

电动轮汽车差速助力转向多学科协同优化

赵万忠^{①②③*}, 徐晓宏^①, 王春燕^①

① 南京航空航天大学车辆工程系, 南京 210016;

② 重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400044;

③ 北京理工大学电动车辆国家工程实验室, 北京 100081

* E-mail: zhaowanzhong@126.com

收稿日期: 2012-07-06; 接受日期: 2012-08-27

国家自然科学基金(批准号: 51005115, 51205191, 51005248)、机械传动国家重点实验室 2011 年度开放基金、中央高校基本科研业务费专项资金(批准号: NS2012086)和北京理工大学电动车辆国家工程实验室开放基金(批准号: 2012-NELEV-03)

摘要 基于多学科协同优化设计方法, 以转向经济性作为系统级目标函数, 转向路感、转向灵敏度和转向传感器机械性能为子系统, 建立电动轮汽车差速助力转向多学科协同设计优化体系, 并在充分考虑各学科间耦合关系的基础上, 采用多岛遗传优化算法对主系统、序列二次规划算法对各子学科优化模型进行优化求解。研究表明: 电动轮汽车差速助力转向多学科协同优化可以在保证电动轮汽车差速转向系统满足转向路感、转向灵敏度和转向传感器机械特性的基础上, 使转向经济性得到优化。

关键词
电动轮汽车
差速转向
协同优化
试验设计
响应面模型

随着节能环保成为当今世界的主题, 电动汽车在全球掀起了一股发展浪潮。作为新一代电动汽车的一个重要分支, 电动轮汽车采用多个独立控制的轮毂电机分别驱动车轮, 改变了传统的转向结构, 采用差速助力转向系统, 通过对左右车轮轮毂电机的耦合控制, 使系统高效协同工作, 同时实现主动转向和电动助力转向功能。因此, 电动轮汽车差速助力转向系统完全摆脱了传统转向系统的各种限制, 不仅可以实现汽车转向轻便性和驾驶员路感的完美融合, 而且还能使汽车的安全性 with 灵活性协调统一, 是一种理想的汽车动力转向技术, 具有良好的应用前景及技术发展潜力^[1]。

目前, 对电动轮汽车的研究主要集中在电动轮驱动技术上, 而对差速助力转向技术的研究还很少, 有限的几篇文献主要探讨差速助力转向原理和控制

策略, 而对差速助力转向优化的研究还几乎处于空白。电动轮差速助力转向设计优化不仅涉及转向路感、转向灵敏度和转向稳定性, 而且涉及转向经济性等诸多学科因素, 学科之间具有耦合效应, 因此, 其本质上是一个多学科设计优化 (Multidisciplinary Design Optimization, MDO) 问题, 只有将多个学科的设计综合在一起进行协调优化, 才能获得系统的最佳性能。MDO 是一种充分利用和探索系统中相互作用的协同机制来设计复杂系统和子系统的方法论, 充分考虑各子系统间的耦合关系, 通过协调各子系统间的关系寻求系统级的整体最优解^[2]。国外大型汽车公司已把多学科设计优化应用与车身结构设计中, 而国内对 MDO 的研究主要集中在航空航天领域^[3, 4], 在汽车设计领域也开展了一些 MDO 研究, 如: 车身轻量化领域^[5, 6], 而 MDO 研究在电动轮汽车差速助

力转向设计领域的开展也是非常必要的。

本文建立了以转向经济性为主学科,以转向路感、转向灵敏度和转矩、转角传感器机械性能为子学科的差速助力转向系统多学科协同优化模型,通过多岛遗传优化算法对主系统、序列二次规划算法对各子学科进行了优化,为电动轮汽车差速助力转向系统的开发提供理论基础。

1 电动轮汽车差速助力转向机理

1.1 电动轮汽车差速助力转向系统工作原理

电动轮汽车差速助力转向系统的结构如图 1 所示,包含两个安装在车轮内的轮毂电机,提供电动轮汽车行驶驱动力和转向助力。通过改变左右车轮轮毂电机的输出转矩,控制系统的力传递特性,实现助力转向功能;通过轮毂电机提供附加转角,控制系统的位移传递特性,实现主动转向功能^[7, 8]。通过对左右车轮轮毂电机的耦合控制,使系统能够高效协同工作。

