

变厚度涡轮盘上能量与应力分布的关联分析

丁水汀, 王子尧, 李 果

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院

航空发动机气动热力国家级重点实验室 适航技术研究中心, 北京 100191)

摘 要: 提出一种分段解析法, 推导给定变厚度涡轮盘内外缘加热能量下涡轮盘的温度分布与应力分布, 从而建立起以能量转移系数表示的涡轮盘能量分布与温度分布及应力分布之间的直接关联. 该关联应用于某型航空发动机低压涡轮盘, 并通过与数值模拟对比, 结果显示: 温度与应力的理论分析结果与数值模拟结果吻合较好, 最大相对偏差分别为2%与13%; 等边界热流量条件下, 随着能量转移系数的增大, 涡轮盘内缘温度增大, 外缘温度减小, 涡轮盘等效应力水平降低, 最大等效应力减小. 分段解析法获得的能量分布与应力分布关联的准确性与可行性得到了验证.

关 键 词: 变厚度涡轮盘; 能量分布; 应力分布; 关联分析; 分段解析法

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Correlation analysis of energy and stress distributions on variable thickness turbine disk

DING Shui-ting, WANG Zi-yao, LI Guo

(Airworthiness Technologies Research Center,

National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics,

School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: A segmented theoretical method was proposed to derive the temperature and stress distributions of a variable thickness turbine disk under given heating energy on the inner and outer rims, and the correlation between the energy distributions presented by the energy transfer coefficient, and the temperature/stress distributions of the turbine disk was established. By applying the correlation to an aero-engine low pressure turbine disk and comparing the temperature and stress distributions with those obtained from numerical simulation, the results from these two methods show a good agreement; the relative deviations of the temperature and stress distributions are no more than 2% and 13%, respectively; under constant boundary heat flow condition, the temperature of the inner rim increases while that of the outer rim decreases; both the overall equivalent stress level and the maximum equivalent stress of the turbine disk decline with the increase of the energy transfer coefficient. The above results validate that the correlation between the energy and stress distributions obtained from the segmented theoretical method proposed is feasible and correct.

Key words: variable thickness turbine disk; energy distribution; stress distribution; correlation analysis; segmented theoretical method

收稿日期: 2013-10-18

基金项目: 航空发动机复杂系统安全性教育部长江学者创新团队(IRT0905); 国家自然科学基金青年科学基金(51306008)

作者简介: 丁水汀(1967—), 男, 辽宁铁岭人, 教授、博士生导师, 博士, 主要从事燃气轮机热端旋转部件流动与换热机理及航空发动机适航性设计与验证技术研究.

作为航空发动机的热端部件之一,涡轮盘工作在高温环境下,同时承受很大的离心负荷与热负荷,容易产生工作故障甚至带来灾难性后果,因此,美国联邦航空局(Federal Aviation Administration, FAA)将涡轮盘定义为寿命限制件(即故障会危及发动机安全的关键部件)^[1-2].

涡轮盘设计是发动机设计中的难点,而针对涡轮盘应力的研究一直是涡轮盘设计研究中的重点课题,目前研究方法以数值模拟与理论分析居多.对于变厚度涡轮盘(以下简称涡轮盘),由于精确理论求解在数学上难以实现,因此数值模拟被更多采用.然而,尽管数值模拟对于涡轮盘的应力分析十分有效,但在某些情况下求得涡轮盘应力解析形式解却是必要的^[3],例如涡轮盘等强度设计、涡轮盘应力分布对边界条件的敏感性分析等,对这些问题的求解采用理论分析往往比数值模拟更加便捷.本文的工作致力于研究涡轮盘上能量分布与应力分布的关联分析,需要计算涡轮盘在不同边界条件下的应力分布,对此理论分析比数值模拟在计算量、计算成本、计算程序简捷性等方面都更具优势,因此本文将提出一种适用于涡轮盘的热弹性应力理论分析方法,以满足涡轮盘上能量分布与应力分布的关联分析的需求.

对涡轮盘上离心应力的理论分析研究由来已久,目前已产生大量研究成果.文献[4-5]对等厚度涡轮盘离心应力进行了数学研究,文献[6]则给出了针对涡轮盘离心应力的理论分析方法,这些文献为以后的涡轮盘离心应力研究奠定了基础.与离心应力研究类似,对于涡轮盘热应力同样分为等厚度涡轮盘与涡轮盘研究,文献[7-8]对等厚度涡轮盘热应力进行了研究,文献[9-11]则针对涡轮盘,用理论分析的方法研究其热应力分布.然而,上述文献无论对等厚度涡轮盘还是涡轮盘,其推导过程主要基于给定涡轮盘内、外缘第1类边界条件或者直接给定涡轮盘上温度分布函数,无法将涡轮盘加热能量与热应力分布建立关联.而由于涡轮盘腔内冷却气体的作用在本质上是一个能量管理的过程,在加热能量与温度分布、应力分布之间建立直接关联,有利于通过能量分布形式来控制涡轮盘上的温度与应力分布,进而开展涡轮盘上最佳能量分布形式的优化研究,因此,建立涡轮盘能量分布与应力分布的直接关联非常必要. DING Shuiting^[12]针对等厚度涡轮盘,采用理论分析方法建立起涡轮盘内、外缘加热能量与涡轮盘上温度分布和应力分布的关联,但其成果限

于等厚度涡轮盘,针对涡轮盘应力与能量分布关联的理论研究尚鲜有公开文献发表.

