

工程中的金属疲劳

[美] H.O. 福克斯 著
R.I. 斯蒂芬斯
漆平生 徐桂琴 译
汪一麟 校

中国农业机械出版社

内 容 简 介

本书以金属的疲劳设计为主题,从工程应用的角度,论述了疲劳设计的一般程序、金属疲劳特性的宏观和微观形态、线弹性断裂力学在确定疲劳裂纹扩展和最终断裂中的应用、应力集中和残余应力的影响、恒幅载荷下零件疲劳寿命的预测、多轴疲劳、实际载荷谱疲劳以及环境因素影响等问题。大多数章列有设计注意事项一节并附有习题,以帮助读者深入掌握该章内容。书末附录列有各种材料的疲劳与断裂特性试验数据。本书所介绍的疲劳设计方法,均在工程中获得成功应用。

本书可供从事机械设计、制造和材料工艺研究的工程技术人员,以及有关大专院校的师生阅读参考。

Metal Fatigue in Engineering

H.O. Fuchs R.I. Stephens

JOHN WILEY & SONS, 1980

工程中的金属疲劳

[美] H.O. 福克斯 R.I. 斯蒂芬斯 著

迷亚生 徐桂琴 译

王一麟 校

中国农业机械出版社出版

北京市海淀区阜成路东钓鱼台乙七号

海淀区北下关印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行

新华书店经售

787×1092 16 开 13.1/4 印张 326千字

1983年11月北京第一版·1983年11月北京第一次印刷

印数: 0,001—8,000 定价: 1.45元

统一书号: 15216·479

序 言

本书是为从事机械设计和研制各种承受重复载荷设备的工程技术人员和工科学生,以及必须就结构、机器或零件的疲劳强度作出决定的人们而编写的,可供在职工程师自修之用,也可作为学习机械工程、土木工程或材料工程等专业的大专学生或研究生在一学期、一季度或短期内学完的教科书。书中的资料可应用于多种结构和机器,其中包括汽车、航天飞行器、桥梁、拖拉机、船舶及核压力容器。

本书的重点是在各种结构、机器和零件的工程应用方面。书中有足够的基础知识可供读者判断本书所介绍的设计程序的有效性,至于那些主要对研究人员有用而尚未应用于设备设计的课题,本书不予讨论。书中所介绍的各种方法均已成功地应用于疲劳设计。

本书将线弹性断裂力学与缺口应变分析及 $S-N$ 研究法合为一体。我们懂得,单凭概念不能充分解释疲劳设计内容。至少需要两个不同的疲劳判据,因为疲劳破坏至少可以分为两个具有不同特点的阶段:局部塑性剪应变所引起的裂纹早期形成和分布拉应力所引起的裂纹随后扩展。第三阶段则以最终断裂的形式结束整个疲劳过程。

金属的疲劳设计是本书的基本课题。书中强调了自应力(残余应力)与应力集中的重要性。这些概念是疲劳设计取得成功的关键。其中包括了现代的积累损伤处理或称寿命预测,它认识到循环计数和作用顺序的重要性。为了说明疲劳知识是人们一贯追求的而不仅仅是自然规律的汇总,在附注中引用了Wöhler、Goodman、Griffith、Peterson和Weibull等人的传记资料。在各章的最后均列出了参考文献。书后列有关于某些工程材料的疲劳与断裂特性的附录。在正文和习题中均用到这些附录。计量单位用国际制,在适当的地方也采用英美制。数据、表格和附录大多数以两种单位并列。为了更好地说明书中资料适用于工程设计的场合,举了一些例题。各章的最后大都附有未解算的习题,在许多情况下,答案不止一个,甚至有很多个。这是合理的,因为选用的模型、解法和材料性能有所不同,加之疲劳设计具有固有的不精确性。这些习题往往要求读者说明解法的意义,并注释所作的假设。各章中大都包含一节“设计注意事项”。

第一章是这一课题的历史概述。第二章讨论了疲劳设计的一般程序,如安全寿命、失效保护、工作可靠性预测、监控和检验等等。第三章介绍了疲劳特性的宏观与微观形态。第四章提供了为确定疲劳裂纹扩展和最终断裂所需的线弹性断裂力学基础知识。第五章提供了通过实验室试验测出的恒幅疲劳数据,如应力-寿命($S-N$)关系、应变-寿命($\epsilon-N$)关系和裂纹扩展($da/dN-\Delta K$)关系,以便用来预测机器零件和结构的疲劳特性。此外,还分析了数据分散并用统计方法作了处理。第六章讨论了疲劳设计中应力集中的重要性及影响。第七章讨论了自应力(残余应力)及缺口应变分析。第八章主要用第五至第七章的结果来预测各种零件在恒幅载荷作用下的疲劳寿命和疲劳强度,这是随后几章的基础。第九章讨论了多轴疲劳的问题。第十章的主题是实际载荷历程所引起的疲劳,其中论述了积累损伤、计数方法、相互作用模型及模拟试验。第十一章讨论了各种环境影响,其中包括腐蚀、微动磨损、温度及中子照射。第十二和十三两章论述了联接与零件的疲劳。

IV

金属零件和结构的疲劳强度或疲劳寿命，可用本书中所介绍的方法和数据加以预测。预测的精度取决于现有的辅助工具，如有限元分析和循环计数用的计算机程序等等。预测的准确度必须通过测试和检验来加以验证，因为实际使用载荷与周围环境以及生产中所用材料的确切性能都可能与计算时所假设的有所不同。

