

文章编号: 1000-4874(2000)03-0390-09

厢式货车表面气流流动特性的研究

杜广生¹, 王志¹, 周连第²

(1. 山东工业大学动力系, 山东济南 250061;

2. 中国船舶科学研究中心, 江苏无锡 214082)

摘要: 本文首次用三维数值模拟计算的方法结合风洞实验研究了厢式货车表面气流的流动特性。揭示了气流流动特性和厢式货车气动阻力特性之间的关系; 厢式货车基本结构参数变化时阻力特性的变化规律。为厢式货车的气动造型设计提供了重要参考依据。

关键词: 数值模拟; 厢式货车; 流动特性

中图分类号: U 461. 1 **文献标识码:** A

1 前言

随着高速公路和高等级公路的不断建成和投入使用, 以及汽车行业新技术的不断引进, 汽车的实用车速显著提高, 作用在汽车上的气动阻力增大, 由此引起燃油消耗的大幅度增加, 因此, 减少气动阻力、降低燃油消耗, 成为汽车领域的重要研究课题。厢式货车由于具有高出驾驶室的厢体, 迎风面积大, 气动阻力问题较其他类型的汽车更为突出^[1]。本文首次用三维数值模拟方法计算了厢式货车的表面流场, 结合风洞实验研究了厢式货车基本结构参数对表面气流流动特性的影响, 取得了有实际意义的结论和数据, 为厢式货车的气动造型设计提供了重要的参考依据。

2 研究内容和研究方法

2.1 研究内容

本文以 STEYR 邮政车为原型, 在山东工业大学对厢式货车所作风洞测压实验的基础上, 利用 PHOENICS 计算软件对厢式货车外部流场进行三维数值模拟计算。用测压实验结果和流场显示实验结果与计算结果进行对比, 以验证计算结果的正确性。进而改变车型参数间隙 D

收稿日期: 2000-02-01

作者简介: 杜广生(1955~), 男, 副教授。

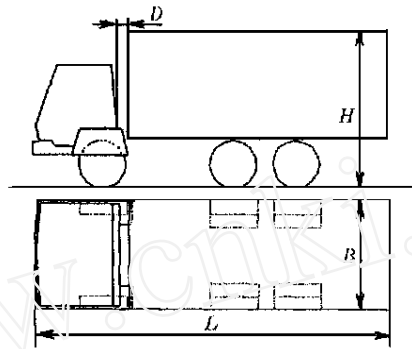


图1 计算模型简图

和高度差 H 等参数进行测力实验和数值模拟计算, 对其结果进行综合分析, 探讨厢式货车外部流场的流动机理, 流动特性和气动阻力特性之间的关系, 为厢式货车的气动外形设计提供参考依据。

2.2 数值模拟

2.2.1 基本假设

本文以模拟计算厢式货车 1:10 实车模型外部的三维流场, 忽略车窗窗框的凸台、后视镜、车门把手等表面附件的影响。对于弧度不大的车体表面, 如驾驶室前面板, 忽略其弧度, 简化为平面。简化后的模型如图 1 所示。图中 L 表示车体总长, B 表示车体的宽度, H 表示车体的高度, D 表示驾驶室与货厢之间的间隙。

2.2.2 数学模型

计算采用 Reynolds (雷诺) 时均方程法, 即将非稳态 Navier-Stokes 方程对时间作平均。但这样一来, 在所得的关于时均物理量的控制方程中包含了脉动量乘积的时均值等未知量, 于是方程的个数就小于未知量的个数, 而且不可能依靠进一步的时均处理而使控制方程组封闭。要使方程组封闭, 必须作出假设, 即建立模型。

本文的计算采用 $K-\epsilon$ 双方程模型, 在三维直角坐标系中用张量表示的数学方程为:

(1) 时均连续性方程:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

式中, \bar{u}_i 表示平均速度。

(2) 紊流时均动量方程:

$$\rho \frac{\partial (\bar{u}_i \bar{u}_i)}{\partial x_j} = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} \delta_{ij} + \frac{\partial}{\partial x_j} [(\mu + \mu_t) (\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j})] \quad (2)$$

