

具有分流叶片跨声速离心叶轮激波 及能量损失分析

刘正先¹, 曹江涛², 王牧苏¹, 赵祎佳¹

(1. 天津大学 机械工程学院, 天津 300072;

2. 天津大学 化工学院, 天津 300072)

摘 要: 对具有分流叶片跨声速离心叶轮, 采用激波基本关系式对数值信息进行分析 and 判定, 理论证实了叶轮流道中激波的存在, 并确定流道内高速气流易在主叶片前缘、分流叶片前缘以及主叶片的吸力面与分流叶片的压力面通道位置形成激波. 进一步对比分析了叶顶间隙和运行工况对激波位置分布特征的影响及引起的能量损失. 结果表明: 固定叶顶间隙下, 随着流量减小, 激波位置向流道上游移动; 叶顶间隙导致激波线位置向流道下游偏移; 分流叶片前缘处有最强激波并引起较明显能量损失.

关 键 词: 跨声速离心叶轮; 分流叶片; 叶顶间隙; 激波判定; 能量损失

中图分类号: V231.3; TH452

文献标志码: A

Analysis on shockwave and energy loss in transonic centrifugal impeller with splitter blades

LIU Zheng-xian¹, CAO Jiang-tao², WANG Mu-su¹, ZHAO Yi-jia¹

(1. School of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072, China;

2. School of Chemical Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: Based on typical transonic centrifugal impeller with splitter blades, the numerical simulation results were analyzed and judged by the basic formula of shockwave. The existence of shockwaves in the flow passage of impeller was proved theoretically. Result shows that, the high-speed air flow easily formed shockwaves at the leading edges of the splitter blade and the main blade, and also at the flow channel between the suction surface of main blades and the pressure surface of splitter blades separately. The distribution characteristics of shockwave lines affected by the tip clearance and the working condition were compared, furthermore the energy loss of shockwave was analyzed. Result shows that, the position of shockwave lines move upstream with the decreasing flow rate at a constant tip clearance, the tip clearance makes the shockwave lines move to the downstream flow passage, and the strongest shockwave is generated at the leading edge of the splitter blades, leading to obvious energy loss.

Key words: transonic centrifugal impeller; splitter blade; tip clearance; shockwave judgment; energy loss

随着流体机械不断朝着高效、节能方向发展, 离心叶轮日益微型化、高转速和高性能化^[1]. 对于

半开式跨声速离心叶轮, 间隙内泄漏与激波的相互作用使内部流动更加复杂^[2-3], 因此目前国内外

收稿日期: 2015-03-20

基金项目: 国家自然科学基金(51276125); 内燃机燃烧学国家重点实验室开放基金资助项目(K2016-07)

作者简介: 刘正先(1969—), 女, 山西夏县人, 教授, 博士, 主要从事流体机械内部气动数值和实验研究.

的研究更加侧重于叶轮流道内部的流动结构. Ibaraki, KANG Shun 等^[4-5]较早用数值方法研究了高转速离心叶轮中激波的发展及其影响, 定性确定激波与附面层的干扰和间隙泄漏涡的相互作用是造成能量损失的主要原因. Backman, Tang, Yamada 等^[6-8]进一步针对间隙引起的离心叶轮性能变化, 指出间隙是造成叶轮损失增加, 效率下降的重要原因. Krain 等^[9-10]则通过实验和数值同时分析了高压比离心叶轮内部复杂的扭曲流动. 刘正先、黄旭东等^[11-13]对离心叶轮内的涡结构进行了研究. 此外楚武利、杜建一、赖焕新、阴明霞等^[14-17]采用实验与数值模拟相结合方法对离心叶轮气动性能受间隙影响进行了测试和对比分析. 本文则以具有分流叶片的跨声速离心叶轮为研究对象, 对流动信息采用朗金-雨贡钮(R-H)公式和激波基本关系式判定流道中激波的存在和并评估其强度, 进而对比叶顶间隙和运行工况对激波位置和能量损失的影响.

1 模型参数与计算方法

计算模型来源于具有分流叶片的 Krain 闭式离心叶轮, 结构参数为: 叶轮出口直径 $D_2 = 92$ mm, 出口宽度 $b_2 = 5$ mm, 主流叶片和分流叶片数各 7 枚, 流道出口为部分无叶扩压器. 沿叶顶方向等值切削叶片得到固定叶顶间隙值的半开式叶轮, 叶顶间隙为 0.25 mm, 与叶片出口宽度 b_2 的比值为 5%.

