

DOI:10.20035/j.issn.1671-2668.2023.02.003

基于杠杆法的 AA80E 行星齿轮自动变速器传动比计算^{*}

刘刚, 张靖

(武汉交通职业学院, 湖北 武汉 430065)

摘要:以 AA80E 行星齿轮自动变速器为例,以杠杆法为理论分析基础,绘制自动变速器的杠杆图和所有挡位的转速线图,由此推算各挡位的传动比,提出综合运用解析法和杠杆法进行多挡位行星齿轮变速器传动比计算的策略。

关键词:汽车;行星齿轮变速器;传动比;杠杆法

中图分类号:U463.22

文献标志码:A

文章编号:1671-2668(2023)02-0007-04

AA80E 是全球首款八速自动变速器,其变速传动机构使用一个双级行星齿轮组和一个拉维娜行星齿轮组^[1]。它由爱信有限公司研发生产,配置于丰田汽车公司的凌志 GS460/LS460 等车型上^[2],2014—15 款凯迪拉克 CTS3.6 车型上亦有使用,是一款适用于 FR(发动机前置、后轮驱动)底盘布置形式的行星齿轮变速器。文献[3]以图示的方式给出了 AA80E 各挡位的动力流,文献[4]对 AA80E 的动力传递路线进行了详细分析,但均未给出各挡位的传动比表达式,不利于深入理解变速器挡位的形成机理及各挡传动比大小与各行星齿轮排结构特征系数之间的内在联系。文献[5]分析了八速自动变速器各挡位的动力传递路线,提出了传动比的计算方法。文献[6]根据单排单级行星齿轮机构传动比的计算原理,以马自达 FN4A-EL 自动变速器为例,说明了混合行星齿轮机构变速器各挡动力传递路线和行星齿轮传动比的计算方法。为说明 AA80E 自动变速器“高挡传动比小、低挡传动比大”的形成机理,避免解析法解方程组的烦琐计算,增加传动比计算过程的直观性和趣味性,本文借助杠杆法推算各挡位的传动比表达式并进行验证。

1 AA80E 自动变速器行星齿轮机构分析

AA80E 自动变速器行星齿轮机构的结构见图 1,其换挡执行元件工作情况见表 1^[1]。

由图 1、表 1 可知:AA80E 自动变速器仅用 7 个换挡执行元件就实现了全部挡位的控制,结构紧

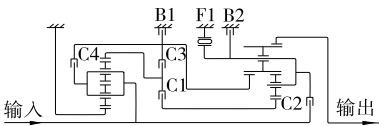


图 1 AA80E 自动变速器行星齿轮机构结构简图

表 1 AA80E 自动变速器换挡执行元件的工作情况

| 挡位 | C1 | C2 | C3 | C4 | F1 | B1 | B2 |
|----|----|----|----|----|----|----|----|
| 1 | ○ | | | | ○ | | ○ |
| 2 | ○ | | | | | ○ | |
| 3 | ○ | | ○ | | | | |
| 4 | ○ | | | ○ | | | |
| 5 | ○ | ○ | | | | | |
| 6 | | ○ | | ○ | | | |
| 7 | | ○ | ○ | | | | |
| 8 | | ○ | | | | ○ | |
| R1 | | | ○ | | | | ○ |
| R2 | | | | ○ | | | ○ |

注:○表示在工作。

凑高效,动力挡位的形成仅使用 2 个换挡元件;相邻两挡位的转换只需切换 1 个换挡元件的工件状态即可实现,符合保证换挡平顺性实现的 One-Shift(每次换挡只有一个执行元件分离、一个执行元件结合)原则^[7]。

如图 1 所示,AA80E 自动变速器的 3 个行星排中,最左侧的双级行星齿轮机构的行星架与输入轴相连,是该行星齿轮机构的动力输入元件,最右侧的双级行星齿轮组中的行星架通过离合器 C2 与输入

^{*} 基金项目:湖北省职业技术教育学会重点课题(ZJG201921)

轴相连;拉维娜行星齿轮组中的齿圈与输出轴相连,是行星齿轮机构的动力输出元件;F1和B2均用于制动拉维娜行星齿轮组中的行星架;拉维娜行星齿轮组中,B1用于制动大太阳轮,C4将大太阳轮与输入轴相连,C1将小太阳轮与最左侧的双级行星齿轮组中的齿圈相连,C3将大太阳轮与最左侧的双级行星齿轮组中的齿圈相连;最左侧的双级行星齿轮组中,太阳轮固定不转,形成“架入太固圈出”(“架入”是指以行星架作为输入元件,“太固”是指太阳轮是固定件,“圈出”是指齿圈是输出件)的减速传动方案。

