

电动汽车用减速器传动效率分析与实验研究^①

陈 锋^{②*} 李威霖^{**} 翁文祥^{**} 何胤达^{***} 吕冰海^{*} 杨庆华^{③*}

(* 浙江工业大学机械工程学院 杭州 310013)

(** 浙江方圆检测集团股份有限公司浙江省市场监管新能源汽车驱动系统重点实验室 杭州 310018)

(*** 浙江理工大学机械与自动控制学院 杭州 310018)

摘 要 传动效率是衡量电动汽车用减速器性能的重要指标,对其进行精确的仿真分析和实验研究能为产品设计和优化提供有效支撑。在分析传动效率损失因素的基础上,考虑齿轮啮合损失、轴承损失、搅油与风阻损失和油封损失,建立了传动效率计算模型,并对一种电动汽车用单挡二级减速器的传动效率进行仿真分析。搭建了高速三轴实验台,开展了传动效率实验研究,分析了不同转速和扭矩对传动效率的影响。仿真和实验结果表明,随着输入扭矩增加,传动效率先上升后趋于平稳;随着输入转速增加,传动效率下降;低扭、高速工况下,搅油与风阻损失占比最大;高扭、低速工况下,齿轮啮合损失占比最大。将所建模型、ISO/TR 14179-1 模型、ISO/TR 14179-2 模型的仿真结果与实验实测结果进行比较分析,所建模型的仿真结果与实验实测结果的综合传动效率误差为 0.03%,优于 ISO/TR 14179-1(0.63%)和 ISO/TR 14179-2 模型(0.86%)。

关键词 电动汽车;减速器;传动效率;功率损失;效率实验

0 引 言

为实现“碳达峰和碳中和”目标,各国正在大力发展新能源汽车以取代传统燃油汽车。相比传统燃油汽车,电动汽车动力传动系统采用高速电机和减速器直连,传动效率大幅度提升。减速器作为电动汽车动力传动系统的关键部件,正朝着高转速、高扭矩和高传动效率方向发展。减速器的功率损失成为电动汽车动力传动系统的主要功率损失,直接影响电动汽车的行驶性能,是衡量电动汽车节能及整车性能的重要指标^[1]。因此,在产品的设计时有必要对减速器传动效率进行精确的计算仿真和实验验证,为产品设计和优化提供技术支撑。

针对传统燃油汽车减速器,国内外学者主要讨

论了齿轮啮合损失、轴承损失、搅油与风阻损失和油封损失^[2]。文献[3]提出了渐开线圆柱齿轮啮合效率的计算方法,获得影响啮合效率的主要因素是滑动摩擦系数,未考虑载荷和转速的影响以及滚动摩擦损失。文献[4]进行了弹流润滑状态下齿轮啮合效率的研究,引入了瞬时摩擦因素和滚动摩擦损失。文献[5]从平行轴齿轮副摩擦角度提出机械效率损失的计算模型,将具有不同齿轮设计和表面处理的齿轮副的效率测量值与模型预测值进行比较。文献[6]通过对来源不同的模型进行比较,选择组合形成了一种减速器系统的联合整体模型。

针对电动汽车用减速器,传动效率计算需要充分考虑其高速、高扭的特性。文献[7]对齿轮搅油损失的相关方法进行了总结和分析,结合文献[8]的研究成果,给出了高速传动环境下的经验公式。

① 国家重点研发计划(2018YFB2000502-2)和浙江省市场监督管理局科技计划(20190316)资助项目。

② 男,1982年生,博士生,高级工程师;研究方向:新能源汽车驱动系统检测技术;E-mail:chenf929@126.com。

③ 通信作者,E-mail: zjutme@126.com。

(收稿日期:2021-08-10)

文献[9]对滚动轴承摩擦力矩的计算方法进行了分析比较,认为斯凯孚(svenska kullager-fabriken, SKF)公布的新的轴承摩擦力矩计算模型更适用于高速工况下的功率损失。文献[10]通过 Particle Works 以及 Romax 软件建立了纯电动汽车减速器的传动效率仿真分析模型,并进行了实验验证,误差为 1%。文献[11]针对电动汽车轮边驱动减速器,推导出了斜齿轮的传动效率计算公式,获得了 4 种功率损失的占比,其中最大占比为搅油损失,超过了 50%,但未通过实验对仿真结果进行评价。文献[12]针对电动车高速轮边减速器,建立了传动效率计算模型,研究了设计参数和工况参数对传动效率的影响。

综上,现有传动效率研究大多集中在对减速器某单一影响因素的建模分析。在标准化方面,现有 ISO/TR 14179-1^[13] 和 ISO/TR 14179-2^[14] 2 个国际标准,较为完整地形成了减速器功率损失计算模型,但其在电动汽车用减速器上的准确性及适用性有待验证。本文针对某电动汽车用单挡二级减速器,在 ISO/TR 14179-1 和 ISO/TR 14179-2 的基础上,建立传动效率的仿真模型,搭建高速三轴实验台,开展传动效率的实验研究,并将仿真结果与实验结果进行对比分析。

1 减速器传动效率模型

1.1 传动效率影响因素

电动汽车用减速器按挡位数一般分为单挡减速器和两/多挡减速器。虽然两/多挡位减速器是未来电动汽车用减速器的发展趋势,但单挡减速器因其结构简单、体积小、成本低等优点被广泛使用^[15]。本文的研究对象为电动车用单挡减速器,结构如图 1 所示,采用二级传动结构,实现一档减速。动力从高速轴输入,经中间轴传递,从低速轴输出,实现减速增扭功能,带动负载运行。

