



普通高等院校“十一五”规划教材

内燃机动力学

NEIRANJI DONGLIXUE

张保成 苏铁熊 张林仙 著

本书特色：

- * 力求知识体系完备；
- * 与一线技术人员探讨的结晶；
- * 加入近年来的考研题内容；
- * 广泛应用的最新科研成果的总结。



国防工业出版社
National Defense Industry Press

责任编辑: 王京涛 jtwang@ndip.cn
文字编辑: 贾 艳
责任校对: 钱辉玲
封面设计: 王晓军 xjwang@ndip.cn

内燃机动力学



上架建议: 机械

<http://www.ndip.cn>

ISBN 978-7-118-06321-9



9 787118 063219 >



定价: 23.00 元

普通高等院校“十一五”规划教材

内 燃 机 动 力 学

张保成 苏铁熊 张林仙 著

国防工业出版社

· 北京 ·

图书在版编目(CIP)数据

内燃机动力学/张保成,苏铁熊,张林仙著. —北京:
国防工业出版社,2009.7
普通高等院校“十一五”规划教材
ISBN 978-7-118-06321-9

I. 内... II. ①张...②苏...③张... III. 内燃机-动力学-
高等学校-教材 IV. TK401

中国版本图书馆CIP数据核字(2009)第064321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100048)
天利华印刷装订有限公司印刷
新华书店经售

*

开本 787×1092 1/16 印张 9 1/4 字数 251 千字
2009年7月第1版第1次印刷 印数 1—4000 册 定价 23.00 元

(本书如有印装错误,我社负责调换)

国防书店:(010)68428422 发行邮购:(010)68414474
发行传真:(010)68411535 发行业务:(010)68472764

前 言

内燃机动力学是研究内燃机工作载荷及其作用效果的科学,是内燃机专业领域的重要分支之一。它通过分析研究内燃机工作过程中单个汽缸内运动构件的运动规律、受力情况,进而研究整机总体的输出动力特性、惯性力系的平衡情况、曲轴系统的扭转振动特性、整机的振动特性等。

鉴于目前的内燃机动力学书籍大多出版较早,其中的很多内容和相关技术、方法已不再适应近年来快速发展的内燃机技术的发展和读者的需求,故而出版该书。本书的主要内容曾作为讲义在中北大学热能与动力工程专业试用,这次重新编写参阅了大量的专著、教材及相关论文,在此对有关文献作者表示衷心地感谢!本书中尤其是重点总结了近年来在此专业技术领域的相关科研成果,力求反映当前的技术特点。由于作者水平所限,错误和疏漏之处在所难免,恳请读者批评、指正。

书中的总论及第1章由苏铁熊同志撰写,第2、5、6章由张林仙同志撰写,第3章和第4章由张保成同志撰写。

由于水平有限,书中难免有不妥之处,敬请广大读者不吝指教。

著者

2009年3月

目 录

总论	1
0.1 概述	2
0.2 内燃机运动机构的形式及分类	2
0.2.1 按内燃机运动机构的基本形式分类	2
0.2.2 按内燃机运动机构的组合形式分类	3
0.3 内燃机动力学分析方法简介	5
0.3.1 质点力系分析方法	5
0.3.2 基于虚拟样机技术的分析方法	6
第1章 曲柄连杆机构运动学	9
1.1 中心式曲柄连杆机构运动学	10
1.1.1 活塞运动分析	10
1.1.2 连杆运动分析	15
1.2 偏心式曲柄连杆机构运动学	16
1.2.1 偏心式曲柄连杆机构的特点	16
1.2.2 连杆运动分析	17
1.2.3 活塞运动分析	17
1.3 主副连杆式曲柄连杆机构运动学	19
1.3.1 主副连杆式机构的特点	19
1.3.2 副连杆运动分析	20
1.3.3 副缸活塞运动分析	21
1.3.4 副连杆销运动分析	23
第2章 曲柄连杆机构动力学	25
2.1 曲柄连杆机构运动件的质量换算	26
2.1.1 活塞组	26
2.1.2 曲轴组	26

