

内燃机设计

吉林工业大学 杨连生 主编



中国农业机械出版社

高等院校试用教材

内 燃 机 设 计

吉林工业大学杨连生主编

中 国 农 业 机 械 出 版 社

本书较系统地介绍了汽车、拖拉机、农用固定动力和一部分大功率中高速柴油机各主要零部件及附件的结构分析与设计方法。

本书共分十三章。主要内容有：内燃机设计总论，内燃机动力学（包括曲柄连杆机构受力分析、内燃机的平衡、曲轴系统扭转振动），内燃机主要零部件（包括曲轴飞轮组、连杆组、内燃机滑动轴承、活塞组、机体与气缸盖、配气机构），内燃机附属系统（润滑、冷却和起动系统），风冷内燃机，大功率中高速柴油机的结构分析和设计方法。

本书可作为工科大学内燃机专业“内燃机设计”课程的教材，也可供从事内燃机设计、制造与使用的工程技术人员，以及与内燃机有关的大专院校各专业师生参考。

内 燃 机 设 计

吉林工业大学 杨连生 主编

中国农业机械出版社出版
机械工业出版社印刷厂印刷

787×1092 16开 41⁰/₈印张 插图12 1027千字

1981年8月北京第一版，1981年8月北京第一次印刷

印数：0,001—8,000 定价4.60元

统一书号：15216·051

前 言

本书是根据1978年4月第一机械工业部在天津召开的高等学校对口专业教材座谈会的精神，和全国内燃机专业南宁会议所讨论的《内燃机设计》教学大纲，在原吉林工业大学编写的《内燃机理论与设计》的基础上重新编写而成。本书是大专院校内燃机专业的基本教材，也可供从事内燃机设计、研究、制造与使用的工人、技术人员参考之用。

本书内容共分十三章：第一章介绍内燃机设计总论；第二、三、四章介绍内燃机运动学、动力学和曲轴扭振；第五至第十一章介绍主要零部件和附件的设计（包括曲轴飞轮、连杆、滑动轴承、活塞、气缸体与气缸盖、配气机构、内燃机润滑、冷却和起动）；第十二、十三章介绍风冷内燃机和大功率中高速柴油机的结构和设计方法。

本书介绍了内燃机设计的一般方法和不同内燃机的设计特点，并举例说明内燃机主要零件的基本结构形式、材料的选用和基本的计算方法；阐述了内燃机辅助系统的工作原理、方案选择、主要元件的基本结构形式和计算方法。书中列有必要的图表、设计数据和计算公式，着重于内燃机设计的基本理论和新技术的阐述。内容上由浅入深、由简到繁、循序渐进，以利于自学和培养独立思考、分析问题和解决问题的能力，也考虑到了课程设计、毕业设计所必需的参考内容。全书可供讲授80~120学时。其中第十二、十三章和书中前面带*号的部分，可根据各校的特点和需要，列为选讲或自学的内容。

本书一律采用国际单位或规定与之并用的制外单位。

本书由吉林工业大学内燃机教研室杨连生主编，参加编写工作的有李惠珍、蒋向佩、金显铭、冯国雄、季雨和西安交通大学内燃机教研室肖永宁（编写第十三章）。

本书由西安交通大学内燃机教研室肖永宁主审，参加审校工作的有王赞先、高桐生，还有吉林工业大学杨连生（审校第十三章）。

在本书的编写过程中曾得到西安交通大学、天津大学、华中工学院等兄弟院校；上海内燃机研究所、长春汽车研究所、天津内燃机研究所、洛阳拖拉机研究所；第一、第二汽车厂、重庆汽车发动机厂、上海柴油机厂、北京市动力机械厂、北京内燃机总厂、武汉汽车配件厂等兄弟单位的大力支持。吉林工大内燃机教研室刘巽俊等同志提供了大量资料和宝贵意见，在此一併致谢。