在计算减速器的传动效率时,首先需要分析其功率损失来源,电动汽车用减速器和传统汽车变速器类似,功率损失主要包括齿轮啮合损失、轴承损失、搅油与风阻损失和油封损失等 4 类,具体产生部位如图 1 所示。齿轮啮合损失主要来源于齿轮传动

啮合中的滑动摩擦和滚动摩擦损失,轴承损失主要来源于轴承的滚动摩擦损失,搅油与风阻损失主要来源于齿轮搅动润滑油以及齿轮与空间中油雾的摩擦损失,油封损失主要来源于油封件的摩擦损失。

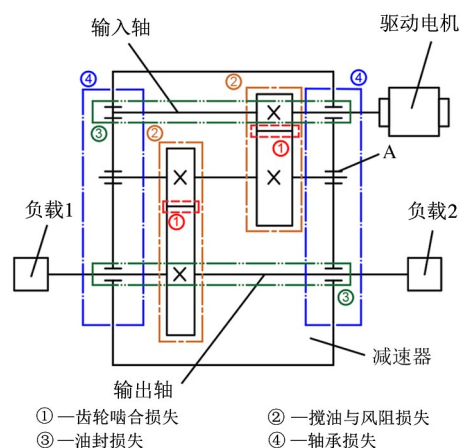


图 1 典型单挡二级电动汽车用减速器

1.2 传动效率计算模型

根据图 1 所示的减速器传动原理与结构可知,传动效率损失产生于能量流动路线上的零部件运动,各类损失根据各自的运动状态进行独立计算,传动功率总损失 P_{loss} 是各类损失的累加,每类损失的累加数量,根据减速器的结构进行确定。

$$P_{\text{loss}} = \sum P_F + \sum P_M + \sum P_G + \sum P_S \quad (1)$$

式中, P_F 、 P_M 、 P_G 和 P_S 分别为齿轮啮合损失功率、轴承损失功率、搅油与风阻损失功率和油封损失功率。

减速器传动效率 η 为

$$\eta = [(P_{\text{in}} - P_{\text{loss}}) / P_{\text{in}}] \times 100\% \quad (2)$$

式中, P_{in} 为输入功率。

本文在 ISO/TR 14179-1 和 ISO/TR 14179-2 的基础上,建立适用于电动汽车用减速器的传动效率计算模型。

1.2.1 齿轮啮合损失

在齿轮的传动过程中,由于存在着的传动误差及受力变形等原因,使得 2 个齿轮的齿廓在啮合点处的接触速度不同,导致齿轮间产生滑动摩擦和滚动摩擦,从而造成功率损失。ISO/TR 14179-1 和 ISO/TR 14179-2 中仅考虑了齿轮滑动摩擦损失,未

考虑滚动摩擦损失,本文分别求出齿轮啮合时的滑动摩擦损失和滚动摩擦损失。滑动摩擦损失 P_f 根据齿轮啮合点处平均载荷与平均滑动速度进行计算。滚动摩擦损失 P_h 的计算需要对弹性流体动力润滑状态下齿轮传动规律和啮合特性进行分析,本文采用文献[16]给出的滚动摩擦功率损失的计算方法。将单对齿轮啮合时的滑动摩擦损失和滚动摩擦损失相加得到单对齿轮啮合总功率损失。

$$P_F = P_f + P_h = \frac{\bar{f}\bar{F}_n\bar{v}_s}{1000} + \frac{0.09\bar{v}_t\bar{h}b\varepsilon_\alpha}{\cos\beta} \quad (3)$$

式中, P_f 为齿轮啮合滑动摩擦损失, kW; P_h 为齿轮啮合滚动摩擦损失, kW; $\bar{f}$ 为平均滑动摩擦系数; $\bar{F}_n$ 为齿轮啮合点处齿面法向载荷, N; $\bar{v}_s$ 为齿轮啮合点处齿面平均滑动速度, m/s; $\bar{v}_t$ 为齿轮啮合点处齿面平均滚动速度, m/s; $\bar{h}$ 为弹流油膜厚度, mm; b 为齿轮齿宽(取该对齿轮齿宽较小者), mm; ε_α 为端面重合度; β 为齿轮螺旋角, °。

对于滑动摩擦系数 $\bar{f}$, 采用文献[17]提出的算法, 见式(4)。根据齿面瞬时滑动速度、滚动速度, 分别沿当量齿轮啮合线求积分, 可得出平均滑动速度 $\bar{v}_s$ 和平均滚动速度 $\bar{v}_t$, 见式(5)和(6)。齿轮啮合点处齿面法向载荷的计算见式(7)。与滚动摩擦损失相关的弹流油膜厚度 $\bar{h}$ 和端面重合度 ε_α 见式(8)和(9)。

$$\bar{f} = 0.0127 \times \lg\left(\frac{29660\bar{F}_n\cos\beta}{b\mu\bar{v}_t\bar{v}_s}\right) \quad (4)$$

$$\bar{F}_n = \frac{T}{r_1\cos\alpha\cos\beta} \quad (5)$$

$$\bar{v}_s = 0.02618n \cdot g \cdot \left(\frac{Z_1 + Z_2}{Z_2}\right) \quad (6)$$

$$\bar{v}_t = 0.2094n \cdot \left[r_1\sin\alpha - 0.125g\left(\frac{Z_1 - Z_2}{Z_2}\right)\right] \quad (7)$$

$$\bar{h} = 2.051 \times 10^{-7} \times (\bar{v}_t\mu)^{0.67} \bar{F}_n^{-0.067} \rho^{0.464} \quad (8)$$

