

武汉理工大学

(申请工学硕士学位论文)

基于 MATLAB 仿真技术的 消声器优化设计

培 养 单 位 : 汽车工程学院

学 科 专 业 : 车辆工程

研 究 生 : 刘超海

指 导 教 师 : 袁守利 高级实验师

2015 年 5 月

基于 MATLAB 仿真技术的消声器优化设计

刘超海

武汉理工大学

分类号 _____

密 级 _____

UDC _____

学校代码 _____ 10497

武汉理工大学

学 位 论 文

题 目 _____ 基于 MATLAB 仿真技术的消声器优化设计 _____

英 文

题 目 _____ Optimization Design of Muffler Based on MATLAB _____

研究生姓名 _____ 刘 超 海 _____

指导教师 姓名 _____ 袁守利 _____ 职称 _____ 高级实验师 _____ 学位 _____ 硕士 _____
单位名称 _____ 武汉理工大学 _____ 邮编 _____ 430070 _____

副指导教师 姓名 _____ 职称 _____ 学位 _____
单位名称 _____ 邮编 _____

申请学位级别 _____ 工学硕士 _____ 学科专业名称 _____ 车辆工程 _____

论文提交日期 _____ 2015 年 5 月 _____ 论文答辩日期 _____ 2015 年 5 月 _____

学位授予单位 _____ 武汉理工大学 _____ 学位授予日期 _____

答辩委员会主席 _____ 兰 箭 _____ 评阅人 _____ 教育部学位中心盲审 _____

2015 年 5 月

独 创 性 声 明

本人声明,所呈交的论文是本人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。尽我所知,除了文中特别加以标注和致谢的地方外,论文中不包含其它人已经发表或撰写过的研究成果,也不包含为获得武汉理工大学或其它教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示了谢意。

签 名: _____ 日 期: _____

学位论文使用授权书

本人完全了解武汉理工大学有关保留、使用学位论文的规定,即学校有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版,允许论文被查阅和借阅。本人承诺所提交的学位论文(含电子学位论文)为答辩后经修改的最终定稿学位论文,并授权武汉理工大学可以将本学位论文的全部内容编入有关数据库进行检索,可以采用影印、缩印或其它复制手段保存或汇编本学位论文。同时授权经武汉理工大学认可的国家有关机构或论文数据库使用或收录本学位论文,并向社会公众提供信息服务。

(保密的论文在解密后应遵守此规定)

研究生(签名):

导师(签名):

日期

摘要

随着我国国家更加富强，生活更加富裕，人们对汽车的要求也逐渐提高，除了基本的代步，还要求汽车能够更加舒适、安静，且具有良好的声品质。所以，汽车噪声的控制，特别是汽车排气噪声的控制，成为了汽车厂商们关注的重点和焦点。汽车排气噪声的控制离不开汽车消声器的研究工作，文章的研究就是围绕某汽车排气系统加速过程中噪声偏高和声品质较差的问题进行的。

在对排气噪声控制基础理论进行研究的基础上，文章给出了消声器优化中涉及到的九种消声单元的传递矩阵。针对排气系统中存在的特殊结构凹孔板，自行推导出了其传递矩阵公式。结合 MATLAB 的 GUI 模块，开发了汽车消声器性能仿真系统。汽车消声器性能仿真系统不仅能够计算消声器的传递损失和压力损失，也能播放测试噪声的音频，并计算其噪声值。同时，系统也能够完成数据的输入、输出和相关数据的对比。

然后，文章通过汽车消声器性能仿真系统对优化工作中涉及到的六种消声结构进行了声学特性的分析，并总结了各结构参数对消声性能变化的影响规律。

最后，文章借助汽车消声器性能仿真系统进行某汽车消声器的优化。根据六种消声结构声学特性的分析结果，提出几种优化方案，通过系统计算其传递损失并对比，择优确定最终的优化方案。经过尾管噪声数值和主观评价的仿真验证及试验验证，确定优化方案符合要求，成功将排气系统的整体噪声水平降低了 1.7dB(A)以上，并将 1200rpm 和 2000rpm 的噪声峰值降到了可接受的范围内。经过本次优化工作，该汽车排气系统噪声在数值和声品质两个方面都得到了较大改善。

文章在消声器的优化过程中，综合运用了噪声的客观评价和主观评价。分析原排气系统性能时，通过噪声测试曲线和噪声测试音频，进行噪声的客观评价和主观评价；优化方案尾管噪声仿真时，利用 GT-Power 生成噪声曲线和音频进行噪声的客观评价和主观评价；试验验证时，针对试验车尾管噪声的数值和音频，进行了噪声的客观评价和主观评价。进行消声器优化时，噪声客观评价和主观评价综合运用，更加直观、实用，效果也更加突出。

关键词：MATLAB，消声器，优化，客观评价，主观评价

Abstract

At this stage, our country is more and more prosperous, and people are richer and richer. As a result, people want to ask for more from vehicles. In addition to a basic means of transportation, we need it to be more comfortable and quieter, and have a good sound quality. Therefore, vehicle noise control, especially exhaust noise control has become an emphasis and focus of vehicle manufacturers. Exhaust noise control is inseparable from muffler research, and this paper's research is made for that a car's noise is too high and the sound quality is poor in the process of acceleration.

After studying the basic theory of exhaust noise control, the paper analyses the acoustic transfer matrixes of nine basic silencer units. For the plate with some concave holes, its transfer matrix is calculated. A muffler performance simulation system with GUI of MATLAB is built, and it not only can calculate the transmission loss and pressure loss of a muffler, but also can play noise audio and calculate the value of it. At the same time, the input and output of data can be completed by the system, as well as the data comparison.

Then, by the vehicle muffler performance simulation system, the paper studies the acoustic characteristics of six anechoic structures, which are used during the work of muffler optimization, and summarizes the effects of various parameters to the performance of the structures.

Finally, the paper optimizes a vehicle muffler by the system. According to the acoustic characteristics of the common anechoic structure, several optimization schemes are proposed, and the best one is selected by the comparison of transmission losses, which are calculated by the system. After the simulation and experimental validation of tailpipe noise's numerical analysis and subjective evaluation, it determines the optimization scheme is compliance with the requirements. The scheme succeeds in reducing the overall noise level of exhaust system by at least 1.7 dB(A), and the noise peaks at 1200rpm and 2000rpm down into an acceptable range. After optimization, the vehicle exhaust noise is improved in both numerical value and sound quality.

Objective evaluation and subjective evaluation work throughout the entire

process, when the paper performs the optimization of the muffler. As it analyzes the performance of the original exhaust system, the paper performs objective evaluation and subjective evaluation by analyzing the noise curve and audio gained from the test; as it simulates the tailpipe noise, the paper makes objective evaluation and subjective evaluation to the curve and audio of the noise, which is produced by GT-Power; as it performs the experimental validation, objective evaluation and subjective evaluation of the test noise are taken. In the process of muffler optimization, the integrated use of objective evaluation and subjective evaluation has an intuitive, practical and prominent effect.

Key words: MATLAB, muffler, optimization, objective evaluation, subjective evaluation

目录

第 1 章 绪论	1
1.1 课题研究背景及意义	1
1.2 国内外研究现状	2
1.3 本文主要研究内容	6
第 2 章 排气噪声控制基础	8
2.1 管道声学	8
2.1.1 管道中声的反射	8
2.1.2 管道声阻抗	10
2.2 传递矩阵法	10
2.2.1 四端子网络	11
2.2.2 传递损失和压力损失的计算方法	11
2.3 汽车排气噪声	13
2.3.1 汽车排气噪声的主要成分	13
2.3.2 汽车排气噪声的影响因素	14
2.4 排气消声器	15
2.4.1 排气消声器的分类	15
2.4.2 排气消声器的性能评价方法	17
2.5 本章小结	19
第 3 章 汽车消声器性能仿真系统开发与应用	20
3.1 基本消声单元的传递矩阵	20
3.2 凹孔板传递矩阵的推导	24
3.3 声音文件处理基础	27
3.3.1 声音信号的分帧	27
3.3.2 短时傅里叶变换	29
3.4 汽车消声器性能仿真系统开发	30
3.4.1 传递损失和压力损失计算	31
3.4.2 噪声音频处理	34
3.4.3 系统优点	34
3.5 案例计算验证	35

3.5.1	传递损失计算验证	35
3.5.2	噪声音频处理功能验证	37
3.6	本章小结	38
第 4 章	六种消声结构的声学特性分析	39
4.1	扩张腔结构的消声特性	39
4.2	有内插管扩张腔结构的消声特性	40
4.3	穿孔管共振结构的消声特性	41
4.3.1	共振管容积对穿孔管共振结构消声特性的影响	41
4.3.2	穿孔率对穿孔管共振结构消声特性的影响	42
4.3.3	小孔直径对穿孔管共振结构消声特性的影响	43
4.4	穿孔板结构的消声特性	44
4.4.1	穿孔率对穿孔板结构消声特性的影响	44
4.4.2	小孔直径对穿孔板结构消声特性的影响	45
4.5	穿孔扩张管结构的消声特性	45
4.5.1	穿孔率对穿孔扩张管结构消声特性的影响	46
4.5.2	小孔直径对穿孔扩张管结构消声特性的影响	47
4.6	凹孔板结构的消声特性	47
4.6.1	凹孔数量对凹孔板结构消声特性的影响	48
4.6.2	凹孔面积对凹孔板结构消声特性的影响	48
4.7	本章小结	49
第 5 章	某汽车消声器优化设计研究	50
5.1	某汽车原消声器性能分析	50
5.1.1	原消声器噪声测试分析	50
5.1.2	原消声器的结构分析	53
5.1.3	原消声器性能仿真分析	54
5.2	排气消声器优化设计	55
5.2.1	副消声器优化	55
5.2.2	主消声器优化	58
5.3	优化方案的仿真验证	61
5.4	试验验证	64
5.5	本章小结	66

第 6 章 结论与展望	67
6.1 结论	67
6.2 展望	68
致谢	69
参考文献	70
攻读学位期间获得与学位论文相关的科研成果	73
附录 A 传递损失计算部分程序	74
附录 B 噪声音频文件处理部分程序	75

第 1 章 绪论

1.1 课题研究背景及意义

2000 年以来，中国汽车业发展的势头强劲，汽车产销量年年攀升，不断刷新中国汽车业的历史。据统计，在刚刚过去的 2014 年，国内汽车产销量均超过 2300 万辆，同比增长率分别为 7.3% 和 6.9%，稳稳占据着全球第一的位置。然而，汽车业的迅速发展，也给我国社会发展和人们生活带来了诸多问题，噪声污染就是其中一个关注度较高的问题。有资料表明，在人们日常生活、学习和工作的环境中，大约 75% 的噪声来自于汽车噪声^[1]。

上个世纪中期，噪声污染就已经成为世界急需解决的问题。噪声一方面严重干扰人们的正常劳作和休息，另一方面也会给人类的心理和身体造成巨大伤害。长期生活在喧闹的环境中，会使人们的工作效率急剧降低，生活质量严重下降。所以，治理和预防噪声污染，控制汽车噪声是一项十分必要且非常重要的任务。

噪声特性是车辆特别是乘用车品质的评价参数之一，且影响比较重大^[2]。在汽车行业中，有效降低汽车噪声，提升乘坐舒适性是汽车生产企业核心竞争力的直接体现。国内外的汽车生产企业为了满足消费者的需求，在汽车噪声的控制和优化方面投入了大量的财力物力，拥有数量庞大的科研队伍。特别是国内汽车厂商，将汽车 NVH 作为自主品牌汽车的一个重要技术领域，不断提升自身的技术实力，引入和培养了大量 NVH 方面的科研人才。为了减少噪声污染，控制汽车噪声，各国政府一方面出台了大量的法律法规和行业标准，对新生产的汽车进行噪声方面的规范和限制；另一方面，加大汽车噪声控制方面的研究力度，建立国家级和省部级重点实验室等，鼓励和引导汽车行业的发展。

作为发动机噪声的主要成分，排气噪声的控制和优化对于整车噪声水平的控制有着重要意义。一是因为排气噪声控制和优化的难度相对较小，成本相对较低，二是因为控制排气噪声是控制整车噪声水平的有效途径^[3]。目前，大部分车辆应对排气噪声的方法是在排气冷端装备消声器。如何开发出性能优良、性价比、工艺性好的消声器，成为了研究的热点。随着计算机和计算机技术的

快速发展，消声器的开发从最开始的以经验设计和试验验证为主的阶段，转向了以计算机仿真和试验验证为主的阶段。

近年来，汽车声品质开始得到人们的关注和重视。此时，人们不仅仅需要工作和生活的环境安静、舒适，还要求声音听起来使人愉悦、舒畅。汽车的概念也随着时代的进步向前发展，由“代步工具”向“生活空间”延伸和拓展。对于汽车噪声控制，目前的行业发展要求不仅要降低噪声，还要有较好的声品质，并对声品质进行设计。声品质不仅能直观地反映汽车的乘坐舒适性，还充分体现了汽车的品质和汽车生产商的技术实力。因而，汽车声品质也已经慢慢地成为人们选购汽车的一项重要考虑因素^[4]。声品质在消声器研究中最直观的表现就是噪声的主观评价，所以，在消声器设计开发的过程中，不但要控制噪声的数值，而且必须给予噪声主观评价足够的重视，才能获得消费者的充分信赖，最终获得市场。

1.2 国内外研究现状

汽车诞生的初期并没有使用消声器，随着汽车和内燃机技术的不断革新，消声器才开始大量装备在汽车上，控制越来越严重的汽车噪声污染，提升乘坐的舒适性。消声器的研究工作也随着它的广泛应用开始逐渐展开。目前，消声器性能的主流研究技术有三种，第一种是传递矩阵，第二种是有限元，第三种是边界元。三种方法在消声器研究的历史中都扮演了重要角色，各有所长，下面对三种方法进行简单的介绍。

传递矩阵是最早用于研究消声器的方法。它是在平面波理论的基础上，以传递矩阵的形式来反映消声器的声学特性。传递矩阵法将复杂的声学问题转化为简单的矩阵运算，方法简单，计算方便，迅速得到研究人员的认可和推广，应用十分广泛。因为传递矩阵法是建立在平面波，线性和无能量损耗三大假设的基础之上的，所以当研究对象的尺寸较小，分析频率较低时，分析结果是可信的。然而，当消声器尺寸较大，分析频率较高时，假设与实际情况的出入将会导致比较大的误差，分析结果的可信度大幅降低。

有限元法是在计算机技术兴起以后出现、并迅速发展起来的消声器声学特性的数值分析方法，适用于消声器内部声场的分析。该方法首先要求按照消声器尺寸参数建立三维模型，然后对其进行网格划分，最后通过三维声学软件的

处理和计算，可以得到比较详细和全面的分析结果，可信度也比较高。有限元法，加入边界条件后，还可以考虑消声器内部结构特点、气流速度和温度等各种情况，与真实情况非常接近，计算量也比较大，所以用该方法得到的分析结果在各个频段上都比较精确。

边界元是在上世纪中后期兴起的一种更适合对消声器进行性能分析的技术。与声学有限元相比较，它在建立模型和模型离散方面更为容易，因为声学边界元法对区域边界进行离散即可，不需要对其他区域处理。由于模型离散简单，需要求解的方程数也相对较少，计算量也有所减少。但使用该方法对消声器内部声场进行研究时，精度就相对较差，加入气流速度和温度分布的情况也相对更加复杂。

鉴于以上介绍和分析，结合研究需要，本文将使用声学传递矩阵法。下面介绍声学传递矩阵法的研究现状，不再对另两者的内容进行阐述。

在消声器的研究领域，很长一段时间都是空白，直到 1920 年前后才出现一些研究的先驱。大洋彼岸的 Stewart 建立了声滤波器理论，当声波的波长远远超过消声器尺寸时，可以使用集中参数近似算法，指导消声器的设计开发^[5]。该理论奠定了消声器性能研究的理论基础，此后半个世纪，消声器的研究仅限于基本的消声单元。在此基础上，Davis 根据平面波的相关理论，在气流速度为零的情况下，计算消声器的消声量^[6]，并因此成就了其多篇经典著作。学者 Crocker 和 Igarashi 采用消声器内部截面突变处声压和体积速度连续的条件和声电类比法，对基本消声单元的传递矩阵进行了研究和演算^[7, 8]。传递矩阵法在不考虑气流速度和温度梯度的情况下，能对消声器的性能在平面波范围内做出比较准确的预测，简单实用，迅速成为了主流的分析方法。到了七十年代的时候，研究者们开始意识到消声器内部无气流和温度梯度的假设与实际情况的差异会导致对消声器消声量的预测值出现较大的误差。通过对膨胀腔消声单元消声量的测量值和预测值进行对比，Alfredson 认为是否考虑气流速度与消声量的预测准确性有着密切的关系。Sullivan 将消声单元内部的气流看作平均流，推导出传递矩阵，并进行了试验验证^[9]。其后，他将这种方法推广到多种结构的声学分析中，包括比较复杂的穿孔管。随着研究的深入，学者们发现温度因素与消声器的性能有着密切的联系。为了使结果更加准确，Prasad 等人经过研究，在平均气流和温度梯度线性排列的假设下，得出了一些结构的传递矩阵^[10, 11, 12]。Peat 则采用一系列的定常温度的单元代替线性温度梯度，也得出了精度较高的结果^[13]。

由于国内汽车工业起步较晚，对于消声器的研究工作到了二十世纪的八十年代才逐渐跟上国外技术发展的步伐。三十多年来，我国专家在消声器领域做了许多研究工作，也取得了丰硕的成果。马大猷^[14]在著作《噪声控制学》中指出了穿孔管气流通过小孔的流动规律，可以利用气流与声波逆向流动的规律，增大消声器的消声量。盛胜我^[15]在抗性消声器的性能预测中，考虑了声波在传播过程中的能量衰减，推导出了相应的传递矩阵，进一步完善了声学传递矩阵的算法。九十年代初期，黄其柏研究了穿孔管中的声波传播特性，推导出了穿孔管的声学传递矩阵，还给出了它的消声频带数学模型，并讨论了相关参数的变化与其性能的关系^[16]。然后，他又以穿孔管为研究对象，在均匀气流和线性温度梯度存在的假设下，得出了其声学传递矩阵^[17]。到了1999年，黄其柏考虑了流场不是均匀存在的条件，通过微分法研究刚性直管的声学特性，最终得出了它的传递矩阵^[18]。进入新世纪以后，关于消声器的研究成果更趋于成熟和实用，对消声器性能的预测也更加精确。2006年，上海振动、冲击、噪声国家重点实验室的庞培森和汪鸿振分析了微穿孔板吸声结构。该结构自1975年马大猷提出相关理论和设计之后，便由于其出色的声学性能得到了广泛应用。通常研究人员都是使用声电类比法对其开展分析研究，但是，当微穿孔板不止一层时，该方法则会出现计算异常繁琐的问题。而庞、汪二人另辟蹊径，使用传递矩阵法避开了这个难题。传递矩阵法简单实用，也特别适合多层穿孔板的计算分析，易于通过计算机编程来完成复杂的计算工作^[19]。2008年，牛宁等人将穿孔共振管划分成若干子结构的并联结构，重新推导出了更加准确的传递矩阵，避免了由于小孔之间声辐射互相干涉引起的误差^[20]。2009年，赵晓丹提出如果使传统方法分析两层微穿孔板的性能时，不能无视空腔声质量的存在，并对分析时的传递矩阵进行了修正^[21]。

在计算机仿真分析时，基于平面波理论的一维仿真工具中 GT-Power 使用较为广泛，基于有限元和边界元的工具中 ANSYS 和 Virtual.lab 比较受欢迎。GT-Power 为美国软件公司 GAMMA TECHNOLOGIES INC.开发的系列软件 GT-Suite 中的一个模块，包含了丰富的模板库，完善的前后图形化处理工具，能对发动机性能、整车驱动系统、冷却系统等进行仿真分析。GT-Power 不仅自带优化设计功能，也可以与其他软件进行联合仿真，比如 MATLAB 中 simulink 模块、CFD 软件等。在发动机模型的基础上，建立排气系统的模型，就可以对排气系统消声元件进行性能分析和优化设计。1999年，Gamma 公司的 Thomas 和

John 发表了关于 GT-Power 用于发动机性能仿真和消声器耦合计算的论文^[22]。文章对 GT-Power 如何建立发动机模型和性能仿真进行了简单介绍, 还就发动机模型与消声器耦合计算、分析消声器的声学性能的方法进行了讲解。这篇文章开启了 GT-Power 作为发动机仿真和消声器设计优秀仿真工具的大门, 使 GT-Power 在该领域得到了迅速的推广。2004 年, Deming 和 Dirk 发表了基于 GT-Power 的双自由度 Helmholtz 共振消声器的研究成果^[23]。汽车工程师 Volker 和 Ralf 在 2005 年通过 GT-Power 与 Simulink 的联合仿真, 开发出了柴油发动机的涡轮增压器和 EGR 系统的控制技术^[24]。2003 年时, 国内的钟绍华、金国栋等人就对 GT-Power 软件进行了详细介绍, 使用该软件完成了内燃机的建模和仿真分析, 并在此基础上对消声器的结构设计和分析方法进行了研究^[25, 26]。2005 年, 宋艳冗、葛蕴珊和张宏波借助 GT-Power 完成发动机加速工作过程的模拟, 并与离散后的消声器耦合计算, 得到了汽车加速过程中消声器的降噪能力^[27]。到了 2008 年, 使用 GT-Power 完成汽车消声器仿真的方法就非常成熟了。田翠翠利用 GT-Power 研究了消声器内壁粘贴吸声材料对消声性能的影响^[28]。同年, 中北大学的马忠、董小瑞等人也利用该软件完成了迷宫式消声器的性能研究^[29]。

另一款可以利用声学传递矩阵法对消声器进行仿真分析的软件是 MATLAB, 但是它并没有现成的模块来完成这一任务, 而是通过研究人员的二次开发来实现该功能。MATLAB 是著名的 Math Works 在上世纪八十年代推出的一款界面友好、程序开放的软件, 全名为 Matrix Laboratory。它是一种集计算、可视化和编程于一身的高效科学计算工具, 在自动控制、系统数字信号处理、图像处理、数值分析和计算等众多领域应用广泛, 并成为全球认可度较高的科技应用软件。MATLAB 中丰富且功能强大的应用工具箱是其如此受欢迎的原因之一。这些工具箱涵盖了 MATLAB 的每个应用领域, 为用户提供了众多方便实用的处理工具, 大大降低了编程和处理问题的难度和繁琐程度。GUI (图形用户界面) 是 MATLAB 另一个重要组成部分, 含有常用的空间对象和菜单对象, 可以方便地帮助用户进行界面设计。近几年, 利用 MATLAB 强大的计算能力和便于二次开发的优点, 很多高校和学者开发出了基于 MATLAB 的消声器设计系统或者声学分析系统。2005 年, 重庆大学的张国胜开展了消声器优化设计的研究。通过 MATLAB 和 VB 联合编程, 完成了经作者改进的遗传算法的验证, 并开发出了基于改进后遗传算法的消声器性能分析和优化软件^[30]。2009 年, 华中科技大学的贺朝卿运用 MATLAB 与 VC++, 实现了消声器辅助设计系统的搭建^[31]。

2011 年, 向飞采用 Virtual Basic.Net 与 MATLAB 做出了基于实例推理机制的汽车消声器优化设计辅助软件。它拥有便于维护的数据库, 实现了对消声器多指标的综合评价, 且能通过选型设计, 快速匹配出与目标产品最接近的实例。快速选型系统不仅在一定程度上缩短了设计周期, 也便于保留专家经验和成功设计案例^[32]。2013 年, 西安电子科技大学的邓可远使用 FFT 算法, 完成了基于 MATLAB 的声音文件的 1/3 倍频程分析^[33]。

