

文章编号:1001-4888(2019)06-1003-07

W1 型铁路弹条疲劳性能研究^{*}

吴洁好¹, 王时越^{1,2}, 伍曾¹, 刘国寿¹, 李波最³, 黄旭升¹

(1. 昆明理工大学 建筑与工程学院, 云南昆明 650500; 2. 云南省土木工程防灾重点实验室, 云南昆明 650500;

3. 昆明市建设工程质量检测中心, 云南昆明 650200)

摘要:对 WJ-7 型铁路弹条扣件系统中的 W1 型弹条在不同载荷幅值(7.5kN、10kN、12.5kN)下的疲劳性能进行实验研究,通过可靠性研究方法得到了包含存活率的 P-F-N 曲线(其中 P 为可靠度, F 为弹条扣压力, N 为循环次数),提出了不同可靠度的疲劳寿命方程。结果表明弹条扣压力随载荷循环次数衰减,扣压力衰减曲线呈三阶段变化,第二阶段占疲劳寿命的 70%,且基本成线性。最后通过线性疲劳累积损伤理论建立了疲劳寿命预测模型,提出了采用微损实验来预测疲劳寿命的方法。

关键词: W1 型弹条; 可靠度; 扣压力; 疲劳寿命

中图分类号: U238

文献标识码: A

DOI: 10.7520/1001-4888-18-109

0 引言

交通运输行业随着我国经济的快速发展迎来崭新的时代,交通运输的重要领域——高速铁路也获得高速发展。弹条扣件系统是铁路系统中一个重要部分,且因列车行驶过程中会受到复杂多变的载荷,周而复始进而引发扣件系统的一系列疲劳问题。Casado^[1]等对铁路弹条扣件系统进行了疲劳试验,并提出弹条垫板疲劳过程的模型及参数。张金^[2]对 W 型弹条疲劳断裂原因进行研究,从化学成分、微观组织、断口形貌等微观角度进行分析,认为弹条跟端易出现应力集中并有腐蚀坑缺陷从而导致弹条疲劳断裂。许鑫^[3]等对 W1 型弹条进行了疲劳试验,通过宏观检测、硬度测试、微观检验的方法对弹条进行定性分析,认为弹条在试验中受弯扭组合应力,并在渗锌层与弹条表面交界处出现疲劳断裂。余自若^[4]等对 X2 型弹条原材料进行静载及疲劳性能试验研究,并用软件模拟弹条的受力特性及疲劳破坏危险点。上述研究主要集中在弹条原材料及扣件的疲劳试验,并采用软件模拟弹条扣件系统的工作行为及力学分析,弹条的断裂原因分析多集中在弹条材料层面。

弹条扣压力是弹条服役时的重要指标,其数值的变化关系着弹条能否继续工作和高铁的安全,而目前针对这方面的研究鲜见报道。因此,本文通过对不同载荷幅值(7.5kN、10kN、12.5kN,平均值均为 25kN)下 W1 型铁路弹条进行疲劳试验,重点分析弹条扣压力的变化规律,并从概率的角度研究不同载荷幅值下弹条的疲劳寿命,依据线性累计损伤模型对 W1 型弹条在经历较少循环次数的情况进行寿命预测,为 W1 型铁路弹条的工程应用提供试验和理论依据。

1 试验

1.1 试验材料

本试验试件为 WJ-7 型弹条扣件系统中的 W1 型弹条,其原材料为 60Si2MnA。为得到原材料的常

^{*} 收稿日期: 2018-05-12; 修回日期: 2018-08-23

基金项目: 国家自然科学基金(51868033)资助

通讯作者: 王时越(1965—),男,硕士,教授,主要研究方向:实验力学及其工程应用。Email: ynkmsy@126.com

规力学性能,采用图 1 所示的拉伸试样,在 MTS810 疲劳试验机进行静载拉伸试验,结果见表 1。表 2 为原材料的化学成分。

表 1 W1 型弹条常规力学性能

Tab. 1 Mechanical properties of W1 type fastening clip

弹性模量/GPa	泊松比	抗拉强度/MPa	屈服强度/MPa	断后伸长率/%	截面收缩率/%
205	0.3	1900	1600	5	25

表 2 W1 型弹条主要化学成分(质量分数/%)