2.1.3	连杆组	27
2.2	中心式曲柄连杆机构中的作用力和力矩	30
2.2.1	缸内气体压力	31
2.2.2	中心曲柄连杆机构的惯性力	31
2.2.3	中心曲柄连杆机构中力的传递及作用效果分析	33
2.3	偏心式曲柄连杆机构中的作用力和力矩	37
2.4	主副连杆式曲柄连杆机构中的作用力和力矩	38
2.4.1	副缸活塞上总作用力的分解与传递	38
2.4.2	曲柄连杆机构中力和力矩的变化	39
第3章	多缸内燃机动力学	41
3.1	多缸内燃机的曲柄排列和发火顺序	42
3.1.1	汽缸序号和曲柄图	42
3.1.2	曲柄排列方式与发火顺序的选择	42
3.2	多缸内燃机的输出转矩	47
3.3	输出转矩与曲轴回转不均匀性	49
3.4	飞轮惯量的确定	51
第4章	内燃机惯性力系的平衡	55
4.1	平衡的基本概念	56
4.2	单缸内燃机的平衡	58
4.2.1	离心惯性力的平衡	58
4.2.2	往复惯性力的平衡	59
4.3	直列式内燃机平衡分析	62
4.3.1	用解析法分析直列式内燃机的平衡特性	63
4.3.2	用图解法分析直列式内燃机的平衡特性	67
4.4	V形内燃机平衡分析	71
4.4.1	V形单排内燃机的平衡分析	72
4.4.2	V形多排内燃机平衡分析	75
4.5	内燃机的平衡措施	79
4.6	内燃机的内部平衡	82
第5章	内燃机曲轴系统的扭转振动	85
5.1	概述	86
5.2	扭转振动轴系的当量转换	87

5.2.1	当量转换的原则	87
5.2.2	惯性参数的当量转换	88
5.2.3	弹性参数的当量转换	92
5.3	轴系的自由振动	96
5.3.1	轴系自由扭转振动方程及其求解方法	96
5.3.2	轴系自由扭转振动振形图	98
5.4	轴系扭转振动的激励载荷	99
5.4.1	燃气压力所引起的干扰力矩及其简谐分析	99
5.4.2	曲轴连杆机构惯性力所引起的干扰力矩	102
5.4.3	干扰力矩相位图	102
5.4.4	内燃机的临界转速及应考虑简谐次数的范围	105
5.5	轴系扭转振动系统的阻尼	106
5.5.1	轴系扭振系统中的阻尼	106
5.5.2	内燃机轴系各部件阻尼的计算	108
5.6	内燃机轴系强迫扭转振动计算	111
5.6.1	概述	111
5.6.2	强迫振动求解的系统矩阵法	111
5.6.3	扭振许用振幅和许用应力	113
5.7	消减轴系扭转振动的措施	114
5.7.1	频率调整法	114
5.7.2	减小输入能量法	115
5.7.3	装设减振器	115
第6章	内燃机的整机振动	117
6.1	内燃机悬置系统	118
6.2	内燃机悬置系统自由振动分析	119
6.2.1	悬置系统振动时的动能	119
6.2.2	悬置系统振动时的势能	121
6.2.3	悬置系统自由振动方程	124
6.2.4	自由振动微分方程求解	124
6.3	内燃机悬置系统强迫振动分析	125
6.3.1	强迫振动微分方程	125
6.3.2	强迫振动微分方程求解	126
6.4	内燃机整机振动品质的评定标准	128
6.4.1	当量振动烈度	128

6.4.2 往复式机器整机振动评级方法·····	129
6.5 内燃机悬置系统优化设计·····	129
6.5.1 引言·····	129
6.5.2 悬置系统优化设计数学模型的建立·····	130
6.5.3 优化求解·····	134
参考文献·····	136

总 论

0.1 概 述

内燃机以其热效率高、结构紧凑、质量小、便于移动以及启动性能好等优点,被广泛应用于飞机、舰船以及汽车、拖拉机、坦克等各种车辆上。根据内燃机将热能转化为机械能的主要构件的形式,可分为活塞式内燃机和燃气轮机两大类。前者又可按活塞运动方式分为往复活塞式和旋转活塞式两种。往复活塞式内燃机在车辆上的应用最为广泛,本书将针对往复活塞式内燃机进行研究和讨论,后面所述及的内燃机均指此类结构形式的内燃机。

