

## 第3章 高サイクル疲労

### 3-3 疲労限度を重視する強度評価法

#### ■ 工学数理モデルには簡便性が要求される

読者は「モデル」と聞いて、何を連想するであろうか。

「ファッションモデル」と答えた方は、かなりのご年配に違いない。そう言う筆者も同じ類だが、携わってきた生業の影響だろうか、同時に、別のモノも連想する。筆者にとって、その別モノとは「工学数理モデル」のことである。

別の用語で言えば、解析モデル、数学モデル、計算モデル、シミュレーションモデル、など、更に広く解釈すれば、手法・仕組みや理論なども指し、いわゆる工学関連での「模型・様式」のことだ。

一流と言われる技術者は、実物・実体の代用品であるこの工学数理モデルを駆使・活用している。実体に代わり、敢えて実体の代用品を使うことで、実体に迫っていく。

それは、予測・分析・評価などを行う上で、人・物・金・時間を削減できるからである。

但し、この工学数理モデル、代用品がゆえにその使用に耐える為には幾つかの条件が必要とされる。

その重要な1つが「簡便性」である。使う上で簡単で容易である、ということだ。極論すれば、仮にそのモデルが実物・実体を精確に映すほど高精度であっても、扱う上で煩雑で時間も手間も掛かるようでは、そのモデルはあまり使われないであろう。

実に、使用者という方々は、「工学数理モデルへの簡便さ」に対し大層ご執着なさるものなのだ。

この章では「応力・寿命」法という手法・工学数理モデルについて触れてきたが、簡便性の点から見た場合、このモデルに更なる改善の余地は在るのだろうか。

次に、この観点から探ってみよう。

#### ■ 繰返し数を数えるのを止めてしまうことも手である

疲労に関して「繰返し」が重要な因子であることを、既に述べた。

とは言え、その繰返しの「数」をカウントすること自体が煩わしいことも事実である。

「いっそ、繰返し数をカウントするのを止めてしまいたい」

と、思う人が出て来ても不思議ではない。

ひょっとすると、このような発想があったのかも知れない。実はそのようなことを連想できる手法・モデルが既に提案され、存在する。

それを紹介しておこう。

先に示したヴェーラー線図を再び上げたので観て頂きたい。

(図3.6)

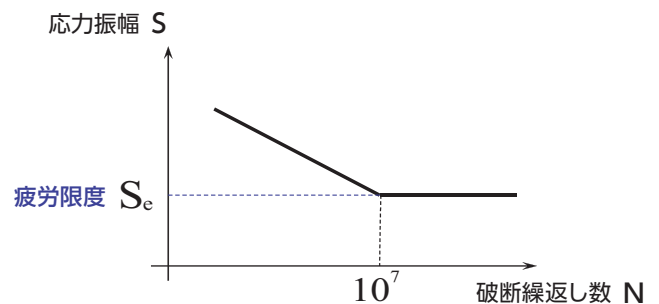


図3.6 ヴェーラー線図(S-N線図)

この図中で、水平線となっている疲労限度を認識できるはずだ。

この疲労限度ラインは、最大応力値がこのラインより下の応力振幅ならば、基本的には疲労寿命が10の7乗以上、即ち“無限回”の破断繰返し数を持つことを意味している。

この考えを取り込めば、数をカウントする必要のない手法を創ることが出来ることになる。

#### ■ S-N曲線の疲労限度を重視した手法

この“繰返し数を数える必要がない”という特徴を持った手法が、**疲労限度線図(疲れ限度線図)**(Fatigue Limit Diagram)である。

疲労限度線図の主眼は、「疲労限度」に着目・重視した点である。疲労寿命が10の7乗以上、即ち、“無限回”の破断繰返し数を持つことを狙いとした考えだ。

この考えは、結果的に、“繰返し数を数える必要がない”という旨みと結びつくことになる。

参考までに言えば、繰返し数が「無限」のいうのは大袈裟かも知れない。たとえ応力履歴が疲労限度以下であっても、

多少、疲労に影響を与えているからだ。しかし、その影響を加味しても実質的には「半永久に破損しない」と観て良いだろう。

疲労限度線図を以下に示す。(図3.7)

