

内燃机振动与噪声控制



普通高等教育船舶类规划教材

内燃机振动与噪声控制

朱孟华 编著

国防工业出版社

44
33

Tk4
Z88

458454

内燃机振动与噪声控制

朱孟华 编著



00458454

国防工业出版社

·北京·

2

图书在版编目(CIP)数据

92/06/51
内燃机振动与噪声控制/朱孟华编著. —北京:国防工业出版社, 1995. 10

ISBN 7-118-01356-0

I. 内… II. 朱… III. 内燃机 - 机械振动 - 噪声控制
N. TK401

中国版本图书馆 CIP 数据核字(95)第 02254 号

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)

北京怀柔新华印刷厂印刷

新华书店经营

*

开本 787×1092 1/16 印张 12½ 285 千字
1995 年 10 月第 1 版 1995 年 10 月北京第 1 次印刷
印数: 1—1000 册 定价: 9.80 元

(本书如有印装错误, 我社负责调换)

出版说明

根据国务院国发(1978)23号文件批转试行的“关于高等学校教材编审出版若干问题的暂行规定”,中国船舶工业总公司负责全国高等学校船舶类专业教材编审、出版的组织工作。

为了做好这一工作,中国船舶工业总公司相应地成立了“船舶工程”、“船舶动力”两个教材委员会和“船电自动化”、“惯性导航及仪器”、“水声电子工程”、“液压”、“水中兵器”五个教材小组,聘请了有关院校的教授、专家60余人参加工作。船舶类专业教材委员会(小组)是有关船舶类专业教材建设的研究、指导、规划和评审方面的专家组织,其任务是做好高等学校船舶类专业教材的编审工作,为提高教材质量而努力。

在总结前三轮教材编审、出版工作的基础上,根据国家教委对“八·五”规划教材要“抓好重点教材,全面提高质量,适当发展品种,力争系统配套,完善管理体制,加强组织领导”的要求,船舶总公司于1991年又制定了《1991—1995年全国高等学校船舶类专业规划教材选题》。列入规划的选题共107种。

这批教材由各有关院校推荐,同行专家评阅,教材委员会(小组)评议,完稿后又经主审人审阅,教材委员会(小组)复审,然后分别由国防工业出版社、人民交通出版社以及有关高等学校的出版社出版。

为了不断地提高教材质量,希望使用教材的单位和广大师生提出宝贵意见。

中国船舶工业总公司教材编审室

1992年5月

前 言

内燃机是国民经济各部门最广泛使用的动力机械之一。而内燃机的振动和噪声是内燃机的重要动力现象,它对内燃机工作的可靠性、安全性和隐蔽性具有重要的影响,是内燃机设计、制造、使用部门 and 环境保护部门严重关切的技术问题。

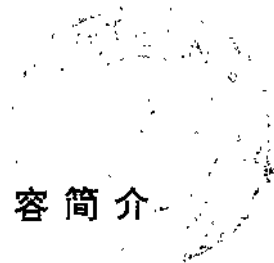
本书是根据中国船舶工业总公司船舶动力教材委员会 1991 年 9 月大连会议通过的“内燃机振动与噪声控制”教学基本要求编写的。考虑到内燃机应用面广的特点,适当增加了抗冲击和陆地发电站等方面的资料和内容。

根据内燃机专业教学安排中对“内燃机动力学”和“内燃机轴系扭转振动”设有专门课程的特点,在本书的编写中贯彻了少而精、保持系统性而不重复的原则,除了在总体上对内燃机存在的各种振动现象进行介绍和叙述,以使读者对内燃机存在的各种振动现象有一完整的了解外,重点介绍了内燃机整机性机组振动的各种问题,包括单层和双层隔振、抗冲击、隔振器的选用和布置等等问题,以及对机组振动进行减振的各种技术措施,在对振动及噪声的激励源分析和计算中,主要着重于对内燃机激励源的特性分析及其简便计算方法,而对噪声部分则从声学基础开始进行详细的介绍,以适应内燃机专业整体课程安排的要求。在内容上尽量选入当前最新的科技成就,而在叙述上贯彻由浅入深,理论联系实际的原则,用算例、习题、思考题等来加深对内容的理解和掌握。

本书由哈尔滨工程大学张志华教授担任主审。

由于编者水平有限,缺点和错误在所难免,敬请广大读者批评指正。

编 者



内 容 简 介

本书较系统地叙述内燃机振动和噪声产生的机理及其减振和控制的技术措施。内容包括内燃机动力系、内燃机的整机性机组振动和内燃机的噪声三大部分。全书共计七章,介绍了内燃机振动和噪声的激励源及其分析计算、内燃机整机性机组振动的特性、各种隔振系统和抗冲击问题和减振的技术措施、内燃机噪声形成的机理及其评估和控制技术等。内容由浅入深,文字简洁通畅,具有适当的举例、习题和思考题,易于理解及自学。

