

基于 MPC 的轮毂电机驱动电动汽车垂向振动研究^{*}

李仲兴, 程淇谦, 李忠远

(江苏大学汽车与交通工程学院 镇江, 212013)

摘要 针对轮毂电机驱动电动汽车不平衡电磁力引起的垂向振动恶化问题,提出一种基于模型预测控制(model predictive control, 简称 MPC)理论的半主动悬架控制方法。首先,建立由轮毂电机和空气悬架(hub motor-air suspension, 简称 HM-AS)系统组成的轮毂电机驱动电动汽车七自由度半车模型,并基于随机路面进行实车试验来验证模型的准确性;其次,根据车辆综合性能指标构建成本函数,以悬架动行程和可调阻尼减振器生成的阻尼力为约束条件,建立模型预测控制器;最后,模型预测控制器根据当前车辆状态参数求解最优阻尼力。仿真结果表明,基于 MPC 的半主动悬架可以有效改善不平衡电磁力带来的垂向振动恶化问题,且车辆各项评价指标的功率谱密度在人体敏感频域范围内下降明显,提高了车辆的乘坐舒适性。

关键词 轮毂电机;电动汽车;半主动悬架;模型预测控制;状态估计

中图分类号 U463.33;TH113.1

引言

近年来,轮毂电机驱动的电动汽车作为未来汽车发展方向之一,越来越受到重视。由于轮毂电机特殊的工作环境,制造安装误差、路面激励和悬架载荷变化等因素会导致电机定子和外转子之间产生垂向偏心,进而引发轮毂电机气隙磁场畸变并产生不平衡电磁力,影响轮毂电机驱动电动汽车的平顺性和舒适性^[1-2]。大量学者通过悬架系统的多目标优化控制和改进电机控制策略来缓解车辆的垂向负面振动。Bingul 等^[3]提出一种非支配排序遗传算法,提高车辆的乘坐舒适性。Yan 等^[4]提出一种约束自适应反推控制方法,在满足悬架机械结构约束的同时,稳定车身的垂向运动。Xu 等^[5]提出一种可调阻尼半主动悬架的混合协同控制策略,有效抑制轮毂电机带来的负面振动。陈涛^[6]建立基于附加控制绕组的轮毂电机气隙偏心补偿控制系统,有效减少了定转子的相对位移。Deng 等^[7]提出一种电流斩波控制策略,降低径向电磁力波动和不平衡电磁力幅值,缓解轮毂电机带来的垂向振动负面影响。上述文献较少考虑轮毂电机的动力学性能指标,难以处理系统状态和阻尼力调节的约束,使现有算法对装有轮毂电机悬架系统的控制效果并不理想。MPC 具有基于多变量系统进行设计的特点,将系统的限

制作为对控制器的约束条件,在计算过程中进行在线调整^[8-9],使控制器具有较强的稳定性。

笔者根据轮毂电机与空气悬架耦合机理,构建包含 HM-AS 系统的轮毂电机驱动电动汽车七自由度半车模型,并提出一种模型预测控制策略。模型预测控制器根据 HM-AS 系统模型的状态变量进行预测迭代,结合参考轨迹生成目标函数,将其转化成标准形式的线性二次规划问题求解最优控制力。与传统的被动悬架和比例-积分-微分(proportional-integral-derivative,简称 PID)控制悬架进行对比,通过时域和频域分析,仿真验证所提出的模型预测控制策略的有效性。

1 HM-AS 系统半车模型建立

1.1 轮毂电机不平衡电磁力建模

为定量研究路面激励引起的不平衡电磁力大小,需对电机磁场进行分析。轮毂电机定转子偏心如图 1 所示。图 1 中: O 为轮毂电机转子铁芯的几何中心; O' 为轮毂电机定子铁芯的几何中心; e 为轮毂电机偏心距。在转子坐标系下,定子中心和转子中心受外力作用不再重合,并存在一定的偏差。永磁体和定子之间的气隙不是均匀分布,导致气隙磁场在径向和切向的分布发生变化。

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51975254)

收稿日期:2022-06-09;修回日期:2022-08-31

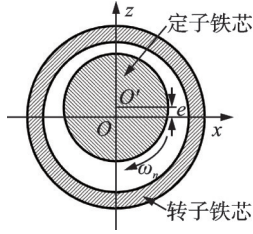


图1 轮毂电机定转子偏心

Fig.1 Schematic diagram of stator and rotor eccentricity of hub motor

将电机气隙磁场中的永磁体磁场和电枢反应产生的分量磁场线性叠加,建立气隙区域的瞬时磁场分布模型,并结合磁导修正系数,计算轮毂电机在偏心状态下的不平衡电磁力^[10]。

对无偏心状态下的电机径向气隙磁场与切向气隙磁场进行修正。修正后有效气隙长度的表达式为

$$\delta = \delta_0 + h_m / \mu_r \quad (1)$$

其中: δ 为有效气隙长度; δ_0 为实际气隙长度; μ_r 为相对回复磁导率; h_m 为永磁体厚度。

根据修正后的气隙长度得到有效偏心率为

$$\epsilon = \frac{e}{\delta} \quad (2)$$

轮毂电机偏心时的磁导修正系数 ϵ_s 为

$$\epsilon_s = \frac{1}{\sqrt{1-\epsilon^2}} + \frac{2}{\sqrt{1-\epsilon^2}} \left(\frac{1-\sqrt{1-\epsilon^2}}{\epsilon} \right) \cos(\omega t + \alpha) \quad (3)$$

