

设计中的应力集中系数

R. E. 彼得逊 著

刘 延 朴 译

中 国 工 业 出 版 社

2-58

6

12.5.1
361

设计中的应力集中系数

对机器零件及结构元件进行强度计算时用的图表及关系式

〔美〕R·E·彼德逊著

刘纯朴译 傅梦遹校

中国工业出版社

1965.6.21

401438

本书系统的论述了在机器零件或结构构件设计中的应力集中系数。

全书共分五章，即定义及设计关系式、沟槽和缺口、台肩圆角、板或轴中的孔、各种元件的设计等。各章并附有较多的有关曲线图。另外在书后尚有四节附录，即带单个沟槽或缺口的构件的应力关系式、用于脆性材料疲劳的莫尔理论、极限循环次数关系式的推导及组合应力关系式的推导等。

本书供机械设计师、工艺师及科学研究工作人员阅读，亦可供有关专业的高等学校师生参考。

R. E. Peterson

STRESS CONCENTRATION DESIGN FACTORS

(John Wiley & Sons, Inc., New York, 1953)

* * *

设计中的应力集中系数

刘纯朴 译 傅梦莲 校

*

机械工业图书编辑部编辑(北京苏州胡同141号)

中国工业出版社出版(北京佟麟阁路丙10号)

北京市书刊出版业营业许可证出字第110号

中国工业出版社第一印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

*

开本787×1092^{1/16}·印张10^{1/4}·插页2·字数89,000

1965年5月北京第一版·1965年5月北京第一次印刷

印数0001—7,660·定价(科五)1.80元

*

统一书号: 15165·2876(一机-602)

原 序 (节 譯)

改进零件設計是工程界經常面临的一个問題。零件损坏造成的后果，輕则需要花費修配費用，浪費生产工时；重則发生人身伤亡等严重事故。

近三年来，“自由”輪在运行中，曾由于螺旋軸疲劳破坏而丢失在海中的螺旋桨大約有 100 根^①。虽然只有少数的飞机失事是由于結構的损坏，但在維修工作中发見并修好的較小损坏事故却是为数不少，每月向美国民用航空管理局提出报告的大約有 30 起。这种情况还会越来越严重，因为高速飞行会带来更剧烈的风动载荷，而要經濟地利用現有的大型飞机，又需要保持較长的使用寿命，这就有可能增加疲劳破坏。在其他的运输部門以及在动力和工业机器設計中都會发生过类似的問題。

零件的损坏很少是由于材料的缺陷所致；經驗証明改进的办法常常是包含着設計的修改。美国海軍航空局发表的文件中曾說：“仅仅改变材料可对疲劳寿命有較小的改进，只有少数严重的疲劳問題曾經采取这种方法得到完善的解决，而大多數的問題常常是由于不正确的設計、制造及維護所造成的……。研究应力集中系数，可从抵抗反复载荷的观点产生出优秀的設計，以及近似地估計出各种不同几何形状的影响。”

本书的目的是为設計師提供參考資料，以便改进設計計算，减少一般的破坏情况，并获得良好均衡的設計。本书应主要当作是一种工具书，而不是一般的教科书。因此，本书只提出了足够的背景材料和文献，为进一步探索这方面的問題提供參考。

