

# 机车车辆螺旋弹簧的试验方法研究\*

薛海, 李永昶, 刘万选

(兰州交通大学 机电工程学院, 甘肃 兰州 730070)

**摘要:**针对机车车辆螺旋弹簧的静应力测试,研究了测点布置位置,确定宜采用直角应变花进行应力测试;分析了弹簧垂向特性曲线不符合严格意义直线的原因并提出了相关建议;在疲劳试验中,研究了用其他试验方案等效相关标准规定的疲劳试验的方法.上述 3 个方面的研究,可以为验证和评定弹簧质量提供参考.

**关键词:**弹簧;应力;垂向刚度;疲劳试验;动荷系数

中图分类号:U270.12

文献标志码:A

在机车车辆的实际运行中,时常发生螺旋压缩弹簧的断裂<sup>[1-2]</sup>,这不仅会影响行车安全,甚至会造成不可估量的后果,为此很有必要进行试验来验证弹簧的可靠性.通过先期相关试验,可以对弹簧的设计、制造、热处理工艺、选用材料、表面质量等方面进行综合验证和评定.本文针对弹簧的应力测试、垂向特性曲线测试和疲劳试验中的相关内容进行了分析和研究,这为更好的指导弹簧的设计和制造提供了改进的依据,同时也为弹簧试验标准的进一步完善提供了参考.

## 1 静应力测试

受线路、车辆结构、运行状态等因素的影响,机车车辆在运行中承受着随机变化的外界载荷,并且在某一状态所受的载荷往往是各种不同载荷之间的组合<sup>[3]</sup>,为此,弹簧在工作时可能承受轴向载荷、径向载荷、扭矩、弯矩、或是它们的组合,受力情况较复杂不易确定,并且随着转向架弹簧向轻量化方向的发展,其应力增大,常规的弹簧应力计算方法不能确切反映其实际应力状态.针对上述问题,为反映弹簧实际受力情况,采用粘贴应变片的方式测定其所受的应力是较好的方法之一.但是,在弹簧的相关标准中,没有应力试验的相关内容和规定,为此很有必要进行相关研究.

### 1.1 贴片位置的确定

在弹簧应力的测试过程中,首先需确定粘贴应变片的位置,即测点.测点选取的是否合适直接影响

着测试能否准确反映弹簧的受力情况.

通过大量弹簧试验和实际使用中,发现,大多数弹簧的断裂发生在工作圈与支撑圈过渡处,还有一小部分在有效圈处断裂,如图 1 所示.根据弹簧设计基本理论,当圆柱螺旋弹簧受到轴向载荷作用时,应力最大点出现在弹簧材料截面的内侧<sup>[4]</sup>.根据上述分析,在弹簧内侧选取 3 个关键位置,各测点的位置如图 2 所示,1#和 3#测点测量工作圈与支撑圈的过渡处的应变,2#测点测量工作圈的应变.



图 1 弹簧断裂部位

Fig. 1 Fracture position of spring

\* 收稿日期:2013-01-01

作者简介:薛海(1983-),男,甘肃张掖人,讲师,硕士,主要研究方向为车辆零部件的现代设计方法. E-mail: xuehai1354@163.com

1.2 贴片方式的选择

由于弹簧材料截面主要受剪力和弯矩作用,而非处于纯剪应力状态,主应力方向不能确定.为此,应选用应变花测量应力,而不宜采用单个应变片进行测量.

采用应变花进行应力测试时,为了便于后期数据处理,建议选用直角应变花进行试验,其 0°方向的应变片与弹簧径向重合,90°方向与轴向重合,各测点的布置如图 2 所示.

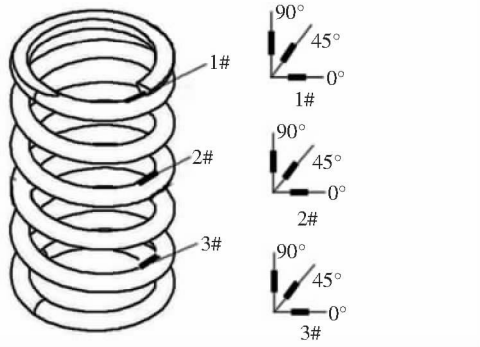


图 2 贴片位置

Fig. 2 Position of the pasting strain rosette

1.3 静应力计算

根据式(1)~式(4)可以计算出各测点最大主应力与弹簧径向的夹角  $\alpha$ 、最大剪应力  $\tau_{max}$  和等效应力  $\sigma_e$  [5].