在引用参考文献方面，我们对许多研究人员深感抱歉。有许多人，书中没有提到他的名字，却对疲劳的学问作出了很大的贡献。同本校各系同事们进行的讨论，尤其是同美国汽车工程师学会（SAE）以及美国材料试验学会（ASTM）同行们进行的讨论，有助于加深我们的了解。我们的家庭也支持我们致力于写这本书。衣阿华大学的一个教学研究会对R.I.Stephens提供了经济资助。对于所有这些帮助，我们表示衷心的感谢。对于发现本书中的错误并告知我们的读者，我们也在这一预先致谢。

H.O. 福克斯（斯坦福，加利福尼亚州）

R.I. 斯蒂芬斯（衣阿华城，衣阿华州）

1980年4月

目 录

第一章 历史概述	1	第六章 缺口及其效应	69
参考文献	3	6.1 应力和应变的集中与梯度	70
第二章 疲劳设计方法	5	6.2 疲劳缺口系数	75
2.1 疲劳设计策略	5	6.3 基线缺口系数 K_t	75
2.2 疲劳设计准则	6	6.4 应力水平对缺口系数的影响	77
2.3 分析与试验	7	6.5 平均应力对缺口零件的影响	78
2.4 概率设计与可靠性	8	6.6 设计注意事项	79
2.5 检验与有关经验的取得	8	参考文献	82
2.6 小 结	8	习题	82
习题	9	第七章 自应力与缺口应变分析	83
第三章 金属疲劳的宏观与微观		7.1 一个实例	83
形态	10	7.2 自应力的产生	84
3.1 疲劳断口	10	7.3 自应力的持久性	88
3.2 与循环有关的材料特性	15	7.4 自应力的测量	88
3.3 疲劳机理	19	7.5 缺口应变分析	89
3.4 设计注意事项	22	7.6 用线性法则 ($K_e = K_t$) 进行缺口应	
参考文献	23	变分析举例	91
习题	24	7.7 用Neuber法则进行缺口应变分析	
第四章 适用于疲劳裂纹扩展和断裂的		举例	93
线弹性断裂力学基本原理	25	7.8 设计注意事项	95
4.1 应力强度因子 K	26	参考文献	95
4.2 裂纹顶端的塑性区范围	30	习题	97
4.3 断裂韧性—— K_{Ic} , K_{Ic}	32	第八章 恒幅载荷作用下的寿命估	
4.4 设计注意事项	34	算	98
参考文献	35	8.1 简化方法	99
习题	36	8.2 根据应变来估算低循环疲劳的	
第五章 恒幅疲劳试验及其数据	37	方法	106
5.1 单调单轴拉伸与压缩	37	8.3 两阶段法	106
5.2 疲劳频谱、疲劳试验机和疲劳试		8.4 结论	111
件	38	8.5 设计注意事项	111
5.3 应力-寿命曲线($S-N$ 关系)	44	参考文献	111
5.4 低循环疲劳, $\epsilon-N$ 关系	49	习题	113
5.5 疲劳裂纹扩展, $da/dN-\Delta K$ 关系	53	第九章 多轴应力和多轴应变	115
5.6 疲劳数据的分散与统计分析	61	9.1 多轴应力或应变作用下的屈服	115
5.7 设计注意事项	64	9.2 简单多轴载荷作用下的裂纹萌生	117
参考文献	64	9.3 复合多轴应力	121
习题	66	9.4 裂纹扩展	123

9.5 积累损伤	124	参考文献	187
9.6 设计注意事项	124	习题	188
参考文献	124	第十三章 机械零件的疲劳	190
习题	125	13.1 弹簧	190
第十章 真实载荷历程所造成的疲劳	126	13.2 滚动轴承	192
10.1 积累损伤	126	13.3 齿轮	194
10.2 有效的损伤假设	126	13.4 结语	196
10.3 有顺序效应或无顺序效应的载荷 历程	129	13.5 设计注意事项	196
10.4 计数方法	131	参考文献	197
10.5 预测不规则载荷历程的效应	135	附录A 材料特性	198
10.6 在实验室中模拟真实载荷历程	140	表A.1 某些工程合金的全反复旋转弯 曲无缺口疲劳极限 S_f	198
10.7 设计注意事项	141	表A.2A 某些工程合金的单调与循环 应变特性: 国际制单位	199
参考文献	142	表A.2B 某些工程合金的单调与循环 应变特性: 美英制单位	200
习题	143	表A.3 某些工程合金的平面应变断裂 韧性 K_{Ic}	201
第十一章 环境影响	145	表A.4 某些工程合金的疲劳裂纹扩展 界限 ΔK_{th}	201
11.1 腐蚀疲劳	145	表A.5 某些工程合金在超过 10^7 次循 环的寿命下在水或盐水中的 腐蚀疲劳特性	203
11.2 微动磨损疲劳	152	附录B 关于金属疲劳分散的定量数据	204
11.3 低温疲劳	155	表B.1 钢的疲劳强度变差系数	206
11.4 高温疲劳	160	表B.2 疲劳寿命的对数标准偏差 D 和 疲劳强度的变差系数 C	207
11.5 中子辐照	169		
参考文献	170		
习题	173		
第十二章 联接	174		
12.1 焊缝	174		
12.2 用机械方法紧固的联接	183		
12.3 设计注意事项	187		

第一章 历史概述

机械破坏曾造成了许多危害和经济损失。在这类机械破坏中,至少有一半是由于在重复载荷作用下发生疲劳所致。虽手头无确切的百分比,但许多书籍和文章的著作者都认为在各种机械破坏中有50~90%是疲劳破坏,其中大多数是突然断裂。这就要求工程技术人员改进有关疲劳的设计方案。

疲劳设计的方法很多,有些方法既简单又便宜,有些方法则极其复杂、细致而又昂贵。作较完整的分析一开始可能花费较高,然而从长远的观点来看,这样做可能是最省钱的。因此,疲劳设计中的一个重要问题是,分析应该完整到什么程度。现行的生产责任制特别强调将设计方案用文件形式明确地规定下来。

