

汽车维修技师系列丛书

ISSN 1671-279X

邮发代号：8-236

CN21-1465/TH

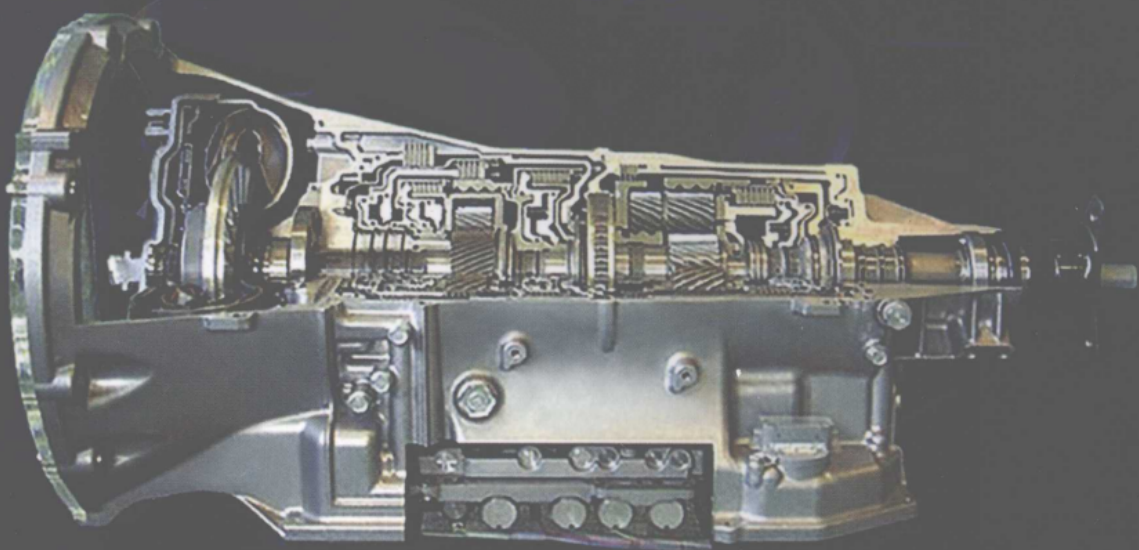


# 汽车维修技师

# 汽车自动变速器 动力传递

QICHEZIDONGBIANSUQI  
DONGLICHUANDI

曹利民 主编



辽宁科学技术出版社



邮发代号：8-236

ISSN 1671-279X

CN21-1465/TH

# 汽车维修技师系列丛书

汽车维修技师大众奥迪车系技师手记

汽车维修技师通用车系技师手记

汽车维修技师汽车自动变速器动力传递

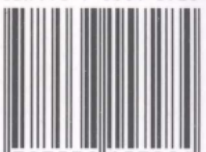
汽车维修技师东风雪铁龙车系技师手记

汽车维修技师丰田车系技师手记

汽车维修技师本田车系技师手记

**QICHEZIDONGBIANSUQI  
DONGLICHUANDI**

ISBN 978-7-5381-5728-4



9 787538 157284 >

定价：45.00 元

汽车维修技师系列丛书

**汽车维修技师**

# **汽车自动变速器动力传递**

曹利民 主编

辽宁科学技术出版社

· 沈阳 ·

## 图书在版编目 (CIP) 数据

汽车维修技师汽车自动变速器动力传递 / 曹利民主编. — 沈阳:  
辽宁科学技术出版社, 2009.4  
(汽车维修技师系列丛书)  
ISBN 978-7-5381-5728-4

I. 汽… II. 曹… III. 汽车—自动变速器装置—车辆修理  
IV. U472.41

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2009) 第 015856 号

---

出版发行: 辽宁科学技术出版社

(地址: 沈阳市和平区十一纬路 29 号 邮编: 110003)

印刷者: 沈阳新华印刷厂

经销者: 各地新华书店

幅面尺寸: 185mm × 260mm

印 张: 22

字 数: 400 千字

印 数: 1~4000

出版时间: 2009 年 4 月第 1 版

印刷时间: 2009 年 4 月第 1 次印刷

责任编辑: 齐 策

封面设计: 杜 江

版式设计: 齐 策

责任校对: 李淑敏

---

书 号: ISBN 978-7-5381-5728-4

定 价: 45.00 元

联系电话: 024-23284373

邮购热线: 024-23284626

E-mail: automarket@mail.lnpgc.com.cn

http://www.atauto.com.cn

# 前 言

目前国内生产的轿车所装用的自动变速器已有几十种，国内在用的自动变速器则有百种之多。自动变速器集机械、电子、液压为一体，结构复杂，种类繁多，不同车型自动变速器的结构差异较大，装配难度也较高，其故障诊断与维修难度高居汽车的各大总成之首。编者长期从事自动变速器维修及教学工作，深感大部分修理工对自动变速器的故障诊断能力还很弱，对自动变速器的修理缺乏经验，甚至有的修理工因多次拆装检修，最后还是以造成多部件人为损坏而告终，于是对自动变速器维修失去信心。自动变速器维修成为当前汽车维修的难点，自动变速器培训已成为当前汽车维修培训的热点。

