

分类号: TB533.1

密 级: _____



专业硕士学位论文

工程机械驾驶室噪声控制研究

专业学位名称: 工程硕士

专业学位领域: 机械工程

作者姓名: 李国伟

指导教师: 王优强 教授

合作导师: 刘福岭 高工

青 岛 理 工 大 学

二〇一五年十二月

国内图书分类号: TB533.1

国际图书分类号: _____

硕士学位论文

工程机械驾驶室噪声控制研究

硕士研究生: 李国伟

导师姓名: 王优强 教授

申请学位级别: 工程硕士

学科、专业: 机械工程

所在单位: 机械学院

答辩日期: 2015 年 12 月

学位授予单位: 青岛理工大学

Classified Index: TB533.1

U.D.C: _____

Dissertation for the Master Degree in Engineering

CAB NOISE CONTROL AND RESEARCH OF ENGINEERING MACHINERY

Candidate: Li Guowei

Supervisor: Prof. Wang Youqiang

Academic Degree Applied for: Master of Engineering

Specialty: Mechanical Engineering

Date of Oral Examination: Dec 2015

University: Qingdao Technological University

硕士学位论文

工程机械驾驶室噪声控制研究

学位论文答辩日期: 2015.12.20

指导教师签字: 王世强

答辩委员会成员签字: 李川高

刘永成

高子耀

赵娟

王

青岛理工大学学位论文独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是我个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，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得青岛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。

研究生签名：李国伟 日期：2015.12.20

青岛理工大学学位论文使用授权声明

青岛理工大学、中国科学技术信息研究所、国家图书馆、CDMD 和 DMD 有权保留本人所送交学位论文的复印件和电子文档，可以采用影印、缩印或其他复制手段保存论文。本人电子文档的内容和纸质论文的内容相一致。除在保密期内的保密论文外，允许论文被查阅和借阅，可以公布（包括刊登）论文的全部或部分内容。论文的公布（包括刊登）授权青岛理工大学研究生处办理。

研究生签名：李国伟 导师签名：王何强 日期：2015.12.20

目 录

摘要	I
Abstract	III
第 1 章 噪声降低概论	1
1.1 噪声降低的研究背景	1
1.2 噪声的概念及其分类	1
1.2.1 噪声及其描述	1
1.2.2 噪声的分类	2
1.2.3 噪声的衡量	3
1.3 噪声常用的评估方法	3
1.3.1 响度	3
1.3.2 计权声级	4
1.4 噪声的研究方法	5
1.4.1 频域分析	5
1.4.2 1/3 倍频程分析	5
1.5 工程机械噪声要求	6
1.6 国内外研究现状	6
1.7 本文的主要研究内容	10
第 2 章 工程机械降噪策略	11
2.1 噪声降低的策略	11
2.1.1 宏观的噪声降低策略	11
2.1.2 具体的噪声降低策略	11
2.2 公司及产品介绍	12
2.2.1 装载机基本机构	12
2.3 驾驶室室内噪声	12
2.4 本章小结	13

第 3 章 驾驶室室内结构噪声	15
3.1 驾驶室强度分析	15
3.1.1 有限元基础	15
3.1.2 NX 介绍	15
3.1.3 强度分析	17
3.2 驾驶室振动分析	20
3.3 装载机驾驶室内噪声基线测试	23
3.3.1 基线测试	23
3.3.2 基线测试结果分析	25
3.4 本章小结	27
第 4 章 发动机空气噪声	29
4.1 发动机机体噪声	29
4.1.1 发动机机体噪声机理	29
4.1.2 发动机机体噪声的排除	29
4.2 排气噪声	31
4.3 风扇噪声	33
4.4 发动机罩优化	35
4.4.1 透射损失	35
4.4.2 发动机罩内噪声传播路径	36
4.4.3 发动机罩内噪声传播的模拟	37
4.4.3.1 SONIC+初始建模分析	37
4.4.3.2 吸声材料	40
4.4.3.3 优化分析	40
4.5 优化后的测试	43
4.6 本章小结	44
第 5 章 液压流体噪声	45
5.1 流体噪声形成机理	45
5.2 共振器的应用	46

5.3 安装了共振器的测试结果.....	47
5.4 本章小结.....	47
第 6 章 齿轮噪声	49
6.1 齿轮噪声形成机理	49
6.2 齿轮噪声的预防	50
6.2.1 从设计角度的齿轮噪音的控制	50
6.2.2 从制造角度的齿轮噪音的控制	50
结论	53
参考文献	55
攻读工程硕士期间的科研工作	61
致谢	63

摘 要

噪声现在是工程机械的一个重点课题，随着人们环保意识以及健康意识的增强，对噪声的关注度越来越密切，欧盟等国家明确的规定噪声为工程机械必须认证的项目，国内的工程机械标准也逐渐缩小与欧盟法律之间的差距，并且做了两个阶段的规划。而对于工程机械厂而言，噪声是一个新的技术，掌握这门技术成了企业在竞争中的立足之本，企业产品销售的命脉。为充分支持企业的产品能够满足法规要求，奠定起噪声降低的技术基础，依据自己所学习的振动与噪声知识，本文主要针对公司装载机的噪声降低进行了深入研究。

首先依据声学知识与装载机的特点，本文设定了降低噪声的模型，并且假设出可能的声源与三条传播路径，为噪声降低提供了方向。

依据有限元分析跟振动分析，首先排除了结构噪音的影响。接下来结合频谱法及1/3倍频程法对基线测试结果进行分析，确定了发动机与液压两大噪声源。依据声源形成的机理，设计出发动机排气噪声、风扇噪声与液压噪声的噪声降低措施。利用SONIC+完成了对发动机罩的声学优化。最后应用所有措施成功降低噪音4分贝，完成了课题的设计要求。

本文通过装载机成功的噪声降低，验证了噪声降低模型的有效性，确认了装载机的主要噪声源为发动机（排气，风扇）及液压系统，主要的传播路径为发动机噪声，液压噪声通过空气传播到驾驶室内部。

关键词：噪声降低；空气噪声；液压噪声；结构噪声；装载机

Abstract

Noise is an important topic of engineering machinery now. With the development of environment protection and human health awareness, noise is paid more attention on. Noise certificate must be gotten when your product enters Europe market. Our regulation shorten difference with Europe regulation gradually and give two stage of noise plan. Noise is a new technical for engineering Machine Company. It is also key success factor of engineering company. For products compliance and noise basis creation, this thesis research on wheel loader machine noise reduction with the knowledge learnt by myself.

Noise reduction model is set by this thesis with study of acoustic knowledge and wheel loader structure firstly. Main potential noise resource and three noise propagation paths are assumed. These all provide direction of the following noise reduction.

Structure born noise is removed from main contributor by FEA analysis and vibration analysis firstly. Then, engine noise and hydraulic noise are defined as main contributor by frequency spectrum analysis and 1/3 octavo analysis of basic wheel loader noise test result. Noise reduction solutions of engine exhaust noise, fan noise and hydraulic noise are designed as their acoustic mechanism. Engine hood is optimized with SONIC+ software on noise reduction. At last, this thesis successfully accomplishes design target with 4 dB noise reduction after all solutions applied on wheel loader. These solutions also can be used by stage II noise project.

From successful wheel loader noise reduction, noise reduction model's effectiveness is proven. Engine (exhaust, fan) noise and hydraulic noise is proven as main resource. Air propagation path is proven as main path.

Keywords : Noise reduction ; Structure born noise; Air born noise; Hydraulic born noise; Wheel loader

第 1 章 噪声降低总论

1.1 噪声降低研究背景

随着经济技术的发展以及人类对环境与健康关注程度的增强,世界上许多国家对于噪声的控制越来越严格,为了保护国内环境及操作者的健康,基于国内零部件及整机制造水平,我国工程机械委员会修订了新一版的噪声控制标准用于控制工程机械制造厂商机器噪声水平。第一阶段 2012 年 1 月 1 号起实施,第二阶段 2015 年 1 月 1 号起实施。

从 2012 年开始,工程机械开始进入冷时代,经历了 2009-2011 年的迅速爆棚与 2012 年之后的拦腰减半式的减量痛苦,工程机械进入了新的思考期,经济还在前进,资金的积累使机器的操作人员从最先的矿主以及商业业主成了专门的工程机械驾驶人员。熟练地工程机械驾驶室员可以使他们的利益最大化。从而舒适性这个话题成了工程机械的另一个焦点,机器的舒适程度直接影响到驾驶员并最终反馈到机器销量上面。驾驶室内部的噪声及振动水平直接影响到舒适性。工程机械生产商越发的需要把舒适性提到公司战略层级上,与之呼应的工程机械噪声及振动研究工作诞生。

成本对每一个公司来说都是命脉,而一个新的法律法规的诞生往往是对成本较大的挑战,它有可能意味着成本的增加,而噪声降低的要求无疑就是这样,新的技术,新的材料的应用会带来成本的增加,减少公司的利润。对于公司,怎样以最低的成本解决噪声的问题也是课题成功的一个关键。

为了支持公司远景,公司临时成立了第一阶段噪声降低小组,并负责全厂产品噪声降低的研究,改进,促使企业以符合法规的产品尽快站到中国市场的领袖地位,同时也为扩展海外市场打下技术基础。

1.2 噪声的概念及其分类

1.2.1 噪声及其描述

众所周知,声音是机械波在媒介中的传播。而噪声通常就是指不希望听到的声音,描述噪声的术语:波长记 (λ), 频率 (f), 声速 (c)。声速在不同介质中的传播速度不同,在空气中传播的速度约为 343m/s,在固体与液体的传播速度往往需要试验测试所得。同样,频率也需要测试分析所得,根据实验室测定,人耳的可听范围为

20Hz~20KHz，如图 1-1 所示，低于 20Hz 称为次声波，高于 20KHz 的称为超声波。声速和频率这两个术语对后续的噪声降低非常重要。

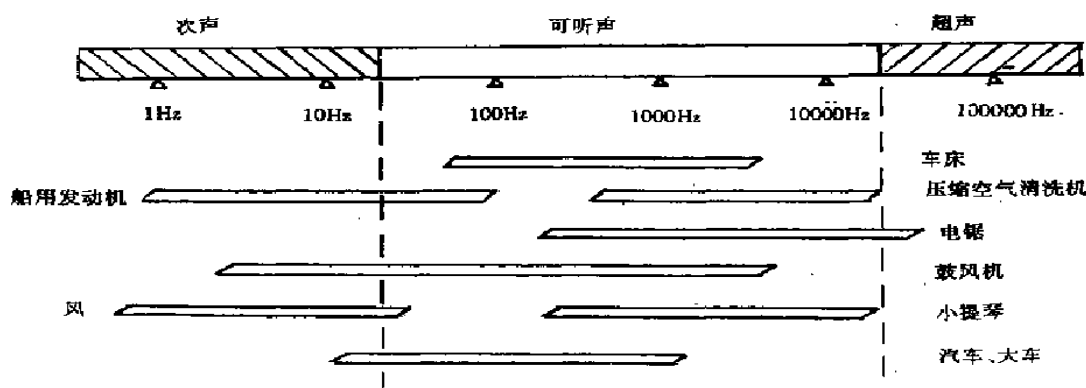


图 1-1 人耳可听范围

1.2.2 噪声的分类

如同声音一样，噪声可以从它的时间领域，频率特性，传播特性，传播介质进行分类。从时间领域上分类，可以划分成连续噪声，断续噪声，脉冲；从频率特性上可以分为低频噪声，中频噪声，高频噪声；从传播特性上可以分为近场噪声，自由场噪声，远场噪声，如图 1-2；从传播介质上可以分为空气噪声，结构噪声，流体噪声，由于气体和液体无切向弹向形变，在气体和液体中以纵波的形式传播，而在固体中则可以以横波，纵波以及复杂的合成波传播。本文结合工程机械标准的要求，主要从频率特性，传播介质来研究噪声降低。

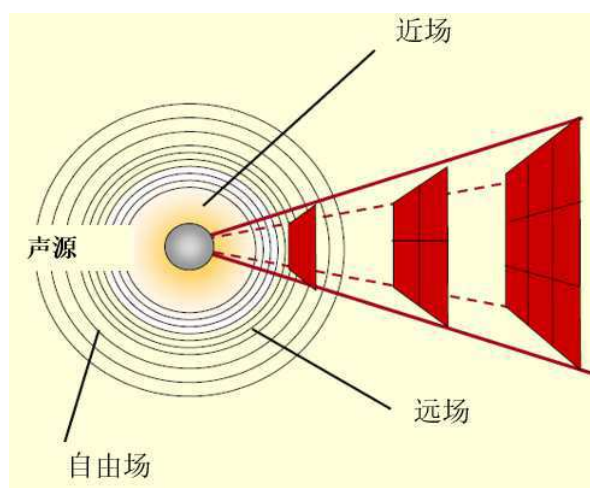


图 1-2 场示意图

1.2.3 噪声的衡量

噪声的衡量通常有三种，声功率，声强，声压。声波在单位时间内沿传播方向通过某一波阵面所传递的平均声能量 E 称为平均声能流量或者声功率，记为 L_W 。声功率的单位是 W， $1W=1N \cdot m/s$ 。单位时间内通过垂直方向上单位面积的平均声能量称之为能量流密度或者声强，记为 L_I 。声压则用来表示某一点噪声的多少，记为 L_P 。通常他们都用分贝来表示。由于分贝是对所研究数量与一个任选参考量之间的 10 为底的对数，其表达式：

$$L_W = 10 \log 10 \left[\frac{W}{10^{-2}} \right] \quad (1-1)$$

$$L_P = 10 \log 10 \left[\frac{P^2}{(2 \times 10^{-5})^2} \right] \quad (1-2)$$

$$L_I = 10 \log 10 \left[\frac{I}{10^{-2}} \right] \quad (1-3)$$

由于分贝是以对数的方式叠加的，因此两个声源的叠加不再是单纯的加减法那样，为了更容易计算，假设 A,B 表示两个声源，他们之间的差值是 ΔL ，那么他们的合成声源的值即为最大的声源与 δ 之间的和，如表 1-1 所示。

表 1-1 噪声叠加表

A 和 B 的声级差 ΔL	合成后的差值 δ	A 和 B 的声级差 ΔL	合成后的差值 δ
0	3	6	1
1	2.5	7	0.8
2	2.1	8	0.6
3	1.8	9	0.5
4	1.5	10	0.4
5	1.2		

1.3 噪声常用的评估方法

1.3.1 响度

图 1-3 为人耳的等响曲线，图中的每根曲线代表不同频率的声音对人的主观听觉有相同的量级，也同时可以看出人耳对 3000-6000Hz 范围内的声音最为敏感，在此范围内曲线特别接近于 0dB 或 $2 \times 10^{-6}Pa$ 。响度级记为 Phone，同声压级一样，也需要有一个量来去衡量，用响度来表示，响度的单位为 sone。声压为 40dB 的 1000Hz 的纯音产生的响度记为 1sone。

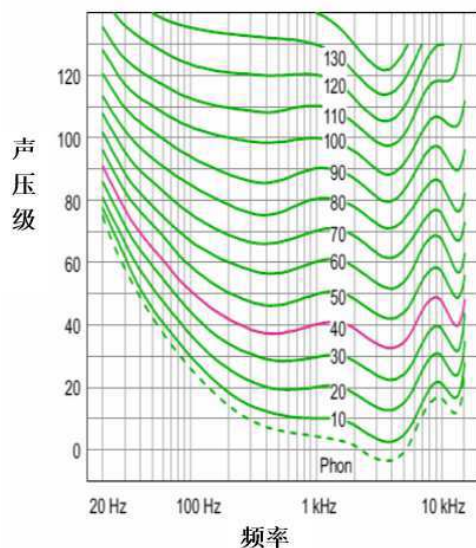


图 1-3 响度值表

1.3.2 计权声级

计权模拟了人耳对不同声音的反应，它充分考虑了人耳听觉特性，与人耳的主观感觉有很好的相关性。计权分为四类 记为 A 计权,B 计权,C 计权,D 计权，对应的声级记为 dB(A)，dB(B)，dB(C)，dB(D)。A 计权为 40Phone 等响度曲线的翻转，模拟声压级 55dB 以下的低强度噪声特性，适用于机器，发动机噪声的测量。B 计权为 70Phone 等响度曲线的翻转，模拟声压级 55dB-85dB 中等强度噪声的特性。C 计权为 100Phone 等响曲线的翻转，模拟高强度噪声的特性。D 计权专用于飞机噪声的研究。一般来说声学测量仪器都采用 A 计权，如果无特殊的设置。计权会削弱低频率或者高频率的噪声，从图 1-4 可以看出，A 计权削弱最厉害，B 计权次之，再则为 C 计权。

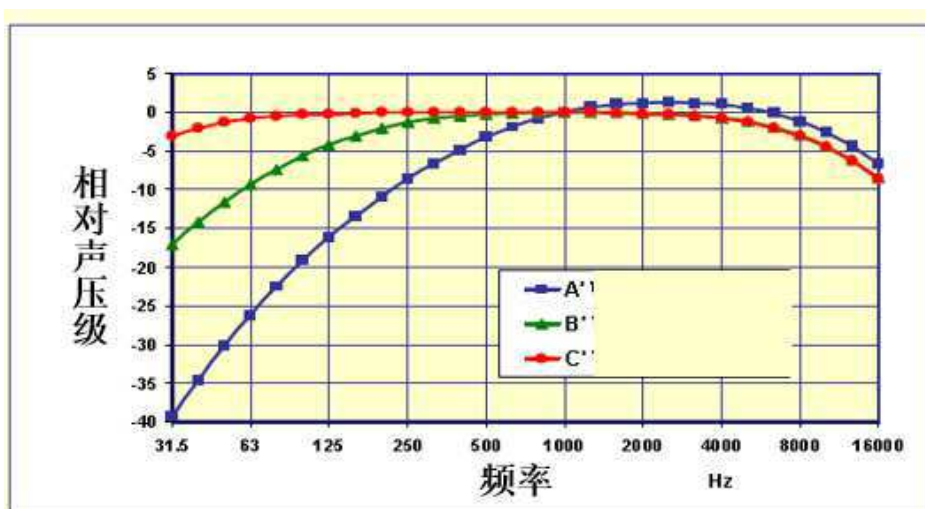


图 1-4 计权示意图

1.4 噪声研究的方法

1.4.1 频谱分析

正如上文所述,本文主要从噪声的频率特性上进行研究,因此频率分析是一个非常关键的因素。通常,复杂的信号可以通过单一信号的叠加得到,复杂信号也可以分离成单一频率的信号,如图 1-5。频谱分析的基本方法是幅值谱分析,它的数学基础是傅里叶积分,是通过傅里叶级数转换而来的,它对声源的诊断有着重要的意义,通过频谱分析可以很清楚的看到每个频率下的贡献,为噪声的消除打下重要的基础。

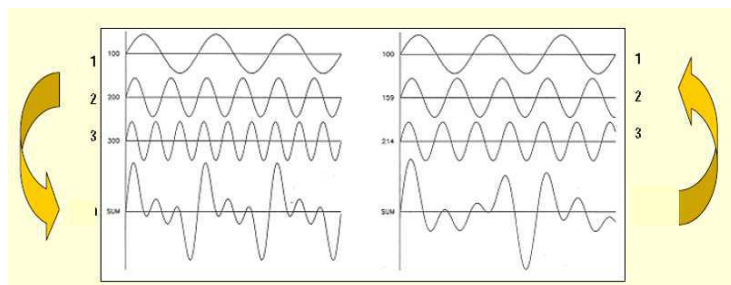


图 1-5 频谱分析

1.4.2 1/3 倍频程分析

倍频程分析是将连续频率分成一系列相连的频带,当带通频率满足 $\log_2(f_2/f_1)=1$ 时称为 1 倍频程, $\log_2(f_2/f_1)=1/2$ 称为 1/2 倍频程, $\log_2(f_2/f_1)=1/3$ 称为 1/3 倍频程,式中 f_1 和 f_2 称为带通滤波器的上下截止频率。倍频程分析是用柱状图的方法,将声能量按照统计到相应的频带中,它比频谱分析准确而且稳定,噪声的工作非常有意义,它可以帮助制作噪声降低的优先级及控制策略,如图 1-6 所示。

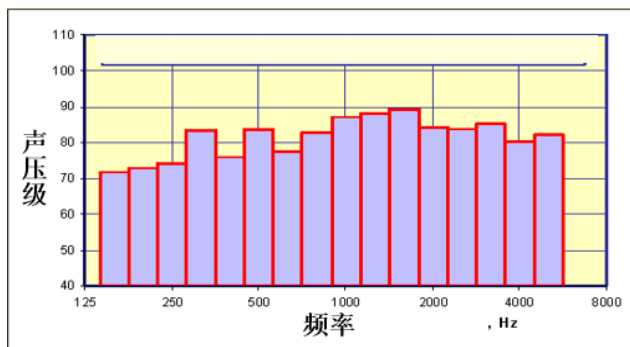


图 1-6 1/3 倍频程

1.5 工程机械噪声的要求

依据 GB16710-2010 的要求,我国工程机械标准委员会基于对人们健康的保护以及能够逐渐缩小国际噪声要求的差距,重新修订了 16710.1-1996,重新设定了机器外的辐射噪声以及司机处耳旁噪声的要求。见表 1-2,表 1-3。