对于材料的疲劳,目前还没有完全搞清。我们的知识是逐步积累起来的,目前已经相当复杂了。为了获得某种一般性的了解,最好先对疲劳的发展史作一简述。这样可以提供一些基本概念,并且扼要地表明,这些概念是怎样通过许多人的努力而发展起来的。

在19世纪40年代,由重复应力引起的破坏首先对铁路工业产生了很大的影响。人们认识到,铁路车辆的轮轴总是在轴肩处破坏的^[1]。当时已提出了消除锐角的建议。由于这类破坏看起来完全不同于单调试验中的正常断裂,因而提出了振动会造成“结晶化”的错误概念,但后来被否定了。“疲劳”一词在19世纪40年代到50年代开始使用,借以说明破坏是由重复应力造成的,这个词一直用来描述由重复应力造成的断裂。在德国, August Wöhler[⊙]于19世纪50年代到60年代曾在实验室作了许多在重复应力作用下的疲劳试验。这些试验与铁路车辆轮轴的破坏有关,可以认为是对疲劳的首次系统性研究。因此Wöhler被人们称为系统性疲劳试验之“父”。他用应力-寿命($S-N$)曲线表明了疲劳寿命如何随应力幅的提高而降低,而且在一定应力幅以下试件是不会断裂的。这样, Wöhler便提出了 $S-N$ 曲线和疲劳极限的概念。他指出,对疲劳来说,应力范围要比最大应力来得重要^[2]。在19世纪70年代到90年代,其他一些研究人员论证并发展了Wöhler的经典研究。Gerber及其他一些人研究了平均应力的影响,而Goodman[⊙]则提出了一种关于平均应力的简化理论。关于交变应力和平均应力的一些曲线图至今仍以他们的名字命名。

20世纪初,曾用光学显微镜研究了疲劳机理。在局部地方出现了导致微观裂纹形成的

⊙ August Wöhler(1819~1914)毕业于德国汉诺威工业大学并在铁路上工作,后来于1847年当了柏林——布勒斯劳铁路的车辆段长。从1847年到1889年,他在斯特拉斯堡任帝国铁路局局长。1870年他曾指出,应力幅对疲劳破坏起决定作用。1867年他所取得的疲劳试验结果在巴黎博览会上展出,《Engineering》杂志(1867年,第2卷,第160页)对此作了颇有见地的评论。

⊙ John Goodman(1862~1935)他是英国里兹大学的土木工程和机械工程教授,曾发表过一部流行的教科书《Mechanics Applied to Engineering》(1904年第1版,1914年第8版),他在书中写道:“……假定Wöhler和其他一些人加于试棒的变载荷产生了与突加载荷完全相同的效应……采取这样一种理论的唯一理由是,它所得出的结果相当符合试验数值,而且也容易记住和应用”。遗憾的是,某些现代著者却把Goodman的假设当作一条自然规律。

滑移线和滑移带。在20世纪20年代, Gough^①及其同事对搞清疲劳机理作出了重大的贡献。他们还说明了弯曲和扭转的组合作用(多轴疲劳)。1924年Gough发表了一部关于金属疲劳的综合性著作^[3]。1927年Moore和Kommers^[4]发表了第一部关于金属疲劳的美国综合性著作。1920年Griffith^②^[5]发表了他用玻璃对脆性断裂所作理论计算和试验的结果。他发现玻璃的强度取决于微观裂纹的尺寸。如果 S 是断裂时的名义应力, a 是断裂时的裂纹尺寸, 那么它们的关系便是 $S\sqrt{a} = \text{常数}$ 。由于就裂纹的重要性作了这项经典性的首创性研究, Griffith遂成为断裂力学之“父”。

在1929年到1930年间, Haigh^③^[6]就存在缺口时高强度钢与低碳钢对疲劳的响应不同作出了合理解释。他应用了缺口应变分析和自应力的概念。后来其他一些人更加充分地发展了这些概念。在20世纪30年代, 由于汽车工业中采用了喷丸处理, 因而实际上取得了重大的进步。在弹簧和轮轴常常发生疲劳破坏的地方, 经过喷丸处理后就很少发生这种破坏了。Almen^④^[7]正确地解释了在经过喷丸处理的零件表层上产生压缩应力能获得大大改进的原因, 从而促进了用喷丸处理和其他方法来产生有利的自应力。Horger^[8]指出, 表面滚压可以防止裂纹扩展。1937年, Neuber^⑤^[9]引用了缺口处应力梯度效应和单元块概念, 其中认为缺口根部微小体积上的平均应力要比缺口处的最大应力更重要。

第二次世界大战期间, 在设计航空发动机和装甲车辆时常有意地利用压缩自应力。在焊接的油轮和自由轮中多次出现脆性断裂, 促使人们作出很大的努力, 并想到预先存在裂纹式缺陷和应力集中影响。这样的脆性断裂大多起始于方口角上或方形切口及焊缝处。解决方法包括将角倒圆和加强、加铆接的止裂板以及更加重视材料的性能。1945年Miner^[10]用公式表示了Palmgren^[11]于1924年提出的线性积累疲劳损伤判据。这一线性疲劳损伤判据现在已被称为Palmgren—Miner定律。这一定律已广泛应用于疲劳设计, 尽管它有许多不足之处, 目前仍然是预测疲劳寿命时用的一个重要工具。

作为第一架喷气式客机的彗星机在试飞300多小时之后于1952年5月开始投入使用。在1954年1月的一次检查之后四天, 该机坠入地中海。在从海底捞起大部分残骸并对彗星机零件进行彻底检查和试验之后得出的结论是, 这一事故是由于增压座舱的疲劳破坏引起

