

涡轮盘关键部位多圆弧设计及多变量优化

于洪飞¹, 赵巍², 付强¹, 王佰智¹

(1. 中国航空发动机集团有限公司 中国航空发动机研究院, 北京 101304;

2. 中国航空发动机集团有限公司 沈阳发动机研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 为得到质量最低且满足设计准则要求的涡轮盘结构形式,研究了多圆弧过渡对涡轮盘关键部位应力的影响。提出了双圆弧和三圆弧结构设计方案并推导了几何关系,为过渡圆弧的改进与优化提供了理论上的支持。通过有限元计算,获得了多圆弧结构参数对涡轮盘应力的影响规律。基于 ANSYS Workbench 优化平台及参数化建模技术,筛选了优化设计变量,以涡轮盘总质量最小为优化目标,以等效应力为约束对涡轮盘关键部位进行了多变量优化。结果表明:经过优化设计,两个关键部位的最大应力分别降低 6.62% 和 11.40%,涡轮盘的质量减小 0.16%。本文的研究结果为涡轮盘的多圆弧设计和工程应用提供了有益参考。

关键词: 涡轮盘; 结构设计; 多圆弧; 影响规律; 多变量优化

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Design of key part on turbine disk using multi-arcs method and multivariable optimization

YU Hongfei¹, ZHAO Wei², FU Qiang¹, WANG Baizhi¹

(1. Aero Engine Academy of China,

Aero Engine (Group) Corporation of China, Beijing 101304, China;

2. Shenyang Engine Research Institute,

Aero Engine (Group) Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: In order to obtain the structure type of turbine disk satisfying minimum masses and stress standards, the influence of multi-arcs transition on stress distribution at key parts was studied. Double-arcs and three-arcs structure design schemes were proposed, and geometric theory on arcs transition was derived to support the design modifications and optimization. Based on finite element calculation, the stress varying with structure parameters was obtained. Based on ANSYS Workbench platform and parametric modeling technique, optimization design variables were chosen to get minimum masses with constrained equivalent stress. Result showed that, the maximum equivalent stress on two parts decreased by 6.62% and 11.40%, the mass of turbine disk decreased by 0.16%. The results provide useful references for multi-arcs design and engineering applications of the gas turbine disk.

Key words: turbine disk; structure design; multi-arcs; change law; multivariable optimization

涡轮盘是航空发动机最关键的组件之一,除承受离心负荷外还承受极端热负荷作用,且涡轮

盘的破裂和工作异常往往带来灾难性的故障并危及飞行器的安全性。涡轮盘设计的目的是获得满

收稿日期:2016-05-12

作者简介:于洪飞(1986—),男,工程师,硕士,主要从事航空发动机结构设计方法研究。

引用格式:于洪飞,赵巍,付强,等. 涡轮盘关键部位多圆弧设计及多变量优化[J]. 航空动力学报,2017,32(12):2848-2854. YU Hongfei, ZHAO Wei, FU Qiang, et al. Design of key part on turbine disk using multi-arcs method and multivariable optimization[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(12): 2848-2854.

足强度需求的结构形式,强度需求往往需要增加质量来满足。但是,为提高推质比,涡轮盘的设计还倾向于设计低质量的组件,满足低成本高性能的要求。为解决应力和质量这对矛盾,开展涡轮盘的多圆弧低应力设计方法研究尤为重要。

多圆弧设计方法已应用于涡轮盘过渡处的低应力设计^[1-4]、异型孔设计^[5-6]、榫齿形状设计^[7]、封头设计^[8]、齿轮齿面设计^[9-13]和叶片叶型设计^[14-15]等。

万江艳^[1]通过建立某涡轮盘故障部位的单圆弧、双圆弧和三圆弧局部模型的有限元计算,研究了过渡圆角处的应力与转接圆角半径的关系。高嵩^[2]对高压涡轮鼓筒轴上安装边处的倒角结构,提出了多圆弧设计方案,进行了低应力设计方法研究。研究表明双圆弧和三圆弧设计的最优结构倒角处的最大等效应力分别比单圆弧结构设计方案降低了 14.88% 和 17.52%。徐倩等^[3-4]进行了在机械结构上将涡轮盘原始的单圆弧过渡改进成双圆弧过渡的尝试,得到了多圆弧过渡确实能降低应力集中的结果。雷驰等^[7]推导了通用双圆弧过渡的尺寸关系式,研究了双圆弧过渡对榫齿连接结构应力的影响。法国斯奈克玛公司和美国通用(GE)公司^[5]联合研制的 CFM56-3 型航空发动机进行了高压涡轮盘前安装边的螺栓孔异型孔设计,孔的轮廓为若干圆弧连接而成。CFM56-3 型发动机多年的使用实践已经证明该设计有效降低了螺栓孔附近的应力集中,提高了涡轮盘的疲劳寿命。

