

ZHENDONG YU CHONGJI 振动
SHOUCE

与冲击手册

第三卷 工程应用

《振动与冲击手册》编辑委员会 编著

振动与冲击手册

第三卷

工程应用

《振动与冲击手册》编辑委员会 编著

国防工业出版社

(京)新登字106号

内 容 简 介

《振动与冲击手册》是一部反映我国机械、仪器仪表、土木建筑、船舶车辆、航空航天等领域中有关振动与冲击的实际问题和最新成就的大型工具书。它既包括基本理论研究，又注重了工程应用，紧密结合我国国情，反映了这一领域的最新成果，如，“振动利用”、“模态综合技术”、“管系振动”等。本《手册》用简便、直观的形式为从事振动工作的同志提供了解决问题的最佳途径。

本《手册》共分三卷，第一卷为基本理论和分析方法，第二卷为测试技术，第三卷为工程应用。全书共三十二章，分别由在各有关领域工作的四十多位专家和科技人员执笔编写。

本《手册》可供工程技术界、科研单位、高等院校等从事“振动与冲击”基础理论研究、测试技术研究及具体解决生产中的振动、冲击问题的广大科技人员使用，亦可作为大学高年级学生及研究生的参考书。

振 动 与 冲 击 手 册

第 三 卷

工 程 应 用

《振动与冲击手册》编辑委员会 编著

责任编辑 吴芝萍

*

国防工业出版社出版发行

(北京市海淀区紫竹院南路23号)

(邮政编码 100044)

新华书店经售

北京市大兴兴达印刷厂印装

*

787×1092 1/16 印张37¹/₂ 插页2 873千字

1992年6月第一版 1992年6月北京第一次印刷 印数：0001—2000册

ISBN 7-118-00826-5/TB·34 定价：39.70元

科技新书目 268-052

《振动与冲击手册》编辑委员会名单

主 编 唐照千 黄文虎
副主编 恽伟君 郭管川 黄敦朴
编 委 唐照千 黄文虎 恽伟君 郭管川
黄敦朴 庄表中 陈予恕 宋文治
屠良尧 张景绘 朱光汉 付汝楫
责任编辑 吴芝萍

* * *

本卷主编 黄敦朴

本卷编写人员 (以章节顺序为序)

前 言: 黄文虎

第一章: 朱光汉 张兴准

第二章: 傅汝楫

第三章: 黄敦朴 刘树功

第四章: 陈守五 党锡洪

第五章: 朱光汉 李树民

第六章: 闻邦椿

第七章: 田千里 张强星 马安邦

第八章: 郑德林 李德祥 朱梓根 孟庆集 周仁睦

第九章: 夏松波 姜兴渭 徐世昌

第十章: 施荣明 姚起杭

第十一章: 胡 敬 柯文棋 吴国安

第十二章: 邱 阳

序

振动与冲击既是一门古老的学科，又是近年来有很大发展的技术。它的应用几乎涉及到各个工业部门。近一、二十年来，在这个领域内新方法、新技术发展之快、文献资料增加之多，虽不需用“爆炸”二字来形容，但用“迅猛”二字是恰如其分的。一方面是我国社会主义现代化建设中有大量的振动与冲击问题需要解决，另一方面又有相当多的新成果可供利用，即需要和可能并存，问题是要使两者迅速结合起来。编写一部《振动与冲击手册》是促使两者结合的有效措施，也是在工程实际、科研和教育战线上从事有关工作的广大科技人员的渴望。人们盼望有一部能反映国内外最新成就、联系我国实际并且便于查阅的工具书，这部《振动与冲击手册》即能满足上述需要。

纵观《手册》全稿，其内容由三大部分组成：基本理论和分析方法、测试技术、工程应用，选材是比较全面的。从布局上看，《手册》着重于应用，测试技术和工程应用各占一卷，而在基本理论和分析方法一卷中，也处处注意到应用。这正是编著者的主导思想。在《手册》中还包含了一些新兴学科分支，如：参数辨识和试验模态分析；动态子结构法；非线性振动；耦合振动分析等。与70年代国外出版的同类工具书，如《冲击与振动手册》、《振动工程大全》相比，本《手册》给人以近（结合国情）感和新感。我深信，这部具有近新特色的《手册》必将受到读者的欢迎。

回忆六年前《振动与冲击》杂志的编委们提出编写一部我国自己的手册时，我曾担心此事涉及面广、工作量大而难于在短时期内完成。如今，通过四十多位专家的辛勤工作，《振动与冲击手册》终于与大家见面了，真是有志者事竟成。在喜庆之余特写数言，一向编著者取得的成就表示祝贺，二向广大读者推荐。这就算一篇“序”吧。

胡海昌

前 言

为了实现我国四个现代化建设的宏伟目标，为了振兴我国的经济，党中央提出了明确的指导方针，即经济振兴必须依靠科学技术进步，科学技术工作要面向经济建设。根据这一指导方针，编写一本反映当代科学技术最新成就的、适合中国情况的《振动与冲击手册》，不仅是我们长期的愿望，而且是一个迫切的需要。

振动与冲击问题是经济建设和生产实际中经常大量遇到的问题，有待我们科技工作者去研究和解决。这些问题的解决，要求我们不断地深入研究它的基本现象，机理和理论；要求我们不断地采用新的技术，运用先进的工具，吸收各方面的经验，深入研究问题，提出解决问题的途径和方案。编写一本《振动与冲击手册》，将会对我国科技工作者解决大量工程实际中的振动与冲击问题，提供一定的帮助。

