

# 利用 CAE 技术开发低噪声低背压进气系统

## Developing Low-noise, Low Back Pressure Intake System

### By CAE Technology

陈岳昌<sup>1</sup>, 石皓天<sup>1</sup>, 杨光<sup>1</sup>

(1. 华晨汽车工程研究院发动机综合技术处, 沈阳 110141)

YueChang Chen<sup>1</sup>, Haotian Shi<sup>1</sup>, Yang Guang<sup>1</sup>

1. Brilliance Automobile Engineering Research Institute Engine General Technique Section,  
shenyang 110141

**[摘要]** 本文介绍了利用 CAE 技术开发低噪声低背压进气系统的过程。在噪声优化方面, 通过分析进气噪声传递路径的特性, 快速找到解决问题的措施; 在性能优化方面, 利用 CFD 仿真手段保证满足发动机的性能要求。最后通过试验验证了 CAE 分析结果具有很好的精度, 能满足进气系统开发的要求。

**关键词:** 进气; 优化; CAE

**[Abstract]** This paper describes the process of developing the low-noise, low-BP intake system by CAE technology. In the noise optimization, we can quickly find the solutions to noise problems by analyzing the characteristics of the noise transmission path. In the performance optimization, the performance of the engine can be met by CFD simulation. Finally, by the test, CAE technology has enough accuracy to meet the requirements of developing intake system.

**Keywords:** Intake; optimization; CAE

## 前言:

发动机的进气噪声是整车噪声的一个重要来源, 降低进气系统的噪声成为整车降噪的重要措施, 开发出低噪声低背压的进气系统也成为一项关键的技术。本文提出一种低噪声低背压进气系统的开发方法, 该方法通过建立完整的进气噪声传递路径模型, 并分析出该传递路径的传递函数, 找出进气噪声在该传递路径上薄弱点, 针对该薄弱点提出有效的噪声改进措施; 同时利用 CFD 仿真技术对优化前后的方案进行对比分析, 保证发动机的性能要求得到满足。由于该方法不需要提取发动机进气噪声源的特性, 并且借助了 CAE 技术, 所以整个优化过程特别快。

## 1 进气噪声传递路径特性分析方法

在进气噪声中, 脉动噪声占主要的成分, 它是由进气门的周期性开、闭而产生的压力起伏变化所形成的<sup>[1]</sup>。它主要影响进气系统低频噪声特性, 并且与进气系统的结构特性密切相关。无论是借用的发动机还是自主开发的发动机, 要从噪声源上改善脉动噪声的成本都会比较大, 因此降低脉动噪

声的主要方法是通过优化进气系统的结构来实现，这就需要对进气噪声传递路径的特性进行分析。

### 1.1 进气噪声传递路径的评价指标及计算方法

声学传递系统的性能评价指标主要有插入损失、减噪量及传递损失。由于传递损失描述了声学系统的固有特性，与作用在消声系统上的声源无关，因此通常作为声学系统性能分析及结构设计的主要评价依据<sup>[2]</sup>。本文也是将传递损失作为进气系统噪声传递路径的评价指标。传递损失定义为入射声功率与透射声功率之比：

$$TL = 10\log_{10}(W_i / W_t) \dots\dots \text{公式 (1)}$$

其中， $W_i$  为入射声功率， $W_t$  为透射声功率。

在一维动力学仿真软件 GT-POWER 里有一个标准模块 AcoustTransloss 专门用来计算传递损失。这个模块通过处理 4 个麦克风采集的 4 组压力信号进行传递损失计算。这种方法通过把每一个测量点的压力波动信号分解成向前的入射波和向后的反射波两部分，根据声波传播的波动方程，分别在系统的两个位置：一个在消音原件的上游，一个在消音原件的下游都进行分解，这样就可以求解出上游的入射声音和下游的透射声音，再根据自相关和互相关谱得到声功率级之差<sup>[3]</sup>。计算原理见图 1。

