

機械の系統的な強度評価法

Strength Evaluation System of Machines

鯉淵興二* Koibuchi Kôji

最近のように機械の開発期間が短い上に、大形化、高速化によって各部が強度上過酷になってくると、高精度の強度の検討を短期間のうちに行なわねばならない。しかも、機械の強度には環境、荷重、形状、材料などの因子が複合して影響を及ぼすため、多方面から系統的、総合的な強度の検討が必要となる。

そこで日立製作所は、破壊原因の大半を占める疲労に重点をおいた強度評価をシステム化した。本システムは材料強度の近代手法を導入し、随所に実験の自動化を図ったものであるが、本稿はそのうち、実働応力の測定とデータ処理、疲労き裂の発生と伝搬に対する材料試験及び全自動X線応力測定装置、あるいは実物疲労試験や実働応力模擬試験などについて紹介した。

1 緒 言

近年、疲労破壊、脆性破壊など個々の破壊の力学は長足の進歩を遂げたが¹⁾、実働状態の機械部品の強度には環境、荷重、形状寸法、素材、加工法などの因子が複雑に影響を及ぼすため、強度設計を行なう場合には多方面より総合的、系統的な検討が必要である。

図1は機械の強度検討の系統図であって、実働応力の予測、許容応力の決定、実体強度試験、あるいは実稼動状態の調査

など多項目にわたっている。特に最近のように開発期間が短い上に、大形化、高速化によって機械各部が強度上過酷になってくると、強度検討を精度よく、且つ短期間のうちに行なわねばならない。そこで日立製作所は、破壊原因の大半を占める疲労に重点を置き、図1の強度評価をシステム化し、随所に実験の自動化を図った。本稿はそのうち、図1に黒く塗りつぶした部分で示す項目について紹介したい。

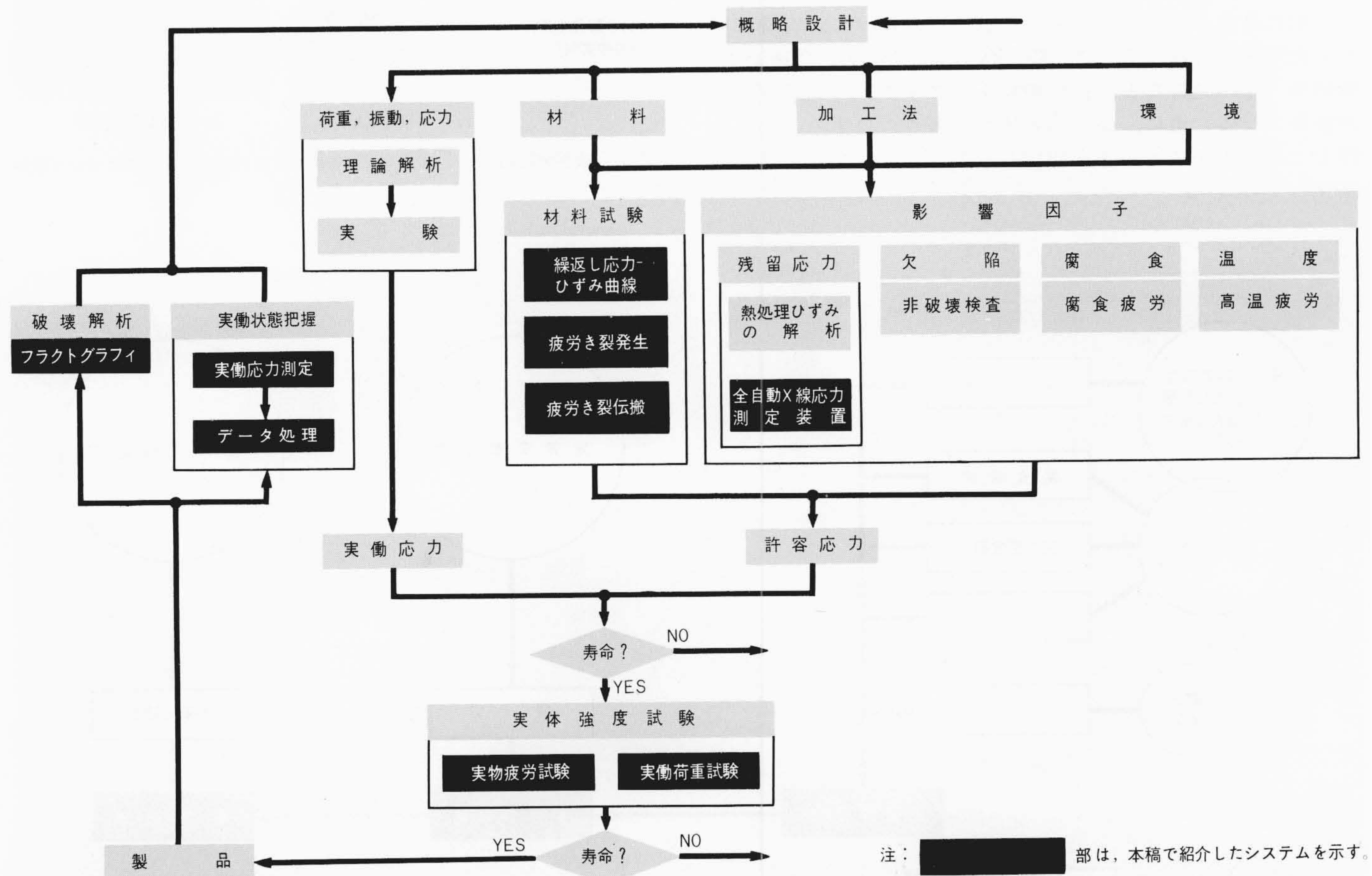


図1 機械の強度検討の系統図 機械の強度設計を行なう際、必要な検討項目の流れを示す。

* 日立製作所機械研究所 工学博士

2 破壊原因

走査形電子顕微鏡によって凹凸の激しい破面を拡大観察し、破壊の過程を推定するフラクトグラフィ(Fractography)が急速に進歩した。次に、フラクトグラフィの結果から最近の機械の破壊の特徴について述べてみたい。

機械の破壊は通常、(1)き裂の発生、(2)き裂の成長、(3)最終破断の3過程に分けることができる。そこで、各過程の破壊原因を推定すると図2に示すようになる。いま、強度設計上考慮しなければならないき裂の発生原因についてみると、過大な荷重、あるいは過度の応力集中によって発生する疲労き裂が最も多く、次に腐食環境と高強度鋼の使用によって発生するき裂が多いように思われる。一方、き裂の成長過程、最終破断過程の原因は、き裂発生原因と相違する。

3 機械の疲労寿命の予測

機械のき裂発生原因の大半は過大な実働応力による疲労であるため、機械の破壊に対する信頼性を向上させるためには、まず実働応力を正確に把握する必要がある。

最近は有限要素法など数値解析が発達したため、複雑な形状の部品の振動や応力解析が可能となったが、流体力、熱荷重などの入力データが正確に与えられない。支持条件、荷重条件、あるいは摩擦、がた、製作誤差などを正確に見積りにくいため、理論解析に加えて実測を併用する必要がある。

3.1 実働応力の測定とデータ処理

部品の表面の力の流れを知るために、応力塗料、銅めっき法、モアレ、ホログラフィなどによってそのパターンを計測し、次に適当な個所にひずみゲージをはり付けて、実働状態の変動応力を計測する。この際、高温、高遠心力、高速流体、強磁場、電磁誘導など、特殊環境下のひずみゲージ計測技術が必要となる。更に、高速回転体から多点のひずみの情報を得るため、電子スイッチを使用した多点スリップリングを実用化している²⁾。

