

文章编号: 1000-8055(2007)03-0400-06

罗茨鼓风机内部气流脉动的非定常数值分析

刘正先¹, 徐莲环¹, 赵学录^{1,2}

(1. 天津大学 力学系, 天津 300072;

2. 天津市鼓风机总厂, 天津 300222)

摘 要: 运用计算流体动力学方法对渐开线三叶罗茨鼓风机排气过程中的脉动进行了可压缩非定常流动的数值模拟, 在动静耦合区域采用了非一致网格界面, 用动网格方法实现了排气区域流场的容积变化, 通过将数值模拟结果与半经验理论公式计算结果的对比分析, 探讨了运转周期内气流脉动的分布特性和对排气流量的影响。

关 键 词: 航空、航天推进系统; 罗茨鼓风机; 数值模拟; 动网格; 排气流量; 脉动

中图分类号: O351.2

文献标识码: A

Unsteady numerical simulation and analysis of the flow fluctuation in the Roots blower

LIU Zheng-xian¹, XU Lian-huan¹, ZHAO Xue-lu²

(1. The Depart. of Mechanics of Tianjin University, Tianjin 300072, China;

2. The Blower Factory of Tianjin, Tianjin 300222, China)

Abstract: The pulsation in the exhaust process of three-lobe involute type Roots blower was simulated in CFD method under the compressible, unsteady condition. To achieve the change of exhaust area that dynamic mesh updating method and multiple reference frame at rotor-stator coupled area were adopted. The result of numerical simulation was contrasted with computing result of the semi-experience theory formula. It was discussed that the characteristic of air flow fluctuation in a period and influence to the exhaust flux.

Key words: aerospace propulsion system; Roots blower; numerical simulation; dynamic mesh; exhaust flux; fluctuation

罗茨鼓风机、真空泵、增压器(supercharger)均属于回转式容积型气动机械, 应用于电力、冶炼、石油、化工、环保等行业, 目前抑制这种气动机械广泛应用的主要原因之一是其排气气流脉动的影响。

罗茨鼓风机叶轮与机壳及墙板围成封闭的基元容积, 在与排气口连通后, 排气口外侧的高压气体由排气口向基元容积内回流, 与容积内低压气体混合过程中, 回流冲击必然引起剧烈的压力脉

动。同时叶轮旋转引起周期性的压力变化, 基元容积内的涡流运动也产生脉动流。

工程上为便于计算对脉动流进行了简化或理想化, 给出了排气流量和压力的半经验理论公式。而罗茨鼓风机自身的运转特点及结构又使其难以通过实验工具对内部实际流动进行测量, 得到性能参数的变化规律。近年来随着 CFD 的广泛应用^[1,2], 采用计算流体动力学方法对叶轮机械内部实际流动进行数值模拟并分析其流动信息成为

收稿日期: 2006-09-25; 修订日期: 2006-12-28

作者简介: 刘正先(1969-), 女, 山西省夏县人, 天津大学力学系教授, 工学博士, 从事流体机械内部湍流流动的数值与实验研究。

zxliu@tju.edu.cn.

一种有效的研究手段。

1 排气流量理论脉动公式

1.1 罗茨鼓风机工作原理及理论流量脉动

罗茨鼓风机是一种双转子压缩机械,两转子由原动机驱动作方向相反的等速旋转,工作过程

如图 1 所示.图中(a)~(e)表示转子旋转 120°过程,另外 240°按同样的过程重复两次.假定叶轮与叶轮、叶轮与机壳之间间隙为零,并将左叶轮与机壳的接触点用 a_1, a_2, a_3 表示,右叶轮与机壳的接触点用 b_1, b_2, b_3 表示.

