

华晨 BL1.6L 发动机排气系统噪声优化

Noise Optimization of Brilliance BL1.6L Engine Exhaust System

陈岳昌

(华晨汽车工程研究院, 沈阳 110141)

摘要: 随着汽车市场竞争的加剧以及客户对产品认知程度的提高, 用户对汽车 NVH 品质的要求也越来越高。华晨对其自主开发的 BL1.6L 发动机排气系噪声目标提出了更高的要求。本文阐述了该发动机排气系统优化开发过程。在该过程中应用了 GT-POWER 仿真软件, 通过分析计算, 既加快了开发进度, 又保证了设计目标的实现。

关键词: 排气系统; 噪声; 发动机; GT-POWER

Abstract: With the auto market increased competition and customer awareness of product improvement, quality of vehicle NVH demand more and more. Brilliance has higher noise objectives of the self-developed BL1.6L engine exhaust system. This paper describes the optimization of the engine exhaust system development process. Applied in the process of simulation software GT-POWER, by analysis and calculation, not only speed up the development progress, but also to ensure the design objectives

Key words: exhaust; noise; engine; GT-POWER

1 前言

随着人们对噪声污染的不断重视, 针对汽车噪声的法规不断严格, 排气噪声作为汽车发动机主要的噪声源, 必须合理控制; 同时随着技术水平和人们对产品性能要求的不断提高, 设计出既符合法规要求, 又具有良好声品质的排气系统, 成为产品开发过程中至关重要的环节。

本文阐述了华晨自主开发的一款 1.6L 自吸发动机排气系统噪声优化开发的过程。经过优化开发的排气系统, 既能满足发动机性能的要求, 又达到了 NVH 的设计目标。在开发过程中, 利用了一维性能模拟软件 GT-POWER, 该软件在整个开发过程中发挥了重要的作用, 不但加快的排气系统的开发进度, 同时也节省了大量的开发成本。

2 发动机排气系统噪声源

发动机的排气系统本身就是一个非常复杂的噪声源, 包含各种类型的噪声, 每种噪声产生的机理也各不相同。因此, 对排气系统噪声进行优化首先要明确各个噪声源产生的原因, 并确定各个噪声源的贡献量, 再有针对性地解决噪声问题。

排气系统噪声从总体上可以分为空气噪声和结构噪声两大类。

空气噪声包括脉动噪声和流体噪声。脉动噪声是由发动机运动时产生的压力波在排气管道中传播而形成的, 这部分噪声主要影响排气系统低频噪声特性^[1]。流体噪声的成份比较复杂, 包括气流摩擦噪声、流体冲击噪声以及气流流过小孔时的哨声等。这部分噪声主要影

响排气噪声的高频部分，特别是发动机转速比较高时，尾管气流摩擦噪声往往占主要成分。

结构噪声包括管的自激噪声、消声包壳体的辐射噪声以及由于排气系统机械振动引发的车内噪声。管的自激噪声常常发生在前管部分，在强大的排气压力脉动及高分贝噪声的共同作用下引发前管的辐射噪声。消声包的壳体辐射噪声是由消声包内不稳气流冲击壳体形成的振动噪声。如果排气系统的隔振处理的不好，往往会使发动机带动排气系统产生的振动通过吊钩传递到车内，引起车内噪声。

该款发动机排气系统的主要问题是低速时脉动噪声引起的：在 1200 转左右二阶噪声与在 1400 转左右四阶噪声存在明显的峰值（见图 1）。这两处峰值严重影响了车内的声品质，使车内存在明显的共鸣声。1200 转的二阶噪声对应的频率为 40Hz，1400 转的四阶噪声对应的频率为 93Hz。都属于低频噪声问题，特别是 40Hz 处的噪声，处理起来的难度更大。为此，我们借助 GT-POWER 强大的仿真能力，首先建立起发动机的数值模型，经过标定后的该模型能精确模拟发动机的实际工作状态，然后利用 GT-POWER 模块的声学模块对原有排气系统进行初步优化，再与发动机数值模型耦合到一起，计算排气系统的尾管噪声，判断能否满足噪声及性能要求，最后通过实车测试及发动机台架试验验证，达到了设计要求。

