

# 路面激励对汽车行驶平顺性影响的传递路径分析

李 未<sup>1,2</sup>, 王登峰<sup>1</sup>, 陈书明<sup>1</sup>, 秦 民<sup>3</sup>, 程 超<sup>3</sup>, 陈 振<sup>1</sup>

(1. 吉林大学 汽车仿真与控制国家重点实验室, 长春 130022; 2. 长春大学 车辆工程学院, 长春 130022;  
3. 中国第一汽车集团公司 技术中心, 长春 130011)

**摘要:**介绍了传递路径分析的基本原理,利用 LMS/TPA 软件,对某轿车由路面激励通过悬架和车身对驾驶员座椅地板垂直振动加速度的传递路径进行了分析。通过实车道路试验和室内锤击法试验,详述了汽车振动传递路径分析与试验。对影响整车行驶平顺性的悬架系统主要传递路径进行了分析识别。结果表明,路面激励通过前悬架右下控制臂后点对驾驶员座椅地板 Z 方向振动加速度的贡献较大,尤其是该点 Y 方向的振动。要改善该车型的行驶平顺性,应重点对前悬架右下控制臂后点衬套的隔振性能进行改进。运用 TPA 方法不仅可以识别出各传递路径贡献量幅值的大小,还可以得到各贡献量幅值之间的相位关系,从而为以整车行驶平顺性为目标的悬架与车身各连结点处的隔振设计提供依据。

**关键词:**车辆工程; 行驶平顺性; 传递路径分析; 振动源识别; 贡献量

中图分类号:U467.1 文献标志码:A 文章编号:1671-5497(2011)05-1193-06

## Transfer path analysis of effect of road surface excitation on vehicle ride comfort

LI Wei<sup>1,2</sup>, WANG Deng-feng<sup>1</sup>, CHEN Shu-ming<sup>1</sup>, QIN Min<sup>3</sup>, CHENG Chao<sup>3</sup>, CHEN Zhen<sup>1</sup>  
(1. State Key Laboratory of Automobile Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130022, China;  
2. College of Vehicle Engineering, Changchun University, Changchun 130022, China; 3. R&D Centre, China FAW Group Corporation, Changchun 130011, China)

**Abstract:** The fundamentals of the transfer path analysis(TPA) was introduced, the trasfer paths from the road surface excitation through vehicle suspension and body to the acceleration of vertical vibration of the floor under the driver seat were analyzed using software LMS/TPA. The vehicle road test and the indoor hammering test were performed to elucidate the vibration transfer paths. The dominant transfer path in the suspension system that affects the vehicle ride comfort most was identified. The results show that the contribution of the rear point of the right lower control arm of the front suspension to the Z-direction vibration acceleration of the floor under the driver seat is significant, especially in Y-direction. In order to enhance the vehicle ride comfort, the focus should concentrate at the improvement of isolation performance of the bushing in the lower control arm rear point of the front suspension. The TPA method can identify both of the contribution amplitude of every transfer path and the phase relation among each contribution amplitude. It provides a basis for the vibration

收稿日期:2010-07-27.

基金项目:国家自然科学基金项目(50975119);第一汽车集团公司产学研结合项目(A08-JL-021-2009).

作者简介:李未(1982-),女,讲师,博士研究生.研究方向:汽车系统动力学与控制. E-mail:lw0330@163.com

通信作者:王登峰(1963-),男,教授,博士生导师.研究方向:汽车系统动力学与控制. E-mail:caewdf@jlu.edu.cn

isolation design of the bushings between the junctions of the vehicle body and suspension.