在不同时期专家学者的不断完善下, 传递矩阵法对消声器性能预测的精度愈来愈高, 研究对象的复杂程度也愈来愈大。基于 MATLAB 二次开发的消声器辅助设计和优化系统也实现了各种各样的功能, 大大提高了消声器设计和优化工作的效率。然而, 这些工作通常只关注了消声器声学性能的数值表现, 对其主观评价重视不足。消声器的声学性能不仅要在数值上满足国家标准和行业标准的要求, 还要确保消声器在试验车上试验时给评价者的主观感受满足其心理需求。为了更好地完成消声器的优化工作, 文章提出在消声器仿真分析阶段就进行其性能的主观评价。

1.3 本文主要研究内容

论文以学校和某企业的产学研合作项目为基础开展研究, 该企业某款汽车的排气系统在加速工况下存在两个问题: 一是整体噪声水平偏高, 二是声品质较差, 使评价者在进行主观评价时产生了不适感。本文的研究工作就是围绕该汽车消声器的优化工作而进行的。由于原排气系统的消声器中存在凹孔板这种特殊的结构, GT-Power 等软件不易对其进行建模和仿真分析, 文章就自行推导了凹孔板的传递矩阵, 并基于 MATLAB 开发了汽车消声器性能仿真系统, 用于该车消声器的仿真分析和辅助噪声的主观评价。本文的主要研究内容如下:

①针对排气系统中存在的特殊结构凹孔板, 自行推导了其传递矩阵公式; 基于 MATLAB, 开发了汽车消声器性能仿真系统。通过案例计算完成汽车消声器性能仿真系统的验证工作。

②利用自主开发的汽车消声器性能仿真系统, 分析优化工作中涉及到的六种消声结构的声学特性。

③对装备原排气系统的试验车辆进行测试, 得到其噪声数据和噪声音频文件; 并从噪声的客观评价和主观评价两个方面对原排气系统的噪声进行综合评

价和分析。

④结合噪声控制理论和消声结构声学特性分析的结论，提出几种优化方案；通过汽车消声器性能仿真系统计算每个优化方案的传递损失，选择较好的方案；然后通过 **GT-Power** 对提出的方案开展仿真工作，得出其尾管噪声的数值和音频，最后从尾管噪声的数值和主观感受两个方面，评价优化方案的效果。重复此过程，直到优化方案满足要求。

⑤将符合要求的优化方案的消声器样件制作出来，并装备在测试车辆上，进行实车试验，验证优化方案的可行性和效果。

论文进行某汽车消声器优化的技术路线如图 1-1。

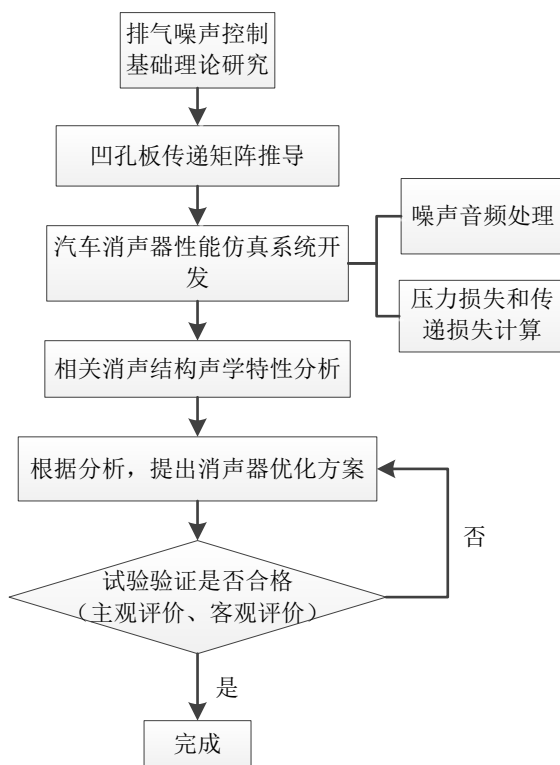


图 1-1 技术路线图

第 2 章 排气噪声控制基础

2.1 管道声学

车辆的排气系统基本上都是由排气消声器和各种管道组成的，当我们将声波经过排气系统的过程进行分析时，管道声学发挥着重要作用。声波在刚性管道中传播时，管道的径向尺寸远小于轴向尺寸和声波的波长，此时的声波可以简化为平面波进行分析研究，满足一维声波的运动方程、连续性方程和物态方程。

2.1.1 管道中声的反射

一般来说，当声波经过管道截面变化的地方时会有反射现象。我们假定管道是一段刚性直管，轴向作 x 轴，其原点定在截面变化的位置。那么此时管道原点处中的入射声压、反射声压和透射声压三者可以用下式表达^[34]：

$$\begin{cases} p_r = p_{mr} e^{j(\omega t - x/c)} \\ p_f = p_{mf} e^{j(\omega t + x/c)} \\ p_t = p_{mt} e^{j(\omega t - x/c)} \end{cases} \quad (2-1)$$

相应的质点振动速度如下：

$$\begin{cases} v_r = p_r / \rho c \\ v_f = -p_f / \rho c \\ v_t = p_t / \rho c \end{cases} \quad (2-2)$$

从公式（2-2）能够看出，沿 x 轴正向传播的声波，其入射声波与透射声波传播方向一致，两者的声压和质点振动速度方向相同，反射声波由于传播方向发生了改变，质点振动速度和声压相位相反。

在 $x=0$ 处，即截面发生改变的位置，声波传播时满足以下边界条件：

①两侧声压平衡，即有：

$$p_r + p_f = p_t \quad (2-3)$$

②体积速度连续，即有：

$$S_1(v_r + v_f) = S_2 v_t \quad (2-4)$$

根据定义，声压反射系数 F 是由反射声压除以入射声压得到的，根据公式 (2-2)、(2-3) 以及 (2-4) 可得：

$$F = \frac{S_1 - S_2}{S_1 + S_2} \quad (2-5)$$

引入截面扩张比 $m = S_2 / S_1$ ，则得到：

$$F = \frac{1 - m}{1 + m} \quad (2-6)$$

根据定义，声波的声通能量是通过声强乘以对应的截面面积得到的。反射声波的声通能量除以入射声波的声通能量得到的商即为声波的声能反射系数，由字母 r 代替；声能透射系数的求法与反射系数求法一致，用字母 t 代替。根据能量守恒，三列声波的声强之间满足如下关系：

$$I_f S_1 + I_r S_2 = I_t S \quad (2-7)$$

声强与声压之间换算关系如下：

$$I = \frac{p^2}{\rho v} \quad (2-8)$$

根据式 (2-7)、(2-8) 可得：

$$r = \frac{(1 - m)^2}{(1 + m)^2} \quad (2-9)$$

$$t = \frac{4m}{(1 + m)^2} \quad (2-10)$$

当管道为管端封闭时， S_1 远大于 S_2 ， m 趋近于 0，则 F 和 r 近似为 1， t 近似为 0。反射回来的声波经过时和入射声波进行叠加，声压和质点振动速度将发生变化，前者近似加倍，后者近似抵消。当管端完全开放时， S_1 远小于 S_2 ， m 趋于无穷大， F 近似为 -1， r 近似为 1， t 近似为 0。反射回来的声波经过时和入射声波进行叠加，声压和质点振动速度将有所改变，前者基本相互抵消，后者近似加倍。但在实际的情况下，管端完全开放时，由于管口辐射的原因，声波并不会完全反射，反射声波与入射声波的相位也不是相同或相反。

2.1.2 管道声阻抗

在管道声学的研究中，通常使用声阻抗来描述声波的传播特性。声阻抗描述了管道固有的声学性能，它在管道中具有连续性，与入射声波的能量大小无关，由声压除以体积速度计算而来。在排气系统中，除了连接管道外，声波在小孔、空腔等消声结构中的传播特性也可以根据管道声学来分析研究。

声阻抗 Z 通常是复数形式 $Z = R + jX$ ， R 是声阻，和结构本身的材料属性有密切联系； X 为声抗，与材料的几何特性有关。如果声抗为零，那么结构会出现共振。

对于一段长度为 L 的直管，设管道某点处的声阻抗为 $Z(x)$ ，此处的声压和质点振动速度都是入射声波和反射声波的叠加，有：

$$p(x) = p_r + p_f \quad (2-11)$$

$$v(x) = v_r + v_f \quad (2-12)$$

结合式 (2-1)、(2-2) 有（假设时间 t 为定值）：

$$p(x) = p_{mr} e^{j(\omega t - x/c)} + p_{mf} e^{j(\omega t + x/c)} \quad (2-13)$$

$$v(x) = p_{mr} e^{j(\omega t - x/c)} / \rho c - p_{mf} e^{j(\omega t + x/c)} / \rho c \quad (2-14)$$

又体积速度 $U = Sv$ ，声阻抗 $Z = p/U$ ，有：

$$Z(x) = \frac{\rho c}{S} \frac{p_{mr} e^{j(\omega t - x/c)} + p_{mf} e^{j(\omega t + x/c)}}{p_{mr} e^{j(\omega t - x/c)} - p_{mf} e^{j(\omega t + x/c)}} \quad (2-15)$$

根据式 (2-15) 可求得管道上任意点的声阻抗，包括管道的两个端口。根据得到两个端口声阻抗值的表达式，可以推出两个端口声阻抗之间的关系，具体见文献[35]。

2.2 传递矩阵法

传递矩阵法是以一维声波和管道声学为基础的，用来预测消声器性能的方法。

2.2.1 四端子网络

一般情况下，汽车的排气系统涵盖了发动机、连接管道、排气消声器和尾管等几个部分。而对于排气系统关键零部件排气消声器来说，也可以细分为多个基本消声单元。分割后的基本消声单元的声学特性都能够使用它前后的声压和体积速度进行表达。如下图 2-1，假定基本消声单元进气端的声压、体积速度分别用 P_0 、 U_0 来表示，消声单元相当于一个四端子网络，A、B、C、D 就是其网络参数，经过消声单元的作用后，出气端的声压用 P_1 表达，体积速度用 U_1 表达。由声电类比法可知，将模型中的声压看作电路中电压，将模型中的体积速度看作电路中的电流，则有：

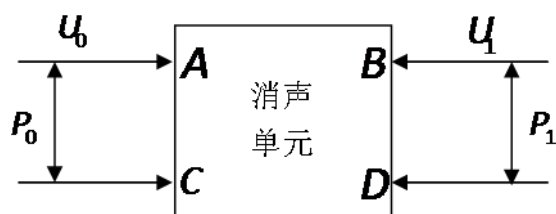


图 2-1 基本消声单元模拟物理模型

$$\begin{cases} P_0 = A P_1 + B U_1 \\ U_0 = C P_1 + D U_1 \end{cases} \quad (2-16)$$

上式用矩阵形式可表示为：

$$\begin{bmatrix} P_0 \\ U_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_1 \\ U_1 \end{bmatrix} \quad (2-17)$$

那么，矩阵

$$T = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \quad (2-18)$$

为消声单元的声学传递矩阵。声学传递矩阵反映了消声单元的声学特性，消声单元的结构是其唯一的决定因素。

2.2.2 传递损失和压力损失的计算方法

(1) 传递损失

如果将消声器分割为多个基本消声单元相互串联和并联的结构，并根据相应的公式得出总的声学传递矩阵为 $T = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix}$ ，那么它的传递损失求法如下^[36]：

$$TL = 20 \lg \left(\frac{1}{2} \left| A + \frac{B}{Z_r} + CZ_r + D \right| \right) \quad (2-19)$$

其中， Z_r 为尾管声辐射。也有文献采用的传递损失预测方法为^[37]：

$$TL = 10 \lg \left(\frac{|A + mB - \frac{m^2 D}{4m}|}{4m} \right) \quad (2-20)$$

其中， $m = S_2 / S_1$ ， S_1 为排气消声器的进气端管道截面积， S_2 为出气端管道截面积，单位均取 m^2 。式 (2-19) 和式 (2-20) 对同一个声学传递矩阵的计算结果会有所差异，所以，计算时对不同的声学传递矩阵，选用公式视具体情况确定。

(2) 压力损失

空气动力性能是排气消声器的关键评价参数之一，而压力损失可以准确地反映它在这方面的表现。一般情况下，压力损失产生的原因是气体在排气消声器内部流动时克服阻力做功。气体流动的阻力主要成分是局部阻力以及管壁沿程摩擦力，对应了压力损失的两个方面：局部阻力损失和管壁沿程摩擦阻力损失。

局部阻力损失主要出现在排气消声器内部通过截面的突变处，比如扩张、收缩和有内插管的扩张、收缩等结构。气流经过截面变化的位置时，气流速度也会出现变化，形成涡流。由此可知，局部阻力损失主要受到排气消声器内部结构、气流通过截面积和气流流动速度的影响，计算公式如下：

$$\Delta P = \frac{1}{2} \xi \rho v^2 \quad (2-21)$$

其中， ρ 为气体密度，单位 kg/m^3 ； v 为气流速度，单位为 m/s ； ξ 是局部阻力损失系数，由局部结构形式决定。

管壁沿程摩擦力损失主要出现在排气消声器管道内部壁面处，与其内壁的粗糙度和气流流动速度有关，它的计算公式如下：

$$\Delta P = \frac{1}{2} \lambda \rho v^2 \frac{l}{D} \quad (2-22)$$

其中, λ 为管壁沿程摩擦阻力系数; l 和 D 则表示管道长度和等效直径, 单位均取 m 。

2.3 汽车排气噪声

2.3.1 汽车排气噪声的主要成分

发动机在工作循环中, 将气缸中燃烧后产生的废气经排气系统排入大气的过程中产生的噪声即为排气噪声。由于发动机排出的气体压力大、温度高、速度快, 在经过排气门和排气系统排入大气的过程中产生了较大的排气噪声。排气噪声是发动机甚至整车噪声的主要成分, 不仅是汽车噪声控制各个环节中的重点, 也是难点, 因为排气噪声频率范围广, 噪声的种类多, 噪声产生的原因多样。根据发生的原因, 汽车排气噪声来源大体有空气、冲击、气流摩擦以及辐射四种类型。

(1) 空气噪声

空气噪声, 有的文献也称为基频噪声或者脉动噪声。发动机在每个工作循环进行排气时, 排气门打开, 气缸中废气高速排出, 在排气系统中压力发生了巨大变化, 出现了压力波, 从而致使空气噪声的出现。在管道中, 空气噪声比较稳定, 且随着通过截面的增大, 它的稳定性也随之增强。因为发动机工作过程是连续的, 它每个气缸排出废气的过程是按照特定的相位定期地发生, 所以空气噪声是有特定周期的。空气噪声的基频为^[1]:

$$f = \frac{Zn}{60\tau} \quad (2-23)$$

f 为频率, 单位 Hz ; Z 为发动机气缸数量; n 为发动机转速, 单位 r/min ; τ 为行程数, 是冲程数的二分之一。空气噪声的基频就等于发动机单位时间内排出废气的次数, 属于低频范围的。

(2) 冲击噪声

这种噪声是由于紊乱的气流在高速流动的过程中与管道发生撞击而出现的, 以高频为主。在管道中, 当截面发生改变或者弯管处弧度较小, 高速气流就会对管道产生剧烈的冲击, 激发出冲击噪声。在进行排气系统设计的过程中, 渐进式地改变管道截面, 加大管道方向改变时的过渡圆弧, 都能有效降低冲击噪声。

(3) 气流摩擦噪声

这种噪声是流动速度比较高的气流与管道内壁发生摩擦而出现的。当气流在管道中高速流动时，因为摩擦力的存在，管壁有阻碍气体流动、减缓气流速度的作用。当气流速度越快，管壁粗糙度越大，方向变化越大，管道内壁对气流的摩擦力越大，气流摩擦噪声也越大。在进行排气系统设计时，设计者会尽量增大管道截面，使用粗糙度较好的材料，同时避免方向的较大改变和添加吸声材料，以达到降低气流摩擦噪声的目的。

(4) 辐射噪声

在汽车的排气系统中，机械的振动和气流的波动都有可能造成系统部件的振动，该部件将声音向外辐射，就出现了辐射噪声。此种噪声产生的原因有以下两种：

1) 机械振动

车辆运行时，发动机和车体都会产生较大的振动，并通过连接件将振动传递给排气系统。排气系统的组成中有很多薄板，极易被振动激励而出现辐射噪声。

2) 气流

汽车的排气系统中，气流具有稳定的脉冲或者较高的流动速度都有可能产生紊流，从而引起薄板的振动，形成辐射噪声。

这种噪声的强弱主要与极易被激励的薄板的尺寸、外观形状和刚度三个因素有关。刚度越大的元件产生的辐射噪声频率越高，所以，管道产生的辐射噪声频率较高，而消声元件产生的辐射噪声频率较低。在排气系统的设计中，主要通过减少气流扰动和改变消声元件结构特征来减少辐射噪声的产生。

2.3.2 汽车排气噪声的影响因素

根据排气噪声的产生原因，能够对其影响因素进行分析。排气噪声主要包括空气噪声、冲击噪声、气流摩擦噪声和辐射噪声，产生于发动机排出燃烧废气的过程。所以，影响发动机排气过程的因素就是影响排气噪声的因素。对不同的发动机来说，气缸内的气体压力、排气门的截面、发动机的排量和排气门开启关闭时刻等因素对排气噪声的影响显著；对于同一个发动机来说，发动机的负荷和转速对其排气噪声的影响最为显著。

由于本文是针对某品牌汽车排气系统的消声器进行性能优化，所以这里着

重讨论同一个发动机排气噪声的影响因素。如图 2-2，描述了一台 1.5L 涡轮增压发动机的转速和负荷对排气噪声的影响¹。由图可知，在同一种负荷下，空负荷或者三挡加速，发动机转速越高，排气噪声越大；在转速相同时，三挡加速时的排气噪声比空负荷时大，说明转速相同时，负荷越大，排气噪声越大。但是当发动机处于全负荷状态运行时，转速的增加对排气噪声的影响就会减弱，因为此时转速的增加几乎不能改变发动机排气压力的大小了。也正是由于转速和负荷是一台发动机排气噪声的重要影响因素，对排气噪声进行测试时，通常取怠速关空调、怠速开空调和三挡急加速这三种常用工况，就可以较为全面地反映排气噪声的水平。

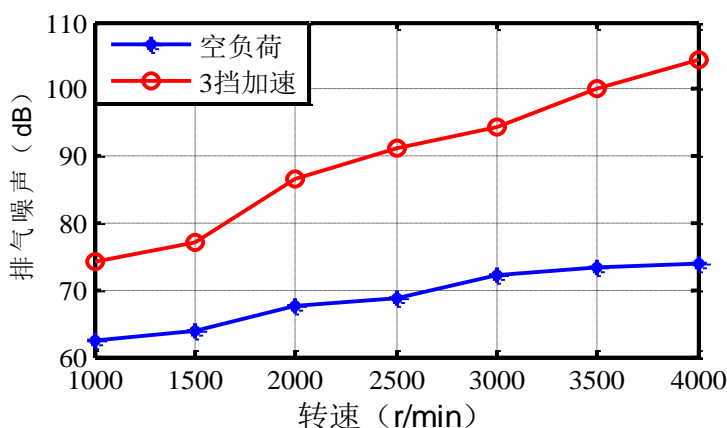


图 2-2 转速和负荷与排气噪声的关系

2.4 排气消声器

消声器能够在保证气流畅通的同时降低其噪声，在噪声控制领域广泛使用。在汽车排气噪声的控制中，装备消声器是最实用的方法。因为这种方法不仅成本低，易于实现，而且效果显著，所以应用十分广泛。装备针对性较强的排气消声器能够使汽车排气噪声下降 25dB 左右，对应的响度能够下降 80%左右。

2.4.1 排气消声器的分类

排气消声器的类别繁多，降低噪声的能力各有所长，降低噪声的原理各有不同。根据它降低噪声的原理，通常将消声器分为三个类别，以下为这三个类

¹ 文中涉及到的噪声均采用 A 计权声压级，单位为 dB (A)。

别的介绍。

(1) 阻性排气消声器

这种类别的消声器，在其通过截面的内壁上装备有吸声材料，并且主要通过这种方式降低噪声。图 2-3 显示的就是一种常用的该种消声器。当噪声的声波通过内壁有多孔吸声材料的管道时，在吸声材料小孔内部的空气会受到激励而振动，部分噪声能量因克服阻力变为热能耗散，达到降低噪声的目的。

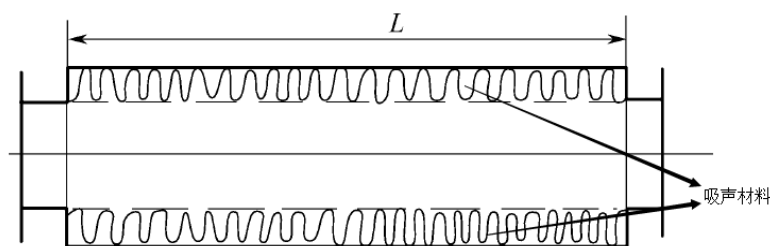


图 2-3 直管式阻性消声器

阻性消声器的消声量正比于管道周长与截面的比值、消声器的有效长度和消声系数三个参数。通过对阻性消声器结构的优化布置和吸声材料的合适选配，可以有效地增加其消声量。通常情况下，阻性排气消声器能够有效降低中、高频带的噪声，降低低频带噪声的能力稍差。

(2) 抗性排气消声器

利用其内部结构的改变，引起噪声声波发生反射、干涉或者共振，通过这种方式降低噪声的消声器就是抗性的。抗性排气消声器的原理与滤波器相似，能够有效降低特定频率或频带的噪声，对中、低频带噪声的效果尤为明显。在汽车排气系统中，采用的抗性消声器大部分是扩张腔型的和共振型的。

扩张腔消声器有直管结构、扩张腔结构两个组成部分，常用的有普通型和内插管型两种形式，普通型则是没有内插管的。这种消声器降低噪声的方法是：一是利用声波在管道内的反射，前文讨论过声波在管道截面突变时会发生反射；二是利用内插管和扩张腔内向前传播的声波与反射回来声波的干涉，降低噪声能量。

对于单节无内插管扩张消声器来说，很多频率的噪声通过其降噪之后几乎没有减弱，称为通过频率。为了提升这些通过频率的消声量并获得较宽的消声频带，通常添加内插管或者将通过频率不同的几个单节扩张腔消声器相连。研究表明，进口处内插管长度为扩张腔的一半，出口处内插管长度为扩张腔的四分之一时，扩张腔消声器的消声效果最好，频带最宽^[38]。

除了扩张腔消声器，共振消声器也是抗性的，但是两者的关键结构和降低噪声的原理并不相同。共振消声器是一段管道开孔外接一个密闭的腔室形成的，利用共振原理消耗噪声能量，达到降低噪声的目的。它具有明显的频率选择性，如果在共振频率上，降低噪声的能力非常强，否则，它降低噪声的能力会出现显著下降。如图 2-4 为一个典型的旁支型共振消声器，气流经过的主管横道截面积为 S_0 ，共振腔的容积为 V_0 ，两者的连接管的横截面积为 S ，直径为 d ，长度为 L ，声速为 c ，则其共振频率为^[35]：

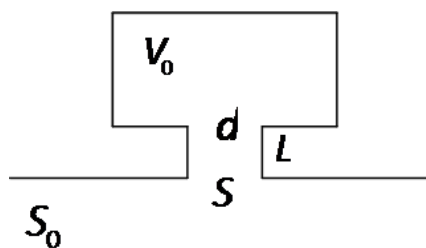


图 2-4 共振消声器

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{V_0 L}} \quad (2-24)$$

(3) 复合型排气消声器

所谓复合型排气消声器就是将阻性结构和抗性结构组合起来的消声器，将它们降低噪声的原理和频带进行合理搭配，从而获得更好的消声效果。在实际应用中，单纯的阻性或者抗性消声器，它们降低噪声的能力和频带都有明显的不足，不能兼顾高、中、低三个频带的消声要求，因此，在汽车工程中，只有阻抗复合型的排气消声器才能更好地完成控制排气噪声的任务。

