

航空发动机涡轮盘榫槽的形状优化设计

邢誉峰 诸德超

(北京航空航天大学固体力学所, 100083)

SHAPE OPTIMUM DESIGN OF ENGINE'S TURBODISK TENON- GROOVES

Xing Yufeng, Zhu Dechao

(The Solid Mechanics Research Center, Beijing University of Aeronautics
and Astronautics, Beijing, 100083)

摘 要 给出了航空发动机涡轮盘榫槽的形状优化设计的数学模型, 并用参变量评价函数法对该数学模型进行等价转换。用基于两点累积信息的原/倒变量展开的对偶优化方法 DEORCT 对该问题进行求解。算例验证了本文思想及方法的正确性。

关键词 涡轮盘, 榫槽, 形状优化

中图分类号 V232.13, O224

Abstract A mathematical mode is proposed of the shape optimum design of engines turbodisk tenon-grooves, which can be transformed equivalently by using parametric evaluational functions. The dual method by expansion of original/ reciprocal variables based on the cumulative information at two points is applied to solve the problem. The ideas and the method of the present paper have been verified by numerical experiments.

Key words turbodisk, tenon- grooves, shape optimization

1 优化的数学模型及其等价转换

文献 [1, 2] 把涡轮盘分为盘体和榫槽两部分进行形状优化设计。对榫槽边缘部分以最大应力极小化为优化目标可以达到降低应力的目的。

对于图 1 所示的枞树型榫槽的形状优化设计, 其数学模型可以选为

$$\left. \begin{aligned} & \max_j (R_j(x))^y \min \\ \text{s. t. } & R_j(x) \leq \bar{R} \\ & X(x) \leq \bar{X} \\ & x_i \leq x_i \leq \bar{x}_i \\ & (j = 1, \dots, J, i = 1, \dots, N) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

其中 J 为应力约束总数; N 为设计变量总数; \bar{R}_j 为应力约束的上限; \bar{X} 为榫槽模型重量的上限。 x_i 和 \bar{x}_i 分别为设计变量 x_i 的上、下限。应力约束包含疲劳、寿命、蠕变和断裂等因素的影响。

为使问题式 (1) 求解简单化, 这里采用参变量评价函数法^[3]来变换此问题, 即把式

(1) 化成如下形式

$$\left. \begin{aligned} \min f(x) &= \frac{1}{Q} \ln \sum_{j=1}^J \exp(QR_j(x)) \\ \text{s. t.} \quad h(x) & \leq 0 \\ x_i & \leq x_i \leq x_i \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