$$\varepsilon_\alpha = g/(\pi m\cos\alpha) \quad (9)$$

其中, μ 为润滑油动力粘度, Pa·s; n 为转速, r/min; g 为齿轮的啮合线长度, mm; Z_1 、 Z_2 为主从动轮的齿数; α 为齿轮压力角, °; r_1 为主动轮分度圆半径,

mm; T 为扭矩, N·m; ρ 为齿面接触半径, mm; m 为齿轮模数。

1.2.2 轴承损失

轴承损失可分为轴承摩擦功率损失、搅油与风阻损失以及密封件摩擦损失。轴承损失一般采用力矩计算法, ISO/TR 14179-1 和 ISO/TR 14179-2 中轴承各力矩的计算采用了 SKF 公司的旧版计算方法, 本文采用 SKF 公布的新的轴承摩擦力矩计算模型^[18]。分别对应如下 3 方面的力矩: (1) 与载荷有关的滚动摩擦力矩 M_r 和滑动摩擦力矩 M_s ; (2) 与润滑油有关的阻力矩 M_d ; (3) 与密封件有关的阻力矩 M_e 。采用力矩计算法, 根据阻力矩和转速得到轴承损失计算模型为

$$P_M = \frac{(M_r + M_s + M_d + M_e)n}{9549} \quad (10)$$

(1) 滚动摩擦力矩 M_r 计算。

$$M_r = G_r(vn)^{0.6} \quad (11)$$

式中, G_r 是滚动摩擦变量; v 是润滑油运动粘度, mm²/s; n 为轴承转速, r/min;

深沟球轴承的滚动摩擦变量 G_r 为

$$G_r = R_1 d_m^{1.96} \left(F_r + \frac{R_2 F_a}{\sin[24.6(F_a/C_0)^{0.24}]} \right)^{0.54} \quad (12)$$

滚子轴承的滚动摩擦变量 G_r 为

$$G_r = R_1 d_m^{2.38} (F_r + R_2 Y F_a)^{0.31} \quad (13)$$

式(12)和(13)中, R_1 和 R_2 是与轴承类型有关的滚动摩擦力矩结构常量; F_r 和 F_a 为轴承的径向和轴向载荷, kN; d_m 为轴承的平均直径, mm; C_0 为基本额定静载荷, kN; Y 为轴承的轴向载荷系数。

(2) 滑动摩擦力矩 M_s 计算。

$$M_s = f_1 G_s \quad (14)$$

式中, f_1 为轴承摩擦系数, G_s 为滑动摩擦变量。

深沟球轴承的滑动摩擦变量 G_s 为

$$G_s = S_1 d_m^{-0.145} \left(F_r^5 + \frac{S_2 d_m^{1.5} F_a^4}{\sin[24.6(F_a/C_0)^{0.24}]} \right)^{1/3} \quad (15)$$

滚子轴承的滑动摩擦变量 G_s 为

$$G_s = S_1 d_m^{0.82} (F_r + S_2 Y F_a) \quad (16)$$

其中, S_1 、 S_2 是与轴承类型有关的滑动摩擦力矩结

构常量; F_r 、 F_a 为轴承的径向、轴向载荷, kN; Y 为轴承的轴向载荷系数。

(3) 与润滑油有关的阻力矩 M_d 计算。

深沟球轴承的 M_d 为

$$M_d = V_M K_b d_m^5 n^2 \quad (17)$$

滚子轴承的 M_d 为

$$M_d = 10 V_M K_r B d_m^4 n^2 \quad (18)$$

其中, V_M 为与油面高度有关的系数; K_b 为与球轴承有关的常数; K_r 为滚子轴承有关的常数; B 为轴承内圈宽度, mm。

(4) 与密封件有关的阻力矩 M_e 计算。

$$M_e = K_{s1} d_s^\gamma + K_s \quad (19)$$

式中, K_{s1} 、 K_{s2} 为与轴承类型和密封形式有关的常量; d_s 为密封配合面直径, mm; γ 为轴承类型和密封形式相关的指数。

1.2.3 搅油与风阻损失

电动汽车用减速器的润滑一般采用油浴润滑, 即将齿轮副部分或全部浸在润滑油中, 齿轮旋转中产生搅油与风阻损失。根据文献[7]的研究, ISO/TR 14179-1 中的经验公式适合于电动汽车用减速器在高速传动环境下搅油与风阻损失计算, ISO/TR 14179-2 仅考虑了齿轮的搅油损失。故本文采用 ISO/TR 14179-1 中的算法, 考虑润滑油黏度、元件直径、齿轮浸没系数和排布系数的影响, 计算光轴外径相关的搅油损失、齿侧相关的搅油损失和齿周面相关的搅油损失。搅油与风阻损失的总功率 P_G 为

$$P_G = \frac{7.37 f_g v n^3 D^{4.7} L}{A_g 10^{26}} + \frac{1.474 f_g v n^3 D^{5.7}}{A_g 10^{26}} + \frac{7.37 f_g v n^3 D^{4.7} b (R_f / \sqrt{\tan \beta})}{A_g 10^{26}} \quad (20)$$

式中, f_g 为浸没系数, 零件未浸在油中时 $f_g = 0$, 当零件完全浸在油中时 $f_g = 1$, 当零件的一部分浸入油中, 可在 $f_g = 0$ 和 $f_g = 1$ 之间进行线性插值确定 f_g 值; v 是润滑油运动粘度, mm^2/s ; n 为元件工作转速, r/min ; D 、 L 为零件的外径和长度, mm; A_g 为配置常数, 取 0.20; b 为齿宽, mm; R_f 为齿轮齿面粗糙度系数, $R_f = 7.93 - 4.648/m_2$, m_2 为齿轮端面模数; β 为齿轮的螺旋角, $^\circ$ 。

