文章编号：1001-4888(2022)03-0430-09

不同疲劳加载方法对金属悬臂梁性能影响的试验研究*

何丁妮[1]，廖云飞[2]，崔韦[1]，张建波[2]
(1. 中国直升机设计研究所，江西景德镇 333001；2. 上海航空材料结构检测股份有限公司，上海 200120)

摘要： 为了探究不同疲劳加载方法对金属悬臂梁性能的影响，基于电磁振动台分别设计振动疲劳试验系统及相应常规疲劳试验系统，针对 30CrNi4MoA 合金钢悬臂梁进行弯曲疲劳试验研究。结果表明：30CrNi4MoA 合金钢在循环次数为 1×10^7 cycle 时的弯曲振动条件疲劳极限为 514MPa，弯曲常规条件疲劳极限为 516MPa；在循环次数小于 1×10^6 cycle 时，30CrNi4MoA 合金钢弯曲振动疲劳性能与常规疲劳性能差异较大，而当循环次数在 $1\times10^6\sim1\times10^7$ cycle 时两者性能差异不大；两种疲劳加载方法下达到失效判据时试验件产生的损伤随应力水平的增加而增加；相同应力水平下，常规疲劳加载失效时试验件产生的损伤大于振动疲劳加载失效时的损伤。

关键词： 振动疲劳；常规疲劳；悬臂梁；疲劳性能
中图分类号： TH113.1 **文献标识码：** A DOI：10.7520/1001-4888-21-265

0 引言

结构在受到交变载荷作用下发生的破坏称为结构疲劳破坏。国内外学者研究发现，根据载荷频率与结构固有频率的关系可将疲劳问题分为两类：振动疲劳和常规疲劳。振动疲劳是指结构所受交变载荷的频率与结构固有频率相当，从而使结构产生共振所导致的疲劳现象，即结构在共振带宽内或其附近受到激励所导致的共振破坏都属于振动疲劳问题，否则都属于常规疲劳问题[1]。本文研究的振动疲劳均为共振条件下的疲劳问题。

关于金属悬臂梁结构承受弯曲载荷作用下的振动疲劳和常规疲劳问题，多是通过试验和理论分析进行研究。在针对弯曲振动疲劳开展的试验研究中，Scott-Emuakpor 等[2]确定了 Ti-6Al-4V 试样的应力振幅和微观结构在振动过程中的对应变化。许巍等[3-5]利用航空发动机用钛合金膜盘材料和 10°角切片分别进行振动疲劳试验，获取其振动疲劳性能和应力-寿命(S-N)曲线。刘丽玉等[6]对 DD6 单晶高温合金展开振动疲劳性能研究，并通过断口形貌特征分析了振动疲劳断裂的变形机制。王建强等[7]采用 2024 铝合金进行了大量元件级振动疲劳试验，提出了一种获取材料在振动疲劳过程中阻尼比的方法，为研究金属振动疲劳损伤机理提供了思路。随机振动疲劳寿命估算理论研究中应用最准确和最广泛的是 Dirlik 方法[8]和 Bendat[9]提出的基于随机功率谱计算疲劳寿命法。

弯曲常规疲劳方面，许多学者通过设计不同的悬臂梁弯曲疲劳试验机开展了多项研究[10-13]。Sakin[10]测试了 AA1100 和 AA1050 铝板沿不同轧制方向的弯曲疲劳寿命。申景生等[11]研究了钛合金弯曲疲劳寿命。李全通等[12]研究了 TC17 钛合金在不同应力幅值下的超高周弯曲疲劳行为和裂纹萌

* **收稿日期：** 2021-11-09；**修回日期：** 2021-12-15
基金项目： 工信部民机预研课题资助项目(MJ-2017-F-21)
通信作者： 何丁妮(1990—)，女，硕士，工程师。主要研究领域为结构疲劳。Email：shine.1990.hi@163.com

生方式。荆洪阳等[13]通过试验与有限元模拟，研究了 TC4 钛合金在弯曲疲劳过程中的应力分布与损伤断裂机理。在目前已有的文献中，对于金属悬臂梁结构承受弯曲振动疲劳或弯曲常规疲劳作用的研究已经十分广泛且深入，然而对于相同条件下金属悬臂梁结构分别在振动疲劳与常规疲劳加载下性能差异性的研究尚未见相关报道，因此，探究振动疲劳与常规疲劳两种不同疲劳加载方法对金属悬臂梁性能的影响成为一个有待解决的问题。