式中, ρ 为密度, μ 为流体的粘性系数, μ_t 为紊流涡粘系数, \bar{p} 为平均压强。

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 0, & i \neq j \\ 1, & i = j \end{cases} \quad (2a)$$

(3) 紊流脉动动能微分方程 (K 方程):

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{K}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} [(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_K}) \frac{\partial \bar{K}}{\partial x_j}] + \mu_t \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} (\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i}) - \rho \epsilon \quad (3)$$

$$\epsilon = \frac{c_D K^{\frac{3}{2}}}{L} \tag{3a}$$

上述式中, K 为紊流脉动动能, $\frac{\mu_t}{\sigma_k}$ 是紊流脉动动能的扩散系数, σ_k 是紊流脉动动能普朗特数, ϵ 为单位体积内紊流脉动动能的耗散率, L 是紊流涡团尺度, c_D 为常数。

(4) 紊流脉动动能耗散方程 (ϵ 方程):

$$\rho \overline{u_j} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{c_1 \epsilon}{K} \mu_t \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i} \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) - \frac{c_2 \rho \epsilon^2}{K} \tag{4}$$

式中, c_1, c_2 为常数。

(5) 涡粘系数关系式:

$$\mu_t = \frac{c_\mu \rho K^2}{\epsilon} \tag{5}$$

式中, c_μ 为常数。

上述各式中的经验常数取值如下:

$$c_\mu = c_D = 0.09, c_1 = 1.44, c_2 = 1.92, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3$$

2.2.2 基本坐标系与计算区域

计算采用固定的三维直角坐标系, x 方向正向为从左至右的横向方向, y 方向正向为垂直向上方向, z 方向正向为气流流动方向。计算区域为一长方形区域, 包括货车模型四周及上部的附近区域。

如图 1 所示, 模型长 $L = 788\text{mm}$, 宽 $B = 240\text{mm}$, 高 H 可变。为了模拟实验状况, 计算区域设置为 $2730\text{mm} \times 1195\text{mm} \times 1360\text{mm}$, 其中模型前取 B , 模型后取 $7B$, 两侧各取 $2B$, 上部取 $2.5H$ 。

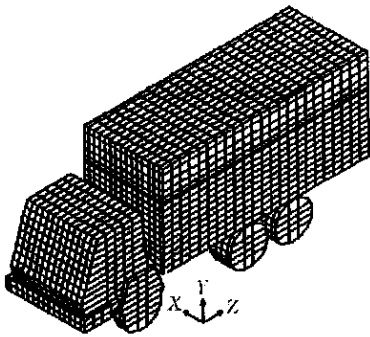


图 2 货车表面网格的划分

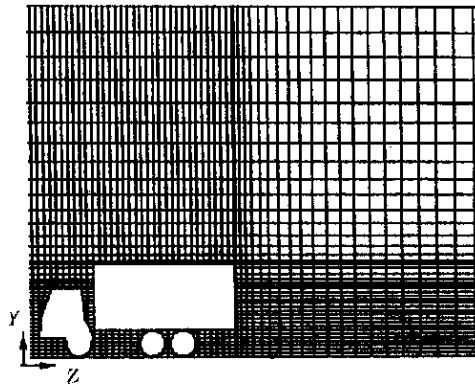


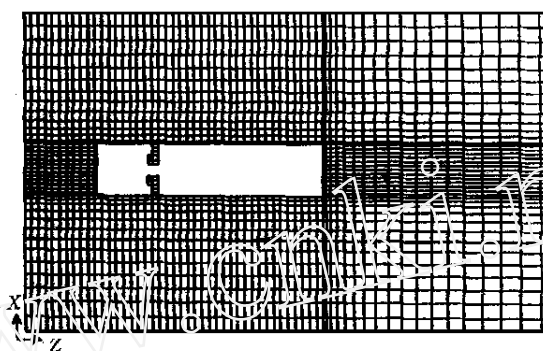
图 3 货车外部计算区域网格的划分 ($y-z$ 方向)

货车模型表面网格的划分采用贴体坐标, 模型外部流场区域视气体流动变化而采用非均匀网格, 如图 2、图 3 和图 4 所示。

2.2.3 边界条件的设定

本文的计算中约定: u, v, w 分别表示 x, y, z 方向的速度分量, V 表示空气来流初始速度, P 为表压强表示的环境压强。

设气流流向 z 轴的正向, 气流进口位置为 $z = 0, y = 0$ 面为地板, 顶部边界位于 y 轴的正

图4 货车外部计算区域网格的划分 ($x-z$ 方向)