然而,鲜有文献报道过通用的三圆弧几何关系的推导、结构参数对应力影响规律以及利用这个规律进行多圆弧优化设计流程方法的研究。本文基于多圆弧连接几何模式,推导通用的双圆弧和三圆弧过渡结构的数学模型,达到各段圆弧光滑连接、几何封闭、协调,相互不发生干涉的要求。针对涡轮盘的具体细节结构,开展低应力与几何关系的研究,确定结构参数对涡轮盘应力变化规律,并进行多变量优化设计分析。

1 多圆弧过渡连接的几何关系

本文推导了通用的双圆弧和三圆弧的几何关系。

1.1 双圆弧几何关系

双圆弧几何模式如图 1。要求两段过渡圆弧 R_1 、 R_2 分别与两个边界相切,两段圆弧 R_1 、 R_2 之间相切,也就是小圆弧的圆心在两个圆弧之间的

切点与大圆弧圆心的连线上。共有 3 个独立设计参数 R_1 、 R_2 、 L 。

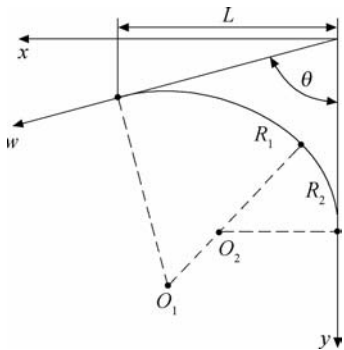


图 1 双圆弧过渡连接的几何模式
Fig. 1 Geometric model of two-arcs transition

圆心坐标 $O_1(x_1, y_1)$

$$\begin{cases} x_1 = L - R_1 \cos \theta \\ y_1 = R_1 \sin \theta + L / \tan \theta \end{cases} \quad (1)$$

圆心坐标 $O_2(x_2, y_2)$

$$\begin{cases} x_2 = R_2 \\ y_2 = y_1 \end{cases} \quad (2)$$

几何关系

$$(y_1 - y_2)^2 + (x_1 - x_2)^2 = (R_1 - R_2)^2 \quad (3)$$

1.2 三圆弧几何关系

三圆弧几何模式如图 2。要求 3 段过渡圆弧中的两个分别与两个边界相切,3 段圆弧之间 R_1 与 R_2 相切, R_2 与 R_3 相切。共有 5 个独立设计参数 R_1 、 R_2 、 R_3 、 L_1 、 L_2 。

圆心坐标 $O_1(x_1, y_1)$

$$\begin{cases} x_1 = L_1 - R_1 \cos \theta \\ y_1 = R_1 \sin \theta + L_1 / \tan \theta \end{cases} \quad (4)$$

圆心坐标 $O_2(x_2, y_2)$

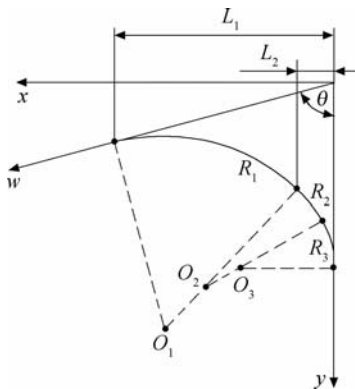


图 2 三圆弧过渡连接的几何模式
Fig. 2 Geometric model of three-arcs transition

$$\begin{cases} x_2 = (L_1 - L_2)R_1/R_2 + L_2 - R_2\cos\theta \\ y_2 = y_2 \end{cases} \quad (5)$$

圆心坐标 $O_3(x_3, y_3)$

$$\begin{cases} x_3 = R_3 \\ y_3 = y_3 \end{cases} \quad (6)$$

几何关系

$$\begin{cases} (y_1 - y_2)^2 + (x_1 - x_2)^2 = (R_1 - R_2)^2 \\ (y_2 - y_3)^2 + (x_2 - x_3)^2 = (R_2 - R_3)^2 \end{cases} \quad (7)$$

