

燃气轮机带冠涡轮动叶故障分析及改进

李桂英, 闻雪友, 李东明, 孙 鹏

(中国船舶重工集团公司 第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150036)

摘 要: 采用静力学、动力学计算方法对某型工业燃气轮机低压涡轮带冠动叶掉角故障进行了分析, 得出了叶冠产生掉角的主要原因是: 原设计叶冠的预扭角过大、叶冠凹口处的转接 R 小及装配工艺不良所致。计算分析的结果对叶片的结构及装配工艺进行了设计改进, 将叶冠预扭角由 1° 调整为 0.5° , 叶冠凹口转接 R 由 $R0.8\text{ mm}$ 增大到 $R2\text{ mm}$, 叶盆侧叶片前缘与叶冠的过渡 R 由 $R3\text{ mm}$ 增大到 $R4.5\text{ mm}$ 。其后的实际运行, 证实了改进措施的有效性。

关 键 词: 涡轮带冠动叶片; 叶冠; 叶片装配

中图分类号: TK474.7 文献标识码: B

引 言

某型工业燃气轮机低压涡轮动叶为带叶冠气冷空心叶片, 叶冠为锯齿形, 整圈带预紧度装配, 预扭角 1° 。在 1.0 工况下, 低压涡轮前燃气温度 $\sim 887^\circ\text{C}$, 低压转子转速 $\sim 7\ 500\ \text{r/min}$, 叶片材料为 K35。其在运行间隔期间, 孔探检查发现驱动低压压气机的低压涡轮有两片动叶的叶冠有局部掉块现象, 如图 1 和图 2 所示。

1 故障分析

1.1 低压涡轮动叶的检查^[1]

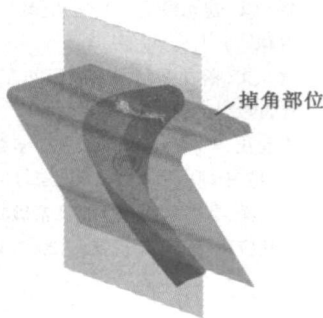


图 1 低压涡轮叶片模型



图 2 低压涡轮叶片实体

1.1.1 叶片加工制造和装配正确性的检查

对整圈低压涡轮动叶冠部分进行了详细检查, 如表 1 所示。

表 1 对整圈低压涡轮动叶冠部分检查情况

叶冠配合尺寸检查	叶冠前缘厚度检查	叶冠装配尺寸检查
检查如图所示 1.2 尺寸, 可知实际叶片在装配完成后的紧度情况。检查表明, 叶片的安装预扭角接近 1° 。	实际测量结果最薄处厚度为 0.5 mm , 最厚处为 1.56 mm , 平均厚度为 0.996 mm 。	上缝板短边间隙 0.02 不过 上缝板短边间隙 $0.05\sim 0.2$ 叶冠阻尼面间间隙均为 0.02 塞尺不过, 表明有预紧度。 叶冠长边间间隙绝大多数在 $0.25\sim 1.09\text{ mm}$ 范围内。

1.1.2 断口分析

两叶冠掉块叶片的全貌如图 3 所示。

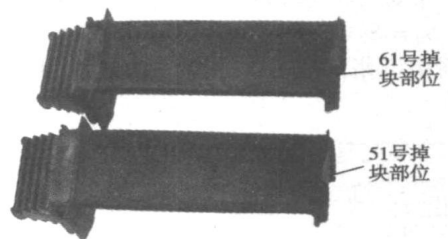


图 3 叶盆面形貌

掉块部位相同, 均在锯齿冠叶盆一侧的进气边圆角处, 51 号叶片断口全貌如图 4 所示。掉块起裂于转角 R 处, 属应力集中区。断口上可见到明显的起始角上的裂纹扩展棱线(如图 4 所示)。疲劳弧线如图 5 所示。进气边棱边附近为瞬断区, 该叶片断口的特点是疲劳扩展和过载扩展交替进行。这说明

