

燃气轮机涡轮后机匣温度场及应力分析

王 旭¹, 王世安², 张文平¹, 潘宏伟³

(1. 哈尔滨工程大学 动力与核能工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001; 2. 海军驻第七〇三研究所军代表室, 黑龙江 哈尔滨 150036; 3. 哈尔滨·第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150036)

摘 要: 对某型燃气轮机涡轮后机匣加强筋发生断裂的事故进行了温度场和热应力的有限元分析计算, 计算表明, 涡轮后机匣表面突遇过冷而产生的巨大温度应力是造成加强筋断裂的根本原因。本文还对涡轮后机匣表面安装隔热附件后的情况进行了分析计算, 计算表明, 在遇到温度发生突变的不利情况下, 隔热附件对涡轮后机匣能起到有效的保护作用。

关 键 词: 燃气轮机; 涡轮后机匣; 温度场; 应力

中图分类号: TK472 文献标识码: A

1 引 言

燃气轮机涡轮后机匣一般是由外壳体、均布的径向导流支板和一个单件的壳体组成, 它常用于燃气轮机的分轴。导流支板是空心的, 有关的润滑、回油和通气管路就从各导流支板通过, 见图 1。从动力涡轮排出的燃气通过后机匣时, 其温度一般高达 500 °C 左右, 机匣外表面的温度一般达到 400 °C 左右, 如此高的表面温度一旦遇到来自导流支板的滑油或气体管路的泄漏就会立刻造成火灾或是机匣外表面的温度突变, 由此必将导致巨大的温度应力, 甚至造成机匣的断裂。因此在了解涡轮后机匣的温度场及应力分布的前提下, 给涡轮后机匣设计一套隔热附件是非常必要的。

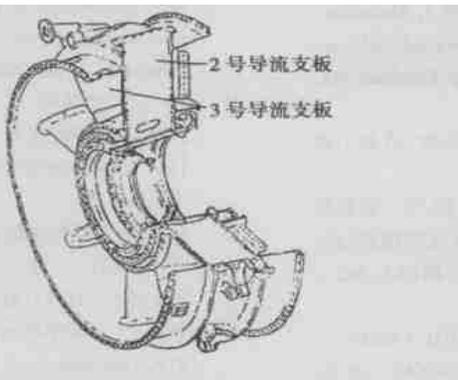


图 1 涡轮后机匣结构简图

2 温度场计算数学模型及有限元模型

2.1 数学模型

对于均匀各向同性物体没有内部热源的稳态传热问题, 其控制微分方程为^[1] :

$$\frac{\partial T}{\partial x^2} + \frac{\partial T}{\partial y^2} + \frac{\partial T}{\partial z^2} = 0 \quad (1)$$

在已知温度边界表面上:

$$T(x, y, z) = T_1 \quad (2)$$

在已知热流密度 q 的边界表面上:

$$k\left(\frac{\partial T}{\partial x}l_x + \frac{\partial T}{\partial y}l_y + \frac{\partial T}{\partial z}l_z\right) + q = 0 \quad (3)$$

在已知对流边界表面上:

$$k\left(\frac{\partial T}{\partial x}l_x + \frac{\partial T}{\partial y}l_y + \frac{\partial T}{\partial z}l_z\right) + h(T - T_\infty) = 0 \quad (4)$$

初始条件为:

$$T(x, y, z, t = 0) = T_0(x, y, z) \quad (5)$$

式中: l_x, l_y, l_z — 边界表面外法线的方向余弦;

k — 物体的导热系数;

h — 对流换热系数;

q — 热流密度;

T_∞ — 周围介质温度;

T_1 — 边界面上的温度分布;

$T_0(x, y, z)$ — 初始时刻物体内的温度分布。

2.2 有限元模型

求解上面的 Laplace 方程在第一、二、三类边界条件及初始条件下的解, 等价于求解下面泛函的极值问题^[1~3] :

$$I = \frac{1}{2}k \iiint_V \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial z}\right)^2 \right] dV + \iint_{s_2} qT ds + \frac{1}{2} \iint_{s_3} h(T - T_\infty)^2 ds \quad (6)$$

