

机电学院



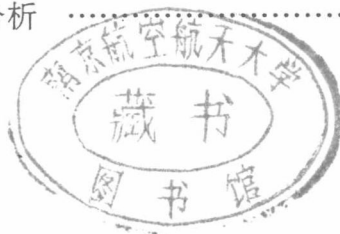
目 录

五〇一教研室(16 篇)

表面疲劳裂纹监测与寿命预测	王东方等 H
机械零件的可靠性优化设计方法	张雨等
多层次故障诊断系统	岳林等 J
多路并行数据采集系统设计	岳 林 J
三维边界元法解摩擦型弹性接触问题	陶峰等 J
微动损伤的研究综述	陶峰等 H
直升机传动系统干运转能力的研究	戴振东等 H
摩擦体系的熵表征研究	戴振东等 H
高温不锈钢与钛合金微动疲劳特性的实验研究	戴振东等 H
面扫描激光淬火对钛合金微动磨损性能的影响	戴振东等 H
激光淬火对钛合金高温干摩擦特性影响的实验研究	戴振东等 H
稀土对等离子喷涂金属陶瓷层摩擦学特性的影响	李祥明等
金属陶瓷摩擦材料中的润湿性问题	李祥明等 H
摩擦作用下金属氧化反应的机理	李祥明等 H
改革实验教学方法 提高学生工程素质	詹静岚等
用自然热电偶测量值估计摩擦接触的最高瞬时温度	詹静岚等

五〇二教研室(24 篇)

快速成型小计算机控制系统	李小林等 J
A Robot Intelligent Path Planning System	王伟等
整体叶轮数控展成电解加工故障处理程序的编制	朱永伟等 J
整体叶轮数控展成电解加工的一种新改进的编程方法	朱永伟等 J
激光烧结快速成型技术误差综合分析	赵剑峰等 J



选择性激光烧结在精密铸造中的应用	吴晓鸣等 J
2.5 轴数控电火花仿铣加工	衣建刚等 J
水平井生产管电化学切割阴极的设计及试验	王亦红等 J
零电压开关下的 IGBT 在电火花加工脉冲电源中的应用研究	汪炜等 J
Sterolithography file(STL) Flaws and Repair	田宗军等
快速成形系统中 STL 文件的缺陷与修复	田宗军等 J
激光烧结快速控制系统的研究	田宗军等 J
快走丝机慢走丝切割加工工件表面质量分析	郭烈恩等 J
高速走丝线切割机多次切割加工电极丝动态性能的研究	郭烈恩等 J
微细电火花加工中放电参数高速采集系统的研究	裴景玉等 J
数控展成电解加工展成运动及阴极原轨迹回退功能的实现	魏守水等 J
电火花线切割加工的表面完整性	赵国光 J
大锥度电火花线切割加工技术	赵国光 J
电火花线切割加工中的自动测量技术	赵国光 J
我国特种加工技术的回顾和展望	刘正坝 J
单自由度磁轴承数字控制器的研究	朱火焜秋等 J
磁轴承控制器的设计及仿真研究	朱火焜秋等 H
永磁偏置的混合磁悬浮轴承的研究	曾励等 H
滚珠旋摆作动器的优化设计	曾励等 H



文章编号:1000-6893(1999)03-0285-02

技术简讯

表面疲劳裂纹监测与寿命预测

王东方, 尹明德, 李保成, 欧阳祖行

(南京航空航天大学 机械工程学院 501 教研室, 江苏 南京 210016)

THE SUPERVISION AND CRACK GROWTH LIFE PREDICTION OF SURFACE FATIGUE CRACK

WANG Dong-fang, YIN Ming-de, LI Bao-cheng, OUYANG Zu-xing

(Dept. of Mechan. Engin., Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

根据损伤容限设计理论,在零件有初始缺陷或在使用寿命中出现裂纹,发生破损时,只要保持有一定的剩余强度,仍能够正常使用,则可不立即更换^[1,2],但为确保使用安全,必须随时掌握裂纹扩展状态,对裂纹扩展剩余寿命有正确的估计。无损探伤方法多只能在机械检修时,对零部件进行静态检测。无法及时了解带裂纹机械结构件在工作过程中的裂纹扩展情况。表面疲劳裂纹监测系统研制的目的,就是可对使用中的易损机械结构件,特别是对高空的、大型的隐蔽结构件进行定期或长期监测,实时观察疲劳裂纹扩展情况,及时获取裂纹扩展信息,以确保机械结构件的安全工作和最大限度地延长机械结构件的使用寿命,对工程实际有现实意义。

1 表面疲劳裂纹监测^[3]

(1)监测系统硬件配置 表面疲劳裂纹监测系统主要用于对结构件表面疲劳裂纹进行监测,系统硬件包括直流恒流源、放大电路、A/D采集板和 IBM-PC 计算机系统。图 1 为表面疲劳裂纹监测系统工作原理图。

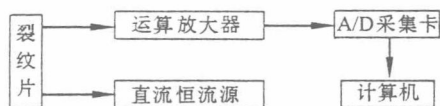


图 1 疲劳裂纹监测系统框图

(2)监测系统软件 表面疲劳裂纹监测系统软件全部由 C 语言编程。系统特点如下:

①通过人机对话方式对采样参数进行设定,操作简便;

②数据采集采用实时时钟中断方式进行,采集过程中可对采样数据进行实时处理、实时显示

采样数据、波形和图形,不影响数据采集的连续性;

③采样监视阶段,可对采样数据的漂移做进一步的调零处理,使采样精度大大提高;

④实现了对采样时间的累加与再现,为疲劳寿命预测提供了依据;

⑤根据设定报警限实时报警,以测得的裂纹值作为初始裂纹,按照损伤容限设计理论实时预测疲劳裂纹剩余寿命;

⑥采用裂纹片测试裂纹,既可用于金属,亦可用于非金属。其输出只与裂纹长度有关,而与试件形状无关。因而可设计成各种外形以适应不同部位的测试要求。

2 裂纹扩展寿命预测^[1,4]

