

叶片及其材料振动疲劳测试中 几个问题的研究

侯静泳 杨景成

振动疲劳试验作为材料力学性能和构件实物模拟的一种测试手段,在苏、美、德、日等国早已开展^[1-5]。实践证明,航空发动机压气机和涡轮叶片的损坏,一般不是由于准稳态应力或蠕变断裂引起,尤其在高性能燃气涡轮中,而其振动疲劳损伤却一直是发动机研制、改型和使用中密切关注的问题。一台轴流式发动机中约有2000个叶片,其中任何一个破坏都可能导致空中停车或非定期更换。业已证明,实验室条件下的振动疲劳试验,能够近似地模拟叶片的使用状态,并再现故障的断裂特征。因此,若能把应用研究与发动机试验结合起来,就可在设计阶段预计其使用寿命,以确定设计的合理性和使用的可靠性。

振动疲劳试验目前在国内也受到广泛重视,尤其是航空工业部门正在全面展开,但是在测试过程中出现许多问题,迫切要求有一个可靠、统一的方法。本文针对叶片及其材料在振动疲劳测试中存在的几个重要问题进行了较系统深入的研究。

一、叶片实物上应力—应变 分析和测定及叶片和试 样的应力标定

应力标定一直是该测试中研究的重点课题之一,因为振动台上的力值不像其它试验机有力值的校正准则。目前,实验应力分析方法固然很多,但缺乏“准”和“精”,尤其是在高温动态下测量,如光弹、云纹法都很难得到解决,有限元法虽然在叶片的振动分析、找最大

应力截面、最大主应力以及主应力方向等方面是普遍实用的,但用来解热应力场却比较困难,且误差较大。脆性漆法也只能作应力分布的定性分析。唯有电测技术尚有较成熟的使用经验,电阻应变片又有部颁标准,测量精度也较高。

解决这一问题的思路是利用电测值加上一定的数学运算,就可以较好地提高应力测量精度,从而提高振动疲劳数据的准确度。为此,我们认为压气机和涡轮叶片的应力—应变分布的测定可采用阿德斯法。该法的原理是通过积分中值定理定出应变函数 $F(x)$,再求定积分和解非齐次线性方程组,并通过求极值的方法,求得应变函数在区间上的最大应变值及其所处的位置,从而求得最大应力值。

在带表面微裂纹的GH37合金叶片疲劳性能研究中,采用此法曾获得满意的结果。该法的大致步骤如下:

1. 分析实物叶片在某一振型下的应力分布,测出叶片上应变分布规律,找到最大应力区间,然后在最大应力区进行振动应力标定。
2. 用阿德斯法对高应变区的数据进行数学处理(见图1):

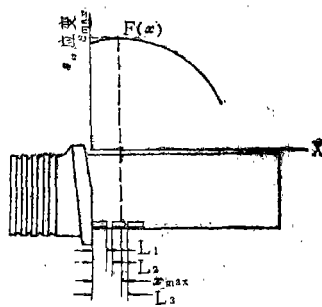


图 1

(1) 求尺寸因素 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3; \beta_1, \beta_2, \beta_3$

$$\begin{cases} \alpha_1 = l_1/2 & \beta_1 = l_1^2/3 \\ \alpha_2 = (l_1 + 2l_2)/2 & \beta_2 = (l_1^2 - 3l_1l_2 + 3l_2^2)/3 \\ \alpha_3 = (l_1 + 2l_3)/2 & \beta_3 = (l_1^2 - 3l_1l_3 + 3l_3^2)/3 \end{cases}$$

(2) 求系数 a, b, c

$$a = \frac{(\alpha_2\beta_3 - \alpha_3\beta_2)\varepsilon_1 + (\alpha_3\beta_1 - \alpha_1\beta_3)\varepsilon_2}{\Delta} + \frac{(\alpha_1\beta_2 - \alpha_2\beta_1)\varepsilon_3}{\Delta}$$

$$b = \frac{(\beta_2 - \beta_3)\varepsilon_1 + (\beta_3 - \beta_1)\varepsilon_2 + (\beta_1 - \beta_2)\varepsilon_3}{\Delta}$$

$$c = \frac{(\alpha_3 - \alpha_2)\varepsilon_1 + (\alpha_1 - \alpha_3)\varepsilon_2 + (\alpha_2 - \alpha_1)\varepsilon_3}{\Delta}$$

