

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2019.08.005

基于改进多轴疲劳模型的曲轴疲劳研究*

孙嵩松¹, 万茂松¹, 王 慧²

(1. 南京林业大学 汽车与交通工程学院, 江苏 南京 210037; 2. 南京工程学院 机械工程学院, 江苏 南京 211167)

摘要:为研究曲轴弯曲疲劳特性,将 McDiarmid 多轴疲劳模型应用到曲轴弯矩疲劳极限载荷预测当中。首先开展了曲轴在弯矩载荷作用下的应力状态分析,确定了该类疲劳属于多轴疲劳;其次利用了坐标变换法,获得了临界平面内的坐标以及剪切应力与法向应力值;最后对一款曲轴在疲劳极限载荷作用下的应力应变状态进行了分析,获得了极限应力值,对同种材料、结构不同的另一款曲轴的疲劳极限载荷进行了预测,并对预测结果进行了试验验证。研究表明:传统的 McDiarmid 多轴疲劳模型在预测曲轴疲劳极限载荷时有时会导致较大误差,而经过应力比修正后的模型具有更高的预测精度,更适合在实际工程当中应用。

关键词:曲轴;多轴疲劳;McDiarmid 模型;临界平面;损伤模型;模型修正

中图分类号:TH114;U464.133+.3

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2019)08-0797-06

Crankshaft fatigue research based on modified multi-axial fatigue model

SUN Song-song¹, WAN Mao-song¹, WANG Hui²

(1. College of Automobile and Traffic Engineering, Nanjing Forestry University, Nanjing 210037, China;

2. College of Mechanical Engineering, Nanjing Institute of Technology, Nanjing 211167, China)

Abstract: In order to research the crankshaft bending fatigue property, the McDiarmid multi-axial fatigue model was applied to predict the fatigue limit load of the crankshaft. First the stress state of a crankshaft under a bending load was analyzed and the fatigue style was determined to be the multi-axial fatigue, then the critical plane, the shear and normal stress were obtained based on a coordinate transform method. Finally the fatigue limit load of a crankshaft was predicted by comparing the limit stress of another crankshaft made by the same material and corresponding experimental verifications were conducted. The results indicate that the conventional McDiarmid multi-axial fatigue model may result in some errors between the experimental results and the predictions in such prediction, while the stress ratio modified model can provide higher accuracy and is more suitable to be taken into the actual engineering application.

Key words: crankshaft; multi-axial fatigue; McDiarmid model; critical plane; damage model; model updating

0 引 言

相关资料显示,目前汽车零部件的可靠性问题中,80%以上都是疲劳问题^[1]。造成这一现象的主要原因是因为汽车在运行过程中,受到来自不同激励源的交变载荷的作用^[2-3],导致零部件的疲劳失效。

针对该类问题,国内外一些研究人员进行了大量

的研究。TAYLOR D^[4]提出了裂纹模拟法,通过构造与曲轴应力分布状态一致的标准裂纹体代替零部件进行疲劳极限载荷预测研究,但是由于二者之间的应力状态差异较大,有时会导致预测结果误差较大;同时,TAYLOR D^[5]提出了临界距离理论,对不同形式零部件的疲劳特性进行了研究,取得了更为准确的结果;SPITERI P^[6]对不同疲劳判定机制下的试验结果进行

收稿日期:2019-01-31

基金项目:江苏省高校自然科学基金面上项目(18KJB460019);南京工程学院校级科研基金资助项目(QKJ201701)

作者简介:孙嵩松(1987-),男,江苏南京人,博士,讲师,主要从事发动机零部件疲劳强度方面的研究。E-mail:sunsong1987@126.com

了研究,对比结果表明:当判定机制不同时,疲劳特性的试验结果会产生较大差异。

国内方面,陈晓平^[7]针对传统裂纹模拟法的不足,提出了利用等效缺口件代替零部件进行研究,提高了预测精度;察博文^[8]对经过中频淬火工艺处理的曲轴的疲劳极限载荷进行了预测研究,预测结果具有较高的精度;崔广军^[9]采用多体动力学计算了曲轴在循环工况内的复合载荷作用下的疲劳寿命,取得了更具指导意义的结论;郑燕萍^[10-11]从材料损伤的角度出发,提出了基于极限应变的损伤判定准则,能够对零部件进行更为准确的疲劳性能评估。

