

某型燃气轮机封严盘的结构优化

刘本武^{1,2}, 王建军¹, 隋雪冰²

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

2. 中国航空工业集团公司 沈阳黎明航空发动机(集团)有限责任公司, 沈阳 110043)

摘 要: 为了分析研究某型燃气轮机封严盘均压孔裂纹故障, 达到提高疲劳寿命的目的, 进行了封严盘故障机理和局部结构修改分析. 建立封严盘有限元分析模型, 分析了封严盘振动应力分布特点和共振特性, 结果表明: 均压孔孔边应力水平高是疲劳裂纹的主要原因, 针对该原因提出了改进方向. 在装配状态下, 针对原结构以及均压孔部位进行局部修改的几种情况进行了结构强度对比分析, 最终提出了某型燃气轮机封严盘局部结构修改方案, 修改后均压孔孔边的应力水平降低 16%, 屈服强度储备系数由 0.891 提高到 1.069.

关 键 词: 封严盘; 高周疲劳; 有限元分析; 振动特性; 结构优化

中图分类号: V231.95

文献标志码: A

Structure optimization of a certain type of gas turbine sealing disk

LIU Ben-wu^{1,2}, WANG Jian-jun¹, SUI Xue-bing²

(1. School of Energy and Power Engineering,

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

2. Shenyang Liming Aero-Engine (Group) Corporation Limited,

Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110043, China)

Abstract: To systematically study the crack failure of the pressure-balanced holes on sealing disk, and increase the fatigue life of a certain type of gas turbine, failure phenomenon and local structural modification of sealing disk were analyzed. Finite element analysis model was established and the vibration stress distribution features and resonance characteristics were analyzed. From the analysis, it showed that the high static stress on edges of the pressure-balanced holes was the main cause of the fatigue crack and improvement measures were put forward. Structure strength comparison analysis were done based on the original structure and several local modifications to the pressure-balanced holes under assembly conditions, and finally the local structure modification scheme for sealing disk of a certain type of gas turbine was put forward. And then the stress on edges of the pressure-balanced holes reduced by 16%, the yield strength reserve coefficient increased from 0.891 to 1.069.

Key words: sealing disk; high cycle fatigue; finite element analysis; vibration characteristic; structure optimization

轮盘作为燃气轮机(发动机)的关键件之一, 常见的失效有蠕变、高周疲劳、低周疲劳等. 轮盘的破坏大多会造成安全事故, 据统计, 我国以往航空发动机所发生的各类机械断裂失效事件中, 转

动部件高达 80% 以上^[1]. 随着发动机性能不断提高, 轮盘的设计应力水平大幅提升, 疲劳失效逐渐成为轮盘主要的失效形式之一. 因此, 对发动机的关键零、部件进行机械疲劳破坏评估时, 应考虑高

收稿日期: 2013-09-27

作者简介: 刘本武(1969—)男, 山东胶南人, 研究员, 博士生, 主要从事航空发动机寿命与可靠性等研究工作.

E-mail: wubenl310@163.com

周疲劳和低周疲劳以及它们的相互作用引起的损伤,这对于零件的结构完整性是非常重要的^[2-4].

某型燃气轮机高压压气机后设有一个封严盘,其作用是限制空气直接漏入卸荷腔,使卸荷腔的压力保持相对稳定,从而保证轴承承受合理的轴向力,该封严盘直径大且腹板上均布有 32 个均压孔($\Phi=5\text{ mm}$),并通过 24 个长螺栓将封严盘和高压转子其他盘连成一体,在设计结构和装配工艺上比较复杂,具体结构见图 1. 该封严盘工作时存在前后压力梯度和旋转碰磨的情况,其“关键特性”部位^[5]容易产生振动疲劳损伤.

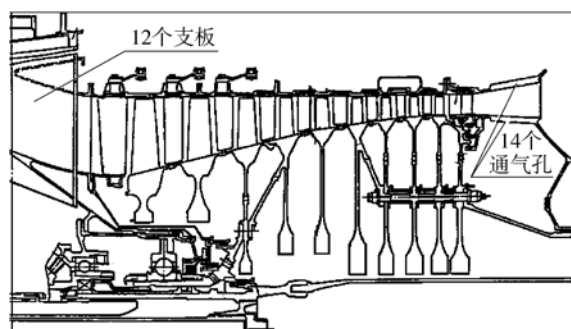


图 1 封严盘的装配结构

Fig. 1 Assembly structure of sealing disk

丛佩红、郑旭东等人^[6-7]的分析结果指出某型发动机封严盘均压孔孔边设计应力水平较高,因此,可以通过降低该部位的静应力水平,来达到提高封严盘的可靠性. 轮盘疲劳故障的产生不仅仅是设计结构的原因,加工质量、修理或使用当中某些因素也是诱发疲劳的因素^[8-9].

