

轮毂电机电动车流场特性数值计算

杨志刚¹, 苗露¹, 赵兰萍², 李启良¹

(1. 同济大学 上海地面交通工具风洞中心, 上海 201804; 2. 同济大学 机械与能源工程学院, 上海 201804)

摘要: 建立了四轮轮毂电机驱动电动车的仿真模型, 并在考虑前端进气, 车轮旋转以及地面效应影响情况下, 得到了最接近真实情况下电动车行驶时的外流场及轮边流场。对轮边驱动结构给流场带来的影响以及轮毂电机通风散热条件进行了分析。所得结果为轮边驱动电动车空气动力学性能优化以及轮边系统热管理提供了重要依据。

关键词: 轮毂电机; 轮边流场; 计算流体力学; 电动车

中图分类号: U467.1

文献标志码: A

Flow Field of Four-in-wheel-motor Driven Vehicle

YANG Zhigang¹, MIAO Lu¹, ZHAO Lanping², LI Qiliang¹

(1. Shanghai Automotive Wind Tunnel Center, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. College of Mechanical and Power Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: To analyze the flow fields of an electric driven vehicle with four-in-wheel-motor, the computational results of flow fields were obtained with front end airflow simulation, so the external flow around the wheels of an in-wheel-motor vehicle in detail conditions was obtained. At the same time, the results of an in-wheel-motor vehicle and a conventional vehicle were compared for local and global flow fields. Furthermore, the ventilation of in-wheel-motor system was analyzed, which provided aerodynamic data for thermal dissipation of brake and in-wheel motor.

Key words: in-wheel motor; flow field around wheels; Computational fluid dynamics (CFD); electric vehicle

电动车轮边驱动由于其驱动传动链短、传动高效、结构紧凑等突出优点成为电动车发展重要方向。对其流场的研究对轮边驱动系统散热优化设计, 以及对整车空气动力学性能优化具有重要意义。由于

各驱动轮毂电机布置在驱动轮内且紧贴制动器热源, 使传统汽车的前围及轮包结构形式并不能很好地满足轮边驱动及制动系统的通风散热要求, 如果其通风冷却设计不合理, 就会产生轮毂电机和制动器过热问题。

轮边驱动电动车的研发在国际上日趋活跃, 日本庆应义塾大学清水浩教授领导的电动汽车研究小组在过去的十几年中, 一直以基于轮毂电机的全轮驱动电动汽车为研究对象, 至今已试制了5种不同型式的样车^[1-2]。同济大学汽车学院在2002, 2003和2004年分别推出了采用轮毂电机驱动系统的四轮驱动燃料电池微型电动汽车动力平台“春晖一号”和“春晖二号”^[3-5]。轮边驱动系统结构研究日趋成熟, 但是在空气动力学与热管理方面研究仍属于空白。本文针对这一问题, 在考虑前端进气情况下, 对轮边驱动电动车空气流场进行仿真, 得到整车流场, 特别是得到综合汽车内、外流, 车轮旋转等情况下车轮区域流场特性。对轮边系统结构对整车、轮边流场的影响以及其通风散热情况进行了分析, 旨在为轮毂电机驱动电动车设计以及其轮边电机、制动器的热管理提供空气动力学依据。

1 轮毂电机驱动电动车建模

为了研究轮毂驱动电动车空气动力学性能, 建立了全尺寸的模型。轮边驱动系统结构参考同济大学春晖系列电动车结构, 采用低速永磁直流无刷轮毂电动机直接驱动。为了节省其他零部件布置空间, 选用鼓式制动器。悬架采用双横臂独立悬架, 使得轮距和车轮定位参数的变化均在可接受的限定范围内, 以保证汽车具有良好操控稳定性和行驶平顺性, 轮边驱动系统如图1所示。

收稿日期: 2012-11-18

基金项目: 国家“九七三”重点基础研究发展计划(2011CB711203); 上海市科学技术委员会重点实验室计划(11DZ2260400)

第一作者: 杨志刚(1961—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为空气动力学。E-mail: zhigangyang@tongji.edu.cn