裂纹扩展寿命指由初始裂纹扩展到临界裂纹的应力循环数。临界裂纹长度 a_c 可由断裂韧度 K_{Ic} 确定。对于 I 型断裂情况

$$K_I = F\sigma\sqrt{\pi a_c} \quad (1)$$

式中: F 为几何修正系数; σ 为均匀拉伸应力; a 为裂纹尺寸。

当 $K_I = K_{Ic}$ 时,可得临界裂纹尺寸^[3]

$$a_c = \frac{1}{\pi} \left(\frac{K_{Ic}}{F\sigma} \right)^2 \quad (2)$$

由求得的临界裂纹长度 a_c ,即可根据 Paris 公式和 Forman 公式对疲劳裂纹扩展寿命进行估算。Paris 疲劳裂纹扩展速率计算模型为

$$da/dN = C(\Delta K)^m \quad (3)$$

式中: ΔK 为应力强度因子范围; C, m 为材料常数。

Paris 公式的不足之处是未考虑平均应力的影响,以及裂纹在接近临界应力强度因子时的失稳状态。为此 Forman 提出了如下的裂纹扩展速率计算模型

$$da/dN = C(\Delta K)^m / [(1 - R)K_{Ic} - \Delta K] \quad (4)$$

收稿日期:1998-05-19; 修订日期:1998-08-20

基金项目:江苏省科研基金资助项目

式中: R 为应力比。

在等幅应力状态下, 对于半无限大受拉平板, 式(1)中几何修正系数 F 为常数, $F=1.12^{[5]}$, 而与裂纹尺寸 a 无关, 将式(1)代入式(3)或式(4)并积分即可求得疲劳裂纹扩展寿命。

对于变幅应力状态, 若每个循环块的裂纹扩展速率为

$$da/d\lambda = \sum_{i=1}^n [n_i (da/dN)_i] \quad (5)$$

则以循环块计的裂纹扩展寿命为

$$\lambda = \int_{a_0}^{a_c} \frac{da}{\sum_{i=1}^n [(da/dN)_i n_i]} \quad (6)$$

表面疲劳裂纹监测系统, 以一定的时间间隔下实测的裂纹值作为初始裂纹长度 a_0 , 选定材料常数 C 和 m 值, 由上述公式对构件剩余寿命

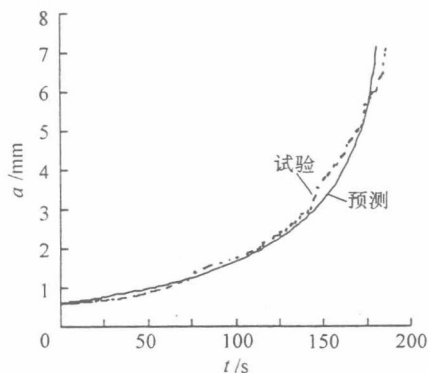


图2 $a-t$ 关系曲线

进行实时预测^[4]。

3 模拟试验

(1) 试验过程的监测 模拟试验在高频疲劳试验机上进行。采样监测过程分为两个阶段, 第一阶段为采样监视过程, 可对零漂作进一步的处理。当试件出现裂纹并大于设定初始裂纹值时, 程序自动报警, 实时预测剩余寿命并转入实时采集过程。

(2) 试验结果分析 图2给出了模拟试验以及预测的裂纹-时间($a-t$)关系曲线, 图3为 $da/dt-a$ 关系曲线。试验结果表明, 微机监测过程所反映的裂纹扩展情况与实际观察结果基本相符, 实测裂纹值与标定结果基本一致, 裂纹扩展寿命预测结果与试验数据比较接近。说明监测系统可行。

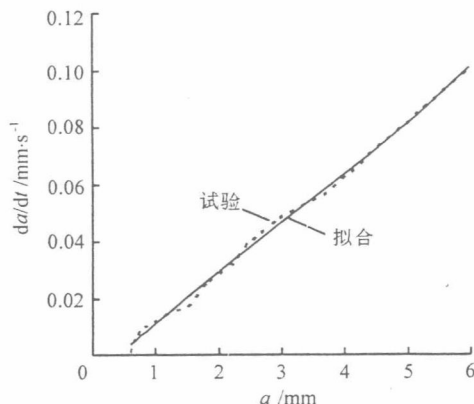


图3 $da/dt-a$ 关系曲线

参 考 文 献

- [1] 赵少汴. 抗疲劳设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1994. 158~170.
- [2] 高镇同, 熊峻江. 疲劳/断裂可靠性研究现状与展望[J]. 机械强度, 1995, 9(3): 61~78.
- [3] 王东方. 表明疲劳裂纹检测系统研制[D]. 南京: 南京航空航天大学, 1997.
- [4] Bloom J M, Daniewicz S R, Hechmer J L. Plane strain crack growth models for fatigue crack growth life predictions[J]. Journal of Pressure Vessel Technology Trans ASME, 1996, 118: 78~85.
- [5] 颜鸣皋, 欧阳辉, 吴素英, 等. 航空金属材料疲劳裂纹扩展速率手册[M]. 北京: 北京航空材料研究所, 1984. 3~6.

作者简介:



王东方, 男, 讲师, 1961年4月出生, 1982年8月毕业于重庆建筑大学, 1997年3月获得南京航空航天大学硕士学位, 现在南京建筑工程学院任教。



尹明德, 男, 1963年生, 副教授, 从事机械优化、故障诊断、机械强度等方面的研究, 发表论文10余篇, 参编教材2本。



李保成, 男, 1958年生, 工程师, 从事机电一体化试验技术、机械疲劳强度等方面的研究工作, 发表论文近10篇。



欧阳祖行, 男, 1936年生, 教授, 从事机械设计及理论、机械可靠性、摩擦学等方面的研究, 发表论文20多篇, 主编教材1本, 专著1本。

机械零件的可靠性优化设计方法

张雨 欧阳祖行 陶峰(南京航空航天大学机电工程学院 501 教研室)

Abstract: In the field of contemporary mechanical design, reliability design and optimum design are two important design methodology. It is discussed in this paper to combine them organically by establishing a model of possibility, then to find its solution. At last, such a methodology is proved to be an effective design methodology.