基于以上考虑,本文在上述分析的基础上,针对涡轮盘,通过理论分析在涡轮盘能量分布与温度分布之间建立关联,再将温度分布的结果作为输入条件代入到热应力分析中,进而建立能量分布与应力分布之间的关联.以某型航空发动机低压涡轮盘为例,分别采用数值模拟与本文的理论分析方法,计算涡轮盘在指定工况下的温度分布与应力分布,比较两种方法的结果,验证理论分析方法的准确性.

1 涡轮盘热应力理论分析

对于变厚度的旋转涡轮盘,其能量微分方程为变系数常微分方程,在数学上难以直接求解,因此,本文采用分段解析法获得温度分布的近似解析解,即将涡轮盘沿径向分段,得到若干个可近似为等厚度涡轮盘的环状涡轮盘,求解每段环状涡轮盘上的温度分布,即可得到涡轮盘分段表示的温度分布.一般而言,分段数越多,所获得的解越接近于真实解,然而分段数过多又会导致计算量的大幅度上升,也会弱化理论分析较之数值模拟的优势,因此实际操作中应综合考虑解的精度与计算成本,合理选择划分阶梯的分段数.

1.1 温度分析

1.1.1 等厚度涡轮盘

DING Shuiting 等在其研究中针对等厚度的旋转自由涡轮盘,给定涡轮盘内、外缘的边界热流量及涡轮盘侧面与涡轮盘腔冷气的第3类边界条件,获得了涡轮盘内、外缘边界热流量与涡轮盘上温度分布的关联方程^[12]

$$t(r) = C_1 I_0(Wr) + C_2 K_0(Wr) + t_i \quad (1)$$

式中 $I_0(Wr)$ 与 $K_0(Wr)$ 为 0 阶贝塞尔函数^[13], $W = \left(\frac{\bar{h}}{\lambda \delta} \right)^{0.5}$; r 为涡轮盘半径; $\bar{h}$ 为涡轮盘面与冷气的平均表面传热系数; λ, δ 分别为涡轮盘的导热系数与厚度; t_i 为参考温度即冷气温度; C_1 与 C_2 为待定系数,表达式为

$$\begin{aligned} C_1 &= \frac{Q_{r_e} K_1(Wr_e) - Q_{r_i} K_1(Wr_i)}{2\pi\lambda W \delta r_i r_e [I_1(Wr_e) K_1(Wr_i) - I_1(Wr_i) K_1(Wr_e)]} \\ C_2 &= \frac{Q_{r_e} I_1(Wr_e) - Q_{r_i} I_1(Wr_i)}{2\pi\lambda W \delta r_i r_e [I_1(Wr_e) K_1(Wr_i) - I_1(Wr_i) K_1(Wr_e)]} \end{aligned} \quad (2)$$

式中 $I_1(Wr)$ 与 $K_1(Wr)$ 为 1 阶贝塞尔函数^[13], r_i

为涡轮盘的内径, r_e 为涡轮盘的外径, Q 为涡轮盘内缘边界热流量, Q_e 为涡轮盘外缘边界热流量。

1.1.2 涡轮盘

对于涡轮盘,其边界条件与等厚度涡轮盘类似,采用分段解析法求解其温度分布与应力分布。如图1所示(图中 ω 为涡轮盘的旋转角速度),将涡轮盘分成 n 段等厚度涡轮盘,涡轮盘内、外缘的传热量分别为 Q_0 与 Q_e ,记交界面上的传热量为 Q_i ($i=1, \dots, n-1$),则对第 i 段等厚度涡轮盘,对式(1)作简单变换,即得其温度分布方程

$$t^{(i)}(r) = Q_{i-1} A^{(i)}(r) + Q_i B^{(i)}(r) + t_f \quad (3)$$

式中 $r_{i-1} < r < r_i$, $A^{(i)}(r)$ 与 $B^{(i)}(r)$ 分别为

$$A^{(i)}(r) = \frac{K_1(W^{(i)} r_i) I_0(W^{(i)} r) + I_1(W^{(i)} r_i) K_0(W^{(i)} r)}{2\pi\lambda W^{(i)} \delta^{(i)} r_{i-1} [I_1(W^{(i)} r_i) K_1(W^{(i)} r_{i-1}) - I_1(W^{(i)} r_{i-1}) K_1(W^{(i)} r_i)]}$$

$$B^{(i)}(r) = \frac{I_1(W^{(i)} r_{i-1}) K_0(W^{(i)} r) - K_1(W^{(i)} r_{i-1}) I_0(W^{(i)} r)}{2\pi\lambda W^{(i)} \delta^{(i)} r_i [I_1(W^{(i)} r_i) K_1(W^{(i)} r_{i-1}) - I_1(W^{(i)} r_{i-1}) K_1(W^{(i)} r_i)]}$$

$$W^{(i)} = \left\{ \frac{\bar{h}}{\lambda \delta^{(i)}} \right\}^{0.5} \quad (4)$$