Tab. 2 Main chemical components of W1 type fastening clip (mass fraction/%)

C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Cu
0.54~0.60	1.60~2.00	0.70~1.00	≤0.02	≤0.02	0.18~0.30	≤0.02	≤0.25

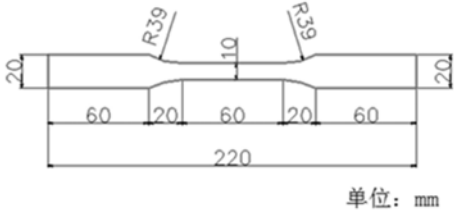


图 1 W1 型弹条静载试样

Fig. 1 Static sample of W1 type fastening clip

1.2 试验装置

目前尚无适用于轴向加载疲劳试验机的弹条疲劳试验装置,因此本文设计出针对 W1 型弹条的疲劳试验装置,如图 2 所示。该装置在原配弹条支撑底座上,模拟弹条的实际工作状态;通过预设铁垫板和上部夹具便于夹持在现有轴向加载 MTS810 疲劳试验机上;通过预设铁垫板前端左右的压力传感器来测量弹条扣件扣压力的变化情况。

1.3 试验方案

疲劳试验在 MTS 810 疲劳试验机上进行,试验方法参照《弹条 I 型、II 型扣件弹条疲劳试验方法》(TB/T 2329—2002)。试件放置在铁垫板底座上,将两个压力传感器置于弹条趾端,接入 DH5938 动态应变仪,动态应变仪的输出信号接入 MTS810 的控制系统中,实现压力变化与循环次数等数据同步采集。弹条疲劳试验采用载荷控制,由 MTS810 疲劳试

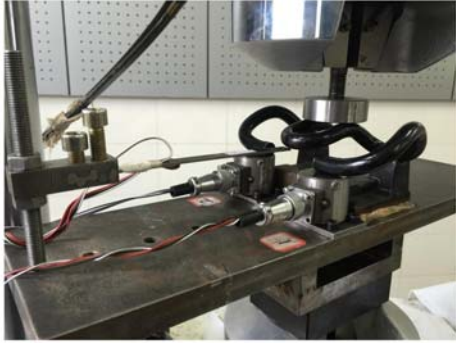
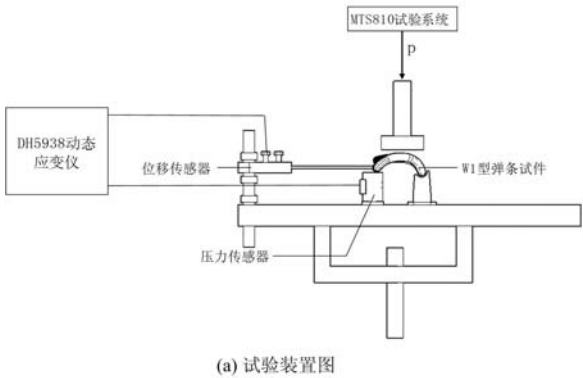


图 2 试验装置示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the experiment set-up

验机轴向施加(模拟弹条的实际运行状况),加载波形为正弦波,载荷幅值为 7.5kN、10kN、12.5kN,平均值均为 25kN,频率分别为 3Hz、2Hz、1Hz。每一种载荷幅值 6 个试件,共 18 个。