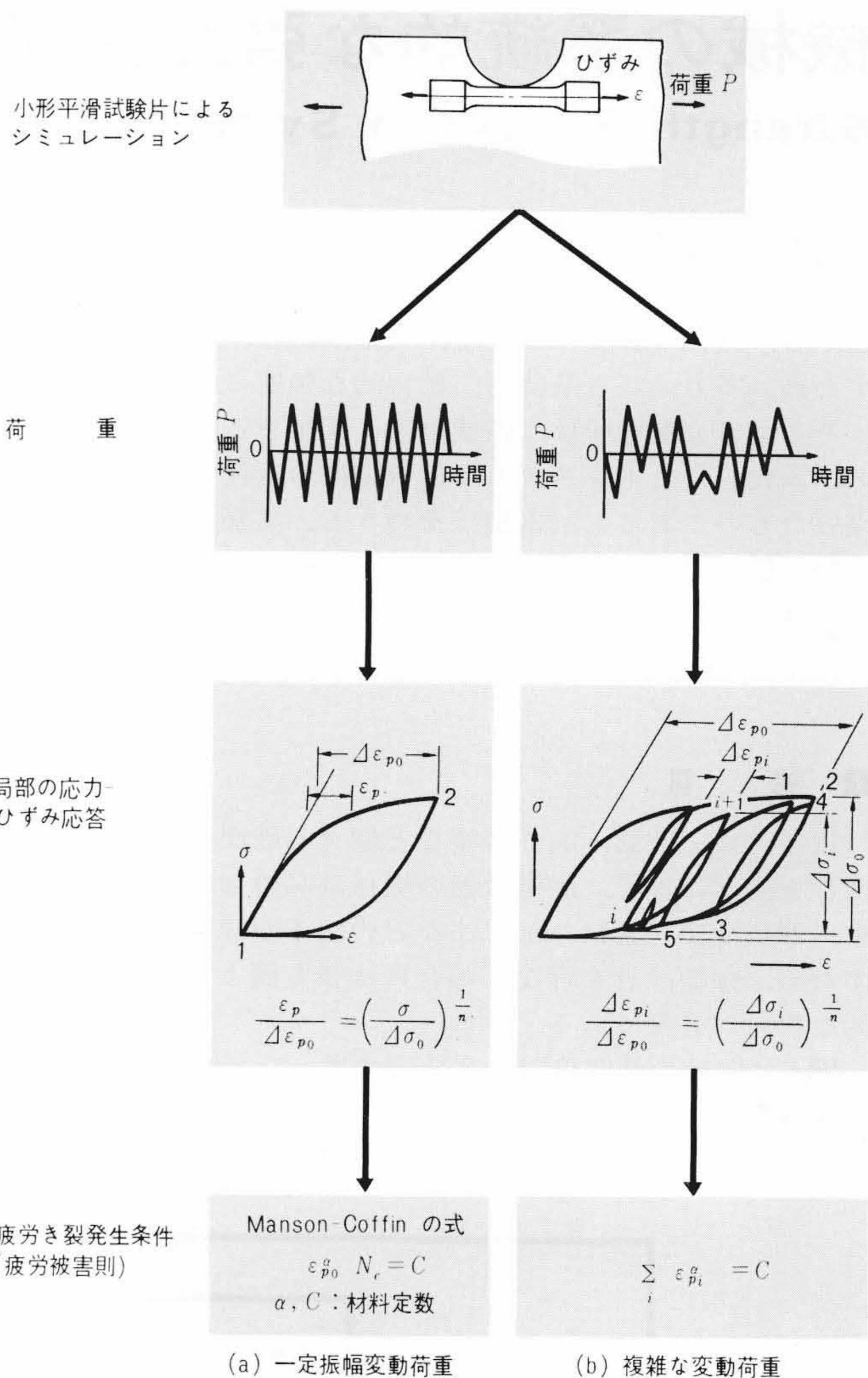


図3 疲労被害則 疲労寿命を予測する疲労被害の考え方について説明した。

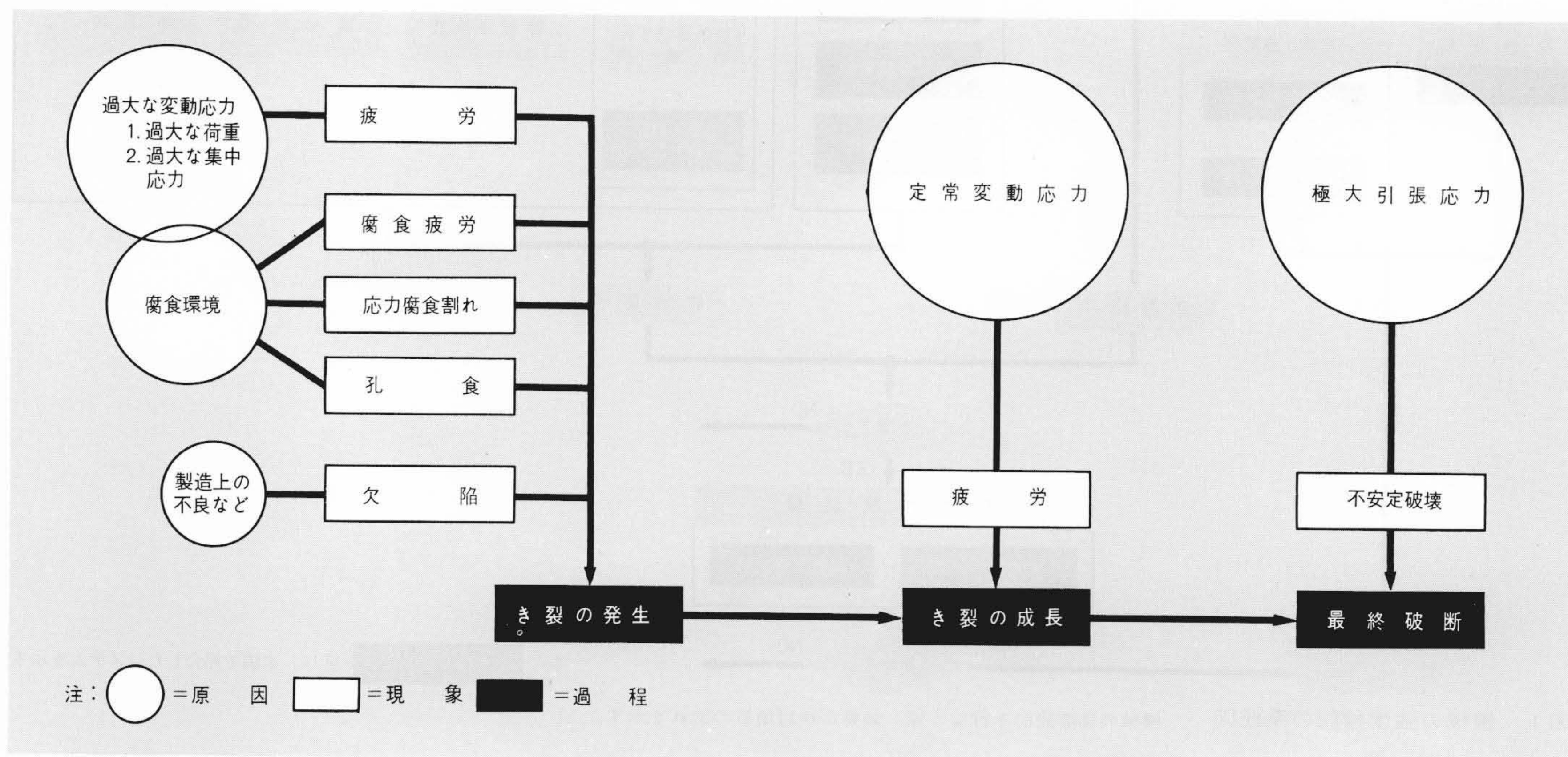


図2 破壊原因 フラクトグラフィによって調べると、破壊過程によって原因が異なる。き裂発生の原因は、過大な変動応力による疲労破壊が最も多い。

次に、比較的短時間の応力測定結果から疲労被害の法則に基づいて、その機械が全寿命中に受ける実働応力を統計的に予測しなければならない。

図3は疲労被害則を概念的に示したものである。いま、一定振幅の変動荷重が作用する場合、疲労き裂を発生する応力集中部の局部の応力-ひずみ応答を応力集中部より切り出した小形平滑試験片を用いて予想すると、図示のように閉ループを描く。一方、複雑に変動する荷重が作用する場合には応答曲線は図示のようになり、個々の閉ループに分解すると、個々の応力範囲 $\Delta\sigma_i$ と塑性ひずみ範囲 $\Delta\epsilon_{pi}$ の間に次の(1)式が成立する。

$$\frac{\Delta\epsilon_{pi}}{\Delta\epsilon_{p0}} = \left(\frac{\Delta\sigma_i}{\Delta\sigma_0} \right)^{\frac{1}{n}} \dots\dots\dots(1)$$

