

为了解某发动机进气系统搭载整车的噪声情况,应用 GT-ISE 软件对发动机的进气系统噪声进行计算。在软件环境中进行进气系统的模型搭建,基于标定后的模型对发动机进气系统进行一维噪声预测的分析,发现总噪声和阶次噪声均严重超标。本文根据噪声超标情况提出了有效的解决方案。经验收测试,进气系统的总噪声和阶次噪声均满足了目标要求。

□ 江淮集团股份有限公司 李凯 范习民 刘龙军

发动机进气系统噪声数字化仿真及优化设计研究

发动机进气系统噪声属于典型的空气动力噪声,主要是由于气体扰动或者摩擦而产生的。发动机进气噪声直接向大气辐射,是发动机的主要噪声源,整车进气系统噪声主要通过管壁或者进气口向外辐射,声源离乘员舱很近,所以进气系统噪声也是整车主要噪声源之一。一般情况下发动机的进气系统会根据噪声的实际表现安装相对应的消声器,用以降低进气系统的噪声,从而降低发动机的整体噪声。

本文对一款开发中的发动机进行一维气动噪声分析,并通过数字化仿真和试验相结合的方式进行研究。

进气系统共振频率

进气系统管路的共振频率和管道的长度及声速有关,模态阶数和声速的乘积除以 2 倍的管道长度即为共振频率。一般自然进气发动机进气系统管路较长。如常温下,当发动机的进气管路长度为 1 m 时,1 阶的模态频率为 170 Hz 左右,故对于自然进气发动机,一般研究其 0 ~ 1 000 Hz 的进气噪声。汽车进气系统由进气管道和消声元件组成(有些进气系统无消声元件),声音沿着管道的传播方向是轴向的,轴向尺寸很大,远大于其他两个方向的尺寸,所以对其进行声学研究,尤其是前期的预测分析可以用一维声学分析进行。

由于 GT-ISE 软件计算噪声是基于平面波理论进行的,对于低于 1 000 Hz 进气脉冲噪声,通过一维计算有很高的精度。

数字化模型搭建

在发动机试验前对发动机进气系统噪声进行分析,首先搭建发动机 GT 计算模型。本次模型包含进气系统相关的部件,边界温度和压力保持与实际环境相同。为了对计算模型进行校准,需要采集试验数据对模型进行标定修正,本次重点对发动机功率进行标定,计算结果与测试结果的对比如图 1 所示,全转速段发动机计算功率与实测功率结果吻合性较好,误差在 2% 以内。

同时也对进气流量、发动机转矩等常规参数进行了标定,计算结果和实测结果误差均在 4% 以内,说明进气系统数字化模型精度较高,具备进气系统噪声分析需求。

优化前进气系统噪声分析

进气系统传声器取值方式按照企业标准进行,距离进气口截面几何中心 0.1 m 的位置,和进气口截面成 45° 夹角,结果如图 2 所示。

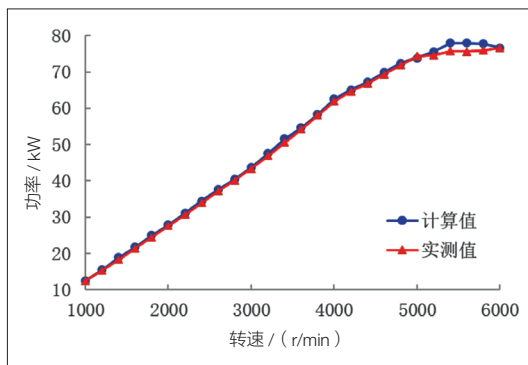


图 1 功率对比

总噪声在全转速段超出标准线,最大超标 10 dB(A):

1) 2 阶在 2 000 ~ 5 000 r/min 超标 0 ~ 8 dB(A), 对应频率为 67 ~ 167 Hz。

2) 4 阶、6 阶在 3 000 ~ 4 000 r/min 超标 0 ~ 10 dB(A), 对应频率分别为 200 ~ 267 Hz 和 300 ~ 400 Hz。

3) 8 阶在 2 600 r/min、4 200 r/min 超标, 对应频率分别为 346 Hz、560 Hz, 综上, 需要重新对进气系统进行优化设计。

进气系统噪声优化

进气系统噪声问题, 可以从源头重新设计进气系统, 但这样整改周期较长, 成本较高。最常见的快速有效的解决方式是设计对应消声频率的消声器。常见的进气系统消声器有赫姆霍兹共振消声器、波长管及穿孔消声器等。

