

# 基于 GT-Power 软件的汽车排气系统消声器的开发设计与验证

## The Exhaust Muffler Development Of Design And Validation Based On GT-Power

马 果

柳州五菱汽车工业有限公司, 广西 柳州 545007

**摘 要:** 利用 GT-Power 软件建立发动机和消声器的耦合仿真模型, 通过校合发动机相关参数, 分析发动机的排气噪声特性, 并针对性的开展消声结构设计。确保所设计的排气系统满足排气被压小于 37kPa、各主要阶次噪声低于 74dB (发动机转速低于 4000rpm 时) 的整车设计要求。

**关键词:** 排气消声器; GT-Power 软件; 尾管噪声

**Abstract:** GT-Power software is used to establish the coupling simulation model of an engine and exhaust muffler , Check the engine related parameters. Analysis of the engine exhaust noise features, and targeted to carry out structure design. Ensure that the design of exhaust system meet the design requirements for vehicle exhaust, make sure the back pressure is less than 37 Kpa, and the orders noise is less than 74 dB while the engine speed is lower than 4000 RPM.

**Key words:** Exhaust muffler, GT-Power software, tailpipe noise

近年来国民经济快速发展, 人民群众生活水平迅速提高, 汽车已成为人民群众生产生活中不可或缺的一部分, 同时对于汽车的舒适性要求也越来越高, 因此作为汽车主要噪声源的发动机排气噪声的控制则尤为重要。消声器是排气系统噪声控制的主要部件, 其设计好坏则直接关系到整车的燃油经济性、噪声水平、乘坐舒适性。合理的设计手段对于整车开发成本、开发周期控制十分关键。本文主要通过 GT-Power 软件建立发动机与消声器的联合模型, 并以此为基础对消声器各项性能进行数值模拟分析, 为消声器的设计和开发提供帮助。本文以某交叉型乘用车项目排气系统消声器为例开展论述。

### 1 理论依据:

消声器的一维模拟主要基于流体动力学理论, 采用有限体积法求解。以流体连续性方程、能量方程为理论基础, 将整个排气系统离散为体积元。在体积元中, 假定各标量(压力、温度等)均匀分布, 利用体积元中心点数值进行计算, 并假定各矢量(速度、质量流率、焓流率)在体积元边界进行。

一维非定常流动的气体动力学方程组可以写成如下形式:

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho u \frac{d \ln S_d}{dx} = 0$$

动量方程:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + F = 0$$

能量方程:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} - c^2 \left( \frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} \right) - (k-1) \rho (q + uF) = 0$$

式中:  $\rho$ , 密度;  $u$ , 速度;  $S_d$ , 管道截面, 由于此处为刚性管道, 因而  $\frac{d \ln S_d}{dx} = 0$ ;  $p$ , 压力;  $F$ , 单位气体质量上所受的摩擦力;  $c$  为音速;  $q$ , 单位时间内, 单位质量气体从管壁上吸收的热量。

噪声模型利用非定常流动时域中的分析结果, 以气体声学为理论基础, 利用质量流量以及质量流量的傅立叶级数, 通过傅立叶变换求得声辐射能量, 求解过程如下。

将在流体模型计算得到的排气管末端质量流量  $\dot{m}(t)$  写成傅立叶级数的形式为:

$$\begin{aligned} \dot{m}(t) &= m_0 + \sum_{n=1}^{180} \{m_n \cos(n\omega_0 t) + h_n \sin(n\omega_0 t)\} \\ &= m_0 + \sum (m_n^2 + h_n^2)^{1/2} \cos(n\omega_0 t - \phi_n) \end{aligned}$$

式中:  $\omega_0 = 2\pi f_0$ ,  $f_0$  为发动机基频。由该傅立叶级数可得气体动力学参数  $v_{c,0}(n\omega_0) = (g_n^2 + h_n^2)^{1/2}$ , 从而得到  $n$  阶谐波的能量:

$$W(n\omega_0) = \frac{1}{2\bar{\rho}} v_{c,0}^2(n\omega_0) R_{c,0}(n\omega_0) \frac{k_0^2 r_0^2}{2M + k_0^2 r_0^2}$$

其中,  $\bar{\rho}$  为流体平均密度,  $R_{c,0}(n\omega_0)$  为声辐射阻抗,  $M$  为平均马赫数,  $r_0$  为排气管半径,  $k_0 = \omega / \bar{c} = n\omega_0 / \bar{c}$ ,  $\bar{c}$  为平均声速。

