



机械弹簧

JIXIETANHUANG

〔美〕 A.M. 沃尔 著

国防工业出版社

内 容 简 介

本书介绍各种类型机械弹簧的设计方法及其基本理论。论及的弹簧有:圆柱螺旋拉、压弹簧,圆柱螺旋扭转弹簧,扭杆弹簧,板弹簧,片弹簧,截锥涡卷弹簧,碟形弹簧,环形弹簧,发条及弹性垫等。书中还对弹簧的疲劳、冲击、高温特性作了必要的阐述。

本书可供从事弹簧设计工作的同志参考,也适于机械制造专业的教师及高年级学生阅读。

MECHANICAL SPRINGS

A. M. Wahl

McGraw-Hill Book Company, Inc.

机 械 弹 簧

[美] A. M. 沃尔 著

谭惠民 等译

樊大钧、何献忠 校

*

国防工业出版社出版

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

上海商务印刷厂承排 国防工业出版社印刷厂印装

*

787×1092 1/32 印张11 9/16 255千字

1981年3月第一版 1981年3月第一次印刷 印数:0,001—9,000册

统一书号:15034·2073 定价:1.20元

译 者 的 话

A. M. Wahl 所著《Mechanical Springs》一书, 是一本关于机械弹簧的实用设计及其基本理论的著作。著名的螺旋拉、压弹簧曲度修正系数 K , 就是以本书作者名字命名的。

作者用较大篇幅介绍了广泛使用的圆柱螺旋拉、压弹簧的实用设计方法及其有关理论。并且着重介绍了疲劳强度、冲击负荷、许用应力、公差等问题。

除圆柱螺旋弹簧以外, 本书还给出了多种其它类型弹簧的设计方法及有关基本理论。其它类型的弹簧包括: 螺旋扭转弹簧, 扭杆弹簧, 板弹簧, 片弹簧, 截锥涡卷弹簧, 碟形弹簧, 环形弹簧, 发条, 弹性垫等。这些弹簧在航空、机械、动力、电器、仪表、兵器等工业中, 得到极广泛的应用。

翻译本书的主要目的, 就是为在上述各领域从事实际工作的同志, 提供一本有一定深度, 同时又比较实用的弹簧设计参考书。

这本书的最后一篇, 择要介绍了各种弹簧的力学基础。对于设计人员, 也许直接的用处不大, 但对于从事应力分析及教学工作的同志来说, 不失为一份很好的入门教材。

参加本书翻译的有刘明杰、王向东、吴福兴、谭惠民等。全部译稿由谭惠民负责统一整理。

樊大钧、何献忠两同志对译稿进行了仔细的校订, 在此表示深切的谢意。

译 者

目 录

第一篇 弹簧材料及一般的设计考虑.....	1
第一章 机械弹簧一般的设计考虑	1
第二章 弹簧材料的种类和物理特性	20
第三章 弹簧及弹簧材料的疲劳特性	34
第四章 弹簧及弹簧材料的高温特性	49
第二篇 压缩及拉伸螺旋弹簧实用设计.....	61
第五章 一般的设计考虑	61
第六章 设计螺旋弹簧时的辅助手段——表格, 算图, 公差	85
第七章 冷卷螺旋压缩弹簧的实际选择及设计	108
第八章 热卷压缩或拉伸弹簧的设计	120
第九章 螺旋拉伸弹簧设计	128
第十章 方形或矩形杆螺旋弹簧设计	137
第三篇 其它类型弹簧的设计.....	146
第十一章 螺旋扭转弹簧	146
第十二章 平面涡卷弹簧——游丝和发条	158
第十三章 碟形弹簧	172
第十四章 片弹簧和板弹簧	195
第十五章 截锥涡卷螺旋弹簧	217
第十六章 环形弹簧	229
第十七章 橡胶弹簧及橡胶支坐	238
第十八章 扭杆弹簧	251
第四篇 设计机械弹簧的基本理论.....	257
第十九章 螺旋拉伸和压缩弹簧的理论	257
第二十章 大变形量疏圈螺旋弹簧	271