通讯作者: 赵兰萍(1967—), 女, 副教授, 工学博士, 主要研究方向为流动换热。E-mail: lanpingzhao@tongji.edu.cn

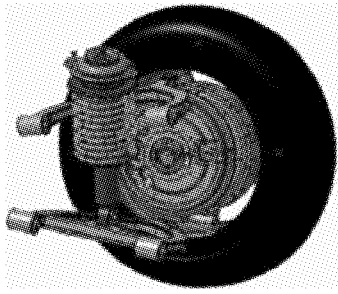


图 1 轮毂电机驱动系统

Fig.1 Model of in-wheel motor system

轮边流场是汽车内流与外流综合作用的结果,整车模型与前端部分如图 2 所示,前端进气模块采用了冷凝器,电池组水冷散热器,冷却风扇模块 1^[6-7],并在传统车发动机位置处,增加了电机控制器模块 2,3 为轮毂电机,4 为制动器。

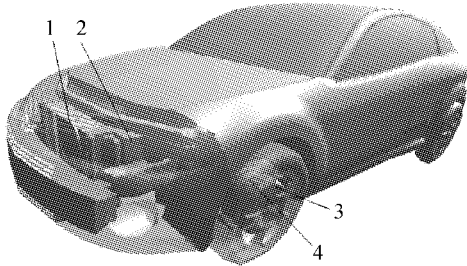


图 2 电动车前端模块

Fig.2 Front end modular of the electric vehicle

2 计算流体力学数值模拟方法

2.1 基本控制方程

汽车属于低马赫数交通工具,空气介质参数可视为常数,空气可看作 3 维不可压缩流场。由于前舱等模型复杂,容易引起气流分离,因此汽车流场属于黏性、不可压缩流,且具有典型的 3 维分离流动特性,所以应按湍流处理。湍流计算的基本控制方程为 3 维不可压缩雷诺时均 Navier-Stokes 方程,流体运动遵循质量守恒、动量守恒和能量守恒定律,具体表现为连续方程、动量方程和能量方程。此外,湍流状态系统还要遵循附加的湍流输运方程,其各基本控制方程如下:

连续方程

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

动量方程

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu_{\text{eff}} \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i \partial x_j} \quad (2)$$

其中: u_i, u_j 为平均速度分量; $\partial x_i, \partial x_j$ 为坐标分量; p

为流体微元体上的压力; ρ 为密度; μ_{eff} 为湍流有效黏性系数。

在时均应变率特别大的情况下,标准的湍流动能-耗散率($k-\epsilon$)模型可能导致负的正应力,为了使流动更合理,需要对其进行数学约束。将湍流动能黏度计算式中的系数 C_μ 与应变率联系起来,采用可实现化的 $k-\epsilon$ 模型^[8],关于 k 和 ϵ 的输运方程如下:

湍流动能 k 方程

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{u_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon \quad (3)$$

湍流动能耗散率 ϵ 方程

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{u_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 E \epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} \quad (4)$$

式中: $\sigma_k = 1.0$; $\sigma_\epsilon = 1.2$; $C_2 = 1.9$; $C_1 = \max(0.43, \frac{\eta}{\eta + 5})$; $\eta = \sqrt{2 E_{ij} E_{ij}} \cdot \frac{k}{\epsilon}$; $E_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$; G_k 是由平均速度梯度引起的湍流动能 k 的产生项

$$G_k = u_i \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$$

湍流有效黏性系数 $\mu_{\text{eff}} = \mu_t + \mu$, 其余符号说明见文献^[8]。

2.2 数值模拟网格与方法

面网格由 HyperMesh 生成,因轮边驱动系统结构复杂,且空间狭小,故采用非结构化的四面体网格,如图 3。整车放置在一个长为 14 倍车长,宽为 10 倍车宽和高为 5 倍车高的计算域中,如图 4 所示,体网格数量为 650 万。

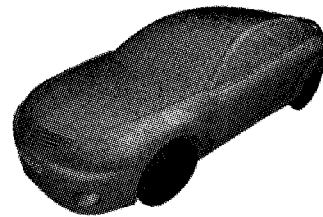


图 3 整车面网格

Fig.3 Surface mesh of the vehicle

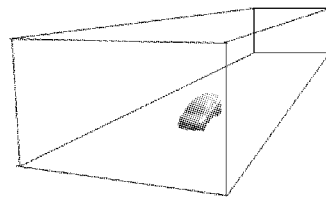


图 4 计算域

Fig.4 Computational domain

由于车身表面速度为 0, 速度会在近壁面很小距离内不规则地增加, 为了准确地预测流动的情况, 在近壁面的网格尺寸要非常小, 通常采用拉伸边界层的方法, 第 1 层高度选择 1 mm, 以 1.1 的增长率拉伸 5 层, 网格边界层部分如图 5 所示^[9].

