

GT-Power 在进气系统噪声分析与优化中的应用

Analysis and optimization of intake system flow noise by GT-Power

韩占群、刘刚、刘亚奇、孙科、苏艳君

1. 长城汽车股份有限公司技术中心, 保定 071000;

2. 河北省汽车工程技术研究中心, 保定 071000

摘要: 本文应用GT-Power对某款发动机气动噪声进行了分析与优化, 介绍了如何通过改变进气系统结构形式与尺寸, 降低进气系统中难以消除的进气口低频噪声。过程中通过采用GT-Power软件模拟计算各优化方案及参数对总声压级的影响规律, 最终确定了改造简易且效果好的方案。最后进行试验验证, 发动机噪声水平得到极大改善。

关键词: 气动噪声、进气系统、低频噪声、GT-Power

Abstract :This paper presents how to analyze and optimize gas-dynamic noise of engine with GT-Power, and introduces how to reduce low frequency noise in the intake mouse by changing the structure and size of intake system .The influence to transmission loss and noise reduction effects of proposals and its detail parameters have been simulated with GT-Power. The proposals with good effects and easy to realize have been tested ,the noise level of engine has been greatly improved 。

Key words: Gas-dynamic noise、Intake system、Low-frequency noise、GT-Power

1 前言

汽车发动机噪声的存在, 影响乘员乘坐舒适性, 以及车外人员的感官。发动机噪声控制过程具有复杂性, 噪声控制问题已经成为发动机制造厂商面临的重大难题。目前已经证实, 采用结构合理的进气系统是降低发动机进气噪声最有效、最简单的途径, 如何设计结构合理的进气系统以控制进气系统噪声成为发动机噪声控制的关键问题。

本文采取理论计算、计算机仿真、试验分析及验证等多种手段相结合的方法展开研究, 得出消除进气系统扩低频噪声的设计及工程化的方案, 通过降低进气低频噪声以达到降低发动机噪声的目的, 最终使噪声水平降低至目标值。

2 问题发现及对策提出

2.1 问题的发现

某直喷汽油机在进行 NVH 测试时发现当运行在 1800rpm 附近运行时机器有明显周期性轰鸣音。在大气压力作用下, 新鲜空气从外界吸入进气管路后, 发动机进气管道中空气压力和速度随着发动机气门的开闭引起波动, 导致空气密度产生周期性变化, 从而产生周期性压力脉动噪声。周期性压力脉动噪声与进气管内的压力脉动相吻合, 主要从节气门沿进气管道和空气滤清器向外传播, 它是进气噪声的主要构成部分。压力脉动噪声的频率的计算公式如式 2.1

$$f = i * \frac{n * N}{60 * \tau} \quad (2.1)$$

其中: n ——发动机转速, r/min ; N ——汽缸数; τ ——冲程数, 对于四冲程发动机, $\tau=2$
 i ——谐波次数, $i=1, 2, 3, \dots$