当今，国外已有一些《冲击与振动手册》、《振动工程大全》之类的工具书出版。但是，这些工具书大多成书于七十年代以前，当今振动与冲击领域的一些最新发展并没有得到充分的反映。编写一本反映当代最新科技成就的、有中国自己特色、便于中国科技人员使用的《振动与冲击手册》，仍然是很有必要的。

这本《振动与冲击手册》以机械、仪器仪表、土木建筑、船舶车辆、航空航天等领域的厂矿生产设计部门、科研机构、大专院校的科技工作者为对象，内容包括振动与冲击的理论和实际应用的各个方面。本手册共分三卷，第一卷为基本理论和分析方法，第二卷为测试技术，第三卷为工程应用。全书共三十二章，分别由在有关领域工作的四十多位专家和科技人员执笔，他们分布在国内各行各业的各条战线上，有的从事理论与教学工作，有的从事生产实际工作；有的从事测试、试验工作。我们相信，这本手册将能反映当代振动和冲击领域的最新成就，反映我国的实际，反映我国的经验，便于读者使用。

在编写这本手册时，我们考虑到以下几点：

(1) 以我国具有大专以上文化水平的科技人员为对象，适应不同行业的实际工作以及知识更新的需要。

(2) 在振动与冲击专业领域内，力求内容的系统性和完整性，同时又注意实际应用。

(3) 力求反映当代科学技术的最新成就，对一些还在发展中但已开始得到实际应用的新技术，也加以搜集编写。

(4) 编写中阐述问题与汇集资料并重，既省略繁琐的公式推导，尽量汇集便于查阅的公式、数据和图表；又注意说明问题的本质和来龙去脉，以避免对公式的简单套用和误解；其中若干章节也可作为教材供教学参考之用。

(5) 附有参考文献，以利查阅。

(6) 由于本手册是集体编写，虽然对全书作了统一安排，力求繁简一致，前后呼应，但由于各章内容有特色，又由于是初版，难免前后有不一致之处。全书的基本符号

做到统一，各章的专用符号均有说明。

这本手册最早是由已故的主编唐照千教授倡导并组织编写的。唐照千教授对手册倾注了自己的心血，促进了手册的成书出版。

在编写过程中，尽管已做了很大的努力，但由于是第一次编写如此篇幅较大、内容较全的手册，且由于我们水平的限制，遗漏和叙述不当之处在所难免。我们诚恳地欢迎广大读者批评指正，以便再版时更正。

最后，我们向胡海昌先生在本手册的编写工作中给予的支持表示衷心的感谢。

目 录

| | | | |
|--------------------------------|-----|--|-----|
| 第一章 减振、隔振与冲击隔离 | 1 | 第三章 往复机械的平衡与扭振 | 111 |
| 1.1 减振措施与减振器 | 1 | 3.1 往复机械的运动 | 111 |
| 1.1.1 减振的意义和方法 | 1 | 3.1.1 活塞一曲柄机构的运动学 | 111 |
| 1.1.2 阻尼减振 | 4 | 3.1.2 曲柄连杆机构运动质量的换算 | 114 |
| 1.1.3 动力减振器 | 9 | 3.1.3 作用于往复机械上的力和力矩 | 116 |
| 1.1.4 冲击减振器 | 16 | 3.2 往复机械的平衡 | 121 |
| 1.2 隔振设计 | 17 | 3.2.1 往复质量惯性力的平衡 | 121 |
| 1.2.1 隔振理论基础 | 17 | 3.2.2 旋转质量惯性力的平衡 | 126 |
| 1.2.2 隔振设计的基本依据及必要性的判断 | 26 | 3.2.3 V型发动机的平衡 | 132 |
| 1.2.3 隔振设计步骤 | 27 | 3.3 自由扭转振动 | 140 |
| 1.2.4 隔振器的特性与类型 | 30 | 3.3.1 固有频率和振型的计算 | 140 |
| 1.2.5 隔振器的选择与布置 | 35 | 3.3.2 转动惯量和刚度的计算 | 146 |
| 1.2.6 隔振设计举例 | 36 | 3.4 强迫扭转振动 | 152 |
| 1.3 冲击隔离 | 41 | 3.4.1 干扰力矩的简谐分析 | 152 |
| 1.3.1 冲击隔离的理论基础 | 41 | 3.4.2 强迫振动计算 | 156 |
| 1.3.2 冲击隔离的设计与计算 | 47 | 3.5 减振器简介 | 170 |
| 1.3.3 冲击隔离器 | 53 | 参考文献 | 173 |
| 1.3.4 冲击隔离设计举例 | 55 | 第四章 管道振动 | 174 |
| 参考文献 | 58 | 4.1 管道振动概述 | 174 |
| 第二章 旋转轴系的振动与平衡 | 59 | 4.2 管内流动的波动理论、基本方程及其解 | 175 |
| 2.1 理论基础 | 59 | 4.2.1 无阻尼波动方程及其解 | 175 |
| 2.1.1 坐标系与涡动运动 | 59 | 4.2.2 线性阻尼情况的波动方程及其解 | 177 |
| 2.1.2 单圆盘转子的稳态振动 | 62 | 4.3 气柱共振管长及复杂管系的气柱固有频率 | 179 |
| 2.1.3 多盘转子的振动 | 68 | 4.3.1 共振管长 | 179 |
| 2.1.4 具有分布质量的转轴的振动 | 70 | 4.3.2 管系各元件的转移矩阵 | 180 |
| 2.1.5 轴的扭转振动 | 72 | 4.3.3 复杂管系的气柱固有频率 | 182 |
| 2.2 旋转轴的弯曲振动计算 | 74 | 4.4 管内气流脉动响应量的计算——波动理论的转移系数法 | 183 |
| 2.2.1 影响轴系振动的谐因素 | 74 | 4.4.1 管系各元件12个系数的转移关系 | 183 |
| 2.2.2 工程计算方法 | 84 | 4.4.2 管系各始端12个系数的确定 | 186 |
| 2.3 转子的平衡 | 91 | 4.4.3 由主线末端条件确定主线始端未知量 x 、 y | 187 |
| 2.3.1 转子的分类 | 91 | 4.4.4 脉动压力响应量的计算 | 188 |
| 2.3.2 刚性转子的不平衡状态 | 93 | 4.5 管内气流脉动响应量的计算——波动理论的刚度矩阵法 | 188 |
| 2.3.3 刚性转子平衡品质的评定 | 96 | 4.5.1 管系各元件的刚度矩阵 | 188 |
| 2.3.4 许用剩余不平衡量在各校正平面上的分配 | 97 | 4.5.2 管道系统的总刚度矩阵 | 189 |
| 2.3.5 挠性转子的平衡方法 | 99 | | |
| 2.3.6 挠性转子平衡的评定准则 | 106 | | |
| 参考文献 | 110 | | |