① Herbert·J·Gough(1890~1965)他曾在英国大学预科学校和伦敦大学获得工程学位, 其中包括科学博士和哲学博士。1914年他去英国国家物理实验室(NPL)工作, 但随即以五年时间花在第一次世界大战上。后来他回到国家物理实验室重新从事科学研究工作, 并于1930年到1938年担任工程部主任职务。在第二次世界大战期间, 他担任了作战部的科研主任, 后来又在补给部任职。1949年他担任机械工程师协会会长。他发表过80多篇有关金属疲劳的论著, 多次主持国际讲座并荣获国际奖。

② A·A·Griffith(1893~1963)他在1921年毕业于英国利物浦大学, 获得工程学士、工程硕士和工程博士学位。1915年他进入皇家飞机工厂, 一开始在车间当见习员, 后来担任其它职务, 到1920年晋升为高级科学研究员。1917年, 他和G·I·Taylor一起发表了一篇关于用皂膜来解决扭转问题的首创性论文。1920年他又发表了关于脆性断裂的著名论文。后来他致力于研究燃气轮机的设计理论。Griffith于1938年担任皇家飞机公司发动机部主任, 并于1939年进入Rolls Royce公司任研究工程师。一开始他从事涡轮喷气发动机的方案设计, 后来又从事直升飞机的设计。他于1960年退休, 但继续担任Rolls Royce公司的顾问。

③ Bernard P·Haigh(1844~1941)Haigh生于苏格兰的爱丁堡, 并在格拉斯哥大学接受工程培训。他曾获得科学博士学位。第一次世界大战期间, 他服役于海军部, 并于1921年开始在皇家海军学院任应用力学教授。他有许多发明, 而且发表过许多关于工程课题的科学论文, 其中包括对金属疲劳的重大贡献。

④ John·Otto·Almen(1886~1973)他出生于美国北达科达州的农村, 1911年毕业于华盛顿州立大学, 后来成为一位有很多发明创造的发明家。1926年他在通用发动机研究室工作。Almen曾谈到, 他改为研究残余应力是为了要摆脱那些行政人员的事后批评, 这些人以为自己能够改进他的机械发明。按照Almen的看法, “疲劳破坏就是拉断”。

⑤ Heinz Neuber(1906)他是德国慕尼黑工业大学的毕业生, 曾任该校应用力学教授和机械工艺实验室主任。

的。有些很小的疲劳裂纹起源于机身上一个孔口的角上。已有两架彗星式飞机失事。彗星机曾经过严格试验。高空处的座舱压力比外界压力高57kPa。除了早期在70~110kPa的压力下作了30次试验之外,1953年9月又对座舱的一个试验段加压到57kPa而作了18000次试验。对应于57kPa的设计应力为铝合金抗拉强度的40%。很可能是一开始施加的30次高载荷水平在试验段中产生了很大的自(残余)应力,以致虚假地提高了试验部件的疲劳寿命,从而造成人们过于自信。后来这种型式的彗星机都已停止使用,而把更多的注意力集中到飞机构架的疲劳设计上。

在50年代,对疲劳课题的主要贡献在于应用闭路电动液压试验系统,这样可以更好地模拟试件、部件及整个机械系统的载荷历程。电子显微技术为更深入地了解基本的疲劳机理开辟了新的前景。Irwin^①引用了应力强度因子 K_I ,这一概念已被公认为是线弹性断裂力学和疲劳裂纹扩展寿命预测的基础。

在60年代初期,低循环控制应变的疲劳特性就已同塑性应变幅与疲劳寿命之间的Manson-Coffin^[13,14]关系一起占有重要地位。这些概念是现行的缺口应变疲劳分析的基础。Paris^[15]在60年代初期曾经指出,疲劳裂纹增长率 da/dN 最好用应力强度因子范围 ΔK_I 来加以说明。在60年代后期,F-111飞机的失事就是因为本来已有裂纹的零件发生脆性断裂的缘故。这些破坏事故以及其它美国空军飞机上的疲劳问题构成了在70年代的B-1轰炸机研制规划中要求应用断裂力学概念的依据。这项规划包括根据预先规定的可测初始裂纹尺寸来考虑裂纹扩展寿命。1967年西弗吉尼亚州的Point Pleasant大桥没有任何预兆而突然倒塌了。对倒塌事故作了详细调查后发现,由于裂纹增长到临界尺寸而引起的眼杆上解理断裂是造成倒塌的原因。初始裂纹是由疲劳、应力腐蚀开裂和(或)腐蚀疲劳引起的。这一破坏事故对后来由美国州间公路和运输管理员协会(AASHTO)规定的设计要求产生了深远的影响。1974年7月,美国空军颁布了Mil A-83444命令,对新型军用飞机的设计规定了损伤容限要求。因此,将断裂力学用作疲劳设计的一种工具,是通过实践和各种规定而获得完全明确的。

参 考 文 献

1. R. E. Peterson, "Discussion of a Century Ago Concerning the Nature of Fatigue, and Review of Some of the Subsequent Researches Concerning the Mechanism of Fatigue," ASTM Bull., No. 164, Feb. 1950, p. 50.
2. "Wöhler's Experiments on the Strength of Metals," *Engineering*, August 23, 1967, p. 160.
3. H. J. Gough, *The Fatigue of Metals*, Scott, Greenwood and Son, London, 1924.
4. H. F. Moore and J. B. Kommers, *The Fatigue of Metals*, McGraw-Hill Book Co., New York, 1927.
5. A. A. Griffith, "The Phenomena of Rupture and Flow in Solids," *Trans. R. Soc. (Lond.)*, Vol. A221, 1920, p. 163.
6. B. P. Haigh, "The Relative Safety of Mild and High-Tensile Alloy Steels under Alternating and Pulsating Stresses," *Proc. Inst. Automob. Eng.*, Vol. 24, 1929/1930, p. 320.