自动变速器(AT)所采用的行星齿轮机构的形式决定了自动变速器的基本结构，有什么样的行星齿轮机构，就有相应的换挡执行元件对行星齿轮机构各构件进行约束。近几年，工程师们改进了自动变速器行星齿轮机构的组合，采用了新式行星齿轮机构，充分利用了行星齿轮机构的变速灵活性的特点，结合先进控制技术，使新型自动变速器的挡位增加到6速以上，且内部部件减少，具有体积小、重量轻、操纵简便、乘坐舒适性好的优点，其结构较以往的4速、5速AT有所简化，维修难度有所减小，这使其在各种形式的汽车变速器中占有一定优势。行星齿轮机构的设计是自动变速器设计的基础，动力传递路线分析是自动变速器故障诊断的基础。如果不理解该款自动变速器的动力传递原理，就无从对其故障作出诊断，这正是许多修理工甚至一些修理技术人员对自动变速器故障感到束手无策的主要原因之一。

基于以上原因，为提高自动变速器修理人员的诊断能力，我们组织编写了《汽车维修技师汽车自动变速器动力传递》一书。本书在介绍行星齿轮机构传动规律的基础上，对近年来上市的新款自动变速器的动力传递路线进行了详细分析，包括5速、6速、7速、8速自动变速器。在车型选择上，本书涵盖了国内保有量大、款型新、技术含量高的近百款行星齿轮式自动变速器，也包括本田轿车平行轴式自动变速器、无级自动变速器(CVT)及双离合自动变速器(DCT/DSG)的动力传递路线分析。

现在出版的自动变速器维修手册或原厂维修手册，一般侧重自动变速器的结构，涉及动力传递的内容很少，只是在一些自动变速器专题培训或厂家内部的培训教学中，才详细分析自动变速器的动力传递路线。本书内容源自编者多年的汽车维修实践和教学心得，有些是编者在维修实践中测绘得到的，相信对汽车维修人员能有所帮助。但由于编者水平有限，时间仓促，书中差错和疏漏在所难免，恳请广大读者及各位同仁指正。本书由曹利民任主编，参加编写的人员还有杨亚敏、郑永、薛灿、耿勤武、郭中起、赵振起、秘伟、张强、冯力平、赵津哲、何宝文、张九梁、刘双利、李飞跃、杜强、马吉安、范英浦、白世君、吴利军、张彦峰、李淑颖、高贵娟、陈石庄、雷辉、高文斌、薄秀芳、郝丽芬、李耀、王文春、曹同振、高志合、刘汉文、李英等。编写过程中，参考了一些原厂维修培训资料、国内外汽车期刊，在此谨向有关厂家和作者表示衷心的感谢！

编者

2009年2月

# 内容提要

自动变速器(AT)所采用的行星齿轮机构的形式决定了自动变速器的基本结构,有什么样的行星齿轮机构,就有相应的换挡执行元件对行星齿轮机构各构件进行约束。行星齿轮机构的设计是自动变速器设计的基础,动力传递路线分析是自动变速器故障诊断的基础。本书在介绍行星齿轮机构传动规律的基础上,对近百款自动变速器的动力传递路线进行了详细分析。在叙述上深入浅出,通俗易懂,图文并茂,可供具有一定修理经验的汽车维修技术人员汽车维修管理人员、及汽车工程技术人员和大专院校相关专业的师生学习参考,也可作为自动变速器专题培训教材。

## 目 录

<b>第一章 基础知识</b> .....	<b>1</b>
第一节 行星齿轮机构的运动规律 .....	1
第二节 动力传递路线示意图的画法 .....	8
第三节 典型辛普森行星齿轮机构 .....	11
<b>第二章 通用车系</b> .....	<b>16</b>
第一节 凯越 (1.6L) / 乐骋、乐风 (1.4L) 81-40LE 自动变速器 .....	16
第二节 凯越 (1.8L) / 景程 (2.0L) 4HP-16 自动变速器 .....	21
第三节 别克君威、GL8、陆尊、君越 (3.0L) 4T65E 自动变速器 .....	26
第四节 2006 款、2007 款别克君越 (2.4L) 4T45E 自动变速器 .....	34
第五节 2008 款别克君越 (2.4L) 2009 款新君威 6T40E 自动变速器 .....	41
第六节 新款凯越 (1.8L) / 景程 (2.0L) AF20 自动变速器 .....	46
第七节 雪佛兰科帕奇 55-51LE 自动变速器 .....	51
第八节 别克 / 雪佛兰赛欧 AF13 自动变速器 .....	55
第九节 别克荣御 / 林荫大道、凯迪拉克 (CTS/SRX/XLR) 赛威 (SLS) 5L40E 自动变速器 .....	59
第十节 凯迪拉克赛威 (SLS)、凯雷德 (ESCALADE) 6L50/80E 自动变速器 .....	67
第十一节 雪佛兰开拓者 (4.3L)、悍马 4L60/65E 自动变速器 .....	72
第十二节 别克昂科雷 6T75E 自动变速器 .....	76
<b>第三章 福特车系</b> .....	<b>78</b>
第一节 福特蒙迪欧 (2.0L) CD4E 自动变速器 .....	78
第二节 福特蒙迪欧 (2.5L) 5F31J 自动变速器 .....	82
第三节 福特 S-MAX / 蒙迪欧致胜 AWF21 自动变速器 .....	88
第四节 福特福克斯 4F27E 自动变速器 .....	93
第五节 福特嘉年华 81-40LE 自动变速器 .....	96
第六节 路虎 (Land Rover) 5HP-24 自动变速器 .....	96
<b>第四章 克莱斯勒车系</b> .....	<b>100</b>
第一节 北京切诺基 AW-4 自动变速器 .....	100
第二节 大切诺基 (Grand Cherokee) 42RE 自动变速器 .....	104
第三节 大切诺基 (Grand Cherokee) 54SRFE 自动变速器 .....	107
第四节 克莱斯勒(300C) 42RLE 自动变速器 .....	112
第五节 克莱斯勒(300C) NAG1 自动变速器 .....	116
第六节 捷龙、锋哲、铂锐、PT 漫步者、凯领 41TE 自动变速器 .....	121
第七节 2007 款指南者吉普 (COMPASS JEEP) CVT 自动变速器 .....	123

