

第 15 章 自动变速器

教学提示：本章主要介绍了现代汽车常用自动变速器的分类、组成及基本工作原理和结构特点。主要包括：自动变速器的组成和分类、变矩器、行星齿轮变速机构和变速控制原理等内容。

教学目标：要求学生掌握自动变速器的组成和分类、变矩器的工作原理、行星齿轮变速机构和变速控制原理等，了解 CVT 变速器的基本结构。

15.1 概 述

自动变速器 AT(automatic transmission)是指能够根据发动机工况及汽车运行速度自动选挡和换挡的变速器。它由液力变矩器及机械变速系统组合而成。目前汽车上装用的自动变速器由于综合应用了电子控制技术、液力控制技术、液力传动技术和机械传动技术，故又称为电控自动变速器。它能够克服机械变速器的动载荷大，易使零件磨损以及频繁地操纵离合器等缺点，从而减轻驾驶员劳动强度、提高行车安全性。

15.1.1 自动变速器的类型

1. 按齿轮变速机构分类

自动变速器按齿轮变速机构可分为平行轴式和行星齿轮式两种。

1) 平行轴式自动变速器

平行轴式自动变速器采用普通齿轮啮合传动，通过换挡离合器改变不同齿轮的搭配，实现传动比(挡位)的变换。平行轴式自动变速器体积较大，使用车型少。广州本田汽车有限公司生产的广州本田雅阁轿车所使用的变速器就是平行轴式自动变速器。

2) 行星齿轮式自动变速器

行星齿轮式自动变速器采用行星齿轮传动，通过换挡执行元件实现挡位的变换。它具有结构紧凑、体积小特点，是目前绝大多数汽车采用的自动变速器。

2. 按传动比变化是否连续分类

1) 有级式自动变速器

采用齿轮变速机构的自动变速器不论是平行轴式还是行星齿轮式，各挡位传动比是一个定值。各挡位传动比之间是间断的，这是齿轮传动固有的特点。

2) 无级式自动变速器

无级式自动变速器的结构示意简图如图 15.1 所示。它采用钢带或链条传动，主、从动带轮的槽宽(即带轮的直径)可以改变，从而改变钢带的传动比。这种变速器(Continuously

Variable Transmission)又称为 CVT, 它可以实现一定范围内的无级变速, 即传动比的变化是连续、无间断的。CVT 已经在部分轿车上使用, 国产奥迪(Audi) A6、南京菲亚特等车型就使用了 CVT。随着材料技术的进步, 如果传动钢带或链条的寿命得以延长, CVT 将会在越来越多的车型上得到应用。

3. 按控制方式分类

自动变速器按控制方式可分为液控液力自动变速器和电子控制液力自动变速器。

1) 液控液力自动变速器

液控液力自动变速器主要工作原理是: 在手控制阀选定位置后, 由反映节气门开度的节气门阀和反映车速的调速器阀把节气门开度和车速转换为液力信号, 在换挡点, 这些液力信号直接控制换挡阀进行换挡。使换挡执行机构(换挡离合器、换挡制动器和单向离合器)进行换挡。液力控制系统控制自动换挡的信息有三个: 换挡手柄位置、节气门开度(表征发动机负荷)、车速。当驾驶员选定换挡手柄的位置之后, 控制系统将根据节气门的开度和车速实现自动换挡变速, 如图 15.2 所示。

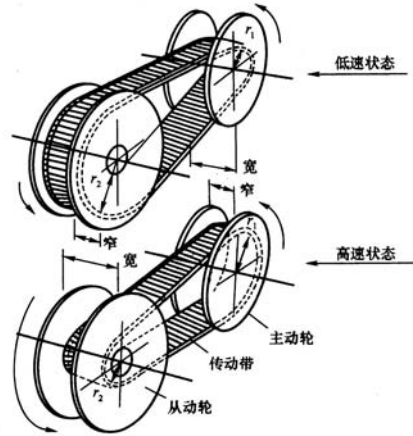


图 15.1 无级式自动变速器结构示意图

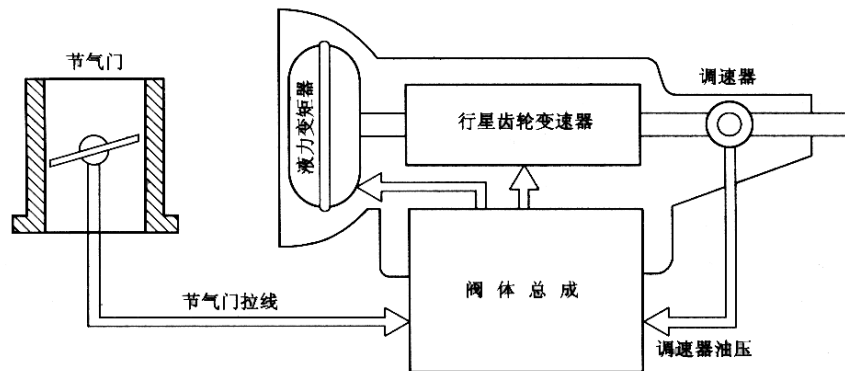


图 15.2 液控液力自动变速器工作示意图

2) 电控液力自动变速器

电控液力自动变速器在手控制阀选定位置后, 由反映节气门开度的节气门位置传感器和反映车速的车速传感器把节气门开度和车速转变为电信号, 这些电信号输入电控单元(ECU), 由电子控制单元控制液力阀和液力执行机构进行换挡。现在越来越多的汽车采用这种方式, 如图 15.3 所示。

15.1.2 自动变速器的组成

自动变速器主要由液力变矩器、齿轮变速器、液力控制系统、电子控制系统等几部分组成。

1) 液力变矩器(torque converter)

液力变矩器位于自动变速器的最前端, 它通过螺栓与发动机的飞轮相连, 其作用与采

用手动变速器汽车的离合器相似。它利用液力传动的原理，将发动机的动力传给自动变速器的输入轴。

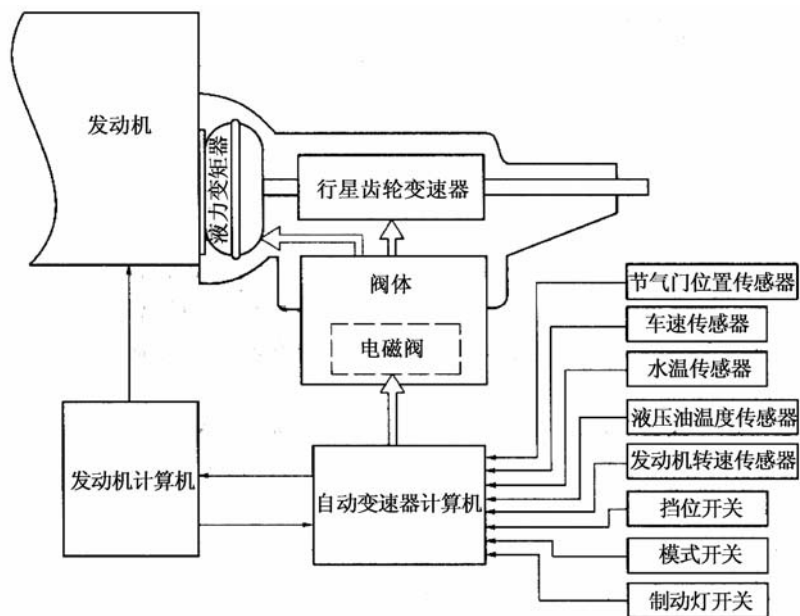


图 15.3 电控液力自动变速器工作示意

2) 齿轮变速器(gear system)

齿轮变速器是自动变速器的主要组成部分，可以使变速器实现不同的传动比，使之处于不同的挡位，一般有 3~4 个前进挡和 1 个倒挡。与液力变矩器配合、可获得由起步至最高车速的整个范围内的自动变速。

3) 液力控制系统(hydraulic system)

液力控制系统由油泵、调压阀、换挡阀、减振器等零部件组成。它们通常安装在齿轮变速器下方的油底壳内。液力控制系统接受节气门开度和车速信号，利用液力自动控制原理，实现自动换挡。

4) 电子控制系统

随着自动变速器的发展，目前采用电控液力自动变速器越来越多。电控液力式控制系统除了阀板及液力管路之外，还包括电控单元、传感器、执行器及控制电路等传感器。它们将发动机和汽车的行驶参数转变为电信号，然后送给自动变速器的电控单元，电控单元接受到这些信号后就根据既定的换挡规律实现自动换挡。

5) 冷却、滤油装置

变速器油在传力和控制过程中，因冲击和摩擦产生的热量使油温升高，从而会降低传动效率。因此，必须使变速器油通过冷却油路和冷却器进行冷却，以保持正常的工作温度(80~90℃)。自动变速器在工作过程中因摩擦产生的金属屑须由滤油器及时地过滤掉，以保持变速器油的清洁。

15.1.3 电控液力自动变速器的基本工作原理

在手控制阀选定位置后,由反映节气门开度的节气门位置传感器和反映车速的车速传感器,把节气门开度和车速(还有发动机转速、冷却液温度、液力油温度等参数)转变为电信号,这些电信号输入电子控制单元(ECU)。在换挡点,ECU 向换挡电磁阀、油压电磁阀、锁止电磁阀发出电信号,电磁阀再将电信号转变成液力控制信号,液力控制信号控制液力阀体中各换挡阀使换挡执行机构换挡,如图 15.3。

如图 15.3 所示,电控液力自动变速器由液力变矩器、行星齿轮变速系统(包括换挡执行器),自动换挡操纵系统(包括液力操纵系统、电子控制系统)、变速器壳体和油冷却系统等组成。液力变矩器和行星齿轮变速器是构成自动变速器的主要结构,而自动换挡控制系统是自动变速器的核心和技术关键。在液力变矩器中,为了避免液力油气蚀及高温带来的不良后果,需要设置油泵将工作液体以一定的压力输送到变矩器中,使其循环圆内保持一定的补偿压力,油泵的另一作用是不断地将工作液从变矩器中引出,送到冷却器或变速器的油底壳进行冷却。

现在越来越多的汽车采用电控液力自动变速器,它与液控液力自动变速器相比,具有以下优点:

- (1) 计算机能够存储与处理多种换挡规律,所以可实现更合理更复杂的控制,突破液力阀结构限制,获得更理想的燃油经济性和动力性;
- (2) 简化液力操纵系统,结构紧凑,重量轻;
- (3) 控制精度高,反应快且动作准确;
- (4) 与汽车其他系统的电子控制(如发动机控制、巡航控制、牵引力控制、制动防抱死控制、四轮驱动控制等)兼容性好;
- (5) 自动换挡系统变更换挡规律或参数时,只需改变控制程序和某些电子元件的型号规格就能达到要求,无须对变速器结构零件作任何变动,所以适应性强、开发周期短、在系列产品中更能显示其优越性。

15.2 耦合器与变矩器

15.2.1 液力耦合器

图 15.4 为液力耦合器结构示意图,其主要零件形状见图 15.5。

如图 15.4 所示,液力耦合器主要由:壳体(housing)、泵轮(impeller)、涡轮(turbine)三个元件构成。在发动机曲轴 1 的凸缘上,固定着耦合器外壳 2。与外壳刚性连接并随曲轴一起旋转的叶轮,组成耦合器的主动元件,称为泵轮了。与从动轴 5 相连的叶轮,为耦合器的从动元件,称为涡轮 4。泵轮与涡轮统称为工作轮。在工作轮的环状壳体中,径向排列着许多叶片。涡轮装在密封的外壳中,其端面与泵轮端面相对,两者之间留有 3~4mm 间隙。泵轮与涡轮装合后,通过轴线的纵断面呈环形,称为循环圆。在环状壳体中储存有工作液。

液力耦合器的壳体和泵轮在发动机曲轴的带动下旋转,叶片间的工作液在泵轮带动一起旋转。随着发动机转速的提高,离心力作用将使工作液从叶片内缘向外缘流动。因此,叶片外缘处压力较高,而内缘处压力较低,其压力差取决于工作轮半径和转速。