2 试验结果与分析

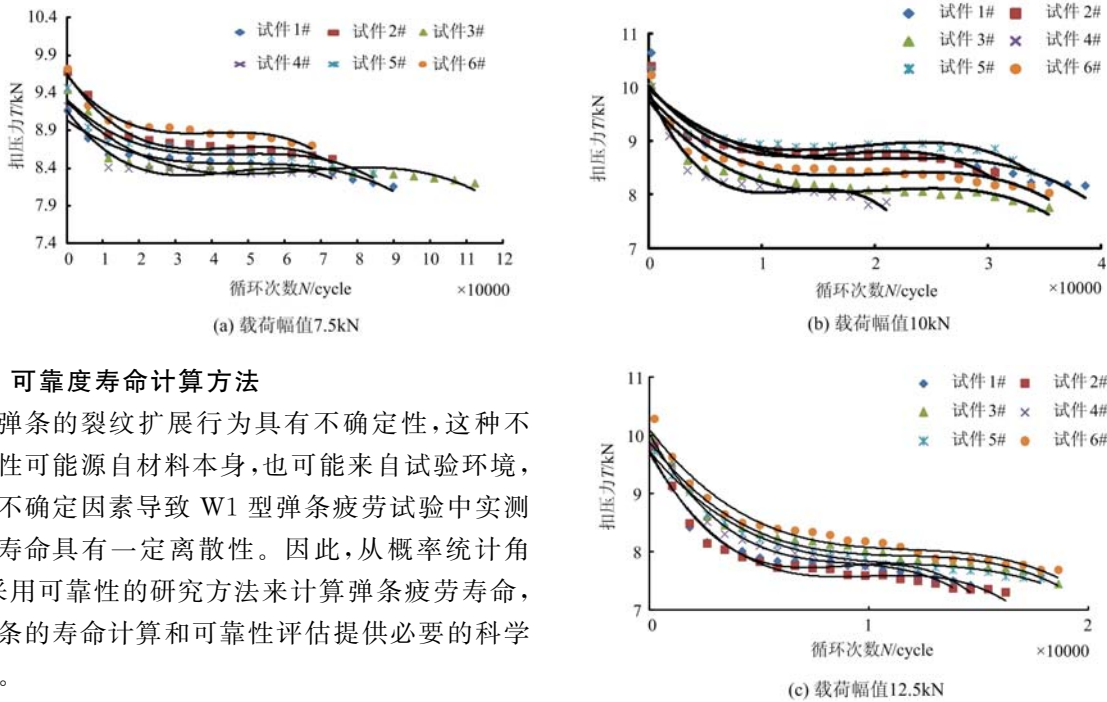
疲劳寿命指从疲劳试验开始至断裂时所经历的疲劳载荷的循环次数,试验中弹条的疲劳寿命通过 MTS810 疲劳试验机自动采集。W1 型弹条在不同载荷下的疲劳寿命如表 3 所示。

表 3 W1 型弹条在不同载荷下的疲劳寿命
Tab. 3 Fatigue-life of W1 type fastening clip under different load

载荷平均值 /kN	载荷幅值 /kN	疲劳寿命/cycle						
		1 #	2 #	3 #	4 #	5 #	6 #	平均值
25	7.5	90585	70666	113086	76295	76475	64836	81991
25	10.0	36236	39570	29510	35495	21101	33880	32632
25	12.5	13569	16106	19812	14167	18112	18643	16735

2.1 疲劳寿命与扣压力曲线

弹条扣压力是指弹条趾端工作时所受压力。W1 型弹条在不同载荷下疲劳寿命与扣压力的变化曲线如图 3 所示,图中各点为实测数据,实线为拟合曲线。



2.2 可靠度寿命计算方法

弹条的裂纹扩展行为具有不确定性,这种不确定性可能源自材料本身,也可能来自试验环境,这些不确定因素导致 W1 型弹条疲劳试验中实测疲劳寿命具有一定离散性。因此,从概率统计角度,采用可靠性的研究方法来计算弹条疲劳寿命,为弹条的寿命计算和可靠性评估提供必要的科学依据。