表 1-2 辐射噪声要求

机器类型	发动机 净功率 P_{ab} / kW	发射声功率级限值/dB(A)	
		I 阶段 (2012-01-01 起实施)	II 阶段 (2015-01-01 起实施)
轮胎式装载机、轮胎式推土机、轮胎式挖掘装载机、自卸车、平地机、轮式回填压实机、压路机(非振动、非振荡)、轮胎式吊管机、铲运机	$P \leq 40$	107	104
	$40 < P \leq 500$	$88 + 12.5 \lg P$	$86 + 12 \lg P$
挖掘机	$P \leq 15$	96	93
	$15 < P \leq 500$	$84.5 + 11 \lg P$	$81.5 + 11 \lg P$
注:公式计算的噪声限值圆整至最接近的整数(尾数 <0.5 时,圆整到较小的整数,尾数 ≥ 0.5 时,圆整到较大的整数)。			

表 1-3 司机耳旁噪声要求

机器类型	司机位置发射声压级限值/dB(A)	
	I 阶段 (2012-01-01 起实施)	II 阶段 (2015-01-01 起实施)
履带式挖掘机	83	80
轮胎式装载机、轮胎式推土机、铲运机、轮胎式吊管机、轮胎式挖掘机、压路机(非振动、非振荡)、轮胎式挖掘装载机	89	86
平地机	88	85
轮式回填压实机	91	88
履带式推土机、履带式装载机、履带式挖掘装载机、挖沟机、履带式吊管机	95	92
压路机(振动、振荡)	90	87
自卸车	85	82

经过计算,公司五吨装载机的辐射噪声要求,2012 年为 115dB(A),司机耳旁噪声为 89dB(A),由于整机不带有空调装置,因此所测噪声为门开放式的结果。为了避免流程波动对噪音结果的影响,最终课题设定的目标为 88.5dB(A)以下。

1.6 驾驶室噪声控制研究现状

工程机械驾驶室内噪声成分复杂,是由空气动力、机械传动和液压噪声等多种噪声成分共同组成的,具体包括发动机噪声、进排气噪声、传递系噪声、液压噪声及工

作装置的噪声等。这些噪声成分一般通过空气传播和固体传播两种途径向驾驶室传递[1],噪声在驾驶室内部经壁面多次反射干涉后形成混响声场进一步提高了驾驶室噪声级。从这个角度来说,工程机械驾驶室噪声具有多噪声源、声源交叉耦合的特性,是由多噪声源构成的复杂辐射噪声场。

在噪声控制领域,对噪声进行有效控制的前提是对噪声源进行分析,其主要任务是:弄清主要的噪声源在何处,是哪个部件,它们对总噪声的贡献,以分清主次及排列顺序;了解主要声源的频率成分、辐射特性和产生的机理[2]。随着对噪声识别研究的深入以及科学技术的发展进步,大量的噪声源识别方法涌现出来,主要分为传统的声学方法、数值方法和实验研究方法[3-6]。同时,计算机科学技术及现代信号处理技术的发展进步使噪声源识别及诊断领域取得了长足的发展,如谱分析技术、相干分析技术和声强分析技术、声全息技术[4-9]等。通过识别主要的噪声源,可以有目的地实施减振降噪措施,使得噪声控制更具目的性;在初始设计阶段,还可以作为噪声控制的指导,实现低噪声设计。对噪声特性进行分析及识别主要噪声源之后,驾驶室噪声控制主要从三个方面进行,即声源控制、振动传递路径控制及接受者保护[10]。其中,最直接、最有成效的方法就是对声源进行有效的控制,即通过改善振源、声源的情况达到降低噪声目的。但由于经济及成本因素的限制,从源上降低噪声及振动是难以达到的。此外,实际生成中工程机械样机成型后发动机机本体噪声就已确定,很难在噪声源进行改进与控制方面取得理想的效果。所以,当噪声源难以控制时,经济可行的方法就是从降低空气传播及抑制固体振动传播两个方面入手对驾驶室噪声进行控制。控制空气声要研究隔声、吸声、室内空腔共鸣等问题;控制固体声的传播,就要分析激振源向结构的输入、振动能量在结构中的传播及衰减等问题。将驾驶室与振源隔离开来是阻断固体声向传播的有效方法,主要是通过设计安装驾驶室、发动机减振器来实现,但隔声与隔振有着不同的要求。相对而言,工程机械噪声控制中对接受者进行保护则应用较少。此外,还需通过优化设计各结构件已达到减振降噪目的,常用的方法如结构有限元法、声学有限元法。

从具体的噪声控制方法角度考虑,驾驶室噪声控制可分为无源控制(被动控制)、有源控制(主动控制)及基于有限元分析的声场优化及结构动力学修改[11]。在被动控制方面,国内外做了大量的研究,相关研究成果的文献较多[12-16],主要研究具有吸声隔声作用的隔离层对驾驶室内部噪声控制的影响。近年来,国内对室内噪声控制进行了大量的研究并取得了大量有价值的成果。马大猷详述了各种吸声、隔声材料的材

料特性及各频率下的吸声系数,对工程中的降噪工作有着重要的指导意义;吴小清分析了拖拉机驾驶室壁面有吸声材料时驾驶室内噪声的变化规律。贾继德等人利用空气声传播路径实验方法分析得到各噪声源对车内噪声的贡献度,进而指导汽车车身的吸声、隔声设计,有效降低了驾驶室噪声[17]。

但被动控制中,吸声材料对高频噪声有较强的吸收衰减作用,而对低频噪声作用有限,因此其在噪声控制的应用中有一定的局限性。针对传统降噪技术对低频噪声控制效果差的问题,有源噪声控制(Active Noise Control 简称 ANC)技术得到迅速的发展。由于其有对低频噪声控制作用佳及对系统的附加质量小的优点,主动噪声控制得到了广泛的应用。有源噪声控制(ANC) [18]是在噪声源附近实时地产生与噪声源幅值相等但相位相反的二次声来抵消主噪声分量,达到降低噪声的目的。从 80 年代中期 始封闭空间声场的有源噪声控制得到重视,大量学者进行了研究。英国 Nelson 等人在封闭有源消声理论研究的基础上提出本征相干理论,并将其应用到飞机舱室和轿车驾驶室自适应有源降噪研究中。从 80 年代到 90 年代期间,美国、英国等科研高校及多家汽车公司对有源噪声控制进行了深入的研究,在飞机舱室、柴油机驾驶室及轿车驾驶室噪声控制中取得明显的效果,证明了有源降噪技术应用于工程实际是完全可行的,特别是对低频噪声的控制。相比较而言,国内对有源噪声控制研究起步较晚,由于该领域的研究受到重视,近几年研究者取得了大量有价值的研究成果。沙家正等人将有源噪声控制技术应用到管道降噪领域并进行了大量的研究[19];北京理工大学张翔等人提出了改进的 FLMS 算法来优化自适应有源噪声控制算法,降噪效果明显提高;赵剑等人对基于多模型的自适应有源噪声控制算法进行了细致的研究[20];东南大学张肃等人对封闭空间的有源噪声控制的次级声源位置及复强度进行了算法优化[21];张晓宇和仪垂杰在传统的吸、隔声及主动噪声控制基础上提出结合使用两者控制噪声的方法,在传统消声结构的基础上附加采用多通道 FXLMS 算法的主动消声系统,扩展了噪声控制的频率范围[22]。清华大学等科研机构的有关学者及工程技术人员对有源降噪及其工程应用方面进行了探索研究,但目前国内尚没有研究出成熟的、有成效的车内有源降噪控制系统。

在被动控制领域,除了采用具有吸声隔声作用的隔离层对驾驶室内部噪声进行控制以外,较为广泛应用的方法为在振动传递路径上对振动进行有效地隔振和消振,以达到控制振动噪声的目的,被称为被动隔振。其主要方法是在振动传播途径中加入被动元件,如弹簧、橡胶、空气弹簧等,以减小传递到接收结构的振动强度。采用被动

隔振方法的突出优点是结构简单、易于实现、工作可靠、不额外消耗外界能源,在工程中得到了广泛的应用。由于橡胶悬置具有低弹性刚度和高减振性能,已成为发动机减振设计的发展方向[23]。橡胶减振器在高频激励下动刚度较大,并且耐油和耐温性能较差,限制了橡胶减振器的减振性能。20 世纪 40 年代,美国人 Ping Lee 提出通过设计节流孔衰减发动机高频小振幅与低频大振幅的液压减振器设计思想[24]。近年来随着液压减振技术的研究越来越深入,越来越多液压悬置被应用到工程实际过程中,并取得了较好的减振效果[25-27]。德国 Freudenberg Megulastik 公司和 Escan 公司在 FR6 缸发动机上安装了解耦式液压悬置,最多可降低车内噪声 3dB~5dB[28]。

除此之外,随着现代控制技术理论的发展,半主动及主动控制技术也得到了长足的发展及研究。为了有效地抑制发动机减振器的动态性能,半主动减振技术被广泛应用到发动机的减振器设计中。Shoureshi 和 Graf 通过改变液压悬置系统的等价弹簧常量、流体压力和限流孔尺寸来改变阻尼参数,控制悬置系统的共振频率[29]。经过研发设计人员不断的探索与研究,在工程实际应用过程中,出现电流变液减振技术和磁流变液减振技术等半主动振动控制技术[30-32]。半主动悬置由于能耗低、结构简单、成本低、可靠性高,性能好,已被广泛应用与汽车发动机减振设计中。主动减振器由被动减振器、激振器、传感器和控制器组成。主动减振器可在低频下产生大刚度、大阻尼特性,能快速衰减冲击载荷,有效地抑制共振区域响应幅值;在高频下小刚度、小阻尼特性,使减振器在高频激励下保持高隔振率。1987 年, R.W.Herrich 实验室率先研制出了主动控制式液压悬置系统[33]。经过近 20 多年的发展,主动控制技术迅速得发展和普及,并应用到工程实践中,取得较理想的减振降噪效果[34-37]。1994 年,德国 Michael Muller 等人研究了带有电磁作动器的主动液压悬置,有效地将驾驶员左耳处的声压降低了至少 10dB[38]。2003 年日本五十铃公司将电磁作动器与液压悬置相结合以控制重型柴油机的振动,经试验验证表明,噪声在 20-30HZ 频段内衰减传递达到 25dB~46dB[39]。

随着有限元理论的推广及其分析方法的普及,声固耦合振动分析及噪声控制在理论及应用方面发展迅速。其主要的思想就是将车身结构的振动声学特性与车内空间的声学特性进行研究,优化设计避开车身结构和车内空间的固有频率,达到减振降噪的目的。靳晓雄等人采用统计能量分析方法统计密集模态平均的振动能量传递水平,对轿车车内噪声进行了优化控制[40];赵阳东等人基于结构模态贡献度方法对增速箱的主要噪声源进行识别并进行有效控制,可借鉴作为驾驶室结构的噪声控制的参考[41];

邵德刚等人采用试验模态的方法对汽车顶棚进行模态分析,找出对车内轰鸣噪声影响显著的频率及薄弱位置,并进行了结构刚度优化以此优化车内噪声[42];任佩红和田芳对商务车白车身的动态特性进行测试分析,通过分析并作为降低车内噪声的依据[43];西北工业大学舒晶等人提出一种基于驾驶室声振耦合系统声学贡献度分析的结构优化方法来进行驾驶室减振降噪[44];刘云等人对拖拉机驾驶室的结构进行了模态分析,为优化驾驶室的动态特性及减振降噪提供了依据[45]。对驾驶室噪声进行控制是一个复杂的系统工程,需要结合多方面的技术综合进行。随着对驾驶室噪声研究的深入及新的噪声控制方法提出及应用,驾驶室噪声控制将会得到更优的控制,有利于工程机械产品质量性能的提升。

1.7 本文的主要研究内容

依据对国内外研究现状的探索,本文首先设计出降噪模型作为全文的基础,从声源出发,排除掉结构噪音对整个研究的影响;结合频谱法、1/3 倍频程法,确认发动机噪声源,液压噪声源为主要贡献者;从噪声源的形成原理,传播路径上进行研究,设计出排气噪音、风扇噪音,液压噪音的降噪措施,优化了发动机罩的隔声性能,最终完成整个降噪研究。

第 2 章 工程机械噪声降低的策略

2.1 噪声降低的策略

2.1.1 宏观的噪声降低策略

一门技术的应用在设计初期是成本最低的，随着项目的进行，不同的阶段在噪声降低上所花费的成本也是越来越高，因此从大的方面来说，噪声降低技术必须从设计的初期开始考虑，如果拖延到后期，对公司的盈利目标将会是一个非常大的挑战，如图 2-1 所示。因此从一个公司的战略上来讲必须推动噪声问题前期的研究和处理，如果再像一阶段噪声那么被动，那么整个机器的成本必定会成为一个挑战。

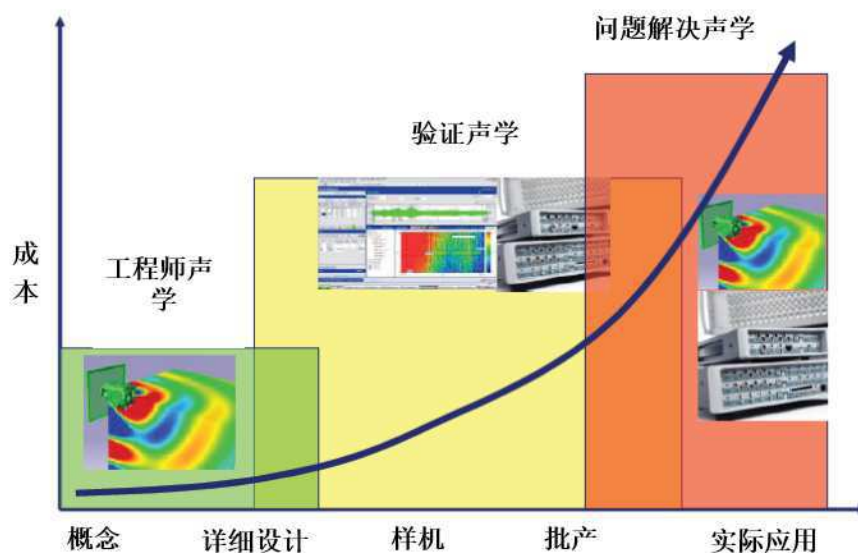


图 2-1 噪声成本曲线

2.1.2 具体的噪声降低的策略

站在受听者的位置，当听到噪声的时候需要经过：噪声产生-媒介传播-受听者，这个模型虽然简单，但是它阐述了噪声到受听者的关键几步，这也是噪声降低策略模型的基础，依据上述创建了噪声降低的模型，从噪声的产生创建了四步噪声降低策略，寻找可行的解决方式，并且把这些解决方式应用到其余的机器上面。如图 2-2 所示。

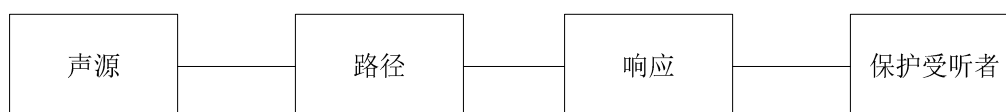


图 2-2 噪声降低模型

第一步就是确定声源和路径，第二步就是分类声源，路径和响应，第三步降低主要的噪声贡献者，第四步尝试降低噪声源，这一步比较困难，因为整机厂的零部件都是从外部购买的，噪声源的降低是一个合作性的项目，如果这四步都无法达到预期设计的目标，那么只能考虑去保护受听者。

2.2 装载机结构

2.2.1 装载机结构

装载机是一种具有较高作业效率的工程机械。主要用于对松散的堆积物料进行铲、装、运、挖等作业，也可以用来整理、刮平场地以及进行牵引作业；换装相应的工作装置后，还可以进行挖土、起重以及装卸棒料等作业。广泛用于城建、矿山、铁路、公路、水电、油田、国防以及机场建设等工程施工中，对加速工程进度、保证工程质量、改善劳动条件、提高工作效率以及降低施工成本等都具有极为重要的作用。如图 2-3 所示。主要的系统为动力系统（发动机），传动系统（双变，驱动桥），工作液压系统，工作装置，底盘，驾驶室，电气系统，冷却系统，供油系统。其中主要的发生的为液压，冷却，发动机，变速箱。

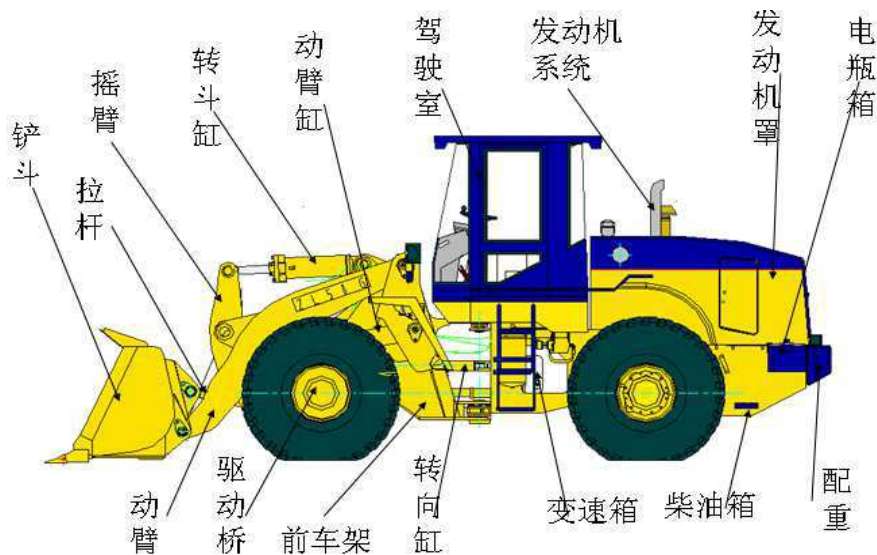


图 2-3 装载机基本结构

2.3 驾驶室内噪声

由于测试时驾驶室的门处于敞开的状态，因此整个驾驶室内部的噪声其实变得比

较简单了，两个门的面积都是相当大的。通过假设，本文把可能的噪声源和传播路径做了一个罗列，由于测试时驾驶室门是敞开状态的，因此本文假设空气传播的噪声是主要的贡献者，并进行相应的验证，如图 2-4 所示，三条假定的路径：

- (1) 发动机、传动系统、液压系统振动通过车架，驾驶室减振器传到驾驶室骨架，激励驾驶骨架发声。
- (2) 发动机传动系统噪声穿过发动机覆盖件，直接到达驾驶室内。
- (3) 液压系统噪声通过空气传播，直接达到驾驶室内。

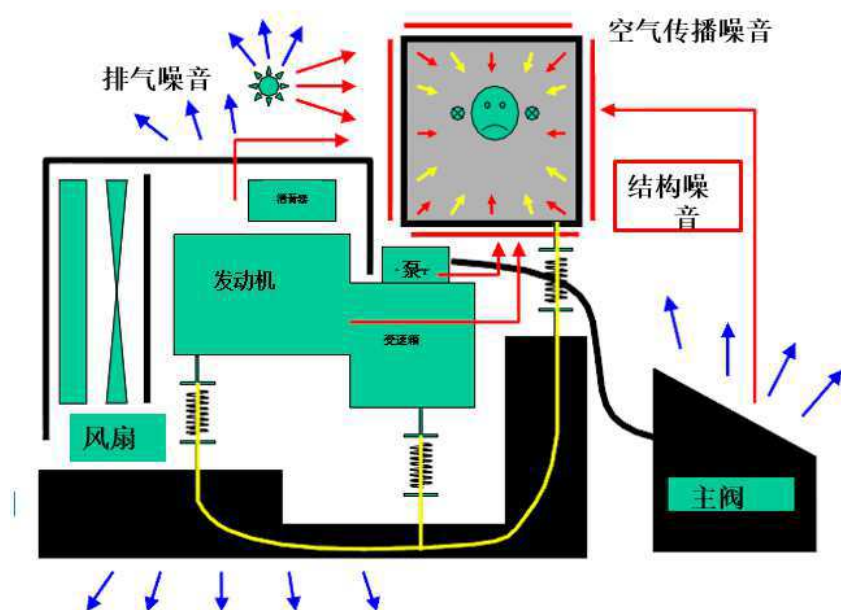


图 2-4 噪声传播路径示意图

2.4 本章小结

噪音的种类及涉及因素较多，降低模型不统一，本章结合国内外噪音降低的策略，设定了本文的噪音降低模型，结合装载机结构分析，假定了三条噪音的传播路径，为下文的验证提供了基础。

第3章 驾驶室内结构噪声

3.1 驾驶室强度分析

3.1.1 有限元基础

当板厚与板面内的最小特征尺寸之比在 1/80 和 1/5 之间时，称之为薄板。工程机械驾驶室使用的多为薄板，对于薄板，当外部载荷作用于中面内而不发生失稳现象时，属于平面应力问题，当外部载荷都垂直于中面时，则主要发生弯曲变形。板发生弯曲变形时，中面上沿各垂直方向上的位移，称为板的挠度。薄板的分析基于克里霍夫薄板理论，它的主要假设：

(1) 变形前垂直薄板中间的直线（法线），在薄板变形后仍保持为直线，且垂直于弯曲变形后的中面，在其板段内的长度不变

(2) 与 σ_x 、 σ_y 和 τ_{xy} 等相比，垂直与中面方向的正应力 σ_z 很小，在计算应力时候认为可以忽略不计。

(3) 薄板弯曲变形时，中间各点只有垂直位移 ω 。

依据上述三个假设，按照弹性力学理论可以建立薄板的物理方程，其表达式为：

$$\sigma_x = -\frac{E_z}{1-\mu^2} \left(\frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} \right) \quad (3-1)$$

$$\sigma_y = -\frac{E_z}{1-\mu^2} \left(\frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} + \mu \frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} \right) \quad (3-2)$$

$$\tau_{xy} = -\frac{E_z}{1+\mu^2} \frac{\partial^2 \omega}{\partial x \partial y} \quad (3-3)$$

