

# 機械の疲労寿命算出法と今後の問題点 (7)

川崎重工業㈱技術研究所 中 村 宏

## 20.7. 不規則応力をうける部材の疲労強度推定法についての補遺

### 20.7.1

20.3でのべた,

$$W_{N\sigma} = \sum \Delta W_{N\sigma} = N \cdot \Delta W_1 \sigma = f_1(\sigma) \quad (21)$$

ならば、疲労き裂又は疲労破断が生ずるという考え方について、若干補足説明を加えよう。

図151は白鳥ら<sup>101)</sup>によって低繰返し数疲労の実験からえられたものである。

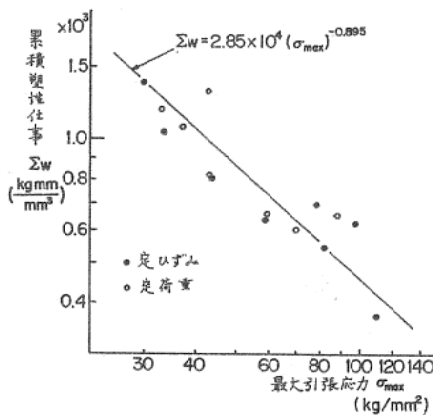


図151 累積塑性仕事と最大引張応力との関係  
— 1 段階重繰返し —

この場合,

$$\log \Delta W = a - b \log \sigma_{max} \quad (22)$$

で表わしうる。図 135 と同じであるが、二段多重荷重の疲労試験を行って上記式の考へ方の正しいことをたしかめている。

### 20.7.2

7.1 でのべた二重重畳波形の実験で、1 次波に 2 次波ののって寿命が減少することを例えば図 127 (b) で与へたがこの時の寿命減少率を  $\alpha$  とすると、(21) 式のような考え方にたてば、

$$\Delta W_{sup} = \frac{\Delta W_0}{\alpha} \quad (23)$$

で表わさされる筈である<sup>102)</sup>。

ここで:

$\Delta W_{sup}$ : 2 次波の重畳した時の 1 次波 1 サイクルあたりのエネルギー消費量

$\Delta W_0$ : 1 次波のみの 1 サイクルあたりのエネルギー消費量

文献 (93) でのべたような疲労試験中の温度上昇試験 (図 152 参照) を行い、 $\left(\frac{dT}{dt}\right)_{t=0}$  から  $\Delta W_{sup}$ ,  $\Delta W_0$  を求め (23) 式と比べると、実験から求めた ( $\Delta W_{sup}$ ,  $\Delta W_0$ ) は凡そ  $\alpha$  に近い。

今后、なほ、検討すべき点も多いが、20.3でのべた考え方が、重畳波形をうける疲労強度の場合もほぼ成立するみ通しがあることを示唆している。

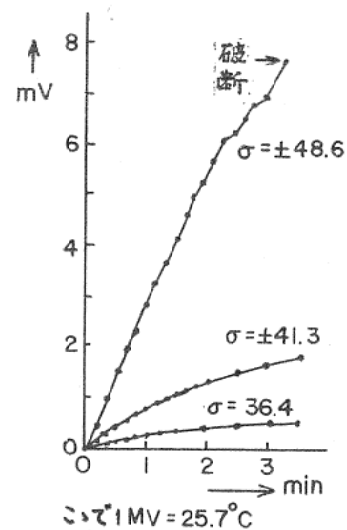


図152 高抗張力鋼について温度測定を行った一例

### 20.7.3 疲労限以下の応力をどの程度寿命勘定に入れるかについて。

18.2でのべたように、疲労限以下の応力頻度をどの程度疲労寿命に勘定に入れるかについては、実用上重要である。図82でのべた実験でも図153の曲線①のかはりに、④曲線を用いると、 $\Sigma(n/N)$  は図82に比べてかなり大きくなること図154のようである。

Corten-Dolan の方法<sup>103)</sup>として知られているものは下記のようである。

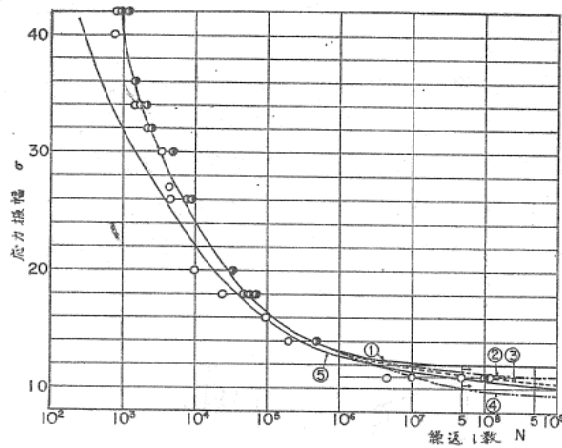


図153 きず入りに対する S-N 線図

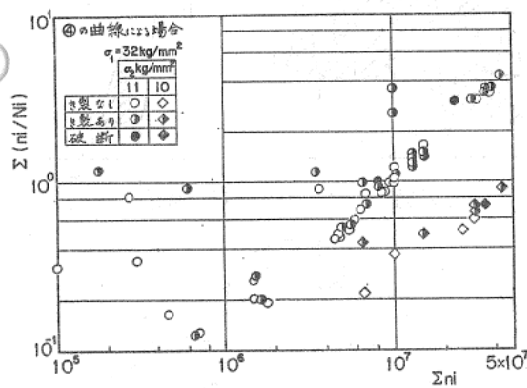


図154 ④の曲線を用いた時の累積被害比

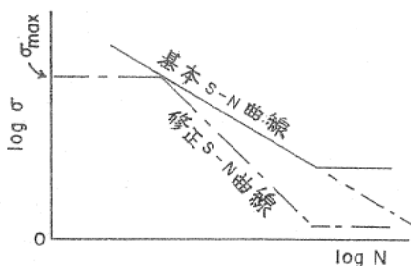


図155 修正 S-N 曲線

図155に示すように、基本の S-N 曲線の傾きを訂正し、同時に修正 Miner の方法と同様、疲労限以下の応力繰返しも寿命計算に用いる方法である。図155に示すように、この場合、実働応力の最大応力を基準にとり、これより低い領域に対して S-N 曲線を修正するものである。

この Corten-Dolan の方法も、上記の 20.3でのべた考へ方で定性的には説明しうる。即ち、

図152の資料から求めた  $\left(\frac{dT}{dt}\right)_{t=0} - N$  曲線と、S-N

曲線の比較を図156<sup>93)</sup>に示す。

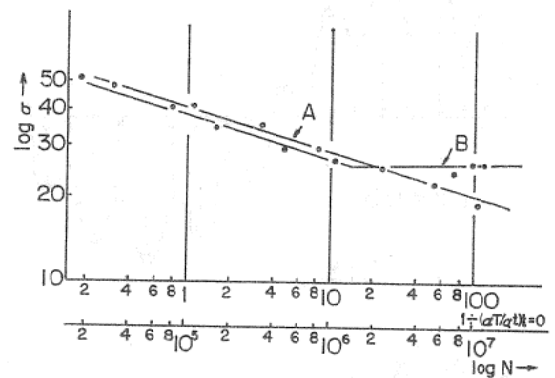


図166 a と  $\Sigma\left(\frac{ni}{Ni}\right)$  の関係

S-N 曲線からみると、疲労限以下では  $N \rightarrow \infty$  であるが、 $1/\left(\frac{dT}{dt}\right)_{t=0} - N$  曲線は疲労限以下でも、 $\left(\frac{dT}{dt}\right)_{t=0}$  は 0 になつていない。即ち、疲労限以下でも疲労損傷には寄与している事を示す。

従つて(21)式の  $W_{N_0}$  に対しては、疲労限以下の応力でも、疲労損傷には寄与している事を示すものである。

#### 20.7.4 各種データ処理法の比較

16.で各種データ処理法について概観をのべたが、現在の処、正直いつてどの方法がよいと断定できるものがないことは、之までにのべたことから理解できるであろう。

しかし、いつまでもわからないといつておつても仕方がないので、著者の経験した範囲で之迄の方法を比較し現在考えていることをのべてみよう<sup>104)</sup>。

