 从而在不增加结构径向尺寸的情况下, 增加了摩擦力矩。

同理, 一些赛车和摩托车为减小转动惯量而获得更大传递转矩, 采用图 3-29 所示的多片离合器结构。

上面介绍的各类离合器通过周围流动的空气进行散热, 没有封闭的壳体, 不需要专门的冷却装置, 称为干式离合器。另外一些离合器被置于装有液体的壳体内, 由液体为离合器片提供润滑和冷却, 这类离合器称为湿式离合器。湿式离合器中流动的液体可以将产生的热量带走, 并清洁离合器表面。由于密封的需要, 湿式离合器无法采用开放的机械结构操作, 故多采用液压控制。这两种离合器在现代自动离合器中均有应用。

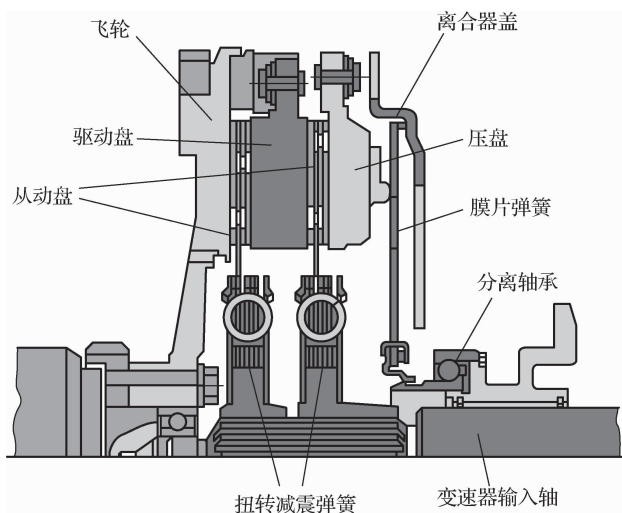


图 3-28 双片离合器结构

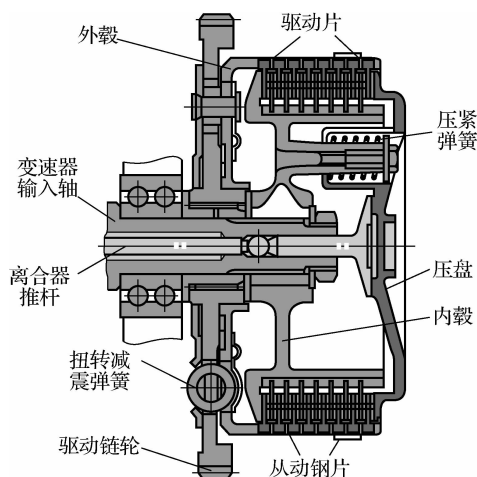


图 3-29 多片离合器结构

二、电控式摩擦离合器的结构与使用特点

电控式摩擦离合器也称为电控离合器。电控离合器是在传统结构上通过计算机控制实现离合器的自动接合和断开过程, 所以其传统机构仍是其基本特征。传统的机械液压传动离合器结构如图 3-30(a) 所示。离合器的分离和接合是通过离合踏板驱动离合器总泵提供的液压作用于离合器分泵, 由分泵活塞通过分离轴承推动离合器分离叉实现的。由离合器工作过程可知, 如果能够自动产生推动分泵的压力, 并按照相应的规律实现离合器操作力的增减和快慢的变化, 即为自动控制的离合器。图 3-30(b) 为利用电动机在原离合器操纵机构基础上构成的自动离合器操作结构。该离合器用电动机代替人的操纵动作, 在计算机控制下按照最佳动作规律实现离合器接合与分离动作, 以满足汽车在不同道路条件下的起步、换挡和减速时的动力接合、断开要求。自动离合器由动力元件、电控系统、执行元件等组成。