本书可作为高等院校内燃机专业和动力机械专业的教材或参考书,也可供从事内燃机和动力机械设计、制造和使用部门的工程技术人员参考。

目 录

第一章 总论	1
§ 1.1 内燃机的振动	1
§ 1.2 内燃机的噪声	5
第二章 内燃机振动与噪声的激励源	6
§ 2.1 内燃机主运动系的作用力系	6
2.1.1 内燃机中作用力系的基本力源	8
2.1.2 内燃机作用力系的传递与分布	12
§ 2.2 内燃机的整机性振动激励	14
2.2.1 单缸内燃机的振动激励	14
2.2.2 V型单排内燃机的振动激励	18
2.2.3 多曲柄内燃机的振动激励	20
2.2.4 内燃机曲轴上敷设有平衡重时的振动激励计算	33
2.2.5 倾覆力矩的傅里叶分解及其在多缸机中的合成	34
§ 2.3 内燃机中其他机构的振动激励	42
第三章 内燃机的机组振动	45
§ 3.1 概述	45
§ 3.2 内燃机机组振动分析的数理模型、运动方程式及其 激励值计算	47
3.2.1 内燃机机组振动分析的数理模型	47
3.2.2 内燃机机组振动系统的运动方程式	49
3.2.3 隔振器布置与机组振动特性间的关系	52
3.2.4 机组振动的激励值计算	55
3.2.5 内燃机重心位置及质量惯性矩的计算	57
§ 3.3 单自由度系统的振动特性分析	61
§ 3.4 单质量块多自由度耦合系统的振动特性分析	68
3.4.1 双联耦合振动系统	68
3.4.2 三联及多联耦合振动系统	73
3.4.3 内燃机机组振动的临界转速谱	75
第四章 内燃机机组的双层隔振、抗冲击及其减振措施	78
§ 4.1 内燃机机组的双层隔振系统	78
4.1.1 双层隔振两自由度质量系统的振动特性分析	79
4.1.2 双层隔振多自由度质量块系统的振动特性分析	84
§ 4.2 内燃机机组的抗冲击问题	88

4.2.1	单自由度线性无阻尼系统的冲击响应	89
4.2.2	内燃机机组的冲击隔离	93
§ 4.3	内燃机机组振动的测量及其评级标准	97
4.3.1	内燃机机组振动的测量方法	97
4.3.2	内燃机机组振动的评级标准	98
§ 4.4	内燃机机组振动理论振级评估的简化方法	99
§ 4.5	内燃机机组振动的减振措施	103
§ 4.6	内燃机机组的隔振器	107
4.6.1	内燃机机组隔振器的种类及其典型结构	107
4.6.2	隔振器的选用与布置设计中的一些基本原则	110
§ 4.7	地基弹性的计算	114
第五章	声学基础及噪声的度量	118
§ 5.1	噪声及其危害	118
§ 5.2	声波与声波方程	119
5.2.1	声波概念及其物理量	119
5.2.2	声波方程	122
§ 5.3	声源理论	126
§ 5.4	声波的传播	130
5.4.1	声波的衰减	130
5.4.2	声波的反射和折射	131
5.4.3	声波的干涉与驻波	132
§ 5.5	噪声的度量	134
5.5.1	级与分贝	134
5.5.2	噪声的频谱	136
§ 5.6	噪声的评价	139
5.6.1	响度级和响度	139
5.6.2	计权声压级	140
5.6.3	噪声评价数 NR	140
第六章	内燃机的噪声	143
§ 6.1	气体动力噪声	143
6.1.1	产生气体动力噪声的机理	143
6.1.2	内燃机的气动力噪声	146
§ 6.2	机械噪声	150
6.2.1	机械噪声形成的机理	150
6.2.2	内燃机的机械噪声	152
§ 6.3	燃烧噪声	156
6.3.1	内燃机的燃烧噪声	156
6.3.2	内燃机燃烧噪声的传播途径	158
§ 6.4	内燃机各类噪声的比较及其估算	159
6.4.1	内燃机各类噪声的比较	159