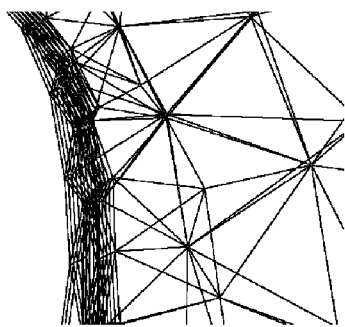


图 5 边界层网格划分

Fig.5 Prism units meshing

采用 Fluent 软件求解 Navier-Stokes 方程, 速度压力耦合采用 SIMPLE 方法. 空间离散格式为 2 阶迎风格式, 选用可实现化的 $k-\epsilon$ 模型进行计算. 计算域入口给定为速度入口, 出口为压力出口. Lee Axon 和 Kevin Garry 等人通过仿真和实验研究了旋转车轮与移动地面对流场的影响, 认为地面设置为移动壁面, 车轮采用旋转壁面得到的流场更接近实验值^[9-10].

对于风扇旋转区域与主流区的分界面采用端面耦合 (Interface) 处理, 风扇旋转区域选用多参考坐标系方法 (MRF). MRF 法是一种常用而简便有效的定常计算方法, 考虑到靠近旋转壁面的区域受转动影响较大, 故划定出一个旋转区域, 运用相对转动坐标系进行求解, 以区别于静止区域. 转动坐标系和绝对坐标系下的速度值存在以下关系:

$$\mathbf{v}_r = \mathbf{v} - (\boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{r})$$

式中: \mathbf{v}_r 为转动坐标系速度矢量; \mathbf{v} 为绝对坐标系速度矢量; $\boldsymbol{\Omega}$ 为转动区域角速度; \mathbf{r} 为相对位置矢量.

散热器和冷凝器以多孔介质模型代替, 多孔介质可以很好地计算出冷却风通过散热部件时的压力损失. 在简单、均匀的多孔介质上, 可以使用多孔介质的 Darcy 定律作为数学模型, 即

$$S_i = - \left(\frac{\mu}{\alpha} v_i + C_3 \frac{1}{2} \rho v^2 \right)$$

式中: S_i 是 i 向动量源项; α 为多孔介质的渗透性因子; C_3 为惯性阻力因子; μ 为黏性系数; v_i 为平均速度分量. 当已知迎面风速与多孔介质的进出口压降的试验数据时, 可以通过插值求出多孔介质上的系

数. 本次计算中用到的多孔介质参数由上海市地面交通工具风洞中心试验提供, 见表 1.

表 1 散热器组多孔介质参数

Tab.1 Parameters of porous medium		
前端模块部件	黏性阻力系数 α^{-1}	惯性阻力系数 C_3
冷凝器	$3.652\ 45 \times 10^7$	157.385 0
散热器	$3.132\ 83 \times 10^7$	98.845 2

3 结果分析与讨论

3.1 电动车流场主要特征分析

从图 6 中可以看出, 电动车外流场压力分布符合传统汽车空气动力学外流场特性, 即车头和前风窗来流受阻形成正压区, 在前舱盖和顶盖由于气流分离形成负压区.

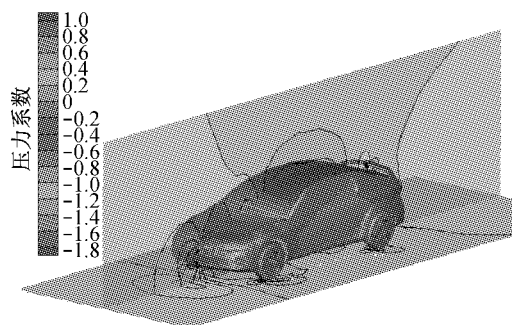


图 6 外流场压力系数分布

Fig.6 Pressure coefficients of the flow field

图 7 为汽车尾部压力与流线图, 在尾部截面 1 处气流紊乱有旋转不相同的很多漩涡, 随着距离增大, 形成比较明显的两个拖曳涡, 压强逐渐变大, 说明涡的能量逐渐耗散.

