

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2014.06.003

洗扫车专用风机数值模拟与内流特性分析

张斌^{1,2}, 李亮^{1,2}, 付玲^{1,2}, 肖庆麟¹, 张劲^{1,2}, 彭林斌^{1,2}

(1. 中联重科股份有限公司, 湖南长沙 410013; 2. 建设机械关键技术国家重点实验室, 湖南长沙 410013)

摘要:针对洗扫车专用风机内流场强旋转和强曲率特点,提出了适宜于分析强旋转和强曲率效应的湍流新模型,并继而建立了针对洗扫车专用风机的CFD数值模拟策略。研究表明:专用风机内流呈现复杂的强旋转效应,该效应下叶轮间隙流易造成严重的能量损失,叶轮间隙尺寸是专用风机气动设计的关键要素;专用风机叶轮在强曲率、强旋转效应的作用下,小流量工况时更易出现大面积流动分离甚至回流;不同流量下,回转面静压和总压均呈现出非对称性。随着流量的增加,静压、总压分布的非对称性会逐渐减弱。分析结果对于提高专用风机的性能,改进其气动特性提供了理论支持,更好地为生产实践提供指导。

关键词:离心风机;计算流体力学;湍流模型;分离流动;数值模拟

中图分类号:TH442 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2014)06-0011-06

Numerical Simulation and Analysis of Internal Flow Characteristics for Centrifugal Fan of Sweepers

ZHANG Bin^{1,2}, LI Liang^{1,2}, FU Ling^{1,2}, XIAO Qinglin¹, ZHANG Jin^{1,2}, PENG Linbin^{1,2}

(1. Zoomlion Heavy Industry Science & Technology Co., Ltd., Changsha 410013, China;

2. State Key Laboratory of Construction Machinery, Changsha 410013, China)

Abstract: For the strong rotation and curvature effects of flow field of the sweeper centrifugal fan, a new turbulence model and CFD numerical strategy for the analysis of the sweeper centrifugal fan was put forward. The results show that strong rotation effect was observed in the internal flow of the sweeper centrifugal fan. Under this effect, the clearance flow of the centrifugal impeller led to heavy energy loss. Therefore, the clearance size between the impeller and the inlet collector is the key point for the aerodynamic design of the sweeper centrifugal fan. When the operating point was located on the range of the low flowrate, separated flow, even circumfluence, appears more easily than that of the other operating points because of strong rotation and curvature effects. Under the different operating flowrates, the distribution of static and total pressure on the revolution plane is unsymmetrical. With the increase of the flowrate, the asymmetrical distribution of static and total pressure becomes weak gradually. The analysis results strongly provides a theoretical support to improve the aerodynamic performance of the sweeper centrifugal fan, as well as a guidance to production practice.

Key words: centrifugal fan; Computational Fluid Dynamics (CFD); turbulence model; separated flow; numerical simulation

随着经济的快速发展和城市对环境卫生质量要求的不断提高,各地环卫部门加快了提高城市道路清扫作业机械化程度的步伐。洗扫车作为新一代路面作业

清扫工具,其应用范围越来越广泛^[1]。洗扫车专用风机是洗扫车气力系统的关键部件、动力源和主要噪声源,其气动及噪声特性对洗扫车整车作业性能具有重

收稿日期:2014-07-23;修回日期:2014-09-05

基金项目:湖南省自然科学基金项目(13JJ3130)

作者简介:张斌(1983),男,江西鄱阳人,工学博士,现为中联重科中央研究院流体技术方向带头人,院党总支副书记,主要研究方向为工程流体系统及其部件内流特性的机理、数值仿真、测试分析与优化设计。通信作者:李亮,E-mail:20924010@zju.edu.cn