其中 $h(x) = X(x) - \bar{X}$ 。求出模型式 (2) 的目标函数和约束函数灵敏度后, 即可用有关梯度类解法解之。

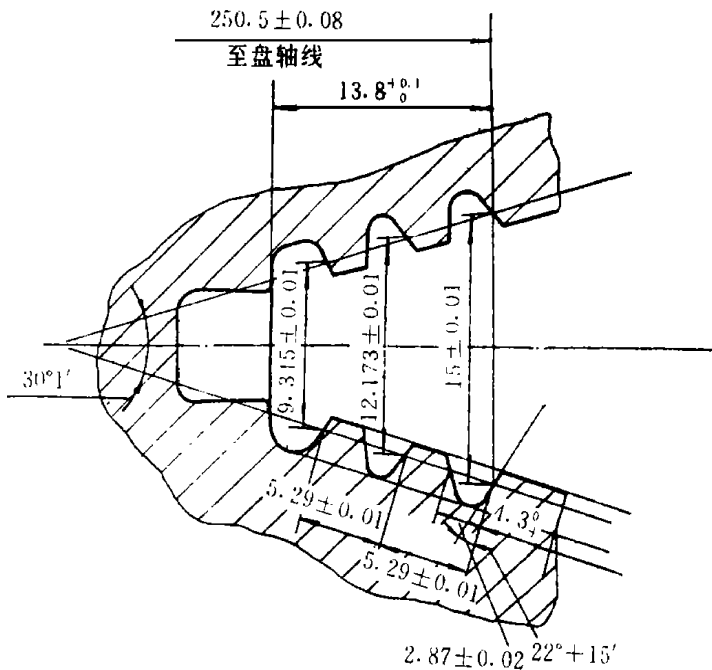


图 1 榫槽剖面

2 优化分析

文献 [2] 已经给出枞树型及燕尾型榫槽优化设计的有限元模型。由于榫槽两边形状是对称的, 在描述分析和设计模型时, 取其一边即可, 见图 2。选取 $L_0, R_0, L_1, H_1, R_1, X_2, Y_2, R_2, L_3, H_3, L_4, H_4, R_4, X_5, Y_5, R_5, L_6, H_6, L_7, H_7, R_7, X_8, Y_8, R_8, L_9, H_9$ 为优化设计变量, 这 26 个设计变量都为榫槽形状控制变量。为了保证模型边界图谱关系不被破坏, 这些变量之间要满足一定的几何协调关系, 同时还要有严格的上、下限几何尺寸约束。

采用一种非常有效且保证最优解可行的 DEORCT 方法^[4]求解原问题, 此方法具有近似模型的凸凹性和原模型一致、近似模型的最优点即为原模型的最优点、迭代无振荡现象和收敛快等优点。根据 DEORCT 方法, 模型 (2) 式可以转化为

求 x

$$\left. \begin{aligned}
 & \min \sum_{i=1}^N \left(B_0 x_i + \frac{G_0}{x_i} \right) \\
 & \text{s. t.} \quad A + \sum_{i=1}^N (B_i x_i + \frac{G_i}{x_i}) \leq 0 \\
 & \quad x_i \leq x_i \leq x_i \\
 & (j = 1, i = 1, \dots, N)
 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

其中 B_i, G_i 和 A_j 的求法详见文献 [1, 4]。

3 算例及分析

采用文献 [1] 给出的发动机涡轮盘榫槽形状优化系统SOSATT对枞树型榫槽进行优化设计。材料性质数据为: $E = 210 \times 10^6 \text{MPa}$, $M = 0.1315$, 屈服极限为 $R_s = 1.010 \text{MPa}$, 轮盘温度为 400e , 容重为 81.24t/m^3 , 热膨胀系数为 $1131 \times 10^{-5} / \text{e}$, 轮盘转速为 1.000rad/s , 榫槽与盘体联接载荷为 $P = 1.000 \text{MPa}$, $P_1 = P_2 = P_3 = 400 \text{MPa}$ 。如图2所示, 各设计变量的几何尺寸约束为(单位mm):

- 41360.5 [L_0 [41460.5, 11450 [R_0 [11550
- 41682.8 [L_1 [41782.8, 11863.9 [H_1 [11963.9
- 11250.0 [R_1 [11350.0, 41664.3 [X_2 [41764.3
- 41154.8 [Y_2 [41254.8, 01450.0 [R_2 [01550.0
- 41571.2 [L_3 [41671.2, 51690.2 [H_3 [51790.2
- 61020.6 [L_4 [61120.6, 61895.7 [H_4 [61995.7
- 11350.0 [R_4 [11450.0, 61078.3 [X_5 [61178.3
- 91254.1 [Y_5 [91354.1, 01450.0 [R_5 [01550.0
- 51985.2 [L_6 [61085.2, 101789.5 [H_6 [101889.5
- 71434.6 [L_7 [71534.6, 111995.0 [H_7 [121095.0
- 11350.0 [R_7 [11450.0, 71492.3 [X_8 [71592.3
- 141353.4 [Y_8 [141453.4, 01450.0 [R_8 [01550.0
- 71588.8 [L_9 [71688.8, 161572.7 [H_9 [161672.7