1.2 电动汽车差速助力转向系统评价指标

通过建立整车三自由度转向模型,提出以转向路感、转向灵敏度作为转向性能评价指标。其中,转向路感定义为从作用于转向柱输出轴的阻力转矩到转向盘输入转矩的传递函数:

$$E(s) = \frac{T_h(s)}{T_r(s)} = \frac{K_s}{J_e s^2 + B_e s + K_s + \frac{2dK_a K_m K_s}{nr_w}} \quad (1)$$

将转向灵敏度定义为稳态的横摆角速度到前轮转向角的传递函数:

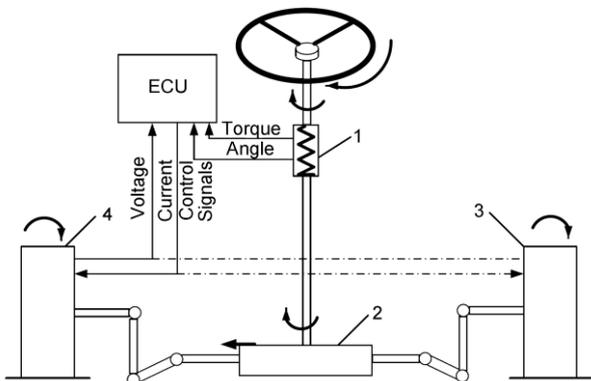


图 1 电动汽车差速助力转向系统

1, 转矩、转角传感器; 2, 齿轮齿条机构; 3, 4, 轮毂电机

$$\frac{\omega_r(s)}{\theta_c(s)} = \frac{(F_3 s^3 + F_2 s^2 + F_1 s + F_0) \left(K_s + \frac{2d}{r_w} K_a K_m K_s \right)}{Q_6 s^6 + Q_5 s^5 + Q_4 s^4 + Q_3 s^3 + Q_2 s^2 + Q_1 s + Q_0} \quad (2)$$

(1)和(2)式中, B_e 为转向柱输出轴粘性阻尼系数; J_e 为转向柱输出轴转动惯量; K_a 为轮毂电机转矩系数; K_m 为左右车轮的轮毂电机转矩增益之差; K_s 为转矩传感器刚度; d 为前轴左右转向轮主销横向偏移距; n 为从转向柱到前轮的传动比; r_w 为车轮滚动半径; F_i ($i=0,1,2,3$)和 Q_j ($j=0,1,2,\dots,6$)为简化公式书写自定义的系数代号。

1.3 电动轮汽车转向模型

本文研究电动汽车以 10 m/s 的速度在良好的路况行驶,转向盘以正弦波形角输入的情况下,车轮滑转率较小,且变化相对较小,车轮转动角加速度可以忽略不计。

汽车质心绕转向中心的角速度:

$$w = v_m / R' \quad (3)$$

式中, v_m 为汽车质心速度; R' 为汽车转向半径。

转向时前轮 1 和 2 的速度分别为

$$V_1 = R_1 w = w \sqrt{L^2 + (R - l/2)^2} \quad (4)$$

$$V_2 = R_2 w = w \sqrt{L^2 + (R + l/2)^2} \quad (5)$$

式中, R_1 为前轮 1 的转向半径; R_2 为前轮 2 的转向半径; R 为转向中心至后桥中点的距离; L 为汽车轴距; l 为汽车轮距。

前轮 1 和 2 的转动角速度为

$$\begin{cases} w_1 = V_1 / r_w \\ w_2 = V_2 / r_w \end{cases} \quad (6)$$

前轮 1 和 2 的轮毂电机输出功率为

$$\begin{cases} P_1 = T_{m1} \cdot n_1 / 9550 \\ P_2 = T_{m2} \cdot n_2 / 9550 \end{cases} \quad (7)$$

