



“十三五”国家重点出版物出版规划项目
现代机械工程系列精品教材



“十二五”普通高等教育本科国家级规划教材
普通高等教育“十一五”国家级规划教材



Internal Combustion Engine Design

内燃机设计

第③版

袁兆成 ○ 主编

袁兆成 赵铁良 ○ 编著

双色印刷



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

“十三五”国家重点出版物出版规划项目
现代机械工程系系列精品教材
“十二五”普通高等教育本科国家级规划教材
普通高等教育“十一五”国家级规划教材

内 燃 机 设 计

第 3 版

	袁兆成	主编
袁兆成	赵铁良	编著
	钱耀义	主审

机 械 工 业 出 版 社

本书是“十三五”国家重点出版物出版规划项目。

本书讲述了内燃机设计的基本理论、原则和方法。全书共分11章,内容包括内燃机曲柄连杆机构运动学、内燃机平衡的分析方法与平衡措施、曲轴系统扭转振动理论、配气凸轮的设计和机构动力学分析、主要零部件的设计原则和设计基准、润滑与冷却系统的设计参数选取原则等。在各章中都结合现代设计理论、手段和工具的发展介绍了现代设计方法的应用。

本书为能源与动力工程专业中内燃机专业方向的本科生教材,也可供从事内燃机设计、制造和开发的工程技术人员参考。

本书配有电子课件,向授课教师免费提供,需要者可登录机工教育服务网(www.cmpedu.com)下载。

图书在版编目(CIP)数据

内燃机设计/袁兆成主编. —3版. —北京:机械工业出版社, 2018.9
“十三五”国家重点出版物出版规划项目 现代机械工程系精品教材
“十二五”普通高等教育本科国家级规划教材 普通高等教育“十一五”
国家级规划教材

ISBN 978-7-111-60588-1

I. ①内… II. ①袁… III. ①内燃机-设计-高等学校-教材
IV. ①TK402

中国版本图书馆CIP数据核字(2018)第171535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:蔡开颖 责任编辑:蔡开颖 王海霞

责任校对:刘雅娜 封面设计:张静

责任印制:孙炜

保定市中国画美凯印刷有限公司印刷

2019年1月第3版第1次印刷

184mm×260mm·19印张·463千字

标准书号:ISBN 978-7-111-60588-1

定价:49.00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

服务咨询热线:010-88379833

读者购书热线:010-88379649

封面无防伪标均为盗版

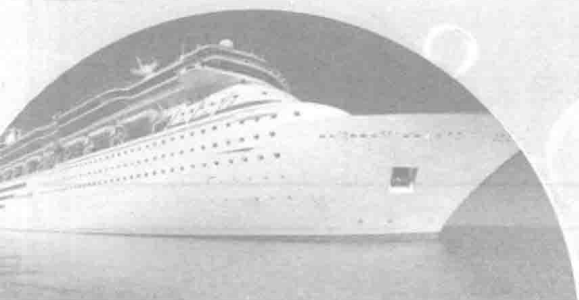
网络服务

机工官网:www.cmpbook.com

机工官博:weibo.com/cmp1952

教育服务网:www.cmpedu.com

金书网:www.golden-book.com



前言

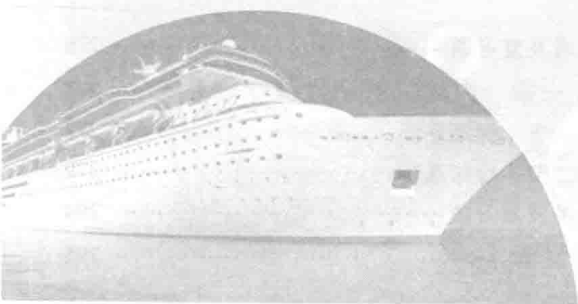
本书在 2012 年第 2 版的基础上进行了修订，并增加了实践性和指导性更强的设计内容，如“V 型多缸机错拐曲轴系统平衡性分析”“曲轴基准相关问题”“内燃机主要部件的设计基准”，更多地考虑了我国高校内燃机专业方向本科生的课堂学习需要以及企业技术人员进行内燃机自主开发设计的技术需求和现状。本书主要内容包括：曲柄连杆机构运动学、受力分析，内燃机平衡的分析方法与平衡措施，曲轴系统扭转振动理论，配气凸轮设计方法、配气机构运动学和动力学，主要零部件的设计原则和设计基准，润滑与冷却系统的设计参数选取原则等。在各章内容中结合了各种现代设计方法的应用和作者长期从事内燃机设计研究的工作体会与经验。由于课时有限，书中一些章节的内容（标注 * 部分）不必全部作为课堂教学内容，可以作为自学内容或设计人员的参考资料。有关章节的详细内容可参阅其他相关文献。本书适用于能源与动力工程专业中内燃机专业方向的本科生教学。