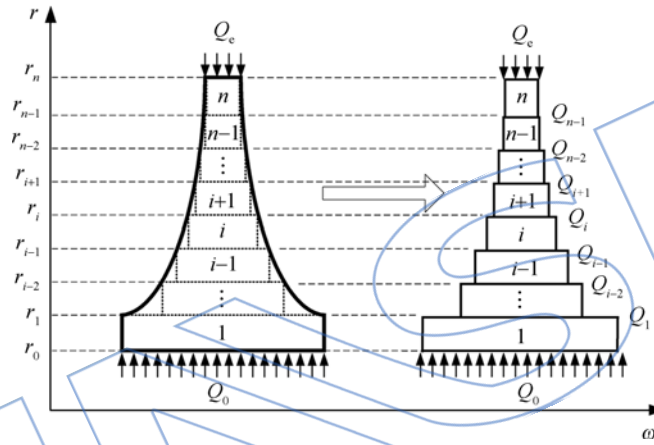


图1 涡轮盘阶梯划分示意图

Fig.1 Sketch of segmenting turbine disk

本文中如无特殊说明,变量上标 (i) 代表第 i 段等厚度涡轮盘上的物理量或者适用于第 i 段等厚度涡轮盘的表达式,变量下标 i 代表半径 r_i 处变量的取值。

由每段阶梯涡轮盘交界面上的温度相同,即

$$t^{(i)}(r_i) = t^{(i+1)}(r_i) \quad i = 1, \dots, n-1 \quad (5)$$

将式(3)代入式(5),可得 $n-1$ 维线性方程组

$$Q_{i-1} A^{(i)}(r_i) + Q_i B^{(i)}(r_i) = Q_i A^{(i+1)}(r_i) + Q_{i+1} B^{(i+1)}(r_i) \quad (6)$$

其中 $i=1, 2, 3, \dots, n-1$ 。求解式(6),得到 $n-1$ 个交界面上的传热量 Q_i ,回代入式(3),即可得到每一段涡轮盘的温度分布方程,从而建立起涡轮盘上能量分布与温度分布的直接关联。

1.2 应力分析

1.2.1 热应力

推导仍采用第1.1节中涡轮盘的分段方式。对于第 i 段等厚度涡轮盘,依据弹塑性理论,可知环状涡轮盘内热应力分布为^[14]

涡轮盘分成 n 段等厚度涡轮盘,涡轮盘内、外缘的传热量分别为 Q_0 与 Q_e ,记交界面上的传热量为 Q_i ($i=1, \dots, n-1$),则对第 i 段等厚度涡轮盘,对式(1)作简单变换,即得其温度分布方程

$$t^{(i)}(r) = Q_{i-1} A^{(i)}(r) + Q_i B^{(i)}(r) + t_f \quad (3)$$

式中 $r_{i-1} < r < r_i$, $A^{(i)}(r)$ 与 $B^{(i)}(r)$ 分别为

$$A^{(i)}(r) = \frac{K_1(W^{(i)} r_i) I_0(W^{(i)} r) + I_1(W^{(i)} r_i) K_0(W^{(i)} r)}{2\pi\lambda W^{(i)} \delta^{(i)} r_{i-1} [I_1(W^{(i)} r_i) K_1(W^{(i)} r_{i-1}) - I_1(W^{(i)} r_{i-1}) K_1(W^{(i)} r_i)]}$$

$$B^{(i)}(r) = \frac{I_1(W^{(i)} r_{i-1}) K_0(W^{(i)} r) - K_1(W^{(i)} r_{i-1}) I_0(W^{(i)} r)}{2\pi\lambda W^{(i)} \delta^{(i)} r_i [I_1(W^{(i)} r_i) K_1(W^{(i)} r_{i-1}) - I_1(W^{(i)} r_{i-1}) K_1(W^{(i)} r_i)]}$$

$$W^{(i)} = \left\{ \frac{\bar{h}}{\lambda \delta^{(i)}} \right\}^{0.5} \quad (4)$$

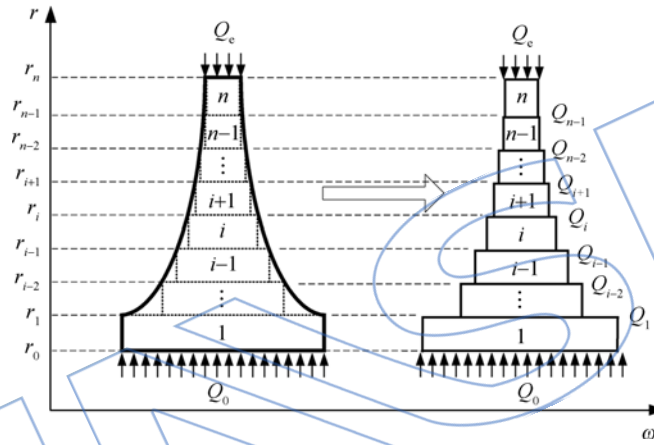


图1 涡轮盘阶梯划分示意图

Fig.1 Sketch of segmenting turbine disk

$$\sigma_r^{(i)} = k_1^{(i)} - \frac{k_2^{(i)}}{r^2} - \frac{\alpha E}{r^2} \int_{r_{i-1}}^r t^{(i)}(r) r dr$$

$$\sigma_\theta^{(i)} = k_1^{(i)} + \frac{k_2^{(i)}}{r^2} + \frac{\alpha E}{r^2} \int_{r_{i-1}}^r t^{(i)}(r) r dr - E \alpha t^{(i)}(r) \quad (7)$$