向。 x 方向为车体横向, $x = 0$ 面称作左边界, 右边界位于 x 轴的正向。具体的设置如下:

给定初始条件: $V = 40\text{m/s}$, $P = 0\text{Pa}$, 以模型宽度 B 为特征长度的 Re 数为 1.15×10^6

进口边界:

$$w_{\text{进口}} = V, u_{\text{进口}} = v_{\text{进口}} = 0, p_{\text{进口}} = p \quad (6a)$$

出口边界: 采用常用的局部单向化假定, 即忽略出口截面上的有关参数对计算区域内部的影响。

上面及侧面边界:

$$u_{\text{上面}} = v_{\text{上面}} = u_{\text{侧面}} = v_{\text{侧面}} = 0 \quad (6b)$$

$$w_{\text{上面}} = w_{\text{侧面}} = V \quad (6c)$$

地板及车体表面边界: 采用壁面函数法, 边界满足无滑移条件, 即

$$u_{\text{地板}} = v_{\text{地板}} = w_{\text{地板}} = 0 \quad (6d)$$

2.3 实验研究

试验研究的内容和试验条件以及实验结果参见文献 [2]~ [4], 在此不再赘述。

3 计算和实验研究结果的分析

3.1 数值计算准确性的验证

数值模拟计算的结果采用比较实测压强和计算压强的方法进行了验证, 图 5 给出了货车模型中心对称面上压强分布的计算结果与实验结果的对比情况。由图中可以看出, 二者吻合较好。这一结果说明, 数值模拟计算的结果是准确的。

3.2 厢式货车表面的气流流动特性

图 6 和 图 7 是计算得到的在某间隙、高度下车体中心对称面上的速度矢量图和压强分布图, 由图可知, 汽车前方来流到达车体迎风面后, 分为上下两股绕流汽车, 分流到下部的气流绕过保险杠后沿车底面和地板形成的间隙向后流动, 到达尾流时, 由于汽车底部的压强大于汽车后部的压强, 在这一压强差的作用下, 气流向上翻卷, 形成上卷漩涡。分流到上部的气流, 在沿