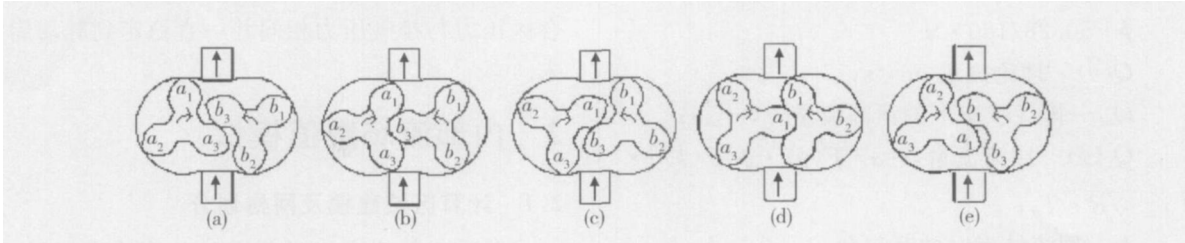


图 1 罗茨鼓风机工作过程示意图

Fig.1 Working processor of roots blower

本文研究的罗茨鼓风机为 L52W_B^C 型,型线如图 2 所示,AB 段为对滚圆弧,用以保证转子的齿顶密封,另外,与腰部 EG 段实现啮合. BC 段为直线,CD 段为渐开线,DE 段为直线,EF 段为圆弧,EG 段为凸起的圆弧,该型线容积利用率为 0.53^[3].主要结构参数为:叶轮长度为 355 mm,节圆半径 $a=100\text{ mm}$,转子半径 $R_m=150\text{ mm}$,两叶轮中心距 $O_1O_2=2a=200\text{ mm}$, R_1 为左叶轮从轴心到啮合点 N 的距离, R_2 为右叶轮从轴心到啮合点 N 的距离,P 为两节圆的切点,称为节点.叶轮与机壳间隙 $\delta_1=0.30\text{ mm}$,叶轮与叶轮之间间隙 $\delta_2=0.40\text{ mm}$,叶轮与墙板间隙 $\delta_3=0.30\text{ mm}$.总体参数为:叶轮转速 $\omega=1\,493\text{ r/min}$,理论流量为 $26.14\text{ m}^3/\text{min}$,压升为 $39\,100\text{ Pa}$,排气温度的为 $329.5\text{ }^\circ\text{C}$.

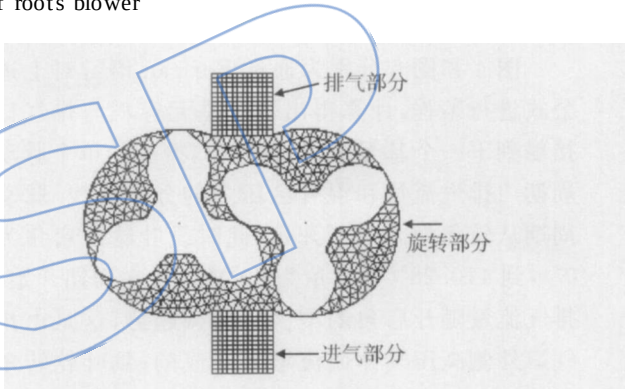


图 3 计算网格示意图

Fig.3 Sketch of computing mesh

1.2 理论流量及压力

根据文献[4]的思想,推导得到渐开线型压力和排气流量半经验理论公式.混合区压力:基元容积与排气口连通后,排气口外侧高压气体与基元容积气体的混合压力:

$$P(\phi) = p_d \left\{ 1 - \left[\sqrt{\frac{p_s}{p_d}} - \left(\frac{p_s}{p_d} \right)^{(k-1)/k} - \frac{\alpha}{V^* \omega} \sqrt{\frac{k^* (k-1) R^* T_d}{2}} \int F(\phi) d\phi \right]^2 \right\}^{k/(k-1)} \tag{1}$$

式中: p_d —排气口外侧压力,Pa;
 p_s —进气口压力,Pa;
 ϕ —开启角, (°);
 R —气体常数, J/(kg·K);
 T_d —排气口外侧温度,K;
 α —流动系数;
 ω —叶轮角速度,rad/s;
 $F(\phi)$ —回流缝隙面积, m^2 ;
 k —气体绝热系数,对空气,取 $k=1.4$;