**Key words:** vehicle engineering; ride comfort; transfer path analysis (TPA); vibration source identification; partial contribution

汽车行驶平顺性即指汽车不因振动而使乘员感到不舒适或货物不因振动而受损的性能,主要是根据乘坐者的舒适程度来评价<sup>[1]</sup>。而乘员所感受到的振动,一般由多个激励从不同的传递路径传至座椅处后叠加而成。当汽车在路面上行驶时,路面不平度激励通过车轮传给悬架,经悬架自身振动特性影响变化后,再传到车身,进而通过车身地板和座椅传至人体,所以悬架起着引导和控制汽车车轮与车身的相对运动、缓和路面传给车身的冲击、衰减系统的振动等作用,决定整车的行驶平顺性<sup>[2-3]</sup>。利用传递路径分析(Transfer path analysis, TPA)方法,通过实车试验和分析,可以迅速、有效地识别出对汽车某处振动起主要作用的振源的传递路径,为整车振动控制、提高其行驶平顺性提供依据<sup>[4]</sup>。

本文利用 LMS/TPA 软件,分析了某轿车在 B 级路面上行驶时因路面不平度激励所产生的振动通过悬架对整车行驶平顺性的影响,阐述了传递路径分析和试验方法,并按照国际标准 ISO2631 规定的平顺性评价方法,分析了悬架在 0~80 Hz 范围内的振动对整车平顺性的影响,识别出了对整车振动贡献率较大的传递路径。

## 1 传递路径分析方法

传递路径分析技术在许多文献中均有介绍<sup>[5-9]</sup>。一个或多个振动源的振动能量通过车身上多个离散的连结点向目标点传递,目标点处的振动就是各振源经不同路径传至目标点的能量叠加。进行传递路径分析的目的就是研究能量流在这些路径中的传递情况。

当已知某一路径的频响函数(Frequency response function, FRF)和振动源的激振力时,则该路径对目标点的振动贡献量(Partial contribution)可表示为

$$t_i(\omega) = H_{i,i}(\omega) \cdot f_i(\omega) \quad (1)$$

式中: $t_i(\omega)$ 为第  $i$  条路径对目标点  $t$  产生的振动分量; $H_{i,i}(\omega)$ 为第  $i$  条路径的频响函数; $f_i(\omega)$ 为第  $i$  条路径上的激振力。

若有  $n$  条传递路径,则目标点总的响应输出是每条路径上各分量的叠加,即

$$\begin{aligned} T_t(\omega) &= \sum_{i=1}^n H_{i,i}(\omega) \cdot f_i(\omega) = \\ &[H_{t,1} \quad H_{t,2} \quad \cdots \quad H_{t,n}] \cdot \begin{bmatrix} f_1(\omega) \\ f_2(\omega) \\ \vdots \\ f_n(\omega) \end{bmatrix} = \\ &\mathbf{H}_t(\omega) \cdot \mathbf{F}(\omega) \end{aligned} \quad (2)$$

式中: $\mathbf{F}(\omega)$ 为各传递路径激振力列向量; $T_t(\omega)$ 为目标点在  $\mathbf{F}(\omega)$  作用下的响应; $\mathbf{H}_t(\omega)$ 为频响函数矩阵; $H_{i,i}(\omega)$ 为路径  $i$  的传递函数; $f_i(\omega)$ 为路径  $i$  的激励力。

由式(2)可知,进行传递路径分析时需要知道各传递路径的传递函数和激振力。其中,传递函数是系统的固有特性,描述系统在受到单位激励后沿着某一个传递路径在目标点产生振动的大小。因此传递函数的计算是 TPA 的核心技术。

## 2 TPA 试验方法

现以由 B 级路面产生的激励对某国产轿车车内振动的影响为例进行传递路径分析。实车分别以匀速 40~120 km/h 的车速行驶,每隔 20 km/h 为一个行驶工况,共分 5 个工况。该车为多连杆前悬架、E 形后悬架,悬架系统与车身及副车架共有 9 个连接点,每个连接点有 X、Y、Z 三条传递路径,共有 27 条传递路径。实车道路试验时,实测转向节轴端、悬架与车身各连接点及驾驶员座椅地板的垂直振动加速度响应,然后在实验室内利用锤击法对悬架各个路径的频响函数进行测量,进而分析传递路径。如图 1 所示。