ここに、 $\Delta\sigma_0$ ：最外ループの応力範囲

$\Delta\epsilon_{p0}$ ：最外ループの塑性ひずみ範囲

n ：繰返しひずみ硬化係数³⁾

一方、疲労き裂発生に対する疲労被害則として

$$\sum \Delta\epsilon_{pi}^{\alpha} = C \dots\dots\dots(2)$$

が成立する。一定振幅の変動荷重を与えれば(2)式はManson-Coffinの式に一致し、材料定数 α 、 C を定めることができる。

従って、実働応力のデータ処理を行なう場合には、疲労被害の直接原因である $\Delta\epsilon_{pi}$ に対応した応力範囲 $\Delta\sigma_i$ 、ひずみ範囲 $\Delta\epsilon_i$ 、あるいは荷重範囲 ΔP_i の統計分布を求めればよい。そこで、筆者はこのようなデータ処理に小形電子計算機HITAC 10を用いたシステムを使用している¹⁾。

3.2 応力-ひずみ応答と繰返し応力-ひずみ曲線

変動荷重が加わったときの応力-ひずみ応答を求めるために、図4に示すような各種の試験を行なっている。図5は0.3%炭素鋼のひずみ振幅変動試験を行なった結果を示したもので、応力-ひずみヒステリシスループの頂点を結んだ曲線を、繰返し応力-ひずみ曲線(Cyclic Stress-Strain Curve)と

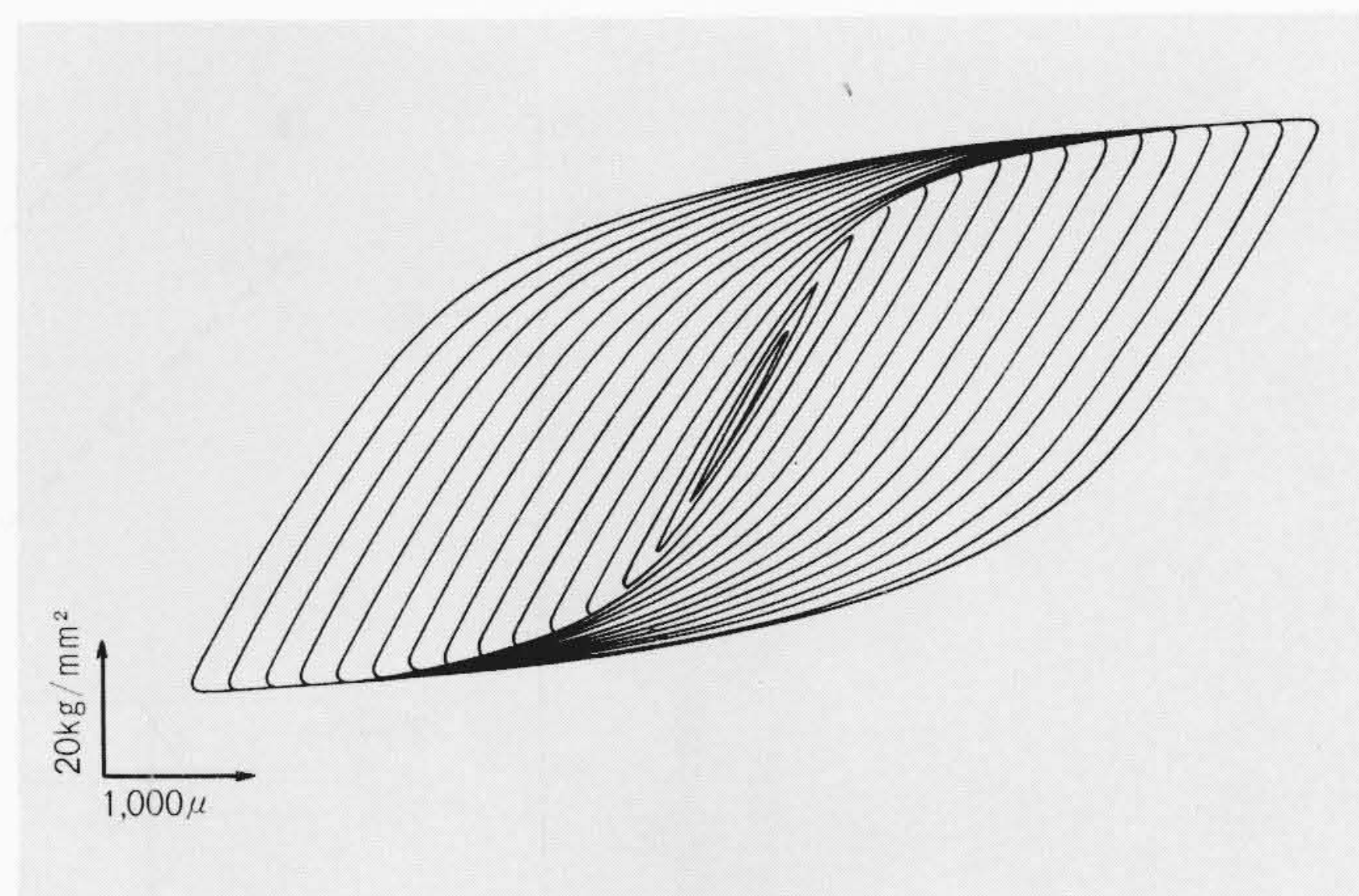


図5 ひずみ変動試験によって求めた応力-ひずみ曲線(0.3%炭素鋼) 変動荷重下の材料の応力とひずみの関係を示す。

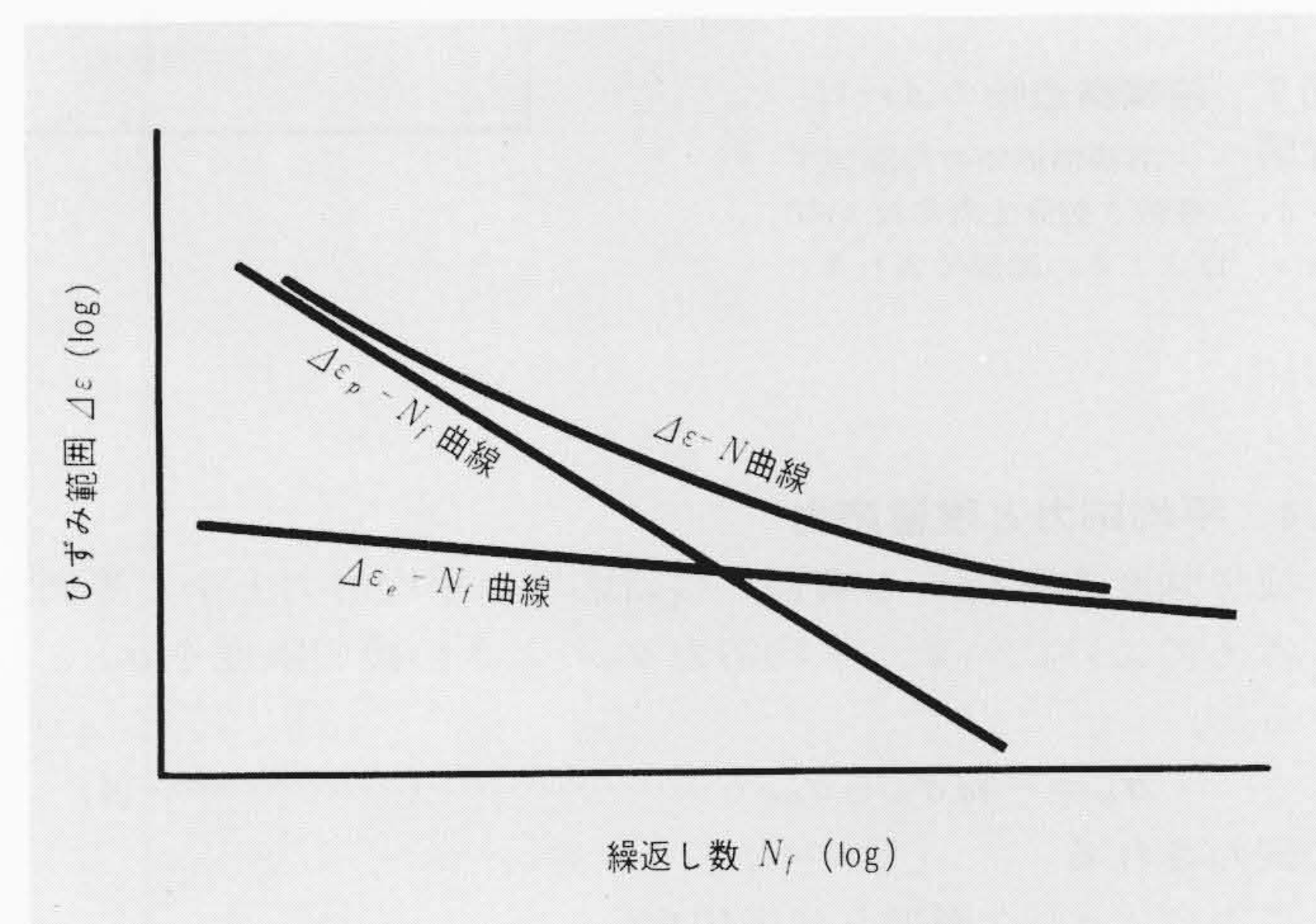


図6 $\Delta\epsilon - N_f$ 線図 局部ひずみ範囲 $\Delta\epsilon$ に対応する N_f によって、切欠き材の疲労き裂発生寿命 N_c を予測すればよい。