促使裂纹扩展的应力很大, 是大应力疲劳。扩展条带如图 6 所示, 源区未见材料及冶金缺陷。

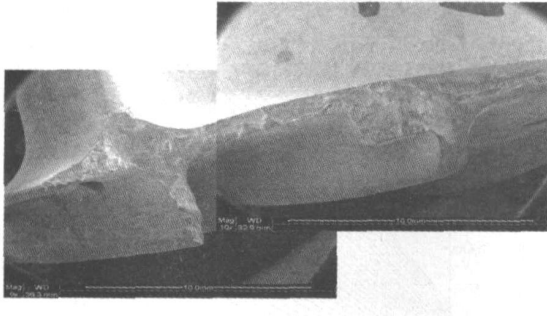


图 4 51 号断口 全貌

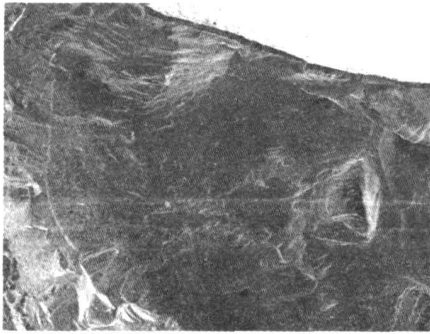


图 5 51 号叶片疲劳弧线

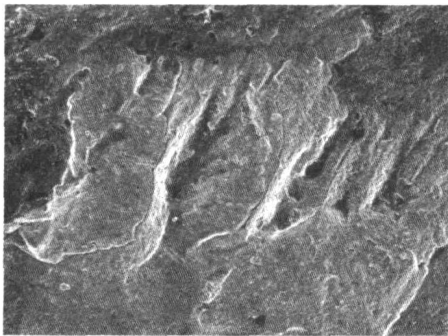


图 6 51 号叶片疲劳条带

61 号叶片掉块的起裂位置与 51 号叶片相同, 断口全貌如图 7 所示。断口损伤比较重, 属断后擦伤, 断口未见明显的棱线, 微观上沿晶断裂为主要的特征, 如图 8 所示, 呈一次性断裂特征。断口上未见材料及冶金缺陷。

1.2 低压涡轮动叶的强度分析

1.2.1 低压涡轮动叶应力分析

1.2.1.1 叶冠预扭 1° 时的应力

从图 9 中可见, 锯齿型叶冠的凹口转接 R 处 ($R=0.8\text{ mm}$) 应力最大, 约为 731 MPa, 而预扭 1° 正是将叶片整圈装到轮盘上后的结果, 所以装配造成的局部应力很大。

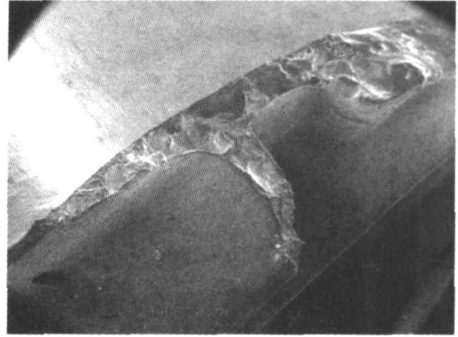


图 7 61 号断口 全貌

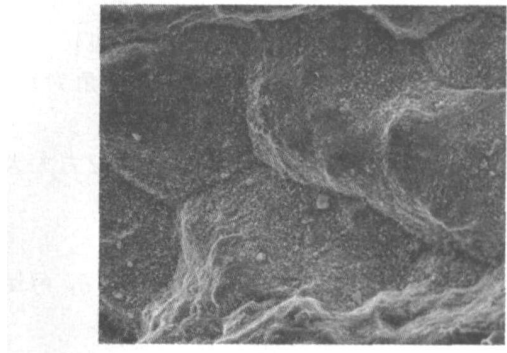


图 8 61 号断口 沿晶特征

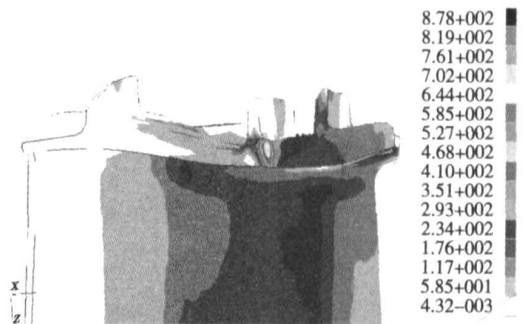


图 9 叶冠预扭 1° 时的应力云图

1.2.1.2 叶片额定工况下的应力 (预扭 1°)

