

汽车自动变速器

原理·检测·拆装·维修

QICHE ZIDONG BIAN SUQI
YUANLI JIANCE CHAIZHUANG WEIXIU

张永新 编



化学工业出版社

FOREWORD

汽车自动变速器

原理·检测·拆装·维修

张永新 编



本书紧紧围绕培养汽车维修专门人才的目标，为适应不断发展的汽车新技术需求而编写。编写过程中，始终贯彻以能力为本位，理论知识为基础，突出技能知识为原则，并考虑职业学校学生现有的知识背景，插图尽可能采用立体图、简图，需要学习的理论知识也是通过循序渐进的方法逐步掌握。

本书比较系统地介绍了汽车自动变速器的结构、工作原理、液压控制原理、故障诊断与排除方法。由于本书编者长期从事汽车维修教学工作，对教学中的重点、难点进行了深入浅出的讲解，力求做到概念清晰、重点突出、图文并茂、通俗易懂，使学生易于理解。本书从简单到复杂，逐步深入，循序渐进，符合学生的认知规律。

本书适用于高等职业院校汽车专业师生和相关层次的培训及自学，也可作为汽车维修工的参考书。

编 著：张永新
审 校：王 宇

责任编辑：黄 宇
校对：黄 宇

（110001 邮编） 号：E1 索南平青习院京北（110001） 社：北航出版社

178mm×109mm 1/16 印张 9 字数 236 千字 2014 年 5 月北京第 1 版第 1 次印刷

002801 编：黄宇 010-64218888（传真） 010-64218889（电话） 010-64218889

网 址：http://www.cip.com.cn

封面设计：黄宇 封面制作：黄宇 封面印刷：黄宇

定价：38.00 元



化学工业出版社

· 北京 ·



北航

C1714544

U463.212
22

582380410

本书共分六部分,包括汽车传统自动变速箱、无级变速箱与双离合变速箱的原理、检测技术与常见故障的典型实例。

本书可供汽车驾驶、修理和检测人员在汽车变速箱的检修、维护作业时参考,也可作为大中专院校汽车专业师生在汽车底盘学习中的培训教材。

汽车自动变速器原理·检测·拆装·维修

张永新

图书在版编目(CIP)数据

汽车自动变速器原理·检测·拆装·维修/张永新
编. —北京:化学工业出版社, 2014. 2
ISBN 978-7-122-19410-7

I. ①汽… II. ①张… III. ①汽车-自动变速装置-
理论②汽车-自动变速装置-检修③汽车-自动变速装置-
维修 IV. ①U463.212②U472.41

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2014) 第 001111 号

责任编辑:黄 滢

文字编辑:陈 喆

责任校对:蒋 宇

装帧设计:王晓宇

出版发行:化学工业出版社(北京市东城区青年湖南街13号 邮政编码100011)

印 装:化学工业出版社印刷厂

787mm×1092mm 1/16 印张9 字数226千字 2014年2月北京第1版第1次印刷

购书咨询:010-64518888(传真:010-64519686) 售后服务:010-64518899

网 址: <http://www.cip.com.cn>

凡购买本书,如有缺损质量问题,本社销售中心负责调换。

定 价:39.00 元

版权所有 违者必究

汽车变速器是汽车传动系的重要组成部分。其功用是：按汽车的使用条件选择不同的传动比，以实现变速变矩；不改变发动机旋向也能实现汽车的倒车；必要时，即使发动机旋转也能中断动力传递。变速器有手动变速器与自动变速器两种基本类型。手动变速器由一系列齿轮和轴组成，司机通过操纵变速杆和断开离合器，选择不同的齿轮啮合以获得相应的传动比，把发动机的动力传递到驱动桥。自动变速器因其操作简便而获得人们的喜爱，但自动变速器的结构复杂、技术含量高，加大了维修和服务的技术难度，需要维修技术人员具有一定的理论与技能水平。

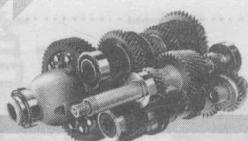
本书紧紧围绕培养汽车维修专门人才的目标，为适应不断发展的汽车新技术需求而编写。编写过程中，始终贯彻以能力为本位，理论知识为基础，突出技能知识为原则，并考虑职业学校学生现有的知识背景，插图尽可能采用立体图、简图，需要学习的理论知识也是通过循序渐进的方法逐步引入的。

本书比较系统地介绍了汽车自动变速器、CVT 变速器以及双离合变速器的结构特点、工作原理、液压控制原理及电子控制原理、自动变速器试验、试验数据分析与维修基本方法。由于本书笔者来自教学一线，具有多年自动变速器教学经验，对自动变速器教学中的一些难点、重点的把握及处理方法有比较深的体会，所以本书特点是：语言简洁、通俗易懂、图文并茂、生动直观。特别是液压控制系统，由于其结构、工作原理的特殊性，不便学生理解，本书从简单示意图入手，逐步扩展到实际油路，更加符合学生的认知规律。