上述相关研究中,绝大多数都是基于传统的名义应力法,即认为零部件在受到外载作用时,其疲劳寿命与最大应力值成线性对数关系,且通常在研究过程中将应力集中处的应力状态默认为是单轴的拉伸应力状态。而对于曲轴这种结构较为复杂的零部件,在受到外载作用时往往会呈现多轴疲劳特性,因此,这种假设与实际情况之间往往会存在一定的偏差^[12]。

据此,本文首先对曲轴在受到弯矩载荷作用时的应力应变状态进行分析,确定其疲劳损伤的类型,在此基础上选择相应的疲劳模型对其疲劳特性进行预测研究,并对预测的结果进行试验验证。

1 曲轴应力状态分析

目前,85%以上的曲轴疲劳断裂都是弯曲疲劳断裂。因此,本文研究曲轴在弯矩作用下的疲劳特性。

根据圣维南原理,其边界条件可以简化为约束住单拐主轴颈右截面的所有的自由度,同时弯矩载荷施加在单拐的左截面,相应的有限元模型如图 1 所示。

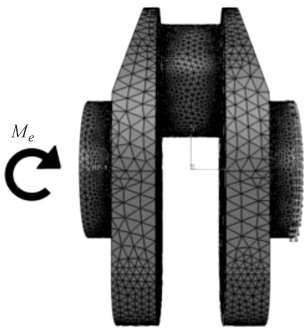


图 1 曲轴有限元模型

本研究采用该有限元模型对编号为 N0 的某款曲轴进行分析,载荷值为该曲轴的疲劳极限值 5 130 N·m,相应的应力分布如图 2 所示。

图 2 中:

当 N0 曲轴在其疲劳极限载荷作用下时,Von Mi-

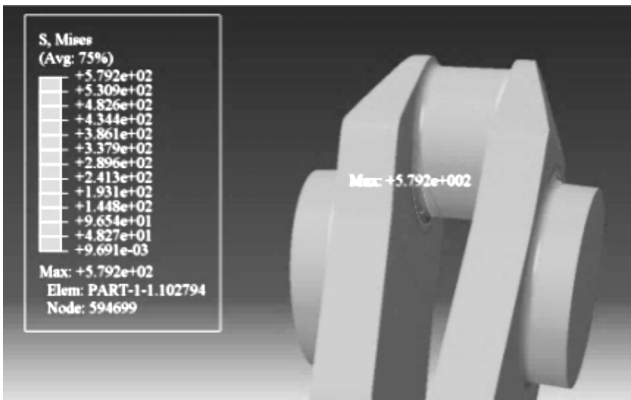


图 2 N0 曲轴应力分布云图

ses 应力的最大值出现在曲柄销圆角部位,为 579 MPa。考虑到关键部位的应力应变的计算精度将直接影响到疲劳研究,因此,有必要对曲轴圆角部位应力状态计算结果的网格依赖性进行分析。

分别对该模型的圆角部位进行不同尺寸网格划分,并计算在同一载荷作用下的应力状态,相应的对比结果如图 3 所示。

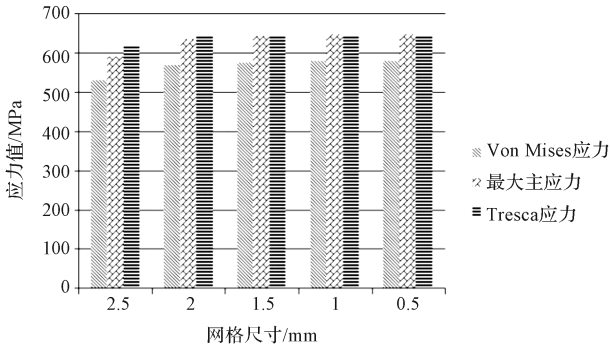


图 3 曲轴圆角应力与网格尺寸关系

由图 3 可以看出:

当网格尺寸由 2 mm 减小至 1.5 mm 时,最大应力值相对增幅不足 2%;由 1.5 mm 减小至 1 mm 时,相对的增幅均不足 1%;由 1 mm 减小至 0.5 mm 时,相对增幅均不足 0.5%,说明此网格尺寸下的应力值已经趋于收敛至稳定值。

同时,Von Mises 应力与最大主应力以及 Tresca 应力并不一致(相对误差超过 10%),根据弹性力学相关理论,该状态并非单一的拉伸或者剪切应力状态,而是呈现一定的多轴应力特性。

2 曲轴多轴疲劳研究方法

2.1 多轴疲劳模型的选定

目前,针对多轴疲劳的问题,还没有一个通用的损伤模型。根据已有的研究表明,临界平面法能够较为

准确地预测多轴疲劳寿命,其主要流程分为两步:

(1) 基于某一准则确定临界平面;

(2) 基于确定的临界平面,采用相应的疲劳损伤模型进行疲劳寿命的研究。

前期的相关研究中,一些研究者认为 McDiarmid 模型可以准确预测曲轴的疲劳强度^[13]。该模型由 MCDIARMID D L 提出,认为对于复杂应力应变状态下的零部件,最大剪切应力幅所在的平面就是临界平面^[14-15],同时剪切应力幅以及最大法向应力是控制疲劳裂纹扩展的两个参量^[16],即:

$$\tau_{ns} + \frac{t_{-1}}{2\sigma_b} \sigma_{nmax} = \tau'_f (2N_f)^c \quad (1)$$

式中: τ_{ns} —剪切应力幅值; σ_{nmax} —最大法向应力; t_{-1} —材料的剪切疲劳极限; σ_b —材料的抗拉强度; N_f —构件疲劳寿命; τ'_f, c —材料属性相关的常数。

在实际工程当中,对于同种材料制成的结构不同的曲轴,其材料属性常数也相同。基于该理论基础,当确定某一型号的曲轴在疲劳极限载荷作用下的等效应力(应变值),就可以对材料属性一致、结构不同的另一款曲轴的疲劳极限载荷进行预测。

2.2 最大剪切应力应变平面确定

对于曲轴这样的三维实体构件,其应力集中处的应力应变状态往往比较复杂,其最大应力应变平面的确定,可以采用应变张量矩阵结合坐标系变换法^[17]。该类方法的第一步,就是假设空间之中的任意一点 O,以 O 点为原点建立坐标系 O-XYZ。

其原理如图 4 所示。

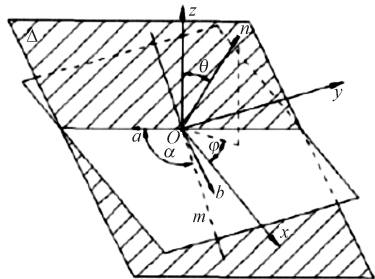


图4 空间通过计算点的任意平面

图4中:

平面 Δ 是空间中通过 O 点的任意平面,其法向向量为 n , n 在 O-XYZ 坐标系中的投影与 X 轴、Z 轴的夹角分别为 θ 和 φ , O 点的应力张量在 O-XYZ 坐标系中的矩阵表达形式为:

$$\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_{11} & \sigma_{12} & \sigma_{13} \\ \sigma_{21} & \sigma_{22} & \sigma_{23} \\ \sigma_{31} & \sigma_{32} & \sigma_{33} \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中: σ —应力张量。

引入图 4 坐标系 O-nab, 则平面的法向量 n 在 O-XYZ 坐标系下的表达形式为:

$$n = \begin{bmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sin\theta\cos\varphi \\ \sin\theta\sin\varphi \\ \cos\theta \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中: n —O-nab 平面的单位法向向量。

