

旋转孤立车轮局部流场的影响评价

贾 青, 李 挺, 杨志刚

(同济大学 地面交通工具风洞中心, 上海 201804)

摘要: 以简单孤立车轮为研究对象, 在静止和旋转工况下, 对有侧偏角和无侧偏角时车轮周围的流场结构进行数值分析和试验验证. 计算采用定常雷诺时均 Navier-Stokes 方程, 试验在 1:15 的模型风洞中进行. 不同工况下车轮周围流场、表面压力系数、气动阻力系数和升力系数等数据的分析结果表明, 车轮的旋转会对流场产生巨大影响. 车轮旋转使总体压差减小, 气动阻力和气动升力下降, 气动性能得到改善.

关键词: 孤立车轮; 数值模拟; 模型风洞试验; 定常雷诺时均

中图分类号: U467

文献标志码: A

Influence of Rotating Wheels on Isolated Wheel Aerodynamics

JIA Qing, LI Ting, YANG Zhigang

(Shanghai Automotive Wind Tunnel Center, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: To make a research on flow characteristics around wheel, simplified isolated wheel is applied under different conditions including stationary and rotation with different yaw angles by computational simulation, which is validated by experiments. Particularly, steady Reynolds Averaged Navier-Stokes (RNS) calculation is adopted in simulation in combination with experiment in a scaled wind tunnel of 1:15. Further, detailed analyses on local flow, surface pressure coefficient, drag coefficient and lift coefficient of wheel in different conditions figure out that rotating wheel affects the flow around the isolated wheel significantly. Pressure difference, drag coefficient and lift coefficient are decreased by the rotation, which improves aerodynamic performance.

Key words: isolated wheel; computational simulation; scaled wind tunnel experiment; steady Reynolds Averaged Navier-Stokes (RNS)

为重要的研究热点. 研究表明, 对于一辆现代化汽车而言, 其基本外形产生的阻力占总阻力的 45%, 车轮和轮罩产生的阻力占总阻力的 30%, 而底部结构和其他细节部分产生的阻力占总阻力的 25%. 虽然目前市场上绝大部分乘用车的车轮是被部分覆盖的, 但车轮对车辆的影响依然相当大. 为提高动力性、经济性, 人们开始对汽车外形展开研究. 时至今日, 外形的减阻研究已非常成熟, 但对于车轮的研究尚在发展阶段.

已有研究表明, 由于车身的存在使得车轮周围的局部流场变得复杂, 但关于车轮旋转对其周围流场是否有影响的研究非常有限^[1-4]. 为了更细致地分析车轮周围局部流场的结构特征, 本文将车轮孤立出来作为单独的研究体, 采用数值模拟的方法, 结合模型风洞试验研究车轮在静止和旋转两种工况下不同侧偏角度对局部流场的影响. 研究内容包括: ①建立模型车轮的数值模型, 并对其进行静止工况下的数值计算; ②进行模型风洞试验, 将静止工况下模型车轮的数值计算结果与试验结果进行对比, 验证数值模拟方法的可行性; ③采用验证后的数值计算方法对车轮进行旋转工况下的数值模拟, 通过对比分析静止及旋转工况下数值计算结果, 详细阐述旋转情况对车轮局部流场的影响; ④当存在不同侧偏角时, 通过对比静止与旋转工况的数值计算结果, 更贴近整车工况来阐述旋转车轮对局部流场的影响, 研究不同现象背后的原因和机理.

1 数值计算

1.1 车轮几何模型及计算域

本文以 Fackrell 的试验车轮为参考^[5], 建立了 1:2 的缩比模型, 如图 1 所示. 轮胎直径为 208 mm, 胎厚为 95.5 mm, 胎侧有着和实际情况相似的轮毂

随着能源问题的日益突出, 汽车的降阻减排成

空腔, 计算域尺寸见表 1.

