

涡轮叶片型面气膜孔流量系数的计算方法^{*}

向安定¹, 刘松龄², 朱惠人²

(1 北京动力机械研究所, 北京 100074 2 西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072)

摘 要: 在 Rowbury D A 等提出的算法基础上进行了改进, 使该算法更适合用来计算压比较小情况下尤其是叶片前缘区域的气膜孔流量系数。该算法主要考虑了气膜孔出口主流流动状况、气膜孔几何参数和孔内流动雷诺数对气膜孔流量系数的影响。经过实验数据对比验证, 表明该算法可能成为设计型面气膜冷却的一种通用方法。

关键词: 涡轮叶片; 薄膜冷却; 流量系数; 计算; 实验

中图分类号: V231.3 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2005) 01-0024-04

A method for discharge coefficients computation of film cooling holes on blade surface of turbine cascade

XIANG An-ding¹, LIU Song-ling², ZHU Hui-ren²

(1 Beijing Power Generating Machinery Inst Beijing 100074 China

2 Coll of Propulsion and Energy, Northwestern Polytechnical Univ., Xi'an 710072, China)

Abstract The empirical means for prediction of discharge coefficients of film cooling holes on the turbine blade suggested by Rowbury D A et al was improved to adapt the computations in the cases of low pressure ratios and the holes in leading edge region especially. The effects of external cross flow, hole geometry and Reynold number in the hole were taken into account. An additive loss coefficient method is subsequently applied to the test data in order to show the effect of the external crossflow. To compare with great deal of experimental data, the result shows the improved method may be used as a generalized design methodology of film cooling for turbine blade.

Key words Turbine blade; Film cooling; Flow coefficient; Computation; Experimentation

1 引 言

国外在气膜孔流量系数研究领域开展了大量工作^[1~3], 国内向安定等^[3]对涡轮叶片型面的气膜孔流量系数也开展了实验研究, 但在气膜孔流量系数的工程计算方法方面进展不大。Rowbury D A 等^[4]发展了一种流量系数的工程计算方法, 经过与实验数据对比, 发现该模型在高吹风比可得到满意的结果, 但在低吹风下误差较大。本文对 Rowbury D A 等提出的方法进行改进和修正, 使之更适合计算压比较小情况下叶片型面气膜孔的流量系数, 根据计算结果和实验数据的比较, 表明该算法有可能成为型面气膜冷却的一种通用设计方法。

2 实验装置及气膜孔参数

实验数据来自大尺寸低速平面叶栅风洞实验。叶片型面上共布置了 15 排气膜孔, 气膜孔平面分布如图 1 所示, 各排气膜孔几何参数和主流流动状况见表 1, 其中 L/D 代表气膜孔的长径比, U/U_0 代表气膜

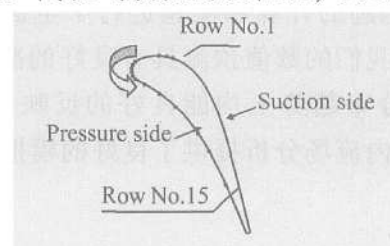


Fig 1 Arrangement of film holes

* 收稿日期: 2003-12-01; 修订日期: 2004-08-02.

基金项目: 航空科学基金资助项目 (00C53028)。

作者简介: 向安定 (1975—), 男, 博士, 研究领域为气膜冷却实验和数值计算、涡轮叶栅通道流动及传热实验和数值计算。Email: xiangad@163.com

Table 1 Geometry parameter of film holes

Hole No	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
L/D	4.04	3.90	3.73	4.10	4.10	4.10	4.10	41.0	4.10	5.37	6.15	5.70	4.36	4.36	4.36
U/U_0	3.04	2.86	2.58	1.86	1.45	0.77	0.33	0.37	0.71	0.83	0.85	0.94	1.29	1.67	2.45
$\theta/(^\circ)$	55.0	48.5	45.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	33.0	29.0	35.5	36.6	28.0	30.0
$\alpha/(^\circ)$	0	0	0	45	45	45	45	45	45	0	0	0	0	0	0

