# 电动汽车用两挡AMT执行机构设计优化与试验研究

张会群，刘祥环，谢立湘

株洲齿轮有限责任公司　湖南株洲　412007

**摘要：**基于株齿2T07AMT变速器换挡时间的优化课题展开研究，计算了不同传动比对最大输出换挡力的影响，以及对换挡时间的影响。设计了两种不同传动比的执行机构方案，并试制了样箱，通过测试数据的对比，验证了优化方案的有效性。

**关键词：**电动汽车；AMT；自动变速器；执行机构；滚珠丝杆

电动汽车的驱动电动机具有高速低扭的特性，为了满足车辆低速爬坡和加速性能、最高车速等要求，驱动电动机与车轮之间必须匹配减速装置，因此变速器成为电动力系统不可缺少的核心部件。目前市场上的电动乘用车以匹配单挡减速器为主，往往面临最高车速和爬坡性能不能同时满足驾驶要求，或者高转速带来的高噪声等问题。

本文所研究的两挡AMT自动变速器具有两个挡位，可以使车辆在保证低速加速和爬坡性能的同时，也具有理想的最高车速。如图1所示，车辆搭载2挡变速器后，只要一个小转矩的电动机，就能用1挡输出更大的输出转矩，用2挡获得更高的行驶车速。

本文针对株洲齿轮有限责任公司自主研发的某电动汽车用2挡自动变速器的执行机构进行分析优化，研究如何缩短换挡时间，并进行相关试验工作。

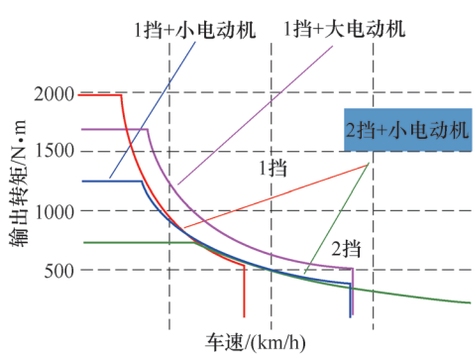


图1　搭载2挡自动变速器与单挡变速器的整车性能对比

## 结构分析和换挡板受力分析

本文研究的两挡自动变速器总成结构如图2所示。换挡电动机与滚珠丝杆连接，换挡电动机的旋转运动转换为丝杆螺母的直线运动，丝杆螺母带动换挡摇臂绕其回转中心旋转。换挡摇臂上面有一个换挡拨头与

换挡拨叉轴总成连接，使换挡摇臂的旋转运动转换为拨叉轴的直线运动，从而带动同步齿套换挡。

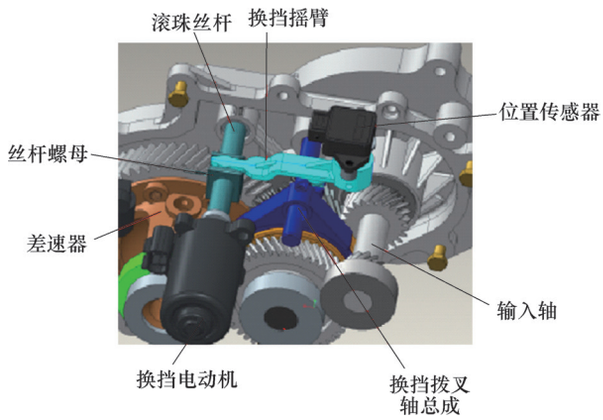


图 2　株齿2T07AMT自动变速器

换挡摇臂的回转中心轴上，安装一个角度位置传感器，用于测量换挡摇臂的行程，间接计算同步齿套的位置，并判断实际挡位位置。

### 1.换挡力的计算

图3表达了换挡力的产生机理$T_m$是换挡电机的输出扭矩，$F_1$为丝杆上螺母的推动力，$F_2$为挡摇臂输出力。换挡摇臂输出力的大小主要和换挡电动机转矩、滚珠丝杆传动比、换挡摇臂传动比有关。本文研究对象使用的换挡电动机数据如图4所示，其堵转转矩为0.85N·m，额定转矩为0.26N·m，额定转速为2960r/min，空载最高转速为4240r/min。换挡电动机的实际输出转矩可以由TCU的软件进行控制，但最大输出

