

【整番 SE-21-TM-004】	【標題】プラント設備の疲労評価に関する情報(その4ー背景)	
分類：構造(疲労)/種別：技術メモ	作成年月：H27.11/改訂：Ver.0.0 (H27.12)	作成者：N. Miyamoto

全 48 枚

これまで述べてきた疲労評価は、現在まで累積されてきた知識や知見あるいは経験則に基づくもので何らかの背景を持っている。そこで次の内容で評価法の背景となった情報をまとめてみた。

- 6.1 疲労強度設計法、6.2 荷重モードと疲労現象、6.3 サイクルカウント法とその運用、  
 6.4 切欠き効果ー疲労強度減少係数、6.5 簡易弾塑性解析ーひずみ補正係数、  
 6.6 設計疲労曲線、6.7 平均応力の影響と補正、6.8 線形疲労損傷則と疲労寿命、  
 6.9 疲労に対する影響因子、6.10 疲労破面の観察、6.11 破壊力学による疲労評価、  
 6.12 ホットスポット応力

## 6. 疲労設計手順の背景

### 6.1 疲労強度設計法<sup>(6-3)(6-14)</sup>

- (1) 疲労防止設計は材料選択や施工法および検査を含めて広範なボリュームをもっているが、そのベースになるのは**疲労強度設計**である。この強度設計は決して単一ではない。例えば、  
 ① 疲労限度設計、② 疲労寿命設計、③ 疲労亀裂進展設計、④ 損傷許容設計  
 のようなタイプがある。これらは対象構造の用途、目的あるいは重要度に応じて棲み分けられている。以下に各設計概念のプロフィールをまとめてみた。

- (2) **疲労限度設計**について。通常、材料にはそれ以下の繰返し応力であればいかなる場合も疲労しないというボーダーラインがあり、これを疲労限度とか疲労耐久限度あるいは **Endurance Limit** と呼んでいる。この設計法は繰返し荷重の条件によらず、対象部材に生じる局所の繰返し応力を疲労限度以下に抑え込むもの。疲労限度の存在については議論もあり使用条件に応じて十分な安全率を見込む必要があるが、概して手がたい設計手法である。ただ、荷重の繰返し回数が少なければ過剰設計にもつながるので、この設計法が適合するケースとしては

- ・回転機械のようにメカに由来して周波数の高い負荷サイクルが予想される場合
- ・流体振動、脈動あるいは温度揺らぎなど高サイクル疲労の恐れがある場合
- ・解析できない周波数の高い不可測の荷重/応力モードが予想される場合

などがあげられる。いずれも高サイクル疲労モードにはいる。実際設備では低サイクル疲労モード(高応力&低頻度の荷重モード)が併存しているため高サイクル疲労モードを疲労限度以下に抑えることは理に適っている。それによって**高サイクル疲労モードによる損傷は皆無(零)**になり、応力サイクルの重畳を気にすることなく低サイクルモードのみで**通常**の設備設計が行えるからである。

なお**拡張的**ではあるが、限界繰返し回数(設計寿命)のターゲットを設定し、これに対応する応力振幅を仮の疲労限度として発生応力を抑える設計方法もある。例えばコード2配管の評価然り。

**疲労寿命設計**について。疲労限度設計では表面上、繰返し回数は不問であったが、この設計法では部材が疲労破壊するまでの応力(ひずみ)の繰返し回数を問題にする。即ち実際の繰返し回数が部材に生じる応力振幅に対して設計疲労曲線で与えられる限界繰返し回数(疲労寿命)以下に収まるようにする設計法である。疲労限度設計より合理性があり、繰返し回数の少ない低サイクル疲労モードに限らず高サイクル疲労モードにも適している。

**疲労亀裂進展設計**について。起こりうる材料欠陥/溶接欠陥/割れなどから繰返し荷重による亀裂の進展を予測してこの結果を機械/構造物の設計に反映させるもの。非破壊検査と破壊力学に依存しており、検出可能な限界の欠陥寸法の存在を仮定して Paris 則によって亀裂が不安定になるまでの回数を求め寿命評価を行う。もちろん欠陥が検出されたときの疲労の可否判断にも適用される。

**損傷許容設計**について。ある程度の欠陥の存在を認めてこの欠陥からの亀裂の成長を制御ないし時間拘束するもので、上記3つの設計に較べればかなりシリアスな方法である。例えば、

- ① **Fail Safe** 設計→ 一般にフェールセーフという概念は、故障や異常が起きても常に安全な方向に作動して設備を保全することを云う。この場合は部品に欠陥が生じそれが拡大したとしても点検期間内に構造の全体機能に重大な支障をきたさないようにする設計。具体的にはバックアップやバイパス等を機能させて設備の破損を回避する。
- ② **Leak before Failure** 設計→ 例えば液化ガスタンクにおいてタンクに亀裂が起きて漏洩が検知されても受入れ基地まで航行し液化ガスを払出したあと補修を行うまでに、亀裂が拡大して破壊しないように制御された設計。  
船体荷重の限界把握、亀裂伝播の抑制などを効かしたものと思われる。
- ③ **Leak before Break** 設計→ 検知された亀裂が発生成長したとして、壁が貫通し十分に漏洩が探知できるまでに不安定伝播を起こさないよう制御された設計。  
Nuclear における設計コンセプトのひとつ。②より厳しくなる？

上記②③の設計概念の背景には、線形破壊力学の発展、非破壊検査技術及び漏洩検出技術の進歩および評価用データの蓄積がある。

(3) 構造別に疲労強度設計法をみてみると、次のような傾向がみられる。

- ・コード 1 機器及びコード 1 配管 → 疲労寿命設計
- ・コード 2 配管 → 疲労限度設計(→拡張法)
- ・回転(動的)機器 → 疲労限度設計
- ・鋼構造/溶接構造 → 疲労寿命設計
- ・高圧設備/超高圧設備 → 疲労亀裂進展設計

コード 1 は、重要度の高い設備を対象にした ASME 系設計コードで下記のようなものがある。

ASME Sect. III(クラス 1 機器・配管)、ASME Sect. VIII div. 2 および JIS B8266 (特定容器)

コード 2 配管は次の設計コードによる化学/石油化学/動力プラントのプロセス配管が然り。

ASME B31.1、ASME B31.3、ASME Sect. III(クラス 2,3 機器・配管)

JPI-7S-77、KHKS0801、JEAC3706

この場合、鋼構造/溶接構造では下記の規格が該当する。

鋼構造の疲労設計指針・同解説(日本鋼構造協会)、BS5500 Appendix C

また、高圧設備/超高圧設備では下記の規格が該当する。

ASME Sect. VIII div. 3、HPIS C106 (高圧容器)

なお、コード 2 配管系は配管の運転サイクル数を考慮するので疲労限度設計というより疲労寿命設計というべきかも知れない。即ち ASME 系コードは運転寿命ベースの疲労寿命設計とみなせる。

6.2 荷重モードと疲労現象<sup>(6-1)(6-3)</sup>

- (1) 実機で発生する繰返し荷重は設計時点で十分に予測できないものが多く、設計荷重とは別個に実働荷重と呼ばれ、ラボテストをベースに疲労特性が追求されてきた。その成果はコードルールによる寿命評価とはもうひとつ違った、より工学的な疲労寿命の予測に有効である。ここでは、そのポイントをかいつまんで紹介してみる。なお実働荷重/実働応力という用語は研究サイドからの呼称ではないかと思われるので、ここでは繰返し荷重/応力あるいは単に荷重/応力に呼び換える。“荷重/応力”とダブらせたのは、多くの場合で荷重 $\propto$ 応力という事実を表現したものの。
- (2) 実際に現場のマシーンで観察される荷重/応力波形の例を図 4.1 に示す。これらはもろに振動や熱流動の影響が現れる機械部品の現象で、プラント設備とはやや違和感があるが、図 4.1 の中に追記した挿絵を見ればわかるように決して異なるものではない。大きな応力の波の上に小刻みに頻度の高い波が重なっており、概して大きな波は小刻みな波の平均応力になっている。

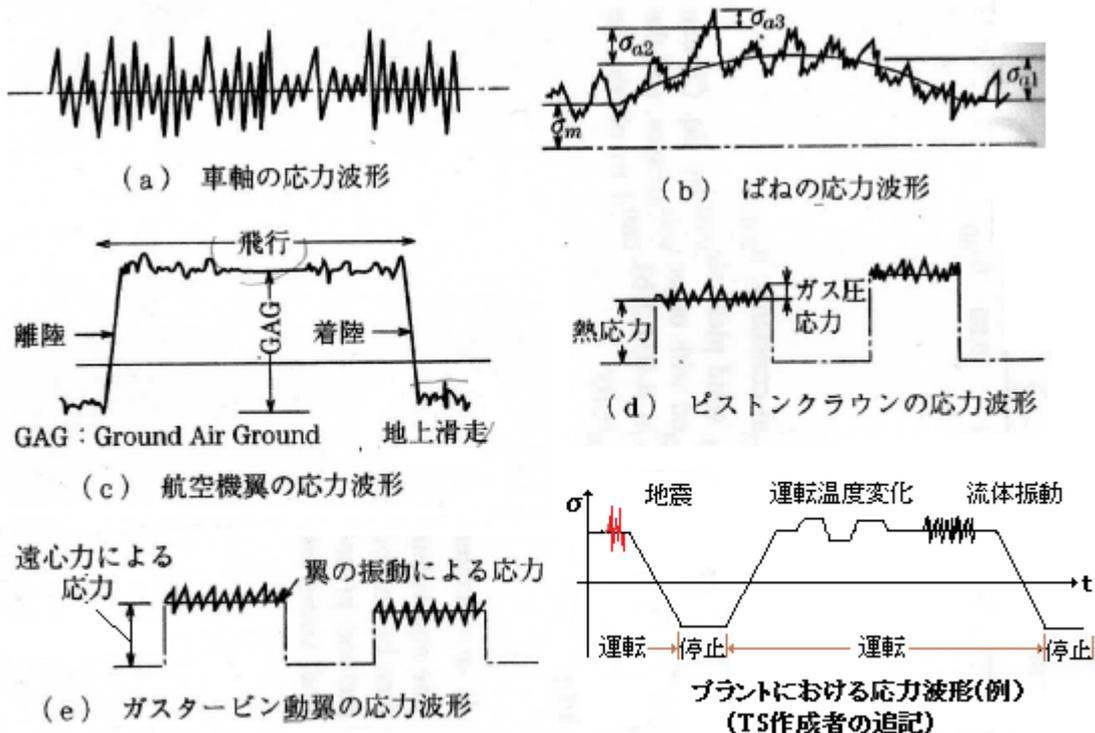


図4.1 実働応力波形の例 [テキスト(6-3)より引用]

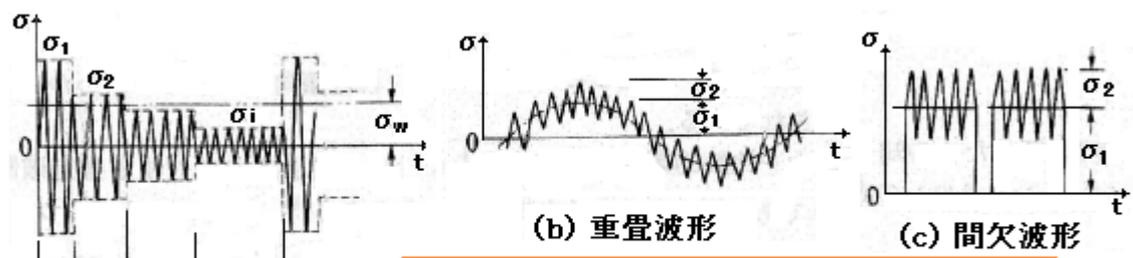


図8.11 疲労試験に用いる実働荷重波形の例

[テキスト(6-1)引用]

- (3) 実機で発生する多様で複雑な繰返し荷重モードをそのまま議論するのは大変である。実機波形を幾つかのパターンに模擬し、その波形パターンに対して知見を集約させるのが効率的である。

通常議論される波形パターンには次の3つがある(但しラボベース)。

- ① 変動応力振幅波 → 複数の応力振幅(→段)を連動して複数回以上反復(→重)するもの
- ② 重畳波 → ゆっくりした1次応力波のうねり+小刻みな2次応力波の波動
- ③ 間欠波 → ステップ状の1次応力波の繰返し+小刻みな2次応力波の波動
- ④ 不規則波 → 統計学的に模擬されたランダム波動

④については扱いが難しいのでここでは割愛し、パターン①～③を図8.11に示す。これら波形パターンについて、疲労試験から得られた知見を要約すると以下のようになる。

(4) まず変動応力振幅波について。工業分野では最もよく見かける荷重/応力パターンである。疲労特性としては次の2つのケースに別れる。

- (a) 疲労限度以上の変動応力(→過大応力)を負荷する場合
- (b) 過大応力に疲労限度以下の変動応力(→過小応力)を連動させて負荷する場合

(a)の場合すなわち過大応力の範囲で負荷を変えていった場合、次のような結果が得られた。

- ① 小さい1次波形( $\sigma_1$ )から大きい2次波形( $\sigma_2$ )に応力を上昇させると  $\Sigma(n_i/N_i) > 1$  になる。
- ② 大きい1次波形( $\sigma_1$ )から小さい2次波形( $\sigma_2$ )に応力を降下させると  $\Sigma(n_i/N_i) < 1$  になる。

$\Sigma(n_i/N_i)$ は累積繰返し数比(→累積使用係数)で、 $n_i$ は各応力の繰返し回数、 $N_i$ は各応力における限界繰返し回数(疲労寿命)である。累積繰返し数比が1を越えることは寿命  $N_i$  の不足を意味するので、②より①の方が疲労損傷しやすいことになる。

傾向としては①にしる②にしる1から大きく逸脱することはない。ただ2段2重波形では累積使用係数が1～20にもなることがある(この傾向はひずみ時効が顕著な材料で然り)。ただ実機では2段2重の波形は少なく気にする必要はないとも云われる。

(b)の場合すなわち過大応力+過小応力の場合、次の結果が得られた。

- ① マイナー則で無視される過小応力の影響がかなり大きく、場合によっては累積使用係数1/100以下で疲労損傷が起きている。
- ② 頻度の少ない過大応力に頻度の大きい過小応力が組み合うと損傷が大きくなる。ただ過小応力の繰返し回数が極端に多いと損傷が下がることもある。
- ③ 過大応力から過小応力に切り替わるときに大きな塑性ひずみ $\Delta \varepsilon_p$ が現れこれが損傷を促進しているような気配がある。塑性ひずみはヒステリシスループを形成する。
- ④ 切換え時の大きな $\Delta \varepsilon_p$ は30～40回位から減少して1000位で安定収束する。

概していえば、過大応力の前後で比較的頻繁に応力が変動すると、過小応力の影響が強まって疲労損傷は予想外に深まる(この問題は1時期、大きな反響を呼んだ)。この問題に関するJSMEの試験結果のひとつを図8.13に示す。このグラフでは310MPa位に過大応力-過小応力の境目すなわち疲労限度がある。過大応力-過大応力を混在させ図中に定義される等価応力振幅を減少させてゆくと過大応力域のS-N曲線を直線的に外挿する形で引延ばすことができる。

図8.13は応力振幅を平均化して扱っているが、累積損傷計算では過大応力と過小応力の混在を前提にして各応力振幅に対し $N_i$ を読み取ればと思う。

また図8.13は累積損傷に関するマイナー則を過大応力域から過小応力域に拡張した修正マイナー則の存在を示している。これについては後述の6.8項を参照されたし。

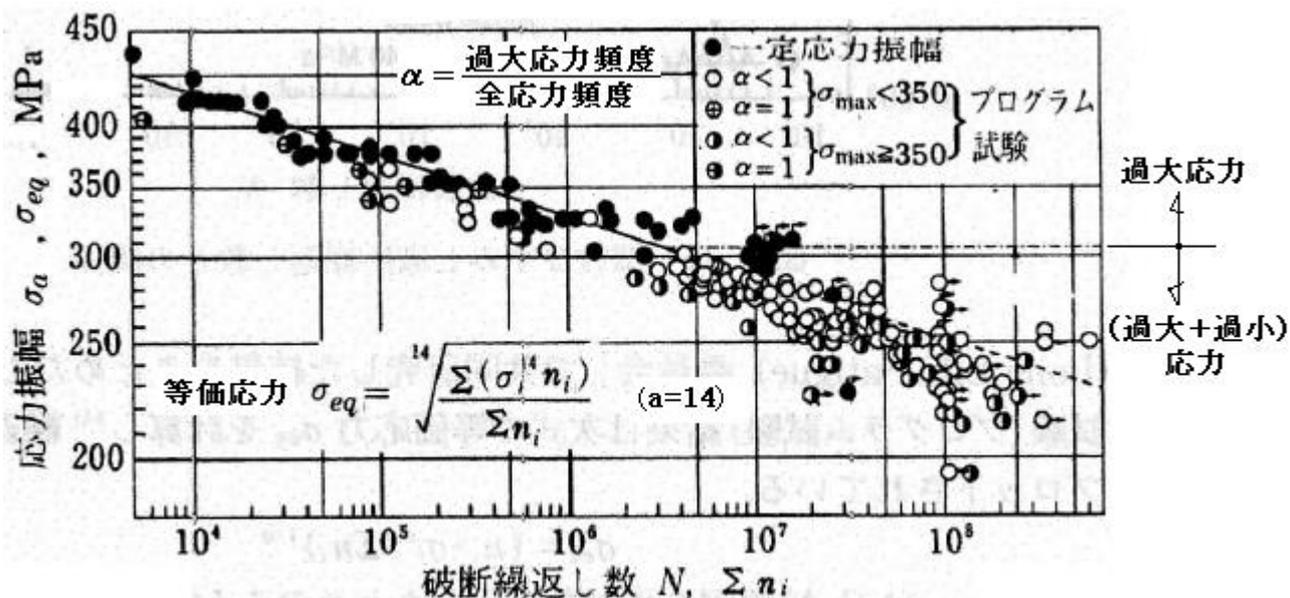
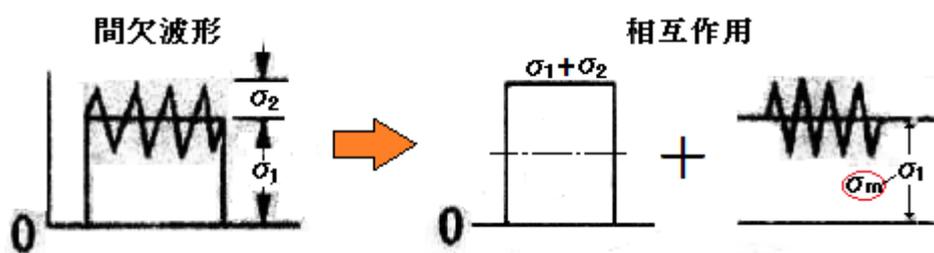


図 8.13 変動応力振幅試験結果 (S 25 C) [テキスト(6-1)引用]

(5) 次に重畳波形について。これはバネ材や車両の部品に生じる荷重/応力モードで起きる。 $(\sigma_1 + \sigma_2)$  の大きな振幅をもったヒストリシスに 2 次  $\sigma_2$  のヒストリシスが加わり、これに多少の相互干渉も加算されて累積損傷が起きる。 $\sigma_2$  が小さいときは  $(\sigma_1 + \sigma_2)$  によって、 $\sigma_2$  が大きいときは  $\sigma_2$  自身によって破損する。傾向としては後述の間欠波よりも損傷度合がきびしくなり予測が難しくなるがプラント設備でこのようなモードが現れるのはごく稀れで、それほど気にならないと思う。

(6) 次に間欠波形について。この荷重/応力モードは起動—停止が頻繁に繰り返される状態で起きる。低サイクルの  $(\sigma_1 + \sigma_2)$  と高サイクルの  $\sigma_2$  による損傷が累積する形で起きる(下図参照)。プラント設備の発停サイクルに似ているが、運転全期にわたって 2 次波形  $\sigma_2$  が継続することは稀れである。



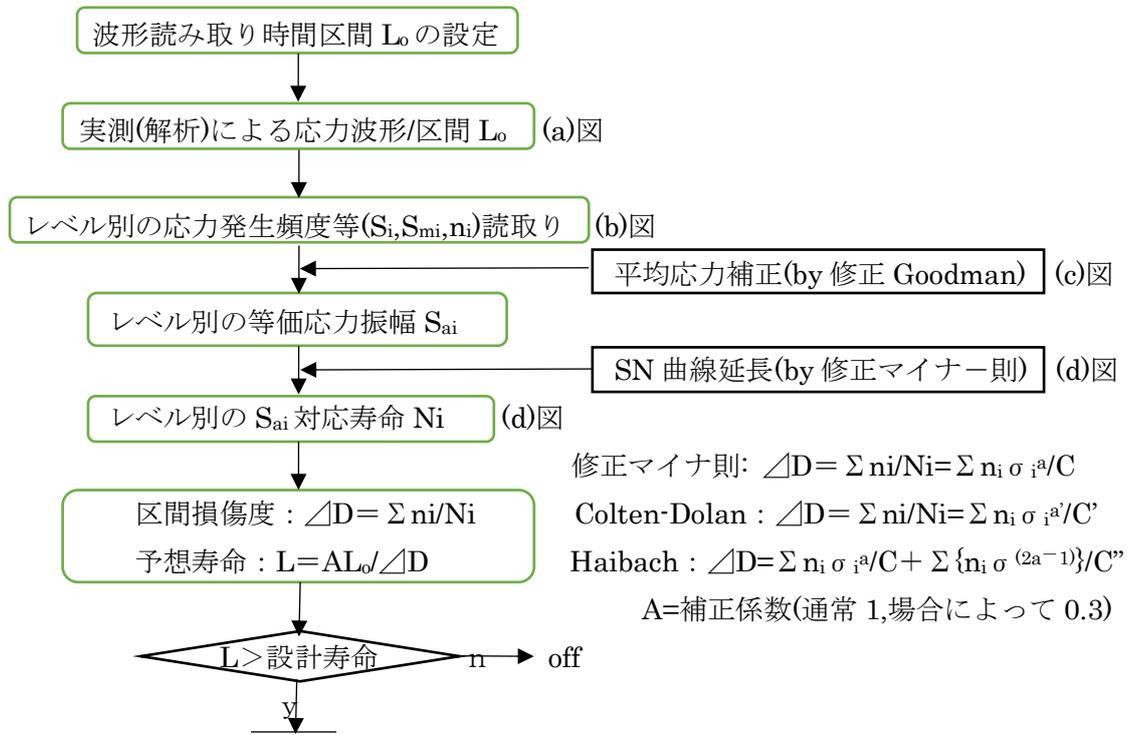
(7) 結論的には、特例を除き重畳波/間欠波は殆ど気にならないが、変動応力振幅波については例えば脈動、流体振動あるいは温度揺らぎなど高サイクル疲労領域で問題になるのではないかとと思われる。プラント設備でも解析や計測などによって荷重/応力モードを把握するのが望ましい。

6.3 サイクルカウント法とその運用(6-1)(6-3)(6-11)(6-12)

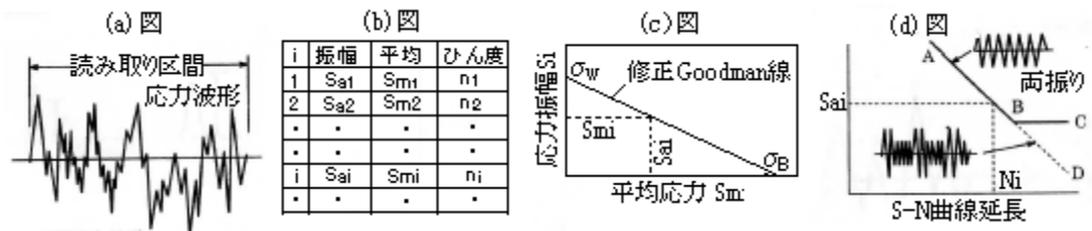
(1) 機械装置分野では、実機のひずみゲージ計測や詳細な非定常解析から得られた応力ひずみ波形から応力発生頻度など(応力振幅/平均応力の分布とそれらの繰返し回数)を読み取って製品の疲労寿命を推定するといった手法が採られることが多い。特に動的機器の事故解析や新規メカ構造の開発過程ではこの手法は常套手段になっている。ただプラント設備では容器/配管/鋼構造のように構造解析/コード式/一般公式によって荷重/応力サイクルを確定し十分に裕度をもった設計疲労曲線を用いて設備寿命を見積もるケースが多く、実働荷重-応力ひずみ波形-ヒストリシス-発生頻度といった視点が希薄である。

然るに破損事故の過半を占めると云われる**熱疲労**や**振動疲労**では、周波数レベルの荷重変動や応力変動が介在し、応力ひずみ波形ベースの疲労評価が必要になることがある。例えば、JSME S017の合流管における温度混合から起きる温度揺らぎ(→繰返し熱荷重)では、レインフロー法(後述)という**発生頻度読み取り法(→サイクルカウント法)**を用いてこれを規準化している。この場合、温度揺らぎは応力サイクルではなく荷重サイクルになるが、揺らぎ幅はそのまま応力振幅に比例する(→通常、変動荷重はサイクルカウント法で対処し応力サイクルに変換する)。

