

# 电动汽车轮边减速驱动系统转矩检测方法

陈辛波<sup>1,2</sup>, 杭鹏<sup>1</sup>, 王叶枫<sup>1</sup>, 王弦弦<sup>1</sup>

(1. 同济大学汽车学院, 上海 201804; 2. 同济大学新能源汽车工程中心, 上海 201804)

**摘要:** 提出了基于齿轮传动特征和力传感原理的电动汽车轮边减速驱动系统转矩检测新方法, 旨在为分布式驱动电动汽车轮边电机的控制提供实时、精确的输出转矩反馈信息。阐明了布置于轮边齿轮减速器轴承端部的偏心套式转矩检测机构的工作原理, 根据齿轮机构传力分析, 导出轮边电机转矩检测公式; 通过仿真分析、样机试制和试验测试, 验证所述转矩检测方法的可行性和检测精度的准确性。该转矩检测方法有利于电动汽车驱动电机的高效控制, 改善电动汽车的能源利用率和行驶性能。

**关键词:** 转矩检测; 轮边电驱动; 力传感器; 偏心套

**中图分类号:** U463

**文献标志码:** A

## Torque Measurement Method of Electric Wheel Drive System for Electric Vehicles

CHEN Xinbo<sup>1,2</sup>, HANG Peng<sup>1</sup>, WANG Yefeng<sup>1</sup>, WANG Xianxian<sup>1</sup>

(1. School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Clean Energy Automotive Engineering Center, Tongji University, Shanghai 201804, China)

**Abstract:** A novel torque measurement method of electric wheel drive system for electric vehicles was proposed based on gear transmission and force sensor to provide real time and accurate feedback information of output torque for drive motor control of distributed electric wheel drive vehicles. The working principle of eccentric sleeve torque measurement mechanism was presented to set up at the end of transmission bearing, and a torque measurement equation of wheel drive motor was deduced by force analysis of transmission mechanism. Then, by simulation analysis, prototype manufacturing and experimental measurement, the feasibility and accuracy of the torque measurement method were verified. This torque measurement method is beneficial to control drive motor in electric vehicles and can improve the energy utilization and driving performance of electric

vehicles.

**Key words:** torque measurement; electric wheel drive; force sensor; eccentric sleeve

转矩检测技术在汽车上广泛应用于对发动机、变速箱、传动轴、工作油泵、油马达等系统的功率及效率试验, 以及 ECU (electronic control unit, 电子控制单元)、EPAS (electric power assistant steering, 电子助力转向系统)、TVD (torque vectoring differential) 等技术<sup>[1-3]</sup>。转矩检测方法主要分为平衡力法、能量转换法和传递法。平衡力法转矩测量装置又称作测功器, 主要应用在发动机功率试验中, 但它仅适合测量匀速工作情况下的转矩, 不能测量动态转矩<sup>[4]</sup>。能量法依据能量守恒定律, 通过测量其他形式的能量 (如电能、热能参数等) 来测量旋转机械的机械能, 进而获得与转矩有关的能量系数 (如电能系数) 来确定被测转矩大小的方法, 例如, 通过测量输入旋转机械的电功率和转轴转速求得转矩, 能量转化法为间接测量法, 测量误差比较大<sup>[5]</sup>。传递法精度较高, 应用最广, 传递法是指利用弹性元件在传递扭矩时物理参数的变化与扭矩的对应关系来测量扭矩的一类方法。文献[6]提到的变速器效率试验使用的转矩仪, 文献[7]提出了基于应变电桥的发动机转矩检测方法, 通过在传动轴上粘贴应变片进行转矩检测, 文献[8]中提到英国福特公司委托南安普大学机械工程系为其研制了一种电容式扭矩传感器用来连续监测汽车发动机或齿轮箱传动轴的扭矩测试, 都属于传递法。其他类型的转矩检测方法如文献[9]中提到了一种新型基于光电原理的高分辨率转矩传感器, 能够对高转速轴的转矩进行实时检测, 不需要数模转换以及不存在电磁干扰, 文献[10]提到的一种基于力致发光原理的转矩传感器以及文献[11]提

收稿日期: 2015-03-28

基金项目: 国家自然科学基金(51375344)

