



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 110605975 B

(45) 授权公告日 2021.03.23

(21) 申请号 201910883199.X

B60W 50/00 (2006.01)

(22) 申请日 2019.09.18

(56) 对比文件

(65) 同一申请的已公布的文献号  
申请公布号 CN 110605975 A

CN 106696760 A, 2017.05.24

CN 110203075 A, 2019.09.06

(43) 申请公布日 2019.12.24

CN 109606133 A, 2019.04.12

CN 106183892 A, 2016.12.07

(73) 专利权人 北京理工大学  
地址 100081 北京市海淀区中关村南大街5号

CN 108674254 A, 2018.10.19

CN 105253141 A, 2016.01.20

审查员 王芹芹

(72) 发明人 李军求 孙逢春 董玉刚 孙超  
杨国栋

(74) 专利代理机构 北京市诚辉律师事务所  
11430

代理人 范盈

(51) Int. Cl.

B60L 15/20 (2006.01)

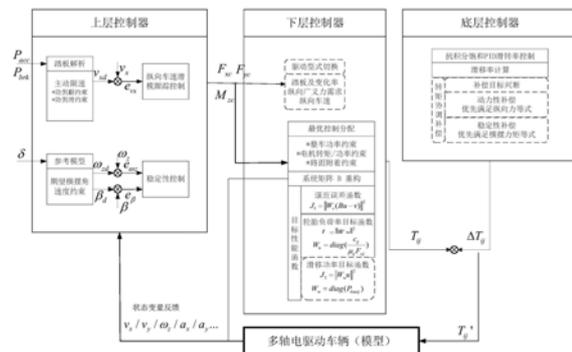
权利要求书4页 说明书10页 附图5页

(54) 发明名称

一种多轴分布式电驱车辆转矩分配集成控制器和控制方法

(57) 摘要

一种多轴分布式电驱车辆转矩分配集成控制器和控制方法。根据驾驶员输入基于滑模控制理论求解目标控制力和力矩,实现纵向车速跟踪控制和车辆的稳定性控制;根据逻辑门限值法控制驱动型式的切换,然后基于最优控制分配理论实现目标控制力和力矩在各个驱动轮之间的分配;底层控制器基于抗积分饱和PID方法进行滑转率控制,并且针对滑转率控制导致的性能损失,后续进行转矩协调补偿控制,根据驾驶员意图和车辆状态判断当前的补偿目标是面向动力性还是面向稳定性,并采取相应的转矩协调补偿策略。



1. 一种多轴分布式电驱车辆转矩分配集成控制器,其特征在于:

包括上层控制器、下层控制器和底层控制器;

所述上层控制器计算广义纵向合力 $F_{xc}$ 、广义侧向合力 $F_{yc}$ 以及广义横摆力矩 $M_{zc}$ ,具体为:

以车速偏差 $\Delta v_x$ 为输入变量,设定广义纵向合力 $F_{xc}$ 的滑模控制方程,以控制实际纵向车速 $v_x$ ;所述的车速偏差 $\Delta v_x$ 为目标车速 $v_{xd}$ 与实际纵向速度 $v_x$ 的差值;所述目标车速 $v_{xd}$ 利用防侧滑与防侧翻条件进行约束;

以横摆角速度偏差 $\Delta \omega$ 为输入变量,设定广义横摆力矩 $M_{zc}$ 的滑模控制方程,以控制实际横摆角速度;所述横摆角速度偏差 $\Delta \omega$ 为理想横摆角速度 $\omega_{zd}$ 与实际横摆角速度 $\omega_z$ 的差值;所述理想横摆角速度 $\omega_{zd}$ 利用路面附着条件进行约束;

以质心侧偏角偏差 $\Delta \beta$ 为输入变量,设定广义侧向合力 $F_{yc}$ 的滑模控制方程,以控制实际质心侧偏角;所述质心侧偏角偏差 $\Delta \beta$ 为理想质心侧偏角 $\beta_d$ 与实际质心侧偏角 $\beta$ 的差值;根据驾驶员输入转角和目标车速 $v_{xd}$ ,计算车辆稳定运行时的理想质心侧偏角 $\beta_d$ 和理想横摆角速度 $\omega_{zd}$ ;

所述下层控制器,以所述上层控制器计算出的所述广义纵向合力 $F_{xc}$ 、广义侧向合力 $F_{yc}$ 以及广义横摆力矩 $M_{zc}$ 作为输入变量,以轮胎负荷率最低为最优控制目标,分配计算各个驱动电机的转矩值;

所述下层控制器,根据驾驶员需求转矩和当前车速计算驾驶员需求功率;

驾驶员需求功率加上需求功率补偿量,作为总需求功率;根据总需求功率确定输出驱动型式;

所述底层控制器基于抗积分饱和PID控制器结合当前各驱动电机的转矩值对车辆进行滑转率控制,同时对滑转率控制造成的性能损失进行转矩补偿;

根据踏板变化量获取需求功率补偿量,包括:

步骤a),定义状态变量为 $x$ 为驱动型式,以及定义控制变量 $u$ ,表示在各驱动型式间的保持或切换动作;

定义性能函数 $J_1$ ,以降低能耗,提升电机的总体效率:

$$J_1 = \int_0^{t_0} P_{tot,\tau} (1 - \eta_\tau) d\tau$$

其中, $P_{tot,\tau}$ 和 $\eta_\tau$ 分别是 $\tau$ 时刻的离线计算总功率和电机总效率,其满足如下关系:

$$P_{tot} = \sum \frac{P_{ij}}{\eta_{ij}} = \sum \frac{T_{ij} n_{ij}}{9549 \eta_{ij}}$$

$$\eta = \sum (T_{ij} \cdot n_{ij}) / \sum [(T_{ij} \cdot n_{ij}) / (\eta_{ij})]$$

其中, $P_{ij}$ 为第 $i$ 轴第 $j$ 个电机功率; $T_{ij}$ 为第 $i$ 轴第 $j$ 个电机的扭矩; $n_{ij}$ 为第 $i$ 轴第 $j$ 个电机的转速; $\eta_{ij}$ 为第 $i$ 轴第 $j$ 个电机的二维效率特性;

定义惩罚函数 $J_2$ ,以减少不必要的切换:

$$J_2 = \int_0^{t_0} K_1 K_2 \Delta T_{max} d\tau$$

其中, $K_1$ 为切换标识,当发生切换时取1,否则取0; $K_2$ 是人为设定的第一惩罚因子,用以评价切换的影响; $\Delta T_{max}$ 为切换前后所有轮中转矩变化最大的车轮的扭矩变化量,用于衡量

切换的冲击程度；

定义惩罚函数 $J_3$ ，以考虑各电机的峰值特性：

$$J_3 = \int_0^{t_0} K_3 K_4 P_{real} / P_{typical} d\tau$$

其中， $K_3$ 为过载标识，当电机过载时取1，否则取0； $K_4$ 是人为设定的第二惩罚因子； $P_{real}/P_{typical}$ 为实际电机功率与电机额定功率的比值，用于评价过载程度；

同时，各电机转矩应满足车辆的总需求转矩；

步骤b) 通过离线的动态规划算法，求解驱动型式控制序列的全局最优解及车辆状态信息；

步骤c) 通过对该驱动型式控制序列的全局最优解进行分析拟合得到踏板变化量与需求功率补偿量的关系。

2. 根据权利要求1所述的控制器，其特征在于：所述确定输出驱动型式具体为：将总需求功率划定多个相邻的功率区间，每个所述功率区间对应一种驱动型式，根据总需求功率处于的功率区间的位置，进行驱动型式切换，所述总需求功率越高则采用驱动轮数更多的驱动型式。

3. 根据权利要求1所述的控制器，其特征在于：滑转率控制具体为：以当前车轮滑移率、当前各驱动电机的转矩值和当前各驱动电机外特性力矩为输入，根据滑移率大小进行滞环切换，当控制器饱和时停止对应方向的积分累计；输出的控制力矩一方面作为驱动电机的力矩命令，也同时作为下一周期的下层控制分配的上限。

4. 根据权利要求1所述的控制器，其特征在于：进行转矩补偿具体包括：当方向盘转角和车速都小于相应的门限值时，采用动力性转矩协调控制；当方向盘转角和车速都大于相应的门限值时，采用稳定性转矩协调控制。