内燃机运动机构的基本形式是曲柄连杆机构,它由活塞组、连杆组和曲轴组三大基本构件组组成。内燃机动力学是研究内燃机在稳定工况下曲柄连杆机构的运动规律和作用力情况的科学,前者称为曲柄连杆机构运动学,主要研究三大基本构件组的位移、速度、加速度与曲柄转角及各几何参数之间的关系,后者称为曲柄连杆机构动力学,主要研究三大基本构件组所承受的各种作用力、各作用力之间的相互关系。

0.2 内燃机运动机构的形式及分类

内燃机是迅速发展的动力机械,其结构形式繁多,但从动力学观点来分析,可归纳为两种分类方法。

0.2.1 按内燃机运动机构的基本形式分类

1. 中心式曲柄连杆机构

中心式曲柄连杆机构是当前绝大部分内燃机所采用的结构方案,它的特点是汽缸中心线通过并垂直于曲轴回转中心线,如图0-1(a)所示。

把中心式曲柄连杆机构应用到多列式内燃机上,出现了同心连杆式机构,这种机构的特点是每个汽缸都有一套标准型的曲柄连杆机构,同排各缸连杆大端与同一曲柄销连接,这些连杆大端旋转中心从轴向看是同心的,如图0-1(b)所示。连杆大端与曲柄销连接方式具有叉形连杆(见图0-1(c))和并列连杆(见图0-1(d))两种。同心连杆式机构可以组成单轴多列式和多轴多列式内燃机,但同一曲柄销连接太多汽缸,会使曲轴长度增加,导致曲轴刚度降低,因此实用上具有一定局限性。

2. 偏心式曲柄连杆机构

偏心式曲柄连杆机构的特点:汽缸中心线不通过曲轴回转中心线,而向回转方向偏移一定的偏心距 e ,如图0-1(e)所示。偏心式机构的优点:当汽缸中心线朝曲轴回转方向偏置时,汽缸中心线位于曲轴回转中心线右侧,活塞向缸壁作用的侧击力较小,汽缸和活塞间的磨损减轻,且在相同曲柄半径时活塞行程较大,单缸功率相应增加。

3. 主、副连杆式曲柄连杆机构

主、副连杆式曲柄连杆机构的特点:主连杆大端与曲柄销直接连接,副连杆大端则

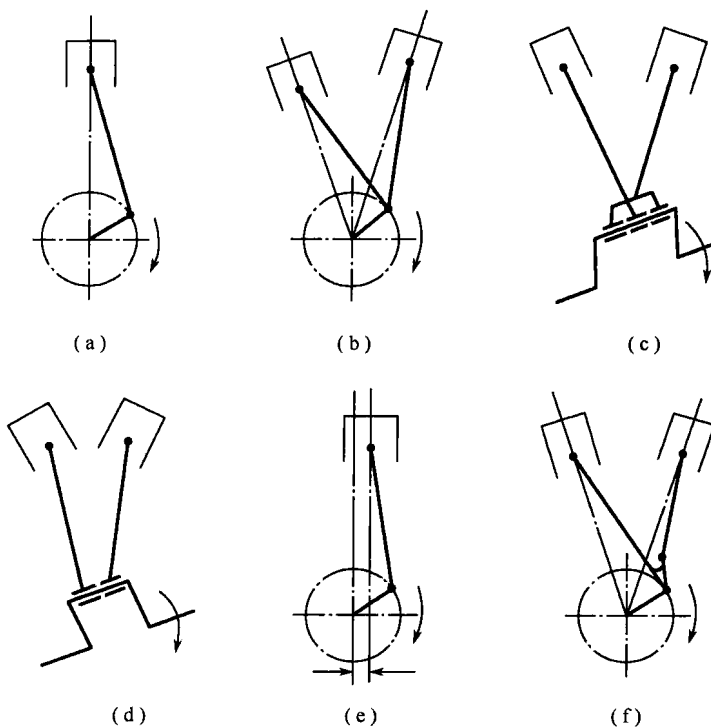


图 0-1 内燃机运动机构的基本形式

(a) 中心式; (b) 同心连杆式; (c) 同心连杆式叉形连接;
(d) 同心连杆式并列连接; (e) 偏心式; (f) 主、副连杆式。

通过销轴连接在主连杆大端上,形成关节式结构,所以又称关节连杆机构,如图 0-1 (f) 所示。根据内燃机列数的不同,一个曲柄可以连接一个主连杆和若干个副连杆工作,形成 V 形、对置形、W 形、X 形和星形等单轴多列式内燃机以及双 V 形、H 形、三角形和四方形等多轴多列式内燃机,如图 0-2 所示。