修正后轮毂电机在偏心状态下的径向气隙磁场和切向气隙磁场分别为

$$B_{er}(r', \alpha, t') = [B_{mr}(r', \alpha, t') + B_{ar}(r', \alpha, t')] \epsilon_s \quad (4)$$

$$B_{et}(r', \alpha, t') = [B_{mt}(r', \alpha, t') + B_{at}(r', \alpha, t')] \epsilon_s \quad (5)$$

其中: r' 为极坐标系下的极径; α 为极坐标系下的空间角度; t' 为时间; $B_{mr}(r', \alpha, t')$ 和 $B_{mt}(r', \alpha, t')$ 分别为无偏心状态下永磁体径向与切向磁场; $B_{ar}(r', \alpha, t')$ 和 $B_{at}(r', \alpha, t')$ 分别为无偏心状态下电枢反应径向与切向磁场。

假设电机为无偏心状态,应用麦克斯韦应力张量法进行计算,得到轮毂电机径向电磁力波和切向电磁力波分别为

$$p_r = \frac{1}{2\mu_0} \left[[B_{mr}(r', \alpha, t') + B_{ar}(r', \alpha, t')]^2 - [B_{mt}(r', \alpha, t') + B_{at}(r', \alpha, t')]^2 \right] \quad (6)$$

$$p_t = \frac{1}{\mu_0} [[B_{mr}(r', \alpha, t') + B_{ar}(r', \alpha, t')] \cdot [B_{mt}(r', \alpha, t') + B_{at}(r', \alpha, t')]] \quad (7)$$

其中: μ_0 为真空磁导率。

利用磁导修正系数进行修正,修正后电机偏心状态下径向电磁力波和切向电磁力波分别为

$$p_{er} = \frac{1}{2\mu_0} \left[[B_{mr}(r', \alpha, t') + B_{ar}(r', \alpha, t')]^2 - [B_{mt}(r', \alpha, t') + B_{at}(r', \alpha, t')]^2 \right] \epsilon_s^2 \quad (8)$$

$$p_{et} = \frac{1}{\mu_0} [[B_{mr}(r', \alpha, t') + B_{ar}(r', \alpha, t')] [B_{mt}(r', \alpha, t') + B_{at}(r', \alpha, t')]] \epsilon_s^2 \quad (9)$$

以上过程都是基于极坐标系进行的,为了获得直角坐标系下不平衡电磁力的计算表达式,将 p_{er} 和 p_{et} 在 $0 \sim 2\pi$ 内进行积分,将得到的力分解到转子坐标系下的 z 轴方向^[11],得到轮毂电机的垂向不平衡电磁力为

$$F_{ez} = \frac{Lr_m}{2\mu_0} \int_0^{2\pi} \{ [B_{er}(r', \alpha, t')^2 - B_{et}(r', \alpha, t')^2] \sin \alpha + 2[B_{er}(r', \alpha, t') B_{et}(r', \alpha, t')] \cos \alpha \} d\alpha \quad (10)$$

其中: L 为电机轴向长度; r_m 为积分处圆周半径。

1.2 可调阻尼减振器模型

一体式空气悬架系统为簧桶结构,由可调阻尼减振器与空气弹簧组成。可调阻尼减振器位于空气弹簧内部,通过调节阻尼阀的开度来改变阻尼系数。为了实现系统阻尼连续可控制,根据减振器阻尼力随活塞相对速度变化、减振器阻尼系数随电流变化和阻尼系数连续可调的特性关系,建立可调阻尼减振器模型为

$$\begin{cases} F_{\text{damper}} = A_d(I) S(\dot{z}_s - \dot{z}_{ms}) \\ A_d(I) = \sum_{n=0}^k a_n I^n \\ \dot{S}(z_s - z_{ms}) = \text{sgn}(\dot{z}_s - \dot{z}_{ms}) \times [1 - \exp(-\frac{b_0 |\dot{z}_s - \dot{z}_{ms}|}{V_0})] \end{cases} \quad (11)$$

其中: F_{damper} 为拟合得到的系统阻尼力; $A_d(I)$ 为极值多项式,描述可调阻尼减振器输入某一控制电流时可输出的阻尼力最大值; I 为输入的电流; a_n 为多项式参数; k 为多项式的最大阶次; $S(\dot{z}_s - \dot{z}_{ms})$ 为形状函数,用于描述减振器速度与阻尼力特性关系; $\dot{z}_s - \dot{z}_{ms}$ 为活塞杆垂向速度; b_0 和 V_0 为形状函数参数。

可调阻尼减振器模型的阻尼力与电流的逆向关系可表示为

$$I = \begin{cases} \frac{F_{\text{damper}} - a_0^+ S_b^+}{S_b^+ a_1^+} & (\dot{f}_d > 0) \\ \frac{F_{\text{damper}} - a_0^- S_b^-}{S_b^- a_1^-} & (\dot{f}_d < 0) \end{cases} \quad (12)$$

其中： a_0^+ 、 a_1^+ 为拉伸行程拟合参数； a_0^- 、 a_1^- 为压缩行程拟合参数； S_b^+ 、 S_b^- 分别为拉伸与压缩行程时的形状函数。