式中, T_{m1} 为前轮 1 的输出转矩; T_{m2} 为前轮 2 的输出转矩; n_1 为前轮 1 的输出转速; n_2 为前轮 2 的输出转速。

转向时前轮 1 和 2 的轮毂电机输出功率之差为

$$\Delta P = P_1 - P_2 = (T_{m1} n_1 - T_{m2} n_2) / 9550 \quad (8)$$

在 t 时间内转向所用轮毂电机输出的平均功率:

$$P = \int_0^t \Delta P dt / t \quad (9)$$

2 优化方法理论简介

2.1 协同优化算法

协同优化(Collaborative Optimization, CO)算法将优化设计问题分为两级: 系统级和并行的多个学科级. 系统级向各学科级分配系统级变量的目标值, 各学科级在满足自身约束的条件下, 其目标函数应使学科间耦合变量与分配的目标值的差距最小, 经学科级优化后, 各目标函数再传回给系统级, 构成系统级的一致性约束, 以解决各学科间耦合变量的一致性. 通过系统级优化和子系统级优化之间的多次迭代, 最终得到一个学科间耦合关系达到一致的系统最优设计方案.

系统级优化问题的数学模型可描述如下:

$$\begin{cases} \text{Minimize or Maximize: } F(Z), \\ \text{s.t. } R_i(Z) = 0, \\ G_j(Z) \leq 0 \quad (j=1, 2, \dots, m), \\ Z_{\min} \leq Z \leq Z_{\max} \quad (i=1, 2, \dots, n), \end{cases} \quad (10)$$

式中, $F(Z)$ 表示系统级优化的目标函数; $R_i(Z)$ 是系统级优化和子系统级优化的一致性等式约束条件, 也是各子系统优化的目标函数; $G_j(Z)$ 为系统级设计变量的约束条件; Z 表示系统级设计变量向量.

同时, 若要满足一致性约束 $J_i(Z)=0$ 使得 CO 算法求解十分困难, 通常将一致性约束 $R_i(Z)=0$ 改为 $R_i(Z) \leq \varepsilon$, ε 为足够小的量, 称为松弛因子.

第 i 个子系统优化问题的数学模型可表示如下:

$$\begin{cases} \text{Minimize:} \\ R_i(X_i) = \sum_{j=1}^p (Z_i - x_{ij})^2 + \sum_{k=1}^q (Z_i - y_{ik})^2, \\ \text{s.t. } g_{\min} \leq g_i(X_i) \leq g_{\max}, \\ x_d \leq x_{ij} \leq x_u, y_d \leq y_{ik} \leq y_u, \end{cases} \quad (11)$$

式中, $R_i(X_i)$ 为第 i 子系统优化目标函数; $g_i(X_i)$ 为第 i 个子系统约束条件; x_{ij} 第 i 个子系统的第 j 个多学科设计变量; y_{ik} 第 i 个子系统的第 k 个多学科耦合变量; Z_i 为第 i 个子系统接收到的系统优化指标向量.

2.2 基于试验设计的响应面近似模型技术

试验设计(Design of Experiments, DOE)是数理统计学的应用方法之一, 它的主要内容是讨论如何合

理地安排试验、取得数据, 然后进行综合的科学分析, 从而达到尽快获得最优方案的目的. 本文在对比和分析国内外研究的基础上^[9,10], 针对仿真优化中存在的仿真时间和仿真精度之间的冲突, 采用了优化拉丁方试验设计方法, 该方法保证仿真点均匀地散布在整个设计空间, 同时考虑了仿真点间的正交性, 使仿真方案具有较好的典型性和代表性.

响应面法(Response Surface Method, RSM)是以 DOE 为基础的用于试验模型建立和模型分析的一套统计方法^[11]. 设因变量 y 与自变量 X 之间满足

$$y = F(X), \quad (12)$$

式中, $F(X)$ 为未知函数; X 是 n 维独立设计变量, $X = [x_1, x_2, \dots, x_n]$.