本书由吉林大学袁兆成教授主编，袁兆成和赵铁良（吉利汽车）编著。本书部分章节由苏岩整理，方华教授提供了部分 CAE 图片，李帅计算并提供了第三章中“V 型多缸机错拐曲轴系统平衡性分析”的主要内容和全部表格，钱耀义教授对本书进行了审阅并提出了宝贵意见，在此对于他们的辛勤劳动一并致以诚挚的感谢。

作者

本书主要符号表

符 号	名 称	符 号	名 称
a	活塞加速度	P_L	升功率
A	面积, 活塞顶投影面积	Q	热量
A_m	断面积	r	曲柄半径
A_f	气门开启通过断面积 (时间断面)	S	行程
C	刚度, 曲柄连杆机构往复惯性力, 常数	S_0	活塞环自由端距
C_0	机构刚度	T	热力学温度, 振动周期
C_s	弹簧刚度	v	速度
d	直径	v_m	活塞平均速度
D	气缸直径	V	体积
D_1	曲轴主轴颈直径, 风扇轮叶内径	V_h	单缸工作容积
D_2	连杆轴颈直径, 风扇轮叶外径, 曲轴销直径	W	机械功
e	偏心距, 轴的柔度	x	活塞运动位移
E	弹性模量	Z	气缸数
F_j	往复惯性力	α	曲轴转角, 曲柄转角, 过量空气系数, 攻角
F_r	旋转惯性力	β	连杆摆角, 材料膨胀系数
F_k	径向力	γ	V型发动机气缸 (轴线) 夹角, 气门锥角
F_t	切向力	δ	壁厚, 厚度, 发动机运转不均匀系数
g_e	燃油消耗率	ε	压缩比, 轴颈在轴承中的偏心率, 平衡系数, 过量平衡率
g_m	机油消耗率	η_i	指示热效率
G	切变模量	η_m	机械效率
h	挺柱、气门升程, 高度	η_v	充气效率
H	升程, 高度, 活塞总高度	η_V	容积效率
H_u	燃料低热值	θ	凸轮工作段半包角
i	摇臂比	λ	连杆比, 热导率
I	断面惯性矩, 转动惯量	μ	转矩不均匀系数, 流量系数, 总适应性系数
l	长度	ξ	阻尼系数, 盈亏功系数
l_0	理论空气量	ρ	凸轮曲率半径, 密度
l_v	气门杆长度	σ	应力
m	质量	τ	冲程数, 切应力
m'	活塞组质量	φ_c	凸轮转角
m_1	连杆往复部分质量	$\varphi_{e1}, \varphi_{e2}$	配气相位排气提前角和滞后角 (曲轴转角)
m_2	连杆旋转部分质量	$\varphi_{i1}, \varphi_{i2}$	配气相位进气提前角和滞后角 (曲轴转角)
M	转矩或弯矩	ϕ	包角
n	发动机转速, 标定转速	Φ	热流量
n_c	凸轮轴转速	ψ_F	比时间断面
p	压力	ψ_{Fm}	凸轮型线丰满系数
p_{me}	平均有效压力	ω	角速度, 圆频率
P_e	有效功率, 标定功率	ω_e	固有频率
P_i	指示功率		

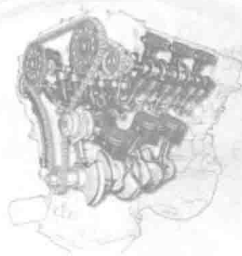


目录

前 言	
本书主要符号表	
第一章 内燃机设计总论	1
第一节 内燃机设计的一般流程	1
第二节 内燃机的主要设计指标	4
第三节 内燃机的选型	10
第四节 内燃机主要参数的选择	13
第五节 现代内燃机设计与技术的发展	24
思考及复习题	26
第二章 曲柄连杆机构受力分析	27
第一节 曲柄连杆机构的运动学	27
第二节 曲柄连杆机构中的作用力	34
思考及复习题	43
第三章 内燃机的平衡	45
第一节 平衡的基本概念	45
第二节 旋转惯性力的平衡分析	47
第三节 单列式内燃机往复惯性力的平衡 分析	54
第四节 双列式内燃机往复惯性力的分析 ..	69
思考及复习题	96
第四章 曲轴系统的扭转振动	98
第一节 扭转振动的基本概念	98
第二节 内燃机当量扭振系统的组成与 简化	99
第三节 扭振系统自由振动计算	106
第四节 强迫振动与共振	110
第五节 曲轴系统的激发力矩	113
第六节 曲轴系统的强迫振动与共振	117
第七节 扭振的消减措施	119
第八节 扭振的现代测试分析方法	123
思考及复习题	127
第五章 配气机构设计	128
第一节 配气机构的形式及评价	128
第二节 配气机构运动学和凸轮型线 设计	132
第三节 配气机构动力学	144
第四节 凸轮轴及气门驱动件设计	149
* 第五节 可变配气机构	168
思考及复习题	174
第六章 曲轴飞轮组设计	175
第一节 曲轴的工作情况、设计要求和材料 选择	175
第二节 曲轴的结构设计	177
第三节 曲轴的疲劳强度校核	182
第四节 提高曲轴疲劳强度的结构措施和 工艺措施	184
第五节 飞轮的设计	188
思考及复习题	192
第七章 连杆组设计	193
第一节 连杆的设计	193
第二节 连杆螺栓的设计	201
第三节 提高螺栓疲劳强度的措施	204
第四节 连杆的强度计算方法	205
思考及复习题	205
第八章 活塞组设计	206
第一节 活塞设计	206
第二节 活塞的结构设计	209
第三节 活塞环设计	220
思考及复习题	240
第九章 内燃机滑动轴承设计	242
第一节 轴承的工作条件和材料要求	242
第二节 轴瓦的结构设计	245