2.4.2 排气消声器的性能评价方法

排气消声器的优劣通常是从三个完全不同、却又彼此联系的角度进行综合评价的，通过声学性能评价、空气动力性能评价和结构性能评价能够比较全面地描述其性能。声学性能评价关注的是排气消声器的消声效果，空气动力性能评价关注的是气流通过之后的压力损失，而结构性能评价关注的是它的结构特性。

(1) 声学性能的客观评价和主观评价

在实际工程中，多用消声器的客观评价指标评价其声学性能，对汽车排气

噪声的主观评价重视不足。客观评价是从噪声的数值表现评价其声学性能，主观评价是从顾客的角度，通过对噪声的听觉和心理感受，对产品性能的优劣做出评价。客观评价指标不能完全反应人的主观感受，有时可能会出现两者互相矛盾的现象。比如，对同一个声音，它能够满足客观评价指标的数值要求，但听起来可能会使人感到不舒服；对另一种情况，可能一种声音的客观评价指标数值较高，但是在听觉感受上比客观评价指标低的声音更为悦耳。所以，只有综合运用噪声的客观评价和主观评价，才能够更加全面、准确地评估消声器的声学性能。

在声学性能的客观评价中，衡量一个排气消声器降低噪声的能力，最常用的就是传递损失、尾管噪声以及插入损失三个指标。传递损失的优势在于理论计算简单，但测量起来比较困难；尾管噪声和插入损失的优势在于测量比较容易，但理论计算比较困难；所以三者仿真分析和实际工程中经常搭配使用，进行排气消声器声学性能的评价。

传递损失是消声器本身具有的一个属性，只与其结构有关，够清楚地表明它在各个频率上降低噪声的能力。假设一个消声器进气端的噪声声功率为 W_1 ，出气端改变为 W_2 ，那么可以求得传递损失为：

$$L_{TL} = 10 \lg(W_1/W_2) \quad (2-25)$$

插入损失则比较复杂，消声器的结构并不是它唯一的影响因素，它还会随着很多其他因素的变化而改变。比如，同一个消声器安装在不同的发动机排气系统中，它的值会有所变化；同一个消声器在同一个发动机的排气系统中，安装位置发生改变，它的值也会有所变化。假设排气系统中装备消声器后，在空间某点声压的测量值为 P_1 ；然后将排气消声器用等长直管代替，再次测试该点声压为 P_2 ，那么可求得插入损失为：

$$L_{IL} = 20 \lg(P_1/P_2) \quad (2-26)$$

在汽车排气噪声试验中经常使用的指标是尾管噪声，通过尾管噪声的对比可以直接反映消声器声学性能的优劣。在尾管噪声测量时，必须按照行业和国家的相关测试标准，在车辆排气尾管末端一定距离处，使用实验设备记录尾管噪声的声压级，此时通常取 A 计权声压级。

噪声的主观评价方式通常有两种：等级打分法（绝对评价法）和成对比较法（相对评价法）^[39]。前者是评价者根据自己的感受，对噪声的相关参数打出

具体的分数，而后者是对两组不同的噪声给出一个比较后的结果。噪声的主观评价经常采用的参数有响度、烦恼度、尖锐度、粗糙度四个。响度反映了评价者对噪声强弱的感受；烦恼度与噪声的低频成分关系较大；尖锐度强调了噪声的刺耳程度，与高频噪声的关系较大；粗糙度是评价者对噪声幅值变化的感受。在主观评价时，对评价者必须给予相应的培训，让其对相关评价参数有比较充分的了解，保证评价结果的可信度^[40]。

（2）空气动力性能评价

这个评价参数能够反映气流在消声器中流动的通畅程度，也能反映发动机的功率损失。所以，可以由压力损失和发动机功率损失两个参数来衡量消声器这方面的性能。假设消声器进气端的压力为 P_{in} ，出气端为 P_{out} ，则其压力损失即等于两者的差值。压力损失大，则会导致发动机功率损失大，动力性下降；反之，功率损失较小，动力性较好。

（3）结构性能评价

结构性能需要消声器在完成降噪任务的条件下，体积和质量尽可能小，便于安装和布置；结构尽量简单，工艺性好，便于加工、生产和后期的维修。

消声器三个方面的性能彼此联系，相互制约。如果一味追求声学性能，会导致空气动力性能变差，发动机功率损失较大，同时结构会比较复杂，体积和质量也相对较大；而另一方面，对空气动力性能和结构性能要求较高时，可能就需要牺牲声学性能。在进行消声器设计开发时，要同时兼顾三个方面的要求，达到三者的平衡，不能顾此失彼。

2.5 本章小结

本章的中心内容是研究了排气噪声控制的相关基础理论。管道声学是声波在消声器中传播的基础模型，在管道声学中，对管道中声波的反射和管道声阻抗进行了介绍，奠定了对消声器声学理论的研究基础；然后，对传递矩阵法进行了介绍，给出了传递损失和压力损失预测的方法；在汽车排气噪声中，对排气噪声的种类和产生原因进行了介绍，并指出了对同一台发动机排气噪声的影响因素有发动机转速和负荷。在排气消声器这一节内容中，将其分为了阻性、抗性和阻抗复合型三个类别，最后说明了如何从三个角度，即从声学、空气动力和结构三个不同的角度，评价排气消声器性能，并强调了噪声的主观评价。

第 3 章 汽车消声器性能仿真系统开发与应用

3.1 基本消声单元的传递矩阵

根据后续需要优化的汽车消声器结构特点，将其内部涉及到的结构细分成九种基本消声单元。对于每种基本单元，都给出具体的声学传递矩阵。

(1) 直管结构

刚性直管的声学传递矩阵为^[37]：

$$T = \begin{bmatrix} \cos\left(\frac{kl}{1-M^2}\right) & j\frac{\rho c}{S}\sin\left(\frac{kl}{1-M^2}\right) \\ j\frac{S}{\rho c}\sin\left(\frac{kl}{1-M^2}\right) & \cos\left(\frac{kl}{1-M^2}\right) \end{bmatrix} \quad (3-1)$$

其中， S 为直管截面积，单位为 m^2 ； l 为直管长度，单位为 m ； k 表示波数， $k = 2\pi f / c$ ， f 代表频率，单位为 Hz ， c 表示声速，单位为 m/s ； ρ 为介质密度，单位为 kg/m^3 ； M 为气流马赫数。直径不变的一段刚性直管几乎是没有消声量的。

(2) 扩张结构

扩张结构的声学传递矩阵为^[36]：

$$T = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{2M_1}{S_1\sigma}\rho c\left(1-\frac{1}{\sigma}\right) \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3-2)$$

其中， S_1 表示进气细管横截面积， S_2 代表扩张腔横截面积，单位均为 m^2 ； M_1 表示进气细管中的气流马赫数； σ 为扩张结构的扩张比， $\sigma = S_2 / S_1$ 。

(3) 收缩结构

收缩结构的声学传递矩阵为^[36]：

$$T = \begin{bmatrix} 1 & \frac{M_1}{S_1}\rho c(1-\sigma^2) \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3-3)$$

其中各个参数的意义同扩张结构各参数意义一致。扩张结构和收缩结构只

包括了细管和粗管的截面积信息，并没有包含细管和粗管的长度。计算扩张结构和收缩结构消声效果时，必须前后各加一段直管，否则没有意义。

(4) 有内插管扩张结构

有内插管扩张结构的声学传递矩阵为^[36]：

$$T = \begin{bmatrix} 1 - j \frac{S_c M_1}{S_1 \sigma} \tan(kl) & -\frac{2M_1}{S_1 \sigma} \rho c \left(1 - \frac{1}{\sigma}\right) \\ j \frac{S_c}{\rho c} \tan(kl) \left(j \frac{S_c M_1 (\sigma - 2)}{S_1 \sigma} \tan(kl) + 1 \right) & 1 + j \frac{S_c (\sigma - 2)}{S_1 \sigma} M_1 \tan(kl) \end{bmatrix} \quad (3-4)$$

其中， S_1 为内插管截面积， S_2 为扩张腔截面积，单位均为 m^2 ； l 为进气口内插管的插入长度，单位为 m ； S_c 表示扩张腔横截面积与内插管横截面积两者之间的差值； σ 为广义扩张比， $\sigma = S_2 / S_1$ ； M_1 为内插管中的气流马赫数。

(5) 有内插管收缩结构

有内插管收缩结构的声学传递矩阵为^[36]：

$$T = \begin{bmatrix} 1 - j \frac{S_c}{S_1} \sigma^2 M_1 \tan(kl) & (1 - \sigma^2) M_1 \frac{\rho c}{S_1} \\ j \frac{S_1}{\rho c} \tan(kl) & 1 + j \frac{S_c}{S_1} M_1 \tan(kl) \end{bmatrix} \quad (3-5)$$

其中各个参数的意义与有内插管扩张结构各参数的意义一致。

(6) 穿孔管共振结构

穿孔管共振结构的声学传递矩阵可以表示如下^[36]：

$$T = T_c \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{1}{Z_p} & 1 \end{bmatrix} \cdot T_d \quad (3-6)$$

其中， Z_p 为共振腔的声阻抗， $Z_p = j \left(\omega m_p - \frac{1}{\omega C_p} \right) = j \left(\omega \rho \frac{t_p}{S_p} - \frac{\rho c^2}{\omega V} \right)$ ，单位

为 $\text{kg}/(\text{m}^4 \cdot \text{s})$ ； m_p 、 C_p 表示穿孔管共振腔的声质量以及声容； t_p 代表穿孔管的等效壁厚，是实际壁厚与 0.8 倍的小孔直径的和，单位取 m ； S_p 表示穿孔管上的所有小孔的总面积，单位取 m^2 ； ω 为角频率，单位为 s^{-1} ； T_c 、 T_d 为长度为 l_c 、

l_d 的刚性直管的声学传递矩阵，这两段直管是穿孔管的穿孔中心与进、出气两侧隔板之间的无孔直管。

(7) 穿孔板结构

穿孔板的声学传递矩阵为^[41]：

$$T = \begin{bmatrix} 1 & Z \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3-7)$$

其中， Z 为穿孔板结构的声阻抗，设单个小孔的声阻抗为 Z_{RX} ，如果有 n 个完全相同的小孔均匀分布在穿孔板上，那么总的声阻抗 $Z = Z_{RX} / n$ ，令 $Z_{RX} = Z_R + jZ_X$ ，声阻和声抗可分别求出：

$$Z_R = \frac{1}{S} \left\{ \frac{a}{(k_1 + kM)^2 + \alpha^2} \left[\delta(k_1^2 + \alpha^2 + kk_1M) + \rho\omega kM\alpha \right] + \sqrt{8\omega\rho_0\eta} \right\} \quad (3-8)$$

$$Z_X = \frac{1}{S} \left\{ \frac{a}{(k_1 + kM)^2 + \alpha^2} \left[\rho\omega(k_1^2 + \alpha^2 + kk_1M) - \delta kM\alpha \right] + 1.7\rho\omega r \right\} \quad (3-9)$$

其中， r 为穿孔板小孔的半径， a 为板厚度，单位均为 m ； S 为穿孔板小孔面积，单位为 m^2 ； ρ_0 为气体密度，单位取 kg/m^3 ； η 为气体切变粘滞系数；其他参数计算方法为：

$$k_1 = \frac{2\pi f}{c + v_m}; \quad \delta = \frac{1}{r} \sqrt{2\eta\rho_0\omega}; \quad \alpha = \frac{1}{(c + v_m)r} \sqrt{\frac{2\eta}{\rho_0\omega}};$$

$$\rho = \rho_0 \left[1 + \frac{1}{r} \sqrt{\frac{2\eta}{\rho_0\omega}} \right].$$

(8) 赫姆霍兹共振结构

赫姆霍兹共振结构的声学传递矩阵可以表示为^[37]：

$$T = \begin{bmatrix} 1 & \frac{1}{Z_p} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3-10)$$

其中， $Z_p = j \left(kl_h - \frac{S}{V_k} \right)$ 。 V 代表共振腔的容积，单位取 m^3 ； S 表示连接孔

的横截面积，单位取 m^2 ； l_h 为连接孔的长度，单位取 m 。

(9) 穿孔扩张管结构

如图 3-1 为穿孔扩张管结构, 穿孔管直径为 d_1 , 管壁厚度为 t , 穿孔长度为 l_k , 穿孔直径为 d_k , 扩张腔等效直径为 d_2 , 单位均取 m ; 穿孔管的穿孔数量为 n 。穿孔扩张管结构小孔均匀分布在穿孔管的穿孔段, 穿孔管的前端封闭, 气流只能通过小孔向外流出。穿孔扩张管结构的单个小孔的声学传递矩阵为^[42]:

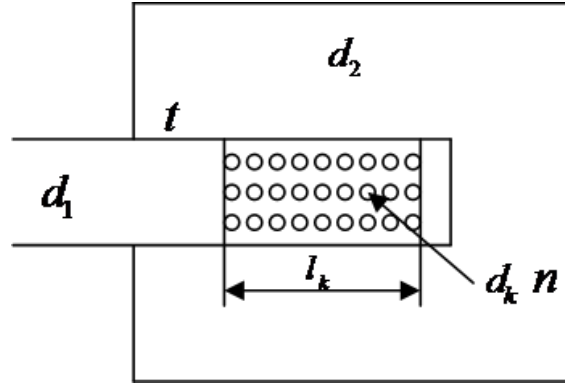


图 3-1 穿孔扩张管结构

$$T_0 = \begin{bmatrix} \frac{1}{2} \left[e^{jk_1^+ l_1} + e^{-jk_1^- l_1} \right] & \frac{\rho c}{2S_1} \left[e^{jk_1^+ l_1} - e^{-jk_1^- l_1} \right] \\ \frac{S_1}{2\rho c} \left[\exp(jk_1^+ l_1) - \exp(-jk_1^- l_1) \right] & \frac{1}{2} \left[\exp(jk_1^+ l_1) + \exp(-jk_1^- l_1) \right] \end{bmatrix}_1$$

$$\begin{bmatrix} \frac{1}{2} \left[\exp(jk_2^+ l_2) + \exp(-jk_2^- l_2) \right] & \frac{\rho c}{2S_2} \left[\exp(jk_2^+ l_2) - \exp(-jk_2^- l_2) \right] \\ \frac{S_2}{2\rho c} \left[\exp(jk_2^+ l_2) - \exp(-jk_2^- l_2) \right] & \frac{1}{2} \left[\exp(jk_2^+ l_2) + \exp(-jk_2^- l_2) \right] \end{bmatrix}_2$$

$$\begin{bmatrix} \frac{1}{2} \left[\exp(jk_3^+ l_3) + \exp(-jk_3^- l_3) \right] & \frac{\rho c}{2S_3} \left[\exp(jk_3^+ l_3) - \exp(-jk_3^- l_3) \right] \\ \frac{S_3}{2\rho c} \left[\exp(jk_3^+ l_3) - \exp(-jk_3^- l_3) \right] & \frac{1}{2} \left[\exp(jk_3^+ l_3) + \exp(-jk_3^- l_3) \right] \end{bmatrix}_3 \quad (3-11)$$

上式中, $l_1 = \frac{d_1}{4}$, 代表穿孔管内等效直管长度; $S_1 = \frac{\pi d_1 l_k}{n}$, 表示穿孔管内

等效直管的横截面积; $l_2 = t + 0.85d_k$, 为孔的有效深度; $S_2 = \frac{\pi d_k^2 m}{4(1+mM)}$, 为孔

的有效截面积; m 表示扩张比, M 则代表扩张腔内的气流马赫数; $l_3 = \frac{d_2 - d_1}{4}$,

表示穿孔管外侧的等效直管长度； $S_3 = \frac{\pi(d_1 + 2t)l_k}{n}$ ，代表穿孔管外侧等效直管的

横截面积； $k_1^+ = \frac{k}{1+M_1}$ ， $k_1^- = \frac{k}{1-M_1}$ ， M_1 为穿孔管内侧等效直管中气流马赫

数； k_2^+ 、 k_2^- 、 k_3^+ 、 k_3^- 四个参数与 k_1^+ 和 k_1^- 的计算方法一致。而整个穿孔管声学传递矩阵为：

$$T = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \frac{1}{n} \end{bmatrix}^{-1} T_0 \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \frac{1}{n} \end{bmatrix} \quad (3-12)$$

式(3-12)即为该结构的声学传递矩阵。

3.2 凹孔板传递矩阵的推导

消声器的隔板上开若干矩形孔，如图 3-2 所示。矩形孔左右两个边被切割，而上下两个边没被切割，然后将矩形区域向后方挤压，形成凹孔，其 A 向视图（放大）如图 3-3。这种形式的穿孔板比较特殊，没有比较成熟的传递矩阵用来预测凹孔板的声学特性，所以下面对其传递矩阵进行推导。

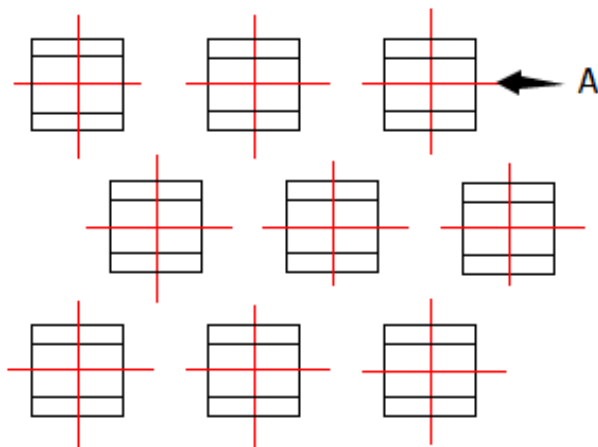


图 3-2 矩形凹孔

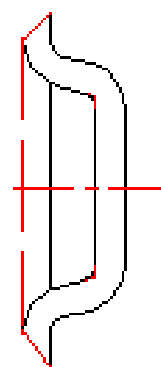


图 3-3 矩形凹孔 A 向视图

设凹孔板截面积为 S ，板上有 n 个正方形凹孔均匀分布，边长为 d ，深度为 h ，则在凹孔的左右两侧各形成一个梯形的空隙，如图 3-3。假设气流从垂直于凹孔板的方向进入凹孔后，受到凹孔底部的阻挡，由于流速较快，气流将改变

方向从左右两个梯形空隙中流出，如图 3-4 所示。那么可将这一过程简化为气流通过一段直管后，又经过了两段直管的并联结构。

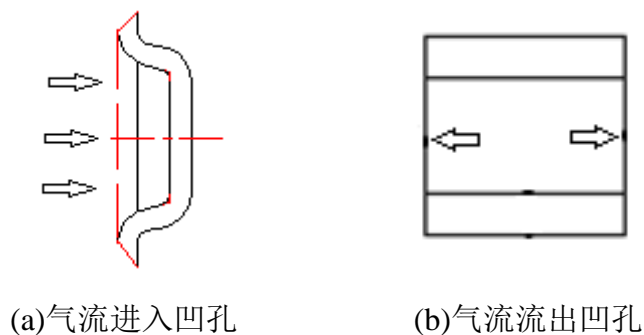


图 3-4 气流经过凹孔板简化模型

根据四端子网络法建立单个凹孔的模拟物理模型，如图 3-5。

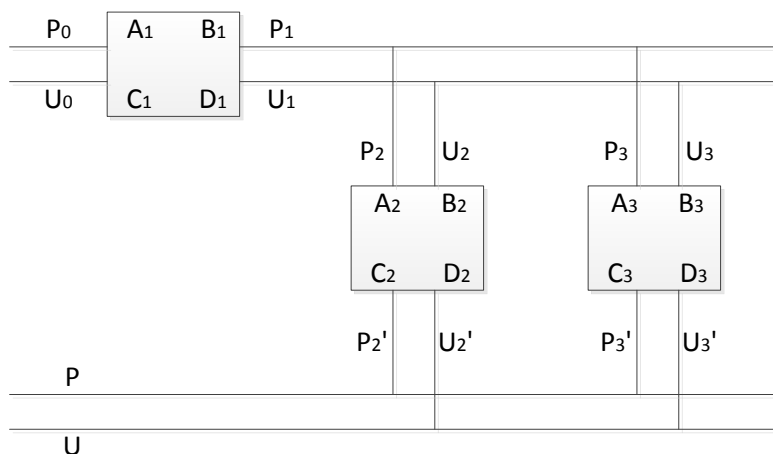


图 3-5 单个凹孔模拟物理模型

图中有三个消声单元，为了便于计算，用字母 A、B、C、D 代替其四个网络参数， $T_i = \begin{bmatrix} A_i & B_i \\ C_i & D_i \end{bmatrix}$ 。气流经过消声单元 T_1 ，即为气流从垂直于凹孔板的方向进入凹孔的过程；然后气流分别经过 T_2 和 T_3 ，即为气流从凹孔两侧的梯形间隙流出的过程。 T_2 与 T_3 组成并联结构，然后与 T_1 串联。根据消声单元前后两端声压与体积速度的变化关系，对于三个消声单元有：

$$\begin{cases} P_0 = A_1 P_1 + B_1 U_1 \\ U_0 = C_1 P_1 + D_1 U_1 \end{cases} \quad (3-13)$$

$$\begin{cases} P_2 = A_2 P_2' + B_2 U_2' \\ U_2 = C_2 P_2' + D_2 U_2' \end{cases} \quad (3-14)$$

$$\begin{cases} P_3 = A_3 P_3' + B_3 U_3' \\ U_3 = C_3 P_3' + D_3 U_3' \end{cases} \quad (3-15)$$

根据消声单元之间分割面处的声压与体积速度连续的条件，有：

$$P_1 = P_2 = P \quad (3-16)$$

$$U_1 = U_2 + U \quad (3-17)$$

$$P = P_2' = P_3' \quad (3-18)$$

$$U = U_2' + U_3' \quad (3-19)$$

在凹孔板的简化模型中，两个并联结构完全相同，则有 $T_2 = T_3$ 。将公式(3-14)与(3-15)中的声压和体积速度分别求和并化简，可得：

$$\begin{cases} 2P_1 = 2A_2 P + B_2 U \\ U_1 = 2C_2 P + D_2 U \end{cases} \quad (3-20)$$

写成矩阵形式则为：

$$\begin{bmatrix} 2 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_1 \\ U_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 2 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P \\ U \end{bmatrix} \quad (3-21)$$

公式(3-21)即为两个相同消声结构并联以后的传递矩阵关系。由于第一个消声结构与并联结构为串联形式，将公式(3-13)写成矩阵形式后，再将公式(3-21)代入化简，可得整个结构的传递矩阵关系为：

$$\begin{bmatrix} P_0 \\ U_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 2 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 2 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P \\ U \end{bmatrix} \quad (3-22)$$

则上述三个消声单元经过串联和并联以后的传递矩阵为：

$$T_0 = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 2 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 2 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3-23)$$

将消声单元换成凹孔板模型中的等效直管，令

$$T_1 = \begin{bmatrix} \cos\left(\frac{kl_1}{1-M_1^2}\right) & j\frac{\rho c}{S_1}\sin\left(\frac{kl_1}{1-M_1^2}\right) \\ j\frac{S_1}{\rho c}\sin\left(\frac{kl_1}{1-M_1^2}\right) & \cos\left(\frac{kl_1}{1-M_1^2}\right) \end{bmatrix}$$

$$T_2 = \begin{bmatrix} \cos\left(\frac{kl_2}{1-M_2^2}\right) & j\frac{\rho c}{S_2}\sin\left(\frac{kl_2}{1-M_2^2}\right) \\ j\frac{S_2}{\rho c}\sin\left(\frac{kl_2}{1-M_2^2}\right) & \cos\left(\frac{kl_2}{1-M_2^2}\right) \end{bmatrix}$$