<b>第五章 大众 / 奥迪车系</b>	<b>125</b>
第一节 一汽大众捷达、宝来 01M / 上海大众桑塔纳、帕萨特 01N 自动变速器	125
第二节 一汽奥迪 A6 / 上海大众帕萨特 01V (5HP-19) 自动变速器	128
第三节 一汽奥迪 (A8 09E、A6L 09L) 6HP-19/26/32 自动变速器	132
第四节 大众速腾 / 迈腾 09G、途锐 09D 自动变速器	137
第五节 上海大众波罗 001 自动变速器	142
第六节 大众 / 奥迪 DSG 自动变速器	145
第七节 奥迪 01J (CVT) 无级自动变速器	148
<b>第六章 其他欧洲车系</b>	<b>151</b>
第一节 宝马 5HP-30 自动变速器	151
第二节 富康、爱丽舍、雪铁龙、毕加索、雷诺、标致 AL4 自动变速器	155
第三节 雪铁龙 C5、标致 607、中华 4HP-20 自动变速器	157
第四节 奔驰 722.6 自动变速器	159
第五节 奔驰 722.9 自动变速器	163
第六节 南汽菲亚特 (FIAT) 西耶那、派力奥 FUJI ECVT 自动变速器	170
第七节 萨博 (SAAB 9-3/9-5) FA57 自动变速器	171
第八节 欧宝 (OPEL) 威达 -B AF20 自动变速器	172
第九节 欧宝 (OPEL) 威达 -C AF33 自动变速器	172
第十节 沃尔沃 (S40/S80) 55-50/51 自动变速器	173
第十一节 奔驰 722.3/722.4 自动变速器	173
第十二节 奔驰 722.5 自动变速器	174
<b>第七章 丰田车系</b>	<b>176</b>
第一节 广州丰田凯美瑞、丰田大霸王 U241 自动变速器	176
第二节 广州丰田凯美瑞 U250 自动变速器	181
第三节 新款丰田大霸王、凯美瑞 U660 自动变速器	185
第四节 新款雷克萨斯、皇冠、锐志轿车 A760/761/960E 自动变速器	190
第五节 新款陆地巡洋舰 A750E 自动变速器	196
第六节 雷克萨斯 (LS400、LS430) A650E 自动变速器	201
第七节 丰田威驰 (VIOS) U540 自动变速器	206
第八节 2007 款丰田汉兰达 (HIGHLANDER) U151 自动变速器	209
第九节 雷克萨斯 LS460 AA80E 自动变速器	213
第十节 一汽丰田花冠 U340/341 自动变速器	219
第十一节 丰田特锐 4AT 自动变速器	222
<b>第八章 日产车系</b>	<b>224</b>
第一节 日产天籁、奇骏 RE4F04B 自动变速器	224
第二节 日产西玛 (CIMA)、英菲尼迪 (INFINITI)、风雅 (FUGA)、 途乐 RE5R05A 自动变速器	228
第三节 日产轩逸、颐达、阳光 (N16) RE4F03B 自动变速器	234



第四节	郑州日产帕拉丁 RE4R01A 自动变速器	240
第五节	日产蓝鸟 RL4F03A/V 自动变速器	245
第六节	日产阳光 (B14) RL4F03A 自动变速器	247
第七节	日产途乐 RE4R03A 自动变速器	248
第八节	日产贵士 RE5F22A 自动变速器	250
第九节	日产天籁 RE0F10A、轩逸 RE0F09A (CVT) 无级变速器	252
<b>第九章</b>	<b>本田车系</b>	<b>254</b>
第一节	广州本田 (2.3L) MAXA/B7X7 自动变速器	254
第二节	老款本田雅阁 (ACCORD) MPOA、MPXA 自动变速器	259
第三节	新款本田雅阁 (ACCORD) BCLA&MCLA 自动变速器	259
第四节	新款本田雅阁 (ACCORD) BAYA&MAYA 自动变速器	263
第五节	本田 CR-V 自动变速器	268
第六节	广州本田飞度 CVT 无级变速器	272
<b>第十章</b>	<b>三菱、现代、起亚车系</b>	<b>275</b>
第一节	北京现代索纳塔、伊兰特、三菱欧蓝德、奇瑞东方之子、途胜、君爵、 圣达菲 F4A42 自动变速器	275
第二节	起亚千里马 A4AF3 自动变速器	278
第三节	现代圣达菲 / 起亚嘉华 F4A51、现代君爵 / 起亚嘉华 F5A51 自动变速器	281
第四节	三菱帕杰罗速跑 R4A51/V4A51 型自动变速器	288
第五节	2006 款三菱帕杰罗 V5A51 自动变速器	291
第六节	2008 款三菱欧蓝德 W6AJA 自动变速器	294
第七节	三菱帕杰罗、湖南长丰猎豹 V4AW3 自动变速器	299
第八节	三菱菱帅 (LANCER) F1C1 CVT 无级变速器	299
第九节	起亚嘉华 50-42LE 自动变速器	300
<b>第十一章</b>	<b>其他亚洲车系</b>	<b>302</b>
第一节	马自达 6/3/323/ 普力马 FN4A-EL 自动变速器	302
第二节	新款一汽奔腾 FS5A-EL 自动变速器	306
第三节	奇瑞旗云、大宇、雪铁龙 4HP-14 自动变速器	311
第四节	比亚迪 (F6) F4A4B 自动变速器	314
第五节	上汽荣威 (ROEWE) 55-51SN 自动变速器	316
第六节	南汽名爵 (MG) JF506 自动变速器	320
第七节	通用五菱 (SPARK) JF405E 自动变速器	327
第八节	上汽双龙艾腾 (ACTYON)、雷斯特 (REXTON) ION (BTRA) 自动变速器	330
第九节	2005 款双龙主席 (CHAIRMAN) DC5 自动变速器	333
第十节	东南富利卡 R4AW4-C-FI 自动变速器	338
第十一节	奇瑞旗云 VT1F CVT 无级变速器	339
第十二节	斯巴鲁 4EAT (EC8) 自动变速器	341
第十三节	斯巴鲁驰鹏 5AT 自动变速器	342



