

DOI:10.3969/j.issn.1673-4785.201111013

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/23.1538.TP.20120315.0748.001.html>

## 动力总成振动对车内噪声的传递路径影响

李未, 李庆华

(长春大学 机械工程学院, 吉林 长春 130022)

**摘要:** 为了研究动力总成振动对车内噪声的影响, 在介绍传递路径分析基本原理的基础上, 利用 LMS/TPA 软件, 针对某轿车车内噪声存在问题的工况, 以动力总成振动激励对车内噪声的传递路径分析为例, 详述了传递路径分析的方法和步骤, 并对影响车内噪声的动力总成悬置振动的主要传递路径进行了分析识别. 结果表明, 车内噪声主要是由动力总成振动激励引起, 且动力总成右悬置 Z 向振动激励对车内噪声的贡献量较大. 要降低该车型在上述工况下的车内噪声, 应重点对动力总成右悬置 Z 向的隔振性能进行改进; 运用传递路径分析方法不仅可以识别出各传递路径贡献量的幅值大小, 还可以得到各贡献量幅值之间的相位关系, 从而为动力总成各悬置设计提供依据.

**关键词:** 传递路径分析 (TPA); 振动源识别; 动力总成振动; 车内噪声

**中图分类号:** TP18 **文献标志码:** A **文章编号:** 1673-4785(2012)02-0183-06

## Transfer path analysis of power train vibration on automotive interior noise

LI Wei, LI Qinghua

(Mechanical Engineering College, Changchun University, Changchun 130022, China)

**Abstract:** In order to research the influence of power train vibration on automotive interior noise, the principle of transfer path analysis (TPA) was introduced. The automotive interior noise which is caused by power train excitation was considered. The method and procedure of TPA were studied using LMS/TPA software. The dominant transfer path of mount vibration which has an influence on the interior noise was identified. The results show that the power train excitation influences the interior noise most, and the right mount in the Z direction has the most influence on interior noise. In order to reduce interior noise under this condition, the emphasis should be put on the right mount in order to better improve isolation performance. By applying the TPA method, the amplitude of every transfer paths' partial contribution was identified and the phase relationship among the contribution amplitudes was given. This paper provides a basis for the design of power train mounts.

**Keywords:** transfer path analysis; vibration source identification; power train vibration; automotive interior noise

汽车的产品开发设计过程中, 轿车内的中低频结构噪声是影响车辆乘坐舒适性的主要因素之一. 路面不平、动力总成系统振动以及底盘部件等引起的噪声不仅会给车内乘员带来疲劳和不适, 也是城市环境噪声的主要来源. 产生车内噪声的因素很多, 动力总成是车内噪声的重要噪声源之一. 发动机运转时产生的振动通过悬置传至副车架, 再传至车身,

进而激发车内噪声<sup>[1-2]</sup>. 因此, 研究悬置对车内噪声的影响, 准确识别出动力总成振动到车内噪声影响较大的传递路径, 并对悬置改进设计提出行之有效的方案, 以便提高动力总成悬置的隔振性能, 降低振动的传递, 减小车内噪声, 达到提高车辆乘坐舒适性的目的.

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、有效地识别出对车内振动起主要作用的传递路径, 为整车振动控制、提高乘坐舒适性提供依据<sup>[3-4]</sup>.

本文是对某国产轿车进行车内降噪研究过程中

收稿日期: 2011-11-18. 网络出版日期: 2012-03-15.

基金项目: 吉林省教育厅“十一五”科学技术研究计划资助项目 (2010164); 汽车仿真与控制国家重点实验室开放基金 (20111106).

通信作者: 李未. E-mail: lw0330@163.com.