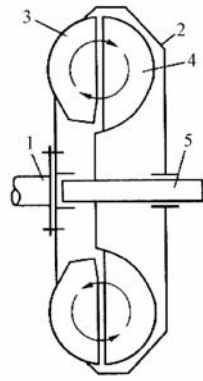


图 15.4 液力耦合器结构示意图

1—发动机曲轴 2—耦合器外壳
3—泵轮 4—涡轮 5—从动轴

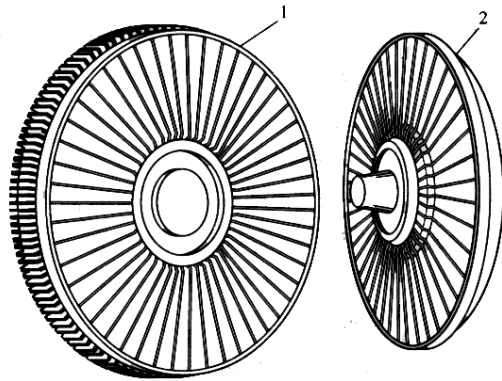


图 15.5 液力耦合器主要零件

1—泵轮 2—涡轮

由于泵轮和涡轮的半径是相等的，故当泵轮的转速大于涡轮时，泵轮叶片外缘的液力大于涡轮叶片外缘。于是，工作液不仅随着工作轮绕其轴线做圆周运动，并且在上述压力差的作用下，沿循环圆依箭头所示方向作循环流动。液体质点的流线形成一个首尾相连的环形螺旋线(图 15.6)。

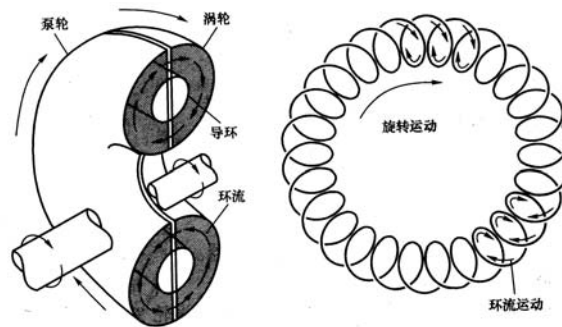


图 15.6 液力耦合器的工作原理示意图

液力耦合器的传动过程是：泵轮接受发动机传动来的机械能，传给工作液，使其提高动能，然后再由工作液将动能传给涡轮。因此，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有循环流动。而循环流动的产生，是由两个工作轮转速不等，使两轮叶片的外缘产生液力差所致。因此，液力耦合器在正常工作时，泵轮转速总是大于涡轮转速。如果二者转速相等，液力耦合器则不起传动作用。

汽车起步前，可将变速器挂上一挡位，启动发动机驱动泵轮旋转，而与整车驱动轮相连的涡轮暂时仍处于静止状态，工作液便立即产生绕工作轮轴线的圆周运动和循环流动。当液流冲到涡轮叶片上时，其圆周速度降低到零而对涡轮叶片造成一个冲击力，因而对涡轮作用一个绕涡轮轴线的力矩，力图使涡轮与泵轮同向旋转。对于一定的耦合器，发动机转速越大，则作用于涡轮的力矩也越大。

加大发动机供油量，使其转速增大到一定数值时，作用于涡轮上的转矩足以使汽车克服起步阻力而使汽车起步。随着发动机转速的继续增高，涡轮连同汽车也不断加速。

由液力耦合器工作原理可知，液体在循环流动过程中，没有受到任何其他附加外力，

故发动机作用于泵轮上的转矩与涡轮所接受并传给从动轴的转矩相等。亦即液力耦合器只起传递转矩的作用,而不起改变转矩大小的作用,故必须有变速机构与其配合使用。此外,由于液力耦合器不能使发动机与变速器彻底分离,故在采用以移动齿轮或接合套方法换挡的普通齿轮变速器时,为了减小齿轮冲击,在液力耦合器与变速器之间还必须装一个离合器。而且由于液力耦合器中存在液流损失,传动系效率比单用离合器时为低。目前,液力耦合器在汽车上的应用日益减少。

15.2.2 液力变矩器

1. 液力变矩器结构原理

液力变矩器主要由泵轮 4, 涡轮 3 及固定不动的导轮(Stator)5 三个元件组成(见图 15.7)。涡轮 3、导轮 5 装在密封的外壳 2 中, 涡轮端面与泵轮端面相对。各工作轮采用铝合金精密铸造或用钢板冲压焊接而成。三者之间靠工作液传递动力, 它们的叶片端面之间都留有一定间隙。所有工作轮装配后, 通过轴线的纵断面呈环形(循环圆)。在环状壳体中储有工作液。为保证液力变矩器性能及液流很好地循环, 三个工作轮叶片都弯成一定弧度(泵轮可以是直的), 叶片断面是弯曲面, 且相对于工作半径方向是倾斜排列的。

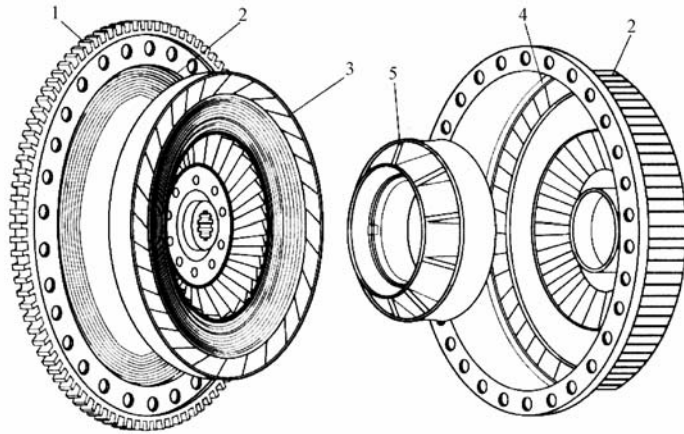


图 15.7 液力变矩器的主要零件

1—启动齿圈 2—变矩器壳 3—涡轮 4—泵轮 5—导轮

图 15.8 所示为目前轿车上广泛采用的综合式液力变矩器。泵轮与变矩器壳连成一体, 用螺栓固定在发动机曲轴后端的凸缘上, 为变矩器的主动元件。壳体做成两半, 装配后焊成一体(有的用螺栓连接), 壳体外面有启动齿圈。涡轮通过轴承安装在变矩器内, 通过输出轴与汽车传动系统的其他部件相连, 为变矩器的从动元件。综合式液力变矩器三元件中的导轮不是完全固定不动的, 导轮安装在泵轮与涡轮之间, 通过单向离合器及导轮固定套固定在变速器外壳上。单向

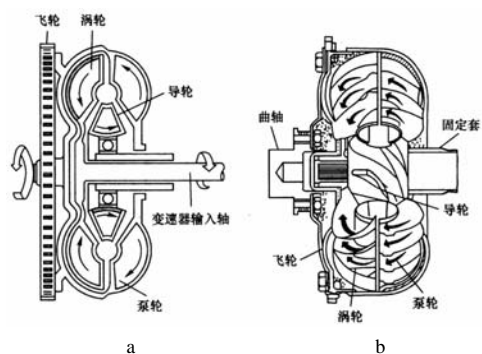


图 15.8 液力变矩器的结构与原理

离合器的作用是可以使导轮顺时针(向前)方向转动,而不能朝逆时针(向后)方向转动。

与耦合器一样,变矩器正常工作时,储于环形内腔中的工作液,除有绕变矩器轴的圆周运动以外,还有在循环圆中循环流动(见图 15.8),故能将转矩从泵轮传到涡轮上。

与耦合器不同的是:变矩器不仅能传递转矩,且能在泵轮转矩不变的情况下,随着涡轮的转速不同而改变涡轮输出转矩的数值,即能实现无级变速。变矩器之所以能起变矩作用,是由于结构上比耦合器多了导轮机构。在工作液循环流动的过程中,固定不动的导轮给涡轮一个反作用力矩,使涡轮输出的转矩不同于泵轮输入的转矩。

发动机启动后,曲轴带动泵轮旋转,因旋转产生的离心力使泵轮叶片间的工作液沿叶片从内缘向外缘甩出。这部分工作液既具有随泵轮一起转动的沿圆周向的分速度,又有冲向涡轮的轴向分速度。这些工作液冲击涡轮叶片,推动涡轮与泵轮同方向转动。

当涡轮转速较小时,从涡轮流出的工作液向后流动,冲击导轮叶片的前面。因为导轮被单向离合器限定不能向后转动,所以导轮叶片将向后流动的工作液导向推动泵轮叶片,促进泵轮旋转。这相当于导轮、泵轮都对工作液施加了正向力矩。当输入与输出转速稳定时,两正向力矩之和在大小上等于涡轮对工作液施加的反向力矩,从而使涡轮的输出转矩大于泵轮的输入转矩,也就是此时液力变矩器处于增大转矩的变矩工况。涡轮的转速越低,导轮改变工作液流动方向的作用越强,变矩器增大转矩的效果越明显。考虑到传动效率(液力变矩器的传动效率为输出功率与输入功率之比)等因素,一般把变矩器的输出转矩与输入转矩之比(称为变矩比)的最大值设计为 2~2.5。

随着涡轮转速的增加,从涡轮流出的工作液逐渐转为向前流动,当工作液开始流向导轮叶片的背面时,变矩器到达临界点。因为单向离合器允许导轮一同向前旋转,在向前流动工作液的带动下,导轮沿泵轮转动方向自由旋转(空转),工作液顺利地回流到泵轮。当从涡轮流出的工作液正好与导轮叶片出口方向一致时,自由转动的导轮对工作液没有反作用力矩,液力油只受到泵轮和涡轮的反作用力矩作用,此时变矩器不起增矩作用,起耦合作用。由于涡轮这时转速较高,变矩器处在高效率传递转矩范围。

导轮开始空转的工作点称为耦合点。综合式液力变矩器在涡轮转速由零到耦合点的工作范围内按液力变矩器的特性工作,在涡轮转速超过耦合点转速之后按液力耦合器的特性工作。所以,综合式液力变矩器既有增矩作用又有传动效率高的特性。

图 15.9 所示是变矩器工作轮的展开图,由此来说明变矩器的工作原理。展开图是将循环圆上的中间流线(此流线将液流通道断面分割成面积相等的内外两部分)展开成一直线,各循环圆中间流线均在同一平面上展开。在展开图上,泵轮 B、涡轮 W 和导轮 D 便成为三个环形平面,且工作轮的叶片角度也清楚地显示出来。

为便于说明,设发动机转速及负荷不变,即变矩器泵轮的转速 n_b 及转矩 M_b 为常数。先讨论汽车起步工况。开始时涡轮转速 n_w 为零,如图 15.10a 所示。工作液在泵轮叶片带动下,以一定的绝对速度沿图中箭头 1 的方向

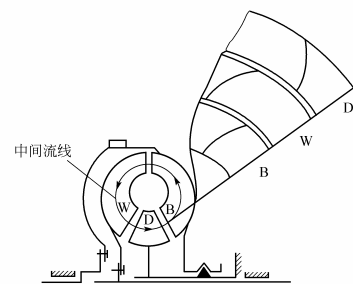


图 15.9 液力变矩器工作展开示意图

B—泵轮 W—涡轮 D—导轮

冲向涡轮叶片。因涡轮静止不动,液流将沿着叶片流出涡轮并冲向导轮,液流方向如图 15.10 中箭头 2 所示。然后液流再从固定不动的导轮叶片沿箭头 3 方向流入泵轮中。当液体流过叶片时,受到叶片的作用力,其方向发生变化。设泵轮、涡轮和导轮对液流的作用转矩分别为 M_b 、 M'_w 和 M_d 。根据液流受力平衡条件,则 $M'_w = M_b + M_d$ 。由于液流对涡轮的作用转矩 M_w (即变矩器输出转矩)与 M'_w 方向相反、大小相等,因而在数值上,涡轮转矩 M_w 等于泵轮转矩 M_b 与导轮转矩 M_d 之和。显然,此时涡轮转矩 M_w 大于泵轮转矩 M_b ,即液力变矩器起了增大转矩的作用。