不同载荷幅值下的疲劳试件为 6 个,属于小子样。故利用小子样估计正态分布母体参数,以解析法进行分析。

当对数疲劳寿命服从正态分布时,可利用对数疲劳寿命的子样平均值和子样标准差分别作为母体平均值和母体标准差的估计量。若已知一组 n 个疲劳寿命观测值 $N_1, N_2, \dots, N_n$,则对数疲劳寿命的子样平均值为^[5]:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \lg N_i \tag{1}$$

对数疲劳寿命的子样标准差为:

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\lg N_i)^2 - \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n \lg N_i \right)^2}{n-1}} \tag{2}$$

若可靠度为 p ,对应的估计对数安全寿命为:

$$\hat{x}_p = \bar{x} + \mu_p s \tag{3}$$

式中, P 为可靠度; $\hat{x}_p$ 为可靠度 P 对应的估计对数安全寿命; $\bar{x}$ 为对数疲劳寿命的子样平均值; μ_p 为可靠度 P 对应的标准正态偏量(见表 4); s 为对数疲劳寿命的子样标准差。

图 3 疲劳寿命与扣压力变化曲线
Fig. 3 Fatigue-life and toe load of fastening attenuation curve

利用(3)式,可以求出对应任意可靠度的对数安全寿命估计量。

表 4 标准正态偏量

Tab. 4 Standardized normal variate

P	50%	99%	99.9%
μ_P	0	-2.362	-3.090

由对数安全寿命可求得安全寿命:

$$\hat{N}_P = \lg^{-1} \hat{x}_P \quad (4)$$

根据表 1,分别得到不同载荷幅值下的子样平均值 $\bar{x}$ 和标准差 s ,代入(3)式,计算不同可靠度对应的对数安全寿命,由(4)式进而求得估计安全寿命。

2.3 P-F-N 曲线分析

P-F-N 曲线中 P 为可靠度, F 为荷载水平, N 为循环次数。在可靠度为 P 时,求得载荷幅值 7.5 kN、10 kN、12.5 kN 对应的疲劳寿命,将三个数据在以载荷幅值 F 为纵坐标、对数疲劳寿命 $\lg N$ 为横坐标的坐标系内进行曲线拟合,即可得到具有可靠度 P 的“P-F-N 曲线”,如图 4 所示。图中各点为实测数据,实线则为拟合曲线,三条曲线的可靠度分别为 50%、99%、99.9%。

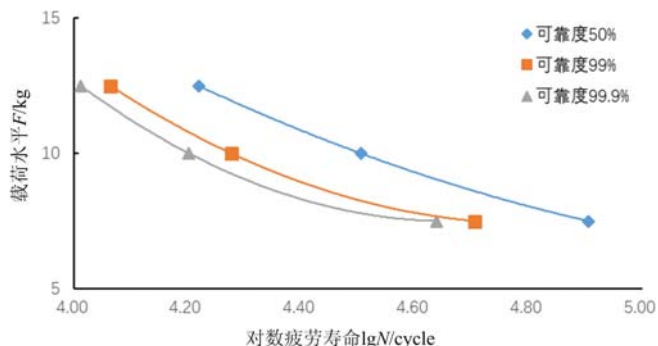


图 4 W1 型弹条 P-F-N 曲线

Fig. 4 P-F-N curve of W1 type fastening clip

从图 4 中可以看出:(1)同一载荷水平下,随可靠度提高(50%~99.9%),疲劳寿命在不断减少。载荷幅值为 12.5 kN 时,可靠度 50%、99% 和 99.9% 的疲劳寿命分别为 16735 次、11575 次和 10288 次。随着对失效率要求的提高(可靠度越高),拟合疲劳寿命越保守。载荷幅值为 10 kN、7.5 kN 时在不同可靠度下的寿命规律与载荷幅值为 12.5 kN 时相同。(2)同一可靠度,随载荷水平的降低,疲劳寿命随之增加,并且疲劳寿命增加幅度变大。可靠度为 50% 时,载荷幅值