5. 根据权利要求4所述的控制器，其特征在于：

所述动力性转矩协调控制原则上要充分利用非滑转车轮的驱动转矩以补偿滑转损失的转矩，其过程具体包括：

首先，进行同侧力矩补偿，为提高轮胎裕度，将滑转控制损失的力矩平均分配至各轮，直至同侧车轮饱和；

当同侧车轮饱和后，则通过异侧力矩补偿，直至所有车轮饱和；

所述稳定性转矩协调控制原则要以增大本侧车轮或减小异侧车轮转矩的方式来减少非期望的横摆力矩，其过程具体包括：

首先，进行同侧力矩补偿，为提高轮胎裕度，将滑转控制损失的力矩平均分配至各车轮，直至同侧车轮能力饱和；

当同侧车轮能力饱和后，则降低异侧电机力矩，直至横摆力矩满足要求；

上述中饱和是指车轮受到的地面纵向驱动摩擦力 $F_{xwi,j}$ 达到轮胎与地面的最大摩擦力，即使增大驱动力，车轮受到的地面纵向驱动摩擦力 $F_{xwi,j}$ 仍保持不变。

6. 一种多轴分布式电驱车辆转矩分配集成控制方法，其特征在于：

计算广义纵向合力 $F_{xc}$ 、广义侧向合力 $F_{yc}$ 以及广义横摆力矩 $M_{zc}$ ，具体为：

以车速偏差 $\Delta v_x$ 为输入变量，设定广义纵向合力 $F_{xc}$ 的滑模控制方程，以控制实际纵向车速 $v_x$ ；所述的车速偏差 $\Delta v_x$ 为目标车速 $v_{xd}$ 与实际纵向速度 $v_x$ 的差值；所述目标车速 $v_{xd}$ 利

用防侧滑与防侧翻条件进行约束；

以横摆角速度偏差  $\Delta \omega$  为输入变量，设定广义横摆力矩  $M_{zc}$  的滑模控制方程，以控制实际横摆角速度；所述横摆角速度偏差  $\Delta \omega$  为理想横摆角速度  $\omega_{zd}$  与实际横摆角速度  $\omega_z$  的差值；所述理想横摆角速度  $\omega_{zd}$  利用路面附着条件进行约束；

以质心侧偏角偏差  $\Delta \beta$  为输入变量，设定广义侧向合力  $F_{yc}$  的滑模控制方程，以控制实际质心侧偏角；所述质心侧偏角偏差  $\Delta \beta$  为理想质心侧偏角  $\beta_d$  与实际质心侧偏角  $\beta$  的差值；根据驾驶员输入转角和目标车速  $v_{xd}$ ，计算车辆稳定运行时的理想质心侧偏角  $\beta_d$  和理想横摆角速度  $\omega_{zd}$ ；

以所述广义纵向合力  $F_{xc}$ 、广义侧向合力  $F_{yc}$  以及广义横摆力矩  $M_{zc}$  作为输入变量，以轮胎负荷率最低为最优控制目标，分配计算各个驱动电机的转矩值；

根据驾驶员需求转矩和当前车速计算驾驶员需求功率；

驾驶员需求功率加上需求功率补偿量，作为总需求功率；根据总需求功率确定输出驱动型式；

基于抗积分饱和PID控制器对车辆进行滑转率控制，同时对滑转率控制造成的性能损失进行转矩补偿

根据踏板变化量获取需求功率补偿量，包括：

步骤a)，定义状态变量为  $x$  为驱动型式，以及定义控制变量  $u$ ，表示在各驱动型式间的保持或切换动作；

定义性能函数  $J_1$ ，以降低能耗，提升电机的总体效率：

$$J_1 = \int_0^{t_0} P_{tot,\tau} (1 - \eta_\tau) d\tau$$

其中， $P_{tot,\tau}$  和  $\eta_\tau$  分别是  $\tau$  时刻的离线计算总功率和电机总效率，其满足如下关系：

$$P_{tot} = \sum \frac{P_{ij}}{\eta_{ij}} = \sum \frac{T_{ij} n_{ij}}{9549 \eta_{ij}}$$

$$\eta = \frac{\sum (T_{ij} \cdot n_{ij})}{\sum [(T_{ij} \cdot n_{ij}) / (\eta_{ij})]}$$

其中， $P_{ij}$  为第  $i$  轴第  $j$  个电机功率； $T_{ij}$  为第  $i$  轴第  $j$  个电机的扭矩； $n_{ij}$  为第  $i$  轴第  $j$  个电机的转速； $\eta_{ij}$  为第  $i$  轴第  $j$  个电机的二维效率特性；

定义惩罚函数  $J_2$ ，以减少不必要的切换：

$$J_2 = \int_0^{t_0} K_1 K_2 \Delta T_{max} d\tau$$

其中， $K_1$  为切换标识，当发生切换时取1，否则取0； $K_2$  是人为设定的第一惩罚因子，用以评价切换的影响； $\Delta T_{max}$  为切换前后所有轮中转矩变化最大的车轮的扭矩变化量，用于衡量切换的冲击程度；

定义惩罚函数  $J_3$ ，以考虑各电机的峰值特性：

$$J_3 = \int_0^{t_0} K_3 K_4 P_{real} / P_{typical} d\tau$$

其中， $K_3$  为过载标识，当电机过载时取1，否则取0； $K_4$  是人为设定的第二惩罚因子； $P_{real} / P_{typical}$  为实际电机功率与电机额定功率的比值，用于评价过载程度；

同时，各电机转矩应满足车辆的总需求转矩；

步骤b) 通过离线的动态规划算法，求解驱动型式控制序列的全局最优解及车辆状态信

息；

步骤c) 通过对该驱动型式控制序列的全局最优解进行分析拟合得到踏板变化量与需求功率补偿量的关系。

7. 根据权利要求6所述的控制方法, 其特征在于: 所述确定输出驱动型式具体为: 将总需求功率划定多个相邻的功率区间, 每个所述功率区间对应一种驱动型式, 根据总需求功率处于的功率区间的位置, 进行驱动型式切换, 所述总需求功率越高则采用驱动轮数更多的驱动型式。

8. 根据权利要求6所述的控制方法, 其特征在于: 滑转率控制具体为: 以当前车轮滑移率、当前各驱动电机的转矩值和当前各驱动电机外特性力矩为输入, 根据滑移率大小进行滞环切换, 当控制器饱和时停止对应方向的积分累计; 输出的控制力矩一方面作为驱动电机的力矩命令, 也同时作为下一周期的下层控制分配的上限。

## 一种多轴分布式电驱车辆转矩分配集成控制器和控制方法

### 技术领域

[0001] 本发明涉及汽车控制,尤其是多轴分布式电驱车辆转矩分配集成领域。

### 技术背景

[0002] 特种车辆的混合电传动技术是未来的一种重要驱动形式和技术路线。车辆底盘的电动化对驱动型式带来了巨大变革:相较于集中式动力源的传统驱动型式,电动化底盘则采取发动机—发电机组和电池提供能源,并通过分布式布置的电机驱动车轮。构型的变革既带来了新的控制自由度,也提高了控制难度。

[0003] 对于重型车辆,其一般设计用于运输超长、超重货物,既要求具有良好的动力性以满足快速机动要求,又要求车辆能适应复杂道路条件上行驶。当车辆在良好路面以较稳定的速度行驶且方向盘转角较小时,车辆稳定性控制的需求较小,车辆有提高能量效率的需求。因此,提高能量效率、补偿动力性损失和降低车轮磨损成为亟待解决的问题。

### 发明内容

[0004] 为了解决上述问题,本发明提出了一种多轴分布式电驱车辆转矩分配集成控制器和控制方法,其中,一种多轴分布式电驱车辆转矩分配集成控制器,包括上层控制器、下层控制器和底层控制器;

[0005] 所述上层控制器计算广义纵向合力 $f_{xc}$ 、广义侧向合力 $f_{yc}$ 以及广义横摆力矩 $M_{zc}$ ;

[0006] 所述下层控制器,以所述上层控制器计算出的所述广义纵向合力 $F_{xc}$ 、广义侧向合力 $F_{yc}$ 以及广义横摆力矩 $M_{zc}$ 作为输入变量,以轮胎负荷率最低为最优控制目标,分配计算各个驱动电机的转矩值;

[0007] 所述下层控制器,根据驾驶员需求转矩和当前车速计算驾驶员需求功率;根据踏板变化量获取需求功率补偿量;驾驶员需求功率加上需求功率补偿量,作为总需求功率;根据总需求功率确定输出驱动型式;

[0008] 所述底层控制器基于抗积分饱和PID控制器结合当前各驱动电机的转矩值对车辆进行滑转率控制,同时对滑转率控制造成的性能损失进行转矩补偿。

[0009] 优选地,所述上层运动控制器计算广义纵向合力 $F_{xc}$ 、广义侧向合力 $F_{yc}$ 以及广义横摆力矩 $M_{zc}$ 具体为:

[0010] 以车速偏差 $\Delta v_x$ 为输入变量,设定广义纵向合力 $F_{xc}$ 的滑模控制方程,以控制实际纵向车速 $v_x$ ;所述的车速偏差 $\Delta v_x$ 为目标车速 $v_{xd}$ 与实际纵向速度 $v_x$ ;所述目标车速 $v_{xd}$ 利用防侧滑与防侧翻条件进行约束;