以上就是内燃机的主要运动机构,其中以中心式曲柄连杆机构和偏心式机构的应用最普遍。

0.2.2 按内燃机运动机构的组合形式分类

1. 单列式内燃机

单列式内燃机又称直列式内燃机,其特点是所有汽缸排成一直线形式,如图 0-2 (a) 所示。单列式内燃机只有一根曲轴,每个曲柄连接一套结构相同的曲柄连杆机构工作。单列式内燃机结构简单,制造容易,功率范围宽广,应用最为广泛。但单列式内燃机缸数不宜太多,一般不超过 12 缸,否则内燃机过长将引起机身纵向刚度降低,底座与曲轴变形较大。另外,曲轴过长也使内燃机扭转振动性能变差。

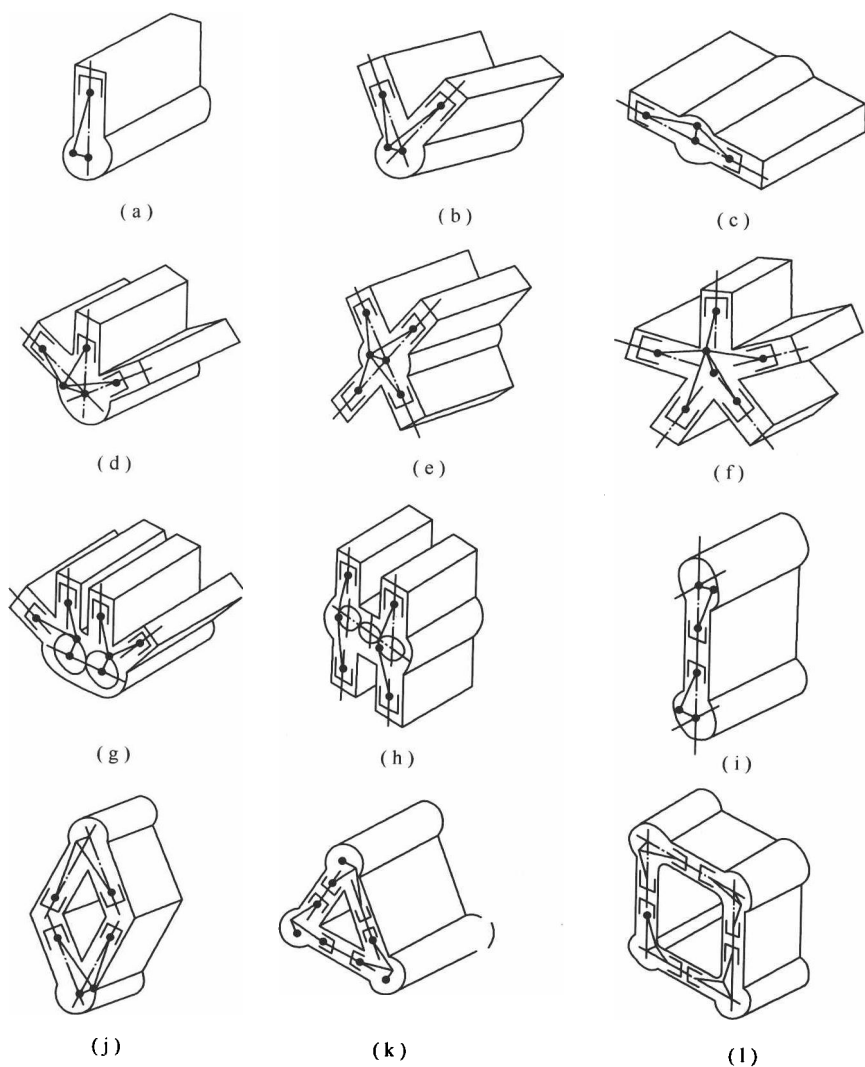


图 0-2 内燃机运动机构的组合形式

(a)单列式; (b)V形; (c)对置形; (d)W形; (e)X形; (f)星形; (g)双V形;
(h)H形; (i)双轴对向活塞式; (j)菱形; (k)三角形; (l)四方形。