拟合参数^[12]如表 1 所示。阻尼系数与电流的关系如图 2 所示。

表 1 拟合参数

Tab.1 The fitting Parameters

拉伸行程参数	数值	压缩行程参数	数值
a_0^+	4 002.72	a_0^-	-2 002.45
a_1^+	-1 567.91	a_1^-	801.58
b_0^+	3.41	b_0^-	9.48
V_0^+	1.31	V_0^-	3.38

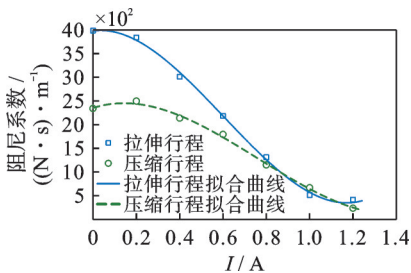


图 2 阻尼系数与电流关系

Fig.2 The relationship between damping coefficient and current

1.3 刚性环轮胎模型

刚性环轮胎模型与轮毂电机模型结构如图 3 所示。将轮胎质量分为 3 个部分：定子质量 m_{ms} 、轮辋与转子质量 m_{w_mr} 和轮胎质量 m_t 。轮胎在 100 Hz 频域范围内可以不考虑胎体变形^[13]，将其视为刚性的圆环，与轮辋通过胎侧连接。图 3 中： F_{ez} 为轮毂电机不平衡电磁力； k_{beaz} 为电机内部轴承刚度； k_{trd} 为轮辋和轮胎之间的径向刚度； c_{trd} 为径向阻尼系数； k_{cz} 为连接刚性环轮胎与地面的接地刚度。由于轮辋与轮毂电机外转子通过螺栓刚性连接，因此将轮辋与转子视为同一质量块。

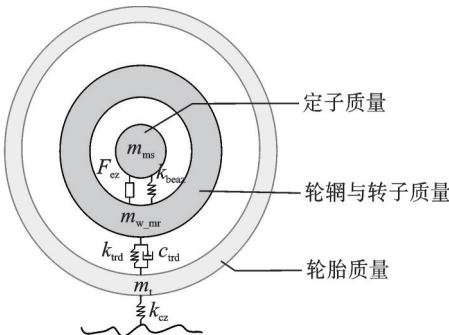


图 3 刚性环轮胎模型与轮毂电机模型结构

Fig.3 Structure of rigid ring tire model and hub motor model

1.4 七自由度车辆动力学模型

轮毂电机驱动电动汽车 1/2 车辆垂向振动模型如图 4 所示。仅考虑车身及非簧载质量的垂向运动，应用牛顿第二定律建立相应的七自由度 HM-AS 系统半车模型。车辆动力学模型参数如表 2 所示。下标 $i=1, 2$ 分别代表车辆前、后位置的情况。

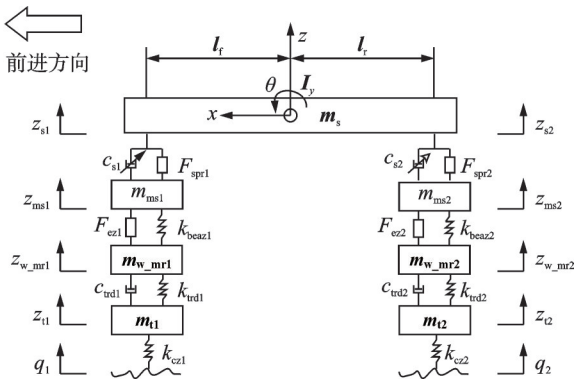


图 4 轮毂电机驱动电动汽车 1/2 车辆垂向振动模型

Fig.4 Vertical vibration model of 1/2 hub motor driving electric vehicle

表 2 车辆动力学模型参数

Tab.2 Parameters of vehicle dynamics model

模型参数名称	符号
车身质量	m_s
前、后轮定子质量	m_{msi}
前、后轮轮辋与转子质量	m_{w_mri}
前、后轮轮胎质量	m_{ti}
前、后悬架与车身连接点处垂向位移	z_{si}
前、后轮定子质量垂向位移	z_{msi}
前、后轮轮胎垂向位移	z_{m_wri}
前、后可调阻尼减振器的可调阻尼系数	c_{si}
前、后空气弹簧力	F_{spri}
前、后轮毂电机垂向不平衡电磁力	F_{ezi}
前、后轮辋和轮胎间的径向刚度	k_{trdi}
前、后轮辋和轮胎间的径向阻尼系数	c_{trdi}
前、后轮轮毂电机的轴承刚度	k_{beazi}
质心到前轴的距离	l_f
质心到后轴的距离	l_r
车身俯仰角	θ
车身俯仰转动惯量	I_y

建立相应的 HM-AS 系统半车振动数学模型为

$$\begin{cases} m_s \ddot{z}_s = - \sum_{i=1}^2 F_{si} \\ m_{msi} \ddot{z}_{msi} = F_{si} - F_{ezi} - F_{beazi} \\ m_{w_mri} \ddot{z}_{w_mri} = F_{beazi} - F_{tizi} - F_{ezi} \\ m_{ti} \ddot{z}_{ti} = F_{tizi} - k_{czi} (z_{ti} - q_i) \\ I_y \ddot{\theta} = F_{s1} l_f - F_{s2} l_r \end{cases} \quad (13)$$