我們确信：設計工作必定会朝向更加合理的方向发展，希望本书能在这方面作出一些貢獻。

R. E. Peterson

① 关于损坏的詳細情况，可參閱书末列出的参考文献 1 至 6。

符 号 表

α, θ, ϕ = 角度。	计算的系数。)
a = 孔的半径, 椭圆的最小宽度。	K_t = 轴向或弯曲载荷的疲劳缺口系数。(K_t 是由疲劳试验确定的系数。)
b = 椭圆的最大尺寸。	K_{ts} = 扭转疲劳缺口系数。(K_{ts} 是由疲劳试验确定的系数。)
b = 螺距, 缺口与缺口之间或孔与孔之间的距离。	L = 台肩的轴向长度。
b = 键槽的宽度。	L_e = 极限设计系数。
C = 循环次数比例 $N_{1\sigma}/N$ 。	L_b = 弯曲极限设计系数。
c = 弹簧指数 (弹簧圈的平均直径除以 弹簧钢丝的直径)。	L_s = 剪切(扭转)极限设计系数。
c = 一行缺口的跨距。	l = 弯矩的力臂。
c = 从中性轴到最远纤维处的距离。	M = 弯矩。
c = 从孔的中心到杆或板的最近边缘处的距离。	m = 密塞斯法则的乘数, K_t'/K_t 。
d = 直径(宽度)。	m = T 形头的高度。
d = 阶梯轴或杆的最小直径(或宽度)。	m = 寿命系数 = $N/N_{1\sigma}$ 。
D = 阶梯轴或杆的最大直径(或宽度)。	n = 安全系数。
e = 从孔的中心到杆的最远边缘处的距离。	N = 在应力为 σ 的情况下疲劳试验破坏的循环次数。
E = 弹性模数。	$N_{1\sigma}$ = 应力为 σ 时的循环次数。
E' = 填充材料的弹性模数。	ν = 波松比。
g = 重力加速度。	P = 载荷。
γ = 卸荷系数。	P_d = 径节(齿轮)。
γ = 单位体积的重量。	q = 缺口敏感度系数, $\frac{K_t-1}{K_t-1}$ 。
h = 厚度。	R_1 = 圆盘上孔的半径, 圆环的内半径。
h = 轮齿的弯矩力臂。	R_2 = 圆盘或圆环的外半径。
I = 惯性矩。	R_0 = 圆盘上非中心孔的半径。
J = 极惯性矩。	r = 缺口的最小半径, 板或杆上圆孔的半径。
K_t = 正应力的应力集中系数 $\sigma_{max}/\sigma_{nom}$ (K_t 是理论系数。)可带有不同的附加脚标, 如 K_{te} 代表椭圆缺口, K_{tA} 代表双曲线缺口, K_{tA}, K_{tB}, K_{tA} 等代表各种特殊情况。	σ = 正应力。
K_t' = 计算应力集中(正应力)和密塞斯破坏法则的组合系数。(K_t' 是理论系数。)可带有与 K_t 相类似的脚标。	$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ = 法向主应力。
K_{ts} = 切应力的应力集中系数 τ_{max}/τ_{nom} (K_{ts} 是理论系数。)可带有各种附加脚标, 如 K_{tse} 等。	σ_a = 交变正应力(完全反复的)。
K_{ti} (或 K_{ti}') = 估算的正应力疲劳缺口系数。(K_{ti} 或 K_{ti}' 是计算的系数。)	σ_o = 稳定的(或静的)正应力。
K_{tst} = 估算的切应力疲劳缺口系数。(K_{tst} 是	σ_u = 屈服强度(拉伸)。
	σ_{ut} = 抗拉强度(极限)。
	σ_{uc} = 抗压强度(极限)。
	σ_e = 无缺口试件在承受轴向载荷或弯曲时的疲劳强度(耐久限)。
	σ_{ne} = 带缺口试件在承受轴向载荷或弯曲时的疲劳强度。
	σ_{max} = 最大正应力。

σ_{nom} = 名义正应力, 从 P/A 或 Mc/I 等基础公式计算得出的, 没有考虑应力集中的“峰”值。

如构件上有孔时, 即采用净截面。

σ_{net} = 净截面上的应力。

τ = 切应力。

τ_a = 交变切应力(完全反复的)。

τ_s = 稳定的(或静的)切应力。

τ_y = 扭转屈服强度(剪切)。

τ_e = 无缺口试件的扭转疲劳强度(剪切耐久限)。

τ_{ne} = 缺口试件的扭转疲劳强度。

τ_{max} = 最大切应力。

τ_{nom} = 从 Tc/J 计算得出的名义切应力。如构件上有孔时, 即采用净截面。

t = 轮齿的基本宽度。

t = 缺口深度, 或台肩高度, 或键槽深度。

v = 周速度。

w = 宽度。

W = 单位长度面(齿轮)上的载荷。

目 录

原序(节譯)

符号表

第一章 定义及設計关系式	1
(A)应力集中	1
(B)强度理論	2
(C)缺口敏感度	7
(D)稳定应力的設計关系式	10
(E)交变应力的設計关系式	12
(F)交变应力和稳定应力組合的設計关系式	13
(G)交变应力的极限循环次数	16
第二章 沟槽和缺口	20
(A)单个沟槽或缺口	20
(B)多重缺口	22
(C)例题(带单个沟槽的軸)	23
第三章 台肩圓角	59
(A)受拉伸的台肩圓角	60
(B)受弯曲的台肩圓角	60
(C)受扭轉的台肩圓角	62
(D)外推法	62
(E)卸荷沟槽	63
(F)非圆形輪廓的圓角	64
第四章 板或軸中的孔	77
(A)带单个圓孔的受拉伸板	77
(B)带加强邊緣的圓孔	78
(C)带单个橢圓孔的受拉伸板	79
(D)开槽的拉伸杆	80
(E)带矩形孔或三角形孔的拉伸板	80
(F)带有多个圓孔的受拉伸板	80
(G)通过銷子傳遞載荷的带圓孔的板	81
(H)带孔的弯曲构件	82
(I)带孔的剪切(扭轉)构件	82
(J)内部空穴	83
(K)填充物	83
第五章 各种元件的設計	108
(A)带鍵槽的軸	108
(B)輪齿	109

(C) 压入配合或冷缩配合的构件	110
(D) 螺栓和螺帽	112
(E) 螺钉头、透平叶片或压缩机叶片的联结(T 形头)	113
(F) 曲杆	115
(G) 螺旋弹簧	115
(H) 起重机吊钩	116
(I) U 形构件	116
(J) 角形或箱形截面	116
(K) 带孔的旋转圆盘	117
(L) 圆环或空心滚子	118
附录A 带单个沟槽或缺口的构件的应力关系式	137
附录B 用于脆性材料疲劳的莫尔理论	146
附录C 极限循环次数关系式的推导	148
附录D 组合应力关系式的推导	149
参考资料	152

