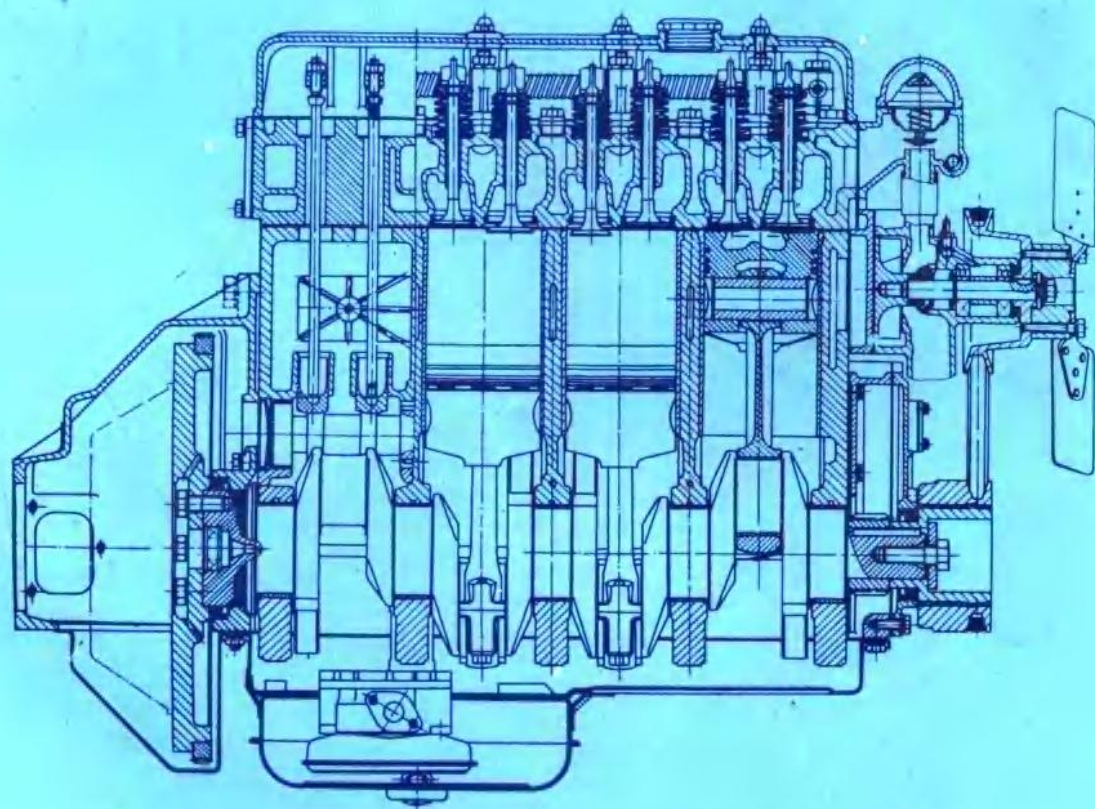


柴油机手册

侯天理 何国炜 编译



上海交通大学出版社

31547702

TK4-62
01

柴油机手册

11k37107

侯天理 何国炜 编译



0089004

上海交通大学出版社

内 容 提 要

本书共分 31 章,系统地介绍了内燃机的基础理论,主要零部件及系统的设计,润滑,环境保护,曲轴箱防爆,各种用途发动机的结构特点,发动机试验及维护保养,故障监测。本书图文并茂,实用性强,充分反映了国外 80 年代内燃机工业的设计、研究、制造、使用水平。我国引进的柴油机产品、工艺装备、测试技术也都在本书中作了较全面的介绍。

本书对从事柴油机、汽车、工程机械、机车、船舶、摩托车、农机等方面教学、科研、生产、设计、使用与管理人员及高等院校师生有很大参考价值。

(沪)新登字 205 号

柴 油 机 手 册

出版:上海交通大学出版社
(上海华山路 1954 号)
发行:新华书店上海发行所
印刷:上海长城绘图印刷厂
开本:787×1092(毫米)1/16
印张:48

字数:1240000
版次:1993 年 12 月第 1 版
印次:1993 年 12 月第 1 次
印数:1—3500
科目:283—337

ISBN7-313-01122-9/TK·42

定价:58.00 元

前 言

本书共分 31 章,系统地介绍了内燃机的基础理论,主要零部件及系统的设计,润滑,环境保护,曲轴箱防爆,各种用途发动机的结构特点,发动机试验及维护保养,故障监测。本书图文并茂,实用性强,充分反映了国外 80 年代内燃机工业的设计、研究、制造、使用水平。我国引进的柴油机产品、工艺装备、测试技术也都在本书中作了较全面的介绍。

本书是柴油机方面的经典著作,编译者对不适应我国内燃机行业的章节进行删改,旨在满足从事柴油机、汽车、工程机械、机车、船舶、摩托车、农机等方面教学、科研、生产、设计、使用与管理人员及高等院校师生更新知识,全面掌握内燃机的理论等的需要。

