



汽车先进技术译丛

日本汽车技术协会·汽车技术经典书系

第11分册

汽车振动噪声 控制技术

[日] 高波克治 编著
刘显臣 译



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

汽车先进技术译丛

日本汽车技术协会·汽车技术经典书系

汽车振动噪声控制技术

[日] 高波克治 编著
刘显臣 译



机械工业出版社

《汽车振动噪声控制技术》是日本国内应用非常普遍的一本技术书籍，内容包括汽车振动噪声环境、振动噪声的评价方法、测试分析技术、模拟技术、部件的振动噪声控制技术、车外噪声控制技术、振动噪声主动控制，其研究与试验方法贴近工程实际，非常值得国内技术人员阅读借鉴。

Translation from Japanese language edition: 自動車の振動騒音低減技術, 自動車技術会編集

Copyright © Originally published in Japan in 1996 by Asakura Publishing Company, Ltd.

Chinese translation rights arranged with Asakura Publishing Company, Ltd. through TOHAN CORPORATION, TOKYO.

All Rights Reserved.

版权所有，侵权必究。

This title is published in China by China Machine Press with license from Asakura Publishing Company, Ltd. This edition is authorized for sale in China only, excluding Hong Kong SAR, Macao SAR and Taiwan. Unauthorized export of this edition is a violation of the Copyright Act. Violation of this Law is subject to Civil and Criminal Penalties.

本书中文简体版由 Asakura Publishing Company, Ltd. 授权机械工业出版社在中国境内（不包括香港、澳门特别行政区及台湾地区）出版与发行。未经许可之出口，视为违反著作权法，将受法律之制裁。

北京市版权局著作权合同登记 图字：01 - 2015 - 0543 号。

图书在版编目（CIP）数据

汽车振动噪声控制技术/(日)高波克治编著;刘显臣译.—北京:机械工业出版社,2017.5

(汽车先进技术译丛.日本汽车技术协会·汽车技术经典书系)

ISBN 978-7-111-57232-9

I. ①汽… II. ①高…②刘… III. ①汽车噪声-噪声控制 IV. ①U467.4

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2017) 第 146777 号

机械工业出版社 (北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)

策划编辑:孙鹏 责任编辑:孙鹏 李军

责任校对:潘蕊 封面设计:鞠杨

责任印制:张博

三河市宏达印刷有限公司印刷

2018 年 1 月第 1 版第 1 次印刷

184mm × 260mm · 8.75 印张 · 203 千字

0 001—3000 册

标准书号: ISBN 978-7-111-57232-9

定价: 69.00 元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

电话服务

网络服务

服务咨询热线: 010-88361066

机工官网: www.cmpbook.com

读者购书热线: 010-68326294

机工官博: weibo.com/cmp1952

010-88379203

金书网: www.golden-book.com

封面防伪标均为盗版

教育服务网: www.cmpedu.com

序

本书是日本汽车技术协会主编的“汽车技术经典书系”全12册中的1册。本系列丛书旨在阐述汽车相关的焦点技术及其将来的发展趋势。本书由活跃在第一线的研究人员和技术人员编写。

日本汽车技术协会的主要责任是向读者提供最新技术课题所需要的必要信息，为此我们策划了本系列丛书的出版发行。本系列丛书的各分册中，相对于包罗万象的全面涉及，编者更倾向于有所取舍地选择相关内容，并在此主导思想下由各位执笔者自由地发表其主张和见解。因此，本书传递的将是汽车工程学、技术最前沿的热点话题。

本系列丛书的主题思想是无一遗漏地包含基础且普遍的事项，本协会的“汽车工学手册”属于对立的两个极端。另外，手册每十年左右修订一次，以包含当代最新技术为指导思想不断地进行更新，而本系列丛书则侧重于这十年当中的技术进展。再者，本次发行正值日本汽车技术协会开办50年之际，具有划时代的意义。本系列丛书基于以上多种背景原因而策划，将会为今后的汽车工学、技术，以及工业的发展发挥积极的作用。

在本系列丛书发行之际，我代表日本汽车技术协会向所有为本系列丛书提供协助的相关人员，以及各位执笔者所做出的努力和贡献表示衷心的感谢。

社团法人 日本汽车技术协会
汽车技术经典书系出版委员会
委员长 池上 询

前 言

基于大量的技术革新和相关人员的不懈努力，汽车已经成为丰富社会生活的必需品。

现阶段汽车还没有完全普及，无故障、快速、安全地到达目的地是人们重点关注的内容，目前与此相关的各方面性能已经可能很容易实现，进一步提高汽车的舒适性成为很重要的一个参考因素。另一方面，随着汽车的不断普及，从环境保护的角度出发，对汽车的车外噪声等性能要求也越来越严格。

在汽车的舒适性，特别是振动噪声相关的领域内，多数场合需要具备基础工程理论知识，一般来讲，作为研究对象的车身构造、零部件，会涉及多个知识领域，常常需要进行逻辑、系统性的研究。以前难以解决的问题，在计算机技术的推动下，CAE、分析技术、测试技术等都取得了巨大的进步，并且还在不断发展当中。接下来要做的是超越汽车安静性能，根据顾客的喜好、感受，来研究什么样的声品质才是所需要的，在更宽的范围内开展研究。

本书在以上背景的基础上，旨在传递正确的技术信息，邀请了多位活跃在技术第一线的人员执笔。另外，对于每一个课题，在从根本上加理解的基础上，通过反复解释，各章节之间虽然因为个人理解等原因而有所矛盾，但是通过最大限度的调整，力求自由地阐述各人的观点是本系列丛书的编辑主旨。因此，单单一册书可能会有连贯性方面的缺陷，但是对于从事汽车振动噪声研究工作的读者们，如果在振动噪声相关的基础知识、最近的课题、将来的技术展望等方面，通过本书能够加深理解并有所帮助，将是所有编者的荣幸。

最后，对于百忙之中抽出宝贵时间参与本书编辑的各位编者，表示深深的谢意！

高波克治

编者的话

本书是由日本汽车技术协会组织编写的“汽车技术经典书系”的第11分册《自動車の振動騒音低減技術》翻译而来的。本丛书的特点是对汽车设计、测试、模拟、控制、生产等技术的细节描写深入而实用，所有作者均具备汽车开发一线的实际工作经验，尤其适合汽车设计、生产一线的工程师研读并应用于工程实践！本丛书虽然原版出版日期较早，但因为本丛书在编写时集聚了日本国内最优秀的专家，使本丛书具有极高的权威性，是日本汽车工程技术人员必读图书，故多次重印，目前仍然热销。非常希望这套丛书的引进出版能使读者从本丛书的阅读中受益！本丛书由曾在日本丰田公司工作的刘显臣先生推荐，也在此表示感谢！

日本汽车技术协会 编辑 “汽车技术经典书系” 编辑委员会

编辑委员长	池上 询	京都大学工学部
副委员长	近森 顺	成蹊大学工学部
编辑委员	安部正人	神奈川工科大学工学部
	井上惠太	丰田汽车
	大沢 洋	日野汽车
	冈 克己	本田技术研究所
	小林敏雄	东京大学生产技术研究所
	城井幸保	三菱汽车
	芹野洋一	丰田汽车
	高波克治	五十铃工程技术有限公司
	迁村钦司	新 ANSYS 有限公司
	農沢隆秀	马自达汽车
	林 直义	本田技术研究所
	原 田宏	防卫大学校
	东出隼机	日产柴油发动机有限公司
	间瀬俊明	日产汽车
	柳瀬徹夫	日产汽车
	山川新二	工学院大学工学部

目 录

序	
前言	
编者的话	
第1章 绪论	1
第2章 汽车振动噪声环境	2
2.1 提高声音环境的强烈需求	2
2.1.1 提高乘坐舒适性: 高品质及环境安全	2
2.1.2 保护居住环境	2
2.2 车内噪声环境的发展动向	2
2.2.1 低噪声对象、技术及轻量化	2
(1) 低噪声对象	2
(2) 降噪技术	3
(3) 轻量化	3
2.2.2 提高声品质, 与感觉对应的评价指标、生理现象	4
(1) 声品质的感觉表现	4
(2) 声音再现模拟, 通过声音加工追求舒适性	4
(3) 表现声品质的代用特征	5
(4) 与感觉对应的评价指标例子	5
(5) 对生理现象的影响	5
2.3 车外噪声控制动向	5
2.3.1 车外噪声控制对象、降噪技术	5
(1) 声源	5
(2) 控制方法	5
(3) 发动机噪声改良	6
(4) 降低放射噪声	6
(5) 降低排气噪声	6
(6) 降低轮胎噪声	6
(7) 测试技术、解析技术、模拟技术	7
2.3.2 道路表面构造变更	7
2.3.3 交通流控制	7
2.4 法规动向	7
2.4.1 新车、旧车、非法改装车	7
2.4.2 各国的法规、试验方法的协调	8
2.4.3 今后的动向	8
2.5 汽车振动噪声现象	8
2.5.1 现象的种类、发生原理	8
2.5.2 激励源	9
2.5.3 传递系统	9
(1) 传递路径	9
(2) 传递系统的代表原因	9
(3) 轰鸣噪声的传递路径	10
(4) 传递路径的特性改进	10
(5) 振动传递系统构成部分的特性	10
(6) 构成部件的规格选择	10
2.5.4 车内噪声现象	10
2.5.5 车外噪声现象	13
参考文献	13
第3章 振动噪声的评价方法	14
3.1 前言	14
3.2 试验与评价	14
3.2.1 动力总成的多点激励法振动解析试验	14
(1) 激励点的选择	14
(2) 激励试验方法	14
3.2.2 发动机扭转振动的测试和解析	15
(1) 一般的解析方法	15
(2) 扭转角的解析方法	16
3.2.3 手动变速器怠速噪声的台架解析方法	17
(1) 台架试验目标	17
(2) 试验方法	17
(3) 试验装置	18



3.2.4	风振颤声试验方法	18	第4章 测试分析技术	41
3.2.5	悬置衬套类的振动特性试验	18	4.1 测试分析技术的发展动向	41
3.2.6	防振材料评价试验	18	4.2 实机振动模态分析	42
(1)	单板梁	18	4.2.1 前言	42
(2)	中央激励法	19	4.2.2 激励模态分析	42
(3)	双线悬吊法与2点支撑法	19	4.2.3 实机振动模态分析	42
3.3	要因分析	21	4.2.4 对实机模态振型的考察	43
3.3.1	要因分析的概要与种类	21	4.3 近场声学灵敏度	44
3.3.2	激励点的要因分析	22	4.3.1 前言	44
(1)	激励点要因分析的计算方法	22	4.3.2 试验分析方法概要	44
(2)	激励评价法	22	(1) 试验分析方法流程	44
(3)	车身声学灵敏度评价法	23	(2) 板件声学灵敏度模拟	44
3.3.3	放射系统的要因分析	23	(3) 从声学灵敏度到板件贡献量的 变换	45
3.3.4	基于信号处理的要因分析	24	(4) 声压预测及贡献量计算方法	46
(1)	相干法	24	4.3.3 分析结果	46
(2)	时间领域贡献量分析	25	(1) 车内噪声预测结果	46
3.3.5	SEA法	26	(2) 板件贡献量分析结果	46
(1)	SEA法概要	26	4.3.4 实车改良案例	47
(2)	SEA法的理论	26	4.4 近场声全息法	47
(3)	基于SEA法的要因分析	27	4.4.1 前言	47
(4)	SEA法的特征	28	4.4.2 近场声全息法的原理	47
3.4	汽车的声品质评价	29	4.4.3 近场声全息法的应用	48
3.4.1	声品质评价的基本方法	29	4.4.4 应用案例	49
(1)	声品质开发的基本方法	29	4.5 二重声全息法	53
(2)	主观评价试验	29	4.5.1 前言	53
(3)	主观评价试验结果的分析方法	30	4.5.2 二重声全息法原理	53
(4)	噪声加工系统	30	(1) 声学全息法原理	53
(5)	相关分析	30	(2) 二重声全息法的原理和特征	54
3.4.2	实际声品质问题的应用 案例	30	4.5.3 扬声器激励试验	55
(1)	加速时发动机噪声	30	4.5.4 发动机声源探测	56
(2)	排气噪声	32	(1) 测试试验方法	56
(3)	车外噪声	34	(2) 试验结果	56
(4)	路面噪声	35	4.6 今后的展望	58
(5)	车门关闭声	36	参考文献	58
(6)	异响	37	第5章 模拟技术	59
3.4.3	新声品质评价方法的组合	38	5.1 模拟技术发展动向	59
3.4.4	听觉训练	39	5.2 模拟模型的要求	60
参考文献		40	5.2.1 掌握现象	60



5.2.2 模型的表现	60	(3) 主减速器降噪技术——调整驱动 系统结构	88
5.2.3 系统模型	60	6.3 底盘噪声	90
5.2.4 模型的搭建和验证	62	6.3.1 概述	90
5.3 优化流程	64	6.3.2 制动啸叫	91
5.3.1 优化系统	64	(1) 掌握低频啸叫现象	92
5.3.2 多峰性和拓扑优化	65	(2) 制动啸叫的理论分析	92
5.4 模型的简化	66	(3) 试验确认	95
5.4.1 边界条件	66	6.3.3 路面噪声	96
5.4.2 结合刚度	67	(1) 路面噪声分析	96
5.4.3 高阶和低阶模型的省略	67	(2) 路面噪声控制技术	97
5.4.4 静态模型简化	68	6.4 车身	98
参考文献	69	6.4.1 概述	98
第6章 部件的振动噪声控制技术	70	6.4.2 控制敲鼓噪声	98
6.1 发动机噪声	70	(1) 降噪的理论分析	98
6.1.1 概述	70	(2) 噪声控制案例	100
(1) 发动机的振动传递噪声	70	(3) 总结	101
(2) 发动机放射噪声	70	6.4.3 发动机噪声控制	101
(3) 燃烧激励	70	(1) 性能改进的理论方法	102
(4) 机械力	71	(2) 低频噪声隔声	102
(5) 振动传递系统	72	(3) 高频噪声隔声	103
(6) 放射噪声和进排气噪声	73	(4) 总结	104
6.1.2 缸体振动传递控制	73	参考文献	105
(1) 缸体基本构造的探讨	74	第7章 车外噪声控制技术	107
(2) 根据实机评价而采取的 低噪声化措施	75	7.1 概述	107
(3) 未来展望	76	7.2 车外噪声源对策	108
6.1.3 半阶次振动	77	7.2.1 发动机噪声控制	109
(1) 曲轴系弯曲振动引起的 半阶次振动	77	(1) 模拟声源	109
(2) 转矩变动引起的半阶次振动	77	(2) 吸声材料、隔声材料的噪声 控制	109
(3) 其他的半阶次振动	80	(3) 隔声对策	109
6.1.4 喷油泵噪声	80	7.2.2 控制轮胎道路噪声	110
(1) 喷油泵本体放射噪声	81	(1) 轮胎路面噪声现状	110
(2) 驱动系引起的噪声	82	(2) 轮胎道路噪声的发生原理	110
6.2 驱动系统振动噪声	83	(3) 轮胎道路噪声的对策	111
6.2.1 概要	83	7.2.3 排气噪声控制	112
6.2.2 主减速器噪声	84	(1) 排气噪声发生原理	112
(1) 主减速器噪声的理论分析	84	(2) 排气噪声控制对策	112
(2) 激励模拟方法的应用	85	7.3 车外噪声分析的新方法	113



7.3.1 声源探测方法	113	(2) 液压悬置的原理	120
(1) 在移动声源中的应用	113	(3) 液压悬置在汽车上的应用	121
(2) 试验方法概述	114	8.2.3 基于阻尼性能可变性的振动控制—— 发动机冲击的半主动控制	122
(3) 车辆行驶时的轮胎噪声测试	114	8.2.4 基于相位控制的怠速振动 改善	123
7.3.2 车外噪声的声场分析	115	8.2.5 总结	124
(1) 基于 BEM 法的车外噪声分析 方法	115	8.3 主动噪声控制	124
(2) 发动机放射噪声的传播系统 分析	116	8.3.1 概要	124
(3) 发动机放射噪声对策	117	8.3.2 消声原理	124
7.3.3 各部位放射噪声的测试	117	8.3.3 轰鸣声控制	125
(1) 测试原理	117	(1) 轰鸣声的发生状态	125
(2) 数值分析方法	118	(2) 适应性控制的必要性	125
(3) 大型货车上的应用案例	118	(3) 控制算法	126
参考文献	119	8.3.4 实用化课题	127
第 8 章 振动噪声主动控制	120	(1) 控制的稳定性	127
8.1 前言	120	(2) 声学系统的讨论	128
8.2 发动机悬置控制	120	8.3.5 实际应用	128
8.2.1 概述	120	8.3.6 总结	129
8.2.2 液压悬置原理	120	参考文献	130
(1) 液压悬置的构造	120		

第 1 章 绪 论

近年来，提高乘坐舒适性成为汽车制造商及购买者的追求目标，特别是降低汽车的振动噪声的呼声更高。本来，汽车的舒适性是通过人的感觉来进行评价的，所要求的水平也因人而异、因时而变。汽车是日常生活中不可缺少的工具，降低汽车的振动噪声水平已经成为一个专业领域。

本书所讲的不仅仅是针对车内乘员听到的噪声，对于社会环境的车外噪声也根据法规对其进行限制，而且有着逐年降低的趋势。

为此，对于降低汽车振动噪声的研究从很早以前就已经开始，并且取得了飞速的发展和显著的成果。同时，与振动噪声相对立的操纵稳定性、可靠性、轻量化、高速化等性能指标也得到了保证。

另一方面，最近随着汽车轻量化、低成本的要求以及高度的操纵稳定性、安全性要求等而采取的新材料、新结构，也产生了众多的课题。与以前相比，控制振动噪声的技术也得到了广泛的重视。

随着产品多样化发展，汽车开发周期也越来越短。汽车的振动噪声是与众多的零部件相关的综合性能，预测技术相当重要，CAE 方法得到了广泛的应用。

振动噪声近期的技术方面的特征，是随着电子学和计算机技术的进步而发展起来的 CAE 技术、测试技术以及电子控制技术等，且已取得了多方的技术革新。

根据 CAE 方法取得设计阶段的数据和尺寸，根据有限元方法（FEM 法）搭建数以百万计单元的模型，对其进行分析，对振动、空气传播噪声等进行模拟，这些技术的预测精度和有效性成为重要的课题。另外，使用这些模拟技术进行合理、最佳的设计，即优化设计方法也取得了显著的成果。

在测试方面，开发了以声源探查和声音的

可视化为首的实用性设备，更高精度的测试结果和测试方法也常有报告。关于分析方法，模态分析已经应用到各种零部件以及车辆整体。

电子技术在防振动领域得到灵活应用，以被动控制技术为基础的电子控制降振方法，以及主动控制产品也得到了在一定范围内的应用。今后也会向更深层次的领域发展。

另外，以前所开展的各种评价实验方法，要求进行更加严密的要因分析，根据人类的听觉进行评价的声品质问题也需要进行更高层次的研究。因此，为了降低汽车的振动噪声所采取的对策方案，涉及丰富、深度的技术领域。

如上所述，振动噪声领域的技术包含研究阶段及实用阶段等各种各样的状态。随着需求的进一步提升，基于计算机技术的飞快进步一定会得到更深、更高的发展。

在这种背景下，在本汽车技术系列《汽车振动噪声控制技术》一卷中，将向读者介绍最新的技术，致力于解决实际问题。本书以实际案例为基础，书中内容未必着眼于将来可能普及的技术，而是定位于现阶段的技术，至少是活跃在目前第一线的编著者亲身所经历的案例或者发表的论文。

由于篇幅的关系，无法详细说明的部分请参考有关的文献。

在本书中也记载了振动中与噪声相关的较高频率的振动问题，以低频现象为主的乘坐舒适性问题，在汽车技术系列丛书的第 4 卷中加以详细阐述。

另外，对于振动噪声相关的基础理论知识，特别是关于振动有很多的著作，故本书中只作简要介绍。与汽车相关的一般常用试验结构，将在日本汽车技术会发行的“汽车技术手册”中论述，本书只从宏观上进行概略介绍。

第 2 章 汽车振动噪声环境

2.1 提高声音环境的强烈需求

2.1.1 提高乘坐舒适性：高品质及环境安全

不论是以驾驶汽车为职业，还是将汽车作为交通工具的人，都希望有一个更加舒适的乘坐环境。提高车辆的性能，保证在日常的使用过程中感觉不到任何不舒适，那么最应该受到重视的是振动噪声性能，相信对于这一点不会有任意的异议。确保车内有一个舒适的声音环境，能缓解长时间乘车时的紧张和疲劳，预防事故的发生。在高速行驶的车辆内，确保乘员之间能清晰交流，以及欣赏音乐等行为都是车辆应该提供的基本功能。

车内噪声水平已经得到了很好的控制，首先在高级汽车上应用的减振降噪技术，如今在普通的大众汽车上也已经得到了广泛的应用。

当车内噪声水平足够低时，声音的品质问题又暴露了出来。不但是些本质上的声音，一些异响、令人感到不舒服的声音都已经得到了很好的控制。如下述的一些常见的影响车内声音环境的现象，已经通过各种各样的研究得到了很好的控制。

1) 行驶噪声。

① 发动机：发动机噪声、冷却风扇噪声、气门噪声、辅助机构噪声、增压器噪声、传动带噪声、进排气系统噪声。

② 驱动系统：齿轮啮合噪声、齿轮敲击噪声、主减速器噪声、怠速敲击噪声。

③ 车身：轰鸣噪声、透射噪声、路噪、风噪、石块撞击声、异响。

2) 操作声。车门关闭声、空调声、起

动机声、辅助制动系统噪声、开关声、刮水器声、电动机声。

3) 音频设备。声场控制。

2.1.2 保护居住环境

汽车的保有量正在逐年增加。虽然国家不断地修建和维护道路，但根据 1992 年设在全国各处的道路监测点所提供的数据显示，未达到基准噪声环境的场所仍然占很高的比例。

对作为噪声源的汽车采取更进一步降噪措施的同时，道路环境、交通状况的改善等综合措施也是非常必要的。

从保护居住环境的观点出发，应取缔影响更大的非法改装车辆，因此汽车换装部件的认证、制止非法改装等方面的措施需要同时开展。同时，夜间施工、24 小时营业场所，虽然给工程、生活带来了诸多的便利，但是它们在深夜、早晨所发出来的噪声，也给周边居民的生活带来了困扰，这些也是保护居住环境中重要的环节。

2.2 车内噪声环境的发展动向

2.2.1 低噪声对象、技术及轻量化

(1) 低噪声对象

降低车内噪声，提高乘坐舒适性，通过实验、解析方法确定噪声产生的原因，并设定合理的结构。即通过对噪声现象的量化测试，研究车辆及构成部件的特性，借助模拟工具，以寻求最佳的结构状态，并将其反映到设计图纸上。如图 2-1 所示。

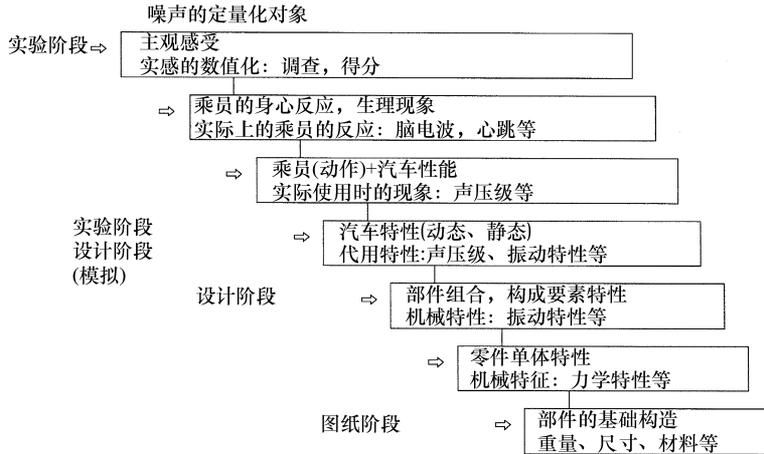


图 2-1 汽车噪声改进流程中的主观感受的定量化

车辆构成部件的主要机械特征如下所示:

构成要素的机械特征举例	
发 动 机:	振动 - 噪声辐射特性 悬置的振动隔断特性
排气系统:	振动 - 噪声辐射特性 消声器的消声性能
驱动系统:	振动 - 噪声辐射特性 啮合力 扭转振动特性
车 身:	振动 - 声学灵敏度 隔声特性 外部空气流动
底 盘:	悬架的振动传递特性 轮胎的振动传递特性 轮胎胎纹噪声

(2) 降噪技术

为了实现降低噪声的目的, 正确查明振动噪声产生的原因所必需的技术是非常必要的。查找振动噪声的激励源头、确定传递路径、确定噪声的辐射体等各种技术已经被开发出来。首先, 为了查找振动噪声的激励源, 必须对振动噪声现象进行测试, 并进行高精度的分析。作为实验方法一种的模态分析, 是通过灵敏度分析正确掌握振动现象, 推定产生原因。为了确保模拟的精度, 解析所使

用的模型必须进行验证。

模拟技术比有限元法 (FEM)、边界元法 (BEM) 能够更有效地确定解决方案。通过试制实物的小比例模型, 以使问题再现, 通过实验方法得到正确的答案。随着制作模型技术的进步, 这种方法被证明是非常有效的。为了降低振动噪声, 需要对各个部位的灵敏度进行分析, 以寻找最佳的构造, 另外, 有着良好隔声效果的新型隔声材料 (防振、隔声、吸声) 也得到了广泛的应用, 均能得到良好的降噪效果。

而振动噪声的主动控制技术, 则彻底颠覆了传统的减振降噪方法和策略。它是一种主动产生一种与原振动幅度相同而相位相反的附加振动, 通过对原振动能量的衰减而实现降低振动的方法。虽然存在成本高等问题, 但均能显著地减振降噪。

(3) 轻量化

为了保护地球环境, 减少燃料消耗的呼声越来越高, 另外, 减少机动车废气排放的需求也日趋紧迫。降低车辆自身的重量, 即汽车轻量化, 正是实现上述要求的最佳途径。但是对于振动噪声问题来说, 在实现车身轻量化时, 一般均会使车身及主要零部件的固有模态降低, 使隔声性能下降, 因此, 车辆



轻量化与减振降噪课题是互相矛盾的。

为了解决这一问题，以达到车辆振动噪声性能与轻量化目标的最佳平衡，最主要的技术当属基于模拟分析的优化设计方法。因轻量化的需要而减弱的零部件的固有模态要控制在允许范围内，通过灵敏度分析将部分零部件的部分结构去除，对影响较大的部分应给予必要的加强以控制应力的增加，优化选择零部件的形状、材料，在重量不增加的情况下实现性能的提升。另外，还可以在实施主动控制振动噪声的同时，寻找对轻量化有利的方案。

2.2.2 提高声品质，与感觉对应的评价指标、生理现象

(1) 声品质的感觉表现

为了打造舒适的声音环境，在实现低噪声化的同时，如何提高声品质成为重要的课题。传统的以声压的高低来对车辆进行评价的方式已经无法满足对声品质的评价。为了提高声品质评价的精度，对声品质进行评价时所使用的 subjective 感受评价进行了更为科学和实用性的定义。

通过 SD (Semantic Differential, 语义分化) 法，对代表声音性质的各种词语进行了分类，并用简单明了的词语对各种声音的主要特征、重要程度等进行了明确的表达 (见表 2-1)。

以怠速时的声品质评价为例，贡献量最大的是第 1 主成分 (吵闹 clamorous)，而对第 2 主成分则使用类金属 (metallic)、混浊 (thick) 等词汇进行表述 (图 2-2)。

(2) 声音再现模拟，通过声音加工追求舒适性

在对声音进行高精度的评价时，为了确保声音的再现，经常使用现场录音并在室内播放的方式对其进行评价。另外，当声压很低但仍然感觉到不满意时，可对声音的频率成分进行数字过滤等方式进行任意变更。当然，

表 2-1 主观评价用语

序号	主观评价用语	
1	柔和 (soft)	— 生硬 (hard)
2	清晰 (distinct)	— 迟钝 (dull)
3	吵闹 (clamorous)	— 安静 (quiet)
4	深邃 (deep)	— 类金属 (metallic)
5	清晰 (clear)	— 混浊 (thick)
6	强烈 (strong)	— 软弱 (weak)
7	轰鸣 (booming)	— 响亮 (ringing)
8	平静 (calm)	— 尖锐 (shrill)
9	和谐 (harmonic)	— 不和谐 (discordant)
10	愉快 (pleasant)	— 不愉快 (unpleasant)
11	强壮 (powerful)	— 不足 (unsatisfactory)
12	平滑 (flat)	— 咕噜咕噜 (rumbling)
13	低劣 (cheap)	— 高贵 (expensive)
14	平顺 (smooth)	— 刺耳 (harsh)

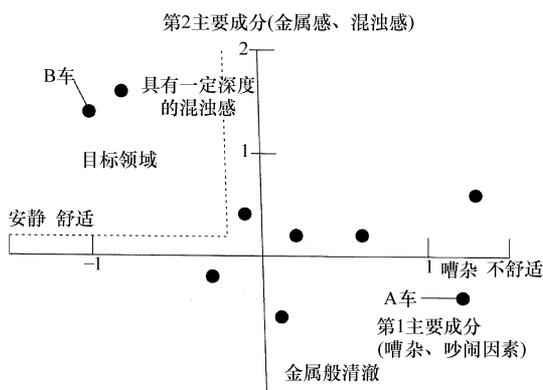


图 2-2 怠速时车外噪声的主要成分

可对某些频域的声压成分适当提高，以观察其影响。在车辆加速时使人感受到强烈力感的声音、机械的工作节拍声音、活跃气氛的高调声音等，这些声音都是在某些情况下希望能感受到的，通过声音的加工来体现这些特殊声音的存在，也是汽车振动噪声设计的课题之一。而要想知道某种声音具体达到哪种舒适程度才能让乘员感受到身心愉悦，就需要对声音进行多方的调试，以谋求最佳的效果。



(3) 表现声品质的代用特征

对声音进行测试,过去只能通过感觉才能表现的声音的物理特性,现在可以通过图表或者曲线的方式来描述。对声音的性质进行可视化转换,所表现的方法可以通过利用计算机的高速数据处理能力成为现实。举一个典型的数值分析的例子,在乘员耳边或者其他指定的位置设置传声器,对声音进行测试,再通过频率分析,可以得到声压的瀑布图(图2-3)、声学灵敏度、声学全息图等。从这些结果中可以得到数值化的量,据此可以和主观感受的量值进行对比,对二者的相关性进行具体的研究。

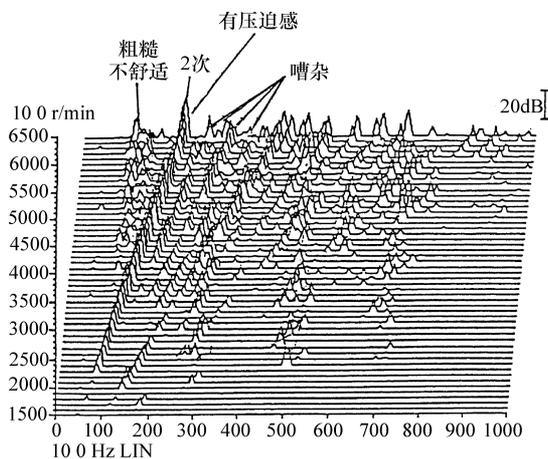


图 2-3 车内噪声的瀑布图

(4) 与感觉对应的评价指标例子

在对声音的嘈杂程度进行评价时,通常使用 A 计权特性。但是,当产生不适的声音很多时,特别是不连续的声音、混杂的声音、变动的声音和尖锐的声音,使用 A 计权特性评价时就很难与主观感受保持良好的 consistency。

不同的人对某种声音所产生的感受可能是不同的,因此需要寻求一种适用于大多数人的评价标准。在不同的场合,作为经常被使用的指标有 ABCDE 频率修正特性 (weighting)、响度 (loudness)、等价噪声级别 (Leq.)、会话妨碍级别 (PSIL)、评价

噪声级别 (PNL)、合成噪声暴露指数 (CNEL) 等。

(5) 对生理现象的影响

声音的舒适、不适是人的生理现象所反映出来的主观感觉。对声音环境下的脑电波、心跳等进行测试,对主观评价得到的感觉量值和用数值所表现的声音特性进行相关性调查,生理现象和感觉量之间的对应关系,处于活跃状态下的脑电波种类 (频率带)、脑电波和心跳的波动 ($1/f$)、心跳的变动 (HRV) 等所表现出来的关系……均已汇总成研究报告。

2.3 车外噪声控制动向

2.3.1 车外噪声控制对象、降噪技术

(1) 声源

车外噪声的控制对象,主要是指法规中所指定的车辆通过噪声、夜间或者清晨的怠速噪声。应该得到控制的车辆噪声,根据汽车上具体噪声发生源头可以分为:发动机噪声、驱动系统噪声、排气噪声、轮胎噪声等。

发动机噪声包括发动机本体所发生的机械噪声,另外还有进气噪声、冷却风扇噪声等。

驱动系统噪声是从发动机传递过来的振动,通过离合器壳体、变速器壳体等处辐射出来的,另外还包括齿轮啮合力矩所引起的壳体的放射噪声。

排气系统噪声通常是通过消声器、排气管等处辐射出来的,另外,发动机的振动、高温高压气流的脉动也可能成为噪声源。排气口直接发出来的排放噪声也有较高的贡献。

(2) 控制方法

为了降低噪声,首先需要考虑的是从噪声的源头上加以控制,还可以在噪声传递路径上采取措施。在实际操作中,并不局限于



某一种方法，重要的是要根据实际情况，分析各种限制条件来采取最合适的解决方案。常见的制约条件，以发动机为例，有废气排放、功率、油耗以及其他的相关性能，另外还要考虑重量、成本等因素。

降低噪声的有效途径，是减小激励力，或者设计出即使受到激励也难以辐射噪声的结构。为净化排放废气而设置的高压燃油喷射系统会产生较大的激励，必须通过适当的结构优化以消除或者减弱其影响。

对噪声的遮蔽效果，会因材料、位置、隔声结构等因素的不同而具有较大的差别。在仔细调查噪声特性的基础上，采取最合理的隔声方案，在控制噪声的同时，还可以实现轻量化目标。应在不改变部件的基础构造，并且对汽车的其他性能不产生影响的前提下，寻找最佳的改良措施。

(3) 发动机噪声改良

为了降低发动机产生的空气传播噪声，

以及因为发动机振动而产生的结构传播噪声，可对发动机气缸内的气体燃烧过程进行改良，使缸内的高温高压气体产生的冲击变得更加平稳，也可对受到冲击而容易辐射噪声的部位的振动特性进行优化。同时，也可通过减小活塞的上下运动、曲轴的旋转运动所带来的激励，或者通过专门的减振机构设计来降低发动机自身的振动。以上措施都是改进发动机噪声常用的有效方法。

(4) 降低放射噪声

为了降低发动机、驱动系统、排气系统零部件表面所产生的放射噪声，不仅仅要降低产生振动的激励，还要对结构的振动特性加以改良。这样，即使结构受到激励，也难以产生放射噪声。通过模拟计算，对发动机缸体、油底壳等的表面所产生的噪声进行预测，使用结构优化方法，使上述结构达到轻量化的同时，还可以实现最佳的振动特性（图 2-4）。

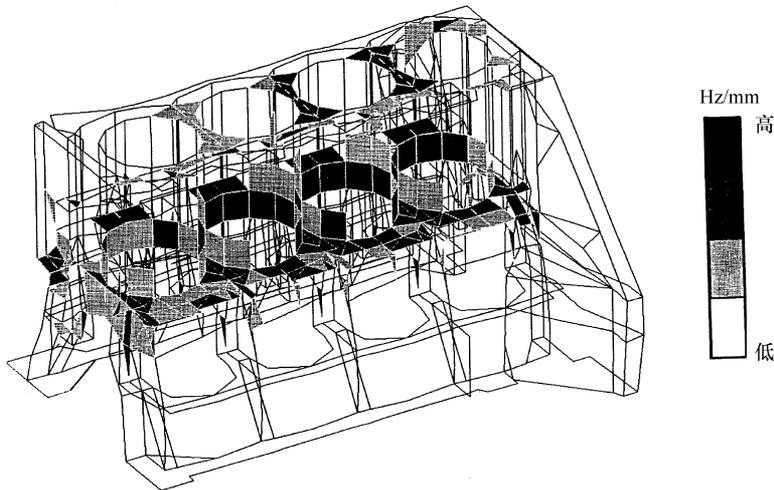


图 2-4 扭转模态灵敏度分布

(5) 降低排气噪声

根据对消声器声音衰减特性的精确模拟，在不增大排气阻抗的前提下，来降低通过消声器以后的排气口噪声。另外，在排气口附近设置相位相差 180° 的主动声源，利

用主动控制方式来降低排气噪声，也是非常有效的方法（图 2-5）。

(6) 降低轮胎噪声

随着测试技术、理论计算、模拟技术的进步，轮胎噪声的产生原理已经明确。通过

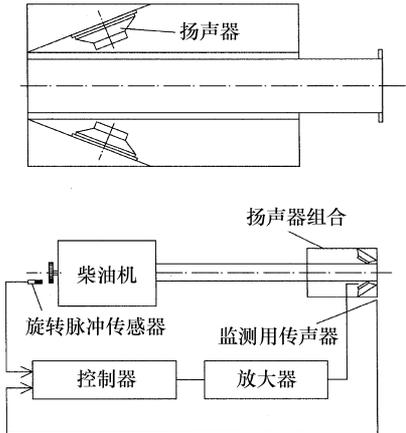


图 2-5 主动控制排气消声器

对轮胎胎纹的改进、轮胎材料的变更等措施，轮胎噪声已经得到了有效的控制。而车辆在行驶时轮胎噪声对整体噪声的贡献很大，需要结合路面改进等综合措施来解决轮胎噪声（图 2-6）。

(7) 测试技术、解析技术、模拟技术

随着测试技术、解析技术的进步，声音现象已经得到了很好的理解。通过声学全息技术对声源的探查，并结合边界元等声场解析技术，可以有效地对汽车噪声加以控制（参照图 4-24）。

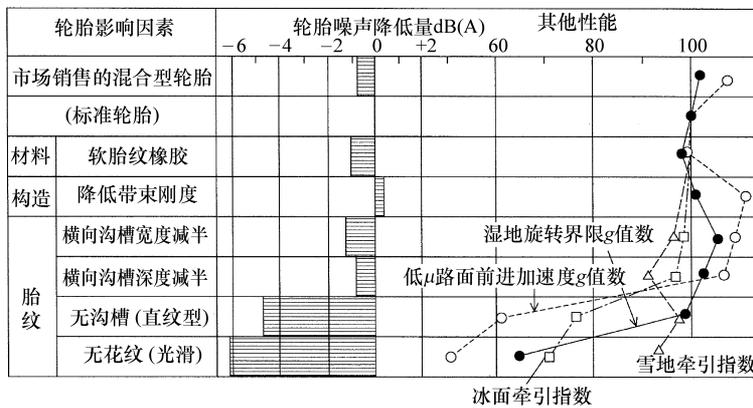


图 2-6 低噪声轮胎的影响因素

2.3.2 道路表面构造变更

众所周知，道路表面的形状和状态对轮胎噪声有着非常大的影响。在进行法规测试时，需要对路面加以规定，以明确测取轮胎单体噪声并对其进行评价。

当车辆在具有排水功能的铺装路面上行驶时，所产生的噪声水平相对较低，因此，以改良路面来降低车辆行驶时的车外噪声为目的的研究正在开展当中。道路结构、表面形状、铺装材料、表面粗糙程度等参数都会影响路面的吸声率，而且随着使用时间的增加会产生特性变更，这些都是研究路面噪声时必须要考虑的因素。

2.3.3 交通流控制

当汽车噪声控制对环境噪声的改善效果达到极限时，必须对道路上的交通流进行控制以实现整体环境噪声的改善。

在车流较大的区域、车辆经常加速/减速的区域设置隔声墙，设置道路标识以控制车速，限制汽车的加减速等，都是保证交通顺畅、避免交通堵塞、治理道路噪声的有效措施。

2.4 法规动向

2.4.1 新车、旧车、非法改装车

环境噪声随着汽车的低噪声化设计而逐渐



得到了改善。作为噪声的源头，包括新车、旧车和非法改装车等几大类。新车的噪声控制是通过认证实验时的测试，或者汽车制造商的质量管理来实现的。旧车则是对排气系统的更换部件进行认证制度。而对于一些非法改装汽车，则是通过查看是否装备了未通过认证的非法部件、道路上的近点排气噪声测试、强制取缔非法改装车等措施来加以控制。

2.4.2 各国的法规、试验方法的协调

为了降低环境噪声，各个国家都对汽车的行驶噪声进行了强化控制。到1997年，日本共发布了3版乘用车、商用车的噪声法规。在欧洲，和排放法规一样，通过EC法规大幅强化噪声环境管理。

噪声法规中所规定的噪声测试方法，日本、欧洲、美国等国家的方法都有所不同，无法对法规的各项指标进行直接的对比。日本的测试方法，主要体现了对进口汽车审查的合理性。即使使用欧洲的认证实验方法，各个国家对其实验方法的解释也不尽相同。基于上述各个国家噪声认证实验法规的混乱，期待将来出台统一协调的法规。

2.4.3 今后的动向

现今的城市正在逐渐扩大，人与汽车共同生存在城市中，必须要对城市的噪声环境加以保护和控制。因此，出台更为严格的噪声法规，并采取各种行之有效的改进措施是非常重要的，如强化车辆本身的行驶噪声控制，加强对非法改装车的取缔，改善道路交通状态等。另外，从车辆的使用者本身出发，也应该采取积极的措施，通过多方共同的努力，来改善噪声环境。

作为汽车制造商改善噪声环境的技术革新的重要一步，降低排放噪声，开发低噪声的电动汽车、混合动力汽车等正在紧张进行中，当务之急是加快研制，尽快使这些新产品大范围地投入使用。而对于道路建设的改善，则包括

修建高速公路、改善道路形状、铺装材料等。改变交通、运输模式，使用效率更高、噪声更低的水路运输，也逐渐受到了重视。

2.5 汽车振动噪声现象

2.5.1 现象的种类、发生原理

汽车振动噪声是多种问题组合在一起而出现的复杂的现象。

例如，当乘坐在噪声比较高的车内时，人们一般用“这辆车的发动机很吵”等类似的语句来描述。但是，实际上汽车的噪声除了发动机以外，还包含其他各种噪声源。即使是同一款发动机，因传递系统的不同，最终感受到的噪声也是有区别的。

因此，为了制造安静、振动小的汽车，应对“吵闹、不舒服”等与感觉相关的现象进行分类，查明问题所在的领域及主要产生原因，力图从原理上分析问题是如何发生的。

对振动噪声的发生原理进行简要的概括，如图2-7所示。

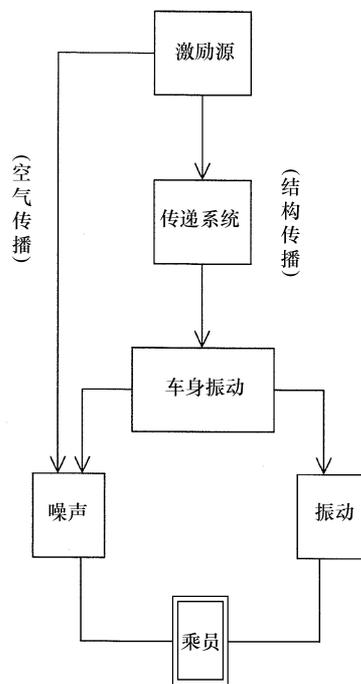


图2-7 振动噪声发生原理



实际中的激励源和传递路径，是由多个部位通过多种方式组合在一起而成的。

2.5.2 激励源

表 2-2 中所列为汽车的振动噪声常见的激励源。

表 2-2 汽车主要激励源

发生部位	发生原因
动力总成 • 发动机 • 变速器 • 离合器	转矩变动 爆发压力 流体脉动、流动 齿轮啮合、敲击 旋转结构的惯性力 摩擦力变动 辅助机构振动 燃烧不均 滑动部位的间隙
传动轴	不平衡
驱动轴	转向节的不等速性
驱动桥	齿轮啮合、敲击
轮胎	不平衡 形状不均
外部	空气乱流 路面凹凸不平

在道路上行驶的汽车会受到多种激励源的作用，而每种激励源都有各自不同的易发生振动噪声问题的行驶条件或者频率特征，根据对各种振动噪声现象调查研究，根据所发生的振动噪声问题所在的频率范围，基本上可以锁定激励源的所在。

按照激励源的特性可以大致分为四种。在对各个现象按照振动系统来进行评价的基础上，根据强制振动、自由振动、自励振动等的振动形态和对对象频率的不同，来精确识别和处理。

1) 连续强制力（特定频率）。转矩变动、惯性力、齿轮啮合力、不平衡力、转向节的不等速性。

2) 连续强制力（随机、脉冲）。空气乱流、路面的凹凸不平、爆发压力。

3) 脉冲激励。路面的凹凸不平（段差、突起）等。

4) 阶跃激励。过渡转矩变动、过渡摩擦力变动等。

当需要降低某些振动噪声时，最根本的方法是从激励源上采取措施以降低激励力。因此，需要了解各个激励的产生原理。

2.5.3 传递系统

(1) 传递路径

对于某一种激励源，经常存在多条传递路径。

虽然可以从某种程度上确定有代表性的传递路径，但是有时从特殊的路径传递而来的振动、噪声，必须要考虑与激励源相连接的所有部位。

关于噪声的传递系统，不仅要考虑噪声到车身各个部位的振动传递系统，还要考虑从车身的各个部位到声学评价点之间的声学传递系统，因此是有一定难度的。

因此，在查找车身传递系统时，在多个传递系统中找出贡献量最大的那一个，是十分重要的。

(2) 传递系统的代表原因

作为传递系统的特性，决定振动和噪声的优劣程度的原因是多种多样的，其中有代表性的如下：

1) 防振特性：发动机悬置、悬置防振支撑部位的防振性。对防振范围的下限频率（约为刚体共振的 1.4 倍）进行调整，选择合适的弹簧刚度。

2) 共振频率：传递系统的各个构成部件的共振模态。当在同一个频率范围内存在多个部件具有相同或相近的共振模态时，或者与激励源的频率一致时，很容易出现共振问题。

3) 衰减特性：各个部件的共振衰减性能。通过对共振时产生的过大振幅加以控制，对几乎没有衰减性能的车身板件粘贴减振材料，可以对辐射噪声进行有效的控制。



4) 刚度：激振力传递部位的刚度。提高受到激励的部位的刚度，可以在较宽的频率范围内对振动传递度加以改善。

5) 隔声性能：针对空气传播噪声（发动机噪声、轮胎噪声、排气噪声等）的隔声性能。一般在声源的附近进行吸音处理会得到较好的降噪效果。

6) 动态吸振器（Dynamic Damper）：以降低特定的频率的振动为目的的附加的振动系统。通过对安装部位和重量的调整，可以达到明显的减振降噪效果。

(3) 轰鸣噪声的传递路径

汽车的噪声问题有代表性的例子是搭载4缸发动机的车辆因发动机2次旋转激励而引起的轰鸣噪声。其传递路径如图2-8所示。

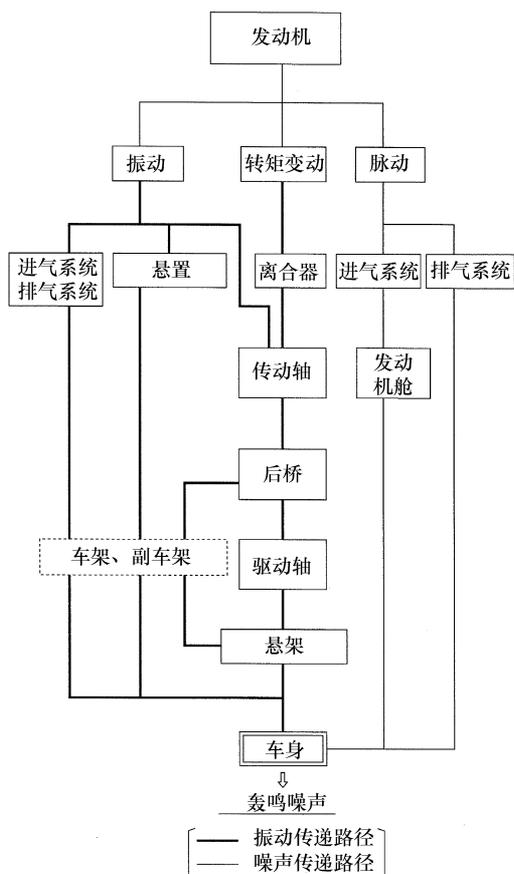


图2-8 4缸发动机振动噪声传递路径

对于这种针对某一种噪声现象存在多条传

递路径的情况，与其相关的部件可能会有很多，对传递路径的改善需要有高度的技术要求。

(4) 传递路径的特性改进

如前所述，降低振动噪声的根本是从激励源上采取措施以降低激振力。因此，降低激振力是解决振动噪声最基本的一种方法。

对于某些关联多个传递路径的部位，对其特性进行改良后，有时可能对多种现象都能有所改善。特别是对与几乎所有现象相关的车身来说，通过振动特性优化后，可能会改善多数的振动噪声问题。也就是说，车身的振动噪声特性优化是关键。

(5) 振动传递系统构成部分的特性

从振动噪声的传递系统来看，构成汽车的所有零部件都可能会成为某种振动噪声传递系统中的一部分。在进行零部件设计时，在该零部件原始功能的基础上，应考虑与其可能相关的振动噪声现象，了解其在传递系统所占的贡献。

(6) 构成部件的规格选择

对于传递系统，如果追求每个部件应该具备的规格，则需要顾及每种现象的不同特性。对于一些相反的性能，在设计时如何考虑平衡相对立的性能，是重点中的重点。

这些不仅仅局限于振动噪声所涉及的问题，还有一些问题可能会与汽车所追求的各种性能及重量、成本等最基本的要素相关。在提高汽车性能的要求中，尽可能多地满足规格、特性等的选择，成为重要的课题。

2.5.4 车内噪声现象

车内噪声是指坐在车内时能听到的噪声，有很多、很细的分类方法，下面对其中具有代表性的加以介绍。

从各种现象的命名，即人对各种各样的噪声的称呼看，有很多种噪声是根据其发生原理来命名的。本节所用名称均引用汽车技术协会振动噪声委员会编集的《汽车拟音调查报告》（表2-3）。



表 2-3 车内噪声现象与表现

分类	现象	拟音、拟态语表现	
发动机	乘用车	活塞敲缸声	咔嗒咔嗒
		发动机噪声	吭 -
		发动机噪声、振动 (曲轴系共振)	吭 -、咕噜咕噜
		加速时动力总成噪声	咕噜
		发动机噪声	咕噜咕噜
		发动机噪声	杠杠 (gao -)、咕噜咕噜
		轰鸣声	嗡嗡
		破碎声	哗啦哗啦
		进气系噪声	砰砰 (bong -)
		正时带共振声	嗡嗡
		发动机正时带啮合声	咻 (hiu -)、垮垮 (kuakua -)
		正时带啮合声	轰轰 (hiong -)、呼呼
		链条声	轰轰 (hiong -)、呼呼
		正时齿轮撞击声	嘎啦 (gala -)
		喷嘴声	噼哩噼哩 (piqi-piqi -)
		喷嘴噪声	吱吱 (qi-qi -)
		机油泵声	呜 -
		电动风扇声	蹦蹦 (bong -)
		发电机声	轰轰 (hiong -)
		增压器声	轰轰 (hiong -)
增压器颤动声	吧唧吧唧		
燃油泵声	嗡嗡		
气门落座声	滴滴嗒嗒		
商用车	起动机声	轰轰 (hiong -)	
	冷却风扇声	砰砰 (bong -)	
	发动机燃烧噪声	吭 -	
	增压器风门吹笛子声	噼噼 (pi -)	
	发动机声 (燃烧)	咔啦咔啦	
	发动机正时齿轮声	噼噼 (pi -)	
	增压器涡轮声	轰轰 (hiong -)、呼呼	
	喷油泵声	吱吱 (qiqi -)	
	增压器声	轰轰 (hiong -)	
	室内轰鸣声	嗡嗡	
	排气制动启动时轰鸣声	嗡嗡	
	进气噪声	嗡嗡	
	进气噪声	蹦蹦 (bong -)	
变速器	乘用车	变速器壳体放射声	嘎啦、轰轰 (hiong -)、噼噼 (pi -)
		变速器齿轮打齿声	嘎啦
		驻车拉索传递声	刷啦刷啦
		主动、被动齿轮啮合声	轰轰 (hiong -)、呼呼
		齿轮啮合声	嗒嗒
	A/T 差拍声	嗡嗡	
	齿轮声	空空	
	驱动系统噪声	咔嗒咔嗒	
	商用车	怠速变速器敲击声	嘎啦
		驱动系统	哗啦哗啦
变速器		嗒嗒	
变速器操作声		咯吱咯吱	



(续)

分类	现象	拟音、拟态语表现
动力传动系统	乘用车	主减速器噪声 主减速器壳体放射噪声 4WD 驱动系统嗒嗒敲打声 主减速器齿轮啮合噪声 主减速器异响 离合器嗒嗒声 离合器拉索传递的前围板放射噪声 驱动系统噪声 呼呼 (kuku -) 嗡嗡声 嗒嗒声 嗒嗒声 嗒嗒声 咔嗒咔嗒 嗒嗒声 嗡嗡声 咔嗒咔嗒、嗒嗒、砰砰
	商用车	离合器噪声 主减速器齿轮噪声 离合器接触异响 串联式悬架异响 主减速器壳体放射噪声 传动轴放射噪声 终级齿轮冲击声 传动轴交叉角引起的噪声 传动轴不平衡轰鸣声 离合器踏板振动、噪声 终级齿轮噪声 驱动系统扭转共振 嗒嗒 嗒嗒 啪啪 砰砰 咔嗒咔嗒 嗡嗡 嗒嗒 嗡嗡 嗡嗡 突突 嗒嗒 嗒嗒
排气系统	乘用车	排气系统气流噪声 排气系统噪声、冲击波 排气系统噪声、干涉声 排气冲击波声 排气声 排气系统放射噪声 排气吐出声 主消声器外壁放射噪声 排气系统滑动声 排气噪声、万向节转动声 沙沙 砰砰 沙沙 砰砰 啪啪 嘟嘟 砰砰 嗡嗡 沙沙 喀喀
	商用车	主消声器 排气制动声 排气制动作动器噪声 吹笛 嘟嘟 啪啪
制动系统	乘用车	制动尖叫 制动啸叫 制动部件共振声 制动放射噪声 啸叫 吱吱 嗡嗡
	商用车	制动啸叫 空气压缩机动作声 制动踏板操作声 啸叫 嘟嘟 啪啪
风噪声	乘用车	风摩擦声 风噪声 轰轰 (Hiong -)、沙沙、呼呼 轰轰 (Hiong -)、呼呼
	商用车	风摩擦声 轰轰 (Hiong -)、沙沙
轮胎	乘用车	溅水声 路面噪声 啪啪 沙沙
	商用车	轮胎噪声 (lug tire) 轮胎噪声 (lug pattern noise) 轮胎噪声 (lug pattern) 轮胎摩擦声 嗡嗡 啪啪 啪啪 沙沙



(续)

分类	现象	拟音、拟态语表现	
其他	乘用车	空调压缩机动作声 空调压缩机压缩声 发动机、变速器振动引起的板件放射声 破碎声 油箱内燃料晃动声 转向泵噪声	嗒嗒 嗡嗡 嗡嗡 嗡嗡 吱吱 哗啦哗啦 嗡嗡
	商用车	空调压缩机噪声 空气排出声 转向泵噪声 变速杆操作声 空气干燥机噪声 空调压缩机噪声	咔嗒咔嗒 砰砰 嗡嗡 嗒嗒 沙沙 嗡嗡

虽然每种主要的噪声现象都有与其对应的拟音词语，但是需要理解众多的噪声现象，以及更多的传递系统的存在。

噪声具有“隔声效果”特性。在嘈杂的环境中由于隔声而没有被听到的噪声，当环境噪声变得安静时就会被听到。为了制造安静、舒适的汽车产品，需要了解汽车受到的众多的影响因素。

2.5.5 车外噪声现象

车外噪声是按照法规的规定项目进行检测的。各个国家的法规内容虽然是不尽相同的，但是总结起大体可以分为表2-4所示的几种。

车外噪声作为噪声法规需要评价的内容之一，而构成车外噪声的因素却有很多。如果对这些相关因素进行分类，大体上可以分为以下几种。

1) 发动机噪声。

表 2-4 试验方法

试验状态	试验方法	
行驶噪声	加速行驶噪声 ISO - 362 SAE - J986 SAE - J366 等	
	定置噪声	近场排气噪声 ISO - 5130 等
		车辆侧面、后面噪声 TRIAS 20 EECR 9 等

- 2) 排气噪声（排放噪声、辐射噪声）。
- 3) 进气噪声（吸气噪声、辐射噪声）。
- 4) 冷却风扇噪声。
- 5) 驱动系统噪声（如变速器）。
- 6) 轮胎噪声。
- 7) 风噪。

除此之外，柴油机怠速时的噪声和车外的排气噪声的音色等有时也会出现问题。为了提高汽车产品的性能以及保护环境，需要对这些问题加以解决。

参考文献

- 1) 環境庁大気保全局自動車公害課編：道路周辺の交通騒音状況（1994）
- 2) 北原孝：自動車の音と感覚，機械学会先端技術フォーラム前刷集（1992）
- 3) 赤松克児ほか：アクティブノイズコントロールの現状と展望，騒音制御学会，Vol.23, No.7（1987）
- 4) 斉藤晴輝：ディーゼル車のアイドル車外音質の改良，自動車技術会前刷集 912, Vol.1, p.37（1991）
- 5) 日本機械学会編：機械騒音ハンドブック，産業図書（1991）
- 6) 日本音響材料協会編：騒音・振動対策ハンドブック，技報堂出版（1982）
- 7) J. R. Hassall：騒音測定ハンドブック，Bruel & Kjaer（1983）
- 8) M. Nishimura, et al.：Active Control of Exhaust Noise of Diesel Engine by Wave Synthesis Method, ASJ Symposium 91（1991）
- 9) 日本自動車タイヤ協会：タイヤ道路騒音について，第4版，p.23（1991）
- 10) 中野光雄ほか：音響二重ホログラフィ法による音源探査に関する研究，日本機械学会論文集，59巻，563号，p.141（1993）
- 11) 島広志ほか：ポーラス・アスファルトの音響特性，道路建設，6/5，p.61（1994）
- 12) 橋本竹夫ほか：くるまの擬音調査報告，自動車技術会振動騒音部門委員会編集，p.(1)-(6)

第3章 振动噪声的评价方法

3.1 前言

为了降低振动噪声，需要了解发生原理，确认解决方案的效果，或者实施以性能比较为目的的各种各样试验、评价。关于汽车振动噪声的试验、评价方法，将在《汽车技术手册》中系统阐述，本书中，仅对近期开发的、或者技术手册中没有记载的内容加以叙述。

由于汽车的振动噪声是与相当多的激励源和传递路径相关的，需要掌握车内噪声的各个可能的原因的贡献量，并针对不同的原因来采取适当的解决措施。在本节中，将对贡献量的分析方法加以说明，而分析方法有很多种，近年来随着计算机技术的飞速发展，均取得了显著的进步。

近年来，随着对汽车乘坐舒适性、高级化发展的需求的不断提高，各汽车制造商生产出来的产品也越来越安静。由于声音是人的感觉器官直接感受到的信息，单单降低噪声的幅度是无法实现舒适性目的的。因此，需要开展各种各样的声品质评价并采取必要的改善措施。而其中不仅仅是针对使乘员感觉到不舒适的声音，还要在改善汽车在顾客心中的印象，以及根据驾驶喜好而提供合适的产品等方面下工夫。在对声品质评价、解决方法等基本内容进行说明后，还会列举最近公布的一些研究事例和整改报告。

3.2 试验与评价

为了降低汽车振动噪声而开展的试验，大致上可以分为对汽车性能进行评价的实车振动、噪声试验和为了掌握汽车构成部件的振动、噪声特性而开展的试验。

实车的振动噪声现象是非常复杂的，可能会涉及各种各样的零部件，找到正确的解决方法是有一定难度的。因此，对各个零部件开展的试验、评价可能会有很多轮次。此处对一些有效的试验、评价方法加以说明。

3.2.1 动力总成的多点激励法振动解析试验

为了求得动力总成的振动特性，通常有单点激励法和多点激励法两种。多点激励法是指在动力总成的多个位置激励，力求能同时将动力总成的所有模态激励起来。以下以直列6缸发动机的激励试验方法的单点激励法和多点激励法进行对比论述。

(1) 激励点的选择

在动力总成的激励试验及振动特性分析时，对实机振动现象进行解析，基于试验结果来选择激励点是很必要的。本次试验中，对运行中的直列6缸发动机的振动进行测试，发现缸内气体爆发后第1缸和第6缸（发动机两端的气缸）位置的振动幅度最大。同时，这两处位置的主轴颈的运动量也最大。另外，在做功行程时，主轴承盖出现上下方向的振动，微小的时间延迟后发生缸体的前后方向振动，可以认为动力总成的振动是受气体爆发压力作用在主轴承上以后发生的。

从以上试验现象可以了解到，发动机两端的气缸当活塞处于上止点位置时，有激励作用在连杆的大端位置。

(2) 激励试验方法

图3-1为激励试验状况说明。直列6缸发动机、变速器、传动轴按照与实车相同的悬置支撑，机油泵、曲轴带轮、飞轮、进气

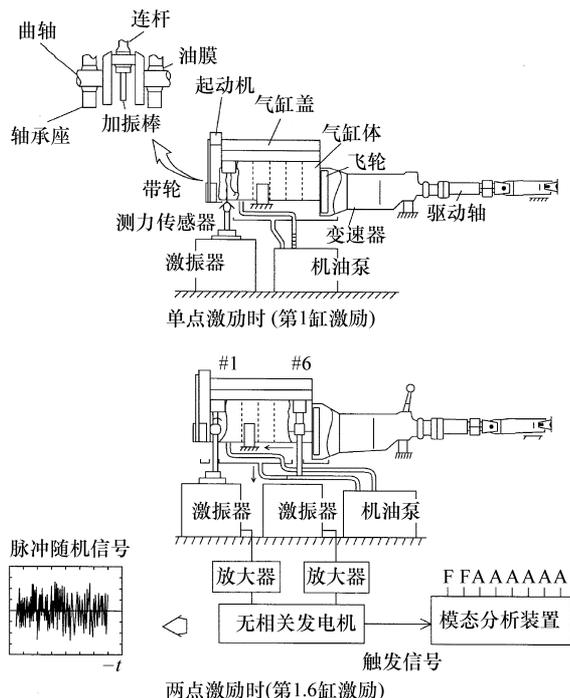


图 3-1 动力总成的激振试验

歧管等辅助机构正常装配,使第 1 缸和第 6 缸活塞处于上止点位置。当进行单点激励试验时,对第 1 缸或者第 6 缸的连杆大端以一定的激励进行正弦激励扫描。多点激励试验时,对第 1 缸和第 6 缸的连杆大端位置进行无相关的冲击激励。将信号发生器同其解信号进行汇总后读入到振动响应的模态解析装置内。另外,激励是通过油压机构实现的。

对于两点激励试验,如果两个激励之间的相关性越高,激励的行列式将产生特异,将无法求得频率响应结果,有研究认为这是由于激励的测试误差增加而造成的。在试验中,由于本试验中连杆大端部位和曲轴主轴颈之间存在油膜,产生共振时对相关的较差高的反力的测试有很大的难度,如果将激励之间的相关控制在 0.1 以下,那么由于激励之间的相关性而产生的频率响应结果误差就会很低。