由于编者水平所限，时间仓猝，缺点和错误在所难免，希望读者提出批评指正。

一九八〇年五月

本书所用主要符号及角标

一、符号的意义

- A ——功的热当量(千卡/牛顿·米), 曲轴轴颈重叠度(毫米);
- B ——轴瓦宽度(毫米);
- C ——曲柄连杆机构往复惯性力常数(牛顿);
- D ——发动机气缸直径(毫米), D_1 特指曲轴主轴颈直径, D_2 指曲柄销直径;
- Det_n ——系统行列式;
- E ——拉压弹性模数(牛顿/厘米²或牛顿/毫米²);
- F ——面积(厘米²或米²), 特指活塞顶投影面积(厘米²);
- G ——剪切弹性模数(牛顿/厘米²或牛顿/毫米²), 重量(牛顿);
- $G'(m')$ ——活塞组重量(质量);
- $G_1(m_1)$ ——连杆往复部分重量(质量);
- $G_2(m_2)$ ——连杆旋转部分重量(质量);
- $G(m)$ ——活塞连杆组往复部分重量(质量), $G = G' + G_1$;
- $G^*(m'')$ ——连杆组重量(质量), $G^* = G_1 + G_2$;
- G_T ——发动机小时燃料消耗量(公斤/小时);
- H ——气门或挺柱最大升程(毫米), 高度, 特指活塞总高度(毫米);
- I ——断面惯性矩(厘米⁴), 转动惯量(牛顿·厘米·秒²);
- K ——作用于曲柄上的径向力离心力(牛顿);
- L ——长度, L_0 特指气缸中心距(毫米);
- M ——弯矩或扭矩(牛顿·米);
- N ——功率(千瓦);
- P ——作用力(牛顿);
- Q ——热量(千焦耳);
- S ——发动机活塞行程(毫米);
- S_0 ——活塞环自由端距(毫米);
- T ——绝对温度(K), 振动周期(秒), 作用于曲柄销上的切向力;
- V ——体积(米³、升或毫升);
- V_h ——发动机单缸工作容积(升或毫升);
- W ——机械功(焦耳; 牛顿·米);
- Z ——断面系数(厘米³);
- a ——音速(米/秒), 加速度(米/秒²或毫米/秒²), 特指活塞加速度;
- b ——宽度(毫米), 特指活塞环轴向宽度;
- c ——刚度(牛顿/毫米或牛顿·厘米/弧度);
- c_m ——活塞平均速度(米/秒);
- d ——直径(毫米);
- e ——偏心(毫米), 轴的柔度(弧度/牛顿·厘米);
- f ——断面积(毫米²), 摩擦系数, 活塞销弯曲变形(毫米), 弹簧变形(毫米);
- g ——重力加速度(厘米/秒²或米/秒²), 发动机燃料消耗率(克/千瓦·时);

h ——气门、挺柱或喷油泵柱塞行程(毫米);
 i ——摇臂比, 气门弹簧圈数, 发动机气缸数;
 k ——单拐扭矩简谐量阶数, 强度安全系数;
 l ——长度(毫米), 特指连杆长度;
 n ——转速(转/分), 特指发动机曲轴转速, 每分钟振动数(次/分);
 p ——压力或比压(牛顿/厘米²; 帕斯卡; 巴);
 q ——活塞销失圆变形(毫米), 气门弹簧力储备系数;
 r ——半径(毫米), 特指发动机曲柄半径;
 s ——位移(毫米), 特指活塞位移;
 t ——温度(°C), 时间(秒), 活塞环或轴瓦的径向厚度(毫米);
 v ——速度(米/秒或厘米/秒), 特指活塞速度, 气体比容(米³公斤);
 z ——发动机气缸数, 每缸同名气门数, 正整数;
 Δ ——配合间隙或过盈量(毫米);
 Φ ——轴瓦应力系数(牛顿/毫米²), 轴承负荷特性数, 凸轮半作用角及其他不变角度(°), 角振幅;
 α ——角度(°), 特指发动机曲轴转角, 过量空气系数;
 β ——角度(°), 特指连杆与气缸轴线夹角, 材料膨胀系数(1/°C);
 γ ——比重(克/厘米³或公斤/米³), 角度(°), 特指气门密封锥角;
 δ ——壁厚(毫米), 材料延伸率, 发动机调速率, 发动机运转不均匀系数, 销、轴空心比(内径外径比);
 ε ——压缩比, 轴颈在轴承中的偏心率;
 ζ ——飞轮转动惯量系数;
 η ——效率, 动力粘度(牛顿·秒/厘米²);
 η_v ——发动机充气系数, 输油泵、机油泵、水泵、风扇的容积效率;
 θ ——点火或喷油提前角(曲轴转角度), 温度;
 κ ——比热比或绝热指数;
 λ ——工作循环压力升高比, 连杆(长度)比, 导热率(焦耳/厘米·秒·°C);
 μ ——发动机扭矩储备系数, 扭矩不均匀系数, 流量系数, 泊桑比;
 ν ——运动粘度(米²/秒);
 ξ ——盈亏功系数, 扭振阻尼系数;
 ρ ——曲率半径(毫米);
 σ ——正应力(牛顿/毫米²或牛顿/厘米²), σ_B ——强度极限, σ_s ——屈服极限;
 τ ——切应力(牛顿/毫米²或牛顿/厘米²), 发动机工作循环冲程数, 四冲程 $\tau = 4$, 二冲程 $\tau = 2$;
 φ ——角度, 弧度, 特指发动机曲轴扭转角;
 ψ ——气门升程和时间断面曲线丰满系数;
 ω ——角速度(弧度/秒), 特指曲轴角速度, 圆频率, ω_0 ——轴的固有频率, ω_c ——切向力的圆频率;

二、角标的意义

a ——轴向, 轴(惯性矩或断面系数);
 c ——工作循环压缩终点, 侧向, 轴承;
 e ——有效参数, 固有(频率等);
 i ——指示参数;
 j ——往复惯性参数;

m ——平均值, 机械摩擦;
 p ——平衡块, 喷油泵, 极(惯性矩);
 r ——径向, 旋转;
 t ——切向, 理论, 涡轮, 挺柱, 气门头部;
 $_{max}$ ——最大值;
 $_{min}$ ——最小值;

本书所用基本单位及其国际符号

长度单位:

微米 μm
 毫米 mm
 厘米 cm
 米 m

体积单位:

毫升 ml(c.c.)
 升 l
 立方米 m^3

质量单位: (注意: 重量单位与重力单位同)

克 g
 公斤 kg
 吨 t

时间单位:

秒 s
 分 min
 小时 h

温度单位:

