

コッター孔を有する軸の疲れ強さ

Fatigue Strength of the Bar with a Cotter Hole

吉 武 博 之*

Hiroyuki Yoshitake

内 容 梗 概

長方形のコッター孔を有する軸は数多く使用されているが、孔隅の丸み半径 R があまり小さいとその部分に応力が集中するためしばしば疲れ破壊の原因となる。

本報告では 0.4% C 鋼を使用して、長方形のコッター孔を有する軸に回転曲げのみが作用するとき、孔隅の丸み半径と疲れ強さとの関係を調べた結果を報告する。

孔隅の丸み半径 R を最も大きくして半円とした長円形の孔にすれば最も強く、切欠係数は 1.45 程度になる。 R を漸次小さくすると、切欠係数はほぼ一定の 2 となる。しかしこのように小さい R をつけると疲れ限度の応力で使用していても、 R 付近に疲れ亀裂を生ずる恐れがあって危険である。また孔の長さを幅の 2 倍以上にすれば、孔の寸法はほとんど疲れ強さに影響を与えない。

1. 緒 言

長方形のコッター孔を有する軸は機械の要素として数多く使用されているが、角の丸みの半径 R があまり小さいとその部分に応力が集中するため、しばしば疲れ破壊の原因になる。しかし角の丸みの半径 R の大きさおよびコッター孔の大きさと疲れ強さとの定量的な関係はあまり知られていない。一般に軸は振りと回転曲げを同時に受けるのが普通であるが、振りモーメントは無視できるほど小さい場合もある。たとえば、巻上機の中には巻上トルクが軸を伝わず摩擦クラッチで直接ドラムに伝えるものがあり、この場合、軸はロープの張力のために生ずる曲げモーメントだけを受ける。