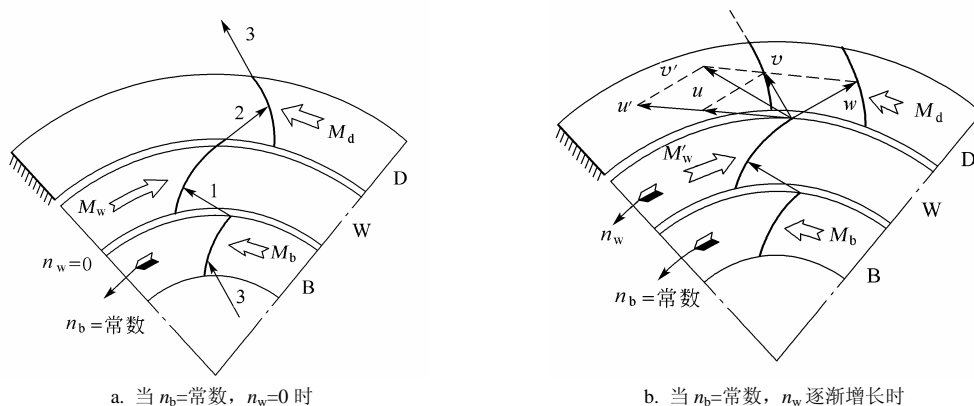


图 15.10 液力变矩器工作原理图

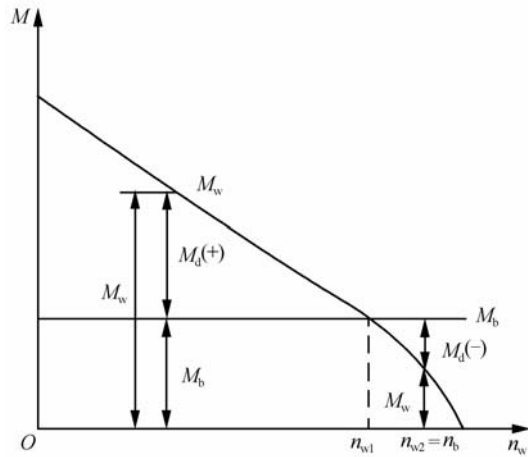
当变矩器输出的转矩经传动系统传到驱动轮上所产生的牵引力足以克服汽车起步阻力时,汽车即起步并开始加速,与之相联系的涡轮转速 n_w 也从零逐渐增加。这时液流在涡轮出口处不仅具有沿叶片方向的相对速度 w ,而且具有沿圆周方向的牵连速度 u ,故冲向导轮叶片液流的绝对速度 v 应是二者的合成速度,如图 15.10b 所示。因原设泵轮转速不变,起变化的只是涡轮转速,故涡轮出口处相对速度 w 不变,只是牵连速度 u 起变化。由图可见,冲向导轮叶片的液流的绝对速度 v 将随着牵连速度 u 的增加(即涡轮转速 n_w 的增加)而逐渐向左倾斜,使导轮上所受转矩值逐渐减小,当涡轮转速增大到某一数值,由涡轮流出的液流(如图 15.10b 中 u 所示方向)正好沿导轮出口方向冲向导轮时,由于液体流经导轮时方向不改变,故导轮转矩 M_d 为零,于是涡轮转矩与泵轮转矩相等,即 $M_w = M_b$ 。

若涡轮转速 n_w 继续增大,液流绝对速度 v 方向继续向左倾,如图 15.10b 中 v' 所示方向,导轮转矩方向与泵轮转矩方向相反,则涡轮转矩为前二者转矩之差($M_w = M_b - M_d$),即变矩器输出转矩反而比输入转矩小。当涡轮转速 n_w 增大到与泵轮转速 n_b 相等时,工作液在循环圆中的循环流动停止,将不能传递动力。

上述变矩器在泵轮转速 n_b 和转矩 M_b 不变的条件下,涡轮转矩 M_w 随其转速 n_w 变化的规律,即液力变矩器的特性,可用图 15.11 表示。

液力变矩器的传动比 i 的定义与前述齿轮变速器不同,为输出转速(即涡轮转速 n_w)与输入转速(即泵轮转速 n_b)之比,即

$$i = \frac{n_w}{n_b} \leq 1。$$

图 15.11 液力变矩器特性(n_b =常数)

液力变矩器输出转矩与输入转矩(即泵轮转矩 M_b)之比称为变矩系数, 用 K 表示,

即

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

图 15.11 所示的液力变矩器特性, 是在泵轮转矩 M_b 和转速 n_b 不变的条件下得出的, 因此图中的 M_w-n_w 曲线也反映了变矩系数 K 与涡轮转速 n_w (或传动比 i) 之间的变化关系。

从变矩器特性中可以看出, 变矩系数 K 是随涡轮转速的改变而连续变化的。当汽车起步、上坡或遇到较大阻力时, 如果发动机的转速和负荷不变, 这时车速将降低, 即涡轮转速降低。于是变矩系数相应增大, 因而使驱动轮获得较大的转矩, 保证汽车能克服增大的阻力而继续行驶。所以液力变矩器是一种能随汽车行驶阻力的不同而自动改变变矩系数的无级变速器。此外, 液力耦合器所具备的保证汽车平稳起步、衰减传动系统中的扭转振动、防止传动系超载等功能, 液力变矩器也同样具备。

2. 几种典型液力变矩器

1) 三元件液力变矩器

三元件液力变矩器的典型形式如图 15.12 所示。它由泵轮 8、涡轮 5 和导轮 9 组成。最大变矩系数(即涡轮转速为零时的变矩系数)为 1.9~2.5。

变矩器壳体 7 由前后两半焊接而成。壳体前端连接着装有启动齿圈 6 的托盘, 并用螺钉固定在曲轴后端凸缘 4 上。为了在维修拆装后保持变矩器与曲轴原有的相对位置, 以免破坏动平衡, 螺钉在圆周上的分布是不均匀的。

泵轮 8 装有径向平直叶片。焊在泵轮外壳上的泵轮轮毂 12 可自由转动。涡轮 5 有倾斜的曲面叶片。与涡轮壳体铆钉连接的涡轮轮毂 3, 以花键与变矩器输出轴 13 相连。泵轮及涡轮的叶片和壳体均为钢板冲压件, 叶片和内环采用点焊连接, 与外壳采用铜焊连接。导轮用铝合金铸造, 并与自由轮的外座圈 10 固定连接。

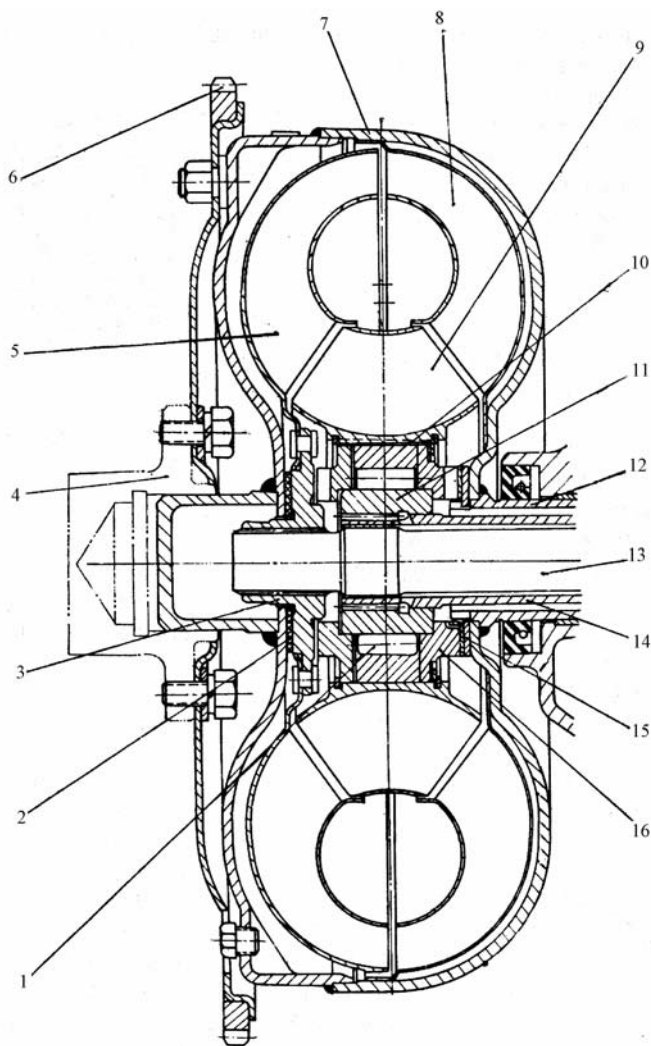


图 15.12 典型轿车用液力变矩器

- 1—滚柱 2—塑料垫片 3—涡轮轮毂 4—曲轴凸缘 5—涡轮 6—启动齿圈 7—变矩器壳
 8—泵轮 9—导轮 10—自由轮外座圈 11—自由轮内座圈 12—泵轮轮毂
 13—变矩器输出轴(齿轮变速器第一轴) 14—导轮固定套管 15—推力垫片 16—自由轮机构盖

变矩器自由轮机构的构造可用图 15.13 来说明。它由外座圈 2、内座圈 1、滚柱 5 及不锈钢叠片弹簧 6 组成。导轮 3 用铆钉 4 铆在外座圈 2 上(也可用花键连接)。内座圈 1 与固定套管(在图 15.9 中标号为 14)用花键连接,因而内座圈是固定不动的。外座圈 2 的内表面有若干个偏心的圆弧面。滚柱 5 经常被叠片弹簧 6 压向内外座圈之间滚道比较狭窄的一端,而将内外两座圈楔紧。

当涡轮转速较低、与泵轮转速差较大时,从涡轮流出的液流冲击导轮叶片,力图使导轮 3 顺时针方向(虚线箭头所示)旋转,由于滚柱 5 楔紧在滚道的窄端,导轮便同自由轮外座圈 2 一起被卡紧在内座圈 1 上而固定不动,此时液力变矩器起增大转矩的作用。当涡轮转速升高到一定程度,液流对导轮的冲击力反向,于是导轮自由地相对于内座圈按实线箭头方向与涡轮同向转动。这时,变矩器就转入耦合器的工作状况。这种可以转入耦合器工

况的变矩器称综合式液力变矩器。

采用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效率的特点。效率指液力传动装置输出功率与输入功率之比。变矩器效率 η_b 与耦合器效率 η_0 随传动比 i 变化的规律如图 15.14 所示, 图中还作出变矩系数 K 随传动比变化的曲线。由图中可知, 在传动比 $i < i_{K=1}$ (变矩系数 $K=1$ 时的传动比)范围内, 变矩器的效率高于耦合器, 当 $i > i_{K=1}$, 变矩器效率 η_b 迅速下降, 而耦合器的效率 η_0 却继续增高。综合式液力变矩器即在低速时按变矩器特性工作, 而当传动比达 $i_{K=1}$ 时, 转为按耦合器特性工作, 从而扩大了高效率的范围, 如图 15.14 中实线所示。