西方国家一般采用小直径、短螺栓连接的封严盘结构(如 CMF56),工作载荷低,结构强度和可靠性高,很少发生裂纹等疲劳失效. 本文从降低某型燃气轮机封严盘均压孔孔边应力水平角度分析了改进方向,提出的局部修改方案可以使均压孔孔边应力水平减低 16%,屈服强度储备系数 $n_{0.2}$ 由原结构的 0.891 提高到 1.069.

1 故障分析简介

根据统计,从某型燃气轮机投入使用以来,其高压压气机封严盘发生裂纹故障多起,严重影响了该型燃气轮机的使用安全. 该封严盘在使用过程中发生的裂纹故障均发生在均压孔孔边处,较为普遍的裂纹显示形貌见图 2;典型断口宏观形貌及疲劳源位置见图 3. 经扫描电镜观察,均压孔裂纹扩展疲劳条带见图 4,疲劳源区未见冶金缺陷,

所有裂纹都显示为高周疲劳特征,这种高周疲劳特征表明裂纹的产生与振动应力有关.



图 2 均压孔裂纹显示形貌

Fig. 2 Morphology of pressure-balanced holes crack

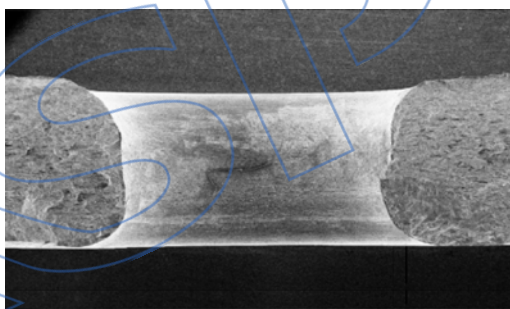


图 3 断口宏观形貌及疲劳裂纹源位置

Fig. 3 Macroscopic fracture morphology and position of fatigue crack sources

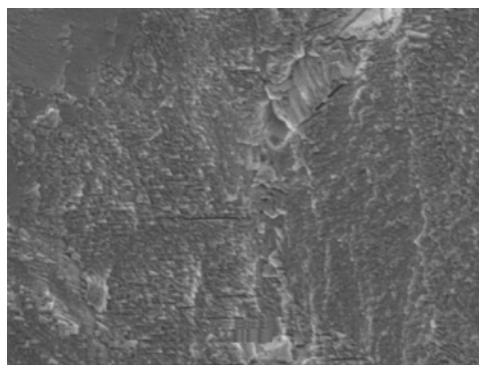


图 4 均压孔裂纹扩展疲劳条带

Fig. 4 Pressure-balanced holes crack fatigue striation

1.1 故障分析结论

针对某型燃气轮机封严盘在使用过程中曾发生过的裂纹故障,进行了故障损伤痕迹、断口形貌、材料成分、金相组织等研究分析^[10-11],由文献[7]给出了封严盘裂纹故障分析结论:“裂纹故障

产生的原因是由于均压孔孔边应力水平较高,在振动应力叠加作用下产生高周疲劳破坏。”

1.2 高周疲劳的主要因素

轮盘的轴向刚性远比其他方向小,所以最容易引起轴向弯曲振动,主要表现为3种模式,即节圆型、节径型和两种振型的复合振动。

轮盘在旋转状态下,节径型振动能产生行波并出现行波共振。出现行波共振时,轮盘上有较大的振幅和振动应力。经验证明,后行波共振是危险的,当盘腔激振力的阶次和轮盘节径数互为倍数关系时,容易发生后行波共振^[12-13]。

从激振因素来区分,轮盘共振的主要模式有:

- 1) 受流道交变激振力激振,如支板、导向器等。
- 2) 受盘腔激振力激振,如盘腔气动激振力等。

3) 由于非定常气流相互作用,使得气流中的能量传递到叶片-轮盘系统而引起自激不稳定。封严盘无叶片,因此不存在此项因素。

分析某型燃气轮机的气流通道结构特点,发现可能引起封严盘激振力的因素为:中腔12个支板和后腔14个通气孔,具体结构见图1。针对上述两个激振因素对封严盘进行了行波共振分析。

