

尾缘锯齿降低叶栅噪声的数值模拟

全帆¹, 乔渭阳¹, 纪良¹, 王良锋¹, 许坤波¹, 王勋年²

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;
2. 中国空气动力研究与发展中心
空气动力学国家重点实验室, 四川 绵阳 621000)

摘 要: 采用大涡模拟与声类比的方法研究了尾缘锯齿对涡轮叶栅噪声的影响. 设计了两种不同的尾缘锯齿, 对比了 $Re=3.3\times10^5$ (基于叶片弦长与叶栅出口速度) 下两种不同结构锯齿尾缘叶栅与直尾缘叶栅的声功率. 结果表明: 尾缘锯齿可以降低叶片吸力面边界层分离噪声约 5 dB, 降低尾缘涡脱落噪声约 10 dB. 进一步的研究表明, 尾缘锯齿可以降低叶片尾缘附近表面的压力脉动幅值约 50%, 将展向相关尺度较大的涡破碎展向相关尺度较小的涡, 并消除尾缘脱落涡, 这三者的综合作用使噪声得到降低.

关 键 词: 尾缘锯齿; 叶栅噪声; 声类比; 边界层分离噪声; 脱落涡噪声

中图分类号: V231.3 **文献标志码:** A

Numerical simulation on noise reduction for the cascade with trailing edge serrations

TONG Fan¹, QIAO Wei-yang¹, JI Liang¹, WANG Liang-feng¹,
XU Kun-bo¹, WANG Xun-nian²

(1. School of Power and Energy,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;
2. State Key Laboratory of Aerodynamics,
China Aerodynamics Research and Development Center, Mianyang Sichuan 621000, China)

Abstract: Large eddy simulation and acoustic analogy were performed to investigate the effect of trailing edge serrations on the turbine cascade noise. Two different trailing edge were designed. Comparisons were made for the sound power of two different serrated trailing edge cascades and straight trailing edge cascade under $Re=3.3\times10^5$ (based on the blade chord and cascade outlet velocity). The result shows that the trailing edge serrations can reduce the blade suction surface boundary layer's separation noise by about 5 dB and the trailing edge vortex shedding noise by about 10 dB. Further investigation shows that trailing edge can reduce blade surface pressure fluctuation amplitude by about 50% near the trailing edge and change the vortexes of large spanwise correlation length into those of smaller spanwise correlation length. Furthermore, the trailing edge serrations can eliminate the trailing edge vortex shedding. The above three factors work jointly and contribute to the final noise reduction.

Key words: trailing edge serration; cascade noise; acoustic analogy;
boundary layer separation noise; vortex shedding noise

随着民用航空的飞速发展,飞机与发动机噪声问题已得到人们的高度重视.低噪声发动机设计技术成为设计者追求的一个重要目标.发动机噪声包括喷流噪声、叶轮机械噪声、燃烧噪声.随着高涵道比发动机的应用,喷流噪声得到大幅降低,叶轮机械噪声的降低变得十分重要.人们对叶轮机械单音噪声已经有较深入的理解,叶轮机械单音噪声已经得到大幅降低.与此同时,叶轮机械宽频噪声的重要性逐渐凸显出来,降低叶轮机械宽频噪声成为研究的热点.宽频噪声中,湍流边界层与尾缘的干涉是一个重要的噪声源. Brooks 等首次用实验的方法研究了尾缘噪声的特征^[1-2],之后 Amiet^[3-4]与 Howe^[5]发展了相应的尾缘噪声预测模型.充分发展的湍流边界层包含各种尺度的涡,因而产生的声是宽频的.

早在19世纪30年代,人类就开始关注湍流边界层尾缘干涉噪声^[6].人们发现具备低噪声飞行本领的猫头鹰有3个独特的形态特征:①翅膀前缘的初级羽毛呈锯齿状排列,构成翅膀前缘梳状结构;②翅膀后段曳尾羽毛排列的像围巾的须边;③猫头鹰翅膀上的其他部分和腿部被厚实柔软的绒羽所覆盖.猫头鹰寂静飞行的本领激发了人类探索安静飞机与叶轮机械的设计技术^[7-8]. Bohn, Khorrami 等与 Sarradj 等^[9-11]研究了多孔介质材料的降噪效果,实验证明,多孔材料是降低噪声的有效措施. Finezl 等研究了刷式尾缘的降噪效果^[12].降噪的另外一种思路是针对翼型/叶栅采用模仿猫头鹰翅膀结构的锯齿尾缘结构, Howe 首先提出了这种概念^[13-14]. Howe 认为,由于波数垂直于尾缘的阵风与尾缘干涉辐射噪声的“效率”高于倾斜阵风的噪声辐射“效率”,锯齿形尾缘由于构成了倾斜尾缘结构因此具有降噪能力,基于这种分析,Howe 给出了锯齿尾缘降噪预测模型,将锯齿尾缘降噪量与尾缘锯齿周期(λ)和锯齿幅值($2h$)的比值参数等设计关键参数关联起来并给出了降噪效果的近似预测公式,对于正弦状尾缘, $\lambda/h \leq 4$ 时,降噪效果约为 $10 \times \lg(10h/\lambda)$ dB,对于锯齿状尾缘,当 $\omega h/U \gg 1$ 时(ω 为角频率, U 为来流速度),降噪效果约为 $10 \times \lg[1 + (4h/\lambda)^2]$ dB^[14].

Howe 对锯齿尾缘进行理论研究后,众多学者研究了锯齿尾缘的降噪效果及降噪机理.1999年, Braun 等^[15]将尾缘锯齿结构用于风力机叶片,实验证明可以降噪 2~3.5 dB.2008年, Oerlemans 等^[16]的研究中,将锯齿尾缘应用到真实风

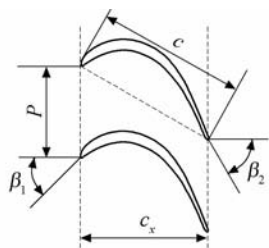
力机上,实现降噪约 3.2 dB.此外, Gruber 等^[17-24]的工作也都证实了尾缘锯齿的降噪效果. Gruber 等^[17-18]的实验结果表明, Howe^[14]的理论预测公式大大高估了锯齿的降噪效果,尾缘锯齿降噪的机理仍未完全清楚.此外,关于尾缘锯齿的工作大部分是基于孤立翼型的研究,只有 Finez 等^[25]研究了锯齿尾缘在叶栅中的应用效果,叶栅由 7 个 NACA 6512-10 叶片构成,实验中获得了约 5 dB 的降噪效果.

