法政大学学術機関リポジトリ
HOSEI UNIVERSITY REPOSITORY

PDF issue: 2025-07-06

炭素鋼S45C の多軸荷重下における疲労強度に

鍋倉, 功一 / NABEKURA, Koichi

(発行年 / Year)
2009-03-24
(学位授与年月日 / Date of Granted)
2009-03-24
(学位名 / Degree Name)
修士(工学)
(学位授与機関 / Degree Grantor)
法政大学 (Hosei University)

2008 年度

修士論文

炭素鋼 S45C の多軸荷重下における疲労強度に及ぼす応力集中の影響

Effect of stress concentration on fatigue life of S45C carbon steel under multiaxial loading

指導教授　　大川　功　　教授

主　　査　　大川　功　　教授

副　　査　　新井　和吉　教授

法政大学大学院工学研究科機械工学専攻修士課程

07R1118 鍋倉　功一

Effect of stress concentration on Fatigue Life of S45C Carbon Steel under Multiaxial Loading

By Koichi NABEKURA

Majority of mechanical components are subjected to repeated multi-axial loadings. Especially, complicated state of stress/strain may originate from combined loadings in regions of stress concentration. Therefore, it is necessary to analyze the notch-tip under multiaxial loading. Although the notch stress/strain analysis is often used in fatigue analysis to estimate fatigue lives to crack initiation, in order to perform such analysis it is necessary to measure or calculate the local elasto-plastic notch-tip strain and stress. In many situations, measurements are impossible and calculations are required. To solve this problem, The Finite Element Method (FEM) is generally used by a designer. However, analysis using FEM correctly is difficult and the great deal of experience is needed as a designer. Therefore method of the easiest estimate proposed by Neuber has being used on the site. Nevertheless the accuracy of the Neuber-based calculations may vary depending the material stress-strain curve, the nominal stress level. Furthermore, in most cases Neuber's rule overestimates the notch-tip stress.

The stress/strain states around notch-tip under combined axial and torsional loadings were analyzed using an energy method, based on uniaxial cyclic stress-strain relationship. Furthermore, fatigue tests were performed on smooth and notched specimens of S45C steel under these combined loadings. Strain gage was mounted on surface of the notch-tip and cyclic strains were measured using incremental step method and companion specimens test. Value of experimental notch-tip strain was compared with the result of analysis. As a result, Notch effect on fatigue life was remarkable for push-pull and combined loadings, however little effect was resulted for pure torsion. Although notch-tip strain can be estimated using an energy method, the predicted life is too conservative.

In addition, Variation of length and orientation of the failure crack were observed during the tests. For push-pull loadings, a crack initiation to propagation around the maximum principal stress plane and led to failure unchanged orientation of the crack in smooth and notch specimens. In the case of pure torsion loadings in notched specimen, the microcracks initiated in the vicinity of the maximum shear stress plane irrespective of notch effect. The many cracks which propagated in axial direction were united in circumferential direction, and led to failure crack. Thus crack propagation on radius region led to become specialized form.

第 1 章　緒論

第 2 章　試料及び実験，解析方法
　　2-1　実験方法
　　2-2　解析方法

第 3 章　平滑材の材料特性と疲労寿命特性
　　3-1　繰返し応力 - ひずみ関係
　　3-2　平滑材の疲労寿命特性

第 4 章　切欠き効果
　　4-1　疲労寿命に及ぼす切欠きの影響
　　4-2　弾塑性応力集中係数
　　4-3　切欠き底のひずみと塑性域の伝播に及ぼす負荷形式の影響
　　4-4　切欠き底の内部ひずみ分布

第 5 章　寿命予測
　　5-1　切欠き底のひずみ予測
　　5-2　寿命予測

第 6 章　き裂成長挙動
　　6-1　微小き裂分布
　　6-2　主き裂の成長挙動
　　6-3　巨視的表面き裂と破断面

第 7 章　結論

参考文献

第１章　緒論

機械や構造物は使用中に繰返し荷重を受け,破壊に至る．これらが破損,破壊する原因の多くは疲労によるものである．疲労破壊とは，材料にある大きさの静的負荷を加えて破壊しない場合でも，繰返して負荷することにより破壊する現象である．実機に加わる荷重は，引張圧縮,ねじりなどの単純な応力状態であることはほとんどなく，多くの場合はこれらの組合せである．また実機は実用上複雑な形状をしているため,応力集中部を有している場合がほとんどである．応力集中部は，引張圧縮やねじりなどの単純な荷重であっても複雑な形状ゆえに多軸応力状態となっていることが多いことから設計上問題となりやすい部位である．応力集中が疲労寿命に及ぼす影響は，危険部位における局所的な応力やひずみを見積もり，これを平滑材の単軸での寿命特性にあてはめることにより評価するのが一般的である．応力集中の程度は，Neuber 則などにより簡便に見積もることができるが，実際にはその影響は幾何学的形状だけでなく，繰返し応力レベルや材料の繰返し応力－ひずみ特性にも依存することから高精度な予測は困難となる．昨今ではこれらの問題を解決するために有限要素法解析（FEM）が用いられるが，その理論を理解しモデル化手法や評価方法を正しく活用できるようになるには多くの事例で設計の経験を積まなくてはならないため，誰しもが利用できるものではないのが現状である．

上記のことから機械を設計するには応力集中部に組合せ荷重が負荷される場合について想定する必要があり，応力集中部の応力やひずみの状態について過去の蓄積されたデータベースを用いて簡便的に調べる方法が必要となる．また，簡便的に見積もられる応力やひずみの状態を実測や FEM の結果と比較し，どの程度の精度で評価できるか確認する必要がある．

また，応力集中部からき裂が発生することがほとんどであり，き裂の発生以降はき裂の先端に応力が集中し，疲労寿命はき裂の成長に費やされることから，き裂の成長挙動が疲労強度に及ぼす影響を検討する必要がある．

そこで本研究では,炭素鋼 S45C の環状切欠き材を用い，組合せ荷重下において応力集中が疲労強度に及ぼす影響を調べるとともに，ひずみエネルギ密度に基づく簡便法及び弾塑性有限要素法により切欠き底での弾塑性ひずみを求め,実測値と比較することによりこれらの予測精度について考察した．さらにき裂成長挙動を調べることにより疲労強度に及ぼす応力集中の影響を調べた．

第２章　試料および実験，解析方法

2-1　実験方法

切欠きが疲労寿命に及ぼす影響や，き裂成長の挙動を調べるために，疲労試験を行い，寿命を求めるとともに疲労過程におけるき裂の観察を行った．

2-1-1　試料および試験機

供試材は機械構造用炭素鋼 S45C であり，直径 18mm の熱間圧延丸棒から図 2-1-1.1 に示す平滑試験片(SM)，半円環状切欠き試験片（NA1），切欠き底のひずみ測定やき裂観察をするため NA1 を相似に拡大した試験片(NA2）及び V 字環状切欠き試験片（NB）の形状に切削加工し，寿命に影響を及ぼす試験片表面の切削痕を取り除くために，フェルトバフとコンパウンドを用いて鏡面に仕上げ研磨した．　また，加工による硬化層の影響を取り除くために試験片には，真空で 850℃，1 時間保持後炉冷の熱処理を施した．

弾性有限要素より求めた切欠き材の弾性応力集中係数を表 2-1-1.1 に示す．K_{zz}, $K_{\theta\theta}$ は引張における試験片軸方向及び周方向の応力集中係数，$K_{\theta z}$ はねじりにおける値である．化学成分および機械的性質は表 2-1-1.2 に示すとおりである．

疲労試験に使用した試験機は，電気油圧サーボ式複合応力試験機（鷺宮製作所製）でその容量は最大軸力荷重±49kN（最大変位±30mm），最大ねじりトルク±490Nm（最大ねじり角±50deg.）である．

2-1-2　寿命試験

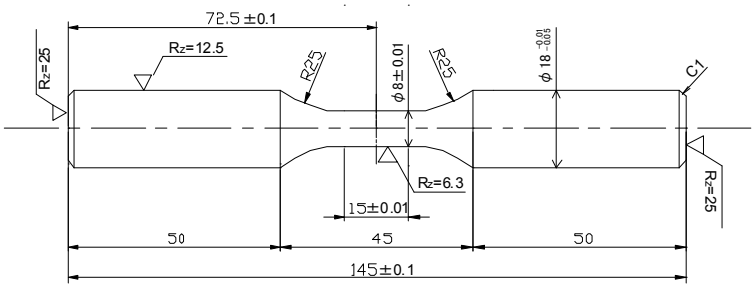
表 2-1-2.1 に示すような条件で軸力（λ=0）とねじり（λ=∞），および同位相組合せ（λ=1）において，荷重制御試験を行った．負荷応力波形は両振りの正弦波であり，応力レベルは寿命がおよそ 1×10^5～10^6 回となるように設定した．

2-1-3　ひずみ測定

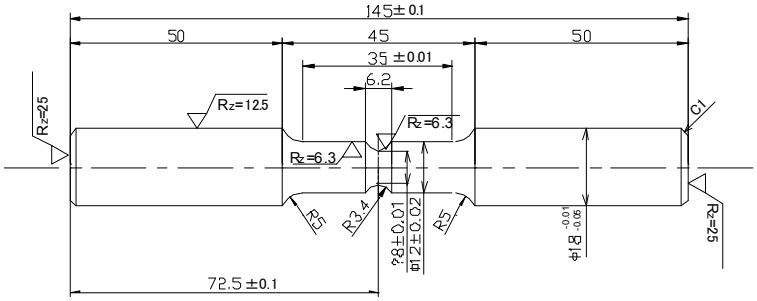
電気抵抗線ひずみゲージを用いて，平滑部及び半円切欠き底でのひずみを測定した．ひずみ測定方法は多数試験片法及び多段振幅変動法を使用した．多数試験片法の場合，変形状態が準定常となる寿命のおよそ半分の時点におけるひずみを採用し，多段振幅変動法の場合，各応力レベルで 100 サイクル毎のひずみを測定し，規定ステップを 3 往復半させ安定したときのひずみを採用した．

2-1-4　き裂観察

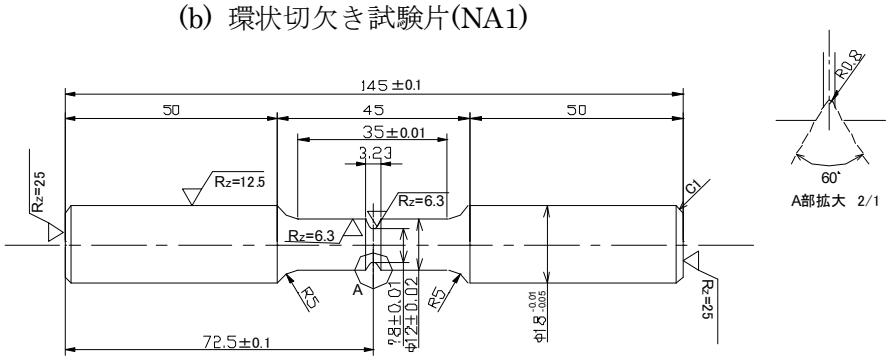
き裂観察は表 2-1-4.1 に示すとおり，$R_\sigma=R_\tau=-1$ の引張圧縮，純ねじり，組合せ応力比 $\lambda=1$ の場合について行った．寿命の約 10 分の 1 毎に試験機を停止させ，試験部の表面に酢酸メチルで溶かしたアセチルセルロースフィルム（レプリカ）を貼り付けて表面のき裂を写し取り，これを試験片が破断するまで繰返した．1 本の試験片から破断するまでに合計 8~19 回レプリカを採取した．このレプリカを破断時からさかのぼり，光学顕微鏡を用いて 200 倍でき裂の成長過程を観察した．その際に，図 2-1-4.1 のようにき裂の両端を結んだ直線をき裂面とし，その長さをき裂長さ 2c，その法線と軸方向とのなす角をき裂角度 θ としてこれらを測定した．また，き裂の位置関係がわかるように，あらかじめマイクロビッカース硬さ試験機で小さな圧こんを設けた．



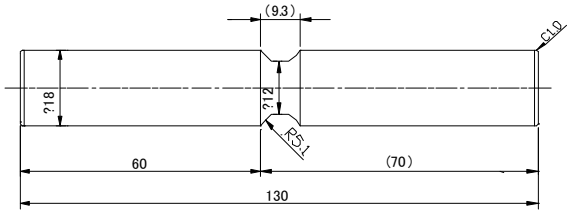
(a)平滑試験片(SM)



(b) 環状切欠き試験片(NA1)



(c) V 字環状切欠き試験片(NB)



(d) ひずみ及びき裂観察用環状切欠き試験片(NA2)

図 2-1-1.1 使用した試験片

表 2-1-1.1　弾性応力集中係数

	Pull		Torsion
	K_{zz}	$K_{\theta\theta}$	$K_{r\theta}$
NA	1.511	0.297	1.170
NB	2.537	0.717	1.548

表 2-1-1.2　供試材の化学成分，熱処理条件及び機械的性質

Material	S 45 C							
Chemical composition %	C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr
	0.45	0.18	0.67	0.027	0.012	0.06	0.05	0.12
Heat treatment	850℃　1 hour Furnace cooling in vacuum							
Mechanical properties	Yield stress in tension	MPa	371					
	Tensile strength	MPa	591					
	Elongation	%	30.5					
	Contraction of area	%	50.1					
	Yield stress in torsion	MPa	243					
	Torsional　strength	MPa	663					
	Micro-Vickers hardness	Hv	184					

表 2-1-2.1 疲労試験条件

Shape of specimen	Combined stress ratio τ_a/σ_a	Nominal stress [MPa]		N_f
		τ_a	σ_a	
Smooth (SM)	0	0	311.8	25933
		0	300	85323
		0	295	22905
		0	290	25921
		0	285	36743
		0	280	56258
		0	240	152344
		0	235	262485
		0	230	502968
	1.0	160	160	91132
		155	155	107345
		150	150	199156
		145	145	264199
		140	140	340855
	∞	215	0	54367
		210	0	61235
		200	0	138871
		190	0	206815
		180	0	417559

Shape of specimen	Combined stress ratio τ_a/σ_a	Nominal stress [MPa]		N_f
		τ_a	σ_a	
Notched A (NA)	0	0	311.8	24662
		0	290	55514
		0	280	75880
		0	250	128107
		0	230	235979
	1.0	160	160	79476
		155	155	88401
		150	150	98780
		145	145	141868
		140	140	203027
	∞	215	0	49959
		210	0	115524
		205	0	98279
		200	0	156571
		190	0	288051
		180	0	346014
Notched B (NB)	0	0	311.8	8783
		0	280	19233
		0	260	28616
		0	250	35770
		0	230	55152
	1.0	160	160	24858
		155	155	31138
		150	150	37651
		145	145	54160
		140	140	73517
	∞	210	0	50500
		200	0	67491
		190	0	181355
		180	0	349995
		175	0	350847

表 2-1-4.1 き裂観察時の試験条件

	λ	τ_a	σ_a	N_f
SM	0	0	280	40250
	∞	215	0	33487
NA	0	0	280	60000
	1.0	167	167	52997
	∞	215	0	49959

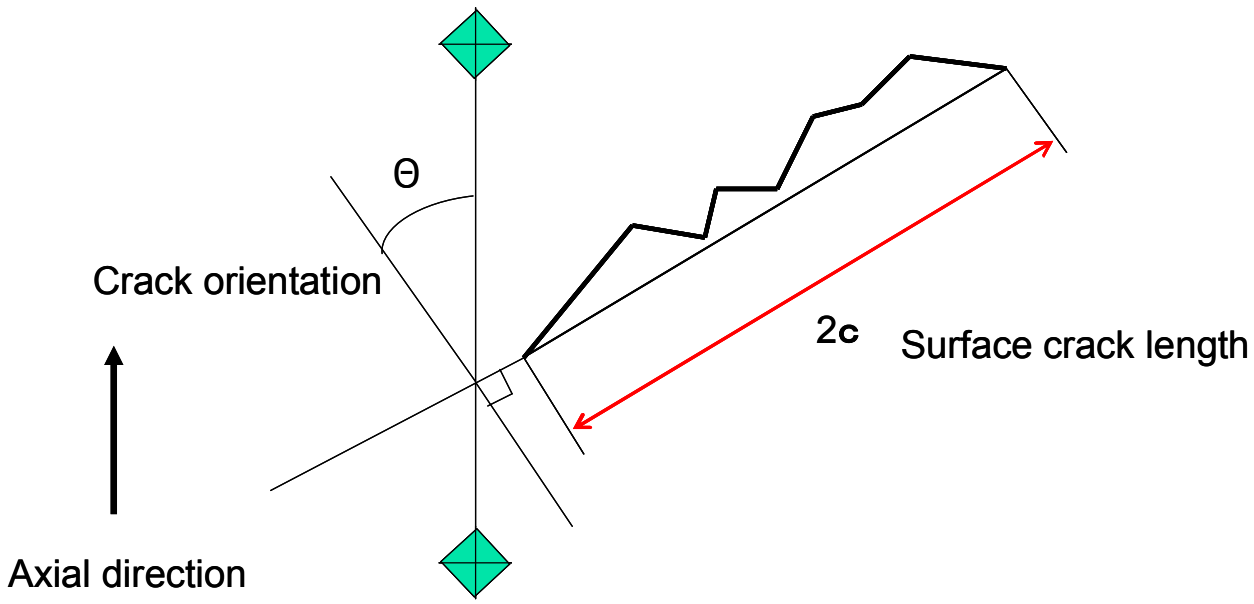


図 2-1-4.1 き裂の測定方法

2.2　解析方法

切欠き底の応力，ひずみ解析には有限要素法(FEM)，ESED 法[1)]，Neuber 則を用いた．なお中実試験片において，ねじりの弾塑性を考慮するために真応力を用いた．