整理の対称とした波形は二重重畳波、三重重畳波、四重重畳波で整理に用いた方法は次のものである。

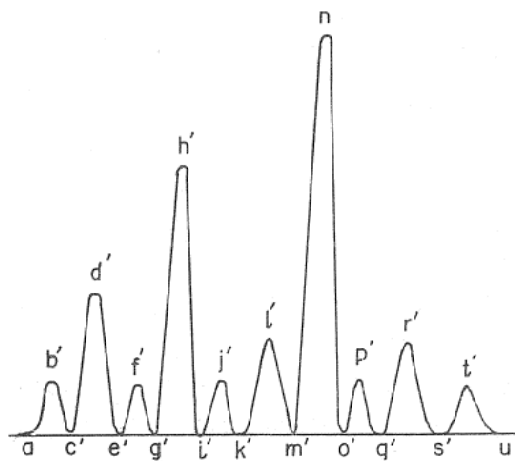
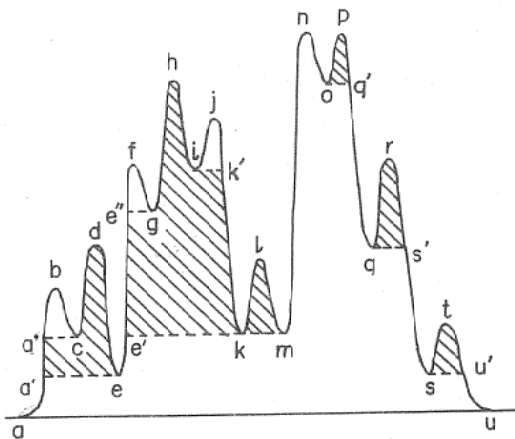
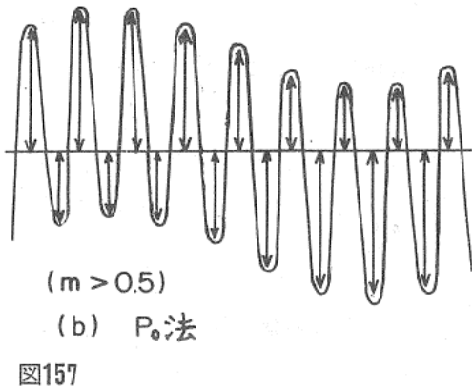
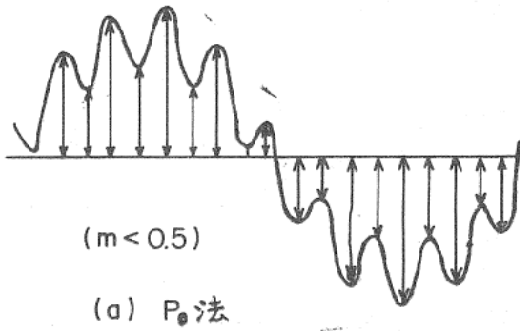
- (1) 等価繰返し数法 (中村、田中の方法、図16参照)
- (2)  $P_0$  法 [図56の(2)]
- (3) 片振巾頻度計数法 [図56の(1)]
- (4) 振巾範囲計数法
- (5) 振巾計数法
- (6) 修正振巾範囲計数法

(1)については、7及び20.2でのべたので省略する。

(2)についても既にのべた通りであるが、図157に示したように、山だけでなく、谷の頻度もよんだ。これは図157の(a)の場合やや不自然に感じられるが、(b)の場合と比べると、山のみでなく谷もよんだ方がよいと判断した。

(3)は省略し、(4)についてのべる<sup>105)</sup>。

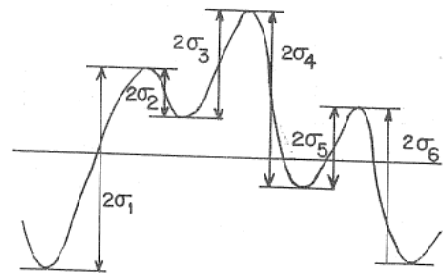
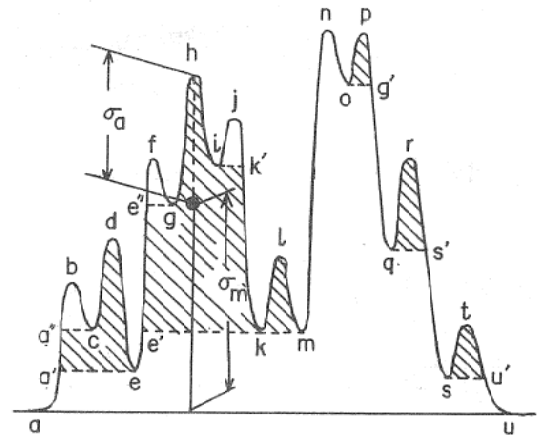
これは、図158の場合に、これを (i)  $ad'ee'kmn$   $oq'qs'su'u$  (ii)  $e'e'ghik'k$  (iii)  $a'a'cde$  (iv)  $klm$  (v)  $qrs'$  (vi)  $a'bc$  (vii)  $e'fg$  (viii)  $ijk'$  (ix)  $opq'$  (X)  $stu'$  と分割して図159



のような波におきかえて考える。レンジペアの方法ともいはれる。

(6)は図160に示す方法である。(4)の場合、 $e'fg$ のような小さな波は始んど寿命に寄与しないので、新しく修正案として、平均応力の影響を考えに入れたものである<sup>162)</sup>。(4)と図56の(9)の方法の折衷案である。

例へば、 $e'e'ghik'k$ の所は平均応力として図の $\sigma_m$  振巾応力として図の $\sigma_a$ をえらぶのである。



(5)は図161に示すように、振巾のみよんでいく。

計算の結果を表20、図162に示す。一般的にいつて等価繰返し数法及び $P_0$ 法が最も $\Sigma(n/N)=1$ に近い。当然考えられる事であるが、(2)→(6)→(4)→(3)の順に、累積被害比は1から遠ざかる。(2)、(6)、(4)、(3)何れの方法も一番大きな振巾のものをよむ事は忘れないが、それより小さい波のよみ方が矢印の順に従って小さくなる訳である。(5)の方法は、最大の振巾が当然のこと乍ら小さくなり、 $\Sigma(n/N)$ としては最も小さい\*。

理方法として山田の方法 なほ他に、整<sup>24)100)</sup>、河本鯉<sup>107)</sup>の方法等があるが、何れの方法も面倒で、実際的には $P_0$ 法や図56.(3)でのべた $P_{100}$ 法が実用的である。

図.162の例では等価繰返し数法がよく、 $P_0$ 法が之につぐ、他の方法は不安全側を与える。

\* 但し、ここでの計算では表20に示すように、疲労限以下の応力に対しては $N_i=\infty$ としているので、20.7.3でのべた事は実用上つきまよってくる。