第二十一章	受轴向载荷的方形杆或矩形杆螺旋弹簧的理论...	287
第二十二章	螺旋弹簧因强压处理而产生的塑性流动	293
第二十三章	螺旋弹簧疲劳或反复负荷时的合理分析方法.....	307
第二十四章	螺旋压缩弹簧的失稳和侧向负荷.....	315
第二十五章	螺旋弹簧中的振动和冲击效应	324
第二十六章	螺旋扭簧理论	335
第二十七章	平面涡卷弹簧理论	342
第二十八章	碟形弹簧或平圆盘弹簧理论	349
第二十九章	梯形截面圆盘弹簧理论	357

第一篇 弹簧材料及 一般的设计考虑

第一章 机械弹簧一般的设计考虑

1-1. 定义

机械弹簧可定义为一个弹性体,它的主要功能是:在负荷的作用下(或吸收能量时)产生变形,变形后去掉负荷时,仍能恢复它的原来形状。虽然绝大多数材料都有弹性,并在负荷作用下变形,但却不能把它们都看作是弹簧。因此,一个受重物作用而稍稍弯曲的钢结构梁不能看作是一根弹簧,因为它的主要用途不是在负荷作用下变形,而是保持刚性。另一方面,在原子反应堆壳-弹模型压力容器中的弹性件(图 1-1)加载时就产生相当大的变形,因而起到弹簧的作用。

倘若材料所受应力不超过弹性限,普通类型弹簧将有如图 1-2 所示的一条线性负荷-变形量曲线。这表明变形量与负荷成正比,即如果负荷加倍,则变形量也加倍。即使所加负荷是扭矩或力矩,只要用角变形量代替线性变形量,这一关系仍然适用。

然而,并不是所有弹簧都具有线性的负荷-变形量关系。在某些情况下,弹簧的负荷-变形量曲线如图 1-3 所示。薄平圆板或圆盘加载到变形量比较大时,就得到曲线 A。初始形状为锥形圆盘(碟形弹簧)的负荷-变形量曲线如曲线 B。非