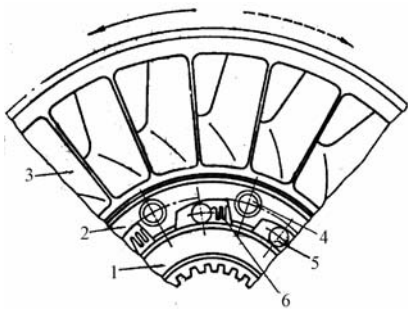


图 15.13 液力变矩器自由轮机构

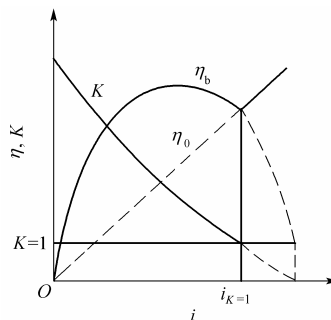


图 15.14 三元件综合式液力变矩器特性

1—内座圈 2—外座圈 3—导轮 4—铆钉 5—滚柱 6—叠片弹簧

变矩器的各工作轮在一个密闭腔内工作, 腔内充满液力传动油, 它既是工作介质, 又是液力元件的润滑剂和冷却剂。为防止气蚀现象, 腔内应保持一定的补偿压力, 其值视变矩器而异, 通常在 $0.25 \sim 0.7 \text{ MPa}$ 范围内。所谓气蚀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汽压时, 液体形成气泡的现象。当液体中的气泡随液流运动到压力较高的区域时, 气泡在周围液力油的冲击下迅速破裂, 又凝结成液态, 使体积骤然缩小, 出现真空。于是周围的液体质点即以极高的速度填补这些空间。在此瞬间, 液体质点相互强烈碰击, 产生明显的噪声。同时造成很高的局部压力, 致使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, 使其效率降低, 并伴有噪声。故工作腔内必须保持足够的补偿压力。

由油泵输出的具有一定压力的补偿油通过固定套管 14(见图 15.12)与泵轮轮毂 12 之间的环状空腔, 从导轮与泵轮之间的缝隙进入, 由涡轮与导轮之间流出, 经固定套管 14 与变矩器输出轴 13 之间的环状空腔通往冷却器, 使工作液得到冷却。

由于补偿压力的存在, 工作轮上受到的轴向力较大。为此, 在导轮端部装有色金属推力垫片 15, 在涡轮轮毂与壳体之间装有耐磨的塑料垫片 2。

上述三元件综合式液力变矩器结构简单, 工作可靠, 性能稳定, 最高效率达 92%, 在转为耦合器工作时, 高传动比区的效率可达 96%。因此, 它在高级轿车上应用极广, 在大型客车、自卸车及工程车辆上的应用也逐渐增多。

2) 四元件综合式液力变矩器

某些启动变矩系数大的变矩器, 若采用上述三元件综合式变矩器, 则在最高效率工况到耦合器工况始点之间的区段上效率显著降低。为避免这个缺点, 可将导轮分割成两个,

分别装在各自的自由轮上，而形成四元件综合式液力变矩器。

图 15.15 为四元件综合式液力变矩器的示意图。当涡轮 5 转速较低时，涡轮出口处液流冲击在两导轮叶片的凹面上，方向如图 15.15b) v_1 所示。此时，两导轮的自由轮机构均被锁住，导轮固定，按变矩器工况工作。当涡轮转速增加到一定程度液流速度为 v_2 时，液流对第一导轮的冲击力反向，第一导轮便因自由轮机构松脱而与涡轮同向旋转，此时只有第二导轮仍起变矩作用。当涡轮转速继续升高到接近泵轮转速即液流速度为 v_3 时，第二导轮也受到液流的反向冲击力而与涡轮及第一导轮同向转动，于是变矩器全部转入耦合器工况。

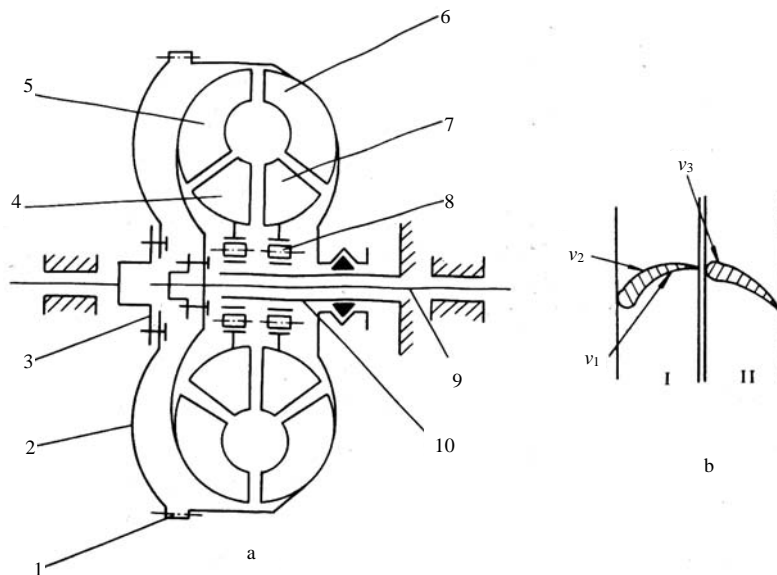


图 15.15 四元件综合式液力变矩器示意图

1—启动齿圈 2—变矩器壳 3—曲轴凸缘 4—第一导轮(I) 5—涡轮
6—泵轮 7—第二导轮(II) 8—自由轮机构 9—输出轴 10—导轮固定套管

四元件综合式液力变矩器的特性是两个变矩器特性和一个耦合器特性的综合(见图 15.16)。在传动比 $0 \sim i_1$ 区段，两个导轮固定不动，二者的叶片组成一个弯曲程度更大的叶片，以保证在低传动比工况下获得大的变矩系数。在传动比 $i_1 \sim i_{k=1}$ 区段，第一导轮脱开，变矩器带有一个叶片弯曲程度较小的导轮工作，因而此时可得到较高的效率。当传动比为 $i_{k=1}$ 时，变矩器转入耦合器工况，效率按线性规律增长。

3) 带锁止离合器的液力变矩器

因变矩器的涡轮与泵轮之间存在转速差和液力损失，变矩器的效率不如机械变速器高，故采用变矩器的汽车在正常行驶时的燃油经济性较差。为提高变矩器在高传动比工况下的效率，可采用带锁止离合器的液力变矩器(见图 15.17)。锁止离合器的主动部分是传力盘 8 和活塞(即压盘)6，它们与泵轮 11 一道旋转。从动部分是装在涡轮轮毂 14 花键上的从动盘 7。压力油经油道 5 进入后，推动活塞右移，压紧从动盘，即锁止

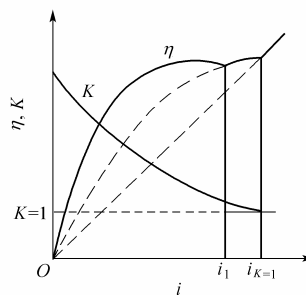


图 15.16 四元件综合式液力变矩器特性

离合器接合，于是泵轮与涡轮接合成一体旋转，变矩器不起作用。当撤除油压时，二者分离，变矩器恢复正常工作。

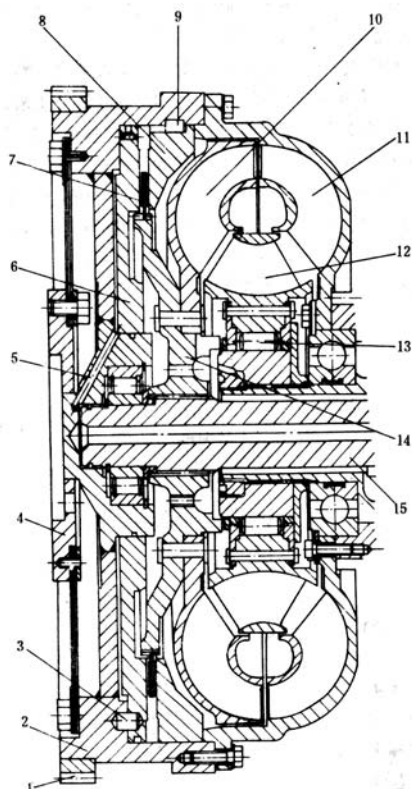


图 15.17 带锁止离合器的液力变矩器

1—启动齿圈 2—锁止离合器操纵油缸 3—导向销 4—曲轴凸缘盘 5—油道 6—操纵油缸活塞(压盘) 7—离合器从动盘
8—传力盘 9—键 10—涡轮 11—泵轮 12—导轮 13—自由轮机构 14—涡轮轮毂 15—变矩器输出轴

当汽车起步或在坏路面上行驶时，可将锁止离合器分离，使变矩器起作用，以充分发挥液力传动自动适应行驶阻力剧烈变化的优点。当汽车在良好道路上行驶时，应接合锁止离合器，使变矩器的输入轴和输出轴成为刚性连接，即转为直接机械传动。此时，变矩系数 $K=1$ ，变矩器效率 $\eta=1$ ，这就提高了汽车的行驶速度和燃料经济性。

当锁止离合器接合时，自由轮机构即脱开，导轮在液流中自由旋转。若取消自由轮机构，则当泵轮与涡轮锁成一体旋转时，导轮将仍处于固定状态，导致液力损失加大，效率降低。现代轿车自动变速器广泛使用单级双相三元件闭锁综合式液力变矩器。“单级”指只有一个涡轮，“双相”指有变矩和耦合两种工况，“三元件”指有泵轮、涡轮和导轮三个元件，“闭锁”指有锁止离合器闭锁功能。

15.3 行星齿轮变速器

液力变矩器虽能传递和增大发动机转矩，但变矩比不大，变速范围不宽，远不能满足汽车使用工况。为进一步增大转矩，扩大其变速范围，提高汽车的适应能力，在液力变矩

器后面再装一个机械变速器——有级式齿轮变速器。该变速器多采用单排行星齿轮结构。行星齿轮变速器由行星齿轮机构及离合器、制动器和单向离合器等执行元件组成。行星齿轮机构通常由多个行星排组成，行星排的多少与挡数的多少有关。

15.3.1 单排行星齿轮机构的工作原理

图 15.18 为单排行星齿轮机构的构造，其受力分析如图 15.19 所示。

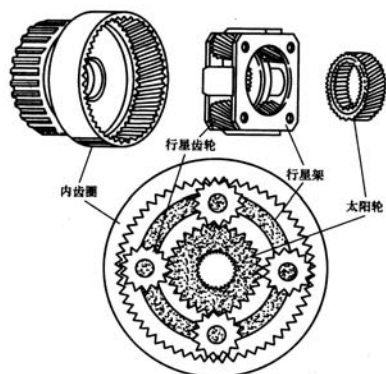


图 15.18 行星齿轮机构的构造

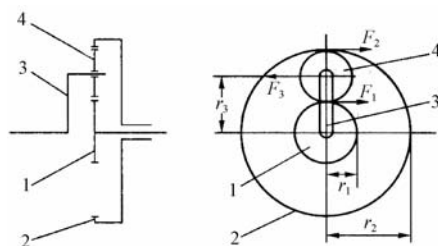


图 15.19 单排行星齿轮机构及作用力

1—太阳轮 2—齿圈 3—行星架 4—行星齿轮

作用于太阳轮(sun gear)1 上的力矩 M_1

$$M_1 = F_1 r_1$$

作用于齿圈(ring gear)2 上的力矩 M_2

$$M_2 = F_2 r_2$$

作用于行星架(planet carrier)3 上的力矩 M_3

$$M_3 = F_3 r_3$$

假设齿圈与太阳轮的齿数比为 α ，则

$$\alpha = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{r_2}{r_1}$$

因而 $r_2 = \alpha r_1$ 又

$$r_3 = \frac{r_1 + r_2}{2} = \frac{1 + \alpha}{2} r_1$$

式中， r_1 、 r_2 分别为太阳轮和齿圈的节圆半径， r_3 为行星轮与太阳轮的中心距。

由行星轮(planet pinion)4 的力平衡条件可得 $F_1 = F_2$ 和 $F_3 = -2F_2$ 。因此，太阳轮、齿圈和行星架上的力矩分别为：

$$M_1 = F_1 r_1 \quad M_2 = \alpha F_1 r_1 \quad M_3 = -(\alpha + 1) F_1 r_1 \quad (15-1)$$