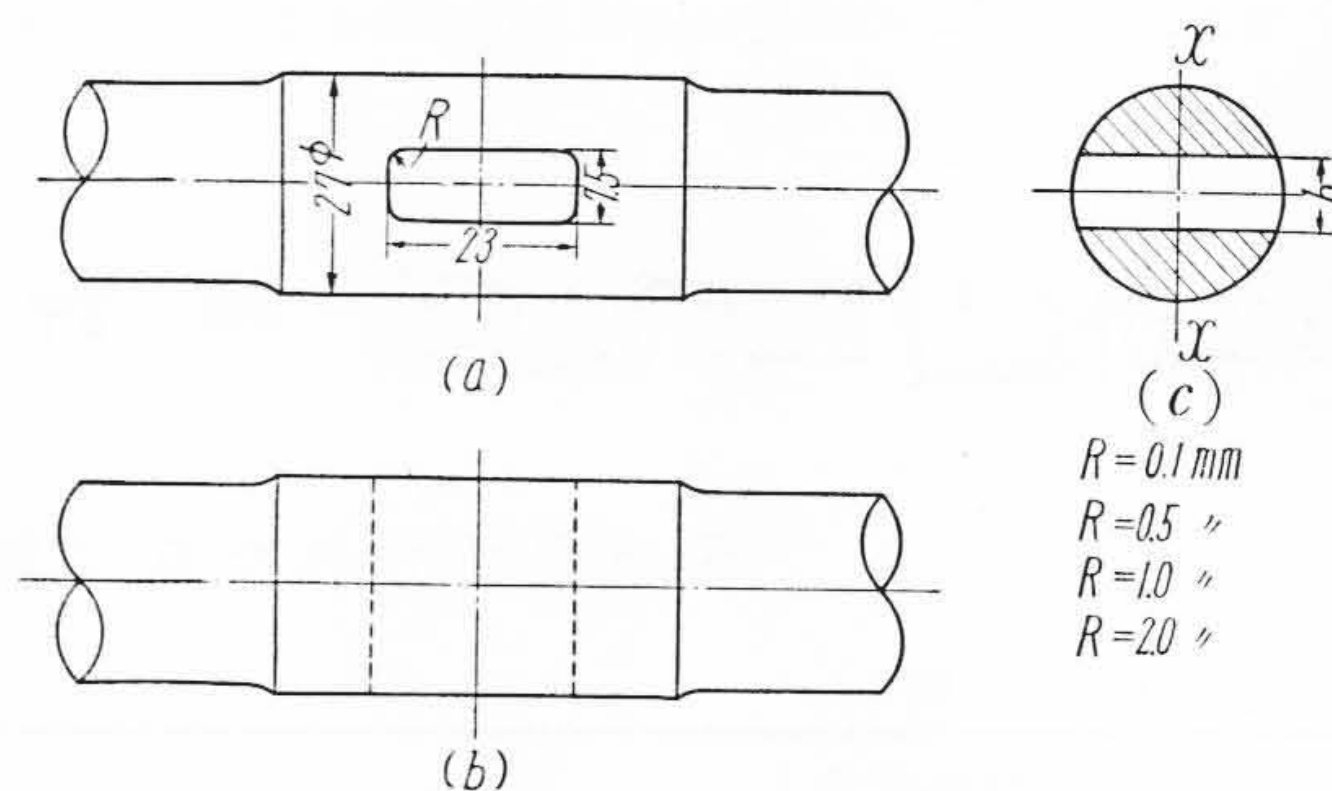
本報告ではこのように軸が回転曲げのみを受ける場合の実験結果を報告する。

2. 試 験 片

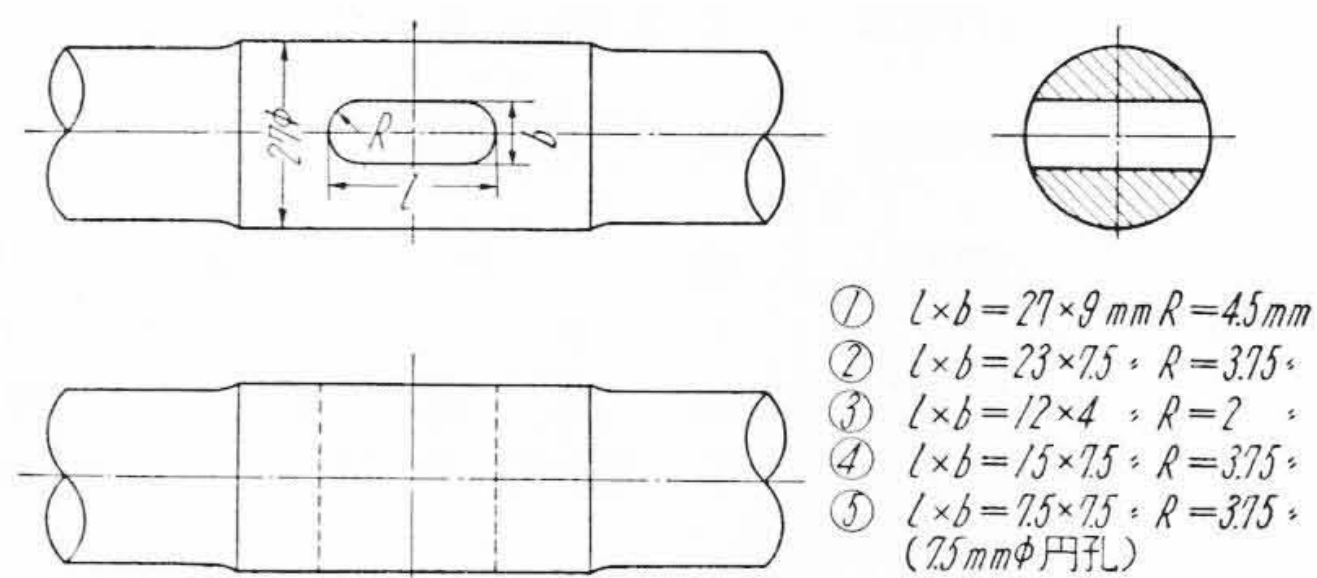
供試材料は S40C を用い、試験片は加工前に 880°C で 1 時間焼鈍を行った。その化学成分および機械的性質は第 1 表に示すようなものである。

長方形のコッター孔付試験片の寸法は第 1 図に示すようなもので、角の R の大きさの影響を調べる目的で R が 0.1, 0.5, 1.0, 2.0 mm の 4 種類を作った。またこの R が最も大きくなった場合に相当する第 2 図 ② に示すようなもの（以下長円形のコッター孔付試験片と呼ぶ）を作った。これらの材料はすべて A 材を使用した。

そのほかに第 2 図に示すような長円形のコッター孔付試験片も作り、孔の寸法が疲れ限度に及ぼす影響を調べた。そのうち ① ② ③ は孔の形は相似なままで大



第 1 図 長方形のコッター孔付試験片



第 2 図 長円形のコッター孔付試験片

きさを変え、② ④ ⑤ で孔の幅を一定として長さのみを変えた場合の影響を調べた。この実験にも前に使用した試験片の材料と同一の A 材としたかったのであるが、材料が不足したので止むを得ず B 材を用いた。

第 1 表 材料の化学成分および機械的性質

材 料	化 学 成 分					機 械 的 性 質				
	C	Si	Mn	P	S	σ_s kg/mm ²	σ_B kg/mm ²	σ_T kg/mm ²	φ %	ψ %
A	0.40	0.26	0.63	0.027	0.019	31.3	58.8	89.2	31.3	41.4
B	0.38	0.25	0.63	0.012	0.016	34.2	56.8	92.6	32.2	45.6

