

# 某多功能商用车排气系统背压及噪声仿真分析

## Exhaust System Back Pressure and Noise Analysis of A Multi-function Vehicle

陈荣新 陶其铭 许志宝  
安徽江淮汽车股份有限公司

**摘要:** 在应用 GT-power 软件建立排气系统噪声仿真模型时, 由于缺少发动机几何参数及物理参数, 不能准确的建立发动机的模型, 所以本文采用 Boost 软件仿真得出的发动机排气歧管与排气系统连接处的温度和压力随发动机曲轴转角的变化值作为输入边界, 仿真结果与试验结果误差较小。应用流量边界进行排气系统背压仿真, 其结果也与试验结果相差较小。所以, 应用 GT-power 软件可以有效的预测排气系统背压及尾管噪声, 为排气系统设计提供良好支持。

**关键词:** GT-power、排气系统、背压、尾管噪声

**Abstract:** When establish the noise simulation model of exhaust system by GT-power software, as lack of geometry and physical parameter, can not establish engine model accurately, so this paper use the temperature and pressure of the conjunction of exhaust manifold and exhaust system altered with engine crank which educed by Boost software as the simulation boundary, the simulation error is smaller compared with experiment result. The back pressure simulation which using the flow boundary, error is also smaller compared with experiment result. So, application GT-power software could estimate exhaust system back pressure and the tail noise effectively, then provide good support for the exhaust system design.

**Abstract:** GT-power, exhaust system, back pressure, tail noise

### 0 前言

随着社会现代化的进步以及汽车工业和交通运输的发展, 城市噪声污染越来越严重。车外加速噪声影响城市环境, 而车内振动噪声则影响乘坐舒适性。因此, 在车辆设计过程中, 不仅要追求其动力性、经济性等性能, 也要把噪声作为一个重要指标。其中, 汽车进气系统噪声及排气系统尾管噪声是影响车内外噪声的重要因素。

在进行排气系统设计过程中, 可以采取增加吸音棉, 减小管径等措施降低尾管噪声, 但是排气系统背压也会随之增加, 降低发动机的功率, 所以降低排气系统噪声必须与减小排气系统背压相互协调。

### 1 发动机排气系统噪声产生机理

排气系统是车辆重要的噪声源, 包括空气噪声、冲击噪声、辐射噪声和气流摩擦噪声<sup>[1]</sup>。

#### 1.1 空气噪声

发动机在运动的时候产生压力波, 这个压力波在排气管道中传播而形成空气噪声。在管道中这股气流是稳定的。空气噪声取决于排气管道的直径。在一定的气流量时, 直径越大, 空气噪声越稳定。空气噪声的大小取决于排气系统的结构。在排气系统中, 纯粹的声学设计就是针对这类噪声的。

## 1.2 冲击噪声

排气管道中不稳定的气流会对管道产生冲击,从而形成冲击噪声。比如,排气多支管弯曲段的弧度太小,发动机出来的气流会对它产生强烈的冲击,从而发出“砰”、“砰”的冲击声。在管道截面突然变化的时候,也会产生冲击噪声。加大管道的过渡圆弧和渐进地改变结构的变截面积是减小冲击噪声的途径。

## 1.3 辐射噪声

当一个振动体与气流接触的时候,就会推动流体运动而产生声音,传声器传声就是这样。排气系统的管道和消声元件被机械振动激励或者受内部流体压力波动引起振动,这样被激励的结构对外将声音辐射出去,形成了辐射噪声。在排气系统中,辐射噪声源来自三个方面:

① 机械振动。发动机会带动整个排气系统振动,车体的振动也会通过挂钩传递给排气系统。排气系统中有很多薄板,如消声器的外壳、催化器的外壳和管道的外壳等。一旦这些薄板被激起振动,就会对外辐射噪声。

② 稳定的空气气流。这种稳定的气流会对薄板结构施加稳定脉冲力,从而激起板的振动,并辐射噪声。

③ 不稳定的气流。当管道中的气流速度非常高的时候,在管壁附近就会形成紊流,这股紊流不断冲击薄板产生辐射噪声。

辐射噪声取决于这些板结构的几何尺寸、结构形状和刚度等。辐射噪声的频率与薄板结构振动的频率是对应的。消声元件辐射的声音频率一般比较低,而管道辐射的频率一般比较高,因而管道的刚度比消声元件的刚度高。解决辐射噪声的途径有两个:一是减少流体声波的扰动;二是改变结构的特征,如采用双层板壳结构、加阻尼处理等。

