

分类号:

UDC:

密级:

编号:

中国科学院 工程热物理所

博士后出站报告

燃气轮机叶片 G 型冷却通道内流动 与换热的研究

学科: 动力工程与工程热物理

博士后: 王志峰

合作者: 顾维藻

工作完成时间: 1994.5 ~ 1996.5

报告提交日期: 1996.6

1996.6

北京

分类号:
UDC:

密级:
编号:

中国科学院 工程热物理所

博士后出站报告

燃气轮机叶片 G 型冷却通道内流动 与换热的研究

学科: 动力工程与工程热物理
博士后: 王志峰
合作者: 顾维藻
工作完成时间: 1994.5 ~ 1996.5
报告提交日期: 1996.6

1996.6
北京

目 录

第一章 概述

第二章 实验研究

2.1 实验装置及实验方法

2.1.1 实验系统描述

2.2.2 实验件的描述及实验目的

2.2 实验数据处理

第三章 数值模拟

3.1 物理模型与假设

3.1.1 物理模型

3.1.2 假设

3.2 数学模型的建立

3.2.1 数学模型

3.2.2 边界条件

3.3 贴体网格的生成

3.3.1 概述

3.3.2 贴体网格(BFC)的建立

3.4 数值解法的选择及其特点

3.4.1 PHOENICS 软件的构成

3.4.2 差分格式的选择

3.4.3 代数方程求解方法的选择

3.4.4 欠松弛处理

3.5 模拟结果的验证及讨论

第四章 结 论

参考文献

第一章 概述

众所周知,通过透平的燃气温度增加将会提高其效率。燃汽轮机生产厂家总是将燃汽温度定在透平叶片所能达到的最高温度。目前提高叶片耐热性能的途径有两条:一是改善叶片的冷却,二是使用新型耐高温材料来作的叶片, NASA 在耐高温材料叶片的研制方面作了大量工作^{[1],[2]},现有的以钎合金为基底,表面加陶瓷覆盖层的叶片所能耐受的高温已高于目前任何一种采用冷却方式的叶片所能达到的温度。但由于采用冷却结构的叶片重量轻,所以世界各国仍在开展大量的这些方面的研究。

叶片冷却技术在燃汽轮机制造中一直占据重要位置。美国、德国、英国、日本、南非及台湾等在该方面作了大量工作,由于叶片冷却对提高汽轮机效率有着决定性的影响,因此世界各国在大力发展该项技术的同时又都对其采取了严格的保密措施。从所能查阅到的文献报道来看,由于叶片外部形状及内部结构的复杂性,流动与换热过程极为复杂,采用数值模拟方法对复杂冷却通道内的流动与换热进行研究的国家还不多。目前的研究主要集中在实验方面,数值计算方面的工作还处于初期探索阶段,仅有部分一、二维模型的算例^[19]。

我国对叶片冷却技术的研究自八十年代初期开始,参加研究的单位主要有中国科学院工程热物理所,航空航天部六〇六、六二四所及北京航空航天大学。航空航天部又在一九九二年将其列入‘八五’重点预研项目,对其重要性也进一步作了肯定。

从检索到的资料来看,迄今为止叶片内部冷却通道的强化传热措施可概括为下列四项^[18]:

- 1) 采用适当措施把叶片内部分割成形状各异的流动通道,以便按照各部分冷却要求构成不同的气流速度分布;
- 2) 在各冷却通道中根据需要与可能,分别采用射流冲击、粗糙肋、导流肋及扰流柱等技术措施以增强壁面向冷却气流的散热;

- 3) 在隔板上设置适当形状的穿流孔以保证冷却气流的均匀分布, 并消除可能产生的冷却气体死角;
- 4) 合理布置气膜孔以保证对外壁的热屏障并与内冷结构一起对叶片壁面起很好的耦合冷却作用。