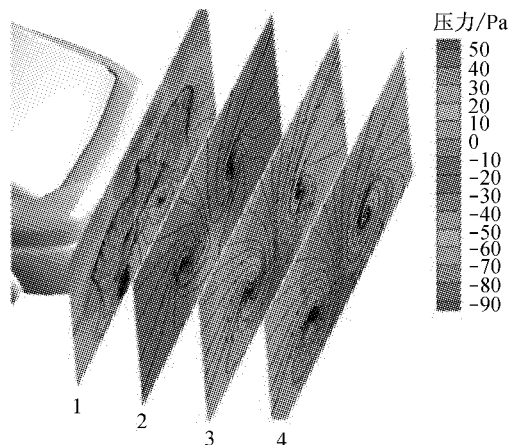


图 7 汽车尾部压力与流线

Fig.7 Pressure and streamline behind the vehicle

在汽车前期研发阶段难以进行风洞实验, 但是

汽车流场结构和主要特征符合空气动力学对传统汽车流场的描述,说明按文献[10-11]处理边界条件的方法合理,所得流场结果可信。

3.2 对气动阻力与升力影响分析

为了研究轮边驱动系统对流场的影响,建立一个无轮边驱动系统的相同整车模型,将两者流场结果进行对比分析。

气动阻力直接影响着汽车的动力性和燃油经济性,对于电动车来说,影响着电动车的续航里程等多方面性能;气动升力直接影响着汽车的操纵稳定性,同时也间接地影响着燃油经济性。表 2 为气动升力和阻力系数对比。

表 2 气动阻力与升力系数对比

Tab.2 Drag and lift coefficients comparison

汽车类型	阻力系数	升力系数
对比汽车	0.318	-0.032
轮毂电机汽车	0.356	0.111

轮边驱动电动车由于增加了电机、制动器等结构,本身会带来气动阻力的增加,轮边结构同时也改变了整车流场,使车身气动阻力增加了 10%。

图 8 为轮边系统各部分所增加阻力的比例分布。前后轮的悬架带来的气动阻力所占比例最大,因为悬架的杆状结构形式,气流流过悬架速度会降低,并且在悬架的连杆附近容易产生涡流,消耗了能量,因此悬架部分产生的气动阻力所占比例最大。另外,前轮的制动器和电机所带来的影响共占 21%,而后轮的制动器与电机共占 8%,说明后轮部分的结构影响较弱。

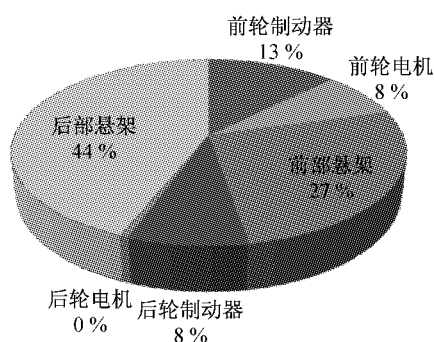


图 8 轮边系统各部分增加气动阻力比例分布

Fig.8 Delt Cd distribution of in-wheel motor system

对车身纵向对称面的压力系数作进一步分析,如图 9 所示,图 9a 中两者车身压力系数基本重合,说明汽车头部和顶部流场没有变化,而在图 9b 底盘上压力系数分布,可以明显看到轮毂电机电动车底盘压力升高,导致升力增加。

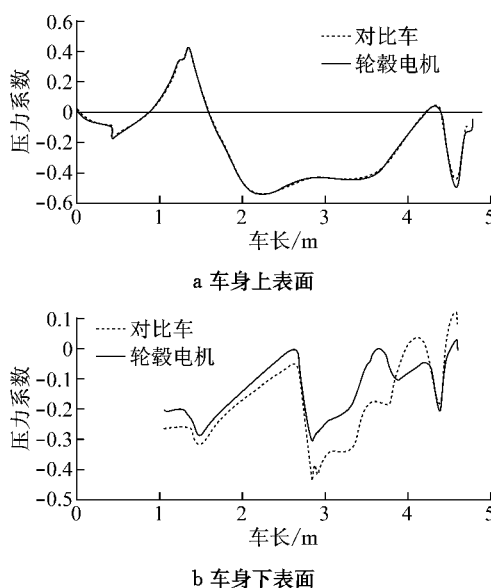


图 9 车身纵向对称面压力系数

Fig.9 Pressure coefficients of the exterior and chassis

3.3 流场对比分析

轮边结构影响了汽车底盘和尾部的流场,导致气动阻力与升力变化。本文从轮边的局部流场变化开始,进而分析整车流场变化情况。从表 3 车轮气动阻力与升力系数对比情况可以看出,轮毂电机前轮和后轮的阻力都降低了,升力均升高。