## 1.4 气流摩擦噪声

当管道中气体流动速度非常高的时候,流体和管壁之间产生摩擦,一方面形成紊流,扰动板振动并产生辐射噪声,另一方面当气流传到尾管时对外发出巨大的噪声,这就是气流摩擦噪声。降低摩擦噪声的办法有:减小气体的流动速度,增加管道的截面积,管壁尽可能的光滑,避免管道中的突然转弯,在排气管口避免障碍物,使用吸声材料等。

## 2 消声器一维仿真分析理论基础

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:

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

动量方程:

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

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。

### 3 排气系统性能模拟

#### 3.1 建立的排气系统消声器模型

排气系统模型如图 1 所示。

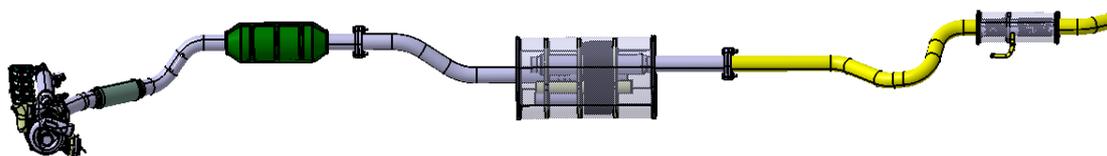


图 1 排气系统模型

一级消声器 GT-Power 模型如图 2 和图 3 所示<sup>[2]</sup>。

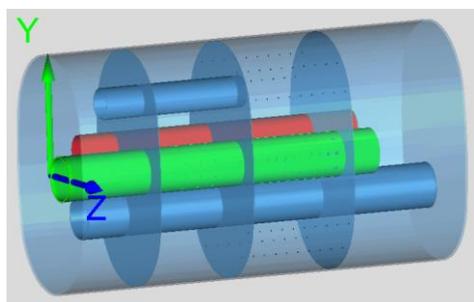


图 2 一级消声器 GEM3D 模型

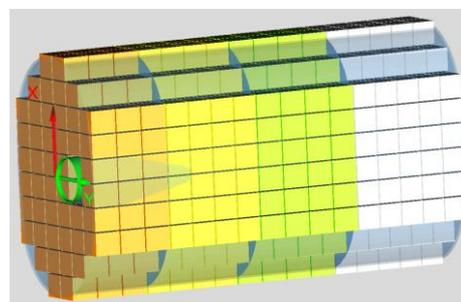


图 3 一级消声器网格模型

二级消声器 GT-Power 模型如图 4 和图 5 所示。