采用 CFX(compound file explorer)建立叶轮几何模型并实施对湍流时均(雷诺平均 Navier-Stokes, RANS)方程求解, RNG(re-normalization group) $k-\epsilon$ 湍流模型模拟湍流脉动量. 计算条件为: 介质为空气; 压力进口边界条件是总压为 101 325 Pa, 总温为 300 K; 出口边界条件为给定压力值; 固体壁面绝热、无滑移. 叶轮进、出口部分采用动、静交界面方法实现流动参数的传递. 考虑流动的周期性, 取叶轮单通道流场实施计算. 叶轮转速为 110 000 r/min, 对应马赫数 $Ma_{a_u} = 1.53$.

在对叶轮数值结果信息分析前, 首先进行网格独立性检验. 分别对闭式叶轮生成 40 万、80 万、160 万、320 万 4 种密度网格. 计算结果总压比和效率对比如图 1 所示: 4 种网格尺度下, 总压比最大和最小值误差为 0.2%, 等熵效率最大和最小值相对误差为 0.53%, 其中后 3 种网格之间的最大偏差为 0.23%. 由此确定采用 320 万网格进行全工况计算和后处理. 沿流向、叶片高度和周向

网格数分布为 $200 \times 160 \times 100$, 间隙处网格分布为 20×40 (如图 2).

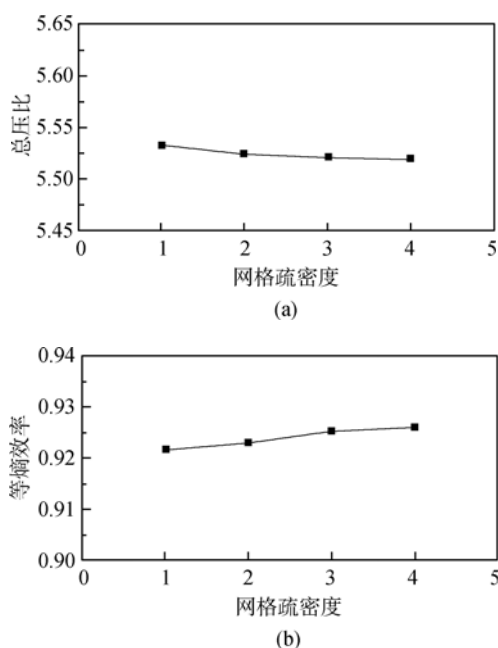


图 1 网格独立性验证

Fig. 1 Mesh independency investigation

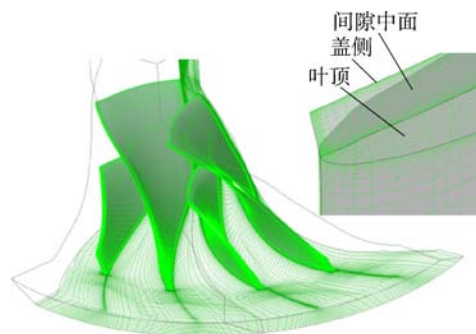


图 2 流道与间隙的网格分布图

Fig. 2 Mesh distribution of flow passage and clearance

2 气动性能与激波特征

2.1 气动性能

两种间隙下的叶轮等熵效率和总压比气动性能曲线见图 3, 图中 c 表示间隙大小, H 点和 D 点分别表示零间隙下的大流量工况点和设计工况点, h 点和 d 点分别表示 0.4 mm 间隙下的大流量工况点和设计工况点. 横坐标为无量纲流量系数, 定义为: $\Phi = 4Q_m / \pi D_2^2 u_2 \rho$, 其中 Q_m 为气体流量 (kg/s); u_2 为叶轮出口圆周速度 (m/s); ρ 为气体密度 (kg/m³). 可以看到, 零间隙的性能曲线在大流量区明显陡峭, 但在有间隙条件下, 等熵效率和