本书适用于高等职业院校汽车维修专业师生和相关层次的培训及自学，也可作为汽车维修工的参考书。

第一节 双离合自动变速器简介	065
第二节 平衡轴式齿轮箱	069
第三节 机电控制单元	071
第四节 DSC 的换挡原理	075
第五节 双离合变速器的优势与不足之处	079
第六节 大众 DSG 的拆装流程	081

第五章 车辆变速器的试验	087
第一节 变速器的试验	087
第二节 道路试验与档位试验	094



目 录

CONTENTS

第一章 自动变速器机械结构及工作原理	001
第一节 行星齿轮变速器的结构及工作原理	001
第二节 辛普森式行星齿轮变速器的结构与工作原理	005
第三节 拉威娜式行星齿轮变速器的结构与工作原理	009
第四节 丰田自动变速箱的拆解	014
第二章 自动变速器控制系统	021
第一节 带锁止的液力变矩器	021
第二节 电子控制元件	028
第三节 液压控制系统	037
第四节 自动变速箱的换挡控制工作原理	044
第三章 金属带式无级自动变速器	048
第一节 CVT 机械传动机构	048
第二节 发动机与 CVT 集成控制	053
第三节 机械液压控制系统	055
第四节 CVT 的控制目标	059
第五节 无级变速器的拆装	061
第四章 双离合自动变速器	065
第一节 双离合自动变速器简介	065
第二节 平衡轴式齿轮箱	069
第三节 机电控制单元	071
第四节 DSG 的换挡原理	075
第五节 双离合变速箱的优势与不足之处	079
第六节 大众 DSG 的拆装调试	081
第五章 车辆变速器的试验	087
第一节 变速器的试验	087
第二节 道路试验与挡位试验	094

第三节	系统油压试验	097
第四节	自动变速箱油的要求及试验	102

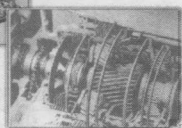
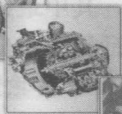
第六章 自动变速器的故障诊断与维修 108

第一节	不同种类变速器的维修准备	108
第二节	机械故障的诊断与维修	116
第三节	液压系统的故障诊断与维修	120
第四节	电子控制系统的故障诊断与维修	128

参考文献 135

第一章

Chapter 01



自动变速器机械结构及工作原理



本章要点

- (1) 了解自动变速器机械变速机构的种类。
- (2) 掌握行星齿轮工作原理，知道如何获得不同传动比。
- (3) 掌握辛普森行星齿轮机构的结构、工作特点，了解如何实现汽车需要的传动比。
- (4) 掌握拉威娜行星齿轮机构的结构、工作特点，知道怎样实现汽车需要的传动比。

自动变速器已经有六十多年的历史，其技术成熟，性能可靠。对液力自动变速器的研究，主要围绕提高效率而展开。20 世纪 60 年代研究重点是采用多元件工作轮，20 世纪 70 年代使用闭锁离合器，而到 20 世纪 80 年代则采取增加行星齿轮变速器挡位的方法及使用电子控制。随着人们生活水平的不断提高，人们对汽车性能的要求也越来越高，都想要更加快捷、舒适、安全、可靠的车型。自动变速器的装用使人们对汽车的许多要求得以实现。

第一节

行星齿轮变速器的结构及工作原理

行星齿轮变速器由行星齿轮机构和换挡执行机构两部分组成。行星齿轮机构的作用是改变传动比和传动方向，即构成不同的挡位。换挡执行机构的作用是自动实现挡位的变换。

液力自动变速器的行星齿轮机构由多个单行星齿轮机构组成，其多少取决于挡数。换挡执行机构包括片式离合器、片式制动器、带式制动器和换挡单向离合器等。

行星齿轮式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，因此现代轿车装用的液力自动变速器基本上都采用行星齿轮式变速器。

一、行星齿轮机构的结构

行星齿轮机构有很多类型,其中最简单的行星齿轮机构由一个太阳轮、一个内齿圈、几个行星齿轮和行星轮轴、一个行星架组成。图 1-1 所示为单排行星齿轮机构。行星齿轮机构以太阳轮为中心齿轮,3~6 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内齿圈之间。