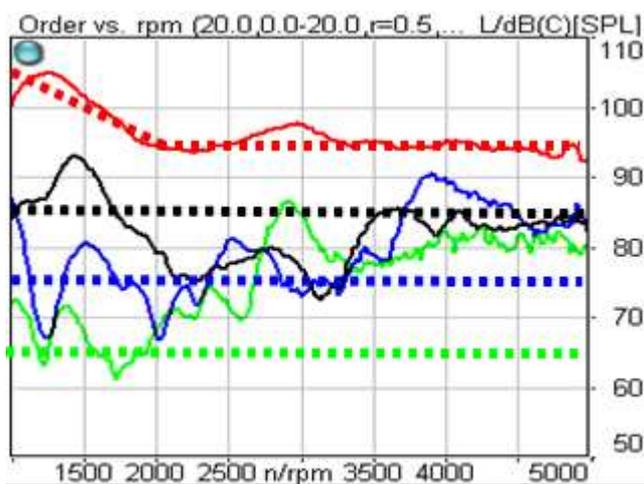


图 1，改进前排气系统尾管 2、4、6、8 阶噪声测试结果

3 发动机数值模型的建立及标定

3.1 发动机数值模型的建立

GT-POWER 可用于发动机的稳态仿真、瞬态仿真及发动机和动力传动系统的控制仿真分析。它是基于一维流体动力学理论，利用有限容积法，通过求解质量连续方程，动量方程和能量方程模拟在发动机系统管道及其他部件内的流体流动和热传递。GT-POWER 采用交错网格，将整个系统离散为多个体积，这些体积通过边界连接。在每个体积里标量的值是一样的，并且只计算其体积中心处的值。最主要的标量是密度，总的内能，其次是压力，温度，总焓，浓度。最主要的矢量是质量流量，其次是速度等。矢量是在边界处求解^[2]。

非定常一维不等熵流动方程：

$$\text{连续性方程: } \frac{dm}{dt} = \sum_{\text{boundaries}} mflx \dots\dots\dots(1)$$

$$\text{能量方程: } \frac{d(me)}{dt} = p \frac{dV}{dt} + \sum_{\text{boundaries}} (mflx * H) - hA_s (T_{fluid} - T_{wall}) \dots\dots\dots(2)$$

$$\text{动量方程: } \frac{d(mflx)}{dt} = [dpA + \sum_{boundaries} (mflx * u) - 4C_f \frac{\rho u^2}{2} \frac{dxA}{D} - C_p (1/2 \rho u^2) A] dx$$

(3)

其中:

 $mflx$ 是通过边界的质量流量; m 、 V 、 p 分别为体积块内的质量、体积和压力; A 为流通面积; e 、 H 分别为内能和总焓; h 为传热系数; v 、 u 分别为体积单元的中心速度、边界速度; C_f 为表面摩擦系数; D 为当量直径; C_p 为压力损失系数。

用 GT-POWER 建立的完整的发动机数值模型, 包括进气系统、气缸和排气系统。并利用 GT-POWER 里的 GEM3D 模块对进气系统中的空滤器和排气系统中的前消和后消建立了详细的子模型。完整的发动机数值模型见下图。