G 型叶片结构如图 1.1 所示。其特点是气流经弦向进入叶片的光滑直通

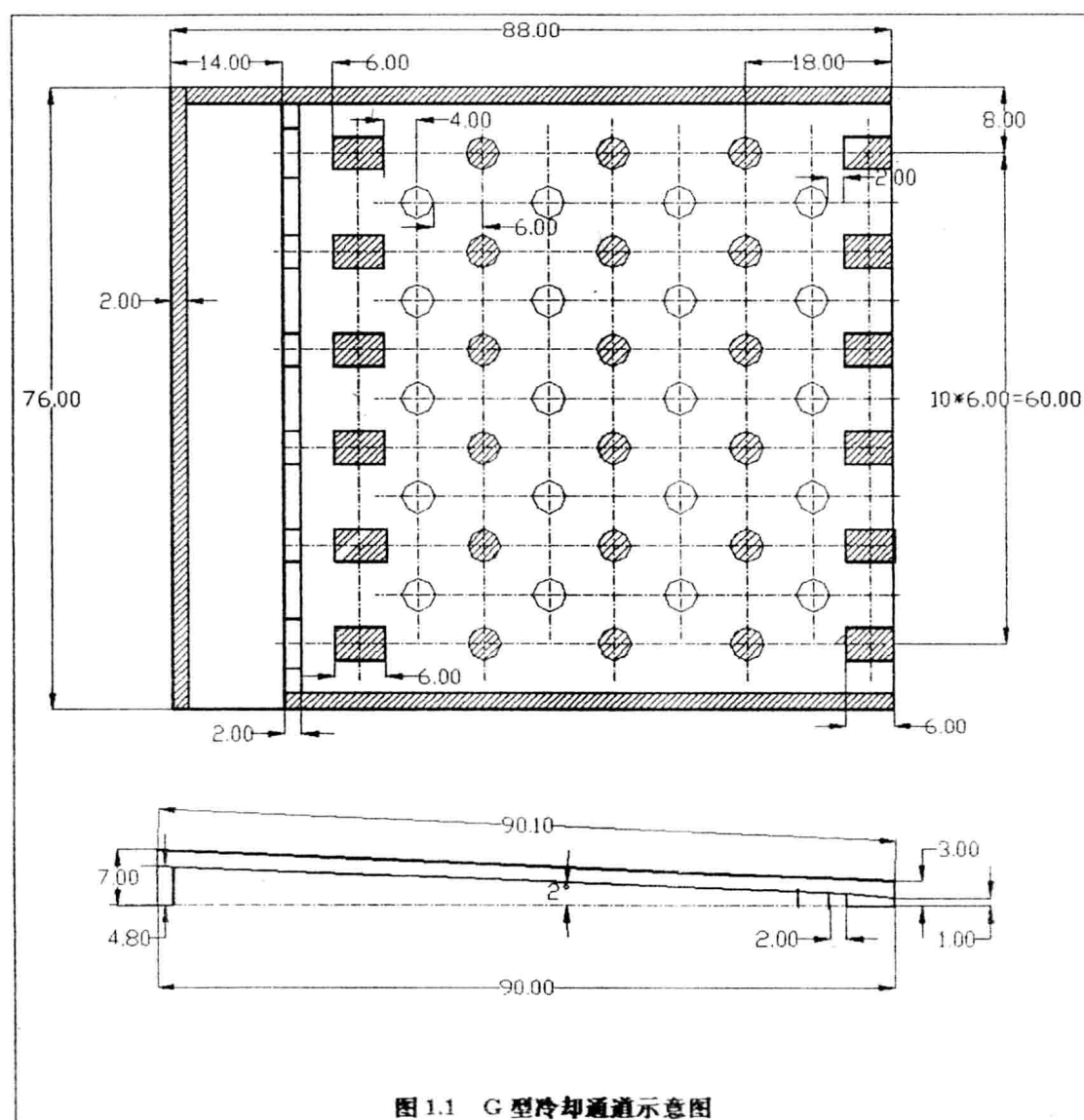


图 1.1 G 型冷却通道示意图

道段。然后经孔板折转 90 度进入展向通道。在孔板出口处为避免高速流体在孔之形成一个低速二次流区, 在正对出口处设置分流块。为增强换热在分流块后布置有 7 排扰流柱。通道的出口由堵块分为 7 个部分。整个通道表面是倾斜的, 叶盆与叶背间的夹角为 4 度。

为了更接近叶片的实际形状,本文采用贴体坐标(BFC)对三种不同结构形式的内冷通道分别进行了三维数值模拟研究。由于叶片的外形及内部流道结构的复杂性,给模拟带来了很大困难。目前我们所做的理论研究还处于探索阶段。这里还要再次指出的是,国际上自九十年代开始,由于发动机性能的日益提高,叶片冷却显得愈来愈重要,叶片冷却技术的保密性也越来越强。能检索到的公开发表的文献越来越少。但从以往的国际交流及目前可查到的资料来看,本文所作的工作在国内外上还是属前沿性的课题。

作者的该项研究工作分理论与实验两大部分。

在理论部分,本文作者首先通过对冷却流道进行分析,分别建立了三维物理模型及数学模型,并采用PHOENICS软件对模型进行求解。然后将计算结果与实验结果进行对比,并对计算程序进行相应的调试,最终使计算结果与实验结果能很好地吻合。

