

文章编号:1000-8055(2011)07-1515-07

圆柱接触面榫连接结构的优化设计

温卫东, 郝志东, 崔海涛

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 以圆柱对平面接触特性研究为基础, 提出了榫头接触面由直平面和部分圆弧面组成的结构方案, 与典型的圆柱接触面榫结构方案对比, 给出了设计结果. 进而基于微动疲劳考虑, 分别选择了最大综合参数 FFD(fretting fatigue damage)最小和最大接触应力最小作为优化目标, 对两种榫接触面设计方案分别进行了优化分析, 结果表明以最大综合参数 FFD 最小为优化目标效果更好.

关 键 词: 圆柱面榫; 设计方法; 结构优化; 微动疲劳; 有限元方法

中图分类号: V231

文献标志码: A

Optimization design of tenon joint structures with an arc contact surface

WEN Wei-dong, XI Zhi-dong, CUI Hai-tao

(College of Energy and Power Engineering,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: In the foundation of the contact characteristic research for an arc surface to a plane, the structure scheme of the tenon contact surface which is composed of the straight plane and the partial circular arc surface was proposed in this paper. The design results of the scheme were given and compared with that of the contact surface with the typical cylindrical structure. And then, in consideration of the fretting fatigue, the two structure design schemes of tenon contact surface were optimized and analyzed in the selection of minimizing the maximum synthesizing parameter FFD (fretting fatigue damage) and the maximum contact stress respectively as the optimization objective. The results show that minimizing the maximum synthesizing parameter FFD as the optimization objective is better.

Key words: tenon of arc contact surface; design method; structure optimization; fretting fatigue; finite element method

燕尾型榫连接结构被广泛应用于压气机叶片与轮盘的连接部位, 是一种常见而且重要的连接形式. 但由于接触区边缘应力集中严重, 接触表面极易产生微动疲劳裂纹, 因此也成为发动机容易失效的关键部位. 国外早已有发动机率先采用了圆柱接触面榫连接结构^[1], 以降低挤压应力峰值并改善接触面的应力分布, 提高微动疲劳寿命. 国内对该结构的设计方法研究还不成熟, 而以微动

疲劳参数为目标的优化设计研究鲜有公开报道. 因此, 开展圆柱接触面榫连接结构的优化设计方法研究, 具有重要的工程实际意义.

针对圆柱接触面榫, 国内已经开展了一些基础特性与影响因素研究^[2], 对比了圆柱面榫与传统燕尾榫平面接触的接触应力分布, 并研究了有限元网格密度对结果精度的影响. 同时也有针对圆柱面榫头型面优化设计的研究^[3], 以改善接触

收稿日期: 2010-06-13; 修订日期: 2010-12-12

作者简介: 温卫东(1958—), 男, 福建闽清人, 教授, 博士, 主要从事先进材料结构优化与可靠性设计研究.

应力为目标,仅改变接触半径达到改善接触应力的目的.由于只考虑了单圆柱面对平面的接触,因此可以优化和改进的余地不大;而且接触应力虽然对微动疲劳寿命有着较大的影响^[4],但并不是直接相关的参量,仅对其进行优化不能达到最有效地提高微动疲劳寿命的目的.而针对传统榫连接结构的优化设计,通常以减小榫头质量^[5]或者减小最大等效应力^[6]为目标,未考虑微动疲劳这一重要因素的影响.

本文以圆柱对平面接触特性研究为基础,提出了榫头接触面由直平面和部分圆弧面组成的结构方案,与典型的圆柱接触面榫结构方案对比分析:其一,建立了参数化模型,并分别给出了设计结果;其二,引入了用于预测微动疲劳寿命的综合参数 FFD(fretting fatigue damage),将最大综合参数最小作为结构优化的目标函数,利用 ANSYS 优化模块,对两种圆柱接触面榫设计方案分别进行了优化.通过与最大接触应力最小作为目标函数的优化进行对比表明:本文提出的榫接触面方案的优化结果更加理想,可以更大限度地减少微动磨损,提高微动疲劳寿命.