① George R. Irwin(1907)他于1937年在伊利诺斯大学获得物理哲学博士,后来去海军研究室任科学研究员,而且还担任过力学部主任。他于1967年离开海军研究室后,在利海伊大学任教授直到1972年,然后又转入马里兰大学任教授。他在美国材料试验学会的E-24断裂试验委员会中,一直是既传授知识,又担任领导工作。由于他对断裂力学作出了贡献,美国材料试验学会和其他一些专业学会曾多次向他颁奖。

7. J. O. Almen and P. H. Black, *Residual Stresses and Fatigue in Metals*, McGraw-Hill Book Co., New-York, 1963.
8. O. J. Horger and T. L. Maulbetsch, "Increasing the Fatigue Strength of Press Fitted Axle Assemblies by Cold Rolling," *Trans. ASME*, Vol. 58, 1936, p. A91.
9. H. Neuber, *Kerbspannungslehre*, Springer-Verlag Berlin, 1937 (in German); *Theory of Notches*, J. W. Edwards, Ann Arbor, Mi., 1946.
10. M. A. Miner, "Cumulative Damage in Fatigue," *Trans. ASME, J. Appl. Mech.*, Vol. 67, Sept. 1945, p. A159.
11. A. Palmgren, "Die Lebensdauer von Kugellagern," *ZDVDI*, Vol. 68, No. 14, 1924, p. 339 (in German).
12. G. R. Irwin, "Analysis of Stresses and Strains Near the End of a Crack Traversing a Plate," *Trans. ASME, J. Appl. Mech.* Vol. 24, 1957, p. 361.
13. S. S. Manson, Discussion of Ref. 14, *Trans. ASME J. Basic Eng.*, Vol. 84, No. 4, Dec. 1962, p. 537.
14. J. F. Tavernelli and L. F. Coffin, Jr., "Experimental Support for Generalized Equation Predicting Low Cycle Fatigue," *Trans. ASME, J. Basic Eng.*, Vol. 84, No., 4, Dec. 1962, p. 533.
15. P. C. Paris and F. Erdogan, "A Critical Analysis of Crack Propagation Law," *Trans. ASME, J. Basic Eng.*, Vol. 85, No. 4, 1963, p. 528.

第二章 疲劳设计方法

疲劳设计有两方面的要求：一方面要判断有无任何疲劳破坏的危险性，另一方面要了解可能增加或减少这种危险性的因素。如何应用、校验和定量地确定这两个方面，则取决于设计任务。

2.1 疲劳设计策略

设计人员将根据自己的设计目的按不同的路线进行设计，因而他将以不同的方式使用本书。为了说明这一点，我们来看下列四项不同的任务：

1. 设计一台装置，也许是一种专用的弯曲工具或试验台，以便应用于已设计好的工厂。我们把这样的装置叫作“内部工具”。

2. 改变一个现有的产品，使之大于或小于原先的型式，或者采用不同的形状，也许是用一个连杆和一个盘簧来代替一个片簧。我们把这样的产品叫作“新样品”。

3. 建立一个大大不同于以往常规的重大项目。一架宇航飞机、一台海洋钻探设备或一种新型的伐树机可以作为这方面的例子。我们把这样的项目叫作“新产品”。

4. 设计一座公路桥或一台蒸汽锅炉。预期载荷、验收分析方法和容许应力均由用户或规范主管机关规定。我们把这样的设计叫作“规范设计”。

2.1.1 内部工具

如果工具的一个零件承受重复载荷，例如一个棘轮机构或一个带滑轮的转轴，那么在设计中就必须注意避免疲劳破坏。对内部工具来说，只要设计人员预先知道零件在使用中将要经历的载荷-时间历程，本书中的资料就足够用于设计。设计人员要拟定一种形状能尽量避免应力集中，能估算应力，并根据对重量、空间和成本的要求选定一种材料和处理方法。他还要在所需寿命下相当于50%破坏概率的应力与他所取的容许应力之间，选用一个合适的安全系数。为了使重量或空间、预期寿命和成本这样一些互相矛盾的因素获得平衡，可能需要作二次和三次迭代。如果预期的载荷不是均匀重复的，那么设计人员要考虑积累损伤的问题。

疲劳强度设计与加载次数不多的设计两者之间的差别，在于要更重视具体的形状和处理方法，而且要决定零件所需的寿命。设计人员可使零件便于检验和更换，或进行破损安全设计，或者选用较大的安全系数来防止严重的破坏事故。

2.1.2 新样品

一种新样品应更加可靠，因而必须从使用记录中或原样品上取得较多的数据以供应用。除了2.1.1节中所概括的步骤外，通常还要作一些试验来验证各种假设和计算。原样品上的断裂零件可提供最有用的数据。我们可以根据这些零件来调整试验程序，以使试验所造成的破坏在位置和外观上都与使用中的破坏相同。

造成其他形式破坏的试验也许是采用了错误的加载方式或错误的幅度。根据从原样品

上取得的经验,有时也可以知道哪种形式的均匀循环加速试验可以取得令人满意的效果。例如,在轿车悬架弹簧的试验中曾经发现,作200000次从完全弹回到发生最大可能变形的行程循环的这样一种验收试验,与以不同的幅度作频谱试验相比,速度要快得多,而且也比较省钱。关于零件所受载荷的数据,可直接从原样品上获得,也可从原样品类推而获得。可以对令人满意的原样品进行测量来确定有效应力与载荷的关系,并在新样品上再现同样的关系,而不进行全面的应力分析。

