材 料 強 度 特 集

実働荷重をうける金属材料の疲れ強さ……55

ピーニングによる鋳鋼品の補修，肉盛溶接部の残留応力緩和……61

金属，合金の延性に及ぼす応力状態の影響……67

原子炉圧力容器ノズル端溶接部の低サイクル疲れ強さ……72

タービン発電機のエンドブラケットの剛性……77

化学機器用固定管板多管式熱交換器の強度……81

U. D. C. 620. 178. 3 : 620. 178. 4

実働荷重をうける金属材料の疲れ強さ

Fatigue of Metals Under Service Load

鯉 淵 興 二*
Kôji Koibuchi

要 旨

機械が高速あるいは大容量になってくると，軽量でしかも信頼性の高い設計を行なう必要が生じてくる。そのためには，精密な応力計算をするとともに，機械に実際に作用している実働荷重に対する疲れ強さを考慮する必要があろう。

本論文は実働応力の推定から疲れ設計に至るまでの過程について疲れの基礎的研究の立場より検討を加えたものである。すなわち，実働応力の計数方法およびそれによって求めた応力ひん度分布にしたがって疲れ強さを推定するための累積被害法則について疲れ被害の主要因子である疲れ試験中に発生する繰返し塑性ひずみを基に検討し，さらに実働応力を模擬した疲れ試験を行なうために開発した種々の実働荷重疲れ試験装置を紹介し，最後に，以上の結果を総合して実働荷重を考慮した疲れ設計を行なうに際して考慮すべき事項について述べたものである。

1. 緒 言

最近のように機械が高速あるいは大容量になってくると，軽量でしかも信頼性の高い設計を行なう必要が生じてくる。そのためには精密な応力計算とともに，機械に実際に作用している実働荷重あるいは実働応力に対する疲れ強さを考慮する必要があろう。

このような実働荷重を考慮した疲れ設計を行なうためには，まず機械の全寿命中に発生しうるすべての事象を想定して推定した実働荷重に対して疲れに対して弱いと考えられる個所の実働応力を推定することになろう。次に，この実働応力に対する各部材の疲れ強さを推定するためには，実働応力値を計数して実働応力のひん度分布を求め，その結果に基づいて，疲れ試験を行なうか，累積被害法則を行なうのが普通である。

しかしながら，実際の機械はこのようにして推定した寿命より往々にして早く破壊する。もちろん，以上の諸過程において累積された誤差もあるが，材料のばらつき，複雑な残留応力，腐食，加工時のミスなどあらかじめ評価しがたい種々の要因が考えられるので，これらの要因を考慮した安全率を用いて設計するのが普通である。

実働荷重に関係した研究発表は最近非常に多いが，実働応力の推定から部材寸法決定に至るまで，いまだ多くの問題点が残されている。筆者らは，クレーン鋼構造の実働荷重を考慮した疲れ設計基準を作成するため，その疲れ強さに関する研究を担当してきたが[1]，それと平行して，実働応力推定より部材寸法決定に至るまでの過程を確立するため，一連の基礎的研究を行なってきた。本報はその一部について述べたものである。

2. 実働応力と計数方法

機械に実際に発生している実働応力は複雑な波形形状を示すが，計数あるいは疲れ試験に要する手間と時間を考えれば，実働応力波形中疲れ被害を与える応力のみ計数して，ひん度分布を求めることが望ましい。

応力計数法として現在10余りの方法が提案されているが[2]，絶対的なものはなく，その実働応力に応じて，合理的かつ簡便な方法を選択する必要がある。次に疲れ被害の立場より応力計数法に検討を加えてみる。

金属材料に繰返し応力が作用している場合の疲れ破壊の過程はき裂の発生までと，そのき裂が成長して部材を通過し，最終破断に至るまでに大別され，両過程の疲れ被害の物理的内容はかなり相違する。しかしながら，現状ではき裂が発生しないように設計するのが普通であるから，疲れき裂発生までの疲れ被害を考慮して，計数方法を検討すればよいであろう。

疲れき裂の発生は微視的に見れば複雑な現象であるが，結局，繰返し応力による転位の運動が主原因である。したがって巨視的には転位の運動と密接な関係のある繰返し塑性ひずみを疲れ被害の主要因子と考えられよう。図1は0.3% 炭素鋼の直径10 mm の平滑試験片を用い，両振り引張圧縮疲れ試験を行なった場合のS-N曲線であるが，このような材料に繰返し応力を加えていると，試験のご