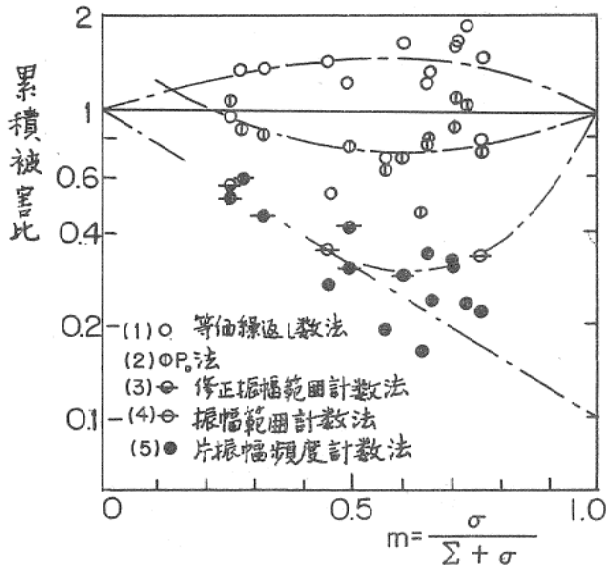


図162

表 20 累積被害比

材質	試験片 No	$\alpha_e/\alpha_{cal}$	$\Sigma(n/N)$					応力比 $m$
			(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	
二重重畳波	SS 41	1-3	0.955	1.069	0.514	0.514	0	0.26
		1-4	1.49	0.733	0.226	0.340	0.220	0.77
	1-7	1.86	1.057	0.346		0	0.74	
	1-8	1.23	0.768	0.313	0.313	0.0164	0.50	
	3-1	1.34	0.787	0.250			0.665	
	3-8	1.25	0.811	0.347			0.661	
	9-6	1.64	0.887	0.332		0.296	0.172	
	アルミ	15	1.35	0.860	0.600	0.6		0.28
16		1.44	0.541	0.274	0.350		0.46	
19		0.71	0.643	0.200			0.58	
P-12		1.68	1.102	0.314			0.72	
B-5		1.34	0.817	0.456	0.456		0.33	
B-6		1.64	0.599	0.294	0.294		0.61	
鋳鋼		11	0.83	0.479	0.169			0.65
三重重畳波	鋳鋼	1	0.861	1.057	0.079			
		2	0.42	0.258	0.070			
		3	0.39	0.151	0.017			
SS 41	4-4	0.78	0.420	0.094				
	4-5	1.24	0.657	0.145				
	2-5		1.400	0.152				
四重	SS 41	2-7	0.826	0.202	0.032			

## 21. 情報処理学の導入

最近、電子計算機の発達と共に、情報処理学、システム工学等が発達してきた。疲労強度の分野においても、その現象が複雑なだけに、このような工学の導入が必要

と思はれる。

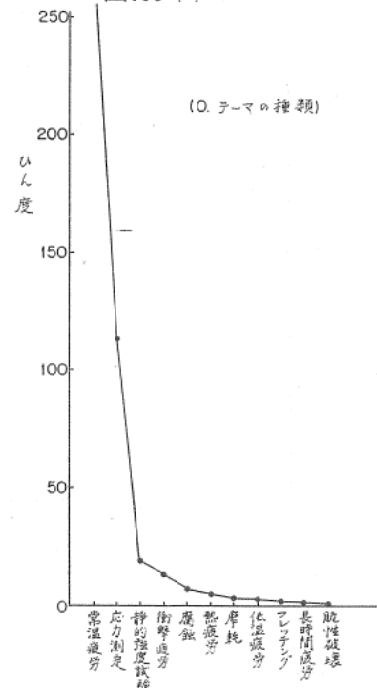
学問がますます分化していき、無秩序度がふえていく事、即ちエントロピーが増大すること、疲労寿命算定の分野にても、その例にもれないこと20、まででのべた通りである。

これをいかに集約して最後に機械の寿命算定に結びつけるかが命題となる。

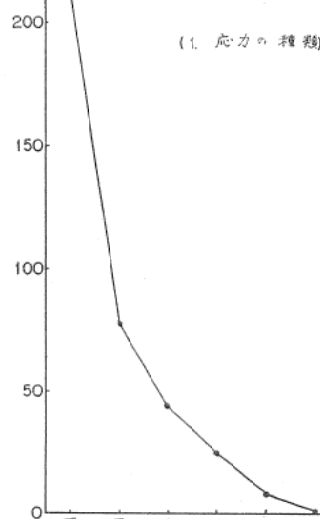
情報はふえる一方である。このままにしておくとも益益わからなくなる。

すべての文献を整理することは困難であるので、ここではさしあたり筆者の関係した文献報告について整理した。図163はその結果である。

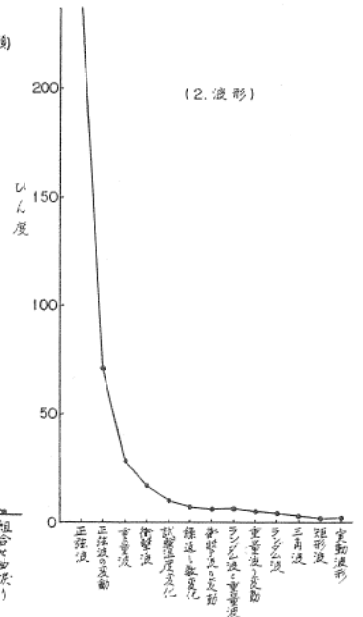
図163 (A)



(1. 応力の種類)



(2. 波形)





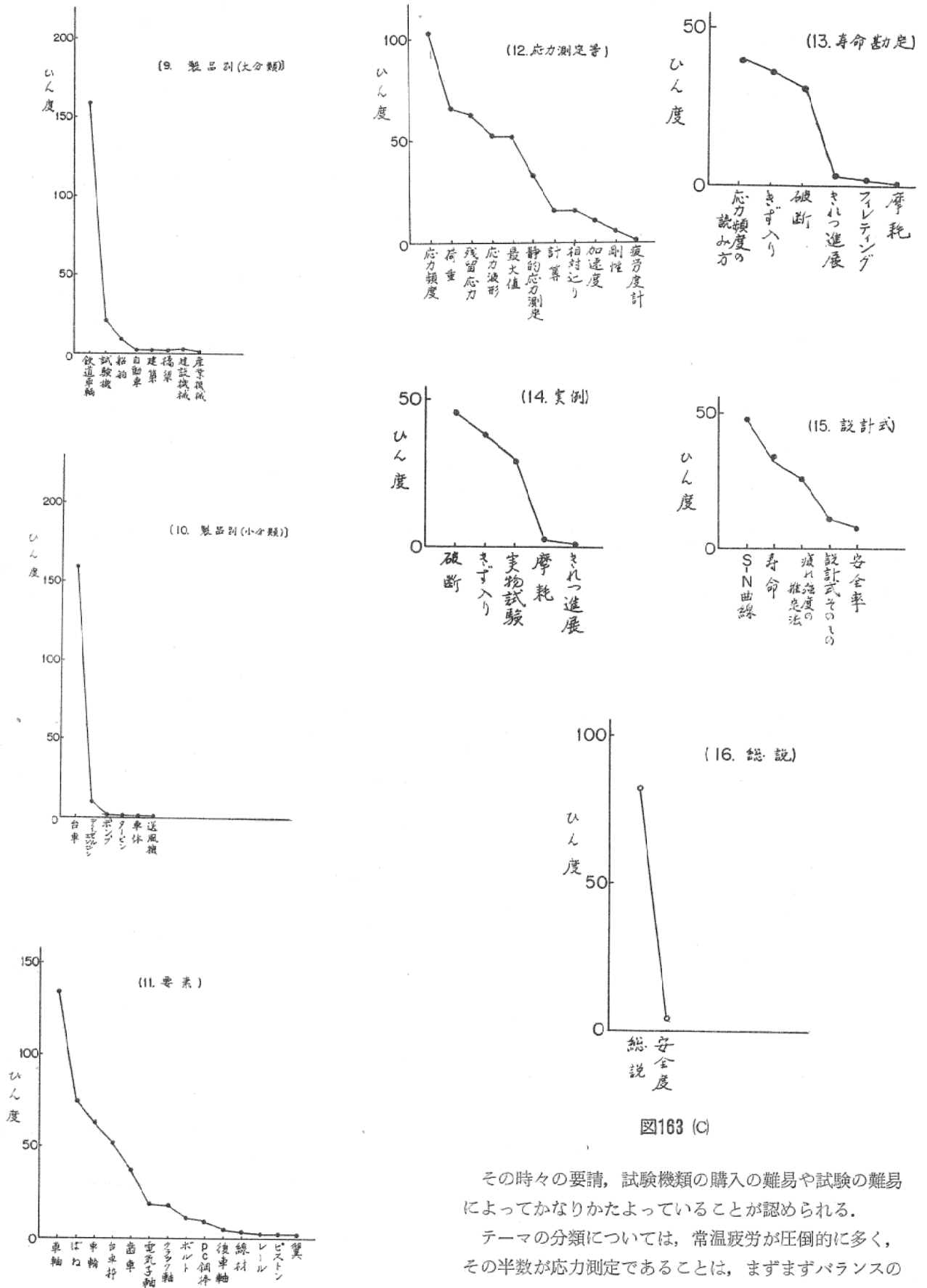


図163 (C)