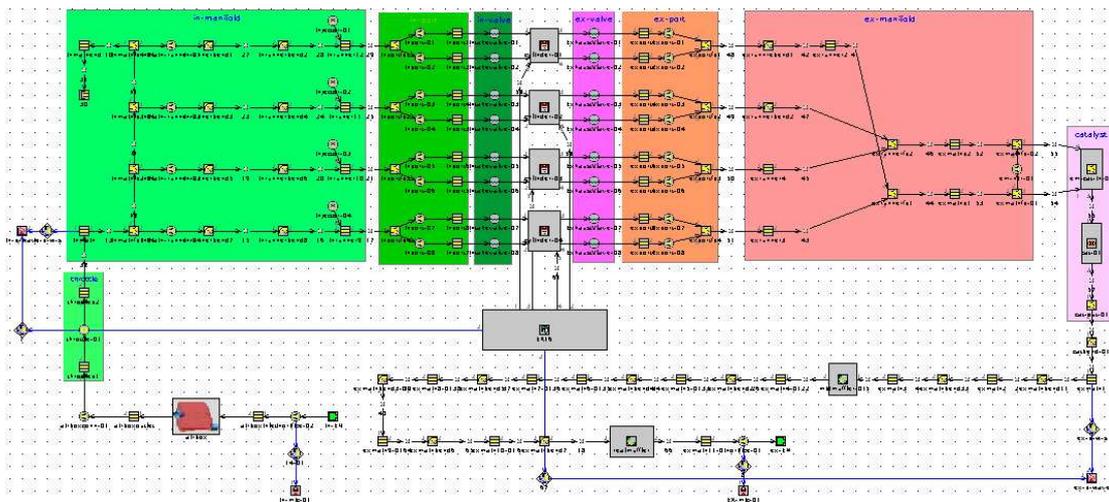


图 2 发动机的数值模型

3.2 发动机数值模型的标定

为了使发动机数值模型能精确模拟发动机的实际工作状态, 还需要对发动机数值模型利用试验数据进行标定。标定的内容包括发动机的功率与扭矩、发动机的损失功率、燃油质量、A/F 比、IMEP、BSFC、空气消耗率、进、排气系统的平均(时间上)压力与温度、缸内压力、进、排气系统的压力波动、排气系统中排气阀、总管以及催化器出口的温度等。下面图示部分标定参数。