本文基于电磁振动台，分别对 30CrNi4MoA 合金钢悬臂梁开展了弯曲振动疲劳及相应常规疲劳试验研究，根据试验结果，对比分析了两种加载作用形式下 30CrNi4MoA 合金钢悬臂梁疲劳性能的差异性。

1　试验系统设计

1.1　试验件设计

根据航空标准《发动机叶片及材料振动疲劳试验方法》(HB5277－1984)设计如图 1 所示的悬臂梁试验件，试验件采用航空用典型材料 30CrNi4MoA 合金钢制造，室温下 30CrNi4MoA 的机械性能为：弹性模量 $E=196\text{GPa}$、强度极限 $\sigma_b=1156\text{MPa}$、屈服极限 $\sigma_s=1052\text{MPa}$、密度 $\rho=7.85\times10^3\text{kg/m}^3$、泊松比 $\nu=0.3$。试验件中直径为 5.5mm 的孔用于固定配重、加速度传感器及在常规疲劳试验中施加载荷。

通过 MSC. Patran/Nastran 有限元软件对试验件进行模态分析，得到其前三阶固有频率见表 1，对应的振型如图 2 所示。释放试验件模型沿厚度方向的位移约束，用带宽包括前三阶固有频率(1～1500Hz)的单位加速度载荷(1m/s^2)对试验件进行扫频激励，设定模态阻尼比为 $\xi=0.03$。由图 3 所示应力最高点可以确定试验件的危险位置在内凹区截面最小位置，绘制应力最高点 Node 6632 的频响曲线如图 4 所示。由频响分析可得，试验件模型的危险点仅在第一阶固有频率附件有一个峰值。通过动力学分析可知，试验件设计合理，在进行振动疲劳试验时通过扫频获得试验件一阶固有频率为 124Hz，与有限元仿真结果接近。

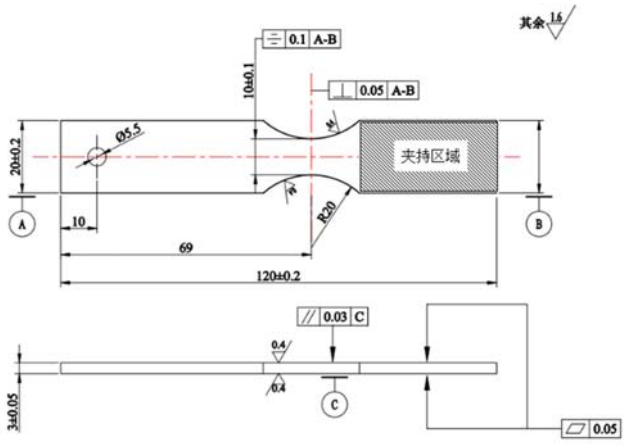

图 1　悬臂梁试验件几何尺寸(单位：mm)

Fig. 1　Geometric dimension of cantilever beam test piece(unit: mm)

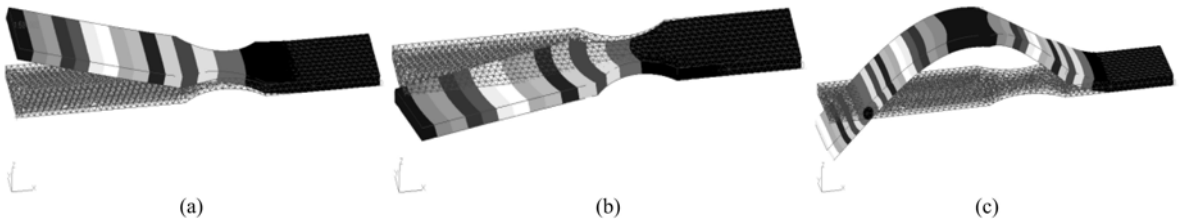

图 2　悬臂梁试验件模型前三阶阵型：(a)第一阶阵型；(b)第二阶阵型；(c)第三阶阵型

Fig. 2　The first three modes of cantilever beam model: (a) the first order mode shape; (b) the second order mode shape; (c) the third order mode shape

表 1 悬臂梁试验件试验频率及模型前三阶固有频率

Tab. 1 Test frequency of cantilever test piece and first three natural frequencies model