その時々々の要請，試験機類の購入の難易や試験の難易によってかなりかたよっていることが認められる。

テーマの分類については，常温疲労が圧倒的に多く，その半数が応力測定であることは，まずまずバランスのとれた処であろう。応力の種類については，回転曲げが予想通り多いが，平面曲げが以外に多い。(回転曲げ)+

(振り)のような問題は最近のテーマであるのでまだ、ごくわずかである。波形については、正弦波が圧倒的に多く、正弦波の変動が、これにつぎ、ついで重畳波に関する実験が多い。

試験片については思ったより実物が多いのは、車軸など大型のものは大変であるが、コイルばねなど比較的簡単にできるからである。

試験片形状についてはV形切欠、平滑、圧入試片が多く、きれつ試片も案外多い。材料については中炭素鋼低炭素鋼についての資料が多い。熱処理については高周波焼入れのものが最も多く、以下図のようである。表面処理法の二種のものが組合はさつているのが小数ではあるが出はじめている。工作法については、熱処理のままのものが多く、研究方法についてはやはり破断に関するものが多く、ついで、きれつ入り、き裂進展に関するものもかなりある。製品別については鉄道車両が多く、試験機、船舶の順である。又、小分類では台車に関するものが多く、ディーゼルエンジンについては之からである。

要素としては車軸が最も多く、ばね、車輪、台車枠、歯車の順である。測定としては、応力頻度、荷重測定、の順序で、残留応力測定もかなりある。対称とする品物にもよるが、之らのバランスが必要であろう。

寿命勘定や実例についてはまだまだ資料が少く、応力測定結果と疲労強度の資料が共に必要なので、機会にめぐまれねばこのような資料が出難い。

設計式やS-N曲線、疲れ強度の推定法などは、これから各種部品について資料をまさねばならないと思はれる。

以上、現時点での筆者の手もとにある資料についての概観をのべたが、之らの資料を有効にいかす為には、どのような整理法を考えたらよいであろうか。

ここにのべた要請項目だけでも、すべてを網羅するには簡単に考えて  $11 \times 6 \times 13 \times 7 \times 13 \times 11 \times 16 \times 8 \times 13 \times 8 \times 6 \times 14 \times 11 \times 6 \times 5 \times 5 \times 2 = 3.17 \times 10^{15}$  の組合はせがある。

吾々の必要なのは、これらのうちある種のものであり現在では、経験によって適当に自分の頭からひねりだしている。

私共、疲労試験をしているものは、情報を一つ一つふやしている。之を又一方では整理しなくてはならないが、今の処整理の関がないのが実情であり、情報処理等の学問が役に立つものであるが、究極においては何の為に行っているのかをよく考えておかねばならない。

北川博士はその著<sup>108)</sup>において、仲々意味のある事をいつておられる。詳細は原著にゆずるが、つぎのようにのべている。

制御の立場の他に、これに対するものとして、営存の立場と創造の立場があることを指摘している。ここで営存という語は北川氏のつくった言葉で「営み」と「実存」の両者をあはせたものである。

実存というのは、実存主義という言葉があるように、ただ現実存在するものを原点に立ちかえってとらえようとする時、一切の諸々の観念、概念はただ現実存在するもの、即ち実存の上にかぶせられた仮のもの、本体をかくす「ベール」である。

この営存という言葉を理解することは難しいが、過去でこのような思想を少しでも、体系づけたものはないであろうか。そのような一つとして荘子の哲学<sup>109)</sup>をあげている。

荘子の思想の基点は

「人間がもし生命の安らかさを最上の価値とするならば、生きている混沌を生きている混沌として愛するがよい」ということである。

分析し階層化する西洋流の行き方に対し、混沌即ち無秩序のままをみるという考え方は必要であろうと思う。

北川氏は情報学のまとめとして表21<sup>110)</sup>のようなものを提出しておられる。疲労寿命算出の問題も、個々の実験事実や経験をこの表の中にあてはめてみると面白いであろう。すべて、之からの問題であるが、後述安全係数の取り方など、このような観点から再検討すべきであろう。

北川氏は著者の中で表21の中の指令の問題について述べているが、「実践の方針をさだめるにあたって、単に評価の仕方が違うというだけが問題ではない。むしろその根源にあるものは、基本的な態度の問題である。

表21 三つの座標系〔I〕〔II〕及び〔III〕

〔I〕 座標系	客体軸 objectivity	パターン pattern	混沌 chaos	変換 trans-
	主体軸 subjectivity	オペレーション operation	適応 adaptation	方略 formation
〔II〕 座標系	軸実践 practice	最適化 optimization	安定性 stability	学習 learning
	認知軸 cognition	演繹 deduction	帰納 induction	発想 abduction
〔III〕 座標系	評価軸 evaluation	効率 efficiency	信頼性 reliability	柔軟性 plasticity
	指令軸 direction	制御 control	営存 management	創造 creation
		制御空間	営存空間	創造空間
〔III〕座標系				

一方には、自己保存があり、進化がある。他方には、目標追求があり、進歩がある。前者は自然界において生物の進みきたった道である。後者は人間の社会において機械のとりきたった発達のみである。しかもこの人間社会に自然界の進化の一コマであることに相違はない。この二つのどの態度のうち一方だけをよしとする。それならば簡単である。しかし、はたしてわれわれのとるべき賢明なやり方であろうか。もちろんわたしたちも東洋人は貴重な遺産をもっている。中国に老荘の哲学があり、インドには仏教があった。それらの教えは、近代科学の発展とそれがもたらす技術進歩のかけにかくれて、ともすれば見失われがちであったことを知っている。しかし、無為にして化すという人生態度には、深い哲理がひめられている。わたしたちは、この道をも一つの可能性としてまともに考えてみななければなるまい。西欧の自然支配の理念をおしつめてゆくと制御という概念に到達する。云々」著者も以前に疲労の問題をまとめるにあたって、つぎのことをのべた<sup>112)</sup>。即ち「安全率やきづや不純物の許容限度などの決定は結局、最終的には社会、政治情勢や人生観<sup>109)</sup>、科学観<sup>113)</sup>できめるものであるから、他の学問との関連において勉強をすすめておく必要がある」とのべた。そして、この人生観において荘子の哲学もある事をのべた。すべてこれからの問題であるが、吾々技術者もこのような考え方にたつて物を見る必要があると思う。

現在は科学・技術の進歩と共に人間は確かに豊かになったが、又一面では公害、交通戦争、人心の荒廃等につながるので十分考慮すべきであろう。

## 22. 安全係数の取り方、安全工学について。

### 22.1 概説。

以上にのべたように、疲労の寿命算出については未だわからない事柄が多く、殆んど之からの問題といえよう。特に、実物についての実験、そして応力が変動する場合の資料はほんのわずかである。勿論、他の著者の研究報告もあるが、要求されているものに対してはごくわずかの資料といえよう。

すべてのことがわかってはじめて理想的な寿命を勘定に入れた強度設計ができる。

強度の問題といえは、あまり吾々の身近かなことではないと思う人もあろうが、最近新聞紙上ににぎわしている、自動車の欠陥などその好例であり、又ポリヴァー丸の沈没事故、BOACの事故、YS-11のプロペラ軸のきづ入り又は折損、ディーゼル機関車の推進軸なども強度

と関係がある。

多くの機械は長い間の経験がいかさされてつくられているが、最近のように大形化、高速化が急速にすすむと経験ばかりにもたよっておられない。

そこで、応力測定や疲労試験の結果を活用しなければならないが、やはり上述のように不明なことが多いので最終判断には困ることが多い。

以下に、著者のささやかな経験を通じて考えていることについてのべよう。

安全係数の決め方について考慮しなければならないのは大別して次の二つにわけられる。

- 1) 人命に関係のないもの
- 2) 人命に関係のあるもの

機械に事故がおきた時、前者はたとえ経済的に大なる損害をあたえても、それほど社会問題にならないが、2)の方は人命に関係があるので、この方は十分に考慮をしなければならぬ。

