

航空发动机叶片高应力振动疲劳试验技术研究

何胜帅¹, 陈立伟¹, 强笑辉¹, 邓瑛²

(1. 北京强度环境研究所, 北京 100076; 2. 北京航空制造工程研究所, 北京 100024)

摘要: 在电动振动台上对航空发动机叶片进行了高应力振动疲劳试验,详细研究了试验机理,提出了辅助点监测叶片最大振动应力、共振峰后定频率激励等试验方法,并成功利用振动台开环控制技术有效稳定了叶片的振动应力水平,从而获得可靠的疲劳数据。另外,从试验角度出发,对振动台激励与叶片振动应力响应之间的关系进行了研究。

关键词: 振动疲劳试验; 航空发动机叶片; 共振放大; 电动振动台; 振动应力

DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2013.04.011

中图分类号: V216.3 **文献标识码:** A

文章编号: 1672-9242(2013)04-0041-06

High Stress Vibration Fatigue Test Technology of Aeroengine Blade

HE Sheng-shuai¹, CHEN Li-wei¹, QIANG Xiao-hui¹, DENG Ying²

(1. Beijing Institute of Structure and Environment Engineering, Beijing 100076, China;

2. AVIC Beijing Aeronautical Manufacturing Technology Research Institute, Beijing 100024, China)

Abstract: High stress vibration fatigue test of several aeroengine blades were carried out on electric shaker and the test mechanism was studied. New test methods were put forward, which were blade maximal vibration stress monitoring using assisting points and fixed frequency excitation after resonance frequency. Open loop control technology of vibrating table was successfully applied to stabilize vibration stress and reliable fatigue data were obtained. The relation between the excitation of electric shaker and the vibration response of blade was discussed.

Key words: vibration fatigue test; aeroengine blade; resonance magnification; electric shaker; vibration stress

航空发动机叶片是航空发动机的关键件,经常会承受交变载荷。如果交变载荷的大小超过相应的疲劳极限,叶片就会在设计寿命之内出现疲劳裂纹,逐步发展至疲劳断裂,严重影响航空发动机的安全。叶片的振动疲劳试验用于确定叶片在不同交变载荷下的疲劳寿命,或者确定叶片在规定寿命下的

疲劳极限,也可用来进行故障分析和改进设计检验。当对叶片进行高应力水平的振动疲劳试验时,经常出现应力水平起伏过大、最大振动应力难以控制等问题,造成最终试验结果的可信度降低。国内外对此类试验的研究成果有限,有待进一步开拓。从试验角度出发,依据某型号多个航空发动机叶片

收稿日期: 2013-02-06

作者简介: 何胜帅(1983—),男,北京人,硕士,工程师,主要研究方向为振动、冲击等动力学试验。

所做的高应力振动疲劳试验案例,详细研究了试验机理,提出若干新技术与方法,进一步提高了试验精度,获得了更可信的疲劳数据,并对振动台激励与叶片振动应力响应之间的关系进行了研究。

1 叶片振动疲劳试验

对叶片进行振动疲劳试验时,首先必须确定激励源,常规的激励源有电动振动台、液压振动台、偏心轮电机、非接触式激振器等^[1]。由于电动振动台具有激励频率范围宽、激振力大的优势,因此大多数类型叶片的振动疲劳试验都可以在电动振动台上完成^[2]。试验时,叶片固定在专用夹具上,然后将专用夹具刚性固定在振动台上,振动台的运动部件带动夹具与叶片一起振动。振动台输出固定频率的正弦波激励信号,激励叶片进行同样频率的正弦振动,电动振动台激励叶片进行振动疲劳试验的结构示意如图1所示。某航空发动机叶片进行振动疲劳试验的现场如图2所示,叶片上粘贴有多个动态应变片,用来测量叶片上各点的振动应力大小。

