

装备通用质量特性及寿命评估

多轴载荷下结构细节疲劳强度额定值确定方法

王晓玮¹, 尚德广¹, 熊健¹

(北京工业大学 机电学院, 北京, 100124)

摘要: **目的** 提出一种在多轴载荷下确定结构细节疲劳强度额定值的方法。**方法** 基于单轴双点法细节疲劳强度额定值 (DFR) 确定方法, 在多轴载荷下, 首先利用高周多轴疲劳损伤模型求出其等效应力幅 (等效拉伸应力幅或等效剪应力幅), 结合 Goodman 方程, 把等效应力幅转换为应力比 $R=0.06$ 时的最大正应力, 最终确定多轴条件下的细节疲劳强度额定值。通过 7075-T651 铝合金薄壁管进行单轴疲劳试验, 确定单轴细节疲劳强度额定值, 并进行多轴疲劳试验, 包括比例加载和非比例加载。**结果** 采用该方法预测多轴载荷下的 DFR 值, 对比单轴试验的 DFR 值, 相对误差的绝对值在 10% 左右。**结论** 该方法确定多轴条件下的结构细节疲劳强度额定值具有较好的效果。

关键词: 细节疲劳强度额定值; 双点法; 多轴疲劳试验; 多轴高周疲劳

DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2018.03.019

中图分类号: TJ02

文献标识码: A

文章编号: 1672-9242(2018)03-0092-06

Determination of Detail Fatigue Rating of structure under Multiaxial Loading

WANG Xiao-wei¹, SHANG De-guang¹, XIONG Jian¹(College of Mechanical Engineering and Applied Electronics Technology,
Beijing University of Technology, Beijing 100124, China)

ABSTRACT: Objective To propose a method for determining Detail Fatigue Rating (DFR) of structure under multiaxial loading. Methods Based on the two-point method for uniaxial loading (DFR), the high-cycle multiaxial fatigue test model was adopted to obtain the equivalent stress (equivalent tensile stress or equivalent shearing strength). The equivalent stress was transferred to the equivalent tension stress under $R=0.06$ through the Goodman equation, to determine the detail fatigue rating under multiaxial loading. The equivalent stress was determined by employing a multiaxial high-cycle fatigue model. According to the uniaxial fatigue tests for 7075-T651 aluminum alloy under $R=0.06$, the DFR for uniaxial loading was determined. Then, the multiaxial fatigue tests were conducted, including the proportional and non-proportional loadings. Results From the comparisons between the predicted DFR for multiaxial loading and the experimental DFR for uniaxial loading, the absolute value of the relative errors was about 10%. Conclusion The proposed method, for the determination of the DFR under multiaxial, has a good predictive capability.

KEY WORDS: detail fatigue rating; two-point method; multiaxial fatigue test; multiaxial high-cycle fatigue

疲劳失效是飞机零部件失效的主要形式, 因此疲劳强度设计也成为了现代飞机设计中不可或缺的重

要环节。结构件细节疲劳强度额定值 (DFR) 是指在应力比 $R=0.06$, 置信度为 95%, 可靠度为 95% 的要

收稿日期: 2018-01-15; 修订日期: 2018-02-07

基金项目: 国家自然科学基金 (11272019, 51535001, 11572008)

作者简介: 王晓玮 (1988—), 女, 河北人, 博士研究生, 主要从事高周多轴疲劳、高温疲劳方面的研究。

通讯作者: 尚德广 (1962—), 男, 博士, 教授, 主要从事机械结构耐久性设计、多轴疲劳强度、有限元研究。

求下, 结构能承受 10^5 次循环所对应的最大名义应力值 (疲劳强度), 也就是说, DFR 值是结构满足上述条件的条件疲劳强度, 是材料本身固有的疲劳特性特征值。DFR 法不仅设计简单, 还兼顾了可靠性和置信度要求, 是较好的疲劳寿命预测方法之一。因而, 该方法在航空结构疲劳强度与耐久性设计中得到广泛应用。