# 第一章 基础知识

## 第一节 行星齿轮机构的运动规律

自动变速器(AT)所采用的行星齿轮机构的形式决定了自动变速器的基本结构,有什么样的行星齿轮机构,就有相应的换挡执行元件对行星齿轮机构各元件进行约束。近几年,工程师改进了自动变速器行星齿轮机构的组合,采用了新式行星齿轮机构,充分利用了行星齿轮机构的变速灵活性的特点,结合先进控制技术,使新型自动变速器的挡位增加到6速以上,且内部部件减少,具有体积小、重量轻、操纵简便、乘坐舒适性好的优点,其结构较以往的4速、5速AT有所简化,维修难度有所减小,这使其在各种形式的汽车变速器中占有一定优势。行星齿轮机构的设计是自动变速器设计的基础,动力传递路线分析是自动变速器故障诊断的基础。如果不理解该款自动变速器的动力传递原理,就无从对其故障作出诊断,这正是许多修理工甚至一些修理技术人员对自动变速器故障感到束手无策的主要原因之一。自动变速器的种类繁多,但不同自动变速器所采用的行星齿轮机构是有限的,所以我们可以通过对有限的典型行星齿轮机构的动力传递进行分析,使我们掌握大量的自动变速器的动力传递路线。

### 一、定轴轮系齿轮啮合的运动规律

#### 1. 齿轮的外啮合

在定轴轮系中,齿轮旋转中心的位置是固定不变的。确定齿轮运动规律的参数包括传动比和旋转方向。传动比可通过两个齿轮的直径或齿数确定,因为齿轮的齿数与其直径有关。如图1-1-1所示,一对啮合齿轮中总是一个齿轮带动另一个齿轮旋转,这个齿轮称做主动齿轮,另一个被带动的齿轮称做从动齿轮。当主动齿轮比从动齿轮小时,从动齿轮的转速比主动齿轮慢,但其输出的扭矩将增加,故称做减

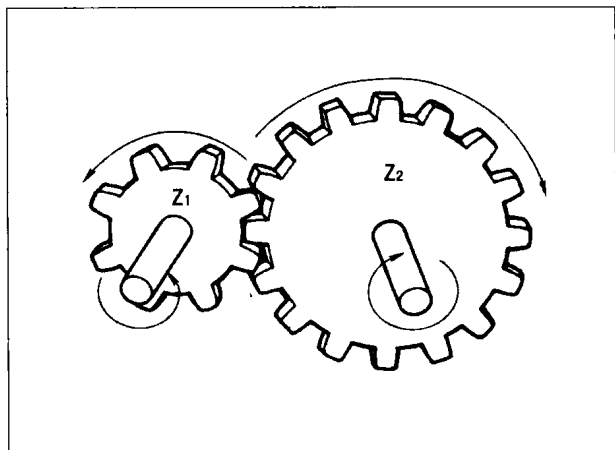


图1-1-1 齿轮外啮合

速运动。当主动齿轮比从动齿轮大时，输出转速会升高，产生超速传动，但输出轴上的扭矩相应减小。如果左侧的小齿轮为主动齿轮，则传动比=从动齿轮齿数/主动齿轮齿数= $Z_2/Z_1=16/8=2:1$ ，也就是说，主动齿轮旋转1圈时，从动齿轮只转了0.5圈。由图1-1-1中还可以看出，从动齿轮的旋转方向和主动齿轮是相反的。

### 2. 多级齿轮的外啮合

图1-1-2是多个(3个)齿轮的啮合传递，总的传动比是各啮合齿轮副传动比的乘积，经约分后可简化为：传动比=末端从动齿轮齿数/主动齿轮齿数= $Z_n/Z_1$ 。由图1-1-2中还可以看出，多级啮合的中间齿轮没有改变传动比的大小，但改变了齿轮的旋转方向，也就是说增加一个惰轮可以改变一次传动方向，但不改变传动比的绝对值。