第一作者: 陈辛波(1962—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为汽车传动与控制。E-mail: austin\_1@163.com

通讯作者: 杭鹏(1991—), 男, 博士生, 主要研究方向为汽车传动与控制。E-mail: hangpengbruce@163.com

到的一种基于螺旋式差动变压器的转矩检测方法都能够实现非接触式转矩检测。

电动汽车驱动电机转矩信号的获得通常是根据电机电压、电流及转速信号,按照能量转换法间接估计出电机瞬时转矩,精度较差。对电动汽车轮边驱动系统进行转矩检测有利于驱动电机的高效控制,改善电动汽车的能源利用率和行驶性能。为此,针对轮边驱动系统进行了改良设计,综合现有转矩检测方法,设计合理的转矩检测机构,添加到轮边驱动系统上组成具有转矩实时检测功能的轮边驱动系统,通过机构受力分析、仿真、以及机构样机的试制和试验,对此转矩检测方法进行可行性分析。

## 1 轮边减速驱动系统

具有转矩实时检测功能的轮边减速驱动系统的结构如图1所示。该系统主要由轮边电机、轮边减速器和转矩检测机构三部分组成。通过在轮边减速器上合理布置转矩检测机构,在保证基本传动要求的前提下,可实时检测出轮边减速器输入轴的转矩,并以电信号的形式输出,从而用于驱动系统的控制。

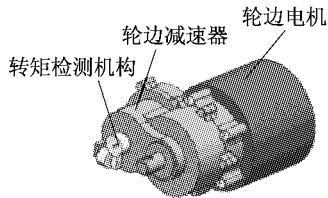


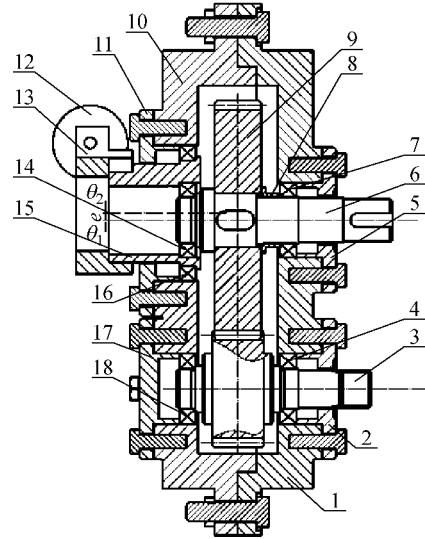
图1 轮边减速驱动系统模型  
Fig.1 Model of electric wheel drive system

## 2 转矩检测原理

### 2.1 转矩检测机构设计

将转矩检测机构布置于单级减速器,如图2所示。转矩检测机构主要由偏心套筒、摆臂、力传感器、偏心套筒轴承等部件组成。改变减速器输出轴左端轴承直接支撑于减速器壳体的支撑方式,将其与偏心套筒的内圈配合,支撑于偏心套筒,偏心套筒外圈通过偏心套筒轴承内圈支撑于减速器壳体。偏心套筒内孔轴线与其外圈轴线并不重合,两者在输出轴齿轮受到的径向力方向存在偏心距 $e$ 。摆臂与偏心套筒通过平键连接,力传感器通过两端的螺柱分别拧入摆臂和减速器壳体相应的螺纹孔内,力传感器可同时承受拉力和压力。减速器工作时,偏心套筒会受到来自输出轴左端轴承、偏心套筒轴承和力传感器

的力,其将处于静平衡状态,此时输出轴将绕其自身轴线转动,而没有其他运动,从而保证齿轮的正常传动。



1—减速器右壳体; 2—输入轴右端轴承端盖; 3—输入齿轮轴; 4—输入轴右端轴承; 5—输出轴右端轴承端盖; 6—输出轴; 7—输出轴右端轴承; 8—套筒; 9—输出轴齿轮; 10—减速器左壳体; 11—输出轴左端轴承端盖; 12—力传感器; 13—摆臂; 14—输出轴左端轴承; 15—偏心套筒; 16—偏心套筒轴承; 17—输入轴左端轴承端盖; 18—输入轴左端轴承