参加本书编译的有侯天理、何国炜、杨孝绪、朱仁文、王美丽、李朝东、温昌霖、吴奇、冯鹰、戚志才、闫青山、吴旭初、李胜生、周恒悦、徐淑、曾庆梅等同志。

由于本书涉及面广,编译者水平有限,不当之处敬请读者指正。

编译者
1993.6

目 录

1 一般设计原则和材料选用	1
1.1 引言	1
1.2 设计过程	1
1.3 材料一般性能	3
1.4 材料在重复负荷下的疲劳性能	4
1.5 内燃机零件使用的典型材料	11
2 涡轮增压理论	15
2.1 引言	15
2.2 废气涡轮增压	16
2.3 涡轮增压器性能	24
2.4 涡轮增压系统的原理	28
2.5 增压空气的冷却	52
2.6 涡轮增压器的匹配	58
2.7 环境条件的改变	72
3 复合增压及其他增压发动机系统	76
3.1 引言	76
3.2 燃气发生器和复合式发动机与涡轮增压的比较——系统实现途径	77
3.3 特种发动机方案	79
3.4 复合发动机方案	85
4 燃料与燃烧	89
4.1 引言	89
4.2 燃油(燃料)	89
4.3 燃烧	92
4.4 燃料的标准规格	99
4.5 与燃料相关的运行特性及出现的问题	100
4.6 燃料的处理、加工	103
4.7 未来的燃料	104
5 热负荷	105
5.1 引言	105
5.2 总热损失	106
5.3 局部热流的预测	107
5.4 冷却介质侧的热交换	108
5.5 热应力	112
5.6 热负荷下运行的极限条件	115
5.7 适应热负荷要求的设计	116
5.8 局部温度梯度与热流量的测量	119

5.9	排气门与排气门座	120
6	进、排气系统	122
6.1	引言	122
6.2	燃气流动	122
6.3	四冲程发动机	123
6.4	增压	136
6.5	二冲程发动机的扫气	137
7	发动机的平衡	141
7.1	引言	141
7.2	作用力	141
7.3	单缸机的平衡	146
7.4	两缸机的平衡	149
7.5	四缸直列发动机的平衡	151
7.6	三缸机的平衡	152
7.7	六缸机的平衡	155
7.8	V型发动机的平衡	156
7.9	二冲程发动机	161
7.10	倾覆力矩的控制	162
8	扭转振动	164
8.1	引言	164
8.2	简单扭转振动系统	164
8.3	多缸发动机曲轴系统扭转振动的计算方法	170
8.4	扭转振动减振器	181
8.5	扭转仪和扭振试验	185
9	曲轴箱爆炸	187
9.1	引言	187
9.2	曲轴箱内的油雾	187
9.3	爆炸的影响	188
9.4	曲轴箱爆炸事件	189
9.5	爆炸的预防	189
9.6	设计方面	189
9.7	防爆阀	190
9.8	曲轴箱监控系统	191
9.9	油雾检测器	192
9.10	实践细则	194
10	喷油系统	195
10.1	引言	195
10.2	燃油喷射装置的功能	195
10.3	工作顺序	196
10.4	喷射系统的重要特性	199

10.5	喷射装置的基本型式	201
10.6	直列泵	203
10.7	安装法兰式喷油泵	207
10.8	分配泵	210
10.9	泵喷嘴	217
10.10	Cummins PT 系列	218
10.11	增压调节装置	219
10.12	喷嘴	220
10.13	喷油器体和喷油器	223
10.14	过滤	224
10.15	高压油管	228
10.16	重油系统	230
10.17	数学模型	231
11	轴承与轴承材料	232
11.1	引言	232
11.2	轴承设计	233
11.3	轴承损坏	239
11.4	低速发动机的十字头轴承	244
11.5	轴承合金	245
12	活塞、活塞环和气缸套	255
12.1	引言	255
12.2	活塞	255
12.3	活塞环	266
12.4	缸套	275
13	调速器及其传动机构	280
13.1	引言	280
13.2	基本原理	280
13.3	调速器的主要术语	283
13.4	典型的调速器	286
13.5	使用要求和调速器选择	294
13.6	典型用途	297
14	起动系统及起动辅助装置	300
14.1	引言	300
14.2	无起动辅助装置时的冷起动性	300
14.3	改善无起动辅助装置时的冷起动	302
14.4	发动机起动转速要求	303
14.5	起动方法	304
14.6	起动辅助装置	317
15	热交换器	321
15.1	引言	321