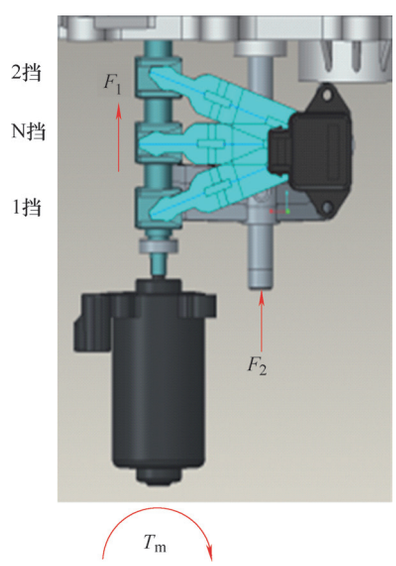


图3　滚珠丝杆和换挡摇臂工作原理

转矩就是堵转转矩，而且只能在零转速情况下才能产生。换挡电动机特性的改变比较困难，本文不对换挡电动机参数进行改动，而是从传动比与换挡电动机的匹配方面着手研究。

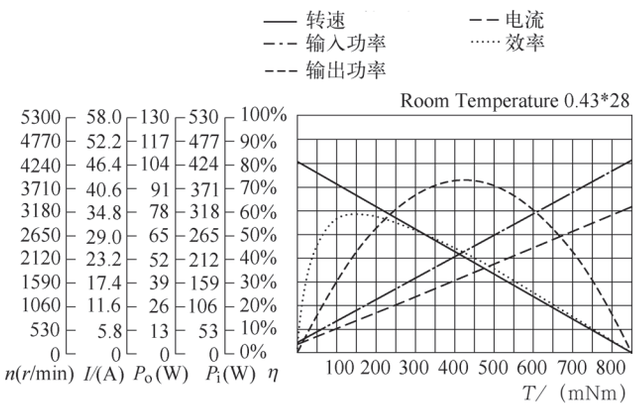


图4　换挡电动机的外特性数据

图5所示为滚珠丝杆外形图，其关键参数是直径和导程，这两个参数决定了其传动比。图6所示为换挡摇臂外形图，通过组合不同的$L_1$和$L_2$可以得到不同的传动比（$L_1$为换挡摇臂与变速器换挡杆接触的点到插销的距离，$L_2$为换挡摇臂与丝杆接触的凸起点到插销的距离）。

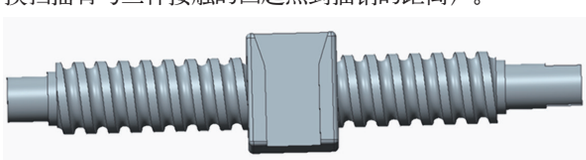

图5　2T07AMT使用的滚珠丝杆

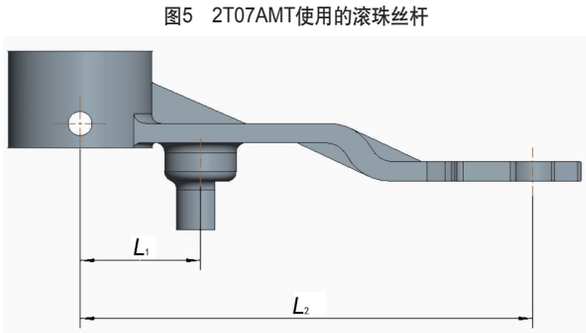


图6　2T07AMT使用的换挡摇臂

电动机堵转转矩$T$=0.85N·m，滚珠丝杆直径$d$=16mm；滚珠丝杆导程$P$=5mm。

可求螺杆螺旋角$\beta$为

$$\beta = \tan^{-1}(\frac{c}{p}) = \tan^{-1}(\frac{\pi d}{p}) = 5.67^{\circ} \qquad (1)$$