关于 DFR 法的理论和应用已有一定的研究^[1-5]。由于 DFR 法是在单轴条件下提出的, 相关研究主要集中在单轴疲劳领域。在多轴载荷下, DFR 方法的研究比较少。由于结构件形状、受力形式等的影响, 实际服役中结构件受力往往是多轴的, 因此研究多轴加载条件下的 DFR 值确定方法具有重要的工程应用价值。

DFR 值确定方法有双点法、单点法等, 双点法对 DFR 值估算更加准确。文中在单轴双点法 DFR 值确定方法的基础上, 提出了多轴载荷下 DFR 值的确定方法。该方法可将现有的高周多轴模型应用于确定多轴载荷下的 DFR 值。最后采用铝合金 7075-T651 薄壁管件进行了单轴拉伸和拉-扭多轴疲劳试验, 结合高周多轴疲劳模型, 利用该方法预测多轴 DFR 值, 并与单轴的 DFR 试验值进行了比较。

1 多轴 DFR 确定方法

1.1 基于双点法的单轴 DFR 确定方法

双点法要求在应力比为 $R=0.06$ 的条件下, 分别在 $N=10^4\sim 10^5$ 周寿命区间确定一个应力水平 σ_1 , 测定一组寿命数据; 在 N 为 $10^5\sim 10^6$ 周寿命区间确定一个应力水平 σ_2 , 测定一组寿命数据。通过如下步骤确定结构件的 DFR 值:

1) 对两个应力水平 σ_1 和 σ_2 的两组试验寿命数据分别根据式 (1) 求得特征寿命 β_1 和 β_2 :

$$\beta = \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n N_i^\alpha \right]^{1/\alpha} \quad (1)$$

式中: β 为特征寿命; n 为同一试验加载条件组内进行试验的次数; α 为材料常数, 取 $\alpha=4$; N_i 为同一试验加载条件组内的第 i 个试验结果寿命。

2) 根据两组试验数据的特征寿命 β_1 、 β_2 , 分别计算可靠度 $R=95\%$, 置信度 $C=95\%$ 的寿命 $N_{95/95}$:

$$N_{95/95} = \frac{\beta}{S_T \cdot S_R \cdot S_C} \quad (2)$$

式中: $N_{95/95}$ 表示可靠度为 95% , 置信度为 95% 的寿命; S_T 为试样系数; S_R 为可靠度系数; S_C 为置信度系数。

3) σ_1 条件下的 $N_{95/95}$ 寿命记为 N_1 , σ_2 条件下的 $N_{95/95}$ 记为 N_2 。在双对数坐标下利用两点拟合一条 $S-N$ 曲线, 寿命为 10^5 次循环对应的应力水平即为材料的 DFR 值, 如图 1 所示。

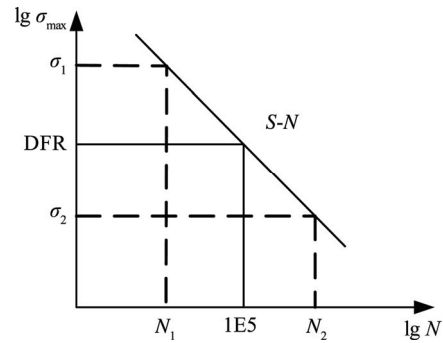


图 1 DFR 值确定示意图

1.2 提出的多轴 DFR 确定方法

现有的高周多轴疲劳模型往往是将多轴载荷转换为应力比 $R=-1$ 的拉伸或者剪切应力幅, 而 DFR 值是应力比 $R=0.06$ 下的轴向最大正应力值。因此, 高周多轴模型不能直接求出多轴条件下的等效 DFR 值。文中提出通过如下应力转化的方法, 基于双点法在多轴加载条件下求出 DFR 值, 计算步骤如下。