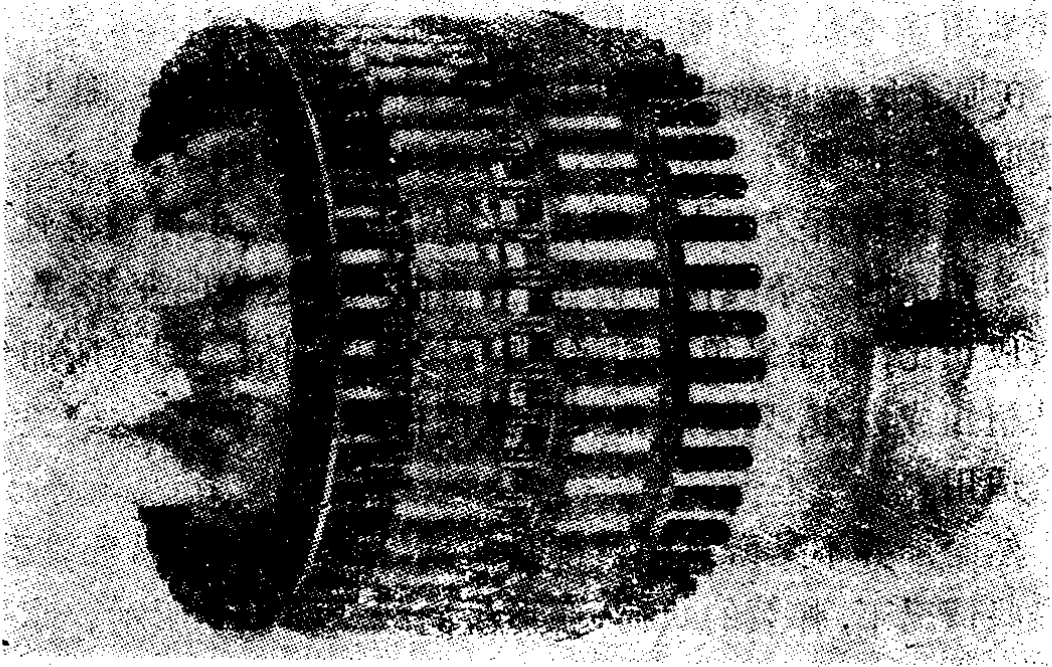


图 1-1 原子反应堆光-弹模型压力容器

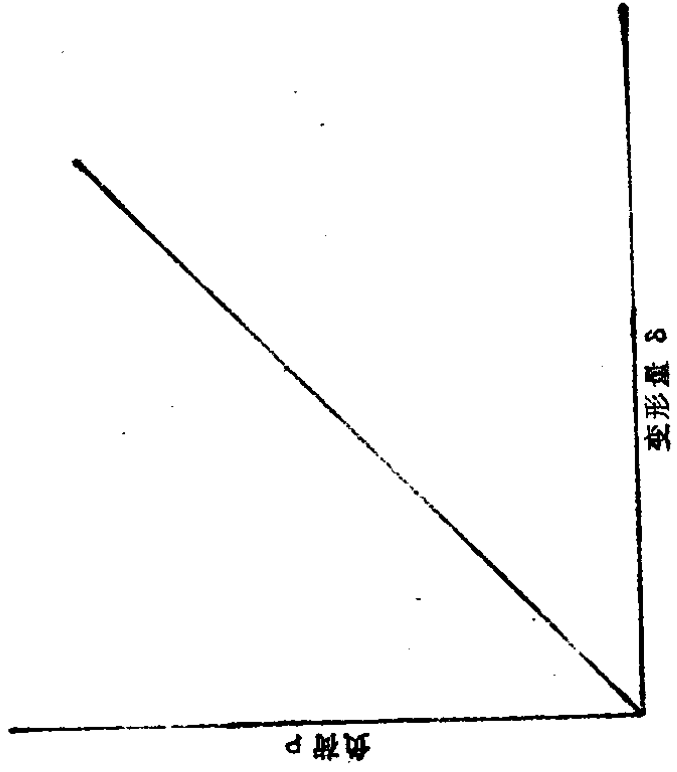


图 1-2 典型弹簧的线性负荷-变形量图

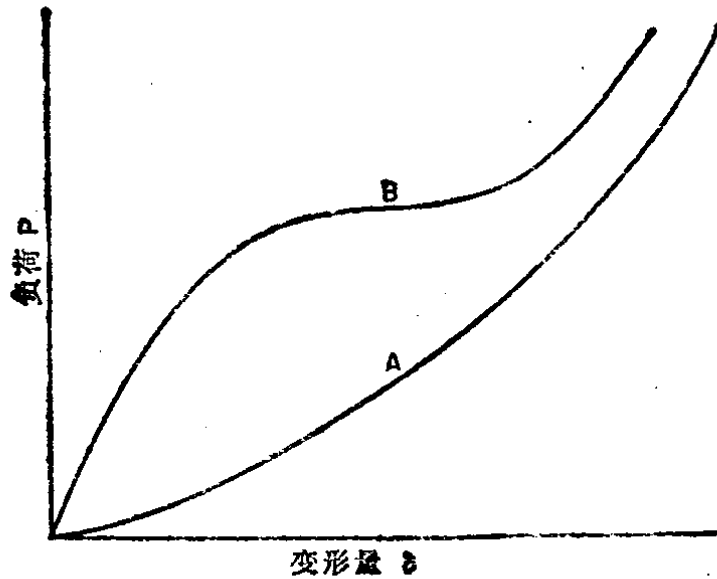


图 1-3 碟形弹簧的非线性负荷-变形量曲线

线性的另一个例子是，普通钟表发条或动力弹簧在上紧时及放松时的特性曲线。

1-2. 弹簧的功用

在弹簧的主要功用中，以下几点或许是最重要的。

吸收能量及缓和冲击 为了吸收能量，消除过大的峰值负荷，弹簧必须能够产生相当大的变形。一个用弹簧来减轻由于路面不平而产生的冲击的普通例子，是货车的车架弹簧（图 1-4）。另一例子是汽车前轮的独立悬挂螺旋弹簧，当车