表 3 前后车轮气动阻力与升力系数对比

Tab.3 Drag and lift coefficients of wheels

车轮位置	阻力系数	升力系数
对比车前轮	0.036	-0.015
轮毂电动车前轮	0.033	-0.010
对比车后轮	0.025	-0.006
轮毂电动车后轮	0.018	-0.003

作前后轮中截面压力系数分布图,如图 10 和 11 所示。可以看出,前轮相差不大,但电动车轮辐内部由于气流量减少压力升高,且尾流有向后的趋势。后轮前部受到的压力明显降低,说明前轮流场改变对后轮影响很大,后轮前后压差的降低会导致后轮阻力下降,也会导致后轮尾流气流分离点后移造成后轮尾流更低。

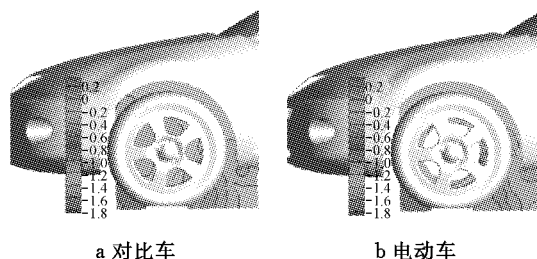


图 10 对比车与电动车前轮压力系数

Fig.10 Pressure coefficients on front wheels of the electric vehicle and the control

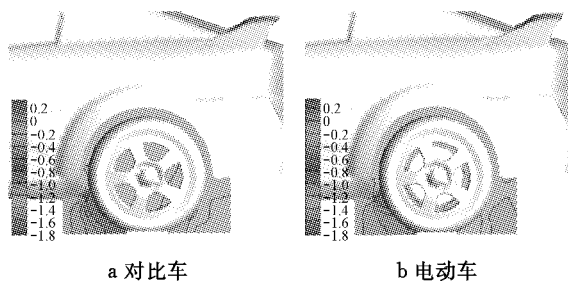


图 11 对比车与电动车后轮压力系数

Fig. 11 Pressure coefficients on rear wheels of the electric vehicle and the control

在底盘处作与地面平行的水平截面,距离地面高度为 300 mm($Z=300$ mm),显示汽车左半部分,如图 12 所示. 车外侧从前轮流向后轮的流速变慢. 由于前轮和后轮悬架阻挡作用,流速明显变慢,导致底盘气流动压下降,静压升高,车身上下压差变大,升力变大. 升力的升高也会导致其引起的诱导阻力的升高.

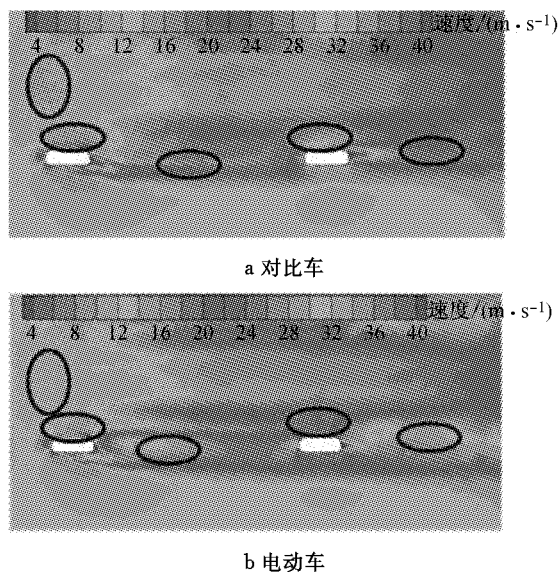


图 12 对比车与电动车底盘速度分布

Fig. 12 Comparison of velocity magnitude on chassis between the electric vehicle and the control

由于后轮尾流变化以及后悬架对尾流的影响,将导致轮毂驱动电动车尾部流场的变化. 图 13 为尾部流场的湍流动能对比图,湍流动能反映了湍流脉动的空间尺度和时间尺度,其值越大,说明流动状态越不稳定,耗散的能量越高. 从图中可以明显地看到在电动车中,截面 2,3,4 的湍流动能都高于对比车,随着距离增加,能量减弱,但是在截面 9 和 10 中也能看到电动车尾流能量高于对比车,说明电动车尾部涡流强度更高,消耗了更多的能量,也就导致了车身气动阻力的增加.