1 圆柱接触面榫设计方案研究

1.1 圆柱面接触算例模型分析

本文首先对图 1 中的模型在 ANSYS 中进行了接触算例分析.图中接触面由直平面和部分圆

弧面组成. D_s 为直线段(直平面)长度, R 为与中间直线段相切的圆弧半径, D_c 为实际接触长度, p 为均布压载荷. 网格划分采用平面单元 PLANE 82,接触对单元类型分别为 CONTA172 与 TARGE169,接触区网格尺寸为 $10\ \mu\text{m} \times 10\ \mu\text{m}$. 计算过程中,保持接触长度 D_c 不变而改变 R 和 D_s ,接触应力分布对比如图 2 所示.

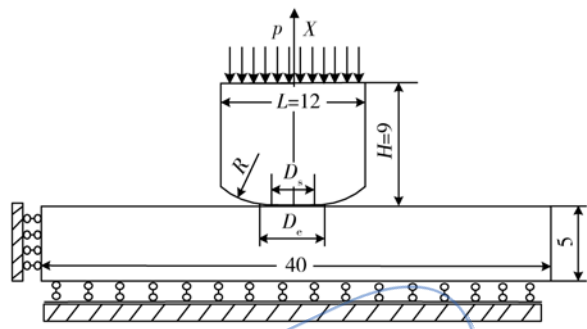


图 1 圆柱面接触算例模型

Fig. 1 Cylinder to plane contact model

由图 2 可以看到,当 R 增大时,原先的应力集中逐渐消除,接触应力分布不断改善.图中虚线表示了当 $R=192.5\ \text{mm}$, $\alpha=0$,即单圆柱面对平面接触的情况,其应力峰值大于 $R=100\ \text{mm}$ 时的值,所以当 R 取 $100 \sim 192.5\ \text{mm}$ 某个中间值时,接触应力峰值达到最小值.本文计算的接触应力峰值与理论解误差均在 3.4% 以内,理论解公式可参考文献[7-8].

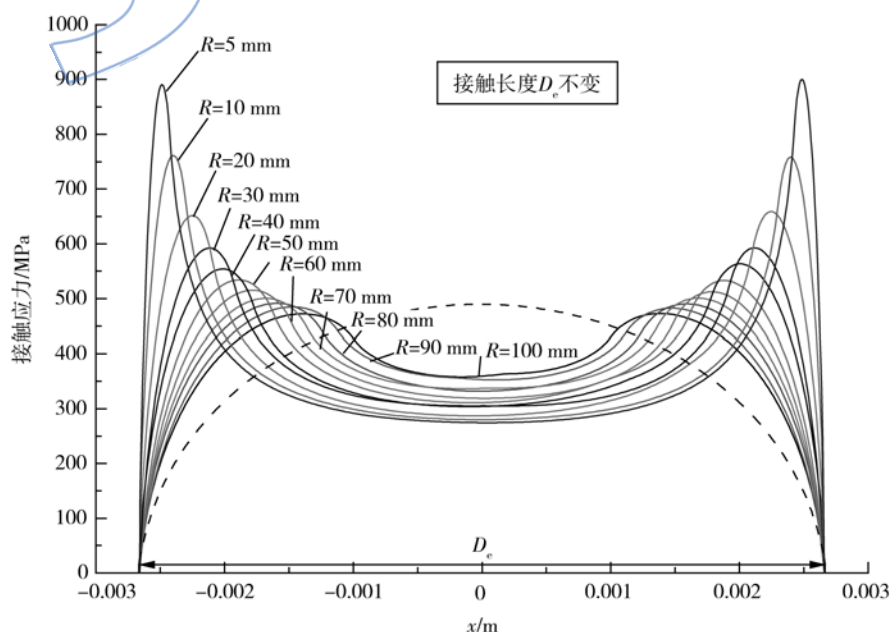


图 2 D_c 不变, R 改变接触应力分布对比

Fig. 2 Contact stress distribution when R varies, D_c remains constant

1.2 圆柱面接触型面设计方案

基于以上研究,本文提出了由直平面和部分圆弧面组成榫头接触面的设计方案,作为方案 I。而典型的圆柱接触面的设计方案,作为方案 II,进行对照。榫槽接触面均为平面。圆柱接触面榫的两种方案示意图如图 3 所示。

