

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2015.01.008

电动汽车轮边驱动系统齿轮箱效率分析*

常德功, 秦 臻, 邵 晨

(青岛科技大学 机电工程学院, 山东 青岛 266061)

摘要:针对目前国内外缺乏对一种新能源汽车的齿轮箱效率模型建立与研究的问题,对轮边驱动系统的一种专用齿轮箱结构、齿轮箱功率损失的组成及形成机理等方面进行了研究,对齿轮啮合效率公式及齿轮箱内搅油、风阻和轴承功率损失公式进行了归纳,提出了齿轮箱的总效率计算公式,并利用 Matlab 软件得出齿轮箱的设计参数与工况参数对齿轮箱总效率的影响曲线,计算出该齿轮箱的总效率值和 4 种功率损失所占总功率损失的比例。研究结果表明,该齿轮箱总功率损失的主要来源是搅油损失,总效率的主要影响参数是运动粘度、主动轮齿数和法面模数。研究结果对齿轮箱功率损失的预估、齿轮箱的进一步的优化设计和整车机械效率的提高提供了有力的理论依据。

关键词:轮边驱动;齿轮箱;总效率分析;设计参数

中图分类号:TH132

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2015)01-0047-05

Efficiency analysis on the gear box of the electric vehicles in-wheel drive system

CHANG De-Gong, QIN Zhen, SHAO Chen

(College of Electromechanical Engineering, Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266061, China)

Abstract: Aiming at lack of establishment and study of efficiency model for a kind of new energy vehicles gear box at home and abroad, the structure, composition and formation mechanism of power loss of a kind of special gear box for wheel drive system were researched, the gear meshing efficiency formula and gear box stirring oil, wind resistance and bearing power loss formula were generalized, total efficiency calculation formula of gear box was put forward, basing on Matlab the impact of design parameters and working parameters on the gear box total efficiency was analyzed, the total efficiency value of the gear box and four kinds of power losses the proportion of the total power loss were calculated. The results indicate that the main sources of the gear box total power loss is mixed oil power loss and main parameters that influence the efficiency of the gear box are kinematic viscosity, the number of teeth of driving gear, the normal module. The results provide a strong theoretical basis on the estimate of gear box power loss, the further research of the design optimization and mechanical efficiency development for the vehicle.

Key words: in-wheel drive; gear box; total efficiency analysis; design parameter

0 引言

目前,市场上生产和销售的汽车多以传统的燃油汽车为主。燃油汽车带给人们许多生活上的便利,但同时

也造成人们的生活环境严重污染、石油资源的日益枯竭^[1]。为了缓解环境压力和能源危机,国家科技部的“863”计划已经将新能源汽车列为重点发展项目。

轮边驱动系统作为电动汽车一种特有的新型驱动

收稿日期:2014-08-25

基金项目:国家高技术研究发展计划(“863 计划”)资助项目(2012AA110701)

作者简介:常德功(1950-),男,山东威海人,教授,博士生导师,主要从事新型传动机构、机械系统智能化、现代设计方法学与计算机辅助设计等方面的研究。E-mail:qinzen10000@163.com

方式,其传动效率的高低对整车的传动效率有重要的影响。轮边驱动系统省略了主减速器、差速器和万向节,较传统驱动系统有传动效率高、结构简单等优点,是汽车传动系统发展的新趋势^[2]。减速驱动式轮边驱动系统由高速电机、齿轮减速装置和车轮组成^[3]。传动效率是设计中不可忽视的因素,轮边驱动系统的效率分析主要是针对其齿轮箱的效率分析。但目前国内外研究轮边驱动系统齿轮箱效率公式的很少^[4]。

本研究以一轮边驱动系统专用齿轮箱为研究对象,在总结前人研究成果的基础上,提出该齿轮箱的总效率计算公式,并用 Matlab 软件分析各参数对齿轮箱效率的影响,分析结果可为齿轮箱优化设计提供理论基础。