[0011] 以横摆角速度偏差 $\Delta \omega$ 为输入变量,设定广义横摆力矩 $F_{yc}$ 的滑模控制方程,以控制实际横摆角速度;所述横摆角速度偏差 $\Delta \omega$ 为理想横摆角速度 $\omega_{zd}$ 与实际横摆角速度 $\omega_z$ 的差值;所述理想横摆角速度 $\omega_{zd}$ 利用路面附着条件进行约束;

[0012] 以质心侧偏角偏差 $\Delta \beta$ 为输入变量,设定广义侧向力 $M_{zc}$ 的滑模控制方程,以控制实际质心侧偏角;所述质心侧偏角偏差 $\Delta \beta$ 为理想质心侧偏角 $\beta_d$ 与实际质心侧偏角 $\beta$ 的差值;

根据驾驶员输入转角和目标车速 $v_{xd}$ ,计算车辆稳定运行时的理想质心侧偏角 $\beta_d$ 和理想横摆角速度 $\omega_{zd}$ 。

[0013] 优选地,所述确定输出驱动型式具体为:将总需求功率划定多个相邻的功率区间,每个所述功率区间对应一种驱动型式,根据总需求功率处于的功率区间的位置,进行驱动型式切换,所述总需求功率越高则采用驱动轮数更多的驱动型式。

[0014] 优选地,滑转率控制具体为:以当前车轮滑移率、当前各驱动电机的转矩值和当前各驱动电机外特性力矩为输入,根据滑移率大小进行滞环切换,当控制器饱和时停止对应方向的积分累计;输出的控制力矩一方面作为电机的力矩命令,也同时作为下一周期的下层控制分配的上限。

[0015] 优选地,进行转矩补偿控制具体包括:当方向盘转角和车速都小于相应的门限值时,采用动力性转矩协调控制;当方向盘转角和车速都大于相应的门限值时,采用稳定性转矩协调控制。

[0016] 优选地,所述动力性转矩协调控制过程原则上要充分利用非滑转车轮的驱动转矩以补偿滑转损失的转矩,该过程具体包括:

[0017] 首先,进行同侧力矩补偿,为提高轮胎裕度,将滑转控制损失的力矩平均分配至各轮,直至同侧车轮饱和;

[0018] 当同侧车轮饱和后,则通过异侧力矩补偿,直至所有车轮饱和;

[0019] 所述稳定性转矩协调控制原则上要增大本侧车轮或减小异侧车轮转矩的方式来减少非期望的横摆力矩,过程具体包括:

[0020] 首先,进行同侧力矩补偿,为提高轮胎裕度,将滑转控制损失的力矩平均分配至各车轮,直至同侧车轮能力饱和;

[0021] 当同侧车轮能力饱和后,则降低异侧电机力矩,直至横摆力矩满足要求;

[0022] 上述中饱和是指车轮受到的地面纵向驱动摩擦力 $F_{xwi,j}$ 达到轮胎与地面的最大摩擦力,即使增大驱动力,车轮受到的地面纵向驱动摩擦力 $F_{xwi,j}$ 仍保持不变。

[0023] 本发明的一种多轴分布式电驱车辆转矩分配集成控制方法,包括

[0024] 计算广义纵向合力 $F_{xc}$ 、广义侧向合力 $F_{yc}$ 以及广义横摆力矩 $M_{zc}$ ;

[0025] 以所述广义纵向合力 $F_{xc}$ 、广义侧向合力 $F_{yc}$ 以及广义横摆力矩 $M_{zc}$ 作为输入变量,以轮胎负荷率最低为最优控制目标,分配计算各个驱动电机的转矩值;

[0026] 根据驾驶员需求转矩和当前车速计算驾驶员需求功率;根据踏板变化量获取需求功率补偿量;驾驶员需求功率加上需求功率补偿量,作为总需求功率;根据总需求功率确定输出驱动型式;

[0027] 基于抗积分饱和PID控制器对车辆进行滑转率控制,同时对滑转率控制造成的性能损失进行转矩补偿。

[0028] 优选地,计算广义纵向合力 $F_{xc}$ 、广义侧向合力 $F_{yc}$ 以及广义横摆力矩 $M_{zc}$ 具体为:

[0029] 以车速偏差 $\Delta v_x$ 为输入变量,设定广义纵向合力 $F_{xc}$ 的滑模控制方程,以控制实际纵向车速 $v_x$ ;所述的车速偏差 $\Delta v_x$ 为目标车速 $v_{xd}$ 与实际纵向速度 $v_x$ ;所述目标车速 $v_{xd}$ 利用防侧滑与防侧翻条件进行约束

[0030] 以横摆角速度偏差 $\Delta \omega$ 为输入变量,设定广义横摆力矩 $M_{zc}$ 的滑模控制方程,以控制实际横摆角速度;所述横摆角速度偏差 $\Delta \omega$ 为理想横摆角速度 $\omega_{zd}$ 与实际横摆角速度 $\omega_z$

的差值；所述理想横摆角速度 $\omega_{zd}$ 利用路面附着条件进行约束；以质心侧偏角偏差 $\Delta\beta$ 为输入变量，设定广义侧向力 $F_{yc}$ 的滑模控制方程，以控制实际质心侧偏角；所述质心侧偏角偏差 $\Delta\beta$ 为理想质心侧偏角 $\beta_d$ 与实际质心侧偏角 $\beta$ 的差值；根据驾驶员输入转角和目标车速 $v_{xd}$ ，计算车辆稳定运行时的理想质心侧偏角 $\beta_d$ 和理想横摆角速度 $\omega_{zd}$ 。

[0031] 优选地，所述确定输出驱动型式具体为：将总需求功率划定多个相邻的功率区间，每个所述功率区间对应一种驱动型式，根据总需求功率处于的功率区间的位置，进行驱动型式切换，所述总需求功率越高则采用驱动轮数更多的驱动型式。

[0032] 优选地，滑转率控制具体为：以当前车轮滑移率、当前各驱动电机的转矩值和当前各驱动电机外特性力矩为输入，根据滑移率大小进行滞环切换，当控制器饱和时停止对应方向的积分累计；输出的控制力矩一方面作为电机的力矩命令，也同时作为下一周期的下层控制分配的上限。

[0033] 优选地，进行转矩补偿控制具体包括：当方向盘转角和车速都小于相应的门限值时，采用动力性转矩协调控制；当方向盘转角和车速都大于相应的门限值时，采用稳定性转矩协调控制；

[0034] 优选地，所述动力性转矩协调控制过程原则上要充分利用非滑转车轮的驱动转矩以补偿滑转损失的转矩，该过程具体包括：

[0035] 首先，进行同侧力矩补偿，为提高轮胎裕度，将滑转控制损失的力矩平均分配至各轮，直至同侧车轮饱和；

[0036] 当同侧车轮饱和后，则通过异侧力矩补偿，直至所有车轮饱和；

[0037] 所述稳定性转矩协调控制原则上要增大本侧车轮或减小异侧车轮转矩的方式来减少非期望的横摆力矩，过程具体包括：

[0038] 首先，进行同侧力矩补偿，为提高轮胎裕度，将滑转控制损失的力矩平均分配至各车轮，直至同侧车轮能力饱和；

[0039] 当同侧车轮能力饱和后，则降低异侧电机力矩，直至横摆力矩满足要求；

[0040] 上述中饱和是指车轮受到的地面纵向驱动摩擦力 $F_{xwi_j}$ 达到轮胎与地面的最大摩擦力，即使增大驱动力，车轮受到的地面纵向驱动摩擦力 $F_{xwi_j}$ 仍保持不变。

[0041] 本发明至少包括以下有益效果：

[0042] 1. 本发明上层控制器跟踪理想的运动状态，将参考运动状态计算得出目标控制力和力矩，能够实现实现纵向车速跟踪控制和车辆的稳定性控制；基于滑模控制法能够解决车辆的非线性特点，提高控制器抗干扰性能；

[0043] 2. 本发明驱动型式切换控制能够提高驱动电机的总效率，达到节能的目的；

[0044] 3. 基于最优控制分配方法设定了考虑路面驱动力裕度的性能函数、考虑轮胎滑转能量损失的性能函数，能在跟踪驾驶员意图的基础上提高轮胎力储备并减小轮胎磨损；

[0045] 4. 本发明底层滑转率控制器能够针对滑转率控制导致的性能损失，进行转矩协调补偿控制，并且可以在面向动力性转矩协调补偿策略和面向稳定性转矩协调补偿策略之间进行切换，更好的满足当前的转矩补偿需求。

[0046] 本发明的其它优点、目标和特征将部分通过下面的说明体现，部分还将通过对本发明的研究和实践而为本领域的技术人员所理解。

## 附图说明

- [0047] 图1为本发明多轴分布式电驱动车辆转矩分配集成控制方法流程图；  
 [0048] 图2为本发明多轴分布式电驱动车辆驱动型式切换控制流程图；  
 [0049] 图3为本发明多轴分布式电驱动车辆受力分析图；  
 [0050] 图4为本发明所提供方法中的动力性转矩协调控制过程示意图；  
 [0051] 图5为本发明所提供方法中的稳定性转矩协调控制过程示意图。