2-2-1　Mises の等価応力，等価ひずみ

引張応力 σ とねじり応力 τ の組合せ荷重を単軸の応力に等価するために(1)式の Mises の等価応力 σ_{eqM} を用いた．また等価ひずみ ε_{eqM} は(1)式を垂直ひずみ ε，せん断ひずみ γ で表わした(2)式となる．この等価ひずみの式は本来ポアソン比 0.5 の完全塑性状態のときのみ適用できるが，FEM の出力結果が弾性，塑性状態にかかわらず(2)式を用いているため解析結果と比較する際にこの式を弾性や弾塑性状態にも拡張して利用した．

$$\sigma_{eqM} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \tag{1}$$

$$\varepsilon_{eqM} = \sqrt{\varepsilon^2 + \frac{\gamma^2}{3}} \tag{2}$$

2-2-2　真応力の計算

中実丸棒断面における表面の応力は弾性計算から求められる値よりも小さくなる．純ねじりの丸棒表面に生ずる真応力は以下のように算出した．

ねじりモーメント T を受ける直径 d の中実丸棒の単位長さ単位長さ当りのねじれ角を θ ,その表面に生ずるせん断ひずみを γ_0 とすると

$$T = \frac{2\pi}{\theta^3}\int_0^{\gamma_0} \tau(\gamma)\gamma^2 d\gamma, \quad \gamma_0 = \frac{d\theta}{2} \tag{3}$$

ねじりモーメント T は丸棒表面での公称せん断応力 τ_n から求められる

$$T = \frac{\pi d^3 \tau_n}{16} \tag{4}$$

ここで丸棒断面内の応力ひずみ関係が Ramberg－Osgood の式に従うと仮定すると

$$\gamma = \frac{\tau}{G} + \left(\frac{\tau}{k_0}\right)^{\frac{1}{n_0}} \tag{5}$$

(4)，(5)式を(3)に代入して整理すると，真応力 τ_0 と公称応力 τ_n の関係は

$$\tau_n = 4\times\left\{\frac{\tau_0}{G}+\left(\frac{\tau_0}{k_0}\right)^{\frac{1}{n_0}}\right\}^{-3}\times\left\{\frac{\tau_0^4}{4\times G^3}+\frac{1+2\times n_0}{1+3\times n_0}\times\frac{\tau_0^3}{G^2}\times\left(\frac{\tau_0}{k_0}\right)^{\frac{1}{n_0}}+\frac{2+n_0}{2+2\times n_0}\times\frac{\tau_0^2}{G}\times\left(\frac{\tau_0}{k_0}\right)^{\frac{2}{n_0}}+\frac{\tau_0}{3+n_0}\times\left(\frac{\tau_0}{k_0}\right)^{\frac{3}{n_0}}\right\} \quad (6)$$

ここで横弾性係数 G とし，定数 k_0 及び n_0 は中空の純ねじりの場合の繰返し強度係数及び繰返し加工硬化指数である．

2-2-3　FEM 解析

FEM には図 2-2-3.1 に示すようなつかみ部のない軸対称モデルを使用し，モデル端部にトルクや引張荷重を与えて切欠き試験片の弾塑性解析を行った．図 2-2-3.2 に使用した有限要素法モデルに与えた境界条件を示す．引張荷重の場合は平滑試験片を仮定した場合の 400MPa まで，トルクの場合は 250MPa になるまで 10MPa 毎のステップで増分計算を行った．なお解析にはねじり解析可能な 4 節点軸対称要素を使用し，対称条件より 1/4 モデルとした．各モデルの節点数と要素数を表 2-2-3.1 に示す．

使用した材料定数は表 2-2-3.2 に示し，応力ひずみ関係は図 2-2-3.3 に示す．解析結果を整理する際に切欠き底の応力集中係数 K_σ およびひずみ集中係数 K_ε は(7)，(8)式で定義し使用した．

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{\mathrm{FEM}}}{\sigma_{\mathrm{e}}}\ or\ \frac{\tau_{\mathrm{FEM}}}{\tau_{\mathrm{e}}} \quad (7)$$

$$K_\varepsilon = \frac{\varepsilon_{\mathrm{FEM}}}{\varepsilon_e}\ or\ \frac{\gamma_{\mathrm{FEM}}}{\gamma_e} \quad (8)$$

ここで σ_{FEM}，τ_{FEM} はそれぞれ切欠き底での FEM 解析結果の引張，せん断応力を表わし，σ_{e}，τ_{e} は公称応力を表わす．また $\varepsilon_{\mathrm{FEM}}$，$\gamma_{\mathrm{FEM}}$ は切欠き底での FEM 解析結果の垂直ひずみ，せん断ひずみを表わし，ε_{e}，γ_{e} は弾性計算により求められる垂直ひずみとせん断ひずみを表わす．

2.2.4　ESED 法及び Neuber 則

ひずみエネルギ密度に基づく ESED 法（Equivalent Strain Energy Density Method）及び Neuber 則[1)] により切欠き試験片の切欠き底における弾塑性ひずみを算出した．なお，負荷応力－ひずみ関係を弾性としたものに加え，高負荷応力を想定して(5)式に基づく弾塑性を仮定した場合についても計算した.

ESED 法は当初，平面ひずみ状態にある切欠きに対して提案され，切欠き先端におけるひずみエネルギ密度の等価性を表わすものとして(9) 式の関係が成立すると仮定する．また Neuber 則は当初，せん断応力状態下に対して提案されたが引張や曲げ荷重下での切欠きに対して頻繁に用いられる．Neuber 則は理論的応力集中係数 K_t と実際の応力集中係数 K_σ，実際のひずみ集中係数 K_ε を用いて(10)式で与えられる．切欠き先端で全ひずみエネルギの観点から多軸応力状態へ一般化された形は(11)式で与えられる．図 2-2-4.1 に簡略図を付す.

$$\int_0^{\varepsilon_{ij}} \sigma^e{}_{ij} d\varepsilon^e{}_{ij} = \int_0^{\varepsilon^E{}_{ij}} \sigma^E{}_{ij} d\varepsilon^E{}_{ij} \tag{9}$$

$$K_t = K_\sigma K_\varepsilon \tag{10}$$

$$\sigma^e{}_{ij} \varepsilon^e{}_{ij} = \sigma^N{}_{ij} \varepsilon^N{}_{ij} \tag{11}$$

上の添え字 e は弾性，E は ESED，N は Neuber を表わす.
i, j=1，2，3　であり総和規約である.

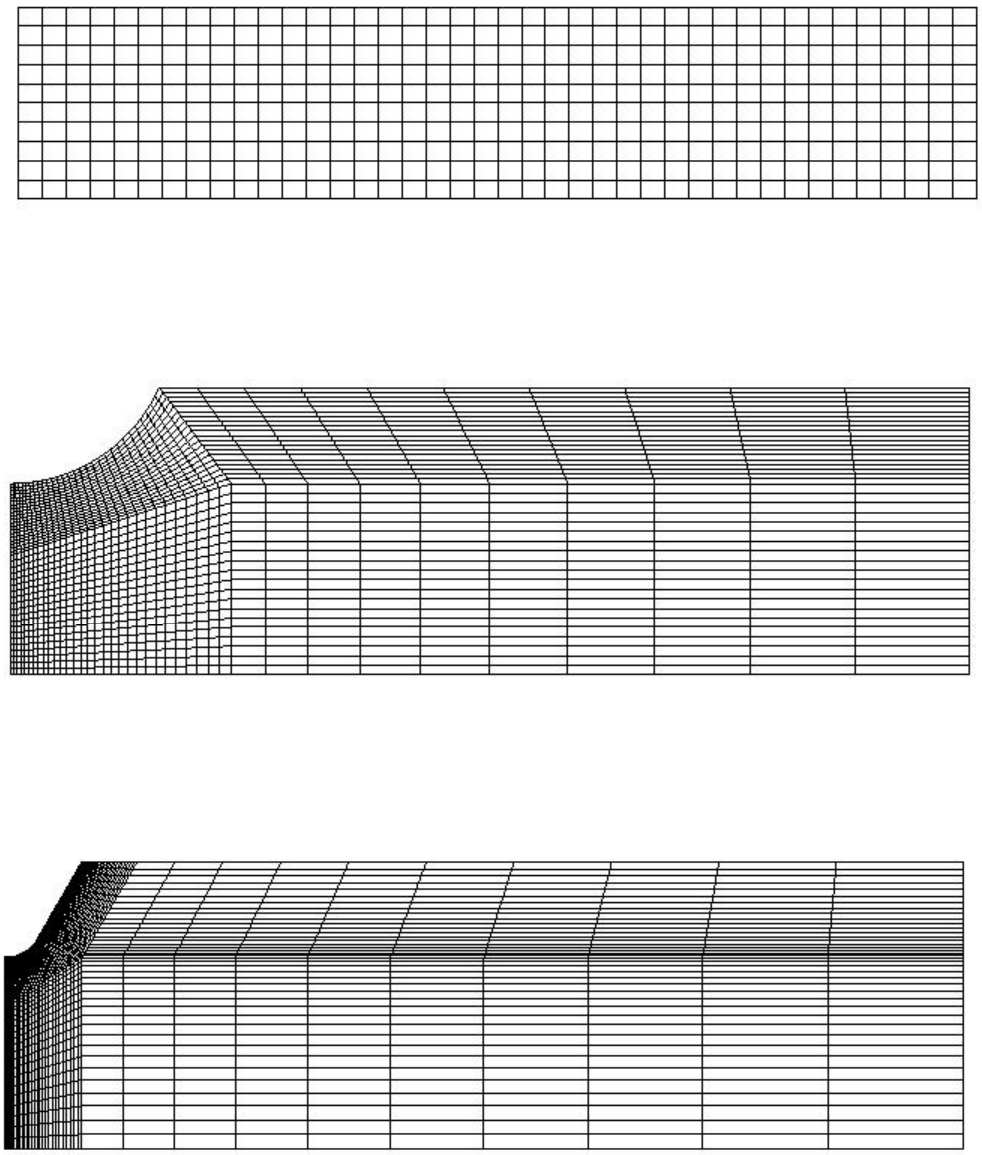


図 2-2-3.1 FEM 解析モデル

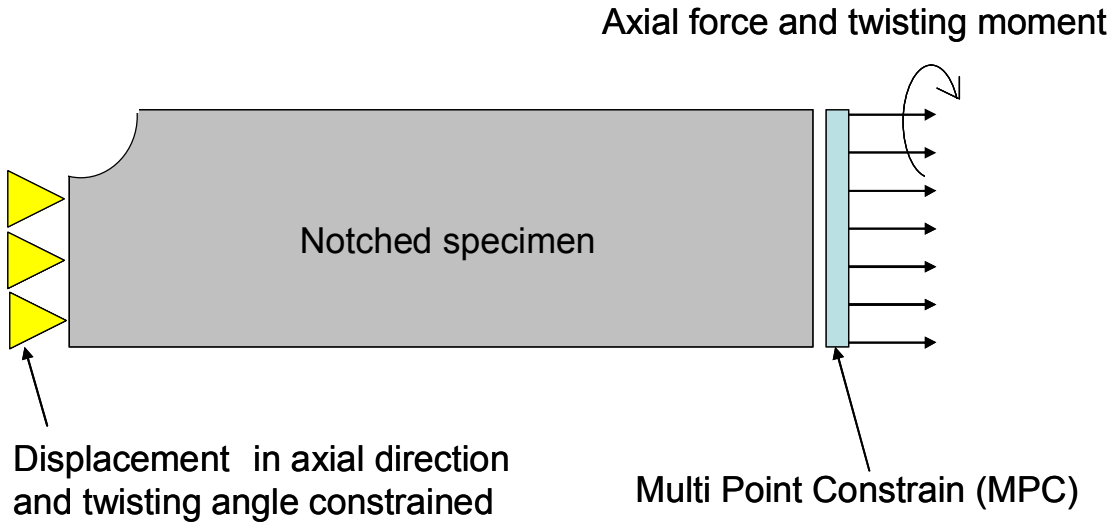


図 2-2-3.2　モデルの境界条件

＊図 4 に示す軸対称要素 4 分の 1 モデルを使用し，一方を固定し他端に荷重を与えた。荷重は多点拘束（LINK）を用い，ねじりであればすべての節点でねじり角が等しくなるように，また引張りでは他端の各節点応力値が等しくなるように拘束した。

表 2-2-3.1　解析モデルの節点と要素

形状	NODES	ELEMENTS
SM	451	400
NA	1681	1600
NB	2611	2500

＊コード：Marc　ねじり可能な 4 節点軸対称要素 TYPE20

表 2-2-3.2　解析に用いた材料特性値

材料特性	解析に用いた数値
ヤング率（MPa）	206000
ポアソン比　ν	0.3
降伏応力　σ y(MPa)	120
強度係数　k	1063.6
加工硬化指数　n	0.1985

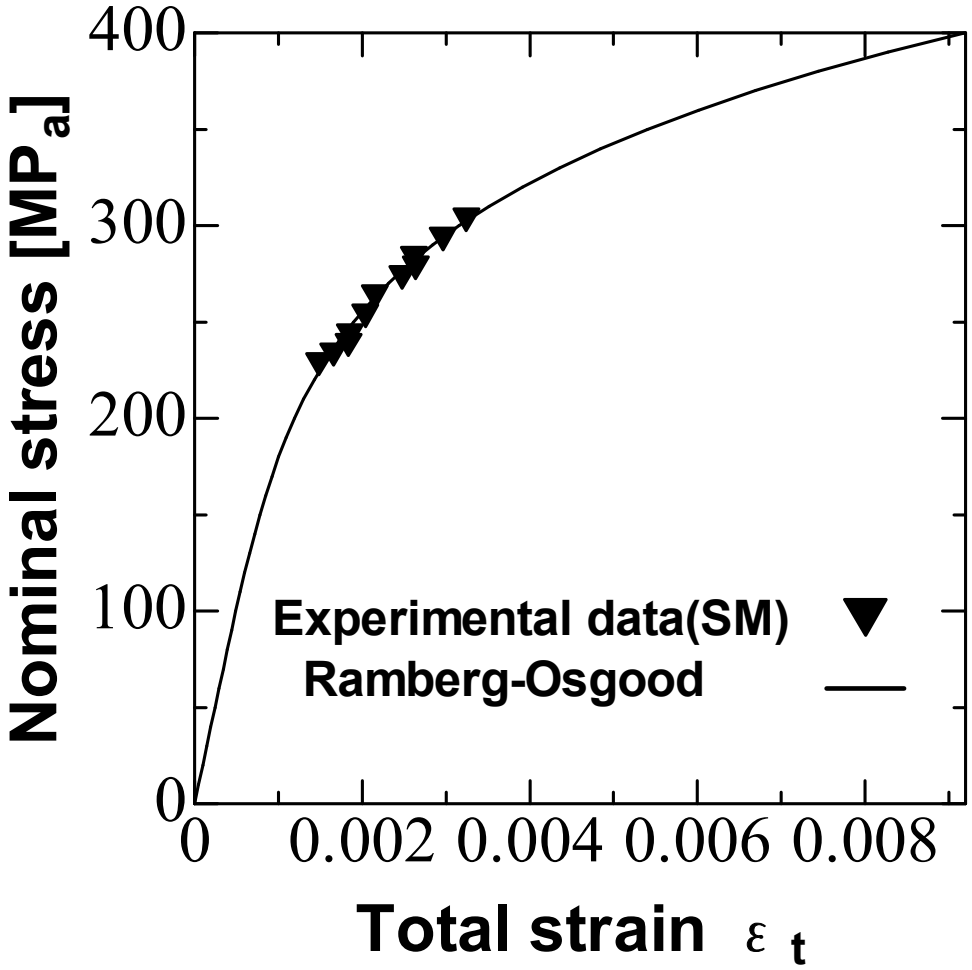


図 2-2-3.3 使用した応力ひずみ関係

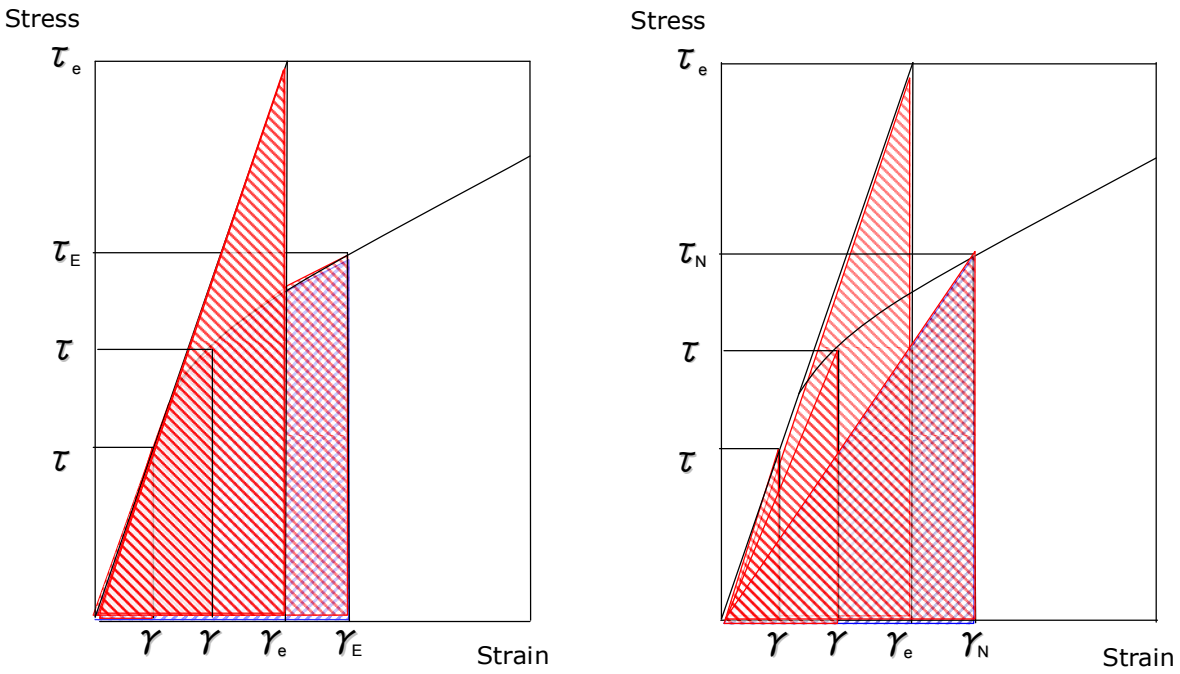


図 2-2-4.1　ESED(左)，Neuber(右)簡略図

3章　平滑材の材料特性と疲労寿命特性

3-1　平滑材の繰返し応力ーひずみ関係

Mises 基準の平滑材の等価応力ー等価塑性ひずみ関係を図 3-1.1 に示す. 図中には比較として過去に得られた中空平滑試験片の結果も併せて示している. なお中実材の結果は 2-2-2 項で示した真応力を用いている. 低応力レベルでは, 試験片，負荷条件による相違が見られるものの，応力 - ひずみ関係のプロットは狭い範囲に収まることがわかる.

