

10 MW 氦气轮机涡轮轮盘强度的计算方法

徐 军¹, 白相林², 张锐岩¹, 刘 吟¹

(1. 哈尔滨第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150036; 2. 哈尔滨工业大学机电学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要:以往对涡轮盘进行强度分析都是采用“等厚圆环法”理论进行计算, 这样的简化由于没有考虑榫头和榫槽凸块的刚性对传力的影响, 因此得到的盘缘部分的应力有时可能误差较大, 对轮盘偏心孔和榫齿根部的应力集中都无法进行分析。现在可以通过 P_{10}/E 对涡轮盘这样复杂的结构进行实体建模, 运用 ANSYS 进行有限元分析计算, 就能获得较精确的应力分析结果。本文采用上述两种方法, 针对某型机的某一级涡轮盘连同若干级叶片一起进行计算分析, 验证了“等厚圆环法”理论可以从宏观上反映轮盘的受力状态, 同时也证明了有限元法各项参数的选择是正确的, 为同类型的其它结构进行强度分析提供了技术参考。

关 键 词: 氦气轮机; 涡轮盘; 强度分析; 接触应力

中图分类号: TK474. 7 文献标识码: A

前 言

涡轮轮盘是燃气涡轮发动机中转子的主要构件, 以高速进行旋转, 因此它的可靠性直接影响机组的安全。轮盘的破损形式是多方面的: 轮盘外缘榫头部分断裂、轮盘外缘的径向裂纹、材料缺陷导致轮盘中心破裂等。

对轮盘进行强度分析的基本方法有两种: 传统分析和有限元分析方法。传统分析方法只能对轮盘本身进行近似计算, 对轮盘榫槽部分的应力分布情况却无法得到准确结果, 对于轮盘所开的偏心孔和冷却孔的应力集中问题也无法解决。有限单元法 (FEM) 虽然可以解决传统计算方法所不能解决的复杂结构的强度问题, 但其准确性需要验证。本文通过将传统分析的结果与有限元法的计算结果进行对比, 进而对有限元计算的结果做出评价。

计算时, 为了避免轮盘榫槽处边界条件施加的不准确性, 将叶片和轮盘一起进行应力分析。对叶片—轮盘组件进行整体分析, 要考虑轮盘榫槽与叶片榫根的接触特点, 它是典型的接触问题, 属于边界条件非线性范畴。不均匀温度场由传热计算结果给

出。由于涡轮叶片气动力产生的应力较小, 所以计算时没有考虑气动力的影响。

轮盘所载荷非常复杂, 主要有质量离心力、热载荷以及叶片所受气动力等, 本文分别采用传统计算方法与有限元法, 对轮盘转速 15 000 r/min、涡轮入口温度 750 °C 工况时的应力分布及安全系数进行了计算, 并对两种结果进行了对比分析。

1 传统的求解方法

1.1 建立简化模型

理论计算我们做如下简化: (1) 不考虑偏心孔的影响; (2) 去掉轮盘榫槽部分; (3) 将轮盘剖面沿半径方向划分成 12 段, 每段构成一个等厚圆环, 相互套接在一起; (4) 假定每个环段内温度沿半径方向是等温的, 应用应力递推公式即可求得整个轮盘的应力分布情况。图 1 为轮盘的剖面图, 图 2 为划分等厚圆环后示意图。



图 1 轮盘剖面图

从轮盘中任取第 i 环段, 其内半径为 r_{ii} , 外半

径为 r_{ii+1} , 环厚度为 h_i , 弹性模量为 E_i , 泊松比为 μ_i , 内外半径处温度分别 θ_i 、 θ_{i+1} , 材料密度为 ρ , 内外半径径向应力分别为 σ_{rii} 、 $\sigma_{r_{ii+1}}$, 周向应力分别为 $\sigma_{\theta ii}$ 、 $\sigma_{\theta_{ii+1}}$, 环内应力递推公式如下:

$$\sigma_{\theta_{ii+1}} = \alpha_t \sigma_{\theta_{ii}} + \alpha_r \sigma_{r_{ii}} + \alpha_\omega \rho \omega^2 r_{ii+1}^2 + \alpha_\eta E_i (\theta_{i+1} - \theta_i) \quad (1)$$

$$\sigma_{r_{ii+1}} = \beta_t \sigma_{\theta_{ii}} + \beta_r \sigma_{r_{ii}} + \beta_\omega \rho \omega^2 r_{ii+1}^2 + \beta_\eta E_i (\theta_{i+1} - \theta_i) \quad (2)$$