采用 RSM 近似上述函数关系:

$$y = \hat{F}(X) + \delta, \quad (13)$$

式中, $\hat{F}(X)$ 是关于变量 X 的响应函数; δ 为总误差.

全系数二阶多项式响应面模型可表示为

$$y^{(p)} = c_0 + \sum_{j=1}^n c_j x_j^{(p)} + \sum_{j=1}^n \sum_{k=j}^n c_{(n-1+k+j)} x_j^{(p)} x_k^{(p)}, \quad (14)$$

式中, $y^{(p)}$ 是第 p 次分析的响应 ($p=1, 2, \dots, n$); $x_j^{(p)}$, $x_k^{(p)}$ 是第 p 个 n 维设计点的设计变量值; c_j ($j=0, \dots, m-1$) 为未知的多项式系数(回归系数), 其中, $m = (n+1)(n+2)/2$.

3 优化模型的建立

在转向系统的设计过程中, 不可避免地存在转向路感和转向灵敏度之间的矛盾; 在保证转向路感和转向灵敏度的同时, 转向系统的机械工程学特性不能忽视; 而经济性则为汽车设计中一直所关注的问题. 本文以转向经济性(轮毂电机用于转向时输出功率 P)作为系统级优化目标, 分别以转向路感、转向灵敏度、转向传感器机械性能作为子系统(子学科), 构建 CO 模型.

3.1 系统级优化模型

由于本模型的计算量较大, 且需要多个软件编程相互调用完成, 因此构建用于转向时所消耗能量 P 的代理模型. 通过优化拉丁方试验设计安排试验变量, 构建的二阶多项式响应面模型如下:

$$\begin{aligned}
 P = & -0.0372 - 0.0175B_e + 3.4994 \times 10^{-7} C_1 + 1.887 \times 10^{-6} C_2 \\
 & - 72.6870J_e - 4.2687k_1 + 0.1052K_m - 0.0003K_s + 0.0078 \\
 & \times B_e^2 + 2.4705 \times 10^{-12} C_1^2 - 9.4068C_2^2 + 25095.4605J_e^2 \\
 & - 5.5341 \times 10^{-11} k_1^2 - 0.1739K_m^2 + 2.5765K_s^2 - 2.6751 \\
 & \times 10^{-7} B_e C_1 + 3.1165 \times 10^{-7} B_e C_2 + 13.2854B_e J_e + 8.1849 \\
 & \times B_e k_1 + 0.0151B_e K_m + 5.3486 \times 10^{-5} B_e K_s - 1.7151 \times 10^{-11} \\
 & \times C_1 C_2 - 0.0005C_1 J_1 - 2.5454 \times 10^{-12} C_1 k_1 + 1.15105 \times 10^{-6} \\
 & \times C_1 K_m + 9.9916 \times 10^{-10} C_1 K_s + 0.0004C_2 J_e + 1.6439 \times 10^{-11} \\
 & \times C_2 k_1 - 1.1097 \times 10^{-6} C_2 K_m - 5.0049 \times 10^{-10} C_2 K_s + 0.0012 \\
 & \times J_e k_1 + 126.6274J_e K_m, \quad (15)
 \end{aligned}$$

式中, C_1 为前悬架侧倾角刚度; C_2 后悬架侧倾角刚度. 系统级优化模型如下:

$$\begin{cases} \text{Minimize:} \\ P = F(Z) = F(B_e, J_e, K_m, K_s, C_1, C_2, k_1), \\ \text{s.t. } R_s < \varepsilon, R_f < \varepsilon, R_s < \varepsilon, \end{cases} \quad (16)$$

式中, 松弛因子 ε 取 0.001.

3.2 子系统一优化模型

为了使来自路面的信息尽可能少地传递到驾驶员手上, 减少转向“沉重感”, 要求转向路感的频域能量在一定频域范围内的均值越小越好. 建立如下目标函数:

$$S_c = f(Z_s) = \frac{1}{2\pi\omega_0} \int_0^{\omega_0} |E(j\omega)|^2 d\omega, \quad (17)$$

式中, $Z_s = \{B_e', J_e', K_m', K_s'\}$.