经数据分析, 发现低速轰鸣音主要是由 2 阶 60Hz 噪音引起。

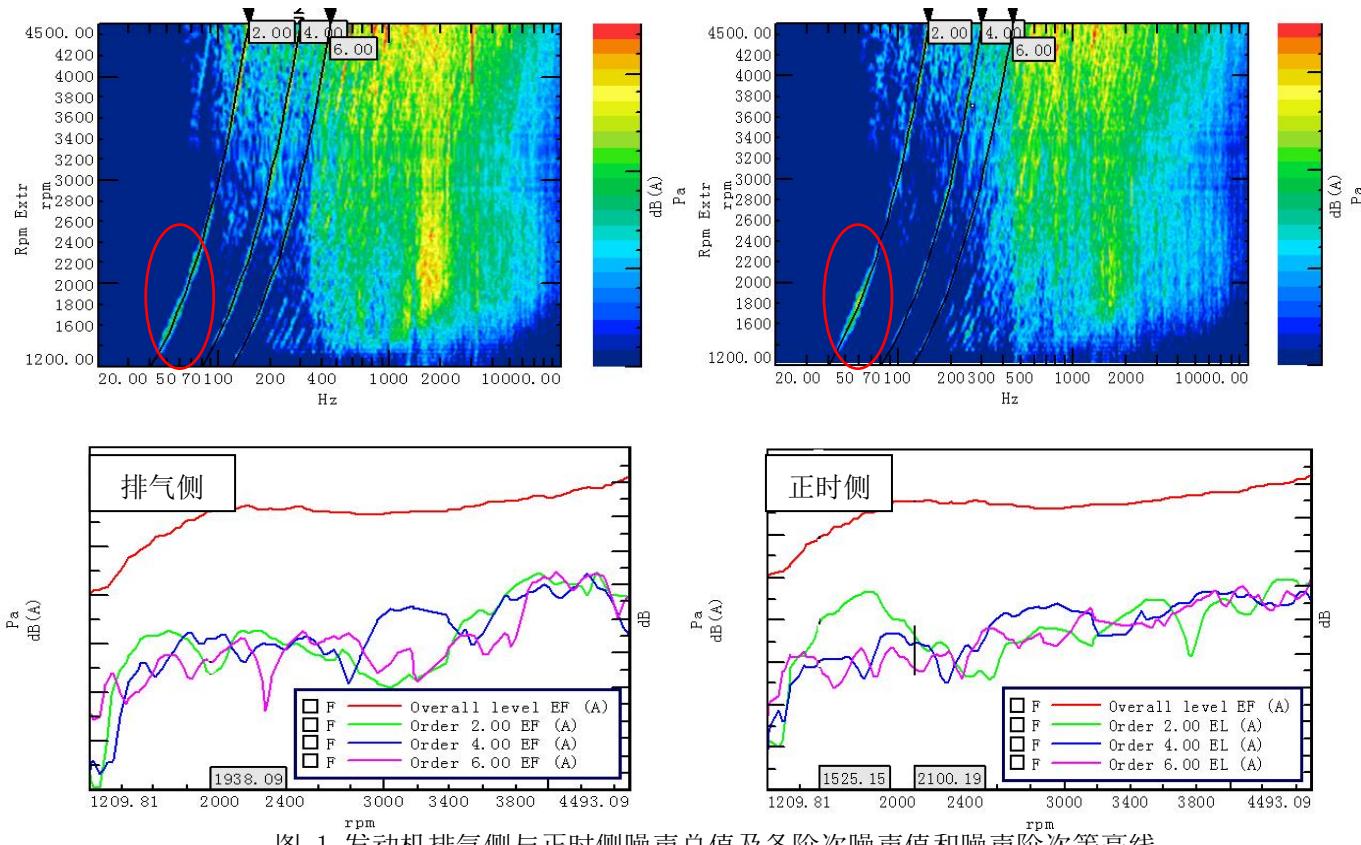


图 1 发动机排气侧与正时侧噪声总值及各阶次噪声值和噪声阶次等高线

2.2 对策分析

2.2.1 扩张消音器

扩张消音器是由主腔室以及与之相连的管路组成, 由于声阻抗随着截面积的变化而变化, 所以它是一种有效的抗性消音器, 其消音效果取决于扩张比 S_2/S_1 以及扩张室的长度 L 。

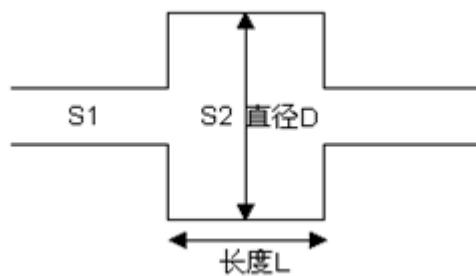


图 2 扩张消音器示意图

2.2.2 赫姆霍兹消音器

赫姆霍兹消音器是一种历史悠久的消音器, 它由一个消音容器和一根短管组成, 短管与主管连接, 入射波在主管运动, 当到达消音容器时, 一部分被反射回来, 另一部分分成两个分路。一路进

入在容器里或者是推动容器内的空气运动，另一路继续在主管中传播，形成透射波。由于管道交界处声阻抗的变化，从而达到消音目的。

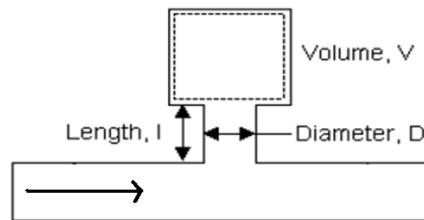


图 3 赫姆霍兹消音器示意图

影响赫姆霍兹消音器消音频率的参数有：容器的容积 V 、连接管道的长度 L 、连接管道直径 D 。当声抗为零时，系统达到共振，此时的频率为：

$$f = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\pi * D^2}{4V * L}} \quad (2.2)$$