下面以进气总管上的压力波动为例进行了计算和试验的对比。

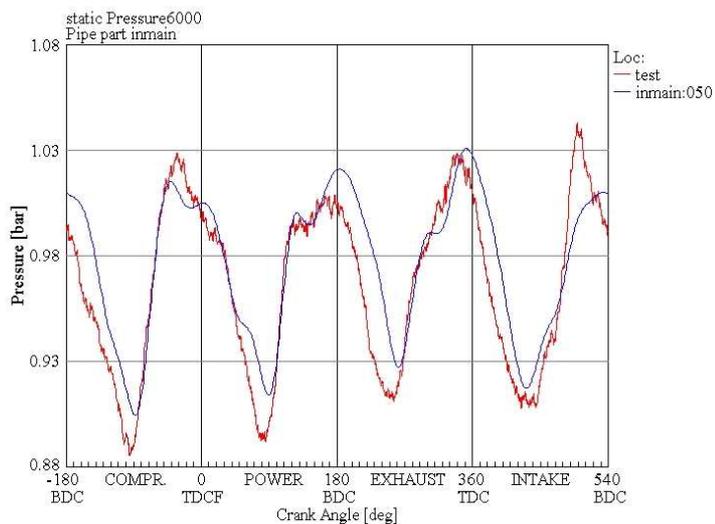


图 3 6000rpm 时，进气总管测试压力与计算压力的对比

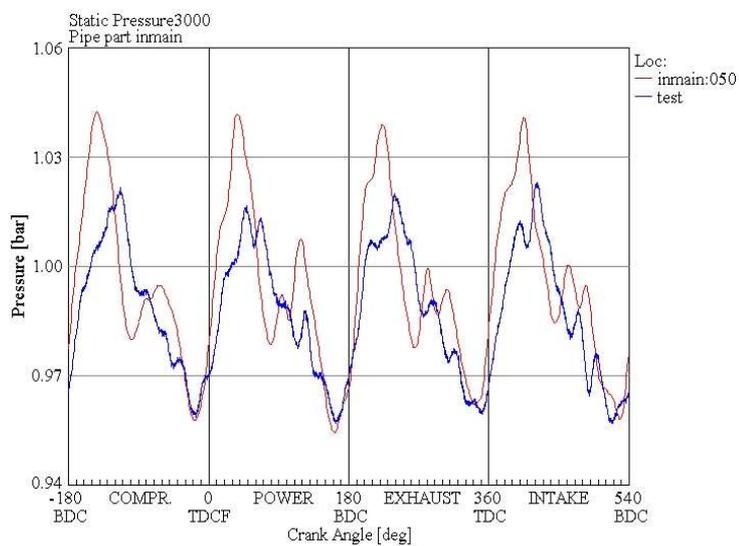


图 4 3000rpm 时，进气总管测试压力与计算压力对比

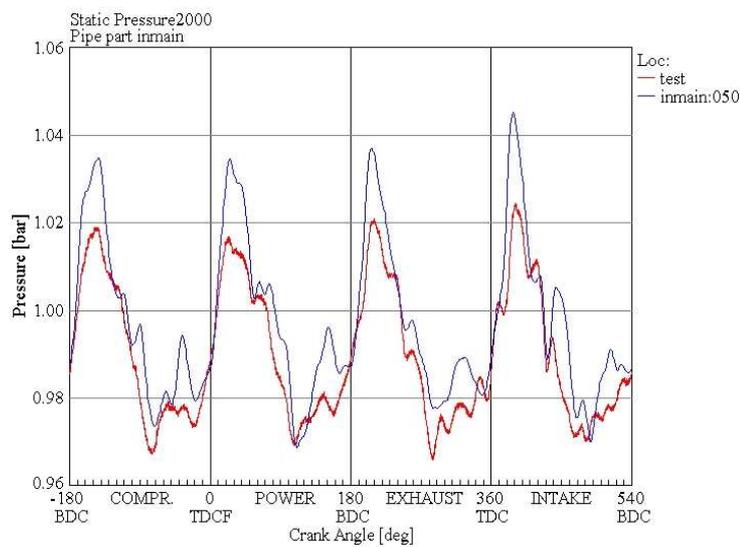


图 5 2000rpm 时，进气总管测试压力与计算压力对比

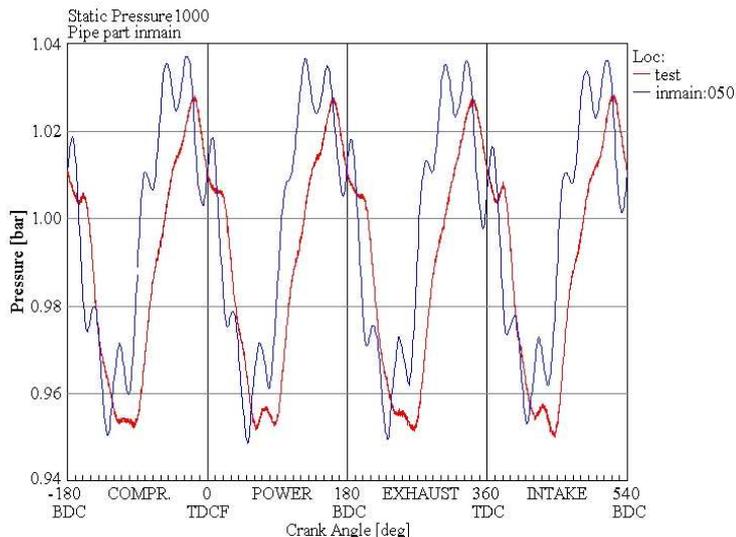


图 6 1000rpm 时，进气总管测试压力与计算压力对比

其它标定数据不再一一列出。经过标定的发动机数值模型计算出的功率、扭矩等与试验数据的误差控都能制在 6% 范围内，能满足下一步对排气系统噪声优化的要求。

4 发动机尾管噪声模拟计算及排气系统优化

4.1 原排气系统尾管噪声计算

排气系统一般是指从发动机排气歧管到排气尾管各个部件的组合，分为热端和冷端两部分（见图 7）。冷端包括前消声器、后消声器、中间连接管道和尾管。对排气系统进行调音优化主要是针对冷端开展的。原排气系统尾管噪声的计算结果如图 8 所示。