将两式代入 (3-23)，即可得到单个凹孔的传递矩阵。对于整个凹孔板，可以看作是 n 个凹孔并联的情况，根据上文两个相同等效直管并联情况分析，不难得出 n 个凹孔并联的传递矩阵公式为：

$$T = \begin{bmatrix} n & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}^{-1} \cdot T_0 \cdot \begin{bmatrix} n & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3-24)$$

其中， $l_1 = t + 0.5h$ ，为第一段等效直管的长度； $S_1 = d^2$ ，为第一段等效直管的截面积； M_1 为第一段等效直管内的气流马赫数； $l_2 = 0.5\sqrt{S/n}$ ，为并联直管的等效长度； $S_2 = 0.5(2d-h)$ ，为并联直管的截面积； M_2 为并联直管内的气流马赫数。其余各参数意义与直管结构一致。当矩形凹孔的深度和两个边长越接近，凹孔面积越小，该传递矩阵的预测越准确，因为此时与假设的情况就更为接近。

3.3 声音文件处理基础

一般情况下，声音文件由采样点振幅、采样频率和量化位数三个指标来描述。例如，WAV 是美国著名企业 Microsoft 推出的常用声音文件格式，采样频率有 11kHz、22kHz 和 44kHz 三种，量化位数也有三种选择，8 位、16 位或者 24 位。声音文件中存储的采样点振幅信息就是要处理的声音信号。

3.3.1 声音信号的分帧

排气噪声的声音信号是实时变化的，并不是一个稳态的信号，所以必须将一段信号进行分割处理。在一段足够短的时间内，可以认为信号是稳态、时不变的，所以声音信号是“准稳态”的。在短时分析技术中，分帧技术可以将声

音信号分割成很多小段之后分析，分割后的每一小段就作为一帧。设声音信号经过采样后为离散信号 $x(m)$ ，分帧处理就是乘一个有限长的窗函数，得到新的信号^[43]：

$$y(n) = \sum_{m=-\infty}^{\infty} x(m) \omega(n-m) \quad (3-25)$$

其中，常见的窗函数有以下三种，它们的定义如下：

(1) 矩形窗

$$\omega(n) = \begin{cases} 1 & -L/2 \leq n \leq L/2 \\ 0 & \text{其他} \end{cases} \quad (3-26)$$

(2) 汉宁窗

$$\omega(n) = \begin{cases} 0.5(1 - \cos(2\pi n/(L-1))) & 0 \leq n \leq L-1 \\ 0 & \text{其他} \end{cases} \quad (3-27)$$

(3) 汉明窗

$$\omega(n) = \begin{cases} 0.54 - 0.46 \cos(2\pi n/(L-1)) & 0 \leq n \leq L-1 \\ 0 & \text{其他} \end{cases} \quad (3-28)$$

其中 L 为窗长。声音信号分析时，主要根据窗函数的形状和长度特征以及具体需要，选取合适的窗函数。

(1) 窗函数的形状

图 3-6 为三个窗函数对应的波形图。通常情况下，选择窗函数时，要求时域上时间窗的两侧要平滑过渡，直到为零，截取的声音波形也平滑过渡到零，避免出现声音的截断效应；在频域上，要求有足够的带宽和合适的边带最大值。

(2) 窗函数的窗口长度

频率分辨率 Δf 等于采样周期 T_s 与窗口长度 L 乘积的倒数。当采样周期为定值时，窗口的长度逐渐增大，声音信号的频率分辨率则会下降，那么时间分辨率就会提高。反之，则声音信号的频率分辨率提高，时间分辨率下降。所以，必须按照声音信号分析时的不同需要合理选取窗函数的窗口长度。

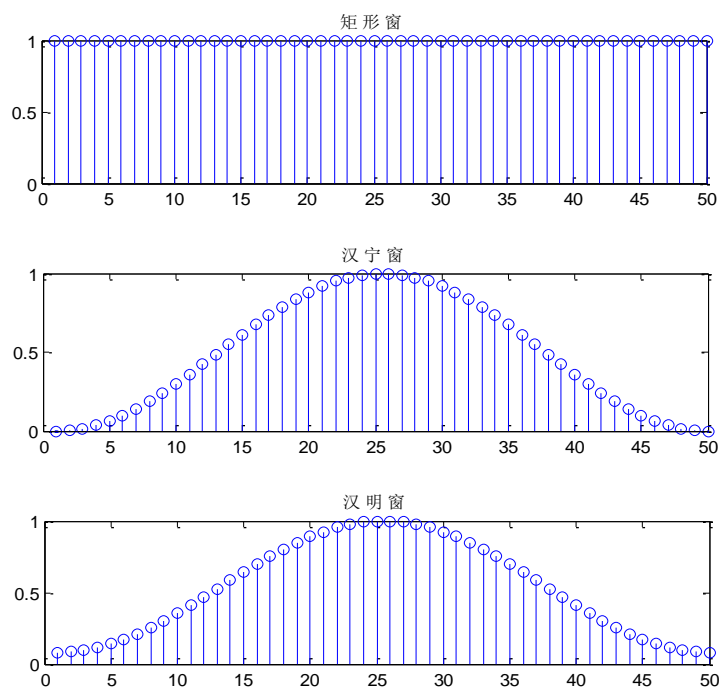


图 3-6 矩形窗、汉宁窗和汉明窗的波形图

在分帧的过程中，往往使相邻的两帧重叠，可以使信号平稳过渡，避免出现信号的跳变。本文在分帧处理时参考了文献中常用到的 `enframe` 函数^[44]。

3.3.2 短时傅里叶变换

将分帧后某一帧声音信号作为对象，实施傅里叶变换，就是短时傅里叶变换。其公式为：

$$X_n(e^{j\omega}) = \sum_{m=-\infty}^{\infty} x(n-m)w(n-m)e^{j\omega m} \quad (3-29)$$

上式中， $x(n)$ 表示声音信号， $w(n)$ 代表窗函数，当 n 改变时，窗 $w(n-m)$ 在时间轴上移动至对应的位置，针对该位置的声音信号实施傅里叶变换。傅里叶变换是时间 n 与角频率的函数，可以实现声音信号时域与频域的转换，以便完成信号的时域分析和频域分析。MATLAB 中傅里叶变换的函数有多种变化形式，比如 DFT（离散傅里叶变换）、FFT（快速傅里叶变换）等，使用方便快捷。

经过短时傅里叶变换后，得到声音信号的频谱信息，就可以根据 A 计权声压级的求解方法，计算出声音信号的 A 计权声压值。根据 MATLAB 程序编写 A 计权网络，得到的 A 计权曲线如图 3-7 所示。

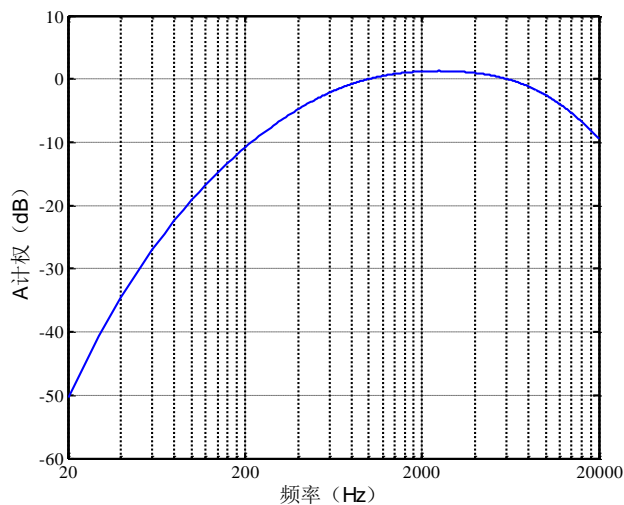


图 3-7 A 计权曲线

3.4 汽车消声器性能仿真系统开发

文章基于 MATLAB 的 GUI 模块开发了汽车消声器性能仿真系统，其总体设计框架如图 3-8 所示。由图可知，系统主体包括三个模块：传递损失和压力损失计算、噪声音频处理 and 数据处理。每个模块设定的具体功能也显示在各模块下的框图中。

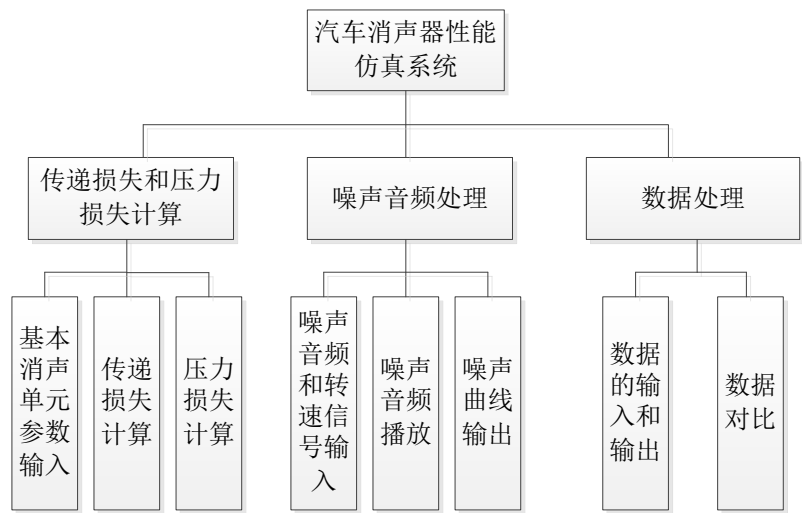


图 3-8 系统总体设计框架图

前面 3 节内容主要是汽车消声器性能仿真系统进行消声器仿真计算的原理。借助 MATLAB 的 GUI 模块完成界面设计，然后通过编程语言将相关计算公式写

入，完成汽车消声器性能仿真系统的开发。图 3-9 为系统的主界面。主界面为系统主要功能的集合，可方便快捷地调用需要的功能模块。与汽车消声器性能仿真有关的模块有传递损失和压力损失计算、噪声音频处理两个。



图 3-9 汽车消声器性能仿真系统主界面

3.4.1 传递损失和压力损失计算

点击主界面中“传递损失和压力损失计算”按钮，即可打开该界面，如图 3-10 为一个扩张腔消声器传递损失计算的界面。传递损失计算按钮的部分程序见附录 A。

传递损失和压力损失计算流程如图 3-11。首先在计算界面的边界条件中输入相应参数，截止频率是计算传递损失频率范围，步长为计算频率数据点的间隔，数据点越多，曲线质量越好。然后在基本消声单元中选择需要的结构，则会弹出相应的参数输入界面，如图 3-12 和 3-13。当参数输入完成，“取消”能够清空输入的数据，“确定”能够确认输入数据有效并关闭该界面，数据返回到计算界面，该基本消声单元的名称出现在界面中的“已选结构”列表框中。重复选择结构和输入参数操作，直到所有需要的消声单元参数全部输入完成。基本

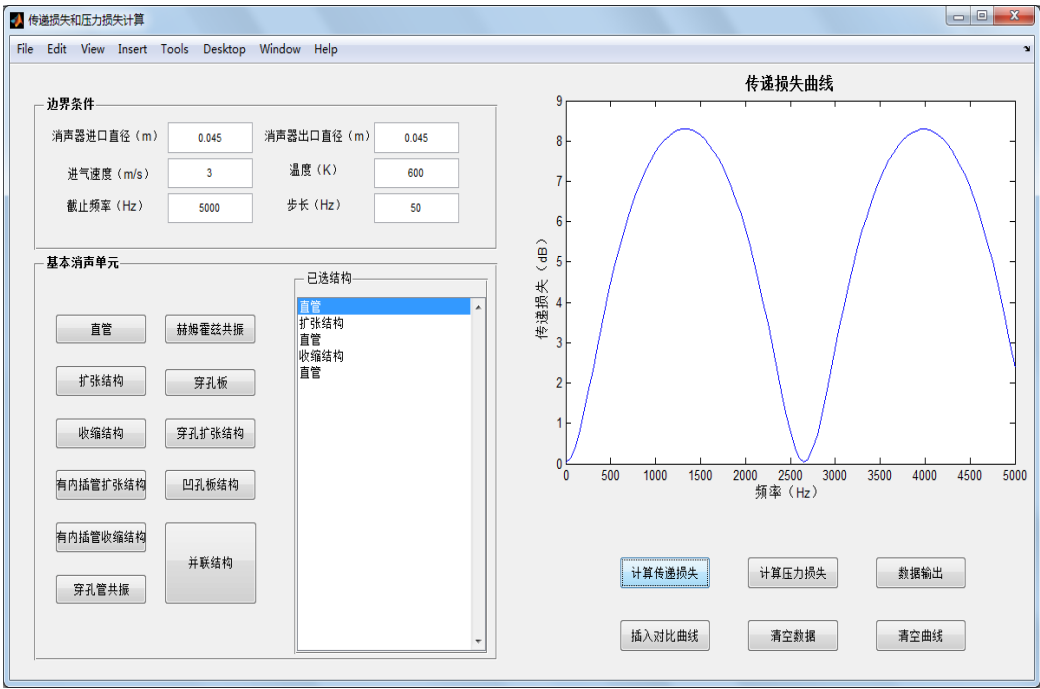


图 3-10 传递损失和压力损失计算界面

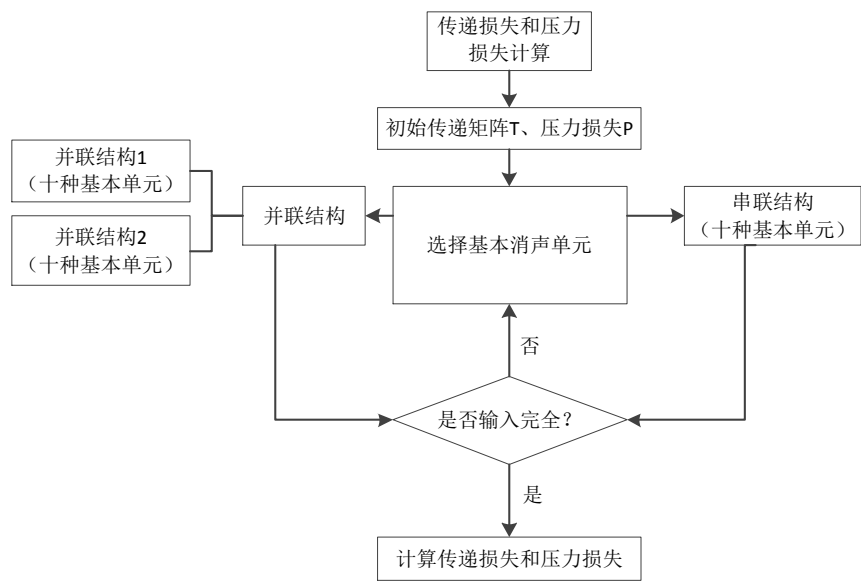


图 3-11 传递损失和压力损失计算流程图

消声单元中的“并联结构”采用两两并联的方式，两个并联结构也可以分别是几个基本消声结构的串联结构。如图 3-14，输入并联结构时，要先输入两个结构进气口的等效截面积，用于计算体积速度的分配。点击计算界面右侧的“计算传递损失”，得到的传递损失曲线将会出现在坐标轴中，频率范围可在“截止

频率”中调整。点击“计算压力损失”，坐标轴隐藏，显示压力损失的数值。“数据输出”按钮可以将计算得到的数据存入 EXCEL 文件中，并保存到相应的文件夹中。“插入对比曲线”可以打开其他消声器的传递损失数据，并将曲线与计算得到的传递损失曲线在同一坐标轴中进行对比，方便不同消声器性能的比较。

“清空数据”可以将所有输入参数和计算得到的数据清除，“清空曲线”可以将坐标轴中的内容清除，此时就可以进行新一轮的输入和计算。



图 3-12 直管结构数据输入界面



图 3-13 穿孔共振结构数据输入界面

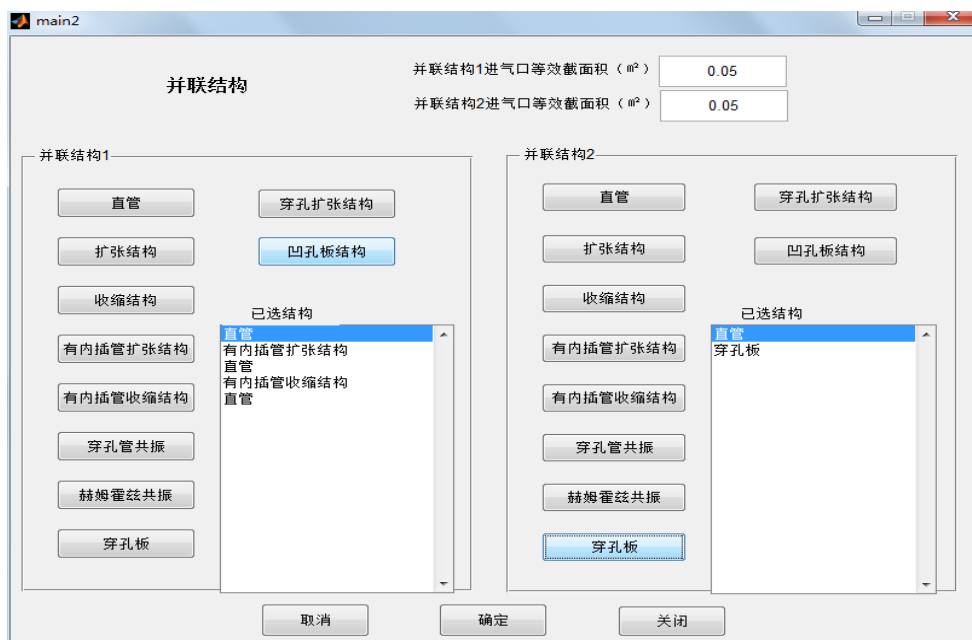


图 3-14 并联结构输入

3.4.2 噪声音频处理

点击主界面中“噪声音频处理”，可以打开该界面，如图 3-15。噪声音频处理模块的部分程序见附录 B。

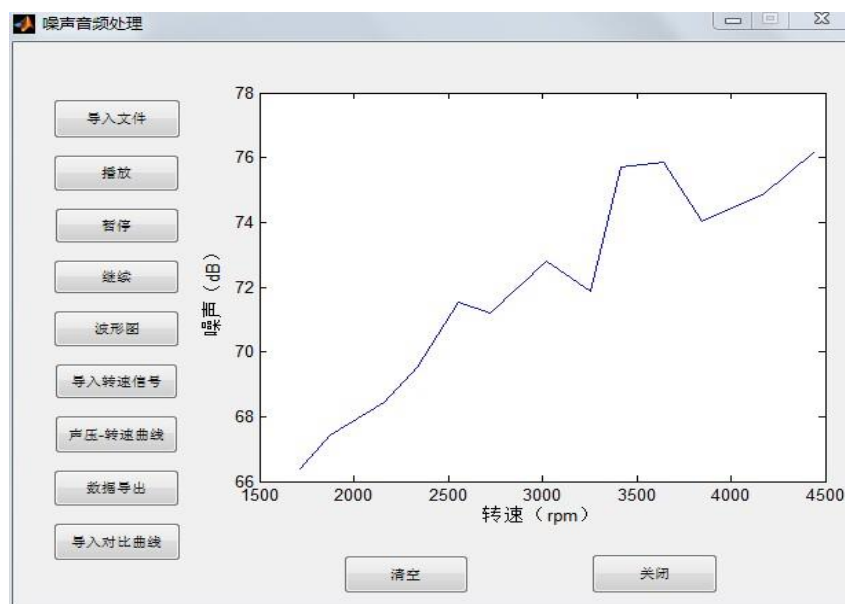


图 3-15 噪声音频处理界面

点击噪声音频处理界面的“导入文件”按钮，可找到相应文件夹并打开 WAV 格式音频文件，坐标轴中出现 A 计权声压级随时间变化的曲线。“播放”、“暂停”、“继续”三个按钮可控制音频的播放和停止，相当于音频播放器的功能。转速信号是发动机噪声测试时转速与时间的关系，点击“导入转速信号”后，再点击“声压-转速曲线”，坐标轴曲线变化为 A 计权声压级随转速变化的曲线，即如图 3-15 中坐标轴上的曲线。“数据导出”能够完成计算数据的输出。“导入对比曲线”可以将其他消声器的噪声数据导入，并与得到的噪声曲线进行对比，方便对消声器性能进行比较。点击“清空”，可以将坐标轴曲线清空，以便进行下一轮的噪声音频处理。

3.4.3 系统优点

汽车消声器性能仿真系统的主要功能是消声器性能预测、辅助噪声主观评价和消声器性能对比。系统开发的目的，也是系统的优点，有以下四个方面：

（1）快速预测消声器性能

预测消声器性能时，只需要将消声器分解成基本消声单元，并将其参数输入汽车消声器性能仿真系统，即可快速计算出其传递损失和压力损失，省去了 GT-Power 等软件复杂的建模和处理过程，方便快捷。

（2）易于实现噪声的主观评价

噪声的主观评价通常需要数量较多的评价者参与，实施过程比较困难。比如进行车辆急加速车内噪声评价时，不可能使每个评价者同时进入车内，分批次进行则难以控制批次间的误差。通过汽车消声器性能仿真系统播放噪声音频进行主观评价则可以避免类似问题，同时实现噪声曲线的输出。

（3）易于进行消声器性能对比

汽车消声器性能仿真系统具有较好的数据输入和输出功能，方便不同消声器性能的比较。

（4）扩展性强

汽车消声器性能仿真系统是基于 MATLAB 开发的，可扩展性强，能够根据需要进一步添加需要的功能模块。比如加入一些 GT-Power 等软件不易建模的特殊结构（上文中的凹孔板就是一个例子），或者添加图形显示功能等。

通过汽车消声器性能仿真系统的主要功能，可以方便地进行消声器性能的客观评价、主观评价以及性能的比较，且灵活快捷。客观评价与主观评价的综合运用，能够使得消声器的开发工作周期更短，成本更低，效果更佳。

3.5 案例计算验证

3.5.1 传递损失计算验证

首先通过汽车消声器性能仿真系统计算某汽车消声器的传递损失，然后在同样的边界条件下，通过 GT-Power 计算该消声器的传递损失，对系统仿真的结果进行验证。

某汽车消声器主视图如 3-16（a）所示，截面为椭圆形，如图 3-16（b）。图中汽车消声器由直管结构、内插管扩张结构、内插管收缩结构、穿孔板结构、穿孔管共振结构等构成，有串联结构，也有并联结构。边界条件设置为：进气速度 0m/s，温度 300K，截止频率 3000Hz，步长 50Hz。然后，按照一定顺序将消声器划分的基本消声结构的参数输入，通过汽车消声器性能仿真系统计算传

递损失曲线。在 GT-Power 中建立该汽车消声器的三维模型和传递损失的计算模型，边界条件设置同上，计算传递损失的验证曲线。汽车消声器的仿真曲线和验证曲线的对比如图 3-17。