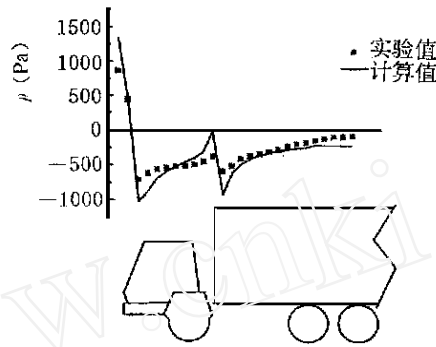


图5 模型中心对称面上的压强分布

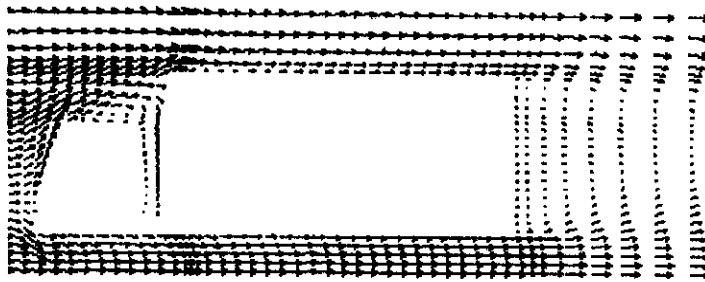


图6 某间隙、高度下车体中心对称面上的速度矢量图

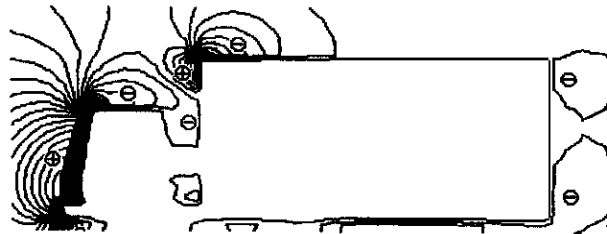


图7 车体中心对称面上的压强分布

汽车前围向上流动过程中, 形成较强的正压, 这一正压区域是形成汽车压差阻力的主要因素之一。前方气流绕流驾驶室前上缘时形成分离, 在驾驶室顶部形成较大的漩涡区, 这一区域一直延伸到货厢, 该区表现为负压, 负压的大小将影响汽车的操纵性和稳定性。由于驾驶室和厢体之间存在高度差, 部分绕过驾驶室顶部漩涡区的气流直接冲击厢体的迎风面, 形成正压区, 这一区域也是压差阻力主要来源之一。气流绕流货厢厢体前上缘时形成较大的气流分离区, 也是影响稳定性的重要区域之一。计算结果表明, 分离区的大小和负压的强弱与厢体和驾驶室之间的高度差关系密切。气流流过这一区域后, 附着在厢体表面, 向后流动, 最后汇入尾流。由于厢体顶部的压强大于尾涡区内的压强, 在压强差的作用下形成下卷漩涡, 故在尾涡区的剖面上存在一对上卷和下卷漩涡, 由于漩涡消耗大量的能量, 使得尾涡区内表现为较强的负压。汽车前后的压强差构成了厢式货车较大的压差阻力。

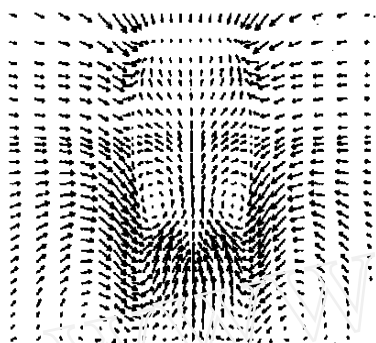


图8 近尾流矢量图

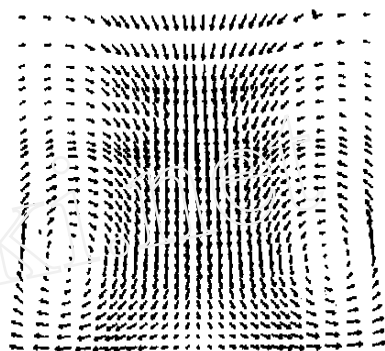


图9 远尾流矢量图

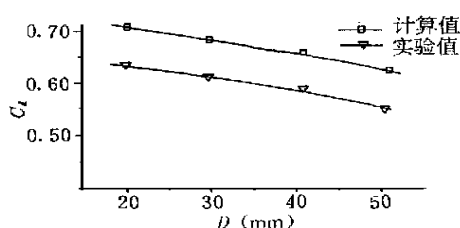


图10 计算与实验值的比较

厢式货车的外形为突然截尾的钝头物体, 又有厢体和驾驶室高度差形成的台阶, 再加之车轮等部件的影响, 其气动阻力中压差阻力占 85% 以上^[8]。流体力学理论表明, 压差阻力和尾流的关系密切。图 8 和 图 9 分别为尾涡中垂直于 z 轴的截面上的速度矢量图, 图 8 为近尾流截面, 图 9 为远尾流截面。由图可以看出, 在近尾流截面上, 地面附近存在一对旋向相反、影响区域较大的旋涡, 其上方在厢体中部的位上又有一对旋向相反、影响区域较小的旋涡, 两对旋涡相互影响, 随着尾流的向后延伸, 在远尾流截面上合并在一起, 形成强度较大的螺旋流。这种螺旋流和厢体尾部的上卷、下卷旋涡形成了复杂的尾流流谱, 这种流谱和接近流体的轿车尾流流谱^[9]有较大的区别, 轿车的近尾流截面上也有一对类似的旋涡, 但是, 其较大的一对在尾流截面的上部, 较小的一对在接近地面的位置上, 尾流的这种差别使两者气动阻力差别较大^[1], 但产生这种差异的原因还有待于进一步的研究, 这种研究将对减小厢式货车的气动阻力有重要的启示作用。

3.3 间隙 D 和高度 H 对气动阻力特性的影响

从外形上看, 不同品牌不同型号的厢式货车都是有近似长方形的货厢和驾驶室组合构成的钝头体, 差别较大的是驾驶室的形状和驾驶室与货厢之间的间隙 D 以及车辆的总体高度 H , 因此本文以 STYER 邮政车 1-10 实车模型为对象, 通过改变 D 和 H 深入研究了这些参数和阻力特性之间的关系。