在实验部分,本文作者根据实际叶片冷却通道的形状及结构设计了实验件。并对每个实验件进行了多工况(进口流量/加热热流)下的冷热态实验。热态实验主要是测定不同进口流量及加热热流密度下叶片外表面的温度分布;冷态实验主要是测定压力损失。

由实验结果一方面可总结出,

(1)通道内流体对流换热的准则公式。

(2)阻力系数的计算公式。

另一方面也为理论计算提供了验证依据。

本文作者所做的研究是在中国科学院工程热物理所强化换热课题组多年实践的基础上,汲取国内、外较新理论和技术,参考国内、外比较成熟的资料进行的。作者认为,本研究有以下特色:

第一,全面性。指的是以下三方面内容。

1. 从研究对象来看,选取了目前国内外最具代表性的叶片冷却流道
2. 从研究方法来看,本研究既有实验研究又有数值计算。
3. 从研究手段来看,在实验方面对实验件进行了十来种工况下的研究;

在理论方面对冷却结构分别建立其各自的全三维物理及数学模型，并成功地进行了求解。

第二，先进性。指的是以下两方面内容。

1. 从选题来看，在一定程度上反应了叶片冷却研究的最新动向，特别是九十年代出现的新思想、新概念、新技术。
2. 从研究的深度来看，用数值方法对外形及内部结构都相当复杂的冷却流道进行湍流流动与传热三维数值模拟。数学模型中，流体是可压缩的，流体与固体热物性是随温度变化的。

第三，实用性。指的是以下四方面内容。

1. 从研究的目的来看，实验及计算均是为解决具体工程问题而进行。
2. 从研究的结果来看，实验结果整理成便于使用的代数准则关系式或代数式。计算结果可由二维或三维的彩色等值图或矢量图表示并可局部开窗放大及缩小，可视性非常强。
3. 从软件的使用来看，考虑到方便不同层次的用户，软件的编制首先尽量减少输入变量及人工对计算过程的干预，一般用户使用本软件仅需输入几何条件，进口流量、流体温度，出口压力，叶盆、叶背的加热热流量即可。对熟悉计算流体力学、计算传热学、*PHOENICS* 及 *FORTRAN 77* 语言的高级用户，本软件留有足够充分、灵活的接口，供其进入以计算其它相象的物理数学模型。
4. 从软件的可读性来看，由于程序主体采用了 *PHOENICS* 的 *PIL* 语言，程序的逻辑构造及类清晰，可读性远高于使用一般计算机高级语言，如 *C*、*FORTRAN* 等编制的软件。用户及易明白程序编写者的思路。这也为用户对软件作修改提供了很大的便利。

第四, 可靠性。指的是以下两方面内容。

1. 从软件本身来看, 本套软件以著名的大型计算流体力学, 计算传热学软件 *PHOENICS R1.4* 为蓝本。据 *CHAM* 公司负责人介绍, 该版本是 *PHOENICS* 各版本中用户最多, 可靠性最佳的一个版本。
2. 从软件的考验过程来看, 该软件通过了多种工况下的实验验证。

由于本文作者的水平及时间所限, 本研究中的缺点和不完善之处再所难免, 前面所言的“特色”也未必能得倒充分体现, 还望各位同行、专家、学者的批判指正。

建议今后要进一步开展的工作包括:

- 1)、非结构网格的研究。因为对带大量扰流柱的冷却通道来讲, 采用结构网格会对计算结果的准确性带来较大的影响。
- 2)、叶片带旋转后内部流场及温度场的研究, 为了接近叶片实际的工作状况, 旋转条件下的数值模拟是必须的。