cn

要的影响。现阶段国内外针对洗扫车专用风机的研究鲜有报道。因此,开展洗扫车专用风机的气动特性分析是洗扫车技术领域亟待探索的关键研究方向。

随着计算机软硬件水平的发展,计算流体力学(CFD)技术在风机研究领域的应用日益增加^[2-6]。现有风机数值计算中采用的模型大部分是线性涡黏性模型(例如 κ - ε 模型、 κ - ω 模型等)。而线性涡黏性模型有两个明显的缺陷,即各向同性假设和模型坐标不变性。这些缺陷导致诸多后果,如不能准确预测管道中的二次流动(各向同性假设)以及不能对旋转、曲率之类的非惯性效应做出正确反应(坐标无关性)。而对于洗扫车专用风机,由于叶轮高速旋转和强曲率效应的影响,其内部流动十分复杂,叶轮内部流场呈现出强各向异性,现有线性涡黏性模型在该条件下的应用具有一定的局限性。考虑到上述因素,本文在Wallin&Johansson的显示代数雷诺应力湍流模型基础上,通过引入扩展内禀平均旋转张量和曲率效应修正项,构建了适宜于分析强旋转效应和强曲率效应的湍流新模型,并通过Fluent软件的UDF接口,编写了相应的程序代码,将曲率、旋转效应的影响引入到Wallin&Johansson的湍流模型中。

本文利用所提新模型尝试建立洗扫车专用风机复杂内流预测的CFD数值模拟策略;国内首次开展对洗扫车专用风机的内部流场研究,分析叶轮内部的流动特征,揭示洗扫车专用风机内部流场的分布规律,以期对洗扫车专用风机的性能优化及其设计提供有益的研究依据。

1 湍流新模型

在洗扫车专用风机中,由于风机转速较高并且叶片的曲率较大,因此旋转和曲率效应对叶轮内部流场的影响较大。文献[7]主要考虑旋转效应对流场结构的影响,通过引入扩展内禀平均旋转张量,建立了适宜于旋转流动的非线性雷诺应力模型。考虑到洗扫车专用风机内流的强旋转和强曲率效应,在现有模型^{[8]19-20}的基础上,引入了曲率效应的修正项,并对洗扫车专用风机内部流场进行数值研究。在非线性的雷诺应力模型中,雷诺应力张量分为各向同性张量和各向异性张量,表达式为

$$\overline{u'_i u'_j} = \frac{2}{3} k \delta_{ij} - \nu_T \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + k a_{ij}$$

其中, δ_{ij} 为Kronecker delta符号; k 为湍动能; ν_T 为湍流黏性系数; a_{ij} 表示各向异性张量,表达式为

$$a_{ij} = \beta_3 \left(\Omega^2 - \frac{1}{3} k_2 \delta_{ij} \right) + \beta_4 (S\Omega - \Omega S) + \beta_6 (S\Omega^2 + \Omega^2 S - k_2 S - \frac{2}{3} k_4 \delta_{ij}) + \beta_0 (\Omega S \Omega^2 - \Omega^2 S \Omega),$$

$S = S_{ij} = \frac{\tau}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$,为平均应变率张量; $\Omega = \frac{\tau}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + 2\tau \varepsilon_{ijk} R_{ok}$,为扩展内禀平均旋转张量; ε_{ijk} 为置换符号; β_i 为模型的系数; k_i 为应变率张量和扩展内禀平均旋转张量的函数,具体表达式见文献[8]第19页; R_{ok} 为旋转速度; τ 为湍流时间尺度。

将曲率效应的修正项引入到非线性雷诺应力模型中,建立适宜于具有强旋转和强曲率效应流动计算的湍流新模型。新模型中考虑曲率效应的扩展内禀平均旋转张量 θ 为

$$\theta = \frac{\tau}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + 2\tau \varepsilon_{ijk} R_{ok} - \frac{\tau}{A_0} W_{ij}$$

其中, $W_{ij} = -\varepsilon_{ijk} B_{km} S_{pr} \frac{dS_{mq}}{dt} \varepsilon_{pqm}$,为考虑曲率效应的涡修正项^[9]; τ 表示湍流时间尺度; i, j, k, m, r, p, q 为张量的下标; ε_{pqm} 为置换符号。

$$B_{km} = \frac{k_1^2 \delta_{km} + 12k_3 S_{km} + 6k_2 S_{kl} S_{lm}}{2k_1^3 - 12k_3^2}; A_0 = -0.72.$$