图 3-2 是将 180 ~ 350Hz 范围内的各个振动模态的相位改变 180° 以后的例子。单

点激励中对第 1 缸进行激励时,飞轮盘难以出现振动,310Hz 附近的动力总成的弯曲模态 (mode④) 没有被激励起来,对第 6 缸激励时,起动机未出现振动,230Hz 附近的动力总成的扭转模态 (mode②) 没有被激励起来。如上所述,对于这种单点激励试验方法,通常会因激励位置的不同,有些模态无法被激励起来。而多点激励则不同,如图 3-2 所示的振动模态则被同时激励起来了。虽然提高了相关性函数和相反性精度,但是多点激励法相对于单点激励法而言,动力总成的全体更容易被激励起来,激励能量能有效地分布到动力试验对象上,局部的非线性及异常噪声被控制在非常小的程度,同时,试验周期也大大缩短。

3.2.2 发动机扭转振动的测试和解析

发动机的高功率输出和低噪声化技术,如凸轮轴的多量化、平衡轴及机械式增压器,这样就造成当轴旋转时容易产生扭转振动的部位明显增多。其结果是,因间隔燃烧而产生的曲轴角速度变动,或者伴随着凸轮轴的驱动而产生的转矩变动,从而产生各种各样的旋转振动问题。为了解决类似的问题,必须对扭转振动进行测试。接下来,对扭转振动的测试方法和测试原理进行说明。

(1) 一般的解析方法

扭转振动通常用角位移的阶常微分方程式来表示,在解明扭转振动现象过程中,必须对因各个惯性矩的扭转振动而产生的角位移或者角速度变动、角加速度变动等进行测试。但是,直接测试角位移或者角加速度是非常困难的。因此,通常是对旋转轴的角速度进行测试,根据求得的其变动量来进行分析。

作为角速度变动的测试方法,一般在旋转轴的圆周方向上加工出一些等间距的沟横槽,当轴旋转时,对沟槽的通过时间进行测试,从各自的平均时间的偏差来推算出角速



模态号	模态 ①	模态 ②	模态 ③	模态 ④	模态 ⑤
振动模态	190Hz	230Hz	260Hz	310Hz	340Hz
激励气缸	动力总成弯曲	起动机上下振动 动力总成扭转	飞轮侧倾 带轮上下振动 起动机上下振动	飞轮侧倾 带轮上下振动 减振块上下振动 动力总成弯曲	带轮上下振动 减振块上下振动 排气歧管左右振动 动力总成弯曲
第1缸单点激励	Ex	Ex	Ex	Un	Ex
第6缸单点激励	Ex	Un	Ex	Ex	Ex
第1和第6缸两点激励	Ex	Ex	Ex	Ex	Ex

Ex:激起 Un:未激起

图 3-2 激励起来的模态和固有频率 (180 ~ 350Hz)

度。测试通过时间可以使用电磁传感器、光电传感器。图 3-3 为电磁传感器的测试例子。

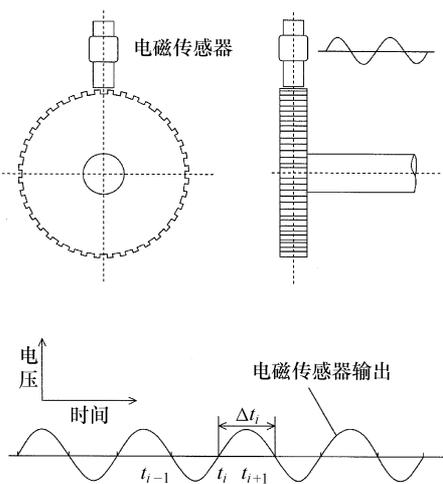


图 3-3 角速度变动的测试方法和原理

通常，使用电磁传感器进行测试时，从传感器中输出的正弦曲线波，对该曲线的一个循环的时间进行测试，通过式 (3.1) 可以计算出瞬间的角速度（正确的说法是通过 1 个齿轮间隔时的平均角速度）。

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{\Delta\theta}{\Delta t_i} = \frac{2\pi}{N} \cdot \frac{1}{t_{i+1} - t_i} \quad (3.1)$$

式中， N 为齿数。

从理论上讲，齿数越多，则 Δt_i 越小，从而测试精度越高，但是实际上的齿数是有限制的。

$\Delta\theta/\Delta t_i$ 可以按照式 (3.2) 的形式分成平均成分和变动成分两部分，而其中的变动成分则会造成扭转振动的问题。

$$\frac{\Delta\theta}{\Delta t_i} = \left[\frac{\Delta\theta}{\Delta t_i} \right]_{\text{ave}} + \left[\frac{\Delta\theta}{\Delta t_i} \right]_{\text{var}} \quad (3.2)$$

对这个角速度变动，通过傅里叶变换进行频率分析、阶次跟踪分析等，就可以得到其中的特征，从而实现对问题的分析。

(2) 扭转角的解析方法

最近的发动机由于采取了降噪措施，安装扭转减振器的机型有很多。在减振器上使用橡胶件等减振单元，出现了对橡胶件等较大的扭转量进行测试的情况。此处，采用对 2 点角速度测试结果的角速度差的积分来进行分析的方法。

轴的扭转角 α 等于角位移的差，按照式 (3.3) 来求得。

$$\alpha = \theta_1 - \theta_2 \quad (3.3)$$

上式中的下标为各自的角速度测试位置。

角位移可以通过式 (3.4)，即通过对角速度变动的积分求得：



$$\theta = \int_{t_1}^{t_2} \left[\frac{d\theta}{dt} \right]_{\text{var}} dt = \theta_0 + \sum_{i=1}^n \left[\frac{\Delta\theta}{\Delta t_i} \right]_{\text{var}} \cdot \Delta t_i \quad (3.4)$$

式中, θ_0 为初始值。

如果根据式 (3.3) 要求得扭转的绝对值, 则初始扭转角 α_0 必须为已知。

作为电磁传感器的特性, 当齿轮的旋转速度低于某个值时则无法得到输出结果。因此, 为了求得发动机旋转过程中的扭转角的绝对值, 必须设定初始值。因此, 根据对齿轮的识别, 检测出齿轮对时间偏差, 进而求得初始扭转量 (图 3-4)。

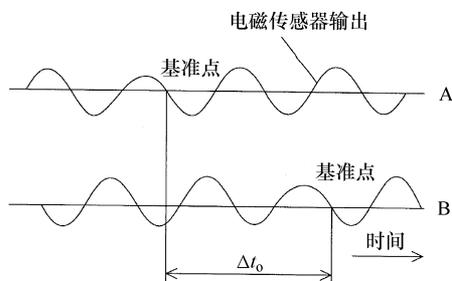


图 3-4 扭转角的测试原理

3.2.3 手动变速器怠速噪声的台架解析方法

以下介绍手动变速器怠速噪声的台架解析评价试验方法。这里是指手动变速器 (以下简称 MT) 在发动机怠速运转时, 空档齿轮、离合器连接状态时从变速器发出来的声音 (以下称为中立音)。

(1) 台架试验目标

1) 图 3-5 的原理说明中的粗线所示的问题再现。

2) 尽可能使用简单的试验装置。

3) 掌握中立音的激励源, 即发动机的特性 (爆发 1 次旋转变动)、作为衰减系统的离合器特性 (振动传递率)、作为发声体的 MT 特性等。

4) 对第 3) 项中确认的各项特性进行适当的调整, 例如为了实现齿轮敲击声达到某个目标值以下, 如何设定发动机的爆发 1 次旋转变动、离合器的振动传递率等参数。

(2) 试验方法

以油压式扭转激励装置 (以下称为激

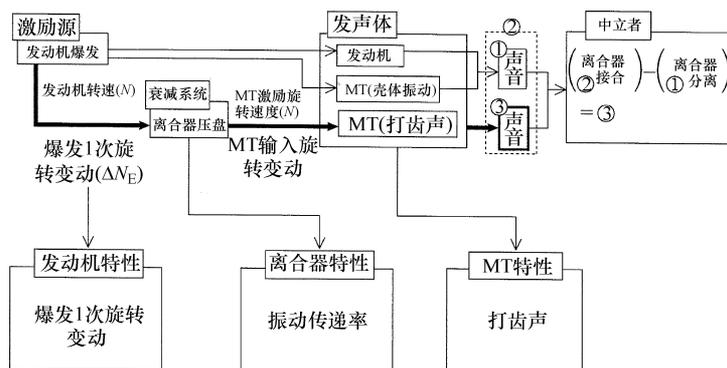


图 3-5 中立音的发生原理

振器) 代替发动机。激振器的优点是可以任意改变旋转速度变动条件, 作为激励源的发动机的爆发 1 次旋转变动相当的角速度变动以正弦波的形式发生。

另外一方面, 在经过作为衰减系统的离

合器以后, 与旋转变动相当的角速度变动, 可以通过安装在 MT 的输入轴上的加速度计测得圆周方向上的加速度。

同时, MT 的近点噪声也可以通过安装在 MT 侧面的传声器测得。



(3) 试验装置

制作一个6面用玻璃纤维等吸声材料围起来的简易无音箱，将作为试验对象的离合器及MT放置在其中，激振器布置在无音箱外部。这样，就可以将MT自身以外的噪声（图3-5中的③）完全隔离开来。

3.2.4 风振颤声试验方法

在风噪声中，将行驶中的汽车的天窗或者车门玻璃打开，这时就可能发生数十赫兹的脉动噪声，即风振颤声。该噪声有时能达到120dB以上，对乘员的舒适性有非常大的妨碍。为了了解这种噪声的发生原理，使用图3-6所示的模型进行风洞试验。开口部的尺寸与空腔的容积之比与平均乘用车的天窗与车厢内容积的比，或者边界层厚度与开口部长度的比与乘用车的天窗部位几乎是一致的。

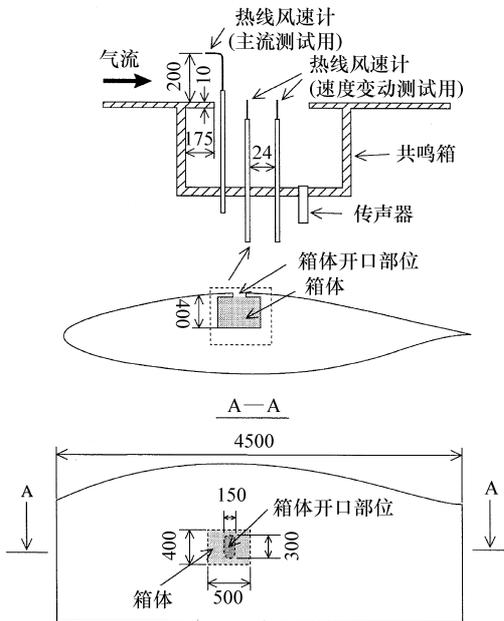


图3-6 风洞试验模型（单位：mm）

传声器设置在空腔内，另外热线风速计按照主流测试用和开口部的风速变动测试用进行设置，所记录的声压和速度数据通过FFT进行分析。基于以上试验，风振颤声的

峰值频率和流速，或者峰值声压幅值和流速的关系就可以分析了。

使用导风板是防止风振颤声的有效方法。图3-6中所示的是根据风洞模型所进行的导风板的高度与声压级的关系，当导风板的高度是开口长度的20%以上时，风振颤声可以得到大幅的控制。

3.2.5 悬置衬套类的振动特性试验

为隔离发动机振动、簧下振动采用了各种防振橡胶（衬套），本节对其静刚度特性和动刚度特性的评价试验方法进行说明。

如图3-7所示，利用电路控制的油压驱动进行动态特性试验。本试验装置中，是在测试样件的下部激励，可以测得加速度、速度、位移、载荷等参数，通过恒温槽还可以设定各种各样的温度。开始操作时，将试验样件固定好，一边观看CRT画面，一边对必要的设定项目以对话方式进行输入，自动完成各个特性的测试。

悬架衬套的静刚度特性和动刚度特性的测试结果如图3-8所示。

3.2.6 防振材料评价试验

车身的很多板件上粘贴了各种各样的防振材料（阻尼板）。防振材料通常以损失系数来表达其防振性能，而防振材料的评价试验方法，是按照JIS《防振钢板振动衰减特性试验方法》来进行的，或者按照防振材料委员会的研究报告书《防振特性测试方法之比较分析—防振钢板》中所归类的方法。本书以后者为基础进行说明。

(1) 单板梁

如图3-9所示，将试验样件的单侧用台虎钳等工具固定住，另一端用非接触式电磁激振器进行弯曲激励。激振器的激励信号为宽频带随机波、正弦扫描波。这些激励信号和非接触式速度计（或者非接触式位移计）检测到的信号，通过FFT分析，计算得到频

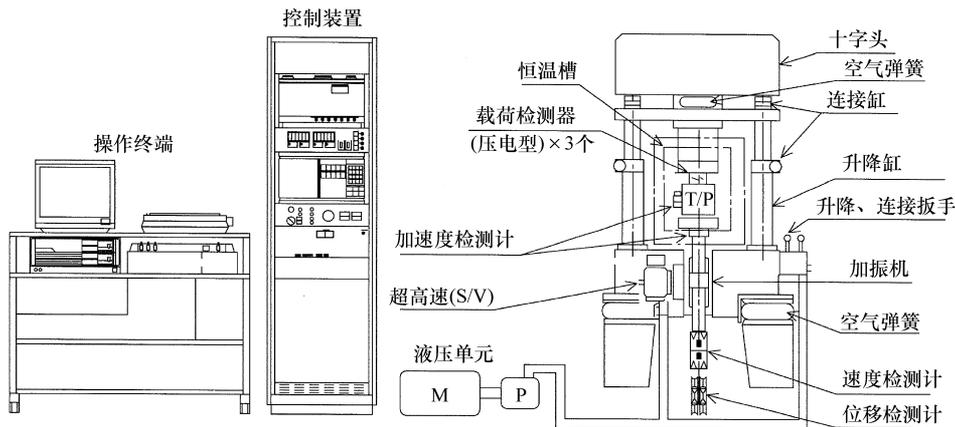


图 3-7 油压伺服动特性试验装置

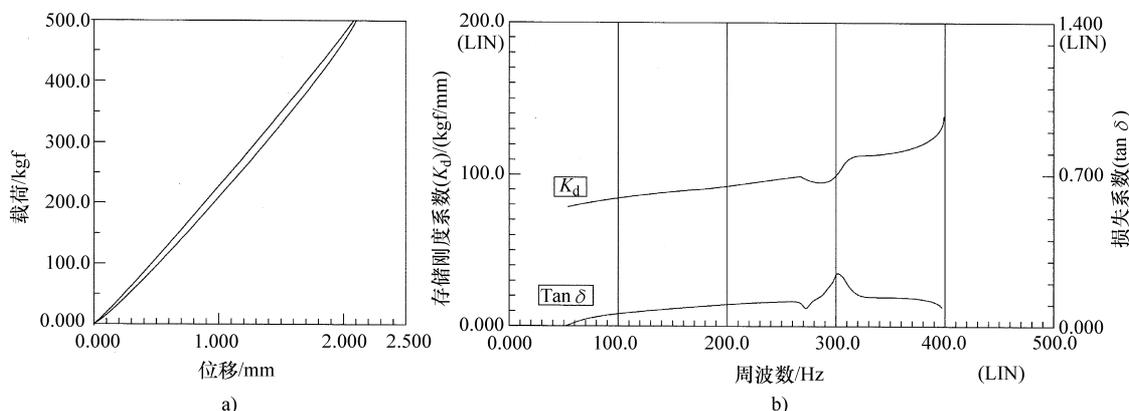


图 3-8 刚度特性试验结果示例

a) 静刚度特性 b) 动刚度特性

率响应函数（响应信号/激励信号），从结果的波形峰值中通过半幅值法，最终得到损失系数。

(2) 中央激励法

如图 3-9 所示，在试验样件的中央位置用电动型激振器进行弯曲激励。激振器的激励信号为宽频带随机波、正弦扫描波。利用电动型激振器和试验样件之间安装的阻抗探头测得激励信号 F 和加速度响应信号 A ，通过 FFT 分析，计算得到频率响应函数，从结果的波形峰值中通过半幅值法，最终得到损失系数。

(3) 双线悬吊法与 2 点支撑法

如图 3-9 所示，将试验样件用两根吊绳吊起，或者用刀口支撑水平支撑起来，在试验样件的一端用非接触式电磁激振器进行弯曲激励。激励信号使用正弦扫描波，使用与 (1) 中相同的方法即可求得损失系数。

从以上所介绍的试验方法中，测得的试验样件的损失共振频率等结果中，在排除基础的影响以后的防振材料单体的杨氏模量、损失系数等动态特性即为重要的评价指标。这些特性最终将会汇总到被称为列线图。这些列线图是与防振材料相关的广泛工学领域内以交流为目的，ISO 所推荐的表达方法。接下来介绍列线图的制作方法。



1) 前面所介绍的几种试验方法, 在多种温度条件下的复合材料(试验样件)的

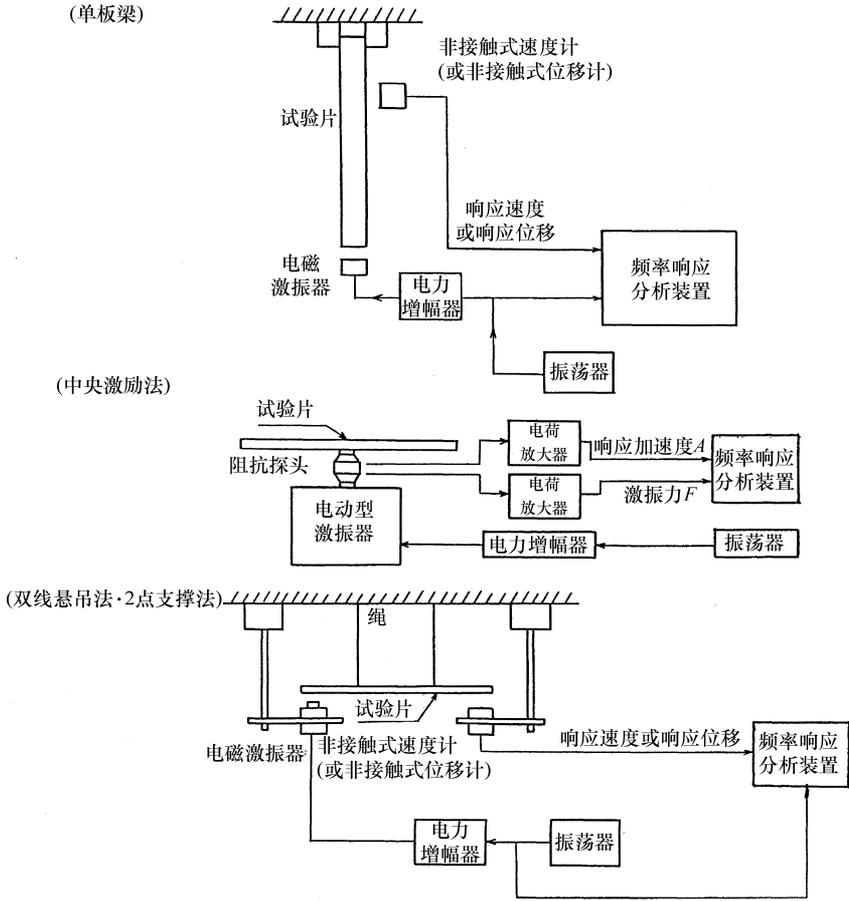


图 3-9 损失系数测试装置

损失系数 η_n 和共振频率 f_n 。

2) 如下所示, 可利用 Ross, Kerwin, Unger 公式 [式 (3.5) ~ 式 (3.7)] 来求得复合材料的损失系数 η_n , 以及杨氏模量 E_2 。

$$\frac{B}{B_1} = \frac{1}{1 + en} (1 + 4en + 6en^2 + 4en^3 + e^2n^4) \quad (3.5)$$

$$\frac{\eta_n}{\eta_2} = \frac{en}{1 + en} \frac{3 + 6n + 4n^2 + 2en^3 + e^2n^4}{[1 + 2e(2n + 3n^2 + 2n^3) + e^2n^4]} \quad (3.6)$$

$$\frac{B}{B_1} = \left(1 + n \frac{\rho_2}{\rho_1} \right) \left(\frac{f_n}{f_1} \right)^2 \quad (3.7)$$

式中, $e = E_2/E_1$ (杨氏模量之比); $n = H_2/H_1$ (厚度比); η_n 为试验样件的损失系数; η_2 为防振材料单体的损失系数; ρ_2 为防振材料单体的密度; ρ_1 为基材的密度; f_n 为试验样件的共振频率; f_1 为基材的共振频率; E_2 为防振材料单体的杨氏模量; E_1 为基材的杨氏模量; H_2 为防振材料单体厚度; H_1 为基材的厚度; B 为试验样件的弯曲刚度; B_1 为基材的弯曲刚度。

3) 根据式 (3.8) 所示的 WLF 公式 (基于温度、频率换算法则的换算公式), 可以求得将温度换算成频率的换算因数 α_1 。利用式 (3.9) 可以从该 α_1 值计算出频率



f_r ，将其列为横轴，先前求得的单体损失系数、杨氏模量列为纵轴就可以得到列线图。为了保证曲线连续，必须设定基准温度 T_0 。当曲线不连续时需要重新设定基准温度 T_0 。

$$\log \alpha_1 = \frac{-C_1(T - T_0)}{C_2 + (T - T_0)} \quad (3.8)$$

式中， C_1 、 C_2 为常数（ISO 推荐值 $C_1 = 17$ ， $C_2 = 52$ ）； T_0 为基准温度； α_1 为转换系数。

$$f_r = \alpha_1 \cdot f_n \quad (3.9)$$

式中， f_r 为换算频率； f_n 为测试频率。

4) 在线图右侧的纵轴表示共振频率，上侧的横轴表示温度，这样就完成了图3-10所示的列线图。根据该列线图就可以获得任意温度、频率下防振材料单体的损失系数、杨氏模量。

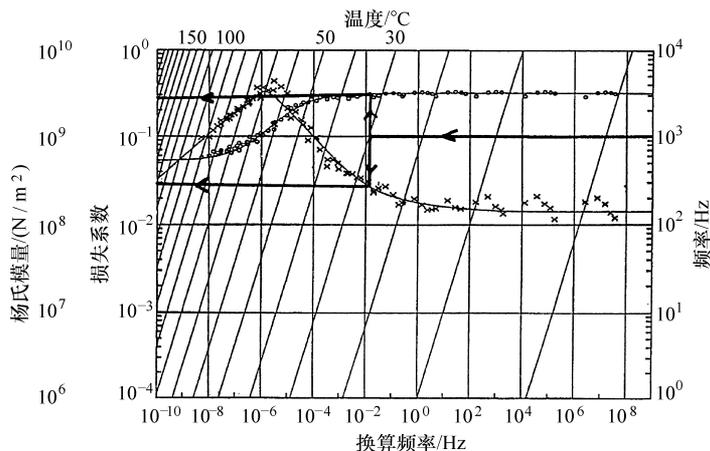


图 3-10 换算频率诺模图（列线图）

3.3 要因分析

3.3.1 要因分析的概要与种类

车内噪声中包括发动机噪声、路面噪声、风噪声、异响等各种各样的噪声。当对这些噪声进行控制时，需要正确掌握噪声发生的原理及贡献量，针对不同的发生原因来采取适当的措施。

近年来，随着以电子计算机为主的电子技术的发展，能够在短时间内对大量的数据进行高速处理。因此，大量的高精度、高效率的要因分析方法得到研究、应用。本节中将介绍几种主要的要因分析方法：①激励点的要因分析；②放射系统的要因分析；③基于信号处理的要因分析；④基于统计能量法的解析方法。

由于发动机的激励而产生的轰鸣噪声，

车身受到的激励点有多处，需要了解哪一条传递路径是最重要的。接下来介绍一下最常用的矢量法。

在放射系统中，对于乘员感受到的噪声，需要弄清楚到底是哪一块板件的贡献量最大。为此，板件贡献量等成为主要的分析方法。

如上所述，多处激励点、多处放射部位综合在一起构成了车内噪声。如果从多点激励一点输出的曲线系统来看，对输入信号和输出信号之间的相关性进行调查，从而得到问题的原因。一般常用相干分析法来进行信号处理。

另外，近年来针对高频振动噪声的统计能量法（Statistical Energy Analysis，以下简称 SEA）越来越受到关注。该方法是基于振动系统的能量，以统计平均的方法来解释振动噪声现象。根据该方法，可以预测车



内噪声和分析能量流动等。

3.3.2 激励点的要因分析

(1) 激励点要因分析的计算方法

车内噪声中，因发动机激励而引起的轰鸣噪声具有一定的周期性，振动、噪声源之间具有一定的相位关系。此时，车内噪声主要是由经发动机悬置、排气吊挂等路径的结构传播噪声和进排气噪声等空气传播噪声两种类型的噪声组合而成的。即，车内噪声 P 可以用下式表达。

$$P = \sum_i P_i + \sum_j Q_j = \sum_i \alpha_i \times F_i + \sum_j \beta_j \times S_j \quad (3.10)$$

式中， P_i 为第 i 点的结构传播噪声； Q_j 为第 j 点的空气传播噪声； α_i 为相对于第 i 点的振动激励的车内声学传递函数（声学灵敏度）； F_i 为第 i 点的振动激励； β_j 为相对于第 j 点的声激励的车内声学传递函数（隔声特性）； S_j 为第 j 点的声源声压。

另外，关于路面噪声、发动机噪声中高频的随机噪声现象，忽视各个激励源引起的噪声的相位，将其视为标量，以能量的和来表现。

式 (3.10) 中的空气传播噪声 Q_j ，以声源声压 (S_j) 和在声源位置声激励时的传声器附近与车内声压之比 (β_j) 来求得。

另外，对于结构传播噪声 P_i ，需要知道车身受到的激励 (F_i) 和车身的声学传递频数 (α_i)。但是，准确计算这些参数有一定的难度，因而研究了多种可行的测试方法。接下来的 (1)、(2) 项中将详细介绍。

如果通过以上的测试项目求得噪声，同时还可以求得相对车内总噪声的各个声源的贡献量（矢量法）。介绍一个通过上述方法求得的乘用车车内轰鸣噪声的发动机悬置、前悬架、排气吊挂等部分的贡献量。通过计算求得将某一部分去除时对车内噪声的影响，如图 3-11 所示。

(2) 激励评价法

为了测试通过发动机悬置、悬架等部位向车身所传递的激励，主要有以下几种方法。

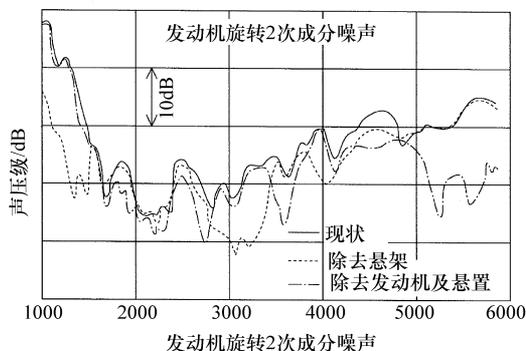


图 3-11 激励去除模拟法

① 在车身各处受激励点装置力传感器。

② 测试悬置、衬套等的动刚度和实际工作时的相对位移。

③ 测试车身受激励点的振动灵敏度和实际工作时的加速度。

1) 直接测试法

直接测试激励时，将发动机置于专用的工作台上进行测试。但是在实车状态下，由于布置力传感器的空间有限，有一定的难度。

2) 动刚度法

在实机运转状态下，测度发动机侧和车身侧的相对位移，通过动态刚度试验测试装置测度悬置单体的动刚度，将二者相乘就可以得到车身侧受到的激励。作为较为准确的测试方法，它需要根据悬置的形状、方向来准备专用的工装夹具，所花费的工时较多。另外，当需要测试高频范围时，铝制的工装夹具本身的共振模态要比测试对象高至少一个数量级以上。

3) 逆矩阵法

这种方法是利用车身激励点的灵敏度和实车行驶状态时的加速度来求得激励。利用多点激励、多点响应的一般公式，如式



(3.11), 可以求得车身受到的激励 $\{F_i\}$ 。

$$\begin{pmatrix} F_1 \\ \vdots \\ F_i \\ \vdots \\ F_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} G_{11} & \cdots & G_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ G_{i1} & \cdots & G_{in} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ G_{n1} & \cdots & G_{nn} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{X}_1 \\ \vdots \\ \dot{X}_i \\ \vdots \\ \dot{X}_n \end{pmatrix} \quad (3.11)$$

式中, \dot{X}_i 为车身侧的加速度; G_{ij} 为 j 点为激励点时 i 点的响应。

这种方法可以在实车状态下不拆除悬置的情况下仅仅通过敲击试验就可以进行, 与第 2) 项中的动刚度法相比, 所花费的时间可以大幅度缩短。但是, 使用传递频数行列式的全项将会受到试验误差的影响, 难以得到稳定的结果。因此, 如果各个激励点之间的相关性低, 可以将非对角项视为 0 来求得车身受到的力。由于忽视了非对角项, 其计算结果通常比实际值要大。今后, 希望能在这个方面有更好的解决方法。

(3) 车身声学灵敏度评价法

车身的声学灵敏度可以在激励点利用激振器激励, 在车内布置传声器来测取。但是, 实际测试中会存在很多的问题, 在此介绍两种常用的解决方法。

1) 基于声激励法的车身声学灵敏度测试

在发动机舱内布置一台激振器进行激励的话, 由于空间的限制, 实施起来有很大的难度。即使勉强进行, 也会由于发动机舱盖处于打开状态而无法准确测得车身的声学灵敏度。此时采取以下的声激励方法是非常有效的。

这是以利用相反性原理的线性原则为前提条件的。结构系统与声场系统之间存在相反性, 车身的声学灵敏度可以利用下式表示。

$$\frac{P_1}{F_0} = \frac{\dot{x}_0}{\dot{Q}_1} \quad (3.12)$$

式中, P_1 为第 0 点激励时 1 点的声压; F_0 为 0 点施加的激励; \dot{x}_0 为进行声激励时 0 点的速度; \dot{Q}_1 为声激励时 1 点处的体积速度; 0 为激励点; 1 为车内噪声测试点。

测试中假定声源为点声源, 将体积速度 \dot{Q}_1 和距离点声源 r 位置的声压 P_r 的关系代入上式, 可得:

$$\frac{P_1}{F_0} = \frac{\dot{x}_0}{\dot{Q}_1} = \frac{\ddot{x}_0 \rho}{P_r 4\pi r} e^{-jkr} \quad (3.13)$$

式中, ρ 为空气密度; $k = \omega/c$; c 为声速; ω 为角频率。

2) 基于多点激励法的车身声学灵敏度测试

过去的单点激励法容易受到激励或者激励点的影响而出现非线性现象。根据激励方法的不同来提高试验精度, 一般可以选择多点激励法。

两点激励时, 通过下式可以计算传递函数矩阵的各个成分。

$$\begin{pmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \\ \vdots & \vdots \\ H_{n1} & H_{n2} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_1 F_1^* & F_1 F_2^* \\ P_2 F_1^* & P_2 F_2^* \\ \vdots & \vdots \\ P_n F_1^* & P_n F_2^* \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_1 F_1^* & F_1 F_2^* \\ F_2 F_1^* & F_2 F_2^* \end{pmatrix}^{-1} \quad (3.14)$$

式中, H_{ij} 为相对于 j 点激励时 i 点的车内声压响应 (声学灵敏度); F_j 为 j 点激励。

图 3-12 为货车驾驶室的悬置部位 1 点激励和两点激励时声学灵敏度的结果比较。两点激励时非线性的影响非常小, 试验精度较高。

多点激励时激励之间的相关性越高则结果的精度就越差。对于两点激励, 可以通过变更激励之间的系数重复一次试验 (例如, 同相和反相), 这个问题就可以解决。

3.3.3 放射系统的要因分析

因结构传播而引起的车内噪声, 最终是由围成车身的板件的振动而产生的。降低车

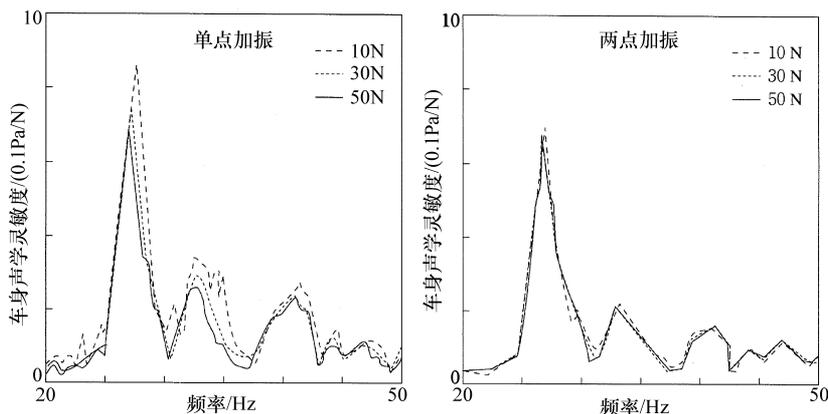


图 3-12 单点加振法和两点加振法的车身声学灵敏度的线性比较

内噪声的关键是致力于板件的分析，掌握各个板件的贡献量。

关于分析流程、方法，将在 4.3 节的“近点声学灵敏度”中叙述，将以怠速轰鸣噪声为例进行说明。

在车身上前端中央位置施加激励，将 116 个点的加速度响应和利用车内声腔的 FEM 模型求得的声学传递函数进行合成，对 24Hz 时的声压峰值进行各板件的贡献量分析。各个板件的矢量合成结果（贡献量矢量图）如图 3-13 所示。从图中可以知道板

件的解决措施。

3.3.4 基于信号处理的要因分析

车内噪声是由多组振动源、声源引起的。这些振动源、声源的激励，当引起令人不适的噪声问题时，就说明输入和输出信号之间存在相关性。本节将介绍近年来得到飞速发展的信号处理技术，从信号之间的相关性来求得各个激励的贡献。并详细说明基于相关函数的相干法和采用数字信号处理的时间领域贡献分析方法。

(1) 相干法

相干法的流程如图 3-14 所示。耳边位置作为声压的响应输出点 y ，发动机振动等的振动激励、发动机噪声、排气噪声等声激励作为输入 x_i ，构成多点输入 1 点输出的分析模型。输入激励之间有相关性时，使用矢量法对频率响应函数 H_{ij} 以外的激励的影响排除掉，可以求得下式。

$$H_{iy} = \frac{S_{iy \cdot 1 \dots i-1 \ i+1 \dots n}}{S_{ii \cdot 1 \dots i-1 \ i+1 \dots n}} \quad (3.15)$$

式中， $S_{iy \cdot 1 \dots i-1 \ i+1 \dots n}$ 为 x_i 与 y 之间的残差矢量； $S_{ii \cdot 1 \dots i-1 \ i+1 \dots n}$ 为 x_i 的残差矢量。

各个激励的能量贡献量可以按照下式求出。

$$E_i = \frac{|H_{iy}|^2 \cdot S_{ii \dots}}{S_{yy}} \quad (3.16)$$

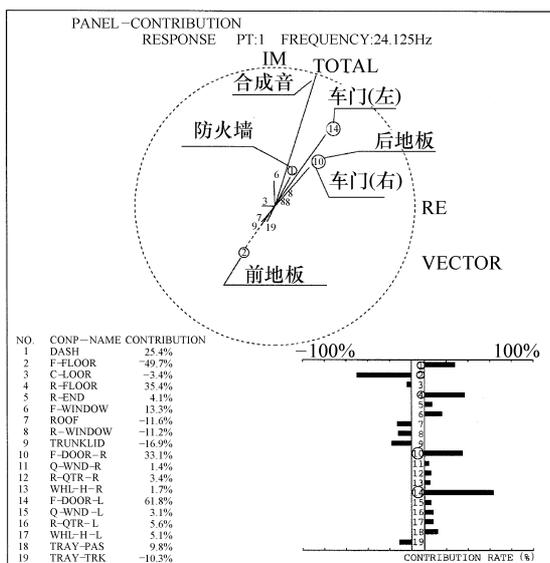


图 3-13 贡献率矢量图

件对于车内噪声存在正的贡献和负的贡献，对板件的贡献量进行进一步的分析以确定适



式中, S_{ii} 为输入 X_i 的能量谱; S_{yy} 为输出 y 的能量谱。

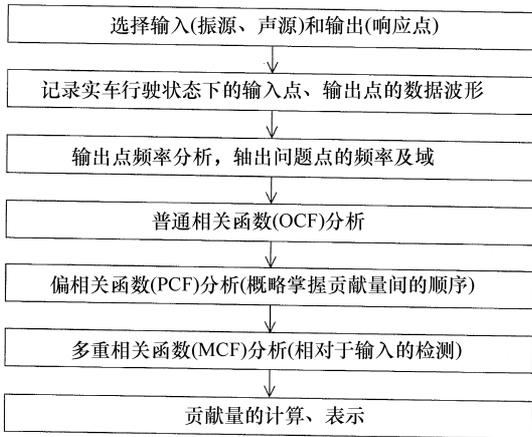


图 3-14 相干法流程图

通过以上计算过程求得的偏相关函数, 可以掌握相对于各个输入的贡献量顺序, 从多重相关函数可以检查是否存在输入激励的缺失。

(2) 时间领域贡献量分析

时间领域贡献量分析是使用适应性信号处理, 即数字滤波器的一种信号处理方法。如图 3-15 所示, 将激励 1, ..., n 分别输入独立的适应性数字滤波器, 并从分别独立的数字滤波器输出时系列波形。为使所得到的时系列波形的总和和目标时系列波形之间的自乘误差达到最小, 适应性数字滤波器的过滤系数将自动更新。更新是按照每个适应性数字滤波器所对应的 LMS 算法进行的, 误差波形 (残差) 将反馈到各自的 LMS 计算中。

为了进行这种使用多激励适应系统的贡献量分析, 如图 3-15 中所示, 将视为声源、振源的各个部位的时系列波形分配到各个激励位置, 和车内噪声一样, 将贡献量的分析对象时系列波形分配给目标时系列波形。完成以上操作以后, 图 3-15 中所示的误差波形将会变小, 收敛到某个定值时各适应数字滤波器输出的时系列波形, 就可以认为是相对于目标时系列波形的贡献量程度。这种收敛时的误差波形的振幅越小, 则各激励点的贡献的预测精度就越高。另外, 适应性数字

滤波器的适应速度, 也就是误差波形的收敛就可以很快完成, 输入的时系列波形、目标时系列波形即使有一定程度上的变动也不会有影响。因此, 对加速噪声等过渡现象的分析就成为可能。

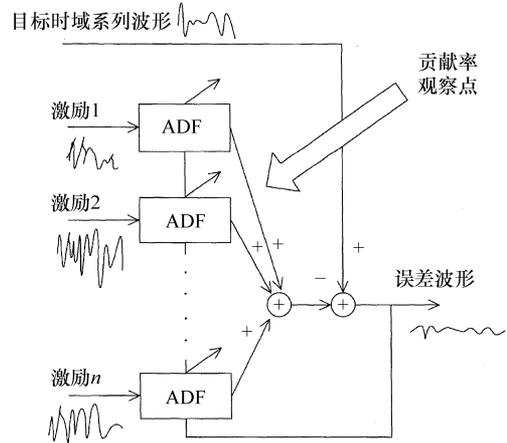


图 3-15 多点激励适应系统

介绍一个对于加速行驶时的缠绕轰鸣噪声 (windup booming, 1200 ~ 1300r/min), 车身的各个构成板件振动的贡献量分析实例。输入时系列波形作为车身各板件的振动激励, 车内噪声作为目标时系列波形。图 3-16 所示为各适应性数字滤波器输出的时系列波形。最下段为误差波形 (残差)。根据这个结果, 从地板的中央位置到后端的适应性数字滤波器的输出最大, 即地板的贡献量最大。

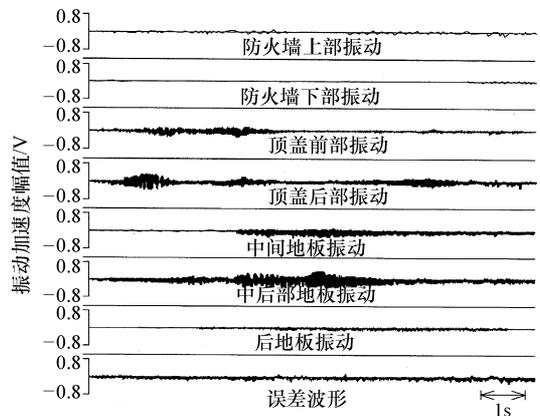


图 3-16 适应数字滤波器的输出波形 (加速时)



3.3.5 SEA 法

(1) SEA 法概要

作为设计、试验中常用的 NVH 分析方法，有 FEM、模态分析等多种方法。根据这些方法，可以在低频范围内发挥重要的作用，而对于数百赫兹的高频问题，由于振动模态急剧变化，搭建模型及求解所花费的时间成本大幅度增加，因此解决实际问题就有很大的难度。

近年来，应用于高频领域的统计能量法 (Statistical Energy Analysis, 以下简称为 SEA) 越来越受到关注。SEA 法以统计平均的方法来推测一般的振动、噪声响应问题，于 1960 年由航空宇宙领域为了预测振动问题而开发，1970 年在船舶领域开始应用，近年来在汽车行业得到了广泛的应用。

(2) SEA 法的理论

1) SEA 法的思路

SEA 法是用能量来描述系统的振动，它用振源、传递系统和放射系统的能量平衡来表达系统的状态，并导入统计分析方法，假定在某个频率范围内振动模态平均分布，并且以相同的程度被激励起来。整个系统包含多个构成要素，每个要素处于多个振动模态被同程度地激励起来的状态。这样，要素之间传递的能量与该要素之间的能量级别的差成比例，损耗的能量与其要素的能量差成比例，与热能同样处理方式。此处，传递能量的比例系数称为结合损失率，损耗能量的

比例系数称为内部损耗率。

2) 平衡方程

SEA 法的基础公式以 2 要素系统来表达。能量的平衡关系见下式：

$$P_i = P_{di} + P_{ij} - P_{ji} \quad (3.17)$$

式中， P_i 为要素 i 受到的平均激励能量； P_{di} 为从要素 i 损耗的能量； P_{ij} 为从要素 i 到要素 j 的平均传递能量。

损耗能量 P_{di} 和传递能量 P_{ij} 还可以用下式表达：

$$P_{di} = \omega \mu_i E_i \quad (3.18)$$

$$P_{ij} = \omega \mu_{ij} E_i \quad (3.19)$$

式中， ω 为中心频率； η_i 为要素 i 的内部损耗率； η_{ij} 为从要素 i 到要素 j 的结合损耗率； E_i 为要素 i 的时间平均总能量。

另外，对于模态数，

$$\eta_{ij} n_i = \eta_{ji} n_j \quad (3.20)$$

式中， n_i 为要素 i 的模态密度 (频率范围内的模态数量点与频带宽的比)。

将式 (3.17) ~ 式 (3.19) 代入其中，可以求得 2 要素系统的平衡方程式。

$$\omega [(\eta_1 + \eta_{12}) E_1 - \eta_{21} E_2] = P_1$$

$$\omega [-\eta_{12} E_1 + (\eta_1 + \eta_{21}) E_2] = P_2$$

$$(3.21)$$

如果给定内部损耗率、结合损耗率、激励能量，就可以计算出各要素的能量状态、传递能量等参数。

如果将上述过程扩展到多要素系统，平衡方程式成为下式：

$$\omega \begin{bmatrix} \left(\eta_1 + \sum_{i \neq 1}^N \eta_{1i} \right) n_1 & -\eta_{12} n_1 & \cdots & -\eta_{1N} n_1 \\ -\eta_{21} n_2 & \left(\eta_2 + \sum_{i \neq 2}^N \eta_{2i} \right) n_2 & \cdots & -\eta_{2N} n_2 \\ \vdots & & & \\ -\eta_{N1} n_N & \cdots & \cdots & \left(\eta_N + \sum_{i \neq N}^{N-1} \eta_{Ni} \right) n_N \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} E_1/n_1 \\ E_2/n_2 \\ \vdots \\ E_N/n_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \vdots \\ P_N \end{bmatrix} \quad (3.22)$$



上式中, 如果给定各参数、各输入能量, 就可以求得各要素的能量密度。

3) 各参数的推算方法

为了提高 SEA 法的计算精度, 需要准确算出各个参数 (模态密度、内部损耗率、结合损耗率)。对于简单的形状, 可以从理论上加以求解, 对于复杂的形状, 则必须通过试验才能得到。此处, 介绍一个当要素间处于结合状态时的内部损耗率、结合损耗率的能量注入法。本方法对各个要素分别注入能量, 对各种条件下的能量状态进行测试, 进而求得损耗率。

对于 2 要素的情况, 平衡方程式 (3.21) 将成为以下形式。

$$\omega \begin{bmatrix} (\eta_1 + \eta_{12}) & -\eta_{21} \\ -\eta_{12} & (\eta_2 + \eta_{21}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

$$\begin{bmatrix} \eta_{1i} \\ \vdots \\ \eta_{ri} \\ \vdots \\ \eta_{Ni} \end{bmatrix}_{r \neq i} = \frac{P_i}{\omega E_{ii}} \times \begin{bmatrix} \left(\frac{E_{11}}{E_{i1}} \right) - \left(\frac{E_{1i}}{E_{ii}} \right) & \cdots & \left(\frac{E_{r1}}{E_{i1}} \right) - \left(\frac{E_{ri}}{E_{ii}} \right) & \left(\frac{E_{N1}}{E_{i1}} \right) - \left(\frac{E_{Ni}}{E_{ii}} \right) \\ \vdots & & \left(\frac{E_{rr}}{E_{ir}} \right) - \left(\frac{E_{ri}}{E_{ii}} \right) & \vdots \\ \left(\frac{E_{1N}}{E_{iN}} \right) - \left(\frac{E_{1i}}{E_{ii}} \right) & \cdots & \left(\frac{E_{rN}}{E_{iN}} \right) - \left(\frac{E_{ri}}{E_{ii}} \right) & \cdots & \left(\frac{E_{NN}}{E_{iN}} \right) - \left(\frac{E_{Ni}}{E_{ii}} \right) \end{bmatrix}^{-1} \times \begin{bmatrix} 1 \\ \vdots \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.25)$$

求出结合损耗率后, 内部损耗率即可用下式求得。

$$\eta_i = \frac{P_i / \omega - \left(\sum_{j=1}^N E_{ij} \eta_{ij} \right)_{j \neq i} + \left(\sum_{j=1}^N E_{ji} \eta_{ji} \right)_{j \neq i}}{E_{ii}} \quad (3.26)$$

要素的能量可以用质量和平均速度求得。速度可以取多数点的平均值。但是对于振动系统来说质量与实际质量是不同的, 特提出根据式 (3.27) 求出的等价质量概念。

$$M_{eqi} = \frac{P_i}{0.23 \gamma_i \langle V_i^2 \rangle} \quad (3.27)$$

式中, $\langle V_i^2 \rangle$ 为要素 i 的时间空间平均表面

如果仅对要素 1, 或者要素 2 注入能量, 将两个平衡方程式汇总后将成为式 (3.24)。

$$\omega \begin{bmatrix} E_{11} & E_{11} & -E_{21} & 0 \\ 0 & E_{11} & -E_{21} & -E_{21} \\ -E_{12} & -E_{12} & E_{22} & 0 \\ 0 & -E_{12} & E_{22} & E_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \eta_1 \\ \eta_{12} \\ \eta_{21} \\ \eta_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_1 \\ 0 \\ 0 \\ P_2 \end{bmatrix} \quad (3.24)$$

求解这个 4 元组合方程就可以求得各个损耗率。这种方法不用计算要素的模态密度 n_i , 因此具有很大的便利性。

为了进一步提高计算精度, 将各个要素中引入相关的结合损耗率定式化, 将 (要素数 - 1) 次元的行列式进行多次演算后, 通过下式即可求得各个结合损耗率。

2 次方速度; γ_i 为 $\langle V_i^2 \rangle$ 的初始衰减率。

如果通过试验求得各个要素的等价质量, 在以后的分析中, 乘以 2 次方速度, 该要素的总能量就可以求得。

(3) 基于 SEA 法的要因分析

1) 灵敏度分析

2 要素系统的平衡方程式 (3.21) 可以进行如下变形:

$$\begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \end{bmatrix} = \frac{1}{\omega (\eta_1 \eta_2 + \eta_1 \eta_{21} + \eta_2 \mu_{12})} \times \begin{bmatrix} \eta_2 + \eta_{21} & \eta_{21} \\ \eta_{12} & \eta_1 + \eta_{12} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \end{bmatrix} \quad (3.28)$$

据此, 输入能量 P_i 、内部损耗率 η_i 、



结合损耗率 η_{ij} 在有变化时各要素的能量变化量，即灵敏度就可求得。

2) 能量流

如果知道各要素的能量和结合损耗率，就可以求得各要素之间的能量流动。得到能量流后，从振源到放射部位的振动传递路径即可以确定，进而确定需要采取措施的具体部位。

下面介绍一下针对路面噪声的车辆后部

的能量流分析案例。SEA 模型由 8 个要素组成，图 3-17 中为当在悬架的衬套处激励时能量流及各部位的噪声放射的分析结果。图 3-17a 为初始状态，从底盘纵梁到后座椅横梁的能量传递，导致从后座椅横梁辐射出来较高的噪声。图 3-17b 是为了降低座椅位置的噪声幅度而配置的衰减材料的状态，可以看到能量流和声学辐射都有显著的变化。

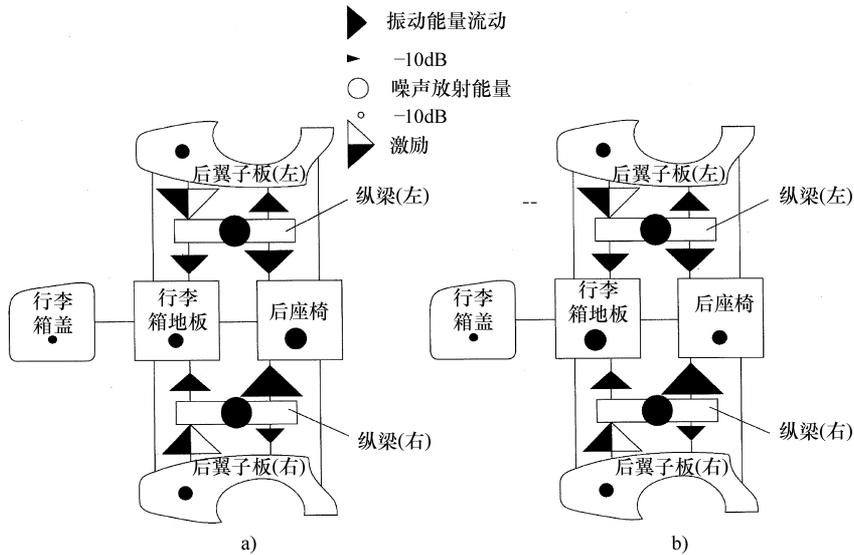


图 3-17 车辆后部能量流动的分析结果

(4) SEA 法的特征

以上对 SEA 法进行了详细的论述，接下来就 SEA 法的特征与 FEM 方法进行比较。

优点：

• 由于 SEA 法使用的是统计学方法，研究对象有频率范围内存在数百个振动模式，甚至能达到数千个。当然模式密度越高则计算结果的精度就越高。因此，SEA 法适用于高频分析。

• 由于变量是各要素的能量，组合方程式的个数与要素数相同。因此，同 FEM 法相比计算规模小，使用 PC（个人计算机）就可以轻松求解。

• 由于计算规模小，当条件有变化（损耗率等）时，很容易重新计算。

• 由于是基于能量流，振动能量的流动很容易理解，需要采取措施的部位一目了然。

缺点：

• 由于 SEA 法的前提是基于统计学方法，如果满足不了这个条件则计算结果的精度会非常低。特别是不适用于模式密度较低的低频范围。

• 对于形状简单的要素，模式密度、损失率的理论虽然可以通过试验方法推算出，但对于复杂的形状则无法适用。

• 对于系统全体的要素进行划分模型，



没有明确的标准。

- 有时难以确定输入能量。

如上所述，能量流法虽然有其他分析方法不具备的长处，但是在汽车上的应用由于时间短，还没有确定的行业标准规范。因此，今后应该加大在这方面的应用力度，积累必要的经验。

3.4 汽车的声品质评价

3.4.1 声品质评价的基本方法

汽车内、外噪声过去都是以噪声的大小即声压级来进行评价的。近年来，随着人们对汽车的要求越来越高，仅仅以声压级对噪声进行评价已经无法满足人们对汽车舒适性的要求，即对声品质的研究和评价越来越受到人们的重视。

对声品质的研究目的有两个。一个是为了制造更加舒适的汽车，车内外噪声应该是什么样的。另外一个对于汽车产品开发时存在的噪声问题，使用过去的评价方法已无法进行评价，需要制订普通人的评价标准，以明确需要发送的物理量，进而对噪声进行优化。

本节中，概述声品质评价的基本事项，下一节将介绍一些最近的研究案例。

(1) 声品质开发的基本方法

声品质与噪声的声压级无关。一般按照以下的流程进行（图 3-18）。

首先，对存在的噪声问题进行主观性评价。对评价结果进行统计分析，确定影响声品质的关键因素，对声品质的主观评价进行数值化。噪声的物理特性（频率构成、时系列特性等）通过数值化以客观数据的形式表达出来。对二者进行相关性分析，对相关性较高的物理特性作为声品质评价的尺度。此时，没有原则地穷究物理特性效率低下，对噪声进行加工后再试听，就能找到与声品质相关的物理量目标。特别是近年来随

着数字信号处理技术的飞速发展，对噪声的加工会很容易，推动了声品质的研究。

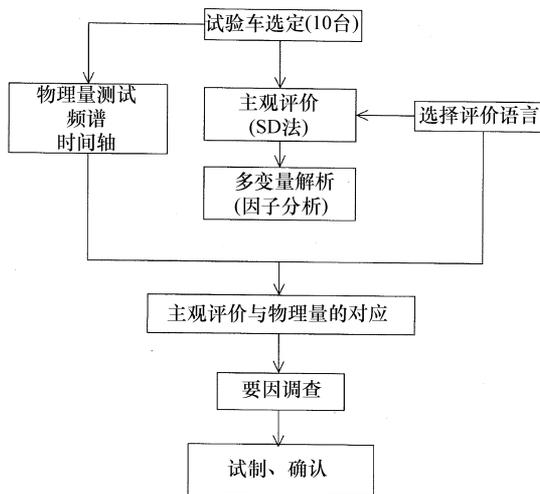


图 3-18 声品质评价流程

(2) 主观评价试验

对汽车发出来的声音进行评价一般是通过主观来感受的，汽车品牌的影响、评价者所处的位置、汽车行驶工况等都会影响到最终的评价结果。这里所说的品牌影响是指汽车的类型或者制造商等与噪声无关的因素，可能会使评价结果过大或者过小。因此，可以对声音进行记录，在回放室内进行盲听。此时，可以使用保证临场感的人工头或者 DAT 等设备进行高品质的录音，同时还要注意因评价者的疲劳而影响评价结果的精度。

作为主观评价试验通常使用 SD（Semantic Differential）方法。例如，使用数十个安静/吵闹、清澈/混浊等意义相反的词语，对所听到的噪声使用这些词语来形容。除此之外对两个声音进行试听并选择适当的方法（成对比较法），评价者对可以调整的声音与标准声音进行对比试听，将声音调整到与标准声音相同时评价者所执行的调整方法（调整法）等。

(3) 主观评价试验结果的分析方法



为了对主观评价试验结果进行统计分析，需要进行多变量分析，而其中最常用的是因数分析。

因数分析是指对多个变量间的相关性进行分析，以查找背后潜在的因数为意图的方法。例如，汽车声品质的有“厚重音”和“高级音”等众多的形容词汇。而这些评价用语通常是由少数几个因数支配的，因此就需要将这些因数查找出来。

具体地说，就是计算声品质表现词汇与所得分数之间的相关性，将各个形容词之间的相关系数经矢量角度（相关性为1则为 0° ，相关性为-1则为 180° ）形式表示，并配置到空间上。其次，确定可以说明该空间配置的尽可能少的坐标轴（共同因数轴）。从各形容词对各个坐标轴的贡献量（因数负荷量），来确定坐标轴所代表的意义。

至今为止进行了大量的研究，结果表明汽车声品质通常多由以下的因数构成的。

- 1) 舒适性因数
粗糙 - 平滑，廉价 - 高级，等。
- 2) 压迫性因数
细 - 粗，弱 - 强，等。
- 3) 金属性因数、轰鸣因数
轰鸣 - 响亮，等。
- (4) 噪声加工系统

接下来阐述噪声加工系统。噪声的分析一般多采用 $1/3$ 倍频程分析，使用声频图像均衡器，可以将每个 $1/3$ 倍频段的幅值加以调整。但是，进行 $1/3$ 倍频程分析后的频率特性即使相近，有时声品质却是完全不同的，因此该种分析方法还不十分完善。特别是当发动机等的旋转机构发生与旋转次数相关的成分时，希望能够对次数成分进行任意加工。为此，使用FIR（Finite Impulse Response）型的数字过滤器，可以做成任意形状的过滤器，噪声的加工方法、将目标频率段及以外的成分区、目标频率段的加工后再合成等，比 $1/3$ 倍频段更狭小范围内的噪声

加工将成为可能。

在对频率轴进行加工时，如果频率一定则上述的方法是可行的。但是车辆加速时对发动机旋转速度对应的阶次成分的频率是变化的，上述的方法无法实现任意加工。为了实现这个目的正在尝试各种不同的方法。例如，基于发动机旋转速度根据变调频率的信号频率进行变换，将频率固定，按照上述的方法进行加工，恢复原状之后再回到原来的频率（数字外差法），以及将各个阶次成分分解，根据需要对幅值进行调整然后再合成的方法等。

对于变速器的齿轮敲击噪声等不是频率领域的时间领域问题的加工，一般使用时间领域的包络线加工方法。

(5) 相关分析

最后可以决定进行相关分析的评价尺度。当只有一个说明变量因变量不足而无法进行重回归分析时，此时不仅仅是重复性相关系数，需要考虑说明变量的物理意义、数值化的难易程度、误差等因素来选择说明变量。

3.4.2 实际声品质问题的应用案例

(1) 加速时发动机噪声

在发动机噪声中经常出现咔嗒咔嗒等混浊间断性的令人不舒适的噪声（以下称为咔嗒声）。本文中，将对过去进行 $1/3$ 倍频程分析时，咔嗒声有无时的差别加以观察。使用带通滤波器进行试听，对咔嗒声的发生频率段进行调查，发现 $130 \sim 150\text{Hz}$ 范围内非常显著。这个频域段存在发动机旋转 $n/2$ 次（ $n=1, 2, 3, \dots$ ）的声压成分，可以认为是发生咔嗒声的主要原因。

其次，使用模拟音对每个 $1/2$ 次的声压成分相当的阶次、频率、振幅、相位等进行调整，分析咔嗒声的发生条件，可以得到以下结论。

- 1) 与各个声压成分的频率接近，并且



存在三个以上的声压成分时发生咔嗒声。

2) 发生在 130Hz 以上、振幅差较小的频率范围。

3) 频率差只在 15 ~ 35Hz 的范围内发生。这意味着与发动机旋转 1/2 次成分频率 15 ~ 35Hz 即发动机转速为 1800 ~ 4200r/min 时发生咔嗒声，与实际的车辆行驶状态一致。

4) 相位差越小则咔嗒声越明显。

基于以上所述，为了量化咔嗒声，必须考虑各个声压成分的频率、振幅、相位等参数。如图 3-19 所示，讨论声压波形的包络线形状的量化分析方法。包络线的重复频率是由三个正弦波信号的频率差 Δf 及其 2 倍的频率 $2\Delta f$ 构成。对包络线进行频率分析，讨论 Δf 、 $2\Delta f$ 成分的振幅的定量化。对 Δf 、 $2\Delta f$ 成分的振幅和主观评价价值之间的相关性进行分析，其相关系数为 0.852、0.272， Δf 成分、 $2\Delta f$ 成分之和和主观评价价值的相关系数达到 0.92 这样强的相关性。

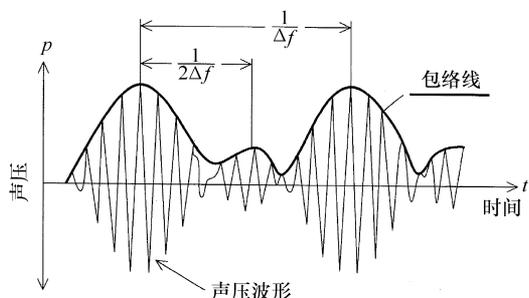


图 3-19 声压波形包络线

该量化方法应用在实际的车内噪声分析中，主观评价价值的相关系数达到 0.85。

其次，叙述什么样的加速时车内声音是受人们欢迎的。

开发音色的评价方法时，首先需要进行主观评价，当使用实际的车辆进行主观评价时，要受到下面所叙述的品牌、外观、行驶条件等与噪声无直接关系因素的影响。对这些因素的影响程度进行调查，再根据试听试验对车厢内噪声的音色因数进行评价。

主观评价时使用人工头，按照 SD 方法进行。试验一将乘用车的车内噪声与车辆外观板件组对进行 5 个提示（样本 A ~ E）。样本 A ~ D 使用车内噪声（A ~ D）和外观板件（A ~ D），使各个噪声与板件一致。样本 E 是车内噪声 D 与外观板件 E 的组合，即样车 E 的声音与照片板件是不一致的。需要说明的是车内噪声、外观板件 A ~ C，E 为日本生产的乘用车，D 为外国制造的乘用车。据此，调查主观印象信息的影响程度，对样本 D 和 E 的评价差别进行讨论。

实验二是在实验一的车内噪声 A ~ D 中增加新的车内噪声 F，进行试听试验。

1) 品牌的影响

对于试验一中的样本 D 和 E，根据 SD 法得到的平均剖面结构进行比较后出现差别。为了调查这个差别是否为有意为之，进一步开展主成分分析，将 A ~ E 配置到各个因数上（图 3-20）。这样 D 和 E 所配置的差别比 A ~ D 车的差别要大，因外观而产生的品牌形象偏差，显示出比车辆本身的噪声差大的结论。

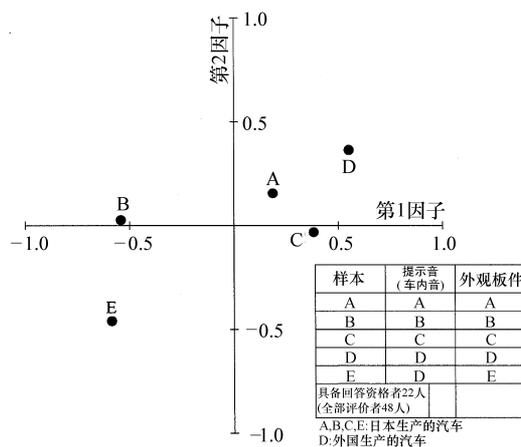


图 3-20 基于因子得分法的各提示音的地位

2) 乘用车车内噪声的音色因数

对试验二的结果进行因数分析，如表 3-1 所示得到了主要的 3 个因数。从评价尺



度来考察，第1因数为嘈杂、和谐等词汇所表达的舒适性因数，第2因数为压迫性、丰富等词汇所表达的压迫性因数，第3因数为高亢、明澈等词汇所表达的金属性因数等。

(2) 排气噪声

排气噪声是由汽车本身的类型所决定的，根据车辆的类型来决定排气噪声的音色成分。汽车排气噪声的音色评价方法并在其基础上制定轿车、跑车排气音色的目标。评价对象选择在排气噪声中比较显著的加速时排气管出口处的近点噪声。

此处用表3-2所示的声学指标来表示音色物理量与人听觉之间的对应关系。关于评价用语，类似喜欢、厌烦等综合性的词语，以及对其进行说明的压迫、干净等要素评价语，再者使用如同低频声音大等概略的物理表现来说明的解释性评价用语，进行分层讨论。另外，排气噪声的音色评价，可以分为部分旋转速度范围内视音色为一定值和加速时全体的音色变化两部分。