摄氏温度 $^{\circ}\text{C}$
 绝对温度 K ($\text{K} = 273 + ^{\circ}\text{C}$)

角度单位:

弧度 rad
 度 $^{\circ}$ (角度建议不用 $'$ 而用 $^{\circ}$ 的十进小数)
 分 $'$
 秒 $"$

转速单位:

转/秒 $1/\text{s}$
 转/分 rpm

力的单位[包括重力(重量)单位]:

牛顿 N ($1\text{N} = 1\text{kg} \times 1 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$)

压力单位:

帕斯卡 Pa ($1\text{Pa} = 1 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 10^{-5}\text{bar}$
 $= 1.02 \times 10^{-5} \text{kgf/cm}^2$)
 巴 bar ($1\text{bar} = 1.02\text{kgf/cm}^2$
 $= 10^5\text{N/m}^2$)

力矩单位:

牛顿米 $\text{N}\cdot\text{m}$ ($1\text{N}\cdot\text{m} = 0.102\text{kgf}\cdot\text{m}$)

热量单位:

焦耳 J ($1\text{J} = \frac{1}{4.187} \text{卡}$)

功率单位:

瓦 W ($1\text{W} = 1\text{J/s} = 1\text{N}\cdot\text{m/s}$)
 千瓦 kW ($1\text{kW} = 1.359\text{马力}$)

比油耗单位:

克/千瓦·时 $\text{g/kW}\cdot\text{h}$
 ($1\text{g/kW}\cdot\text{h} = 0.736\text{克/马力}\cdot\text{时}$)

粘度单位:

动力粘度——帕斯卡·秒(帕·秒)
 $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ($1\text{Pa}\cdot\text{s} = \text{Ns/m}^2 = 10\text{泊}$
 $= 10^4\text{厘泊}$)

运动粘度——米²/秒

m^2/s ($1\text{m}^2/\text{s} = 10^4\text{斯托克斯}$)

目 录

本书所用主要符号及角标

本书所用基本单位及其国际符号

第一章 内燃机设计总论 1

第一节 内燃机主要设计指标和设计要求 1

- 一、内燃机主要设计指标 1
- 二、对各种类型内燃机的设计要求 7
- 三、内燃机设计工作中的“三化” 9

第二节 内燃机设计试制的一般程序与方法概述 10

- 一、计划阶段 10
- 二、实施阶段 12
- 三、检验阶段 12
- 四、改进与处理阶段 13

第三节 内燃机选型 14

- 一、柴油机还是汽油机 14
- 二、四冲程还是二冲程 15
- 三、水冷还是风冷 16
- 四、气缸布置单列还是双列 16

第四节 内燃机主要参数的选择 17

- 一、平均有效压力 17
- 二、活塞平均速度 19
- 三、气缸直径与气缸数 20
- 四、评定参数 20

第五节 典型内燃机的结构分析 28

- 一、X195型柴油机 28
- 二、X2105型柴油机 31
- 三、3E150C型中速柴油机 32
- 四、490型拖拉机柴油机 35
- 五、4125型拖拉机柴油机 36
- 六、6120型车用柴油机 37
- 七、12V135型柴油机 37
- 八、12V150Z型车用柴油机 39
- 九、1E40F型通用汽油机 40
- 十、485Q型车用汽油机 40
- 十一、BJ492型车用汽油机 45
- 十二、25Y-6100Q型车用汽油机 45
- 十三、CA-10B型车用汽油机 47

十四、CA-72型车用汽油机 48

第六节 内燃机发展展望 49

- 一、汽油机发展展望 49
- 二、柴油机发展展望 51

第二章 曲柄连杆机构受力分析 58

第一节 曲柄连杆机构运动学 58

- 一、内燃机曲柄连杆机构的分类和特性参数 58
- 二、中心曲柄连杆机构运动学 58
- 三、偏心曲柄连杆机构运动学 66
- 四、关节曲柄连杆机构运动学 68

第二节 曲柄连杆机构中的作用力 73

- 一、气缸内工质的作用力(气压力) 73
- 二、机构的惯性力 74
- 三、作用在曲柄连杆机构上的力 80
- 四、发动机的扭矩 83
- 五、单缸机对机器支承的作用力 87
- 六、曲轴轴颈和轴承的负荷 89