孔出口当地主流速度与来流速度之比, θ 代表孔的出气方向与叶片表面的夹角, α 代表孔的出气方向与径向的夹角。有关实验的详细情况见文献 [5]。

3 流量系数的计算方法

气膜孔流量系数 $C_d = m_2 / m_{2i}$, 其中 m_2 为通过气膜孔的实际流量, m_{2i} 为通过气膜孔的理论流量; 二次流雷诺数 $Re_h = \rho_2 U_2 D / \mu_2$, 式中 ρ_2 和 U_2 分别为孔内二次流的密度和速度, D 为气膜孔直径, μ_2 为二次流的动力粘性系数。

气膜孔流量系数的计算分为以下两个主要步骤:

(1) 计算无外流和内流影响的情况下气膜孔的流量系数 $C_{d\ no}$; (2) 考虑外流的影响, 并引用孔出口损失系数 δ_{out} 的方法对 $C_{d\ no}$ 进行修正。

在无外流和内流影响的情况下, Rogers 和 Hersh 以及 Parker^[6] 等人都在该领域做了大量的研究, 希望能够获得可以精确预测工程条件下叶片型面气膜孔流量系数的经验关系式。Lichtarowicz 等人提出了精度更高的经验关系式, 考虑了孔的长径比 L/D 和二次流雷诺数 Re_h 对流量系数 $C_{d\ no}$ 的影响, 该经验关系式具体形式如下:

(1) 应壁面孔的长径比 $L/D < 1.5$ 因为这种情况下流量系数 C_d 随长径比的变化十分剧烈。

(2) 当 $2.0 < L/D < 10.0$ 和 $Re_h > 2 \times 10^4$ 时, $C_{d\ no}$ 可以定义为一个常数, 计算式如下:

$$C_{du} = 0.827 - 0.0085(L/D) \quad (1)$$

(3) 当 $10 < Re_h < 2 \times 10^4$ 时, $C_{d\ no}$ 由下式确定:

$$\frac{1}{C_{d\ no}} = \frac{1}{C_{du}} + \frac{20}{Re_h} \left[1 + 2.25 \frac{L}{D} - \frac{0.005L/D}{1 + 7.5(\log 0.0015 Re_h)^2} \right] \quad (2)$$

式中 Re_h 为孔内二次流雷诺数, $Re_h = \rho_2 U_2 D / \mu_2$, 式中 ρ_2 和 U_2 分别为孔内二次流的密度和速度, D 为气膜孔直径, μ_2 为二次流的动力粘性系数。

当存在外部流动时, 自气膜孔流出的冷气与外部主流相互作用, 造成了附加的流动损失, 并使流量系

数较无外部流动时降低。Tilman 等建议引入孔出口损失系数 δ_{out} 以考虑外流的影响。当孔长径比 $L/D > 3.5$ 时, 内流和外流对流量系数 C_d 的影响被假定是相互独立的, 即外流只能改变孔出口附近区域的局部压力分布, 而对孔内的流动结构没有明显的影响, 一般涡轮叶片的气膜孔均满足上述条件。孔出口损失系数定义如下

$$\delta_{out} = \frac{[(P_{0c} - P_m) - (P_{0c} - P_m)_{no}]}{\frac{1}{2} \rho_2 U_2^2} \quad (3)$$

式中 P_{0c} 代表孔的进口总压, P_m 代表孔出口的当地主流静压。

孔出口损失系数 δ_{out} 与流量系数的关联式如下:

$$\delta_{out} = (1/C_d^2) - (1/C_{d\ no}^2) \quad (4)$$

C_d 和 $C_{d\ no}$ 分别为有、无外流影响时的流量系数, 由式 (1) 已知 $C_{d\ no}$ 和 δ_{out} 便可以得到有外流影响时的流量系数 C_d 。

Tilman 等指出在气膜孔几何结构和流动状态一定时, 孔出口损失系数 δ_{out} 与主流的动量比 k_{out} 有关

$$k_{out} = (\rho_2 U_2^2) / (\rho_m U_m^2) \quad (5)$$

式中 ρ_2 和 U_2 分别为孔内二次流的密度和速度, ρ_m 和 U_m 分别代表孔出口的当地主流密度和速度。 $\delta_{out} - k_{out}$ 的关联式可以由实验数据得到, Rowbury D A 等^[4] 将叶片型面分为吸力面区域、压力面区域以及前缘区域, $\delta_{out} - k_{out}$ 关联式一般可以总结为如下形式

$$\delta_{out} = A k_{out}^B - C \quad (6)$$

式中系数 A , B 分别为气膜孔出流的两个流动角 α 和 θ 的函数, C 为常数, 叶片型面各个区域的系数 A , B 的计算式和常数 C 见文献 [4]。

利用 $\delta_{out} - k_{out}$ 关联式可以计算气膜孔流量系数, 计算主要步骤如下:

(1) 由气膜孔的吹风比 BR 的定义式可以计算孔内实际速度 U_2 和实际流量 m_2 , 由此可以得到二次流雷诺数 Re_h 。

(2) 由经验关系式 (2) 可以计算 $C_{d\ no}$ 。

(3) 已知当地主流速度 U_m , 根据式 (5) 可以计算孔出口动量比 k_{out} , 由 $\delta_{out} - k_{out}$ 关联式可以得到孔出口损失系数 δ_{out} 。

(4) 已知无外流影响时的流量系数 $C_{d\ no}$ 和孔出口损失系数 δ_{out} , 由式 (4) 可以计算得到流量系数 C_d 。

4 计算结果及其与实验结果的比较

图 2 给出了根据 Rowbury D A^[4] 等提出的方法得到的计算结果和文献 [5] 中实验数据的比较, 横坐标为气膜孔的吹风比。由于篇幅的限制, 本文只给出了孔排 2 和孔排 6 的计算结果, 其中 S/C 代表孔中心

距前缘驻点弧长与驻点到尾缘的弧长之比。孔排 2 位于叶片吸力面前段, 孔排 6 则位于叶片前缘驻点附近。从图可以发现, 在高吹风比下, 计算结果和实验数据吻合较好, 但在低吹风比下和叶片前缘区域, 计算结果与实验数据相差较大, 例如孔排 6 在吹风比为 0.5 左右时, 计算值比实验值高出约一倍。这表明 Rowbury D A 等提出的模型可以较好的预测高吹风比情况下的气膜孔流量系数, 但对于低吹风比情况尤其是叶片前缘区域, 该算法则不能较好的进行预测, 必须进行改进和修正。

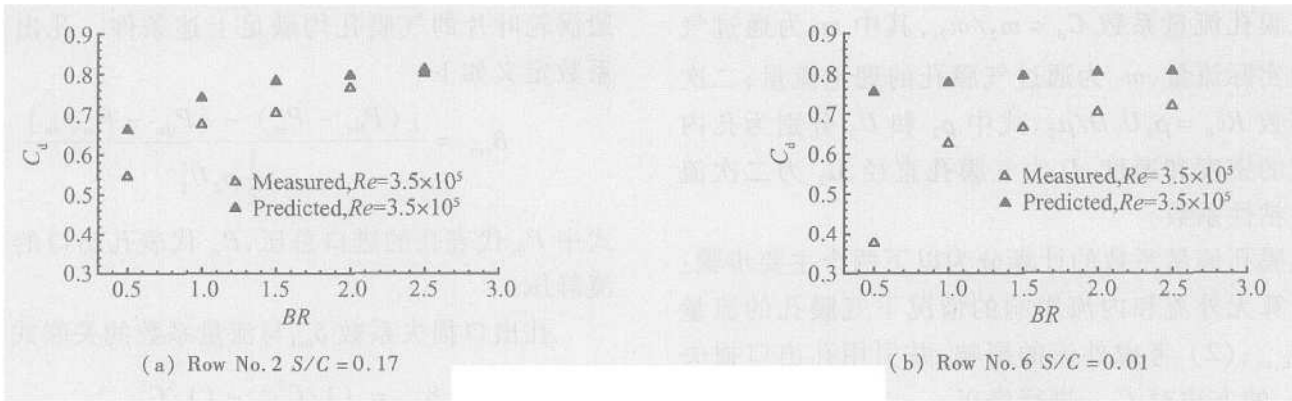


Fig 2 Results computed by Rowbury D A

为了对 Rowbury D A 等提出的模型进行改进, 将叶片型面分为四个典型区域, 即吸力面区、压力面区、前缘 1 区以及前缘 2 区。前缘 1 区为前缘靠近驻点附近的区域, 前缘 2 区为前缘稍远离驻点的区域。由于这两个区域内流量系数的分布规律有较大的区别, 因此单独划分区域并分别提出计算模型。 $\delta_{out} - k_{out}$ 关联式的形式仍为式 (6), 但对不同区域 $\delta_{out} - k_{out}$ 关联式的系数 A, B 和常数 C 进行了修正。

