第 30 卷　第 2 期　　石家庄铁道大学学报(自然科学版)　　Vol. 30　No. 2
2017 年 6 月　Journal of Shijiazhuang Tiedao University(Natural Science Edition)　Jun. 2017

# 机车车辆 Huck 铆钉铆接件疲劳试验分析

王永岩[1]，　张向峰[1]，　闫蕾蕾[1]，　秦　楠[1]，　林君山[2]

(1. 青岛科技大学 机电工程学院，山东 青岛　266061；2. 北京润安泽顺技术有限公司，北京　102200)

**摘要**：介绍了 Huck 铆钉拉铆技术的优越性能，针对机车车辆 Huck 铆钉拉铆铆接件因振动疲劳导致铆接件松动及铆钉断裂的情况，利用高频疲劳试验机对机车车辆用的 Huck 铆钉铆接试件进行疲劳试验，测得其疲劳强度为 241.2 MPa。采用幂函数公式对疲劳试验数据进行拟合，得到了 Huck 铆钉试件的 *S*-*N* 寿命曲线。最后利用 ABAQUS 和 Fe-Safe 软件对 Huck 铆钉铆接件进行了仿真分析，通过试验与仿真的对比分析为机车车辆 Huck 铆钉拉铆紧固件的疲劳强度评定提供了基础实验数据。

**关键词**：Huck 铆钉；疲劳强度；*S*-*N*

**中图分类号**：TB302.3　**文献标志码**：A　**文章编号**：2095-0373(2017)02-0063-05

## 0　引言

机车车辆的连接形式主要有焊接、铆接和螺栓连接等，而铆接因其连接强度高、重量轻等特点应用相对更加广泛。列车运行速度的不断提高，使得铆接紧固件的疲劳破坏问题日益突出，由于目前缺乏机车车辆铆接件的疲劳试验基础数据，对铆接件疲劳强度的评定有一定的限制，由此可见，对机车车辆铆接件进行疲劳试验显得尤为重要。

利用长春机械研究院生产的 GPS100 高频疲劳试验机对机车车辆 Huck 铆钉铆接件进行疲劳试验研究，得到 Huck 铆钉铆接件的疲劳强度和 *S*-*N* 寿命曲线，利用 ABAQUS 有限元软件对铆接试件进行数值仿真分析，通过试验和数值仿真对比研究，为机车车辆 Huck 铆钉拉铆紧固件的疲劳强度评定提供了基础实验数据。

## 1　试件制备与试验机指标

### 1.1　Huck 铆钉特点

Huck 铆钉又称环槽拉铆钉，利用胡克定律原理，用拉铆专用设备将套环挤压并充满到带有环槽的栓柱上，使套环与栓柱严密结合，从而将连接件夹紧。拉铆设备控制其夹紧力，所以拉铆完成后，每个铆接紧固件都有相同的紧固力，并且因套环与栓柱的严密结合性，使得 Huck 铆钉具有永不松动的特性。Huck 铆钉结构见图 1[1]。

### 1.2　铆接件制备

Huck 铆钉铆接件的疲劳试验件采用两块厚度 $H$ 为 12.5 mm，宽度 $B$ 为 40 mm，总长度 $L$ 为 130 mm 的折弯板搭接，两折弯板搭接处各自留有 0.5 mm 凸台，两铆接件中心孔为 Φ6.7 mm，采用的 Huck 铆钉材料为 SUS304，直径为 Φ6.6 mm，利用专用气动拉铆枪对铆接件固定。疲劳试验连接件示意图及试验件见图 2。