## 具体实施方式

[0052] 为了更了解本发明的技术内容,下面结合附图对本发明的技术方案做进一步的详细说明:

[0053] 如图1所示为本发明多轴分布式电驱动车辆转矩分配集成控制方法流程图,以五轴分布式驱动车辆为例,具体步骤如下:

[0054] 上层控制器根据加速踏板开度解析目标车速,根据方向盘转角通过车辆二自由度参考模型计算理想质心侧偏角 $\beta_d$ 和理想横摆角速度 $\omega_{zd}$ ,然后以质心侧偏角偏差 $\Delta\beta$ 、横摆角速度偏差 $\Delta\omega_z$ 、车速偏差 $\Delta v_x$ 作为输入变量,分别基于滑模控制,计算广义纵向合力、广义侧向合力以及广义横摆力矩,其具体步骤如下:

[0055] 步骤1),传感器采集驾驶员输入转角 $\delta_d$ 和驾驶员踏板开度 $\alpha_{xd}$ ;

[0056] 步骤2),根据驾驶员踏板开度 $\alpha_{xd}$ 解析目标车速 $v_{xd}$ ;

[0057] 目标车速 $v_{xd}$ 的计算过程如下:

$$[0058] \quad v_{xd} = k\alpha_{xd}$$

[0059] 其中, $k$ 为比例系数,表示目标车速与开度成正比;

[0060] 同时目标车速 $v_{xd}$ 还满足防侧滑与防侧翻的约束条件:

$$[0061] \quad v_{xd} < \min \left\{ \sqrt{\frac{\mu g L_1}{|\tan \delta_1|}} / S_{slip}, \sqrt{B g L_1 / 2 H \tan \delta_d} / S_{over} \right\}$$

[0062] 其中, $\mu$ 为路面附着系数, $L_1$ 为第1轴车轮轮心到车辆质心的长度, $H$ 为质心高度, $B$ 为轮距, $S_{slip}$ 为人为选取的侧滑安全系数; $S_{over}$ 为人为选取的侧翻安全系数, $\delta_1$ 为第1轴的车轮转角。

[0063] 步骤3),根据传感器或状态观测器得到车辆实际横摆角速度 $\omega_z$ 、实际质心侧偏角 $\beta$ 和实际纵向车速 $v_x$ ;

[0064] 步骤4),根据驾驶员输入转角 $\delta_d$ 和目标车速 $v_{xd}$ ,通过二自由度车辆模型计算车辆稳定运行时的理想质心侧偏角 $\beta_d$ 和理想横摆角速度 $\omega_{zd}$ ;

[0065] 建立 $n$ 轴分布式驱动车辆线性二自由度车辆模型如下:

$$[0066] \quad \begin{bmatrix} \dot{\beta}_d \\ \dot{\omega}_{zd} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{\sum_1^n C_i}{m v_x} & -1 - \frac{\sum_1^n (C_i L_i)}{m v_x^2} \\ -\frac{\sum_1^n (C_i L_i)}{I_z} & -\frac{\sum_1^n (C_i L_i^2)}{I_z v_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta_d \\ \omega_{zd} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_1}{m v_x} & \dots & \frac{C_n}{m v_x} \\ \frac{C_1 L_1}{I_z} & \dots & \frac{C_n L_n}{I_z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_1 \\ \vdots \\ \delta_n \end{bmatrix}$$

[0067] 其中, $m$ 为整车质量, $L_i$ 为第 $i$ 轴车轮轮心到车辆质心的长度,共 $n$ 轴, $C_i$ 为第 $i$ 轴的侧偏刚度, $v_x$ 为实际纵向速度、 $v_y$ 为实际侧向速度, $I_z$ 为车辆绕 $z$ 轴的转动惯量, $\delta_i$ 为第 $i$ 轴的车

轮转角。

[0068] 同时理想横摆角速度  $\omega_{zd}$  还应满足路面附着约束条件, 最终的理想横摆角速度  $\omega_{zd}$  为:

$$[0069] \quad \omega_{zd} = \min \left( \left| G_{\omega_{zss}} \delta_1 \right|, \frac{\mu g}{v_x} \right) \text{sgn}(\delta_1)$$

[0070] 其中,  $G_{\omega_{zss}}$  为稳态响应, 其表达式如下:

$$[0071] \quad G_{\omega_{zss}} = \left. \frac{\omega_z(s)}{\delta_1(s)} \right|_{s=0} = \frac{v_x / L_e}{v_x^2 K + 1}$$

[0072] 其中,  $L_e$  和  $K$  分别为等效轴距和稳定性因数;

[0073]  $\text{sgn}$  为符号函数, 其表达式如下:

$$[0074] \quad \text{sgn}(\delta_1) \begin{cases} 1 & \delta_1 > 0 \\ 0 & \delta_1 = 0 \\ -1 & \delta_1 < 0 \end{cases}$$

[0075] 步骤5), 以质心侧偏角偏差  $\Delta \beta$ 、横摆角速度偏差  $\Delta \omega_z$ 、车速偏差  $\Delta v_x$  作为输入变量, 分别基于滑模控制, 计算广义纵向合力  $F_{xc}$ 、广义侧向合力  $F_{yc}$  以及广义横摆力矩  $M_{zc}$ , 构成上层运动控制器, 从而实现纵向车速跟踪控制和车辆的稳定性控制;

[0076] 质心侧偏角偏差  $\Delta \beta$ 、横摆角速度偏差  $\Delta \omega$  和车速偏差  $\Delta v_x$ , 计算过程如下:

$$[0077] \quad \Delta \beta = \beta_d - \beta$$

$$[0078] \quad \Delta \omega_z = \omega_{zd} - \omega_z$$

$$[0079] \quad \Delta v_x = v_{xd} - v_x$$

[0080] 基于车身的三自由度运动微分方程, 建立上层运动控制器的控制系统:

$$[0081] \quad m(\dot{v}_x - v_y \omega_z) = F_{xc} - \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 F_{ywij} \sin \delta_{ij} - F_R + \xi_x$$

$$[0082] \quad m v_x (\dot{\beta} + \omega_z) = F_{yc} + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 F_{ywij} \cos \delta_{ij} + \xi_y$$

$$[0083] \quad I_z \dot{\omega}_z = M_{zc} + \left[ \frac{B}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 (-1)^{j+1} F_{ywij} \sin \delta_{ij} + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 L_i F_{ywij} \right] + \xi_z$$

[0084] 其中,  $\delta_{ij}$  为第  $i$  轴第  $j$  个车轮的转角值, 其中  $j=1$  代表第  $i$  轴左轮,  $j=2$  代表第  $i$  轴右轮;  $F_{ywij}$  是各车轮的驱动电机产生的驱动横向力; 其中  $i$  表示车轮所在的第  $i$  轴,  $j=1$  代表第  $i$  轴左轮,  $j=2$  代表第  $i$  轴右轮;  $\xi_x$ 、 $\xi_y$  和  $\xi_z$  为外界干扰、模型误差和测量精度引起的误差项;  $F_R$  为车辆的行驶阻力。

[0085] 取广义纵向合力  $F_{xc}$  以实现纵向车速跟踪控制, 因此以车速偏差  $\Delta v_x$  为输入变量, 设定带有饱和函数的指数趋近律, 设计切换函数如下:

$$[0086] \quad s_{v_x} = v_x - v_{xd}$$

$$[0087] \quad \dot{s}_{v_x} = -\varepsilon_{v_x} \text{sat}(s_{v_x}) - k_{v_x} s_{v_x}, \varepsilon_{v_x} > 0, k_{v_x} > 0$$

[0088] 其中,  $\varepsilon_{v_x}$  为  $v_x$  切换系数,  $k_{v_x}$  为  $v_x$  滑模切换增益。

[0089] 广义纵向合力的滑模控制方程为:

$$[0090] \quad F_{xc} = m \left[ \dot{v}_{xd} - v_y \omega_z - \varepsilon_{v_x} \text{sat}(s_{v_x}) - k_{v_x} s_{v_x} \right] + F_R + \sum_{i=1}^{|n|} \sum_{j=1}^2 F_{ywij} \sin \delta_{ij}$$

[0091] 取广义横摆力矩  $M_{zc}$  以控制实际横摆角速度。以横摆角速度偏差  $\Delta \omega$  为输入变量, 设定带有饱和函数的指数趋近律, 设计切换函数如下:

$$[0092] \quad s_{\omega_z} = \omega_z - \omega_{zd}$$

$$[0093] \quad \dot{s}_{\omega_z} = -\varepsilon_{\omega_z} \text{sat}(s_{\omega_z}) - k_{\omega_z} s_{\omega_z}, \varepsilon_{\omega_z} > 0, k_{\omega_z} > 0$$