辐射噪声总能量为:

$$W = \sum W(n\omega_0)$$

## 2 发动机排气噪声分析:

### 2.1 耦合模型建立及校合:

根据排气系统数模参数建立排气系统与发动机耦合仿真模型，其中消声器部分则根据系统布置状态采用等效连接管代替。模型如下图所示:

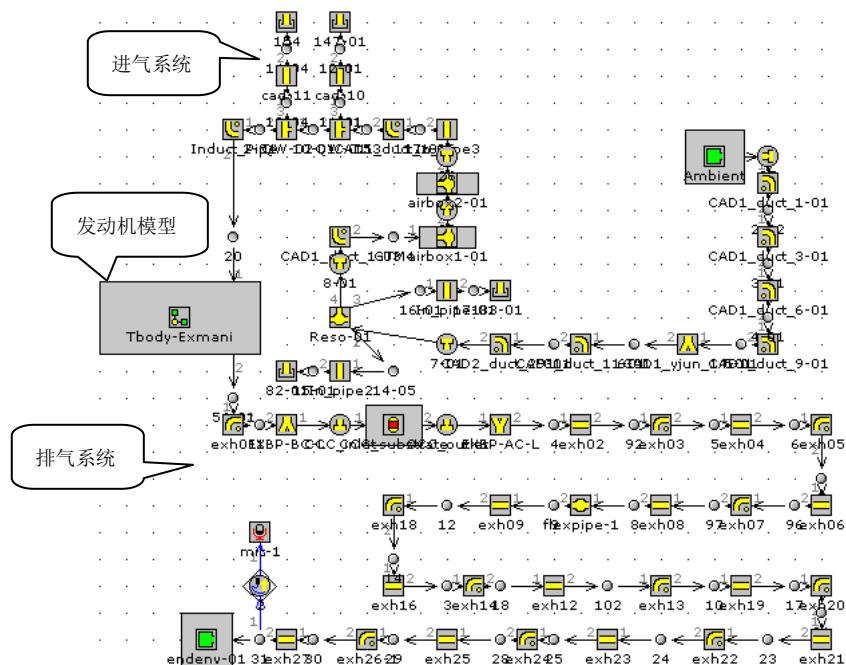


图 1. 耦合仿真模型

通过运行耦合仿真模型，获取发动机功率、发动机扭矩、排气质量流、排气温度等性能参数。对比实测发动机性能参数，发现以上参数均接近于目标要求，说明此发动机 GT 模型比较理想，可在此基础上进行排气系统消声器的设计工作。

表 1 某发动机性能参数及 GT 模拟结果对比

项目	实测数据	GT 模拟结果	备注
最大功率 (KW)	75	79	
最大扭矩(N/M)	135	130	
最大进气流量 (Kg/h)	280	283	
最高排气温度 (℃)	764	755	5800rpm

### 2.2 发动机噪声特性分析:

为选取合适的排气管路直径，可通过运行耦合仿真模型，选取最大功率转速下排气管路内气流速度与声速比值小于 0.25 马赫时的排气管径。本文中选取排气管路内径  $\phi 42\text{mm}$ ，确保排气系统背压值小于 37Kpa 时，通过运行耦合仿真模型，获取发动机的排气噪声特性（尾管噪声）如下图所示:

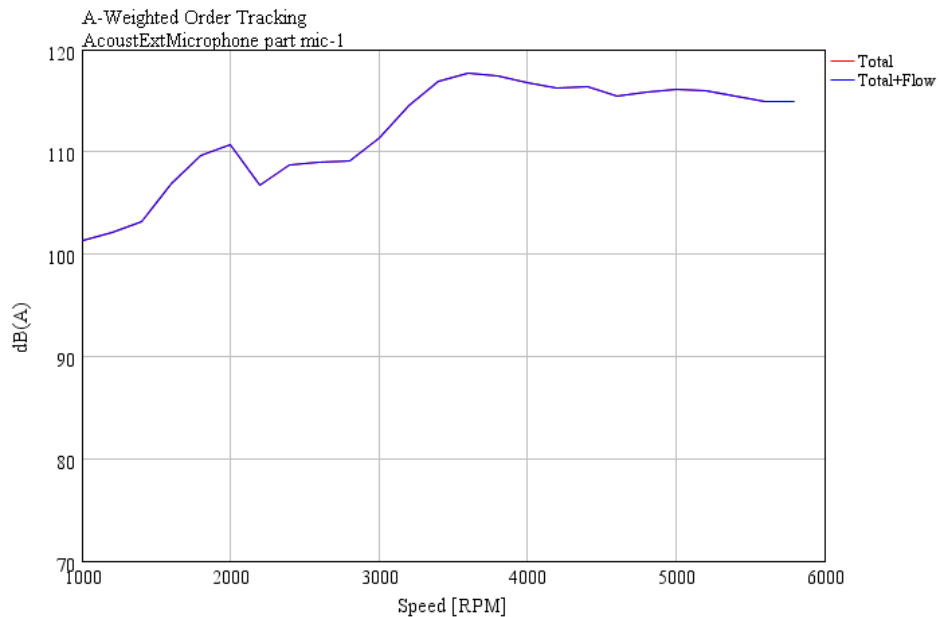


图 2.尾管总声压级

从尾管噪声的总声压级曲线可知，尾管噪声在2000rpm及3500rpm有明显峰值，且声压级分别达到110dB和118dB。

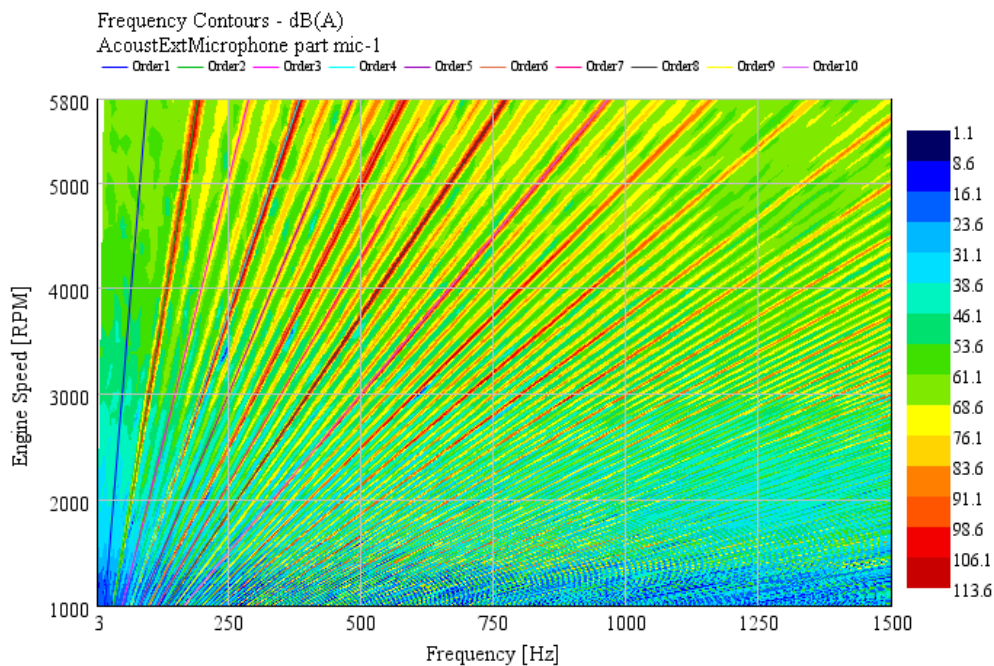


图 3.尾管总声压级

从尾管噪声彩图可以看出此尾管口处发动机的最高阶次噪声声压级高达113.6dB，主要的噪声源出现在2阶、4阶、6阶次。噪声频率主要集中在100Hz至800Hz之间。

### 3 消声方案设计及分析：

根据排气系统整车布置情况，本排气系统采用两级消声结构，前消声器为辅消声器，后消声器为主消声器。初步将前消设计为阻性消声结构，设置一定开孔率的内通管，主要消除中高频段噪声。