在改进或改变旧样品时,本书中的资料可用于指导改型时所作的决定。

2.1.3 新产品

这要求在疲劳设计上作最大的努力。预测未来的载荷是最重要的因素。不管应力分析如何详尽,也不能补救错误的载荷预测。在得知了载荷或载荷频谱之后,就可以对所有零件的疲劳程度进行分析。这种分析通常要通过零件的疲劳试验来加以验证,根据试验结果可能要修改设计。只要有可能,就应将设计原型或试验样品投入使用,以验证其工作性能和预测的载荷。

2.1.4 规范设计

有许多工业部门提供了关于容许应力的数据。例如,美国焊接学会公布了一些表示各种型式焊缝的荐用应力随所需寿命而变化的曲线。有了这样的规范,设计人员就可应用根据其他许多人的经验建立的数据。照例,根据规范进行的设计是一种保守的安全设计。在追究产品责任而进行诉谈时,美国法院并不承认符合规范就能为最后报废产品的制造者和销售者开脱责任。只有在进行规范设计时,才值得把疲劳计算进行到三位有效数字。至于在其他任何情况下,由于不确定性很大,以致按 $\pm 5\%$ 进行计算所得的结果,反而比依靠数据的准确性来提供保证的结果更加精确。

2.2 疲劳设计准则

疲劳设计准则已从所谓无限寿命发展到损伤容限。依次建立起来的各种准则,根据不同的应用,仍有其一定的地位。

2.2.1 无限寿命设计

无限安全是最早的准则。它要求设计应力确实低于相应的疲劳极限。对于承受无数次几乎均匀循环的零件,例如发动机气门弹簧,这仍然是一种合适的设计准则。

2.2.2 安全寿命设计

无限寿命设计适用于Wöhler所研究过的铁路车辆轮轴,但汽车设计人员却学会了应用于另一些零件。如果将这些零件置于预期的最大应力或载荷下作试验,那么他们将只能维持几十万次循环,而不是无数次循环。在汽车的整个寿命期间,悬架弹簧或倒档齿轮上可能永不出现最大载荷或应力;在这种载荷下按有限寿命进行设计能取得完全令人满意的结果。按有限寿命进行设计在实用中称为“安全寿命”设计。这种设计也可用于其他许多工业部门,例如压力容器设计和喷气发动机设计。

安全寿命必定包括安全系数,以考虑疲劳结果的分散和其他一些未知因素。计算可以根据应力-寿命关系、应变-寿命关系或裂纹扩展关系来进行。

球轴承和滚子轴承是值得注意的安全寿命设计范例。这类轴承的额定载荷,往往用预

期所有轴承中有90%能以一定的寿命（例如在500转/分下为3000小时或 9×10^7 转）承受的基准载荷来表示。对于不同的载荷、不同的寿命或不同的破坏概率，轴承制造厂列出了换算公式。他们列出的既不是无限寿命下的载荷，也不是任意寿命下破坏概率为零时的载荷。

在安全寿命设计中，安全系数可以用寿命表示（例如，计算寿命 $=20 \times$ 所需寿命），也可以用载荷表示（例如，假定载荷 $=2 \times$ 预期载荷），或者同美国机械工程师协会锅炉规范中一样，规定两种安全系数都要得到满足。

2.2.3 失效保护设计

失效保护疲劳设计准则是由航空工程师制定的。他们既不允许因安全系数大而需要增加重量，也不允许因安全系数小而达不到预期寿命。进行失效保护设计时，认识到可能出现疲劳裂纹，而将结构布置得使裂纹在被检测出来而未修复之前不致造成结构破坏。在结构内每隔一段距离设置多载荷通道和止裂板，是为达到失效保护设计目的而用的一些手段。这种设计原理最初主要应用于飞机构架（机翼、机身、操纵面），而现在也应用于其他场合。只有在多发动机飞机上，方可对发动机进行失效保护设计。对起落架，不按失效保护，而按安全寿命进行设计。

2.2.4 损伤容限设计

这种设计原理是失效保护设计原理的一种改进。它假定存在裂纹（不管是由加工引起的，还是由疲劳引起的），而应用断裂力学分析方法和通过试验来校验这样的裂纹在用定期检测法测出之前，是否会增长到足以引起破坏的程度。这种设计原理适用于裂纹扩展缓慢而断裂韧性高的材料。美国空军曾在某些合同中规定采用损伤容限设计。在压力容器设计中“破裂前渗漏”就是这种设计原理的一种表现。

2.3 分析与试验

目前，仅根据分析来进行设计时（不作任何试验），要么需要有很大的安全系数来考虑不确定性的影响，要么必须允许有不出现现有数据范围的破坏概率，这通常是指5%或更大。至于按照高刚度或者按照比循环载荷大得多的静载荷设计的零件，其计算的疲劳寿命通常在数量级上高于所需的寿命。这样就可以了，用不着通过疲劳试验来验证。如果破坏并不危及寿命，而且更换是作为一种例行公事，例如汽车的风扇皮带，那就可以允许有百分之几的破坏概率。在其他大多数情况下，分析都需要通过试验来加以验证。

为验证设计而作的疲劳试验，或者叫发展试验，要比为了研究而作的疲劳试验严格得多，因为它要求工程技术人员通过试验来体现使用条件，但在精度要求上却又远不如为研究而作的疲劳试验严格。载荷和周围环境与使用中的载荷和周围环境相同，是发展试验的主要要求。确定使用载荷可能是一项重要任务。发展试验的加速进行会发生问题。必须将产品在遇到竞争之前出售，或者对勉强够格的产品确定改进方法。将载荷增加到超过使用载荷可以达到加速试验的目的，但这样会产生使人误解的结果：使用中本来可以保持不变的自应力（残余应力）会因试验载荷过大而发生变化。微动磨损可能漏掉，而腐蚀可能来不及产生其全效应。从试验谱中除去许多微小载荷循环是普遍的做法，但当疲劳寿命大部分用在扩展裂纹上时，为了获得真实的结果，必须具有微小载荷循环。