用变分法最后推导出的有限元方程为:

$$[K]\{T\} = \{P\} \quad (7)$$

其中:

$$[K] = \sum_{e=1}^E [[K_1^e] + [K_2^e]]$$

$[K_1^e]$ — 包含材料导热系数和插值函数信息的单元矩阵;

$[K_2^e]$ — 包含对流换热系数和插值函数信息的单元矩阵;

$$\{T\} = \begin{Bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ \vdots \end{Bmatrix} \text{为系统的节点温度向量;}$$

$$\{P\} = \sum_{e=1}^E \{P^e\};$$

P^e — 包含热传导与对流及插值函数信息的单元矩阵;

E — 系统的单元数。

考虑已知温度边界条件及初始条件后,就可以求解这个方程组。

3 稳态温度场计算

涡轮后机匣的热传递过程包括三个方面:高温燃气与机匣内表面的对流热过程;机匣本身的热传递过程;箱装体内引射空气与机匣外表面的对流换热过程。

3.1 有限元几何模型建立

根据图1燃气轮机涡轮后机匣的结构,模型可以简化为轴对称形式,因此,可取其1/4进行计算^[3-4]。由于涡轮后机匣的壳体很薄(3~5 mm),为避免产生较大的误差,在划分网格时,长和宽对厚度的比例不能过大,因此网格划分得较细,本文对机壳部分沿径向划分了四排网格,计算模型选取的是三维20节点块单元,共分成11253个节点和7196个单元。

3.2 机匣内高温燃气与机壳之间的对流换热系数计算

根据机匣内燃气流经机壳内表面附近的流速、机匣的内径以及500℃燃气的有关物性参数,可算得相应的雷诺数及对流换热系数。

$$Re = 2.21 \times 10^6 > 1.0 \times 10^4$$

因此,属于紊流,根据公式^[5]:

$$Nu_f = 0.023 Re^{0.8} Pr^n = \frac{\alpha d}{\lambda} \quad (n = 0.3) \quad (8)$$

式中: $Pr^n = 0.63$ 为燃气的普朗克常数, $\lambda = 6.56 \times 10^{-2} \text{ W/(m} \cdot \text{°C)}$ 为燃气的导热系数, d 为涡轮后机匣的内径,因此,对流换热系数为:

$$\alpha = 1.2 \times 10^{-4} \quad (\text{W/(mm}^2 \cdot \text{°C)})$$

3.3 箱装体内引射空气与机壳之间的对流换热系数计算

同样根据箱装体内引射空气的流速、箱装体内环境温度(55℃)以及55℃空气的有关物性参数,可计算相应的雷诺数及对流换热系数:

$$Re = 3.86 \times 10^5$$

根据公式^[5]:

$$Nu_f = C Re^n = \alpha d / \lambda \quad (C = 0.0239, n = 0.805) \quad (9)$$

因此:

$$\alpha = 1.652 \times 10^{-5} \quad (\text{W/(mm}^2 \cdot \text{°C)})$$

3.4 机匣材料与隔热保温材料的有关温度场计算参数

机匣材料为Inconel718,在420℃时的导热系数为 $k_1 = 1.6203 \times 10^{-2} \text{ W/(mm} \cdot \text{°C)}$;隔热附件材料为硅酸铝板类制品,其外层用铝薄包裹,容重为160 kg/m³,导热系数为 $k_2 = 1.2 \times 10^{-4} \text{ W/(mmK)}$ 。

3.5 稳态温度场计算结果

图2(a)为燃气轮机正常运行时涡轮后机匣的温度场分布情况,图2(b)为加隔热附件后燃气轮机正常运行时涡轮后机匣的温度场分布情况。

从计算结果可以看出,燃气轮机正常运行时涡轮后机匣温度场分布均匀,通过节点查询,机壳外表面(不包括加强筋的外表面)的平均温度为442℃左右,机壳内外表面的温度差平均只有1.2℃左右。加了隔热附件后,由于隔热附件的导热系数极低,其外表面(指隔热附件的表面)温度也较低,平均98℃左右,机壳内表面的温度较没有加隔热附件的情况高10℃左右,总的来说机壳本身的温度场没有明显的变化。