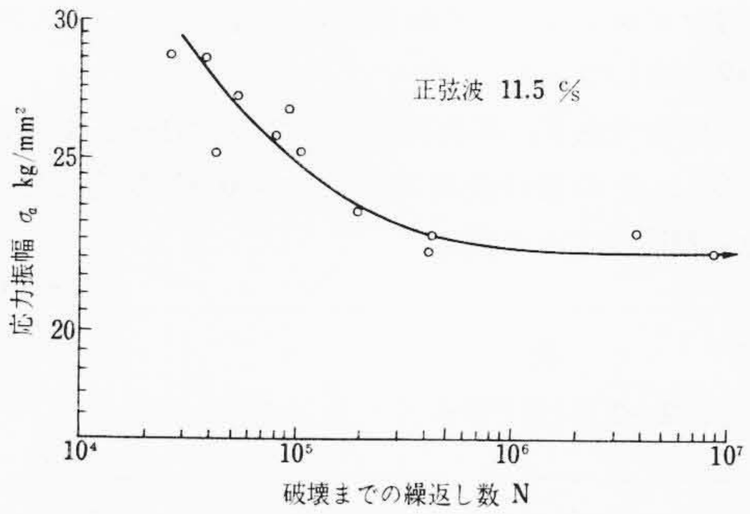


図1 S-N 曲 線

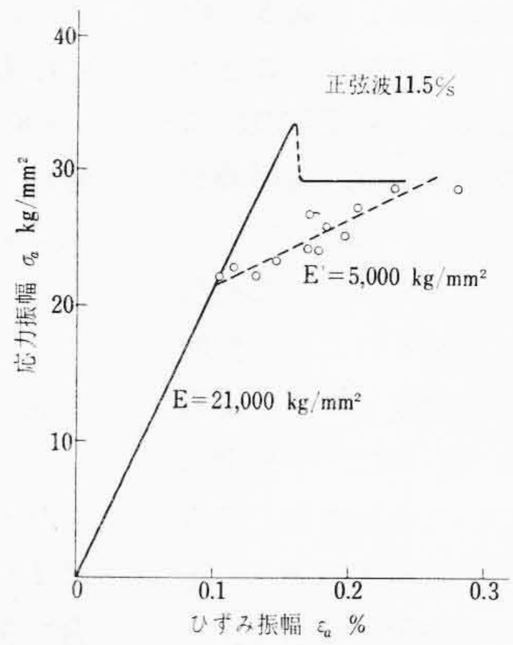


図2 σ_a-ε_a 線 図

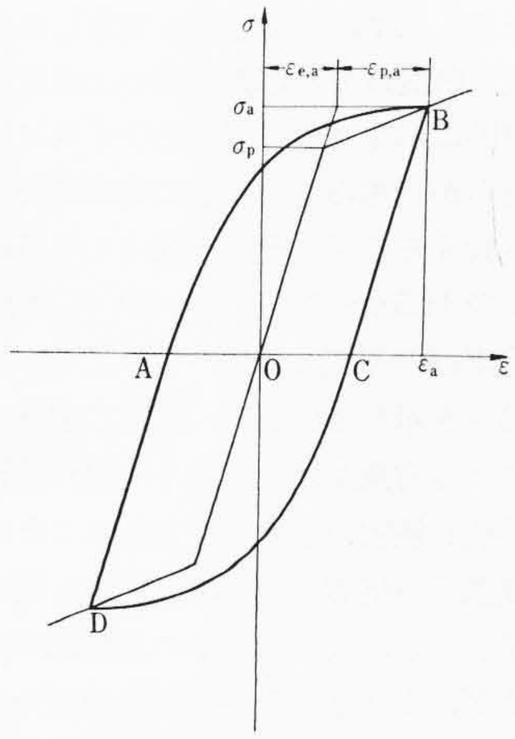


図3 応力-ひずみ曲線

* 日立製作所機械研究所 工学博士

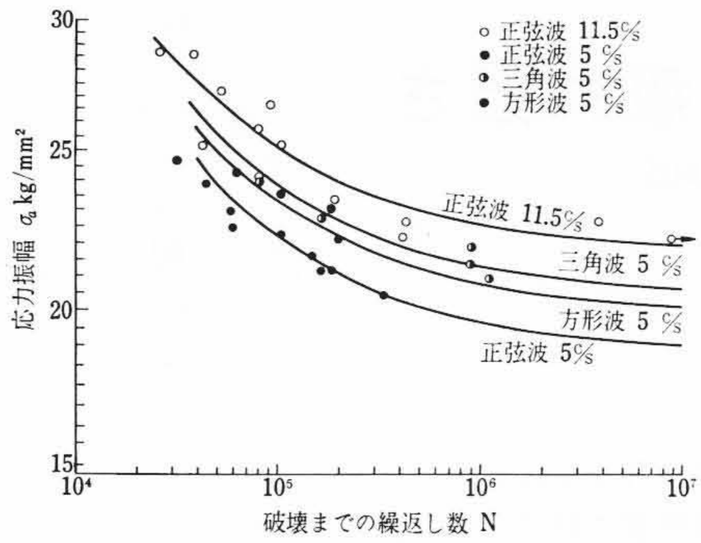


図4　σ_a-N　曲　線

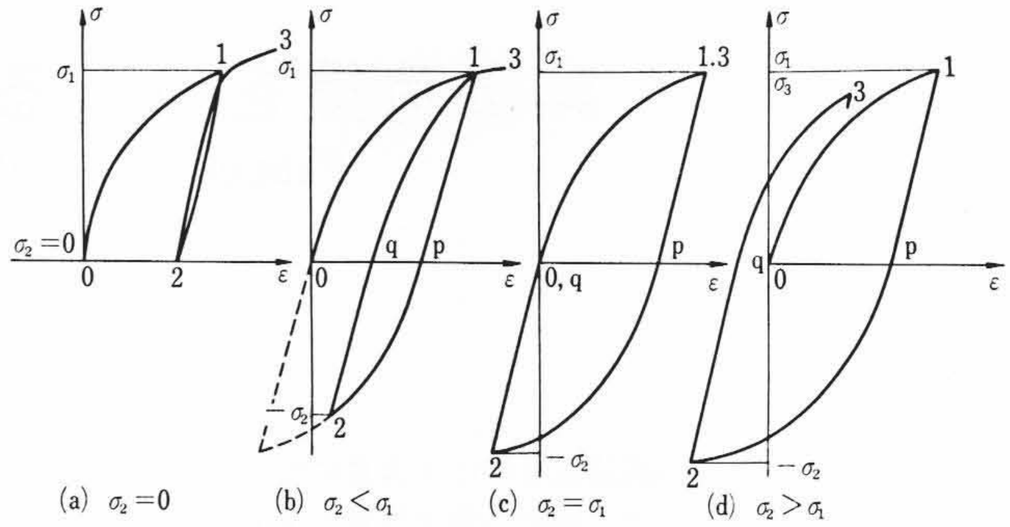


図6　塑性領域における応力-ひずみ曲線の例

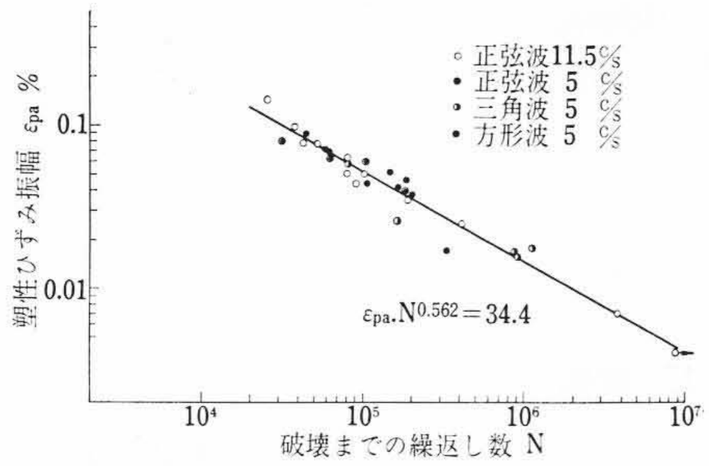


図5　ε_{pa}-N　曲　線

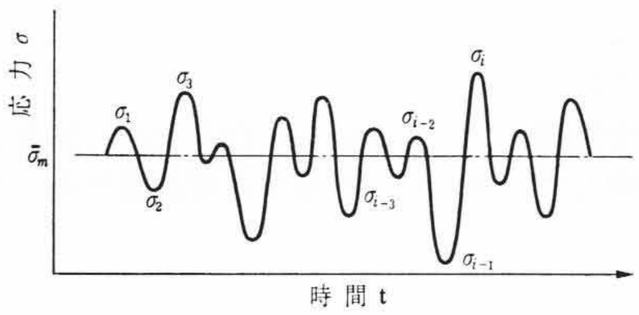


図8　実動応力波形

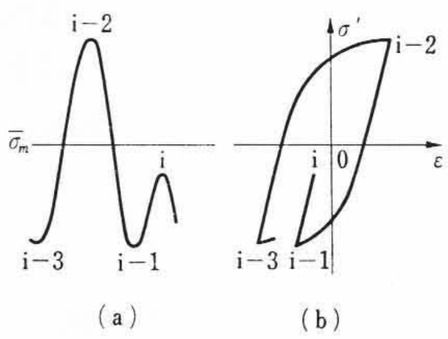


図9　平均応力の片側で変動する波

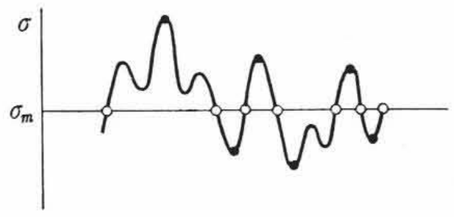


図10　平均応力経過ピーク応力計数法

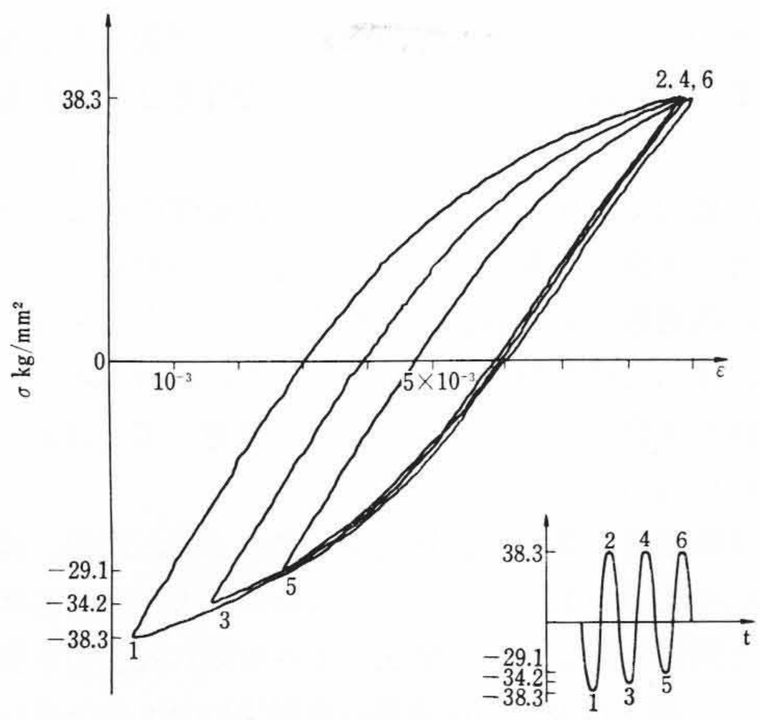
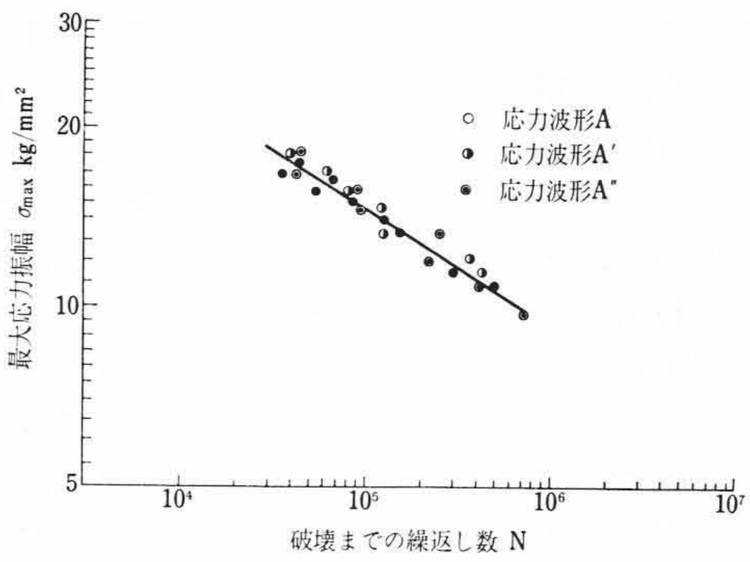


図7　変動応力下の応力-ひずみ曲線例



(供試材料 0.3% 炭素鋼，V形切欠試験片)

図12　レードルクレーン実働応力波形による疲れ試験結果

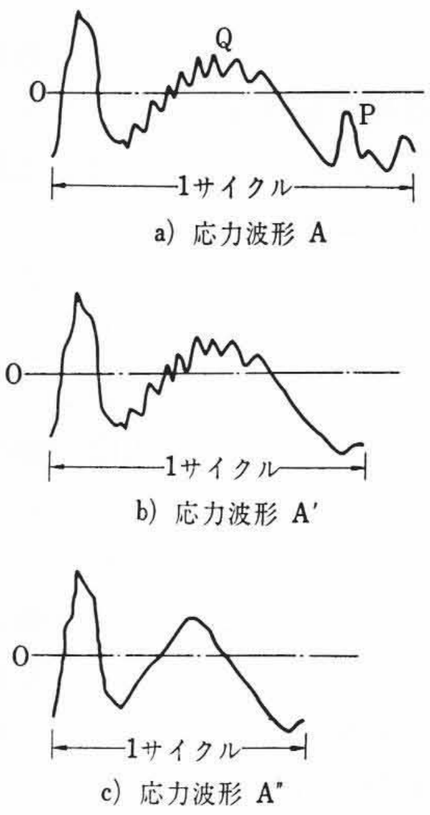


図11　レードルクレーンの実働応力波形

く初期にひずみ振幅が増加するが，すぐに安定した値を示すようになる。**図2**は応力振幅と安定したひずみ振幅の関係を示したもので疲れ限度以上の応力振幅では繰返し塑性ひずみが発生し，**図3**に模型的に示すように応力とひずみはヒステリシスループを描くことが明らかであろう。一般に実働応力は疲れ試験と異なり非正弦波状に変動するので，その一例として5 c/sの正弦波，三角波，方形波および11.5 c/sの正弦波を用いて疲れ試験を行なった。