3-2　平滑材の疲労寿命特性

図 3-2.1 に中実材と過去の研究で得られた中空材の純ねじりにおける S-N 線図を示す．中実材の純ねじりは真応力を用いることで中空材の寿命特性と同程度となることがわかる．そこで，Mises の等価応力で整理する際には中実材の真応力を用いた．　しかし，図 3-2.2 に示すように真応力値を使用して Mises の等価応力に換算しても，負荷形式により寿命特性は相違し，統一的に整理することができない．そこで図 3-2.3 に示すように等価全ひずみ ε_{teqM} を用いると，全寿命データは引張の場合の寿命曲線式（12）を用いて整理することができる.

$$\varepsilon_{teqM} = AN_f^{-\alpha} + BN_f^{-\beta} \tag{12}$$

A=0.124　α=0.435　B=3.59×10^{-3}　β=9.03×10^{-2}

切欠き試験片の寿命予測には式(12)を用いた.

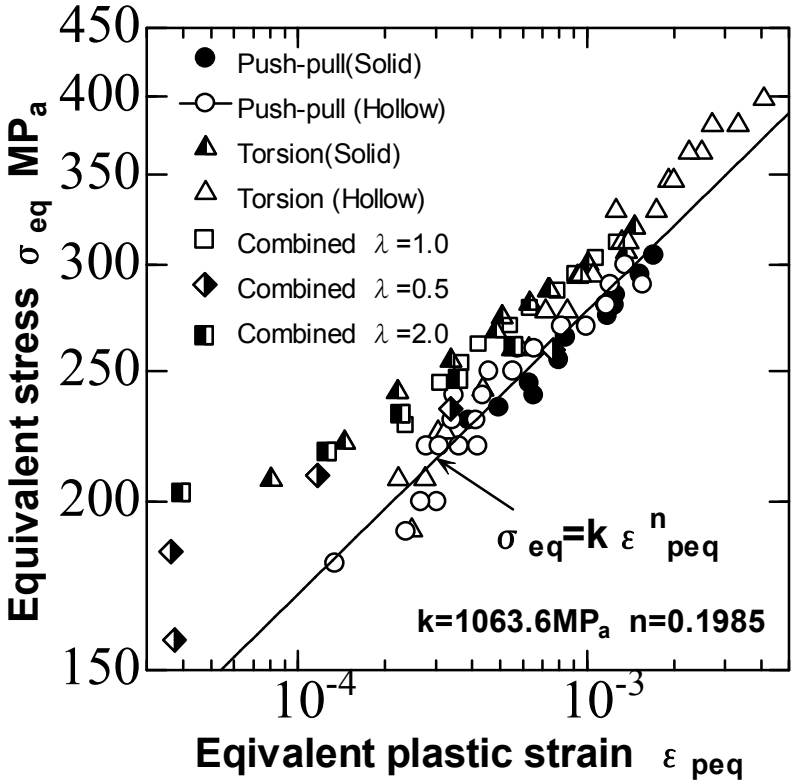


図 3-1.1　繰返し応力ひずみ関係

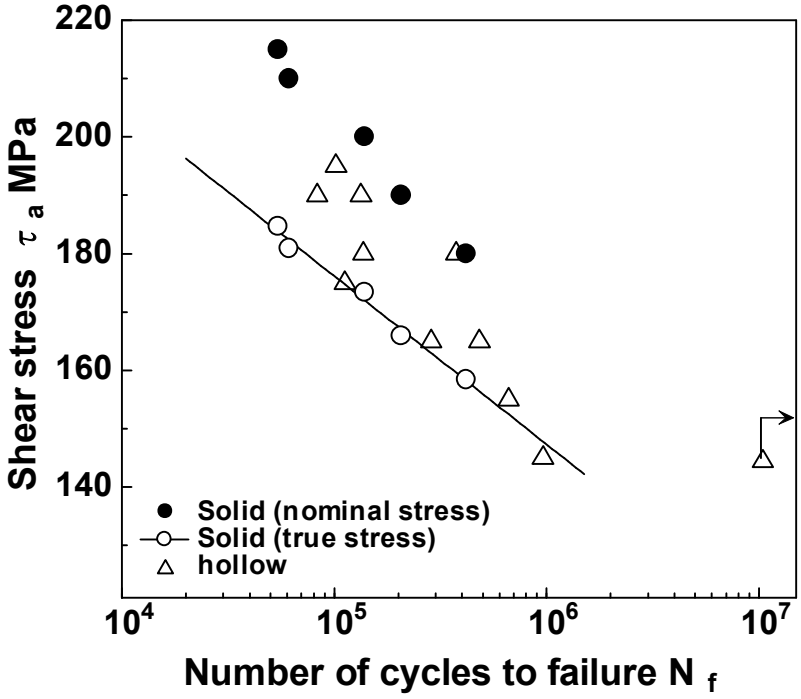


図 3-2.1　純ねじりにおける中実材と中空材の疲労寿命特性

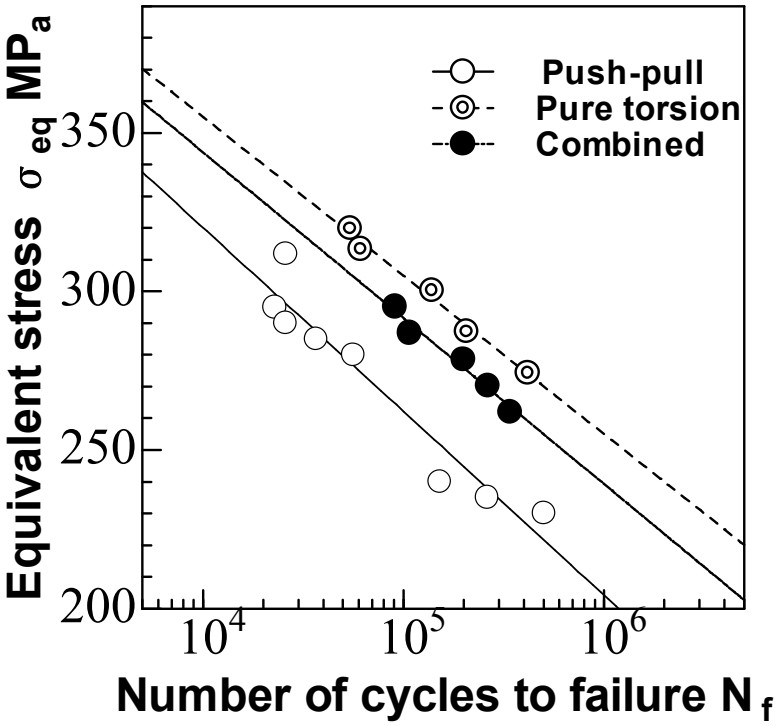


図 3-2.2　等価応力と寿命の関係

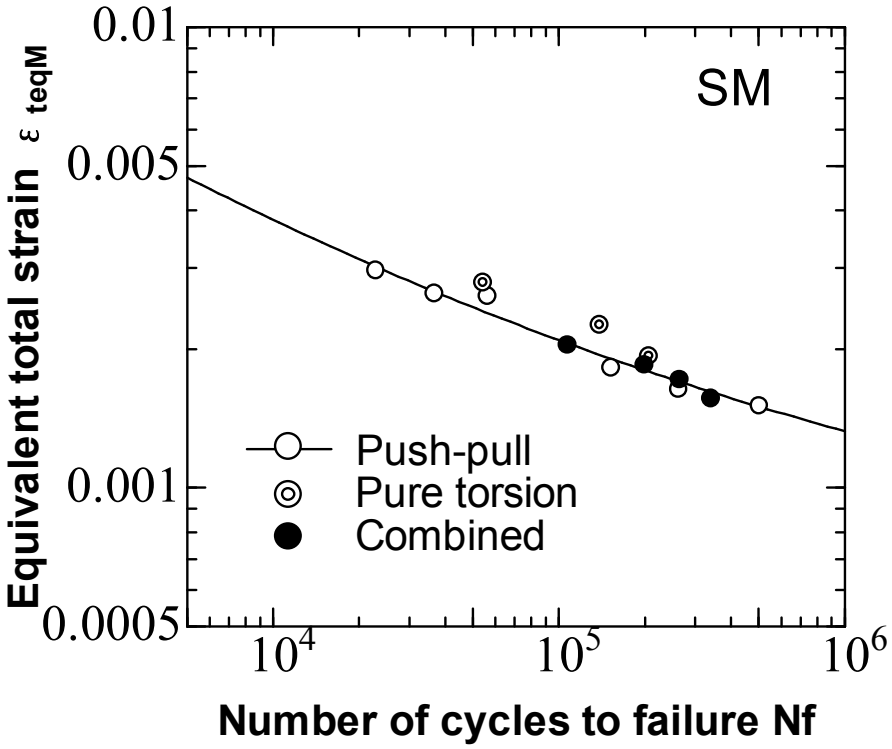


図 3-2.3　等価全ひずみと寿命の関係

4 章　切欠き効果

4-1　疲労寿命に及ぼす切欠きの影響

図 4-1.1 に各負荷条件における S-N 線図を示す．図中の直線は平滑材の S-N 曲線を回帰したものである．切欠きによる応力集中が疲労寿命に及ぼす影響は引張圧縮の場合，弾性応力集中係数の小さい NA 材では寿命への影響は少ないが，切欠きの鋭い NB 材では，寿命は明確に減少している．組合せの場合についても同様な傾向がみられるが，純ねじりでは切欠き効果はほとんど認められない．

4-2　弾塑性応力集中係数

図 4-1.1 において,いずれの負荷形式も高応力域での切欠き効果は低応力域のそれに比べて小さくなっていることがわかる．これは弾塑性効果である．弾塑性を考慮した応力集中係数を算出した図 4-2.1 を示す. 純ねじり, 組合せの場合, NA，NB 材ともに弾塑性応力集中係数は ESED，Neuber の弾塑性の負荷応力を考慮した場合(－EP)と弾性の負荷応力を考慮した（－E）の間に FEM が位置している．また，引張の場合，NA，NB 材ともに FEM は簡便法のいずれの場合よりも係数が下回っている．

4-3　切欠き底のひずみと塑性域の伝播に及ぼす負荷形式の影響

引張の場合に FEM の集中係数が小さくなる原因として塑性域の伝播が挙げられる．図 4-3.1 に NA 材の引張，図 4-3.2 に NA 材の純ねじり，図 4-3.3 に組合せの塑性流れを示す．引張では塑性域の先端が切欠き底から試験片の中心軸へ拡散するが，純ねじりと組合せでは塑性域の先端が常に試験片中心に向かって進んでいる．全断面降伏の段階では塑性域の中心部に弾性域を含んでおり，切欠き底の変形には試験片中心部に含まれる弾性域の変形が関与している．すなわち中心部の弾性域は 3 軸応力状態にあるため降伏が遅れ，切欠き底の変形を妨げることになる．つまり引張の場合はこの変形拘束を受け，純ねじりの場合は拘束を生じない．引張の場合，降伏の遅延を表現できる FEM の数値が簡便法に比べて小さくなるのはこのためだと考えられる. NB 材も同様な傾向があり, この現象のため表面の応力やひずみが平滑材よりも小さくなることがある．SM 材と NA 材における塑性ひずみの比較を図 4-3.4 に示す．NA 材における実測値

とFEMの塑性ひずみは応力の集中度合いによってはSM材よりも小さくなることがわかる．加えてFEMの場合，厳密に切欠き底の解ではなく要素の積分値を各節点に外挿した値であるため切欠き底のひずみは簡便法よりもやや小さくなる．

4-4　切欠き底近傍の内部ひずみ分布

FEM による同等価応力(311.8MPa)負荷下の引張と純ねじりのひずみ分布を図 4-4.1 に示す．NA，NB 材ともに切欠き底のひずみは引張圧縮よりも純ねじりのほうが小さい．これは材料非線形のため純ねじりにおける切欠き底の真ひずみが小さくなるためである．NA 材の場合，内部ひずみは常に引張の方が高くなるのに対し，NB 材では引張のひずみ集中が高いために，引張は深さ 0.3mm から 2.3mm の付近でねじりよりもひずみが小さくなっている．これはひずみ集中の度合いが負荷形式により異なるためである．同荷重形式下の切欠きによるひずみ分布の相違を図 4-4.2 に示す．一例として引張 311.8MPa，純ねじり 180MPa 時の切欠き形状によるひずみ分布の相違を示している．いずれも切欠き底以外では NA 材の方がひずみは大きくなる．内部全範囲のひずみエネルギが表面付近の損傷に影響するわけではないが，表面のみのひずみだけではなく，き裂深さを考慮する必要があることがわかる．