1) 对试验数据利用选取的多轴高周疲劳模型计算等效应力幅 $S_{eq,a}$ 。若多轴疲劳模型求得的是等效拉应力幅 $\sigma_{eq,a}$, 则:

$$S_{eq,a} = \sigma_{eq,a} \quad (3)$$

若多轴疲劳模型求得的是等效剪应力幅 $\tau_{eq,a}$, 则需要转换成等效拉应力幅。根据 Mises 理论, 转换公式为:

$$S_{eq,a} = \sqrt{3}\tau_{eq,a} \quad (4)$$

2) 利用 Goodman 模型, 将 $S_{eq,a}$ 转化为 $R=0.06$ 时的最大应力 $\sigma_{eq,0.06}$:

$$\sigma_{eq,0.06} = \frac{S_{eq,a}}{(0.47 + 0.53 \frac{S_{eq,a}}{\sigma_u})} \quad (5)$$

式中: σ_u 为材料的拉伸强度。

3) 利用 1.1 节所述单轴双点法确定 DFR 值。

2 高周多轴疲劳模型

目前, 基于不同的方法, 研究者提出大量的多轴高周疲劳模型^[6-7], 主要有基于临界面法模型^[8-13]、基于应力不变量法模型^[14]和基于细观法模型^[15-16]等。临界面的概念是在疲劳裂纹萌生和扩展机理上建立起来的, 具有一定的物理意义。因此, 在多轴疲劳研究中, 广泛采用基于临界面法的多轴疲劳模型。文中利用基于临界面法的模型^[12-13], 结合提出的方法, 预测多轴 DFR 值。

2.1 试件应力状态分析

对于光滑薄壁管件, 在拉扭复合加载条件下, 其应力状态如图 2 所示, 加载的应力向量为:

$$\sigma = \begin{bmatrix} \sigma(t_k) & \tau(t_k) & 0 \\ \tau(t_k) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sigma_a \sin(\omega t_k) + \sigma_m & \tau_a \sin(\omega t_k - \delta) + \tau_m & 0 \\ \tau_a \sin(\omega t_k - \delta) + \tau_m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

式中： t_k 为时间点， $k=1, 2, \dots, N$ ； σ_a 为加载的轴向应力幅值，MPa； σ_m 为加载的轴向应力均值，MPa； τ_a 为加载的剪切应力幅值，MPa； τ_m 为加载的剪切应力均值，MPa。

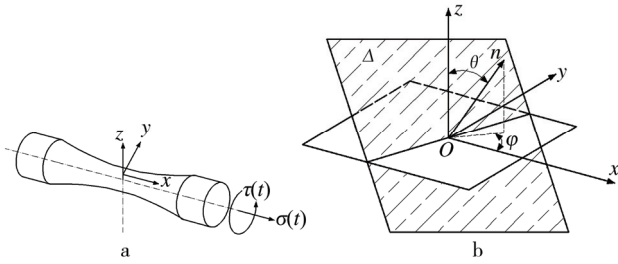


图2 试件表面任意表面应力状态

如图2所示，对于任意平面 Δ ，其位置可由角度 θ 和 φ 表示，即 $\Delta(\theta, \varphi)$ 。其中， θ 是平面 Δ 的法向向量与 z 轴所成的角度， φ 是平面 Δ 的法向向量在 x - y 面上的投影与 x 轴所成的角度。根据斜截面公式，可以求得平面 Δ 上的剪应力和正应力。

临界面 $\Delta_c(\theta_c, \varphi_c)$ 是指裂纹萌生所在面，是平面 $\Delta(\theta, \varphi)$ 的特殊情况。在拉扭复合加载下，裂纹在试件表面萌生，即 $\theta_c = \pm 90^\circ$ 。因此，确定临界面 $\Delta_c(\theta_c, \varphi_c)$ 的位置就是确定角度 φ_c 的值。平面 $\Delta(\theta, \varphi)$ 的应力可简化为二维应力问题，其应力为：

$$\begin{cases} \sigma_\varphi = \frac{\sigma(t_k)}{2} + \frac{\sigma(t_k)}{2} \cos(2\varphi) + \tau(t_k) \sin(2\varphi) \\ \tau_\varphi = \frac{\sigma(t_k)}{2} \sin(2\varphi) - \tau(t_k) \cos(2\varphi) \end{cases} \quad (7)$$