式中 E 为弹性模量, α 为热膨胀系数。 $r_{i-1} < r < r_i$, $k_1^{(i)}$ 与 $k_2^{(i)}$ 是未知常数,取决于边界条件, $t^{(i)}(r)$ 为第1.1节中分析得到的温度分布,即

$$t^{(i)}(r) = C_1^{(i)} I_0(Wr) + C_2^{(i)} K_0(Wr) + t_f \quad (8)$$

由弹性本构方程得周向应变

$$\epsilon_\theta = \frac{1}{E} (\sigma_\theta - \nu \sigma_r) + \alpha t \quad (9)$$

式中 ν 为泊松比。

将式(7)代入式(9),第 i 段圆环中周向应变

$$\epsilon_\theta^{(i)} = \frac{1-\nu}{E} k_1^{(i)} + \frac{1+\nu}{E r^2} k_2^{(i)} + (1+\nu) \frac{\alpha}{r^2} \int_{r_{i-1}}^r t^{(i)}(r) r dr \quad (10)$$

由交界面处的连续性条件,即交界面上力平衡与周向位移连续,对 $i=1, \dots, n-1$,有

$$\begin{cases} \sigma_r^{(i)}(r_i) \delta^{(i)} = \sigma_r^{(i+1)}(r_i) \delta^{(i+1)} \\ \epsilon_\theta^{(i)}(r_i) = \epsilon_\theta^{(i+1)}(r_i) \end{cases} \quad (11)$$

对于自由涡轮盘,其边界条件为内外缘处径向热应力为零,即

$$\sigma_r^{(1)}(r_0) = 0 \quad \sigma_r^{(n)}(r_n) = 0 \quad (12)$$

由式(11)与式(12)可以得到关于 $k_1^{(i)}$ 与 $k_2^{(i)}$ ($i=1, \dots, n$) 的 $2n$ 维线性方程组,求解该方程组得到 $k_1^{(i)}$ 与 $k_2^{(i)}$ ($i=1, \dots, n$) 的值,回代入式(7),即可得到分段表示的涡轮盘热应力理论解,从而建立起涡轮盘内外缘的边界热流量与涡轮盘上热应力分布的直接关联。

1.2.2 离心应力

由弹塑性理论,第 i 段 ($i=1, \dots, n$) 等厚度涡轮盘内离心应力分布为^[14]

$$\begin{aligned} \sigma_r^{(i)} &= k_1^{(i)} - \frac{k_2^{(i)}}{r^2} - \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 r^2 \\ \sigma_\theta^{(i)} &= k_1^{(i)} + \frac{k_2^{(i)}}{r^2} - \frac{1+3\nu}{8} \rho \omega^2 r^2 \end{aligned} \quad (13)$$

其推导过程与热应力类似,在此不再赘述。

1.2.3 Von-Mises 等效应力

基于弹性力学中的应力叠加原则,涡轮盘上的总应力为离心应力和热应力的叠加。在获得了涡轮盘上总应力分布后,根据 Von-Mises 应力准则,涡轮盘上的等效应力可以表示为^[15]

$$\sigma_e = (\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2 - \sigma_r \sigma_\theta)^{0.5} \quad (14)$$

至此,建立了分段表示的涡轮盘内外缘边界热流量与涡轮盘上等效应力分布的直接关联。需要说明的是,本文研究的涡轮盘为自由涡轮盘,即边界条件式(12)中的涡轮盘内缘与外缘的径向热应力均为零,但本文的分析方法并不限于自由涡轮盘,事实上,只要知道了涡轮盘内缘与外缘的径向热应力值,就可以通过该分析方法计算涡轮盘的等效应力分布。实际涡轮盘中,涡轮盘内缘存在由于涡轮盘与轴过盈配合产生的等效应力,而涡轮盘外缘则由于安装叶片也会受到叶片的拉力作用,这是涡轮盘等效应力计算的典型边界条件,但考虑到内缘过盈配合等效应力一般难以准确确定,而外缘拉力则要考虑叶片的旋转离心力,这会增加问题的复杂程度;另一方面,本文的目标并不在于指定确定结构与边界条件来获得等效应力精确解,而是以理论分析方法研究涡轮盘的能量分布与等效应力分布之间的关联,因此为了便于计算的实现同时又不失一般性,对涡轮盘的结构、边

