

See discussions, stats, and author profiles for this publication at: <https://www.researchgate.net/publication/274464501>

Stress Concentration Analysis of Round and Flat Test Specimen with Fillets.

Article in *Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu, A Hen/Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part A* · October 1993

DOI: 10.1299/kikaia.59.2404

CITATION

1

READS

70

4 authors, including:



Nao-Aki Noda

Kyushu Institute of Technology

695 PUBLICATIONS 3,769 CITATIONS

SEE PROFILE

フィレット部を有する丸棒および平板試験片の 応力集中解析*

野 田 尚 昭^{*1}, 山 崎 丈 巳^{*2}
松 尾 勝 規^{*3}, 西 谷 弘 信^{*4}

Stress Concentration Analysis of Round and Flat Test Specimen with Fillets

Nao-Aki NODA, Takeshi YAMASAKI,
Katsunori MATSUO and Hironobu NISITANI

In this study, the interaction effect among cracks and fillets in a round and flat test specimen under tension is analyzed using the body force method. The stress field induced by a ring force acting in the radial and axial directions in an infinite body and a point force in a semi-infinite plate are used as a fundamental solution to solve these problems. The stress concentration factors of the fillet in a stepped round bar are systematically calculated under various geometrical conditions. Through the comparison of the present results with those of previous research studies, it is found that the Peterson's stress concentration charts based on photoelastic tests give stress concentration factors underestimated by about 13%. The stress distribution at the narrow section of the test specimen without cracks and the stress intensity factor of the test specimen with cracks are systematically investigated and the geometrical condition whereby the interaction effect between the fillet and crack disappears is discussed.

Key Words: Elasticity, Body Force Method, Stress Concentration, Stress Intensity Factor, Interaction Effect, Fillet, Stepped Round Bar, Stepped Flat Bar, Round Test Specimen, Flat Test Specimen, Tension

1. 緒 言

フィレット部を有する丸棒および板の応力集中の研究は、現在の軽量かつ強度を追求する構造物の設計にとって重要なものの一つであると言える^{(1)~(3)}。一方金属材料の疲労試験ではフィレット部を有する丸棒や帯板にき裂や切欠き等を導入して実験に用いることが多い。サンブナンの原理によれば、最小断面部の丸棒直径や板幅と同じ寸法程度離れた位置ではフィレット部の影響がほとんどなくなることが経験的に予想される。しかしフィレット部の応力集中が最小断面部の応力分布に及ぼす影響ならびに最小断面部に導入されたき裂や切欠きとフィレット部の干渉効果を正確な解析により明らかにすることは試験片設計上重要であると考えられる。

そこで本論文ではフィレット部を有する段付丸棒の引張りにおける応力集中問題において、応力集中の大きさを明らかにして、これまで用いられている応力集

中線図の誤差について考察する。

またフィレット部とき裂を有する丸棒試験片および平板試験片の引張り [図 1 (a), (b)] について、フィレット部とき裂の干渉効果を考察する。具体的には、はじめにき裂のないフィレット部を有する丸棒試験片および平板試験片 [図 1 (a), (b) で $c=0$] の最小断面部における応力状態について調べ、次にその位置に導入されたき裂の応力拡大係数へのフィレット部の影響について考察する。

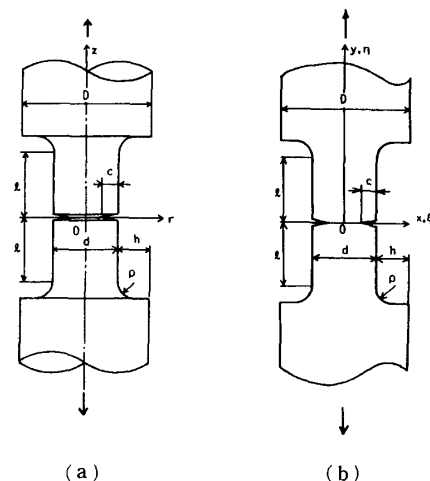


図 1 解析対象とした形状

* 平成 5 年 3 月 17 日 九州支部第 46 期総会講演会において講演, 原稿受付 平成 5 年 1 月 25 日.

^{*1} 正員, 九州工業大学工学部(〒804 北九州市戸畑区仙水町 1-1).

^{*2} 学生員, 九州工業大学工学部.

^{*3} 九州工業大学工学部.

^{*4} 正員, 九州大学工学部(〒812 福岡市東区箱崎 6-10-1).

計算には丸棒については無限体中に集中力の輪が作用する場合の応力場の式を基本解とする体積力法⁽⁴⁾、平板については半無限板問題のグリーン関数(半無限板の一点に集中力が作用するときの任意の点を生じる応力の式)を基礎式とする体積力法⁽⁵⁾それぞれを用いた。

2. 解析方法の概略

解析に使用した体積力法は無限体中の一点に集中力が作用する場合の応力場を与える式を基礎式とし、その重ね合わせにより境界条件を満たす解析法である⁽⁶⁾⁽⁷⁾。

軸対称体の引張問題[図1(a)]では、無限体中の一つの円周上に作用する半径方向および軸方向の集中力の輪による応力の式を基本解として使用する。具体的には、無限体中において、丸棒円筒面およびフィレット部となるべき仮想境界上に集中力の輪を作用させ、き裂となるべき仮想境界上に集中力対の輪を作用させて、 $\ominus$ 境界(無限小近傍からなる境界)で境界条件を満足させる。すなわち、解法は連続的に作用させる基本解の強さ(体積力、または体積力対の密度)を決定する問題に還元される。図2に体積力を分布させる仮想境界を示す。 $r=d/2, z=0$ におけるせん断応力 τ_{rz} の境界条件の満足度をよくするためにき裂となるEAのほかにFA等にも体積力対を分布させた。また同様に円筒面 $r=D/2, z=\pm(l+e)$ におけるせん断応力 τ_{rz} の境界条件の満足度をよくするため、フィレット部となる境界BAB'のほかにBA'B'にも同じ密度の体積力を分布させた。