由式 (6) 可以看出, 系数 A, B, C 决定了 δ_{out} 与 k_{out} 的变化关系。在 k_{out} 一定时, 即二次流吹风比 BR 一定的情况下, 增加系数 A 可以增大 δ_{out} ; 气膜孔几何参数和冷气流动状况一定情况下, 流量系数 $C_{d\ no}$ 可以唯一确定, 由式 (4) 可以观察到, δ_{out} 的增加必然会导致流量系数 C_d 下降。从 δ_{out} 的定义式也可以得出相

同的结论, δ_{out} 的增大代表冷气射流动压头相对降低, 即冷气吹风比相对减小, 这与 δ_{out} 的物理含义是一致的, 孔出口损失系数越大, 表明主流对冷气射流的阻塞效应就越明显, 必然会导致气膜孔流量系数的降低; 减小常数 C 同样可以达到增加 δ_{out} 的目的。增大系数 B 可以增加 δ_{out} 随 k_{out} 变化的幅度, 即增大了流量系数随吹风比变化的幅度。对于圆柱型气膜孔各个区域修正后系数 A, B 的计算式和常数 C 见表 2。

图 3(a) ~ (f) 给出了导向叶片型面具有代表性的 6 排气膜孔的计算结果及其和实验数据的比较, 由图可以看出, 改进后的计算模型可以较好的计算出各个区域的流量系数分布规律, 在 0.5 ~ 2.5 的吹风比范围内计算结果都能与实验数据吻合良好。比较图 3(a)、3(c) 和图 2(a)、2(b) 可以观察到, 对于同一排

Table 2 Coefficients of $\delta_{out} = Ak_{out}^B - C$ in different zone

	Suction surface (Row 1~ 3)	Leading-edge 1 (Row 6~ 8)	Leading-edge 2 (Row 4, 5, 9)	Pressure surface (Row 10~ 15)
A	$(0.852\sin\theta - 0.24)(1 + \sin\alpha)$	$0.98\sin\theta(1 + \sin\alpha)$	$0.132\sin\theta(1 + \sin\alpha)$	$(2.95\sin\theta - 0.88)(1 + \sin\alpha)$
B	$(0.777\sin\theta + 0.405)(1 + \sin\alpha)$	$(5.02\sin\theta - 4.487)(1 + \sin\alpha)$	$(5.10\sin\theta - 4.487)(1 + \sin\alpha)$	$(0.714\sin\theta + 0.393)(1 + \sin\alpha)$
C	0.10	0	0	0.10