Key words: Reliability design optimum design

摘要: 在现代机械设计领域中, 可靠性设计和优化设计是两种重要的设计方法。本文讨论了如何通过建立概率优化设计模型将两者有机的结合, 并对其进行求解。最后证明这是一种有效的设计思想。

关键词: 可靠性设计 优化设计

一、引言

要完成一项机械设计任务, 往往存在多种可供选择的方案。人们自然希望选定的方案既能最好的达到预先确定的目标, 又能保证运行安全可靠。换言之, 在达到可靠性目标的同时, 还应采用优化方法来降低成本, 并提高其工作性能与承载能力。例如: 在微动损伤机理的研究中, 为了求得最优力矩, 使得微动造成的损伤程度最小, 增强容器的抗渗漏性。这就需要采用机械可靠性优化设计方法。

机械零件可靠性优化设计方法的基本思想是: 要求结构或零部件在满足一定性能的条件下, 使其可靠度达到最大; 或者使结构或零部件达到最佳性能指标时, 要求它的工作可靠度不低于某一规定水平。用数学模型可表示为

$$\left. \begin{array}{l} \max R(X) \\ \text{s.t } f(X) \leq C_0 \\ g_u(X) \leq 0 \quad (u = 1, 2, \dots, m) \end{array} \right\} \quad (1-1)$$

或者

$$\left. \begin{array}{l} \min f(X) \\ \text{s.t } R(X) \geq R_0 \\ g_u(X) \geq 0 \end{array} \right\} \quad (1-2)$$

式中: $R(X)$ —零件的实际可靠度;

R_0 —零件的预定可靠度;

$f(X)$ —零件费用函数或其它性能、参数等的函数;

C_0 —零件的预定成本。

二、建立概率优化设计模型的方法

由于可靠性设计是一种概率设计, 因此在优化设计的数学模型中的某些设计变量和参数会具有随机性质。如图 1 中表示了二变量设计空间中的约束随机函数的某种分布关系。显然, 在这种情况下就要求设计点将以某种概率水平来得到满足, 即:

$$P\{g(X, \omega) \geq 0\} \geq \alpha \quad (2-1)$$

式中: $g(X, \omega)$ —约束随机函数;

X —随机设计变量 (或标准差为零的确定性变量);

ω —随机参数, 例如材料的力学性能参数: 强度极限, 硬度, 弹性模量等。

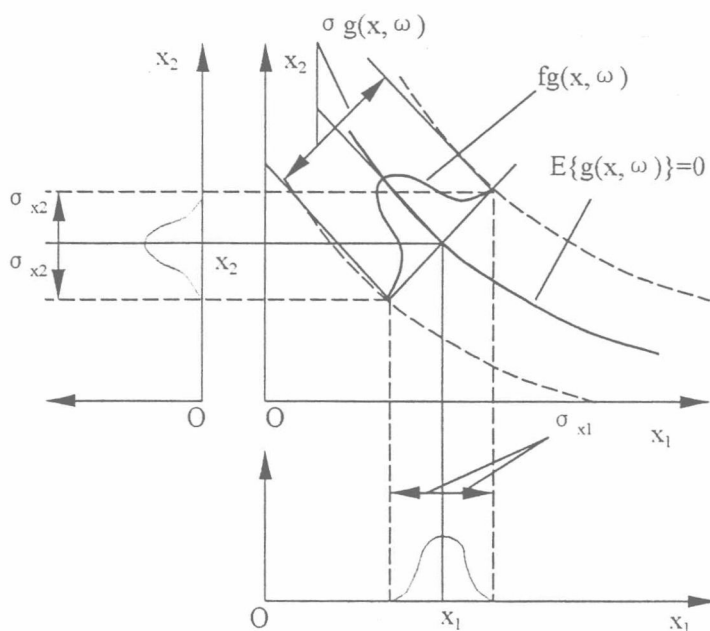


图 1 二变量设计空间中随机变量和函数的关系

零件的可靠度（强度、刚度、稳定性等）。

式（2—1）所表示的不等式约束条件（包括等式约束），就称为概率约束。

概率约束的几何意义如图 2 所示，它相当于将约束函数的分布曲线相应移至 $P\{g(X, \omega) \geq 0\} \geq a$ 的位置。

在优化设计问题中，当设计模型中的设计变量和参数具有随机性，约束中含有概率约束时，称此种模型为概率优化设计模型。最有代表性的且最常用的概率模型是均值模型。其表示形式为：

$$\left. \begin{aligned} \min E\{f(X, \omega) \\ \text{s. t } P\{g_u(X, \omega) \geq 0\} \geq a_u \quad (u=1, 2, \dots, n_p) \\ g_u(X) \geq 0 \quad (u=n_{p+1} \dots m) \\ X, \omega \in [\Omega, T, P] \end{aligned} \right\} \quad (2-2)$$

式中 $[\Omega, T, P]$ 表示概率空间， Ω 称为基本事件空间， T 称为事件的全体； P 称为事件的概率。

$g_u(X) \geq 0$ 的 X 为确定性变量，即标准差为零的随机变量。

本文仅讨论均值模型的某种特定的求解方法，即认为随机变量是互相独立的，且服从简单正态分布；其已知分布形式和变异系数 $C_{x_i} (\sigma_{x_i} = C_{x_i} \cdot \bar{X}_i)$ ，因而所求的设计变量只要求确定其均值 $\bar{X}_i$ 。对该模型的求解，就是在概率可行域内寻找 $E\{f(X, \omega)\}$ 最小值时的设计点 X^* ，这就是概率优化设计问题的最优解。