式中： σ_φ 为平面 $\Delta(\theta, \varphi)$ 上的正应力； τ_φ 为平面 $\Delta(\theta, \varphi)$ 上的剪应力。

根据式(7)，可以求得最大绝对剪应力和所在面的角度：

$$\begin{cases} \tau_{\max}(t_k) = \sqrt{\left(\frac{\sigma(t_k)}{2}\right)^2 + (\tau(t_k))^2} \\ \varphi_{-45^\circ \sim 45^\circ}(t_k) = \frac{1}{2} \arctan \left[-\frac{\sigma(t_k)}{2\tau(t_k)} \right] \\ \varphi_{0^\circ \sim 45^\circ}(t_k) = \text{abs} \left(\frac{1}{2} \arctan \left[-\frac{\sigma(t_k)}{2\tau(t_k)} \right] \right) \end{cases} \quad (8)$$

式中 $\tau_{\max}(t_k)$ 为最大绝对剪应力； $\varphi_{-45^\circ \sim 45^\circ}(t_k)$ 为最大绝对剪应力面的法向向量与 x 轴的夹角，

$-45^\circ \leq \varphi \leq 45^\circ$ ； $\varphi_{0^\circ \sim 45^\circ}(t_k)$ 为 $\varphi_{-45^\circ \sim 45^\circ}(t_k)$ 的绝对值， $0^\circ \leq \varphi \leq 45^\circ$

2.2 确定临界面位置

基于疲劳失效机理，裂纹在最大剪切方向萌生。在非比例加载条件下，最大剪应力面是随时间变化的。因此，文献[12-13]提出用加权平均的方法求平均最大绝对剪应力所在面，即临界面可以由权平均最大绝对剪应力面 $\Delta_{\hat{\varphi}}(\theta_c, \hat{\varphi})$ 确定：

$$\begin{cases} \hat{\varphi} = \frac{1}{W_{\text{total}}} \sum_{t_1}^{t_N} \varphi_{0^\circ \sim 45^\circ}(t_k) W(t_k) \\ W_{\text{total}} = \sum_{t_1}^{t_N} W(t_k) \end{cases} \quad (9)$$

式中： $\hat{\varphi}$ 为平面 $\Delta_{\hat{\varphi}}(\theta_c, \hat{\varphi})$ 的法向向量与 x 轴夹角； W_{total} 为权函数 $W(t_k)$ 从 t_1 到 t_N 时刻的和； $W(t_k)$ 为权函数，其计算公式为：

$$W(t_k) = \frac{\tau_{\max}(t_k) - \min\{\tau_{\max}(t_k)\}}{\max\{\tau_{\max}(t_k)\} - \min\{\tau_{\max}(t_k)\}} \quad (10)$$

式中： $\max\{\tau_{\max}(t_k)\}$ 为时间载荷历程中 $\tau_{\max}(t_k)$ 的最大值； $\min\{\tau_{\max}(t_k)\}$ 为时间载荷历程中 $\tau_{\max}(t_k)$ 的最小值。

确定临界面位置 $\Delta_c(\theta_c, \varphi_c)$ 的具体计算步骤如下所述。

1) 确定参数 $\tau_{\max}(t_k)$ ， $\varphi_{-45^\circ \sim 45^\circ}(t_k)$ 和 $\varphi_{0^\circ \sim 45^\circ}(t_k)$ 。