2.2.2 多取气口

进气系统噪声最终从发动机取气口辐射到空气中被人耳所接收，所以适当优化取气口形式或尺寸对进气系统噪声也有一定的贡献。

3 GT-Power 模型搭建与优化分析

3.1 GT-Power 模型

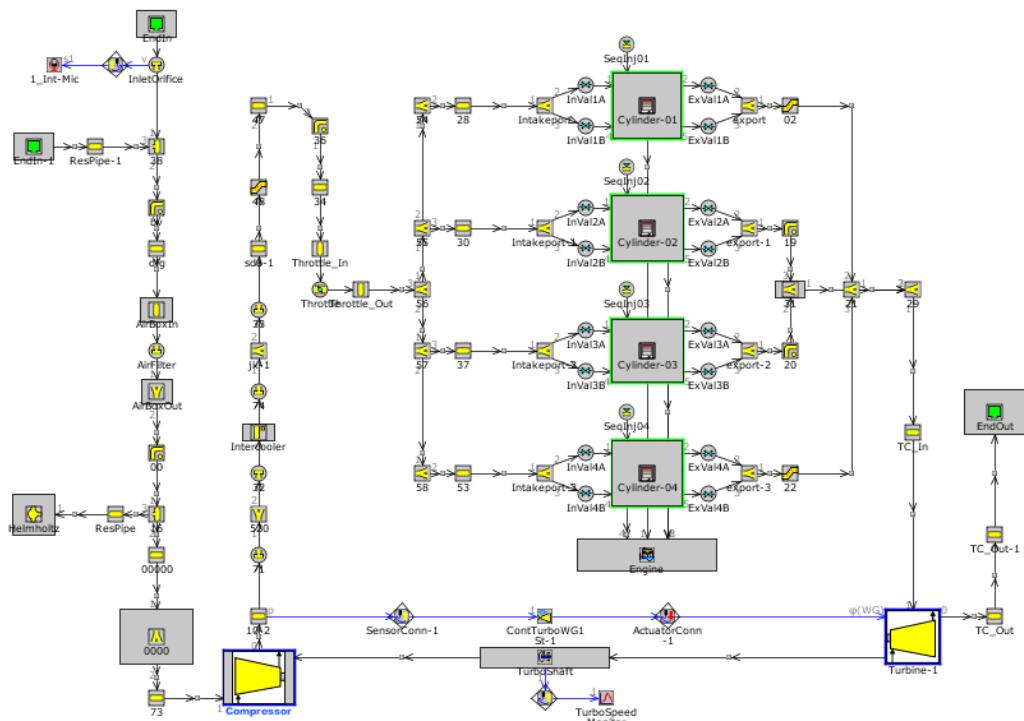


图 4 GT-Power 模型

在建立 GT-Power 模型时有几点需要注意：

- 1、仿真模型中管路尺寸要尽量与发动机进排气系统管路结构及尺寸一致, 图 4 所示仿真模型中各连接管路都是应用 GEM3D 功能进行离散建模。
- 2、GT 基础模型需要与试验数据进行校核, 保证模型的可用性。