$$\tan 2\alpha = \frac{2\epsilon_{45^\circ} - \epsilon_{0^\circ} - \epsilon_{90^\circ}}{\epsilon_{0^\circ} - \epsilon_{90^\circ}} \quad (1)$$

$$\left. \begin{matrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \end{matrix} \right\} = \frac{E}{2(1-\mu)}(\epsilon_{0^\circ} + \epsilon_{90^\circ}) \pm \frac{E}{\sqrt{2}(1+\mu)} \sqrt{(\epsilon_{0^\circ} - \epsilon_{45^\circ})^2 + (\epsilon_{45^\circ} - \epsilon_{90^\circ})^2} \quad (2)$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \quad (3)$$

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \sigma_1^2 + \sigma_2^2]} \quad (4)$$

式中:  $\epsilon_{0^\circ}$ 、 $\epsilon_{45^\circ}$  和  $\epsilon_{90^\circ}$  为应变花 3 个方向的应变;  $\sigma_1$  为最大主应力;  $\sigma_2$  为最小主应力;  $E$  为弹簧材料的弹性模量;  $\mu$  为弹簧材料的泊松比.

1.4 试验验证

以某车轴箱弹簧为研究对象,依据图纸要求,采用上述测试方法,分别施加最小试验载荷  $P_{min}$ 、平均载荷  $P$  和最大试验载荷  $P_{max}$  对其进行应力测试,测试结果如表 1 所示.

表 1 应变测试结果

Tab. 1 Test result of strain

试验 载荷	1 #			2 #			3 #		
	0°	45°	90°	0°	45°	90°	0°	45°	90°
$P_{min}$	-9	-1 379	-85	-45	-1 401	-158	-251	-1 418	72
$P$	234	-2 467	-202	228	-2 734	-398	-283	-2 601	97
$P_{max}$	536	-3 357	-302	496	-4 231	-653	-383	-3 483	120

根据式(1)~式(4),可以计算出各测点主应力与弹簧径向的夹角、剪应力和等效应力,并通过式(5)计算了弹簧的理论剪应力  $\tau_1$ ,如表 2 所示.

$$\tau_1 = \frac{8P_zDK}{\pi d^3} \quad (5)$$

式中:  $P_z$  为作用于弹簧上的载荷;  $D$  为中径;  $K$  为应力修整系数;  $d$  为簧条直径.

通过表 2 的分析,可以得到:

1) 主应力与弹簧径向的夹角基本在 41°~44° 之间,而不是 45°,这进一步说明弹簧所受的不是纯

剪切;

2) 在工作圈与支撑圈的过渡处(1#和3#)的剪应力与工作圈部位(2#)的不一致,随着载荷的增加,彼此间的差值也增大;工作圈部位(2#)的剪应力与经验公式计算的值相接近,但工作圈与支撑圈的过渡处(1#和3#)的应力较理论值相差较大.出现上述现象的原因主要是在载荷增加到一定程度,支撑圈和有效圈发生了接触,有接触应力的产生,从而影响了该部位受力状态.

表 2 测点的应力和方向

Tab. 2 Stress and direction of position

试验 载荷	1 #			2 #			3 #			$\tau_1$ /MPa
	$\alpha/^\circ$	$\tau_{max}/\text{MPa}$	$\sigma_e/\text{MPa}$	$\alpha/^\circ$	$\tau_{max}/\text{MPa}$	$\sigma_e/\text{MPa}$	$\alpha/^\circ$	$\tau_{max}/\text{MPa}$	$\sigma_e/\text{MPa}$	
$P_{min}$	44.18	212	367	43.76	207	359	41.54	213	369	222
$P$	42.49	396	687	41.63	424	734	42.83	400	693	443
$P_{max}$	41.56	556	963	41.06	666	1 153	42.85	534	926	665

## 2 垂向特性曲线测试

刚度作为机车车辆弹簧的关键参数,显著影响机车车辆的运行平稳性、运行稳定性和曲线通过性能<sup>[6]</sup>。根据弹簧刚度的定义,其特性曲线为直线,但在大量的测试中发现,弹簧的特性曲线并非严格意义上的直线:测量曲线的起始段有少许的弯曲,在测试载荷区间段的曲线近似直线,在试验的最大载荷附近处曲线翘曲较明显,如图 3 所示。因此,有必要通过试验准确确定弹簧的特性曲线。