1 齿轮箱功率损失的计算

齿轮箱的功率损失主要包括搅油损失、风阻损失、齿轮啮合损失和轴承损失^[5]。

1.1 搅油功率损失

齿轮箱的搅油损失主要来源于润滑油与齿轮箱内部元件的摩擦损耗,搅油损失的影响因素主要包括润滑油粘度、输入转速、工作温度、齿轮螺旋角和齿轮的浸油深度等^[6-7]。

本研究采用英国标准 AGMA ISO14179-1^[8] 给出的适用于高转速下的搅油损失计算公式。搅油损失包括 3 部分:与光轴外径有关的搅油损失(如轴);与盘光面有关的搅油损失(如齿轮的两侧面);与齿面有关的搅油损失(如大齿轮与小齿轮的外圆面)。搅油损失的总功率 P_c 可表示为:

$$P_c = \frac{7.37f_g v n_i^3 D_0^{4.7} L}{A_g \times 10^{26}} + \frac{1.474f_g v n_i^3 D_0^{5.7}}{A_g \times 10^{26}} + \frac{7.37f_g v n_i^3 D_0^{4.7} B \left(\frac{R_f}{\sqrt{\tan\beta}} \right)}{A_g \times 10^{26}} \quad (1)$$

式中: f_g —齿轮浸没因子; v —运动粘度, cSt; n_i —元件工作转速, r/min; D_0 —元件外部直径, mm; L —元件长度, mm; A_g —配置常数; B —齿宽, mm; R_f —粗糙度因子; β —斜齿轮螺旋角,当 $\beta < 10^\circ$ 时, β 值取 10° 。

1.2 风阻功率损失

风阻损失是因小齿轮与大齿轮在齿轮箱油气空间中旋转而产生的能量损失^[9]。影响风阻损失大小的因素主要包括齿轮的直径、齿轮箱内油雾的浓度和齿轮的转速等。对于高速的轮边驱动系统齿轮传动,风阻损失占总功率损失的比重较大^[10],因而对风阻损失的分析可以使齿轮箱总效率分析更加精确。

Anderson 和 Loewenthal 给出了风阻损失的计算方法。该方法考虑了齿轮箱内油气混合物的动力粘度,进而得到计算公式^[11-12]:

$$P_w = 2.82 \times 10^{-7} \left(1 + 2.3 \frac{B}{r} \right) n^{2.8} r^{4.6} \cdot (0.028u + 0.019)^{0.2} \quad (2)$$

式中: P_w —风阻损失功率, kW; B —齿轮宽度, m; r —齿轮分度圆半径, m; n —齿轮转速, r/min; μ —齿轮箱内油气混合物的动力粘度, cP。

1.3 斜齿轮啮合平均效率

利用积分法推导斜齿轮啮合传动的平均效率公式^[12],得到斜齿轮啮合平均效率公式为:

$$\eta_F = \frac{K}{i} \{ [(\cos\beta_0/f + \tan\alpha_n/\cos\beta) R_1 + (\cos\beta_0/f + \tan\alpha_n/\cos\beta) R_2] - 1 \} \quad (3)$$

式中: K —关于 z_1, h_{an}^*, B 的系数; R_1 —关于 $h_{an}^*, m_n, z_1, \alpha_i, B$ 的函数; R_2 —关于 $m_n, h_{an}^*, z_1, \alpha_i, B$ 的函数。

由式(3)可知,斜齿轮的啮合效率与主动轮齿数 z_1 ,从动轮齿数 z_2 ,传动比 i ,螺旋角 β ,法面模数 M_n ,齿宽 B ,法面压力角 α_n ,法面齿顶高系数 h_{an}^* 和摩擦系数 f 等参数有关。

1.4 轴承功率损失

轴承效率 η_b 大多由实验直接测得,在润滑良好的情况下,滚动轴承的效率值约为 0.980 ~ 0.995;滑动轴承的效率值约为 0.970 ~ 0.990。因此轴承效率 η_b 选用 0.990。

2 轮边驱动齿轮箱总效率

笔者所研究的齿轮箱为展开式二级圆柱齿轮箱,是在单摆臂悬架式减速装置的基础上发展设计的。箱内齿轮均采用渐开线斜齿圆柱齿轮,润滑方式为搅油润滑。通过对齿轮箱 4 种功率损失的研究可得功率损失流程如图 1 所示^[13]。