相同接触长度下,方案 I 可以得到较小的接触应力;方案 II 圆柱面设计、加工简单。

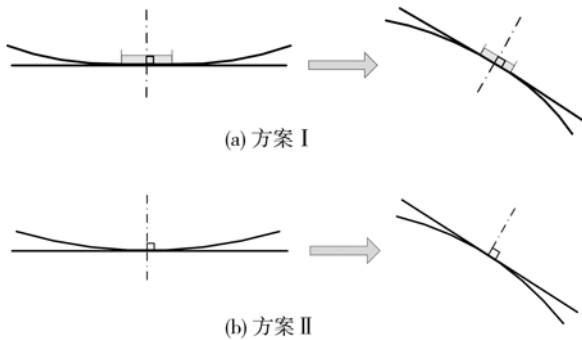


图 3 圆柱接触面榫的两种方案示意图

Fig. 3 Two proposals schemes of the tenon contact surface

1.3 圆柱接触面榫结构设计结果

本文以某航空发动机压气机工作状态为基础,并参考 MK202 发动机应力标准(EGD-3)^[9]、《发动机设计手册》^[10]以及其他的相关设计准则,根据材料力学方法,设计并给出了两种接触面方案盘/片连接榫的结构参数^[11],如表 1 所示。两种榫接触面设计方案相应的结构如图 4(a)和(b)所示。

表 1 接触区参数设计值

Table 1 Contact geometric parameters

	$\beta/$ (°)	$r_c/$ mm	$D_s/$ mm	$r_2/$ mm	$g_2/$ mm	$D_c/$ mm
方案 I	50	160.27	1.00	3.5	2.5	6.03
方案 II	50	203.03		3.5	2.5	6.03

表 1 与图 4 中, β 为接触面侧角, r_c 为接触圆弧半径, $r_1 \sim r_3$ 为榫头上各过渡圆弧半径, $g_1 \sim g_3$ 为榫槽上各过渡圆弧半径, c 为齿底间隙。

由于榫结构具有对称性,建立 1/2 有限元模型可节约计算成本。方案 I 有限元模型如图 5 所示,榫头伸根上端面受到均布拉力 p ,整个结构施以离心力载荷。方案 II 模型与其类似。