因みに応力ひずみ波形ベースの疲労寿命評価手順は次のようになる(6-1)(6-3)。



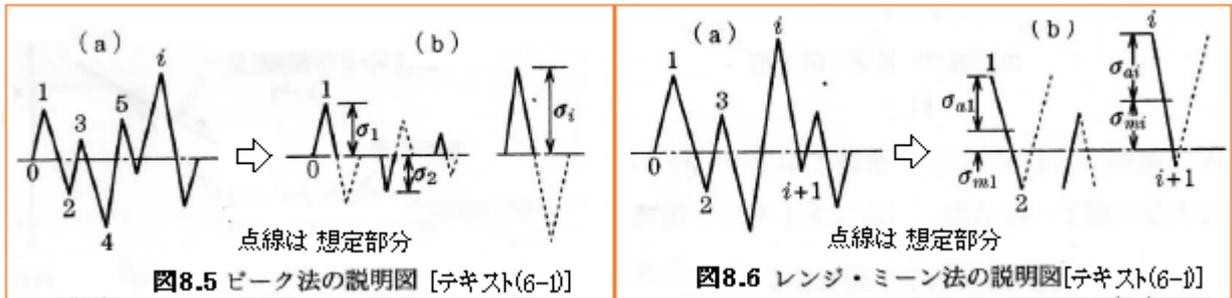
修正マイナー則:  $\Delta D = \sum ni/Ni = \sum ni \sigma_i^a / C$   
 Colten-Dolan:  $\Delta D = \sum ni/Ni = \sum ni \sigma_i^a / C'$   
 Haibach:  $\Delta D = \sum ni \sigma_i^a / C + \sum \{ni \sigma_i^{(2a-1)}\} / C''$   
 A=補正係数(通常 1,場合によって 0.3)



(2) 発生頻度読み取り法としてのサイクルカウント法には次のようなものがある。



図4.27 応力頻度読取り法の分類 [テキスト(6-3)より引用]



種々の方法の中でピーク法とレンジミーン法が基本形になるが、それぞれ応力の読み取りに欠陥がある。材料の応力-ひずみ挙動で対応がよいという点ではレインフロー法/レンジペア法/全波法がいいと云われる(いずれも似た結果が出る)。特にレインフロー法は標準的なサイクルカウント法として基準類で採用されている。

(3) 以下、レインフロー法について、文献(6-11)の記述を引用してそのプロフィールを示す。図8の例示説明図に基づいて説明する。詳しくはオリジナル文献(6-12)を参照のこと。

#### <基本的な流れ則>

まず、代表区間について応力(場合に荷重)波形図を縦に置き直し、零点から始まる応力波の経時的な変化を屋根の雨だれの流れと見なす。このとき応力波の進行を屋根勾配の方向でイメージすると応力波は右向き流れと左向き流れに別れる。これら流れはいずれも屋根の廂(波形の尖頭ポイント)に達し、下記の**停留条件**に準じてそのまま停留するか、真下に流れ落ちるかに別れる。しかしそのいずれが選択されても、屋根の廂(尖頭ポイント)は零点と同じように湧水源になり、再び屋根勾配に雨だれを流すことができる。

#### <流れの停留条件>

- ① 右流れの場合は、その出発点の位置よりもっと左側に次の右側流れの出発点があるとき  
左側流れの場合は、その出発点の位置よりもっと右側に次の左側流れの出発点があるとき
- ② 廂から廂に至る屋根の一部が既に濡れているとき

<振幅と頻度のカウント法>

流れが停留条件に一致する場合および流れが停留することなく底なしで流下する場合につきその水が出発点から流れた水平方向の長さをもって半サイクル分の波の全振幅とする。

なお半サイクル分の波が折り返すように連続するときは1サイクル分とする。

【このように検出された[振幅 x サイクル数]は、応力振幅に幅をもったレベルを設けグループ別に集計して代表区間の発生頻度とする。】

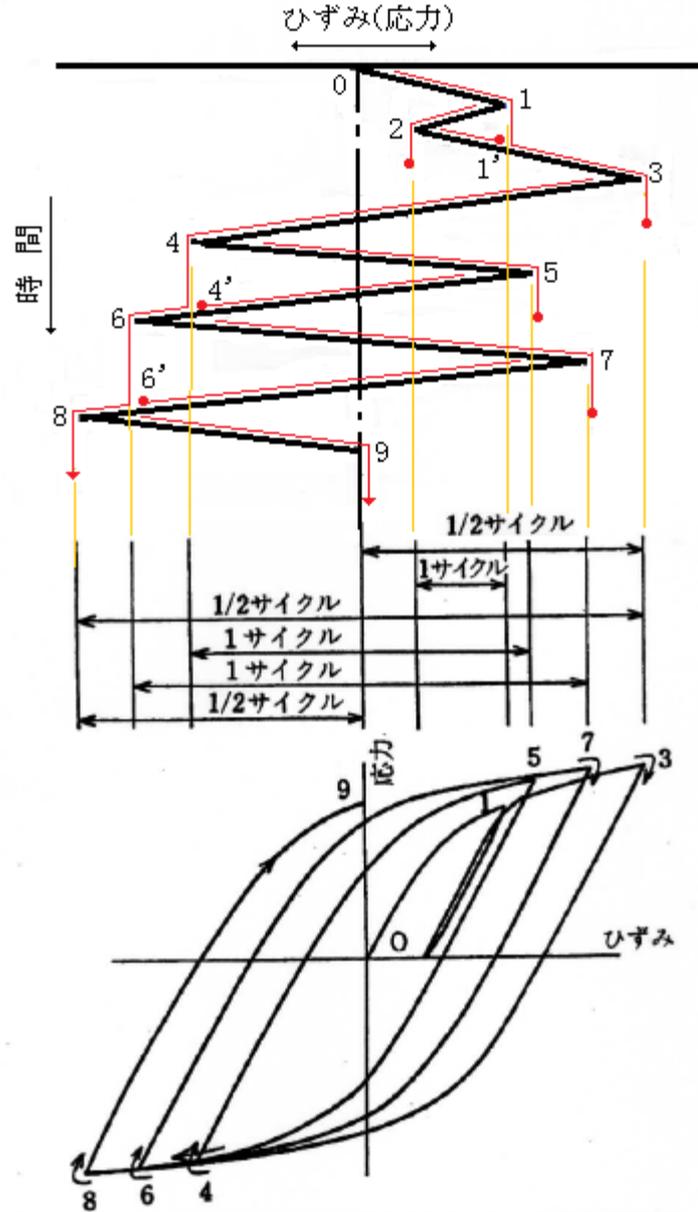


図8 狭義の Rain Flow Method による有効区間とヒステリシスループとの対応 [文献(6-12)より引用]

ここで、図8の例を引いて具体的に説明する。

尖頭点1→出発点0より次の右向き流れの出発点2が右にくるので停留は起きない。

尖頭点2→出発点1より次の左向き流れの出発点3が右にくるので停留が起きる。

尖頭点3→出発点0より次の右向き流れの出発点4が左にくるので停留が起きる。

尖頭点4→出発点3より次の左向き流れの出発点5が左にくるので停留は起きない。

尖頭点5→出発点4より次の右向き流れの出発点6が左にくるので停留が起きる。

尖頭点 6→出発点 3 より次の左向き流れの出発点 5 が左にくるので停留は起きない。  
 尖頭点 7→出発点 6 より次の右向き流れの出発点 8 が左にくるので停留が起きる。  
 尖頭点 8→出発点 3 より次の左向き流れの仮の出発点 9 が左にくるので停留が起きないが、先に受ける廂がないので停留扱いにする。  
 なお、1'、4'、6'点は条件②に該当するので、いずれも停留点になる。

応力振幅及びサイクル形態は図 8 の中下辺に示す通り。1-2-1'、4-5-4'および 6-7-6'は折り返しになっているので、1 サイクルになる。3-8 が実質最大の振幅になる。

(4) レインフロー法の妥当性は最大・最小法(ピーク法?)を用いて検証されている。なおこの方法では平均応力がカウントされていないがこれは中心位置の置き方による(問題ない)。

図 8 の例題は至ってシンプルであるが、実際は非常に複雑で長い波形になる。そのため通常は種々のヴァリエーションを含めてプログラムで処理されている。

#### 6.4 切欠き効果—疲労強度減少係数<sup>(6-3)(6-5)(6-6)(6-8)(6-11)(6-13)(6-14)</sup>

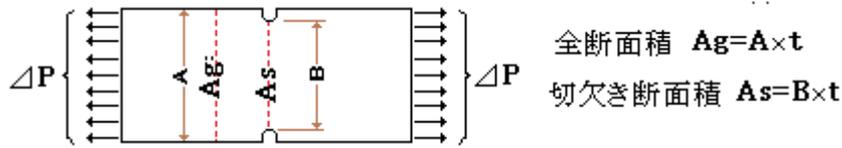
(1) 疲労曲線は縦軸に許容応力振幅( $\sigma_a$ )、横軸に限界繰返し回数(N)をとったもので、ある応力振幅状態( $\rightarrow \sigma_r$ )が何回の繰返し回数に耐えるかを調べるときは $\sigma_r$ に $\sigma_a$ に引き当て曲線上の N を読みとればよい。ただこの $\sigma_a$ と N の関係はもともと平滑な試験片を用いて得られたものなので、平滑な構造部材にのみ有効で、もし調べようとする部材に切欠き(応力集中部分)があるなら、本来この曲線は使用できず、せつかくの疲労試験データが活かせない。疲労強度減少係数はこの不都合を解消するためのパラメータで次のように定義される。

$$\text{疲労強度減少係数 } K_f = \frac{\text{応力集中のない構造物の疲労強度 } \sigma_a}{\text{切欠きなど応力集中のある構造物の疲労強度 } \sigma_a'} \quad \text{-----}(6.4a)$$

部材に応力集中があっても、この係数を用いれば容易に許容限界の N が得られる。すなわち $\sigma_r$ を $\sigma_a'$ に引き当てて、切欠き材のそれに等価な $\sigma_a (= K_f \sigma_r = K_f \sigma_a')$ から疲労限界 N が読み取る。部材に切欠きがあれば $\sigma_a' < \sigma_a$ であるから、疲労限界 N は必然的にダウンする。この場合、重要なのは、 $\sigma_r$ が平滑材の応力いわゆる**公称応力(\*)**であり、等価な $\sigma_a$ が応力集中を包括していることである。疲労強度減少係数 $K_f$ は、実は応力集中係数 $K_t$ ではないかという疑いが湧いてくる。

もしそうであればわざわざ疲労強度減少係数というパラメータを設ける必要はなく、応力集中係数 $K_t$ を使用すればよい。 $K_t$ にはもともと弾性理論解と豊富なデータの裏付けがあり、コードでも標準的な部品については $K_t$ 値が与えられている。しかし**残念ながら、常に $K_f = K_t$ であるとは限らない**。以下、 $K_f$ に関する情報をまとめて、適正な $K_f$ 値の設定について考えてみたい。

(\*) この応力振幅は、例えば下図のような切欠き付き部材の切欠き断面 $A_s$ における断面平均の応力振幅( $= \Delta P/A_s$ )であって全断面 $A_g$ における断面平均の応力振幅( $= \Delta P/A_g$ )ではない。即ち全断面定義の応力は**グロスな公称応力**であり、局部断面定義の応力は**ローカルな公称応力**であって自ずと異なる。これについては**6.3 節**でも説明している。全断面定義の公称応力と切欠き断面定義の公称応力を混同すると評価がおかしくなる(要注意)。



(2) 応力集中係数  $K_t$  は構造不連続部(切欠きに限らない)に生じる応力集中あるいは応力勾配の度合を表す係数で、切欠き形状では下記のように定義される。

$$K_t = (\text{切欠き底の最大応力範囲}) \div (\text{公称応力範囲}) = \sigma_{\max} / \sigma_n \rightarrow K_t \sigma_n = \sigma_{\max} \quad \text{-----}(6.4b)$$

疲労限界では  $\sigma_{\max}$  は  $\sigma_a$  に近づくので、 $\sigma_n = \sigma_r$  なら上式は  $K_t \sigma_r = \sigma_a$  と等価で、 $K_t = K_f$  と云うことになる。定義さえ合わせれば確かに  $\sigma_n = \sigma_r$  は成立する。しかし疲労限界で  $\sigma_{\max}$  が  $\sigma_a$  に漸近するとは限らない。実体的な  $\sigma_{\max}$  が、常に仮想的な  $\sigma_a$  と一致するとは限らないからである。

疲労強度減少係数  $K_f$  に最も近いのは切欠き係数  $\beta$  である。これは次のように定義される。

$$\beta = (\text{切欠き無し試験片の疲労限度}) \div (\text{切欠き有り試験片の疲労限度}) = \sigma_{w0} / \sigma_{wk} \quad \text{-----}(6.4c)$$

表現は違うがこの  $\beta$  と  $K_f$  の定義は一見して殆ど同じである。しかし  $K_f$  は疲労強度、 $\beta$  は疲労限度になっている。疲労強度は全域の許容応力振幅を、疲労限度は疲労寿命が  $\infty$  になるときの限界応力振幅を指しているの、 $K_f$  と  $\beta$  は高サイクル域にある疲労限度に限ってマッチすることになる。ただ【疲労強度の比】と【疲労限度の比】はほぼ同じと見做されて  $\beta \approx K_f$  で扱われることが多い。その場合は切欠き係数  $\beta$  はデータとして十分に蓄積されているので、 $K_f$  値は容易に設定できる。しかしプラント設備の疲労評価にはかなり低サイクル域の評価が含まれる上に、主に動的機器の構造に偏った切欠き係数  $\beta$  は静的な容器や配管の構造に馴染まないために、 $\beta \approx K_f$  という扱いは限定的である。むしろ応力集中係数  $K_t$  と結びついてくる。

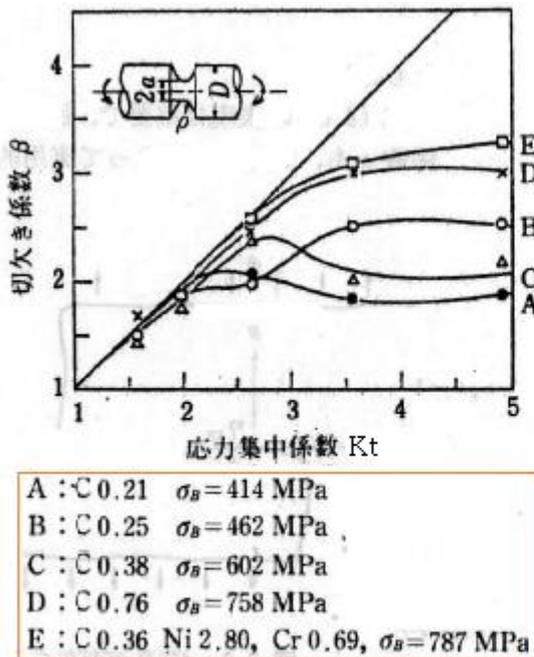


図 2.8 双曲線切込みをもつ炭素鋼および特殊鋼棒の  $K_t, \beta$  の関係 (回転曲げ)  
[テキスト(6-1)より引用]

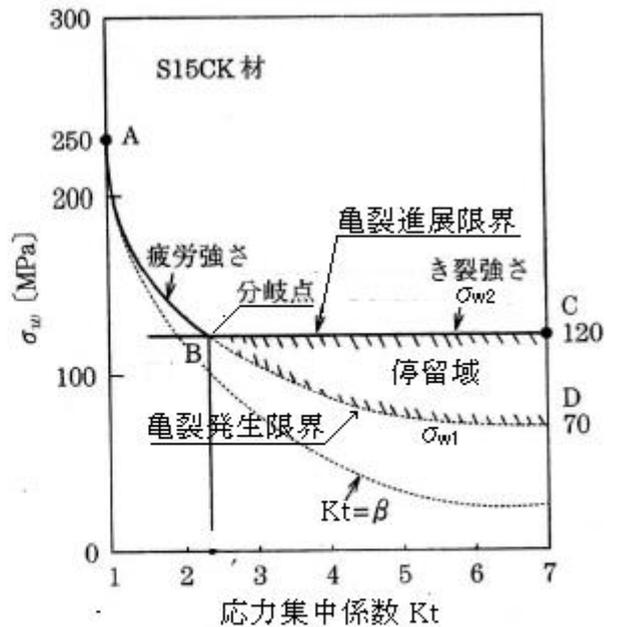


図 3.15 切欠材の疲労限度の説明  
[テキスト(6-3)より引用]

(3) 切欠き係数  $\beta$  と応力集中係数  $K_t$  の関係を図 2.8 に示す。この図から次のことがわかる。

- $K_t$  が 2.5 程度までは  $\beta$  と  $K_t$  はほぼ一致するが、2.5 辺りを越えると  $\beta$  は  $K_t$  を次第に下回る。
- 材料(鋼棒)の強さが増すにつれて  $\beta$  と  $K_t$  の隔離が減少して接近する。

図 2.8 は一例に過ぎないが、一般にはこのように  $\beta < K_t$  になる。その原因は、切欠き底の大きな応力勾配のため疲労限度近傍の  $\sigma_{max}$  が平滑材の疲労限度  $\sigma_{wo}$  より大きな値をとるからである。即ち  $\sigma_{max} = K_t \sigma_n = K_t \sigma_{wk} > \sigma_{wo}$ 、(6.4c)式より  $\sigma_{wk} = \sigma_{wo} / \beta$  なので  $(K_t / \beta) \sigma_{wo} > \sigma_{wo} \rightarrow (K_t / \beta) > 0$  故に  $\beta < K_t$  ということになる。

次に切欠き有り試験片の疲労限度  $\sigma_{wk}$  と応力集中係数  $K_t$  の関係を図 1.9 に示す。  $\sigma_{wk}$  には

亀裂が発生する時の限界値  $\sigma_{w1}$  および 亀裂が進展する時の限界値  $\sigma_{w2}$

が存在しその間で亀裂の停留が起きる(→亀裂が発生しても亀裂が進行しない→それ以上割れない)。

図 2.8 の  $\beta - K_t$  の関係は、(6.4c)式の分母の  $\sigma_{wk}$  として亀裂進展限界  $\sigma_{w2}$  を用いたものである。仮に亀裂発生限界  $\sigma_{w1}$  を用いるなら  $\beta$  値は大きくなって  $\beta$  はもっと  $K_t$  に漸近してゆくはずである。この場合に亀裂停留域をどう考えるか？ 確かに切欠き材(→局部応力集中構造)の応力振幅が  $\sigma_{w2}$  に留まるなら疲労破壊は起きないが、 $\sigma_{w1}$  を越えていれば亀裂が残る。

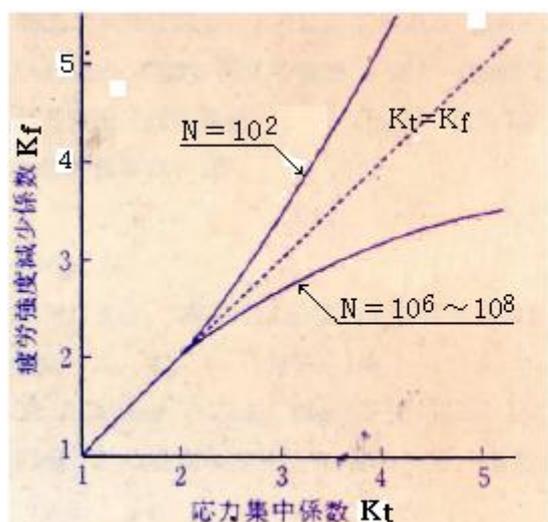


図18  $K_t$  と  $K_f$  の関係 [文献(6-14)から引用]

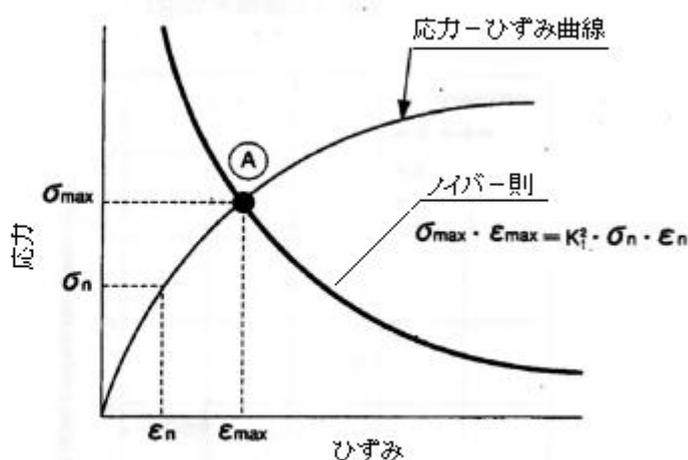


図 2.3.1 ノイバー則による最大応力～ひずみの求め方  
(九工大学術機関リポジトリより抜粋)

(4) 次に  $K_f - K_t$  の関係を考えてみる(図 18 を参照のこと)。高サイクル域(繰返し回数  $10^6$  回以上)では前項の説明がそのまま使用できる。結論的には、最大  $K_t = 3$  程度までは  $K_f = K_t$  とし、 $K_t > 3$  では  $K_f = 3$  としていい。なお  $[\beta \approx K_f] < K_t$  であるから、 $K_f$  値として  $K_t$  値をそのまま使用するならば、安全側の評価になり、おそらく亀裂の発生も含めて疲労を回避できる。

低サイクル域(繰返し回数  $10^2 \sim 10^6$  回)になると全体構造はシェークダウン(弾性挙動)していても局部の切欠き部分(応力集中部)には塑性ひずみサイクルが形成される。その場合、局部の評価応力は公称応力に  $K_t$  を乗じてカウントできる( $K_f$  値として  $K_t$  値が使える)。ただ 鋭い切欠きを持ち  $K_t$  値が 5 を越えるような局部構造では材料の持つ延性や靱性によって  $K_f$  は  $K_t$  よりかなり低くなるようである(中程度以下の鋼材で然り)。この傾向はコード規定にも反映されており、よほど鋭い切欠き(亀裂形状)でない限り 5 以上の疲労減少係数は不要になっている。

極低サイクル域(繰返し数  $10^2$  回以下)になると塑性ひずみが大きくなって、切欠き部分(応力集中部)のひずみ集中係数  $K_\epsilon$  が弾性的な応力集中係数  $K_t$  を上回るようになるので、 $K_f = K_\epsilon (> K_t)$  とすべき。  $K_\epsilon$  値は拡張 Neuber 則から近似的に得られる(図 2.3.1 参照のこと)。しかし ASME 系コードでは

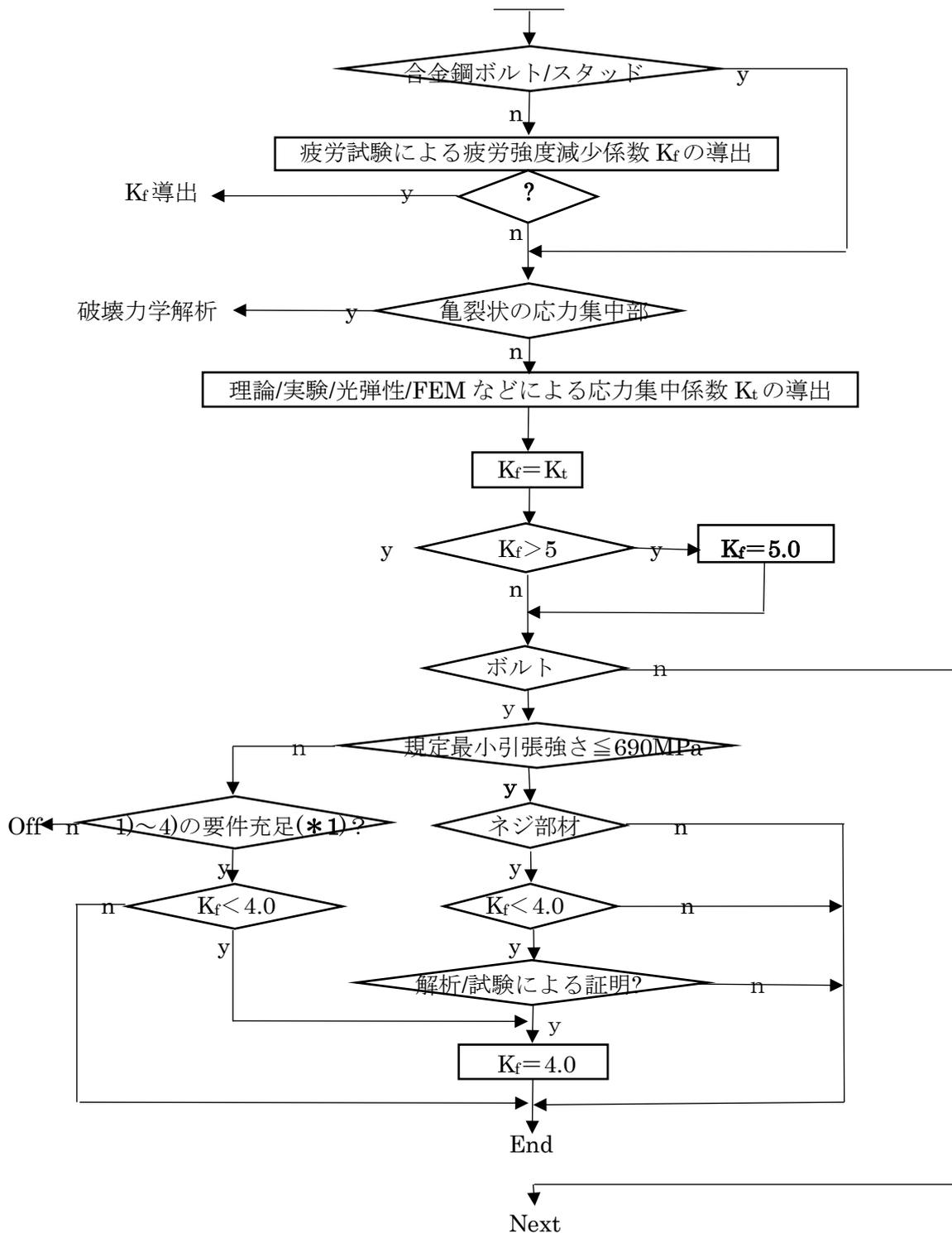
- ①公称応力範囲  $S_n \leq 2S_y \rightarrow$  シェークダウンによってグロスな塑性ひずみサイクルは抑えられるので  $K_f > K_t$  の心配は不要 ( $K_f = K_t$  でよい)。
- ②公称応力範囲  $S_n > 2S_y \rightarrow$  簡易弾塑性解析によってひずみ補正係数  $K_\epsilon$  を求めこれを応力振幅