分析结果显示，在部分旋转范围内可以使用压迫和干净进行多数的综合性的评价。如果求得与这些评价用语相关的声学指标，

表 3-1 乘用车室内声学实验
(因子负荷量表—试验2)

评价尺度	第1因子	第2因子	第3因子	第4因子
1. 极重 (heavy)	-0.5738	0.2721	0.4066	-0.0745
2. 清爽 (fresh)	0.7389	-0.2014	0.3433	0.1555
3. 尖锐 (high-pitched)	-0.2455	-0.0111	0.7262	-0.2343
4. 不快 (unpleasant)	-0.7777	0.1700	0.1946	-0.0194
5. 吵闹 (annoying)	-0.7736	0.1243	0.3544	-0.1691
6. 柔软 (soft)	0.8030	0.0484	-0.0770	0.0444
7. 轻快 (alive)	0.6388	-0.2021	0.4658	-0.1052
8. 混浊 (stagnant)	-0.6352	0.1179	0.0059	0.2200
9. 高级 (high-class)	0.7033	0.4116	-0.1961	0.0284
10. 嘈杂 (rough)	-0.6404	0.1415	0.0037	0.4751
11. 沉着 (composed)	0.6678	0.4672	-0.2493	0.0635
12. 耳障 (offensive)	-0.7639	0.1750	0.3335	0.0423
13. 光亮 (lustrous)	0.7163	0.3223	0.2713	-0.1171
14. 明快 (bright)	0.6267	0.1266	0.5468	0.1967
15. 声音大 (loud)	-0.5505	0.4302	0.3133	-0.1450
16. 压迫感 (powerful)	0.0784	0.7385	0.1071	-0.0661
17. 丰富 (rich)	0.4807	0.6526	0.0088	0.1772
18. 干燥 (dry)	-0.0137	-0.1676	0.2340	0.3233
19. 滑顺 (smooth)	0.7753	0.1981	0.0829	-0.0634
20. 轰鸣 (booming)	-0.4817	0.5842	-0.0109	0.1148
贡献量	39.1	11.7	9.8	6.1
累积贡献量	39.1	50.8	60.5	66.6



表 3-2 声学指标示例

声学指标	相关听觉
爆发高次成分/爆发低次成分	高、混浊、尖锐
爆发低次成分	低、轰鸣感
低频成分级别	低……
随机级别	粗糙……
绝对不和谐度	混浊……
次数成分/非次数成分	明亮度……

压迫为低频成分级别，干净则表达绝对不和谐和相关性较高的声学指标。将这两个声学

指标显示在 2 元平面图上，对 GT、运动型轿跑车、运动型轿车等车型的排气噪声音色的客观位置进行调查，如图 3-21 所示。由此可以确认不同类型的车其音色所处的期望位置也是不同的。

另一方面，对于车辆加速时全体音色的变化，进行综合性评价的最适当的表现用语，如延伸、顺滑等。为了对其进行评价，求解相对于音色指标的旋转速度的变化方式，并根据变化方式的倾向来进行评价。

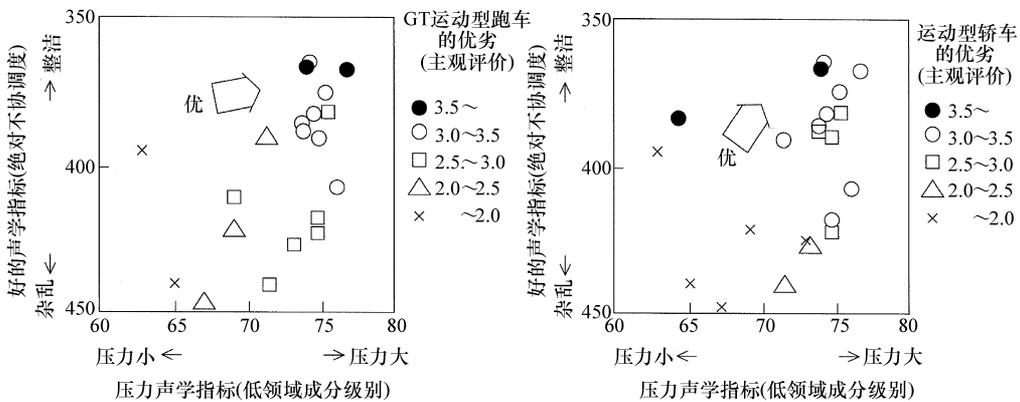


图 3-21 声学指标平面上的位置和主观评价

基于这种评价方法，可以提议如下的对期望的排气噪声音色。对于轿车车型，由于控制了低频成分的轰鸣感，结果使受压迫的感觉得到抑制。当然，控制随机成分和爆发高次成分也是目标。另外，频谱图型应该尽量避免急剧变化，保证平滑。对于跑车系列，由于要强调压迫感，要保证低频成分多。另外，为了感觉到伸展性，要保证高转速范围内的爆发高次成分和爆发低次成分保持一定的比例。

其次，根据驾驶人个人喜好的不同，关注次数成分并举例论述。

1) 对汽车认知的不同：主要是指以下两个方面。

① 娱乐族：在驾驶过程中将听到的声音视为“操作反映并乐在其中”的群体。

② 舒适族：希望安静些或者不受到干扰的适度的声音的群体。

评价人员，基于如下所示原始声音，根据汽车声音系统，对 0.5 次到 100 次止的阶次成分进行分析，全部奇数次成分和全部半阶次成分的级别，降低如下试验中以 1a、1b、1c 所示 3 种类型，并合成。

原音：配置 4 气门 4 气缸发动机的轿跑车的排气噪声（行驶工况：2 档加速—换档—3 档加速）8s 录音。

在试验 1a 中使用奇数次成分不降低，半阶次成分分别降低 0dB、6dB、12dB、18dB 的 4 种评价音，试验 1b、1c 中，各自的奇数次成分的降低幅值固定在 6dB 和 24dB，半阶次成分和试验 1a 采用相等的降幅。



横轴为半阶次成分，纵轴的平均喜好程度所构成的曲线如图 3-22 所示，娱乐族和舒适族进行比较，平均喜好程度最大值的声音，即最受欢迎的声音，对于娱乐族的群体来说，是半阶次成分较多的排气噪声。也就是说，对于娱乐族群体来说，至今为止被视为异音的半阶次成分成为受欢迎的主要因素。

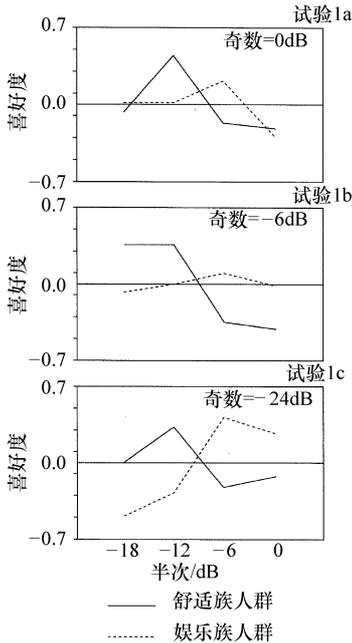


图 3-22 日本舒适族人群与娱乐族人群喜好度比较

2) 日美参与试验群的比较：接下来，将参与试验的美国人按照娱乐族、舒适族分开，按照之前试验 1 同样的评价音和评价方法进行试验。在每个群体中日本人和美国人的喜好差别得到了验证。

基于以上试验结果，对于舒适族，日本人和美国人有相同的倾向，当半阶次成分的降低幅值达到 12dB 时平均喜好程度达最大值。对于娱乐族群体，美国人的平均喜好程度的主要效果没有非偶然差别，因此无法清楚判断，日本人和美国人的平均喜好程度的最大值所表示的声音不同，可以看出喜好的

差别。

(3) 车外噪声

近年来，以柴油机怠速噪声为中心的车外噪声成为声品质的最大问题。

首先，通过基本的主观评价方法之一的成分比较法对 8 种供试验用的声音（4 气缸柴油机噪声）进行试验。主观评价试验使用相同提示音的 A 特性噪声级别，评价采用简单的“2 种声音哪一个声品质更好”的形式，不使用 SD 法等更加复杂的评价词语系统。

从评价结果的因数分析结果中得到三个共通因数。此时的积累贡献量约为 95%。对这些因数的评价尺度加以讨论可以得到以下的物理量。

① 第 1 因数：频率范围内全体的平衡。

代用物理量：1/f 偏差特性中的偏离量。

相关系数 0.965。

② 第 2 因数：机械冲击声。

代用物理量：妨碍听觉的频率域 1/3 倍频段的最大级别。

相关系数 0.800。

③ 第 3 因数：燃烧形态的差。

代用物理量：波高值 (peak/rms)。

相关系数 0.884。

其次介绍一个基于多种参数变化的人工合成声音的主观评价结果的声品质改善案例。

为了改善小型柴油机货车的声品质，使用现实声音和人工声音进行主观评价，对目标参数进行研究。

测试 3 种怠速车外噪声（货车 A、B、C），对每种噪声中的低、中、高频领域的幅值，或者发动机旋转速度进行各种增减，共合成 23 种人工声音。对于 A、B、C 的主观评价试验，对于 23 种人工合成声音的声品质，与舒适、不舒适相关的评价进行成对比较，根据试验：



① 声压级别增高时令人不舒服, 下降时则感到舒服。将频率转换到高频时也有相同的结论。

② 对于周期变化, 当旋转速度越高时则感到声音越不舒服, 旋转速度降低则越舒服。

基于以上试验结果, 对 C 车的发动机舱声学包装效果验证后, 具有非常好的效果。

(4) 路面噪声

路面噪声一般为宽频域的随机噪声, 其主要成分包括随着时间而变动的不规则信号。这些变动的信号成分进行时间平均处理后可得到整体或者频谱曲线, 对其进行评价时, 经常出现与主观评价结果不一致的情况。本节对考虑声压变动的路面噪声声品质评价加以说明。分析中使用白噪声为基础模拟路面噪声而做成的随机噪声。

首先, 试听与全体噪声级别一致的多种随机噪声以及试验测得的路面噪声, 了解到变动感有着很大的差别。因此, 得到变动感是影响路面噪声声品质的重要因素的结论。这种变动感可以认为是与时间轴波形包络线的变动周期相对应的主观评价价值 (图 3-23)。因此, 为了分析包络线的变动周期, 对包络线的能量谱进行了调查。

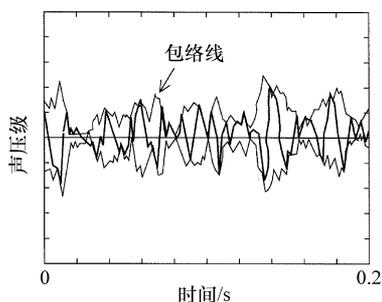


图 3-23 路面噪声的时间波形

求解包络线的能量谱和变动感之间的关系后得到图 3-24。由图可以知道 30Hz 左右的振幅变动成分决定变动感的主要因素。

另外, 包络线的能量谱中的高频成分使变动感有减小的倾向, 需要重点关注包络线中 30Hz 以下的成分 S_{30} 和包络线的整体幅值 S_{EA} 的比 S_{30}/S_{EA} 。

其次, 对于实车状态的路面噪声的这些物理量进行整理, 可以确认能够对变动感进行主观评价。即, 为了改善路面噪声的声品质, 如果减小 S_{30}/S_{EA} 是有效果的, 则扩大图 3-24 中的包络线的能量谱的频带宽 ΔW , 就能实现上述目的。进一步的研究发现, 包络线的能量谱的频带宽 ΔW 与路面噪声的能量谱的频带宽具有正的相关性。因此, 为了改善路面噪声, 必须将路面噪声的能量谱的频宽度加以扩展。

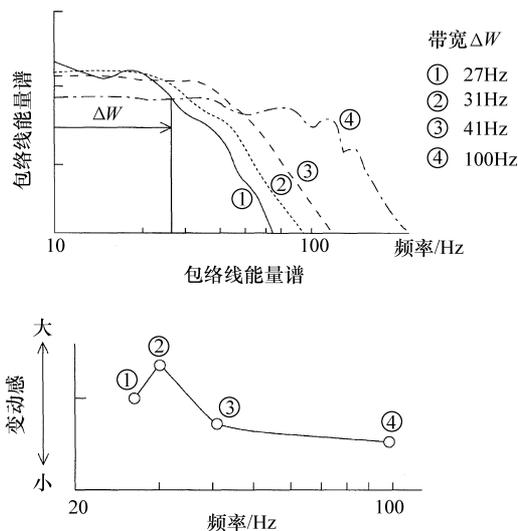


图 3-24 包络线能量谱的带宽与变动感

另外, 对路面噪声形容词与物理特性之间的关系, 以及声品质的定量评价方法进行论述。如下所述。

使用人工头对 8 种车的路面噪声进行立体声录音, 并将其显示到作为试验者的男女共 16 人的显示板上, 准备 18 个 (9 对) 声品质评价用语, 根据 SD 法进行评价。对评价结果进行因数分析, 得到的共同因数制成图 3-25 所示的 2 元路面噪声声品质空间。因数分析的结果显示为第 1 因数压迫感和第



2 因数柔顺及安静。这个声品质空间（图 3-25）是根据成对比较法得到的，试验者喜爱的声品质用箭头显示。从“喜爱”附近的形容词来判断，“安静而不妨碍听觉”是受欢迎的。

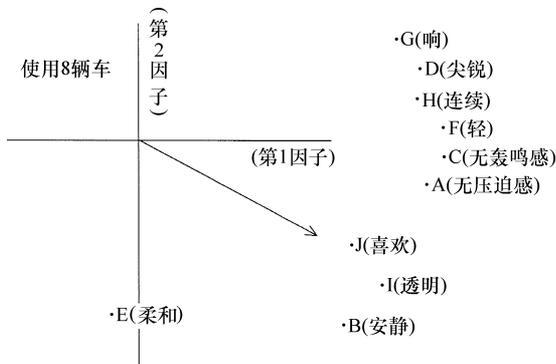


图 3-25 路面噪声声品质空间和分组喜好声品质

之后，对决定试验者喜爱的声品质的物理量进行调查。

将全体噪声级别编辑成一定值的 8 种车型的 1/3 倍频程 A 特性级别和试验者喜爱的声品质评价分数的相关性进行对比求解，对各个频率范围的路面噪声声品质的影响是不同的：100Hz 以下的低频级别的增加将会使声品质恶化，150 ~ 250Hz 的中频范围的幅值增加对声品质的恶化没有贡献。总之，为了得到试验者所喜爱的声品质，低频幅值

应该比中频幅值具有更低的频率特性。

如上所述，对路面噪声的声品质有影响的各个频率是不同的。因此，为了定量评价路面噪声，必须要根据各个频率的影响程度来决定其权重比例。

为此制作 50 ~ 100Hz 范围内 + 5dB、125 ~ 250Hz 范围内 - 3dB 的权重滤波器，对试验者的声品质喜好和使用该滤波器所得到的 O. A. (Overall) 值之间的相关性进行调查，得到相关系数 0.92 的强相关性。

对于类似的对各频率的声品质的贡献量分析并设计滤波器，路面噪声声品质的量化评价成为可能。

(5) 车门关闭声

对车门关闭声有明显特征的 10 台车进行测试，并利用传声器再生法根据 SD 法进行主观评价试验。

首先根据因数分析抽出决定车门关闭声的共同因数。分析结果显示，第 1 因数的贡献量达 48.2%，用安静、小、柔顺等使用频率较高的词汇表示，可以解释为高级感。第 2 因数的贡献量为 41.2%，用沉重、力量大、厚重等使用频率较高的词汇表示，可以解释为厚重感。

其次，对录音进行分析，并分析与主观评价之间的相关性（表 3-3）。

表 3-3 物理特性值与因数（评价用语）的对应

物理特性	高级感								
	安静	小	柔顺	舒适	喜爱	深厚	高级	融洽	低
最大声压	-0.821	-0.795	-0.718	-0.637	-0.619	-0.592	-0.548	-0.468	-0.657
衰减时间	-0.076	0.077	-0.231	-0.371	-0.453	-0.444	-0.491	-0.502	-0.431
50Hz 以下声压	-0.138	-0.354	0.152	0.098	0.234	0.292	0.372	0.274	0.348
1kHz 以上声压	-0.824	-0.827	-0.738	-0.681	-0.665	-0.601	-0.547	-0.515	-0.613
100Hz 以下声压	-0.494	-0.669	-0.147	-0.220	-0.146	-0.030	0.037	-0.043	-0.018
200Hz 以下声压	-0.584	-0.739	-0.302	-0.377	-0.324	-0.269	-0.175	-0.160	-0.251
☆2kHz 以上声压	-0.933	-0.941	-0.792	-0.849	-0.776	-0.740	-0.681	-0.683	-0.651
☆高频衰减时间	-0.488	-0.317	-0.604	-0.667	-0.562	-0.679	-0.683	-0.708	-0.527
中频衰减时间	-0.710	-0.651	-0.640	-0.717	-0.565	-0.627	-0.600	-0.668	-0.439
☆频谱倾向	-0.788	-0.781	-0.776	-0.653	-0.670	-0.631	-0.582	-0.476	-0.653



(续)

因数及词汇 物理特性	厚重感					
	沉重	力量大	厚重	干脆	丰富	坚固
最大声压	-0.159	0.148	-0.142	-0.215	-0.340	0.378
衰减时间	-0.565	-0.650	-0.652	-0.613	-0.650	-0.788
50Hz 以下声压	0.712	0.842	0.664	0.618	0.657	0.742
1kHz 以上声压	-0.064	0.245	-0.126	-0.230	-0.282	0.374
100Hz 以下声压	0.603	0.659	0.539	0.384	0.291	0.384
200Hz 以下声压	0.409	0.565	0.324	0.183	0.133	0.396
☆2kHz 以上声压	-0.131	0.174	-0.217	-0.337	-0.365	0.213
☆高频衰减时间	-0.579	-0.457	-0.681	-0.713	-0.565	-0.297
中频衰减时间 -0.233	-0.081	-0.332	-0.448	-0.344	-0.054	
☆频谱倾向	-0.161	0.177	-0.173	-0.261	-0.326	0.414

注：☆为相关性较高的项目；带“□”的数字为本列中相关性最高值。

分析结果显示，体现“高级感”的安静、小、柔顺等词语对 2kHz 以上的声压幅值、最大声压级、频谱倾向的相关性高。另外，“高频的衰减时间”对沉重、高级感的相关性高。也就是说，高频声压幅值越小，高频声压的衰减越快，则车门关闭声表现为安静，成为柔顺、舒适的厚重感、融洽，体现出一种高级感。

对于厚重感，具有较高使用频率的沉重、力量大与 50Hz 以下的声压级别有很高的相关性，坚固的声音与衰减时间（最大声压降到 1/2 时所经历的时间）、50Hz 以下的声压级别具有相关性。也就是说，低频声压级越大、最大声压级的衰减越快，或者高频成分的衰减越快，则车门关闭声可以用沉重、力量大、厚重、清脆、坚固的声音等描述，体现为优越的厚重感。

我们知道“高级感”“厚重感”的车门关闭声所具有的物理特性。因此，对具有高级感、厚重感车门关闭声的 A 车和稍有欠缺的 J 车进行比较，并对影响因素进行调查。

1) 撞针的影响：如果拆除撞针，高频成分声压降低明显，则可以知道门锁啮合声音具有高频特性。但是，即使拆除撞针，A

车和 J 车仍然有差别。将 A 车的撞针安装到 J 车上，此时车门关闭声几乎没有变化。由以上试验结果可以知道撞针的影响非常小。

2) 挡雨条的影响：将挡雨条拆除，声压整体上升，特别是 2kHz 的高频成分上升明显，由此可以知道挡雨条对声音具有缓冲的作用。挡雨条对车门关闭声的影响较大。

3) 车门整体的影响：对 A 车与 J 车的车门本体重量、关闭负荷等特性进行比较，由于车门重量几乎相等，车门的关闭速度也没有较大的差别。但是，J 车比 A 车的车门刚度低，因此，挡雨条本身的缓冲功能没有起作用，J 车未达到 A 车的水平。因此，车门窗框的刚度对车门关闭声的影响较大。

为了验证以上分析结果，以 J 车为基础，将车门窗框的刚度提高，调整挡雨条的位置（提高密封性），提高门铰链部位的刚度，并试制了一台车门样件，进行主观评价并测试相关的物理特性。

试验结果显示，J 车的车门样件，高级感、厚重感增加，同原始的 J 车相比性能大幅提升，达到了与 A 车相同的水平。

(6) 异响

如果有异响发生，将大大损伤汽车的高级感。本节中使用声学模拟系统对异响进行



评价研究。

车内所发生的异响大致可以分为稳态音和非稳态音（冲击声、变动声）两类。下面就稳定音和非稳定音中的冲击音的目标设定进行说明。

1) 稳态音

在信号的观测时间内幅度变动很小的（可忽视的）噪声，对于一定速度时的轰鸣声或者齿轮噪声等被凸显出来。以齿轮噪声为例进行分析，发现对作为纯音的齿轮噪声的感知相对于环境噪声其成分到底能凸显到什么程度是最大的影响因素。即，相对于环境噪声的突出量是目标设定需要考虑的关键。

2) 冲击声

由于能量爆发持续时间在 1s 以内的声音，可以分为准稳态冲击声和分享冲击声两类。准稳态冲击声如变速器“嗒嗒”声，在 200ms 以内的间隔内具有相类似的振幅爆发而产生的噪声。分离冲击声即为通常的冲击噪声，如驱动系统的敲击声、变速时的异响等。

下面以准稳态冲击声的变速器“嗒嗒”声为例进行分析。“嗒嗒”声的发生间隔约为 40ms（4 气缸 750r/min 的 2 阶成分），该冲击噪声具有急剧上升、持续时间短、较大的波高比等特征，在频率范围内显示出随机噪声的频谱。这样的冲击声受以下多种特性的影响。

①上升部分的过冲（overshoot，上升时间 $\Delta t \leq 16\text{ms}$ ）。

②由于听觉残留效果的原因，在时间领域内有隔声的效果。

其中第②项的听觉残留的影响可以通过声学模拟装置进行调查。

对该系列数据的“嗒嗒”声出现部位以下的衰减斜率进行急剧、平缓等调整，并进行主观评价，不管哪一种变化，都没有感觉到与原始数据的差异，这也进一步确认了

隔声效果。

其次，为了调查冲击声的听觉残留持续时间，根据声学模拟装置在发出“嗒嗒”声的部位，按照发动机旋转 2 次、1 次、0.67 次、0.5 次的发生间隔进行加工，然后进行主观评价。评价结果显示，相对于 2 次（发生间隔为 40ms），能听到与 1 次（80ms）非常接近的声音，而 0.67 次（120ms）声音能感觉到明显的不同，0.5 次（160ms）声音则完全不同。从以上分析结果可知，听觉残留效果的持续时间存在于 100ms 前后。

3.4.3 新声品质评价方法的组合

之前所叙述的主观评价方法，常常需要转换成与人的听觉有关的语言。但是，人类的听觉是包含非常微妙的因素在内的，用语言来表达常常会有一定的限制。另外有些虽然没有感觉到，但是从生理上来说确实给人体带来了一定的负担。因此，在将人的感觉转换为语言之前的信息，即因脑电波而产生直接感觉前，需要研究给人体带来的影响。下面着眼于“因听到不适的声音而使 α 波减少”，对声品质所进行的研究进行叙述。

图 3-26 所示为所进行的试验。为了捕捉到脑电波的整体倾向，根据 10~20 方法在脑部位上布置了 12 点的电极。声音的提示方法基本为①无声部分 3 分，②有提示音 3~9 分；③无声部分 3 分，对期间的脑电波进行连续记录。

首先进行预备试验，用舒适、不舒适声音给身体所带来的负担的大小能否通过试听声音前后的 α 波能量的变化（ α 波能量的前后差、前后比）来进行评价，对所使用的“音乐”进行了确认。

试验结果显示，如果以同一个舒适性音乐出现的无声部分的 α 波能量的前后差及前后比为基准，对各种不舒适性音乐试听前后的 α 波能量的前后差、前后比进行相对



评价, 就能够评价身体负担的大小。

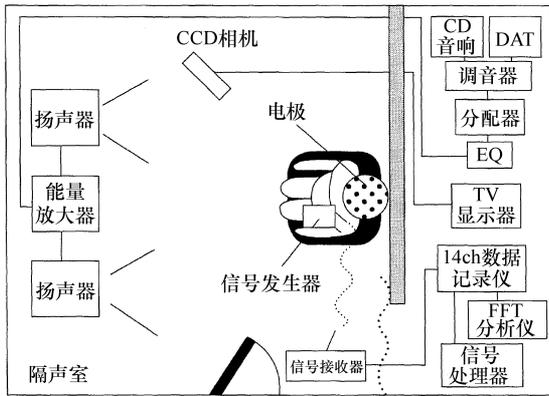


图 3-26 试验系统示意图

可以将上述方法应用到怠速时车外噪声的评价上。作为基准音乐, 选择在预备试验中受试者评价为稳定、舒适的爱尔兰系流行歌曲。试验准备了柴油机货车 (D 车) 和汽油机乘用车 (G 车) 两种怠速车外噪声。

与基准音乐相对应的评价结果如图3-27所示。左图为根据基准音试听前后、怠速车外噪声试听前后的 α 波能量差, 对于相对值 ($S-U:(Na-Nb)$) 的比较结果。右图为根据基准音试听前后、怠速车外噪声试听前后的 α 波能量比, 对于相对值 ($S-U:(Na-Nb)$) 的比较结果。此处: S 为基准音乐试听; U 为怠速车外噪声 (D、G) 或者不适音乐 (Mu) 试听; Na 为试听后的无声部分 α 波能量; Nb 为试听前的无声部分 α 波能量。

虽然两种怠速车外噪声 (D、G) 的级别都比较小, 但是都引起了与不适音乐同样的脑电波变化。此处, G 车有比 D 车有更强的倾向。另外, 从声压级的差别而造成的脑电波的差来看, 声品质的差别几乎未出现。

诸如此类的根据脑电波的测试, 对声压级的差进行对比来检验难以认知的声品质差别的方法得到了确定。

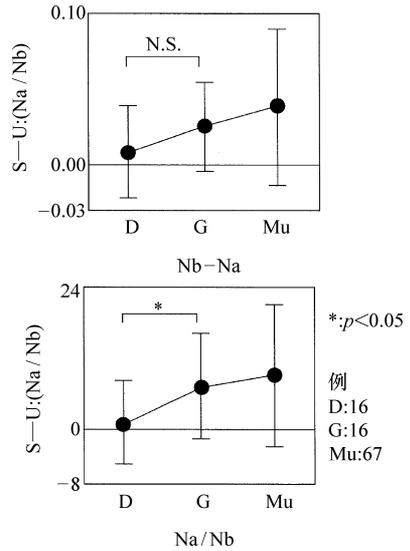


图 3-27 与基准音乐相对应的脑电波评价结果

3.4.4 听觉训练

在研究声品质时, 对声音的识别需要有高水平的听的能力。

为了锻炼听觉能力, 在日常的工作和生活中需要留意哪些事项, 以下面的试验进行说明。

以 4 缸发动机汽车加速时的车内噪声测试结果为基准音, 准备发动机旋转 2 次成分音 $\pm 3\text{dB}$ 的变化音、4 次成分 -10dB 这两种加工后的声音, 在听感训练时对基准音和变化音进行成对比较, 以判断是否能识别出两种声音的差别。

听感训练时主要有以下两种有效果的方法。

方法 1: 最初对每个提示音各进行 2 轮练习后, 对试验者提出 20 个问题并不告知其正确答案。听觉训练按照 1 周 1 次, 共 5 次进行。

方法 2: 最初对每个提示音各进行 2 轮练习后, 将回答最初的 10 个问题后告知其正确答案, 以判断识别结果的正误, 对于后边的 10 个问题, 不告知其正确答案。听觉



训练按照 1 周 1 次，共 3 次进行。

不论是方法 1 还是方法 2，都以后 10 个问题的答案正确率为判断依据。对于声音识别能力的训练效果的有无，通过比较每次训练的最初次和最终次的答案正确率即可知晓。

训练的结果，相比没有效果的方法 1，

告知一部分答案的方法 2 使训练者的声音识别能力确实有提高，并且具有很好的效果。这些试验结果对于从事解决噪声问题工作的技术人员来说，可以在处理试验数据时一边对方案效果进行主观评价确认，一边通过对声音的试听，不断加强对声音识别能力的训练。

参 考 文 献

- 1) 後藤ほか：多点加振によるパワープラントの振動解析，自動車技術会論文集，Vol.22，No.4，p.84-88 (1991)
- 2) 栗栖ほか：エンジンにおけるねじり振動の計測と解析，自動車技術，Vol.49，No.3，p.78-83 (1995)
- 3) 兵頭ほか：手動変速機アイドル時騒音の台上解析手法について，自動車技術，Vol.42，No.12，p.71-75 (1993)
- 4) 小池ほか：ウインドスロップの解析，自動車技術会論文集，Vol.24，No.2，p.71-75 (1993)
- 5) 大門ほか：制振性能の計測・評価方法，工業材料，Vol.42，No.10，p.31-40 (1994)
- 6) 近森順ほか：ベクトル合成法による車室内こもり音の実験解析，三菱重工技報，Vol.18，No.3，p.128-133 (1981)
- 7) 河野哲也ほか：車内騒音の要因分析法，自動車技術，Vol.40，No.1，p.90-99 (1986)
- 8) 後藤隆：台上エンジンによる実車車室内音予測と騒音源の寄与分析，SUZUKI TECHNICAL REVIEW，Vol.19，p.51-57 (1993)
- 9) P.J.G. van der Linden, et al.: Using Mechanical-Acoustic Reciprocity for Diagnosis of Structure Borne Sound in Vehicle, SAE Paper, 931340, p.625-630 (1993)
- 10) 李克強ほか：トラックキャブの音響特性に関する実験法の研究，自動車技術会学術講演会前刷集 936，p.105-108 (1993)
- 11) 桶本卓志ほか：パネル振動寄与率解析法のアイドルこもり音への応用，マツダ技報，No.10，p.168-176 (1992)
- 12) 村上和朋ほか：振動騒音源寄与別伝達特性解析法と車への応用，自動車技術，Vol.37，No.12，p.1389-1396 (1983)
- 13) 水野恵一郎ほか：騒音源の時間領域寄与分析と車への応用，自動車技術，Vol.45，No.12，p.110-114 (1991)
- 14) 鎌田実ほか：統計的エネルギー解析法によるエンジン・自動車振動騒音解析，自動車技術，Vol.47，No.6，p.77-83 (1993)
- 15) 本田巖ほか：客船における固体伝搬，日本機械学会環境工学総合シンポジウム '91 講演論文集，No.910-41，p.638-642 (1991)
- 16) 柘植ほか：加速時車内騒音の音色に関する一考察，自動車技術，Vol.39，No.12，p.1356-1361 (1985)
- 17) 山下ほか：自動車車室内音の音色評価について，HONDA R&D Technical Review，Vol.3，p.122-131 (1991)
- 18) 小沢ほか：自動車排気音の音色評価法について，自動車技術，Vol.45，No.12，p.37-43 (1991)
- 19) 阿部ほか：自動車排気音の回転次数成分が聴感感性に与える影響，JSAE Review，Vol.12，No.4，1B2-4，(1991)
- 20) 草尾：ディーゼルエンジンのアイドル音音色改善，AXIS，No.102，p.50-56 (1992)
- 21) 橋本ほか：小型ディーゼルトラックのアイドル車外音の音質改善，自動車技術会学術講演会前刷集 945，p.73-76 (1994)
- 22) 平坂ほか：音圧変動を考慮したロードノイズの音質評価方法，自動車技術会学術講演会前刷集 882，p.483-486 (1988)
- 23) 横ほか：ロードノイズ音質の定量化，自動車技術会学術講演会前刷集 901，p.285-288 (1990)
- 24) 坂田ほか：ドア閉まり音の音質研究，いすゞ技報，第 83 号，p.122-129 (1990)
- 25) 阿部ほか：自動車の車室内異音の評価方法について，自動車技術，Vol.45，No.12，p.44-49 (1991)
- 26) 岩男：脳波によるアイドル車外音質評価の試み，自動車技術会学術講演会前刷集 946，p.141-144 (1994)
- 27) 山下ほか：自動車騒音シミュレーションシステムと聴感トレーニングへの応用，自動車技術，Vol.45，No.12，p.50-56 (1991)

第 4 章 测试分析技术

4.1 测试分析技术的发展动向

以降低汽车噪声为目的的振动噪声测试及分析技术，根据测试及分析对象的不同有多种方法。发动机及车身的振动噪声、齿轮噪声、路面噪声、轰鸣声、制动噪声等的测试分析技术，虽然有通用之处，但是根据每一种问题对象都有固定的方法。从其他视角来看，这些测试、分析技术主要可以分为噪声源的探查、振动物体振动形态的把握、振动噪声二者之间通用的信号处理技术三个领域。本章将对这三部分进行叙述，并着重于噪声源的探查、振动物体振动形态的把握，介绍最近的案例。

作为振动物体的振动特性的分析方法，根据激励试验所进行的模态分析方法是主流，从初期的 SDOF 法、MDOF 法，到现在的多点参照法、特性行列同定法等多种新方法，测试、分析精度和效率都得到了快速的提升。

另一方面，实际工作过程中的发动机及车身的振动形态的测试方法，包括激光全息法、激光多普勒法等利用光学原理开发的方法，以及以加速度计为代表的振动测试方法。激光全息法的相关信息不是本章介绍的内容，基于加速度计的多点振动结果而进行的振动形态分析方法，并不是模态空间的振动模态——它被称为实机模态分析，或者 ODS (Operating Deflection Shape) 分析技术，将在 4.2 节中列举详细的案例。

振动噪声的信号处理技术的发展也是令人瞩目的。其中着重于旋转机械特有的振动噪声特性分析方法被称为特征分析法。它作为一种基本的处理方法从很久以前就广为人

知，包括阶次比分析，阶次跟踪分析、时间谱图、rpm 谱图等。这些信号处理技术随着测试设备或者计算机软件的发展而不断得到改进。从模拟信号到数字信号的进步、测试结果的图表显示等越来越快，图表彩色化已经成为当今主流。

对于非旋转机械，如同唢呐鼓一样对频率和幅度进行同时解析的技术。对于车内噪声来讲，到底是悬架振动和发动机振动哪一种激励占支配地位，使用 DSP 进行时间领域分析的技术已经被开发出来。对于此类的信号处理技术，在本章在不做详细介绍。

最后，介绍一下关于噪声源的探测技术的发展动向。对于出现噪声的多数场合，噪声是从物体的哪个部位放射出来的，是很难精准定位的。回顾近 20 年间的车辆及发动机噪声源的探测技术发展，虽然已经开发出了很多的技术，但现在仍然在不断地发展中。

利用铅覆盖法对工作中的发动机或者车辆进行隔声处理时，需要花费一定的时间，而且操作者的熟练程度不同，结果也会有所变化，最近已经很少使用。作为替代方案，声学灵敏度法、声学全息法等声源探测技术得到了大量的应用。其中声学灵敏度法，是使用两个传声器进行测试的方法，正被广泛使用。近期，使用两个传声器的 3 元声学灵敏度法也已经被开发出来。4.3 节中将介绍使用两个传声器对车内噪声的声学灵敏度进行测试的案例。

声学全息法一般应用于行驶中的汽车放射噪声的声源探测，近年来得到越来越广泛的应用。对于移动声源，基于多普勒效应的频率变化进行修正测试，然后再进行声学全



息计算。

声学全息法包括近距离声学全息法和远距离声学全息法。一般所说的声学全息法就是指后者。对于每一种声源探测方法，为了不断提高测试精度而不断地开发新的技术和方法。在 4.4 节中将近距离声学全息法、4.5 节中将远距离声学全息法中的一种，即二重声学全息法进行详细说明。

4.2 实机振动模态分析

4.2.1 前言

降低汽车振动噪声的关键是掌握作为最大激励源的动力总成的全体振动特性。但是，通过激励试验所得到的动力总成的动态特性与实际工作过程中的振动形态之间的关系还难以有明确的解析结论。本节中所说的测试技术并不算是最新的技术，如对直列 4 缸 IDI 柴油机和变速器的振动，从实机振动模态分析和激励试验振动模态分析两方面来研究，并介绍过去未见报告的分析结果案例。另外，本章中的实机振动模态分析方法，与被称为 ODS 的分析方法是相同的。

4.2.2 激励模态分析

对装配状态的动力总成进行单点激励时，在试验模态分析的基础上，从发动机和变速器之间相互设定激励点和响应点时的试验结果了解到，相反性原理不成立。因此，仅在发动机侧激励难以精准确定动力总成的模态，故本试验选择 2 点激励分析方法。

图 4-1 为激励试验的概略介绍。激励信号为无相关的随机信号，保证发动机和变速器的激励方向为直交设定电磁激振器，响应点选择动力总成表面上的 26 点，并对每点的 3 个方向加以测试。根据试验结果，分别激励和 2 点同时激励的结果具有很好的一致性。

图 4-2 所示为全部响应点的频率响应函数的振幅的加权平均结果。从该结果中可以得知，受到激励时动力总成的共振频率约为 290Hz 以上。激励试验时的固有模态分析的代表例子将在后续内容中加以阐述。

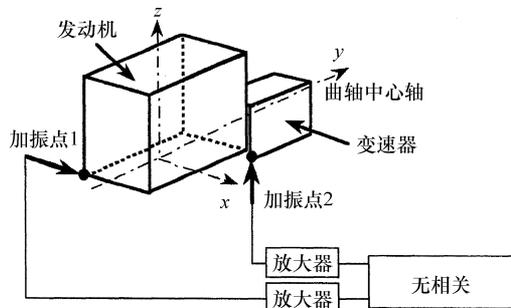


图 4-1 两点同时加振试验法

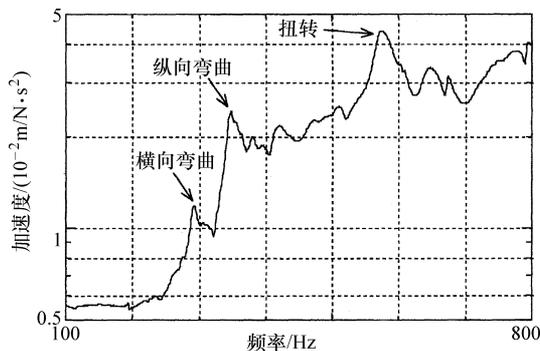


图 4-2 频率响应函数

4.2.3 实机振动模态分析

为了掌握以 3200r/min 速度无负荷运转的动力总成全体的振动形态，以动力总成上的任意一点为基准点 (ref)，设定多处响应点 (res)，同时测试两者的振动，其结果按照式 (4.1) 计算模拟频率响应函数 FRF_{ij}。

$$FRF_{ij} = \frac{G_{ij}(\omega)}{\sqrt{G_{jj}(\omega)}} \quad (4.1)$$

式中， $G_{ij}(\omega)$ 为 ref 和 res 之间的能量； $G_{jj}(\omega)$ 为 ref 的能量。

根据以上方法所求得的模拟频率响应函数的相位、振幅信息，以 0.5 次的间隔确定各个阶次成分的模态振型。图 4-3 所示为 1



次、2次、2.5次、3.5次的结果。

4.2.4 对实机模态振型的考察

动力总成如果存在残存的激振力，将会出现侧倾（Rolling）、俯仰（Pitching）、上下跳动（Bouncing）等刚体模态。因此，图4-3所得到的结果，可以认为是刚体模态与弹性模态的耦合。

刚体模态可以通过 $X-Y-Z$ 轴上的直进运动和绕各轴的旋转运动等6自由度表示，为了与每个阶次的实机振动模态的测试结果一致，使用式（4.2）中所示的最小自乘法来决定权重系数，即可以抽出刚体运动的模态振型。

$$\phi_m = a_m X + b_m Y + c_m Z + d_m YZ + e_m XZ + f_m XY \quad (4.2)$$

式中， ϕ_m 为 m 阶刚体模态振型矢量； X 、 Y 、 Z 为直角坐标系中的直进运动单位矢量； YZ 、 XZ 、 XY 为绕各坐标轴的旋转运动单位矢量； a_m 、 b_m 、 c_m 、 d_m 、 e_m 、 f_m 为刚体运动各自由度成分的权重系数。

另一方面，弹性振动模态可以根据式（4.3）求得。它被认为是从实机振动模态的测试结果（ODS）中将刚体模态去除而得到的，以下为残余模态振型。

$$\varphi_m = \Phi_m - \phi_m \quad (4.3)$$

式中， Φ_m 为 m 阶 ODS 矢量； ϕ_m 为 m 阶刚体运动模态振型矢量； φ_m 为 m 阶残余模态振动矢量。

实际中的动力总成振动形态，是刚体模态和弹性模态的耦合结果。为了了解刚体运动模态的贡献量，可以用式（4.4）来求得模态振型的相关因数（MAC）。

$$MAC_{mn} = \frac{(\Phi_m^h \cdot \phi_n)^2}{(\Phi_m^h \cdot \Phi_m^h)(\Phi_n^h \cdot \Phi_n^h)} \quad (4.4)$$

式中， Φ_m 为 m 阶 ODS 矢量； ϕ_n 为 n 阶刚体运动模态振型矢量； h 表示转置。

图4-4中所示为每间隔0.5次直到8阶为止的ODS和刚体模态之间的MAC值的计

算结果。发动机旋转4阶成分以下的模态，除了2.5阶、3.5阶以外MAC值近似等于1，可以认为图4-3中所示的1阶及2阶振动模态为刚体模态。

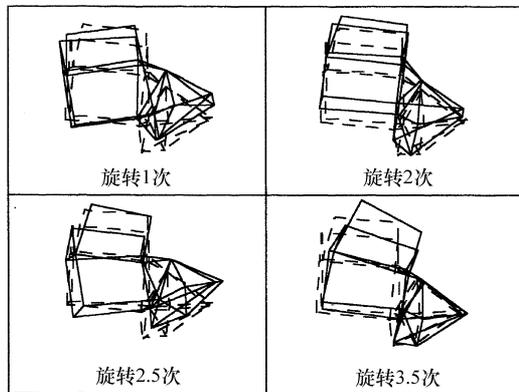


图4-3 振动模态分析

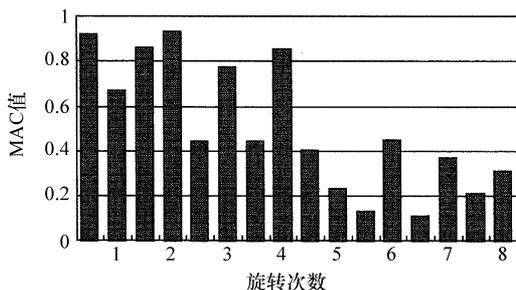


图4-4 各阶旋转次数的MAC值比较

对于2.5次、3.5次等半阶次成分，MAC值约为0.5左右。这些振动模态显示出刚体模态和残余模态耦合效果。

图4-5中显示的是2.5阶实机振动模态和残余模态。3200r/min的2.5阶约为133Hz，因此残余模态虽然比激振时的低阶次共振频率（289Hz）要低，显示为扭转模态。关于半阶次振动成为扭转模态的原理，在参考文献4）中有论述，本文不加详细说明。

4.5阶以上的MAC值非常低刚体模态对实机振动的贡献量很小。图4-6中所示为激振时的289Hz固有振动模态和实机旋转5次（266Hz）的振动模态。二者显示为十分

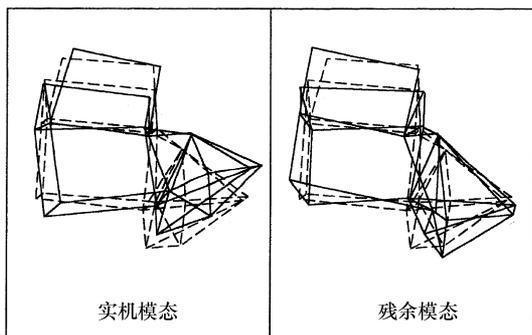


图 4-5 实机模式和残余模式

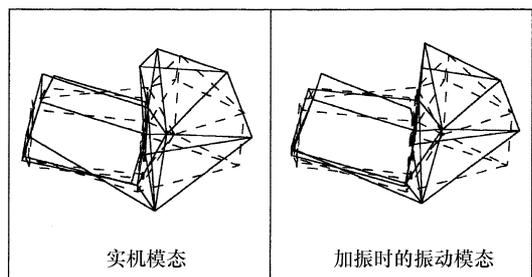


图 4-6 实机模式和加振时的振动模式

相近的振动模式。

本节中，叙述了根据 2 点随机激励法的模态分析所确定的动力总成的振动特性高精度结果和实机振动模态分析所得到的动力总成整体动态形态结果，以及二者的比较计算方法详细案例。结果显示，激振时的低阶共振频率以下的偶数及奇数次的振动形态为刚体模态，半阶次成分的振动成为与弹性振动类似的扭转模态。

4.3 近场声学灵敏度

4.3.1 前言

在汽车开发流程中占重要位置的前期性能之一的振动噪声，对开发高精度的预测、分析技术的要求越来越高。但是，发动机作为激励源具有很宽的频率特性，以车身为代表的高模态密度及衰减的构造物，仅仅以传统的数值解析方法、试验模态解析方法等很难做到高精度的预测和分析。

以前，使用车身板件的振动实测值进行预测，将车身的全部板件细分化然后再测试

需要花费大量的时间。在本节中，将介绍根据板件的近点声学灵敏度所求得振动速度和车内声场分析的数值解析结果组合的新方法。

使用声学灵敏度方法具有试验时间短、充分考虑板件间相互振动相位关系、结果精度高等优点。根据这种方法，对声品质贡献量较大的 150 ~ 250Hz 频率范围内的噪声对象，进行以发动机振动为主要原因的车内噪声的预测以及车身板件的贡献量分析等，以改善车内噪声。

4.3.2 试验分析方法概要

(1) 试验分析方法流程

本研究所涉及的试验分析方法如图 4-7 所示。进行车体激励试验，测试图 4-8a 所示的分割成的 39 块车身板件的近点声学灵敏度，并换算成板件的振动速度。使用有限元分析方法求得每个板件的声学灵敏度。根据求得的振动速度和声学灵敏度就可以进行车内声压预测以及各板件对乘员耳边噪声的贡献量分析。

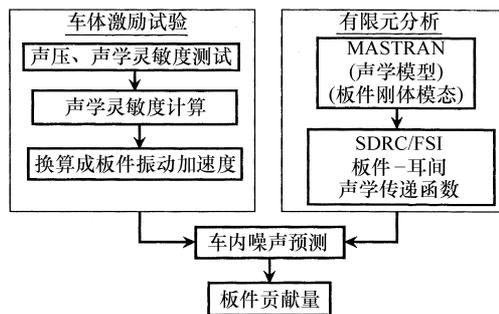


图 4-7 试验分析方法流程

(2) 板件声学灵敏度模拟

根据有限元法求得板件的声学灵敏度。板件的声学灵敏度是指对车身的板件施加单位振动速度 V_j 时，乘员耳边位置的声压 $P_{x(j)}$ 的频率响应。本文中的用 $S_{x(j)}$ 来表示板件的声学灵敏度，计算式为式 (4.5)。此时，每个板件仅在与表面垂直的方向上具有自由



度，并假定板件之间的振动没有耦合。

$$S_{x(j)} = \frac{P_{x(j)}}{V_j} \quad (4.5)$$

分析时所使用的车内声学模型如图4-8b所示。模型主要由实体单元构成，吸声性能以4%~10%的模型阻尼表示。该模型的计算精度通过与图4-9所示的车内声腔声学激励试验结果的对比得到了验证，达到了实用水平。

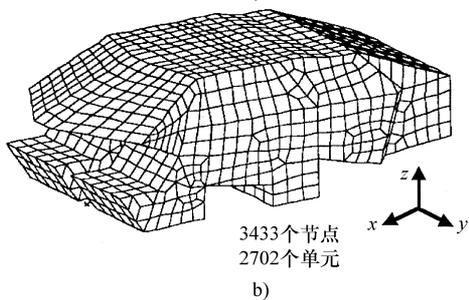
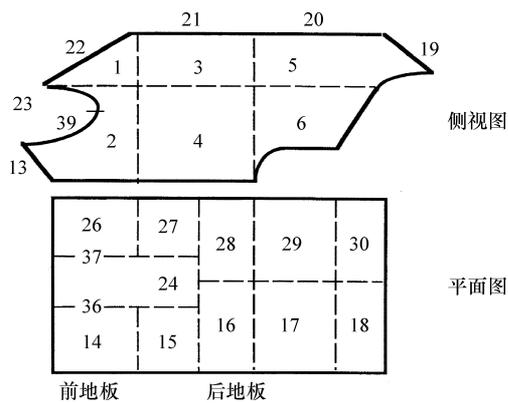


图4-8 近场声学灵敏度测试范围和有限元模型
a) 地板区域分割 b) 车内空腔有限元模型

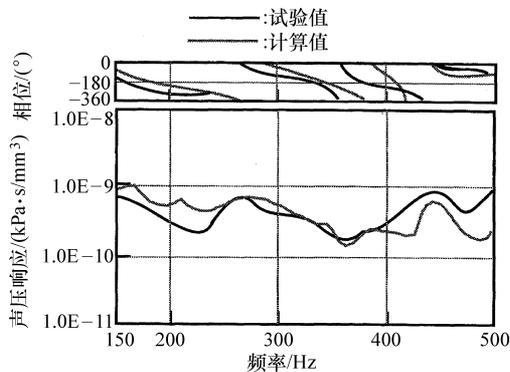
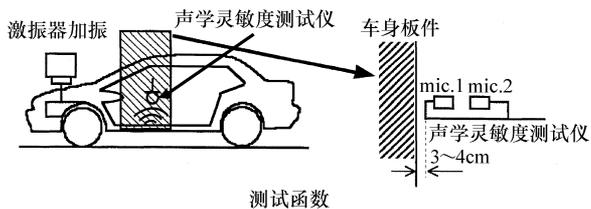


图4-9 FEM模型精度验证结果

(3) 从声学灵敏度到板件贡献量的变换

1) 试验法

为了测试板件的近场声学灵敏度，使用激振器对车身进行激励试验。根据对车内噪声贡献量的大量调查结果，激励点和激励方向选择右悬置的上下方向、左右方向以及后悬置的上下方向。使用双传声器型声学探测器对每个板件进行扫描进行声学灵敏度测试。图4-10为测试方法示意图。



- G_{12j} : 传声器1与传声器2之间的互谱(第j个板件)
- G_{FF} : 加振力的能量谱
- $G_{P(j)F}$: 传声器1和加振力之间的互谱(第j个板件)

图4-10 灵敏度测试方法概要

2) 板件振动速度计算方法

本文中所介绍的方向的特征是将近场声学灵敏度转换为板件相互之间包含振动相伴信息在内的振动速度。使用输入声学灵敏度 I_j 和输出声学灵敏度 J_j ，复数声学灵敏度可以通过声压 P 和粒子速度 V 的互谱分析 G_{PV} 用式(4.6)来求出。下列公式中的下标 j 表示1到39号车内板件的顺序号，对于每个板件均有

$$G_{P(i)V(j)} = I_j + iJ_j \quad (4.6)$$

对于公式(4.6)，基于以下原因假定 $I_j \geq J_j$ ，即根据声学激励试验所得到的车内声学传递函数的相位特性相对于频率的变化是稳定的。再者考虑到本次试验对象的频率范围内的声学模态的复杂性，车内声场并不是理想的定在波，而是声源附近的行进波成分占主导地位。因此，对于 I_j 成分影响较大的行进波，与对 J_j 成分影响较大的定在波相比，认为前者更大，故式(4.6)可以近似表达为式(4.7)。



$$G_{P(i)V(j)} \approx I_j \quad (4.7)$$

另一方面，板件的近场声学灵敏度利用互谱分析法根据式 (4.8) 进行计算。

$$I_j = \frac{Im(G_{12})_j}{\rho\omega\Delta r} \approx G_{P(j)V(j)} \quad (4.8)$$

式中， ρ 为空气密度； ω 为频率； Δr 为传声器之间的距离。

另外，根据互谱 $G_{P(i)V(j)}$ 的定义，使用近场声压 P 以及粒子速度 V 的各傅里叶谱根据式 (4.9) 表示：

$$G_{P(i)V(j)} = G_{P(j)}^* G_{V(j)} \quad (4.9)$$

注：* 表示复数共轭。

从互谱分析的定义可以得到式 (4.10) 和式 (4.11)：

$$G_{P(j)}^* = \frac{G_{P(j)F}}{G_F} \quad (4.10)$$

$$G_{V(j)} = \frac{G_{V(j)F}}{G_F^*} \quad (4.11)$$

式中， G_F 为激励 F 的傅里叶谱。

根据式 (4.9) ~ 式 (4.11)，可得：

$$G_{P(j)V(j)} = \frac{G_{P(j)F} \cdot G_{V(j)F}^*}{G_{FF}} \quad (4.12)$$

式中， G_{FF} 为激励 F 的功率谱。

根据式 (4.8) 以及式 (4.12)，粒子速度和激励的互谱可以用式 (4.13) 表示：

$$G_{V(j)F} = \frac{I_j \cdot G_{FF}}{G_{P(j)F}^*} \quad (4.13)$$

近点声场的粒子速度和板件振动速度如果相等，则式 (4.13) 表示为板件振动速度和发动机悬置激励的互谱。根据式 (4.13) 可以对车内所有板件进行求解，包括相位信息的板件之间的互谱。

(4) 声压预测及贡献量计算方法

使用有限元法求得的板件声学灵敏度 $S_{x(j)}$ ，乘员耳边位置的声压 P_x 和发动机悬置的激励 F 之间的互谱可以用式 (4.14) 计算，式中的 N 为板件数量：

$$G_{P(j)F} = \sum_{j=1}^N S_{x(j)} \cdot G_{V(j)F} \quad (4.14)$$

根据式 (4.14)，在激励发动机悬置

时，乘员耳边位置的声学灵敏度按照式 (4.15) 计算：

$$\frac{P_x}{F} = \frac{1}{G_{FF}} \sum_{j=1}^N S_{x(j)} \cdot G_{V(j)F} \quad (4.15)$$

将式 (4.13) 代入后，可以得到式 (4.16)：

$$\frac{P_x}{F} = \sum_{j=1}^N \frac{S_{x(j)}^* I_j}{G_{P(j)F}} \quad (4.16)$$

相对于乘员耳边位置的声压，将每个板件的贡献量除以 Σ 以后，可以得到式 (4.17)：

$$\frac{P_{x(j)}}{F} = \frac{S_{x(j)}^* I_j}{G_{P(j)F}} \quad (4.17)$$

4.3.3 分析结果

(1) 车内噪声预测结果

图 4-11 为右悬置左右方向激励时驾驶人耳边位置声压的试验值和计算值的对比。在 150 ~ 500Hz 范围内二者非常接近。对于其他的激励点、激励方向也得到了相同的结论。

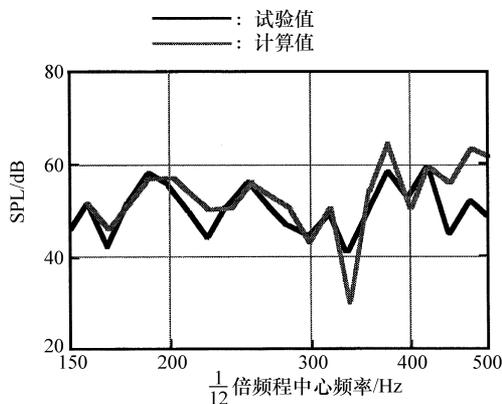


图 4-11 驾驶人耳边声压预测结果
(右悬置左右方向加振时)

(2) 板件贡献量分析结果

根据各板件的计算公式 (4.17) 求得的结果进行矢量求和，可以求得每个板件的总的贡献量。总的结果中，包括地板、风窗玻璃、前围板、左右侧板、顶篷、后围板等 7 个部分。图 4-12 是后悬置上下方向受激励时地板以及顶篷的贡献量。实线为耳边位置的声压，虚线为各个板件所发出的声压总



和。虚线与实线越接近，则表示该板件对总声压的贡献量越高。

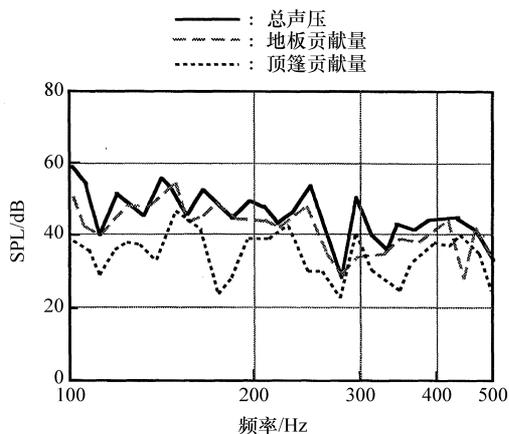


图 4-12 地板、顶篷贡献量
(后悬置上下方向加振时)

4.3.4 实车改良案例

将以上所介绍的方法应用到实车改良案例中，其效果得到了确认。试验结果显示，无论哪个方向受激励，对于驾驶人耳边位置声压地板的贡献量最高。根据实车行驶时的振动测试结果，断定地板整体的振动是主要的原因。因此，在地板上追加加强板，对贡献量较高的部位进行加强，以降低其振动幅值。通过改造后的样车试验，当右悬置左右方向受激励时，驾驶人耳边位置的声学灵敏度降低了约 10dB，车内整体噪声得到了改善。

综上所述，利用板件的近点声学灵敏度分析，考虑板件相互之间的相位并推测振动速度的方法，得到了很好的效果。根据该方法，可以在短时间内精度很高地预测相对于乘员耳边位置声压车身各板件的贡献量，并在此基础上制定适当的解决方案。这种方法最终通过试验验证了方案的效果。

4.4 近场声全息法

4.4.1 前言

近场声全息法，具有基于对声源近距离

测试的前提和对声源进行分解能力高的特征。远场声全息法，即使测试面无限大，从理论上讲无法分离配置间距小于研究对象频率的噪声的半波长的声源，而近场声全息法完全不存在这种限制。

根据对近场声源的测试，可以得到包含声源多个几何学信息（即，声源的详细形状或者模态）在内的衰减波。衰减波是指在声源附近空间的声压的过渡的变动、随着与声源距离的增加而急剧衰减的声波。

在实际中使用近场声全息法时，参考传声器的数量、位置、测试面的大小等，对声源探测结果有很大的影响，因此必须对这些参数进行必要的设定。特别是参考传声器的测定技术，现在仍然处于研究阶段，目前已经有一些研究成果报告。在本节中，首先叙述近场声全息法的理论知识，并介绍实际中的应用案例。

4.4.2 近场声全息法的原理

应用于半自由空间的近场声全息法，首先测试与声源接近的 2 元平面（全息面）的复数声压，并再生与声源接近的半自由空间内的声压。从再生的声压中计算出粒子速度及声学灵敏度。如果与声源接近的面能够再生，就可以掌握声源的各种特征。

对于 3 元波动方程，如果仅考虑单一频率，就可以得到赫姆霍兹方程式。另外，赫姆霍兹方程式的解为式 (4.18) 所示的赫姆霍兹积分方程式：

$$P(r) = \iint_S \left[P(r') \frac{\partial G(r-r')}{\partial n} - G(r-r') \frac{\partial P(r')}{\partial n} \right] dS \quad (4.18)$$

式中， G 为自由空间的格林函数； S 为边界面； r 为再生点的位置矢量； r' 为全息面的位置矢量。

如果采用格林函数 G_0 ，将式 (4.18) 中的第 2 项消去，则可以得到第 1 拉里积分



公式:

$$P(r) = \iint_s P(r') G_D(r - r') dS \quad (4.19)$$

式 (4.19) 为二元的积形式, 根据二元傅里叶变换则成为单纯的积的形式:

$$P(k_x, k_y, z) = p(k_x, k_y, z') g_D(k_x, k_y, z' - z) \quad (4.20)$$

式中, k_x, k_y 为与全息面平行的波数; z, z' 为各自再生面、全息面的位置坐标; g_D 为 G_D 的二元傅里叶变换, 此处所采用的笛卡尔坐标系为:

$$g_D = \exp\{jk_z(z - z')\} \quad (4.21)$$

式中, $k_z = \sqrt{k^2 - k_x^2 - k_y^2}$ 。当 k_z 为纯虚数时, 以指数函数表示当远离声源时的衰减波。这个衰减波, 即之前提到的衰减波。该衰减波在声源附近空间的声压具有过渡变形, 它包含声源的几何学信息。

为了在全息面上再生某些方向上不存在声源, 式 (4.20) 虽然可以使用。但是在存在声源的方向上进行再生时, 与式 (4.20) 相反, 将成为式 (4.21) 的形式:

$$p(k_x, k_y, z) = p(k_x, k_y, z') \frac{1}{g_D(k_x, k_y, z' - z)} \quad (4.22)$$

上式中, $0 \leq z < z'$, 衰减波按照指数形式增幅, 因此对声源的分解能力很高。

如果对式 (4.20) 和式 (4.21) 右边进行二元逆傅里叶变换, 就可以再生与全息面平行的半自由空间内的再生面上的声压。式 (4.23) 为式 (4.20) 的二元逆傅里叶变换:

$$P(r) = F^{-1}\{F[P(r')]F[G_D(r - r')]\} \quad (4.23)$$

同样, 根据欧拉公式可以求得粒子速度:

$$U(r) = \frac{1}{j\omega\rho} \nabla P(r) \quad (4.24)$$

根据式 (4.23) 和式 (4.24) 所求得的声压和粒子速度, 就可以求解声学灵

敏度。

4.4.3 近场声全息法的应用

为了进行式 (4.23) 所示的二元傅里叶变换, 使用等间隔的网格分割全息面, 必须同时测试所有节点上的声压。而且为了高精度地再生声源, 要尽可能地在更大的平面上进行测试。例如, 为了准确地了解 50cm 宽的声源, 必须在 $1\text{m} \times 1\text{m}$ 的平面上进行声压测试, 如果间隔为 5cm, 那么则需要至少 400 个传声器。这在实际操作时有很大的难度。

Maynard 等人在所有的测试点上布置了传声器, 将高速多路转换器 (multiplexer, 简称为 MPX) 测得的数据视为同时测得的结果。但是, 在现实中准备数千个传声器有非常大的困难, 因此该方法仅适用于测试对象为很小的声源。

因此, 一般可以对全部测试点进行分批测试, 当存在多种独立声源时, 要保证每次测试之间的强度、相位等的相关性是基于相同的基准信号的基础上。由于测试时间而产生的变动的全体声场, 要注意将全体声场分割成在强度、相位等方面没有相关性的子声场。

分割后的独立声源的数量未知, 而且各个基准传声器与每个独立声源的位置关系也无法确定, 因此选择准确的基准信号是非常重要的。这些虽然是实际中在多个独立声源的声场中应用声全息法时所存在的问题, 但声全息法是在声源附近进行测试, 多点测试声源自身受附近的独立声源影响, 因此上述的分割独立声源是必需的。

选择基准传声器的方法, 可以同时多个激励信号进行测试, 以作为基准信号的备选, 相对于基于测试结果做成的相互频谱行列式, 特异值分解及主成分分析等方法也适用。但是, 作为主成分分析方法的必要条件, 要求在多数的基准传声器中必须检测出



每个独立声源的基准传声器。如果满足不了这个条件，将很难理解主成分的物理意义。另一方面，如果各个独立声源的位置未知，而独立声源的数量预知时，则可以使用偏相关函数对部分声场进行分离。