4 应力计算

4.1 计算目的

应力计算的目的是了解处于高温状态下的涡轮后机匣应力分布情况,并数值模拟涡轮后机匣外表面突遇过冷所造成的应力重新分布情况。通过计算加隔热附件后涡轮后机匣的应力分布,来说明加隔热附件对后机匣的应力分布影响的大小。这里模拟

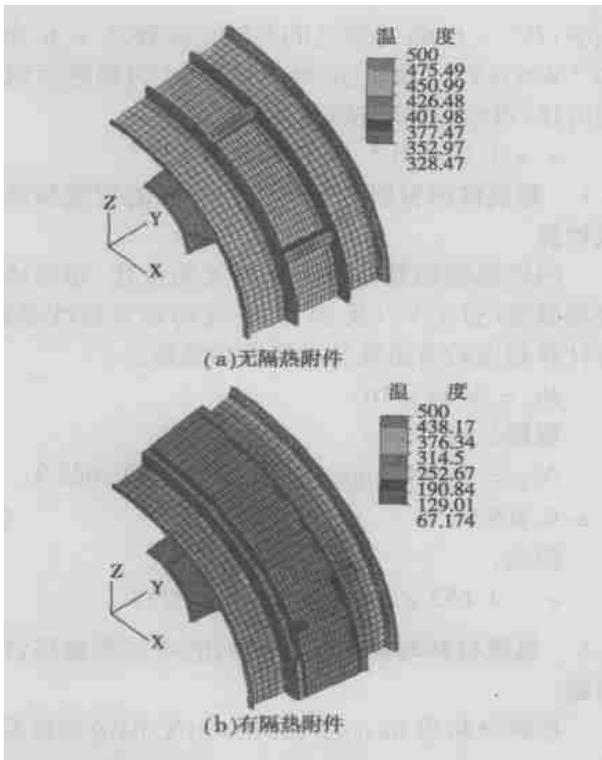


图 2 涡轮后匣温度场分布图

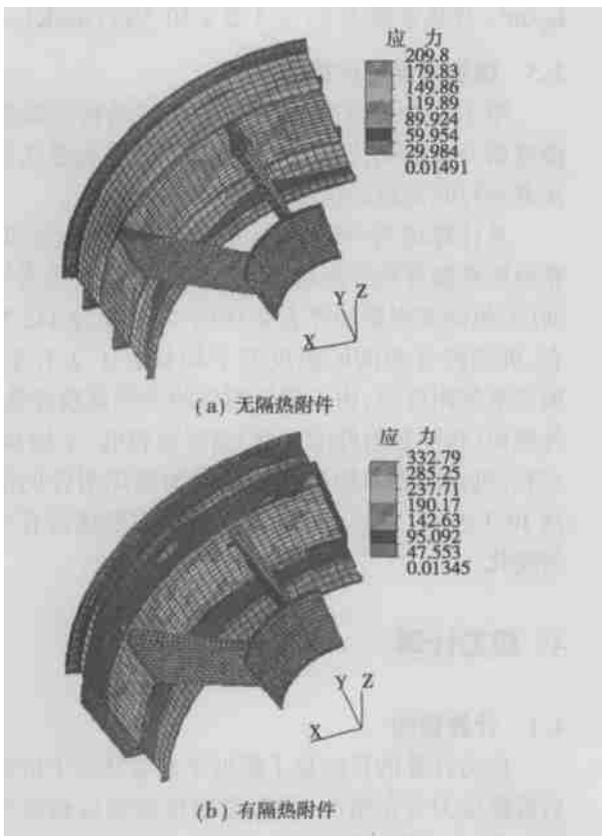


图 3 涡轮后机匣应力分布

在引言中提到的两种温度突变情况,即用 CO₂ 灭火剂在涡轮后机匣表面上灭火和滑油泄漏到后机匣的表面上,并分析某燃气轮机加强筋断裂的原因^[9]。

4.2 燃气轮机正常运行情况下的应力计算与分析

涡轮后机匣的应力主要是温度应力,是由于约束限制了热膨胀而产生的。图 3(a)、(b)分别为燃气轮机在正常运行时无隔热附件和有隔热附件的应力分布情况。从计算结果可以看出,燃气轮机正常运行时整个机匣的应力分布比较均匀,无隔热附件时,最大应力只有 209 MPa,有隔热附件时,最大应力为 332 MPa,最大应力之所以略有提高是因为加了隔热附件后,隔热附件的导热系数极低,限制了机壳外表面热量的散发。