试验情况/阶次	试验值	1	2	3
固有频率/Hz	124	112.9	520.1	1382.6

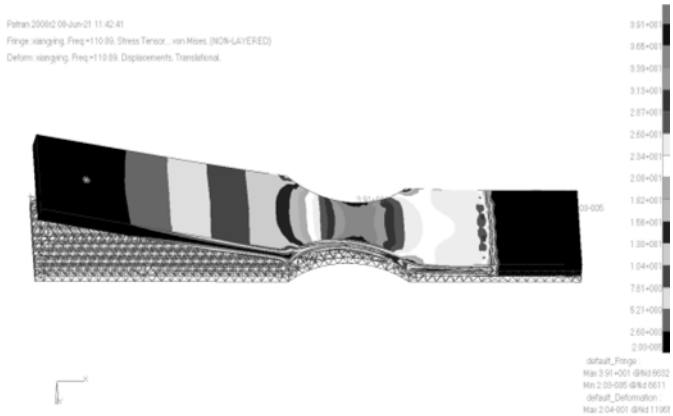

图 3 激励频率 $f=110.8$Hz 下试验件模型应力云图

Fig. 3 Stress nephogram of test piece model under $f=110.8$Hz

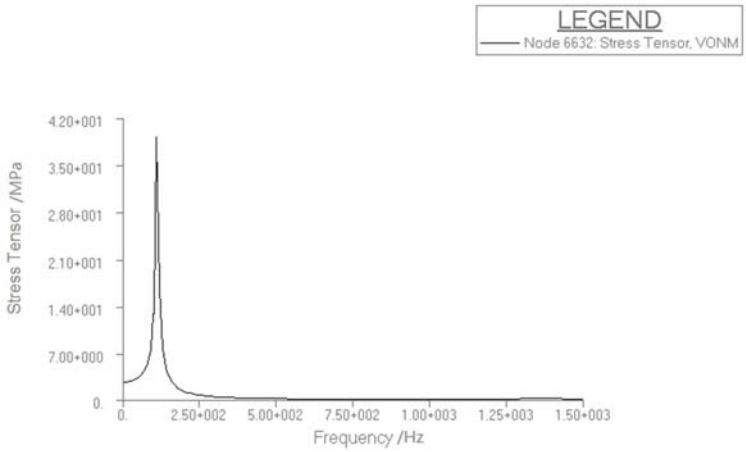

图 4 危险点处频响曲线

Fig. 4 Frequency response curve of dangerous points

1.2 振动疲劳试验系统及试验方法

本试验所采用的振动疲劳试验系统由振动控制仪、振动台、功率放大器、测控系统(计算机、加速度传感器等)等组成,如图 5 所示。悬臂梁试验件通过螺栓固定在夹具上,保证夹持端为固支约束,夹具固定在水平滑台上(见图 6)。通过振动台对试验件进行基础激励,方向为沿悬臂梁试验件厚度方向。

在试验件横截面积最小区域粘贴应变片,试验件端部布置配重片及响应加速度传感器。试验开始前,先通过基础激励进行响应加速度与应变关系的标定。标定目标响应从 40g(g 为重力加速度)开始,目标响应级差 10g,标定至目标响应 120g 结束,将采集的每一级应变均值通过公式 $\sigma = E \cdot \varepsilon$($\sigma$为应力,$E$为弹性模量,$\varepsilon$为应变)换算为应力,最终获得响应加速度-应力曲线(a-σ 曲线)。试验过程中不再关注应变值,以响应加速度来表征危险截面应力,这可避免危险截面的变形导致应变片损坏进而影响数据可靠性。根据危险点应力水平确定初始激励加速度,试验过程中保持激励加速度不变。为保证试验件一直处于一阶共振状态,本文试验系统采用谐振驻留方法,即通过控制程序保证激励加速度与响应加速度之间的相位差为 90°。振动疲劳试验方法下应力比 $R=-1$,振动疲劳试验过程中监测的参数为响应加速度和频率,前期大量试验研究发现当固有频率下降 2%时,试验件接近断裂状态,继续加载后迅