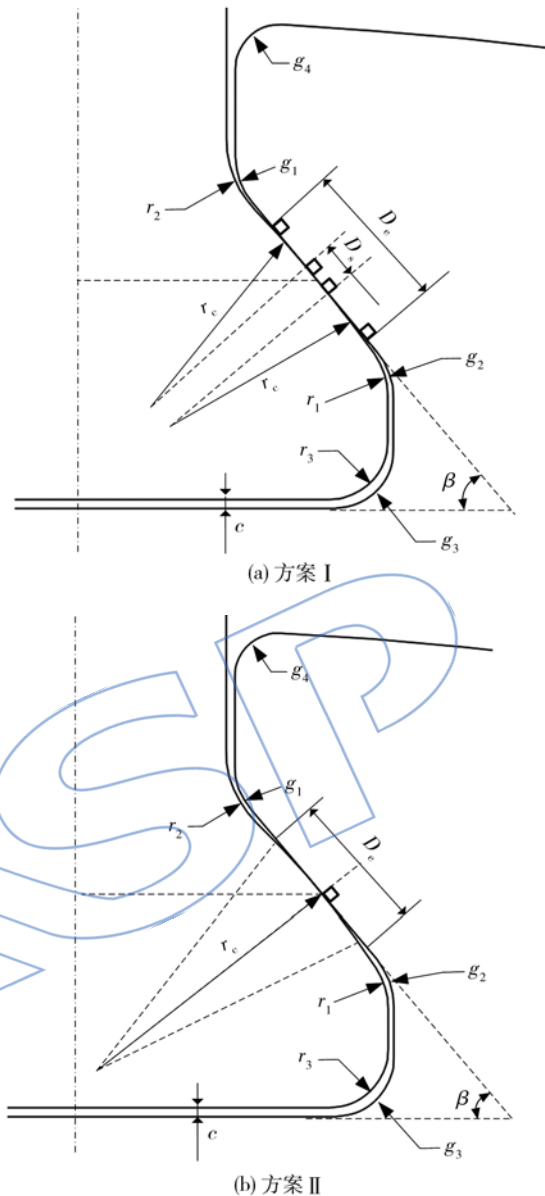


图 4 两种榫设计方案结构图

Fig. 4 Parameters for the two proposals

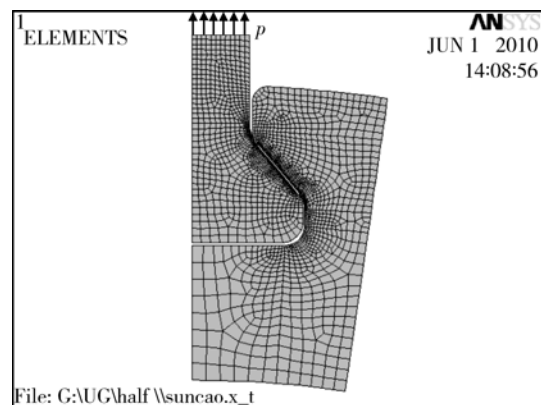


图 5 方案 I 的 1/2 有限元模型

Fig. 5 Half finite element model of proposal I

2 圆柱接触面榫的优化设计

2.1 优化问题描述

基于微动疲劳考虑,选择了两个重要参数:首先是综合参数 FFD^[12],用 F 表示,它能反映微动磨损量的大小,目前较多用来判断微动起裂位置和预测微动疲劳寿命,通过减小综合参数 FFD,可直接提高微动疲劳寿命;其次是接触应力 σ_{cont} ,它对微动裂纹的萌生和扩展起着重要的作用,一般情况下,随着接触应力的增加,微动疲劳寿命下降^[4],通过减小接触应力,间接提高微动疲劳寿命.圆柱接触面榫的优化设计中,分别选择最大综合参数 F_{max} 最小和最大接触应力 $\sigma_{\text{cont,max}}$ 最小作为优化设计的目标函数.

根据只选取对目标函数影响较大的参数作为优化设计变量的原则,选择接触面侧角 β 、直线段长度 D_s 与接触圆弧半径 r_c 三个优化设计变量.

选取最大等效应力 $\sigma_{\text{eqv,max}}$ 、最大径向应力 $\sigma_{r,\text{max}}$ 和接触长度 D_e 作为优化过程的状态变量.由于为单目标优化,当选择了最大接触应力 $\sigma_{\text{cont,max}}$ 最小为优化目标时,最大综合参数 F_{max} 即作为状态变量.反之亦然.

优化问题的约束条件为:

1) 榫连接结构内最大等效应力不超过屈服极限 $\sigma_{0.2}$ 的 $1/K$. 其中 K 为安全系数,取 1.05. 榫头榫槽材料屈服极限均为 854 MPa.

2) 榫连接结构内最大径向应力 $\sigma_{r,\text{max}}$ 不超过屈服极限 $\sigma_{0.2}$ 的 $1/K$.

3) 实际接触长度 D_e 小于其最大容许值.

2.2 以最大综合参数 F_{max} 最小为目标函数

2.2.1 优化数学模型

根据对榫连接结构优化问题的描述,建立以 F_{max} 最小为目标函数的优化数学模型

$$\begin{aligned} \min \quad & F_{\text{max}} \\ \text{s. t.} \quad & 40^\circ \leq \beta \leq 60^\circ \\ & 100 \text{ mm} \leq r_c \leq 400 \text{ mm} \\ & 0 \leq D_s < 6.03 \text{ mm} \\ & \sigma_{\text{eqv,max}} \leq 813.33 \text{ MPa} \\ & \sigma_{r,\text{max}} \leq 813.33 \text{ MPa} \\ & D_e \leq 6.03 \text{ mm} \end{aligned}$$

2.2.2 优化结果

以最大综合参数 F_{max} 最小为目标函数的优化计算中,各个参数值优化前后的对比如表 2 所示.

表 2 以最大综合参数 F_{max} 最小为目标函数的优化结果

Table 2 Optimized results targeting at minimum F_{max}

方案		$\beta/$ ($^{\circ}$)	$r_{\text{c}}/$ mm	$D_{\text{s}}/$ mm	接触长度 D_{c}/mm	最大等效应力 $\sigma_{\text{eqv,max}}/\text{MPa}$	最大径向应力 $\sigma_{\text{r,max}}/\text{MPa}$	最大接触应力 $\sigma_{\text{cont,max}}/\text{MPa}$	最大综合参数 $F_{\text{max}}/10^{12} (\text{N}^2/\text{m}^3)$
I	初始值	50.0	160.27	1.00	4.58	629.39	610.99	345.25	1.6458
	优化值	41.0	283.01	1.44	5.88	806.90	747.91	255.76	0.62920
II	初始值	50.0	203.03		3.95	623.47	606.97	419.42	2.5955
	优化值	41.0	345.05		5.59	793.67	738.73	287.56	0.85310