第二章 实验研究

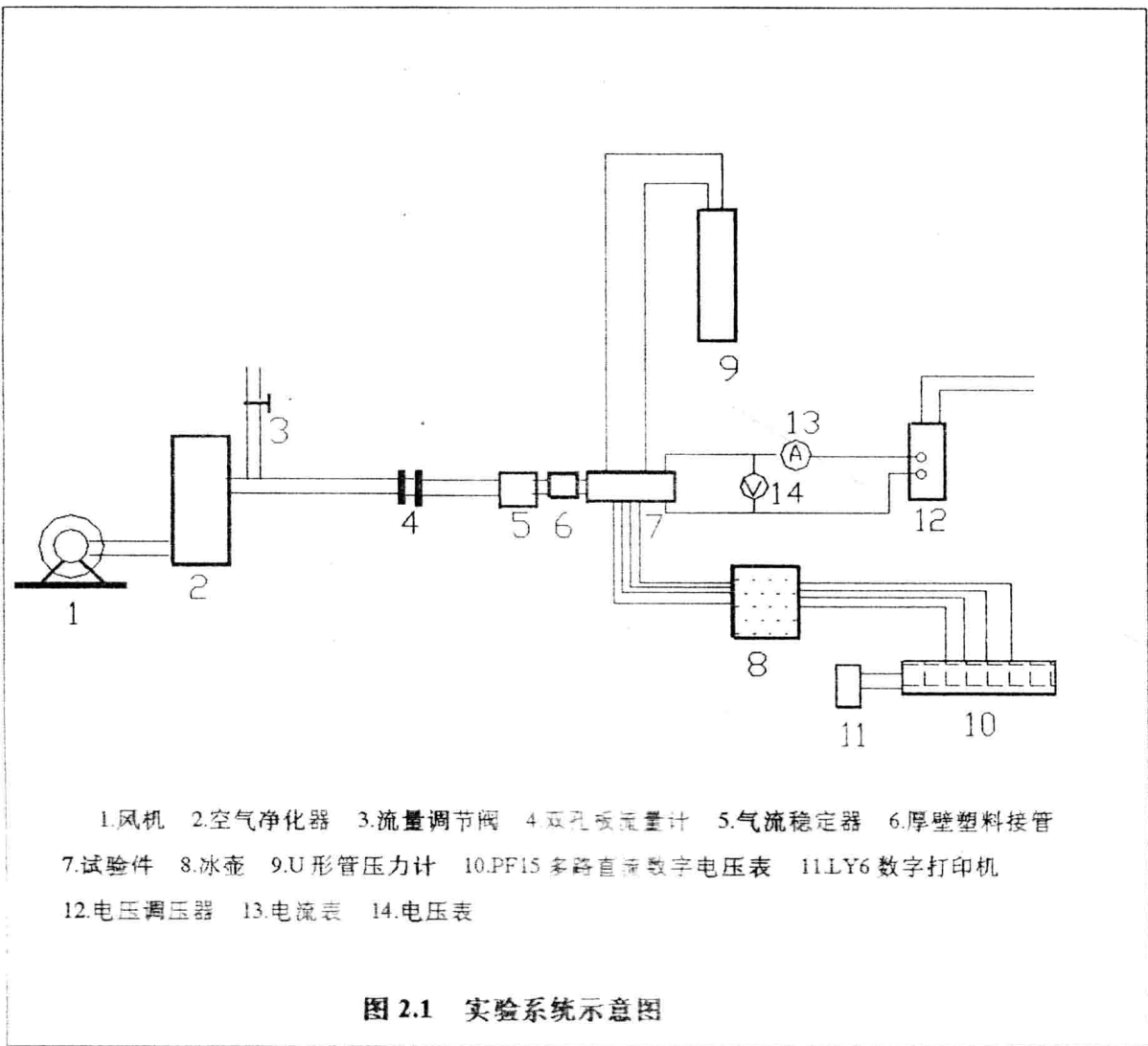
实验的主要目的一是为了检验模拟计算程序提供标准数据,

另外通过实验还可得出:

- (1)通道内流体对流换热的准则公式。
- (2)阻力系数的计算公式。

2.1 实验装置及实验方法

本课题的实验台架如图 2.1 所示。



本节任务如下:

- 1) 实验系统的描述;
- 2) 实验件的描述;
- 3) 实验的数据测量系统描述。

2.1.1 实验系统描述

实验台架如图 2.1 所示。

本实验台架由离心式风机, 流量控制及测量段, 实验段三部分组成。在实验段的空气稳定器尾部装有法兰盘及厚壁塑料管, 通过它可将各种实验件与实验台架相连。

由离心风机吹出的空气经管道流入流量控制段。流量的控制是由一个外接大气的截止阀完成的。该阀门的开度越大, 来流中进入大气的部分就越多, 而进入实验段的空气流量就越小。