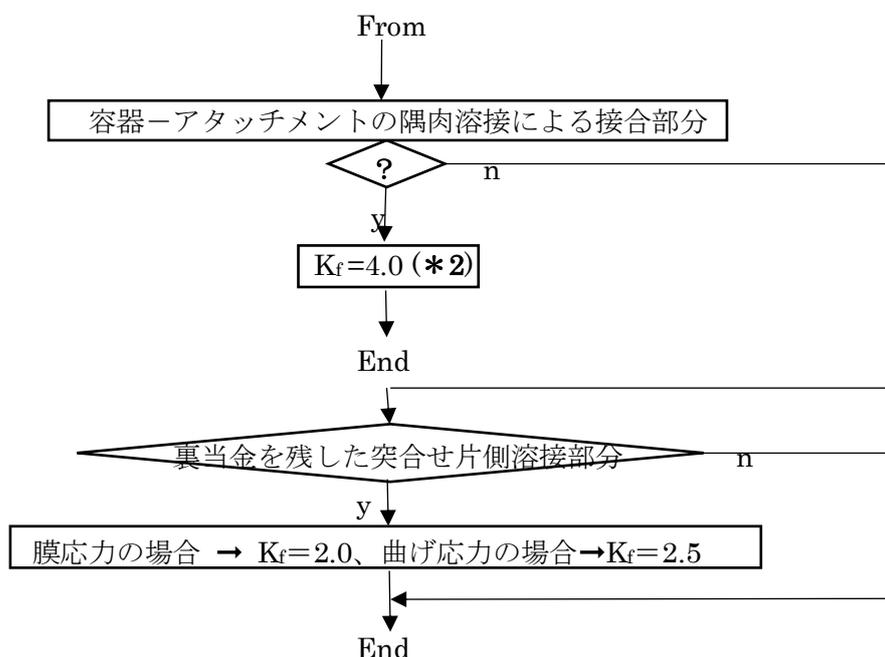
に乗じて評価すればよい(実質  $K_f > K_t$  になる)。

と考え、特に  $K_\varepsilon$  を適用することはないとしている(→ $K_f = K_t$  で問題なし)。

以上は文献(6-14)の記述によっているが、結局、よほど深刻な局部構造でない限り、高サイクル域において  $K_f = 3$ 、低サイクル域において  $K_f = 5$  の上限を設け、 $K_f = K_t$  において 評価応力範囲 ( $K_f \times$  公称応力範囲)を求め その寿命を見積もればよいということになる。深刻な亀裂状の局部構造については破壊力学解析によって疲労評価を行うのが妥当である。

(5) ASME 系の容器コードの疲労強度減少係数の設定手順を下記に示す。なおここでは JIS B8266 付属書 8 の 3.3~3.5 の規定に準じているが、他のコードの場合もこれとほとんど同じである。





＜ 備 考 ＞

(\*1) 690MPa を越える高強度ボルト材の場合、下記の要件を満たす場合、設計疲労曲線を用いて疲労評価できる(→疲労減少係数  $K_f=4$  を用いて疲労評価できる)。

- 1) 使用材料は、次による。ただし、熱処理を施したものに限る。  
SNB7, SNB16, SNB21, SNB22, SNB23, SNB24
- 2) 附属書 8 図 6 の設計疲労曲線の高い方を用いる場合には、ボルトの断面外周における運転荷重による応力の最大値（軸力による引張及び曲げに基づく応力で、応力集中は含まない。）が  $2.7S_m$  を超えてはならない（軸力による引張応力は、 $2S_m$  を超えてはならない）。
- 3) ねじは V 形で、ねじ底の最小丸み半径が 0.075 mm 以上でなければならない。
- 4) 首下丸み部のすみ肉半径と円筒部(シャンク)の直径との比は、0.06 以上でなければならない。

(\*2) JIS B8266 の記述によれば、その条件として「隅肉溶接される取付け品に作用する外力以外に容器と取付け品との間の温度差及び内圧又は外圧によって生じる容器の膨脹もしくは収縮を考慮しなければならない」としている。

この ASME 系コードルールは、基本的に前項(5)の考えを踏襲しているが、ボルト材/隅肉溶接/裏当て付き突合せ溶接について各論を調整するとともに、低サイクルベースで  $K_f$  の上限をセットしている。いずれも安全側の措置と思う。隅肉溶接については  $K_f=4$  を採っているが R 仕上げがされているならそのときの  $K_t$  値をとればよいと思う。ボルトネジ部でも同じことが云える。

## 6.5 簡易弾塑性解析—ひずみ補正係数 $K_e$ <sup>(6-4)(6-6)(6-8)(6-15)(6-19)</sup>

(1) ASME などコードルールでは、(1次+2次)応力強さに対しシェークダウン制限( $\leq 3S_m$ )を設けて構造物全体として弾性挙動するようにしているが、プラント設備では事故などを含め過渡的な現象によって熱応力(2次応力)がかなり高くなることもあり、シェークダウン一本槍では設計が難しくなることがある。そのため条件付きで、(1次+2次)応力強さ  $> 3S_m$  を容認している。その場合、疲労評価では

$$S_a = (1/2)S_p = (1/2)K_t S_n \quad \text{ではなく} \quad S_a = (1/2)K_e S_p = (1/2)K_e K_t S_n \quad \text{を用いて}$$

設計疲労曲線から疲労寿命  $N$  を求めることになる。すなわち弾性解析ベースのピーク応力強さ範囲にひずみ補正係数  $K_e$  を乗じて評価用の応力振幅にする (なお応力に対してひずみ補正を行うのは2次応力  $\propto$  ひずみの関係があるからである)。

コードルールには  $K_e$  式が定義されているので特に  $K_e$  値そのものを云々することはない。しかし簡易弾塑性解析を反映する唯一のパラメータであることを思えば、その背景を知ることはASME系コードの疲労評価法の考えを理解する上で意義がある。以下  $K_e$  につき少し詳しく情報をまとめた。

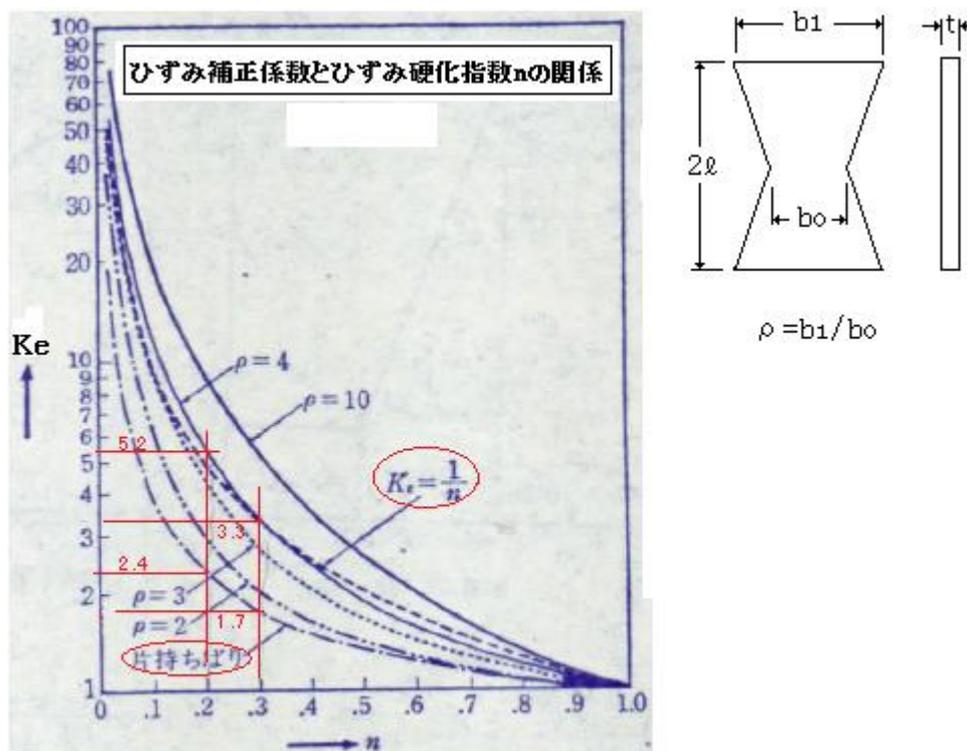


図2.6.6 ひずみ補正係数とひずみ硬化指数の関係  
[テキスト(6-4)より引用]

(2) シェークダウン制限を越えて(1次+2次)応力強さ  $> 3S_m$  になるとき次の2つの影響が現れる。

- ① 公称ひずみの塑性再配分の影響、 ② ピーク塑性ひずみ集中の影響、

①について。公称応力が弾性域を外れ弾塑性域に入ると、塑性部分に弾性部分のひずみが流れていわゆる弾性追従が起き、弾性計算による塑性ひずみ分布より弾塑性計算による塑性ひずみ分布のが大きくなる。この影響は公称応力が高くなるほど顕著にでて支配的になる。Tagart<sup>(6-16)</sup>はこの種のひずみ集中を  $K_e$  で表している<sup>(6-16)</sup>。

②について。顕著な構造不連続部があると、ピーク応力が降伏応力を越える辺りで断面縮小が

起こり弾性不変則即ち弾性ひずみ $\rightleftharpoons$ 弾塑性ひずみが成立しにくくなる。この現象は、①の弾性追従現象に先行する形で公称応力が  $3S_m$  を越える辺りで顕著になる。Tagart はこの種のひずみ集中を  $K_f$  で表している。

コードでいうひずみ補正係数は、①と②が重なったもので  $K_e = K_f \cdot K_s$  で表現できる。  $K_f$  と  $K_s$  は公称応力  $S_n$  によって変化するので  $K_e$  は  $S_n$  に依存したパラメータになる。

また Langer<sup>(6-17)</sup> は  $K_e \leq 1/n$  ( $n$  = ひずみ硬化指数) という結論を得ている<sup>(6-17)</sup>。これは真応力 $\cdot$ ひずみ関係  $\sigma = A \varepsilon^n$  を用いたテーパ付き平板の弾塑性解析の結果、即ち

$$K_e = (1/n - 1) \ln \rho / \{1 - \rho(1 - 1/n)\} \quad (\text{ここで } \rho = \text{絞り比})$$

において、実際の  $\rho$  を 2,3 程度に見込んだ近似式である(図 2.6.6 参照のこと)。

- (3) 以上の考えはコードルールの中でいろんな見解をともなって基準化されている。まず、ASME Sect.VIII div.2 ( $\rightarrow$  JIS B8266 付属書 8) をみてる(規定内容は次頁の通り)。

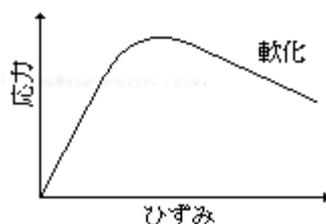
この規定の(1)(3)(4)(5)は簡易弾塑性解析の条件設定になっており、この条件をクリアしなければ(2)によってひずみ補正係数  $K_e$  を計算し評価応力  $S_a = (1/2)K_e S_p$  を求めることはできない。

まず(1)は  $S_n > 3S_m$  を制約するもので、熱曲げ応力を除いた  $S_n$  はあくまでシェークダウン制限を満足する必要がある。肉厚に分布する熱曲げ応力を何故除くか? 本来この応力は内部流体温度の変動に伴うもので過渡的で一時的なもの。熱膜応力に比べ強度に与えるインパクトは少ない上に(3)の熱応力ラチェット制限で影響が薄められるので除外されたものと思われる。なお 2.6 項では熱膨張拘束から生じる熱膨張反力による  $S_n (= P_L + P_b + Q)$  もまた除外されている。この理由は定かでない(応力としての影響エリアが限定的である?)。ただこの規定がないと、例えば地震や風と云った短期荷重による応力が処理できなくなる。なお熱膨張反力による  $S_n (= P_L + P_b + Q)$  についてはそれ自身の熱サイクルで  $3S_m$  以下( $\rightarrow$ シェークダウン)になることが要求されている。とにかく(1)の規定は荷重が短期的過渡的で、発生応力が実質的に肉厚断面の 1 部に限られている場合の救済措置であると見ていいと思う。

(3)は熱応力ラチェット防止を説くもので(1)の熱曲げ除外に対応している。熱応力ラチェットは例えば内圧のような 1 次応力がかかった状態で大きな熱応力サイクルが重畳し進行性の非弾性変形が累積する現象を云う。明らかに疲労に影響を与える。

(4)は、使用温度の制限によって高温クリープを排除してクリープ疲れの懸念を取り除くもの。

(5)は、降伏比(=降伏応力/引張強さ)が 0.8 を越えるとひずみ軟化を起こしこれが繰返されることで疲労強度が減少することを排除するものと思われる。降伏比が高いと降伏したあと余り伸びることなく破断するので 2 次応力が破断を誘起することも考えられる。



d) 簡易弾塑性解析による方法  $P_L+P_b+Q$  は、次の条件 1)~5)を満足する場合には、2.3 d)の許容限界  $3S_m$  を超えてもよい。

- 1) 熱による曲げ応力を除いて求めた  $P_L+P_b+Q$  が、 $3S_m$  以下である。
- 2) 弾性計算で求めた繰返し応力強さの振幅に、次の係数  $K_e$  を乗じた値を用いて、3)によって疲労解析を行う。ただし、弾性計算をするとき、a) 2)の修正ポアソン比を用いなくてもよい。

$$S_n \leq 3S_m \text{ の場合, } K_e = 1.0$$

$$3S_m < S_n < 3mS_m \text{ の場合, } k_e = 1.0 + \frac{(1-n)}{n(m-1)} \left( \frac{S_n}{3S_m} - 1 \right)$$

$$S_n \geq 3mS_m \text{ の場合, } K_e = \frac{1}{n}$$

ここに、 $S_n$ :  $P_L+P_b+Q$  (N/mm<sup>2</sup>);  $m, n$ : 材料による定数で、附属書 8 表 4 による。

- 3) 熱応力ラチェットに対する要求 2.4 d)を満足する。
- 4) 温度は各材料について附属書 8 表 4 の最高値を超えない。
- 5) 材料の規定最小降伏点又は 0.2 % 耐力と、規定最小引張強さとの比は 0.8 以下である。

2.6 ノズルと配管の接続部 穴の補強の有効範囲を超えるノズル側の部分に生じる  $P_L+P_b+Q$  は、次の条件 a)及び b)を満足する場合には、2.3 d)の許容限界  $3S_m$  を超えてもよい。ただし、この場合、疲労解析は 2.5 d) 2)による。

- a) 熱による曲げ応力と配管の熱膨張反力による応力を除いて求めた  $P_L+P_b+Q$  が、 $3S_m$  以下である。
- b) 配管の熱膨張反力だけから求めた  $P_L+P_b+Q$  が、 $3S_m$  以下である。

附属書 8 表 4 材料定数  $m, n$

材料	$m$	$n$	最高温度 °C
炭素鋼	3.0	0.2	371
低合金鋼	2.0	0.2	371
マルテンサイト系ステンレス鋼	2.0	0.2	371
オーステナイト系ステンレス鋼	1.7	0.3	427
ニッケル・クロム・鉄合金	1.7	0.3	427
ニッケル・銅合金	1.7	0.3	427

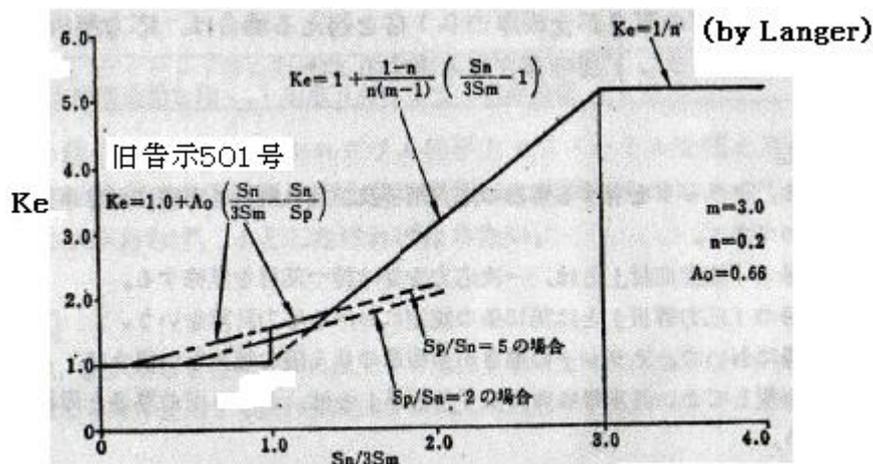


図14.3 割増し係数  $K_e$  (炭素鋼の例)

[テキスト(6-6)引用]

以上は条件付けであって、簡易弾塑性解析の実体は(2)にある。注目すべきは、(2)では[公称ひずみの塑性再配分の影響]のみがカウントされており、[ピーク塑性ひずみ集中の影響]については無視され

ていることである。Langer の解析では  $K_e$  は最大(1/n)になるが、これは前(2)項でも触れたように [公称ひずみの塑性再配分の影響] の最大を示すものであるから、 $K_e$  は図 14.3 に示すように  $S_n$  に依存して  $1 \sim 1/n$  に賦存していることになる。なお  $S_n = 3S_m$  にて  $K_e = 1$ 、 $S_n = 3mS_m$  にて  $K_e = 1/n$  であるから、 $3S_m \sim 3mS_m$  区間における直線近似式  $K_e = 1 + [(1-n)/\{n(m-1)\}]\{S_m/(3S_m) - 1\}$  が得られる。

何故、ASME Sect.VIII div.2(JIS B8266)で[ピーク塑性ひずみ集中の影響]が無視されているのかはよくわからない。おそらく圧力容器で認められる構造不連続部の形状では Langer の  $K_e = 1/n$  は過剰で、実際には十分安全側という判断があるのだと思う。

- (4) 以上の ASME Sect.VIII div.2(JIS B8266)と違って、旧原子力規格である告示 501 号規定は、[公称ひずみの塑性再配分の影響]と[ピーク塑性ひずみ集中の影響]を同時に考慮している。すなわち前者については、Langer の解に由る ASME Sect.VIII の  $K_e$  式をそのまま採用し、後者については次の式を採用している。

$$K_e = 1 + A_o \{S_n / (3S_m) - S_n / S_p\} \quad \text{ここで } A_o = \text{材料係数}$$

この式は図 14.3 の点線のように  $S_n = 3S_m$  近傍において、 $K_e = 1$ 、 $K_f = K_t + A(K_t - 1)$ 、さらに  $A = A_o / \{3S_m(1 - 1/K_t)\}(3S_n - 3S_m/K_t)$  として得られたものである。告示では、前者の Langer ベースの  $K_e$  式と、後者の係数  $A_o$  ベースの  $K_e$  式のいずれか大きい方を採るようになっているが、実際には  $S_n = 3S_m$  近傍で後者の  $K_e$  が、 $S_n > 3S_m$  では前者の  $K_e$  が大きく、Tagart の云う  $K_e = K_f K_e$  にはなっていない。

- (5) JSME 軽水炉設計・建設規格も旧原子力規格である告示 501 号規定を踏襲して[公称ひずみの塑性再配分の影響]と[ピーク塑性ひずみ集中の影響]を同時に考慮している。後者については、係数  $A_o$  ベースの  $K_e$  式をそのまま引き継ぎ、前者については、新たに  $K_e$  式を開発している。これについて少々ふれておく。

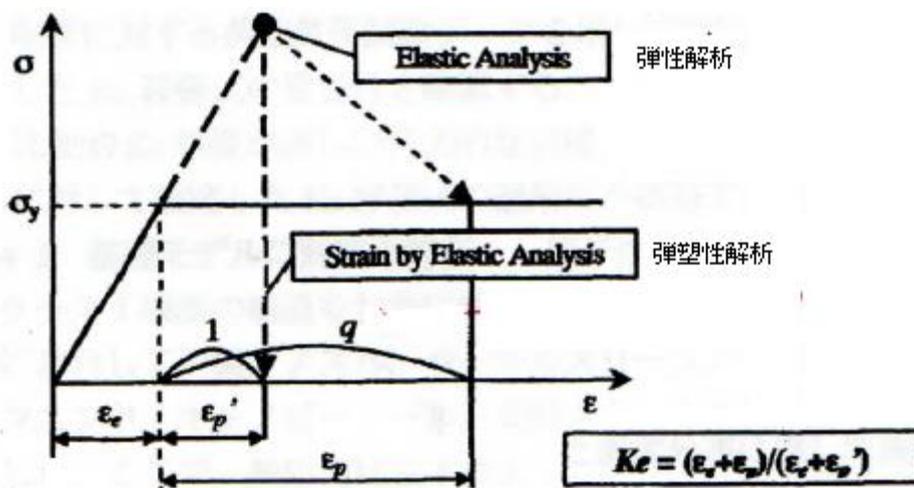


図1 解析によるKe係数  
[文献(6-15)より引用]

まず高速原型炉もんじゅの設計規格と似た次の式をセットした。

$$K_e'' = 1 + (q_p - 1)(1 - 3S_m/S_p) \quad (\rightarrow \text{原型炉では } () \text{ 内の } S_p \text{ は } S_n \text{ になっている})$$

次に  $K_e = (\text{弾塑性相当ひずみ振幅}) / (\text{弾性相当ひずみ振幅}) = (\epsilon_e + \epsilon_p) / (\epsilon_e + \epsilon_p')$  ( $\rightarrow$  図 1 参照)

として、基礎構造モデル(円筒,ノズル,スリーブなど)について弾性解析と弾塑性解析を行って  $K_e$  を求め、この  $K_e$  を  $K_e''$  に等置して弾性追従パラメータ  $q_p$  を逆算的に求めた。その結果、 $q_p=3.1$  とすれば構造物に関して安全側に包絡できることがわかった。これらの成果は、第1種機器及び配管の疲労評価に採用されている。この場合  $K_e''$  値は機器構造には適正があるが、シンプルな配管エルボなどにはかなり安全側になるので、弾塑性解析によった  $K_e''$  の使用が認められている。

- (6) 告示 501 号規定も JSME 軽水炉設計・建設規格も国内原子力設備を対象にしている。そのため [ピーク塑性ひずみ集中の影響] についてかなり神経過敏になっている印象がある。その点 ASME は  $S_n=3S_m$  近傍でもシェークダウンにより弾性挙動し、ピーク塑性ひずみ集中は軽微に留まるとしてこれを無視しているような気がする。一般のプラント設備では ASME Sect. VIII あるいは JIS B8266 の現行規定で十分ではないかと思う。

## 6.6 設計疲労曲線<sup>(6-4)(6-8)(6-9)(6-11)(6-14)</sup>

設計疲労曲線は設計コードの疲労評価のメインなので情報も多い。ここではテキスト(6-4)(6-14)の記述内容に多少の補足を加えて設計疲労曲線に関する情報をまとめてみた。

- (1) コードではプラント設備で最も可能性のある破壊様式として低サイクル疲労を想定している。故に低サイクル疲労ベースの疲労試験が出発点になり高サイクル域に拡張されている。この疲労試験は、
- ・丸棒/砂時計形試験片を用いた軸方向または半径方向の引張圧縮繰返し試験であって、
  - ・試験片は切欠きがなく研磨されて平滑に仕上げられている。
  - ・また、試験モードはひずみ制御による完全両振りである。