其中: F_{si} 为悬架力, $F_{si}=F_{s\text{pri}}+F_{\text{dami}}$; $F_{\text{spr}i}=k p_{0i} A_e^2 \frac{\dot{z}_{si}-\dot{z}_{\text{msi}}}{V_0}$; F_{dami} 为可调阻尼减振器阻尼力, $F_{\text{dami}}=c_{si}(\dot{z}_{si}-\dot{z}_{\text{msi}})$; $z_{s1}=z_s-l_f\theta$, $z_{s2}=z_s+l_r\theta$; g 为重力加速度; A_e 为空气弹簧有效截面积; k 为气体绝热指数; P_a 为大气压强; P_{0i} 为前、后空气弹簧初始气压; $i=1,2$; $p_{01}=m_s g \frac{l_f}{(l_f+l_r)A_e}+p_a$; $p_{02}=m_s g \times \frac{l_r}{(l_f+l_r)A_e}+p_a$; V_0 为空气弹簧初始体积; F_{ti} 为前、后轮胎内部垂向力, $F_{ti}=c_{\text{trdi}}(\dot{z}_{w_mri}-\dot{z}_{ti})+k_{\text{trdi}}(z_{w_mri}-z_{ti})$; F_{beaz} 为电机垂向轴承力; $F_{\text{beazi}}=k_{\text{beazi}}(z_{\text{msi}}-z_{w_mri})$ 。

1.5 路面模型

为模拟车辆在实际道路上行驶时的振动响应,从时域角度出发建立路面模型。基于滤波白噪声的随机路面时域信号为

$$\dot{q}(t)=-2\pi n_{00}vq(t)+2\pi n_0\sqrt{G_q(n_0)}v\,w(t)\tag{14}$$

其中: $q(t)$ 为路面激励; n_{00} 为路面空间截止频率; n_0 为参考空间频率; $G_q(n_0)$ 为路面不平度系数; $w(t)$ 为白噪声; v 为车速。

2 HM-AS 系统半车模型试验

为了验证 HM-AS 系统半车动力学模型的准确性,对已有电动汽车进行改装。装有空气悬架的试验电动汽车如图 5 所示。将原样车的传动机构拆除,设计连接机构将轮毂电机直接与轮辋相连,将样车改装为轮毂电机直接驱动,如图 5(a) 所示。由于原样车并不配备空气悬架,因此将原车螺旋弹簧更换为一体式空气悬架,如图 5(b) 所示。

参照《GB/T 4970—2009 汽车平顺性试验方法》,选取 B 级路面作为随机路面,对各轮处簧载质



图 5 装有空气悬架的试验电动汽车

Fig.5 Experimental electric car with air suspension vehicle

量加速度信号及簧下质量加速度信号进行采集。将加速度传感器安装在空气弹簧上端车身处,采集簧上加速度信号;安装在空气弹簧下端,采集簧下加速度信号。以匀速 30 km/h 通过试验道路并记录数据。以左前轮簧载质量加速度和定子质量垂向加速度为例,仿真与试验结果对比如图 6 所示。试验样车参数如表 3 所示。

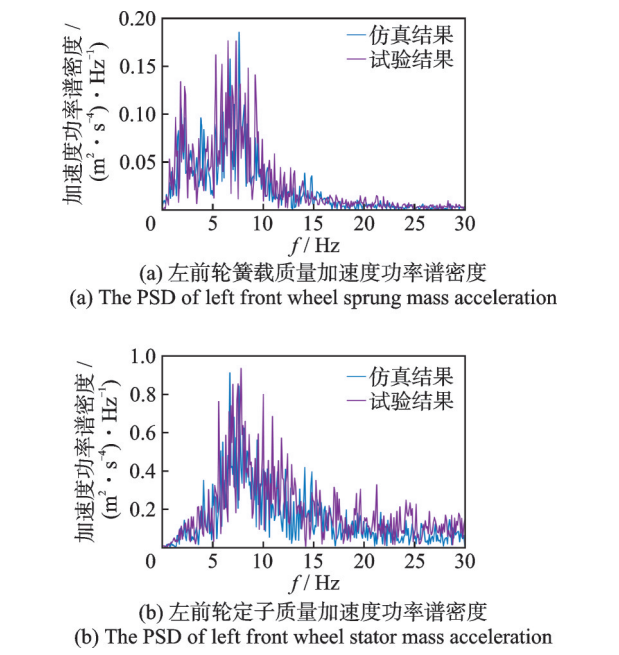


图 6 仿真与试验结果对比

Fig.6 Comparison of simulation results and experiment results

表 3 试验样车参数			
Tab.3 Parameters of experiment vehicle			
参数	数值	参数	数值
m_s/kg	710	l_f/m	0.795
m_{msi}/kg	30.4	l_r/m	0.975
m_{w_mri}/kg	25.4	$I_y/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	1 280
m_{ti}/kg	9	A_e/m^2	0.007
$c_{\text{trdi}}/(\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$	536	k	1.4
$k_{\text{trdi}}/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	2×10^6	P_a/Pa	1×10^5
$k_{\text{beazi}}/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	4×10^6	V_0/m^3	0.002 4
$k_{\text{czi}}/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	2.1×10^5		