2 应力随设计参数的变化规律

基于文中第 1 节介绍的多圆弧设计方案,对某涡轮盘盘缘凸块与后挡板配合凹槽的转接圆角处及盘缘凸块与辐板的转接处(即图 3 中所示的 A、B 处)开展应力随设计参数的变化规律研究。

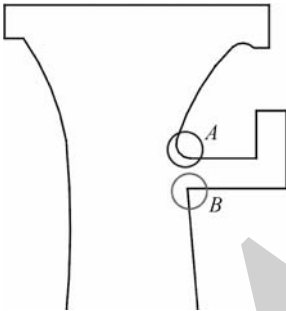


图 3 涡轮盘多圆弧过渡区
Fig. 3 Mutli-arcs part in turbine disk

考虑涡轮盘受离心力载荷和热应力载荷的影响,根据航空发动机强度设计手册^[16],涡轮盘的温度场按如下经验公式计算:

$$t(R) = t_{in} + (t_{out} - t_{in}) \times \frac{(R^3 - R_{in}^3)}{(R_{out}^3 - R_{in}^3)} \quad (8)$$

式中 R_{in} 、 R_{out} 为盘内、外半径, t_{in} 、 t_{out} 为盘心、盘缘温度, $t(R)$ 表示半径 R 处的温度。

采用轴对称模型进行轮盘弹性应力分析。转速为 14 700 r/min, 叶片和轮缘凸块的离心力为 169 000 N。轮盘材料为 GH4169, 并且考虑温度变化对材料属性的影响(材料参数见表 1 和表 2)^[17], 表 1 中 t 表示温度, t_{ref} 表示参考温度, α 表示热膨胀系数, 表 2 中 E 表示弹性模量, μ 表示泊松比, $\sigma_{0.2}$ 表示屈服强度。

2.1 A 处应力随三圆弧设计参数的变化规律

三圆弧过渡结构在实际设计过程中, 限制了一个圆弧端点的位置, 因此有 4 个独立参数 R_{A1} 、 R_{A2} 、 R_{A3} 和 L_A , 其结构示意如图 4 所示。研究应力随结构参数的变化规律时, 先固定 L_A 的值, 分

表 1 GH4169 合金材料的热膨胀系数 ($t_{ref}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$)^[17]

Table 1 Thermal expansion coefficients of material GH4169 ($t_{ref}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$)^[17]

$t/^{\circ}\text{C}$	$\alpha/10^{-6}\text{ }^{\circ}\text{C}$	$t/^{\circ}\text{C}$	$\alpha/10^{-6}\text{ }^{\circ}\text{C}$
100	11.8	500	14.4
200	13.0	600	15.8
300	13.5	700	15.4
400	14.1		

表 2 GH4169 合金材料的力学参数^[17]

Table 2 Mechanical parameters of material GH4169^[17]

$t/^{\circ}\text{C}$	E/GPa	μ	$\sigma_{0.2}/\text{MPa}$
20	203	0.30	1181
300	172	0.31	1063
450	162	0.31	1039
550	161	0.32	1023
600	155	0.32	1002
650	153	0.33	980

析圆弧半径 R_{A1} 、 R_{A2} 和 R_{A3} 对应力的规律, 确定最小应力时 R_{A1} 、 R_{A2} 和 R_{A3} 的值并使其值不变, 再研究应力随 L_A 的变化规律。其中 R_{A1} 、 R_{A2} 和 R_{A3} 的变化范围如表 3, L_A 的初值为 9mm。上述计算完成后, 固定 R_{A1} 、 R_{A2} 和 R_{A3} 的值, 研究应力随 L_A 的变化规律。其中应力随结构参数 R_{A1} 、 R_{A2} 和 R_{A3} 的变化规律, 结果如图 5。