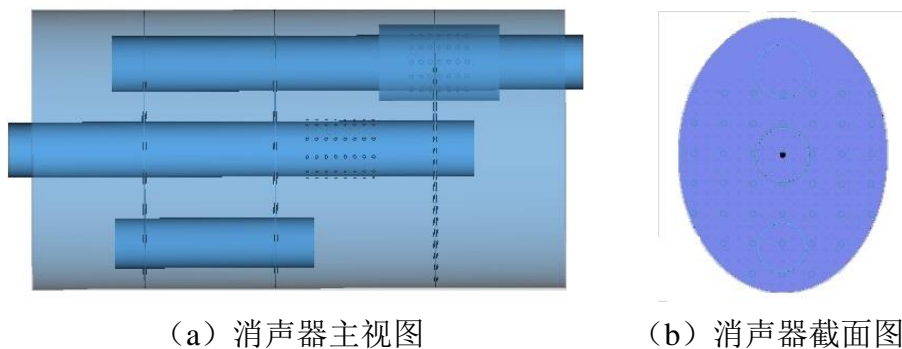


图 3-16 某汽车消声器模型

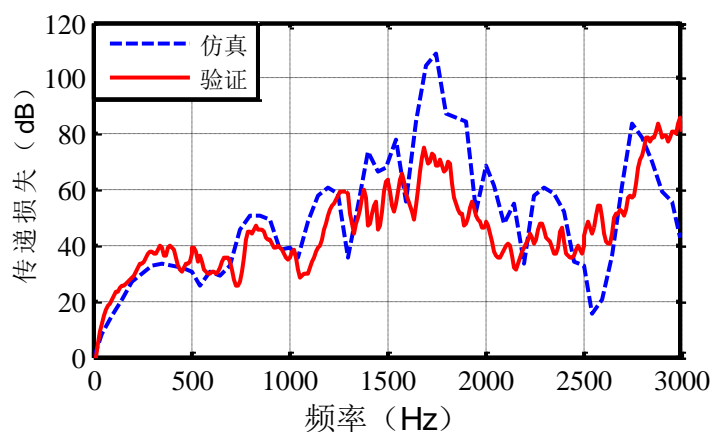


图 3-17 传递损失的仿真曲线和验证曲线对比

由图可知，整体上，仿真曲线与验证曲线趋势一致性较高，能较好地反映传递损失的变化。在 1500Hz 以下频率时，仿真曲线的误差较小，传递损失的仿真值与验证值的拟合效果比较好；由于传矩阵法存在高频失效的缺点，高频段误差增大，传递损失的仿真值略大于验证值，在 1650Hz 到 1900Hz 和 2500Hz 到 2600Hz 两个频率段误差达到了最大。GT-Power 在消声器传递损失仿真方面的应用比较成熟，且其预测值在中低频率的准确性较好，以其对传递损失的预测值作为验证，能够较好地反映消声器的真实消声性能。所以，由系统得到的仿真曲线对消声器消声性能预测较为准确。

压力损失的计算与气流的速度有关，而气流速度与发动机转速和负荷等诸

多因素有密切联系，情况较为复杂，不再进行验证。然而，通过汽车消声器性能仿真系统计算，相同条件下，多个消声器压力损失进行比较，相对的结果仍然可信。

3.5.2 噪声音频处理功能验证

首先将一段汽车尾管噪声测试的音频导入汽车消声器性能仿真系统进行噪声音频处理。然后播放进行试听，然后通过汽车噪声测试软件 LMS Test Lab 播放，将前后的听觉感受进行对比，判断噪声音频是否失真；再导入转速信号，得出噪声与转速的关系曲线，与测试软件的测试结果曲线进行对比，判断准确性。

文件“LMS_3WOT_尾管.wav”是汽车噪声测试时录制的汽车三挡急加速的噪声音频，由于汽车急加速时，噪声水平变化非常快，录制时采样频率取 25600Hz，保真度较高，能较好地重现原声。通过汽车消声器性能仿真系统和 LMS Test Lab 先后播放试听，感受完全一致，没有失真情况。

文件“LMS_3WOT_rpm.txt”为汽车三挡急加速的转速信号，由 LMS Test Lab 采集。转速信号包含三个部分，前 30 行记录的是采样频率，采样时间，转速变化范围等信息。根据转速信号的采集信息，采样频率为 12800Hz，时间长度为 17.2s，转速变化范围为 756rpm 到 5122rpm。从第 31 行之后为两列数据，第一列为时间，第二列为转速。转速信号导入之前将信号采集信息的内容删去，只保留两列时间和转速的对应数据。如图 3-18 所示，汽车消声器性能仿真系统得到的排气噪声曲线与试验结果曲线的对比。

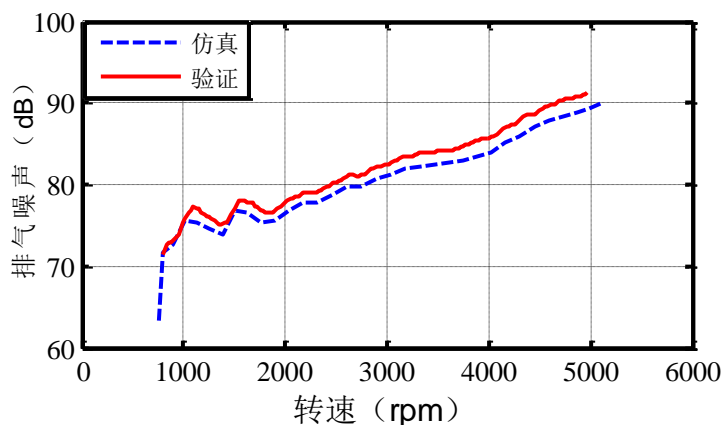


图 3-18 排气噪声仿真曲线与验证曲线

由图可知，汽车消声器性能仿真系统音频处理得到的噪声 A 计权声压级比较准确。在曲线开始阶段，由于测试时发动机转速没有稳定下来，试验曲线没有开始记录数值，所以有一段空白。图中所有转速范围内，仿真曲线与试验得到的验证曲线走势完全相同，仿真数据有些延迟。在低转速范围内误差很小，高转速范围误差稍稍增大，但最大误差不超过 3%。由此可见，汽车消声器性能仿真系统的音频处理功能的准确性较高，仿真结果可信。

3.6 本章小结

本章的主要内容是汽车消声器性能仿真系统的开发。文中首先给出了排气消声器优化中用到的九种基本消声单元的声学传递矩阵，以及各参数的意义；然后推导了凹孔板的传递矩阵，并给出了各参数意义；文章也对声音信号处理的基础理论进行了阐述，包括声音信号的分帧技术、常用窗函数的定义及选择方法、短时傅里叶变换等内容，并给出了由编程得到的 A 计权曲线；之后，是对汽车消声器性能仿真系统的开发、功能和使用方法的介绍；最后通过某消声器的传递损失计算以及案例噪声音频处理验证了系统仿真功能，结果表明系统仿真准确度较好，结果可信。

第4章 六种消声结构的声学特性分析

采用开发的汽车消声器性能仿真系统，分析在消声器优化中将会涉及到的六种消声结构的声学特性，便于开展消声器的优化工作。分析的结构包括：扩张腔结构、有内插管扩张腔结构、穿孔管共振结构、穿孔板结构、穿孔扩张管结构和凹孔板结构。本章所有消声结构的传递损失都是在气流速度 $v=3\text{m/s}$ ，温度 $T=600\text{K}$ 的条件下计算得到。

4.1 扩张腔结构的消声特性

扩张腔结构是借助气流流动时的扩张和收缩过程，使噪声能量降低，达到消声效果的。根据扩张结构和收缩结构的声学传递矩阵公式（3-2）和（3-3）可知，扩张比是扩张腔结构消声性能的重要影响参数。对同一个扩张腔结构，前、后各接一段直管，直径为 $d=50\text{mm}$ ，长度为 $l=50\text{mm}$ ，扩张腔的长度为 $L=200\text{mm}$ 。设置扩张比 $m=4$ ， $m=9$ ， $m=16$ 三种情况，通过汽车消声器性能仿真系统计算其传递损失，得到其传递损失如图 4-1。

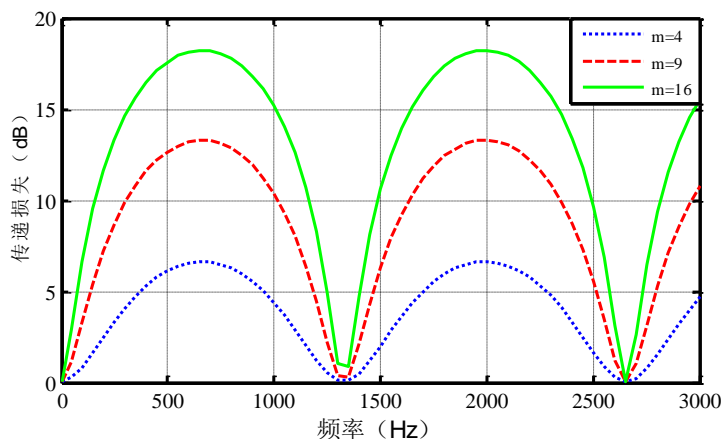


图 4-1 扩张比对扩张腔传递损失的影响

由图可知，相同条件下，扩张腔长度为定值时，扩张比越大，扩张腔结构的传递损失越大，峰值消声量和平均消声量都大幅提高。但是，在实际应用时，扩张比也不能过大，否则，可能会出现高速气流进入以后没有充分扩张又流出

的现象，不能充分发挥扩张腔的消声作用。同时扩张比过大，也会带来消声器体积过大的弊端，影响其结构性能。根据图 4-1 能够看出，扩张腔的消声频带没有因为扩张比的改变而移动。由扩张腔的声学传递矩阵分析可知，如果扩张比为定值，它的消声频带会因为扩张腔长度的改变而改变，但是并不能改变峰值消声量。由此可知，影响扩张腔的峰值消声量的关键因素是扩张比，而影响消声频带位置的关键因素是其长度。在实际的消声器开发过程中，扩张腔的扩张比和长度都会受到客观条件的限制，但是可以根据需要，改变扩张比和长度，合理调整不同频段的消声量。

4.2 有内插管扩张腔结构的消声特性

有内插管扩张腔结构的消声原理与简单扩张腔相同，都是通过扩张和收缩结构来降低噪声能量的。所以，简单扩张腔的扩张比和长度对其消声特性的作用同样适用于有内插管扩张腔。但是，有内插管扩张腔的内插管结构参数对其消声量和消声频带也有一定的影响。对有内插管扩张腔结构，前后各接一段长度为 $l_1=50\text{mm}$ ，直径为 $d_1=50\text{mm}$ 的直管，扩张腔直径为 $D=100\text{mm}$ ，长度为 $L=100\text{mm}$ ，出气端无内插管。设置进气端内插管长度 $l=10\text{mm}$ ， $l=30\text{mm}$ ， $l=50\text{mm}$ ，三种情况，直径为 $d=50\text{mm}$ 。通过汽车消声器性能仿真系统计算其传递损失，得到如图 4-2 所示的结果。

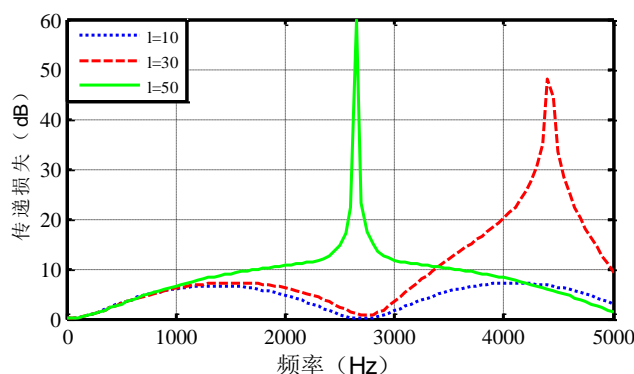


图 4-2 进气端内插管长度对传递损失的影响

由图可知，相同条件下，随着进气端的内插管长度逐渐增加，使得每一个峰值的消声频段范围增大，峰值消声量有所增加，同一频率范围通过频率减少。对于相同的频率范围，整体消声效果随着进气端内插管长度增加而增强。对于

出气端内插管长度的变化，作用与进气端内插管长度相似。在消声器的开发工作中，内插管的长度不宜过长。一是因为内插管过长时，它的振动容易影响消声器的结构强度；二是因为内插管过长时，内插管在高速气流的作用下，可能产生异响，特别是出气端内插管。当进气端内插管长度为扩张腔长度的一半，出气端内插管长度为其四分之一时，消声效果最佳。因为在这种情况下，入射声波与反射声波由于干涉作用一定程度上消除了扩张腔的通过频率。

4.3 穿孔管共振结构的消声特性

穿孔管共振结构可以分解成若干赫姆霍兹共振腔的组合，将每一个小孔假定为共振腔的连接管，将共振管看作是若干小共振腔的组合。所以穿孔管共振结构降低噪声的原理就是利用声波的共振，降低噪声能量的。由穿孔管共振结构的声学传递矩阵公式（3-6）能够看出，可以改变其消声性能的参数主要有共振管的容积、小孔的总面积、穿孔管的厚度以及小孔直径。而穿孔管的厚度与小孔直径都是通过影响穿孔管的等效厚度来改变消声量的，且穿孔管厚度在实际工程中可变性不大，而小孔直径改变范围较大，同时易于实现。所以，本节着重对穿孔管共振结构的共振管容积、穿孔率和小孔孔径三个影响因素进行分析。

4.3.1 共振管容积对穿孔管共振结构消声特性的影响

由传递矩阵公式（3-6）可知，在一定范围内，共振容积的增加会导致消声量的减小。对一个穿孔管共振结构，穿孔管直径为 $d=20\text{mm}$ ，厚度为 $t=2\text{mm}$ ，小孔孔径为 $d_k=3\text{mm}$ ，孔数为 $n=50$ ，穿孔长度为 $l=100\text{mm}$ ，共振管长度为 $L=120\text{mm}$ ，设置共振管的直径分别为 $D=35\text{mm}$ ， $D=40\text{mm}$ ， $D=45\text{mm}$ 三种情况。由于共振管长度一定，不同共振管直径就对应了不同的共振管容积。通过汽车消声器性能仿真系统的计算，得到不同共振腔容积与穿孔管共振结构传递损失的关系如图 4-3。

由图可知，在一定范围内，穿孔管共振结构的共振管容积增大时，峰值消声量有所减小，且共振频率也向高频方向有微小移动，但主要消声量还是在 1500Hz 左右的频段。在工程应用中，可以利用穿孔管共振结构的共振频率消声特性来达到特定频段噪声控制的目的。

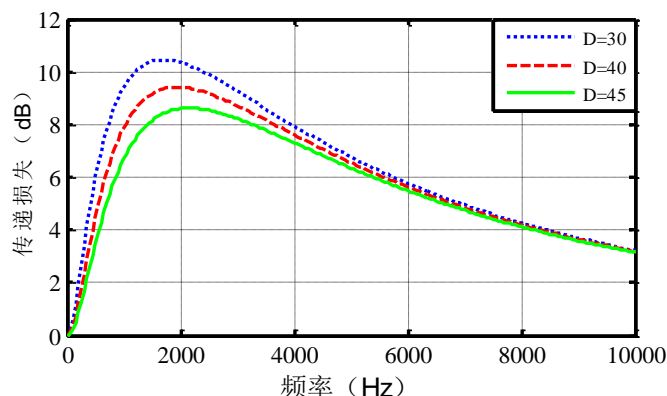


图 4-3 共振管容积对穿孔管共振结构传递损失的影响

4.3.2 穿孔率对穿孔管共振结构消声特性的影响

根据穿孔管共振结构声学传递矩阵公式 (3-6) 分析, 在同一个结构中, 穿孔率在一定范围内逐渐增大时, 即小孔总面积逐渐增加, 会导致消声量的增加。因为穿孔率的不断增加, 使得更多的声波进入共振腔产生共振, 衰减噪声的能量。对一个穿孔管共振结构, 穿孔管直径为 $d=20\text{mm}$, 厚度为 $t=2\text{mm}$, 穿孔孔径为 $dk=3\text{mm}$, 开孔长度为 $l=100\text{mm}$, 共振管长度为 $L=120\text{mm}$, 直径为 $D=35\text{mm}$, 设置穿孔率 $p=5\%$, $p=10\%$, $p=15\%$ 三种情况进行对比。通过汽车消声器性能仿真系统计算, 得到穿孔率与穿孔管共振结构传递损失的关系如图 4-4。

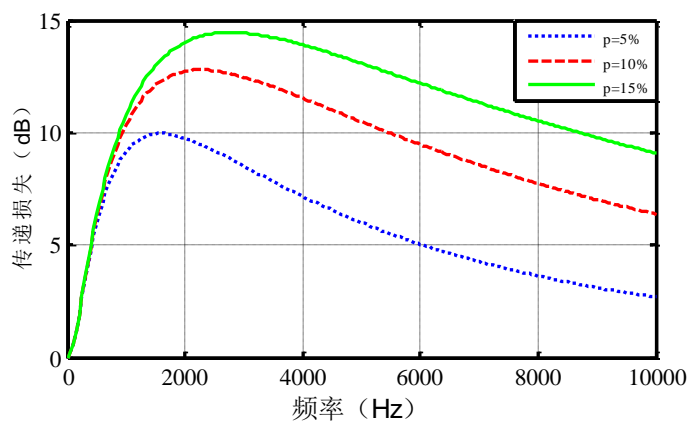


图 4-4 穿孔率对穿孔管共振结构传递损失的影响

由图可知, 在一定范围内, 随着穿孔率增大, 穿孔管共振结构的峰值消声量和平均消声量都有明显增加, 特别是 500Hz 以上的频段。同时, 当穿孔率的不断增加, 穿孔管共振结构的共振频率有向高频段方向转移的倾向, 但幅度较

小。也可以看出,当穿孔率从 10% 改变为 15% 时,消声量的增幅比穿孔率从 5% 改变为 10% 引起的消声量增幅明显较小,说明当穿孔率增大到一定程度后,消声量就不会因为穿孔率的变化而改变了。因为在穿孔率的临界值时,所有的声波都能进入共振腔发生共振,此时穿孔率的增加并不能增加因共振而引起的噪声能量的衰减。除此之外,当穿孔率过大时,共振腔变成了扩张腔,失去了共振降噪的作用,而且可能导致消声器结构强度变差。

4.3.3 小孔直径对穿孔管共振结构消声特性的影响

分析穿孔管共振结构的声学传递矩阵可知,在一定范围内,小孔孔径的增加,穿孔管的等效厚度随之增加,会导致消声量的减小。对一个穿孔管共振结构,穿孔管直径为 $d=20\text{mm}$,厚度为 $t=2\text{mm}$,穿孔长度为 $l=100\text{mm}$,共振管长度为 $L=120\text{mm}$,直径为 $D=35\text{mm}$,保持穿孔管的穿孔率为 15% 不变,设置小孔直径 $dk=3\text{mm}$, $dk=6\text{mm}$, $dk=9\text{mm}$ 三种情况进行对比。通过汽车消声器性能仿真系统的计算,得到不同小孔直径与穿孔管共振结构传递损失的关系如图 4-5。

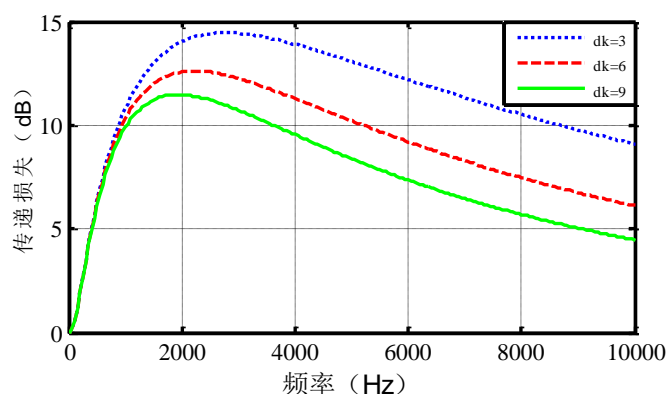


图 4-5 小孔直径对穿孔管共振结构传递损失的影响

由图可见,当穿孔率为定值时,小孔直径不断增大时,穿孔管共振结构传递损失的峰值消声量和平均消声量都有所降低,同时共振频率有向低频方向转移的趋势。所以,在实际工程中,可以适当减小穿孔管共振结构的小孔直径,以获得较好的消声效果,特别是低频段的消声效果。但是,当小孔直径过小时,气流通过小孔时的速度变大,可能会产生气流再生噪声,不但不能降低噪声,反而使得噪声更加难以控制。

4.4 穿孔板结构的消声特性

通常情况下，一个复杂的消声器含有多个腔室，各个腔室由隔板隔开，形成多个不同的消声结构。穿孔板则是为了达成特定消声目的，在隔板上开若干个小孔而形成的。实际上，穿孔板的消声原理与赫姆霍兹共振腔一样，如果噪声声波的频率与穿孔板后的腔体固有频率相等时，穿孔板周围的空气就会因为共振而消耗噪声的能量。穿孔板后腔体的固有频率，也就是该结构的共振频率可由公式（4-1）预测。

$$f = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{p}{(t + 0.8d)L}} \quad (4-1)$$

其中， f 为穿孔板的共振频率，单位为 Hz； c 为声速，单位取 m/s； p 是穿孔板的穿孔率； t 是穿孔板的厚度， d 是小孔直径， L 是穿孔板后的腔体长度或者空气层厚度，三者单位均取 m。

根据穿孔板的声学传递矩阵公式（3-7）和（3-8）、（3-9）分析，穿孔板的厚度、穿孔率和小孔直径都是穿孔板传递损失的影响参数。由于穿孔板的厚度在实际工程中改变的范围有限，且穿孔板厚度过小，强度不足，厚度过大，成本又会增加。从这几方面考虑，本节内容只分析穿孔板的穿孔率和小孔直径与其传递损失的关系。

4.4.1 穿孔率对穿孔板结构消声特性的影响

分析穿孔板的声学传递矩阵可知，相同条件下，穿孔率增加即小孔的总面积增加，会导致传递损失下降。对一个穿孔板结构，厚度为 $t=2\text{mm}$ ，前后各接一段直径为 $D=100\text{mm}$ ，长度为 $L=100\text{mm}$ 的直管，小孔直径为 $d=4\text{mm}$ ，设置穿孔率分别为 $p=10\%$ ， $p=20\%$ ， $p=30\%$ 三种情况进行对比。通过汽车消声器性能仿真系统计算，得到穿孔率与穿孔板传递损失的关系如图 4-6。

由图可知，穿孔率相同的情况下，穿孔板的消声量随着频率的升高而增加。当穿孔率不断增加时，图中所有频率上的消声量都下降。在工程应用中，可以适当地降低穿孔板的穿孔率，获得较好地消声效果，但是要注意平衡消声性能与动力性能的关系，因为穿孔率过低会导致压力损失的急剧上升。

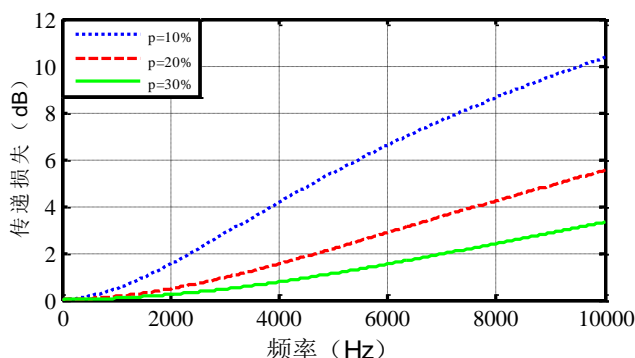


图 4-6 穿孔率对穿孔板传递损失的影响

4.4.2 小孔直径对穿孔板结构消声特性的影响

对一个穿孔板结构，厚度为 $t=2\text{mm}$ ，前后各接一段直径为 $D=100\text{mm}$ ，长度为 $L=100\text{mm}$ 的直管。使穿孔板的穿孔率是定值 20%，设置小孔直径分别为 $d=3\text{mm}$ ， $d=6\text{mm}$ ， $d=9\text{mm}$ 三种情况展开对比。通过汽车消声器性能仿真系统计算，得到小孔直径与穿孔板传递损失的关系如图 4-7。