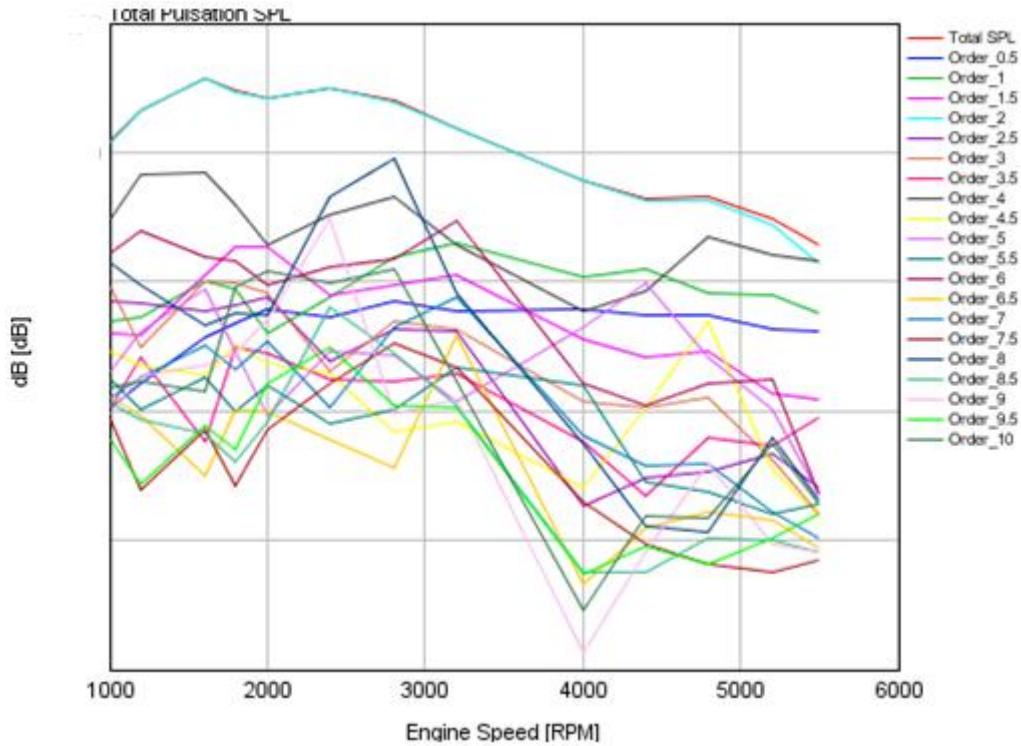


图 5 各阶声压级

图 5 显示 order2 声压级最高, 此结果说明发动机的 2 阶噪音问题表现最明显, 同时仿真结果显示 1800rpm 声压级表现出非线性问题, $(1800/60) * 2 = 60\text{Hz}$, 说明进气系统确实存在 60Hz 的噪声问题, 与仿真结果趋势与试验过程发现的问题一致。

3.2 方案制定与结果验证

针对发动机搭载整车机舱布置情况以及可行对策, 我们制定了四套优化方案并首先进行了仿真分析, 仿真结果显示方案 v4 对发动机总声压级的贡献最大, 所以后期我们仅将 v4 方案进行了样件制作并进行了试验验证, 试验结果显示发动机噪声水平得到极大改善。