对于平面 Δ 中,过 O 点的任意方向的直线 m , m 与 O-nab 坐标系中 a 轴之间的夹角为(图 4),则沿 m 方向的向量为:

$$m = \begin{bmatrix} m_x \\ m_y \\ m_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\alpha\sin\varphi + \sin\alpha\cos\theta\cos\varphi \\ -\cos\alpha\cos\varphi + \sin\alpha\cos\theta\sin\varphi \\ -\sin\theta\sin\alpha \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中: m — m 方向的单位向量。

对于平面 nom 内的剪切应力与法向应力有:

$$\tau_{ns} = \begin{bmatrix} m_x \\ m_y \\ m_z \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \sigma_{11} & \sigma_{12} & \sigma_{13} \\ \sigma_{21} & \sigma_{22} & \sigma_{23} \\ \sigma_{31} & \sigma_{32} & \sigma_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$\sigma_n = \begin{bmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \sigma_{11} & \sigma_{12} & \sigma_{13} \\ \sigma_{21} & \sigma_{22} & \sigma_{23} \\ \sigma_{31} & \sigma_{32} & \sigma_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{bmatrix} \quad (6)$$

式中: τ_{ns} —剪切应力值; σ_n —法向应力值。

通过改变 α, θ, φ 的值,分别计算出各个平面内的剪切应力的最大值,从而确定剪切应力最大的平面的坐标,以及该平面内的法向应力值。

3 曲轴算例

3.1 曲轴算例一

本文中,曲轴的弯曲疲劳试验是通过谐振式弯曲疲劳试验台进行的。

前期相关研究表明:在利用该类试验台对曲轴进行弯曲疲劳试验时,曲轴最大应力点的应力状态近似是对称应力状态^[18],即:

$$\sigma_{max} + \sigma_{min} = 0 \quad (7)$$

式中: σ_{max} —最大应力值; σ_{min} —最小应力值。

结合该结论与坐标变换法的相关结果,则有:

$$\tau_{nsmax} + \tau_{nsmin} = \begin{bmatrix} m_x \\ m_y \\ m_z \end{bmatrix}^T (\sigma_{max} + \sigma_{min}) \begin{bmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{bmatrix} = 0 \quad (8)$$

$$\sigma_{nsmax} + \sigma_{nsmin} = \begin{bmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{bmatrix}^T (\sigma_{max} + \sigma_{min}) \begin{bmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{bmatrix} = 0 \quad (9)$$

式中: τ_{nsmax} — 剪切应力最大值; τ_{nsmin} — 剪切应力最小值; σ_{nsmax} — 法向应力最大值; σ_{nsmin} — 法向应力最小值。

如式(8,9) 所示:当曲轴在交变弯矩载荷作用下时,临界平面的剪切应力和法向应力的应力比都是-1。

基于该参数,本研究通过对 N0 曲轴在疲劳极限载荷作用下的应力张量进行分析,确定基于 McDiarmid 多轴疲劳模型的临界平面的坐标以及相应的剪切、法向应力值,结果如表 1 所示。

表 1 N0 曲轴应力状态(极限载荷作用下)

模型参数	数值 /MPa
最大剪切应力	314
最大法向应力	304

本研究中,N0 曲轴的材料为高强度合金钢 42 CrMo,相应的抗拉强度和剪切疲劳极限分别为 880 MPa 和 226 MPa。

将这些参数代入 McDiarmid 多轴疲劳模型中,则有:

$$\tau_{ns} = \tau_{nmax} - \tau_{nmin} = 2\tau_{nmax} = 628 \text{ MPa} \quad (10)$$

$$\sigma_{eq} = \tau_{ns} + \frac{t_{-1}}{2\sigma_b}\sigma_{nmax} = 667 \text{ MPa} \quad (11)$$

式中: σ_{eq} — 极限等效应力值。

如式(11) 所示:当 N0 曲轴在其疲劳极限载荷作用下时,基于 McDiarmid 疲劳模型的极限等效应力幅值值为 697 MPa。

本研究选择与 N0 曲轴材料一致,但结构不同的 N1 曲轴作为研究对象,对其施加 1 000 N·m 的弯矩载荷,并对该载荷作用下的应力状态进行分析,结果如表 2 所示。