根据能量守恒定律，三个元件上输入和输出功率的代数和应等于零，即：

$$M_1 \omega_1 + M_2 \omega_2 + M_3 \omega_3 = 0 \quad (15-2)$$

式中， ω_1 、 ω_2 、 ω_3 分别为太阳轮、齿圈和行星架的角速度。

将式(15-1)代入式(15-2)中，即可得到表示单排行星齿轮机构一般运动规律的特性方程式：

$$\omega_1 + \alpha \omega_2 - (1 + \alpha) \omega_3 = 0$$

若以转速代替角速度，则上式可写成：

$$n_1 + \alpha n_2 - (1+\alpha)n_3 = 0 \quad (15-3)$$

由式(15-3)可以看出,在太阳轮、齿圈和行星架这三个元件中,可任选两个分别作为主动件和从动件,而使另一元件固定不动(即使该元件转速为零),或使其运动受一定约束(即该元件的转速为某定值),则整个轮系即以一定的传动比传递动力。下面分别讨论以下情况:

(1) 太阳轮 1 为主动件,行星架 3 为从动件,齿圈 2 固定。此时,式(15-3)中 $n_2=0$,故传动比为:

$$i_{13} = \frac{n_1}{n_3} = 1 + \alpha = 1 + \frac{Z_2}{Z_1}$$

(2) 齿圈 2 为主动件,行星架 3 为从动件,太阳轮 1 固定。此时,式(15-3)中 $n_1=0$,故传动比为:

$$i_{23} = \frac{n_2}{n_3} = \frac{1+\alpha}{\alpha} = 1 + \frac{Z_1}{Z_2}$$

(3) 太阳轮 1 为主动件,齿圈 2 为从动件,行星架 3 固定。此时,式(15-3)中 $n_3=0$,故传动比为:

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = -\alpha = -\frac{Z_2}{Z_1}$$

在此情况下, n_1 与 n_2 符号相反,即表示主动轴与从动轴的旋转方向相反,故为倒挡传动情况。

(4) 若使 $n_1=n_2$, 则:

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

在 $n_1=n_3$ 或 $n_2=n_3$ 时,同样可得 $n_1=n_2=n_3$ 。因此,若使三元件中的任何两个元件连成一体转动,则第三元件的转速必然与前二者转速相等,即行星齿轮系中所有元件(包括行星齿轮)之间都没有相对运动,从而形成直接挡传动,传动比为 1。

如果所有元件都不受约束,即都可以自由转动,则行星齿轮机构完全失去传动作用,从而得到空挡。

15.3.2 多排行星齿轮机构的结构与工作原理

在现代汽车行星齿轮变速器中,采用辛普森(simpson)式行星齿轮机构和拉威挪(ravigneaux)式行星齿轮机构。本章主要介绍辛普森式行星齿轮机构结构与原理。

辛普森(simpson)式行星齿轮机构(图 15.20)主要由结构参数完全相同的两个单级行星排组合而成。其结构特点是:前后两个行星排的太阳轮连为一个整体,即共用太阳轮,称为前后太阳轮组件;前行星排的行星架与后行星排的内齿圈相连作为自动变速器的输出轴;前行星排的内齿圈和太阳轮组件通常作为自动变速器的输入轴。辛普森式行星齿轮机构与不同数量的换挡执行元件组合,可构成三挡或四挡行星齿轮变速系统。

拉威挪式行星齿轮机构的特点如图 15.21 所示,拉威挪式行星齿轮机构由一个单排单级行星齿轮机构和一个单排双级行星齿轮机构组合而成。其结构特点是:前排为单级行星齿轮机构,后排为双级行星齿轮机构。前后排共用行星架和内齿圈。前排太阳轮称为大太阳轮,与后排长行星齿轮啮合;后排太阳轮称为小太阳轮,与短行星齿轮啮合。长、短行

星齿轮互相啮合, 共用行星架。通常以前后太阳轮作为输入轴, 内齿圈作为输出轴。拉威挪式行星齿轮机构结构简单、尺寸小, 与不同数量的换挡执行元件组合可构成三挡或四挡行星齿轮结构系统。

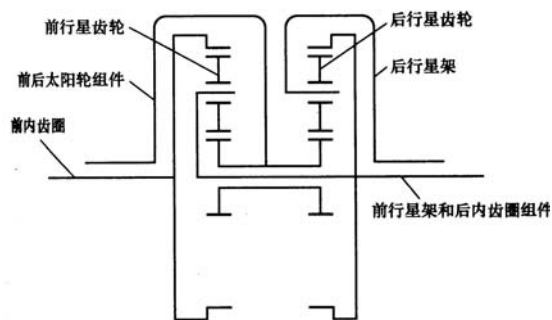


图 15.20 辛普森式行星齿轮机构示意图

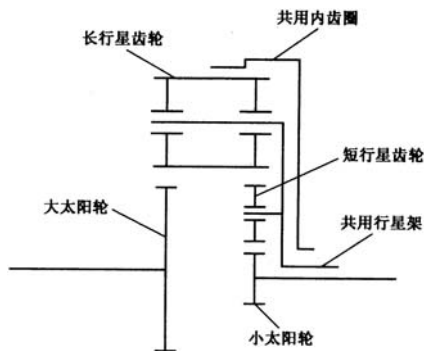


图 15.21 拉威挪式行星齿轮机构示意图

以丰田 A340E 型变速器为例, 说明辛普森式行星齿轮机构的变速原理。

图 15.22 所示为丰田 A340E 型(A—自动变速器; 3—汽车的驱动方式; 1、2、5—前轮驱动, 3、4—后轮驱动; 4—自动变速器的 D 位挡数; Z—自动变速器结构特点: E 为计算机控制, L 为带锁止离合器的综合式液力变矩器)辛普森式三行星排四挡行星齿轮变速器结构示意图。超速行星排被安装在行星齿轮变速器的前端, 行星架 11 是主动件, 与输入轴 1 相连。超速行星排的工作由超速挡离合器 C_0 、超速挡单向离合器 F_0 和超速挡制动器 B_0 控制, C_0 和 F_0 都连接超速行星排行星架 11 与太阳轮 2; F_0 的外圈与行星架 11 啮合, 内圈固定在太阳轮 2 上, 在发动机动力传到输入轴时, 太阳轮 2 与行星架 11 结合。 B_0 连接壳体与太阳轮, 用于制动太阳轮。齿圈 3 为被动件, 与中间轴 4 相连。在行星齿轮变速器传动过程中, B_0 放松 C_0 接合时, 超速行星排直接传动, 传动比为 1; 而当 B_0 制动 C_0 分离时, 超速行星排则由行星架输入, 齿圈输出处于增加转动状态, 因而传动比小于 1(超速挡)。

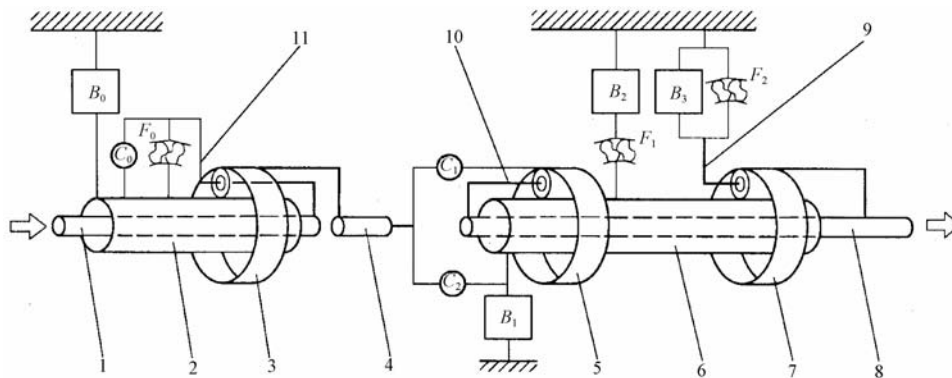


图 15.22 辛普森式三行星排四挡行星齿轮变速器结构示意图

- 1—输入轴 2—超速挡太阳轮 3—超速挡齿圈 4—中间轴 5—前行星架 6—太阳轮 7—后行星架 8—输出轴 9—后行星架 10—前行星架 11—超速行星架 C_0 —超速挡离合器 C_1 —前进挡离合器 C_2 —高挡及倒挡离合器 B_0 —超速挡制动器 B_1 —II 挡滑行制动器 B_2 —II 挡制动器 B_3 —低挡及倒挡制动器 F_0 —超速挡单向离合器 F_1 —II 挡单向离合器 F_2 —低挡单向离合器

前进挡离合器 C_1 连接中间轴 4 和前齿圈 5, 倒挡及高档离合器 C_2 连接中间轴 4 和太阳轮 6, II 挡滑行制动器 B_1 (为带式结构, 其余制动器均为多片摩擦式结构) 连接变速器壳体与太阳轮 6, 用来制动太阳轮 6。输出轴 8 与前行星架 10、后齿圈 7 连接。II 挡制动器 B_2 用于固定 II 挡单向离合器 F_1 的外圈, 防止太阳轮 6 逆时针转动 (从变速器输入端看, 以下类同), 即太阳轮逆时针旋转时 F_1 的内、外圈接合。低挡及倒挡制动器 B_3 连接外壳与后行星架 9, 用于制动后行星架 9。低挡单向离合器 F_2 连接后行星架与外壳 (逆时针旋转时 F_2 的内、外圈接合), 防止后行星架逆时针转动。

以丰田 A340E 型自动变速器为例说明行星齿轮机构的工作原理, 各挡传动路线图如图 15.23 所示。

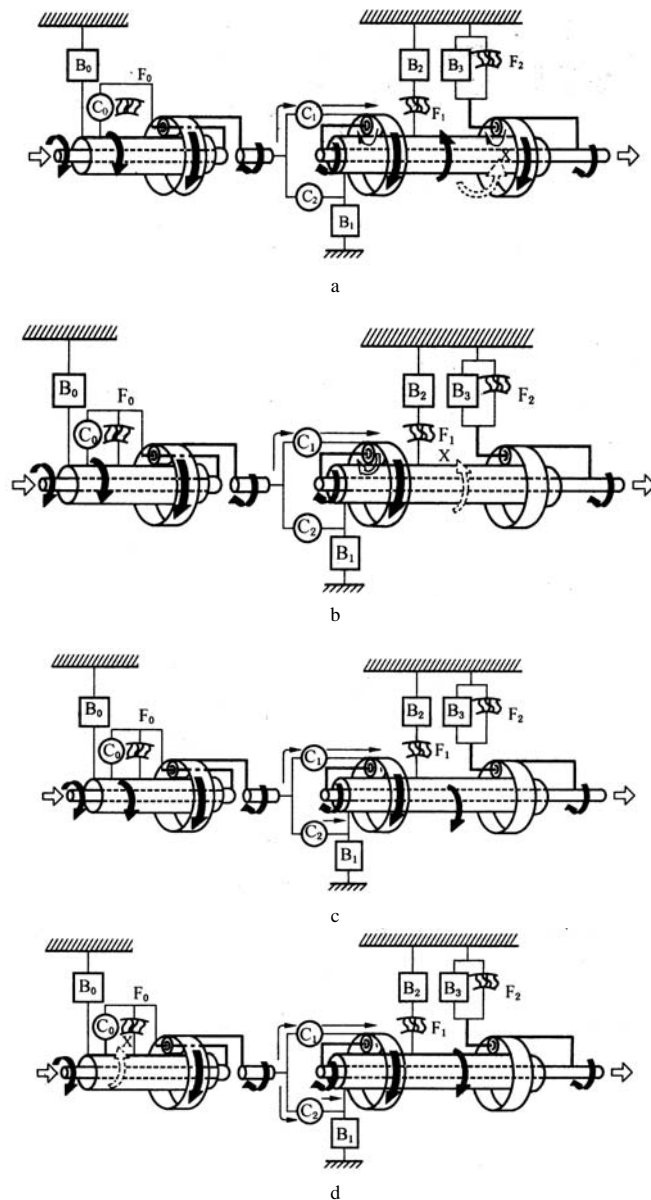


图 15.23 三行星排四挡行星齿轮变速系统各挡位动力传递路线

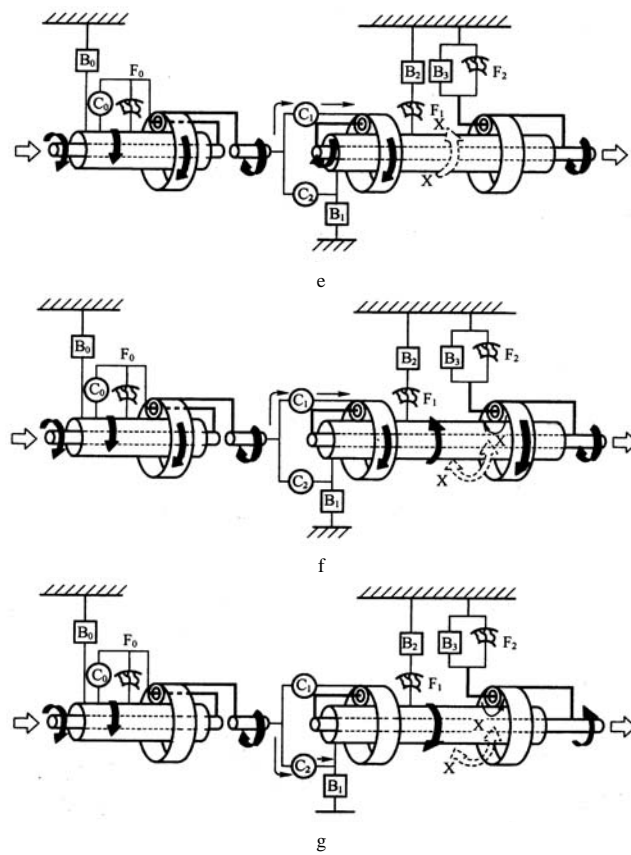


图 15.23(续)