3.1.2 NX 的介绍

根据上一章对整个路径的分析和最初的假设，结构噪声占相当小的比例，接下来将要进一步的去验证排除结构噪声。结构噪声来自于结构的振动，结构的振动一个影响因子是驾驶室的模态；另一个影响因子是驾驶室的强度。驾驶室强度薄弱的地方很容易被激发并且成为噪声源。本章将从这两个因子出发对驾驶室的强度及模态进行分析以排除结构噪声的影响。现在工程机械已经普遍采用三维建模，这为数字化的仿真奠定了很好的基础，并且在设计的前期有效的降低了后期模型质量风险造成的成本增加。

NX 是一个交互的 CAD/CAM(计算机辅助设计与计算机辅助制造)系统，它功能

强大，可以轻松实现各种复杂实体及造型的建构。它在诞生之初主要基于工作站，但随着 PC 硬件的发展和个人用户的迅速增长，在 PC 上的应用取得了迅猛的增长，目前已经成为模具行业三维设计的一个主流应用。UG 的开发始于 1990 年 7 月，它是基于 C 语言开发实现的。UG NX 是一个在二和三维空间无结构网格上使用自适应多重网格方法开发的一个灵活的数值求解偏微分方程的软件工具。其设计思想足够灵活地支持多种离散方案。因此软件可对许多不同的应用再利用。一个给定过程的有效模拟需要来自于应用领域(自然科学或工程)、数学(分析和数值数学)及计算机科学的知识。然而，所有这些技术在复杂应用中的使用并不是太容易。这是因为组合所有这些方法需要巨大的复杂性及交叉学科的知识。最终软件的实现变得越来越复杂，以至于超出了一个能够管理的范围。一些非常成功的解偏微分方程的技术，特别是自适应网格加密和多重网格方法在过去的十年中已被数学家研究，同时随着计算机技术的巨大进展，特别是大型并行计算机的开发带来了许多新的可能。UG 的目标是用最新的数学技术，即自适应局部网格加密、多重网格和并行计算，为复杂应用问题的求解提供一个灵活的可再使用的软件基础。UG 具有三个设计层次，即结构设计、子系统设计 and 组件设计。至少在结构和子系统层次上，UG 是用模块方法设计的并且信息隐藏原则被广泛地使用。所有陈述的信息被分布于各子系统之间。

NX 功能模块丰富，公司在建模过程中并不使用 NX，而是使用 Pro/E。使用 NX 主要是仿真阶段，进行模型的划分，静应力分析，模态分析。NX 自动化程度较高，在模型划分以及节点的连接上面速度是相当好的，并且计算的时候速度也是相当的快，在静应力计算过程中，一个复杂的驾驶室模型只需要几分钟。下文将基于 NX 首先对驾驶室进行应力分析，排除有大面积的薄弱点给结构噪声埋下的隐患。NX 的程序界面如图 3-1 所示。

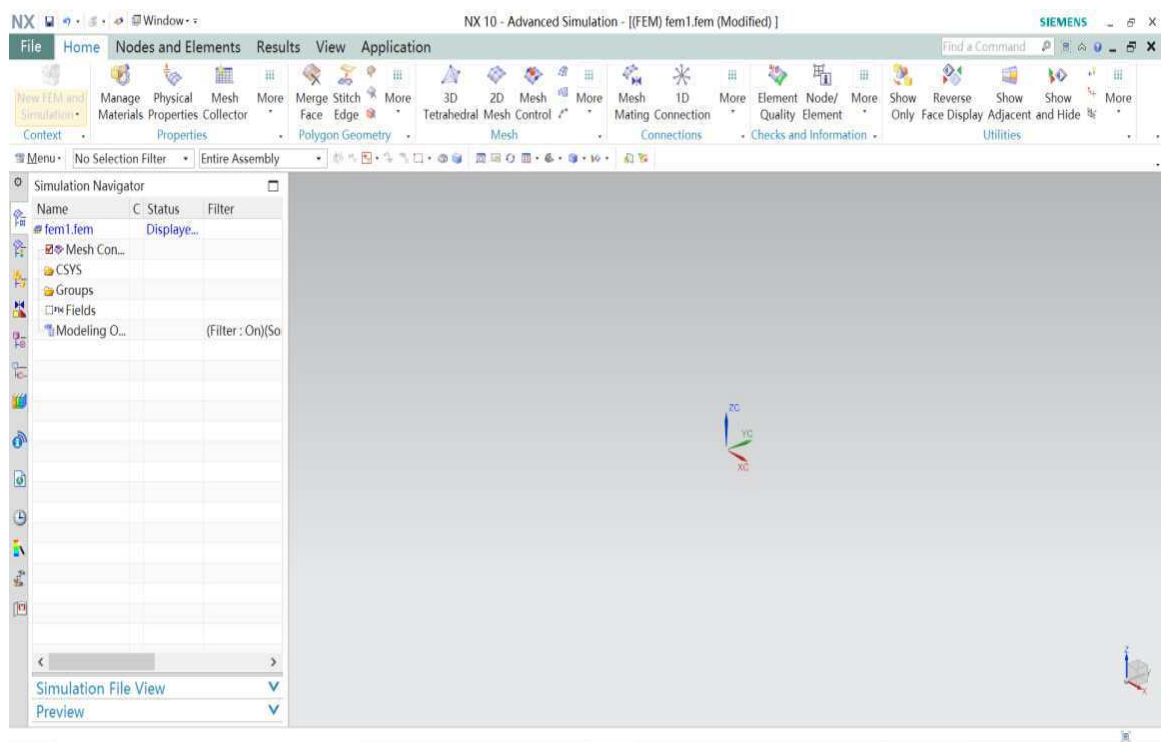


图 3-1 软件界面

3.1.3 驾驶室的强度分析

工程机械驾驶室多使用厚度较小的板材设计成框架结构，并通过形状的改变以增强驾驶室的强度。常见的结构就是以方管或者矩形管搭建成驾驶室的框架，然后以折弯方式或者冲压方式的蒙皮焊接到驾驶室结构上。最后进行装饰性设计，并且大量的使用无机非金属材料，如钢化玻璃，橡胶，注塑内饰等。其中驾驶室地板为厚度较大的钢板辅以橡塑发泡的地板。在进行驾驶室的分析中，由于厚度较小仅有 2mm，因此常用中性面来代替整个结构划分 2 维网格进行分析，并且将质量较大的钢化玻璃，操纵等都加载到驾驶室模型上，其中操纵使用质量块来替代。本文中使用的工具为上述介绍的 NX，划分完单元格的驾驶室如图 3-2 所示，整个驾驶室共有单元 204419，节点 200283，按照设计标准规定的平均载荷对模型进行了加载，并运用 NX Nastran 计算器进行了求解，结果如图 3-3 所示。整个驾驶室所使用的材料为 Q235-B，最大应力 98Mpa，没有较大面积的高应力处，应力满足设计要求，排除玻璃整个骨架的最大位移也满足设计要求，没有较大面积的形变，如图 3-4 所示。因此从分析结果上来看，可以排除强度不够形变造成的结构噪声。



图 3-2 网格划分

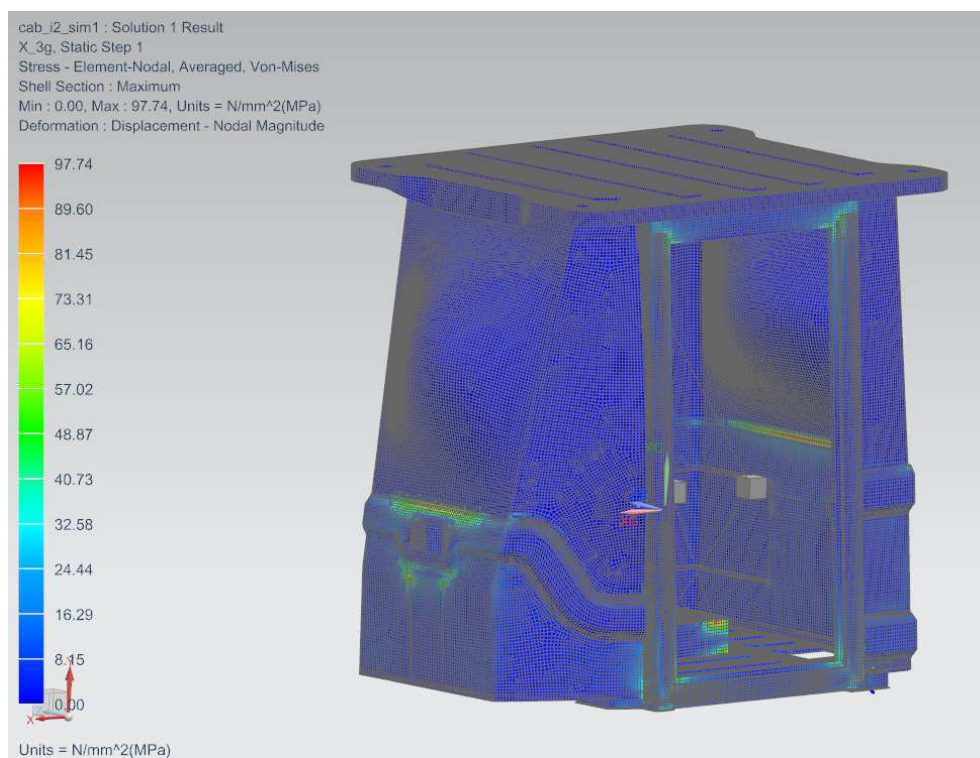


图 3-3 应力计算结果

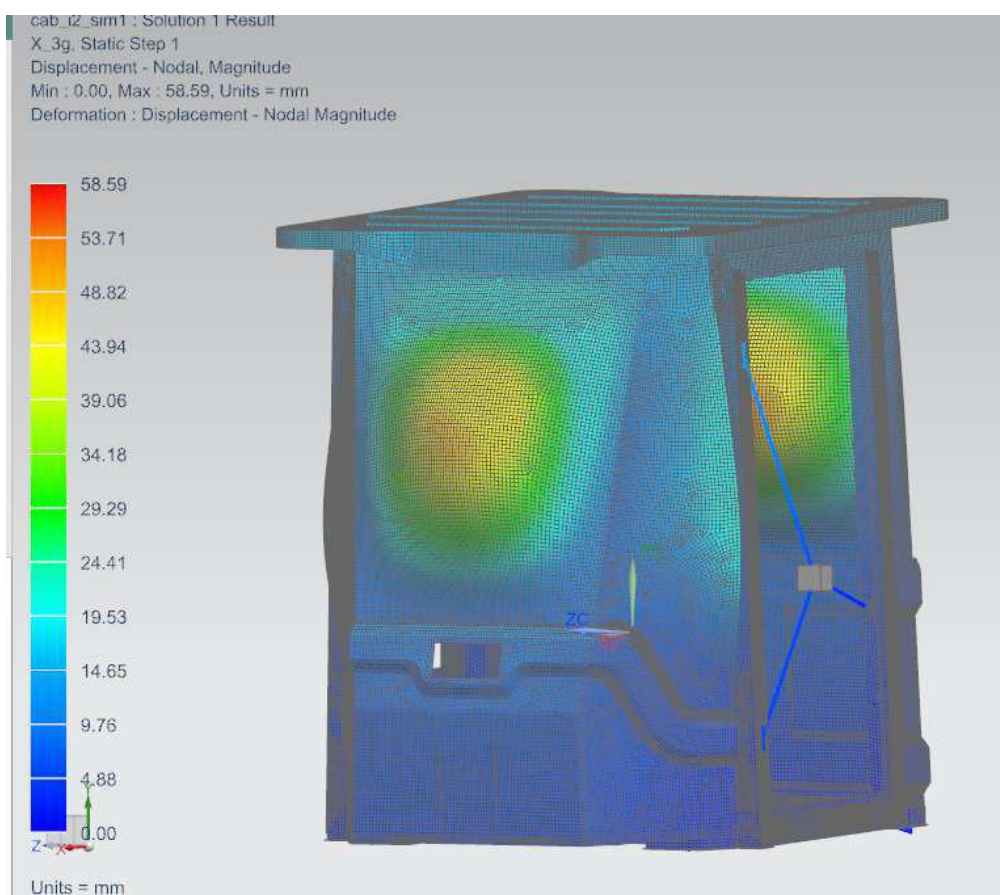


图 3-4 位移计算结果

3.2 驾驶室的振动分析

振动与噪声密不可分，隔振对于降噪是非常重要的一个课题，隔振分为两种：一种积极的隔振，指隔离振动源；第二个是消极减振是隔振保护对象。工程机械来讲这两种隔振方式都存在，发动机，传动系统都是在进行积极的振动源隔离，驾驶室是在隔振保护对象。隔振的两个关键参数就是减振器的刚度和隔振系数。减振器和驾驶室组成了一个小的子系统，分析时需要考虑这个子系统的模态以衡量减振的作用，有阻尼单自由度系统的固有频率与力传递率的表达式：

$$\omega_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{sn}}} \quad (3-4)$$

$$T_F = \sqrt{\frac{1+(2\zeta\lambda^2)}{(1-\lambda^2)+(2\zeta\lambda^2)}} \quad (3-5)$$

ω_n ——代表固有频率，Hz

f_{st} ——代表静挠度，mm

ζ ——阻尼比

λ ——激振频率与固有频率之比

模态对于振动优化非常重要，工程机械驾驶室常见的减振结构就是橡胶减震器，有些高端的机器已经开始使用硅油减震器，但是硅油减震器的成本相对较高，在目前的竞争压力下，普遍使用还是有些困难，因此还是普遍使用橡胶减震器。橡胶减振器和驾驶室组成的子系统，在模态的分析时，将驾驶室简化成一个刚性的质量块，橡胶简化为弹簧，驾驶室骨架定型以后，橡胶减振器的参数对驾驶室的模态起到决定性的作用。公司为了便于工程师的设计及优化，基于 MATLAB 开发了仿真软件 6 自由度刚体减振分析程序，界面如图 3-5。一般的工程机械驾驶室为四点减震器，还有些工程机械如推土机或者大型的发动机采用五点或者六点减振器，软件可以进行相应的设置进行增加。

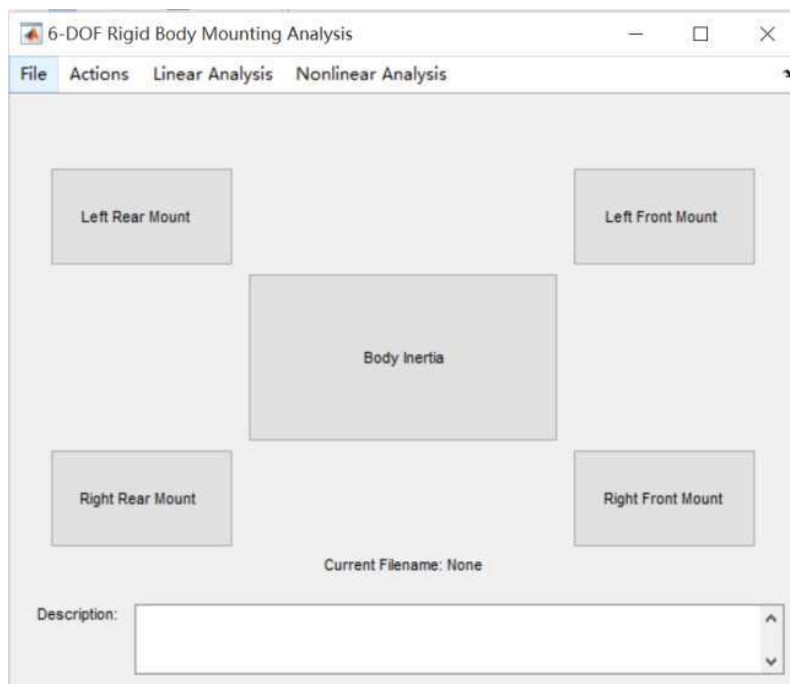


图 3-5 软件示意图

在优化的过程中需要将质心的位置，驾驶室总体质量，减震器相对质心的位置输入到程序当中。本次驾驶室优化的参数输入如表 3-1 所示。输入参数以后，程序可以进行计算给出模态，并且可以根据模态的情况对减振器进行相应的刚度调整，这只是一种粗略的刚度优化的方式，精确的模态还需要进行有限元的分析和整机的模态测试，但是这种方法的出现可以快速的获取模态并且进行分析与优化，按照表 3-1 输入完参数以后得到了驾驶室系统的模态，如表 3-2 所示。

表 3-1 输入参数

坐标系	X	Y	Z	Ixx	Iyy	Izz	Ixy	Iyz	Izx
重心及转动惯量	0	0	0	244	159	239	-1.77	6.43	-0.32
左前减振器	450	744	478						
右前减振器	450	-744	-478						
左后减振器	-490	-744	616						
右后减振器	-490	-744	-616						

表 3-2 计算模态

项目	模态 1	模态 2	模态 3	模态 4	模态 5	模态 6
Matlab	8. 4Hz	9. 7Hz	19. 5Hz	20. 5Hz	25HZ	26. 5Hz

表 3-2 可知,按照目前减振器的刚度得到的驾驶室前六阶的模式为 8-25Hz。从图 3-6 给出的传递函数上来看,19.5Hz 和 20.5Hz 是一个振动放大的状态,这个还需要在整机上进行相应的验证。通过与发动机的相应的转速的频率比较,20Hz 附近确实为一个危险点,这个时候的发动机转速大约为 1200rpm。但是不管是实际工作时发动机的速度还是噪声测试时的发动机速度都有效的避开了这个共振频率,如图 3-7。因此目前的驾驶室模态是满足设计的要求的,并且排除了驾驶室共振造成的结构噪声。

综合上述强度分析和振动分析的结果,排除了引起结构噪声的两大因素,支持了空气噪声为主要噪声的假设。

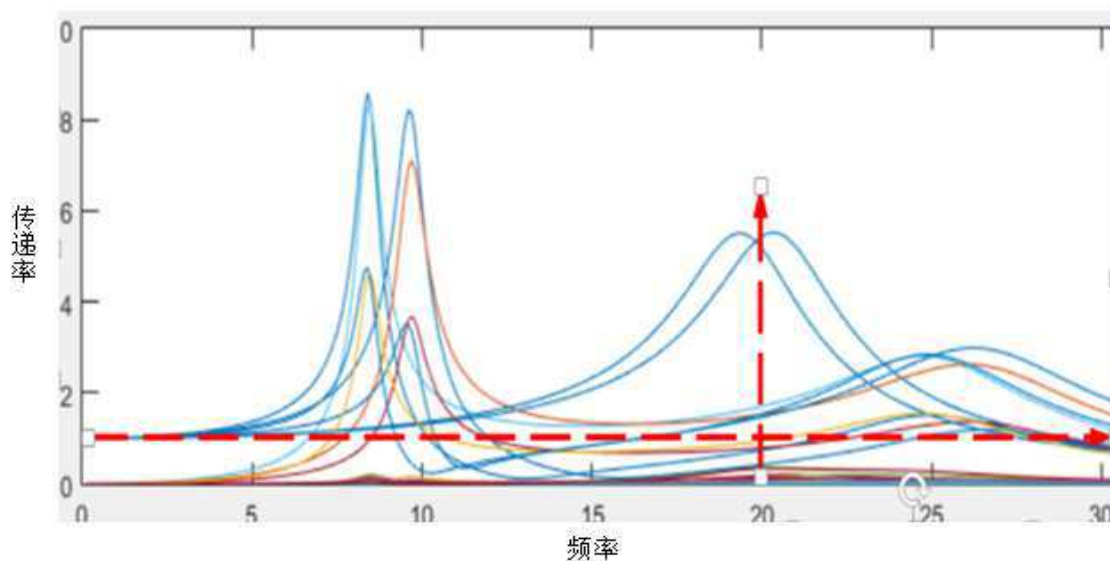


图 3-6 传递函数图

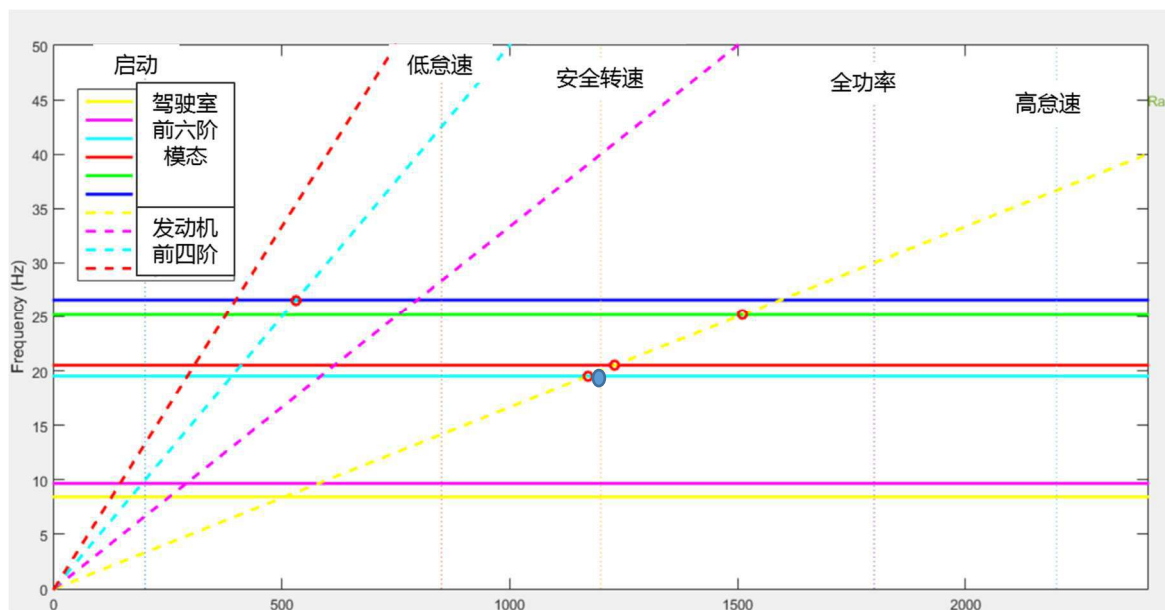


图 3-7 频率叠加图

为了进一步验证这种方法的可行性,尝试在 NX 中运用相类似的方法建立起同样的模型,其中包括减振器的安装位置,驾驶室重心位置,用刚性单元将质心与四个减振器连接,如图 3-8 所示,并对模态进行了求解,如表 3-3 所示,结果基本上是一致的,可能受一维刚性单元的影响,结果稍有些差别。通过对比结果来看这种初步的优化方法是可以接受的,后期需要实际测试去得到更准确结果。