图 1 某轿车路试和锤击试验现场

Fig. 1 Testing spot of car

### 2.1 悬架传递函数的测量

在被测样车的前后悬架与车身各连接点处安装加速度传感器,同时用力锤分别敲击前后车轮

中心, 测量力锤敲击的激励力信号和各测点振动加速度信号, 即可求得悬置传递函数

$$H_{i,\text{susp}} = a_{i,\text{body}} / F_{j,\text{wheel}} \quad (3)$$

式中:  $a_{i,\text{body}}$  为悬架与车身第  $i$  个连接点处的振动加速度;  $F_{j,\text{wheel}}$  为某轮心处力锤的敲击力。

## 2.2 车身加速度阻抗测量

车身加速度阻抗表现为悬架传递到车身的振动加速度作用在车身上所产生的激振力, 激振力的大小与该悬架在车身上连接处的结构特性有关。求取车身加速度阻抗时, 可用锤击法进行激励。测量时, 将悬架系统与车身脱离, 在车身与悬架连接点处车身侧布置加速度传感器, 用力锤直接敲击加速度传感器附近位置, 记录下激振力信号和振动加速度信号进行分析, 可得车身的加速度阻抗  $Z_i$

$$Z_i = F_{i,\text{body}} / a_{i,\text{body}} \quad (4)$$

式中:  $F_{i,\text{body}}$  为力锤作用在悬架车身侧的激振力。

## 2.3 车身传递函数的测量

当悬架系统与车身连接点受到激励作用时, 激振力通过车身向周围传递, 从而引起车内驾驶员座椅地板处的振动。测试时, 用力锤在连接点车身侧进行敲击激励, 同时测量驾驶员座椅地板处的振动加速度  $a_{i,\text{seat}}$ , 计算出车身传递函数  $H_{i,\text{body}}$

$$H_{i,\text{body}} = a_{i,\text{seat}} / F_{i,\text{body}} \quad (5)$$

通过上述试验, 可以得到悬架系统到座椅地板处的传递函数  $H_i$

$$H_i = \frac{a_{i,\text{seat}}}{F_{j,\text{wheel}}} = H_{i,\text{susp}} \cdot Z_i \cdot H_{i,\text{body}} = \frac{a_{i,\text{body}}}{F_{j,\text{wheel}}} \cdot \frac{F_{i,\text{body}}}{a_{i,\text{body}}} \cdot \frac{a_{i,\text{seat}}}{F_{i,\text{body}}} \quad (6)$$

得到各路径的传递函数后, 再根据实车路试测得的不同工况下的路面激励, 根据线性系统输入、系统传递函数与输出之间的关系, 从而计算出路面激励通过各传递路径对目标点的振动贡献量, 进而进行传递路径分析。

## 3 试验结果分析

在上述试验中, 基于国际标准 ISO2631 规定, 以城市行驶工况 60 km/h 为例, 分析路面激励对驾驶员座椅地板垂直方向振动的影响, 并对悬架到驾驶员座椅地板目标点的传递路径进行识别分析。

### 3.1 60 km/h 匀速行驶工况

图 2 为 60 km/h 时驾驶员座椅地板处目标

点的垂直振动加速度 (floor\_18: Z) 在 0~80 Hz 频率范围内的均方根谱。

从图 2 中可以看出, 该频谱有 4 个主要峰值, 各峰值对应的频率和幅值如表 1 所示。

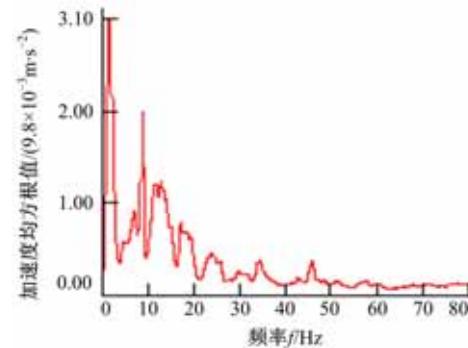


图 2 60 km/h 工况下座椅地板 Z 向振动加速度均方根谱

Fig. 2 Vibration acceleration RMS of floor at the speed of 60 km/h

表 1 60 km/h 工况下频谱主要峰值对应的频率和幅值

Table 1 Frequency and amplitude of peak at the speed of 60 km/h

序号	1	2	3	4
频率/Hz	1.47	8.61	12.61	17.16
幅值/(9.8×10 <sup>-3</sup> m·s <sup>-2</sup> )	3.53	2.79	1.38	0.90

