

文章编号:1000-8055(2013)06-1250-07

# 涡轮盘双轴对称异形孔结构建模与优化

陈秋任, 郭海丁, 刘小刚

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

**摘 要:** 针对发动机轮盘孔结构的应力集中问题, 以某高压涡轮盘安装边螺栓孔为研究对象, 建立了涡轮盘非圆异形孔数学模型. 该异形孔由双轴对称的 8 段圆弧光滑连接而成, 并满足螺栓装配的要求. 使用该异形孔模型取代了原螺栓孔. 以有限元分析为基础对异形孔进行了优化, 得到该轮盘安装边多圆弧异形螺栓孔的最佳形状. 结果表明: 优化后的多圆弧异形螺栓孔边第 1 主应力最大值降低了 14.8%, 孔边应力集中程度显著下降. 设计参数灵敏度分析结果表明, 与主圆弧相连的过渡圆弧的尺寸对孔边应力的影响较为显著, 在设计中应予以重视.

**关 键 词:** 孔边应力集中; 结构优化; 非圆异形孔; iSIGHT 软件; 灵敏度分析

**中图分类号:** V214.19; V232.3

**文献标志码:** A

## Modeling and optimization for the structure of biaxial symmetry non-circular hole of turbine disk

CHEN Qiu-ren, GUO Hai-ding, LIU Xiao-gang

(College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

**Abstract:** In order to resolve the stress concentration of the holes on engine disks, a geometry model of turbine disk non-circular hole was established and applied to a turbine disk flange. The contour of this model consisted of eight biaxial symmetry arcs to ensure smooth connection and bolts assemblage. The geometry of turbine disk hole was improved and optimized with the non-circular hole, using the maximum first principal stress as objective function. The optimization results show that the maximum first principal stress on the non-circular bolt hole inner surface is reduced by 14.8% along with remarkable drop of the stress concentration. The results of design variables' sensitivity show that the sizes of transition arcs connected with main arcs have significant influence on hole edge stress concentration.

**Key words:** hole edge stress concentration; structural optimization; non-circular hole; iSIGHT software; sensitivity analysis

涡轮盘、压气机盘工作时, 盘上的螺栓孔、销钉孔、均压孔等孔结构常由于应力集中而成为轮盘的高应力部位<sup>[1-2]</sup>.

轮盘均压孔是发动机上的常见结构, 它承担着通气、均衡盘前后空腔气压等功能. 螺栓连接结构简单、可靠, 常为航空发动机轮盘与轴的连接结

构采用. 轮盘均压孔、螺栓孔对轮盘承载能力的削弱将会降低结构的整体强度和使用寿命<sup>[3-4]</sup>. 孔边的应力集中常导致径向裂纹故障发生, 对轮盘寿命的影响十分显著<sup>[5-6]</sup>.

对于盘上均压孔、螺栓孔的应力集中问题, 常采取的措施有孔边倒角、抛光等工艺方法, 有时也

收稿日期: 2012-06-21

网络出版地址: [http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130617.0940.201306.1250\\_005.html](http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130617.0940.201306.1250_005.html)

基金项目: 航空科学基金(2012ZB52028); 中央高校基本科研业务费(NZ2012105)

作者简介: 陈秋任(1987—), 男, 江苏连云港人, 硕士生, 主要从事结构强度与振动研究.

会直接取消均压孔<sup>[7]</sup>。但是,倒角、抛光工艺对孔边应力集中的缓解作用十分有限,而取消均压孔则对平衡轮盘前后空腔气压不利,因此,必须引入一种全新的孔结构形式来解决这一难题。

一种有效降低孔边应力集中的方法是采用非圆孔以降低应力集中。非圆异形孔是指轮廓为非圆形闭合曲线的孔。这种设计最早被用于矿洞断面设计领域,用以降低孔口的应力集中<sup>[8]</sup>。在航空发动机设计领域,非圆异形孔曾被用于涡轮盘螺栓孔结构。公开发表的资料中,美国GE公司曾在其CFM56-3型发动机设计中使用一种多圆弧异形孔改进了高压涡轮盘前安装边上的螺栓孔。资料表明,该项改进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<sup>[9]</sup>。但是涡轮盘异形孔的设计方法还没有相关标准,国内外针对发动机轮盘异形孔结构设计的研究也不多。