图 5 的三维视图为应力质量变化率随圆弧半径 R_{A1} 、 R_{A2} 和 R_{A3} 的变化规律, x 轴代表 R_{A1} 值, y

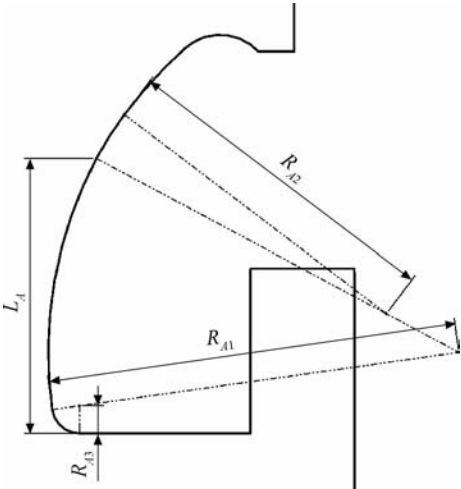


图 4 A 处三圆弧过渡结构示意图
Fig. 4 Sketch of three-arcs transition on A part

轴代表 R_{A2} 值, z 轴代表 R_{A3} 值, 色谱区域代表最大应力(见图 5(a))和质量变化率见图 5(b))。

选取 $R_{A1} = 20\text{ mm}$ 、 $R_{A2} = 16\text{ mm}$ 、 $R_{A3} = 1.0\text{ mm}$, 研究应力随 L_A 的变化规律, L_A 的变化范围为 $2.0 \sim 10.0\text{ mm}$, 结果如图 6。从图 6 中可知, L_A 增大, 最大应力减小, 质量变化率也减小。

$R_{A1} = 20\text{ mm}$ 、 $R_{A2} = 16\text{ mm}$ 、 $R_{A3} = 1.0\text{ mm}$ 、 $L_A = 10\text{ mm}$ 时最大应力最小, 为 921 MPa 。

表 3 A 处三圆弧模型 R_{A1} 、 R_{A2} 和 R_{A3} 的取值范围
Table 3 Range of R_{A1} , R_{A2} and R_{A3} for three-arcs transition on A part

参数	变化范围
R_{A1}/mm	20~30
R_{A2}/mm	10~18
R_{A3}/mm	1.0~2.0
L_A/mm	9

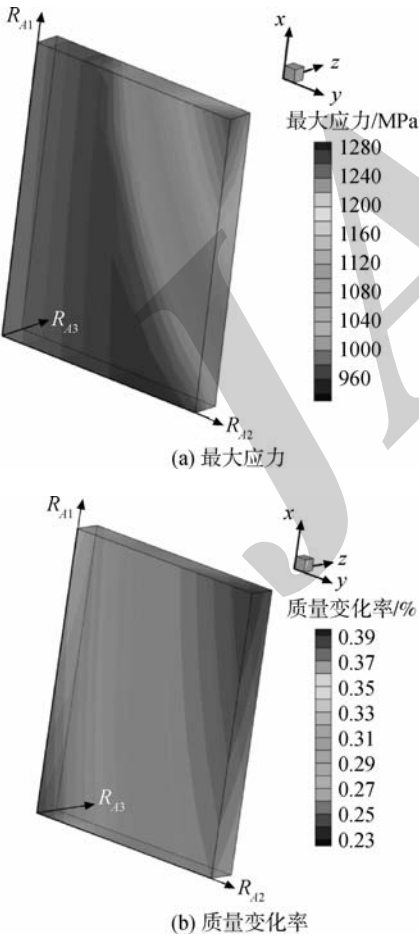


图 5 A 处三圆弧模型随参数 R_{A1} 、 R_{A2} 和 R_{A3} 变化的计算结果
Fig. 5 Results of three-arcs on A part changing with parameters R_{A1} , R_{A2} and R_{A3}

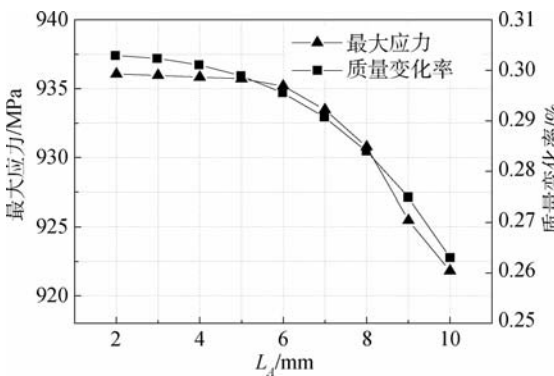


图 6 A 处三圆弧模型随参数 L_A 变化的计算结果

Fig. 6 Result on A part changing with parameter L_A

2.2 B 处应力随双圆弧设计参数的变化规律

B 处双圆弧的参数化建模有 3 个独立参数 R_{B1} 、 R_{B2} 和 L_B , 其结构示意图如图 7 所示。研究应力随结构参数的变化规律时与 A 处的三圆弧研究过程一致。其中 R_{B1} 和 R_{B2} 的变化范围如表 4, L_B 的初值为 8 mm 。上述计算完成后, 取 L_B 的变化范围为 $2 \sim 9.5\text{ mm}$, 进行接下来的计算。其中应力随结构参数 R_{B1} 和 R_{B2} 的变化规律, 结果如图 8。