注: σ_s : 降伏点, σ_B : 引張強さ, σ_T : 真破断力, φ : 伸び率, ψ : 断面収縮率

* 日立製作所亀有工場

平滑材の試験片は 12, 20 mmφ について行った。

長方形の孔付試験片の製作はあらかじめボール盤とフライス盤とで所定の寸法よりいくぶん小さい長円形の孔をあけ、次に所定の孔寸法に作られたブローチを通し、さらに R の部分は角に正確な R をもったキサゲを用いて孔隅を少量ずつ削り取って修正した。このようにして製作された試験片はすべて R 部分の拡大写真を撮り、寸法および面の状態を検定して所定の寸法に合わないものはさらに修正を加えて正しい寸法にした。また長円形孔付試験片は治具ボーラーで正しい寸法の孔に仕上げ、さらに半円と直線との境の部分が完全に滑らかになるように手でラッピングして修正した。

3. 公称応力と形状係数

コッター孔をあけた軸に曲げモーメントが作用して生ずる応力は第 1 図 (C) の $x-x$ 軸を中立軸とする曲げモーメントが加わったときが最大になる。したがって孔付試験片の公称応力は第 1 図 (C) のような断面を有する棒に $x-x$ 軸を中立軸とする曲げモーメントが作用して生ずる曲げ応力をとる。

試験片の直径を D 、コッター孔の幅を b とし、

$$b/D = \lambda \quad \dots\dots\dots (1)$$

とおけば、曲げモーメント M を受けたときの公称応力は

$$\sigma_n = \frac{16M}{D^3 \left(\frac{\pi}{2} - \sin^{-1} \lambda - \frac{\lambda}{3} (5 - 2\lambda^2) \sqrt{1 - \lambda^2} \right)} \quad \dots\dots\dots (2)$$

となる。

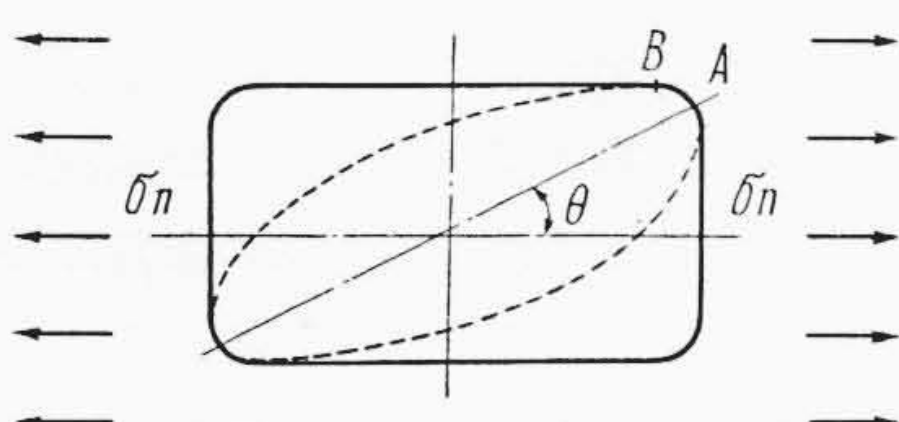
長方形の孔をもった軸の形状係数は長方形の孔の代りに第 3 図点線で示したような楕円の孔をもった広い平板を引張ったときの形状係数に近似的に等しいと考えて計算した。楕円座標 (u, v) を用い孔の周辺を $u = u_0$ と表わせば、孔縁の応力 σ_v は

$$\sigma_v = \sigma_u \frac{\sinh 2u_0 - e^{2u_0} \cos 2(v+\theta) + \cos 2\theta}{\cosh 2u_0 - \cos 2v} \quad \dots\dots\dots (3)$$