表 2 N1 曲轴应力状态(1 000 N·m 载荷作用下)

模型参数	数值 /MPa
剪切应力	119.2
法向应力	- 118.6

设 N1 曲轴的疲劳极限载荷值为 X_1 ,对比 N0 曲轴的等效极限应力值,则有:

$$\frac{X_1}{1\,000} \times \tau_{ns} + \frac{t_{-1}}{2\sigma_b} \times \frac{X_1}{1\,000} \times \sigma_{nmax} = 667 \text{ MPa} \quad (12)$$

求解式(12) 所示方程,可得 N1 曲轴基于 McDiarmid 多轴疲劳模型的疲劳极限载荷的预测值为 2 991 N·m。

3.2 曲轴算例二

基于同样的方法,笔者选择另外一组曲轴作为研究的对象。首先对编号 C0 的某款曲轴在其疲劳极限载荷作用下的应力状态进行分析,并基于 McDiarmid 多轴疲劳模型确定相应的临界平面的坐标以及剪切、法向应力值,结果如表 3 所示。

表 3 C0 曲轴应力状态(极限载荷作用下)

模型参数	数值 /MPa
剪切应力	374
法向应力	372

本研究中,C0 曲轴的材料同样为高强度合金钢,相应的抗拉强度和剪切疲劳极限分别为 880 MPa 和 226 MPa,将这些参数代入 McDiarmid 多轴疲劳模型中,则有:

$$\tau_{ns} = \tau_{nmax} - \tau_{nmin} = 2\tau_{nmax} = 748 \text{ MPa} \quad (13)$$

$$\sigma_{eq} = \tau_{ns} + \frac{t_{-1}}{2\sigma_b}\sigma_{nmax} = 796 \text{ MPa} \quad (14)$$

如式(14) 所示:当 C0 曲轴在其疲劳极限载荷作用下时,基于 McDiarmid 多轴疲劳模型的极限等效应力值为 796 MPa。

本研究选择与 C0 曲轴材料一致,但结构不同的 C1 曲轴作为研究对象,对其施加 1 000 N·m 的弯矩载荷,并对该载荷作用下的应力状态进行分析,结果如表 4 所示。

表 4 C1 曲轴应力状态(1 000 N·m 载荷作用下)

模型参数	数值 /MPa
剪切应力	119.2
法向应力	- 118.6

设 C1 曲轴的疲劳极限载荷值为 X_1 ,对比 N0 曲轴的等效极限应力值,则有:

$$\frac{X_1}{1\,000} \times \tau_{ns} + \frac{t_{-1}}{2\sigma_b} \times \frac{X_1}{1\,000} \times \sigma_{nmax} = 796 \text{ MPa} \quad (15)$$

求解式(15) 的方程,可得 C1 曲轴基于 McDiarmid 多轴疲劳模型的疲劳极限载荷的预测值为 3 569 N·m。

4 试验及结果与分析

为了进一步验证 McDiarmid 模型在曲轴疲劳研究中的适用性,有必要对其进行相关的试验验证。

本研究采用谐振式曲轴疲劳试验系统,对这两款曲轴进行弯曲疲劳试验,相应的试验结果分别如表(5,6) 所示。

表 5 N1 曲轴疲劳试验数据

试验弯矩 / (N · m)	失效序号	中位秩
3 034	1	0.083
3 214	2	0.202
3 216	3	0.321
3 220	4	0.440
3 453	5	0.559
3 552	6	0.679
3 689	7	0.798
3 692	8	0.917

表 6 C1 曲轴疲劳试验数据

试验弯矩 / (N · m)	失效序号	中位秩
4 056	1	0.07
4 058	2	0.18
4 076	3	0.29
4 111	4	0.39
4 115	5	0.5
4 152	6	0.61
4 200	7	
4 218	8	0.75
4 236	9	0.89