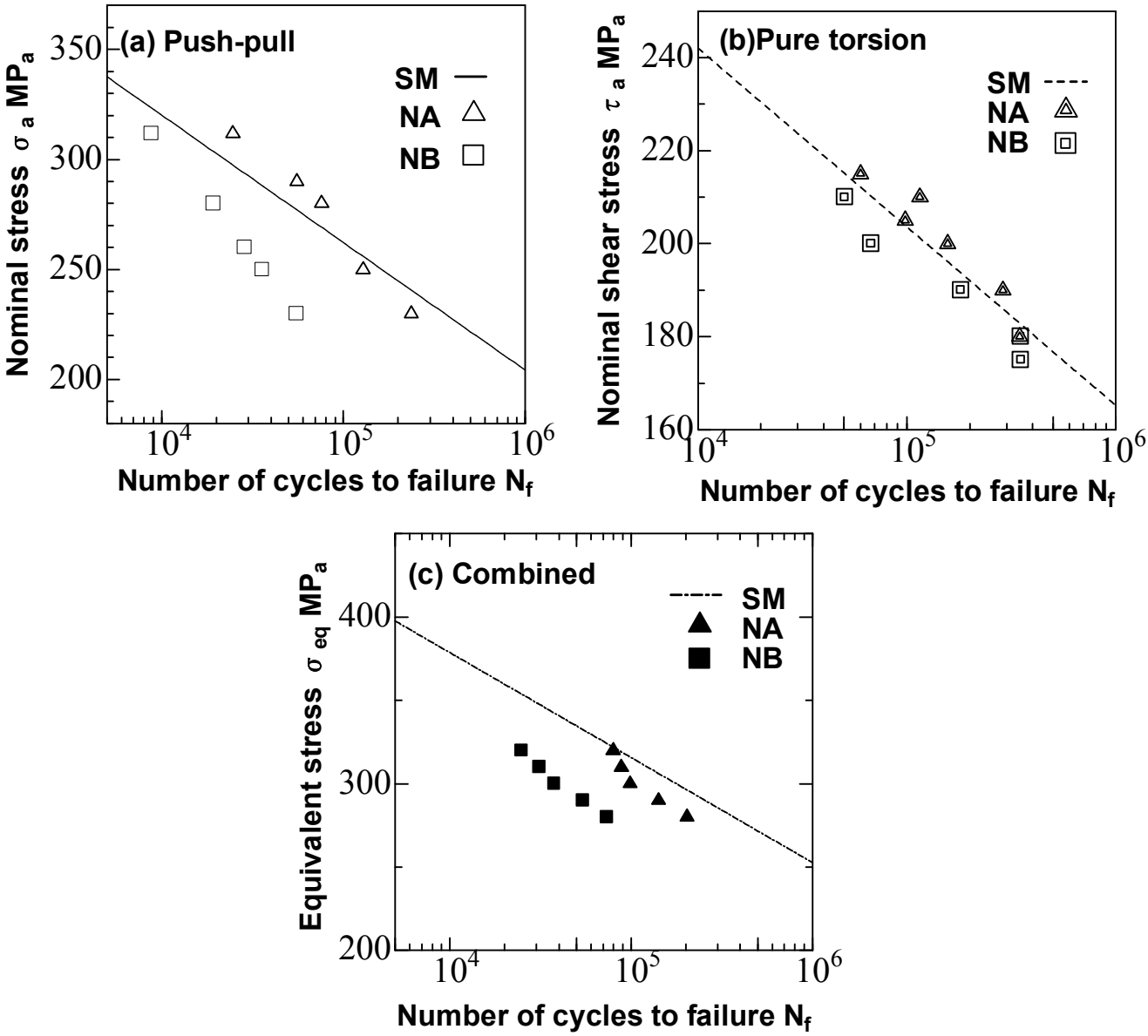


図 4-1.1　各負荷条件の S-N 線図

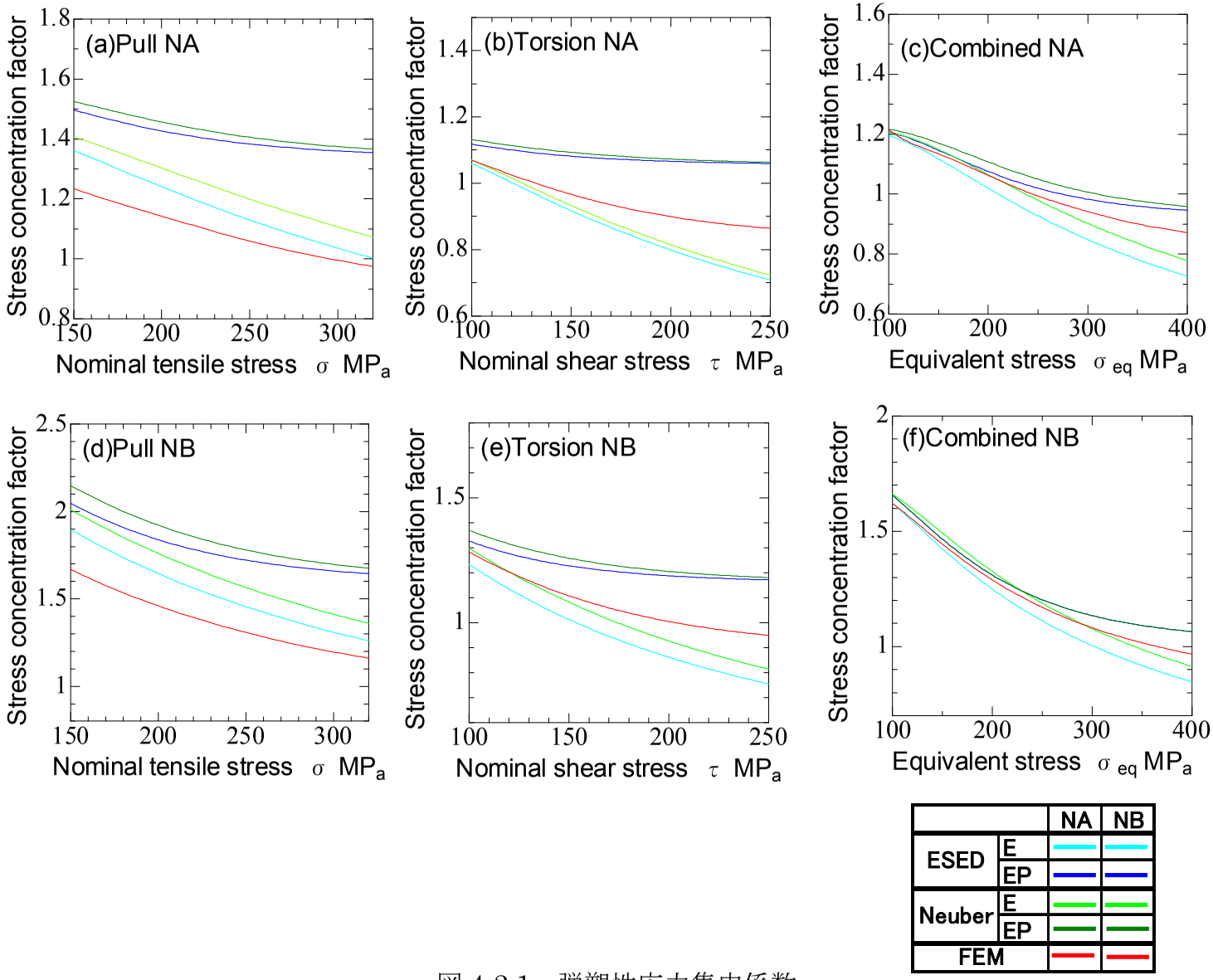


図 4-2.1　弾塑性応力集中係数

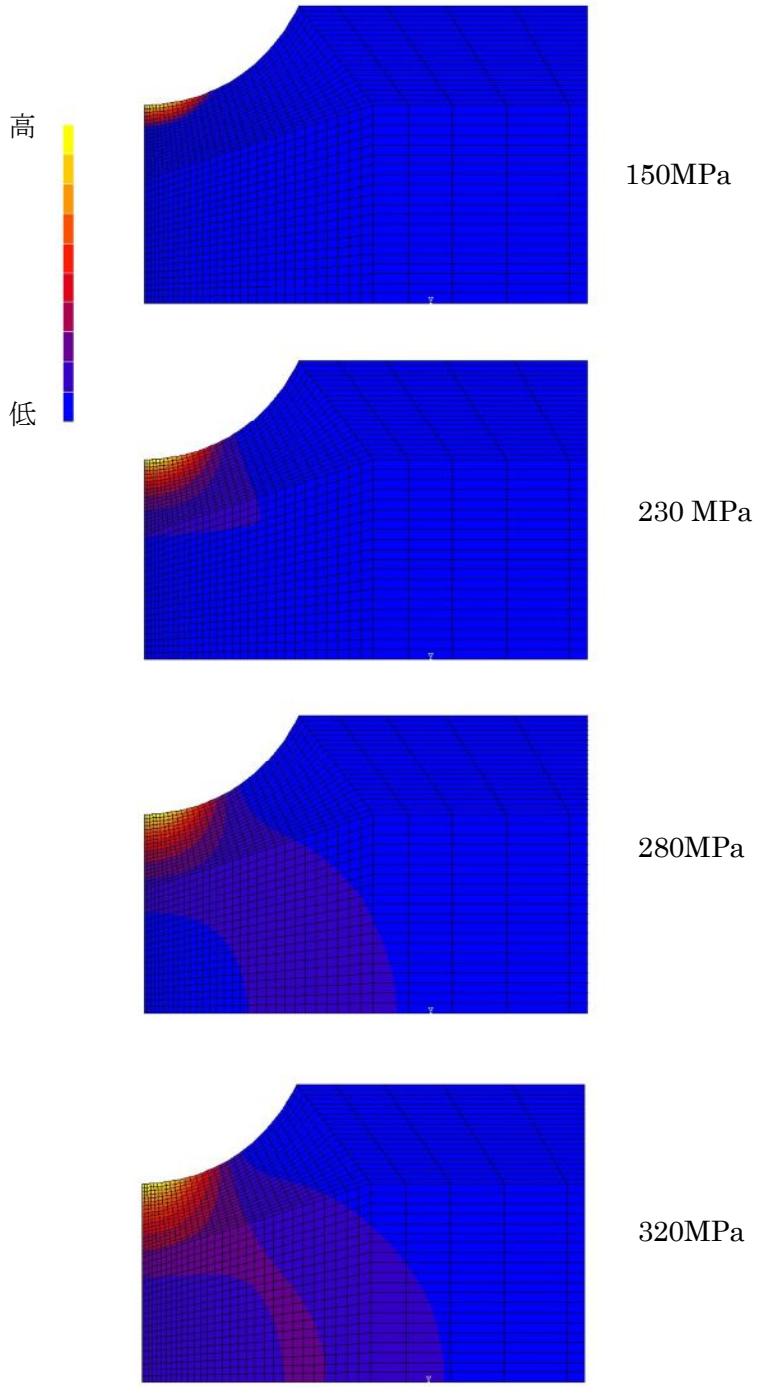


図 4-3.1　NA 材引張の塑性流れ

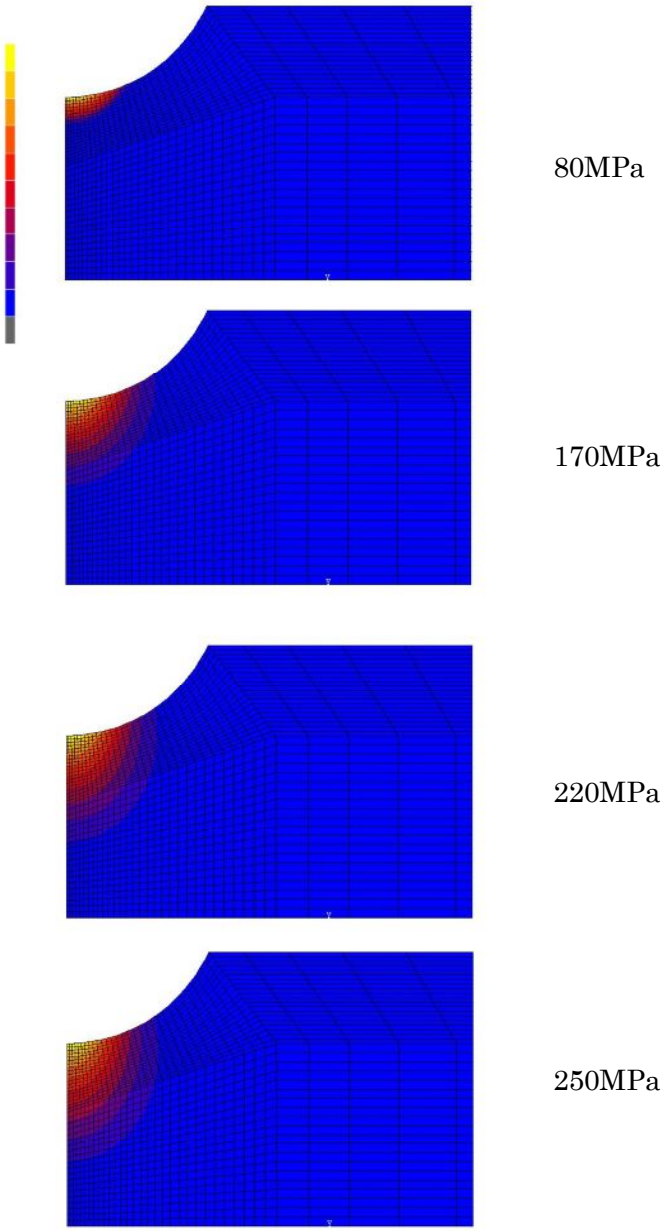
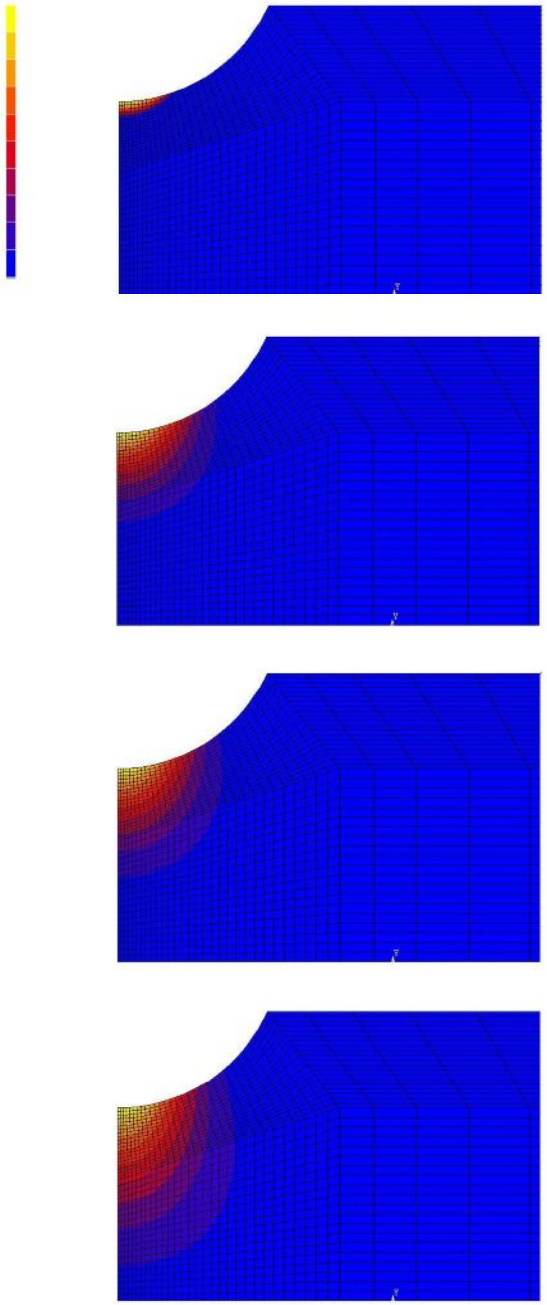