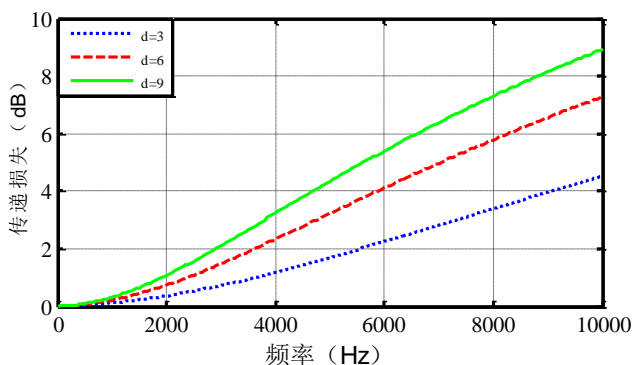


图 4-7 小孔直径对穿孔板传递损失的影响

由图可知，在穿孔率不变的条件下，小孔直径越大，穿孔板在所有频率上的消声量越大，增加幅度也随着频率的增大而增大。但是，从小孔直径的增幅与消声量的增幅作比较可以看出，随着小孔直径增加，消声量的增幅变缓。小孔直径也不能太大，否则会失去小孔消声的作用，变成了扩张消声的作用。

4.5 穿孔扩张管结构的消声特性

穿孔扩张管结构的消声原理是利用了气流的收缩与扩张来消耗噪声量能

的，与扩张腔不同的是，穿孔扩张管是利用了气流通过许多小孔时的收缩与扩张，消声效果更加出色。分析穿孔扩张管的声学传递矩阵公式(3-11)和(3-12)可知，穿孔管的厚度、穿孔率和穿孔直径都是影响其声学性能的重要因素，本节只对穿孔率和小孔直径对其消声性能的影响进行研究。

4.5.1 穿孔率对穿孔扩张管结构消声特性的影响

对于穿孔扩张管结构，穿孔管直径为 $d=40\text{mm}$ ，厚度为 $t=2\text{mm}$ ，小孔直径为 $d_k=4\text{mm}$ ，穿孔长度为 $l=100\text{mm}$ ，扩张腔直径为 $D=100\text{mm}$ ，设置穿孔管的穿孔率为 $p=10\%$ ， $p=20\%$ ， $p=30\%$ 三种情况进行对比。通过汽车消声器性能仿真系统计算，得到穿孔率与穿孔扩张管传递损失的关系如图 4-8。

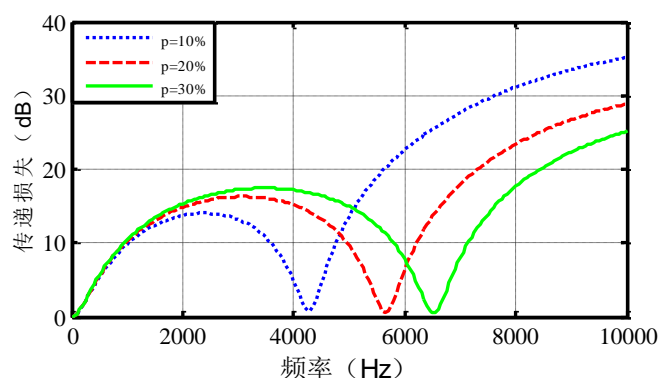


图 4-8 穿孔率对穿孔扩张管传递损失的影响

根据图 4-8 分析，穿孔扩张管结构的传递损失曲线具有两个峰值消声量，且高频段的峰值大于低频段的峰值，整体上平均消声量比较大。当穿孔管的穿孔率在一定范围内升高时，低频段的峰值消声量提高，高频段的峰值消声量降低，且峰值消声频率有向高频方向转移的趋势。同时，消声量随着穿孔率改变的幅度逐渐减小，当穿孔率达到一定程度后，消声量不会再随着穿孔率的变化而变化。在消声器的设计工作中，可以适当调整穿孔扩张管结构的穿孔率，来平衡低频段和高频段的消声需求。但要注意穿孔管的穿孔率不能过大或者过小。当穿孔率过大时，穿孔扩张管的消声效果跟直管扩张就没有太大区别了，且强度不足，影响消声器的使用寿命。当穿孔率过小时，一方面压力损失会相应增大，影响空气动力性能；另一方面导致气流速度通过小孔时速度急剧增加，容易产生再生噪声。

4.5.2 小孔直径对穿孔扩张管结构消声特性的影响

小孔直径的改变影响了有效扩张比和小孔的有效通过面积，但是在穿孔率不变时，小孔数量也会改变。小孔直径的改变对不同频段消声特性的影响会有所不同。对于穿孔扩张管结构，穿孔管直径为 $d=40\text{mm}$ ，厚度为 $t=2\text{mm}$ ，穿孔率为 $p=20\%$ ，穿孔长度 $l=100\text{mm}$ ，扩张腔直径为 $D=100\text{mm}$ ，设置穿孔管的小孔直径为 $dk=3$ ， $dk=6$ ， $dk=9$ 三种情况进行对比。通过汽车消声器性能仿真系统计算，得到小孔直径与穿孔扩张管传递损失的关系如图 4-9。

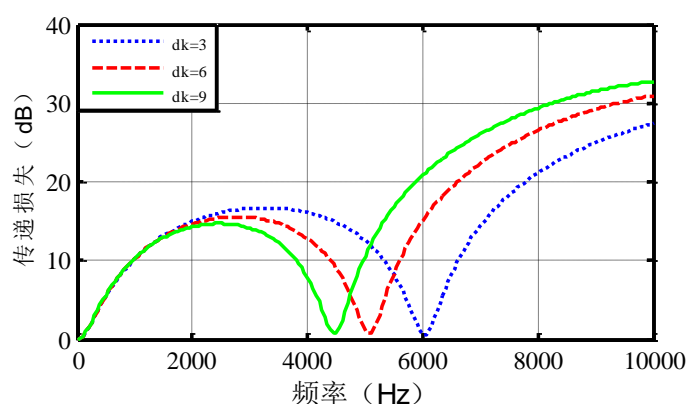


图 4-9 小孔直径对穿孔扩张管传递损失的影响

由上图可以看出，小孔直径的改变对高频段和低频段消声效果的影响刚好相反。在穿孔率一定的情况下，小孔直径从 3mm 逐渐增大到 9mm 时，1500Hz 以下频段消声量基本不变，第一个峰值消声量下降，第二个峰值消声量上升。同时，消声量的峰值频率随着小孔直径的增加，逐渐向低频方向移动。由于小孔直径和穿孔率对穿孔扩张结构消声性能的影响有些相似性，在实际应用时，可以考虑通过两者的协调改变来获得最佳的消声效果。

4.6 凹孔板结构的消声特性

根据凹孔板传递矩阵的推导过程可知，凹孔板的凹孔数量、凹孔面积、凹孔深度和板厚度都是其消声性能的主要影响因素。由于凹孔板特殊的结构特征，如果凹孔深度过大，将会严重影响其结构强度，而深度太小又会增大压力损失，所以其变化的范围有限；而板厚度与穿孔板厚度一致，变化范围也比较小；所

以不再讨论凹孔深度和板厚度对凹孔板声学性能的影响。下面分析凹孔数量和凹孔面积两个因素对凹孔板消声性能的影响。

4.6.1 凹孔数量对凹孔板结构消声特性的影响

分析凹孔板传递矩阵可知，凹孔数量增加，则气流总的通过面积增加，将会导致消声性能的下降。对于凹孔板结构，厚度为 $t=2\text{mm}$ ，凹孔为正方形，边长为 $d=5\text{mm}$ ，深度为 $h=2\text{mm}$ ，前后各接一段长度为 $l=100\text{mm}$ ，直径为 $D=100\text{mm}$ 的直管，设置凹孔数量 $n=80$ ， $n=100$ ， $n=120$ 三种情况进行对比。通过汽车消声器性能仿真系统计算，得到凹孔数量对凹孔板传递损失的影响如图 4-10。

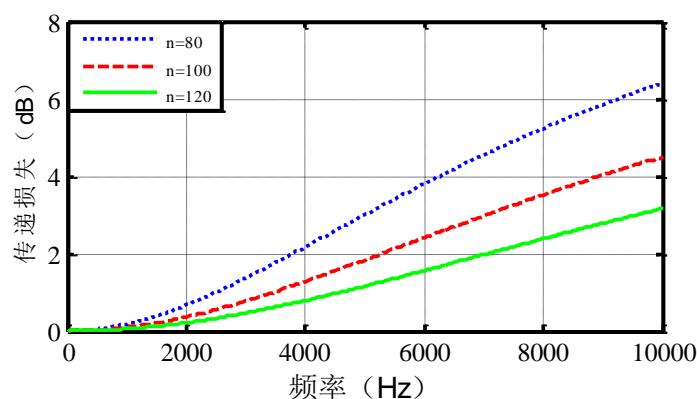


图 4-10 凹孔数量对凹孔板传递损失的影响

由图可知，同一条件下，凹孔板的消声量随着频率的升高而增加。当凹孔数量变化时，消声量随着凹孔数量的增多，其在所有频率上的消声量都下降，但下降的幅度逐渐减小。实际应用中，可以调节凹孔数量来提升消声效果，但是凹孔数量不能太少，否则将会增加压力损失，增大发动机的功率损失。

4.6.2 凹孔面积对凹孔板结构消声特性的影响

对于凹孔板结构，厚度为 $t=2\text{mm}$ ，凹孔深度为 $h=2\text{mm}$ ，前后各接一段长度为 $l=100\text{mm}$ ，直径为 $D=100\text{mm}$ 的直管，在总穿孔面积不变的前提下，设置单个凹孔面积 $S=9\text{mm}^2$ ， $S=16\text{mm}^2$ ， $S=25\text{mm}^2$ 三种情况进行对比。通过汽车消声器性能仿真系统计算，得到凹孔面积对凹孔板传递损失的影响如图 4-11。

由图可知，在总的穿孔面积一定条件下，随着凹孔面积的增大，凹孔板的传递损失在所有频率上都有提升。但是实际上由于凹孔板特殊的结构，增大凹

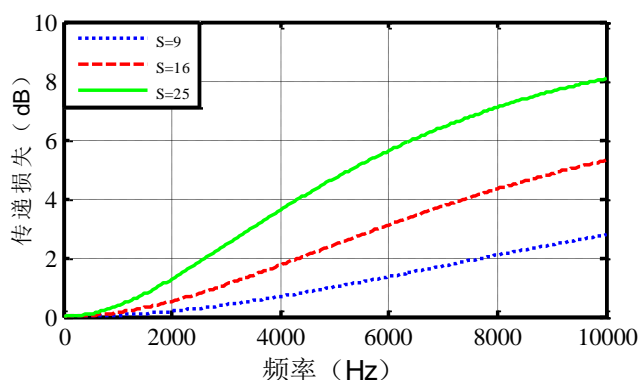


图 4-11 凹孔面积对凹孔板传递损失的影响

孔面积，凹孔数量减少，气流的真实通过面积减少，所以此时的压力损失也会有所增加。因此，凹孔面积也不能太大，否则影响发动机的动力性。

4.7 本章小结

本章通过开发的汽车消声器性能仿真系统对六种消声结构的消声特性进行了分析。通过分析得出以下结论：

①当扩张腔长度为定值时，扩张比越大，扩张腔结构的传递损失越大，峰值消声量和平均消声量都大幅提高。

②对于有内插管扩张腔结构，随着进气端的内插管长度逐渐增加，每个峰值消声频段范围增大，同一频率范围内通过频率减少，平均消声量提升。

③穿孔管共振结构的峰值消声量集中在低频范围，当共振管容积增大时，峰值消声量有所减小；在一定范围内，当穿孔率逐渐变大时，穿孔管共振结构的峰值消声量和平均消声量都有明显增加；当穿孔率一定时，由于小孔直径的增大，穿孔管共振结构传递损失的峰值消声量和平均消声量都会减小。

④穿孔板的消声量由于穿孔率的变大而下降；当穿孔率不变时，小孔直径在一定范围内越大，穿孔板降低噪声的能力越强。

⑤当穿孔扩张结构中穿孔率在一定范围内升高时，低频段的峰值消声量增加，高频段的峰值消声量减少，且峰值消声频率有向高频转移的趋势；而穿孔率不变时，小孔直径增加时带来的效果刚好相反。

⑥凹孔板随着凹孔数量的增加消声量下降；在穿孔面积一定时，凹孔面积在一定范围内越大，凹孔板消声性能越好。

第 5 章 某汽车消声器优化设计研究

本章将根据汽车排气噪声控制的基础理论和前文消声结构的声学特性研究，对某汽车消声器进行优化设计，解决其存在的排气噪声水平偏高和声品质较差的问题。

5.1 某汽车原消声器性能分析

5.1.1 原消声器噪声测试分析

根据该车制造企业反映，原排气系统在三挡急加速工况下，存在整体噪声水平偏高的问题，且在低转速范围内存在明显的噪声峰值。首先根据国家和行业相关标准对安装原消声器的试验车进行噪声测试，包括驾驶员右耳处，车内后排中央位置和排气尾管处三个关键点。三个测试点的麦克风布置如图 5-1。



(a) 驾驶员右耳处



(b) 后排中央位置



(c) 排气尾管处

图 5-1 三个测试点麦克风布置

通过试验仪器获得三个测试点处的噪声音频和发动机的转速信号。然后将

音频和转速信号导入汽车消声器性能仿真系统，获得三个测试点的三挡急加速噪声与转速的关系，如图 5-2 所示。

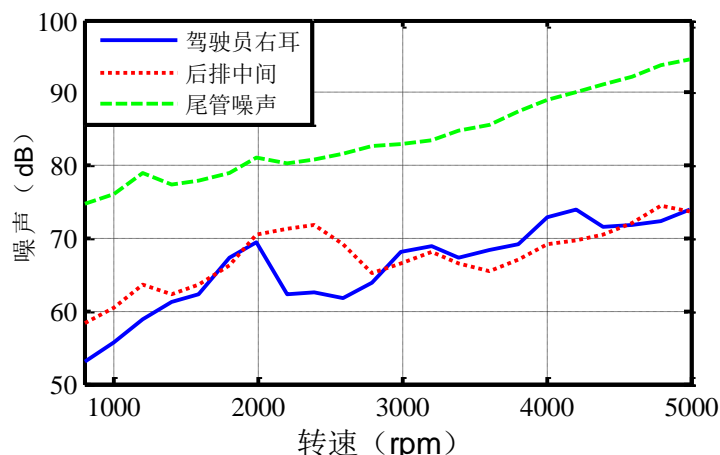


图 5-2 测试点三挡急加速噪声曲线

由图 5-2 可知，后排中间测点在 1200rpm 的噪声峰值和曲线走势与排气尾管噪声完全一致，所以判断该峰值由排气尾管噪声引起。同样的道理，驾驶员右耳测点噪声在 2000rpm 时出现的峰值与排气噪声有关。但是由于排气噪声在 2000rpm 时的峰值较小，只高出曲线 2dB(A)，而驾驶员右耳的噪声峰值则比较明显，高出曲线 7dB(A)，此处噪声峰值出现的原因有多种，排气噪声并不是唯一的因素。而后排中间在 2000rpm 到 2600rpm 这一段的噪声峰值与排气噪声的关系不大，因为排气噪声在 2000rpm 之后没有出现明显的峰值。

图 5-3 为尾管噪声的频谱图，通过频谱分析发现，1200rpm 和 2000rpm 的噪声峰值均由为 2 阶噪声引起，即噪声的峰值频率为 40Hz 和 67Hz，均为 100Hz 以内的低频噪声。当转速在 2000rpm 以下时，噪声的主要成分是 150Hz 以内的低频噪声；当转速升高到 3500rpm 时，噪声的主要成分除了低频噪声外，800Hz 到 1600Hz 的中频段噪声也比较突出；当转速在 3500rpm 以上时，噪声的主要成分是 800Hz 到 1600Hz 和 2100Hz 到 2700Hz 的中高频噪声。

由分析结果可知，车内驾驶员右耳和后排座中间位置的噪声与排气噪声有关，对尾管噪声采取等级打分主观评价。将主观评价的参数分为 5 个等级，每个等级代表了相关参数的对应表现。进行主观评价时，选取了 12 名对汽车噪声控制领域较为熟悉的评价者，并进行了相关培训。然后 12 名评价者根据自己的心理感受对尾管噪声给出了相应的评价，对结果进行统计分析，得出最终的评价结果。尾管噪声主观评价结果见表 5-1。

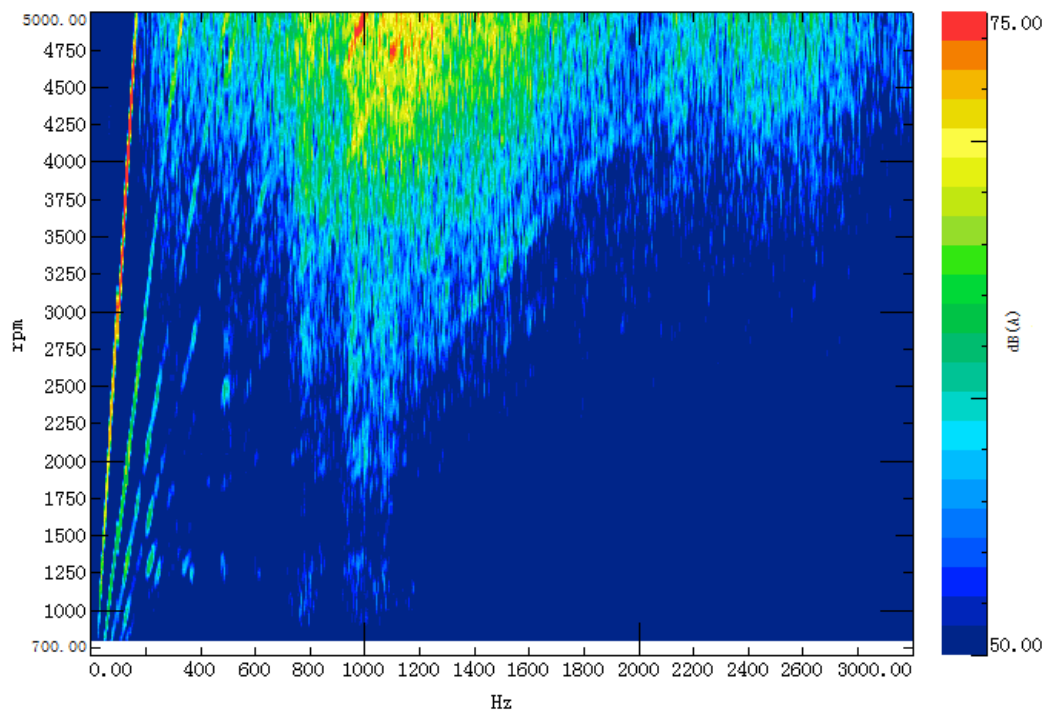


图 5-3 原排气系统尾管噪声频谱图

表 5-1 原排气系统尾管噪声主观评价结果

	1	2	3	4	5
	良好	较好	一般	较差	很差
响度			√		
烦恼度				√	
尖锐度			√		
粗糙度			√		

由表 5-1 可知，结果表明，受到了整体噪声水平较高的影响,原排气系统响度表现一般；烦恼度表现较差，与低频段噪声较高且存在噪声峰值有关，使评价者产生了不适感；尖锐度表现一般，说明高频段噪声还需要进一步的优化；噪声峰值问题在听觉感受上较为明显，影响了尾管噪声主观评价的粗糙度表现。

根据噪声分析和主观评价结果可以得出结论，消声器的优化需要解决的问题有三点：一是降低整体噪声水平，包括所有转速范围，即要提升大部分频段的消声量；二是将 1200rpm 和 2000rpm 的噪声峰值降低到可接受的范围，即要提升 100Hz 以内的消声量；三是噪声水平满足客观评价指标的前提下，主观评价也要有明显改善。

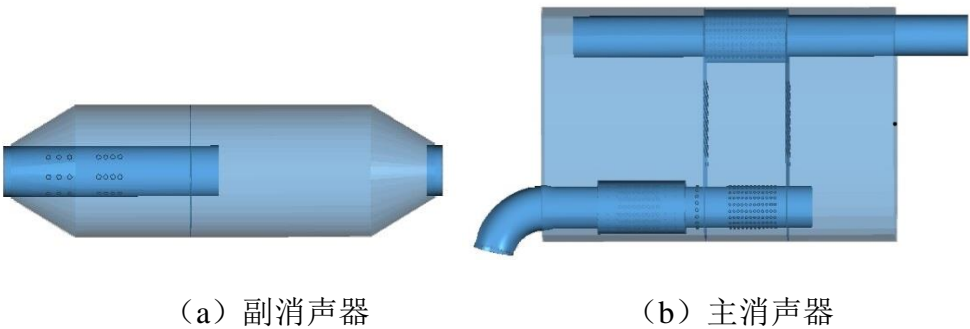
5.1.2 原消声器的结构分析

该汽车原排气系统有两级消声结构，包括副消声器和主消声器。原排气系统结构形式如图 5-4。



图 5-4 原排气系统结构模型

该车原状态下，两级消声器的内部结构形式如图 5-5 所示。



(a) 副消声器 (b) 主消声器

图 5-5 原状态副消声器和主消声器结构

由图 5-5 可以看出，原状态下的两级消声器内部结构主要为抗性结构的组合，只有在主消声器内部两个穿孔管共振结构中填充了少量的吸声棉。副消声器由穿孔管共振结构与有内插管扩张结构、直管结构和收缩结构串联，主消声器结构同时含有串联结构和并联结构，包括了直管结构、穿孔管共振结构、有内插管的收缩与扩张结构和凹孔板结构等。分析可知，原排气系统的结构能够同时兼顾高频段与低频段的消声效果。而此时无论低频段，还是高频段，消声量显然都不足以应对原车状态下的排气噪声，必须对消声器实施优化设计。由于汽车底盘空间已经没有空间再增加一级消声器，且原状态的两级消声器的内部结构都相对比较简单，所以，考虑通过其内部结构优化来增加消声量。

5.1.3 原消声器性能仿真分析

将原状态下的两级消声器分解成基本消声单元的串联或者并联结构，再将他们的参数按一定顺序输入汽车消声器性能仿真系统，获得副消声器和主消声器的传递损失情况如图 5-6、图 5-7 所示。

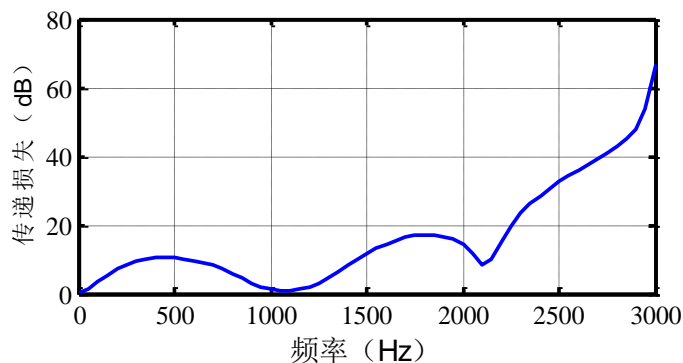


图 5-6 副消声器传递损失

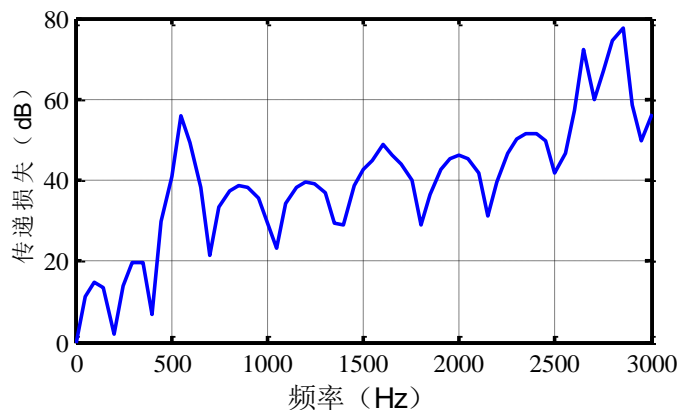


图 5-7 主消声器传递损失

由图 5-6 可知，副消声器在 100Hz 以内的消声量较小，不足 5dB，同时在 1500Hz 以内，平均消声量不足 10dB，在 1100Hz 通过频率附近的消声量过低，且范围较大。总的来说，副消声器在 100Hz 以内消声量不足，在 2100Hz 以内的消声量还有提升的空间。由图 5-7 可知主消声器的传递损失情况。鉴于主消声器体积较大，是该排气系统消声量的主要来源，其在 700Hz 到 2500Hz 之间的消声量不足，0 到 400Hz 之间的消声量还需要进一步提高。