目标函数 $f(Z_s)$ 表示转向路感在路面信息的有效频率范围 $(0, \omega_0)$ 的频域内能量的平均值, ω_0 表示路面信息中有效信号的最大频率值, 优化设计中取 $\omega_0=40$ Hz. 在汽车低速行驶时, 转向路感应该较小, 即目标函数 $f(Z_s)$ 在一定的范围内较小.

子系统一的优化模型如下:

$$\begin{cases} \text{Minimize:} \\ R_s = (1 - B_e / B_e')^2 + (1 - J_e / J_e')^2 + (1 - K_m / K_m')^2 \\ \quad + (1 - K_s / K_s')^2, \\ \text{s.t. } 0.5 \leq B_e' \leq 6, 0.0001 \leq J_e' \leq 0.001, \\ \quad 0.2 \leq K_m' \leq 5, S_c < S_{c_0}, \end{cases} \quad (18)$$

式中, S_{c_0} 为转向路感的初始值.

3.3 子系统二优化模型

转向灵敏度的频域能量在一定的频域范围内的均值为

$$Fl = g(Z_f) = \frac{1}{2\pi\omega_0} \int_0^{\omega_0} \left| \frac{\omega_r(j\omega)}{\theta_c(j\omega)} \right|^2 d\omega, \quad (19)$$

式中, $Z_f = \{B_e'', J_e'', K_m'', K_s'', C_1'', C_2'', k_1''\}$.

此处优化设计中仍取 $\omega_0=40$ Hz. 在汽车低速行驶时, 目标函数 $g(Z_f)$ 在一定的范围中应该较大.

子系统二的优化模型如下:

$$\begin{cases} \text{Minimize:} \\ R_f = (1 - B_e / B_e'')^2 + (1 - J_e / J_e'')^2 + (1 - K_m / K_m'')^2 \\ \quad + (1 - K_s / K_s'')^2 + (1 - C_1 / C_1'')^2 + (1 - C_2 / C_2'')^2 \\ \quad + (1 - k_1 / k_1'')^2, \\ \text{s.t. } 0.5 \leq B_e'' \leq 6, 0.0001 \leq J_e'' \leq 0.001, \\ \quad 0.2 \leq K_m'' \leq 5, 20000 < C_1'' < 70000, \\ \quad 20000 < C_2'' < 70000, \\ \quad -80000 < k_1'' < -20000, Fl > Fl_0, \end{cases} \quad (20)$$

式中, Fl_0 为优化之前的转向灵敏度.

3.4 子系统三优化模型

转矩、转角传感器的重要受力零部件为扭杆, 扭杆刚度的大小与整个转向系统的刚度以及扭矩传感器的测量精度密切相关. 扭杆刚度过大, 传感器的测量精度较低; 扭杆刚度过小, 转向系统的刚度较低, 会导致不足转向的趋势. 因此有必要在转向系统中综合考虑扭杆刚度的大小.

在转向系统工作过程中, 扭杆的受力为

$$T_s = T_c - T_r, \quad (21)$$

式中, T_r 为绕转向主销作用于轮胎的阻力矩等效到转向柱输出轴的力矩.

若只考虑轮胎的线性特征, 则:

$$T_r = \frac{2dk_1}{n} \left(\beta + \frac{a\omega_r}{v_m} + E_1\varphi - \delta \right), \quad (22)$$

式中, β 为质心侧偏角; φ 为质心侧倾角; δ 为前转向轮转角; a 为汽车质心至前轴的距离; E_1 为前侧倾转向系数.