| | | | |
|----------------------------------|-----|---------------------------|-----|
| 4.6 一维非定常气流的基本方程 | 190 | 5.3.2 衬垫材料的缓冲特性 | 223 |
| 4.6.1 一维非定常气流基本方程组 | 190 | 5.3.3 衬垫材料的振动传递率 | 229 |
| 4.6.2 无量纲方程组 | 192 | 5.3.4 常用衬垫材料 | 233 |
| 4.6.3 匀焓修正理论 | 194 | 5.4 产品流通过程中的冲击、振动 | |
| 4.7 往复压缩机气流脉动的消减方法 | 194 | 环境条件 | 234 |
| 4.7.1 压力不均匀度 | 194 | 5.4.1 装卸过程中包装受到的冲击 | 235 |
| 4.7.2 压力不均匀度的许用值 | 195 | 4.2 运输过程中包装受到的冲击与振动 | 235 |
| 4.7.3 气流脉动的消减方法 | 195 | 5.5 防震包装设计 | 236 |
| 4.8 往复泵穿腔式液流脉动消振器 | 199 | 5.5.1 防震包装设计的依据和要求 | 236 |
| 4.8.1 穿腔式液流脉动消振器的结构 | 199 | 5.5.2 衬垫尺寸计算 | 237 |
| 4.8.2 穿腔式液流脉动消振器的设计 | 200 | 5.5.3 弹簧吊装的设计计算 | 241 |
| 4.9 水锤现象 | 201 | 5.5.4 考虑易损部件的设计方法 | 242 |
| 4.9.1 压力波的传播 | 201 | 5.5.5 防震包装系统的隔振问题 | 243 |
| 4.9.2 水锤的计算 | 202 | 5.5.6 产品在包装箱中的固定 | 245 |
| 4.9.3 流体在弹性管道中的波速 | 202 | 5.6 防震包装试验方法 | 245 |
| 4.9.4 液、气混合体的体积弹性模量及 声速 | 203 | 参考文献 | 245 |
| 4.10 考虑流体流动时的结构运动 | | 第六章 振动的利用及利用振动的 | |
| 方程 | 203 | 机械 | 247 |
| 4.10.1 输送流体的管道横向运动方程 | 203 | 6.1 利用振动的工艺过程的分类及 | |
| 4.10.2 两端铰接支承的管道固有频率 | 204 | 特点 | 247 |
| 4.10.3 在脉动流中结构的振动方程 | 204 | 6.2 利用振动的某些工艺过程的原理 | 248 |
| 4.10.4 顺流向结构振动的消减方法 | 206 | 6.2.1 物料振动输送的基本原理 | 248 |
| 4.11 扩散器的几何尺寸与流态的 | | 6.2.2 物料振动筛分、选别及脱水等工艺 | |
| 分区 | 206 | 过程的基本特征 | 255 |
| 4.11.1 扩散器的几何尺寸 | 206 | 6.2.3 利用振动的某些工艺过程的基本 | |
| 4.11.2 流态区域 | 207 | 特征 | 256 |
| 4.12 管道结构振动的有限元计算 | | 6.3 振动机械的组成部分及分类 | 257 |
| 方法 | 207 | 6.4 惯性振动机的动力学特性 | 258 |
| 4.12.1 计算方法概述 | 207 | 6.4.1 线性非共振类惯性振动机 | 259 |
| 4.12.2 管系单元的划分 | 208 | 6.4.2 线性近共振类惯性振动机 | 268 |
| 4.12.3 结点的选择 | 209 | 6.4.3 非线性近共振类惯性振动机 | 270 |
| 4.13 管道系统单元的刚度矩阵和质量 | | 6.4.4 冲击作用的惯性振动机 | 274 |
| 矩阵 | 209 | 6.5 弹性连杆式振动机的动力学 | |
| 4.13.1 直管单元与梁单元的刚度矩阵 | | 特性 | 277 |
| 和质量矩阵 | 209 | 6.5.1 单质体弹性连杆式振动机 | 277 |
| 4.13.2 含刚体管单元的刚度矩阵和质量 | | 6.5.2 双质体弹性连杆式振动机 | 279 |
| 矩阵 | 212 | 6.5.3 三质体弹性连杆式振动机 | 281 |
| 4.13.3 支承架的附加刚度 | 214 | 6.5.4 非线性弹性连杆式振动机 | 282 |
| 参考文献 | 215 | 6.6 电磁式振动机的动力学特性 | 284 |
| 第五章 防震包装 | 216 | 6.6.1 线性近共振电磁式振动机 | 284 |
| 5.1 概述 | 216 | 6.6.2 非线性近共振电磁式振动机 | 293 |
| 5.2 产品的脆值 | 217 | 6.6.3 冲击作用的电磁式振动机 | 294 |
| 5.3 衬垫材料的力学特性 | 222 | 6.7 其他类型的振动机简介 | 295 |
| 5.3.1 衬垫材料的变形特性 | 222 | 6.7.1 电动式振动机或振动台 | 295 |
| | | 6.7.2 电液式激振器及振动台 | 297 |