异形孔的轮廓线必须连续、光滑。当用于螺栓孔的改进时,不能影响螺栓孔与原螺栓的装配精度。另外,异形孔的孔形不能过于复杂而使其难于加工。目前,高温合金非圆孔的加工方法主要有两类:一类是电火花加工法开孔,然后使用磨料射流工艺去除热影响层;另一种方法是结合钻削、铣削、磨削工艺的组合加工方法。前者加工效率低,成本较高。后者在合理安排工序后,可获得较高的加工效率,但由于刀具尺寸限制,使得对异形孔孔形有一定要求。

针对以上问题,通过分析已有的非圆异形孔资料,本文建立了一种三参数非圆异形孔模型。该孔的轮廓由8段圆弧光滑连接而成,以原设计中的圆孔作为异形孔基圆,保证孔与螺栓的配合精度不变。以某发动机高压涡轮盘前安装边螺栓孔为研究对象,使用异形孔取代了原螺栓孔。在考虑热应力和离心载荷的情况下,采用结构优化技术对非圆异形孔进行了优化,得到了该轮盘特定载荷下的最优孔形。

## 1 三参数异形孔模型的建立

### 1.1 基本假设

本文中的三参数多圆弧异形孔由8段圆弧光滑连接而成。以原设计中半径为 $a$ 的圆孔作为基

圆。作基圆的外切矩形,其边长等于基圆直径 $2a$ 。以圆心为原点,建立笛卡儿直角坐标系。坐标系的横、纵坐标轴分别与矩形的横、纵边平行。异形孔的上下、左右4段主圆弧均与矩形的4条边内切,同时主圆弧圆心位于 $X, Y$ 坐标轴上。其余4个过渡小圆弧分别与相邻的两个主圆弧相内切,如图1所示。

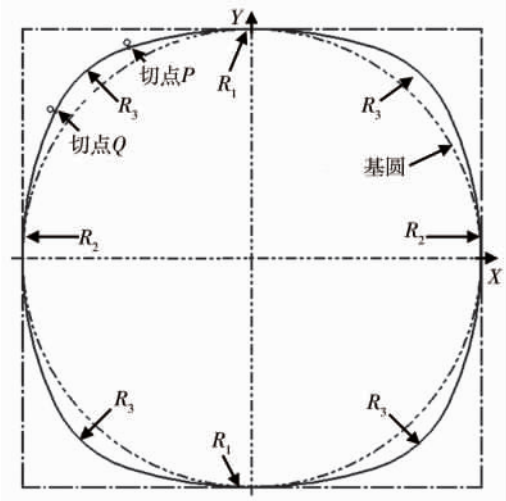


图1 异形孔轮廓几何模型

Fig. 1 Geometry model of non-circular hole contour

三参数多圆弧异形孔以 $X, Y$ 轴为对称轴,满足双轴对称。异形孔含有一个顶部主圆弧(半径为 $R_1$ )、一个底部主圆弧(半径为 $R_1$ )、两个侧边主圆弧(半径均为 $R_2$ )、4个过渡小圆弧(半径均为 $R_3$ ),共8段圆弧。而独立设计变量为 $R_1, R_2, R_3$ 。由于4个象限中的孔形相对坐标轴对称,故可取第2象限的四分之一多圆弧异形孔研究。

### 1.2 变量约束范围

根据图1分析,为保证过渡圆弧 $R_3$ 能够内切于大圆弧 $R_1$ 和 $R_2$ , $R_1$ 和 $R_2$ 必须满足式(1)

$$\begin{cases} R_1 > a \\ R_2 > a \end{cases} \quad (1)$$

式中 $a$ 为基圆半径。 $R_3$ 与 $R_1$ 和 $R_2$ 的切点须落在第2象限中,故 $R_3$ 需满足式(2)

$$R_3 < a \quad (2)$$

根据多弧段连接几何关系可推导得出,为了保证过渡圆弧能与主圆弧 $R_1, R_2$ 相切,过渡圆弧 $R_3$ 的圆心坐标 $O_3(X_3, Y_3)$ 须满足式(3)

$$\begin{cases} X_3 = \frac{-en - 2nm^2 - \sqrt{-e^2m^2 + 4em^2n^2 + 4j^2m^2n^2 - 4m^2n^4 + 4j^2m^4}}{2(m^2 + n^2)} \\ Y_3 = \frac{em - 2mn^2 + \sqrt{-e^2n^2 - 4em^2n^2 + 4i^2m^2n^2 - 4m^4n^2 + 4i^2n^4}}{2(m^2 + n^2)} \end{cases} \quad (3)$$