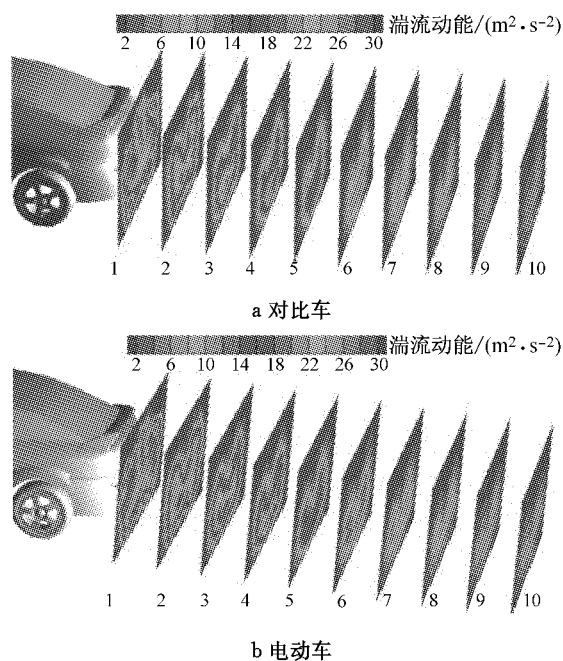


图 13 对比车与电动车尾部湍流动能

Fig. 13 Comparison of turbulence kinetic of wake between the electric vehicle and the control

图 14 为车身纵向对称面的流速与流线对比图. 图中箭头标出了主要的区别,由于轮边系统后悬架的影响,导致气流要绕过悬架从其下方经过且流速变低. 在车尾处有一个明显的逆时针的大涡流,在大涡流的下方,有一个顺时针的小涡流,底盘气流和车顶气流汇合形成了这个小涡流. 由于气流从更低处

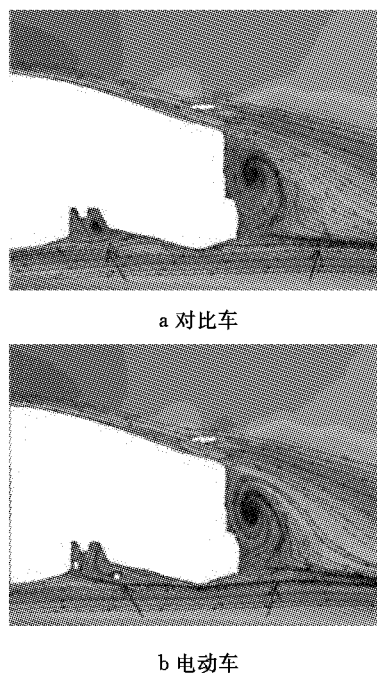


图 14 对比车与电动车对称面流线

Fig. 14 Comparison of streamlines of middle section between the electric vehicle and the control

流过,加大了尾流区范围,导致尾部涡流增强,使车身气动压差阻力增加。

图 15 为后轮纵向对称面流线与速度分布图对比,主要分析后轮尾流对汽车尾流的影响。由于前方来流对后轮作用减弱,导致后轮前部压力降低,前后压力差减小导致后轮的气流分离点后移。从流线图中可以看到,图 15b 由于尾流后移,有更多的气流参与到了尾部涡流形成当中,而对于图 15a 中后轮尾流主要流向车后,因此也造成了电动车尾部涡流更强。

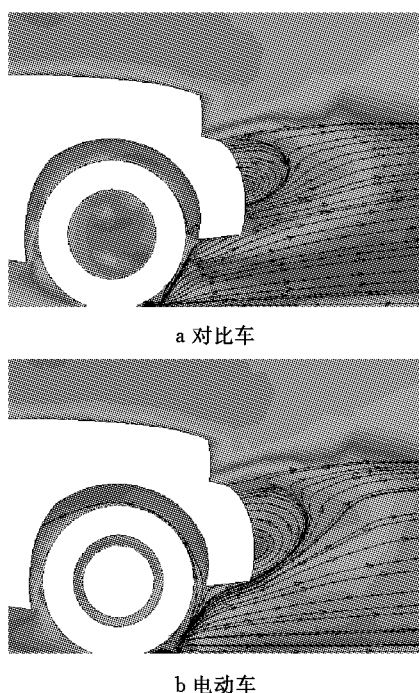


图 15 对比车与电动车后轮对称面流线

Fig. 15 Comparison of streamlines of middle section of rear wheel between the electric vehicle and the control

