

基于六自由度道路模拟技术的 座椅加速试验方法

张凯, 段凯欣, 刘瑜瑾

(北京福田戴姆勒汽车有限公司, 北京 101400)

摘要: **目的** 通过六自由度振动试验台对座椅进行道路模拟加速试验。**方法** 在整车试验场采集座椅与地板安装位置处六个方向的加速度谱, 进行去毛刺、漂移等初步处理后, 将加速度谱的幅值放大, 得到真实损伤放大后的加速度谱。在六自由度振动试验台上分别采集原始和放大后的加速度谱下相同点位的应变谱, 通过危险截面法分别计算出原始和放大后加速度谱下各点的真实损伤。以各点的原始路谱真实损伤值作为横坐标, 放大幅值后路谱的真实损伤作为纵坐标, 通过曲线拟合将各点拟合出一条直线, 直线的斜率即为放大后加速度谱损伤实际放大的倍数, 总循环次数得到相应倍数的缩减。**结果** 通过验证, 将路谱幅值放大1~1.2倍左右, 总损伤放大1.5~2倍左右, 试验时间缩短为原来的1/2~2/3左右。**结论** 通过该方法在原有的座椅六自由度道路模拟试验的基础上, 进一步缩短了试验时间, 减少了试验费用。

关键词: 六自由度振动试验台; 放大幅值; 加速试验; 危险截面法; 损伤

DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2020.10.013

中图分类号: U270.1 文献标识码: A

文章编号: 1672-9242(2020)10-0082-06

Acceleration Test Method of Seats Based on Six-degree-of-freedom Road Simulation Technology

ZHANG Kai, DUAN Kai-xin, LIU Yu-jin

(Beijing Foton Daimler Automobile Co., Ltd, Beijing 101400, China)

ABSTRACT: The work aims to carry out the road simulation acceleration test of the seat through the six-degree-of-freedom vibration test rig. The acceleration spectra of six directions at the seat and floor installation position were collected in the complete vehicle test field. After preliminary processing such as deburring and drifting, the amplitude of the acceleration spectra was amplified to obtain the acceleration spectra after real damage amplification. Then, the strain spectra of the same point under the original acceleration spectra and the amplified acceleration spectra were collected on the six-degree-of-freedom vibration test rig separately. The real damage of each point under the original acceleration spectra and the amplified acceleration spectra was calculated by the dangerous section method. With the real damage value of the original road spectrum of each point as the abscissa and the real damage of the amplified road spectrum as the ordinate, each point was fitted to a straight line by curve fitting, and the slope of the straight line was the actual amplification multiple of the amplified acceleration spectrum damage, and the total cycle times were reduced by a corresponding multiple. Through verification, when the road spectrum amplitude was amplified about 1~1.2 times and the total damage was amplified about 1.5~2 times, the test time was shortened to about 1/2~2/3 of the

收稿日期: 2019-08-01; 修订日期: 2019-12-12

Received: 2019-08-01; Revised: 2019-12-12

作者简介: 张凯(1988—), 男, 硕士, 助理工程师, 主要研究方向为道路模拟加速试验。

Biography: ZHANG Kai (1988—), Male, Master, Assistant engineer, Research focus: road simulation acceleration test.

original. This method further reduces test cycle and cost based on the original six-degree-of-freedom road simulation test of seats.

KEY WORDS: six-degree-of-freedom test rig; amplification amplitude; acceleration test; dangerous section method; damage

据统计数据表明,在现代工业领域中,约 80%以上的机械零件破坏为疲劳破坏^[1]。因此耐久性试验成为研发流程中揭示产品问题,同时提升产品质量的重要一环。相对于整车道路试验与 CAE 仿真试验,道路模拟试验具有不受天气条件制约、试验周期短、试验结果精度高、可重复性和可控性好等优点,有利于提高产品研发质量和效率^[2]。通过路谱采集、路谱处理、迭代等方法使六自由度振动试验台复现出路面对座椅的激励,实现道路模拟试验。为了进一步缩短试验周期及费用成本,可通过放大加速度谱的幅值,使加速度谱对座椅造成的损伤放大,然后采集座椅支架上的应变,计算真实损伤的放大倍数,再计算出循环次数的缩减倍数,从而在保证总真实损伤不变的条件下,实现道路模拟加速试验。文中介绍了座椅路谱采集、处理、试验迭代时的注意事项,以及实现加速试验的具体方法。