となり⁽¹⁾、楕円の長径を $2a$ 、孔隅部分の曲率半径を ρ 、とすれば、 u_0, ρ, a の間には

$$\tanh^2 u_0 = \rho/a \quad \dots\dots\dots (4)$$

なる関係がある。



第 3 図 形状係数の計算説明図

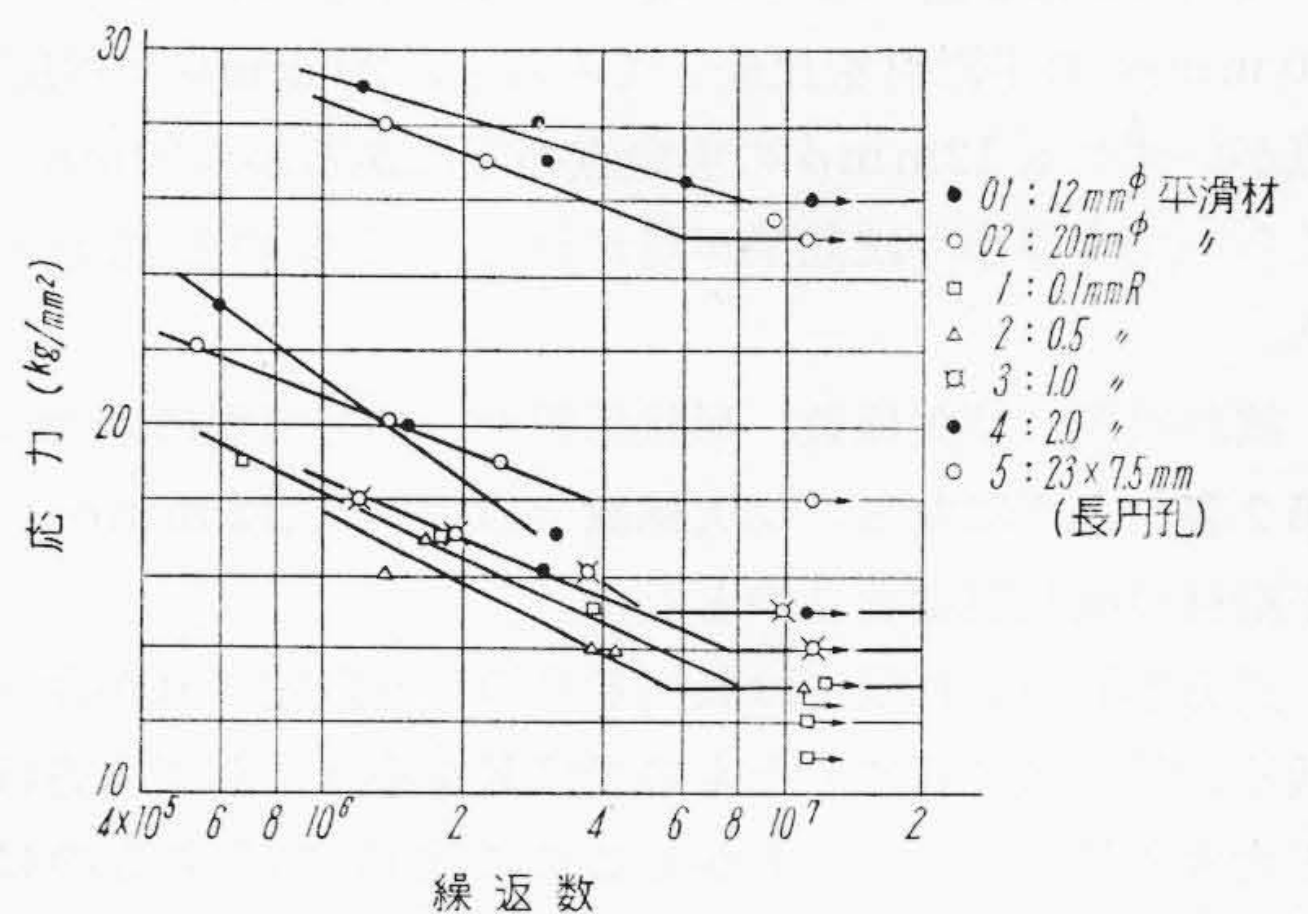
計算結果によれば、最大応力は長径の部分、すなわち第 3 図 A 点には起らず、直線縁と R 部との境界付近 B 点に生ずる。コッター孔について R が 0.1, 0.5, 1.0, 2.0 mm の形状係数を算出して第 2 表の α の欄に記入した。

正方形の角に丸みをつけた孔を有する板の引張りによる形状係数には浅羽氏⁽²⁾の計算があるが、筆者の場合は長方形孔であり、形状係数は孔の幅と長さとの比によって当然変ると考えられるので適当でない。浅羽氏の計算結果によれば、正方形の角の丸み半径が小さいときは、その半径を同じとし対角線を主軸とするような楕円で置きかえて実用的には十分であることを示している。この方法を拡張して本報告の計算を行った。

