

# 透平叶片中腔的强化冷却研究

中国科学院工程热物理研究所 张玉明 顾维藻 刘长春

肋粗糙表面在透平叶片冷却中已有实际应用。为更有效地提高冷却效果,在叶片内腔壁面设置肋-槽型复合粗糙元是一种有力措施(见图1)。由于在肋间加了槽,从而加强了粗糙元对流体的连续性扰动,同时换热面积也有所增加。文献〔1〕以水和二甲苯为介质在肋-槽型复合粗糙环形通道中进行的换热和阻力试验表明:复合粗糙面的换热强度高于肋粗糙表面,而流动阻力增加较小。

肋粗糙矩形通道中的强化换热已有较多研究〔2~4〕,但是矩形通道内壁面置设肋-槽型复合粗糙元的换热研究,还未曾有报道。本文针对透平叶片冷却问题,对壁面带肋-槽型复合粗糙元的矩形通道进行了换热性能测定,并给出了换热系数及流动阻力的分布,同时应用分析方法给出了换热系数和阻力系数计算公式。

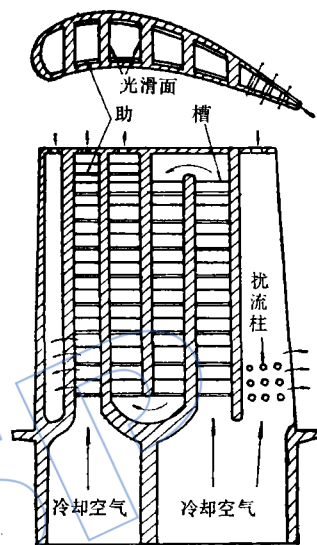


图1 透平叶片中腔的强化冷却

## 一、实验方法与数据处理

强化换热实验系统及测量方法见文献〔5〕。本文对六个肋-槽型复合粗糙矩形管行了换热与流阻实验,试验件壁面粗糙肋高与槽深均为0.5mm,通道水力直径 $D_h$ 为18mm,六个实验管的粗糙肋槽相对节距 $s/h$ 值依次为8, 10, 15, 20, 25, 30。采用电加热器对实验管间接加热,壁面焊有16对热电偶用于测算实验管中部及角区的换热系数,实验段的热流密度由实验件的热功率 $Q$ 确定。

本文把肋-槽型复合粗糙矩形通道的换热实验数据按下式整理:

$$St = \frac{AQ}{C_p G F (T_{wi} - T_{fi})} \quad (1)$$

式中 $Q = C_p G (T_{fi}' - T_{fi}'')$ 。 $T_{fi}'$ 、 $T_{fi}''$ 和 $F$ 分别为实验段进出口空气温度和换热面积, $A$ 和 $G$ 分别为通道截面积和空气流量, $T_{wi}$ 为测点 $i$ 的壁温。考虑到通道内流速的影响,数据处理中采用了空气的恢复温度:

$$T_{fi} = T_{fi}' + \frac{L_{hi}}{L_h} (T_{fi}' - T_{fi}'') + r \cdot \frac{A \bar{u}^2}{2gc_p} \quad (2)$$

式中 $L_h$ 为加热段长度, $\bar{u}$ 和 $r$ 为空气的平均流速和温度恢复系数。

复合粗糙矩形通道的阻力系数是在测得压差 $\Delta P$ 后由下式计算得:

$$\bar{f} = \frac{A^2 \Delta P}{4(L_P/D_h) \cdot (G^2/2g\gamma)} \quad (3)$$

式中  $L_P$  为测压孔间距,  $\gamma$  为空气平均重度。

## 二、流动阻力与强化换热分析

1. 流动阻力系数的计算 对于由图 1 所示的两边光滑、两边粗糙的矩形通道内的平均阻力系数  $\bar{f}$ , 可用由高度  $H$  和宽度  $W$  加权平均的形式表示成

$$f_s = \frac{Wf_s + Hf_r}{W + H} \quad (4)$$

式中  $f_s$  是光滑矩形通道的阻力系数<sup>[4]</sup>:

$$\frac{1}{\sqrt{f_s}} = 4.0 \lg (Re \sqrt{f_s}) - 0.4 + 4.0 \lg \left[ \frac{1.156 + (H/W - 1)}{H/W} \right]$$