进入实验段的流量是由实验段前的双孔板流量计来测量的。通过观察孔板流量计的变化, 由手动来调节截止阀的开度, 这样即可使通过实验段的空气流量达到我们的要求。

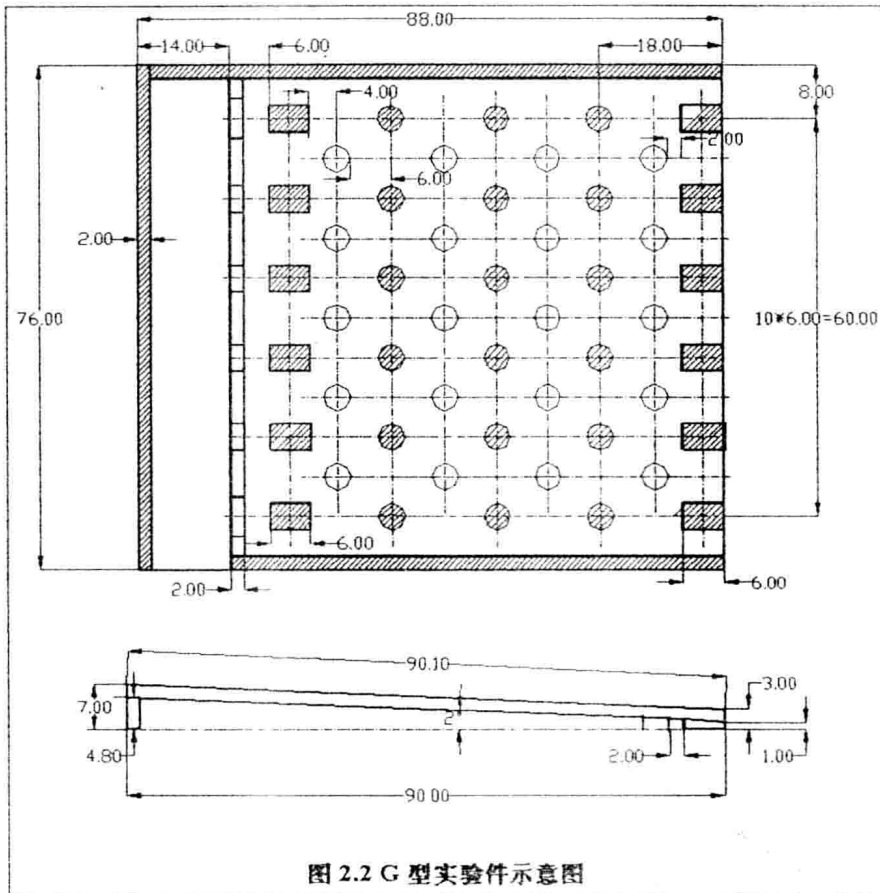
实验的压力测量由数个 U 型管压力计完成。 U 型管压力计分水及水银两种, 分别用于不同范围压力的测量。压力测量是用 U 型管, 分水银的和水的两种。对于压差较大的压力测量用水银管, 一般测量用较为安全的水 U 型管。 U 型管的读数精度为 1mm 水(水银)柱。

温度测量系统由镍铬-镍铝电偶及 $PF15$ 型多路直流数字电压表及 $LY6$ 数字打印机组成。 $PF15$ 的测量范围为 $0\sim 60V$, 测量精度可达小数点后第四位, (0.0001mV)。它既可进行单点测定, 也可实现自动多点巡回测量, 表中显示的数字可在与其相联的 $LY6$ 数字打印机打印出。温度测量系统见图 2.1。

一台 $PF15$ 可同时接 40 路电压信号, 故在实验件上最多可焊接 40 对热电偶。实验中所用的 $\Phi 1\text{mm}$ 的镍铬-镍铝。热电偶使用前均经过标定。

2.2.2 实验件的描述及实验目的

本实验的实验件示意图见图 2.2。实验件进口段是光滑的。在实验件中部焊有一隔板，该隔板将实验件分为两段。流体经由隔板上的开孔流入展向通道。隔板上的开孔是不均匀的，靠近进口及出口的两个孔尺寸较大，而中间的 4 个孔尺



寸相同。在隔板稍后处，在与板开孔相应的位置均设置了相应的堵块，以消除板后的传热恶化区。为增强换热，在其后布置有 7 排共 38 个扰流柱。为模拟实际的叶片冷却通道出口，在实验件出口设置了堵块，它将出口分为 8 个部分。这 8 个出口尺寸是不均匀的，靠边的两个较小(4mm)，中间的 6 个尺寸相同(6mm)。整个实验件的外形是沿展向倾斜的，叶盆与叶背间的夹角为 4 度。试验件表面上热电偶布置图 2.3 所示。在试验件的两个面上各布置了 19 对 $\Phi 1\text{mm}$ 镍铬-镍铝热电偶，以测量不同部位的试验件金属外壁温。热电偶上粘贴聚酰亚胺薄膜及耐高温胶带绝缘后，用高温胶帖上自行制作的镍铬电加热片。为防止电加热片受热膨胀，在加热片与实验件金属面间形成空气夹层，在加热片的外侧还紧裹了两层耐高温