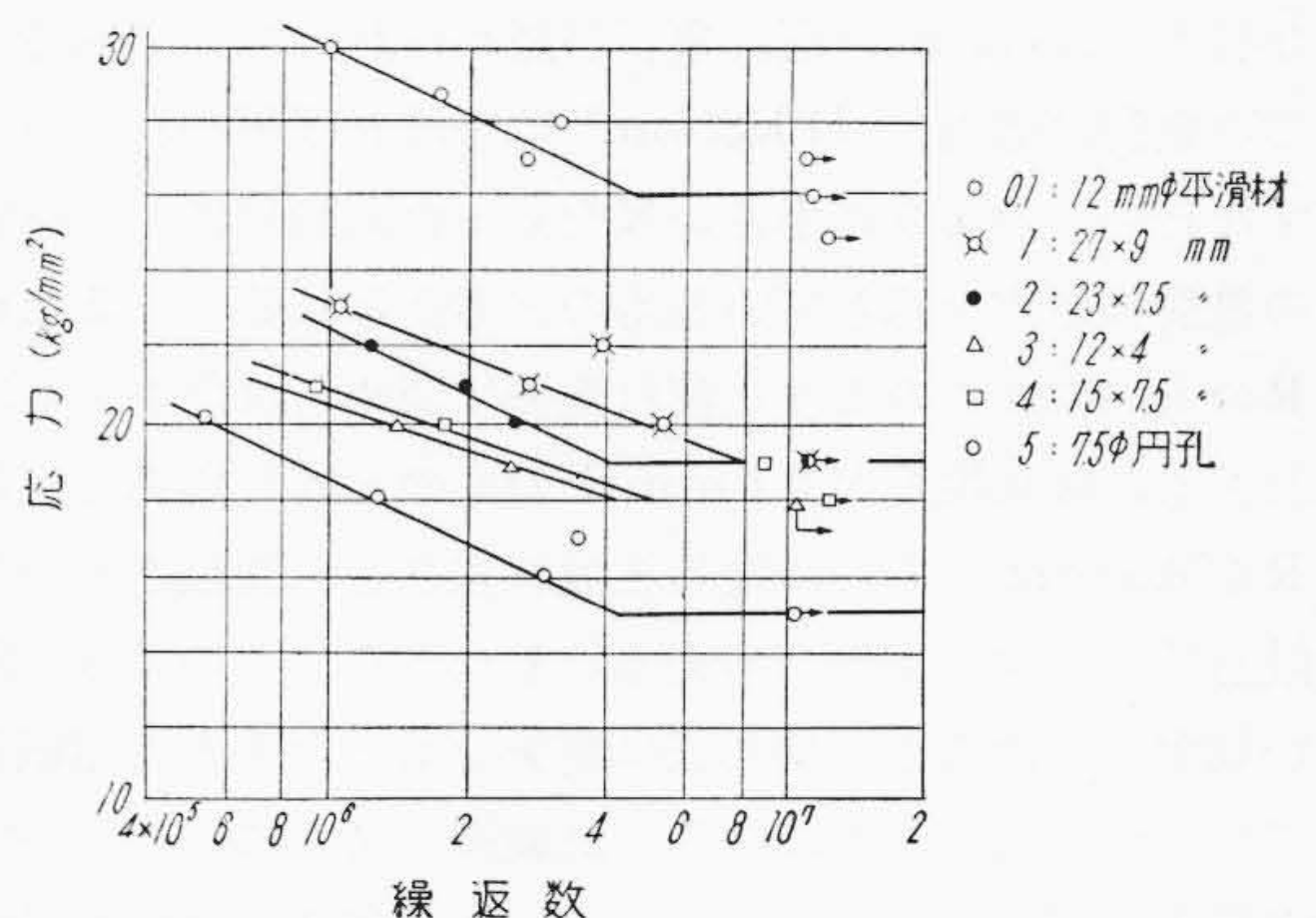
次に長円形孔の形状係数は、丸棒に長円形孔の幅を直径とする円孔があいているときの形状係数で代用し、その値は九州大学の石橋教授が計算された図表⁽³⁾から求めた。

4. 実験結果とその考察

疲れ試験はいずれも 1,500 rpm の小野式回転曲げ試験機を使用した。コッター孔付試験片の疲れ試験に際しては断面の形状が軸対称でないため、振動が大きくなりわしなないかと心配したが、ほとんど振動はなかった。しか



第 4 図 長方形孔の応力—繰返し曲線 (A 材)



第 5 図 長円形孔の応力—繰返し曲線 (B 材)

第2表 実験結果

材料	No.	試 験 片	l/b	R/b	σ_w kg/mm ²	β	α
A	0-1	12mm ϕ 平滑材	—	—	26	—	—
	0-2	20mm ϕ 平滑材	—	—	25	—	—
	1	長方形孔 0.1mmR	3	0.013	13	2.0	4.9
	2	長方形孔 0.5mmR	3	0.067	13	2.0	2.6
	3	長方形孔 1.0mmR	3	0.133	14	1.86	2.2
	4	長方形孔 2.0mmR	3	0.267	15	1.74	2.0
B	5	長円形孔 23 $\times$ 7.5mm	3	0.5	18	1.45	1.8
	0	12mm ϕ 平滑材	—	—	26	—	—
	1	長円形孔 27 $\times$ 9 mm	3	0.5	19	1.38	1.65
	2	長円形孔 23 $\times$ 7.5mm	3	0.5	19	1.38	1.8
	3	長円形孔 12 $\times$ 4 mm	3	0.5	18	1.45	2.2
	4	長円形孔 15 $\times$ 7.5mm	2	0.5	18	1.45	1.8
	5	円 孔 7.5mm ϕ	1	0.5	15	1.73	1.8

注: l : 孔の長さ b : 孔の幅 R : 孔角の丸み半径
 σ_w : 疲れ限度 β : 切欠係数 α : 形状係数

し、試験片が完全に破断分離する際に折れた試験片が互に噛み合って、試験機を破損するおそれがあったので、亀裂が断面の半分以上に達して回転中の振れが大きくなると、自動的に停止するようにして実験を中止した。そしてそのときの回転をもって破断までの繰返数とした。破断した試験片を見るといずれも亀裂は応力が最大になる点第3図B点より出発することがわかる。