2) 确定权平均最大绝对剪应力平面 $\Delta_{\hat{\varphi}}(\theta_c, \hat{\varphi})$ 的位置，即确定角度 $\hat{\varphi}$ 。角度 $\hat{\varphi}$ 的值可由式(9)确定，其符号可由式(11)、(12)确定：

$$\hat{\varphi} \geq 0, \quad \frac{1}{W_{\text{total}}} \sum_{t_1}^{t_N} \varphi_{-45^\circ \sim 45^\circ}(t_k) W(t_k) \geq 0 \quad (11)$$

$$\hat{\varphi} < 0, \quad \frac{1}{W_{\text{total}}} \sum_{t_1}^{t_N} \varphi_{-45^\circ \sim 45^\circ}(t_k) W(t_k) < 0 \quad (12)$$

3) 确定临界面位置。由式(8)可知，平面 $\hat{\varphi}$ 和平面 $\hat{\varphi} + 90^\circ$ 上的平均最大绝对剪应力值相等。因此，需要计算这两个平面上的累积损伤，两个面中损伤最大的面即为临界面。

2.3 高周多轴疲劳模型

基于权函数所确定的临界面，本文采用文献[13]的高周多轴疲劳模型：

$$\tau_{\text{eq}} = \sqrt{\left[\tau_a(\theta_c, \varphi_c) + \frac{\sqrt{2}-1}{2} |\tau_m(\theta_c, \varphi_c)| \right]^2 + \frac{1}{3} \left[\sigma_a(\theta_c, \varphi_c) + \left(\sqrt{\frac{24\tau_{-1}^2}{\sigma_{-1}^2} - \frac{9+6\sqrt{2}}{4}} - 1 \right) \sigma_m(\theta_c, \varphi_c) \right]^2} \quad (13)$$

式中： $\tau_a(\theta_c, \varphi_c)$ 为临界面 $\Delta_c(\theta_c, \varphi_c)$ 上的剪应力幅； $\tau_m(\theta_c, \varphi_c)$ 为临界面 $\Delta_c(\theta_c, \varphi_c)$ 上的平均剪应力； $\sigma_a(\theta_c, \varphi_c)$ 为临界面 $\Delta_c(\theta_c, \varphi_c)$ 上的正应力幅； $\sigma_m(\theta_c, \varphi_c)$ 为临界面 $\Delta_c(\theta_c, \varphi_c)$ 上的平均正应力； τ_{-1} 为对称循环下剪切疲劳极限； σ_{-1} 为对称循环下拉伸疲劳极限。

试验研究表明，平均正拉应力减小疲劳寿命，平均正压应力延长疲劳寿命。为了保证平均正应力的有效影响，该模型适用于满足以下条件的材料：

$$\sqrt{\frac{24\tau_{-1}^2}{\sigma_{-1}^2} - \frac{9+6\sqrt{2}}{4}} - 1 \geq 0 \quad (14)$$

表 1 7075-T651 铝合金化学成分

| | | | | | | | | | % |
|------|------|------|------|------|------|-------|------|------|------|
| Zn | Mg | Cu | Mn | Ti | Cr | Ni | Fe | Si | Al |
| 5.68 | 2.40 | 1.63 | 0.14 | 0.22 | 0.18 | 0.044 | 0.18 | 0.06 | Bal. |

表 2 7075-T651 铝合金室温静力学性能

| E/GPa | G/GPa | $\sigma_{0.2}$ /MPa | $S_{0.2}$ /MPa | τ_f /MPa | $\tau_{0.2}$ /MPa |
|-------|-------|---------------------|----------------|---------------|-------------------|
| 71.7 | 27.5 | 501 | 561 | 379 | 369 |

试件形状为薄壁管试件，其中，试验段外壁的直径为 12.5 mm，内壁的直径为 10.5 mm，试验段的长度为 30 mm，壁厚为 1 mm。综合考虑试件尺寸和试验设备的要求，试件的形状和具体尺寸如图 3 所示。