1.2.1 中腔12个支板激励分析

在激振阶次 $k=2,3,4,6,12$ 时,封严盘对应节径振型 $m=2,3,4,6,12$,后行波共振图见图5,典型振型图见图6和图7(图中4/0表示4节径/0节圆)。其中 $m=3$ 后行波频率曲线与 $k=6$ 的激振线在相对转速 $n=1.01$ 相交,在此可能产生后行波共振。

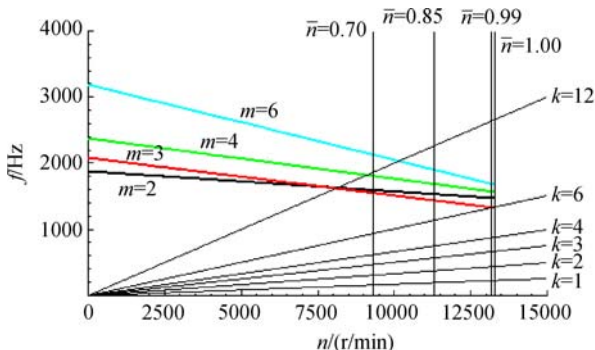


图5 中腔12个支板激励后行波共振图

Fig. 5 12 support plate excited resonance graph of backward wave in intermediate casing

1.2.2 后腔14个通气孔激励分析

在激振阶次分别为2阶次、7阶次、14阶次时,封严盘对应2节径、7节径、14节径振型时后

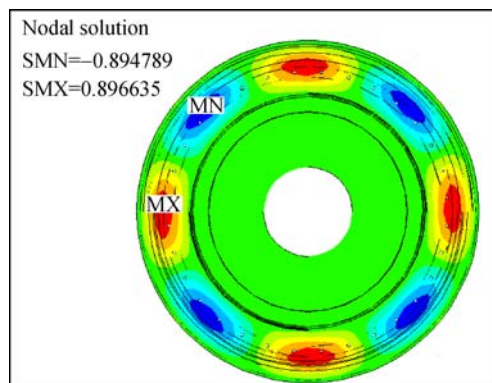


图6 封严盘4/0振型图

Fig. 6 4/0 model of vibration diagram of sealing disk

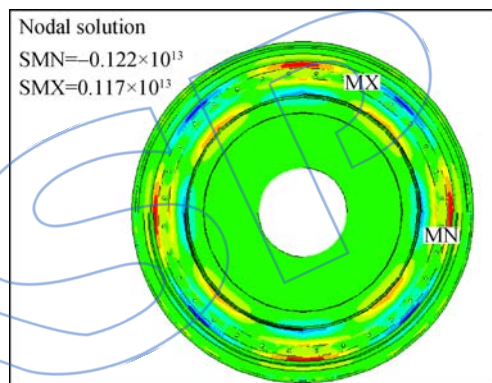


图7 4/0振型时径向振动应力分布

Fig. 7 Radial vibration stress distribution of 4/0 mode of vibration

行波共振转速的计算结果见表1。从计算结果可见,封严盘对应7节径、14节径振型时后行波共振在高转速没有交点,分析认为后腔14个通气孔不会激励危险性振动。后腔引起的后行波共振图及振型图略。

表1 2阶次、7阶次、14阶次的节径振动后行波共振转速

Table 1 Backward wave resonance speed order with 2, 7, 14 diameter vibration

静频/ Hz	振 型	$k=2$		$k=7$		$k=14$	
		共振 转速/ (r/min)	相对 转速	共振 转速/ (r/min)	相对 转速	共振 转速/ (r/min)	相对 转速
1870	2/0	29426	2.2			7098	0.55
3660	7/0			15830	1.2	10525	0.78

通过以上激励源共振分析表明:某型燃气轮

机在工作转速附近存在 3 节径/0 节圆振型的后行波曲线与 6 阶次(中腔 12 个支板引起的)激振线相交的可能性,即有引起封严盘共振的因素存在.但从图 1 中可以看出由中腔引起的压力脉动要经过高压压气机的外腔再通过后卸荷腔壁到达封严盘时有较大减弱,因此,封严盘由 12 阶次的激励引起振动的几率相对较小.

1.3 可采取的措施

根据文献[7]和下一节分析结果表明:某型燃气轮机封严盘均压孔孔边应力水平较高,达到 900 MPa 以上,强度储备较小,在不能改变该燃气轮机中腔和后腔结构的前提下,降低均压孔孔边应力水平是提高疲劳寿命的有效措施之一.经过分析可以通过修改均压孔部位的腹板厚度来降低该处的应力水平,提高均压孔孔边的强度储备.