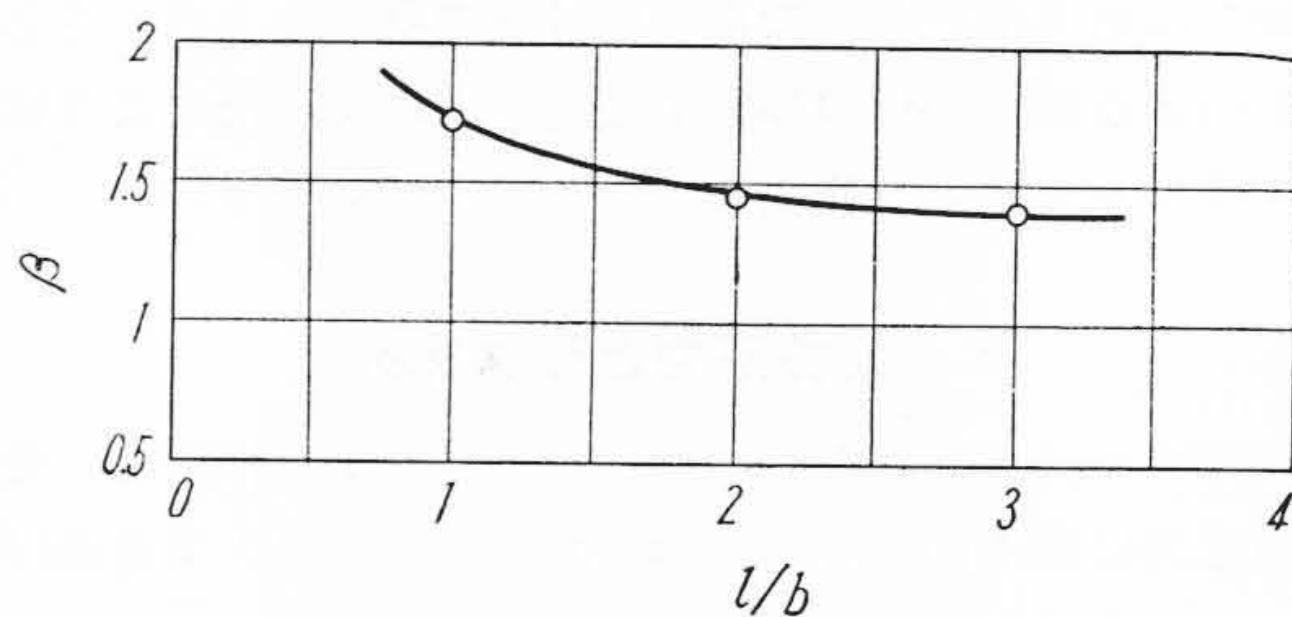
疲れ試験の結果を図示すればA材は第4図のようになりB材は第5図のようになる。A材で12mm ϕ と20mm ϕ の平滑材を比較してみると、20mm ϕ の実験点がいずれも12mm ϕ の実験点の下にあるから20mm ϕ くらいでも多小寸法効果が現われているものと思われる。