2. 单轴多列式内燃机

单列式内燃机受到缸数限制,单机功率难以进一步提高,为了增加缸数和提高单机功率,可采用单轴多列、多轴多列和对向活塞式内燃机。

单轴多列式内燃机一个曲柄上连接两套以上的曲柄连杆机构工作,相当于两台以上的单列式内燃机共用一根曲轴,如图 0-2(b)~图 0-2(f)所示。这类内燃机功率大、结构紧凑、质量及尺寸小,适于高速和强载度高的场合使用。

3. 多轴多列式内燃机

此种内燃机可看做由几台单轴多列式内燃机组合而成,如图 0-2(g)、图 0-2(h)所示。由于它具有两根以上的曲轴,所以曲轴载荷减轻。多轴多列式机构通常用于高速、轻型和大功率内燃机上。

4. 对向活塞式内燃机

此种内燃机每个汽缸内配置有两个基本上是对向运动的活塞。如图 0-2(i) ~ 图 0-2(l)所示。对向活塞式内燃机没有汽缸盖和专门的配气机构,只是依靠两个对向运动活塞的相位和缸壁上扫、排气口位置的配合来实现换气,因而它只能按二冲程机的原理工作。

对向活塞式内燃机的优点是单位汽缸工作容积较大,且因没有汽缸盖和专门的气门机构,所以零部件数量较少,维护保养方便,缺点是机体和曲轴箱结构复杂。这类内燃机在军用舰艇、坦克和内燃机车上有一定的使用数量,但不多见。

由上可见,尽管内燃机的结构形式繁多,但从动力学观点考察,基本上都属于以上所述几种曲柄连杆机构范畴。此外,对于近代出现的不具连杆和曲轴的自由活塞式内燃机、不具连杆的斜盘式或凸盘式内燃机,以及几种回转活塞式内燃机由于它们还未被广泛使用,故其动力学问题本书将不予讨论。

0.3 内燃机动力学分析方法简介

在内燃机发明以来一百多年的发展历程中,针对内燃机动力学研究方法,可归纳为基于质点力系的分析方法和基于虚拟样机的分析方法两大类。前者的典型特点:通过抽象化提取内燃机运动机构的基本特征,基于适当简化、当量处理基础上的质点模型分析方法;后者的突出特征:采用三维真实模型的连续质量体虚拟样机分析方法。

0.3.1 质点力系分析方法

传统上对内燃机曲柄连杆机构动力学进行分析,基本上都是采用质点力系分析方法,其分析模型如图 0-3 和图 0-4 所示。

在图 0-3 和图 0-4 所示的分析模型中,各运动构件被当量简化为位置在其质心处的一个质点(连杆组简化为分别位于大、小头中心的两个质点),各质点间通过无形的刚性杆件联系在一起,质点与杆件之间经由铰链连接。质点可以承受外力载荷(如气体压力和惯性力),杆件可以接受运动驱动。通过质点、铰链和杆件,该质点力系既可以传递运动,也可以传递力。它要求在缸内气体压力已知的前提下,预先求得各运动件的质量,然后在确定的运行工况下求得各构件的运动惯性力,再按对应的曲轴转角将气体压力与惯性力合成。通过一系列的力学合成与分解,得到内燃机各部位在一个工作循环内的受力状态(载荷幅值及作用方向)。

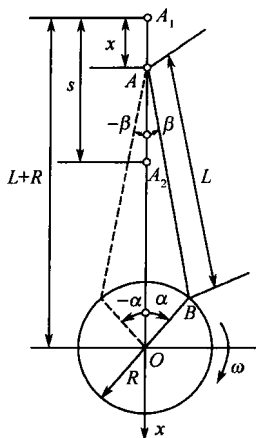


图 0-3 曲柄连杆机构运动学分析简图

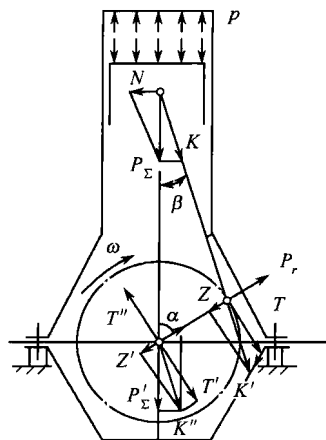


图 0-4 曲柄连杆机构受力分析简图

该方法虽然思路清晰、简便易用,但它无法用于求解多缸内燃机主轴承的载荷。而经由主轴承传递到轴承座的时变激励载荷,是激发内燃机结构振动、辐射噪声以及整机振动的最重要激励成分之一,所以需另外采用适当的算法获取主轴承载荷。