15.2	使用条件	321
15.3	水冷系统	322
15.4	蒸发系统	326
15.5	温度控制	327
15.6	空气冷却系统	328
15.7	传热	329
15.8	结构和设计	334
15.9	材料	343
15.10	腐蚀	345
15.11	维修	346
15.12	水的处理	346
16	润滑与润滑油	348
16.1	引言	348
16.2	润滑油	349
16.3	粘度及其在润滑中的作用	350
16.4	添加剂	355
16.5	润滑油的变质	358
16.6	使用中存在的问题	359
16.7	美国石油学会(API)润滑油使用分类	362
16.8	润滑油的发动机试验及有关的技术规格	364
16.9	润滑油特性的实验室测定试验	372
16.10	斑点试验	378
17	排气烟度测量及法规	380
17.1	引言	380
17.2	仪器	381
17.3	烟度计的标定和相互关系	387
17.4	光学系统——频谱响应曲线	389
17.5	暗度计的规格	390
17.6	能见度标准	390
17.7	试验方法和步骤	391
17.8	典型的烟度法规	393
18	排放	397
18.1	引言	397
18.2	法规	398
18.3	分析仪	401
18.4	形成和控制	405
18.5	未规定的排放物	407
18.6	结论	409
19	车用发动机的噪声	410
19.1	引言	410

19.2	柴油机的噪声和振动特性	416
19.3	噪声与振动的控制方法	427
20	大型发动机的噪声和振动	439
20.1	引言	439
20.2	安装概要	439
20.3	民用系统	443
20.4	其他需要考虑的问题	447
20.5	降低噪声	448
20.6	船用发电机组中速 8 缸 V 型发动机的噪声级	449
20.7	船用装置	451
21	风冷发动机	454
21.1	引言	454
21.2	设计特点及功能	457
21.3	冷却风扇	469
21.4	环境保护	476
21.5	应用	481
22	车用发动机	482
22.1	近二十年的技术发展趋势	482
22.2	现代的技术要求	483
22.3	柴油机燃油消耗	485
22.4	增加功率输出及方法	486
22.5	排气和噪声	489
22.6	燃烧系统	491
22.7	直列发动机和 V 型发动机对比	493
22.8	行程/缸径比	495
22.9	进排气系统,配气定时相位	495
22.10	机械性能	496
22.11	润滑系统	508
22.12	冷却	511
22.13	典型发动机	517
23	机车及轨道车发动机	527
23.1	引言	527
23.2	发展趋势	529
23.3	发动机简介	531
23.4	发动机设计特点和发展趋势	545
23.5	标准标定工况条件	546
23.6	轨道车发动机	546
24	固定式高速发动机	548
24.1	引言	548
24.2	现在的水平	548

24.3	高速发动机的分类	549
24.4	发动机的额定功率	550
24.5	一些典型发动机	551
24.6	一些典型的用途	568
25	固定式中低速发动机	578
25.1	引言	578
25.2	近期的发展	578
25.3	典型发动机	581
25.4	典型用途	597
26	双燃料涡轮增压发动机	600
26.1	引言	600
26.2	增压	602
26.3	热平衡	603
26.4	燃气系统	604
26.5	燃气	605
26.6	燃油系统	607
26.7	柴油	608
26.8	燃油喷射	610
26.9	爆燃	610
26.10	调速系统	613
26.11	热负荷(柴油与双燃料对比)	617
26.12	采用强力火花塞的发动机	618
26.13	发动机的设计和应用	619
27	中低速船用发动机	622
27.1	引言	622
27.2	低速直接驱动发动机(二冲程)	624
27.3	中速齿轮驱动发动机	645
28	小型船用发动机	666
28.1	引言	666
28.2	小船发动机的一般要求	666
28.3	发动机冷却	666
28.4	冲程的选择——二或四冲程	667
28.5	增压中冷	667
28.6	典型范例	668
29	发动机试验	682
29.1	引言	682
29.2	基本的测量	683
29.3	指示循环	694
29.4	烟度测量	700
29.5	扭振设备	700

29.6	磨合过程简介	701
29.7	制造业的进步缩短了磨合时间	702
29.8	磨合期与发动机的大小	703
29.9	磨合过程	703
29.10	磨合期磨损	704
29.11	磨合的辅助手段	705
30	现代工故监测方法	706
30.1	引言	706
30.2	优点	706
30.3	条件监测技术	706
30.4	柴油机经验	712
31	维修方法和维修设备	722
31.1	引言	722
31.2	维修方法	723
31.3	发动机的易损零件	725
31.4	发动机记录	725
31.5	喷油装置	740
31.6	维修设备	753

第一章 一般设计原则和材料选用

1.1 引言

设计过程是一个非常复杂的问题,需要综合考虑技术、加工制造和成本等方面的要求.这些要求不仅很复杂,甚至常常相互矛盾.完整的设计还应考虑产品具有美观的外形.加工制造成本,包括装配和售后服务成本,应尽可能降低.通常整套设备尺寸应最小,但是很多情况下,其结构和尺寸应适应安装要求,小汽车或大型机车发动机必须符合标准负荷容量和总质量要求.一般发动机要求具有较高的比功率,同时具有较高的热可靠性和机械可靠性.