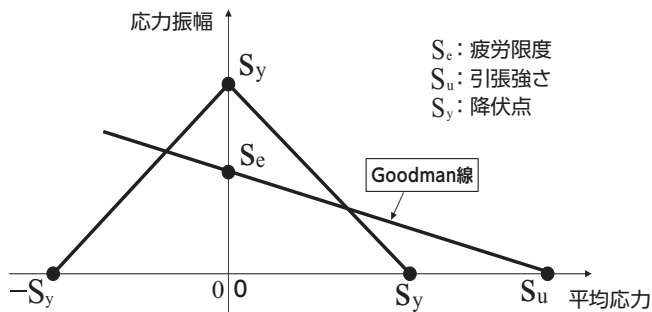


図3.7 疲労限度線図

横軸は平均応力、縦軸は応力振幅である。

疲労限度線図は幾つかの代表的なラインで構成されていることが分る。

ポイントとなる疲労限度  $S_e$  は、前述したように「両振り」での測定であり、即ち、「平均応力がゼロ」であるので縦軸上に載る。

疲労限度  $S_e$  と等価な寿命を持つ非ゼロ平均応力での応力振幅の値は、先に示した疲労寿命等価モデルを使った値となる。

疲労限度線図では、この疲労寿命等価モデルとしてグッドマン線図が使われている。従って、このラインと横軸との交点での平均応力は引張強さ  $S_u$  となる。これが基本のラインである。

但し、応力振幅が極めて小さい（ゼロに近い）、即ち静的応力に近い場合は、評価判断として引張強さ  $S_u$  では甘いので、より厳しい降伏点  $S_y$  を採用している。その考えを採ったラインが、線分  $S_y S_y$  である。

以上の説明は、敢えて言及しなかったが、引張応力での領域での話である。平均応力が負の圧縮側は引張側より疲労強度は高いのでグッドマン線の延長と考え、又、ゼロに近い、即ち静的圧縮応力の場合は引張側と同様に降伏点ラインである線分  $-S_y S_y$  を採用する。

従って、これらのラインで囲まれたエリア(図3.8の青色)が、破損しない安全領域となる。

部材に発生する応力状態が、この領域に納まれば「破損せず」、一方、これより外部に出れば「破損」と判断される。

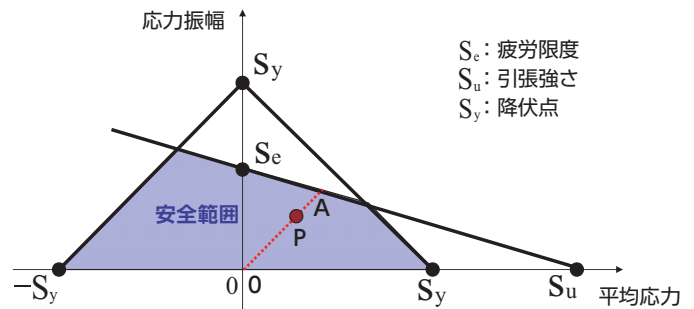


図3.8 疲労限度線図と安全範囲

数理的処理としては、以下ようになる。

部材に発生する応力状態で最も問題となる応力振幅と平均応力を  $P$  としよう。

図より、 $OP$  を結んだ線とグッドマン線（又は線分  $S_y S_y$ 、又は線分  $-S_y S_y$ ）との交点を  $A$  とすると、危険の度合いを線分  $OA$  と線分  $OP$  の比で求めることができる。即ち、損傷度  $D$  は、

$$D = \frac{\overline{OP}}{\overline{OA}} \geq 1$$

となる。

### ■ 「疲労限度線図」法の特徴とは？

最後に「疲労限度線図」法の特徴をまとめておこう。

1. 何はともあれ、繰返し数が「10の7乗」以上の高サイクル疲労強度を対象にしている。
2. 既に力説したが、頻度・繰返し数を数える必要がなく、簡便な手法である。
3. 材料特性データを入手し易い。

ポイントとなる疲労限度  $S_u$  については、正確を期すには実測値の方が望ましいが、例えば、構造用合金鋼の場合なら回転曲げ疲れ限度の値は、以下の式より推定できる。

$$\text{回転曲げ疲れ限度： } S_e = (0.35 \sim 0.64) S_u$$

又、引張強さや降伏点については、材料の静的強さの情報であるので比較的容易に入手できる。

従って、あまり厳密さを望まなければ、疲労試験が不要となる。

一般的に言えば、この手法は疲労強度に対し長く耐久性が要求される部品、例えば、車両のパワートレイン系やドライブトレイン系などに適していると思う。

実は、筆者はこの手法をエンジンのクランク軸の疲労強度に適用したことがある。その体験から言えば、エンジンのベンチテスト結果に対する破損の予測・分析に良く適合していた、という印象を持っている。

勿論、適合したか否かを議論する場合は、材料側のモデルであるこの「疲労限度線図」法だけでなく、材料に働く負荷応力のモデルに対する妥当性も重要である。従って、筆者の見解は、その両者を含めて考慮した上での判断・印象である、という事を補記しておこう。