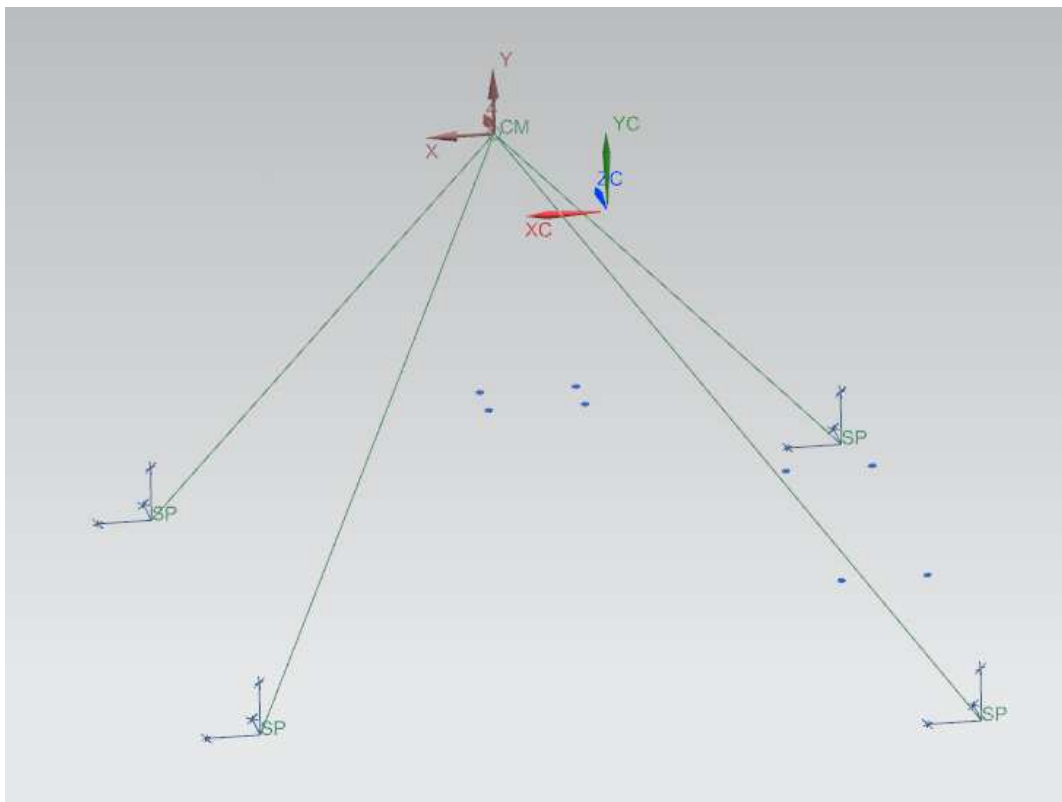


图 3-8 NX 简化模型

表 3-3 前六阶模态对比

项目	模态 1	模态 2	模态 3	模态 4	模态 5	模态 6
NX	10Hz	11Hz	21Hz	22Hz	26Hz	28Hz
Matlab	8.4Hz	9.7Hz	19.5Hz	20.5Hz	25HZ	26.5Hz

3.3 装载机驾驶室内噪声基线测试

3.3.1 基线测试

排除了结构噪声的影响,接下来需要实际的验证空气噪声的影响。通过假设的路径总结,噪声源主要有三个:液压,发动机,风扇。目前的配置中风扇是由发动机厂商所带,部分高端机型风扇与发动机分离,采用液压系统驱动。要验证假设,确认主

要的噪声源，需要采样噪声，用频谱分析进行噪声源的定义，用倍频程分析制定降低噪声的目标。公司建有标准的噪声试验场地，试验方法采用的是 GB/T 25612-2010 和 GB/T 25613-2010 的要求，频谱分析的结果的采用的内部的分析程序。目前 650B 有两种泵的配置，测试得到两种不同配置的噪声结果，基线的测试结果如表 3-4 所示。

表 3-4 基线测试结果

机器的配置	测试结果	标准值	差值
安装了厂一液压工作泵	93.05	89	4.1
安装了厂二液压工作泵	91.8	89	2.8

由基线测试结果可以得知最大的耳旁噪声为 93 分贝，最大差值为 4 分贝，通过这两个配置噪声的区别，厂二液压泵配置 1.5 分贝的贡献成了第一个降低噪声的措施，装有厂二液压泵的配置列入了标准配置继续进行噪声降低。依据噪声基础知识及分析方法，本章节开始利用内部的数据分析程序开始对收集的结果进行分析，最大噪声出现在倒退工况，频谱如图 3-9 所示，1/3 倍频程数据如表 3-5 所示。诸如前期对 1/3 倍频程的学习，它可以用于噪声的降低的策略。因此在 1/3 倍频程数据上，增加了一栏“假定”，意思就是指如果贡献较高的中心频段降低多少分贝才可以达到标准值。

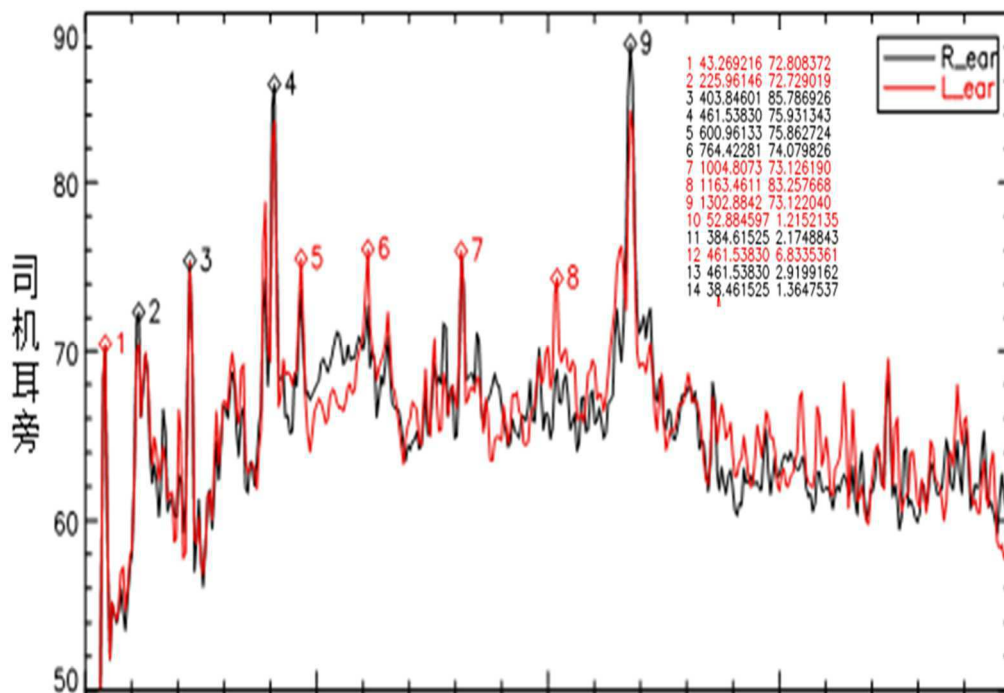


图 3-9 后退工况噪声谱

表 3-5 后退工况 1/3 倍频程结果

	测量结果		假定结果	
	右耳	左耳	右耳	左耳
总计	91.8	91	88.6	88.8
250	72.6	72.5	72.6	72.5
315	73.1	74.2	73.1	74.2
400	84.8	83.7	74.8	73.7
500	78.8	78.1	78.8	78.1
630	79.1	79.8	79.1	79.8
800	79.7	79.3	79.7	79.3
1000	80.6	81.1	80.6	81.1
1250	87.7	85.2	87.7	85.2
1600	77	78.2	77	78.2
2000	76.9	77.5	76.9	77.5
2500	75.4	76.9	75.4	76.9
3150	74.2	75.6	74.2	75.6
4000	72.4	73.2	72.4	73.2
5000	67.7	68.7	67.7	68.7
6300	61.4	62.7	61.4	62.7

3.3.2 基线测试结果分析

装载机工作时，零部件都是些旋转部件，因此其频率都是基于转速的阶次频率，通过计算可以得知液压泵，变速箱，风扇，排气的频率，如表 3-6 所示。通过对分析结果的比对可以判定出的噪声源为排气噪声，液压噪声以及齿轮噪声如图 3-10 所示。但是 404Hz 还无法做出准确的判断，可能为风扇噪声。整个噪声分析的结果也从侧面的验证了驾驶室的结构噪声不是重要贡献的理论。因此确定主要噪声为发动机噪声，液压噪声，齿轮噪。404Hz 为风扇噪声的假设需要验证。旋转轴通用的频率表达式如下：

$$f = \frac{n}{60} \quad (3-6)$$

f ——代表频率，Hz

n ——转速

i ——阶次（1、2、3……）

表 3-6 主要零部件频率（Hz）计算

发动机	排气	工作泵	转向泵	传动泵	风扇
38	114	467	312	389	204

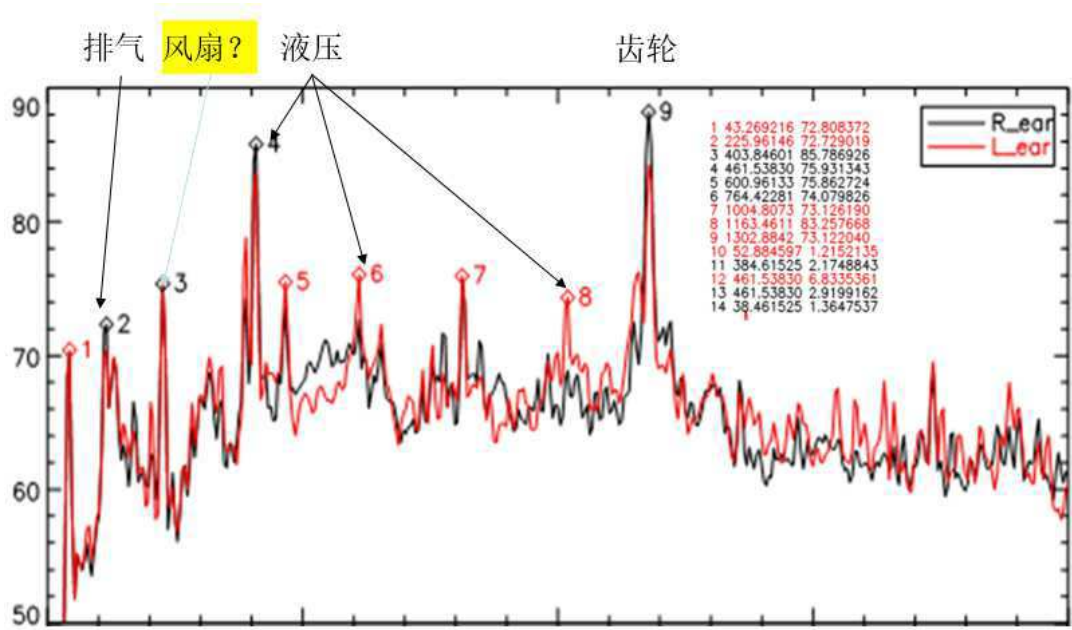


图 3-10 对比判断的噪声源

通过计算，理论上风扇的一阶频率为 204Hz，二阶频率 408Hz，由于这个频率接近于风扇的频率，因此初步假设 404Hz 为风扇噪声。而且这个测试结果是机器倒退时测得的，这时候传动系统消耗了一部分发动机的功率，风扇也达不到理论的最高转速，分析结果与理论有一些差距也是正常的。首先通过用声强扫描结果判断发声部位的方法来初步验证假设，声强扫描的时候需要将发生面分成网格，然后逐点进行扫描，声强扫描及结果如图 3-11，3-12 所示。假设初步通过验证以后，设计详细的试验进行验证。

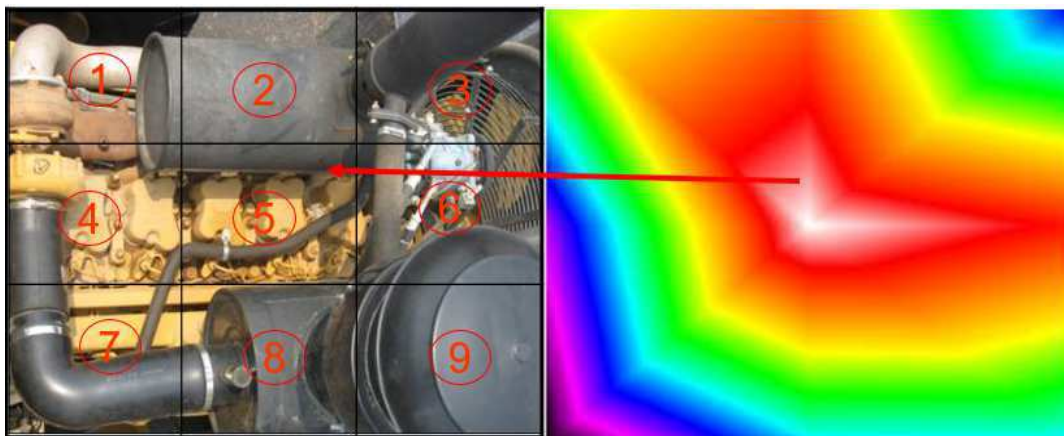


图 3-11 发动机顶部声强扫描

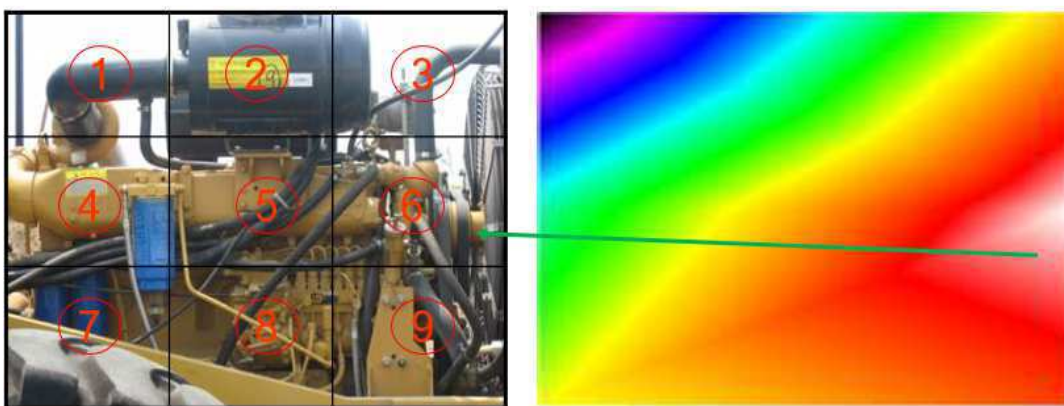


图 3-12 发动机侧面声强扫描

从声强扫描的结果来看，靠近风扇的部位扫描到了较大的噪声，约 111 分贝。而且顶部扫描结果也进一步验证了排气噪声源。声强扫描的结果初步验证了假设，但是这种方法还不够精密，需要进行下一步的验证，最好的方法也是最简单的方法就是拆掉风扇。为了简化测试结果，拆掉风扇后只是进行了机器原地静止最大油门下的噪声测试，然后进行了对比分析，结果如图 3-13，3-14 所示。

由于测试时机器是静止状态，只有发动机在进行工作，本次得到的结果为 408Hz，与理论计算值相等。拆除了发动机风扇之后，408Hz 频率对应的噪声值下降了非常多，验证了 408Hz 为风扇噪声的假设。拆除了风扇之后 408Hz 依然存在，分析为风扇带轮旋转的阶次频率噪声，但是这个噪声值已经非常小了。

3.4 本章小结

本章通过对驾驶室进行力学分析与振动分析，排除了驾驶室结构噪音引起的影响。经过基线测试，结合声强扫描，风扇拆装前后的对比，使用频谱法分析和验证，确定主要噪声源为：排气噪声，风扇噪声，液压噪声以及齿轮噪声。

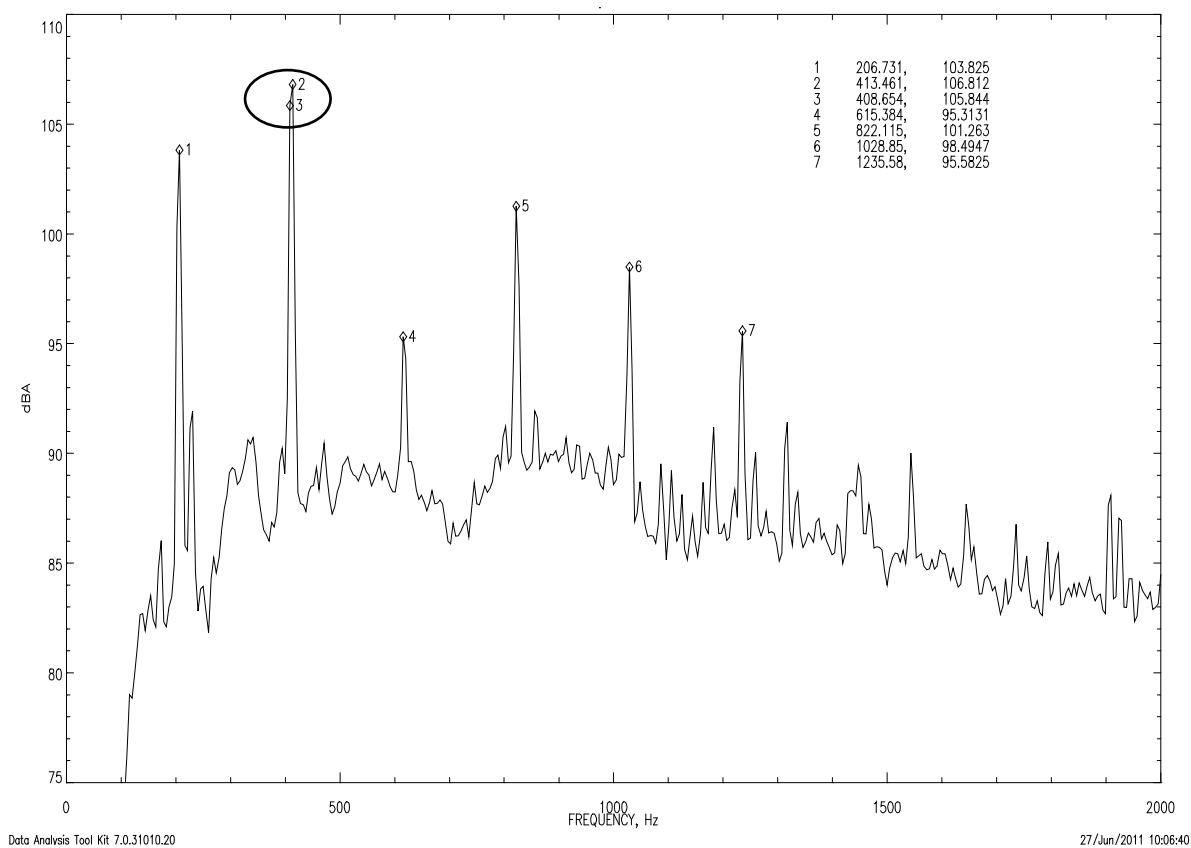


图 3-13 定置基线测试结果

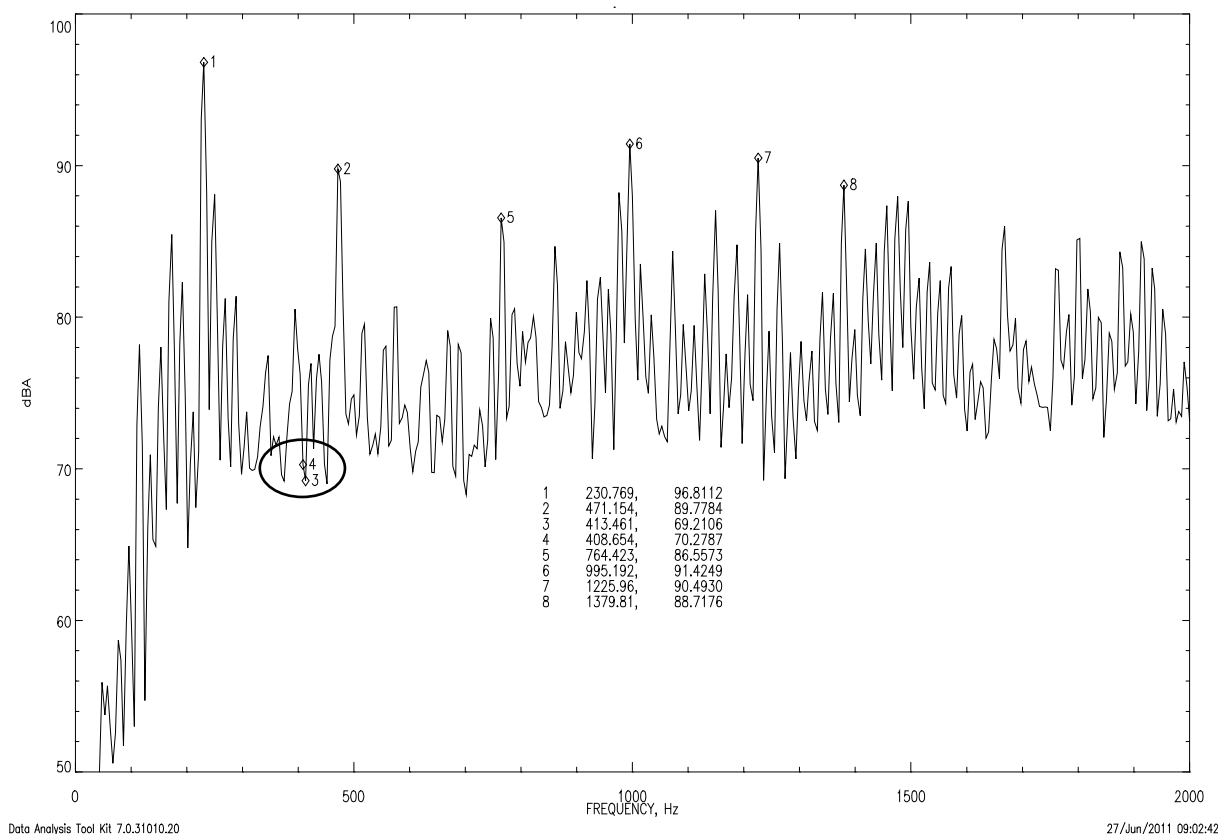


图 3-14 拆掉风扇后的结果

第4章 发动机噪声

4.1 发动机机体噪声

已经确定的发动机两个噪声源为发动机排气噪声与风扇噪声，发动机机体自身发出的噪声还不能完全确认，需要建立试验排除掉发动机体噪声的影响。按照设定的降噪模型首先需要弄清楚发动机噪声的原理。