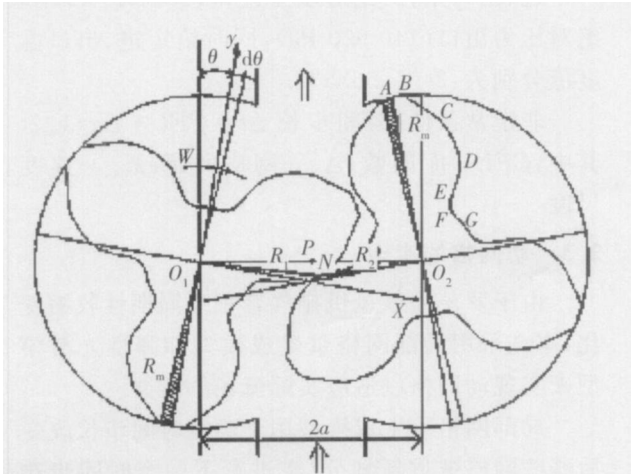


图 2 排气容积示意图

Fig.2 Sketch of exhaust cubage

V —基元容积体积, m^3 .

排气流量:

$$Q_d(\theta) = \begin{cases} Q(\theta) - Q_{bd} - Q_j(\theta - \theta_0) & \theta_0 \leq \theta \leq \theta_0 + \phi_0 \\ Q(\theta) - Q_{bd} & \theta_0 + \phi_0 \leq \theta \leq \theta_0 + \pi/3 \end{cases} \quad (2)$$

式中:叶轮转角 θ 与开启角 ϕ 之间的关系为: $\theta =$

$$\phi + 50.28/180 \cdot \pi$$

$Q(\theta)$ —理论流量, m^3/s ;

Q_{bd} —排气状态下的泄漏流量^[4], m^3/s ;

$Q_j(\phi)$ —回流流量, $= \alpha \cdot F(\phi) \cdot \psi [P(\phi)] \cdot \sqrt{R \cdot T_d}$;

ϕ_0 —回流结束时的开启角;

θ_0 —开启角 ϕ 滞后于转角 θ 的角度, rad .

$$\theta_0 = 50.28/180 \cdot \pi$$

图4和图5分别为通过 Fortran 语言对上述公式进行编程,计算得出一个基元容积与排气口接触到下一个基元容积与排气口接触的单个脉动周期内排气流量和混合区压力的分布曲线。脉动周期从转角为 50.28° 开始(此时设叶轮开启角为 0°),到 110.28° (开启角为 60°) 结束。在周期开始,排气流量随开启角的增大呈递减趋势,这是由排气口外侧高压气体回流增大造成的;到叶轮转角为 65.55° 时,回流冲击达到最大,排气流量最小

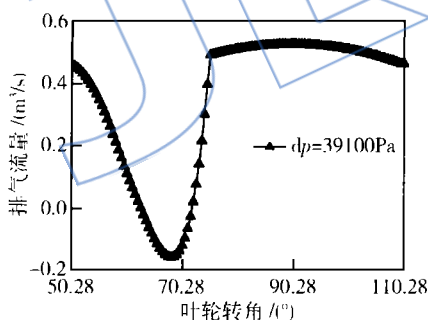


图4 排气流量 Q_d 与转角 θ 的关系曲线

Fig. 4 Exhaust flux profile vs. rotating angle

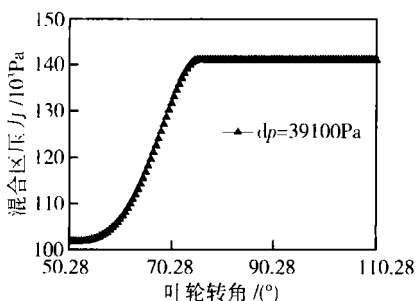


图5 压力 p 与转角 θ 的关系

Fig. 5 Pressure profile vs. rotating angle

为负值;之后,随着回流减弱,同时叶轮转动挤压两转子间的气体,排气流量逐渐回升;到达回流结束角 ($\phi_0 = 24.75^\circ$ 对应叶轮转角 $\theta = 75.03^\circ$) 后,回流结束,排气流量值呈略微增大后又下降恢复的趋势,气体较平稳排出。从图5可以看出,混合区压力先是小幅增加后,对应排气口外侧回流气体的增强很快提高。当排气流量值基本稳定后,混合区压力与排气压力相同并一直稳定到脉动周期末。