6.7.3 强声响应式激振器.....297

6.7.4 气动式激振器与振动机.....298

参考文献298

第七章 被动阻尼控制振动299

7.1 引言299

7.2 阻尼性能及其描述299

7.3 材料阻尼302

7.3.1 金属材料.....303

7.3.2 高分子材料.....303

7.4 阻尼层结构的应用与设计307

7.4.1 自由阻尼层设计.....307

7.4.2 约束阻尼结构的分析和计算.....309

7.4.3 粘弹性材料性能测量.....311

7.5 干摩擦阻尼系统316

7.5.1 干摩擦阻尼减振应用.....316

7.5.2 干摩擦阻尼系统的响应.....318

7.6 离散阻尼控制振动323

7.6.1 阻尼动力吸振器.....323

7.6.2 阻尼隔振器.....324

7.6.3 阻尼链杆与阻尼结点.....327

7.7 复杂阻尼结构的减振分析331

7.7.1 运动方程式331

7.7.2 运动方程式求解332

7.8 阻尼结构动力优化334

参考文献335

第八章 典型机械零部件的振动339

8.1 齿轮传动中的振动339

8.1.1 齿轮传动中的振动状态.....339

8.1.2 世界各国常用的齿轮动载荷系数
或动载荷计算方法353

8.1.3 外部因素对齿轮传动振动的影响.....366

8.1.4 齿轮轴系的振动计算.....366

8.1.5 弹性联轴器的减振作用.....374

8.1.6 降低齿轮传动振动的措施.....380

8.2 叶片振动381

8.2.1 激振力产生的原因及其频率.....381

8.2.2 叶片振型.....382

8.2.3 叶片固有频率计算.....385

8.2.4 叶片固有频率的修正因素.....392

8.2.5 叶片共振.....394

8.2.6 叶片颤振.....395

8.2.7 叶片振动安全性校核.....396

8.2.8 叶片调频及降低动应力的措施.....400

8.3 叶轮的轴向振动401

8.3.1 引言.....401

8.3.2 静止轮盘的轴向振动现象.....403

8.3.3 旋转轮盘的轴向振动现象.....404

8.3.4 带叶片的轮盘振动的特点.....406

8.3.5 叶轮轴向振动固有频率的计算.....406

8.3.6 叶轮轴向振动的安全评价问题.....414

8.4 转子的失稳414

8.4.1 转子失稳的机理.....414

8.4.2 失稳时的轴心轨迹.....418

8.4.3 单轮盘转子的失稳转速.....419

8.4.4 间隙激励系数.....423

8.4.5 工程实例.....425

参考文献431

第九章 机械设备的故障诊断433

9.1 绪言433

9.1.1 机械设备故障的定义及分类.....433

9.1.2 机械设备故障诊断的类型.....433

9.1.3 机械设备故障信息的获取方法.....434

9.1.4 机械设备故障的评定标准.....434

9.1.5 机械设备故障诊断的方法.....434

9.2 机械设备的振动监测435

9.2.1 振动监测.....435

9.2.2 测量参数的选择.....436

9.2.3 测量方式的选择.....437

9.2.4 判断标准的确定.....439

9.3 旋转机械振动特征及主要故障441

9.3.1 转子的临界转速.....441

9.3.2 结构共振.....441

9.3.3 不平衡振动.....442

9.3.4 转子不对中故障.....443

9.3.5 基座松动.....443

9.3.6 滑动轴承的油膜振荡.....444

9.3.7 密封间隙不均匀引起的自激振动
(气流激振)444

9.3.8 接触摩擦与转子的裂纹.....445

9.3.9 次谐波(分数谐波)共振.....446

9.3.10 轴流式压缩机的旋转脱流和喘振.....447

9.4 滚动轴承的故障及其诊断447

9.4.1 故障类型.....447

9.4.2 振动诊断法.....448

9.4.3 光纤技术诊断法.....450

9.4.4 接触电阻诊断法.....451

9.5 齿轮的故障及其诊断451

9.5.1 齿轮损伤的类型.....451

9.5.2 轮齿振动.....451

9.5.3 齿轮的振动诊断.....452

9.6 旋转机械的故障诊断及诊断系统456

9.6.1 概述.....456

9.6.2 振动诊断的内容和方法.....456

9.6.3 故障诊断的专家系统.....463

9.6.4 故障树分析法.....464

9.6.5 旋转机械的信号监测与故障诊断

| | | | |