**図4**は0.3%炭素鋼の平滑試験片の場合であって，波形によって異なった疲れ強さを示しているが，繰返し塑性ひずみをとれば**図5**のように波形による有意差は無くなり，疲れ試験中に発生する繰返し塑性ひずみが疲れ被害の主要因子であることが理解されよう。次に，不規則に変動する応力によって発生する塑性ひずみについて検討を加えてみる。いま，疲れ試験中の変動応力によって発生する塑性ひずみの挙動が，より応力の高い塑性領域での塑性ひずみの挙動と類似であると考える。**図6**は4とおりの負荷方法による応力ひずみ曲線を模型的に示したものであって，最初，正の側にσ_1まで応力を加え，次にσ_1より応力をゼロにもどしたのち，負の方向に$-\sigma_2$まで応力を加え，さらに，応力をゼロにもどしてから正の方向に再負荷した時の応力ーひずみ曲線を示している。

(a)図は$\sigma_2=0$の場合であり，再負荷したときの応力ーひずみ曲線は，ほぼ1点を通り，その後は最初の負荷曲線0→1の延長上に乗る。0→1の応力と塑性ひずみの間に

$$\varepsilon_p=a\sigma^m \quad \cdots\cdots(1)$$

a, m:　定　　数

が成立するのに対し，2→1はほぼ弾性的であって

$$\varepsilon_p=0 \quad \cdots\cdots(2)$$

となる。(b)図は$\sigma_2<\sigma_1$の場合であり，再負荷の応力ーひずみ曲線は1点の近傍を通った後，0→1の延長に乗る。(c)図は$\sigma_2=\sigma_1$の場合であって，正と負の応力ーひずみ曲線が対称と考えると，図のように閉ループを描く，(d)図は$\sigma_2>\sigma_1$の場合である。**図7**は変動

応力による応力ーひずみ曲線の一例であって，0.3% 炭素鋼平滑試験片に引張側のピーク応力を 38.3 kg/mm² に固定し，圧縮側のピーク応力を −38.3 kg/mm² から，−34.2 kg/mm²，−29.1 kg/mm² と徐々に減少した場合，応力ーひずみ曲線は図 6（b）のような挙動を示していることがわかる。