综合考虑转矩、扭角传感器的刚度和精度, 传感器的转角应满足^[12, 13]

$$-5^\circ \leq \Delta\theta = T_s / K_s \leq 5^\circ. \quad (23)$$

通过 Bode 图选取对 T_r 影响较大的设计变量, 构造子系统三的优化模型如下:

$$\begin{cases} \text{Minimize:} \\ R_s = (1 - B_e / B_e^m)^2 + (1 - K_m / K_m^m)^2 \\ \quad + (1 - K_s / K_s^m)^2 + (1 - k_1 / k_1^m)^2, \\ \text{s.t. } 0.5 \leq B_e^m \leq 6, 0.2 \leq K_m^m \leq 5, \\ \quad -5^\circ \leq \Delta\theta \leq 5^\circ, -80000 < k_1^m < -20000. \end{cases} \quad (24)$$

通过对上述各个系统的建模, 本文差速助力转向系统的 CO 模型可表述如图 2 所示.

4 优化结果

由图 2 的差速助力转向系统 CO 模型可知, 主系统向各个子系统中传递全局设计变量, 使用全局搜索能力较强的多岛遗传算法展开对主系统优化工作; 而子系统的设计变量则需保证与主系统分配的设计变量协同一致, 因此选用局部寻优效果较好的序列二次规划算法展开优化工作. 通过在 Matlab 和 isight 中编程、优化后, 得到的优化结果如表 1 中所示. 并与利用多岛遗传算法对转向经济性的单学科优化结果进行对比, 如表 2 所示.