2 封严盘有限元模型和应力分析

2.1 封严盘有限元模型

2.1.1 坐标系定义

在对封严盘进行应力(强度)计算分析时,是按循环对称问题处理的,因此建立坐标系为总体柱坐标系,其坐标系原点在轴线上, z 轴为轴线方向、 x 轴为半径方向、 y 轴为周向.

2.1.2 计算模型的建立

根据封严盘模型及载荷的对称特性,做出一个 11.25° 的扇形段作为有限元计算模型.

2.1.2.1 有限元模型的建立

封严盘的三维实体建模是在 ANSYS 软件中完成.循环对称的三维有限元模型见图 8 所示.

2.1.2.2 边界条件

1) 约束盘心一点的周向自由度及 3 个转动自由度.

2) 盘缘前端面(端面 A)轴向位移.

3) 为模拟装配状态,对螺栓孔所在部位前端面(端面 B)施加轴向初始位移为 0.9 mm 或 1.1 mm(最大变形量),初始位移方向为逆气流方向.

2.1.2.3 外载荷

1) 转速

主要考虑最大工作状态下的转速引起的离心载荷,按照地面最大转速为 13 200 r/min 进行计算.

2) 温度场

为了计算分析高压转子的温度场分布,在地面最大状态下运用测温漆对封严盘进行测温测

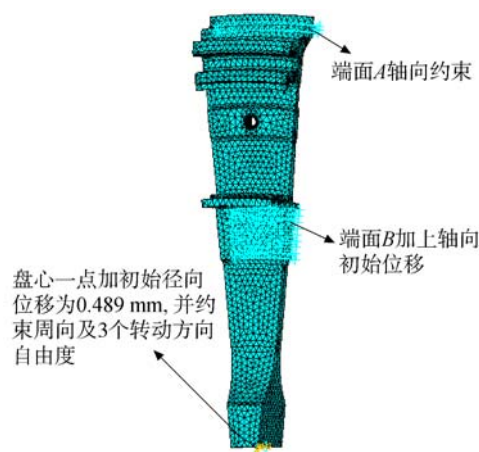


图 8 三维有限元模型及边界条件

Fig. 8 3-D finite element model and boundary conditions

试,得到粗略的稳态温度场数据见表 2.

表 2 封严盘地面最大状态稳态温度场

Table 2 Steady state temperature field in ground maximum rating of sealing disk

位置	温度/ $^{\circ}\text{C}$
盘心处	360
拉紧螺栓处	440
均压孔处至轮缘	530

通过某型燃气轮机内流场热力计算,并通过高压压气机出口温度测量和实际试车时测温漆测温校验后,得到封严盘温度场见图 9.

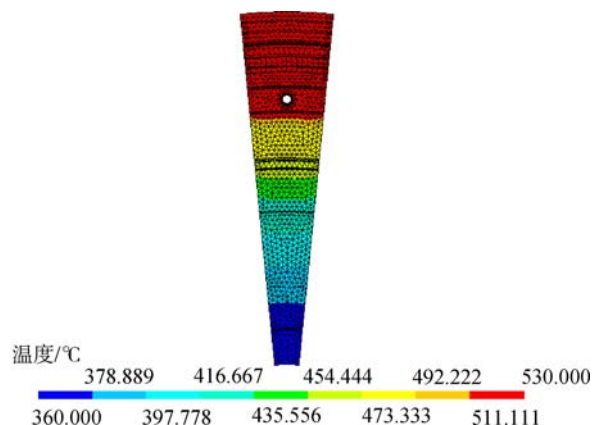


图 9 封严盘温度场图

Fig. 9 Temperature field diagram of sealing disk

2.1.3 计算方法和程序

计算采用三维循环对称法,既可简化计算模型、减小计算量、提高计算速度,又可通过增大网

格划分密度来提高计算精度. 建模、计算和后处理工作均是在 ANSYS 软件中完成的^[14-15].

封严盘材料(ЭП742)性能数据取自《航空材料应用手册》^[16].

2.2 原设计封严盘的寿命点应力

建立起封严盘有限元计算模型后,进行了原设计结构的封严盘应力水平分析计算. 最大状态某型燃气轮机封严盘各部位应力(装配紧度为 $\delta=1.1\text{ mm}$)计算结果见表 3.