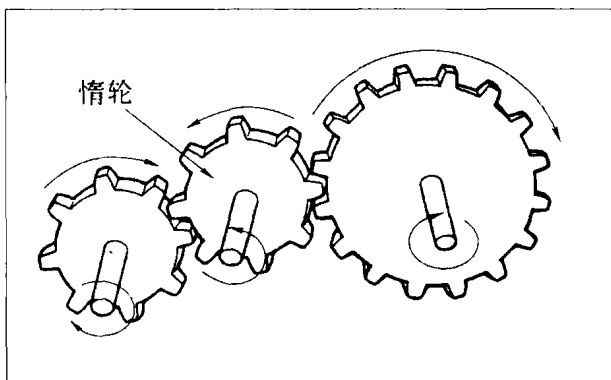


图1-1-2 多级齿轮外啮合

### 3. 齿轮的内啮合

大部分齿轮是外齿轮，其轮齿在齿轮的外侧。也有些轮齿在齿轮的内侧，称做内齿轮或齿圈，一个外齿轮和一个内齿轮的啮合

不会改变齿轮的旋转方向，如图1-1-3所示。

### 4. 定轴轮系齿轮啮合运动规律

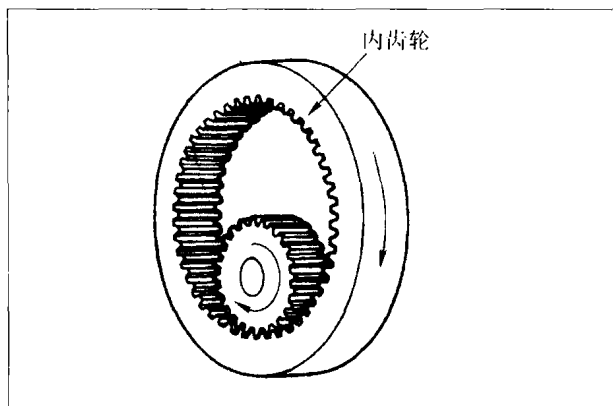


图1-1-3 齿轮内啮合

- ◆ 两个外啮合齿轮旋转方向相反
- ◆ 一个外齿轮和一个内齿圈啮合，两个齿轮的旋转方向相同
- ◆ 惰轮可以使啮合齿轮的旋转方向发生改变
- ◆ 多个齿轮副的传动比等于各传动比的乘积，如果是多级啮合，传动比=末端从动齿轮齿数/主动齿轮齿数= $Z_n/Z_1$
- ◆ 如果动力传递时，经过的齿轮副是奇数(齿轮个数为双数)，则输出齿轮和输入齿轮的旋转方向相反；如果动力传递时，经过的齿轮副是偶数(齿轮个数为单数)，则输出齿轮和输入齿轮的旋转方向相同

## 二、单级行星齿轮系的运动规律

行星齿轮机构具有变速范围宽，控制灵活，变速时无啮合间断(各齿轮间是常啮合)及尺寸小的特点，自动变速器大多采用行星齿轮式变速机构。如图1-1-4所示，行星齿

轮机构由太阳轮(或称为中心轮)、行星齿轮、行星齿轮架(简称行星架)、内齿圈(简称齿圈)等组成。行星齿轮为轴转式齿轮系统,与定轴式齿轮系统相同的特点是也可以变速、变扭。我们在分析行星齿轮机构的运动规律时,一般是画出其示意图,如图1-1-5所示。完整的示意图是由上、下对称的两部分组成,取其1/2即可表达清楚。

1. 行星架固定,太阳轮主动,齿圈被动  
这是一个定轴轮系,行星轮相当于惰轮,其传动比 = 齿圈齿数/太阳轮齿数 > 1,

传动比一般为1.5~4,这是一个减速传动。再看一下其旋转方向:太阳轮顺时针旋转;太阳轮与行星轮是外啮合,则行星轮逆时针旋转;行星轮与齿圈是内啮合,则齿圈逆时针旋转。这是一个减速反向传动,用于自动变速器中的倒挡。由以上分析可知,行星轮相当于惰轮,它的个数以及每个行星轮的齿数不影响传动比的大小,但会改变行星齿轮各构件的旋转方向。