根据 ISO 2631 人体对振动反应的“疲劳-功效降低界限”评价方法, 人体对于垂直振动最敏感的频率范围为 4~8 Hz。因此, 本文以峰值频率为 8.61 Hz 为例进行传递路径分析, 其他峰值频率分析方法相同。

经过 TPA 计算, 得到悬架总成与车身 9 个连接点 27 条传递路径对驾驶员座椅地板垂直方向的贡献量, 由于部分路径贡献量较少, 对座椅地板的振动影响也较小, 所以只将贡献量较大的前 14 条传递路径列出, 加以对比, 如色谱图 3、极坐标图 4 和表 2 所示。

从图 3 和表 2 中可以看出: ①路径 A 即前悬架下控制臂后点车身侧 Y 方向 (f\_susp\_lca\_r\_07: Y) 的振动激励对驾驶员座椅地板 Z 方向振动加速度贡献量最大。②路径 B 即后悬架下控制臂支点车身侧 Z 方向 (r\_susp\_lateral\_12: Z) 的贡献量次之。③路径 C 即后悬架纵臂车身侧 X 方向 (r\_susp\_trailing\_11: X) 的贡献量排第三位。④路径 D 即后悬架纵臂车身侧 Y 方向 (r\_susp\_trailing\_11: Y) 的贡献量排第四位。其他 10 个传递路径的贡献量按图 3 和表 2 中的排序依次下

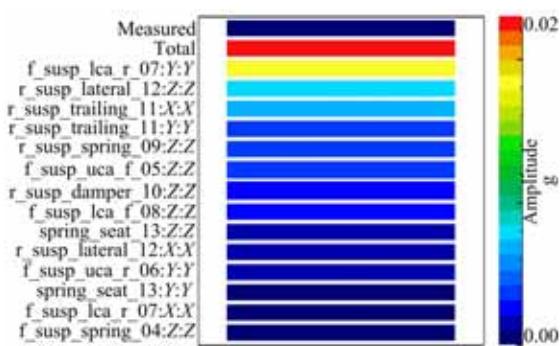


图 3 悬架主要传递路径对座椅地板 Z 向振动贡献量色谱图

Fig. 3 Color-map plot of contribution from the main paths of suspension to body

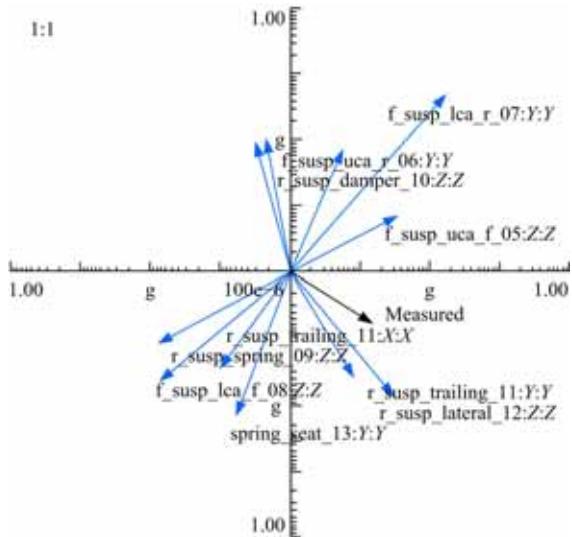


图 4 悬架系统各传递路径对座椅地板 Z 向振动的贡献量极坐标图

Fig. 4 Vector representation of contribution between the target and main paths of suspension system

降,且逐渐减小。

图 3 和表 2 中的结果还表明,该频率下各条传递路径对驾驶员座椅地板 Z 向振动加速度贡献量总幅值为  $20 \times 9.8 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ ,其中测量的所有传递路径贡献量幅值之和为  $3.56 \times 9.8 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ 。可见,在频率为 8.61 Hz 的驾驶员座椅地板 Z 方向的振动加速度响应中,前后悬架总成振动的各传递路径的贡献占次要地位,只占 17.8%,而其他传递路径(如发动机激励)引起该频率下驾驶员座椅地板 Z 方向的振动加速度响应的贡献量所占的权重较大。