1 道路模拟试验基本原理

汽车行驶时在随机不平路面激励下,安装在驾驶室地板的座椅会受到振动响应,通过控制六自由度振动试验台台面,使其产生的振动响应和实际路面行驶时驾驶室底板对座椅的振动响应一致,就可以认为试验台的激励与驾驶室地板激励等效。

1.1 路谱采集

在制定路谱采集方案时,要考虑试验操作的可行性及复现性。

- 1) 各个模态节点和波峰、波谷点。
- 2) 试验重点考察点。
- 3) 布置便捷性。车架上搭载总成系统较多,且线束布置复杂,这会影响到应变片桥路策略选择和传感器、应变片粘贴^[3]。
- 4) 损伤较大的点。

1.1.1 传感器数量

加速度传感器至少 3 个,且不在同一直线上,采集通道方向至少能保证 3 个 z 向, 2 个 y 向, 1 个 x 向 (x 正方向为行驶方向, y 正方向沿副驾驶指向主驾驶, z 正方向垂直向上)。

1.1.2 传感器标定

当标定传感器 z 方向时,使 z 方向与重力方向一

$$\mathbf{R} = T_z T_y T_x = \begin{bmatrix} \cos \psi \cos \theta & \cos \psi \sin \theta \sin \varphi - \sin \psi \cos \varphi & \sin \psi \sin \varphi + \cos \psi \sin \theta \cos \varphi \\ \sin \psi \cos \theta & \cos \psi \cos \varphi - \sin \psi \sin \theta \sin \varphi & \sin \psi \sin \theta \cos \varphi - \cos \psi \sin \varphi \\ -\sin \theta & \cos \theta \sin \varphi & \cos \theta \sin \varphi \end{bmatrix} \quad (1)$$

致,设置加速度标定值为 $1g$;使 z 方向与重力方向垂直,设置加速度标定值为 $0g$;使 z 方向与重力方向相反,设置加速度标定值为 $-1g$ 。 x 方向和 y 方向的标定方法与 z 方向一样。

1.2 消除奇异值

在采集路谱时,由于可能存在异常冲击,所以采集到的载荷谱里会有明显不同于相邻波峰或波谷的极大、极小值,一般称为奇异值,或毛刺。这些异常的极大或极小值会影响迭代的精度,及试验的复现性,因此需要通过一些方法来去除。

奇异值通常采用莱茵达准则来进行筛选^[4]:对于采集的载荷谱数据列 $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$, 首先求得算术平方根 $\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$, 然后根据贝塞尔法来计算得到均

方根偏差 $\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} (x_i - \bar{x})^2}$ 。当 $|x_i - \bar{x}| > k\sigma$ 时,则 x_i 称作粗大误差,要去掉。若 $|x_i - \bar{x}| \leq k\sigma$, x_i 是正常数值,应当保存。若 $k \geq 3$, 取值根据由小到大保证删除点较少的原则而定^[5]。

1.3 傅里叶低通滤波

采集得到的道路载荷谱是以时间为横坐标的序列,所以可以通过傅氏变换将原信号转换到频域,然后通过滤波函数相乘来实现滤波^[6],座椅道路模拟试验只考虑 (0~40) Hz 的信号。

1.4 路谱幅值放大

通过 LMS-Tecware 软件对处理后的路谱进行幅值放大,得到损伤放大后的新路谱,一般幅值放大倍数不超过 1.2 倍。加速度谱幅值放大后,对座椅的损伤也得到放大,需采集座椅支架部位的应变,利用危险截面法计算原始谱及放大后路谱的真实损伤,从而得知具体的放大倍数。