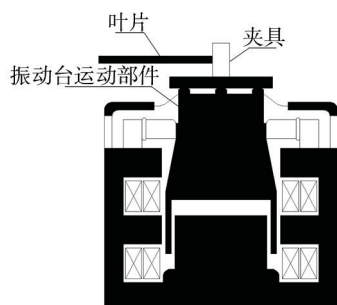


图1 电动振动台结构

Fig. 1 The structure of electro-dynamic shaker

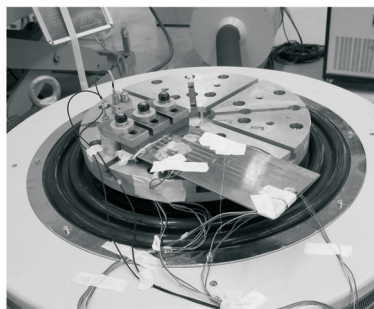


图2 叶片振动疲劳试验现场

Fig. 2 Fatigue test of the blade

试验时,激励频率一般选在叶片的共振频率附近,可以利用共振放大原理——用很小的基础激励迫使叶片产生很大的振动响应^[3]。振动台的正弦振动激励信号如图3所示,叶片在其一弯共振频率附近的振动应变曲线如图4所示。试验研究的叶片为阻尼较低的合金材料,各叶片的共振响应峰均呈窄而高的特点(共振频率在194 Hz附近,依据半功率带宽法进行计算可知,叶片材料的阻尼系数为0.5%)。

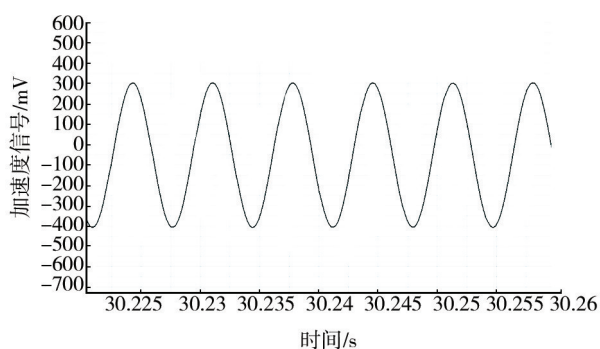


图3 电动振动台的正弦波激励信号

Fig. 3 The sinusoidal wave signal of the electro-dynamic shaker

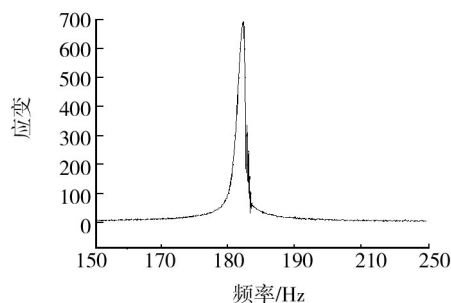


图4 叶片上某点在共振频率附近的振动应变曲线

Fig. 4 The vibration strain curve of the blade around the resonance frequency

2 叶片振动应力研究

根据材料的疲劳损伤理论,裂纹一般出现在产品的最大应力点位置。因此,在进行叶片振动疲劳试验时,必须确定叶片上最大振动应力点的位置以及应力大小。叶片的振动应力通过测量应变来确定,振动应力与应变之间的关系见式(1)。

$$\sigma = E \varepsilon \quad (1)$$

式中: σ 为振动应力, MPa; E 为材料的弹性模

量,MPa; ε 为应变。

常用钢材(Q235)的屈服强度为 235 MPa,文中将大于 235 MPa 的应力定义为高应力。当叶片上的最大振动应力为高应力时,这个位置粘贴的应变片变形会很大,经常不超过 5 min 就会很快脱落,而叶片的振动疲劳试验时间经常为几十至几百小时^[4],如何监测叶片的最大振动应力成为试验的一个关键与难点。

此次试验要求叶片的最大振动应力为 400 MPa,是一个难度很大的高应力振动疲劳试验。试验之初,首先对叶片进行了模态计算,初步确定叶片在一弯振型下的振动应力分布,结果如图 5 所示。由图 5 可知叶片的最大振动应力在叶根附近,此计算结果为标定叶片上各点的振动应力提供参考。图 5 中的应力单位无量纲,其结果只是参考值,真实值由叶片的实际振动量值决定。