图 10 是计算和实验得出的当 $H = 360\text{mm}$ 、改变间隙 D 时的阻力特性曲线。由图可知计算和实验数据基本一致, 阻力系数 C_d 的变化趋势一致, 这进一步验证了实验结果的正确性。计

算和实验的最大误差在 10% 左右,分析认为,产生误差的原因在于模拟计算时对模型进行了简化,如将某些部位的曲面简化成了平面进行处理,尽管误差稍大,但足以能够说明车型参数和气流流动特性、气动阻力特性之间的关系。

图 11、图 12 是计算得到的 C_d-H 曲线和 C_d-D 曲线,由图知在不同的间隙下,气动阻力系数 C_d 均随厢体高度 H 增大而增大,这是因为厢体高度的增加使厢体高出驾驶室的高度增大,厢体前部迎风面积增大,正压区域增大,从而导致气动阻力系数 C_d 增大。从图 11 中发现间隙 D 越小厢体高度 H 的增加对气动阻力系数 C_d 的影响越明显,其原因与驾驶室顶部的旋涡区域有关。驾驶室顶部是一大的旋涡区域,此区域呈现较强的负压,并且这一旋涡区域向后伸展到间隙,在厢体前壁面的阻挡下旋涡区域被迫沿厢体前壁面向下发展。间隙 D 的大小对此旋涡区域的发展有一定影响,大的间隙使旋涡区域的发展较为充分,其影响使得厢体迎风面前方负压区增大,正压区相对减小,使得厢体高度的改变对阻力系数的影响效果减弱。

实际上,驾驶室顶部的旋涡区域在一定程度上起到了“导流罩”的作用,对其后的厢体产生一种屏蔽作用,旋涡区域的大小决定着“导流罩”作用是否得以充分发挥。间隙 D 和厢体高度 H 的不同组合会使汽车顶部产生最佳流动机制,使得阻力系数达到最小值。

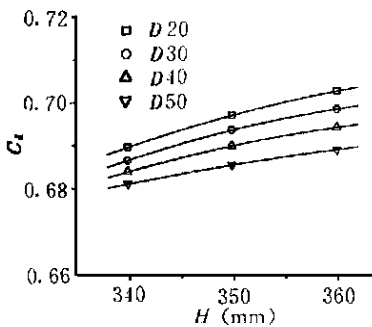


图 11 计算 C_d-H 曲线

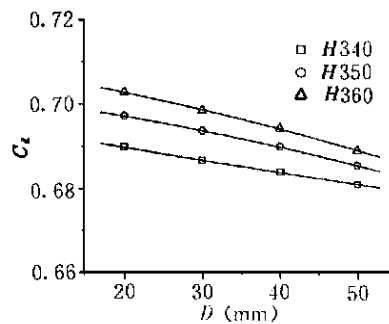


图 12 计算 C_d-D 曲线

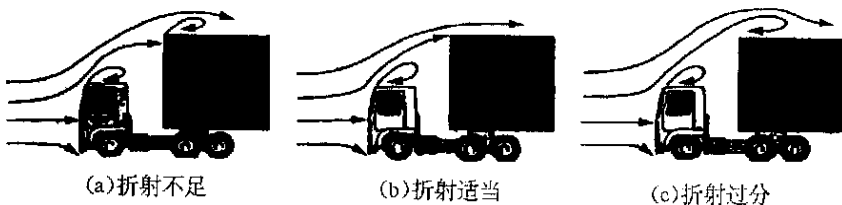


图 13 三种不同组合的流谱

由图 12 发现在不同的车体高度 H 下,气动阻力系数 C_d 均随间隙 D 的增大而减小,其原因同样是驾驶室顶部旋涡区域的影响,厢体高度 H 一定时,间隙 D 较小时会出现图 13 中 (a) 所示的折射不足的情况。随着间隙 D 的增大,旋涡区域的发展逐渐充分,如图 13 中 (a) 向 (b) 转化,即由折射不足向折射适当转化,最终表现为气动阻力系数的减小。如果继续增大间隙 D ,当出现图 13 中 (b) 的情况后会再向 (c) 转化,即折射过分,最终会导致气动阻力系数的增大。在图 12 中会发现气动阻力系数一直呈减小的趋势,说明在间隙 D 增大的过程中出现