1.2.4 油封损失

减速器输入轴与输出轴装有油封盖, 用于减速器的密封。当轴转动时, 密封盖会与轴产生摩擦造成功率损失。电动汽车用密封件的材质一般为橡胶, 本文采用 ISO/TR 14179-1 中的算法对油封损失采用力矩计算。

$$P_s = \frac{T_s \cdot n}{9549} \quad (21)$$

式中, n 为轴的转速, r/min ; 摩擦转矩为 T_s , $\text{N} \cdot \text{m}$ 。

油封的摩擦转矩是轴直径的关系函数, 在确定材料的情况下, 根据轴的直径得出摩擦转矩 T_s 为

$$T_s = f_s \cdot D_s \quad (22)$$

式中, D_s 为轴的直径, mm; f_s 为摩擦系数(氟橡胶为 0.003 737, 丁腈橡胶为 0.002 429)。

2 减速器传动效率仿真

为进一步讨论转速、扭矩对齿轮传动效率的影响, 以图 2 的单挡二级减速器为研究对象, 进行传动效率的仿真计算, 并分析各功率损失在不同工况下的损失占比。



图 2 单挡二级减速器

2.1 减速器基本参数

按照上文所述方法进行传动效率建模, 确认各仿真计算的参数。其中单挡二级减速器参数如表 1、2 所示。

表 1 单挡二级减速器参数

参数	数值
最高转速/(r/min)	9000
最大扭矩/ $\text{N} \cdot \text{m}$	200
最大功率/ kW	60
齿轮副类型	斜齿圆柱齿轮副

表 2 单挡二级减速器齿轮副参数及轴承型号

参数	输入轴	中间轴	输出轴
齿数	31	55;28	83
齿宽/mm	30	25;38	35
模数	1.75	1.75;2	2
压力角/°	17.5	17.5;20	20
螺旋角/°	32.4	32.4;18	18
轴承型号	TM 6209; 6008	21305; TM 6305	TM 6207

2.2 仿真参数

仿真计算实验工况如下:实验油温为 $80\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, 润滑油牌号为 75W-90, 实验转速为 $1000 \sim 9000\text{ r/min}$ 之间以 1000 r/min 为间隔, 实验扭矩为 $20 \sim 200\text{ N}\cdot\text{m}$ 之间以 $20\text{ N}\cdot\text{m}$ 为间隔。在如上的转速与扭矩组合实验时, 受到减速器最大功率 (60 kW) 的限制, 剔除超过最大功率的工况。为了综合传动效率工况的完整性, 增加 500 r/min , $200\text{ N}\cdot\text{m}$ 的实验工况。

在该工况下仿真计算所需的其他主要参数如表 3 所示。

表 3 仿真计算所需的其它主要参数

参数	对象	取值
动力粘度 $\mu/\text{Pa}\cdot\text{s}$	润滑油	21.07
运动粘度 $\nu/(\text{mm}^2/\text{s})$	润滑油	30.1
浸油系数 f_g	高速轴小齿轮	0
	中间轴大齿轮	0.5
	中间轴小齿轮	0.5
	低速轴大齿轮	0.4
轴承油高相关系数 V_M	高速轴	0
	中间轴	0.0005
	低速轴	0.0002

2.3 转速及扭矩影响分析

分别分析不同转速及不同扭矩对各类功率损失的影响。为了使转速和扭矩尽可能覆盖全范围, 分别选择在输入扭矩为 $60\text{ N}\cdot\text{m}$ 工况下转速 $1000 \sim 9000\text{ r/min}$ 和在输入转速为 3000 r/min 工况下扭矩 $20 \sim 180\text{ N}\cdot\text{m}$ 的工况进行分析。

在输入扭矩为 $60\text{ N}\cdot\text{m}$ 工况下, 各功率损失和转速之间的关系如图 3 所示, 随着转速增加, 轴承损失、搅油与风阻损失快速增加, 齿轮啮合损失和油封

损失缓慢上升, 其中油封损失小于其他损失。

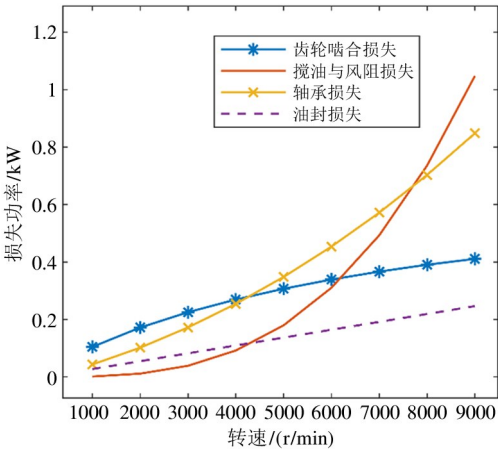


图 3 各损失功率与输入转速之间的关系 ($60\text{ N}\cdot\text{m}$)

在输入转速为 3000 r/min 工况下, 各功率损失和扭矩之间的关系如图 4 所示。从图 4 中可得出, 齿轮啮合损失和轴承损失都随着扭矩增加近似线性增加, 搅油与风阻损失和油封损失与扭矩无关, 转速不变时, 功率损失保持不变, 其中搅油与风阻损失小于其他损失。