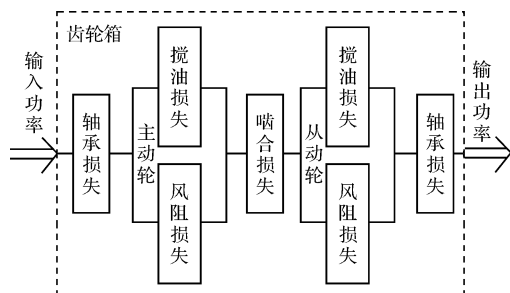


图 1 功率损失流程图

在该过程中,齿轮的啮合损失与轴承损失相互串联,搅油损失与风阻损失相互并联。因而,笔者提出齿

轮箱总效率的计算公式:

$$\eta = \prod_{i=2}^a \eta_{Bi} \times \prod_{i=1}^b (\eta_F \eta_{L1} \eta_{L2})_i \tag{4}$$

式中: η —齿轮箱总效率; η_B —轴承效率; η_F —啮合效率; η_{L1} —主动轮搅油、风阻效率; η_{L2} —从动轮搅油、风阻效率; a —齿轮箱内轴承数量; b —齿轮箱级数。

式(4)中,啮合效率 η_F 由公式(3)确定,轴承效率 η_B 也已确定。齿轮的搅油、风阻效率 η_L 可由以下公式求得:

$$\eta_{Li} = \frac{P_i - P_c - P_w}{P_i} \tag{5}$$

式中: P_i —单个齿轮的输入功率, P_c —搅油功率损失, P_w —风阻功率损失。

3 设计参数对齿轮箱总效率的影响

3.1 齿轮箱工作环境参数的设定

为了更准确地获得齿轮箱的不同设计参数对总功率的影响,需要在满足实际情况的前提下对齿轮箱的工作环境参数进行预先设定。

具体取值如表1所示。

表1 齿轮箱工作环境参数

参数名称	电机功率	电机转速	运动粘度	动力粘度	摩擦系数	齿高倍数
符号/单位	P/kW	$n/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	ν/cSt	μ/cP	f	k
取值	10	10 000	60	0.1	0.06	0.8

3.2 齿轮箱设计参数的设定

以单级齿轮箱为例,对于标准渐开线斜齿圆柱齿轮,表2中参数对齿轮箱总效率影响不大,因此本研究在分析时,对这些参数进行定值设定。设定结果如表2所示。

表2 齿轮箱定参数取值

参数名称	压力角	法面齿顶高系数	法面顶隙系数	齿宽
符号/单位	$\alpha_n/(^\circ)$	h_{an}^*	c_n^*	B/mm
取值	20	1	0.25	20

因其中的参数是齿轮箱总效率的主要影响参数,故以其为变量,设定数值区间如表3所示^[14-16]。

表3 齿轮箱变参数取值与变化区间

参数名称	主动轮齿数	传动比	螺旋角	法面模数
符号/单位	z_1	i	$\beta/(^\circ)$	Mn/mm
定值	30	3	20	2
变化区间	10~50	1~6	8~45	1~4