表 3 最大状态封严盘各部位应力分布

Table 3 Stress distribution of every part on sealing disk with maximum rating

部位	径向应力/MPa	周向应力/MPa
均压孔孔边	937	300
均压孔下部腹板	859	435
螺栓孔边	562	484
螺栓孔上部腹板	596	555
轮颈	623	604

从表 3 中可以看出均压孔孔边、均压孔下部腹板及轮颈 3 个特征位置应力较高,特征位置见图 10. 3 个特征部位的高应力都体现为径向应力. 表 4 中列出了 3 个特征部位在初始装配紧度 $\delta=0.9\text{ mm}$ 和 1.1 mm 两个情况下的最大径向应力 $S_{r,\max}$ 和强度储备系数. 其中 $\delta=1.1\text{ mm}$ 时的 3 个特征部位径向应力云图分别见图 11~图 13.

从表 3、表 4 及图 11~图 13 中可以看出:

1) 封严盘最大应力点位于均压孔孔边,且为径向应力;均压孔下部腹板转接 R 处应力水平也较高.

2) 增大初始装配紧度(即 δ 增大到 1.1 mm),均压孔孔边应力水平有所增加.

3) 封严盘均压孔孔边的应力水平较高,已经超过了材料屈服极限(见表 4 中 $n_{0.2}$ 小于 1),而持久强度储备系数 n_b 也不高,在这样高的应力水平上易出现疲劳失效^[17].

以上分析还可以看出,均压孔孔边是某型燃气轮机封严盘应力水平最高的关键部位,在使用中所发生的封严盘均压孔裂纹故障也印证了这一点.

表 4 封严盘原结构特征部位最大径向应力及强度储备系数

Table 4 Sealing disk structure characteristic parts of the maximum radial stress and strength reserve coefficient

特征部位	$S_{r,\max}/\text{MPa}$		$n_{0.2}(\delta_{0.2}=835\text{ MPa})$		$n_b(\delta_b=1260\text{ MPa})$	
	$\delta=0.9\text{ mm}$	$\delta=1.1\text{ mm}$	$\delta=0.9\text{ mm}$	$\delta=1.1\text{ mm}$	$\delta=0.9\text{ mm}$	$\delta=1.1\text{ mm}$
均压孔孔边	927	937	0.901	0.891	1.359	1.345
均压孔下部腹板	801	859	1.042	0.972	1.573	1.467
轮颈	622	623	1.342	1.340	2.026	2.023

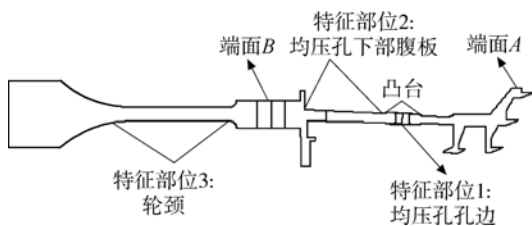


图 10 封严盘二维平面模型图

Fig. 10 Two-dimensional model diagram of sealing disk

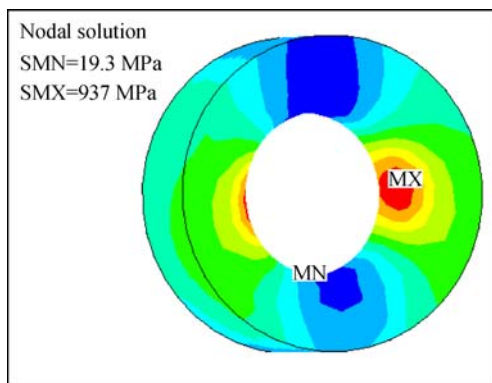


图 11 原结构 $\delta=1.1\text{ mm}$ 时均压孔孔边径向应力分布

Fig. 11 Initial structure of $\delta=1.1\text{ mm}$, pressure-balanced holes edge radial stress distribution

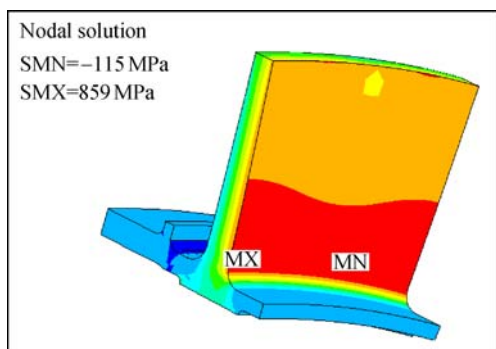


图12 原结构 $\delta=1.1$ mm 时均压孔下部腹板径向应力分布

Fig. 12 Initial structure of $\delta=1.1$ mm, pressure-balanced holes radial stress distribution at the lower part of web plate