根据以上分析可以确定原排气系统消声器优化方向：对于副消声器，首先提高 100Hz 以内的消声量，其次 2100Hz 以内的大部分频段需要提升消声量；对于主消声器，主要提升 700Hz 到 2500Hz 频段的消声量，同时保证 0 到 400Hz

频段的消声量有所改善。

5.2 排气消声器优化设计

本节对原状态的两级消声器实施优化。优化方法是：在优化方向的前提下，根据第 4 章对六种消声结构声学特性研究的结论，对每一个需要优化的结构提出几个优化方案，通过汽车消声器仿真系统计算出各自的传递损失，然后挑选传递损失表现最好的方案作为最终的优化方案。

5.2.1 副消声器优化

副消声器优化的目标是：首先提高 100Hz 以内的消声量，其次 2100Hz 以内的大部分频段需要进一步提高消声量。由于副消声器容积小，结构简单，所以将其作为一个整体进行优化。

根据 4.2 节的结论，当进气端内插管长度为扩张腔长度的一半，出气端内插管长度为扩张腔长度的四分之一时，降低噪声的能力最佳。但是车辆加速行驶时，排气气流速度较快，为了避免内插管过长而出现再生噪声，可适当调整内插管长度，获得较好的消声效果。

副消声器的方案一可以将副消声器第一腔用作赫姆霍兹共振腔，因为赫姆霍兹共振消声器可以消除特定频率的噪声，用来针对原排气系统低转速噪声偏高和低频率范围内的噪声峰值问题，可根据共振频率确定相关参数^[45]。方案二可以将第一腔穿孔管的孔去掉，在隔板上打孔，因为穿孔板的消声频带较宽，与内插管扩张结构结合使用，可以一定程度兼顾高频和低频的消声效果。方案三保留原方案中的第一腔结构，减短内插管长度，再增加一个与第一腔完全相同的结构，该方案主要是借助穿孔管共振结构的特定频段消声特性，增加原方案 1100Hz 通过频率附近的消声量。方案四可以充分利用小孔扩张效果比普通扩张腔好的优势，将副消声器分为两个对称腔，管道直通整个腔体，将管道在每个腔体的部分打较多的孔，为了减小气流阻力，隔板开孔直径要大于穿孔管。

如果将四个优化方案一起比较，曲线较多，不易观察曲线走势，可将方案分成两组分别比较，然后再将两组中最好的两个方案进行比较，以选出副消声器最优的方案。两组优化方案具体参数见表 5-2、表 5-3。

表 5-2 第一组优化方案参数

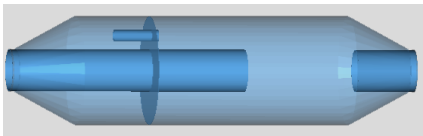
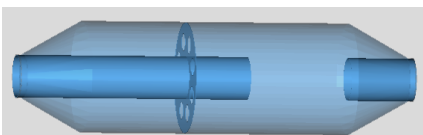
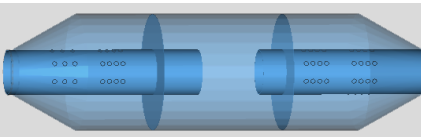
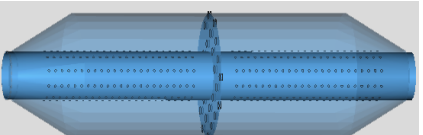
副消声器方案	内部结构图	相关参数
方案一		赫姆霍兹共振腔的长度为 180mm，喉管的直径为 15mm，长度为 60mm；二腔进气内插管的长度 80mm，出气端则为 40mm。
方案二		左边第一腔长度 224mm，隔板开有 8 个直径 24mm 的小孔；二腔进气内插管长度 60mm，出气端则是 30mm。

表 5-3 第二组优化方案参数

副消声器方案	内部结构图	相关参数
方案三		第一腔长度 180mm，穿孔管穿孔直径为 6mm，数量为 48 个，分两段长度分别为 30mm。第一腔和第三腔对称。
方案四		隔板在腔体中间位置，左右两腔对称。穿孔管穿孔直径 3mm，数量为 300，长度为 200mm，隔板开孔 30 个，直径为 10mm。

将副消声器优化方案分解为基本消声单元，将相关参数输入汽车消声器性能仿真系统，可得到其传递损失。副消声器第一组优化方案传递损失如图 5-8，第二组优化方案传递损失如图 5-9。

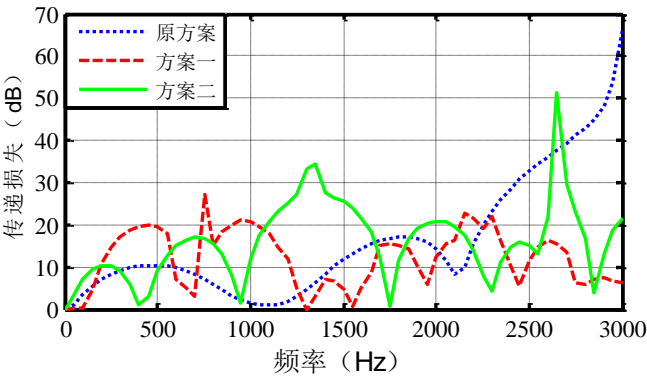


图 5-8 副消声器第一组优化方案传递损失

由图 5-8 可知，方案二在 100Hz 以内的消声量是最出色的，最差的是方案

一，这一段消声量几乎为零；在 500Hz 以上的大部分频段，方案二的消声量都维持在 16dB 以上，平均消声量也比较可观，而方案一在 200Hz 到 1050Hz 之间有两个峰值消声量，在这一频段上是三个方案中最好的，但是在 1250Hz 到 1550Hz 之间和 2500Hz 以上两个频段有明显的消声低谷，是三个方案中最差的。方案一的消声峰值主要是由于赫姆霍兹共振腔的原因，但是共振腔消声频段较窄，也占据了较大的空间，导致其他频段消声量较低。这个共振腔原本是针对 100Hz 以内的噪声峰值设计的，但是由于温度和气流的原因，消声峰值向高频方向移动，如果使峰值出现在较低频段，就必须进一步加大共振腔的容积，那么其他频段消声量将会更差。所以，由于副消声器容积较小，不适合使用赫姆霍兹共振腔。综上所述，第一组方案中，方案二比较符合要求。

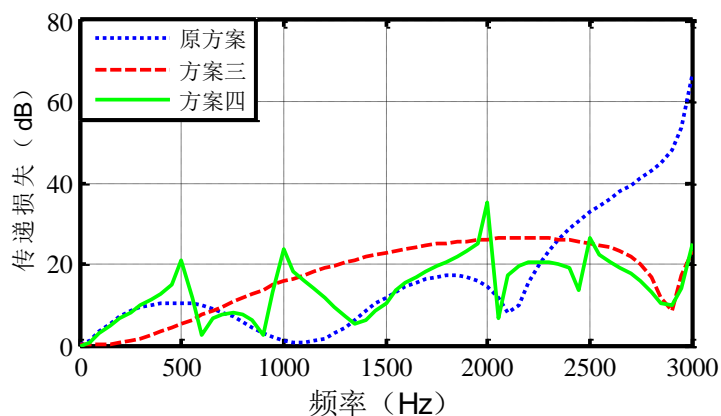


图 5-9 副消声器第二组优化方案传递损失

由图 5-9 可知，方案三在 700Hz 到 2350Hz 之间的表现是三个方案中最好的，且相对于原方案消声量提升明显，但是其在 700Hz 以下的低频段表现是三个方案中最差的。方案四在 900Hz 以下频段表现几乎与原方案一致，但是在 1000Hz 的消声峰值提升了原方案中通过频率的消声量。在 2500Hz 以上频段，原方案消声量最大，两个优化方案基本持平。由于方案四在低频段表现略优于原方案，且提升了 1100Hz 通过频率的消声量，比较符合副消声器的优化目标，所以是第二组优化方案中较好的一个。

图 5-10 为两组优化方案中最好的两个方案传递损失曲线。由图可知，在 250Hz 以下、550Hz 至 950Hz、1100Hz 至 1650Hz 三个频段内方案二传递损失表现明显优化方案四，在 250Hz 至 550Hz、1650Hz 至 2050Hz、2150Hz 至 2600Hz 三个频段，方案四传递损失表现略优于方案二。可见方案二提升了 250Hz 以下低频段消声量，在其余频段的平均消声量也优于方案四，所以方案二更加符合

副消声器的优化方向，为副消声器优化方案的最优选择。

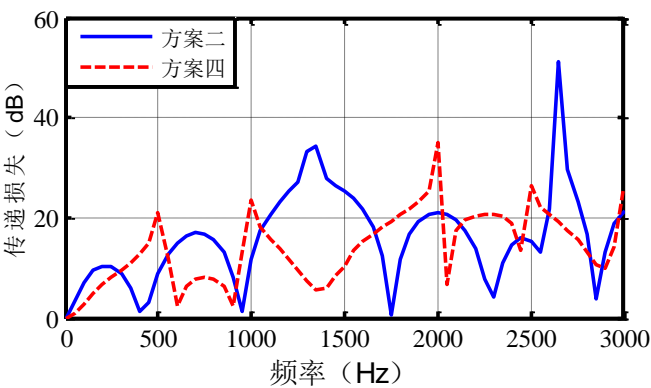


图 5-10 优化方案传递损失

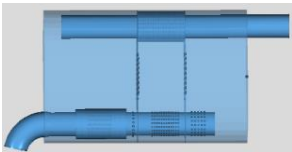
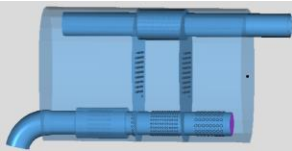
5.2.2 主消声器优化

主消声器的优化方向是：着重提升 700Hz 到 2500Hz 频段的消声量，同时使 400Hz 以内的低频段消声量有所改善。根据优化方向和第 4 章相关结论，确定主消声器中两个结构可以进行优化：第三腔中的内插管扩张结构和消声器中凹孔板的位置。

(1) 内插管扩张结构优化

根据 4.2 节的结论，内插管扩张结构具有通过频率，不利于整体噪声水平的控制。将内插管上开孔增加一段穿孔管共振结构，与内插管扩张结构组合，能够有效地消除一部分通过频率，此方法可作为优化方案一；根据 4.5 节的结论，穿孔扩张管结构可以兼顾高频和低频的消声效果，且平均消声量较大，将内插管扩张结构改为穿孔扩张管结构，作为优化方案二。优化方案具体参数见表 5-4。

表 5-4 优化方案参数

优化方案	内部结构	相关参数
方案一		内插管开孔长度 30mm，开孔孔径 3mm，穿孔率 15%。
方案二		内插管端口封闭，开孔孔径 6mm，穿孔长度为 60mm，穿孔率为 15%。

将内插管扩张结构的优化方案分解为基本消声单元，将其参数输入汽车消声器性能仿真系统，获得其传递损失。主消声器内插管扩张结构优化方案的传递损失如图 5-11。

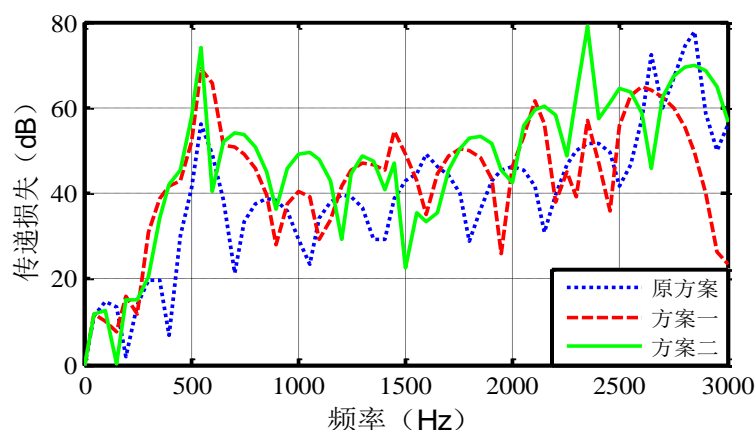


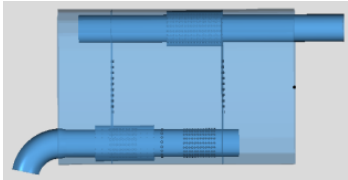
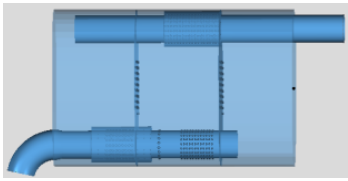
图 5-11 优化方案传递损失

据图分析，内插管扩张结构优化方案一的传递损失在大部分频率范围内改善较为明显，但是只有个别小频段内比原方案稍差，比较明显的是在 2700Hz 以上频段。方案二的传递损失在走势上与方案一有相似之处，除了 1350Hz 到 1750Hz 这一段较差之外，方案二在大部分频率范围内消声量的提升比较明显，且优于方案一。在低频段，三个方案表现相当，都能保证 100Hz 以内的消声量，在 250Hz 到 500Hz 之间，方案一和方案二都优于原方案。主消声器的优化方向主要是提升 700Hz 到 2500Hz 的消声量，根据优化方案的传递损失表现，方案二比较符合优化要求。

(2) 凹孔板位置优化

根据 4.6 节的分析，可以调整凹孔板上凹孔数量和凹孔面积来提升消声量。但是原主消声器中有两个凹孔板，气流阻力较大，不宜再减少凹孔数量；而增大凹孔面积，同样造成压力损失增大，且小孔消声的效果下降。根据气流的流动方向分析，气流将先后经过这两个凹孔板，第一凹孔板的位置将决定两个凹孔板串联后的消声效果。合适的凹孔板位置能够更好地利用凹孔板的消声作用，且实施难度较小。为了保证第三腔中气流扩张的消声效果，第二个凹孔板位置不动。原方案中第一腔和第二腔长度各是 200mm 和 100mm。由于第二个凹孔板位置不动，前两个腔的长度为定值 300mm。根据第一个凹孔板位置，确定两个优化方案，具体参数见表 5-5。

表 5-5 优化方案参数

优化方案	内部结构	相关参数
方案一		第一腔长度 100mm，第二腔长度 200mm。
方案二		第一腔长度 150mm，第二腔长度 150mm。

将凹孔板位置优化方案分解为基本消声单元，参数输入汽车消声器性能仿真系统，获得其传递损失。凹孔板位置优化方案传递损失如图 5-12。

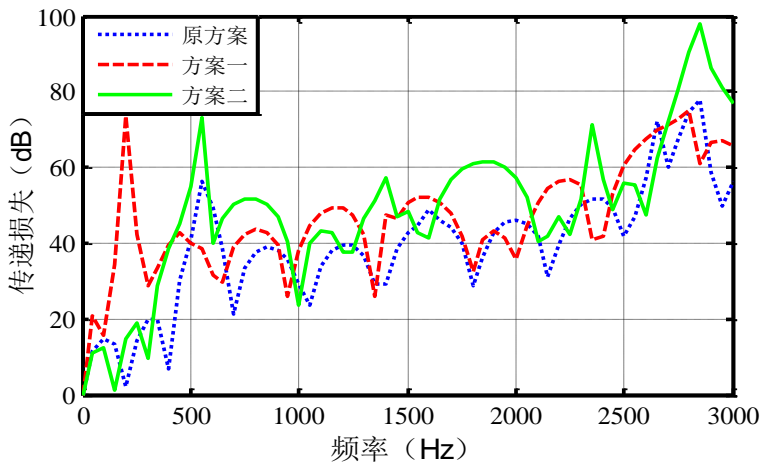


图 5-12 优化方案传递损失

据图分析，方案一传递损失整体表现优于原方案，不仅在 700Hz 到 2500Hz 这一频段的大部分频率消声量有所提高，而且在 0 到 400Hz 的低频范围内消声量有了较大提升，优势明显。方案二在 700Hz 到 2500Hz 的传递损失优于原方案和方案一，但在 0 到 300Hz 这一低频段的表现是三个方案中最差的。鉴于方案一符合主消声器的优化方向，同时在低频段的较高消声量又能较好地应对原排气系统在低频段的噪声峰值问题，将方案一作为凹孔板位置优化的最终选择。

根据 4.3.2 小节的结论，穿孔率越高，穿孔管共振结构峰值消声量越大。但是如果穿孔管上小孔的总面积大于管道通过面积，则不能视为单纯的穿孔管共

振结构，因为此时该结构具有了较明显的扩张作用。所以将主消声器中进气管上开孔长度为 58mm，开孔直径为 3mm 的 280 个小孔改为开孔率为 10%，即开孔数为 123 个。由于第一腔长度调整为了 100mm，所以将内插管收缩结构中内插管长度调整为 25mm。经过优化以后的最终的主消声器如图 5-13，其与原方案传递损失情况如图 5-14。

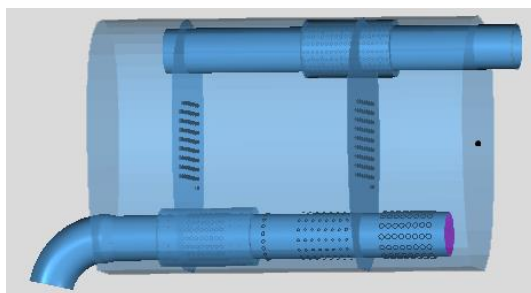


图 5-13 主消声器优化方案

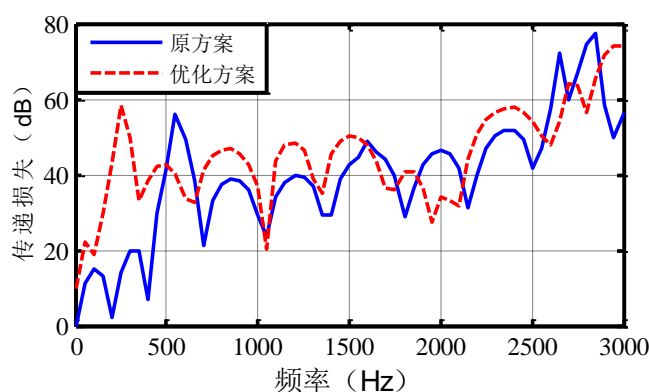


图 5-14 原方案与优化方案传递损失

由图 5-14 可知，优化方案传递损失在 700Hz 到 2500Hz 这一频段的大部分频率都高于原方案，同时在 0 到 500Hz 这一低频段也明显高于原方案，基本满足主消声器的优化目标。

5.3 优化方案的仿真验证

优化方案是根据传递损失的仿真分析得到的，为了进一步确定优化方案是否满足尾管噪声和压力损失的要求，需要通过 GT-Power 对尾管噪声和压力损失实施仿真分析。其中，对尾管噪声仿真结果进行数值对比和主观评价，对压力损失进行数值对比。

首先参照发动机的相关参数，搭建发动机的 GT-Power 模型，并完成校准。然后建立消声器原方案和优化方案的模型，离散之后与发动机模型耦合计算。由第 4 章穿孔板和凹孔板的声学特性分析可知，两者传递损失曲线走势几乎一致。在 GT-Power 中建模时，可在消声量相当的前提下，将凹孔板当作穿孔板处理。建模和校准过程不再赘述，发动机与排气系统耦合模型见图 5-15。

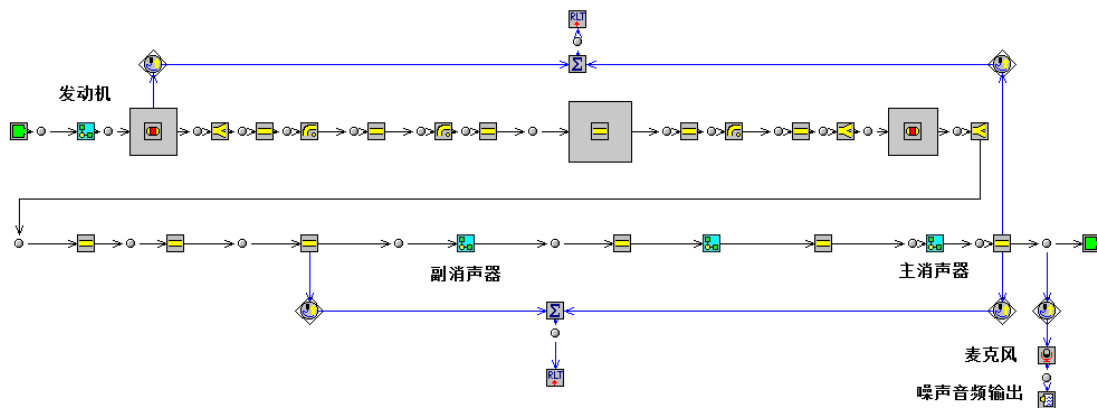


图 5-15 发动机与排气系统耦合模型

为了模型得出的尾管噪声曲线更加符合实际情况，需要将发动机的运行工况设置为急加速工况。在曲轴箱模型中，将发动机转速参数设置为转速随时间变化的关系，这个转速与时间的关系要与进行实车测试时一致。在图 5-15 中，在麦克风后连接了一个噪声音频输出装置，是用来输出尾管噪声音频的，其具体参数设置见图 5-16。噪声音频记录范围设置为整个运行过程，然后按需要将音频记录的位数，采样频率等参数设置完成后，将“WAV File Output”设置为“on”即可。模型运行完成后，即可查看尾管噪声和压力损失的情况，也会在文件夹中产生一个尾管噪声的音频。

消声器原方案和优化方案的尾管噪声曲线如图 5-17。由图可知，原方案尾管噪声曲线走势与测试曲线基本一致，误差较小，证明了所建立的 GT-Power 模型较为准确。同时，优化方案尾管噪声表现优于原方案，低转速噪声降低较为明显，最高降低 3.1dB(A)，高转速噪声值也有一定下降。虽然 1200rpm 和 2000rpm 峰值依然存在，但峰值相对弱化了。

将仿真模型运行产生的 WAV 格式的尾管噪声通过消声器性能仿真系统进行播放，采用成对比较的方式，对原排气系统和优化后的尾管噪声进行主观评价，比较结果见表 5-6。