[0094] 其中,  $\varepsilon_{\omega_z}$  为  $\omega_z$  切换系数,  $k_{\omega_z}$  为  $\omega_z$  滑模切换增益。

[0095] 广义横摆力矩的滑模控制方程为:

$$[0096] \quad M_{zc} = I_z \left[ \dot{\omega}_{zd} - \varepsilon_{\omega_z} \text{sat}(s_{\omega_z}) - k_{\omega_z} s_{\omega_z} \right] - \left[ \frac{B}{2} \sum_{i=1}^{|n|} \sum_{j=1}^2 (-1)^{j+1} F_{ywij} \sin \delta_{ij} + \sum_{i=1}^{|n|} \sum_{j=1}^2 L_i F_{ywij} \right]$$

[0097] 取广义侧向力  $F_{yc}$  以控制实际质心侧偏角。以质心侧偏角偏差  $\Delta \beta$  为输入变量, 设定带有饱和函数的指数趋近律, 设计切换函数如下:

$$[0098] \quad \dot{s}_{\beta} = \dot{\beta} - \dot{\beta}_d = \frac{F_{yc}}{mv_x} - \omega_z - \dot{\beta}_d$$

$$[0099] \quad \dot{s}_{\beta} = -\varepsilon_{\beta} \text{sat}(s_{\beta}) - k_{\beta} s_{\beta}, \varepsilon_{\beta} > 0, k_{\beta} > 0$$

[0100] 其中,  $\varepsilon_{\beta}$  为  $\beta$  切换系数,  $k_{\beta}$  为  $\beta$  滑模切换增益。

[0101] 广义侧向力的滑模控制方程为:

$$[0102] \quad F_{yc} = mv_x \left[ \omega_{zd} + \dot{\beta}_d - \varepsilon_{\beta} \text{sat}(s_{\beta}) - k_{\beta} s_{\beta} \right] - \sum_{i=1}^{|n|} \sum_{j=1}^2 F_{ywij} \cos \delta_{ij}$$

[0103] 广义横摆力矩和广义侧向力对实际横摆角速度和实际质心侧偏角分别进行的跟踪控制, 最终实现了车辆的稳定性控制。

[0104] 下层控制器同时实现驱动型式切换和转矩分配。首先根据驾驶员需求转矩和当前车速计算驾驶员需求功率, 并根据踏板变化量获取需求功率补偿量; 驾驶员需求功率加上需求功率补偿量, 作为总需求功率; 根据总需求功率和功率门限判断输出驱动型式。然后基于最优控制分配理论, 在电机和轮胎力的多约束下, 以轮胎负荷率最低为性能目标, 实现转矩的合理分配。

[0105] 如图2多轴分布式驱动车辆驱动型式切换控制流程图所示驱动型式切换策略的具体步骤如下:

[0106] 步骤1), 根据驾驶员踏板开度  $\alpha_{\text{pedal}}$  解析驾驶员需求转矩  $T_{\text{desiret}}$ , 如下所示:

$$[0107] \quad T_{\text{desire}} = \alpha_{\text{pedal}} \times (10 \times T_{\text{motor}})$$

[0108] 其中,  $T_{\text{motor}}$  为轮毂电机的峰值转矩;

[0109] 步骤2), 根据驾驶员需求转矩  $T_{\text{desire}}$  和当前车速计算驾驶员需求功率  $P_{\text{desire}}$ ;

[0110] 步骤3), 根据踏板变化量通过查表得到需求功率补偿量  $\Delta P$ , 优选地, 踏板变化量与需求功率补偿量的关系由下述方法得到:

[0111] 首先采用离线的动态规划方法求解得出驱动型式的控制序列作为全局最优解,然后通过对该全局最优解进行分析拟合得到踏板变化量与需求功率补偿量的关系。

[0112] 其中,采用离线的动态规划方法求解驱动型式最优序列的具体步骤为如下a和b:

[0113] 步骤a),定义状态变量为x为驱动型式;优选地,其中x=[1]对应10×10驱动型式,x=[2]对应10×8驱动型式,x=[3]对应10×6驱动型式。

[0114] 定义控制变量u,表示在各驱动型式间的保持或切换动作;u根据上一阶段的状态有不同可行范围,其所有可能的取值为{-2,-1,0,1,2}。

[0115] 步骤3.2)设计目标函数:

[0116] 定义性能函数 $J_1$ ,以降低能耗,提升电机的总体效率:

$$[0117] \quad J_1 = \int_0^{t_0} P_{tot,\tau} (1 - \eta_\tau) d\tau$$

[0118] 其中, $P_{tot,\tau}$ 和 $\eta_\tau$ 分别是 $\tau$ 时刻的离线计算总功率和电机总效率,其满足如下关系:

$$[0119] \quad P_{tot} = \sum \frac{P_{ij}}{\eta_{ij}} = \sum \frac{T_{ij} n_{ij}}{9549 \eta_{ij}}$$

$$[0120] \quad \eta = \Sigma (T_{ij} \cdot n_{ij}) / \Sigma [(T_{ij} \cdot n_{ij}) / (\eta_{ij})]$$

[0121] 其中, $P_{ij}$ 为第i轴第j个电机功率; $T_{ij}$ 为第i轴第j个电机的扭矩;, $n_{ij}$ 为第i轴第j个电机的转速; $\eta_{ij}$ 为第i轴第j个电机的二维效率特性。

[0122] 定义惩罚函数 $J_2$ ,以减少不必要的切换:

$$[0123] \quad J_2 = \int_0^{t_0} K_1 K_2 \Delta T_{max} d\tau$$

[0124] 其中, $K_1$ 为切换标识,当发生切换时取1,否则取0; $K_2$ 是人为设定的第一惩罚因子,用以评价切换的影响; $\Delta T_{max}$ 为切换前后所有轮中转矩变化最大的车轮的扭矩变化量,用于衡量切换的冲击程度。

[0125] 定义惩罚函数 $J_3$ ,以考虑各电机的峰值特性:

$$[0126] \quad J_3 = \int_0^{t_0} K_3 K_4 P_{real} / P_{typical} d\tau$$

[0127] 其中, $K_3$ 为过载标识,当电机过载时取1,否则取0; $K_4$ 是人为设定的第二惩罚因子; $P_{real}/P_{typical}$ 为实际电机功率与电机额定功率的比值,用于评价过载程度。

[0128] 同时,各电机转矩应满足车辆的总需求转矩:

$$[0129] \quad \Sigma T_{ij,t} = T_{req,t} \quad t \in [0, t_0]$$

[0130] 步骤b)通过离线的动态规划算法,求解驱动型式控制序列的全局最优解及车辆状态信息;

[0131] 然后,通过对该驱动型式控制序列的全局最优解进行分析拟合得到踏板变化量与需求功率补偿量的关系。

[0132] 步骤4),根据驾驶员需求功率 $P_{desire}$ 和需求功率补偿量 $\Delta P$ ,计算总需求功率P,如下所示:

$$[0133] \quad P = P_{desire} + \Delta P$$

[0134] 步骤5),将总需求功率P与设定的功率门限值 $P_1$ 、 $P_2$  ( $P_1 < P_2$ ) 进行比较判断;

[0135] 当总需求功率P小于功率门限值 $P_1$ 时,采用10x4的驱动型式;

[0136] 当总需求功率P大于功率门限值P<sub>1</sub>小于功率门限值P<sub>2</sub>时,采用10x6的驱动型式;

[0137] 当总需求功率P大于功率门限值P<sub>2</sub>时,采用10x10的驱动型式。

[0138] 转矩分配具体方法如下:

[0139] 以上层运动控制器计算出的广义纵向合力、广义侧向合力以及广义横摆力矩作为输入变量,以轮胎负荷率最低最优控制目标,基于最优控制分配计算各个驱动电机的转矩值,构成下层转矩分配控制器;

[0140] 如图3所示可知,广义纵向合力F<sub>xc</sub>、广义侧向合力F<sub>yc</sub>以及广义横摆力矩M<sub>zc</sub>,由各个车轮的驱动电机产生的纵向力F<sub>xw<sub>i</sub>j</sub>组成,它们之间的关系如下:

$$[0141] \quad F_{xc} = \sum_{i=1}^5 \sum_{j=1}^2 F_{xw_{ij}} \cos \delta_{ij}$$

$$[0142] \quad F_{yc} = \sum_{i=1}^5 \sum_{j=1}^2 F_{xw_{ij}} \sin \delta_{ij}$$

$$[0143] \quad M_{zc} = \frac{B}{2} \sum_{i=1}^5 \sum_{j=1}^2 (-1)^{j+1} F_{xw_{ij}} \cos \delta_{ij}$$