方案 I 和方案 II 的优化结果与初始设计值相比,最大综合参数 F_{max} 分别减小了 61.8% 和 67.1%, F_{max} 大幅减小,优化成功.且最大接触应力 $\sigma_{\text{cont,max}}$ 也同时减小了 25.9% 和 31.4%,说明两者的优化方向一致.

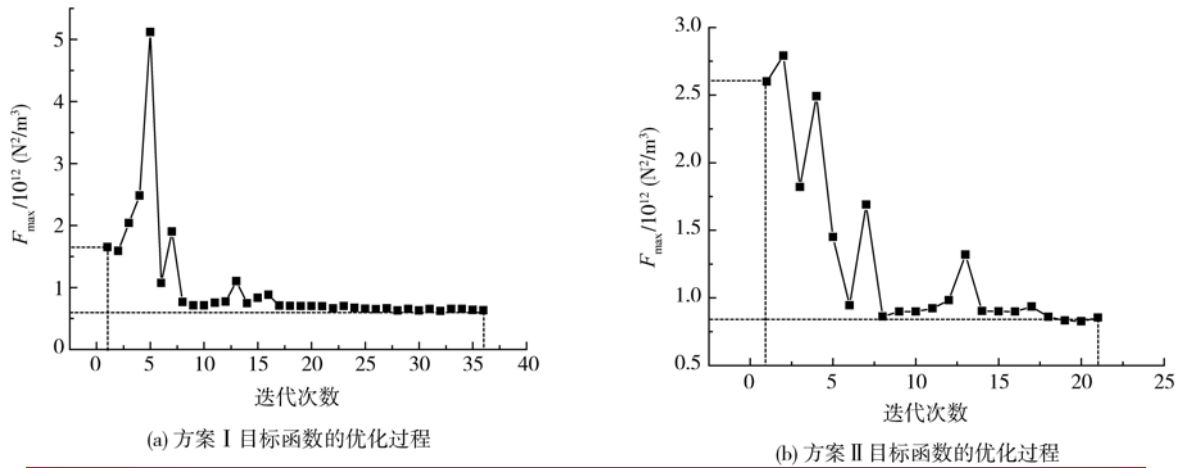
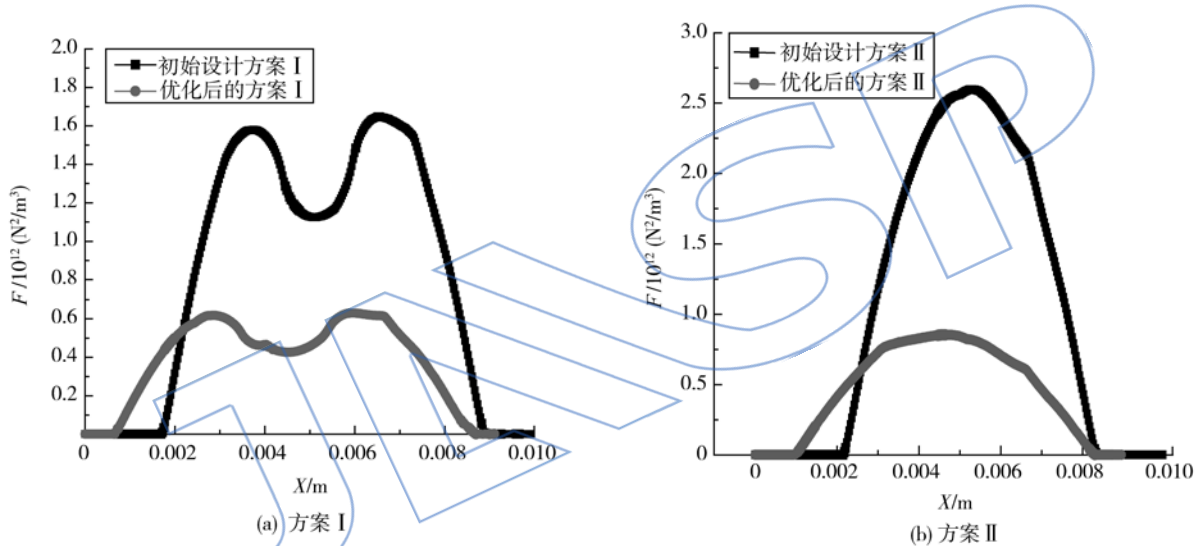
以最大综合参数 F_{max} 最小为目标函数的优化过程如图 6 所示.由曲线可以看到, F_{max} 在优化过程中趋于收敛.两个方案优化前后综合参数 F 沿接触面的分布如图 7 所示.可以看到,两个设计方案优化后接触长度增加,综合参数水平都整体减小,达到了优化的预期效果,且方案 I 的优化效果