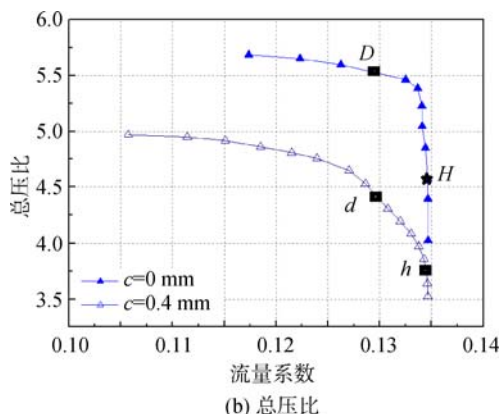
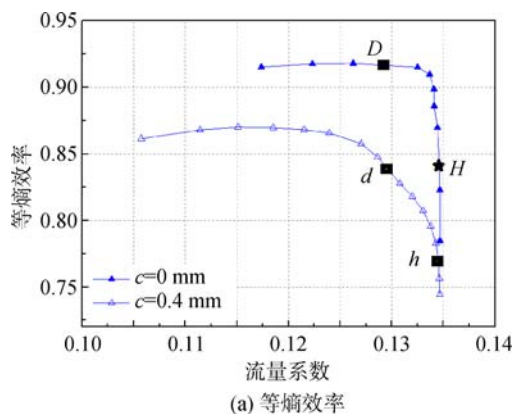


图3 两种间隙下的性能曲线

Fig. 3 Performance curves of two kinds of clearance

总压比虽有所下降,在大流量区,陡峭区域变为平缓过渡,同时相对零间隙运行工况向小流量区扩展了约 $1/3$ 量程. 该叶轮设计工况点(流量系数为 0.13)的实验测试的总压比为 5.5, 本文计算值为 5.54, 相差 0.7%.

2.2 激波参数特征

与亚声速相比,跨声速叶轮内部的激波现象会对流动造成更明显影响,故需要明确判定激波的存在和位置,进而分析激波引起的能量损失.

从图 3 性能曲线中选取零间隙大流量工况点(H点)、设计工况点(D点)以及 0.25 mm 间隙相同流量对应点共 4 个工况点为代表点进行激波判定. 考虑到 0.25 mm 间隙的值约占叶轮出口宽度的 5%, 两种间隙下均取 95% 叶高位置面气流参数进行分析.

图 4 为 95% 叶高流面的马赫数分布. 从激波发生时马赫数的突变特征初步判断: 在主叶片吸力面和分流叶片压力面通道(I')、分流叶片前缘(II')和主叶片前缘(III')3 处可能出现激波.

图 5 给出了图 4 流面上的静压分布,用于补充判断激波发生的位置. 图中横坐标为无量纲流

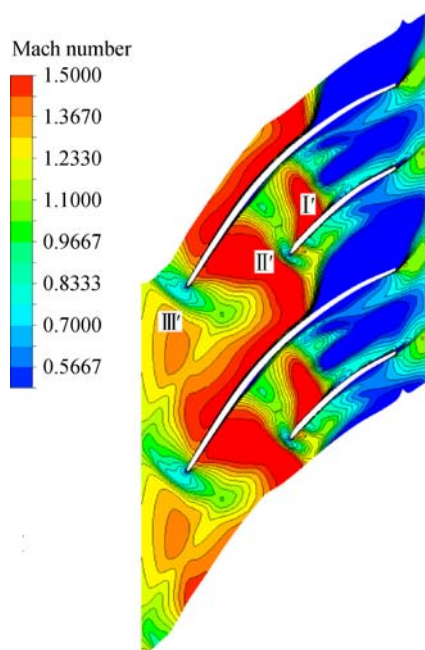


图4 马赫数分布

Fig. 4 Contours of Mach number

向位置, 定义为 L_s/L , 其中 L_s 为距叶片前缘的流向距离, L 为叶片前缘至尾缘的流向尺度. $L_s/L=0$ 为叶片前缘(LE), $L_s/L=1$ 为叶片尾缘(TE). 根据激波的压力突变特征, 图中有 4 处位置满足: 分流叶片压力面 $L_s/L=0.48 \sim 0.54$ (I)、主叶片压力面 $L_s/L=0.40 \sim 0.45$ (II), $L_s/L=0.20 \sim 0.25$ (IV) 和吸力面 $L_s/L=0.50 \sim 0.55$ (III). 但结合图 4 中的马赫数变化, 可推断 I, II 和 III 共 3 处可能存在激波. 位置 IV 虽然存在压力突跳, 但对应图 4 中马赫数没有突降 ($Ma > 1.2$), 不满足激波马赫数基本特征, 故不属于激波. 以下采用激波基本关系式等定量判定 I', II', III' 标识位置有激波存在.