言い、その応力と塑性ひずみの関係は(1)式に一致し、繰返しひずみ硬化係数 n の値を求めることができる。

3.3 疲労き裂発生特性

機械部品の疲労き裂発生寿命は、応力集中部の局部の応力-ひずみの挙動によって決まる。いま、切欠きをもつ試験片に両振り応力を加えると、ひずみ集中係数 K_e (応力集中部のひずみ範囲 $\Delta\epsilon$ /平滑部のひずみ範囲 $\Delta\epsilon_e$)は多くの場合、試験片全体が降伏するまではほとんど変化しない。

従って、 $\Delta\epsilon$ を次の(3)式で予測すればよい。

$$\Delta\epsilon = K_e \Delta\epsilon_e \div K_t \Delta\epsilon_e \dots\dots\dots(3)$$

ここに、 K_t ：弾性論で求めた応力集中係数⁴⁾

次に、 $\Delta\epsilon$ が繰り返されたときの疲労き裂発生寿命 N_c を、図3に示すように小形平滑試験片の疲労破断寿命 N_f で予測することにする。いま、 $\Delta\epsilon$ を弾性ひずみ範囲 $\Delta\epsilon_e$ 、塑性ひずみ範囲 $\Delta\epsilon_p$ に分けると、 $\Delta\epsilon_e$ 、 $\Delta\epsilon_p$ と N_f の間に図6に示すように直線関係が成立する⁵⁾。

しかし、実際の機械部品の疲労特性は応力集中部の寸法、応力こう配、残留応力などの影響を受けるので、類似の応力集中をもつ機械部品の疲労試験を行なって、その結果を局部ひずみとき裂発生寿命の関係で整理しておけば便利である。図7は種々の溶接構造物の $\Delta\epsilon - N_c$ 曲線をまとめて示したものであり、あるばらつきの範囲内に収まっていることが分かる⁶⁾。

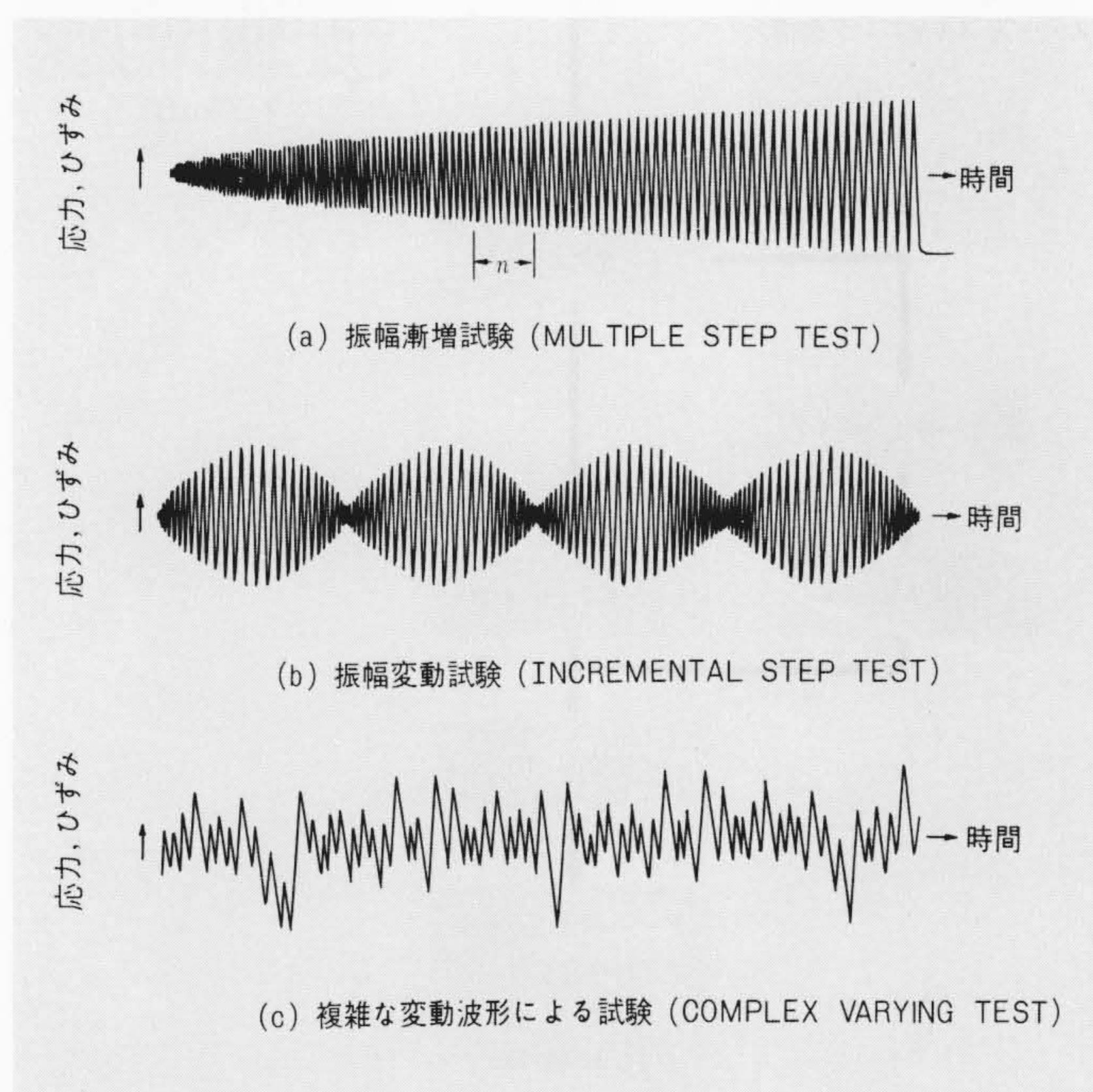
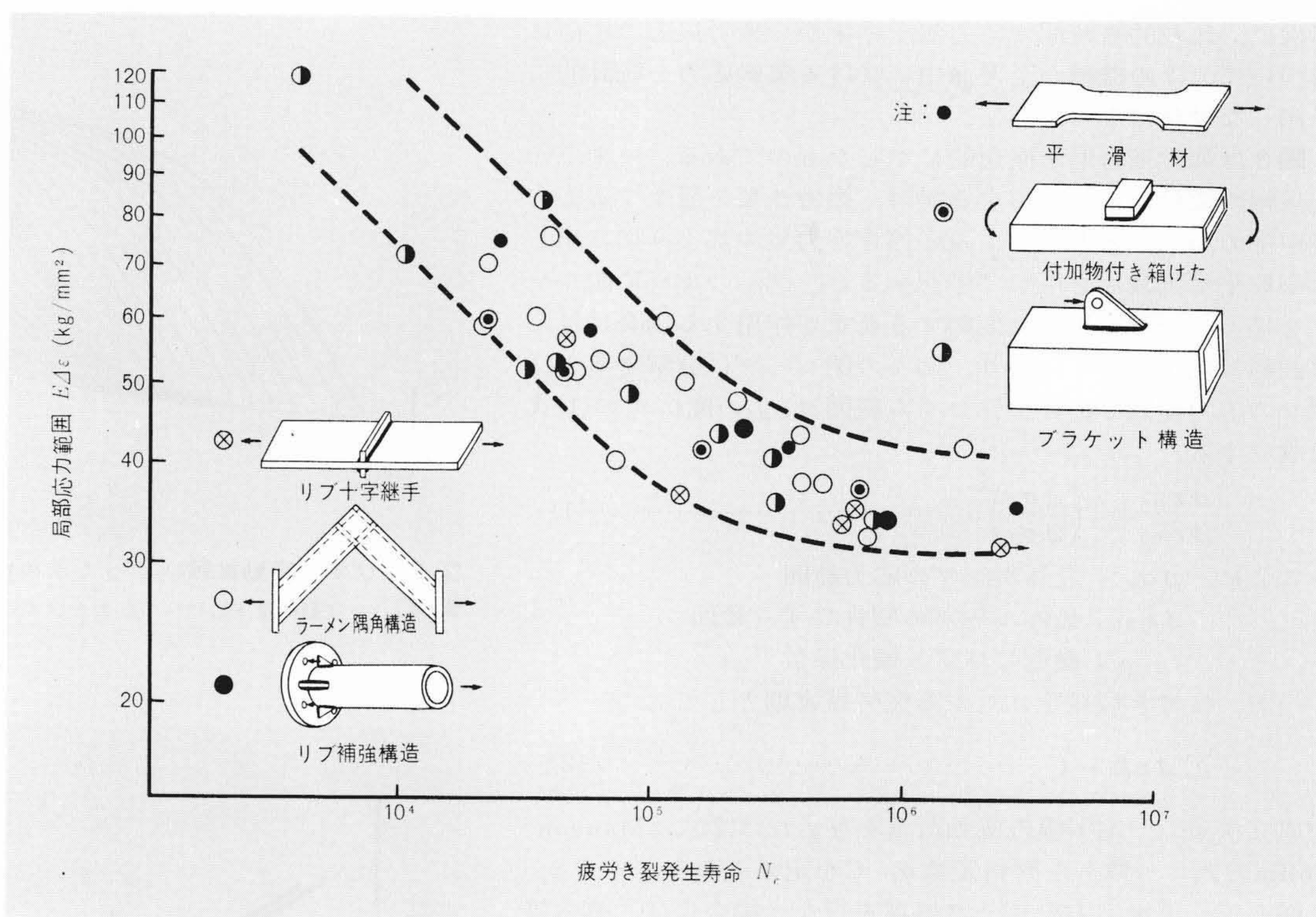