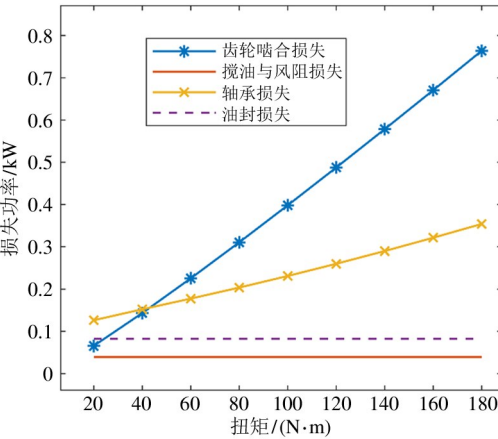
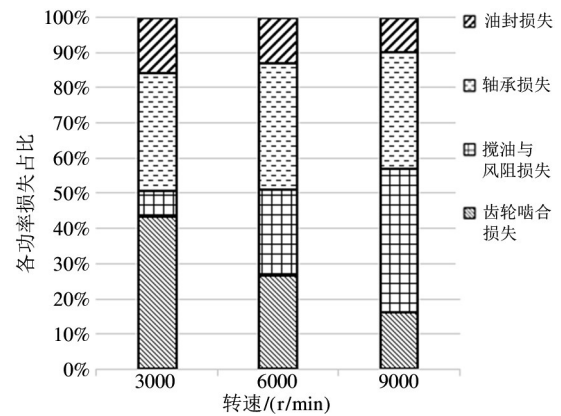


图 4 各损失功率与输入扭矩之间的关系 (3000 r/min)

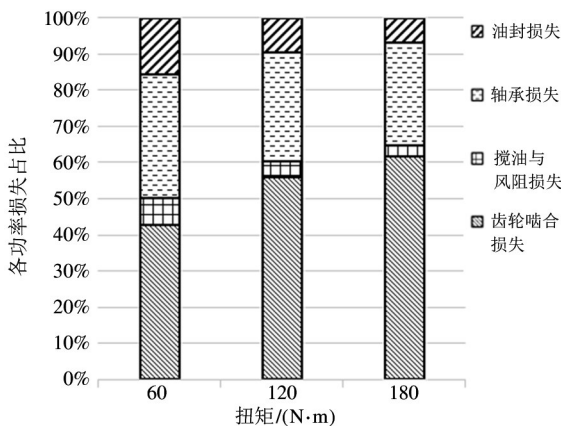
2.4 各功率损失占比分析

不同转速和扭矩下不同功率损失的占比如图 5 所示。从图 5(a) 得出, 在扭矩为 $60\text{ N}\cdot\text{m}$ 工况下, 随着转速提高, 轴承损失基本保持一致; 齿轮啮合损失和油封损失占比持续减小; 搅油与风阻损失占比持续增加, 在 9000 r/min 时, 占比最高达 41.04% 。从图 5(b) 得出, 在 3000 r/min 工况下, 随着扭矩提高, 齿轮啮合损失占比持续上升, 占比最高达 61.63% ;

其余损失占比持续下降,其中在180 N·m时,搅油与风阻损失占比低至3.13%。



(a) 不同转速下的功率损失占比 (60 N·m)



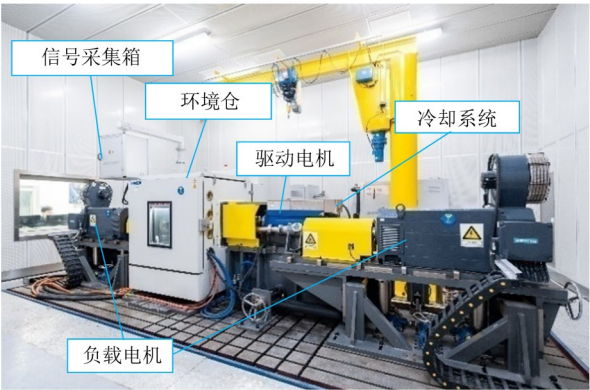
(b) 不同扭矩下的功率损失占比 (3000 r/min)

图5 不同工况下各功率损失占比

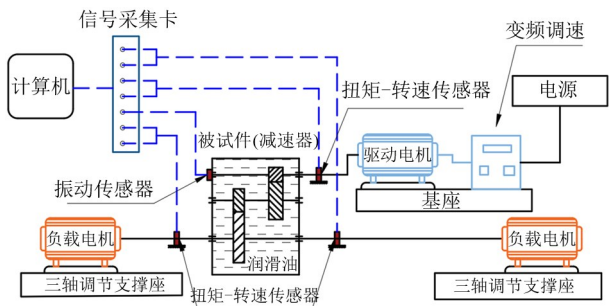
3 减速器传动效率实验

为了验证理论模型的准确性,搭建了高速三轴实验台,其主体结构主要由驱动电机、负载电机(2台)、传感器、环境仓、控制系统和电能反馈系统组成。实物图和实验台示意图如图6所示,主要技术参数和传感器精度如表4所示。其中1台驱动电机主要用于驱动被试件,另外2台为负载电机,主要用于模拟负载。驱动电机和负载电机都具有电动机和发电机功能,可以通过切换功能以实现模拟被试件正、反驱工况的实验要求。采用基于直流母线的电封闭加载模式实现电能回收利用,提高能源利用效率。此外,配有环境仓,实现实验温度的控制。故此实验台具有高转速、大扭矩和高精度的特点,适用于

电动汽车用减速器传动效率测试。



(a) 实物图



(b) 结构示意图

图6 高速三轴实验台

表4 高速三轴实验台主要技术参数

参数	数值
驱动电机最高转速/(r/min)	16 000
加载电机最高转速/(r/min)	3300
驱动电机最大扭矩/N·m	500
加载电机最大扭矩/N·m	3701
驱动/加载扭矩精度/%	±0.05% FS
驱动/加载转速精度/(r/min)	±1.0