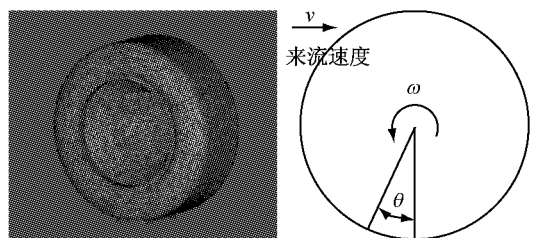


图 1 车轮面网格和转角示意图

Fig.1 Diagram of mesh and rotation angle of the wheel

表 1 计算域尺寸

Tab.1 Scale of the computational domain

| 位置 | 车身体前方 | 车身体后方 | 车身体侧方 | 车身体上方 |
|-------|---------|---------|-------|-------|
| 尺寸/mm | 1 040.0 | 2 912.0 | 687.6 | 624.0 |

1.2 参数设置及计算

由公式(1)得到本文计算的雷诺数 Re 为 4.16×10^5 .

$$Re = vL/\mu \quad (1)$$

式中: Re 为雷诺数; v 为流场特征速度; L 为特征长度; μ 为运动黏性系数. 其中取车身长度为特征长度, 来流速度为 $30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, 空气的运动黏性系数取为 $1.48 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$. 湍流模型采用两方程 Realizable $k-\epsilon$ 模型, 入口边界条件为 $30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 的速度入口, 出口边界条件为压力出口, 地面设置成移动壁面条件, 车轮根据不同的工况分别设置成多参考坐标系旋转壁面(MRF)条件和静止壁面条件.

其中, Realizable $k-\epsilon$ 是对瞬时 Navier-Stokes 方程推导出来的模型, 适合的流动类型比较广泛, 包括自由流和边界层流动. 工程上广泛采用了 Realizable $k-\epsilon$ 模型以及非平衡壁面函数求解问题.

MRF 方法可将整个计算域分成多个小子域, 每个子域都可以有自己的运动方式, 流动控制方程在每个子域内进行求解, 在子域的交界面上通过将速度换算成绝对速度的形式进行流场信息的交换. 故在模拟车轮旋转时, 可以更加真实地反应当地流场的流动情况.

2 试验验证与结果分析

为验证此次计算方法的可行性, 在 1:15 的模型风洞中对相同尺寸结构的车轮模型进行了静止工况下的试验. 来流速度为 $30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, 测量了车轮周围的流场及车轮表面压力分布.

由公式(2)可以得到本文计算的 C_p 值(静压系数), 该值量纲为一, 表示了当地静压相对大小.

$$C_p = \frac{p}{\frac{1}{2}\rho v^2} \quad (2)$$

式中: p 为当地总压值; ρ 为空气密度, $\rho = 1.293 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$; v 为流场特征速度, 为来流速度.

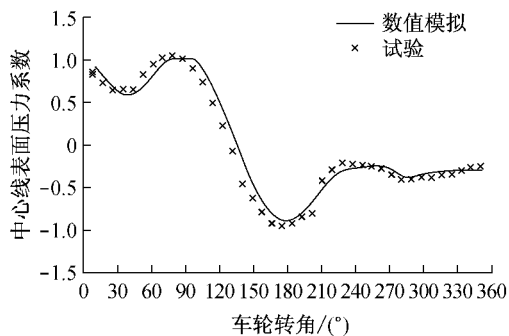
车轮表面压力系数的计算流体力学(CFD)数据与试验数据对比如下:

(1) 根据图 2 的两条试验曲线可以得出, 试验中车轮表面的滞点大致位于 80° ; 而数值模拟得到的结果与试验数据较为吻合, 大致位于 83° , 这也与 Fackrell^[5] 的试验结果一致.

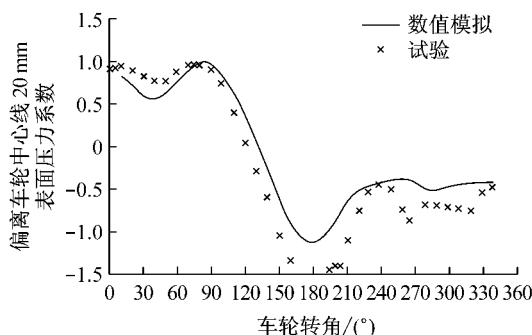
(2) 试验数据和 CFD 数据均显示, 在滞点前, 当靠近前端轮-地接触点时, 表面压强不断减小; 但在轮-地接触点附近, 表面压强又开始恢复, 该数值小于滞点压强.