2. 行星架固定,齿圈主动,太阳轮被动  
这种传动方式与第1种情况只是主、被动

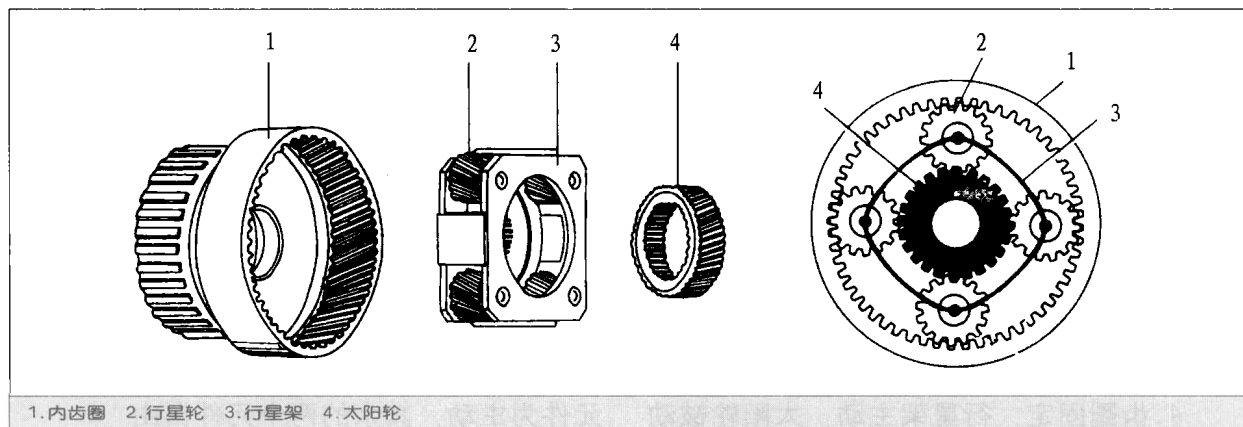


图1-1-4 行星齿轮机构的组成

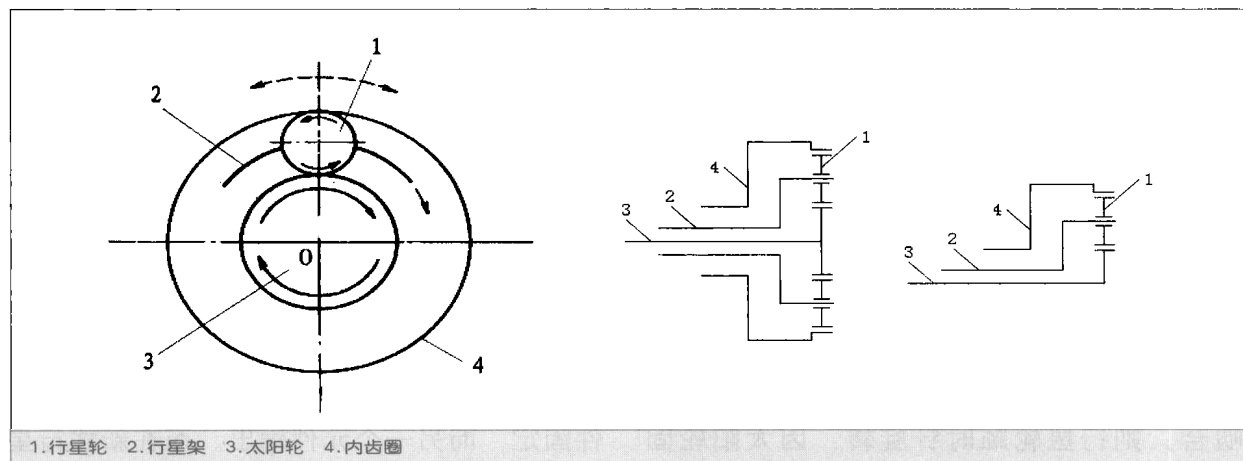


图1-1-5 行星齿轮机构示意图

件相反，这是一个增速反向传动，传动比一般为 $0.25\sim 0.67$ ，这里不再作进一步分析。由于这种组合升速较大，主、被动件的转向相反，一般在单排行星齿轮机构变速中不常用，偶尔在一些复合行星齿轮机构中才用到。

3. 齿圈固定，太阳轮主动，行星架被动  
太阳轮顺时针旋转；太阳轮与行星轮是外啮合，则行星轮逆时针旋转；因齿圈固定不动，则行星轮在逆时针旋转的同时，还沿齿圈在顺时针公转，于是带动行星架顺时针旋转。这种组合为降速传动，通常传动比一般为 $2.5\sim 5$ ，即这是一个减速同向传动，可用于自动变速器的1挡。因行星齿轮自转的同时，还在绕太阳轮公转，定轴轮系的传动比计算方法在这里就不适用了，以上只是对这种运动状态的定性分析，详细的传动比计算方法在后面介绍。

4. 齿圈固定，行星架主动，太阳轮被动  
这种传动方式与第3种的情况只是主、被动件相反，这是一个增速同向传动，传动比一般为 $0.2\sim 0.4$ 。因自动变速器中很少用太阳轮作动力输出端，这种传动方式在单排行星齿轮机构变速中一般不常用，在一些复合行星齿轮机构中才用到。

5. 太阳轮固定，齿圈主动，行星架被动  
齿圈顺时针旋转；齿圈与行星齿轮是内啮合，则行星轮顺时针旋转；因太阳轮固定，则行星轮在顺时针旋转的同时，还沿齿

圈在顺时针公转，于是带动行星架顺时针旋转。这种组合为降速传动，传动比一般为 $1.25\sim 1.67$ ，可用于自动变速器的2挡。

6. 太阳轮固定，行星架主动，齿圈被动  
这种传动方式与第5种的情况只是主、被动件相反，这种组合为增速传动，传动比一般为 $0.6\sim 0.8$ ，用于自动变速器的超速挡。

7. 把行星架、齿圈、太阳轮3个元件中任意两个元件接合为一体的情况

当把行星架、齿圈、太阳轮3个元件中任意两个元件接合为一体时，行星齿轮间没有相对运动，整个行星齿轮机构作为一个整体运转，传动比为1，转向相同，汽车上常用此种组合方式组成直接挡。同理，如果行星齿轮机构中有两个元件被同时固定，则第3个元件也被固定。

8. 行星架、齿圈、太阳轮3个元件中任一元件为主动，其余的两个元件自由

行星架、齿圈、太阳轮3个元件中任一元件为主动，其余的两个元件自由，其余两个元件无确定的转速输出，这可作为自动变速器的空挡。

9. 行星架、齿圈、太阳轮3个元件中，有两个元件为主动，另一个元件被动

在以前的传动模式中，行星架、齿圈、太阳轮3个元件通常是一个元件驱动，一个元件固定，而另一个元件输出。而在新式行星齿轮机构中，常常有两个元件为主动，以不

同的转速旋转，另一个元件输出，这种情况下的转速分析详见有关车型。

### 三、单级行星齿轮系的运动规律的理论根据

由以上分析可知，行星齿轮机构具有两个自由度，为了获得固定的传动比，需将太阳轮、齿圈或行星架三者之一制动(转速为0)或约束(以某一转速旋转)，以获得我们所需的传动比。行星齿轮机构的运动规律包括旋转方向和传动比两个重要指标。目前，在有关自动变速器的资料中，有关传动比的计算公式有以下几个：