式中 $\Delta = \begin{vmatrix} 1 & \alpha_1 & \beta_1 \\ 1 & \alpha_2 & \beta_2 \\ 1 & \alpha_3 & \beta_3 \end{vmatrix} \neq 0$ 有唯一解

$$\Delta = (\alpha_2\beta_3 - \alpha_3\beta_2) + (\alpha_3\beta_1 - \alpha_1\beta_3) + (\alpha_1\beta_2 - \alpha_2\beta_1)$$

$\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ 分别为三个应变片的测量值。

(3) 求最大应变值和最大应变区位置:某函数在区间上有极大值,一阶导数必须等于零,且其二阶导数小于零,因此必须满足:

$C < 0$ 才有最大值。

当 $C \geq 0$, 必须另选三片应变片进行上述计算, 最终求得 $C < 0$ 为止。然后求得应变最大值 ε_{\max} 及其所处位置 X_{\max} 。

$$\varepsilon_{\max} = a - \frac{b^2}{4c}; X_{\max} = -\frac{b}{2c}$$

由算得的 ε_{\max} 代入虎克定律 $\sigma = E\varepsilon$, 求得叶片振幅为1毫米时叶身的 σ_{\max} 。最后通过试验, 按数据统计理论, 用升降法求得 800°C 下GH37一级涡轮叶片使用500小时(进行表面清除)后的疲劳强度为19.2公斤/毫米², 而带微裂纹的为17.0公斤/毫米²。从叶片的断裂位置看约有50%发生在最大应力区, 喷丸的六片叶片竟100%断在所计算的最大应力区, 断裂位置显得非常整齐, 如图2所示。

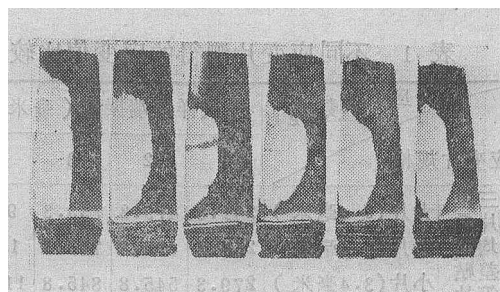


图2 GH37喷丸涡轮叶片断裂形貌

计算结果和叶片断口说明, 这种方法是行之有效的, 且简单、方便、可靠。不仅提高了疲劳数据的准确性, 而且可减少科研工作的盲目性。

该测量和计算方法适用于那些不知其应力分布情况且需要找出最大应力值位置的构件。如已确切知道最大应力点, 则需求出该点可靠的应变值。这时可采用三个长度等差的应变片, 以该点为中心进行重叠式贴片, 再用牛顿均差插值多项式进行外推计算, 最后求得 ε_{\max} 。至于试样上危险截面处应力的测定, 也同样可用三片均差等宽的重叠式应变片, 如图3。

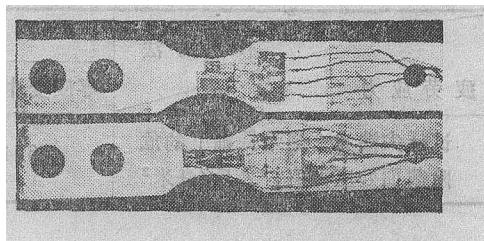


图3 上图为单片并排贴法;
下图为三片重叠贴法

关于三片均差重叠式贴片的数学处理方法, 由于试件截面的显著变化, 受力后形成一个高应变梯度区, 若按常规贴一个应变片测危险断面的应变值, 势必会降低测量精度。显然, 大片测得的应变平均值小, 小片则大, 表1给出了这个差值。如用均差等宽应变片所得同一点的应变值, 并用牛顿均差插值多项式外推, 可推得长度为零的应变片的应变值。这样实测与计算相结合, 可大大提高计算振动疲劳强度的精度, 其计算方法如下。

表 1 不同应变片测得的应变值比较

应变片规格		应变读数 $\mu\epsilon$			
		试样尖端振幅 (毫米)			
三重片叠均式差贴片宽	大片(9.4毫米)	241.8	479.3	733.3	991.8
	中片(6.4毫米)	258.3	495.8	783.3	1050
	小片(3.4毫米)	279.3	545.8	845.8	1112.5
	零应变片外推	308.4	642.6	931.4	1188.2
单片	5毫米长应变片	245.8	504.3	783.3	1041.8
	1毫米长应变片	270.8	537.5	837.5	1091.8

