

文章编号: 1000-8055(2007)06-0991-05

中长寿命轮盘应力寿命及可靠性 分析方法

杨剑秋, 陆 山

(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 针对轮盘榫槽结构理论应力集中系数难确定、采用传统应力寿命法估寿误差大问题,提出一种改进应力寿命预估法。改进方法包括:提出应力修正系数概念和一种适用于轮盘榫槽结构的理论应力集中系数确定方法,以及应力比修正方法。一旦确定了试棒的应力修正系数,改进应力寿命法可采用光滑棒试验数据预估复杂结构寿命,并考虑应力集中影响。进而建立了基于改进应力寿命法的应力寿命可靠性分析方法,并对某风扇盘进行了疲劳寿命可靠性分析,计算概率寿命与试验寿命吻合良好。

关 键 词: 航空、航天推进系统; 应力寿命法; 可靠性; 应力集中; 应力修正系数; 轮盘
中图分类号: V231.95; O346.2 **文献标识码:** A

Methods for stress based life and its reliability analyses of discs with medium-long and long life

YANG Jian-qiu, LU Shan

(School of Power and Energy,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Considering the difficulty in calculating the stress concentration factor of mortise of a disk and the error of life is big by using the traditional stress-life method, an improved stress-life method is proposed to compute the life of disks. It includes the concept of stress correction coefficient, a new method to determine the stress concentration factor of mortise of a disk and a new method for correcting the stress ratio. When once the stress correction coefficient of the bars was computed, the improved Stress-Life method can be used to calculate disk's life with the experimental data of bars without notch, at the same time, the influence of the stress concentration is also considered. Then a new stress-life probabilistic model is built for the purpose of life reliability analysis. Finally, the fatigue life reliability of a fan disk is analyzed by the method given, and the computational results fit well with experimental ones.

Key words: aerospace propulsion system; stress based life model; reliability;
stress concentration; stress correction coefficient; disks

应力寿命法通常较多的应用于低应力长寿命的桥梁结构^[1]及飞机结构^[2]疲劳寿命的估算。传

统的名义应力法一般采用危险部位的名义应力或者最大应力结合带应力集中的应力寿命曲线以及

收稿日期: 2006-05-31; 修订日期: 2006-10-24

作者简介: 杨剑秋(1981-), 男, 安徽合肥人, 硕士生, 主要从事航空发动机构件寿命可靠性的研究。

责任作者: 陆山(1955-), 男, 浙江吴兴人, 教授、博士生导师, 主要从事航空发动机构件寿命可靠性数值分析及试验评估技术的研究。

Goodman 公式来估算结构的疲劳寿命^[2],但这种方法用于航空发动机轮盘结构存在一定困难,一是发动机轮盘结构局部理论应力集中系数及名义应力难以确定;二是即使获得了名义应力,采用传统的名义应力法获得的轮盘寿命往往偏长.如果利用“点准则”即直接采用结构危险位置最大应力结合光滑试棒寿命试验曲线估寿,则往往寿命偏短.所以将传统的应力寿命法应用于航空发动机轮盘结构的寿命估算存在一定的缺陷.文献[3-4]提出了一种将应力寿命法和应变寿命法相结合的寿命估算方法,并将应力集中的影响引入寿命估算公式.对轮盘榫槽附近危险部位,文献[4]采用喉道最大径向应力与喉道平均径向应力之比计算理论应力集中系数,但由于榫槽附近主应力方向与轮盘径向不一致,使应力集中系数估算有一定误差.对实际结构寿命估计,需要进行平均应力修正或者应力比修正.传统的应力寿命法一般采用等寿命曲线来修正平均应力的影响,但这需要一族曲线,试验代价较高;文献[5]采用 Goodman 公式的形式或者考虑应力比的等效应力法^[6]对平均应力进行修正,但这种修正往往对于结构处于长寿命段尤其是趋于无限寿命时修正结果较好.为此,对中长寿命轮盘应力寿命预估,本文将通过引入应力修正系数的概念,改进传统的应力寿命法,并利用改进的应力寿命法对某航空发动机轮盘进行疲劳寿命可靠性分析.