此时计算条件为: 叶片已带有 1° 预扭角, 在额定转速和相应的叶片温度下工作, 此计算结果反映叶片实际工作条件下的应力。

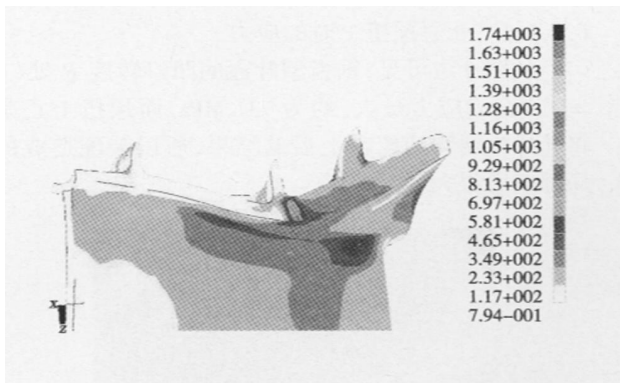


图 10 叶冠额定工况下预扭 1° 时应力云图

从图 10 中可见,锯齿型叶冠区域有两个大应力区,一处为叶冠凹口转接 R 处,应力约为 755 MPa;另一处在叶盆侧叶片前缘与叶冠的过渡 R 处,应力约为 523 MPa。这表明带 1° 预扭的叶片在工作条件下有两个高应力区,而这两个高应力点恰恰是叶冠掉角的起点和终点。

1.2.1.3 叶片在额定工况下的应力(无预扭)

计算条件与 1.2.1.2 的区别仅是预扭角为 0°。计算目的是为了分析、比较预扭的影响。

计算结果显示叶冠凹口转接 R 处的应力大大下降,最大应力约为 276 MPa。

1.2.1.4 低压涡轮动叶叶冠“紧度”计算

在运转条件下叶冠阻尼面的“紧度”值 \hat{q}_R 可用下式表示:

$$\hat{q}_R = \hat{q}_c - \hat{q}_T + \hat{q}_e + \hat{q}_s$$

式中: \hat{q}_c —冷态时叶冠阻尼面间的初始安装“紧度”; \hat{q}_T —由于叶片和轮盘受离心力和温度的作用沿径向伸长、膨胀,使“紧度”减小值; \hat{q}_e —由于叶冠的热膨胀,而使“紧度”增加值; \hat{q}_s —由于叶冠工作时的弹性扭转,而使“紧度”增加值。

经计算,预扭角为 1° 时在额定工况下叶冠阻尼面间的“紧度”:

$$\hat{q}_R = 0.20 \text{ mm}$$

1.2.1.5 叶冠阻尼面挤压应力

经计算,叶片在额定工况下的挤压应力(1.2.1.3 节计算条件):

$$\sigma_{cm} = 40.4 \text{ MPa}$$

1.3 低压涡轮动叶振动分析

由于该叶片环在叶冠阻尼面上始终提供了“紧度”约束,故叶片的振动特性主要是 B 型振动和 A_1 型振动(其 A_1 型是轴向振动)。将振动计算结果整理成 Campell 图如图 11 所示,从叶片共振转速图中

可见,影响低压涡轮叶片振动的主要结构激振因素:低压涡轮导叶片数(45)和低压涡轮支撑环支板数(9),与叶片的工作频率均有足够的安全裕度。

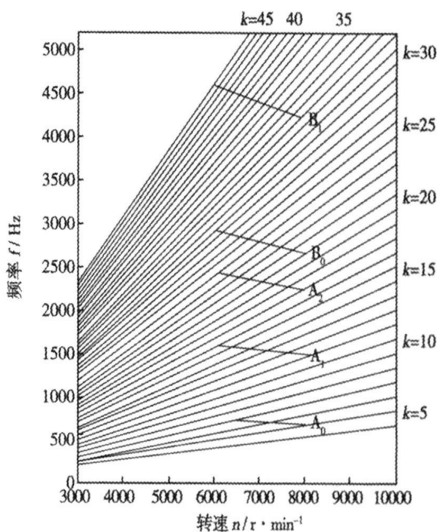


图 11 叶片转速共振

2 对低压涡轮动叶的改进设计

2.1 改进方向

根据上述的分析,采取了相应的针对性改进措施:

(1) 由于原设计的预扭角过大,致使局部区域的应力过大。为此将预扭角从 1° 减小到 30', 仍足以保证叶片振动特性的可靠性。

(2) 原设计叶冠凹口处的过渡圆角过小,为 $R0.8$ 。改进设计后将此过渡圆角增大到 $R2$, 以减小此部位的应力集中。

(3) 原设计叶盆侧叶片前缘与叶冠的过渡 R 处应力较大,为此将此处的过渡 R 由 $R3$ 增大至 $R4.5$ 。

(4) 为减小原设计叶冠阻尼面的挤压应力,将叶冠凸缘高度增高 1 mm。

(5) 改进整圈预紧带冠叶片的装配工艺,增设一可调高度的叶片安装外环,可控制叶片榫头进入榫槽时的位差不会过大,确保减小冲击动载。

2.2 改进后叶片的应力分析

2.2.1 叶冠预扭 0.5° 时的应力

锯齿型叶冠凹口转接 R 处 ($R=2 \text{ mm}$) 的最大应力约为 187 MPa。与原叶片相比应力大幅下降。

2.2.2 叶片在额定工况下的应力(预扭 0.5°)