界条件都做了一定简化,将涡轮盘内外缘径向热应力与径向离心应力均设为零,即自由涡轮盘状态。

2 计算实例

为验证本文中理论分析涡轮盘应力方法的准确性,以某型航空发动机低压涡轮盘为例,分别采用数值模拟与理论分析两种方法,分析计算该涡轮盘在指定工况下的温度与应力。

2.1 数值模拟

本文采用单向 fluid-structure interaction (FSI) 计算方法^[16-17]对某型航空发动机低压涡轮盘进行温度与应力分析,即采用 CFD 分析软件 CFX 13.0 计算涡轮盘上温度分布,并将该温度分布作为热边界条件,使用 FE 分析软件 ANSYS 13.0 计算涡轮盘上应力分布。

为便于计算并提高数值模拟的计算效率,取涡轮盘腔-涡轮盘系统的 $1/20$ 建立模型并在两端周向截面施加周期性对称边界条件,对涡轮盘轮廓及涡轮盘腔结构进行一定简化,简化后涡轮盘腔结构如图2所示。涡轮盘内、外径分别为 $r_i=119$ mm 和 $r_e=291.5$ mm,厚度随半径的变化规律为

$$\delta(r) = \begin{cases} 52 & r \in [119, 148) \\ 12 \cdot (r/291.5)^{-1.65} & r \in [148, 256.5) \\ 35 & r \in [256.5, 291.5] \end{cases} \quad (15)$$

涡轮盘的材料为某型合金钢^[18],其主要物性参数见表1。

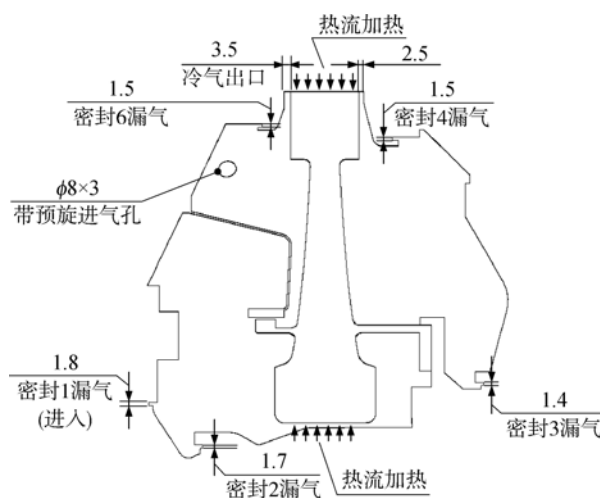


图2 涡轮盘腔结构示意图(单位:mm)

Fig. 2 Sketch of turbine disk and cavity (unit:mm)

表1 涡轮盘物性参数
Table 1 Physical properties of turbine disk

参数	数值
密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	8340
弹性模量 E/GPa	200
泊松比 ν	0.3
热膨胀系数 $\alpha/10^{-6}(\text{C})^{-1}$	12.47
导热系数 $\lambda/(\text{W}/(\text{m} \cdot \text{C}))$	11.26

数值模拟中采用某型航空发动机慢车工况,转速为 3981 r/min,涡轮盘内、外缘的总边界热流量 $Q=1300 \text{ W}$ 且保持不变,涡轮盘侧面与盘腔冷气进行对流换热,冷气温度 $t_i=166.2 \text{ C}$,其他具体边界条件数据从略. 引用文献[12]中能量转移系数 ϕ ,即涡轮盘内缘边界热流量与总边界热流量之比,取 ϕ 分别为 0%,10%与 20%,即 3 种不同形式的涡轮盘能量分布,分析等边界热流量条件下涡轮盘上的温度分布与应力分布.

2.2 理论分析

理论分析采用第1节中的分段解析法,将涡轮盘沿径向分为 10 段阶梯涡轮盘,如图 3 所示,其中为了简化计算忽略了数值模拟模型中涡轮盘侧面的安转边结构,与第1节中将涡轮盘边界条件设定为自由涡轮盘边界类似,这种简化不会对研究涡轮盘的能量分布与应力分布之间的关联产生显著影响,所以是可接受的. 理论分析的边界条件与数值模拟一致,包括转速、总边界热流量、能量转移系数与冷气温度,而涡轮盘侧面与冷气的表面传热系数则取数值模拟分析得到的平均表面传热系数,即 $\bar{h}=109.32 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$. 应用 Matlab 软件编程实现第1节中的分析计算,即可求得不同能量转移系数下涡轮盘上温度分布与应力分

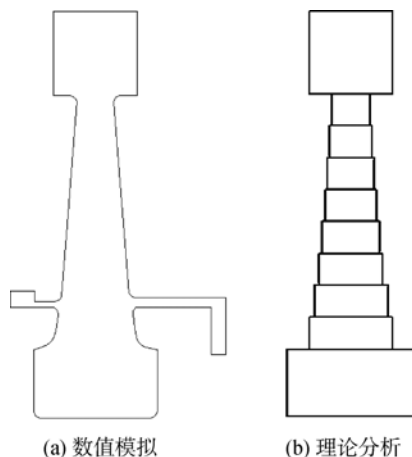


图3 涡轮盘结构示意图

Fig. 3 Sketch of turbine disk structure

布的分段解析理论解.