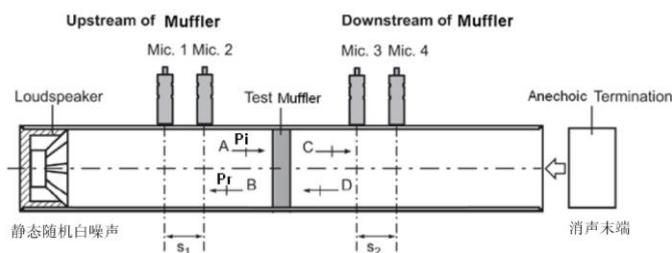


图 1 传递损失的计算原理图

### 1.2 进气噪声传递路径特性计算

脉动噪声是由进气门周期性的开闭形成的，因此脉动噪声的传递路径是包括进气歧管在内的整个进气系统。于是为了分析脉动噪声传递路径的特性，本文建立了包括进气歧管在内的整个进气系统（见图 2）。首先将进气系统的几何结构在 GT-GME3D 中进行离散，并在 GT-POWER 里建立传递损失的声学计算模型（见图 3）。整个进气系统的传递损失计算结果（见图 4）。从计算结果可以初步得出，在 150hz 以下的频段消声效果并不理想，这也可以在下面的实车测试结果中得到验证。

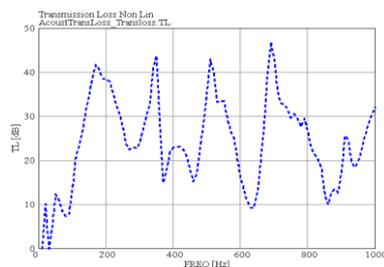
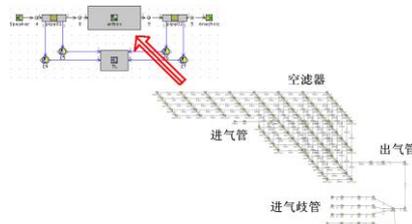
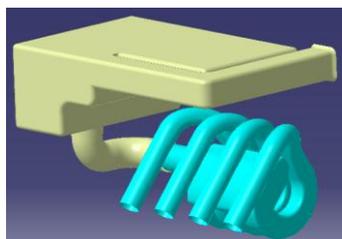


图 2 包括歧管在内的原进气系统 图 3 原进气系统的计算模型 图 4 原进气系统的传递损失

为了验证一维软件 GT-power 的计算精度，利用某三维声学软件对整个进气系统的传递损失进行了计算，图 5 为原进气系统的有限元模型。该软件与 GT-power 的计算结果对比见图 6，从计算结果

可以看出，在 500Hz 一下，GT-power 与 3D 声学软件的计算精度一致，能满足进气噪声优化的要求。而在更高频段差别比较大，这是由于在这些频段出现了高次谐波，GT-power 的一维平面波理论不再适用。

另外本文还以不同汽缸的进气道出口作为噪声进口，对整个进气系统的传递损失进行对比分析（见图 7）。从图 7 可以得出以不同汽缸的进气道出口作为噪声进口，整个声场的传递损失基本一致。因此可以用其中任一汽缸的进气道出口作为噪声进口来分析整个声场的性质。