図 4-3.2　NA 材純ねじりの塑性流れ



σ [MPa]	τ [MPa]
70	70
140	140
170	170
250	250

図 4-3.3　NA 材組合せの塑性流れ

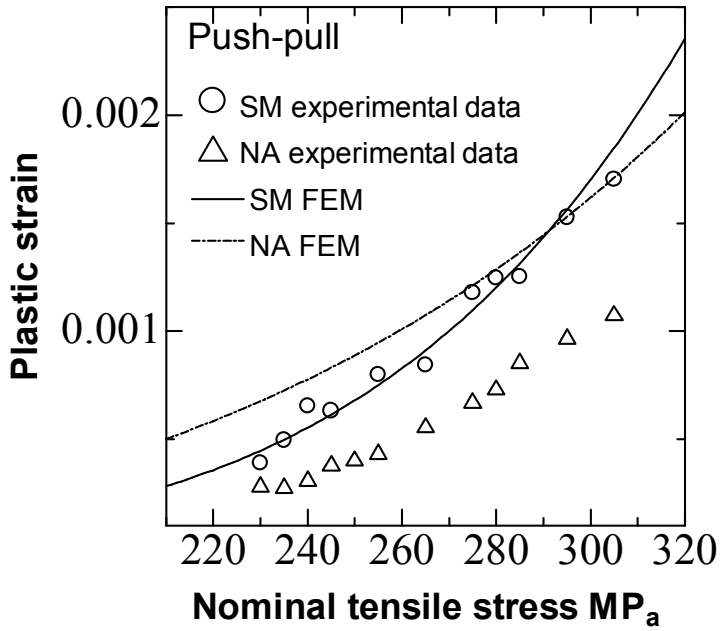


図 4-3.4　引張における SM 材と NA 材の塑性ひずみの比較

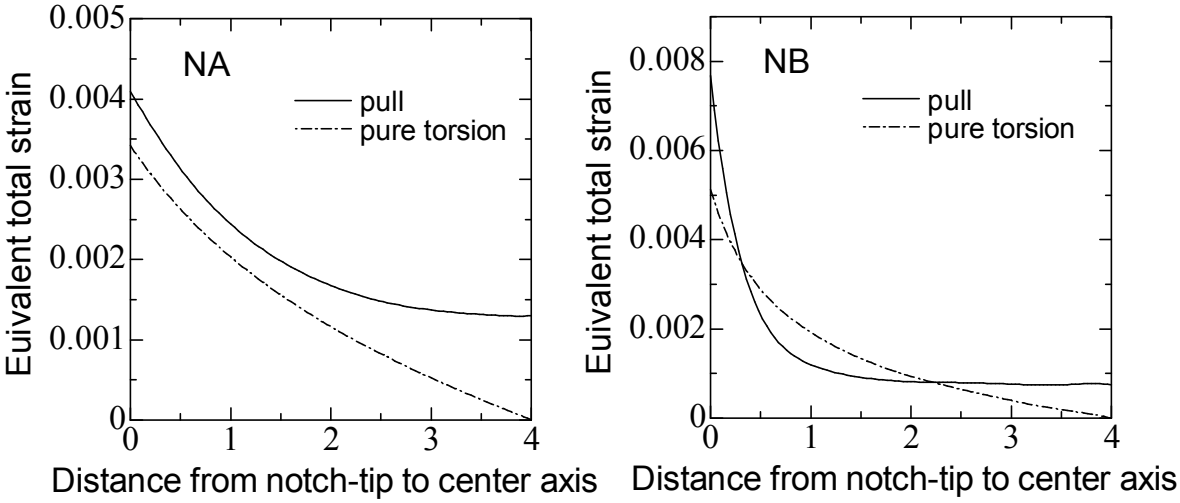


図 4-4.1　同等価応力下の荷重条件による切欠き底の内部ひずみ分布の比較

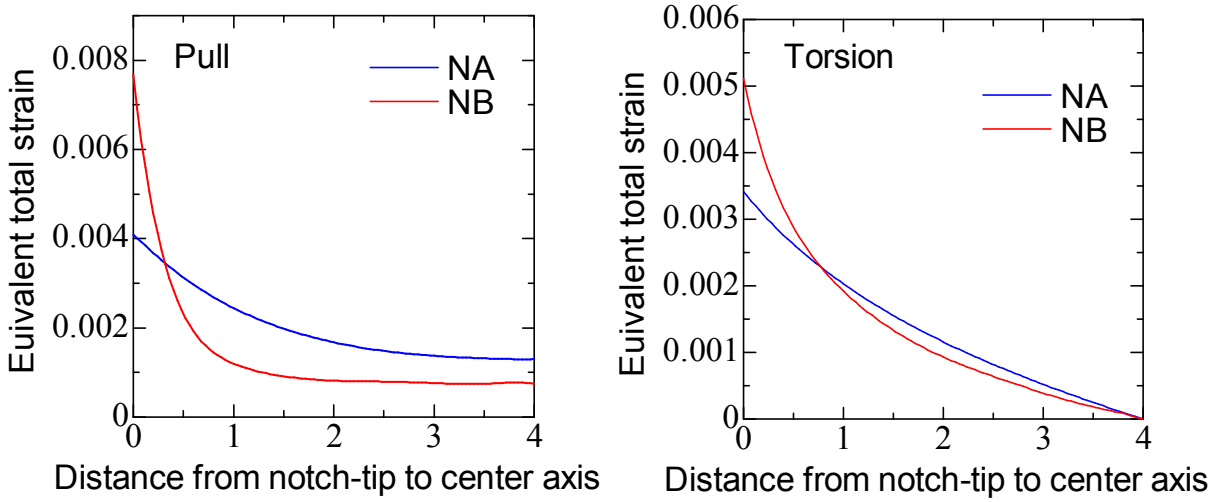


図 4-4.2　同荷重形式下の形状による内部ひずみ分布の比較

第 5 章

5-1　切欠き底のひずみ予測

負荷応力に伴うひずみ集中係数の変化を図 5-1.1 に示す．図中には，簡便法（ESED 法と Neuber 則）及び FEM により求めた予測値と実験値を併せて示す．簡便法の末尾の記号 E と EP はそれぞれ負荷応力 - ひずみ関係を弾性及び弾塑性と仮定した場合を表わす．

図はいずれも鈍い切欠きをもつ NA 材の結果であるが，FEM によるひずみ集中係数の予測値は実測値とほぼ一致する．簡便法によるひずみ集中の予測では，特に高応力域において，弾塑性の負荷応力 - ひずみ関係を用いた場合(EP)の方が弾性の場合(E)よりも安全側に予測していることがわかる．実測値と比較すると，引張では E の場合と，また純ねじりでは EP の場合の予測値に近い

5-2　切欠き底のひずみを用いた寿命予測

前項で述べた良好なひずみ予測を得られる方法，すなわち引張圧縮では簡便法の E 及び FEM,純ねじり,組合せでは簡便法 EP 及び FEM のひずみを用い，図 3-2.2 の曲線式(12)にあてはめることにより予測寿命を算出した．

図 5-2.1 は得られた予測寿命と実寿命を比較したものである．引張圧縮の場合，NA 材の寿命予測は良好な結果を示している．NB 材では係数 3 の範囲を逸脱して過度に安全側の予測となった．純ねじりと組合せの場合，NA，NB 材ともに安全側の予測となった．

以上のことから，切欠き底のひずみは簡便法によりある程度の精度で予測することはできるが，純ねじりと組合せではひずみを用いた寿命予測は安全側の評価となる．すなわち切欠きが寿命に及ぼす影響は切欠き底のひずみのみでは一意的に評価されない．

このことから寿命評価にあたってはき裂成長挙動の負荷条件による相違も考慮することが必要である．

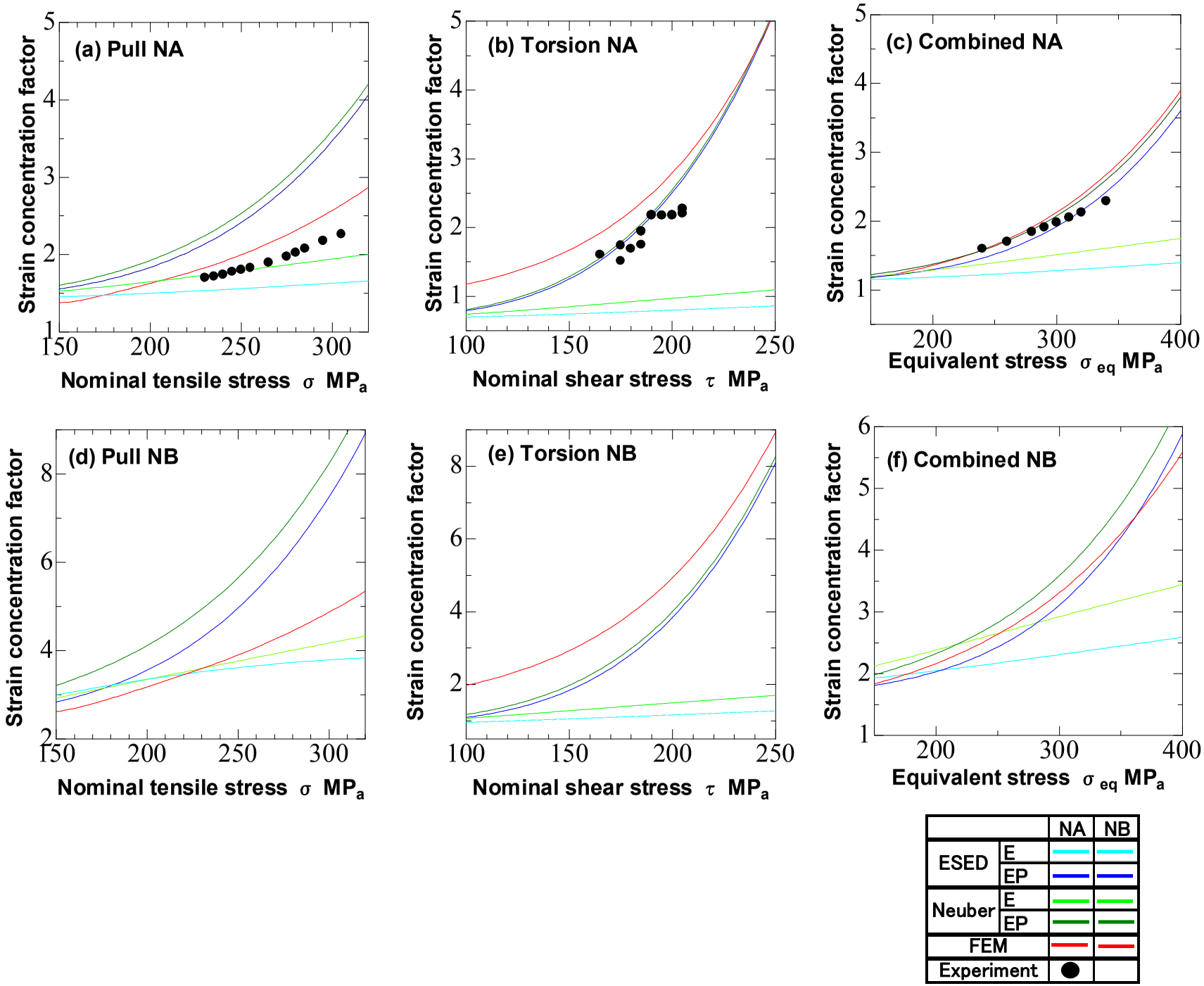


図 5-1.1　切欠き底のひずみ予測

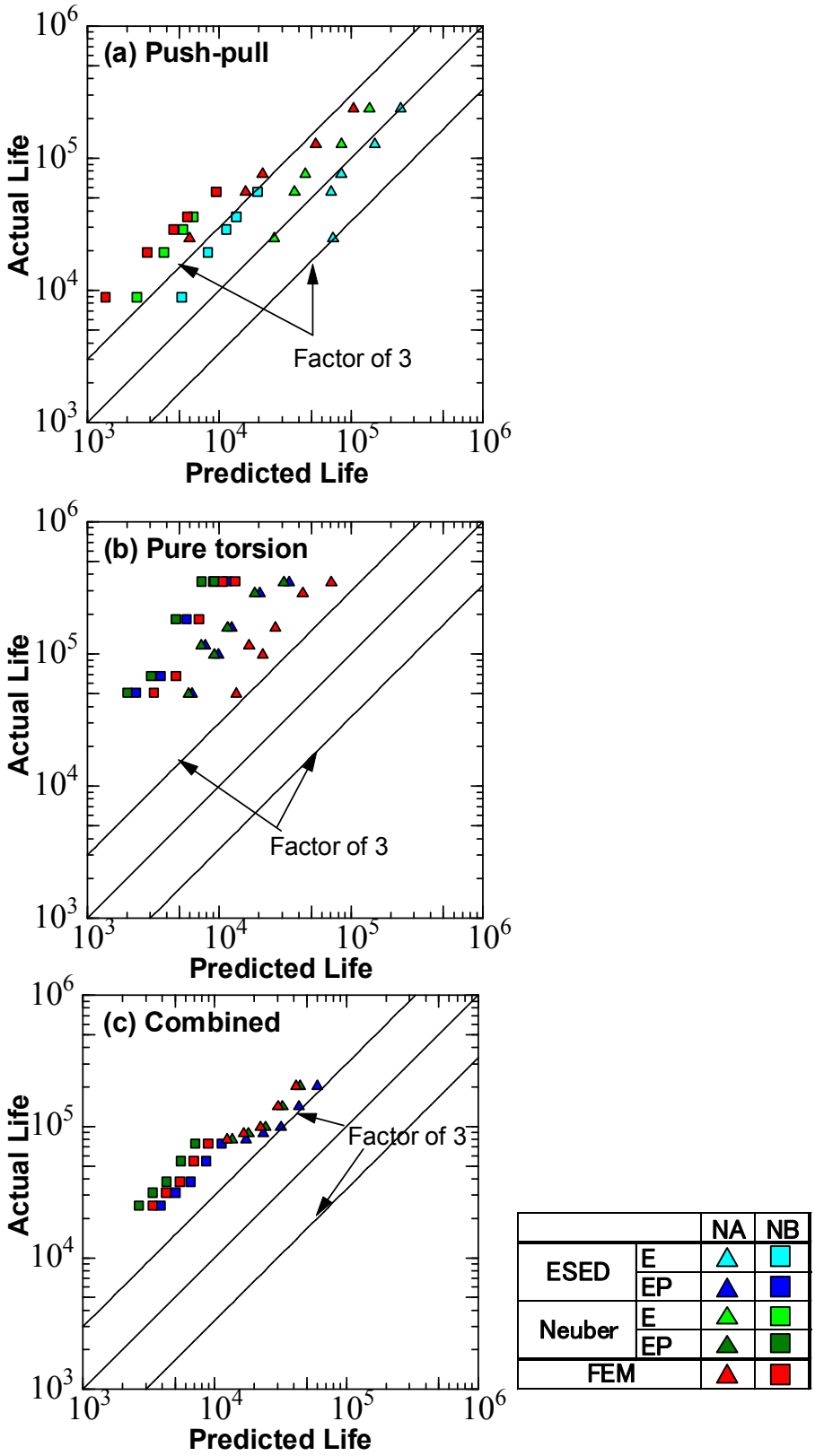


図 5-2.1　NA 材の実寿命と予測寿命の関係

6章　き裂成長挙動

5-2 項のひずみを用いた寿命予測は寿命の後期まで切欠き底にひずみが集中し，かつ繰返しの過程でひずみが変動しないことを仮定している．しかし実際はき裂が発生するとき裂先端に応力やひずみが集中し，き裂のへき開によってひずみは変動する．つまりき裂発生以後はき裂成長挙動を考慮した寿命予測が必要となる．本研究ではそのための基礎データを採取した．

6-1　微小き裂分布

図6-1.1は寿命のおよそ15%の繰返しの時点で試験部表面に発生した微小き裂の分布を示したものである．

(a)(b)はそれぞれ引張圧縮におけるSM，NA材の結果である．微小き裂は主応力，σ_{max}面付近に多く発生しており観察した時点ではMode Ⅰき裂成長が支配的であることを示している．なお切欠きによる微小き裂分布の大きな相違は認められない．

(c)(d)はそれぞれ純ねじりにおけるSM，NA材の結果である．微小き裂は最大せん断応力τ_{max}面付近で多く発生しており，Mode Ⅱ支配であることがわかる．(e)は組合せ荷重におけるNA材の結果である．微小き裂はτ_{max}面付近で多く発生しており，純ねじりと同様，せん断支配であることがわかる．図6-1.2，図6-1.3はおよそ50，75%の繰返し時点で試験片表面に発生した微小き裂分布を示したものである．これも図 6-1.1 と同様な傾向があり，負荷形式の相違による微小き裂分布の様相はSM材の引張圧縮を除いて寿命の中，後期においても一貫していることがわかる．

6-2　主き裂の成長挙動

前項のような多数の微小き裂が合体を伴って成長し主き裂が形成された．図6-2.1はき裂成長にともなうき裂角度の変化を示したものである．

(a)の引張圧縮における SM，NA 材の主き裂はσ_{max}面近傍で進展している．ただしNA材の場合，寿命中期では短いき裂の合体によりき裂角度が著しく変化している．(b)の純ねじりでは SM，NA 材ともに主き裂はτ_{max}面付近でき裂の合体を伴って伝ぱしている．(c)の組合せ荷重における NA 材の場合，主き裂はτ_{max}面上で発生した後σ_{max}面に向かって進展した．これは周方向と軸方向に発生し

た微小き裂が合体しながら角度を変化させたためと考えられる.

この結果から，NA 材は引張圧縮の場合，き裂が R 部の拘束を受けて切欠き底近傍を周方向に合体，進展し，純ねじりと組み合わせの場合，き裂は周方向に対して角度を有しながら進展することがわかる．つまり純ねじりと組合せの場合，寿命評価は切欠き底ではなく R 部のき裂先端での応力やひずみを評価する必要があることがわかる.

図 6-2.2 はき裂成長にともなうき裂進展速度の変化を示したものである．(a)は引張圧縮における SM，NA 材の結果である．純ねじりよりも応力集中係数が大きいことに対応して，き裂発生直後は NA 材の方が SM 材よりもき裂進展速度が大きい．一方，(b)の純ねじりでは両者のき裂成長挙速度に大きな相違は認められなかった.各負荷形式の主亀裂長さの変化を図 6-2.3,き裂成長過程を図 6-2.4～6-2.8 に示す．SM 材の引張圧縮では初期の微小な切削痕からき裂が進展したため，破断き裂長さあたりのき裂長さは寿命の初期から高い値を示している．単独のき裂が徐々に成長し最終破断き裂は全周方向にわたったが，その直前(N/N_f=0.916)までき裂長さはそれ程変化せず,その後に急激な進展模様をみせた.純ねじりに関しては SM 材では複数のき裂が周方向に並列的に並びへき開することにより合体，成長した．NA 材においても周方向に同時に複数のき裂が成長したが，最終破断き裂が R 部で合体する直前までき裂は停留した．組合せに関しては，前述のような角度をもったき裂が周方向に複数発生，成長した.

6-3　巨視的な表面き裂と破壊面

図 6-3.1 は純ねじりにおける NA 材の巨視的な主き裂である.(a)に示した S45C では軸方向へ同時に発生したき裂が周方向へ合体するため，特異な形状になった．この特異な形状のため面接触が起こり，き裂の進展が妨げられるため寿命が延伸すると考えられる．また S45C と同様に層状組織を持つ(b)の SGV410 の場合も同様のき裂形状となる．(c)に示す SUS316L では±45°方向へ成長したき裂が合体しファクトリールーフ形状となるため，さらに大きいき裂面接触の影響がされる.