很显然,本章不可能对内燃机设计作详尽的叙述.一些内容在本书其他章节有详细的专题介绍.本章下面主要对内燃机零件使用材料和通常采用加工工艺的一般原则进行讨论.

近年来,与成功设计和制造内燃机有关的各个学科都获得迅速发展,这表明,所有学科的专家必须紧密合作,这种合作越来越需要每个专家了解掌握其他领域知识,以使这种合作有效地进行.

1.2 设计过程

发动机设计的第一步当然是确定满足一定理想使用要求的输出功率和速度.自然吸气发动机缸径和行程由预定的气缸数和行程—缸径比可以容易决定.卡车、机车和船舶发动机几乎全部进行增压.近年来,甚至一般汽车柴油机也进行增压,具有最大比功率发动机增压压力达大气压的三倍,甚至更高.

与此同时,必须决定采用预燃式燃烧室还是直接喷射式燃烧室.卡车发动机和超大型发动机实际上总是采用直接喷射式燃烧室,而小型发动机运转速度快,速度范围大,几乎总是采用涡流预燃式燃烧室.直接喷射式发动机燃油经济性好,冷机起动比较容易,能有效地进行更高速运转.因此,直接喷射式发动机与预燃式发动机相比,具有较强竞争力.

初步确定了发动机缸径、行程、气缸数、燃烧室类型和增压度之后,根据经验可以确定压缩比和可能的最大气缸压力.现在,设计师可以根据过去相似类型的发动机经验数据,作出气缸套中心线,由气缸套依次描绘出活塞、连杆、曲轴轴承等.根据相似的方法,也可以作发动机横截面图.初始阶段的总设计是不确定的,还需采用一些新颖的设计特征.如采用定时驱动机构和一些辅助装置(包括增压器或后冷装置),这些都需要统筹研究考虑,使整台发动机结构最为紧凑.

完成初步设计后,一方面可以进行各零件的应力值的定量计算;另一方面,可考虑各零件加工制造细节.这些细致考虑结果使初始设计计划细节有很多变化.例如,曲轴的抗弯应力和扭转振动应力计算结果,将会对曲轴尺寸作一些调整,甚至可能会选择不同的着火次序.这可能是因为扭转振动应力计算值应符合曲轴前端安装扭振减振器的要求.同时,在获得高、低转速轴承负荷预定数值时,应计算作用于每一曲柄行程的总往复质量和旋转离心力以及每一曲柄行程的不平衡力矩.

根据这些预计数值,可以决定平衡块重量大小及其分布。曲轴安排和平衡块大小及分布确定之后,可以评价发动机每一对运动副,以决定曲轴箱材料尺寸,尤其是纵向平面的尺寸,其强度应足够高以支承几对运动副,不产生过度变形。否则,如果曲轴箱横向强度较低,曲轴中曲柄臂发生弯曲疲劳断裂。

进行不同气缸数系列发动机设计时,所设计的曲轴和轴承应能满足最大气缸数的需要,同时应考虑到基型发动机将来变型升级需要,如扩大缸径和/或增加行程,或者提高进气增压压力。为了减轻重量,发动机常常在最高实际许可应力条件下运转。这表明曲轴磨合必须克服不圆度并防止长期耐久运转时的磨损,因此,公差配合必须有利于减小曲柄销和轴颈直径,另外将曲柄销和轴颈进行某种强化处理,其表面产生一定深度的硬化层。

在计算惯性力和应力时,要注意汽车下坡时,汽车自重惯性力和驱动发动机,因此,汽车发动机应设计有一定超速余量。在山区,从安全性方面考虑,采用排气门制动阀日益增多,以防止超速,在设计阶段就应考虑这种可能性。

设计的早期阶段,至少对凸轮和气门机构进行预计算,保证转动中心至凸轮高度符合所选择的加速特性,尤其是保证接近最大升程时的减速度。当计算气门机构工作质量和齿轮从动件时,气门弹簧初步设计获得了工作时不产生点蚀和过度磨损的许用接触应力。

凸轮从动件尺寸应足够大,它与最大凸轮偏心有关,名义上平面挺柱偏心是 57.3 乘以最大凸轮速度(以 $\text{mm}/\text{凸轮角}$ 为单位),凸轮宽度和挺柱相对于凸轮的轴向位移改善了挺柱的转动。凸轮的预计算可以得到所需的气门弹簧等。最后,可以进行更精确的计算,根据整个等效气门机构建立计算机模型获得全部速度范围的气门机构的动力响应曲线。早期预计算提供适当而不过大的空间。