图 1-4 货车的车架

辆经过土坎时,它必须吸收冲击能量。

施加一定的力或力矩 汽车阀门弹簧给阀门从动件一个力使它紧压在凸轮上;钟表发条给出必要力矩,以克服驱动机构的摩擦。有时利用弹簧产生一定的密封压力,如图 1-5 所示的高压电容器套管用的密封压力弹簧。这些弹簧的作用是不管温度变化引起怎样的胀缩,仍能维持一定的密封压力,使油封垫圈不漏油。常在螺栓头下加弹簧垫圈(碟形弹簧),以保持螺栓连接处恒定的螺栓负荷。

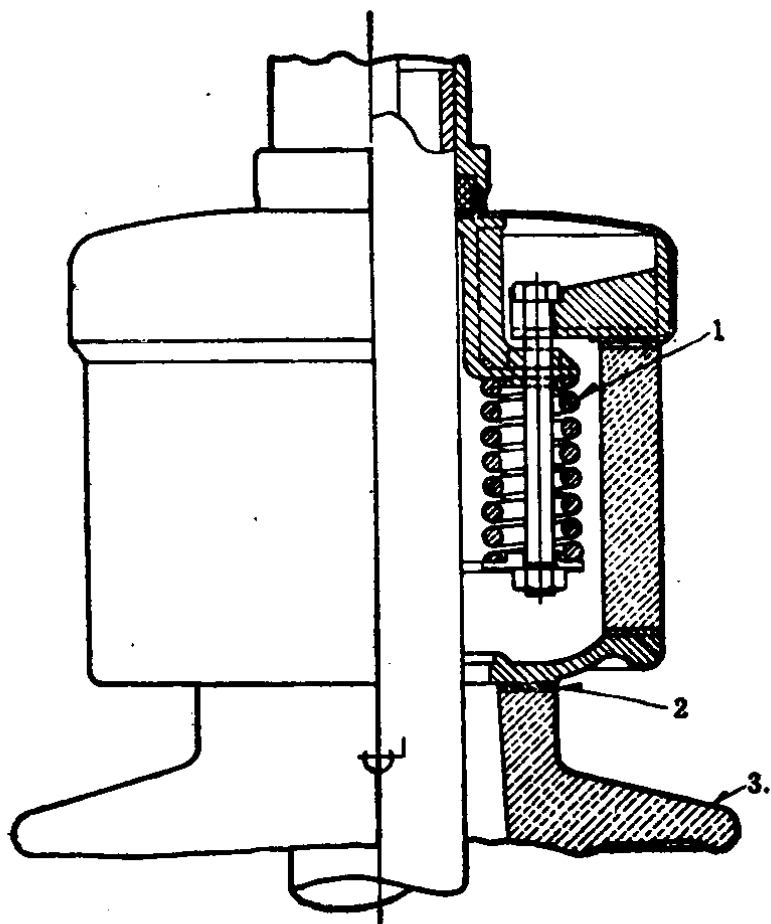


图 1-5 高压电容器套管用密封压力弹簧

1—密封压力弹簧; 2—垫圈; 3—绝缘体

支持运动物体或隔振 用弹簧支持运动或振动中的物体,通常是为了消除或减轻冲击。如经常用弹簧支承电机,以防止有害振动传向地基。同样,汽车中所用的悬挂弹簧,不仅

用来缓和因路面不平而引起的冲击，而且还用来防止因路面规律性的波动(搓板效应)所引起的有害振动传向车体。

指示或控制力及力矩 弹簧最重要的作用之一是，提供一个在力或力矩作用下能产生相当大变形的挠性元件，通过适当机构将此变形传递到表明力或力矩大小的指示器上。在普通弹簧秤中使用的弹簧就是一例。

1-3. 机械弹簧的类型

机械弹簧可分为各种不同的类型,其中最主要的如下:

螺旋压缩或拉伸弹簧 这种弹簧应用最广泛,由杆料或金属丝卷成螺旋形,负荷沿螺旋轴线作用。在压簧中螺旋受压,在拉簧中则受拉。尺寸较小的杆料或金属丝,通常用冷卷的方法将弹簧成形,大尺寸的则用热卷成形。