将后消设计为抗性消声结构，用以消除中低频噪声。

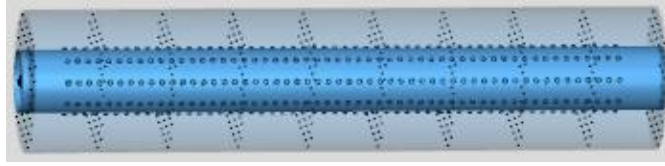


图 4.前消声结构

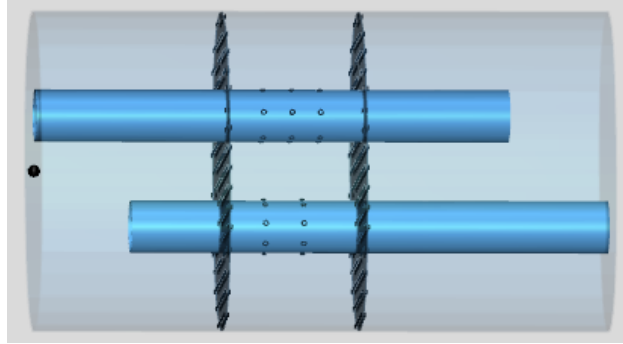


图 5.后消声结构

### 3.1 传声损失分析

在 GT-power 软件中利用建立消声器的传声损失计算模型，通过传声损失可较为直观的看出消声器的主要消声频带。

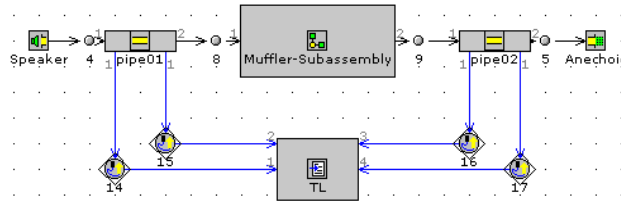


图 6.消声器传声损失计算

传声损失:

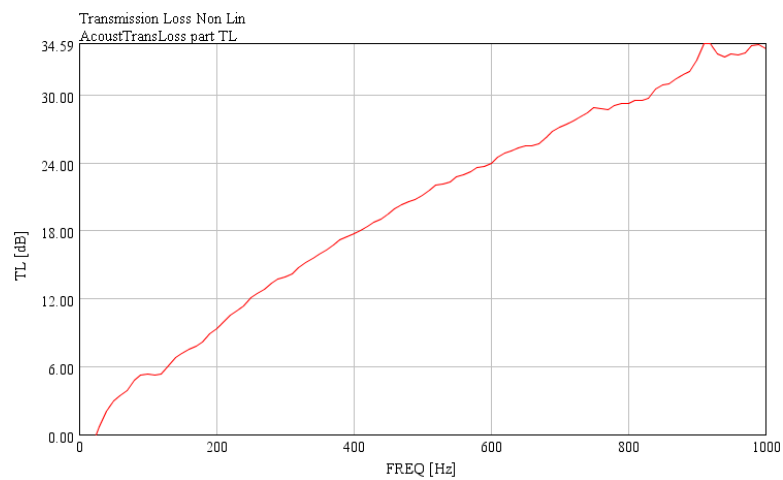


图 7.前级消声器传声损失（设定温度 300K）

由前级消声器的传声损失曲线可看出，前级消声器在的传声损失在中高频区域均有较好的传声损失。

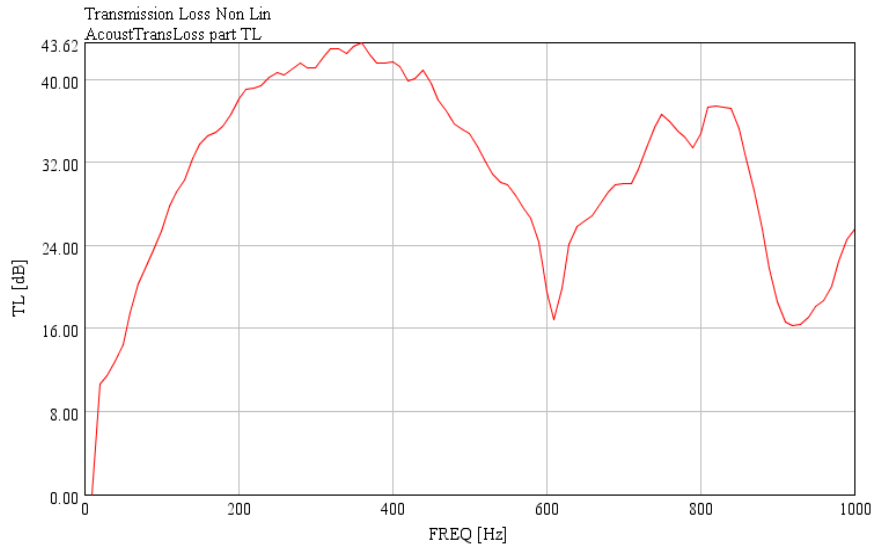


图 7.后级消声器传声损失（设定温度 300K）

由后级消声器的传声损失曲线可看出，后级消声器在的传声损失在中低频均有较大的传声损失。

综合前后级消声器的传声损失，整个系统的传声损失在在 100Hz 值 800Hz 之间进行互补，并具有较高的传声损失。

### 3.2 尾管噪声分析：

将消声结构模型接入排气系统模型并做尾管噪声分析。从尾管噪声的 Colormap 图，可看出各阶次的最大值为 68.68dB (A)，如下图所示：

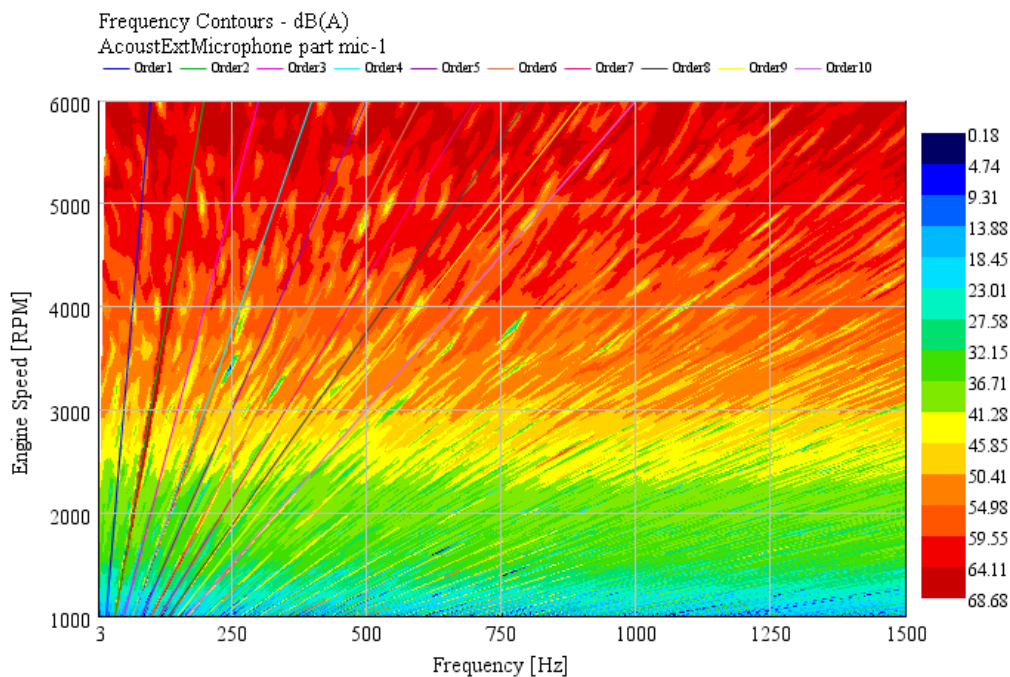