疲れ限度、切欠係数、形状係数を一括して表に示せば第2表のようになる。切欠係数 β はすべて12mm ϕ の平滑材の疲れ限度を基準とした。

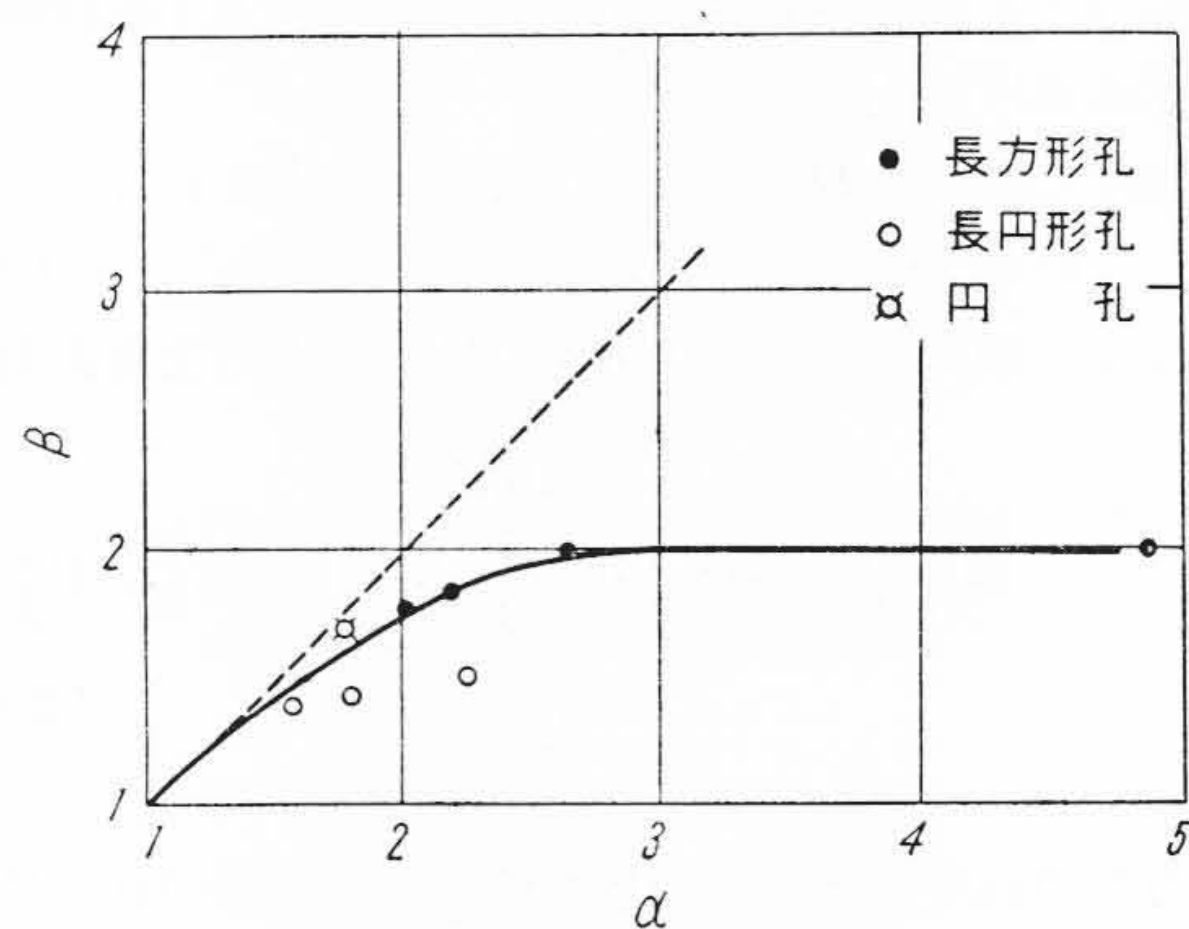
長方形孔の疲れ限度は長円形孔の疲れ限度よりかなり低く、長方形の孔にしたものでは R を小さくしてもさほど大きく低下しない。しかしここに注目し値するのは0.1mmRをもった試験片は疲れ限度の応力で破断しなくても、最も応力の集中する R 付近に第6図に示すような長さ0.45mmの疲れ亀裂が認められたことである。この亀裂は応力を11kg/mm²に下げれば現われない。すなわちこのように小さい R をもった試験片はその材料の亀裂強さ⁽⁴⁾を示しているものと考えられる。0.5mmRのものにはこのような疲れ亀裂は認められなかったけれども、疲れ限度が0.1mmRのものと同じであるから R が0.5mmくらいになると疲れ強さと亀裂強さとの分岐点⁽³⁾に達するものと考え。したがってこのように鋭い切欠をつけると、切欠底に亀裂をもったままで運転しているのと同じことになる。試験機のようにいつも一定の荷重で運転するような場合は、この亀裂が進行して破損することはない。しかし実際に使用する際には過負荷



第6図 疲れ亀裂 $\times 100$
 (13kg/mm², 10⁷回で破断せず)