**收稿日期**：2016-04-12　**责任编辑**：刘宪福　DOI：10.13319/j.cnki.sjztddxxbzrb.2017.02.11

**基金项目**：博导基金(教育部科技发展中心资助)(20133719110005)

**作者简介**：王永岩(1956-)，男，教授，“万人计划”获得者，国家级教学名师，长期从事有限元以及力学科研工作。E-mail：1991zhangxf@sina.com

**王永岩，张向峰，闫蕾蕾，等. 机车车辆 Huck 铆钉铆接件疲劳试验分析[J]. 石家庄铁道大学学报：自然科学版，2017，30(2)：63-67.**

?1994-2017 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

图1 Huck铆钉图

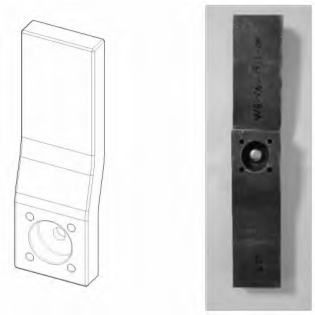

图2 连接件示意图及试验件

### 1.3 试验机及试验件性能参数

Huck铆钉铆接件的疲劳试验采用GPS-100高频疲劳试验设备,其中试验机的最大载荷为±100 kN,交变负荷的最大范围为±50 kN,试验机所承受的谐振频率为70～300 Hz,该铆接件采用气动拉铆枪进行铆接,铆接后接触面之间的夹紧力8 030 N,所采用的Huck铆钉轴向拉力最大值为16 680 N,横向最大剪切力为15 790 N。铆接试验件采用V型夹具装夹,高频疲劳试验机及试验件的装夹如图3所示[2]。

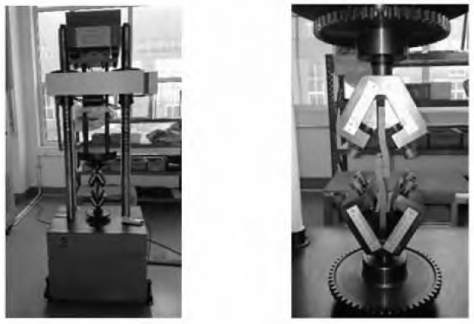

图3 试验机及试验件装夹图

## 2 疲劳试验

### 2.1 加载方案

对铆接试件进行恒幅轴向加载疲劳试验,由于国内并没有专门针对铆接件的疲劳试验标准,采用《金属轴向疲劳试验方法》(GB/T3075—82)进行铆接件的疲劳试验研究,根据Huck铆钉最大剪切力为15 790 N,将施加的疲劳载荷分成5个载荷水平,分别为5 kN、8 kN、8.5 kN、9 kN和10 kN,对应铆钉剪切面应力水平分别为150.7 MPa、241.2 MPa、256.3 MPa、271.3 MPa以及301.5 MPa采用最大载荷和应力比施加方式进行疲劳试验,应力比$R=0.1$,考虑试验周期不能太长,本文取$10^7$作为该疲劳试验件的条件疲劳极限寿命。

### 2.2 试验数据

按照最大载荷和应力比进行实验,每级载荷水平取3个有效数据,试验中每个试件起振后的初始频率大致在153 Hz左右,各级载荷水平试验数据见表1[3]。

表1 疲劳试验数据

| 应力水平/MPa | 试件编号 | 循环次数 $C_y$ | 断裂频率/Hz |
|---|---|---|---|
| 150.7 | 5-1 | $10^7$ | 未断 |
| | 5-2 | $10^7$ | 未断 |
| | 5-3 | $10^7$ | 未断 |
| 241.2 | 8-1 | $10^7$ | 未断 |
| | 8-2 | $10^7$ | 未断 |
| | 8-3 | $10^7$ | 未断 |
| 256.3 | 8.5-1 | $9.2\times10^5$ | 122.6 |
| | 8.5-2 | $1.92\times10^6$ | 121.8 |
| | 8.5-3 | $7.2\times10^5$ | 129.4 |
| 271.3 | 9-1 | $6.7\times10^5$ | 130.3 |
| | 9-2 | $5.9\times10^5$ | 133.5 |
| | 9-3 | $6.5\times10^5$ | 125.3 |
| 301.5 | 10-1 | $3.5\times10^5$ | 129.4 |
| | 10-2 | $2.7\times10^5$ | 130.5 |
| | 10-3 | $2.5\times10^5$ | 128.7 |