2 数值计算方法

2.1 洗扫车专用风机几何结构

本文数值仿真的洗扫车专用风机包括进口延伸段,出口延伸段,叶轮和蜗壳。具体结构如图1所示,其主要参数详见表1。

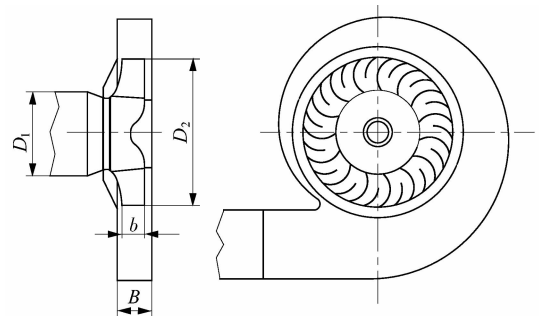


图1 风机结构示意图

Figure 1 Schematic diagram of centrifugal fan

表1 风机主要结构参数

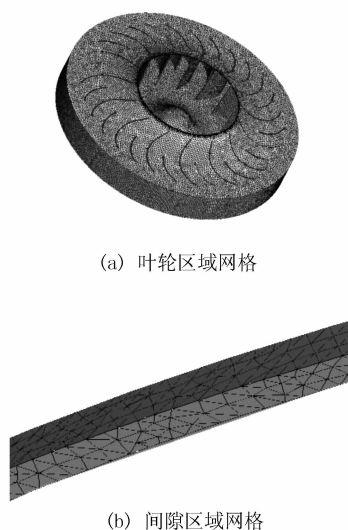
Table 1 Main structural parameters of the fan

进口直径	叶轮直径	叶轮宽度	蜗壳宽度	进口安装角	出口安装角
D_1/mm	D_2/mm	b/mm	B/mm	$\beta_1/(\circ)$	$\beta_2/(\circ)$
398	810	106.4	164	38	153.5

2.2 几何建模及网格划分

本文利用三维建模软件 CATIA 进行实体建模(图 2),运用 ICEM 软件划分网格。考虑到洗扫车专用风机高压大流量特性,其集流器与叶轮进口的间隙流动对高压风机流量的影响比较大^[10],因此,在实体建模中完整保留了间隙结构特征,并在划分网格时进行了细化处理(图 2(b))。为了使洗扫车专用风机内部流动发展充分,在风机进、出口处各添加一段延伸段,进、出风口延长管道的长度分别是进、出口水力直径的 5 倍。

在划分网格时,考虑到风机结构的复杂性以及网格的生成质量,将整个计算域分为进、出口延长段、叶轮区域、间隙区域和蜗壳 5 个部分,分块划分各个区域的网格,相邻区域共用一个交界面。为了避免网格数对数值预估精度的影响,划分网格时,对网格进行无关性处理。最终风机模型的总网格数为 4 487 908,各部分的网格类型及数量见表 2。



(a) 叶轮区域网格

(b) 间隙区域网格

图 2 叶轮和间隙区域网格

Figure 2 Grid distribution of impeller and clearance

表 2 计算区域各部分网格

Table 2 Grid distribution of the computational domain

风机区域	四面体网格数目	风机区域	四面体网格数目
进口区域	1 010 503	蜗壳	1 782 274
叶轮	923 869	出口区域	730 652
间隙	40 610		

2.3 边界条件

计算采用“多重坐标系”(MRF)模型,即叶轮区域为旋转区域,采用旋转坐标系;其余部分为静止区域,采用静止坐标系。定义叶轮表面为旋转壁面,给定相

应的旋转速度;蜗壳壁面为静止壁面;风机内部所有壁面均满足无滑移边界条件。定义进口延伸段的进口截面为计算域的进口,给定速度进口边界条件;出口延伸段的出口截面为计算域的出口,给定压力出口边界条件。进、出口处的边界条件给定水力直径和湍流强度 I 。湍流强度 I 计算公式为

$$I = 0.16 (R_e)^{-1/8}$$

其中 R_e 是根据水力直径计算出的雷诺数。近壁面处理采用 Launder 和 Spalding 提出的标准壁面函数^[11]。

2.4 离散格式及算法

采用有限体积法进行方程离散,湍动能、耗散率、动量方程离散采用二阶迎风格式。压力—速度耦合关系采用 SIMPLE 算法;计算收敛标准设为各项残差小于 1×10^{-5} 。