其中

$$m = R_1 - a, n = a - R_2, i = R_1 - R_3$$

$$j = R_2 - R_3, e = i^2 - j^2 + n^2 - m^2$$

同时可以得到圆弧  $R_3$  与  $R_1$  的切点  $P$  的坐标

$$\begin{cases} x_P = -\frac{R_1}{g} \\ y_P = \frac{-mR_1 - R_1y_3 - gmx_3}{gx_3} \end{cases} \quad (4)$$

式(4)中  $g$  满足式(5)

$$g = \sqrt{1 + \left(\frac{y_3 + m}{x_3}\right)^2} \quad (5)$$

以及圆弧  $R_3$  与  $R_2$  切点  $Q$  的坐标满足式(6)

$$\begin{cases} x_Q = \frac{-n - f^2n - \sqrt{R_2^2 + f^2R_2^2}}{1 + f^2} \\ y_Q = -\frac{f\sqrt{(1 + f^2)R_2^2}}{1 + f^2} \end{cases} \quad (6)$$

式(6)中  $f$  满足式(7)

$$f = \frac{y_3}{x_3 + n} \quad (7)$$

为保证圆弧间过渡合理,对于第 2 象限弧段,其切点坐标还需要满足约束条件(8)

$$\begin{cases} -a < x_P < 0, & a > y_P > 0 \\ -a < x_Q < 0, & a > y_Q > 0 \end{cases} \quad (8)$$

当  $R_1, R_2, R_3$  数值变化时,  $R_3$  圆心坐标若满足式(3),则过渡圆弧就能保证与主圆弧相切,且切点坐标满足式(4)、式(6);而其他象限内的弧段连接几何关系可同理推导.此时,螺栓孔与螺栓的配合精度与原设计螺栓孔相同.

## 2 涡轮盘安装边螺栓孔优化

### 2.1 轮盘的热固耦合分析

选取某型涡扇发动机高压涡轮盘模型为例进行改进和优化.该涡轮盘为对称型空心不等厚盘,前后各有一安装边.前安装边沿周向均匀开有 48 个螺栓孔,使用短螺栓连接涡轮盘与前封严篦齿盘、涡轮鼓筒轴.涡轮盘 1/48 扇形段模型见图 2.

轮盘受力分析中考虑机械载荷与温度载荷,并使用顺序法进行基于稳态传热的单向热固耦合计算.有限元模型(FEM)中略去盘上榫齿、凸台及叶片,代以 130.7 MPa 的等效离心载荷均匀加载在轮缘表面(如图 2 所示).热分析采用 Solid 87 热单元,对应结构单元为 Solid 187.轮盘转速取 12 420 r/min.热分析时,在轮盘边缘加载第 1 类热边界条件.轮心温度为 550 °C,轮缘温度 650 °C.模型材料选用镍基高温合金 GH4169.材料的

物理性能随温度变化数据见表 1.

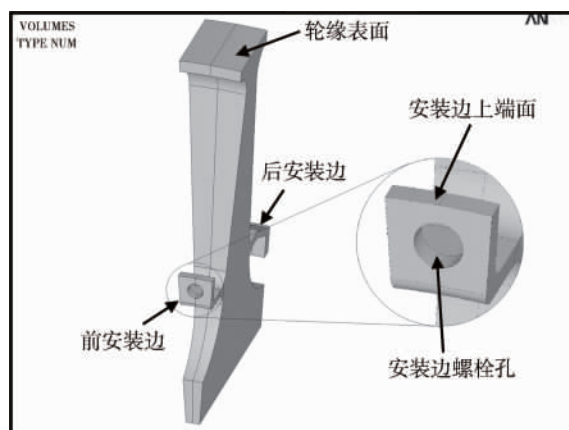


图 2 涡轮盘扇形段简化模型

Fig. 2 Simplified model of turbine disk fan-shaped segment

表 1 GH4169 在 550~650 °C 的材料性能

Table 1 Material properties of GH4169 in 550~650 °C

| $t/^\circ\text{C}$ | $E/\text{MPa}$ | $\alpha/10^{-6}^\circ\text{C}^{-1}$ | $\lambda/(\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C}))$ | $\sigma_{0.2}/\text{MPa}$ | $\sigma_b/\text{MPa}$ |
|--------------------|----------------|-------------------------------------|----------------------------------------------------|---------------------------|-----------------------|
| 550                | 170.05         | 14.8                                | 20.8                                               | 1023                      | 1179                  |
| 600                | 164.06         | 15.0                                | 21.2                                               | 1002                      | 1141                  |
| 650                | 151.20         | 15.4                                | 22.8                                               | 980                       | 1129                  |