?1994-2017 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

### 2.3　*S*-*N* 寿命曲线

目前评定金属材料疲劳性能的基本方法就是通过试验测定材料的 $S$-$N$ 曲线,金属材料 $S$-$N$ 曲线的常用拟合公式主要有 3 种。

(1)幂函数式。幂函数形式是描述材料 $S$-$N$ 曲线的最常用形式,表达式为

$$S^{\alpha}N=C \tag{1}$$

式中,$\alpha$ 和 $C$ 均是与材料性质、试样形式、加载方式有关的常数,可以通过最小二乘法拟合获得。

(2)指数式。指数式的 $S$-$N$ 表达式为

$$e^{mS}N=C \tag{2}$$

式中,$m$ 和 $C$ 均为常数,可以拟合求得。

(3)3 参数式。3 参数的 $S$-$N$ 表达式为

$$(S-S_f)^{m}N=C \tag{3}$$

式中,$S_f$ 为疲劳极限;$m$ 和 $C$ 均为常数,通过数值拟合求得。

根据疲劳试验数据,利用 Origin 软件进行数据拟合,得到机车车辆 Huck 铆钉铆接件疲劳 $S$-$N$ 寿命曲线如图 4 所示,由于试验过程中对试件夹持位置的差异性、每次装夹同轴度的影响、连接件加工差异、铆接工艺的影响等因素,都对疲劳寿命的分散性有较大影响,试验数据的分散性可认为在合理范围之内[4]。

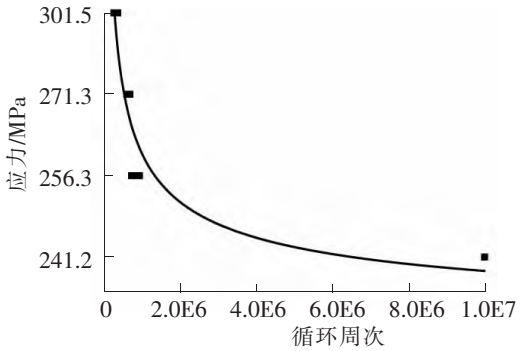


图 4　Huck 铆钉铆接件 *S*-*N* 曲线

通过疲劳试验数据对机车车辆 Huck 铆钉铆接件的疲劳寿命拟合公式为:$y=919.64(1+x)^{-0.435}$,由于影响疲劳性能的因素很多,诸如材料成分、表面状态、环境温度、应力振幅以及循环应力比等,本拟合公式仅适用于 SUS304 牌号的 Huck 铆钉在常温环境下应力比 $R=0.1$ 时的疲劳寿命估算。

## 3　试验结果分析

图 5 为各级载荷水平 Huck 铆钉疲劳断裂图,单个铆钉疲劳断裂图见图 6。从图 5 中可看出,铆钉断裂位置均是在套环与连接件相接触的位置,即图 6 中①位置,分析原因:此处铆钉栓柱上存在环形凹槽,相比与两连接件接触处的位置,即图 6 中②位置,因环形凹槽的原因导致栓柱强度较低,容易断裂。从图 6 看出,铆钉头部与连接件接触位置,即图中②位置,存在裂纹,此外两连接件接触处的铆钉栓柱部分,即图 6 中③位置,出现明显的压痕,主要原因是图 6 中①位置以及图中的③位置均存在应力集中,在持续的拉-拉振动载荷与应力集中的协同影响下,导致铆钉头部出现裂纹,以及在图 6 中的位置的栓柱部分出现压痕,由于此处栓柱不存在环形凹槽,相比强度较高,未发生疲劳断裂[5-7]。

(a) 10 kN 疲劳断裂图　　(b) 9 kN 疲劳断裂图　　(c) 8.5 kN 疲劳断裂图

图 5　各载荷水平 Huck 铆钉疲劳断裂图

## 4　数值仿真模拟

本文利用有限元分析软件 ABAQUS 对 Huck 铆钉铆接件进行仿真分析,通过试验与仿真结果的对比,进一步确定该铆接件的铆钉头部与连接件接触处以及套环与连接件接触处为疲劳破坏危险点位置。