次に以上述べてきた知識をもとに，図 8 に示すような不規則に変動する実働応力の計数について考えてみる。不規則に変動する実働応力を試験片に加えていると，定振幅応力の場合と同様，応力ーひずみ曲線はある繰返し数の後に，全体の波の平均応力 $\overline{\sigma_m}$ を中心として，応力波形に応じたヒステリシスループを描き，塑性ひずみを，発生すると考えられる。疲れ試験中に発生する塑性ひずみは塑性変形の速度依存性によって，図 4 のように波形形状の影響をうけるがこのような疲れ強さに対する波形効果は試験片材質，応力分布などによって異なり疲れき裂の発生源となる応力集中部では，周囲の弾性部分によって塑性変形が拘束され現れにくいのでいまこれを無視すると，図 8 のような不規則変動応力を試験片に加えると，平均応力 $\overline{\sigma_m}$ よりある応力ピーク σ_i まで応力を加える場合，塑性ひずみを発生し，σ_i より $\overline{\sigma_m}$ まで応力を除く場合にほとんど塑性ひずみを生じないので，図 6，図 8 に示すような塑性変形に対する応力ピーク間の順序の影響を無視すれば注，疲れ試験中発生する塑性ひずみは，ピーク応力 σ_i と平均応力 $\overline{\sigma_m}$ の差，偏差応力 σ_i'

$$\sigma_i' = |\sigma_i - \overline{\sigma_m}| \quad \cdots\cdots (3)$$

によって決まると考えられる。すなわち，実働応力を計数するには，疲れ被害に最も関係の深い σ_i' を計数すべきであろう。また，図 9（a）に示すような平均応力の片側で変動する波 $i-1 \sim i$ はほとんど塑性ひずみを発生しないため，計数にあたり無視して差支えない。結局，実働応力を計数するには図 10 に示すように，応力波形が平均応力を続いて横切る間に 1 回，その最大値あるいは最小値を計数する平均応力経過ピーク応力計数法 The Mean-Crossing Peak Count Method を使用すればよい。

図 12 は図 11 に示すようなレードルクレーンの主ガーダに発生した実働応力波形 A より，平均応力の片側のみで変動する波 P あるいは P および Q を省略した応力波形 A', A'' による 0.3% 炭素鋼の V 形切欠き試験片の引張圧縮疲れ試験結果を示したものであり，疲れ寿命にほとんど差は見られず，平均応力経過ピーク応力計数法が妥当であることを示している。

一般に実働応力波形は図 13（a）に示すように，実働応力の周波数帯域が狭く，ほとんどの波が平均応力の両側にまたがって変動する場合と，（b）図に示すように周波数帯域が広く，あたかも基本応力波に振動応力波が重畳した重畳応力波が多く見うけられる。前者の計数に際しては平均応力経過ピーク応力計数法を使用してよいが，後者の場合には，重畳振動応力による疲れ被害を無視できない。しかるに，通常，重畳振動応力の周波数は比較的高く，寿命中に繰返されるサイクル数も多いため，やはり平均応力経過ピーク応力計数法を用いて計数を行ない，類似の重畳応力波による実験結果よりその誤差を推定しておけばよい。

なお，バネ系の共振によって発生する振動応力のように，周波数が高く，しかも機械の寿命が，かなり長い場合には，寿命中に繰返される繰返し数が多く，優に 10^7 を越えるため，機械が破壊しないためには，このような振動応力はじゅうぶん低くなければならないし，また，たとえ，すべてを計数したとしても，試験片に加えて疲れ試験を行なうためには，非常に時間がかかり非能率的である。したがって疲れ被害を無視しうる小応力に対しては，あらかじめ無効応力として計数しない方がよい。さらに，このような場合，定常的な応力では発生しない異常に高い応力がごく少ひん度で発生し，この高応力による低サイクル疲れにより疲れが進行するとし，定常的な応力よりも，異常事態による過大応力をより精度よく推定する必要のある場合もあろう。次に，計数にあたり省略しうる無効応力（無効荷重）について検討を加えることにする。

注　履歴法は応力ピーク間の順序を考慮して変動応力により発生する塑性ひずみを解析する計数法である[3]。

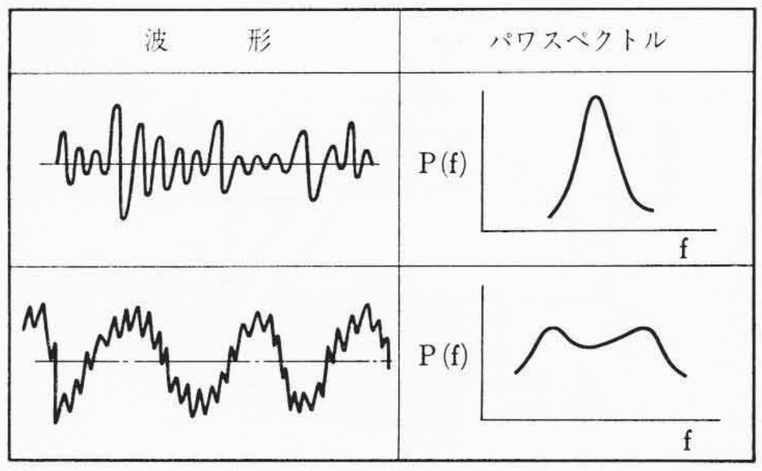
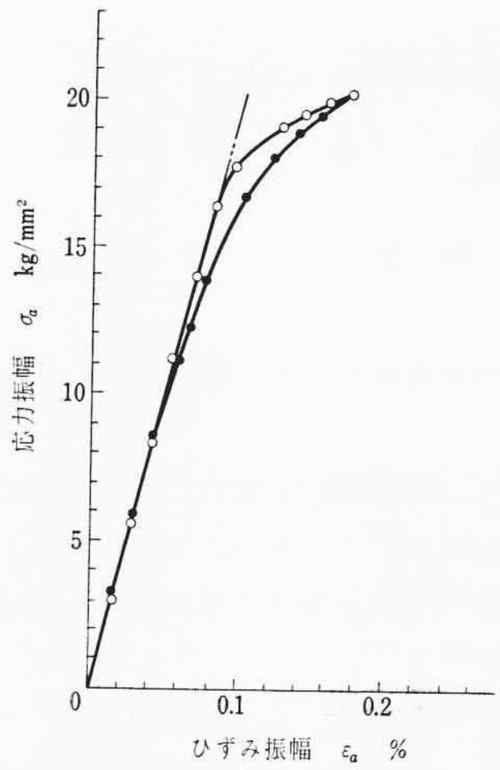
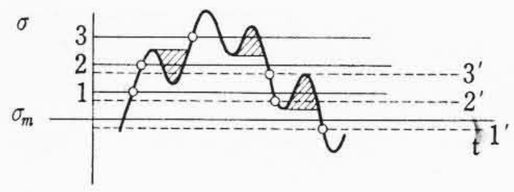