帯板の引張問題[図1(b)]の場合についての解析方法の考え方を図3に示す。図3(b)、(c)に示すように帯板の自由縁(シュルダ部)となるべき境界 $x=\pm D/2$ をそれぞれ自由表面とする2枚の半無限板

(b)、(c)を考える。半無限板の一点に集中力が作用するときの任意の点における応力の式(半無限板問題のグリーン関数)は閉じた形で与えられる。そこでこの解を利用して、 $\xi < 0$ の範囲の境界条件を満足させるための基本解としては、図3(b)の半無限板のグリーン関数を用いる。逆に $\xi > 0$ の範囲の境界条件は図3(c)の半無限板のグリーン関数を用いて満足させる。すなわち解法は、図3(b)、(c)の半無限板において連続的に作用させるべき基本解の強さ、つまり体積力および表面力の密度を決定する問題に還元される。

フィレット部における接線方向の最大応力 $\sigma_{t \max}$ の生じる位置 ϕ_0 は、フィレット部と丸棒の形状寸法により変化し、あらかじめ知ることができない。そこで本解析では、フィレット部を最大90分割程度まで分割して、各分割区間の midpoint(境界条件を満足させた点)において応力 σ_t を計算し最大応力 $\sigma_{t \max}$ を求めた。応力集中係数 K_t は最大応力 $\sigma_{t \max}$ を最小断面部の公称応力 σ_n で割ったものであるが、このようにして求めた K_t の値は分割数を N とすると N が有限なための誤差をもっており、それは $1/N$ にほぼ比例することを利用し、外挿によって $N \rightarrow \infty$ となる場合の K_t を求めた。なお、丸棒の問題では、ポアソン比は0.3として計算した。

3. 計算結果および考察

3.1 フィレット部を有する段付丸棒および段付板の引張り[図1において $l \rightarrow \infty, c=0$ の場合] 本論文における応力集中係数 K_t は、フィレット部に生じる接線方向の最大応力 $\sigma_{t \max}$ を最小断面部の公称応力 σ_n で割ったものである。

$$K_t = \frac{\sigma_{t \max}}{\sigma_n}$$

$$\sigma_n = \frac{4P}{\pi d^2} \text{ (丸棒の場合)}, \quad \sigma_n = \frac{P}{d} \text{ (帯板の場合)}$$

.....(1)

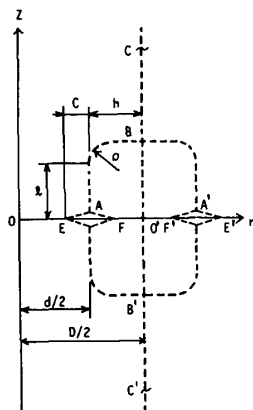


図2 フィレット部とき裂を有する丸棒試験片の解析方法

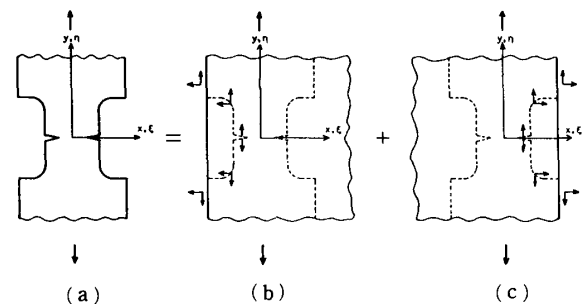
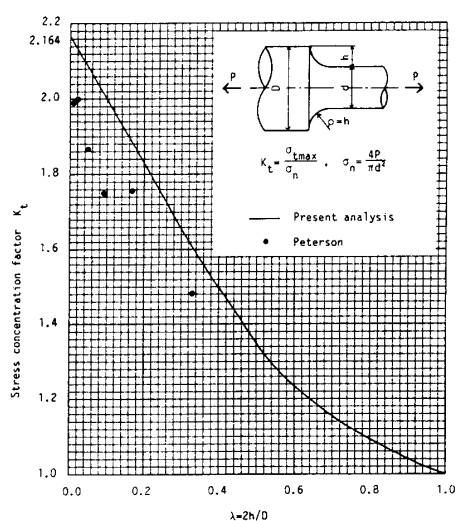
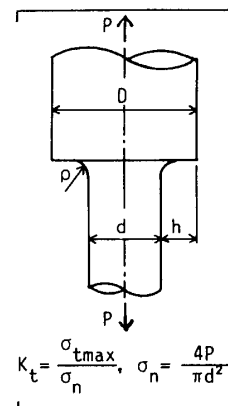
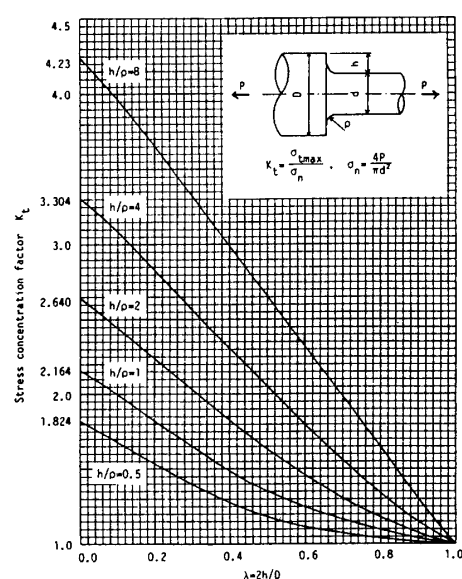