式中:

$$\alpha_t = \beta_r = \frac{1}{2}(1 + \xi^2)$$

$$\alpha_r = \beta_t = \frac{1}{2}(1 - \xi^2)$$

$$\alpha_\omega = \frac{1}{8}(2(1 + \mu_i)\xi^2 - (1 - \mu_i)\xi^4 - (1 + 3\mu_i))$$

$$\beta_\omega = \frac{1}{8}(2(1 + \mu_i)\xi^2 + (1 - \mu_i)\xi^4 - (3 + \mu_i))$$

$$\alpha_\eta = -\frac{1}{6}(\xi^2 + \xi + 4)$$

$$\beta_\eta = -\frac{1}{6}(\xi^2 + \xi - 2)$$

$$\xi = \frac{r_{ii}}{r_{ii+1}}$$

相邻圆环之间应力关系为:

$$\sigma_{r_{i+1i+1}} = \sigma_{r_{ii+1}} \frac{h_i}{h_{i+1}} \quad (3)$$

$$\sigma_{\theta_{i+1i+1}} = \mu_{i+1} \sigma_{r_{ii+1}} \frac{h_i}{h_{i+1}} + \frac{E_{i+1}}{E_i} (\sigma_{\theta_{ii+1}} - \mu_i \sigma_{r_{ii+1}}) \quad (4)$$

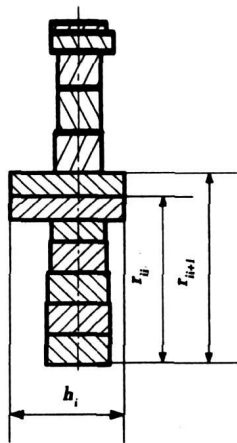


图 2 轮盘划分成等厚圆环示意图

本级轮盘为实心盘, 盘心应力 $\sigma_t = \sigma_r$, 盘缘径向应力 σ_r 为已知, 其值等于叶片和轮盘凸缘离心力所产生的平均拉应力 P_m 。

1.2 计算

(1) 假定盘心应力值为 200 MPa, 经应力递推获得一个最外环的径向应力 $(\sigma_{r1213})_I$;

(2) 将轮盘定义为静止恒温盘, 再给定盘心应

力另一假定值 100 MPa, 经应力递推获得一个最外环的径向应力 $(\sigma_{r1213})_{II}$;

(3) 将(1)、(2)两次计算结果带入式(5), 因为 P_m 为已知量, 即可求得 k 值:

$$(\sigma_{r1213})_I + k(\sigma_{r1213})_{II} = P_m \quad (5)$$

(4) 再根据式(6)和式(7), 即可求得轮盘应力分布值:

$$\sigma_t = (\sigma_t)_I + k(\sigma_t)_{II} \quad (6)$$

$$\sigma_r = (\sigma_r)_I + k(\sigma_r)_{II} \quad (7)$$

式中: $(\sigma_t)_I$ 、 $(\sigma_t)_{II}$ 、 $(\sigma_r)_I$ 、 $(\sigma_r)_{II}$ —相应各段由式(1)和式(2)计算所得的周向和径向应力值。

按第四强度理论所得 MISES 平均应力结果列于表 1。

表 1 理论计算结果

截面平均半径 r_i/mm	平均温度 $\theta_i/^\circ\text{C}$	材料屈服极限 σ_s/MPa	理论计算结果 σ/MPa	安全系数 S
10			375	1.8
30			370	1.8
50	460	689	368	1.8
70			372	1.8
88.5			364	1.8
103.5			254	2.7
118			213	3.2
132	470	687	281	2.4
145			274	2.8
158			238	2.8
167	480	686	168	5.5
171.5			497	683