2 六自由度振动试验台

2.1 系统控制原理^[7]

姿态旋转矩阵 \mathbf{R} 为:

平动 $\mathbf{c} = [x \ y \ z]^T$ ，平台位置 $\bar{\mathbf{s}} = \begin{bmatrix} \bar{c} \\ \beta \end{bmatrix}$ ，欧拉角 $\beta = [\varphi \ \theta \ \psi]^T$ ，欧拉角用绕轴 x 的旋转角 φ ，绕 y 轴的旋转角 θ ，绕 z 轴的旋转角 ψ 来描述任何可能的姿态。平台的速度 $\dot{\bar{\mathbf{s}}} = \begin{bmatrix} \dot{\bar{c}} \\ \dot{\beta} \end{bmatrix}$ ，平台位置的变化率 $\Delta \dot{\bar{\mathbf{s}}} = \begin{bmatrix} \dot{\bar{c}} \\ \dot{\beta} \end{bmatrix}$ ，

台体角速度 ω^m 与欧拉角变化率 $\dot{\beta}$ 之间的关系为：

$$\mathbf{R}^T \dot{\mathbf{R}} = \widetilde{\omega}^m \omega^m = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -\sin \theta \\ 0 & \cos \varphi & \cos \theta \sin \varphi \\ 0 & -\sin \varphi & \cos \theta \cos \varphi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\varphi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \prod \beta \dot{\beta}$$

$$= \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} \dot{\varphi} + T_x^T \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} \dot{\theta} + T_x^T T_y^T \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} \dot{\psi} \quad (2)$$

$$\bar{l}_i = \bar{c} + R a_i^m - \bar{b}_i \quad (3)$$

式中： \mathbf{R} 为旋转变换矩阵； \bar{a}_i^m 为上铰点在连体坐标系 $\{M\}$ 中的径矢； \bar{b}_i 为下铰点在惯性坐标系 $\{G\}$ 中的径矢；下标 i 表示第 i 个液压缸。第 i 个液压缸的单位方向矢量为：

$$\bar{l}_{n,i} = \frac{\bar{l}_i}{|l_i|} \quad (4)$$

液压缸长度可由式 (5) 得到：

$$|\bar{l}_i|^2 = \bar{l}_i^T \bar{l}_i \quad (5)$$

液压缸伸长速度可以用通过上铰点速度沿液压缸方向投影得到对液压缸长度进行微分得到：

$$\frac{d}{dt} |l_i| = \frac{d}{dt} \sqrt{\bar{l}_i^T \bar{l}_i} = \frac{\bar{l}_i^T \bar{v}_{ai}}{|\bar{l}_i|} = \bar{l}_{n,i}^T \bar{v}_{ai} \quad (6)$$

式中： \bar{v}_{ai} 为第 i 个液压缸上铰点的运动速度。

$$\bar{v}_{ai} = \dot{\bar{c}} + \omega \times R a_i^m \quad (7)$$

写成矩阵方程的形式，并定义雅克比矩阵为：

$$\dot{\bar{l}} = \bar{l}_n^T \dot{\bar{c}} + (\mathbf{R} A^m \times \mathbf{L}_n)^T \omega = \begin{bmatrix} \bar{l}_n^T (\mathbf{R} A^m \times \mathbf{L}_n)^T \\ \omega \end{bmatrix} = \mathbf{J}_{l,x} \dot{\bar{\mathbf{s}}} = \mathbf{L}_n^T \mathbf{V}_a \quad (8)$$

式中： $\dot{\bar{l}}$ 为六个液压缸伸长速度构成的矩阵， $\dot{\bar{l}} = [i_1 \ i_2 \ i_3 \ i_4 \ i_5 \ i_6]^T$ ； \mathbf{L}_n 为液压缸的单位方向矢量组成的矩阵， $\mathbf{L}_n = [\bar{l}_{n1} \ \bar{l}_{n2} \ \bar{l}_{n3} \ \bar{l}_{n4} \ \bar{l}_{n5} \ \bar{l}_{n6}]$ ； \mathbf{V}_a 为上铰点速度组成的矩阵， $\mathbf{V}_a = [\bar{v}_{a1} \ \bar{v}_{a2} \ \bar{v}_{a3} \ \bar{v}_{a4} \ \bar{v}_{a5} \ \bar{v}_{a6}]$ ； $\mathbf{J}_{l,x}$ 为平台广义速度组成的矩阵。