从图 4 贡献量的极坐标图中不仅可以看出各条传递路径贡献量幅值的大小,还可以看出各传递路径贡献量幅值的相位。图 4 表明,贡献量最

大的传递路径即前悬架下控制臂后点车身侧 Y 方向,它的相位与前悬架下控制臂前点车身侧 Z 方向、后悬架纵臂车身侧 X 方向等传递路径的贡献量相位接近相反,这些路径在座椅地板处引起的振动能够部分抵消最大振动路径及与其相位相近路径的贡献量。

表 2 悬架总成各传递路径对座椅地板 Z 向振动贡献量幅值

Table 2 Amplitude of vibration contribution between target and main paths of suspension system

路径序号	传递路径	贡献量幅值 $(9.8 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot \text{s}^{-2})$
A	前悬架下控制臂后点车身侧 Y 方向 (f_susp_lca_r_07:Y)	20
B	后悬架下控制臂支点车身侧 Z 方向 (r_susp_lateral_12:Z)	7.73
C	后悬架纵臂车身侧 X 方向 (r_susp_trailing_11:X)	6.77
D	后悬架纵臂车身侧 Y 方向 (r_susp_trailing_11:Y)	4.15
E	后悬架弹簧上点车身侧 Z 方向 (r_susp_spring_09:Z)	3.93
F	前悬架上控制臂前点车身侧 Z 方向 (f_susp_uca_f_05:Z)	3.60
G	后悬架减震器上支点车身侧 Z 方向 (r_susp_damper_10:Z)	3.05
H	前悬架下控制臂前点车身侧 Z 方向 (f_susp_lca_f_08:Z)	2.69
I	后悬架弹簧座下点车身侧 Z 方向 (spring_seat_13:Z)	1.94
J	后悬架下控制臂支臂车身侧 X 方向 (r_susp_lateral_12:X)	1.74
K	前悬架上控制臂后点车身侧 Y 方向 (f_susp_uca_r_06:Y)	1.25
L	后悬架弹簧座下点车身侧 Y 方向 (spring_seat_13:Y)	1.03
M	前悬架下控制臂后点车身侧 X 方向 (f_susp_lca_r_07:X)	0.616
N	前悬架弹簧上点车身侧 Z 方向 (f_susp_spring_04:Z)	0.35
	测量各路径贡献量之和(measured)	3.56
	总贡献量(total)	20

上述分析表明,在实施减振措施时既要考虑各条传递路径贡献量的幅值,又要考虑各条路径贡献量的相位,如果降低了与所要控制的振动方向相反传递路径上振动幅值,不仅不能达到有效的减振效果,反而适得其反。

将车速为 60 km/h 行驶工况下悬架各传递路径对座椅地板 Z 方向振动加速度在 4 个峰值频率下贡献量较大的前 4 个传递路径进行统计汇总,如表 3 所示。

从表3中可以看出,在车速为60 km/h工况下悬架总成9个与车身的连结点形成的27个传递路径对驾驶员座椅地板Z方向振动加速度的4个主要频率峰值的贡献量为:A路径即前悬下控制臂后点车身侧Y方向贡献量最大,B路径即后悬下控制臂支点车身侧Z方向次之,再次就是C路径即后悬架纵臂车身侧X方向。