的试验项目部分. 利用 LMS/TPA 软件, 以某轿车动力总成振动对车内噪声影响的分析为例, 阐述了传递路径分析的具体方法和试验过程, 按照国际标准规定的声学评价方法, 确定了车内噪声较大的工况, 分析了动力总成振动在该工况下对车内噪声的影响, 识别出了对车内噪声贡献率较大的传递路径. 进一步对主要路径的激励与频响函数进行分析后确定是否由动力总成振动导致车内噪声过大. 因此应针对悬置的特性进行优化分析, 以达到减小车内噪声的目的.

## 1 传递路径分析方法简介

### 1.1 TPA 原理

传递路径的分析技术在许多文献中均有介绍<sup>[5-9]</sup>. 在进行传递路径分析时, 假设系统是线性非时变系统. 动力总成作为单独的激励源, 振动沿悬置形成多个传递路径并传递能量到车内. 车内目标位置结构声压则是所有路径上产生的贡献量的线性叠加.

$$P_i(\omega) = \sum_{j=1}^n H_{vi}(\omega) f_j(\omega) H_{ij}(\omega) F_j(\omega). \quad (1)$$

式中:  $P_i(\omega)$  为车内目标点结构声总声压,  $f_i(\omega)$  为第  $i$  条路径上的激振力,

$F(\omega) = [f_1(\omega) f_2(\omega) \cdots f_{n-1}(\omega) f_n(\omega)]^T$  为各传递路径激振力列向量,  $H_{vi}(\omega)$  为第  $i$  条路径的频响函数 (frequency response function, FRF),

$H_i(\omega) = [H_{v1}(\omega) H_{v2}(\omega) \cdots H_{vn-1}(\omega) H_{vn}(\omega)]$  为频响函数矩阵.

由式(1)可知, 进行 TPA 计算时需要知道每条传递路径的频响函数与激振力.

### 1.2 激振力的获得

由于汽车结构复杂, 其振动源激振力往往不能直接测量, 常需要利用间接的方法获得, 如逆矩阵法和悬置刚度法等.

在利用悬置刚度法估计激振力时, 需要准确地确定悬置刚度值. 测量悬置刚度时, 不仅要求按实车状态施加预载荷和边界条件, 而且还要考虑工作温度等方面的影响, 不易获得准确的悬置刚度值. 因此, 一般多采用逆矩阵法.

用逆矩阵法计算激振力时, 需在车身上选取适当数量的参考点, 通常取参考点数大于 2 倍的传递路径数, 同时再获得系统在工作状态下的频响函数, 激振力可由式(2)计算:

$$F = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} & \cdots & H_{1n} \\ H_{21} & H_{22} & \cdots & H_{2n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ H_{m1} & H_{m2} & \cdots & H_{mn} \end{bmatrix}^{-1} \dot{X}. \quad (2)$$

式中:  $F$  为各传递路径上的激振力向量,  $F = [F_1 F_2 \cdots F_j \cdots F_n]^T$ ,  $j=1, 2, \cdots, n$ ;  $\dot{X}$  为各参考点的响应加速度向量,  $\dot{X} = [X_1 X_2 \cdots X_i \cdots X_n]^T$ ,  $i=1, 2, \cdots, m$  应在各耦合点所在悬置附近的车身侧结构上取得;  $H_{ij} = \dot{X}_i / F_j$  为激振力  $F_j$  与参考点振动加速度  $\dot{X}_i$  间的频响函数.

### 1.3 频响函数的确定

为获得准确的频响函数, 需要拆除汽车上的激振源 (如动力总成), 并保留其悬置在车身上的支架结构, 利用锤击法或激振器法来获得频响函数. 受动力总成悬置点周围空间的限制, 本文采用锤击法求取频响函数.

用锤击法进行频响函数测量时, 先要对锤头上的力传感器进行标定, 并在悬置支架上进行锤击激励, 通常每个位置敲 6~8 次, 通过求平均得到试验结果.