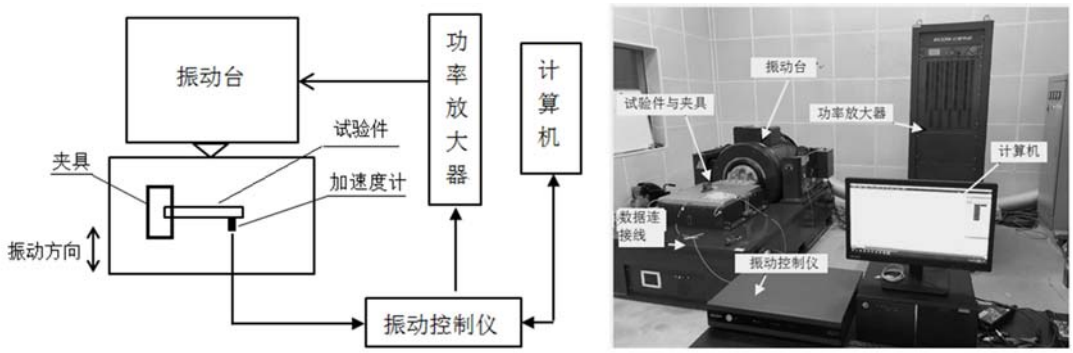

图 5　振动疲劳试验系统示意图及实物图

Fig. 5　Schematic diagram and physical diagram of vibration fatigue test system

速产生明显裂纹或发生断裂，因此振动疲劳试验以试验件响应加速度急剧下降或固有频率下降超过2%为失效判据。

1.3　常规疲劳试验系统及试验方法

为了开展悬臂梁振动疲劳与相应常规疲劳特性的对比分析研究，在振动疲劳试验系统的基础上，设计了一款常规疲劳试验系统（见图 7）。该系统利用推杆与悬臂梁试验件端部连接，悬臂梁试验件安装在固定夹具上（见图 8），常规疲劳试验系统是通过控制位移来实施载荷输入的，即控制电磁振动台的位移，用以施加沿试验件厚度方向的载荷。

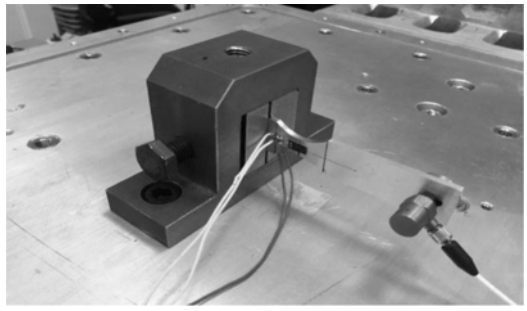

图 6　试验件及夹具安装图

Fig. 6　Installation drawing of test piece and fixture

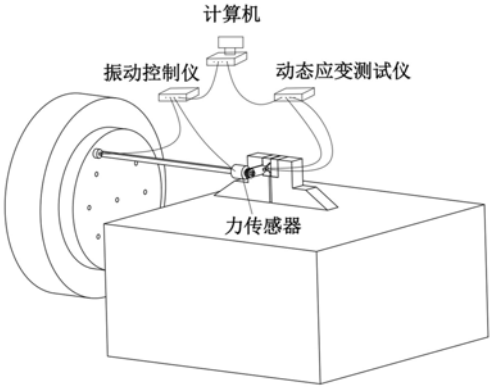

图 7　常规疲劳试验系统示意图

Fig. 7　Schematic diagram ofnormal fatigue test system

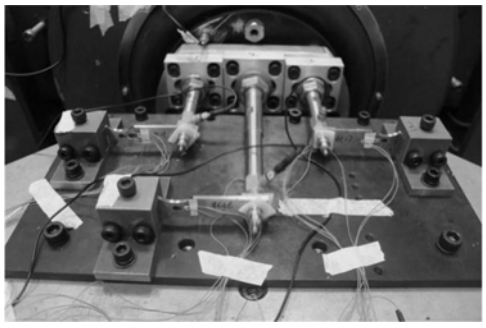

图 8　试验件及夹具安装图

Fig. 8　Installation drawing of test piece and fixture

在试验件横截面积最小区域粘贴应变片，试验件端部布置推杆及力传感器。试验安装时首先通过垫块保证试件水平，然后通过螺栓压紧夹具与试件夹持端，保证试件夹持端为固支约束。试验过程中撤去垫块，通过加载端施加载荷时可保证没有附加弯矩。试验开始前，先通过振动台输入位移进行输入位移峰值与应变关系的标定，获得位移峰值-应力曲线（P-σ 曲线）。根据危险点应力水平确定输入位移峰值，试验过程中保持输入位移峰值不变，应力比与振动疲劳试验保持一致，均为 $R=-1$，试验加载频率为 20Hz。常规疲劳试验监测的参数为力值，当试验件工作段产生裂纹时，导致试验件响应力急剧下降，因此常规疲劳试验以试验件响应力急剧下降或试验件出现裂纹为失效判据。