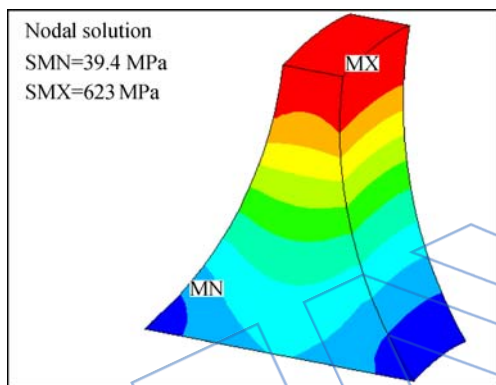


图13 原结构 $\delta=1.1$ mm 时封严盘轮颈径向应力分布

Fig. 13 Initial structure of $\delta=1.1$ mm, sealing disk axle journal radial stress distribution

3 局部结构优化修改

由上一节的分析可知,某型燃气轮机封严盘原结构存在均压孔孔边应力水平偏高的固有缺陷,若要降低封严盘关键寿命考核部位——均压孔孔边的应力水平,提高封严盘高周疲劳寿命,可以通过对封严盘结构进行局部优化修改来实现。

3.1 结构优化修改原则

1) 只局部修改封严盘本身来降低其关键寿命考核点——均压孔孔边的应力水平。

2) 在降低均压孔孔边的应力的同时,其他特征部位的应力与修改前相比提高不大,各个特征部位应力水平低于或接近材料的屈服极限。

3) 封严盘结构改动尽可能小,不影响其他相配合的零部件。

4) 不能影响高压压气机工作特性以及流场热力学性能。

5) 局部修改后增加的质量尽量小。

3.2 结构优化修改方案

均压孔孔边的径向应力主要由温度场及离心力两部分引起,在前述修改原则下不会改变温度场分布,因此可通过适当增加腹板厚度来降低离心力的影响,从而降低均压孔孔边的径向应力;也可以通过增大均压孔孔径适当降低孔边应力。根据封严盘的结构特点、边界条件及外载荷等因素来综合考虑,对几种修改结构方案进行模拟仿真计算,分析对比得到最终优选方案。

3.3 结构优化修改分析

为得到比较理想的封严盘应力状态,利用ANSYS软件的有限元仿真模拟功能进行多种改进方案的对比分析。

试选方案:将均压孔凸台及孔边以下的腹板部位分别向左右各增厚 1.0 mm,其他部位尺寸不变,此时的孔边应力比原结构下降了 18.7%,质量增加 2.2%,效果不理想。

而均压孔直径从 $\Phi=5$ mm 增大到 $\Phi=6$ mm 后,孔边应力及盘体其他部位的应力水平与扩孔前基本相当(降幅在 5 MPa 以内),该方向不可取,见表 5。

表5 均压孔孔径分别为 5 mm 和 6 mm 时特征部位最大径向应力(单位:MPa)

Table 5 Maximum radial stress of characteristic parts when pressure-balanced hole diameters are 5 mm and 6 mm (unit: MPa)

特征部位	$\Phi=5$ mm		$\Phi=6$ mm	
	$\delta=0.9$ mm	$\delta=1.1$ mm	$\delta=0.9$ mm	$\delta=1.1$ mm
均压孔孔边	927	937	923	932
均压孔下部腹板	801	859	800	858
轮颈	622	623	621	622

改进预案:腹板厚度做了几种调整方案,分别进行了应力场和振动特性分析,修改方案的对比分析是在初始装配紧度 $\delta=1.1$ mm 状态下进行的,分析情况见表 6。

优选修改方案:从表 6 中得出:与方案 3、方案 4、方案 5 相比方案 2 较为适合(从增加的质量、应力变化和共振裕度等)。按照方案 2 修改的封严盘在初始装配紧度 $\delta=1.1$ mm 时的 3 个特征部位径向应力云图分别见图 14~图 16;在初始装

表 6 局部修改预案的应力及振动特性分析结果

Table 6 Local modification plan of stress and vibration characteristic analysis results