図4 応力-ひずみ応答試験プログラム 変動荷重による応力-ひずみ応答曲線を求めるための試験プログラムパターンを示す。

図7 溶接構造物の $\Delta\sigma-N_c$

線図 溶接構造物の局部ひずみ $\Delta\sigma$ と疲労き裂発生寿命 N_c の関係は、ほぼ1本の曲線で表わされる。

3.4 平均応力と残留応力

疲労強度を解析する場合、残留応力は平均応力と全く等価に考えてよい。いま、平均応力 σ_m のときの疲労限度を σ_w とすると、

$$\sigma_w = -m\sigma_m + \sigma_{w0} \quad (4)$$

で表わされる。

ここに、 σ_{w0} ：両振り疲労限度

m ：平均応力影響係数(m は硬度が増すほど大きくなる⁷⁾。

高周波焼入れ、滲炭などの表面硬化は、このような特性を利用したもので、部品の表面だけを硬化させることによって、表面の疲労強度を向上させると同時に、高い圧縮の残留応力を発生させ、疲労強度を飛躍的に向上させる方法である。

表面硬化部品にしたいに繰返し応力を増していくと、内部の非硬化部分に塑性変形が生じ始め、表面の圧縮残留応力が消失し、疲労強度が低下して破壊に至る。従って、信頼度の高い表面硬化部品を得るためには、最適な硬化深さと残留応力分布を与える熱処理条件を決めることが重要である。そこで、熱処理による残留応力や変形を予測するために、熱応力、変態などを考慮した弾塑性解析プログラムを開発し、更に、部品表面へ残留応力を精度よく測定するために、図8に示すようにHITAC 10とX線残留応力測定装置を直結し使用している。本装置により、高硬度材料でも $\pm 1 \text{ kg/mm}^2$ (標準偏差)の高精度で能率的に残留応力を測定できるようになった⁸⁾。

3.5 疲労き裂伝搬特性

材料欠陥、溶接欠陥のように、最初から存在する欠陥、あるいは腐食孔食やフレッチングき裂のように使用中に発生する欠陥など、ある大きさ以下の欠陥は許容しながら運転せざるを得ない場合、あるいは破面より破壊原因を推定する場合には、材料のき裂伝搬特性を知る必要がある。

き裂先端付近の応力の強さは、応力拡大係数 K で表わされ、 K は通常 $S\sqrt{a}$ (S ：公称応力、 a ：き裂長さ)に比例する。そこで、強度設計上特に必要な疲労き裂を伝搬させる下限界

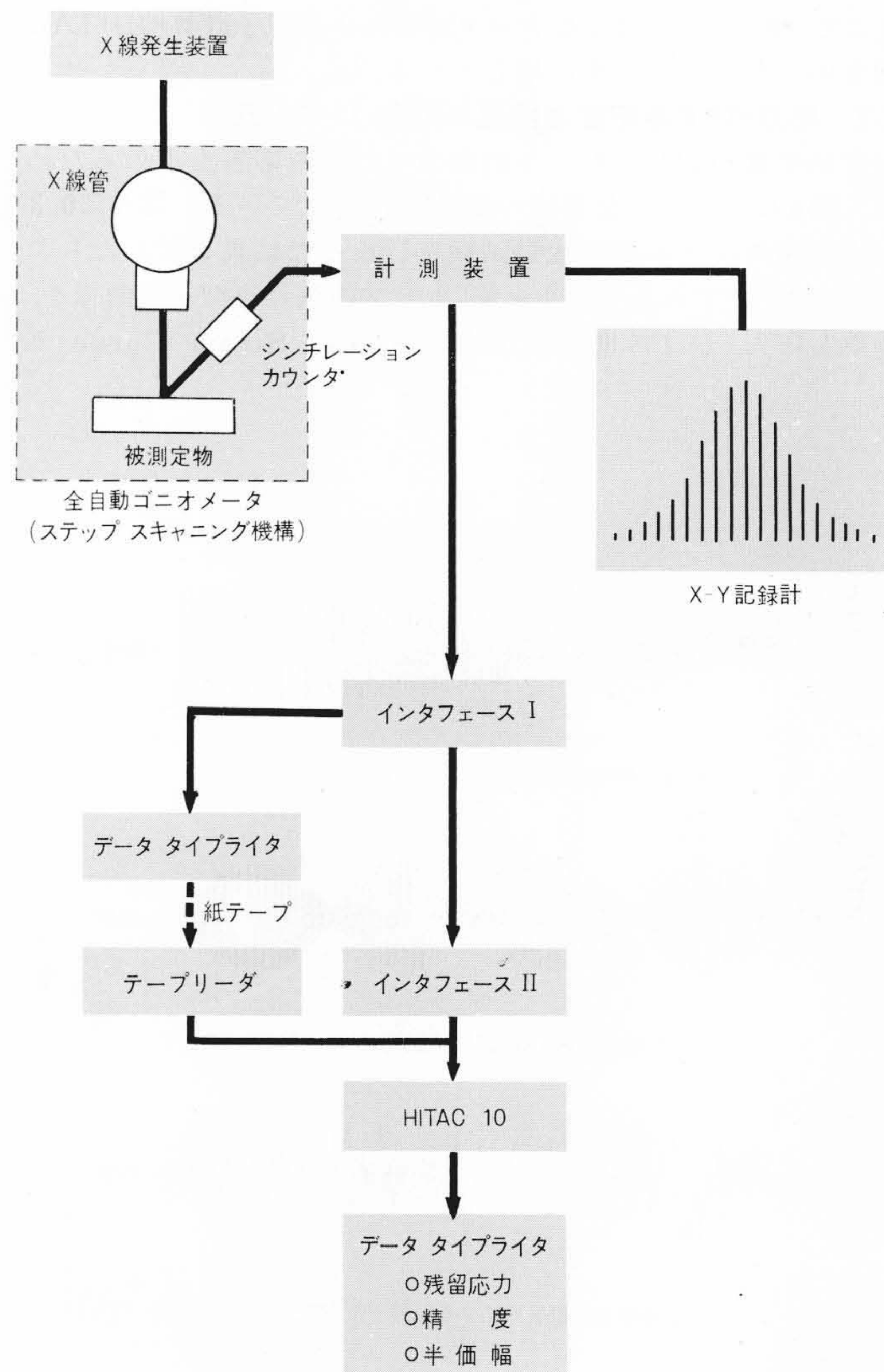


図8 全自動X線応力測定装置 HITAC 10とX線応力測定装置を直結し、精度よく、且つ能率よく残留応力を測定できるようになった。

の応力拡大係数範囲 ΔK_{th} 近傍のき裂伝搬特性を求めるために、き裂をもつ試験片に与える荷重変動範囲が徐々に減少し、き裂長さを自動写真撮影で記録測定する電気-油圧制御疲労試験システムを使用している⁹⁾。