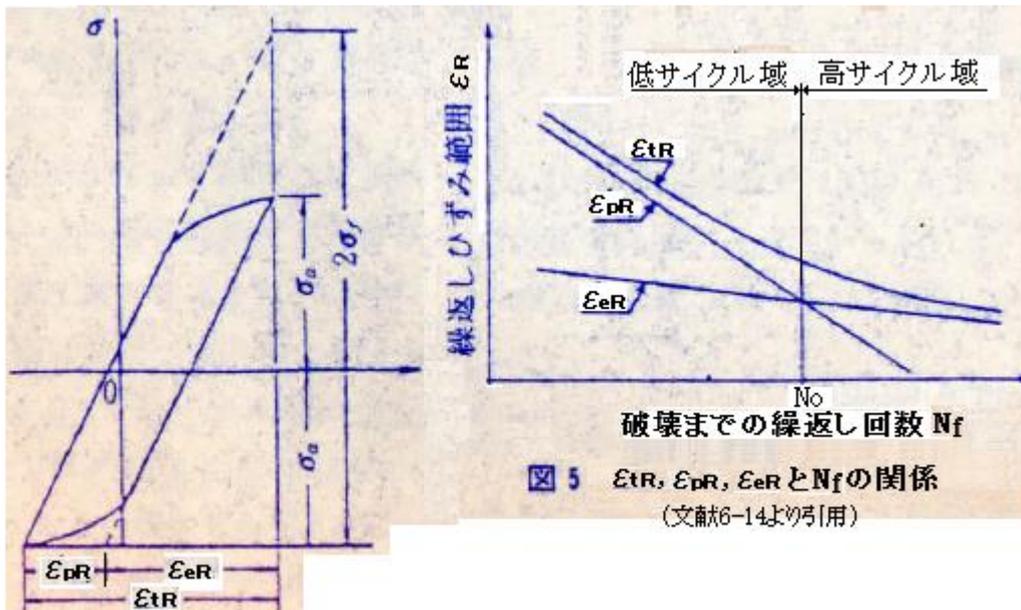
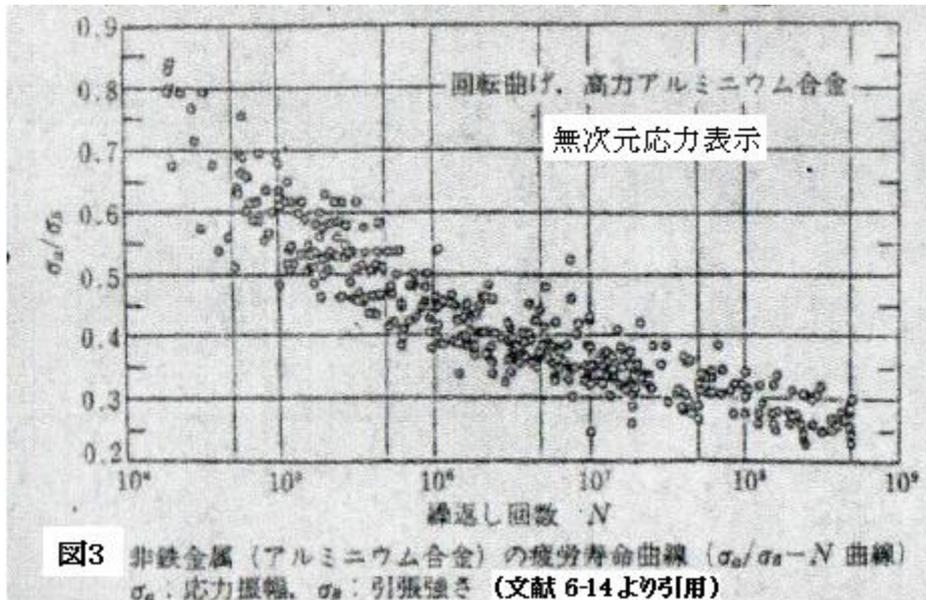
設計疲労曲線のベースとしての疲れ強さ曲線(以下 S-N 曲線)はこの疲労試験から得られたデータをプロットして得られる(図 3 参照)。S-N 曲線は縦軸にひずみ(ないし応力)振幅を、横軸に振幅に対応した破壊繰返し回数をプロットしたもので、曲線は次式で表わされる。

$$\text{軸方向全ひずみ} : \epsilon_{tR} = \epsilon_{pR} + \epsilon_{eR} = C_p N_f^{-\alpha_p} + C_e N_f^{-\alpha_e} \quad \text{-----}(6.6a)$$

ここで、 $\epsilon_{pR}$ =塑性ひずみ範囲、 $\epsilon_{eR}$ =弾性ひずみ範囲、 $C_p, C_e, \alpha_p, \alpha_e$ =それぞれ材料定数、 $N_f$ =破壊までの繰返し回数

なお  $C_p$  は絞りに関係し  $C_p = (1/2) \ln\{1/(1-\phi)\}$  で表せる( $\phi$  = 引張時の断面収縮率)<sup>(6-18)</sup>。また  $\alpha_p$  は Manson-Coffin の試験から ~0.6 程度になる。 $\epsilon_{tR}, \epsilon_{pR}, \epsilon_{eR}$  の相関は 図 4, 図 5 のようになり低サイクル(疲労)域では塑性ひずみ  $\epsilon_{pR}$  が大きくなり、サイクル数が低下するほど支配的になる。(6.6a)式は材料の疲労特性を表わしており試験データを最適化し S-N 曲線を作る際に利用される。

図 5 の  $\epsilon_{eR}$  曲線と  $\epsilon_{pR}$  曲線の交点は遷移寿命( $\rightarrow N_0$ )と呼ばれ、低サイクル(疲労)域と高サイクル(疲労)域の分岐点になる(遷移寿命  $N_0$  は通常  $10^4$  程度)。特にこの分岐点に物理的な意味はなく指標にすぎないが、前述のように低サイクル域では塑性ひずみの影響が強まり、高サイクル域では平均応力の影響が現れる。また疲労限度の傾向がでてくる。平均応力の影響については次項、疲労限度の傾向については次々項を参照されたし。



(2) 因みに(6.6a)式の別表現として下記の式がある。よくみかけるのでここで紹介しておく。

$$(1/2) \epsilon_{tR} = (1/2) \epsilon_{eR} + (1/2) \epsilon_{pR} = (\sigma_f'/E)(2N_f)^b + \epsilon_f'(2N_f)^c \rightarrow \text{Morrow 式}$$

ここで、 $\epsilon_{tR}$ ,  $\epsilon_{pR}$ ,  $\epsilon_{eR}$ =(6.6a)式に同じ、 $\sigma_f'$ =疲労強度係数、 $\epsilon_f'$ =疲労延性係数  
 $E$ =材料の縦弾性係数、 $2N_f$ =破断までの繰返し回数の1/2 ( $\rightarrow$ リバーサル数)、  
 $b$ =疲労強度指数、 $c$ =疲労延性指数

$\epsilon_{tR}$ ,  $\epsilon_{pR}$ ,  $\epsilon_{eR}$ は全振幅なのでこれを半分にして片振幅で表している。 $\sigma_f'$ ,  $\epsilon_f'$ ,  $b, c$ はいずれも材料定数。 $N_f$ はサイクルカウント法で云う半サイクル数で、 $2N_f$ で破断までの繰返し回数になる。

(3) S-N 曲線はあくまでひずみ制御型疲労試験に基づくもので、これを実際構造に適用する場合は、

- ① 試験片と実際構造の壊れ方の違い
- ② 試験片と実際構造で起こる塑性サイクルの違い
- ③ 試験片と実際構造で生じる応力比(ひずみ比)の違い

まず①について。この場合、次の2つが挙げられる。

破壊または漏洩までの繰返し回数の違い 及び 亀裂の伝播の違い

前者については、実際の構造に表面の凹凸や加工履歴があること、サイズ効果があることおよびもともと微小な欠陥が介在していることなどからどうしても、実際構造の方が早く破損する。後者については、実際構造に圧縮ひずみや変形が残っていてその破損が遅れる傾向がある。通常は前者が格段に大きいので、コードでは次のように S-N 曲線に対して安全率をとって

**[ひずみ範囲(応力振幅)を 1/2 に縮めた曲線] or [繰返し回数を 1/20 に縮めた曲線]**の低い方設計疲労曲線としている。なお低サイクル域では[繰返し回数の 1/20]の方で、高サイクル域では[応力振幅の 1/2]の方で設計疲労曲線が決まる傾向が見られる。この安全裕度の内容については後述(5)を参照のこと。

次に②について。低サイクル域の疲労試験では切欠き無しの試験片断面で制御された塑性サイクルが繰り返されるが、実際の構造物は、公称応力に対しコード(例えば ASME Sect.VIII Div.2)で

$$1 \text{ 次応力} + 2 \text{ 次応力} \leq 2S_y \rightarrow P_L + P_b + Q \leq 3S_m$$

なるシェークダウン制限を行っているので構造断面全体で見れば弾性挙動しており塑性サイクルは局所の応力集中箇所(切欠き相当部分)に限られている。この場合は、試験片のひずみ制御量にそのまま実際構造の局部ひずみ範囲を引きあてればよい。すなわち試験片断面の公称応力範囲に替えて構造物の[疲労強度減少係数(応力集中係数)x 公称応力範囲]を縦軸に使用して S-N 曲線を使用すればよい。ただコードではシェークダウン制限を強制しているわけではなく場合によっては公称応力範囲が 2 倍の降伏応力( $\rightarrow 2S_y$ )を越えて、構造全体でも塑性サイクルが起きる。このため局部応力のかさ上げが必要になる。コード上、このかさ上げ量はひずみ補正係数  $K_e$  で補正される(6.5 節参照)。結局、②の問題は S-N 曲線/設計疲労曲線の運用に留まり設計疲労曲線に反映されることはない。

更に③について。応力比  $R$  は最小応力と最大応力の比を云うが  $R=-1$  から正方向に大きくなるにつれて平均応力も大きくなるので、 $R$  値は平均応力の影響を端的に示している( $\rightarrow$ 6.7 節(5)参照)。試験は  $R=-1$  即ち完全両振りで行われ平均応力零の状態にあるが、実際の構造物では固定荷重がかかった状態で繰返し荷重がかかることが多く平均応力が介在することが多い。またそうでなくとも構造物表面には加工や溶接に由る引張残留応力( $\rightarrow$ 正の平均応力)が残置している。ただこの平均応力の影響は全域で派生するわけではなく、

(a) 繰返し回数  $10^2 \sim 10^4$  回  $\rightarrow S_a > S_y$  の傾向  $\rightarrow$  応力振幅がシェークダウン(完全両振)  $\rightarrow$  影響無し

(b) 繰返し回数  $10^4$  回以上  $\rightarrow S_a < S_y$  の傾向  $\rightarrow$  応力振幅がシェークダウンせず  $\rightarrow$  影響有り

前述のように  $10^4$  回は遷移寿命であるから、(b)は高サイクル(疲労)域になる。高サイクル域では平均応力の影響が現れ、任意の限界繰返し回数(寿命)のもとで許容応力振幅  $S_a'$  は次のようになる。

$$S_a' = [(S_B - S_y) / (S_B - S_a)] S_a \quad (\rightarrow \text{詳しくは次節 6.7 を参照のこと})$$

この式では、 $S_a < S_y$  なので  $S_a'$  は完全両振の時の許容応力振幅  $S_a$  を下回る(疲労強度が低下する)。

結果的に低サイクル域では平均応力の影響は考える必要はない。しかし  $10^2$  回を下回りいわゆる**極低サイクル(疲労)域**にはいると、永久ひずみが大きくなり疲れ強さが著しく低下する恐れがある。ただコードでは、シェークダウン制限やラチェット防止規定によって過大な永久ひずみが防止されているので  $10^2$  回以下でも S-N 曲線( $\rightarrow$ 完全両振曲線)をそのまま使ってもかまわないとされている。ただシェークダウン制限を大きくキャリオバするときは、過大な永久ひずみが残る

恐れがあるので注意を要する。

- (4) 設計疲労曲線は上記①③を考慮している。以下に設計疲労曲線の作成手順を示す。また図 2.7.1 に作図調整を示す。

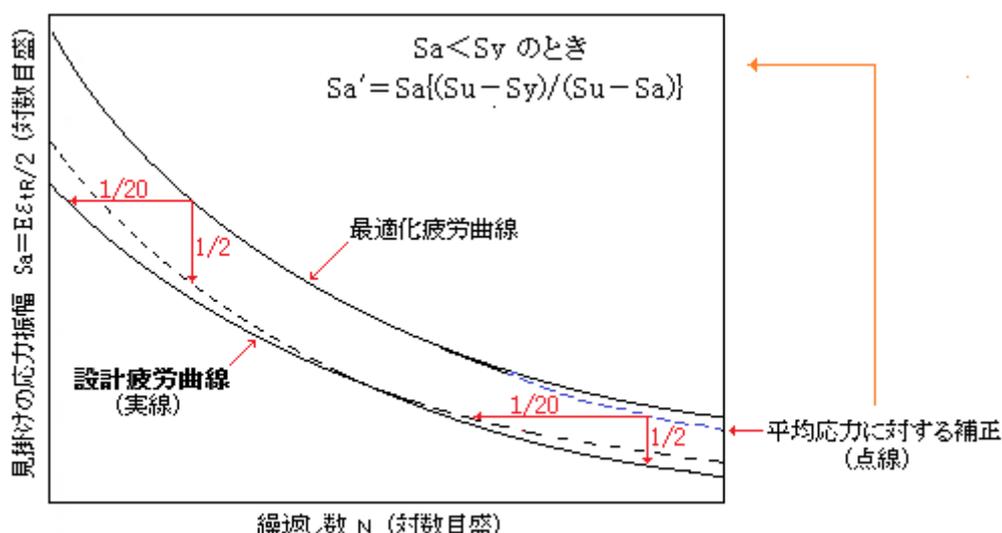
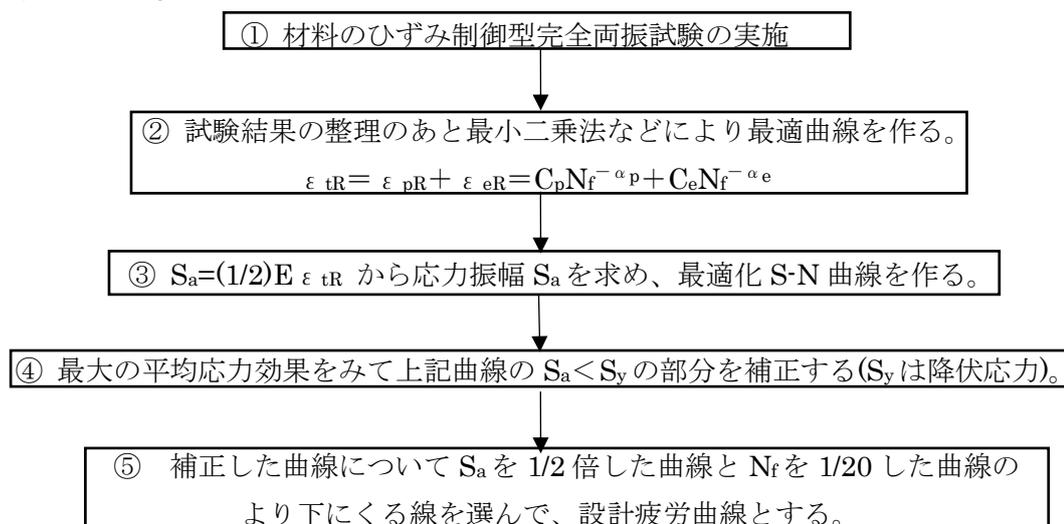


図2.7.1 設計疲労曲線作成模式図 [テキスト(6-4)引用]

- (5) 以上の通り設計疲労曲線はオリジナルの S-N 曲線に対し応力で 1/2、ひずみで 1/20 の安全率を持っている。この安全率の妥当性について若干考察してみる。

まず疲労に与える影響因子には次のようなものがある(詳しくは 6.9 節を参照のこと)。

- ① 材料の機械的性質、切欠きなど応力集中の影響、平均応力の影響、残留応力の影響
- ② 表面硬化処理の影響、表面粗さの影響、腐食環境の影響、寸法効果の影響、加工の影響、高温/低温の影響など

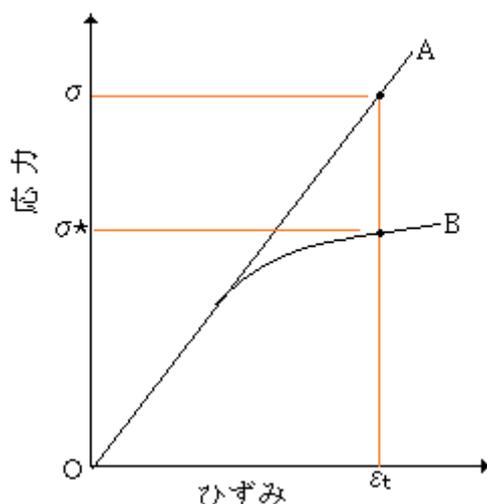
①は S-N 曲線段階で考慮済みと見なされるものである。すなわち材料の機械的性質は適用材料内でほぼ考慮済み、応力集中の影響は縦軸の応力振幅を局部応力振幅として運用できるのでほぼ考慮の範囲、また残留応力は平均応力としてカウントされ平均応力は S-N 曲線→設計疲労曲線の段階で補正されるので考慮済みである。然るに、②は殆ど S-N 曲線では考慮されていない。S-N

曲線のベースとしての疲労試験では標準寸法の研磨された試験片が使われ、清浄な空気中で試験されているからである。ただ表面硬化/腐食環境の影響および加工における焼き入れ/圧入の影響は容器/配管では特例的に個別考慮すべきである。更に、高温/低温の影響はコードの使用温度規定の範囲では影響が少ない。従って表面粗さ/寸法効果/その他の加工の影響を考慮して許容応力振幅を決めればよい。この時、最小レベルの低減係数 $\zeta$ としては  $0.8 \times 0.8 \times 0.8 = 0.512 = 1/1.95$  になり殆ど設計疲労曲線の応力の安全率  $1/2$  にほぼ合っている。ただ応力の安全率は前(3)項でも言ったように高サイクル域で効いているので、低サイクル域については繰返し回数の安全率の妥当性をみる必要がある。よくわからないが、低サイクル域では表面粗さ/寸法効果/その他の加工の影響のほかに塑性サイクルの影響をみる必要があるので、繰返し回数の安全率としては決して余裕があるとは思えない。

- (6) S-N 曲線は本来、ひずみ振幅・破壊繰返し回数の関係を示す曲線であったと思うが、大半の場合設計疲労曲線も含めて疲労曲線は応力振幅が表示されている。この場合、応力振幅はひずみ振幅(ひずみ制御量)に材料の縦弾性係数  $E$ (一定値)を乗じたもので、そのため、ひずみ振幅にしる応力振幅にしる曲線の定性的な傾向は変わらない。イメージ的にこのひずみと応力の関係を示すと下図のようになる。図では応力は  $OB$  上にあるが、実際の応力-ひずみ関係は  $OA$  のようになるので実際の応力  $\sigma^*$  は見掛けの弾性応力  $\sigma$  より小さくなる。しかし設計で行われている応力計算では塑性域にあっても弾性応力であるため、設計用途には、

$$\text{見掛けの弾性応力振幅 } \sigma = (1/2) \cdot E \cdot \varepsilon_{tR} \text{ (0-P 値)}$$

が使用されている。ただコードによっては S-N 曲線ではなく  $\varepsilon_{tR}$ -N 曲線が用いられることも多い。低サイクル域では塑性ひずみ  $\varepsilon_{pR}$  が支配的になるので、確かに応力振幅で云うよりひずみ振幅で議論する方が合理的なのかも知れない。



- (7) コードの疲労解析評価に関する規定には例外なく設計疲労曲線図が付帯しており圧力容器関連では ASME Sect. VIII Div.2 あるいは JIS B8266 付属書 8 の線図がよく使われる。これらは殆ど同じであるが、ASME の方には近年 炭素鋼・低合金鋼系材料に繰返し回数  $10^6$  以上の疲労曲線が追加され、高サイクル疲労評価が可能になっている。JIS にも早晚採用されるはずである。

表 6.6a に ASME-JIS の Table List を示す。Nuclear 分野でも殆どおなじような線図が用いられている(クラス 1 配管でも然り)。高圧設備/超高圧設備では、表 6.6a とは異なる材料の線図が含まれているので表 6.6b にこれを示しておく。

表 6.6a 圧力容器関係の設計疲労曲線リスト

対象材料		ASME Sec.VIII	JIS B8266
炭素鋼,低合金鋼,フェライト系ステンレス鋼,高張力鋼	$N \leq 10^6$	Fig.5-110.1	図 1
	$N > 10^6$	Fig.5-110.1.1	—
オーステナイト系ステンレス鋼,ニッケル基合金 (Ni-Fe-Cr 合金),ニッケル銅合金	$N \leq 10^6$	Fig.5-110.2.1	図 2
	$N > 10^6$	Fig.5-110.2.2	図 3
70Cu-10Ni 合金		Fig.5-110.3	図 4
ニッケル基合金(Ni-Cr-Mo-Fe,X,G,C-4,C-276)		Fig.5-110.4	図 5
高強度合金鋼ボルト		Fig.5-110.5	図 6

注) ASME Sec.VIII→Mandatory Appendix 5、JIS B8266→付属書 8

表 6.6b KHK S0220 超高压設備に関する基準の設計曲線リスト

対象材料	図番号	備考
炭素鋼,低合金鋼,フェライト系ステンレス鋼,	図 1	JIS 図 1 に同じ
高強度低合金鋼	図 2	
高強度鋼ボルト	図 3	JIS 図 6 に同じ
オーステナイト系ステンレス鋼 ( $N \leq 10^6$ )	図 4	JIS 図 2 に同じ
オーステナイト系ステンレス鋼 ( $10^6 < N < 10^{11}$ )	図 5	JIS 図 3 に同じ
SUS630 系ステンレス鋼	図 6	
インコネル 718	図 7	

(8) ASME 系規格の、高サイクル域( $10^6 < N < 10^{11}$ )のオーステナイトステンレス鋼の設計疲労曲線には A,B,C の曲線が与えられている。この使い分けは以下のようなになる。

付属書 8 表 5 付属書 8 図 3 における曲線 A,B,C の使い分け

曲線	溶着部以外に適用(弾性解析) <sup>(18)</sup>	溶着部及び熱影響部に適用(弾性解析) <sup>(18)(21)</sup>
A <sup>(19)</sup>	$P_L + P_b + Q < 190\text{N/mm}^2$	—
B	$P_L + P_b + Q > 190\text{N/mm}^2$ でかつ 平均応力補正した $S_a$ を使う時	$P_L + P_b + Q < 190\text{N/mm}^2$
C <sup>(20)</sup>	$P_L + P_b + Q > 190\text{N/mm}^2$	$P_L + P_b + Q > 190\text{N/mm}^2$

注(18) 子午線方向と板厚方向お温度勾配による熱応力の曲げ成分は含めない。

(19) 曲線 A は非弾性解析結果から  $S_a = \Delta \varepsilon_f E$  の関係を使って求めた  $S_a$  にも適用する。

ここで  $\Delta \varepsilon_f$  は全有効ひずみ範囲とする。

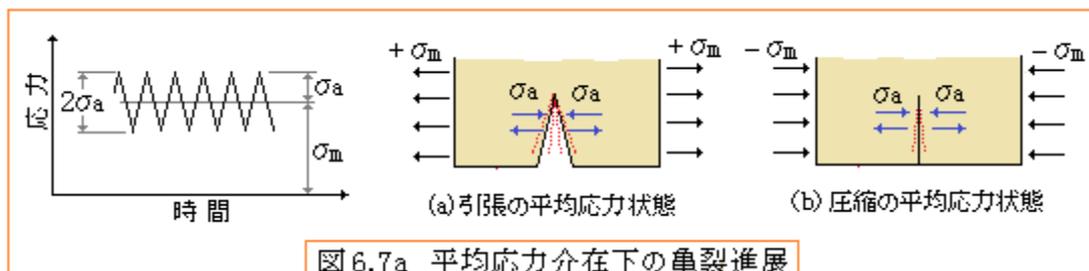
(20) 曲線 C には平均応力の最大効果を含む。

(21) 溶着部から板厚の 3 倍以内の範囲の応力を評価する場合

この使い分けは溶接残留応力による平均応力の影響に対応したもの。上記の表の適用については ASME Sect.VIII Div.2 Appendix5 の Fig.5-110.2.3 にチャートが与えられているので参考になると思う。オーステナイトステンレス鋼の設計疲労曲線については別途 TS にて背景/運用を説明する。

## 6.7 平均応力の影響と補正<sup>(6-1)(6-3)(6-13)(6-14)(6-20)</sup>

- (1) 繰返し応力即ち応力振幅は平均応力廻りの振れまわりであって平均応力そのものは固定している。このため平均応力は疲労の進行には無縁の印象があるが、実際はその影響が無視できない。即ち材料に亀裂が発生した状態において、破面に直交する形で引張の平均応力が作用すると口が開いて、繰返し応力の作用で亀裂が拡がり易くなる。一方、圧縮の平均応力が作用すると口が閉ざされ繰返し応力の作用が薄められて亀裂は拡がりにくくなる。なおこの口開きの効果は亀裂の介在を前提にしているため、表面亀裂が発生していない初期段階ではあまり効かない。



この平均応力の効果は疲労寿命にかなり影響を与え決して無視できない。コードの設計疲労曲線は、その多くがこの影響を考慮して補正されているので、敢えて気にする必要はないが、材料/材質によっては補正されていないものも存在している。例えば

JISB 8266 (ASME Sect.VIII div.2) → オーステナイトステンレス鋼の B 曲線

KHK S0220 超高压ガス設備に関する基準 → 高強度低合金鋼、SUS630、インコネル 718

また、当該材料がコードの設計疲労曲線に含まれないときは、疲労試験を行うか、既存データを利用して設計疲労曲線を新たに作成するケースも考えられる。そこで設計者自身が平均応力補正を行うケースを想定して平均応力に関する種々の情報を以下のようにまとめた。

- (2) 実際に材料試験で確認された平均応力の効果を図 4.1(a)(b)に示す。このグラフは横軸に平均応力を、縦軸に応力振幅を無次元化して示している。図中の線図については後述するが、プロットデータからわかるように平均応力が増すにつれてプロット点が下がって低い応力振幅で破断が起きている。

図 4.1 は、正の平均応力(引張平均応力)のケースを示している。一方、図 4.3 の左側の部分は負の平均応力(圧縮平均応力)の場合を示しているが、破断点は右側の引張平均応力ケースの延長上にあり破断点は高くなって疲労しにくくなっている。即ち圧縮による口閉じの効果がでている。

なお図 4.1 も図 4.3 も引張圧縮による疲労試験の結果を示している。繰返し曲げ/捩れの疲労試験では図 6.7b に示すように平均応力の効果が少なくなる。特に捩れでは影響が顕著に見られない。

また図 4.1、図 4.3、図 6-3b はいずれも平滑材の試験結果を示している。切欠き材の場合は疲労限度が低下して図 3.18 のように平滑材よりもかなり低くなる。