3.3 齿轮箱设计参数对效率的影响结果分析

笔者利用 Matlab 软件,绘制在表1工况参数设定下,主要设计参数对齿轮箱总效率的影响曲线,如图

2~5所示。

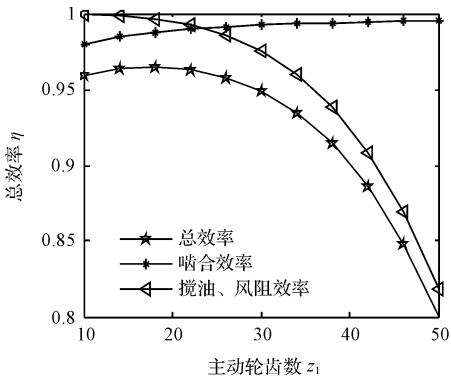


图2 主动轮齿数与总效率关系

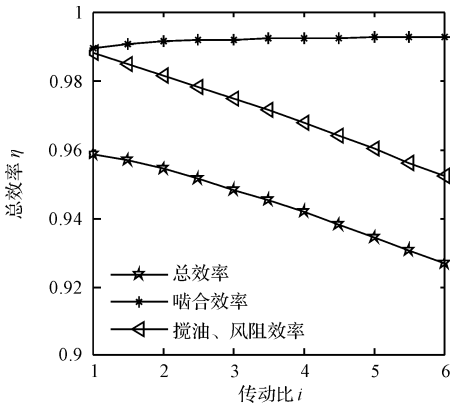


图3 传动比与总效率关系

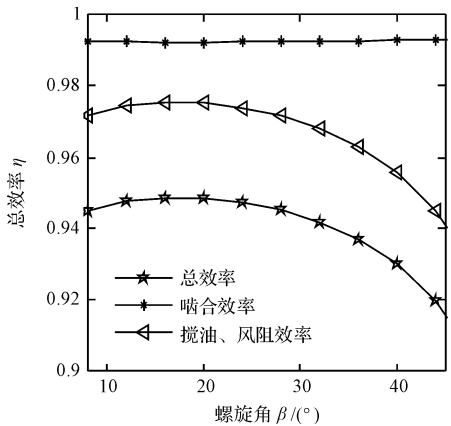


图4 螺旋角与总效率关系

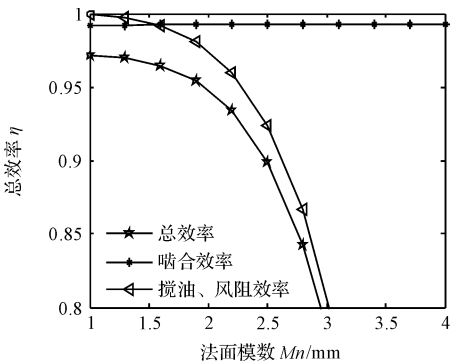


图5 法面模数与总效率关系

主动轮齿轮与总效率关系如图 2 所示,当 z_1 在区间 $[10, 23]$ 内时,齿轮箱总效率随 z_1 增加而增大,在 $z_1 = 23$ 时,达到最大效率。当 z_1 在区间 $[23, 50]$ 内时,齿轮箱总效率随 z_1 增加而减小。 z_1 在区间 $[35, 50]$ 内,齿轮箱总效率随 z_1 增加而急剧减小。

如图 3 所示,在给定变化区间内,齿轮箱总效率随传动比的增加而减小。

如图 4 所示,当 β 在区间 $[8, 20]$ 内时,总效率随 β 增加而增大,当 β 在区间 $[20, 45]$ 内时,齿轮箱总效率随其 β 增加而减小。

如图 5 所示,在给定变化区间内,齿轮箱总效率随法面模数的增大而减小, M_n 为 2 时,曲线出现拐点,在区间 $[1, 2]$ 内,总效率减小趋势较为平缓,在区间 $[2, 4]$ 内,总效率的降低速度急剧加快。

综上可知:齿轮箱总效率的主要影响参数是主动轮齿数和法面模数。搅油、风阻效率是影响总效率的主要因素,总效率变化趋势与搅油、风阻效率的变化趋势基本一致。

4 轮边驱动系统齿轮箱总效率分析

电动汽车轮边驱动系统齿轮箱的主要设计参数如表 4 所示。

4.1 轮边驱动系统齿轮箱工况参数设定

齿轮箱的总效率不仅与其设计参数有关,也与其不同的工作环境参数有关。在齿轮箱尺寸确定的前提下,其总效率主要与输入功率 P ,输入转速 n ,润滑油运动粘度 ν ,润滑油浸没齿高倍数 k ,齿面间滑动摩擦系数 f 和