[0144] 本发明基于最优控制分配理论将上述广义力和力矩分配到各个电动轮。

[0145] 下层控制问题表述为:

$$[0146] \quad B \cdot u = v$$

$$[0147] \quad u_{\min} \leq u \leq u_{\max}$$

[0148] 其中,B为系统系数矩阵:

$$[0149] \quad B = \begin{bmatrix} \cos \delta_{11} & \cos \delta_{12} & \cos \delta_{21} & \cos \delta_{22} & 1 & 1 & \cos \delta_{41} & \cos \delta_{42} & \cos \delta_{51} & \cos \delta_{52} \\ \sin \delta_{11} & \sin \delta_{12} & \sin \delta_{21} & \sin \delta_{22} & 0 & 0 & \sin \delta_{41} & \sin \delta_{42} & \sin \delta_{51} & \sin \delta_{52} \\ -\frac{D_b}{2} \cos \delta_{11} & \left(\frac{D_b}{2} \cos \delta_{12}\right) & \left(-\frac{D_b}{2} \cos \delta_{21}\right) & \left(\frac{D_b}{2} \cos \delta_{21}\right) & -\frac{D_b}{2} & \frac{D_b}{2} & \left(-\frac{D_b}{2} \cos \delta_{41}\right) & \left(\frac{D_b}{2} \cos \delta_{42}\right) & \left(-\frac{D_b}{2} \cos \delta_{51}\right) & \left(\frac{D_b}{2} \cos \delta_{52}\right) \\ +L_1 \sin \delta_{11} & \left(+L_1 \sin \delta_{12}\right) & \left(+L_2 \sin \delta_{21}\right) & \left(+L_2 \sin \delta_{21}\right) & & & \left(+L_4 \sin \delta_{41}\right) & \left(+L_4 \sin \delta_{11}\right) & \left(+L_5 \sin \delta_{51}\right) & \left(+L_5 \sin \delta_{52}\right) \end{bmatrix}$$

[0150] 其中, $\delta_{ij}$ 为第i轴第j个车轮的转角值; $L_i$ 为第i轴车轮轮心到车辆质心的长度; $D_B$ 为轮距。

[0151] u为轮胎纵向力:

$$[0152] \quad u = [F_{xw11} \ F_{xw12} \ F_{xw21} \ F_{xw22} \ F_{xw31} \ F_{xw32} \ F_{xw41} \ F_{xw42} \ F_{xw51} \ F_{xw52}]^T$$

[0153] v为控制目标:

$$[0154] \quad v = [F_{xc} \ F_{yc} \ M_{zc}]^T$$

[0155] 其中,u受到电动轮输出转矩及变化率和路面条件的限制。对于电机输出转矩限制,在任意时刻 $t_k$ ,应满足:

$$[0156] \quad T_{w_{ij\min}}(t_k) \leq T_{w_{ij}}(t_k) \leq T_{w_{ij\max}}(t_k)$$

[0157] 特别的,对于发生故障已经失效的电机,假设其故障状态可知,则不应再向该电机分配力矩,此时,取 $T_{w_{ij\min}} = T_{w_{ij\max}} = 0$ 。

[0158] 对实际的电机和控制器,为了避免转矩变化过快引发冲击不稳定,还应对电机转矩的变化速率有所限制,对 $\Delta T$ 时间后的电机,应满足:

$$[0159] \quad T_{w_{ij}}(t_k) + \dot{T}_{\min} \cdot \Delta T \leq T_{w_{ij}}(t_{k+\Delta T}) \leq T_{w_{ij}}(t_k) + \dot{T}_{\max} \cdot \Delta T$$

[0160] 其中, $\dot{T}_{\min}$ 和 $\dot{T}_{\max}$ 为设定的电机转矩变化的下限和上限。

[0161] 以轮胎负荷率最低设计性能函数并将其与逼近误差函数整合得到如下的目标函数：

$$[0162] \quad u = \arg \min_{u \leq u \leq \bar{u}} \left( \|W_u u\|^2 + \gamma \|W_v (Bu - v)\|^2 \right)$$

[0163] 其中， $\gamma$  为协调因子，通过改变该因子的值可以调节逼近误差函数和性能函数的权重，当  $\gamma$  很大时，上式就等效于优先求解逼近误差函数，再求解性能函数；

[0164]  $W_u$  为性能函数的对角加权矩阵，表达式如下：

$$[0165] \quad W_u = \text{diag} \left( \frac{c_{11}}{\mu_{11} F_{z11}}, \frac{c_{12}}{\mu_{12} F_{z12}}, \frac{c_{21}}{\mu_{21} F_{z21}}, \frac{c_{22}}{\mu_{22} F_{z22}}, \frac{c_{31}}{\mu_{31} F_{z31}}, \frac{c_{32}}{\mu_{32} F_{z32}}, \frac{c_{41}}{\mu_{41} F_{z41}}, \frac{c_{42}}{\mu_{42} F_{z42}}, \frac{c_{51}}{\mu_{51} F_{z51}}, \frac{c_{52}}{\mu_{52} F_{z52}} \right)$$

[0166] 式中， $c_{ij}$  为各电动轮纵向力权重，由于车辆为方便维护各电机均相同，取  $c_{ij} = 1$ ；

[0167]  $W_v$  为逼近误差函数的对角加权矩阵，表达式如下：

$$[0168] \quad W_v = \text{diag} [W_{vFxc} \quad W_{vFyc} \quad W_{vMzc}]$$

[0169] 式中， $W_{vFxc}$   $W_{vFyc}$   $W_{vMzc}$  分别为对相应广义力的权重系数。

[0170] 上述为凸二次规划问题，可以采用有效集法得到各驱动电机的转矩值最优解。

[0171] 底层控制器基于抗积分饱和PID控制器对车辆进行滑转率控制，同时对滑转率控制造成的性能损失进行转矩补偿控制，并根据驾驶员意图和车辆状态判断当前的补偿目标是面向动力性还是面向稳定性，采取相应的转矩协调补偿策略。

[0172] 选取“遇限削弱法”进行滑转率控制，以当前车轮滑移率、当前各驱动电机的转矩值和当前各驱动电机外特性力矩为输入，根据滑移率大小进行滞环切换，当控制器饱和时停止对应方向的积分累计；输出的控制力矩一方面作为电机的力矩命令，也同时作为下一周期的下层控制分配的上限。

[0173] 转矩补偿目标判断：

[0174] 当方向盘转角和车速都小于相应的门限值时，采用动力性转矩协调方法；当方向盘转角和车速都大于相应的门限值时，采用稳定性转矩协调方法：

$$[0175] \quad \begin{cases} \delta < \bar{\delta} \text{ 且 } v < \bar{v} & \text{动力性协调} \\ \delta > \bar{\delta} \text{ 或 } v > \bar{v} & \text{稳定性协调} \end{cases}$$

[0176] 其中， $\delta$  为方向盘转角， $v$  是车速； $\bar{\delta}$  和  $\bar{v}$  分别是设定的门限值。动力性协调的目标是在车辆转角较小且车速较低不易失稳的情况下，尽量满足纵向驾驶需求，产生的附加力矩作为次要需求。稳定性协调的目标是在车辆转角较大或车速较高等易失稳的情况下，尽量满足横摆力矩需求，损失部分纵向动力性。

[0177] 在进行协调补偿时，需满足或部分满足以下约束：

[0178] 1) 纵向力需求约束，即所有车轮的纵向力逼近驾驶员纵向力需求：

$$[0179] \quad \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 F_{xw_{ij}} \cdot \cos \delta_{ij} = F_{xreq}$$

[0180] 其中， $n$  为车轴总数； $j=1$  表示第  $i$  轴左侧车轮； $j=2$  表示第  $i$  轴右侧车轮； $F_{xw_{ij}}$  为车轮的纵向力； $\delta_{ij}$  为车轮转角； $F_{xreq}$  为驾驶员纵向力需求。

[0181] 2) 横摆力矩需求约束，即纵向力产生的横摆力矩逼近驾驶员需求：

$$[0182] \quad \sum_{i=1}^n F_{xwi2} \cdot \cos \delta_{i2} - \sum_{i=1}^n F_{xwi1} \cdot \cos \delta_{i1} = \frac{M_{zreq}}{B/2}$$

[0183] 其中,  $M_{zreq}$  为需求总横摆力矩;  $F_{xwi2}$  为第  $i$  轴右侧车轮纵向力;  $\delta_{i2}$  为第  $i$  轴右侧车轮转角;  $F_{xwi1}$  为第  $i$  轴左侧车轮纵向力;  $\delta_{i1}$  为第  $i$  轴左侧车轮转角;  $B$  为轮距。