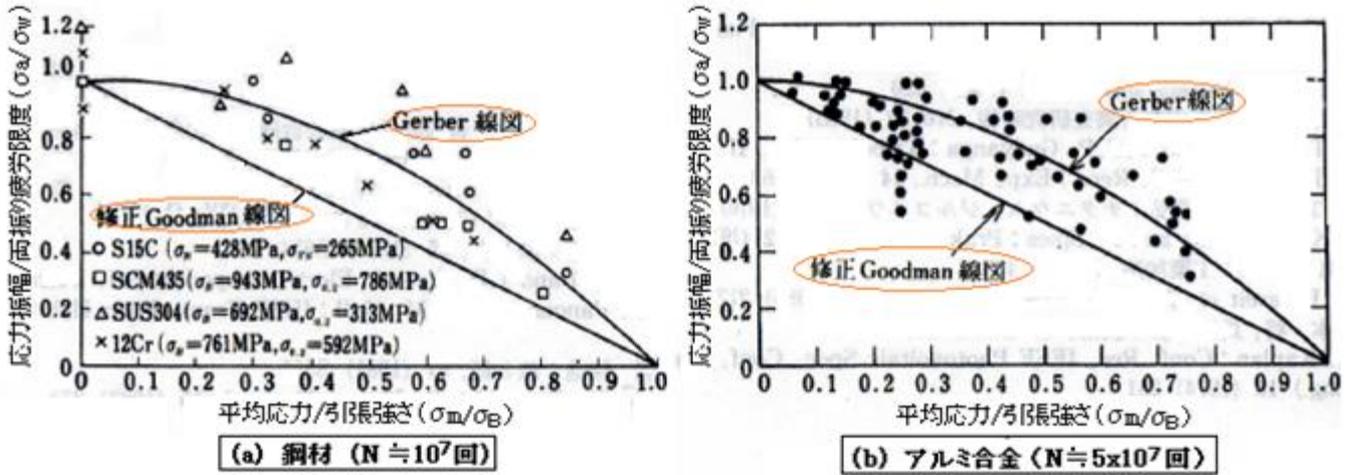


図4.1 疲労限度に及ぼす平均応力の影響 テキスト(6-1)より引用

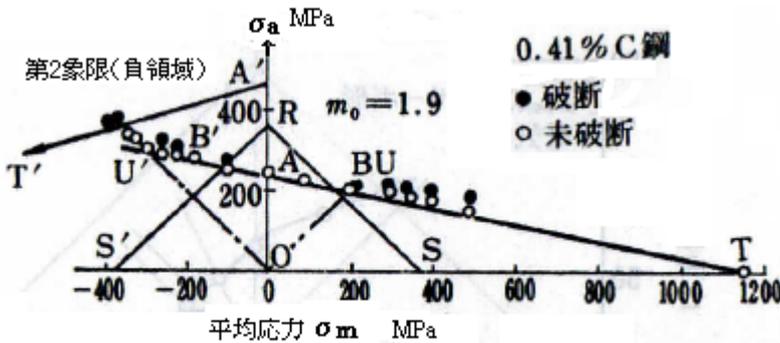


図 4.3 負の平均応力を有する場合の疲労限度線図<sup>1)</sup> テキスト(6-1)より引用

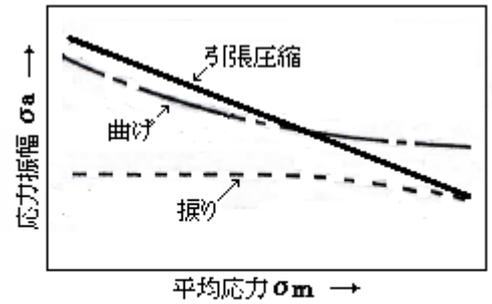


図 6.7b 曲げ、捩れにおける平均応力の影響(傾向)

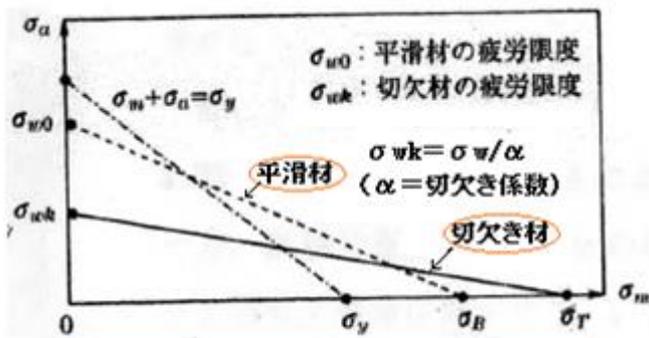


図 3.18 耐久限度線図 (切欠がある部材) テキスト(6-3)より引用

(3) さて上図(図 4.1/図 4.3/図 6.7b/図 3.18)ではいずれの場合も横軸に平均応力  $\sigma_m$ 、縦軸に応力振幅(片振幅)  $\sigma_a$  をとり平均応力の効果を表現している。このような図を**疲労限度線図**(あるいは**耐久限度線図**)と呼び、平均応力効果を表わすうえで標準的なフォームになっている。この場合、一般にライン上の  $\sigma_a$  は、対応する  $\sigma_m$  における研磨材の疲労限度を示している。疲労限度は高サイクル数における最低の疲労限界応力を云い一般に  $10^7$  回程度の繰返し回数における疲労限界応力を採ることが多いが、繰返し回数によらず限界線の一般的な傾向は同じなので、任意の繰返し回数における限界応力をとっても基本的には差しつかえない(と思う)。また限界線は本来、研磨材のデータを用いて引かれており、切欠き効果による局部応力集中が含まれていないので、公称応力に他ならない。切欠き効果(即ち局部

応力集中効果)が含まれる時は、図 3.18 のように局所の応力振幅を切欠き係数(応力集中係数)で除した公称応力を  $S_a$  として使用すべきである。ただこれは表記上の原則論で、設計疲労曲線に用いられるような局所の応力振幅を用いて何ら支障はない。これらの議論は 全振幅 or 片振幅 についても然り。(疲労限度線図は実際の設計に使用されることはなく概念的に運用されるものであるから、これらのルーズな定義でも殆ど支障は起きないと思う。)

疲労限度線図を模式的に表わすと図 6.7c のようである。疲労限度線は右下がりになる。 $\sigma_m$  が高くなるにつれて破断点の  $\sigma_a$  は低くなる。 $\sigma_m=0$  の時の  $\sigma_a$  は縦軸上にあり 両振りにおける疲労限度  $\sigma_w$  である。また  $\sigma_a=0$  の時の  $\sigma_m$  は横軸上にあり、材料的な極限応力  $\sigma_u$  である。限界線は、 $\sigma_w$  と  $\sigma_u$  を結ぶ形で定義される。即ち

- ① Goodman 線(式) :  $\sigma_a = \sigma_w \{1 - (\sigma_m / \sigma_T)\}$
- ② 修正 Goodman 線(式) :  $\sigma_a = \sigma_w \{1 - (\sigma_m / \sigma_B)\}$
- ③ Gerber 線(式) :  $\sigma_a = \sigma_w \{1 - (\sigma_m / \sigma_B)^\gamma\}$  ( $\gamma$  は材料定数で通常 2)
- ④ Soderberg 線(式) :  $\sigma_a = \sigma_w \{1 - (\sigma_m / \sigma_y)\}$

これらの式は①の Goodman 式を原形にしたもので、極限応力  $\sigma_u$  を真破断応力  $\sigma_T$  としている。ただ  $\sigma_T$  は現実的でないので、②③では公称的な引張強さ  $\sigma_B$ 、④では降伏強さ  $\sigma_y$  を採っている。この場合、 $\sigma_y (< \sigma_B)$  を採ると疲労限度  $\sigma_a$  は非常に小さくなって非常に保守的な値になってしまうので、修正 Goodman 式か Gerber 式が妥当とされてされている。すなわち

- ・ S15C、SUS304 の場合 → 修正 Goodman 式は保守的過ぎて Gerber 式の方がフィット。
- ・ SCM435、12Cr の場合 → Gerber 式は危険側になることがあり修正 Goodman 式がフィット。

これらの式の運用はコードによって違っているようだが、概して簡便で安全側ということで、**修正 Goodman 式が適用されることが多い**。ここでも修正 Goodman 式を用いる。

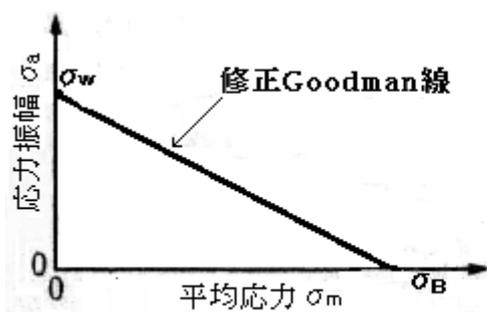


図 6.7c ティピカルな疲労限度線図

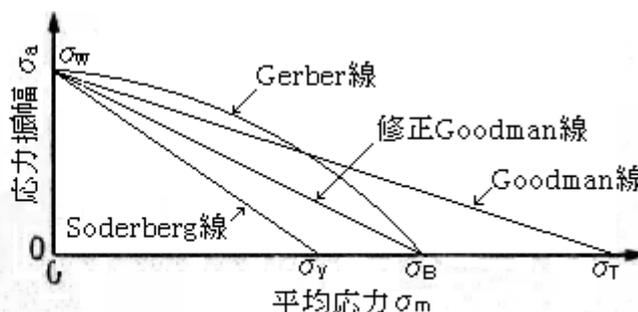


図 6.7d 各種の疲労限度線

(4) 通常、疲労限度線図では最大応力限界線( $\sigma_a + \sigma_m = \sigma_y$ )が併記されることが多い。研磨材の公称応力ベースの限度線と組み合わせて材料の使用可能範囲を明示できるからである。

図 3.17 は最大応力の限界線を表示したものである。疲労限度線は研磨材のそれであるから公称応力ベース、最大応力限界線も公称応力ベースになる。ここで  $[\sigma_m + \sigma_a = \sigma_y]$  が材料の使用限界を示すものであれば、**着色部が使用可能な範囲**ということになる。他方、領域 I は材料の使用限界内にあるが、疲労破壊が起きる領域になる。また領域 II は疲労限度内にあるが、材料の使用限界を越えている。ただ、 $[\sigma_m + \sigma_a = \sigma_y]$  という使用限界は機械荷重のもとで成立するもので、繰返し荷重が変位荷重のときは材料の使用限界を越えても何ら差し支えない(領域 II は問題ない)。ただ、この領域では平均応力が高く応力振幅が低くなることに注目すべき[この事実は後述(6)に繋がる]。

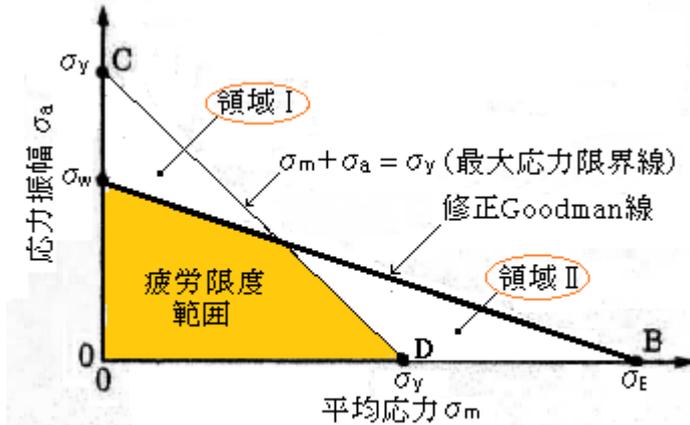


図3.17 疲労限度線図の実際  
テキスト(6-3)より引用

(5) 疲労限度線図は平均応力の効果のみならず平均応力と応力振幅の相関を表わしている。図 6-3e からわかるように  $\sigma_a$  と  $\sigma_m$  はいずれも、最大応力  $\sigma_{max}$  と最小応力  $\sigma_{min}$  で定義される ( $\sigma_a$  と  $\sigma_m$  は  $\sigma_{max}$  と  $\sigma_{min}$  で関係付けられる)。  $\sigma_{min}$  と  $\sigma_{max}$  の比をとると、応力比  $R$  が得られる。即ち、

$$R = \sigma_{min} / \sigma_{max} = (\sigma_m - \sigma_a) / (\sigma_m + \sigma_a)$$

応力比  $R$  によって応力振幅の形がわかる。例えば

$$R = -1 \rightarrow \text{完全両振り、} R = 0 \text{ または } R = -\infty \rightarrow \text{完全片振り}$$

図 5-3f にこの様子を示す。限界線と縦軸の交点は疲労限度  $\sigma_w$  になるが、これは完全両振りにおける応力振幅ということになる。標準的な疲労試験は平均応力零即ち完全両振りで行われるが、実際の構造材は殆どの場合、繰返し荷重以外の静荷重による固定応力や加工/溶接による残留応力が加わって何某かの平均応力が介在して片振り状態になっている。従って疲労試験に基づく設計疲労曲線を用いて評価を行う場合は片振り応力振幅を両振り応力振幅に換算する手続きが必要になる。

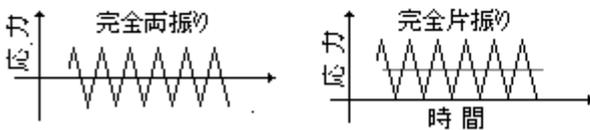
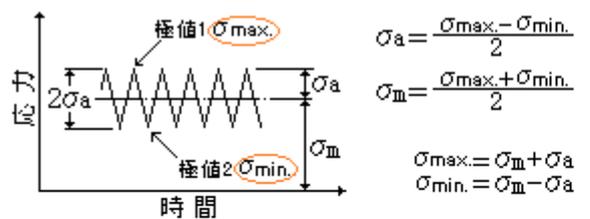


図6-7e 平均応力-応力振幅の関連/振幅パターン

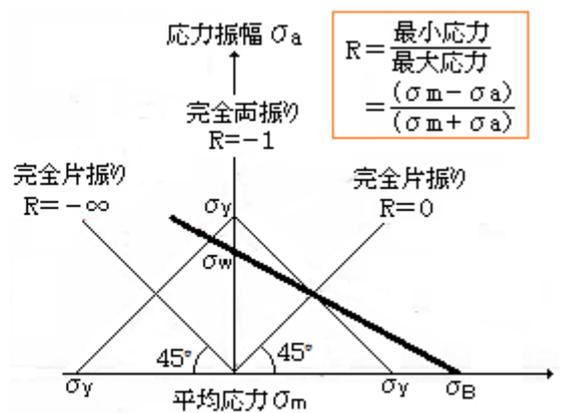


図6-7f 疲労限度線図-応力比

(6) 前(4)項で述べたように、限度線内では平均応力が高く応力振幅が低くなる傾向がある。これは最大応力 ( $\sigma_m + \sigma_a$ ) が降伏応力  $\sigma_y$  を越えると平坦化する事実 (→ ひずみ硬化) と同調している。ここでは、図 6-3g の(a) のような弾性完全塑性体を仮定してこの傾向について考えてみたい。

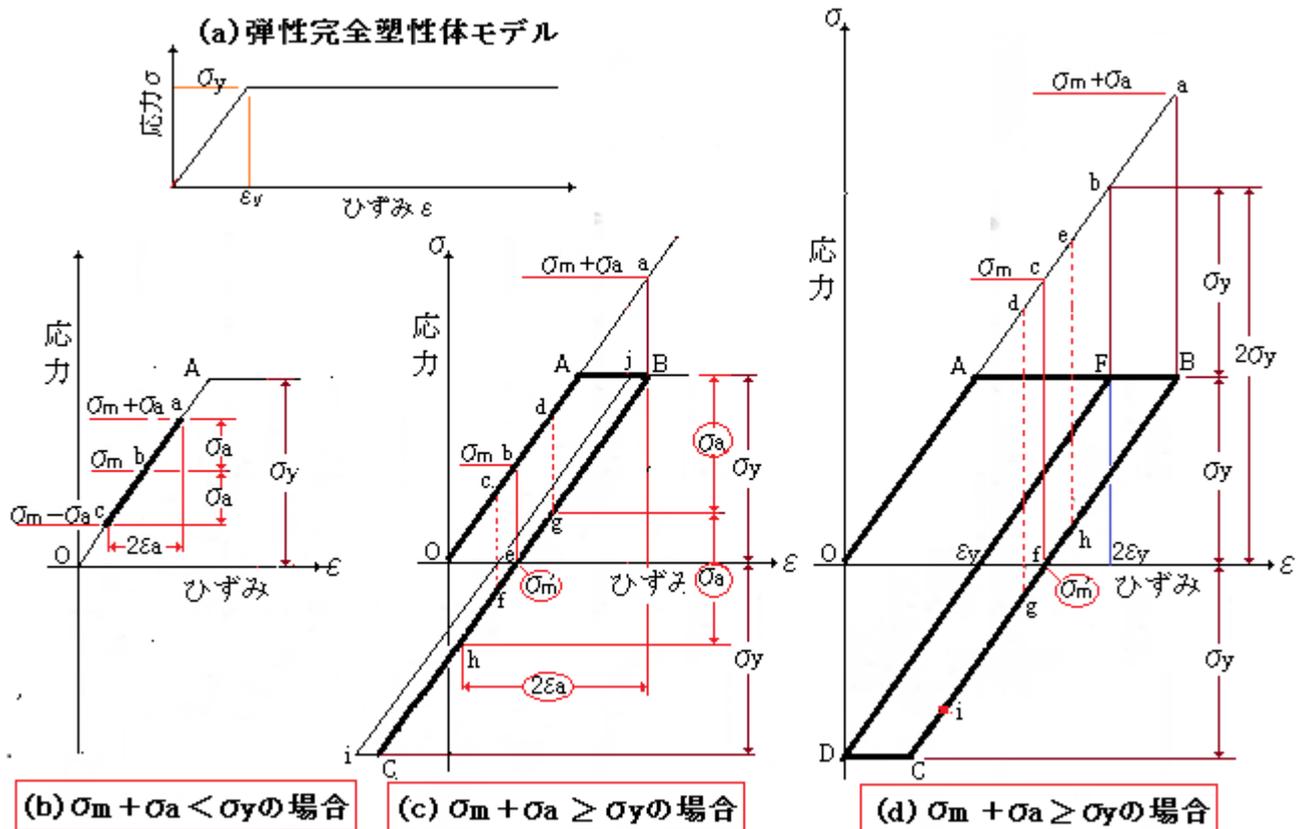


図6-7g 塑性域でおきる平均応力の変化

最大応力  $\sigma_{max}(= \sigma_m + \sigma_a)$  が塑性域に入ると、実際の平均応力は見掛けの平均応力と違って来る。この辺りについて、上図(a)(b)の応力-ひずみ線図を用いて説明する。

まず (b)図は、最大応力  $(\sigma_m + \sigma_a)$  が弾性域  $(< \sigma_y)$  に留まる場合を示している。応力は **b** を中心に **a-c** の間で変化 → 平均応力  $\sigma_m$  の廻りに  $2\sigma_a(→2\epsilon_a)$  の振幅で変化

する。この場合、実際の平均応力  $\sigma_m'$  は見掛けの平均応力と同じで  $\sigma_m' = \sigma_m$  である。

(c)図は、最大応力  $(\sigma_m + \sigma_a)$  が弾性域を越え塑性域に入った状態を示している。実際の応力は太線で示される履歴をとり、荷重の繰返し負荷の状態では [B-C] を反復する。

図では見掛けの応力点 **b** から下した垂線が、横軸と経路[B-C]が交叉する位置 **e** を通過するように書かれており、実際の平均応力  $\sigma_m'$  は零、 $\sigma_a$  はちょうど  $\sigma_y$  になっている (→  $\sigma_m' = 0$ 、 $\sigma_a = \sigma_y$ )。

この場合、見掛けの平均応力点 **b** が **d** に上がると、実際の平均応力点は **g** に上がって[B-g]の投影長  $\sigma_a$  は  $\sigma_y$  より小さくなり(→  $\sigma_a < \sigma_y$ )、繰返し負荷状態で応力-ひずみは[B-h]上を反復する。また、**d-g** は **a-B** に平行で等長なので次の関係が得られる。

$$\sigma_m + \sigma_a - \sigma_y = \sigma_m - \sigma_m' \quad \rightarrow \quad \sigma_m' = \sigma_y - \sigma_a$$

一方見掛けの平均応力点 **b** が **c** にさがると、実際の平均応力点はいったん **f** まで下がるが、**f** 以降の応力変化が **f→C→i** に流れて応力変化は  $2\sigma_y$  の範囲に留まるため、再び **e** に戻ることになる(→  $\sigma_m' = 0$ 、 $\sigma_a = \sigma_y$ )。また繰返し負荷状態では応力ひずみは塑性サイクル[B-C-i-j-B]を繰り返す。

(d)図は、最大応力  $(\sigma_m + \sigma_a)$  が更に塑性域に踏み込んで  $2\sigma_y$  を越える状態を示している。実際の

応力は太線で示される履歴をとり荷重の繰返し負荷の状態では[B-C-D-F]の経路を通り反復する。

図では見掛けの応力点 c から下ろした垂線が横軸と経路[B-C]が交叉する位置 f を通過するように書かれており、実際の平均応力  $\sigma_m'$  は零、 $\sigma_a$  はちょうど  $\sigma_y$  になっている ( $\rightarrow \sigma_m' = 0, \sigma_a = \sigma_y$ )。

この場合、見掛けの平均応力点 c が e まで上がると、実際の平均応力点は h に上がり、[B-h]の投影長  $\sigma_a$  は  $\sigma_y$  より小さくなり ( $\rightarrow \sigma_a < \sigma_y$ )、繰返し負荷状態では応力ひずみは[B-i]上を反復する。また、e-h は a-B に平行で等長なので (c) 図と同様に次の関係が得られる。

$$\sigma_m + \sigma_a - \sigma_y = \sigma_m - \sigma_m' \rightarrow \sigma_m' = \sigma_y - \sigma_a$$

一方、見掛けの平均応力点 c が d までさがると、実際の平均応力点はいったん g まで下がるが、g 以降の応力変化が  $g \rightarrow C \rightarrow D$  に流れて応力変化は  $2\sigma_y$  の範囲に留まるため再び f に戻ることになる ( $\rightarrow \sigma_m' = 0, \sigma_a = \sigma_y$ )。また繰返し負荷状態では応力ひずみは[B-C-D-F-B]を繰り返す。

(c) 図の挙動は基本的に、(b) 図の場合と同じである。

以上を整理すると

①  $\sigma_m + \sigma_a < \sigma_y$  の場合  $\rightarrow \sigma_m' = \sigma_m$  -----(6.7a)

②  $\sigma_m + \sigma_a \geq \sigma_y$  &  $\sigma_a < \sigma_y$  の場合  $\rightarrow \sigma_m' = \sigma_y - \sigma_a$  -----(6.7b)

③  $\sigma_m + \sigma_a \geq \sigma_y$  &  $\sigma_a \geq \sigma_y$  の場合  $\rightarrow \sigma_m' = 0$  -----(6.7c)

(7) 以上のように最大応力 ( $\rightarrow$  最大公称応力) が塑性域に入ると、平均応力  $S_m$  は変化する。この影響がどう現れるか？ まず実際の材料で生じる片振応力振幅 (即ち実際の応力振幅) を両振応力振幅に換算する式を考える。

ある材料について修正 Goodman 線図が図 6-7h のように与えられる時、限界線上の C 点における片振応力振幅に対し、これと等価な両振応力振幅 (等価応力振幅)  $\sigma_e$  は縦軸上 A 点の応力振幅として与えられる。 $\triangle AOB$  と  $\triangle CDB$  は相似形なので

$$AO : CD = OB : DB \rightarrow \sigma_e : \sigma_a = \sigma_B : (\sigma_B - \sigma_m)$$

$\sigma_m = \sigma_m'$  とおいて、この比例関係から、

$$\sigma_e = [1 / (1 - \sigma_m' / \sigma_B)] \sigma_a \text{ -----(6.7d)}$$

この式が実際の応力振幅  $\sigma_a$  を両振応力振幅  $\sigma_e$  に換算する式である。 $\sigma_e$  は常に  $\sigma_a$  よりも大きくなるから、実際の応力振幅を等価応力振幅に直すと寿命は必ず短くなる。

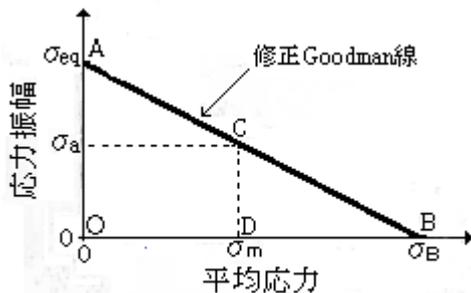


図6-7h 等価応力振幅モデル

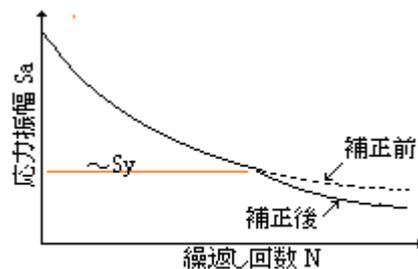
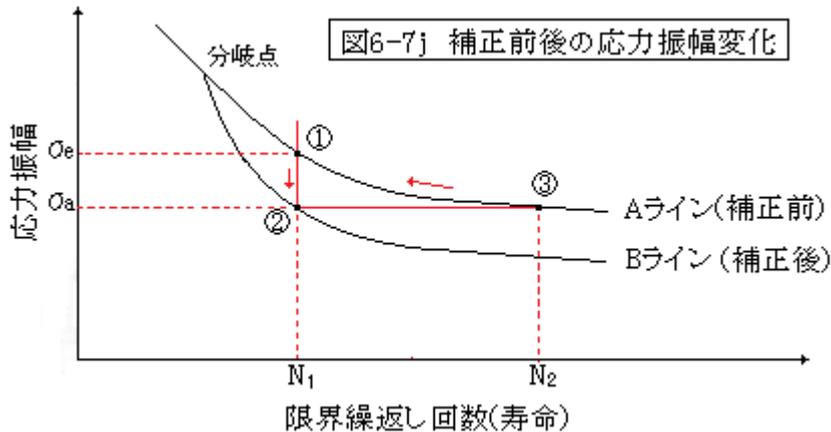