材料主泊松比为 0.37,密度为 8 240 kg/m<sup>3</sup>[10].由于涡轮在工作时,要求盘上的连接螺栓组不得产生滑移,即螺栓杆不得与孔壁接触.故加载时不考虑孔内表面的挤压力.此时螺栓需加载一定预紧力,由此产生的涡轮盘与前封严盘间的摩擦力来传递两者之间的扭矩[11].

### 2.2 集成优化模型及流程

使用上文建立的多圆弧异形孔数学模型,以孔边最大第 1 主应力  $\sigma_{1\max}$  为目标函数,则优化模型如式(9)

$$\begin{cases} \min & f(R_i) = \sigma_{1\max} \quad (i = 1, 2, 3) \\ \text{s. t.} & R_1 > a, \quad R_2 > a \\ & a > R_3 > R_{\min} \\ & 0 > x_3 > -a, \quad a > y_3 > 0 \end{cases} \quad (9)$$

式中  $R_1, R_2, R_3$  为设计变量.约束保证了圆弧之间能够光滑、合理连接; $R_{\min}$  为铣刀的最小加工半径.参考文献[12],设  $R_{\min} = 2 \text{ mm}$ .

优化计算使用了 unigraphics(UG) NX, ANSYS, iSIGHT 等工程应用软件.以 UG NX 建立

无孔的轮盘扇形段模型, 用有限元分析软件 ANSYS 的 APDL 语言, 对异形孔进行参数化建模并实现 IGS 格式轮盘模型的自动导入、开孔、分网和计算. 使用 iSIGHT 以批处理方式启动 ANSYS Multiphysics 模块执行 APDL (ANSYS parametric design language) 分析文件. 分析文件分为热分析与结构分析两部分. 将热分析计算出的节点温度作为体力载荷施加在后续的结构分析中以实现耦合. 后处理部分则提取异形孔孔边的最大第 1 主应力, 输出到 response.txt 文件中. iSIGHT 解析该文件中的运算结果后根据优化算法判断是否终止优化, 或产生新参数供 ANSYS 继续运算<sup>[13]</sup>. 优化分析采用了序列二次规划算法 (NLPQL). 优化流程如图 3 所示.

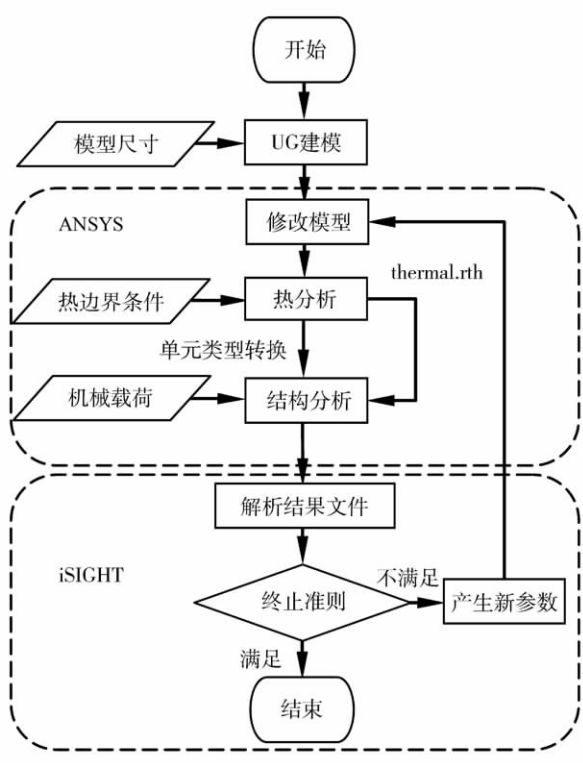


图3 iSIGHT 集成优化过程

Fig. 3 iSIGHT integrated optimization process

### 3 优化计算结果及分析

已有研究表明, 含孔的镍基高温合金板在发生低周疲劳破坏时, 由于应力集中现象, 孔壁的应力幅最大部位为危险部位<sup>[14]</sup>; 对于某些涡轮盘螺栓孔而言, 一旦裂纹形成, 就会先沿着孔的轴向扩展至轴向穿透, 随后沿螺栓孔的径向扩展; 裂纹扩展的主要驱动力为孔边周向应力<sup>[15-16]</sup>, 孔边周向应力约等于第 1 主应力, 故选取孔边最大第 1 主