螺旋扭转弹簧 形状与螺旋压簧相类似,通过一个绕轴旋转的扭矩加载。为传递该扭矩,通常需要有专门的端部。

板簧 这种弹簧实质上是由几片长度不同的扁平板夹在一起所组成,以获得更高的效能和弹性(汽车和机车板簧)。

片簧 这种弹簧用扁平的带料制成,且有种类繁多的结构型式。

平面涡卷弹簧 由扁平窄带料卷成涡线状(钟表弹簧或动力弹簧),通过绕涡线平面垂直轴的扭矩给弹簧加载。

碟形弹簧 这种弹簧实质上是一些锥形碟,它们可选在一起,给出不同的负荷-变形量特性。

扭杆簧 这种弹簧实质上就是一些在扭矩作用下的直杆。通常通过端部花键加载。

1-4. 主要的设计目标

大多数情况下, 弹簧设计者的主要目标是, 设计一种满足工作需要, 同时又是在考虑了所有的因素后最经济的弹簧。这意味着弹簧必须能装入特定的空间内, 并且有令人满意的工作寿命。工作寿命不仅要根据疲劳损坏的观点来考虑, 而且还要根据工作期间可能产生的过度松弛或永久变形的观点来考虑。

在损坏弹簧会危及生命财产的情况下, 设计者甚至不惜增加成本, 以求有最大的可靠性。飞机发动机的阀门弹簧就是这种情况。在这种情况下, 使用比较昂贵的材料(如优质阀门弹簧钢丝)和增加工艺费用(如进行喷丸处理), 都是正常的。

对于某些用途, 设计者希望得到最轻重量, 最小体积, 或最短长度的弹簧^[1]。

1-5. 弹簧材料的选择

弹簧设计者要做的最重要决定之一, 就是选用适当的弹簧材料。由于多数弹簧的主要用途是储存能量, 且由于一定体积的材料所能贮存的能量与应力的平方成正比, 因此, 采用允许在相当高的应力下工作的高强度材料是有益的。例如工作应力增加 10%, 一般就意味着所需弹簧材料可减少 20%。这说明弹簧钢的广泛使用是因为它具有较高的抗拉强度, 同时也说明了为什么弹簧所受的应力, 一般要高于其它应用场合。

弹簧设计中使用的各类材料将在第二章中讨论。然而, 大多数弹簧用高碳钢或合金钢制成。小尺寸弹簧通常用琴钢

丝、油回火钢丝或冷拉钢丝制成；大尺寸弹簧则通常用热轧高碳钢或合金钢热卷，成形后再进行热处理。如弹簧的工作环境存在有腐蚀的问题，则广泛使用含有 18% 铬和 8% 镍的不锈钢丝。高温环境中，根据不同的温度范围，通常使用蒙乃尔 (Monel)，英克乃尔 (Inconel) 及英克乃尔“X”等几种弹簧钢。如要求高导电性，可使用磷青铜和铍铜。在一定温度范围内弹性模量几乎不变的特殊弹簧合金，诸如 Ni-Span-C (一种镍铬钛铁合金——译注)，已经研制出来，这类材料对于某些用途是有利的。

1-6. 影响工作应力选择的因素

要求设计者作出的另一个重要决定是选择工作应力。下面讨论影响工作应力选择的一些比较重要的因素。

材料特性 包括诸如拉伸极限应力，屈服应力，耐久限，伸长率等一般特性。其中大部分与许用工作应力有关。

弹簧表面状态 弹簧的疲劳破坏往往自表面上的裂缝或缺陷处开始。因此，对于受反复或疲劳负荷的弹簧，消除表面缺陷非常重要。正如后面将讨论的，通过表面喷丸处理，大多数弹簧的疲劳寿命可以大为提高，并且疲劳负荷许用应力也可增加。

负荷种类(静负荷或疲劳负荷，负荷循环数) 一般说来，如果弹簧负荷的重复次数比较少，或者受一个静负荷，则可采用比其它负荷情况高得多的许用应力。在疲劳负荷的情况下，由负荷的最小值到最大值这一范围决定的应力变化范围，是衡量疲劳寿命的最重要的依据。