第一章 定义及設計关系式

(A) 应 力 集 中

設計中所用的基本公式都是根据等截面或截面形状逐渐变化的构件来考虑的(图 1), 但是这种情况很少在实际的机器零件或结构构件中遇到。台肩、沟槽、孔、鍵槽、螺紋等的出現, 都会改变图 1 中的简单应力分布情况, 产生图 2 中所示的局部高应力。这种局部的高应力称为“应力集中”, 用来度量应力集中的是“应力集中系数”。其定义为:

$$\left. \begin{array}{l} \text{对于正应力 (拉伸或弯曲), } K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} \\ \text{对于切应力 (扭轉), } K_{ts} = \frac{\tau_{max}}{\tau_{nom}} \end{array} \right\} \quad (1)$$

式中的 σ_{nom} 和 τ_{nom} 系按照图 1 中的基本公式来确定。(如果有孔时, 即采用淨截面)。

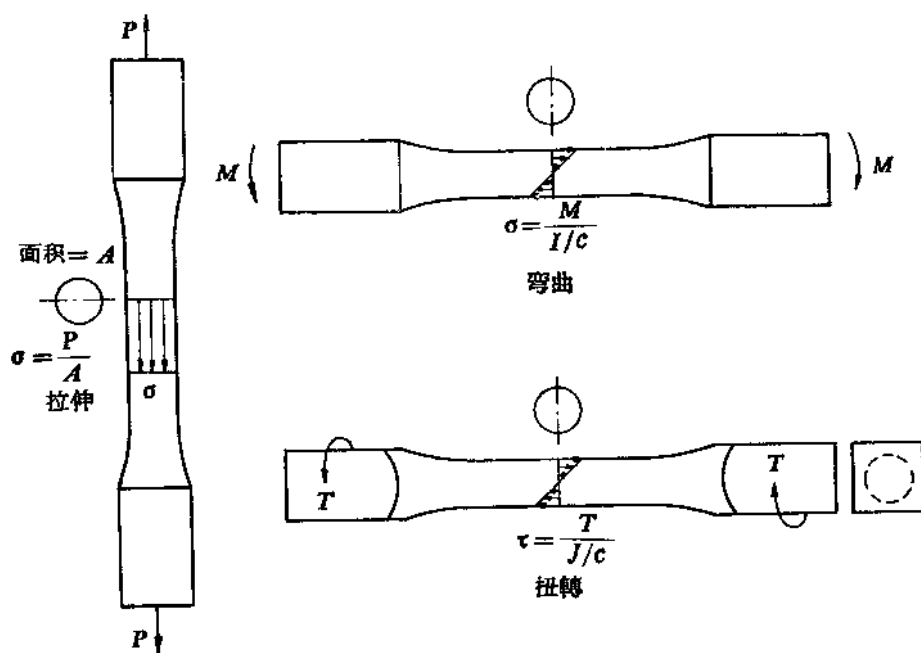


图 1 基本应力情况
(等截面或逐渐变化的截面)

采用脚标 t 是由于“应力集中系数”系一“理論系数”(亦即根据彈性理論中的一般假設, 如虎克定律、材料均匀性等)。脚标 t (和 t') 可把理論系数与“試驗系数”区别开来。“試驗系数”如