图 8 所示为过渡圆弧处的最大应力和轮盘质量变化率随参数 R_{B1} 和 R_{B2} 的变化规律。从图 8 中可知, 半径 R_{B1} 增大, 最大应力减小, 质量相对较小。

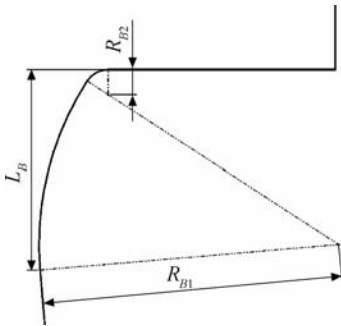


图 7 B 处双圆弧过渡结构示意图
Fig. 7 Sketch of two-arcs transition on B part

表 4 B 处双圆弧模型 R_{B1} 和 R_{B2} 的取值范围
Table 4 Range of R_{B1} and R_{B2} for two-arcs transition on B part

参数	变化范围
R_{B1}/mm	35~70
R_{B2}/mm	1.0~2.4
L_B/mm	8

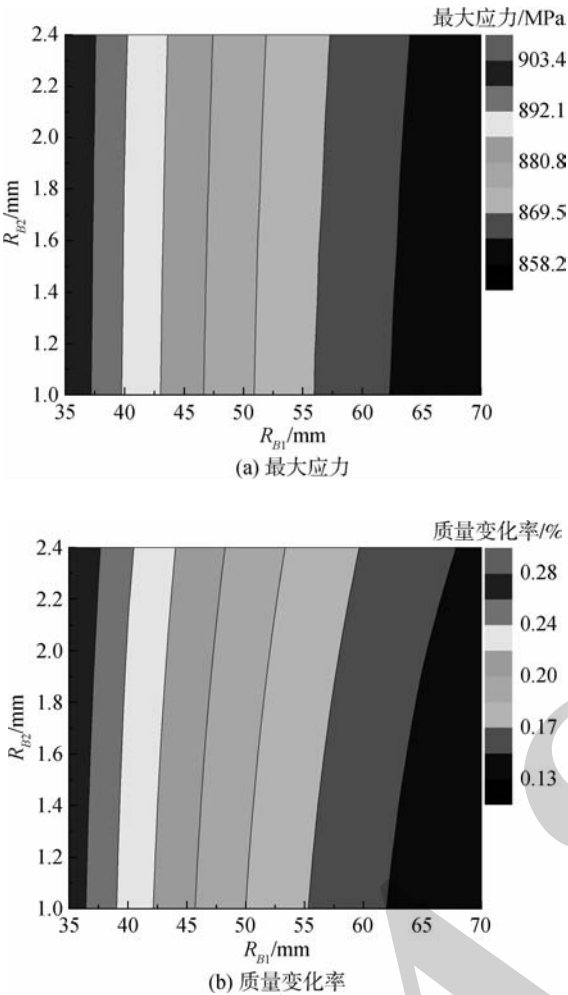


图 8 B 处双圆弧模型随参数 R_{B1} 和 R_{B2} 变化的计算结果

Fig. 8 Results of two-arcs on B part changing with parameters R_{B1} and R_{B2}

选取 $R_{B1} = 70 \text{ mm}$, $R_{B2} = 1.0 \text{ mm}$ 研究应力随 L_B 的变化规律, L_B 的变化范围为 $4 \sim 16 \text{ mm}$, 结果如图 9。从图 9 中可知, L_B 增大, 最大应力先减小, 再增大, 进而减小, 质量变化率单调减小。