2 AA80E自动变速器行星齿轮机构的杠杆图和转速线图

2.1 杠杆图

文献[7]结合大众01M/01N型、Aisin 09G型自动变速器(均为典型的拉维娜式行星齿轮机构),文献[8]结合通用4T65和4L60型自动变速器,详细说明了单排单级行星齿轮机构和单排双级行星齿轮机构杠杆图的绘制方法,并将各挡的转速线完美地绘制于一张总杠杆图上,直观地体现各挡输出转速的变化,可借助三角形相似原理推算各挡传动比。文献[9]给出了杠杆图的一般绘制方法,参考该方法绘制的AA80E行星齿轮变速器杠杆图见图2。

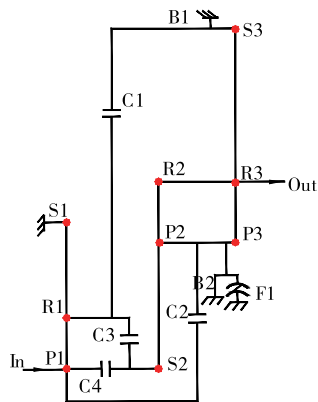


图2 AA80E行星齿轮变速器杠杆图

2.2 转速线图

在分析行星齿轮自动变速器的动力传递路线时,通常会出现两个行星齿轮组间动力并联传递的情况,如丰田A34系列自动变速器的1挡、大众01M/01N型自动变速器的2挡、ZF8的5挡^[10]、通用GF6的2挡和3挡等都会出现这种情况,相较于行星排间动力传递为串联传递的挡位,这种情况分

析较困难。

在杠杆图上,取齿圈R的对应点与行星架P的对应点之间的距离为1,行星架P与太阳轮S之间的距离为行星排特性系数 α ^[10]。因 $\alpha > 1$,绘图时要保证太阳轮与行星架间的长度大于齿圈与行星架间的长度^[7],这一要求对单排单级、单排双级行星齿轮机构等效杠杆图的绘制都适用。

如图2所示,AA80E行星齿轮变速器的杠杆图中有S1、R1、P1、R2R3、P2P3、S3和S2 7个支点,在挂挡前,将3个行星排的杠杆图合并为一个总杠杆图后,因无法确定各支点之间的距离关系,无法推算各挡传动比。

文献[7]采用拓展杠杆法将Aisin 09G型自动变速器的各挡转速线和各行星齿轮组的杠杆图集中在一张图中,文献[11]绘制了爱信AT6、丰田U760E、丰田A761E的自动变速器速度矢量图,两文献采用的方法异曲同工,无本质区别,都未能将自动变速器中所有行星排的等效杠杆合成为一个总杠杆,传动比的推算需借助不同行星排间运动元件的转速联系来实现。

当行星齿轮变速器挂挡接合时,整个行星变速机构即可合并成1个总杠杆,各挡位的输出转速可用转速线图上的线段长度来表示^[7,8,10],输入转速线段长度(设其单位长度为1)与输出转速线段长度的比值即为这个挡位的传动比。

挂挡后,由于换挡执行元件的作用,杠杆图中的支点可以合并,支点数减少,可按照杠杆法来确定各支点间的长度关系,挡位传动比的推算也就能够实现。文献[8]正是利用挂挡后各换挡执行元件工作状态将总杠杆图中的支点合并,形成一个包含各行星排等效杠杆图的总杠杆图(对应于具体挡位均有不同),利用各行星排等效杠杆图中支点间长度关系来推算相应挡位的传动比(无须借助不同的行星排间运动元件的转速联系),并以ZF8中传动比推算最为复杂的5挡为例进行了演示。

为了在一张图中完整地展示AA80E各挡位的转速线,运用杠杆法,结合图1得到图3中单排双级行星齿轮机构的三节点等效杠杆和拉维娜行星齿轮机构的四节点等效杠杆;再根据表1,得到图3所示AA80E转速线图。图中纵坐标表示拉维娜四节点等效杠杆中支点间距离的比例关系,横坐标表示转速间的比例关系;In表示构件是输入元件,与液力变矩器的涡轮相连,对应的输入转速为1;In'表示三

$$\frac{n_{R1}}{n_{S2}} = -\frac{1}{\alpha_2} \Rightarrow n_{R1} = -\frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{\alpha_1 - 1}{\alpha_1}$$

$$i_{R1} = \frac{n_{in}}{n_{R1}} = \frac{1}{n_{R1}} = -\frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 - 1}$$