由图 6 可知,仿真与试验下的左前轮处簧载质量加速度功率谱密度和定子质量垂向加速度功率谱密度的波形趋势基本保持一致。在频域范围 5~10 Hz 内出现峰值。此外,通过时域分析得出,仿真与试验下的左前轮处簧载质量加速度均方根值分别为 0.68 m/s² 和 0.60 m/s²,误差为 11.7%。左前轮定子质量垂向加速度均方根值分别为 3.30 m/s² 和 3.63 m/s²,误差为 10%。可以看出,试验数据基本

符合实际状况,建立的HM-AS系统半车动力学模型能够准确反映轮毂电机驱动电动汽车实车情况。

3 HM-AS系统半车模型预测控制

MPC作为最优控制的一个分支,可根据设计的成本函数及系统约束条件去求解最优控制问题,获得未来一系列时刻的最优控制动作 $\{u(k), u(k+1), \dots, u(k+N-1)\}$ 。在处理带有约束的最优问题时具有明显优势^[14-16]。

3.1 预测模型

根据运动方程构建系统的状态空间方程为

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \\ y(t) = Cx(t) + Du(t) \end{cases} \quad (15)$$

其中: x 为系统状态变量, $x = [z_s z_{ms1} z_{ms2} z_{w_mr1} z_{w_mr2} z_{t1} z_{t2} \dot{z}_s \dot{z}_{ms1} \dot{z}_{ms2} \dot{z}_{w_mr1} \dot{z}_{w_mr2} \dot{z}_{t1} \dot{z}_{t2} \dot{\theta}]$; u 为控制输入量, $u = [q_1 q_2 F_{ez1} F_{ez2} F_{u1} F_{u2}]$; q_1, q_2, F_{ez} 为外部扰动; y 为输出变量, $y = [\ddot{z}_s e_1 e_2 f_{d1} f_{d2} TDL_1 TDL_2]$; F_u 为当前时刻用于抑制悬架和轮毂电机振动的最优控制力; A 为状态矩阵; B 为输入矩阵; C 为输出矩阵; D 为前馈矩阵; TDL_1 和 TDL_2 分别为前后轮胎动载荷。

由于MPC用于解决离散时域内的最优问题,需对现有的连续时间状态方程进行离散化以满足模型预测控制器的设计要求。离散化状态方程为

$$\begin{cases} x(k+1) = A_d x(k) + B_d u(k) \\ y(k) = C_d x(k) + D_d u(k) \end{cases} \quad (16)$$

其中: A_d 为状态矩阵, $A_d = e^{AT_s}$; B_d 为输入矩阵, $B_d = \int_0^{T_s} e^{A\tau} d\tau B$; C_d 为输出矩阵, $C_d = C$; D_d 为前馈矩阵, $D_d = D$; T_s 为离散时域步长; τ 为积分时间常数。

在每一个采样时刻矩阵元素重新计算,预测模型不断更新,以满足模型预测控制器的设计要求。

3.2 成本函数

本研究选择HM-AS系统车身垂向加速度 $\ddot{z}_s$ 、电机偏心距 e_i 和轮胎动载荷(tire dynamic load,简称TDL)作为MPC的控制目标,在电机使用寿命、行驶平顺性和操纵稳定性方面优化车辆电机和半主动悬架的性能。结合式(16)建立离散时域状态方程,构建成本函数为

$$J = (R_s - Y)^T (R_s - Y) + \Delta U^T R \Delta U \quad (17)$$

其中: R 为输入权重系数矩阵,表示控制器控制成本; Y 为系统输出 $y(k)$ 所组成矩阵; ΔU 为每一时刻系统最优控制向量 $u(k)$ 所组成的最优控制矩阵; R_s 为控制目标权重系数矩阵, $R_s = \text{diag} [R_s R_{e1} R_{e2}$

$R_{TDL1} R_{TDL2}]$ 。

目标权重系数设置目的是使系统的响应能尽可能跟踪目标参考值,目标权重系数越大,该目标在整体控制目标中所占比重越大。在保证车辆乘坐舒适性的同时,为更好地抑制轮毂电机垂向不良振动,在控制目标权重系数矩阵中,对电机偏心距评价指标权重系数做出了适当的增加,使MPC策略对电机性能做出有效改善。将成本函数写成离散化形式为

$$J(k) = \sum_{i=1}^p \|y_{\text{ref}}(k+i|k) - y(k+i|k)\|_{R_i}^2 + \sum_{i=1}^p \|u_c(k+i|k) - u_c(k+i-1|k)\|_R^2 \quad (18)$$

其中: p 为MPC预测时域, $p=10$; y_{ref} 为目标参考轨迹, $y_{\text{ref}} = [0, 0, 0, 0, 0, 0, 0]^T$ 。

3.3 约束条件

考虑HM-AS系统中悬架本身物理能力的限制,需要对其求解范围做出约束,以避免簧上质量或簧下质量冲击限位块,影响悬架使用寿命。设置悬架动行程约束为

$$f_{\text{dpress}} \leq f_d \leq f_{\text{dstretch}} \quad (19)$$

其中: f_{dpress} 为悬架压缩行程极限值; f_{dstretch} 为悬架拉伸行程极限值。

MPC在求解最优阻尼控制力时,应对求解范围做出限制^[17]。单个可调阻尼减振器阻尼力 F_{damper} 约束可表示为

$$\begin{cases} c_2 \dot{f}_d \leq F_{\text{damper}} \leq c_1 \dot{f}_d & (\dot{f}_d < 0) \\ c_1 \dot{f}_d \leq F_{\text{damper}} \leq c_2 \dot{f}_d & (\dot{f}_d > 0) \end{cases} \quad (20)$$