方案	修改特性	特征部位应力/MPa			振动频率/Hz		增加质量/g (增加百分比/%)
		均压孔边	均压孔下部腹板	轮颈	3 节径频率	裕度/%	
1	原结构不做修改	937	859	623	640	3.7	
2	均压孔孔凸台两边各增厚 0.5 mm 凸台宽度减少 4.0 mm	781	870	641	619	7.0	13.9(0.109)
3	方案 2+孔下部腹板及轮颈 两边各增厚 0.1 mm	782	795	668	683	2.6	96.5(0.76)
4	孔下部腹板及轮颈两边 各增厚 0.2 mm	798	730	660	643	3.2	185.2(1.458)
5	方案 4+孔边以上部腹板 各向左右增厚 0.2 mm	816	787	680	626	5.8	249.7(1.966)

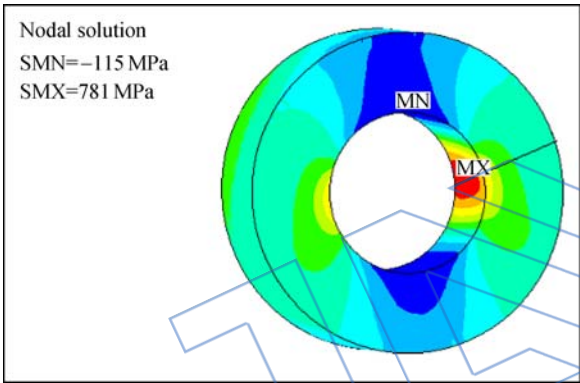


图 14 优化结构 $\delta=1.1\text{ mm}$ 时,均压孔孔边径向应力分布

Fig. 14 Optimize the structure of $\delta=1.1\text{ mm}$, pressure-balanced holes side radial stress distribution

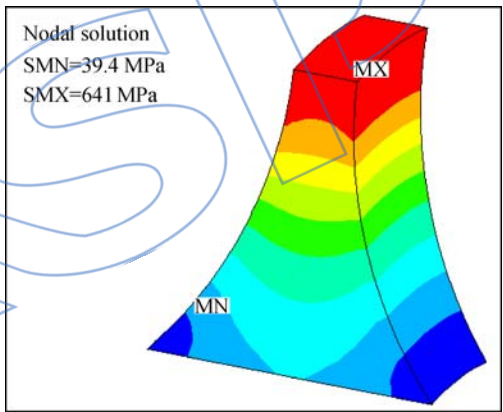


图 16 优化结构 $\delta=1.1\text{ mm}$ 时,轮颈径向应力分布

Fig. 16 Optimize structure of $\delta=1.1\text{ mm}$, sealing disk axle journal radial stress distribution

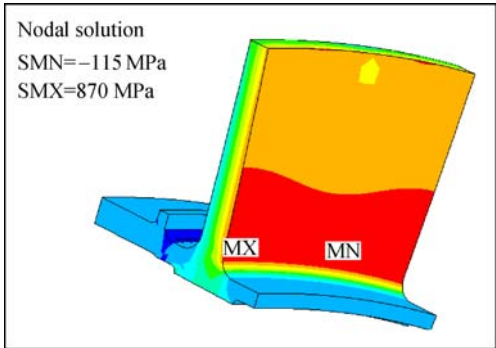


图 15 优化结构 $\delta=1.1\text{ mm}$ 时,均压孔下部腹板径向应力分布

Fig. 15 Optimize structure of $\delta=1.1\text{ mm}$, pressure-balanced holes radial stress distribution at the lower part of web plate

配紧度 $\delta=0.9, 1.1\text{ mm}$ 两个状态下的最大径向应力和强度储备系数计算结果见表 7。

通过表 4、表 6 及表 7 的计算结果对比表明,均压孔所在凸台前后各增厚 0.5 mm 后,孔边最大径向应力下降幅度约 16% (156 MPa),而凸台下部腹板处及轮颈部位的最大径向应力略有增加 (约 15 MPa)。此时除均压孔下部腹板在 $\delta=1.1\text{ mm}$ 状态下的最大径向应力稍稍高出材料屈服极限以外,其余部位应力均在材料屈服极限以内,且强度极限储备系数 n_b 也都得到提高。

表7 优化方案特征部位最大径向应力及强度储备系数

Table 7 Optimization feature of the maximum radial stress and strength reserve coefficient scheme feature