从图 12 可见, 叶冠区有两个大应力区, 一个位于叶盆侧叶片前缘与叶冠的过渡 R 处, 应力约为 457 MPa。另一处为叶冠凹口转接 R 处, 应力约为 350 MPa。显然叶冠凹口转接 R 处的应力较原型叶片已大幅降低, 位于叶盆侧叶片前缘与叶冠的过渡 R 处应力也下降了。

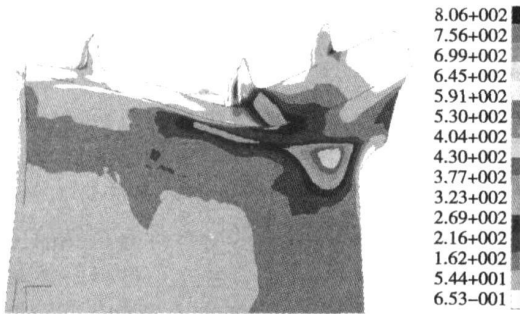


图 12 R 由 $R0.8$ 增大到 $R2$

2.3 应力综合分析

将上述对各类情况下叶片的应力分析汇总示于表 2。

表 2 叶片在不同工况下原结构与改进结构应力对比

	叶冠预扭的应力		额定工况下的应力(预扭)		
	凹口	前缘	凹口	前缘	阻尼面 挤压应力
原型叶片/MPa	731(1°)	264(1°)	755(1°)	523(1°)	40.4(1°)
改进叶片/MPa	189($30'$)	121($30'$)	350($30'$)	457($30'$)	20.2($30'$)

为了便于比较和判断, 表 3 列出叶片材料 K35 的相关数据。

表 3 K35 材料性能数据

温度/ $^\circ\text{C}$	E/MPa	$\sigma_{0.2}/\text{kg} \cdot \text{mm}^{-2}$	$\sigma_b/\text{kg} \cdot \text{mm}^{-2}$
700	171 990	78.0	96.0
800	163 170	75.0	90.0

(1) 叶冠预扭角的大小对叶冠凹口区的应力及阻尼面的挤压应力影响很大。原型叶片如无 1° 预扭角, 在额定工况下的工作应力也不大。

(2) 改进叶片与原型叶片相比, 凹口处的应力几乎降低了 60%。主要是由于预扭角减小了 50%, 其次是凹口处的 R 由原型的 $R0.8 \text{ mm}$ 加大至改进

型的 $R2 \text{ mm}$ 。位于叶盆侧叶片前缘与叶冠的过渡 R 处应力降低了 13%, 主要是 R 由原型的 $R3 \text{ mm}$ 加大至改进型的 $R4.5 \text{ mm}$ 。

(3) 原型叶片在实际工作条件下(额定工况、预扭 1°), 叶冠区域有两个大应力区, 即凹口处与前缘处。其应力水平与该工作工况下的 σ_b 、 $\sigma_{0.2}$ 相比, 没有足够的裕度。而这两个部位正是所有发生叶冠掉块的起点和终点。

(4) 低压涡轮动叶需整圈预紧装配, 即在装配过程中, 开始仅将叶片榫头的局部插入轮盘轮缘, 以便能插入最后一个叶片。然后用锤通过铝棒轮流敲击叶根端面, 使叶片逐渐进入额定位置。拆卸则是逆过程。在装、拆过程中均对叶冠有冲击动载, 遇到个别卡住的叶片可能会施以更大的冲击力。由于设计应力高, 再加上装配过程中不可避免的锤击, 发生局部小区域的应力超过材料的 $\sigma_{0.2}$, 乃至超过 σ_b 是完全可能的, 这成为裂纹的起源。

3 结 论

(1) 分析计算表明, 原低压涡轮动叶设计的预扭较大, 致使产生两个局部高应力区, 即叶冠凹口转接 R 处及叶盆侧前缘与叶冠的转接 R 处, 尤其是叶冠凹口转接 R 处其局部区域的最大应力接近该材料的 $\sigma_{0.2}$, 是设计上的不足。分析其原因, 可能是因为该发动机设计年代较早, 采用当时的经典算法来计算叶冠强度, 未能考察出局部高应力的存在;

(2) 由于叶片需整圈预紧装配, 在装、拆过程中均附加有击打动载, 会发生局部小区域的应力超过 $\sigma_{0.2}$, 乃至超过 σ_b 的过载, 成为裂纹起源, 应改进装配工艺;

(3) 分析计算所得到的两个大应力区, 恰好是实际断裂线的两端。该现象也与断口分析的结果相符, 是大应力疲劳断裂;

(4) 改进设计叶片采取了针对性措施, 有效地降低了叶冠区的高应力。其后的实际运行, 证实了改进措施的有效性。

参考文献:

- [1] 西安航空发动机公司. 对低压涡轮动叶的检查[R]. 西安: 西安航空发动机公司.