第三章 内燃机的平衡 100

第一节 概述 100

- 一、平衡的定义及不平衡的危害 100
- 二、平衡的分析方法 100
- 三、内平衡和外平衡 101

第二节 旋转惯性力的平衡分析 101

- 一、静平衡和动平衡的概念 101
- 二、旋转惯性力平衡性的分析方法 101
- 三、曲轴平衡块的布置 104

第三节 单列式内燃机往复惯性力平衡分析 109

- 一、单缸机的平衡性 109
- 二、多缸机往复惯性力平衡性分析方法 111
- 三、典型单列多缸机往复惯性力的平衡性 114

第四节 双列式内燃机往复惯性力的平衡分析 118

- 一、V型两缸(V-2)发动机 118
- 二、V型四缸(V-4)发动机 124

三、V型六缸(V-6)发动机	124	一、测振的理论基础	183
四、V型八缸(V-8)发动机	126	二、扭振仪的结构	185
五、V型十二缸(V-12)发动机	127	三、扭振记录的分析	186
六、对置式发动机	177	第五章 曲轴飞轮组设计	188
附: 各种内燃机平衡特性表		第一节 曲轴的工作条件、结构型式和材料的选择	188
第四章 曲轴系统扭转振动	133	一、曲轴的工作条件和设计要求	188
第一节 扭转振动的基本概念	133	二、曲轴的结构型式	189
第二节 内燃机曲轴扭振系统的简化——当量系统	134	三、曲轴的材料	191
一、弹性参数(扭转刚度或柔度)的换算	134	第二节 曲轴主要尺寸的确定和结构细节设计	193
二、惯性参数(等效转动惯量)的换算	137	一、曲柄销的直径 D_2 和长度 l_2	195
三、当量系统的组成	139	二、主轴颈的直径 D_1 和长度 l_1	196
第三节 扭振系统固有频率和固有振形的计算	140	三、曲柄	196
一、单质量(单自由度)扭振系统	140	四、平衡重	197
二、二质量(二自由度)扭振系统	142	五、油孔的位置和尺寸	198
三、三质量(三自由度)扭振系统	143	六、曲轴两端的结构	200
四、多质量(多自由度)扭振系统	143	七、曲轴的止推	200
第四节 强迫振动与共振	150	八、曲轴的油封装置	200
一、单自由度系统的阻尼振动	150	第三节 曲轴的疲劳强度校核	201
二、单自由度系统的有阻尼强迫振动	152	一、作用于单元曲拐上的力和力矩	201
三、确定定常共振振幅的能量方法	154	二、圆角的形状系数	202
第五节 曲轴扭振系统的激发力矩	155	三、形状系数 α 和应力集中系数 k 的关系	208
一、往复惯性力的扭矩 M_i	156	四、名义应力的计算	209
二、气压力的扭矩 M_g	156	五、安全系数的计算	211
三、调和分析的数值算法	157	第四节 提高曲轴强度的结构措施和工艺措施; 实验应力分析在曲轴设计中的应用	213
四、力矩谐量的合成	160	一、结构措施	213
五、多拐曲轴上各阶力矩谐量的相位关系	161	二、工艺措施	215
第六节 曲轴系统的强迫振动和共振	163	三、实验应力分析在曲轴设计中的应用	219
一、临界转速	163	第五节 飞轮的设计	222
二、激振功(干扰功)	164	一、飞轮的作用	222
三、阻尼功	167	二、飞轮转动惯量的确定	222
四、定态共振振幅和共振附加应力	168	三、飞轮的设计要点	224
五、近共振振幅的粗估及共振曲线	169	第六章 连杆组设计	226
第七节 扭转振动的消减	171	第一节 连杆的设计	226
一、减振措施	171	一、连杆的工作情况、设计要求和材料选用	226
二、减振器的工作原理	172	二、连杆长度的确定	227
三、减振器的结构	180	三、连杆小头的结构设计及强度、	
第八节 扭转振动的实验与测定	183		

刚度计算	228
四、连杆杆身的结构设计与强度	
计算	237
五、连杆大头的结构设计与强度、	
刚度计算	239
六、有限元法在连杆计算中的应用	243
第二节 连杆螺栓的设计	249
一、连杆螺栓的工作负荷与预紧力	249
二、连杆螺栓的屈服强度校核和	
疲劳计算	254
三、提高连杆螺栓疲劳强度的途径	254
第七章 内燃机滑动轴承设计	257
第一节 内燃机轴承的工作条件与	
轴承材料	257
一、对曲轴轴瓦工作表面减摩合	
金属材料的主要要求	257
二、常用的轴承材料	258
第二节 轴瓦结构设计	262
一、轴瓦表面的几何形状	262
二、轴承宽度和油槽	264
三、定位与安装	265
四、曲轴止推轴承	266
五、轴瓦与轴承座的过盈	266
第三节 非正常滑动轴承润滑理论	271
一、非正常滑动轴承流体动力润	
滑的基本方程—雷诺方程	271
二、润滑油膜的楔形作用负荷能	
力与挤压作用负荷能力	273
三、非正常滑动轴承轴心轨迹的	
计算	275
第八章 活塞组设计	281
第一节 活塞的设计	281
一、活塞的工作条件和设计要求	281
二、活塞的材料	283
三、活塞头部的的设计	289
四、活塞裙部的的设计	302
五、光弹法在活塞应力分析	
中的应用	311
第二节 活塞销和活塞销座	316
一、活塞销和销座的强度和刚度	316
二、活塞销和销座的耐磨性	321
三、活塞销的结构、材料和工艺	323
第三节 活塞环	324