尽管关于尾缘锯齿做了很多工作,但尾缘锯齿的降噪机理仍不完全清楚.本文以低压涡轮平面叶栅为研究对象,采用大涡模拟(LES)的方法研究了尾缘锯齿对低压涡轮平面叶栅流场的影响,并用流场/声场混合计算方法评估了尾缘锯齿结构对叶栅噪声的影响.本文详细研究了直尾缘叶栅与两种不同结构的锯齿尾缘叶栅的流场,证实了尾缘锯齿在涡轮叶栅中的降噪效果,并揭示了锯齿尾缘可能的降噪机理.

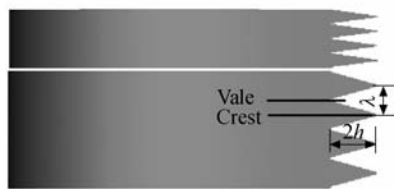
1 研究对象与数值计算方法

1.1 研究对象

本文以一高负荷低压涡轮平面叶栅为研究对象,叶栅示意图见图 1(a).叶栅弦长 $c=100$ mm,轴向弦长 $c_x=86.94$ mm,栅距 $P=95$ mm,稠度为 1.05,几何进气角 $\beta_1=37.7^\circ$,几何出气角 $\beta_2=62.3^\circ$.图 1(b)为设计的两种尾缘锯齿结构.锯齿结构参数由锯齿幅值 $2h$ 与锯齿周期 λ 定义.设计



(a) 叶栅示意图



(b) 尾缘锯齿结构

图1 叶栅与尾缘锯齿结构参数

Fig. 1 Configuration parameters of cascade and trailing edge serrations

的两种锯齿幅值 $2h$ 均为 16 mm, λ 分别为 4 mm 与 8 mm. $\lambda=4$ mm 的叶栅记为 H1_Small_S, $\lambda=8$ mm 的叶栅记为 H1_Big_S, 直尾缘叶栅记为 H1_Base.

1.2 数值计算方法

由于宽频噪声是由各种不同尺度上的流动产生的, 因此宽频噪声的准确计算需要采用 LES 或者直接数值模拟方法(DNS). 由于 LES 的计算量远小于 DNS, 并可以准确地计算对噪声影响明显的大尺度涡, 因此 LES 成为研究宽频噪声的合适工具^[26]. 本文采用 LES 对直尾缘叶栅与锯齿尾缘叶栅进行数值模拟, 本文 LES 计算使用的是成熟的商用软件 ANSYS CFX, 数值模拟中选择动力 Smagorinsky 亚格子模型, 该软件与亚格子模型可以准确地模拟低压涡轮内部的复杂流动^[27].

计算域的设置以及叶片尾缘锯齿附近的网格见图 2. 图 2(a)中, 计算域叶栅进口段 $l=1.5c$, 出口段 $W=4c$. 为控制网格数量, 锯齿尾缘叶栅展向长度选为 2λ , 直尾缘叶栅展向长度与宽锯齿尾缘叶栅相同, 为 16 mm. 叶片表面网格保证 $y^+ < 1.3$ 个算例中网格沿流向与栅距方向的分布相同, 沿栅距方向网格节点数为 140, 沿流向网格节点数为 480, 叶片前缘与尾缘附近最大流向网格间距 $\Delta x=0.3$ mm. 沿展向, 直尾缘锯齿网格节点数为 32, 沿展向最大网格间距 $\Delta z=0.5$ mm, 窄锯齿网格节点数为 89, 宽锯齿网格节点数为 121, 沿展向最大网格间距均为 $\Delta z=0.28$ mm(沿展向锯齿表面网格同样保证 $y^+ < 1$, 远离锯齿网格按比例增大, 故宽锯齿展向网格节点数并非窄锯齿的 2 倍). 最终直尾缘叶栅的网格数量约为

2.77×10^6 , 窄锯齿尾缘叶栅网格数量约为 8.8×10^6 , 宽锯齿尾缘叶栅网格数量约为 1.2×10^7 . 图 2(b)是叶片尾缘锯齿附近的网格示意图.

边界条件设置中, 进口给定总温、总压、气流角, 出口给定背压, 栅距方向为平移周期边界条件, 上下边界也设置为平移周期边界. 所计算的状态对应叶栅出口速度为 50 m/s, 基于叶栅出口速度与弦长的雷诺数 $Re=3.3 \times 10^5$. 计算中时间步长 $\Delta t_c=1 \times 10^{-6}$ s. 待流场收敛后推进 15 000 步获得流场统计平均结果.

1.3 声学计算方法

为了计算涡轮叶栅产生的噪声, 采用了基于 Lighthill 声类比理论的混合计算方法, 该方法由 Ventres 等提出^[28]. 当忽略单极子与四极子声源时, 旋转机械产生的声压可以根据下面的公式计算

$$p_s(\mathbf{x}, t) = \int_{-T}^T \int_{S_f(\tau)} \frac{\partial G}{\partial y_i} f_i dS(\mathbf{y}) d\tau \quad (1)$$

其中 $p_s(\mathbf{x}, t)$ 为声压, $\mathbf{x}$ 和 $\mathbf{y}$ 分别是观察点坐标和声源坐标, τ 为声源时间, t 为观察点接收时间, $S_f(\tau)$ 为固体边界表面, f 为固体表面作用力, G 是环形固壁管道的格林函数. 假设流体无黏性, 则式(1)可以写为

$$p_s(\mathbf{x}, t) = \int_{-T}^T \int_{S_f(\tau)} \mathbf{n}(\mathbf{y}) \cdot \nabla G(\mathbf{x}, \mathbf{y}, t - \tau) \cdot p(\mathbf{y}, \tau) dS(\mathbf{y}) d\tau \quad (2)$$