第三节 轴心轨迹·····	248	思考及复习题·····	276
思考及复习题·····	251	第十一章 内燃机的润滑和冷却系统·····	277
第十章 机体与气缸盖的设计·····	252	第一节 润滑系统·····	277
第一节 机体设计·····	252	第二节 冷却系统·····	279
第二节 气缸与气缸套设计·····	262	思考及复习题·····	294
第三节 气缸盖设计·····	266	参考文献·····	295
* 第四节 内燃机主要部件的设计基准·····	272		



第一章

内燃机设计总论

本章学习目标及要点

本章的主要目的是使学生在整体上了解往复式内燃机设计的一般流程；内燃机主要设计指标的发展趋势、影响因素以及确定原则；不同内燃机形式的应用特点和选择依据；内燃机主要设计参数对内燃机性能的影响及其选择等。

第一节 内燃机设计的一般流程

内燃机的开发设计是一项非常复杂的工作，一般由以下几个阶段组成。

一、产品开发计划阶段

此阶段由下述环节组成：

(1) 确定任务 主要根据市场需要、国家相关法规要求和现有技术水平（进行必要性、可行性论证）来确定要开发的产品。这个环节应该在企业产品规划中确定，有长期规划，也有短期规划。

(2) 组织设计团队 根据任务挑选合适人选，做到人员结构合理、技术结构合理。

(3) 调查研究

1) 访问用户，调查市场对欲开发产品的要求和技术需求。

2) 了解制造厂的工艺条件、设备能力及配件供应情况。

3) 收集同类先进产品的资料，包括性能参数、结构方案。

4) 确定参考样机。现在没有从零开始的产品设计，一般都是在某个参考机型的基础上进行改进设计。

(4) 确定基本性能参数和结构形式 主要通过同类机型对比、经验公式计算、热力学计算、动力学计算和整机一维模型仿真分析来确定。

(5) 拟订设计任务书 设计任务书的主要内容有：

1) 说明开发该产品的原因、主要用途、适用范围等。



2) 说明内燃机的主要设计参数和要达到的技术指标。

① 形式 (汽油、柴油或其他燃料)、气门数、直立或卧式、燃烧室形式。

② 总排量、气缸数。

③ 标定功率 P_e 、标定转速 n 、最大扭矩 M_{emax} ，最大扭矩转速 $n_{M_{emax}}$ 。

④ 冲程数 τ (4 或 2)、气缸直径 D 、行程 S 。

⑤ 气缸排列方式 (直列、V 型)。

⑥ 排污指标 (噪声、废气)。

⑦ 燃油消耗率 g_e [$g/(kW \cdot h)$]。

⑧ 平均有效压力 p_{me} 。

⑨ 活塞平均速度 v_m 。

⑩ 机油消耗率 g_m [$g/(kW \cdot h)$]。

⑪ 冷却方式 (水冷或风冷)。

⑫ 大修期、保用期，一般大修期是保用期的 2 倍。

⑬ 质量和外形尺寸，与用途有关 (大型车、小型车、固定式)。

3) 主要结构及零件参数，如燃烧室、压缩比、燃油供应方式、配气机构、润滑系统、冷却系统、起动系统、零部件 (活塞、连杆、曲轴飞轮、机体及气缸盖)。

4) 产品系列化和变型、强化的可能性。

设计任务书是一个简单的设计任务描述，其中的某些指标还要在设计中进行调整。在设计完成之后，还要编写比较详细的设计说明书，对所设计的发动机进行总体和分部分描述，对主要参数的选取进行说明，有计算过程的要将计算过程、计算原始数据和计算结果以计算报告的形式提交。设计说明书是企业产品的重要技术档案资料。

二、设计实施阶段

此阶段是把设计计划付诸实施的阶段，包括以下内容。

1. 总布置设计及零部件设计

在确定总体方案之前，一般要先拟订几种方案，进行多方案讨论、分析和比较。经过反复修改后得出初步方案，随即进行下面的工作程序。

1) 内燃机总布置设计，零部件三维实体造型和虚拟装配。确定主要零部件的允许运动尺寸、结构方案、外形图 (图 1-1)。

2) 按照企业标准编制零部件图样目录。

3) 进行零部件三维图细致设计，绘制零部件工作图、整机纵横剖面图。

2. 主要零部件和单缸机的试制 (现在往往省略单缸机的试制)