1 传统应力寿命法的改进

1.1 应力比修正

本文提出了一种新的应力比修正方法.设危险位置最大应力和寿命在双对数坐标系下成线性关系.则在危险位置应力比分别为 R_1 和 R_2 时,危险位置最大应力和寿命的关系式分别为

$$\lg N_1 = a_1 + b_1 \lg S_1, \lg N_2 = a_2 + b_2 \lg S_2$$

考虑到直线公式的形式随应力比的变化应该是连续的,所以可以认为直线的斜率和截距随应力比的变化是连续的.考虑经济原因,对于大多数材料,材料手册通常仅给出 3 个应力比下的寿命试验数据,因此对于应力比为 R_3 时,可采用相近应力比寿命数据线性插值

$$\lg N_3 = a_3 + b_3 \lg S_3 \quad (1)$$

式中

$$\frac{a_3 - a_2}{a_2 - a_1} = \frac{R_3 - R_2}{R_2 - R_1} \quad (2)$$

$$\frac{b_3 - b_2}{b_2 - b_1} = \frac{R_3 - R_2}{R_2 - R_1} \quad (3)$$

1.2 应力修正系数

设给定理论应力集中系数 K_T 的标准缺口试棒在缺口根部的最大应力为 $\sigma_{\max}^K$,应力比为 R 时,寿命为 N_f .对于标准光滑试棒,存在一个同应力比 R 的最大应力 $\sigma_{\max}$,使其寿命恰好等于缺口试棒的寿命 N_f .定义应力修正系数 β

$$\beta = \sigma_{\max}^K / \sigma_{\max} \quad (4)$$

由此, β 建立了等寿命的缺口试棒和光滑试棒之间最大应力之间的关系,从而可以通过应力修正系数的引入,采用标准光滑试棒的应力寿命曲线来计算带应力集中的结构的疲劳寿命.问题的关键是 β 是否与最大应力和理论应力集中系数之间存在简单关系.

本文采用 ANSYS 有限元分析软件,对常温下 TC11 材料 $K_T = 3$ 的标准缺口试棒进行了三维弹塑性有限元分析,结合光滑试棒和缺口试棒的应力寿命曲线^[5],获得了 $K_T = 3$ 的情况下常温 TC11 材料的应力修正系数.

由文献[7] TC11 材料应力疲劳数据可分别拟合得到 $K_T = 1$, $R_\sigma = -1$ 和 $R_\sigma = 0.1$ 时的材料应力疲劳均值寿命曲线公式

$$\lg N = -8.7559 \lg S + 29.226 \quad (5)$$

$$\lg N = -22.1746 \lg S + 70.8255 \quad (6)$$

其中,对数寿命的标准差分别为 0.0333 和 0.5497.

由公式(5)和(6)按照公式(1)~(3),即可获得介于 -1 和 0.1 之间任意应力比下光滑试棒的应力寿命公式.

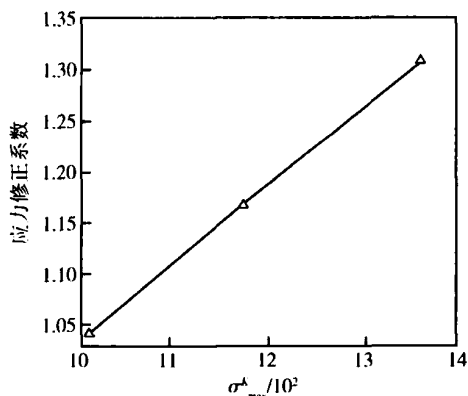


图1 缺口根部 $\sigma_{\max}^K$ 与 β 之间的关系

Fig. 1 Relation between $\sigma_{\max}^K$ and β at the notch

按照应力修正系数的定义,根据 TC11 材料缺口棒疲劳寿命曲线^[7],利用有限元计算了缺口

表 1 $K_T = 3$ 的缺口试棒在不同载荷下 $\sigma_{\max}^K, \sigma_{\max}, \beta$ 及寿命
Table 1 $\sigma_{\max}^K, \sigma_{\max}, \beta$ and life of notched bar with $K_T = 3$ under different loads

加载载荷/ N	卸载载荷/ N	$\sigma_{\max}^K$ / MPa	应力比 R	$\sigma_{\max}$ / MPa	β	寿命 N / 循环
13 548	1 354.8	1 358.4	- 0.24	1 039.2	1.307	4 000
9 621	962.1	1 175.94	- 0.024 5	1 006.9	1.168	13 000
7 854	785.4	1 018.6	0.054	980	1.040	27 000

试棒在 3 个不同均值寿命下的 $\sigma_{\max}^K$. 同时由材料寿命曲线插值计算相同寿命下,标准光滑试棒 $\sigma_{\max}$ (见表 1). 由表 1 结果可见, β 与 $\sigma_{\max}^K$ 有很好的线性关系 (见图 1).

进而可得在 $K_T = 3$ 时, β 与 $\sigma_{\max}^K$ 之间的线性关系式

$$\beta = 0.000\,770\,6\sigma_{\max}^K + 0.260\,24 \quad (7)$$

对于光滑试棒, β 恒等于 1, 所以对于 $K_T < 3$ 的情况, β 可由公式 (7) 与光滑试棒的应力修正系数线性插值得到.