図 13　実働応力波形



（引張圧縮両振り疲れ試験，材料 0.3% 炭素鋼，疲れ限度 17 kg/mm²）

図 14　応力振幅-ひずみ振幅線図



1, 2, 3：負荷のときの計数レベル
1′, 2′, 3′：除荷のときの計数レベル
（ダブルスライス方式）

図 15　応力ひん度計の原理

図 14 に示すように，試験片の応力振幅を階段状に徐々に増加すると，白丸で示すように疲れ限度の 70～80% の応力振幅よりわずかに塑性ひずみが増加し，疲れ限度より急にその量が増加する。ところが，一度繰返し塑性ひずみを生じた後は応力振幅を徐々に階段状に減少して行くと，黒丸で示すように最初と異なり，疲れ限度よりかなり低い応力でも塑性ひずみを発生し，疲れ被害を与えることがわかる。すなわち，疲れ試験中に発生する繰返し塑性ひずみ ε_p は，動きうる転位の密度 D および応力 σ の関数と考えれば，D の大きいほど，同じ応力に対して大きな塑性ひずみを発生する。いま変動応力が試験片に加えられる場合には動きうる転位の密度 D は，その変動応力中の高い応力によって増加し，より低い応力では時効のためかえって減少することもありうると考えられるから，同じ応力振幅によって発生する塑性ひずみは，変動応力のひん度分布によって相違し，もち論，定振幅疲れ試験とはかなり様相が異なると考えられよう。したがって，実働応力中疲れ被害を無視しうるとして計数を省略する無効応力はその実働応力のひん度分布によって異なるが，動きうる転位の密度 D はひん度分布中の高い応力に最も大きく影響されるので，最大応力の何%と定めるべきであろう。通常，かなり高い応力集中を有する試験片の S-N 曲線のこう配は，4～7 乗であるので，無効振幅を最大応力の $0.3^7 \sim 0.3^4 = 0.00022 \sim 0.0082$ サイクルに相当すると言うように見当をつければよい。なお，無効応力を疲れ限度を基準に設定する場合があるが，実物の疲れ強さと試験片の疲れ強さは相違することが多く，得られた応力ひん度分布を

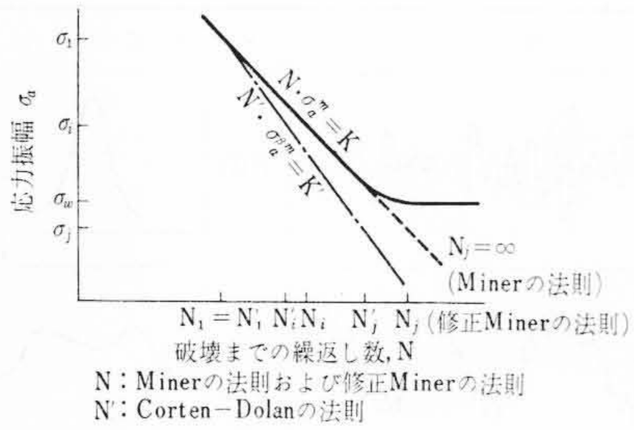


図16　S-N　曲　線

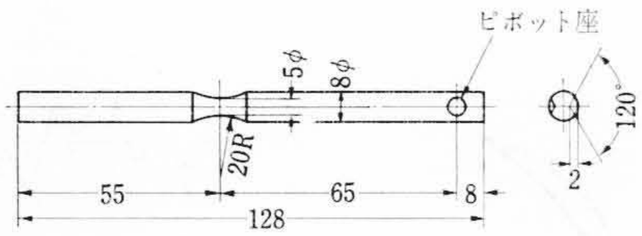


図17　試　験　片

基にして疲れ試験を行なう場合，不都合の起こることが考えられるので避けたほうがよい。

中村氏は鉄道車両の実働応力に対して，100 m 走行ごとに最大応力および最小応力を計数する方法を採用しているが，このような計数法では莫大なデータより疲れ被害に効果を及ぼす高応力のみ選んで計数することになり，実用的であろう[4]。

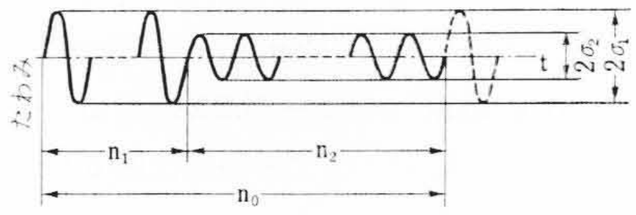
なお，実働応力をより正確には握するには，より多くの測定データを計数することが望ましく，測定，計数をすべて機械的に処理する必要がある。データレコーダに記録された実働応力を計数するには，市販の応力ひん度計を使用するか，あるいは信号をＡＤ変換し，ディジタル計算機を使用すれば能率的である。応力ひん度計はダブルスライス方式を採っており，図15に示すように，平均応力より上の場合につき説明すると，あらかじめ設定した応力レベル i を正のこう配でよぎった応力波形が，それより低いほかの応力レベル i' を負のこう配でよぎって初めて1回計数される。このようにして斜線で示す小さな応力変動は無効応力として無視されるわけである。応力ひん度計ではレベル i に対し，i' を任意に設定でき，i' を平均応力と一致させると平均応力経過ピーク応力計数法と一致する。ディジタル計算機を使用する方法はＡＤ変換された信号量が莫大となり，記憶した信号の出入れに時間を要するなど欠点があるが，計算機の中でいろいろなデータ処理が試みられるので，今後，かなり活用されると思われる。

3. 実働応力による疲れ強さの推定

実働応力のひん度分布が求まったならば，次に疲れ寿命を推定せねばならない。そのためには，まず，使用している部材の定振幅疲れ試験を基に累積被害法則を用いるか，あるいは，応力ひん度分布に基いて疲れ試験を行なうことになろう。次に，累積被害法則および実働荷重疲れ試験について述べることにする。

3.1 累積被害法則による疲れ強さの推定

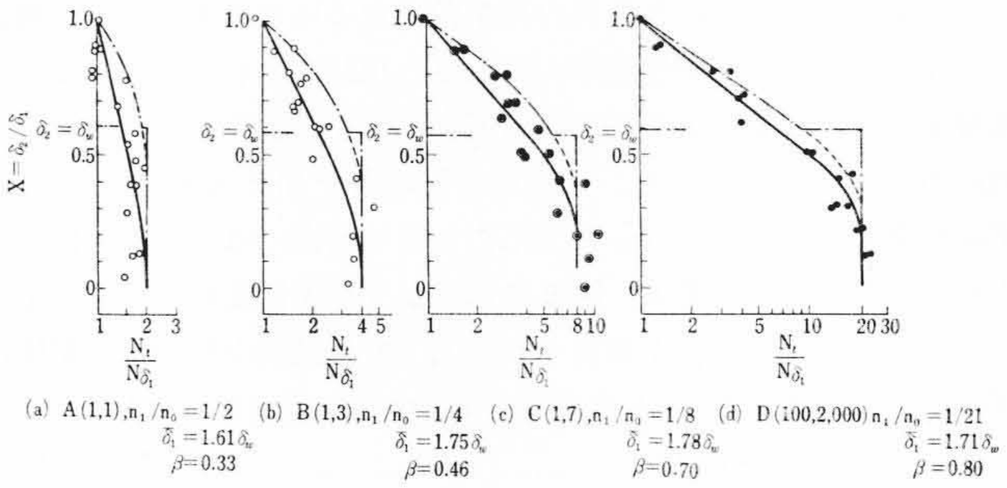
繰返し応力による疲れ破壊の過程はき裂発生までの期間と，発生したき裂が進展して破断するまでの期間に大別され，両期間で疲れ被害の様相もかなり相違する。最近，R. R. Gatts 氏[5]や C. E. Crede 氏[6]などがき裂の伝播を考慮した疲れ被害法則を考案しているが，両期間を考慮した疲れ被害法則はいまだなく，現状では簡単にして実用的な直線被害法則が最も広く使用されている。次に，最も実用的と思われる Miner の法則，その修正法則および Corten-Dolan の法則に検討を加えることにした。