6.4.2 内燃机各类噪声的近似估算	159
第七章 降低与控制内燃机噪声的措施	163
§ 7.1 内燃机噪声的测量及其许可标准	163
7.1.1 内燃机噪声的测量	163
7.1.2 内燃机噪声的等级划分及许可标准	166
§ 7.2 控制内燃机噪声的技术措施	169
§ 7.3 气动力噪声的降噪及其消声设备	172
7.3.1 消声器概述	173
7.3.2 阻性消声器的作用原理及其计算	174
7.3.3 抗性消声器的作用原理及其计算	179
7.3.4 内燃机消声器的构造	184
§ 7.4 内燃机表面噪声的降噪措施	186
7.4.1 内燃机表面噪声概述	186
7.4.2 降低内燃机表面噪声的结构处理措施	187
7.4.3 罩壳、盖板等附属结构的降噪措施	189
7.4.4 内燃机的局部隔声及整机隔声	189
参考文献	191

第一章 总 论

内燃机是动力机中应用最广泛的一种热力发动机,根据其所用的燃料而有柴油机、汽油机、煤气机等。随着内燃机气缸工作容积的不同,内燃机具有很大的功率范围,最小从0.5kW起,最大可达数万kW;其转速可由30rpm左右到7500rpm。广泛应用于发电、船舶、机车、汽车、拖拉机、矿山等工农业及运输业部门。

内燃机的结构形式,主要是以曲柄连杆机构组成的以往复运动为特点的热动力机。虽然根据相似的工作原理,在结构上还发展有回转式、凸轮盘式等,但当前主要使用的仍然是曲柄连杆机构,其工作特点是间歇性的周期循环,它以内燃机曲轴每回转一周(二冲程)或两周(四冲程)完成一次工作循环。而每一次工作循环就有一次燃料的着火过程,这使得内燃机中的零部件承受着周期性的变动力作用,同时周期性的更换气缸中气体的过程,使得内燃机的进排气气流具有很大的波动性。这一切就是内燃机在运转中引起振动及噪声的激励来源。

§ 1.1 内燃机的振动

内燃机发生各类振动现象的激励,主要来自气缸内的气体压力,以及由于主运动机构的运动而产生的惯性力。由于这些力都是周期性变化,将引起内燃机产生以下种类的振动。

(一)内燃机的整机性振动(机组振动)

由于曲柄连杆机构中活塞的往复运动将产生往复惯性力,在多气缸时,还将产生往复惯性力矩。曲柄在回转时将产生离心惯性力,同样在多曲柄时还将产生离心惯性力矩,此外由于气体压力及往复惯性力的变化特性,由此所形成的扭矩也是周期性变化的,这将引起倾覆力矩。以上这些力或力矩是构成内燃机整机振动的激励源。

内燃机的整机振动包括上下、前后、左右的跳动,以及绕三个轴的摇动,使得内燃机成为工作中最不平稳的动力机。内燃机发生整机振动后,将产生以下严重后果:

1. 剧烈的振动使内燃机本身零部件间发生剧烈的冲击,导致内燃机本身机件的损坏,尤其是地脚螺钉等处将会很快由于疲劳而破损,另外,有可能破坏各部分正常的工作关系,最终使内燃机全面损坏。

2. 内燃机本体的振动使得配置在其上的各种零部件受到激励而产生局部振动。这种局部振动或者使该部件直接损坏,或者使部件与内燃机本体间的连接部分损坏而造成事故。例如装置在内燃机上的增压器、中冷器、油冷却器、各类油泵、水泵、调速器、控制机件等等部件,此外所有的进排气管、油、水、气管,以及各种支架、盖板、罩壳等,也会由于本体的振动,激励起它们的局部振动,以致发生振裂、振断、振坏等事故。

3. 内燃机机体的振动将使激励力或力矩传递给载体或周围环境,造成载体(如船舶、机车、汽车等)或周围厂房设备的振动,影响了载体的正常运行和工作质量,或造成厂房设备工作环境的恶化以致对厂房设备造成损害。

4. 剧烈的振动将造成很大的噪声,恶化了环境。

(二)内燃机曲轴系的扭转振动

内燃机的曲轴是输出动力的主要部件,它与从动部件(包括船舶的螺旋桨、发电机转子、水泵转子、压缩机、汽车或机车的轮系等)以中间轴相连接,组成一个扭转的动力系统。由于内燃机工作的间歇周期性,使得作用于曲轴上的是一个变化的周期性扭矩,这将引起曲轴系的扭转振动。

内燃机曲轴系的扭转振动,是曲轴系在回转过程中,平均扭变量上所叠加的一种扭转振动现象。在较大功率的内燃机装置中,曲轴系的固有频率较低,往往会在内燃机工作转速范围内,由某些较强的激励谱次激发起共振而形成过大的扭转共振现象,从而产生较大的动态扭振附加应力。严重的曲轴系扭转振动将会产生以下后果:

1. 曲轴系上的某些轴段和联接件(如联轴节、减振器、油水泵轴、凸轮轴等等),包括内燃机曲轴本身,由于过大的扭振附加应力而发生扭转疲劳破损,以致断裂。

2. 较强的轴系扭转振动使内燃机装置的工作质量变坏,例如发电机组中的电压不稳定,调速器工作不稳导致内燃机装置工作不稳,产生飞车现象等。

3. 有减速齿轮箱的系统由于扭振使齿轮发生来回冲击形成“齿叫”,严重时导致齿轮的敲坏及增大了噪声。

4. 强烈的扭转振动可能破坏内燃机原有的平衡性而引起机组振动,也有可能耦合产生曲轴系的纵向振动,使内燃机装置的推力轴承上受到激励力而引起载体的振动。

曲轴系的扭转振动由于在有的情况下不像机组振动能直接为人们所感触到,具有一定的隐蔽性,因此其危害性也较大,在历史上由扭振而发生的故事相当多,因此历来为人们所重视和予以深入的研究。世界各国对此也订有专门的规范,规定功率在 110.33kW (150 马力)以上的内燃机装置必须核验其轴系的扭转振动。目前在内燃机专业中,大多列有单独课程,在本书中就不作专门的介绍。

(三)内燃机曲轴系的纵向振动

由于内燃机曲轴系是一个金属的弹性系统,除了会产生扭转振动外,还可能产生轴向的纵向振动,其概念如图 1-1(a)所示。

内燃机在曲拐上除了作用有交变的扭矩外,还受有交变的法向作用力,而曲拐在受到法向力时会产生轴向的变形(见图 1-1(a)),这就形成轴向的激励,使曲轴系的轴段受到交变拉压力而形成纵向振动。此外,特别在船舶推进装置中,螺旋桨将受到一交变的反推力,这也是曲轴系发生纵向振动的激励源。

曲轴系产生纵向振动的后果有:

1. 当发生严重的纵向振动时,内燃机的曲拐将发生开挡上的较大变形(见图 1-1(a)),将使曲拐圆角处发生较大的弯曲应力,导致曲轴的断裂,当轴段上承受有过大的拉压交变应力时,也会导致轴段的疲劳破损。

2. 曲轴系的纵向振动受限制于轴系上的止推轴承,因而在止推轴承上将受到较大的纵向作用力,其后果是:(a)加重止推轴承的负荷,严重时导致止推轴承的损坏。(b)纵向作

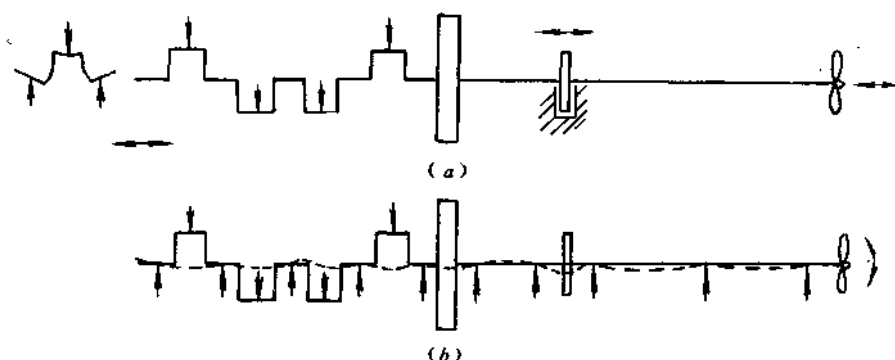


图 1-1 曲轴系的纵向和横向振动

用力通过止推轴承传递给建筑物,激起建筑物的振动。

3. 当内燃机曲轴部分的纵向振动过大,而超过其左右工作间隙时,有可能导致内燃机工作的不正常而引起事故。

在过去,由于曲轴系的纵向振动自振频率远比扭转振动自振频率高,通常不会在工作转速范围内出现强激励谐次的共振工况。因此由纵向振动而引起的事故尚不明显,故而未作深入研究与重视。但随着提高内燃机经济性的要求,日益发展具有长冲程的内燃机,其冲程缸径比(S/D)已达 4 左右,这就使内燃机曲拐的纵向刚度大大降低,不但使曲轴系纵向自振频率下降,由法向力所致的纵向激励也大大增加,增大了在工作转速范围内发生共振的概率和共振的烈度,因而近年来对曲轴系的纵向振动加深和加快了研究的进度,提高了对纵向振动的重视,在国内外的轴系规范中也开始订入一定的核验要求,但这个问题主要是反映在较大型的内燃机装置中,对 S/D 较小的中小型内燃机,纵向振动仍然并不是一个严重的问题。