4.1.1 发动机机体噪声原理

工程机械都使用的是柴油机，柴油机的功率大，经济性能较好，柴油机与汽油机的工作方式一样，也分为四个循环：吸气，压缩，燃烧做功，排气，不同的是汽油机采用点燃时，而柴油机因为柴油粘度大，不宜蒸发的特点而采用的是压燃式，这样就使得柴油机不管是吸气压缩，还是燃烧做功压力都比较大，因此产生的激振力也就比较大，是一个比较重要的贡献者，此外内燃机还有很多运动副，如配气机构，供油机构，正时齿轮室，活塞敲缸等等也是激振力其余的一些来源。据此对发动机的噪声分为两类，一是燃烧噪声，二是机械噪声，不管是燃烧噪声或者机械噪声最终都是由激振力的方式传递到机体上通过机体表面的振动最终将噪声发出去，如图 4-1 所示。

发动机机体噪声的降低主要两个方面入手，一个是增加机体的刚度及质量，合理布局加强筋，目前发动机机体多采用铸造结构，从材料的本身也是有利于吸收部分振动。二是改善燃烧特性，适当提高压缩比以及合理设置喷油提前角，采用涡轮增压装置，目前使用的柴油机都带有涡轮增压装置。第三就是合理的设计减振器，限制机体的振动。

4.1.2 发动机机体噪声排除

发动机总成来自于某发动机厂商，发动机机体噪声的曲线应该由发动机供应商提供，但是由于我国对噪声问题认识较晚，整机厂商的要求相对较早，但是零部件要求滞后，为此带来的测试的落后都使得动机厂商无法拿出数据供参考。需要课题组设计方案来得到发动机机体的数据。

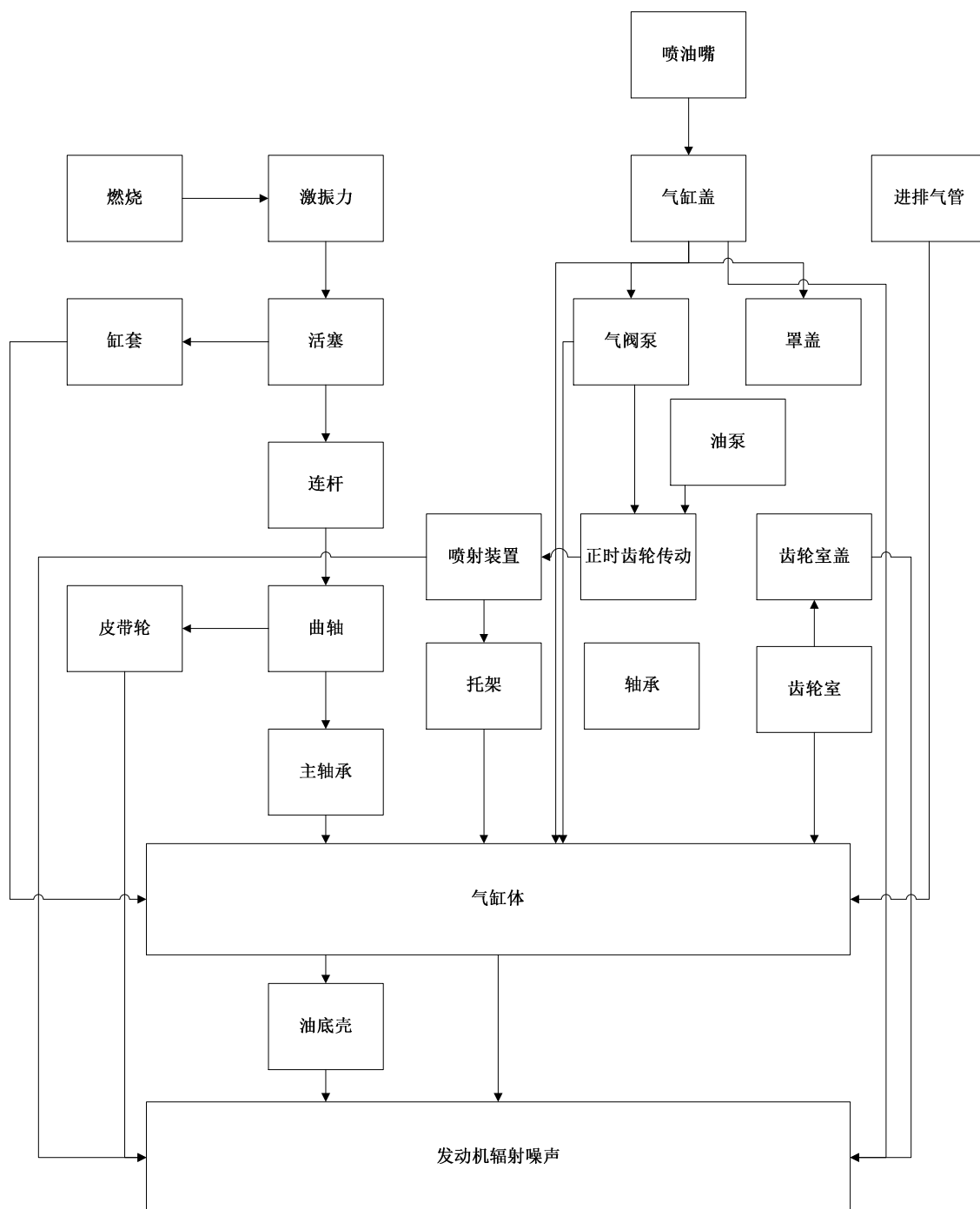


图 4-1 发动机机体噪声原理图

目前频谱研究噪声的方法一直是在整机运行的过程中，各个零部件相互刚性连接，某些特殊的高点可以分辨出来，但是其余的一些散点还未知，参考噪声研究的集中方法：主观评价法，近场测量法，选择运行法，选择覆盖法，表面振动加速度测量法。本文采用选择运行法，这种方法比较简便，可以将与发动机相连的部件拆除，如图 4-2。用这个方法得到发动机机体噪声的数值支持后续的研究工作。试验有一些局限性就是没有材料能将排气噪声消除掉。频谱中，排气噪声的频率已知，只需评估剩余频率发

动机的噪声，测试结果如图 4-3。



图 4-2 测试准备

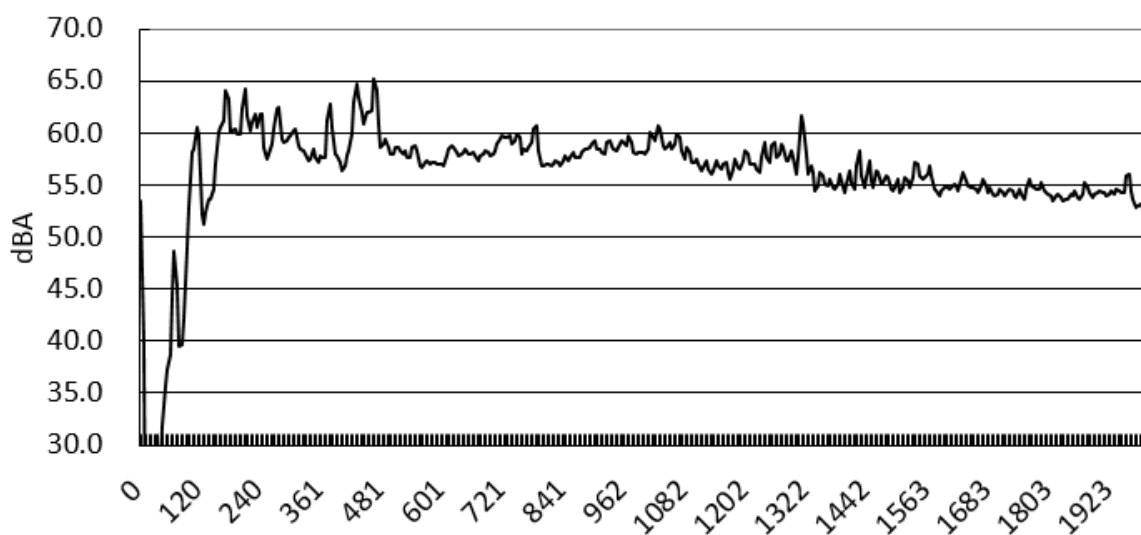


图 4-3 拆除风扇后发动机噪声谱

如图的结果可以很明显的看出，排除排气噪声，整个机体的噪声水平是比较低的，贡献较小。同样再一次验证了排气噪声的贡献度。

4.2 排气噪声

机器使用的发动机为六缸发动机，曲轴每旋转一圈，发动机排气三次，因此发动机的排气噪声是三倍于发动机频率的噪声，也就是上章节中算得的 110Hz 左右。排气时温度高，高温气体从排气口瞬间排出，形成脉冲，属于能量较高，频谱较宽的噪声。同时排出的气体经过消音器，激发薄壁形成宽频带的噪声，接下来经过排气管时会再排气管有限的空间内形成共振噪声。排气噪声较为复杂，排气能量较高，因此排气噪声的消除最主要的就是要耗散排气的能量，其中一个比较关键的零部件便是消音器。

消音器按照类型分为阻性消声器,抗性消声器和阻抗性消声器。阻性消声器大多用于汽车。共振腔消声器也是抗性消声器的一种主要形式。它是利用共振吸声原理进行消声的,最简单的共振消声器是单腔共振消声器。一个封闭的容积通过一个导管或多个小孔与气流通道相连,即可组成一个共振系统。孔径中的空气柱等价于具有一定的声质量一个活塞;空腔等价于具有一定的声顺的弹簧;空气柱振动时,壁面的摩擦阻尼产生了一定的声阻,系统相当于接上一个旁支滤波器。当声波入射到共振腔口时,因声阻抗的突然变化,一部分声能将反射回声源。同时,在声波的作用下,孔径中的空气柱产生振动,振动时的摩擦阻尼又使一部分声能转换为热能而耗散掉。这样,有少量声能辐射出去,从而达到了消声的目的,如示意图 4-4 所示。

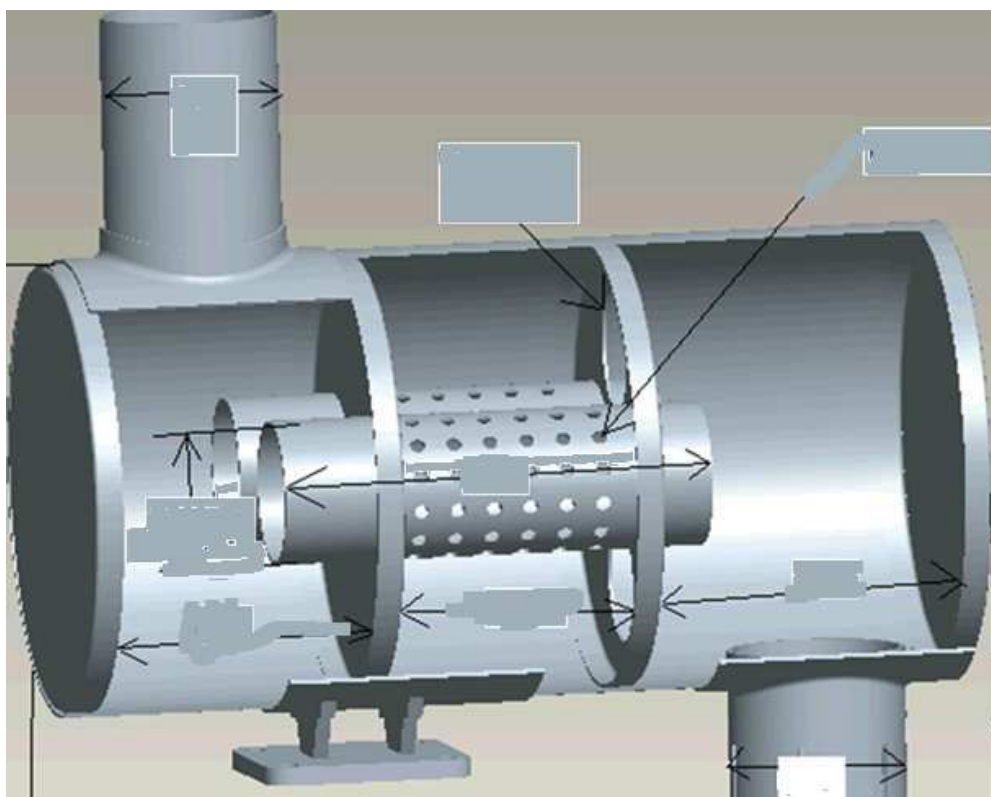


图 4-4 消音器内部结构示意图

共振腔消声器的优点是特别适用于低、中频成分突出的噪声,且消声量也比较大,这恰恰是一般阻性消声器的弱点。其缺点是消除噪声的有效频率范围窄。消声器设计中容积是一个重要的参数,消声器的体积越大,它对脉冲气流的缓冲作用就越强,除了体积的扩大之外,其余控制消声器噪声的方法还有采用高温阻尼材料附着在薄壁结构上,再就是使用双薄壁焊接结构,这些方法都经过了前辈们的试验验证,但是发动机是从外部购买过来的,由于时间及经费的限制,重新设计一款新的消音器是不可行的,需要寻找新的方法。从机理形成上无法下手,那么只能尝试隔离声源,从某供应

商那寻找到一种高温的玻璃纤维材料,这种材料已经被用作在一些高端机型上用于隔离消音器噪声,如图 4-5 所示。初期设计不太合理,临时作了一些改装,后期还需要优化消音器包裹的设计。



图 4-5 消音器包裹材料

根据供应商的经验值,此方案的贡献度约为 1 分贝,还是无法达到课题为防止流程不稳定造成后续的噪声值不合格而设计的目标 88.5 分贝以下。需要继续寻找新的方案以达到课题的设计目标,同时减少外出测试的次数,降低费用。排气噪声有了降低噪声的方案,隔离了声源。另一个噪声源就是风扇,除了降低噪声源之外,发动机外面的发动机罩也是一个突破口。发动机罩由钣金件制成,它对发动机以及附属件形成了有效的覆盖,在发动机噪声传播的路径上。至此还有两种潜在的方案来处理发动机噪声,一个是解决风扇噪声,第二就是发动机罩的优化。与此同时需要考虑到方案的成本,尽可能以低成本方案来解决问题。

4.3 风扇噪声

风扇噪声的形成机理类似于排气噪声,它是由风扇叶片周期性的激扰空气形成的涡流噪声,这种周期性的压力脉动,由一个稳态的基频以及一系列的谐波分量组成。风扇的频率和风扇的转速直接成正比,因此风扇的转速是一个比较重要的参数。风扇的转速和风扇的直径都是为了保证冷却系统有足够的风量,在不影响风量的情况下适当加大叶片,降低风扇转速对风扇噪声的优化可以起一定的作用。除此之外,叶片形状的变化以及叶片的加工工艺都可以对风扇的噪声优化起到作用。由于风扇利用的较广泛,研究比较多,市面上可以找到很多优化过的风扇,如图 4-6 所示。



图 4-6 优化了的风扇

当整车安装完毕以后，风扇与水箱形成了一个新的子系统，使得它的气动机理更加的复杂，这时候的风扇噪声不仅来自于扰动空气，而且还有叶片的振动，以及空气吹到水箱上空气返回形成的湍流噪声和水箱钣金件的振动。风扇的安装如图 4-7 所示。



图 4-7 风扇的安装示意图

风扇的安装对风扇噪声至关重要，公司对于安装风扇有详细的指导，冷却系统设计遵循这个设计指导，从安装方面没有什么可以改进的机会。风扇本身上，由于发动机的限制，无法使用优化后的风扇，只能在目前风扇的基础上设计方案。

目前发动机使用的是六叶片等间距风扇，通过各个叶片的气流一致且相等，可能会造成气流的叠加从而导致较大的风扇噪声。带着这个假设，在供应商提供了不等间距五叶片风扇，如图 4-8 所示。



图 4-8 五叶片不等间距风扇

4.4 发动机罩优化

发动机罩是整机重要的组成部分，它担负着外观，散热，隔离发动机噪声的作用。目前行业多采用两种材料的发动机罩：玻璃钢与钢板。随着行业的发展及用户需求的提高以及玻璃钢不可修复的弱点，设计更加趋向于钢板材料的发动机罩。钢板多采用的是薄壁结构，2-3mm 厚度，钢板材料与隔声之间的关系，有一个比较重要的概念就是透射损失。

4.4.1 透射损失

同一个面的构件对不同频率的声波有不同的透过率，隔板的透射损失多遵从质量守恒定律，也就是说，同一面的构件由声波激发而产生的振动及声波穿过量主要取决于构件的单位质量，面密度，记为单位面积的质量，单位为 Kg/m^2 。质量越大，运动时的惯量也就越大，因此很难被激发，传声量较小，隔声性能就越好。目前的设计为单层钢板结构，厚度为 2mm 的钢板。于是按照单层壁进行了透射损失计算，得到的透射损失如图 4-9 所示。图表反应了不同频率下的透射损失，同时侧面反映了低频噪声波长较长，容易透射的特点，透射损失的定义由下式表示：

$$TL \cong \log \left[1 + \left(\frac{\rho_s \omega}{2\rho_0 c_0} \right)^2 \right] \quad (4-1)$$

$$\omega = 2\pi f \quad (4-2)$$

ρ_s ——代表面密度， Kg/m^2

ρ_0 ——代表面密度， Kg/m^2

c_0 ——代表面密度， Kg/m^2

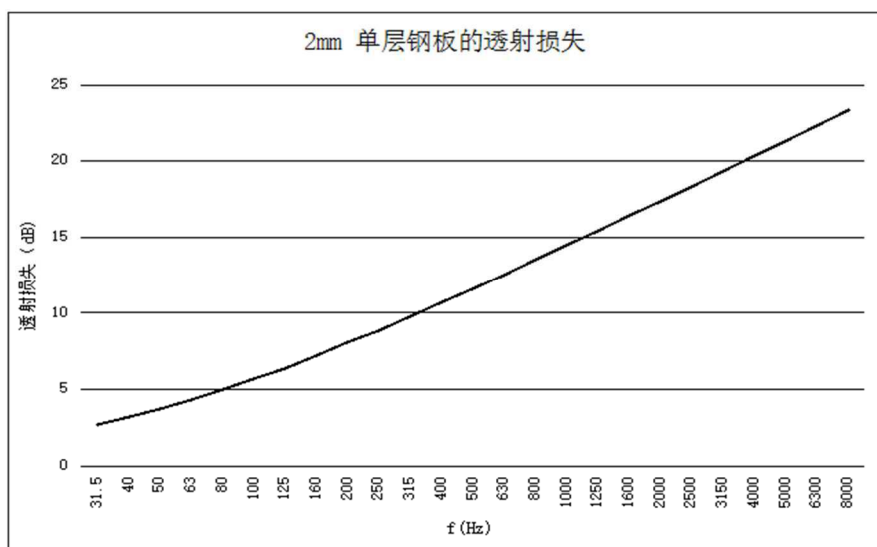


图 4-9 2mm 钢板的透射损失

透射损失已知，噪声源已知，传播路径的分析是一个机会，这是发动机罩噪声优化的关键。下文将对发动机罩进行整体的噪声传播路径的分析，以及软件的模拟分析。

4.4.2 发动机罩内噪声传播路径

发动机罩为大面积的薄壁结构，容易被激发，薄壁被激发后传播出去一部分噪声。为了冷却系统，发动机罩上开了一些进风口，这些口直接将发动机的噪声传播出去，这是一个噪声传播的路径。为了便于进行维修及维护发动机的滤芯，消音器等附属零部件，发动机罩两侧开了一些便于维修的侧门，这些侧门的周边虽然有密封条进行密封，但是由于供应商工艺能力的问题，侧面周边可能会有些不可避免的缝隙，这也是噪声传播的一个路径。发动机罩前方是一个开口的结构，这是一个传播路径。总结一下的话，发动机罩的噪声传播主要来自于三个方向：第一薄壁结构的透射噪声，第二个就是来自于孔隙的直接传播噪声，第三个就是薄壁结构振动辐射的噪声，如图 4-10 所示。