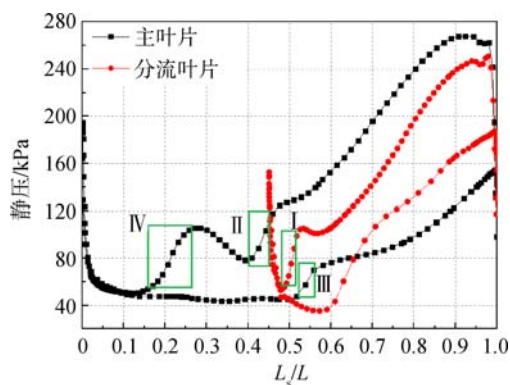


图5 0 mm 间隙叶片表面静压分布

Fig. 5 Distribution of surface static pressure at clearance of 0 mm

3 R-H 激波判定

跨声速流体机械内部的激波属于弱激波范畴,朗金-雨贡钮(R-H)关联式^[18]适合用来判断,根据该关系式,激波前、后的流动参数应满足

$$\frac{p_2 - p_1}{p_2 + p_1} = \gamma \frac{\rho_2 - \rho_1}{\rho_2 + \rho_1} \quad (1)$$

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{(\gamma + 1) \frac{p_2}{p_1} - (\gamma - 1)}{(\gamma + 1) + (\gamma - 1) \frac{p_2}{p_1}} \quad (2)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{\frac{p_2}{p_1} \left[(\gamma + 1) + (\gamma - 1) \frac{p_2}{p_1} \right]}{(\gamma + 1) \frac{p_2}{p_1} + (\gamma - 1)} \quad (3)$$

式中 γ 为比热比; p_i , T_i , ρ_i 分别为气流压力、温度和密度;下标 1 代表波前;下标 2 代表波后。

同时,对任一激波,其波前和波后参数必须满足激波基本关系式

$$Ma_2^2 = \frac{Ma_1^2 + \frac{2}{\gamma - 1}}{\frac{2\gamma}{\gamma - 1} Ma_1^2 \sin^2 \beta - 1} + \frac{Ma_1^2 \cos^2 \beta}{\frac{\gamma - 1}{2} Ma_1^2 \sin^2 \beta + 1} \quad (4)$$

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{(\gamma + 1) Ma_1^2 \sin^2 \beta}{2 + (\gamma - 1) Ma_1^2 \sin^2 \beta} \quad (5)$$

$$\frac{p_2}{p_1} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma + 1} (Ma_1^2 \sin^2 \beta - 1) \quad (6)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{1}{Ma_1^2 \sin^2 \beta} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^2 \cdot \left[\gamma Ma_1^2 \sin^2 \beta - \frac{\gamma - 1}{2} \right] \left[1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma_1^2 \sin^2 \beta \right] \quad (7)$$

式中 Ma_1 , Ma_2 分别为激波前、后的马赫数值。

从式(1)~式(7)可知,无论是 R-H 关联式还是激波基本式,都是以基本前后的流动参数作为基本参数。理论上激波前后的参数呈现突变特征,但实际流动中激波有一定厚度,存在着很薄的过渡层,速度等流动参数在激波层内变化是连续的,如图 6 中细实线,图中横坐标 x 和纵坐标 V 分别表示气流流向位置和速度, σ 表示激波厚度。严格意义上,波前速度 V_1 和波后速度 V_2 应位于激波厚度两端。而激波厚度没有明确界限,且随 Ma_1 的增大而减小。鉴于旋转机械跨声速流动中 Ma_1 较小,激波间距量级约在 $10 \mu\text{m}$ 量级^[18]。本文所有波前、波后数据选取点均保持在此间距范围内。

图 7 为 95% 叶高处周向流面上马赫数值为 1 的等值线图,按照上节的初步推断,分别在等值线上截取标识为 H_i ($i=1, 2, \dots, 8$) 8 个测点,并依