三、模型的求解方法

这种特定的均值模型的求解方法的基本思想是将概率模型转化为确定型模型，然后按确定型优化方法求解随机变量的均值。

设概率约束中的 X 和 ω 均为正态分布，而且是相互独立的，则随机约束函数 $g_u(X, \omega)$ 也可认为是正态分布。

令 $Z = g_u(X, \omega)$ ，由概率论可知， Z 的概率密度函数为

$$h(Z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_z} \exp\left[-\frac{(z - \mu_z)^2}{2\sigma_z^2}\right] \quad (-\infty < Z < \infty) \quad (3-1)$$

$h(Z)$ 亦为正态分布。其均值为 $\mu_z = \bar{g}_u$ ，标准差 $\sigma_z = \sigma_{g_u}$ 。

$Z > 0$ 即 $g_u(X, \omega) > 0$ 的概率，就是概率约束所要求保证的。

$$P(Z > 0) = P\{g_u(X, \omega) > 0\} = \int_0^{+\infty} h(Z) dZ = \int_0^{+\infty} \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_z} \exp\left[-\frac{(Z - \mu_z)^2}{2\sigma_z^2}\right] dZ \quad (3-2)$$

为了将（3—2）变换成标准正态分布，令标准态变量 $\theta = \frac{Z - \mu_z}{\sigma_z} = \frac{g_u - \bar{g}_u}{\sigma_{g_u}}$ ，则 $dz = \sigma_z d\theta$ 。上式

可变换成下式：

$$P(Z > 0) = \int_{-\frac{\bar{g}_u}{\sigma_{g_u}}}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{\theta^2}{2}} d\theta \quad (3-3)$$

由于正态分布为对称分布，因此式（7）又变换成

$$P(Z > 0) = \int_{-\frac{\bar{g}_u}{\sigma_{g_u}}}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{\theta^2}{2}} d\theta \quad (3-4)$$

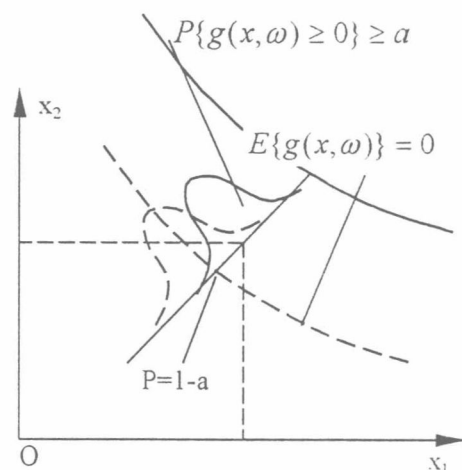


图 2 概率约束的几何意义

$$\text{令 } \theta_a = \frac{\bar{g}_u}{\sigma_{g_u}} \quad (3-5)$$

(3-5) 式又可变换成

$$P(Z > 0) = \int_{-\infty}^{\theta_a} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{\theta^2}{2}} d\theta = \Phi(\theta_a) \quad (3-6)$$

(3-5) 式被称为联接方程, θ_a 称为事件发生概率函数。

当设计要求为 $P\{g_u(\bar{X}, \bar{\omega}) \geq 0\} \geq a_u$ 时, 有

$$P\{g_u(\bar{X}, \bar{\omega}) \geq 0\} = P\{Z \geq 0\} = \Phi(\theta_a) \geq a_u \quad (3-7)$$

于是可得

$$\begin{aligned} \theta_a &\geq \Phi(a_u), \\ \frac{\bar{g}_u}{\sigma_{g_u}} &\geq \Phi^{-1}(a_u) \end{aligned} \quad (3-8)$$

$$\text{即 } \bar{g}_u - \Phi^{-1}(a_u) \sigma_{g_u} \geq 0 \quad (3-9)$$

$$\text{若设计要求为 } P\{g_u(\bar{X}, \bar{\omega}) \leq 0\} \geq a_u \quad (3-10)$$

时, 同理可得

$$\bar{g}_u + \Phi^{-1}(a_u) \sigma_{g_u} \leq 0 \quad (3-11)$$

式 (3-9) 和式 (3-11) 即为将随机约束等价地转换为确定型约束的形式。这样, 概率优化设计模型就可以近似地转换为如下形式的确定型模型来求解。即:

$$\left. \begin{aligned} \min f(X) &= E\{f(X, \omega)\} = f(\bar{X}, \bar{\omega}) \\ \text{s. t } \bar{g}_u - \Phi^{-1}(a_u) \sigma_{g_u} &\geq 0 \quad (u = 1, 2, \dots, n_p) \\ \bar{g}_u(\bar{X}) &\geq 0 \quad (u = n_{p+1} \dots m) \end{aligned} \right\} \quad (3-12)$$

式 (3-12) 中 $\bar{g}_u$ 和 σ_{g_u} 可利用泰勒级数求得。将 $g_u(X, \omega)$ 在随机变量和参数的均值处展开为泰勒级数, 并取其线性项, 可得

$$g_u(X, \omega) \approx g_u(y) + \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial g_u}{\partial y_i} \bigg|_{\bar{y}_i} \right) (y_i - \bar{y}_i) \quad (3-13)$$

$g_u(X, \omega)$ 的均值及其标准差为

$$\bar{g}_u = g_u(y) \quad (3-14)$$

$$\sigma_{g_u} = \left\{ \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial g_u}{\partial y_i} \bigg|_{\bar{y}_i} \right)^2 \sigma_{y_i}^2 \right\}^{1/2} \quad (3-15)$$

式中 y —表示随机设计变量和参数的向量;

$\bar{y}_i$ —第 i 个随机因素的均值;

σ_{y_i} —第 i 个随机因素的标准差。

四、应用举例: 受轴向变载荷的螺栓联接的可靠性优化设计

1、设计要求:

所设计的螺栓联接简图如图 3 所示。已知条件: 缸内最大压强 p , 内腔直径 D , 螺栓与被联接件的材料, 结构, 载荷作用位置, 垫片材料等。假设设计变量与参数均服从正态分布。