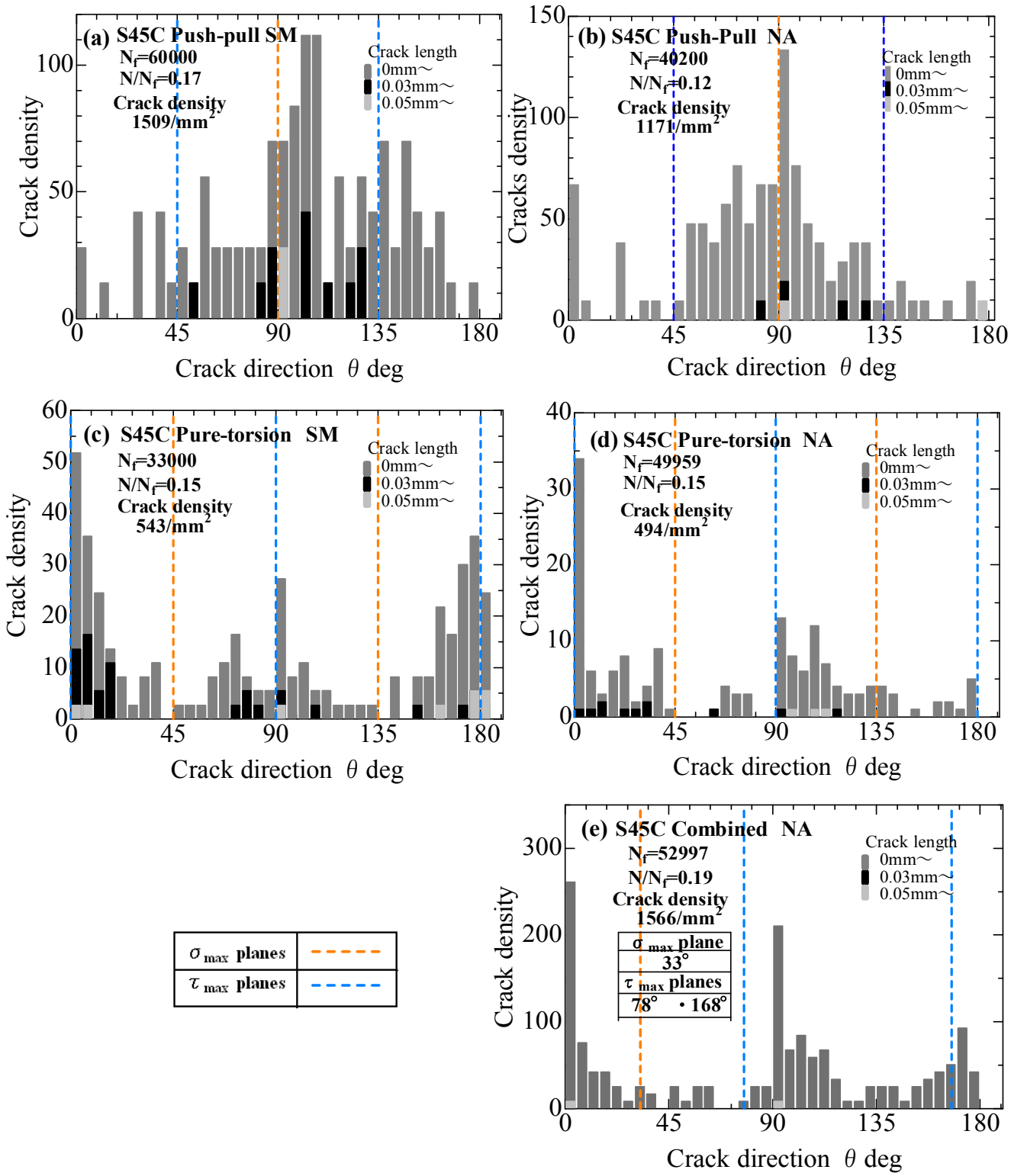


図 6-1.1　寿命の 15%の微小き裂

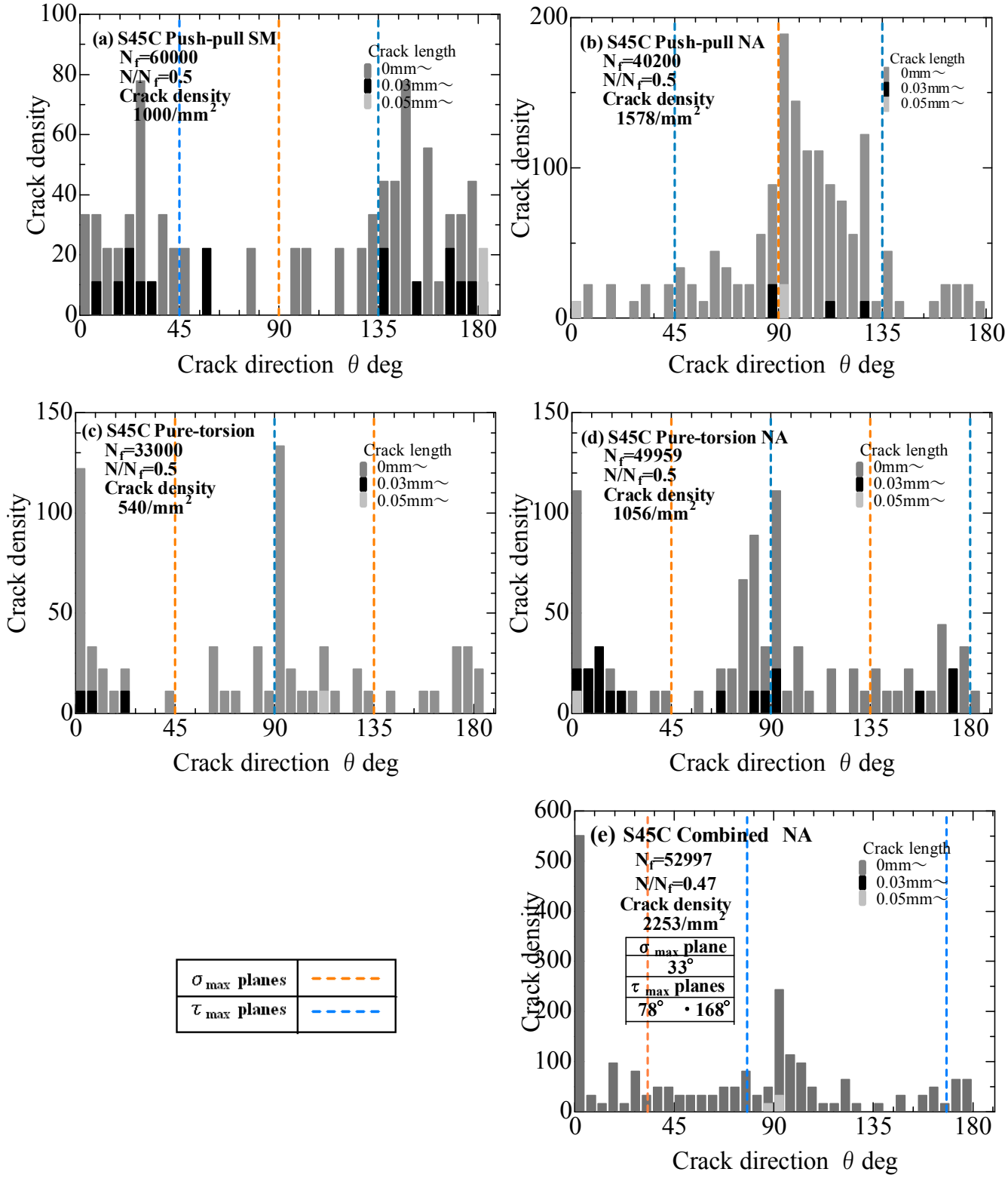


図 6-1.2　寿命の 50%の微小き裂

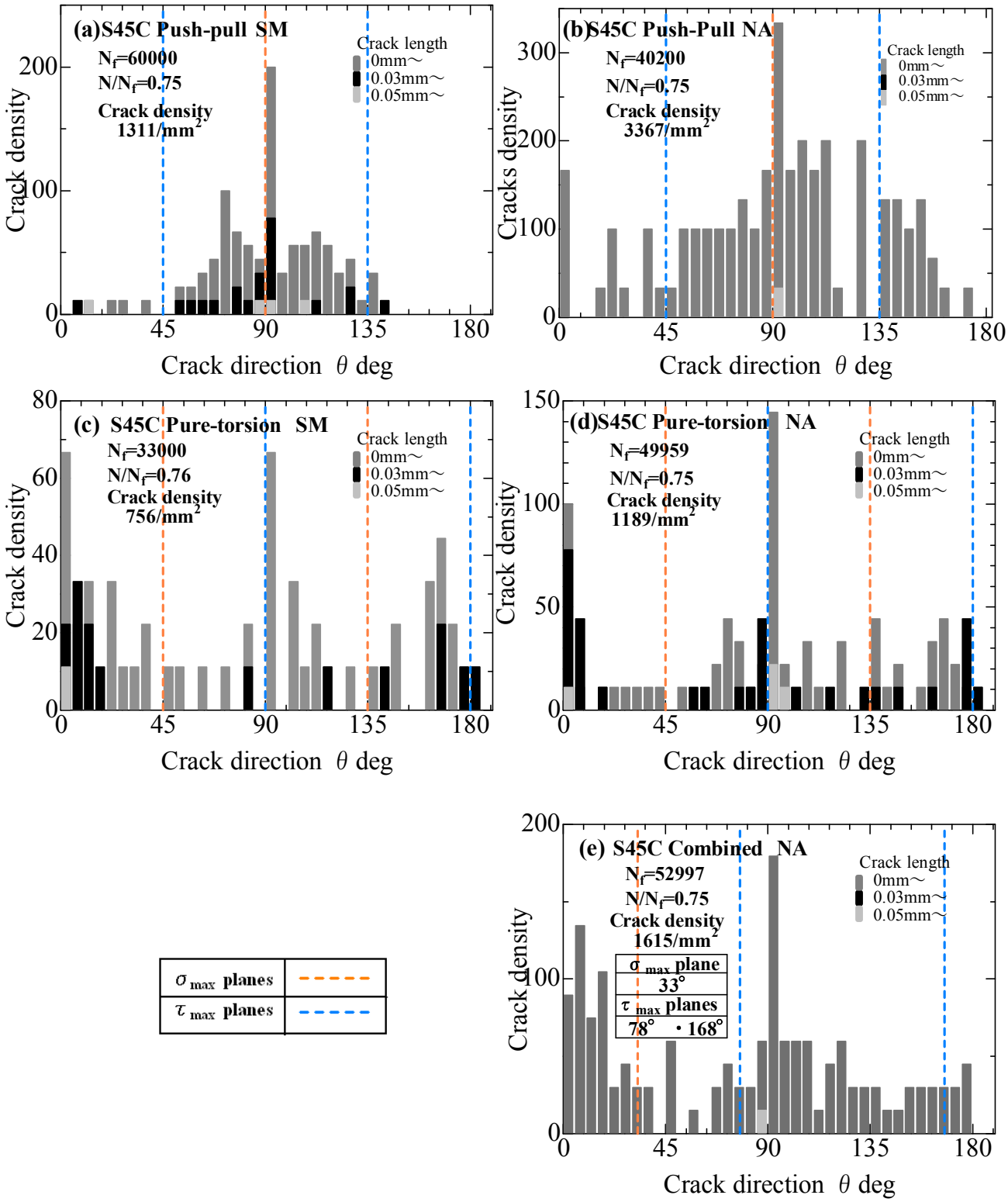


図 6-1.3　寿命の 75%の微小き裂

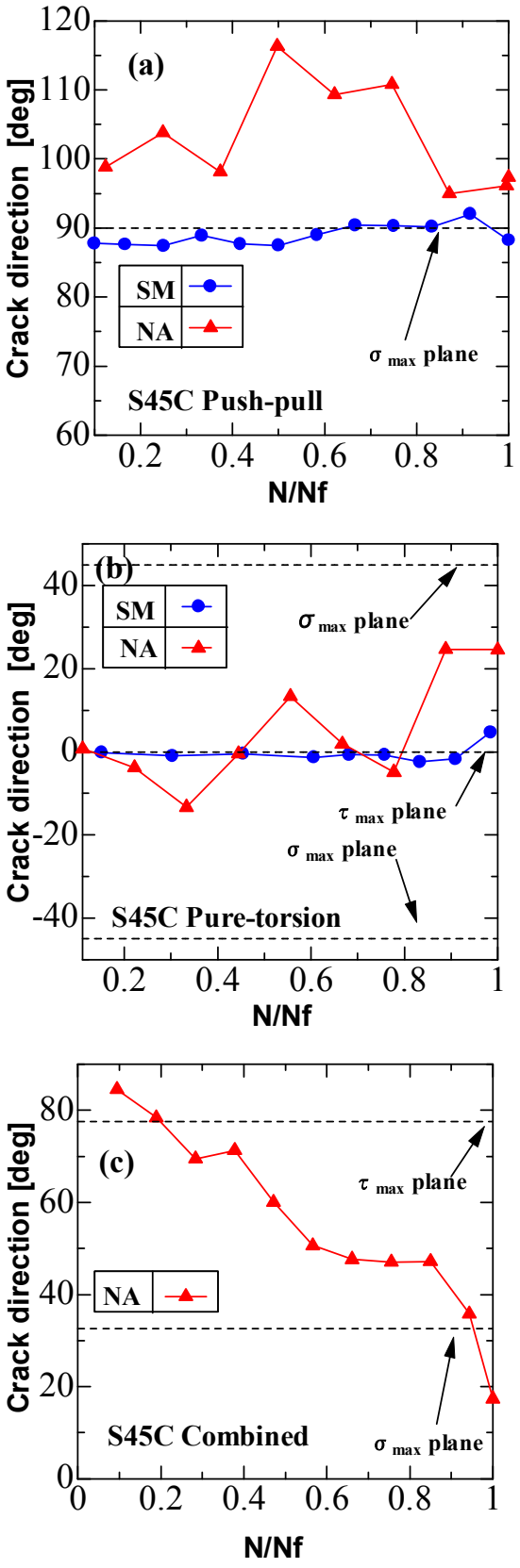


図 6-2.1　き裂角度の変化

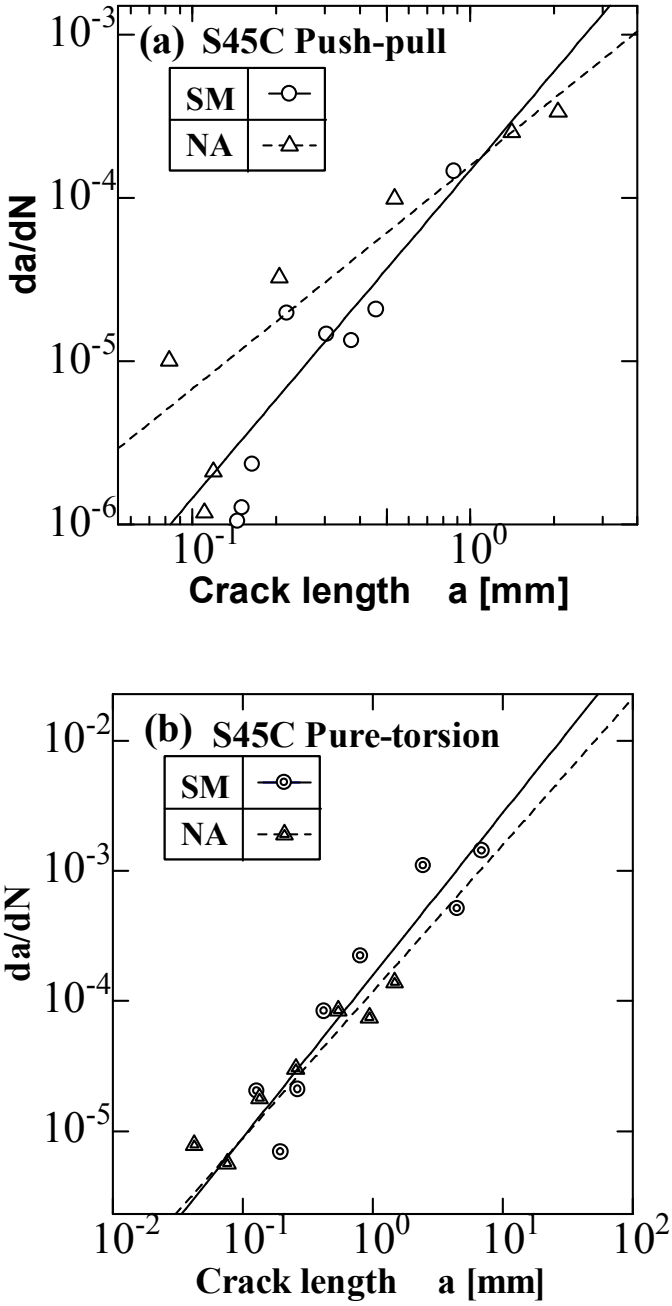


図 6-2.2　き裂進展速度の変化

