

跨音压气机叶栅的激波结构模型及损失

北京航空航天大学 张扬军** 陶德平 周 盛

【摘要】 在分析讨论激波与附面层相互作用和栅后背压引起激波形状及强度变化的基础上, 给出了考虑激波/附面层相互作用及栅后背压的跨音叶栅激波结构的物理数学模型。应用本文所提出的模型分析了跨音叶栅的激波损失, 其结果和实验结果一致。激波损失的精确得出, 使得将激波与附面层相互作用所引起的流动分离损失从流动总损失中分离出来成为可能, 有助于了解激波与附面层相互作用引起流动分离的机理。

主题词: 跨音速叶栅 激波/附面层相互作用 损失 分离

分类号: V 231.3

1 跨音叶栅的激波结构模型

槽道激波成为影响跨音叶栅的加功、效率及压比等极为关键的因素^[1]。在跨音叶栅设计中, 通常是不考虑激波与粘性附面层的复杂的相互作用, 假设激波从叶片的前缘发出, 伸入叶栅通道, 并垂直于相对来流(即单纯正激波假设)。按照此假设, 激波的形状与来流马赫数和栅后背压均无关, 激波的强度也仅与来流马赫数有关, 且随来流马赫数的升高按正激波的强度急剧增强^[2]。在实际的跨音叶栅流动中, 随着来流马赫数的加大, 附面层与激波的相互作用变强, 强的附面层与激波的相互作用使得激波的结构和形状发生很大的变化。栅后背压对激波的结构和形状也有很大影响。实验及理论分析表明, 单纯用正激波假设得出的计算结果与实验结果有较大的差距。本文在分析二维激波/附面层相互作用的物理图画及实验结果和栅后背压对激波的影响的基础上, 提出了考虑跨音压气机叶栅激波/附面层相互作用及栅后背压的叶栅通道激波结构模型。应用本文所提出的模型分析了跨音叶栅的激波损失。

在跨音叶栅中, 激波所形成的逆压梯度会严重影响附面层的流动; 附面层的流动发展和分离又会引起激波条件的改变。同时, 栅后背压对激波的结构和形状也有很大影响, 改变栅后背压, 激波的强度和形状也会发生变化。跨音叶栅激波与附面层相互作用所形成的激波结构如图 1 所示^[3]。由图 1 可见, 在叶栅的前缘产生脱体的弓形激波, 其中较强的一支伸向叶片通道的内部。在主流区由于背压的作用使得由前缘发出的斜激波渐转成与来流近似垂直的拟正激波。该拟正激波在接近叶背表面时将与附面层相互作用而发生分叉形成“ λ ”形激波系, 激波强度变弱。激波与附面层相互作用所形成的“ λ ”形激波的前支以一定的角度向前伸入叶片附面层; “ λ ”形激波的后支则以几乎和“ λ ”形激波的前支的波后流动相垂直的方向离开分叉点, 但在接近叶背附面层表面时又转而与附面层表面相垂直。激波与附面层相互作用使得叶背附面层增厚, 强的激波与附面层相互作用还会使流动发生分离, 增厚的附面层形成所谓的“压缩楔”; 它决定了

分叉点的高度和“ λ ”形激波的前支的前伸范围。

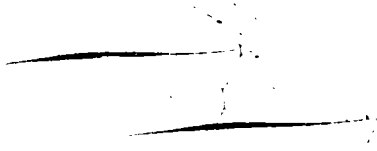


图 1 跨音叶栅激波结构

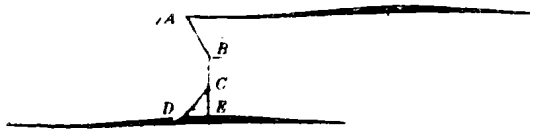


图 2 激波结构模型

跨音速叶栅的流动在很大程度上决定于跨音叶栅的激波结构及其强度。基于上述对激波与附面层相互作用及栅后背压的分析,给出跨音叶栅的考虑激波与附面层相互作用及栅后背压影响的激波结构物理模型如图 2 所示。假设叶片前缘发出的弓形激波为附体激波,近似为一直线激波 AB (斜激波)延伸到通道内,斜激波 AB 的角度和尺寸决定于来流马赫数和背压。在 B 点,斜激波由于背压的作用转成与来流垂直的正激波。该正激波 BC 在接近叶背表面时将与附面层相互作用而发生分叉形成“ λ ”形激波系。激波与附面层相互作用所形成的“ λ ”形激波的前支和后支被分别简化为斜激波 CD 和正激波 CE 。正激波 CE 的激波强度要比正激波 BC 的强度小得多。“ λ ”形激波的前支 CD 的前伸范围决定于特征尺度上游影响距离。根据实验结果分析^[3,4],斜激波 CD 的激波角度相当于来流马赫数遇到一个“压缩楔”所产生的斜激波的激波角度。激波前的马赫数将在下面进行讨论。