试验零件应与产品零件完全一样加工, 因为加工不同(例如用切削螺纹来代替滚压螺纹)会对疲劳强度有很大的影响。

2.4 概率设计与可靠性

现有的疲劳数据, 有时可使概率设计的破坏概率降低到10%左右。对于更低的概率, 我们就很难得到所需的数据了。将已知概率进行外推时, 要用很大的安全系数来考虑不确定性。疲劳可靠性可根据使用经验来确定。无使用经验时, 如果设计有明显的缺点, 那么对设计进行分析, 就能预测可靠性的严重不足, 因而分析在这方面是有用的。缺乏根据使用经验得到的数据时, 凭我们现有的知识对设计进行分析, 并不能在使用中所要求的范围内提供定量的可靠性数值。

2.5 检验与有关经验的取得

设计中的缺点最后总会暴露。要么是零件强度不够而经常发生破坏, 要么是零件强度过高以致竞争对手能较廉价地生产这种零件。发展工程的目的, 就是力求在用户和竞争对手发现弱点之前找出和确定这些弱点。从用户处和从检验场所获得载荷记录, 是发展工程的一个方面。确定哪些载荷是常见的, 哪些是偶然的, 哪些是例外的, 而这些载荷比测量值大多少, 是发展工程的另一个方面。

对使用中的设备进行检验也是避免意外事故的一种方法。有许多厂商试图把早期生产的样机交给友好的用户在严酷的条件下投入使用, 经常非常仔细地加以检验, 以便抢在别人之前发现所有弱点。确定使用中合适的检验时限和检验方法, 常常是疲劳设计任务的一个部分。我们都看见过铁路车辆检验员拿长把榔头敲打特别快车的各个轮轴, 以便在疲劳裂纹大到足以造成断裂之前凭声音把它们检测出来。对于飞机也要定期检验裂纹。检验过多是浪费, 而检验太迟可能造成事故。作为生产过程一部分的检验并不是设计人员的直接责任, 但他们可以用自己制定的规范来命令进行检验。没有圆角半径尺寸的轴肩可能引起破坏。例如需要检验所规定的 $1 \pm 0.2\text{mm}$ 的圆角半径是否达到; 焊缝是否完全焊透, 以及喷丸是否达到规定的强度也同样需要加以检验。

2.6 小 结

疲劳设计过程决定于设计对象的特点和现有知识的深度。对某些型式的产品, 例如发动机气门弹簧或球轴承, 只要工作载荷能够预测, 而且工作环境与已取得经验的环境相同, 我们的知识就足以提供良好的经验设计。

在其他许多情况下, 当应用我们的理论和算法来确定设计方案时, 只有用一个很大的安全系数来考虑未知因素。这样就必须在安全系数大与专门试验之间进行选择。设计、试验和制造的总费用必须与疲劳破坏的代价(其中包括金钱、信誉、声望甚至生命)相平衡。由于这些因素的比重在不同情况下发生变化, 因此逐渐形成了各种不同的设计策略。

习 题

1. 在你的汽车上, 哪些安全关键性零件是失效保护零件? 哪些是安全寿命零件? 怎样才能使关键性安全寿命零件成为失效保护零件? 是否有此必要?
2. 把一架普通民用喷气飞机改装为“展宽”型时, 需要考虑哪些疲劳设计问题?
3. 对于下列情况可以假定怎样的载荷频谱? 你将如何确定这些载荷频谱?
 - (1) 海上油井钻机结构。
 - (2) 短跨公路桥。
 - (3) 阿拉斯加管道。
 - (4) 摩托车前轴。
 - (5) 油轮上的螺旋桨轴。

第三章 金属疲劳的宏观与微观形态

在一般应用中，“疲劳”这个词，是指材料在重复的应力或应变作用下的特性，以区别于在单调或静态的应力或应变作用下的特性。美国材料试验学会目前已将疲劳定义为^[1]：

“材料在某一点或某些点上受到变化的应力和应变，而经过足够次数的变化后可能最终产生裂纹或完全断裂时，其结构局部发生渐进性永久变化的过程。”

定义中的四个关键词用黑体字表示，以便引起注意。

“渐进性”这个词，是指疲劳过程是在一段时间或使用时间内发生的。疲劳破坏往往来得很突然，表面上并无任何迹象可寻；然而，有关的机理却可能从零件或结构一开始使用就一直在起作用。

“局部”这个词，是指疲劳过程是在局部区域而不是在整个零件或结构上起作用。这些局部区域可能因传递外载荷、几何形状突变、温度有差别、有自应力（残余应力）和材料有缺陷而产生高应力和高应变。工程技术人员必须重视这些局部区域。

“裂纹”这个词，往往是疲劳中最容易使人误解和误用的名词。不知为什么，这个词好象令人反感，或者使得许许多多的工程技术人员和管理人员对裂纹在疲劳过程中的作用抱怀疑态度。凡是疲劳破坏，其根本原因都是裂纹已扩展到使余下的材料再也无法承受应力或应变以致突然发生断裂的尺寸。裂纹之所以扩展到这样的尺寸，是因为受到循环载荷的缘故。事实上，由于在航空方面疲劳破坏的代价极大，所以目前的飞机设计准则对于某些安全关键性零件要求假定在飞机开始使用之前就已存在微小的裂纹状缺陷^[2]。因此，这些安全关键性零件的疲劳寿命仅以裂纹扩展为依据。