应力为优化目标, 对轮盘安装边上的异形孔进行了优化. 为了对优化结果进行评价, 定义孔边最大第 1 主应力下降率为

$$K_1 = \frac{(\sigma_{1\max} - \sigma_{1\max0})}{\sigma_{1\max0}} \times 100\% \quad (10)$$

式中  $\sigma_{1\max0}$ 、 $\sigma_{1\max}$  分别为圆形孔和优化后异形孔的孔边最大第 1 主应力. 以孔边最大第 1 主应力  $\sigma_{1\max}$  为优化目标. 目标函数  $\sigma_{1\max}$  优化历史如图 4 所示. 图中将  $\sigma_{1\max}$  与圆形螺栓孔结构下的  $\sigma_{1\max0}$  (图中点划线) 进行了对比, 发现未经优化的异形孔的孔边最大第 1 主应力明显高于圆形孔, 而经优化后, 孔边最大第 1 主应力则有明显下降. 设计参数的优化历史如图 5 所示.

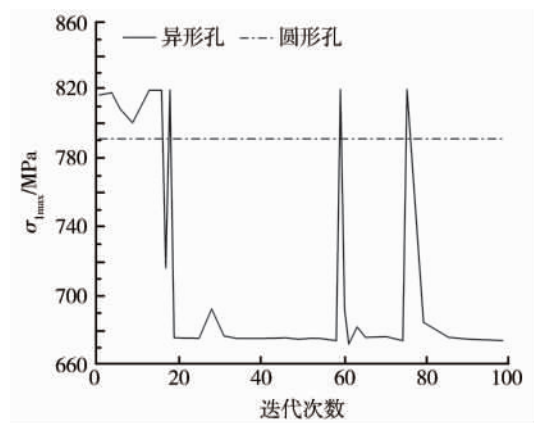


图4 目标函数优化历史

Fig. 4 Optimization history of objective function

结合图 4、图 5 分析, 主圆弧  $R_1$  在取值范围内取较大值对应力的缓解比较有利; 若其尺寸接近基圆半径, 将会导致  $\sigma_{1\max}$  突增, 甚至高于圆形螺栓孔的应力水平. 而过渡圆弧  $R_3$  的最优点位于取值范围内, 取值过大或过小均不利于缓和应力集中. 具体优化结果数据见表 2.

表 2 表明, 若异形孔的设计参数选取不当, 其孔边的与圆形孔相比可能上升. 表中的采用初始值的异形孔, 其  $\sigma_{1\max}$  要比圆孔高出 3.21%. 优化后, 主圆弧  $R_1$ 、 $R_2$  得到的最优值与基圆尺寸相比, 尤其是侧边主圆弧半径  $R_2$ . 这使得该异形孔侧边轮廓较为平直. 圆形孔与优化后的异形孔安装边第 1 主应力云图 (安装边局部) 如图 6 所示.

采用最优解的多圆弧异形孔, 危险区域位于 6 点钟方向附近, 危险点区域平均应力水平大幅下降. 高应力区主要位于顶部、底部主圆弧上. 螺栓孔边最大第 1 主应力  $\sigma_{1\max}$  与使用传统圆孔结构的计算结果相比下降了 14.8%. 孔边应力的分布更加均匀. 优化后, 结构体积有所减少, 材料的利