|--|------------|---------------------------------------|------------|
| 系统介绍 | 465 | 11.1.4 人体对振动的主观感觉 | 539 |
| 9.7 其它诊断方法 | 466 | 11.1.5 人体暴露于振动环境中的忍受基准 | 541 |
| 9.7.1 超声监测与诊断 | 467 | 11.2 冲击对人体的影响 | 545 |
| 9.7.2 声发射技术 | 469 | 11.2.1 绪言 | 545 |
| 9.7.3 声强分析技术 | 471 | 11.2.2 常见的若干冲击环境 | 545 |
| 9.7.4 红外监测技术 | 473 | 11.2.3 冲击对人体的危害 | 549 |
| 9.7.5 化学元素分析诊断 | 475 | 11.2.4 人体对冲击的耐受限值 | 555 |
| 参考文献 | 478 | 11.2.5 冲击伤的防护 | 562 |
| 第十章 振动与冲击环境 | 479 | 参考文献 | 564 |
| 10.1 振动环境 | 479 | 第十二章 振动的主动控制 | 566 |
| 10.1.1 振动环境概述 | 479 | 12.1 综述 | 566 |
| 10.1.2 振动破坏模型分析 | 482 | 12.1.1 被动控制与主动控制 | 566 |
| 10.1.3 振动环境的确定 | 486 | 12.1.2 主动控制的分类 | 567 |
| 10.1.4 振动环境标准的制定 | 495 | 12.2 几种常用的主动控制方法 | 568 |
| 10.1.5 振动环境试验 | 499 | 12.2.1 线性二次型 | 568 |
| 10.1.6 和振动环境有关的主要振动标准 | 505 | 12.2.2 随机控制 | 570 |
| 10.2 冲击环境 | 506 | 12.2.3 自适应控制 | 572 |
| 10.2.1 冲击环境概述 | 506 | 12.2.4 极点配置法 | 574 |
| 10.2.2 冲击环境描述方法 | 507 | 12.3 简单振动系统的主动控制 | 574 |
| 10.2.3 冲击环境规范的形成及其可靠性 | 515 | 12.3.1 单自由度平衡位置的主动控制 | 574 |
| 10.2.4 冲击环境模拟 | 517 | 12.3.2 连续系统的振动主动控制——线性 二次型控制 | 576 |
| 10.2.5 冲击环境标准概要 | 523 | 12.3.3 连续系统的振动主动控制——自适 应控制 | 580 |
| 参考文献 | 531 | 12.3.4 半主动控制 | 583 |
| 第十一章 振动与冲击对人体的 影响 | 534 | 12.4 工程应用问题 | 585 |
| 11.1 振动对人体的影响 | 534 | 12.4.1 精密仪器隔振的控制系统 | 585 |
| 11.1.1 前言 | 534 | 12.4.2 高大建筑物的振动主动控制 | 586 |
| 11.1.2 振动对人体影响的诸因素 | 534 | 参考文献 | 589 |
| 11.1.3 人体对振动的反应 | 537 | | |

第一章 减振、隔振与冲击隔离

振动与冲击的危害主要表现在以下两个方面：①在某一激振频率作用下产生共振，最后因振动的响应值超过设备的允许响应值，从而使设备失效或破坏；或者由于冲击所产生的冲击力超过设备的强度极限而破坏。②由于长期振动或多次反复冲击使设备疲劳损坏。

减小振动与冲击的危害性有三个主要途径：①减小或消除振动源的激励。例如，改善机械设备的平衡性能，提高机械设备的静、动平衡要求；对具有较大辐射表面的薄壁结构涂以阻尼层，以减弱声激励引起的振动；采用各种减振措施及减振器等。②防止共振，减小动力响应。例如改变系统的固有频率或扰动频率；防止扰动特性和振动系统的共振特性之间的不良耦合等。③采取隔振措施，以减小振动的传递。

1.1 减振措施与减振器

1.1.1 减振的意义和方法

减振就是通过在设备（主振动系统）上安装一个附加装置（减振器）或对设备某一部分进行附加阻尼处理，从而达到降低设备本身的或外界传递给设备的振动。减振可以分为积极减振和消极减振两大类，前者不需要附加能源，减振器的工作完全取决于主振动系统，其结构简单、工作可靠，已广泛应用于工程实际中；后者则需要附加能源，其原理如图 1.1 所示，减振器的固有频率可自动调节到与激振频率相同，当主振动系统的振动 y 与减振器质量的振动 x 之间的相位差不为 $\frac{\pi}{2}$ 时，则自动调整减振器弹簧的刚度，直到 x 与 y 之间的相位差为 $\frac{\pi}{2}$ 为止。

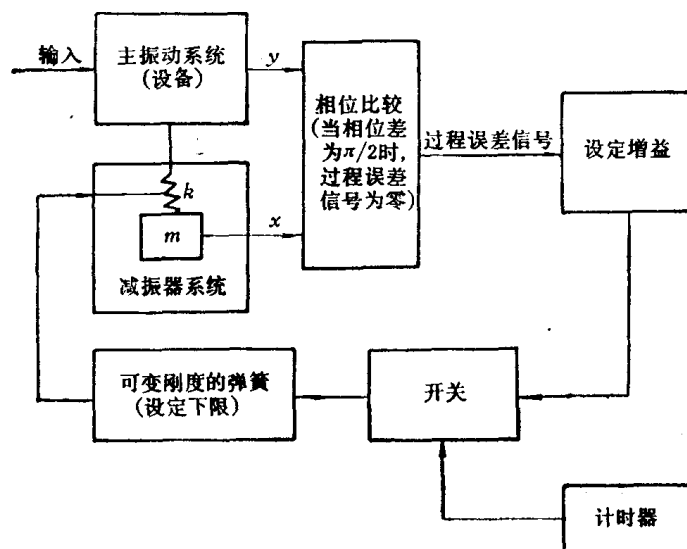
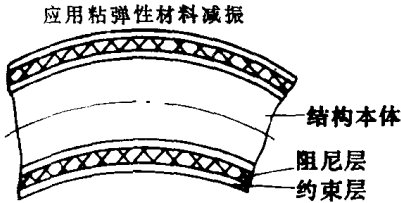
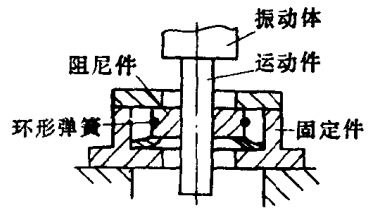