图2 单级减速器转矩检测机构

Fig.2 Torque measurement mechanism of single reduction gear

### 2.2 转矩检测公式推导

根据输出轴受力及力矩平衡关系,可得输出轴左端轴承处的受力

$$F_X = \frac{F_{r2}L_1 - F_{a2}R_2}{L} \quad (1)$$

$$F_Y = F_{t2}L_1/L \quad (2)$$

式中: $F_X$ 为输出轴左端轴承受到的与齿轮径向力平行的力; $F_Y$ 为输出轴左端轴承受到的与齿轮切向力平行的力; $R_2$ 为输出轴齿轮分度圆半径; $F_{r2}$ 为输出轴齿轮受到的径向力; $F_{a2}$ 为输出轴齿轮受到的轴向力; $F_{t2}$ 为输出轴齿轮受到的切向力; $L$ 为输出轴左右轴承宽度中心距离; $L_1$ 为输出轴齿轮齿宽中心到输出轴右端轴承宽度中心距离。

在此转矩检测机构中,假设输出轴受到的轴向力全部由输出轴右端轴承承受,输出轴左端轴承不承受轴向力。输出轴左端轴承受来自输出轴的作用力将由偏心套筒平衡,由此可得到偏心套筒的受力情况,如图3所示。

为简化受力分析,将输出轴左端轴承、偏心套筒和摆臂作为整体研究对象,其将受到输出轴在水平

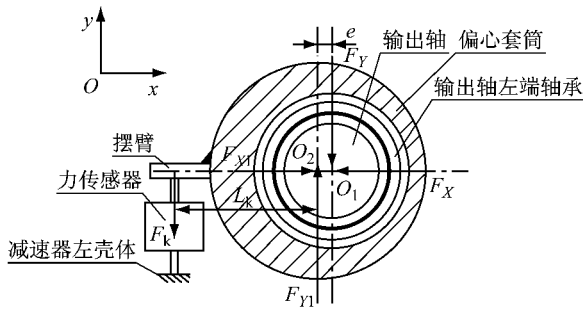


图 3 偏心套筒受力图

Fig.3 Eccentric sleeve force

竖直两个方向的作用力  $F_X$  和  $F_Y$ 。  $F_X$  和  $F_Y$  的方向必然通过偏心套筒内圈圆心  $O_1$ ，整体还将受到偏心套筒轴承的作用力  $F_{X1}$  和  $F_{Y1}$ 。  $F_{X1}$  和  $F_{Y1}$  的方向必然通过偏心套筒外圈圆心  $O_2$ ，同时整体还将受到来自力传感器的作用力  $F_k$ 。受安装位置约束，力传感器的轴线与  $Y$  轴方向(即齿轮切向力方向)始终保持平行，故力传感器作用于偏心套筒力的方向始终与  $Y$  轴平行。

减速器工作时，偏心套筒始终处于静平衡状态，根据偏心套筒的受力平衡条件(忽略重力影响)，可得

$$F_X - F_{X1} = 0 \quad (3)$$

$$F_{Y1} - F_k - F_Y = 0 \quad (4)$$

$$F_{Ye} - F_k L_k - T_f = 0 \quad (5)$$

式中： $L_k$  为力传感器轴线到偏心套筒外圈圆心  $O_2$  连线的距离； $T_f$  为输出轴左端轴承和偏心套筒轴承作用于偏心套筒的静摩擦力矩。

轴承静摩擦力矩最大值为

$$T_{f\max} = \mu(F_N r_1 + F_{N1} r_2) \quad (6)$$

式中： $\mu$  为深沟球轴承摩擦系数， $\mu = 0.001 \sim 0.0015$ ； $F_N$  为轴承径向载荷，其中  $F_N = \sqrt{F_X^2 + F_Y^2}$ ， $F_{N1} = \sqrt{F_{X1}^2 + F_{Y1}^2}$ ； $r_1$  为输出轴左端轴承的内圈半径； $r_2$  为偏心套筒轴承的内圈半径。 $T_{f\max}$  相对  $F_{Ye}$  较小，故在此忽略不计。