2 内部流场数值模拟

2.1 计算区域建模及网格划分

首先对数值模拟对象进行几何建模,根据罗茨鼓风机结构特点,将计算流场分为三部分:进气部分、旋转流场和排气部分(图3),对进、排气部分建立惯性坐标系,采用四边形结构化网格。旋转流场即基元容积和混合区采用三角形非结构化网格,以保证网格随转速变化后,较小的网格扭曲率和计算收敛性,图3给出了网格分布示意图,实际初始网格数约为 152 900,最大扭曲率 0.695。

2.2 计算方法及湍流模型

气体在流动过程中满足湍流 N-S 运动方程组,对动量方程中的湍流脉动项(雷诺应力)采用 RNG $k-\epsilon$ ^[5] 湍流模型进行模拟,对连续方程、动量方程以及能量方程的求解采用 PISO 算法,以适应瞬态问题的模拟;方程的离散格式均采用二阶精度的迎风差分^[6]。

边界条件:固壁区域速度和温度采用壁面函数方法。流动介质为空气。

进、出口条件:绝对压力进口(101 820 Pa)和绝对压力出口(140 920 Pa),同时给定进、出口温度值分别为: 24°C , 56.5°C 。

非常条件:时间步长 $\Delta t = CFL \cdot \Delta x / \lambda_{\max}$, 其中, CFL —库朗数; Δx —网格间距; $\lambda_{\max}$ —速度尺度。

2.3 动网格的实现

由于罗茨型鼓风机排气容积呈周期性收缩变化,本文采用局部网格重生成模型和弹性光滑模型来实现动网格以适应实际流场的需要。

局部网格重生成模型用于确定时间步长改变后哪些网格被重新划分。在进行下一个时间步迭代之前,重新检查网格的尺度和扭曲率,当被检网格的尺寸大于或小于设定尺寸,网格畸变率大于系统畸变率标准,则进行网格重生成。

在弹性光滑模型中,网格边被理想化为节点间相互连接的弹簧.变动前的网格间距相当于由弹簧组成的边界系统处于平衡状态.网格节点发生位移后,采用虎克定律,经迭代计算,使各节点上的合力最终达到等于零从而确定新的网格节点位置.在该模型中分别对弹簧弹性系数、边界点松弛因子、收敛判据以及迭代次数进行适当设置.

对于转子的旋转运动,动网格是以转子固体相对于重心的线速度和角速度为基本参考定义的.本文通过编制自定义函数(UDF)对转子的运动参数进行定义,两个转子均为刚体.

3 数值模拟结果及分析

3.1 数值模拟与半经验公式的比较

图 6 为连续三个脉动周期的排气流量曲线,可看出数值模拟非正常周期流动的重复性很好.由于动网格要求所有的网格相连,因此数值模拟无法单独给出混合区的压力分布,后面的讨论给出了流场的压力分布图.

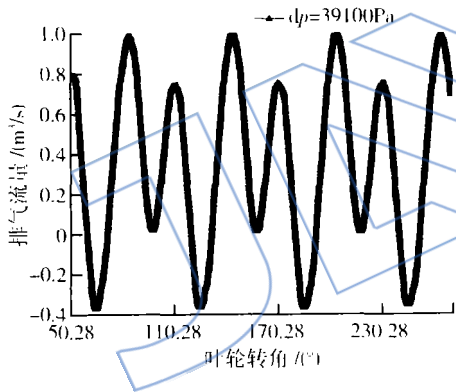


图 6 排气流量数值模拟结果
Fig. 6 Numerical result of exhaust flux

图 7 为一个周期内数值模拟与半经验公式计算排气流量脉动的脉动曲线比较图.可以看出,两者有共同点也有较明显的区别,表现在:

相同点:在前半个周期,排气量均呈现先减小后迅速回升的特征,说明两者都能较明确地显示高压气体回流冲击所引起的排气脉动.

不同点:(1)后半周期两者差别较大,半经验理论的排气曲线较平缓,而数值模拟曲线则显示在此过程存在第二个脉动过程(简称小脉动).本文后面将给出这个小脉动的流场分析;(2)两者的脉动幅值有一定差别,数值模拟的最大和最小脉动幅值均大于理论值;(3)两者达到最大回流冲击

时的叶轮转角不同,数值模拟略提前于经验理论值,作者认为这与排气过程中的涡旋流动有关.