1. 常用消声器声学研究

(1) 赫姆霍兹共振消声器

赫姆霍兹共振消声器是一种最典型的低频消声器, 它是在主管道上接一个细管和一个共振腔。

管路上安装赫姆霍兹共振消声器后, 通过公式推导得到此管路的传递损失为:

TL = 10log{1 + ((0.25nd^4V/Leq)^2 / (f_r^2 f^2))} (1)

式中, TL 为传递损失, 与消声元件本身结构有关, 传递损失定义为出口为无反射端时, 消声器进口处的入射声功率级与出口处的透射声功率级之差; d 为连接管直径; V 为共振腔体积; L_{eq} 为连接管声学长度的修正值, L_{eq}=L+t_w+0.85d; L 为连接管长度, t_w 为主管道管壁的厚度; D 为消声器主管道直径; f_r 为赫姆霍兹共振消声器的共振频率; f 为目标频率。

从公式可知, 赫姆霍兹共振消声器的共振频率是腔的体积、连接管长度、连接管横截面积的函数。共振频率和连接管横截面积的平方根成正比, 与连接管长度的平方根和共振腔的体积的平方根成反比, 当目标消声频率为 f_r 时, 共振腔的传递损失最大。

(2) 波长管

波长管也叫侧支共振器, 是由主管道和主管道上连接一个封闭管组成, 主管路上安装波长管后, 得到此管路的传递损失为:

TL = 10log{1 + 1/4 * (m * tan k L_{eq})^2} (2)

式中, m=S₁/S, 即波长管与主管道的横截面积之比; k 为波数, 波数是声学分析中最常用的一个参数; ω 为圆频率或角频率; c 为声速; λ 为波长。由公式可知, 当波长管长度为问题频率波长的四分之一时传递损失最大, 故侧支共振器也叫四分之一波长共振器。

2. 进气系统优化设计

如图 3a 所示, 发动机原进气系统, 只有空滤, 无相关的消声器设计。根据消声器的消声原理, 同时考虑到整车布置的要求, 根据计算结果针对性地设计了 5 个消声器, 包括 4 个赫姆霍兹谐振腔体和 1 个波长管。布置示意图如图 3b 所示, 消声器参数如表 1 所示。

进气系统噪声验收测试

1. 进气系统首轮优化

优化后仿真结果显示, 总噪声和阶次噪声均满足目标要

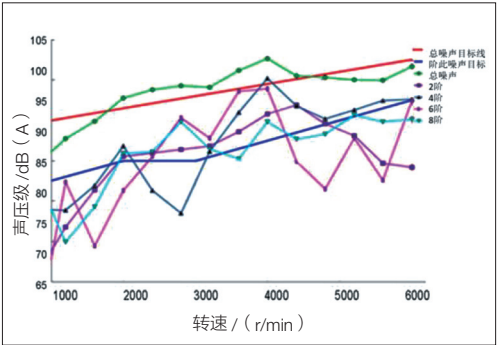


图 2 进气口噪声

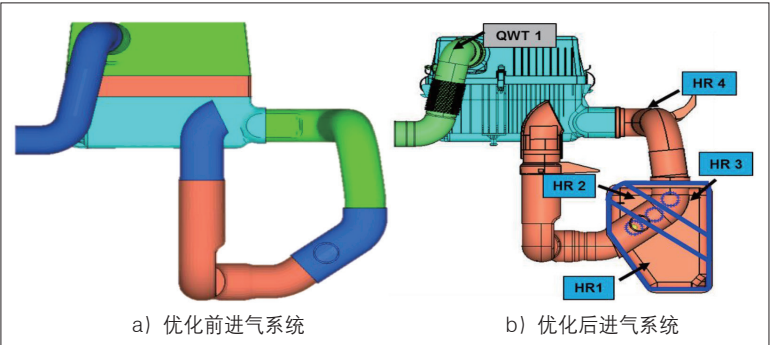


图 3 进气系统优化前后示意图

表 1 第一轮优化消声器参数

消声元件	优化方案	
	尺寸 /(mm/mm/L)	频率 /Hz
共振腔 HR1	D32/L138/V2.357	78
共振腔 HR2	D23/L10.8/V0.79	227
共振腔 HR3	D26/L90/V1.12	109
共振腔 HR4	D32/L13/V0.8	273
波长管 QWT1	D32/L114	559