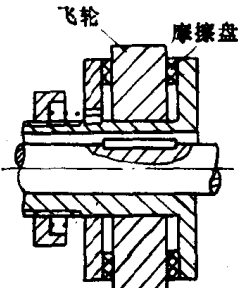
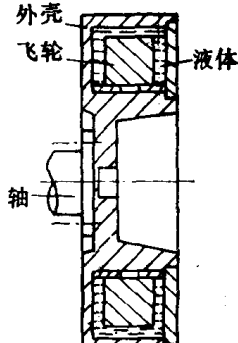


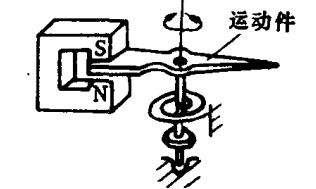
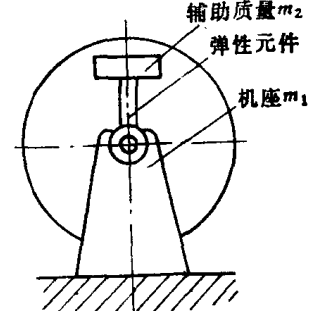
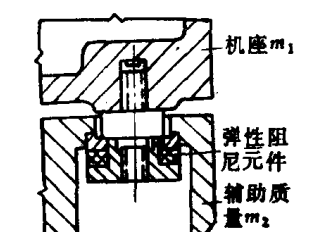
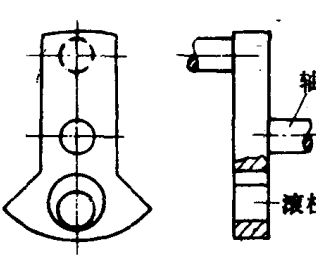
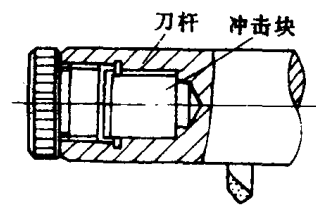
图1.1 积极减振原理框图

本节介绍各种消极减振的方法及减振器,表 1.1 所列为减振器的类型及其工作原理。

表1.1 减振方法及减振器分类

| 类 型 | 工 作 原 理 | 特 点 |
|--|---|---|
| <p>应用粘弹性材料减振</p>  | <p>粘弹性材料变形时将耗散一部分能量,从而起到减振作用</p> | <p>适用于宽频带减振,附加质量及占有的空间均较小</p> |
| <p>固体阻尼减振器</p>  | <p>利用运动件与阻尼件及固定件与阻尼件之间振动时的摩擦来消耗振动能量以减小振动</p> | <p>减振效果随所用材料的摩擦系数增大而增大,适用于减小共振振幅</p> |
| <p>液体阻尼减振器</p>  | <p>利用运动件在阻尼液体中的粘性摩擦或形成旋涡来消耗振动能量以减小振动</p> | <p>由于液体的阻尼特性受温度影响较大,故不适用于温度变化较大的工况</p> |
| <p>固体摩擦减振器</p>  | <p>利用减振器中作相对运动的零件之间的固体摩擦消耗振动能量以减小振动</p> | <p>结构简单,适用于高速回转机械的减振;摩擦面易磨损,需经常调整工作状态</p> |
| <p>液体摩擦减振器</p>  | <p>原理同上,但运动件间不直接接触,靠粘性液体与运动件间的摩擦消耗振动能量以减小振动</p> | <p>结构简单、使用维护方便、工作稳定,但不适用于温度变化较大的工况,多用于减小发动机扭振</p> |

(续)

| | 类 型 | 工 作 原 理 | 特 点 |
|------------------|--|--|---|
| 减 振 | 电磁阻尼减振器  | 金属运动件在磁场中振动时将产生涡流。这种减振器利用涡流与磁场相互作用形成的阻尼来减小振动 | 减振器与主振动系统无接触，多用于电工仪表的减振 |
| 动 力 减 振 | 无阻尼动力减振器  | 利用经弹性元件联结在主振动系统上的辅助质量的动力作用来减小振动 | 元件少、减振效果好，但减振频率范围窄，使用不当会出现新的共振点，适用于激振频率一定或变化不大的工况 |
| 力 减 振 | 有阻尼动力减振器  | 原理同上，但由于有阻尼元件，因此除动力作用外，还利用阻尼消耗振动能量 | 由于引入阻尼，减振频率范围加宽，可用于激振频率变化的工况 |
| | 摆式减振  | 用离心摆代替辅助质量系统，利用离心摆的动力作用来减振 | 离心摆的固有频率与回转速度成正比，因此减振器在整个工作转速上都起减振作用，适用于变速回转的扭振系统 |
| 冲 击 减 振 |  | 利用质量块反复冲击振动体消耗振动能量来减振 | 重量轻、体积小，适用于减小高频振动，如机械加工中的颤振 |

1.1.2 阻尼减振

(1) 阻尼的类型与特性

振动系统中的阻尼主要由材料变形时的内摩擦和系统中各个部件连接(如螺栓连接、铆接、导轨连接等)界面的相对运动所产生。前者称为“材料阻尼”，一般金属的材料阻尼较小；后者称为“界面阻尼”，其特性与大小决定于界面间的介质、状态等因素。不同情况下阻尼的计算及等效阻尼系数见本卷第七章。

