

高位垂直进气转静系旋转盘流动与换热计算^{*}

徐国强, 詹国治, 丁水汀, 陶 智, 罗 翔

(北京航空航天大学 动力系, 北京 100083)

摘 要: 采用混合长度模型, 用共轭数值计算的方法研究了高位垂直进气转静系旋转盘、腔内的流动与换热, 得到了盘、腔内的流场、温度场、转盘表面的平均努赛尔数, 并与实验结果进行了比较。计算结果显示: 扩展的混合长度模型对高位垂直进气转静系旋转盘流动与换热的计算是可行的。

关键词: 航空发动机; 涡轮盘; 混合长度; 流动理论; 传热; 数值计算

中图分类号: V235

文献标识码: A

文章编号: 1001-4055(2000)04-0040-04

Numerical calculation for flow and heat transfer of a shrouded rotating disk with high-positioned air inlet

XU Guo-qiang, ZHAN Guo-zhi, DING Shui-ting, TAO Zhi, LUO Xiang

(Dept. Jet Propulsion, Beijing Univ. of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: Flow and heat transfer phenomenon was numerically simulated for a shrouded disk with high positioned air inflow. Conjugate heat transfer calculation was carried out, based upon the mixing length turbulent model, to give prediction on flow field, temperature field and averaged Nusselt number of the disk face. The flow and heat transfer characteristics within the shrouded disk configuration was analysed. Comparison with experimental results was made. The results show that the developed mixing length model is applicable for simulations of shrouded disk with high positioned air inflow.

Key words: Aircraft engine; Turbine wheel; Mixing length; Flow theory; Heat transfer; Numerical calculation

1 引 言

发动机涡轮盘冷却系统使用高位进气可有效阻止热量从涡轮盘边缘向盘内的纵深传递, 对涡轮盘的冷却非常有利。但有关这方面的研究报道却不多^[1~3]。在数值计算上, 虽然混合长度模型有许多不尽人意之处, 但 Koosinlin 等^[4]却证实了混合长度模型对自由旋转圆盘和旋转锥体的流动问题是适用的。Chew^[5]也应用此模型对封闭腔内旋转圆盘的流动问题进行了成功的计算。由于该模型比较简单, 在计算机内存和计算时间方面与其它模型相比具有很大优势, 一些研究者^[6]仍在继续使用该模型。

本文将使用扩展的混合长度模型对如图 1 所示

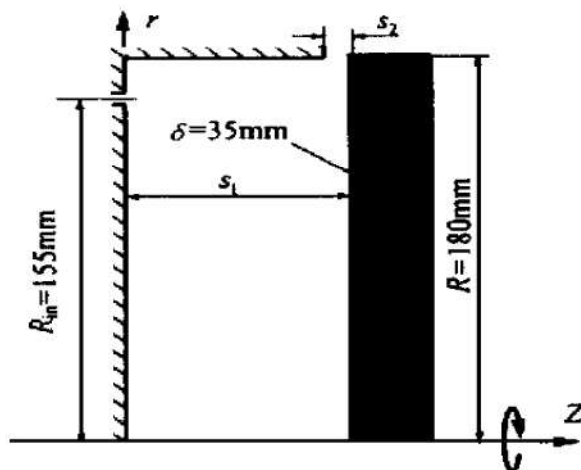


Fig. 1 Calculated mode

包含转盘在内的高位垂直进气、外缘加热的转静系旋转盘、腔模型内流动与换热进行共轭计算。转盘

^{*} 收稿日期: 1999-08-24; 修订日期: 1999-12-23。基金项目: 国家重点实验室资金项目 (96TS48.2·4ZS4803)。

作者简介: 徐国强 (1964—), 男, 博士, 副教授, 研究领域为传热传质学, 旋转体的流动与换热, 发动机热部件的冷却等。

半径 $R=180\text{ mm}$; 转盘厚度 $\delta=35\text{ mm}$; 进气孔位置 $R_{\text{in}}=150\text{ mm}$; 进气环缝 $h=0.9\text{ mm}$; 盘罩间隙 $S_1=58.5\text{ mm}$; 出气间隙 $S_2=5\text{ mm}$ 。