2 试验结果

2.1 振动疲劳试验结果

悬臂梁振动疲劳试验共完成有效件 24 件,分别采用成组法在 4 个应力水平下完成 14 件,采用升降法完成 10 件,试验结果见表 2。悬臂梁振动疲劳试验过程中始终保持激励加速度不变,根据试验开始前的 a-σ 曲线标定关系,将激励加速度转换为初始名义应力,通过初始名义应力来表征试验件应力水平。

表 2 悬臂梁振动疲劳试验结果

Tab. 2 Vibration fatigue test results of cantilever beam

序号	初始名义应力/MPa	循环次数/cycle	序号	初始名义应力/MPa	循环次数/cycle
1	856	70284	13	668	396714
2	856	66683	14	668	580198
3	856	59823	15	548	1010000
4	753	99164	16	522	10000000
5	753	214154	17	548	5232000
6	753	192943	18	522	10000000
7	753	188551	19	522	6337355
8	689	198503	20	496	10000000
9	689	151613	21	522	2127259
10	689	102791	22	496	10000000
11	689	109762	23	496	2527499
12	668	383500	24	470	10000000

试验停止后的试验件如图 9 所示,试验件表面几乎都无可见裂纹。

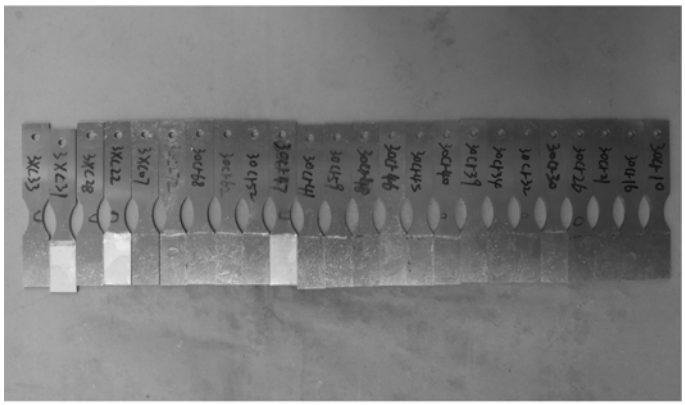

图 9 振动疲劳试验结束后试验件图片

Fig. 9 Pictures of test pieces after vibration fatigue test

2.2 常规疲劳试验结果

悬臂梁常规疲劳试验共完成有效件 16 件,分别采用成组法在 3 个应力水平下完成 10 件,采用升降法完成 6 件,试验结果见表 3。悬臂梁常规疲劳试验过程中始终保持激励位移峰值不变,根据试验开始前的 P-σ 曲线标定关系,将激励位移峰值转换为初始名义应力。与振动疲劳试验一致,通过初始名义应力来表征试验件应力水平。

表 3　悬臂梁常规疲劳试验结果

Tab. 3　Normal fatigue test results of cantilever beam

序号	初始名义应力/MPa	循环次数/cycle	序号	初始名义应力/MPa	循环次数/cycle
1	805	47330	9	620	203860
2	805	33050	10	620	3121763
3	805	30860	11	547	2427351
4	702	156700	12	547	4454436
5	702	78180	13	516	10000000
6	702	85200	14	516	10000000
7	620	445850	15	516	7395115
8	620	582994	16	454	10000000

试验停止后的试验件如图 10 所示，试验均以出现可检裂纹作为失效判据。

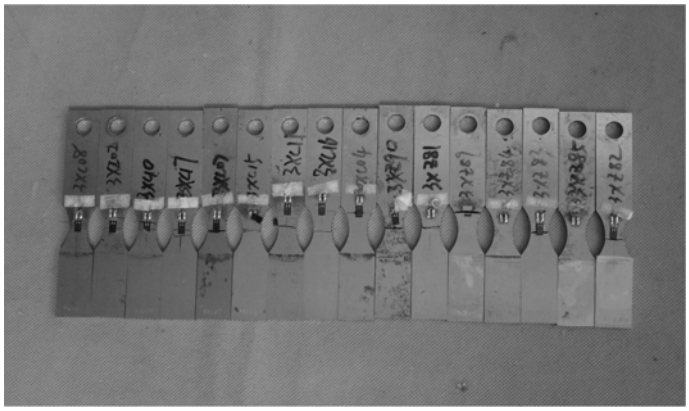

图 10　常规疲劳试验结束后试验件图片

Fig. 10　Pictures of test pieces after normal fatigue test

3　试验分析

3.1　S-N 曲线

振动疲劳和常规疲劳试验过程中试验件危险截面最大应力变化不超过 5%，本文通过初始名义应力 S 与到破坏时的寿命 N 之间的关系（S-N 曲线）来描述材料的疲劳性能。通常采用三参数幂函数拟合方式给出试样的 S-N 曲线表达式[14]：