## 2 车内噪声特性分析

首先对某轿车内噪声特性进行分析. 在整车半消声室转毂上, 根据不同行驶工况下的车内噪声, 确定噪声较大的工况, 进而针对该工况进行传递路径识别试验. 试验在一汽研发中心的整车半消声室内进行. 采集噪声信号使用 LMS 的 ICP 式传声器, 布置在驾驶员耳旁; 数据采集设备为 LMS 公司的 SCRO5 便携式数字采集系统; 分析采用 LMS Test. lab 的 Transfer Path Analysis 模块. 测试过程中门窗均关闭.

依据 GB/T18697-2002《声学汽车车内噪声测量方法》, 汽车以最高档 (5 档) 行驶, 从 40 km/h 开始, 到 130 km/h, 以 10 km/h 为间隔, 进行匀速行驶测量车内噪声. 该车在转毂上匀速行驶时的车内噪声试验结果见表 1, 主要车速下车内噪声的 1/3 倍频程频谱见图 1.

表 1 匀速行驶工况下车内噪声测量结果

Table 1 The results of interior noise at different constant speeds

车速/ (km · h <sup>-1</sup> )	车内噪声/ dB(A)	车速/ (km · h <sup>-1</sup> )	车内噪声/ dB(A)
40	61.0	90	68.0
50	61.8	100	69.1
60	62.5	110	71.1
70	64.9	120	73.3
80	66.0	130	73.1

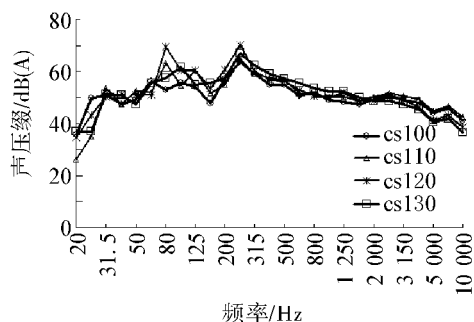


图1 匀速行驶时车内噪声1/3倍频程频谱

Fig.1 The 1/3 octave of interior noise at constant speed condition

由试验结果可以看出,在整个车速范围内,车速低于100 km/h下匀速行驶时,车内噪声较小,均小于70 dB(A);随着车速增加,车内噪声逐渐加大,在车速120 km/h时的车内噪声最大;同时,车内噪声峰值主要分布在80~500 Hz范围内.因此本文主要研究车速为120 km/h,频率为20~512 Hz时动力总成对车内噪声的传递路径分析.

### 3 传递路径分析试验

针对上述试验结果,以120 km/h匀速行驶工况下,对动力总成悬置点车身侧到车内噪声的传递路径进行识别试验为例,试验过程如下.

1) 被试轿车以120 km/h的速度在转毂上匀速转动,测量动力总成各悬置点被动侧的振动加速度信号与车内噪声声压值.该车型动力总成为3点悬置,分别是动力总成左、右悬置及后悬置,共形成9条传递路径到车内目标点.

2) 从车上拆除动力总成,保留其在车身上的悬置支架结构.在动力总成悬置车身侧附近选取6个以上参考点,并安装上加速度传感器,保留转毂试验时动力总成悬置车身侧加速度传感器和车内声级计不动,采用锤击法沿X、Y、Z 3个方向敲击动力总成悬置车身侧加速度传感器安装点附近的合适位置,测量各敲击点到各参考点及驾驶员耳旁噪声的频率响应函数(FRF),如图2所示.

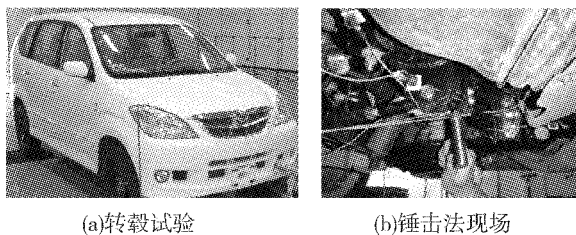


图2 某轿车转毂试验及锤击法现场

Fig.2 The testing spot of the car

3) 运用LMS/TPA软件进行试验数据处理和传递路径的识别和分析.