$$(n_1 - n_H) / (n_3 - n_H) = -Z_3 / Z_1 \quad (1)$$

式中： $n_1$ ——太阳轮转速；

$n_H$ ——行星架转速；

$n_3$ ——内齿圈转速；

$Z_1$ ——太阳轮齿数；

$Z_3$ ——内齿圈齿数。

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

式中： $n_1$ ——太阳轮转速；

$n_2$ ——内齿圈转速；

$n_3$ ——行星架转速。

$\alpha = \text{内齿圈齿数} / \text{太阳轮齿数} = Z_2 / Z_1$

$$Z_2 = Z_1 + Z_3 \quad (3)$$

式中： $Z_1$ ——太阳轮齿数；

$Z_2$ ——行星架假想齿数；

$Z_3$ ——内齿圈齿数。

下面对这3个公式的原理及推导过程作以

介绍。上面提到的定轴轮系齿轮传动比计算公式为  $i = (-1)^m (\text{所有的从动齿轮数乘积}) / (\text{所有的主动齿轮数乘积}) = (-1)^m Z_n / Z_1$ ，它对行星齿轮机构是不适用的。因为在行星齿轮机构中，星轮在自转的同时，还随着行星架的转动而公转，这使得定轴轮系传动比的计算方法不再适用。我们可以用相对速度法或转化机构法对行星齿轮机构的传动比进行分析，这一方法的理论依据是一个机构整体的绝对运动并不影响其内部各构件间的相对运动，这就好像手表的表针的相对运动并不随着人的行走而变化一样，这一理论是一位名叫Willes的科学家于1841年提出的。假定给整个行星轮系加上一个绕中心点旋转的运动  $(-\omega)$ ，这个运动的角速度与行星架转动的角速度  $(\omega)$  相同，但方向相反，这时行星架静止不动，使星轮的几何轴线固定，我们就得到了一个定轴轮系，这样就能用定轴轮系的方法进行计算了。用转速  $n$  代替角速度  $\omega$ ，不同构件转化前和转化后的转速如表1-1-1所示。

表1-1-1 不同构件转化前和转化后的转速

构件	名称	转化前转速	转化后转速
1	太阳轮	$n_1$	$n_1^H = n_1 - n_H$
2	内齿圈	$n_3$	$n_3^H = n_3 - n_H$
3	行星架	$n_H$	$n_4^H = n_H - n_H = 0$

利用定轴轮系传动比计算公式有：

$$i_{13}^H = n_1^H / n_3^H = (n_1 - n_H) / (n_3 - n_H) = (-1)^1 Z_2 Z_3 / Z_1 Z_2 = -Z_3 / Z_1 \quad (4)$$

如果把  $\alpha = Z_2 / Z_1$  代入原公式(2)中，可得

到式(1)或式(4)。

在式(4)中,假设固定内齿圈,使 $n_3=0$ ,代入式(4)得式(5):

$$n_1/n_H=(Z_1+Z_3)/Z_1 \quad (5)$$

$$\text{又: } i_{1H}=n_1/n_H=Z_H/Z_1 \quad (6)$$

联解式(5)、(6)可得出:

$$Z_H=Z_1+Z_3$$

即“行星架的假想齿数是太阳轮齿数和内齿圈齿数之和”,注意,这一结论只适用于单级行星齿轮机构,在双级行星齿轮系就不适用了。

由此可见,(1)、(2)、(3)这3个公式其实是同一个公式的不同表达方式。但需注意:这些公式只适用于单级的行星齿轮机构。

下面对单级行星齿轮机构运动状态进行分析:

(1) 太阳轮固定( $n_1=0$ ),行星架驱动,内齿圈输出:将 $n_1=0$ 代入式(4),有 $i=n_H/n_3=Z_3/(Z_1+Z_3)$ ,传动比小于1,即为同向增速运动。

(2) 太阳轮固定( $n_1=0$ ),内齿圈驱动,行星架输出:将 $n_1=0$ 代入式(4),有 $i=n_3/n_H=(Z_1+Z_3)/Z_3$ ,传动比大于1,即为同向减速运动。

(3) 齿圈固定( $n_3=0$ ),行星架驱动,太阳轮输出:将 $n_3=0$ 代入式(4),有 $i=n_H/n_1=Z_1/(Z_1+Z_3)$ ,传动比小于1,即为同向增速运动。

(4) 齿圈固定( $n_3=0$ ),太阳轮驱动,行星架输出:将 $n_3=0$ 代入式(4),有 $i=n_1/n_H=(Z_1+Z_3)/Z_1$ ,传动比大于1,即为同向减速运动。

(5) 行星架固定( $n_H=0$ ),齿圈驱动,太阳轮输出:将 $n_H=0$ 代入式(4),有 $i=n_3/n_1=-Z_1/Z_3$ ,

传动比小于1,且为负值,即为反向增速运动。

(6) 行星架固定( $n_H=0$ ),太阳轮驱动,齿圈输出:将 $n_H=0$ 代入式(4),有 $i=n_1/n_3=-Z_3/Z_1$ ,传动比大于1,且为负值,即为反向减速运动。

根据以上分析,可得出单级行星齿轮机构的运动规律,如表1-1-2所示。

表 1-1-2 单排单级行星齿轮机构的运动规律

固定件	主动件	从动件	转速	转向
太阳轮	行星架	齿圈	增速	同向
太阳轮	齿圈	行星架	减速	同向
齿圈	行星架	太阳轮	增速	同向
齿圈	太阳轮	行星架	减速	同向
行星架	齿圈	太阳轮	增速	反向
行星架	太阳轮	齿圈	减速	反向