优于方案 II.

2.3 以最大接触应力 $\sigma_{\text{cont,max}}$ 最小为目标函数

2.3.1 优化数学模型

$$\begin{aligned} \min \quad & \sigma_{\text{cont,max}} \\ \text{s. t.} \quad & 40^\circ \leq \beta \leq 60^\circ \\ & 100 \text{ mm} \leq r_c \leq 400 \text{ mm} \\ & 0 \leq D_s < 6.03 \text{ mm} \\ & \sigma_{\text{eqv,max}} \leq 813.33 \text{ MPa} \\ & \sigma_{r,\text{max}} \leq 813.33 \text{ MPa} \\ & D_e \leq 6.03 \text{ mm} \end{aligned}$$

图 6 以最大综合参数 $F_{\max}$ 最小为目标函数的优化过程Fig. 6 Optimization procedure targeting at minimum $F_{\max}$ 图 7 优化前后综合参数 F 沿接触面分布对比Fig. 7 Comparison of the synthesizing parameter F distribution before/after optimization

2.3.2 优化结果

以最大接触应力 $\sigma_{\text{cont,max}}$ 为目标函数的数值优化计算中,各个参数值优化前后的对比如表 3 所示。

方案 I 和方案 II 的优化结果与初始设计值相比,最大接触应力 $\sigma_{\text{cont,max}}$ 分别减小了 23.4% 和 31.1%,优化成功,且最大综合参数 $F_{\max}$ 也同时减小了 58.5% 和 62.6%。

表 3 以最大接触应力 $\sigma_{\text{cont,max}}$ 最小为目标函数的优化结果Table 3 Optimized results targeting at minimum $\sigma_{\text{cont,max}}$

方案		$\beta/$ (°)	$r_c/$ mm	$D_s/$ mm	接触长度 D_e/mm	最大等效应力 $\sigma_{\text{eqv,max}}/\text{MPa}$	最大径向应力 $\sigma_{r,\text{max}}/\text{MPa}$	最大综合参数 $F_{\max}/10^{12} (\text{N}^2/\text{m}^3)$	最大接触应力 $\sigma_{\text{cont,max}}/\text{MPa}$
I	初始值	50.0	160.27	1.00	4.58	629.39	610.99	1.6458	345.25
	优化值	41.0	265.55	1.35	5.75	802.27	744.78	0.68239	264.44
II	初始值	50.0	203.03		3.95	623.47	606.97	2.5955	419.42
	优化值	45.0	348.76		5.58	667.92	625.00	0.97079	288.92

以最大接触应力 $\sigma_{\text{cont,max}}$ 最小为目标函数的优化过程如图8所示. 最大接触应力 $\sigma_{\text{cont,max}}$ 在优化过程中收敛.

两个方案优化前后接触应力 σ_{cont} 沿接触面的分布如图9所示. 可以看到, 两个设计方案优化后

接触长度增加, 接触应力水平都整体减小, 达到了优化的预期效果, 且方案 I 的优化效果优于方案 II.

方案 I 两次优化前后的几何模型对比如图10所示.