其中: c_1, c_2 分别为各悬架可调阻尼减振器的最小阻尼系数和最大阻尼系数。

考虑悬架动行程约束, HM-AS系统中可调阻尼减振器可控部分阻尼力 F_{con} 约束可表示为

$$\begin{cases} (c_2 - c_1) \dot{f}_d \leq F_{\text{con}} \leq 0 & (\dot{f}_d < 0) \\ 0 \leq F_{\text{con}} \leq (c_2 - c_1) \dot{f}_d & (\dot{f}_d > 0) \end{cases} \quad (21)$$

3.4 滚动优化与反馈校正

结合式(16)~(21),将HM-AS系统MPC表示为

$$\begin{aligned} & \min J(k) \\ & \text{s.t. } x(k+1) = A_d x(k) + B_d u(k) \\ & \quad (y_{\min} \leq y(k) \leq y_{\max}) \\ & \quad (u_{c\min} \leq u_c(k) \leq u_{c\max}) \end{aligned} \quad (22)$$

采用滚动时域优化策略得到车辆半主动悬架MPC的控制率,利用混合整数规划理论求解式(22)。

由于外部扰动的不确定性,预测模型在有限时域内的预测输出和系统的实际输出存在偏差。将计算出的第1个控制量作用于系统优化问题,预测时域向前移动一步,以 $k+1$ 时刻的系统状态为初始状态,再次进行未来状态预测,重新求解最优控制问题。

当MPC求解出最优阻尼力 F_v 时,悬架动行程导数若不为0,则目标阻尼系数 c_{aim} 为

$$c_{aim} = \frac{F_v}{\dot{f}_d} \quad (23)$$

在实际系统中,可调阻尼减振器的最优阻尼系数 c^* 表示为

$$c^* = \begin{cases} c_2 - c_1 & (c_{aim} > c_2 - c_1) \\ c_{aim} & (c_2 - c_1 \geq c_{aim} \geq 0) \\ 0 & (c_{aim} < 0) \end{cases} \quad (24)$$

此时最优的阻尼力 F_D 为

$$F_D = c^* \dot{f}_d \quad (25)$$

4 仿真结果分析

4.1 时域分析

为了验证HM-AS系统半车模型预测控制效果,将其与被动悬架和传统的PID控制方法进行对比。笔者选取车身垂向加速度 $\ddot{z}_s$ 作为乘坐舒适性评价指标,轮毂电机偏心距 e_e 作为电机性能评价指标,轮胎动载荷作为操纵稳定性评价指标,并基于Matlab/Simulink平台对不同加权参数的模型预测控制器进行反复性能比较。以前轮为例,在不同路面等级和车速下,模型预测控制效果对比如图7所示。

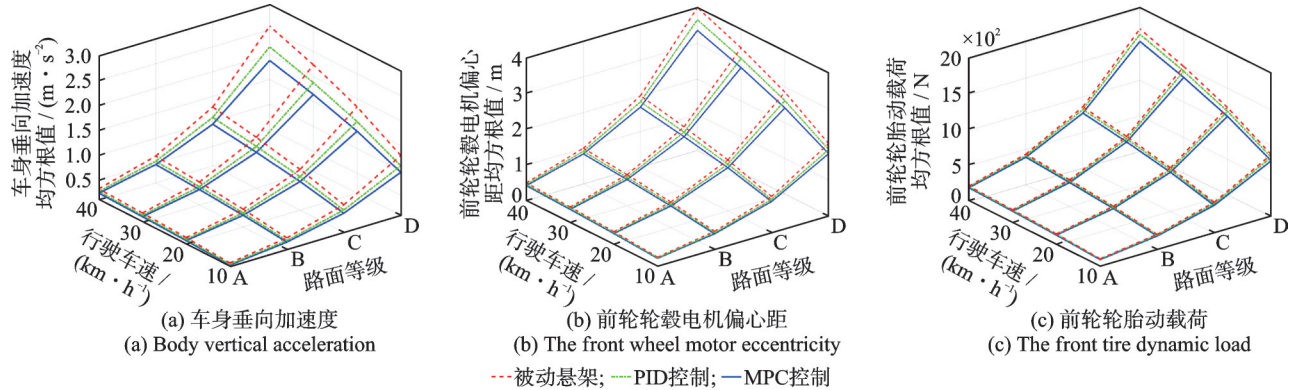


图7 模型预测控制效果对比

Fig.7 MPC effect comparison

随着路面等级和车速的增加,MPC下的车身垂向加速度、前轮轮毂电机偏心距和前轮轮胎动载荷均得到了有效改善。以B级路面为例,在车速为30 km/h下无控制的车身垂向加速度、前轮轮毂电机偏心距和前轮轮胎动载荷的均方根值分别为0.560 0 m/s²、0.871 2×10⁻⁴ m和374.879 3 N。经PID控制后的均方根值分别为0.469 7 m/s²、0.797 3×10⁻⁴ m和358.255 3 N,各评价指标分别改善了16.12%、8.47%和4.43%。经MPC后的均方根值分别为0.410 3 m/s²、0.732 9×10⁻⁴ m和336.448 9 N,各评价指标分别改善了26.72%、15.87%和10.25%。PID控制策略虽对车身垂向加速度和轮毂电机偏心距具有良好的控制效果,但对轮胎动载荷的改善效果较不明显^[18]。MPC策略在提升车辆乘坐舒适性和电机性能的同时,对操纵稳定性的提升优于PID控制。在路面等级的增加、行驶条件恶化的情况下,MPC依然保持了较好的控制效果。