3 结果及其分析

3.1 方法验证

为了验证本文所提湍流新模型及其数值计算方法的合理性和可靠性,本文预测了 7 种工况(包括小流量工况、中等流量工况及大流量工况)下洗扫车专用风机的气动性能,并与实验结果进行了对比分析。试验方法和装置按照国标 GB/T1236—1985《通风机空气动力性能试验方法》的要求进行,测试过程中对每个工况数据进行反复测量,并相互比较,使最终的试验结果重复性好,准确性高。

本文采用无量纲压力系数和流量系数对结果进行处理,无量纲流量系数 Φ 和压力系数 Ψ 定义如下^[12]:

$$\Phi = \frac{Q}{15 \pi^2 D_2^3 n}$$

$$\Psi = \frac{3 600 P_t}{\rho \pi^2 D_2^2 n^2}$$

$$\text{全压内效率: } \eta = \frac{P_t Q}{3 600 M \omega}$$

式中: D_2 为叶轮直径/m, Q 为风机体积流量/($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$), n 为叶轮转速/($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$), P_t 为风机总压/Pa, M 为叶轮扭矩/($\text{N} \cdot \text{m}$), ω 为旋转角速度/($\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$)。

各工况下内效率和压力系数的仿真结果和实验结果对比如图 3~4 所示。数据对比表明,数值模拟结果与实验结果变化趋势一致,吻合良好,能准确预测了洗扫车专用风机的气动性能变化情况,并且全压内效率曲线和压力系数曲线的最大误差在 4% 以内,这验证了本文所提的湍流新模型及其数值计算方法的合理性和可靠性。

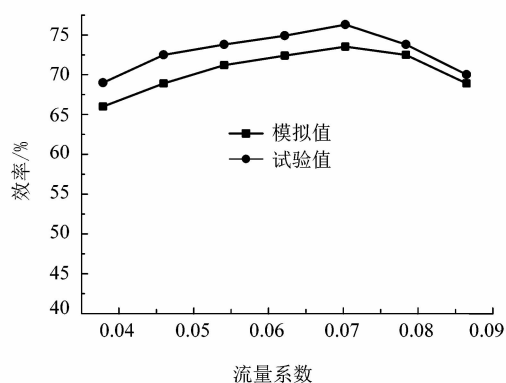


图3 实验和模拟的效率曲线

Figure 3 Efficiency curve of experiment and simulation

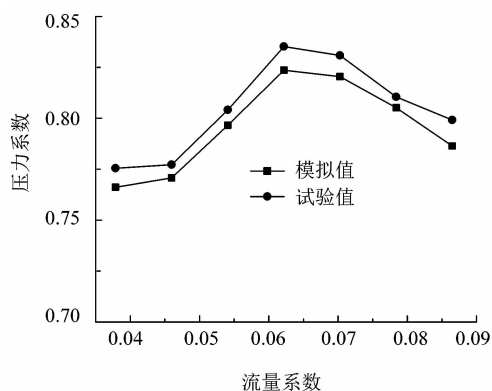


图4 实验和模拟的全压系数曲线

Figure 4 Total pressure curve of experiment and simulation

3.2 内部流动分析

3.2.1 子午面上速度分布

叶轮子午面上的相对速度分布见图5,可知,在叶轮流道中,由于逆压梯度的作用气流在前盘附近形成二次流(图6);在叶轮出口附近,洗扫车专用风机靠近前盘的气体由于蜗壳的扩压作用在蜗壳流道中形成二次涡^[13](图7),这表明洗扫车专用风机的内部流场呈现出复杂的强旋转效应。