人命の尊さを如何ように考えるかによって安全係数の取り方は大巾にかわる。

新幹線に用いられている高周波焼入車軸を例にとってみよう。

実物車軸についての実験結果は図164<sup>4)</sup>のようである。新幹線車軸ではきづの許容限度として0.3mmの深さをとっているが、図164から推定すると $\sigma=(8\sim 10)\text{kg}/\text{mm}^2$ で $N=(10^8\sim 10^{10})$ 位くりかえさないとこのようなきづ深さはえられない。図57の応力頻度と比べると0.3mmのようなふかさのきづは絶対に入らないといえる\*。

比較の為に、現在線(主として古い貨車用の車軸)のきづ発見の資料をみると図165<sup>114)</sup>のようであり、0.5mm

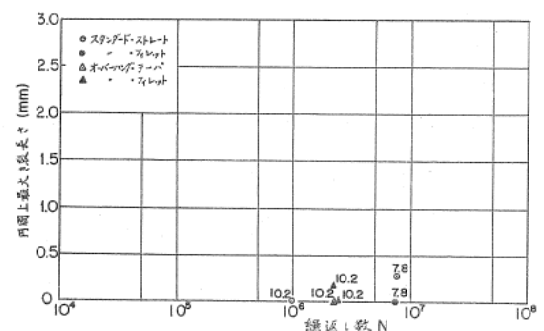


図164 最大き裂長さとの繰返し数の関係 (内ボス、高周波焼入)

\* 設計では $\sigma=2.2\text{kg}/\text{mm}^2$ の応力が250万キロ走って $N=10^9$ となる。(6~7)kg/mm<sup>2</sup>の応力は1日1往復として2回とすれば、5年走っても $2 \times 365 \times 5 = 3.65 \times 10^6$ となる。



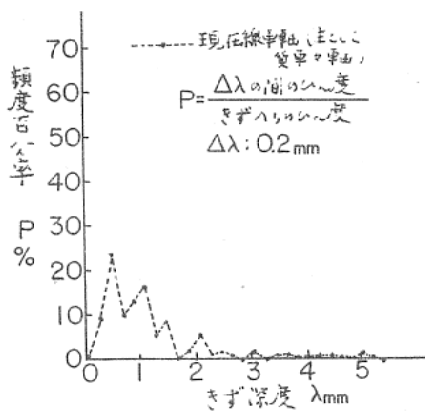


図165 車軸のきずの深さの頻度

以上のものは検出しているが、斜角探傷の精度上0.5 mm 以下は見出していない。即ち、0.3mm 以下のものはみすごしているわけである。

現在線では特に3 mm とか5 mm とかのき裂もあることを考えると、1桁ちがうことに注意すると同時に、図から判断してきずの深さが1桁ちがうということは、寿命では2桁位は容易にちがうことを考慮に入れねばならない。

経済的に考えれば随分無駄なことである。1年と100年の差である。

個々の小さい事柄がわかって、このような問題になると、何処に限界をひくかということになると難しく、21.でのべた基本的な態度の問題となる。

考え方によっては、新幹線は安全に非常に気を配っているといえるし、又、きをつかひすぎているともいえよう。

上記の事を考えて、鉄道車両、航空機、自動車、船舶などの輸送機関相互の安全性を比べてみる必要が生ずる。安全性からみた各種交通機関の長短をしらべたのが表22である<sup>115)</sup>。

億人キロあたりの死者数を比べると国鉄がもっとも小さく、自動車が之につき、航空機が最も大きい。自動車

表 22 各種交通機関の安全性

	国 鉄	自動車	航空機
集 計 年 度	昭32~41	昭37~41	昭32~41
死 者 数 (人)	342	6,069	524
旅 客 人 キ ロ (億人キロ)	13,853	5,306	148.8
輸 送 人 員 (百万人)	55,682	66,412	25.9
車 両 キ ロ (百万キロ)	24,463	155,768	363.5
億人キロあたり死者数	0.025	1.14	3.52
百万人あたり死者数	0.006	0.09	20.23
百万車両キロあたり死者数	0.014	0.0389	1.44

の事故は最近急にふえているので、この表とは自動車と航空機では逆転しているであろう。特に、昨年では死者約1万5,000人、負傷者約85万人という数字は、やはりほっておけないものである。

機械の安全性を考える上において、やはり、そのものの社会的責任を考慮に入れなければなるまい。

自動車は便利なものであり、誰でも免許証さえあればのることができる。それに反して、鉄道車両、船舶、飛行機となるとそれぞれかなり長期の教育を受けた専門家が運転するのであるから、その点不便もあるが、又一面安全性は確保されているといえよう。

人々はつねに便利さを求めてあるき、これまたどうしてもさげられない現実であるが、と同時に人間は何の為に働き、生活向上を求めているかということ、あくまでも究極は健康で長生きをし、有意義な楽しい心安らかな人生を送りたいという願望であろう。

機械及び運転者も含めて、あまりにも、負傷者や死者の多い交通機関はその点では欠陥というべきであろう。

21.でのべた荘子の「人間が若し、生命の安らかさ云々」という基本的な考え方が大切になってくる。

運転者は人間であり、もともと神経、感情、情緒を有しているものであるから、つねに冷静で正確な判断をしようとは限らない。材料、熱処理等による疲労強度のばらつきと同様、人間もある統計量として欠陥のある部材としての安全度を考慮すべきである。

ある一定の大いさの道路にはある一定量以上の車が入ると、そこにはある確率で事故はおこると考え、ある区間内に入れうる車の量を制限する必要もでてくるであろう。鉄道の場合は線路があるから、自ら走る車の両数は制限をうけるが、道路に対しても、その入口に踏台をもうけ、台数を計算し、出口での台数との差を表示して何らかの制限を設けることが必要なのではあるまいか。社会情勢もあるから急速には不可能でも、最近のように諸種の電子機械が発達した今日、不可能ではあるまい。

高速道路は鉄道と同様、ある意味では専用道路である。信号は今の処全く要らないのであるから、将来は新幹線のATCのような装置も開発すべきであろう。又、各自動車の間隔を一定にする装置も必要であろう。

機械の強度を設計するものがここ迄いう必要はないのかもしれないが、安全係数をとる時、総合的に考へるとそこまでどうしても考へざるをえない。

現在は、客観状勢が刻々変化していくのであるから、これを是非とも考慮に入れないと、機械の安全設計も充分でないといえる。

自動車の場合、会社が損をしてはならぬということから、技術者の良心をおさへつけている面がある事も事実

であろうが、一方では利用者も、制限速度、制限積載荷重など守るようにしないと、やはり機械部品の破損による事故は防ぎえないであろう。

人々の良識にまかせておけないとすれば、将来は記録装置のそなへつけが必要であろう。国鉄の貨車偏積装置など、その当初にあってはその備へつけに幾多の反対があったけれども、現在では貨車脱線などに重要な役割を演じている。

貨車脱線を発端とした鶴見事故は、ダイヤの過密もその被害を大きくした一つの要因である。過密化、高速化に従って、安全係数は上げなければならない。

車軸などでも、研究がすすむ程、太くなるという人があったが、同じ車両でも速度も早くなり、乗車人員もふえ、又、ダイヤが過密化しているから当然のことといえよう。

最後は人間の慾望を制しなければならないことで、又お互いの心のもち方の問題である。人をおしのけての上がっても、全体の地盤沈下があっては、結局は不幸になっている。

科学技術の進歩と共に、それと平均して人間のあり方に対する反省がないと、文化はいびつになるであろう。アメリカの現状をみる時特に考へる処が多い。

新幹線車軸の場合、上にのべたように非常に安全係数を取り、製作に、検査に関係者は非常に努力を払っている。しかし、一方、自動車で年間1万5000人の死者がでていることを考へると、非常に dry な計算であるが、新幹線一編成に1000人あまりのっているとして、これが事故ですべてなくなるとして、毎月事故がおこっているのと同じである。万が一、之を許すならば、かなり各部の安全率の低下は許されてもよい、即ち経費の節減になる筈である。