要求按重量最轻原则, 在保证可靠度 R 的条件下, 优选出螺栓尺寸与数量。

2、建立数学模型

(1) 建立目标函数

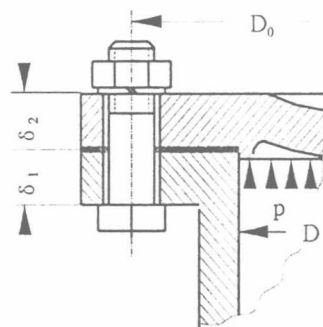


图 3 气缸盖螺栓连接

(1) 建立目标函数

设螺栓总重量为 W , 则

$$W = Z \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot L \cdot \rho \approx 1.1Z \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot L \cdot \rho(N) \quad (4-1)$$

式中 Z —螺栓个数;

d —螺栓公称直径 (mm);

d_1 —螺纹直径 (mm);

ρ —螺栓材料的重度 (N/m^3), 对钢制螺栓一般可取 $\rho = 78000 \text{ N/m}^3$;

L —螺栓当量长度, 对压力容器一般取 $\delta_1 \approx \delta_2 \approx 1.5d$, 将螺栓头也折合成长度, 可得当量长度 $L \approx 5.2d$ 。

由式 (4-1) 可得目标函数为:

$$\min F(X) = 3.5 \times 10^{-4} Z \cdot d_1^3 \quad (4-2)$$

设计变量为 $X = [x_1, x_2]^T = [Z, d_1]^T$

(2)、建立约束条件

1) 螺栓静强度条件

单个螺栓所总拉力 F

$$\overline{F_0} = \overline{F} + \overline{F'} = 2.5\overline{F} = \frac{2\overline{D}^2 \cdot \overline{p}}{Z} \quad (4-3)$$

式中 F —工作拉力;

F' —螺栓残余预紧力, 取 $1.5F$ 。

螺栓中最大拉应力的统计量为

$$\overline{s} = \frac{1.3\overline{F_0}}{\overline{A}} \left(1 + \frac{\sigma_A^2}{\overline{A}^2} \right) \quad (4-4)$$

$$\sigma_s = \left[\frac{\overline{F_0}^2 \cdot \sigma_A^2 + \overline{A}^2 \cdot \sigma_{F_0}^2}{\overline{A}^2} \right]^{1/2} \quad (4-5)$$

式中 $\overline{s}$ 为应力均值;

σ_s 为 s 的标准差。

由式 (3-9) 可靠性联接方程可得

$$\frac{\overline{S_s} - \overline{s}}{\Phi^{-1}(R_1) \sqrt{\sigma_{S_s}^2 + \sigma_s^2}} - 1 \geq 0 \quad (4-6)$$

式中 $\overline{S_s}$ —螺栓材料的屈服极限均值 (Mpa);

σ_{S_s} —螺栓材料的屈服极限的标准差 (Mpa)。

2) 螺栓疲劳强度条件

因为螺栓拉力在预紧力 F' 与总拉力 F_0 之间变化, 所以螺栓应力幅均值 $\overline{s_a}$ 应为

$$\overline{s_a} = 2K_c \frac{\overline{F}}{\pi d_1^2} \approx 0.5K_c \overline{D}^2 \cdot \overline{p} / Z \cdot \overline{d_1}^2 \quad (4-7)$$

式中 K_c —螺栓联接相对刚度, 取决于被联接钢板间所用垫片类型。

假定螺栓变应力为正态分布, 则可由可靠性联接方程得到约束条件为

$$\frac{\overline{S_e} - \overline{s_a}}{\Phi^{-1}(R) \sqrt{\sigma_{S_e}^2 + \sigma_{s_a}^2}} - 1 \geq 0 \quad (4-8)$$

式中 $\overline{S_e}$ —螺栓的疲劳极限均值;

$\sigma_{S_e}^2$ —螺栓的疲劳极限标准差。

3) 螺栓联接紧密性限制

为了保证气缸结合面有可靠的密封性,一般要求螺栓间距离应满足 $p < 1.6MPa$, $t \leq 7\bar{d}$; $p=1.6\sim 10MPa$, $t \leq 4.5\bar{d}$; $p=10\sim 30MPa$, $t \leq 3\bar{d}$ 。
由此可得约束条件为

$$\left. \begin{aligned} g_3(\bar{X}) &= \frac{\pi \bar{D}_0^2}{Z} / \bar{t}_{\min} - 1 \geq 0 \\ g_4(\bar{X}) &= 1 - \frac{\pi \bar{D}_0^2}{Z} / \bar{t}_{\min} \geq 0 \end{aligned} \right\} \quad (4-9)$$

式中 $\bar{D}_0$ —螺栓中心分布圆直径 (mm), 一般可取 $\bar{D} \approx 1.5D$

3、计算实例

原始数据: 设计一气缸盖螺栓联接, 如图 10-4 所示。已知缸内最大压强 $p = (\bar{P}, \sigma_p) = (12, 0.05\bar{P})MPa$; 内腔直径 $D = (\bar{D}, \sigma_D) = (80, 0.002\bar{D})mm$; 接合面采用橡胶垫片。根据气缸的重要程度要求螺栓组可靠度 $R_s \geq 0.99990$ 。试按重量最轻的原则设计此螺栓联接。

解:

(1) 计算所需数据

1) 该螺栓组为串联系统, 设单个螺栓的可靠度为 $R=0.99999$ 。查表得 $\Phi(R) = +4.5$

2) 螺栓总拉力 F_0 及应力幅 S_a 的标准差可由正态分布二元代数计算得出:

$$\sigma_{F_0} \approx 0.1\bar{F}_0; \quad \sigma_{S_a} \approx 0.1\bar{S}_a$$

3) 螺栓危险剖面面积均值为 $\bar{A} = \frac{\pi \bar{d}_1^2}{4}$; 螺纹内径的标准差根据制造公差统计数据可取 $\sigma_{d_1} = 0.001\bar{d}_1$, 则面积 A 的标准差为

$$\sigma_A = \left[\left(\frac{\partial \bar{A}}{\partial \bar{d}_1} \right)^2 \cdot \sigma_{d_1}^2 \right]^{1/2} = \left[\left(\frac{\pi \bar{d}_1}{2} \right)^2 \cdot \sigma_{d_1}^2 \right]^{1/2} = \frac{\pi \bar{d}_1}{2} \cdot \sigma_{d_1} = 0.00157\bar{d}_1^2$$

