

某型航空发动机低压压气机转子二级叶片/盘应力分析

李春旺¹, 孙强¹, 刘京春², 乔艳江¹

(1 空军工程大学理学院, 陕西西安 710051; 2. 西安航空发动机集团(有限)公司, 陕西西安 710062)

摘要:为了排除某型航空发动机低压压气机转子二级叶片故障,采用新的改型方案:将叶片根部加厚10%,从叶根到叶尖加厚程度逐渐减小,叶尖保持原来厚度不变;同时加强叶片凸耳。研究了改型前后叶片/盘的力学性能、校核了其强度及对盘的影响。结论是:改型前后叶片/盘上的应力分布规律无明显变化,应力大小符合设计标准,强度符合设计要求。

关键词:航空发动机;叶片;改型;应力

中图分类号: V235.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1009-3516(2007)03-0004-03

近年来,某型航空发动机低压压气机转子二级叶片裂纹、断裂故障时有发生,为排除故障,采用了新的改型方案:将叶片根部加厚10%,从叶根到叶尖加厚程度逐渐减小,叶尖保持原来厚度不变;同时加强叶片凸耳^[1-2]。由于改型方案刚刚采用,新的叶片尚未装机使用,我国还没有对改型前后叶片的性能变化及改型对二级盘影响研究;且改型后的叶片没有应用于国外同型号的发动机,国外也没有对改型后的叶片及盘进行过应力分析。所以,研究改型前后叶片力学性能的变化及改型对二级盘的影响具有重大的工程应用意义。

1 模型建立与网格划分

分析计算采用 ANSYS。但鉴于 ANSYS 在建立大型复杂模型时存在诸多不便,首先采用计算机辅助软件 SOLIDWORKS 完成叶片几何图形的绘制工作,然后将图形导入 ANSYS 进行网格划分和分析计算。为使计算结果更能反映实际叶片应力分布的规律,在建立计算模型时,综合考虑了叶片的安装参数及扭向因素,所建计算模型充分反映了叶片形状及叶片安装状况,其有限元模型如图 1-3 所示。

2 气动负荷表达式

气动负荷是发动机转子叶片承受的主要负荷之一,研究气动负荷在叶片表面的分布对于叶片的应力计算、强度校核至关重要^[4]。文献[3]、[4]已经研究了作用于该型发动机低压压气机转子二级叶片上的气动负荷,得到发动机设计转速 8 587r/min 时改型前、后表达式^[4-5]。式(1)为改型前。

$$P_a = 2\,979.98 r; P_u = 5\,974.60 r \quad (1) \quad P_a = 2\,064.41 r; P_u = 5\,486.16 r \quad (2)$$

式中: r 是点到发动机转轴的距离, P_a, P_u 分别是作用在 r 处单位叶高上的气动轴向力和气动周向力。

3 应力计算

3.1 改型前后叶片的应力计算

计算模型如图 1-2 所示,其中销钉与叶片凸耳孔的间隙大小^[5]为 63.5×10^{-6} m。改型前叶片的质量为

收稿日期:2007-01-8

基金项目:陕西省自然科学基金(2003E15)及空军工程大学学术基金资助项目(2002X18)

作者简介:李春旺(1977-),男,陕西富平人,博士生,主要从事航空发动机强度与寿命研究。

$256.2 \times 10^{-3} \text{kg}$, 改型后叶片的质量为 $288.5 \times 10^{-3} \text{kg}$, 叶片质量增加了 $32.3 \times 10^{-3} \text{kg}$, 增幅为 12.6%。计算所取的应力标准为^[6]: 在叶根处, $\sigma_{\max} \leq 0.75\sigma_{0.1}$, 即: $\sigma_{\max} \leq 2.38 \times 10^8 \text{N/m}^2$; 在叶片凸耳 3 点钟位置处 $\sigma_{\max} \leq 0.8\sigma_b$, 即: $\sigma_{\max} \leq 3.58 \times 10^8 \text{N/m}^2$ 。这里: σ_{\max} 是最大应力, $\sigma_{0.1}$ 是材料的 0.1% 屈服强度, σ_b 是材料的抗拉强度。建模与计算过程中, 考虑到凸耳孔上 $0.8 \times 10^{-3} \text{m}$ 厚的铜衬套仅起到应力传递的作用, 因此, 将销钉半径增大 $0.8 \times 10^{-3} \text{m}$, 直接考虑销钉与叶片凸耳的间隙弹性接触, 计算二者的间隙弹性接触应力^[7]。

计算时, 在销钉与凸耳孔之间建立接触对, 并根据实际装配情况, 将销钉固定, 对叶片凸耳在轴向和周向进行位移约束, 同时分别按式(1)和(2)在叶盆表面上加载气动力, 按发动机设计转速 8 587 rpm 对整个模型加载离心力, 计算结果如图 4-5 和表 1 所示。