税金と同じことで個々の小さいものを正確にとりあげることが困難なことではあろうが、何らかの規制は必要と思われる。

鉄道、飛行機、船舶夫々ある種の国家の規制があるのであるから、自動車の生産、運営、装備についても、国家の保護と同時に、又規制を設けるべきであろう。

自動車の廃棄ガス、化学工場、発電所などのガス、薬品、食品の人体に及ぼす害等、夫々はわづかずつではあるかもしれないが、疲労強度と同じである。1個1個の損傷はわづかでも  $10^7 \sim 10^8$  個するとき裂けになり、害を及ぼす。数や量がふえてくると問題になる好例である。

疲労試験というのは簡単な試験であるが、 $10^7 \sim 10^8$  倍してきているのであるから、ある意味ではすばらしい高倍率の顕微鏡とも考へられる。それだけに、複雑多岐な現象を示すのでわかりにくい事も多いが、公害と称する

ものをみ、それらの許容値をきめる時に考へ方としてはかなり共通性があるように思われる。

井上氏<sup>11)</sup>は材料安全工学について書いておられるが、今後必要な学問分野であろう。氏によれば、図166のような材料に起因する事故分析をおこなっている。まだ定性的であるが、このようなこころみが今後どしどしでてくることがのぞましい。

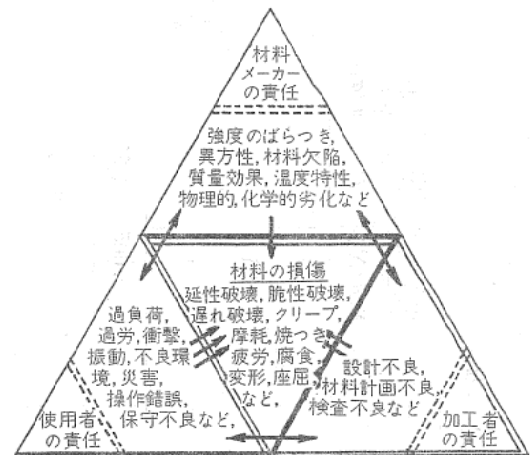


図166 材料に起因する事故の分析  
(井上)

## 22.2 実際的な疲れ寿命の算出法について

これまでののべたように、多くの因子が実物の疲れ強さに与える影響については、ほとんど解明されていないといえる。しかしながら、これらの多くの因子が判明し、その影響の程度が判明したとしても、その相互関係が十分解明されるには、さらに多くの時間を必要としよう。

したがって、現状では17.でのべたように実際の品物について、使用中における折損またはき裂発生の実例を調べ、これと単純化した寿命計算結果との比較を行なうことによって、両者の相互関係を表わすある経験的指数を求めて実用に供する以外に、実用的な方法はみあたらないようである。

かかる方法は、あくまで便宜的な方法であり、今後多くの事が判明するにつれて、合理的な修正を加えることは勿論必要である。

以下、実用的な寿命の算出法について説明する。

応力頻度が求められ、また  $S-N$  曲線が判明すれば、直線被害則  $\Sigma(n/N)=1$  を仮定すれば寿命の計算は一応可能であるがこれまでの経験や表23では17.でのべたように、上記の考へ方が成り立たない場合の方が多いので、ここでは便宜上、 $\Sigma(n/N)=1$  を仮定し、試験片又は実物の疲れ試験によって求めた  $S-N$  曲線を実際の使用結果に計算による寿命とが一致するように修正する方法

表 23. 応力測定, きず入り, 寿命計算などの実例

部 品 名	応力波形	アーク 整理法	応力頻度	最大応 力値 kg/mm <sup>2</sup>	材 質 熱 処 理	疲 れ 試 験 デ ー タ		計算寿命と実際寿 命を合せた方法 k'	疲れ安 全率 $\sigma/\sigma_w$	備 考	測定時期	分 類
						試験片 実物より作 った試験片	実物					
阪神電鉄 ノーズばね	重畳波 振り	$\Sigma'$ , 一次波	全線 (1.78km)	$\tau = \pm 16$ (内側)	ばね鋼		○	$\approx 1$			昭29	
台車枠 (p-6)	重畳波 平面曲げ	$\Sigma'$ , 一次波	一部	$\tau = \pm 15$	鋳鋼	○		$\approx 1$			昭29.4	A
交流電気機関車 スボーク車輪	平面曲げ 共振				鋳鋼	台車枠の データを使用		$\approx 1$		類度を推定して 求めた値とほぼ 一致する.	昭32	
板 車 輪	三角波	全振幅 平均応力	全線	$\sigma = -15.1$ $+3.6$	圧延鋼		○	$\approx 0.005$			昭32.6	
普 通 車 軸	正重畳 衝撃波	半振幅	多数あり	$\sigma = 10$	中炭素鋼	○	○	2~3			昭27 以降	
高周波焼入車軸	同上	同上	同上	$\sigma = 6.5$	中炭素鋼 高周波焼入	○	○	2.3			昭39 以降	B
交流電気機関車 撓み板ばね	三重重畳 波変動	$\Sigma'$ , 100m 30m, 各波 毎のピク	全線	$\sigma = 45$	特殊ばね鋼	○	○	0.005 ~0.007			昭38.7	
台車枠 (新幹線)	共振波形	100m 毎の 最大	全線	$\sigma = 7.5$	溶接部					10 <sup>8</sup> 回での $\sigma_w$ は 3kg/mm <sup>2</sup>	昭41	
キハ42500車軸	振り・ 変動	片振巾		$\tau = \pm 7$	SF 60	$d=25$ の $\tau_w=14$ kg/mm <sup>2</sup>					昭30.3	
DT 20台車枠	複雑波			$\sigma = \pm 10.7$	溶接部						昭30.10	C
DT 20台車吊ボルト	共振			$\sigma = \pm 10.5$							昭30.10	
台車枠 (KSK)	共振	速度と最大 値の関係		$\sigma = 8$ (全振り)	溶接部						昭29.12	
台車枠 (川・西)				$\sigma = 5$	SS 41					板ガス切断の際 の残留応力	昭29.2	D
台車枠 (日・京)				$\sigma = 2$	高抗張力鋼					残留応力約40 kg/mm <sup>2</sup>		
電気機関車 大齒車リム部				$\sigma = 10.6$ (全振り) (2.5±9.4)		平面曲げ					昭31	

キ	ハ	42500 コイルばね	ランダム	振巾応力に 平均応力を 考慮	一部	ばね鋼	○				事故なし	昭26
新	幹	線 撓み板ばね	重量波 変動	片振幅 100 m毎	全 線	特殊ばね鋼	○		2.6以下		事故なし	昭39
		クランク軸の一例				模倣クラ ンク軸(122) $\sigma_w = 23$ kg/mm <sup>2</sup>					事故なし	昭41
		送風機, 翼車材				$\sigma_e > 55$ kg/mm <sup>2</sup> $\sigma_B = 75 \sim 88$ kg/mm <sup>2</sup>						

E

\* 測定値についての値

A ; 比較的計算寿命と実寿命が一致した例

B ;  $\Sigma(n/N)$  または  $k'$  でかなりの修正が必要であった例

C ; 定性的に事故原因が説明できた例

D ; 疲れ限度に対して応力がかなり低い例

E ; 事故のない例

を考えた。修正の方法としては (i) 図64に示したように、基準の  $S-N$  曲線を下方に平行移動させて他の  $S-N$  曲線を引く方法、(ii) 図62のように基準の  $S-N$  曲線の  $S$  を  $1/k'$  にする方法。