丝杆圆周力$F_i$为

$$F_i = \frac{T}{d/2} = 106.25\text{N} \qquad (2)$$

轴向力$F_x$为

$$F_X = \frac{Fi}{\tan\beta} = 1067.6\text{N} \tag{3}$$

根据换挡摇臂力矩平衡，可以求得换挡摇臂拨头输出的换挡力$F$为

$$F = \frac{F_i L_2}{L_1} \tag{4}$$

此处换挡力之所以用堵转力矩计算，是因为当换挡遇到大阻力，比如顶齿时，同步器的运动速度几乎为0，电动机转速也为0，即为堵转。

### 2.换挡时间的计算

1挡换2挡的总行程$S_1$=20mm。

$$S_2 = S_1 \frac{L_2}{L_1} \tag{5}$$

$$V = np \tag{6}$$

$$t = \frac{S_2}{V} = \frac{S_1 L_2}{L_1 np} \tag{7}$$

式中，$S_2$为滚珠丝杆螺母的直线行程，$V$为滚珠丝杆螺母的线速度。

其实本文设计的AMT变速器，在换挡摇臂的回转中心轴上面安装有角度传感器，因此实际换挡速度是可以测量得到的。而基于图4中换挡电动机的外特性数据可知，换挡电动机最大输出功率点在2200r/min左右，最高效率点在3500r/min左右。

$$\frac{L_2}{L_1} = \frac{tnp}{S_1} \tag{8}$$

缩短换挡时间是本文的研究目的。本项目设计1挡换2挡静态换挡时间要求在200ms以内。

如果设计要求为换挡时间最短，则电动机转速应工作在最大输出功率转速，因为换挡时间最短意味着移动速度最快，在阻力一定的情况下，必定功率需求最大。

在杠杆比和目标换挡时间已知的情况下，可以由式（1）～（8）得到电动机转速$n$的计算公式：

$$n = \frac{L_2 S_1}{L_1 tp} \times 60 \tag{9}$$

## 具体方案设计与优化

考虑到变速器结构的约束，本文不改变换挡电动机和滚珠丝杆的参数，而是调整换挡摇臂杠杆比$L_2/L_1$来实现不同的总传动比。

### 1.原有方案的结构设计与参数计算

原有方案的结构设计如图7所示。换挡拨头位于拨叉轴的左侧，换挡拨头离摇臂回转轴很近，$L_1$=25mm，$L_2$=94mm，杠杆比$L_2/L_1$为3.76。

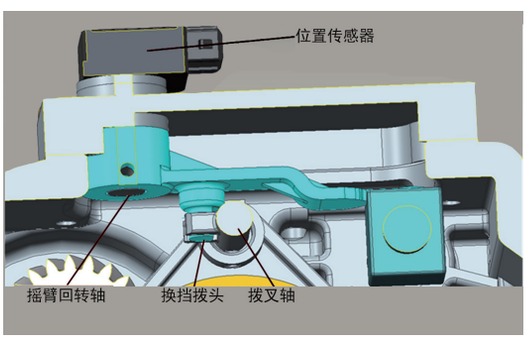


图7　旧方案换挡摇臂与拨叉轴结构

图7中位置传感器能将角度信号转换成0～5V的模拟量，TCU采集该模拟量可以计算出换挡摇臂的旋转角度。

由式（9）计算可得，换挡时间为200ms时，电动机工作转速为4512r/min。由图4可知，换挡电动机最高转速为4240r/min，而且此转速时电动机输出功率为0，因此该传动比不可能达到200ms换挡时间的设计目标。

根据式（4），该方案最大换挡力输出为4014N。

### 2.优化方案结构设计与参数计算

优化方案的结构设计如图8所示。换挡拨头位于拨叉轴的右侧，换挡拨头离摇臂回转轴变远了，$L_1$=50mm，$L_2$=94mm，杠杆比为1.88。

由式（9）计算可得，换挡时间为200ms时，电动机工作转速为2256r/min，接近换挡电动机最高功率转

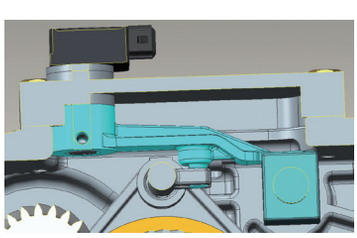

图8　优化方案换挡摇臂与拨叉轴结构

速，因此只要换挡电动机输出功率能克服阻力功率，200ms的换挡时间就能够达到。

根据式（4），该方案最大换挡力输出为2007N。

## 样件试制和试验验证

公司试制了前述两种方案的零件，并装箱进行了测试。两种方案的零件如图9所示，左边为优化方案，右边为原有方案。

图9　两种方案的换挡摇臂样件对比

为消除变速器、同步器、换挡电动机及位置传感器等因素的影响，两个方案的测试都在同一台变速器上面进行，仅更换换挡摇臂和换挡拨叉轴。变速器装配效果如图10所示。公司自主研发了TCU控制器用于变速器换挡电动机驱动和挡位位置的探测，以及运行试验程序（见图11）。