2 有限元法求解

2.1 有限元模型的建立及边界条件的处理

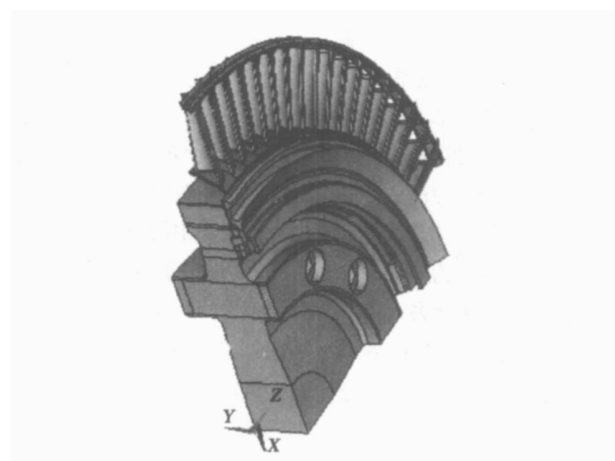


图 3 轮盘实体模型(1/4)

本文采用 Pro/E 软件进行实体建模, 利用通用分析软件 ANSYS 进行求解。根据轮盘载荷、位移场及应力场的循环对称性, 考虑到偏心孔的存在, 取 1/4 盘进行计算分析, 同时保留了轮盘的榫槽及 9 对叶片, 实体模型如图 3 所示。计算时将模型的对称面按对称边界处理; 轮盘与叶片、叶片与叶片之间都定义为接触关系。

2.2 ANSYS 计算结果

同理论计算一致, 也进行了相同工况下的计算, 温度场载荷由传热计算结果给出, 没有考虑气动力和轮盘两侧压力降。图 4 为轮盘应力分布图, 图 5 和图 6 为榫槽和偏心孔处的应力分布, 表 2 给出了各段平均半径处的应力值及安全系数。

体部分应力分布均匀; 从图 5 和图 6 的应力分布图中可以看出, 榫槽和偏心孔有应力集中现象, 榫槽处的最大应力为 1 177 MPa, 偏心孔处的最大应力为 993 MPa。

表 2 有限元计算结果

截面平均半径 r_i / mm	平均温度 $\theta_i / ^\circ\text{C}$	材料屈服极限 σ_s / MPa	有限元计算结果 σ / MPa	安全系数 S
10	460	689	378	1.8
30			385	1.7
50			386	1.7
70			354	1.9
88.5			348	2.0
103.5	470	687	340	2.0
118			342	2.0
132			275	2.4
145	480	686	258	2.6
158			155	4.4
167	497	683	145	4.7
171.5			143	4.7