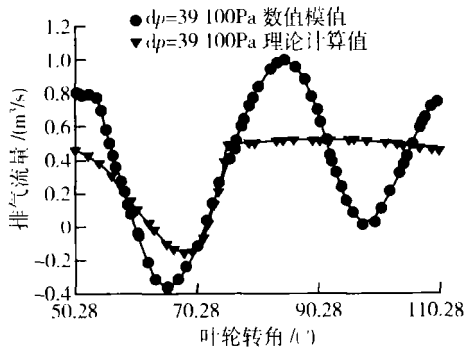


图 7 数值模拟与半经验理论结果的比较
Fig. 7 Comparing between numerical and the semi-experience theory

3.2 内部流场的数值分析

3.2.1 脉动最大时的流动分析

图 8 为脉动最大时(叶轮转角为 65.55°)排气口附近的速度矢量图,可以看出明显的朝向基元容积的回流和在基元容积内迅速形成的冲击涡流.图 9 为与图 8 对应的压强等值线图.受到回流

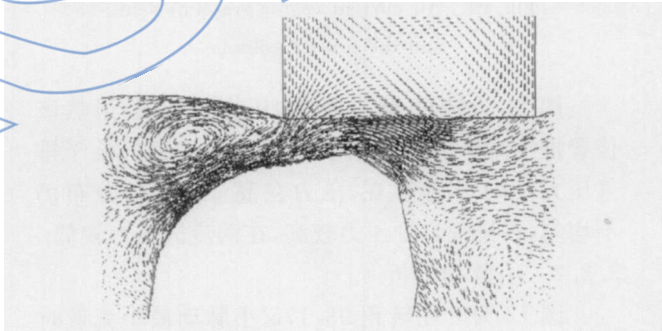


图 8 速度矢量图
Fig. 8 Velocity vector graph

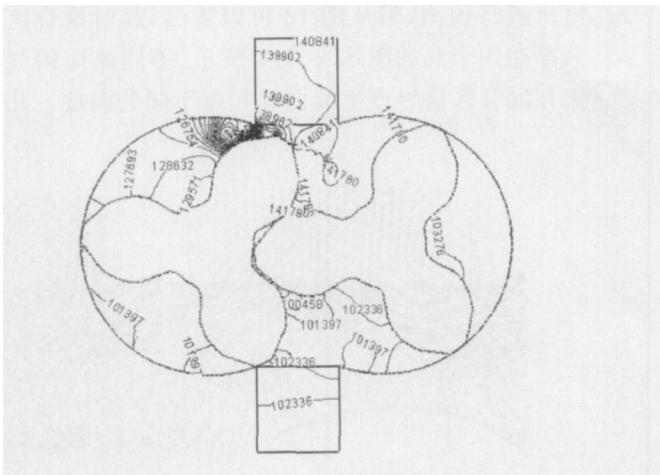


图 9 压强等值线图
Fig. 9 Pressure isoline map

冲击的基元容积内压强升高,但还没有达到排气压力.对应涡旋区等值线非常密,说明该部位压强变化剧烈.

图 10 为叶轮转角 84.30° ,达到最大流量时排气口和混合区内的速度矢量图.从图 10 可以看出此时的流动体现出向外排气,但在排气出口左右两侧各存在一个涡流区,从流动情况看,由于排气口处气流方向向中间倾斜,而流线不可能垂直弯折,因此形成了边壁处的涡流.从图 10 可以很容易看到基元容积内涡流的位置以及涡流的存在对气流方向角的影响.

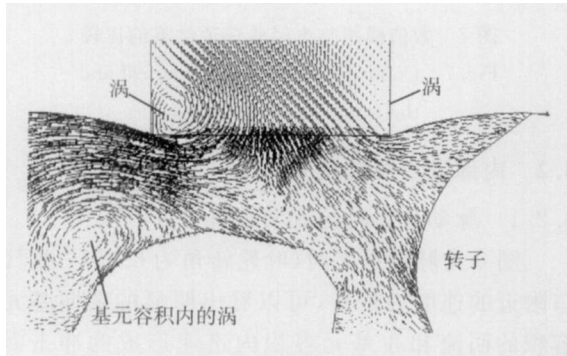


图 10 排气口以及基元容积内的气流矢量图

Fig. 10 Air current vector graph of vent and the control volume

图 11 为转角 84.30° 时的压力分布图.虽然该位置排气流量最大,但基元容积内的压强仍低于排气压力,由于涡流存在,压力在混合区内的分布仍不均匀,在排气口处压力较高,在涡流区压力较低.