2 控制方程及紊流模型

2.1 控制方程

设 u, v, w 分别为圆柱坐标系 z, r, θ 中的速度分量, 则对于轴对称、稳态、不可压、常物性流体控制方程的守恒形式为

$$\frac{\partial(\rho\beta u\Phi)}{\partial z} + \frac{\partial(\rho\beta v\Phi)}{r\partial r} = \frac{\partial}{\partial z} \left| \Gamma \frac{\partial\Phi}{\partial z} \right| + \frac{\partial}{r\partial r} \left| \Gamma r \frac{\partial\Phi}{\partial r} \right| + S \quad (1)$$

其中 Φ 是给定的因变量, 可分别取 $1, u, v, w, t$, 当 Φ 和 β 取 1 时便得到连续方程。 β 对于动量方程取 1, 对于能量方程取比热容 C_p 。 S 为源项, 它包含原方程中在式 (1) 未列出的所有项, 其表达式见表 1。

Table 1 Source term of equation (1)

Equation	Φ	Γ	Source term S
Continuity	1	0	0
Axial momentum equation	u	μ_{eff}	$\rho F_u - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u}{\partial z} \right + \frac{\partial}{r\partial r} \left \mu_{\text{eff}} r \frac{\partial v}{\partial r} \right $
Radial momentum equation	v	μ_{eff}	$\rho F_v - \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial z} \left \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u}{\partial r} \right + \frac{\partial}{r\partial r} \left \mu_{\text{eff}} r \frac{\partial v}{\partial r} \right - \frac{2\mu_{\text{eff}}v}{r^2} + \frac{\rho w^2}{r^2}$
Circumferential momentum equation	w	μ_{eff}	$\rho F_w + \frac{\partial(\mu_{\text{eff}}w)}{r\partial r} + \frac{\partial}{r\partial r} \left \frac{2\mu_{\text{eff}}v}{r} \right + \frac{\mu_{\text{eff}}}{r} \left \frac{\partial w}{\partial r} - \frac{w}{r} \right - \frac{\rho w}{r}$
Energy equation	t	λ_{eff}	0

在计算过程中, 研究区域除腔内气体外还应将转盘也包括在内, 这样所研究的问题是一个导热和对流换热耦合的共轭传热课题。盘内的流动速度为零, 只要将这一区域的粘性系数置为一个很大的数即可完全用上述方程组来描述。

紊流模型取扩展混合长度模型^[7]。

2.2 边界条件

(1) 入口条件: 考虑到流量较大, 计算时取进口速度沿射流环缝分布为一定值。

(2) 出口边界条件: 在出口截面上流场的状态是未知的。本文采用局部单向化处理, 即

$$\frac{\partial u}{\partial r} = 0, \frac{\partial w}{\partial r} = 0, \frac{\partial(rv)}{\partial r} = 0, \frac{\partial t}{\partial r} = 0 \quad \text{当 } (S_1 - S_2) \leq z \leq S_1 \text{ 时} \quad (2)$$

(3) 静止罩内表面边界条件: 根据无滑移条件, 静止罩的速度边界条件为 $u=0, v=0, w=0$; 温度边界条件取绝热边界条件: $\frac{\partial t}{\partial n} \Big|_s = 0$, 这里 s 为表面, n 分别取 z 和 r 。

(4) 转盘边界条件: 计算采用流体和固体一起计算的共轭计算方法, 因此无须给出研究域内转盘与空气交界的边界条件, 只须给出转盘背面和盘缘的流动与换热边界条件即可。

转盘背面: $u=0, v=0, w=\omega r, \partial t/\partial z=0$

$$(\text{当 } z = S_1 + \delta, 0 \leq r \leq R \text{ 时}) \quad (3)$$

$$\text{转盘加热边: } u=0, v=0, w=\omega R, -\lambda_0 \partial t/\partial r = q_{\text{heat}} (\text{当 } S_1 \leq z < S_1 + \delta, r < R \text{ 时}) \quad (4)$$