由优化结果可以看出, 协同优化后的路感为 0.12 J,

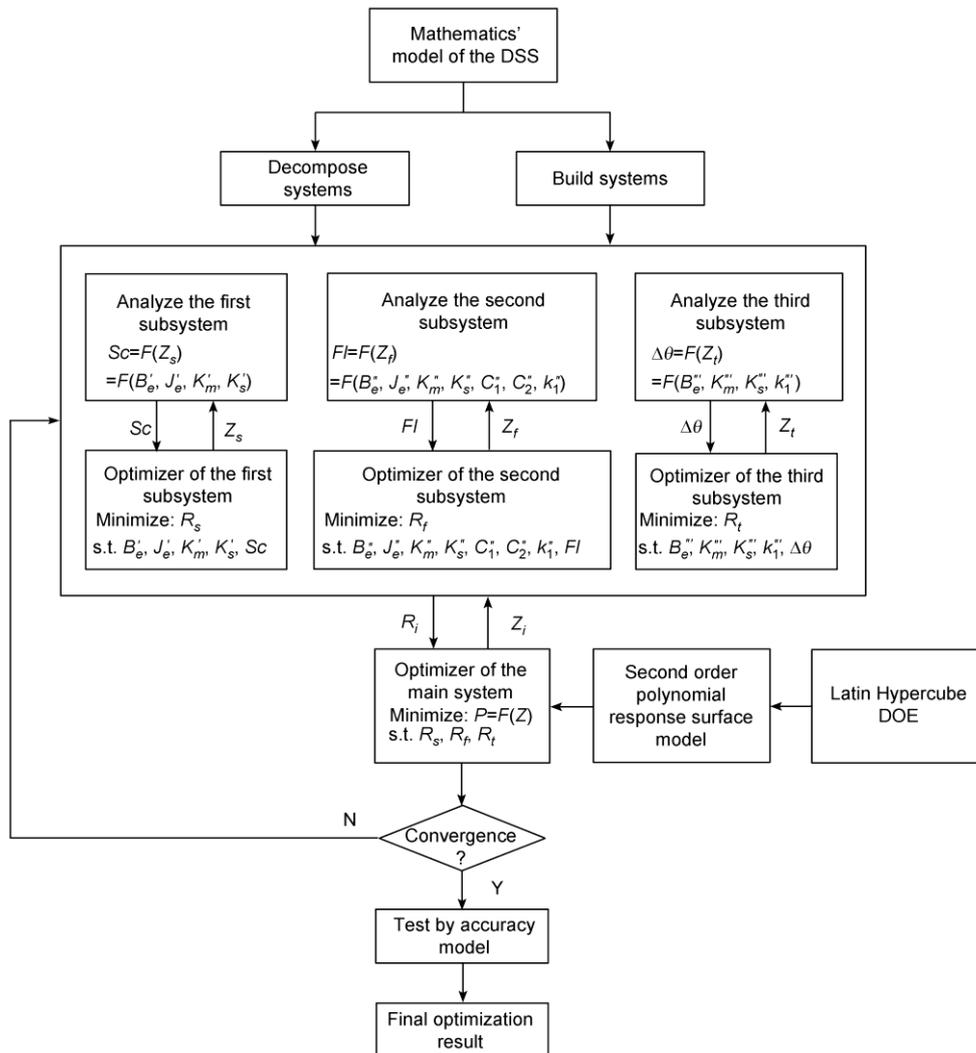


图 2 差速助力转向系统 CO 模型

表1 CO算法优化前后对照表

Design variables	Initial value	Optimized value
B_e (N m/(rad s))	2.63	2.88
J_e (kg m ²)	1.07×10^{-4}	5.37×10^{-4}
K_m (A/(N m))	2.23	1.78
K_s (N m/rad)	237	264.27
C_1 (N m/rad)	64896	43652
C_2 (N m/rad)	81120	54565
k_1 (N/m)	-56963	-49348
Sc (J)	0.150	0.119
Fl (J)	9.03×10^{-4}	1.04×10^{-3}
P (kW)	1.98	1.44

表2 单学科优化算法与CO算法优化前后对照表

Design variable	Initial value	Single discipline	CO
B_e (N m/(rad s))	2.63	1.99	2.88
J_e (kg m ²)	1.07×10^{-4}	6.11×10^{-4}	5.37×10^{-4}
K_m (A/(N m))	2.23	1.70	1.78
K_s (N m/rad)	237	269.70	264.27
C_1 (N m/rad)	64896	45026	43652
C_2 (N m/rad)	81120	56282	54565
k_1 (N/m)	-56963	-50217	-49348
Sc (J)	0.150	0.123	0.119
Fl (J)	9.03×10^{-4}	8.65×10^{-4}	1.04×10^{-3}
P (kW)	1.98	1.40	1.44

比优化之前减少了 20%; 优化后的转向灵敏度为 1.04×10^{-3} J, 是优化前的 1.15 倍; 优化前转向所需功率为 1.98 kW, 优化后所需功率为 1.44 kW, 比优化之前降低了 37%; 优化后, 扭杆的最大扭转角度为 3.74° , 满足设计要求. 优化前后转向路感和转向灵敏度的 Bode 图如图 3 和 4 所示. 同时, 由表 2 可知, 虽然转向经济性有所提高, 转向路感有所降低, 但是转向灵敏度却降低了 4.2%, 不能满足设计要求. 由此可知, CO 算法可以在保证电动轮汽车差速转向系统满足转向路感和转向灵敏度的基础上, 使转向经济性得到优化.