試　験　波　形

波形名	n_1/n_0	1周期中の繰返し数 n_1	n_2	n_0	$\overline{\delta_1}$mm	$\overline{\delta_1}/\delta$w
A(1.1)	1/2	1	1	2	0.621	1.61
B(1.3)	1/4	1	3	4	0.656	1.75
C(1.7)	1/8	1	7	8	0.668	1.78
D(100, 200)	1/21	100	2,000	2,100	0.642	1.71

図18　2段多重重複たわみ波形



(材料 0.10% 炭素鋼)

図19　2段多重重複たわみ波形による疲れ試験結果

図16は3法則を簡単に示したものであり，Miner の法則は定振幅疲れ試験の S-N 曲線をもとに

$$\sum\frac{n}{N}=1 \quad \cdots\cdots(4)$$

で破壊が生じるとするものであり注，修正 Miner の法則は変動応力を試験片に加えた場合，疲れ限度以上の応力によって発生した被害核が疲れ限度以下の応力によっても成長するという考えから，破線のように S-N 曲線の時間強さ部分を疲れ限度以下まで延長し，(4)式によって疲れ寿命を推定する方法である。Corten-Dolan の法則は実働応力が作用する疲れの危険断面である応力集中部では，高応力によって局部的に降伏し，発生した残留応力がより低い応力によって発生する塑性変形量に影響を与えさらに疲れき裂の数をも決めるという考えから，定振幅疲れ試験の S-N 曲線の代わりに一点鎖線のように，実働応力中の最高応力 σ_1 にて定振幅疲れ試験の S-N 曲線と交さし，こう配の異なる修正 S-N 曲線をもとに(4)式より疲れ寿命を推定する方法である。いま，定振幅疲れ試験の S-N 曲線の時間寿命分を

$$N\cdot\sigma_a{}^m=k \quad \cdots\cdots(5)$$

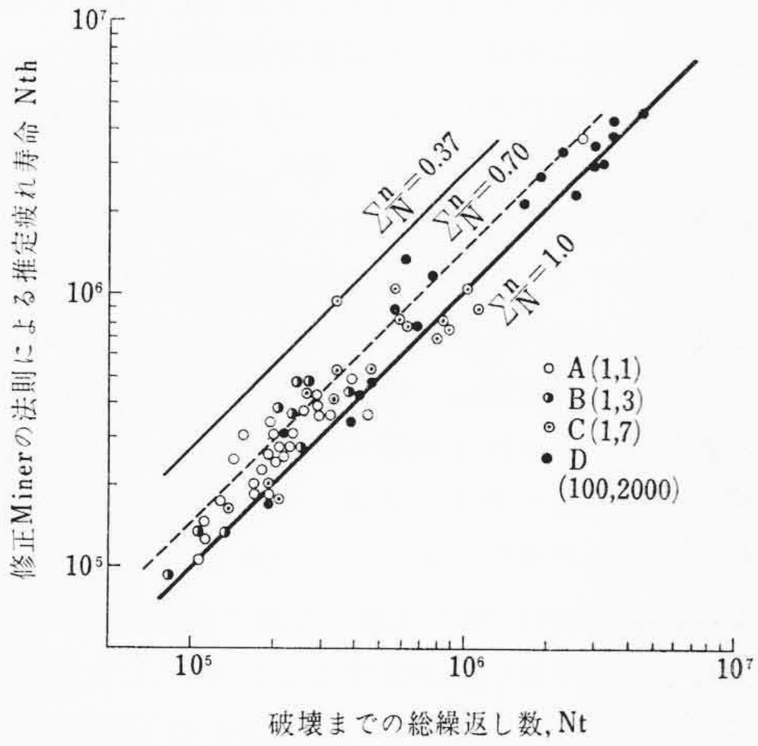
で表わし，修正 S-N 曲線を

$$N'\cdot\sigma_a{}'^{\beta m}=k' \quad \cdots\cdots(6)$$

で表わすことにする。

以上の諸累積被害法則に検討を加えるため，0.11% 炭素鋼より製作した図17に示すような試験片の平面曲げ疲れ試験を図18に示す4種の2段多重重複波形を用いて行なった。本疲れ試験は試験片先端のたわみを制御する定たわみ形平面曲げ方式であるため，各波形による一連の疲れ試験は一次波のたわみ振幅 δ_1 をほぼ一定とし二次波のたわみ振幅 δ_2 を種々に変化させて行なった。図19はたて軸に一次波と二次波のたわみ振幅比 $X=\delta_2/\delta_1$ をとり，横軸に破

注　(4)式において n は破壊するまでに繰返す実働応力中の応力 σ のサイクル数，$1/N$ は応力 σ の1サイクルの与える疲れ被害であり，N は各法則によって定めたS-N曲線より読みとるわけである。