从而可得

$$F_k = F_{Ye} / L_k \quad (7)$$

由式(2)和式(7)可得

$$F_k = F_{e2} L_1 e / L_k L \quad (8)$$

式中， $F_{e2} = F_{e1} = 2T / m z_1$ 。换算后可得

$$T = k F_k \quad (9)$$

式中比例系数为

$$k = \frac{m z_1 L L_k}{2 e L_1} \quad (10)$$

由式(10)可知，比例系数  $k$  仅与减速器布置形

式、偏心距和齿轮参数有关，当减速器设计确定后，比例系数  $k$  为定值。即减速器输入轴转矩  $T$  与力传感器检测的力  $F_k$  之间为线性比例关系，故在减速器工作时通过力传感器的信号可换算得到减速器输入轴的实时转矩。

所设计的转矩检测机构对轮边减速器的转矩检测具有通用性，故本文仅对单级减速器转矩检测机构的转矩公式进行了推导，其他类型的减速器推导类似。

### 3 样机试制

#### 3.1 样机模型

根据上述结构方案对单级减速器转矩检测机构的样机进行试制，其三维模型如图 4 所示。为了简化加载和负载装置，用扭力扳手手工加载代替驱动电机加载，平衡力矩机构提供纯扭矩代替负载装置，对单级减速器的输入转矩进行静态检测。样机的实物模型如图 5 所示。

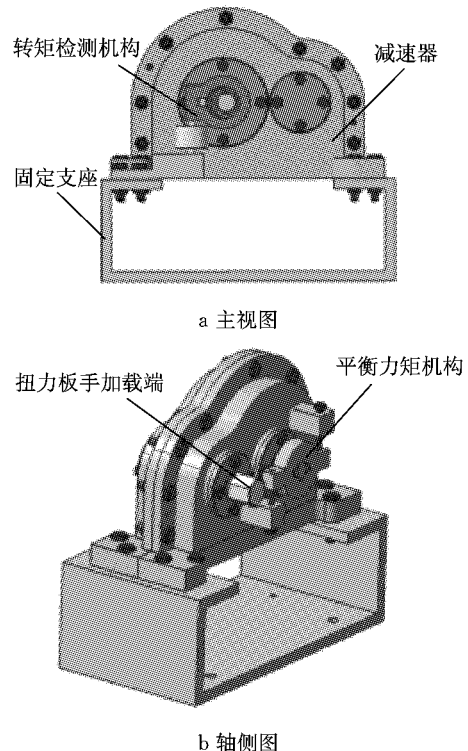


图 4 样机三维模型

Fig.4 3D model of prototype

#### 3.2 样机设计参数

所设计的简易试验样机的设计参数如表 1 所示。将表中参数带入公式(10)，得到比例系数  $k = 0.46$ 。

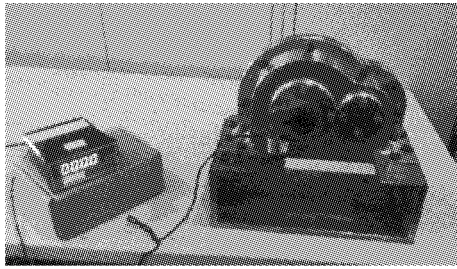


图 5 样机模型

Fig.5 Prototype model

表 1 样机设计参数

Tab.1 Design parameters of prototype

参数	参数值	参数	参数值
$z_1$	23	$L_1/\text{mm}$	21.5
$z_2$	49	$L_k/\text{mm}$	30
$m_n/\text{mm}$	2	$L/\text{mm}$	43
$\alpha/(\text{°})$	20	$e/\text{mm}$	3
$\beta/(\text{°})$	0	$R_2/\text{mm}$	49

### 4 ADAMS 仿真分析

根据样机参数在 CATIA 软件中建立简单单级减速器的转矩检测机构模型,导入 ADAMS (automatic dynamic analysis of mechanical system, 机械系统动力学)中,如图 6 所示.利用 ADAMS/View 模块进行动力学分析,设定输入轴转速  $1\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$  为仿真初始条件,输入轴驱动转矩为  $T$ ,为保证输出轴匀速转动,在仿真时需对输出轴施加负载力矩  $T_{\text{load}}=(z_2/z_1)T$ ,仿真得到在不同输入转矩下,拉压力传感器受力的数值,如表 2 所示.