其中 $\mathbf{n}$ 为叶片表面法向量, $p(\mathbf{y}, \tau)$ 为声发射时刻声源表面压力, 对式(2)进行傅里叶变化, 声压可以写为

$$p_s(\mathbf{x}, \omega) = \sum_m \sum_n \bar{p}_{m,n}(\omega) \Psi_{m,n}(\kappa_{m,n} r) \cdot \exp(i m \phi - i \gamma_{n,m} x_1) \quad (3)$$

其中 ω 为角频率, $\bar{p}_{m,n}(\omega)$ 是模态 (m, n) 的幅值, $\Psi_{m,n}(\kappa_{m,n} r)$ 是特征函数, $\kappa_{m,n}$ 为特征值, r 为圆柱坐标系下半径, ϕ 为圆柱坐标系下周向角度.

$$\gamma_{n,m} = \frac{Ma \omega}{\beta^2 c_0} + \frac{k_{n,m}}{\beta^2} \operatorname{sgn}(y_1 - x_1) \quad (4)$$

$$\beta = \sqrt{1 - Ma^2} \quad (5)$$

$$k_{n,m} = \sqrt{\left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2 - \beta^2 \kappa_{m,n}^2} \quad (6)$$

其中 c_0 为声速, $k_{n,m}$ 为波数, Ma 为轴向马赫数. 式(3)中 $\bar{p}_{m,n}(\omega)$ 可以根据下式计算

$$\bar{p}_{m,n}(\omega) = \frac{1}{2i \Gamma_{m,n} \kappa_{m,n}} \int_{S_f} \{ \Psi_{m,n}(\kappa_{m,n} r') \mathbf{n} \cdot \nabla [\exp(-i m \phi' + i \gamma_{n,m} y_1)] p(\mathbf{y}, \omega - m \Omega) \} dS(\mathbf{y}) \quad (7)$$

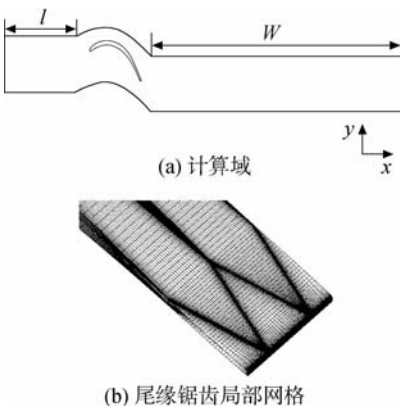


图 2 计算域与尾缘锯齿局部网格示意图

Fig. 2 Schematic of computation field and local mesh of trailing edge serrations

当叶片静止时,叶片表面上的压力脉动 $p(\mathbf{y}, \omega - m\Omega)$ 可以写为 $p(\mathbf{y}, \omega)$, Ω 为转轴角频率. 其中 $p(\mathbf{y}, \omega)$ 可以从 LES 结果中提取.

2 锯齿对叶栅气动性能的影响

对比了 3 种不同尾缘结构叶栅的气动性能. 图 3(a) 是叶片表面时均压力系数的分布, 时均压力系数 C_p 的定义如下

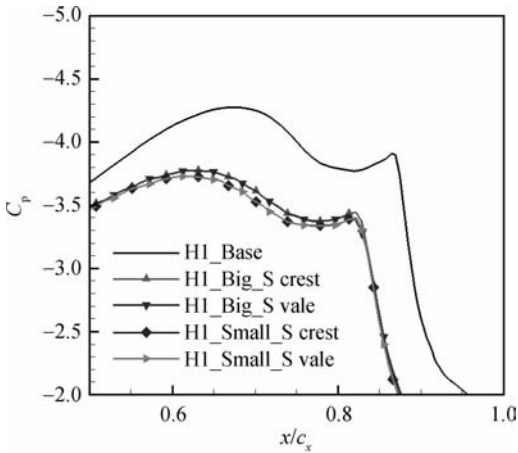
$$C_p = \frac{p_b - p_{in}}{0.5 \rho_{in} U_{in}^2} \tag{8}$$

其中 p_b 为叶片表面时均压力, p_{in} 为叶栅进口时均压力, ρ_{in} 与 U_{in} 分别为叶栅进口时均密度与速度. 从图 3(a) 中可以看出, 加尾缘锯齿后, 吸力面时均压力系数在 $x/c_x = 0.4$ 位置开始发生变化, 而压力面在 $x/c_x = 0.87$ 位置开始发生变化. 尾缘锯齿结构降低了叶片的负荷, 然而两种不同尾缘锯齿结构叶片的时均压力系数分布仅仅有细微的差别, 如图 3(b) 所示.

从图 3(a) 还可以看出, 尾缘锯齿结构对叶片吸力面层流到湍流的转换过程有很大影响. 为了更清楚地研究这种影响, 图 4 给出了壁面平均摩擦因数 C_f 的分布, C_f 定义如下

$$C_f = \frac{\tau_w}{0.5 \rho_{in} U_{in}^2} \tag{9}$$

其中 τ_w 为壁面平均切应力. 从图 4 中可以看出, 采用尾缘锯齿结构后壁面平均摩擦因数显著减小, 同时转换过程提前. 图 4 中黑色的线 A, B, C 分别表示平均分离起始位置、平均压力恢复位置、平均再附位置. 表 1 中列出了线 A, B, C 的具体流向位置. 当采用较宽尾缘锯齿结构后, 分离起始位置向前移动约 $0.04c_x$, 压力恢复位置提前约 $0.04c_x$, 再附位置提前约 $0.02c_x$. 当采用较窄尾缘锯齿结构后, 这 3 个位置进一步稍稍提前. 因此,



(b) 两种不同锯齿结构的对比(放大图)

图 3 叶片表面时均压力系数的对比
Fig. 3 Comparison of time averaged pressure coefficient of blade surface