図6-7i 平均応力補正



- (8) 試験データから得られたままの最適化 S-N 曲線にはまだ平均応力の影響は含まれていないので設計疲労曲線を作成する前に、S-N 曲線に対して図 6-7i のような平均応力補正を行う必要がある。そこで図 6.7i の補正部分を拡大すると図 6-7j のようになる(と思われる)。この図で A ラインは平均応力補正前の S-N 曲線で、B ラインは補正後の S-N 曲線である。①→②は補正前後の応力振幅の変化を示す。一方、③→①は補正前の応力振幅の変化を示しているが、この変化は(6.7d)式で表される。この場合、(6.7a)(6.7b)(6.7c)式を(6.7d)に代入すると次のようになる。

$$\textcircled{1} \quad \sigma_m + \sigma_a < \sigma_y \text{ の場合} \rightarrow \sigma_e = [1 / (1 - \sigma_m / \sigma_B)] \sigma_e \quad \text{-----(6.7e)}$$

$$\textcircled{2} \quad \sigma_m + \sigma_a \geq \sigma_y \text{ \& } \sigma_a < \sigma_y \text{ の場合} \rightarrow \sigma_e = [\sigma_B / \{\sigma_B - (\sigma_y - \sigma_a)\}] \sigma_a \quad \text{-----(6.7f)}$$

$$\textcircled{3} \quad \sigma_m + \sigma_a \geq \sigma_y \text{ \& } \sigma_a \geq \sigma_y \text{ の場合} \rightarrow \sigma_e = [1 / (1 - \sigma_m' / \sigma_B)] \sigma_a = \sigma_a \quad \text{-----(6.7g)}$$

これらの関係式を変形すると

$$\textcircled{1} \quad \sigma_m + \sigma_a < \sigma_y \text{ の場合} \rightarrow \sigma_a = (1 - \sigma_m / \sigma_B) \sigma_e \quad \text{-----(6.7h)}$$

$$\textcircled{2} \quad \sigma_m + \sigma_a \geq \sigma_y \text{ \& } \sigma_a < \sigma_y \text{ の場合} \rightarrow \sigma_a = \{(\sigma_B - \sigma_y) / (\sigma_B - \sigma_e)\} \sigma_e \quad \text{-----(6.7f)}$$

$$\textcircled{3} \quad \sigma_m + \sigma_a \geq \sigma_y \text{ \& } \sigma_a \geq \sigma_y \text{ の場合} \rightarrow \sigma_a = \sigma_e \quad \text{-----(6.7g)}$$

これらの式は①→②の変化を表わしている。図のように  $\sigma_a \leq \sigma_e$  になり、同一寿命  $N_1$  で補正後の応力振幅は降下する。また補正後の  $\sigma_a$  における寿命  $N_1$  は補正前の  $\sigma_a$  における寿命  $N_2$  より短くなる。これらはいずれも理に合う結果であり、図 6.7j には十分な妥当性があると思われる。

- (9) 平均応力の影響を考えると、上記で得られた 2 つの式(6.7d)(6.7e)は重要である。実際上の式の運用は次のようになる。

- ① 補正有り曲線がない場合：(6.7e)～(6.7g)式から等価応力振幅  $\sigma_e$  を計算しこれを用いて補正無し S-N 曲線から限界繰返し回数(寿命)  $N$  を読み取る。
- ② 補正有り曲線を作る場合：補正無し曲線から任意の応力振幅( $\sigma_e$  に相当)を逐次読み取って(6.7h)～(6.7g)式から  $\sigma_a$  を計算してこれらをプロットする。

これらの運用は S-N 曲線を対象にしている。設計曲線は S-N 曲線に 1/2 あるいは 1/20 の裕度を持たせて調整してあるが、大きな誤差はでない(でも裕度の中に埋没する)と思われるので、①②の運用は設計疲労曲線に対しても可ではないかと思う。

## 6.8 線形疲労損傷則と疲労寿命<sup>(6-1)(6-3)(6-11)(6-14)</sup>

(1) 6.1 節で述べたように通常の疲労設計には疲労限度設計と疲労寿命設計があるが、いずれの場合も複数以上の荷重/応力サイクルが存在するとき、どう疲労評価するかという問題がある。その場合、設計では線形累積損傷則という概念を用いて対処している。即ち各応力サイクルにおける疲労損傷の割合を使用係数  $U_i = n_i/N_i$  でカウントしこれら使用係数の総和が 1 を越えるとき、疲労損傷の恐れありとして、その総和(→累積使用係数  $U$ )が 1 以下になるように設備設計を行っている。すなわち

$$U = U_1 + U_2 + U_3 + \dots = \sum (n_i/N_i) \leq 1.0 \quad \text{-----(6.8a)}$$

ここで  $n_i = i$  番目応力サイクルの実際繰返し回数、 $N_i = i$  番目応力サイクルの限界繰返し回数

この線形累積損傷則は、各応力サイクルの主応力方向が一致するとは限らず亀裂進展もうまく交互して広がるとは限らないので、つねに 100% 成立というわけにはいかないが、おそらくこれに代替する簡便で有力な手法は見当たらない。(6.8a) 式はマイナー(Miner)則として広く支持されている。

(2) マイナー則はシンプルでわかり易い。疲労寿命設計はもとより、疲労限度設計でもコード 2 配管疲労評価の中にマイナー則を取り込んで、応力範囲減少係数  $f$  の形でメインの疲労応力評価を合理的に調整している。

このマイナー則の運用は低サイクル域では問題ない。しかし高サイクル域では変動応力振幅の場合過小応力の影響が現れる。高サイクル域では何らかの形で疲労限度が存在し応力振幅がこれを下回ると使用係数  $U_i$  は零になるはずであるが、実際は疲労限度以下の応力振幅(→過小応力)でも疲労損傷の累積が起きるからである。これについては 6.2 節の(4)項で述べた。

この過小応力域の評価法としては次の 4 つの方法が提案されている(図 8.21 を参照のこと)。

①修正マイナー則、②Corten-Dolan の修正、③Hailack の修正、④非線形累積損傷則

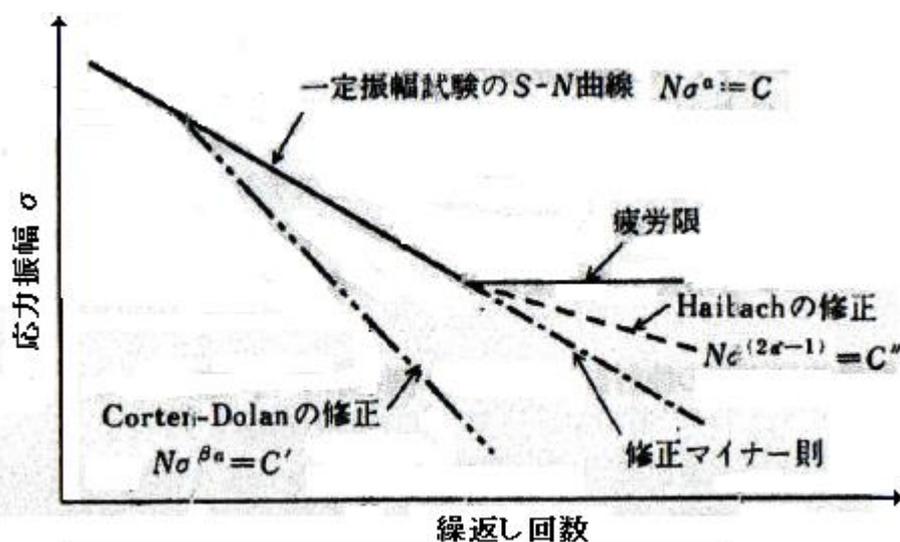


図8.21 S-N曲線の修正 (変動応力振幅波の場合) [テキスト(6-1)より引用]

まず①について。これは SN 曲線(実際には設計疲労曲線)を疲労限度以下に直線的に延長したもの。運用し易いこともあって実機で最もよく用いられているが、実際の疲労も最適化 SN 曲線の延長上で起きていることが多いと云われている。ただデータのばらつきがあるので、SN 曲線(最適化曲線)を用いる時は  $\sum (n_i/N_i) \leq 0.3$  で見積もるのがよい。設計疲労曲線を用いる時は、もともと SN 曲線に対して応力レベルで 1/2 のマージンが採られているので、右边を 0.3 にする必要はなく  $\sum (n_i/N_i) \leq 1.0$

で十分ではないかと思われる。

②について。これは SN 曲線自体を以下のように修正する方法。 $U = n_i/N_i$  の分母を減じることになる。

$$N_{\sigma^a} = C \rightarrow N_{\sigma^{a'}} = C' \quad \text{ここで } a' = 0.8 \sim 0.95a$$

③について。これは  $(n_i/N_i)$  のサイクルパターン数  $i$  を過小応力分増加する方法。SN 曲線は

$$N_{\sigma^a} = C \rightarrow N_{\sigma^{(2a-1)}} = C''$$

過小応力の発生頻度が過大応力に比べて多いときは、Haibach 修正の方が妥当と云われる。

④について。疲労試験中に塑性ひずみの幅が変動することがある所から疲労損傷の進展を非線形で扱おうとするもの。実機の変動振幅では過小応力は連続することが多いのでニーズは少ないようだ。

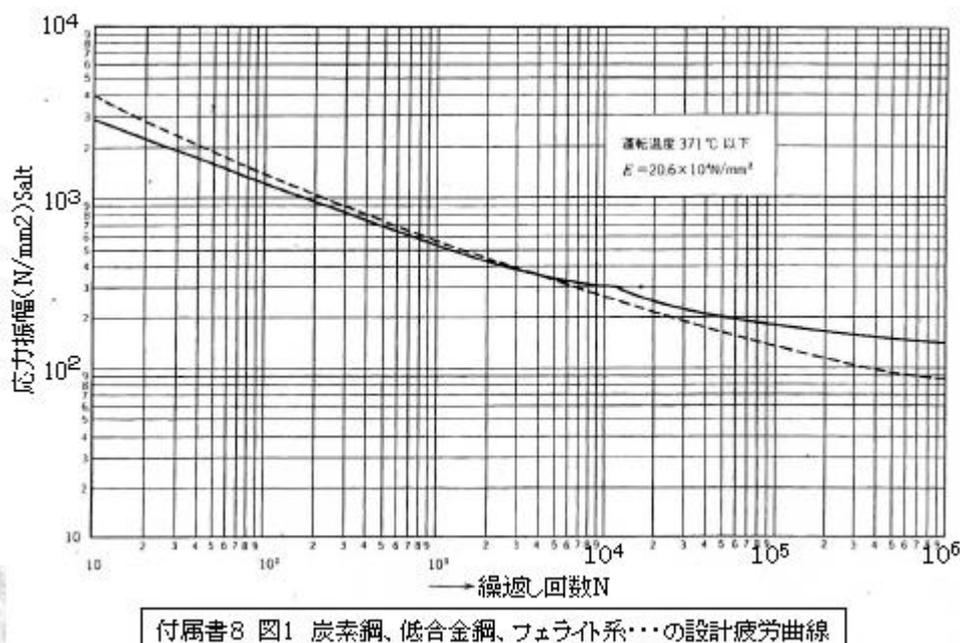
以上は変動応力振幅波のケースである。重畳波形や間欠波形(6.2 節の図 8.11 参照)の場合 S-N 曲線ベースの推定寿命に対して実際寿命は概ね 1/3~3 倍になり設計疲労曲線のカバー範囲に入るものの重畳波形ではその 1/3 が 1/3~3 倍の範囲をはみ出すので線形累積損傷則の適用に不安が残る。

(3) ASME 系のコードルールは、下記の JISB8266 付属書 8 の規定からわかるようにいずれもマイナー則を採っている。これについて少々議論してみる。

<p><b>3.2.2 応力サイクルが二つ以上の場合</b> 応力サイクルが二つ以上ある場合には、次の手順によって累積損傷を評価しなければならない。</p> <p>a) 番号 1, 2, 3 などの応力サイクルが、容器の寿命中にそれぞれ <math>n_1, n_2, n_3</math> 回だけ繰り返されるものとする。これらの回数 <math>n_1, n_2, n_3</math> の決定に当たっては、各応力サイクルを重ね合わせ、各応力サイクル単独の応力範囲を越す合成応力範囲の発生回数を計算しなければならない。</p> <p>備考 例えば、第 1 の応力サイクルは、その主応力差の変動範囲が 0~400 N/mm<sup>2</sup> で寿命中に 1 000 回繰り返され、第 2 の応力サイクルは、主応力差の変動範囲が 0~360 N/mm<sup>2</sup> で寿命中に 10 000 回繰り返されるものとするれば、</p> <p>番号 1 の応力サイクル：<math>n_1 = 1 000, S_{alt1} = (400+360)/2 = 380 \text{ N/mm}^2</math></p> <p>番号 2 の応力サイクル：<math>n_2 = 9 000, S_{alt2} = (360+0)/2 = 180 \text{ N/mm}^2</math></p> <p>のように計算する。</p> <p>b) 各番号の応力サイクルに対して、3.2.1 a) 1)又は 2)によって繰返し応力強さの振幅 <math>S_{alt}</math> を求め、<math>S_{alt1}</math> などとする。</p> <p>c) これら <math>S_{alt1}, S_{alt2}, S_{alt3}</math> などが各単独に作用する場合の許容繰返し回数を、3.2.1 b)及び c)によって求め、<math>N_1, N_2, N_3</math> などとする。</p> <p>d) 各番号の応力サイクルに関する使用係数 <math>U_1, U_2, U_3</math> などを <math>U_1 = n_1/N_1, U_2 = n_2/N_2, U_3 = n_3/N_3</math> などによって計算する。</p> <p>e) 累積使用係数 <math>U</math> を <math>U = U_1 + U_2 + U_3 + \dots</math> によって計算する。</p> <p>f) この累積使用係数の値は、1 を超えてはならない。</p> <p style="text-align: right;"><b>(JIS B8266 付属書 8)</b></p>
--

ここでは当然ながら付属書の設計疲労曲線 図 1~図 6 の使用を前提にしているが、図中の  $N$  には限度がある。炭素鋼の場合は図 1 が適用になるが、 $N$  は  $10^6$  回までなので、例えば  $S_{alt}$  が  $70 \text{ N/mm}^2$  の場合は  $10^6$  回を越えてしまい、限界繰返し回数は不明ということになる。もし図 1 に設計上の疲労限界が示されているなら方法は別にして外挿によって  $N$  値をセットできるが、残念ながら図 1 にはそんな表示は見当たらない。そこで表示限界の  $10^6$  回をもって疲労限界とする仮説が横行している。例えば API 規格では、炭素鋼の疲労限界を  $9 \text{ kgf/mm}^2 (88 \text{ N/mm}^2)$  とする傾向があるが、図 1 では、

これはちょうど  $N=10^6$  回に対応している。恐らくある時期には  $88\text{N/mm}^2$  が炭素鋼の疲労限界応力と見做されていたようである。この  $10^6$  回疲労限界説は、設計疲労曲線の裕度の中でかろうじて成立しているように見える。設計疲労曲線は最適化 S-N 曲線に対し応力振幅で 1/2 のマージンがあるからである。しかし他の必要マージンは確保できないのでリスクは避けられない。結局、 $10^6$  回を上回る高サイクル域では、外挿による N 値のセットに妥当性があり、この外挿によって図らずも修正マイナー則が適用されていることになる。



以上は炭素鋼の例であるが、ステンレス鋼の場合は図 2 で  $10^6$  回以下、図 3 で  $10^6 \sim 10^{11}$  回までカバーされている。そして  $10^{11}$  回ではさすがに曲線は横軸に平行し疲労限界になる傾向が見える。 $10^{11}$  回は 300c/s の応力振幅が休みなく 10 年繰り返されたことに該当するので、特に修正マイナー則を取り込む必要性は薄い。一方、炭素鋼についても最近の ASME コードでは  $10^{11}$  回までに設計疲労曲線 (Fig.5-110.1.1M) が追加されている。ただ  $10^{11}$  回でも平行になることはなく疲労限界はみあたらないが、通常の設定設計であれば  $10^{11}$  回までのデータがあれば十分である。

- (4) コードルールがマイナー則を採っているのは、あくまで設計疲労曲線の適用を前提としているからである。もし計算された  $S_a$  が表示限界を下回るなら外挿による他はない。この外挿は修正マイナー則と同じ措置であるため、特にマイナー則適用の原則は損なわれない。

ただ明らかに疲労限界が存在する材料であって、部材に負荷される応力振幅にシャープな変動が見られず比較的平坦な振幅波であれば、特に外挿する必要はないと思われる。仮に幾分かの塑性ひずみのすべりがあっても、設計疲労曲線の持つマージンによって高サイクル疲労が防止できると思われる。

## 9 疲労に対する影響因子

疲労強度は構造物の材質/形状寸法/加工状態/応力状態などによって影響を受ける。以下テキスト (6-1)(6-2)(6-3)などをベースにその要点をピックアップする。

### (1) 機械的性質の影響

一般に疲労限度 $\propto$ 引張り強さ $\sigma_B \propto$ 硬さ $H_v$ の関係がある。炭素鋼の場合、NRIM データでは

$$\text{回転曲げ} : \sigma_{wb} = 0.53 \sigma_B (\pm 7\%)、\quad \sigma_{wb} = 1.66 H_v (\pm 10\%)$$

$$\text{引張圧縮} : \sigma_{wz} = 0.50 \sigma_B (\pm 10\%)、\quad \sigma_{wz} = 1.57 H_v (\pm 10\%)$$

$$\text{振り} : \tau_w = 0.35 \sigma_B (\pm 10\%)、\quad \tau_w = 1.09 H_v (\pm 10\%)$$

ここで $\sigma_{wb}, \sigma_{wz}, \tau_w$ =回転曲げ/引張圧縮/振りの疲労限度、 $\sigma_B$ =引張強さ、 $H_v$ =ビッカース硬さ

### (2) 切欠きなど応力集中の影響

製品の表面に切欠き・絞りなど形状急変部分があるとそこに応力が集中して、疲労強度がかなり低下する。形状急変部分の影響は硬さに依存し、同じ応力集中度であっても硬い高強度の材料だと疲労強度は相当低下するが、柔らかい材料だと応力集中係数の割には低下しない。容器・配管構造物はボルト等を除き基本的に平滑材である。溶接部は形状によっては切欠き材とみなせる場合もあるが、たかだか5程度に留まると思われる。詳しくは6.4節参照。

### (3) 平均応力の影響

引張りの平均応力は疲労強度を低下させ、圧縮の平均応力は疲労強度を向上させる効果がある。初期の亀裂発生過程ではこの平均応力の効果は殆どないが、その後の亀裂進展過程及び破断に至る過程では大きな効果を示す。また平均応力の影響はS-N曲線に現れる。平均応力 $\sigma_m$ が存在する時(片振りの応力振幅)の場合は、S-N曲線上の応力範囲 $\sigma_a$ の代わりに下記の $\sigma_a'$ を用いる。

$$\sigma_a > \sigma_y \ \& \ \sigma_m + \sigma_a > \sigma_y \ \text{のとき} \quad \sigma_a' = \sigma_a$$

$$\sigma_a \leq \sigma_y \ \& \ \sigma_m + \sigma_a > \sigma_y \ \text{のとき} \quad \sigma_a' = \sigma_a (\sigma_B - \sigma_y) / (\sigma_B - \sigma_a) \quad (\sigma_y = \text{降伏応力})$$

$$\sigma_a \leq \sigma_y \ \& \ \sigma_m + \sigma_a \leq \sigma_y \ \text{のとき} \quad \sigma_a' = \sigma_a (1 - \sigma_a / \sigma_B)$$

設計疲労曲線ではこの平均応力の補正が行われていないものもあるので注意を要する。この平均応力の影響については、6.7節で詳しく説明する。

### (4) 残留応力の影響

引張応力場では亀裂先端の口が開くので、+の残留応力があると亀裂が進行することになる。この残留応力の働きは平均応力と同じである。溶接部分では、しばしば降伏応力に近い引張残留応力(残留ひずみ)が残っているので、これが溶接部の疲労を早める原因の一つになっている。

一方、圧縮の残留応力は疲労防止に効果的である。この場合、ショットピーニング/ローラ加工/窒化・浸炭処理/高周波焼入れなど種々の方法がある。なお残留応力は応力の繰返しで緩和する傾向がある。特に降伏応力を越える繰返し応力でこの傾向は著しい。繰返し応力が降伏応力を下まわるような高サイクル疲労域ではこの緩和は少なく残留応力の影響が顕著に現れる。

### (5) 表面硬化処理の影響

材料の表面に効果処理を行うと表面が平滑になるとともに圧縮残留応力が残って、亀裂発生限界応力がアップし疲労の発生が抑制される。表面硬化処理法には次のようなものがある。

表 3.1 表面硬化処理法の分類 [テキスト(6-3)より引用]

大分類	小分類
物理的表面硬化処理法：表面の化学組成を変えない硬化法	1) 表面の焼入れ硬化：高周波焼入れ、レーザー焼入れ、輪郭焼入れなど
	2) 表面の加工硬化：ショットピーニング、表面ロールなど
化学的表面硬化処理法：表面の化学組成を種々の元素によって変える拡散硬化法	1) 処理温度が鋼の変態点以上の場合：浸炭、浸炭窒化、硼化など
	2) 処理温度が鋼の変態点以下の場合：窒化、軟窒化、タフトライド処理など
表面被覆処理法：母材の化学組成と無関係な異材質で被覆する硬化法	1) 物理的蒸着 (PVD), 化学蒸着 (CVD)
	2) メッキ, 溶射, 肉盛りなど

### (6) 表面粗さの影響

機械加工した部品の表面には切削痕や残留応力が残り、これが結晶粒オーダーのすべり帯からの疲労亀裂の初生を引き起こすので部品の表面状態は疲労強度を大きく左右する。一般に表面粗さが粗いほど疲労限度は低下し、その下がり方は引張強さの高い材料ほど著しい。

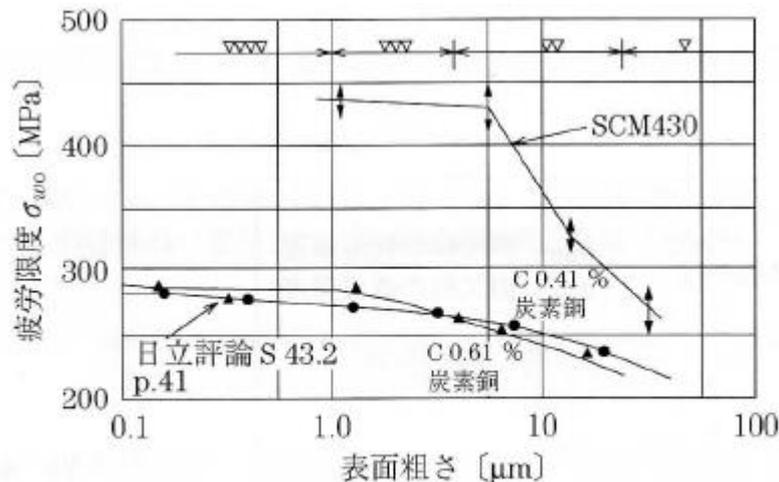


図 3.19 表面粗さと疲労限度の関係 (回転曲げ)  
[テキスト(6-3)より引用]

### (7) 腐食環境の影響

腐食による疲労強度の低下は他のファクタに比べ格段に著しいため、特に**腐食疲労**として区別されることが多い。プラント設備では原油設備/海水関連/地熱関連/埋設管など顕著な腐食環境で特に深刻になることがある。

腐食疲労のメカニズムは、例えば図 3.41 に示されるように負荷過程でできた表面の突き出しや突き出しのすべり面にできた酸化物の膜によって除荷過程のすべりが妨害され、これが繰り返されて微小亀裂の発生になるとされる。また海水環境や水溶液環境では腐食ピットや電気化学的なアタックが微小亀裂に発展すると云われる。

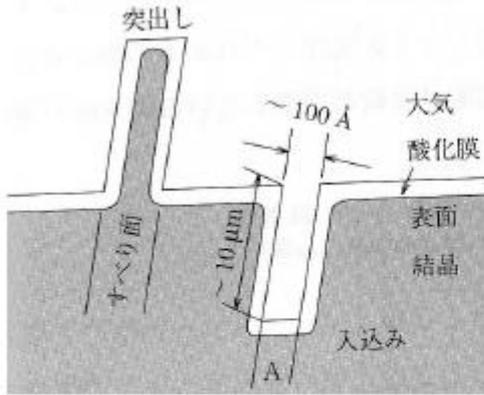


図3.41 腐食疲労のメカ  
[テキスト(6-9)より引用]