3. 系统及零部件的理论分析、虚拟试验以及系统标定

此阶段主要进行曲轴、连杆、活塞销等受力零部件的理论强度校核，零件疲劳强度试验 (现在多以虚拟试验为主)；配气凸轮、机构零部件设计，配气机构动力学计算评价；平衡系统的设计计算；气道流动仿真评价；燃烧仿真评价；配气相位优化；冷却水温度场分布；冷却系统、润滑系统和起动系统的参数设计；发动机燃料供给系统设计 (包括电控系统设计与匹配)。

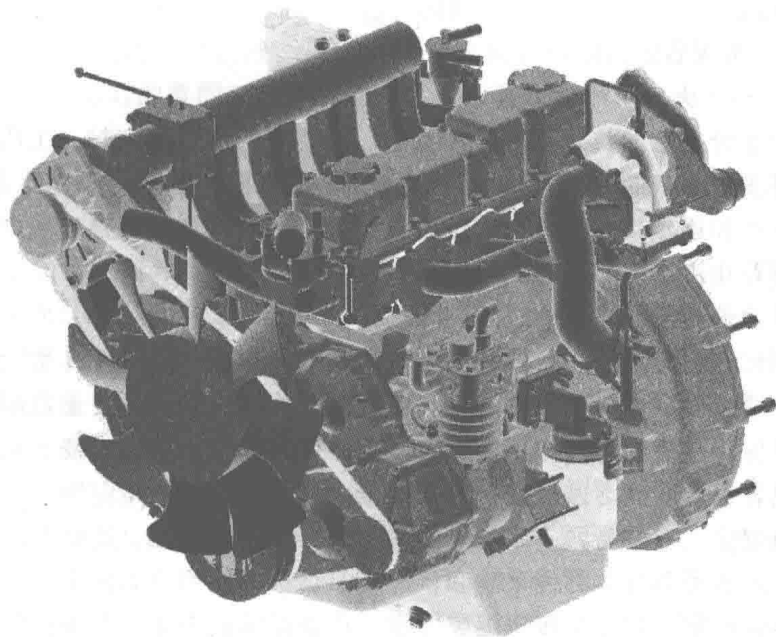


图 1-1 整机设计三维总装图

4. 单缸机试验（可省略）

此阶段主要考证各个系统参数是否满足设计要求，获取必要的第一手资料。

三、产品试制检验阶段

1. 试制多缸机样机

完成总体设计和零部件强度理论计算之后，就可进行多缸机的施工设计。此阶段决定零部件的加工精度和工艺处理规范、部件结构调整等。对于形状比较复杂、需要进行模具制造的零部件，如机体、缸盖等，现在多以快速成形的方法进行试制，以减少试制成本、提高开发速度。

2. 多缸机试验

此阶段要进行整机磨合、性能调整、电控系统标定、性能试验、耐久性试验、可靠性试验、配套试验和扩大用户试验。

四、改进与处理阶段

1. 样机鉴定与改进

在总结了单缸机试验、多缸机试制、样机性能试验和用户配套试验结果的基础上，往往要进行多方面的综合改进和进一步的试验观察，然后由企业或地方主管部门组织新产品鉴定。鉴定时，设计和试制单位需要提供的主要文件有：

- 1) 设计任务书。
- 2) 内燃机研发试制总结。
- 3) 内燃机动力性、经济性、耐久性、排放特性和噪声水平等性能试验报告。
- 4) 内燃机生产产量成本盈亏分析。
- 5) 市场需求预测分析。



- 6) 用户使用报告。
- 7) 相关标准审查报告。

2. 小批量生产和扩大用户试验

内燃机是一个十分复杂的技术系统，涉及水、油、气的流动与密封，工质燃烧、做功与传热，机械传动等多个复杂的物理和化学过程，用户要求和工况的变化非常大。因此，必须经过小批量生产和逐步扩大用户使用试验，经过严密的设计和严格的生产工艺调整，才能最终进行正式商业化生产。

关于内燃机设计的“三化”要求：

(1) 产品系列化 它是指以较少的相同基本规格尺寸（如气缸直径、活塞行程），通过不同的气缸排列、增减气缸数目、改变进气增压度等使内燃机功率的覆盖范围扩大，以满足不同需求。也可以保持整机外形尺寸不变，大多数零部件和辅助系统不变，通过适当扩大或缩小气缸直径，或者适当改变活塞行程，从而改变内燃机功率的适用范围。

(2) 零部件通用化 它是指同一系列机型的主要零件能够通用，这样可以减少零部件的开发和生产成本，避免过多的零部件采购和供应环节，也方便用户的使用。

(3) 零件设计标准化 它是指按照国家标准、行业标准或企业标准进行设计，提高设计图样和资料的可读性和交流性，便于技术交流，同时也可起到减少生产和采购成本的作用。

“三化”可以提高产品的质量，减少设计成本，便于组织专业化生产，提高劳动生产率，便于使用、维修和配件供应。

总之，内燃机的设计与开发是一个相当复杂的过程，一个型号的产品往往要经过几年的设计与开发周期才能得以完善。

第二节 内燃机的主要设计指标

一、动力性指标

1. 有效功率 P_e 。

有效功率 P_e (kW) 的计算公式为

$$P_e = \frac{p_{me} V_h Z n}{30\tau} \times 10^{-3} = 0.785 \frac{p_{me} v_m Z D^2}{\tau} \times 10^{-3} \quad (1-1)$$