2.3 物性条件

因为采用的是共轭计算方法, 在计算域内有两种性质完全不同的介质, 所以, 物性参数要分别给定。(1) 空气的物性参数分别取进口处的值。(2) 转盘: 分子粘性系数 μ 取一很大数 $\mu=1.0 \times 10^{25}$, 密度 $\rho=7\,840\text{ kg/m}^3$, 导热系数 $\lambda_0=47.0\text{ W/(m}\cdot\text{K)}$, 比热容 $C_p=470\text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$ 。

2.4 计算方法简介

动量方程在交错网格系统上采用控制容积方法离散; 界面上速度的插值采用迎风格式; 压力与速度的耦合用 SIMPLE 方法处理; 离散方程的求解采用 ADI 方法。

3 计算结果

3.1 流动结构

图 2 示出了进气流量固定转盘转速变化时腔内的流线图。射流位置的上边有一个逆时针旋转的涡; 下边有两个转向相反的涡。随着转速的提高, 射流位置下边的第一个涡由于冷气受旋转的影响被挤压

的越来越小,第二个涡的位置逐渐提高;同时由于转盘表面附近径向外流的流体的流量不断增加,逐渐将第一个涡向左边推挤。在给定 200 kg/h 冷气流量下,当转盘转速大于 2 000 r/min 后,中心区域流体的流动与自由盘的情形非常相似,转盘表面附近径向稳步流的流体是由静子壁面附近径向流的流体

提供。

3.2 盘腔温度

图 3 为腔内冷气温度和盘内温度 (单位为 $^{\circ}\text{C}$) 分布的等值线图。由于在计算范围内冷气可以直接冲击到转盘的表面,阻隔了进气孔以下的冷气的出流,使得进气孔以下气体的温度明显偏高。

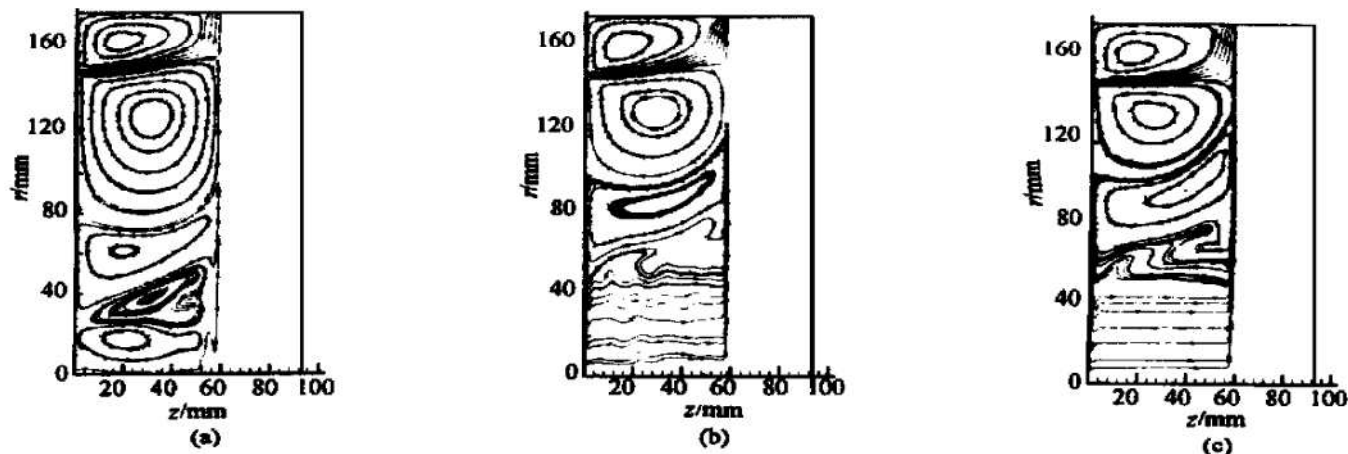


Fig. 2 Streamline at different rotation speed (coolant flow rate 200 kg/h)