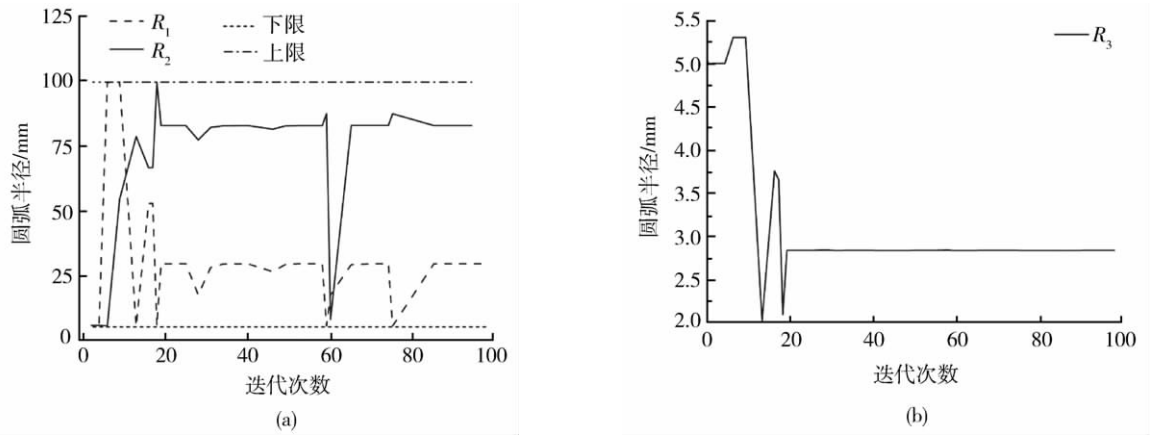


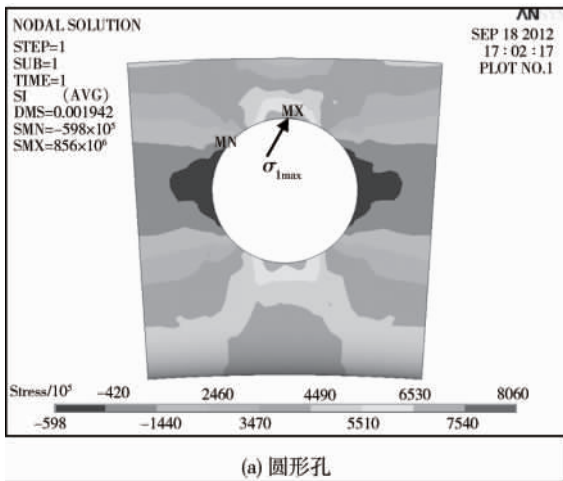
图 5 设计参数优化历史

Fig. 5 Optimization history of design variables

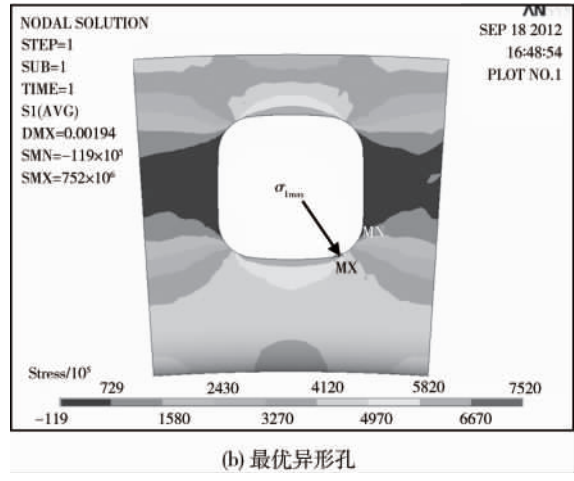
表 2 以  $\sigma_{1\max}$  为目标函数的优化结果

Table 2 Optimization results with objective function  $\sigma_{1\max}$

| 变量  | 顶部圆弧半径<br>$R_1/\text{mm}$ | 侧边圆弧半径<br>$R_2/\text{mm}$ | 过渡圆弧半径<br>$R_3/\text{mm}$ | 孔边最大第 1<br>主应力 $\sigma_{1\max}/\text{MPa}$ | 孔边最大等效<br>应力 $\sigma_{\text{eqv},\max}/\text{MPa}$ | 最大第 1 主应力<br>下降率 $K_1/\%$ |
|-----|---------------------------|---------------------------|---------------------------|--------------------------------------------|----------------------------------------------------|---------------------------|
| 基圆孔 | 5.665                     | 5.665                     | 5.665                     | 791.03                                     | 761.04                                             |                           |
| 起始值 | 6.200                     | 6.200                     | 5.000                     | 816.48                                     | 745.10                                             | -3.21                     |
| 优化值 | 30.055                    | 83.320                    | 2.841                     | 673.92                                     | 702.03                                             | 14.80                     |



(a) 圆形孔



(b) 最优异形孔

图 6 圆形孔与最优异形孔的安装边第 1 主应力云图

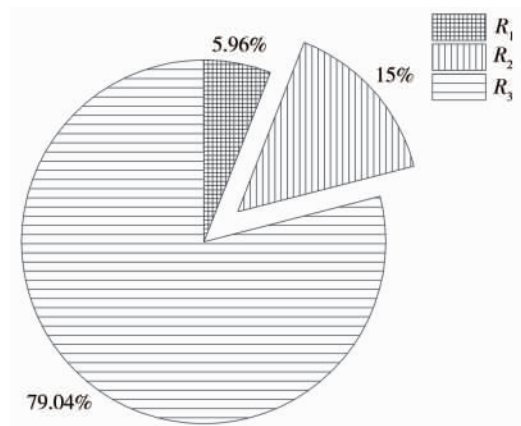
Fig. 6 Disk flanges of first principle stress with circular hole and optimized non-circular hole