图 8.尾管噪声 Colormap

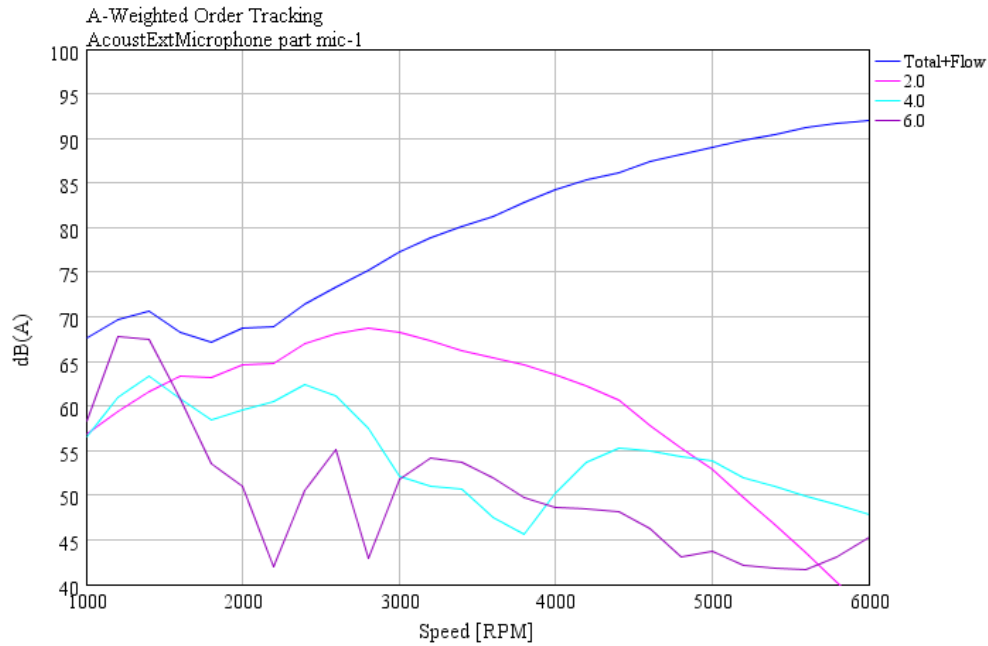


图 9.尾管噪声总声压级与主要阶次曲线

通过分析尾管噪声的总声压级和主要阶次曲线，整体符合客户要求，

### 3.3 排气背压分析：

通过运行发动机理论最大功率转速 5800rpm 时的仿真模型，可获得排气系统压力分布情况，排气系统背压约为 34kpa。

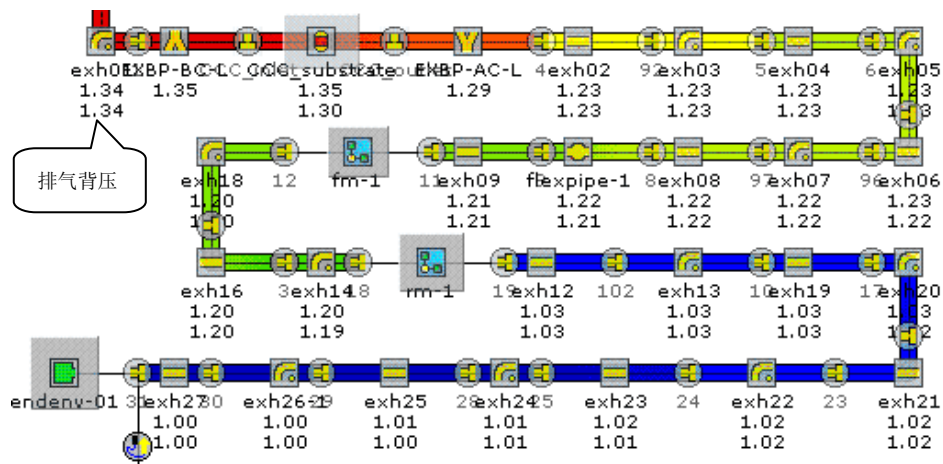


图 10.排气系统压力分布

表 2 本方案排气管路压降分布情况：

序号	部件名称	压降 (Kpa)	备注
1	三元催化器	11Kpa	5800rpm
2	消声器	17Kpa	5800rpm
3	连接管路	6Kpa	5800rpm

4. 实验室验证分析:

4.1 测试仪器及模块:

按照 QC/T631-2009 《汽车排气消声器技术条件》标准，在消声室环境下对整车尾管噪声及排气背压进行实测。

表 3 测试仪器及模块

序号	仪器名称	型号	备注
1	LMS 32 通道数采前端	SCM05	
2	G.R.A.S.麦克风	46AE	
3	压阻式压力变送器	QY118	

4.2 试验环境

背景噪声低于 20dB(A)，温度 25℃，相对湿度 30%；

4.3 排气系统尾管辐射噪声测试结果

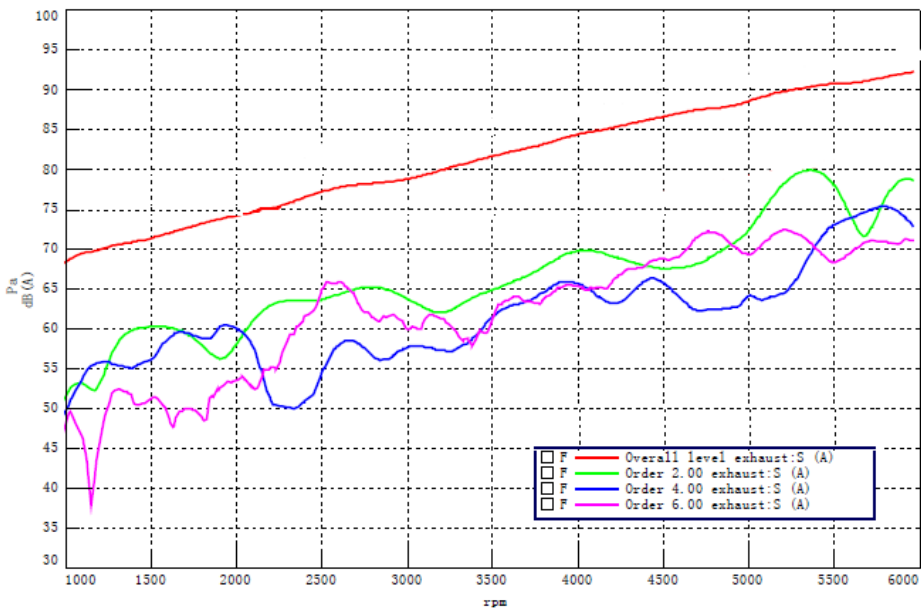


图 11. 尾管噪声总声压级与主要阶次曲线

实测排气系统尾管噪声的各级次噪声均满足设计要求，且 2 阶、4 阶、6 阶等阶次噪声曲线也与 GT 仿真分析曲线较为接近。尾管总声压阶也与 GT 仿真分析曲线吻合，且整个曲线比较平直，噪声品质优良。符合整车对尾管噪声的控制要求。



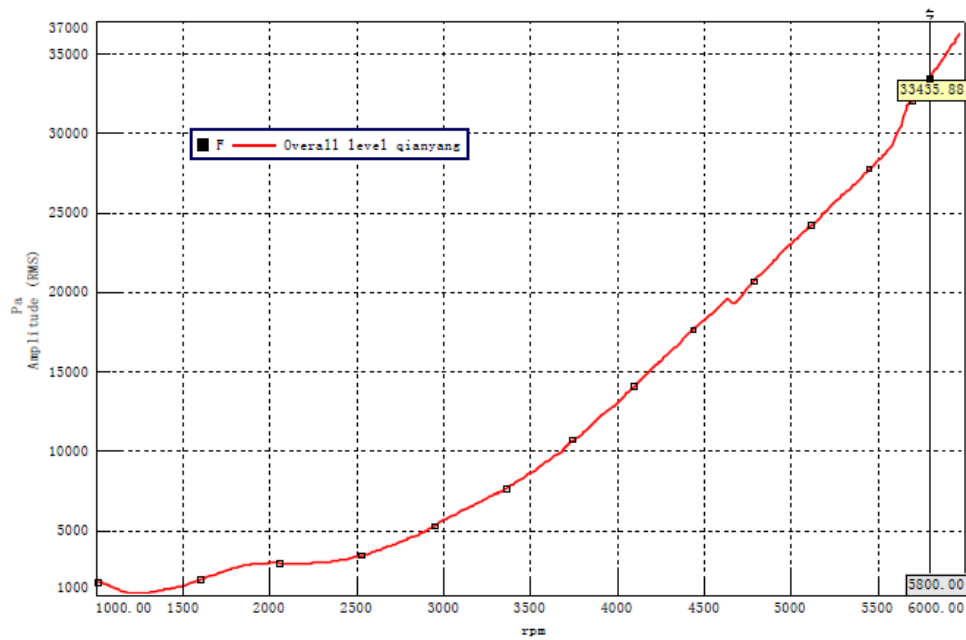


图 12.排气系统压力分布（热端）

实测排气系统热端排气背压值为 33.5Kpa, 与 GT 仿真分析的 34Kpa 非常接近, 符合设计要求。

## 5 结束语

(1) 通过运用 GT-Power 软件建立准确的发动机和消声器耦合仿真模型, 可以较为准确的对排气系统的尾管噪声和排气背压进行分析和预测。

(2) 使用 GT-Power 软件应用于排气系统的开发和设计工作中, 能有效的缩短开发过程中的调音周期, 准确的查找噪声源头。可大大减少人力和物力投入。

## 参考文献:

- [1] 宋艳元. 汽车工程[J]. 汽车运用, 2005, (Vol.27) No.6
- [2] 马大猷. 噪声与振动控制工程手册[M]. 北京: 机械工业出版社. 2002