4) 选螺栓材料为 40Cr。屈服极限为 $S = (\bar{S}, \sigma_s) = (900, 0.07\bar{S})MPa$; 疲劳极限 $(S_e, \sigma_{S_e}) = (85, 0.08\bar{S}_e)$ 。

(2) 程序编制

因本题属于小型问题, 故选用程序简单, 精度较高的约束随机方向法来求解。本文后附有针对该题而编制的优化程序。该程序采用 Visual Basic 语言编制, 使用时, 只需在界面上输入一个可行的初始点, 即可得到优化结果。

(3) 结果讨论

现将经处理的概率优化结果与常规设计结果列于下表 1。

表 1 计算结果比较

设计方式	$d_1(mm)$	$d(mm)$	Z	$D_0(mm)$	R	F(X)(N)
概率设计	10	12	8	110	≈ 0.999990	4.84
常规设计	12.45	16	8	120	≈ 0.9999999990	11.47

从表中的数据可以看出用概率优化设计螺栓总重大约减少 58%, 且经济效益是显著的。此外, 可使产品在最大承载能力的条件下工作, 其工作可靠度为 $R_s = R^7 = 0.999990 > 0.99990$, 满足可靠性要求。

五、结论

实践证明,要使机械零部件(产品)既保证具有可靠性要求,又保证具有最佳工作性能或参数,就必须将可靠性设计和最优化设计有机的结合起来,只有这样才能全面发挥这两种设计方法的特长,同时具有更先进、更实用的设计特点,这就是本文所讨论的机械可靠性优化设计方法的基本思想。

参考书目:

- 1、欧阳祖行,尹明德,机械可靠性设计,南京航空航天大学,1994.3。
- 2、王超,王金等,机械可靠性工程,冶金工业出版社,1992年,第一版。
- 3、孟宪铎等,机械可靠性设计,冶金工业出版社,1992年,第一版。
- 4、刘惟信,机械可靠性设计,清华大学出版社,1996,年第一版。
- 5、刘善维,机械零件的可靠性优化设计,中国科学技术出版社,1993年,第一版。
- 6、陈立周等,机械优化设计,上海科学技术出版社,1980年。
- 7、曾绍华,优化设计,机械工业出版社,1992年第二版。

附录:

程序清单:

Option Explicit

Global lni()

Global e1, e2 As Single

Function fx(a())

fx = 0.00035 * a(1) * a(2) ^ 3

End Function

Function g1(a())

Dim d1, p1, ss, fl, df, a1, sa, s1, ds, se As Single

d1 = 80

p1 = 12

ss = 900

fl = 2 * d1 ^ 2 * p1 / a(1)

df = 0.1 * fl

a1 = 3.1416 * a(2) ^ 2 / 4

sa = 0.00157 * a(2) ^ 2

s1 = 1.3 * fl * (1 + sa ^ 2 / a1 ^ 2) / a1

ds = Sqr(fl ^ 2 * sa ^ 2 + a1 ^ 2 * df ^ 2) / a1 ^ 4

se = 0.07 * ss

g1 = (ss - s1) / (4.5 * Sqr(ds ^ 2 + se ^ 2)) - 1

End Function

Function g2(a())

Dim d1, p1, kc, ee, sm, mm, sf As Single

d1 = 80

p1 = 12

kc = 0.9

ee = 85

sm = 0.5 * kc * d1 ^ 2 * p1 / a(1) / a(2) ^ 2

mm = 0.1 * sm

sf = 0.1 * ee

g2 = (ee - sm) / (4.5 * Sqr(mm ^ 2 + sf ^ 2)) - 1

End Function

Function g3(a())

Dim d1 As Single

g3 = 3.1416 * 110 / a(1) / (1 + a(2)) - 1

End Function

Function g4(a())

Dim d1 As Single

g4 = 1 - 3.1416 * 110 / a(1) / (4 * a(2))

End Function

Sub main()

```

FrmBolt.Show
End Sub

Sub judge(a(), feasible)
    feasible = True
    feasible = Not (g1(a()) < 0 Or g2(a()) < 0 Or g3(a()) < 0 Or g4(a()) < 0)
End Sub

```

```

Sub search(F1)
    '*****
    'Constrained random ray method
    'Zhang Yu 1999,10,27
    '*****

    Dim feasible As Boolean
    Dim Errmsg As String
    Dim x(1 To 2), s(1 To 2), x0(1 To 2) s1(1 To 2)
    Dim i, j As Integer
    Dim sm, step, dd, um, F, G As Single

```

The program followed is to test the initial point

```

For i = 1 To 2
    x0(i) = Ini(i)
Next i
Call judge(x0(), feasible)
F1 = True
If Not feasible Then
    Errmsg = "The initial point isn't a feasible point," & vbCrLf & "Please enter a new initial point."
    MsgBox Errmsg, vbExclamation, "Warning"
    F1 = False
    GoTo Out1
End If

```

The program followed is to get a feasible direction
which the object value is the smallest

```

Begin:
    step = 1
    Do
        F = 1000000000
        For j = 1 To 10
            sm = 0
            For i = 1 To 2
                Randomize
                s(i) = -1 + 2 * Rnd()
                sm = sm + s(i) ^ 2
            Next i
            For i = 1 To 2
                s(i) = s(i) / Sqr(sm)
            Next i

            For i = 1 To 2
                x(i) = x0(i) + step * s(i)
            Next i
            Call judge(x(), feasible)
            If feasible And fx(x()) < F Then
                For i = 1 To 2
                    s1(i) = s(i)
                Next i
                F = fx(x())
            End If
        Next j
        step = step * 0.7
    Loop Until feasible
    step = step / 0.7