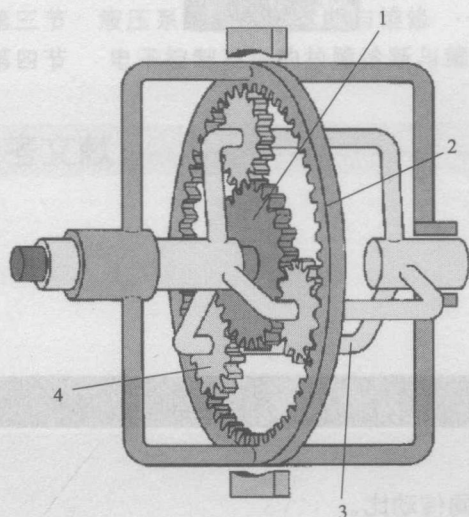


图 1-1 单排行星齿轮机构

1—太阳轮; 2—齿圈; 3—行星架; 4—行星轮

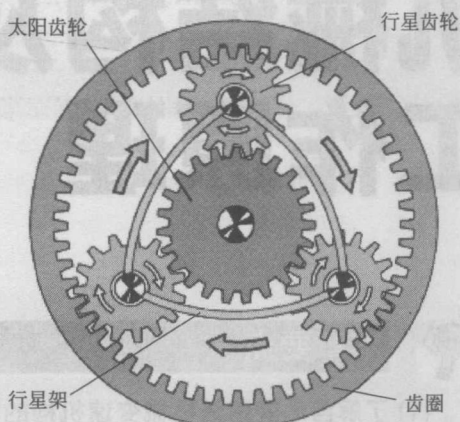


图 1-2 行星齿轮平面机构

太阳轮、齿圈及行星架有一个共同的旋转轴线,行星齿轮支承在固定于行星架的行星齿轮轴上,并同时与太阳轮和齿圈啮合。行星齿轮平面机构如图 1-2 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,就像天上的行星运动。太阳轮、齿圈和行星架称为行星齿轮机构的 3 个基本元件。

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、齿圈和行星架均为旋转构件,可以不同构件设定为输入或输出条件,随条件不同能获得多种传动比和旋向。为获得行星齿轮特征方程,先计算定轴轮系传动比。设转速由太阳轮输入,由齿圈输出。当行星架 3 固定不动时(参看图 1-1),此时为定轴轮系,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,其传动比可由下列公式获得:

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

当行星架未制动时,行星架 3 以速度 n_3 转动,行星轮 4 既绕行星架轴自转,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 3 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,使行星轮系变为定轴式转动,则得

$$i_{12} = \frac{n_1 - n_3}{n_2 - n_3} = -\frac{z_2}{z_1} = -\alpha \quad (1-2)$$

由式(1-2) 可得单行星轮结构的转速特性方程为

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

或表达为

$$z_1 n_1 + z_2 n_2 = (z_1 + z_2)n_3 \quad (1-4)$$

由转速特性方程可以看出, 太阳轮、齿圈和行星架 3 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 (即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

由于单排行星齿轮机构有两个自由度, 因此它没有固定的传动比, 不能直接用于变速传动。为了组成具有一定传动比的传动机构, 必须将太阳轮、齿圈和行星架这 3 个基本元件中的一个加以固定 (即使其转速为零, 也称为制动), 或使其运动受到一定的约束 (即让该构件以某一固定的转速旋转), 或将某两个基本元件互相连接在一起 (即两者转速相同), 使行星排变为只有一个自由度的机构, 获得确定的传动比。

1. 齿圈制动

(1) 由太阳轮输入, 由行星架输出时。若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。如图 1-3 所示。

由单行星齿轮运动规律特征方程式(1-3), 再根据所给定条件即可求得该状态下的传动比 i :

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

因为齿圈的齿数 z_2 大于太阳轮的齿数 z_1 , 因而这一传动比的数值大于 2, 为减速传动。

(2) 由行星架输入, 太阳轮输出时。行星齿轮按顺时针方向沿齿圈转动, 引起行星齿轮在各自行星齿轮轴上逆时针旋转, 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, 是增速传动。

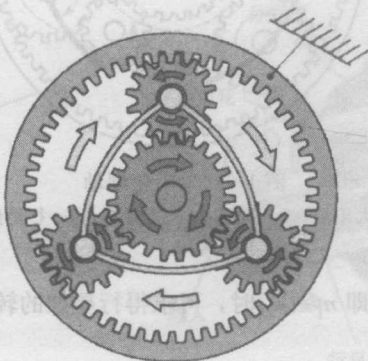


图 1-3 齿圈制动

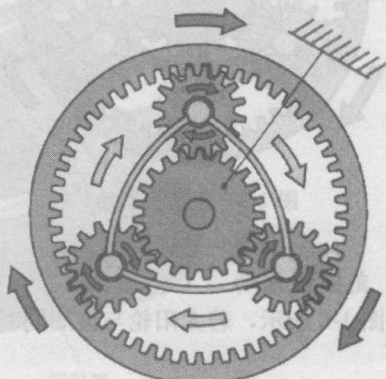


图 1-4 太阳轮制动

2. 太阳轮制动

(1) 由行星架输入，齿圈输出时。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。如图 1-4 所示。

所以传动比 i 为：

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

该值小于 1，因此是增速传动。

(2) 由齿圈输入，行星架输出时。齿圈顺时针旋转，引起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。