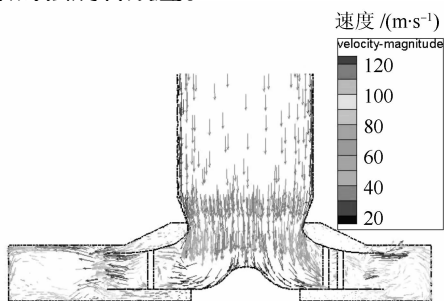


图5 子午面相对速度分布

Figure 5 Relative velocity distribution of meridian plane

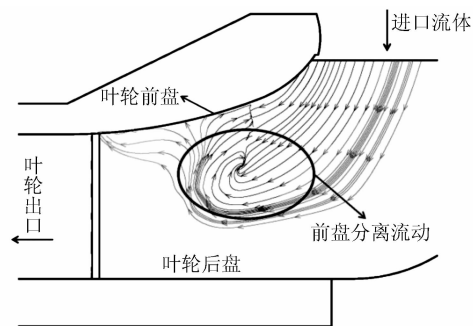


图6 前盘附近的二次流

Figure 6 Secondary flow of front plane

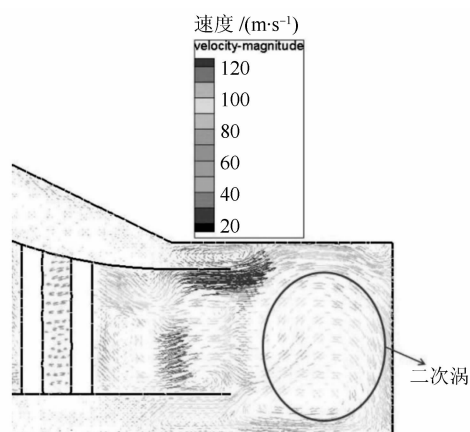


图7 蜗壳流道二次涡

Figure 7 Secondary flow of scroll

叶轮入口处的间隙流动见图8,从图中可知,由于洗扫车专用风机的转速较高($n = 2\ 600\ \text{r/min}$),叶轮流道内部流体与蜗壳流道中流体存在较大的压差,该压差的存在使得通过叶轮间隙重新流回叶轮的流量急剧增大,从而造成洗扫车专用风机的能量损失。而且这部分回流气体还容易造成较大的泄漏损失,加剧了

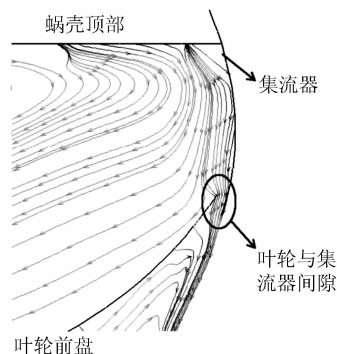


图8 叶轮入口处的间隙流

Figure 8 Clearance flow of impeller and inlet collector

前盘附近的分离流动,降低了叶轮气动效率。上述分析结论表明,在洗扫车专用风机中,叶轮内部流动呈现出复杂的强旋转效应,在该效应作用下叶轮间隙流会带来较大的风机内流能量损失。因此,叶轮内间隙尺寸对洗扫车专用风机气动性能的影响不容忽视,它是洗扫车专用风机性能的关键影响因素,在洗扫车专用风机设计中需着重考量,方能使洗扫车专用风机的气动性能最佳。

3.2.2 回转面上速度和压力分布

不同流量下叶轮回转面(取叶轮中截面)的相对

速度分布见图9。从图中可知,不同流量下洗扫车专用风机叶轮流道中的速度分布相似;在叶片尾部的吸力面附近,存在一个大范围的低速区域,即“尾流”区域,在叶片的压力面附近,存在一个狭长的高速区域,即“射流”区;在叶轮出口附近,存在典型的“射流—尾流”结构;在小流量工况下,由于洗扫车专用风机叶轮叶片的强曲率效应和强旋转效应,相比于其它工况,叶轮流道内部更易形成较大的逆压梯度,在该逆压梯度的作用下,流道更容易出现大面积的分离流动甚至回流,这种现象在蜗舌附近尤为显著。