3 结果分析

3.1 温度分布

不同能量转移系数下涡轮盘上温度分布云图与涡轮盘腔流线如图 4 所示. 可以看到,随着 ϕ 增大,涡轮盘上温度分布发生变化,涡轮盘上最低温度点从涡轮盘心沿径向逐渐向上移动,最终转移到涡轮盘辐板区域,而涡轮盘腔内流动结构则基本不变.

在涡轮盘截面上作径向路径线,得到涡轮盘上沿径向的温度分布,将该结果与理论分析的结果作对比,如图 5 所示. 可以看到:①在相同的能量转移系数下,理论分析结果与数值模拟结果在趋势上吻合较好;②理论分析结果与数值模拟结果仍存在一定偏差,其中,涡轮盘外缘区域偏差大于其他区域,但涡轮盘温度分布理论分析结果与数值模拟结果最大相对偏差约为 2%,表明两者吻合较好,验证了本文提出的理论方法对于涡轮

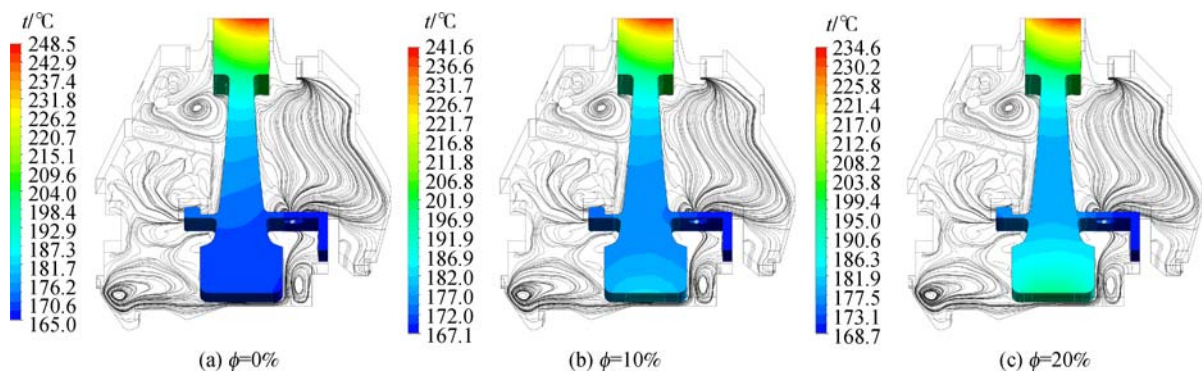


图4 不同能量转移系数下涡轮盘上的温度分布云图与盘腔流线图

Fig. 4 Temperature distribution contours on turbine disk and cavity stream lines for different ϕ

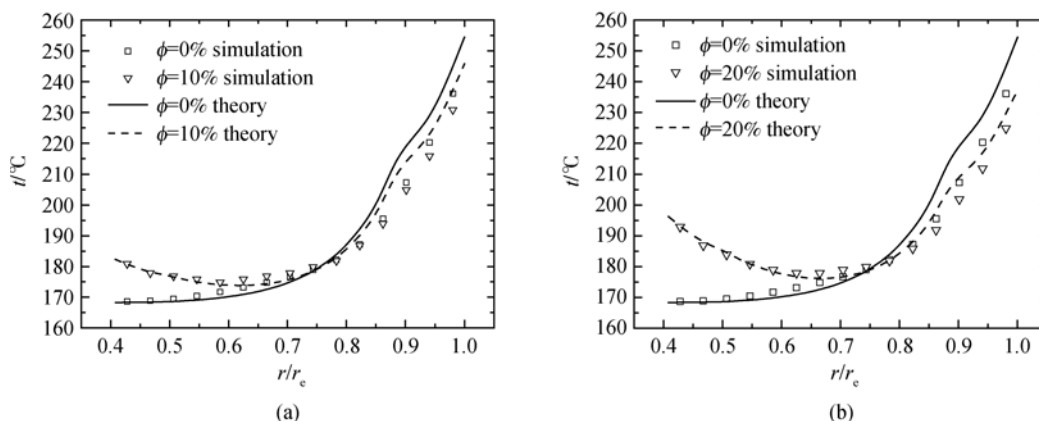


图5 涡轮盘温度分布理论分析结果与数值模拟结果的对比

Fig. 5 Comparison of temperature distributions on turbine disk from theoretical solution and numerical simulation

盘温度分析的可行性;③在等边界热流量条件下,随着能量转移系数的增大,即加热能量向涡轮盘内缘转移量的增大,涡轮盘内缘温度增大,外缘温度减小,并且内缘温度的增幅大于外缘温度的减幅,涡轮盘温度分布由传统的类抛物型分布变化为类“V”型分布,这与文献[12]中得到的结论相符。

理论分析结果与数值模拟结果偏差的主要来源如下:①实际工况下,涡轮盘面不同位置处表面传热系数不同,在本文计算工况下,涡轮盘外缘表面传热系数大于涡轮盘平均表面传热系数,这能在数值模拟中得到体现,然而理论分析中采用平均表面传热系数代替实际值,导致理论分析中涡轮盘外缘温度明显大于数值模拟结果,即理论分析在一定程度上削弱了涡轮盘温度分布的不均匀性;②模型几何结构不完全相同,如图3所示,理论分析中所用模型忽略了涡轮盘内缘处的安装