(2) 固体摩擦减振器

图 1.2 为降低扭振的固体摩擦减振器的结构简图。轴 1 与旋转机械的主轴相联结，当旋转机械以匀速转动(无扭振)时，飞轮 3 通过摩擦盘 2 随主轴匀速转动，此时飞轮只稍微增加了旋转机械的惯性；当主轴发生扭振时，飞轮的运动取决于摩擦盘与飞轮间的摩擦转矩的大小，若摩擦转矩趋于零，则飞轮由于惯性仍保持匀速运动，和摩擦盘之间产生相对滑动。若摩擦转矩很大，则飞轮始终随摩擦盘运动而无相对滑动。这二种极端情况由于摩擦转矩极小或由于无相对滑动，所以均无能量消耗，也即没有减振作用。设计和调整这类减振器时，应使飞轮和摩擦盘间的摩擦转矩所作的功最大，即耗散能量为最多，以达到最佳的减振效果。图 1.3 所示为摩擦转矩所作的功 W 与摩擦转矩 M 的函数关系，其中 M_{op} 为最佳摩擦转矩的取值，选取原则如下。

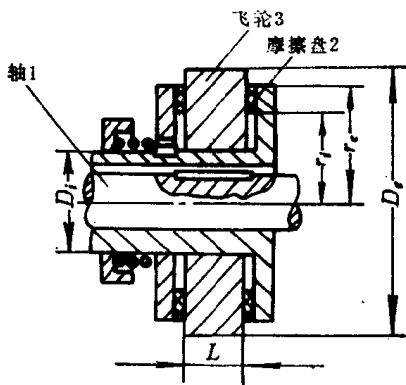


图 1.2 固体摩擦减振器结构简图

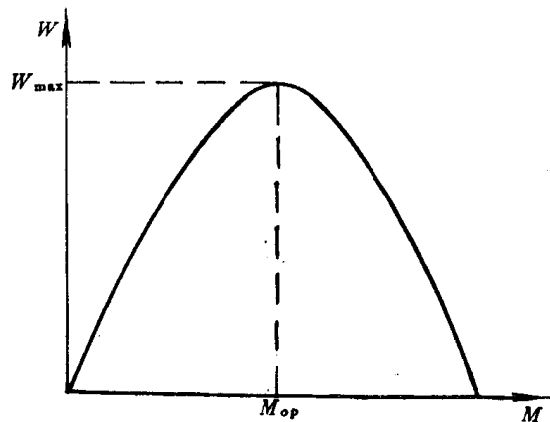


图 1.3 能量消耗与摩擦转矩的关系

若作用在扭振系统上的激振力矩为 $M_j \sin \omega_j t$ ，则按以上要求，最佳摩擦转矩 M_{op} 和减振器飞轮的转动惯量 I 应为：

$$M_{op} = \frac{\sqrt{2}}{\pi} \omega_j^2 I [\theta] = 1.11 M_j \quad (1.1.1)$$

$$I = \frac{\pi^2 M_j}{4 \omega_j^2 [\theta]} \quad (1.1.2)$$

式中 $[\theta]$ 为安装减振器处的允许扭振振幅，由该设备的工作要求或零件的许用动应力来确定。

飞轮和摩擦盘的尺寸以及弹簧的最佳工作压力 P_{op} 按下式计算：

$$I = 98.2 \nu \left(\frac{L}{D_s} \right) D_s^2 \left[1 - \left(\frac{D_i}{D_s} \right)^4 \right] \quad (\text{kg} \cdot \text{m}^2) \quad (1.1.3)$$

$$P_{op} = \frac{3}{4} \frac{M_{op}}{\mu} \frac{r_e^2 - r_i^2}{r_e^2 - r_i^2} \quad (1.1.4)$$

式中, γ 为飞轮材料的比重; μ 为飞轮和摩擦盘间的摩擦系数。式中的几何尺寸的符号参见图 1.2。

减振器在每一振动周期中所消耗的能量最大值 W_{max} 和功率最大值 N_{max} 为:

$$W_{max} = \frac{4}{\pi} I \omega_j^2 [\theta]^2 \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (1.1.5)$$

$$N_{max} = \frac{1}{2\pi} \omega_j W_{max} \quad (\text{W}) \quad (1.1.6)$$

减振器的减振效果和热平衡可按上式计算。

如果扭振系统中还作用有其它阶次激振力矩 M'_j , 则按式 (1.1.1) 和 (1.1.2) 设计的减振器对 M'_j 的减振效果按下式进行校核:

$$\theta' = \frac{2\pi M_{op}^2}{I \omega_j^2 \sqrt{16M_{op}^2 - \pi^2 M_j'^2}} \quad (1.1.7)$$

检查 θ' 值是否超过许可的范围。

固体摩擦减振器结构简单、使用方便, 但和液体摩擦减振器相比有以下缺点: 阻尼力不稳定、可靠性差、摩擦盘磨损后要重新调整, 对高频振动的减振效果差, 不能避免共振等。

例 已知柴油发动机轴系的单节点扭振固有频率 $\omega_n = 1005 \text{ rad/s}$, 第四次激振力矩的幅值 $M_j = 173 \text{ N} \cdot \text{m}$, 第六次激振力矩的幅值 $M'_j = 85.5 \text{ N} \cdot \text{m}$, 容许振幅 $[\theta] = 0.0103 \text{ rad}$ 。要求设计一个装在曲轴自由端的固体摩擦减振器, 以降低第四次单节点扭振的共振振幅, 并校核对第六次激振力矩的减振效果。