これらの方法は、そのいずれも一長一短があるが、(i)の方法は  $\log \sigma - \log N$  曲線を描くとき、ほぼ一点に集中するので、ということと、 $\lambda - \sigma - N$  線図 (図1.参照) と類似しているので疲れ強さの面からみた場合には、やや合理的のように考えられる。しかし、多くの因子を考え、新しい安全係数として  $k'$  なるものを考えるという観点から、ここでは (ii) の方法について考えることとする。

すなわち、計算寿命と実際の品物の使用結果の比較から、両者を一致させるための  $S-N$  曲線を (ii) の方法で求め、そのときの  $k'$  の値を実用的な寿命計算の場合の安全係数として用いる。

$k'$  の値を多くの実例について求めうれば、設計時の寿命計算に用いることが可能と考えられる。

つぎに  $S-N$  曲線は修正せずに、実際の応力ひん度から累積繰返し数比  $\Sigma(n/N)$  を求め、これを実例と一致させるために修正する方法がある。

すなわち、多くの実例について、応力ひん度と実験室で求めた試験片または実物の  $S-N$  曲線から  $\Sigma(n/N)$  を計算し、この値を実働応力下における  $\Sigma(n/N)$  と考え  $\Sigma(n/N) = 1$  として計算した寿命に掛けて修正する方法である。

$k''$  は  $\Sigma(n/N) = 1$  として、寿命を計算する場合に対する一種の安全係数とも考えられる。

$k'$  および  $k''$  の値として、どのような値をとればよいかについては、現在のところ資料も十分とはいえず、また実験例も少ないが、著者らの関連した過去の事例から求めた結果によれば表23のようになっている。

$k'$  の値としては、(2~3)、 $k''$  の値としては(0.001~0.01)となっている。

$k'$  または  $k''$  の値については今後多くの資料の蓄積によってもっと正確になると思うが、 $k''$  の求め方については、次のような方法を考えた。

図83で定性的にのべた事であるが、具体的な実例を入れた例が図 167 である。

この方法によれば、 $a$  [18.2参照] をもとめておけば、 $k''$  を求めうる。

以上をまとめると

1) 室内における単純な疲れ試験を行なって求めた基本の  $S-N$  曲線の  $S$  を  $1/k'$  倍して  $S-N$  曲線を修正し、その  $(1/k')S-N$  曲線を用いて、応力ひん度と直線被害則に従って、寿命計算を行なう方法、 $k'$  の値

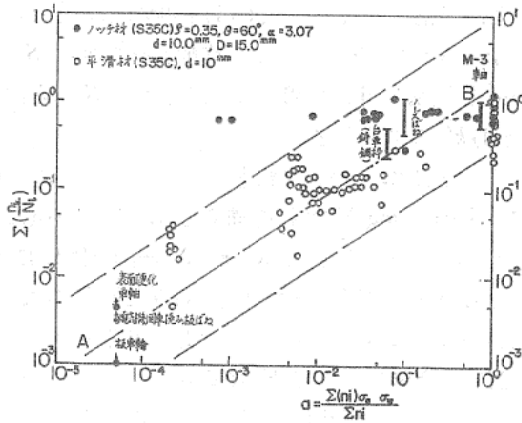


図157 高抗張力鋼の S-N 曲線と  $\log \sigma$  と  $1 \div (dT/dt) t=0$  の関係を図示したもの

として (2~3) を用いる。

2) 直線被害則を用いて計算し、でてきた寿命を  $k''$  倍して用いる方法、 $k''$  の値としては (0.01~0.001) を用いる場合と、応力ひん度分布と S-N 曲線から、図83を用いて求めた値を用いる場合がある。

### 22.3 寿命勘定の時の安全係数の取り方について。

22.2でのべたように、 $S/k'-N$  曲線を採用する仕方は  $k'$  をあるいみで安全係数とみうる。 $k'$  が 2~3 であるという事は、実際問題としてはかなり重要な事である。

即ち、疲れ限度が  $30\text{kg/mm}^2$  とでも、 $(15\sim 10)\text{kg/mm}^2$  としかとれない事を意味するからである。又、 $\Sigma(n/N) = 0.01\sim 0.001$  というのも、実際には非常に影響が大きい。即ち 100年及至 1000年とでたものが、1年しかもたないという事だからである。

航空機など、実物の疲労試験の方法が規定され<sup>117)</sup>、又各社において、設計基準、検査基準等が定められているが、この  $k' = (2\sim 3)$  という字は非常に重要な意味をもつ。そこで、ここでは (2~3) という数字の意味について筆者の経験ならびに他の資料と比較して検討してみようと思う。

#### 22.3.1 圧力容器の規定。

原子力圧力容器はその安全性が特に要求されている。これについてはアメリカ ASME において研究され、ASME Code Sec III<sup>118)</sup> においてまとめられている。わが国においても研究が機械学会を主体にして研究されているが、この場合においては、上記  $\Sigma(n/N)$  としては 0.05 又、 $k'$  として 2 をとり、何れかのうち安全側で設計するように規定してある。

#### 22.3.2 航空機の部品、ブルトーザの部品

航空機のある種の部品については図 168 におけるように、 $\sigma_m - \sigma_a$  線図において、縦軸の疲労限の  $1/3$  の所と  $\sigma_T$  との間を結ぶ直線を限界としている。又、アメリカの Caterpillar Diesel という建設機械の会社では、色々な経験の末、やはり上記と同様、 $1/3$  に疲れ限度を落とすと結果があうという事である。

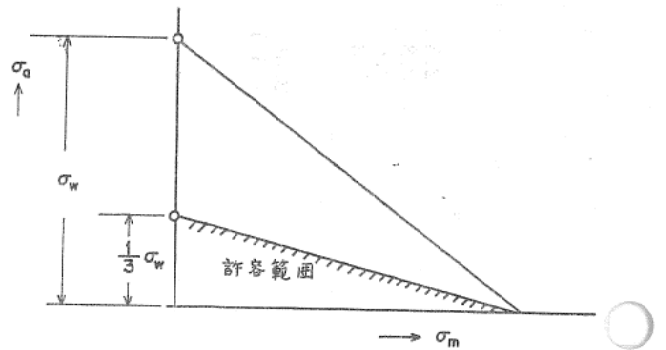


図168 耐久限度線図

航空機については JIS において強度試験法が規格されていて、その一例を示せば、図 169 のように荷重頻度の分布はほぼ片対数になっている。

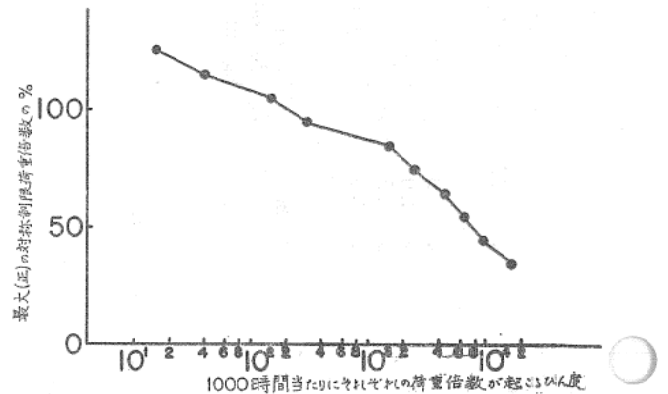


図169 操縦荷重のひん度の一例 JIS W 0611

このような場合、実物について疲労試験をするので、荷重の低い頻度の大きな処を省略するかしないかで、試験日数、ひいては経費も随分異なるが、現在の処、これで充分であって経済的な方法はないようである。