腐蚀影响 这种影响会大大降低弹簧寿命。弹簧防腐蚀的方法，将在后面讨论。

高温承载时的蠕变或负荷衰减 选择工作应力时应考虑在高温下一般会出现的诸如松弛、蠕变或负荷衰减等产生的影响。如果允许某些永久变形,则可采用较高的应力。

剪切模量随温度的变化 这一影响必须在设计中加以考虑。如果螺旋弹簧被压缩到一定高度,然后再加热,弹簧的负荷能力一般会因剪切模量的变化而下降。

振动和冲击的影响 例如,内燃机中的阀门弹簧,可能受到振动或喘振。通过正确选择弹簧自振频率或其它设计手段,可以减轻这些影响。在其它一些应用场合,弹簧也可受到冲击负荷。

负荷偏心、公差等影响 螺旋弹簧的负荷偏心可显著增加应力。同样,弹簧尺寸和工作负荷的正常公差,在某些条件下也可使应力明显增加。

对所加负荷了解的完整程度 如果已精确知道作用在弹簧上的负荷大小或负荷频率,则通常可使用更高的工作应力。

弹簧失效的严重性 如果弹簧失效会引起生命财产的损失,则与其它情况相比应采用较低的工作应力。

应力计算方法 就螺旋弹簧而言,应该考虑是按“修正应力”,还是按“非修正应力”来计算弹簧应力。前者考虑了曲度及正剪切的影响,后者则忽略这些因素。

在以后的章节中,将对这些问题进行较充分的讨论。

1-7. 负荷类型

弹簧所受的负荷类型,是设计各类机械弹簧时要考虑的最重要因素之一。为了方便起见,我们将负荷分为:(1)常温静负荷,(2)高温静负荷,(3)疲劳负荷或反复负荷。

常温静负荷 这一类型指的是弹簧所受的是一个不变的

或者反复次数小于 100 到 1000 次的负荷(力的弹簧)。在这种情况下, 主要问题通常是永久变形或负荷下降。如果螺旋弹簧压缩过大, 随负荷会下降或产生松弛, 即使所加负荷是个常量, 仍产生永久变形或蠕变。在实际设计中, 通常必须将永久变形在占初始负荷的一个很小的百分比内。

通常, 在常温下如果弹簧的最大应力保持在材料的弹性极限之内, 永久变形或松弛带来的麻烦将很少发生。经过强压处理的弹簧, 在某些情况下, 名义应力可高于弹性极限。这是由于在强压处理时产生了有益的残余应力, 并且应从负荷应力中减去此残余应力的缘故。

就静载弹簧来说, 在计算应力时忽略应力集中的影响是常事(这种影响是由于死弯、孔眼、缺口等引起的)。可以认为, 因普通弹簧材料有足够的延展性, 从而缓和了局部区域的应力集中现象^[2,3]。例如, 一个受拉的有孔简单平板, 由弹性理论所作的分析表明, 在弹性变形的条件下, 孔边的最大应力大约是距孔边相当远处应力的三倍^[4]。对于疲劳负荷或反复负荷, 此最大应力是重要的, 但在只受静载的场合下, 应力集中处附近材料的屈服或松弛, 将有助于减小应力。同样, 受静载的弹簧, 如果又经强压处理, 则由螺旋弹簧曲度而引起的应力集中的影响, 通常也可以忽略掉(见第 5 章)。但如弹簧未经强压处理, 而允许的永久变形又很小, 则应考虑由于曲度而引起的局部应力的影响。试验表明, 在负荷低于略去曲度影响计算所得的负荷时, 局部应力就会造成永久变形。

高温静负荷 在高温时, 人们发现蠕变或松弛的影响要比常温时更显著, 即弹簧趋向于更快地出现永久变形或负荷下降。负荷下降或松弛同时还是时间的函数。例如, 对于

境温度,可以使用琴钢丝或油回火钢丝制
果温度再高,一般则要使用诸如不锈钢,蒙
尔以及英克乃尔“X”等类材料制的。设计必须以
温度下的蠕变和松弛特性作为依据。虽然这方面
工作要做,但已有大量有关资料可供使用。