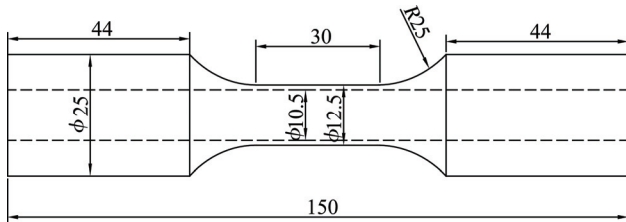


图 3 疲劳试件形状及尺寸

3.2 单轴和多轴疲劳试验

在试验中，疲劳载荷的加载波形设定为正弦波。试验是由轴向力和扭矩控制。对于薄壁管试件，可以

3 疲劳试验

3.1 基本试验条件和材料

试验采用电液伺服 MTS858 多轴疲劳试验机，试验频率为 10 Hz。试验材料选择 7075-T651 铝合金，该材料具有高强度、轻质量等特性，是目前在航空航天领域得到广泛应用的结构材料。该材料的化学成分和静力学性能分别见表 1 和表 2。材料的拉伸疲劳极限 σ_{-1} 和剪切疲劳极限 τ_{-1} 分别为 207.06, 116.77 MPa。

通过计算求得其轴向应力和试件表面的剪切应力，具体的计算方法为：

$$\begin{cases} \sigma = \frac{4F}{\pi(D^2 - d^2)} \\ \tau = \frac{16M}{\pi D^3 [1 - (\frac{d}{D})^4]} \end{cases} \quad (15)$$

式中： F 为轴向拉力，N； M 为扭矩，N·m； D 为薄壁管试验段外径，该试验中 $D=12.5$ mm； d 为薄壁管试验段内径，该试验中 $d=10.5$ mm

单轴疲劳试验是在应力比 $R=0.06$ 条件下进行的。试验选取两个应力水平，一个应力水平进行三组试验，具体试验结果见表 3。

拉-扭多轴疲劳试验的拉伸和扭转应力分量的应力比均为 $R=0.06$ ，相同的应力水平也进行三次试验。具体的试验加载参数和试验结果见表 4。

表 3 单轴试验加载条件及寿命结果

| 试件编号 | σ_{max} /MPa | σ_{min} /MPa | τ_{max} /MPa | τ_{min} /MPa | N_f /cycles |
|-------|---------------------|---------------------|-------------------|-------------------|---------------|
| No.25 | 390 | 23.4 | 0 | 0 | 175 509 |
| No.41 | 390 | 23.4 | 0 | 0 | 139 329 |
| No.13 | 390 | 23.4 | 0 | 0 | 391 636 |
| No.9 | 432 | 25.92 | 0 | 0 | 12 159 |
| No.1 | 432 | 25.92 | 0 | 0 | 60 576 |
| No.45 | 432 | 25.92 | 0 | 0 | 87 622 |