$\mathbf{J}_{l,x}$ 是描述六自由度平台的一个极为重要的量，它将平台速度到液压缸伸长速度联系起来，其转置矩

阵将液压缸出力与平台出力之间联系起来。

液压缸的伸长加速度为：

$$\ddot{\bar{l}} = \mathbf{J}_{l,x} \ddot{\bar{\mathbf{s}}} + \dot{\mathbf{J}}_{l,x} \dot{\bar{\mathbf{s}}} = \mathbf{L}_n^T \dot{\mathbf{V}}_a + \dot{\mathbf{L}}_n^T \mathbf{V}_a \quad (9)$$

液压缸单位向量的微分为：

$$\dot{\bar{l}}_n = \frac{d}{dt} \frac{\bar{l}}{|l|} = \frac{\dot{\bar{l}} |l| - \bar{l} \frac{d}{dt} |l|}{|l|^2} = \frac{1}{|l|} P_{in} \bar{v}_a \quad (10)$$

可得液压缸运动的加速度为：

$$\ddot{\bar{l}} = \bar{l}_n^T \dot{\bar{v}}_a + \bar{v}_a^T \left(\frac{1}{|l|} P_{in} \right) \bar{v}_a \quad (11)$$

上铰点加速度为：

$$\ddot{\bar{v}}_{ai} = \ddot{\bar{c}} + \dot{\omega} \times \bar{a}_i^m + \omega \times (\omega \times \bar{a}_i^m) = \mathbf{J}_{ai} \ddot{\bar{\mathbf{s}}} - |\bar{\omega}_i| \mathbf{P}_{\omega} \bar{a}_i^m \quad (12)$$

式中： $\mathbf{P}_{\omega} = (\mathbf{I} - \bar{\omega}_n \bar{\omega}_n^T)$ ，为投影矩阵，它将上铰点向量 \bar{a}_i 投影到与平台单位角速度 $\bar{\omega}_n$ 方向正交的平面上。

2.2 控制策略

为了保证振动台按照程序命令动作，在低频时用位移模式控制，在高频时用加速度模式控制。在软件系统里可以设置临界切换频率，6个液压执行器上面分别有6个传感器，同时振动台3个角上均布9个加速度传感器（3个 x 方向，3个 y 方向，3个 z 方向），系统不断对比液压缸的位移、振动台加速度和系统程序命令的位移、加速度，并对比位移、速度、加速度误差，同时保证系统的稳定性，修正伺服阀驱动，保证振动台按照程序命令来执行动作。

2.3 设备一般要求

并联机构六自由度振动台（如图1所示）同时由6根杆支撑。对于设备一般有以下几点要求。

- 1) 台面尺寸。长 ≥ 2.1 m；宽 ≥ 2.1 m
- 2) 台面载荷 ≥ 1000 kg
- 3) 振动频率。空载：0.8~120 Hz；满载：0.8~80 Hz
- 4) 自由度：纵向、横向、垂直、滚转、俯仰、偏航。
- 5) 最大运动范围。纵向 (x)：-120~120 mm；横向 (y)：-110~110 mm；垂向 (z)：-120~140 mm；滚转： $-8^\circ \sim 8^\circ$ ；俯仰： $-7^\circ \sim 7^\circ$ ；偏航： $-5.5^\circ \sim 5.5^\circ$ ；
- 6) 最大加速度。空载：纵向 (x) ≥ 14 g，横向



图1 并联六自由度振动台
Fig.1 Parallel 6-DOF shaking table

(y) $\geq 12g$, 垂向 (z) $\geq 16g$; 满载: 纵向 (x) $\geq 8g$, 横向 (y) $\geq 8g$, 垂向 (z) $\geq 8g$ 。