这个阶段,尤其是大型多缸发动机,检查一下曲轴在最大功率时是否具有足够大的直径承受工作负荷作用下的过度弯曲变形是明智的。有必要将燃油泵凸轮置于曲轴轴承座之间区域。另外,也应计算曲轴的自然扭转频率,因为,对于较长曲轴,有必要在其自由端安装一只合适的扭振减振器。任何较大的扭转振动将不仅导致较高的曲轴应力,而且还影响计算升程和加速时的凸轮角速度常量的静态估算值。

自然振动的额外扭矩可能叠加到曲轴驱动箱主应力上,从而导致曲轴驱动件凸轮、链条或齿形皮带过载。

随着设计逐步进行而接近最后阶段,必须考虑其他各个方面,包括材料、铸造成型和其他金属成型工艺,甚至装配和维修等要求。这时有可能考虑所有这些方面的相互作用,对各种零件进行详尽研究。

计算机科学的最新进展,使仅仅几年前还是不可想象的计算和计算技术变成了可能,有限元是这些技术之一,已越来越广泛地用于计算预定负荷作用下的零件,甚至一些主要零件的应力和变形。有限元方法可以计算一定工况下零件内部温度变化,也可以将非线性塑性变形和蠕变拟合成应力—应变关系曲线。计算机内存容量允许贮存记忆,很多程序可以交叉使用。因此,可以有效地进行系统优化设计,如优化气门系统并全面迅速预测其动力特性。

目前,计算机在内燃机设计中应用的整个领域正以越来越快速度的扩大和发展。其应用不仅包括完整设计和应力计算方法,而且也可加速各细节处理、总图绘制以及数控机床加工程序带制备等等。

简要叙述了发动机设计的一般原则之后,有必要考虑其他方面内容,即决定选用材料的因素和材料的许用应力。

1.3 材料一般性能

一般工程师主要对他所使用材料的机械性能和物理性能感兴趣,而将材料产品其他更详细性能交给冶金专家。然而,因为材料的极限抗拉强度、疲劳强度、可获得的硬度、加工性能、膨胀系数、热传导性和导电性以及其它重要性能都取决于金属合金成份、熔化、浇注、冷却速度和机械成型方式等。这就需要相当丰富的其他领域的知识。尽管,现在有关这方面内容的资料很多,但是在设计阶段,设计师应尽可能与有关人员,包括冶金专家、模型制作人员、铸造人员以及锻压人员讨论各方面的问题和要求。这是因为,产品最终性能与所有制造过程有关,而且制造过程本身与其产品数量以及所采用的加工方法的总体经济性有关。

在介绍发动机零件使用典型材料之前,有必要简单介绍一些简单术语,以便引用。

所有材料性能中,首先是“UTS”即极限抗拉强度,UTS 是由拉伸试验获得的。采用尽可能轴向的拉伸负荷作用于一定材料制成的试棒上,通常试棒是精确加工的标准试样。试棒断裂时,记录其负荷,该负荷除以试棒原始横截面积,就得到“极限抗拉强度”。当韧性很好的材料进行拉伸时,延伸率较大,而且出现局部“腰缩”或“颈缩”现象。这表明,真实的局部断裂应力大于通常引用的标准应力值。

断裂时,测量试棒断口直径,计算其面积减小,

$$\text{面积减小 \%} = \frac{\text{原始试棒截面积} - \text{断裂后试棒最小截面积}}{\text{原始试棒截面积}} \times 100 \quad (1.1)$$

因此,断裂时的延伸率%(采用标距长度)

$$\text{延伸率 \%} = \frac{\text{断裂后试棒的绝对伸长}}{\text{试棒原始标距长度}} \times 100 \quad (1.2)$$

因为颈缩发生时,局部变形率更大,因此有必要采用标距长度。塑性材料标距长度,英国标准采用 ISO 国际标准为, $5.65 \sqrt{\text{面积}} = 5d$, 美国标准为, $4.47 \sqrt{\text{面积}} = 3.96d$, 德国标准为, $11.3 \sqrt{\text{面积}} = 10d$, 很多都引用英国老标准, 标距长度为 $3.54d$ 。

试棒断裂时,其截面面积的减小和长度增加是衡量材料塑性的标准。钢的应力—应变曲线,初始阶段低应力时,保持直线关系。应力与应变的比值是材料的杨氏弹性模量。决定材料的强度极限的线性关系终止于材料明显的屈服点。低强度的低合金钢,其延伸率急剧增加。但是,高强度钢应力—应变曲线中的直线上升缓慢,即使断裂时,其延伸率仍然较低。

铸铁材料和轻合金材料也有类似情况。关于试样的形状、直径和标距等详细情况可参考有关标准规范。

工程师考虑材料及其许用应力时,首先想到其极限抗拉强度。钢经过热处理(如渗碳、感应淬火和火焰淬火、渗氮等)存在表面硬化层时,其硬度值和强度值有近似的对应关系。而且,当材料表面承受最大应力时,这些热处理减小了材料摩擦面磨损,增加了材料抗弯或扭转疲劳性能。