本节介绍了一个根据偏相关函数对部分声场进行分离和全体声场的再生方法。这种方法将全息面测试点中的一个声压和 m 个基准传声器信号（基准音）做成式 (4.25) 中的互谱行列式，基于该行列式对部分声场进行分离。

$$\begin{bmatrix} S_{x_1 x_1} & S_{x_1 x_2} & \cdots & S_{x_1 x_m} & S_{x_1 y} \\ S_{x_2 x_1} & S_{x_2 x_2} & \cdots & S_{x_2 x_m} & S_{x_2 y} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ S_{x_m x_1} & S_{x_m x_2} & \cdots & S_{x_m x_m} & S_{x_m y} \\ S_{y x_1} & S_{y x_2} & \cdots & S_{y x_m} & S_{y t} \end{bmatrix} \quad (4.25)$$

式中， $S_{x_i x_j}$ 为基准信号之间的互谱； $S_{x_i y}$ ， $S_{y x_i}$ 为基准信号 x_i 的全息面的测试信号 y 的互谱。

现在，考虑作为基准信号之一的 x_1 ，将与其相关的某个成分从其他的基准信号及所有的测试信号中除去，作为残差互谱算出。具体的计算公式见式 (4.26) ~ 式 (4.28)。

$$S_{x_i x_j, x_1} = S_{x_i x_j} - \frac{S_{x_1 x_j} S_{x_i x_1}}{S_{x_1 x_1}} \quad (4.26)$$

$$S_{x_i y, x_1} = S_{x_i y} - \frac{S_{x_1 y} S_{x_i x_1}}{S_{x_1 x_1}} \quad (4.27)$$

$$S_{y x_j, x_1} = S_{y x_j} - \frac{S_{x_1 x_j} S_{y x_1}}{S_{x_1 x_1}} \quad (4.28)$$

式中， $S_{x_i x_j, x_1}$ 是除去与 x_1 相关的某个成分后基准信号之间的残差互谱； $S_{x_i y, x_1}$ 和 $S_{y x_i, x_1}$ 是除去与 x_1 相关的某个成分后 x_1 与 y 的残差互谱。这个公式是利用式 (4.25) 中的行列式进行计算后所得到的残差互谱行列式。这里 x_1 与 y 之间的 $H_{x_1 y}$ 和与 x_1 相关的某个部分声场 P_{y_1} ，分别按照下式给出。

$$H_{x_1 y} = \frac{S_{x_1 y}}{S_{x_1 x_1}} \quad (4.29)$$

$$P_{y_1} = H_{x_1 y} S_{x_1} x_1^{1/2} \quad (4.30)$$

重复相同的步骤，最终分离出来 m 个残差部分声场和与任何基准信号都不相关的残差杂音声场。

根据以上的处理方式分离出来的相互之间没有相关性的 m 个残差部分声场，对个别部分适用近场声全息方法后残差部分声场的再生就将成为可能。但是，因为偏相关函数每次都要分离残差互谱，这些残差部分声场未必能与现实的独立声源物理对应。实际的声场中，各个声源的强度、相位是随机变化的所有成分的总和。因此，全体声场的再生的物理意义是不包含相位信息的量，即自乘平均声压的总和。

4.4.4 应用案例

将三个直径为 10cm 的密封型圆锥扬声器按照 30cm 的间隔布置，扬声器之间以无相关性的随机信号作为声源，三个基准传声器如图 4-13 所示按照三种方式进行配置，记录试验结果。方式 1 是配置在扬声器的正上方（了解声源正确位置的理想场合），方式 2 是配置在扬声器的附近（基本了解声源正确位置），方式 3 是扬声器随机配置（声源位置完全不了解）。

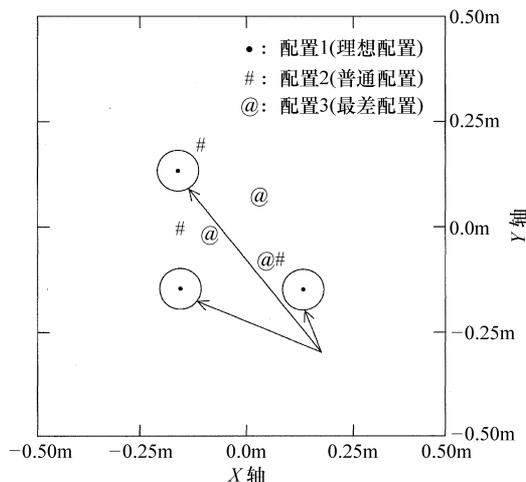


图 4-13 基准传声器的配置方法
试验时，全息面与声源的距离为 10cm，



基准传声器与声源的距离为 12cm，装有 8 个传声器的支架按照 6.25cm 的间隔布置，然后对支架按照 6.25cm 的距离平行移动，对分割为 16×16 块的 $1\text{m} \times 1\text{m}$ 的全息面进行声压测试。图 4-14 为测试装置概况。图 4-15 ~ 图 4-17 为针对每一种配置方式所测试得到的声压进行分离之后的残差部分声场（图 a、图 b、图 c）和残差杂音声场（图 d）。

根据以上试验，在理想的情况下，各残差部分声场的自乘平均声压和（图 4-15）代表了物理声源的位置，残差杂音也很小，现实中的声源基本上被再生出来了。通常情况和最差情况下，各残差部分声场（图 4-16、图 4-17）与物理声源没有对应，残差杂音也有变大的倾向。但是，最差的情况下，如果残差杂音声场的三个峰值位置与声源的位置相等，基准声源的数目与真正的声源的数目相同，则可以断定没有其他的声源。

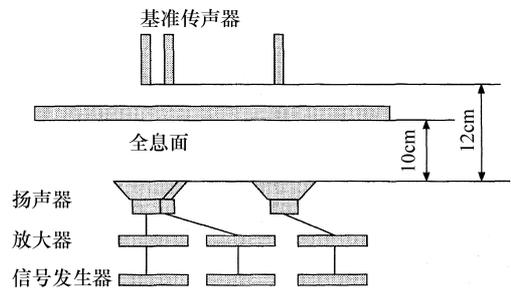
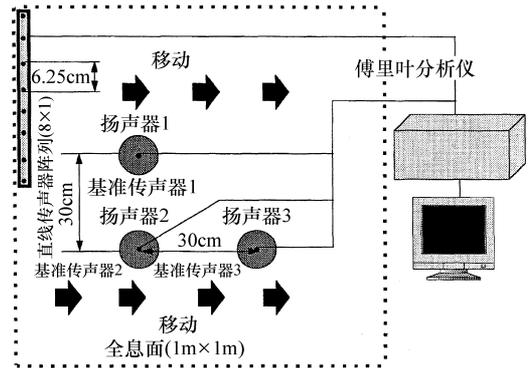


图 4-14 测试装置概况

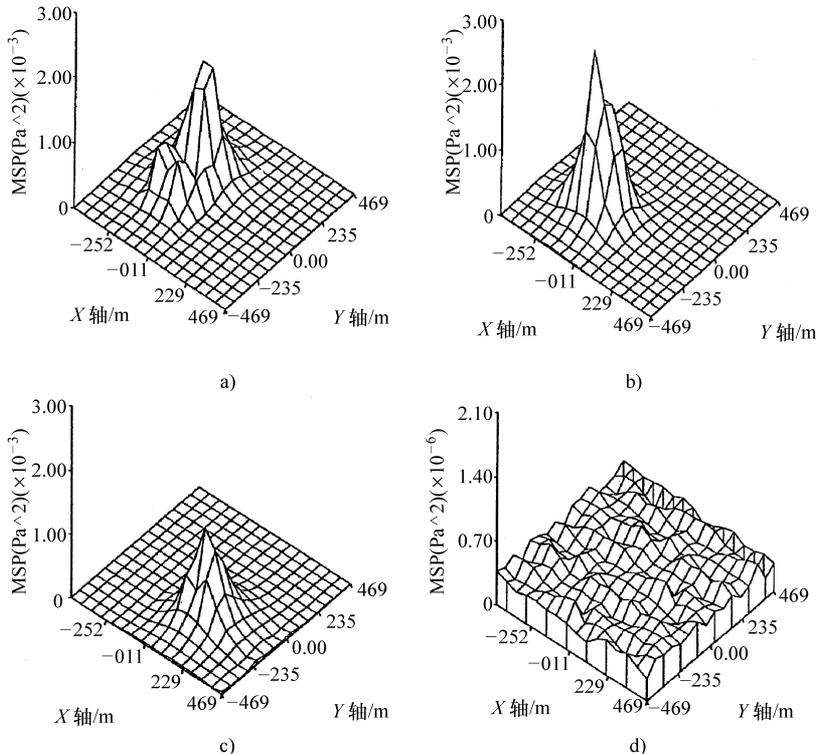


图 4-15 配置 1 的残余部分声场和杂音残余声场（理想配置）

- a) 与基准 1 相关的某残余声场
- b) 与基准 2 相关的某残余声场
- c) 与基准 3 相关的某残余声场
- d) 残余杂音声场

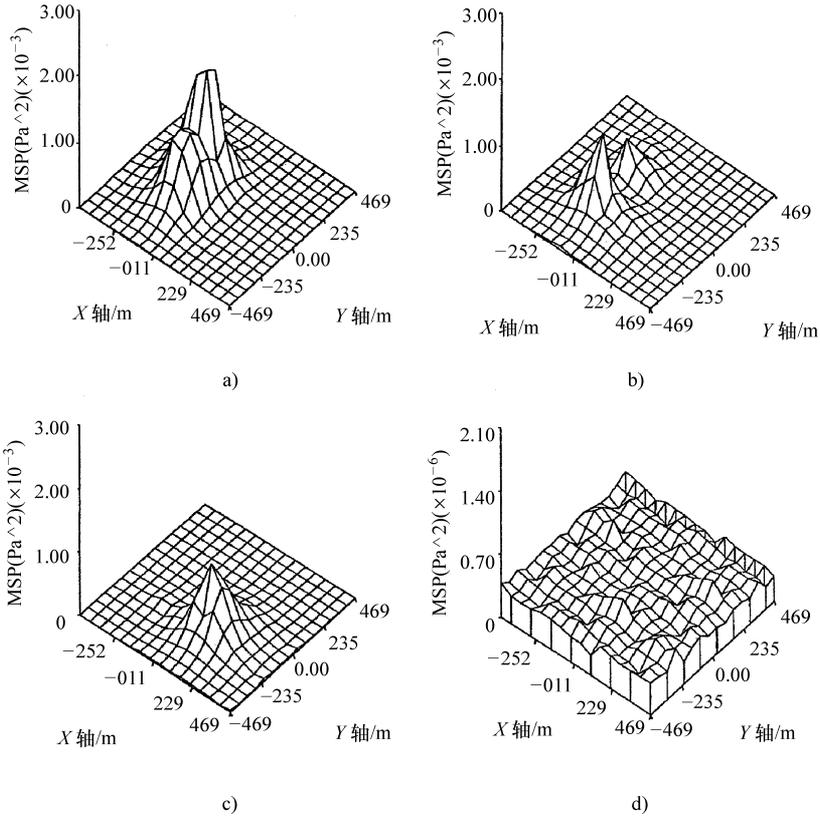


图 4-16 配置 2 的残余部分声场和杂音残余声场（普通配置）

- a) 与基准 1 相关的某残余声场
- b) 与基准 2 相关的某残余声场
- c) 与基准 3 相关的某残余声场
- d) 残余杂音声场

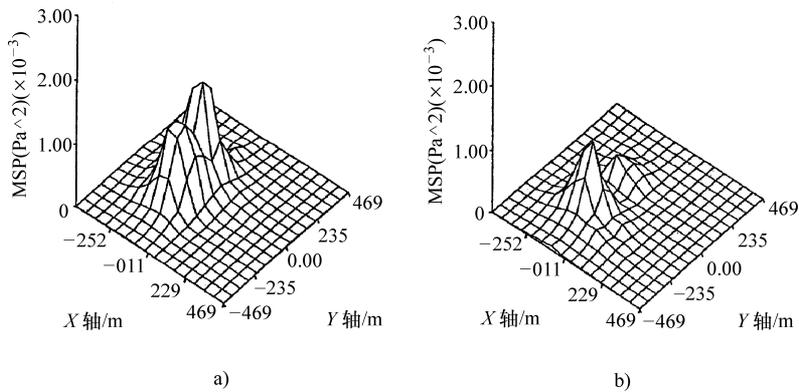


图 4-17 配置 3 的残余部分声场和杂音残余声场（最差配置）

- a) 与基准 1 相关的某残余声场
- b) 与基准 2 相关的某残余声场

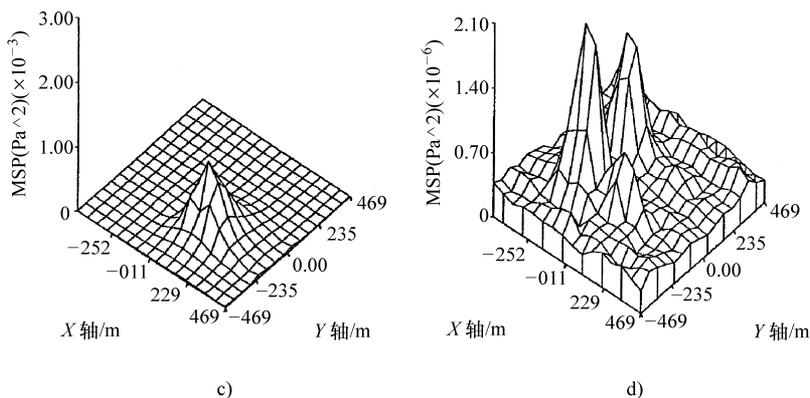


图 4-17 配置 3 的残余部分声场和杂音残余声场（最差配置）（续）

c) 与基准 3 相关的某残余声场 d) 残余杂音声场

图 4-18 中，与声源接近位置的全体声源再生的结果显示，与参考配置位置无关的三个峰值被明显地分离开，各声源的强度差

也得以确认。但是，与理想的情况相比，通常情况和最差情况的声源位置虽然相同，强度分别小了 7.6% 和 13.3%。

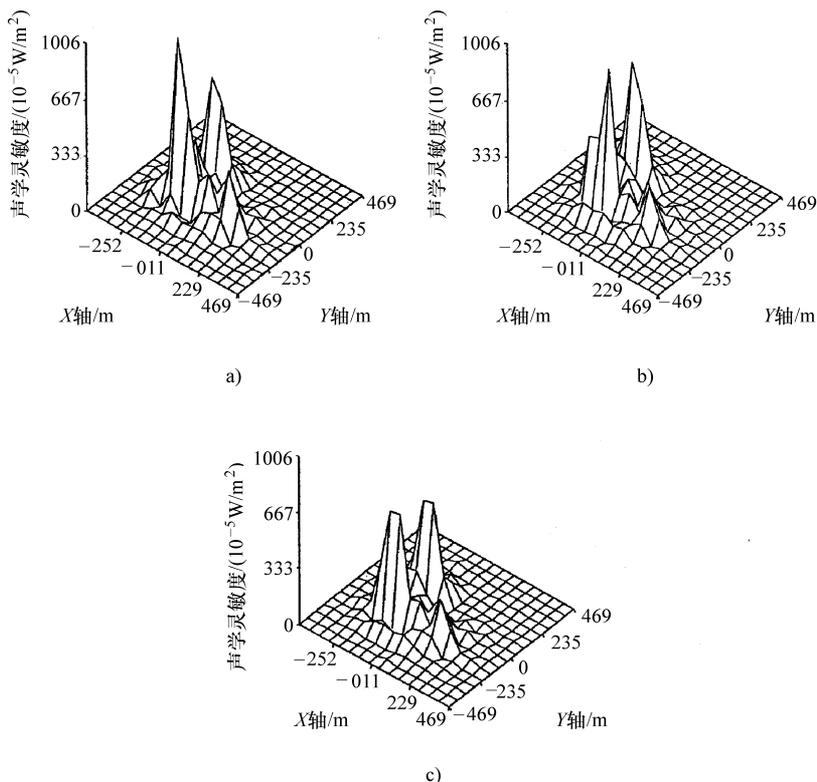


图 4-18 全体声场的声学灵敏度

a) 配置 1 b) 配置 2 c) 配置 3

因此，根据偏相关函数进行的声场的分离，如果相对于声源布置在远离基准信号的

位置，且其数目与独立声源相对应，就可以准确掌握声源的位置。但是，理想配置以外



声源强度的预测精度变差的问题仍然还没有得到解决。如上所述,基准信号的数目和声源强度的预测精度的判断,以残差杂音声场的自乘平均声压和为指针是有效的方法。

通过声全息法进行声源探测的目的之一,是了解多个声源的位置及声源强度大小顺序,为有效地制定解决方案以降低声源声压提供条件。根据现在的技术即可得到可靠的成果。但是,为了利用声学放射计算以提高声源强度的探测精度,有必要在声源的位置布置参考声源,然后进行充分的研究。

本节叙述了近场声全息法的基本原理和实用案例。这种方法是在实际应用中开发出来的技术,特别是对于长波低频声源,不限于近距离测试的条件限制,当测试面上的测试间隔很短、测试点数很少时也可以得到很好的应用,可以发挥声源分解能力高的特征,今后必将能得到更大的发展。

4.5 二重声全息法

4.5.1 前言

作为发动机或者车辆表面放射噪声声源的探测方法,与声全息法相关的报告很多。声全息法测试面为单一平面,在距离测试对象数个波长处进行远距离测试是以前的方法,近场声全息法或者测试面的形状为半球形的方法,是为了提高声源探测精度而开发出来的最新方法。

这些测试方法虽然有高精度的声源分离能力,但是测试面以及形状等各种限制条件,使得适用的对象很少。特别是测试发动机单体噪声时,发动机实验台架、进排气配管等对于测试设备的布置在空间上非常不利。

另一方面,虽然按照声源探查精度的方法比现在使用的方法差,但对于测试位置的自由度来说,如果声源探查精度再能略有提高则将成为具有很高实用性的方法。从这个

观点出发,采用与过去方法同样的测试距离,并且采用比过去精度更高的测试方法,开发出了声学二重全息分析法。本节中,针对该种方法的原理和基本检验实验结果加以说明后,再介绍使用本方法对实际工作中的发动机的声源探测具体流程和效果。

4.5.2 二重声全息法原理

首先叙述以前的声全息法,然后根据声全息法进行声源探测的概念,对二重声全息法的原理和特征进行阐述。

(1) 声学全息法原理

声全息法是将声源存在的面假定为平面,以其为声源面。距离声源 z 处设置一个平面,这种定义测试面的方法即为声全息法(以下简称为 AH)。在测试面上布置格子状的测试点,进行复数声压测试。

一般的声全息法使用多点测试得到的复数声压振幅 $P(X_m, Y_m)$, 在任意的平面(称为再生面)上再生声源。探测声源时选择声源面为再生面。再生声源时,如果应用球面波的逆向传播法则,则再生面上的任意一点(称为再生点)的再生值 $V(x, y, z)$ 为

$$V(x, y, z) = -\frac{1}{j\rho ck} \iint \frac{P(X_m, Y_m)}{r} e^{-jkr} dX_m dY_m \quad (4.31)$$

式中, ρ 为空气密度; c 为声速; k 为频率; X_m, Y_m 为测试点的坐标; r 为测试面上的测试点和再生面上的再生点之间的距离。

对于声全息法,根据式(4.31)进行面积分所得到的每个成分,即测试点的测试声压的单独得到的再生值,称为单独再生值。图 4-19a 中的再生面上的任意再生点 R, 实际上的声源位置(声源点)为 S, 它与测试点 M1、M2 的关系,即为声全息法的声源再生原理。基于式(4.31)的再生计算,声源为点声源。

现在,将再生点 R 设置为声源点 S 时,



声源再生时逆向传播距离与实际的声波向测试点所传播的距离相等，从各个测试点求得的单独再生值全部为同相位的复数。另外，当再生点与声源不在同一位置时，从各个测试点所求得的再生值的相位则不同。最终的再生值是将全部测试点的单独再生值相加后得到的。因此，相位相同的单独再生值相加后的再生值的绝对值，必然比相位不同的单独再生值相加后所得到的绝对值大。图 4-19b 为复数平面上所表示的上述的关系，明确显示出声源所在位置的再生值为极大值。这就是声全息法通过测试进行声源探测的原理。

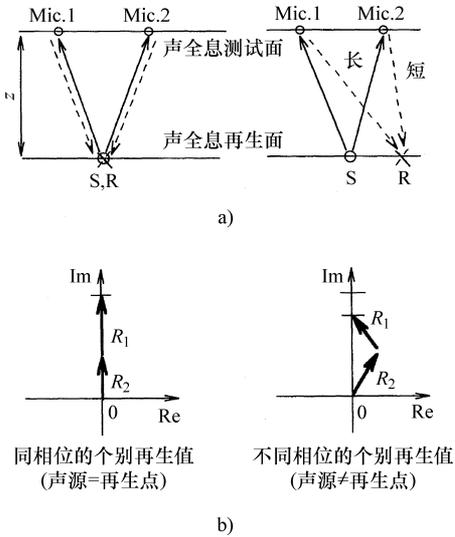


图 4-19 声全息法的声源探查原理

如果在不是声源的位置再生，各个测试点的单独再生值的相位是变化的。这些变化量影响声全息声源定位精度，相同频率的测试面越大、测试面与测试对象间的距离越近，则结果越大。

但是，当实际测试时，仅从声源定位精度的观点来看无法决定测试面的大小。也就是说，拥有面积的声源，必须有较大的测试面，那么所需要的测试时间也就越多，因此，必须尽可能减小测试面的面积以缩短测试时间。测试距离虽然可以设定在与声源尽

可能接近的位置，但是经常受到障碍物、空间狭小等条件的限制。因此，AH 法声源的定位精度只能在测试时才能决定，而且受测试面的大小及测试位置的制约，存在无法保证足够的精度的问题，必须要想办法提高测试精度。

(2) 二重声全息法的原理和特征

以前的声全息法的声源定位精度由测试面的大小和测试位置决定。为了解决这个问题，提高声源定位精度，开发了一种利用两个测试面的复数声源测试的全新声全息法。在本节中，将这种方法称为二重声全息法，简称为 ADH。接下来叙述这种方法的原理和特征。

图 4-20 所示为在以前测试面的后部距离为 d 的位置设置第二个测试面。这两个面分别称为前测试面和后测试面。后测试面上的测试声压根据式 (4.32) 转换为前测试面上的声压。这个变换值与在前测试面上所测得的结果相比，当二者存在差别时，将该差加到前测试面的测试结果上。

$$P'_2 = P_2 \frac{r_2}{r_1} e^{-j\alpha(r_2-r_1)} \quad (4.32)$$

$$P_3 = P_1 + \alpha(P_1 - P'_2) \quad (4.33)$$

式中， P'_2 为后测试面上的测试声压 P_2 转换为前测试面上的声压； P_1 为前测试面上的测试声压； P_3 为合成后的声压； r_1 、 r_2 分别为每个再生点和 P_1 、 P_2 的测试点之间的距离； α 为增幅系数，为正数。

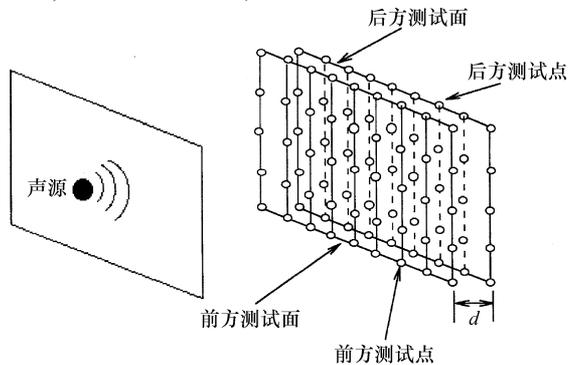


图 4-20 声学二重全息法概念



式(4.33)所表达的即为上述操作,特别是第2项只有在与声源不在同一位置的再生点再生时才存在。因此,如果将公式左边所表示的声压代入式(4.31)的 P ,就可以求得再生值。当增幅系数为0时,式(4.33)左边将成为前测试面上的声压,即为以前的AH法。

ADH法能完成使式(4.33)的第2项的非声源的再生点的再生值变小的功能。当增幅系数一定时,该值随着再生点距离声源位置越远则越大,第2项括号中的值一定时与增幅系数成比例。因此,如果将增幅系数设定为较大的值,则声源定位的精度就会提高。也就是说,与AH法测试时声源定位精度并不固定。它可以根据增幅系数来自由选择再生灵敏度。

实际上,对于声压测试环境中的反射及

乱射,再生结果会受到影响,根据预先已经掌握的声源进行试验来选择适当值是非常必要的。本文中,将合作应用预备试验中所得到的增幅系数。对于存在的两个测试面,根据式(4.32)和式(4.33)进行声波的二重逆传播计算方法,被命名为二重声全息法。

4.5.3 扬声器激励试验

如前所述,ADH法比传统的AH法具有更高的声源定位精度。为了验证这一结论,以扬声器为声源进行了验证试验。图4-21所示为试验装置。将两个传声器M2、M3用水平支架以距离 d 的间隔平行固定。利用这个支架可以将两个传声器上下左右方向移动,同时进行两个平面的测试。

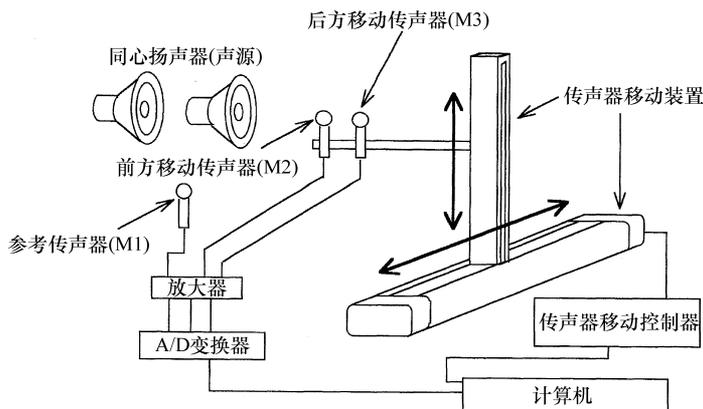


图4-21 声学二重全息法的测试装置

另外还布置一个传声器M1作为参考信号。三个传声器的信号通过A/D转换器输入计算机中。移动传声器的控制和声全息再生计算可以在同一计算机上进行。准备两个直径为10cm的锥形扬声器(密封型),在1.35m的高度上以0.32m的水平间距布置,仅将左边的传声器向内0.12m的后下方位置,由正弦激励器发出频率为1kHz的声波。

两个声源的能量比为1:1,测试面设置

在距离右侧的扬声器0.5m处。测试面为 X (90cm)、 Y (60cm)两面,测试点为 X 方向间隔15cm、 Y 方向间隔10cm各7点,每个测试面上共49点。前、后测试面大小相等,间距为10cm。 d 和 α 的值越大,声源的分解能力越高,但是需要根据声源的指向性和测试环境选择适当的数值。

图4-22是在上述的声源设置条件下AH法与ADH法的结果比较。AH法结果是仅使用ADH法前测试面的测试数据并按照传



统的再生理论而得到的。ADH 法的增幅系数设为 α 为 2 进行再生计算的。等幅线是从最大值到 30dB 为止以 2dB 的间隔输出出来的。声源的实际位置即为图中标记⊗处。试验结果显示，AH 法未将两个声源分离开，而 ADH 法则将一个声源非常明显地分离开并精确定位。从以上试验结果得知，ADH 法比 AH 法具有更高的声源分解能力和实位精度。

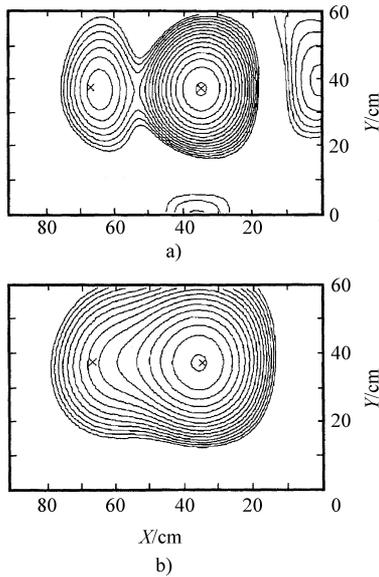


图 4-22 基于扬声器声源的试验
a) ADH 法 b) AH 法

4.5.4 发动机声源探测

为了验证 ADH 方法的声源定位精度，利用该方法对实际运转中的发动机进行声源测试，以验证其效果。另外当需要降低发动机噪声时，如何利用这种方法，下面介绍具体的使用流程。

(1) 测试试验方法

排量为 7L 的直列 6 缸直喷式柴油发动机以 2400r/min 全负荷运转，利用 ADH 方法对其右侧的噪声进行测试。将试验用发动机安装在消声室内，主要是为了使用声全息法测试而未采用特殊的设置方式。移动传声器的前后间隔为 10cm，前方传声器布置在

距离缸体 1m 远位置。测试面上 X 方向 12 点、Y 方向 9 点共计 108 点，以 10cm 的间隔进行声压测试。

对于声全息测试，有必要检测出发动机表面主要的独立声源作为参考声源，实际运转中的发动机噪声是从范围很宽的发动机表面放射出来的，因此将参考声源定义在哪里是非常重要的。但是，由于发动机噪声的干涉性很高，在发动机右侧至少要形成三角形的传声器布置，如图 4-23 所示的 R_f 、 R_r 、 R_u 3 处位置，加上移动传声器共需同时测试 5 组输出信号。根据所有的参考信号计算出结果，并分别输出。图 4-23 中的 R_0 不是为了声全息测试，它是为了测试发动机右侧声源而布置的传声器，距离发动机曲轴中心 1.2m。

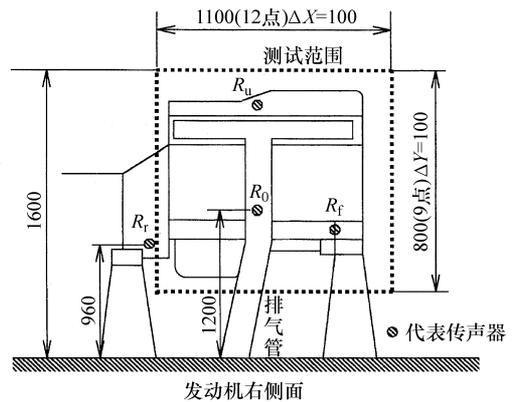


图 4-23 声学二重全息测试

(2) 试验结果

声全息法的分析频率根据 FFT 等装置的窄带频率分析预先决定。例如，当参考声源位于发动机后端时，ADH 法和 AH 法的再生计算结果如图 4-24 所示。AH 法使用 ADH 法的前测试面的数据。图 4-24b 与图 4-24a 所示为用两种方法对多个声源进行分解并检测出。从这些结果中可知，ADH 法比 AH 法具有更好的声源分解能力。另外，尽管有窄带频率的声源探测结果，还是可以确定多个部件同时成为声源。也就是说，这



些声源相互之间具有相关性。

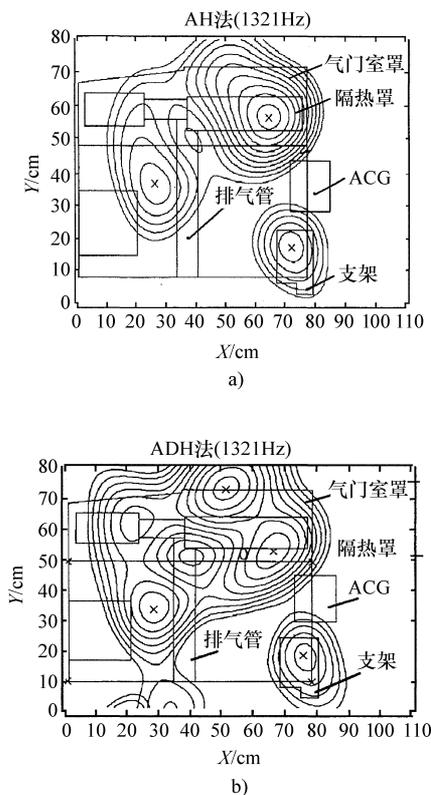


图 4-24 声源探测结果 (1321Hz)

另外，对频率相同、位置不同的参考声源分别进行再生计算的结果如图 4-25 所示。这些结果几乎是相等的，这也证明了发动机噪声具有很高的相干性。

根据以上结果，将 1 个参考声源设定在任意 1 点，则无法对实际运转中的发动机进行声全息测试。也就是说，对于所有的发动机，由于无法保证声源之间的高相关性，在空间布置上至少要同时使用不同的参考点以确保声源之间的相关性。

对于该发动机，综合其他频率的二重声学全息法的声源定位结果，确定排气歧管的热保护罩、ACG、辅助机构安装用的支座等为最大的声源。对这些部位进行隔声处理后，发动机右侧噪声的测试结果显示有 1.4dB 的降噪效果。

如上所述，与以前的单一测试面的声全息法相比，当存在多处声源时二重声全息法声源分解能力强，声源的定位精度高。另外，以前方法的声源分解并不是在测试的同时决定，而是根据增幅系数的选择在测试以后才能决定。另外，测试面的位置和测试时间这两者是相同的。

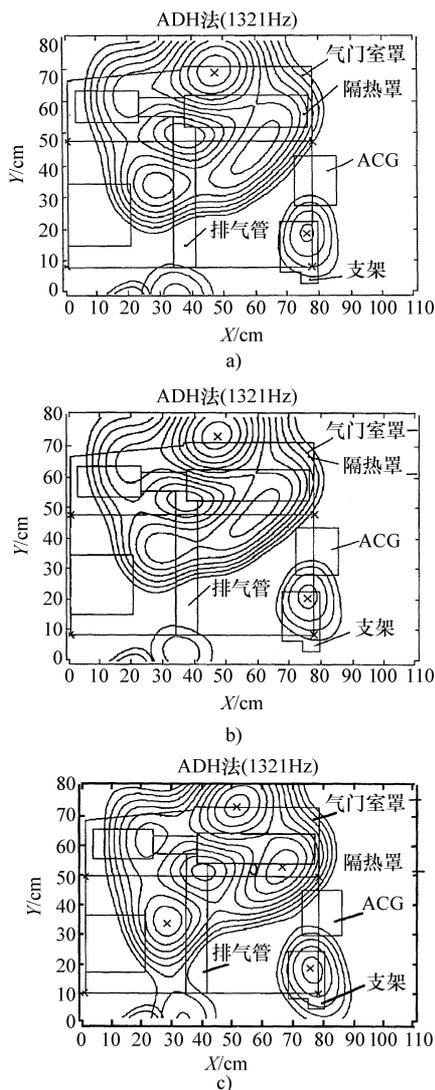


图 4-25 参考位置的影响

a) R_u b) R_l c) R_r

前面章节中叙述的近场声全息法和本节的二重声学全息法是互补长短的两种技术。



也就是说，如果能对声源进行近距离测试，则前者的精度高，只是与声源能接近到什么程度是个问题，因此适用于长波低频声源。后者的二重声全息法与测试距离无关，但是对低频声源的分解能力较低。具体选择哪一种方法，需要考虑测试对象的频率、测试距离、声源分解等多个要素。

4.6 今后的展望

本章所叙述的汽车振动噪声测试技术中，着眼于以掌握现象为目的而开发的测试方法。对于振动的测试，目前有激光全息法等针对测试面的一次性测试方法，加速度计或者激光多普勒计等对振动面进行多点测试的方法将越来越多地得到应用。对于噪声测试及分析，声全息法虽然是一般性的方法，但今后必将会有更多的应用研究。近场声全息法是利用低频声的分析。因为是近距离测

试，所以在实用上可能会有诸多限制，但是它具有声源分解能力高的优点，今后必将得到更广泛的应用。另外，二重声全息法虽然不及近场声全息法，但是由于可以远距离测试，对于发动机噪声以外的声源，特别是1kHz以上频率的声源应用较多。

目前，多点同时测试已经有发展的动向，声全息法中使用多个传声器阵列，可以缩短测试时间和了解过渡现象。但是，测试装置规模大，成本高，需要根据试验用途来选择合适的测试装置。对于信号处理技术，声全息法等使用集群计算机、DSP等进行高速计算，可以实现对数据的实时处理。另外，时间频率的分析方法，Wigner分布、Wavelet变换等多种理论已经开始普及。应用这些方法，瞬时声学灵敏度等方法得到了开发。即使是声全息法，适用于时间频率分析的应用性研究也正在进行中。

参考文献

- 1) 外崎ほか：直列4気筒内燃機関の実稼働時振動挙動に関する実験の考察，日本機械学会第71期全国大会講演論文集，No. 930-63，(Vol.D) (1993)
- 2) Y. Goto, et al. : Experimental Analysis of Power Plant Vibration by Shaker Test, SAE Paper, 911069, May 1991.
- 3) F. Neyrinck, et al. : Operating Analysis and Problem Identification of a High Performance Racing Engine, 10th IMAC (Vol.2 p. 1399-1405) (1992)
- 4) H. Tonosaki, et al. : Investigations into the Excitation of Low Frequency Half Order Vibrations in a Diesel Passenger Car Powertrain, SAE Paper, 931304 (1993)
- 5) 桶本卓志：車体パネル振動の可視化による車室内騒音の低減，自動車技術，Vol. 47, No. 4 (1993)
- 6) 森ほか：パネルの近接音響インテンシティ測定による車室内音の予測，自技会学術講演会前刷集 936 (1993)
- 7) K. Takanami et al. : "Improving Interior Noise Produced During Acceleration", SAE Paper, 911078
- 8) 柘植和廣ほか：加速時車室内音の音色に関する一考察，自動車技術，Vol. 39 No. 12 (1985)
- 9) 横徹雄ほか：車室内音場における音響インテンシティ，自技会学術講演会前刷集 872, p. 697
- 10) Hue Lee : Resolution Enhancement by Wave field Extrapolation, IEEE Transactions on Sonic and Ultrasonics, Vol. SU-31, No. 6 (1984)
- 11) E. G. Williams, et al. : Holographic Imaging without the Wavelength Resolution Limit, Physical Review Letters, Vol. 45, No. 7 (1980)
- 12) J. D. Maynard, et al. : Nearfield Acoustic Holography : Theory of Generalized Holography and the Development of NAH, J. Acoust. Soc. Am., Vol. 78, No. 4 (1985)
- 13) J. Hald : STSF-A Unique Technique for Scan-Based Nearfield Acoustical Holography without Restrictions on Coherence, Bruel and Kjaer Technical Review, No. 1 (1989)
- 14) M. Nakano, et al. : Radiation analysis of sound and attenuation simulation, IMechE, C 32-88, p. 133 (1988)
- 15) D. Hallman, et al. : The Application of Nearfield Acoustical Holography to Locate Sources in Enclosed Spaces Exhibiting Acoustic Modal Behavior, 12th IMAC Proceedings (1994)
- 16) 高田ほか：近距離音場ホログラフィー法に関する研究（多数の独立な音源が存在する音場の再生），日本機械学会論文集，61巻 585, C (1995)
- 17) 梅沢ほか：音響ホログラフィによる機械音の発生源探索と予防法の研究，日本機械学会講演論文集，No. 750-9, p. 171 (1983)
- 18) 竹田：音響ホログラフィに関する研究，日本機械学会論文集，51-468, C (1991)
- 19) 中野ほか：音響二重ホログラフィ法による音源探索に関する研究，日本機械学会論文集，59巻 563, C (1993)
- 20) 中野ほか：音響二重ホログラフィ法によるエンジン騒音源探索，自技会学術論文集 Vol. 27, No.1, 9630778 (1996)

第5章 模拟技术

5.1 模拟技术发展动向

查阅最近几年间的汽车工程学方面关于振动、噪声模拟技术相关的论文，其方法有非常大的变化。随着向更强大、更多领域发展的需求，要求开发出效率更高、速度更快的系统性方法。特别是对于振动噪声问题，需要考虑静力学上质量的运动而产生的惯性力，但仅仅依赖技术人员的直觉有很大的局限性。因此，CAE 模拟技术得到了大范围的应用，是产品开发设计、试验现场等多种实用性的工具。

基于这些要求，开发了多种方法。随着计算机能力的提升，计算处理更为高效。在部分构造合成法、声学结构耦合分析法、优化设计、基于试验数据的灵敏度分析、定位问题、贡献量分析等多个方面进行深入探讨，进一步可以应用到综合性的创造问题领域。也就是说，根据测试技术的进步，使用

高精度的数据及基于系统验证的高精度模型，再加上以超级计算机为代表的计算能力的提高，使得模拟技术已经应用到高频领域的振动模态分析/结构声学耦合问题/非线性振动问题/多目的优化问题等多个实用领域。

另外一个较大的分支，是随着集成化技术的进步，CPU 处理能力大幅提升的集成计算机得到了普及。相关的经验及基于工程应用的小型化模型和方法的应用，使得通过短周期内的模拟就可以得到高效、众多的研究结果。通过构建完备的计算机网络，组合应用 CAD 与 CAT 技术，模拟的世界进一步扩展。模拟技术在设计开发、试验部门等多个领域得到了广泛的应用，在开发现场已经成为不可或缺的强有力工具。图 5-1 所示为模拟所使用的模型的概念图。无论 CPU 计算能力如何提高，为了得到复杂问题或者尽可能早地预测判断，模拟模型规模要尽可能小，以缩短计算时间。

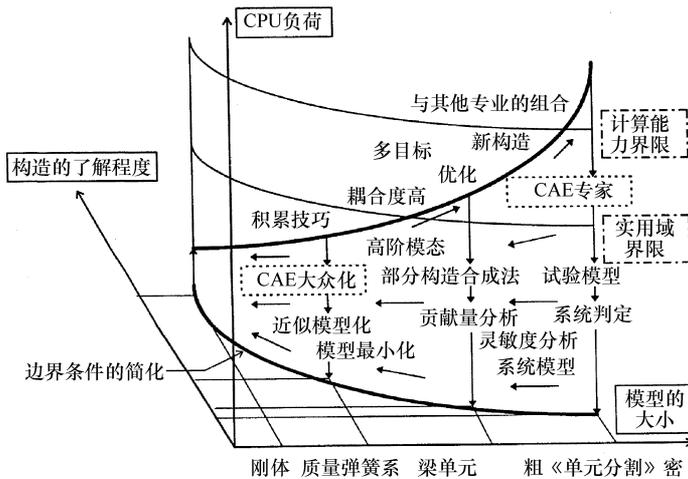


图 5-1 模拟模型的循环（最小化）



5.2 模拟模型的要求

5.2.1 掌握现象

如果给定一个振动噪声方面的命题，为了解问题的现象需要从观察开始入手。但是，为了掌握“什么是必要的项目”，使用与该现象相关的经验及理论的假设必须成立。对基于该假设条件而得到的试验数据进行比较、斟酌，并进行验证，以推测、考察实际现象。为了实现这一连串的步骤，设定基于表现该现象的假设条件而数值化的模型，进行 CAE 方法的模拟分析。

因此，模型设定的最大目的，是为了以简单、明了的手段来明确问题的原理。特别是，与振动噪声相关的模型，相似的参数非常多，在搭建模型的同时，有必要根据多种方法进行原理性分析，而为了实现分析需要制定复杂的模型化的流程。

因此，为了同时开展基于丰富经验的管理和开发方法，需要具有洞察问题的能力和决心。

5.2.2 模型的表现

在设定模型时，通过对问题对象的分析，以不损失其物理意义的单纯的元素来表现。即根据构造体的各部分在所研究的目标频率范围内固有模态的数量，采用刚体、弹簧单元、集中质量单元、连续梁单元、板单元、实体单元等。表 5-1 表示的是汽车的主要部分的模型数量（1kHz 以内）。对于复杂的声学空间模型的模型化，有很多使用 FEM 或者 BEM 方法，与结构的振动特性相结合而实施的具体案例。再有，综合考虑液压力现象和机构学的模拟方法也正在研究之中。

表 5-1 1kHz 以下的固有振动模型数

部位	模态数目
发动机	10
变速器	20
动力装置	50
悬架	100
转向系统	200
排气系统	300
车内空腔	500
车身	1000 以上

图 5-2 中所示的是乘用车的本体模型。在这个案例中，以车内轰鸣声等低频（50Hz 以下）问题为研究对象而搭建的模型，各个部分的固有模态不同，其表现方法也不相同。车身是以整体弯曲、扭转模态为目标，因此是用梁结构及相互之间的连接刚度以及代表板件的 FEM 板单元所组成的。如果研究目标为高频（100Hz 左右）的轰鸣声或者路面噪声，则必须体现出板件及其他局部的固有模态，通过梁单元及结合单元甚至 3 维单元来搭建模型，板件的曲度及加强用的筋也需要考虑进来，网格的尺寸也更加细小（约 8 万个节点）。

图 5-3 所示为小型货车的模型。在选择车架的模型化时，对于这种情况，板单元能比梁单元更贴切地反映出结构的特性。因此，为了在目标频率范围内更妥当地表现振动特性，为了更准确地模拟，必须减小单元的尺寸。

5.2.3 系统模型

系统模型是指由以下的多个零部件组成并具有复杂的振动特性的构造物对象。

1) 一种现象由多个部位的耦合、多个激励源及传递路径构成。

2) 使用多目标优化模型。

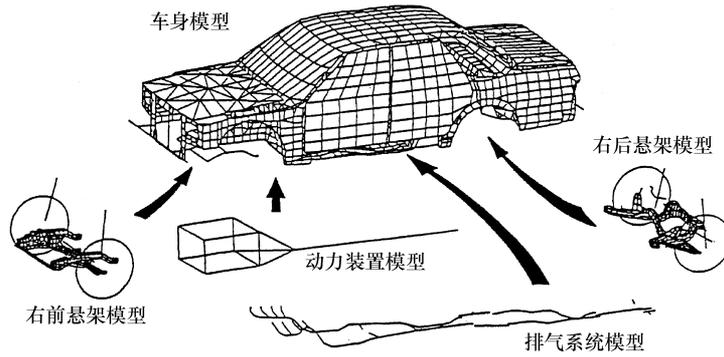
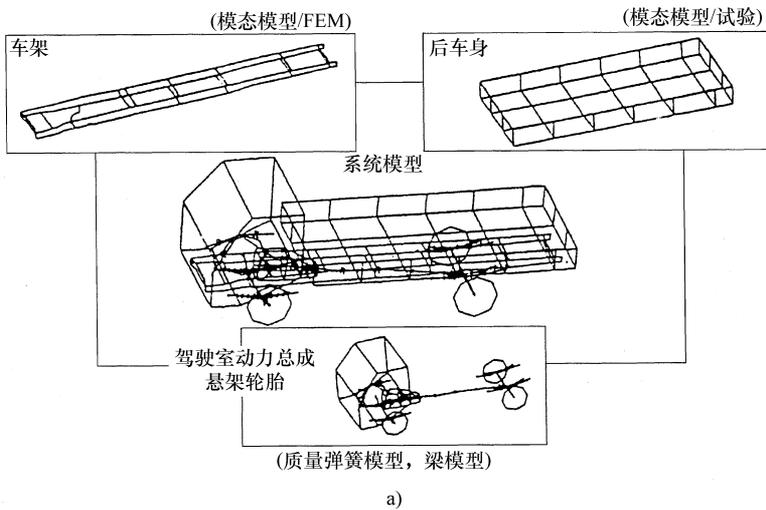
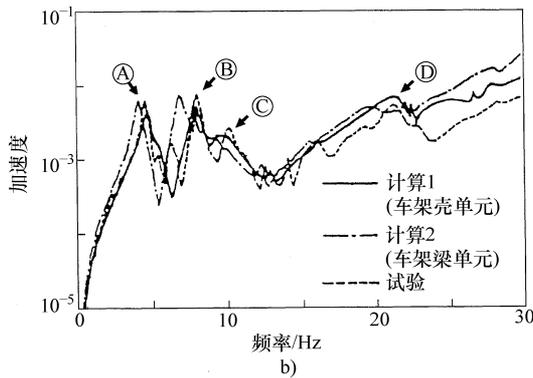


图 5-2 乘用车的车辆模型示例



a)



b)

图 5-3 小型货车的振动分析模型

a) 基于模态合成法的系统模型 b) 车架加振时的频率响应

对于路面噪声及末端齿轮噪声等具有多个部位耦合或者振动传递路径的案例，根据解决方案来考虑对立关系的折中，或者种类不同的多个振动噪声问题（结构—声学耦

合系统），相当于同时考虑轻量化、强度耐久性等不同领域的综合性问题。有两轮车、客车、齿轮箱、发动机正时齿轮、驱动系统、发动机等多个案例。



这些案例，大多是使用部分结构合成法，从设计或者试验数据中得到的各个分系统的模型组合而成。因此，为了搭建适当的系统模型，需要建模的范围到何处为止，每个构成部件的表现到何种程度，构成部件之间如何结合，激励如何设定等问题需要逐一确认。因此，根据各个部位的贡献量分析以选择重要部位或者根据灵敏度分析减少相关性小的振动特性、结构。

5.2.4 模型的搭建和验证

以连续系统描述结构形状并保持其物理特性的 FEM 法是强有力的预测工具。按照一定的规范，使用适当的 FEM 单元反映结构形状，在一定程度上能够保证分析结果的精度。根据大量的分析案例报告，其可能性也正在不断地得到完善。

为了准确地体现分析对象部位的振动特性而使用的 FEM 模型的单元分割规模，在理解部分结构合成法的理论概念的基础上，图 5-4 为考察案例。图中显示了保证分析精度的频率范围上限值和壳 (shell) 单元的固有模态参数 (单元长度)²/(板厚) 的函数 (单元的大小为特定值) 之间的关系。以油底壳为应用对象的案例显示出以前 2 阶模态为目标的模型基本上达到了预定的精度。

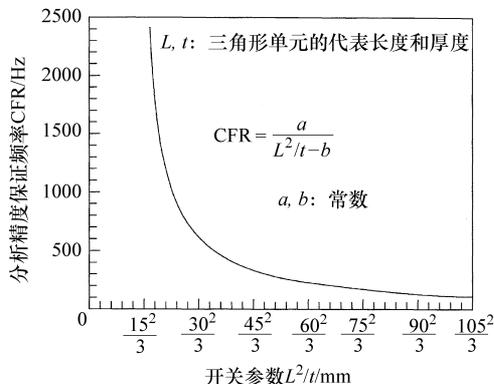
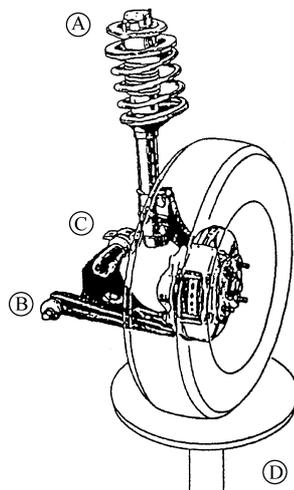


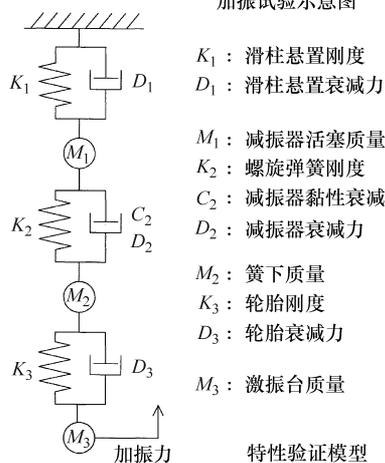
图 5-4 FEM 三角形单元代表的大小和分析精度的关系

另外，对于质量弹簧系统模型的搭建，如果从结构信息中无法得到质量及刚度参数，则可以假设能够保证结构物理特性的运动方程式，通过实验方法来原因特性行列式 (质量、刚度、阻尼) 模型。

图 5-5 显示的是汽车悬架系统的模型。根据特性行列式定位法，通过黏性和迟滞的组合来体现减振器的阻尼特性。文献 23) 中，基于特性行列式系数之间的物理、构造依据而设定模型化的约束条件，从物理上保证了定位精度的可靠性。文献 24) 中，对于托架式悬架的副车架悬置，针对目标挑选出参数以确定假想的振动系统模型的特性方程式，是一种高效的研讨方法。



加振试验示意图



- K_1 : 滑柱悬置刚度
- D_1 : 滑柱悬置衰减力
- M_1 : 减振器活塞质量
- K_2 : 螺旋弹簧刚度
- C_2 : 减振器黏性衰减
- D_2 : 减振器衰减力
- M_2 : 簧下质量
- K_3 : 轮胎刚度
- D_3 : 轮胎衰减力
- M_3 : 激振台质量

特性验证模型

图 5-5 悬架系统模型



所得到的结果如果受设计上的条件制约,则提出解决该问题的新的悬置布置方案,按照同样的方法对新方案的假想模型进行讨论。另外,对于难以直接测试的刚体模型的确认,特性行列式定位法也同样适用。

类似路面噪声、轰鸣声及发动机噪声等的宽频问题,以目标频率范围内具有高模态密度、高振动特性的部件为研究对象时,直接利用测试数据合成传递函数的部分结构合成法,证明是具有广泛的实用性的。从试验测试中得到的传递函数,由于会有测试中噪声等的影响所带来的行列式特异性问题,在结合范围内的动刚度矩阵求解过程中,在2次逆矩阵演算时会产生误差,这对分析结果

的影响是不能被忽视的。根据特异值分解法的应用,其适用范围得到了扩展。作为副车架的应用案例,到500Hz的高频范围内的路面噪声的应用也进行了尝试。

在组建系统模型时,首先对构成系统的子系统模型逐一验证,说明分级组装的方法证明是有效的。在组装过程中,对各个子系统以及全系统的数值模型进行系统性验证。图5-6为相关的案例。对于每个部件,首先与试验数据进行对比,然后在部件之间相互结合时,对子系统的试验数据也进行对比验证,按照结合条件来调整模型,最后对组装在一起的模型再按照相同的方法加以验证。

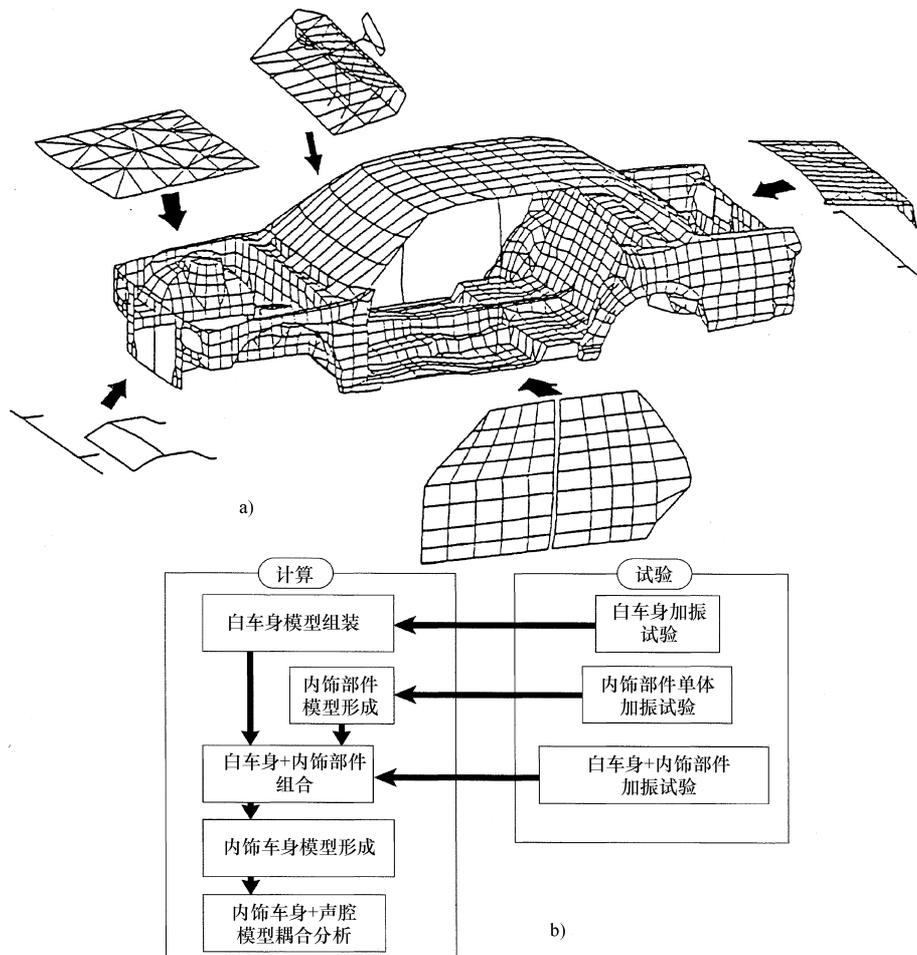


图5-6 车身模型的搭建

a) 车身模型 b) 车身建模流程



图 5-7 中所示为提高 FEM 模型精度的方法。图中，将固有振动频率和固有矢量与试验数据进行对比，对 FEM 模型进行验证。为了抽出试验和计算的对应模型，使用了 MAC (Modal Assurance Criterion) 方法。

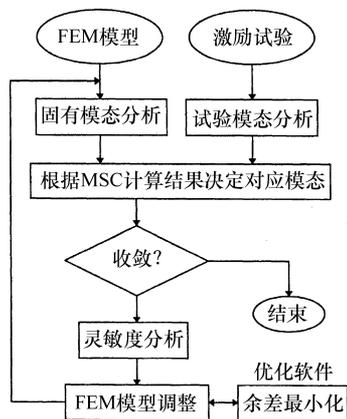


图 5-7 提高 FEM 模型精度的方法

5.3 优化流程

5.3.1 优化系统

通常情况下，对于需要优化的问题都会有多个目标函数和设计变更等约束条件。为了得到最佳结果而循环的次数，会随着需要调查的参数（及组合）的增加而急剧增加，因此，尝试了将计算量控制在可实际应用的范围内的分析方法以及建模方法。

图 5-8 所示为结构优化流程。此时，以多目标优化问题为研究对象时，为了减少循环次数而搭建了近似模型以开展优化分析。此处，近似模型是利用与初期设计 FEM 模型相对应的目标函数和约束条件相关的频率响应分析和灵敏度分析结果而做成的。根据分析结果得到的改进设计方案搭建了 FEM 模型，据此论证是否可以对结构加以调整。

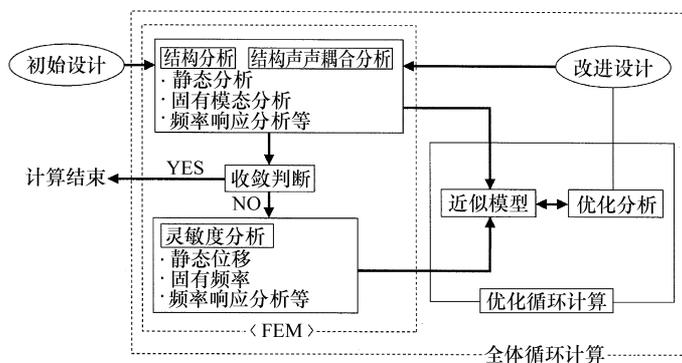


图 5-8 优化流程（概要）

在一个单厢车的车身板件的结构研讨案例中，设计变量为全部骨架结构。为了使用作为直接设计参数的截面尺寸和板厚，将骨架结构的截面形状简化成等价的矩形截面。这样就可以将设计变量对应的目标函数的灵敏度变换为相对于质量的灵敏度。另外，为了开展多目标优化分析，充分考察其原理，将目标函数转换成易于用模型表现的代用特征，提出了有效的轻量化结构方案。

也就是说，在粗糙路面上行驶时车身开口部位拐角处的应力可以用拐角角度的变化来表示，声压可以用激励点的位移来表示，加上车身的扭转刚度共 3 个目标函数，进行约 850 个设计变量的优化分析，目标得到了简化。

下面介绍一个使用“田口方法”进行的货车乘坐舒适性优化分析案例。图 5-9 所示为根据过去的经验和试验数据选择乘坐舒



适性因子，并根据乘坐舒适性评价公式的重回归分析而求得的。使用模拟模型，为了掌握相对于乘坐舒适性因子的贡献量，组合应用试验计划法和摄动法进行优化研讨分析。同时也可以对其他有对立关系的目标函数进行研究。

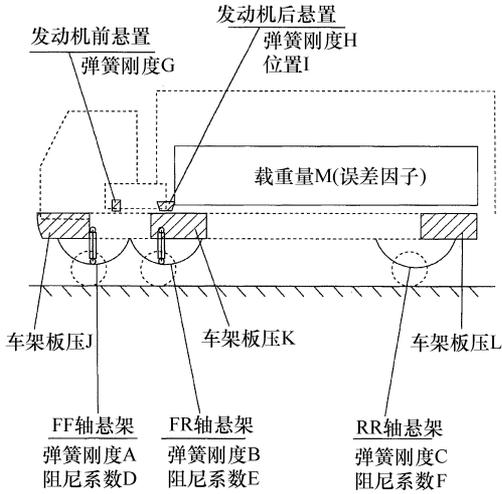


图 5-9 货车乘坐舒适性因子的选择

5.3.2 多峰性和拓扑优化

表 5-2 所示为三个方向加以约束的平板，在重量一定的条件下尽可能提高第 1 阶固有振动频率的优化分析结果。依据分析结果，由于所采用的方法不同，目标函数（此处是指固有振动频率）出现多个最大值，表明这是一个设计领域内具有多峰值的强非线性问题。图 5-10 所示为类似的优化分析的概念图。对于仅从原始值（平板）进行的线性灵敏度分析方法，只能得到最靠前的较低峰值。新设计构想的较优越的设计 B~D，可以得到较高的峰值。不管哪一种情况，设计构想如果能达到峰值的根部附近，则将成为登上峰顶的充分的线性问题。类似这种基于工程设计与技术经验的新构想和系统性优化方法的综合应用是非常重要的。但是，在缺乏未知领域的技术经验时，就只能依赖非线性等较为牵强的方法进行大量的反复计算。最近随着计算机能力的提高和高效方法的开发，各种实用性的分析方法已经成为可能。

表 5-2 提高平板的固有振动频率的研究

项 目	板材的1阶固有振动频率/Hz				
	100	200	300	400	500
原始(平板)	135				
线性计划法(4个循环)	197 ...从平板开始				
分析人员初始值	250 ...专家的构想				
线性计划法(1个循环)	305 ...从上一个构想开始				
加筋、调整单元尺寸	456				
加中空型筋、结构变更	550				
逐次2次循环 (43个循环)	316 ^①				
同上+单元尺寸变更 (66个循环)	405 ^①				

① 引用自以下论文 [二宮修ほか：構造最適化技術の検討 (第3報), 自技会学術講演会前刷集 902, 902124, p.1101-1104 (1990.10)]。

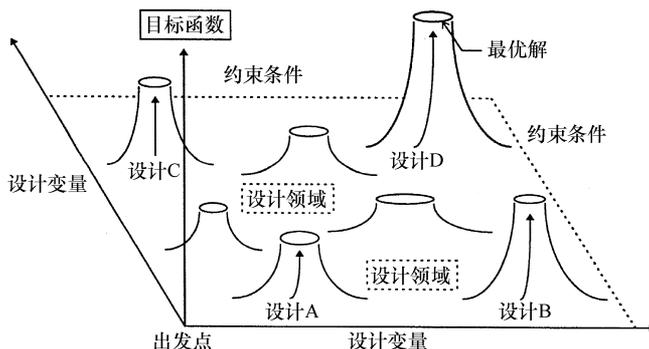


图 5-10 多峰及强非线性设计领域的优化问题

作为已经成熟的研究方法，基于自由度较大的均质化法的拓扑优化方法可以应用于动态问题。因此，基于 FEM 法的结构分析、灵敏度分析与传统的优化系统的组合，作为一种新的尝试手段已经成为非常有力的分析方法。

当均质化法应用于固有频率的优化问题时，根据大规模的结构布置变更有时会使固有模态的顺序发生变化。因此，为了保证解的稳定性，有必要同时对多个固有模态进行控制，一般由乘以目标权重系数的固有模态平均值定义的一般化固有模态分析解法 (multi eigenvalue optimization)。