式中， p_{me} 为平均有效压力 (MPa)； v_m 为活塞平均速度 (m/s)； V_h 为单缸工作容积 (L)； Z 为气缸数； n 为转速 (r/min)； D 为气缸直径 (mm)； τ 为冲程数，四冲程 $\tau=4$ ，二冲程 $\tau=2$ 。

可见，有效功率 P_e 受到上面各参数的影响。在设计转速和结构参数基本确定之后，影响有效功率的主要参数为平均有效压力。平均有效压力的表达式为

$$p_{me} = \eta_i \eta_v \eta_m \frac{H_u \rho_s}{\alpha l_0} \quad (1-2)$$

式中， η_i 为指示热效率； η_v 为充气效率； η_m 为机械效率； H_u 为燃料低热值； ρ_s 为进口状态下空气密度； l_0 为理论空气量； α 为过量空气系数。

从式 (1-2) 可以看出，影响平均有效压力，也就是影响有效功率的关键参数是指示热



效率、气缸充气量 ($\eta_v \rho_s / \alpha$) 和机械效率 η_m , 因此应该主要从这几方面入手来提高有效功率, 后面会介绍提高 p_{me} 的具体措施。在初始设计阶段, 可以由表 1-6 根据内燃机用途和参数初步确定平均有效压力的范围, 进而确定内燃机的有效功率。

2. 转速 n

提高内燃机的转速可以使功率提高, 从而使单位功率的体积减小、重量减轻。但是转速的提高会导致以下问题:

- 1) 惯性力增加, 从而导致机械负荷增加, 平衡和振动问题突出, 噪声增加。
- 2) 工作频率增加, 从而导致活塞、气缸盖、气缸套和排气门等零件的热负荷增加。
- 3) 摩擦损失增加, 机械效率 η_m 下降, 从而使燃油消耗率 g_e 增加, 磨损寿命变短 (主要由 v_m 增加所致)。一般高速发动机采用短行程, 以降低活塞的平均速度。
- 4) 进、排气系统阻力增加, 充气效率 η_v 下降。

柴油机由于其混合气形成速度和燃烧速度比较慢的原因, 转速不会太高, 转速在 1000 r/min 以上的为高速, 600~1000r/min 为中速, 600r/min 以下为低速。汽油机的转速范围很宽, 小缸径汽油机的转速可以达到 10000r/min, 一般轿车用汽油机的转速可达到 6000r/min 左右。汽油机的最大缸径受爆燃的限制, 一般不超过 100mm。同样原因, 大缸径汽油机的转速也不高。

各种用途的内燃机转速范围见表 1-1。

发电机组内燃机受电网频率和磁极对数的限制, 转速 n (r/min) 应为

$$n = 60 \frac{f}{p} \quad (1-3)$$

式中, f 为电网频率 (Hz), 一般为 50Hz; p 为发电机磁极对数。

表 1-1 各种用途的内燃机转速范围

(单位: r/min)

用途	柴油机	汽油机
汽车	1500~5000	2500~6000
工程机械与拖拉机	1500~2800	2000~3600
内燃机车、发电机组	900~1500	2800~3600
摩托车、摩托艇	—	5000~10000
中小型农用动力	1200~3000	3000~6000
船舶 (高速)	1000~2000	1500~2500
船舶 (低速)	300~850	—

3. 最大扭矩 $M_{e_{max}}$ 及最大扭矩转速 $n_{M_{e_{max}}}$

内燃机的标定功率和标定转速确定以后, 其标定转速下的转矩 (N·m) 可表示为

$$M_e = \frac{P_e}{n} \times \frac{30000}{\pi} = \frac{P_e}{n} \times 9549.3 = \frac{318.3 p_{me} Z V_h}{\tau} \quad (1-4)$$

式中, P_e 为标定功率 (kW); n 为标定转速 (r/min); p_{me} 为平均有效压力 (MPa); Z 为气缸数; V_h 为单缸工作容积 (L); τ 为冲程数。

实际上, 内燃机给出的转矩指标都是最大扭矩 $M_{e_{max}}$, 而不是标定转速下的转矩 M_e 。 $M_{e_{max}}$ 对应的转速为 $n_{M_{e_{max}}}$, 小于标定转速 n 。