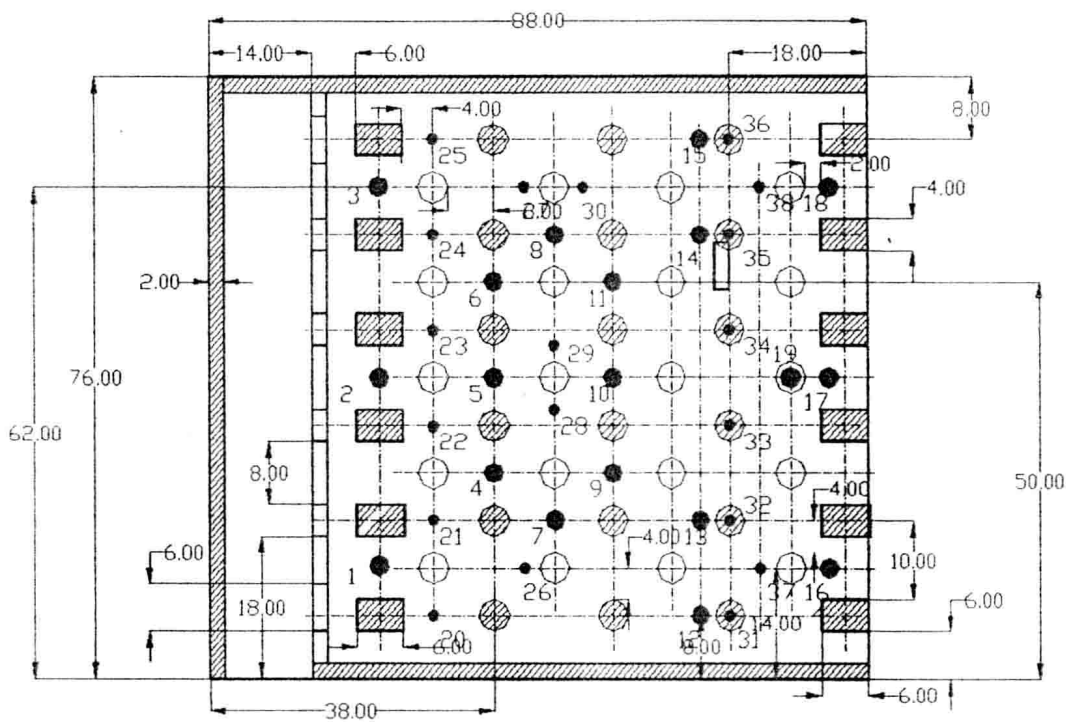
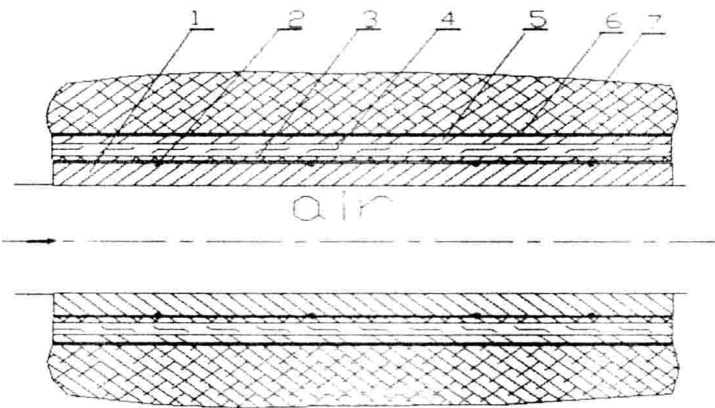


图 2.3 G 型实验件热电偶的布置

胶带。为了减少电加热片的环境热损失,在实验件的最外壁包裹了多层硅酸铝纤维绝热材料(图 2.4)。试验件与实验台间的传热由试验件与法兰之间的耐温塑胶管来隔断。

试验件材料是 316L 304Ti 不锈钢。上下两个表面是由 2mm 厚的不锈钢板经铣床精加工而成。实验件流道的下板面及侧壁



1. 试验件本体壁面 2. 热电偶 3. 耐高温绝缘胶布 4. 电加热片
5. 钢夹板 6. 用于固定钢夹板的孔位 7. 多层硅酸铝隔热材料

图 2.4 试验件装置剖面图

面是在下板及肋加工完毕后对其边部进行弯曲形成的。实验件的上板及中隔板通

过焊接与侧板面及下板相连接。由于该实验的主要目的是考核计算机程序,故没有做更多种结构的组合。

试验件制成后,经测量检查发现存在以下问题,这些问题的存在会对实验结果产生影响。

实验件在加工焊接时局部点有凹凸变形,上板面的电加热片与上板不能很好接触,由于该原因,在实验加热时会这导致壁面的热流不均匀,这对实验件的温度分布会带来影响。

由图 2.2 可见,由于出口宽度只有 $2mm$,因此无法在该处布置热电偶。出口的汽流温度也无法直接测得。故在处理实验结果时气流的出口温度实际是由热平衡关系式由电功率推出的,并不是测量得出的。