(四) 内燃机曲轴系的横向振动

在内燃机曲轴系上,由于受到切向和法向的交变作用力,最后将形成曲轴系支承梁的垂直和水平方向的振动,其形式如图 1-1(b)所示。

由垂直及水平方向的振动将组成轴系的回旋振动,因此有时称轴系的横向振动为回旋振动。

在内燃机的曲轴部分,为了支承较大的切向及法向负荷,通常在每一曲拐的左右均配有主轴承,因而曲轴的横向直梁形振动其自振频率很高,除极高谐次外,不会发生梁共振,而高谐的激励值一般很小,不足以引起由于横向振动的动态放大而导致的损坏。因此在内燃机装置中对曲轴系的横向振动,尚未被重视。目前对曲轴系的横向振动研究,主要着眼于中间轴部分,例如,在船舶推进系统中,相对来说中间轴承数要少得多,而中间轴长的配置,会由于轴本身的重量而形成初变形,并且可能会出现较低的自振频率,如果轴段具有偏心不平衡重量,则将由于离心力而使轴发生垂直和水平的振动,形成回旋振动,尤其在螺旋桨部分,通常不存在偏心量是不可能的,由此会使轴系产生激励而引起回旋振动。另外螺旋桨受推力的不均匀,会使轴系受到弯矩激励,也会引起轴系的回旋振动,当在工作转速范围内发生共振时,会产生较强的横向振动现象。

发生横向振动的后果将为:

1. 横向振动将导致轴段中弯曲应力的增加,严重时将使轴段发生疲劳破损;
2. 加剧了支承轴承的负荷,引起轴承油膜破裂,发生干摩擦而发热以致破坏;
3. 引起载体的振动。

由上介绍可见,内燃机曲轴系的横向振动,目前主要问题在于中间轴部分,并且其振动激励源也并不在内燃机,所以通常由动力装置轴系设计人员予以研究解决,而对内燃机部分的曲轴段来说,尚是一个待开发的领域。随着电子计算机技术的发展,人们正开始重视研究这部分的横向振动问题。

以上的分析,都是基于对曲轴系各种振动方式进行单独分析的结果,不难看出,由于曲轴系本身是一个统一体,以上各种振动方式都是同时存在的,并且它们之间也必然会有相互的耦合影响。将各种振动形式分别看待只是一种简化的假定,必然会有误差存在,因此当前人们已着眼于基于曲轴系是一个整体的耦合振动研究,为了将曲轴系数理模型化,提出了多种简化、假定的耦合振动模型,以致将整个曲轴系作有限元分割,而计算其动态响应特性。当然这样做的计算工作量极大,并且数理模型的合理程度也会影响到计算结果的精度。此外,如何合理地应用在前人分别研究扭振、纵振等过程中所取得的大量丰富的经验资料等,都是有待研究的问题。因为外界条件,假定的正确与否都会直接影响到计算分析的结果。所以尚有大量工作等待开发。

以上都是内燃机可能发生的一些主要振动方式,它们的响应特性是人们设计、制造、运用内燃机时研究的主要课题。但是在实践中,内燃机中零部件的局部振动,往往是使人们感到头痛的一个大问题。一台内燃机完全有可能其主要振动特性是满足设计及规范要求,其主要零部件的强度也都可靠,不会损坏。但却事故不断,经常发生支架振裂,油、水管振断,某些泵轴破损等等,这是由于局部振动所引起的后果。

内燃机上所有油、水、气管,各配件及其支架,以及各种盖板、罩壳等等,从其性质来讲都是质量弹性系统,都存在模态振型及相应的固有频率,当受到外激励时都会发生响应,尤其当发生共振响应时,其振动将会达到破坏性的结果。这些零部件的激励源来自内燃机的整机振动,如果内燃机完全没有振动,当然这是理想情况,也就不会发生局部振动(这不包括某些部件由于本身工作的特性而存在激励的情况,如凸轮轴气阀机构系统,高压喷油泵,进排气流冲击下的进排气管等等),但这是不可能实现的。内燃机中的离心力及力矩,一次及二次的往复惯性力及力矩等强激励是有可能采用专门的平衡措施予以消除的。但是其倾覆力矩通常是无法准确地予以克服,此外,实际的往复惯性力,在四谐以上由于其量级较小而忽略不计,但这并不表示其不存在,再加上计算中的理想化和各种假设带来的误差等,以及内燃机在加工中的许用误差范围,也使回转部件存在剩余的不平衡力等等,这些都构成实际的激励因素,它具有很广阔的频域范围,使得以理想化的计算分析,并不能去除所有可能发生的振动响应,使得局部振动问题无从下手,以致防不胜防,因此一台内燃机必须经过实际运转的实绩考验,在去除各种可能发生的较严重的局部振动后,才会成为性能较好的内燃机。通常处理局部振动的主要方法,除某些特殊的专用设备,由于抗振的特殊要求,而专门设计弹性的支座外,一般是用加强刚度的方法以避开低谐次、大激励量的激励,使之不发生危险谐振。