“断裂”这个词，是指疲劳过程的最后阶段，即零件或结构分裂成两个或更多个部分。

3.1 疲劳断口

在讨论疲劳过程的微观形态之前，我们先来观察几个有代表性的疲劳断口。这许多断口有着共同的特性，而“典型疲劳破坏”这个词常见于文献和实践中。但是，也有许多“非典型”的疲劳破坏。对于这两者，本节都要加以讨论。

图3.1表示一台摩擦式螺旋压力机上97.5mm方牙螺纹立柱的一个典型疲劳断口^[3]。螺纹根部未倒圆，而且在螺纹面上尤其是下部A区呈现许多震痕。这种低劣的切削加工加剧了螺纹区的应力集中，从而促进了疲劳破坏。断口看起来有两个明显不同的区域。断口上部较小的、明亮的、有些粗糙的区域是断裂时残存的截面积。其余的截面积是疲劳裂纹区。在左下方外周附近可以看到许多初始裂纹，这些裂纹表现为沿着左下方圆周延伸的一些径向线。初始开裂过程正是起源于这一区域。一开始，细小的疲劳裂纹沿着与立柱纵轴约成45°的方向扩展几毫米，随后转为沿着立柱纵轴的垂直方向即最大拉应力平面扩展。

当零件承受附加的循环应力时，这些细小的初始裂纹不断增长而汇合在一起，以致主要是一条疲劳裂纹扩展到断口的80%左右。在主疲劳裂纹区，可以看到一些有点象波浪形的或明或暗的条纹。这些痕迹常称作滩痕或贝壳痕。“滩痕”这个词，是因为断口形状很象波浪离开沙滩后留下的沙痕而命名的。这些痕迹是由于在循环加载过程中两个邻接的裂纹表面张开、合拢和互相摩擦以及在可变（随机）载荷频谱与腐蚀性周围介质相互作用时开裂、止裂和裂纹以不同的速率增长而产生的。

如果将两个邻接的断裂部分合在一起（在实际发生破坏时不得如此，因为这样会掩盖冶金痕迹，以致无法进行正常的断口金相分析），它们将紧密地配合在一起，几乎看不出有永久变形。因为肉眼可见的永久变形非常之小，所以常把疲劳破坏称为“脆性断裂”。不过这个名称应该加以修改，因为在疲劳裂纹顶端附近的微小局部区域和裂纹萌生部位都发生了相当大的塑性变形。虽然许多疲劳破坏并没有肉眼可见的永久变形，但裂纹萌生和扩展机理必然涉及发生塑性变形的微小局部区域。类似于图3.1的破坏常称“典型”疲劳破坏，因为它们显示了如下的共同形态：

1. 一个或几个明显的裂纹萌生部位。
2. 表示裂纹扩展的滩痕。
3. 明显的最终断裂区。

图3.2表示一辆大功率机车的空气压缩机上一个端轴承的疲劳破坏，破坏起源于下缘附近含有夹渣和氧化膜的冶金缺陷处。夹杂物和空穴之类的冶金缺陷是金属中固有的，常起裂纹萌生部位的作用。图3.2上部的最终断口上有一沿着周边的薄唇。这一薄唇常称剪切唇，因为这里可能发生明显的永久变形。这一剪切唇可能很宽，也可能很小，或者根本不存

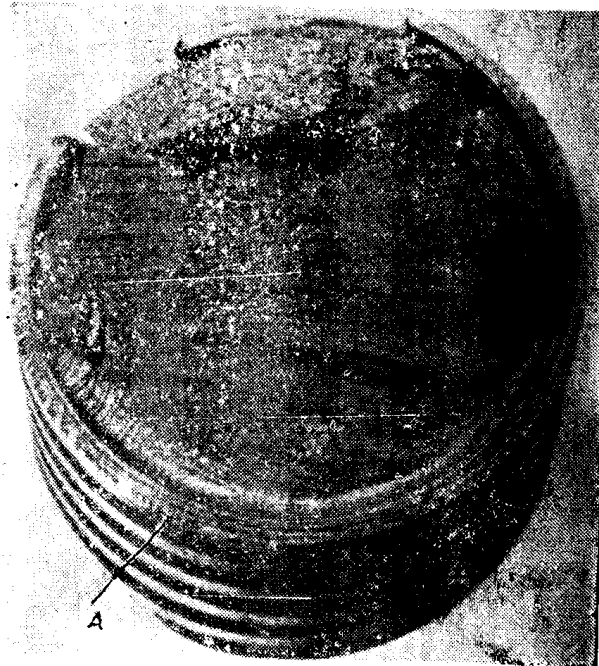


图 3.1 方牙螺纹立柱的疲劳破坏^[3]

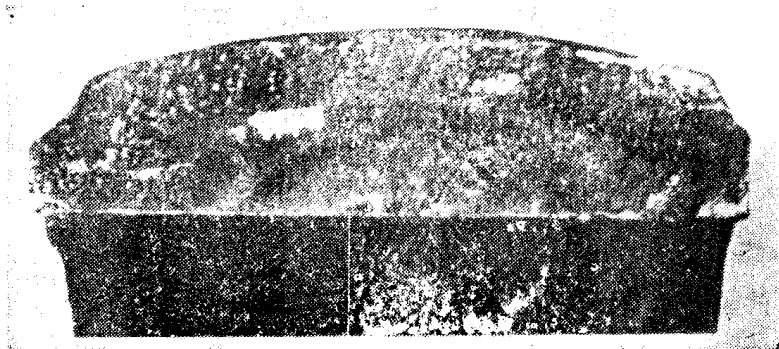


图 3.2 由夹渣造成的端轴承的疲劳破坏