[0184] 3) 电机驱动能力限制, 正常工作的电机转矩不超过其最大力矩:

$$[0185] \quad |T_{ij}| \leq |T_{max}|$$

[0186] 其中,  $T_{ij}$  为第  $i$  轴  $j$  侧的电机转矩;  $T_{max}$  为电机最大转矩。

[0187] 如图4所示为本发明多轴分布式车辆动力性转矩协调方法流程图。

[0188] 动力性转矩协调控制的原则是充分利用非滑转车轮的驱动转矩以补偿滑转损失的转矩。首先进行同侧力矩补偿, 为提高轮胎裕度, 将滑转控制损失的力矩平均分配至各轮, 直至同侧车轮饱和; 同侧车轮饱和后, 则通过异侧力矩补偿, 直至所有车轮饱和。

[0189] 如图5所示为本发明多轴分布式车辆稳定性转矩协调方法流程图。

[0190] 稳定性转矩协调控制的原则是增大本侧车轮转矩或减小异侧车轮转矩的方式来减少非期望的横摆力矩。

[0191] 首先进行同侧力矩补偿, 为提高轮胎裕度, 先平均分配至各车轮, 直至同侧车轮能力饱和; 同侧车轮饱和后, 则降低异侧电机力矩, 直至横摆力矩满足要求。同时, 电机的工作模式也有额定功率和峰值功率, 在峰值功率下, 电机具有更强的驱动能力, 但电机不能长时间在该模式下工作, 否则容易造成温度过高, 故障率升高。

[0192] 综上所述, 以上仅为本发明的较佳实施例而已, 并非用于限定本发明的保护范围。凡在本发明的精神和原则之内, 所作的任何修改、等同替换、改进等, 均应包含在本发明的保护范围之内。