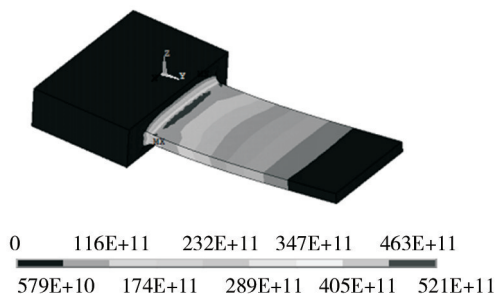


图5 叶片一弯振型下的振动应力分布

Fig. 5 Vibration stress distribution of the blade on the first resonance mode

理论上讲,只要试件的结构确定不变,在固定振型下,不同位置各点振动应力的相对比值也始终不变。为此,进行了试验验证,以前面的模态计算结果为参考,在叶片各关键位置粘贴应变片(如图 6 所示),放置在电动振动台上进行基础激励振动,激励频率为 194.6 Hz,试验记录见表 1。由表 1 的数据记录可知,在激励频率固定的情况下,施加不同的激振力,叶片上各点振动应力的相对比值基本不变。

在固定模态振动下,只要基础激励频率保持不变,无论激振力为多大,叶片上各点振动应力的相对比值基本不变。在试验过程中,小应力点的应变片可以长时间正常使用。依照上面的结论,通过监测小应力点的振动应力来保证最大应力点的振动应力,在要求水平上是切实可行的方案。

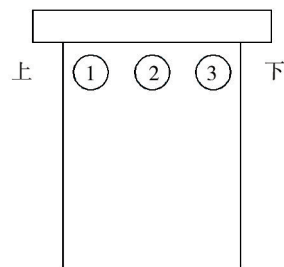


图6 叶片上应变片的分布

Fig. 6 The strain gage on the blade

表 1 叶片上各点应力测试数据记录

Table 1 The vibration stress data of the blade

振动台加 速度/g	各点振动应力/MPa			S1 : S2 : S3
	S1	S2	S3	
1	4.2	44.2	18	0.10:1:0.41
5	15	147.4	60	0.10:1:0.41
10	25.2	224.4	92	0.11:1:0.41
20	41.2	347.6	142.8	0.12:1:0.41

3 振动疲劳试验控制

根据相关文献可知,当试件所受载荷若有 3% 的误差,产生的寿命误差会高达 60% ~ 120%,使疲劳数据失去意义^[5]。如何实时控制叶片上的最大振动应力在要求范围之内,是叶片振动疲劳试验的又一个关键问题。

利用电动振动台进行振动试验时,常规的控制方式是闭环控制。以振动台台面上的加速度为目标反馈,通过调整控制仪驱动电压的大小,最终保证振动台台面上的加速度达到规定量值,控制原理如图 7 所示。据经验而言,这种控制方式能够稳定控制叶片上的振动应力大小,但试验结果却不是这样。实践表明,在此控制方式下,叶片的振动应力起伏很大,无法稳定,最大振动应力的波动值约为设定值的 10%。叶片在闭环控制过程中的振动应变状态如图 8 所示。造成此现象的原因分析如下,在叶片高应力振动疲劳试验中,叶片的振幅很大,带动夹具与之耦合振动;受此影响,在实时闭环控制过程中,振动台台面上的加速度达到规定量值之后仍然无法立刻稳定,迫使控制仪不断改变驱动电压的信号来进行微

小的闭环调整以达到目标值;由于共振放大的因素,振动台的微小调整反应在叶片上则是振动应力的巨大起伏变化。

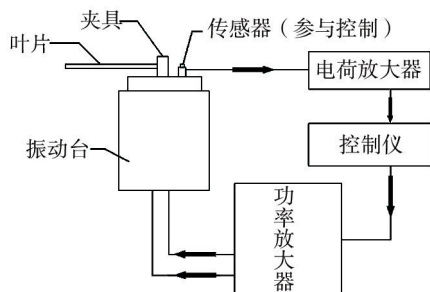


图7 振动台系统闭环反馈

Fig. 7 The closed loop control mode of the electro-dynamic shaker

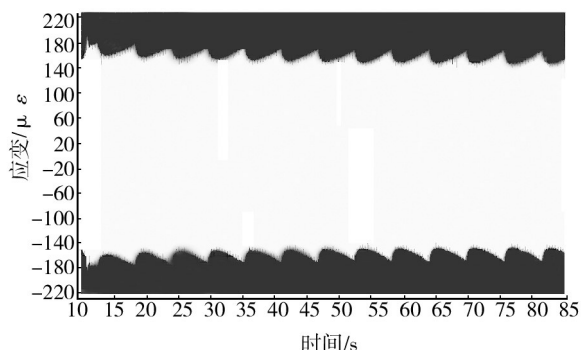


图8 振动台系统闭环控制下叶片的振动应变曲线

Fig. 8 Vibration strain curve of the blade with closed loop control mode

开环控制是振动试验中一种特殊的控制方式^[6],它是指振动台台面上的加速度传感器不参与控制,单纯依靠控制仪输出信号来控制振动台,其原理如图9所示。GJB 150.16A—2009《军用装备实验室环境试验方法 第16部分:振动试验》中推荐用此控制方式来进行冲击试验中的瞬态或短持续时间的时变随机振动。