2.2 实验数据处理

(1) 孔板流量计的流量(G)

$$G = 2.029 \sqrt{\rho_0 \Delta h} \quad (Kg/H) \quad (1)$$

ρ_0 — 孔板处空气的密度(kg/m^3),

Δh — 是孔板流量的压差 (mmH_2O),

$$\rho_0 = p_0 \times 10^{-4} \times 1.252 \times \frac{273}{273 + T_0} \quad (kg/m^3) \quad (2)$$

p_0 — 双孔板流量计前的空气绝对压力(mmH_2O),

T_0 — 试验件处的空气进口温度($^{\circ}C$)。

(2) 出口温度(T_{out})

由热平衡关系式加估计,得

$$T_{out} = T_{in} + \frac{Q_t \times 0.86}{0.24G} \quad (^\circ\text{C}) \quad (3)$$

(3) 热流密度(q)

$$q = Q_t / F \quad (\text{W}/\text{m}^2) \quad (4)$$

F — 加热面面积 (m^2)

(4) 各点的流体温度(T_{fi})

$$T_{fi} = T_{in} + (T_{out} - T_{in}) F_i / F \quad (^\circ\text{C}) \quad (5)$$

F_i — 该点处的加热面积,

F — 总加热面积。

(5) 各点的金属板的内壁温(T_{wi})

$$T_{wi} = T_{wo} - q \delta / \lambda \quad (^\circ\text{C}) \quad (6)$$

T_{wo} — 外壁面温度, 它是由热电偶直接测得的,

δ — 金属壁面的厚度, 在本实验中 $\delta = 2\text{mm}$,

λ — IGr18Ni9Ti 的导热系数, 在这里取 $\lambda = 18.6 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$,

将 δ 、 λ 代入(6)得:

$$T_{wi} = T_{wo} - q \delta / \lambda = T_{wo} - 1.08q \times 10^{-4} \quad (^\circ\text{C}) \quad (7)$$

(6) 局部对流换热系数(α_i)

$$\alpha_i = q / (T_{wi} - T_{fi}) \quad (8)$$

(7) 局部 *Nusselt* 数(Nu_i)

$$Nu_i = \alpha_i D_{hi} / \lambda \quad (9)$$

D_{hi} 为定性长度, 实验中取其为扰流柱直径。

$$D_{hi} = 4mm \quad (10)$$

(8) 局部 Reynolds 数(Re_i)

$$Re_i = \frac{W_i D_{hi} \rho}{\mu_i} \quad (11)$$

上式中 W_i 为该点的流体局部速度(m/s), ρ 是该点的流体密度, μ_i 是该点流体的动力学粘度。

$$W_i = G / 3600 \rho A_i \quad (12)$$

A_i — 该测点垂直于流体主流流向的横截面积 (m^2)。

传热与阻力试验结果可用,

1). 总对流换热系数及总 *Nusselt* 数

$$Nu = C Re^n \quad (13)$$

2). 总阻力系数

$$\xi = B Re^m \quad (14)$$

未整理。

在(13)、(14)中,

$$Nu = \alpha D_h / \lambda \quad (15)$$

$$Re = \rho u D_h / \mu \quad (16)$$

式 (15) 中,

$$\alpha = \frac{q}{(\bar{T}_w - \bar{T}_f)} \quad (17)$$

$\bar{T}_f$ — 气流平均温度, $\bar{T}_f = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$,