汽车、拖拉机、工程机械和农用动力用内燃机等除对功率和转速有要求外, 还要求具有一



定的转矩储备,以克服短时间的外界阻力。城市用载客汽车更强调低速转矩特性和低速区燃油经济性,因为在城市交通环境中,有50%以上的时间运行在低速工况下。表征转矩储备的参数为转矩储备系数,又称为转矩适应性系数,它是最大转矩与标定转速下转矩的比值,即

$$\mu_m = \frac{M_{e_{\max}}}{M_e} > 1 \quad (1-5)$$

标定工况转速和最大转矩转速之比称为转速适应性系数,即

$$\mu_n = \frac{n}{n_{M_{e_{\max}}}} > 1 \quad (1-6)$$

总适应性系数 $\mu = \mu_m \mu_n$, 它随用途的不同而有不同的要求。各种动力装置对内燃机适应性系数的要求见表1-2,可以根据表中所列系数和设计任务书给定的设计参数(标定转速 n 和标定功率 P_e) 初步确定最大转矩 $M_{e_{\max}}$ 及其对应转速 $n_{M_{e_{\max}}}$ 。

表 1-2 各种动力装置对内燃机适应性系数的要求

动力装置	汽油机			柴油机		
	μ_m	μ_n	μ	μ_m	μ_n	μ
汽车	1.1~1.25	1.5~2	1.65~2.5	1.05~1.2	1.1~1.25	1.1~1.25
工程机械	1.2~1.45	1.6~2	1.9~2.9	1.15~1.4	1.6~2	1.85~2.8
拖拉机	1.2~1.3	1.6~2	1.9~2.6	1.15~1.25	1.6~2	1.85~2.5

二、经济性指标

内燃机的经济性指标主要指燃油消耗率指标,即每千瓦时的燃料消耗质量。对于固定工况下使用的内燃机,是指标定功率下的燃油消耗率;对于变工况下使用的内燃机,则一般是指万有特性曲线上的最低油耗率。如说某内燃机的最低油耗率,则是就万有特性曲线上的最低油耗率而言。当然,万有特性曲线上的低油耗区越广,则变工况下使用的内燃机的使用经济性越好。

1. 燃油消耗率 g_e [g/(kW·h)]

降低 g_e 的措施主要有提高指示热效率 η_i 和机械效率 η_m 。一般车用内燃机的燃油消耗率为:

车用汽油机 250~380g/(kW·h)

车用柴油机 200~260g/(kW·h)

目前出现的缸内直喷汽油机,其燃油消耗率理论上可以达到 200g/(kW·h) 甚至更低,但这是指在缸内直喷且实现分层稀燃的前提下,否则很难达到。无论如何,内燃机的经济性是内燃机设计师和使用者永远追求的目标。

2. 机油消耗率 g_m [g/(kW·h)]

机油的价格远高于燃油,希望使用中的消耗量尽量少,而且要求在两个保养期之间不要添加机油,这在乘用车上已经实现了,但在重型商用车上还是比较严重的问题。重型商用车柴油机的机油消耗量比较大,为了保证运行安全,在连续运行 2000km 之后,需要添加 1.5~2L 机油。

设计发动机时,一般情况下按照燃油消耗量的百分比计算机油消耗量,我国企业现在按照燃油消耗量的 1% 以下确定机油消耗量。随着排放要求的提高及燃烧效率的提高,燃油形



成的颗粒物密度在减小，未燃机油形成的排放颗粒物的密度越来越大，因此要求发动机的机油消耗量要尽可能少。国外发动机在设计上要求机油消耗量为燃油消耗量的 0.1%~0.2%，将来机油消耗量的目标肯定会更低。我国已经出现使机油消耗量达到 0.04g/(kW·h) 的新型油环技术，这将大大降低重型商用车的使用成本，也将有利于中重型柴油机达到更严的颗粒物排放标准。

三、可靠性、耐久性指标

1. 可靠性

可靠性是指在规定的运转条件下及规定的时间内，具有持续工作、不会因为故障而影响正常运转的能力。可靠性高的内燃机在保证期内不应发生停车故障和需要更换主要或非主要零件的故障。

以下零件被规定为主要零件：机体（包括机座、曲轴箱）、油底壳、曲轴、齿轮、凸轮轴、传动链、传动带、油泵凸轮轴、气缸盖、缸套、活塞、连杆、连杆轴瓦、连杆螺栓、活塞销、进排气门及座圈、气门弹簧、摇臂、调速器弹簧、调速器飞块和销子、机油泵齿轮、活塞环、油泵柱塞偶件、出油阀偶件、喷油器。

2. 耐久性

耐久性是指从开始使用起到大修期的时间。内燃机的大修期一般取决于缸套和曲轴磨损达到极限尺寸的时间（h），此时内燃机不能继续正常工作，使用中的对外表现通常为：内燃机起动困难甚至无法起动、排气冒蓝烟、机油消耗量明显加大、动力性明显下降和内燃机工作噪声变大等。

四、质量、外形尺寸指标

质量、外形尺寸是评价设计紧凑性和金属利用程度的指标。不同用途的内燃机对质量和外形尺寸指标的要求不尽相同。比如，汽车发动机要求质量和外形尺寸都要小，而工程机械和拖拉机则可稍大一些。不管怎样，设计紧凑、质量小总是内燃机设计追求的目标。