3.2.2 小脉动分析

图 12 为叶轮转角 98.175° 小脉动最小流量时排气速度矢量图,半经验理论的结果曲线并没有小脉动的产生,它将气流按照理想状态平缓均匀流出进行预测,但从图 12 可以看出,此时混合区共存在四个涡如图 1,2,3,4 所示.不同流向的气流在混合区诱导产生旋向和强度不同的涡旋,几

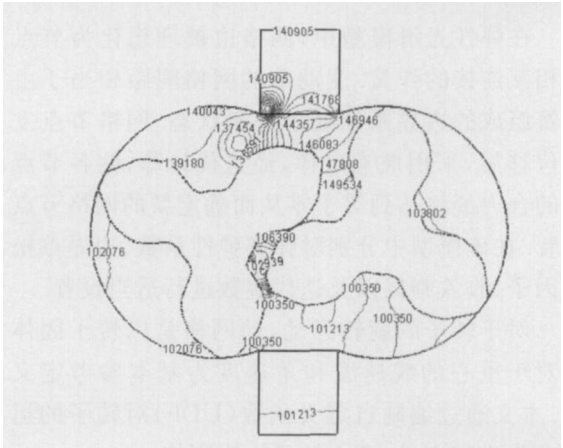


图 11 压力等值线分布图

Fig. 11 Pressure isoline map

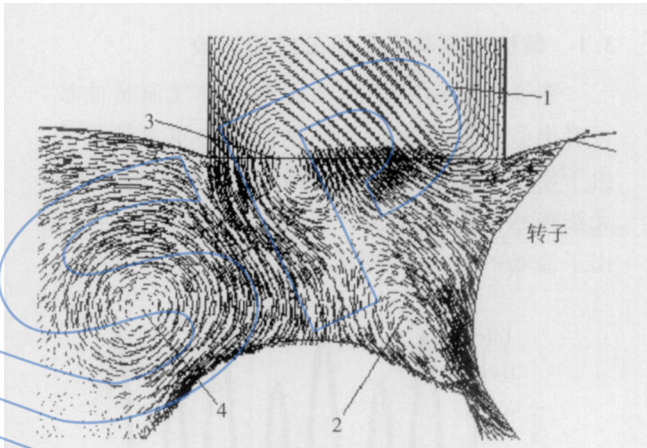


图 12 排气口气流速度矢量图

Fig. 12 Air velocity vector graph of vent

个涡旋的综合作用使排气流量产生不均匀的脉动现象.

图 13、14 分别为小脉动从最大到最小排气过程 ($84.3^{\circ} \sim 98.175^{\circ}$) 以及排气流量逐步回升过程 ($98.175^{\circ} \sim 108.3^{\circ}$) 的速度矢量.非常明显,当排气口处有涡并在扩展、增大时,对应排气流量逐渐下降的过程;反之随着排气口处涡的逐渐移动和削弱,排气流量逐步升高.