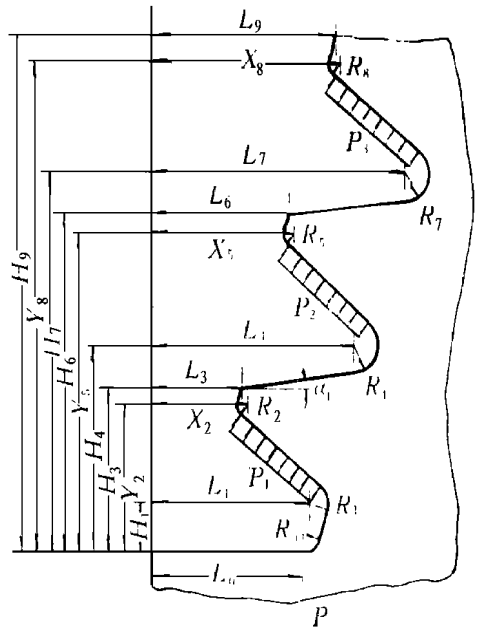


图2 榫槽设计模型

优化分析及设计结果见表1及表2。表2给出的是各大单元优化前后的最大高斯等效应力, 从中可以看出, 各大单元的最大高斯点等效应力都有不同程度的下降。

由此可得如下结论: 针对几何形状复杂的涡轮盘榫槽结构, 以最大应力极小化为优化目标进行设计是正确的, 它可以使榫槽部分应力变化梯度减小, 进而达到了提高使用寿命和降低成本的目的, 证明了本文方法的正确性。

表1 设计变量初值和最优值/mm

设计变量	初值	最优值	设计变量	初值	最优值
L_0	41 410 5	41 460 5	X_5	61 128 3	61 178 3
R_0	11 500 0	11 550 0	Y_5	91 304 1	91 354 1
L_1	41 732 8	41 782 8	R_5	01 500 0	01 550 0
H_1	11 913 9	11 963 8	L_6	61 035 2	61 085 3
R_1	11 300 0	11 349 9	H_6	101 839 5	101 889 5
X_2	41 714 3	41 764 3	L_7	71 484 6	71 534 5
Y_2	41 204 8	41 154 8	H_7	121 045 0	121 095 0
R_2	01 500 0	01 450 0	R_7	11 400 0	11 450 0
L_3	41 621 2	41 671 2	X_8	71 542 3	71 492 4
H_3	51 740 2	51 690 2	Y_8	141 403 4	141 453 4
L_4	61 070 6	61 120 6	R_8	01 500 0	01 550 0
H_4	61 945 7	61 995 7	L_9	71 638 8	71 688 8
R_4	11 400 0	11 350 0	H_9	161 622 7	161 672 7

表2 优化前后的最大等效应力 R_M /MPa

大单元号	1	2	3	4	5	6	7
优化前 R_M	10 458	10 681	11 277	10 384	6 122	5 807	3 002
优化后 R_M	8 485	8 916	9 293	8 836	5 381	5 112	2 595
相对下降/%	181.9	161.5	171.6	151.0	121.1	121.0	131.6
大单元号	8	9	10	11	12	13	14
优化前 R_M	2 444	2 607	3 699	6 934	6 783	2 376	2 590
优化后 R_M	2 182	2 324	3 334	5 758	5 826	2 099	2 313
相对下降/%	101.7	101.9	91.8	171.0	141.1	111.7	101.7
大单元号	15	16	17	18	19	20	21
优化前 R_M	3 787	6 736	10 100	8 927	3 840	3 808	1 950
优化后 R_M	3 303	6 370	9 427	8 030	3 155	3 800	1 773
相对下降/%	121.8	51.7	61.7	101.0	171.8	01.2	91.0

参 考 文 献

- 1 邢誉峰. 发动机涡轮盘榫槽分析与优化. 大连理工大学博士学位论文, 1992
- 2 隋允康. 发动机轮盘优化设计研究课题总结报告. 大连理工大学工程力学研究所, 1991
- 3 王希诚. 一类不可微结构优化问题的研究及通用结构优化微机程序系统. 大连理工大学博士学位论文, 1988
- 4 隋允康, 邢誉峰. 基于两点累积信息原/倒变量展开的对偶优化方法. 力学学报, 1994; 26 (6): 512- 520