2 激波结构的数学模型、跨音叶栅的激波损失

图 2 中的 D 点为初始压升点,它到主激波的距离定义为上游影响距离 l_d ,即为激波与附面层的相互作用的影响范围,主要决定于激波处的 Re 、附面层位移厚度 δ 和来流马赫数 Ma_1 。对于层流和紊流,上游影响距离分别为 10 倍和 5 倍的附面层厚度的距离,当马赫数大于 1.3 时,上述准则不再适用。根据实验数据,忽略形状因子的影响,上游影响距离 l_d 有下面的经验关系式^[5]:

$$l_d = 275(Ma_1 - 1)/\log(Re \cdot \delta_0) \quad (1)$$

斜激波 AB 的倾斜角度由来流马赫数和背压共同决定:

$$\beta_{AB} = \arccos \left\{ [1.0/(1.08Ma_1)] \cdot \sqrt{\pi_k + 0.1667} \right\} \quad (2)$$

式中的 π_k 为叶栅的级压比。根据前面的物理模型分析,斜激波 CD 的激波角度相当于来流马赫数 Ma_1 遇到一个角度为 α 的“压缩楔”所产生的斜激波的激波角度。

$$\tan \alpha = [2 \cot \beta_{CD} (Ma_{21} \sin^2 \beta_{CD} - 1)] / [Ma_1^2 (k + \cos 2\beta_{CD}) + 2] \quad (3)$$

根据实验结果^[3],这里 $\alpha \approx 8.75^\circ (Ma_1^2 - 1)$ 。忽略激波后通道的扩压作用,激波 AB 、 BC 、 CD 、和 CE 的在垂直于主流方向上的宽度可表示为

$$(t_{AB} \cdot \pi_{AB} + t_{BC} \cdot \pi_{BC} + t_{CD} \cdot \pi_{CD} + t_{CE} \cdot \pi_{CE})/t = \pi_k \quad (4)$$

$$t_{BC} + t_{AB} + t_{CE} + \delta = t, \quad t_{CD} = t_{CE} = l_d \tan \beta_{CD} \quad (5)$$

式中 t 为槽道宽度在垂直于主流方向的投影, π_{AB} 、 π_{BC} 、 π_{CD} 、 π_{CE} 分别表示过激波 AB 、 BC 、 CD 、和 DE 的压比, δ 为附面层厚度。认为叶片前缘的马赫数等于来流马赫数 Ma_1 , D 点的马赫数 Ma_D 由膨胀波理论 Prandtl-Meyer 函数确定。设气流前缘点到 D 点的膨胀角(转折角)为 θ ,则

$$\theta = \nu(Ma_D) - \nu(Ma_1) \quad (6)$$

假设马赫数在叶片通道内成线性分布,从而可以确定 B 点和 C 点的马赫数。分别取激波前的平均马赫数作为激波 AB 、 BC 和 CD 的波前马赫数,“ λ ”形激波的后支 CE 的波前马赫数为“ λ ”形激波的前支 CD 的波后马赫数。

压气机跨音叶栅的总压损失主要包括:粘性引起的叶片附面层损失即低速流所对应的叶型损失 ω_p , 气流穿越无粘激波所引起的激波损失 ω_{sh} 和激波与附面层相互作用所引起的流动分离损失 ω_{sep} :

$$\omega_{ot} = \omega_p + \omega_{sh} + \omega_{sep} \quad (7)$$

在激波损失的计算中使用最为广泛的为建立在平面叶栅基础上的 Miller- Lewis- Hartmann 激波损失模型^[2]。该模型不考虑激波与附面层的相互作用及栅后背压对激波的形状和强度的影响,假设叶栅通道激波为正激波。在高的来流马赫数条件下,由上述模型计算的激波损失大大高于实际的激波流动损失。根据本文所提出的模型可以计及激波与附面层的相互作用及栅后背压所引起的激波结构和强度的变化,使激波损失的计算更加精确。

$$\omega_{sh} = (t_{AB} \cdot \omega_{AB} + t_{BC} \cdot \omega_{BC} + t_{CE} \cdot \omega_{CD} + t_{CE} \cdot \omega_{CE}) / t \quad (8)$$