下面详细对比两个方案静态换挡的数据。之所以选择静态换挡的数据进行对比，是为了排除动态换挡过程中其他干扰因素。比如，动态换挡时电动机调速会影响整个换挡时间，从而干扰执行机构运动时间的分析。

### 1.1挡升2挡试验数据对比

两方案样机在静态环境下，1挡升2挡的挡位位置

图10　2T07AMT试验箱

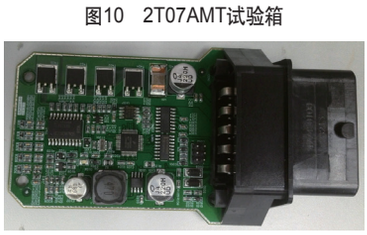

图11　两挡AMT用TCU控制器

信号的对比如图12所示，驱动占空比对比如图13所示。通过图12可以看出，优化后的方案1挡到2挡的信号范围变窄了一些，这是因为同步齿套的行程为20mm没变，但是换挡摇臂上的换挡拨头的旋转半径变大了，即图6中的$L_1$变大，因此换挡摇臂的旋转角度变小，位置传感器的旋转角度行程也随之减小。另外，可以非常明显地看出，优化后的方案比原方案提前0.1s左右到达极限位置，即1挡换2挡的时间缩短了0.1s的时间。原方案1挡升2挡总时间需要0.3s左右，其中启动响应时间为50ms，动作时间为250ms（对应电动机转速约为3600r/min，功率55W左右）；优化后的方案换挡总时间为190ms以内，其中50ms启动响应时间，140ms动作时间（对应电动机转速约3214r/min，功率70W左右）。通过图13也可以看出，优化后的方案会比原方案提前关闭占空比，而且TCU控制换挡的占空比都为250（100%）。

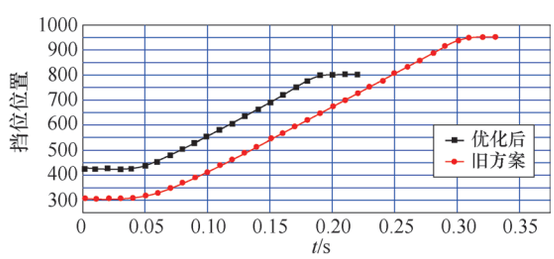


图12　优化前后2挡降1挡静态换挡时间对比

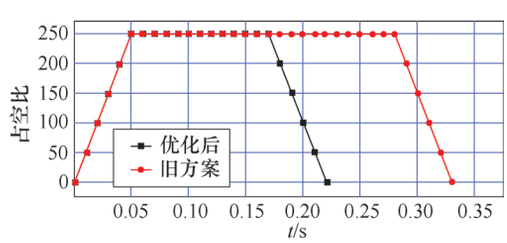


图13　优化前后2挡降1挡换挡电动机驱动占空比对比

经过数据对比，可见优化后的方案有效缩短了换挡时间，优化后电动机功率平衡转速为3214r/min，输出功率约为70W左右，而换挡电动机最大输出功率为95W左右，说明换挡时间还有进一步缩短的空间。

### 2.2挡降1挡试验数据对比

与1挡升2挡类似，2挡降1挡的挡位位置信号的对比如图14所示，驱动占空比对比如图15所示。通过图13和图14可以看出，优化后的方案2挡降1挡的时间也缩短了100ms。