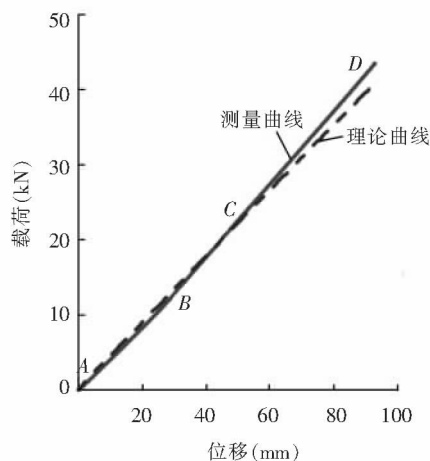


图 3 垂向特性曲线

Fig. 3 Curve of vertical characteristics

通过对试验所测弹簧特性曲线的分析可知:

1) BC 段近似呈线性状,BC 段越长,说明该弹簧的特性越稳定,BC 段与理论刚度曲线接近程度越好,说明该弹簧的特性越可靠。

2) 随着弹簧所施加载荷的增加,弹簧特性曲线发生翘曲(CD 段),特性曲线斜率增加,说明弹簧的支撑圈与工作圈或工作圈间发生接触致使弹簧刚度增加。CD 段翘曲的程度同时也可以说明弹簧的簧圈之间间隙的大小,若 CD 段翘曲很大时,说明簧圈发生之间间隙较小过早发生了接触。

针对上述弹簧特性曲线的分析,为保证弹簧刚度的稳定性和可靠性,在弹簧的设计和制造中应做到:

- 1) 保证弹簧支撑圈端面平整;
- 2) 在弹簧所承载荷的范围内,簧圈间不发生提前压并接触,即保证弹簧各圈间的节距均匀。
- 3) 通过刚度测量曲线与理论曲线的对比,可以判断出弹簧工作能力的好坏,这样有助于保证机车车辆具有较好的动力学性能和运行品质。

## 3 疲劳试验

### 3.1 疲劳试验等效方案的确定

由于不同机车车辆弹簧的尺寸参数、试验载荷、动荷系数、动挠度等参数差别较大,并且一般在疲劳试验时,为了保证试验的平稳,3 组弹簧同时进行试验,这就相应的增加了试验载荷,从而对弹簧疲劳试验机提出了很高的要求。

目前受脉动油缸供油量的限制,多数弹簧疲劳试验机的载荷量程较小位移量较大或者是载荷量程较大位移量较小。为了使弹簧疲劳试验机尽可能适用于不同类型弹簧的疲劳试验,可以通过改变弹簧试验载荷和动荷系数的方式对弹簧进行疲劳试验,同样可以达到相同的试验效果。

不同的疲劳试验方案之间等效的前提是弹簧疲劳寿命  $N$  相等。由式(6)可知,不同的疲劳试验方案中只要弹簧所受的当量剪切应力  $\tau_{-1d}$  相等就可以保证弹簧的疲劳寿命相等。

$$N = C / \tau_{-1d}^m \quad (6)$$

式中: $C$ 、 $m$  是与弹簧材料有关的参数,为常数; $\tau_{-1d}$  为弹簧所受的当量应力。

在保证弹簧当量应力  $\tau_{-1d}$  相等的前提下,根据文献<sup>[7]</sup>,可以推导出疲劳载荷(最大载荷  $P_{\max}$  和最小载荷  $P_{\min}$ ) 与动荷系数  $k$  的关系,如式(7)~式(8)所示。

$$P_{\max} = \frac{\tau_{-1d} \pi d^3 (1+k)}{8DC(\varphi+k)} \quad (7)$$

$$P_{\min} = \frac{\tau_{-1d} \pi d^3 (1+k)}{8DC(\varphi+k)} \quad (8)$$

式中: $d$  为簧条直径; $D$  为弹簧中径; $C$  为弹簧的应力修正系数; $\varphi$  为平均应力折算系数。

为此,根据疲劳试验机的实际情况(载荷和脉动器位移)、弹簧技术参数、试验工装等情况,采用式(7)~式(8)可以建立机车车辆螺旋压缩弹簧的疲劳试验的等效方案。

### 3.2 应用实例

以转 K6 承载外簧为例,其自由高为 252 mm。依据 TB/T 2211—2010《机车车辆悬挂装置钢制螺旋弹簧》进行疲劳试验时,动荷系数应取为 0.4,此时的当量应力为 328 MPa,动挠度为 42 mm。当动荷系数分别取为 0.3 和 0.4 时,通过试验载荷的调整同样可以使承载外簧具有相同的当量应力,如表 3 所示。对表 3 分析:

1) 当动荷系数为 0.3 时,试验载荷较图纸规定的载荷有所增加,但动挠度较动荷系数取为 0.4 时

的动挠度减小了 4 mm;

2) 当动荷系数为 0.5 时, 试验载荷较图纸规定的载荷有所减少, 但动挠度较动荷系数取为 0.4 时的动挠度增大了 3 mm.

上述的分析可以说明:

1) 当疲劳试验机的载荷量程较大位移量较小

时, 可以采取增加弹簧疲劳载荷、降低动荷系数的方式进行试验;

2) 当疲劳试验机的载荷量程较小或者不能满足弹簧最大载荷的要求时, 可以利用疲劳作动器位移量程较大的特点, 采取减少弹簧疲劳载荷、提高动荷系数的方式进行试验.

表 3 不同试验方案下的应力分析

Tab. 3 Stress analysis in different test schemes

动荷系数	最小载荷	最大载荷	平均应力	应力幅	当量应力	动挠度
$k$	$P_{\min}$ (N)	$P_{\max}$ (N)	$\tau_{\min}$ (MPa)	$\tau_a$ (MPa)	$\tau_{-1d}$ (MPa)	$2f_d$ (mm)
0.3	16 342	30 350	656	197	328	38
0.4	11 673	27 237	547	219	328	42
0.5	8 338	25 014	468	234	328	45

#### 4 结论

1) 在机车车辆螺旋弹簧的应力测试中, 确定了测点的布置位置, 并建议采用直角应变花进行应力测试.

2) 机车车辆螺旋弹簧的特性曲线并非严格意义上的直线, 通过特性曲线可以反映弹簧刚度这一关键参数的同时, 也可以反映出各圈(特别是工作圈与支撑圈)的接触情况.

3) 在疲劳试验中, 可以根据疲劳试验机的实际情况, 通过提高弹簧的试验载荷(相应的动荷系数降低)或提高动荷系数(相应降低试验载荷)的方式对弹簧进行疲劳强度试验, 均可以达到疲劳试验验证的效果.

参考文献:

[1] 王统团, 陈文芳. 铁路客车圆弹簧裂损原因分析与对策

[J]. 铁道技术监督, 2009(6): 19-20.

[2] 黄志辉, 张红军, 李冠军, 等. 机车一系弹簧动荷系数确定的探讨[J]. 机车电传动, 2009(3): 39-41.

[3] 严隽毫, 傅茂海. 车辆工程[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2007.

[4] 张英会, 刘辉航, 王德成. 弹簧手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003.

[5] 刘鸿文. 材料力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2004.

[6] 肖绯雄, 樊光建. 机车车辆中螺旋弹簧刚度计算[J]. 内燃机车, 2006(4): 10-15.

[7] 商跃进, 王红, 孟广浦. 新型货车转向架螺旋弹簧三维有限元分析与疲劳寿命估算[J]. 中国铁道科学, 2008, 9(1): 65-68.

## The Test Method Research of the Coil Spring of Locomotive and Rolling Stock

XUE Hai, LI Yong-chang, LIU Wan-xuan

(School of Mechatronic Engineering, Lanzhou Jiaotong University, Lanzhou 730070, China)

**Abstract:** According to the coil spring of locomotive and rolling stock, the arrangement position of measuring point is studied and determined by the strain rosette to test stress. The reasons of spring vertical curve nonconforming to the strict linear is analyzed and the related suggestions are put forward. Finally, the test scheme in fatigue test is analyzed and studied by equivalent test method. The above analysis and research provide reference for verification and evaluation of quality of the spring.

**Key words:** spring; stress; vertical stiffness; fatigue test; coefficient of dynamic load