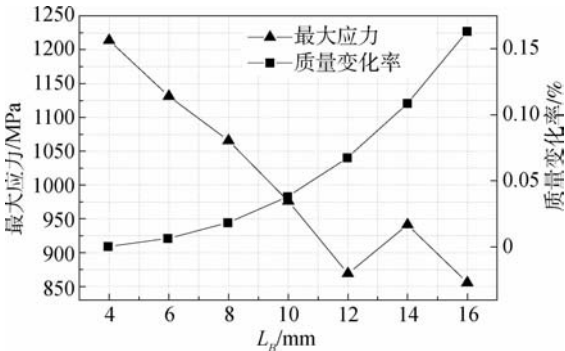


图 9 B 处双圆弧模型随参数 L_B 变化的计算结果

Fig. 9 Results of two-arcs on B part changing with parameters L_B

$R_{B1} = 70 \text{ mm}$, $R_{B2} = 1.0 \text{ mm}$, $L_B = 16 \text{ mm}$ 时应力最小, 为 854.3 MPa 。

3 多变量优化设计

文中第 2 节研究了应力随结构参数的变化规律, 根据计算结果可以确定较低应力下结构参数的范围, 缩小了结构参数优化区间, 加快优化速度^[18]。但由于 A、B 处均与后挡板相接, 需要检查这两处的应力是否发生相互影响。取 A、B 处的最小应力状态的参数: $R_{A1} = 20 \text{ mm}$, $R_{A2} = 16 \text{ mm}$, $R_{A3} = 1.0 \text{ mm}$, $L_A = 10 \text{ mm}$; $R_{B1} = 70 \text{ mm}$, $R_{B2} = 1.0 \text{ mm}$, $L_B = 12 \text{ mm}$, 计算了这两处的应力, 结果显示最大应力与文中第 2 节的计算结果相比增大很多, 已超出了应力标准允许的范围。表明相邻的两个圆弧过渡区存在相互影响, 需开展 A、B 处的结构优化设计。

本节以 ANSYS Workbench 为平台, 实现了涡轮盘两个应力发生相互影响的转接处的联合优化设计。对于航空发动机涡轮盘, 过渡圆弧处应力集中比较严重, 本文将最大应力作为约束条件以满足材料许用应力。设计变量为过渡圆弧结构的独立设计参数, 目标函数是寻求涡轮盘的最小质量。

$$\min M = f(R_{A1}, R_{A2}, R_{A3}, L_A, R_{B1}, R_{B2}, L_B) \quad (9)$$

$$\text{s. t. } \begin{cases} 18 \text{ mm} \leq R_{A1} \leq 24 \text{ mm} \\ 12 \text{ mm} \leq R_{A2} \leq 16 \text{ mm} \\ 1.0 \text{ mm} \leq R_{A3} \leq 2.0 \text{ mm} \\ 8 \text{ mm} \leq L_A \leq 10 \text{ mm} \\ 30 \text{ mm} \leq R_{B1} \leq 70 \text{ mm} \\ 1.0 \text{ mm} \leq R_{B2} \leq 2.0 \text{ mm} \\ 6 \text{ mm} \leq L_B \leq 14 \text{ mm} \\ \sigma_{A, \max} \leq 980 \text{ MPa} \\ \sigma_{B, \max} \leq 1002 \text{ MPa} \end{cases} \quad (10)$$

由于本文参与的变量较多, 采用多目标遗传算法 (multi-objective genetic algorithm, MOGA) 实现优化计算, MOGA 通过模仿自然选择、遗传、变异等作用机制, 实现个体对环境适应性 (即解的优胜劣汰) 的提高, 具有易实现、通用性强、鲁棒性好以及易于并行计算等优点。优化后应力云图如图 10 所示, 从图中可知, 优化后应力梯度小, 分布均匀, 材料利用率高。

优化后的结果比较见表 5 和表 6。优化后 A、B 处的应力水平得到有效降低, 最大应力分别为 973.81 MPa 和 945.38 MPa , 与未优化结

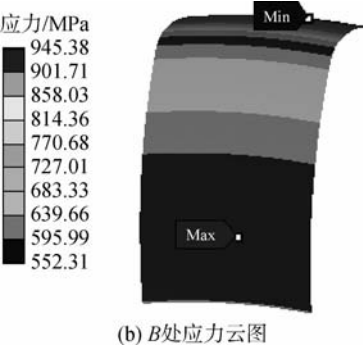
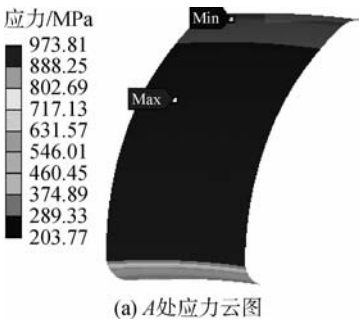