## 4 传递路径分析识别

### 4.1 车内噪声合成及验证

图3为车速120 km/h时车内噪声在20~512 Hz的实测声压级幅值谱以及动力总成悬置各条路径的贡献量合成值.

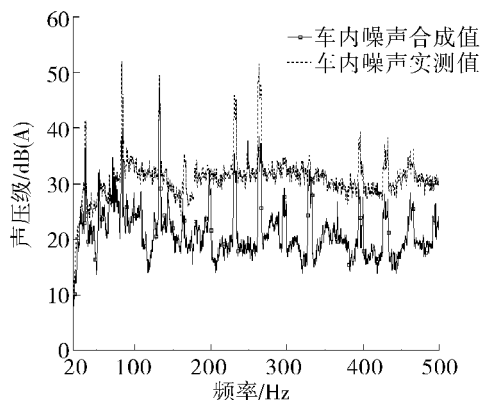


图3 车速120 km/h时车内噪声实测值与合成值比较

Fig.3 Comparison between actual measured and composite value about interior noise at the speed of 120 km/h

从图3中可以看出,车内合成噪声与实测噪声变化趋势相同,验证了该次试验的正确性,但是仍然在幅值上存在误差.原因可能有:

1) 拆除动力总成后,由于悬置支架的结构原因,安装传感器的测点位置和激励点不是同一个点,存在一定的距离,从而造成误差;

2) 在进行车内噪声合成时,忽略了由于底盘零部件振动产生的噪声,造成了一定误差.

### 4.2 各条传递路径的贡献量分析

经过TPA计算,得到动力总成3个悬置点9条传递路径对车内噪声的贡献量色谱(图4)以及极坐标(图5).

从图4中可以看出,在频率分别为82、132、231、264 Hz左右时存在峰值.而该工况下,发动机转速为3 960 r/min,其发动机二阶点火激励频率为132 Hz,其余则是二阶噪声成分的谐波,这些阶次成分谱值较高.可见,动力总成在该频率下对车内噪声的影响很大,需要重点分析.

同时,从图4中可以看出,在频率为132 Hz时,

1) 动力总成右悬置车身侧X方向的振动激励对车内噪声声压级贡献量最大为57.96 dB(A).

2) 动力总成右悬置车身侧Z方向的贡献量次之为54.96 dB(A).

3) 动力总成左悬置车身侧X方向的贡献量为54.71 dB(A).

4) 动力总成左悬置车身侧Z方向的贡献量为

54.32 dB(A). 其他 5 个传递路径的贡献量排序依次下降,且相对较小。

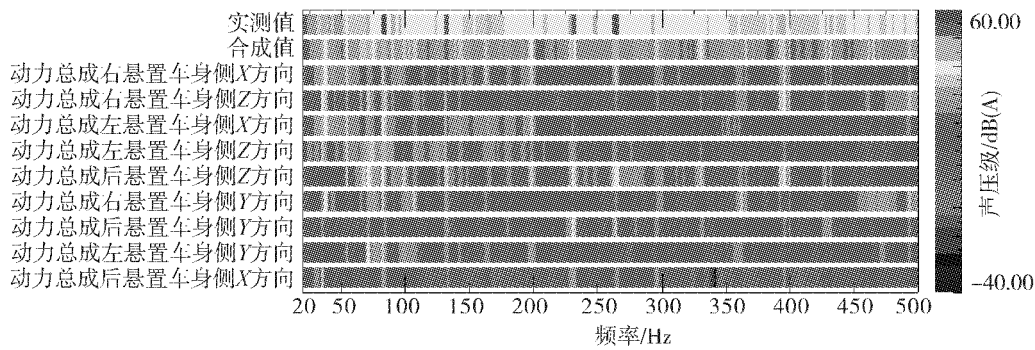


图4 动力总成各传递路径对车内噪声声压级的贡献量色谱图

Fig.4 The color-map plot of contribution from the main paths of engine to interior