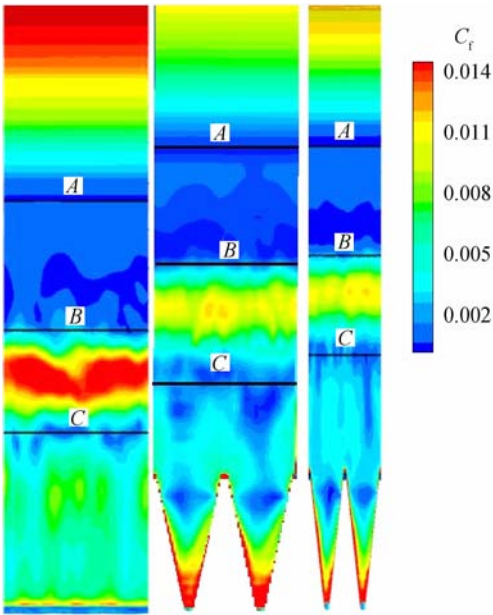
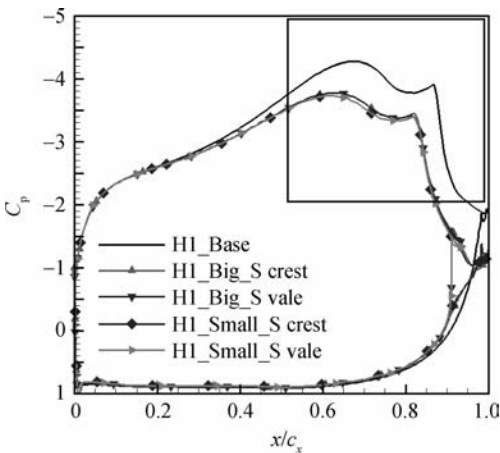


图 4 叶片吸力面壁面平均摩擦因数
Fig. 4 Mean friction coefficient of blade suction surface wall

表 1 不同的转换过程位置
Table 1 Location of different transition processes

叶栅	x/c_x		
	线 A	线 B	线 C
直尾缘	0.7620	0.8628	0.9012
宽锯齿尾缘	0.7224	0.8249	0.8810
窄锯齿尾缘	0.7108	0.8154	0.8549

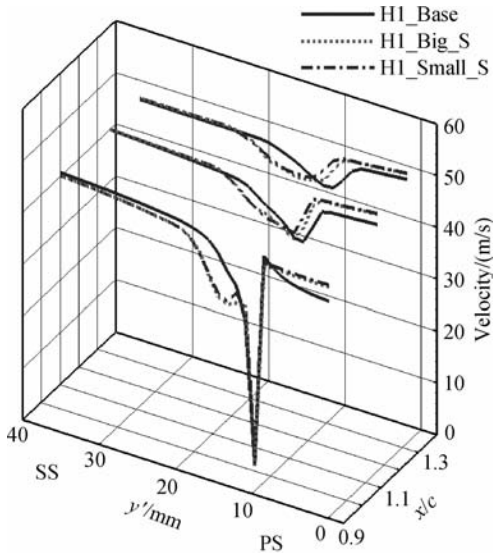


(a) 直尾缘与锯齿尾缘的对比

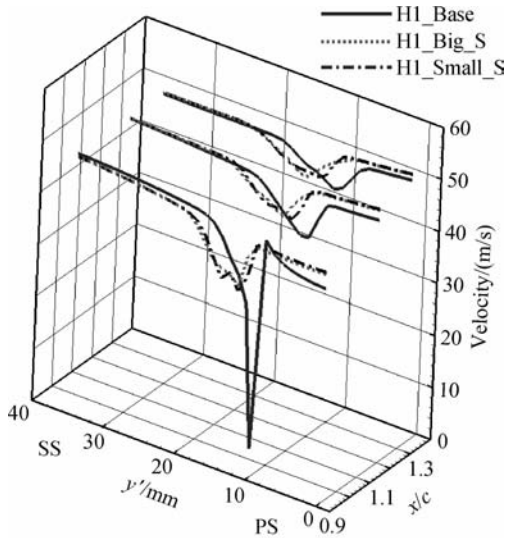
当采用尾缘锯齿结构后,湍流边界层的区域范围扩大.这可能是由于尾缘采用锯齿结构后,由于压力面与吸力面压差的存在,锯齿局部会产生由压力面到吸力面的气流,对叶片吸力面气流产生扰动,该扰动会向上游传播,进而影响吸力面的转捩过程,使转捩过程提前.

图 5 对比了直尾缘与锯齿尾缘叶栅在不同展向位置处的尾迹型面,所提取的尾迹型面分别在叶片下游 0,16%,32%弦长位置处,图中的 y' 方向为垂直于尾迹的方向,SS 为吸力面,PS 为压力面.图 5(a)是在锯齿尖部展向位置提取的尾迹,图 5(b)是在锯齿根部展向位置提取的尾迹.可以看出,尾缘锯齿对尾迹的分布有显著影响.总体来讲,叶栅采用尾缘锯齿结构后尾迹会变宽、减弱,而两种锯齿结构对尾迹减弱的效果差别不明显.在锯齿根部展向位置处提取的尾迹,尾迹减弱的现象十分明显.在紧靠叶片尾缘处,直尾缘叶栅的速度亏损约为 36m/s,而对于锯齿尾缘叶栅,速度亏损约为 10m/s.随着向下游发展,直尾缘叶栅尾迹速度亏损迅速减小,尾迹宽度迅速增大,而锯齿尾缘叶栅的尾迹宽度与尾迹速度亏损相对变化缓慢.在叶片下游 0.3 倍弦长处,直叶栅与锯齿尾缘叶栅的尾迹速度亏损与尾迹宽度基本达到相同的水平.从图 5 中可以看出,锯齿尾缘可以显著改变尾迹的特征,大大加快尾迹的耗散.