图 10 优化后应力云图

Fig. 10 Contour of stress after optimization

表 5 优化前后几何参数比较

Table 5 Comparison of geometric parameters before and after optimization

参数	优化情况	
	未优化	多参数优化
L_A /mm	10	8.11
R_{A1} /mm	20	18.47
R_{A2} /mm	16	14.78
R_{A3} /mm	1.0	1.26
L_B /mm	12	10.02
R_{B1} /mm	70	32.75
R_{B2} /mm	1.0	1.34

表 6 优化前后的应力和质量比较

Table 6 Comparison of stress and mass results before and after optimization

参数	优化情况		变化率/%
	未优化	多参数优化	
A 处最大应力/MPa	1042.9	973.8	-6.62
B 处最大应力/MPa	1067.0	945.4	-11.40
质量/kg	0.9816	0.9800	-0.16

构的相比分别降低 6.62% 和 11.40%，满足了结构静强度设计要求。同时，轮盘的质量也得到降低。

分析结构设计变量参数对多圆弧过渡处应力的敏感度，结果如图 11 所示，从图 11(a) 中发现：结构参数 R_{A2} 、 L_A 和 R_{B1} 对 A 处的应力敏感度高，其中参数 R_{A2} 与应力负相关，参数 L_A 和 R_{B1} 与应力正相关，B 处的结构参数 R_{B1} 对 A 处的应力影响明显；从图 11(b) 中发现结构参数 L_B 对 B 处的应力敏感度高，与应力负相关。

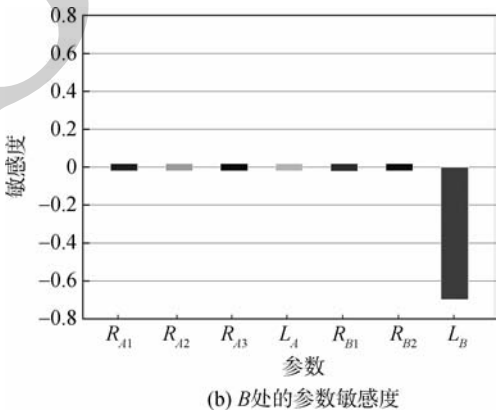
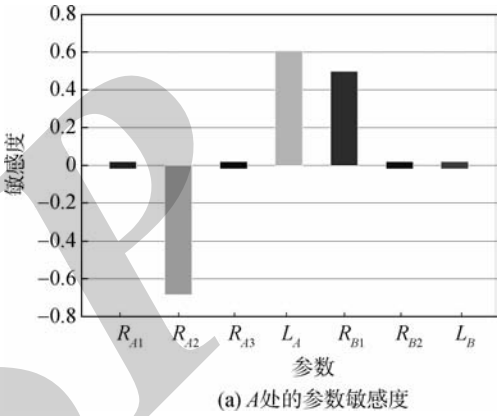


图 11 结构参数对应力的敏感度

Fig. 11 Structure parameter sensitivities for stress

涡轮盘一般盘心处应力最大，危险点一般位于盘心处，检查了结构优化对该位置处的影响，如图 12 所示，盘心处的最大应力为 1052 MPa，与优化设计前几乎一致，满足结构静强度设计要求，说明本文采用的设计方法对 A、B 处的设计不会影响涡轮盘其他位置的应力水平。

本文介绍了多圆弧设计降低涡轮盘关键部位应力，实践证明在技术设计阶能够快速、高效地完成涡轮盘的设计。下一步工作，即详细设计阶段，对局部的应力集中，将注重疲劳寿命的校核，以轮盘应力集中部位裂纹萌生疲劳寿命，以及裂纹扩展寿命(损伤容限)为约束条件。此外，盘缘中榫槽/