如表(5,6)所示:这两款曲轴的疲劳极限载荷的中值分别为 3 332 N · m 与 4 118 N · m。

对比该参数与预测的结果,误差如表 7 所示。

表 7 N1&C1 曲轴疲劳极限载荷预测误差

曲轴编号	误差 / (%)
N1	10.4
C1	13.4

由表 7 可知:当基于该多轴疲劳模型对曲轴的疲劳极限载荷进行预测时,有时误差会超过 10%,这样的误差在实际工程中无法满足精度要求。

5 模型修正研究

前期研究表明:当基于 McDiarmid 多轴疲劳模型对材料一致、结构不同的曲轴的疲劳特性进行预测时,会导致预测结果误差较大。笔者分析认为,误差原因主要在于 McDiarmid 多轴疲劳模型主要用于研究一些应力比相对较大的工况(0 ≤ R < 1),而在本文曲轴试验过程中,剪切应力与法向应力的应力比都是 - 1,预测对象的差异造成了模型的适用性有所不同。

针对这一不足,本文在分析多组曲轴疲劳强度分布规律的基础上,提出了一种改进的 McDiarmid 多轴疲劳模型,即:

$$\tau_{ns} + \frac{(1 - R)t_{-1}}{2\sigma_b}\sigma_{nmax} = \tau'_{f_j}(2N_{f_j})^c \tag{16}$$

式中:R— 临界平面内法向应力的应力比(其余各参数

的定义均与原模型一致)。

结合该修正模型与式(11 ~ 12),则有:

$$\sigma_{eq} = \tau_{ns} + \frac{t_{-1}(1 - R)}{2\sigma_b}\sigma_{nmax} = \tau_{ns} + \frac{t_{-1}}{\sigma_b}\sigma_{nmax} \tag{17}$$

代入表 1 中相关应力参数,可得 N0 曲轴基于修正后的 McDiarmid 多轴疲劳模型的等效极限应力值为:

$$\sigma_{eq} = \tau_{ns} + \frac{t_{-1}}{\sigma_b}\sigma_{nmax} = 707 \text{ MPa} \tag{18}$$

设 N1 曲轴的疲劳极限载荷值为 X₁,对比 N0 曲轴的等效极限应力值,则有:

$$\frac{X_1}{1\,000} \times \tau_{ns} + \frac{t_{-1}}{\sigma_b} \times \frac{X_1}{1\,000} \times \sigma_{nmax} = 707 \text{ MPa} \tag{19}$$

由此可得 N1 曲轴基于修正后的 McDiarmid 多轴疲劳模型的疲劳极限载荷的预测值为 3 394 N · m。采用同样的模型对第二组算例进行预测,则有:

$$\sigma_{eq} = \tau_{ns} + \frac{t_{-1}}{\sigma_b}\sigma_{nmax} = 844 \text{ MPa} \tag{20}$$
$$\frac{X_2}{1\,000} \times \tau_{ns} + \frac{t_{-1}}{\sigma_b} \times \frac{X_2}{1\,000} \times \sigma_{nmax} = 844 \text{ MPa} \tag{21}$$

由此可得 C1 曲轴基于修正的 McDiarmid 多轴疲劳模型的疲劳极限载荷预测结果为 4 058 N · m。

对比这两款曲轴的预测结果与试验值,相应的误差结果如表 8 所示。

表 8 N1&C1 曲轴疲劳极限载荷预测误差

曲轴编号	误差 / (%)
N1	1.8
C1	2.7

对比表(7,8) 可以看出:

相比较原始模型,改进后的模型在预测曲轴疲劳极限载荷时具有更高的精度,更适合在实际工程当中采用。

6 结束语

基于 McDiarmid 多轴疲劳模型,本研究对材料属性一致、结构不同的曲轴的疲劳极限载荷进行了预测研究,并对结果进行了试验验证。对比结果表明:当利用传统的 McDiarmid 多轴疲劳模型预测材料属性一致、结构不同的曲轴的疲劳极限载荷时,有时会导致误差较大;而基于应力比的修正的 McDiarmid 多轴疲劳模型能够更为准确地预测该类零部件的疲劳极限载荷。