一、活塞环的工作情况	325
二、活塞环的计算	328
三、活塞环断面形状的设计	341
四、活塞环的材料、表面镀覆和成	
形方法	346
五、油环的设计	352
六、不同类型发动机活塞环的配组	356
第九章 机体与气缸盖	358
第一节 机体的设计	358
一、工作情况和设计要求	358
二、机体结构型式的选择	358
三、机体基本尺寸的确定	369
四、机体的技术设计	371
五、机体材料和结构工艺性	377
六、机体的密封	378
七、内燃机的支承	381
第二节 气缸和气缸套设计	382
一、气缸和气缸套的工况和	
设计要求	382
二、气缸套的材料	382
三、气缸和气缸套的结构设计	384
四、气缸的磨损规律及其耐磨性的	
提高	388
五、湿缸套的穴蚀和防止缸套穴蚀	
的措施	392
第三节 气缸盖设计及燃烧室的密封	394
一、气缸盖的工况及设计要求	394
二、气缸盖的材料	395
三、气缸盖结构形式的选择	396
四、气缸盖火力面的布置	403
五、进排气道的布置	406
六、气缸盖螺栓的布置	409
七、气缸盖的冷却	412
八、燃烧室的密封及气缸垫设计	414
第十章 配气机构	417
第一节 配气机构的总布置	417
一、气门的通过能力	417
二、气门的布置	421
三、凸轮轴的布置和驱动	423
第二节 配气凸轮机构运动学与凸轮	
型线设计	426
一、凸轮几何形状与移动式从动件	
(挺柱)的运动规律	427

*二、凸轮靠模的计算	428	二、起动系统的总体设计方案	532
三、凸轮的工作段和缓冲段	432	三、改善内燃机低温起动性的途径	538
四、常用的从动件运动规律	434	第十二章 风冷内燃机	543
第三节 配气凸轮机构动力学	444	第一节 风冷内燃机冷却系统	
一、配气凸轮机构的动力学模型	444	总体布置	543
二、影响配气凸轮机构振动的因素	448	第二节 气缸盖设计	545
三、凸轮型线的动力修正	450	第三节 气缸体设计	550
第四节 凸轮轴与气门驱动件设计	455	第四节 散热片传热计算	557
一、凸轮轴结构与基本尺寸的确定	455	一、冷却介质必须带走的热量及所	
二、凸轮设计与挺柱间的关系	456	冷却空气的估算需冷	557
三、挺柱、推杆、摇臂等的设计与计算	463	二、气缸中心距的确定	558
第五节 气门组件的设计	466	三、气缸散热性能计算	559
一、气门设计	466	第五节 导风罩布置	563
二、气门座与气门导管	472	第六节 风冷内燃机的风扇设计	567
三、气门弹簧设计	474	一、轴流式风扇的理论基础	567
附：活塞与气门最小间隙的验算	478	二、轴流式风扇的无因次参数	571
第十一章 内燃机的润滑、冷却与		三、轴流式风扇消耗的功率及其效率	572
起动系统	481	四、轴流式风扇的计算	574
第一节 润滑系统	481	五、轴流式风扇的结构	578
一、内燃机用机油的性能及其选用	481	六、风扇与内燃机的匹配	580
二、润滑系统的工况及对润滑系统的要求	484	第七节 风冷内燃机冷却系统的调节	582
三、润滑系统总体设计方案	485	一、冷却系统的热平衡及其调节的必要性	582
四、机油泵的设计和选择	488	二、冷却系统调节的方法	583
五、机油滤清器的选择	492	第十三章 大功率中高速柴油机	587
六、机油冷却装置	503	第一节 大功率中高速柴油机主要零	
七、曲轴箱通风和防爆	505	部件的结构设计	587
八、降低机油消耗量的途径	506	一、油冷活塞和组合活塞	587
第二节 冷却系统	508	二、中速大功率柴油机连杆和V型	
一、冷却系统的工况及对冷却系统的要求	508	机连杆	602
二、冷却系统总体设计方案	508	三、曲轴和轴承	607
三、散热器的结构设计要点及计算	510	四、气缸套	611
四、水泵的设计要点及计算	515	五、机体	619
五、水冷内燃机的风扇的设计要点及计算	520	六、气缸盖	626
六、水冷内燃机冷却系统的调节	525	七、配气机构	630
第三节 起动系统	531	八、供油系统	638
一、内燃机的起动条件及对起动系		第二节 大功率中高速柴油机典型结	
统的要求	531	构实例	641
		一、12V180Z型高速柴油机	641
		二、16V240Z型中速柴油机	646
		三、PC2-5型中速柴油机	652
		四、斯托克-维克斯普TM620型中	
		速柴油机	655

第一章 内燃机设计总论

第一节 内燃机主要设计指标和设计的要求

一、内燃机主要设计指标

(一) 动力性指标

1. 功率 N_e

内燃机的有效功率，按以下公式计算

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot z \cdot n}{300\tau} = \frac{0.7854 p_e \cdot c_m \cdot z \cdot D^2}{\tau} = 0.7854 \frac{p_e \cdot c_m \cdot z \cdot D^2}{\tau} \quad (\text{千瓦})$$

式中 p_e ——平均有效压力 (巴);

c_m ——活塞平均速度 (米/秒)

V_h ——活塞排量 (升);

z ——气缸数;

n ——转速 (转/分)

D ——气缸直径 (分米);

τ ——冲程数，四冲程 $\tau=4$ ，二冲程 $\tau=2$ 。

内燃机有效功率的标定随用途和使用条件的不同，按内燃机台架试验方法国家标准 (GB1105-74) 规定，分以下四种:

- 1) 15分钟功率——内燃机允许连续运转15分钟的最大有效功率。适用于汽车、摩托车、摩托车艇等的功率标定。
- 2) 1小时功率——内燃机允许连续运转1小时的最大有效功率。适用于工业拖拉机、工程机械、内燃机车、船舶等的功率标定。
- 3) 12小时功率——内燃机允许连续运转12小时的最大有效功率。适用于农用拖拉机、农业排灌动力、内燃机车、内河船舶等的功率标定。
- 4) 持续功率——内燃机允许长期连续运转的最大有效功率。适用于船舶、电站、农业排灌动力等的功率标定。