根据 QC/T1022-2015^[19] 的要求进行磨合实验后,按照 2.2 节的仿真工况进行传动效率测试,通过图 6(b) 所示的与被试件相连的扭矩、转速传感器进行数据采集,依据下式进行传动效率计算。

$$\eta = \frac{P_{\text{out}}}{P_{\text{in}}} = \frac{T_1 n_1 + T_2 n_2}{T_3 n_3} \times 100\% \quad (23)$$

式中, η 为被试件(减速器)传动效率,%; P_{out} 为输出功率,kW; P_{in} 为输入功率,kW; T_1 、 T_2 为输出端扭矩,N·m; n_1 、 n_2 为输出端转速,r/min; T_3 为输入端扭矩,N·m; n_3 为输入端转速,r/min。

测试完成后,重新换油、拆装后继续重复实验,实验总共进行3次。相同工况下3次实验数据取平均值作为最后的实际测试传动效率值。传动效率MAP图见图7,从图中可知,在低扭、高速时传动效率较低,当扭矩上升($60\text{ N}\cdot\text{m}$ 及以上)时,传动效率都高于95%,最高效率点出现在 3500 r/min 、 $140\text{ N}\cdot\text{m}$ 工况,高达97.58%。可见该减速器的传动效率较高,但在低扭、高速工况下存在低效率区。

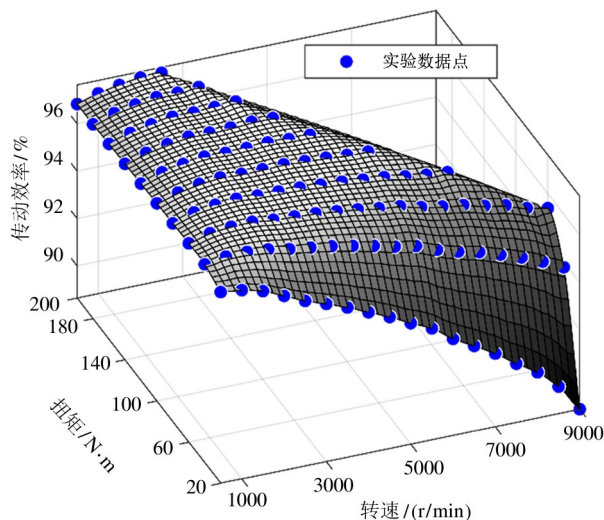


图7 实验实测传动效率MAP图

4 结果分析

将本文所建模型、ISO/TR 14179-1 和 ISO/TR 14179-2 仿真结果与实验实测结果进行对比分析,分析不同效率仿真算法的误差,并探讨转速和扭矩对传动效率的影响。ISO/TR 14179-1 及 ISO/TR 14179-2 仿真所用关键参数的取值与本文所建模型所用参数相同,文中不再赘述。

4.1 综合传动效率分析

根据 QC/T 1022-2015 中计算综合传动效率的方法,并结合单挡二级减速器的技术特点,按照表5所示10个实验点计算综合传动效率。

其中本文所建模型仿真计算的综合传动效率为96.99%,ISO/TR 14179-1、ISO/TR 14179-2 模型仿真计算的综合传动效率为97.59%、97.80%;实验实测的综合传动效率为96.96%。以实验实测综合传动效率为基准,ISO/TR 14179-1、ISO/TR 14179-2 模型综合传动效率的误差为0.63%、0.84%,而本

文所建模型仿真计算综合传动效率的误差仅为0.03%。

表5 综合传动效率计算点选择表

转速/(r/min)	扭矩/ $\text{N}\cdot\text{m}$		
	60	100	200
500	-	-	●
1000	●	●	●
3000	●	●	×
5000	●	●	×
7000	●	×	×
9000	●	×	×

注:●为选取的点,×为超功率的点,-为不选择

4.2 转速的影响

在输入扭矩为 $60\text{ N}\cdot\text{m}$ 工况下,4种方式获得的随转速变化的传动效率如图8所示,转速 2000 r/min 附近时,传动效率最高,随后随着转速增加,传动效率逐渐下降。结合上文的分析可知搅油与风阻损失和轴承损失随着转速提高快速增大。从式(20)可知,搅油与风阻损失和转速成三次方程正比关系,随着转速上升,功率损失比逐步增大,故传动效率逐步降低。另外,从式(20)也可知,搅油与风阻损失和浸没系数成正比关系,浸没系数主要取决于齿轮系浸没在润滑油中的比例。当浸没系数变大时,搅油与风阻损失随之线性增加。故在高速减速器设计中,需要充分考虑高速端齿轮副的尺寸和浸没系数。

以实验实测效率为基准,对比数据如表6所示,本文所建模型仿真计算误差最大值为 -0.18% ,ISO/TR 14179-1、ISO/TR 14179-2 模型仿真计算误差最大值为 1.01% 、 2.20% 。

4.3 扭矩的影响

在输入扭矩为 3000 r/min 工况下,4种方式获得的随扭矩变化的传动效率如图9所示,随着扭矩的增大,传动效率呈现先提升后较为平稳的变化趋势。结合图4可以得出,扭矩变化主要影响的是齿轮啮合损失。齿轮的滑动摩擦损失和齿轮啮合点处齿面法向载荷 $\bar{F}_n$ 成正比,根据式(3)可知,滑动摩擦损失和扭矩成线性关系,而滚动摩擦损失和扭矩无关,即齿轮啮合损失随着扭矩增加,但增加幅度远