K_t , 将在以后说明^①。

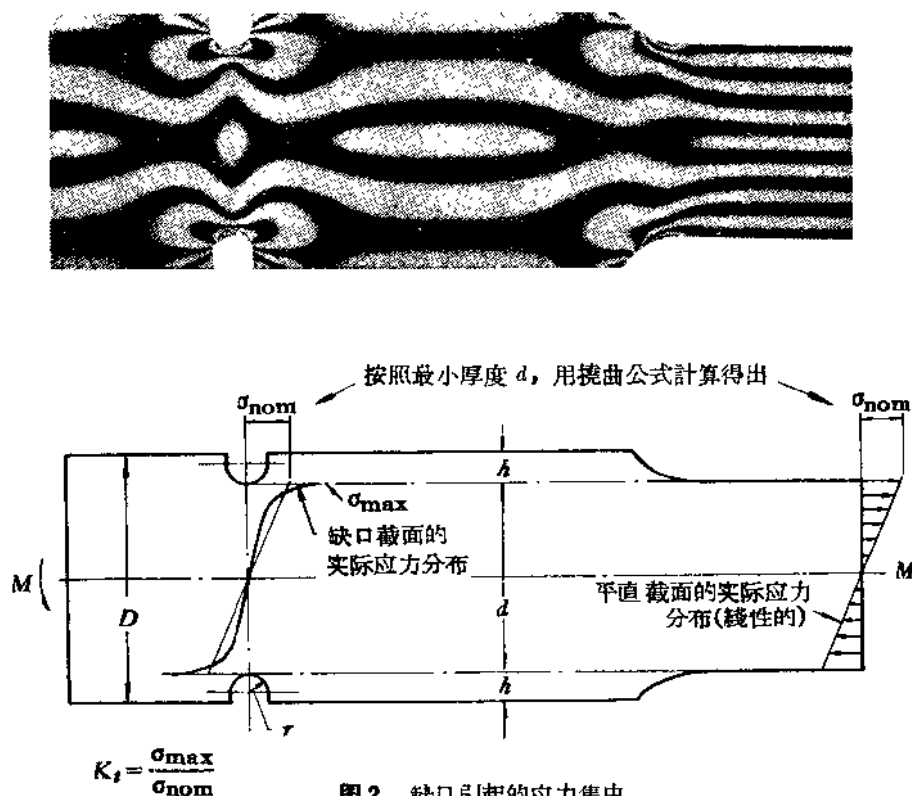


图2 缺口引起的应力集中

(或者截面不是逐渐变化的)光弹性条纹照片图——利文(Liven)

应力集中系数可用数学方法或实验方法^②求得。实验的方法如光弹性法、精密应变计测量法、扭转的薄膜比拟法、或扭转的电比拟法等。如果实验工作做得十分精确, 所得结果与用公认的数学计算方法算出的应力集中系数非常符合。

可惜的是, 本书第一章其余部分都是讨论实用方面的工作, 而不是完全根据理论。这样, 就需要更多的实际数据, 特别是对精度要求高的材料试验, 常常需要应用统计的方法, 同时, 还必须细致地考虑材料中的方向性效应。应当指出: 设计人员不能等待所有这些问题都得出精确的解答。通常对于现有的资料必须加以评定和判断, 才能用来发展合理的近似设计方法。使得一些可疑的情况趋向于安全。肯定地, 实践是不断前进的, 并有必要进行相应的修正。但是另一方面, 可以认为: 我们在应用这些方法中所获得的有限经验是成功的。

(B) 强度理论

如果设计问题中只包括单向应力系统, 就不需要过多地考虑强度理论。但是即使是很简单的

^① 按照定义, “应力集中系数”总是一个理论系数, 严格的说, 不需要用“理论应力集中系数”这一名词。但为了避免发生误解, 有时候还是这样做了。那些用来表示试验结果的“疲劳应力集中系数”或“有效应力集中系数”等名词, 都可能引起误解。因此, 在实验结果中, 采用不包括“应力集中”字样的名词, 会更适合些。

载荷情况,也可能造成两向应力系统。承受内压的薄壁球形容器就是一个例子。作用在容器单元体上的即系两向拉伸。另一个例子是受扭转的圆杆,在圆杆的 45° 方位处的表面单元体上即产生两向的拉伸和压缩。

从应力集中的观点来看,必须注意轴向拉力那样的简单载荷会使开槽的杆件产生两向表面应力,见图 3。轴向载荷 P 在沟槽的表面单元体上,产生轴向拉应力 σ_1 和环向拉应力 σ_2 。

对于单向、两向、或三向应力系统,已有了相当多的理论⁹;但此处将只考虑设计中所常用的¹⁰。它们是:用于脆性材料^①的正应力法则,莫尔(Mohr)理论;用于塑性材料的最大切应力理论,密塞斯(Mises)法则。

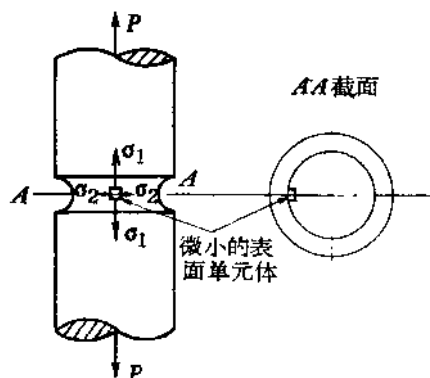


图 3 带缺口拉伸构件中的两向应力

正应力法则

这个法则可阐明如下:在多向应力系统中,当一拉伸主应力达到单向抗拉强度 σ_{ut} , 或一压缩主应力达到单向抗压强度 σ_{uc} 时,材料便发生破坏。对于脆性材料, σ_{uc} 常比 σ_{ut} 大得多。图 4 表示两向应力状态(σ_1 和 σ_2 为主应力, $\sigma_3=0$), 正应力法则是用正方形 CFHJ 表示的。当 $\sigma_{ut} = \sigma_{uc}$ 时,正应力法则即称为最大正应力理论。