(3) 在滞点后方, 表面压强随着车轮旋转角度的增大逐渐减小, 试验所得结论显示在 130° 附近开始出现负压区; 而数值计算结果显示负压区大致位于 135° ; 试验数据和 CFD 结果均在 180° 时出现最小负值, 而在 240° 后压强逐渐恢复.

而图 2b 中表面压力系数存在一定的误差, 其原因是数值计算采用的是定常计算方法, 但实际越靠近车轮边缘, 气流分离现象越显著, 所以采用雷诺时



a 车轮中心线表面压力系数



b 偏离车轮中心线 20 mm 表面压力系数

图 2 车轮表面压力系数曲线

Fig.2 Wheel surface pressure curves

均方程计算得出的统计平均量可能与实际情况存在差异,但数值模拟计算和试验结果的整体趋势相当,且在流场关键位置上的数据值非常一致。

可见本文所采用的 CFD 计算方法得出的计算结果和试验结果虽然存在一定的差异,但总体上较为吻合,故本文中的数值模拟方法对于该问题具有一定的可行性。

3 无侧偏角时数值结果分析

3.1 流场分析

图3为涡量等值面图。从图3中可以看出,在车轮上方,侧部的气流与流经车轮表面的气流在车轮后上方汇合,形成了较大的分离区域D。另一块分离区域E形成于车轮尾部,其形成原因也与分离区域D相似,是通过侧向气流与主体气流的相互作用产生。在车轮与地面接触区域,形成了一个较大的分离区域F,其产生的主要原因是由于车轮和地面的接触面的存在,使得来流被加速,并向侧方绕流。在向后发展的过程中,气流在开阔空间中速度逐渐减弱,并与主流气体进行相互作用,最终形成分离。

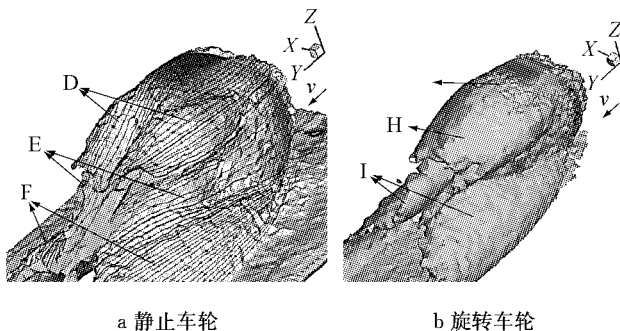


图3 涡量为576.9的等值面图

Fig.3 Diagram for vortex value of 576.9

由图3a可知,对于静止车轮的尾流,主要存在一对对称的涡流,与 Bearman 等人^[6]的试验结果相同,这些涡流主要是由于来自车轮后部表面的来流与地面相互作用,并引起翻滚所致。而车轮后部的来流主要来自分离区域D和主流的集合。值得注意的是,这两个涡流的旋转方向正好相反,并且一直向后纵向发展,强度逐渐减弱。

由图3b可知,对于旋转车轮,流动的分离点出现在车轮上表面,并形成了一个拱形的涡流,且其宽度和高度大致与车轮的投影外轮廓相同。与静止车轮类似,轮侧轮毂空腔对侧向气流产生了重要影响,但两者的区别亦十分显著。旋转车轮的分离区域主

要有两处,一个是由上部分离点发出的分离区域,另一个则是车轮后下部的两个对称涡流。在上部流场,类似地,侧向气流与流经车轮表面的分离气流在车轮后上方形成了较大的分离区域H。

静止车轮的下方尾部涡流主要是由于来流与地面之间的相互作用引起;而旋转车轮的下部涡流是由于尾部涡流区域自身的旋转流动所形成,并且该涡流还与侧向的来流有密切的关系。由于车轮的旋转,在车轮前端出现抽吸效应,导致流经前端以及两侧的流体流速增加,使得车轮两侧出现较高的负压,同时也将更多的气流通过车轮侧面聚集在车轮尾部的死水区域,最终使得尾部的压强较静止工况增加,车轮的气动阻力也得以减小。