```

The program followed is to find the minimum point

```
on the feasible direction.  
Do  
    G = f(x(i))  
    step = 1.3 * step  
    For i = 1 To 2  
        x(i) = x0(i) + step * s(i)  
    Next i  
    Call judge(x(), feasible)  
Loop Until (Not feasible) Or f(x(i)) > G  
For i = 1 To 2  
    x(i) = x0(i) + step * s(i) / 1.3  
Next i  
  
dd = Abs(G - f(x0())) / f(x0())  
um = 0#  
For i = 1 To 2  
    um = um + (x(i) - x0(i)) ^ 2  
Next i  
um = Sqr(um)  
If dd < e1 And um < e2 Then G = f(x0())  
For i = 1 To 2  
    x0(i) = x(i)  
Next i  
GoTo Begin  
  
Out:  
    FrmBolt.Text7.Text = x(1)  
    FrmBolt.Text8.Text = x(2)  
    FrmBolt.Text9.Text = G  
  
Out:  
End Sub
```

程序输入、输出控制（如图 5）：

图 5 程序输入输出控制

多层次故障诊断系统

岳林

黄仁

摘要 介绍一种针对大型旋转机械的故障诊断系统的设计思想,可实现实时监测并具有故障的分析功能。

关键词 旋转机械 故障诊断 监测 分析

Abstract It introduces one kind of fault diagnosis system of a large rotating machine by which the real-time information can be monitored and the fault can be analyzed.

Key words Rotating machine Fault diagnosis Monitor Analyze

0 引言

对于大型旋转机械如空气压缩机目前工厂没有良好的监测手段,因此急需研制开发先进的监测诊断装置来满足生产要求。大型机组的工况特点:

a. 机械系统都是由许多环节组成的,故障现象存在偶合性。

b. 一种异常工况,往往存在多种故障组合,故障具有层次性。

c. 故障与现象之间不是一一对应,某一测点获取的信息,一般不是故障的直接信息,而是间接的,或者各种原因综合的结果。

根据以上特点,我们研制一套较完善的系统,以解决工况监测的实时性和提高诊断的精确性。

1 多层次故障诊断系统的建立

大型机组的工况特点决定了故障诊断系统应该是多层次的。它至少要解决3个问题。

1.1 现场大量信息的实时采集与多方面准确处理

故障症状是层次的,检测得到的机械系统输出信号是各层次的故障信号,正常信号及噪声所构成的综合表征。因此监测诊断系统设计要考虑故障的层次性,同时,结合人们对机械结构特性所掌握的知识,全面、深入、准确地解决工程实际问题,真正把握

住检测信号所反映的全面信息。这样,故障诊断系统不仅要采集处理大量的信息,更要对信号进行全面分析,单纯地基于数值特征判断或符号推理难以解决问题,要利用计算机建立多层次故障诊断系统,使整个系统不仅有符号推理功能,也具有相当的数值计算能力。

1.2 实时监测和长期跟踪预报系统的建立

机械系统都是由许多环节组成的,故障现象间存在偶合性。故障特征往往被噪声所掩盖,一些隐含故障往往不容易发现,一旦由于某个零件功能失效,引起整个故障出现又是突发性的,不易预防,要能及时预报故障,在线监测预报系统尤其十分重要。空气压缩机长期运行,监测和诊断手段可以采用连续监控和定期监测相结合的方法,对于起停过程是故障的多发阶段,状态变化快,要连续实时进行监测。实时反映机器动态性质变化。空气压缩机进入稳定状态正常工作时,可设定一个时间间隔参数,对工况状态进行常规检查,定期分析机器的工作参数和运行规律,对可能发生的故障进行预报,再通过专家系统进行咨询故障类型及处理方法。

1.3 维护决策与自我学习系统的建立

把现代科学技术与传统专家系统相结合,更深层次、更细致对故障进行分析和推理,提出合理的决策,是利用采集的信息并借助专家的知识进行深入的探索的有效途径,提高机组运行管理的科学化。

2 系统的基本构成

基于以上3方面的问题,多层次故障诊断系统设计成3个层次子系统,分别完成以下相应功能。

2.1 第1层次子系统

系统为信号采集与状态在线监测子系统,也是一个主从分布式多CPU处理系统,包含:位移信号数据采集与分析前端机;加速度数据采集与分析前端机;转速测量前端机;一个主单片机控制系统。

每个数据采集与分析前端机负责对传感器测量信号进行前置放大和交直流模拟放大及抗混滤波等预处理并进行数据采集、FFT、峰-峰值、模式识别

等在线计算和灯光报警;转速测量前端机负责对转速测量信号的整形、倒相等预处理,并通过8031CPU的定时/计数器T对转子在一个旋转周期的脉冲计数、计算和显示出转子的转速。转速测量前端机同时还负责机组起停过程中,按转速间隔对数据采集前端机发同步采样控制信号的任务;主单片机控制系统负责第一层次子系统的工作参数(采样频率、采样长度、报警方式及报警门限值等)的设置、发送同步采样信号、子系统自检和协调第二级子系统与数据采集前端机、转速测量前端机之间的数据通讯等任务。

2.2 第2层次子系统

系统为多路信号分析子系统。主要负责通过中断控制对第1层次子系统进行原始数据和FFT分析数据,峰—峰值等特征数据的调用,对第1层次子系统报警的测点或其他任何测点进行在线图形、特征量监视(如时域波形、轴心轨迹、频域谱形、各测点峰—峰值或分频、倍频幅值变化趋势、各特征值显示与声音报警等);状态特征分析(如时间序列分析、互谱分析、自相关函数/互相关函数分析、倒谱分析等);起停过程动态特征分析(如Bode图分析、Nyquist图分析、瀑布图分析等);数据库管理(如原始数据、FFT分析数据、峰—峰值等特征向量的存储等);报表和图形的打印(如每日工况例行性报表与图形打印、异常测点或故障数据的报表与图形打印等)以及对工况,各种工作参数的编辑任务。