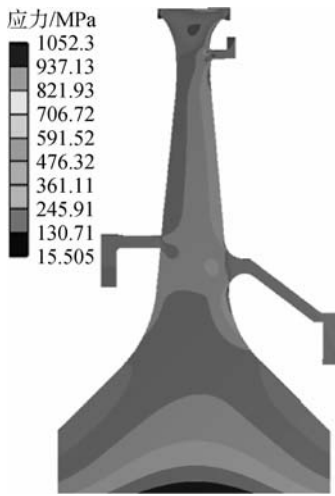


图12 优化设计后涡轮盘应力分布

Fig. 12 Stress distribution of turbine disk after optimization design

榫头的连接方式,挡板的安装方式可能会对应力产生影响,详细设计阶段也将是重点考虑的方面之一。

4 结 论

本文推导了通用的双圆弧和三圆弧过渡的几何关系,为过渡圆弧的参数化建模、应力变化规律研究和结构优化改进提供了理论基础;研究了多圆弧结构参数对涡轮盘应力的影响规律,为优选涡轮盘的多圆弧结构设计提供了技术支撑;采用ANSYS Workbench平台,使用MOGA对涡轮盘应力集中位置进行了多圆弧的多参数优化,得到了满足应力准则的多圆弧过渡结构,并降低了涡轮盘质量。

参考文献:

[1] 万江艳. 粉末合金轮盘关键部位多圆弧转接降应力研究[J]. 航空发动机, 2015, 41(1): 58-61.
WAN Jiangyan. Analysis of stress reducing on powder metallurgy turbine disk using multi-arcs method[J]. Aro-engine, 2015, 41(1): 58-61. (in Chinese)

[2] 高嵩. 高压涡轮轴细节结构低应力设计方法研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2014.
GAO Song. Refined design method of high pressure turbine shaft's flange[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2015. (in Chinese)

[3] 徐倩, 崔海涛. 涡轮盘结构的低应力优化设计分析[R]. 北京: 中国航空学会第9届小型发动机学术交流会, 2012.

[4] 徐倩. 涡轮盘的低应力设计方法研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2013.
XU Qian. Low stress design method of turbine disk[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2013. (in Chinese)

[5] 陈光. CFM56系列发动机结构设计与研制特点[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2016.

[6] 陈秋任. 涡轮盘异型孔结构设计与优化[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2013.
CHEN Qiuren. Structural design and optimaization of non-circular hole on turibne disks[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2013. (in Chinese)

[7] 雷驰, 温卫东, 崔海涛. 通用过渡圆弧改进设计与榫齿连接结构多变量优化[J]. 航空动力学报, 2015, 30(5): 1178-1183.
LEI Chi, WEN Weidong, CUI Haitao. General transition arcs redesign and multivariable optimization of tenon-mortise joints[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(5): 1178-1183. (in Chinese)

[8] 职玉山, 王仲仁. 三圆弧椭圆封头及其参数优化[J]. 机械工程师, 1998(2): 4-6.

[9] FAYDOR L L. Development of gear technology and theory of gearing[R]. NASA RP-1406, 1997.

[10] FAYDOR L L, JIAN Lu. New methods for improved double circular-arc helical gear[R]. Army Research Laboratory, ARL-CR-339, 1997.

[11] FAYDOR L L, FENG P H, SERGEI A L. Computerized generation and simulation meshing and contact of new type of Novikov-Wildaber hlical gears [R]. NASA/CR-2000-209415, 2000.

[12] FAYDOR L L, QI Fan, DANIELE V. Computerized generation and simulation of modified spur and helical gears manufactured by shaving[R]. NASA/CR-2001-210893, 2001.

[13] EL-BAHLOUL A M M. Surface capacity of gears of circular-arc tooth-profile[J]. Wear, 1996, 193(2): 146-154.

[14] 宋立权, 赵孝峰, 刁锦瑞, 等. 基于三圆弧的旋叶式压缩机新型线叶片设计[J]. 机械工程学报, 2009, 45(6): 298-303.
SONG Liquan, ZHAO Xiaofeng, DIAO Jinrui, et al. New curve vane's design based on three circular arc for rotary vane compressor[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(6): 298-303. (in Chinese)

[15] 周正贵. 压气机叶片自动优化设计[J]. 航空动力学报, 2002, 17(4): 305-308.
ZHOU Zhenggui. Automatic design optimization of compressor blades[J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(3): 305-308. (in Chinese)

[16] 吕文林. 航空发动机强度计算[M]. 北京: 国防工业出版社, 1988.

[17] 《中国航空材料手册》编辑委员会. 中国航空材料手册[M]. 北京: 中国标准出版社, 2001.

[18] 陆山, 赵磊. 双辐板涡轮盘/榫结构优化设计方法[J]. 航空动力学报, 2014, 29(4): 875-880.
LU Shan, ZHAO Lei. Structural optimization design method of twin-web turbine disk with tenon[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(4): 875-880. (in Chinese)

(编辑: 王碧琨)