未达到输入功率增加幅度,故随着扭矩增加,传动效率变大,但变大趋势趋缓。

以实验实测效率为基准,对比数据如表 7 所示,

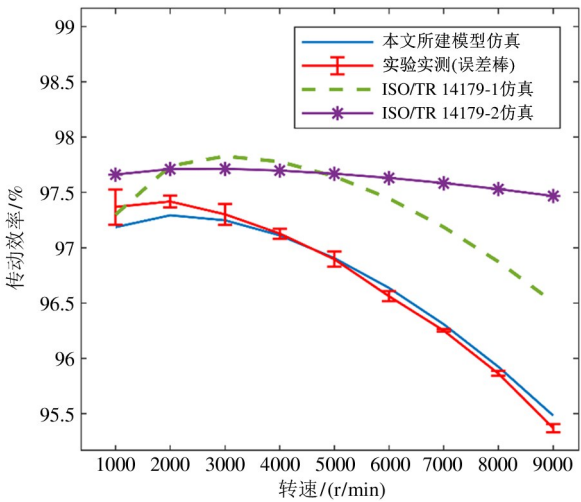


图 8 不同转速下的传动效率图(60 N·m)

本文所建模型仿真计算误差最大值为 -0.38%、ISO/TR 14179-1、ISO/TR 14179-2 模型仿真计算误差最大值为 0.97%、0.70%。

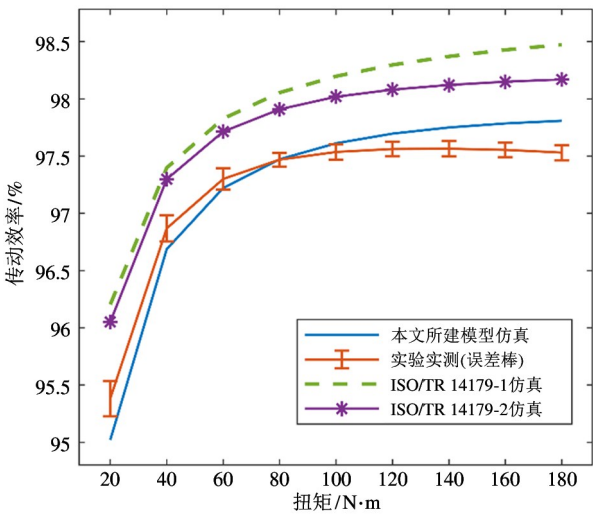


图 9 不同扭矩下的传动效率图(3000 r/min)

表 6 不同转速下传动效率误差表(60 N·m)

转速/(r/min)	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000
ISO/TR 14179-1 仿真效率/%	97.32	97.75	97.82	97.75	97.6	97.37	97.08	96.73	96.33
ISO/TR 14179-2 仿真效率/%	97.66	97.71	97.71	97.70	97.67	97.63	97.58	97.53	97.47
本文所建模型仿真效率/%	97.19	97.29	97.25	97.11	96.91	96.64	96.31	95.92	95.48
实验实测平均效率/%	97.37	97.42	97.3	97.13	96.9	96.56	96.25	95.86	95.37
ISO/TR 14179-1 仿真相对误差/%	-0.05	0.34	0.53	0.64	0.72	0.84	0.86	0.91	1.01
ISO/TR 14179-2 仿真相对误差/%	0.30	0.30	0.42	0.59	0.80	1.11	1.39	1.74	2.20
本文所建模型仿真相对误差/%	-0.18	-0.13	-0.05	-0.02	0.01	0.08	0.06	0.06	0.12

注:相对误差=(仿真效率-实测效率)/实测效率×100%(表 7 同)

表 7 不同扭矩下传动效率误差表(3000 r/min)

扭矩/N·m	20	40	60	80	100	120	140	160	180
ISO/TR 14179-1 仿真效率/%	96.16	97.38	97.82	98.05	98.2	98.3	98.37	98.43	98.48
ISO/TR 14179-2 仿真效率/%	96.05	97.30	97.71	97.91	98.02	98.08	98.12	98.15	98.17
本文所建模型仿真效率/%	95.02	96.69	97.22	97.47	97.61	97.7	97.75	97.79	97.81
实验实测平均效率/%	95.38	96.87	97.3	97.47	97.54	97.56	97.56	97.55	97.53
ISO/TR 14179-1 仿真相对误差/%	0.82	0.53	0.53	0.60	0.68	0.76	0.83	0.90	0.97
ISO/TR 14179-2 仿真相对误差/%	0.70	0.44	0.42	0.45	0.49	0.53	0.57	0.61	0.66
本文所建模型仿真相对误差/%	-0.38	-0.19	-0.08	0.00	0.07	0.14	0.19	0.25	0.29

5 结 论

建立了电动汽车用减速器传动效率理论计算模

型,利用该模型对电动汽车用单挡二级减速器的传动效率进行了仿真分析,搭建了高速三轴实验台,开展了传动效率实验研究,将仿真结果与实验实测结

果进行了比较,得出以下结论。

(1)在分析电动汽车用减速器结构特点的基础上,得到其主要功率损失为齿轮啮合损失、轴承损失、搅油与风阻损失和油封损失,建立了适用于电动汽车用减速器的传动效率计算模型。

(2)单挡二级减速器的实测传动综合效率为96.96%。随着输入扭矩增加,传动效率先上升后趋于平稳;随着输入转速增加,传动效率下降。减速器的综合传动效率较高,但在低扭、高速工况下存在低效率区。

(3)低扭、高速工况下(输入扭矩 $60 \text{ N} \cdot \text{m}$ 、输入转速 9000 r/min),搅油与风阻损失占比最大,占比最高达41.04%。高扭、低速工况下(输入扭矩 $180 \text{ N} \cdot \text{m}$ 、输入转速 3000 r/min),齿轮啮合损失占比最大,占比最高达61.63%。表明在不同工况下,不同的功率损失因素对传动功率总损失起到不相同的作用。