5 结论

1) 通过研究电动轮汽车差速助力转向系统的转向机理, 提出转向路感、转向灵敏度等差速助力转向

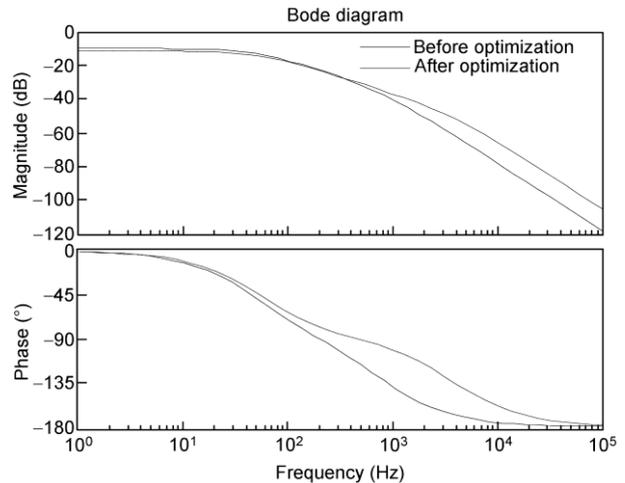


图3 优化前后路感的阶跃响应伯德图

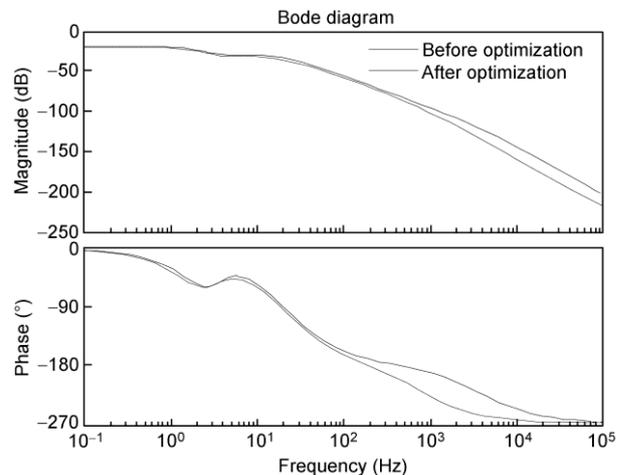


图4 优化前后灵敏度的阶跃响应伯德图

系统的性能评价函数, 根据转矩、转角传感器的机械工程性能要求建立其刚度评价函数; 通过研究前轮的动态特性, 建立起电动轮汽车转向经济性的评价函数, 并通过拉丁超立方试验设计建立其二次多项式响应面代理模型.

2) 通过研究 CO 算法, 建立了以转向经济性为主学科, 包括转向路感、转向灵敏度和转矩、转角传感器机械性能为子学科的差速助力转向系统 CO 优化模型, 并通过多岛遗传优化算法对主系统、序列二次规划算法对子学科进行了优化. 结果表明, 采用 CO 优化模型可以在保证电动轮汽车差速转向系统转向性能的基础上, 使转向经济性得到优化.

参考文献

- 1 靳立强, 王庆年, 宋传学, 等. 电动轮驱动汽车驱动助力转向技术. 机械工程学报, 2010, 46(14): 101-108
- 2 Ferguson S, Kasprzak E, Lewis K. Designing a family of reconfigurable vehicles using multilevel multidisciplinary design optimization. Struct Multidisc Optim, 2009, 39: 171-186
- 3 于明, 刘永寿, 李磊, 等. 基于双循环的离心叶轮多学科可靠性优化设计. 航空学报, 2012, 33(4): 650-657
- 4 张志强, 何麟书. 通用再入飞行器多学科协同优化设计. 北京航空航天大学学报, 2011, 37(4): 478-482
- 5 史国宏, 陈勇杨, 雨泽, 等. 白车身多学科轻量化优化设计应用. 机械工程学报, 2012, 48(8): 110-114
- 6 王文伟, 李邦国, 陈潇凯, 等. 基于协同优化方法的汽车正面抗撞性优化设计. 北京理工大学学报, 2011, 31(9): 1046-1048
- 7 赵万忠, 王春燕, 孙培坤, 等. 基于质量工程的电动轮汽车差速转向集成优化方法初探. 中国科学: 技术科学, 2012, 42: 188-194
- 8 Zhao W Z, Lin Y, Wei J W, et al. Control strategy of a novel electric power steering system integrated with active front steering function. Sci China Tech Sci, 2011, 54(6): 1515-1520
- 9 刘晓路, 陈英武, 荆显荣, 等. 优化拉丁方试验设计方法及其应用. 国防科技大学学报, 2011, 33(5): 73-77
- 10 Liu X L, Chen Y W, Jing X R, et al. Optimized Latin hypercube sampling method and its application. J Natl Univ Def Technol, 2011, 33(5): 73-77
- 11 Viana F, Venter G, Balabanov V. An algorithm for fast optimal Latin hypercube design of experiments. Int J Numer Methods Eng, 2010, 82: 135-156
- 12 McDonald D, Grantham W, Tabor W, et al. Global and local optimization using radial basis function response surface models. Appl Math Model, 2007, 31: 2095-2110
- 13 赵万忠, 王春燕. 基于遗传算法优化的 EPS 路感混合 H_2/H_∞ 控制. 中国科学: 技术科学, 2012, 42: 248-256