综上所述,为了优化轮边驱动电动车的流场,应尽量增加悬架结构的流线性,汽车底盘应尽量平整,可参考滑板式的底盘结构。同时,也可以通过车尾上倾角与后悬架的外形配合设计,降低尾部涡流。

3.4 前后轮流场对散热影响分析

轮边驱动系统轮毂电机紧贴制动器热源,由于轮毂电机随车轮旋转,采用水冷结构相当复杂,目前主要仍是采取风冷的方式。电机表面流速以及从车轮外侧进气量是影响轮边通风散热情况的主要因素。

气流是来自从进气格栅前端进气的内流场和轮子外流场的综合作用结果,为了更好地分析电动车通风散热情况,过轮胎中心作平行于地面的水平截

面,其速度分布图如图 16 所示。前轮电机的后部流速高于前部,对于后轮,其前部流速高于后部,相应流速高的地方通风散热效果更好。目前对于电机温度场的研究中,多是用有限元软件对单电机进行研究,并假设电机各表面空气速度为车速,对计算准确度带来了一定的影响。

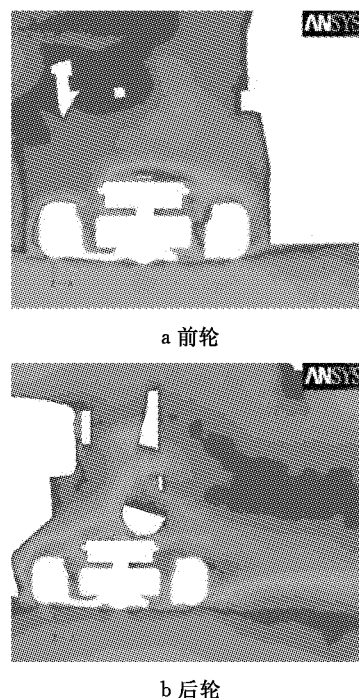


图 16 前轮与后轮横截面速度分布

Fig. 16 Velocity magnitude on cross section of wheels

在车速为 $33.3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 的情况下,电机前后轮表面速度分布如图 17 所示。前轮底部速度接近车速,上表面速度为 $10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 左右,侧面速度在 $10 \sim 12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,均约为汽车速度的 $1/3$ 。后轮电机表面速度较低,底部最高处为 $14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,而后轮上部流速很低在 $4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 左右。电机外侧的速度前后轮处相差不多,由于外部车轮的阻挡作用,流速不高,在 $10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 左右,均约为车速的 $1/3$ 。

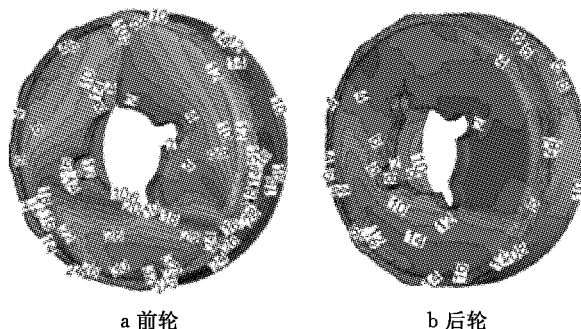


图 17 前轮与后轮电机表面速度分布(单位: $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

Fig. 17 Velocity magnitude of the motor surface(unit: $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

由于前端进气经过冷却模块变成了高温气体,给轮边系统带来了热量.从车轮外部进入前舱的空气量对电机通风散热有重要的影响,理想情况下,进气量越大,对散热越有利.本节给出了车速从 $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 到 $120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 的前后车轮的进气量.从图 18 中可以看到,右前轮进气量最大,是受前端风扇影响.左前轮和后轮气流量在低速时相差不大.随着速度的增高,前轮的进气量明显增加,是由于内流的影响,可见内流对轮边流场以及热管理有重要的影响.