12.5 kN、10 kN、7.5 kN 分别对应的疲劳寿命为 16735 次、32632 次、81991 次,疲劳寿命随载荷水平减少呈递增趋势。三种载荷幅值均相差 2.5 kN,幅值 10 kN 比幅值 12.5 kN 工况下疲劳寿命多近 1 倍,幅值 7.5 kN 比幅值 10 kN 工况下疲劳寿命多近 1.5 倍。可见 W1 型弹条在较小载荷幅值变化范围内其疲劳寿命将会大幅增加。不同载荷幅值在可靠度 99% 与 99.9% 的情况下,疲劳寿命变化仍符合此规律。

图 4 中不同“P-F-N 曲线”拟合公式:

$P=50\%$ 时,

$$F = 3.66 \lg^2 N - 40.7 \lg N + 119 \quad (5)$$

$P=99\%$ 时,

$$F = 6.27 \lg^2 N - 63.5 \lg N + 168 \quad (6)$$

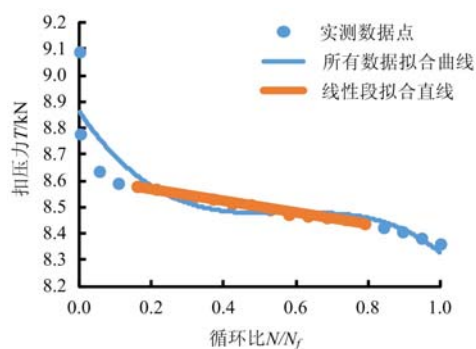
$P=99.9\%$ 时,

$$F = 11.85 \lg^2 N - 110.5 \lg N + 265 \quad (7)$$

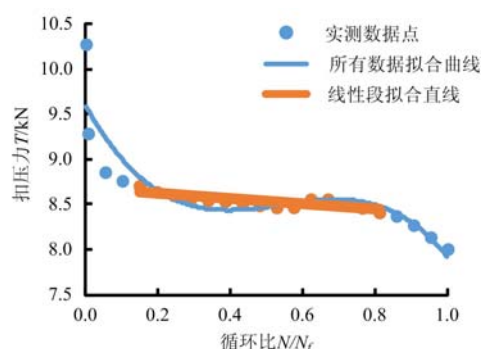
根据实际工程对可靠度的要求,由(5)~(7)式可以计算螺栓预紧力为 25 kN,不同载荷幅值下对应的弹条疲劳安全寿命。

2.4 W1 型弹条扣压力衰减与疲劳寿命规律

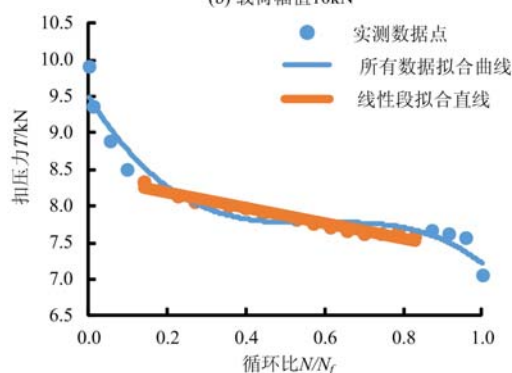
图 5 为弹条扣压力衰减与疲劳寿命的规律曲线,图中纵坐标为弹条扣压力的平均值,横坐标为循环比(载荷循环次数/疲劳寿命)平均值。实测数据为图中各点,实测数据的拟合曲线为细实线,中间线性段拟合直线为粗实线。