(10) R2 挡时 C4 和 B2 工作。C4 工作时, $n_{S2} = 1$; B2 工作时, $n_{P2} = n_{P3} = 0$ 。连接点 D 和 P2(P3), 可得转速线 R2 和 n_{R2} 。由相似三角形可得:

$$n_{R2} = -\frac{1}{\alpha_2} \Rightarrow i_{R2} = -\alpha_2$$

表 2 AA80E 自动变速器适用车型和各挡传动比

| 车型 | 各挡传动比 | | | | | | | | | 油液容 量/L | 油液类型 | 质量(包括加 满的油液)/kg |
|------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------------|-------------|--------------------|
| | 1 挡 | 2 挡 | 3 挡 | 4 挡 | 5 挡 | 6 挡 | 7 挡 | 8 挡 | 倒挡 | | | |
| GS460 | 4.596 | 2.724 | 1.863 | 1.464 | 1.231 | 1.000 | 0.824 | 0.685 | 2.176 | 10.5 | 丰田原厂 ATF WS | 96.3 |
| LS460L/460 | 4.596 | 2.724 | 1.863 | 1.464 | 1.231 | 1.000 | 0.824 | 0.685 | 2.176 | 9.9 | 丰田原厂 ATF WS | 95.2 |

注:倒挡传动比为 R2 挡的数值,R1 挡的传动比为-4.056。

表 3 离合器及行星齿轮装置的参数

| 离合器及行星齿轮装置 | 参数名称 | 参数值 |
|-------------|---------|-----|
| 1 号离合器 C1 | | 6 |
| 2 号离合器 C2 | | 6 |
| 3 号离合器 C3 | 离合器盘数 | 4 |
| 4 号离合器 C4 | | 5 |
| 1 号制动器 B1 | | 5 |
| 2 号制动器 B2 | | 4 |
| 1 号单向离合器 F1 | 楔块数 | 39 |
| | 前太阳轮齿数 | 38 |
| 前行星齿轮装置 | 内小齿轮齿数 | 16 |
| | 外小齿轮齿数 | 19 |
| | 齿圈齿数 | 82 |
| | 中间太阳轮齿数 | 34 |
| | 后太阳轮齿数 | 30 |
| 后行星齿轮装置 | 长小齿轮齿数 | 20 |
| | 短小齿轮齿数 | 17 |
| | 齿圈齿数 | 74 |

根据表 3 所示参数,计算得 $\alpha_1 = 82/38$, $\alpha_2 = 74/34$, $\alpha_3 = 74/30$,将它们代入前述各挡传动比的表达式进行验算,验算结果与表 2 所示数值相符。

4 结语

计算多挡位行星齿轮自动变速器的各挡位传动比有助于分析挡位布置的合理性。如同解析法一样,杠杆法也适合所有行星齿轮自动变速器的传动比计算,且在多数构型情况下可方便地在等效杠杆转速图中表达各挡位的转速线和相应输出转速,直观地呈现挡位变化,可避免解析法模糊抽象、需要解联立方程组、求解过程烦琐、时效不高(AA80E 中的

综合运用观察法和求差法,不难证明 AA80E 各挡传动比表达式符合“高档传动比小、低挡传动比大”的挡位构成要求。

表 2 为文献[2]给出的 AA80E 自动变速器的部分适用车型和各挡传动比,表 3 为离合器及行星齿轮装置的参数。

4、5、7 挡就是这种情况)的不便。但某些构型的多挡位行星齿轮自动变速器无法方便地用一张杠杆图展示所有挡位,需综合运用解析法(适用于传动路线为串联连接的挡位)和杠杆法(适用于传动路线为并联连接的挡位)。

参考文献:

- [1] 刘刚,屈亚锋.汽车底盘电控系统检修[M].北京:中国铁道出版社,2017:74.
- [2] 冯永忠,康永禄.雷克萨斯 AA80E 自动变速器解析(上)[J].汽车维修与保养,2015(2):41.
- [3] 冯永忠,康永禄.雷克萨斯 AA80E 自动变速器解析(下)[J].汽车维修与保养,2015(3):52.
- [4] 曹利民.雷克萨斯 LS460 AA80E 8 速自动变速器动力传递路线分析[J].汽车维修技师,2007(11):25-27.
- [5] 彭鹏峰,陈太双.8 速自动变速器变速机构设计研究[J].公路与汽运,2017(1):19-21+32.
- [6] 鲁储生.自动变速器传动比的计算方法[J].公路与汽运,2009(4):5-7+13.
- [7] 张靖,刘刚.基于杠杆法的 4-8 速行星变速机构教学设计[J].武汉交通职业学院学报,2019(2):69-74.
- [8] 黄宗益,李兴华.轿车自动变速器杠杆分析法[J].传动技术,2002(3):18-25.
- [9] 何耀华,周厚建.行星变速器杠杆分析法[J].上海汽车,2012(2):19-22.
- [10] 黄宗益.行星变速器杠杆分析法[J].传动技术,2015,29(1):3-7.
- [11] 张国芬,刘召杰,冯渊,等.基于杠杆法莱佩莱捷式 6 速自动变速器分析[J].机械设计与研究,2018(2):94-98.

收稿日期:2022-08-03