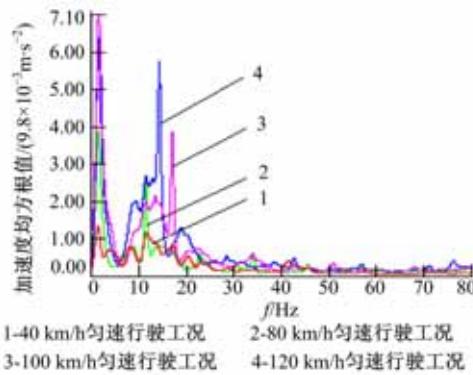
**表3 60 km/h匀速行驶工况各主要路径贡献量幅值统计表**

**Table 3 Statistical table about main paths' vibration contribution amplitude at the speed of 60 km/h**

频率/Hz	路径名称及贡献量幅值/(9.8 m·s <sup>-2</sup> )			
1.47	A	G	H	B
	0.05	$3.45 \times 10^{-3}$	$2.23 \times 10^{-3}$	$1.18 \times 10^{-3}$
8.61	A	B	C	D
	0.08	$8.91 \times 10^{-3}$	$3.45 \times 10^{-3}$	$3.15 \times 10^{-3}$
12.61	A	B	C	F
	0.27	0.03	0.01	$7.0 \times 10^{-3}$
17.16	A	B	F	C
	0.03	0.01	$3.65 \times 10^{-3}$	$3.01 \times 10^{-3}$

### 3.2 其他工况贡献量分析

使用与车速60 km/h匀速行驶工况同样的分析方法,识别悬架主要传递路径对驾驶员座椅地板振动加速度的贡献量,如图5所示。



**图5 其他工况下座椅地板Z方向的振动加速度均方根谱**

**Fig. 5 Vibration acceleration RMS of floor under other conditions**

每个曲线上取4个主要峰值,各峰值对应的频率和幅值如表4所示。

针对以上4个工况的4个主要峰值频率,用同样的方法进行传递路径分析,其主要传递路径对驾驶员座椅地板振动加速度的贡献量如表5所示。

**表4 以各种车速匀速行驶工况下的频率和幅值**

**Table 4 Frequency and amplitude of peak under other conditions**

车速/ (km·h <sup>-1</sup> )	序号			
	1	2	3	4
40	1.31*	11.45*	20.39*	34.42*
	$1.41 \times 10^{-3}$	$1.24 \times 10^{-3}$	$0.549 \times 10^{-3}$	$0.177 \times 10^{-3}$
80	1.39*	11.39*	22.80*	34.03*
	$3.89 \times 10^{-3}$	$2.56 \times 10^{-3}$	$0.581 \times 10^{-3}$	$0.547 \times 10^{-3}$
100	1.38*	14.23*	18.88*	28.42*
	$6.4 \times 10^{-3}$	$5.77 \times 10^{-3}$	$1.3 \times 10^{-3}$	$0.53 \times 10^{-3}$
120	1.47*	17.00*	22.53*	33.97*
	$7.07 \times 10^{-3}$	$3.87 \times 10^{-3}$	$0.758 \times 10^{-3}$	$0.609 \times 10^{-3}$

注:表中标“\*”号的数据为频率(Hz);其余数据为贡献量幅值(9.8m·s<sup>-2</sup>)。

**表5 其他工况各主要路径贡献量统计表**

**Table 5 Statistical table about the main paths' vibration contribution amplitude under other conditions**

车速/ (km·h <sup>-1</sup> )	频率/ Hz	路径名称及贡献量幅值/(10 <sup>-3</sup> ×9.8m·s <sup>-2</sup> )			
		A	H	B	E
40	1.31	10	1.23	1.09	1.09
	11.45	A	D	H	B
	20.39	30	10	4.86	2.62
	34.42	A	C	E	H
	7.74	7.74	1.66	0.983	0.601
	3.15	A	D	L	I
	3.15	0.808	0.691	0.623	
	1.39	A	B	N	K
80	20	20	1.88	1.50	1.01
	11.39	A	D	H	B
	110	110	50	20	20
	22.80	A	E	B	G
	3.01	3.01	2.25	1.86	1.30
	3.403	A	D	E	N
	1.45	1.45	0.49	0.446	0.413
	1.38	A	B	E	K
100	90	90	7.62	3.93	3.88
	14.23	A	B	D	C
	110	110	40	10	10
	24.42	A	D	H	E
	8.46	8.46	4.66	4.54	3.22
	4.39	A	L	H	E
	4.39	4.39	1.71	1.45	1.24
	1.47	A	K	F	M
120	70	70	3.76	3.19	3.07
	27.00	A	H	N	B
	150	150	80	30	30
	22.53	A	E	I	B
	5.52	5.52	2.27	1.97	1.90
	33.97	A	D	E	L
	9.18	9.18	2.81	2.54	2.02