4.2 频域分析

将经过MPC后的车身垂向加速度、前轮轮毂电机偏心距和前轮轮胎动载荷的时域结果进行处理,得到其功率谱密度响应,并与被动悬架和PID控制下的功率谱密度响应进行对比。MPC功率谱密度对比如图8所示。

从图8可以看出,在人体最敏感的频率范围4~12.5 Hz内^[19],MPC后的车身垂向加速度功率谱密度同被动悬架和PID控制相比大幅下降。该频段内车身垂向加速度功率谱密度最大峰值为0.124 1 (m²·s⁻⁴)/Hz,经PID控制后该峰值降为0.102 7 (m²·s⁻⁴)/Hz,经MPC后该峰值降为0.096 8 (m²·s⁻⁴)/Hz。经PID控制后该频段内的车身垂向加速度功率谱密度均方根值减小12.97%,经MPC后减小30.09%。

在0~5 Hz内,经MPC后的前轮轮毂电机偏心距功率谱密度降幅明显,有效提高了乘坐舒适性。该频段内车身垂向加速度功率谱密度最大峰值为

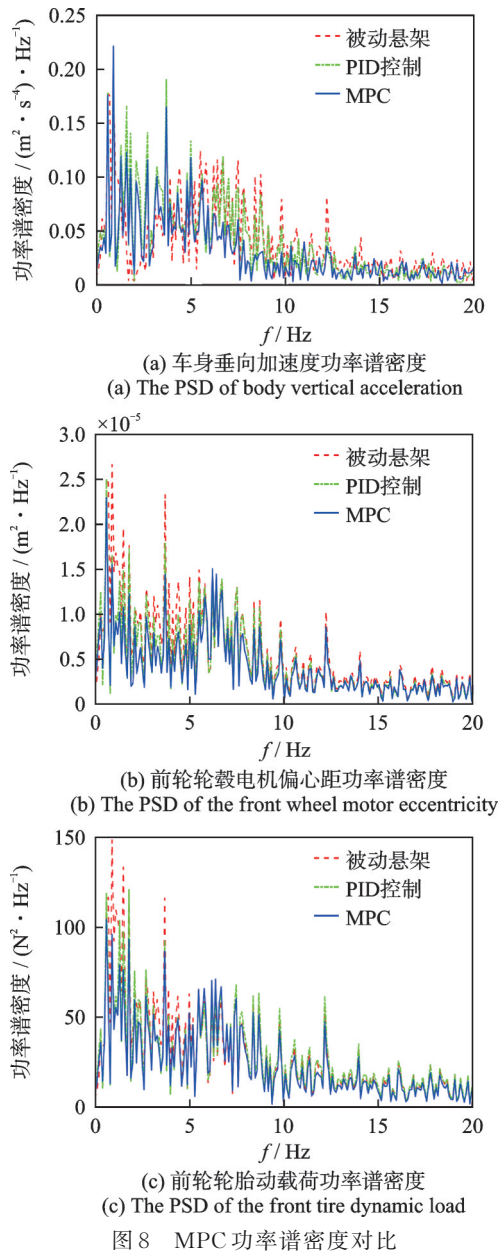


Fig.8 Comparison of power spectral density of MPC

$0.2676 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{Hz}$, 经PID控制后该峰值降为 $0.1648 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{Hz}$, 经MPC后该峰值降为 $0.1555 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{Hz}$ 。轮毂电机偏心距功率谱密度均方根值经PID控制后减小21.99%, 经MPC后减小36.51%。

前轮轮胎动载荷功率谱密度在0~5 Hz内下降明显, 在10~20 Hz内一直保持下降的趋势, 该频段内PID控制策略相比较被动悬架下的前轮轮胎动载荷功率谱密度均方根值增加了3.76%。MPC策略下的前轮轮胎动载荷功率谱密度均方根值减小了13.14%。结果表明, MPC策略对轮胎动载荷起到了较好的抑制效果。

分析表明, MPC方法可以有效抑制路面激励对

车身垂向振动的影响, 减小路面冲击对车身及人体脏器官的损害, 同时降低轮毂电机因偏心引起的不良振动对车身的影响, 在一定程度上降低了不平衡电磁力对轮胎动载荷的影响。针对HM-AS系统总体来说, PID控制算法虽能够提升车辆的行驶平顺性, 抑制轮毂电机振动, 但是对车辆操纵稳定性的提升效果并不是十分理想。MPC方法能够在提升车辆平顺性、抑制轮毂电机振动的同时, 提升了操纵稳定性, 更加适用于HM-AS系统, 可有效抑制因轮毂电机的引入而带来的垂向性能恶化问题, 延长电机的使用寿命。

5 结论

1) 基于轮毂电机、空气悬架和车身之间的作用机理, 并考虑轮毂电机动力学性能指标, 将永磁无刷直流电机不平衡电磁力模型、空气悬架和车身振动模型进行整合, 建立七自由度HM-AS系统半车动力学模型。