2. 转速 n

内燃机的转速影响其结构形式与性能。提高内燃机的转速可以使功率提高，因而使单位功率的体积减小、重量减轻。但内燃机转速的提高受到下列条件的限制:

1) 提高转速使运动件的惯性力增加，使内燃机的机械负荷增大，同时，由于工作频率增加，使活塞、气缸盖、气缸套、排气门等零件的热负荷也有所增加。

2) 提高转速使内燃机摩擦损失功率增加，机械效率降低，因而使燃油消耗升高。在流体摩擦和半流体摩擦中，摩擦阻力与速度成比例，即与活塞的平均速度成比例。同样的转速下，当行程较短时活塞平均速度较低，同时运动件的惯性力也较小，故转速较高的内燃机往往采用较短的行程。

3) 提高转速使内燃机零件磨损加快、大修期 (寿命) 缩短。

4) 提高转速使内燃机的平衡和振动问题更加突出，噪音也随之加大。

5) 提高转速使进排气阻力增加,使充气系数下降。柴油机还受到过后燃烧的限制,涡流室和预燃室柴油机中燃烧速率较高,故可能采用较高的转速。汽油机是一种扰流燃烧。转速越高,扰流速度也越高,火焰传播度增大,故汽油机转速的提高受过后燃烧的限制较小,加上汽油机由于防止爆振的原因,气缸直径一般作得比柴油机小,故汽油机的转速一般可以作得比柴油机高。

内燃机中的惯性力、摩擦磨损等不仅与转速有关,同时与活塞行程相联系,即与活塞的平均速度有关。因此内燃机的高速性往往按照活塞平均速度分为三类:

高速内燃机——活塞平均速度为9~14米/秒;

中速内燃机——活塞平均速度为6~9米/秒;

低速内燃机——活塞平均速度为4~6米/秒。

随着内燃机的发展和机型、用途的不同,低、中、高速并无严格的分界。例如有时又用内燃机的标定转速划分:1000转/分以上称为高速机;300~1000转/分称为中速机;300转/分以下称为低速机。

发电机组内燃机的转速受到电网频率和磁极对数的限制,其关系式如下:

$$n = 60 \frac{f}{p} \quad (\text{转/分})$$

式中 f ——电网频率,我国为50赫;

P ——发电机磁极对数。

内燃机的标定转速由配套动力装置而定,主要由调速器来控制。在许多汽油机中,由于其自身特性的稳定性,只需通过发动机功率与外载功率的平衡,就可以使发动机在某一变动很小的转速下运转。

各种用途的内燃机其转速范围大致如下:

用 途	柴油机 (转/分)	汽油机 (转/分)
汽车与拖拉机	1500~4000	2500~6000
工程机械	1500~2800	2000~3600
干线机车	900~1500	—
摩托车、摩托艇 和小型农用动力	—	3000~6000
中型以上农用动力	1200~3000	1500~4000
船舶	高速	1500~2500
	中速	—

3. 最大扭矩和最大扭矩时的转速

内燃机的标定功率和标定转速确定以后其标定工况下的扭矩就由以下公式完全确定了。

$$M_c = \frac{N_e}{n} \times \frac{30000}{\pi} = \frac{N_e}{n} \times 9549.3 = \frac{31.831 \rho_c \cdot z \cdot V_h}{\tau} \quad (\text{牛顿} \cdot \text{米})$$

式中 N_e ——标定功率 (千瓦);

n ——标定转速 (转/分);

M_c ——标定扭矩 (牛顿·米)。

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

定的扭矩储备。表征扭矩储备的参数为扭矩储备系数 μ_m ，又称为扭矩适应性系数。

$$\mu_m = \frac{M_{cmax}}{M_{cn}}$$

式中 M_{cmax} ——内燃机的最大扭矩（牛顿·米）；

M_{cn} ——内燃机标定工况下的扭矩（牛顿·米）。

标定工况时转速和最大扭矩时转速之比称为转速适应性系数 μ_n

$$\mu_n = \frac{n_n}{n_{Mcmax}}$$

式中 n_n ——标定转速（转/分）；

n_{Mcmax} ——最大扭矩时转速（转/分）。

扭矩储备系数 μ_m 与转速适应性系数 μ_n 的乘积称为内燃机的总适应性系数或内燃机的总弹性系数 μ

$$\mu = \mu_m \cdot \mu_n$$

各种动力装置对以上各系数的要求见表1-1。

表1-1 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
载重汽车	1.1~1.25	1.5~2	1.65~2.5	1.05~1.2	1.5~2	1.6~2.4
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。即每千瓦小时的燃料消耗重量。对于固定工况使用的内燃机是指标定功率时的燃油消耗率。对变工况使用的内燃机，则一般是指外特性曲线上的最低油耗率。如说某内燃机的最低油耗率，则是指万有特性上最低油耗率而言。当然，万有特性上低油耗区越宽广，则变工况使用的内燃机的使用经济性也越好。