表4 多轴试验加载条件及寿命结果

| 试件编号 | σ_{\max}/MPa | σ_{\min}/MPa | τ_{\max}/MPa | τ_{\min}/MPa | 相位角/(°) | N_f/cycles |
|--------|----------------------------|----------------------------|--------------------------|--------------------------|---------|---------------------|
| No.4 | 276.475 | 16.588 | 159.627 | 9.578 | 0 | 270 597 |
| No.97 | 276.475 | 16.588 | 159.627 | 9.578 | 0 | 126 438 |
| No.51 | 276.475 | 16.588 | 159.627 | 9.578 | 0 | 86 909 |
| No.38 | 307.587 | 18.455 | 177.591 | 10.655 | 0 | 79 160 |
| No.129 | 307.587 | 18.455 | 177.591 | 10.655 | 0 | 65 046 |
| No.150 | 307.587 | 18.455 | 177.591 | 10.655 | 0 | 53 058 |
| No.40 | 293.454 | 17.607 | 169.424 | 10.165 | 30 | 974 032 |
| No.124 | 293.454 | 17.607 | 169.424 | 10.165 | 30 | 178 920 |
| No.126 | 293.454 | 17.607 | 169.424 | 10.165 | 30 | 44 410 |
| No.112 | 325.264 | 19.516 | 187.797 | 11.268 | 30 | 37 525 |
| No.119 | 325.264 | 19.516 | 187.797 | 11.268 | 30 | 30 038 |
| No.14 | 325.264 | 19.516 | 187.797 | 11.268 | 30 | 36 299 |
| No.78 | 276.475 | 16.588 | 159.627 | 9.578 | 45 | 133 125 |
| No.67 | 276.475 | 16.588 | 159.627 | 9.578 | 45 | 934 710 |
| No.60 | 276.475 | 16.588 | 159.627 | 9.578 | 45 | 1 527 482 |
| No.79 | 307.587 | 18.455 | 177.591 | 10.655 | 45 | 56 775 |
| No.114 | 307.587 | 18.455 | 177.591 | 10.655 | 45 | 45 452 |
| No.37 | 307.587 | 18.455 | 177.591 | 10.655 | 45 | 167 161 |
| No.31 | 307.587 | 18.455 | 177.591 | 10.655 | 90 | 344 550 |
| No.131 | 307.587 | 18.455 | 177.591 | 10.655 | 90 | 94 718 |
| No.139 | 307.587 | 18.455 | 177.591 | 10.655 | 90 | 70 333 |
| No.24 | 325.264 | 19.516 | 187.797 | 11.268 | 90 | 68 455 |
| No.44 | 325.264 | 19.516 | 187.797 | 11.268 | 90 | 147 180 |
| No.29 | 325.264 | 19.516 | 187.797 | 11.268 | 90 | 51 324 |

4 试验结果分析

DFR 是基于单轴疲劳提出的,但在实际工程中,服役中的结构件通常都是在多轴应力状态下工作的。在这种情况下,单轴 DFR 值不能直接应用于工程实际中。

文中提出通过将多轴应力等效为单轴应力的方法,获得多轴加载下等效的单轴 DFR 值。因此,拉扭复合加载作用下等效的 DFR 与单轴拉伸作用下的 DFR 应该相同。以单轴试验的 DFR 值为基准,验证提出的多轴 DFR 确定方法的效果。

在该试验中,式(2)中试样系数 S_T 取值为 1,对铝合金材料可靠度系数 S_R 取值为 2.1,每组试验件为 3 根,置信度系数 S_C 取值为 1.195。采用单轴双点法,利用试验中两组单轴试验数据,可以计算出单轴 DFR 试验值为 $\sigma_{\text{DFR}}=395 \text{ MPa}$ 。

通过多轴条件下预测的等效单轴 DFR 值与单轴试验得到的 DFR 值对比,分析该方法的预测效果。预测结果见表 5,其中相对误差 I 计算为:

$$I = \frac{\sigma_{\text{eq,DFR}} - \sigma_{\text{DFR}}}{\sigma_{\text{DFR}}} \times 100\% \quad (16)$$

式中: $\sigma_{\text{eq,DFR}}$ 为预测的多轴 DFR 值,MPa; σ_{DFR} 为材料的单轴 DFR 值, $\sigma_{\text{DFR}}=395 \text{ MPa}$ 。

表5 多轴载荷下 DFR 值预测结果

| 相位差/(°) | 高周多轴模型 | |
|---------|------------|--------|
| | 预测DFR值/MPa | $I/\%$ |
| 0 | 346 | -12.1 |
| 30 | 374 | -5.3 |
| 45 | 369 | -6.6 |
| 90 | 377 | -4.6 |

从表 5 可以看出,利用文中提出的方法,在多轴条件下预测的 DFR 值相对于单轴 DFR 试验值误差绝对值基本在 10%左右。从结果可以看出,多轴条件下利用该方法预测材料的 DFR 值可以取得较好的效果。

5 结论

1) 采用 7075-T651 铝合金进行恒幅单轴和多轴疲劳试验,并通过应力比 $R=0.06$ 的单轴疲劳试验,确定材料的 DFR 值。

2) 基于单轴双点法确定 DFR 值的方法, 文中提出了一种在多轴载荷条件下, 材料 DFR 值确定方法。

3) 结合高周多轴疲劳模型, 利用文中提出的方法可以预测多轴加载条件下 DFR 值。通过预测的多轴 DFR 值和单轴 DFR 试验值对比, 结果表明提出的方法具有较好的预测效果。