$f_r$  是粗糙矩形通道的阻力系数, 经推导得:

$$f_r = \frac{2}{\left[ R(h^+) - 2.5 \ln \left( \frac{2h}{D_h} \right) - 2.5 \ln \left( \frac{2H}{W + H} \right) - 2.5 \right]^2}$$

式中  $h$  为粗糙元高度或槽深, 摩擦相似函数  $R(h^+)$  取决于壁面粗糙度的类型。

2. 换热系数的计算 与阻力系数的计算方法相类似, 可给出两边光滑、两边粗糙的矩形通道加权平均的换热准则公式:

$$\bar{St} = \frac{WSt_s + HSt_r}{W + H} \quad (5)$$

式中光滑和粗糙矩形通道的  $St$  数分别为

$$St_s = 0.023 Re^{0.2} Pr^{-0.6} \left[ \frac{1.156 + (H/W - 1)}{H/W} \right]^{-0.2} \quad (6)$$

$$St_r = \frac{f_r}{2 + \sqrt{2f_r} [G(h^+, Pr) - R(h^+)]} \quad (7)$$

其中  $G(h^+, Pr)$  是换热相似函数。

## 三、实验结果及分析比较

图 2 示出了不同  $s/h$  值时肋——槽型复合粗糙矩形通道的换热及流阻实验结果。由图可见, 当  $s/h = 8$  时, 换热系数为最高, 其流动阻力也是最大的。随  $s/h$  值的增大, 换热强度逐渐减弱, 阻力系数也逐渐下降, 这表明随着节距的加大, 气流所受到的扰动愈来愈弱。当  $s/h = 30$  时, 换热和流阻都有较大幅度的减少, 此时的强化效果较差。为了比较, 图 2 中同时给出了肋粗糙矩形通道的换热曲线<sup>[3]</sup>, 可以看出, 在  $s/h$  值相近的情况下, 肋-槽型复合粗糙矩形通道的换热强度约比肋粗糙矩形通道高 1.6 倍。比根据公式 (6) 计算的光滑矩形通道的换热提高 170~340%。这充分表明了肋——槽型复合粗糙面强化换热的优良性能。

图 3 示出了  $R(h^+)(s/h)^{-0.53}$  随  $h^+$  的变化。由图可见, 随着  $h^+$  的增加,  $R(h^+)(s/h)^{-0.53}$  为常数, 即摩擦相似函数  $R(h^+)$  的变化仅与  $s/h$  有关。综合实验结果可给出下面的经验公式

$$R(h^+) = 0.683 (s/h)^{0.53} \quad (8 \leq s/h \leq 30, 70 \leq h^+ \leq 350) \quad (8)$$

式(8)表明肋-槽型复合粗糙面的流动阻力比肋表面略有增加,这与文献〔1〕的结论是一致的。

图4给出了 $G(h^+)$ 随 $h^+$ 的变化。曲线表明 $G(h^+)$ 值随着 $h^+$ 的增大是逐渐增加的。图中虚线是文献〔4〕的重复肋粗糙管的实验结果。综合实验资料可得出肋-槽型复合粗糙矩形通道的换热相似函数 $G(h^+)$ 的经验关系式。

$$G(h^+) = 3.68(h^+)^{0.28} \quad (70 \leq h^+ \leq 350) \quad (9)$$

若将公式(9)和(8)代回到(7)式中,同样能得出肋-槽型复合粗糙矩形通道的换热准则 $\overline{St}$ 。

图5给出了肋-槽型复合粗糙矩形通道的换热强化比 $\overline{St}/St_s$ 随阻力增大比 $\overline{f}/f_s$ 的变化。可以看出,参变量 $Re$ 数的影响十分明显,当雷诺数较低( $Re = 15000$ )时,在 $\overline{f}/f_s = 4.5$ 情况下, $\overline{St}/St_s$ 值已达到3倍。但是,为了提高 $\overline{St}/St_s$ 值而进一步增大 $Re$ 数时,结果是阻力的增加远大于换热的增加,得出了事倍功半的结果。图5还表明,由于肋-槽型复合粗糙元加强了气流的连续性扰动,因而获得了比单纯肋粗糙面更高的换热强化倍数。