?1994-2017 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

### 4.1 有限元模型建立

根据 Huck 铆钉的特点,套环通过气动专用拉铆枪挤压入带有环形凹槽的铆钉栓柱上,铆接夹紧力为 8 030 N,类似于带有预紧力的螺栓连接。论文在 ABAQUS 中将套环与栓柱简化为一体,对栓柱施加 8 030 N的螺栓载荷,在两连接件之间接触位置、铆钉头部与连接件接触处以及套环与连接件接触处施加接触约束,切向行为的库伦摩擦值设为 0.24,两连接件一端固定,另一端施加位移载荷,有限元模型图如图 7 所示。

图 6 单个铆钉疲劳断裂图

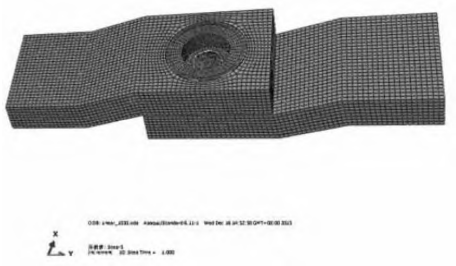

图 7 Huck 铆接件有限元模型

### 4.2 数值仿真结果分析

通过 ABAQUS 有限元仿真计算,得到 Huck 铆钉铆接件 Mises 应力云图(图 8)、Huck 铆钉 Mises 应力云图(图 9)和 Huck 铆钉铆接件切片 Mises 应力云图(图 10)。从图 8 中可以看出,铆接件的应力集中位置主要在铆钉上,在图 9 和图 10 中进一步得出,在铆钉头部与连接件接触处以及套环与连接件接触处出现应力集中现象,此处为疲劳破坏危险点,容易造成疲劳断裂,通过对比图 5 以及图 6 给出的实验结果断裂图片,仿真分析结果与试验结果非常吻合[8]。

图 8 Huck 铆钉铆接件 Mises 应力云图

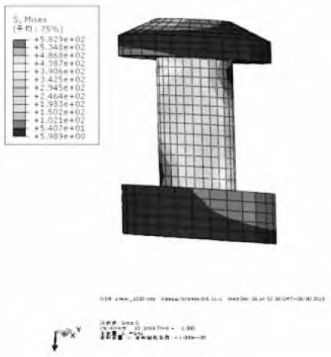

图 9 Huck 铆钉 Mises 应力云图

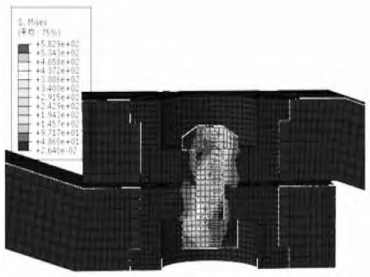

图 10 Huck 铆钉铆接件切片 Mises 应力云图

利用 Fe-Safe 疲劳寿命分析软件和 ABAQUS 协同仿真,对最大载荷水平为 10 kN,应力比的疲劳试验下的 Huck 铆钉进行疲劳寿命分析,其数值仿真结果如图 11 所示,可以看出,Huck 铆钉在应力比 $R=0.1$ 的拉-拉疲劳下,其寿命最小处位于铆钉的头部和尾部与铆钉杆的交界处,此处也是应力集中位置,这与图 6 给出的铆钉疲劳断裂图的断裂位置相吻合。此外,该仿真结果得出的疲劳寿命为 368 128 次,对比表 1 给出的 10 kN 载荷水平下的疲劳寿命可以发现,其寿命计算结果与试验结果吻合度较高。仿真计算结果寿命偏高的原因在于:数值模拟相比试验来说,铆钉承受理想的剪切载荷,在实际试验过程中由于夹具的加工误差、装夹误差以及铆钉孔的变形等会导致铆钉承受一定的弯矩,致使铆钉在弯矩和剪力的共同作用下发生疲劳失效,相比只承受剪力作用,应力