进行主轴承座载荷分析,最初所采用的方法是简支梁法,它将曲轴人为地分割成若干段,每段分别作为支撑在两个轴承上的简支静定梁,这种方法完全排除了相邻各缸对主轴承载荷的影响,与实际状况存在着较大的差异。自 20 世纪 70 年代中后期以来,国内外许多学者在此方面进行了大量的研究和探讨,其中利用连续梁法计算主轴承载荷的研究最具特色。其基本思路是:将多拐曲轴当量转化为刚度阶梯变化的连续梁,在考虑支撑弹性等因素的情况下,建立连续梁五弯矩方程,求出当量连续梁各支撑处的弯矩,再以单个曲拐作为研究对象,求取在外力和支撑弯矩共同作用下的轴承载荷。目前,以“三弯矩法”和“五弯矩法”为理论基础的轴承载荷计算方法,依然是传统计算方法中最常用的算法。

0.3.2 基于虚拟样机技术的分析方法

从 20 世纪 80 年代末期开始,随着计算机技术的蓬勃发展和计算机辅助设计 (Computer Aided Design, CAD)、多系统动力学 (Multi-body System Dynamics, MSD)、虚拟样机 (Virtual Prototyping, VP) 等技术的兴起,给内燃机动力学分析,提供了崭新的手段和得力的工具。

20 世纪 80 年代以来, CAD 实体建模技术已逐渐走向成熟,在 70 年代的线框模型、曲面模型基础上发展起来的实体几何构造法 (CSG)、边界表示法 (B-rep) 等造型技术,被广泛应用于采用了数据库技术的 CAD 实体建模系统中,一大批专业化的 CAD 商用软件系统投放技术市场,如目前得到广泛应用的 I-DEAS、CADDs、Pro-E、UG、CATIA 等。CAD 技术的发展和逐步成熟,为基于实体模型技术的内燃机动力学分析提供了必要的工具条件。

另一方面,从 20 世纪 80 年代末期到 90 年代中后期,是多体动力学技术发展最为活跃的一个时期。在此期间,有大批有关多体系统动力学方面的专著问世,多种不同的理论和方法被应用于多体系统分析当中,如适用于一般多自由度离散系统的凯恩(Kane)方法、采用矢量力学分析方法的牛顿-欧拉(Newton-Euler)方法、采用离散数学中图论概念的罗伯逊-维登伯格(Roberson-Wittenburg)方法、基于系统观点的拉格朗日(Lagrange)方法等。后来由 MSD 与 FEM 等技术和方法相结合而发展起来的多柔体系统动力学,是多刚体系统动力学的延伸和发展。目前,这项技术已趋成熟,有大量的研究成果见诸国内外各类文献。

基于 CAD、MSD 技术发展起来的(VP)技术,为内燃机动力学分析开创了新的纪元。目前,市场上可供选择的基于虚拟样机技术的商品化软件产品就有二十多种,其中应用最为广泛的产品有美国 MSC 公司的 ADAMS、比利时 LMS 公司的 DADS、德国航天局的 SIMPACK、韩国的 RECURDYN 等。