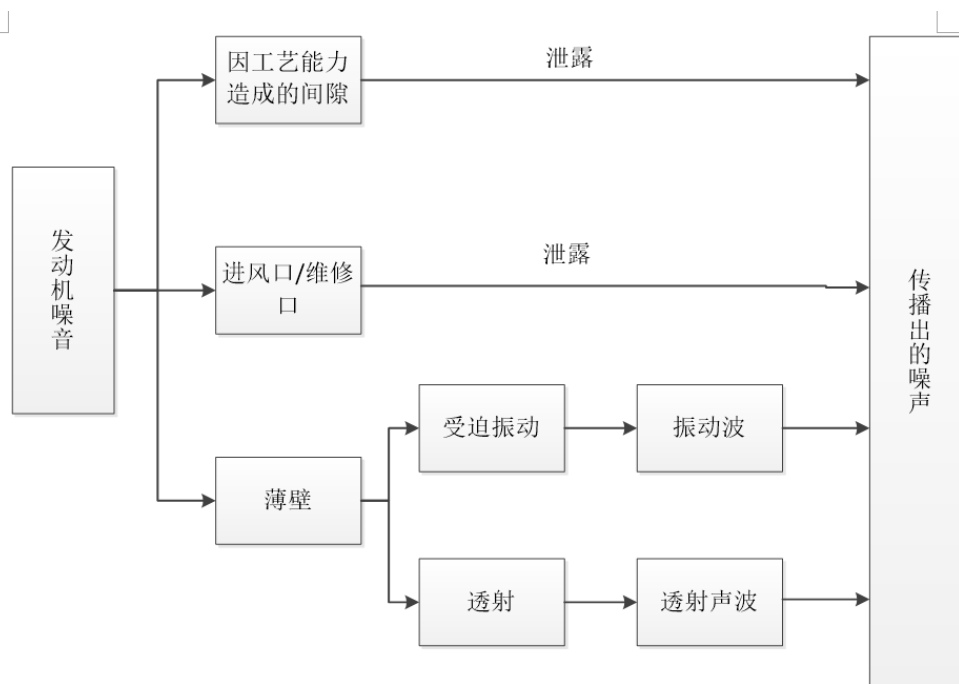


图 4-10 发动机罩噪声传播路径

4.4.3 发动机罩传播噪声的模拟

依托全球强大的技术资源，公司有很多很好的工具，其中用于发动机罩噪声模拟的一个就是 SONIC+，这款软件可以帮助优化发动机罩的开口以及合理的布置吸声材料，由于国内噪声技术及测试的落后，无法从发动机厂拿到声源的数据，因此利用从基线中测试导出的数据作为声源，目的是为了从发动机罩内噪声传播路径上寻找解决措施，SONIC 的主要原理就是透射损失与噪声的叠加。

4.4.3.1 SONIC+初始建模分

有了前面建立起来的透射损失，传播路径，就可以用软件进行模拟分析了。做分析时，把发动机噪声简化为一个点声源，发动机罩简化为一个长方体，当然这个长方体上开了一部分孔，忽略因工艺问题造成的间隙。接下来在软件内进行建模，用长方体的六个投影来替代发动机罩对应的面，如图 4-11 所示，它们之间的数学关系做以下定义：

$$S(f) = \sum_{i=1}^m X_i(f) \prod_{j=1}^n H_{i,j}(f) \quad (4-3)$$

$$H_i(f) = \prod_{j=1}^n H_{i,j}(f) \quad (4-4)$$

$X_i(f)$ ——代表声源

$H_i(f)$ ——代表路径

$S(f)$ ——代表合成后的声源

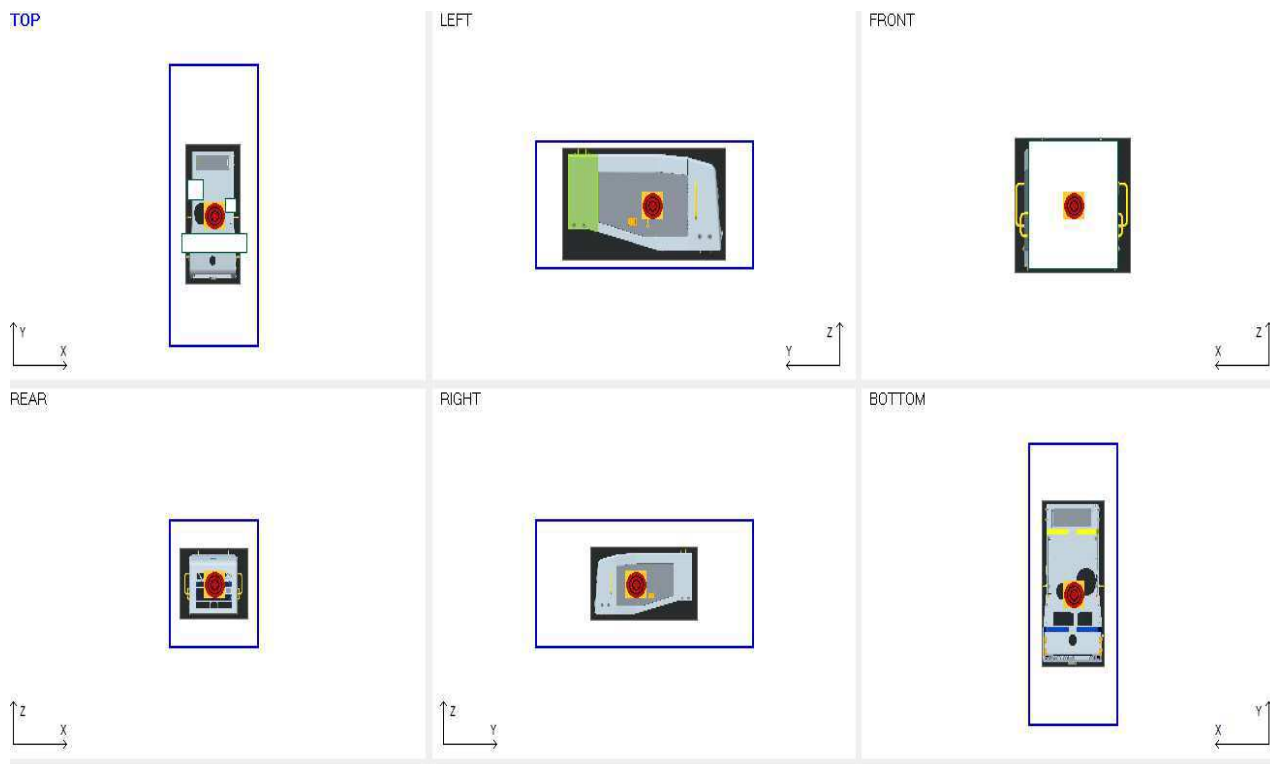


图 4-11 发动机罩初始建模

图中的六个面代表的就是发动机罩的六个面，其中底面对于发动机罩来说是空的，但是发动机机体补上了这个空缺，在建模的时候保留了这个面。图中蓝色框用来模拟钢板，赋以 2mm 钢板在不同频率下的透射损失，发动机罩的前方目前是空着的，因此增加了一个差值设置，透射损失为 0，全部透射，包括另外顶部三个开孔也是这种状态，红色的为声源，按照 1/3 倍频程导出来的噪声值替代声源。由于简化及使用替代声源，软件给不出非常准确的噪声值，但是通过模拟找出在传播路径上可以优化的方案，模拟分析结果如图 4-12 所示。

从初始模拟结果来看，总体只有 0.8 个分贝的贡献，因此发动机罩的传播路径还有很大的优化空间，通过这个软件，可以看到每个面的单一结果，如图 4-13 所示，由图可知从发动机罩顶端及前面的开孔传播出去较多的噪声。其中发动机顶部的开孔牵涉冷却系统无法进行优化，唯一可以优化的开孔为发动机罩前部的开口，因此考虑增加吸声材料在发动机罩的前部再做一次分析，准备工作为吸声材料及其选择。驾驶室内部使用吸声材料作为装饰，但是都是供应商推荐的。随着试验的进行，有了整机

的频谱，有了消声频率的目标，对吸声材料的研究及其选择要围绕这两个进行。

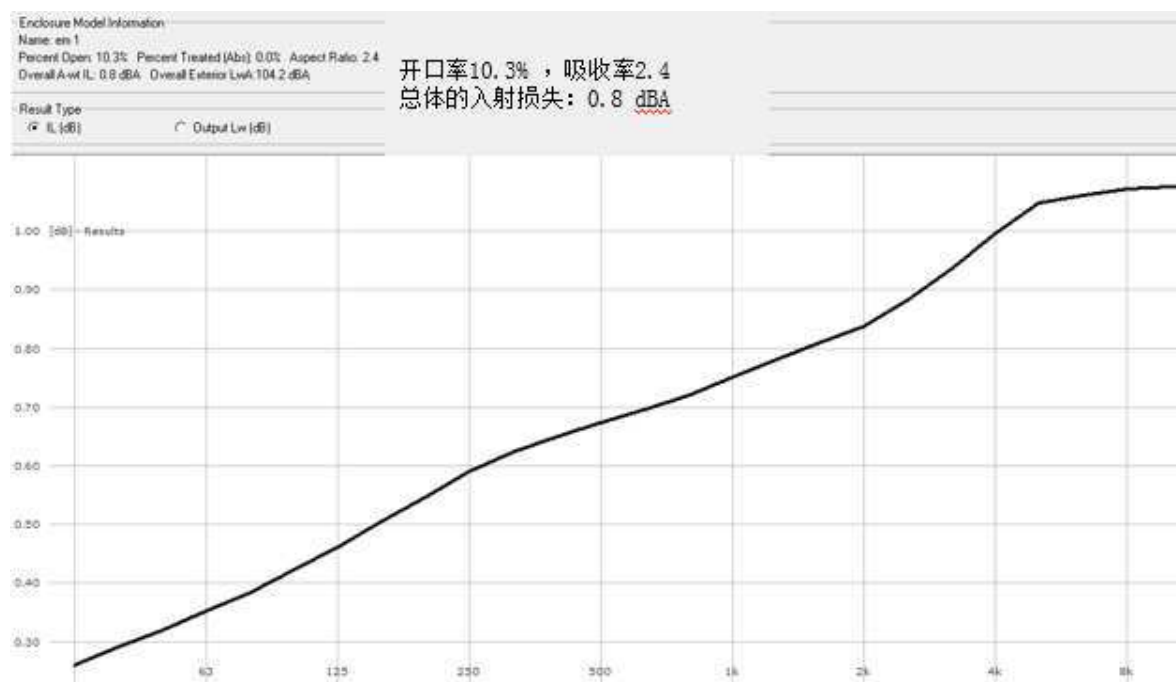


图 4-12 初始模拟结果

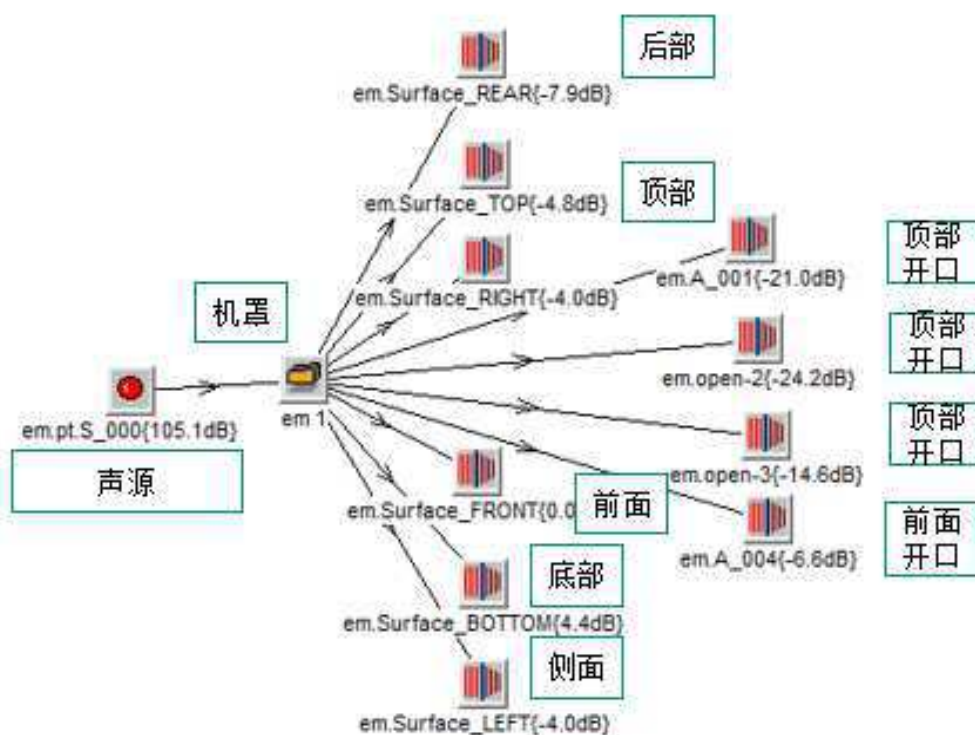


图 4-13 初始模拟分类结果

4.4.3.2 吸声材料

吸声材料是将声能转化成热量，目前用来评价吸声材料性能的是吸声系数，吸声系数是指吸收的能量与入射总能量之比，根据材料的不同，吸声系数和频率之间的关系也不同。有些致密的吸声材料的低频性能相对较好，而大部分吸声材料都是体现在中高频性能，有些时候为了平衡这两种材料的性能，将两种性能的吸声材料复合来用，常见的吸声材料如图 4-14 所示。



图 4-14 常见的吸声材料

吸声材料的吸声系数需要在实验室中测得，测得的材料吸声系数是供应商进行提供的，通过对比吸声系数和整机的频谱，确定了一种材料，它的吸声系数如图 4-15 所示。试验测定过程中，由于各种原因，吸声系数虽然超过了 1，但是实际上这是一种误差，从吸声系数的定义上来看，吸声材料最大能力就是完全吸收，这时候的吸声系数为 1，而不会超越能量守恒大于 1。选择好了吸声材料，那么接下来继续用软件进行优化分析。

4.4.3.3 优化分析

在初始分析模型的基础上，将前部开口增加了吸声材料，如图 4-16 蓝色网格部分所示，赋值为上图左列给出的不同频率下材料的吸声系数。整个分析结果如图 4-17 所示。

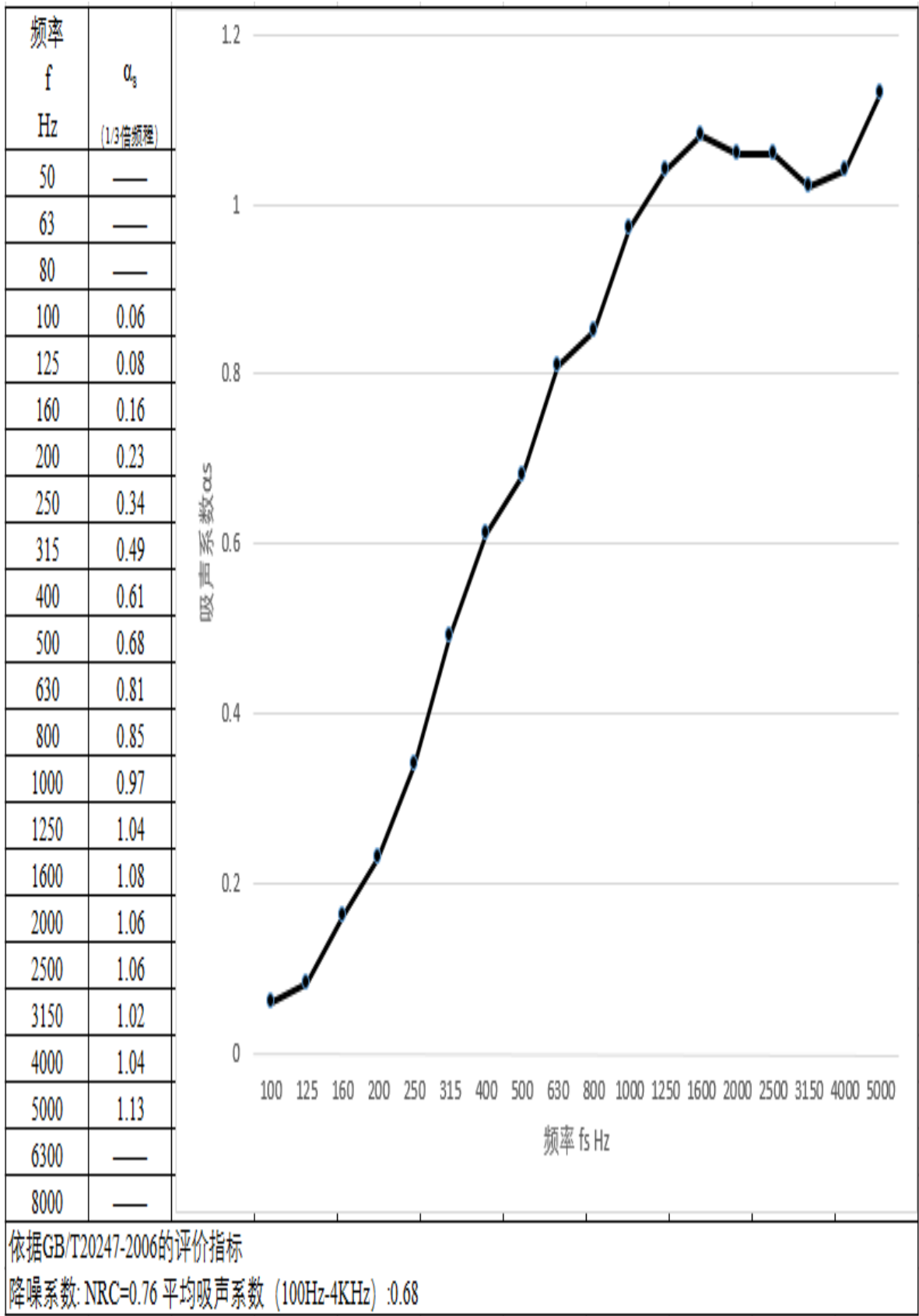


图 4-15 吸声材料吸声系数性能

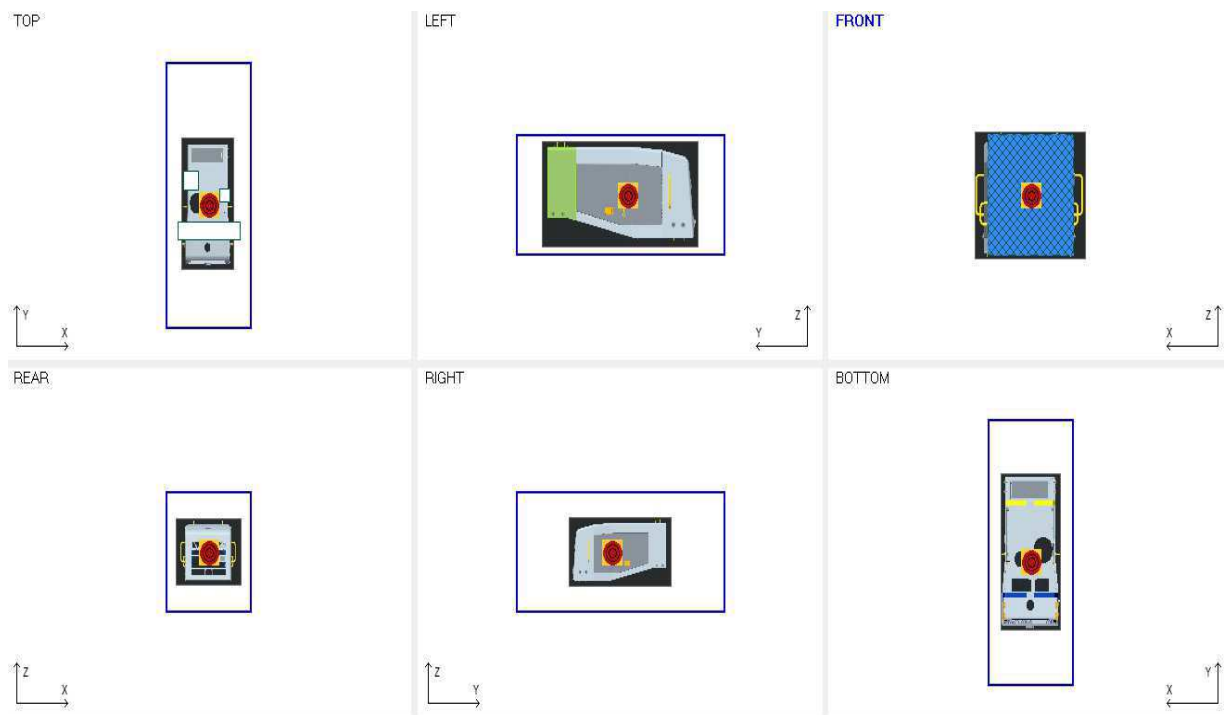


图 4-16 吸声材料吸声系数性能

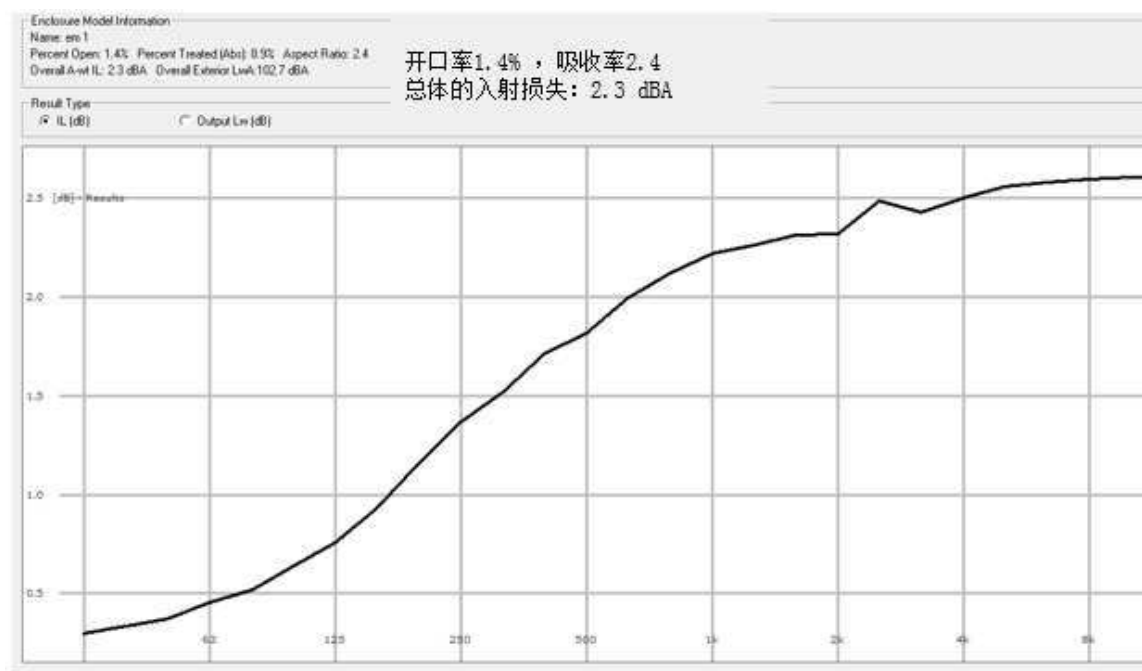


图 4-17 优化后的结果

从优化后的结果可以看出，在前面增加了吸音材料以后，透射损失从 0.8 分贝增加到了 2.3 分贝，有 1.5 个分贝的增加，目前的结果是理想情况下的，实际的结果未知，但是找到了从路径方面的解决措施，按照这个思路开始实际方案的设计和准备，考虑到吸声材料里面的复合，最终设计为吸声材料粘接到钢板上一块安装在发动机罩