图 5-11 所示为两端单纯支撑的梁的固有模态的优化问题案例。单一固有模态优化问题 (SEO) 得到了稳定的解。

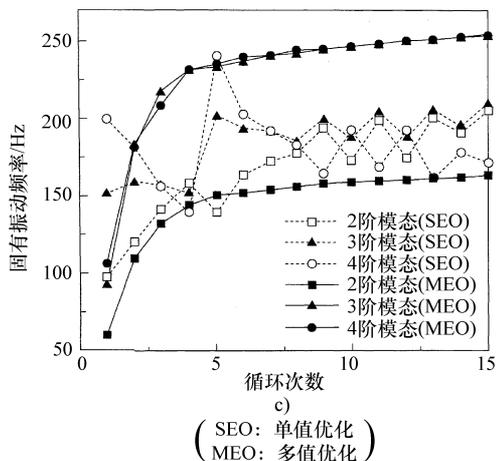


图 5-11 固有值相关的布置优化问题

a) 初期构造 b) 最佳化布置 (关于 2 阶模态) c) 优化流程

5.4 模型的简化

5.4.1 边界条件

图 5-12³⁹⁾ 所示为进行固有模态分析的

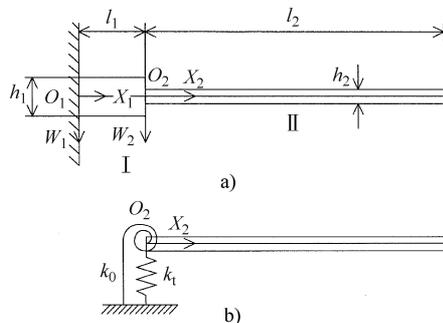
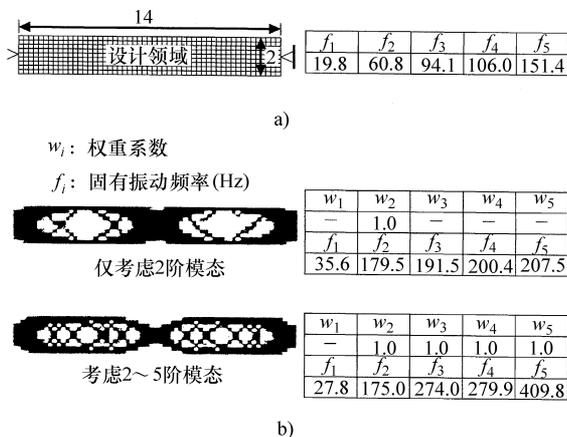


图 5-12 固定于基础材料上的梁模型



固定在基础材料上的梁模型。基础材料的刚度视为弹性支撑模型的近似解和严密解的比较，是以基础材料的弯曲刚度与梁的弯曲刚度之比 D （梁和基础材料的长度也有影响）为参数进行的。当 D 大于 10 时，则说明基础材料的刚度的影响很小，其刚性支持也没有问题。对于 D 大于 1 的基础材料的弹性支撑模型，1 阶模态虽然基本上没有问题，但是高阶模态的误差则有变大的倾向。当 D

小于 1 时，第 1 阶模态对支撑条件不敏感，高阶模态必须简化为质量弹簧系统模型。因此，对于高阶模型的研究，必须慎重选择边界条件。

图 5-13 所示为曲轴的 3 元振动分析模型。用特征行列式表示曲轴的旋转坐标系，应用动刚度行列式进行运转时的强制振动分析。在这里，曲轴的振动模型受曲轴箱主轴颈和油膜的弹性支撑。

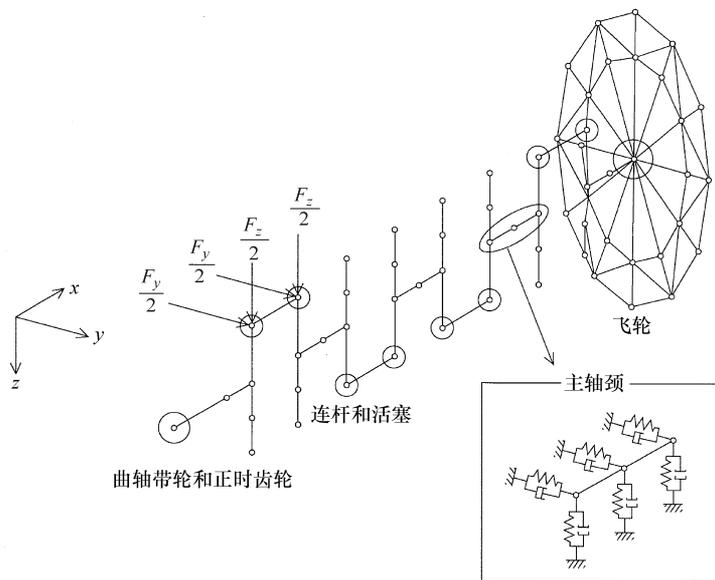


图 5-13 发动机曲轴系统模型

5.4.2 结合刚度

检查多个子系统后，调整他们相互之间的连接刚度，最终组装成一个完整的模型。车身的骨架在模型化时，骨架的梁之间的结合部位通常以旋转弹簧单元来体现结合刚度。而薄板连接的部位则根据截面的变化导入刚度较低的旋转弹簧来表现。与详细模型相比，必须考虑旋转弹簧和主轴方向。

图 5-14 中，作为对高阶模态的修正，对结合刚度进行单独定义。通过对子系统之间的结合部位的等价刚度的定义，能够提高系统模型的精度。

用连接单元结合曲轴和曲轴箱主轴颈部位（主轴承油膜）并进行研究，对二者相互之间的耦合现象进行分析。

通过分析弹簧单元所组成的车身—发动机本体—曲轴构成的系统模型，了解到发动机“嗒嗒”噪声的影响因素不仅仅是曲轴的弯曲振动，曲轴箱侧面的弯曲振动特性也有影响。

5.4.3 高阶和低阶模型的省略

对于无约束的解法，传递函数的目标频率范围以外的影响也较大。

图 5-15 所示为一种新的模型组装技术，

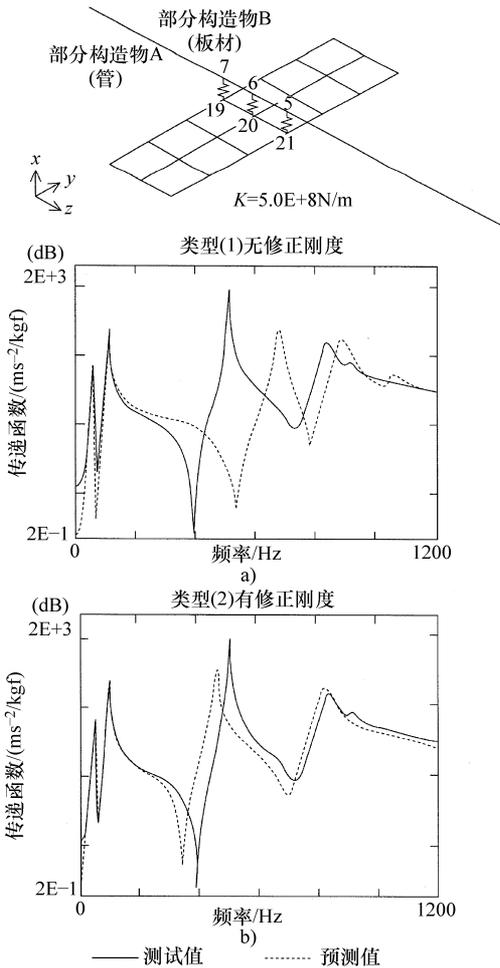


图 5-14 基于结构变更预测的修正刚度项的影响

它提议省略高阶和低阶模态。在模型组装过程中导入参数 ω_c ，即使将低阶模态省略掉，在目标频率 ω_c 附近也能得到最高精度的结果。因此，可以缩小自由度数目，在研究对象的限定频率范围内开展分析工作。

对于声学结构耦合系统的模态分析，多使用非对称矩阵，使用原始的结构系统的模态合成法则不成立。利用右特征值问题的特征对来表现左特征值问题的特征对，进行模块变换，这样就可以使用模态合成技术的耦合系统了。分析结果说明，对声压数据进行曲线拟合，就可以制作出模块模型。

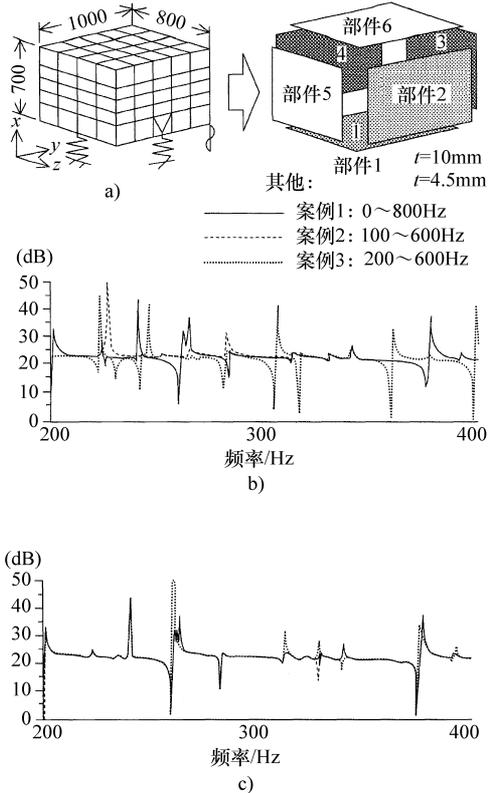


图 5-15 低/高阶模态可省略的模态合成法
a) 分析对象 b) 超单元法 (NAS TRAN) 与频率响应法的比较 c) 新方法 ($\omega_c = 300Hz$) 与频率响应法的比较

5.4.4 静态模型简化

即使是动态问题，也可以通过静态分析进行高效率、高精度的实验研究。对后悬架副车架与纵梁的连接点处受到的作用力进行分析，可以降低路面噪声。在本案例中，分析振动传递原理时，可以利用振动传递路径问题的模态振型上静态激励传递的贡献量也较大的特点。另外，通过对变速器壳体的加强来提高驱动系统弯曲 1 阶振动模态的固有频率，可以转换为壳体的静态弯曲刚度问题。动态质量包括壳体内部的齿轮、主轴等，而弯曲刚度则依赖于周边的壳体。综合考虑动态和静态变形模态时，可以将着重点放在壳体的静态特性上。



参考文献

- 1) 田上実秋ほか：大規模車体解析モデルを用いた車体音響特性の予測，自技会学術講演会前刷集，No.911，p.419-422 (1991)
- 2) 萩原一郎ほか：計算力学的手法を使った騒音振動解析の現状と展望，日産技報，No.28，p.33-44 (1990)
- 3) 高田博：システムモデルによるロードノイズの最適設計，いすゞ技報，No.84，p.46-52 (1990)
- 4) 永井克巳ほか：統合構造最適システムの開発，SUZUKI TECHNICAL REVIEW，Vol.21 (1995)
- 5) 杉原毅：構造最適化手法を用いた車体振動の低減，自動車技術会シンポジウム「解析技術と音色」，p.7-12 (1990)
- 6) 長谷川昭彦：最適化解析を用いた車体構造の検討，自動車技術，Vol.48，No.6，p.18-22 (1994)
- 7) 前谷智史：部分構造合成法による車両振動解析，日野技報，No.45，p.51-58 (1993)
- 8) 岩本宏明ほか：FEMによる排気管の振動特性の解析，自技会学術講演会前刷集，No.934，p.177-180 (1993)
- 9) 加藤悦嗣ほか：二輪車振動解析システムSVASの開発，自技会学術講演会前刷集，No.901，p.189-192 (1990)
- 10) 石津誠一：開発実験とCAEとの係わり（振動騒音に関して），日野技報，No.41，p.53-60 (1990)
- 11) 森本吉春：実験力学とシミュレーション，日本機械学会誌，Vol.96，No.891，p.10-13 (1993)
- 12) 佐野清臣：シミュレーションで想起すること，TOYOTA Technical Review，Vol.43，No.2，p.8-9 (1993)
- 13) U. Vandeuren et al.：The Strategic Advantage in Noise & Vibration Optimization, LMS Technical Report, 4.0/ 2039/ B14/01.95 (1995)
- 14) 寺沼達ほか：音場連成を考慮した車体振動解析，自動車技術，Vol.44，No.12，p.43-43 (1990)
- 15) 井上健ほか：音場～振動連成解析システムを用いた低周波車室内騒音予測，日産技報 論文集 p.15-25 (1990)
- 16) 関研一ほか：FEMによる小型トラックの振動解析，自動車技術，Vol.44，No.12，p.63-69 (1990)
- 17) 根本俊彦：バスボデーの振動解析，自動車技術会シンポジウム「解析技術と音色」，p.13-19 (1990)
- 18) 正田功彦ほか：部分構造合成法による多段歯車軸系の時刻歴振動解析，三菱重工技報，Vol.31，No.2，p.142-145 (1994)
- 19) 星野裕昭ほか：ファイナルドライブギヤノイズ解析，自動車技術，Vol.47，No.6，p.55-61 (1993)
- 20) 太田和秀ほか：エンジン騒音の予測，三菱重工技報，Vol.30，No.4，p.355-360 (1993)
- 21) 大熊政明ほか：振動解析における適切な有限要素分割法に関する研究（第2報，一般三角形要素についてのデータベース），日本機械学会論文集（C編），Vol.60，No.572，p.1144-1150 (1993)
- 22) 大原司ほか：部分構造合成法による乗り心地，シエークの解析，自動車技術，Vol.46，No.6，p.70-75 (1992)
- 23) 大熊政明ほか：特性行列の実験的決定による系の同定（第9報，構造的モデル化制約条件の提案），日本機械学会論文集（C編），Vol.61，No.584，p.1411-1416 (1995)
- 24) 立花久典ほか：駆動系こもり音に関わるディファレンシャルギヤキャリヤ懸架系の最適化検討，自動車技術会学術講演会前刷集，No.911，p.423-426 (1991)
- 25) 大久保信行ほか：実験的手法による剛体モードの決定，精密工学会誌，Vol.52，No.5，p.874-879 (1986)
- 26) 松井徹ほか：伝達関数合成法の改善による車両騒音・振動解析の精度向上，自動車技術会学術講演会前刷集，No.924，p.161-164 (1992)
- 27) 中村正信ほか：部分構造合成法による乗用車の振動解析，自動車技術会学術講演会前刷集，No.942，p.125-128 (1994)
- 28) 井上健ほか：音場～振動連成解析による低周波車室内騒音予測，自動車技術会学術講演会前刷集，No.892，p.169-172 (1989)
- 29) 吉原篤ほか：二輪車振動解析のためのFEMモデルの高精度化，自動車技術会学術講演会前刷集，No.921，p.101-104 (1992)
- 30) 神谷潤ほか：感度解析によるボデーシェル構造検討手法の開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No.951，p.85-88 (1995)
- 31) 相田守ほか：大型トラックの乗り心地最適設計，自動車技術，Vol.44，No.4，p.22-28 (1990)
- 32) 土肥正憲ほか：周期的な凹凸路における中型トラックの乗り心地最適化，自動車技術会学術講演会前刷集，No.902，p.1.421-1.422 (1990)
- 33) 岡村宏：設計部門におけるCAE手法について，(株)電通国際情報サービスISI-Dユーザー・コンファレンス'91論文集，p.87-101 (1991)
- 34) 二宮修ほか：構造最適化技術の検討（第3報），自動車技術会学術講演会前刷集，No.902，p.1.101-1.104 (1990)
- 35) 尾田十八：新しい最適化手法と遺伝的アルゴリズム，日本機械学会誌，Vol.98，No.920，p.23-26 (1995)
- 36) 山川宏：振動問題と最適設計，自動車技術，Vol.49，No.6，p.45-51 (1995)
- 37) 鳥垣俊和ほか：均質化法を用いた位相～形状最適システムの開発と自動車車両部品への応用，日本機械学会第1回最適化シンポジウム講演論文集，No.940-25，p.101-106 (1994)
- 38) Zheng-Dong Ma et al.：Topological Optimization Technique for Free Vibration Problems, Transactions of the ASME/Journal of Applied Mechanics, Vol.62, p.200-207 (1995)
- 39) 斎藤秀雄ほか：基礎材に固着されたはりの振動の近似解法，東北学院大学工学部研究報告，Vol.28，No.2，p.11-14 (1994)
- 40) 森田哲司ほか：運転時におけるクランク軸系の三次元振動解析（回転座標系を用いた周波数領域における強制振動解析），日本機械学会論文集（C編），Vol.60，No.574，p.19-26 (1994)
- 41) 井上健ほか：音場～振動連成解析システムを用いた低周波車室内騒音予測，日産技報 論文集，p.15-25 (1990)
- 42) 大久保信行：モーダル解析技術の最新の動向，機械の研究，Vol.41，No.8，p.873-878 (1989)
- 43) Hans H. Priebsch et al.：Structure Borne Noise Prediction Techniques, SAE Paper, 900019 (1990)
- 44) K. Ohta et al.：Analysis of Dynamic Response of Engine Crankcase Coupled with Rotational Crankshaft, inter-noise94, p.403-406 (1994)
- 45) 石津久之ほか：エンジン振動伝達音の解析法について，自動車技術会学術講演会前刷集，No.911，p.459-462 (1989)
- 46) 依知川哲治ほか：高周波振動応答問題における部分構造合成法の開発，日産技報 論文集，p.69 (1993)
- 47) 萩原一郎：自動車車室内騒音の構造～音響連成問題の数値シミュレーション，日本音響学会誌，Vol.48，No.3，p.170-177 (1992)
- 48) 岩間昭憲ほか：振動と音圧の連成を考慮した実験モーダル解析の実車への適用，自動車技術会学術講演会前刷集，No.921，p.45-48 (1992)
- 49) 荒川道生ほか：リヤサブフレーム形状の最適化によるロードノイズの改善，自動車技術会学術講演会前刷集，No.952，p.89-92 (1995)
- 50) 岡村宏ほか：トラックの駆動系曲げ振動低減の研究，三菱自動車テクニカルレビュー，No.5，p.116-122 (1993)

第 6 章 部件的振动噪声控制技术

6.1 发动机噪声

6.1.1 概述

对于汽车振动噪声，在降低车内噪声和提高声品质的同时，从社会环境的观点来看，降低车外噪声的呼声也越来越高。不论是对于车内噪声还是车外噪声，影响最大的都是发动机噪声。另外，对于环境问题的改善，降低公害、节省能源等课题也需要掌握解决发动机噪声问题的关键技术。废气排放、提高燃油消耗率、轻量化等的技术进步，通常与低噪声化是相互对立的关系。为了同时满足这些性能指标，必须低成本、大批量生产，众多的研究人员和技术工程师正在致力于这方面的工作。本章将介绍与这些问题相关的发动机噪声控制的最新技术状态和今后的发展动向。

(1) 发动机的振动传递噪声

如果从车内噪声的视角来观察，近年来汽车的吸音、隔声技术得到了大幅的进步，特别是对于乘用车，直接传播到车内的发动机噪声级别已经控制在很低的幅度以内。经过发动机悬置传递而来的振动传播噪声是车内发动机噪声的主要成分，从频率上来看，800Hz 以下的低频成分占主导地位。

振动噪声的最大来源是动力总成。在这个问题上经过多方的努力，振动幅度已经大幅降低。如采用液压悬置和平衡轴、动力总成以及车身的高刚度化、发动机的多缸化技术等。

作为研究成果，对于轰鸣声这样的约 200Hz 范围以内车内噪声级别，已经大幅降低。从另一个角度来讲，过去的轰鸣声及发

动机透过声被遮盖住的声音现在已经凸显出来，成为新的问题。声压级虽然不高，但却是一种令人不舒服、感觉到异常的声音。其发生原理及对人体生理上的影响等正在研究中。特别是半阶次噪声，它是一种发动机旋转的 $(n + 1/2)$ 次成分噪声，与令人不舒服的感觉之间的相关性非常强，在后续的章节中将重点介绍相关的研究成果。

另外，通常所说的发动机异响，一般是伴随着功能上的不完善而产生的。或者说虽然不是功能不完善，但是它听起来令人不适，所以受到了大量的关注。

作为以上的研究成果，最近的汽车车内噪声级别有大幅降低，声品质也大有改善。但是在这个过程中，车身的重量有增加的倾向，车身轻量化又成为新的课题。

(2) 发动机放射噪声

发动机放射噪声对车内噪声的影响，如上所述，随着吸声/隔声等技术、材料的发展已经变得越来越小。另一方面，对于车外噪声而言，从汽车各个部位所发出来噪声中，发动机的放射噪声的贡献量是最大的。为降低车外噪声、改善环境等，降低发动机放射噪声成为重要的课题。

发动机放射噪声的控制技术，可以从以下几个方面来考虑。

- 降低燃烧及机械激励。
- 降低结构传递系统的振动传递。
- 通过防振、抑振、吸声、隔声等降低放射噪声。
- 降低进气、排气噪声。

(3) 燃烧激励

燃烧激励是发动机噪声的最大激励源，是因缸内气体燃烧爆发而产生的压力以及往



复运动部件的惯性力，这些激励经过曲轴作用到缸体上，成为活塞、气门、齿轮系等的激励源。

燃烧激励对于高压及高压上升率的柴油机来说是特别大的噪声源，尤其是无增压直喷柴油机加速时，燃烧噪声的贡献量占发动机噪声整体的50%以上。近年来，废气排放法规日益严格。为了降低排放，燃油喷射压力正在向更高的方向发展。由于燃烧激励也随之提高，燃烧噪声也有恶化的倾向。

作为降低燃烧噪声的方法，降低初期的燃烧率是非常有效的。因此，缩短点火延迟时间、控制初期燃烧喷射率等对策正在尝试之中。缩短点火延迟时间，可以有效提高压缩终了时的压缩温度，进而可以实现高压压缩比、隔热、增压等技术目标。为了控制初期喷射率，2段开启式喷嘴、可变喷射率油泵

等技术已经得到了实用化推广。但同时会产生排放恶化等无法兼顾的现象，实际应用中还没有达到理想的控制效果。

在正式燃油喷射前预先进行少量喷射的引燃喷射技术，研究结果表明对废气排放和燃烧噪声控制都有明显的效果，相关的研究也正在大范围进行中。

如图6-1所示，引燃喷射技术使缸内压力和缸体的振动均得到了有效的控制。研究报告指出，实施最佳的喷射量和喷射时间控制的引燃喷射，燃烧噪声如预期那样有明显的降低， NO_x 、HC等排放物也减少，SFC也得到显著的改善。引燃喷射的不足之处是排放恶化、SOF成分减少，总的PM值为几乎相等的级别。但是这是在最佳的条件下实现的引燃喷射。而实际上发动机的转速、负荷、温度等都是不断变化的量，对其进行精确控制的硬件设备，至今还无法实现。

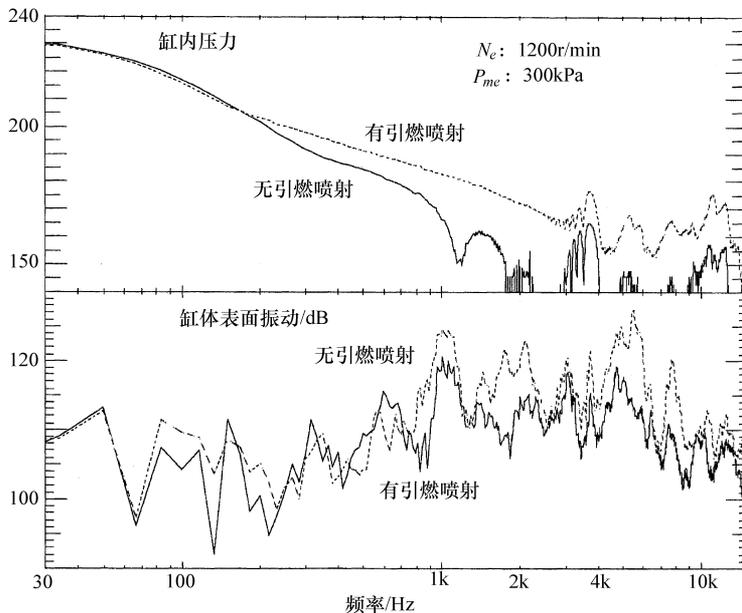


图6-1 基于引燃喷射的燃烧噪声和振动降低效果

降低燃烧激励是控制发动机噪声的关键。从细微处控制燃油喷射特性和燃烧特性，有希望使废气排放和控制噪声都能得到改善。

(4) 机械力

活塞、气门、齿轮系等都是噪声的激励源。



对于活塞敲缸噪声，通过活塞偏置等进行姿态控制，使用带膨胀环式活塞等减小活塞和缸套之间的间隙技术，有着非常显著的效果。但是，随着发动机高功率化发展，发动机所产生的热量和机械负荷都大幅增加，以降低往复惯性力为目标的轻量化、减小摩擦损失等对活塞的要求依然很多。针对这些需求，需要平衡与活塞敲缸噪声之间的关系，作为重点课题加以研究。活塞运动的模拟也正在研究当中，由于油膜的作用等还不能完全解释，期待能有更好的研究成果。

气门系的噪声是当气门在导管中运动时，落座的一瞬间的冲击噪声，发生弹跳时所发生的噪声等。近年的发展倾向，包括多气门化和液压挺柱等技术的应用而使运动部分质量增加，为了降低凸轮轴的驱动转矩而减小气门弹簧的负荷，为了提高进排气效率而改进凸轮型线（高行程化、高速化等）。应用这些技术的同时需要考虑对气门系噪声的影响。另外，从声品质或者异响的角度来讲，气门系噪声也非常重要。解决对策有：包括大型柴油机在内的 OHC 化、凸轮轴直接驱动、增加支撑刚度、运动部分的材料及形状的轻量化等。发动机实际运转时的运动形态分析及模拟等方面的研究报告都能查阅到。

对于发动机，尤其是有耐久性要求的货车用柴油机来说，气门系和辅助机构的驱动齿轮系是不可缺少的重要结构。OHC 气门技术的采用使气门的数量增多，随着喷油压力的提高而使驱动转矩及其变化增大，这些因素都带来了非常大的噪声源。发动机驱动系统齿轮，因为需要负荷有正负变化的驱动气门系和喷油泵等，大部分的齿轮噪声是在随着驱动转矩变化的一刻而产生的。解决这一问题的方法，包括小模块化以增加啮合率，采用斜齿轮及弹性齿轮等以减小齿轮间隙，增加阻尼环以控制齿轮的固有振动模态等技术。

对于汽油机和小型柴油机而言，多采用齿形带来代替齿轮驱动。正时链的噪声与齿轮相比明显要低，特别是乘用车本身的噪声目标就低，正时链噪声已经成为受到关注的异常噪声问题。正时链噪声虽然主要是齿啮合冲击声和弦振动噪声，但详细的原理还没有正确的解释，正处在研究之中。

发动机除以上所述的声源外，还包括机油泵、水泵、喷油泵、起动机、增压器、超级增压器、空调压缩机、燃油喷嘴等周边辅助机构噪声。这些部分除自身作为声源以外，当受到发动机的激励时也会成为振动源。其中柴油机的喷油泵噪声，随着废气排放对策而采用的高喷射压力化，喷油泵本身的机械噪声及驱动齿轮噪声都大幅增加，成为比较严重的问题。在后续内容中将介绍喷油泵噪声的相关研究报告。

如上所述的各种发动机噪声，从发生源来看具有多发性特征。对各种声源逐一详细分析、研究，综合考虑废气排放、燃油经济性、轻量化等多个性能指标，以寻求最佳的解决方案。

(5) 振动传递系统

燃烧激励经过曲轴、主轴颈，最终作用到缸体上。缸体自身成为放射噪声声源的同时，对油底壳等罩壳类零件的振动传递路径也有着非常大的影响。为了降低发动机噪声，改善以缸体为中心的振动传递路径是极为关键的。

基于传统发动机的局部构造改进已经发展到了极限，在这个方向上的进一步改善已经没有了施展的空间。最近的发动机，为了大幅改善缸体的振动传递特性，采用类似于梯形车架式的新型曲轴箱构造的案例正逐年增多。详细内容将在后面章节中介绍。

曲轴作为燃烧激励的传递系统，其自身也具有复杂的振动形态，并对主轴颈施加激励。不仅仅是对发动机放射噪声，对半阶次噪声等的影响也非常大。曲轴的振动问题曾



造成了很多事故，一直以来就有很多的研究在进行。从扭转振动开始到纵向振动与扭转振动的耦合振动，以及与声品质相关的弯曲振动等都是重点研究对象。近年来正在实施的3元模型振动分析，经过油膜受非线性

及支撑部位刚度的影响，运转过程中的坐标变换等都是需要考虑的因素。图6-2是根据时域积分而进行的曲轴系振动形态分析用模型。在计算油膜的刚度、阻尼特性的同时，求解微分方程式。

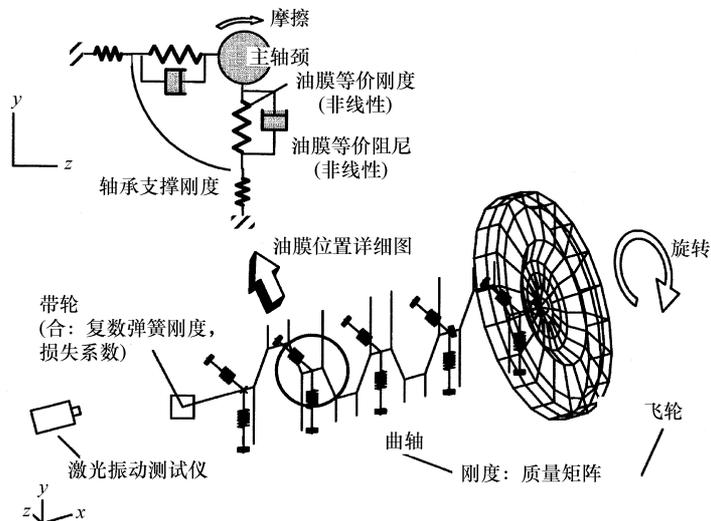


图6-2 曲轴振动模拟模型

作为曲轴系振动特性的解决方案，最早使用的是扭转减振器。在一般参数的基础上，研发出了黏性减振器、频率不同的两个减振器一体化的双模态减振器等，用于降低弯曲振动的减振器的种类也非常多。在飞轮侧、降低弯曲方向的刚度的弹性飞轮、降低驱动轴系的旋转变动的双质量飞轮等都到了实用化程度。

发动机高功率化和高燃油经济性的要求，对曲轴还有着相反方面的要求。对于这些有对立关系的指标，曲轴自身的振动形态，作为支撑平台的缸体的振动形态，经过油膜的传递而相互作用，对这些过程进行详细的分析的同时，还要追寻更新型的有突破性的技术开发。

(6) 放射噪声和进排气噪声

防振、吸声、隔声等技术作为发动机周边各部位的放射噪声控制技术，在多个项目中被采用，如近点遮盖、稳定波对策、防振钢板及树脂材料替换、橡胶垫振动隔绝等。但是一般都会伴有重量及成本增加的不足，希望能以最小的代价取得最佳的效果。

进排气噪声对车外噪声有着不可忽视的贡献，对车内噪声及声品质有着显著的影响，在这方面的研究也非常广泛。根据边界元法、有限元法、四端子法等所进行的预测，提出了多个发送提案，在开发过程中得到广泛的应用。另外，使用适应性过滤器从扬声器中发出反相位声音的主动消声器的研究也有大量的报告发表。

6.1.2 缸体振动传递控制

缸体不仅是发动机放射噪声的最大噪声源，而且对于油底壳等各种薄壁罩壳类对噪声贡献量较高的零件来说还是重要的振动传递路径，有着非常大的影响。

另一方面，在发动机的开发过程中，在设计初始阶段决定缸体的基本构造以后，再进行大幅度的设计变更将会非常困难。在设计初期的零部件设计阶段，为了选择对控制噪声最有利的发动机构造，有必要进行准确的噪声预测。另外缸体作为发动机中重量最大的零部件，在采取控制噪声的方案中一般会伴随重量的增加。因此，缸体轻量化的需



求非常强烈。下面对选择基本构造和实施改进措施的案例加以介绍。

(1) 缸体基本构造的探讨

缸体大致可以分为从上端面到缸筒顶部的上部分和曲轴箱裙部两大部分。上部分由缸径、行程及气缸数等基本参数决定，内部是圆筒状结构，因此刚度较高。而缸体下部分是开口结构，刚度较低，而且主轴颈部位是缸体受激励的主要部位，振动幅度很大。

基于以上背景，对曲轴箱，特别是包含主轴颈部位的曲轴箱的结构，已经开展了大量的研究。

基于传统发动机的结构改进，已经有过很多成熟的案例，再进一步地改善噪声已经没有发展空间。而目前燃烧激励有逐渐增大的发展趋势，为了大幅降低发动机噪声，必须改变沿着原来的曲轴箱结构改造的思路。

但是，对于哪种曲轴箱结构才是最佳的这个问题并没有正确的答案。到底采用哪种结构，是新发动机开发的零部件设计阶段最重要的课题。

在该阶段还没有实物和详细的设计图纸。基于对现有发动机产品样机的研讨，以及使用较为简单的模型进行 FEM 分析，以选择在噪声方面最佳的发动机构造。下面根据样机实验和 FEM 分析方法，介绍一个选择新发动机曲轴箱构造的具体案例。

为了大幅改善振动传递特性，曲轴箱的结构变更方法大致可以分为两个：一个是隔断从主轴颈到外壁的振动传递，切断主轴颈和裙部之间的连接；另一个是根据提高主轴颈刚度对降低振动有利的观点，采取主轴颈与裙部结合在一起的一体化构造。

图 6-3 是在同一款发动机上装配上述两种曲轴箱的研究案例。分离式是在曲轴箱轴承支座螺栓的外侧切除。在其基础上，将轴承梁进行一体化设计、安装铝制底板分别保证了主轴颈部位的刚度和裙部的刚度。

另外一种议案，是在主轴承座和裙部一体化设计的基础上，以曲轴中心为界而分割为两部分的梯形梁结构。这两种发动机样机的噪声测试结果显示，两种结构都有降噪作

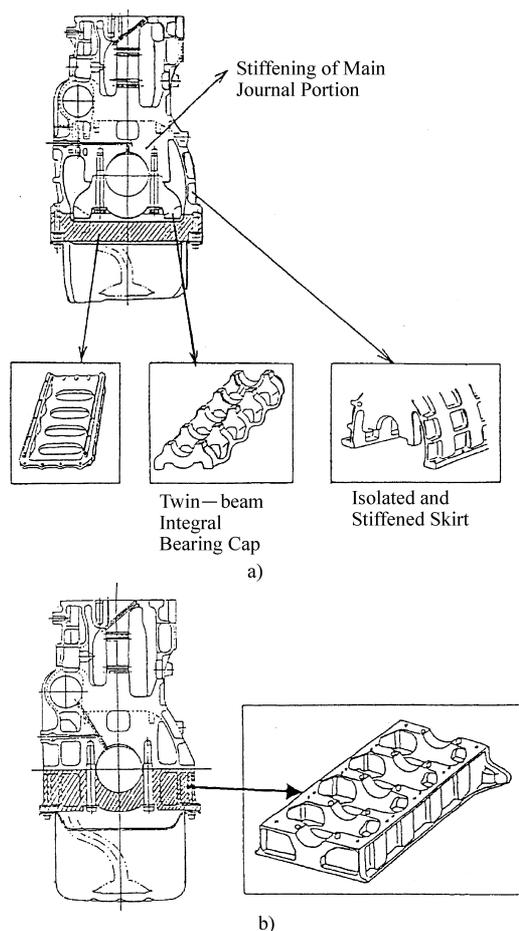


图 6-3 曲轴箱结构变更发动机样机
a) 分离式曲轴箱构造 b) 整体式曲轴箱构造

用，而梯形梁结构的效果要更明显一些，由此可得到低噪声化的最佳结构方案。

通过试制样机进行比较的方法可以直接验证降噪效果的优劣，但是从它所花费的时间及费用等成本角度来看，无法制作更多的样机。为了进行多种结构的对比，可以使用 FEM 法进行。图 6-4 所示为使用 FEM 法对 4 种类型的曲轴箱构造进行比较研究。在这个阶段所使用的是单元数量比较少的简易模型。图 6-4a 是作为基础的传统曲轴箱构造；图 6-4b 是梯形梁构造；图 6-4c 是带油底壳安装支座结构；图 6-4d 是带油底壳安装支座及去掉主轴承盖和裙部结合部位的结构筋形式。

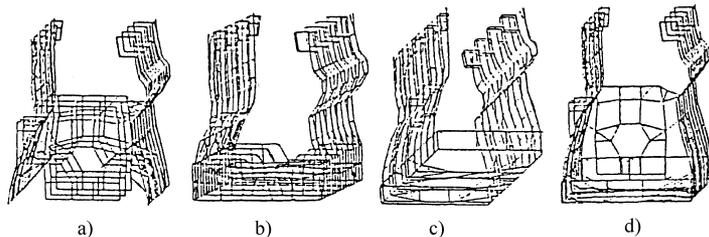


图 6-4 曲轴箱结构验证用 FEM 模型

a) 传统型曲轴箱 b) 梯形梁曲轴箱 c) 带油底壳支座的曲轴箱 I d) 带油底壳支座的曲轴箱 II

FEM 分析主要包括静变形分析、固有模态分析、频率响应分析等，并进行综合评价。在静变形分析中，着重于裙部的变形，并得到图 6-4d 的结构其变形最小。而固有模态分析的结果显示，相对于图 6-4a 来说，图 6-4b、图 6-4c 的基本模态频率最高，而图 6-4d 却由于模态频率大幅度降低，很容易产生共振问题。以燃烧爆发压力作为激振力的频率响应分析显示，图 6-4b 的振动感最小。对以上的分析结果进行综合考虑，图 6-4b 的整体式曲轴箱结构具有最佳的 NVH 性能。

发动机生产需要投入巨大的设备和资金，因此事先进行一些相关的分析和调研是很有必要的。

(2) 根据实机评价而采取的低噪声化措施

根据上面所论述的流程来选定发动机的基本构造，并投入生产，是一种最基本的做法。但是，在发动机的设计阶段，还有必要进行更为精确的研究论证。根据对各部分的壁厚及加强筋的布置等的优化，还可以通过更为详细的 FEM 分析或样机试验，得到更进一步的降低噪声或者轻量化的效果。下面介绍一些试验评价及 FEM 分析相互结合而进行的精确论证。

首先在无音室内对发动机的噪声进行测试，以查明问题所在。图 6-5 中是一例对发动机各部分的噪声能量测试结果。噪声能量是利用双传声器法测量发动机附近的声强，

并乘以表面积换算而得到的。根据测试结果，1/3 倍频程的 1kHz 及 1.25kHz 带宽内振幅高，预测这个频率范围将会出现问题。

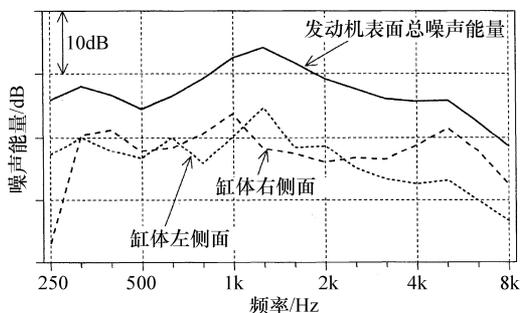


图 6-5 发动机各部位噪声能量测试结果

利用模态法对这个频率范围的气缸体振动进行了详细分析。在主轴盖部分激励，使气缸体表面的频率响应与噪声测试结果相对应。1 ~ 1.2kHz 附近的振动灵敏度较高，可以认为这个范围内的横向弯曲 2 次模态及轴承部前后振动模态等，与噪声的是一致的。

虽然掌握了问题噪声的频率与振动模态的对应关系，但仅仅根据这些是无法找到正确的解决措施的，还有必要根据 FEM 进行进一步的验证。为了精确再现形状上的细微差别，以得到更高精度的分析结果，所使用的计算模型采用了板要素、梁要素及实体要素混合使用的多要素模型。

虽然是大规模的模型，但是在高性能的计算机上可以很容易地得到计算结果。采用多种方法共用，并辅以工程修正，可以得到



符合使用要求的最佳形状。如利用振动灵敏度分析和变形能分布分析。图 6-6 所示为变形能分布的一例计算结果。

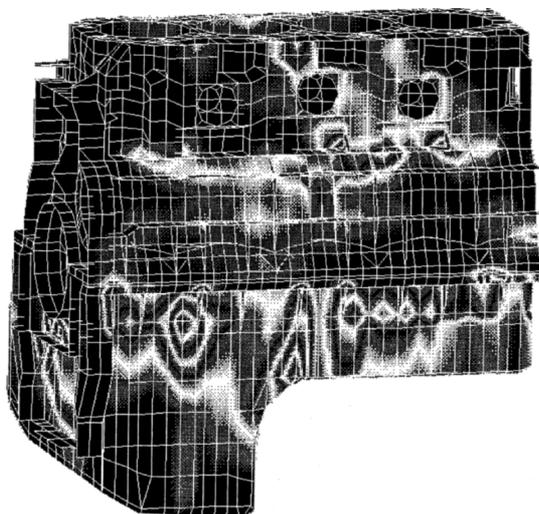


图 6-6 气缸体变形能分布的计算结果

最终的评价虽然是以发动机噪声测试结果为主，但是为了快速得到形状变更后的效果，也可以利用气缸体单体进行试验分析。图 6-7 所示即为上述气缸体改进前后的模态分析以及频率响应分析的对比。问题所在点的 1 ~ 1.2kHz 附近的振动模态，固有频率高，同时振动灵敏度较低，如预期所想得到了良好的效果。

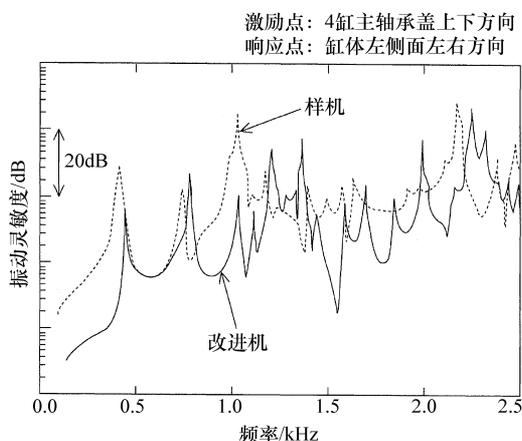


图 6-7 缸体改进前后频率响应函数对比

对于发动机总装状态的气缸体振动传达特性的评价方法，有人提议使用构造衰减量的评价法。所谓构造衰减量法，就是气体爆发压力变动在发动机内部传达，造成外表面的振动，最终作为燃烧噪声向外传达过程中的衰减量，它按照下面的公式定义：

构造衰减量 = 缸内压力 / 燃烧噪声的声压

图 6-8 就是利用油压进行激励时，两种气缸体的构造衰减量。采用整体式曲轴箱的气缸体的衰减量大，这部分噪声降低效果是我们所期待的。

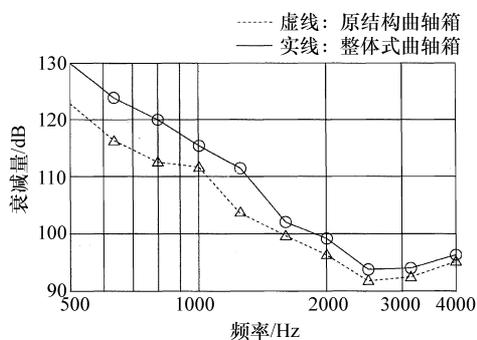


图 6-8 缸内激励时构造衰减量的对比

如上所述，根据试验及计算等多种最新技术的综合应用，从基本构造决定以后，可以进一步获得 1 ~ 2dB 的噪声降低及轻量化效果，并实现气缸体的批量生产。

(3) 未来展望

作为分离式曲轴箱的彻底改进，骨架式发动机被人们所熟知。裙部整体靠橡胶等隔振体支撑，10dB 以上的大幅度噪声降低效果成为可能。但是，由于采用了橡胶支撑，也有报告说振动反而恶化。

除了这种骨架式发动机以外，图 6-9 所示是一种称为非传统设计 (Unconventional Engine Design) 的发动机，但是限于生产上的问题，至今还没有在汽车上得到实际应用。

发动机的噪声降低技术，不仅仅限于曲轴箱一部分，从发动机全体来说，突破传统

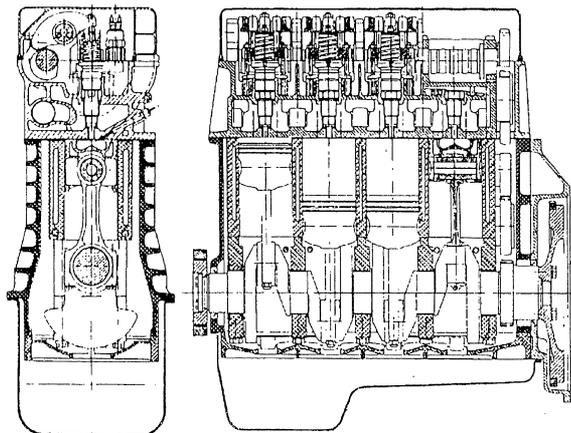


图 6-9 全新结构形式的发动机

结构形式的限制，探索全新结构的发动机，也是未来新的发展方向。

6.1.3 半阶次振动

所谓半阶次振动，就是发动机转数的 $(n + 1/2)$ 次的频率成分的振动，这对音色的影响非常大。在改善车室内噪声时作为一个最主要的项目，通常需要花费大量的精力。从频率上来看，500Hz 以下的成分居多，主要是以发动机的激振力为振源的固体传播声。

半阶次振动噪声，如果发动机各个气缸之间的燃烧状态有很大的差距，将会成为一个重要的影响因素。但是，即使发动机所有气缸的燃烧状态一致，重量偏差也极小，发动机的半阶次振动也会发生。由于发生的机理未得到明确的结论，近年成为一个较大的课题。人们熟知的一个例子就是曲轴系的振动而产生的低频噪声，就是由于曲轴系前端或后端的弯曲振动而产生的。

最近，也有研究报告指出，发动机的转矩变动也是半阶次振动产生的原因。特别是 2.5 次和 3.5 次等低频成分的半阶次振动。发动机的转矩变动是一个主要的影响因素。除此之外，也有研究人员指出，气门系统的惯性力，也会引起半阶次振动。

(1) 曲轴系弯曲振动引起的半阶次振动

对于乘用车用的小型发动机来说，曲轴前端或后端的弯曲振动，大约在 200 ~ 500Hz 的范围内具有共振的模式。发动机工作时，在气缸爆发压力的作用下，各处气缸之间的弯曲振动响应是有很大的区别的。距离曲轴前端或后端最近的气缸爆发时，其响应幅度最大，如图 6-10 所示。

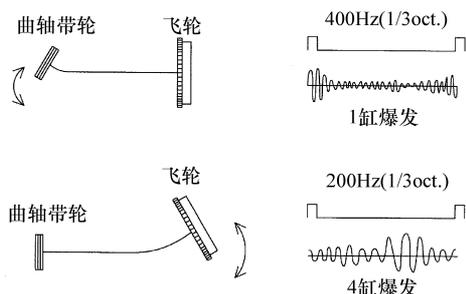


图 6-10 曲轴系弯曲振动产生的低频噪声

上述结果，是实际发动机工作过程中，曲轴弯曲振动的振幅变动而产生的振动波形。这个振动，通过发动机悬置传向车体，以固体传播声的形式传到车内。对这个噪声进行频率分析，可以得到复数形式的频谱，其频率间隔为曲轴旋转 2 周作为一个周期的时间的倒数。像这种在一个临界范围内有两个以上的频率成分的声音存在时，人耳听到的是一种“咯嗒咯嗒”的低频噪声。对于这种低频噪声的基本频率、相位差和与不舒服感的关系等，正在进行相关的研究。

为了改善这种低频噪声，可以通过调整最佳点火角等方法来改变燃烧特性，以及通过调整曲轴轴向间隙、采取刚性支持等来改善传动系，在某种程度上可以得到一定的效果。但是，最有效的手段，还应该是采用带弯曲减振器的曲轴带轮、柔性飞轮等技术。

(2) 转矩变动引起的半阶次振动

图 6-11 所示为车内噪声和动力总成振动的测量结果。四缸发动机的主要成分除了



2次或4次以外，还发生了振幅很高的2.5次及3.5次等较低次数的半阶次成分。在上一项中，已说明的低于曲轴系弯曲共振频率的成分也有发生。另外，特定发动机转速下，还发生了高振幅的共振现象。

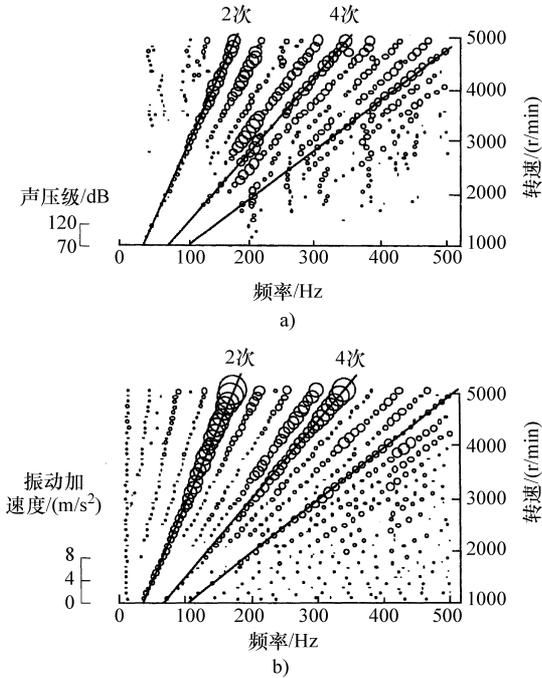


图 6-11 车内噪声和动力总成振动测量结果
a) 车室内噪声 b) 动力总成振动（左侧发动机悬置）

图 6-12 所示为分别将偶数次、奇数次、半阶次成分消去时，声品质改善的效果。从中可以看出，消去 2.5 次等半阶次成分，对改善声品质有相当大的影响。

评价音	主观评价法(5分制)			
	1	2	3	4
原始音(3000~5000r/min加速)	●			
消去2次谱次		●		
消去3次谱次	●			
消去2.5次谱次			●	
消去120~140Hz成分			●	

图 6-12 消去各个次数成分时声品质改善效果

为了查证发动机半阶次振动发生的机

理，对发动机实际工作过程中的振动模态进行可视化（ODS, Operating Deflection Shape）研究。ODS 分析的结果显示，2.5 次或 3.5 次振动形状复杂，对振型进行判断很难。一般认为是动力总成整体的刚体振动和某些弹性振动复合在一起形成半阶次振动。为了分离这些复合振动，从 ODS 中将刚体振动成分抽出，进一步可以计算出 ODS 与刚体振动的差，即弹性振动成分，也称之为残余振动。图 6-13 所示为刚体振动和残余振动。由此可以看出大约 2.5 次振动的残余振动引起了缸体的扭转振动。可以证明，其他半阶次振动也同样是扭转振动模态。

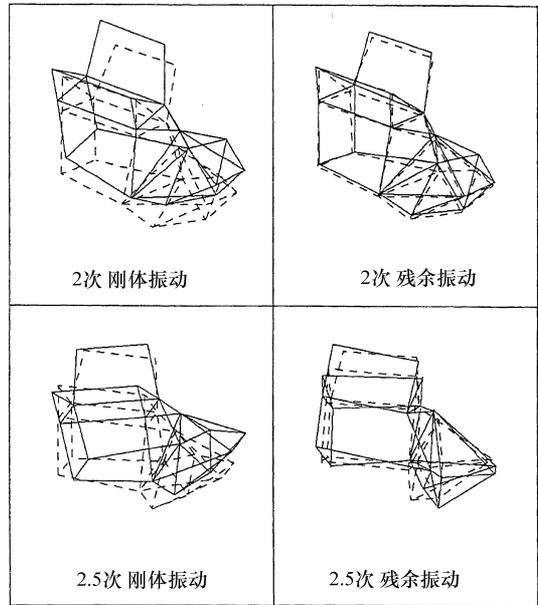


图 6-13 刚体振动与残余振动的形状

半阶次振动也就是缸体的扭转振动，这一点从曲轴系的弯曲振动方面无法给出合理的解释。另外，扭转振动在低转速时仍然存在，从往复惯性力和旋转惯性力方面也无法给出合理的解释。作为一个可能性，从转矩变动的观点出发去尝试解释这个现象。

为了查明转矩变动引起的起振力矩与半阶次振动之间的关系，首先需要明确各个气缸的特性。起振力矩可以从测量得到的曲轴



瞬间角速度变动值经过计算得出。为了测量各个气缸的起振力矩，只组装一个气缸的活塞连杆总成，按照顺序对每个气缸进行测量。

观察各个气缸的起振力矩的半阶次成分，可知它们与偶数次、奇数次成分一样具有很大的振幅而无法忽略。另外，四缸机发

动机点火间隔为 180° ，因此各个气缸之间的半阶次成分间隔为 90° 的相位差。

接下来对起振合成力矩进行讨论。图 6-14 所示为将各个气缸的起振力矩及其合成力矩在复数平面上表现出来。如果各个气缸的起振力矩的振幅相同，则第 4 缸的合成起振力矩仅残余偶数次成分。

	偶数次(2n)	奇数次(2n+1)	半阶次(2n+0.5)	半阶次(2n-0.5)
合成 转矩				
合成 扭转力矩				

图 6-14 合成起振力矩的矢量示意图

另一方面，由起振力矩合成的扭转力矩，偶数次成分与奇数次成分相互抵消，但半阶次成分无法抵消而仍然存在。伴随着约 $\pm 18^\circ$ 的相位差作为内力起着作用，对于缸体来说，成为其发生扭转变形的强制起振力。在图 6-15 所示为半阶次起振力矩产生的扭转变形。

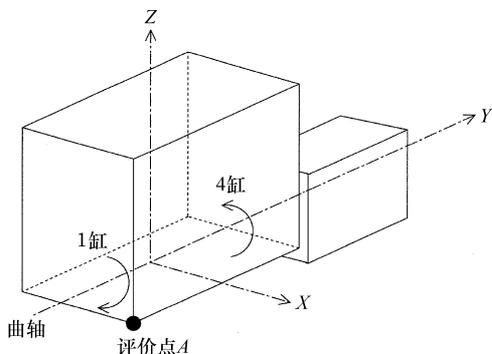


图 6-15 半阶次起振力矩作用示意图

为了保证以上论述的可靠性，下面对 18° 的相位差进行重点讨论。将发动机前端

评价点 A 的 X 轴方向的振动，与合成起振力矩的相位关系进行比较。在图 6-16 中，左侧一列为合成起振力矩的矢量，中间一列为这个起振力矩引起的 A 点 X 方向的矢量成分，及各个成分的理论上的预测相位。右侧一列为由 ODS 计算得到的 A 点 X 方向的振动。测量结果本身（图中以 ODS 表示），显示出了刚体运动成分（用 rigid 表示）、残余振动成分（用 residual 表示）的矢量示意图。如图 6-16 所示，2.5 次或 3.5 次中任意一个，均与实测的残余振动成分的相位一致。如上所述，由于起振力矩的半阶次成分，引起半阶次扭转振动发生的原理可以认为是稳妥的。

直列四缸以外的发动机的点火顺序、气缸排列等要素决定以后，每个气缸的起振力矩的相位就决定了。因此，可以推算合成力矩的大小及相位。图 6-17 所示为几种不同气缸布置时的推算结果。图中的 B 为气缸缸心距，G 为横向弹性系数， I_p 为曲轴旋转

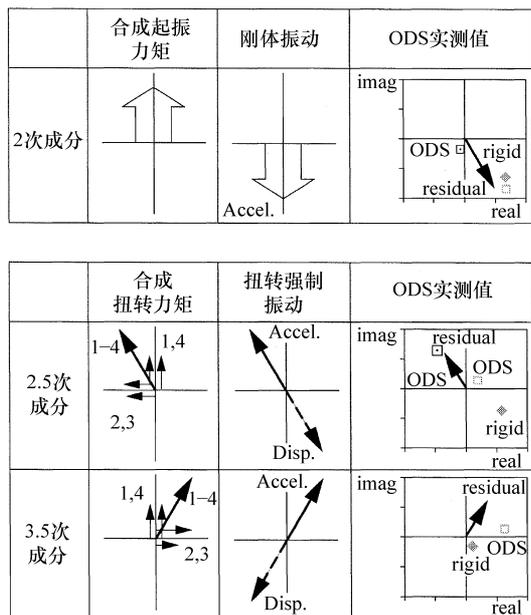


图 6-16 起振力矩和 ODS 相位的比较

气缸排列	L4	L6	V6	V8
合成力矩				
振幅	$\sqrt{10} \frac{Ba_k}{GI_p}$	$\sqrt{12} \frac{Ba_k}{GI_p}$	$3 \frac{Ba_k}{GI_p}$	$2.42 \frac{Ba_k}{GI_p}$

图 6-17 气缸布置与半阶次合成扭转力矩的关系

2 次惯性矩。如果各个气缸的起振力矩的旋转 k 次成分 a_k 相等，则半阶次的合成扭转力矩为图中所示的振幅。基本上来说，不论发动机采用哪种布置，半阶次成分的扭转振动都有可能发生。其中，直列 4 缸发动机各个气缸的起振力矩不能完全相互抵消，以及小型乘用车用发动机与货车相比扭转刚性低等，都成为半阶次扭转振动的恶化原因。

(3) 其他的半阶次振动

进、排气门的驱动反力作为上下起振力，如果只观察一个气门，其中包含 0.5 次的高频成分。如果考虑各个气缸之间的相位差和缸心距，则可以计算合成起振力或合成

起振力矩。特别是直列 6 缸发动机，为了使旋转的 1.5 次的合成力矩的相位一致，而形成了引起振动的不能忽视的起振力。这个结果说明半阶次振动会导致发动机前后端的上下振动。

从这个观点出发，可采用多气门或者高压油泵以增加可动部件的质量，为了提高进行效率而提高加速度，采用以抵消力为目的的无摇臂气门直接驱动等。由于增加了气门驱动反力，这些措施都会成为半阶次振动的原因，在工程设计过程中需要加以注意。

有研究显示，进气系噪声是一种半阶次的噪声。进气管的长度不同时，进气系固有的音响共鸣模式的响应幅值，气缸之间是有差别的。从这个结果来说，进气系的放射声，各个气缸之间振幅是有变化的。曲轴系的弯曲振动也同样按旋转 2 周为一个周期在变动，产生包含半阶次成分的低频噪声。由于与各个气缸进气管的长度有关，采取对策时，如果能保证各个气缸的进气管长度相同，则会有明显的效果。这个结论已经经过试验的验证。

除此之外，相对于缸内起振力来说，发动机悬置的响应幅值也由于气缸的不同而不同，曲轴系的油膜刚度也随着曲轴转角的不同而变化，有报告指出，有半阶次的振动发生。

根据以上的多方面的研究，由于各种机理发生的半阶次振动噪声已经得到了一个明确的结论，进而可以对半阶次振动加以控制。

6.1.4 喷油泵噪声

对于柴油机来说，燃油喷射特性对发动机性能及废气排放等有着非常大的影响。近年来作为降低废气排放最有力的手段之一，燃油喷射具有向高压发展的倾向。另一方面，在发动机噪声中燃油喷射系统机械噪声所占的比例是无法忽视的。由高压化而带来



的影响,在发动机噪声中仅次于燃烧噪声,因此降低喷油泵喷射噪声是当务之急的课题。

燃油喷射发生部位不同,噪声也不同,发动机高转速、高负荷时喷油泵本体的放射噪声是最高的。当然在低转速、低负荷区域,伴随着较高的转矩变动驱动系统的齿轮噪声等则占据主导地位。因此,对喷油泵本体和驱动系统都要进行详细的分析并制定合理的改进方案。

(1) 喷油泵本体放射噪声

关于喷油泵内部所产生的噪声的研究案例报告非常少,对于喷油泵噪声的发生原理,还有很多的点,因此还没有彻底的办法能有效地解决喷油泵本体噪声。本文将从喷油泵的试验、计算两方面来介绍相关的内容。

从经验上来讲,燃油喷射压力越高,噪声越大。过去的燃油喷射噪声的研究报告曾指出,出油阀的落座声对喷油泵噪声的贡献最大。但是,即使对出油阀采取轻量化设计,喷油泵噪声也仅有微小幅度的降低,这说明喷油泵噪声不仅仅只包含出油阀落座时产生的噪声。

基于以上背景分析,将研究重点放在喷油泵本体的柱塞-凸轮轴旋转往复运动系统上。综合应用模拟计算和试验分析,根据对喷油泵各部位的振动形态详细地分析,以试图讲明喷油泵噪声的发生原理。

图 6-18 是模拟计算所使用的模型。凸轮轴以一定速度旋转,燃油喷射压力作用在柱塞的上部,对柱塞-凸轮轴旋转往复运动系统的刚度、质量、阻尼所定义的运动方程式进行时间积分。由于总自由度数量非常多,方程非常复杂,使用通用机械分析软件 ADAMS 进行求解。

比较所求得各个部位的振动加速度结果,可知幅值最大的是挺柱的上下振动。因此可以推测燃油泵噪声与挺杆振动有着直接

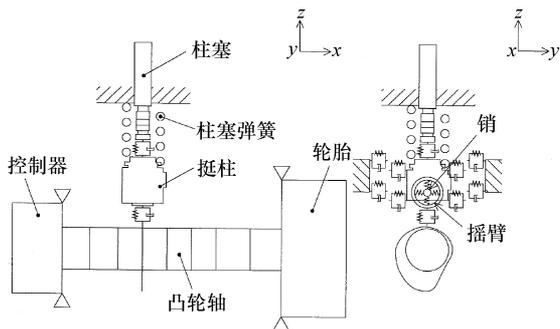


图 6-18 喷油泵的模拟模型

的关系。在挺杆处嵌入超小型加速度传感器,测试其上下方向的振动,并同计算结果进行比较。

图 6-19 所示为柱塞受到的力、挺柱上下方向速度、加速度的实验值、计算值、设计值。挺杆的速度、加速度的计算值真实再现了实验值,该模拟模型的精度是可信的。

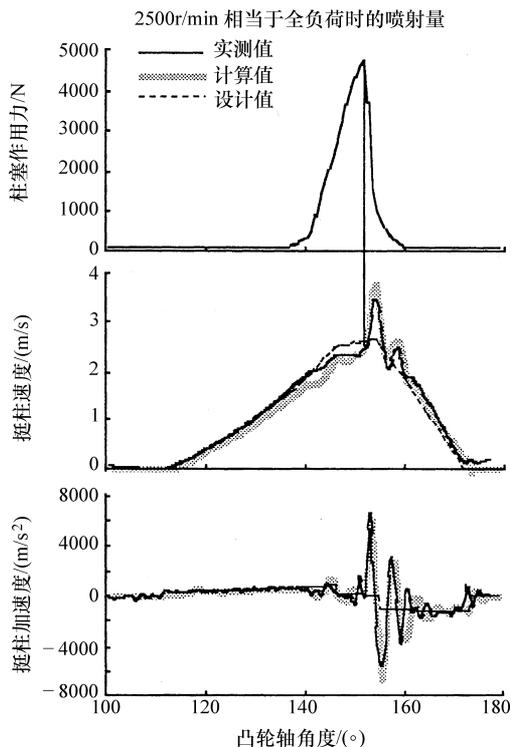


图 6-19 挺柱速度、加速度实验值和计算值的比较

在燃油喷出时,由于压力急剧降低,挺柱所受到的力在短时间内消除,在挺柱、凸



轮轴中所积蓄的势能转化为动能，使挺柱上下方向的速度急剧增加。而振动峰值相对于压力的峰值的滞后，也可以根据以上原理加以说明。

综上所述，喷油泵噪声不仅与燃油喷射压力有关，而且在燃油喷射结束时因急剧的压力下降也会产生振动施加在外壳或者调压器上，引起其表面的振动而产生放射噪声。

图 6-20 是相对于喷油压力喷油泵噪声实测值和挺柱振动的计算结果。同样，图 6-21 为相对于燃油喷射后的压力下降率的喷油泵噪声实测值和挺柱振动的计算结果。

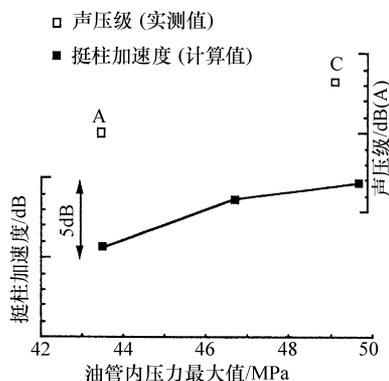


图 6-20 喷油压力与喷油泵噪声、挺柱振动的关系

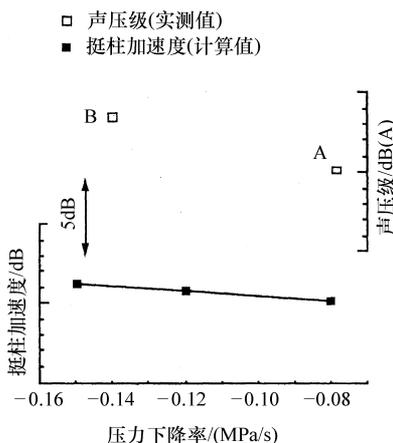


图 6-21 喷油率和喷油泵噪声、挺柱振动的关系

燃油喷射自身的高压力当然与振动噪声有很高的相关性，但燃油喷射后压力下降率

对喷油泵噪声也有着不容忽视的影响。挺柱振动计算值的变化和喷油泵噪声的变化有着一致的倾向，以挺柱振动来代替噪声开展研究被认为是可靠的。

根据该模型所进行的计算，可知为了协调振动噪声与高压化相互矛盾的关系，必须找到最佳的平衡点。

(2) 驱动系引起的噪声

喷油泵的高压化意味着驱动转矩增加，同时伴随着齿轮驱动系的噪声恶化。特别是对于大型发动机，驱动齿轮和喷油泵之间的配置有空调、连接件、正时器时，驱动系的扭转振动被激励起来，将会产生更为严重的噪声问题。