(a) 载荷幅值7.5kN



(b) 载荷幅值10kN

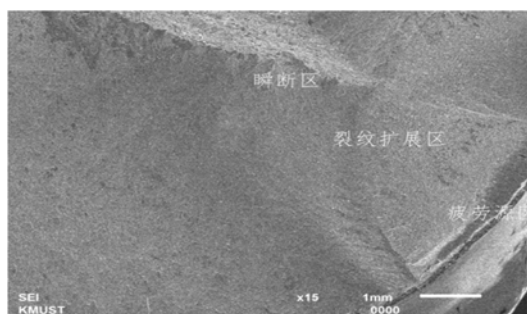


(c) 载荷幅值12.5kN

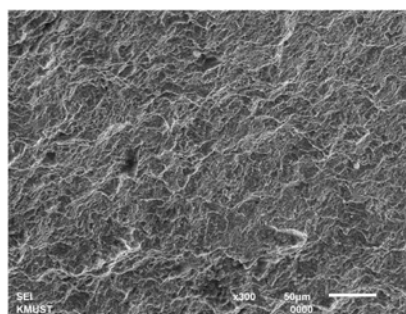
图5 不同载荷幅值下扣压力衰减曲线

Fig. 5 Toe load of fastening attenuation curve under different load

由图5可知,不同载荷幅值下,扣压力均随循环比增大而减小,且呈现出三阶段变化趋势。扣压力衰减第一阶段,约占整个疲劳寿命的15%,此阶段属于裂纹萌生阶段,试样从最大应力处或缺陷处萌生裂纹,逐渐形成微裂纹,扣压力衰减较快。第二阶段,扣压力随循环比增加,衰减趋势较第一阶段更加平稳,基本呈线性衰减,即扣压力衰减率为一定值,这一阶段大约占疲劳寿命的70%,此阶段属于裂纹扩展阶段,微裂纹在交变载荷的作用下稳定缓慢扩展,占据了弹条扣件疲劳寿命的绝大部分。扣压力衰减第三阶段,即最后阶段,扣压力衰减率随循环比增加迅速增加,这一阶段占疲劳寿命的15%左右。此阶段属于疲劳破坏阶段,当裂纹稳定扩展到一定程度后,弹条扣件迅速失去了承载能力,扣压力出现急剧衰减,直至试件突然破坏。



(a) ×15



(b) ×300

图6 断口的SEM形貌

Fig. 6 SEM morphology of fracture of spring clip

2.5 弹条的疲劳断口分析

断口SEM形貌(如图6所示)呈台阶状断裂,具有切断型和正断型特征,与复合型扭转疲劳断口^[6,7]相符。断口具有疲劳断裂的典型特征:疲劳源位于断口边缘,疲劳扩展区有明显的疲劳弧线且区域较大,瞬断区域较小具有韧窝特征。疲劳断裂的三区域变化与扣压力衰减曲线相对应,扣压力衰减的第二阶段也是主要阶段,在断口裂纹扩展区可看到一条条疲劳弧线,是由每一次周期载荷作用产生的。疲劳裂纹源与疲劳裂纹弧线的凹面指向不重合,表明弹条的断裂性质为弯曲-扭转复合疲劳断裂。

3 弹条寿命预测

从W1型弹条在不同载荷幅值下扣压力衰减曲线(图5)可以看出,扣压力衰减第二阶段基本呈线性,且占整个疲劳寿命的主要部分,对该阶段进行线性回归分析,其相关系数均大于0.9,表明扣压力与

载荷循环次数的线性相关性较好。以载荷幅值 12.5kN 为例(见图 5(c)),对第二阶段进行线性回归分析,并设其表达式为:

$$T = -CN + b \quad (8)$$

式中, T 为循环扣压力; b 为直线段截距; C 为直线段斜率的绝对值; N 为循环次数。

W1 型铁路弹条疲劳试验中,每组试件接近破坏时的扣压力 T 与初始扣压力 T_0 的比值如表 5 所示,破坏扣压比为 T/T_0 ,表中扣压比均介于 0.745~0.776 之间,平均值为 0.755,表明当 W1 型铁路弹条循环扣压力降为初始扣压力的 76% 左右时,弹条发生疲劳破坏,无论 W1 型铁路弹条试件的初始扣压力是多少。