(a) 990 r/min

(b) 2 000 r/min

(c) 3 000 r/min

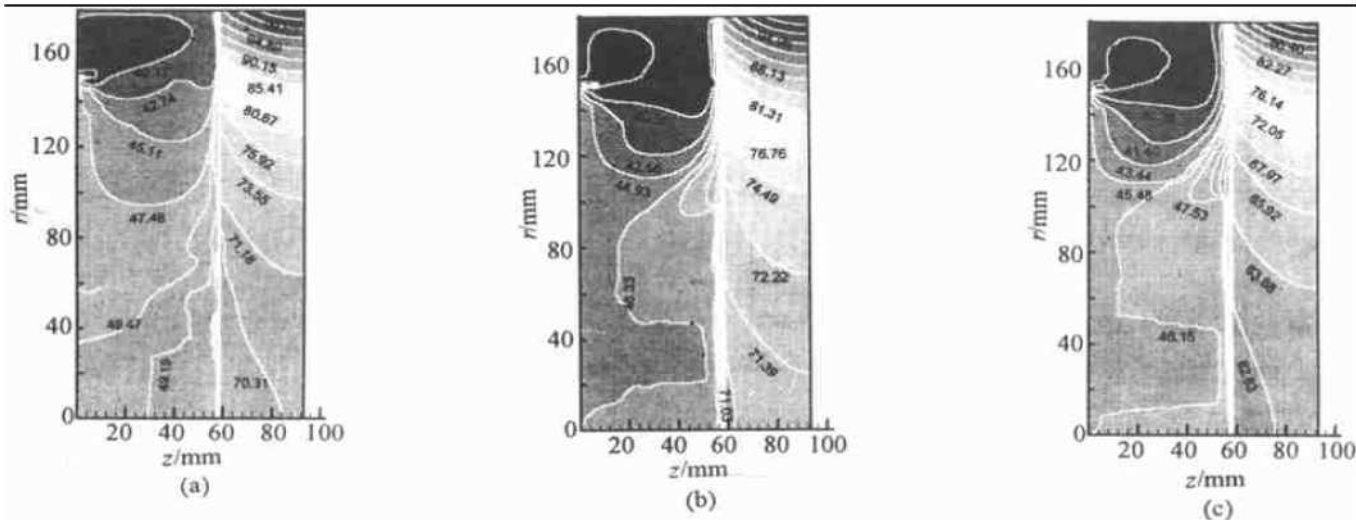


Fig. 3 Temperature field at different rotation speed (coolant flow rate 200 kg/h)

(a) 990 r/min

(b) 2 000 r/min

(c) 3 000 r/min

图 4 给出了通过共轭计算得到的盘面温度沿径向分布。在半径小于 120 mm 的区域里盘面温度基本不变;而当半径大于 120 mm 以后,随着半径的增加盘面温度迅速增加。当冷气流量固定不变时,转速提高,转盘外缘温度下降,中心区域的温度变化很小,如图 4 (a)。当固定转速改变冷气流量时,随着冷气流量的增加,盘面温度总体降低,如图 4 (b)。图中的标记为实验点,曲线为计算结果。

3.3 盘面平均努赛尔特数

图 5 为平均努赛尔特数 $Nu_{av} = \alpha_{av} R / \lambda$ 随旋转雷诺数 $Re_{\omega} = \rho \omega R^2 / \mu$ 和流量系数 $C_w = m / 3\,600 \text{ HR}$ 变化的数值计算结果与实验结果的比较。随着旋转雷诺数或流量系数的提高,盘面平均努赛尔特数不断增大,但旋转的影响要比冷气量的影响弱的多。实验点和计算结果两者吻合较好。

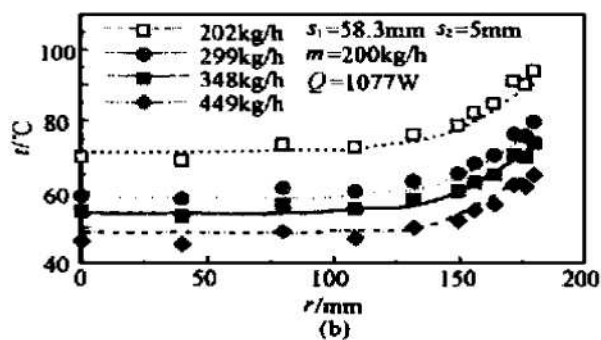
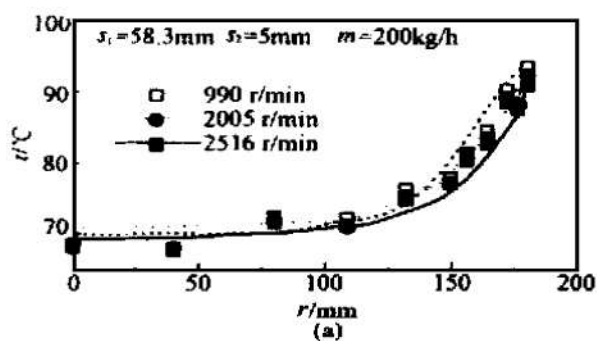