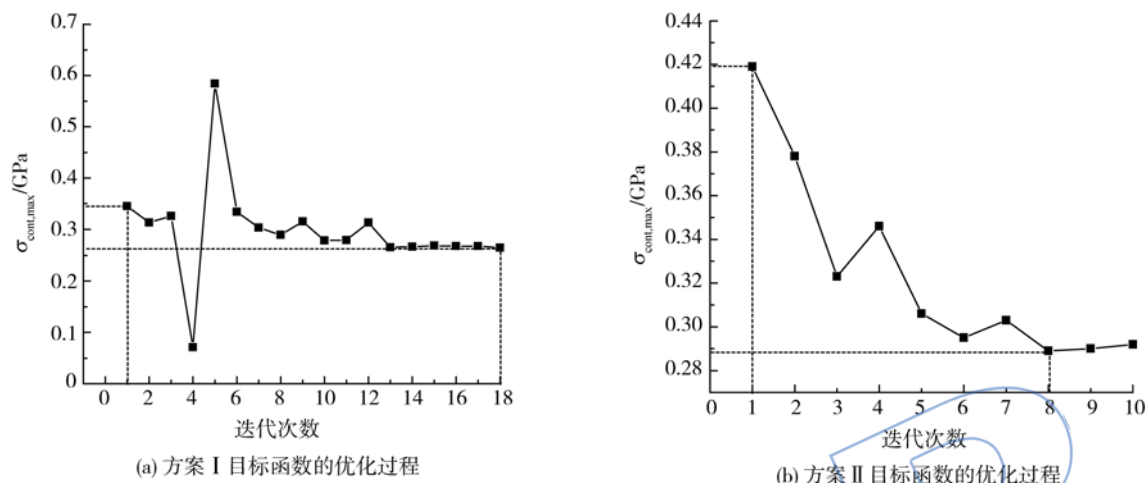


图8 以最大接触应力 $\sigma_{\text{cont,max}}$ 最小为目标函数的优化过程

Fig.8 Optimization procedure targeting at minimum $\sigma_{\text{cont,max}}$

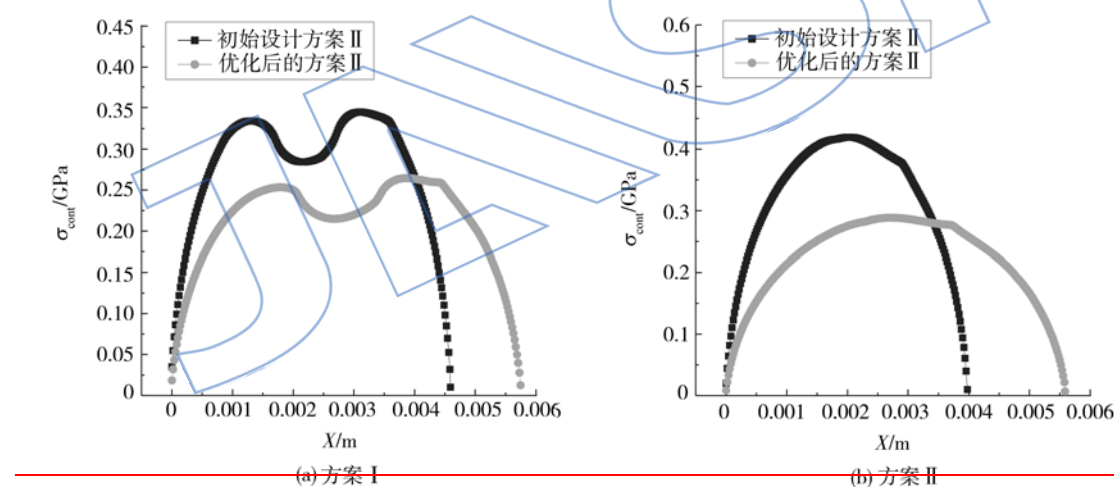


图9 优化前后接触应力 σ_{cont} 沿接触面分布对比

Fig.9 Comparison of the contact stress σ_{cont} distribution before/after optimization

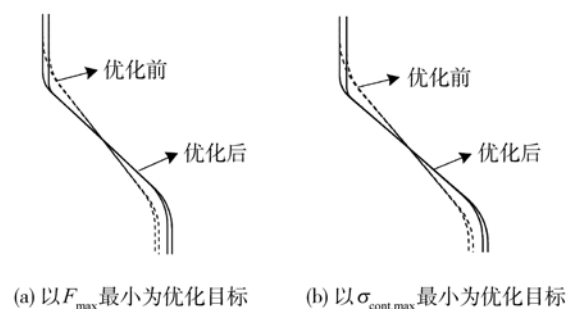


图10 方案 I 优化前后几何模型对比

Fig.10 Comparison of the geometric model of proposal I before/after optimization

3 结 论

本文基于微动疲劳考虑, 分别选择了最大综合参数 F_{max} 最小和最大接触应力 $\sigma_{\text{cont,max}}$ 最小作为优化目标, 对两种榫接触面设计方案分别进行了优化分析, 得到如下结论:

1) 对于本文的两个设计方案, 以最大综合参数 F_{max} 最小为目标, 优化后 F_{max} 分别减小了 61.8% 和 67.1%; 以最大接触应力 $\sigma_{\text{cont,max}}$ 最小为目标, 优化后 $\sigma_{\text{cont,max}}$ 分别减小了 23.4% 和 31.1%, 优化效果理想.

2) 对两种接触面榫连接结构方案在不同目标函数下的优化对比分析表明,本文所提出的榫头接触面(由直平面和部分圆弧面组成的)榫结构方案优于典型圆柱面榫结构方案。

3) 以最大综合参数 $F_{\max}$ 最小为目标的优化,效果更加理想,可以更大限度减少微动磨损,提高微动疲劳寿命。

参考文献:

- [1] 陈光. EJ200 发动机高压压气机结构设计改进[J]. 航空发动机, 2004, 30(2): 1-4.
CHEN Guang. Improved design of the EJ200 HP compressor[J]. Aeroengine, 2004, 30(2): 1-4. (in Chinese)
- [2] 魏大盛, 王延荣. 榫连接结构接触面几何构形对接触区应力分布的影响[J]. 航空动力学报, 2010, 25(2): 407-411.
WEI Dasheng, WANG Yanrong. Effects of profile of contact surfaces on the stress distribution for tenon jointing in blade disk assemblies[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(2): 407-411. (in Chinese)
- [3] 刘廷毅, 伊峰, 张峻峰. 航空发动机圆弧形榫头型面优化设计[J]. 南京航空航天大学学报, 2000, 40(3): 981-985.
LIU Tingyi, YI Feng, ZHANG Junfeng. Optimization for arc contact face of swallow-tailed root[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2000, 40(3): 981-985. (in Chinese)
- [4] 何明鉴. 机械结构的微动疲劳[M]. 北京: 国防工业出版社, 1994.
- [5] 陈开军, 马枚. 航空发动机叶片榫头优化设计研究[J]. 航空动力学报, 1995, 10(2): 190-194.
CHEN Kaijun, MA Mei. Optimization of turbine blade fir-tree roots[J]. Journal of Aerospace Power, 1995, 10(2): 190-194. (in Chinese)
- [6] 邢誉峰, 诸德超. 航空发动机涡轮盘榫槽的形状优化设计[J]. 航空学报, 1995, 16(4): 488-491.
XING Yufeng, ZHU Dechao. Shape optimum design of engine's turbo disk tenon grooves[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 1995, 16(4): 488-491. (in Chinese)
- [7] Ciavarella M, Macinab G. New results for the fretting-induced stress concentration on Hertzian and flat rounded contacts[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2003, 45(3): 449-467.
- [8] Giannakopoulos A E, Lindley T C, Suresh S. Similarities of stress concentrations in contact at round punches and fatigue at notches: implications to fretting fatigue crack initiation[J]. Fatigue Fract. Engng Mater. Struct., 2003, 23(7): 561-571.
- [9] 斯贝 MK202 发动机应力标准(EGD-3)[M]. 丁爱祥, 吴君, 译. 北京: 国际航空编辑部, 1979.
- [10] 航空发动机设计手册总编委会. 航空发动机设计手册第18分册: 叶片轮盘以及主轴强度分析[M]. 北京: 航空工业出版社, 2000.
- [11] 郝志东. 圆柱接触面榫连接结构的设计方法研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2010.
XI Zhidong. Design method of dove-tailed joint with arc contact surface[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2010. (in Chinese)
- [12] 古远兴, 温卫东, 崔海涛. 高低周载荷作用下燕尾榫结构的微动疲劳寿命预测[J]. 推进技术, 2008, 29(2): 240-243.
GU Yuanxing, WEN Weidong, CUI Haitao. Prediction of fretting fatigue life of dovetail joint under high-cycle and low-cycle load[J]. Journal of Propulsion Technology, 2008, 29(2): 240-243. (in Chinese)