边结构,导致一定的偏差;③理论分析中采用分段解析法,即将涡轮盘划分为若干个等厚度涡轮盘分别求解,这种“离散”处理方法中结构的不连续,与实际涡轮盘的连续结构存在区别,从而导致一定的偏差。

3.2 等效应力分布

不同能量转移系数(ϕ)下涡轮盘上等效应力分布云图如图6所示。可以看到,随着 ϕ 增大,涡轮盘上等效应力分布发生变化,最大等效应力点维持在盘心附近,但最大等效应力逐渐减小。

在涡轮盘截面上作径向路径线,得到涡轮盘上沿径向的等效应力分布,将该结果与理论分析的结果作对比,如图7所示。可以看到:①在相同的能量转移系数下,理论分析结果与数值模拟结果在趋势上吻合较好;②理论分析结果与数值模拟结果仍存在一定偏差,尤其是在无量纲半径0.85附近位置等效应力曲线出现小的“凸起”,偏

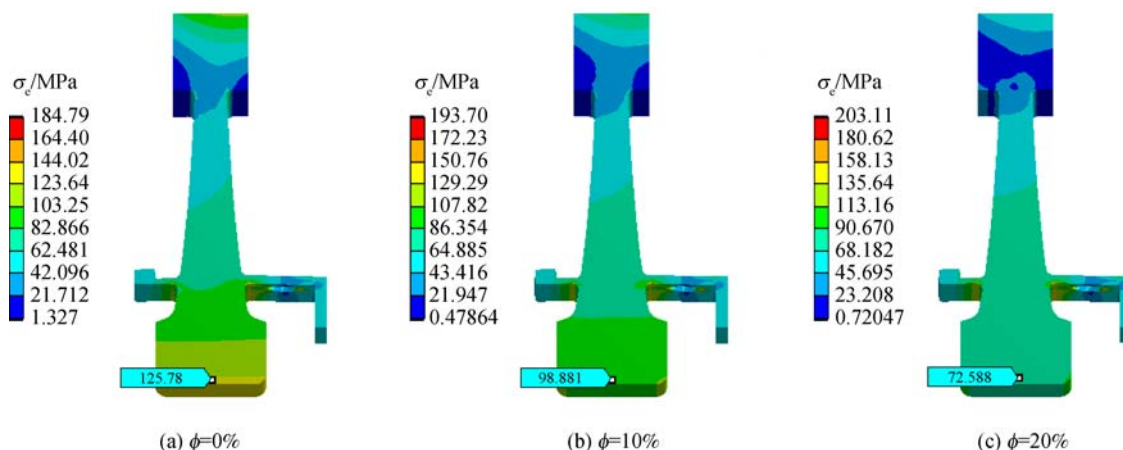


图6 不同能量转移系数下涡轮盘上的等效应力分布云图

Fig. 6 Equivalent stress distribution contours on turbine disk for different ϕ

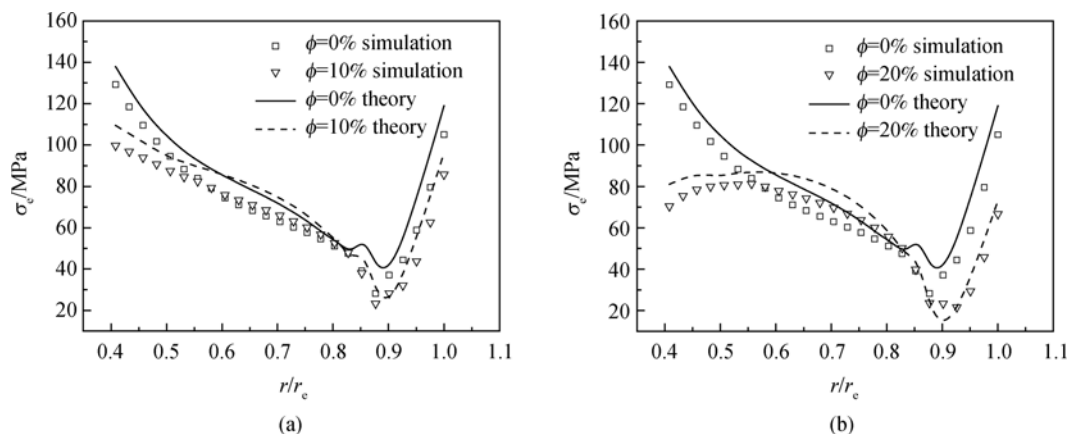


图7 涡轮盘等效应力分布理论分析结果与数值模拟结果的对比

Fig. 7 Comparison of equivalent stress distributions on turbine disk from theoretical solution and numerical simulation