的前面。

到此针对发动机噪声，从噪声源的本身找到五叶片的风扇和消音器包裹材料，从传播路径上找到了发动机罩前部吸声材料的应用，根据前面的分析结果，估计三个措施加起来对整个机器的噪声会有 2-3 个分贝的贡献。

4.5 优化后的实际测试

按照分析得到的措施，课题组进行了实际设计，并且安装到机器上，如图 4-18 所示。机器更新无误后，对整车进行了一次噪声测试。



图 4-18 噪声处理措施

测试完毕后得结果如表 4-1 所示。可以看出三项措施对降低噪声非常地有效，整机的噪声从原来的 91.8 分贝降低到了 89.1 分贝，刚刚好满足标准。还是达不到课题设计的实际目标 88.5 以下，需要进一步的进行分析需找噪声降低机会从 89 分贝继续降低到 88.5 分贝以下。

表 4-1 优化后的测试结果

机器的配置	测试结果	标准值	差值
安装了厂一液压工作泵	93.05	89	4.1
安装了厂二液压工作泵	91.8	89	2.8
安装了三项发动机噪声处理措施	89.1	89	0.1

频谱分析法和 1/3 倍频程法的分析结果，如图 4-19 所示。使用五叶片风扇之后，它改变了频率，因此原来的 408 Hz 的单频高噪声已经没有了，而且也没有找到新的风扇频率带来的高噪声，证明五叶片风扇有效了解决了风扇噪声。同时可以很清晰地分辨噪声源来自于工作泵和齿轮。需要开始液压噪声的研究，遵循设定的模型，从噪声形成的机理，传播路径开始着手进行分析研究。

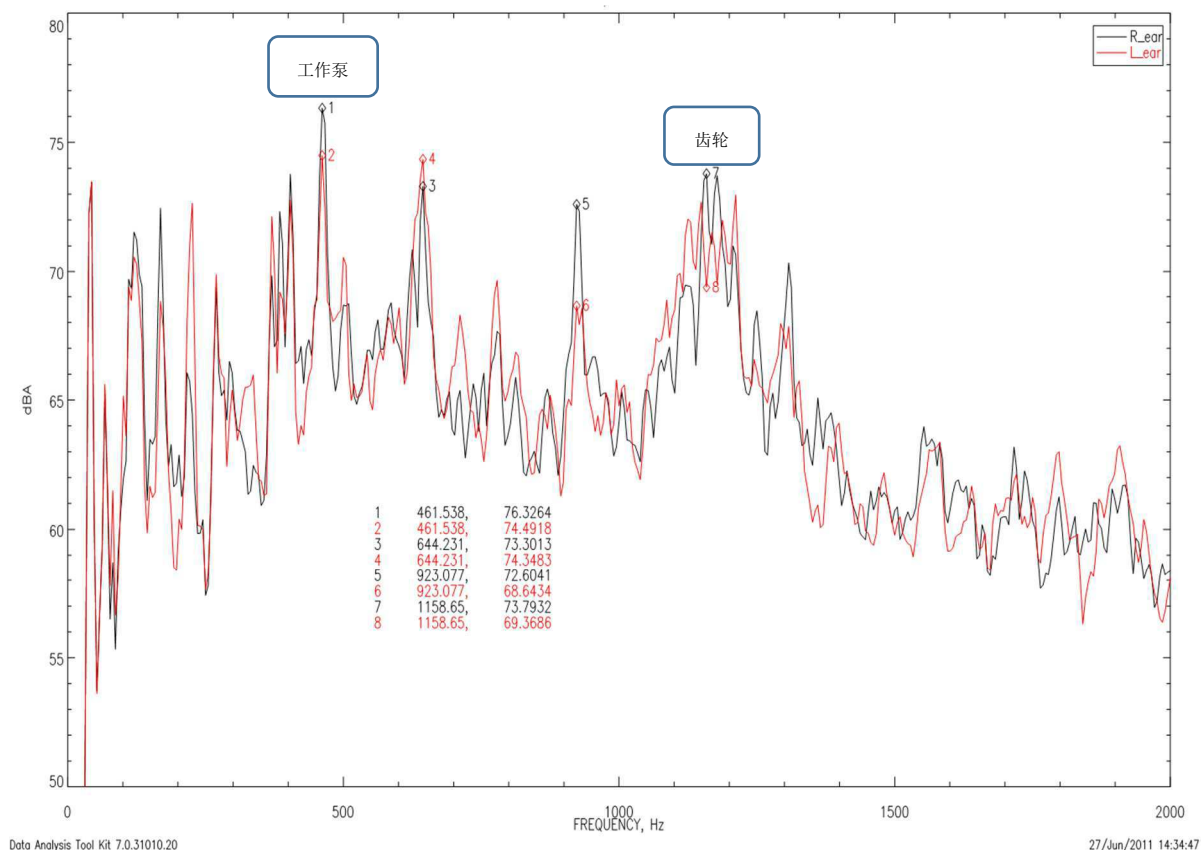


图 4-19 频谱处理结果

4.6 本章小结

本章通过分析首先排除了发动机机体辐射噪音对发动机噪音研究的影响，按照设定的降噪模型找到了排气噪音、风扇噪音对应的降低措施，通过噪声分析优化了发动机罩设计，成功的将噪音从原来的 91.4 分贝降低到 89.1 分贝，但是跟设定的目标还有 0.6 分贝的差距。

第 5 章 液压流体噪声

5.1 流体噪声形成的机理

流体噪声，这是从噪声源出发定义的，传到驾驶室还是主要通过空气。识别出来的工作泵是工作液压系统的核心，整个系统压力较高，承担着为铲料、举升、卸载等动作提供必需的能量。液压泵属于齿轮泵，它通过齿轮的啮合吸油，以及将油挤出。这样伴随着齿轮的啮合，油不断的进出，形成了以齿轮啮合频率为基频的液压脉动噪声，以及伴随基频的一些列谐波分量，油在整个管路系统中传播，噪声也伴随着管路里的液压油传播。然后通过管路，液压阀块传播出去。如果与管路或者阀块相连零部件引起共振，那么噪声会被放大。

在前期已经通过振动分析排除了振动引起的结构噪声，因此液压噪声的主要路径就是通过油路的传播，在基线测试中可以看到两个厂家液压泵之间的差距，选择噪声较小的一个作为降噪措施，这属于声源。接下来分析的重点是如何控制这种压力较高的脉动在液压管路传播，尽可能降低其能量。

对于整个液压系统而言，要想设计出低噪声的系统，虽然可以从较好的零部件下手，但是液压泵本质上无法消除由几何空间变化不均匀造成的压力脉动。要想耗散这部分能量，只有靠“脉动衰减器”或者叫“共振器”来消除。它主要分为能量吸收型和反射消除型两类。如图 5-1 所示。

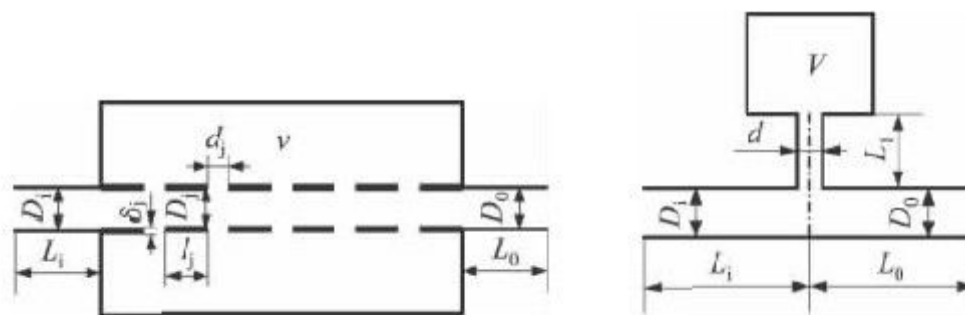


图 5-1 共振器类型

吸收型的共振器就类似于蓄能器，及在高压力脉冲下利用气囊的压缩来吸收能量。反射型的共振器是利用液体本身的压缩性，利用入射波与反射波之间相位差，波峰波谷相互抵消，减少压力脉动以达到噪声消除的目的。

5.2 共振器的应用

声学中应用的共振器有两种，一种是侧旁通共振器，另一种是赫姆霍兹共振器，第一种是针对单一频率的液压噪声进行设计的，赫姆霍兹共振器相对比较宽频。侧旁通共振器是上述的反射型，已经有 100 年的使用历史，多用于空调的进风出风上。而赫姆霍兹共振器的原理就是利用质量块的共振来消除，示意图如 5-2 所示。一些压力较高，频谱较宽的液压系统上，使用这两种共振器一块消除液压噪声。

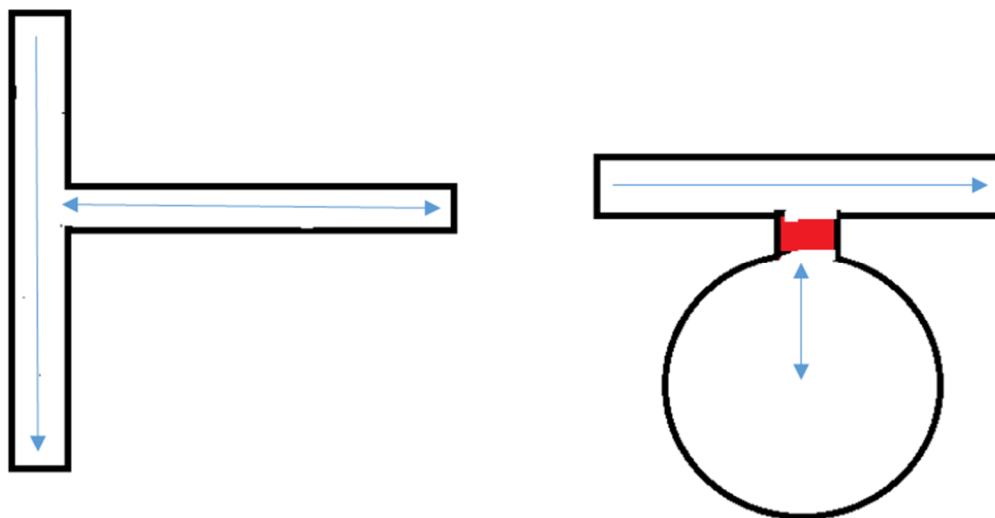


图 5-2 应用的共振器类型

按照频谱分析的结果，460Hz 的工作泵液压噪声需要降低，赫姆霍兹共振器的设计复杂，工艺保证较为困难，因此选择侧旁通共振器来尝试降低液压泵噪声，这种共振器设计合理的话，可以将单一频率的噪声值消减 10 个分贝以上。但是共振器的利用可能会带来其余阶次频率噪声的放大。主要原理既让反射脉冲与主脉冲相差四分之一相位，按照分析结果完成了实际设计，如图 5-3 所示，然后装配在机器进行下一步的测试验证。

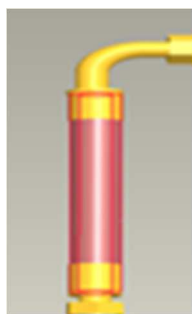


图 5-3 设计共振器示意图

5.3 安装了共振器的测试结果

安装完了共振器之后，进行了噪声测试，而且前面装配的噪声降低措施也都在机器上，整理的测试结果如表 5-1 所示。噪声降低到 87.1 分贝，比上次测试降低了约 2 分贝。课题设计的目标 88.5 分贝以下，达到了课题的要求，至此课题已经完成。

表 5-1 最终测试结果

机器的配置	测试结果	标准值	差值
安装了厂一液压工作泵	93.05	89	4.1
安装了厂二液压工作泵	91.8	89	2.8
安装了三项发动机噪声处理措施	89.1	89	0.1
安装了液压共振器	87.1	89	-1.9

对测试结果进行了频谱分析以验证共振器的效果，如图 5-4 所示。针对 406Hz 的频率，噪声降低了 10 分贝，共振器的设计是成功的。

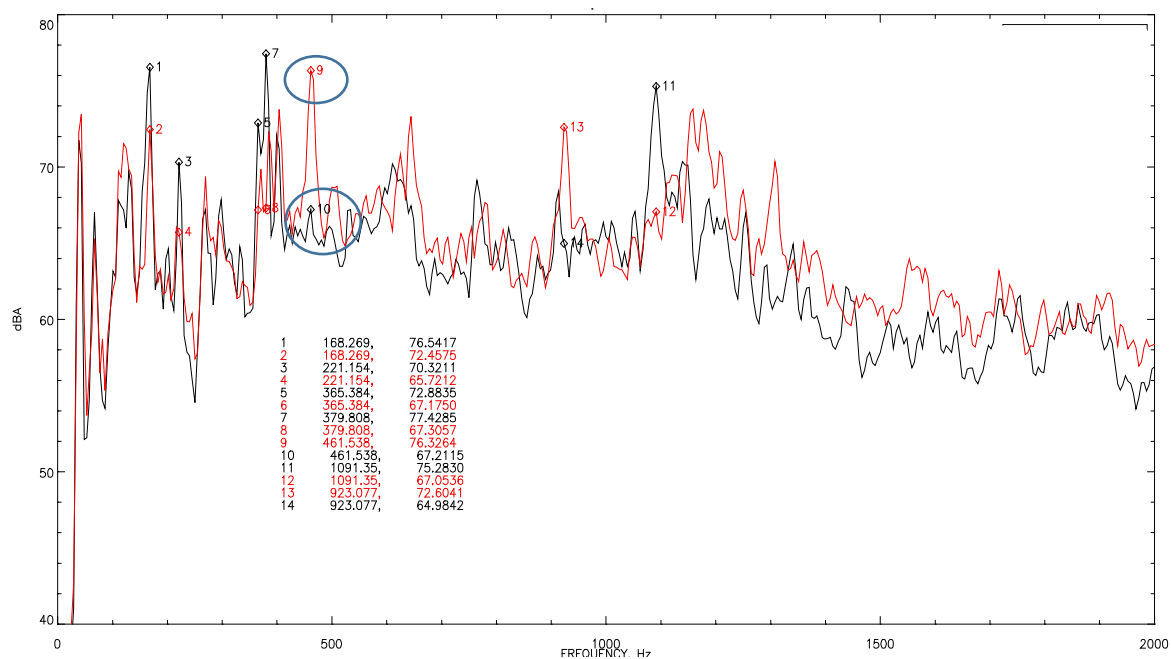


图 5-4 最终频谱分析结果

5.4 本章小结

液压系统的噪声主要来自于工作泵的液压脉动，它在液压油中传播，通过液压管路向周围空气辐射，通过液压脉动衰减器的设计，成功的将工作泵脉动衰减，并将噪声从 89.1 分贝降低到 87.1 分贝，达到了课题设计的目标。

第 6 章 齿轮噪声

6.1 齿轮噪声形成的机理

到第五章已经成功的解决了噪声问题，但是齿轮噪声依旧存在，因此为了剩余机型的项目，本文还是对齿轮噪声做一些探究，目前工程机械的齿轮都是采用的直齿轮，直齿轮啮合就是节圆交点的那条线，在高速旋转的过程中，压力较大，齿轮啮合时，运动噪声较大。斜齿轮也是线接触，但是斜齿轮是逐渐接触，是逐渐过渡的，因此啮合力较小，如图 6-1 所示。这种啮合冲击脉冲形成的噪声穿透过箱体形成齿轮噪音，另外通过振动经过轴、轴承传递到箱体上辐射出去，如图 6-2 所示。

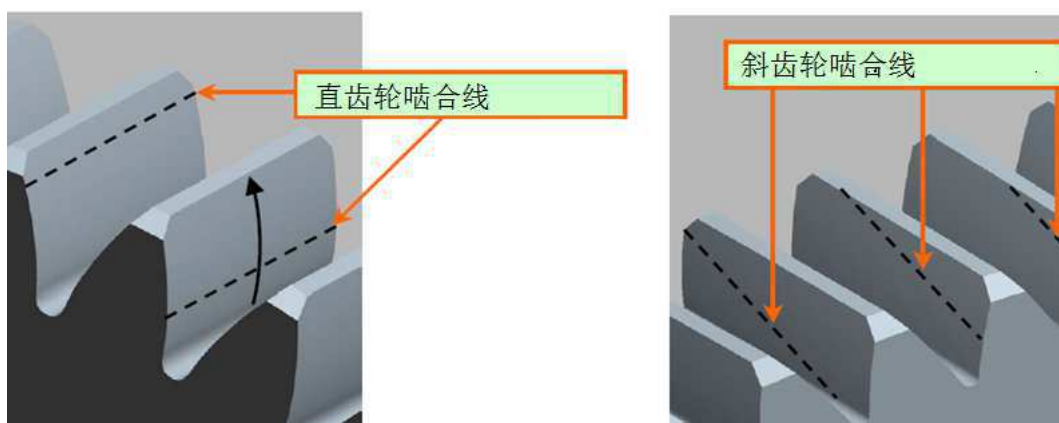


图 6-1 齿轮啮合线示意图

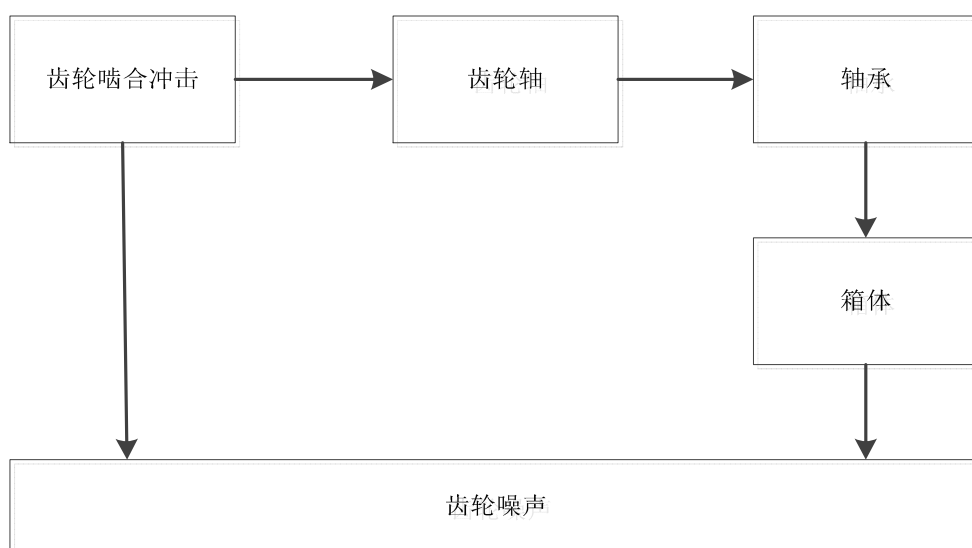


图 6-2 齿轮噪声的传播

6.2 齿轮噪声的预防

6.2.1 从设计角度的齿轮噪音的控制

啮合冲力主要取决于齿轮的加工精度和安装误差,如果精度超差,那么齿轮啮合的时候,由于齿形超差,会造成齿轮啮合干涉,这样还没等节圆接触的时候,齿顶已经和另一个齿干涉接触,这时候噪声会更大。因此齿轮的精度是比较关键的一个控制参数,美国齿轮制造协会曾通过大量的齿轮研究,确定高精度等级齿轮比低精度等级齿轮产生的噪声要小的多。因此,在条件允许的情况下,应尽可能提高齿轮的精度等级,来减小齿轮噪声,减少传动误差。测试完毕后课题组对变速箱进行了拆检研究,齿轮确实没有达到设计的精度要求,这也对公司以后的质检工作提出了更高的要求。