图4的结果还表明,该频率下实际测得的车内噪声声压级为58.14 dB(A),其中由动力总成9条传递路径产生的总声压级贡献量幅值之和为55.22 dB(A).可见,在频率为132 Hz的车内噪声响应中,动力总成悬置振动各传递路径的贡献占主要

地位,而其他传递路径引起该频率下车内噪声声压的贡献量所占的权重较小,其贡献量幅值总和为2.92 dB(A),只占0.05%.与图3所获得的结论相吻合。

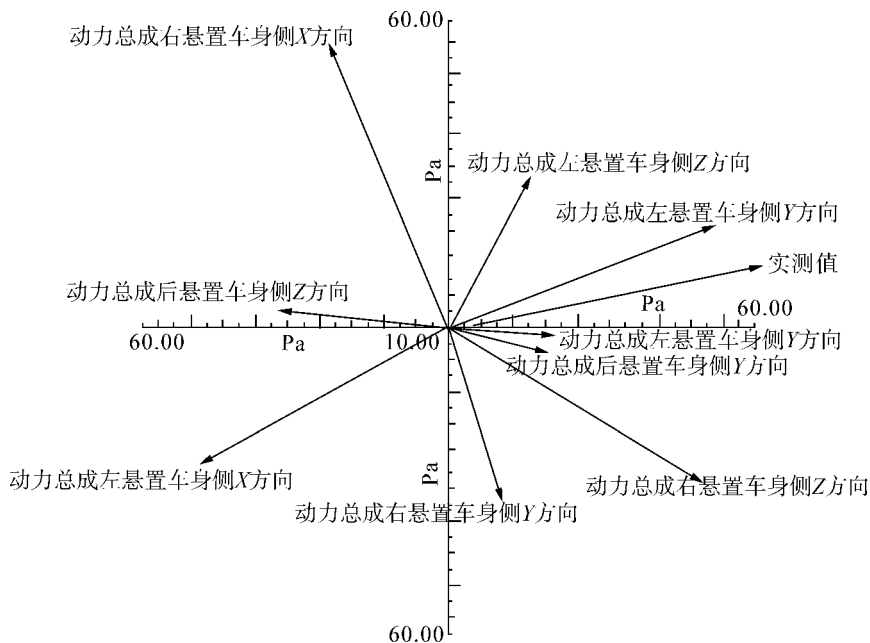


图5 动力总成各传递路径对车内噪声声压级的贡献量极坐标

Fig.5 The vector representation of contribution between the target and the main paths of engine assembly

从贡献量的极坐标图5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5表明由于动力总成左悬置车身侧Z方向、X方向传递路径贡献量的相位相反,动力总成右悬置车身侧X方向、Z方向的贡献量相位接近相反,它们之间贡献量的幅值互相抵消,从而有效减小各路径贡献量合矢量的幅值。同时,传递路径向量与车内噪声实测值向量夹角越小,该路径对车内噪声贡献量越大。可见,动力总成右悬置Z方向与动力总成左悬置Z方向对车内噪声实测值有增大趋势,动力

总成右悬置X方向与动力总成左悬置X方向对车内噪声实测值有减小趋势。因此,上述分析表明,在实施减振时如果不考虑各条路径贡献量的相位,若降低与所要控制的振动方向相反传递路径上的振动幅值,不仅不能达到有效的减振效果,反而适得其反。

#### 4.3 激励与频响函数分析

通过对车内噪声贡献量的分析后,得到对车内噪声主要贡献量的路径。进一步分析主要路径的频响函数与激励,可判断引起车内噪声的是车身结构还是动力总成振动。

从图6和图7中可以看出,曲线1~4分别为动力总成右悬置车身侧Z方向、动力总成左悬置车身侧Z方向、动力总成右悬置车身侧X方向、动力总成左悬置车身侧X方向到车内噪声目标点的频响函数幅值谱和工作力谱。图6中,将频率为132 Hz左右的4条传递路径频响函数放大,可以看出,4条频响函数曲线幅值接近,其中曲线4的幅值较大,曲线2的幅值最小。图7中,放大132 Hz左右的4条传递路径的工作力谱可以看出,曲线1和3即动力总成右悬置车身侧Z方向、X方向工作力最大。可以证明,在该频率下,车内噪声是由动力总成振动激励引起。