#### 四、双级行星齿轮机构的运动规律

有些自动变速器采用了双级行星齿轮机构,如图1-1-6所示,它与单排单级行星齿轮机构相比,多了一只中间啮合齿轮(惰轮),多改变了一次旋转方向,使整个行星齿轮机构的运动规律与单级的就完全不同了。

同样根据转换法,对于多级啮合行星齿轮系,我们通过行星齿轮机构传动比的计算公式,可以推出如下公式:

$$i_{GK}^H=n_G^H/n_K^H=(n_G-n_H)/(n_K-n_H)=(-1)^m(\text{从G到K所有的从动齿轮数乘积})/(\text{从G到K所有的主动齿轮数乘积}), \quad (7)$$

(式中 $m$ 为从G到K啮合齿轮的对数)

对于双级行星齿轮机构, $m=2$ ,从式(7)我们可以得出双级行星齿轮机构的运动方程式为:

$$i_{13}^H=n_1^H/n_3^H=(n_1-n_H)/(n_3-n_H)=(-1)^2Z_2Z_3/Z_1Z_2=Z_3/Z_1 \quad (8)$$



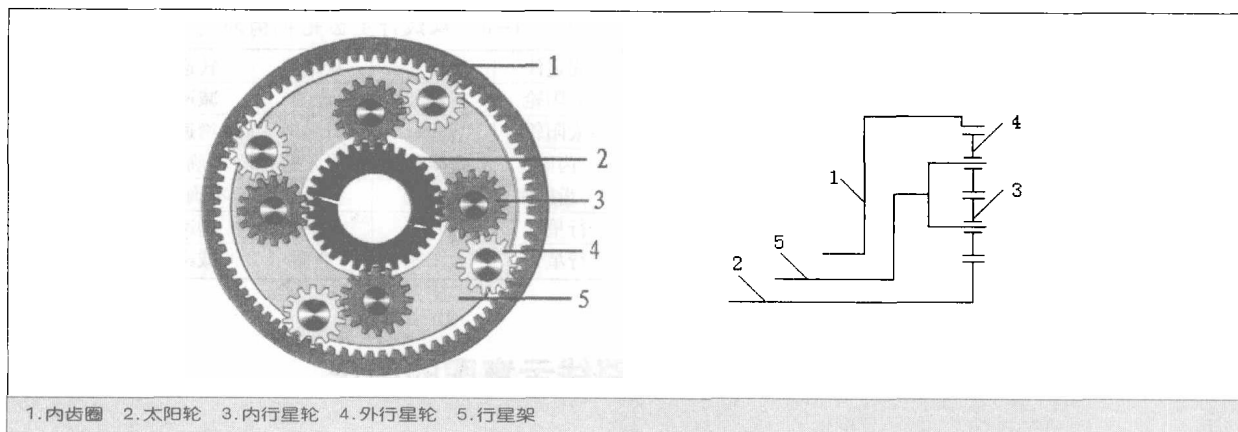


图1-1-6 双级行星齿轮机构

上式也可以这样理解：因双级结构多了一级外啮合，故与单级相比传动比方向相反，式(4)中将原来的“-”号变为“+”号。

在式(8)中，假设固定内齿圈，使 $n_3=0$ ，代入式(8)得式(9)：

$$n_1/n_H = (Z_3 - Z_1)/Z_1 \quad (9)$$

$$\text{又：} i_{1H} = n_1/n_H = Z_H/Z_1 \quad (10)$$

联解式(9)、(10)可得出：

$$Z_H = Z_3 - Z_1$$

即双级行星齿轮机构中，行星架的假想齿数是内齿圈齿数减去太阳轮齿数。可见，双级行星齿轮机构的速比计算公式和行星架的假想齿数与单排单级行星齿轮机构是不同的。

下面对双级行星齿轮机构运动状态进行分析：

对于单排双级行星齿轮机构，有 $Z_3 > Z_1$ ， $(Z_3 - Z_1) < Z_3$ ，但 $(Z_3 - Z_1)$ 与 $Z_1$ 的大小比较不确定，所以在下面的旋转规律分析中，有些条件不具备的情况没有列出增速还是减速。

(1) 太阳轮固定( $n_1=0$ )，行星架驱动，内

齿圈输出：将 $n_1=0$ 代入式(8)，有 $i = n_H/n_3 = Z_3/(Z_3 - Z_1)$ ，传动比大于1且为正，即为同向减速运动。

(2) 太阳轮固定( $n_1=0$ )，内齿圈驱动，行星架输出：将 $n_1=0$ 代入式(8)，有 $i = n_3/n_H = (Z_3 - Z_1)/Z_3$ ，传动比小于1且为正，即为同向增速运动。

(3) 齿圈固定( $n_3=0$ )，行星架驱动，太阳轮输出：将 $n_3=0$ 代入式(8)，有 $i = n_H/n_1 = -Z_1/(Z_3 - Z_1)$ ，传动比为负，但是大于还是小于1不确定，故为反向运动。

(4) 齿圈固定( $n_3=0$ )，太阳轮驱动，行星架输出：将 $n_3=0$ 代入式(8)，有 $i = n_1/n_H = -(Z_3 - Z_1)/Z_1$ ，传动比为负，但是否大于或小于1不确定，故为反向运动。

(5) 行星架固定( $n_H=0$ )，齿圈驱动，太阳轮输出：将 $n_H=0$ 代入式(8)，有 $i = n_3/n_1 = Z_1/Z_3$ ，传动比小于1，且为正值，即为同向增速运动。

(6) 行星架固定( $n_H=0$ )，太阳轮驱动，齿