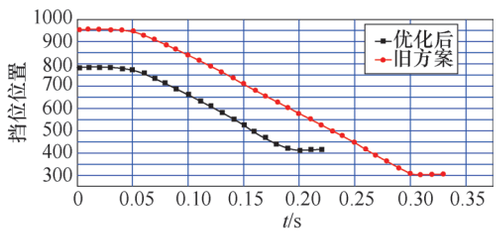


图14　优化前后1挡升2挡静态换挡时间对比

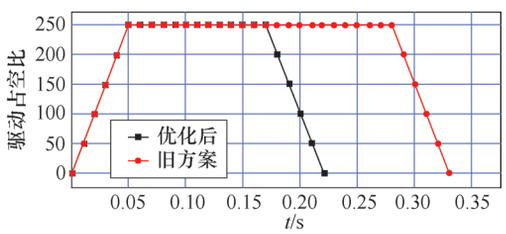


图15　优化前后1挡升2挡换挡电动机驱动占空比对比

## 结语

本文提出了一种基于换挡时间和电动机工作转速的AMT换挡机构传动比的计算方法，经过理论计算，分析现有方案的不足，并提出了一种优化方案。通过样件试制和测试验证，证明了优化方案比原方案更大程度的发挥了换挡电动机功率，从55W提升到了70W，使换挡时间缩短了100ms（0.1s），而且换挡电动机最大功率95W，换挡时间还有进一步的优化空间。

本文通过调整传动比来调整电动机输出功率平衡时的电动机转速，转速越接近最大输出功率转速，换挡时间就越短。

本文所述设计方法，其原理可通用于其他类似的换挡执行机构，比如齿轮减速、蜗杆减速、摇臂减速方案等。

（上接第63页）

表1　变速器润滑试验条件

| 车辆状态 | 水平行驶 | 上下坡行驶 | 左右转弯行驶 |
|---|---|---|---|
| 倾斜角度/° | 0 | ±17 | ±10 |
| 试验挡位 | 各挡 | | |
| 油温 | 室温 | | |
| 输入转速/（r/min） | 1挡和倒挡：E/G怠速；<br>其他挡：$n_{max}$的30%、60%及100% | 同左 | |

满足上述两个试验并不能说明变速器的润滑就没有问题，仍然要在考核其他项目时保证各摩擦面不能出现烧伤及烧伤倾向，否则还要对润滑设计继续改善。

整车试验中没有专门考核润滑系统的试验，只要完成各项试验后，各相对旋转的表面没有烧伤及烧伤倾向就可以通过考核。

表2　高速烧伤试验条件（4TH为常啮合挡）

| 试验顺序 | 挡位 | 输入轴转速/（r/min） | 输入轴转矩/N·m | 试验时间 |
|---|---|---|---|---|
| 1 | 6TH | $n_{max}$ | $T$（$n_{max}$） | 5h |
| 2 | 1ST～5TH | $n_{max}$ | $T$（$n_{max}$） | 各30min |
| 3 | | $n$（$T_{max}$） | $T_{max}$ | |
| 4 | Rev | $n$（$T_{max}$） | $T_{max}$/2 | 10min |
| 5 | 4TH | 2000 | 0 | 2min |
| 6 | Rev | $n$（$T_{max}$） | -$T_{max}$/3 | 10min |

注：$T_{max}$是发动机最大输出转矩，$n$（$T_{max}$）是发动机最大输出转矩时的转速，$n_{max}$是发动机最高转速，$T$（$n_{max}$）是发动机最高转速时的输出转矩。

## 结语

笔者根据多年手动变速器设计经验，对润滑的设计评审及试验评价方法进行了综合性论述，具有很强的指导意义，由于AMT、DCT基本结构与MT基本相同，对AMT和DCT的设计也有很大的参考价值。但不同的结构及式样也有各自的特点，一定要依据实际情况进行适当调整。本文所讨论的方法只供参考性，设计者在设计时还要考虑成本的增加，不能为了润滑而增加额外的成本。只要保证变速器试验评价通过，采用最简单的方式实现润滑才是最优的设计方案。

### 参考文献

[1] 原鑫.重型汽车变速器润滑失效模式分析及控制[J].机械工程与自动化，2014（5）：173-174.

[2] 徐晓春，朱洪，吴妙仙. 汽车变速器润滑[J]. 汽车工程师，2011（6）：61-62.

[3] 许翔，毕小平.车用传动装置润滑系统的流动仿真[J].润滑与密封，2006，17（2）：17-19，23.

[4] 汤耿波，陈勇，罗大国，窦红印. 双离合器自动变速器油的研究[J]. 润滑与密封，2011， 36（6）：107-110.

[5] 王瑞欣，程曼，刘红旗，等.变速器润滑试验台的研究与设计[J].机电产品开发与创新，2017（4）：1-2，12.