（2段多重重複たわみ波，材料 0.10% 炭素鋼）

図 20　N_t-N_{th}　線　図

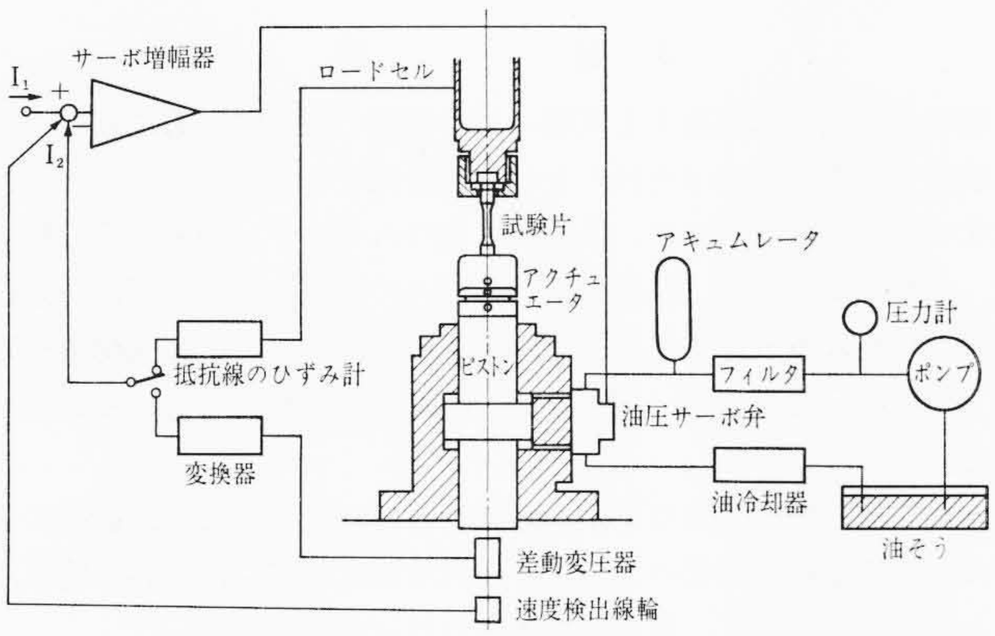


図 21　油圧式実働荷重疲れ試験機系統図

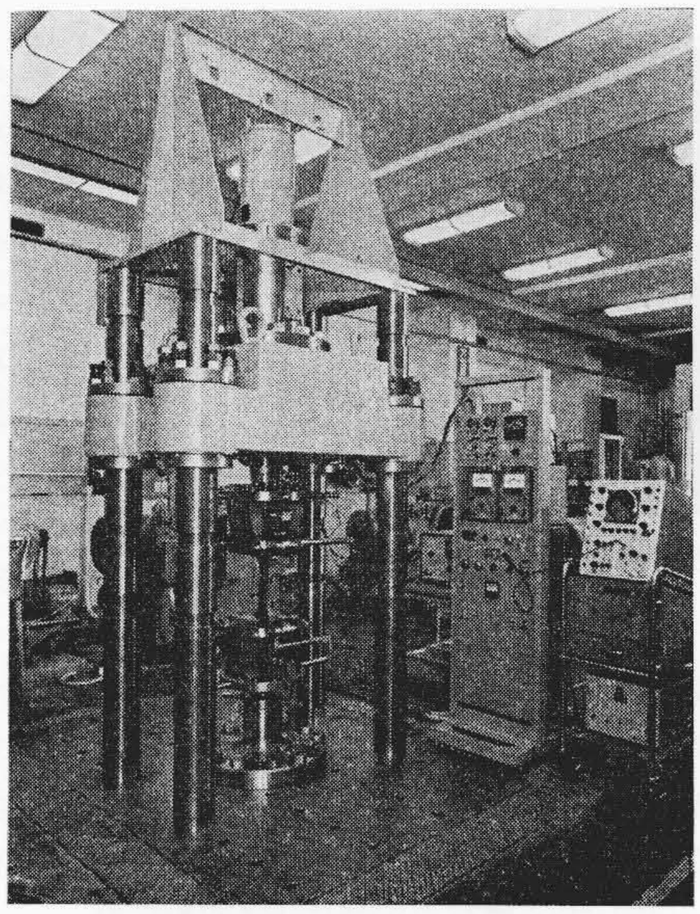


図 22　40 t 油圧式実働荷重疲れ試験機

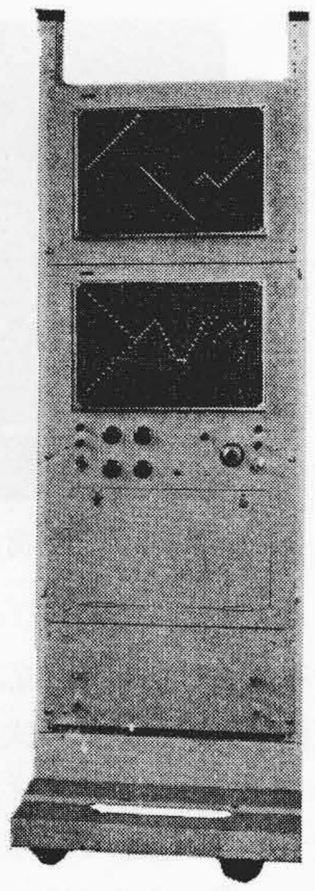


図 23　実働荷重関数発生器

壊までの総繰返し数 N_t と δ_1 を単独に繰返した時の破壊までの繰返し数 $N_{\delta 1}$ の比 $N_t/N_{\delta 1}$ をとり各波形の疲れ試験結果を示したものである。そこで，各累積被害法則を変動たわみ波形に拡張して使用し，疲れ寿命を推定すると Miner の法則，修正 Miner の法則はそれぞれ一点鎖線，破線のようになり，両法則とも過大な疲れ寿命を与える傾向があり，n_1/n_0 の値が大きいほどその傾向は著しい。また，$X<\delta_w/\delta_1$ においても各波形の疲れ寿命が一定とならず，疲れ限度以下の二次波が疲れ被害を与えることは明らかである。実線は Corten-Dolan の法則において実験に合うよう（6）式の β を定めた場合の疲れ寿命推定結果であって，β の値さえ適当であればよい寿命推定値を与えるが，β は n_1/n_0 の大きい波形ほど小となる。

詳細な検討はさておき，すべての波形について疲れ試験で求めた疲れ寿命 N_t と修正 Miner の法則で推定した疲れ寿命 N_{th} を対比して示すと図 20 となり，実験点はほぼ $\sum\frac{n}{N}=0.7$ の直線上にばらついている。すなわち，一般に

$$\sum\frac{n}{N}=c \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (7)$$

とおき，c の値を類似の実験結果より推定すればよい。k の値としては 0.5～1.0 が多いようであるが，特別の場合を除き 0.3 とすれば安全かつ実用的である。

図 14 に示すように，変動応力によって発生する塑性ひずみはその応力中高い応力の影響を強く受け，定振幅疲れ試験におけるそれとかなり相違し，Corten-Dolan の法則の考え方が妥当であると思われるが高応力のひん度の高いほどその影響が大きく，β が小となる。しかしながら，通常の機械に発生する実働応力のひん度分布に対しては Corten の論文に示すように $\beta=0.8\sim0.95$ を材料，応力ひん度分布に応じてとればよいであろう[7]。

3.2　疲れ試験による疲れ強さの推定

実働荷重による疲れ強さを推定するいま一つの方法は測定した実働応力に基いて実働荷重疲れ試験を行なうことである。実働荷重疲れ試験は実働応力を模擬して試験片に与えるわけであるから，試験装置が重要となる。そこで，筆者らは実働荷重疲れ試験を行なうための種々の試験装置の開発を行なった。次にその二，三の例につき述べる。

複雑に変動する任意の荷重を試験片に与える実物荷重疲れ試験機としては，可動線輪を用いた電磁式実働荷重疲れ試験機[8]と油圧によって試験片に荷重を加え，サーボ弁を用いた制御系によって試験片に加わる荷重あるいは試験片の変形を制御する油圧式実働荷重疲れ試験機があるが，後者のほうがより大きな変動荷重を試験片に加えることが可能であり，実用的である。

油圧式実働荷重疲れ試験機は図 21 のように試験機本体，油圧系統および電気系統の組合せよりなり，サーボ増幅器の出力電流をサーボ弁に加えてアクチュエータに流入する作動油の流量を制御し，試験片に生じた荷重（あるいは変形）をロードセル（あるいは差動変圧器によって検出し，その信号をサーボ増幅器の入力段に帰還することによって入力信号と比例した荷重（あるいは変形）を試験片に加えようとするものである。速度帰還線輪は永久磁石によって誘起された磁界の中に置かれ，ピストン速度に比例した信号を発生する。この信号を荷重帰還あるいは変形帰還と並列に帰還することによって，過渡応答を改善した。サーボ増幅器は長時間の零点移動に特に注意して設計され，平均応力の変動を極力おさえている。図 22 は最高荷重 ±40 t の油圧式実働荷重疲れ試験機である。本機は，ベッドの上に治具を取付けることにより，試験片あるいは簡単な構造物の引張圧縮あるいは曲げ疲れ試験を行ないうるように設計してある。なお，本試験機は圧力 210 kg/cm^2，吐出量 40 l/min の油圧源を使用し最高 20 c/s の試験速度の疲れ試験を行なうことが可能である。なお最高荷重 ±10 t，最高試験速度 70 c/s の油圧式実働荷重試験機も製作し，疲れ試験に使用している。