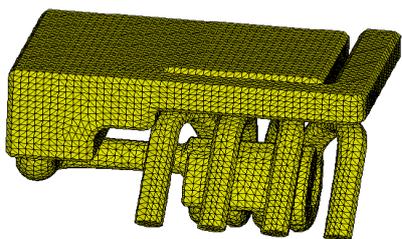


图 5 原进气系统的有限元模型

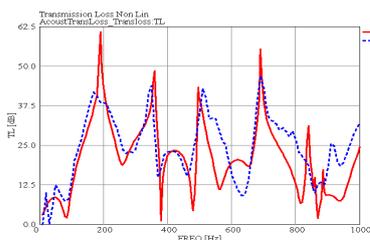


图 6 GT-power 与 3Dsoftware 传递损失计算结果的对比

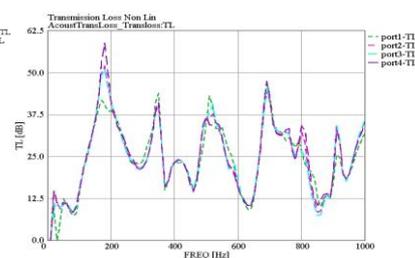


图 7 不同噪声进口下声场传递损失的对比

## 2 进气系统的噪声优化

### 2.1 原进气系统存在的噪声问题

为了准确地分析原进气系统存在的噪声问题，利用 Head 测试设备，在全加速工况下测试了原方案的进气口的噪声，测试结果见图 8。从图 8 可以得出，进气噪声总声压过大、线性度不高，而且各阶噪声存在都存在多个峰值，引起驾驶室内严重的共鸣声。各阶峰值对应的转速和频率见表 1。



图 8 原进气系统全阶、二、四、六、八阶噪声声压级测试曲线

### 2.2 进气系统的噪声改进措施

表 1 中，四阶噪声在 2150rpm 处的峰值引起了驾驶室内严重的共鸣声，并且在常用转速范围内，所以是首先需要优化的问题。针对 142Hz 处的噪声峰值，由于频率比较低，添加共振单元的布置空间又受到限制，所以需要通过优化空气滤清器来解决。空气滤清器是进气系统最重要的消声单元。为了增大空气滤清器的消声效果，从增大空气滤清器的容积和优化内部结构两个方面入手。同样由于布置空间的限制，原进气系统的体积不可能再增大，因此只能从优化内部结构来消除该处频率的噪声。针对该问题，从两个方面进行内部结构优化。一是将原空气滤清器分成两个腔体，二是增加了内插入管的长度，空气滤清器的优化方案见图 9。

表 1 原进气系统各阶噪声峰值及频率

	rpm / hz							
2 阶	4250	142						
4 阶	2150	143	3600	240	4450	296		
6 阶			2400	240	3000	300	4076	407

8 阶			1800	240			4050	407
-----	--	--	------	-----	--	--	------	-----

优化结构的进气口噪声测试结果见图 10 的实线部分。从测试结果可以看出总声压级满足目标要求；二阶噪声在 4000rpm 以上超出目标控制线，但对声品质没有实质上的影响；四阶噪声在 3600rpm 处存在一个峰值；六、八阶噪声声压级在控制目标线以下。

下一步针对四阶噪声 3600rpm 处的峰值进行优化。为此设计了一个四分之一波长管，布置在出气管上。从图 10 的测试结果的虚线部分可以看出，四阶 3600rpm 处的峰值有所降低，虽没有达到控制目标线以下，但从主观评价角度，对车内噪声已经没有影响，所以不再对此问题继续优化。进气系统噪声优化完成。