次取标识点前、后数值用于激波判定(见表 1)。

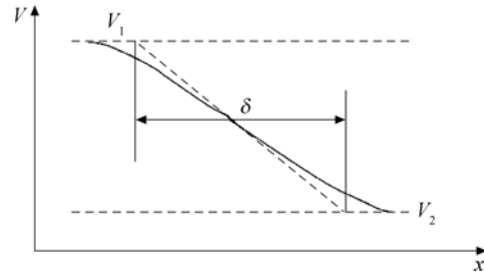


图 6 激波厚度定义示意图

Fig. 6 Schematic of shockwave thickness

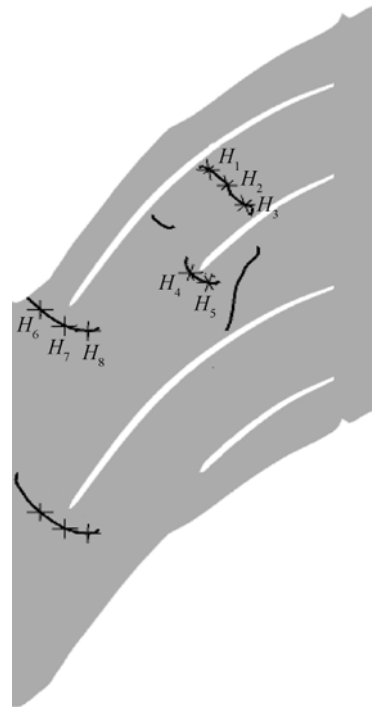


图 7 0 mm 间隙激波取点位置

Fig. 7 Location of shockwave at clearance of 0 mm

表 1 0 mm 间隙波前、波后点流动参数

Table 1 Flow parameters before and after shockwave with clearance of 0 mm

测点	$\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	Ma	p/kPa	T/K	$V/(\text{m}/\text{s})$
H_1	0.930	1.260	75.999	283.71	424.82
H_2	1.007	1.145	87.359	300.91	397.10
H_3	0.930	1.098	83.034	309.49	385.94
H_4	0.691	1.463	49.507	248.83	462.00
H_5	0.706	1.470	51.672	254.11	469.26
H_6	0.991	1.184	80.170	281.69	398.35
H_7	1.043	1.156	86.251	287.84	393.14
H_8	1.111	1.106	93.916	293.84	379.73

续表

测点	$\rho/$ (kg/m^3)	Ma	p/kPa	T/K	$V/$ (m/s)
H_1	1.181	0.987	106451	313.59	350.20
H_2	1.150	0.987	105142	317.87	351.56
H_3	1.027	0.976	95725	323.50	350.76
波后 H_4	1.079	0.968	93722	201.81	336.38
H_5	1.110	0.952	97778	306.29	333.70
H_6	1.182	0.982	102644	302.25	341.94
H_7	1.216	0.979	106946	306.02	343.06
H_8	1.230	0.982	108347	306.64	344.64

对表1数据按照 R-H 和激波关系式计算并进行如下对比:

1) 由表1计算波前、波后的密度比 ρ_2/ρ_1 , 静压 p_2/p_1 和温度比 T_2/T_1 .

2) 由式(1)计算得到比热比 γ ; 把静压比计算值代入 R-H 关系式(2)、式(3), 得到密度比 ρ_2/ρ_1 和温度比 T_2/T_1 .

3) 把表1中的马赫数代入激波基本关系式(4)~式(7), 得到密度比 ρ_2/ρ_1 , 静压比 p_2/p_1 和温度比 T_2/T_1 .

4) 对由 R-H 关系式得到的激波参数比与计算值进行误差比较(表2中下标为 b 的参数, R_ρ , R_p , R_T 分别表示密度、压力和温度的误差百分比).

5) 对由激波基本关系式得到的参数比与计算值进行误差比较(表2中下标为 r 的参数, R_κ 表示比热比的误差百分比), 其中比热比 γ 理论值为 1.4.

表2 0 mm 间隙相对误差百分比值

Table 2 Percentage value of relative error with clearance of 0 mm

测点	$R_{\rho,b}/\%$	$R_{p,b}/\%$	$R_{T,b}/\%$	$R_{\kappa,r}/\%$	$R_{p,r}/\%$	$R_{T,r}/\%$
H_1	0.16	0.10	0.25	0.39	0.09	0.28
H_2	0.39	0.67	0.03	0.68	0.09	0.17
H_3	0.19	0.41	0.24	1.10	0.10	0.12
H_4	0.31	0.84	0.58	0.57	0.27	0.32
H_5	0.26	1.02	0.62	0.92	0.43	0.18
H_6	0.13	0.26	0.02	0.30	0.05	0.06
H_7	0.02	0.06	0.03	0.14	0.02	0.05
H_8	0.43	0.56	0.01	0.34	0.03	0.17

从表2可以看出, 通过对数值模拟结果取值计算得到的激波各参数比, 分别与由激波基本关系式和 R-H 关系式计算得出的对应参数相比, 相对误差最大仅为 1.10%. 表明数值计算结果与两种关系式之间均具有较高符合度, 由此判定参数对应的叶轮位置存在激波.