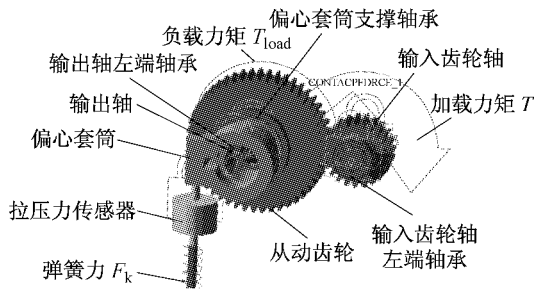


图 6 ADAMS 模型

Fig.6 ADAMS model

对仿真数据进行相关性分析,计算输入转矩  $T$  与传感器检测力  $F_k$  之间的相关系数  $r=1$ .可见两者之间为强正相关关系.基于最小二乘法对实验数据进行一元线性回归分析<sup>[12]</sup>,回归方程为

$$\hat{T} = a + bF_k \quad (11)$$

式中: $\hat{T}$  为输入转矩  $T$  的估计值; $F_k$  为传感器检测

力的实测值; $a, b$  均为线性回归方程系数.

表 2 仿真数据

Tab.2 Simulation data

$T/(\text{N}\cdot\text{m})$	$F_k/\text{N}$	$T/(\text{N}\cdot\text{m})$	$F_k/\text{N}$
5.0	10.949 2	25.0	54.745 9
7.5	16.423 8	27.5	60.220 5
10.0	21.898 4	30.0	65.695 1
12.5	27.373 0	32.5	71.169 7
15.0	32.847 6	35.0	76.644 3
17.5	38.322 2	37.5	82.118 9
20.0	43.796 7	40.0	87.593 5
22.5	49.271 3		

记

$$Q = \sum_{i=1}^n (T_i - \hat{T}_i)^2 = \sum_{i=1}^n (T_i - a - bF_{k_i})^2 = \min \quad (12)$$

将  $Q$  分别对  $a, b$  求偏导数并令其等于零,得到如下方程组:

$$\frac{\partial Q}{\partial a} = -2 \sum_{i=1}^n (T_i - a - bF_{k_i}) = 0$$

$$\frac{\partial Q}{\partial b} = -2 \sum_{i=1}^n (T_i - a - bF_{k_i})F_{k_i} = 0 \quad (13)$$

解之得

$$a = \frac{\sum F_{k_i}^2 \sum T_i - \sum F_{k_i} \sum F_{k_i} T_i}{n \sum F_{k_i}^2 - (\sum F_{k_i})^2} \quad (14)$$

$$b = \frac{n \sum F_{k_i} \sum T_i - \sum F_{k_i} T_i}{n \sum F_{k_i}^2 - (\sum F_{k_i})^2} \quad (15)$$

将表 2 数据带入式(14),(15),得  $a = -1.22 \times$

$10^{-5}, b = 0.456 7$ .得到回归方程  $\hat{T} = 0.456 7 F_k - 1.22 \times 10^{-5}$ .通过 MATLAB 最小二乘多项式拟合函数 polyfit 对仿真数据进行最小二乘拟合,拟合多项式阶数  $n=1$ ,拟合直线  $T = 0.4567 F_k - 1.22 \times 10^{-5}$ ,与理论计算得到的回归方程一致,拟合直线如图 7 所示.可见仿真结果均落在该直线附近,多出的常数项数值太小忽略不计,得到输入轴转矩与力传感器检测力之间的关系为  $T = 0.456 7 F_k$ ,其比例系数与理论值 0.46 的相对误差为 1.56%,可验证该转矩检测方法的可行性与准确性.

### 5 试验验证与误差分析

如图 8 所示采用扭力扳手对减速器输入轴手工施加扭矩,所加扭矩值可直接从扭力扳手读出,扭矩从  $5\text{ N}\cdot\text{m}$  逐渐增加到  $40\text{ N}\cdot\text{m}$ ,同时记录力传感器显示的数值,从而得到力传感器的受力情况.为了

提高试验的准确性,减小误差,进行多次加载试验,剔除存在粗大误差的试验数据,对试验数据取平均值,整理试验数据如表 3 所示.