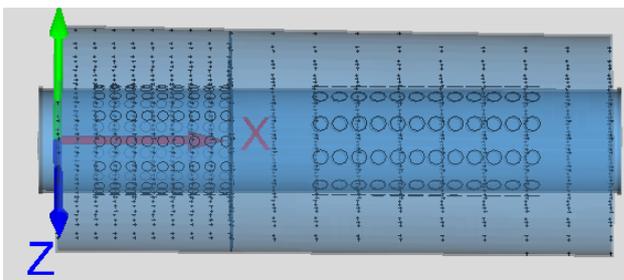


图 4 二级消声器 GEM3D 模型

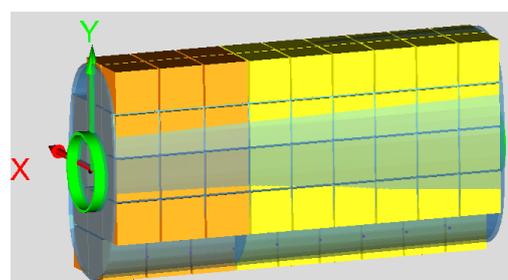


图 5 二级消声器网格模型

### 3.2 建立排气系统背压 GT-Power 模型

进行排气系统背压仿真边界条件如下：

- ① 发动机转速 4000rpm，排气流量为 488Kg/h。
- ② 外部环境：温度为 300K，大气压为 1bar。

排气系统背压仿真分析 GT-Power 模型如图 6 所示。

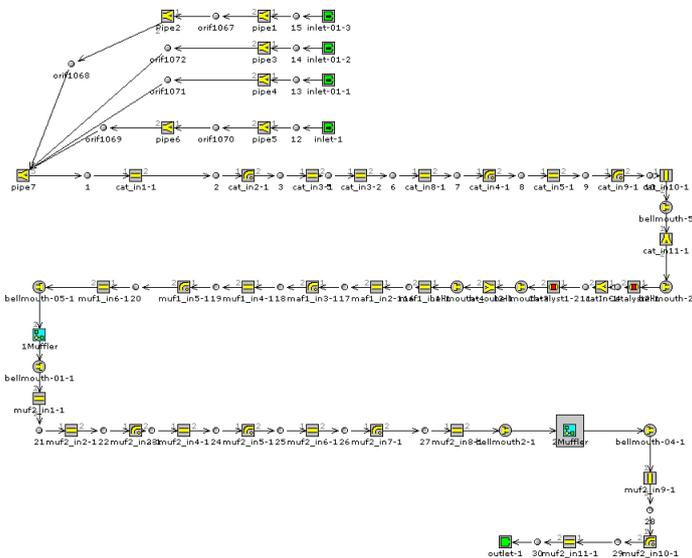


图 6 排气系统背压仿真分析 GT-Power 模型

### 3.3 背压仿真结果

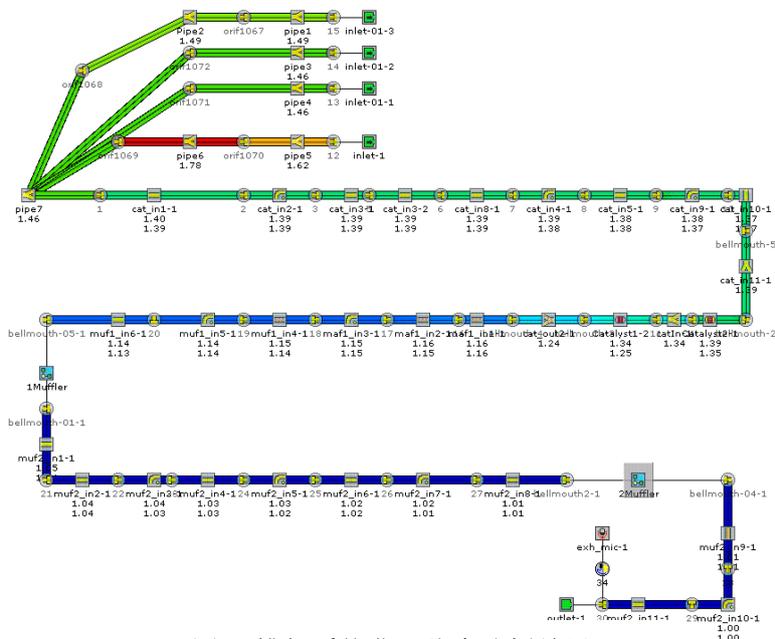


图 7 排气系统背压仿真分析结果

表 1 背压仿真与试验结果对比

数值	仿真值 (Kpa)	试验值 (Kpa)	目标值 (Kpa)
	40	36.3	45

由表 1 可知, 排气系统背压仿真值为 40Kpa, 试验值为 36.3Kpa, 都满足目标值 45Kpa, 仿真值与试验值相差较小为 10%。

### 3.4 建立的排气系统噪声仿真 GT-Power 模型

由于缺少建立发动机 GT-Power 模型所需的几何参数和物理参数, 所以本文入口边界采用 boost 软件仿真得出的发动机排气歧管与排气系统连接处的温度和压力随发动机曲轴转角的变化值。该发动机为直列 4 缸柴油机, 1.9L。发动机的运行工况如下: 1000rpm、1400rpm、2200rpm、2800rpm、3200rpm、3600rpm、4000rpm。