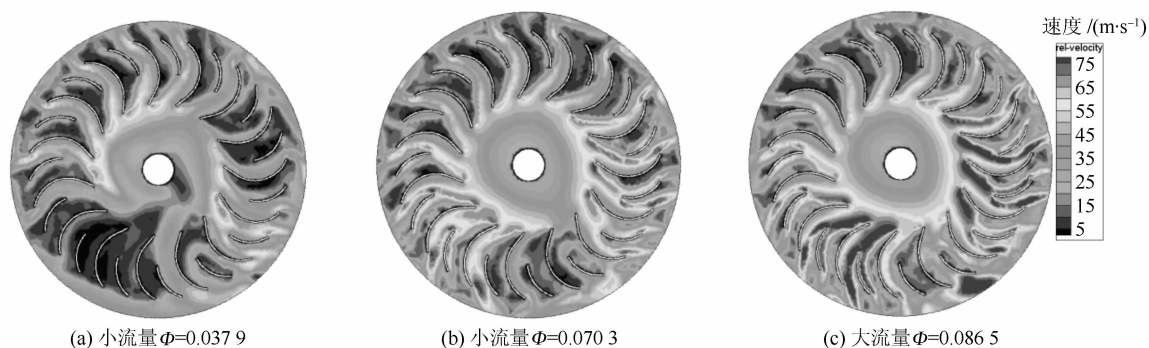


图9 不同流量下叶轮区域相对速度分布

Figure 9 Relative velocity distribution of impeller under different flowrate

不同流量下回转面压力分布见图10~12。图中分布显示,沿径向方向,静压从叶轮入口到蜗壳逐渐增大,静压分布呈现非对称性。小流量时,静压值在蜗壳出口达到最大。随着流量的增加,静压的最大值有向蜗舌顶部偏移的倾向,而且叶片压力面与吸力面间的压力梯度有增大的趋势。

总压在不同叶轮流道的分布也呈现出了非对称性,随流量的增加,非对称性逐渐变弱。不同流量工况下从叶轮出口到蜗壳,由于流道扩张因素造成了能量损失,总压值有所降低,总压的最大值均集中于叶片末端压力面附近的区域。

4 结语

本文提出了一种适宜于分析强旋转和强曲率效应的湍流新模型,建立了洗扫车专用风机复杂内流预测的CFD数值模拟策略,并将其应用于洗扫车专用风机内部流场分析,仿真与试验的对比结果验证了所提模型和数值模拟策略的合理性和可靠性。

通过对不同流量下洗扫车专用风机的内部流动特性分析,揭示了洗扫车专用风机内部流场的若干规律:洗扫车专用风机内部流场呈现出复杂的强旋转特性,在该效应的作用下,叶轮入口处的间隙流动带来较大的风机内流能量损失,叶轮间隙尺寸是洗扫车设计中

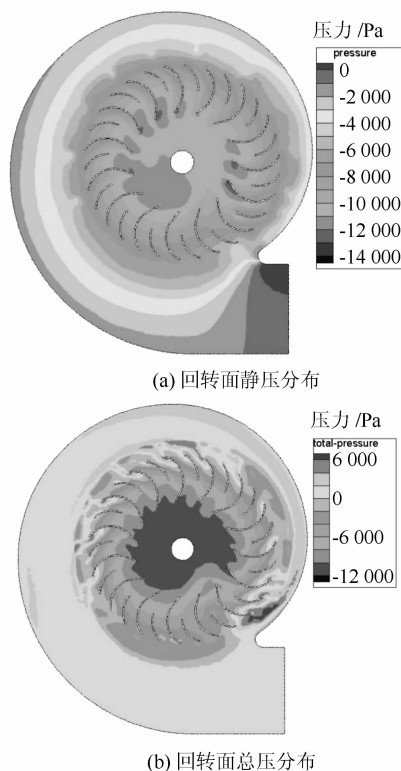
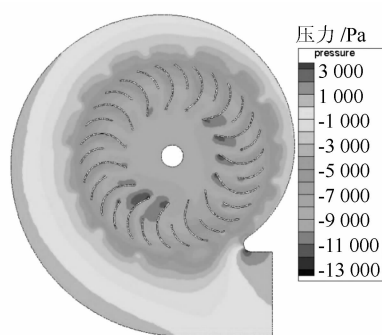
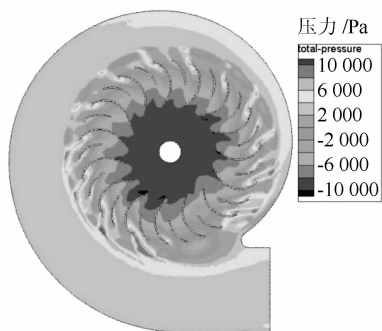


图10 小流量 $\Phi=0.0379$ 情况下回转面压力分布
Figure 10 Pressure distribution of revolution plane under low flowrate $\Phi=0.0379$