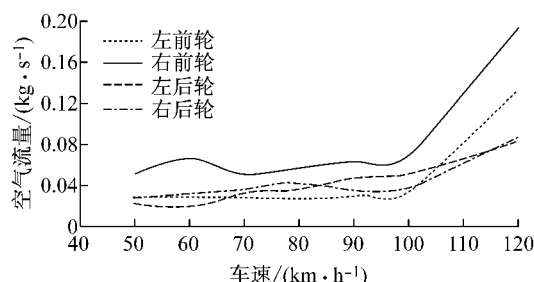


图 18 不同车速下车轮横向质量流

Fig.18 Cross flow of wheels at different velocities

在电动车车身造型设计过程中,应尽量使汽车外流场前方来流向轮前靠拢,增加进气量.也可以优化轮辐和轮罩的结构,如轮辐设计成类扇叶形,增加轮边冷却风的进气量.

4 结论与展望

轮边驱动系统结构对整车流场产生了一些影响:车身阻力增加 10% 和负升力变正.后轮和后部悬架会导致车尾涡流变强,增大阻力.升力是由于底盘结构阻碍气流,使压力增加.轮边系统本身带来 12% 的阻力增加,70% 体现在悬架上,后轮影响比前轮低.

轮边驱动系统电机底部,前轮电机后部以及后轮前部流速较高,有利于散热.车轮表面流速在实车上体现了不均匀性,前轮明显高于后轮,电机上部气流流速较低.车轮的空气质量流可以作为轮边散热的定量参考数据,为电动车前期开发的电机通风冷却研究提供空气动力学数据.

参考文献:

- [1] Terashima M, Ashikaga T, Mizuno T, et al. Novel motors and controllers for high-performance electric vehicle with four in-wheel motors. industrial electronics[J]. IEEE Transactions, 1997, 44(1):28.
- [2] Hiroshi S. In-wheel motor of electric automobile[P]. United States Patent, 20040080223.
- [3] 陈辛波, 万钢, 余卓平, 等. 独立悬架-电动轮模块的双横臂悬架机构设计[J]. 汽车工程, 2004, 26(5):513.
CHEN Xinbo, WAN Gang, YU Zhuoping, et al. Design of double-wishbone suspension mechanism for independent suspension/in-wheel motor module [J]. Automotive Engineering, 2004, 26(5):513.
- [4] 陈辛波, 万钢, 李晏, 等. 双横臂悬架-扭杆弹簧-电动轮模块的开发与应用[J]. 机械工程学报, 2005(12):92.
CHEN Xinbo, WANG Gang, LI Yan, et al. Development and application of the module structure of in-wheel motor and double-wishbone suspension with torsion bar [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005(12):92.
- [5] 万钢, 陈辛波, 余卓平, 等. 双横臂悬架-扭杆弹簧-电动轮模块化结构[P]. 中国专利:CN2678945, 2005-02-16.
WAN Gang, CHEN Xinbo, YU Zhuoping, et al. Development and application of the module structure of in-wheel motor and double-wishbone suspension with torsion bar [P]. China: CN2678945, 2005-02-16.
- [6] Yang Zhigang, Bozeman J, Shen F Z, et al. CFRM concept for vehicle thermal system[C]//SAE Paper. [S. l.]: SAE, 2002: 2002-01-1207.
- [7] Yang Z G, Bozeman J, Shen F Z, et al. CFRM concept for idle conditions[C]//SAE. [S. l.]: SAE, 2003: 2003-01-0613
- [8] 高福军. 计算流体动力学分析: CFD 软件原理与应用[M]. 北京:清华大学出版社, 2004.
GAO Fujun. Computational fluid dynamics: principle & application of CFD software[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004.
- [9] Heft A I, Indinger T. Investigation of unsteady flow structures in the wake of a realistic generic car model[C]// 29th AIAA Applied Aerodynamic Conference. Honolulu; [s. n.], 2011: 2011-3669.
- [10] Axon L, Kevin G. The influence of ground condition on the flow around a wheelhouse cavity[C]//SAE Paper. [S. l.]: SAE, 1999: 1999-01-0806.
- [11] Axon L, Kevin G. An evaluation of CFD for modeling the flow around stationary and rotating isolated wheels [C]//SAE Paper. [S. l.]: SAE, 1998: 1998-0032.