(4)本文所建模型仿真结果和实验实测相比,综合效率误差为0.03%,小于ISO/TR 14179-1的0.63%和ISO/TR 14179-2的0.86%;在定扭矩、变转速工况及定转速、变扭矩工况下,本文所建模型的仿真误差同样小于其他2种模型。表明本文所建立传动效率模型精度高,适用于电动汽车用减速器,可为其设计和优化提供理论支持。

参考文献

- [1] A-L SHIBL K, SIMMONS K, EASTWICK C N. Modelling windage power loss from an enclosed spur gear[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2007, 221(3): 331-341.
- [2] 冯能莲, 米磊. 活齿无级变速器传动效率分析与试验研究[J]. 北京工业大学学报, 2016, 42(10): 1547-1551.
- [3] 姚建初, 陈义保, 周济, 等. 齿轮传动啮合效率计算方法的研究[J]. 机械工程学报, 2001(11): 18-21, 27.
- [4] 周哲波. 弹流润滑状态下齿轮啮合效率的研究[J]. 机械设计, 2004(12): 40-43.
- [5] XU H, ANDERSOM KAHRAMAN N E, MADDOCK D G. Prediction of mechanical efficiency of parallel-axis gear pairs[J]. Mechanical Design, 2007, 129(1): 58-68.
- [6] SHEN Y, RINDERKNECHT S, HOPPERT M. General modelling method of power losses in transmission with parameter identification[J]. Forschung im Ingenieurwesen, 2017, 81(2-3): 117-123.
- [7] 王斌, 宁斌, 陈辛波, 吕红明. 齿轮传动搅油功率损失的研究进展[J]. 机械工程学报, 2020, 56(23): 1-20.
- [8] HEINGARTNER P, MBA D. Determining power losses in helical gear mesh: case study[C]// International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. Chicago: ASME, 2003: 965-970.
- [9] 朱爱华, 朱成九, 张卫华. 滚动轴承摩擦力矩的计算分析[J]. 轴承, 2008(7): 1-3.
- [10] 郑光泽, 杨航, 郝涛, 等. 齿轮搅油功率损失与减速器传动效率分析[J]. 机械传动, 2020, 44(12): 49-54.
- [11] 邵晨. 新能源汽车轮边驱动系统齿轮箱的效率分析与优化[D]. 青岛: 青岛科技大学, 2014.
- [12] 魏长旭, 宋朝省, 朱才朝, 等. 电动车高速轮边减速器传动效率建模与分析[J]. 重庆大学学报, 2019, 42(4): 1-8.
- [13] ISO Technical Committees. Gears-thermal capacity-Part 1: rating gear drivers with thermal equilibrium at 95°C sump temperature: ISO/TR14179-1 [S]. London: ISO Technical Committees, 2001.
- [14] ISO Technical Committees. Gears-thermal capacity-Part 2: thermal load-carrying capacity: ISO/TR14179-2 [S]. London: ISO Technical Committees, 2001.
- [15] 袁一卿. 电动汽车传动系统的结构与控制[M]. 北京: 机械工业出版社, 2020.
- [16] HAMROCK B J, JACOBSON B O. Elastohydro dynamic lubrication of line contacts [J]. ASLE Transactions, 1984, 27(4): 275-287.
- [17] Benedict G H, KELLEY B W. Instantaneous coefficients of gear tooth friction [J]. Taylor and Francis Group, 2008, 4(1): 254.
- [18] SKF Group. Bearing friction, power loss and starting torque[EB/OL]. [2021-8-10]. <https://www.skf.com/africa/en/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/operating-temperature-and-speed/bearing-friction-power-loss-and-starting-torque>.
- [19] 中华人民共和国工业和信息化部. 纯电动乘用车用减速器总成技术条件: QC/T 1022-2015 [S]. 北京: 中华人民共和国工业和信息化部, 2015.

Transmission efficiency analysis and experimental study on reducer in electric vehicle

CHEN Feng^{***}, LI Weilin^{**}, WENG Wenxiang^{**}, HE Yinda^{***}, LV Binghai^{*}, YANG Qinghua^{*}

(^{*} College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310023)

(^{**} Zhejiang Fangyuan Test Group Co. Ltd, Key Laboratory of New Energy Automotive Drive
Systems for Zhejiang Market Regulation, Hangzhou 310018)

(^{***} Faculty of Mechanical Engineering & Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018)

Abstract

Transmission efficiency is one of the important indexes to evaluate the performance of electric vehicle reducer, and the accurate simulation analysis and experimental research can provide effective support for product design and optimization. Based on the analysis of transmission efficiency loss factors, the transmission efficiency calculation model, considering gear meshing loss, bearing loss, churning and wind resistance loss and oil seal loss, is established, and the transmission efficiency of a single-gear two-stage reducer for electric vehicles is simulated and analyzed. A high-speed triaxial test bench is built, and the transmission efficiency test is carried out. The influence of rotational speed and torque on transmission efficiency is analyzed. The simulation and experiment results show that the transmission efficiency increases first and then levels off with the increase of input torque, and decreases with the input speed. Oil-churning and wind resistance loss account for the largest proportion under low-torsion and high-speed conditions, and gear meshing loss accounts for the largest proportion under high torque and low speed conditions. The simulation results of the established model, ISO / TR14179-1 model and ISO / TR14179-2 model are compared with the experimental results. It shows that the difference between the simulation results of the established model and the experimental ones is 0.03%, which is better than that of ISO/TR14179-1 (0.63%) and ISO/TR14179-2 model (0.86%).

Key words: electric vehicle, reducer, transmission efficiency, power loss, efficiency test