而两种工况下不同的流动机理使得涡流的强度有所变化——旋转车轮的涡流强度显得更弱,并在垂向上扩展更少。

3.2 表面压力系数分析

由数值计算得到的静止和旋转车轮表面中心线压力系数如图4所示。

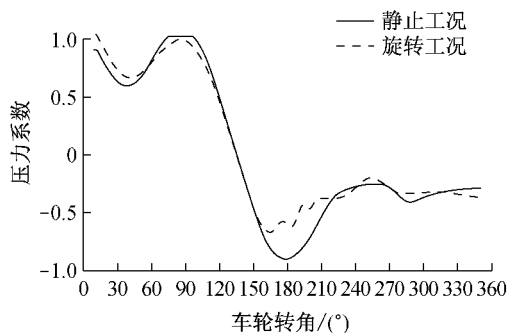


图4 车轮表面中心线压力系数

Fig.4 C_p for center line of wheel surface

旋转车轮表面的压力分布与静止车轮存在很大不同。首先,旋转车轮表面的最大压强值并不存在于90°时的滞点,而是位于前端轮-地交界面,并且其值要大于1。Fackrell^[5-6]通过“喷射效应”对此现象进行了解释。旋转车轮的气流分离点较静止车轮提前了30°~40°,位于200°左右。

3.3 阻力系数升力系数比较

由表2可知,车轮在旋转和静止工况下其阻力系数 C_D 值和升力系数 C_L 值有较大的差别。静止工况下的阻力系数较旋转工况大14.1%(其中,压差阻力系数的变化远远大于黏性阻力系数的变化);而对于升力系数同样如此,静止工况下的升力系数较旋转工况大28.6%。由此可见,不同工况下阻力系数和升力系数的变化主要取决于压力系数。

表 2 不同工况下 C_D 和 C_L 的比较Tab.2 Comparison of C_D and C_L in different conditions

| 类别 | 车轮静止工况 | | 车轮旋转工况 | |
|--------|---------|---------|---------|---------|
| | C_D | C_L | C_D | C_L |
| 压差阻力系数 | 0.701 5 | 0.415 8 | 0.641 2 | 0.262 6 |
| 黏性阻力系数 | 0.014 7 | 0.006 6 | 0.013 7 | 0.008 1 |
| 总阻力系数 | 0.716 2 | 0.422 4 | 0.654 8 | 0.270 7 |

4 静止与旋转工况在有侧偏角时的数值分析

当车轮与整车匹配时,由于整车发动机舱前端进气的作用,使流经车轮周围的气流与车轮形成一个侧偏角.根据 Wiedemann 的研究,对于典型乘用车而言,前部车轮的侧偏角大约为 15° ,故本节引入侧偏角,研究其对于静止与旋转车轮气动特性的影响.

4.1 阻力系数升力系数比较

图 5 为不同侧偏角下车轮气动力系数曲线.两种工况下车轮的气动阻力系数均随侧偏角度的增大而减小;而气动升力系数则随侧偏角度的增大而增大,增幅逐渐减小.

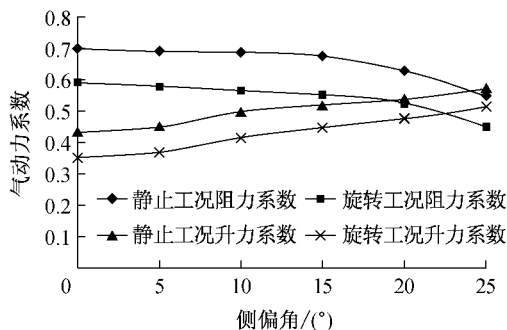


图 5 不同侧偏角简化车轮气动力系数比较

Fig.5 Aerodynamic force for wheels at different side-slip angles

对于同一侧偏角,车轮的气动力系数与无侧偏角时类似,旋转工况下车轮的阻力系数和升力系数均小于静止工况.