第7図 孔の縦横比 l/b と切欠係数 β との関係

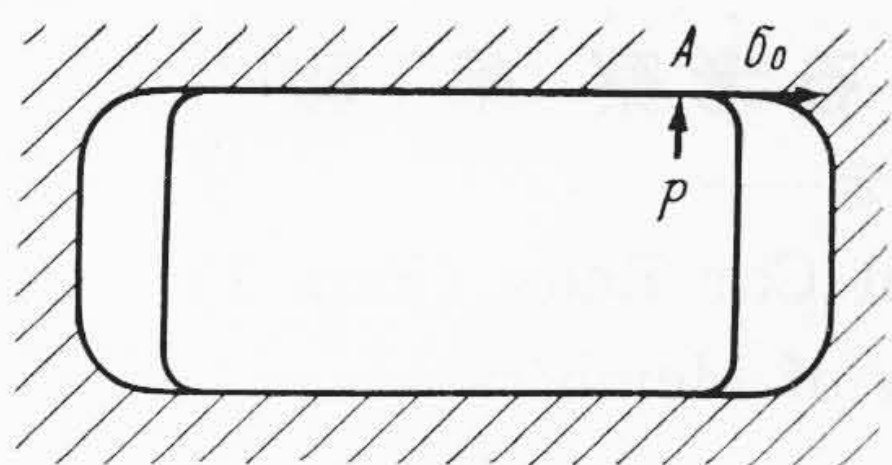


第8図 形状係数 α と切欠係数 β との関係

があるのが普通であり、その際亀裂が進行して有効断面積が減少し、ついには破損するおそれがある。したがってこのように鋭い切欠をもたせることは非常に危険である。

次にB材の方から孔の寸法の影響をみると、孔の形が相似なままで大きさのみ異なる①②③の疲れ限度にはほとんど差がなく、ほとんど影響はないものと考えられる。しかし軸径が等しいとき孔の寸法を大きくすると、軸の断面二次モーメントが低下し、同じモーメントに対しては孔の大きい方が曲げ応力が大きくなるから、孔の寸法は小さい方が有利である。また孔の幅を一定にして長さを短くすると、第7図に示すように漸次切欠係数 β が大きくなる。このような孔の寸法の影響は長方形孔についても同様なことがいえるものと考え。

近似計算による形状係数 α と切欠係数 β との関係を参考のため図示すれば第8図のようになる。



第 9 図 コッターの打込による応力

長方形孔の試験片は製作の際ブローチを使用したから表面に硬化層が残る、その影響でこの実験の場合は多少疲れ限度が大きくなっていると思われる。硬化層の厚さは軸の寸法には関係なくほぼ 0.06 mm くらいと考えられるから、軸が大きくなると硬化層のききかたが少なくなり、疲れ限度がこの実験値より低下すると考えられる。したがって大きな軸径に対しては硬化層の影響も寸法効果の中に含めて考えなければならない。

この実験では S40C を焼鈍した軟い材質について行ったものであるが、特殊鋼や硬い材質の場合は形状係数の大きな 0.5 mm R, 0.1 mm R の試験片の切欠係数はさらに大きくなり、R のきき方が顕著になると考えられるから R が小さすぎぬよう特に注意が必要である。

コッター孔にコッターが打込まれる場合は、コッターが孔の内面に相当大的な面圧を与えることになり、コッターの角が接している孔の側面(第 9 図)には引張の応力を生ずるのでその強さが低下する。したがってコッターには必ず R をつけ、その角の部分がコッター孔の最も

応力の集中する部分と接触しないよう気をつける必要がある。また軸にトルクが加わる時には孔隅の R 部分にやはり応力が集中するのでこの実験値より疲れ強さが低下する。

5. 結 言

この実験によって長円形のコッター孔の切欠係数は 1.45 程度であり、長方形孔のうち R を最も大きくした 2 mm R のものでも 1.74 程度であり明らかに長円形孔の方が有利である。したがってコッター孔には長円形孔の使用すべきであるが止むを得ず長方形孔を使用するときは、角の R の大きさを孔の幅の 10 % 以上にしなければならないことがわかった。角の R をあまり小さくするとその部分に疲れ限度内の応力でも疲れ亀裂が発生して実際に使用するには非常に危険である。また孔の長さを幅の 2 倍以上にすれば孔の大きさは小さい方が多少有利である。

本実験の遂行に当つて御指導を仰いだ九州大学石橋教授、御鞭撻下さった日立製作所亀有工場小堀課長および牧野主任に厚く御礼を申上げる。

参 考 文 献

- (1) 小野鑑正：材料力学 470 (昭-13 丸善)
- (2) 浅羽隆太郎：九州大学工学彙報 1, 217 (1926)
- (3) 石橋正：九州大学工学紀要 10, 165 (1947)
- (4) 同 上：金属の疲労と破壊の防止 55 (昭-29 養賢堂)

特 許 と 新 案

最近登録された日立製作所の特許および実用新案

(その 3)

(第 47 頁より続く)

区 別	登録番号	名 称	工 場 別	氏 名	登録年月日
実用新案	479882	浮 動 チ ェ ン の 中 間 駆 動 装 置	亀 有 工 場	亀 井 茂 樹	33. 7. 18
"	479886	旋回起重機における転倒モーメント応動装置	亀 有 工 場	鈴 木 忠 二	"
"	479887	クレーンの巻上速度変換装置	亀 有 工 場	富 田 政 次	"
"	479889	粒体を含む流体輸送装置の安全装置	亀 有 工 場	大 原 崎 勇	"
"	479894	ロ ー プ 取 出 口 装 置	亀 有 工 場	山 崎 益 三	"
"	479895	石 炭 の 水 力 輸 送 装 置	亀 有 工 場	保 延 誠 三	"
"	479896	斜 坑 ス キ ッ プ 自 動 積 込 装 置	亀 有 工 場	田 中 春 雄	"
"	479868	送風機停止時における瓦斯漏洩防止装置	川 崎 工 場	薄 賀 正 将	"
"	479897	印 刷 機 に お け る 帯 電 消 去 装 置	川 崎 工 場	瀬 藤 間 四 久	"
				鳥 山 男 輔	"
				片 山 清 吉	"
				斎 藤 勇 夫	"

(第 57 頁へ続く)