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 小于 2。

3. 行星架制动

(1) 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。如图 1-5 所示。

所以传动比 i 为：

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

因传动比大于 1，故为反向减速传动。

(2) 齿圈输入，太阳轮输出。很容易看出太阳轮与齿圈反向旋转。

所以传动比 i 为：

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

由于传动比小于 1，故为反向增速传动。

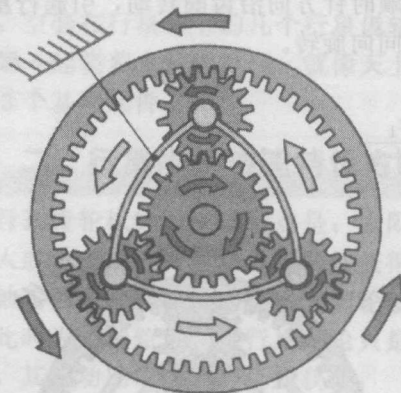


图 1-5 行星架制动

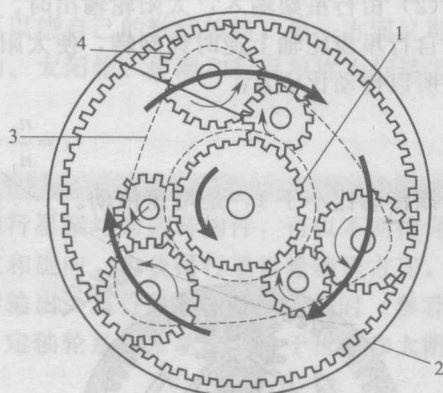


图 1-6 太阳轮制动

1—太阳轮；2—齿圈；3—行星架；4—行星齿轮

4. 直接挡传动

如图 1-6 所示，若太阳轮与齿圈同时输入同一转速，即 $n_1 = n_2$ 时，可求得行星架的转速为：

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

$$i = 1$$

故可知：太阳轮、行星架和齿圈三者中，任意两个构件被联锁成一体，齿轮间均无相对运动，整个行星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锁成一体，各构件自由转动，行星齿轮机构就不能传递动力，从而得到空挡。

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，因此在实际应用的行星齿轮变速器中，是由 2~3 个单排行星齿轮机构组成的，从而组成不同的传动比或挡位，但其工作原理，仍与单排行星齿轮机构相同，可由其运动规律特性方程推导出传动比。

四、双行星齿轮机构

现代汽车自动变速器上还使用一种双行星齿轮机构，如图 1-6 所示。双行星齿轮机构在太阳轮和齿圈之间有两组互相啮合的行星齿轮，其中外面的一组行星齿轮和齿圈啮合；里面的一组行星齿轮和太阳轮啮合。按上述单行星齿轮机构的计算方法，根据分析，双排行星齿轮机构的运动特性方程为：

$$n_1 - \alpha n_2 - (1 - \alpha) n_3 = 0$$
$$\alpha = \frac{z_2}{z_1}$$

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设定状况，分别求得。

第二节 辛普森式行星齿轮变速器的结构与工作原理

辛普森 (Simpson) 式行星齿轮变速机构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，辛普森行星齿轮机构由两个单行星齿轮机构组合而成，能够提供 3 个前进挡 (三速或三挡) 和一个倒挡。其特点是：由一个长太阳轮将前后两个行星轮机构连成一体，俗称“前后行星排共用一个太阳轮”。

辛普森式行星齿轮机械结构总体布置如图 1-7 所示。

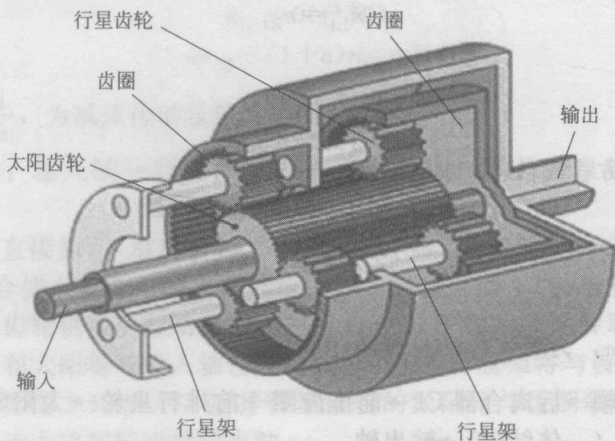


图 1-7 辛普森式行星齿轮机械结构总体布置



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的两个行星齿轮机构组成元件完全相同,换挡执行机构由前离合器(C1)、后离合器(C2)、单向离合器(F)、前制动器(B1)和后制动器(B2)组成。在不同挡位时,动力经不同换挡执行机构及不同的行星轮实现传动比的改变。

由于不同的离合器和制动器在改变传动比时承担不同的动力传递任务,为学习方便,本节以图 1-8 的名称来描述机构元件。执行元件工作规律如表 1-1 所示。

表 1-1 执行元件工作规律

挡位		C1	C2	B1	B2	F
D	1		○			○
	2		○	○		
	3	○	○			
R	倒	○			○	



二、辛普森式行星齿轮变速机构工作情况

(1) N 位(空挡) 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 位一档 后离合器 C2 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 F 产生制动作用,使右行星架固定不动。如图 1-8 所示。