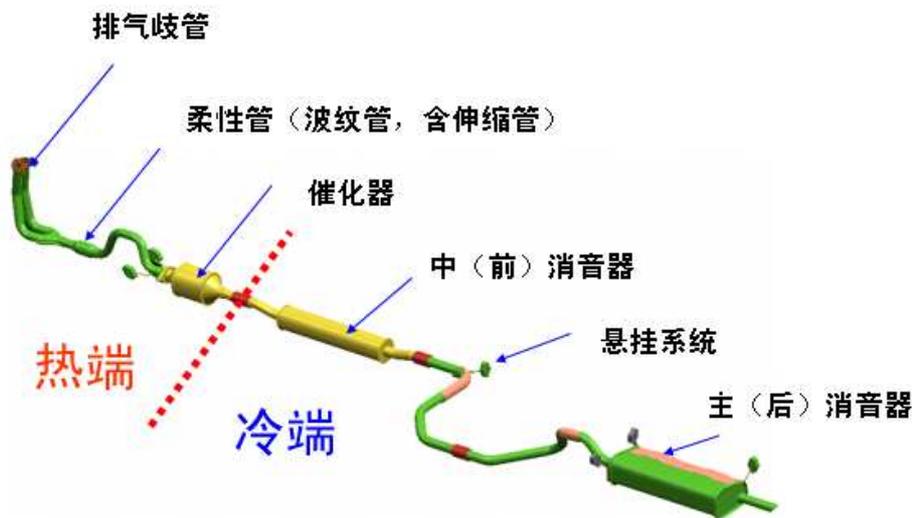


图 7 排气系统的组成

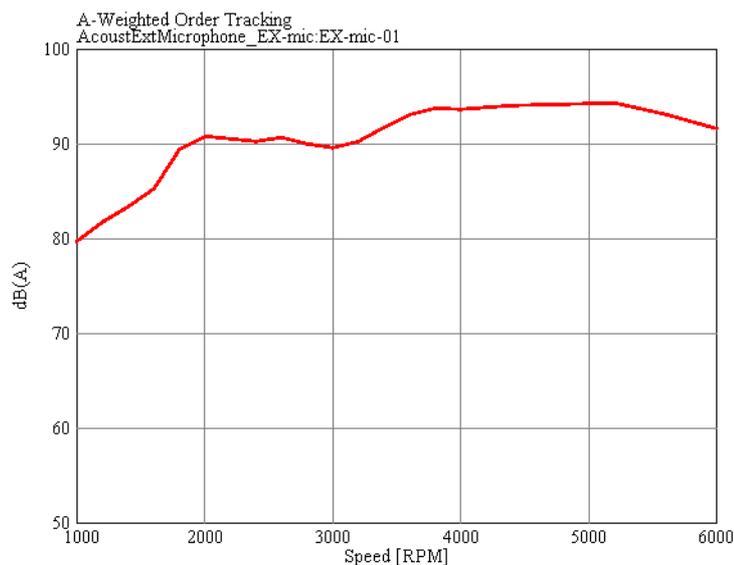


图 8 原排气系统的尾管噪声计算结果

从上图的计算结果可以看出，尾管噪声并没有随转速的升高而增大太多。这和实际的测试数据不符合。其主要原因是本文利用 GT-POWER 计算得到的尾管噪声时，暂没有考虑尾管气体摩擦噪声的影响。而尾管气体摩擦噪声随转速提高而迅速增大，在高速阶段并成为主要部分。但这个差别并不影响对原排气系统的优化，因为原排气系统的主要问题是二阶噪声在 1200 转的峰值和四阶噪声在 1400 转时的峰值（见图 1）。这两个峰值是由脉动噪声引起的，与气流摩擦噪声没有关系。所以这里也就不再对尾管噪声的计算结果加以修正。