#### 22.4 検査基準について

安全係数の決定と表裏一体であるが、検査の基準や廃却基準をどこにおくかは実際には非常に微妙な処がある。



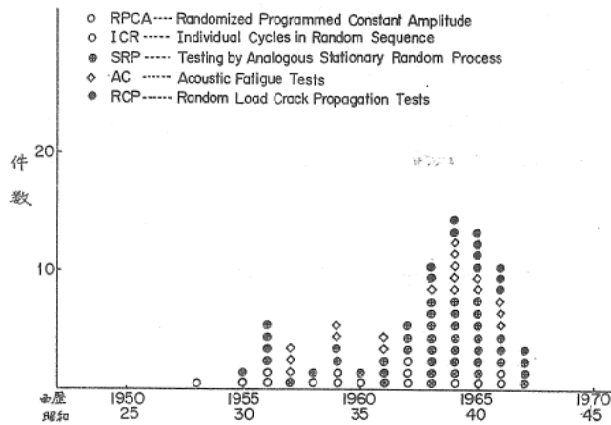


図171 変動荷重をうける疲労強度研究テーマの変遷図 (Swanson)

波形は膨大な組合わせがあり、吾々はそのごく一部を研究したのにすぎなくて、まだまだ不十分である事がわかり、特に長時間かけての疲労試験が殆んど行なわれていないことにきがつく。航空機、自動車の場合は、それでも比較的短日月の寿命であるが、車両、船舶になるとその間の事情が異なるので、これらの点について、特に長期のものについては疲労の中に腐蝕の問題を必ず伴い、又ある種のクリープ、時硬などを含むので、これらの現象との関連も考えなくてはなるまい。

ここで、今後どのような試験研究をしたらよいであろうか。

理想としては、

1) 実物について、その品物に働く応力をテープにとり、それに従って応力を加えて疲労試験をする。

しかしながら、この方法によれば、従来、5~10年かかってひびが入っていたものは、それだけの年数がかかり到底1台や2台の試験では物の用にたたない。

2) そこで、考えられるのは、応力波形は相似にして応力の絶対値を増して、試験する方法である。

この方法は一見よいようであるが、図97でのべたことや図172のように、応力レベルによって形状などの影響をみる為の寿命は逆転する事がある\*。

これまで多くのものは、この事を意識してかきらずか無視して行なわれているが、充分考えなければならない事である。

3) 時間を短縮する為、疲労試験の周波数を早くすることが考えられる。この事柄についても、図24で示し

\* 図172は  $N=10^4 \sim 10^6$  を境にして切欠試験片と平滑試験片の寿命が逆転する。即ち、応力の大小によって形の寿命に及ぼす影響がかわることを示す。

\*\* a : 半径方向へ測った距離

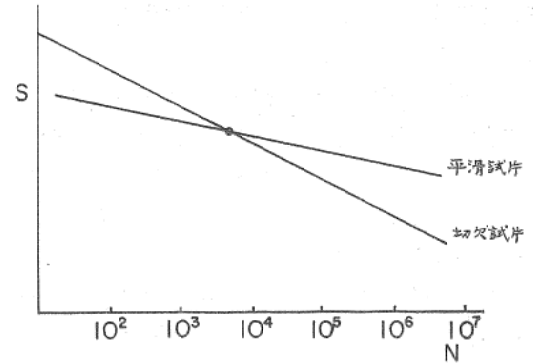


図172 S-N曲線の模型図 (平滑試験片と切欠試験片の差)

たように、同じ応力でも周波数の低い方が寿命が低くなるので正しい値を示さない。

4) 実物のかわりに小形の試験片をつかう方法。実働応力下の疲労の問題や長時間疲労の例など、この方法で多くの資料をうる事が考えられる。但し、これにも問題があり、試験片の方が15.でのべたように疲労強さは大であるので、実働応力といっても、応力の絶対値は実際よりかなり高い値を使わねばならぬ。これ又、誤差である。

このような時考えられるのは、つぎの方法である。

小形試験片と大形試験片で切欠底の応力勾配  $d\sigma/da^*$  をあわせると寸法効果の説明ができるという考え方があるので、大形試験片の疲労試験のかわりに、 $d\sigma/da$  をあわせた小形試験片をつくり、これについて実働波形の疲労試験を行なう。

又、一つの考え方は、20.3でのべた考え方で、図132に示すように寸法効果、切欠効果及び変動荷重による影

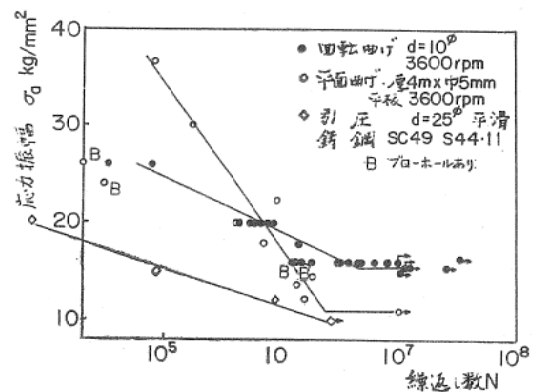


図173 鋳鋼切出し材疲れ試験結果



響を説明しうるので、図130のヒステリシスループの面積をあわせた試験片形状を実物の代用にする方法である。が何れの方法も、今後の検討を必要とするが、一つの考え方である。

5) 引張圧縮の荷重をうける部材の時や、大形材曲げの時には引張圧縮疲労試験がのぞましいが、このような試験機はその価格が高いので、平面曲げや回転曲げで代用できればよい。鋳鋼についての一例は図173のようで、かなりS-N曲線は異なる。疲労限近辺では平面曲げが引張圧縮に近いが、Nの短い処で著しく疲労強さが異なる。

以上1)~5)、何れの方法も満足する方法はない。結局今の処、考えられるのは、4)の方法と2)の方法を主力にし、1)3)5)などを適当におり混ぜ、20.3でのべた疲労の法則を加味して実際の使用結果を参考にしていより他に道があるまい。

むしろ、いかなる疲労試験をしたらよいかという事が研究テーマであろう。

## 24. 結 び

以上、2から23まで標題のことについてのべた。疲労の研究が開始されて既に100年以上経過するのに、まだ考えようによっては実用という面を考えると、緒に付いたばかりと言へ、非常に難しい問題である。

筆者の経験したことを中心にのべたので独善的なことも多々あらうと思うが、いささかでも御参考になれば幸である。

なお、終りにのぞみ、本資料をまとめる事をすすめて下さったのは今は亡き大谷碧教授である。機械の寿命算出も難しいが、人の寿命も又一層測り難いものである。ここに、哀悼の意を表すると共にいささかの感概をいさきながら筆をおく次第である。

- 102) 中村, 堀川, 蔵田, 川崎重工業技術研究所第1回研究発表会講演論文集 (昭45.1) P.15
- 103) H.T. Corten; T.J. Dolan, Proc. Intern. Conf. on Fatigue of Metals, p. 235 (1956)
- 104) 中村, 堀川, 蔵田, 機械学会関西支部第223回講演会講演論文集 (第1集) (昭44.11) P.7
- 105) 伊藤(文), 鉄道技術研究報告, No. 676 (昭44.4). P.1
- 106) 山田, 北川, 材料 Vol. 131 No. 131 (昭39). P.619
- 107) 河本, 鯉濱, 機論, Vol.30. No.212 (昭39.4). P.475
- 108) 北川(敏), 情報学の論理, 講談社現代新書 (昭44.9). P.154
- 109) 福永, 荘子, 中公新書 (昭39.3).
- 110) 108) P.170
- 111) 108) P.130
- 112) 中村, 最近の軸と軸継手の設計と応用日刊工業新聞社, 講習会テキスト (昭42.7). P.10
- 113) 湯川, 梅澤, 人間にとって科学とはなにか, 中公新書 (昭42.5).
- 114) 中村, 小西, 上田, 田中, 台車の強度, 負荷, 高速鉄道の研究 (昭42.3). P.223

- 115) 中村(林), 運輸と経済, Vol. 29. No.2 (昭44.2). P.38
- 116) 井上, 金属, Vol.39. No.18 (昭44.9). P.49
- 117) JIS 飛行機の強度および剛性, 信頼性要求事項, 繰返し荷重および疲れ, (W0611-1967)
- 118) 鶴戸口, 造船協会誌 No.461 (昭42.11). P.7
- 119) S.R. Swanson, Materials Research & Standards, Vol. 8. No. 4, ASTM (1968.4)