$$\lg N = a - b \times \lg(S_{max} - S_{\infty}) \tag{1}$$

式中：a、b、S_{∞} 为材料常数；N 为寿命；S_{max} 为最大应力。

对悬臂梁试验件在振动疲劳试验系统及常规疲劳试验系统下的试验数据进行拟合，得到表 4 结果。根据数据拟合结果，绘制 30CrNi4MoA 合金钢悬臂梁试验件振动疲劳和常规疲劳 S-N 曲线，如图 11 所示。

表 4　S-N 曲线参数拟合结果

Tab. 4　Fitting results of S-N curve parameters

试验项目	$\lg N = a - b \times \lg(S_{max} - S_{\infty})$		
	a	b	S_{∞}/MPa
振动疲劳试验	10.507	2.200	474.948
常规疲劳试验	16.675	4.656	396.886

由图 11 可知，30CrNi4MoA 合金钢在循环周次为 1×10^7 cycle 时的弯曲振动条件疲劳极限为

514MPa,弯曲常规条件疲劳极限为 516MPa,两者较为接近;在循环次数小于 1×10^6 cycle 时,30CrNi4MoA 合金钢弯曲振动疲劳性能与常规疲劳性能差异较大,相同的破坏周次下,振动疲劳加载能承受的应力大于常规疲劳加载;而当循环次数在 $1\times10^6\sim1\times10^7$ cycle 时两者性能差异不大。

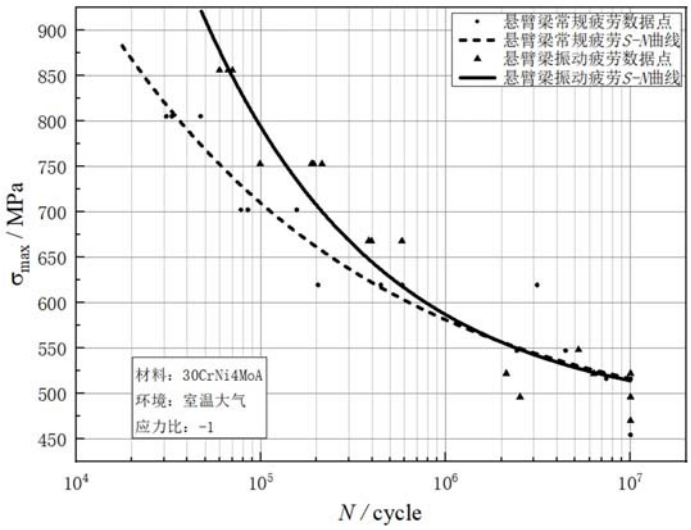

图 11 30CrNi4MoA 合金钢悬臂梁试验件振动疲劳和常规疲劳 S-N 曲线

Fig. 11 Vibration fatigue and normal fatigue S-N curves of 30CrNi4MoA alloy steel cantilever beam

3.2 损伤分析

结构在交变循环载荷作用下,发生失效破坏时经历的次数或时间,被称为疲劳寿命。对于疲劳累积损伤规律,目前最广泛适用的是 Miner 线性累积损伤理论。本文试验过程中均为等幅载荷,损伤理论用公式可表示为

$$D=\frac{n}{N} \tag{2}$$

式中:N 为对应于当前初始名义应力 S 的疲劳寿命;n 为试验循环次数;本文中 D 为无量纲单位。

大量试验研究表明,D 与应力水平的大小、先后加载次序及材料类型等因素有关,大致在 0.5～3.5 变化[15]。Miner 线性累积损伤理论主要用来估算裂纹萌生阶段的疲劳寿命,这与本文进行试验的失效判据相符。根据表 4 拟合出的两种疲劳加载方法下的 S-N 曲线,可以估算出试验件在各应力水平下的疲劳寿命 N,再结合两种疲劳加载方法下试验平均循环次数 n,可给出两种加载方法下试验停止时试验件的损伤情况,如图 12 所示。