疲劳或反复负荷 很多弹簧的使用情况都可以包括在这一类型里,这些弹簧的负荷不是恒定的,而是随时间而变化的^[5]。例如,汽车发动机阀门弹簧,装配时初压到预定位置,工作时则是受从最小剪应力 $\tau_{\min}$ 到最大剪应力 $\tau_{\max}$ 的周期性压缩。这与图 1-6 所示的普通疲劳负荷的情况相同,即在静态或平均分量 σ_0 上迭加一个交变弯曲应力分量 σ_a 。于是,从最小应力 $\sigma_{\min}$ 到最大应力 $\sigma_{\max}$ 形成应力循环,差值 $\sigma_{\max} - \sigma_{\min}$ 即所谓应力范围 σ_r 。在某些弹簧(如阀门弹簧)应用中,上述应力循环可重复上百万次,而在其它一些场合中,或许只出现很少几次。这两种情况下的许用应力有很大的差别。通常,在涉及疲劳时,应力范围 σ_r 是一个非常重要的参数。因为对于很多材料来说,只要不超过屈服限,耐久限范围差不多是不变的。

如果我们以给定循环次数下的极限交变应力 σ_a 对平均

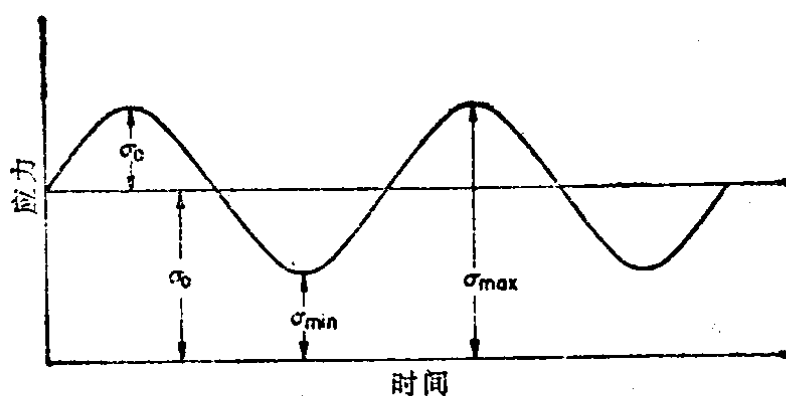


图 1-6 交变应力 σ_a 与静态应力 σ_0 迭加而成的疲劳负荷

应力 σ_0 绘制曲线, 通常可得到如图 1-7 所示的一族曲线。如果要求某一弹簧的使用寿命 (应力循环次数) 为 10^7 , 则由下面一条曲线给出的交变应力 σ_a 和对应的平均应力 σ_0 迭加时, 就会产生破坏 (对于钢材, 曲线与纵坐标的交点 σ_e , 即最大寿命的疲劳极限)。试验表明, 这些曲线通常趋向与横坐标相交于材料的强度极限 σ_u 处, 如图中虚线所示。显然, 平均应力较高时, 预期会产生相当大的蠕变或永久变形, 因而要降低许用应力。