2) 建立HM-AS系统模型预测控制器, 充分考虑系统状态和阻尼力调节的约束来抑制车身的垂向振动。通过时域与频域的仿真分析可知, 所提出的MPC策略在B级路面车速为30 km/h的工况下, 减小车身垂向加速度、前轮轮毂电机偏心距和前轮轮胎动载荷均方根值分别为26.72%、15.87%和10.25%。结合多种行驶车速和路面工况, 验证了MPC的有效性。在人体敏感的频域范围4~12.5 Hz内, MPC策略可有效降低各评价指标的功率谱密度, 改善了轮毂电机驱动电动汽车的性能。

参考文献

- [1] WANG Y A, LI P F, REN G Z. Electric vehicles with in-wheel switched reluctance motors: coupling effects between road excitation and the unbalanced radial force [J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 372: 69-81.
- [2] 李琼瑶. 四轮轮毂电机电动汽车机电磁耦合振动研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2019.
- [3] BINGUL Ö, YILDIZ A. Fuzzy logic and proportional integral derivative based multi-objective optimization of active suspension system of a 4×4 in-wheel motor driven electrical vehicle [J]. Journal of Vibration and Control, 2022, 29: 1366-1386.
- [4] YAN S, SUN W C, GAO H J. Vibration suppression for motor-driven uncertain active suspensions with hard constraints and analysis of energy consumption [J]. IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics

- Systems, 2022, 52(1): 618-630.
- [5] XU B, XIANG C L, QIN Y C, et al. Semi-Active vibration control for in-wheel switched reluctance motor driven electric vehicle with dynamic vibration absorbing structures: concept and validation [J]. IEEE Access, 2018, 6: 60274-60285.
- [6] 陈涛. 电动汽车轮毂电机偏心问题与主动控制研究[D]. 青岛: 山东科技大学, 2020.
- [7] DENG Z X, LI X, LIU T Q, et al. Modeling and suppression of unbalanced radial force for in-wheel motor driving system [J]. Journal of Vibration and Control, 2021, 28(21/22): 3108-3119.
- [8] ZHANG J J, YANG Y, HU M H, et al. Model predictive control of active suspension for an electric vehicle considering influence of braking intensity [J]. Applied Sciences, 2020, 11(1): 52.
- [9] BIEGLER L T. A perspective on nonlinear model predictive control [J]. Korean Journal of Chemical Engineering, 2021, 38(7): 1317-1332.
- [10] 李仲兴, 宋鑫炎, 刘晨来, 等. 轮毂电机驱动汽车半主动悬架自适应最优控制[J]. 重庆理工大学学报(自然科学版), 2021, 35(8): 25-32, 65.
- LI Zhongxing, SONG Xinyan, LIU Chenlai, et al. Adaptive optimal control of semi-active suspension on hub motor driving vehicle[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science Edition), 2021, 35(8): 25-32, 65. (in Chinese)
- [11] MA C G, CUI H, PING Z, et al. Influence of static eccentricity on unbalanced magnetic force of external rotor permanent magnet brushless direct current motor used as in-wheel motor [J]. IET Electric Power Applications, 2019, 13(4): 538-550.
- [12] JIANG H, WANG C C, LI Z X, et al. Hybrid model predictive control of semiactive suspension in electric vehicle with hub-motor [J]. Applied Sciences, 2021, 11(1): 382.
- [13] ZEGELAAR P W A, PACEJKA H B. Dynamic tyre responses to brake torque variations[J]. Vehicle System Dynamics, 1997, 27(supp1): 65-79.
- [14] ZENG X, LI L, SONG D, et al. Model predictive control based on time-varying efficiency for hydraulic hub-motor driving vehicle[J]. Journal of Automobile Engineering, 2021, 235(12): 095440702110058.
- [15] KHALILZADEH M, VAEZ-ZADEH S, RODRIGUEZ J, et al. Model-free predictive control of motor drives and power converters: a review [J]. IEEE Access, 2021, 9: 105733-105747.
- [16] DOGRUER C. Constrained model predictive control of a vehicle suspension using Laguerre polynomials[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2019, 234(6): 1253-1268.
- [17] 于文浩, 周莹. 基于模型预测的阻尼与车身高度协同控制[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2021, 42(5): 513-519.
- YU Wenhao, ZHOU Ying. Cooperative control of damping and body height based on model prediction[J]. Journal of Jiangsu University (Natural Science Edition), 2021, 42(5): 513-519. (in Chinese)
- [18] LIU Z, REN H B, CHEN S Z, et al. Feedback linearization kalman observer based sliding mode control for semi-active suspension systems[J]. IEEE Access, 2020, 8: 71721-71738.
- [19] 喻凡, 林逸. 汽车系统动力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005: 172-173.



第一作者简介:李仲兴,男,1963年11月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为电动车技术、车辆动态性能模拟与控制等。曾发表《永磁无刷直流电机漏电故障分析及诊断》(《华中科技大学学报(自然科学版)》2018年第46卷第2期)等论文。

E-mail: zhxli@ujs.edu.cn

通信作者简介:程淇谦,男,1996年11月生,硕士生。主要研究方向为车辆动态性能模拟与控制。

E-mail: 297784198@qq.com