(a) 回转面静压分布



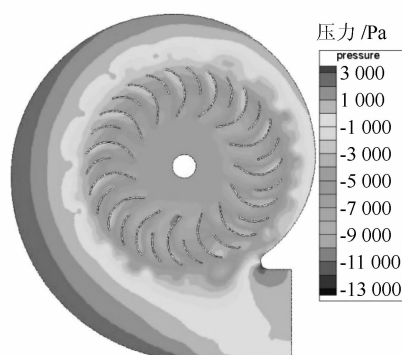
(b) 回转面总压分布

图 11 中流量 $\Phi=0.070\ 3$ 情况下回转面压力分布Figure 11 Pressure distribution of revolution plane under middle flowrate $\Phi=0.070\ 3$

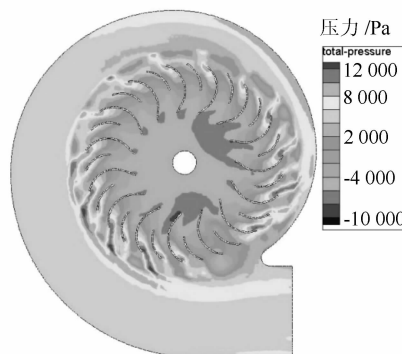
的关键要素之一;洗扫车专用风机叶轮出口存在典型的“射流—尾流”结构,在小流量工况下,由于洗扫车专用风机叶轮叶片的强曲率效应和强旋转效应,相比于其它工况更易出现大面积的分离流动甚至回流,这种现象在蜗舌附近更为显著;不同流量下,叶轮回转面静压从叶轮入口到蜗壳逐渐增大,静压呈现出非对称性。小流量时,静压值在蜗壳出口达到最大。随着流量的增加,静压最大值向蜗舌顶部偏移。总压在不同叶轮流道的分布也显示出了非对称性,随着流量的增加,非对称性变弱。不同工况下从叶轮出口到蜗壳,由于流道扩张因素造成了能量损失,总压有一定程度的降低,总压的最大值均集中于叶片末端压力面附近的区域。

参考文献:

- [1] 张宗达. 洗、扫、吸三结合的新型道路保洁模式[J]. 商用汽车, 2011(22): 52-55.
- [2] 王企鲲, 戴韧, 陈康民. 蜗壳进口周向来流的非均匀性对其流动影响的数值研究[J]. 上海理工大学学报, 2004, 26(3): 207-211.
- [3] 游斌, ELHADI E E, 谢军龙, 等. 多翼离心风机的三维数值分析[J]. 工程热物理学报, 2003, 24(3): 419-422.
- [4] 李晓丽, 楚武丽, 袁森. 离心风机整机三维数值仿真方法及分析[J]. 计算机仿真, 2010, 10(27): 335-338.



(a) 回转面静压分布



(b) 回转面总压分布

图 12 大流量 $\Phi=0.086\ 5$ 情况下回转面压力分布Figure 12 Pressure distribution of revolution plane under large flowrate $\Phi=0.086\ 5$

- [5] 刘晓良, 袁建明. 前向离心风机蜗壳出口结构的数值优化[J]. 西安交通大学学报, 2009, 43(5): 61-65.
- [6] KIM Kwang-yong, SEO Seoung-jin. Application of numerical optimization technique to design of forward-curved blades centrifugal fan[J]. JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering, 2006, 49(1): 152-158.
- [7] 李亮, 王瑞. 基于非线性湍流模型的多翼离心风机内部流场三维数值模拟及性能预测[J]. 流体机械, 2012, 40(10): 41-45.
- [8] 李亮. 基于旋转湍流场的非线性湍粘性模型的研究及其应用[D]. 杭州: 浙江大学, 2012.
- [9] WALLIN S, JOHANSSON A V. Modeling streamline curvature effects in explicit algebraic Reynolds stress turbulence models[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2002, 23(5): 721-730.
- [10] 李晓丽, 楚武丽. 离心风机整机模拟中内部泄漏和漩涡损失分析[J]. 风机技术, 2010(2): 12-15.
- [11] LAUNDER B E, SPALDING D B. The numerical computation of turbulent flow[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1974(3): 269-289.
- [12] 吴玉林. 流体机械及工程[M]. 北京: 中国环境科学出版社, 2005: 116-121.
- [13] 吕峰, 牛子宁, 李景银. 离心风机蜗壳内部流动研究[J]. 流体机械, 2009, 37(6): 14-19.