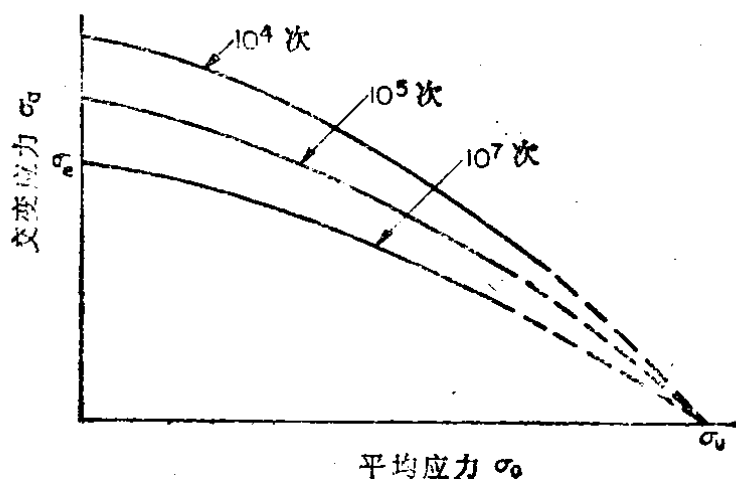


图 1-7 各种应力循环次数的疲劳试验

保守设计时, 实际耐久曲线 (图 1-7) 常用一组与横坐标轴在材料屈服应力 σ_y 处相交的直线代替^[2]。对于简单拉应力的情况, 这是合乎逻辑的, 因为此时的应力不超过屈服限。但如有弯曲应力或扭转应力, 为解释屈服时出现应力重新分布的现象, 将直线在横坐标上的截距画得比 σ_y 稍大一些 (比如, 截距等于 $C_1\sigma_y$, $C_1 > 1$), 似乎更合乎逻辑。彼德逊指出^[3], C_1 值可取作屈服应力为常数并完全屈服时的力矩与应力呈线性分布并刚开始屈服时的力矩的比值 Θ 。对于受弯的矩形

⊖ 假定 $C_1\sigma_y$ 小于弯曲或扭转强度限; 如果不是这种情况, 则应取成强度极限。

截面, $C_1=1.5$; 对于受弯的圆截面, $C_1=1.7$; 对于受扭的圆截面, $C=1.33$ 。

如果 σ_0 和 σ_a 是实际工作应力值, 根据图 1-8 的直线关系, 安全系数 n 为:

$$n = \frac{1}{\sigma_0/C_1\sigma_y + \sigma_a/\sigma'_e} \quad (1-1)$$

式中 σ'_e 是给定应力循环次数下的疲劳强度极限。注意, 如果 σ_a 和 σ_0 增加 n 倍, 则在同一循环次数下材料将发生破坏。

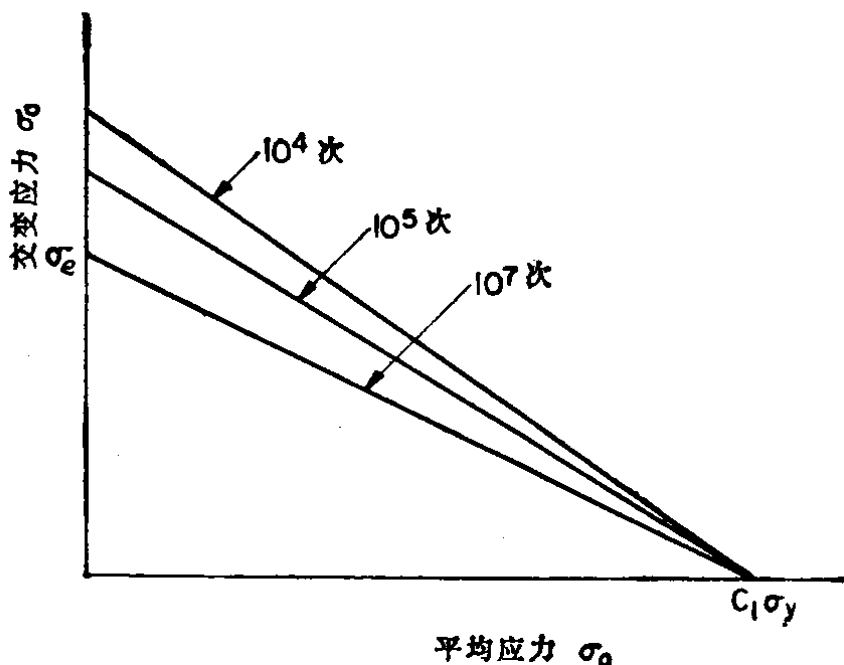


图 1-8 假定 σ_a 和 σ_0 为线性关系, 几种应力循环次数的疲劳曲线

假定式中以扭转应力代替弯曲应力, 并取 $C_1=1.33$, 此关系也适用于圆杆受扭。但图示直线值一般低于实际试验值, 所以, 结果是安全的。

如前所述, 计算 σ_0 时, 通常略去应力集中的影响。但在计算 σ_a 时, 要引用疲劳强度衰减系数 K_f 。通常取它等于理论应力集中系数 K_t , 但是, 根据材料对应力集中的敏感程度, 及应力循环次数的多少, K_f 值可稍小于 K_t 值。例如载