为了定量描述叶片吸力面上不同区域的流动损失,将吸力面分为附着流动区(前缘到线 A 之间)、流动分离区(线 A 和线 C 之间)、分离再附区(线 C 到尾缘之间)3 个区域,如图 4 所示.各个区域的损失可以由该区域起始位置与结束位置边界



(a) 锯齿尖部展向位置



(b) 锯齿根部展向位置

图 5 直尾缘与锯齿尾缘叶栅不同展向位置处尾迹型面
Fig. 5 Straight trailing edge and serrated trailing edge cascades wake profile at different spanwise locations

层动量厚度的差别来表示.如附着流动区的损失用分离点处的边界层动量厚度 θ_s 来衡量,而流动分离区的损失可以用 $\theta_r - \theta_s$ 来衡量, θ_r 为再附点处的边界层动量厚度, θ_t 为尾缘处边界层动量厚度,表 2 中 $\theta_t - \theta_r$ 表示分离再附区的流动损失,括号内的值表示的是锯齿根部展向位置的数值,而括号外的值表示的是锯齿尖部展向位置的数值.从表 2 可以看出,尾缘锯齿结构可以降低附着流动区的流动损失,然而却使分离再附区的流动损失明显增大.窄锯齿尾缘叶栅在流动分离区与再附区的损失要高于宽锯齿尾缘叶栅.

表 2 边界层动量厚度

Table 2 Boundary layer momentum thickness			
叶栅	θ_s/mm	$(\theta_r - \theta_s)/\text{mm}$	$(\theta_t - \theta_r)/\text{mm}$
直尾缘	0.114	2.236	3.85
宽锯齿尾缘	0.106	2.134	11.36(4.23)
窄锯齿尾缘	0.100	2.200	13.00(4.75)

此外,还对比了 3 种叶栅的总压损失系数,这里采用的总压损失系数 ξ 定义为

$$\xi = \frac{p_{t,\text{in}} - p_{t,\text{out}}}{p_{t,\text{out}} - p_{\text{out}}} \tag{10}$$

其中 $p_{t,\text{in}}$ 为进口总压, $p_{t,\text{out}}$ 为出口总压, p_{out} 为出口静压.出口截面定义为叶栅下游 1 倍弦长处. H1_Base 的总压损失系数为 0.0322, H1_Big_S 的总压损失系数为 0.0353, H1_Small_S 的总压

损失系数为0.0357.可以看出,宽尾缘锯齿增大叶栅总压损失系数约 9.6%,窄尾缘锯齿增大叶栅总压损失系数约 10.8%.

3 锯齿对叶栅声学性能的影响

图 6 给出了直尾缘叶栅与锯齿尾缘叶栅声功率的对比,图中声功率的频率分辨率为 122 Hz.从图 6 中可以明显观察到尾缘锯齿对叶栅的降噪效果.采用锯齿尾缘结构后,2564 Hz 与 6593 Hz 处的单音尖峰明显得到抑制甚至是消除,2564 Hz 处单音降低约 5 dB,6593 Hz 处单音降低约 10 dB.这与 2012 年 Moreau 等^[23]的实验结果类似.在 Moreau 等的实验中,尾缘锯齿可以降低窄带噪声最大约 13 dB,且较宽锯齿降噪效果较好,较宽锯齿不会带来中等频率范围内噪声的增大.从图 6 中还可以观察到两种不同结构的尾缘锯齿对叶栅的降噪效果是不同的.在 1000~5000 Hz 的频率范围内,宽锯齿的降噪效果要好于窄锯齿.但是在更高的频率范围内,窄锯齿的降噪效果更好.在低频到中等频率范围内,窄锯齿会产生额外的单音噪声,如在频率 $f=3052,3663,5000$ Hz 的地方,而宽锯齿则不会产生类似的单音.Chong 等^[21]与 Moreau 等^[24]的研究中,也均发现较窄的锯齿会带来额外的单音噪声,而较宽的锯齿则不会产生明显的单音噪声,最终较宽的锯齿降噪效果较好,这与 Howe^[14]的理论预测相反,Howe 的理论预测中锯齿约窄降噪效果越好,之所以出现结论的不一致可能是由于 Howe 是以平板为研究对象,并未考虑到采用锯齿结构后由于尾缘变钝可能会产生新的脱落涡单音噪声.图 6 中,在更高的频率

范围($f>8000$ Hz),较窄的锯齿降噪效果好于较宽的锯齿,这与 Howe 的理论预测趋势一致.

为了更清楚地对图 6 中的声频谱信息进行分析,图 7 中给出了图 6 中两个峰值频率(2564 Hz 与 6593 Hz)下的叶片吸力面表面压力脉动幅值信息.从图 7(a)中可以看出,2564 Hz 频率下,直尾缘叶片在黑线 D 的位置处有强烈的压力脉动,而采用尾缘锯齿结构后,压力脉动强度得到显著减弱.这解释了图 6 中直尾缘叶栅在 2564 Hz 处有较强的单音,而锯齿尾缘叶片在该频率下噪声得到显著降低.图中黑线 D 的位置为 $x/c_x=0.8968$ 处,即位于图 4 中直叶片吸力面线 B 与线 C 之间,因此黑线 D 位于叶片表面的分离区的靠后位置.图 7(b)是 6593 Hz 频率下叶片吸力面压力脉动的幅值,可以看出,该频率下直尾缘叶片尾缘处有较强的压力脉动,而锯齿尾缘叶片在该频率下噪声得到显著降低.这可以解释图 6 中直尾缘叶栅在 6593 Hz 处有较强的单音,而锯齿尾缘叶片在该频率下噪声得到显著降低,没有较强的单音存在.