4.2 排气系统的优化

原排气系统能很好的布置在整车上，消声包的体积也达到了所能布置空间的最大极限。因此几乎不可能从改变消声包的容积及位置方面对排气系统进行优化，而这两项是决定排气噪声水平最关键的因素。当排气系统的容积和位置这两个主要的因素确定后，排气系统的整体噪声水平也就基本确定了。接下来只能从优化消声包的内部结构入手，解决排气系统存在的问题。针对原排气系统的主要问题，重新设计了两个中消和两个后消。

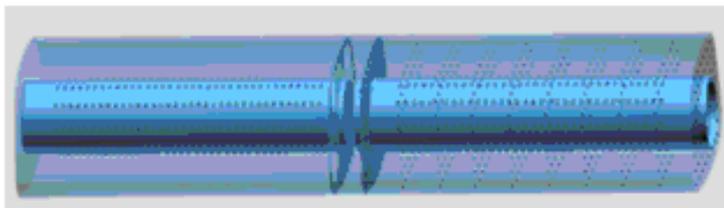


图 9 中消 1

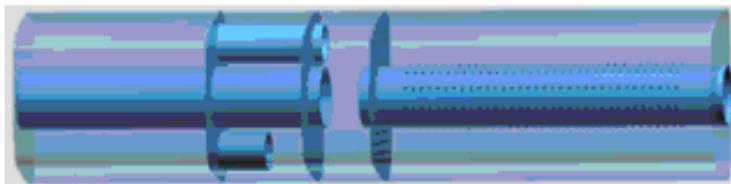


图 10 中消 2

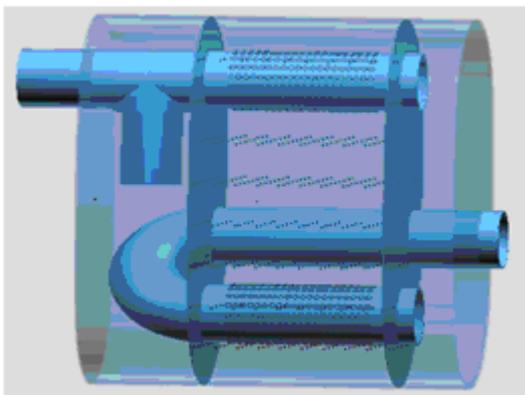


图 11 后消 1

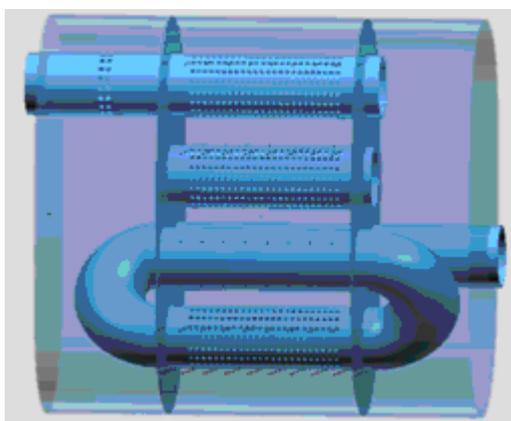


图 12 后消 2

在设计这四个方案过程中，利用 GT-POWER 里的声学模块，计算各个方案传递损失，可以初步判断各个方案的消声特性。下图是原后消与两个新后消的传递损失计算结果。对中消改进也做同样的计算。同时利用该模块还可以快速对比各个细节变化引起的消声特性的变化，如穿孔管上的孔径大小、穿孔率、穿孔面积等。这里就不再一一列出其中间过程。