3 台架试验

3.1 座椅安装

振动试验台对座椅进行台架模拟试验时, 通常把座椅按照实车安装方式固定在六自由度振动试验台台面上, 并按照之前的记录调节座椅滑轨的位置, 靠背的角度, 以及根据驾驶员体重信息安装配重, 并将加速度传感器按照采集时的位置安装在振动试验台台面上, 通过控制台运动复现出座椅在实车运行时受到的路面激励。

3.2 PID 调节

将刚性台面调节至平衡位置, 控制刚性台面垂直方向以正弦波振动, 通过台面空载情况下占空比拟合比例系数、积分系数以及微分系数。

3.3 求传递函数

通过作动器施加白噪声激励, 求 6 个自由度对应 6 个加速度的传递函数, 共 36 个传递函数。用以下公式计算 x 方向线性移动和 1 通道加速度拟合度, 同理计算其他自由度和其他通道的拟合度。

$$N_{x-1} = \frac{(RMS_x - RMS_1)}{\left(\frac{RMS_x}{RMS_1} + \frac{RMS_y}{RMS_1} + \dots + \frac{RMS_z}{RMS_6}\right)} \quad (13)$$

式中: N_{x-1} 为 x 方向线性移动和 1 通道加速度拟合度; RMS_1 为 1 通道加速度均方根; RMS_x 为 x 方向线性加速度均方根; RMS_z 为 z 轴角加速度均方根。

通过 3.1 中并联 6 自由度振动台解耦公式, 计算刚性台面中心 6 个自由度解耦到 6 个作动缸的直线加速度。

3.4 迭代驱动文件

迭代过程首先通过传递函数求得刚性台面中心 6 个自由度, 再通过并联 6 自由度振动台解耦公式解耦到 6 个作动器。

迭代具体过程属于多轴迭代, 依靠循环迭代得到驱动文件。例如首先设定主驾驶座椅左前 z 方向路谱信号为目标加速度, 座椅在台架上振动时, 主驾驶座椅左前点加速度传感器采集的 z 方向加速度信号与目标信号差值 Δa 。通过 Δa 乘以安全系数 (0~1 的自然数), 除以传递函数, 再乘以刚性台面对应自由度和左前 z 方向信号的拟合度, 最后通过 6 自由度振动台解耦公式解耦到作动器上。

对于 MTS 的六自由度振动台, 迭代过程需要反复求传递函数以及刚性台面中心和通道加速度

拟合度。

3.5 迭代结果评价

测量信号数据的均方根值/目标信号数据的均方根值, 其结果表示为百分比。当目标信号和测量信号接近一致时, 该误差指示值趋近于 100%。如果目标信号的均方根值为 0, 那么这个误差指示值也为 0%。当这个数值大于 90% 时, 结果令人满意。

4 应变采集

通过采集应变, 应用危险截面法分别计算出原始谱及放大后加速度谱对座椅造成的真实损伤值。

4.1 应变花布置位置

应变花的位置应结合市场反馈座椅支架易开裂点, 或 CAE 分析的应力集中点确定, 且点位应尽量大于等于 5 个, 以便进行直线拟合, 计算加速倍率。

4.2 应变花贴片方法

应变片调 0 后, 由于温度变化导致 0 点电压飘移, 以此选择 0° 、 45° 、 90° 半桥的应变花贴法。如图 2 所示, 左下部分为半桥应变花的实际连线图, 右上部分则为理论电路图, 即可完成 0° 、 45° 、 90° 半桥的应变花的贴片。