由此可得, 具有分流叶片跨声速离心叶轮在 0 mm 叶顶间隙条件下, 流道中可确定存在 3 处激波, 即图4中主叶片吸力面和分流叶片压力面通道(I')、分流叶片前缘(II')和主叶片前缘(III'), 可根据马赫数值为 1 的等值线判定激波位置.

4 激波影响与损失

为进一步分析激波分布特征, 分别对 0 mm 间隙设计工况和大流量工况(图3中 D 点和 H 点), 以及 0.4 mm 间隙下, 与 0 mm 间隙工况对应流量的设计工况和大流量工况(d 点和 h 点)进行量化分析.

4.1 间隙对不同工况的激波位置影响

图8为 92% 叶高处大流量工况 0 mm 间隙(H 点)和 0.4 mm 间隙(h 点)的激波位置对比. 从图可以看出: 在文中第3节提到的 3 个位置即主叶片前缘、分流叶片前缘以及主叶片吸力面和分流叶片压力面通道处, 有、无间隙下的激波线位置基本不变. 除此之外, 在主叶片压力面和分流叶片吸力面通道中, 有、无间隙均出现激波, 但 0 mm

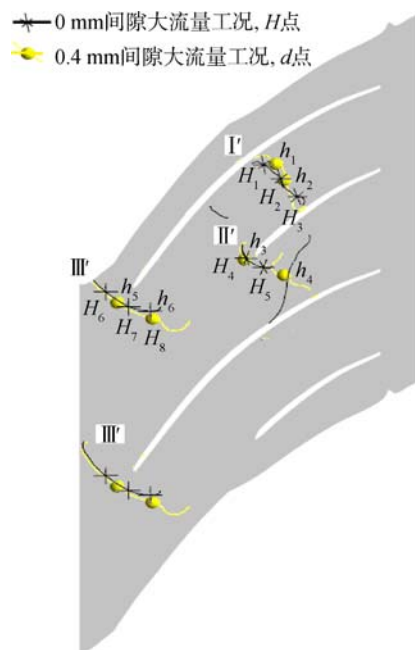


图8 大流量工况激波位置对比

Fig. 8 Comparison of shockwave location in the higher flow rate

间隙叶轮激波线是从主叶片压力面向下游伸展,而 0.4 mm 间隙激波线是从主叶片压力面侧向上游伸展几乎与分流叶片前缘处激波相连。

图 9 是与图 8 相同叶高位置设计工况下的 0 mm 间隙(D点)和 0.4 mm 间隙(d点)激波对比。可看到,在主叶片前缘,有、无间隙的激波线位置基本相同;在分流叶片前缘,相对于 0 mm 间隙激波线,0.4 mm 间隙激波线更接近叶片前缘;值得注意的是,随着流量从大流量变化到设计工况,在主叶片吸力面和分流叶片压力面通道中的激波在 0 mm 间隙时还可观察到,而在 0.4 mm 间隙时则完全消失。

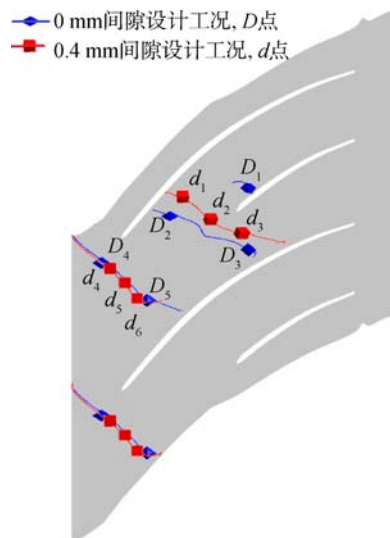


图 9 设计工况激波位置对比

Fig. 9 Comparison of shockwave location in design condition

4.2 工况对激波位置影响

图 10(a)和图 10(b)分别为 0 mm 间隙和 0.4 mm 间隙下,设计工况和大流量工况流道激波位置对比。两种间隙下的共同特征是相对于大流量工况,设计工况的激波线位置均移向上游,且在叶片前缘处的激波线更长些。不同点是在主叶片与分流叶片之间面通道中,大流量工况有明显的激波存在,而设计工况此处激波被削弱(图 10(a))甚至消失(图 10(b))。