参阅图 4, 杆件在单向拉伸时的强度 σ_{ut} 为 OB 。注意在垂直方向加上一个应力 σ_2 并不影响其强度。

对于扭转, $\sigma_2 = -\sigma_1$ (直线 AOB), 而且这两个主应力与所加的应力 τ 大小相等, 因此扭转破坏时的正应力状态(图 4 中的 MA)为:

$$\tau_u = \sigma_{ut} \quad [2]$$

换句话说,按照正应力法则,抗扭强度和抗拉强度值应当相等。

莫尔理论

按照莫尔理论,脆性材料的破坏状态如图 5 所示。图上画出了以 σ_{ut} 和 σ_{uc} 为直径的圆。对于任何其他应力状态,当莫尔圆(外包直径为 σ_1 和 σ_2 的圆,如图所示)与 σ_{ut} 和 σ_{uc} 圆的公切线^②相切时,即代表破坏条件¹²。两向应力状态的合成图如图 4 所示¹³。在图 6 中可以见到,除了不对称以外,图 4 是和最大切应力理论的表示法相似的。在图 4 中的第二(或西北)象限内,保持下面的关系:

$$\sigma_1/\sigma_{ut} - \sigma_2/\sigma_{uc} = 1 \quad [3]$$

脆性材料的某些试验能使正应力法则¹³获得证实,而其他一些试验和推论所得的结果,则认

① 脆性材料与塑性材料没有肯定的区别;有时用延伸率 5% 作为分界线¹¹。

② 普通莫尔理论的包络线是一曲线,直线只是它的一种特殊情形。

即

$$\frac{\sigma_1 - 0}{2} = \frac{\sigma_s}{2}$$

$$\sigma_1 = \sigma_s$$

〔4〕

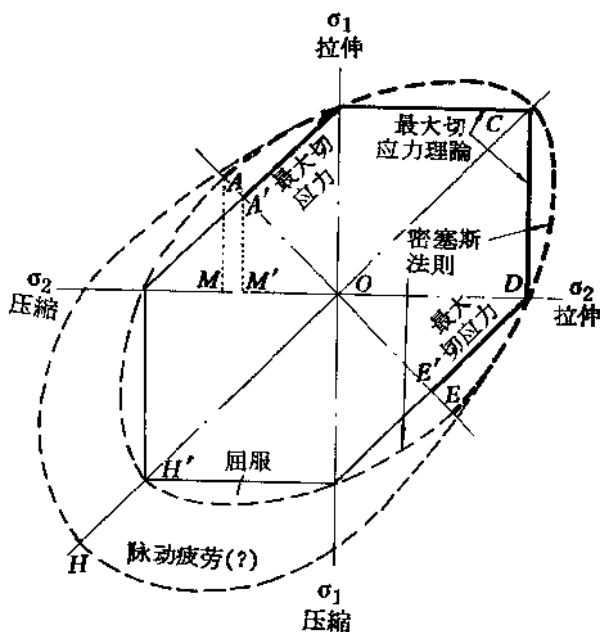


图 6 塑性材料两向应力状态的强度理论

图 6 中第一象限所表示的即是这种情形。但在第二和第四象限内，其两向应力的符号相反，所得的结果也就不同。当 $\sigma_2 = -\sigma_1$ ，如图 6 中 AB 线所表示的那样时，则按照最大切应力理论，其疲劳破坏发生在

$$\frac{\sigma_1 - (-\sigma_1)}{2} = \frac{\sigma_s}{2} \quad \text{或} \quad \sigma_1 = \frac{\sigma_s}{2} \quad (\text{图 6 中 } M'A' = \frac{OB}{2})$$

在扭转试验中， $\sigma_2 = -\sigma_1 = \tau$

故

$$\tau_s = \frac{\sigma_s}{2} \quad [5]$$

这恰恰相当于正应力法则数值的一半。

密塞斯法则

下面的数学关系式是由 R. Von 密塞斯¹⁷提出的，它代表屈服破坏法则。

$$\sigma_y = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}} \quad [6]$$

式中 σ_y 等于单向受载杆件的屈服强度。如果 $\sigma_3 = 0$ ，则

$$\sigma_y = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \quad [7]$$

这个关系在图 6 中是以虚线椭圆表出的，其中 $OB = \sigma_y$ 。它与六边形不同之处在于它没有不连续性，而这种不连续性从物理意义上看来是不合理的。后来亨斯凯 (Hencky)¹⁸ 证明：如果将

切力能量作为破坏法则，也可获得关系式〔6〕。爱琴格(Eichinger)¹⁹和纳地(Nadai)²⁰用“八面体切应力”也获得等效的结果。但是如果考虑任意取向的晶体聚集的统计特性，正如萨赫斯(Sachs)²¹，科克斯(Cox)和索普威思(Sopwith)²²所指出的，则所得的结果与〔6〕式所确定的非常符合。为避免引起误解，比钦(Beeching)²³曾经建议采用其他的名词来代替“切力能量理论”。近来简称的“密塞斯法则”已获得更为广泛的应用^{24,25}，并将在本书全书中采用。

对于扭转情形， $\sigma_2 = -\sigma_1 = \tau$ ，密塞斯法则成为：

$$\tau_y = \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}} = 0.577\sigma_y \text{ (在图6中 } MA = 0.577OB \text{)} \quad (8)$$