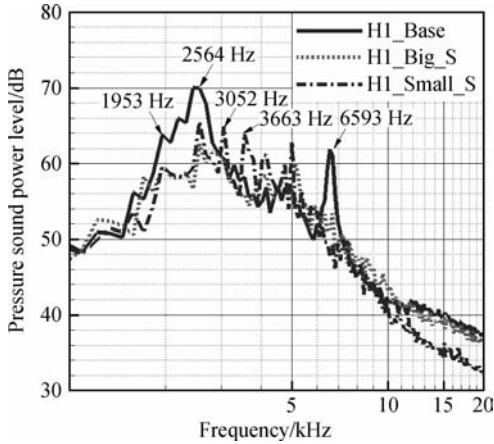


图 6 直尾缘叶栅与锯齿尾缘叶栅声功率对比
Fig. 6 Comparison of sound power between straight trailing edge and serrated trailing edge cascades

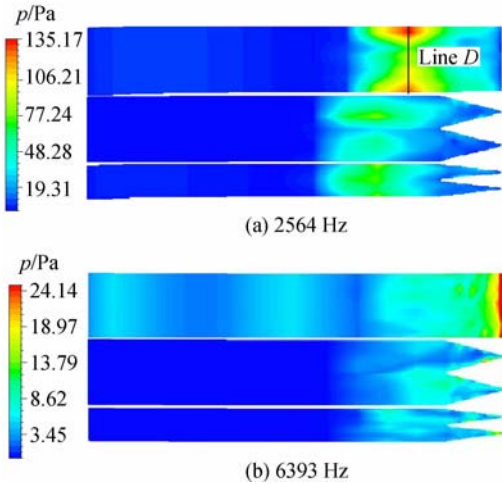


图 7 叶片吸力面表面压力脉动幅值
Fig. 7 Pressure fluctuation amplitude of blade suction surface

图 8 中是锯齿局部的压力脉动幅值信息,从图 8 中可以看出,锯齿结构的侧表面以及锯齿边缘存在较强的压力脉动,这是由于压力面与吸力面压差的存在,压力面气流穿过锯齿流向吸力面时,与锯齿侧表面及锯齿边缘相互作用导致的,较强的压力脉动意味着这些地方也是比较重要的声源.

为进一步揭示尾缘锯齿的降噪机理,对流场进行了深入的分析.图 9 是不同算例以速度着色的涡核等值面图,从上往下分别为直尾缘、宽锯齿

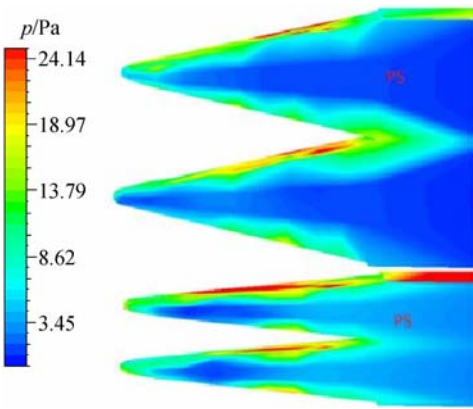


图 8 锯齿局部压力脉动幅值(2564 Hz)
Fig. 8 Local pressure fluctuation amplitude of serrations (2564 Hz)

尾缘、窄锯齿尾缘,图中 Q 表示 Q 准则中的 Q 值. 从图 9 中可以看出,对于直尾缘叶栅,叶片吸力面上会产生展向分离涡,展向分离涡向下游发展,形成发卡涡.在壁面附近还可以观察到稀疏的拐杖涡.发卡涡通过尾缘时,与卡门涡混合.发卡涡与卡门涡都具有较大的展向结构与展向相关性.而对于锯齿尾缘叶栅,尾缘锯齿结构能够显著改变尾缘附近的涡结构.涡结构向下游发展时,由于尾缘锯齿结构的存在,展向尺度较大的发卡涡会被破碎成拐杖涡,展向尺度大大减小,而流向尺度增大,同时,卡门涡消失.采用较窄的锯齿结构可以使发卡涡的破碎速度更快,产生更复杂的涡结构,这些会反映到监控点压力脉动频谱上,最终会反映到噪声频谱中去.

从图 9 可以看出,锯齿结构可以将展向较大尺度的涡破碎成展向尺度较小的涡,因此可以降低

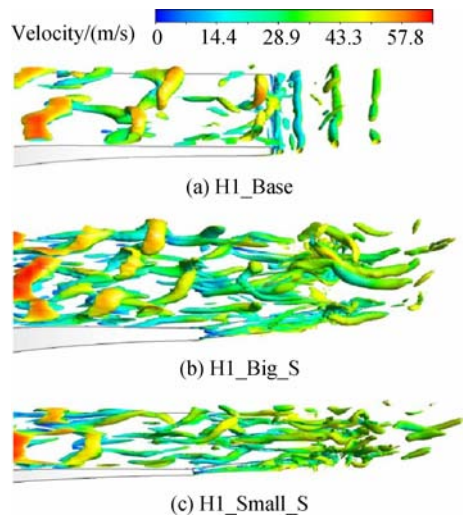


图 9 涡核等值面图($Q=1.166 \times 10^8 \text{ s}^{-2}$)
Fig. 9 Iso-surface of vortex core ($Q=1.166 \times 10^8 \text{ s}^{-2}$)

低涡的展向相关性.展向相关性在 Amiet^[3]、Brooks 等^[1]的经验预测模型中是一个重要的因素,展向相关性的减小可以降低噪声.

从图 9 还可以看出,锯齿尾缘结构相比直尾缘结构可以给气流带来更多的扰动,这个扰动会向上游传播从而影响流动特征.图 10 是锯齿尾缘局部的流线.由于压力面与吸力面压差的存在,在锯齿根部压力面的气流向吸力面流动,形成一股微射流.这股微射流在垂直于主流流动方向具有较大的分量,形成流向涡并向下游发展,给主流带来较大的扰动.图 10(a)是 2011 年 Chong 等给出的示意图^[19],图 10(b)是本文数值模拟中得到的结果.可见数值模拟可以准确地捕捉到这一现象.