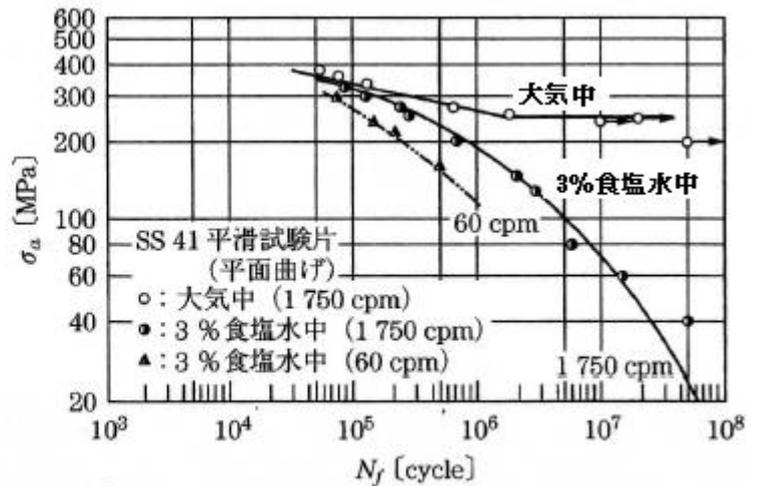
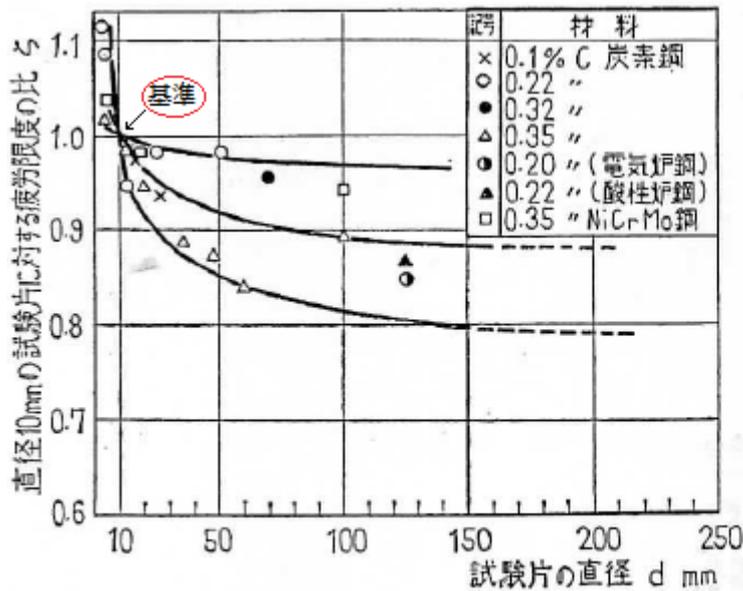


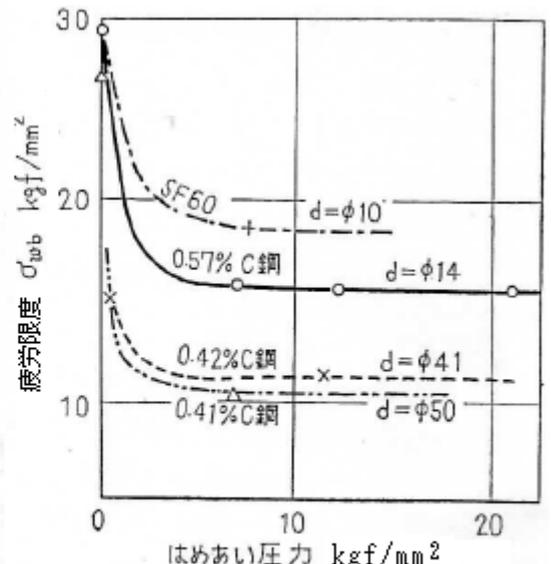
図3.43 SS 41 鋼板の腐食疲労試験結果<sup>58)</sup>  
[テキスト(6-9)より引用]

**(8) 寸法効果の影響**

通常、形状寸法が大きくなると疲労限度は減少する。原因として「素材の製造過程の違い」あるいは「純粋に幾何学的な形状寸法の影響」が考えられる。後者は高応力部分が多いほど低強度/欠陥部分の確率が増し疲労しやすいという説である。下図参照のこと。



第 8 図 回転曲げ疲労限度と丸棒の直径との関係  
(JSME 疲労強度設計資料より)



第 9 図 [テキスト(6-2)より引用]

**(9) 加工の影響**

軸にハブや軸受の内輪などを圧入すると軸の疲労強度は著しく低下する。はめあい部分のかしめ形状に原因があるとも云われる。予め軸表面に圧延加工や高周波焼き入れを行っておくとこの疲労強度の低下はかなり防止できる。また常温加工すなわち鋼材を塑性域まで静的に引張ったりあるいは圧縮すると、疲労強度が下がったり逆に上がったりするので注意が必要である。上図参照のこと。

**(10) 高温/低温環境の影響**

高温環境下では酸化と腐食などによって材料強度は低下するが疲労強度も然り。またクリープ

との重畳によって損傷が進む。低温環境下ではむしろ常温よりも疲労強度は高くなる。

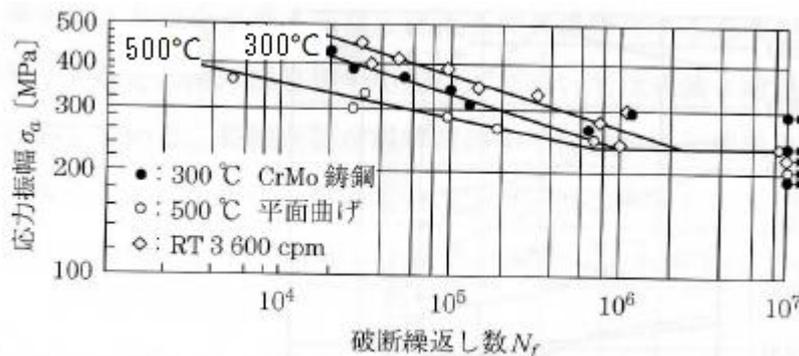
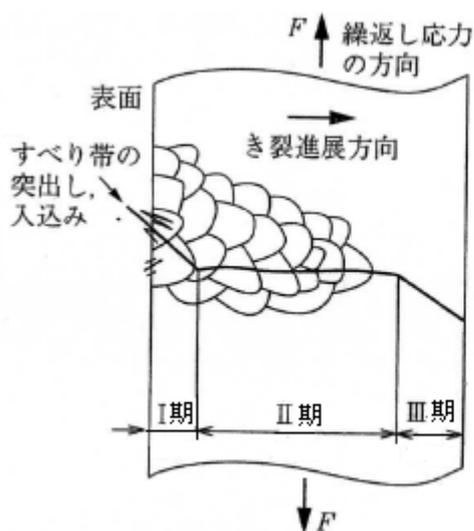


図 3.47 CrMo 鋳鋼の疲労強度に及ぼす温度の影響

## 6.10 疲労破面の観察<sup>(6-3)(6-5)(6-11)</sup>

- (1) 設備構成部品の破損事故では、まず破断状況を把握したうえで、破損原因と破断メカニズムが追求される。その場合、破面の観察と解析は重要な役割を担う。特に SEM(電子顕微鏡)によるフラクトグラフィは鮮明な画像をもたらし原因究明の糸口を提供する。ここでは、主にテキスト(6-3)をベースにして、疲労破壊における亀裂初生とその後の亀裂進展およびその結果としての疲労破面の特性をまとめてみた
- (2) 疲労亀裂のスタートには「材料にもともとある微小欠陥/割れが起点になる場合」と「構造的に局部応力が集中する材料表面が起点になる場合」がある。ここでは後者を取り模式的な疲労亀裂の進展を示すと下図のようになる。疲労破壊は 3 つの過程を経て断面を貫通する。



第 I 期	繰返し応力によって表面に突き出し/入込みを伴ったすべり帯が拡がり亀裂が初生
第 II 期	繰返し応力下で亀裂がほぼ安定的に成長
第 III 期	亀裂が十分成長した後、延性的に最終破断

図 2.13 疲労き裂発生と進展の模式図<sup>23)</sup>

[テキスト(6-3)より引用]

- (3) 第 I 期は材料表面の近傍に留まるものの、細かくは次のステップを踏んで成長する(図 2.5 参照)。
- ステップ 1) 表面に入込み(intrusion)や突出し(extrusion)の出現/消長
  - ステップ 2) 表面にすべり帯の形成
  - ステップ 3) 繰返し回数に比例する形ですべり帯の増加
  - ステップ 4) すべり帯の合体/集合とすべり帯の固執化(固定化)
  - ステップ 5) 固執すべり帯から亀裂の初生

すべり帯は入込み－突出しによる原子レベルの面が帯状になったもので表面からみると黒い帯状の筋に見える。非常に局所的な現象で不可逆な過程を踏んでいる。

ステップ5の亀裂の発生は結晶粒レベルで起きる破壊現象。一般的には云えば破壊現象には、

**へき開破壊**→ 破断面に直交する垂直変形によって原子間の結合が切断されて起きる現象。へき開破壊強度は縦弾性係数のおよそ 1/10 程度

**せん断破壊**→ せん断力によるすべり変形によって転位を起し破断する現象。せん断破壊強度はせん断弾性係数のおよそ 1/10 程度

の2つのタイプがあるが、通常、縦弾性係数>せん断弾性係数なのでせん断破壊の方が起き易い。故にステップ5で起きる亀裂はせん断破壊によるものである。この場合、転位によるすべり変形では大きな塑性変形がでるので、これが繰返されることで亀裂が発生すると見てもよい。

[ 疲労はもともとすべりやすい部分で起き、必ずしも降伏応力を越えるストレスは必要でない。通常材料(→多結晶材料)では降伏応力以下でも疲労亀裂が起きる。]

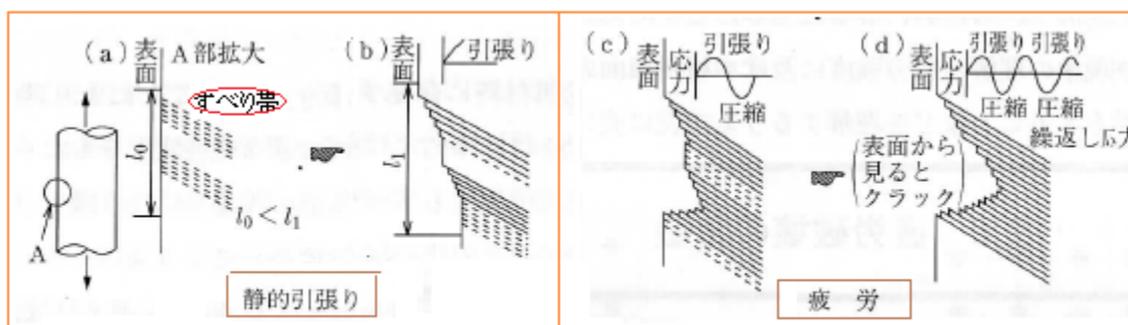


図2.5 静的引張りと疲労の相違

[ 西田「機械機器破損の原因と対策」日刊工業新聞社(1986) ]

なお「材料にもともとある微小欠陥/割れが起点になる場合」には、上記とは大分異なった様相(→フィッシュアイ)が観察される。フィッシュアイは、微小欠陥である非金属介在物(含アルミナ)や組織的にすべり変形し易い部分であるファセット状パターンの廻りにすべり変形が繰返されて生じる変質部分で、前述のすべり帯に類似した疲労の内部発生起点になる。このケースは初期検出がむずかしく表面に亀裂がでたときは終末に近い。ただ内部のすべり変形は周辺拘束があつて表面のすべり変形に較べて小さく、破壊までの繰返し回数は多くなる(寿命は長い)。また疲労寿命が伸びる一方で疲労限度は低下し  $10^7$  回ベースを下回ることになる。

(4) 次の第Ⅱ期は第Ⅰ期で発生した亀裂が断面に広がる過程である。基本的に次の挙動が見られる。

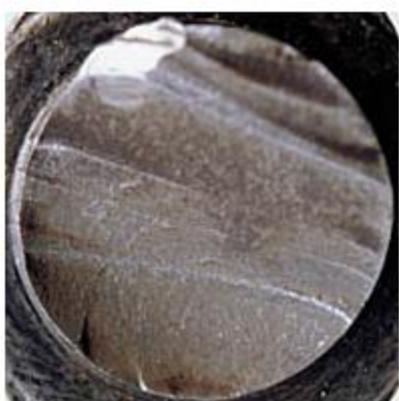
- ・ 亀裂は粒界をパスすることもあるが、多くは粒内をパスして広がる。
- ・ 亀裂はおおむね繰返し応力方向に直交する形で、比較的単純な経路をとって広がる。
- ・ 亀裂は応力集中部分を抜けると断面に分布する最大主応力に垂直な方向に進む。
- ・ 亀裂が深い(応力拡大係数が大きい)ほど亀裂の進展は速い[→次節の(6.11b)式参照]。
- ・ 亀裂は応力の繰返しによるので多かれ少なかれ段階的に広がる(→ストライエーション)。
- ・ 亀裂先端(口)の状態に依存して亀裂進展速度が増減する。引張側の平均応力では口が開いて進展が進み、圧縮側の平均応力では口が閉じて進展が止まるか遅れる。
- ・ 溶接部分に引張残留応力があると母材に較べ亀裂進展が早い(上記と同じ理由)。

第Ⅱ期を巨細にみれば、次節の図 7.5 に示すようにⅡa,Ⅱb,Ⅱc の 3つのステップがある。これらステップは亀裂進展の痕跡そのもので、粒内割れのため、破面は比較的平坦になることが多いが、場合によってはビーチマークやストライエーションなど特徴的な破面が見られる。

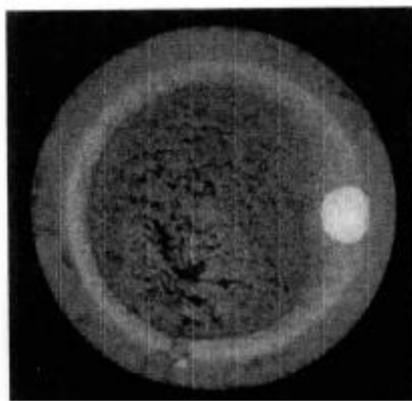
更に第Ⅲ期は、第Ⅱ期末期に急激に亀裂が開くか、あるいは亀裂進展後に断面が縮小し瞬間負荷に耐えず延性破壊に至るもの。後者は亀裂進展に伴う副次的な現象で、延性破壊特有の細かい粒内破面を持ったディンプルパターンが見られる。

(5) 疲労破面は上記3つの過程を全て反映するもので、破面状況はマクロ的視点とミクロ的視点に分けて観察されている。まずマクロ観察では以下のような傾向や特徴がみられる。

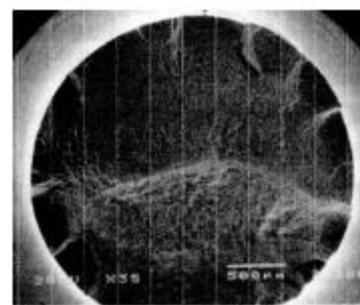
- ① 亀裂発生位置付近では破面は滑らかで最終破断位置付近では粗い破面(延性破面)になる。亀裂発生位置は判りにくい、たいてい最終破断位置の反対側にくる。
- ② 負荷応力が大きいと最終破断域は大きくなる。一方、負荷応力が小さいと最終破断域は小さくなり亀裂進展域は大きくなる。
- ③ 最終破断領域は、両振応力では中央に、片振応力では片側にくる。
- ④ 亀裂の発生起点が一つの時は小さい応力の繰返しで最弱部分に亀裂がでたことを意味し、亀裂の発生起点が多い時は大きな応力の繰返しでその枠内にある複数部分に亀裂がでたことを意味する。
- ⑤ 繰返し荷重が大きいスパンで変動すると破面に筋状の模様(→ビーチマークまたはシェルマーク)がでることがある。繰返し荷重が変らなければビーチマークはでない。なおビーチマークは亀裂が変則的に進行したことを表わすもので、必ずしも疲労破壊に限られることはなく、応力腐食割れ(SCC)でも延性破壊でも現れる(要注意)。
- ⑥ 複数の亀裂発生点があるとそれらの亀裂面はバラバラで高低差があるので、段差模様(→ラチェットマーク)がでる。



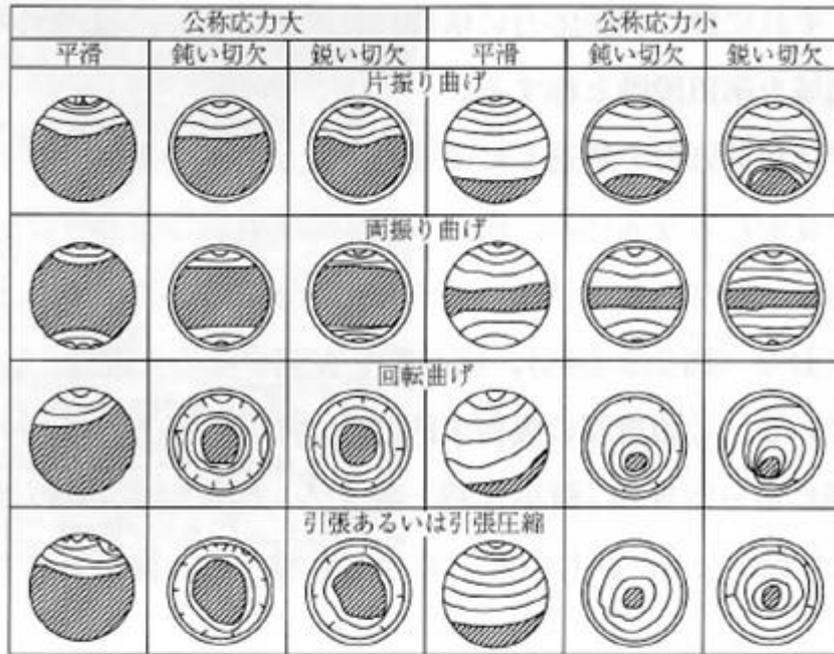
ビーチマークの例  
(縞状の部分)



フィッシュアイの例  
(白い○部分)



ラチェットマークの例  
(周廻りの爪状部分)



■ 最終破壊部 □ 切欠

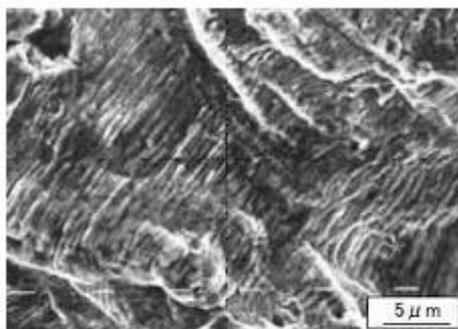
図 2.14 負荷条件と疲労破面の模式図 (【出典】日本機械学会：技術資料 機械・構造物の破損事例と解析技術, 丸善 (1984))

以下、丸棒の場合について(図 2.14 参照のこと)。

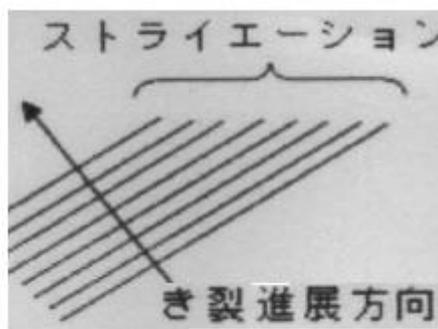
- ⑦ 一定方向に载荷された状態で回転し回転曲げ状態にある丸棒では全周から亀裂がでて内方向に向かい中心で最終破断が起きる。
- ⑧ 丸棒が平面曲げを受けるときはトップとボトム部分から亀裂が進行する。
- ⑨ 丸棒がねじりを受ける時は破断面には菊の花びらのような模様ができる。
- ⑩ 丸棒が引張圧縮を受ける時、最終破断面が中央にくることは稀で任意に偏寄り最終的にはせん断破面になる。

次に SEM(電子顕微鏡)によるマイクロ観察では、

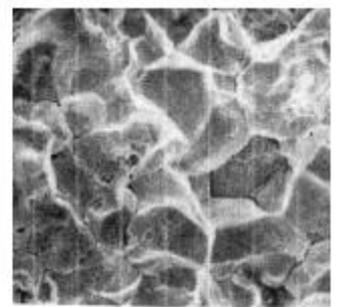
- ① 数百倍から数千倍のレベルでストライエーションができる。ストライエーションは細かい筋状の痕跡で応力の繰返しのたびに年輪のように刻まれている。その間隔を測ることで破損までの繰返し回数を予測できることもある。ただ、ストライエーションが常にできるとは限らない。アルミ合金ではよくできるが、高合金鋼や鋳鋼では殆どでないと言われる。
- ② まれに SCC による微小割れが疲労亀裂の起点になるがこの時は SCC の特徴である亀甲模様ができることがある。



SEM写真



ストライエーションの例

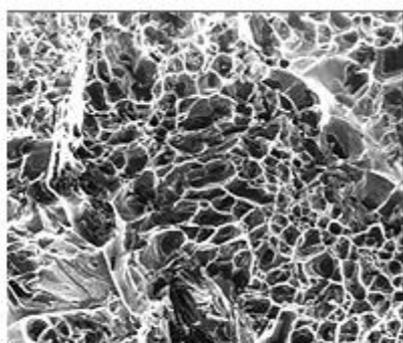


亀甲模様の例

(6) フラクトグラフィにおける代表的破面を挙げるとつぎのようになる。

- ① 疲労破面→ マクロ：フィッシュアイ、ビーチマーク(シェルマーク)、ラチェットマーク  
ミクロ：ストライエーション、亀甲模様
- ② 延性破面→ ディンプルパターン(粒内割れ)→ 例えば鈍い灰色であばた模様、
- ③ 脆性破面→ へき開破面、粒界破面(ロックキャンディ)→ 例えばガラスの破面
- ④ SCC/水素脆化破面→ ロックキャンディ→場合により樹状分岐
- ⑤ 溶接時の凝固割れ→ デントライト

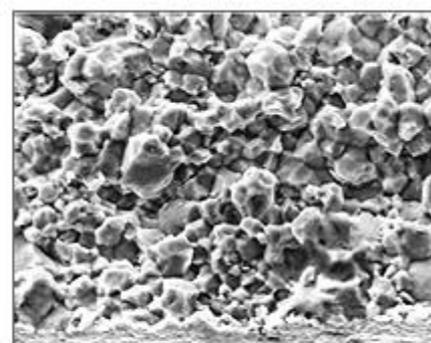
前述のようにビーチマークやストライエーションが必ず現れるとは限らず、破面から疲労破壊を判断できないことの多いが、平滑な破面から延性破面への進行の跡があれば、粗々疲労破壊とみなしてもおかしくはないと思う。



ディンプルパターン  
(粒内延性破面)



へき開破面/リバーパターン  
(粒内脆性破面)



ロックキャンディ  
(粒界脆性破面)

### 6.11 破壊力学による疲労評価<sup>(6-1)(6-3)(6-10)</sup>

(1) 疲労は長い進行過程を持つ現象でその過程は次の3期に分けられる(→クリープ破壊に似ている)。

第Ⅰ期→繰返し応力によって表面に突出し/入込みを伴ったスベリ帯が拡がり亀裂が初生

第Ⅱ期→繰返し応力下では初生した亀裂がほぼ安定的に成長(→亀裂進展)

第Ⅲ期→亀裂が十分に成長した後、延性的な挙動を経て最終破断

時間的には第Ⅲ期は無視でき、第Ⅰ期と第Ⅱ期が折半する形で疲労寿命を構成している。第Ⅰ期についてはまだ議論が残っているようだが、第Ⅱ期については破壊力学アプローチとして技術分野に浸透している。特に微小欠陥が発見されて、それがあある繰返し荷重下で成長して疲労破壊に至るかどうかを判断するときこのアプローチは効果的である。ここでは線形破壊力学による疲労評価について、テキスト(6-1)(6-3)及び文献(6-9)をベースにしてその基本事項にふれてみたい。

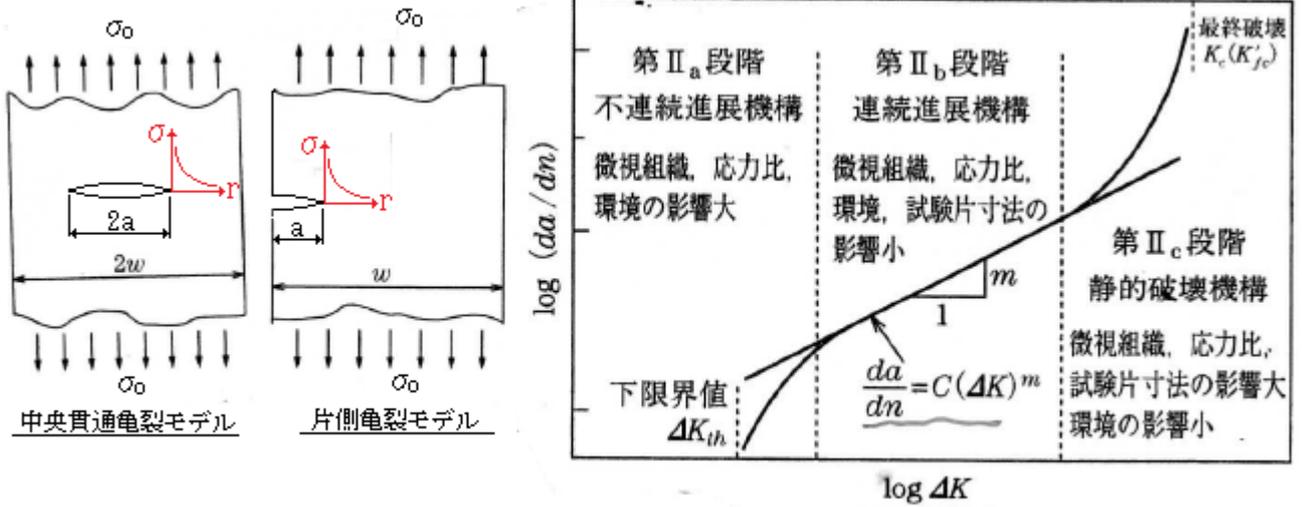


図7.5 疲労亀裂進展速度と応力拡大係数範囲の関係の一般的様相 [テキスト(6-1)より引用]

(2) 亀裂が初生し亀裂が進展する場合、上図のように亀裂の先端近傍に次のような応力  $\sigma$  が発生する。

$$\sigma = K/(2\pi r)^{0.5} \quad \text{ここで } K = F\sigma_0(\pi a)^{0.5} \quad \text{-----(6.11a)}$$