重要的一点是,材料的基本性能取决于试验方法和铸造及热处理的冷却速度。材料截面积大和/或厚断面冷却速度比薄断面慢,结果厚断面强度比薄断面低。图 1.1 说明了灰口铸铁的尺寸效果。其中牌号数是 $\Phi 30$ 铸铁棒材车削加工成 $\Phi 20$ 试棒的抗拉强度。球墨铸铁也有类似的效果。

球墨铸铁进行系列试验(主要是铸态珠光体组织结构),截面尺寸为 $\Phi 30\text{mm}$ 时,极限抗拉强度为 600N/mm^2 ,而截面尺寸 $\Phi 300\text{mm}$ 时,UTS 值降至 450N/mm^2 。钢也服从尺寸效果。精确的结果取

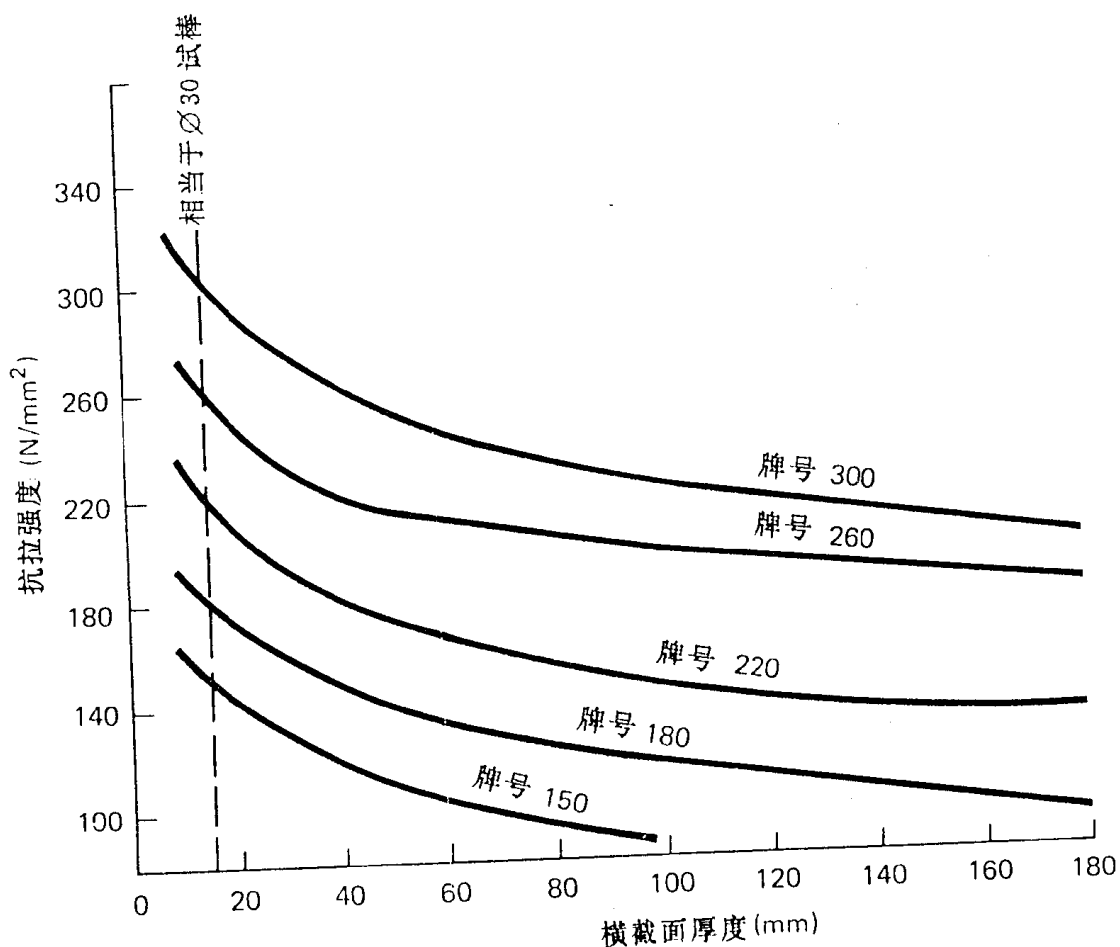


图 1.1 灰口铸铁截面尺寸与抗拉强度关系图

决于所使用的试验方法和热处理工艺。例如,已知材料化学成分为:C 0.3—0.4%, Si 0.1—0.35%, Mn 1.3—1.8%, Mo 0.20—0.35%, 热处理工艺是, 845°C 油淬, 600°C 回火, 试棒尺寸直至 22mm 时, 材料 UTS 皆为 940N/mm², 但截面直径为 100mm 时, UTS 降至 725N/mm²。