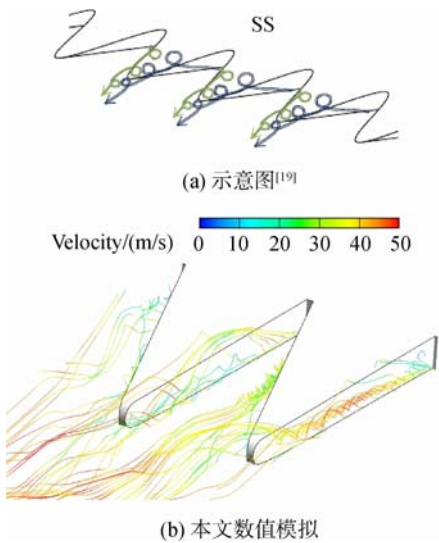


图 10 尾缘锯齿附近局部流线
Fig. 10 Local streamline near trailing edge serrations

图 11 给出了 3 个算例中分离再附区与尾缘位置处监控点的压力脉动频谱.从图 11 中可以看出,对于直尾缘分离再附区的监控点,其压力脉动频谱在 2564 Hz 达到峰值(图 11(a)),在尾缘处的监控点,其压力脉动频谱在 6593 Hz 达到峰值(图 11(b)).对于宽锯齿尾缘结构,分离再附区处监控点压力脉动在 1709 Hz 和 2564 Hz 有峰值(图 11(c)),而尾缘处的监控点处则观察不到 6593 Hz 处的峰值(图 11(d)).这意味着采用这种尾缘锯齿结构后,可以消除直尾缘叶片尾缘处存在的这一频率下的强脉动.联系图 6 可以得出结论,噪声频谱中 $f=2564 \text{ Hz}$ 的尖峰正好是吸力面边界层分离涡的频率,而 $f=6593 \text{ Hz}$ 处的尖峰是卡门涡的脱落频率.尾缘锯齿结构可以消除 $f=6593 \text{ Hz}$ 频率处卡门涡的强烈脉动,然而在 $f=1709$

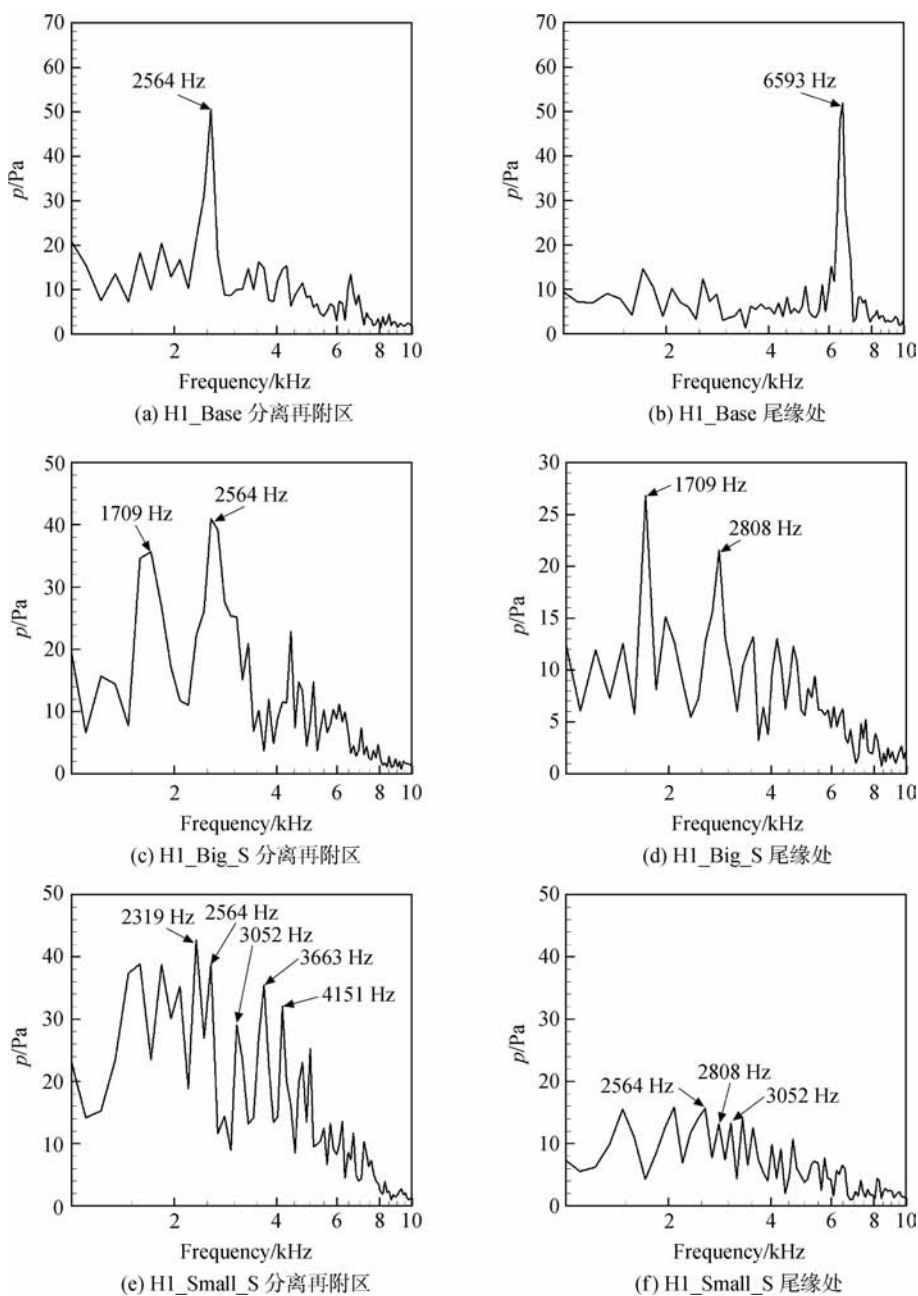


图 11 监控点压力脉动频谱

Fig. 11 Pressure fluctuation spectrum of monitor points

Hz 和 $f=2808\text{ Hz}$ 的地方出现了新的峰值频率。

对于窄锯齿尾缘叶片,在分离再附区的监控点压力脉动的频谱(图 11(e))表明,相对宽锯齿尾缘,窄锯齿尾缘在此区域会产生更多的压力脉动尖峰,如 2564,3052,3663 Hz 处的尖峰.这可以解释图 6 中直尾缘叶栅声功率频谱中相对应的单音.此外,从图 11(b)、图 11(d)与图 11(f) 可以看出,尾缘锯齿可以显著降低叶片尾缘附近的压力脉动幅值约 50%.根据 Ventres 等^[28] 的噪声预测方法,这最终会带来噪声的降低.