参考文献:

- [1] HUANG W, WANG T J, GARBATOV Y, et al. DFR Based Fatigue Reliability Assessment of Riveted Lap Joint Accounting for Correlations[J]. *International Journal of Fatigue*, 2013, 47: 106-114.
- [2] 鲍蕊, 张建宇, 郑晓玲, 等. DFR 腐蚀影响系数及其试验测定[J]. *北京航空航天大学学报*, 2006, 32(6): 639-644.
- [3] 郑晓玲, 鲍蕊, 费斌军. 综合环境下民机机身典型长桁接头疲劳分析[J]. *北京航空航天大学学报*, 2007, 33(4): 379-382.
- [4] 董彦民, 刘文珽, 杨超. 军用飞机结构耐久性设计的细节疲劳额定值方法[J]. *航空学报*, 2010, 31(12): 2357-2364.
- [5] 董彦民, 贺小帆, 刘文珽. 基于不同寿命分布的 DFR 值换算关系[J]. *北京航空航天大学*, 2011, 37(12): 1525-1528.
- [6] PAPADOPOULOS I V, DAVOLI P, FILIPPINI M, et al. A comparative Study of Multiaxial High-cycle Fatigue Criteria for Metals[J]. *International Journal of Fatigue*, 1997, 19: 219-235.
- [7] PAPUGA J. A Survey on Evaluating the Fatigue Limit under Multiaxial Loading[J]. *International Journal of Fatigue*, 2011, 33(2): 153-165.
- [8] CARPINTERI A, SPAGNOLI A, VANTADORI S. Multiaxial Fatigue Assessment Using a Simplified Critical Plane-based Criterion[J]. *International Journal of Fatigue*, 2011, 33: 969-976.
- [9] CARPINTERI A, RONCHEI C, SPAGNOLI A, et al. Lifetime Estimation in the Low/Medium-cycle Regime Using the Carpinteri-Spagnoli Multiaxial Fatigue Criterion[J]. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, 2014, 73: 120-127.
- [10] CARPINTERI A, RONCHEI C, SPAGNOLI A, et al. On the Use of the Prismatic Hull Method in a Critical Plane-based Multiaxial Fatigue Criterion[J]. *International Journal of Fatigue*, 2014, 68: 159-167.
- [11] SUSMEL L. Multiaxial Fatigue Limits and Material Sensitivity to Non-zero Mean Stresses Normal to the Critical Planes[J]. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 2008, 31: 295-309.
- [12] WANG X W, SHANG D G. Determination of the Critical Plane by a Weight-function Method Based on the Maximum Shear Stress Plane under Multiaxial High-cycle Loading[J]. *International journal of fatigue*, 2016, 90: 36-46.
- [13] WANG X W, SHANG D G, CHEN H. Multiaxial High-cycle Fatigue Life Prediction Model Considering Mean Shear Stress Effect under Constant and Variable Amplitude Loading[J]. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, 2017, 76: 134-143.
- [14] CRISTOFORI A, SUSMEL L, TOVO R. A Stress Invariant Based Criterion to Estimate Fatigue Damage under Multiaxial Loading[J]. *International Journal of Fatigue*, 2008, 30: 1646-1658.
- [15] GUERCHAIS R, ROBERT C, MOREL F, et al. Micro-mechanical Study of the Loading Path Effect in High Cycle Fatigue[J]. *International Journal of Fatigue*, 2014, 59: 64-75.
- [16] ESLAMI R, RIESCH-OPPERMANN H, KRAFT O. Prediction of Multiaxial High Cycle Fatigue at Small Scales Based on a Micro-mechanical Model[J]. *International Journal of Fatigue*, 2016, 83: 66-74.