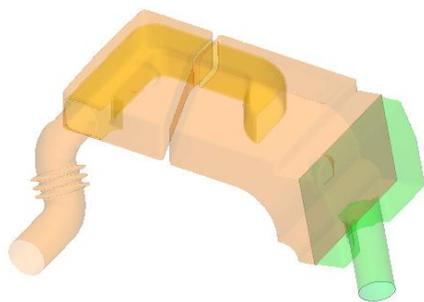


图 9 空气滤清器的优化结构

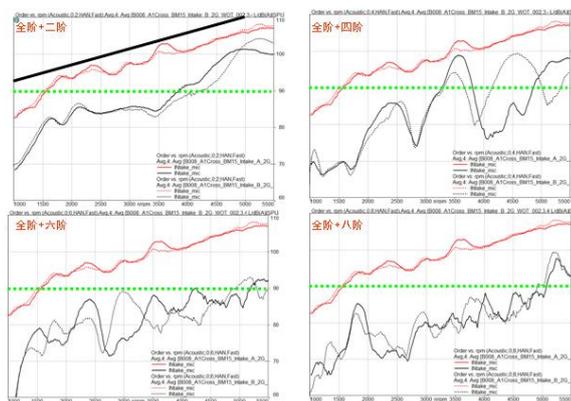


图 10 优化结构进气口噪声测试结果

### 3 进气系统的性能分析与验证

由于空气滤清器的内部结构较原始方案改动较大，为了保证不影响发动机的性能，对原方案和新方案做了 CFD 的对比分析。CFD 仿真分析采用了 star-ccm+ 软件，图 11 是用于 CFD 分析的网格模型。计算模型采用 k-ε 湍流模型、稳态、可压缩；滤纸按多孔 Baffle 处理，并根据实验数据确定其中的两个阻力系数  $\alpha$  和  $\beta$  的值；进口条件设定为大气环境；出口条件设定为气体流速；拉伸层以外的壁面按无滑移壁面处理。图 12 是新空气滤清器内部速度流场迹线图。通过 CFD 分析的结果可以得出两种结构的压力损失差别不大（见表二）。从图 13 的台架测试数据也验证了优化方案对发动机功率损失的影响较原方案相当。

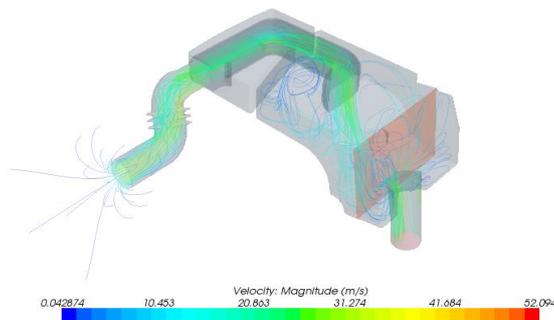
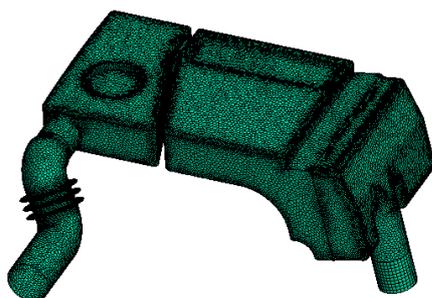


图 11 新空气滤清器的网格模型

图 12 新空气滤清器内部速度流场迹线图

表 2 两种空气滤清器方案压力损失对比

	原方案	优化方案
压力损失 (pa)	1413	1641

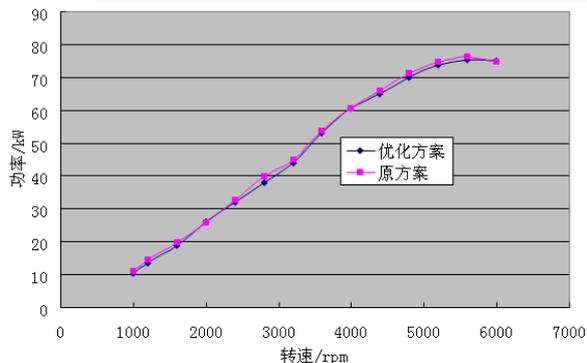


图 13 搭载两种空气滤清器方案的发动机功率对比

## 4 结论

- 1) 通过分析进气噪声整个传递路径的特性,可以快速发现问题的根源,进而提出有效的改进措施;
- 2) GT-POWER 软件具有足够的精度能满足进气系统噪声优化的要求,同时由于是一维软件,网格处理方便、计算速度快,可以实现进气系统噪声的快速优化;
- 3) 利用 CFD 仿真分析手段可以校验设计方案对发动机性能的影响,保证发动机性能要求得到满足;
- 4) 通过最后实际测试结果的验证,表明 CAE 技术具有较高的精度能满足进气系统在性能与噪声方面的设计要求。

## 参考文献

- [1] 陈岳昌, 发动机进气系统噪声优化[J], 北京, 汽车制造业, 2010.10
- [2] 庞剑, 谌刚, 何华. 汽车噪声与振动[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2003.
- [3] Gamma Technologies ,Inc .GT-Power USERS MANUAL. Gamma Technologies, 2006.