衡量内燃机质量的指标是比质量 m/P_e （kg/kW），内燃机的比质量范围见表 1-3。

表 1-3 内燃机的比质量范围

（单位：kg/kW）

用途	柴油机	汽油机
汽车用	4~6	1~2.5
小型农用	单缸 16~26 多缸 5.5~16	2~8 1.5~6
工程机械用	4~7	1~4
机车用	3.4~7.5	—
船用	13.5~19	—

衡量内燃机外形尺寸紧凑性的指标是体积功率 P_V （kW/m³）： $P_V = P_e/V$ 。

五、低公害指标

1. 噪声

内燃机的噪声主要来自燃烧噪声、气体流动噪声和机械噪声三个方面。目前我国仅有针



对柴油机的噪声限值，还没有针对车用汽油机的噪声限值。现在主要通过整车噪声的限制（表 1-4）来间接限制发动机的噪声。按照国家标准，内燃机的噪声测量按照 9 点法进行。测定内燃机噪声时，一般要在消声室里进行，也可以在混响室里进行，混响室的空间要尽量大，以保证有足够的声学空间，要尽量消除外部噪声源，并且要对测量结果进行本底噪声修正。内燃机的噪声大小用声压级 L_p (dB) 或声功率级 L_w (dB)（用 9 点法测量得出的结果）表示，一般还要对测量数据进行各种计权处理，仿照人耳的听力，一般采用 A 计权。所以在噪声数据上所见到的噪声单位多用 dB (A) 或 dBA 来表示。

燃烧噪声主要取决于缸内气压的压力升高率。一切有利于缩短滞燃期和减少该期间燃油注入量或可燃混合气生成量的措施，都有利于降低燃烧噪声。比如进气增压、燃油分段喷射、减小喷油提前角和减小点火提前角等。降低压缩比也是很有有效的措施，一般与增压同时采用，否则会降低内燃机的动力性。

表 1-4 我国目前实行的汽车加速通过噪声限值

汽车分类	噪声限值(A)/dB	
	第一阶段	第二阶段
	2002. 10. 1~2004. 12. 31 期间生产的汽车	2005. 1. 1 以后 生产的汽车
M_1	77	74
M_2 (GVM \leq 3.5t), 或 N_1 (GVM \leq 3.5t) GVM \leq 2t 2t<GVM \leq 3.5t	78	76
	79	77
M_2 (3.5t<GVM \leq 5t), 或 M_2 (GVM>5t) P <150kW $P\geq$ 150kW	82	80
	85	83
N_1 (3.5t<GVM \leq 12t), 或 N_1 (GVM>12t): P <75kW 75kW \leq P <150 kW $P\geq$ 150kW	83	81
	86	83
	88	84

注：1. M_1 、 M_2 （总质量 GVM \leq 3.5t）和 N_1 类汽车装用直喷式柴油机时，其限值增加 1dB (A)。

2. 对于越野汽车，当 GVM>2t 时：如果 P <150kW，其限值增加 1dB (A)；如果 $P\geq$ 150 kW，其限值增加 2dB (A)。

3. M_1 类汽车，若其变速器前进档多于 4 个， P >150kW， P 与 GVM 之比大于 75kW/t，并且用三档测试时其尾端出线的速度大于 61km/h，则其限值增加 1dB (A)。

气体流动噪声主要通过进排气消声器来控制。风扇噪声主要通过合理设计风扇结构参数和合理控制风扇转速来达到控制目的。在中重型货车和大客车上，当接近发动机标定转速时，风扇噪声往往成为主要噪声源，因此对风扇噪声的控制应予以进一步重视。

机械噪声包括活塞拍击和气缸压力引起的机体表面振动噪声、油底壳表面振动和气门室表面振动噪声、气门落座冲击和传动件运动撞击振动噪声等。这方面的研究也已经比较深入，主要通过优化机体机构，采用整体式主轴承座、复合材料油底壳、液压挺柱、优化凸轮型线、非金属材料传动件和齿轮减振等措施来降低内燃机的机械振动噪声。

对于轿车发动机，其噪声水平占整车噪声的 35%~58%，因此控制发动机的噪声水平



(包括气体流动噪声) 是使整车噪声满足限值的重要技术途径。

2. 有害气体排放

汽车的排放, 就是内燃机的排放, 说到汽车对于环境和空气的污染, 实际上主要是内燃机的排放污染。当前, 全世界都十分重视汽车的污染问题, 都根据本国、本地区的实际情况制定了相应的汽车尾气排放法规。因此, 在设计内燃机时, 尤其是在设计车用内燃机时, 一定要根据本地施行的法规制订合适的设计方案。表 1-5 为欧洲汽车尾气排放标准, 我国的排放法规基本上是参照欧洲标准制定的。

表 1-5 欧洲汽车尾气排放标准

(单位: g/km)