4.2 流场分析

因为结果具有规律性,现仅取侧偏角为 5° 和 15° 进行分析.在同一侧偏角度下,根据图 6,7 可以看到,静止工况下,车轮尾部湍流动能较大;而旋转工况下,车轮尾部湍流动能小,故能量损失小,使得前后压差减小.原因是车轮的旋转使得车轮前端滞点处存在抽吸效应,将车轮前端下部的气流带向车轮两侧,旋转车轮两侧的气流流速要大于静止车轮;同

时旋转工况也将更多的气流积聚在车轮尾部的死水区域,并将额外的动能带入涡流区域内,最终导致旋转车轮尾部压强大于静止车轮,车轮的气动阻力也得以减小.

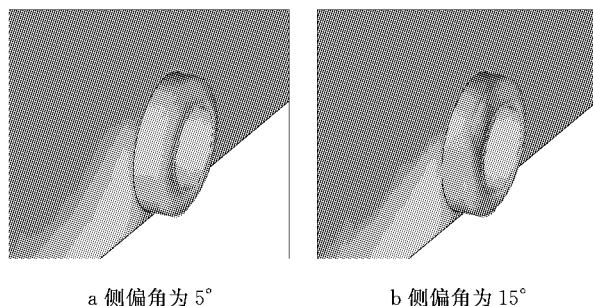


图 6 侧偏角下静止车轮中截面涡流和压力等值面图

Fig.6 Vertex and pressure diagram for stationary wheel at different side-slip angles

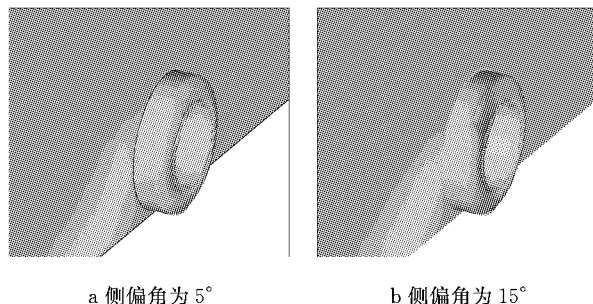


图 7 侧偏角下旋转车轮中截面涡流和压力等值面图

Fig.7 Vertex and pressure diagram for rotating wheel at different side-slip angles

同时,侧向来流由于受到侧面的阻挡,使得部分来流绕过车轮上方流至车轮侧后方,进而车轮上表面流速较快,压力较小.这使得车轮的升力随着侧偏角度的增加而增大.

由于背风面积随着侧偏角的增加而不断扩大,前端正压区向车轮侧面偏移,车轮尾部的涡流区域也被侧向来流干扰.从图 8 可以看出,随着侧偏角的增加,车轮正后方尾部涡流区域逐渐减小,并逐渐

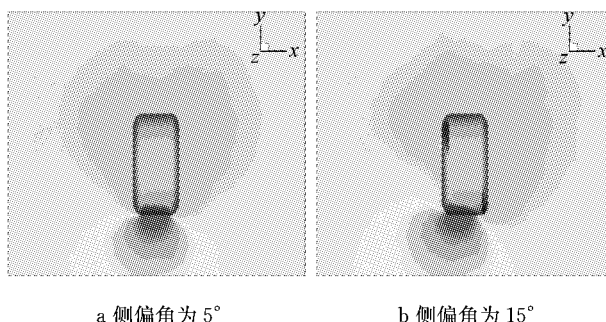


图 8 侧偏角下静止车轮水平中截面压力等值面图

Fig.8 Pressure diagram for stationary wheel at different side-slip angles

向侧向移动,这使得车轮的前后压差减小,气动阻力值有所下降。

5 结论

本文采用 CFD 方法对简单车轮在静止和旋转工况下其周围流场的结构分布进行了数值研究,并对该数值方法给予了一定的试验验证,分析数值结果得到以下结论:

(1) 旋转车轮上表面的气流分离点较静止车轮提前产生;且车轮的转动为侧向气流加入了能量,使得两侧分离区减小,同时较多的气流流入死水区,引起车轮尾部压力的回升,减小了车轮前后表面与上下表面的压力差,导致车轮的气动阻力和气动升力都有所减小,改善了孤立车轮的气动性能。