図3 フィレット部とき裂を有する平板試験片の解析方法

表 1 フィレット部を有する段付丸棒の応力集中係数 K_t とその相対値 K_t/K_{t0}

h/ρ $\lambda=2h/D$	K_t					$K_t/K_{t0} \mid \lambda \rightarrow 0$				
	0.5	1	2	4	8	0.5	1	2	4	8
→ 0.0	1.824	2.164	2.640	3.304	4.23	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
0.1	1.680	1.997	2.448	3.079	3.96	0.921	0.923	0.927	0.932	0.936
0.2	1.533	1.826	2.243	2.827	3.65	0.840	0.843	0.850	0.856	0.863
0.3	1.395	1.656	2.035	2.572	3.32	0.765	0.765	0.771	0.778	0.784
0.4	1.275	1.494	1.831	2.314	2.99	0.699	0.690	0.694	0.700	0.707
0.5	1.181	1.353	1.634	2.057	2.66	0.647	0.625	0.619	0.623	0.629
0.6	1.118	1.236	1.454	1.806	2.32	0.613	0.571	0.551	0.547	0.549
0.7	1.076	1.150	1.296	1.564	1.99	0.590	0.531	0.491	0.473	0.470
0.8	1.044	1.092	1.171	1.340	1.64	0.572	0.505	0.444	0.406	0.388
0.9	1.013	1.039	1.080	1.151	1.30	0.555	0.480	0.409	0.348	0.307
1.0	1.000	1.000	1.000	1.000	1.00	0.548	0.462	0.379	0.303	0.236

図 4 フィレット部を有する段付丸棒の応力集中係数 K_t ($\rho = h$ の場合のほかの研究結果との比較)図 5 フィレット部を有する段付丸棒の応力集中係数 K_t

ここで P は丸棒および帯板に作用する引張力である。

図 4 は $h = \rho$ のフィレット部を有する段付丸棒の引張問題で $\lambda = 2h/D$ を変化させた場合の応力集中係数の変化を示したものである。Peterson の応力集中線図⁽⁸⁾から読取った値を比較のためのせている。Peterson の結果にはこの場合最大で 13% 程度の危険側の誤差があることがわかる。

表 1 はフィレット部を有する段付丸棒の引張問題で段の形状比 h/ρ を一定にして段の相対深さ $\lambda = 2h/D$ を変化させた場合の応力集中係数の変化を示したものである。図 5 は結果を縦軸に応力集中係数 K_t 、横軸に λ をとって整理した図である。図 6 は表 1 の応力集中係数の相対値 K_t/K_{t0} [K_{t0} は $\lambda \rightarrow 0$ における K_t] を縦軸にとり、横軸に λ をとって図示したものである。フィレット部を有する段付板の引張りの同様な解析において⁽¹⁾, K_t/K_{t0} の値は $h/\rho \geq 0.5$ で $\lambda \leq 0.5$ の範囲でほとんど λ のみによって決まることが指摘された。表 1 お

び図 6 を見ると段付丸棒の問題では、 K_t/K_{t0} の値は $h/\rho \geq 0.5$ で $\lambda \leq 0.4$ の範囲で最大 3% 以内の誤差で λ によって決まることがわかる。

表 2 はフィレット部を有する段付丸棒の引張りにおける最大応力の発生位置を示したもので、段付板の場合と比較すると⁽⁹⁾, 平板も丸棒も $\lambda \leq 0.2$ では同じ発生位置となるが、 $\lambda \geq 0.3$ の範囲では丸棒は平板に比べ最大応力の発生位置の角度は小さくなることがわかる。

図 7 はフィレット部を有する段付丸棒の引張問題で $\lambda = 0.5$ と固定してフィレット部の形状比 $h/\rho = 4, 2, 1$ と変化させた場合の最小断面部の応力分布を示したものである。図 7 に示す形状では、フィレット部より直径の寸法 $d/2$ 程度離れた位置では応力 σ_z の公称応力 σ_n に対する変化は 1% 以下となり、 $h/\rho \leq 2$ の範囲では応力 σ_z は公称応力 σ_n に対しほぼ一様であるとみなすことができる。

図8はフィレット部を有する段付板の引張問題で、段付丸棒の場合と同様に $\lambda=0.5$ と固定してフィレット部の形状比 $h/\rho=4, 2, 1$ と変化させた場合の最小断面部の応力分布を示したものである。図8に示す形状でも、フィレット部より板幅の寸法 $d/2$ 程度離れた位置では応力 σ_y の公称応力 σ_n に対する変化は1%以下となり、 $h/\rho \leq 2$ の範囲では応力 σ_y は公称応力 σ_n に対しほぼ一様であるとみなすことができる。

3.2 フィレット部を有する丸棒試験片および平板試験片の引張り [図1で $c=0$] 表3は図1(a)で $l=4\rho$ の場合について計算した応力集中係数を $l=\infty$

の場合 [表3の()内の値] と比較して示したものである。表3より $\lambda \geq 0.5$ の場合において両者は一致していることがわかる。このことから、平板と同様に⁽¹⁾、一般に用いられている図1($c=0$)に示すような引張試験片($l \geq 4\rho$)において、その応力集中係数は h/ρ が大きく λ が小さい場合を除き、 $l=\infty$ として評価してよいと考えられる。

図9, 10はそれぞれ図1(a), (b)で $c=0, \lambda=0.5, h/\rho=4$ と固定して最小断面部の長さを $l/d=0.25, 0.5$

表2 フィレット部を有する段付丸棒の引張りにおける最大応力の発生位置 ϕ_0 [deg.]

h/ρ	0.5	1	2	4	8
$\lambda=2h/D$					
→ 0.0	10	13	15	18	22
0.1	10	13	15	18	22
0.2	10	13	15	18	22
0.3	9	13	15	18	22
0.4	8	12	15	18	22
0.5	6	10	13	18	21
0.6	4	8	11	16	19
0.7	3	5	9	13	17
0.8	2	3	5	9	14
0.9	0	2	3	5	8
1.0	0	0	0	0	0