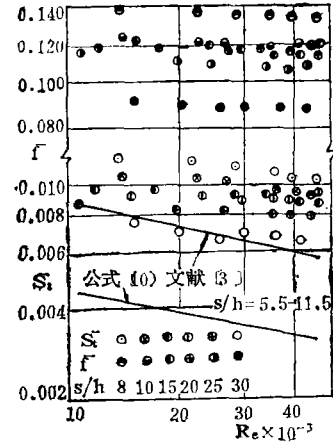


图2  $\overline{St}$ 、 $\overline{f}$ 与 $Re$ 的关系

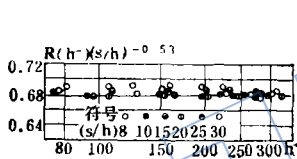


图3  $R(h^+)(s/h)^{-0.53}$ 随 $h^+$ 的变化

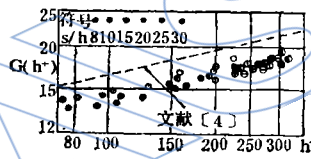


图4  $G(h^+)$ 随 $h^+$ 的变化

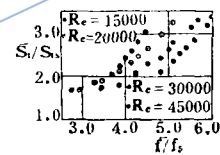


图5  $\overline{St}/St_s$ 随 $\overline{f}/f_s$ 的变化

### 参 考 文 献

- 〔1〕 顾维藻:“带不同粗糙元的环形通道中的换热与阻力计算”,工程热物理学报,第1卷 第3期、1980。
- 〔2〕 F.Burggraf:“Experimental Heat Transfer and Pressure Drop With Two-Dimensional Turbulence Promoter Applied to Two Opposite Walls of a Square Tube”, Augmentation of Convective Heat and Mass Transfer, edited by A.E.Bergles and R.L.Webb, ASME, New York, 1970。
- 〔3〕 张玉明, 顾维藻, 许鸿坤:“粗糙矩形通道的强化换热与流动阻力”,工程热物理学报,第5卷第3期, 1984。
- 〔4〕 J.C.Han:“Heat Transfer and Friction in Channels with Two Opposite Rib-Roughened Walls”, J.Heat Transfer, Vol.106, 1984。
- 〔5〕 顾维藻等:“窄缝通道对流换热与扰流柱的强化作用”,中国工程热物理学会第三届年会, 编号823078, 1982。

(责任编辑 杨 帆)

the length of flame front to the diameter of augmentor equals 1.2 ( $L/D = 1.2$ ) when the swirl angle of  $45^\circ$  is selected. The coefficient of pressure loss in the swirl augmentor is not larger than that of a conventional afterburner. There is no obvious effect of pressure on the position of flame front.

## MEASUREMENT OF RESIDUAL TIME OF GAS IN RECIRCULATION ZONE BEHIND FLAMEHOLDERS

Jiang Leiyong and Zhang Xunan

*(Nanjing Aeronautical Institute)*

### Abstract

An instrument has been developed which provides sensitive and reliable measurement of the residual time of gas in the recirculation zone behind flameholders with flame. The experiments with this instrument show that the mean residual time is inversely proportional to the upstream velocity.

## FUEL CAPTURE ON THE SURFACE OF V-SHAPED FLAMEHOLDER

Liu Zhigang, Wang Jiahua, Li Gaiqi

*(Nanjing Aeronautical Institute)*

### Abstract

A new method for measuring the fuel capture on the surface of flameholder by means of V-shaped capture gutters is proposed. The relationship between fuel capture rate and individual parameters has been analysed. An empirical formula has been established. In the calculation, the concept of considering the edge of fuel droplet groups as reference trajectory has been set up. The fuel capture rate on the surface of V-gutter flameholder has been calculated and the results are in good agreement with the experimental data.

## ENHANCEMENT OF HEAT TRANSFER IN TURBINE BLADE COOLING

Zhang Yuming, Gu Weizao, Liu Changchun

*(Institute of Engineering Thermophysics)*

### Abstract

An experimental study on fully-developed turbulent air flow in rectangular passages with two opposite rib-grooved roughened walls has been performed to determine the effects of the rib-grooved pitch-to-height ratios on friction factor and heat transfer coefficients. A general method for predicting average friction factor and average Stanton number in rectangular ducts with two smooth and two opposite rib-grooved walls is developed. Experimental results show that the performance of the heat transfer in the passages with rib-grooved roughened walls is better than that in the passages with rib roughened walls at the same  $s/h$ . This work may be useful to internal cooling design of the gas turbine blade.