欧 I、欧 II					
GVM<2.5t ≤6人		欧 I, 1995 年底之前		欧 II, 1995~2000 年	
		汽油	柴油 IDI+DI	汽油	柴油 IDI DI
转鼓试验台排放测试	CO	2.72(3.16)	2.72(3.16)	2.2	1.0 1.0
	HC+NO _x	0.97(1.13)	0.97(1.13)	0.5	0.7 0.9
	PM	—	0.14(0.18)	—	0.08 0.10
	蒸发量	2.0g/t	—	2.0g/t	—
欧 III、欧 IV					
GVM<2.5t ≤6人		欧 III, 2000~2005 年		欧 IV, 2005~2008 年	
		汽油	柴油	汽油	柴油
转鼓试验台排放测试	CO	2.3	0.64	2.2	0.5
	HC+NO _x	—	0.56	—	0.3
	HC	0.2	—	0.1	—
	NO _x	0.15	0.5	0.08	0.25
	PM	—	0.05	—	0.025
	蒸发量	2.0g/t	—	2.0g/t	—
欧 V、欧 VI					
GVM<2.5t ≤6人		欧 V, 2008~2012 年		欧 VI, 2012 年底起施行	
		汽油	柴油	汽油	柴油
转鼓试验台排放测试	CO	1.0	0.5	1.0	0.5
	HC+NO _x	—	0.23	—	0.17
	HC	0.1	—	0.1	—
	NO _x	0.06	0.18	0.06	0.08
	PM	0.005	0.005	0.005	0.005
	蒸发量	2.0g/t	—	2.0g/t	—

注: 表中蒸发量是指每吨汽车质量蒸发的燃油量 (g/t); IDI 指非直喷柴油机, DI 指直喷柴油机。括号内的数字为生产一致性排放限值。

六、制造、使用、维护指标

内燃机首先要求好用 (包括前面五项指标), 能够满足各种性能要求, 同时也要求使用



方便（操纵性好，起动性好）、好修和好造。

操纵性好是指使用者不需要特别的专门技能，即可顺利地进行操作，而且在运行中不需要经常进行特别的调整就能维持稳定的运转工况。有些大型内燃机还要求水温、机油温度和压力等能自动报警、自动停车等。

起动性好是指冷车起动迅速可靠。对于船用、固定式及机车柴油机，一般要求在 -5°C 以上的环境温度下能顺利起动；对于汽车、拖拉机、中小型移动电站及农用柴油机，则要求在 -5°C 甚至更低的气温条件下，不附加任何辅助装置能顺利起动。

为了使内燃机便于维护保养、好修、好造，应使各调整部位便于接近，结构简单合理，工艺性良好。

对于汽车、拖拉机、工程机械和农用内燃机，其共同点是大量生产，功率范围和结构布置比较相近。在结构设计和总布置设计中，许多考虑因素都是共同的，都要求尽可能采用一般钢材，零部件的工艺性要好，要适合大量生产。它们的附属系统（如供油系、起动机、滤清器、散热器、水泵等）往往都是专业化生产的，这就更严格地要求符合“三化”的规定。对汽车、拖拉机、工程机械和农用内燃机的所有要求可概括为：

1) 高的动力性能。功率、转矩、使用转速范围均适合于工作机械的需要。

2) 高的燃料经济性。汽车发动机必须注意部分负荷和不稳定工况下的经济性，还要求燃油经济区尽可能宽，这在混合动力系统中尤为重要。

3) 高的工作可靠性和足够的使用寿命。现代较先进内燃机的寿命指标大致为：

汽车内燃机 大于 40 万~80 万 km；

拖拉机及农用内燃机 6000~10000h；

工程机械内燃机 10000~28000h。

4) 对于汽车内燃机，还要求振动和噪声尽量低，也就是所说的 NVH（Noise, Vibration and Harshness）性能。

第三节 内燃机的选型

目前，在汽车、拖拉机、工程机械、内燃机车、船舶、农用动力和小型发电机组装置中占统治地位的还是往复式内燃机，这是由内燃机技术的发展和往复式内燃机固有的优点所决定的。往复式内燃机的主要优点是效率高、结构紧凑、机动性好，因而应用极广。但其本身也有一些难以克服的缺点：结构比较复杂，从而制造修理困难；有大量的摩擦表面，使用寿命受到限制；往复机构固有的旋转不均匀和产生较大的往复惯性力，引起整机振动等。因此，人们在发展往复式内燃机的同时，也在寻求其他形式的动力机械。例如，燃气轮机具备结构简单、紧凑轻巧、零件较少、部件数量约为活塞式内燃机的 $1/5$ 、摩擦副数约为活塞式内燃机的 $1/6$ 和牵引性能好等优点，但是其燃料经济性差，特别是在部分负荷时更加明显。此外，燃气轮机由于噪声大、寿命短、加速性能差、制动困难，加上涡轮叶片需要较多的耐热合金（镍、铬、钴、钨）等严重缺点而暂时还得不到推广。转子发动机具有结构简单、尺寸小和质量小等明显的优点，日本马自达公司已经推出使用转子发动机的轿车。但由于密封上存在的困难，转子发动机在可靠性、排放性和寿命等使用性能上还暂时赶不上往复式内燃机。