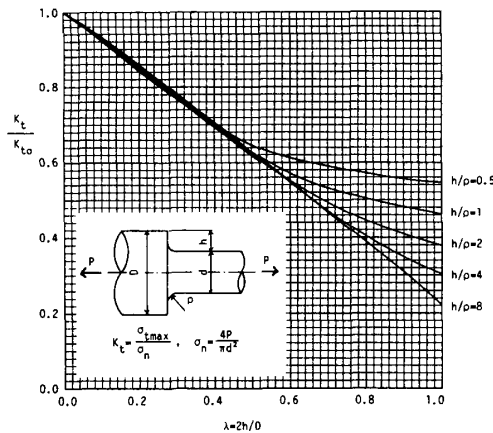


図6 フィレット部を有する段付丸棒の応力集中係数の相対値 K_t/K_{t0} と λ の関係

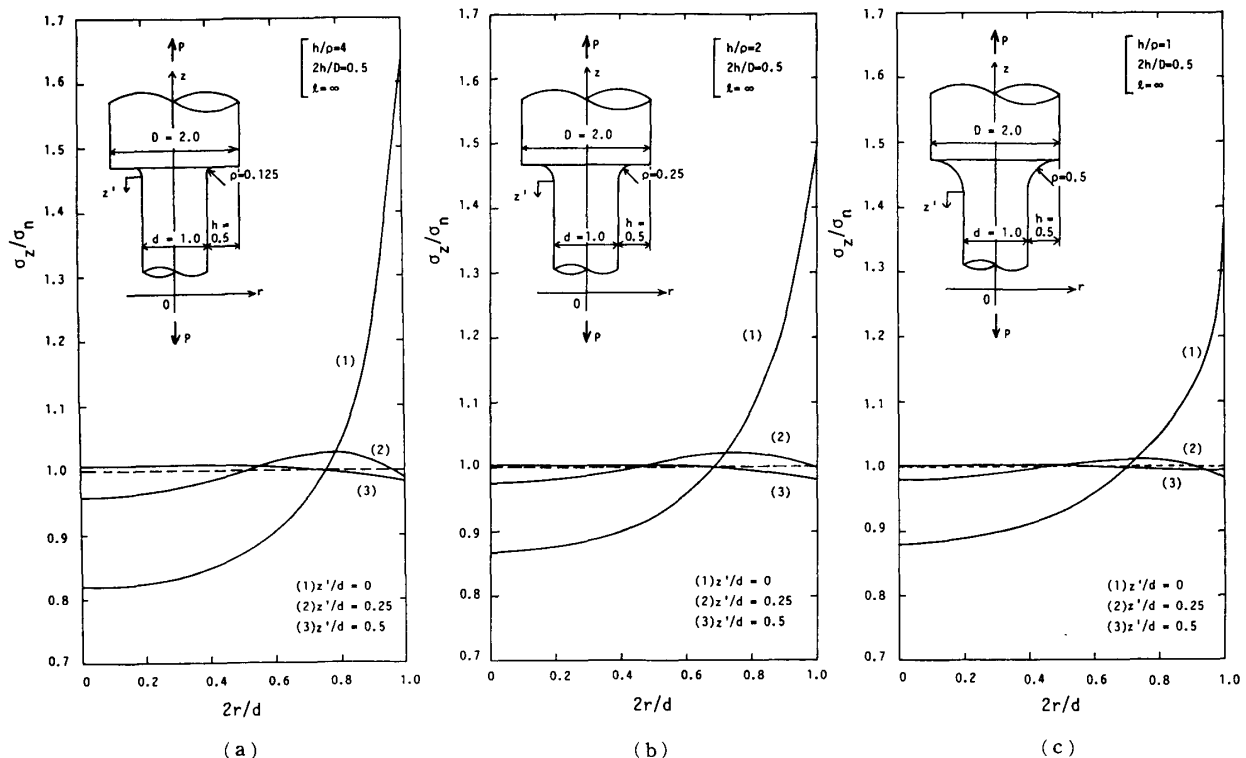
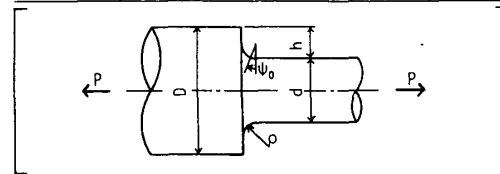
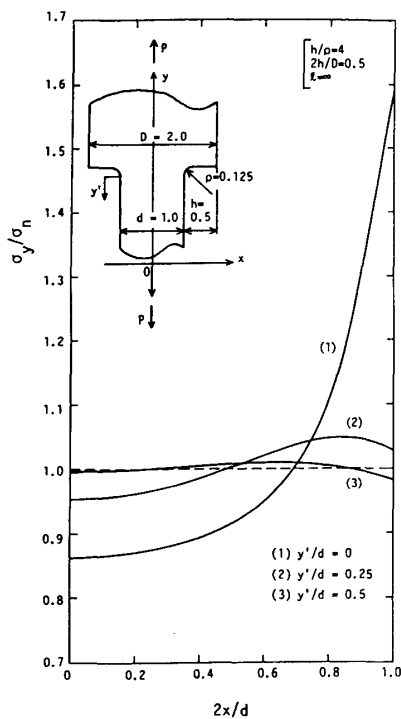
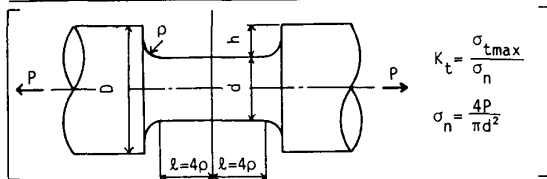