牛顿插值公式:

$$f(x) = f(x_0) + k[f(x_1) - f(x_0)] \\ + \frac{k(k-1)}{2!} [f(x_2) + f(x_0) - 2f(x_1)]$$

$$k = (x - x_0) / \Delta x$$

$f(x_0)$ 、 $f(x_1)$ 、 $f(x_2)$ 分别为小、中、大三个应变片读得的应变值;

x 为零应变片的长度 ($x=0$);

表 2 Cr17Ni2 试样实测值与理论值的比较

不同方法	实 测 值 σ_i				理 论 值 $\sigma_{理}$
	零应变片外推值	1 毫米片	5 毫米片	9.4毫米片	
试样尖端为 1 毫米振幅下的危险截面处应力值, 公斤/毫米 ²	6.470	5.320	4.800	4.647	6.557

由表2数据按下式:

$$\delta = \frac{\sigma_{理} - \sigma_i}{\sigma_{理}} \cdot 100\%$$

计算出应力误差值列于表3。

表 3 不同方法的误差比较

不同方法	牛顿外推法	1毫米片	5毫米片	9.4毫米片
误差 $\delta, \%$	1.33	18.87	26.8	29.13

由表2、3可以看出, 对有危险截面的试样, 如用重叠式均差等宽应变片加上简便的牛顿插值公式的计算, 所得到的应力应变值是具有较

x_0 、 x_1 、 x_2 分别为小、中、大三个应变片的长度;

Δx 为三个应变片长度的等差值。

如将表1中所示的三片均差等宽重叠式贴片栏内所得的且对应于同一测点上的大、中、小三个应变片的应变值代入上式, 就可求得零应变片的外推值, 即危险截面上的应变值 $f(x)$ 。

本文按振动理论对上述计算方法进行了验证, 结果如下:

由于此试件为变截面梁, 因此所用的振动方程为四阶变系数微分方程, 如下式所示:

$$E \frac{d^2}{dx^2} \left[J(x) \frac{d^2 y}{dx^2} \right] - \frac{\rho \omega^2}{g} F(x) y(x) = 0$$

解此方程较为困难, 这里以此运动方程为基础, 采用逼近法, 从运算结果看, 仅用两次逼近进行数值计算已足够可靠。求得Cr17Ni2 不锈钢试样的理论近似值与实测值比较见表2。

高精度的。本研究曾采用 Cr17Ni2、BT-6 试样, 误差均在1.5%左右。应该指出, 如将重叠式贴片法与阿德斯法结合使用, 则用电测法可在较宽范围内解决应力梯度较大的应变测定问题。

二、振动频率的降低与裂纹长度之间的关系

过去总把2%的频率降作为叶片或试样出现宏观裂纹的依据。这一结论过去不仅在振动疲劳测试中普遍采用, 而且还用于疲劳断裂的研究中。其实不然, 美国在1967年关于“叶片

振动技术近况”一文中谈到：“当控制的频率降低了2%时，表明疲劳裂纹已经得到发展”。日本在压气机叶片疲劳试验中规定：“为判断疲劳断裂而设定的下限频率通常是低于自振频率的2%的这个值”。总之，“2%”是个值得重视的数据。

近年来由于断裂力学在航空工业中的广泛应用，对振动频率的变化与试样出现裂纹长度

关系的建立会有力地促进疲劳断裂的控制，因为这样一来可用控制频率的降低来监控裂纹的长度。本文对二种压气机叶片——ЭИ961 和 ВД17，一种 TC-4 新机叶片和一种 GH37 涡轮叶片及 BT-6 和 Cr17Ni2 两种板材试样进行了研究。将其数据进行处理，绘制成的频率降与出现裂纹长度之间的关系曲线如图4、5所示，数据见表 4。