求，且总噪声远低于目标线，阶次噪声也在目标线以下。

按照优化方案制作样件，并进行验收测试，如图4所示，优化后的进气系统进气口噪声较原始进气系统有一定程度的降低，但是还存在总噪声超标和部分阶次噪声超标问题：总噪声在1 800 ~ 4 000 r/min内超标，最大超标9 dB(A)；2阶次噪声在1 950 r/min转速超标较多。通过验收结果可知，此发动机进气系统首轮优化没达到达到预计的效果，还需要结合实际测试结果，对此发动机的进气系统进行第二轮优化。

2. 进气系统第二轮优化

根据第一轮验收测试结果，结合消声器的消声特性，临时微调了优化方案，主要在空滤器前再增加一个消声频率为805 Hz波长管，将谐振腔1的消声频率调整到65 Hz，波长管1的消声频率调整为672 Hz，消声器调整后参数如表2所示。

根据第二轮的优化方案制作样件，在台架上进行进气系统的第二轮测试验收，如图5所示，最新的优化方案总噪声和各阶次噪声均降低较为明显，总噪声和主要阶次噪声均在限值以下，此次优化取得了预期的效果，目标达成。

通过对此发动机的进气系统进行两轮的调校可知，数字

表2 第二轮优化消声器参数

消声元件	优化方案	
	尺寸/(mm/mm/L)	频率/Hz
共振腔 HR1	D32/L200/V2.357	65
共振腔 HR2	D23/L10.8/V0.79	227
共振腔 HR3	D26/L90/V1.12	109
共振腔 HR4	D32/L13/V0.8	273
波长管 QWT1	D32/L114	672
波长管 QWT2	D32/L93	805

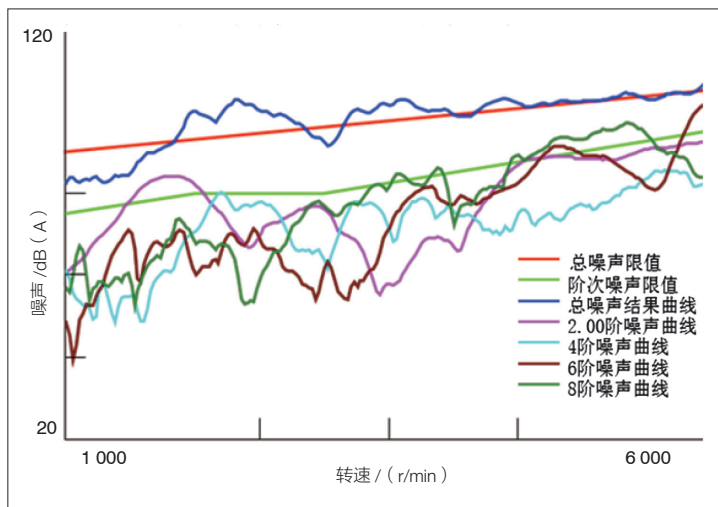


图4 第一轮优化后进气噪声测试

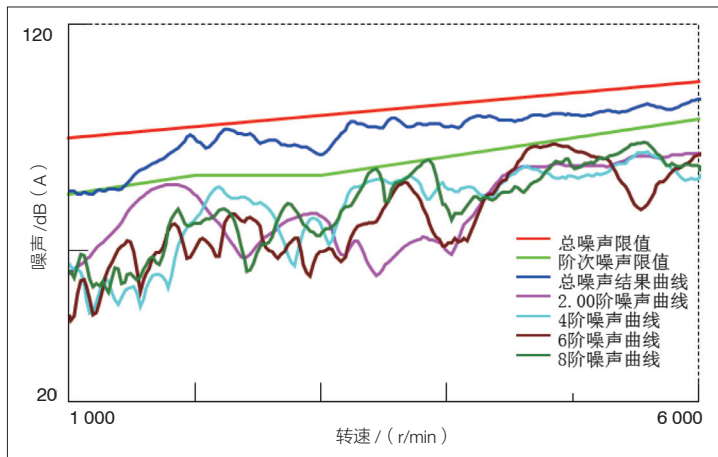


图5 进气系统测试结果

化仿真软件的应用可以指导进气系统的设计，但是与实测结果也有一定的误差，具体的优化需要实际进行微调。

结语

数字化仿真与试验相结合的应用可快速锁定噪声问题的根源，仿真软件对进气系统噪声进行调校，可重复性较高，成本较低，提高了解决进气系统噪声问题的效率。

采用GT-ISE可以对1 000 Hz以下的进气系统噪声进行快速的精准的预测，根据各阶次噪声超标对应的转速点和消声

器的消声特性，再结合进气系统实际布置要求设计相应的消声器，计算确定有优化效果的前提下再进行试验验证，此方法缩短了试验验证周期，提高了工作效率。^[A]