4 结 论

本文采用数值模拟的方法研究了尾缘锯齿结构对叶栅气动性能与声学性能的影响.用 LES 对流场进行了计算,用 Ventres 等^[28] 发展的方法对叶栅噪声进行了预测,主要得到如下结论:

1) 尾缘锯齿结构是降低叶栅噪声的有效手段.在所计算状态下,直尾缘叶栅噪声由吸力面边界层分离噪声与尾缘脱落涡产生的单音主导.两种尾缘锯齿结构均可以显著降低此单音噪声,边界层分离噪声可降低约 5 dB,尾缘脱落涡噪声可

降低约 10 dB. 此外, 尾缘锯齿结构还可以降低宽频噪声.

2) 尾缘锯齿结构会促使吸力面转捩位置提前, 促进尾迹的扩散, 然而会增大叶栅的流动损失, 降低叶栅的载荷.

3) 尾缘锯齿结构可以显著降低叶片表面的压力脉动幅值, 尾缘附近压力脉动幅值最多可降低约 50%. 尾缘锯齿将展向相关尺度较大的涡破碎成展向相关尺度较小的涡, 并消除尾缘脱落涡的存在, 这三者的综合作用使噪声降低.

4) 不同锯齿结构的降噪效果不同, 并且对于同一种锯齿结构, 不同频率范围内的效果也不同. $\lambda/h=0.5$ 的窄锯齿在中频范围内会产生额外的单音, 而 $\lambda/h=1.0$ 的宽锯齿则不会, 而在较高频率, 窄锯齿的降噪效果更好, 关于锯齿结构的降噪规律, 这需要以后做更多的研究.

致谢:

感谢国家自然科学基金以及空气动力学国家重点实验室研究基金的支持. 本论文同时得到了西北工业大学高性能计算中心的支持.

参考文献:

[1] Brooks T F, Pope D S, Marcolini M A. Airfoil self-noise and prediction[R]. Virginia, US: NASA Reference Publication 1218, 1989.

[2] Brooks T, Hodgson T. Trailing edge noise prediction from measured surface pressures[J]. Journal of Sound and Vibration, 1981, 78(1): 69-117.

[3] Amiet R. Noise due to turbulent flow past a trailing edge[J]. Journal of Sound and Vibration, 1976, 47(3): 387-393.

[4] Amiet R. A note on edge noise theories[J]. Journal of Sound and Vibration, 1981, 78(4): 485-488.

[5] Howe M S. Trailing edge noise at low Mach numbers[J]. Journal of Sound and Vibration, 1999, 225(2): 211-238.

[6] Adams H. Patent application for a noiseless device; US, No. US2071012A[P]. 1937-02-22.

[7] Graham R. The silent flight of owls[J]. Journal of Royal Aeronautical Society, 1934, 286(1): 837-843.

[8] Lilley G M. A study of the silent flight of the owl[R]. AIAA 98-2340, 1998.

[9] Bohn A. Edge noise attenuation by porous edge extensions[R]. AIAA 76-80, 1976.

[10] Khorrami M, Choudhari M. Application of passive porous treatment to slat trailing edge noise[R]. NASA TM-212416, 2003.

[11] Sarraj E, Geyer T. Noise generation by porous airfoils[R]. AIAA-2007-3719, 2007.

[12] Finez A, Jondeau E, Roger M. Broadband noise reduction

with trailing edge brushes[R]. AIAA-2010-3980, 2010.

[13] Howe M S. Aerodynamic noise of a serrated trailing edge[J]. Journal of Fluid and Structures, 1991, 5(1): 33-45.

[14] Howe M S. Noise produced by a sawtooth trailing edge[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 1991, 90(1): 482-487.

[15] Braun K A, van der Borg N J C M, Dassen A G M, et al. Serrated trailing edge noise[C]//Proceedings of European Wind Energy Conference. Nice, France: The European Wind Energy Association, 1999: 80-183.

[16] Oerlemans S, Fisher M, Maeder T, et al. Reduction of wind turbine noise using optimized airfoils and trailing-edge serrations[R]. AIAA-2008-2819, 2008.

[17] Gruber M, Azarpeyvand M, Joseph P F. Airfoil trailing edge noise reduction by the introduction of sawtooth and slitted trailing edge geometries[R]. Sydney, Australia: Proceedings of 20th International Congress on Acoustics, 2010.

[18] Gruber M, Joseph P F, Chong T P. On the mechanisms of serrated airfoil trailing edge noise reduction[R]. AIAA-2011-2781, 2011.

[19] Chong T P, Vathylakis A, Joseph P, et al. On the noise and wake flow of an airfoil with broken and serrated trailing edges[R]. AIAA-2011-2860, 2011.

[20] Chong T P, Joseph P, Gruber M. An experimental study of airfoil instability noise with trailing edge serrations[R]. AIAA-2010-3723, 2010.

[21] Chong T P, Joseph F, Gruber M. On the airfoil self-noise reduction by trailing edge serrations of non-insertion type[R]. AIAA-2012-2185, 2012.

[22] Moreau D J, Doolan C J. Noise-reduction mechanism of a flat-plate serrated trailing edge[J]. AIAA Journal, 2013, 51(10): 2513-2522.

[23] Moreau D J, Brooks L A, Doolan C J. On the noise reduction mechanism of a plate serrated trailing edge at low-to-moderate Reynolds number[R]. AIAA-2012-2186, 2012.

[24] Moreau D J, Doolan C J. Tonal noise from trailing edge serrations at low Reynolds number[R]. AIAA-2013-2010, 2013.

[25] Finez A, Jondeau E, Roger M, et al. Broadband noise reduction of a linear cascade with trailing edge serrations[R]. AIAA-2011-2874, 2011.

[26] Tucker P G. Computation of unsteady turbomachinery flows; Part 2 LES and hybrids[J]. Progress in Aerospace Sciences, 2011, 47(7): 546-569.

[27] 罗华玲. 高负荷低压涡轮叶片气动设计问题数值与实验研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2009.

LUO Hualing. Numerical and experimental investigations on aerodynamic issues of highly-loaded blading design in low-pressure turbine[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2009. (in Chinese)

[28] Ventres C S, Theobald M A, Mark W D. Turbofan noise generation: Volume 1 analysis[R]. NASA CR-167952, 1982.