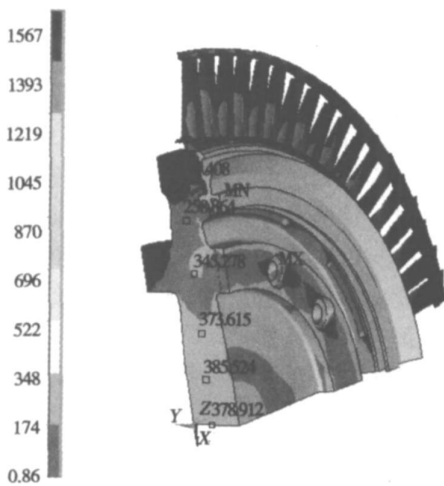


图 4 转速 15 000 r/min、涡轮进口温度 750 °C 条件下轮盘应力分布

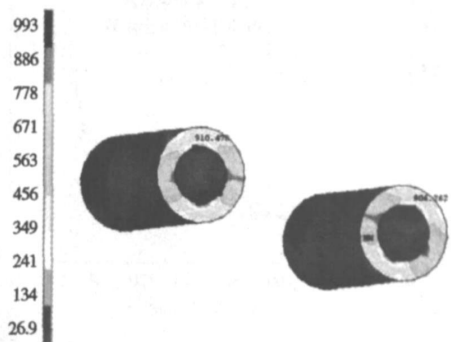


图 6 轮盘偏心孔应力分布

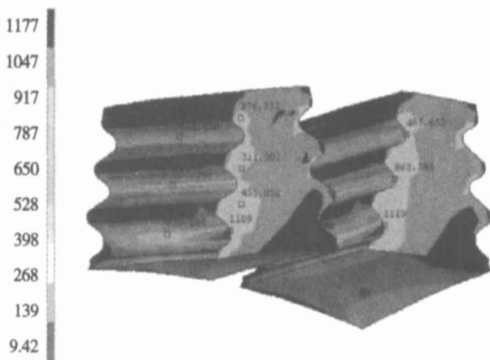


图 5 轮盘榫槽应力分布

3 计算结果的分析

前面分别采用传统的简化模型法及有限元法对轮盘各段的应力及安全系数进行了计算, 下面对计算结果进行对比分析。

从图 7 中的对比曲线可以看出, 轮盘在 1~4 号段(半径 0~70 mm, 接近盘心部分), 两种计算结果是非常接近的, 最大误差 5%; 在 4~8 号段(半径 70~132 mm), 由于偏心孔及榫槽处存在严重的应力集中, 如图 5 和图 6 所示, 所以两种算法的计算结果的差别较大。采用 ANSYS 求平均应力时考虑了偏心孔及榫槽处的应力集中, 导致计算结果偏大; 而简

从轮盘应力分布图可以看出(见图 4), 轮盘盘

化算法忽略了应力集中, 所以计算结果偏小; 在 8 ~ 12 号段(半径 132 ~ 171 mm), 两种计算结果又非常接近。因此可以看出, 除局部范围(半径 70 ~ 132 mm)两种算法的结果有差别外, 在整个范围内简化算法的计算结果是可信的, 同时也可以看出 ANSYS 的计算结果更能获得轮盘的真实应力分布。

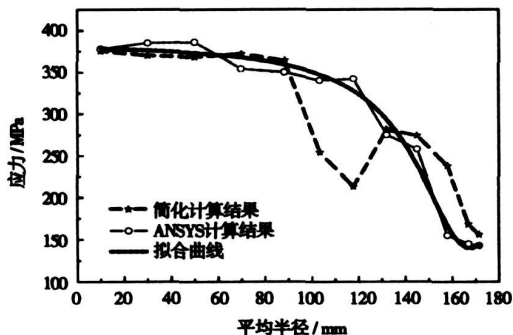


图 7 应力对比

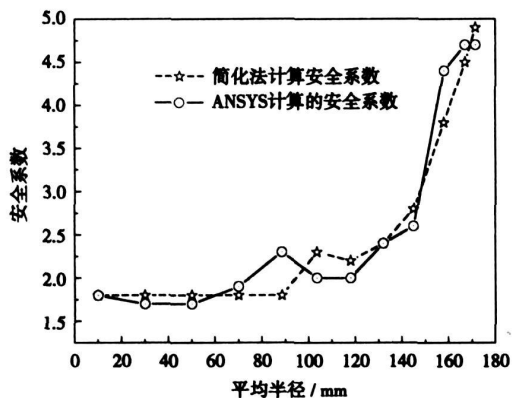


图 8 安全系数对比

对于应力集中区的最大应力, 其值均超出屈服极限, 出现塑性后应力会重新分配。按准则要求应力集中区许用应力控制在 2 ~ 3 倍屈服极限, 而该轮盘的比值为: $1177/672 = 1.75$, 因此, 虽然存在应力集中, 但其值是在许用范围内的。

由于“等厚圆环法”的计算过程比较繁琐, 为了提高计算效率, 根据两种算法的计算结果进行曲线

拟合, 这样可以得到介于两种算法之间的一条近似曲线。如图 7 所示, 可以近似反映该轮盘的应力分布, 进而对该曲线进行求解, 采用 LORENTZ 分布作为曲线的分布函数, 其表达式为:

$$\sigma = \sigma_0 - \frac{2AW}{\pi(4(r-r_0)^2 + W^2)} \quad (8)$$

式中: σ_0 —应力初值, MPa; r_0 —位置初值, mm; W —位置修正值, mm; A —分布系数。

对于本例所计算的轮盘, 各参数的取值为:

$$\sigma_0 = 388; r_0 = 167; W = 53.88; A = 21\ 000$$

将其带入式(8), 得到了该轮盘的应力分布函数 σ (MPa):

$$\sigma = 388 - \frac{2.263 \times 10^6}{\pi(4(r-167)^2 + 53.88^2)} \quad (9)$$

4 结 论

(1) 通过对两种计算结果的比较, 验证了“等厚圆环法”理论可以从宏观上反映轮盘的受力状态, 同时也证明了有限元法各项参数的选择是正确的, 为同类型的其它结构进行强度分析提供了技术参考;