因后离合器 C2 与单向离合器 F 分别作用于左右两个行星机构,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,通过联立求解,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:

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

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

由给定条件已知:输入转速为 n_{L2} 。

解: $n_{R3} = 0$ (已知)

由式(1-6)得:

$$n_{R1} + \alpha n_{R2} = 0 \quad (1-7)$$

则

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

$$n_{L1} = n_{R1}$$

由结构条件可知

$$n_{L1} = -\alpha n_{R2}$$

则有

$$n_{L1} = -\alpha n_{L3} \quad (1-8)$$

将式(1-8)代入方程式(1-5)求解后得:

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

$$i = \frac{n_{L2}}{n_{L3}} = 1 + 2\alpha$$

或 $i = \frac{n_{L2}}{n_{R2}} = 1 + 2\alpha$, 为减速传动且旋向相同。

其路线为:输入轴→后离合器 C2→前排齿圈→前排行星轮→太阳轮→后排行星轮→后排齿圈与前排行星架(一体结构)→输出轴。

(3) D 位二挡 后离合器 C2 处于接合状态,前制动器 B1 处于锁止状态,如图 1-9 所

示。后离合器 C2 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 B1 锁止将前太阳轮固定不动。

此时，两执行元件作用于前行星机构，可只计算前行星机构的传动比与旋向。

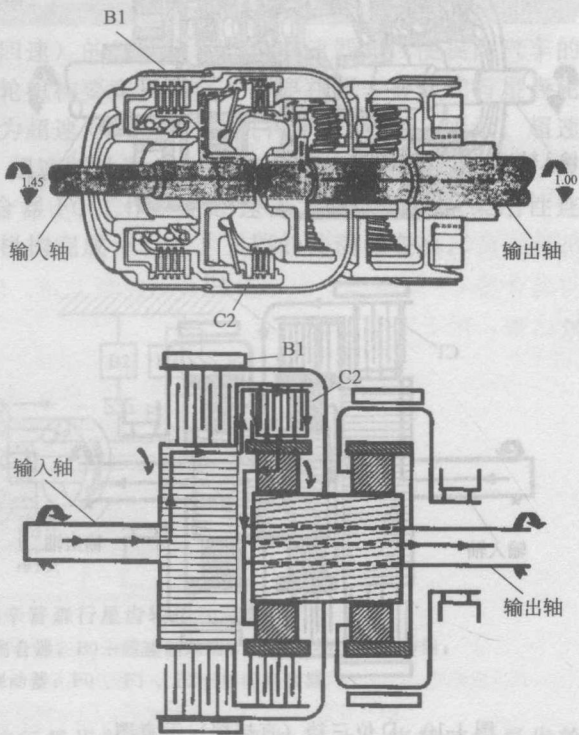
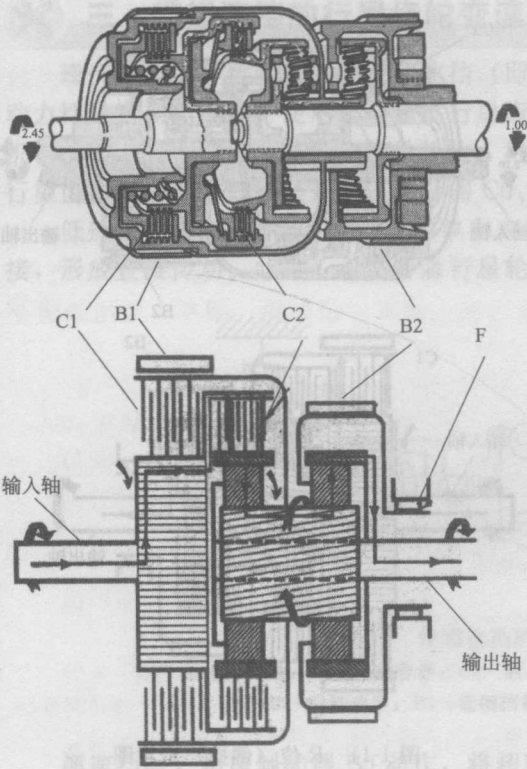


图 1-8 辛普森式行星齿轮变速器结构

C1—前离合器；B1—前制动器；C2—后离合器；

B2—后制动器；F—单向离合器

图 1-9 D 位二挡示意图

其运动特性方程为：

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

$$n_{L1} = 0 (\text{已知})$$

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

则 $i = \frac{n_{L2}}{n_{L3}} = 1 + \frac{1}{\alpha}$ ，为减速传动且旋向相同。

动力传递路线为：输入轴→后离合器 C2→前排齿圈→前排行星轮→前排行星架→输出轴。

(4) D 位三挡（直接挡） 前离合器 C1 和后离合器 C2 均处于接合状态，如图 1-10 所示。前离合器 C1 接合使太阳轮与输入轴连成一体，后离合器 C2 接合使前排齿圈与输入轴连成一体。根据行星齿轮机构的运动规律“三元件中的任意两个元件联锁将形成直接挡传动”可知，前排齿圈和太阳轮与输入轴连成一体后，前排行星架将与齿圈、太阳轮一同转动而形成直接挡传动，如图 1-10 所示。后排行星齿轮的太阳轮与齿圈联锁，也形成直接挡传动，从而将输入轴的动力直接传递给输出轴。