2.3 第3层次子系统

系统为故障诊断在线咨询专家系统,是一个基于人工神经网络和产生式规则的组合式高速离心压缩机故障诊断咨询专家系统。主要负责对第1层次子系统报警测点或第2层次子系统在线监测中发现的可疑测点、轴端进行在线诊断,找出异常现象发生原因,并为现场工作人员提供对策。在第3层次子系统的在线诊断中,它通过中断方式自动调用第2层次子系统形成的有关信息,从而避免了信号分析与诊断系统之间界面的频繁切换。

3 系统的功能

3.1 信号的在线检测

信号的采集跟踪了动态系统的变化,实现了实时在线检测(主要由第1层次子系统完成)。所选择的信号反映了故障的症状,检测部位可以敏感地反映故障诊断特征信息变化。如一根轴位移信号分别

接到各块位移采样板各多路开关同一通道号上,这样位移采样板在同步信号管理下,同时采集机组同一时间运行状态的数据,保证一根轴同步采样。采样方式:起停过程按转速间隔采样(有转速板发采样同步信号)采样次数由系统根据数据存储器的大小自动计算给出。正常监控时,按时间间隔采样,采样次数,采样频率均可调。

3.2 信号的特征分析和状态识别

分析的方法很多有实域分析,频域分析以及统计分析,直接检测信号是随机过程,而且包含大量与故障无直接关系的信息,需要用现代信号分析与处理方法把直接检测信号转换为特征量用数字表示,以适应计算机控制需要,特征分析的目的是去伪存真,把能反映故障特征信息与故障无关信息分离开来,并找到它们的变化规律。特征分析的结果进行状态识别,根据特征量的选择不同可进行单项识别与多项识别。单项识别在第1层次子系统对机组的各测点通过峰—峰值或各通频幅值给出灯光报警,直接指明振动异常点。多项识别在第2、第3层次子系统对报警点进行状态识别,初步判定机组可能存在的低频振动,工频振动,高频振动或广谱振动。第3层次利用专家知识给出诊断推理结果。

3.3 专家系统

在获取了大量状态信息后,由计算机系统自动分析故障程度、性质部位及原因。专家系统结合神经网络技术,对故障怎样判别处理提供咨询和决策。

4 结束语

该课题是针对空气压缩机组的工作特点进行的。监测诊断要求建立多层次系统有机联系,解决了工厂实时在线监测大型旋转机械的难点,有较好的实用性。

参考文献

- 1 黄仁.机械制造设备的工况监测与故障诊断.南京:东南大学出版社,1988.
- 2 钟秉林,黄仁.机械故障诊断学.北京:机械工业出版社,1997.

岳林女,35岁,南京航空航天大学501教研室,讲师。(南京210016)

黄仁 东南大学。

多路并行数据采集系统设计

岳 林

(南京航空航天大学, 南京 210016)

摘 要: 旋转机械(如空气压缩机)是生产的关键设备,有必要进行工况监视和故障诊断,据此,设计了多层次故障诊断系统,本文主要介绍的是第一层次子系统,即多路并行数据采集系统结构与功能。通过模块化设计,保证了位移信号并行同步采样,实现了多路信号的转换与处理,也利于系统扩展和可靠性。它既为后一级系统传送数据,又是一个独立的实时监视系统。

关键词: 空气压缩机; 工况监视; 多路并行数据采集

中图分类号: TP273 **文献标识码:** B

1 引言

本课题是针对仪化联合公司动力分厂的两台空气压缩机组进行的,它是在国内先进技术的基础上着重在实时、在线上作了进一步努力。由于大型旋转压缩机组担负生产重任,目前工厂又没有良好的监测手段,对安全生产造成隐患,因此急需研制先进的监测诊断装置来满足生产要求。

机械故障诊断包括两层互相关联的含义即动态过程的工况监测与故障诊断。多路并行数据采集系统是这一故障诊断系统的一个前级子系统,也是整个故障诊断系统的关键部分,它既为后一部分计算机分析提供现场的实时数据和初步判别结果,又是一个可以独立的多通道信号采集与处理系统。

2 系统的主要功能

系统具备如下功能:(1)完成多路信号采集和传输工作;(2)完成数据的统计分析,作出初步识别,解决听、看、摸等人工判别问题;(3)完成特征量输出任务,可用单片机显示存储,也可用 PC 机显示存储和打印,并提供扩展口线,为后续研究提供方便。

3 传感器的分布

空气压缩机启动时轴向力很小,轴向位移不大,因此对一个轴承,位移传感器的安装只需 X、Y 两个互成 90° 的垂直方向。一个轴上有两个轴承,总计有 6 个轴承,有 12 路位移信号,需装 12 路位移传感器。齿轮箱振动采用加速度传感器,采样频率在 20kHz。压缩机正常运行和起停过程中工况是否正常,转速也是一个最直接的衡量标准。综上所述,位移信号共有 12 路,加速度信号 1 路,转速信号 1 路,总共有 14 路信号。传感器及测点分布如图 1 所示。

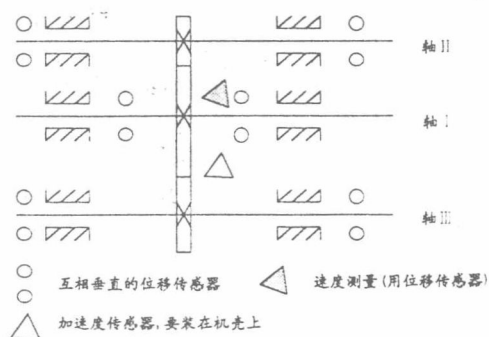


图1 传感器的安装及测点分布

4 系统总体结构

系统总体硬件构成如图 2 所示,它分两部

• 收稿日期:1999-05-09(磁盘稿)