图 6-22 所示为在驱动轴系的两个位置对喷油泵驱动转矩的测试结果。相对于喷油泵附近的转矩，经过驱动轴齿轮附近的转矩达到 2 倍以上程度。由于驱动轴系的扭转共振，转矩变动有增幅的可能。另外，与燃油喷射时刻的壳体外齿轮附近的转矩相比，曲轴系统扭转振动的影响是很小的。

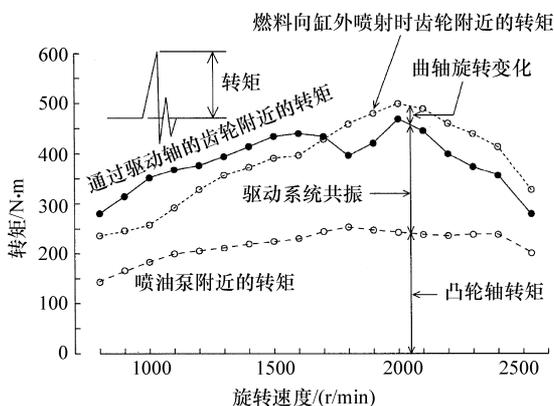


图 6-22 喷油泵的驱动力矩计算示例

作为解决这个问题的有效方法，增减驱动轴系的惯性矩、使用橡胶或者黏性扭转减振器等措施在一些研究案例中得到了确认。增减惯性矩只是改变扭转共振频率，效果不是很明显。在驱动轴上安装黏性减振器后，在整个转速范围内得到了噪声下降的效果，



最高降低了 1.6dB。另外,也有在喷油泵齿轮上安装橡胶减振器的研究报告,合理设计减振器的频率,使全负荷噪声达到了 2~6dB 的降幅。

除此以外,作为解决齿轮噪声的常用措施,还有斜齿轮、小模块化齿轮等实用方法。

6.2 驱动系统振动噪声

6.2.1 概要

驱动系统具有多个固有模态,有多个强迫激励源,在很宽的车速范围内有各种各样的噪声问题。当驱动系统的固有模态与悬架模态耦合时,除了发动机的激励外,传动轴和齿轮也是较大的激励源。这些强迫激励的变动周期如果与固有模态的频率接近,就会产生振动和噪声,给车内乘员带来不适。

一般来说,驱动系统振动噪声的强制力,包括发动机转矩变动、活塞及连杆的往复运动产生的惯性力、传动轴的不平衡力、转向节产生的力、齿轮啮合误差产生的齿面间冲击力等。对于由上述激励而产生的驱动系统振动噪声,最近的研究论文进行了相关的分析并提了控制方法。

因发动机转矩变动而产生的问题,有低中速范围内的驱动系统轰鸣声和变速器“嗒嗒”声。对于 4 缸四冲程发动机来讲,强迫激励是 2 次旋转成分。轰鸣声的分析,多是使用考虑离合器的非线性特征的多自由度扭转振动模型进行的。作为减振降噪的方法之一,调整离合器的转矩延迟特性来抑制发动机转矩变动的传递是非常有效的。例如,通过设定离合器动作延迟角的滞后期,在低中车速领域成功降低了驱动系统扭转模态产生的轰鸣声。

对于发动机旋转 2 阶转矩变动导致的空档时变速器齿轮“嗒嗒”声,最有效的控制方法是降低变速器侧的激振力,如在飞轮

上安装扭转减振器。另外,还可能因存在因发动机 1 阶旋转转矩变动,使输入轴的角速度变化而产生的激振力。这个激振力是因为飞轮和输入轴的旋转中心偏置而由离合器盘上的弹簧复原力变动而产生的。因此,如果能调整偏置距离和弹簧复原力的最大值,就可以实现对“嗒嗒”声的控制。使用包含变速器齿轮的复原力和离合器延迟特性扭转振动模型或者对标实验机进行“嗒嗒”声的预测和分析。另外,这些分析模型和试验装置,还可以用来调查对“嗒嗒”声误差贡献量较高的主要因素。

因传动轴的不平衡而产生的旋转 1 次强制激振力,会激起驱动系统和后悬架的弯曲振动,从而在低中车速领域内产生驱动系统轰鸣声。有效的降噪方法是减小传动轴的不平衡量。但是,当驱动系统和后悬架的弯曲共振频率与车内声腔共振频率一致时,必须对相关的振动系统的共振模态进行优化调整。此时,通常要使用试验模态模型,了解频率特性和预测所采取方案的效果。

带有万向节的传动轴的输入轴角速度和输出轴角速度是不等的,因此而产生了传动轴旋转 2 次的转矩变动及轴承处激励。另外,还存在因连接部分阻尼作用而产生的旋转 2 次、4 次轴承激励。因转矩变动与悬架系统耦合而产生的扭转振动和因轴承激励而产生的弯曲振动等,都引起了噪声的发生。为了降低噪声,对每个万向节加以调整(减小万向节角度和减小摩擦)有一定的效果,也可以调整驱动系统的布置方案以使转向节之间的强制力相互抵消,或者采用非等速转向节使旋转 2 次激励和摩擦产生的旋转 2 次激励相互抵消等措施来降低噪声的幅度。

主减速器的主动小齿轮和内啮合齿轮的啮合误差所产生的齿面间冲击激励,会引起主减速器噪声。这一点将在下一部分内容中加以详细说明。



6.2.2 主减速器噪声

(1) 主减速器噪声的理论分析

主减速器的齿轮啮合误差会产生齿面间的敲击力，从而引起驱动系统振动和主减速器噪声，下面讲述其模拟方法。

1) 中简单叙述发生原理；

2) 中介绍齿轮间的啮合力公式，以及驱动系统振动和主减速器噪声的模拟方法；

3) 中介绍对模拟方法的验证结果。

① 主减速器噪声的发生原理。一般来说，主减速器的激励源有两个：一个是齿形几何形状误差及齿面间的定位误差而产生的啮合误差；另一个是齿面的变形及弯曲使齿轮啮合时刚度的变化。对于每一种情况，位移激励、刚度变动激励都有确定的公式。主减速器噪声的强制激励源虽然还有未明部分，但根据2)中所介绍的方法，可以确定在主减速器齿轮上装有准双曲面齿轮时的强制激励源为齿轮啮合误差。

由于齿轮啮合误差而产生的主减速器壳体振动，从主减速器壳体悬架系统到副车架，并经过车身悬置、悬架系统向车身的各个部位传递。因此，可以推断传动轴的弯曲、扭转振动特性对主减速器噪声有影响，悬架系统、副车架的振动特性也对主减速器噪声有很大的影响。在过去的报告中所介绍的内容，都是以自由度较小的弹簧-刚度系统模拟模型为主体而进行的。如(2)中所介绍，使用有限元法对驱动系统、悬架系统、副车架等进行模型搭建，即可以开展考虑这些因素的分析。

② 主减速器噪声的模拟方法⁷³⁾。如上所述，主减速器噪声有两个主要的激励源，但使用准双曲面齿轮时，强制位移是主减速器噪声的唯一激励源。这是因为准双曲面齿轮的重复性啮合率较高，自身刚度变化也较小。另外，由于齿轮的啮合率高，齿轮表面以及齿轮的弯曲刚度比驱动系统的刚度高很

多，刚度变化不会产生过大的激励，而是从齿轮啮合误差方面产生负面影响。即，对于振动传递系统可以将齿轮视为刚性体。

接下来，基于以上假设条件，当给定齿轮啮合误差时，在驱动系统上产生激励，驱动系统振动、主减速器噪声均可以用固定的公式表达，使用齿轮表面直接激励求得柔度，对驱动系统振动和主减速器噪声进行模拟。下面将对这种方法加以介绍。另外，也证明了在3)中的根据试验对验证结果的可靠性。

a) 齿轮啮合误差和强制力：当给定齿轮啮合误差时在齿面所发生的力加以公式化。

当齿轮表面的刚度比驱动系统刚度高很多时，伴随主减速器齿轮的啮合误差 θ_e 而产生的主动小齿轮的旋转变化 θ_p 和内啮合齿轮的旋转变化 θ_r 之间存在以下关系：

$$\theta_e = \theta_p - \alpha\theta_r \quad (6.1)$$

式中， α 为减速比。另外，在主动小齿轮的齿面受到激励的过程中，将因啮合误差而产生的变化成分设为 F_p ；在内啮合齿轮受到激励的过程中，将因啮合误差而产生的变化成分设为 F_r 。根据齿轮啮合时的作用力、反作用力法则， F_p 与 F_r 有以下的关系。

$$F_p = -F_r \quad (6.2)$$

另一方面，当主动小齿轮在啮合点受到力 F_p 时，主动小齿轮的旋转变化 θ_p 根据图6-23中所示的关系可以表示为

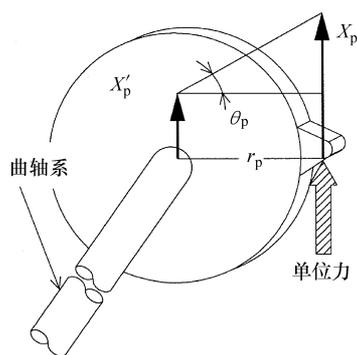
$$\theta_p = \left\{ \frac{X_p - X'_p}{r_p} \right\} \cdot F_p \quad (6.3)$$

同理，将下标p更换为r，即为内啮合齿轮的表达式。

$$\theta_r = \left\{ \frac{X_r - X'_r}{r_r} \right\} \cdot F_r \quad (6.4)$$

从式(6.1)~式(6.4)中可以求得 F_p ，如下式所示：

$$F_p = \frac{r_p}{(X_p - X'_p) + (X_r - X'_r)} \theta_e \quad (6.5)$$



X_p : 主动齿轮系断面刚度
 X'_p : 主动齿轮系中心刚度
 r_p : 主动齿轮半径
 θ_p : 主动齿轮旋转变化

图 6-23 主动齿轮的旋转变化

b) 驱动系统振动、主减速器噪声的推定: 利用式 (6.5), 当给定齿轮啮合误差和车身灵敏度时, 驱动系统振动和主减速器噪声就可以表达为固定的公式。

驱动系统振动 y 为主动小齿轮、内啮合齿轮分别受到独立的激励 F_p 、 F_r 时的振动矢量和。如果定义单位激励作用时主动小齿轮齿面的传递函数为 Y_p , 内啮合齿轮齿面的传递函数为 Y_r , 则有

$$y = (Y_p - Y_r) \cdot F_p \quad (6.6)$$

根据式 (6.5) 在式 (6.6) 中使用啮合误差 θ_e , 可以推导出

$$y = \left\{ \frac{(Y_p - Y_r) \cdot r_p}{(X_p - X'_p) + (X_r - X'_r)} \right\} \cdot \theta_e \quad (6.7)$$

同理, 对于主减速器噪声 p , 将传递函数 Y 替换成声压传递函数 P , 则有

$$p = \left\{ \frac{(P_p - P_r) \cdot r_p}{(X_p - X'_p) + (X_r - X'_r)} \right\} \cdot \theta_e \quad (6.8)$$

式 (6.7) 和式 (6.8) 括号中的内容是单位啮合误差时车身的传递函数, 分别称为车身振动灵敏度和车内声学灵敏度。

如上所述, 根据激励试验和啮合误差 θ_e 测试, 就可以对驱动系统振动和主减速器噪声进行模拟。

③ 激励模拟验证。此处将介绍模拟方法的验证结果。

a) 激励试验装置: 为了在齿面的旋转方向施加激励, 使用了图 6-24 所示的试验装置。加速或者减速时, 主动齿轮轴的支撑刚度会发生变化。在主减速器结合法兰处施加推力即可模拟该状态。

测试齿轮啮合误差 θ_e 时需要在齿轮之间施加转矩。使用旋转编码器对输入、输出轴的旋转变化差即啮合误差 θ_e 进行测试。

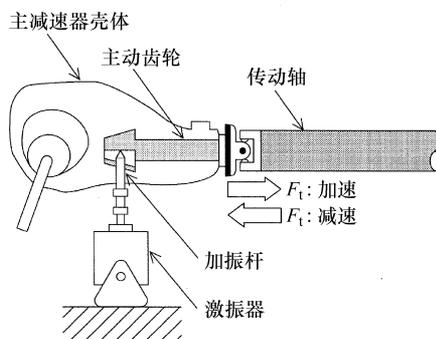


图 6-24 加振试验装置

b) 模拟方法验证: 使用试验车辆, 根据式 (6.7) 和式 (6.8) 对主减速器噪声和驱动系统振动进行激励模拟。与实车行驶数据比较的结果如图 6-25 所示, 激励模拟和实车行驶时的结果是一致的。另外, 对于主减速器的齿轮啮合误差 θ_e , 实车行驶时的主减速器壳体振动和车内噪声在 480Hz 时峰值与激励模拟分析结果也是一致的。

基于以上结果, 将主减速器噪声的强制激励源假设为齿轮啮合误差而进行激励模拟分析的方法被普遍认为是可靠的。即在主减速器噪声的激励源中, 啮合误差是占主导地位的。

(2) 激励模拟方法的应用

基于推导出 α 的公式, 考察 (1) 中内

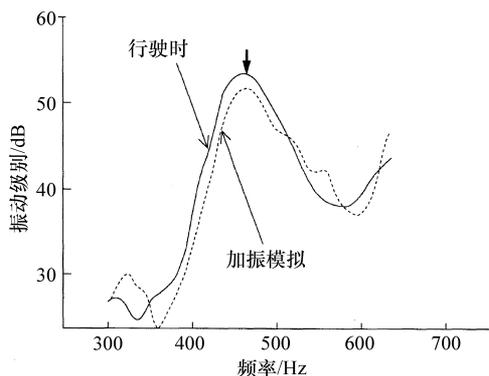


图 6-25 加速时主减速器前端上下振动

啮合齿轮系、主动小齿轮系的振动特性和主减速器壳体前端的上下振动灵敏度之间的关系，并介绍变更主动小齿轮的振动特性以降低主减速器噪声的案例。在 2) 中，介绍使用包含以上考察结果的有限元模型所进行的分析技术。

1) 基于各齿轮系振动特性分离的评价。主减速器壳体前端上下车身振动灵敏度的峰值频率，与因为齿轮啮合误差 θ_e 而产生的激励的峰值频率（图 6-26）是一致的。总之，如果降低齿轮啮合点激励的峰值频率，那么激励的幅值也会相应地下降。可以这样认为，调整主减速器壳体前端上下车身振动灵敏度的峰值频率，即可以实现对振动峰值幅度的控制。

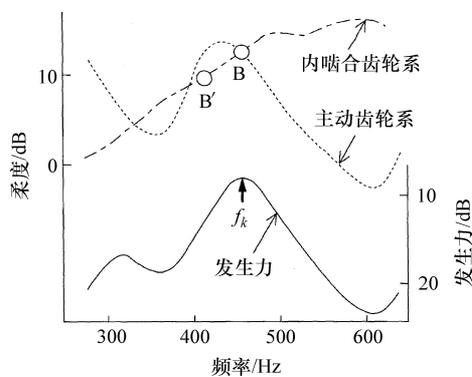


图 6-26 发生力的峰值和齿轮系柔度

关于齿轮啮合点的激励峰值频率，由式

(6.5) 和图 6-26 可知，内啮合齿轮系、主动小齿轮系的柔度之和是由最小频率（几乎为交点 B）决定的。

基于以上考察结果，根据对内啮合齿轮系和主动小齿轮系的柔度分离和变更，就可以控制主减速器壳体前端正下车身灵敏度的峰值幅度。

试验用车辆的齿轮系噪声及振动在 480Hz 处有峰值。下面谈谈如何对这个峰值进行控制。基于之前的分析，如图 6-26 所示，如果内啮合齿轮系、主动小齿轮系的柔度的交点的频率从 B 降到 B'，就可以实现。在一个研究案例中，使用套筒式传动轴可以降低主动小齿轮的扭转刚度。结果显示，共振频率和啮合点处的啮合力下降，如图 6-27 所示，主减速器噪声也明显降低。

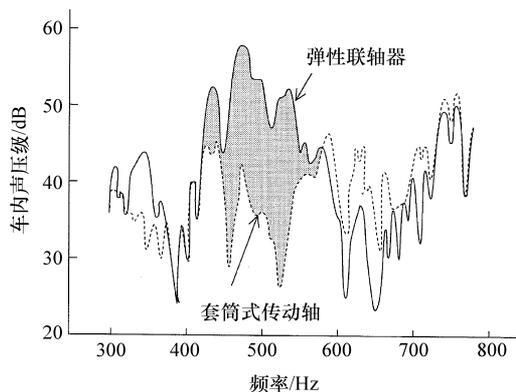


图 6-27 差速器齿轮噪声的比较

2) 有限元法的应用。考虑 1) 的结果，搭建包括悬架系统、副车架等的试验模态模型以及有限元模型，对设计阶段的主减速器噪声的分析方法进行说明。

a) 有限元模型的验证：发动机、变速器使用试验模态模型，传动轴使用梁模型，主减速器壳体悬架系使用刚度-质量模型，副车架使用基于试验模态的板单元模型，悬架系统使用梁-刚度模型，分别进行模型搭建，最终利用部分结构合成法组建整体模型。



i) 动力总成模型。为了激起动力总成的上下弯曲、左右弯曲、扭转等振动,在离合器壳体后端及发动机各个部位激励,对多个部位的响应进行测试,从而得到了 600Hz 以内的试验模态模型。选定的模态共有 15 个。

ii) 主减速器壳体悬架系统激励。主减速器壳体内部的小齿轮、内啮合齿轮的啮合误差是主减速器噪声的激励源。因此,如 1) 中所介绍的,对主动小齿轮和内啮合齿轮进行分离,在啮合部位就可以搭建能施加激励的模型。分析由于传动轴的不平衡量等因素而产生的驱动系统轰鸣噪声时,为了搭建啮合部位结合在一起的模型,要保证主动小齿轮、传动轴、主减速器壳体的旋转相关的线性结合条件,如果对啮合部位施加激励时主动小齿轮和内啮合齿轮处于分离状态,则这个条件式就没有必要。图 6-28 所示为主减速器壳体悬架系统的模型。可以将除去主动小齿轮和内啮合齿轮后的主减速器壳体总成视为刚性体,并使用与轴承相当的弹簧与该刚体连接。分别考虑主动小齿轮和内啮合齿轮的梁和惯性矩,搭建刚体模型。

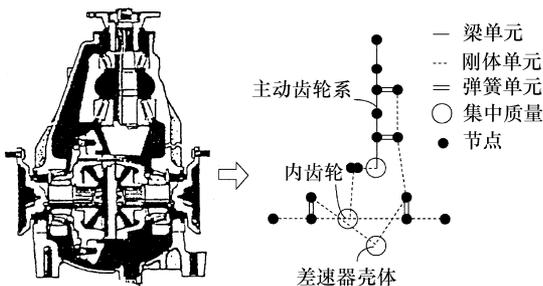


图 6-28 差速器齿轮模型

iii) 副车架、悬架系统模型。副车架、悬架系统使用板单元、梁单元搭建有限元模型。规模:副车架约有 5000 个节点;悬架系上摆臂、下摆臂各有 100 个节点。对于副车架,可能出现后纵梁的弯曲、扭转、局部共振、侧梁的开闭及弯曲、前纵梁的上下弯

曲等各种振动模态,共有约 30 个固有模态。对于下摆臂的衬套/套筒式传动轴的橡胶刚度、阻尼系数等,使用正确的数值是关键。

iv) 整体模型。将以上所说的模型进行组装就得到了整体模型。图 6-29 是在主减速器壳体前端上下激励时激励点的响应。试验结果与计算结果基本上是一致的,这也说明所搭建的模型达到了实用化水平。

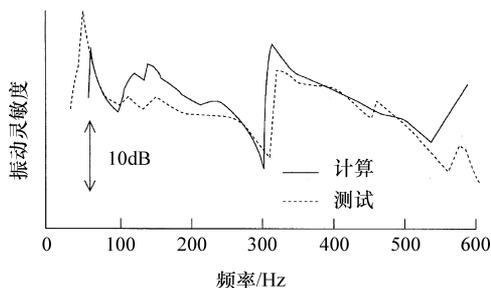


图 6-29 差速器壳体振动特性

b) 应用案例:使用上文所搭建的模型,计算图纸状态下的齿轮啮合力、主减速器噪声的大小以及向车身所传递的力,并根据驱动系统和悬架系统整体的详细分析,调整各部分的振动特性以改善主减速器噪声。

i) 齿轮啮合力。图 6-30⁷⁴⁾所示为主动小齿轮系柔度和内啮合齿轮柔度。在主减速器噪声范围内,主动小齿轮柔度由于传动轴的扭转共振而存在峰值。内啮合齿轮柔度不存在共振峰值,在低频范围内内啮合齿轮的惯性质量和驱动轴的扭转刚度组成为扭转共振的质量系统。如式(6.5)所示,齿轮啮合力在主动小齿轮系柔度和内啮合齿轮系柔度的矢量和最小时的频率处出现最大值。在本例中,400Hz 的反共振点附近矢量和最小,出现啮合力的峰值。

ii) 车身传递特性。图 6-31 所示为在齿轮啮合部位施加单位激励时从中间轴承支架到车身的振动传递特性。振动传递系统包括传动轴的弯曲共振、中间支架的弹性共振等各部分的振动特性组合。向车身所传递的力,如图 6-31 所示,是由振动传递特性和

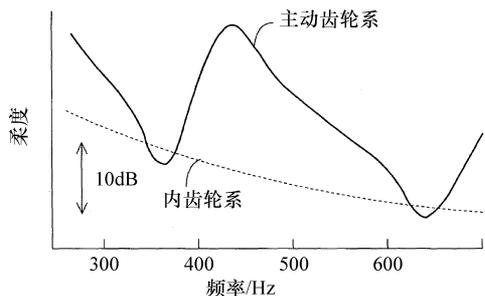


图 6-30 主动齿轮系和内齿轮系的柔度

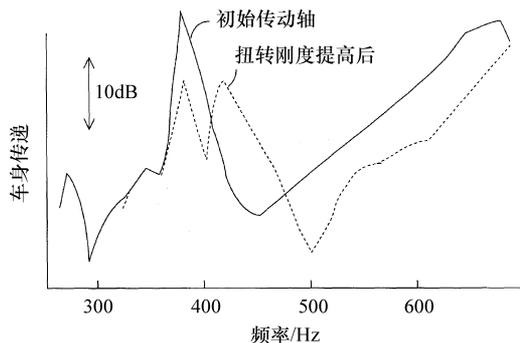


图 6-32 车身传递力特性的变化 (中间支撑位置)

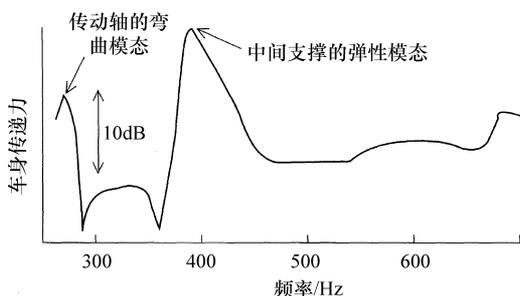


图 6-31 单位啮合力时车身的传递特性 (中间支撑位置)

啮合力相乘而得到的。在本例中，400Hz 附近啮合力和振动传递特性均具有峰值，因此，齿轮啮合力被振动传递特性增幅，从而使车身受到的力进一步恶化。

iii) 改进案例。在本案例中，由于中间轴承支架的共振频率和啮合力的峰值接近，使车身受到的激励达最大值。为了解决这个问题，可以提高传动轴的扭转刚度使啮合力的峰值频率上升，或者调整轴承支架使弹性共振频率上升等。本例中对提高传动轴的扭转刚度进行了样件试制及试验。试验结果显示，齿轮啮合力的峰值频率上升，远离轴承支架的共振模态，从而使向车身传递的力得到了改善，如图 6-32 所示。

(3) 主减速器降噪技术——调整驱动系统结构

在 (2) 中，对用调整齿轮系的柔度来控制主减速器振动噪声的方法进行了说明，除此以外还有二重防振方法。具体地讲，主

减速器壳体通过防振系统安装在副车架上，副车架经过防振系统安装在车身上。

对于这种情况，具有高频特征的主减速器噪声虽然有明显的降低效果，但在 80Hz 前后的驱动系统轰鸣声（因主减速器的上下跳动、俯仰、侧倾模态等而引起传动轴的不平衡力而产生）却有恶化现象。为了平衡高、低频噪声的对立关系，各悬置的配置、弹簧刚度等必须要进行调整、优化。以下为与其相关的技术介绍。

1) 计算方法。在本节中，主减速器通过 3 点悬置安装在副车架上。副车架通过 4 点悬置安装在车身上。主减速器、副车架、车身所组成的二重防振系统，将主减速器（包括悬置）定义为分系统 1，除此以外的部分定义为分系统 2。系统的振动方程式为

分系统 1:

$$\left\{ -\omega^2 \begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} + j\omega \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{bmatrix} \right\} +$$

$$\begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} \quad (6.9)$$

分系统 2:

$$-H_1 F_2 = X_2 \quad (6.10)$$

式中， H_1 为与分系统 2 结合点的传递函数； F_1 为作用到分系统 1 上的外力； F_2 为在结合点处产生的力； X_1 、 X_2 分别为主减速器重心及结合点的振动幅值； M 、 C 、 K 分别为质量、阻尼、刚度矩阵。



省略阻尼行列式后, 根据式 (6.9) 和式 (6.10), 将 F_1 、 F_2 消去后可以得到式 (6.11):

$$(-\omega^2 \mathbf{M} + \mathbf{K}^*) \mathbf{X}_1 = \mathbf{F}_1 \quad (6.11)$$

$$\mathbf{K}^* = \mathbf{K}_{11} - \mathbf{K}_{12} (\mathbf{K}_{22} + \mathbf{H}_1^{-1})^{-1} \mathbf{K}_{21}$$

式 (6.11) 中的 X_1 的值可以用下面的方法求得。

不考虑实现的可能性, 假定一个与式 (6.11) 相当的振动系统, 则有

$$-(\omega^2 \mathbf{M}_e + \mathbf{K}_e^*) X_{1e} = \mathbf{F}_1 \quad (6.12)$$

式中, 在分析目标频率范围内按照 X_{1e} 远小于 X_1 的原则选定 \mathbf{M}_e 、 \mathbf{K}_e^* 。例如将在后续的内容中介绍的案例, 不变更悬架系统, 只对主减速器的重心位置进行调整后, 此时的质量矩阵作为 \mathbf{M}_e 。其次, 就可以从所选定的 \mathbf{M}_e 、 \mathbf{K}_e^* 求得与假设振动系统的特性相等的且可以实现的 \mathbf{M}_0 、 \mathbf{K}_0^* 。即

$$-\omega^2 \mathbf{M}_0 + \mathbf{K}_0^* = -\omega^2 \mathbf{M}_e + \mathbf{K}_e^* \quad (6.13)$$

但是受下式的限制

$$-(\omega^2 \mathbf{M}_0 + \mathbf{K}_0^*) X_{1e} = \mathbf{F}_1 \quad (6.14)$$

假定的振动系统和应该求得的振动系统之间的特性方程式之差的准则, 与下式最小化相当:

$$\| -\omega^2 \mathbf{M}_0 + \mathbf{K}_0^* - \mathbf{A}_e \|$$

一般来说, 对于任意的激励频率式 (6-14) 虽然是不成立的, 但是轰鸣声通常处于比较狭窄的范围频率内, 因此将 ω 视为固定值。

设 $u_i (i=1 \sim n)$ 为设计变量, 设 Δu_i 为从 \mathbf{K}_e^* 到 \mathbf{K}_0^* 的设计变量的变化量, 则有下述近似式成立:

$$\mathbf{K}_0^* - \mathbf{K}_e^* = \sum_{i=1}^n \frac{\partial \mathbf{K}_e^*}{\partial u_i} \Delta u_i \quad (6.15)$$

上式右边的灵敏度可根据分系统 2 的 H_1 求得, 使用式 (6.11) 相对于设计变量的单位变化量根据灵敏度的差分求得。虽然式 (6.13) 的设计变量的数目比式 (6.15)

限制多, 但是仍然可以求得未知数 Δu_i 。

2) 应用案例 将上述方法应用于 80Hz 前后所发生的轰鸣声。初期设计的悬架系统前面 1 点, 后面 2 点, 最终方案为前面 2 点, 后面 1 点。

a) 计算模型: 将副车架、车轮、悬架的约 14000 个节点的有限元模型置换为模态模型, 轮胎直接使用试验模态模型。在副车架前端和主减速器壳体前端的响应峰值约为 80Hz, 因为与传动轴的不平衡所引起的轰鸣声的频率对应, 所以对上述响应可以采用轰鸣声级别的评价尺度。

b) \mathbf{M}_e 、 \mathbf{K}_e^* 的选择: 为了降低主减速器壳体前端的激励点的振动响应, 可以不改变主减速器重量、惯性矩, 仅将重心位置向主减速器壳体前方移动, 组成新的振动系统。此时, \mathbf{K}_e^* 与初始设计值 \mathbf{K}^* 相等, \mathbf{M}_e 经过坐标变换后变为 \mathbf{L} 的矩阵

$$\mathbf{M}_e = \mathbf{L}^T \mathbf{M} \mathbf{L} \quad (6.16)$$

重心位置移动后的悬架系统的计算结果如图 6-33⁷⁶⁾ 所示。主减速器壳体前端的振动响应有明显降低, 这说明 \mathbf{M}_e 、 \mathbf{k}_e^* 的选择是正确的。

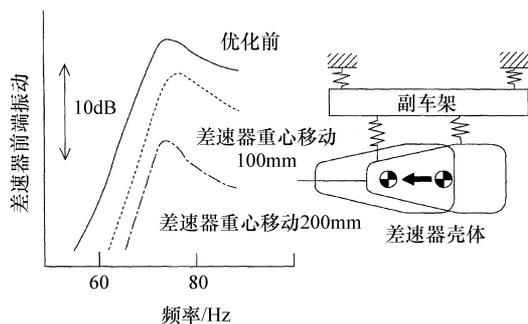


图 6-33 差速器前端振动和重心位置

c) 计算结果与实际构造: 包括式 (6-15) 中的灵敏度系数的大小、上下、左右方向的弹簧刚度、后悬置间距以及前、后悬置的前后方向位置, 共设定了 7 个设计变量。分两个工况进行计算, 工况 I 中将各悬置前后方向位置除去后剩下 5 个设计变量,



工况 II 中将后悬置间距去除后剩下 6 个设计变量, 分别对其进行计算 (设计变量的详细内容请参考文献 76 的表 1)。主减速器的重心位置移动量为 30mm 时, 根据工况 I 所求得的各项参数, 主减速器壳体前端的振动响应如图 6-34 所示。重心移动后的振动响应和各参数的变更基本上是一致的, 因此这个方法的有效性得到了确认。

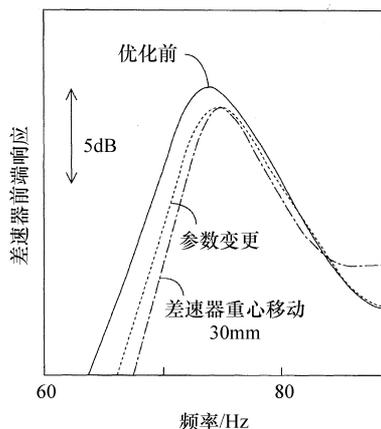


图 6-34 差速器重心移动和等价系统的振动特性

如下所示, 根据上述两个工况的计算结果制定了改进方案:

i) 减小前悬置刚度和前后悬置间距, pitch 模态在主减速器壳体处的节点向主减速器壳体前端移动。

ii) 增大后悬置刚度, 增加后悬置间距, 以抑制 roll 模态。

根据以上方针并考虑限制条件, 来决定各个参数。在本例中, 悬置刚度变小后有可能偏离耐久性相关的所允许的范围, 利用悬置的负荷-变形特性的非线性, 将前悬置由 1 点改为 2 点, 这样就可以回复到允许范围内。即 1 处悬置所承受的载荷减半, 在提高耐久性的同时还能保证弹簧刚度变低的要求。基于以上分析对悬置的布置进行调整, 再次应用本方法降低前悬置的弹簧刚度和增大间距, 并考虑主减速器噪声等的限制条件, 设定最终参数。改进后的系统配置试验

结果如图 6-35 所示。从图中可知, 上述优化方法的效果得到了确认。

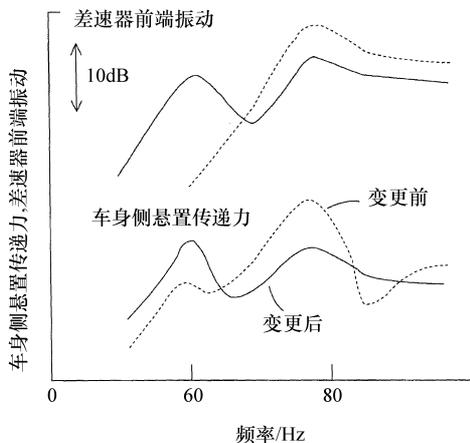


图 6-35 构造变更的改善效果

6.3 底盘噪声

6.3.1 概述

近年来, 在追求汽车高功率化的同时, 对汽车舒适性、安静性等的要求也越来越强烈。而最近的发展趋势是发动机的多缸化、表面平整化技术, 使发动机振动、风噪声等得到了控制。但是从另一个角度来看, 因为路面的凸凹不平而引起的路面噪声却成为较为明显的问题。另外, 在车辆制动时所发生的制动噪声, 给乘员非常不舒服的感觉, 特别是对于高级车, 对其商品性有着严重的影响。

在本节中, 将介绍底盘噪声之一的制动噪声, 以及路面噪声分析、控制方法等内容。

查阅 1989 年以来关于制动噪声方面的文献, 可以发现近年来理论分析方面的资料正在不断地增加。

在理论分析中, 根据对分析模型的研究, 对制动啸叫的定性已经有了较为明显的倾向, 包括采取一些间接的对策和使用 FEM 模型对制动系统的啸叫性能直接预测



两种方法。

例如，在1992年菅野等人所发表的论文中，将制动系统的一部分置换为低自由度分析模型。根据对该模型固有模态的分析，得出部件之间的固有振动模态耦合和啸叫之间的定性关系。

1989年，Liles等人发表的论文中给出了案例。在该论文中，对制动部件进行了详细的FEM模型搭建，使用复数固有模态分析，对2.5~15kHz范围内的制动啸叫的可能性进行了预测。Ghesquiere等人于1992年对不包含制动盘的制动系统零部件进行FEM模型划分，并进行了复数固有模态分析。

1992年，Matsui等人对制动系统的零部件进行FEM模型化，对设计阶段的振动特性进行了计算，但是没有进行复数固有模态分析。另外，1993年，高木等人搭建了大规模的FEM模型，成功地预测了8kHz以上较高频率的啸叫。

在6.3.2小节中，作为二者互相结合的案例，笔者详细叙述了最近针对特定制动系统而进行的较低频率范围内（2kHz附近的）制动啸叫的相关分析。

另一方面，对于路面噪声，作为研究对象的传递系统具有复杂的多渠道特性。例如，拥有非线性的轮胎、具有高阻尼性能的悬架系统、采用防振、隔声材料的车身等。因此，最大限度地应用计算及经试验分析，根据用途进行预测和制定解决方案是十分必要的。

在1989年以后的与计算分析相关的文献中，几乎全部是FEM分析方法。

例如，1991年，井上等人使用FEM方法对成功地车内噪声进行了预测。在该论文中，针对50Hz以内的低频问题的精度，开发了车身模型的良好搭建方法。在这个模型中，使用包含悬架、发动机等的整车模型对车内噪声进行了预测。1992年，高城等

人使用FEM模型，对带束层、胎面等轮胎的结构对车内噪声的影响进行了研究。在这个模型中，对轮胎的带束层、帘布层、橡胶等结构直接建模，考虑轮胎触地、旋转和气压等的影响。将该模型导入整车模型中，对250Hz以内的振动噪声进行了分析。

另外，不对整车进行分析，而是对零部件单体进行分析以实现实际的设计进行指导。1994年，石松等人以零部件的特性分析代替路面噪声的试验，使用FEM模型进行了分析。将发生共振时的变形能分布转换为作为代替特性的悬架纵梁的共振频率，以此制定的改进方案应用到实车上后，路面噪声得到了有效的控制。

综合应用计算和试验的案例也有很多。例如，1992年中野等人发表了关于FF车（使用连杆式悬架）对底盘的路面噪声的影响的研究报告。在报告中，首先对各部分的主要的振动传递特性以试验为主进行了分析，并掌握了其基本特性。为了能在设计阶段得到应用，根据计算分析对主要峰值相关的部位进行了特性分析。

作为试验分析手段，W. Hendrick等人于1993年对路面的无相关、多激励噪声的优化分析方法进行了介绍。在该论文中，根据主成分分析方法，将振动和噪声的信号分离成单独的现象，然后针对各个现象对传递路径分析。

6.3.3小节展示了一个与路面噪声现象有关分析案例。对路面噪声的激励源，即因路面的凸凹不平而产生的位移激励和路面噪声的关系，1995年镰田在其论文中进行了详细的介绍。另外，作为降低路面噪声的案例，还介绍了使用液压减振器和提高轮辋刚度等研究成果。

6.3.2 制动啸叫

过去，制动噪声多是5kHz以上的高频问题，最近也有报告关注了发生在1~3kHz



较低频范围内的制动噪声。预防制动噪声已经成为汽车产品研发过程中的一个重要课题。作为解决制动噪声的措施，在垫板上安装调整垫片是一种有效的方法，但是相对于高频噪声，低频噪声所达到的效果稍差。另外，对摩擦材料进行倒角处理虽然对噪声有所改善，但是却无法从根本上解决问题。

制动噪声的激励源是制动片和制动盘之间因摩擦力的变动而引起的自励振动，它主要有两个影响因素：一个是与摩擦特性的速度依赖性有关；另一个是即使摩擦系数一定，各组成部件的振动耦合引起的共振。

在摩擦系数一定时因自励振动而引起低频制动噪声的主要原因，研发人员使用3自由度分析模型的复数固有模态分析进行了定性调查。基于分析结果，通过导入表现摩擦特性的刚度矩阵和模态法，利用制动系统整体FEM模型进行复数固有模态分析（这在过去是难以实现的），就可以对设计参数进行定量研究。使用该方法对制动噪声相关的各构成部件的动态特性进行了调查，并通过试验的方法验证了其有效性。

(1) 掌握低频啸叫现象

1) 试验装置和制动系统。为了了解低频啸叫发生时各个构成部件的振动情况，利用旋转盘制作了一个试验测试装置，并进行了相关的测试试验。电动机的旋转速度为35r/min，与实车4~5km/h的速度相当。利用油压计和力矩仪对制动时的油压和制动力矩进行测试，可以计算出摩擦系数 μ 。另外，还需要使用红外线温度计对制动盘的温度进行跟踪测试。

2) 啸叫发生时的振动模态。从试验结果可知，当啸叫发生时的油压为0.2~1.5MPa时，频率在1.7~1.9kHz内变化。这些测试结果与实车的测试结果基本上是一致的。啸叫发生时的振动模态如图6-36所示，有制动钳旋转、扭转模态，另外，还显示出制动盘的直进、旋转、弯曲、扭转等的

混合模态。测试时使用的是非接触式位移计和加速度计。

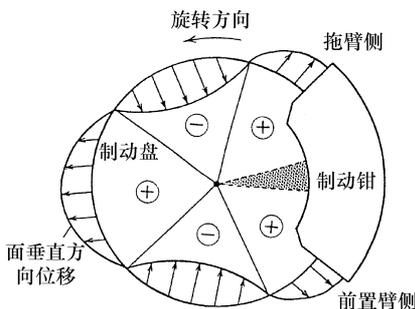


图 6-36 制动盘振动模态

(2) 制动啸叫的理论分析

1) 分析模型。众所周知，引起自激振动的摩擦特性是与速度相关的，但是关于摩擦系数一定时耦合系统的自激振动方面的报告却很少。本文采用模拟制动系统的简单的2自由度模型，根据复数模态分析，首先对耦合系统的自激振动进行定性分析；其次在自激系统上使用动态减振器，对减振效果进行论证。

图6-37所示为分析用的模型。不考虑阻尼时的运动方程式如式(6.17)所示。式中的第2项为刚度矩阵，其非对角项为非对称数值。对该式进行复数固有值分析，式(6.18)为解的形式。

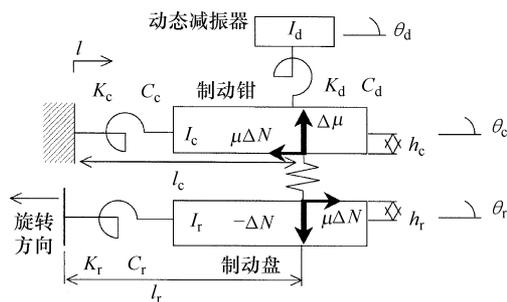


图 6-37 3 自由度分析模型

$$\begin{bmatrix} I_r & 0 & 0 \\ 0 & I_c & 0 \\ 0 & 0 & I_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_r \\ \ddot{\theta}_c \\ \ddot{\theta}_d \end{bmatrix}$$



$$+ \begin{bmatrix} K'_r & -kl_r l_c (1 + \mu\beta_r) & 0 \\ -kl_r l_c (1 - \mu\beta_c) & K'_c + K_d & -K_d \\ 0 & -K_d & K_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_r \\ \theta_c \\ \theta_d \end{bmatrix} = 0$$

$$K'_r = K_r + kl_r^2 (1 + \mu\beta_r), K'_c = K_c + kl_c^2 (1 - \mu\beta_c),$$

$$\beta_r = h_r / l_r, \beta_c = h_c / l_c \quad (6.17)$$

$$\text{复数固有值 } \lambda = \lambda_R \pm j2\pi f_n \quad (6.18)$$

式中, λ_R 为复数固有值的实部 (1/s); f_n 为耦合固有振动频率 (Hz); $j = \sqrt{-1}$ 。

复数固有值的实部 λ_R 为负数时, 振动是衰减的, 正数时是发散的, 此时的耦合振动频率 f_n 与啸叫频率相对应。另外, λ_R 的值越大, 则振动能量的发散也越大。因此, 可以用 λ_R 作为啸叫的评价指标 (下面称其为啸叫容易度指数)

a) 制动盘、制动钳构成的 2 自由度模型。如图 6-38 所示, 横坐标为考虑形状的等价摩擦系数 $\mu\beta$, 纵坐标为 λ_R 。图中显示的是当 $\mu\beta$ 增加时, 减衰指数 C_r 、 C_c 变化时 λ_R 的变化情况。

$$\text{损失系数: } \eta_r = C_r / \sqrt{K_r I_r}$$

$$\eta_c = C_c / \sqrt{K_c I_c} \quad (6.19)$$

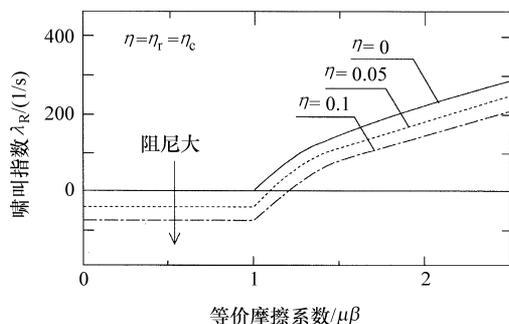


图 6-38 阻尼的影响

利用上式进行整理后, 当 η 增加时, 如果 $\lambda_R > 0$, 则 $\mu\beta$ 的值也是增加的。也就是说, 系统的阻尼对啸叫是起抑制作用的。当 $\mu\beta_{r,c} = \pm 2.0$ 时, 制动盘与制动钳的固有模态的比 f_r/f_c 和 λ_R 的关系如图 6-39 所示。从图中可知, 当制动盘和制动钳的旋转中心偏左 ($\mu\beta_{r,c} = +2.0$) 时, 由于 $f_r/f_c > 1$,

存在啸叫发生的领域, 并且当惯性矩的比 I_r/I_c 增加时, 该领域扩大。相反, 当制动盘和制动钳的旋转中心偏右 ($\mu\beta_{r,c} = -2.0$) 时, 由于 $f_r/f_c < 1$, 存在啸叫发生的领域, 并且当惯性矩的比 I_r/I_c 增加时, 该领域有缩小的倾向。根据以上分析, 可以知道制动盘和制动钳的模态对啸叫是有影响的。

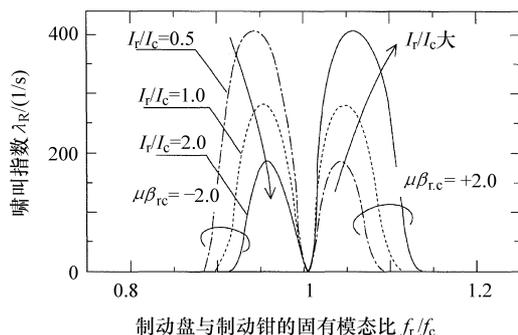


图 6-39 固有频率的影响

虽然过去多是以固有值之比来讨论啸叫问题, 但从上述分析可以知道, 模态及惯性矩的比也有着相当大的影响。

b) 追加动态减振器。图 6-40 所示为动态减振器的固有振动频率 f_d 和啸叫容易度指数的关系。图中的箭头表示耦合后的固有振动频率, η_d 可以按照下式求得:

$$\eta_d = C_d / \sqrt{K_d I_d} \quad (6.20)$$

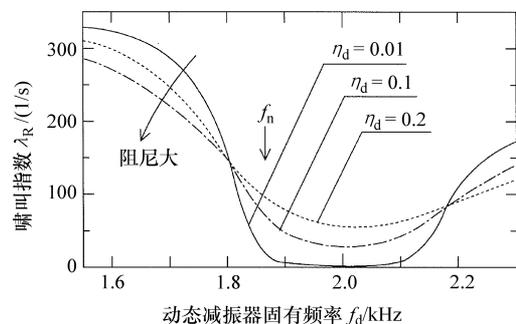


图 6-40 阻尼的影响

把 f_d 设定为比耦合固有振动频率 f_n 高 5% 左右时能得到最佳的改善效果。另外与



强制振动不同的是，自激振动的阻尼较小时制振效果更好。而当动态减振器的惯性矩较大时， $\lambda_R \leq 0$ 的频率范围更宽。

基于以上分析结果，可以得到以下的改进方向和注意点：

- 制动盘或者制动钳的阻尼尽量大。
- 动态减振器的固有振动频率 f_d 要比耦合固有振动频率 f_n 稍高，阻尼稍小。
- 不能仅仅以固有值的比来分析啸叫问题，还要考虑振动模态和惯性矩之比。

2) FEM 分析。FEM 分析可以为解决制动啸叫问题提供方向性的建议。但是，由于制动系统结构复杂，具体的结构状态很难用 FEM 模型真实地模拟出来。

当前，有限元法是忠实反映制动系统动态特性（刚度、固有频率）最为有效的方法。因此，为了定量掌握各个参数与制动啸叫问题的关系，本文介绍一种新近开发的根据 FEM 方法来求解制动系统的固有模态。

a) 用 FEM 法分析复数固有频率。为了能够用 FEM 方法表现线性的摩擦振动，必须进行复数固有模态分析，而在这之前需要解决以下几个事项：

i) 利用 FEM 方法体现摩擦力，现存的单元不适用于非对称行列式。

ii) 计算的实用性，分析用的模型的自由度超过 50000 个，计算时间、内存消耗巨大。

对于第 i) 项的解决方法，如同式 (6.21) 中的第 3 项，在结构全体刚度矩阵中追加式 (6.22) 中的接触刚度矩阵。产生的摩擦力等于制动盘面垂直方向的刚度矩阵乘以摩擦系数，这样就实现了制动盘和衬垫之间真实刚度矩阵的定义。

$$\begin{bmatrix} M^r & 0 \\ 0 & M^c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X^r \\ X^c \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K^r & 0 \\ 0 & K^c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X^r \\ X^c \end{Bmatrix} + [K^p] \begin{Bmatrix} X^r \\ X^c \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (6.21)$$

式中， K^p 是定义制动盘和制动钳运动副之间接触的刚度矩阵。

$$K^p = \begin{bmatrix} 0 & -\mu k & 0 & \mu k \\ 0 & k & 0 & -k \\ 0 & \mu k & 0 & -\mu k \\ 0 & -k & 0 & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_r \\ y_r \\ x_c \\ y_c \end{Bmatrix} \quad (6.22)$$

式中， x 为摩擦力的发生方向； y 为制动盘面的垂直方向； k 为衬垫摩擦材料的制动盘面垂直方向的刚度矩阵。

对于第 ii) 项，导入部分结构合成法。对制动系统、制动钳系统分别进行模型变换，分析自由度缩小为原来的 1/1000。使用超级计算机进行复数固有模态分析时原先需要几小时，经过模型变换后，仅需要 1min。

另外，随着现代电子技术的飞速发展，计算机的性能有了巨大的进步，软件方面也得到了快速的发展。即使不使用模型转换，利用高性能配置的计算机和软件，也可以在短时间内得到模态的解。

b) 计算结果。最初，制动钳的结构未进行任何变更，仅对制动盘的刚度、质量加以调整，对制动盘与制动钳的固有频率的比值 f_r/f_c 与制动啸叫容易度指数 λ_R 之间的关系加以调查。需要关注的固有频率比，是制动钳的扭转模态和制动盘的 3 阶直径方向模态这二者之间的比值。

图 6-41 所示为仅变更制动盘的模态刚度以调整固有频率的比时，将制动盘的模态质量调整为 2 倍和 0.5 倍时的计算结果。

与计算模型的结果相同，FEM 分析模型中也显示存在 $\lambda_R > 0$ 领域，在固有频率比为 1.25 附近存在峰值。另外，当制动盘的模态质量增减时， λ_R 的绝对值也有变化的倾向。计算模型的固有频率比以 1.0 为边界条件，因模态的不同， $\lambda_R > 0$ 的领域分为两部分，而 FEM 模型却是在固有频率比



0.8 ~ 1.4 的范围内连续为正值。这是由于 FEM 模型在该范围内的固有值之比, 造成前述的两个模态连续变化。总体说来, FEM 模型与计算模型不同, 它可以体现模态及质量比的变化倾向。图 6-41 的分析结果证明了当固有值比为 1.0 时, 相对于模态质量的增减, λ_R 绝对值的增加倾向具有明显的转折点。

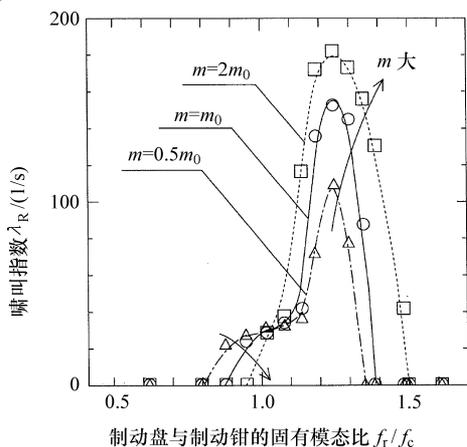


图 6-41 动态减振器的影响

其次, 对动态减振器的效果进行详细的论证。

图 6-42 所示为将动态减振器安装在制动钳的外拖臂一侧时, 减振器的固有值 f_d 和啸叫指数 λ_R 之间的关系。图中的箭头指示的是未安装动态减振器时的啸叫频率 f_n 。

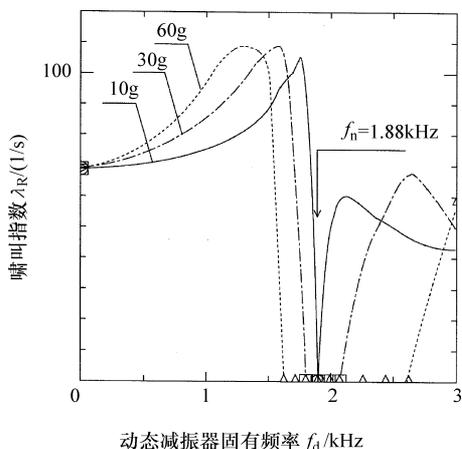


图 6-42 动态减振器的效果

当动态减振器的质量为 10g 时, 使 $\lambda_R < 0$ 的固有值领域几乎不存在。而当动态减振器的质量增加到 30g 时, $\lambda_R < 0$ 的领域扩大到 $f_d = 1.80 \sim 2.05$ kHz。

通过以上分析可以得到这样的结论, 将动态减振器的固有值 f_d 设成高于未安装时的啸叫频率 f_n , 就能得到很好的减振效果。如果动态减振器的固有值 f_d 设定得低于未安装时的啸叫频率 f_n , 就会出现啸叫指数 λ_R 增加的领域, 这一点需要特别注意。

另外, 和计算结果一样, 动态减振器自身的阻尼性能越小, 则减振效果越好。这一点对于强迫振动来说, 动态减振器的设计是完全不同的。

(3) 试验确认

1) 制动盘与制动钳固有值的比与啸叫指数的关系。图 6-43 所示为对于同一款制动钳三种不同固有值比时的啸叫指数的试验结果。试验用的制动钳的三个直径方向的模态固有值分别为 1.96kHz、2.05kHz、2.15kHz, 与啸叫指数关系密切的制动钳扭转模态为 1.70kHz, 固有值的比分别为 1.15、1.21 和 1.26。

当固有值的比增加时, 与啸叫指数相对应的制动钳的振动也增加。随着固有值的比从 1.1 附近增加到 1.2, 啸叫指数 λ_R 也有增加的倾向, 这个结论和 FEM 分析结果有很高的一致性。

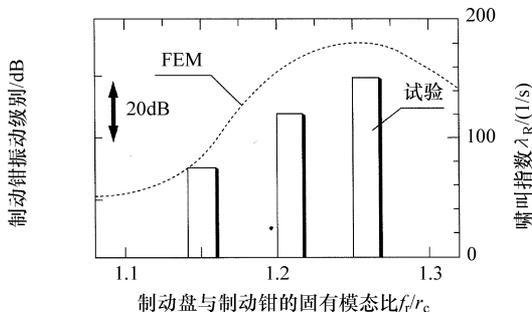


图 6-43 固有值比与啸叫容易度指数的关系

2) 动态减振器的效果。将一枚钢制的



25g 动态减振器安装到制动钳的外拖臂一侧，并将试验结果与 FEM 分析结果进行对比。结果显示，将动态减振器的固有值 f_d 设成高于原始状态的啸叫频率 f_n ，对制动钳的振动改善效果最好。另一方面，当将动态减振器的固有值 f_d 设成低于原始状态的啸叫频率 f_n 时，制动钳的振动有恶化的倾向，这和 FEM 分析结果是一致的。

6.3.3 路面噪声

(1) 路面噪声分析

1) 路面的凸凹不平与路面噪声。

a) 周期性凸凹不平路面。在一些防滑路或铺石路面上，一定间隔的凸起，会带给轮胎频率周期一定的激振力，进而造成车室内的振动及噪声。激振力的频率与车速及凸起间隔距离有关，可以按照下式来推算：

$$f \propto v/P \quad (6.23)$$

式中， f 为激振力的频率； v 为车速； P 为凸起的间隔。由车速及凸起间隔决定频率的起振力，通过轮胎及悬架系统传达到车身。

b) 随机性凸凹不平路面。在砂石路面、沥青路面或者是混凝土路面上，如果存在一些小粒的石块，就会带给高速通过的汽车轮胎垂直方向的激振力。该激振力的频率是不定的，从低频到高频都有可能。

c) 脉冲激振力路面。在沥青或混凝土铺装路面上，间隔一段距离就会有一处接缝，会带给汽车脉冲式的激振力。该激振力的频率与车速及接缝之间的距离有关：

$$f \propto v/L \quad (6.24)$$

式中， f 为激振力的频率； v 为车速； L 为接缝的间隔。

因此，在脉冲激励引起轮胎—悬架—车身的振动以及与车速相关的振动激励综合作用下，在车内产生噪声。

为了掌握其发生原理，将车轴固定，越过半径为 10mm 的半圆形凸起时车轴的上下、前后方向的冲击激励如图 6-44 所示。

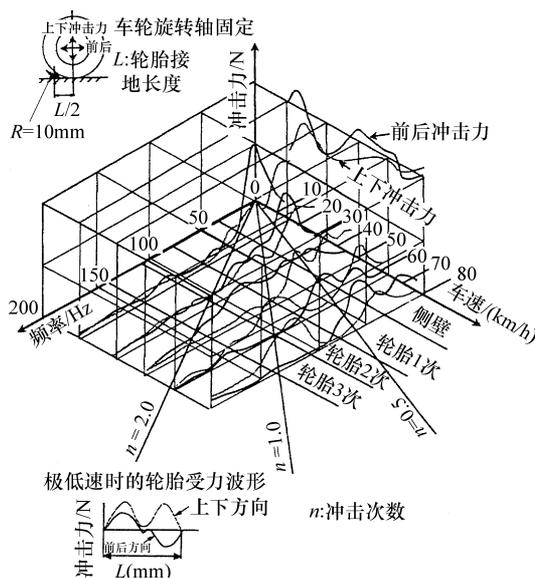


图 6-44 车辆驶过 10mm 凸起时轮胎的冲击力（车轴固定）

另外，对于铺装路面上的具有一定间隔 (P) 的路面接缝，如 a) 中所述，因为间隔 P 较长，所以会发生高车速时的低频振动问题。

对于如上所述的各种路面噪声，在频率范围内开展了有针对性的研究。

2) 车轴处振动激励。路面噪声（车内噪声）的结构传播成分是由路面对滚动中的轮胎施加位移激励而产生的。轮胎与地面接触部位的胎面橡胶会产生复杂的变形，在这个位置直接测试激励是十分困难的。因此，根据测试行驶中的车轴驱动点（车轴中心）的振动加速度和同一位置的振动传递函数（去除轮胎），使用间接的方法得到等价的激励。车轴处的振反激励可以使用下式计算。

$$\mathbf{F}_t = \mathbf{H}_{A/F}^{-1} \mathbf{A}_{hub} \quad (6.25)$$

式中， $\mathbf{H}_{A/F}$ 为车轴驱动点的传递函数 3×3 行列式； \mathbf{A}_{hub} 为车辆行驶时簧下振动加速度矢量。

在转鼓上测试得到试验车左后车轴附近



的振动加速度和通过激振试验得到驱动点传递函数后, 根据式 (6.25) 计算即可得到车轴处的激励。

为了验证计算结果, 使用车轴激励点的声学传递函数和求得的车轴处激励, 根据下式合成车内噪声, 并与试验测试得到的车内噪声结果进行对比, 如图 6-45 所示。

$$P_i = \{H_{p/f}\}^T \{F_i\} \quad (6.26)$$

式中, $\{H_{p/f}\}$ 为车轴驱动点的声学传递函数矢量; P_i 为成分声压。

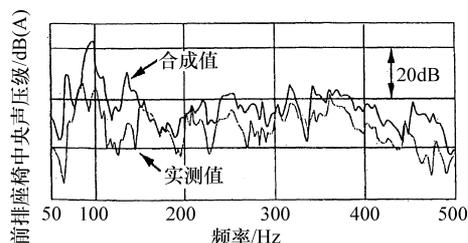


图 6-45 车内噪声合成结果

对比结果显示, 在 150Hz 以上的范围内噪声频谱的倾向较为一致, 但是在 130 ~ 150Hz 附近出现了一个实际上不存在的峰值。对该峰值进行调查, 得知是驱动点的传递函数矩阵的值在这个频率附近急剧下降造成的。

而使用悬架单体的 FEM 模型进行相同的矩阵计算时却没有发生上述现象, 认为是由于某种因素破坏了矩阵各个元素的独立性。对于这种矩阵接近于特异状态 (ill-condition), 对实测的噪声结果影响很大, 因此形成了逆矩阵值的虚假峰值。为了避免上述问题, 使用高斯消去法以特异值分解法代替矩阵直接演算, 将某个阈值以下的特异值视为零, 成功地抑制了对特异状态 (ill-condition) 的影响。以下是根据特异值分解法进行的逆矩阵演算。

$$\begin{aligned} H_{A/F}^h &= H_{A/F} = UAU^h \\ H_{A/F}^{-1} &= UA^{-1}U^h H_{A/F}^h \quad (6.27) \end{aligned}$$

式中, U 为正规直交固有矢量; A 为固有对角矩阵。

利用特异值分解法进行逆矩阵演算, 将接近于零的固有模态的对角项假定为误差项并置换为零。根据该方法合成的车内噪声及实测结果如图 6-46 所示。

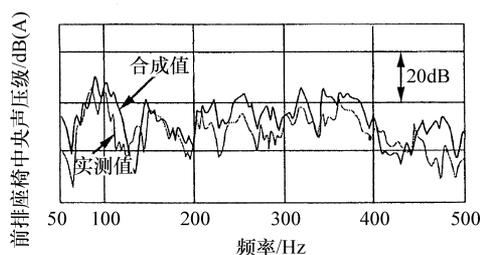


图 6-46 基于特异值分解法的
车内噪声合成结果

(2) 路面噪声控制技术

1) 液压式减振器。减振器的弹簧刚度较小对 100Hz 以上的路面噪声有利, 但是对于车身冲击等低频现象, 则较大的弹簧刚度有利。液压减振器具有这种理想的动态特性。适当调整液压减振器的内部构造, 就可以得到理想的动刚度特性 (图 6-47)。