2 某风扇盘应力寿命可靠性分析

2.1 某风扇盘概况

某风扇盘材料为 TC11, 试验温度近似为室温, 盘上共装 33 个叶片, 最大转速下榫槽根部为危险部位. 试验转速谱为: 1 500~9 235~1 500 r/min. 风扇盘 1/33 扇段实体模型及分网见图 2, 分析采用 1/33 盘—叶一体接触模型 (叶片未画出).

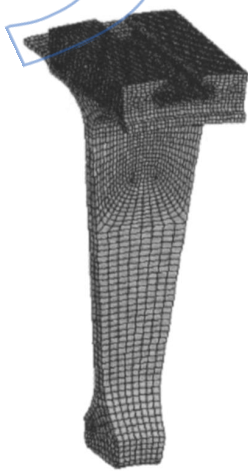


图 2 风扇盘 1/33 扇段及有限元网格
Fig. 2 1/33 fan disk modal and its finite element mesh

2.2 有限元计算参数

本文采用常温对称循环下循环应力应变曲线, 通过随机变量 E 考虑其分散性, 由试验数据

可获得其循环应力应变曲线为

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + (0.463\,6 \times 10^{-9} \sigma)^{7.462\,7}$$

风扇盘有限元计算参数如表 2 所示.

表 2 风扇盘有限元计算参数
Table 2 Initial parameters for FEA of a fan disk

		均值	方差
作为随机变量的参数	弹性模量 E /MPa	1.22×10^5	4.43×10^3
	最大转速 ω (rad/s)	966.6	3.4
	榫槽根部圆角半径 R /mm	2.5	0.033 3
作为常值处理的参数	材料密度/(kg/m ³)	4 480	—
	泊松比	0.3	—

2.3 风扇盘榫槽根部理论应力集中系数计算

对风扇盘进行弹性有限元分析, 得到弹性最大第 1 主应力为 1 189 MPa, 方向余弦为: 0.906 75, - 0.401 85, - 0.127 78. 据此, 在弹性最大第 1 主应力点建立一个以最大弹性第 1 主应力方向为法线的局部正方形法平面, 其面积等于标准缺口试棒的缺口截面面积 (见图 3).

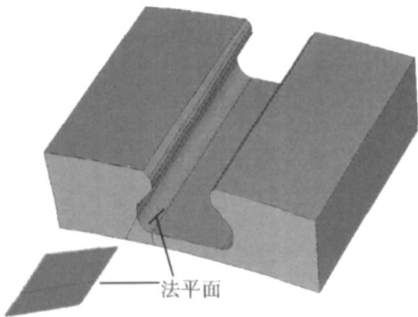


图 3 榫槽局部及法平面
Fig. 3 Mortise and the normal plane

为了求平均应力方便, 将法平面建成一个很薄的薄体, 这样可以忽略沿厚度方向上的应力梯度. 对插入法平面的风扇盘进行弹性有限元分析, 得到最大弹性第 1 主应力为 1 224 MPa, 法平面的

平均第 1 主应力为 543.24 MPa,由此可得该风扇盘榫槽根部理论应力集中系数为 2.253.

2.4 风扇盘弹塑性有限元分析

采用和弹性有限元分析同样的网格,对风扇盘进行弹塑性有限元分析,得到最大第 1 主应力为 1 025.7 MPa,应力比为 - 0.070 5.采用 AN-SYS 可靠性分析模块,采用中心组合法,选取了 15 个不同参数组合的计算点进行弹塑性分析,拟合得到最大第一主应力响应面函数为

$$S_{\max} = - 90.17147 R + 1.355831 \omega - 0.00018903 E \cdot R$$

(8)

2.5 风扇盘基于应力的寿命可靠性分析

由标准光滑试棒的应力修正系数 1 和公式(7)可以插值得到理论应力集中系数为 2.253 时应力修正系数与最大应力之间的关系式

$$\beta = 0.0004827809 S_{\max} + 0.53654036$$

(9)

由公式(5)和(6)可获得应力比为 - 0.070 5 的标准光滑试棒应力寿命曲线,并将公式(9)带入,考虑寿命的分散性,得到基于应力的寿命概率公式:

$$\lg N = - 20.0947 \cdot \lg \frac{S_{\max}}{0.0004827809 S_{\max} + 0.53654036} + 64.3776 + u$$

(10)

式中对数寿命标准差取公式(5)和(6)对数寿命标准差的平均值, $u \sim N(0, 0.2915^2)$.

由此,结合公式(8),采用蒙特卡洛模拟得到了风扇盘应力寿命的概率密度分布见图 4,以及给定可靠度下的寿命见表 3.