利用基于虚拟样机技术的分析方法,首先要利用 CAD 技术建立内燃机各运动机构零部件的三维实体模型,然后利用多体系统动力学技术,搭建起整机运动机构的虚拟样机模型。

图 0-5 所示为某型内燃机的曲柄连杆机构的实体模型。

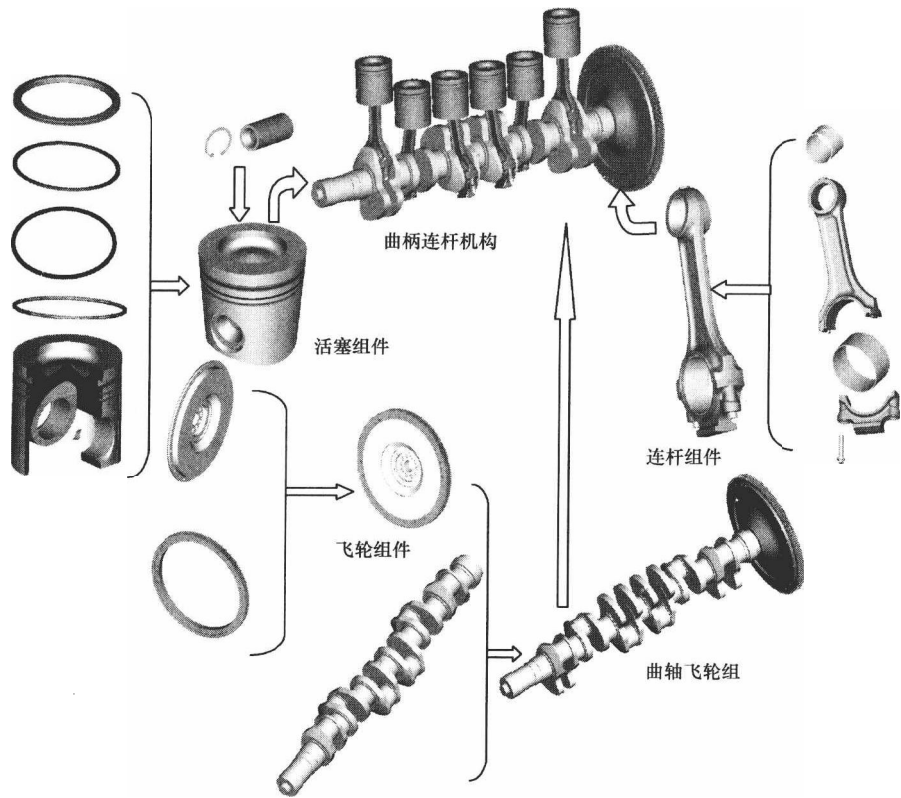


图 0-5 某型内燃机曲柄连杆机构实体模型

图 0-6 所示为某型内燃机的多体系统动力学分析 VP 模型。

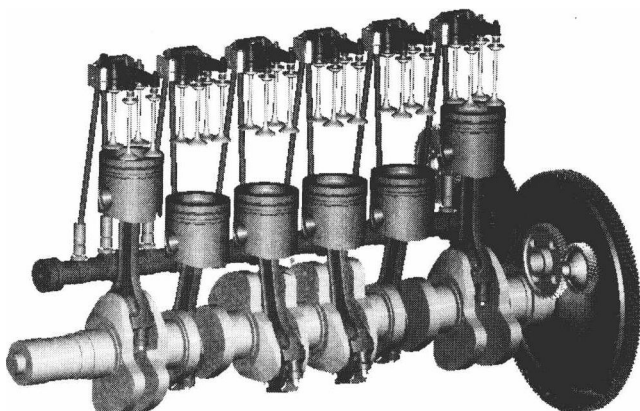


图 0-6 某型内燃机多体系统动力学分析 VP 模型

在图 0-6 所示模型中,包含曲柄连杆机构、配气机构、驱动机构等子系统,其中曲轴、凸轮轴、推杆、气门等零部件采用了有限元柔性化结构。利用该模型可实现了考虑油膜影响条件下的主轴承载荷的分布特性。

采用基于 MSD 的 VP 仿真技术分析内燃机内部的振声激励力,其最大优势如下:

(1)采用 CAD 三维实体模型用于仿真分析,避免了传统算法对实际结构的简化处理而引起的简化误差;

(2)通过柔性化处理的主要承、传力零部件,可真实反映实际结构的弹性特质,以计及构件的弹性变形对激励载荷的影响;

(3)基于多体系统的一体化仿真,可以充分计及各载荷之间的相互影响及共同作用效果。

然而,通过对分析结果的对比研究,采用上述两种分析方法的相关结果相差不大,而且基于质点力系的分析方法思路清晰、使用方便。

到目前为止,在内燃机工程领域中,基于质点力系的分析方法依然是进行内燃机动力学研究的基本技术途径。