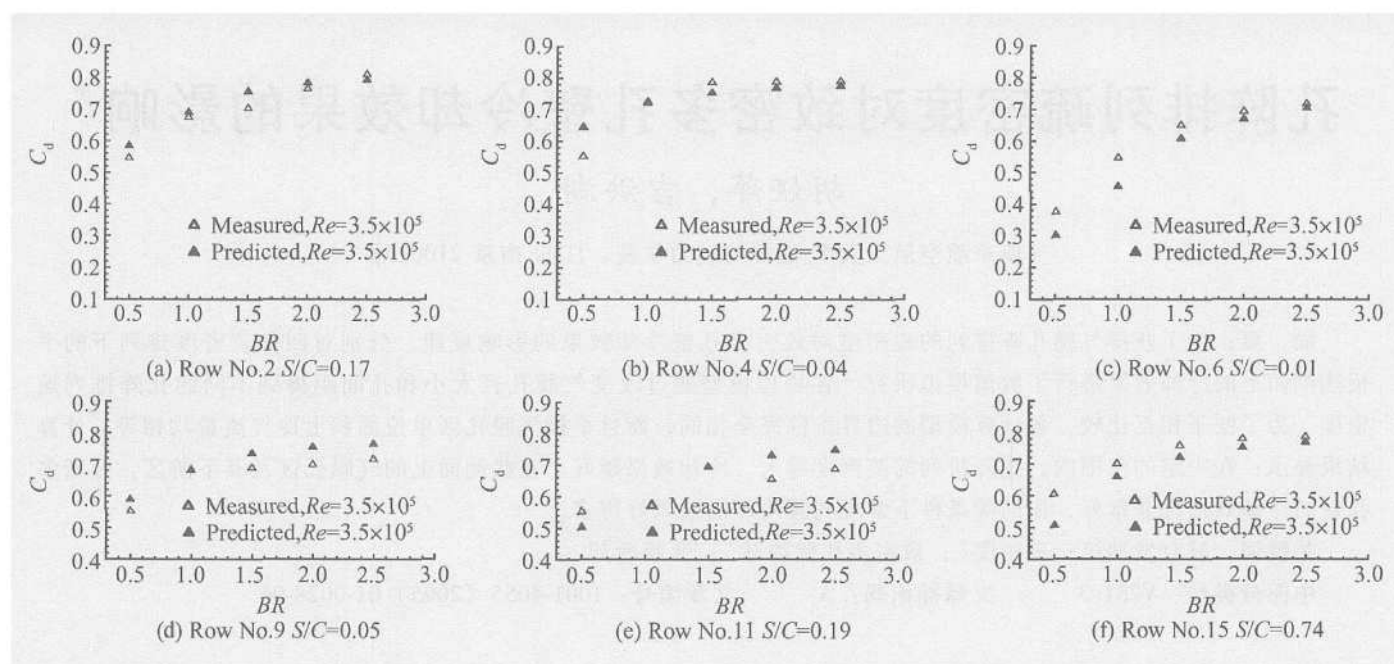


Fig 3 Computation results of discharge coefficient on blade surface

气膜孔, 在低吹风比和前缘区域, 改进后的计算模型可以得到满意的结果, 而在高吹风比下仍能保持与实验数据相符。表明该算法有可能成为低压比情况下气膜冷却设计的一种通用的工程方法。

5 结 论

在 Rowbury D A 等提出的算法上进行了改进, 使该算法更适合用来计算低吹风比情况尤其是叶片前缘区域的气膜孔流量系数。结果表明: 引入 δ_{out} 可以较好的考虑气膜孔出口主流流动状况; 改进后的模型将叶片型面分为四个区域: 吸力面区域、压力面区域、前缘靠近驻点区域以及前缘稍远离驻点区域, 建立了四个区域的 $\delta_{out} - k_{out}$ 关联式。计算结果和实验数据的比较表明新模型使低吹风比和前缘驻点附近流量系数的计算得到了明显的改进, 这种算法有可能成为低压比情况下型面气膜冷却的一种通用设计方法。

参考文献:

- [1] Hay N, Khaldi A, Lampard D. Effects of crossflows on the discharge coefficient of film cooling holes with rounded entries and exits[R]. *Proc 2nd ASME - JSME Thermal Engineering Joint Conference Honolulu, HI*, 1987, 3: 369~

374

- [2] Hay N, Henshall S E, Manning A. Discharge coefficient of holes angled to the flow direction[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1994, 116: 358~368.
- [3] Gritsch M, Schulz A, Witting S. Discharge coefficient measurements of film-cooling holes with expanded exits[J]. *ASME J. Tribol*, 1998, 120: 560~567.
- [4] Rowbury D A, Oldfield M L G, Lock G D. A method correlating the influence of external crossflow on the discharge coefficients of film cooling holes[R]. *ASME paper No 2000-GT-294*.
- [5] 向安定, 朱惠人, 刘松龄, 等. 涡轮导向叶片表面气膜孔流量系数的实验研究[J]. *推进技术*, 2003, 24(3): 216~239 (XIANG An-ding ZHU Huiren LU Song-ling et al Discharge coefficient measurements for film cooling holes on blade surface in a turbine cascade[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2003, 24(3).)
- [6] Parker D M. An enhanced method for compute the compressible discharge coefficients of thin and long orifices with inlet corner radiusing[C]. *ASME winter Annual Meeting (Heat Transfer in Gas Turbine)*, Heat Transfer Division 188: 53~63.

(编辑: 梅 瑛)