図7 フィレット部を有する段付丸棒 [図1(a)で $l \rightarrow \infty, c=0$] の応力分布

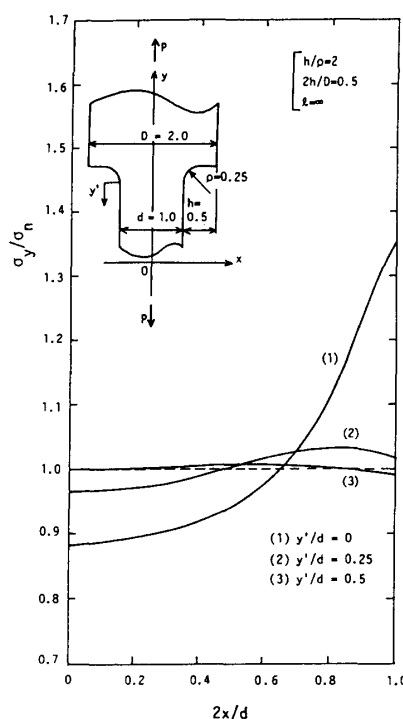
1と変化させた場合の応力分布を示したものである。図7, 8と図9, 10をそれぞれ比較すると, l が有限の場合には一様な応力状態となるようなフィレット部からの距離は増加する。これは最小断面部の応力分布が r 軸および x 軸に対称な2箇所のフィレット部の影響を受けるためであると考えられる。試験片中央部 ($z=0, y=0$) における応力分布の変化は, $l/d \geq 1$ ならば公称応力に対して1%以下である。

表3 フィレット部を有する丸棒試験片 ($l=4\rho$) の応力 [()内は $l=\infty$ の場合]

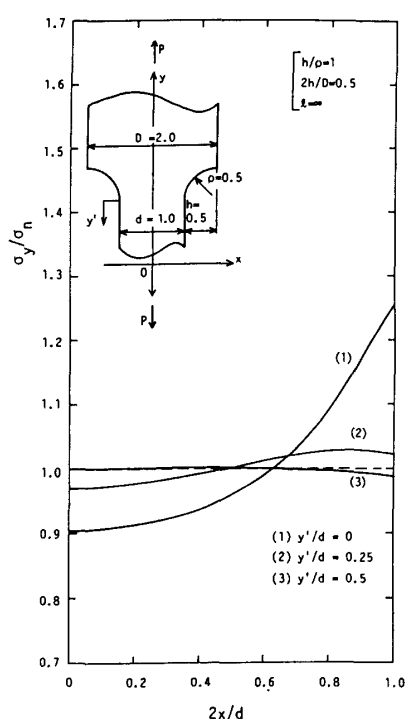
h/ρ $\lambda=2h/D$	0.5	1	2
→ 0.0	1.879 (1.824)	2.278 (2.164)	2.869 (2.640)
0.1	1.676 (1.680)	1.990 (1.997)	2.466 (2.448)
0.2	1.531 (1.533)	1.823 (1.826)	2.227 (2.243)
0.3	1.392 (1.395)	1.654 (1.656)	2.031 (2.035)
0.4	1.272 (1.275)	1.494 (1.494)	1.830 (1.831)
0.5	1.181 (1.181)	1.353 (1.353)	1.634 (1.634)
0.6	1.118 (1.118)	1.236 (1.236)	1.454 (1.454)
0.7	1.076 (1.076)	1.150 (1.150)	1.296 (1.296)
0.8	1.044 (1.044)	1.092 (1.092)	1.171 (1.171)
0.9	1.013 (1.013)	1.039 (1.039)	1.080 (1.080)
1.0	1.000 (1.000)	1.000 (1.000)	1.000 (1.000)



(a)



(b)



(c)

図8 フィレット部を有する段付板 [図1(b)で $l \rightarrow \infty, c=0$] の応力分布

3.3 円周き裂を有する丸棒試験片の引張り [図1(a)]

表4に試験片中央部に円周き裂を有する丸棒試験片の無次元化応力拡大係数 $F_1 (F_1 = K_1/\sigma_n\sqrt{\pi c})$ を示す。比較のため $l=\infty$ のときの応力拡大係数⁽¹⁰⁾とその相対誤差 [()内] も示している。最小断面部の長さが $l/d=1$ の場合, 応力拡大係数 F_1 は $l=\infty$ として相対誤差0.4%以内で評価できる。 $l/d \geq 1$ ならばフィレット部とき裂の干渉効果はほぼ無視できるものと考えられる。

表5は図9に示したき裂がない場合の応力分布 $\sigma_z(r)$ を基にしてき裂を有する丸棒試験片の応力拡大係数を近似的に求めた結果である。

$$F_1^* = \sigma_z(r)|_{r=\lambda c} \times F_1|_{l=\infty} \dots\dots\dots (2)$$

表5より F_1^* は表4に示した解析結果とき裂深さが大きい場合を除きよく一致していることがわかる。

3.4 両側き裂を有する平板試験片の引張り [図1(a)]

表6に試験片中央部に両側き裂を有する平板試験片の無次元化応力拡大係数 $F_1 (F_1 = K_1/\sigma_n\sqrt{\pi c})$ を示す。比較のため $l=\infty$ のときの応力拡大係数⁽¹⁰⁾とその相対誤差 [()内] も示している。最小断面部の長さが $l/d=1$ の場合, 応力拡大係数 F_1 は $l=\infty$ として相対誤差1%以内で評価できる。平板では丸棒の場合よりフィレット部の影響が若干大きく表れている。しかし, $l/d \geq 1$ ならばフィレット部とき裂の干渉効果はほぼ無視できるものと考えられる。