实践表明,开环控制方式同样适用于正弦振动试验,并且能有效稳定控制叶片上的振动应力,最大振动应力的波动误差小于2%。具体方法为先固定振动台的激励频率,然后逐步增加控制仪输出给功率放大器的驱动电压,使叶片上的最大振动应力达到要求大小。开环控制下,叶片的实时振动应变曲线以及叶片振动应变增长历程曲线分别如图10和

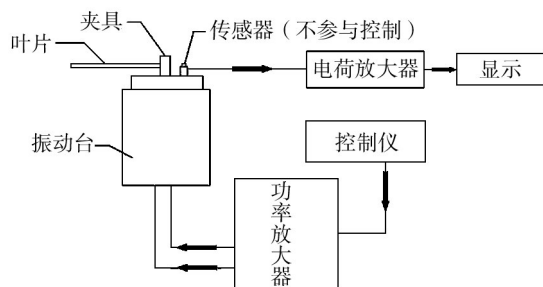


图9 振动台系统开环控制

Fig. 9 Open loop control mode of the electro-dynamic shaker

图11所示。在开环控制下,叶片的振动应力可以稳步增长,并且可以稳定控制。

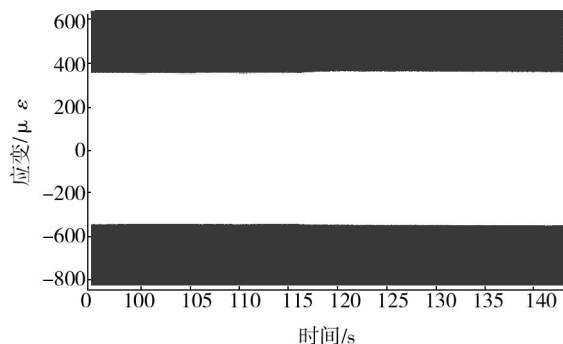


图10 开环控制下叶片实时的振动应变曲线

Fig. 10 Actual vibration strain curve of the blade with open loop control mode

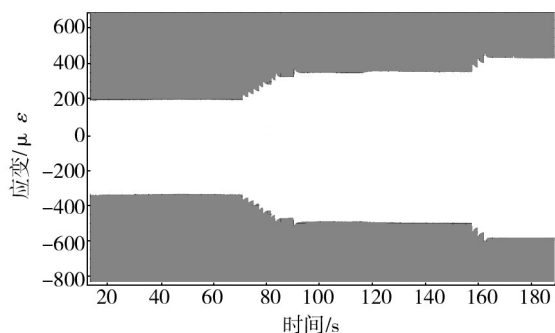


图11 开环控制下叶片的振动应变增长历程曲线

Fig. 11 Vibration strain increasing curve of the blade under loop control mode

4 振动台激励与叶片振动应力

激励频率和激振力是叶片振动疲劳试验中两个

最重要的参数,直接影响整个试验的成败^[7]。

在共振频率点进行激励,叶片的振动应力放大倍数最高(如图4所示),但由于叶片共振频率会实时产生微小的左右偏移,造成叶片振动应力起伏变化很大,难以控制,不宜直接选取。考虑选取共振频率附近的频率点作为激励频率。由图4可知,激励频率越靠近共振频率,振动应力的放大倍数越高,为达到规定振动应力,振动台需要输出的激振力越小,但试验控制难度越大,容易造成叶片的振动应力起伏过大;越远离共振点,试验越容易控制,叶片的振动应力越稳定,但振动应力的放大倍数越低,需要振动台输出更大的激振力来实现规定的振动应力。根据试验现场总结的规律,偏离0.5 Hz能取得良好效果。另一方面,由于叶片的共振频率随着试验的进行呈下降趋势(据统计,至产生裂纹,叶片一弯振型共振频率的降幅约为初始共振频率的10%),为了防止过试验,选取共振峰后的点比较合适,如图12所示。