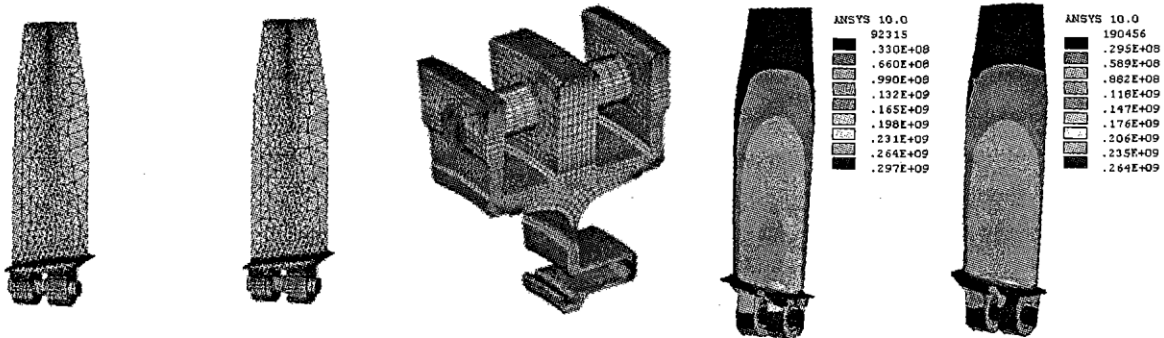


图1 改型前叶片计算模型 图2 改型后叶片计算模型 图3 轮盘计算模型 图4 改型前叶片应力分布 图5 改型后叶片应力分布

3.2 改型前后轮盘应力计算

建模与计算过程中, 考虑到盘孔的对称性及其数量 26, 取全盘的 1/26 进行研究。计算模型如图 3 所示, 其中销钉与盘孔的间隙 δ 分别取最大值 $95 \times 10^{-6} \text{m}$ 和最小值 $57 \times 10^{-6} \text{m}$ 两种情况进行研究^[1]。并将叶片、衬套的惯性离心力加在销钉与叶片凸耳的接触部位, 同时将轮盘中心固定, 在盘孔与销钉间建立接触对, 在发动机设计转速 8 587 rpm 时计算不同间隙情况下的盘孔及其周围的应力分布, 并与材料的 0.1% 屈服强度 $\sigma_{0.1} = 9.23 \times 10^8 \text{N/m}^2$ 作比较^[1]。计算结果如图 6-9 和表 2 所示。

表 1 改型前后叶身及凸耳应力最大值

		叶根	凸耳 3 点钟	
改型前	σ_{\max}	2.07×10^8	σ_{\max}	2.97×10^8
	$\sigma_{\max}/\sigma_{0.1}$	0.65	σ_{\max}/σ_b	0.66
改型后	σ_{\max}	1.88×10^8	σ_{\max}	2.64×10^8
	$\sigma_{\max}/\sigma_{0.1}$	0.59	σ_{\max}/σ_b	0.59

表 2 改型前后轮盘应力最大值

		改型前		改型后	
$\delta (\times 10^{-6} \text{m})$		57	95	57	95
$\sigma_{\max} (\times 10^8 \text{N/m}^2)$		2.96	3.04	3.32	3.37
$\sigma_{0.1} (\times 10^8 \text{N/m}^2)$		9.23	9.23	9.23	9.23
$\sigma_{\max}/\sigma_{0.1} (\%)$		32.1	32.9	36.0	36.5

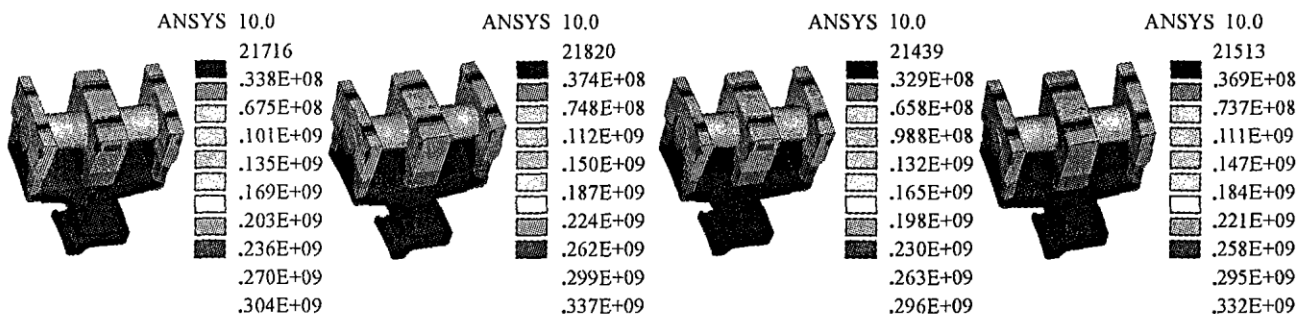


图6 改型前大间隙时盘应力分布 图7 改型前小间隙时盘应力分布 图8 改型后大间隙时盘应力分布 图9 改型后小间隙时盘应力分布

4 结果分析与结论

1) 改型前后叶片应力分布规律无明显变化: 叶身最大应力均位于叶背根部偏进气边, 而凸耳最大应力均位于排气边 3 点钟位置, 这是由于叶背根部及凸耳排气边 3 点钟位置受到的离心力最大。