这里仅给出了 1000rpm 时, 排气歧管与排气系统连接处压力及温度随发动机曲轴转角变化值。如图 8 和图 9 所示。

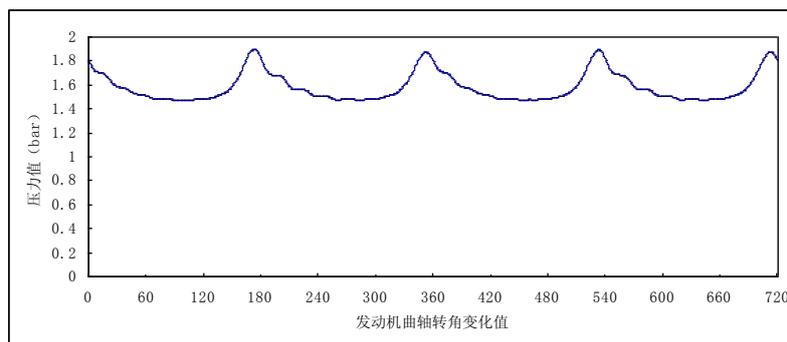


图 8 压力随曲轴转角变化值

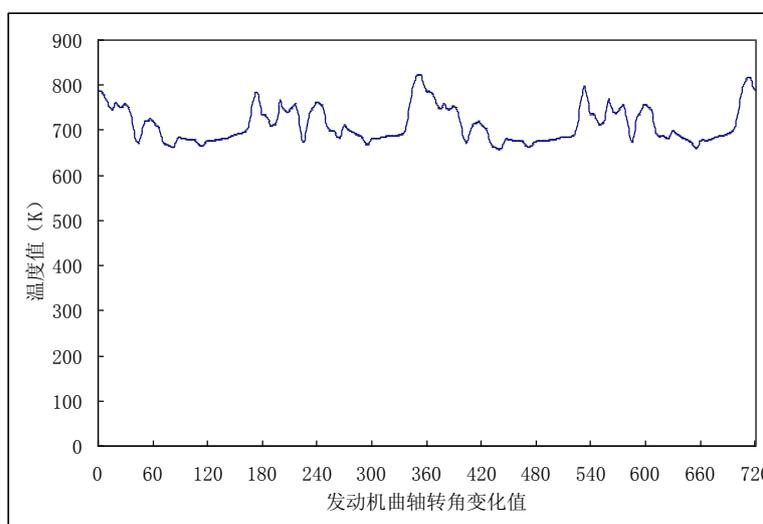


图 9 温度随曲轴转角变化值

用于计算的其它工况如下:

- ①、外部环境。温度为 300K, 大气压为 1bar。
- ②、场点位置。与尾管管口处于同一水平面, 距地面高度为 300mm, 距尾管管口 500mm, 与尾管轴向成 45 度角。

### 3.5 排气系统噪声仿真模型及结果

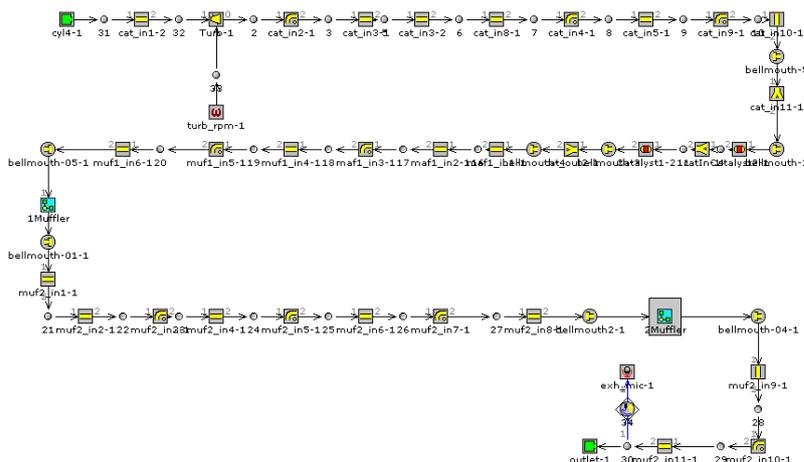


图 10 排气系统噪声仿真分析 GT-Power 模型

排气系统噪声仿真结果如图 11 所示，“Simulation”代表仿真结果，“Test”代表试验结果，“Target”代表目标值。

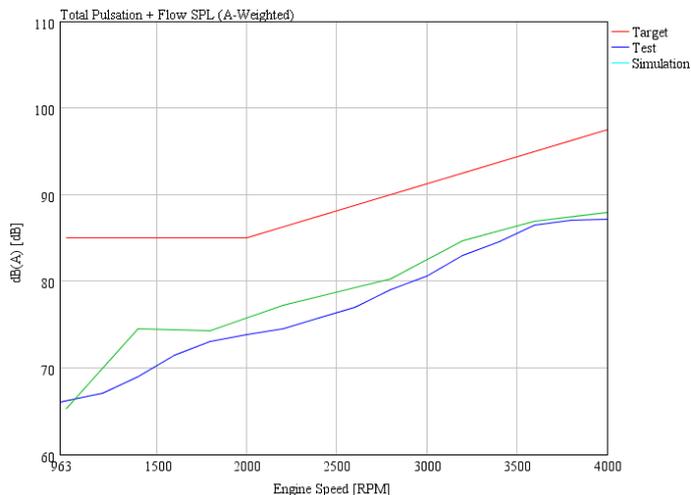


图 11 排气系统噪声值与仿真值比较

由图可知，仿真结果与试验结果都满足目标值，而且仿真结果与试验结果误差较小。排气系统尾管处的噪声测试如图 12 所示。



图 12 排气系统尾管噪声测试

## 4 结论

本文应用 GT-Power 软件进行了某车型的排气系统背压以及噪声仿真，并将仿真结果与试验值进行了比较，其结论如下：

1、应用 GT-power 软件可以很好的预测排气系统背压及尾管噪声，为排气系统的设计提供良好的支持。

2、应用发动机排气歧管与排气系统连接处的温度和压力边界建立排气系统尾管噪声仿真模型，解决了无法获得所需发动机几何参数和物理参数的难题。

## 5 参考文献

- [1] 庞剑等 汽车噪声与振动——理论与应用 北京理工大学出版社 2006 年 6 月
- [2] GT-power 用户手册
- [3] 张小燕 应用 GT-POWER 进行发动机进气系统噪声仿真 CDAJ - China 中国用户论文集 2007 年