差明显大于其他区域,这是因为该位置位于第9段阶梯涡轮盘与第10段阶梯涡轮盘的界面处,而这两段涡轮盘的厚度相差较大(如图3所示),由式(11)中的力平衡条件可知,涡轮盘厚度的突变导致界面处等效应力的突变,本文中采用对两段涡轮盘在该界面处的等效应力取调和平均,作为该界面的等效应力,但由于两段涡轮盘等效应力相差较大,数值模拟结果仍会存在较大误差,除去该位置外,理论分析结果与数值模拟结果最大相对偏差约为13%,在偏差允许范围内,认为两者吻合较好,验证了本文提出的理论方法对于涡轮盘热应力分析的可行性;③在等边界热流量条件下,随着能量转移系数的增大,即加热能量向涡轮盘内缘转移量的增大,涡轮盘等效应力水平降低,最大等效应力减小,这与文献[12]中得到的结论相符。

理论分析结果与数值模拟结果偏差的来源主要表现为4个方面:①理论分析中热应力分析以温度分析为基础,温度分析的结果作为热边界条件代入到应力分析中,这使得温度分布的偏差被带入应力分析中;②几何结构不同;③分段解析法的离散误差;④实际涡轮盘存在轴向温度梯度与轴向应力,这可以在数值模拟中反映,但理论分析中分段求解法每一段涡轮盘均按等厚度涡轮盘近似处理,忽略轴向梯度,由此也会带来一定偏差。

4 结论

本文针对涡轮盘,采用分段解析法,从理论上推导得到了给定涡轮盘内外缘边界热流量下涡轮盘上的温度分布与应力分布,从而建立起涡轮盘上能量分布与温度分布、应力分布的直接关联,以

某型航空发动机低压涡轮盘为计算实例,分别采用理论分析方法与数值模拟方法对涡轮盘进行应力分析,得到以下结论:

- 1) 在相同的能量转移系数下,温度与应力的理论分析结果与数值模拟结果吻合较好,最大相对偏差分别为2%与13%,验证了理论分析方法的可行性。
- 2) 等边界热流量条件下,随着能量转移系数的增大,涡轮盘内缘温度增大,外缘温度减小,涡轮盘等效应力水平以及最大等效应力减小,这与文献[12]中基于简单涡轮盘得到的结论相符;
- 3) 理论分析结果与数值模拟结果仍存在一定偏差,偏差主要来源于理论分析与数值模拟模型的几何结构不同、理论分析中分段求解法导致的离散偏差、理论分析中采用平均表面传热系数代替盘面不同位置的表面传热系数、实际涡轮盘存在轴向温度梯度与轴向应力等。

参考文献:

- [1] U. S. Department of Transportation Federal Aviation Administration. Guidance material for 14 CFR 33.75 safety analysis[R]. Washington: U. S. : Federal Aviation Administration, Advisory Circular 33.75-1A, 2009.
- [2] U. S. Department of Transportation Federal Aviation Administration. Guidance material for aircraft engine life-limited parts requirement[R]. Washington: U. S. : Federal Aviation Administration, Advisory Circular 33.70-1, 2009.
- [3] Yeh K Y, Han R P S. Analysis of high-speed rotating disks with variable thickness and inhomogeneity[J]. Journal of Applied Mechanics, 1994, 61(1): 186-191.
- [4] Thompson A S, Lester P A. Stresses in rotating disks at high temperature[J]. Journal of Applied Mechanics, 1946, 13(1): A45-A52.

- [5] Timoshenko S P, Goodier J N. Theory of elasticity[M]. New York: McGraw-Hill, 1970.
- [6] Reddy T Y, Srinath H. Elastic stresses in a rotating anisotropic annular disk of variable thickness and variable density[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 1974, 16(2): 85-89.
- [7] Peng X L, Li X F. Thermal stress in rotating functionally graded hollow circular disks[J]. Composite Structures, 2010, 92(8): 1896-1904.
- [8] Kordkheili S A, Naghdabadi R. Thermoelastic analysis of a functionally graded rotating disk[J]. Composite Structures, 2007, 79(4): 508-516.
- [9] Vullo V, Vivio F. Elastic stress analysis of non-linear variable thickness rotating disks subjected to thermal load and having variable density along the radius[J]. International Journal of Solids and Structures, 2008, 45(20): 5337-5355.
- [10] Bayat M, Saleem M, Sahari B B, et al. Mechanical and thermal stresses in a functionally graded rotating disk with variable thickness due to radially symmetry loads[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2009, 86(6): 357-372.
- [11] Hassani A, Hojjati M H, Mahdavi E, et al. Thermo-mechanical analysis of rotating disks with non-uniform thickness and material properties[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2012, 98: 95-101.
- [12] DING Shuiting, LI Guo, LUO Bin. Active control thermal-loading method to ameliorate stress in aeroengine turbine disk[J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2013, 27(2): 274-285.
- [13] 王元明. 工程数学: 数学物理方程与特殊函数[M]. 北京: 高等教育出版社, 2012.
- [14] 吕文林. 航空发动机强度计算[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.
- [15] 杨桂通. 弹塑性力学[M]. 北京: 人民教育出版社, 1980.
- [16] Belytschko T. Fluid-structure interaction[J]. Computers & Structures, 1980, 12(4): 459-469.
- [17] Morand H J P, Ohayon R. Fluid structure interaction[M]. Chichester: John Wiley, 1995.
- [18] Cardarelli F. Materials handbook[M]. London: Springer, 2000.