齿轮宽度,在变速箱设计允许的情况下,通过齿宽的适当增加,可以在扭矩恒定的情况下减少单位负荷。降低轮齿挠曲,减少噪声激励,使得传动系统的噪声降低。德国 H 奥帕兹的研究表明,在恒定的扭矩下,小齿宽比大齿宽噪声曲线梯度高。同时增长齿宽能加大齿轮的承载能力。

同样的齿距和压力角下,小的齿距工作时,啮合时较多的轮齿同时接触,齿轮重叠增多,这个时候齿轮挠曲较小,冲击载荷减小降低了传动噪声,误差累计较小使得传动精度提高。压力角较小时,齿轮接触角和横向重叠较大,运转噪声小、精度高。

6.2.2 从制造角度的齿轮噪音的控制

齿轮噪声的控制除了控制精度以外,材料的选择,如图 6-3 所示,热处理的方式如图 6-4 所示,润滑油如图 6-5 所示 等这些是噪声控制的参数。此外还有一些行业内再齿轮增加阻尼环,如图 6-6 所示,在噪声较大的变速箱壳体内部增加隔声板。

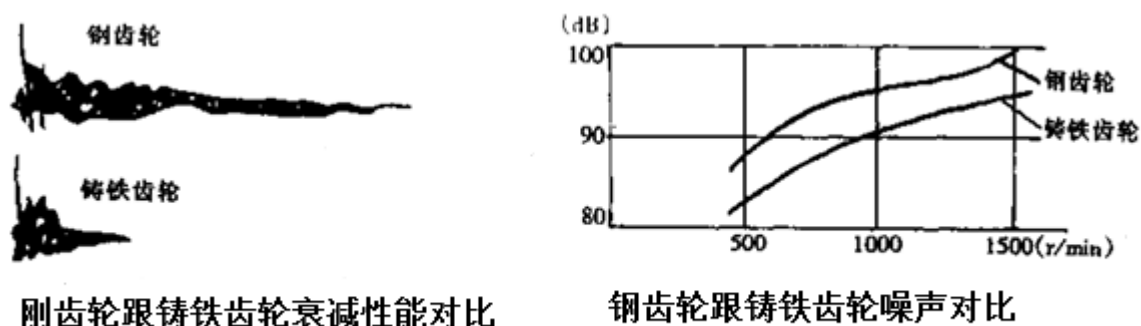


图 6-3 不同材料的噪声对比

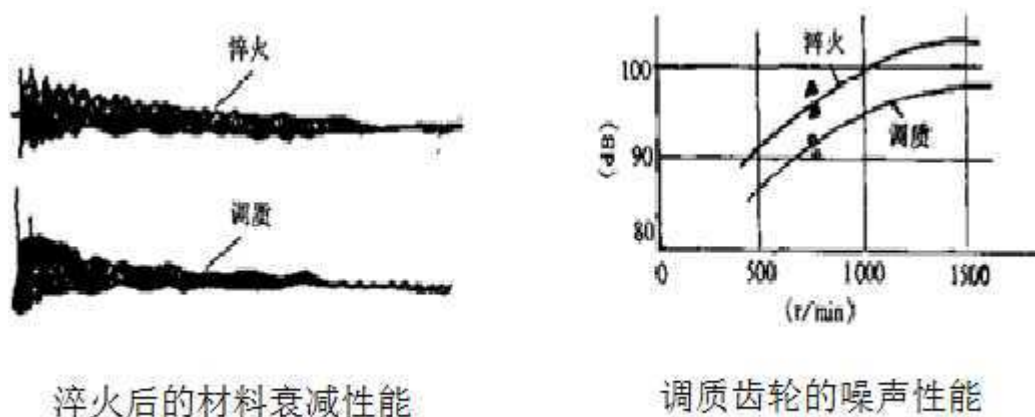


图 6-4 不同热处理的噪声对比

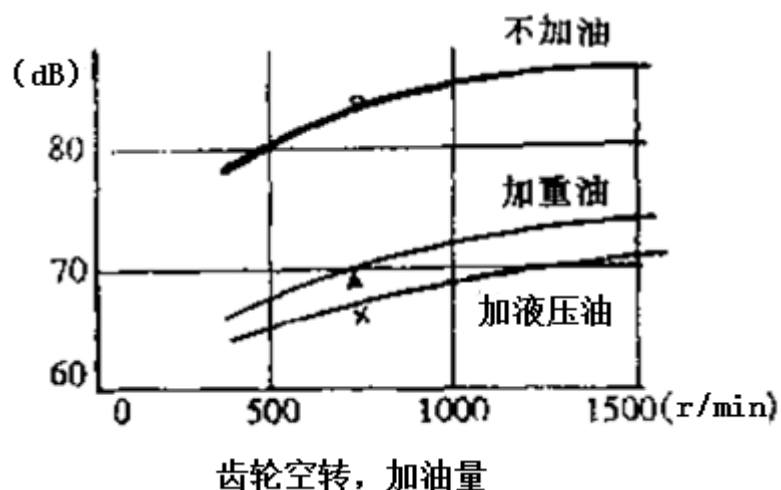


图 6-5 不同润滑油的噪声对比

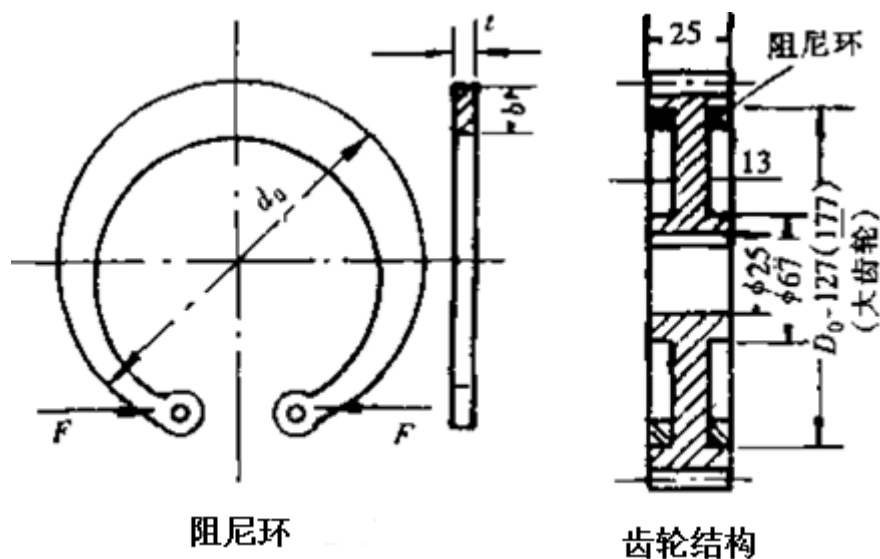


图 6-6 增加阻尼环示意图

结 论

在工程机械噪声法律法规要求更严格的情况下,以第一阶段的新法规背景,自学声学知识,并把它们成功的运用到工程机械噪声降低上,得到了较为成功的成果,并且为其余的机器噪声降低奠定了基础,同时也为第二阶段的噪声降低打下了技术基础。通过系统的对噪声的分析及应用,全文得出以下主要结论:

(1)频谱法与 1/3 倍频程法是工程机械噪声降低比较重要的方法,由于工程机械系统的复杂,推荐的集中噪声诊断的方法都很难实现,因此频谱法对于噪声源的判定有着重要的意义,本文也成功的应用了频谱法进行了噪声源的诊断。1/3 倍频程法结合频谱法给予噪声降低以目标的支持,在本文中同时对表格进行了优化,增加了对 1/3 倍频程值的假设,对单一频率的噪声降低提供支持。

(2)对于降模型的设定是本文的关键,通过本文的研究,本文设定的降噪模型是正确而且有效的,这个模型将指导以后的噪声降低工作。

(3)工程机械设计强壮,但是整车密封设计粗糙。通过本文的研究,验证了工程机械驾驶室内噪声主要是以各种空气噪声传播为主;从声源的角度上,验证了工程机械驾驶室内的噪声主要来源于发动机及其附属件,液压系统的噪声。课题目标成功的到达也验证了本文所设定的降噪模型的有效性。

(4)本文由于已经成功达到了标准的噪声要求,因此没有对齿轮噪声做进一步的研究测试,但是从齿轮噪声形成的机理上,公司需要对齿轮的精度进行严格的控制,以保证齿轮噪声达到设计的要求。站在第二阶段以及未来法律法规的发展基础上,需要逐渐考虑斜齿轮的设计与应用。

参考文献

- [1] 靳晓雄, 胡子谷. 工程机械噪声控制学[M]. 上海: 同济大学出版社, 1997.
- [2] 陈心昭. 噪声源识别技术的进展[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版). 2009, 32(5): 609-614.
- [3] 连小珉. 计算机辅助声强测量研究与汽车主噪声源识别[D]. 清华大学博士学位论文, 1996.
- [4] 张红军. 客车内外噪声控制的研究[D]. 合肥工业大学硕士学位论文, 2006.
- [5] 王文兴. 大客车车内噪声源识别及噪声控制[D]. 重庆交通学院重庆交通大学硕士学位论文, 2001.
- [6] 杨东兵. 关于声强测量技术在汽车噪声源识别中应用的研究[D]. 河北工业大学硕士学位论文, 2004.
- [7] 陈端石. 柴油机噪声源识别的实验研究[J]. 应用声学. 1989(02):17-21.
- [8] 师汉民, 黄其柏, 王雪川, 等. 分布噪声源诊断的偏相干理论与方法[J]. 声学技术. 1995(03):97-101.
- [9] Lyon R H. Machinery Noise and Diagnostics [M], Boston: Butterworths, 1987.
- [10] 诺顿 MP. 工程噪声和振动分析基础[M]. 北京: 北京航空工业出版社, 1993.
- [11] 闫立平. 用相干功率谱识别主噪声源[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版). 2002, 25(3): 468-471.
- [12] 杨殿阁, 郑四发, 李愈康, 等. 利用声全息方法识别汽车噪声源[J]. 汽车工程. 2000, 22(2): 90-92.
- [13] 马大猷. 噪声控制学[M]. 北京: 科学出版社, 1987: 5-6.
- [14] 刘鹏. 汽车车内噪声的预测与控制[D]. 石家庄铁道学院石家庄铁道大学硕士学位论文, 2006.
- [15] Sang W K, Jang M L, Seock H K. Structural—Acoustic Coupling Analysis of the Vehicle Passenger Compartment with the Roof, Air-Gap, and Trim Boundary [J], Journal of Vibration and Acoustics. 2001, 22(3):196-202.
- [16] Wang Y P, Zhang M. Prediction and Reduction of Structure Borne Noise in Vehicle [J], Journal of Beijing institute of technology. 1995, 4(2): 160-166.
- [17] Knillel J D, Swald L J. An Experimental Technique for Acoustic Modal Analysis In

- three-Dimensional Cavities [J]. SAE Transacton.1987, 69(3): 67-79.
- [18] 马大猷. 噪声与振动控制手册[M]. 北京:机械工业出版社,2002.
- [19] 吴小清. 壁面有吸声材料时拖拉机声固耦合有限元分析[J]. 农业机械学报. 1999, 30(3): 1-4.
- [20] 贾继德, 陈剑, 王军. 车内噪声分析与控制研究[J]. 农业机械学报. 2009, 40(2):204-208.
- [21] Chang C Y, Louh F B. Enhancement of Active Noise Control Using Neural—Based Filtered-X Algorithm [J]. Journal of Sound and Vibration.2007, 305:348-356.
- [22] 孙海燕, 沙家正. 一种实用的管道有源消声器[J]. 南京大学学报(自然科学版). 2001, 37(4): 515-521.
- [23] 张翔, 李传光. 适应有源噪声控制算法的研究与实现[J]. 北京理工大学学报. 2002, 22(1): 53-55.
- [24] 赵剑, 徐健, 李晓东, 等. 基于多模型的自适应有源噪声控制算法研究[J]. 振动工程学报. 2007, 20(6): 549-555.
- [25] 张肃, 陈南, 车华军. 封闭空间有源噪声控制次级声源优化策略[J]. 东南大学学报(自然科学版). 2009, 39(4): 779-784.
- [26] 张晓宇, 仪垂杰. 主、被动噪声控制的实验研究[J]. 噪声与振动控制. 2011, 31(3): 145-148.70
- [27] 蒋绍信. 动机液压减振悬置[J]. 国外汽车. 1989(1):11.
- [28] Lee P. Elastomeric Engine Mount with Hydraulic Damping. The U.S.A, 4915365.1990.
- [29] 陈伟民, 刘会兵, 廖岛荣, 等. 发动机振动隔离控制技术研究进展[J]. 车用发动机. 2008(03): 1-7.
- [30] 柳杨, 谢金法, 苗贺. 液压悬置技术的发展现状及展望 [J]. 矿山机械. 2006(08):127-128.
- [31] Marjoram B H. Pressurized Hydraulic Mounts for Improved Isolation of Vehicle Cabs[C]. SAE Paper. The U.S.A,
- [32] Shourieshi R, Graf P L, Lihouston T. Adaptive Engine Mounts[C], SAE Paper, 1986.
- [33] 谢元凯. 半主动控制液压悬置的动特性仿真与实验研究[D]. 吉林大学硕士学位论文

文,2004.

[34]Patrick N H, Mark W L, Mark O B. Reversed Decoupler Assembly for MR Mount. The U.S.A, 20050173211A1.2005.

[35]Mizuguchi M, Suda T,Chikanori T, et al. Chassis Electronic Control System for Mitsubishi Galant[C]. SAE Technical Paper Series, 1984.

[36]冯振东, 王立公. 汽车动力总成液力悬置 种新型隔振元件的结构发展[J]. 汽车工程.1994(6): 340-347.

[37]Metzeler A F I. Advanced Rubber Technology [J], Automotive Engineering. 1991, 16(3): 36-39.

[38]Peter L G,Novotny D, Rahmat S,et al. Active Frame Vibration Control for Automotive Vehicles with Hydraulic Engine Mounts[C]. SAE Paper.

[39]Stuart B. Noise and Vibration [J]. Automotive Engineering. 1988: 15-17.

[40]Jack Y. Toyota Harrier/Lexus Rx300 [J]. Automotive Engineering. 1998(4): 20-26.

[41]Michael M. Engine Mount and NVH [J], Automotive Engineering. 1994(7): 19-23.

[42]Chiharu T. Study On Hydraulic Active Engine Mount[C], SAE Paper, 2003.

[43]靳晓雄,叶武平,丁玉兰.基于统计能量分析法的轿车内室噪声优化与控制[J].同济大学学报(自然科学版).2002, 30(7): 862-867.

[44]赵阳东,刘更,吴立言,等.模态振动对噪声贡献预测及控制[J].噪声与振动控制.2010, 30(1): 29-32, 36.

[45]邵德刚,周鉉,郭荣.通过顶棚模态试验分析优化车内噪声[J].噪声与振动控制.2009, 29(6): 165-169.

[46]任佩红,田芳.商务车噪声控制的试验研究[C].第二十一届全国振动与噪声高技术及应用学术会议论文集,2008.

[47]舒磊,方宗德,赵冠军.驾驶室结构减振降噪的拓扑优化设计[J].振动与冲击.2008, 27(3): 113-116.

[48]刘云,蹇兴东. 基于 Hypermesh 和 Ansys 的拖拉机驾驶室模态分析[J]. 科学技术与工程.2010, 10(5): 1221-1224.

[49]Tse F S. Morse I E, Hinkle R T. Mechanical Vibrations Theories and Applications [M].2nd ed. New York: Prentence Hall, 1978.

[50]R.J. Pinington. Power Flow through Machine Isolations to Resonant and Non-resonate

Beams [M]. J.S.V., 1981, 75(2).

[51]徐芝纶. 弹性力学[M]. 四版. 北京: 高等教育出版社, 2006.

[52]何渝生. 汽车噪声控制[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.

[53]杨庆佛. 内燃机噪声控制[M]. 太原: 山西人民出版社, 1985.

[54]戴德沛. 阻尼减振降噪技术[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1989.

[55]王孚懋, 任勇生, 韩宝坤. 机械振动与噪声分析基础[M]. 北京: 国防工业出版社, 2006.

[56]佟德纯. 工程信号处理与应用[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1989.

[57]孙进才. 机械噪声控制的一般原则[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1989.

[58]李益华等. MATLAB 辅助现代工程数字信号处理[M]. 二版. 西安: 西安电子科技大学出版社, 2010.

[59]黄海, 王娟. NX CAE 高级仿真求解[M]. 北京: 电子工业出版社, 2010.

[60]司马江峰, 周春庆等. 柴油机风扇噪声控制[J]. 科技信息, 2010(20):355.

[61]苏晓芳, 杨林强等. 发动机冷却风扇的降噪研究与优化[J]. 中国汽车工程学会年会优秀论文, 2011(9):24-27.

[62]马锐, 宋雪等. 发动机转速对噪声影响的探讨[J]. 工程机械, 2009,40(3):34-37.

[63]李俊华. 工程机械齿轮传动噪声的产生及其控制[J]. 中国工程机械, 2006,6(18):2887-2889.

[64]邓习树, 邵威等. 工程机械驾驶室内部噪声预估分析[J]. 中国工程机械学报, 2012,10(4):458-462.

[65]范钱旺, 沈颖刚等. 赫姆霍兹共振消声器结构参数对消声性能的影响[J]. 噪声与振动控制, 2007,27(4):116-119.

[66]李素华. 减振降噪阻尼材料在汽车上的应用[J]. 汽车工艺与材料, 2005(7):30-32.

[67]翁玉伟. 降低液压系统噪声的措施[J]. 工程机械与维修, 2012(5):142.

[68]林强, 杨成军等. 浅谈工程机械液压系统噪声的控制措施[J]. 中国机械, 2014(5):184.

[69]郜立焕, 王佃武等. 液压系统振动与噪声的原因分析[J]. 液压与气动, 2005(12).

[70]任国志 曹树平等. 共振消声器吸收压力脉动的动态分析及仿真计算[J]. 机床与液压, 2006(2):116.

- [71]陈恩伟 刘正士等. 齿轮箱故障诊断的阶次分析方法研究[J]. 2008, 29(4):73-74.
- [72]吴润才, 李蔚苹, 方贵龙, 等. GB 16710-2010 土方机械噪声限值[s]. 北京: 中国标准出版社, 2010.

攻读工程硕士期间的科研工作

- [1]李国伟. 汽车排气系统噪声与振动的控制[J]. 山东工业技术, 2015(3), 31.
- [2]李国伟. 机器的控制台: 中国, ZL 2011 3 0501221.4[P]. 2012-8-8.
- [3]李国伟. 用于驾驶室门的铰链组件以及驾驶室和机器:中国, ZL 2012 2 0678489.4[P]. 2013-7-10.
- [4]李国伟. 控制台装置以及具有该控制台装置的驾驶室和机器:中国, ZL 2012 2 0712986.1 [P]. 2013-6-26.
- [5]李国伟. 机器驾驶室门的密封装置以及机器:中国, ZL 2013 2 0083660.1[P]. 2013-7-17.
- [6]李国伟. 驾驶室:中国, ZL 2013 3 0103742.3 [P]. 2013-9-25.
- [7]李国伟. 变速箱控制装置以及机器:中国, ZL 2013 2 0310981.1[P]. 2013-11-6.
- [8]李国伟. 驾驶室:中国, ZL 2011 3 0501222.9[P]. 2012-7-18.

致 谢

在经过 8 年的工作实践后，很荣幸能够重新踏入我的母校，更加系统的学习机械工程专业知识。在两年多的学习过程中，我觉得自己受益匪浅，我的专业知识充实了很多，学会了理论知识与实践的相互结合，使我对目前实际参与的工作有了新的认识及提高。

本论文从选题到完成，导师王优强教授给予了我悉心的指导和严格的要求，导师渊博的专业知识，严谨务实的教学态度，精益求精的工作作风，严以律己的崇高风范，朴实无华的人格魅力对我未来的工作及人生影响深远。在此，谨向导师表示崇高的敬意和衷心的感谢！借此机会，我要再一次感谢机械学院的各位老师，从本科到研究生，学院老师对我的教导以及帮助都铭记在心，到了工作岗位，学生也一直谨记自己是青岛理工大学的学生，这八年所取得的成绩也是对母校的一个回馈，感恩各位老师。

此外，本文研究工作还得到了公司领导和各部门同事极大的帮助，尤其是郭金海，对整个项目给予了极大的资源支持；美国的关员红老师从理论及技术上给予了本文重要的指导；刘仓峰以及测试团队的各位同事，测得的大量数据以及对数据的分析是本篇论文的基础，在此向他们表示真诚的谢意！

最后感谢母校各位老师对我的辛勤培养，在今后的工作中，我将时刻不忘各位老师的教诲和嘱托，不断奋进，永不停息！祝各位老师身体健康，工作顺利。