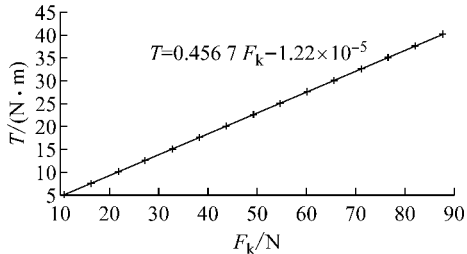


图 7 仿真数据最小二乘法拟合直线

Fig.7 Simulation fitted line based on least square method



图 8 加载试验

Fig.8 Loading experiment

表 3 试验数据

Tab.3 Experiment data

$T/(N \cdot m)$	$F_k/N$	$T/(N \cdot m)$	$F_k/N$
5.0	12.14	25.0	54.86
7.5	17.55	27.5	60.34
10.0	23.41	30.0	66.19
12.5	27.79	32.5	70.22
15.0	33.65	35.0	75.34
17.5	39.50	37.5	80.46
20.0	44.18	40.0	85.58
22.5	49.74		

对所测试验数据进行相关性分析,计算输入转矩  $T$  与传感器检测力  $F_k$  之间的相关系数为  $r = 0.9998$ . 可见两者之间为很强的正相关关系. 基于最小二乘法对试验数据进行一元线性回归分析.

将表 3 数据带入式(14),(15),得  $a = -0.9981$ ,  $b = 0.4757$ . 得到回归方程  $\hat{T} = 0.4757 F_k - 0.9981$ . 通过 MATLAB 最小二乘多项式拟合函数 polyfit 对实验数据进行最小二乘拟合,拟合多项式阶数  $n = 1$ , 得到拟合直线  $T = 0.4757 F_k - 0.9981$ , 与理论计算得到的回归方程一致,拟合直线如图 9 所示,可见测试结果均落在该直线附近. 与理论计算公式相比多出了常数项  $-0.9981$ , 此为系统误差. 这是因为力

传感器在安装时存在预紧力,忽略系统误差,得到力传感器检测力与输入轴转矩之间的关系为  $T = 0.4757 F_k$ , 试验比例系数  $0.4757$  与理论计算值  $0.46$  相比相对误差为  $3.45\%$ , 试验结果误差与机械加工精度以及装配误差有关. 试验结果表明输入转矩  $T$  与传感器检测力  $F_k$  之间具有良好的线性相关性,可以通过后期标定减小转矩检测误差.

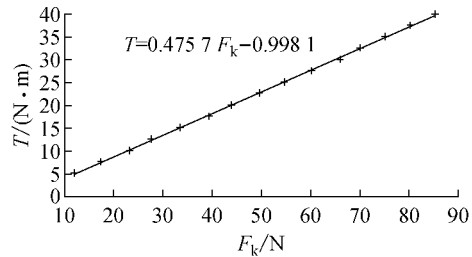


图 9 试验数据最小二乘法拟合直线

Fig.9 Experiment fitted line based on least square method

将理论计算、仿真以及试验结果进行汇总,表 4 为三种情况下输入转矩  $T$  与传感器检测力  $F_k$  的比值关系,三种情况下的比值比较接近. 对比分析可以得出结论,该转矩检测方法能够实现较为精确的转矩检测.

表 4 比例系数

Tab.4 Proportionality coefficient

分析情况	理论	仿真	试验
$T/F_k$	0.46	0.4567	0.4757

与现有的转矩检测方法相比,该转矩检测方法弥补了能量转换法测试精度低以及平衡力法不能测动态转矩的缺陷,机械结构比传递法更为简单,可靠性更高,更适用于电动汽车轮边减速驱动系统的转矩检测.

## 6 结语

针对轮边减速驱动系统,提出了一种转矩检测新方法. 在轮边减速器轴承端部布置转矩检测机构,通过对机构进行力学分析推导转矩检测公式,进行 ADAMS 虚拟样机的仿真分析,以及机构样机试制和试验测试. 结果表明所研制的转矩检测系统具有较高的精度,为准确检测轮边减速驱动系统输出转矩,提供了简明实用的新方法. 将该转矩检测方法应用于电动汽车轮边驱动系统有利于驱动电机的高效控制,改善电动汽车的能源利用率和行驶性能.

(下转第 316 页)