由上分析可知,内燃机运转时,振动是必然存在的,也可以说是不可避免的。为此,可

将内燃机所发生的振动分为两类,第一类为具有危害性和破坏性的振动。这是在设计、制造内燃机中必须予以重视和专门研究予以克服和消减的;第二类是无危害振动,即其响应量级较小,长期振动不会发生零部件的破坏以致影响内燃机可靠地正常地工作,这包括在分析计算中所略去其影响的高谐激励响应,以及通过计算分析,处于许用振动值和强度值范围内的振动内容等。而以上所说的第二类振动,人们可以忽视其影响,但在内燃机运行中,人们完全可以感觉到它们的存在。

§ 1.2 内燃机的噪声

内燃机是在大气中进行工作的,而空气却是一种弹性的介质,内燃机的振动可以通过机体和零部件的表面向外辐射,它通过对邻近空气的振动使空气形成疏密现象,并将这种疏密波向外传播,在声频范围内的这种疏密波,即空气的振动波,为人耳所接受而成为噪声,这是内燃机机械噪声的主要来源。各种频率的激励使内燃机所形成的各种振动将组成一个声频范围内的噪声集。

无论是第一类振动或是第二类振动,都会发生噪声,尤其是当发生共振响应时,将会产生较大的噪声量。

内燃机的噪声除了来自以上所述的振动原因外,还由于内燃机在工作中所发生的一系列空气不稳定流动所产生的气动力噪声,如进气噪声、排气噪声、某些风扇、压缩机所产生的噪声等等。此外由于各种冲击现象也会产生较大的噪声,例如内燃机在工作中,由于气缸内的瞬间剧烈燃烧所形成的火焰冲击波,在气缸内来回冲击气缸使气缸及缸体发生振动,最后通过机体表面向外发射而产生的燃烧噪声,又例如各种金属件之间由于留有一定的间隙而产生金属敲击,摩擦副之间的摩擦也是一种对金属表面的激励现象,也会发生金属体的高频自振而形成噪声等等,因此内燃机的噪声是相当剧烈的,其量级通常可达110dB左右,最严重的某些高速大功率内燃机,其噪声竟可达130dB以上。

过去,对内燃机的噪声,人们重视得不够,其原因一方而在于噪声存在的广泛性和难以克服,只要不造成内燃机的损坏即可。但随着人们对环境保护意识的逐步提高,对噪声控制的重视也日益加强,设计具有低噪声的内燃机日益受到青睐。国外对内燃机的噪声控制已提出了更高的要求 and 限制,这使得人们把控制内燃机的噪声提高到相当高的位置,减小噪声源,以及隔离噪声等技术措施近年来得到很大的发展。

根据大专院校内燃机专业课程设置计划的安排,本书将主要介绍内燃机中的激励源,机组振动(整机性振动)以及噪声控制问题。

第二章 内燃机振动与噪声的激励源

§ 2.1 内燃机主运动系的作用力系

内燃机在运行时发生振动的最大也是最主要的激励源来自内燃机的主运动系统,它是导致内燃机发生具有破坏性振动的主要来源。内燃机发生的整机性振动,以及曲轴系上发生的扭转振动、纵向振动和横向振动,直至机上各部件的局部振动和由此相应产生的各类噪声,大多由主运动系上的各种作用力所激起。因此透彻地分析并弄清主运动系上的作用力系情况,是认清并消减内燃机振动及噪声的重要课题。

内燃机经过近百年的发展,其间经过人们长期使用实践的不断筛选,在人们所发明创造的各类机构、各类机型中证明,最具有生命力,结构上比较最可靠的是由活塞、连杆、曲轴所组成的活塞机构,或称曲柄连杆机构作为主运动系统。其间又以正置式活塞机构和主副连杆式活塞机构最为常用,其结构图如图 2-1(a)及(b)所示。

正置式活塞机构的特点是,活塞作直线往复运动,曲柄作回转运动,由连杆进行连接,活塞运动的活塞销中心运动轨迹与曲柄的回转中心处于同一直线内,而该直线与曲轴的回转轴线相互垂直。图 2-1(c)为正置式活塞机构的结构线示图。图 2-1(d)为十字头式活塞机构,不难看出,它属于正置式活塞机构一类。

在机型中当前使用最普遍的是多个气缸排成一列的直列式内燃机,为使曲轴过长造成严重的各类轴系振动,直列式内燃机最多为 12 缸。图 2-2(a)为直列式发动机主运动系的结构线示图。V 型发动机是当前除直列式外使用最多的内燃机机型,它的特点是由一个曲柄同时带动两套活塞连杆进行工作,这就使内燃机的气缸数目在不增加曲柄(也就是不增加发动机长度)的情况下增大了一倍,功率也将由此而增长一倍。图 2-2(b)是 V 型发动机主运动系的结构线示图。