特征部位	$S_{r,max}/\text{MPa}$		$n_{0.2}(\delta_{0.2}=835\text{ MPa})$		$n_b(\delta_b=1\,260\text{ MPa})$	
	$\delta=0.9\text{ mm}$	$\delta=1.1\text{ mm}$	$\delta=0.9\text{ mm}$	$\delta=1.1\text{ mm}$	$\delta=0.9\text{ mm}$	$\delta=1.1\text{ mm}$
均压孔孔边	774	781	1.079	1.069	1.628	1.613
均压孔下部腹板	816	870	1.023	0.960	1.544	1.448
轮颈	640	641	1.305	1.303	1.969	1.966

4 结 论

1) 某型燃气轮机封严盘均压孔裂纹故障是一种危险性故障,经过对故障进行分析确定为疲劳失效,其根本原因是结构设计存在薄弱环节——均压孔孔边应力水平高。

2) 适当增加封严盘均压孔凸台的厚度(同时减小凸台宽度)可以降低均压孔孔边应力水平,提高封严盘的疲劳寿命。

3) 某型燃气轮机的原型发动机通过更换新材料提高强度水平以期解决均压孔裂纹故障。通过与原设计方共同分析认为提高封严盘均压孔孔边应力储备水平是提高可靠性的改进方向。

4) 修理当中对均压孔孔边状态抛修检查以及在使用中进行探伤是保证可靠性的必要措施。

本文提出局部修改方案的试验工作希望通过后续改进项目中安排。

参考文献:

- [1] 陶春虎,钟培道,王仁智,等.航空发动机转动部件的失效与预防[M].北京:国防工业出版社,1999.
- [2] Cowls B A. High cycle fatigue in aircraft gas turbines; an industry perspective[J]. International Journal of Fracture, 1989, 80(2/3): 147-163.
- [3] Nicholas T. High cycle fatigue: a mechanics of materials perspective[M]. Amsterdam: Elsevier Science, 2006.
- [4] Oakley S Y, Nowell D. Prediction of the combined high-and low-cycle fatigue performance of gas turbine blades after foreign object damage[J]. International Journal of Fatigue, 2007, 29(1): 69-80.
- [5] 吕文林,陈俊勇,田德义.航空涡轮、涡扇发动机结构设计准则:第二册 轮盘[R].北京:中国航空工业总公司发动机系统工程师局,1997.
- [6] 丛佩红.某发动机高压压气机篦齿盘应力计算分析[R].沈阳:中航工业沈阳发动机设计研究所,2007.
- [7] 郑旭东,蔚夺魁.某发动机高压压气机封严盘均压孔孔边裂纹故障分析[J].航空发动机,2013,39(3):49-54.
ZHENG Xudong, YU Duokui. Study of vent hole crack failure for an aeroengine labyrinth seal disk[J]. Aero-engine, 2013, 39(3): 49-54. (in Chinese)
- [8] Bhaumik S K, Bhaskaran T A, Rangaraju R, et al. Failure of turbine rotor blisk of an aircraft engine[J]. Engineering Failure Analysis, 2002, 9(3): 287-301.
- [9] 谢静,范文正,谢镇波.某型军用发动机使用可靠性评估[J].航空发动机,2012,38(6):43-47.
XIE Jing, FAN Wenzheng, XIE Zhenbo. Evaluation of military engine service reliability[J]. Aeroengine, 2012, 38(6): 43-47. (in Chinese)
- [10] 庄东汉.材料失效分析[M].上海:华东理工大学出版社,2009.
- [11] Hull D. 断口形貌学:观察、测量和分析断口表面形貌的科学[M].李晓刚,董超芳,杜翠微,等译.北京:科学出版社,2009.
- [12] 航空发动机设计手册总编委会.航空发动机设计手册:第18册 叶片轮盘及主轴强度分析[M].北京:航空工业出版社,2001.
- [13] 晏砺堂,朱梓根,李其汉.高速旋转机械振动[M].北京:国防工业出版社,1994.
- [14] 李黎明. ANSYS有限元分析实用教程[M].北京:清华大学出版社,2005.
- [15] 刘秀芝.某发动机高压压气机篦齿盘低循环疲劳寿命分析[R].沈阳:中航工业沈阳发动机设计研究所,2007.
- [16] 于慧臣,吴学仁.航空材料应用手册:第4卷 变形热强钢和高温合金[M].北京:航空工业出版社,1996.
- [17] 赵会琴.某型发动机低压压气机Ⅲ级盘强度计算[C]//中国航空学会第四届航空发动机可靠性学术交流会议论文集.厦门:中国航空学会动力分会、发动机可靠性专业委员会、空军航空技术装备可靠性办公室,2007:56-58.