4. 結 言

フィレット部を有する段付丸棒の引張りにおける応力集中問題ならびに、フィレット部とき裂を有する丸

棒および平板試験片の引張りにおけるフィレット部とき裂の干涉効果を体積力法によって考察した結果をまとめると以下になる。

(1) フィレット部を有する段付丸棒の引張り [図

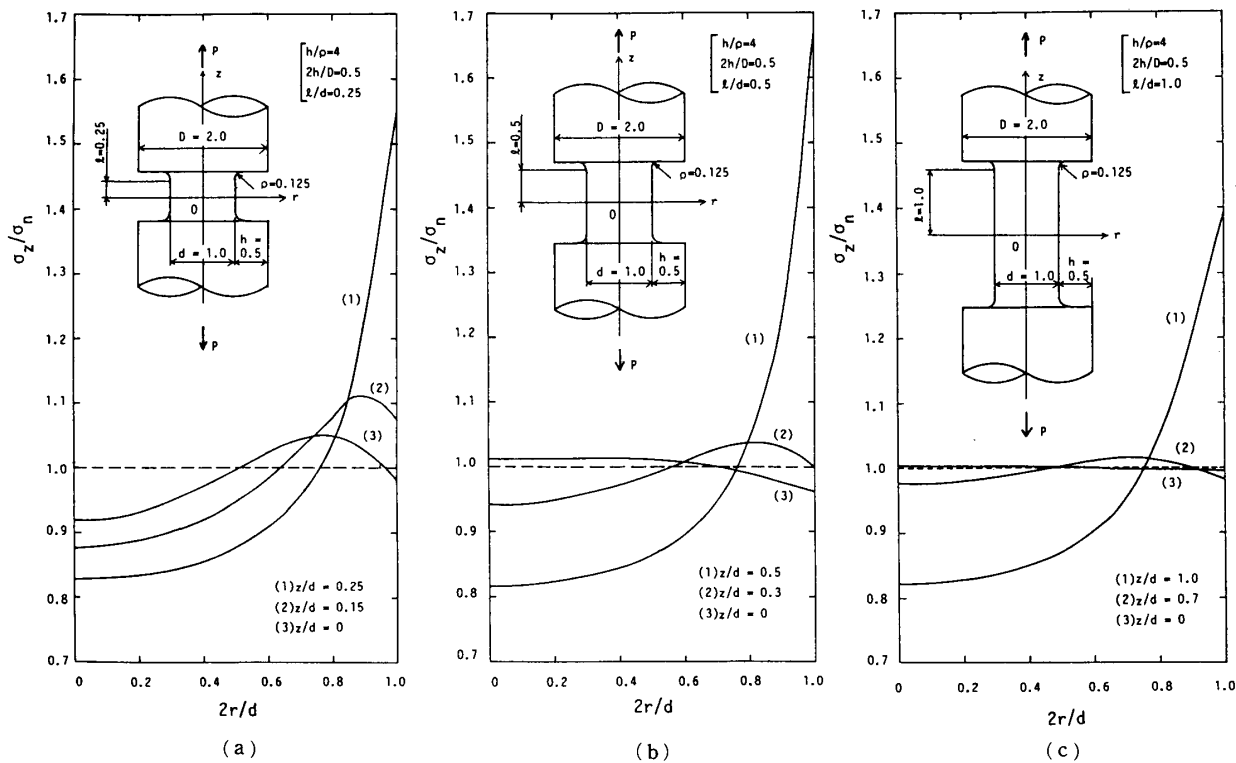


図 9 フィレット部を有する丸棒試験片 [図 1 (a) で $c=0$] の応力分布

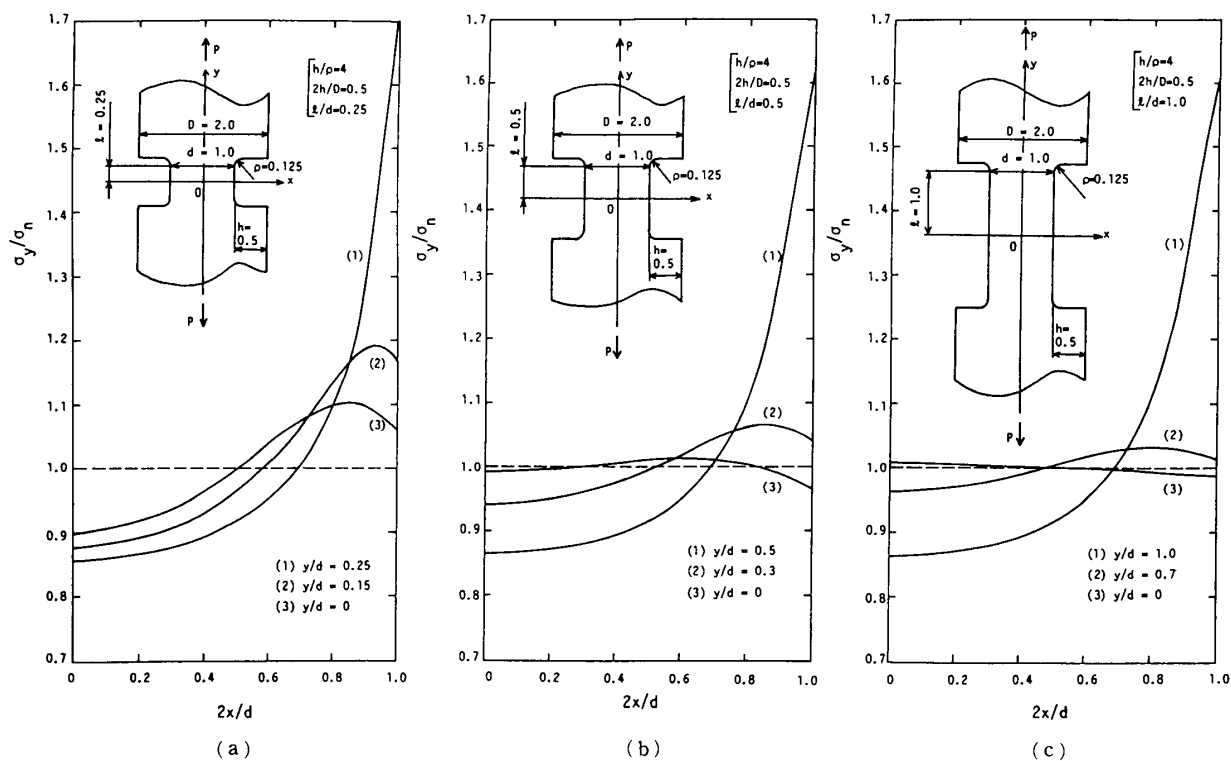
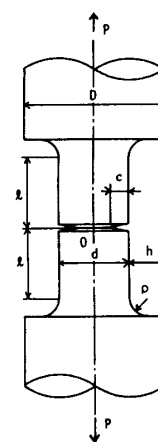