4 実体強度試験

実稼動状態の機械の強度は、多くの因子の影響を複合して受けるため、3.で述べた現象別の解析には限界があり、実稼動状態を精度よく、能率よく再現した実体強度試験によって強度解析の精度を向上させる必要がある。

4.1 実物疲労試験

機械部品の疲労強度は、高応力にさらされる材料の体積、応力こう配などによって相違する。例えば、直径10mmの小形丸棒試験片に対し、直径50φ以上の大形丸棒試験片の回転曲げ疲労限度は70～80%に低下し、ねじ、圧入軸などの寸法による疲労強度の低下はいっそう著しい。

更に、加工法、熱処理、欠陥など、部品の製造履歴によって疲労強度が大きくばらつき¹⁰⁾、また、幾つかの部品を組み立てたアセンブリの疲労強度は片当たり、溶接変形など製造精度、組立精度によって発生する二次的応力によって更に低下する。

このような実体強度に影響を及ぼす各種因子を再現するため実物疲労試験を行なっている。この際、実働状態と同様の疲労被害を与えるよう、特に荷重の与え方に注意する必要がある。筆者は、荷重容量±30kgから±300tに至るまで、種々の容量、形式の疲労試験機をそろえ、実物疲労試験に供している。

4.2 実働荷重試験

応力範囲 $\Delta\sigma_i$ が繰り返されたときの疲労寿命を N_i とし、 $\Delta\sigma_1, \Delta\sigma_2, \dots, \Delta\sigma_n$ がそれぞれ $n_1, n_2, \dots, n_n$ 回繰り返されて疲労破壊するとすれば、

$$\sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} = 1 \dots\dots\dots (5)$$

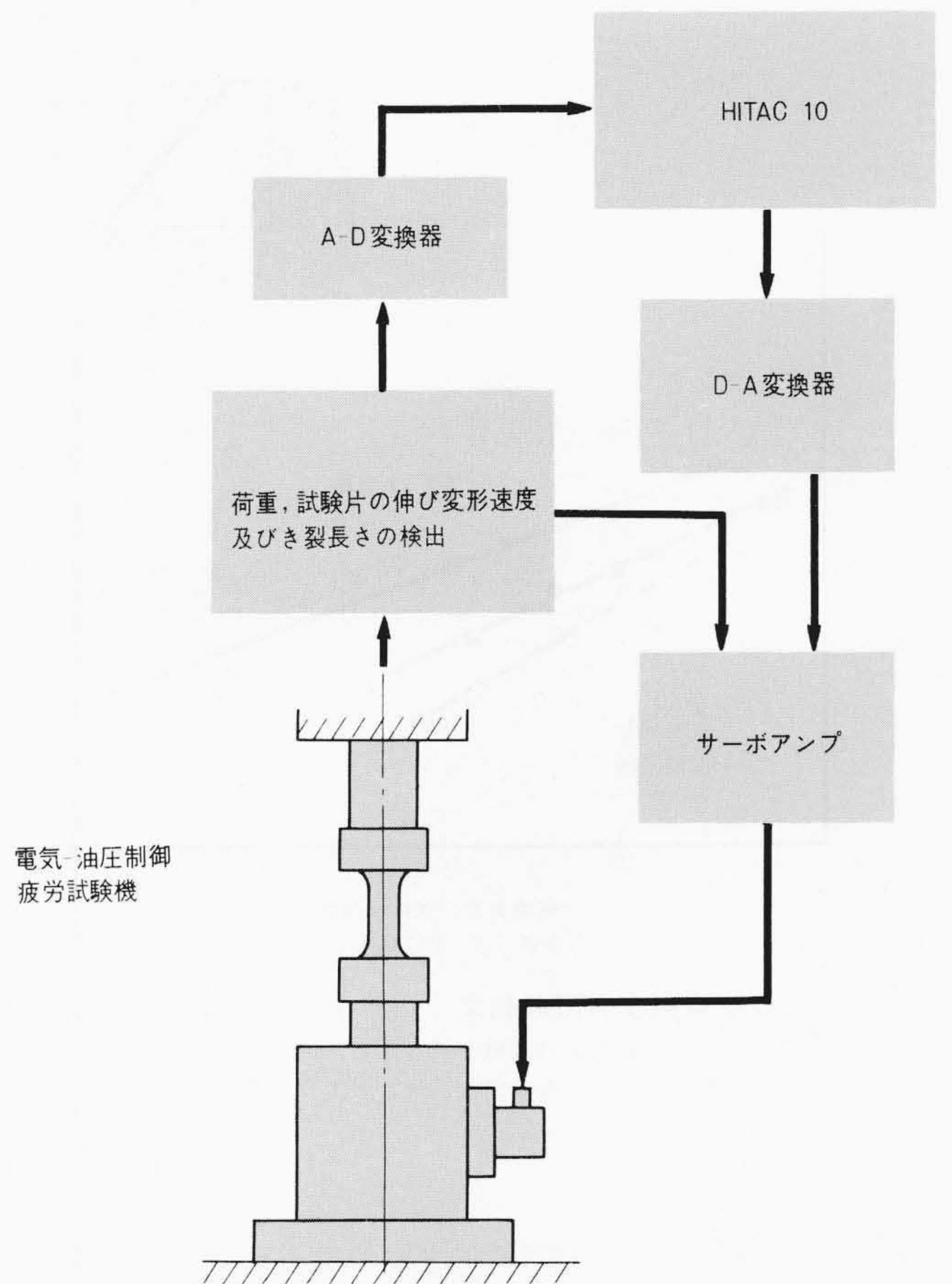
が成立するという考えを線形被害法則と言う。

しかし、複雑な変動荷重が部品に加わる場合には、荷重波形、繰返し速度や荷重順序、応力の頻度分布などが疲労被害に影響を与え、(5)式の右边が必ずしも1にはならないので、実働荷重をシミュレートした疲労試験が行なわれている。図9(a)は筆者らの開発したHITAC 10と電気油圧疲労試験機を直結したシステムであり、同図(b)に示すように実働荷重頻度分布をHITAC 10に記憶させ、ランダム順序で次々に試験片に与える試験が可能である¹⁾。図10は本プログラムパターンによる疲労試験結果を、従来のブロックプログラム試験結果と比較して示したもので、より短い疲労寿命を与え、実働荷重疲労試験として安全側の結果を与える¹¹⁾。