- a. D 位 1 挡、2 位 1 挡动力传递路线(无发动机制动作用) b. D 位 2 挡动力传递路线(无发动机制动作用)
 c. D 位 3 挡、2 位 3 挡动力传递路线(具有发动机制动作用) d. D 位 4 挡(OD 挡)动力传递路线(具有发动机制动作用)
 e. 2 位 2 挡、L 位 2 挡动力传递路线(具有发动机制动作用) f. L 位 1 挡动力传递路线(具有发动机制动作用) g. R 位动力传递路线

丰田 A340E 型自动变速器换挡手柄有六个位置：P、R、N、D、2、L。手柄在 D 位时可在 I ~ IV 挡变换；手柄在 2 位时可在 I ~ III 挡变换，而且 II 挡会产生发动机制动作用；手柄在 L 位时可在 I ~ II 挡变换，并且 I、II 挡均有发动机制动作用。

三行星排辛普森式四挡行星齿轮变速器换挡执行元件共有 10 个，换挡接合情况见表 15-1。

表 15-1 A340E 型三行星排辛普森式四挡变速器换挡执行元件工作情况

换挡手柄位置	排挡	电磁阀 1	电磁阀 2	换挡执行元件									
				C_1	C_2	B_1	B_2	B_3	F_1	F_2	C_0	B_0	F_0
P	驻车挡	—	—					√			√		√
R	倒挡	—	—		√			√			√		√
N	空挡	—	—								√		
D	I	接通	关断	√						√	√		√
	II	接通	接通	√			√		√		√		√

(续)

换挡手柄位置	排挡	电磁阀 1	电磁阀 2	换挡执行元件									
				C_1	C_2	B_1	B_2	B_3	F_1	F_2	C_0	B_0	F_0
	III	关断	接通	√	√		○				√		√
	超速挡	关断	关断	√	√		○					√	
2	I	接通	关断	√						√	√		√
	II	接通	接通	√		△	○		√		√		√
	III	关断	接通	√	√						√		√
L	I	接通	关断	√				△		√	√		√
	II	接通	接通	√		△	○				√		/

注: √—接合、制动或锁止(执行元件工作); ○—接合或制动, 但不传递动力; △—利用发动机制动时起作用。

(1) 换挡手柄位于“IV”或“P”位时。 C_0 工作, 把超速行星排的行星架与其太阳轮联锁在一起, 超速行星排处于直接挡状态, 从超速行星排输入的转矩没有变化地传至中间轴 4, 但因 C_2 、 C_1 都不工作, 所以动力无法向后传递, 变速器处于空挡或驻车挡。

当换挡手柄位于“P”位时, 如图 15.24 所示, 驻车锁止机构使锁止棘爪 5 上的齿嵌入输出轴的外齿圈 2 中, 因锁止棘爪固定在变速器外壳上, 所以输出轴被固定而不能转动, 起到了驻车制动作用。

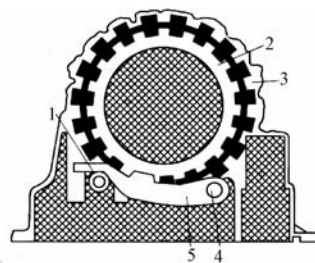


图 15.24 驻车锁止机构

1—锁止凸轮 2—轮子出轴外齿圈
3—变速器壳体 4—枢轴 5—锁止棘爪

(2) 换挡手柄位于“R”位时。 C_2 、 C_0 、 B_3 、 F_0 工作, C_0 、 F_0 把超速行星排的行星架与太阳轮联锁在一起, 超速行星排处于直接挡状态, 从输入轴输入的转矩没有变化地传至中间轴 4。 C_2 把转矩传递到辛普森行星机构的太阳轮 6, 使太阳轮顺时针方向旋转。 D_3 把后排行星架 9 制动, 于是后排齿圈 7 减速并逆时针旋转, 变速器处于倒挡。

变速器的传动比即太阳轮 6 与齿圈 7 的转速之比。设前排齿圈与太阳轮齿数比为 $\alpha_1 = Z_5/Z_6$, 后排齿圈与太阳轮齿数比为 $\alpha_2 = Z_7/Z_6$ 。则倒挡传动比为:

$$i_R = \frac{n_6}{n_7} = -\alpha_2 = \frac{Z_7}{Z_6} \quad (15-4)$$

(3) 换挡手柄位于“D”位时。发动机负荷较大、行驶速度较低时, 电子控制单元将 1 号电磁阀接通, 2 号电磁阀关断, 变速器处于 I 挡工况。换挡执行元件中, C_1 、 C_0 、 F_2 、 F_0 工作, 其中 C_0 、 F_0 把超速行星排行星架与其太阳轮联锁在一起, 超速行星排处于直接挡状态, 从输入轴输入的转矩没有变化地传至中间轴 4。 C_1 把动力传递至前齿圈 5, 前齿圈顺时针旋转, 前行星轮顺时针方向围绕其轴旋转, 致使其太阳轮 6 逆时针旋转。太阳轮促使后行星轮顺时针围绕其轴 9 旋转, 并且相对于后齿圈 7 内壁按逆时针方向转动。 F_2 能防止后行星架 9 逆时针方向旋转, 因为后行星架 9 被固定, 后行星轮便迫使其齿圈沿着顺时针方向旋转, 将动力传递到输出轴 8。前行星架 10 亦顺时针旋转, 将来自中间轴的部分动力传递至输出轴。在前排行星齿轮机构中, 环形齿圈 5 为主动件, 行星架 10 为从动件, 故

从动件转速(即输出轴转速)必然下降,其太阳轮为固定件时,则为Ⅱ挡传动比。而此时太阳轮没有固定,在后排行星机构的传动作用下,太阳轮以一定的传动比逆时针旋转,这就使得前排行星架(从动件)的转速较Ⅱ挡时更低。

Ⅰ挡传动比即为前齿圈 5 与后齿圈 7 的转速之比。根据式(15-3),前排行星齿轮机构的运动特性方程为

$$n_0 = \alpha_1 n_5 - (1 + \alpha_1) n_{10} = 0 \quad (15-5)$$

后排行星齿轮机构的运动特性方程为:

$$n_6 + \alpha_2 n_7 - (1 + \alpha_2) n_9 = 0 \quad (15-6)$$

因 $n_7 = n_{10}$; 又因 F_2 固定后行星架 9, 故 $n_9 = 0$ 。

将式(15-6)代入式(15-5)中, 整理得Ⅰ挡传动比为:

$$i_{D-1} = \frac{n_5}{n_7} = 1 + \frac{1 + \alpha_2}{\alpha_1}$$

当发动机负荷与行驶速度适合换Ⅱ挡时, 电子控制单元将 1 号和 2 号电磁阀都接通, 变速器处于Ⅱ挡工况。换挡执行元件中, C_1 、 C_0 、 B_2 、 F_1 、 F_0 工作, 其中 C_0 、 F_0 使输入轴与中间轴直接传递动力。 C_1 把动力传递到前齿圈 5。在前齿圈顺时针旋转输出轴受一定阻力矩时, 前行星轮顺时针方向绕其轴 10 旋转, 有使太阳轮 6 逆时针旋转的趋势。而 B_2 、 F_1 阻止了太阳轮逆时针旋转。因为太阳轮被固定, 前行星架 10 与前齿圈 5 同向顺时针旋转, 其转速低于前齿圈 5 的转速。在Ⅱ挡时, 后行星轮处于无载荷的自由旋转状态。

由于Ⅱ挡时, 后行星轮无载荷的自由旋转, 故Ⅱ挡传动比只由前排行星齿轮机构决定, 且前行星排为齿圈输入、行星架输出, 太阳轮固定。

根据前排行星齿轮机构的运动特性方程式(15-5)

因 $n_6 = 0$, 故Ⅱ挡传动比为:

$$i_{D-2} = \frac{n_5}{n_{10}} = 1 + \frac{1}{\alpha} \quad (15-7)$$

当发动机负荷与行驶速度适合换Ⅲ挡时, 电子控制单元 1 号电磁阀关断, 2 号电磁阀接通, 变速器处于Ⅲ挡工况。换挡执行元件中, C_1 、 C_2 、 C_0 、 B_2 、 F_0 工作, 其中 C_0 、 F_0 能使输入轴与中间轴直接传递动力; C_1 、 C_2 分别把动力传递到前齿圈及其太阳轮。因为实际上 C_1 、 C_2 已把前齿圈和太阳轮连锁在了一起, 所以与前行星架连在一起的输出轴也必然与它们连锁在一起, 使输入轴与输出轴直接传递动力。变速器处于直接挡工况, 传动比为 1。此时 B_2 虽然工作但不传递动力。

当发动机负荷与行驶速度适合换Ⅳ挡时, 电子控制单元将 1 号和 2 号电磁阀都关断, 变速器处于Ⅳ挡工况。换挡执行元件中, C_1 、 C_2 、 B_2 、 B_0 工作, 把超速行星排太阳轮制动 (C_0 分离), 超速行星排则由行星架输入、齿圈输出至中间轴 4, 中间轴转速大于输入轴转速, 传动比小于 1; C_1 、 C_2 则使中间轴与输出轴直接传递动力。变速器处于超速挡工况。此时 B_2 虽然工作但不传递动力。

设超速行星排齿圈与太阳轮齿数比为 $\alpha_0 = Z_3/Z_2$, 则根据式(15-3), 超速行星排特性方程

$$n_2 + \alpha_0 n_3 - (1 + \alpha_0) n_{11} = 0 \quad (15-8)$$

因 $n_2 = 0$ ，所以超速挡传动比为：

$$i_{D-4} = \frac{n_{11}}{n_3} = \frac{\alpha_0}{1 + \alpha_0} \quad (15-9)$$

(4) 换挡手柄位于“2”位时。变速器只能接通 I、II、III挡，这三个挡位的工作原理与换挡手柄位于“D”位的 I、II、III挡基本相同，只是在 II挡时还有 B_1 工作。在 II挡时工况，若发动机减速时，前齿圈比输出轴旋转得更慢，促使前行星齿轮按逆时针方向绕其轴旋转，使太阳轮有被前行星轮带动顺时针旋转的趋势。由于此时 B_1 把太阳轮制动，所以与前行星架连在一起的输出轴和前齿圈之间能够传递转矩，发动机可以产生制动效果。