降低油耗率的途径有二：一为提高内燃机的指示效率，如改善燃烧，减少散热损失等。另一为提高机械效率，如减少机械损失等。

各种动力装置用内燃机的燃油消耗率范围大致如表1-2所示。

表1-2 各种用途的内燃机的燃油消耗率指标

动力装置	柴 油 机	汽 油 机
汽车拖拉机	215~260克/千瓦·时（直接喷射式） 240~270克/千瓦·时（分隔式燃烧室）	300~350克/千瓦·时
中小功率农用内燃机	230~270	270~400
工程机械	220~260	270~350
内燃机车	高速：210~240 中速：204~225	—
船用中速柴油机(发电)	200~220	—

(三) 可靠性和耐久性指标

内燃机工作可靠性是指在规定的运转条件下，具有持续工作，不致因故障而影响正常运

转的能力。可靠性指标是用在保证期内（农用柴油机保证期为出厂日期起一年内保证使用1500小时；汽油机为500小时）的不停车故障数、停车故障数、更换非主要零件数和主要零件数来考核的。对于可靠性指标高的内燃机应在保证期内不发生停车故障和更换主要或非主要零件的故障。

以下各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、油泵凸轮轴、气缸盖、缸套、活塞、连杆、连杆轴瓦、连杆螺钉、活塞销、进排气门、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。

内燃机的耐久性指标常以寿命表示。它是指内燃机从开始使用到第一次大修前累计运转的小时数。内燃机的大修期一般决定于缸套和曲轴磨损到达极限尺寸的时间，此时内燃机不能继续正常工作。表1-3列出了现代柴油机缸套和曲轴轴颈最大允许磨损极限。

表1-3 缸套和曲轴轴颈最大允许的磨损极限

名 称	缸 套 内 径				曲轴主轴颈		连 杆 轴 颈	
	50~100	100~200	200~400	400~800	极限磨损	椭圆度	极限磨损	椭圆度
允许极限磨损相对值	$\frac{1}{500} \sim \frac{1}{200} D$	$\frac{1}{800} D$	$\frac{1}{400} D$	$\frac{1}{200} D$	$\frac{1}{800} D_1$	$\frac{1}{1250} D_1$	$\frac{1}{800} D_2$	$\frac{1}{1250} D_2$

D ——气缸内径； D_1 ——主轴颈外径； D_2 ——连杆轴颈外径。

寿命指标较高的各种用途柴油机寿命一般如下：

农用柴油机	6000~8000小时
载重汽车用柴油机	30~60万公里（7500~15000小时）
工程机械用柴油机	6000~15000小时
机车柴油机	8000~32000小时
船用柴油机	15000~80000小时

一些特殊用途的柴油机，例如主战坦克，其大修期一律是规定的，即所谓强制大修，以保证更高的可靠性。

(四) 重量和外形尺寸指标

内燃机的重量和外形尺寸指标是评价内燃机结构紧凑性和对金属材料利用程度的一个指标。不同用途的内燃机对重量和外形尺寸指标的要求是迥然不同的，例如汽车发动机要求重量和外形尺寸都要小，而工程机械和拖拉机则可稍大一些。坦克和高速舰艇发动机要求体积小而重量则可稍大一些等等。

衡量内燃机重量指标的参数是比重量 g_w

$$g_w = \frac{G}{N_e} \quad (\text{公斤/千瓦})$$

式中 G ——内燃机净重（公斤）；

N_e ——内燃机有效功率（千瓦）。

在系列内燃机中，随着气缸数的增多、转速的提高和平均有效压力的提高，内燃机的比重量降低。

各种用途内燃机的比重量 g_w 的范围见表1-4。

内燃机外形尺寸的紧凑性指标用体积功率 N_v 来评价。

$$N_v = \frac{N_e}{V} \quad (\text{千瓦/米}^3)$$

式中 $V = \text{内燃机长} \times \text{宽} \times \text{高} (\text{米}^3) = \text{内燃机轮廓体积} (\text{米}^3)$ 。

内燃机车、坦克和高速舰艇用柴油机要求体积功率要尽可能的大，一般为：

机车用柴油机 $N_v = 110 \sim 220$ 千瓦/米³；

坦克用柴油机 $N_v = 260 \sim 740$ 千瓦/米³；

舰艇用柴油机 $N_v = 170 \sim 380$ 千瓦/米³。

有些国家用气缸每升排量所需的轮廓体积来表征内燃机的紧凑性，例如汽车发动机一般为80~120升/升。西德的MBOM403达到了54升/升，为目前的最低值。

(五)低公害指标——人类环境保护对内燃机提出的要求

由于内燃机数量的大增，它的排放物和噪音等，直接威胁人类的安全。至1976年为止，仅汽车保有量就达到了三亿二千三百万辆，估计其总千瓦数比其他各类动力的总和还要多，这些内燃机排出的有害气体（NO_x、CO、HC等）连同噪音、臭味等共同构成了人类环境的污染源之一。例如据美国1968年按重量计的大气污染物，汽车的排污重量占各种污染成分总量的43%。大气中各项污染物成分中，汽车的排污占各单项的比例为：CO-59%；HC-48%；NO_x-32%。

其中CO为无色无味的毒性气体，因为它对血液中的血红素的亲和力比氧强，并结合生成一种很稳定的化合物，从而破坏血液的输氧能力。CO的毒性影响，决定于浓度和时间。经常吸入尽管是少量的CO，也将导致贫血。空气中只要有1/800体积的CO，就能在半小时内，致人死亡，因为它能麻痹人的呼吸器官。