用率得到了提高;应力集中区域的等效应力在 500~700 MPa 范围内. 孔的轮廓优化结果表明: 孔的顶边和侧边趋于平坦,将有助于缓解孔边 6 点钟方向的应力集中,降低第 1 主应力和等效应力.

#### 4 设计参数灵敏度分析

为研究非圆异形孔各设计参数对于目标函数

$\sigma_{1\max}$  的影响程度,需要对其进行灵敏度分析. 使用软件 ANSYS 中的 PDS 模块,结合 Monte Carlo 概率设计法和有限元分析方法,计算了参数  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_3$  对异形孔孔边  $\sigma_{1\max}$  的概率灵敏度. 而后以 Spearman 相关系数表征参数灵敏度大小<sup>[17]</sup>. 灵敏度分析结果为:  $r_{s1} = -0.056$ ,  $r_{s2} = -0.141$ ,  $r_{s3} = 0.743$ . 各圆弧对目标函数灵敏度所占比重如图 7 所示.

图7 设计参数对 $\sigma_{1\max}$ 的灵敏度Fig. 7 Sensitivity of design variables to  $\sigma_{1\max}$ 

结果表明: 过渡圆弧  $R_3$  对  $\sigma_{1\max}$  的相关系数绝对值  $|r_{s3}|$  最大。这是由于  $R_3$  取值区间小, 且异形孔的应力集中点多位于过渡圆弧与主圆弧的连接处(见图6), 其半径大小对异形孔轮廓形状变化的贡献率高, 故应力集中区的最大应力对其变化最为敏感。主圆弧  $R_1, R_2$  相关系数的绝对值相对较小, 表明  $R_1, R_2$  对  $\sigma_{1\max}$  的灵敏度较低。综合分析表明, 过渡圆弧  $R_3$  的尺寸设计最为关键, 同时, 主圆弧  $R_1, R_2$  的尺寸设计也不可忽视。

## 5 结 论

针对发动机轮盘孔结构的应力集中问题, 本文建立了涡轮盘多圆弧异形孔的数学模型。该孔由8段圆弧光滑连接而成, 能够满足螺栓装配要求。在此基础上, 构建了多圆弧异形螺栓孔优化模型。采用 iSIGHT 集成 ANSYS 软件对某型涡轮盘异形螺栓孔设计参数进行优化。结果显示: ①合理的多圆弧异形孔可显著降低孔边应力集中, 从而提高结构寿命; ②通过优化得到的8段圆弧异形孔,  $\sigma_{1\max}$  比圆形孔下降了14%以上, 且满足螺栓装配的要求, 说明异形螺栓孔的采用和优化有利于提高结构强度和寿命; ③设计变量的灵敏度分析结果表明, 过渡圆弧  $R_3$  的尺寸对孔边最大应力的影响较为突出。

此外, 采用组合切削方法加工时, 需要保证圆弧间的连接圆滑、无加工转折痕迹, 且表面粗糙度符合工艺要求。实际设计时, 需要根据开孔区域的应力场对决定异形孔轮廓的参数进行相应的优化。同时, 异形孔圆弧尺寸的确定还需要考虑加工刀具的尺寸、工艺流程优化和加工成本等综合因素做出相应的调整。