正因为材料的试验方法、热处理工艺、金相组织、轧制和锻造量等方面细微差别, 将导致实际获得的材料性能值分散性很大, 因此, 大多数材料强度标准通常采用所获得的最低性能值。

1.4 材料在重复负荷下的疲劳性能

内燃机大多数零件都受一定负荷和应力作用, 这些负荷和应力随每次发动机循环而重复并可能随负荷和速度而变化。这些变动应力可能是由于正拉伸应力、弯曲和扭转应力作用或是这些应力复合作用引起的, 并且随时间呈正、负交替变化。一些零件, 如气缸盖和气缸盖螺栓预紧应力较高, 仅略低于其屈服应力, 该应力是这些预紧件主应力, 虽然发动机运转时, 另外一些较小的循环应力将叠加在这些主应力上, 但采用精确的设计和紧固连接使得这些变动应力较小。

疲劳试验机测试材料疲劳性能。将材料的许多试样分成不同应力值试验组, 在不同负荷下进行试验, 确定一定周次循环负荷作用下, 试样产生裂纹或完全断裂时的应力值, 最早最简单的疲劳试验机是由 Wohler 发明的。

首先,试样的一端夹在一合适的卡盘上,卡盘由刚性轴承固定并由电动机带动旋转,当悬臂试样通过滚珠轴承在其自由端施加试验载荷时,试样承受弯曲扭矩,旋转时,其应力呈正弦变化,转数表记录受扭矩作用试样的旋转周次,直至断裂。

当试样断裂时,可用微型开关或其他类似装置自动关闭试验机,使试验无须看管。根据不同负荷下进行的一系列试验结果,作出试样断裂前的应力/循环周次曲线。钢铁材料疲劳断裂循环周次很多,所以疲劳曲线(S-N)横坐标通常取对数坐标或半对数坐标,即应力/循环周次曲线,用S-N表示。

钢典型应力/循环周次曲线,如图 1.2 所示。当循环周次增加,应力值线性下降,循环周次达到和超过 2×10^6 时,S-N 曲线上有明显水平部分,水平直线应力值称为“疲劳极限应力”或“耐久极限”。

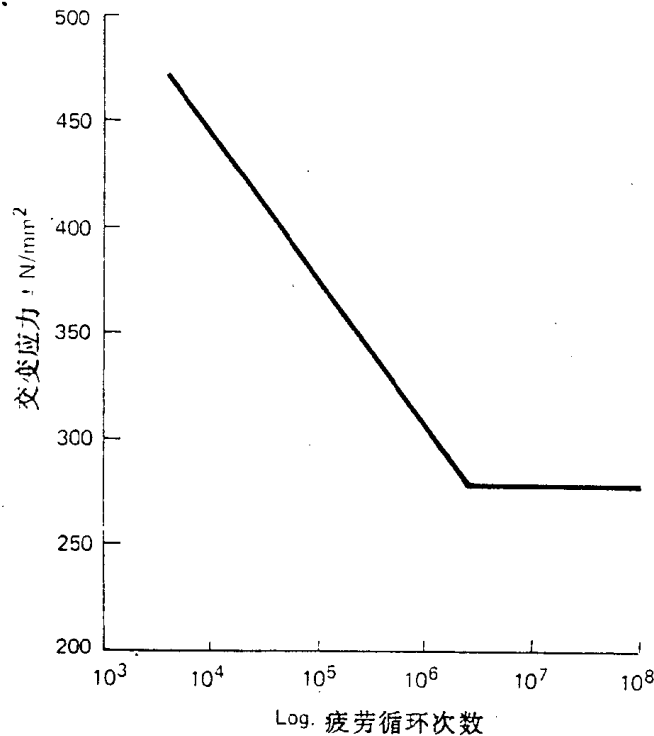


图 1.2 钢典型 S-N 曲线

光滑耐久疲劳极限试样是经精确加工和仔细研磨抛光获得的。尽管如此,材料的轻微缺陷如杂质,试验方法和结构上细微差别以及试验细小的不规范都将使试验点存在较大的分散性。因此,应采用尽可能多数量的实际试样进行试验。

推挽或纯拉应力试验要求在精度更高的机器上进行。对试样施加轴向负荷,应确保负荷严格沿轴向方向,避免试样承受所需的轴向应力,同时承受纵向弯曲应力。因为,弯曲应力在试验表面最大,在中心位置时理论上降为零。所以,表面和近表面的任何缺陷都有引起裂纹的最大可能性。当完全轴向应力作用时,应力均匀分布在整个试样截面上,因此,裂纹可能在整个截面上任何缺陷处产生,发生断裂。统计数据看,缺陷引起断裂的可能性,轴向负荷比弯曲负荷大。因为这个原因,推挽疲劳试验的疲劳强度值低于弯曲疲劳试验。