2) 叶根最大应力由改型前的 $2.07 \times 10^8 \text{N/m}^2$ 减小到改型后的 $1.88 \times 10^8 \text{N/m}^2$, 减幅 9.2%; 凸耳最大应

力由改型前的 $2.97 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ 减小到改型后的 $2.64 \times 10^8 \text{ N/m}^2$, 减幅 11.1%。改型前叶片的最大应力与叶片材料强度的比值是 0.65(或 0.66), 改型后的相应比值是 0.59。显然, 0.65(或 0.66) 小于设计准则规定的 0.75(叶根) 及 0.8(凸耳)。因此, 改型前后叶片应力均符合设计标准^[1]。改型后应力减小的原因在于: 相对于改型前叶片而言, 叶根得到加厚(10%), 且其厚度增量多于叶身其它部位, 同时凸耳得到加强。

3) 叶片改型前后, 盘上最大应力始终位于盘孔 1 点钟及 11 点钟位置处, 最大应力的数值由改型前的 $3.04 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ 增大到改型后的 $3.37 \times 10^8 \text{ N/m}^2$, 增幅为 10.9%, 接近于叶片的质量增幅 12.6%; 最大应力与材料的 0.1% 屈服强度相比较, 比值由改型前的 32.9% 增大到改型后的 36.5%, 但仍远小于应力设计标准规定的上限值^[1] 152%。应力增大的主要原因是由于改型后叶片质量的增大。另外, 销钉-盘孔间隙还对盘应力大小略有影响: 叶片改型前, 小间隙对应的最大应力是 $2.96 \times 10^8 \text{ N/m}^2$, 大间隙对应的最大应力是 $3.04 \times 10^8 \text{ N/m}^2$; 叶片改型后, 小间隙对应的最大应力是 $3.32 \times 10^8 \text{ N/m}^2$, 大间隙对应的最大应力是 $3.37 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ 。显然, 应力随着间隙的增大而增大, 因为间隙增大导致了接触面的缩小, 而接触面的缩小导致了应力的增大。

4) 改型前后叶片、盘上的应力分布规律无明显变化, 应力大小符合设计标准, 强度符合设计要求。该结论为更换改型前的旧叶片、装配改型后的新叶片提供了理论依据, 同时为排除以后可能出现的二级转子叶片/盘故障尤其是叶片的裂纹、断裂故障提供了理论支撑。

参考文献:

- [1] Rolls - Royce Limited Derby Engine Division. Spey Mk202 L P Compressor Rotor Blade Aerofoil [R]. ASR4267, 1971.
- [2] Rolls - Royce Limited Derby Engine Division. Spey Mk202 Frequency Characteristics of LP Compressor Rotor Blades [R]. ASR3706, 1971.
- [3] 朱惠人, 王学文, 张 丽, 等. 涡轮叶片有侧流扰流柱通道流动的实验研究[J]. 空军工程大学学报: 自然科学版, 2006, 7(5): 7-9
- [4] 李春旺, 孙 强, 尹宝俊, 等. 某型航空发动机压气机叶片气动负荷的近似计算[J]. 空军工程大学学报: 自然科学版, 2004, 5(4): 1-3
- [5] 李春旺. FWS9 发动机低压压气机二级转子叶片性能分析[D]. 西安: 空军工程大学工程学院, 2005.
- [6] 宋兆泓. 航空燃气涡轮发动机强度设计[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1988.
- [7] 王东艺, 彭正华, 詹洪飞, 等. 航空发动机压气机大小叶片技术[J]. 海军航空工程学院学报, 2005, 20(2), 205-207.

(编辑: 姚树峰)

Stress Analysis for the Second Stage Rotor Blade and Disc of a Certain Aero - engine Low Compressor

LI Chun - wang¹, SUN Qiang¹, LIU Jing - chun², QIAO Yan - jiang¹

(1. The Science Institute, Air Force Engineering University, Xi'an 710051; 2. Xi'an Aero - engine Company, Xi'an 710062, China)

Abstract: In order to avoid crack and fracture of the second stage rotor blade of a certain aero - engine low compressor, a new remodel plan is used. That is to thicken the rotor blade and to strengthen the flange. The mechanic properties of the blade and the disc before and after being remodeled are studied in this paper so as to verify the intensity and its influence on the disc. The conclusion is that the stress distributions on the blade and on the disc are not changed and, the magnitudes and the intensity of the stress all meet the design standards. These jobs provide a theoretical basis for replacing the unimproved blades by the improved ones and a theoretical foundation of preventing the blade and the disc from cracking and fracturing.

Key words: aero - engine; blade; remodel; stress