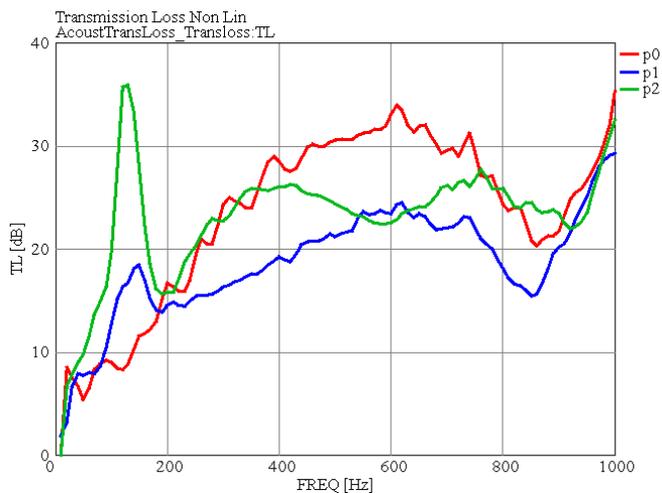


图 13 原后消和新设计的两个后消的传递损失计算结果

将两个中消和两个后消组合成四组方案，分别与发动机耦合，计算排气系统的尾管噪声。在这个过程中一定要合理选择消声器的离散尺寸，离散尺寸过大会影响计算精度，离散尺寸过小会使计算时间过长。图 14 是最优方案与原方案尾管噪声计算结果对比。