T_{in} — 进口流体温度,

T_{out} — 流体出口温度,

$\bar{T}_w$ — 热电偶测得的 38 个点的温度的算术平均值 (℃)。

$$\xi = \frac{\Delta P}{\frac{L}{D_h} \cdot \frac{\rho u^2}{2}}$$

ΔP — 试验件进出口压差,

L — 流道的长度, $L = L_1 + L_2$, 其中 $L_1 = L_3/2$, 见图 2.5。

D_h — 进口段的特征长度 (m), 用 (10) 式的定义。所有各点的 D_h 均相同。

图 2.6 带 180 ° 弯
曲段冷却通道的换热准

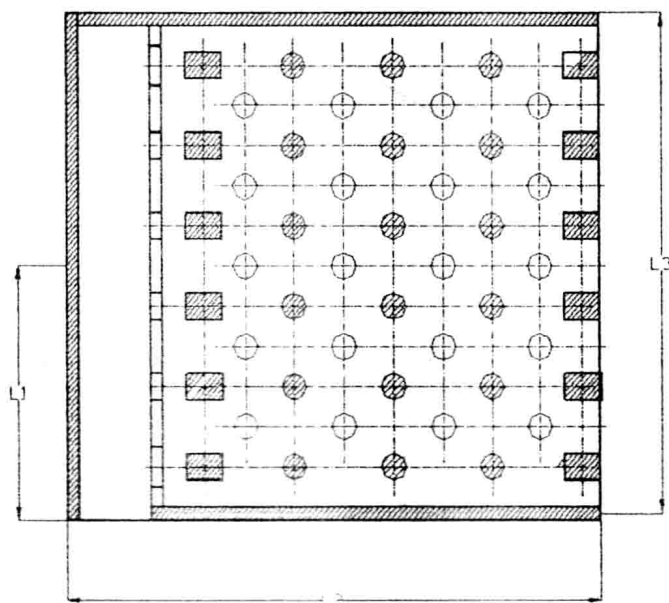


图 2.5 G 型叶片流道长度的确定

则, $Nu = 13.4 Re^{0.1945}$, 图 2.7 是其拟和残差分布。图 2.8 是 G 型冷却通道的阻力

系数，图 2.9 是其拟和残差图。

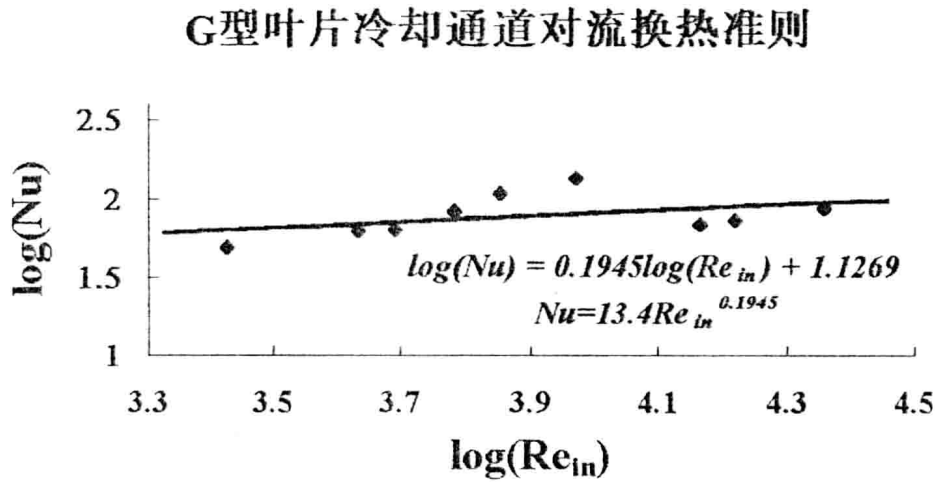


图 2.6 G 型叶片冷却通道的对流换热实验规律

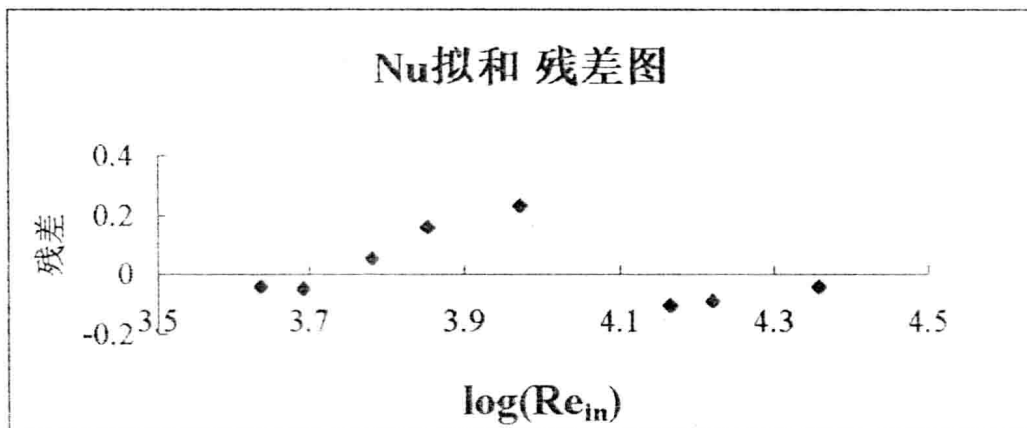


图 2.7 G 型叶片冷却通道对流换热系数拟和残差的分布

由图 2.8 可见，阻力系数 $C_f = 0.075 Re_{in}^{-0.156}$ 。

流体流过中间隔板后，沿展向流向出口。由于叶盆与叶背间的倾斜，所以流体流动逐渐加速，换热沿流向逐渐增强。这样，板面的温度似乎也应当随之逐渐

降低。但考虑到由于流体在流动的同时其本身温度沿流向也在逐渐增高，因此很