これらの試験機を使用して疲れ試験を行なうためには実働応力を模擬した任意波形をプログラムできる装置が必要である。

実働荷重を模擬した疲れ試験としてはプログラム疲れ試験が最も広く行なわれている。プログラム疲れ試験は実働応力をそのひん度

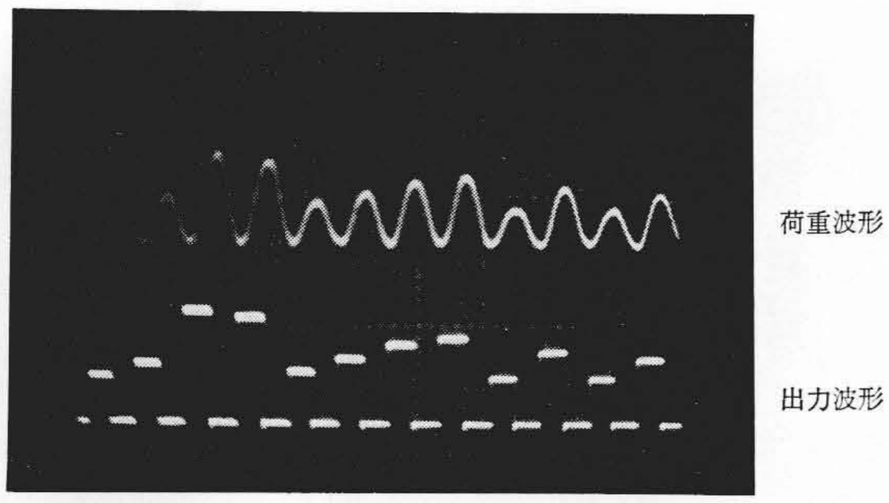


図24　実働荷重関数発生器の出力波形と荷重波形

分布にしたがって，応力振幅が階段状に変化する波形に置きかえる方法であるが，油圧式実働荷重疲れ試験機を使用する場合は，プリセット計数器を使用すればよい。通常実働応力波形は平均応力が一定の場合が多いが，車両の構体や台車に発生する応力のように走行により発生する振動応力に比較して，積荷の変動による平均応力の変動が疲れ強さに影響を及ぼす場合もある。したがってプリセット計数器は交流電源のみならず直流電源も内蔵し，10段の応力振幅および平均応力と繰返し数を任意に設定できるようになっている。

不規則に変動する荷重を試験片に加えるには磁気テープを使用する方法もあるが，図23に示すピンボードにピンで設定した変動荷重を繰返し試験片に加える実働荷重関数発生器を使用する方法もある。本関数発生器の原理は油圧式実働荷重疲れ試験機にステップ入力を与えると，ピストンが作動油流量に応じた速度で動き，入力信号に応じた荷重を発生したあと停止する。したがって，応答の終了を速度検出線輪の出力がゼロになったことで検出して，次のステップ入力を与える指令を与え，順次，ピンによって設定した荷重と試験片に与える方式である。図24はステップ入力と試験片に加わる荷重波形の例を示したものである。

4. 実働荷重を考慮した疲れ設計

機械あるいは構造物の実際の疲れ寿命は実験室内で推定した疲れ寿命より低い場合が多い。K.D. Raithby 氏[9]によれば，突風荷重により疲れ寿命が定まる航空機では経験的に

$$\frac{\text{実機の疲れ寿命}}{\text{疲れ試験による推定寿命}}<1 \qquad \text{平均 } \frac{1}{2}$$

$$\frac{\text{実機の疲れ寿命}}{\text{直線被害法則による推定寿命}}<1 \qquad \text{平均 } \frac{1}{5}$$

と述べている。実験室内の疲れ強さと実体の疲れ強さの相違はきわめて重要な問題であるにもかかわらず，ほとんど解明されておらず，経験的に判断せざるを得ない。

実体と疲れ試験結果の相違を生ずる原因として種々の要因が考えられる。まず，最初に実体と疲れ試験片の相違であろう。次に実際の製品では計算上当然作用する応力のほかに薄板構造物の面外曲げ熱応力のような二次的変動応力が作用し，さらに溶接の拘束応力のように組立時に発生する残留応力あるいは寸法誤差によって生ずる応力などが発生する。したがって理想的な取り付けによって均一な流れの与えられる疲れ試験片に比較して，かなり悪い応力条件に置かれる。また，疲れ試験は一種の加速試験であるから，大気などの腐食ふん囲気にさらされる時間が短く，さらに，疲れ強さに対する波形効果あるいは速度効果を考慮しても実体の疲れ強さは疲れ試験結果より低くなる可能性があるわけである。

このように，実体の疲れ強さは種々の因子の影響をうけ，実験室内で求めた疲れ強さより低い値を示すことが多い。したがって，設計許容応力値は実際の製品の疲れ強さのばらつきの下限値にある余裕を持たせた値をとるべきであるから，実験室内で求めた疲れ強さに実体の疲れ強さとの差，疲れ強さのばらつき，余裕など種々の不確定因子をみこした安全率を考慮して許容応力を定めることになろう。

5. 結　　言

機械や構造物に発生する実働応力を測定し，実働応力に基づく疲れ設計を行なう目的はそれらを小形軽量化するためである。小形軽量化を行なうことにより，高速高性能のみならず，付属設備の軽量化，据付面積の縮小，原価低減など数々の利点を生ずるが，一方過度の軽量化は事故をまねくおそれがある。したがって実働荷重を考慮した疲れ設計を行なう場合にはじゅうぶん検討を重ねる必要がある。

本論文は，実働応力の測定から疲れ設計に至るまでの，過程について疲労の基礎的研究の立場より検討を加えた結果について簡単にまとめたものであり，何かの参考になれば幸である。

参　考　文　献

(1) 種田，鯉淵，赤津，福渡：日立評論論文集，創刊50周年記念 (昭43-12)
(2) J. Schijve: Fatigue of Aircraft Structures, Pergamon Press, 115
(3) 河本，鯉淵：機械学会論文集，**30**, 212 (昭39) 475
(4) 中村，田中：機械学会論文集，**32**, 244 (昭41) 1755
(5) R.R. Gatts: Trans. ASME, J. of Basic Engg., 83 (1961), 529
(6) C.E. Crede: Random Vibration, Vol. 2, MIT Press (1963)
(7) H.T. Corten: SAE Trans., 72 (1964), 447
(8) K. Koibuchi and M. Yamane: JSME 1967 Semi-international Symposium held at Tokyo, Paper. (1967), 81
(9) K.D. Raithby: Proc. Symp. on Fatigue of Aircraft Structures, Paris 1961, MacMillan Co., New York (1963), 256