由一个曲柄带动多套活塞连杆机构的机型,统称单轴多列式发动机,以气缸中心线的排列型式来称呼,可以有 W 型(三列)、X 型(四列)、星型(通常五到九列)等。在内燃机的发展史上曾出现过多种型式的机型,包括 H 型、王字型、对向活塞型等等。但实践证明,为了结构的简化和工作的可靠等等原因,当前仍以直列式和 V 型发动机为主要机型,因此本书主要以这两种机型为对象作介绍。

由一个曲柄带动两套以上活塞机构,除了并排的布置两套完全相同的活塞连杆机构(称并列式活塞机构)外,还可用叉形连杆、主副连杆的方式连接,而在运动学上具有特点,并且可以用于多列的为主副连杆式活塞机构。它的特点是主连杆与通常的正置式活塞机构一样,连杆小头与主气缸的活塞销相接,大头与曲柄销相接,但副连杆的小头与副气缸活塞销相连外,其大头是连接于主连杆大头的副连杆销上(见图 2-1(b)),其运动轨迹不是曲柄销的回转圆运动,而是一个椭圆形运动,这就构成了其独特的运动方式。其结构线

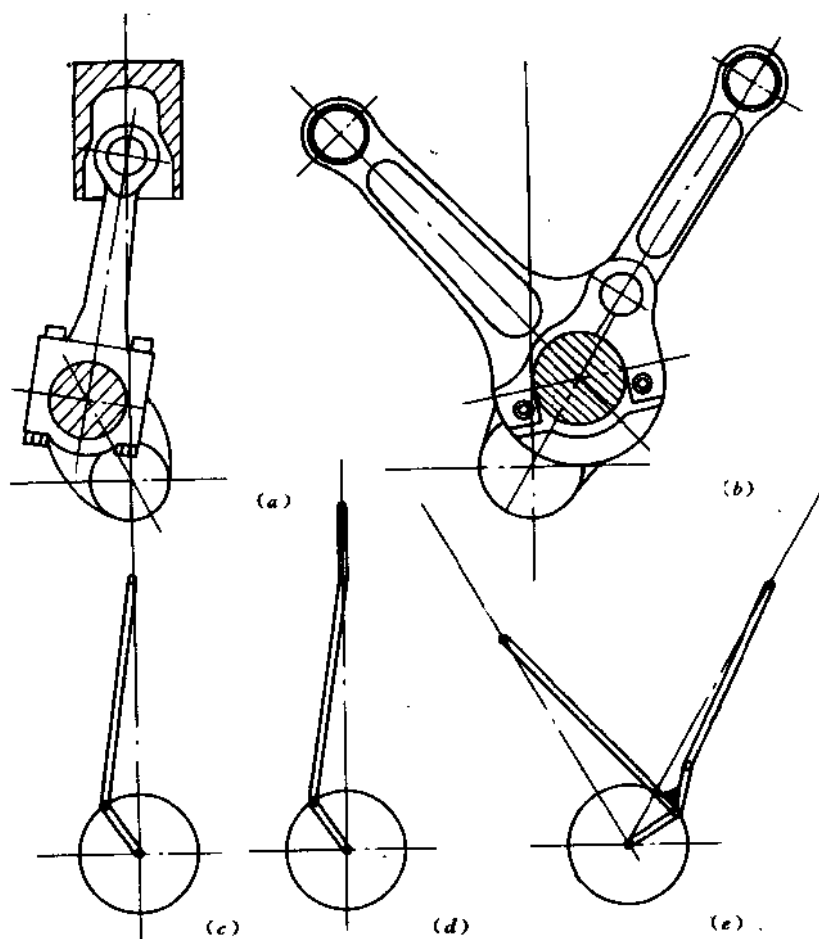


图 2-1 活塞机构及其线示图

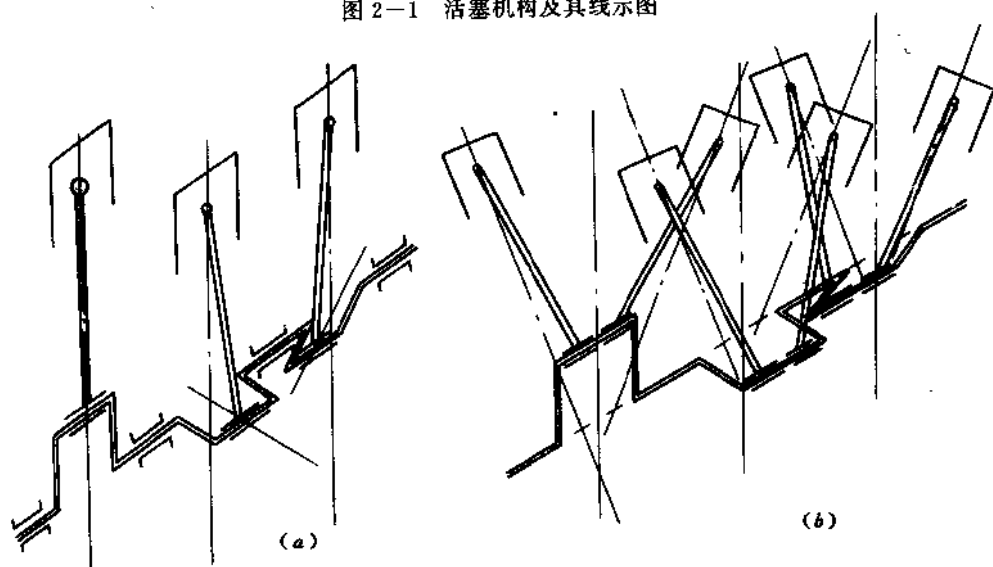


图 2-2 多缸发动机主运动系结构线示图

示图见图 2-1(e)所示。

有关正置式活塞机构,以及主副连杆式活塞机构的详细动力学分析,可参阅有关内燃机动力学的书刊^[1],本书中只简要地介绍其作用力系的情况。

2.1.1 内燃机中作用力系的基本力源

(一) 气体压力

由送入内燃机气缸中的燃料快速燃烧而产生的热能,通过曲柄连杆机构转化成气体压力势能,这是内燃机作功的基本动力来源。