根据线性疲劳积累损伤理论,引入描述 W1 型铁路弹条的损伤变量 D ,表示为:

$$D = \frac{T_0 - T}{T_0} \quad (9)$$

该式反映 W1 型铁路弹条在疲劳循环过程中损伤的累积,将式(8)代入式(9)得:

$$D = 1 + \frac{CN - b}{T_0} \quad (10)$$

表 5 W1 型弹条试件扣压比

Tab. 5 Toe load ratio of specimen of W1 type fastening clip

试件编号	1 #	2 #	3 #	4 #	5 #	6 #
破坏扣压比	0.755	0.745	0.748	0.759	0.776	0.748

根据 W1 型铁路弹条的疲劳试验结果,取弹条疲劳破坏时 $T_s = 0.76 T_0$ (其中 T_s 为弹条破坏时的扣压力)代入式(9),可得 W1 型铁路弹条疲劳破坏时 $D = 0.24$,将此值定为 W1 型铁路弹条疲劳破坏的失效判定依据。

从图 5(c)可以看出,循环比约为 0.15 时扣压力曲线基本进入呈线性的第二阶段,其值约为初始值的 84%,当循环比为 0.4 时,扣压力约为初始值的 80%。因此,对于实际应用中的铁路弹条,可以通过较少循环的微损疲劳试验,由(10)式对构件的疲劳寿命进行预测^[8]。寿命预测方法如下:

- (1) 确定弹条的初始扣压力 T_0 ,可通过静载拉伸试验的方式对弹条拉伸试样进行试验确定;
- (2) 对构件进行微损疲劳试验,当弹条扣压力降为初始值的 80%时,试验停止;
- (3) 对扣压力降为 80%~84%初始扣压力的区间数据进行线性回归,定出拟合直线的 C 和 b ,并取 $D = 0.24$,代入式(10)即可求出预测寿命 N 。

W1 型弹条通过疲劳试验测得的实测寿命与寿命预测方法计算寿命的对比分析如表 6 所示。弹条预测寿命均小于实测寿命,且在两倍离散范围内,故该预测寿命是可靠的。

表 6 W1 型弹条实测寿命与预测寿命

Tab. 6 Measured and predicted fatigue life of W1 type fastening clip

试件编号	1 #	2 #	3 #	4 #	5 #	6 #
实测寿命	13569	16106	19812	14167	18112	18643
预测寿命	11756	10105	13563	8344	16660	13492

4 结论

(1) 载荷幅值对 W1 型弹条疲劳寿命影响较大,疲劳寿命载荷幅值呈反相关关系,弹条所受扣压力为 7.5kN 时疲劳寿命最大,均值为 81991 次;

(2) W1 型弹条扣压力随载荷循环次数增加呈三阶段衰减变化,且第二阶段在整个疲劳寿命中占 70%;第二阶段扣压力与循环次数呈良好线性衰减;

(3) W1 型弹条疲劳试验中扣压力衰减反映了弹条的损伤程度,以 12.5kN 为例,弹条破坏扣压力约为初始值的 76%;

(4) 根据线性疲劳积累损伤理论,以损伤因子等于 0.24 作为载荷幅值 12.5kN 下 W1 型弹条失效的判据,弹条扣压力衰减模型参数可通过少量循环的微损疲劳试验来确定,并以此来预测弹条的疲劳寿命。

参考文献:

- [1] Casado J A, Carrascal I, Polanco J A F, et al. Fatigue failure of short glass fibre reinforced PA 6.6 structural pieces for railway track fasteners[J]. Engineering Failure Analysis, 2006, 13(2):182—197.
- [2] 张金. 某铁路用 W 形弹条疲劳断裂原因[J]. 机械工程材料, 2014, 38(1):96—98 (ZHANG Jin. Reasons for fatigue fracture of W-shaped spring rod for a railway[J]. Materials for Mechanical Engineering, 2014, 38(1):96—98 (in Chinese))
- [3] 许鑫, 邹定强, 杨其全, 等. 铁路 W1 型弹条疲劳断裂原因分析[J]. 中国铁路, 2016, 11:24—27 (XU Xin, ZHOU Dingqiang, YANG Qiquan, et al. Reasons for fatigue fracture of W1-shaped spring rod for a railway[J]. China Railway, 2016, 11:24—27 (in Chinese))
- [4] 余自若, 袁媛, 张远庆, 等. 高速铁路扣件系统弹条疲劳性能研究[J]. 铁道学报, 2014, 36(7):90—95 (YU Ziruo, YAN Yuan, ZHANG Yuanqing, et al. Fatigue properties of elastic bars of fastening systems installed with high-speed railways[J]. Journal of the China Railway Society, 2014, 36(7):90—95 (in Chinese))
- [5] 高镇同, 熊峻江. 疲劳可靠性[M]. 北京航空航天大学出版社, 2000:118—124 (GAO Zhentong, XIONG Junjiang. Fatigue reliability analysis[M]. Beihang University Press, 2000:118—124 (in Chinese))
- [6] 吴志煜, 王时越, 杨锡阶, 等. 扭转预应变对 35CrMo 钢低周疲劳性能的影响[J]. 实验力学, 2013, 28(4):511—516 (WU Zhiyu, WANG Shiyue, YANG Xijie, et al. Effect of torsional prestrain on low cycle fatigue behavior of 35CrMo steel[J]. Journal of Experimental Mechanics, 2013, 28(4):511—516 (in Chinese))
- [7] 焦胜博, 程礼, 陈煊, 等. Ti-6Al-4V 钛合金振动弯曲超高周疲劳及寿命预测模型研究 [J]. 实验力学, 2016, 31(6):730—740 (JIAO Shengbo, CHENG Li, CHEN Xuan, et al. On the very high cycle fatigue and life prediction model of Ti-6Al-4V titanium alloy subjected to vibration bending[J]. Journal of Experimental Mechanics, 2016, 31(6):730—740 (in Chinese))
- [8] 王时越, 张立翔, 徐人平, 等. 混凝土疲劳刚度衰减规律试验研究[J]. 力学与实践, 2003, 5:55—57 (WANG Shiyue, ZHANG Lixiang, XU Renping, et al. Experimental study on attenuation law of fatigue stiffness of concrete[J]. Mechanics in Engineering, 2003, 5:55—57 (in Chinese))

Experimental study on the fatigue failure of W1-type spring clip

WU Jie-hao¹, WANG Shi-yue^{1,2}, WU Zeng¹, LIU Guo-shou¹, LI Bo-zui³, HUANG Xu-sheng¹

(1. Faculty of Civil Engineering and Mechanics, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650500, China; 2. Key Laboratory of Yunnan Province for Disaster Prevention in Civil Engineering, Kunming 650500, China; 3. Kunming Testing Center of Construction Quality, Kunming 650200, China)

Abstract: The fatigue performance of W1-type spring clip for WJ-7-type railway spring fastener system under different load amplitudes (7.5kN, 10kN, 12.5kN) is studied experimentally. The P-N-F curves related to survival rates are obtained based on the reliability research methods. The fitting fatigue-life equation is given by calculating actual engineering reliability under different bolt pre-tightening force corresponding elastic fatigue-life. The results indicate that the clamping force of fastener decreases with increasing the load cycles. The pressure attenuation curve can be divided into three stages, and the second stage accounts for nearly 70% of the fatigue-life changing linearly. Finally, a model for fatigue-life prediction is proposed according to the linear fatigue accumulation damage theory, and a method based on the micro-damage experiment is provided to predict the fatigue-life.

Keywords: W1 type spring clip; reliability; toe load of fastening; fatigue-life