图 3 分别给出了由 MLH 激波损失模型、本文的激波结构模型以及实验得出的激波损失随来流马赫数的变化情况(设计背压运行)。随着来流马赫数的增高,由于激波与附面层的相互作用及栅后背压的影响,激波的强度并不是按照正激波假设而增强,因而激波的损失不能按正激波假设进行计算。由图 3 可见,在较高的来流马赫数的情况下,考虑激波与附面层的相互作用及栅后背压的激波结构模型所得出的激波损失大大低于 MLH 激波损失模型的结果,和实验结果一致^[5]。

由式(7)知,总的流动损失还包括一项由于激波与附面层相互作用所引起的流动分离损失,它在总损失中占有相当大的比例。由于总损失和叶型损失可以通过实验和理论分析确定,激波损失也可以通过本文给出的激波结构的物理数学模型来比较精确的得出,因此有可能将流动分离损失从流动总损失中分离出来。流动分离损失的确定将有助于了解激波与附面层相互作用所引起的流动分离的机理。本文作者将在另一篇文章中对激波与附面层相互作用所引起的流动分离损失进行详细讨论。现有的设计体系中未能对此项损失进行有效的考虑。

3 结 论

(1) 所给出的跨音叶栅激波结构的物理数学模型,可以考虑激波/附同层相互作用及栅后背压所引起的跨音叶栅的激波形状及强度的变化。

(2) 随着来流马赫数的增高,由于激波与附面层的相互作用及栅后背压的影响,激波的强度并不是按照正激波假设而增强。在较高的来流马赫数的情况下,考虑激波与附面层的相互作用及栅后背压的影响的激波结构模型所得出的激波损失大大低于 MLH 激波损失模型的结果,和实验结果符合的很好。

(3) 强的激波/附面层相互作用会导致流动分离,流动分离损失在总损失中占有相当大的

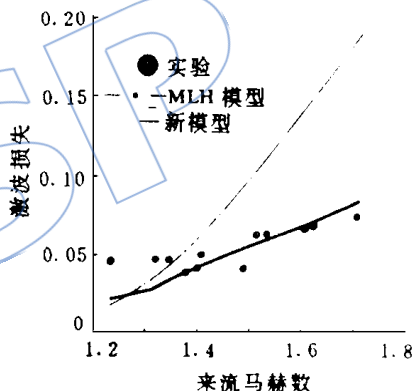


图 3 激波损失

比例。流动分离损失的确定将有助于了解激波与附面层相互作用所引起的流动分离的机理。

参 考 文 献

- 1 张扬军,陶德平,周盛 跨/超音压气机激波与附面层干扰研究 中国航空学会第三届动力年会,CSAA 93- P- 100(T), 重庆, 1993
- 2 Miller G R, Lewis G W, Hartmann M J. Shock Losses in Transonic Compressor Blade Rows J. of Engineering for Power, 1961: 235- 242
- 3 Schreiber H A, Starken H. An Investigation of a Strong Shock- Wave Turbulent boundary Layer Interaction in a Supersonic Compressor Cascade A S M E, 1991- GT- 92
- 4 Seddon J. The Flow Produced by Interaction of a Turbulent Boundary Layer with a Normal Shock Wave of Strength Sufficient to Cause Separation Reports and Memoranda 1960, (3502)
- 5 Hoeger M, Broichhausen K D. Prediction of 2D Viscous Transonic Flow in Compressor Cascades Using a Semi- Empirical Shock/Boundary- Layer Interaction Method A S M E, 1992- GT- 277
- 6 Schreiber H A. Experimental Investigation on Shock Losses of Transonic and Supersonic Compressor Cascades A G A R D - CP- 401, 1987: 11. 1- 11. 15

(责任编辑 魏星禄)