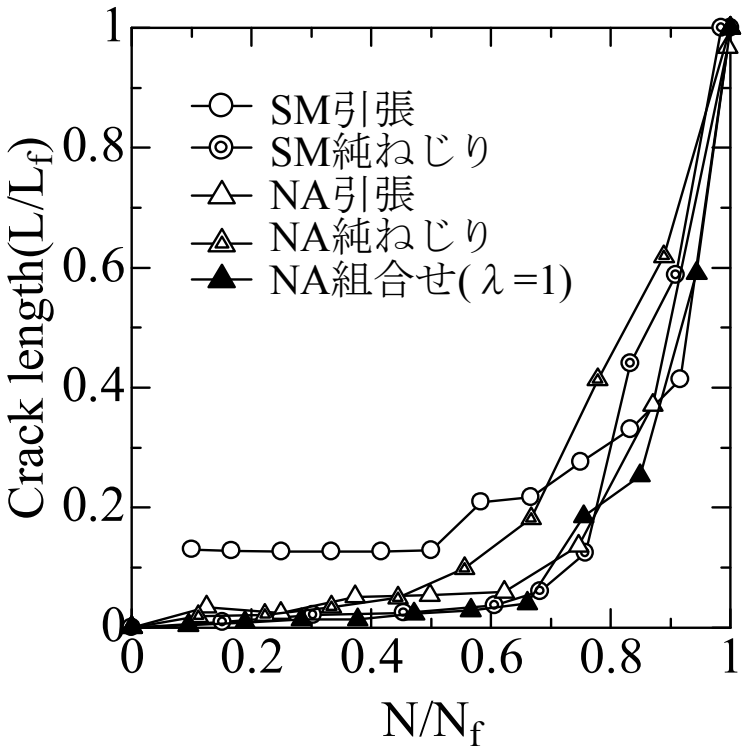


図 6-2.3　繰返しにともなう主き裂長さの変化

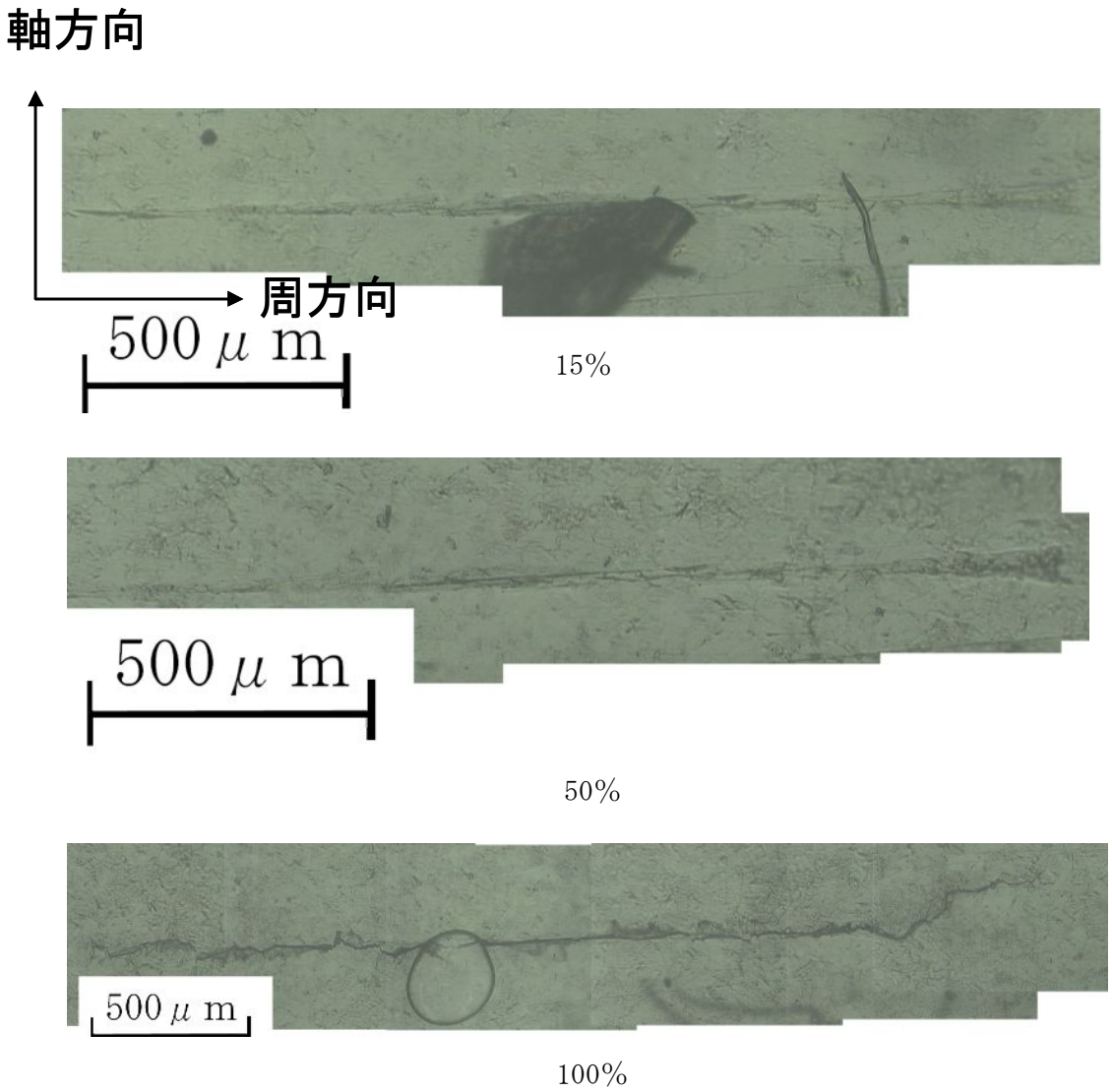


図 6-2.4　引張圧縮 SM の主き裂成長過程

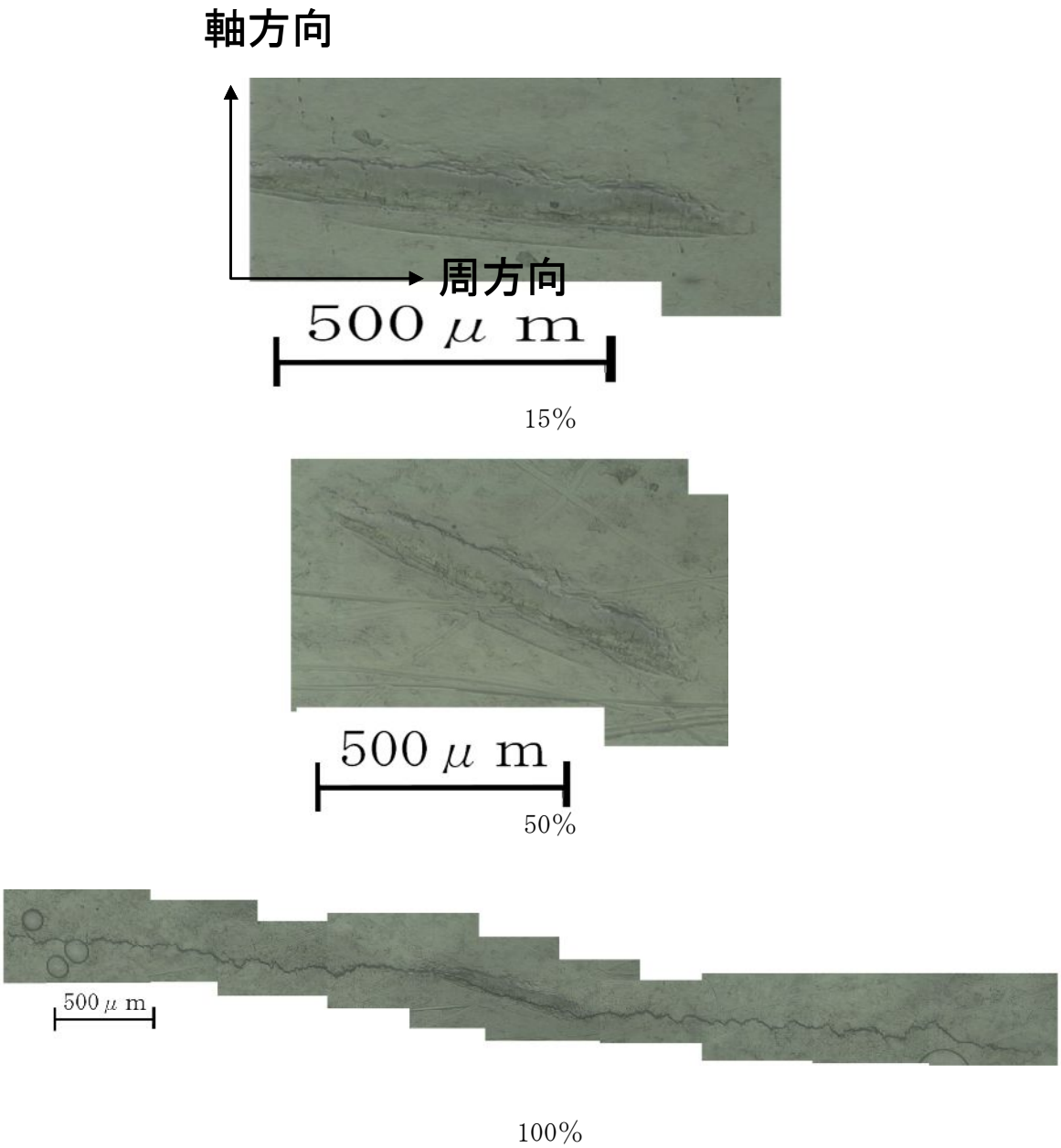


図 6-2.5　引張圧縮 NA の主き裂成長過程

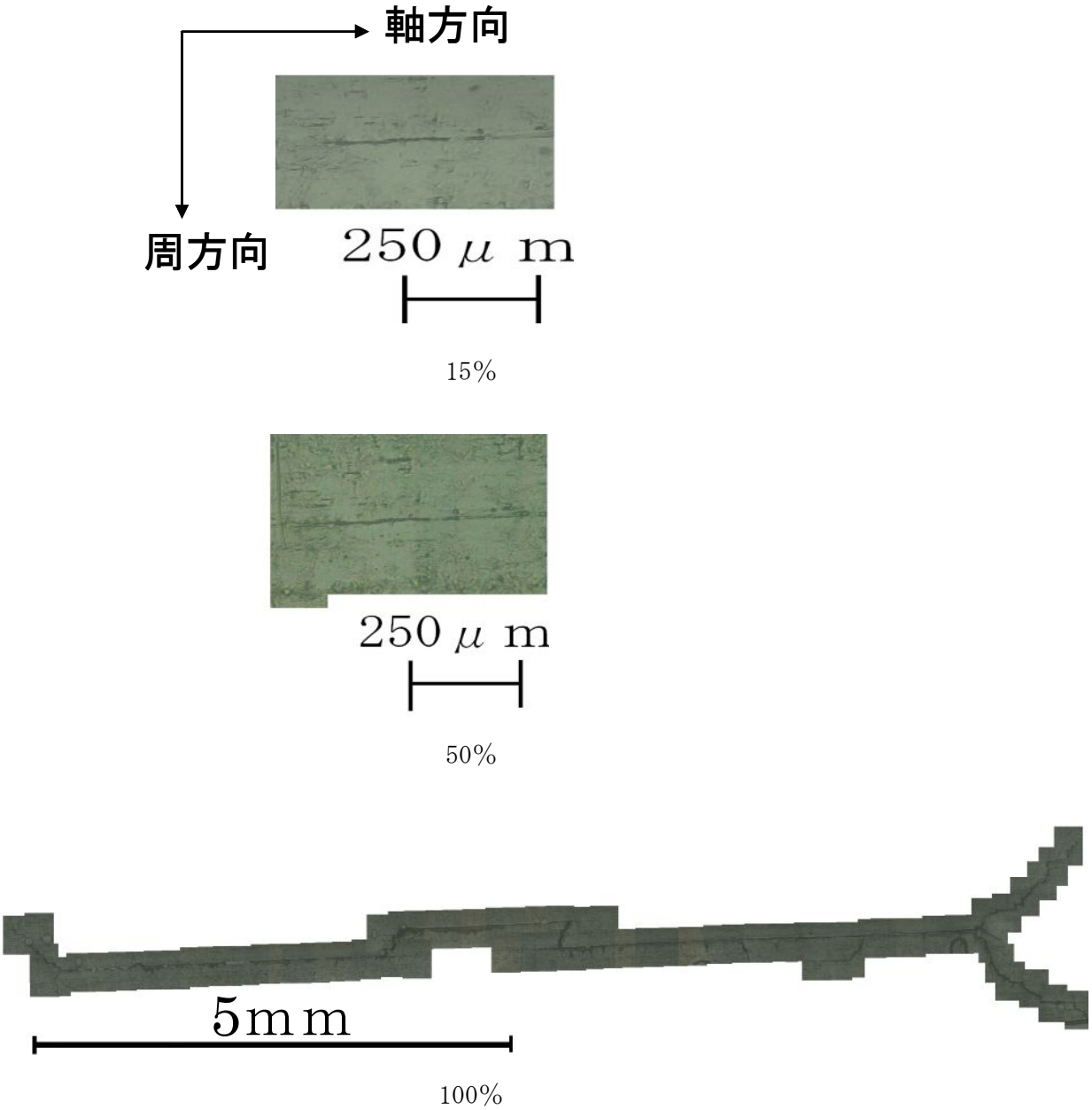
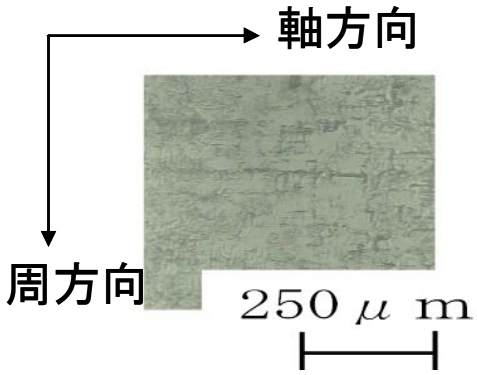
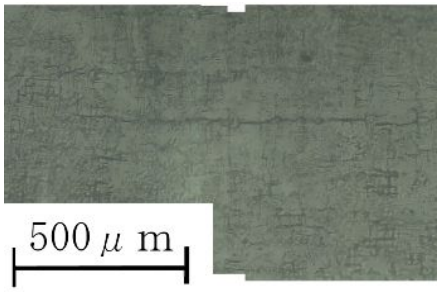