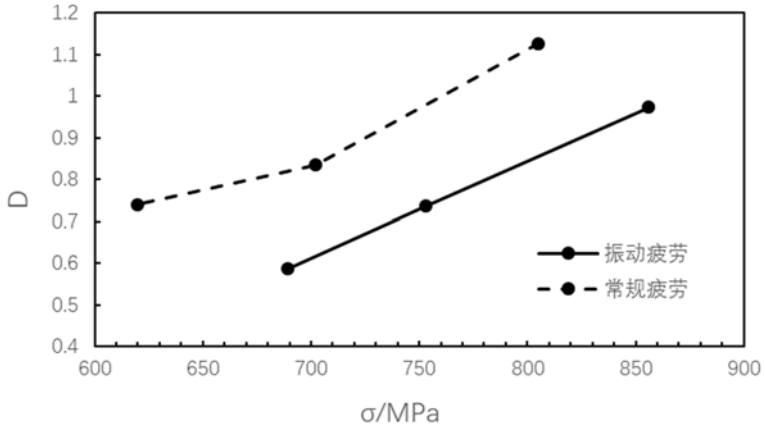

图 12 试验停止时损伤-应力曲线

Fig. 12 D-σ curve at the end of the test

由图 12 可知,两种疲劳加载方法下达到失效判据停止试验时,试验件产生的损伤随应力水平的增

加而增加，本文分析认为：随载荷增加，初始名义应力增大，大应力作用下试件本身刚度或者阻尼变化更大，导致危险点处应力下降幅度变大，相应的试验循环次数 n 下降幅度变小；疲劳寿命 N 由 S-N 曲线获得，与名义应力呈对数线性关系，因此 D 值相应会随着载荷增加而增大；相同应力水平下，常规疲劳加载失效时试验件产生的损伤大于振动疲劳加载失效时的损伤，这是由于振动疲劳试验是以固频下降 2%为判据，部分试验件可能并未产生目视可见裂纹；而常规疲劳试验基本以出现裂纹作为终止条件，这与图 9、图 10 的试验结果相符合。

4　结论

（1）本文基于电磁振动台分别进行悬臂梁振动疲劳试验及相应的常规疲劳试验，得到 30CrNi4MoA 合金钢在循环次数为 1×10^7 cycle 时的弯曲振动条件疲劳极限为 514MPa，弯曲常规条件疲劳极限为 516MPa，两种加载方法下得到的条件疲劳极限较为接近。

（2）在循环次数小于 1×10^6 cycle 时，30CrNi4MoA 合金钢弯曲振动疲劳性能与常规疲劳性能差异较大，在相同的破坏周次下，振动疲劳加载能承受的应力大于常规疲劳加载；而当循环次数在 $1\times10^6\sim1\times10^7$ cycle 时两者性能差异不大。根据 S-N 曲线测试结果，可以认为振动疲劳与常规疲劳两种加载方法下金属悬臂梁高周疲劳性能基本一致。

（3）两种疲劳加载方法下达到失效判据时试验件产生的损伤均随应力水平的增加而增加；而在相同应力水平下，常规疲劳加载失效时试验件产生的损伤大于振动疲劳加载失效时的损伤。

参考文献：

[1] 姚起杭，姚军. 工程结构的振动疲劳问题 [J]. 应用力学学报，2006，23(1)：12－15 (YAO Qihang，YAO Jun. Vibration fatigue in engineering structures[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics，2006，23(1)：12－15 (in Chinese))

[2] Scott-Emuakpor O，Casey H，George T，et al. Fatigue and strength studies of titanium 6Al-4V fabricated by direct metal laser sintering[C]. Journal of Engineering of Gas Turbines and Power Transactions of the ASME，2015

[3] 许巍，杨宪峰，郭广平. 基于振动的钛合金膜盘材料疲劳性能实验研究[J]. 实验力学，2018，33(2)：239－244 (XU Wei，YANG Xianfeng，GUO Guangping. Experimental study of titanium alloy film disc fatigue performance of based on vibration fatigue measurement[J]. Journal of Experimental Mechanics，2018，33(2)：239－244 (in Chinese))

[4] Xu W，Yang X F，Zhong B，et al. Multiaxial fatigue investigation of titanium alloy annular discs by a vibration-based fatigue test[J]. International Journal of Fatigue，2017，95：29－37.