换挡手柄位于“D”位变速器接通 II挡时，由于 F_1 不能阻止太阳轮顺时针旋转，所以太阳轮在无载荷状态下顺时针转动，前齿圈和与前行星架连在一起的输出轴之间不能传递转矩，发动机不能产生制动效果。

(5) 换挡手柄位于“L”位时。变速器只能接通 I、II挡，这两个挡位的工作原理与换挡手柄位于“2”位时基本相同，只是在 I挡时还有 B_3 工作。在 I挡工况：若加速后释放加速踏板，自动变速器具备发动机制动功能。其原因是当加速踏板释放时，发动机转速(输入轴转速)立即下降，而由于惯性缘故，与车轮连接的变速器输出轴的旋转速度并未立即下降。因此输出轴作为主动件反拖后齿圈 7 和前行星架 10 顺时针旋转，此时后行星架 9 有顺时针旋转的趋势。由于 B_3 工作，固定了后行星架，致使后行星轮顺时针旋转，促使太阳轮逆时针旋转。对于前行星机构，由于前行星架为顺时针旋转，太阳轮逆时针旋转，故前行星轮将围绕其轴顺时针旋转，使得前齿圈顺时针旋转，来自输出轴的作用力被传递至中间轴，再经超速行星排传至发动机曲轴，由于发动机转速低，则起到发动机制动作用。

换挡手柄位于“D”或“2”位，变速器以 I挡行驶时，将不具备发动机制动功能。这是由于此时 B_3 不工作， F_2 又不能阻止后行星架顺时针旋转，这样后行星齿轮机构空转，不能将作用力从输出轴传递给输入轴。

总之，当换挡手柄在“D”位时，I~IV挡均无发动机制动；当换挡手柄在“2”位时，II挡有发动机制动；当换挡手柄在“L”位时，I挡和II挡均有发动机制动。在城市繁华路段，车速不高且加减速频繁和在山区下坡路段，需要经常利用发动机制动时，可以把换挡手柄置于“2”或“L”位置。

15.3.3 行星齿轮变速器换挡执行元件

现代轿车大多数采用四个前进挡行星齿轮自动变速器，它的换挡执行元件包括换挡离合器、换挡制动器和单向离合器及锁止离合器。

前进挡的数目越多，行星齿轮变速器中的离合器、制动器及单向离合器数量就越多。离合器、制动器及单向离合器的布置形式主要由行星齿轮变速器前进挡的挡数及所采用的行星齿轮机构的类型决定。

换挡离合器的作用是连接行星齿轮变速器的输入轴和行星排的某个基本元件，或把行星排的某两个基本元件连接起来，成为一个整体传递动力。如图 15.25 所示，换挡离合器

为湿式多盘离合器,由若干相间排列的从动盘 8(表面粘有摩擦材料的钢片)、主动盘 5 和压盘 7 组成。每个主动盘的外缘上突出有键,卡在壳体 4 的内键槽内,与输入轴 1 连接,从动盘 8 的内缘上设有内花键与花键毂 9 互相啮合。作为活塞缸用的壳体 4 内设有活塞 3 及回位弹簧 2,当液力使活塞把主动盘和从动盘压紧时,花键毂 9 与壳体 4 接合在一起,如图 15.25b 所示;当工作液从活塞缸排出时,回位弹簧使活塞后退,离合器便分离,如图 15.25a 所示。

换挡制动器用于把行星排的太阳轮、齿圈、行星架三个基本元件之一固定,使之不能转动,通常有两种形式:一种是湿式多片制动器,其结构与湿式多盘离合器基本相同,不同之处是制动器用于连接转动件和变速器壳体,使转动件不能转动;另一种是外束带式制动器。

如图 15.26 所示,外束带式制动器是将内侧粘有摩擦材料的制动带 5 包在制动鼓 4 的外围,制动带的一端固定在自动变速器壳体上,另一端连有液力伺服油缸。平时制动带与制动鼓间有一定的间隙,制动时液力伺服油缸的活塞推动制动带另一端,把制动带束紧在制动鼓上,使制动鼓不能转动。

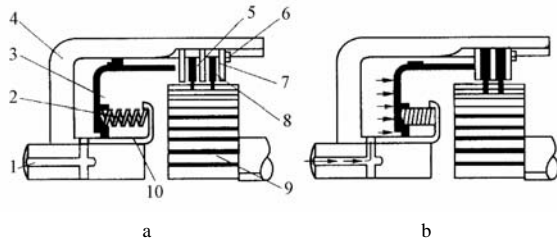


图 15.25 换挡离合器

1—输入轴 2—回位弹簧 3—活塞 4—壳体 5—主动盘
6—卡环 7—压盘 8—从动盘 9—花键毂 10—弹簧保持座

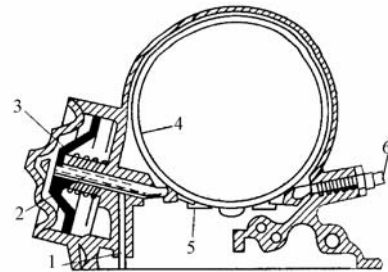


图 15.26 外束带式制动器

1—工作油路 2—活塞杆 3—伺服缸活塞 4—制动鼓
5—制动带 6—调整螺钉

行星齿轮变速器中的单向离合器(free wheel)也是换挡执行元件,与液力变矩器中的单向离合器结构相同,目前用得较多的有滚柱斜槽式(见图 15.27)和楔块式(见图 15.28)两种。单向离合器是依靠单向锁止原理,起到固定或连接几个行星排中的某些基本元件的作用,使行星齿轮变速器组成不同传动比(挡位);它的工作不需要控制机构对其进行控制,而完全由和它相连接的元件的受力方向来控制。它会随着行星齿轮变速器挡位的变换,在与它相连接的基本元件受力方向发生变化的瞬间产生接合进行锁止或脱离,可保证换挡平顺无冲击,同时也使液力控制系统得到简化。

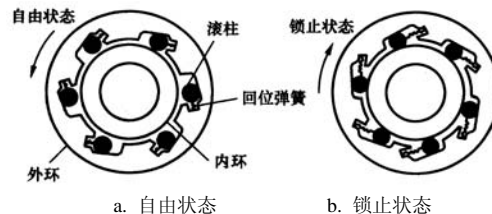


图 15.27 滚柱式单向离合器

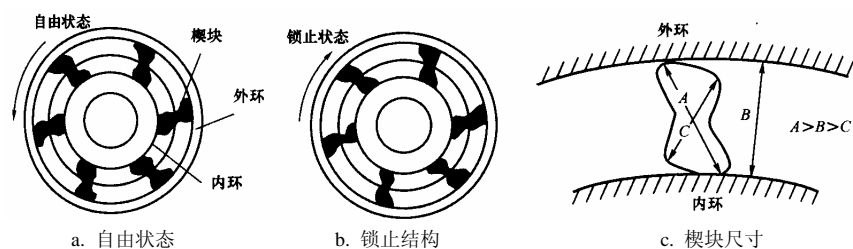


图 15.28 模块式单向离合器

15.3.4 自动换挡操纵系统

自动换挡操纵系统包括动力源、执行机构(离合器和制动器)和控制机构三部分。前两部分均为液力式，整个操纵系统可按控制机构的形式分为液控液力式和电控液力式两种。本章主要介绍电控液力式操纵系统。

电子控制系统由传感器、电子控制单元(ECU)和执行器三部分组成(见图 15.29)。传感器将信号传给电子控制单元，电子控制单元控制执行器工作。

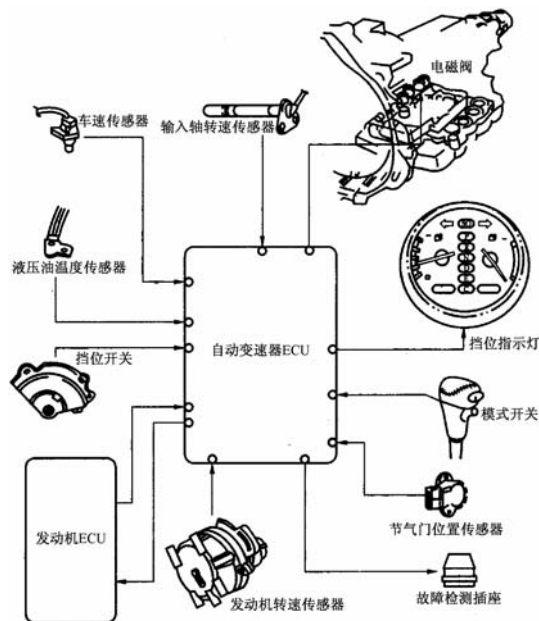


图 15.29 自动变速器电子控制系统组成

1. 电子控制系统的组成

电控单元接收各种相关传感器和控制开关传送来的发动机转速、车速、节气门开度、汽车运行模式等电信号进行计算处理，与设定的换挡程序比较之后，向执行器发出指令，操纵液压控制系统中各种控制阀的动作，实现挡位的自动变换。

2. 传感器及开关

1) 转速传感器、节气门位置传感器及温度传感器

发动机转速传感器、节气门位置传感器、发动机冷却液温度传感器等与发动机共用。

如果发动机与自动变速器共用一个电控单元,则上述传感器产生的电信号直接传送给发动机与自动变速器电控单元;如果发动机和自动变速器有各自的电控单元,则自动变速器电控单元从发动机电控单元提取上述传感器产生的电信号。

2) 变速器油温传感器

变速器油温传感器与发动机冷却液温度传感器的结构和工作原理相同,它安装在变速器油底壳的阀体上,用于检测变速器油的工作温度。

3) 车速传感器

车速传感器的结构如图 15.30 所示,它由永久磁铁、电磁感应线圈组成,安装在变速器输出轴附近的壳体上。输出轴转动时,停车锁止齿轮的轮齿靠近和离开传感器,永久磁铁产生的磁通量发生变化,在电磁感应线圈内产生交流脉冲信号。交流脉冲信号的电压频率与车速成正比。电控单元根据交流脉冲信号的频率计算出车速,作为换挡参数。

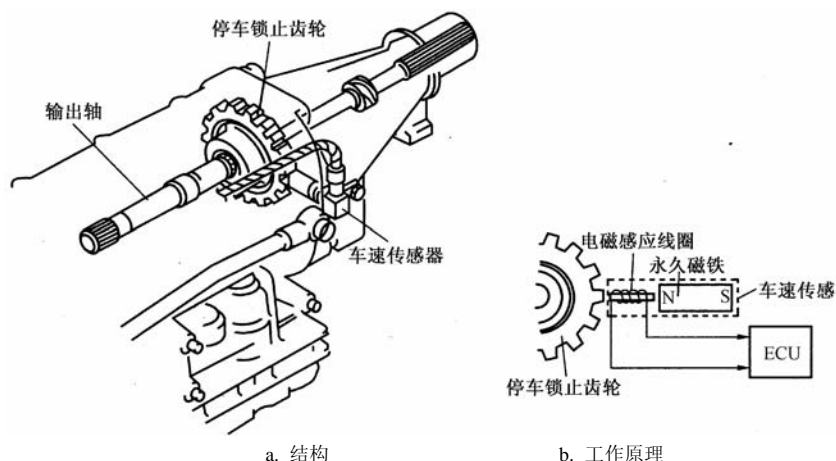


图 15.30 车速传感器

4) 输入轴转速传感器

输入轴转速传感器的结构、工作原理与车速传感器相同,安装在行星齿轮变速机构的输入轴或与输入轴连接的离合器毂附近的壳体上,用于检测输入轴转速,并将信号传送给电控单元,以便更精确地控制换挡过程。电控单元还将输入轴转速与发动机转速相比较,计算液力变矩器的传动比,使控制过程得到进一步优化,以改善换挡感觉,提高汽车的行驶性能。