HC则产生讨厌的气味，刺激人的呼吸系统，还生成有害的光化学烟雾。特别是不饱和烃，在太阳光紫外线的照射下与氧化氮起光化学反应，生成臭氧、醛、过氧酰基硝酸盐等组成的烟雾产物，具有强氧化作用，刺激眼、鼻、喉等粘膜组织，对植物的生长也有害。

内燃机中燃烧高温下生成的NO_x主要是NO占95~96%。其余NO_x占3~4%和少量的N₂O、N₂O₃、N₂O₅等。常温下NO易于同氧反应生成NO₂。NO_x也能与血红素起作用，但其最大毒性还是与水蒸气结合，在肺部生成稀硝酸，威胁人类健康。NO_x还是产生光化学烟雾的反应成分。

此外，油料中含硫燃烧后生成的SO₂和少量微粒物质都是严重的公害物。人类不能用自己的智慧和劳动创造的文明与技术，来毁灭人类自己，因此近年来世界上各个国家对废气净化和噪音引起了很大的重视，许多国家相继制定了噪声法规、排气法规和排烟法规。若产品不符合法规，就不准出厂，就要罚款等。而且这些法规规定愈来愈严，要求愈来愈高。1978年日本和美国排污法规见表1-5。

日本对柴油机排气中的NO_x还另有规定：直喷式柴油机不得超过850ppm，涡流室和预燃室柴油机不得超过500ppm（ppm为百万分之一）。

欧洲大陆用发动机制造者联合会(EMA)试验法规定：NO_x+HC不得大于10.9~12.1克/

表1-4 各种用途内燃机的比重量 g_v 范围(公斤/千瓦)

用途	柴油机	汽油机
小型农用	单缸: 16~26 多缸: 5.5~16	2~8 1.5~6
汽车用	4~6	1~3
工程机械用	4~7	1~4
干线机车用	高速: 3.4~6 中速: 5.5~7.5	— —
船用	13.5~19	—

千瓦·时，CO 不得大于13.6克/千瓦·时。

表1-5 1978年日本和美国的排污法规

	日 本			美 国			备 注
	HC	CO	NO _x	HC	CO	NO _x	
小轿车	13	116	8.15	0.56	12.3	2.04	表中数字为不得超过量 单位：克/千瓦·时
轻型卡车	3.8	23	3.1	2.3	24.5	3.1	
轻型公共汽车	23	177	27				

关于炭烟排量，德国规定缸径在100mm以下的内燃机排烟量不得超过波许烟度4，功率愈大，排烟的总量愈多，要求也愈严。有的地区已规定排烟不许超过波许烟度2.5。

内燃机的噪音，来自三个方面：燃烧噪音、进排气噪音和机械噪音。燃烧噪音和排气噪音是主要的。评定噪音的标准是噪音级的大小，它可以用噪音仪直接测量出来。噪音级的单位是分贝，简称为 db 或 dB。声源在单位时间内所辐射出的能量，称为声功率（瓦），在传声的途径上，单位时间通过单位面积的能量称为声强度 I （瓦/米²），或简称声强。声强级的定义就是声强 I 和基准声强 I_0 （10⁻¹²瓦/米²）之比，取以10为底的对数再乘以10，即

$$\text{声强级 (db)} = 10 \log_{10} \frac{I}{I_0}$$

有时噪音也以响度级表示。响度不仅取决于音的强弱，而且在一定程度上与音的频率有关。为了有可能定量地比较不同频率的噪音的响度，需要引入响度级的概念，它的单位是方 (phon)。根据响度级的定义，1000 赫频率的声强的分贝值与响度级的方的数值相同，也就是说1000赫频率的声强级 (dB) 就是响度值 (phon)。当频率比1000赫高很多或低很多时，等响度的声强级要比响度值高许多，这是人的耳朵的非线性感觉造成的。

例如美国规定载重量在3.5吨以上的卡车噪音不大于90dB。表1-6 是几个国家对于小轿车和小卡车从1976年至1980年的噪音法规。

表1-6 各国汽车的噪音法规 (单位：dB)

年份	国家 车型	日 本		美 国 ^①		澳大利亚		欧洲经济委员会成员国		备 注
		小轿车	小卡车	小轿车	小卡车	小轿车	小卡车	小轿车	小卡车	
1976		84	85	80	80	84	85	82	84	①美国规定最严的 俄勒冈州规定 ②有强化到80的趋势 ③有强化到81的趋势
1977		82	83	80	80	84	85	82 ^②	84 ^③	
1978		82	83	80	80	84	85	82 ^②	84 ^③	
1979		81	81	80	80	84	85	82 ^②	84 ^③	
1980		81	81	75	75	81	82	82 ^②	84 ^④	

日本于1978年还规定200马力(147千瓦)以上柴油汽车的噪音响度不得超过89方(phon)。小轿车柴油机不得超过82方。

美国环境保护局对工程机械的噪声标准见表1-7 (表中数字为不得超过值)。

为了保护人类环境，内燃机设计工作者必须采取种种措施，来满足各种法规的要求。例如在汽油机中减少挤气面积来减少排气中 HC 的含量，柴油机则采用四角燃烧室，减小喷油