表 1 优化方案

v1	v2	v3	v4
双取气口	增加膨胀腔	赫姆霍兹消音器	v1+v2+v3

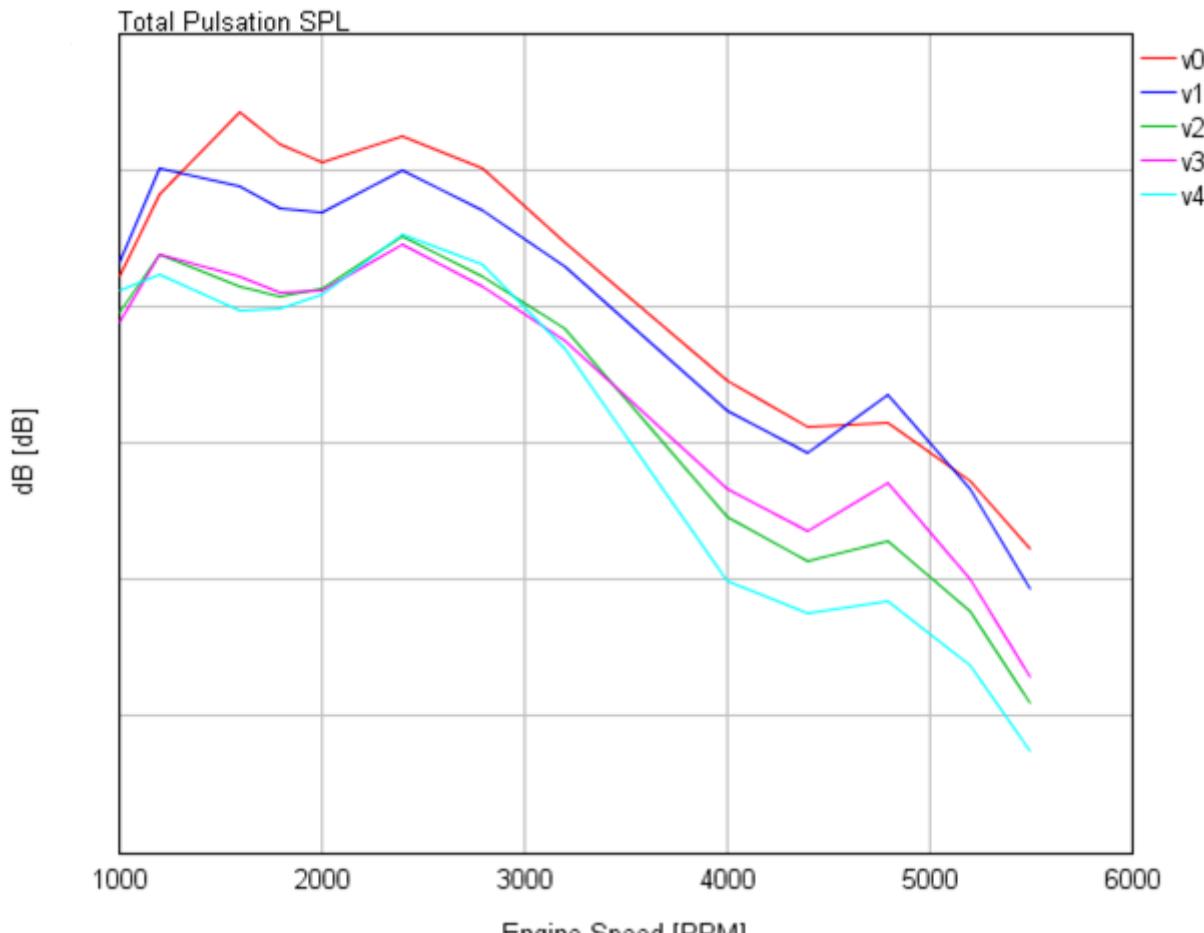


图 6 各方案总声压级对比

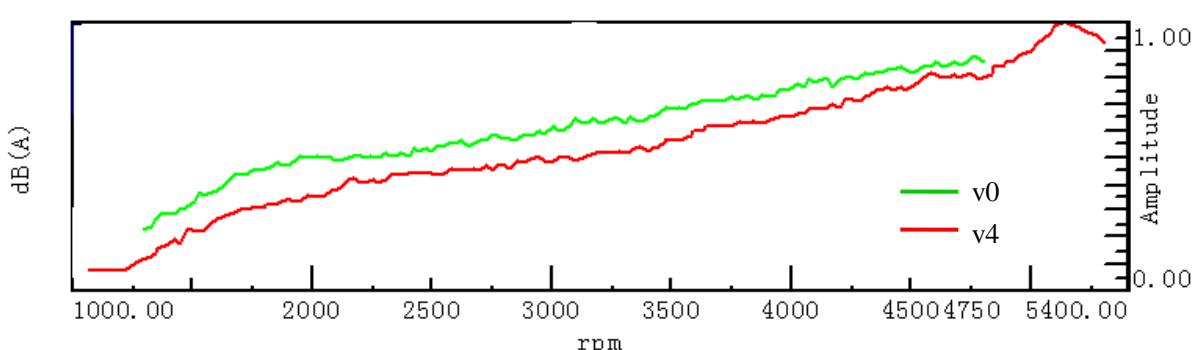


图 7 正时侧试验验证结果对比

通过对比图 6 和图 7 可以发现二者在不同转速的变化趋势是不一致的。我们认为这主要是由于仿真过程测点布置位置与试验不一致造成的，同时仿真过程也无法考虑机械噪声因素以及燃烧噪声、排气噪声、振动噪声等因素，这些都导致了总声压级在整个转速范围内的变化趋势不一致。但是从试验结果来看，新设计方案确实大大降低了发动机的噪声水平，所以我们认为方案是成功的。

4 总结

- 1、Helmholtz 腔对发动机的低频噪声有很好的降低作用，同时要注意配合合适的连接管；
- 2、进气系统中的膨胀腔一般来说容积越大越好，它可以起到扩张消音器的作用；
- 3、v1 方案通过新增加一个取气口，同时合理优化两个取气口的直径也会降低发动机噪声水平；
- 4、进气管路直径也会对噪声产生影响，管路直径减小后噪声明显降低，但由于它会影响到气体流动，使进气量降低，所以动力性会下降；如果进气管道截面积越大，空气流通就越顺畅，那么功率损失就越小，但是发动机在运动的时候，就会在进气口处产生巨大的噪声。除了安装消音元件来消除噪声外，我们希望进气管道截面积小，这样噪声就更低。所以减小进气系统的功率损失与降低进气口噪声对进气管道截面积的要求是相互矛盾的。在设计中就必须平衡这对矛盾。由于进气系统中各段管路很复杂 GT-Power 仿真软件本身难以实现对多段管路的多变参优化，建议联合 Modefrontier 软件进行多变参分析；
- 5、从仿真与试验总声压级的对比中发现，GT-Power 能很好的模拟各类消音形式对噪声水平影响趋势。

5 参考文献

- [1] 黄进, 杨凯, 黄文兵., "进气管路长度对进气噪声的影响", 农业装备与车辆工程., A51, pp 65-67, 2013 (5).
- [2] 杨神林., "某 SUV 加速行驶进气噪声分析与控制研究", 吉林大学硕士学位论文, pp 24-27, 2011.
- [3] 庞剑., "汽车噪声与振动", 北京理工大学出版社, pp 189-216, 2006.