(5) L 位一档 后离合器 C2 处于接合状态，后制动器 B2 处于锁止状态。工作情况和

动力传递路线与 D 位一档相同。其差别是后制动器 B2 锁止将后行星架强制固定。

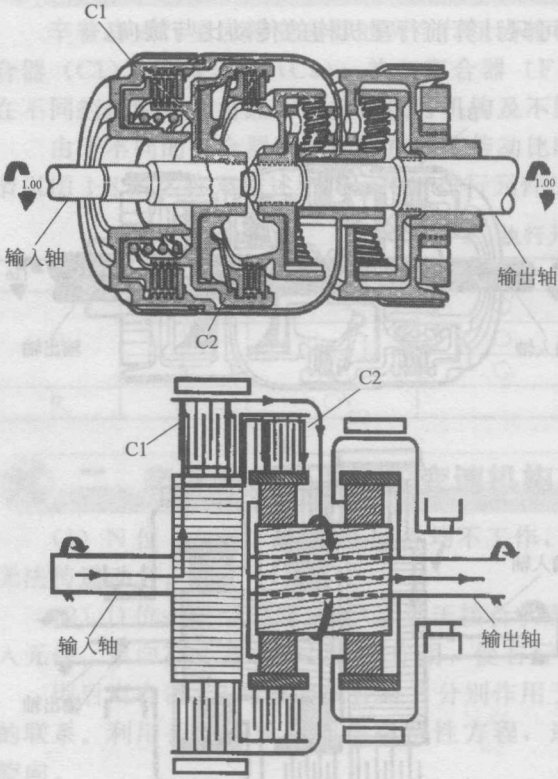


图 1-10 D 位三挡（直接挡）示意图

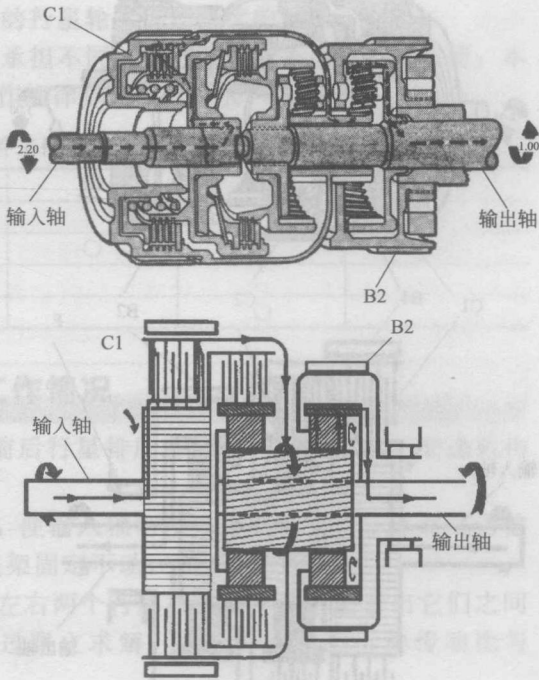


图 1-11 R 位（倒挡）示意图

（6）R 位（倒挡） 前离合器 C1 处于接合状态，后制动器 B2 处于锁止状态，如图 1-11 所示。此时，作用元件都在后行星机构，可通过后行星机构计算传动比与旋向。其运动特性方程为：

$$\begin{aligned} n_{R1} + \alpha n_{R2} - (1 + \alpha) n_{R3} &= 0 \\ n_{R3} &= 0 \text{ (已知)} \\ n_{R1} + \alpha n_{R2} &= 0 \end{aligned}$$

$$\text{则 } i = \frac{n_{R1}}{n_{R2}} = -\alpha, \text{ 为减速传动且旋向相反。}$$

动力传递路线为：输入轴→前离合器 C1→太阳轮→后行星轮→后排齿圈→输出轴。如图 1-11 所示。

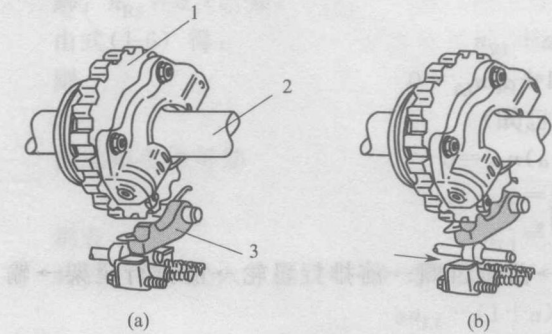


图 1-12 P 位（驻车）示意图

1—锁止棘轮；2—输出轴；3—锁止棘爪

锁止棘轮 1、锁止棘爪 3、锥销和输出轴 2 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。锥销通过拉杆与选挡操作杆连接。