図 10 フィレット部を有する平板試験片 [図 1 (b) で $c=0$] の応力分布

表 4 円周き裂を有する丸棒試験片の無次元化応力拡大係数 F_I
[() 内は $l=\infty$ の場合の $F_I|_{l=\infty}$ との相対誤差]

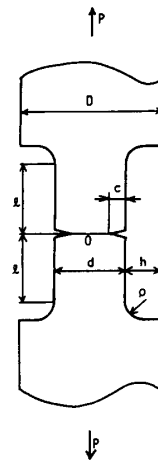
λc	(= $2c/d$)			0.05			0.2			0.5		
$F_I _{l=\infty}$	1.150			1.261			1.940					
h/ρ	1			2			4			1		
$2h/D$	1	2	4	1	2	4	1	2	4	1	2	4
$l/d=0.25$	0.2	1.181 (2.7)		0.2	1.306 (3.6)		0.2	1.968 (1.4)		0.2	1.968 (1.4)	
	0.5	1.134 (-1.4)	1.133 (-1.5)	1.135 (-1.3)	0.5	1.267 (0.5)	1.273 (1.0)	1.282 (1.7)	0.5	1.957 (1.0)	1.961 (1.1)	1.966 (1.3)
	0.8	1.135 (-1.3)			0.8	1.261 (0.0)			0.8	1.952 (0.6)		
0.5	0.2	1.136 (-1.2)		0.2	1.257 (-0.3)		0.2	1.949 (0.5)		0.2	1.949 (0.5)	
	0.5	1.131 (-1.7)	1.123 (-2.3)	1.117 (-2.9)	0.5	1.250 (-0.9)	1.246 (-1.2)	1.242 (-1.5)	0.5	1.944 (0.2)	1.943 (0.2)	1.943 (0.2)
	0.8	1.137 (-1.1)			0.8	1.254 (-0.6)			0.8	1.945 (0.3)		
1.0	0.2	1.147 (-0.3)		0.2	1.261 (0.0)		0.2	1.948 (0.4)		0.2	1.948 (0.4)	
	0.5	1.148 (-0.2)	1.147 (-0.3)	1.147 (-0.3)	0.5	1.261 (0.0)	1.261 (0.0)	1.260 (-0.1)	0.5	1.947 (0.4)	1.947 (0.4)	1.947 (0.4)
	0.8	1.148 (-0.2)			0.8	1.262 (0.1)			0.8	1.947 (0.4)		



$$F_I = \frac{K_I}{\sigma_n \sqrt{\pi c}}, \quad \sigma_n = \frac{4P}{\pi d^2}$$

表 6 両側き裂を有する平板試験片の無次元化応力拡大係数 F_I
[() 内は $l=\infty$ の場合の $F_I|_{l=\infty}$ との相対誤差]

λc	(= $2c/d$)			0.05			0.2			0.5		
$F_I _{l=\infty}$	1.118			1.111			1.169					
h/ρ	1			2			4			1		
$2h/D$	1	2	4	1	2	4	1	2	4	1	2	4
$l/d=0.25$	0.2	1.222 (9.3)		0.2	1.204 (3.0)		0.2	1.205 (3.0)		0.2	1.205 (3.0)	
	0.5	1.147 (2.6)	1.172 (4.8)	1.195 (6.9)	0.5	1.154 (3.8)	1.180 (6.2)	1.202 (8.2)	0.5	1.195 (2.2)	1.207 (3.2)	1.216 (4.0)
	0.8	1.114 (-0.4)			0.8	1.121 (1.9)			0.8	1.179 (0.8)		
0.5	0.2	1.121 (0.3)		0.2	1.120 (0.8)		0.2	1.178 (0.8)		0.2	1.178 (0.8)	
	0.5	1.094 (-2.1)	1.091 (-2.4)	1.090 (-2.5)	0.5	1.099 (-1.1)	1.099 (-1.1)	1.100 (-1.0)	0.5	1.168 (0.1)	1.169 (0.0)	1.171 (0.2)
	0.8	1.095 (-2.0)			0.8	1.097 (-1.3)			0.8	1.165 (-0.4)		
1.0	0.2	1.112 (-0.5)		0.2	1.106 (-0.4)		0.2	1.167 (-0.1)		0.2	1.167 (-0.1)	
	0.5	1.111 (-0.6)	1.109 (-0.8)	1.107 (-1.0)	0.5	1.105 (-0.6)	1.103 (-0.7)	1.102 (-0.8)	0.5	1.166 (-0.3)	1.165 (-0.3)	1.165 (-0.4)
	0.8	1.114 (-0.4)			0.8	1.107 (-0.4)			0.8	1.167 (-0.2)		



$$F_I = \frac{K_I}{\sigma_n \sqrt{\pi c}}, \quad \sigma_n = \frac{P}{d}$$

表 5 円周き裂を有する丸棒試験片の応力拡大係数の
推定値 F_I^* [() 内は体積力法による解析結果]