表 4 轮边驱动系统齿轮箱主要设计参数

	一级主 动齿轮	一级从 动齿轮	二级主 动齿轮	二级从 动齿轮
齿数 z	31	78	29	76
齿宽 B/mm	20	18	25	23
法面模数 M_n/mm		2.1		2.3
螺旋角 $\beta/(\circ)$		34		22
法面压力角 $\alpha_n/(\circ)$		20		20
法面齿顶高系数 h_{an}^*		1.2		1.2
法面顶隙系数 c_n^*		0.25		0.25

齿轮箱内油气混合物动力粘度 μ 等因素有关^[17]。
输入功率和输入转速取定值 $P = 10 \text{ kW}$, $n = 10\,000 \text{ r/min}$ 。齿轮箱内油气混合物动力粘度对效率影响不明显,取定值 $\mu = 0.1 \text{ cP}$ 。

本研究选取齿轮箱总效率的主要影响参数-润滑油运动粘度 ν ,润滑油浸没齿高倍数 k ,齿面间滑动摩擦系数 f 为变量,变化区间如表 5 所示。

表 5 齿轮箱工作环境参数取值与变化区间

参数名称	运动粘度	齿高倍数	摩擦系数
符号/单位	ν/cSt	k_1	f
定值	60	0.8	0.06
变化区间	30 ~ 120	0.5 ~ 1.2	0.04 ~ 0.10

k_1 —高速大齿轮浸油深度,设小齿轮不产生搅油损失。

4.2 齿轮箱工况参数对总效率的影响分析

本研究利用 Matlab 软件绘制出试样齿轮箱在不同工作环境参数下的效率变化曲线,运动粘度、高速大齿轮齿高倍数、摩擦系数与总效率关系如图 6 所示。

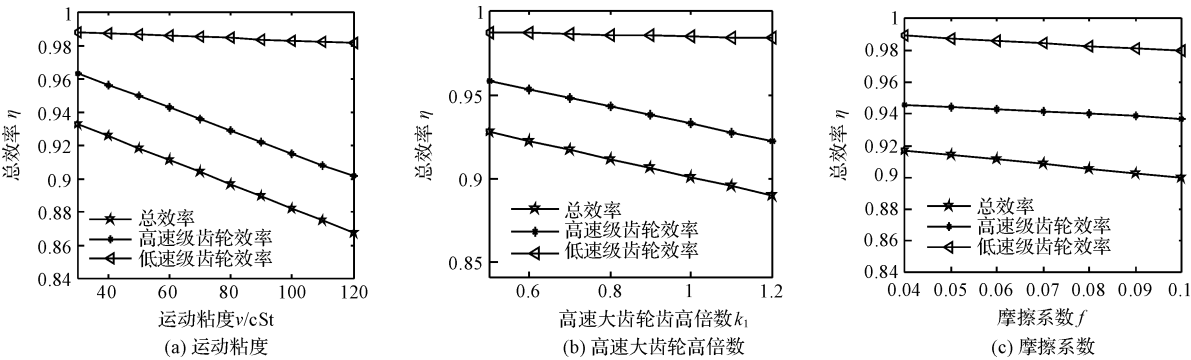


图 6 运动粘度、高速大齿轮齿高倍数、摩擦系数与总效率关系

如图 6(a)、6(b) 所示,在给定变化区间内,轮边驱动系统齿轮箱总效率分别随润滑油运动粘度和润滑油浸没高速大齿轮的齿高倍数的增大而减小。如图 6(c) 所示,在给定变化区间内,齿轮箱总效率随齿面间滑动摩擦系数的增大而减小。

综上可知,高速级齿轮效率是总效率的主要影响因素,与高速级齿轮相比,低速级齿轮效率随摩擦系数的增大而变化更加明显,低速级齿轮的啮合损失占其总损失比重较大。运动粘度对齿轮箱总效率的影响更为明显。与低速级齿轮相比,同等条件下高速级齿轮

的效率值较低,损失功率更多。

当工作环境参数一定时,经计算,电动车轮边驱动系统齿轮箱总效率值为 0.911 4。4 种损失占总功率损失比例如图 7 所示,在总功率损失中,搅油损失所占比例最大,为总功率损失的 51%,啮合损失与轴承损失占总功率损失比例相近,分别为 20% 和 21%,风阻损失所占比例最小,仅为 8%。