[5] 杨宪峰，许巍，郭广平. 基于非线性振动的联轴器膜盘振动疲劳实验研究[J]. 实验力学，2016，31(6)：763－768 (YANG Xianfeng，XU Wei，GUO Guangping. Experimental study of vibration fatigue of coupling diaphragms based on nonlinear vibration[J]. Journal of Experimental Mechanics，2016，31(6)：763－768 (in Chinese))

[6] 刘丽玉，高翔宇，杨宪峰，等. DD6 单晶高温合金振动疲劳性能及断裂机理[J]. 材料工程，2018，46(2)：128－133 (LIU Liyu，GAO Xiangyu，YANG Xianfeng，et al. Vibration fatigue properties and fracture mechanism of DD6 single crystal superalloy[J]. Journal of Materials Engineering，2018，46(2)：128－133 (in Chinese))

[7] 王建强，周苏枫，马君峰，等. 飞机典型金属材料振动疲劳历程中模态阻尼比获取方法研究[J]. 实验力学，2018，33(2)：318－324 (WANG Jianqiang，ZHOU Sufeng，MA Junfeng，et al. On the method of modal damping ratio acquisition of aviation typical metallic material in vibration fatigue process[J]. Journal of Experimental Mechanics，2018，33(2)：318－324 (in Chinese))

[8] Prasad S R，Sekhar A S. Life estimation of shafts using vibration based fatigue analysis [J]. Journal of Mechanical Science and Technology，2018，32(9)：4071－4078.

[9] Bendat J S. New techniques for nonlinear system analysis and identification from random data [J]. The Journal of the Acoustical Society of America，1997，102(5)：3075.

[10] Sakin R. Investigation of bending fatigue-life of aluminum sheets based on rolling direction [J]. Alexandria

Engineering Journal, 2018, 57(1):35－47.

[11] 申景生, 李全通, 吴晓峰. 钛合金超高周弯曲振动疲劳性能试验[J]. 钢铁钒钛, 2011, 32(3):12－15 (SHEN Jingsheng, LI Quantong, WU Xiaofeng. Study on the ultra high cycle bending vibration fatigue test of titanium alloys[J]. Iron Steel Vanadium Titanium, 2011, 32(3):12－15 (in Chinese))

[12] 李全通, 刘青川, 申景生, 等. TC17钛合金超高周弯曲振动疲劳试验[J]. 航空动力学报, 2012, 27(3):617－622 (LI Quantong, LIU Qingchuan, SHEN Jingsheng, et al. Experiment on ultra-high cycle bending vibration fatigue of titanium alloy TC17[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(3):617－622 (in Chinese))

[13] 荆洪阳, 潘胜豪, 徐连勇, 等. Ti-6Al-4V钛合金弯曲疲劳行为与损伤机理研究[J]. 天津大学学报(自然科学与工程技术版), 2021, 54(9):942－949 (JING Hongyang, PAN Shenghao, XU Lianyong, et al. Bending fatigue behavior and damage mechanism of the Ti-6Al-4V titanium alloy[J]. Journal of Tianjin University (Science and Technology), 2021, 54(9):942－949 (in Chinese))

[14] 姚卫星. 结构疲劳寿命分析[M]. 北京:科学出版社, 2019:36 (YAO Weixing. Fatigue life estimation of structures[M]. Beijing: Science Press, 2019:36 (in Chinese))

[15] 穆志韬, 曾本银. 直升机结构疲劳[M]. 北京:国防工业出版社, 2009:39 (MU Zhitao, ZENG Benyin. Fatigue of helicopter structures[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2009:39 (in Chinese))

Experimental study on the effect of different fatigue loading method on the performance of metal cantilever beam

HE Dingni[1], LIAO Yunfei[2], CUI Wei[1], ZHANG Jianbo[2]

(1. China Helicopter Research and Development Institute, Jingdezhen 333001, Jiangxi, China;
2. Shanghai Aeronautical Materials & Structures Testing Co., Ltd., Shanghai 200120, China)

Abstract: In order to investigate the influence of different fatigue loading methods on the performance of metal cantilever, the vibration fatigue test system and the corresponding normal fatigue test system are designed based on the vibration table, and the bending fatigue test of 30CrNi4MoA alloy steel cantilever is studied. The results show that in 10^7 cycles, the vibration condition fatigue limit of 30CrNi4MoA alloy steel is 514MPa, while the normal condition fatigue limit is 516MPa. In fatigue cycle below 1×10^6 cycles, the bending vibration fatigue properties of 30CrNi4MoA alloy steel are different from those of normal ones; while fatigue cycle between 1×10^6 cycles and 1×10^7 cycles, the performance of the two groups almost equivalent. When the failure criterion is reached, the damage increases with the increase of stress level; under the same stress level, the damage caused by normal fatigue loading is greater than that caused by vibration fatigue loading.

Keywords: vibration fatigue; normal fatigue; cantilever beam; fatigue performance