式中 τ_y = 简单扭转杆件的屈服强度。

从图4和图6可以看出所有上述的理论在C点都相符合，C点代表相等的拉伸，但在AB线上就不同了，AB线代表大小相等的拉伸和压缩(扭转)。

塑性材料的屈服试验证明密塞斯法则能够很好地解释各种二向应力状态的结果。普拉格(Prager)和霍奇(Hodge)²⁵曾经指出：虽然一致性可以看作是偶然的，但密塞斯法则仍然有实用的价值，因为它的数学计算简单，即使它与试验结果的一致性较差一些¹⁰。

许多文献^{26~32}证明，密塞斯法则也能对塑性材料在完全交变或脉动拉伸循环下的疲劳试验结果(图6右边上半部的椭圆ABCD)，给出较好的解释。如图7所示，密塞斯法则(上边的

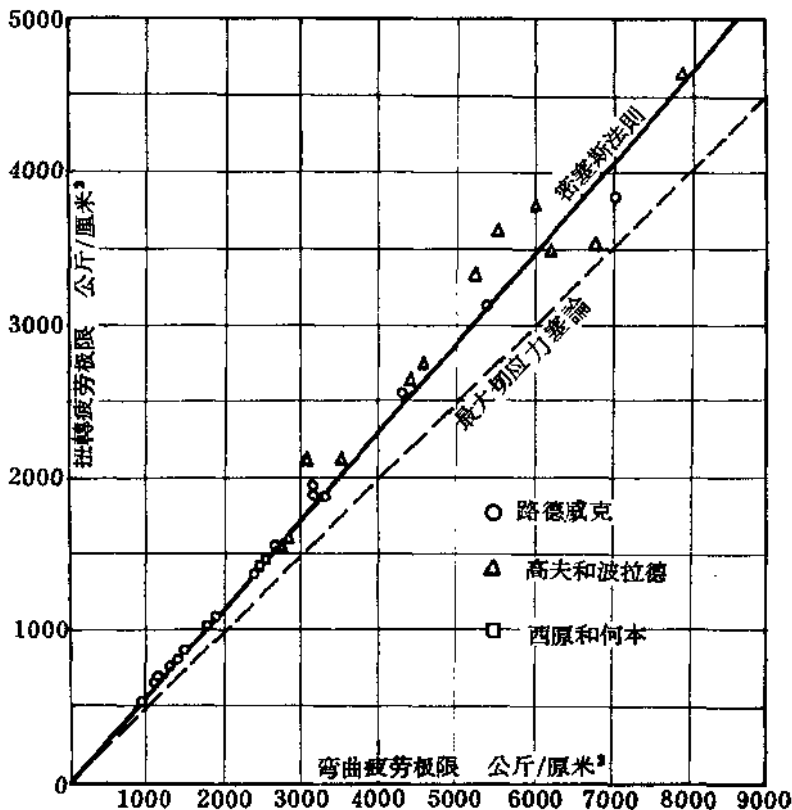


图7 塑性材料弯曲和扭转疲劳极限的比较

綫)与交变試驗結果的符合程度要比最大切应力理論(下边的綫)好。如果把屈服限作为破坏条件,則图 6 中的椭圆是对称于 AB 綫的。至于 AB 綫下面的区域(压缩边),可以証明在脉动压缩(例如从 0 到最大压缩)下,其面积是大为扩大了^{33~35}。此处所要討論的主要是指右边上部的面积^①。

由于設計中大多数是用的塑性材料,而且由于带缺口的杆件,即使在简单载荷下(图 3),都将包括有两向的拉伸(图 6 中的第一象限),因此有必要将密塞斯法則轉換成一简单的形式,以便于設計师所采用。現可采用如下的作法:

在图 3 中,对于任何特定的缺口, $\sigma_2 = c\sigma_1$, 亦即在彈性范围内应力的比值为一常数。

代入〔7〕式,并用疲劳来代替屈服,可得

$$\sigma_1 \sqrt{1-c+c^2} = \sigma_e \quad [9]$$

不管尖端部分的尖銳程度如何,現在假設仍按〔9〕式发生破坏,并用 σ_{n*} 表示相应的名义应力(見图 1),則

$$\begin{aligned} \frac{\sigma_1}{\sigma_{n*}} \sqrt{1-c+c^2} &= \frac{\sigma_e}{\sigma_{n*}} \\ K_t \sqrt{1-c+c^2} &= K_{t'} \end{aligned} \quad [10]$$

K_t 为应力集中系数; $K_{t'}$ 可以当作是一“組合系数”,系由应力集中和密塞斯破坏法則联合組成的。 K_t 和 $K_{t'}$ 都是理論系数。在第二章和第三章中給出了带有环形沟槽或有台肩圆角的圓杆的 K_t 和 $K_{t'}$ 图表。在 $K_{t'}$ 图表上,給出了 $K_{t'} = mK_t$ 的关系式; 式中 m 即系〔10〕式中的 $\sqrt{1-c+c^2}$, 可以认为是一个包括了密塞斯破坏法則的系数。

由于在上面这些例子中(即最大应力元件所受的是两向拉伸), K_t 总是大于 $K_{t'}$, 因此建議: 在缺乏資料或有疑問的类似新問題中,可采用 K_t 使其偏于安全, 而其差額决不会超过 15%。