(2) 找出了“等厚圆环法”近似计算的不足, 并通过有限元法进行了修正, 重新给出了该类型轮盘强度分析的近似计算公式;

(3) 验证了在给定工况下轮盘的强度能满足使用要求。

致谢: 本文得到了牛广达研究员的精心指导。

参 考 文 献:

- [1] 航空发动机设计手册总编委会. 航空发动机设计手册[M]. 第 18 册. 北京: 航空工业出版社, 2000.
- [2] 陈晓霞. ANSYS 7.0 高级分析[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [3] ANSYS-CHINA. ANSYS 结构分析指南[R]. 北京: 北京办事处, 2005.
- [4] 詹友刚. Pro/ENGINEER 英文野火版教程——通用模块[M]. 北京: 清华大学出版社, 2003.

(编辑 辉)

leaking steam flow patterns in a brush type seal can be virtually neglected. **Key words:** steam turbine, brush-type seal, porous medium model, leaking steam flow rate, numerical simulation

10 MW 氦气轮机涡轮轮盘强度的计算方法 = **A Method for Calculating the Strength of Wheel Disks of a 10 MW Helium Gas Turbine** [刊, 汉] / XU Jun, ZHANG Rui-yan, LIU Han (Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036), BAI Xiang-lin (College of Electromechanical Engineering under Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(3). — 255 ~ 258

To date, the strength calculation and analysis of turbine disks has all along been conducted, using an “equal-thickness ring method” theory. As such a simplification has not taken into account the effect of rigidity of tenon and mortise boss on force transmission, the disk rim stress values thus obtained may sometimes exhibit a sizable error, making it impossible to analyze the stress concentration at the eccentric holes of the disk and at the root of tenon teeth. However, relatively accurate stress analytic results can now be obtained by establishing a real entity model for a wheel disk of complicated structure through the use of software Pro/E and by performing a finite element analysis and calculation, using software ANSYS. By adopting the above-mentioned two methods, calculated and analyzed was a gas turbine disk together with several stages of blades. It has been verified that the “equal-thickness ring method” theory can macroscopically reflect the force-bearing status of the disk. In the meantime, it can be proved that the selection of various parameters for the finite element method is correct, thus providing a technical reference for the strength analysis of other structures of a similar nature. **Key words:** helium gas turbine, wheel disk, strength analysis, contact stress

燃用超低热值燃料的燃气轮机及其热力分析 = **A Super-low heating-value-fuel-fired Gas Turbine and Its Thermodynamic Analysis** [刊, 汉] / WANG Yan-jie, WENG Yi-wu, YIN Juan (College of Mechanical and Power Engineering under Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200030), SU Shi (Commonwealth Science and Industry Research Organization, Brisbane, Australia, Q14001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(3). — 259 ~ 263

On the basis of a catalytic combustion mode, presented is a method for utilizing super-low heating-value fuel. A description is given of the structural makeup and working principle of a gas turbine operating on the above fuel and combustion mode along with an analysis of the relevant technical key points. The feasibility of a stable catalytic combustion of the above fuel has been verified through tests. With a gas turbine rated at hundreds of kilowatts serving as an example, calculated and analyzed was a thermodynamic cycle of a gas turbine unit. The results indicate that a gas turbine plant firing the above-mentioned fuel can be realized with an output of effective power, thus providing a feasible method and basis for the research and development of a super-low heating-value-fuel-fired gas turbine system. **Key words:** super-low heating-value fuel, catalytic combustion, gas turbine characteristics, thermodynamic cycle

基于小波分析的柴-燃联合动力装置信号消噪 = **Elimination of Noise from Signals for a CODOG Plant Based on a Wavelet Analysis** [刊, 汉] / TIAN Ying (College of Mechanical and Electronic Control Engineering under Beijing Jiaotong University, Beijing, China, Post Code: 100044), LI Shu-ying (College of Power and Energy Engineering under Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(3). — 264 ~ 266

During the tests of a CODOG (combined diesel or gas turbine) plant on a test stand, to eliminate the impact of various kinds of noise and interference on measurement signals, minimize the test error of measured data and ensure a normal use of the test data, the following measures were taken to realize the elimination of noise from the signals with the displace-