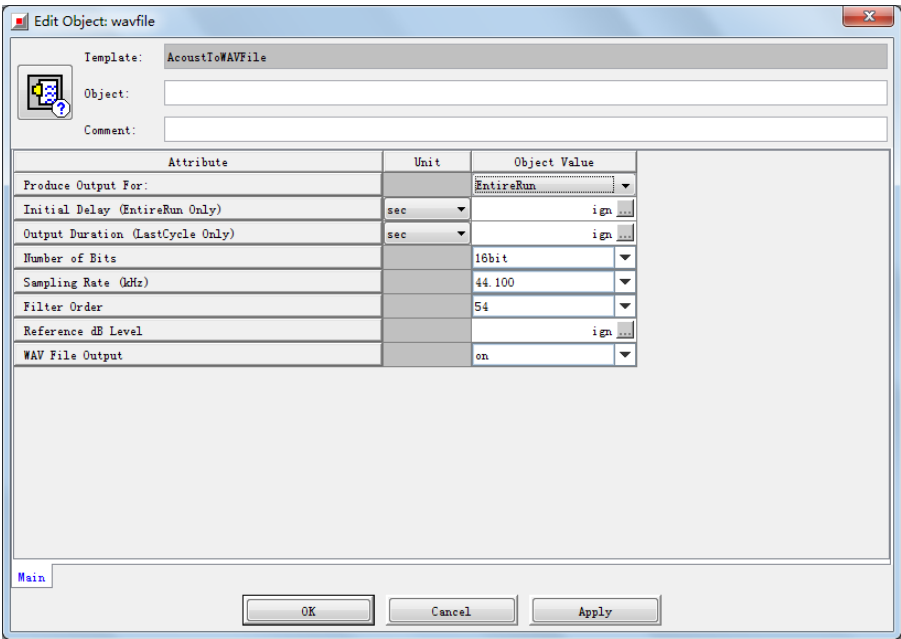


图 5-16 尾管噪声音频输出参数设置

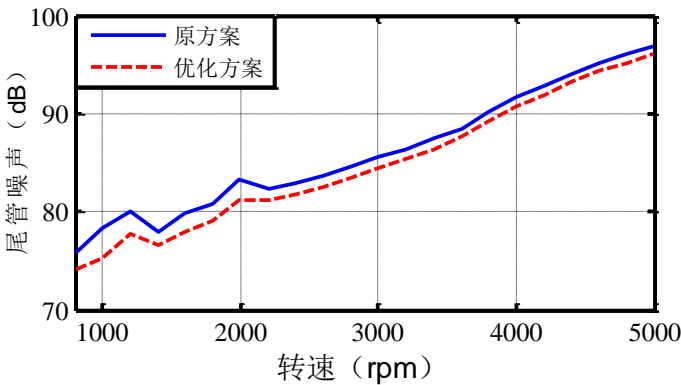


图 5-17 原方案和优化方案尾管噪声

表 5-6 优化前后仿真尾管噪声主观评价结果

	A>B	A=B	A<B	备注
	A 表现优于 B	A、B 表现一致	B 表现优于 A	
响度			√	A 代表原方案尾管噪声，B 代表优化方案尾管噪声。
烦恼度			√	
尖锐度		√		
粗糙度			√	

由表 5-6 可知, 优化方案的尾管噪声在响度、烦恼度和粗糙度三个方面优于原方案, 尖锐度两者表现一致。由于优化方案的尾管噪声整体水平和低频噪声下降较为明显, 所以响度和烦恼度表现较好; 由于优化方案在 1200rpm 和 2000rpm 的噪声峰值相对弱化, 且噪声值也有所下降, 所以粗糙度表现也优于原方案; 由于高频噪声值本身较高, 优化后虽有所下降, 但主观感受相对变化并不明显, 所以尖锐度与原方案基本持平。

优化方案尾管噪声的仿真值虽然基本满足了优化要求, 也要关注压力损失的变化, 防止优化方案压力损失过大, 影响发动机动力性^[46]。对于建立发动机的急加速模型, 压力损失的数值只得到了最大值, 即最高转速时的压力损失。原方案的最大压力损失为 43.2kPa, 优化方案则增大为 45.5kPa, 升高了 2.3kPa, 为可接受范围。

从尾管噪声和压力损失的仿真结果分析, 优化方案基本满足了要求, 可以进行实车试验, 来进一步检验优化方案的效果。

5.4 试验验证

为了验证消声器的优化方案在实车上的效果, 需要进行实车试验。将满足要求的消声器优化方案制作样件, 并安装到试验车辆上。根据国家相关标准, 对试验车辆进行噪声测试。经过测试, 获得车辆三挡急加速时尾管噪声和车内噪声的数据。消声器原方案与优化方案的试验尾管噪声情况见图 5-18, 优化前后的车内噪声情况如图 5-19。

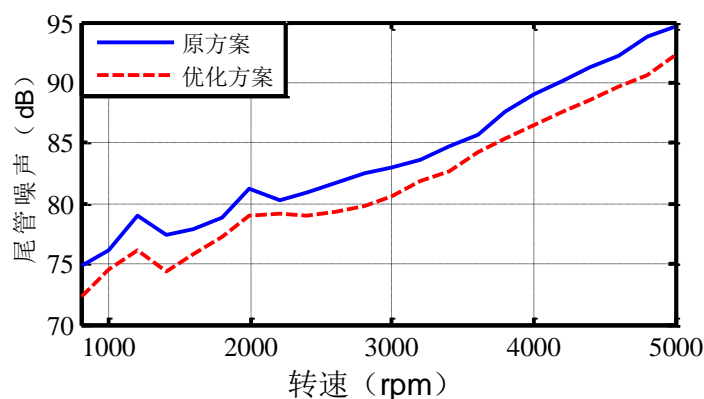


图 5-18 原方案与优化方案试验尾管噪声

由图 5-18 可见，优化方案的尾管噪声在所有转速下都优于原方案，最大降幅达 3dB(A)，最小降幅也有 1.7dB(A)。优化方案 1200rpm 和 2000rpm 尾管噪声峰值依然存在，但都有所减小，噪声曲线变化明显更加平滑，主观评价必然有所改善^[47]。

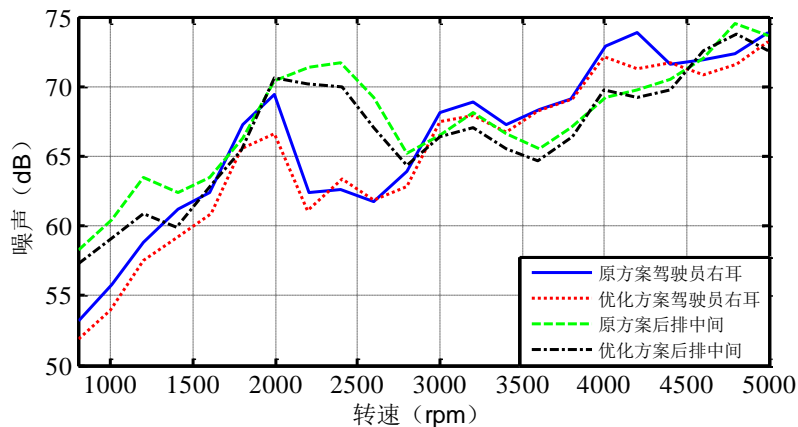


图 5-19 优化前后车内噪声

由图 5-19 可知，驾驶员右耳的噪声水平优化后出现了改善，低转速比较明显。尾管噪声在 2000rpm 的峰值基本消除了，驾驶员右耳在该转速的噪声峰值虽然下降了 3dB(A)左右，但依然有较明显的峰值存在，证实了该处噪声峰值的产生原因不止一种。车内后排中间位置的噪声优化后在低转速区域的改善明显，1200rpm 的噪声峰值也随着该处尾管噪声峰值的下降而下降了 2.6dB(A)，趋势仍然与尾管噪声相似，证实了该处峰值产生的原因与尾管噪声有直接的关系。因为高转速时尾管噪声对车内噪声的贡献率远小于低转速时，所以优化前后车内噪声在高转速时虽有所改善但不明显。

将原方案与优化后的尾管噪声试验获得的音频通过汽车消声器性能仿真系统进行试听对比，采用成对比较法进行主观评价，结果见表 5-7。

表 5-7 优化前后尾管测试噪声主观评价结果

	A>B	A=B	A<B	备注
	A 表现优于 B	A、B 表现一致	B 表现优于 A	
响度			√	A 代表原方案尾管噪声，B 代表优化方案尾管噪声。
烦恼度			√	
尖锐度			√	
粗糙度			√	

由表 5-7 可知, 优化方案的尾管噪声主观评价结果全面优于原方案。优化方案使评价者感受到噪声水平有了较为明显的下降, 所以响度表现优于原方案; 低频噪声经过优化以后没有使评价者产生明显的不适感, 所以烦恼度的表现优于原方案; 尖锐度的表现说明评价者感受到了优化方案高频噪声的变化, 有了一定的改善; 由于 1200rpm 和 2000rpm 峰值噪声的优化和相对弱化, 粗糙度的表现也有了一定的改善。

综上所述, 优化方案的噪声数值和主观评价相对于原方案都有了比较明显的改善, 基本符合优化目标。

5.5 本章小结

本章的主要内容是通过汽车消声器性能仿真系统实施某汽车消声器的优化。根据原排气系统的测试和分析, 发现其在 100Hz 以内和 700Hz 到 2500Hz 频段的消声量不足。然后通过两级消声器内部结构的对比优化, 根据确定的优化方向选择符合要求的方案, 确定了最终的优化结构。最后, 经过尾管噪声的仿真验证和试验验证, 表明消声器的优化方案在噪声数值和主观评价都能够满足优化要求, 使车辆三挡急加速工况的整体噪声水平和噪声峰值都有明显降低, 且噪声品质也有较大改善。

第 6 章 结论与展望

6.1 结论

声学传递矩阵法在消声器的研究开发工作中发展十分成熟，简单实用，计算简洁。MATLAB 软件具有强大的二次开发功能，在消声器的性能仿真分析中使用比较频繁。本文基于传递矩阵法，利用 MATLAB 的 GUI 模块和编程，完成汽车消声器性能仿真系统的开发，并利用系统完成某汽车消声器的优化工作。本文的主要工作如下：

（1）排气噪声控制基础理论介绍

首先介绍了管道声学 and 传递矩阵法；然后阐述了汽车排气噪声的成分和影响因素、消声器的分类方法与性能评价方法，并在性能评价中加入了主观评价这一重要方法。

（2）汽车消声器性能仿真系统开发

给出了九种基本消声单元的声学传递矩阵，并自行推导出了凹孔板的传递矩阵；介绍了 MATLAB 声音信号处理的基本理论；基于 MATLAB 开发了汽车消声器性能仿真系统并进行了介绍，能够计算消声器传递损失和压力损失，并能够对噪声音频进行处理，便于消声器性能的客观评价和主观评价；最后对系统的功能准确性完成了验证。

（3）六种消声结构声学特性分析

通过开发的汽车消声器性能仿真系统对优化工作中涉及的六种消声结构声学特性进行了研究，并得出了各参数的改变对其声学性能的影响规律。

（4）某汽车消声器优化和验证

首先根据测试结果分析，发现安装原消声器的试验车三挡急加速整体噪声水平较高，同时在 1200rpm 和 2000rpm 存在明显的噪声峰值，声品质较差；然后根据消声结构的声学特性，提出优化方案，并通过汽车消声器性能仿真系统进行传递损失计算和对比，确定优化结构；最后通过尾管噪声的仿真验证、试验验证，表明汽车急加速噪声水平明显降低，1200rpm 和 2000rpm 的噪声峰值也降低到了可接受的范围，主观感受也有明显改善，达到了优化目标。

通过噪声的客观评价和主观评价两个方面，对消声器性能进行综合评估，更加准确和实用。消声器优化工作达到了预期目标，验证了凹孔板传递矩阵公式推导的正确性和 MATLAB 进行消声器性能仿真的可行性，也说明了文章解决问题的思路和分析方法是正确、可行的。

6.2 展望

随着汽车销量的节节攀升，汽车排气消声器的研究工作也发展的十分迅速。通过模拟仿真进行消声器的设计开发，不但使开发成本大幅下降，而且开发周期也不断缩短，比较符合现代汽车发展的趋势和要求。目前，比较常见的消声器仿真分析过程，重点都放在了噪声的数值特征，很少考虑噪声的主观评价，而是将主观评价放到了试验阶段。在消声器的仿真阶段就进行噪声的主观评价，那么设计的成功率和满意度也必将得到进一步的提升，开发周期也将进一步地缩短，这也是本文的一个创新点。文章虽然基于 MATLAB 完成了消声器的优化工作，但由于受到时间、条件、个人能力等因素的限制，文章研究仍然存在一些不足，需要改进的地方有以下几点：

（1）增加噪声音频合成功能

文章开发的汽车消声器性能仿真系统只能对噪声音频进行简单处理，下一阶段可以借助 MATLAB 强大工具箱和在声音信号处理方面的优势，完成根据噪声数据合成高质量噪声音频的功能开发，能够切实反映噪声的听觉感受。

（2）提升仿真精度

传递矩阵法在消声器的性能仿真中具有一定的局限性，高频失效，而且研究的对象多是抗性消声结构，与有限元等方法结合使用，可以提升仿真的精度。

（3）加入结构分析和流体分析

排气噪声问题与排气系统结构、气流等问题是分不开的。论文在进行消声器优化的过程中，没有考虑排气系统结构、气流高速流动时的气动噪声等问题，具有一定的局限性，需要进一步的完善。在噪声分析的过程中，加入结构分析和流体分析能够更加全面地分析和解决问题。

致谢

以感恩的心回顾三年研究生的生活，我必须首先感谢母校武汉理工大学，给了我学习的机会，让我度过了人生中重要的三年。三年时光中，有过快乐，有过失落，有过充实，也有过迷茫，此刻回想起来都是美好的回忆。

袁守利老师，我的研究生导师，这三年里，他以严谨的科研态度，和蔼可亲的笑容，以及无微不至的关怀和照顾，引导我如何成为一名优秀的研究生，成为一个优秀的人。他是最想感谢也是最应该感谢的人。在平时的学习和生活中，课题组的老师和同学也给了我极大的帮助，我也十分感谢！

宿舍是我休息的港湾。每当我疲惫的时候，总是能听到舍友们欢快的逗笑；每当我失落彷徨的时候，总是能得到舍友们的陪伴和开导；每当我有了开心事，也最想和他们分享。在此感谢他们在绚丽多彩的时光里给予的陪伴！

家人，一直都是我动力的源泉和坚实的后方，是他们的支持、理解和包容让我能够完成学业。感激我的爸妈，哥哥，还有妹妹，他们是我今生的恩人和惦记！

最后，特别感谢刘志恩老师，对论文提出了非常宝贵的修改意见！特别感谢肖生浩博士，在我完成论文期间给予的帮助！特别感谢所有本文参考文献的作者，给论文的研究带来了方便和启示！

刘超海

2015年4月7日

参考文献

- [1] 武明飞. 基于温度场的排气消声器声学性能仿真优化[D].武汉: 武汉理工大学汽车工程学院, 2014.
- [2] 靳小雄, 张立军. 汽车噪声的预测与控制[M].上海: 同济大学出版社, 2004: 1-2.
- [3] Lee C, Oh J, Joy Y, et al. The Performance Improvement for an Active Noise Control of an Automotive Intake System under Rapidly Accelerated Conditions[J]. JSME International Journal, 2004, 47(1): 314-320.
- [4] 苏丽俐. 车内声品质主客观评价与控制方法研究[D].长春: 吉林大学汽车工程学院, 2012.
- [5] Stewart G W. Acoustic wave filter[J]. Physics Review, 1922(20): 528-551.
- [6] Davis D D J, Stokes G M, Moore D, et al. Theoretical and experimental investigation of muffler with comments on engine exhaust muffler design [J]. Technical Report Archive & Image Library, 1954: 829-875.
- [7] Crocker M J. Internal combustion engine exhaust muffling[J]. Noise-Control, 1977, (77): 331-357.
- [8] Igarashi J, Toyama M. Fundamentals of acoustic silencers[J].Acoustical Research Institute, University of Tokyo, 1985(339): 223-241.
- [9] Sullivan J W. Modeling of engine exhaust system noise[C]. Paper presented at ASME winter conference, Atla, Georgia, 1977:161-169.
- [10] G.Prasad M, Crocker M J. Insertion loss studies on models of automotive exhaust systems[J]. Acoust. Soc. Am, 1981, 70(5): 1339-1344.
- [11] G.Prasad M, Crocker M J. A scheme to pre-edit the sound pressure radiated from an automotive exhaust system[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 1981, 70(5):1345-1352.
- [12] G.Prasad M, Crocker M J. Studies of acoustical performance of a multi-cylinder engine exhaust muffler system[J].Sound and Vibration, 1983, 90(4): 491-508.
- [13] Peat K S. The transfer matrix of a uniform duct with a linear temperature gradient [J]. Sound and Vibration, 1988, 123(1): 43-53.
- [14] 马大猷.噪声控制学[M].北京: 科学出版社, 1987: 325-327.
- [15] 盛胜我.考虑声衰减时抗性消声器的传递矩阵[J].同济大学学报, 1988,16(4): 521-527

- [16] 黄其柏, 安相太, 单德福, 等.穿孔声管消声器消声性能研究[J].农业机械学报, 1990, (1): 41-47.
- [17] 黄其柏, 师汉民, 杨叔子, 等.计及气流和线性温度梯度的内燃机穿孔声管排气消声器研究[J].内燃机学报, 1993, 11(1): 77-82.
- [18] 黄其柏.考虑非均匀流场的管道声学理论及消声器研究[J].华中理工大学学报, 1999, 27(8): 1-7.
- [19] 庞培森, 汪鸿振.用传递矩阵法分析微穿孔板的声学特性[J].声学技术, 2006, 25(1): 48-51.
- [20] 牛宁, 朱从云, 李力.穿孔共振消声器的声场传递机理研究[J].机械设计与制造, 2008, (2):176-177.
- [21] 赵晓丹, 赵燕燕.微穿孔板传递矩阵计算方法的改进及实验[J].声学技术, 2009, 28(2): 164-167.
- [22] Thomas Morel, John Silvestri, Karl-Alfred Goerg, et al. Modeling of engine exhaust Acoustics[R]. SAE Technical Paper, 1999-01-1665.
- [23] Deming wan, Dirk Tomas Soedel. Two Degree of Freedom Helmholtz Resonator Analysis[R]. SAE Technical Paper, 2004-01-0387.
- [24] Volker Mueller, Ralf Chrismann, Stefan Muenz, et al. System Structure and Controler Concept for an Advanced Turbochanrger/EGR System for a Turbocharged Passenger Car Diesel Engine[R]. SAE Technical Paper, 2005-01-0388.
- [25] 钟绍华, 金国栋, 谢田峰.基于 GT-Power 软件的内燃机消声器设计与分析方法[J].汽车技术, 2003(7): 7-10.
- [26] 钟绍华, 金国栋, 张选国, 等.消声器优化设计及其性能分析方法的研究[J].内燃机工程, 2005,26(1): 55-58.
- [27] 宋艳冗, 葛蕴珊, 张宏波.发动机工作过程和排气消声器耦合研究[J].汽车工程, 2005, 27(6): 719-723.
- [28] 田翠翠, 侯献军, 刘志恩, 等.壁面吸声材料对汽车排气消声器性能的影响[J].汽车科技, 2008(6): 8-10.
- [29] 马忠, 董小瑞, 安定恒, 等.迷宫式消声器分析[J].现代车用动力, 2008(4): 42-45.
- [30] 张国胜.基于遗传算法的汽车排气消声器优化设计研究及软件开发[D].重庆: 重庆大学汽车工程学院, 2005.
- [31] 贺朝卿.汽车排气消声器辅助设计系统研究与开发[D].武汉: 华中科技大学机械科学与工程学院, 2009.

- [32] 向飞.基于 CBR 的排气消声器快速设计及评价方法研究[D].重庆: 重庆大学汽车工程学院, 2011.
- [33] 邓可远.噪声分析中 FFT 算法的设计与实现[D].西安: 西安电子科技大学电气与控制工程学院, 2013.
- [34] 张新安.振动吸声理论及声学设计[M].西安: 西安交通大学出版社, 2007: 47-50.
- [35] 杨精锐.排气系统 NVH 性能的分析与改进[D].长沙: 湖南大学机械与载运工程学院, 2013.
- [36] 宫建国, 马宇山, 崔巍升, 等.汽车消声器声学特性的声传递矩阵分析[J].振动工程学报, 2010, 23 (6): 636-641.
- [37] 程春, 李舜酩, 贾晓.传递矩阵法的排气消声器声学性能分析[J].噪声与振动控制, 2013 (4): 126-130.
- [38] Cameron C J, Wennhage P, Goransson P. Prediction of NVH behaviour of trimmed body components in the frequency range 100–500 Hz[J]. Applied Acoustics, 2010, 71 (8): 708-721.
- [39] 余悟周, 毛东兴, 王佐民, 等.轿车车内噪声的主观评价[J].声学技术, 2002, 21(4): 181-187.
- [40] 张舒.汽车噪声的主观评价试验方法研究[J].汽车与配件, 2009, 18 (5): 28-29
- [41] 王利民, 吴庆敏, 王志刚, 等.基于传递矩阵法的排气消声器改进设计[J].小型内燃机与摩托车, 2009, 38 (5): 54-56.
- [42] 赵明, 黄其柏, 朱从云, 等.穿孔扩张消声结构的声场传递矩阵研究[J].噪声与振动控制, 2005, 25 (2): 33-42.
- [43] 赵晓群.数字语音编码[M].北京: 机械工业出版社, 2007: 52-53.
- [44] 宋知用.MATLAB 在语音信号分析与合成中的应用[M].北京: 北京航空航天大学出版社, 2013: 14-15.
- [45] Courteille E, Leotoing L, mortier F, et al. New analytical method to evaluate the powerplant and chassis coupling in the improvement vehicle NVH[J]. European Journal of Mechanics A/Solids, 2005, (24): 929-943.
- [46] Jessica K, Ljungberg, Gregory Neely. Cognitive after-effects of vibration and noise exposure and the role of subjective noise sensitivity[J]. Journal of Occupational Health, 2007, (49): 111-116.
- [47] Maria Cuesta, Pedro Cobo. Optimization of an active control system to reduce the exhaust noise radiated by a small generator[J]. Applied Acoustic, 2001, (62): 513-526.

攻读学位期间获得与学位论文相关的科研成果

- [1] 袁守利, 刘超海, 侯献军, 等. 乘用车双尾管消声器设计[J]. 武汉理工大学学报(信息与管理工程版), 2015, 37(2): 191-195.

附录 A 传递损失计算部分程序

```

T=getappdata(0,'T');    %调取消声器总的传递矩阵
global d0 dw f K;      %调取边界条件
c=331.45+0.61*(K-273.5);    %声速随温度变化函数
p=K*1.225/303.5;    %空气密度随温度变化
y=p*c*4/(pi*dw^2);    %尾管声辐射
TL=20*log10(0.5*abs(T(1,1)+T(2,1)*y+T(1,2)/y+T(2,2)));    %传递损失计算
TL1=@(f)eval(TL);    %传递损失数据类型转换
n=str2num(get(handles.edit5,'string'));    %调取频率范围
N=str2num(get(handles.edit6,'string'));    %调取频率步长
f=0:N:n;    %频率数据点
plot(f,TL1(f));    %画传递损失曲线
global TL2
TL2=[f,TL1(f)];    %存储传递损失数据，用于输出
xlabel('频率 (Hz) ');    %设置 X 轴
ylabel('传递损失 (dB) ');    %设置 Y 轴
title('传递损失曲线','fontsize',12,'fontweight','bold');    %设置坐标轴名称
    
```

附录 B 噪声音频文件处理部分程序

```
[a,b,c]=uigetfile('*.wav');    %打开 wav 文件
if c==1    %点击“确定”后继续执行
setappdata(handles.pushbutton1,'a',a);
setappdata(handles.pushbutton1,'b',b);    %将 wav 文件路径和名称信息存储
end
ba=strcat(b,a);    %合并文件路径和名称信息
[Data fs]= wavread(ba);    %读取 wav 文件振幅信息和采样频率
data = Data(:,1);    %存储振幅信息
nfft = fs/2;
nframe = floor(length(data)/nfft);
xf = linspace(fs/nfft,fs/2,nfft/2);    %对振幅数据和采样频率处理，准备分帧
for ii=1:nframe    %for 语句完成分帧处理和计算音频 A 计权声压值
    S = abs(fft(data(1+(ii-1)*nfft:nfft+(ii-1)*nfft).*hanning(nfft,nfft)));
    S2 = S(1:nfft/2);
    AW = AWeight(xf);    %调用 A 计权声压级的计算函数
    pv = 20*log10(S2);
    pva = pv +AW    ;
    p(ii) = 10*log10(sum(10.^(pva./10)));
end
plot((1:nframe)*nfft/fs,p);    %作音频 A 计权曲线
grid on;
xlabel('t/s');    %设置 X 轴
ylabel('A 计权声压级/dB');    %设置 Y 轴
```