实际工程零件中,很难有真正光滑的试样,零件常常有台阶、缺口、键槽、钻孔、油孔及螺纹等,

腐蚀斑点和磨损很少导致表面缺陷。由于不规则形状和缺陷存在,疲劳强度大大降低。

一些情况下缺口尖端局部应力集中可以用数学方法求得。目前,在运用有限元方法方面做了大量工作。一般局部应力集中远离于名义应力,应力集中处理论上最大值和平均值之比称为理论应力集中系数,用 K_t 表示。V 型缺口,缺口角为 60° ,其尖端曲率半径较小,估计 K_t 值为 3.6。

带有缺口的试样实际疲劳强度试验值常常低于理论计算值。没有应力集中的光滑试样与有应力集中的缺口试样疲劳强度之比, $K_f = \sigma_{-1} / \sigma_{-1K}$,称为疲劳缺口应力集中系数。式 1.3 试图将 K_t 和 K_f 联系起来, q 称为疲劳缺口敏感度。

$$q = \frac{K_t - 1}{K_f - 1} \quad (1.3)$$

q 值通常在 0~1 范围内变化,图 1.3 为疲劳缺口敏感度(q)和疲劳应力集中系数(K_f)关系曲线。但这仅仅是粗略的近似示意图。因为 q 不仅取决于所使用的材料,而且与试样尺寸大小、应力条件和规定疲劳寿命如循环周次等因素有关。

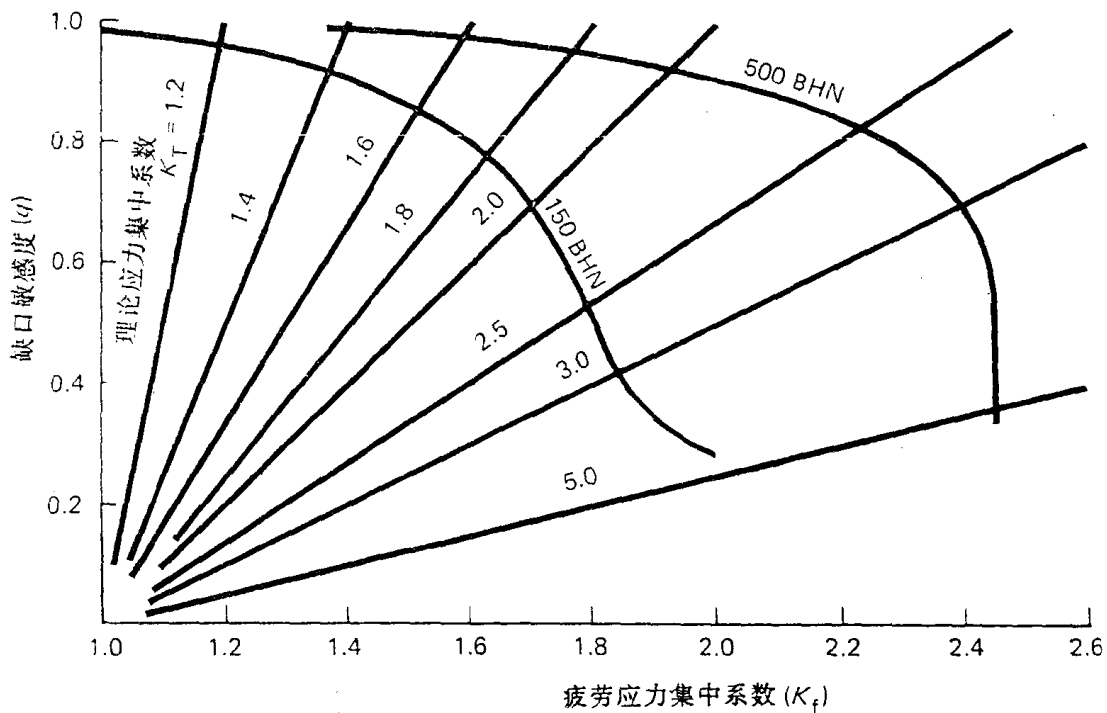


图 1.3 缺口敏感度曲线

一般情况下,钢的缺口试样疲劳强度在其抗拉强度为 $1000\text{N}/\text{mm}^2$ 时,达到静态稳定值,超过此强度时,疲劳强度略有下降。灰口铸铁组织分布有片状石墨,其边缘尖锐,本身就是一种缺口,所以多缺口的敏感度小于致密石墨铸铁,因为致密铸铁石墨片比较圆钝。但是这二种铸铁缺口敏感度都小于具有良好韧性的球墨铸铁,因为球铁石墨大都是球状或团絮状。

有色金属尤其是铝合金通常没有明显的疲劳极限,无缺口光滑试样 S-N 曲线从不出现水平部分,尽管直线斜率在一定循环周次时下降。因此,除非设计中采用低应力标准,否则不能保证具有无限寿命。图 1.4 表明,缺口试样疲劳应力实际上并没有随极限强度增加而增加。内燃机中,必须