Fig. 4 Disk surface temperature

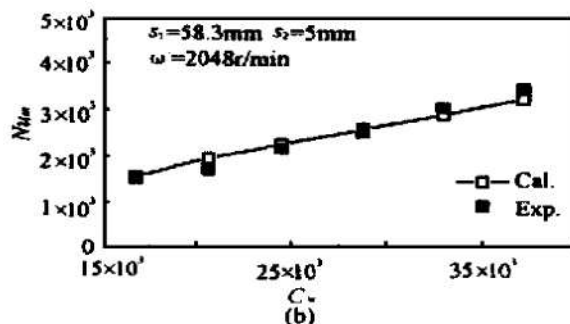
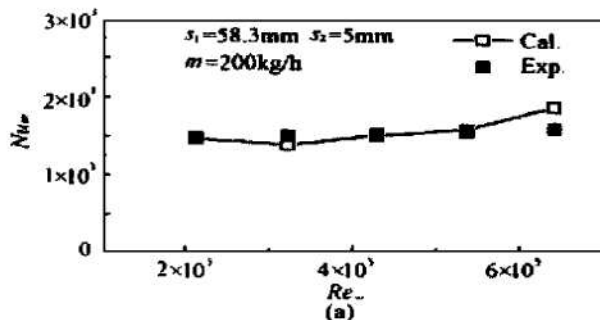


Fig. 5 Averaged Nusselt number of cooling disk surface

4 结 论

(1) 通过与实验数据比较, 扩展的混合长度模型对高位垂直进气转静系统旋转盘流与换热的计算是可行的。

(2) 腔内流场以进气位置为界, 在射流位置上下各有一转向相反的涡; 随着转速提高, 紧靠射流位置下边的涡被挤压, 并逐渐被推向静子壁面。

(3) 由于在计算范围内冷气可直接冲击到转盘的表面, 阻隔了进气孔以下的冷气的出流, 使得进气孔以下气体的温度明显偏高。

(4) 在半径小于 0.12 m 以内盘面温度基本不变, 而当半径大于 0.12 m 以后, 随着半径的增加盘面温度迅速增加。当冷气流量固定不变时, 转速提高转盘外缘温度下降, 中心区域的温度变化很小; 当固定转速改变冷气流量时, 随着冷气流量的增加, 盘面温度总体降低。

参 考 文 献

[1] Metzger D, Partipilo V. Single and multiple jet impingement heat transfer on rotation disk [R]. AIAA 89-0174.

[2] Bunker R S, Metzger D E, Witting S. Local heat transfer in turbine disk cavities: part ① rotor cooling with radial location injection of coolant [J]. J of Turbomachinery, 1992, 114: 90-GT-26.

[3] Ko S H, Rhode D L. Thermal details in a rotor-stator cavity at engine conditions with a mainstream [J]. J of Turbomachinery, 1992, 114: 446~453.

[4] Koosinlin M L, Launder B E, Sharma B I. Prediction of momentum, heat and mass transfer in swirling turbulent boundary layers [J]. ASME J of Heat Transfer, 1974, 96: 204~209.

[5] Chew John W and Vaughan C M. Numerical predications for the flow induced by an enclosed rotating disc [R]. 88-GT-127.

[6] Long C A, Morse A P, Tucker P G. Measurement and computation of heat transfer in high pressure compressor drum geometries with axial throughflow [J]. J of Turbomachinery, 1997, 119: 51~59.

[7] 徐国强, 陶智, 丁水汀, 等. 中心进气旋转盘流动与换热的数值研究 [J]. 航空动力学报, 2000, 15 (2).

(责任编辑: 盛汉泉)