(2) 静止孤立车轮的尾部分离涡是由于气流与地面的相互作用产生,而旋转孤立车轮的尾部分离涡由自身旋转造成。

(3) 在侧风工况下,简单车轮的气动阻力随着侧偏角度的增加而减小,复杂车轮的气动阻力则会随着侧偏角度的增加呈现先增大后减小的趋势;而两款车轮的气动升力均会随着侧偏角度的增加而有

所增大。

参考文献:

- [1] Axon L, Garry K, Howell J. An evaluation of CFD for modeling the flow around stationary and rotating isolated wheel[C]// SAE Paper. [S. l.]: SAE, 1998: 1998-01-980032.
- [2] Axon L, Garry K, Howell J. The influence of ground condition on the flow around a wheel located within a wheelhouse cavity [C]// SAE Paper. [S. l.]: SAE, 1999: 1999-01-0806.
- [3] Skea F A, Bullen R D, Qiao J. CFD simulations and experimental measurements of the flow over a rotating wheel in a wheel arch [C]// SAE Paper. [S. l.]: SAE, 2000: 2000-01-0487.
- [4] Cogotti A, De Gregorio F. Presentation of flow field investigation by PIV on a full-scale car in the Pininfarina wind tunnel [C]// SAE Paper. [S. l.]: SAE, 2000: 2000-01-0870.
- [5] Fackrell J E, Harvey J K. The flow field and pressure distribution of an isolated road wheel [C]// Advances in Road Vehicle Aerodynamic. Bedford: [s. n.], 1973: 155-165.
- [6] Bearman P W, De Beer D, Hamidy E, et al. The effect of a moving floor on wind-tunnel simulation of road vehicles [C]// SAE Paper. [S. l.]: SAE, 1998: 1998-01-980032.
- [7] Fackrell J E, Harvey J K. The aerodynamics of an isolated road wheel [C/CD]// Proceedings of the Second AIAA Symposium of Aerodynamics of Sports and Competition Automobiles. North Hollywood: AIAA, 1975.

(上接第 286 页)

- [3] Cristo C, Leopardi A. Pollution source identification of accidental contamination in water distribution networks [J]. Journal of Water Resources Planning and Management, 2008, 134(2): 197.
- [4] Liu L, Ranjithan S R, Mahinthakumar G. Contamination source identification in water distribution systems using an adaptive dynamic optimization procedure [J]. Journal of Water Resources Planning and Management, ASCE, 2011, 137(2): 183.
- [5] 王康乐. 供水管网污染源追踪定位技术与软件模拟方法研究 [D]. 上海: 同济大学环境科学与工程学院, 2010.
WANG Kangle. Study on location tracing and computer simulation of contamination source in water distribution networks [D]. Shanghai: College of Environmental Science and Engineering of Tongji University, 2010.
- [6] 吕谋, 王梦琳, 孙贤忠. 供水管网突发污染试验模拟及污染源定位研究 [J]. 青岛理工大学学报, 2009, 30(6): 1.
LÜ Mou, WANG Menglin, SUN Xianzhong. Experimental simulation of contamination events and investigation of contamination source determination in water supply systems [J]. Journal of Qingdao Technological University, 2009, 30(6): 1.
- [7] Kessler A, Ostfeld A, Sinai G. Detecting Accidental Contaminations in Municipal Water Networks [J]. Journal of Water Resources Planning and Management, 1998, 124(4): 192.
- [8] Janke R, Murray R, Uber J, et al. Comparison of physical sampling and real-time monitoring strategies for designing a contamination warning system in a drinking water distribution system [J]. Journal of Water Resources Planning and Management, 2006, 132(4): 310.
- [9] Barra J L, Scraftford C, Lantz J, et al. Within-day drinking water consumption patterns: results from a drinking water consumption survey [J]. Journal of Exposure Science and Environmental Epidemiology, 2009, 19(4): 382.
- [10] Tao T, Huang H, Xin K, et al. Identification of contamination source in water distribution network based on consumer complaints [J]. Journal of Central South University, 2012, 19(6): 1600.
- [11] Davis M, Janke R. Importance of exposure model in estimating impacts when a water distribution system is contaminated [J]. Journal of Water Resources Planning and Management, 2008, 134(5): 449.