在下一阶段,本研究将致力于如何直接通过材料力学试验获得材料的基本属性,并在此基础上对曲轴等零部件的疲劳强度开展预测研究。该类研究需要综合考虑结构、工艺等参数对零部件疲劳强度的影响,可能需要对模型进行进一步的修正,才能取得精度足够的预测结果。

参考文献 (References):

- [1] 李建锋,钟剑锋,刘震涛. 基于缺口疲劳理论的曲轴结构疲劳特性研究[J]. 机电工程,2018,35(9):921-926.
- [2] 徐晓美,石 静,王 芑,等. 拖挂式运材车挂车后轮转向技术研究[J]. 林业工程学报,2017,2(6):110-115.
- [3] 徐晓美,张 磊,刘 凯. 半挂汽车列车挂车主动转向控制研究[J]. 汽车技术,2018,518(11):36-40.
- [4] TAYLOR D, CARR A J. The crack-modelling technique: optimization of the parameters[J]. **Fatigue & Fracture of engineering materials & structures**,1999,22(1):41-50.
- [5] TAYLOR D. Applications of the theory of critical distances in failure analysis [J]. **Engineering Failure Analysis**, 2011,18(2):543-549.
- [6] SPITERI P, HO S, LEE Y L. Assessment of bending fatigue limit for crankshaft sections with inclusion of residual stresses[J]. **International journal of fatigue**, 2007, 29(2): 318-329.
- [7] 陈晓平,俞小莉,胡如夫. 采用缺口件等效与渐进插值法预测构件疲劳极限[J]. 浙江大学学报:工学版,2012,46(3):542-548.
- [8] 察博文,陈晓平,王 骥. 基于中频淬火工艺模拟的曲轴疲劳极限载荷预测研究[J]. 热处理工艺,2018,47(6):204-208.
- [9] 崔广军. 曲轴疲劳寿命的有限元和多体动力学联合仿真研究[J]. 机械强度,2016,38(2):394-398.
- [10] 王列亮,郑燕萍. 基于 CAE 的铝合金板料冲压成形中摩擦特性研究[J]. 锻压技术,2015,40(8):114-119.
- [11] 杨滢鑫,郑燕萍,王列亮. 基于 Dynaform 获取铝合金成形极限的试验及理论研究[J]. 森林工程,2015,31(6):130-134.
- [12] 孙嵩松,俞小莉,李建锋. 基于多轴疲劳理论的曲轴结构等效疲劳研究[J]. 汽车工程,2016,38(8):1001-1005.
- [13] 刘海燕,覃文浩,李 欣. 柴油机曲轴的多轴高周疲劳寿命估算[J]. 机械强度,2013,35(6):844-849.
- [14] 邵金玉. 双作用液压缸疲劳试验台的设计[J]. 液压气动与密封,2018,38(6):5-7.
- [15] 杨海荣. 全气动疲劳试验台设计[J]. 液压气动与密封,2018,38(6):71-72.
- [16] MCDIARMID D L. A general criterion for high cycle multi-axial fatigue failure [J]. **Fatigue Fract&Engineering Materials&Structures**,2010,14(4):429-453.
- [17] SUN S S, CHEN X P, YU X L, et al. Component structural equivalent research based on different failure strength criterions and the theory of critical distance [J]. **Engineering Failure Analysis**,2016,18(2):31-43.
- [18] 朱小华,刘 佩,孙嵩松. 谐振式曲轴台架静动力学对比分析研究[J]. 内燃机与配件,2019(6):49-50.

[编辑:方越婷]

本文引用格式:

孙嵩松,万茂松,王 慧. 基于改进多轴疲劳模型的曲轴疲劳研究[J]. 机电工程,2019,36(8):797-802.

SUN Song-Song, WAN Mao-Song, WANG Hui. Crankshaft fatigue research based on modified multi-axial fatigue model[J]. **Journal of Mechanical & Electrical Engineering**, 2019,36(8):797-802.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>