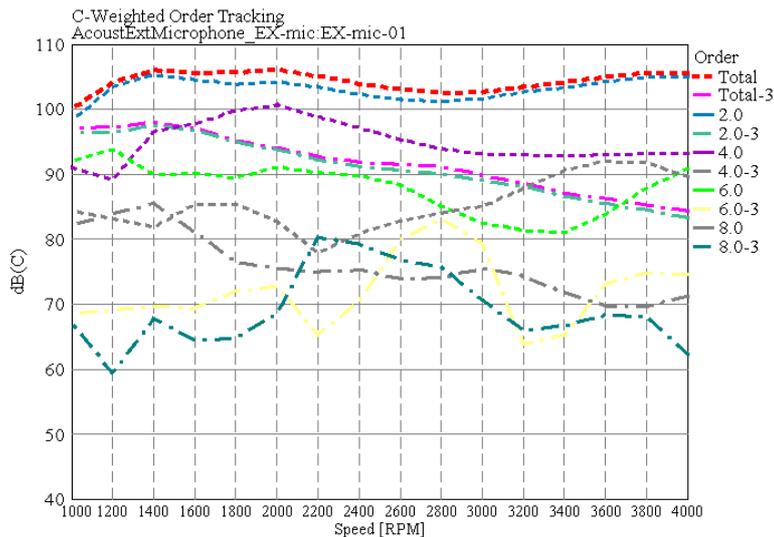


图 14 最优方案 (Toal-3) 与原方案 (Total) 尾管 C 计权噪声计算结果对比

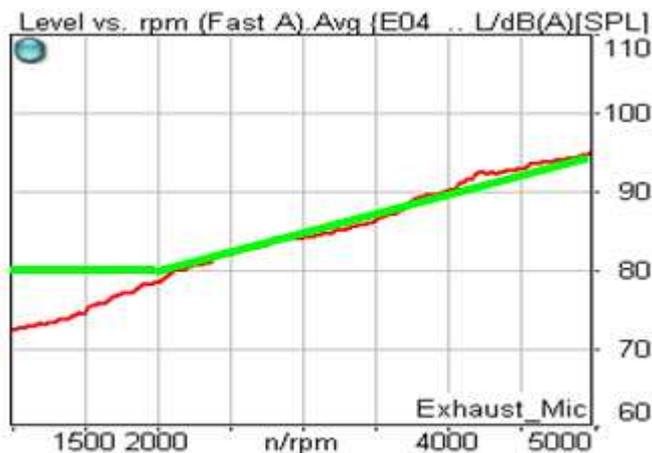


图 15 最优方案实测尾管噪声总声压级与目标值曲线

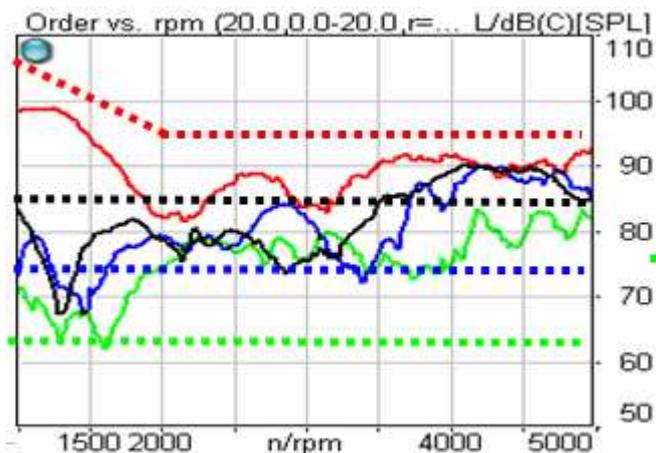


图 16 最优方案实测尾管噪声 2、4、6、8 阶声压级与目标值曲线

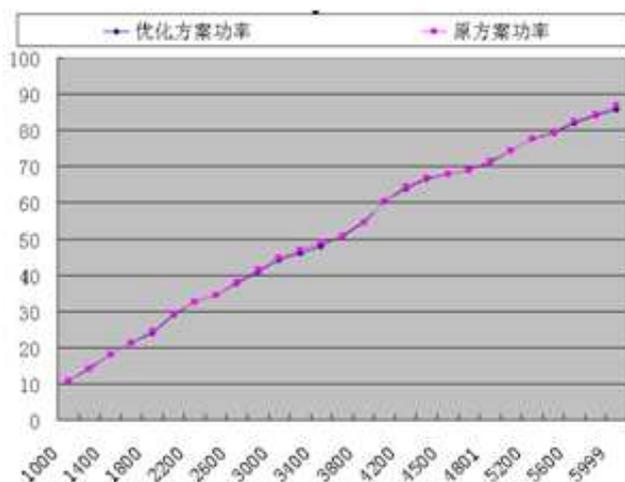


图 17 原方案与最优方案发动机功率的台架测试结果

从上面的测试结果可以看出，新设计方案的尾管噪声达到了设计要求，并且对发动机性能几乎没有影响，方案达到了设计目标。

5 结论

1. 本文利用 GT-POWER 计算排气系统尾管噪声时，虽然没有考虑气流摩擦噪声的影响，但并不影响对由于脉动噪声引起的排气系统噪声问题的优化。因为脉动噪声和气流摩擦噪声产生的机理不同，解决方式也不同。GT-POWER 也主要是用来计算脉动噪声的，当然也能考虑气流摩擦噪声的影响。如果要考虑气流摩擦噪声就需要对尾管噪声加以修正；
2. 利用 GT-POWER 可以快速计算新设计方案的传递损失，了解新设计方案的消声特性。计算时间快这一点特别重要，特别是针对细节参数调整时，更能显示出它的优越性。如果与其它优化程序联合计算，优越性更明显；
3. 利用 GT-POWER 优化排气噪声时，可以综合考虑对发动机性能的影响。这样可以在保证发动机对性能要求的基础上快速选定优化方案；
4. 建立以 GT-POWER 为基础的排气系统优化过程，能满足对排气系统噪声分析与控制的要求，对排气系统的开发具有重要的意义。

6 参考文献

- [1] 庞剑 谌刚 何华等 汽车噪声与振动，北京理工大学出版社，2003 年
- [2] GT-POWER USERS MANUAL, 2006年