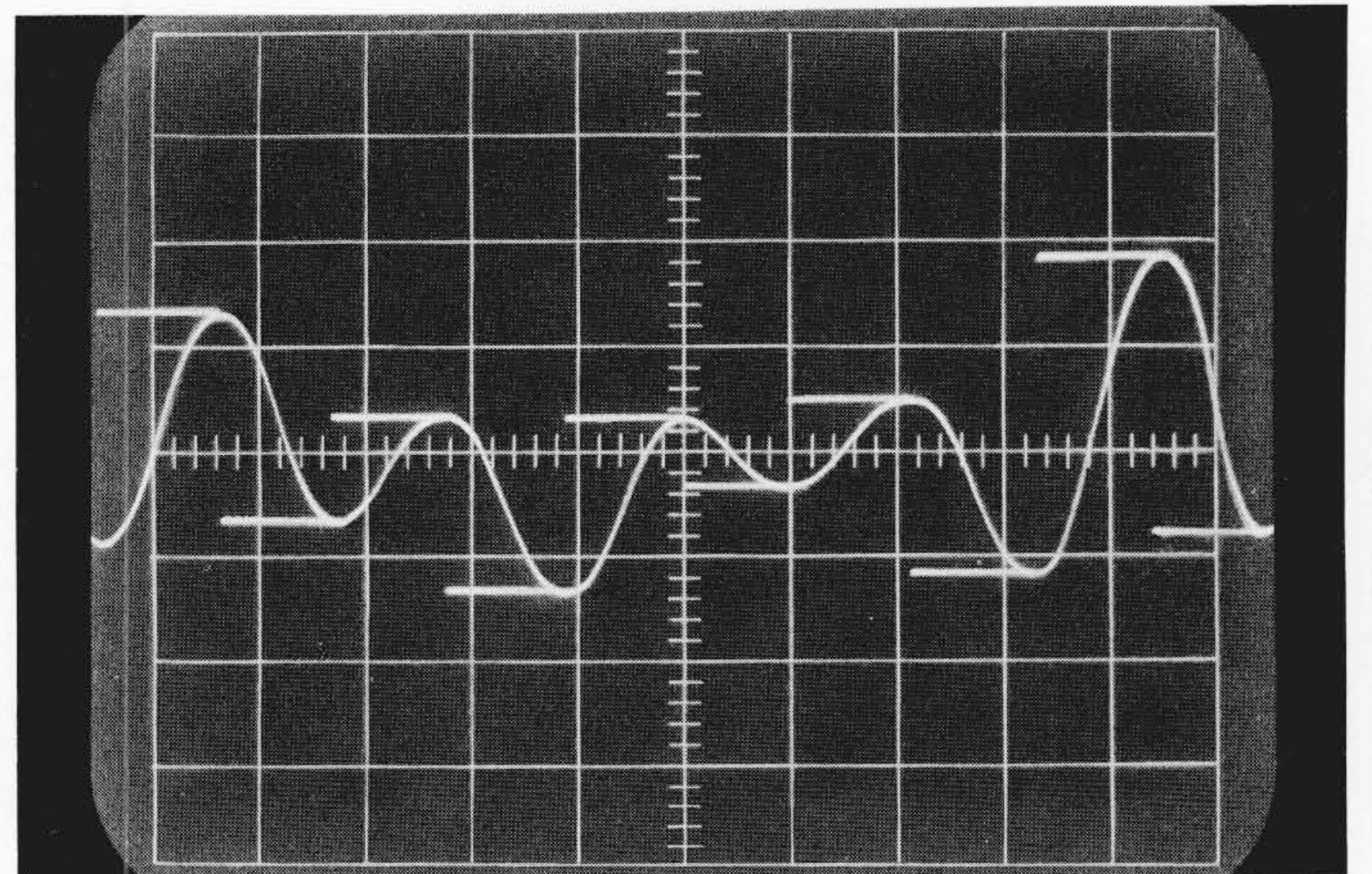
5 実機部品の疲労寿命予測例

筆者が実機部品の疲労寿命予測に関する研究を開始してから、まだ10年余りにしかならないが、その間、有限要素法による大形振動解析や応力解析、高精度応力測定技術やデータ処理法による実働応力の正確な把握、疲労き裂の発生や伝搬を予測する低サイクル疲れや破壊力学、あるいは小形電子計算機や電気油圧疲労試験機など、解析の面、実験の面双方で新しい技術が出現、あるいは急速な進歩を遂げ、高精度、高能率の強度解析が可能となった。

実働疲労の最初の応用研究は、クレーン鋼構造物の実働荷重を考慮した疲労設計の研究である^{12) 13) 14)}。当時(昭和40～



(a) HITAC 10制御電気-油圧制御疲労試験システム



(b) HITAC 10のステップ状信号にตอบสนองした荷重波形

図9 HITAC 10制御実働荷重疲労試験システム HITAC 10と電気-油圧疲労試験を直結したシステムであり、電子計算機でプログラミングした種類の荷重パターンの疲労試験が可能である。

44年)は上記諸技術の発達が十分でなく、クレーン荷重やクラブ横行位置の記録計¹⁴⁾、大形構造物用電気油圧制御試験機の開発まで行なったため¹⁵⁾、かなりの期間と労力を必要とした。本研究の成果によって、クレーン構造物の疲労設計が大幅に合理化され、更に、日本機械学会のクレーン構造物強度設計規準に大幅に採り入れられた。

一方、昭和45年ごろより、強度試験のシステム化、自動化を図った結果¹⁾、疲労寿命予測の精度が向上するとともに、能率も飛躍的に向上し、強度の検討に要する労力、期間がともに初期の数分の一に合理化された。図11は建設機械試作機

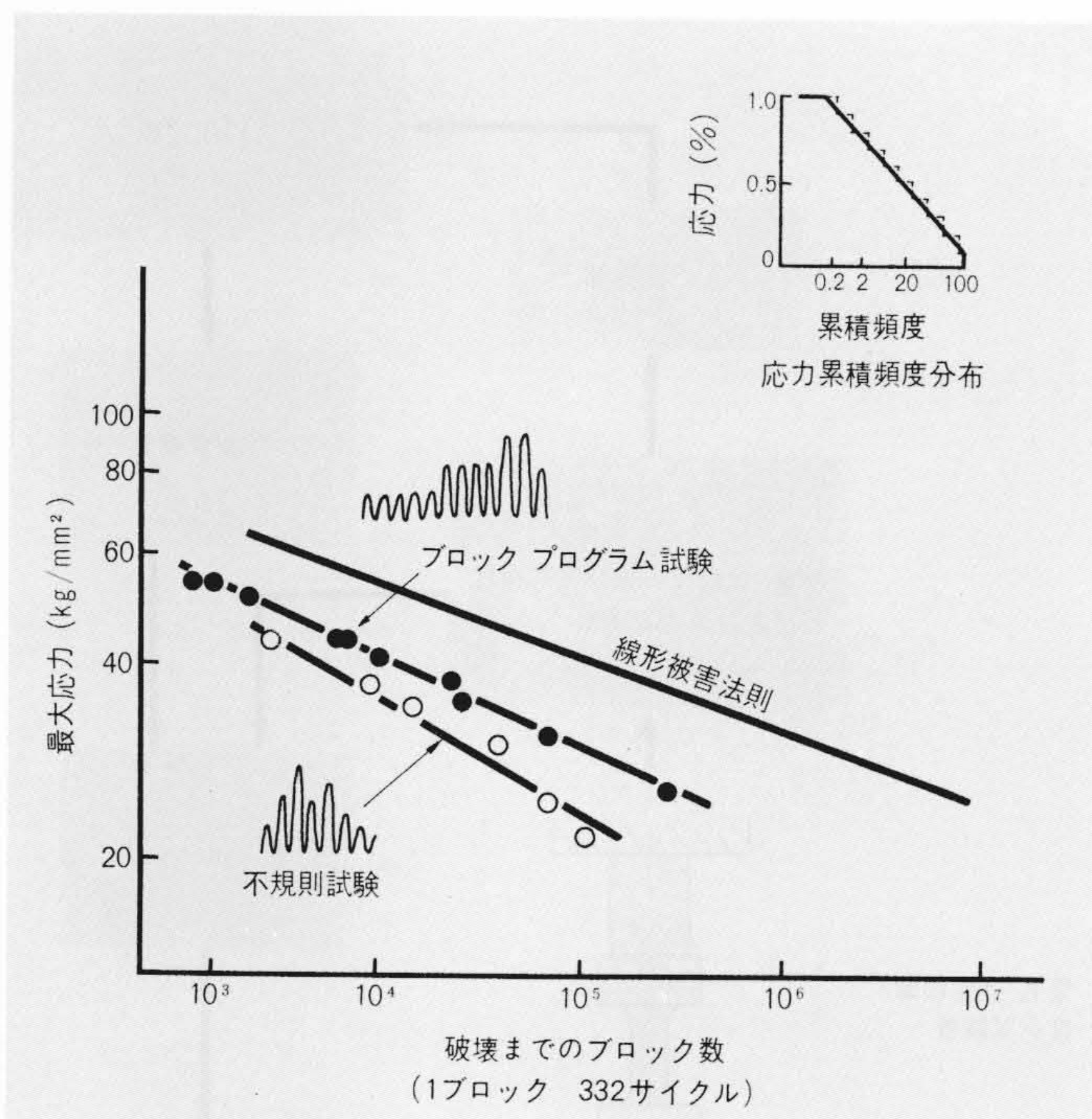


図10 実働荷重模擬疲労試験結果 HITAC 10制御疲労試験システムによって不規則な波形による疲労試験を行なうと、従来のブロック プログラム試験より短い疲労寿命を与え、寿命予測試験として安全側の結果を与える。