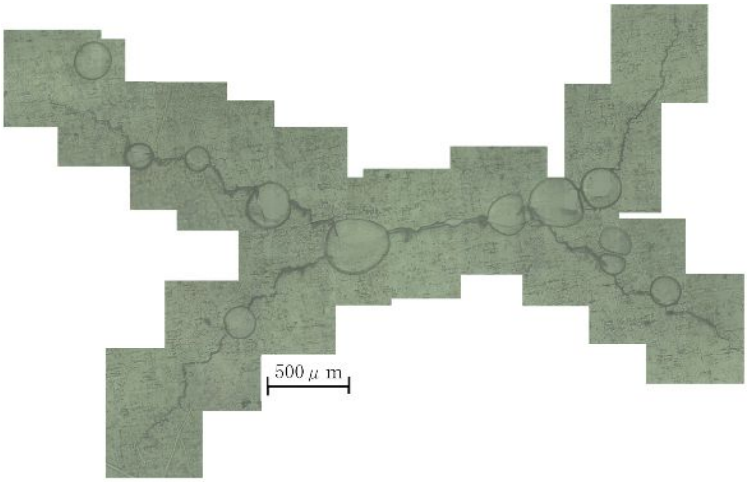
図 6-2.6　純ねじり SM の主き裂成長過程



15%



50%



100%

図 6-2.7　純ねじり NA の主き裂成長過程

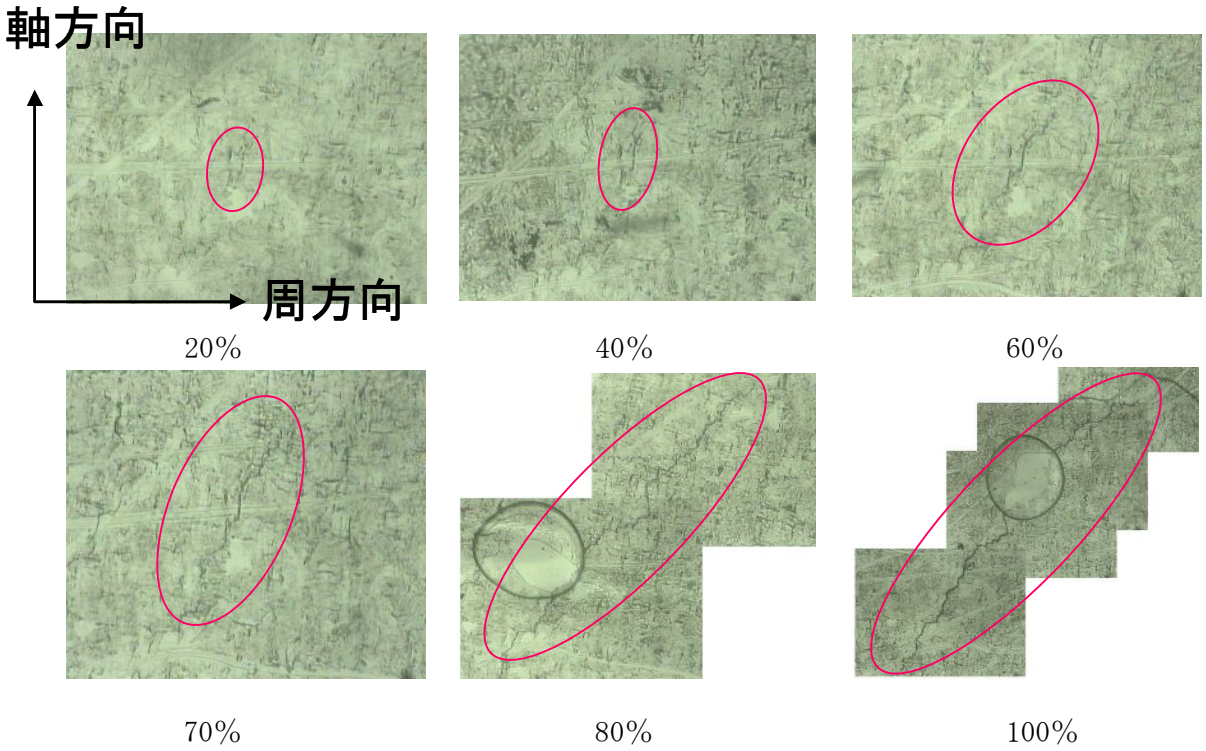


図 6-2.8　組合せ(λ=1)NA の主き裂成長過程

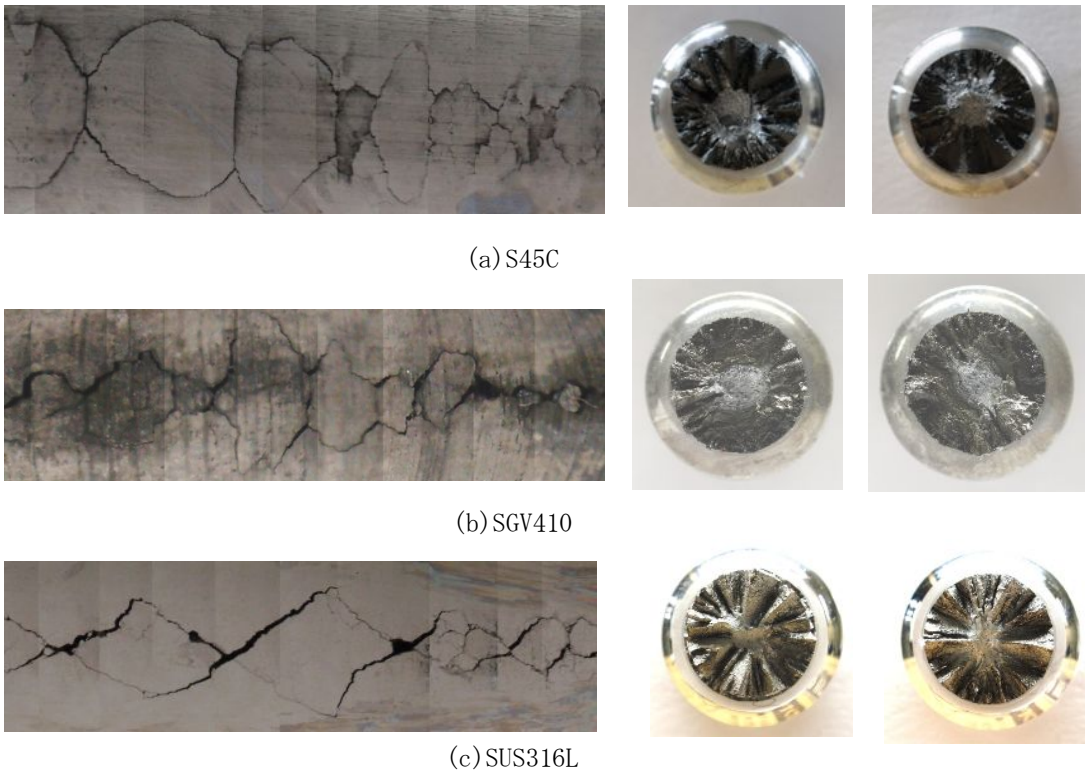


図 6-3.1　巨視的なき裂

７章　結論

中炭素鋼の環状切欠き材を用い，軸力とねじりの組合せ荷重下における切欠きの影響について調べ,簡便法による寿命予測の精度について検討した.
引張圧縮，組合せの場合，寿命に及ぼす切欠きの影響は顕著であるが，純ねじりではその影響はほとんど認められない．切欠き底でのひずみは簡便法による予測が可能であるが，寿命予測は過度に安全側の評価となる場合もあり，切欠き材の寿命はひずみ集中により一意的に評価されない.

平滑試験片および切欠き試験片に組合せ荷重を負荷し，き裂成長挙動を観察した．引張圧縮では繰返し初期に σ_{max} 面近傍に発生したき裂が方向を変えることなく成長し破断に至るが，切欠き材では平滑材に比べ特に初期の成長速度が速い，一方，純ねじりでは試験片軸方向と周方向の τ_{max} 面上に多数発生したき裂が合体，成長し．切欠き材では特異な形状の主き裂が形成された．切欠き効果が小さいことに対応して，切欠きがき裂進展速度に及ぼす影響もほとんどみられなかった.

参考文献

1) M.N.K.Singh,G.Glinka and R.N.Dubey, ASTMSTP1280,1997,pp.135-155
2) W.N.Sharpe, Jr, ASME Journal of Engineering Materials and Technology,Vol.117 pp1-8(1995)
3) S.M.Tipton and D.V.Nelson, Multiaxial Fatigue,ASTMSTP 853,1985,pp514-550
4) J.W.Fash,N,J.Hurd,C.T.Hua and D.F.Socie,Low Cycle Fatigue
5) D.A.Klann,S.M.Tipton and T.S.Cordes,Trans.SAE.J.Mater.Manuf.(1993),pp.466-476
6) 西谷弘信，村上敬宜　機講論　43(366), pp426-436, (1977)

学会発表

1)　炭素鋼S45Cの多軸荷重下における切欠き効果

第52回材料工学連合講演会

平成20年10月，京都府京都市　京大会館にて発表

炭素鋼 S45C の多軸荷重下における切欠き効果

○法政大学[院]　鍋倉　功一　法政大学　　大川　功

Notch Effect on Fatigue Life of S45C Carbon Steel under Multiaxial Loading

Kouichi NABEKURA and Isao OHKAWA

1. 緒論

応力集中部では，負荷される荷重によらずその複雑な形状ゆえに多軸応力状態となっていることが多いが，応力集中が疲労寿命に及ぼす影響は，一般に危険部位における局所的な応力やひずみを見積もり，これを平滑材の単軸での寿命特性にあてはめることにより評価される．応力集中の程度は，Neuber 則などにより簡便に見積もることができるが，その影響は幾何学的形状のみならず，繰返し応力レベルや材料の繰返し応力ーひずみ特性にも依存することから，常に満足できる精度で評価できるとは限らない．

本研究では，炭素鋼の環状切欠き材を用い，組合せ荷重下において応力集中が疲労強度に及ぼす影響を調べるとともに，ひずみエネルギ密度に基づく簡便法及び弾塑性有限要素法により切欠き底での弾塑性ひずみを求め，実測値と比較することによりこれらの予測精度について考察した．

2. 試験材料および試験方法

2・1　疲労試験

供試材は機械構造用炭素鋼 S45 の焼きなまし材であり，図 1 に示す平滑材(SM)，半円(NA1 と NA2)及び V 型(NB)の環状切欠き材に機械加工した．弾性有限要素より求めた切欠き材の弾性応力集中係数を表 1 に示す．K_{zz}, $K_{\theta\theta}$ は引張における試験片軸方向及び周方向の応力集中係数，$K_{\theta z}$ はねじりにおける値である．

引張圧縮，ねじり及び応力比 $\lambda=\tau_a/\sigma_a=1$ の同位相組合せ下において荷重制御疲労試験を行い，電気抵抗線ひずみゲージを用いて，平滑部及び半円切欠き底でのひずみを測定した．

2・2　切欠き底における弾塑性ひずみの評価

切欠き試験片の切欠き底における弾塑性ひずみは，ひずみエネルギ密度に基づく ESED 法及び Neuber 則[1] により算出した．なお，負荷応力ーひずみ関係を弾性としたものに加え，高負荷応力を想定して弾塑性であると仮定した場合についても計算した．さらに，これらの簡便法に加えて，弾塑性有限要素法によるひずみの評価も行った．

3. 実験結果及び考察

3・1　繰返し応力-ひずみ関係

Mises 基準の平滑材の等価応力ー等価塑性ひずみ関係を図 2 に示す．図中には同一材料の薄肉中空試験片の結果も合わせて示しており，中実材では真応力に換算した値を用いて表示した．応力ーひずみ関係は負荷形式によりわずかに相違するが，中空，中実の結果はほぼ一致している．このことから，切欠き底でのひずみ評価には，中空材の引張圧縮における応力ーひずみ関係（図中の回帰直線）を用いた．

Table 1 Elastic stress concentration factors

	Push-pull		Torsion
	K_{zz}	$K_{\theta\theta}$	$K_{\theta z}$
NA	1.511	0.297	1.170
NB	2.537	0.717	1.548

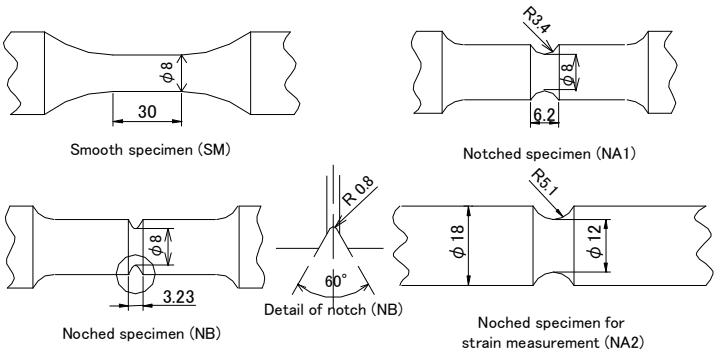


Fig.1 Configuration of specimens

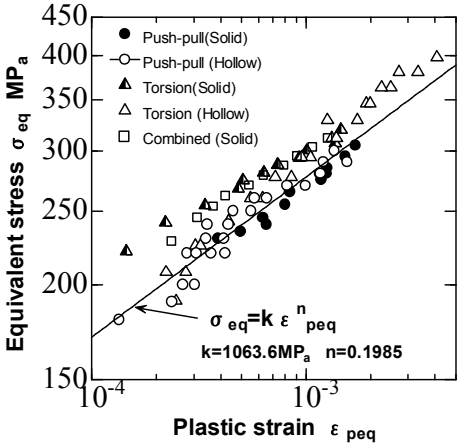


Fig.2 Cyclic stress-strain relation

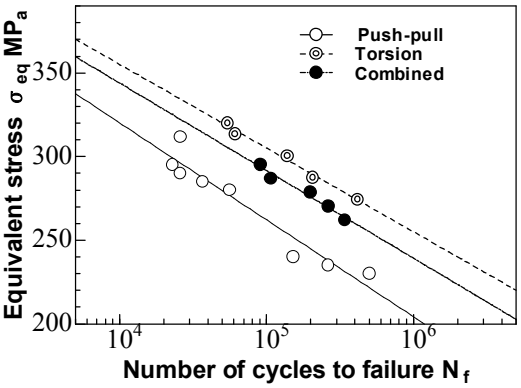


Fig.3 S-N diagrams of smooth specimen

3・2　疲労寿命に及ぼす切欠きの影響

平滑材のMises基準の等価応力と寿命の関係を図3に示す．真応力を用いて整理したが負荷条件によって平滑材の寿命は相違する．各負荷条件において，切欠きによる応力集中に及ぼす影響を図4に示す．

引張圧縮の場合，応力集中係数が小さいNA材では切欠き効果はほとんどみられないが，鋭い切欠きを有するNB材では寿命は明瞭に減少した．組合せの場合も同様な傾向がみられるが，応力集中係数が小さいねじりでは両試験片とも切欠き効果はほとんど認められない．

3・3　切欠き底に生ずるひずみの予測

負荷応力に伴うひずみ集中係数の変化を図5に示す．図中には，簡便法（ESED法とNeuber則）及びFEMにより求めた予測値と実験値を併せて示す．簡便法の末尾の記号EとEPはそれぞれ負荷応力－ひずみ関係を弾性及び弾塑性と仮定した場合を表わす．

(a)～(c)は鈍い切欠きをもつNA材の結果であるが，FEMによるひずみ集中係数の予測値は実測値とほぼ一致する．簡便法によるひずみ集中の予測では，特に高応力域において，弾塑性の負荷応力－ひずみ関係を用いた場合(EP)の方が弾性の場合(E)よりもかなり大きな値となることがわかる．実測値と比較すると，引張ではEの場合と，また純ねじりではEPの場合の予測値に近い．

図5(d)は鋭い切欠きをもつNB材の例を示したものであるが，他の負荷形式の場合を含め，NA材と同様な変化傾向となった．

以上のように，いずれの負荷形式においても，特に高負荷応力域では高いひずみ集中率となることが示されたが，これは純ねじりの場合，図4において寿命に及ぼす切欠きの影響がほとんどみられなかったことと対応していない．おそらく平滑材と切欠き材の切欠き底におけるき裂成長挙動の相違に関係したものであると推察されるが，現時点では詳細は不明である．

4. 結論

中炭素鋼の環状切欠き材を用い，軸力とねじりの組合せ荷重下における切欠き効果について検討した．その結果，軸力と組合せ荷重下においては切欠き底におけるひずみ集中に対応して切欠き材の寿命は明瞭に減少した．しかし，純ねじりでは切欠き底におけるひずみの増加にもかかわらず，寿命に及ぼす切欠きの影響はほとんど認められない．

参考文献

1）M.N.K.Singh,G.Glinka and R.N.Dubey, ASTM STP 1280,1997,pp.135-155.

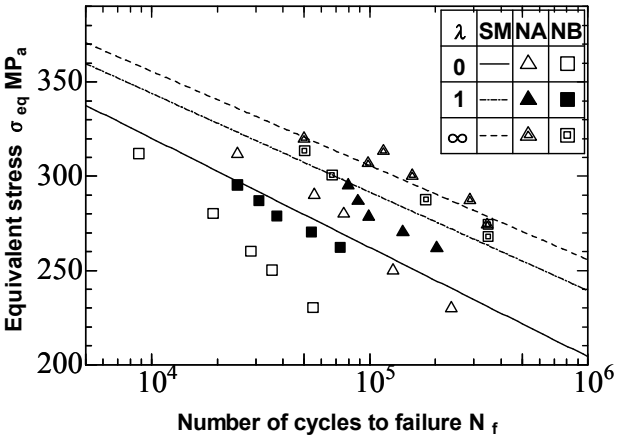


Fig.4 Notch effect on fatigue life

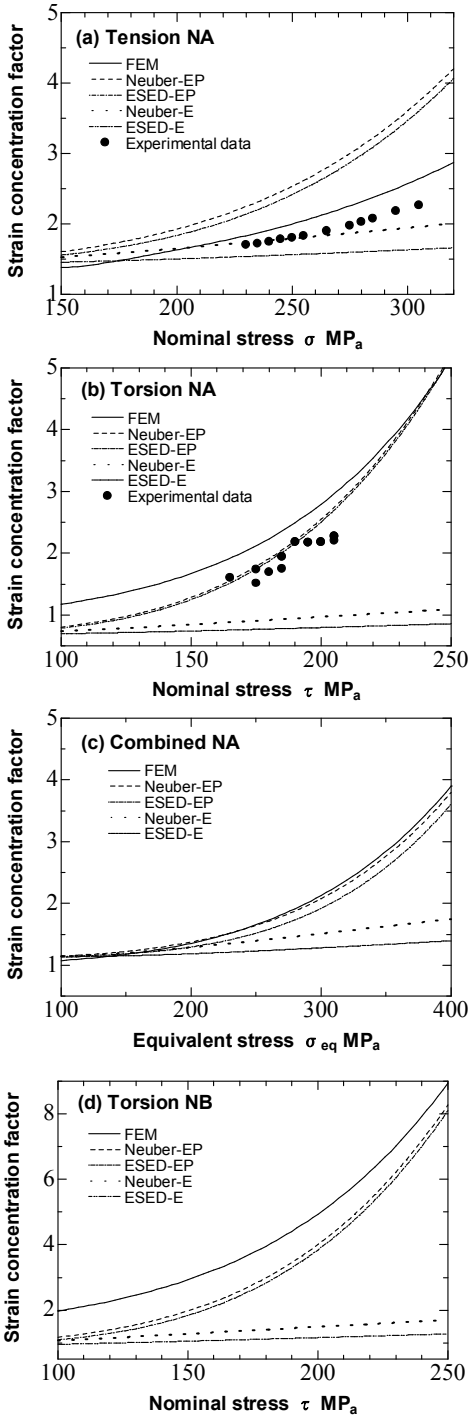


Fig.5 Estimation of notch-tip strain

謝辞

本研究をまとめるにあたり，研究方法，論文の書き方など懇切丁寧なご指導を賜りました大川功教授に厚く御礼申し上げます．実験方法の基礎を教えてくださった根岸豊和先輩，試験機の操作方法やTAでの指導の仕方を教えてくださった都所雅也先輩に感謝します．また，実験やデータ整理などいろいろと手伝ってくれた，湯川正幸君，佐々木透君，波多野元丈君，杉村圭太君、源平歩君，吉田真之君，6氏に感謝します．そして同期の押切智幸君，松元太朗君にはいつも元気を与えてもらいました．

最後に，材料力学研究室の今後の益々のご発展，ご活躍を祈り，これをもって謝辞とさせていただきます．