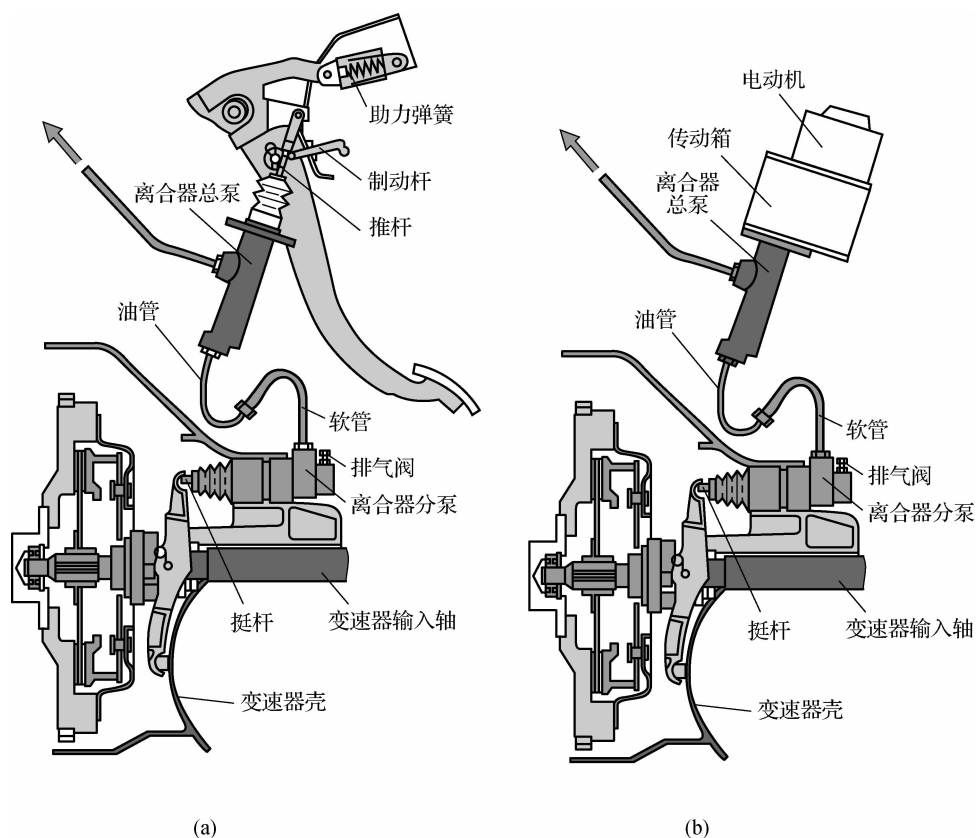


图 3-30 离合器操作结构
(a)手动离合器 (b)自动离合器

根据动力源和执行元件的不同,电控离合器可以采用三种结构形式:电控液动式、电控气动式和电控电机式。其中,电控液动式和电控电机式应用得比较普遍。图 3-31 为电控液动式离合器结构。

汽车在起步换挡过程中,离合器不仅受负荷、坡度、发动机转速、车速及挡位等因素的影响,而且即使在同样行驶工况下,也会因为偶然出现的情况或驾驶人的人为因素而产生不同的操纵方式。为此,不仅需要用人机工程学来分析优秀驾驶人的操纵动作和感觉,还要找出内在规律,进行优化。

1. 影响电控离合器操纵的因素

(1)离合器的释放行程。离合器释放行程指的是分离叉挺杆处的行程,即离合器从分离到接合的行程。一般从离合器分离到接合为止,其行程经历无转矩传递区、传递转矩区和转矩不再增长区三个阶段。显然,第一阶段无转矩传递,要求接合速度尽可能快,便于快速起步和减少换挡时功率的中断时间。第二阶段要放慢接合速度,以获得平稳起步或换挡,提高乘坐的舒适性,减小传动系统冲击载荷。第三阶段是接合完成,一是为了压紧力增加至最大需要一个继续接合的行程,二是保留分离轴承与分离叉之间的间隙,所以应尽可能快速释放。

(2)加速踏板踏入量或节气门开度信号。节气门开度信号是反映驾驶人意图,实现控制