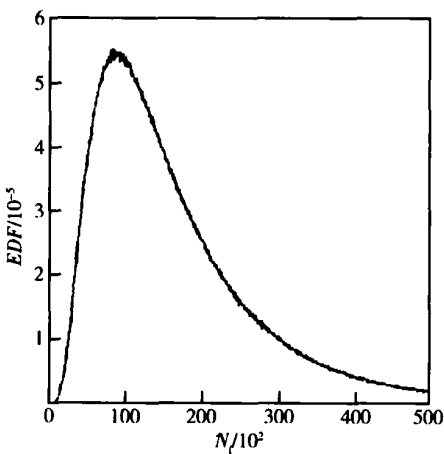


图 4 风扇盘寿命概率密度曲线

Fig.4 Life probability density curve of the fan disk

表 3 中, $N_{(1)}^{33} = 9\,100$ 表示轮盘寿命试验时 33 个榫槽中第一个出现裂纹榫槽的寿命,依概率分

布其循环数应低于母体的中位寿命 13 675,接近于计算最大概率寿命 8 600 循环. (807,3 870) 表示根据试验寿命获得的可靠度为 0.998 7 的概率寿命区间估计^[8].表 4 中,传统的名义应力法计算中位寿命远大于改进应力寿命法计算中位寿命,而“点准则”应力寿命法的计算中位寿命又低于改进应力寿命法的计算中位寿命.由各寿命结果的比较,改进的应力寿命法估算的轮盘寿命更接近于试验寿命,而另两种方法则高估或者低估了轮盘寿命.

表 3 风扇盘概率寿命(循环)

Table 3 Probabilistic life of the fan disk

计算方法	改进应力寿命法	试验寿命
$N_{50\%}$ /循环	13 675	
$N_{99.87\%}$ /循环	2 125	(807,3 870) ^[8]
最大概率寿命/循环	8 600	$N_{(1)}^{33} = 9\,100$
$N_{50\%}/N_{99.87\%}$	6.435 3	

表 4 风扇盘计算中位寿命

Table 4 Computational median life of the fan disk

计算方法	中位寿命/循环
传统名义应力法	> 200 000
改进应力寿命法	13 675
“点准则”应力寿命法	7 447

3 结 论

(1) 提出了应力修正系数的概念,考虑了应力集中和应力梯度的效应,改进了传统的应力寿命法的缺陷.采用改进的应力寿命法对某风扇盘进行了疲劳寿命分析,计算寿命与试验寿命吻合良好.

(2) 由于应力修正系数概念的引入,使得改进的应力寿命法能够在中等或长寿命范围内应用,扩大了应力寿命法的使用范围.

致谢:感谢沈阳发动机设计研究所蔚夺魁研究员、耿瑞高工提供了有关计算模型及试验数据.

参考文献:

[1] 陶晓燕,张玉玲,刘晓光.铁路钢桥整体节点双轴疲劳试验研究[J].中国铁道科学,2005,26(2):77-79.
TAO Xiaoyan, ZHANG Yuling, LIU Xiaoguang. Biaxial fatigue test research of solid joint in railway steel bridge

[J]. China Railway Science ,2005 ,26 (2) :77-79.

[2] 姚卫星. 结构疲劳寿命分析[M]. 北京:国防工业出版社, 2003.

[3] 赵福星,史海秋,耿中行. 一种适用于应力疲劳和应变疲劳的通用寿命模型[J]. 航空动力学报,2003,18(1):140-145.

ZHAO Fuxing, SHI Haiqiu, GENG Zhongxing. General life model adapted to both stress fatigue and strain fatigue [J]. Journal of Aerospace Power ,2003,18(1):140-145.

[4] 蔚夺魁,邵丕仁. 某型发动机涡轮盘销钉孔边低循环疲劳寿命分析[J]. 航空发动机,2000,2:37-41.

YU Duokui, SHAO Piren. LCF life at edge of pin-hole analysis of some aeroengine turbine disk [J]. Aerongine, 2000,2:37-41.

[5] Suresh S. 材料的疲劳[M]. 北京:国防工业出版社,1999.

[6] 韩希鹏,许超,段作祥,等. 高周疲劳曲线的等效应力法[J]. 航空材料学报,2003,23(3):53-57.

HAN Xipeng, XU Chao, DUAN Zuoxiang, et al. Modified equivalent stress model for high cyclic fatigue curves[J]. Journal of Aeronautical Materials,2003,23(3):53-57.

[7] 北京航空材料研究所. 航空发动机设计用材料数据手册[S]. 北京:中国航空发动机总公司出版,1990.

[8] 陆山. 多危险部位轮盘寿命可靠性评估中若干问题探讨[A]. 第三届航空发动机可靠性学术会议文集[C]. 湖北宜昌:中国航空学会发动机可靠性专业委员会,2005:208-213.