表 4 室温下四种叶片的 $(\Delta f/f)\%$ 与 a 的关系

试件材料	状态	振幅 (毫米)	频率 (赫芝)	叶弦平均 长度 l_{cp} (毫米)	频率降低率 $(\frac{\Delta f}{f}\%)$	出现的裂纹 长度 a (毫米)	相对裂纹长 $(\frac{a}{l_{cp}})$
ЭИ961	实物叶片	27	145	80.8	0.10	3.0	0.037
					0.28	6.1	0.076
					0.50	11.3	0.140
					1.00	15.1	0.187
					1.50	19.0	0.235
					2.00	23.5	0.291
ВД17	实物叶片	18	316	44.5	0.10	4.90	0.110
					0.50	5.50	0.124
					1.00	6.80	0.153
					1.50	9.84	0.221
					1.70	12.20	0.274
					2.00	14.80	0.333
TC-4	实物叶片	38	111	56.96	0.10	1.80	0.032
					0.20	4.70	0.081
					0.50	7.10	0.125
					1.00	8.70	0.153
					1.50	10.50	0.184
					2.00	12.80	0.225
GH37	涡轮叶片 (室温试验)	4.0	267	33.43	0.10	1.10	0.051
					0.20	3.60	0.108
					0.50	7.50	0.224
					1.00	10.90	0.326
					1.50	13.30	0.398
					2.00	15.90	0.476

另外，我们还对 GH37 涡轮叶片在800℃下进行了试验，测得的振动频率降低与出现裂纹长度的关系如表5所示。

大量实验结果表明，频率的降低对裂纹的

出现反应十分敏感，当频率降低0.1%时（对于 TC-4 钛合金叶片只需降0.11赫芝左右），这几种材料的叶片或试样上普遍存在1毫米左右的宏观裂纹，有的长达5毫米，这已经是相当可

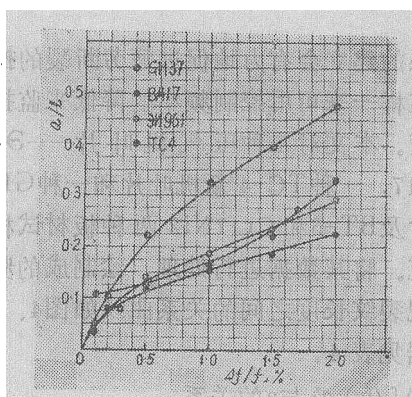


图 4

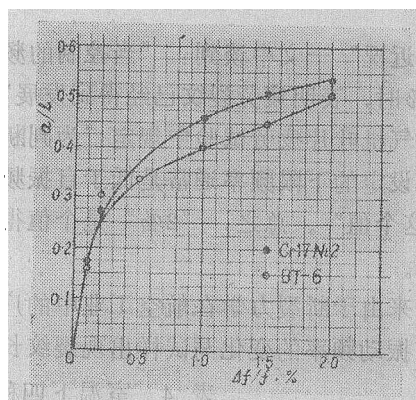


图 5

表 5 GH37涡轮叶片的 $(\Delta f/f)\%$ 与 a 的关系

试样材料	温度 (°C)	叶弦平 均长度 l_{cp} (毫米)	试样 编号	振幅 (毫米)	频率 (赫芝)	频率降 低率 ($\frac{\Delta f}{f}\%$)	出现的 裂纹长 度 a (毫米)	相对裂 纹长 ($\frac{a}{l_{cp}}$)
GH37 涡轮 叶片	800	33.43	04#	3.5	265	0.1	3.8	0.114
						2.0	12.3	0.368
			05#	3.0	256	0.1	2.8	0.084
						2.0	15.7	0.470
			06#	4.0	260	0.1	2.6	0.078
						2.0	15.6	0.467

观的裂纹长度。当振动频率降低1%时, GH37叶片就有15毫米长的裂纹, 若降到2%, 裂纹竟长达23毫米。TC-4叶片在振动频率降低2%时, 裂纹长约13毫米(见图6)。这可使叶片迅速折断, 从而使发动机立即产生故障。

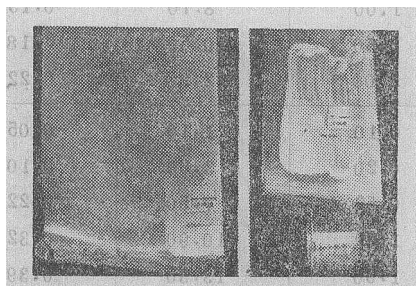


图 6 TC-4钛合金叶片裂纹形貌

为此, 本文认为必须打破传统概念, 在正常情况下, 当试样出现0.1%的频率降时, 就可作为宏观裂纹产生的依据。对于振动疲劳试验方法, 1%的频率降可作为叶片或试样最终断

裂的标准, 这也可作为自动化跟踪的设计指标。

三、不同振动疲劳机试验数据的互换性

目前国内主要有梁式、动圈式、气动脉冲式振动台和电涡流激振器, 但大量使用的是前两种。为弄清这两种试验机数据的互换性, 专门用了150根试样进行了对比试验, 得到四组升降法曲线和两组P-S-N曲线。数据经数理统计处理后, 初步结论是梁式电磁振动台与动圈式振动台的疲劳数据可以互换, 其理由如下:

1. 用小子样升降法求振动疲劳强度, 在这两种试验机上获得的数据的相对误差均在2%以内, 如表6所示。

表 6 两种试验机振动疲劳强度的比较

试验机 材料	用升降法求得的疲劳强度		相对 误差 %
	5千瓦梁式 振动台	ST-600动圈式 振动台	
Cr17Ni2	65.39公斤/毫米 ²	66.16公斤/毫米 ²	1.17
BT-6	33.18公斤/毫米 ²	32.86公斤/毫米 ²	0.97

2. P-lgN 和 P-S-N 图的比较: 材料为Cr17Ni2, 作图方法见文献[6], 得到的P-lgN图如图7所示。由图7可知, 在两种试验机上所

得到的各级应力水平下的P lgN曲线交叉在一起,分布密集,直观上看不出有显著差别,为严格区分用t分布频率函数来检验两者是否来自同一正态母体。检验结果表明,选显著度

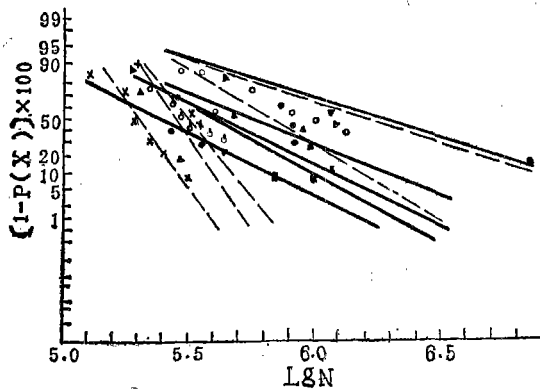


图 7 Cr17Ni2的P-lgN曲线
——梁式振动台; ----动圈式振动台。

$\alpha=5\%$, 经计算得 $|t| < t_{\alpha}$, 故接受统计假设 $u=u_0$, 认为它们来自同一母体, 结果无显著差异, 即可以互换。

3. 数据分散度的比较,在各级应力水平下计算对数寿命Xi的子样标准差

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n X_i^2 - \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n X_i \right)^2}{n-1}}$$

式中n为子样数。结果列于表7。

由表7可知, 5千瓦梁式振动台所得数据的标准差普遍比ST-600动圈式振动台的要大,这说明同样材料梁式振动台上所得的数据分散度要比动圈式的大。从P-lgN图上看,在ST-600试验机上得到的直线斜率比梁式试验机上的普遍要陡,这说明差数小 ($\hat{\mu} - X_{84.1}$), 因此,标志分散性的 $\hat{\sigma}$ 也就小。

表 7 数据分散度的比较

σ , 公斤/毫米 ² 子样标准差	5千瓦梁式振动台					ST-600 动圈式振动台					
	73.36	70.63	67.91	65.19	62.47	67.77	73.30	65.26	64.01	62.75	61.50
S	0.243	0.219	0.271	0.340	0.505	0.116	0.114	0.120	0.141	0.266	0.476

四、结 束 语

对叶片和试样振动疲劳强度测试中的三个重要问题进行了实验研究, 结果表明:

1. 本文提出的重叠式贴应变片的电测技术与阿德斯法结合使用的方法, 在振动疲劳试验中对叶片或试样上应力-应变分布的分析和测定是行之有效的。

2. 振动疲劳试验中, 振动频率降低 0.1 % 可作为宏观裂纹产生的标准; 1% 可作为试样终断试验的标准。

3. 梁式振动台和动圈式振动台的试验结果大致相当, 数据可以互换。

对黄京红、杨宪峰等同志参与试验工作表示感谢。

参 考 文 献

- [1] И.И.Палченко, 透平叶片振动强度, 1965.
- [2] 叶片振动技术近况, Trans. of the ASME Journal of Engineering for Power, Vol.89, No.3, 1967.
- [3] 裂纹对涡轮叶片扭振固有频率的影响, Fersh Engenieurw, Vol.40, No.2, 1974.
- [4] 压气机叶片疲劳试验的自动化, 石川岛播磨技报, Vol.15, No.3, 1975, p.523.
- [5] Способ испытания лопаток турбомашин на усталость, No.311989.
- [6] 高镇同、刘志静等, 疲劳性能数据手册, 1982.