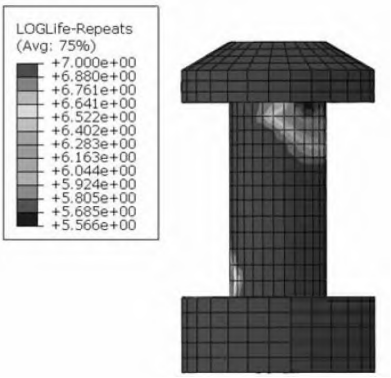


图 11 10 下铆钉疲劳寿命分布图

?1994-2017 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

较大,疲劳寿命较低[9-10]。

## 5 结语

对机车车辆 Huck 铆钉铆接件进行疲劳试验,得到铆接件的疲劳强度为 241.2 MPa,利用疲劳试验数据根据幂函数公式拟合获得该铆接件的 S-N 寿命曲线以及寿命公式为 $y=919.64(1+x)^{-0.435}$,通过钉的断裂形式以及断口分析,总结出铆钉均是在套环与连接件接触处断裂,主要原因是此处栓柱存在环形凹槽,相比其他部位,强度最弱,此外在铆钉头部与连接件接触位置以及图 6 中的③分别产生疲劳裂纹和压痕,主要是应力集中的影响。最后利用 ABAQUS 有限元仿真软件以及 Fe-Safe 疲劳寿命分析软件进行仿真计算,根据得到的 Mises 应力云图与试验结果进行对比分析,进一步确定了铆钉疲劳破坏危险点位置,对后期铆接件的改进以及铆钉的补强提供了基础数据支持。

## 参 考 文 献

[1]肖贵. 哈克拉铆钉技术在车辆中的应用[J]. 科技经济市场,2010(7):29.
[2]欧阳雯欣,王清远,石宵爽,等. PBL 剪力连接件的疲劳试验与分析[J]浙江大学学报:工学版,2012(6):1090-1096.
[3]田冬风,韦红余,陈文亮,等. 铆接结构抗疲劳性的工艺影响分析[J]. 机械科学与技术,2013(9):1332-1336.
[4]张亚军. S-N 疲劳曲线的数学表达式处理方法探讨[J]. 理化检验,2007(11):563-565.
[5]王建斌,邬平波,陈喜红,等. 16MnR 板材对接接头疲劳试验[J]. 机械工程学报,2008(3):39-43.
[6]吕媛波,常文魁. 铆接和焊接壁板典型件的静力和疲劳性能对比研究[J]. 工程与试验,2015(9):23-25.
[7]陈福玉,朱如鹏,蒋红宇,等. 孔径对铆接连接件疲劳寿命影响的试验[J]. 机械设计与研究,2011(2):98-101.
[8]吴波,侯岳,胡定云,等. 柴油机连杆疲劳试验的数值模拟研究[J]. 小型内燃机与摩托车,2010(10):47-50.
[9]刘怀银,冯国胜,刘怀金,等. 再制造曲轴疲劳寿命分析[J]. 石家庄铁道大学学报:自然科学版,2014 ,27(3): 40-44.
[10]李鹏飞,冯国胜,贾素梅. 矿用自卸车车架振动疲劳寿命分析[J]. 石家庄铁道大学学报:自然科学版,2016,29(3):97-102.

## Fatigue Test Analysis of Huck Rivet Joint for Locomotive and Rolling Stock

**Wang Yongyan**[1], **Zhang Xiangfeng**[1], **Yan Leilei**[1], **Qin Nan**[1], **Lin Junshan**[2]

(1. Qingdao University of Science & Technology, Qingdao 266061, China;
2. Beijing Run AnZe Shun Technology Co, Ltd, Beijing 102200, China)

**Abstract**: This paper introduces the superior performance of the Huck rivet riveting technology. In view of the riveting parts loosening and rivet fracture due to vibration fatigue in locomotive and rolling stock Huck rivet fasteners, fatigue test is conducted for Huck rivet specimen for the locomotive and vehicle using high frequency fatigue testing machine, and the measured fatigue strength is 241.2. By fitting the fatigue test data with power function formula, life S-N curve of the test pieces of Huck rivet were obtained. Finally, using ABAQUS and Fe-Safe software to simulate the Huck rivet riveting parts, and by comparing the test and simulation analysis, basic experimental data are provided for the assessment of Huck rivet fastener fatigue strength for rolling stocks.

**Key words**: Huck rivet; fatigue strength; S-N

?1994-2017 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net