(C) 缺口敏感度

大家都知道,缺口对零件疲劳强度的影响是与材料和缺口的几何形状有很大关系的,而且常常^②比应力集中理論系数所确定的效应要小。这种普遍現象用“缺口敏感度”来表示。缺口敏感度可以当作是理論效应实际达到的程度。可确定如下:

$$q = \frac{K_t - 1}{K_{ts} - 1} \quad [11]$$

$$\text{或} \quad q = \frac{K_t - 1}{K_{t'} - 1} \quad [12]$$

$$\text{或} \quad q = \frac{K_{ts} - 1}{K_{t's} - 1} \quad [13]$$

式中 q = 缺口敏感度系数;

K_t = 理論系数,即应力集中系数(正应力);

① 在图 4 和图 6 中可以看到图上的所有代表量都与 HC 綫对称。在生产材料中,如鍛件、杆料等,都有較大的方向性效应(即其橫向的強度要比纵向的強度小得多)。芬德来(Findley)曾經提出在強度理論中应考虑各向异性的問題。

② 已得出某些实用情况下的純理論效应(将在后面討論)。

K_t = “組合系数”，考虑到应力集中和强度理论(密塞斯法则)；

K_{ts} = 应力集中系数(切应力)；

K_f = 疲劳缺口系数(正应力) = $\frac{\sigma_r}{\sigma_{ne}}$ = $\frac{\text{无缺口试件的疲劳强度}^{\text{①}}(\text{轴向或弯曲})}{\text{有缺口试件的疲劳强度}(\text{轴向或弯曲})}$

K_{fs} = 疲劳缺口系数(切应力) = $\frac{\tau_r}{\tau_{ne}}$ = $\frac{\text{无缺口试件的疲劳强度}(\text{扭转})}{\text{有缺口试件的疲劳强度}(\text{扭转})}$

上面确定的 q 是衡量缺口敏感度的一个尺度。从 [11] 式中可看出, q 从零(即无缺口效应; 当 $\sigma_{nr} = \sigma_r$ 时, $K_f = 1$) 变到 1 (即全理论效应; 当 $K_f = K_t$)。

图 8 和图 9 画出了 q 的典型数值^{37~43} 与缺口半径 r 的关系曲线, 因为局部的应力分布(应力

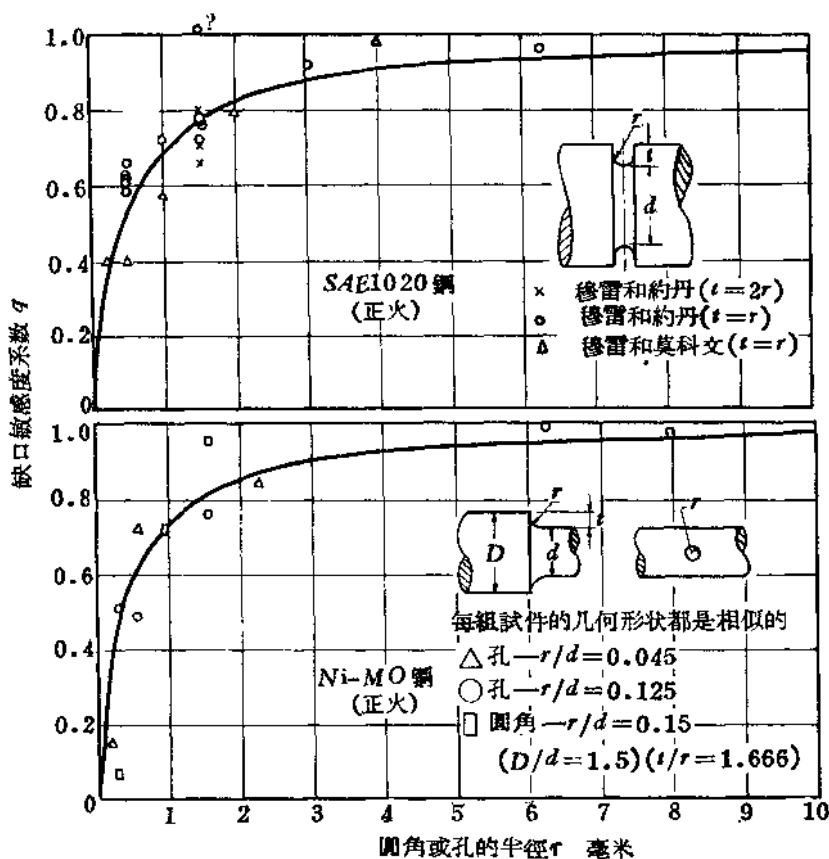


图 8 正火钢试件的缺口敏感度

梯度, 峰值应力处的容积) 与这个变量的关系要比其他几何变量的关系更大一些。虽然现在可用的数据是有限的^②, 但还是想把每一种材料都能用一平均的 q 与 r 的关系曲线来表示。图 10 中给