最大应力和比较大的应力都分布在加强筋、导流支板与机壳相连接处的内表面,这是因为机匣壳体很薄,内外表面温度差很小,而凸缓部分由于温差较大,因而膨胀不均。此外,在加强筋、导流支板与机壳相连接处不可避免地存在着应力集中,这也是造成这些部位应力较大的原因之一。

4.3 模拟 CO₂ 灭火剂喷射到涡轮后机匣上的应力计算与分析

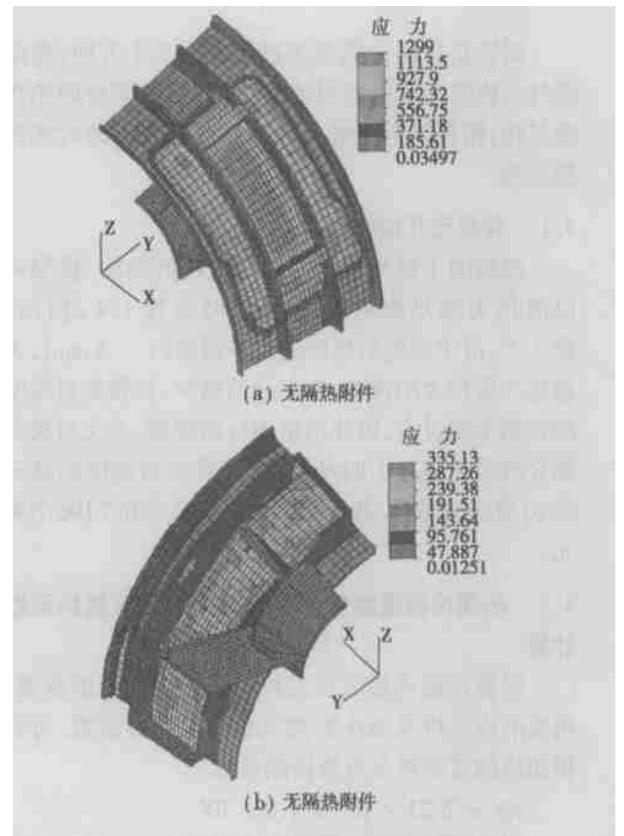


图 4 喷射灭火剂瞬时应力分布

经试验 CO₂ 灭火剂可使 440 °C 金属表面在几秒钟的时间内变成 -15 °C。计算模拟的实际情况是,包括 2、3 号导流支板在内的一片区域内,由于 CO₂ 灭火剂的喷射,机壳外表面瞬间温度为 -15 °C,而此瞬时机壳内表面温度仍维持原来的温度。按操作规程,此时燃气轮机紧急停车,箱装体顶部的通风挡板打开,通风机开始工作,计算模拟的就是这一实际情况。图 4(a)、(b) 分别为该情况下无隔热附件和有隔热附件的应力分布情况。

从计算结果可以看出,在无隔热附件时,最大应力高达 1 299 MPa,最大应力分布在加强筋及 2 号导流支板与机壳相连接处,此应力已远远超过了机匣材料的许用应力(794 MPa),因而造成了加强筋及导流支板与机壳连接处材料的破坏;加了隔热附件后,在同样的情况下,最大应力只有 335 MPa。