了图 13 中 (a) 向 (b) 的转化, 而没有出现折射过分的情况。可以推断, 在一定的高度 H 下, 随间隙 D 的增大必然会出现气动阻力系数的最小值, 但是对于本文研究的货车原型来说, 外形设计要求间隙 D 必须控制在一定的范围内, 不能太大。另外, 本文的计算只考虑了沿汽车行驶方向来流的情况, 如果考虑横向来流的影响, 情况会复杂得多, 盲目增大间隙 D 不一定就能使气动阻力系数减小。

4 结论

本文首次对厢式货车外部流场进行了三维数值模拟计算, 得到了厢式货车外部流场详尽的压强场与速度场的数据。通过实验验证了数值计算的合理性, 计算结果能够正确反映厢式货车外形参数变化对气动阻力系数影响的变化规律。

由于我国无汽车专用风洞, 现在用于汽车实验的风洞多是用航空风洞改造的, 实验条件差, 如仅靠实验进行汽车空气动力学的研究, 还不能满足对汽车空气动力性能研究的需要, 有些流动信息仅靠实验研究还难以获得, 在实验研究的同时辅以数值计算的研究, 可以获得事半功倍的效果。所以汽车空气动力学的数值模拟计算意义重大。

厢式货车前方来流分流到上部的气流, 在驾驶室顶部形成的旋涡区, 在一定的车型参数下该旋涡区起着“导流罩”的作用, 可使气动阻力系数减小。气流在尾部形成较复杂的涡系, 最后在远尾流的截面上合并成一对较大的旋涡。

在本文研究范围内, 该车型随着间隙 D 的增大, 在不同的高度 H 下气动阻力系数均呈现减小趋势。对于不同的间隙 D , 厢体高度 H 增大气动阻力系数均呈现增大的趋势。间隙和厢体高度的不同组合, 可以产生最小气动阻力的流动机制。

参 考 文 献

- [1] 杜广生. 汽车空气动力学[M]. 北京: 中国标准出版社, 1999, 9
- [2] 杜广生. 改善 STEVR 系列厢式货车气动阻力的风洞试验研究[J]. 兵工学报, 1997, 4
- [3] DU GUANGSHENG et al. The relationship between flow characteristics and aerodynamic drag of van-body truck [J]. Journal of Hydrodynamics, Ser B, 1999, 11(2): 71-76
- [4] 杜广生, 赵兰水, 王肇杰, 刘丽萍, 林勤春. 斯太尔邮政车外形结构参数和气动阻力特性关系的研究[J]. 水动力学研究与进展, Ser A, 1999, 14(2): 219-224
- [5] 常思勤. 车辆外部流场的数值模拟研究[J]. 华中理工大学学报, 1999, 27(3): 29-31
- [6] TOSHIO KOBAYASHI, KOZO KITOH. A review of CFD methods and their application to automobile aerodynamics[J]. SAE paper 920338, 1992
- [7] 龚春元, 李庆芳. 汽车空气动力学数值计算方法的研究与进展[J]. 汽车运输研究, 1992, 11(3): 60-68
- [8] 武藤真理. おもしろ自動車空力学[M]. 1986
- [9] 傅立敏等. 轿车三维分离流动特性的研究[J]. 汽车工程, 1998, 20(6).

Study of airflow characteristics at surface of a van-body truck

DU Guang-sheng¹, WANG Zhi¹, ZHOU Lian-di²

(1. Shandong University of Technology, Jinan 250061;

2. China Ship Scientific Research Center, Wuxi 214082)

Abstract In this paper, the surface airflow characteristics of a van-body truck were investigated by means of the 3-D numerical simulation combined with wind-tunnel experiments for the first time. The relationship between airflow characteristics and aerodynamic drag and the variation of aerodynamic drag with basic structural parameters were obtained. The research results can render important reference for aerodynamic shape designing of van-body truck.

Key words numerical simulation; van-body truck; flow characteristics