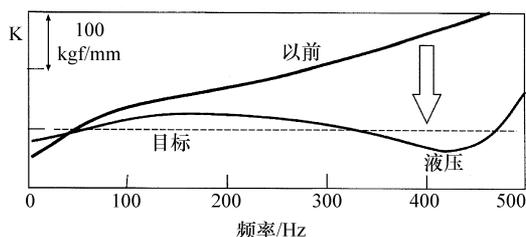


图 6-47 单体动态特性

2) 提高轮辋刚度。如图 6-48 所示, 轮辋外侧面的扭转共振频率和路面噪声有着较高的相关性。提高轮辋刚度可以提高共振频率, 即可以降低路面噪声。

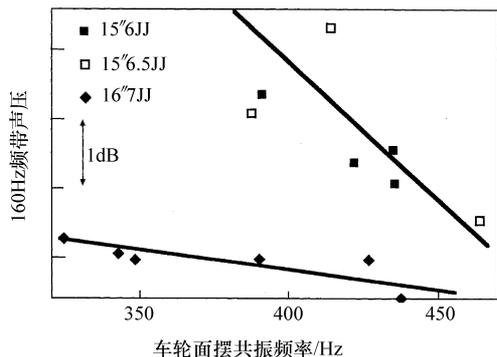


图 6-48 共振频率和路面噪声的关系

6.4 车身

6.4.1 概述

除风噪声以外，车身在振动系统的作用基本上是传递、放射系统。另外，不考虑车外噪声，作为评价者的乘员可以听到车厢内所发生的噪声。本节中将对主要的车内噪声现象，即路面噪声和发动机噪声与车身相关的内容加以介绍。此处所指的路面噪声仅限于低频现象（以下称为敲鼓声）。

6.4.2 控制敲鼓噪声

敲鼓声是在路面激励的作用下，经轮胎、悬架、车身传递而产生的具有压迫耳膜感的低频（20 ~ 50Hz）噪声。因为和敲鼓时的声音相似，所以称为敲鼓声。相对于高速公路的接缝类的单一凸起，不规则的多处较大的路面凸起更容易引起敲鼓声。

这种不规则的路面一般是由车辆的前进、制动等原因造成的，在交叉路口处更容易形成。对于车辆来讲，轮胎、悬架、车身的各单元的共振现象具有复杂的关系，不仅是FR车，最近在FF车上也时有发生，因此可以推断，车身对噪声和振动具有很大的影响。

(1) 降噪的理论分析

如上所述，可以就车身和车室内空间对

敲鼓声进行讨论，非阻尼性结构和声学耦合运动方程式如下所示：

$$\begin{bmatrix} M_{ss} & 0 \\ M_{as} & M_{aa} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_s \\ \ddot{u}_a \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{ss} & K_{sa} \\ 0 & K_{aa} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_s \\ u_a \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_s \\ F_a \end{Bmatrix} \quad (6.28)$$

式中， M 、 K 分别为质量、刚度矩阵； u 为位移； F 为激励；下标 s 、 a 分别表示结构、声腔。由于敲鼓声的激励来自路面，对于声腔来言不受外力作用（ $F_a = 0$ ）。

在车身的激励试验中，相对于激励 F_s 的车内声压 u_a ，有传递函数 $H = u_a / F_s$ 。下面将该传递函数用于车内噪声控制的传递函数合成法和搭建模态模型对车内噪声进行研究的试验模态分析法加以叙述。

1) 传递函数合成法。如图 6-49 所示，设激励点为 b ，车内噪声测试点为 a ，质量附加点为 c ，当附加质量后传递函数 H_{ab}^* 与变量前的传递函数 H 之间有如下关系：

$$H_{ab}^* = \frac{u_a^*}{F_b} = H_{ab} - \frac{H_{ac}H_{cb}}{H_{cc} - \frac{\omega^2}{m}} \quad (6.29)$$

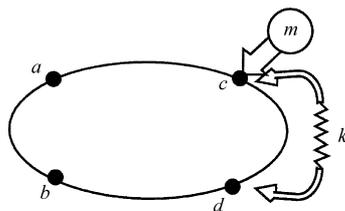


图 6-49 质量、刚度附加模式图

总之，附加质量后的传递函数可以从质量附加前的传递函数求得。另外，对于单位质量的变化，即质量灵敏度 S_m 加以求解。

如果假设 $|H_{cc}| \ll \frac{\omega^2}{m}$ ，则上式可以简化为：

$$H_{ab}^* = H_{ab} + m \frac{H_{ac}H_{cb}}{\omega^2} \quad (6.30)$$



$$S_m = \frac{l}{m} \left(\frac{H_{ab}^* - H_{ab}}{H_{ab}} \right) = \frac{H_{ac} H_{cb}}{\omega^2 H_{ab}} \quad (6.31)$$

改变质量附加点 c 并求质量灵敏度 S_m , 就可以知道将质量附加在哪一点时才能得到最佳的车内噪声改善效果。但是, 因为上述计算过程中有假设的成分, 所以实际应用时要充分注意。这些近似的意义是指质量附加点 c 的激励点灵敏度 H_{cc} 远小于质量 m 的灵敏度。

考虑共振现象的模态节点和反节点, 在质量附加点的影响非常大的反节点位置, 上述近似关系不成立。但是, 根据式 (6.31) 进行分析, 模态的反节点位置处分子可能非常大, 因此质量灵敏度 S_m 也随之变大。总之, 质量附加后影响较大的部位具有上述的倾向。因此, 需要对质量灵敏度、质量附加而产生的构造变更等给予充分的关注, 并在此基础上进行设计讨论。另外需要说明的是, 式 (6.29) 未做近似假设。

其次就附加刚度加以讨论。在 c 、 d 这两点之间附加刚度 k 后的传递函数 H_{ab}^* 按照附加质量相同的方法表示:

$$H_{ab}^* = H_{ab} + \frac{(H_{ad} - H_{ac})(H_{cb} - H_{db})}{(H_{cc} - H_{cd}) + (H_{dd} - H_{dc}) + \frac{1}{k}} \quad (6.32)$$

同样, 可以使用刚度附加前的传递函数求得。质量灵敏度也同理, 为了求得对于单位刚度变化时即刚度灵敏度 S_k , 假设 $|(H_{cc} - H_{cd}) + (H_{dd} - H_{dc})| \ll 1/k$, 则附加刚度后的传递函数为:

$$H_{ab}^* = H_{ab} + (H_{ad} - H_{ac})(H_{cb} - H_{db})k \quad (6.33)$$

而刚度灵敏度 S_k 则为:

$$\begin{aligned} S_k &= \frac{l}{k} \left(\frac{H_{ab}^* - H_{ab}}{H_{ab}} \right) \\ &= \frac{(H_{ad} - H_{ac})(H_{cb} - H_{db})}{H_{ab}} \quad (6.34) \end{aligned}$$

根据上式改变刚度附加的点位置并求 S_k , 调整每一次附加刚度然后考察车内噪声的变化, 就可以找到最佳的刚度附加点。但是, 和质量灵敏度相同, 因为计算过程中有假设的成分, 所以实际应用时要充分注意。另外, 对于式 (6.34), 刚度附加点的传递函数 H_{cb} 、 H_{db} 相等时刚度灵敏度为零是较为合理的。

2) 试验模态分析。使用在试验中得到的传递函数进行曲线拟合后抽出的模态模型, 对传递函数进行重新表达:

$$\begin{Bmatrix} u_i \\ F_j \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \sum_{r=1}^n \frac{\Phi_{ir}^{(s)} \Phi_{ir}^{(s)}}{k_r - \omega^2 m_r} \\ \sum_{r=1}^n \frac{\Phi_{kr}^{(a)} \Phi_{kr}^{(s)}}{k_r - \omega^2 m_r} \end{Bmatrix} \quad (6.35)$$

式中, $\Phi^{(s)}$ 为结构系统的响应点振型; $\Phi^{(a)}$ 为车内声学评价点的声压。该公式的特征是传递函数不仅使用了车身的振动特性, 还采用了车内声腔的振动特性。

在预测结构变更后的车内噪声时, 附加质量为 ΔM , 附加刚度为 ΔK , 并忽略阻尼的影响。

$$\begin{Bmatrix} \ddots \\ \vdots \\ m \\ \vdots \\ \ddots \end{Bmatrix} + \Phi^T \Delta M \Phi \ddot{\gamma} + \begin{Bmatrix} \ddots \\ \vdots \\ k \\ \vdots \\ \ddots \end{Bmatrix} + \Phi^T \Delta K \Phi \gamma = \Phi^T F \quad (6.36)$$

对于在一般化坐标系中求解运动方程式所得到的 γ , 根据

$$u^* = \sum_{r=1}^n \Phi \gamma \quad (6.37)$$

就可以求得结构变更后的车内噪声、车身振动。另外, Φ 是结构变更前的模态振型。使用该方法需要注意的地方是所抽出的模态参数的精度。使用所抽出的模态参数, 检查传递函数是否在某种程度上得到了再现, 这



种检查方式被称为合成法，但是并不能保证传递函数再现的完美精度。为了弥补这个缺点，需要对车身的振动相关的内容进行技术积累。

另外，从式 (6.28) 可以得知，车内声压是声学系的位移，通过传声器测得的声压并不是结构系统的振动速度，应该按照振动位移相同的方法进行曲线拟合。接下来，对这两种降噪方法的具体案例加以介绍。

(2) 噪声控制案例

1) 传递函数合成法。在最初的案例中，对 40Hz 频率附近的带有压迫感敲鼓声，首先需要了解车身振动模态（即通过试验测试等方法确认车身的振动模态）。在本案例中的车身振动模态，使地板和车身侧围等构成的车内声腔空间的整体体积变化，并呈现出明显的相位特征（图 6-50）。

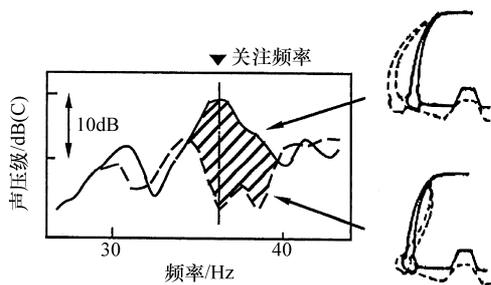


图 6-50 车身侧构造地板相位和声压的关系

首先使用式 (6.32)，对门槛梁与地板连接部位的刚度提高以后的效果通过计算和实验进行比较，其精度得到了确认（图 6-51）。其次，对以下措施①提高地板横梁的弯曲刚度；②提高门槛梁与地板连接部位的刚度；③前地板通道采取开口结构；④提高 B 柱的弯曲刚度能达到何种程度的改善效果进行了预测，结果显示提高地板横梁的弯曲刚度（①）、提高门槛梁与地板连接部位的刚度（②）具有很好的改善效果（图 6-52）。另外从图中还可以得知，门槛梁与地板连接部位的刚度提高 1.5 倍后反而使声压变大，因此需要注意整改过程中对刚度的

调整效果。对以上方案进行组合应用，最终在路面测试中得到了 -5dB 的降噪效果。

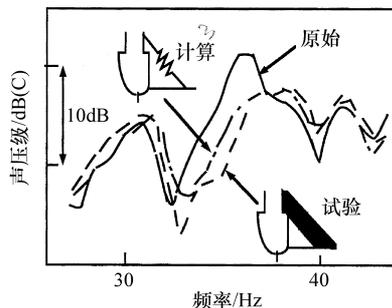


图 6-51 精度确认

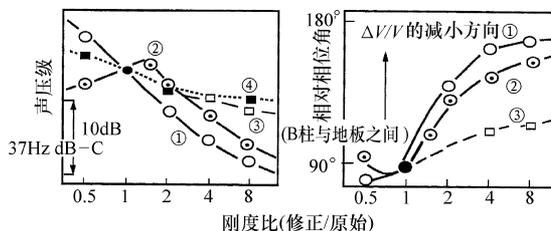


图 6-52 车身加强的预测效果

其次介绍一个灵敏度的应用案例。在选择质量灵敏度 S_m 、刚度灵敏度 S_k 的优先顺序时，需要注意在灵敏度的计算中是有假设条件的，其特征是不需要调查模态。在本案例中，80Hz 频度范围内和之前的案例相比，后轮的激励路面噪声稍高一些。当求解刚度灵敏度 S_k 时，发现行李箱附近较高（图 6-53），对该部位进行加强后得到了约 5dB 的降噪效果。

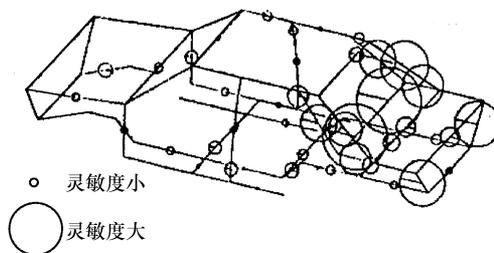


图 6-53 80Hz 频带的刚度灵敏度

在对质量灵敏度的应用案例中，尤其对



三厢轿车 20Hz 频域的敲鼓声控制进行了研究。质量灵敏度计算结果显示行李箱盖的后端部较高 (图 6-54), 在该位置附加质量块后得到了约 3dB 的降噪效果。

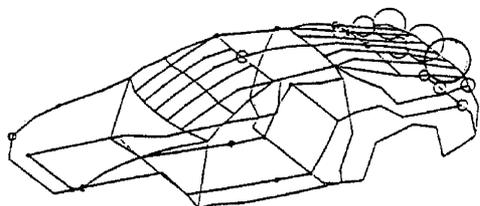


图 6-54 掀背车 20Hz 频带的质量灵敏度

2) 试验模态分析。在对试验模态分析的应用案例中, 尤其对三厢轿车 30Hz 频域的敲鼓声控制进行了研究。测试得到了车身振动和车内噪声传递函数 (图 6-55), 通过对其进行曲线拟合后抽出模态参数, 搭建试验模态模型。共抽出 7 个车身的共振模态 (表 6-1), 其他的剩余刚度等模态参数也同时抽出。

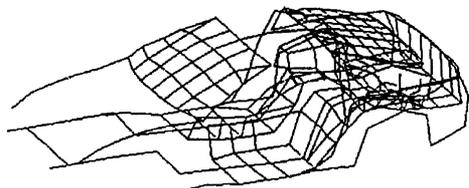


图 6-55 传递函数测试位置

表 6-1 车身共振模态

共振频率/Hz	共振模态
22.3	车身 1 阶弯曲
27.1	车身 1 阶扭转
27.5	后门跳动
29.0	后门 1 次扭转
29.6	车身 2 阶弯曲
34.0	后门 2 次扭转
36.5	后门横向开闭

在本方法中, 去除从模态参数中得到的模态并对传递函数重新计算, 通过与原来的

传递函数进行对比, 就可以计算出各个模态相对于降噪目标具有多大的贡献量。去除各模态后的调查结果显示, 对于 30Hz 频域的敲鼓声, 行李箱门的跳动模态的贡献量最高 (图 6-56)。可以使用式 (6.36) 对行李箱门进行轻量化改进以改变共振频率, 并预测降噪效果。

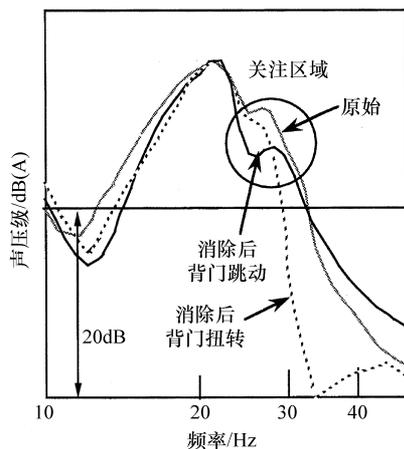


图 6-56 模态贡献量计算

(3) 总结

使用传递函数合成法所进行的降噪案例中, 首先需要确定影响问题的模态, 对模态本身不作更深层次的研究, 而是根据灵敏度计算来确认需要改进的部位。结构变更后的传递函数的计算基于原始的传递函数, 通过这种传递函数再次计算的方法最终得到最佳的改进方案。

另一方面, 使用试验模态分析降噪的案例, 包含声学系统特性在内的模态分析, 利用常规的试验分析软件就可以实现。因此, 过去所积累的曲线拟合等技术经验还可以继续应用。

6.4.3 发动机噪声控制

发动机噪声包括缸体表面和摇臂室盖等罩壳类零件的放射噪声向车内传递的空气传播噪声、发动机振动经过悬置向车身传递而



引起的结构传播噪声两大类。通过车身改进以降低空气传播噪声成分，最基本的方法是进行声学包装设计以提高车身的隔声性能。本节将介绍最新的车身隔声技术，如以空气的弹性刚度为重点介绍 400Hz 以下的中低频噪声的隔声，和以双层壁中间层的多孔材料为重点的高频隔声技术。

(1) 性能改进的理论方法

汽车是由车身板件和隔声材料构成的有代表性的双层隔声构造。对于以一定倾斜角的入射波 (图 6-57)，声压比为

$$\frac{P_o}{P_i} = 1 + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{Z_1 Z_2}{4} (1 - e^{j2\beta}) \quad (6.38)$$

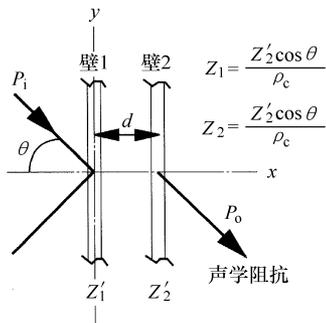


图 6-57 相对于双层壁的斜入射

如果是简单的直射波，则有 $Z_1 = Z_2 = \omega_m / \rho_c$ ，双层壁 (图 6-58) 的透过损失 (TL) 为

$$TL = 10 \lg \left[1 + \left(\frac{\omega_m}{\rho_c} \right)^2 \left(\cos kd - \frac{1}{2} \frac{\omega_m}{\rho_c} \sin kd \right)^2 \right] \quad (6.39)$$

式中， k 为波数。 $TL = 0$ 的条件是 $\tan kd = 2\rho_c / \omega_m$ ，在这个频率下声压不能受到遮挡。 $TL = 0$ 时的频率，设低频时为 f_0 ，高频时为 f_n ，则有

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{2\rho}{md}}, f_n = \frac{nc}{2d} \quad (n = 1, 2, 3, \dots) \quad (6.40)$$

(2) 低频噪声隔声

为了提高对低频噪声的隔声性能，降低

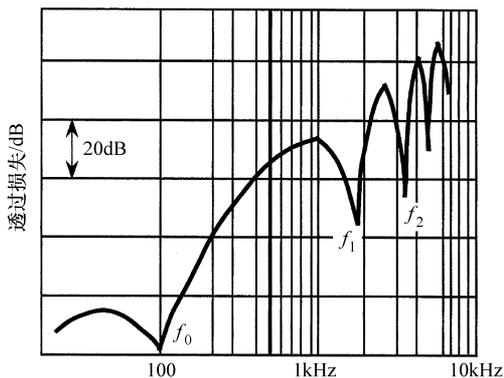


图 6-58 双层壁的透过损失

式 (6.40) 中的板壁的质量 m 和板壁间距 d ，则可以降低 f_0 。这个距离 d (和 ρ) 具有调整 f_0 大小的决定性作用。实际上受重量、空间等条件的限制， m 和 d 难以做到很大。

最近，以 400Hz 以下的路面噪声为对象，有人进行了提高地板隔声性能的研究。其中的关键是降低中间层的空气弹簧刚度，以防止隔声性能恶化。空气的弹簧刚度与空气流通抵抗能力小相关。以三种隔声材料为对象，以与气流阻抗对应的 σ 为参数，对没有空气泄漏时的弹簧刚度加以正规化的弹簧刚度的频率进行调查，知道空气的弹簧刚度是与 σ 相对应的 (图 6-59)。由该图进一步可知，在中间层中所使用的吸声材料的气流阻抗较低，通过在表面设计诸多通气小孔，达到了几乎相等的空气弹簧刚度降低效果。这种方法不仅适用于路面噪声的控制，对于发动机噪声中的低频成分也具有较好的效果。

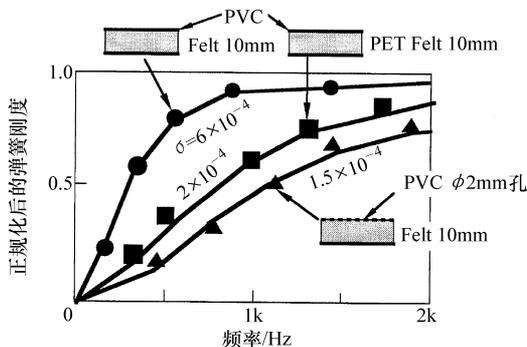


图 6-59 隔声材料的刚性



(3) 高频噪声隔声

前围板隔声板是为了阻隔发动机噪声而由前围板、中间层、橡胶表皮所构成的双层隔声构造。中间层一般使用发泡聚氨酯、毛

毡等多孔材料。当中间层是空气时，与双层壁隔声构造相比，在共鸣透过领域内的隔声性能较高（图 6-60）。

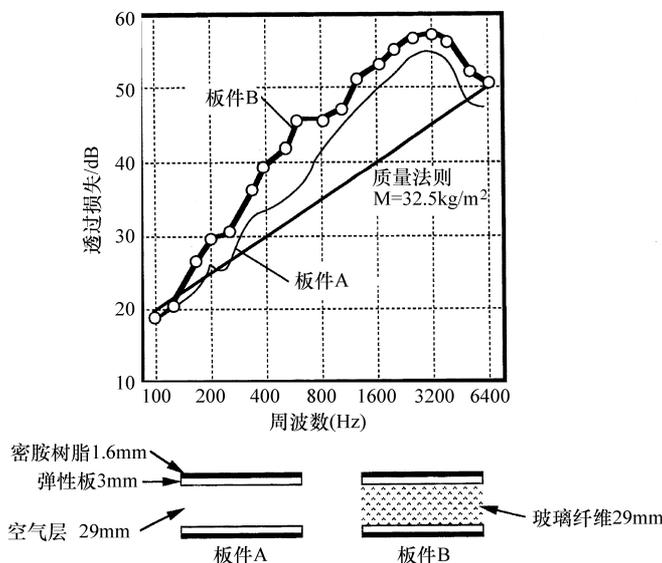


图 6-60 夹层构造的透过损失测试示例

改变中间层所使用的毛毡材料的厚度及密度，根据对隔声性能的主成分分析所得到的结果显示，500Hz 时的透过损失与弹性刚度的大小相关，1kHz 时的透过损失与毛毡材料本身的吸声率有着较高的关系（图 6-61）。因此，虽然具有低弹性刚度、低密度的毛毡对 500Hz 的透过损失有利，但是对于 1kHz 以上的透过损失却不如高吸声度、高密度毛毡。总之，可以根据内部填充层的双层壁结构的性能，推断低弹性刚度和高吸声率。这两个性能一般是相反的。

在中间层中所使用的多孔材料的吸声性能，对于因声波而变动的细孔内的压力，在细孔内部产生摩擦抵抗，能够将声能转换成热能。实际上，如果使用电子显微镜观察毛毡材料，可以看到其内部是以各种纤维材料为主要成分形成的细孔（图 6-62）。这种纤维材料的吸声性能与纤维表面积和密度有

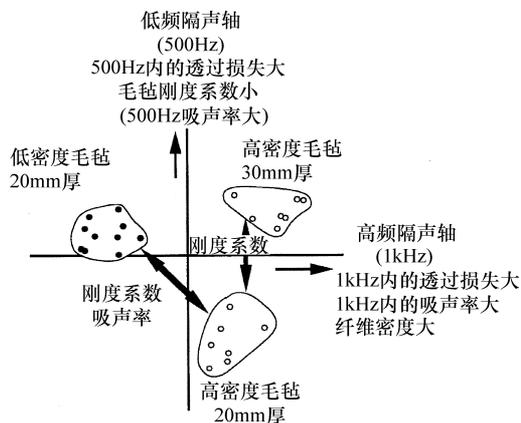


图 6-61 主成分分析结果

关，如果细孔内部的表面积增加，将会使摩擦力变大，从而表现出较高的吸声性能。总之，为了对高频噪声进行隔声处理，应该使用纤维表面积大的多孔材料。

聚酯材料制成的细径中空断面纤维或者

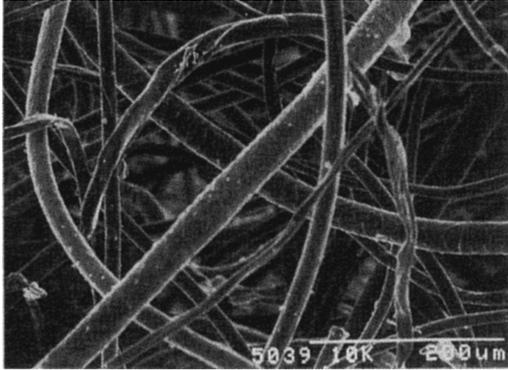


图 6-62 毛毡的电子显微镜照片

异型断面纤维如图 6-63 所示，其单位重量的纤维表面积可以做到很大，与毛毡材料相比同等面积时表现出更高的吸声性能（图 6-64）。另外，即使吸声率相同，由于可以降低弹性刚度系数，对于低中频噪声的隔声性能则更为优越。对模拟前围板隔声壁构造的两种材料的透过损失进行测试（图 6-65），发现异型断面纤维制成的样件对 300Hz ~ 1kHz 范围内具有 2 ~ 4dB 的隔声效果。

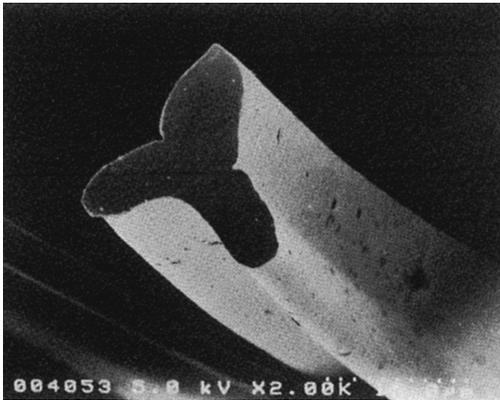


图 6-63 异型断面纤维照片

(4) 总结

为了提高在有限的空间和重量内的双层

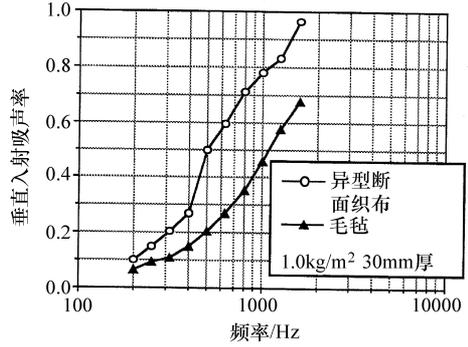


图 6-64 异型断面纤维织布和毛毡的吸声率测试

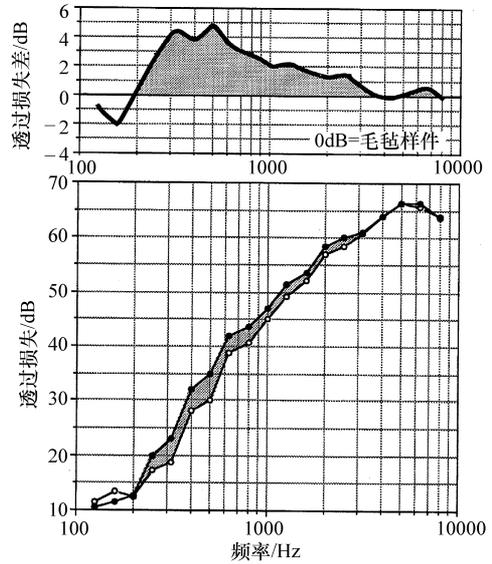


图 6-65 样件透过损失测试比较

壁构造的隔声性能，对于低中频范围内的噪声，需要想办法降低空气的弹性刚度。而对于高频领域噪声，中间层的低弹性刚度和高吸声率则有更好的效果。对这些具有相反性的结论，如异型断面纤维等新材料、新技术的应用，可以实现降低弹性刚度和提高吸声率的最佳平衡。



参考文献

- 1) 自動車技術会振動騒音部門委員会編：くるまの擬音調査報告，東京，自動車技術会（1992）
- 2) 児玉憲和ほか：エンジン異音とその改善，自動車技術，Vol.47, No.6, p.24-29（1993）
- 3) 金堂雅彦：軽量化とパワープラント騒音低減技術の動向，自動車技術，Vol.46, No.6, p.6-11（1992）
- 4) 額綱晋ほか：ディーゼルエンジンの排出ガス低減と燃焼騒音低減の両立性について，内燃機関シンポジウム講演論文集，p.193-198（1993）
- 5) 中北清己ほか：高圧噴射時のパイロット噴射パターンの最適化とその効果，内燃機関シンポジウム講演論文集，p.193-198（1992）
- 6) 山本芳久ほか：パイロット噴射による燃焼特性について，内燃機関シンポジウム講演論文集，p.1-6（1993）
- 7) 南利貴ほか：パイロット噴射による直噴ディーゼル機関の排出ガスおよび騒音への影響，自動車技術会学術講演会前刷集 951（1995）
- 8) 渡辺浩章ほか：ピストンスラップに関する数値解析，自動車技術会論文集，Vol.23, No.3, p.77-80（1992）
- 9) 竹内雄一ほか：ピストンスラップ低減に関する研究，自動車技術会論文集，Vol.25, No.3, p.70-74（1994）
- 10) 荒井孝之ほか：表面粗さ，境界潤滑，弾性変形を考慮したピストンスカート部潤滑解析モデルの開発，内燃機関シンポジウム講演論文集，p.187-192（1992）
- 11) 神山栄一ほか：バルブ挙動解析にもとづく DOHC 動弁系の騒音対策，自動車技術会学術講演会前刷集 911, p.463-466（1991）
- 12) 所博治ほか：バルブ運動の計測とシミュレーション，自動車技術会論文集，Vol.23, No.1, p.43-47（1992）
- 13) M. Wilhelm et al. : Structure Vibration Excitation by Timing Gear Impacts, SAE Paper, 900011（1990）
- 14) 岡村宏ほか：エンジンのアイドル騒音低減について，自動車技術，Vol.41, No.13, p.1488-1495（1987）
- 15) 児玉憲和ほか：タイミングベルト騒音の解析，自動車技術会学術講演会前刷集 936, p.113-116（1993）
- 16) 林幸輝ほか：タイミングベルト騒音発生メカニズムの解析，機械学会全国大会講演論文集（Vol.E），No.930-63, p.148-150（1993）
- 17) 小山富夫ほか：歯付ベルトの騒音に関する研究，機械学会全国大会講演論文集（IV）No.940-30, p.292-294（1994）
- 18) K. Schmillen et al. : Primary Noise Reduction Measures on IDI diesel Engines, SAE Paper, 931309（1993）
- 19) 片野博樹ほか：ガソリン機関のクランク軸挙動解析とクランク打音，自動車技術，Vol.46, No.6, p.51-56（1992）
- 20) 森田哲司ほか：運転時におけるクランク軸系の三次元振動解析，機械学会論文集（C編）Vol.60, No.574, p.19-26（1993）
- 21) 針生暢祐ほか：実働状態でのクランク非線型振動解析，機械学会通常総会講演会講演論文集（I），No.940-10, p.718-720（1994）
- 22) 小林洋一ほか：主軸受部の潤滑を考慮したクランク・ブロック連成振動解析，内燃機関シンポジウム講演論文集，p.369-374（1993）
- 23) 沼尻進ほか：アルミケーシングピストンダンパの開発，自動車技術会学術講演会前刷集 943, p.45-48（1994）
- 24) 石川浩之ほか：新タイプトーションダンパ付フライホイールの振動低減効果について，自動車技術，Vol.45, No.12, p.99-104（1991）
- 25) 倉田効市朗ほか：吸排気系の減音量の予測，自動車技術会論文集，Vol.24, No.1, p.98-103（1993）
- 26) 小林義明ほか：BEM による排気消音器の音響特性の解析，自動車技術会学術講演会前刷集 912, Vol.1, p.1-4（1991）
- 27) 間宮尚久ほか：有限要素法による吸気騒音解析，機械学会全国大会講演論文集（Vol.D），No.930-63, p.376-378（1993）
- 28) E. Arnold et al. : Development of a Prototype Active Muffler for the Detroit Diesel 6V-92 TA Industrial Engine, SAE Paper, 911045（1991）
- 29) G. Busch et al. : Investigations on Influence of Engine Block Design Features on Noise and Vibration, SAE Paper, 911071（1991）
- 30) C. Vormerk et al. : Influence of Bottom End Design on Noise and Vibration Behavior of 4-Cylinder In-Line Gasoline Engines, SAE Paper, 931315（1993）
- 31) E. Gschweitl et al. : Engine Optimization with Respect to Structure Borne and Air Borne Noise, ATA conference（1994）
- 32) 前川正宏ほか：小型トラック用低騒音ディーゼルエンジンに関する研究，自動車技術会学術講演会前刷集 932, p.191-194（1993）
- 33) 宮島和夫ほか：低騒音シリンダブロックの最適設計，いすゞ技報，第84号（1990）
- 34) 平井誠ほか：簡略化モデルによるシリンダブロック固有モードの識別と振動特性の最適化，機械学会論文集（C編），Vol.59, No.567, p.49-56（1993）
- 35) 石川正教ほか：エンジン構造の改良へ適用した動的最適化手法，自動車技術会論文集，Vol.23, No.1, p.48-51（1992）
- 36) R. A. Hall : Noise Optimization of Engine Structures Using Response Surface Methods, IMechE, C487/008（1994）
- 37) 中島一博ほか：ディーゼルエンジンの構造減衰の計測とその応用，自動車技術，Vol.46, No.6, p.82-87（1992）
- 38) H. Oberg et al. : Decoupled Engine for Exterior-Noise Reduction in a Lower-Mid-Class Front-Wheel-Drive Passenger Car, SAE Paper, 870633（1987）
- 39) F. K. Brandl et al. : Design Strategies for Low Noise Engine Concepts, SAE Paper, No.911070（1991）
- 40) S. A. Andrews et al. : The Analysis and Mechanism of Engine Crank Rumble, IMechE, C136/79, p.99-109（1979）
- 41) 佐々木由夫ほか：加速時のエンジン異音の低減に関する研究，三菱重工技報，Vol.18, No.1, p.69-75（1981）
- 42) 拓植和廣ほか：加速時車内騒音の音色に関する一考察，自動車技術，Vol.18, No.1, p.1356-1361（1985）
- 43) 宇野達夫ほか：直列4気筒エンジンの音質改善について，自動車技術，Vol.46, No.6, p.18-23（1992）
- 44) 神谷保ほか：新型ダンパ付クランクプーリーの開発，自動車技術会学術講演会前刷集 872, p.403-406（1987）
- 45) 井出聖一朗ほか：クランクシャフト-フライホイール系曲げ振動低減によるエンジン加速時音質の改善について，自動車技術，Vol.44, No.12, p.94-99（1990）
- 46) K. Takanami et al. : Improving Interior Noise Produced During Acceleration, SAE Paper, 911078（1991）
- 47) H. Tonosaki et al. : Investigations into the Excitation of Low Frequency Half Order Vibrations in a Diesel Passenger Car Powertrain, SAE Transaction, Vol. 102, Sec.6, No.931304,



- p.1780-1790 (1993)
- 48) 中田輝男ほか：ハーフ次エンジン振動の発生メカニズム，自動車技術，Vol.49，No.6 (1995)
 - 49) 相馬直行ほか：実測角速度変動を用いた機関起振力算出法とその応用，自動車技術会論文集，No.43，p.114-118 (1990)
 - 50) V. Eichhorn et al. : The Valve-Train of Internal Combustion Engines as a Source of Vibrations-Experimental Results and a Method of Calculation, FISITA Paper, 905172, p.389-395 (1990)
 - 51) J. Dixon : Six Cylinder Refinement-The Cause and Control of 1.5 Order, IMechE C420/002 (1991)
 - 52) 鈴木徹志ほか：吸気系ランプリングノイズのメカニズム，自動車技術会論文集，Vol.23，No.1，p.57-60 (1992)
 - 53) J. Dixon et al. : The Generation of Engine Half Orders by Structural Deformation, IMechE C487/032 (1994)
 - 54) H. Shibuya et al. : Improved Passenger Compartment Sound Quality of a Shell-Shaped Power Plant structure-an Analytical Study with Experimental and Vehicle Verification, IMechE C420/034 (1990)
 - 55) B. Spessert et al. : Investigation in the Noise from Main Running Gear, Timing Gears and Injection Pump of DI Diesel Engines, SAE Paper, 900012 (1990)
 - 56) K. D. Zimmermann : The Noise Produced by the Injection and its Relation to Total Diesel Engine Noise, SAE Paper, 690449 (1969)
 - 57) 富樫千晴ほか：噴射ポンプ音発生メカニズムの研究，自動車技術会学術講演会前刷集 944，p.69-72 (1994)
 - 58) C. Togashi et al. : A Study on the Noise Generating Mechanism of a Fuel Injection Pump, SAE Paper, 951345 (1995)
 - 59) 山崎幸実：燃料噴射ポンプ駆動系におけるねじり振動低減の一考察，自動車技術会学術講演会前刷集 943，p.41-44 (1994)
 - 60) J. M. Baker et al. : Refinement Benefits of Engine Ancillary Dampers, IMechE C487/041 (1994)
 - 61) 橋本ほか：大型トラックの駆動系ねじり振動に起因するこもり音改善，自動車技術，Vol.47，No.6，p.50-54 (1993)
 - 62) 朴木ほか：トーションナルダンパ付フライホイールに関する一考察，自動車技術会学術講演会前刷集 902，p.1-157~1-160 (1990)
 - 63) 清水：自動車用自動変速機のニュートラル時歯打ち音の発生機構，日本機械学会第69期通常総会講演論文集，Vol.C，p.324-326 (1992)
 - 64) 諸橋ほか：トランスミッションガラ音のばらつき解析，自動車技術会学術講演会前刷集 921，p.113-115 (1992)
 - 65) 兵頭ほか：手動変速機アイドル時騒音の台上解析手法について，自動車技術，Vol.42，No.12，p.1601-1605 (1988)
 - 66) 渡辺ほか：部分構造合成法による駆動系こもり音の解析，自動車技術会学術講演会前刷集 942，p.129-132 (1994)
 - 67) 朱ほか：モデルアナリシスの駆動系曲げ振動解析への応用，いすゞ技報，第89号，p.27-31
 - 68) 高月ほか：フックスジョイントに起因するトラックの駆動ねじり振動解析，いすゞ技報，第89号，p.32-37
 - 69) 小野ほか：カルダンジョイントのフリクション起振力解析，自動車技術会論文集，No.46，p.73-78 (1990)
 - 70) 梅沢：歯車の振動とその制御，日本機械学会誌，88巻，805号 (1985. 12)
 - 71) 石寺ほか：駆動系のねじり共振がデフギヤノイズに及ぼす影響，トヨタ技術，第24巻，第1号 (1974)
 - 72) 河野ほか：動力伝達系のねじり振動がデフノイズに及ぼす影響，自動車技術，Vol.38，No.12，p.1493 (1984)
 - 73) 平坂ほか：デフギヤノイズのシミュレーション手法の開発，自動車技術，Vol.45，No.12，p.105-109 (1991)
 - 74) 立花ほか：有限要素法によるデフうなり音の予測解析，自動車技術会学術講演会前刷集 924，p.153-156 (1992)
 - 75) 長松：モード解析，培風館 (1985)
 - 76) 立花ほか：駆動系こもり音に関わるディファレンシャルギヤキャリアの最適化検討，自動車技術会学術講演会前刷集 911，p.423-426 (1991)
 - 77) M.Baruch : Methods of Reference Basis for Identification of Linear Dynamic Structures, AIIA Paper, 82-0769
 - 78) 菅野ほか：ディスクブレーキ鳴き低減手法についての考察，日本機械学会第70期全国大会講演論文集，No.920-78，p.177-179 (1992)
 - 79) Liles, et al. : Analysis of Disc Brake Squeal Using Finite Element Methods, SAE Paper 891150, p.1138-1146 (1989)
 - 80) Ghesquiere, et al. : Brake squeal noise analysis and prediction, IMechE, C389/257, p.175-181 (1992)
 - 81) Matsui, et al. : Analysis of Disc Brake Squeal, SAE Paper 920553, p.15-24 (1992)
 - 82) 高木ほか：複素固有値解析を用いたブレーキ鳴きシミュレーション手法の開発，日本機械学会第71期全国大会講演論文集，No.930-63，p.579-581 (1993)
 - 83) 井上ほか：音場～振動連成解析による低周波車室内騒音予測，自動車技術会学術講演会前刷集 892，p.169-172 (1989)
 - 84) 高城ほか：高精度タイヤモデル及び車両モデルに用いたロードノイズ解析，自動車技術会学術講演会前刷集 921，p.65-68 (1992)
 - 85) 石松ほか：ロードノイズ低減のためのサスペンションクロスメンバ振動解析，スバル技法，No.20，p.15-19 (1994)
 - 86) 中野ほか：シャシ系のロードノイズに及ぼす影響，自動車技術，Vol.46，No.6，p.63-69 (1992)
 - 87) W. Hendericx, et al. : Suspension Analysis in View of Road Noise Optimization, SAE Paper, 931343
 - 88) 鎌田ほか：ロードノイズ研究の動向，自動車技術，Vol.49，No.1，p.88-93 (1995)
 - 89) 秋山晃ほか：伝達関数合成法を用いた低周波ロードノイズの改善，自技会前刷集，912120
 - 90) 太田孝弘ほか：感度解析によるロードノイズ低減，自動車技術，Vol.42，No.12 (1988)
 - 91) 寺沼潤ほか：音場連成を考慮した車体振動解析，自動車技術，Vol.44，No.12 (1990)
 - 92) 岩間昭憲ほか：振動と音圧の連成を考慮した実験モーダル解析の実車への適用，自技会前刷集，921012
 - 93) 清田裕一ほか：防音構造の解析，自技会前刷集，9306426
 - 94) 守田栄ほか：騒音・振動対策ハンドブック，p.320-321
 - 95) 奥章祐ほか：ファイバークッションの特性について，日本繊維学会45回年次大会発表 (1992)
 - 96) 菅原浩ほか：Development of a High-Performance Dash Silencer Made of a Novel Shaped Fiber Sound Absorbing Material, SAE Paper, 960912
 - 97) 渡辺恭一ほか：異形断面繊維を用いた高性能吸音材の開発，繊維学会予稿集，G75 (1995)



表 7-1 主要的车外噪声对策引进经历

年代	1971	1972	1973	1974	1975	1976	1977	1978	1979	1980	1981	1982	1983	1984	1985	1986	1987	1988	1989	1990	1991
乘用车		• 离合式风扇			• 提高缸体刚度 • 机舱盖吸声材料 • 增大主消声器容量				• 飞轮上采用扭转减振器 • 增加空气滤清器容积 • 进气导管 • 主消声器内部结构变更					• 去除主轴承下侧油槽 • 铝制大型加强板 • 电动风扇 • 前围板吸声材料 • 排气管防振材料 • 主消声器外管防振材料					• 液压驱动风扇 • 铝制油底壳		
中小型货车		• 宽幅风扇			• 提高缸体刚度 • 机舱盖吸声材料 • 发动机检修孔盖吸声材料 • 增大主消声器容量 • 离合式风扇 • 导流式风扇				• 飞轮上就用扭转减振器 • 前围板吸声材料 • 增加空气滤清器容积 • 延长进气管 • 进气谐振腔 • 排气制动 • 主消声器内部结构变更					• 去除主轴承下侧油槽 • 改进燃油喷射特性 • 防振钢板油底壳 • 油底壳隔声盖 • 橡胶减振器 • 带吸声材料发动机下护板 • 带吸声材料变速器下护板 • 扩大进气室 • 主消声器外管防振材料 • 轮胎噪声控制					• 梯形副车架		

噪声具有更大的降噪余地。

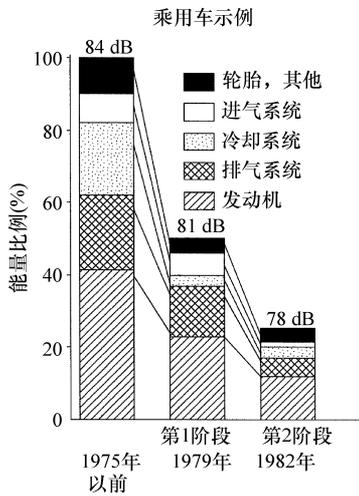


图 7-2 各声源对加速行驶噪声的贡献量

另外，根据轮胎噪声的分析结果，我们了解到试验道路的形状对车外噪声级别有着非常大的影响。因此，为了减小试验道路引起的噪声误差，提高了对路面的具体要求（材质、构成、表面形状、施工方法等），

开展规则制定活动（ISO/TC 43/SC 1/WG 27），最终出台了 ISO 路面的规范。根据该规范所指定的 ISO 路面上的噪声误差，相对于以往路面约有 1/3 ~ 1/2 的降低量。

另外，对于 ISO 路面，与当初的预想相反，不仅轮胎路面噪声，动力单元的噪声也得到了控制。该活动的结果，作为路面的代表特征值，垂直放射吸声率、空隙率等适用性参数也出台了报告，其他的如与路面噪声相关的路面高温等开展了研究。今后，各个国家将对路面开展更多的研究，希望能对控制环境噪声起到积极的作用。

7.2 车外噪声源对策

介绍一下噪声源的相关研究。对于贡献量最高的发动机本体，可以参考关于发动机的相关章节。本节中，将对未来在车辆上所采取的有效对策的隔声及吸声材料的研究、贡献量有逐年上升趋势的轮胎噪声对策、在不同的车型中均占有较高贡献量的排气噪声控制等方面的研究案例加以介绍。



7.2.1 发动机噪声控制

(1) 模拟声源

考虑试验的精度、再现、效率等因素,使用动力总成的模拟声源,以进行车外噪声控制研究。试验所使用的车辆是被认为采取改进措施的小型货车。模拟声源的形状如图7-3所示。传声器安装在由发动机侧面声学灵敏度分析结果得到的声源位置。

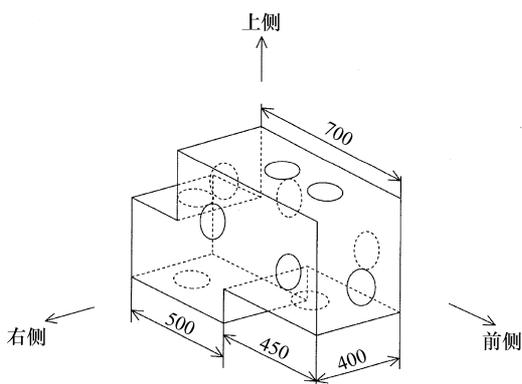


图7-3 模拟声源的形状、尺寸和传声器布置

共装11个传声器,为了避免声源内部传声器相互之间的干扰,在传声器之间设置隔板,使每个传声器处于独立的密封环境中。为了检查模拟声源是否真实地反映了发动机的声学特性,对噪声级别和声学放射功率进行测试比较,在频率范围内虽然有微小误差,与发动机噪声基本上是一致的。

(2) 吸声材料、隔声材料的噪声控制

将模拟声源搭载到车辆上,对车辆周围以1m的间隔进行噪声测试,根据测试结果掌握车辆周围的噪声状态。将模拟声源与加速时发动机噪声进行对比后知道,二者基本上是一致的,因此上述方法的可靠性得到了确认。在实际应用中,使用模拟声源开展噪声控制试验。在试验中,变更吸声材料的安装位置、有无隔声板等状态逐一对比测试。根据试验结果,可以对吸声材料优化及减少等定量化研究得到如下的结论。

- 随着吸声材料厚度的增加,发动机噪声的下降量在一定的幅值时有趋于饱和的倾向,当发动机舱的开口部位较大时,吸声材料厚度较低时噪声降低量有饱和的倾向。

- 吸声材料的安装面积增加时噪声的降低量有逐渐增加的趋势。此时,相对于安装面积的增加,噪声降低率在左侧正中位置7.5m处和左后方10.6m处几乎相同,约为 $1.1\text{dB}/\text{m}^2$ 。

- 考察吸声材料的厚度(10~30mm)、用量(安装面积, $0.5\sim 2.0\text{m}^2$)与噪声降低量的关系,按照相同的比例增加吸声材料的厚度或者用量时,厚度的增加比用量的增加具有更好的降噪效果。

今后,为了准确表现实际的声场,模拟声源的传声器数量还要继续增加。另外,根据这种方法对隔声板进行优化研究时,目标声源不仅仅局限于动力总成,对于其他的声源也同样适用。

(3) 隔声对策

使用上述相同的模拟发动机及模拟进气管,将试验结果应用到隔声板上。

1) 对策规格。以中型货车为对象实施降噪对策。本次所实施的降噪对策概要如图7-4所示。另外,根据此类的隔声对策的实施,由于发动机冷却性能下降,需要对冷却系统进行调整。将散热器的容量增加10%,冷却风扇的旋转速度也增加15%。采取上述改进措施后,车辆重量约增加200kg。

2) 改进效果。实施隔声对策后的加速噪声约有4dB的下降效果。当在货厢地板里面安装吸声材料后,噪声还可以降低约1.5dB。单独使用货厢地板里面安装吸声材料方案时,约有0.8dB的降噪量,与隔声板方案组合使用时,能得到更好的降噪效果。比250~315Hz更高的频率领域大幅的降噪效果得到了确认。而低于此频率的范围内,由于隔声板对稳定波的影响,噪声有增加的可能,这一点需要加以注意。

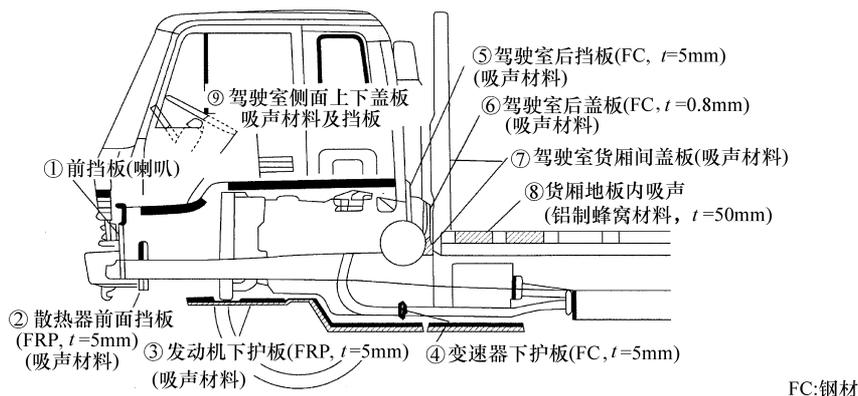


图 7-4 噪声对策概要

对本方案再进一步分析,考虑重量、冷却性能、维修性能、耐久性能、组装性能等综合因素,再进行更深一步的方案调整、试验验证。另外,对于吸声材料本身的技术改进,特别是对耐水性、耐油性、轻量化、重复利用等方面加以综合考虑,提出了根据材料表面振动来吸收噪声、赫尔姆兹谐振腔等新技术方案。

根据以上所介绍的技术,可以自由设定目标频率内的吸声率峰值,即按照设计者的想法试验对吸声性能的调整。在将来还会出现耐久性、成本等更加优秀的改良方案,新形式的吸声材料、大幅提高隔声性能的材料等更新的提案。

7.2.2 控制轮胎道路噪声

以下是最近特别受到关注的与轮胎噪声相关的研究案例。

(1) 轮胎路面噪声现状

在轮胎道路噪声的测试方法中实车滑行测试是最有力的。汽车的类型不同,所装配的轮胎数不同,行驶路面和环境对车的影响也不同,在测试时要多加注意。

本节根据实车滑行方法的测试结果对现状进行说明。对于噪声较高的大型车上所使用的轮胎,如图 7-5 所示,速度对噪声有很大的影响。噪声从大到小依次为耳纹胎、块

形胎(混合型)、菱形胎。从基本构造上分,依次为子午线轮胎、斜交轮胎。乘用车所使用的轮胎中,轮胎胎面的花纹形状大有不同。一般来说,轮胎的宽度或者与地面接触的宽度越大,则噪声的倾向越大。

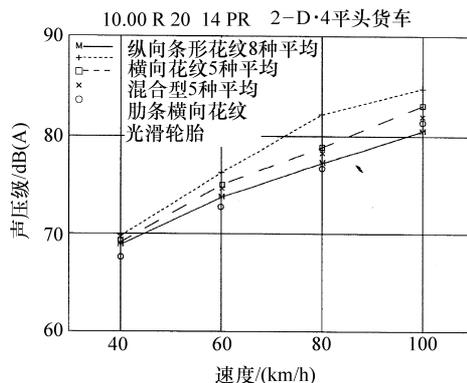


图 7-5 货车、客车用轮胎噪声

另外,噪声相对于车速的变化因轮胎的种类,特别是胎面花纹的类型有着很大的区别。当车速很高时,耳纹胎面的噪声明显恶化。

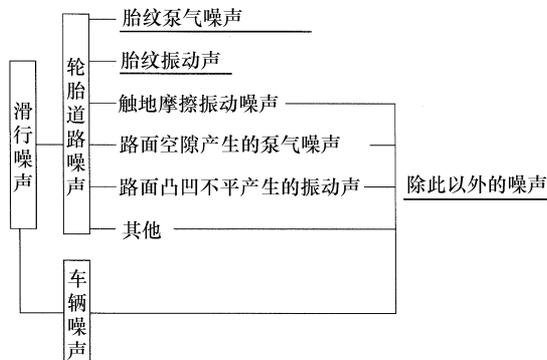
(2) 轮胎道路噪声的发生原理

如表 7-2 所示,轮胎道路噪声的发生原理大致可以分为三部分。各部分的贡献量虽然因轮胎的类型、速度等的不同而有所不同,但一般对于斜交耳纹胎,胎面的泵气噪声、胎面振动引起的噪声的贡献量随着速度



的增加而加大。货车、客车用的子午线轮胎，其贡献量比乘用车要低，速度引起的变化几乎没有。

表 7-2 轮胎道路噪声的发生源分类



(3) 轮胎道路噪声的对策

1) 胎面花纹构造。胎面上设置有各种花纹式的沟槽，目的是排除道路上的积水、雪水等，以确保轮胎与路面的紧密接触，但是这些花纹对噪声的控制有很大的影响。同时，在胎纹设计时还要考虑偏磨耗、异响等因素。从概念上来看，胎面上的沟槽，纵向要比横向浅、窄，能够降低泵气噪声，从而实现低噪声的效果。

轮胎的构造、材料：胎面上的表面橡胶又软又厚，可以缓冲胎面的激励，降低胎面因振动而引起的噪声。为提高轮胎的内层以及作为振动传递路径的侧壁的刚度，可以增加有减振作用的橡胶厚度，但同时会影响轮胎的旋转抵抗力和摩擦力等经济性、大气污染、摩擦力和转向等行车安全性，需要采取更为高端的技术。

2) 轮胎的选择、使用方法。对于轮胎的使用，子午线轮胎（与斜交轮胎相比）、菱形轮胎（与耳纹胎相比）因为可以选择度宽度更小的型号，所以在噪声方面有有利的一面，而对于其他的性能也要加以充分的注意。另外，还要注意行车过程中不超速、不超载等事项。

3) 道路构造。路面对轮胎噪声的影响非常大。在测试方法中，希望能对相关条件

做出规定。铺装道路的表面粗糙程度对吸声特性影响极大，当路面铺装条件变化时，噪声的变化如图 7-6 所示。

		声压级, 单位 :dB(A)				
		65	70	75	80	85
沥青铺装路面	薄层铺装					
	碎石铺装					
	排水性铺装					
	稀浆封层					
	1层表面处理					
	1层表面处理(改质材料)					
	2层表面处理					
	2层碎石铺装					
	混凝土铺装					
		德国的沥青路面平均级别				

图 7-6 乘用车轮胎的行驶路面和噪声

排水性铺装路面中使用大颗粒的骨材并用粘结剂固定。在铺装的时候需要预留空隙，以确保排水性能，因此对吸声也是有利的。不仅对轮胎路面噪声，对车辆侧的降噪也有较好的效果，同时还可以有效防止湿路面上的打滑现象。这是一种对行车安全有利的路面，在欧洲已经相当普及。在日本国内，该种类型的铺装路面也正在推广当中，今后将会出现更大范围内的应用。

4) 轮胎单体噪声规范。汽车高速行驶时轮胎噪声非常显著，在欧洲已经开展对轮胎单体噪声的认证工作。在引入日本国内时，存在制度上的问题，当前按照对轮胎道路噪声贡献量较大的正常行驶噪声所制定的规范被认为是最好的。

5) 气象条件引起的车外噪声变化。由于轮胎道路噪声的发生受气温等气象条件和路面温度等因素的影响而有所变化，掌握这些因素的影响及修正方法是重要的课题。目前国际上正在讨论修正方法的统一化。本文中讨论因温度的变化而引起的轮胎道路噪声的幅值变化。

在调查轮胎温度与气温、轮胎温度与路面温度之间的关系时发现，气温、路面温度、轮胎温度之间具有很高的相关性。与轮胎温度相关的周围环境温度的气温或者路面温度，不管是哪一种都是能够对应的。另外，气温与噪声产生的条件，与轮胎的类型



无关，相关系数高达 0.8。因此噪声的发生与气温有着非常密切的关系。当温度的斜率为负时，在温度上升时噪声变低。温度斜率根据轮胎的类型而不同，调查结果显示为 $-0.044 \sim -0.114$ 。

今后，加大轮胎的测试规模，对轮胎的类型与温度的相关性进行调查，以“进化”一般的修正公式。

另外，开始研究轮胎噪声，驱动转矩对产生噪声的影响等新观点。这些新的观点在将来的法规制定过程中将成为参考因素。

7.2.3 排气噪声控制

在车外噪声中，进排气噪声的贡献量也占有很高的地位。本文将介绍具有较大降噪空间的排气噪声的改善案例。

(1) 排气噪声发生原理

图 7-7 为排气噪声发生原理。激励源大致可以分为两类：一种是因为发动机缸内气体流动性而产生的脉冲压力；另一种是排气流体的流动。

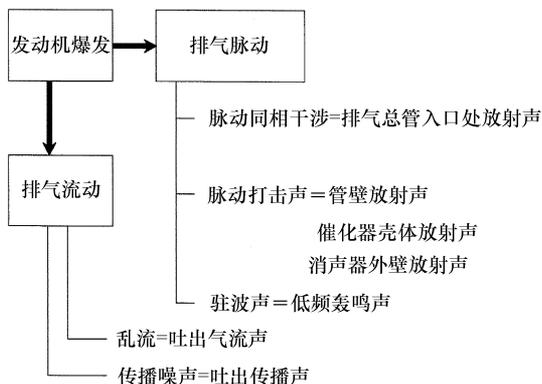


图 7-7 排气噪声发生系统图

(2) 排气噪声控制对策

1) 降低气流汇合部的噪声。气流汇合部位噪声的产生原因是脉冲压力在合流处的突然释放和脉冲同相干涉而产生的冲击，使声压增加而产生噪声。

解决这一问题的方法，是使合流部位的

脉冲干涉压力衰减。可以在合流部位插入其上开有小孔的隔板，这样脉冲压力就可以平缓释放，防止压力急剧变动。

2) 降低消声器放射噪声。消声器放射噪声是消声器内部的传播噪声通过消声器外壁向外辐射的噪声。脉冲压力在消声器内部释放，产生急剧的压力变动，激励外壁产生共鸣噪声。噪声的频率因消声器壁面积和形状的不同而不同，一般被视为异响。

另外，消声器的截面形状对放射噪声的影响很大。如果条件许可，应尽可能将截面做成圆形。不得使用扁平形状的消声器时，通常会在消声器的外筒上添加吸声材料。为了提高外筒的面刚度，可以调整消声器内部隔板的间距、在隔板上加筋等方法，这些方法也是成本最低的。

3) 降低排放噪声。当发动机气缸内的气体爆发时，排气管内会产生空气柱共鸣。特别是低转速范围、100Hz 以下频率成分更容易发生，有必要设计一个大容量的低频共鸣腔，其容量占主消声器容量的一半左右。为了协调低频和中频、高频降噪措施，计算可以隔断排气系气柱共鸣的副消声器位置、主消声器的尾管长度，保证各个驻波的模式不重叠。另外，为了抑制驻波，在副消声器内部填充吸声材料。更新的设计案例中，使用了内部填充吸声材料的无反射管来制作排气管。

根据在较宽范围内对驻波的控制，从低频到高频都能实现有效果的消声。实际应用中，对排气管的弯曲、直径、内部多孔管的耐热性、长度、成本等因素进行设计。在排气系统中不仅对调整驻波有利，对异响、放射噪声、气流噪声等都有降低的效果。

4) 降低气流噪声。气流噪声是指消声器的尾管后端传出来的高频噪声（800 ~ 5kHz），对车外噪声的贡献量非常高。

气流噪声是因排气系统主消声器内部的气流分离、乱流而产生的 2 次成分，可以采



用的解决措施是确保不产生乱流即整流。另外，气流噪声的大小与气流速度有紧密的关系，扩大管径可以降低气流速度，还可以在消声器出口管处配置同心状吸声材料以直接消去高频成分噪声。

图 7-8 所示为采取上述消声措施的消声器构造。在图中，入口管处的吸声材料是为了消去高频异响，入口管的出口导入扩张室，与其同轴设置的管与低频共鸣腔连通，气流流入从扩张室返回来的管中。为了降低此时管内的发动机噪声，采用了喇叭形设计方案。从这个管中向下一个腔室导入并扩张，在这个腔室内有多个开有小孔的管，并用隔板进行整流，最终从喇叭形出口管排出。在出口管上也配置有同轴的吸声材料，具有消除气流噪声的作用。在出口端，为了降低气流喷射噪声，也做成了扩张型喇叭口。

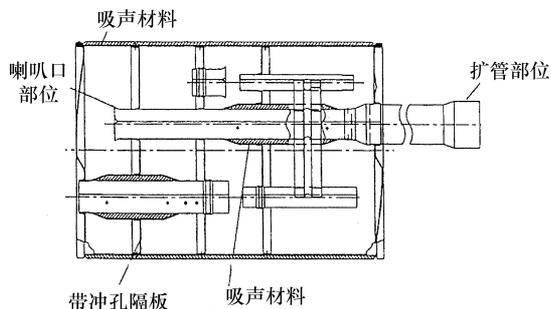


图 7-8 改进消声器构造

今后这些技术还会向最优化、最合理的方向发展，与 ANC 等先进技术的组合应用，以进一步提高排气管的消声能力。

7.3 车外噪声分析的新方法

7.3.1 声源探测方法

为了高效地制定降噪对策，需要掌握行驶状态下的噪声位置及频率特性等声源有关的特性。为了将过去以静止声源为对象的声学全息法应用到移动声源中，采用多普勒效

应的修正方法和数据处理方法，根据模型声源试验的声源再现精度分析结果。下面介绍它们在实际声源探测中的应用。

(1) 在移动声源中的应用

为了使用声学全息法进行移动声源探测，必须求得从移动声源传递出来的放射噪声的声学全息图。其中的方法之一，是使用固定于地面上的传声器阵列，对移动声源和传声器之间所产生的多普勒效应进行修正。

1) 多普勒效应修正。如图 7-9 所示，以亚音速声源在 X 轴上以一定的速度 V 移动时，在固定接收点 $O(X, Y, Z)$ 所测试得到的声压为 p 。当移动声源是汽车时，可以用下式表达：

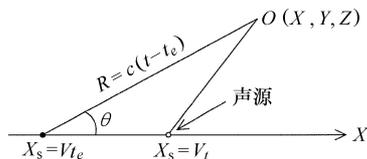


图 7-9 亚音速区域内声源移动和接受点的位置关系

$$p = \frac{\rho \dot{q} [t - (R/c)]}{4\pi R (1 - M \cos \theta)^2} \quad (7.1)$$

式中， ρ 为介质密度； \dot{q} 为声源的体积速度振幅； c 为音速； M 为马赫数； t 为测试时间； t_e 为放射声产生时刻； R 为时刻 t_e 时声源与接收点之间的距离； θ 为时刻 t_e 时声源与接收点所连接的直线与 X 轴所成的角度。