## 参考文献:

- [1] 李伟, 董立伟, 蔡向晖, 等. 某型发动机涡轮盘销钉孔结构分析与寿命评估[J]. 航空动力学报, 2009, 24(8): 1699-1706.  
LI Wei, DONG Liwei, CAI Xianghui, et al. Structure analysis and life evaluation of the pin holes in a turbine disk of a type of aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(8): 1699-1706. (in Chinese)
- [2] 陆山, 黄其青. 涡轮盘销钉孔损伤容限分析新方法及其应用[J]. 航空动力学报, 2002, 17(1): 87-92.  
LU Shan, HUANG Qiqing. New method for damage tolerance analysis of turbine disk and its application[J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(1): 87-92. (in Chinese)
- [3] SHI Yongjiu, WANG Meng. Analysis on shear behavior of high-strength bolts connection[J]. International Journal of Steel Structures, 2011, 11(2): 203-213.
- [4] Pedersen N L. Optimization of bolt thread stress concentrations[J]. Archive of Applied Mechanics, 2012(2): 1-14.
- [5] 高阳, 白广忱, 张英莉, 等. 涡轮盘多轴低循环疲劳寿命可靠性分析[J]. 航空学报, 2009, 30(9): 1678-1782.  
GAO Yang, BAI Guangchen, ZHANG Yingli, et al. Reliability analysis of multiaxial low cycle fatigue life for turbine disk[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2009, 30(9): 1678-1782. (in Chinese)
- [6] 谭震, 刘道新, 张广来, 等. TC16 钛合金螺栓及其连接 30Cr MnSiA 钢板孔的疲劳行为[J]. 机械科学与技术, 2006, 25(7): 767-770.  
TAN Zhen, LIU Daoxin, ZHANG Guanglai, et al. Fatigue behavior of TC16 titanium alloy bolts and 30CrMnSiA steel joint holes[J]. Mechanical Science and Technology, 2006, 25(7): 767-770. (in Chinese)
- [7] 刘庆瑞, 刘玉萍. 发动机第4级压气机盘裂纹失效分析[J]. 航空发动机, 1999(2): 38-41.  
LIU Qingrui, LIU Yupin. Crack failure analysis of the 4th engine compressor disk[J]. Aeroengine, 1999(2): 38-41. (in Chinese)
- [8] 吕爱钟, 王全为. 应用最优化技术求解任意截面形状巷道映射函数的新方法[J]. 岩石力学与工程学报, 1995, 14(3): 269-274.  
LÜ Aizhong, WANG Quanwei. New method of determination for the mapping function of tunnel with arbitrary boundary using optimization techniques[J]. Chinese Journal of Rock Mechanics and Engineering, 1995, 14(3): 269-274. (in Chinese)
- [9] 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, 2006.
- [10] 吴大观. 航空发动机用材料数据手册[M]. 北京: 国防工业出版社, 1990.
- [11] 徐海鹰. 摩擦型多排高强度螺栓连接分析[J]. 铁道工程学报, 2011(11): 67-71.  
XU Haiying. Study on connection of friction-typed multiple-row high-strength bolt[J]. Journal of Railway Engi-

- neering Society, 2011(11):67-71. (in Chinese)
- [12] 魏昕. 镍基高温合金工件异形孔加工工艺的研究[J]. 工具技术, 2002, 36(6):19-23.  
WEI Xin. Study on machining process of shaped hole in Ni-base super-heat-resistant alloy work pieces[J]. Tool Engineering, 2002, 36(6):19-23. (in Chinese)
- [13] 樊江, 曾维维, 王荣桥, 等. 基于 iSIGHT 的涡轮叶片叶冠优化设计[J]. 航空动力学报, 2011, 26(4):745-751.  
FAN Jiang, ZENG Weiwei, WANG Rongqiao, et al. Optimization design of the turbine blade shroud based on iSIGHT software[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(4):745-751. (in Chinese)
- [14] 龚明, 赵建华, 董本涵, 等. 含孔薄板孔边疲劳裂纹的萌生和扩展[J]. 航空学报, 2002, 23(3):202-205.  
GONG Ming, ZHAO Jianhua, DONG Benhan, et al. Initiation and propagation of fatigue crack in edge region of hole in a sheet with central hole[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2002, 23(3):202-205. (in Chinese)
- [15] 秦银雷, 魏大盛, 王延荣. 航空发动机涡轮盘裂纹扩展分析[J]. 航空发动机, 2010(2):34-38.  
QIN Yinlei, WEI Dasheng, WANG Yanrong. Analysis of crack propagation for aero engine turbine disk[J]. Aero Engine, 2010(2):34-38. (in Chinese)
- [16] CHENG Chitai, Moulder J C. Bolt-hole corner crack inspection using the photo inductive[J]. Journal of Nondestructive Evaluation, 2000, 3(19):81-93.
- [17] 苏长青, 张义民, 马辉, 等. 转轴裂纹扩展的可靠性灵敏度分析[J]. 航空动力学报, 2009, 24(4):810-814.  
SU Changqing, ZHANG Yimin, MA Hui, et al. Reliability sensitivity analysis for crack propagation of rotating shaft[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(4):810-814. (in Chinese)