气缸内的气体压力 p_g 在内燃机一个工作循环内是变化的,通常用 $p_g \propto V$ 图或 $p_g \propto \alpha$ 图来表达。图 2-3(a)及(b)为内燃机气缸中压力变化的一般形态。

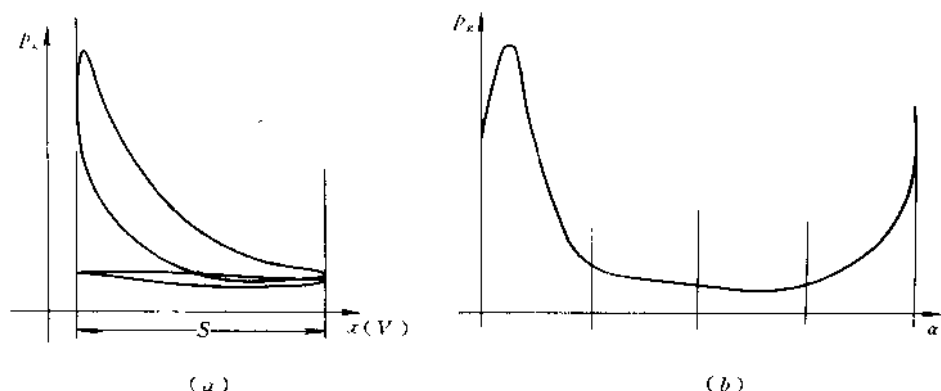


图 2-3 气缸内气体压力变化图

(a) $p_g \propto V$ 图; (b) $p_g \propto \alpha$ 图。

可以看出 p_g 是随着曲轴转角 α 而不断变化的,在二冲程内燃机中,曲轴每回转一转 p_g 变化一次,在四冲程内燃机中, p_g 变化一次的周期为曲轴回转两转的时间。因此这是一个周期性变化的作用力,它是构成内燃机各种振动和噪声的主要激励源。

(二) 离心惯性力

当内燃机主运动系受气体压力 p_g 的推动而回转时,由于曲柄的不平衡结构形状,形成一偏心的回转质量,如将曲柄的总不平衡偏心量用一集中于曲柄销中心的集中质量 m_K 来表示,将形成图 2-4 所示的结构线示图。

当内燃机稳定运转时,曲柄呈等速回转运动,质量 m_K 则在 R 为半径处作等速圆周运动,具有向心加速度 $R\Omega^2$,因而将产生离心惯性力 P_{RK} ,其值为:

$$P_{RK} = m_K R \Omega^2 \quad (\text{N}) \quad (2-1)$$

这是一个将引起内燃机振动的激励力源。

(三) 往复惯性力

当内燃机运转时,活塞组件在气缸中作上下来回的往复运动,将气缸内气体压力的压力势能通过连杆传递给曲柄,用以带动曲轴以及受功件对外输出功率。图 2-5(a)为当曲柄转角为 α 瞬间(α 从垂直轴起量),活塞、连杆、曲柄之间的结构线示关系图。