① 脚标 ϵ 与极限状态有关, 即 (σ, N) 图的水平部分或者是循环次数特别大的地方 (例如铝合金为 500 百万次)。至于 (σ, N) 图上部循环次数较小处的关系式将在 G 节中给出。

② 某些文献指出⁴¹, 对于硬度较大的淬火并回火的钢 (约大于洛氏硬度 R_{C30}), 其破坏机理可以不同; 即使材料还保持相当的塑性, 还是用 K_{ts} , 而不用 K_t 。对于硬度超过 R_{C45} 时, 显然有相当大的残余应力或细微的裂纹, 使 q 值降低。但是由于在硬度 R_{C45} 以上时, (σ, N) 的关系曲线已不是一般的形状。因此建议: 为了安全, 在该区域内还是采用 $q=1$, 直到作出了进一步的研究。

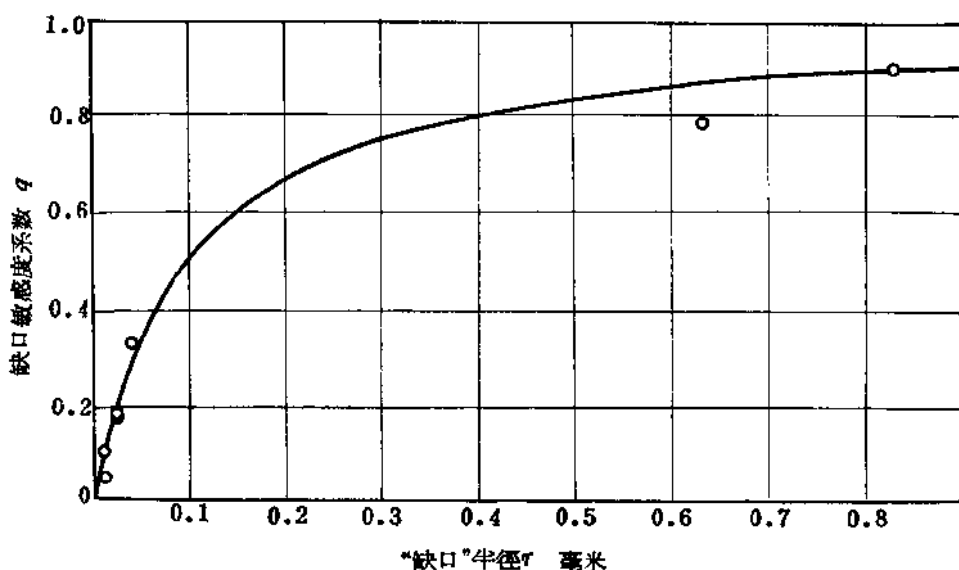


图9 淬火并回火的合金鋼試件的缺口敏感度[根据高夫(Gough)的数据]

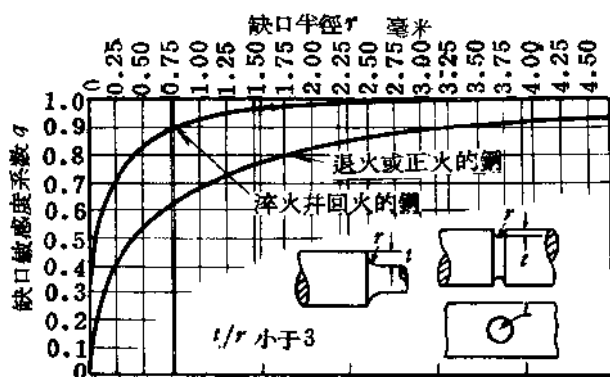


图10 平均的缺口敏感度曲线

出了可以用于设计的代表性曲线^①。注意图10中的平均曲线系根据 t/r 小于3时的数据画出的。对于深而尖的沟槽，或高而尖的台肩(在设计中应尽可能的避免这些情形)，都不能应用这些曲线。

一般说来，我们对缺口敏感度的知识还是很不够的。但是我们认为：在没有更好的可用资料以前，采用图10中的曲线，还是能够提供合理的设计数据的。

关系式(11)、(12)和(13)可写成下面的形式。用于设计时，具有另一种明确的意义：

$$K_{t1} = q(K_t - 1) + 1 \quad (14)$$

① 图8、9及10的曲线系按照经验式 $q = 1 - 1 / \{ [r(K_t - 1) / 3K_t \delta] + 1 \}$ 画出(δ 表示疲劳破坏深度)，对于淬火并回火的钢，采用平均值 $K_t = 1.85$ ， $\delta = 0.0127$ 毫米；对于正火钢，采用 $\delta = 0.0203$ 毫米。另一类似的诺伯(Neuber)⁶⁴关系式 $q = 1 / (1 + \sqrt{\rho'/r})$ (ρ' 表示金属晶粒尺寸)，可适用于上面的钢的数据，取 $\rho' = \delta$ 的各种数值。这样的配合是不好的，但是此关系式比较简单，并与 K_t 值无关。还可参阅文献45和46。