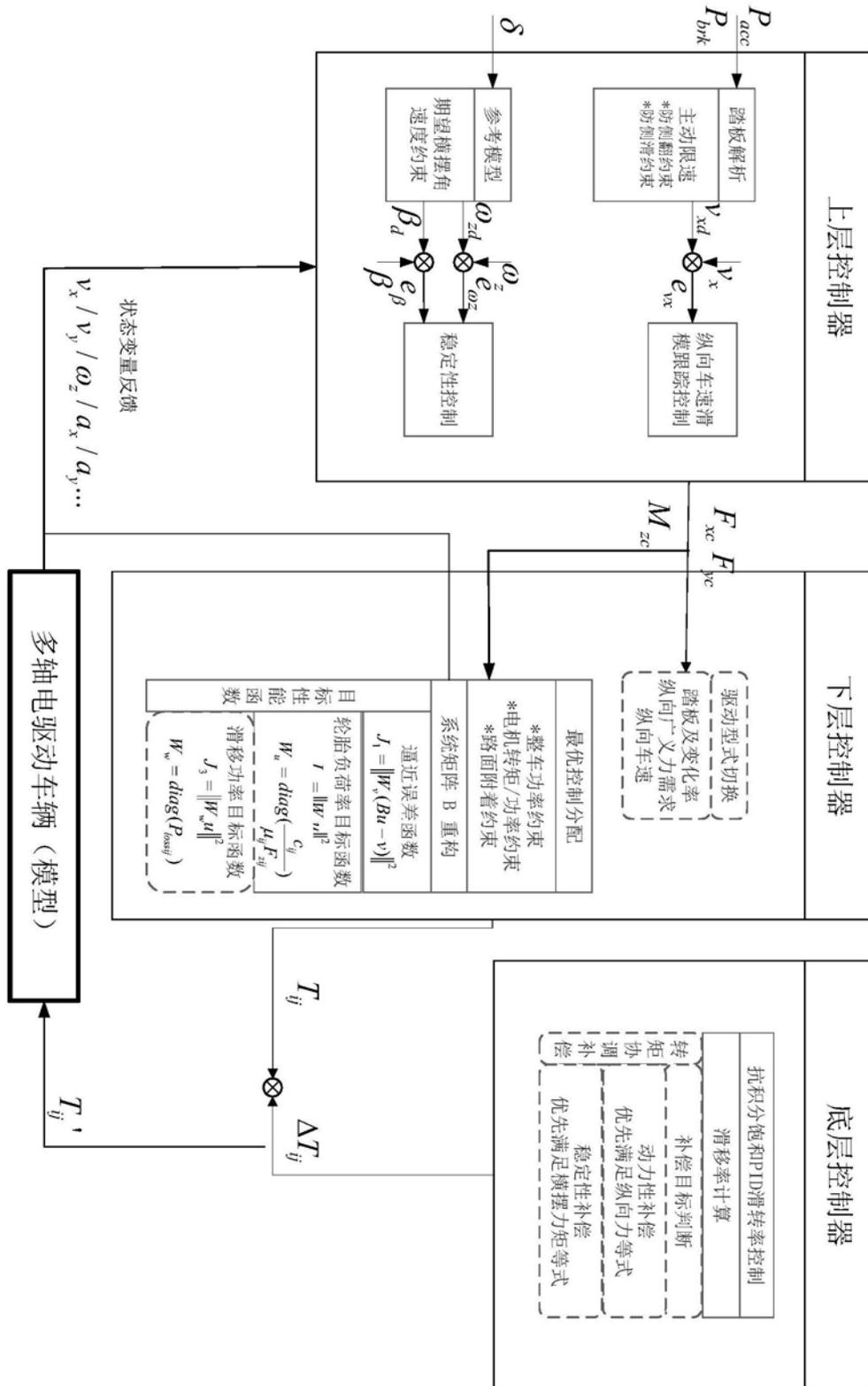


图1

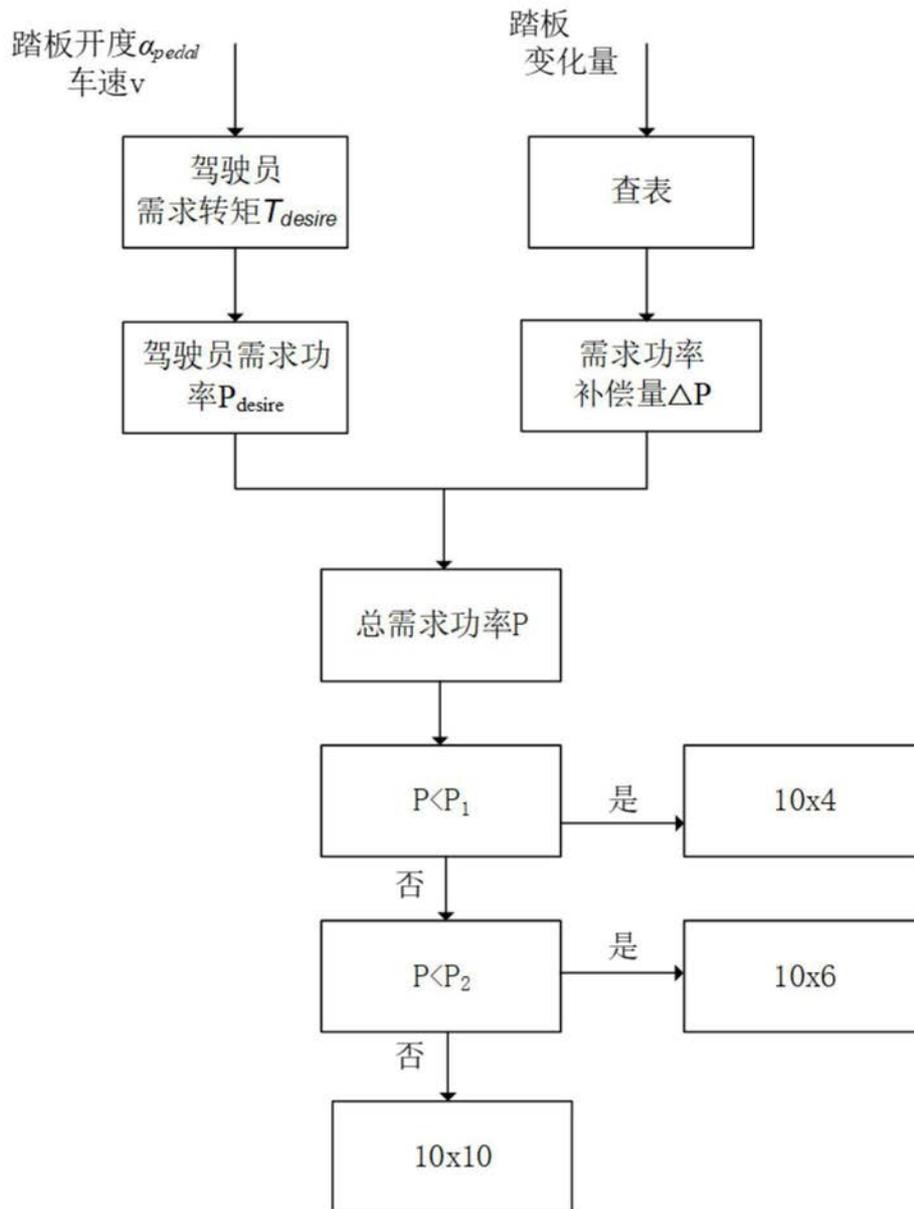


图2

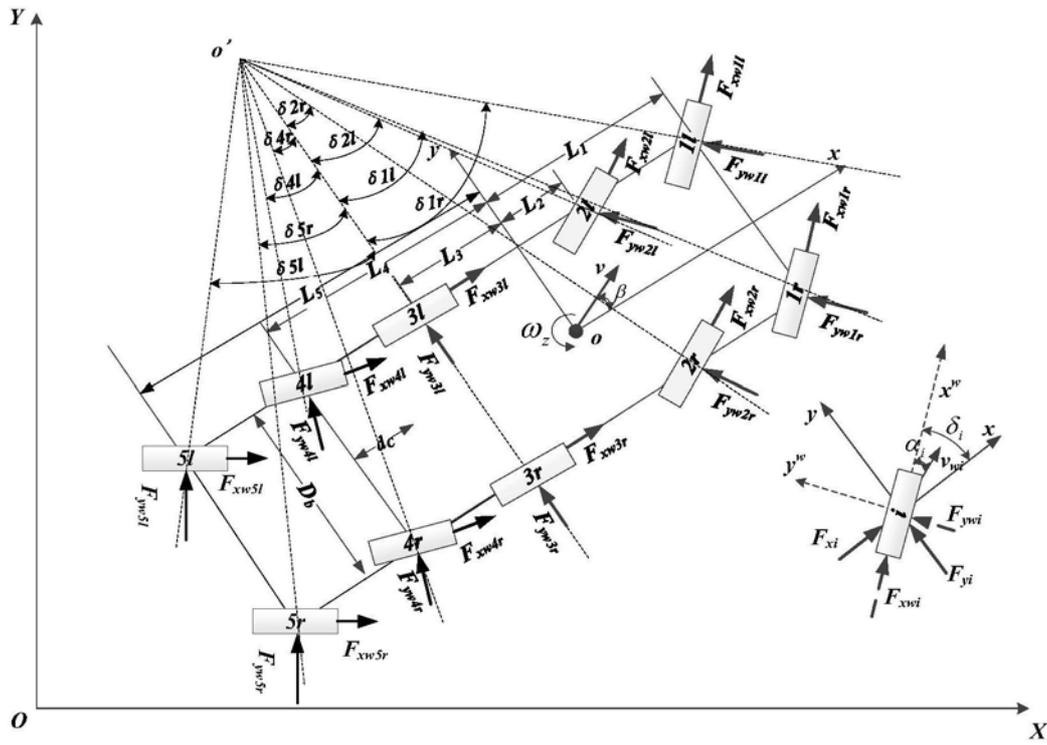


图3

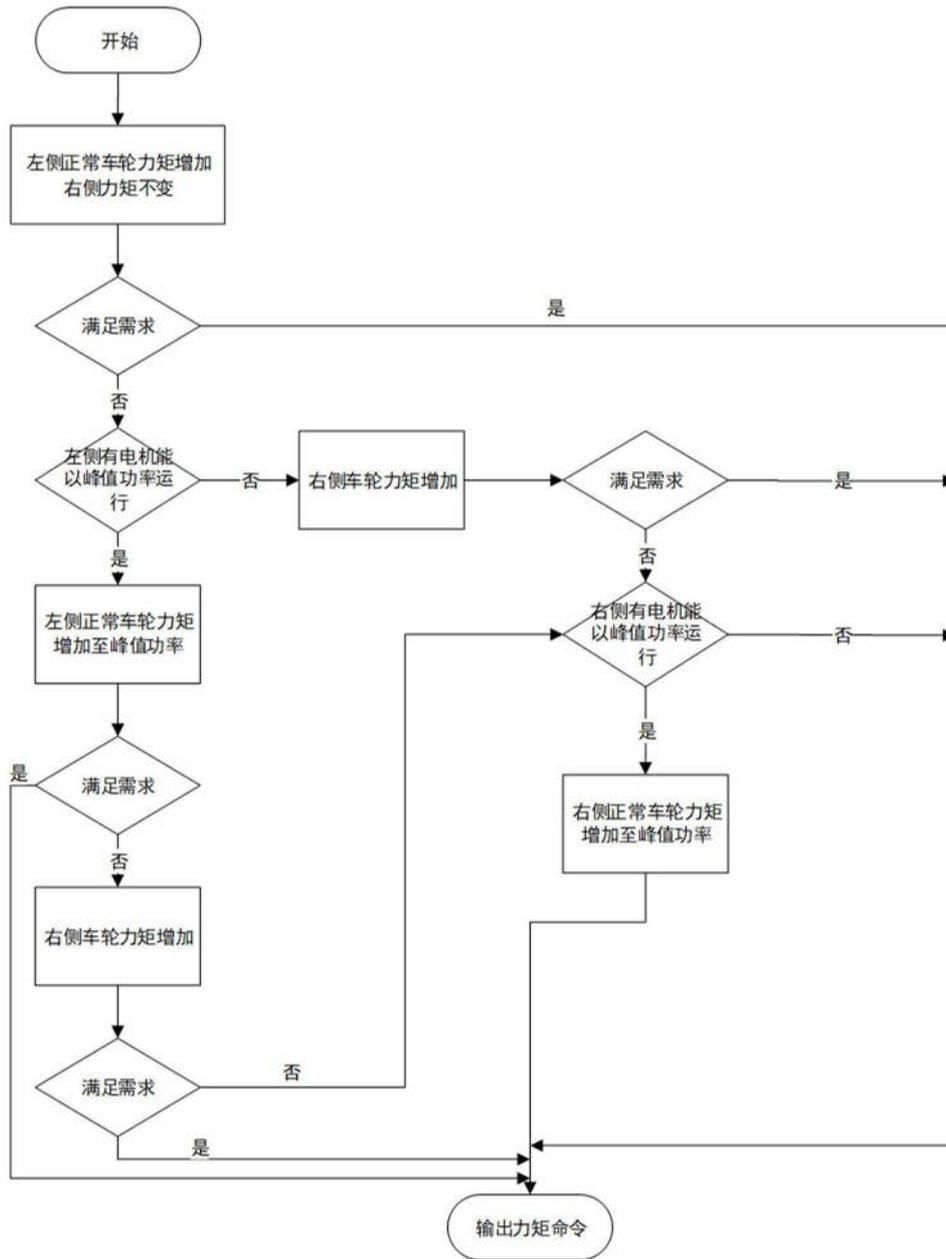


图4

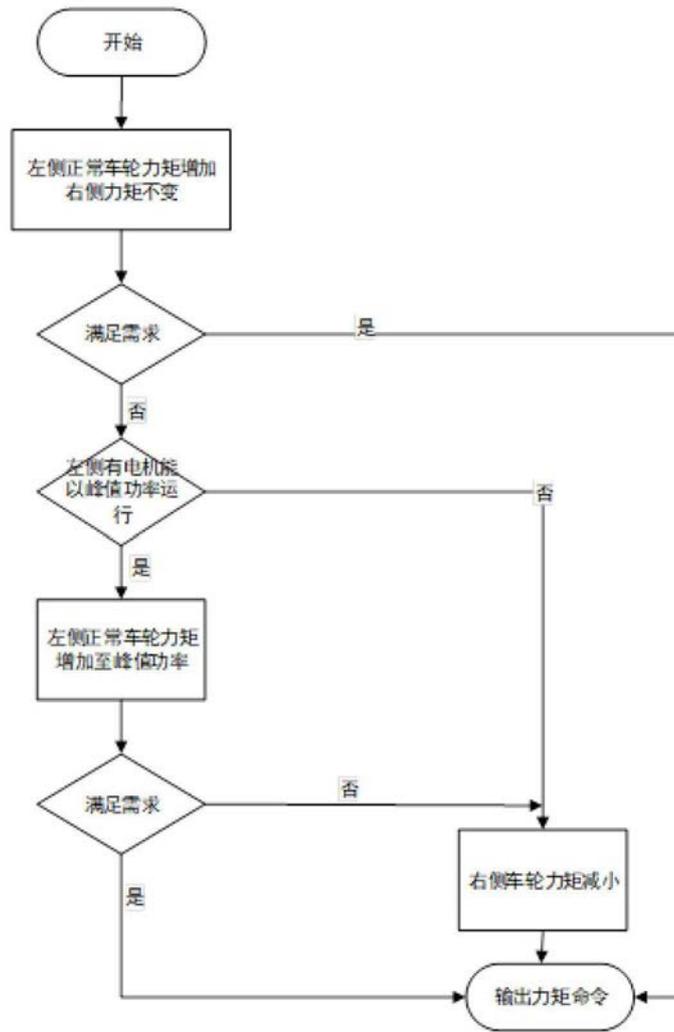


图5