将各工况下主要传递路径的贡献量取平均值,如表 6 所示。

综合表 6 和表 3 可以看出,在各试验工况下,由悬架系统形成的 27 条传递路径对驾驶员座椅地板 Z 方向振动加速度各主要频率峰值下的贡献量分别为:A 路径即前悬架下控制臂后点车身侧 Y 方向贡献量最大;B 路径即后悬架下控制臂支点车身侧 Z 方向次之;再次是 H 路径即前悬架下控制臂前点车身侧 Z 方向;最后就是 D、C 路径即后悬架纵臂车身侧 Y、X 方向。因此,要改善该车型的行驶平顺性,应主要针对以上悬架与车身连接处衬套的刚度等参数进行匹配和优化。

表 6 各工况下主要路径贡献量幅值统计表

Table 6 Statistical table about the main paths' vibration contribution amplitude under all conditions

路径名称	贡献量幅值 $(10^{-3} \text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	路径名称	贡献量幅值 $(10^{-3} \text{m} \cdot \text{s}^{-2})$
A	75.9	H	8.2
B	11.2	I	0.3
C	2.2	J	0.1
D	5.6	K	0.7
E	1.3	L	0.4
F	1.0	M	0.3
G	0.3	N	2.3

## 4 结 论

(1)运用 TPA 方法不仅可以识别出路面激励通过悬架对驾驶员座椅地板垂直方向振动加速度的各条传递路径贡献量幅值的大小,还可以得到各贡献量幅值之间的相位关系,从而为悬架与车身连接点处衬套的设计和整车行驶平顺性控制提供准确数据。

(2)悬架对车身座椅地板的传递路径分析表明,前悬架下控制臂后点车身侧 Y 方向对振动加速度的各条传递路径贡献量最大,要改善该车型在上述 5 种行驶工况下整车的行驶平顺性,应该对前悬架下控制臂后点衬套的隔振性能进行改进。

## 参考文献:

- [1] 余志生. 汽车理论 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [2] Lin S H, Cheng C G, Liao C Y. CAE analyses for suspension system and full vehicle under durability road load conditions [C] // SAE Paper, 2007-01-1649.
- [3] 程杰. 基于悬架控制的车辆平顺性仿真研究 [D]. 杭州: 浙江大学机械与能源工程学院, 2008.  
Cheng Jie. Suspension control-based vehicle ride comfort simulation [D]. Hangzhou: College of Mechanical and Energy Engineering, Zhejiang University, 2008.
- [4] 庞剑, 谌刚, 何华. 汽车噪声与振动——理论与应用 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2006.
- [5] Medeiros E B, Guimarães G P. The use of experimental transfer path analysis in a road vehicle prototype having independent sources [C] // SAE Paper, 2008-36-0555.
- [6] Jinha P. Finding and fixing vehicle NVH problems with transfer path analysis [J]. Sound and Vibration, 2005, 39(11): 12-16.
- [7] 郭荣, 万钢, 赵燕男, 等. 车内噪声传递路径分析方法探讨 [J]. 振动、测试与诊断, 2007(3): 199-203.  
Guo Rong, Wan Gang, Zhao Yan-nan, et al. Study on transfer path analysis method of automobile interior noise [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2007(3): 199-203.
- [8] Koizumi T, Tsujichi N, Nakamura Y. A measures planning method by analysis of contribution of the vibration transfer path [C] // SAE Paper, 2009-01-2197.
- [9] 刘东明, 项党, 罗清, 等. 传递路径分析技术在车内噪声与振动研究与分析中的应用 [J]. 噪声与振动控制, 2007(4): 73-77.  
Liu Dong-ming, Xing Dang, Luo Qing, et al. Applying transfer path analysis to automotive interior noise and vibration refinement and development [J]. Noise & Vibration Control, 2007(4): 73-77.