(编辑 伟)

and extension theories, the object-element model for appraising the operating status of a condenser was established and a group of extensible correlation functions was used to calculate the correlation between the condenser operating-state parameters and various status grades. Then, based on the magnitude of the correlation in question, a qualitative and quantitative evaluation of the condenser operating state was conducted. Finally, the practicability of the method under discussion was verified by a specific case calculation. The research findings show that the method in question can quickly and effectively identify the operating state of a condenser, thus providing a new approach for the latter's evaluation. **Key words:** condenser, status evaluation, extension theory, object-element model, correlation function

燃气轮机带冠涡轮动叶故障分析及改进 = **Fault Analysis of Shrouded Moving Blades of a Gas Turbine and Trouble-saving Measures** [刊, 汉] / LI Gui-ying, WEN Xue-you, LI Dong-ming, et al (No. 703 Research Institute of China Shipbuilding Industry Corporation, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(1). — 28 ~ 31

By adopting statics and dynamics calculation methods, a corner falling-off occurring on shrouded moving blades of an industrial gas turbine was analyzed and the major cause of the fault, identified. The latter lies in an excessive pre-twisted angle of the originally designed blade shrouds, a relatively small fillet radius R at the blade shroud concave and improper assembly procedures. Blade structure design and assembly procedures have been improved based on the analytic calculation results. The blade pre-twisted angle of 1° has been adjusted to 0.5° and the fillet radius R of the blade shroud concave, increased from 0.8 mm to 2 mm. Moreover, the transition radius R from the leading edge on the blade pressure surface to the shroud has been increased from 3 mm to 4.5 mm. The subsequent operation has proved the effectiveness of the implemented measures. **Key words:** turbine shrouded moving blades, blade shroud, blade assembly

热电发电机驱动热电热泵联合循环热力学分析 = **Thermodynamic Analysis and Optimization of the Combined Cycle of a Thermoelectric Heat Pump Driven by a Thermoelectric Generator** [刊, 汉] / MENG Fan-kai, CHEN Lin-gen, SUN Feng-rui (Postgraduate College, Naval University of Engineering, Wuhan, China, Post Code: 430033) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(1). — 32 ~ 36

An innovative model for the combined cycle of a thermoelectric pump driven by a thermoelectric generator was established, and on the basis of non-equilibrium thermodynamic theory, the performance of the whole plant, also analyzed. An analytic formula involving such parameters as the heat supply rate, non-dimensional heat supply rate, as well as the ratio of heat supply coefficient and thermoelectric elements etc. has been derived. Studied was the optimal working current and thermoelectric element distribution corresponding to the maximal heat supply rate and coefficient of the plant. Analyzed was the influence of the high temperature heat-source temperature of the generator and heat-pump heat-supply space temperature etc. on the heat supply rate, heat supply coefficient and the optimal working current and thermoelectric element distribution of the plant. Furthermore, the curve showing the relationship of the heat supply coefficient and non-dimensional heat supply rate at different temperatures of the generator heat source was also given. **Key words:** combined thermoelectric plant, thermoelectric generator, thermoelectric heat pump, non-equilibrium thermodynamics

一种新型的无级调速装置的开发和研究 = **Development and Study of a New Type of Stepless Speed Control Device** [刊, 汉] / YUAN Bin, CHEN Ning, XU Jun-min (College of Mechanical and Automobile Engineering, Zhejiang University of Science and Technology, Hangzhou, China, Post Code: 310023), QIU Min-xiu (National Key Laboratory on Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou, China, Post Code: 310027) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(1). — 37 ~ 40

The basic working principle of a hydro-viscous drive (HVD) was described, and the overall structure of the HVD along with its hydraulic system, designed. A prototype sample machine was manufactured, which underwent an experimental study. On the basis of the test results, an exploratory study was performed of several key technical issues demanding special attention during the design of the HVD. The study shows that the 400 kW HVD developed on the basis of the design