总结以上现象可得,当工况(流量)不变、间隙变化时,激波产生位置随间隙增加保持不变或更靠近叶片前缘。而当间隙不变、流量变化时,激波位置随流量的减小而移向流道上游。同时,随着流量减小,在主叶片与分流叶片之间通道中的激波明显被削弱,甚至消失。从这点看,流量变化对激波的影响更大些。

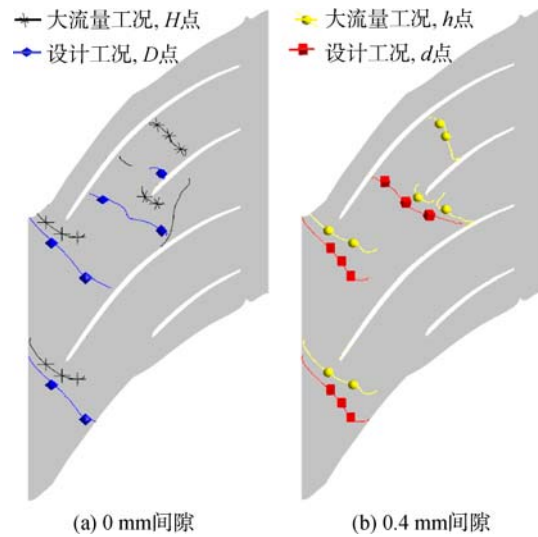


图 10 不同工况激波位置对比

Fig. 10 Comparison of shockwave location in different working conditions

4.3 激波能量损失

总压恢复因数表征气流经过激波后总压恢复能力,可用于衡量流道中气流因激波引起的机械能损失。激波的总压恢复因数越小,表明激波越强,通过激波的损失越大。总压恢复因数由激波前后的总压比表示为

$$\sigma = \frac{p_2^*}{p_1^*} = \frac{\left[\frac{(\gamma+1)Ma_1^2 \sin^2 \beta}{2 + (\gamma-1)Ma_1^2 \sin^2 \beta} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{\left[\frac{2\gamma}{\gamma+1}Ma_1^2 \sin^2 \beta - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \right]^{\frac{1}{\gamma-1}}} \quad (8)$$

将文中第 4.2 节 4 个工况点(图 3 中 H 点、D 点、h 点、d 点)参数代入式(8)计算激波的总压恢复因数,各计算点分布见图 8 和图 9,计算结果如表 3 所示。

表 3 总压恢复因数

Table 3 Total pressure recovery coefficients

测点 编号 <i>i</i>	测点			
	<i>H_i</i>	<i>D_i</i>	<i>h_i</i>	<i>d_i</i>
1	0.996 1	0.999 7	0.998 90	0.999 4
2	0.999 3	0.999 8	0.998 68	0.997 9
3	0.999 8	0.999 8	0.976 44	0.998 2
4	0.975 1	0.998 6	0.998 60	0.999 7
5	0.972 9	0.996 2	0.996 37	0.999 7
6	0.998 5		0.997 79	0.999 8
7	0.999			
8	0.999 7			

表3数据显示, H_4 点、 H_5 点、 h_3 点共3处的总压恢复因数明显小于其他各点,而这3点均位于分流叶片前缘。由此推断大流量工况流场中分流叶片前缘处具有最强激波,此处的激波损失也最大。

5 结 论

1) 采用朗金-雨贡钮等基本关系式证明了具有分流叶片的跨声速离心叶轮流道中激波的存在,确定在主叶片、分流叶片前缘和主叶片吸力面与分流叶片压力面通道3处最易形成激波。

2) 当工况不变、间隙变化时,激波产生位置随间隙增加保持不变或更靠近叶片前缘;当间隙不变、工况变化时,激波位置随流量的减小移向流道上游。同时随着流量减小,在主叶片吸力面与分流叶片压力面通道中的激波明显被削弱,甚至消失。

3) 总压恢复因数表明无论是否存在间隙,在分流叶片前缘处的激波均最强,激波损失最显著。致谢:

感谢英国伦敦大学(University College London)热流体 Zangeneh Mehrdad 教授提供叶轮参数和实验数据。

参考文献:

- [1] Krain H. Review of centrifugal compressor's application and development[J]. Journal of Turbomachinery, 2005, 112(1):24-34.
- [2] 刘宝杰,邹正平,严明,等. 叶轮机计算流体动力学技术现状与发展趋势[J]. 航空学报, 2002, 23(5):394-404.
LIU Baojie, ZOU Zhengping, YAN Ming, et al. Present status and future development of CFD in turbomachinery[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2002, 23(5): 394-404. (in Chinese)
- [3] Higashimori H, Hasagawa K, Sumida K, et al. Detailed flow study of Mach number 1.6 high transonic flow with a shock wave in a pressure ratio 11 centrifugal compressor impeller[R]. ASME Paper 2004-GT-53435, 2004.
- [4] Ibaraki S, Furukawa M, Lwakiri K, et al. Vortical flow structure and loss generation process in a transonic centrifugal compressor impeller[R]. ASME Paper 2007-GT-27791, 2007.
- [5] KANG Shun. Numerical investigation of a high speed centrifugal compressor impeller[R]. ASME Paper 2005-GT-68092, 2005.
- [6] Backman J H, Reunanen A, Saari J, et al. Effects of impeller tip clearance on centrifugal compressor efficiency[R]. ASME Paper 2007-GT-28200, 2007.
- [7] Tang J, Saaresti T, Reunanen A, et al. Numerical investigation of the effect of tip clearance to the performance of a small centrifugal compressor[R]. ASME Paper 2006-GT-90893, 2006.
- [8] Yamada K, Tamagawa H, Furukawa-Ibaraki S, et al. Comparative study on tip clearance flow fields in two types of transonic centrifugal compressor impeller with splitter blades[R]. ASME Paper 2010-GT-23345, 2010.
- [9] Krain H, Hoffmann B, Rohne K H, et al. Improved high pressure ratio centrifugal compressor[R]. ASME Paper 2007-GT-27100, 2007.
- [10] Krain H, Karpinski G, Beversdorff M. Flow analysis in a transonic centrifugal compressor rotor using 3-component laser velocimetry[R]. ASME Paper 2001-GT-0315, 2001.
- [11] 刘正先,陈丽英. 亚声速半开式离心叶轮叶顶间隙的流动特征[J]. 航空动力学报, 2012, 27(4):937-945.
LIU Zhengxian, CHEN Liying. On nature of tip clearance flow in unshroud impeller of centrifugal compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(4):937-945. (in Chinese)
- [12] LIU Zhengxian, PING Yan, Mehrda Z. On the nature of tip clearance flow in subsonic centrifugal impeller[J]. Science China Technological Sciences, 2013, 56(9):2170-2177.
- [13] 黄旭东,陈海昕,符松. 跨音速压气机中的涡结构与失速机理分析[J]. 空气动力学学报, 2007, 25(增刊):75-79.
HUANG Xudong, CHEN Haixin, FU Song. Identification of vortices in a transonic compressor flow and study on the stall process[J]. Acta Aerodynamic Sinica, 2007, 25(Suppl.):75-79. (in Chinese)
- [14] 楚武利,刘志伟. 间隙泄漏对半开式离心叶轮性能影响的实验研究与分析[J]. 推进技术, 1999, 20(3):69-72.
CHU Wuli, LIU Zhiwei. Experiment study on effect of tip clearance on centrifugal impeller performance[J]. Journal of Propulsion Technology, 1999, 20(3):69-72. (in Chinese)
- [15] 杜建一,汤华,赵晓路,等. 叶顶间隙对离心压气机性能影响的研究[J]. 工程热物理学报, 2006, 27(4):583-585.
DU Jianyi, TANG Hua, ZHAO Xiaolu, et al. Study on centrifugal impeller with tip clearance[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(4):583-585. (in Chinese)
- [16] 赖焕新,康顺,谭春青,等. 有无叶顶间隙条件下斜流风机叶轮内部三维流动的数值研究[J]. 航空动力学报, 2000, 15(1):17-21.
LAI Huanxin, KANG Shun, TAN Chunqing, et al. Numerical study of 3-D flow in a diagonal fan impeller[J]. Journal of Aerospace Power, 2000, 15(1):17-21. (in Chinese)
- [17] 阴明霞,冀国锋,桂幸民. 叶尖间隙流动对某微小型离心压气机性能的影响[J]. 航空动力学报, 2010, 25(3):565-570.
YIN Mingxia, JI Guofeng, GUI Xingmin. Influence of tip clearance flow on performance of on micro centrifugal compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(3):565-570. (in Chinese)
- [18] 童秉纲,孔祥言,邓国华. 气体动力学[M]. 北京:高等教育出版社, 1995.

(编辑:叶青、王碧琚)