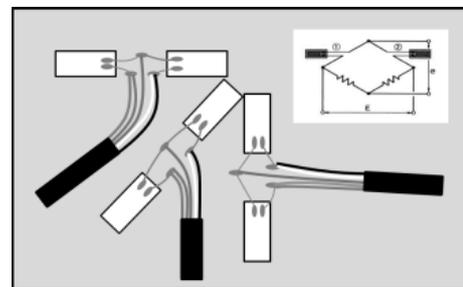


图 2 电路图

Fig.2 Circuit diagram

4.3 应变花工作原理

4.3.1 惠斯登直流电桥

惠斯登直流电桥通过测量输出电压的变化得到应变片的应变值, 其电路如图 3 所示。

通过 R_1 、 R_2 的电流为: $I_{12} = \frac{u_i}{R_1 + R_2}$, 通过 R_3 、

R_4 的电流为: $I_{34} = \frac{u_i}{R_3 + R_4}$

R_1 上的电压降为: $u_1 = R_1 I_{12} = \frac{R_1 u_i}{R_1 + R_2}$

R_4 上的电压降为: $u_4 = \frac{R_4 u_i}{R_3 + R_4}$

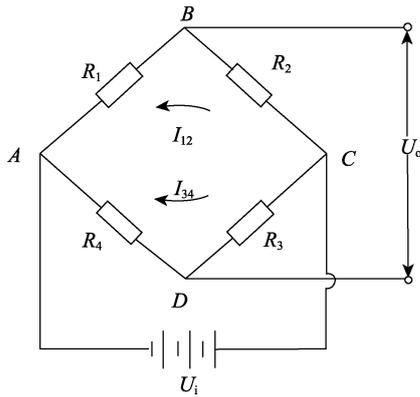


图3 惠斯登电路图
Fig.3 Wheatstone circuit diagram

输出电压为： $U_o = u_1 - u_4 =$

$$\frac{R_1 R_3 - R_2 R_4}{(R_1 + R_2) - (R_3 + R_4)} U_i$$

当各桥臂电阻发生变化时，输出电压发生变化：

若： $R_1 \rightarrow R_1 + \Delta R_1$ $R_2 \rightarrow R_2 + \Delta R_2$

$R_3 \rightarrow R_3 + \Delta R_3$ $R_4 \rightarrow R_4 + \Delta R_4$

全等臂桥各桥臂电阻相等： $R_1 = R_2 = R_3 = R_4$

ΔR 很小，远小于桥臂的电阻值，故略去分母中的 ΔR 。

$$u_o = \frac{u_i}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R} - \frac{\Delta R_2}{R} + \frac{\Delta R_3}{R} - \frac{\Delta R_4}{R} \right) \quad (14)$$

各桥臂应变片灵敏系数相等为 K ，则式(14)简化为：

$$u_o = \frac{u_i}{4} K (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \quad (15)$$

4.3.2 主应力大小及方向

对于 $0^\circ - 45^\circ - 90^\circ$ 的应变花，可以根据式(16)、(17)求出主应力的方向及大小：

$$\tan 2\alpha = \frac{2\varepsilon_{0^\circ} - \varepsilon_{45^\circ} - \varepsilon_{90^\circ}}{\varepsilon_{0^\circ} - \varepsilon_{90^\circ}} \quad (16)$$

$$\left. \begin{matrix} \sigma_{\max} \\ \sigma_{\min} \end{matrix} \right\} = \frac{E(\varepsilon_{0^\circ} + \varepsilon_{90^\circ})}{2(1-\mu)} \pm \quad (17)$$

$$\frac{\sqrt{2}E}{2(1+\mu)} \sqrt{(\varepsilon_{0^\circ} - \varepsilon_{45^\circ})^2 + (\varepsilon_{45^\circ} - \varepsilon_{90^\circ})^2}$$

式中： E 为材料的弹性模量； μ 为材料的泊松比（此试验中为座椅支架材料的弹性模量及泊松比）。

4.3.3 应变花信号标定

在调 0 后进行应变标定，通过 Testlab 软件的 Shunt Calibration 模块，输入应变片灵敏值，软件依据灵敏值对惠斯通电桥正极模拟电路施加 ΔR 。通过式(18)计算应变，从而得到应变变化量和输出端电压变化量的曲线关系。