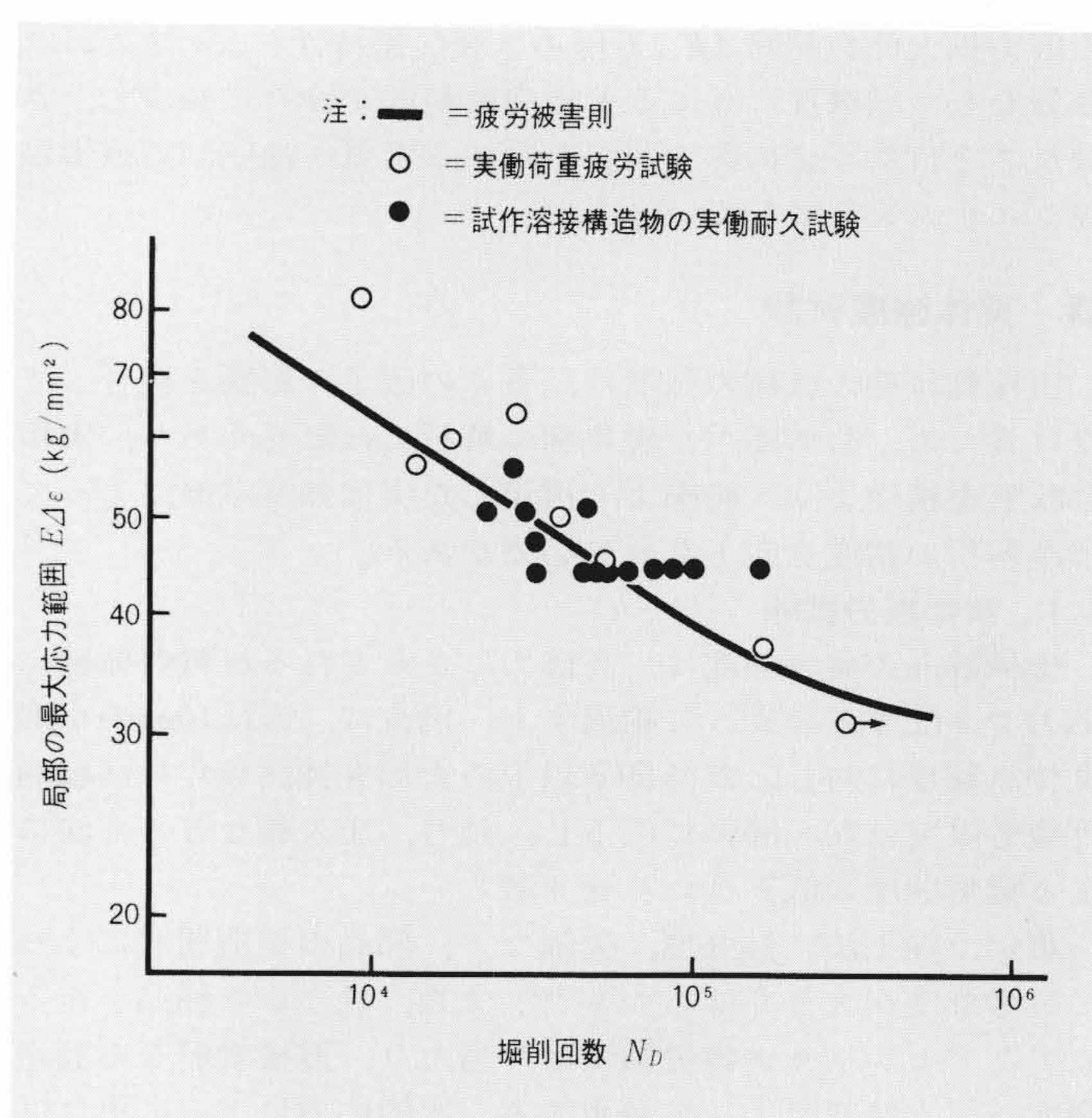


図11 溶接鋼構造物の実働疲労寿命予測例 機械の実働疲労寿命が本強度評価法によって精度よく予測できるようになった。

鋼構造物の疲労寿命予測例を示すものであって、試作機の実地耐久試験での疲労き裂発生寿命と疲労寿命予測値が良い一致を示し、強度上の問題点の把握と対策を能率よく行なうことができるようになった⁶⁾。

更に、圧縮機、ポンプなど、産業機械の主力製品である高速回転機械においても実働強度の研究を進めてきた。羽根車を例にとると、遠心応力の有限要素法による解析¹⁶⁾と多点ひずみ計測によるその精度の確認、遠心破壊強度、起動停止に伴う低サイクル疲労強度、あるいは羽根車の振動解析と腐食環境を考慮した振動応力に対する疲労強度の検討を進めている。

その他、高周波焼入れ部品、軸締結など主要機械要素、更に、家庭電気品、入・出力機器などの小形機械部品、半導体などの電子部品の強度解析にも本稿で述べた強度評価を行ない、信頼性の向上に寄与してきた。

6 結 言

機械の強度は多くの因子の影響を複雑に受けるため、強度設計上特に重要な疲労破壊に対し、最近の解析手法、実験手法を総合的、系統的に使用し、随所に試験の自動化を図った高精度、高能率の強度評価システムを開発し、製品の信頼性向上に努めている。

本システムの適用範囲は、クレーン、建設機械、ポンプ及び圧縮機のような産業機械だけでなく、商品、家庭電気品、入・出力機器及び電子部品に至るまで拡大しつつある。

なお本研究は、日立製作所機械研究所において材料強度を担当する研究室の共同研究の成果であることを付記したい。

参考文献

- 1) 小谷, 鯉渕「最近の疲れ強さ評価法」機械学会誌, **76**, 652 (昭48)

本評価法の基になった強度評価の最近の手法について紹介した。

- 2) 赤津「回転体応力の多点測定装置の開発」NDI資料4379(昭48-1)
- 3) K. Koibuchi and S. Kotani "The Role of Cyclic Stress-Strain Behavior on Fatigue Damage Under Varying Load" ASTM STP. 519, 229 (1973)
- 4) 小谷, 鯉渕「切欠き材の繰返し応力-ひずみ応答と疲れき裂発生寿命に対する実験的研究」機械学会講演論文集 No. 740-1 59 (昭49-4)
- 5) Fatigue Design Handbook, Fatigue Design Subcommittee, of Div. 4 of SAE Iron and Steel Technical Committee, SAE
- 6) 大野, 鯉渕, 泉山「油圧ショベル鋼構造部分の実働荷重と寿命予測」日立評論, **56**, 561 (昭49-6)
本評価法の応用例である。
- 7) 早山「高周波焼入れ材の疲れ強さにおよぼす残留応力の影響」機械学会論文集, **41**, 721 (昭50)
- 8) T. Hayama and S. Hashimoto "Automation of X-ray Stress Measurement by Small Digital Computer" Mechanical Behavior of Materials, The Soc. of Materials Science, Japan, 279 (1974)
- 9) 河合「疲れき裂の伝搬挙動について」機械学会講演論文集, No. 730-12 (昭48-10)
- 10) 早山, 橋本「高硬度材の残留応力と疲労強度」材料学会第10回材料強度に関する討論会, 10 (昭48-11)
- 11) 小谷, 鯉渕「実働応力下の応力-ひずみ応答と疲れき裂発生寿命」機械学会第5回シンポジウム「確率過程論の機械工学への応用」講演論文集 No. 730-7 (昭48-5)
- 12) 種田, 鯉渕, 赤津, 福渡「レードルクレーンの実働荷重と疲れ強さ」日立評論, 創刊50周年記念論文集, **32** (昭43)
- 13) 種田, 鯉渕, 松川「クレーン構造物の実働荷重と疲れ設計」機械学会誌, **73**, 1375 (昭45)
- 14) T. Fujiyoshi "Monitoring of Load Cycle of Overhead Traveling Cranes" ISA Trans., **11**, 304 (1972)
- 15) 鯉渕「実働荷重をうける金属材料の疲れ強さ」日立評論, **51**, 851 (昭44-9)
- 16) 大西「ターボ機械羽根車の応力解析法」日立評論, **56**, 749 (昭49-8)