2) 声学全息图的计算方法。图 7-10 所示为移动声源的声全息图计算方法。求平面声全息图时，在与声源的移动方向成直角的直线上配置传声器阵列。

对各个测试点所测得的时系列数据进行频率分析，在求得复数声压振幅的同时，对平面全体进行相同的处理，就可以求得声源点 S 的平面声全息图。

利用再生公式还可以求出声源点 S 的声源强度。另外，对全体再生面进行相同的处

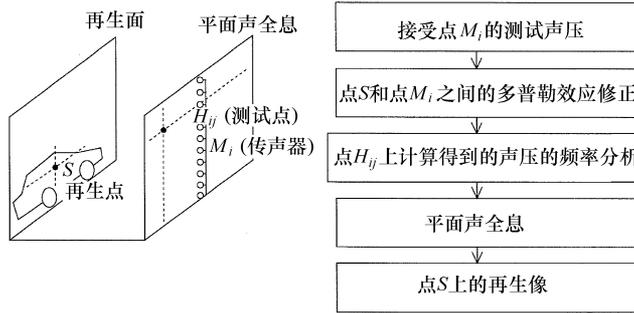


图 7-10 移动声源的声全息计算方法

理后就可以求出声源强度的分布形状。

(2) 试验方法概述

移动声源试验的概要介绍如图 7-11 所示。测试声压时，将 12 个传声器按直线方向配置，传声器之间的间隔等于分析最高频率的半波长。另外，还需要其他的一些传感器，对移动声源移动方向上的通过位置、通过速度以及到声源面的距离等进行测试。

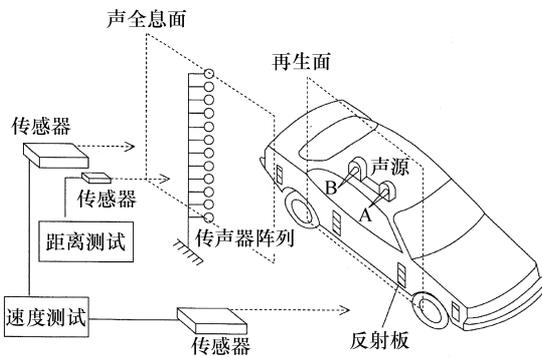


图 7-11 利用模型声源的试验概要

(3) 车辆行驶时的轮胎噪声测试

这里将介绍使用上述方法对行驶过程中的汽车轮胎噪声的声源进行探测的应用案例。由于声源的频率是未知数，使用上述方法，对轮胎噪声比较集中的区域进行声源探测。

1) 试验方法。供试验用的轮胎是无钉防滑轮胎 (175/70 R13: 市场在售)。对其进行声全息测试时，在乘用车 (前轮驱动) 上装配试验用轮胎，对滑行状态时的前轮右

侧进行测试。

声全息面位于轮胎横向一定距离处，再生面设定为轮胎胎面中心位置。考虑轮胎噪声的主要成分集中在 1kHz 附近，传声器的间隔为 0.102m (分析可能频率: 约 1.65kHz)，全息面的大小为 1.224m × 1.224m 的正方形。

2) 轮胎噪声的声源定位结果。下面介绍汽车以 100km/h 的速度滑行时声源定位结果。分析频率为 700 ~ 1100Hz，以 5Hz 的间隔进行分析，再生强度和分析频率之间的关系如图 7-12 所示。

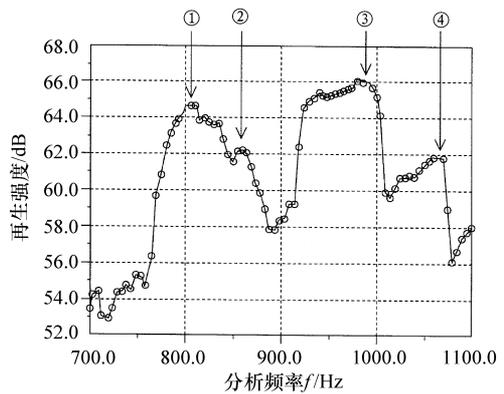


图 7-12 再生强度和分析频率的关系 (滑行 100km/h)

从图中可以确认再生强度较大的四个显著的频率 (图中①~④)，并对这四个频率附近进行讨论。各个频率的再生结果，频率①处的再生强度大，声源的再生位置位于轮



胎与路面的设置面附近，等高线如图 7-13 所示。

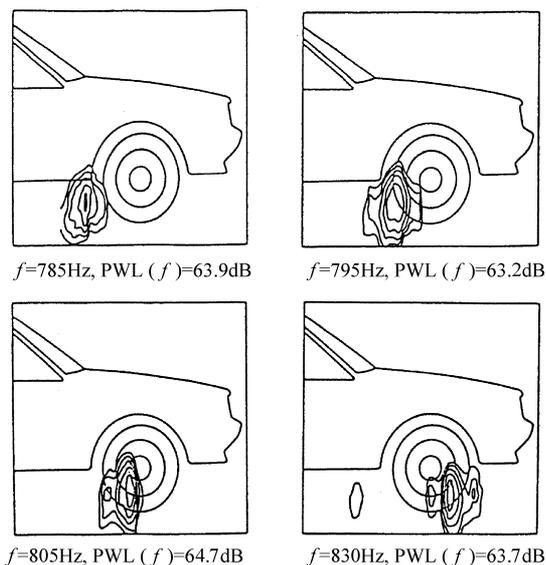


图 7-13 轮胎噪声的再生结果

在轮胎后部出现 785Hz 时的声源等高线，随着频率的增加向前移动；在 805Hz 时，两个峰值耦合；在 830Hz 时，三个峰值分离。这三个峰值是单独的声源，可以求出噪声发生位置与该处的再生强度之间的关系。结果显示，等高线的三个独立峰值是具有不同频率的噪声源。

移动声源的探测方法，体现了声全息法的作用，可以认为它是一种强有力的声源定位工具。接下来，从基础和应用两个方面来开展进一步的研究。

7.3.2 车外噪声的声场分析

为了控制汽车车外噪声，下面在掌握声源的传递特性的基础上进行必要的讨论。实际中有实车行驶及传声器等多种试验分析方法。而与此对应的计算分析方法的研究案例则很少。像车外噪声这样具有开口部位的封闭空间（发动机舱）和半自由空间（车外空间）结合在一起的三元无限声场分析，边界元法（Boundary Element Method，以下

简称为 BEM）是最合适的。

本文中介绍基于车身模型的搭建、BEM 声场分析的结果，利用反射板对声学特性变化的影响来降低车外噪声的方法。

(1) 基于 BEM 法的车外噪声分析方法

1) BEM 理论。由于构造体振动而产生的放射噪声声压 P ，可以使用赫尔姆兹方程式表达。对这个公式利用 Green 公式进行积分方程式变换，根据对构造体表面进行有限单元划分，就可以得到以下的方程式。根据这个公式的数值计算可以求得声压 P ：

$$C_{\alpha} \cdot P_{\alpha} - \sum (A_{\alpha i} P_i) = \sum (B_{\alpha i} V_i) \quad (7.2)$$

式中， $A_{\alpha i}$ 、 $B_{\alpha i}$ 为与点 α 对应的单元 i 的影响系数。

另外，根据构造体所分割成的每个单元所发生的声压幅值、相位计算结果，可以求得噪声干涉等信息。

2) BEM 分析系统。在本案例中，基于 BEM 方法原理，使用通用 3 元声场分析软件 ACOUST/BOOM 开展分析。图 7-14 为车外噪声分析系统的概要介绍。

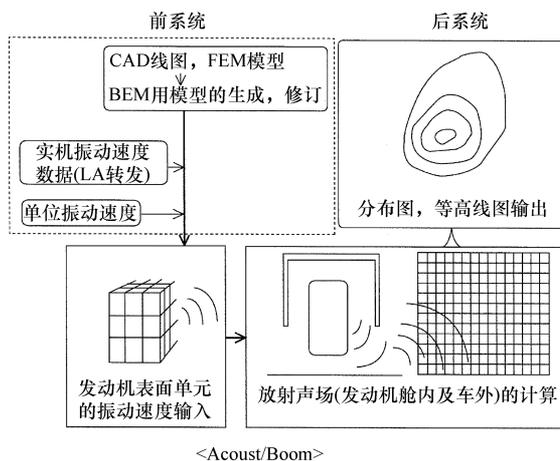


图 7-14 系统构成和计算方法

3) BEM 法模型搭建。下面以发动机为声源对汽车周边的声场进行分析，说明所使用的 BEM 模型情况。发动机表面放射出来



的噪声，经过车身（发动机舱内外）、轮胎、地面等的反射向外部传播，用有限单元对构造物的表面进行分割。

- 试验车辆是搭载柴油发动机的长头型小型货车，总单元数约 1500 个，主要由四边形单元构成。为了减少单元数量，省略了驾驶室、下地板等部分，因左右对称而只取了其中的一半（图 7-15）。

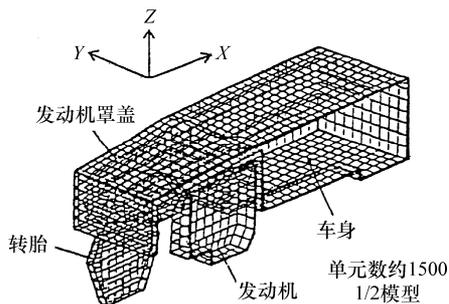


图 7-15 边界元法 (BEM) 模型

- 作为声源的发动机，是排量为 2.5L 的柴油机，由表面的油底壳、发动机顶盖、缸体、前部、后部共五部分组装而成，故应分别求得各部分的放射噪声。在发动机表面施加的振动速度为单位值 (1m/s) 或者在实机模拟时表面振动测试值。

- 地面是常用的沥青路面，吸声率为 5% 以下，设定为镜面（完全反射）。

- 构造物的表面基本上为刚体，指定吸声接地部位的声学阻抗。

- 同理，空间的声压计算点指定为四边形的节点，以计算车辆侧面附近的声压分布。

- 发动机全体的放射噪声：由于各部位的振动之间的相关性很小，假定每个部位的放射噪声的能量能够求和，并求得所有部分的总和。

(2) 发动机放射噪声的传播系统分析

从发动机表面向外传递的放射噪声，受每个发声部位的振动特性以及车身的隔声效

果等因素的影响，需要首先确定每个部位的贡献量。然后根据这些特性来采取适当的改进措施。本文中将之前所说的发动机的五个部分分别进行讨论。

图 7-16 是根据实机振动激励时计算求得的五部分的贡献量结果。油底壳的贡献量约为 50%，为最大的一部分。

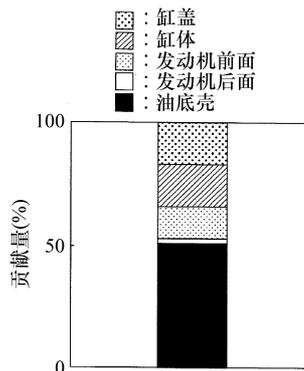


图 7-16 发动机各部位的贡献量 (实机的表面振动激励时，1kHz 频带)

① 为了分析车身系统（车身的形状及位置）的影响，应计算单位激励时的响应（灵敏度）。油底壳的灵敏度相对较低，为 20% 以下。该值和图 7-16 的结果不对应，故认为车身的声学特性是带来该贡献量特征的主要原因。

从以上结果中可知，对于油底壳的放射噪声，车身系统的影响很小，即变更车身系统的声学特性不会产生好的改善效果，需要从其他方面查找原因。

② 为了分析油底壳放射噪声的传递系统，下面对声场有影响的地面加以讨论。

在有地面和无地面时，分别对油底壳放射噪声的分布进行比较，结果如图 7-17 所示。没有地面时，随着到车辆的距离的增加，声压逐渐衰减，而有地面时，只在局部有声压的下降。

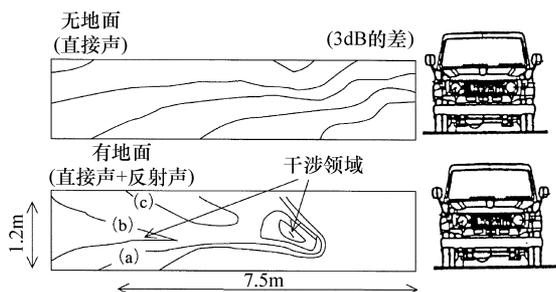


图 7-17 地面对油底壳放射噪声的影响 (1kHz)

根据以上试验结果,把油底壳放射噪声分离为传声器直接接收到的成分(直接波)和经地面反射的成分(反射波)两部分,并用矢量表示,如图 7-18 所示。将这两个声波的矢量关系加以粗略分解,如图 7-17 所示,(a)点处两个声波的幅值、相位相等;(b)点处两个声波的幅值相等而相位相反;(c)点处两个声波的相位相反,反射波的幅值较大。

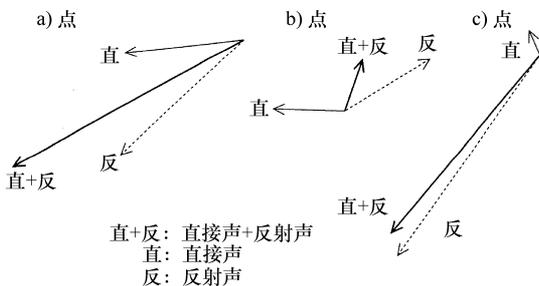


图 7-18 油底壳放射声的直接波和反射波的声压矢量

如上所述,由于直接波和反射波的干涉而产生过剩衰减区域,对两种声波的幅值及相位按照某种方式进行控制,就可以实现对车辆侧面噪声控制的目的。

(3) 发动机放射噪声对策

利用吸声特性在下部安装护板是控制发动机放射噪声常用的解决方法。这种方法能够得到较好的降噪效果。由于下护板需要达到一定的面积要求,可能会带来与悬架干涉、影响散热等负面的问题。接下来讨论不

采取直接隔声方法来降低噪声的可能性。

如前所述,为了扩大直接波和反射波的干涉领域,以确保两个声波的幅值平衡和逆相位关系,在车辆的横向侧面设计带楔形吸声材料的反射板构造。根据反射板的大小、位置、吸声特性对两个声波进行控制。

图 7-19 所示为计算结果。根据两个声波的幅值和相位的变化,噪声降低领域得到了扩展。另外,从试验中也得到了同样的结果。

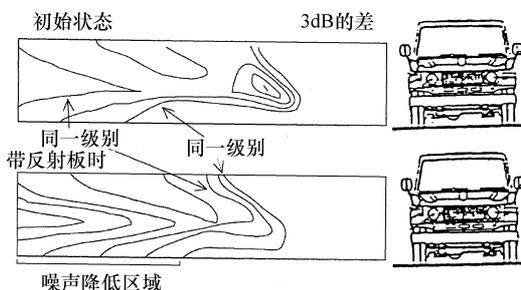


图 7-19 楔形反射板对油底壳放射声的影响 (1kHz)

今后,BEM 模拟分析还会有更大范围的应用,现在仍然需要改进的问题是计算精度。

7.3.3 各部位放射噪声的测试

对道路交通噪声进行控制或者预测时,需要对汽车的主要声源的声学功率进行测试。下面对能得到明确的指导性方向的方法之一——传声器阵列测试法加以介绍。

(1) 测试原理

在系统中将 13 个无指向性传声器阵列配置在直线方向上,可以测得从 125Hz ~ 4kHz 范围各频段内的明确指向性结果。对于各个频段使用 5 个无指向性传声器。如图 7-20 所示,正弦平面波向等间隔(半波长) a 配置的 5 个传声器以入射角 θ 射入。根据这些传声器指向特性 $K(\theta)$ 可以用下式表达。

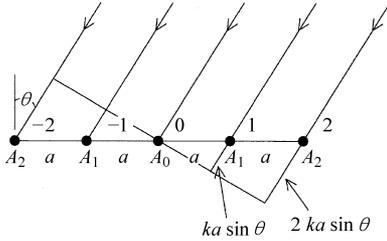


图 7-20 传声器阵列入射正弦平面波 (k : 波数)

$$K(\theta) = A_0 + 2A_1 \cos\left(\frac{\omega a}{c} \sin\theta\right) + 2A_2 \cos\left(\frac{2\omega a}{c} \sin\theta\right) \quad (7.3)$$

式中, A_0 、 A_1 、 A_2 分别为当 $\sum A_i = 1$ 时各传声器通道中设定的权重系数; c 、 ω 分别为音速、频率。该系统中的 A_0 、 A_1 、 A_2 的值分别为 $1/4$ 、 $1/4$ 、 $1/8$ 。

另外, 频段的指向特性 $K_{\text{oct}}(\theta)$ 由下式表达。

$$K_{\text{oct}}(\theta) = \sqrt{\frac{\int_{\omega_0/\sqrt{2}}^{\sqrt{2}\omega_0} K^2(\theta) d\omega}{\int_{\omega_0/\sqrt{2}}^{\sqrt{2}\omega_0} d\omega}} \quad (7.4)$$

式中, ω_0 为中心频率。

(2) 数值分析方法

对一个以一定速度移动的复合声源模型, 使用传声器阵列根据数值计算的方法对各声源的声功率进行推测。

在计算模型中, 两个无指向点声源的声功率分别为 W_1 、 W_2 , 假定二者之间保持距离 d , 在完全反射面上以一定的速度 V 直线移动。此时, 与行进路线距离 l 处的接收声点 R 处的声压 $p(t)$ 可以用下式表达。

$$p^2(t) = \frac{\rho_c W_1}{2\pi[(V_t)^2 + l^2]} + \frac{\rho_c W_2}{2\pi[(V_t - d)^2 + l^2]} \quad (7.5)$$

式中, ρ_c 为空气的特性阻抗。

另一方面, 根据传声器阵列测试得到的接收声音点 R 的声压 $p_{\text{ar}}(t)$, 从式 (7.4)、

式 (7.5) 可以推导出下面的关系式。

$$p_{\text{ar}}^2(t) = \sum_i^N p_{\text{oct},i}^2(t) \cdot K_{\text{oct},i}^2(\theta) \quad (7.6)$$

式中, $p_{\text{oct},i}(t)$ 为各频段的声压; $K_{\text{oct},i}(\theta)$ 为各频段的指向特性; N 为频段数。

在实际测试时, 根据实效值检出回路, 由于时间系数的影响而使峰值响应有所变化, 有必要对时间系数进行修正。因此, 开发了消除 FAST 动态特性影响以求得真正值的方法。下面对这个应用案例进行介绍。

(3) 大型货车上的应用案例

在大型货车上应用上述方法, 根据装配轮胎和装载量的不同, 对各个部位的声功率级别的变化进行分析。

1) 测试方法。使用无指向性传声器和传声器阵列, 使用 FAST 动态特性的幅值记录仪对 A 特性声压进行测试。

2) 测试条件和试验车辆。在车辆的前部, 由于存在发动机、冷却系统、轮胎等近场声源, 对各个声源所发出来的噪声进行分离及测试是非常困难的。因此, 将前轮胎更换成噪声非常低的光滑轮胎, 将轮胎噪声以外的发动机、冷却系统放射出来的噪声视为整体声源。另一方面, 从车辆后部放射出来的噪声为后车轮噪声, 在后轮处安装 8 只轮胎也视为一个整体的声源 (图 7-21)。

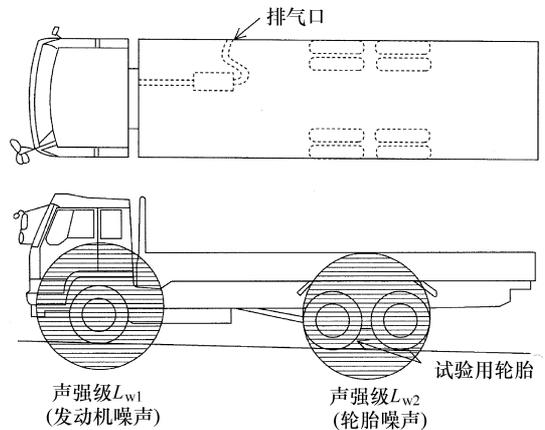


图 7-21 试验用大型货车



3) 轮胎引起的声功率变化。作为一个测试案例,使后车轮装配子午线轮胎的10t载货量试验车处于行驶状态,计算出发动机系统噪声和轮胎噪声的声功率级别。图7-22是在后轮安装子午线轮胎和子午线菱形轮胎时,发动机噪声和轮胎噪声的声功率 L_{w1} 、 L_{w2} 的计算结果。图中的曲线分别是两种轮胎的声功率根据速度($\log V$)回归后的结果。

从以上结果来看,不管后轮装配哪一种轮胎,发动机噪声的声功率几乎是相等的。另外,使用子午线菱形轮胎时的声压级要低3~5dB,因此轮胎噪声的声功率级因所装配的轮胎的不同而有所区别。根据传声器阵列的测试结果对时间系数的影响进行修正后,就可以推测每个声源的声功率级。

根据上述所介绍的方法,期待今后能更大程度地改善道路交通噪声。

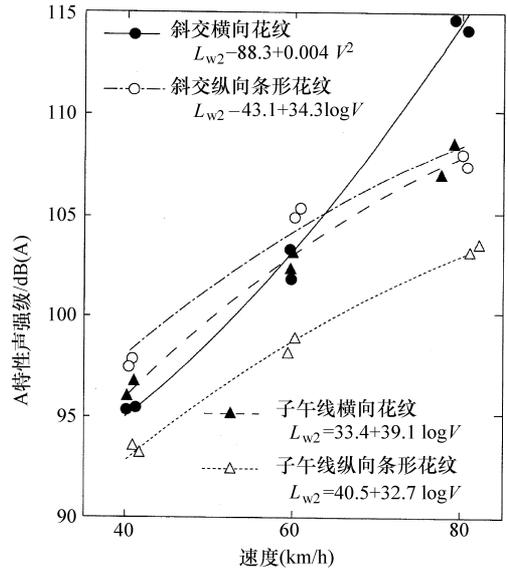


图 7-22 各种轮胎的 A 特性声强级

参考文献

- 河合保：車外騒音低減技術について，Technical Review, Vol. 42, No. 2, p.33 - 37 (1992).
- タイヤ道路騒音について（第4版），（社）日本自動車タイヤ協会
- Andre Shneider：Considerations underlying the Proposals for Future Tyre-road Noise Regulations in Europe, Proc. of Inter-noise, 94, p. 343-348 (1994)
- 阿部武：タイヤ/路面騒音に関する ISO 規格制定の経緯，自動車技術，Vol. 45, No.12, p.115-117 (1991)
- 井上茂ほか：騒音対策用材料の車体（キャブオーバトラック）への適用による車外騒音低減効果，（財）日本自動車研究所 (1992)
- 井上茂ほか：騒音対策用材料の車体（キャブオーバトラック）への適用による車外騒音低減効果，（財）日本自動車研究所 (1993)
- 田中丈晴ほか：貨物自動車のエンジン遮蔽対策による騒音低減化技術に関する研究（第3報），交通公害研究所発表会講演概要，運輸省交通安全公害研究所 (1994)
- 坂本雅彦：タイヤ道路騒音の測定法と防止について，日本機械学会第71期通常総会講演会講演論文集（Ⅲ），No. 940-10, p. 60-62 (1994)
- 押野康夫ほか：気象条件による車外騒音のレベル変動の研究，（財）日本自動車研究所 (1994)
- 小森国生：排気音低減について，最近の車両環境騒音解析・改善技術シンポジウム，No. 9301, p. 32-37, 自動車技術会 (1993)
- 田中丈晴ほか：音響ホログラフィを用いた移動音源探索法とその適用例，最近の車両環境騒音解析・改善技術シンポジウム，No. 9301, p. 1-7, 自動車技術会 (1993)
- 西村靖彦ほか：境界要素法を用いた車外騒音の音場解析，最近の車両環境騒音解析・改善技術シンポジウム，No. 9301, p. 1-7, 自動車技術会 (1993)
- 押野康夫ほか：自動車の音響パワーレベル測定におけるタイヤ騒音の干渉によるデータの変動，日本音響学会誌，Vol. 46, No. 5 (1991)

第 8 章 振动噪声主动控制

8.1 前言

与汽车振动噪声相关的控制技术的发展历史很短，到目前为止能够达到高品质化程度的应用系统很少。但是，随着微处理器、伺服机构、传感器等方面的技术革新，把现代控制理论应用到振动噪声控制领域已经有了开端。本章中将对发动机悬置控制和噪声主动控制进行详细论述。

8.2 发动机悬置控制

8.2.1 概述

振动噪声是影响汽车商品性的重要因素。特别是乘坐舒适性，地板、座椅等的振动会直接给乘员带来不适感，降低乘员对车辆的满意度。而影响汽车乘坐舒适性的代表现象，是从路面传递而来的激励引起的发动机冲击、发动机转矩变动所引起怠速振动等。这些现象会引起车身的振动。从过去的大量研究报告中可以知道，发动机悬置是振动噪声传递过程中最重要的因素。

对于发动机冲击现象，希望经过悬架传递来的激励而引起的发动机—悬置系统振动系中的积蓄能量尽可能快地衰减。因此，希望悬置在容易发生发动机冲击的 10Hz 前后具有较大的衰减性能。另一方面，希望能设计成怠速时将发动机振动与车身隔离，尽最大可能使振动不向车身传递。因此，在怠速时的激励频率范围（4 缸发动机的旋转 2 次成分，20 ~ 30Hz）内将发动机悬置的弹性刚度设计得较低。

在实现发动机悬置上述性能要求的结构中，液压悬置是最理想的结构，目前已经得

到了广泛的应用。

8.2.2 液压悬置原理

(1) 液压悬置的构造

液压悬置的典型构造是在橡胶内部设置的空腔、将主流室和隔膜隔离开的副流室以及连接两个腔室的节流孔，并在两个腔室内填充黏性流体。当发动机振动而使悬置产生变形时，主流室内的压力变化，液体通过节流孔往复流动。在节流孔内流动的流体产生的惯性力就可以缓冲振动，这就是液压悬置的特征。

(2) 液压悬置的原理

橡胶悬置具有弹性支撑发动机重量的上下方向的刚度。为了平衡主流室内压力的弹性刚度，将其分别定义为支撑刚度 K_m 、扩张刚度 K_e ，定义支撑副流室内压力的隔板刚度为 K_b 。同时还定义各个部位的位移、截面积、节流孔内的阻尼系数、流体质量等，就可以得到图 8-1 所示的模型。

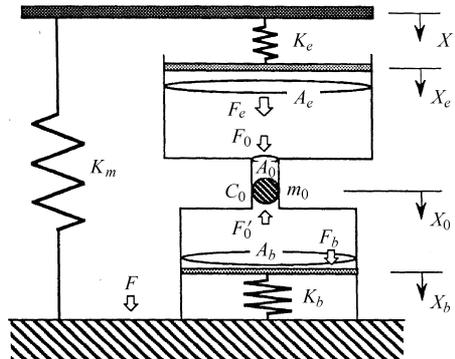


图 8-1 液压悬置的形状模型

对图 8-1 中的节流孔内的流体质量运动方程式，可以用下式表达：



$$m_0 \ddot{X}_0 + c_0 \dot{X}_0 = F_0 - F'_0 \quad (8.1)$$

各部位的位移、截面积、力之间的关系为

$$F_e = K_e (X - X_e) \quad (8.2)$$

$$F_b = K_b X_b \quad (8.3)$$

$$\frac{F_e}{A_e} = \frac{F_0}{A_0} \quad (8.4)$$

$$\frac{F_b}{A_b} = \frac{F'_0}{A_0} \quad (8.5)$$

$$A_e X_e = A_b X_b = A_0 X_0 \quad (8.6)$$

利用上面的各式可以将运动方程式改写为

$$m_0 \ddot{X}_0 + c_0 \dot{X}_0 + \left(\frac{A_0}{A_b}\right)^2 K_b X_0 = \frac{A_0}{A_e} K_e (X - X_e) \quad (8.7)$$

另外，液压悬置所传递的力可以用式(8.8)表示：

$$F = K_m X + K_e (X - X_e) - m_0 \ddot{X}_0 \quad (8.8)$$

搭建能满足上述公式的等价力学模型，就可以得到图8-2中所示的杠杆模型。这个模型根据杠杆原理具有扩张机构。即，扩张弹性面积和节流孔面积之比起到扩张机构的作用，节流孔内的流体质量和阻尼能够扩大。另外，液压悬置自身也具有质量，当与振动系统耦合到一起时，可以理解为动态减振器。由于内有扩张机构，能够在极低频率范围内产生共振现象，可以得到充分的振动衰减效果。

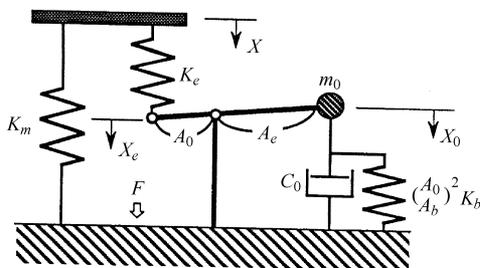


图8-2 液压悬置的等价力学模型

(3) 液压悬置在汽车上的应用

液压悬置是具有扩张功能的增速型动态

减振器，当对其振动衰减能力进行评价时，不仅仅只针对损失系统这一单独性能，必须将液压悬置融入振动系统整体中加以考虑。这种情况对发动机冲击的控制尤为重要。

在车身和发动机之间加入图8-1或者图8-2所代表的液压悬置即组成了发动机冲击分析模型。在设计液压悬置时，动态减振器的最佳参数状态如图8-3所示。目标是调整节流孔的各个参数，使3点中最大点的幅值至最小，还需要决定 C_0 ，以保证振幅比曲线在发动机冲击附近接近于平坦。如果 C_0 为节流孔附近的乱流，那么就要按照扩张弹簧面积与节流孔面积的比为平方的比例关系进行调整。

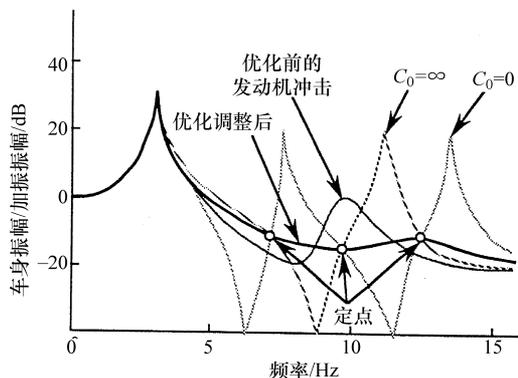


图8-3 优化调整后的发动机冲击的降低

在实际应用中，可以简单地将节流孔堵住，使发动机冲击频率和节流孔内流体共振频率保持一致。

另外，为了降低怠速振动，通常可以利用当低于节流孔内共振频率时的弹簧刚度比静刚度还要低的特性，使该范围内的频率与怠速振动频率一致，以试图隔断振动。

如上所述，为了达到降低发动机冲击所需要的弹性刚度，与降低怠速振动所需要的刚度特性具有相反性。因此，需要明确悬置的多个功能要求，通过调整以达到各个目标的平衡，或者在悬置上设计多个节流孔，以满足不同行驶工况的要求。



8.2.3 基于阻尼性能可变性的振动控制——发动机冲击的半主动控制

如前所述，液压悬置能起到动态减振器的作用，其效果也受到动态减振器约束条件的限制。即，即使将参数调整到最佳状态，车辆的振动特性也无法达到动态减振器的定点理论值以下。但是，使用具有可变阻尼性的液压悬置，根据对发动机-车身系统的半主动控制，车身振动（发动机冲击）能够进一步降低。具体地讲，根据节流孔的切换，对节流孔内的流体阻尼性能进行控制，最终实现半主动控制。

可变阻尼悬置的控制力并不是任意能动型的防振装置。设车身位移为 X_b 、节流孔内的流体位移为 X_0 、减衰系数为 C_0 ，则控制力 F_c 可以明确表示为

$$F_c = C_0(\dot{X} - \dot{X}_0) \quad (8.9)$$

$$C_{0\min} < C_0 < C_{0\max} \quad (8.10)$$

由上式可知，仅在一定取值范围内才能产生控制力。为了能够利用振动系的最佳控制效果，将可以控制的阻尼因素 C_0 转换为伺服器模型并推导出控制规则。

减振的目的是降低车身的位移。对于该部分的权重系数，根据最优调节器理论求出反馈增益以保证评价函数最小。使用上述方法所求得的路面正弦激励时的计算结果如图 8-4 所示。

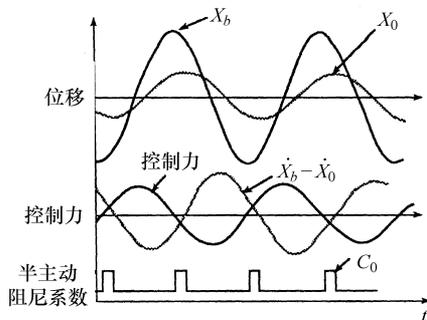


图 8-4 控制时的时域响应

液压悬置的控制力 u 将通过阻尼力 F_c 输出，可以按照下式设定 C_0

$$C_0 = \frac{u}{(\dot{X}_b - \dot{X}_0)} \quad (8.11)$$

但是实际上可以根据下面的条件进行近似设定。

$$u/(\dot{X}_b - \dot{X}_0) > 0 \rightarrow C_0 = C_{0\max} \quad (8.12)$$

$$u/(\dot{X}_b - \dot{X}_0) < 0 \rightarrow C_0 = C_{0\min} \quad (8.13)$$

将以上方法所求得的控制法则进行简化，发动机质量相对于车身而言相当于动态减振器，对其进行修正后则可以推导出控制法则

$$X_0 < \alpha \quad \text{或} \quad X_0/X_b < 0$$

$$\text{或} \quad \frac{X_b \dot{X}_b}{X_b} < \beta \rightarrow C_0 = C_{0\max} \quad (8.14)$$

$$\text{其他情况} \rightarrow C_0 = C_{0\min}$$

(α 、 β 为设定值)

在实际控制中难以得到流体的状态量传感器信号，因此在控制器内部生成与控制对象相同的数字模型（模拟器），根据检测得到的流体状态来推测未知的状态。使用图 8-5 中的装置进行实时控制，结果如图 8-6 所示。通过半主动控制，同最优化调整后的振动特性相比较，车身的振动得到了大幅度的改善。

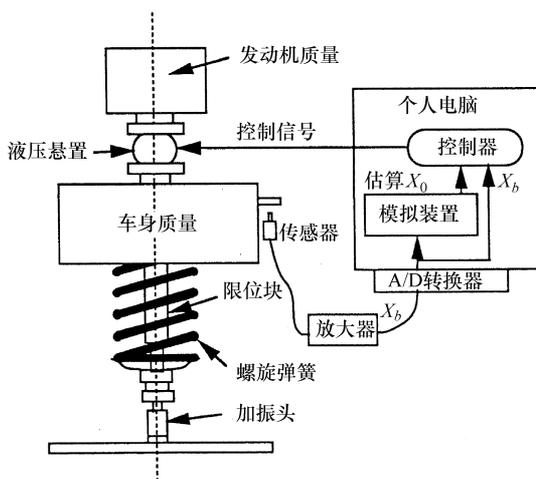


图 8-5 实时控制试验装置

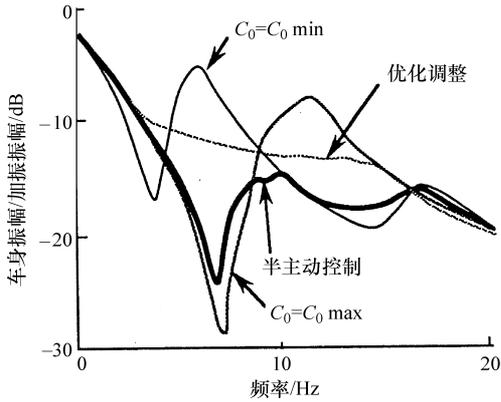


图 8-6 半主动控制的效果

8.2.4 基于相位控制的怠速振动改善

怠速振动所产生的问题受车身的共振模态影响。该振动模态经多个发动机悬置传递，每个传递路径所引起的驾驶席及前排乘员席的振动矢量成分，如图 8-7 所示那样进行合成。因此，即使各个激励所引起的成分的绝对值很小，如减小悬置刚度使某一成分降低，最终合成后的结果未必最小。对于这种情况，可以适当调整激励的相位，就有可能达到使合成后的结果降低的目的。

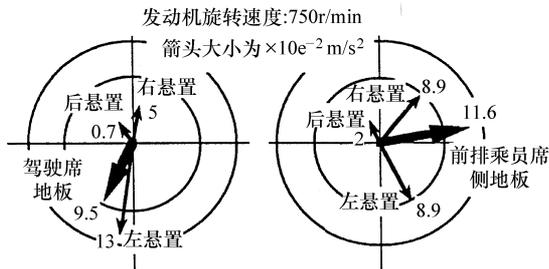


图 8-7 怠速振动的合成矢量

要想改变发动机悬置振动传递路径的相位特性，有效的方法是利用液压悬置内流体共振频率附近的相位变化。在流体共振频率附近的相位，随着阻尼的增加，有可能产生

从 $90^\circ \rightarrow 0^\circ$ 的变化。可以采用调整阻尼性能的手段，如使用黏性随电压而变化的电气黏性流体。

如上所述，将三个悬置中的一个设计成可变阻尼特性悬置，对其相位的控制效果进行了计算。图 8-8 所示为计算结果。右悬置的灵敏度较高，还具有最佳的相位（这里指节流孔阻尼值）。将其中一个液压悬置的流体阻尼值进行调整，结果使驾驶席的振动降低了 4dB。

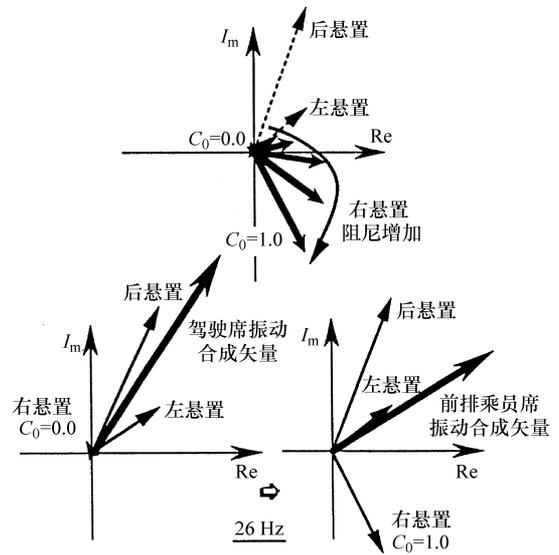


图 8-8 基于相位控制的振动降低

将发动机通过三个可变阻尼悬置安装到试验车上，以评价点的振动达到最小值为目的对节流孔的阻尼性能进行最佳化研究，其结果如图 8-9 所示。由于激励的频率不同，所传递激励的最佳相位和振幅是不同的。最佳的节流孔阻尼性能随着发动机速度的变化只有微小的不同。在考虑了车体振动的个体差异及经年变化等因素的基础上，根据节流孔阻尼性能而进行的相位反馈控制，通过试验验证了能够进一步降低振动幅度。

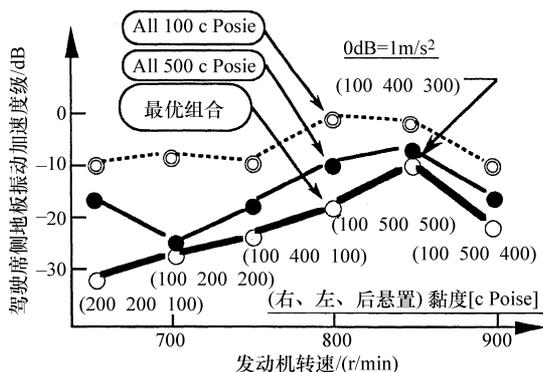


图 8-9 基于阻尼优化的振动降低

8.2.5 总结

随着汽车乘坐舒适性的不断提高，液压悬置得到了越来越广泛的应用，但是仍然存在着高于共振频率时弹性刚度上升等遗留问题。

为了解决这些问题，采用了多种措施，如设计多处节流孔、附加质量以形成新的共振系统。将这些方案组合应用对高频特性的改善也已经达到了实用性阶段。利用伺服器以调节液压悬置内的流体压力，进而隔绝振动的新型悬置也已经有研究成果公布，期待今后会有更深层次的发展。

8.3 主动噪声控制

8.3.1 概要

在 19 世纪就已经有人提出了利用两个声音的相互干涉实现消声目的的主动噪声控制（以下称为 ANC）原理。最先取得专利的是 Lueg 的系统，通过传声器检测到进气导管的前端传递来的 1 次成分声音，在该信号的半波长距离处设置另外一个传声器，以发出放射声音。这种以 1 元声场为对象的初期 ANC 技术发展，随着适应性控制的导入，在实用化上得到了飞速的发展。图 8-10 为适应性控制应用系统。在上游的传声器检测

出来的 1 次声音为标准信号，根据滤波器对该信号进行加工后成为 2 次声音，同时在下游侧基于错误的传声器信号适用滤波器特性。适应滤波器系数会自动收敛到最佳值，据此即使不搭建系统内部传递特性的详细设计，也可以再现 ANC 系统内的构造。

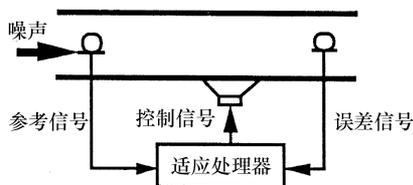


图 8-10 适应性系统

汽车的内部空间一般为 3 元空间，是非常复杂的，ANC 的应用比进气导管要延迟一些。但是随着数字信号处理的高速发展，以及 Filtered - X LMS 的算法及多通道系统的使用等控制理论的发展，ANC 应用日益广泛。

本节中将以汽车的轰鸣噪声为对象，从实用化的观点出发，详细介绍控制算法和声学系统的研究。

8.3.2 消声原理

在空间内某一点存在可检测到的放射声源 [或者能预先检测到与声音相关的信息 (波形) 的广义上的声源]。为了实现声音对声音抵消的目的，需要预先检测出该声源的信息，进行必要的加工后得到相位相反的波形。

图 8-10 中的系统等价流程如图 8-11 所示。为了评价控制后的声音追加了一个传声器。此时图中的控制器是具有系数列 w_i 的 FIR (Finite Impulse Response) 型数字滤波器组成的。上游侧的传声器检测出来的声压波形 $x(n)$ 通过上述的滤波器后，系数列的 c_j 的冲击响应函数所表达的扬声器 ~ 传声器之间的声学传递系统后成为 2 次声音。另一



方面，从上游传递而来的声音进一步向进气导管传递，1次声音 $d(n)$ 在下游侧的传声器检测出来。因此，1次声音、2次声音的干涉结果 $e(n)$ 可以用下式表达：

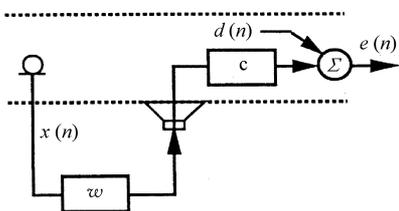


图 8-11 一维声场的 ANC 系统方块图

$$e(n) = d(n) + w^T r(n) \quad (8.15)$$

其中，

$$w = [w_0, w_1, \dots, w_{I-1}]^T \quad (8.16)$$

$$r(n) = [r(n), r(n-1), \dots, r(n-I+1)]^T \quad (8.17)$$

由于评价函数 J 会取最小化量值的二次方平均值，此处取传声器位置的声压 $e(n)$ 的二次方平均值。因此，根据式 (8.15) 有

$$\begin{aligned} J &= E[d^2(n) + 2d(n)r^T(n)w + w^T r(n)r^T(n)w] \\ &= E[d^2(n)] + 2E[d(n)r^T(n)]w + \\ &\quad w^T E[r(n)r^T(n)]w \end{aligned} \quad (8.18)$$

式 (8.18) 会成为与 w 相关的 2 次形式，这个评价函数呈现图 8-12 所示的开口向上的 2 元曲面。这个曲面被称为误差曲面， J 用 w 偏微分后变为 0，就可以确定最

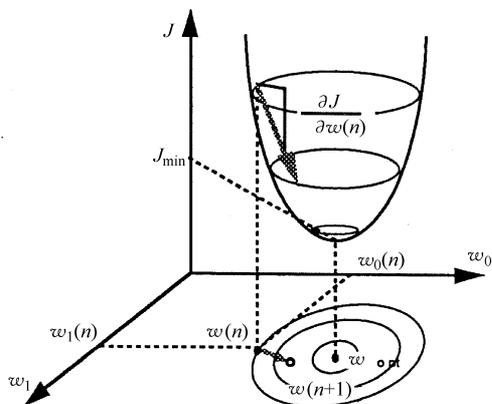


图 8-12 误差曲面和适应动作 (二维 FIR 过滤器)

佳值即 J 为最小的值时的过滤系数。另外图 8-12 表示有两个过滤系数。

8.3.3 轰鸣声控制

(1) 轰鸣声的发生状态

本次 ANC 的研究对象为车内轰鸣噪声。图 8-13 为搭载 4 缸发动机的乘用车室内加速噪声的频谱图。其中最为显著的峰值即为轰鸣噪声，是影响整体噪声能量的主要因素。另外，其频率与发动机旋转速度的 2 倍相对应，主要的激励是发动机缸内的气体爆发压力及活塞连杆组往复运动产生的惯性力。

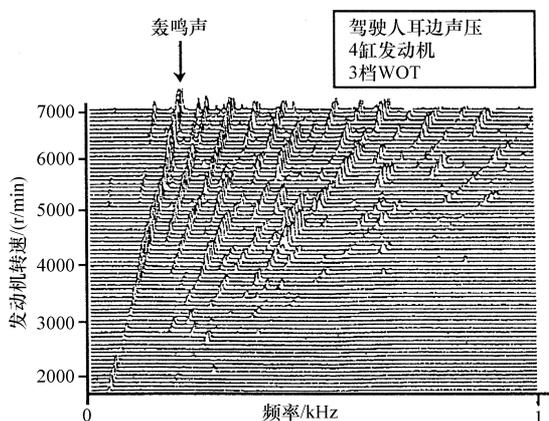


图 8-13 加速时车内噪声的频谱图

由这些激励引起的动力总成振动会向车身传递，激起车身板件的振动产生放射噪声，并进一步与车厢内的声学模态耦合，使声压增幅，产生压迫耳膜的轰鸣噪声。从声品质的角度看，该噪声也是必须要改进的项目。另外，该轰鸣噪声中还可能包含排气系统的激励所引起的成分。

(2) 适应性控制的必要性

前面所叙述的最佳控制器理论，其前提是必须明确研究对象的声学传递系统模型。即为了准确生成式 (8.15) 中的 $w^T r(n)$, $d(n)$ 的值必须能够预测。在采用主动控制方法来解决轰鸣噪声时，是否能够得到



这种稳定的模型是问题的关键。如果模型不能确定，则可以考虑发动机曲轴角度信号等开环设定表控制。

从以上观点出发对车辆的轰鸣噪声传递特性的稳定性进行讨论，如图 8-14 所示。改变驾驶条件（节气门开度）、车辆环境条件（乘员数、载荷、车内温度等）并对噪声进行测试，对轰鸣噪声的频率成分相位通过试验进行对比。从图中可知，车内声场特性比车辆的其他特性所受到的影响更大，相位的变化范围即使很小，也会有几十度的增减。

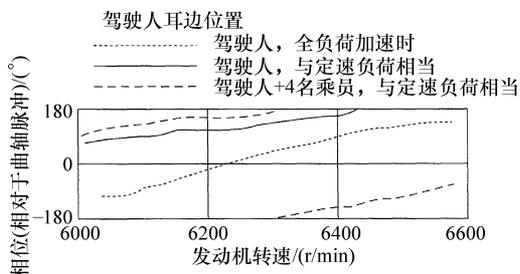


图 8-14 轰鸣声的相位改变示例

另一方面，如图 8-15 所示，为了得到 10dB 左右的降噪目的，2 次声音的相位精度必须控制在 $10^\circ \sim 20^\circ$ 以下。这个值与图 8-14 中的变动幅度相比更为严格。因此，控制系统必须具有能够自动适应声场变化特性的能力。

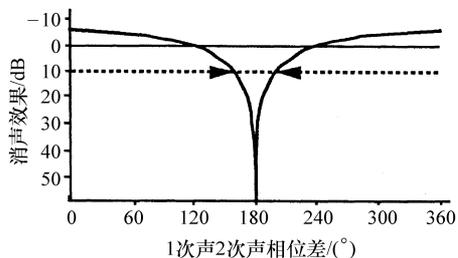


图 8-15 相位误差与消声效果影响

(3) 控制算法

最基本的适应性算法有最急下降法、Newton 法等。对于即时控制应用，以最急

下降法为基础将演算进行简化处理的 LMS 算法是最常用的方法。再进一步扩展后的 Multiple Error Filtered - x LMS 算法，具有能够应用于更广泛的车内声学空间的有利特征。

Multiple Error Filtered - X LMS 算法的流程如图 8-16 所示。在该图中有扬声器、传声器共两个通道。对于使用 M 个扬声器、 L 个传声器的 ANC 系统，包含声源信息的标准信号 $x(n)$ 通过滤波器 W_m 向第 m 个扬声器提供信号 $y_m(n)$ 。经过车内的传递特性由第 1 个传声器检测出 2 次声音 $e_1(n)$ 可以用扬声器和传声器之间的脉冲响应函数 $[c_{lm_0}, c_{lm_1}, \dots, c_{lm_{j-1}}]$ 的系数列来表示

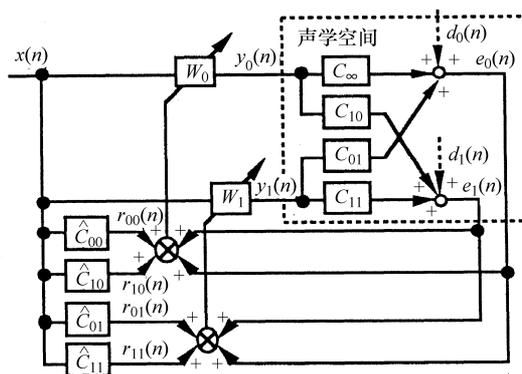


图 8-16 多误差过滤器 X - LMS 算法

$$e_l(n) = d_l(n) + \sum_{m=0}^{M-1} \sum_{j=0}^{l-1} c_{lm_j} y_m(n-j) \quad (8.19)$$

为了使用多个传声器，评价函数为式 (8.19) 的值的期待值的总和，即

$$J = E \left[\sum_{l=0}^{L-1} e_l^2(n) \right] \quad (8.20)$$

采用适应性控制以使该值最小。与式 (8.18) 的情况相同， J 具有在自适应滤波器系数 w_{m_i} 的多元空间内可调节的极小值。

这个动作模式如图 8-13 中的箭头所示。在误差曲面的最大倾斜方向上 W_{m_i} 被更新。



根据最急下降法，在极值搜索过程中过滤每次的更新，根据评价函数的斜率与收敛系数 α ，遵从下面的表达式关系：

$$w_{m_i}(n+1) = w_{m_i}(n) - \frac{\alpha}{2} \frac{\partial J}{\partial w_{m_i}} \quad (8.21)$$

式 (8.21) 中的斜率的推测值可能会出现，根据 LMS 方法使用 $x(n)$, $e_l(n)$ 的瞬态值

$$w_{m_i}(n+1) = w_{m_i}(n) - \alpha \left[\sum_{l=0}^{L-1} e_l(n) r_{lm}(n-i) \right] \quad (8.22)$$

式中，

$$r_{lm}(n-i) = \sum_{j=0}^{J-1} c_{lmj} x(n-i-j) \quad (8.23)$$

如前所述，在这个适应性动作模式下，用各个传声器检测出来的声压的平方和作为评价函数，可知其最小值与近似空间内全体声势能的降低量相当。

8.3.4 实用化课题

(1) 控制的稳定性

观察图 8-16 中的系统，相对于车厢内的实际声学特性 C 和同一过滤器 C 同时存在于控制器内。由于实际的声学特性引起的问题，因气温变动而产生的声速变化、因扬声器、传声器特性变化等，产生 C 和控制器内部的模型之间的相位差，因此将无法进行适应性控制。

对于这种情况下的控制系统的举动，根据单激励单输出的模拟模型，再进行更为详细的讨论。在这个系统中施加单一频率的激励的同时，与传递函数 C 相对应的相位差设为 43° 和 86° 。另外自适应滤波器 W 的 tap 数为 2 个， $\alpha = 0.1$ 。图 8-17 为产生这样的相位差时的收敛状态。在该图中表示的是将图 8-13 向 $w_0 - w_1$ 平面投影后的结果。可以确认，过大的相位差会影响控制的稳定性。

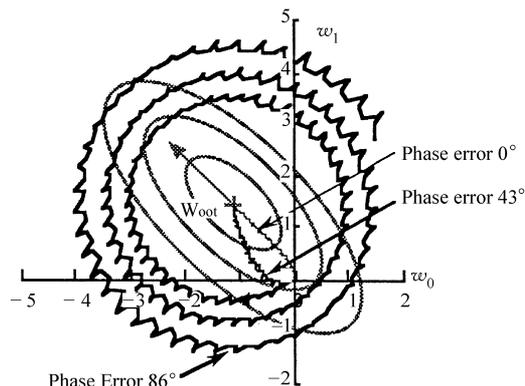


图 8-17 对声学模型相位误差的适应过程的影响

为避免这种问题的发生，对于更一般的评价函数，可以考虑使用附加 2 次声音自身的平方项。此时，评价函数 J 可以由下式表达：

$$J = E \left[\sum_{l=0}^{L-1} e_l^2(n) + \beta \sum_{m=0}^{M-1} y_m^2(n) \right] \quad (8.24)$$

因此，基于上式滤波器系数进行更新

$$w_{m_i}(n+1) = w_{m_i}(n) - \alpha \left\{ \sum_{l=0}^{L-1} e_l(n) r_{lm}(n-i) + \beta y_m(n) x(n-i) \right\} \quad (8.25)$$

根据式 (8.24)，从新追加进来项可以预测对 2 次声音输出的控制效果。图 8-18 是使用该评价函数时按照图 8-17 相同的条件进行计算的控制状态。即使相位差达到 86° 也是稳定的，并且误差很小。

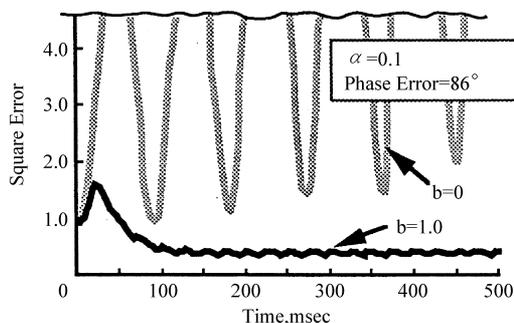


图 8-18 基于评价函数变更的控制稳固化



(2) 声学系统的讨论

接下来对上述算法的应用对声学的影响进行讨论。下述讨论将着重于物理状态不同的声场构成元素即驻波、行进波，并对它们分别对应的声学系统进行详细分析。

首先，必须进行轰鸣声的驻波、行进波的分离试验。为此以最简单的声场为例，考虑沿着 x 轴的一元声场，从左到右分别为振幅 P_1 、角频率 ω 的行进波和相反方向的振幅 P_2 ($P_1 \geq P_2$) 的行进波。各自的声压分别为 $p_1(t, x)$, $p_2(t, x)$ ，波数为 k ，则有

$$p_1(t, x) = p_1 e^{j(\omega t - kx)} \quad (8.26)$$

$$p_2(t, x) = p_2 e^{j(\omega t + kx)} \quad (8.27)$$

因此，这两个声波重叠时的声压的自乘平均值为

$$\begin{aligned} \overline{p^2_{\text{rms}}} &= \frac{1}{2}(p_1 + p_2)(p_1 + p_2)^* \\ &= \frac{1}{2}[P_1^2 + P_2^2 + 2P_1P_2\cos(2kx)] \end{aligned} \quad (8.28)$$

另一方面，声学灵敏度 I 是每个行进波所携带的能量的差

$$I = \frac{(P_1^2 - P_2^2)}{2\rho c} \quad (8.29)$$

式中， ρ 为空气密度； c 为声速。

将式 (8.29) 的两边同时除以标准值 $P_0^2/2\rho c$ ($P_0 = 2 \times 10^{-5} \text{Pa}$)，并以 dB 形式表示，则可以得到声压 SPL 和声学灵敏度级别 AIL 的表达式

$$\text{AIL} = \frac{1}{2}(\text{SPL}_{\text{max}} + \text{SPL}_{\text{min}}) \quad (8.30)$$

将其用图表示的话则如图 8-19 所示。当两个方向行进波的振动差很小且驻波占主导地位时，SPL 和 AIL 的差会很大，且在很宽的范围内有 $\text{SPL} > \text{AIL}$ 。另外，当一个行进波明显领先于其他的行进波时，二者几乎一致。

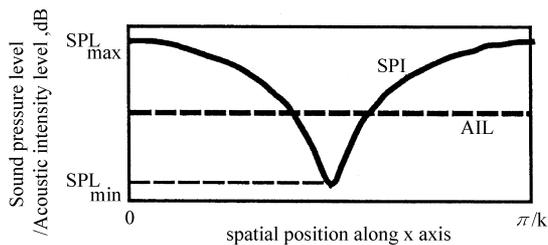


图 8-19 对向行进波存在时声学灵敏度/声压级分布

通常这个值称为反映活性指数，表示声场与什么程度的扩散声场接近。但是，对于单一频率的轰鸣声现象，空间内的各点的声压波形从理论上讲是完全相关的。因此，与观测带宽噪声的情况不同，这个值如果与扩散声场结合在一起观察是不恰当的。对于这种情况，声压级和声学灵敏度级别的差 $\Delta L = \text{SPL} - \text{AIL}$ 的空间分布暗示着驻波、行进波的贡献量。

这样一来即可以把握驻波成分、行进波成分的影响的大小，并分别进行有针对性的声学系统的优化。对于驻波，如果将扬声器布置在非模态节点处，从理论上讲与该模态对应的声波能量整体上就可以降下来。另一方面，对于传声器来说，检测出有问题的模态是非常重要的。由此就可以检测出控制对象频率整体内各个模态，并将其布置在每个模态的反节点处。

另外，对于行进波有必要考虑传播方向来配置扬声器。从 1 次声音传播的下游到对向的 2 次声音放射并形成新的驻波，降低声压虽然很困难，但如果 1 次声波、2 次声波的波面开关十分接近，就可以在很宽的范围内实现降噪。

8.3.5 实际应用

从上述观点来看，对车厢内的轰鸣噪声成分的声压、声学灵敏度级别同时进行测试，结果如图 8-20a 所示。在 4400r/min 附

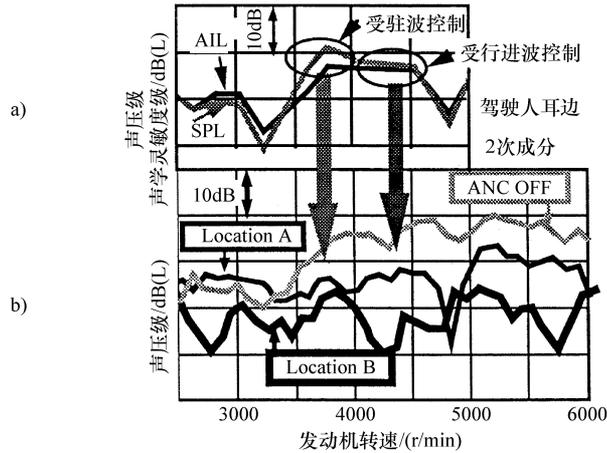


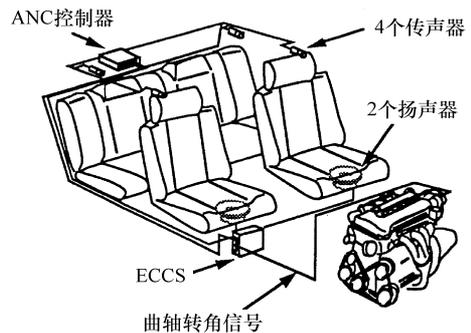
图 8-20 基于声学优化的降噪效果提升

a) 车内声场分析 b) 基于 ANC 的轰鸣声降低效果

近二者的级别接近，可以推测行进波占主导地位。在该领域内，调查灵敏度矢量的方向，在可以重现的位置处布置扬声器是十分重要的。下面介绍一个基于这种想法的实际应用案例。

图 8-21 所示为基于以上分析结果而在实车上搭载的控制系统。它是由考虑声波的波长和车内空间尺寸而设计的 2 个扬声器、4 个传声器组成的。试验台架上的实车行驶测试结果如图 8-20b 所示。基于实车轰鸣噪声（1 次声音）的声学灵敏度测试结果，在图中效果较大的 B 位置处即灵敏度的上游布置扬声器，改善的效果是十分显著的。4400r/min 附近的行进波的影响大小在旋转速度领域内是一致的，与声场的特性相对应来配置声源的想法是稳妥的。因此，与采取控制手段之前相比最终约有超过 10dB 的降噪效果。无论是车窗开闭还是乘员数的增减，这个效果都得到了确认。在各种各样的环境下，ANC 法的实用性都得到了认可。

考虑到车辆的量产化，除上述所介绍的方法以外，如适当选择收敛系数等控制参数，以实现算法的稳定性也是有效的。另外，为了控制声学性能的偏差，要设法排除

图 8-21 车载 ANC 系统构成
对控制对象即车辆声学系统特性的变动。

8.3.6 总结

本章以汽车车厢内的三元声场为中心，介绍了 ANC 方法的应用。它是以封闭空间内的全体控制为目标的。因此，对于频率相对较低的问题是有利的，对于高频领域内的问题，则需要采取吸声、隔声等一些辅助手段。特别是主动控制方法的优势在于，和传统上的噪声控制方法即 M、C、K 的优化完全不同，例如它几乎不受重量的限制就可以实现预期的降噪效果。另外，从这种技术的发展潜力来看，对于轰鸣噪声以外的问题也将会有更大的扩展空间。



参考文献

- 1) 杉野ほか：流体封入式エンジンマウントの基礎解析と応用，日産技報論文集（1985）
- 2) 背戸ほか：流体封入マウントの最適設計法，日本機械学会振動と運動の制御シンポジウム講演論文集（1990）
- 3) 石浜ほか：可変減衰マウントに最適レギュレータ理論を適用した車両振動制御解析，日本機械学会 D & D 大会講演前刷集（1991）
- 4) 石浜ほか：実時間演算シミュレーションによるエンジンマウント減衰制御手法の研究，日本機械学会論文集（C編），58巻，554号（1992）
- 5) 石浜ほか：流体封入エンジンマウントの振動伝達位相制御による車両振動低減手法の研究，日本機械学会論文集（C編），58巻，551号（1992）
- 6) P. Lueg：Process of Silencing Sound Oscillations, US Patent, No. 2043416 (filed：1934)
- 7) B. Widrow et al.：Adaptive Signal Processing, Prentice-Hall (1985)
- 8) S. J. Elliott. et al.：A Multiple Error LMS Algorithm and Its Application to the Active Control of Sound and Vibration, IEEE Trans. Acoust., Speech, Signal Processing, ASSP-35, p.1423-1434 (1987)
- 9) 中路ほか：車室内音場特性に着目したこもり音アクティブ制御技術の研究，日本機械学会（No.910-52）シンポジウム講演論文集，p.301-306（1991）
- 10) P. A. Nelson et al.：Active Minimisation of Acoustic Fields, Journal of Theoretical and Applied Mechanics, Vol.6, p.39-98 (1987)

国际视野 科技前沿

汽车先进技术译丛

日本汽车技术协会·汽车技术经典书系

汽车发动机环境对应技术

汽车控制技术

汽车模拟技术

汽车运动性能技术

汽车材料技术

汽车安全技术

汽车测试分析技术

汽车人机工程学技术

汽车生产技术

汽车造型与空气动力学技术

汽车振动噪声控制技术

汽车的交通环境匹配技术

地址：北京市百万庄大街22号

邮政编码：100037

电话服务

服务咨询热线：010-88361066

读者购书热线：010-68326294

010-88379203

网络服务

机工官网：www.cmpbook.com

机工微博：weibo.com/cmp1952

金书网：www.golden-book.com

教育服务网：www.cmpedu.com

封面无防伪标均为盗版



机械工业出版社微信公众号

上架指导 交通运输 / 汽车新技术

ISBN 978-7-111-57232-9

策划编辑◎孙鹏 / 封面设计◎鞠杨

ISBN 978-7-111-57232-9



9 787111 572329 >

定价：69.00元