因此,要改善该车型的车内噪声水平,应主要针对动力总成右悬置Z方向的刚度等特性参数进行匹配和优化,可以有效降低车内噪声。

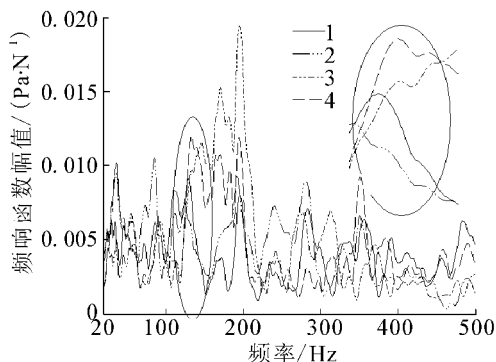


图6 主要传递路径到车内噪声的频响函数

Fig. 6 The FRF between the main paths and interior

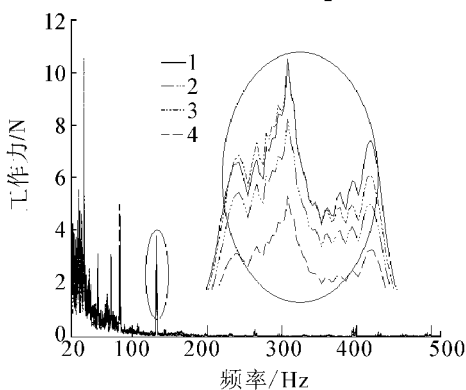


图7 主要传递路径点上的激励力

Fig. 7 The exciting force of the main transfer paths

## 5 结 论

本文通过对车内噪声特性的分析,确定问题较大的工况,并依据工况对动力总成激励对车内噪声的传递路径的识别与分析,可以得到如下结论。

1)运用TPA方法不仅可以识别出动力总成振动激励对车内噪声的9条传递路径贡献量的幅值大小,还可以得到各贡献量幅值之间的相位关系,从而

为动力总成悬置隔振设计提供准确数据。

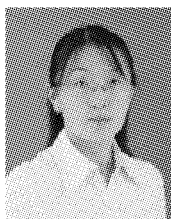
2)动力总成悬置传递路径分析表明,动力总成右悬置的振动激励对驾驶员耳旁噪声的贡献最大,要改善该车型在上述工况下的噪声水平,应该对动力总成右悬置的隔振性能进行改进,尤其是右悬置Z方向的隔振性能。

3)通过对车内噪声主要贡献量的路径激励与频响函数进行分析,明确是否由动力总成振动导致车内噪声过大,为后续悬置优化分析指明方向。

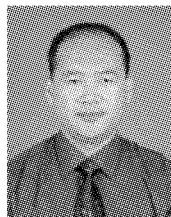
## 参考文献:

- [1]WELLMANN T, GOVINDSWAMY K. Aspects of driveline integration for optimized vehicle NVH characteristics [J]. SAE Technical Paper Series, 2007(1): 2246.
- [2]马天飞,任春,王登峰,等. 乘用车车内噪声的试验研究[J]. 汽车技术, 2011, 5: 11-15.  
MA Tianfei, REN Chun, WANG Dengfeng, et al. Experimental research of interior noise reduction for passenger car [J]. Automobile Technology, 2011, 5: 11-15.
- [3]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分析中的应用[J]. 噪声与振动控制, 2007, 8: 73-77.  
LIU Dongming, XIANG 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.
- [4]MEDEIROS E B. The use of experimental transfer path analysis in a road vehicle prototype having independent sources [J]. SAE Technical Paper Series, 2008, 36: 555.
- [5]王登峰,李未,陈书明,等. 动力总成振动对整车行驶平顺性的传递路径分析[J]. 吉林大学学报:工学版, 2011, 9: 92-97.  
WANG Dengfeng, LI Wei, CHEN Shuming, et al. Transfer path analysis of power train vibration on vehicle ride comfort [J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2011, 9: 92-97.
- [6]KOIZUMIT, TSUJIUCHI N, NAKAMURA Y. A measures planning method by analysis of contribution of the vibration transfer path [J]. SAE Technical Paper Series, 2009(1): 2197.
- [7]PLUNT J. Finding and fixing vehicle NVH problems with transfer path analysis [J]. Sound and Vibration, 2005, 39 (11): 125-131.
- [8]WAISANEN A S, BLOUGH J R. Road noise TPA simplification for improving vehicle sensitivity to tire cavity resonance using helium gas [J]. SAE Technical Paper Series, 2009(1): 2092.
- [9]余琪,周铨. 传递路径分析用于车内噪声贡献量的研究 [J]. 汽车技术, 2010, 3: 16-19.  
SHE Qi, ZHOU Hong. Study of automotive interior noise contribution by using transfer path analysis [J]. Automobile Technology, 2010, 3: 16-19.

## 作者简介:



李未,女,1982年生,讲师,博士研究生,主要研究方向为汽车系统动力学与控制,参与完成多项省科技厅、省教育厅科研项目,发表学术论文多篇,被EI检索4篇。



李庆华,男,1968年生,副教授,主要研究方向为机械测控技术和机械数字化设计,曾主持和参与完成多项省科技厅、省教育厅科研项目,申请国家专利3项,获吉林省科技进步三等奖1项,发表学术论文20余篇,其中被EI检索11篇。

## 2012年全国智能科学技术教育暨教学学术研讨会

由中国人工智能学会教育工作委员会主办,重庆邮电大学承办,中国计算机学会模式识别与人工智能专委会、中国自动化学会智能自动化专委会、中国人工智能学会粗糙集与软件计算专委会、智能机器人专业委员会、人工智能基础专业委员会、人工心理与人工情感专业委员会、自然语言处理专用设备委员会、青年工作委员会和重庆市人工智能学会协办的“2012年全国智能科学技术教育暨教学学术研讨会”将于2012年10月20—21日在重庆召开。

诚挚欢迎从事智能科学技术教育及相关课程教学的教师积极参与,踊跃投稿。

### 征文范围包括(但不限于):

1. 与智能科学与技术学科发展和专业建设相关的研究与实践;
2. 与智能科学技术相关的研究生和本科生课程的教学、教改与创新;
3. 与智能科学技术相关专业的教学改革与建设以及各专业间关系;
4. 与智能科学技术相关的研究生和本科生教材建设经验与体会;
5. 与智能科学技术相关的研究生和本科生课堂教学及其创新;
6. 与智能科学技术相关的研究生和本科生实验、实践教学及其改革;
7. 与智能科学技术相关的研究生和本科生双语教学做法与经验;
8. 教师队伍建设措施与经验;
9. 智能科学技术学科专业建设的未来发展思路和改革建议;
10. 计算机类、自动化类、电子信息类专业中,人工智能、神经网络、计算智能、机器学习、专家系统、智能机器人、智能信息处理、智能控制等各种智能类课程的教学研究及教学改革。

### 投稿方式:

通过电子邮件发送 word 电子版,电子邮箱:znkx2012@yahoo.com.cn.

论文收到后,组委会回复邮件予以确认。

联系方式:于洪(13617676007),邓明瑶(15023312796)。

### 重要日程:

论文投稿截止日期:2012年5月30日;

录用通知发出日期:2012年6月30日;

会议召开日期:2012年10月20—21日。