解 i. 计算飞轮的转动惯量

因为要求减小共振振幅, 因此令 $\omega_j = \omega_n$, 则飞轮的转动惯量 I 为:

$$I = \frac{\pi^2 M_j}{4 \omega_n^2 [\theta]} = \frac{\pi^2 \times 173}{4 \times 1005^2 \times 0.0103} = 0.0412 \quad (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$$

ii. 确定飞轮的尺寸

根据结构要求, 取 $D_i/D_e = 1/2$, $L/D_e = 1/6$, 飞轮材料用铸铁, 比重 $\gamma = 7.8$ 。由式 (1.1.3) 得:

$$0.0412 = 98.2 \times 7.8 \times \frac{1}{6} D_e^5 \left[1 - \left(\frac{1}{2} \right)^4 \right]$$

及 $D_e = 0.2032 \text{ m}$, $D_i = 0.1016 \text{ m}$, $L = 0.034 \text{ m}$ 。

iii. 计算最佳摩擦转矩 M_{op}

$$M_{op} = 1.11 M_j = 1.11 \times 173 = 192 \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

iv. 确定摩擦盘的尺寸和材料, 计算弹簧最佳压力 P_{op}

根据结构要求及飞轮的尺寸, 取 $r_e = 0.075 \text{ m}$, $r_i = 0.052 \text{ m}$, 选摩擦盘的材料为铸铁, 铸铁对铸铁无润滑剂时的滑动摩擦系数 $\mu = 0.15$, 所以弹簧最佳压力为:

$$P_{op} = \frac{3}{4} \frac{M_{op}}{\mu} \frac{r_e^2 - r_i^2}{r_e^2 - r_i^2} = \frac{3}{4} \frac{192}{0.15} \frac{0.075^2 - 0.052^2}{0.075^2 - 0.052^2} = 100 \quad (\text{N})$$

v. 计算减振器每一周期消耗的能量

$$W_{\max} = \frac{4}{\pi} I \omega_1^2 [\theta] = \frac{4}{\pi} \times 0.0412 \omega_1^2 [\theta]^2 = 5.62 \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

$$N_{\max} = \frac{1}{2\pi} \omega_1 W_{\max} = \frac{1}{2\pi} \times 1005 \times 5.62 = 0.9 \quad (\text{K} \cdot \text{W})$$

vi 校核对第六次激振力矩的减振效果

$$\theta' = \frac{2\pi M_{op}^2}{I \omega_1^2 \sqrt{16M_{op}^2 - \pi^2 M_1'^2}} = \frac{2\pi \times 192^2}{0.0412 \times 1005^2 \times \sqrt{16 \times 192^2 - \pi^2 \times 85.5^2}}$$

$$= 0.0077 \text{ rad} < [\theta], \text{ 满足设计要求。}$$

(3) 液体摩擦减振器

为了改进固体摩擦减振器的性能, 可用液体摩擦来代替固体摩擦, 图 1.4 表示这种减振器的结构简图。图中飞轮 2 可在轴套 3 上旋转, 外壳 1 密封液体并固定在轮毂 4 上,

飞轮和外壳之间的空隙中注满硅液。硅液具有与润滑油相似的粘性, 但硅液的粘性不随温度而明显变化。这种减振器的工作原理与固体摩擦减振器相类似。装有图 1.4 所示减振器的扭振系统可以简化成图 1.5 所示的力学模型。其中 I_1 为扭振系统的等效转动惯量, I_2 为飞轮的转动惯量, k 为系统的等效扭转刚度, c 为减振器的阻尼系数。当 $c = 0$ 和 $c = \infty$ 时, 主系统的幅频响应曲线分别如图 1.6 中虚线和点划线所示, 均将出现无穷大的共振振幅。对应于不同 c 的响应曲线在图上均通过 U 、 V 两点, 因此, 为使共振振幅最小, 减振效果最好, 选择液体摩擦减振器的阻尼系数 c 时, 应使其所对应的响应曲线以 V 点为最高点 (图 1.6 中的实线)。这时的阻尼系数 c_{op} 为最佳阻尼系数。可以列出计算液体摩擦减振器最佳特性参数的基本公式如下:

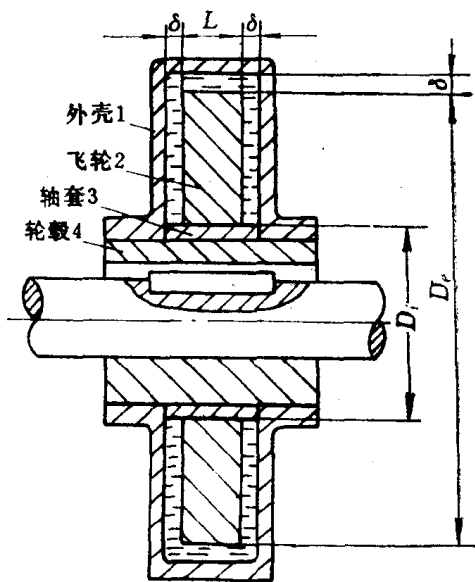


图1.4 液体摩擦减振器结构简图

最佳阻尼比 ζ_{op} 为:

$$\zeta_{op} = \sqrt{\frac{1}{2(1+\mu)(2+\mu)}} \quad (1.1.8)$$

最佳频率比 λ_v 为:

$$\lambda_v = \frac{\omega_v}{\omega_1} = \sqrt{\frac{2}{2+\mu}} \quad (1.1.9)$$

振幅放大系数 ξ_{1v} 为:

$$\xi_{1v} = \left(\frac{\theta_1}{\theta_{s1}} \right)_v = \frac{2+\mu}{\mu} \quad (1.1.10)$$

式中 ω_1 ——简化扭振系统的固有频率;