5) 行驶模式选择开关

行驶模式选择开关为一按钮式开关,安装在变速杆挡位面板旁边。开关弹起时,电路断开,电控单元无电压信号;开关按下,电路接通,电压信号传送到电控单元,电控单元根据有无电压信号确定不同的换挡和锁止信号。一般车辆有常规(normal)和动力(power)两种模式,有些车辆则用经济(economy)和动力(power)两种模式表示。汽车在常规或经济模式下行驶时,换挡的转速较低,油耗小;在动力模式下行驶时,换挡的转速较高,具有良好的动力性。在有些车辆上还设置有雪地(snow)模式,如国产别克赛欧 SIX-AT(sail),在雪地模式下,变速杆位于 D 位时汽车用直接挡起步,以减少力矩输出,防止驱动轮打滑。

6) 空挡启动开关

空挡启动开关(挡位开关)安装在变速器手动阀摇臂轴上或变速杆的下端,用于判断变速

杆的位置,防止发动机在动力挡位时启动。当变速杆位于 P 位和 N 位时,启动电路才能接通。另外,当变速杆位于不同位置时,空挡启动开关将变速杆挡位信号传送到 ECU,以控制自动换挡,并接通相应的挡位指示灯,向驾驶员提供挡位信息。其工作原理如图 15.31 所示。

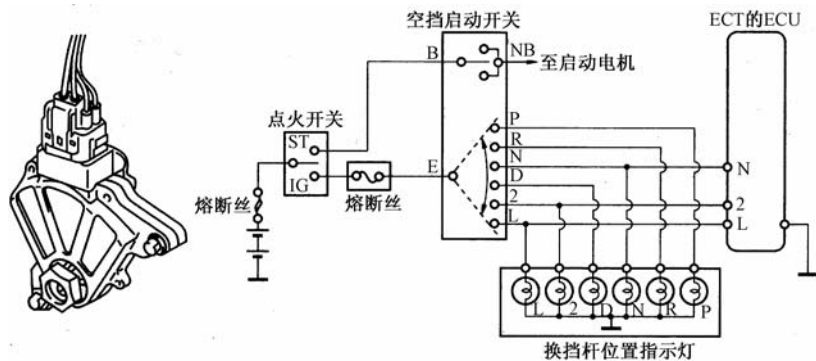


图 15.31 空挡启动开关电路

3. 电控单元

自动变速器电控单元是整个电子控制系统的中心,由中央处理器(CPU),用于储存程序和数据的存储器(随机存储器 RAM 和只读存储器 ROM),以及与传感器和执行器进行数据交换的输入/输出(I/O)接口 3 大部分组成。自动变速器电控单元具有换挡正时控制、自动模式选择控制、发动机扭矩控制、故障自诊断、失效保护等功能。

4. 执行器

自动变速器电子控制系统的执行器是电磁阀,根据用途的不同,它可分为开关式电磁阀和脉冲式电磁阀。开关式电磁阀主要用于换挡控制和锁止控制;脉冲式电磁阀用于油压控制和锁止控制。

电磁阀安装在液压控制系统的阀体上,丰田 A340E 型自动变速器有 3 个电磁阀,其中 1 号和 2 号电磁阀为换挡电磁阀,3 号电磁阀为锁止电磁阀。

1) 开关式电磁阀

控制换挡用的是常闭式电磁阀,控制锁止用的是常开式电磁阀。开关式电磁阀的结构如图 15.32 所示,它主要由电磁线圈、衔铁、阀芯和球阀组成。

当电磁阀不通电时,主油路压力将球阀推开,打开进油孔、关闭泄油孔,主油路变速器油进入控制油道;当电磁阀通电时,电磁吸力使阀芯下移,推动球阀关闭进油孔,打开泄油孔泄压,控制油道内的压力为零。

2) 脉冲式电磁阀

脉冲式电磁阀的结构如图 15.33 所示,它由电磁线圈、衔铁、阀芯或滑阀组成。当电磁阀通电时,电磁吸力使阀芯或滑阀开启,变速器油经泄油孔排出,油路压力下降;当电磁阀断电时,阀芯或滑阀在弹簧力的作用下,将泄油孔关闭,使油路压力升高。脉冲式电磁阀与开关式电磁阀的区别在于控制其工作的电信号不是恒定不变的电压信号,而是一个固定频率的脉冲信号。电磁阀在脉冲信号的作用下,反复开启和关闭泄油孔,电控单元通过改变每个脉冲周期内电流接通和断开的的时间比率(即占空比),改变电磁阀开启和关闭的

时间比率, 从而控制油路压力。占空比越大, 经电磁阀泄出的变速器油越多, 油路压力就越低; 反之, 占空比越小, 油路压力就越大。

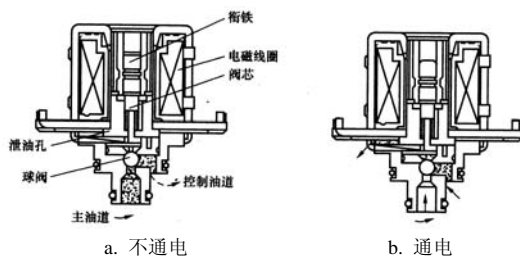


图 15.32 开关式电磁阀

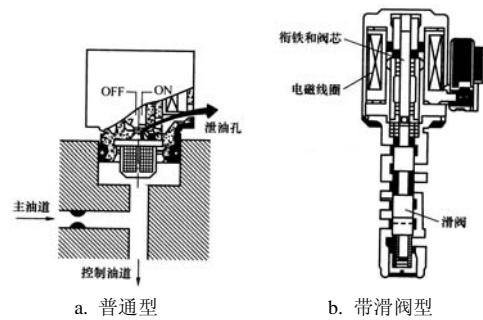


图 15.33 脉冲式电磁阀

15.4 CVT 自动变速器

众所周知, 装有活塞式内燃机的汽车, 其理想的传动系统是无级的自动变速系统, 即一种能连续换挡的机械式无级变速传动(Continuously Variable Transmission), 简称 CVT。

15.4.1 金属带式无级变速器(CVT)组成和工作原理

图 15.34 所示为金属带式无级变速器(CVT)的组成和工作原理示意图。CVT 是由金属带、主动工作轮、从动工作轮、液力泵、起步离合器和控制系统等组成。其动力传递路线是: 发动机发出的动力经飞轮 1、离合器 2、主动工作轮(图中 4、4a)、金属带 10、从动工

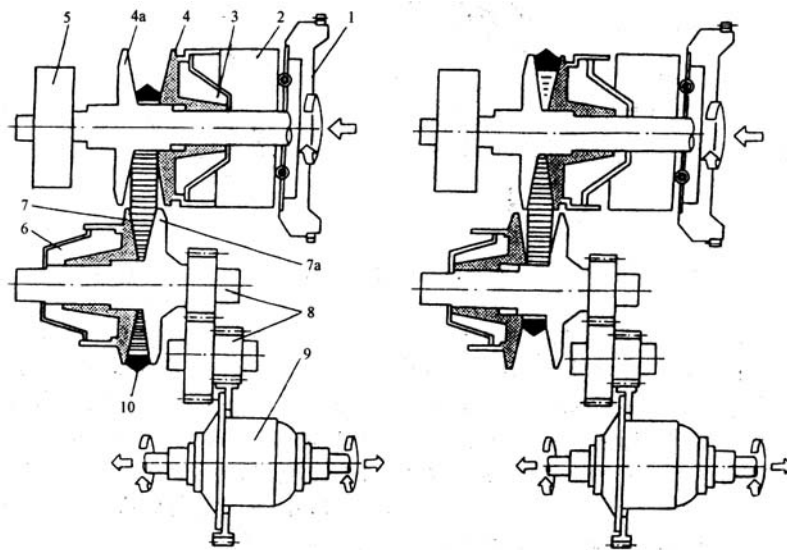


图 15.34 金属带式无级变速器的组成和工作原理示意图

1—发动机飞轮 2—离合器 3—主动工作轮液压控制缸 4—主动工作轮可动部分 4a—主动工作轮固定部分 5—液力泵
6—从动工作轮液压控制缸 7—从动工作轮可动部分 7a—从动工作轮固定部分 8—中间减速器 9—主减速器与差速器 10—金属带

作轮(图中 7、7a)后,传给中间减速器 8,再经主减速器与差速器 9,最后传给驱动车轮。该变速传动系统中的主、从动工作轮是由固定部分 4a、7a 和可动部分 4、7 组成。工作轮的固定部分和可动部分之间形成 V 形槽。金属带在槽内与工作轮相啮合。当工作轮的可部分做轴向移动时,即可改变金属带与主、从动工作轮的行驶工况,通过液力控制系统进行连续地调节,实现无级变速传动。

15.4.2 金属带式无级变速器的主要部件

1. 金属带

金属传动带是由多个(大约 280~400 片)金属片和两组金属环组成(见图 15.35)。金属片是用厚为 1.5~1.7mm 的工具钢片制成。每组金属环是由数片(10~12 片),厚度约为 0.18mm 的带环叠合而成。它对金属片起导向作用。金属带是在两侧工作轮挤压力的作用下而实现动力传递的。

2. 工作轮

主、从动工作轮的构造和工作原理,如图 15.36 所示。工作轮的工作表面一般为直母线锥面体。工作轮的可动部分是在液力控制系统的作用下,依靠钢球-滑道结构做轴向移动,使主、从动工作轮,可连续地改变传动带(金属带)的工作半径,以实现无级变速传动。

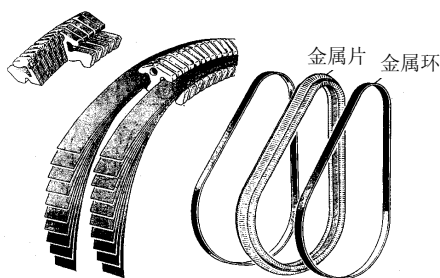


图 15.35 金属带的组成

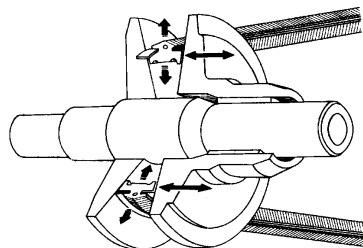


图 15.36 工作轮的工作原理

3. 液力泵(油泵)

液力泵是液力控制系统的液力源,它和一般液力系统一样,其常用的结构形式有齿轮泵和叶片泵,但近年来流量可控、效率较高的柱塞泵应用最多。

15.4.3 金属带式无级变速器和控制系统

CVT 的控制系统一般是采用机械液力控制和电子液力控制两种。其中,由于电子液力控制系统结构简单,工作可靠而得到广泛的应用。

图 15.37 所示为 VDT 电子液力控制系统的工作原理示意图。

电子控制单元(ECU)根据发动机的转速、车速、节气门开度和换挡控制信号等,向液力控制单元发出指令,控制主、从动工作轮液力油缸中的油液压力,使主、从动工作轮的可动部分轴向移动,而改变金属带与工作轮间的工作半径,以实现无级自动变速传动。

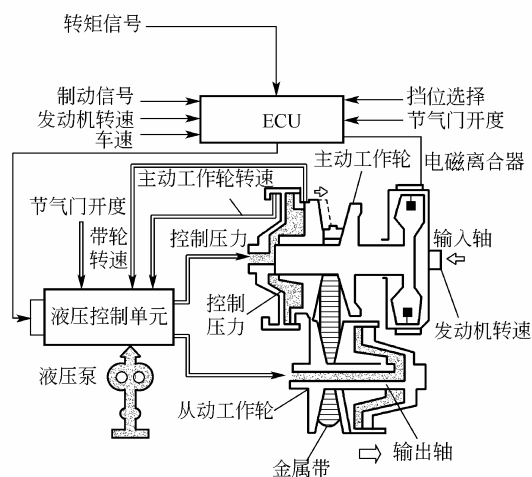


图 15.37 电子液力控制系统工作原理示意图

思考题

1. 简述自动变速器的类型及组成。
2. 简述液力耦合器与变矩器的结构及原理。
3. 简述行星齿轮的变速原理。
4. 简述行星齿轮变速系统某一挡位的动力传递路线。
5. 简述金属带式无级变速器的组成与工作原理。