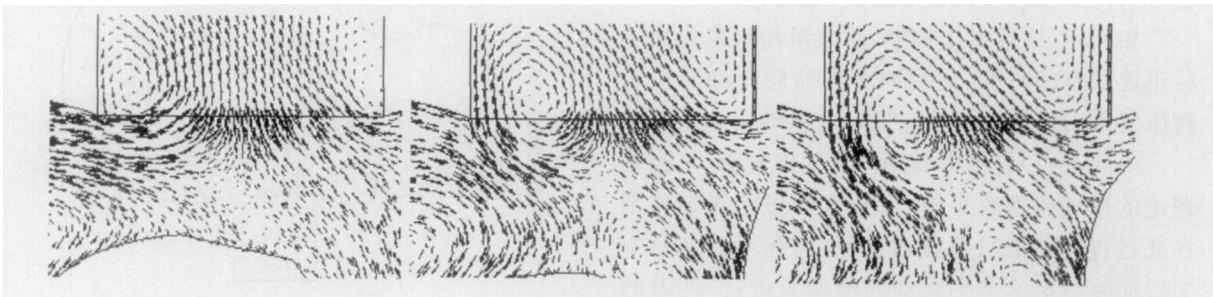


图 13 $84.3^{\circ} \sim 98.175^{\circ}$ 区间的小脉动矢量图

Fig. 13 Small pulse vector of $84.3^{\circ} \sim 98.175^{\circ}$ angle

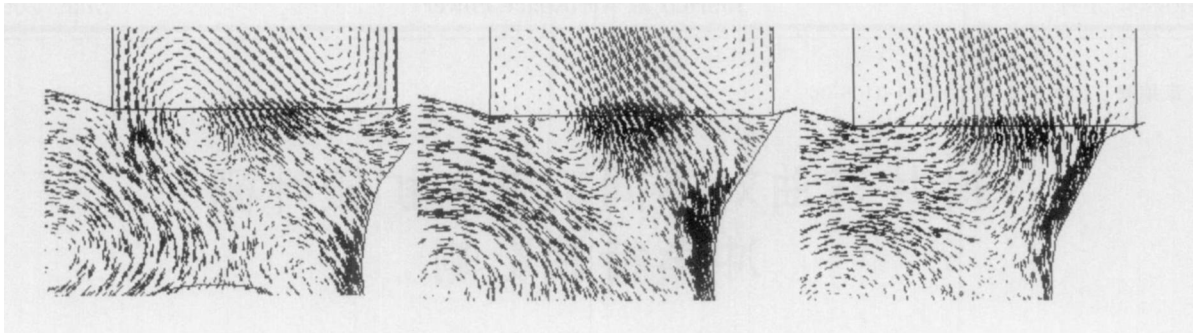


图 14 98.175°~108.3° 区间的小脉动矢量图

Fig. 14 Small pulse vector of 98.175°~108.3° angle

由以上分析可以看出,罗茨鼓风机运行当中流动涡的产生和发展对排气过程有着不可忽视的影响,它不仅使一个排气周期内出现第二个经验理论无法估测的小脉动,而且可能使脉动幅值增大,使回流冲击提前结束.

4 结 论

通过对罗茨鼓风机排气过程的气流脉动进行数值模拟、对排气流量曲线和混合区内速度、压力分布特点的分析表明:罗茨鼓风机排气过程中存在明显的涡流运动,不同时刻涡旋产生的位置、强度和数目不同,涡旋的发展使排气流量曲线出现除回流冲击脉动外的第二个小脉动,同时对流量脉动幅值以及最大冲击角有明显的影响.本文数值模拟得出的流动现象及特征希望为更准确地研究罗茨鼓风机的流动规律提供有益参考.

参考文献:

[1] Blekhman David. A theoretical and experimental study of

high-temperature compressive gas heating[D]. A dissertation for the degree of Doctor of Philosophy, State University of New York at Buffalo, July 16, 2002.

[2] 刘正先. 不同工况对离心叶轮内部流场特性影响的实验研究[J]. 流体机械, 2004, 32(10): 1-4.

LIN Zhengxian, Experimental investigation of the character of flow field in centrifugal impeller at different flow rate [J]. Fluid Machinery, 2004, 32(10): 1-4.

[3] 彭学院,何志龙,束鹏程. 罗茨鼓风机渐开线型转子型线的改进设计[J]. 风机技术, 2000(3): 3-5.

PENG Xueyuan, HE Zhilong, SHU Pengcheng. Design improvement on involute profile of Roots blower rotors[J]. Compressor Blower & Fan Technology, 2000(3): 3-5.

[4] 苏春模. 罗茨鼓风机及其使用[M]. 长沙:中南工业出版社, 1999.

[5] Yahot V, Orzag S A. Renormalization group analysis of turbulence: basic theory[J]. J. Science Comput., 1986, (1): 3-11.

[6] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安:西安交通大学出版社, 1992.