当选挡操纵杆处于 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 1-12(b) 所示。

当选挡操纵杆拨到 P 位置时, 连杆机构与弹簧推动锥销将锁止棘爪推向输出锁止棘轮, 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 1-12(b) 所示。

三、带超速挡的行星齿轮变速器

现代汽车大多数都采用带有超速挡(即四速)的行星齿轮自动变速器, 以便提高汽车的动力性和燃油经济性。使用辛普森式行星齿轮机构要实现四挡, 需要在原辛普森式行星齿轮机构基础上再增设一个单行星齿轮机构, 称为超速 O/D 行星轮机构, 如图 1-13 所示。超速行星齿轮机构元件分别是: 超速离合器 C0、超速制动器 B0、超速单向离合器 F0。

低速挡时, 超速挡离合器 C0 和单向离合器 F0 工作, 将超速挡太阳轮和行星架刚性连接, 形成直接传动。此时, 由辛普森行星轮机构完成一、二、三挡的传动比变换。

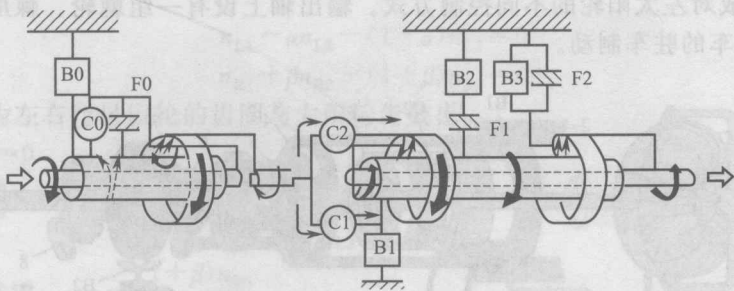


图 1-13 带超速挡的辛普森行星齿轮传动结构

C0—超速离合器; C1—前离合器; C2—后离合器; B0—超速制动器; B1—二挡滑行制动器;
B2—后制动器; B3—低倒挡制动器; F0、F1、F2—单向离合器

超速挡时, 超速制动器 B0 动作, 将超速行星齿轮机构的太阳轮制动, 使超速行星齿轮机构形成增速传动。发动机动力经由变速器输入轴→行星架→齿圈传至后面的辛普森行星齿轮机构。此时的辛普森行星齿轮机构为直接传动状态。

$$I_0 = n_3 / n_2 = \alpha / (1 + \alpha)$$

$$I = i_0 i_3 = \alpha / (1 + \alpha)$$

两机构传动的总传动比为增速, 从而实现超速挡。

第三节 拉威娜式行星齿轮变速器的结构与工作原理

拉威娜(Ravigneaux)式行星齿轮变速器与辛普森式齐名并用于各国汽车的自动变速器上。该变速机构的显著特点是: 前后两个行星排共用一个行星架和一个齿圈。

一、拉威娜式行星齿轮变速机构的结构

拉威娜式行星齿轮变速机构为复合行星齿轮变速机构, 如图 1-14 所示, 由大小两个太阳轮、长短两组行星轮、一个行星架和一个齿圈组成。两组行星轮相互啮合, 短行星轮与小太阳轮啮合, 长行星轮与大太阳轮啮合的同时还与齿圈啮合。

这种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

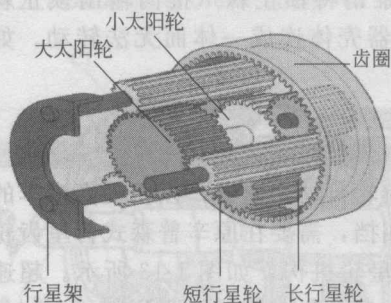


图 1-14 拉威娜式行星齿轮变速机构

不同的元件控制方式可以组成具有 3 个前进挡或 4 个前进挡的行星齿轮变速器。在此机构中设置了 2 个离合器、2 个制动器和 1 个单向离合器，共有 5 个换挡执行元件。

图 1-15 为拉威娜式三速行星齿轮变速器的结构简图。该结构的特点为：左侧是一个由双行星齿轮构成的行星排，也称为前行星排；右侧是由单行星齿轮构成的行星排，也称为后行星排。两个行星排的行星轮装在同一个行星架上。行星架是变速器的输出轴。发动机动力通过变矩器，然后经离合器 C1 或 C2 分别传递至前行星排的齿圈或太阳轮。制动器 B1 和 B2 分别对前行星排的齿圈和后行星排的太阳轮进行制动。另外，在左侧太阳轮与输入轴间设置有单向离合器 F，与离合器 C2 形成对左太阳轮的不同控制方式。输出轴上设有一组棘轮、棘爪，可用来锁止输出轴，用于汽车的驻车制动。