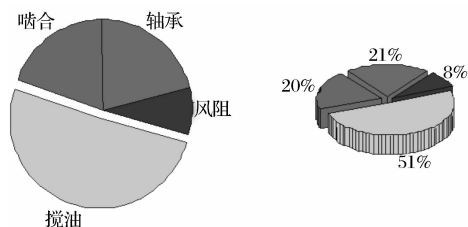


图 7 4 种损失占总功率损失比例

5 结束语

本研究对电动汽车轮边驱动系统的一种专用齿轮箱进行了效率研究,建立了该齿轮箱总效率模型。研究得到的效率曲线表明,该系统齿轮箱总效率的主要影响参数是主动轮齿数。法面模数和运动粘度。

与传统驱动系统齿轮箱相比,轮边驱动系统齿轮箱的齿轮工作载荷和速度都相对较高,因此与齿轮速度有关的搅油损失也相应较高。该结论可为以后更深入地研究轮边驱动系统的传动效率提供理论依据。

参考文献(References):

- [1] 顾云青,张立军. 电动汽车电动轮驱动系统开发现状与趋势[J]. 汽车研究与开发,2004(12):27-30.
- [2] 张希明,陈立铭,倪光正. 一种基于 TMS320F2812D 的电动汽车电驱系统[J]. 机电工程,2008,25(3):61-63.
- [3] 徐寅,陈东. 一种混合动力概念车驱动系统设计[J]. 机电工程,2010,27(1):72-75.
- [4] 陈勇,张建荣,张大明. 电动轮技术在电动汽车中的应用及发展趋势[J]. 机械设计与制造,2006,10(10):169-171.
- [5] 霍晓强,吴传虎. 齿轮传动系统搅油损失的试验研究[J]. 机械传动,2007,31(1):63-65.
- [6] HILL M J. A Computational Investigation of Gear Windage[M]. Harrisburg: The Pennsylvania State University,2010.
- [7] ISO/TR 14179-1. Gears-Thermal Capacity-Part1: Rating gear drives with thermal equilibrium at 95 °C sump temperature[S]. London: International Standard Organization,2001.
- [8] SEETHARMAN S, KAHRAMAN A, MOORHEAD M D, et al. Oil churning power losses of a gear pair experiments and model validation[J]. Journal of Tribology,2009,131(2):28-59.
- [9] ANDERSON N E, LOEWENTHAL S H. Design of spur gears for improved efficiency[J]. ASME., JMD.,1982(104):767-774.
- [10] EASTWICK C N, JOHNSON G. Gear windage: a review[J]. Journal of Mechanical Design,2008,130(3):1692-1701.
- [11] DAWSON P H. Windage loss in larger high-speed gears[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers,1984,198(A1):51-59.
- [12] 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,2001,37(11):18-21.
- [13] 莫易敏,田蜜. 微型汽车传动系统功率损失建模计算[J]. 机械传动,2013,37(2):47-49.
- [14] 程利,郑强,杨亚峰. 开式齿轮传动机构自动润滑系统的设计[J]. 机械,2013(2):61-66.
- [15] 黄智勇,陈晓玲. 高速列车传动齿轮箱功率损失计算方法[J]. 机车车辆工艺,2006,5(10):5-7.
- [16] 李鹏来. 精矫移动式辊盒齿轮箱稀油润滑系统改造[J]. 液压气动与密封,2014(9):47-49.
- [17] 王成,高常青,崔焕勇. 基于啮合效率下斜齿圆柱齿轮设计参数的选择[J]. 燕山大学学报,2012,35(3):128-130.

[编辑:李辉]

本文引用格式:

常德功,秦臻,邵晨. 电动汽车轮边驱动系统齿轮箱效率分析[J]. 机电工程,2015,32(1):47-51.

CHANG De-Gong, QIN Zhen, SHAO Chen. Efficiency analysis on the gear box of the electric vehicles in-wheel drive system[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2015,32(1):47-51.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>