ここで  $r$  = 先端からの距離、 $K$  = 応力拡大係数、 $F$  = 形状係数、 $a$  = 亀裂半長、  
 $\sigma_0$  = 亀裂面遠方に働く分布する部材応力

この式から亀裂先端近傍の応力は  $\sqrt{r}$  に反比例し先端から離れるにつれて減少することがわかる。式の上では亀裂先端で先端応力は  $\infty$  になるが、実際は降伏が起きている(特異場として扱う)。

重要なのはこの亀裂先端の応力分布ではない。この式のパラメータ、**応力拡大係数  $K$**  である。一般に亀裂長さ  $a$  が大きくなるにつれ増加する。この係数は亀裂先端近傍の応力分布の強さを表わす物理量で、亀裂が進展する際のエネルギー解放率  $g$  と緊密な関係がある ( $g \propto K^2$ )。係数  $K$  は先端の応力分布とは関係なく殆ど独立したパラメータとして扱われ、亀裂や欠陥のある材料の強度評価や損傷評価に用いられる。なお係数  $K$  については種々の形状について豊富なデータがあり、資料や便覧に整理されている。またコンピュータによる解析も行われている。

(3) 前述のように第II期において大半の疲労亀裂が進展する。この場合、亀裂進展に影響する因子には次のようなものがある。

- ・ 応力比  $R(= \sigma_{max}/\sigma_{min})$  → 両振 ( $R=-1$ ) で進展速度は最低。  $R$  が正側に振れると進展速度は高くなる。亀裂の口が開いて亀裂が進展する。
- ・ 材料温度 → 温度が高くなると進展速度も高くなる (→ 酸化物の影響)
- ・ 切り欠き → シャープな切り欠き (切り欠き半径  $\rho \rightarrow$  小) ほど亀裂進展を加速する。
- ・ 材質/加工 → 高張力鋼溶接部ほど亀裂が初生しやすく低合金鋼では高い焼き戻し温度で進展速度が速くなるなど…

ただこれらの影響は第II期の初めと終わりで顕著に現れ、中間では影響は小さく  $K$  値の多寡に依存することが多い。図7.5に第II期における応力拡大係数(幅)と進展速度の関係を示す。

通常、第2期は次の3つのプロセスをとる。

- 第IIa段階 → ある  $\Delta K$  のしきい値 ( $\Delta K_{th}$ ) 以上で亀裂進展 (以下では停留する)。
- 第IIb段階 → 亀裂は全般にわたって安定成長 (ストライエーション発生)

第Ⅱc段階 → 進展速度が急上昇して第Ⅲ期に移る。

第Ⅱa段階において $\Delta K_{th}$ は応力拡大係数幅の下限界値で、微少な亀裂/欠陥から亀裂が進展するかどうかをこれで判定する。ここで $\Delta K_{th}$ を変形すると下限界応力 $\sigma_{th}$ が得られる。

$$\Delta K_{th} = F \Delta \sigma_{th} (\pi a)^{0.5} \rightarrow \Delta \sigma_{th} = \Delta K_{th} / \{F (\pi a)^{0.5}\}$$

しかし右辺分母の亀裂半長 $a$ が微小になると、 $\Delta \sigma_{th}$ は無限大になって現実には合わないの

$$\Delta \sigma_{th} = \text{Min.} [ \Delta K_{th} / \{F (\pi a)^{0.5}\} \text{ or } S_{el} ] \quad (\text{ここで } S_{el} = \text{疲労限度})$$

とする。従って、微小亀裂では $\Delta K_{th} = F S_{el} (\pi a)^{0.5}$ になることもある。

一般に鉄鋼材料では $\Delta K_{th} = 6 \sim 10 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ と云われるが、材料の降伏応力が上がるほど $\Delta T_{th}$ はダウンするので、高強度材では微少な欠陥や加工キズに要注意ということになる。

第Ⅱb段階においては、応力拡大係数幅 $\Delta K$ と進展速度 $(da/dn)$ の間に次の単純な関係(Pris則)が成立する。

$$da/dn = C (\Delta K)^m \quad \text{----- (6.11b)}$$

ここで、 $(da/dn)$  = 応力の繰返し回数当たりの亀裂進展量、 $C, m$  = 材料定数

$\Delta K = K$  の変動量(変動範囲)

材料定数 $C, m$ に影響する因子としては、材料の種類、応力比( $R = \sigma_{\text{max}} / \sigma_{\text{min}}$ )、使用環境などがある。応力比は亀裂先端の口開きに関係しており影響は大きい。 $m$ 値については下記の通り。

$$m = 2 \sim 6 \text{ (代表値 4)} \rightarrow \text{ストライエーション領域では } m = 2$$

ストライエーションは破面に残る亀裂進展の周期的な痕跡を云う(6.10節を参照のこと)。

第Ⅱb段階は亀裂進展の大半を占めるので、(6.11b)式を積分することで、亀裂発生から破断に至る繰返し回数 $N_p$ が得られる。

$$N_p = \int dn = \int [1 / (C \Delta K^m)] da = \int da / [C \{F \Delta \sigma_o (\pi a)^{0.5}\}^m] \quad [\rightarrow a_i \sim a_f \text{ 区間の積分}] \quad \text{----- (6.11c)}$$

ここで、 $a_i$  = 初期亀裂長さ、 $a_f$  = 最終亀裂長さ

$m = 2$  の場合は、 $N_p = [1 / \{CF^2 \Delta \sigma_o^2 \pi\}] \ln(a_f/a_i)$  になる。また、比較的短い切欠きについては次のような式があり有用性が高いといわれる。

$$\text{西谷の式) } da/(a_n) = C \sigma_o^n a$$

第Ⅱc段階においては応力拡大係数がピークまで増加して $\Delta K_{\text{max}} > K_{fc}$  になったとき、不安定する。 $K_{fc}$ は破壊靱性値 $K_{IC}$ より若干低い値である。

(4) 表面にすべり帯が発生して最終破断に至る繰返し回数(破断寿命) $N_f$ は次のようになる。

$$N_f = N_c + N_p \quad \text{----- (6.11c)}$$

ここで $N_c$  = 亀裂が発生するまでの繰返し回数、 $N_p$  = 亀裂発生後破断するまでの繰返し回数  
 $N_c$ は、材料特性(靱性/延性)、繰返し応力の条件(荷重/ひずみ制御, 平均応力など)、応力の分布状況(応力集中など)および拘束条件の影響を受ける。 $N_c$ と $N_f$ の比率は、おおざっぱに云って

$$\text{平滑材で両振の場合} \rightarrow N_c/N_f = 0.4 \sim 0.9$$

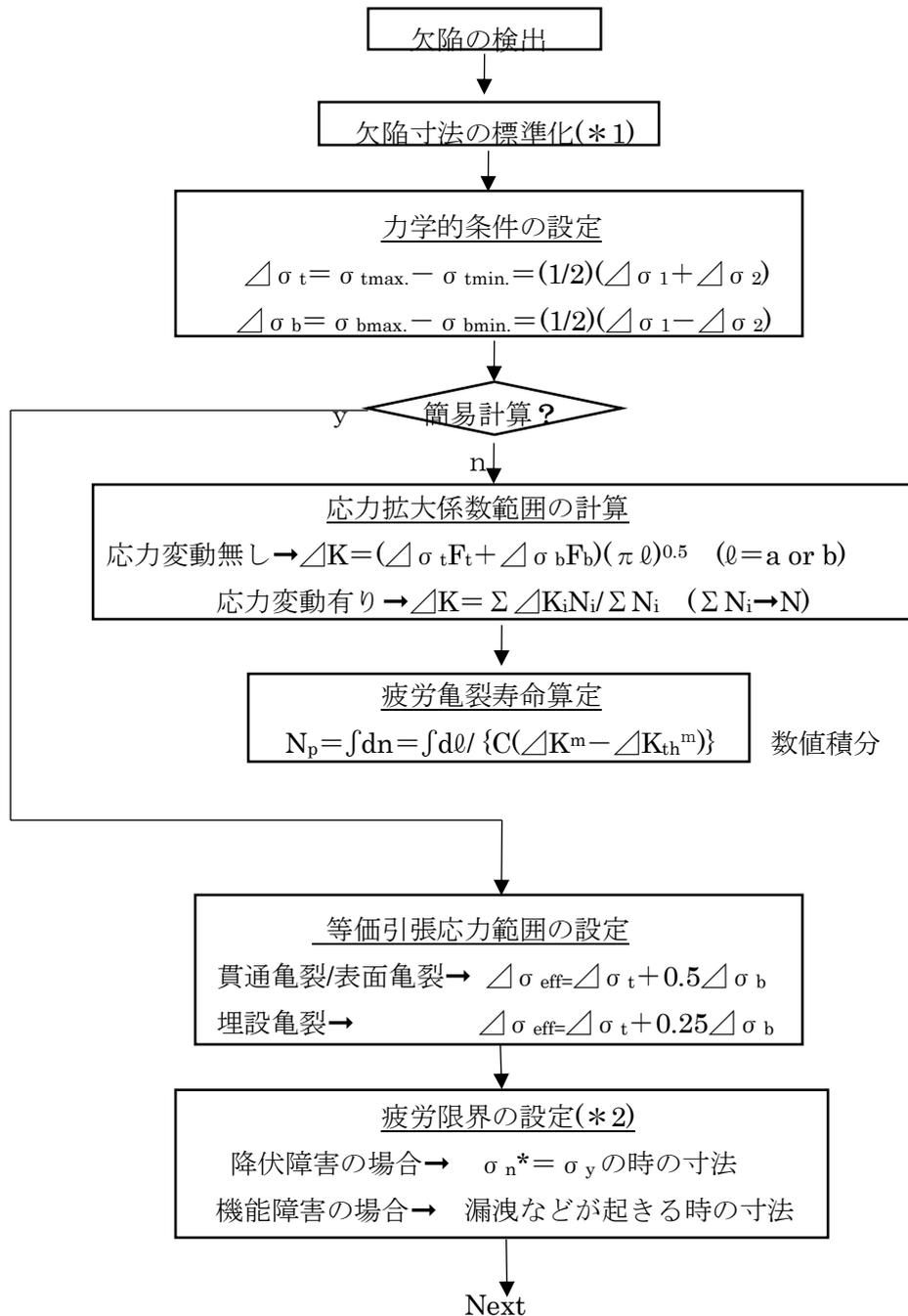
$$\text{切欠き材の場合} \rightarrow N_c/N_f = 0.1 \sim 0.4$$

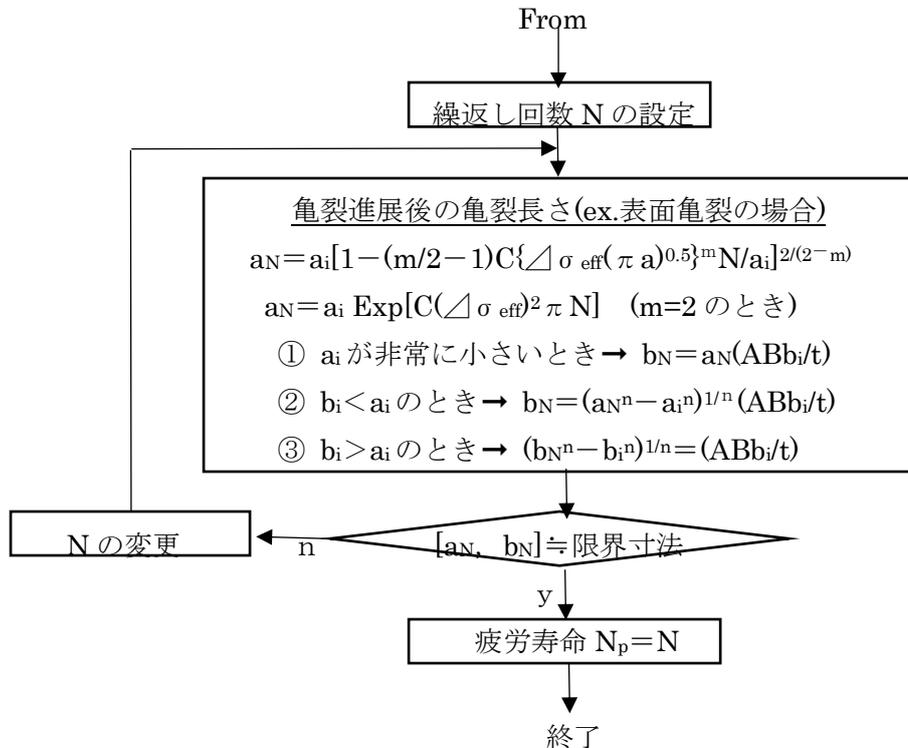
鋭い切欠き材の場合→  $N_c/N_f < 0.1$

亀裂状の応力集中部分を持つ構造では亀裂発生が早く寿命が短くなる。圧力容器や配管の設計では切欠き状や亀裂状の構造は第1義的に排除されるので、 $N_c$ と $N_p$ は折半する傾向がある。設計疲労曲線の横軸は $N_f$ であり $N_p$ や $N_c$ ではない(念為)。

(5) 非破壊力学による疲労評価法は多くの規格で与えられている。その例を下記のチャートに示す。

チャート 6-11 応力拡大係数を用いた疲労評価手順  
(WES 2805 溶接継手の脆性破壊及び疲労亀裂進展に対する欠陥の評価方法)





#### 【 備 考 】

- (\*1) 欠陥の投影→亀裂寸法設定→干渉などの影響を考慮→亀裂寸法(a,b)の決定
- (\*2) 降伏障害→亀裂進展後の残余断面で計算した公称応力  $\sigma_{n^*}$  が降伏応力  $S_y$  を越えるケース  
機能障害→漏洩など構造機能を損なうケース

#### 【 記 号 説 明 】

$\Delta\sigma_t$  = 膜応力範囲(MPa)、 $\Delta\sigma_b$  = 曲げ応力範囲(MPa)、 $\Delta\sigma_1$  = 表面応力範囲(MPa)、  
 $\Delta\sigma_2$  = 裏面応力範囲(MPa)、 $\sigma_{tmax}$  = 最大引張応力(MPa)、 $\sigma_{tmin}$  = 最小引張応力(MPa)  
 $\sigma_y$  = 降伏応力(MPa)、 $\Delta\sigma_{eff}$  = 等価引張応力範囲(MPa)、  
 $\sigma_{n^*}$  = 亀裂進展後の残余断面で計算した公称応力(MPa)、 $N_i = i$  番目の繰返し回数(-)  
 $F_t$  = 引張に対する形状補正係数、 $F_b$  = 曲げに対する形状補正係数、 $\ell$  = 亀裂寸法(m)(=a,b)、  
 $N_p$  = 亀裂発生後、破断に至るまでの繰返し回数、 $\Delta K$  = 応力拡大係数範囲(MPa $\sqrt{m}$ )  
 $\Delta K_i$  =  $i$  番目の応力拡大係数範囲(MPa $\sqrt{m}$ )、 $\Delta K_{th}$  = 下限界応力拡大係数範囲(MPa $\sqrt{m}$ )、  
 $C, m$  = 定数、 $a_i, b_i$  = 初期亀裂寸法(m)、 $a_N, b_N$  = 繰返し  $N$  回後の亀裂寸法(m)、 $A, B$  = 係数、  
 $n$  = 定数、 $t$  = 肉厚(m)

### 6.12 ホットスポット応力による疲労評価について<sup>(6-1)(6-7)(6-13)</sup>

(1) 「ホットスポット応力(以下 HSS とも)」は、鋼構造物/船舶/オフショア設備などの溶接部の疲労評価に用いられる強度的な指標であって、「溶接ビードによる局所的な応力集中を含まず構造的な応力集中を考慮した溶接止端位置の応力」と定義されている。HSS は、

① 材力的に定義される公称応力 + ② 主に形状の不連続性による構造的な応力集中で構成される。①は部材断面の応力で[フォース/断面積→ $F/A$ ]あるいは[モーメント/断面係数→ $M/Z$ ]で得られる応力成分、②は肉厚変化や形状不整など局部不釣り合いから生じる応力であり、溶接ビードに関わりのない断面応力である。これら断面応力は一般に、1次応力あるいは1次+2次応力として

制限を受け、弾性範囲内に保持されている。然るにホットスポット応力から掃き出された溶接ビードの局部応力集中は塑性ひずみとして疲労にかかわってくる。ホットスポット応力に対する溶接ビードの応力集中の割合は通常、溶接タイプによってほぼ固定される(2倍前後?)。従って、溶接のタイプとホットスポット応力が決まれば、溶接部の局部に発生する応力(HSS+溶接ビード局部応力集中割合)レベルが決まり、更にHSSに見合った疲労曲線を用いてその応力レベルに対する限界繰返し回数(疲労寿命)を求めることができる。ただ、実際には、

- ・溶接ビード形状による切欠き効果、
- ・熱収縮による引張残留応力(→平均応力)の影響
- ・SiやAlなどの非鉄介在物の影響、
- ・ブローホール等の溶接欠陥の影響

ような因子が疲労強度に影響するので、疲労曲線の運用にはそれなりの節度を持たせる必要がある。

(2) ホットスポット応力の求め方について。溶接止端位置では溶接ビードの局部応力成分が著しいのでこの部分に存在する応力からHSSを直接抽出するのはほとんど不可能である。そこで、ひずみ計測、FEM解析あるいは構造的応力集中の簡易式などによって、溶接ビードから離れた所定位置の応力を推定し、この外縁の応力から、

1点代表法(ex.0.3t法)、2点外挿法(ex.SR202B法)あるいは3点外挿法

などの近似/外挿によって溶接止端部のHSSを求める。図11aにその求め方を示す。(a)は1点代表法を示す。溶接ビード止端から例えば0.3tの位置における応力を読みこれをHSSとする。また(b)は2点外挿法を示す。止端から離れた2つの位置の応力を読みこれをつないで溶接側に伸ばし止端垂線との交点の応力値をHSSとする。この場合、指標となる位置の取り方には幾つかある。例えばWES(日本溶接協会)では0.5tと1.5tを、JSSC(日本鋼構造協会)では0.4tと1.0tを採っている。

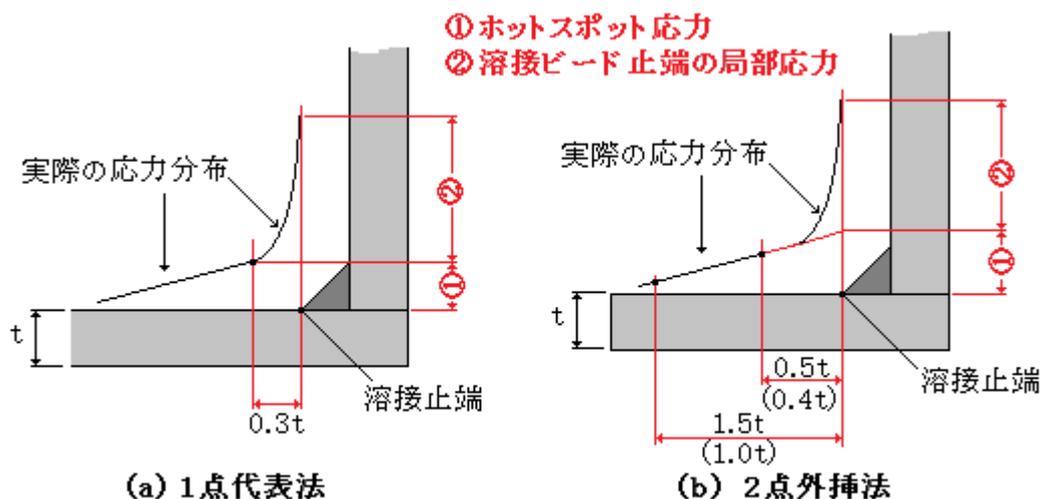


図11a ホットスポット応力の求め方

(3) 以上の手順で得られたホットスポット応力から疲労寿命を求めるには、前述のようにHSSに見合った疲労曲線すなわち構造的な応力集中を持たない継手のS-N曲線が必要である。もし特定の構造的応力集中があればそのS-N曲線は特定の継手構造にしか使えない。任意のHSSに対して普遍性をもたせるには特定の構造的応力集中を排除した継手のS-N曲線を選ぶべきである。

JSSC指針<sup>(67)</sup>によれば、荷重伝達型の隅肉溶接/部分溶込み溶接の場合、図4.1にて

荷重伝達型十字継手の等級F(非仕上げの場合)あるいは等級E(止端仕上げの場合)

これ以外については、図4.1にて

荷重伝達型十字継手の等級 E(非仕上げの場合)あるいは等級 D(止端仕上げの場合)の疲労曲線を選ぶ。

なお、規格で適用される設計疲労曲線には、實際上、溶接継手の疲労強度の低下をどの程度配慮しているかという問題がある。継手試験からそのまま得られた S-N 曲線であれば、板厚や平均応力などの補正あるいは溶接欠陥等を含めた安全率を考慮し HSS を調整する必要がある。(もし ASME コードの設計曲線を使用するのであれば、当該溶接継手に適用される疲労強度減少係数  $k$  でグラフ縦軸の応力振幅  $S_{alt}$  を除した低減曲線を用いて HSS の評価に使えばよいと思う。その場合、特に HSS の調整は不要でオリジナル通り。)

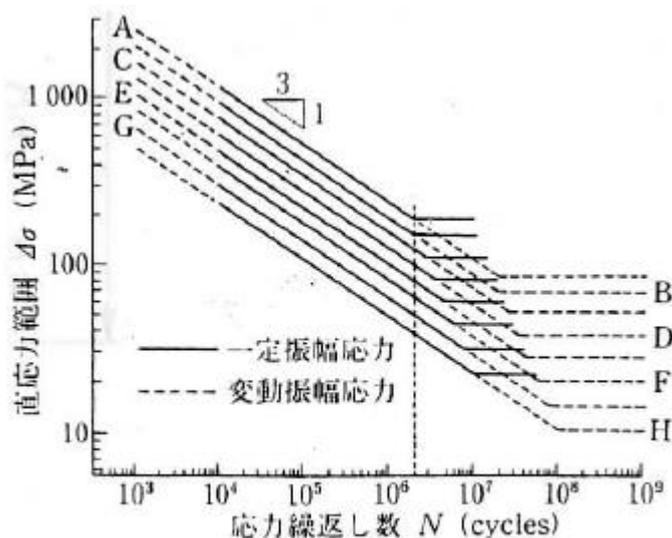


図 4.1 疲労設計曲線 (直応力を受ける継手)  
[テキスト(6-7)より引用]

- (4) ホットスポット応力による疲労評価は FEM の普及に負う所が大きい。理論的/経験的に溶接止端の応力をカウントするのが難しいからである。FEM では、3次元ソリッド要素あるいは2次元板要素でモデル化される。メッシュはホットスポット応力がキャッチできる程度のサイズにする。溶接ビードは局部応力集中が確認できる程度のメッシュサイズにする(細かいメッシュにこだわる必要はない)。
- (5) プラント設備のコードにはホットスポット応力による疲労評価は殆ど見当たらないが、疲労の大半が溶接ビード近傍に起きることを考えれば、ホットスポット応力関連の知見は無視できない。ホットスポット応力関連の規定を含む基準類の例を下記に記しておく。
- ・「鋼構造物の疲労設計指針・同解説」日本鋼構造協会
  - ・API RP2A “Recommended Practice for planning, designing and constructing fixed offshore structures”
  - ・ABS “Guide for Fatigue Assessment of offshore structures”

## 引用テキスト及び文献)

- (6-1) 日本材料学会編「疲労設計便覧」(養賢堂)
- (6-2) 日本機械学会編「金属材料疲労強度の設計資料 I」
- (6-3) 中村、堀川「金属疲労の基礎と疲労強度設計への応用」(コロナ社)
- (6-4) 安藤、岡林「原子力プラントの構造設計」(東大出版会 1977)
- (6-5) 鯉淵、小久保ら「製品開発のための疲労破壊事故の解析と強度対策」(日刊工業新聞社)
- (6-6) 解説 原子力設備の技術基準 旧告示 501 号 電力新報社
- (6-7) 日本鋼構造協会編「鋼構造物の疲労設計指針・同解説」(技報堂出版)
- (6-8) JIS B8266 付属書 8「圧力容器の応力解析及び疲労解析」3.疲労解析
- (6-9) ASME Sect.VIII Div.2 Mandatory Appendix 5 Design based on Fatigue analysis
- (6-10) WES 2805 溶接継手の脆性破壊及び疲労亀裂進展に対する欠陥の評価方法
- (6-11) IT [CAE 技術者のための情報サイト] 12. サイクルカウント法 | 材料強度学
- (6-12) 「Rein Flow Method の提案とその応用」遠藤達雄他 [九工大研究報告(工学)No.28 1974.3]
- (6-13) 日本溶接協会「WES 接合・溶接技術 Q&A1000」(iT)
- (6-14) 「高圧設備の疲労設計法の成り立ち」鶴戸口 (高圧ガス Vol.29 No.5)
- (6-15) 朝田、中村「機械学会設計・建設規格における簡易弾塑性解析手法」  
(JSME 論文集 A 編 Vol75No747)
- (6-16) S.W.Tagart “Plastic Fatigue Analysis of Pressure Component” (ASME Paper 68-PVP-3)
- (6-17) B.F.Langer “Design Stress Basis for Pressure Vessels “ (William M.Murray Lecture.1970)
- (6-18) 「圧力容器の低サイクル熱疲労及び熱疲労問題」鶴戸口 (高圧力 Vol.3 No.1)
- (6-19) 「弾塑性解析活用設計規準検討会成果報告書(H15.10)」 火力原子力発電技術協会