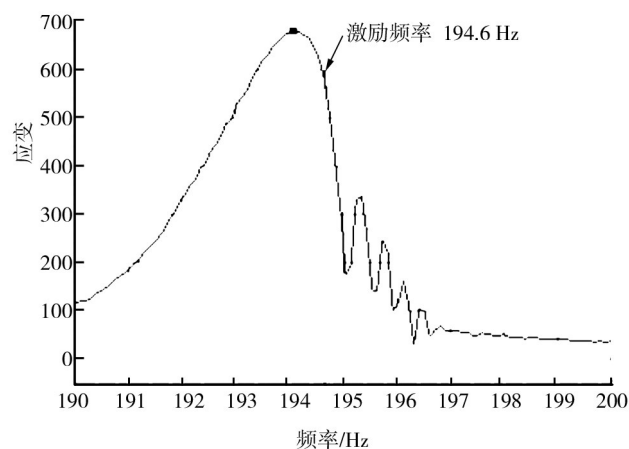


图12 共振峰后激励示意

Fig.12 Excitation after resonance of the blade

当激励频率确定之后,振动应力随振动台激振力的提高而提高,振动台的激振力与其运动部件的加速度成正比,以振动台加速度来表征振动台激振力。叶片上3个点的振动应力与振动台加速度之间的关系曲线如图13所示,曲线用二次多项式函数拟合,由图可以看出两者并非简单的线性关系。根据上述曲线,可以简单推算出振动台的激振力是否满足所提试验的要求,若无法使叶片达到所需的振动应力,则只能选用更大激振力的振动台。

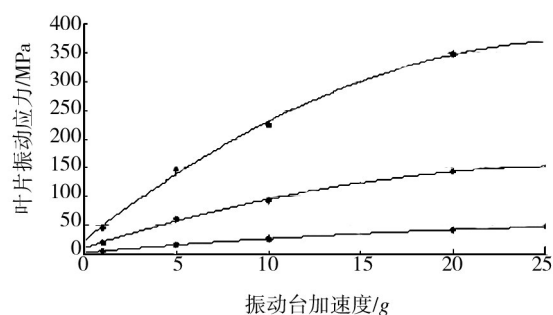


图13 振动台加速度与叶片振动应力响应关系曲线

Fig. 13 Relation curve between the vibration stress of blade and acceleration of the shaker

研究分析表明,叶片上的振动应力与激励频率、激振力密切相关。同样的激励频率下,激振力越大,叶片的振动应力响应越大;同样的激振力,激励频率越靠近共振点,叶片的振动应力响应就越大。进行叶片的振动疲劳试验,选用的振动台必须满足频率和激振力两项指标,国内常规电动振动台的工作频率与激振力见表2。例如,对叶片于进行3000 Hz以上频率的振动疲劳试验,必须选取20 kN以下激振力的电动振动台。

表2 国内常规电动振动台的技术指标

Table 2 The technical index of the electro-dynamic shaker made in China

振动台激 振力/kN	最大空载 加速度/g	激励频率 范围/Hz	结构 形式
0.015	100	5 ~ 20000	风冷
0.4	100	5 ~ 5000	风冷
2	100	2 ~ 4500	风冷
10	100	2 ~ 4000	风冷
20	100	2 ~ 3000	风冷
40	100	2 ~ 2800	风冷
50	100	2 ~ 2700	风冷
80	100	2 ~ 2500	水冷
180	100	2 ~ 2200	水冷
200	100	2 ~ 2000	水冷
350	100	2 ~ 1800	水冷

5 结论

1) 通过监测航空发动机叶片上小振动应力点

的应力来确保最大振动应力点的应力符合要求水平,方法切实可行。

2) 采用共振峰后的频率点对航空发动机叶片进行振动激励,并对电动振动台采用开环控制的方法,可以有效稳定航空发动机叶片的最大振动应力水平,而且可以保证不会过试验。

3) 航空发动机叶片的振动应力响应与振动台的激振力之间并非简单线性关系,而是存在特定的函数关系。

4) 文中试验技术与方法有很强的工程应用价值,可以广泛应用于其它类型叶片的高应力振动疲劳试验,如风电叶片、螺旋桨叶片、汽轮机叶片、发电机转子叶片等。

参考文献:

- [1] 张巧寿. 振动试验系统现状与发展[J]. 航天技术与民品, 2000(8):36—39.
- [2] 朱兰春. 强度环境试验设备与仪器仪表[M]. 北京:宇航出版社,1989.
- [3] 黄怀德. 振动工程[M]. 北京:宇航出版社,1993.
- [4] 康继东,徐志怀,陈士焯. 压气机叶片的振动疲劳特性[J]. 航空动力学报,1999,14(1):100—101.
- [5] 高镇同. 疲劳性能测试[M]. 北京:国防工业出版社,1980.
- [6] GJB 150.16A—2009,军用装备实验室环境试验方法 第16部分:振动试验[S].
- [7] MENQ C H, GRIFFIN J H, BIELAK J. The Forced Response of Shrouded Fan Stages[J]. Journal of Vibration Acoustics Stress and Reliability in Design, 1986, 108:50.

(上接第22页)

而可得:

$$\frac{\partial G}{\partial r} = \frac{1}{g^2(r,s)} e^{-r} (1-r)^{s+1} f(r) < 0 \quad (19)$$

即 $G(r,s)$ 是 $r(0 < r < 1)$ 的严格减函数。

$$\text{又因为 } \frac{\partial G}{\partial s} = \frac{1}{g(r,s)} A(r,s), [1 - \frac{1}{2} r - G(r,s)],$$

$A(r,s)$ 为 $h(t) = e^{-t} (1-t)^s \ln(1-t)$ 在 $(0,r)$ 内一点的取值,可以得到 $A(r,s) < 0$, 且当 $0 < r < 1$ 时:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial r} &= [(1 - \frac{1}{2} r) g(r,s) - g(r,s+1)] = \\ & - \frac{1}{2} r [\int_0^r e^{-t} (1-t)^s dt - re^{-r} (1-r)^s] < 0 \quad (20) \end{aligned}$$

从而可得 $-\frac{1}{2} r - G(r,s) < 0$, 并且 $\frac{\partial G}{\partial s} > 0$, 即 $G(r,s)$ 是 s 的严格增函数。

综上所述,得到 p_i 的 Bayes 估计, $\hat{p}_i = 1 - G(r,s)$ ($0 \leq r_1 \leq r_2 \leq \dots \leq r_m \leq 1$ 时, $\hat{p}_1 < \hat{p}_2 < \dots < \hat{p}_m$)。

4 结论

现代武器装备结构复杂、造价昂贵,不可能按照现行标准的规定进行大量试验。与现行方法相比,通过使用 Bayes 方法,可以大幅度减少电子元件高温贮存试验试样数量。

在试验结束后,针对电子元件出现失效和未失效两种情况,构建电子元件的寿命分布和确定电子元件失效概率 p_i 的先验分布密度,可以得到电子元件的寿命分布和失效概率 p_i 的 Bayes 估计,提高了试验数据的利用率。

参考文献:

- [1] GJB 345A—2005,引信用电起爆爆炸元件的鉴定试验[S].
- [2] GJB 376—87,火工品可靠性评估方法[S].
- [3] 王广伟,芮筱亭,王国平. 基于 Bayes 的火箭弹高、低温环境试验方法[J]. 南京理工大学学报,2009,33(1):88—90.
- [4] 张志华. 加速寿命试验及其统计分析[M]. 北京:北京工业出版社,2002.
- [5] 刘朝阳,赵晓利,杨岩峰,等. 制导弹药火工品单应力水平加速寿命试验研究[J]. 装备环境工程,2012,9(5):29—31.
- [6] 郝冲,许路铁,吕帅. 加速寿命试验技术在弹药贮存可靠性工程中的应用[J]. 装备环境工程,2012,9(5):48—51.
- [7] 韩明. 可靠性参数的修正 Bayes 估计法及其应用[M]. 上海:同济大学出版社,2010.
- [8] 韩明. 可靠性工程中参数的 E-Bayes 估计法及其应用[J]. 兵工学报,2009,30(11):1473—1476.
- [9] 韩明. 多层先验分布的构造及其应用[J]. 运筹与管理,1997,6(3):31—40.
- [10] 韩明. 先验分布的构造方法在无失效数据可靠性中的应用[J]. 运筹与管理,1998,7(4):26—29.