$$\Delta R = \rho \Delta L / s \quad (18)$$

式中： ΔR 为电阻变化； ΔL 为轴向长度变化； ρ

为电阻率； s 为应变片截面积。

4.3.4 应变信号采集

粘贴好各点位的应变片后，分别采集处理后的原始加速度谱及放大后的加速度谱下的应变谱。每种采集 2 圈，通过比较毛刺、漂移等选出比较好的 1 圈。

5 计算放大倍数

5.1 危险截面法计算损伤

通过危险截面法计算各应变花点的损伤。用 Tecware 中 Critical plane approaches 模块，可以将粘贴应变花点位的平面分成 n 个方向。根据 5.3.2 中公式，可以计算出各时刻应力的方向及大小，然后结合座椅支架材料的 $S-N$ 曲线，根据 Miner 线性损伤累积理论计算出各个方向上的损伤。拥有最大损伤的截面被称为危险截面，该最大损伤代表该点位的损伤值。分别计算出原始加速度谱及放大幅度后的加速度谱下各点位的损伤值。

5.2 拟合直线

以原始谱的各点损伤值作为横坐标，以放大幅度后的加速度谱下各点的损伤值作为纵坐标，拟合出一条直线，则该直线的斜率即为实际放大倍数 k_f 。试验的循环次数缩减为原来的 $1/k_f$ ，从而实现加速试验。在总损伤不变的前提下，缩短了试验周期，降低了试验成本。

通过验证，将路谱幅值放大 1~1.2 倍左右，总损伤放大 1.5~2 倍左右，试验时间缩短为原来的 $1/2 \sim 2/3$ 左右。

6 结语

通过放大加速度谱幅值，采集应变通过危险截面法计算出真实损伤的放大倍数等方法，实现了座椅六自由道路模拟加速试验。再复现整车坏路对座椅激励的同时，缩短了试验周期，降低了试验成本。

参考文献：

- [1] 徐灏. 疲劳强度[M]. 北京: 高等教育出版社, 1998. XU Hao. Fatigue Strength[M]. Beijing: Higher Education Press, 1998.
- [2] 江浩斌, 戴云, 于林涛. 基于六通道道路模拟机的重型汽车路面激励再现试验[J]. 汽车技术, 2008(9): 46-49. JIANG Hao-bin, DAI Yun, YU Lin-tao. Road Surface Excitation Reappearance Experiment on Heavy-duty Truck Based on 6-Channel Road Simulator[J]. Automobile Technology, 2018(9): 46-49.
- [3] 熊锋. 摩托车车架多轴向多激励道路模拟试验方法研究[D]. 重庆: 重庆理工大学, 2015.

- XIONG Feng. Multi-axial and Multi-channel Road Simulation Method for Motorcycle Frames[D]. Chong Qing: Chongqing University of Technology, 2015.
- [4] 赵晓鹏, 冯树兴, 张强, 等. 越野汽车试验场载荷信号的采集及预处理技术[J]. 汽车技术, 2010(9): 38-41.
ZHAO Xiao-peng, FENG Shu-xing, ZHANG Qiang, et al. Acquisition and Pretreatment of Load Signals of an Off Road Vehicle from a Proving Ground[J]. Automobile Technology, 2010(9): 38-41.
- [5] 吴道俊. 车辆疲劳耐久性分析、试验与优化关键技术研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2012.
WU Dao-jun, Research on the Key Technologies of Analysis, Test and Optimization for Vehicle Fatigue Durability[D]. He Fei: Hefei University of Technology, 2012.
- [6] JIM K, HENRI K, HAMID A O. Track Simulation and Vehicle Characterization with 7 Post Testing[C]// Proceedings of the SAE Motorsports Engineering Conference and Exhibition. Indianapolis, 2002.
- [7] 许胜. 六自由度振动试验台控制原理和使用[C]// 2014 中国汽车工程学会年会论文集. 上海: 中国汽车工程学会, 2014.
XU Sheng. Control Principle and Application of Six-Degree-of-Freedom Vibration Test-bed[C]// Papers Collection of the 2014 Annual Meeting of China Automobile Engineering Society. Shanghai: SAE-China, 2014.