$\lambda c (=2c/d)$	0.05	0.2	0.5
$F_I _{l=\infty}$ [10]	1.150	1.261	1.940
$l/d=0.25$	1.145 (1.135)	1.299 (1.282)	1.934 (1.966)
0.5	1.113 (1.117)	1.235 (1.242)	1.963 (1.943)
1.0	1.147 (1.147)	1.257 (1.260)	1.942 (1.947)

1 (a) で $l \rightarrow \infty, c=0$ のとき] において応力集中係数 K_t を計算した結果, Peterson の応力集中線図には最大で 13% 程度の誤差があることが明らかになった (図 4)。

(2) フィレット部を有する段付丸棒および段付板の引張り [図 1 (a), (b) で $l \rightarrow \infty, c=0$ のとき] において最小断面部横断面における応力 σ_x および σ_y を調べた結果フィレット部より $d/2$ 程度はなれた位置では, $h/\rho \leq 2$ ならば応力 σ_x はほぼ一様であるとみなせ

表 7 円周切欠きをもつ丸棒に発生したき裂の応力拡大係数 F_I
 [半円切欠きの場合(図 11), $F_I = K_I/(\sigma_n \sqrt{\pi c})$, $\sigma_n = 4P/(\pi d^2)$]

c/h $\lambda = 2(c+h)/D$	F_I							$F_I/F_I _{\lambda=0}$						
	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	$\rightarrow \infty$ [10]	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	$\rightarrow \infty$
$\rightarrow 0.0$ [11]	0.863	1.018	1.102	1.119	1.122	1.122	1.122	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
0.1	0.907	1.080	1.167	1.189	1.198	1.194	1.180	1.051	1.061	1.059	1.063	1.068	1.064	1.052
0.2	0.967	1.148	1.250	1.273	1.281	1.281	1.261	1.121	1.128	1.134	1.138	1.142	1.142	1.124
0.5	1.532	1.779	1.916	1.952	1.966	1.972	1.940	1.775	1.747	1.738	1.745	1.753	1.757	1.730

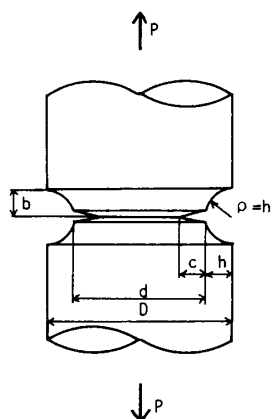


図 11 円周切欠きをもつ丸棒に発生したき裂

る(図 7, 8).

(3) フィレット部を有する丸棒試験片および平板試験片の引張り [図 1(a), (b) で $c=0$] において試験片中央部横断面における応力 σ_z は $l/d \geq 1$ ならば一樣であるとみなせる(図 9, 10). また円周き裂を有する丸棒試験片の引張り [図 1(a)] および両側き裂を有する平板試験片の引張り [図 1(b)] において $l/d \geq 1$ の場合応力拡大係数は $l=\infty$ として評価可能であり, フィレット部とき裂の干渉効果はほぼ無視できるものと考えられる(表 4, 6). また, き裂を有する試験片(図 1)の応力拡大係数はき裂がないときの応力分布を基にして近似的に推定できる(表 5).

本研究は卒論生新本康久氏(現: 九大工学部), 井上浩一氏(現: 九工大院)の協力を得た。また, 研究の一部は東海ゴム工業より援助を受けた。深く感謝する。

付 録

円周切欠きをもつ丸棒に発生したき裂の応力拡大係

数(図 11) この問題は金属材料の疲労における切欠効果あるいは停留き裂の問題と関連して重要である。表 7 は切欠底にき裂を有する半円切欠きをもつ丸棒試験片の引張りにおいて, き裂深さ c と切欠深さ h の和 $\lambda = 2(c+h)/D$ を一定にしてき裂深さと切欠深さの比 c/h を変化させた場合のき裂先端部における無次元化応力拡大係数 F_I の値を示したものである。ここで $F_I/F_I|_{\lambda=0}$ は, 本解析で得た F_I の値と同一形状の切欠きとき裂を有する半無限板の解 $F_I|_{\lambda=0}$ ⁽¹¹⁾ との相対値である。表 7 からわかるように $F_I/F_I|_{\lambda=0}$ は c/h によらずほぼ λ によって決まることがわかる。なお, 切欠きの形状が半円以外のときや, 両側切欠きをもつ帯板に発生したき裂の問題でも, 同様な結果が得られた。このことから図 11 のような試験片の無次元化応力拡大係数 F_I は同一形状の切欠きとき裂を有する半無限板の F_{I0} と円周き裂を有する丸棒の引張りの解析により得た $F_I/F_I|_{\lambda=0}$ との関係により求めることができる。

文 献

- (1) 野田・佐伯・西谷, 機論, 55-509, A (1989), 69.
- (2) 野田・金本・西谷・藤崎, 機論, 56-523, A (1990), 653.
- (3) 野田・梶川・上鶴・西谷, 機論, 57-533, A (1991), 104.
- (4) 野田, 九州大学学位論文, (1984), 50.
- (5) 西谷・野田・深迫・原田, 機論, 51-467, A (1985), 1804.
- (6) 西谷, 機誌, 70-580 (1967), 627.
- (7) 西谷・陳, 体力法, (1987), 39, 培風館.
- (8) Peterson, R. E., *Stress Concentration Factors*, (1974), 89, John Wiley & Sons.
- (9) Noda, N.-A. and Nisitani, H. (Aliabadi, M. H., ほか 2 名編), *Localized Damage, Computer-Aided Assessment and Control*, 3(1990), 383, Computational Mechanics Pub.
- (10) 西谷・野田, 機論, 50-453, A (1984), 847.
- (11) 陳・西谷・森, 機論, 55-512, A (1989), 948.