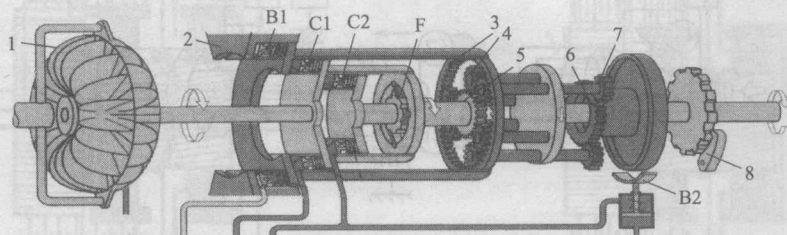


图 1-15 拉威娜式三速行星齿轮变速器的结构简图

1—液力变矩器；2—变速器壳体；3—齿圈；4—前行星轮；5—前太阳轮；6—后太阳轮；7—后行星轮；8—驻车棘爪；B1—前制动器；B2—后制动器；C1—前离合器；C2—后离合器；F—单向离合器

汽车在运行中，通过有序改变 5 个换挡执行元件的不同工作状态，使行星齿轮以不同的传动路线传递动力，在输出轴上获得不同的传动比或旋向。换挡执行元件有序改变工作状态被称为自动变速器换挡执行元件工作规律。表 1-2 所示为拉威娜行星齿轮变速器换挡执行元件工作规律。

表 1-2 执行元件工作规律

挡位		换挡执行元件				
		C1	C2	B1	B2	F
D	1				○	○
	2	○			○	
	3	○	○			
R	倒		○	○		



二、拉威娜式行星齿轮变速器的换挡原理与传动路线

(1) N 位（空挡）：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 位一档：根据换挡执行元件工作规律可知，制动器 B2 工作将右侧太阳轮制动。即使离合器 C2 不工作，发动机动力仍可直接作用于单向离合器 F。此旋向使单向离合器 F 处于锁止状态，内外结构形成刚性连接，从而左侧太阳轮被驱动。由于离合器 C1 也不工

作，左侧行星齿圈不受控制而形成自由转动。如图 1-16 所示。

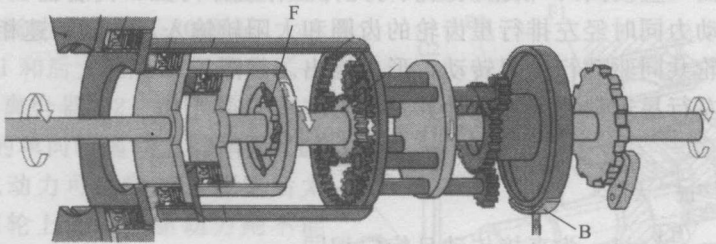


图 1-16 D 位一档

由规律可知：控制力同时作用于两个行星排，传动比计算要用拉威娜特征运动方程联立求解。

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

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

α 、 β 分别为左右行星齿轮的齿圈与太阳轮齿数比。

已知： $n_{R1} = 0$

由结构可知： $n_{L2} = n_{R2}$

$$n_{L3} = n_{R3}$$

由（右）式得： $n_{R2} = \frac{(1 + \beta) n_{R3}}{\beta}$

代入（左）式有： $n_{L1} - \frac{\alpha(1 + \beta) n_{R3}}{\beta} - (1 - \alpha) n_{L3} = 0$

此时的传动比 $i_1 = \frac{n_{L1}}{n_{R3}} = \frac{\alpha + \beta}{\beta}$ ，为减速传动且旋向相同。

动力传递路线为：输入轴→单向离合器 F→左太阳轮→双行星轮→行星架→输出轴。

（3）D 位二挡：此时前进离合器 C1 处于接合状态，动力经齿圈输入前行星排。由于前行星排太阳轮的状态不能确定，故齿圈的动力经行星轮传递至行星架。进而与由制动器 B2 锁止的右侧太阳轮作用，如图 1-17 所示。

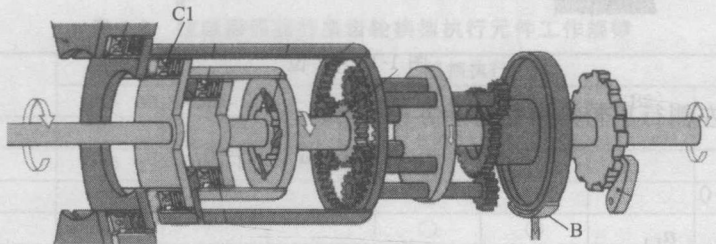


图 1-17 D 位二挡

传动比可由右行星运动特征方程计算：

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

已知 $n_{R1} = 0$

则传动比 $i_2 = \frac{n_{R2}}{n_{R3}} = \frac{1 + \beta}{\beta}$ ，为减速传动且旋向相同。