4.4 模拟通过导流支板的抽气管意外泄漏情况的应力计算与分析

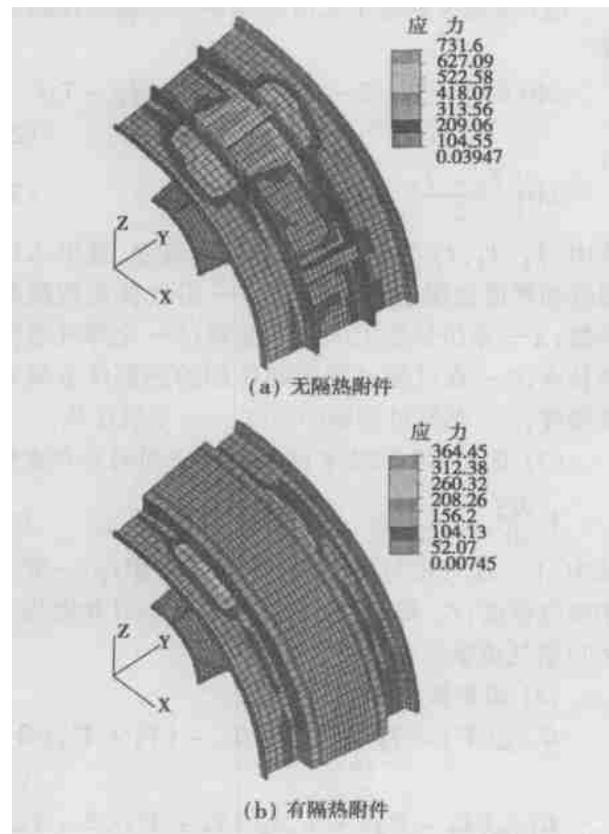


图 5 抽气管泄漏瞬时应力分布

通过后机匣导流支板的抽气管,其作用是抽取

高压压气机的压缩空气对动力涡轮的输出轴端进行密封,抽取的压缩空气温度约 160 °C,因此,抽气管的法兰接口,由于某种原因一旦泄漏,立刻对导流支板附近的机匣表面造成很大的瞬间温度差,必然会导致很大的温度应力,图 5(a)、(b) 分别为该情况下无隔热附件和有隔热附件的应力分布情况。

从计算结果可以看出,在无隔热附件时,最大应力为 731.6 MPa,最大应力分布在导流支板与机壳相连接处,此应力已很接近机匣材料的许用应力;加了隔热附件后,最大应力只有 364.5 MPa。

5 结 论

(1) 涡轮后机匣在燃气轮机正常工作时,温度场及对应的应力场分布均匀合理,最大应力只有 209 MPa,在材料的许用应力范围内。

(2) 当遇到突发情况,比如灭火操作,由于温度的剧烈变化,导致巨大的温度应力,这是造成加强筋断裂的直接原因;如果是导流支板抽气管的泄漏,也会产生很大的温度应力,这也是应该绝对避免的。

(3) 加隔热附件后,燃气轮机正常运行时,涡轮后机匣的温度场及应力没有明显的变化。当遇到突发情况,比如灭火操作,或是导流支板抽气管的泄漏,由于隔热附件的保温作用,避免了机壳内外表面巨大的温度差而导致巨大的温度应力,因此,安装隔热附件是必要的。实际运行表明,某燃气轮机自从安装了隔热附件后,涡轮后机匣未发生任何故障。

参考文献:

- [1] 许焕然,倪行达,王 裴. 工程中有限元方法[M]. 长春:吉林工业大学出版社,1985.
- [2] B E 盖脱伍德. 热应力[M]. 魏信方译. 北京:科学出版社,1964.
- [3] 周传月. 燃气轮机转子动力特性分析的旋转对称有限元模型[J]. 航空动力学报,1999, 14(2): 175-178.
- [4] 周传月,王 旭. EC301 旋转叶轮整体结构应力分析[J]. 热能动力工程,1995, 10(5): 279-282.
- [5] 杨世铭. 传热学[M]. 北京:高等教育出版社,1980.
- [6] 刘忠华,薛彦昆. 船用主动力燃机加强筋裂纹的修复[J]. 热能动力工程,2000, 15(5), 571-572.

燃烧过程中孔隙变化对煤粒破碎影响的研究 = **An Overview of Research Results Concerning the Impact of Pore Variation on Coal Particle Fragmentation during the Combustion of Coal** [刊, 汉] / LI Geng, XU Ming-hou, YU Dun-xi, et al (National Key Laboratory on Coal Combustion under the Huazhong University of Science & Technology, Wuhan, China, Post Code: 430074) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(6). — 553 ~ 557.

Coal particle fragmentation represents a complicated physico-chemical process during the combustion of coal. The fragmentation of coal char particles may have a major impact on the combustion of coal (for example, pulverized-coal burnout time, fly ash particle diameter distribution, etc) and pollutant emissions. As a result of the relevant studies in recent years by some academics both at home and abroad it has been generally recognized that the fragmentation process is mainly determined by the porous structure of coal char, especially by the distribution of porosity of large pores. Moreover, a non-uniform heating will give rise to a non-uniform change of the porosity. When the porosity happens to be greater than a critical one, a possible fragmentation will take place. The main influencing factors of porosity change include: the heat conductivity of particles, initial porosity distribution, the inherent non-uniformity of particles, etc. **Key words:** coal particle, fragmentation, porosity, microstructure

燃气轮机涡轮后机匣温度场及应力分析 = **Temperature-field and Stress Analysis of a Gas Turbine Rear Casing** [刊, 汉] / WANG Xu, ZHANG Wen-ping (College of Power and Nuclear Engineering under the Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001), WANG Shi-an (Naval Representative Office Resident at No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036), PAN Hong-wei (Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(6). — 558 ~ 561.

A finite element analysis and calculation of temperature fields and thermal stresses was conducted in connection with the rupture failure of a reinforced rib on a gas turbine rear casing. The results of calculation indicate that the root cause of the reinforced rib rupture consists in the huge temperature stresses triggered by an abrupt temperature drop on the turbine rear-casing surface. An analytical calculation was performed of the situation when a thermal insulation layer was provided on the rear-casing surface. Relevant calculations show that in the case of an unfavorable condition arising from an abrupt change in temperature the thermal insulation layer can effectively protect the turbine rear casing. **Key words:** gas turbine, turbine rear casing, temperature field, stress

带回热微型燃气轮机系统动态过程分析 = **Dynamic Process Analysis of a Recuperative Micro Gas-turbine System** [刊, 汉] / WANG Jing, CUI Guo-min, LI Mei-ling (Thermal Engineering Institute under the Shanghai University of Science & Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(6). — 562 ~ 566.

The dynamic mathematical model of a micro gas turbine was analyzed. By the use of an analytical method solved was the dynamic equation of a single-shaft gas turbine with a recuperator. A simulation has been conducted of the gas turbine load variation and shedding for the following two cases, namely, operation under a constant speed and under a variable speed. Moreover, a viable approach is proposed for the dynamic performance optimization under turbine off-design operating conditions and for an optimized turbine control process. The work described above can provide a theoretical guide for organizing the operation of practical turbine units and the rational matching of system performance parameters. **Key words:** micro gas turbine, dynamic process, analytical method, optimized control

水合反应和氧化铁对 CaO 颗粒脱硫反应作用的 Arrhenius 表达 = **Arrhenius Expression of the Effect of Hydration Reaction and Fe₂O₃ Particles on the Desulfurization Reaction with CaO Particles** [刊, 汉] / WANG Shi-chang, YAO Qiang, XU Xu-chang (Key Laboratory of Thermal Energy Science & Power Engineering under the Department of Thermal Engineering of Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084) // Journal of Engineering for