

## 2軸応力場における疲労挙動に関する研究\*

### (第1報) 2軸疲労試験機について

Study on Fatigue Behavior in Biaxial Stress Fields.  
(1st Report) About our Biaxial Fatigue Testing Rig

式田 昌 弘<sup>1)</sup>  
Masahiro SHIKIDA

金 山 幸 雄<sup>2)</sup>  
Yukio KANAYAMA

#### Abstract

This report describes the trial construction of a biaxial fatigue testing equipment which employs cruciform specimens loaded by four double-acting hydraulic cylinders with a closed-loop servo-control system.

Besides, the present purpose of the investigation using this testing rig is to obtain the information of the deformation behavior under the stress condition of rotating disk in the biaxial test.

#### 1. はじめに

最近、塑性加工の技術の発達および実用化、そして機械構造物の軽量化への要求が急増しつつあり、そのため設計分野での材料強度、特に疲労強度に対する概念が無限の寿命（言い換えれば、不確実な寿命）基準から有限の寿命（予測できる寿命）へと移行してきている。

当然、強度研究部門においても設計への基礎データ供給のために現場をも含めた機械の実働条件をシミュレートした実験を遂行し、また電算機の発達にも助けられ、破壊力学の分野からのアプローチもなされ、現在では、かなりの強度基準となり得る疲労試験データが提供されている。

しかしながら、それらのデータのほとんどが一方向負荷、または一方向負荷仮定下で得られたものであり、今日要求されている更なる軽量化設計への情報としては十分なものとは言えないと考える。つまり、実機のおかれている負荷環境を考えた場合、そのほとんどが2, 3次元負荷条件下であり、よって実構造物の強度を正確に把握するには多軸負荷条件下での強度試験を遂行する必要がある。

3次元負荷下での強度試験も静水圧等を利用すれば可能であるが測定および解析の困難さから、現在行われている多軸条件下の疲労試験としては2軸条件下のものがほとんどであり、またそれらの実験も絶対数が少ないため、データ蓄積の段階というのが現状である。

ここでは著者らが、他に遂行している回転円板の破壊強度研究との関連性も考慮して、平面2軸応力条件下での変形挙動を解析すべく試作した電気油圧サーボ式2軸疲労試験装置について述べている。

#### 2. 2軸応力条件下での疲労試験法について

前述したように、多軸応力条件下での疲労試験は全体からみると少数派であり、またその中でも主

---

\*昭和56年1月26日 原稿受理

1), 2) 大阪産業大学工学部交通機械工学科

応力比をパラメータとした報告例は非常に少ないと思われる。

ここで現在まで報告されている2軸疲労研究の中で採用されている試験装置について2軸応力形態別に一部まとめてみる。

#### (a)軸力—ねじり

一般にこの応力下での実験は、薄円筒型試験片に軸方向引張りとねじり力を負荷することによって行われている (Fig. 1(a))。

この方法は実験条件の設定が比較的容易であり、また疲労き裂を含めた表面観察が可能なため、報告例は多い。<sup>1) 2) 3)</sup>

#### (b)軸力—圧力

圧力容器および圧力伝達系を扱う現場が非常に多いことより研究もかなり行われているが<sup>4)</sup>、実験強度と製品強度とが直接結びつきやすいため企業内に留まっているデータも多いと思われる。

実験には薄肉パイプ試験片を用い、半径方向力を小さなものとし、軸方向と接線方向との2軸応力状態をつくりだしている (Fig. 1(b))。

欠点としては、静水圧下に試験片がおかれるため、疲労過程での表面観察等が困難なこと、貫通き裂下の実験ができないことが挙げられる。

#### (c)曲げ—ねじり

実験装置は比較的容易に製作できるが、研究報告は少ない。<sup>5)</sup> (Fig. 1(c))

#### (d)直交する2軸力

所謂平面応力を再現するに最も直接的な組合せといえるが、実験装置がかなり大がかりで、しかも精度を要し、また応力パラメータを直接的に求められないという欠点をもっている。(Fig. 1(d))

しかしながら本手法の利点は多く、2軸応力の実験装置としては最適なものの一つと著者らは考える。研究報告例<sup>6) 7) 8) 9)</sup>をみても、例えば、2軸応力比を任意にとれるなど本手法の特長を述べている。

#### (e)回転円板

薄い円板を回転させることによって半径方向および接線方向応力による2軸条件が設定される (Fig. 1(e))。疲労実験としては角速度を周期的に変化させることによって行われている<sup>10)</sup>。

実験条件設定上の問題は2軸応力比を任意にとることが困難なこと、また実験上としては負荷中の疲労挙動に関する情報採取が困難なことが挙げられる。

### 3. 試験片形状および応力分布について

著者らが試作した試験機は、直交2軸応力状態を再現できる2軸疲労試験機であり、平、田中ら<sup>10)</sup>

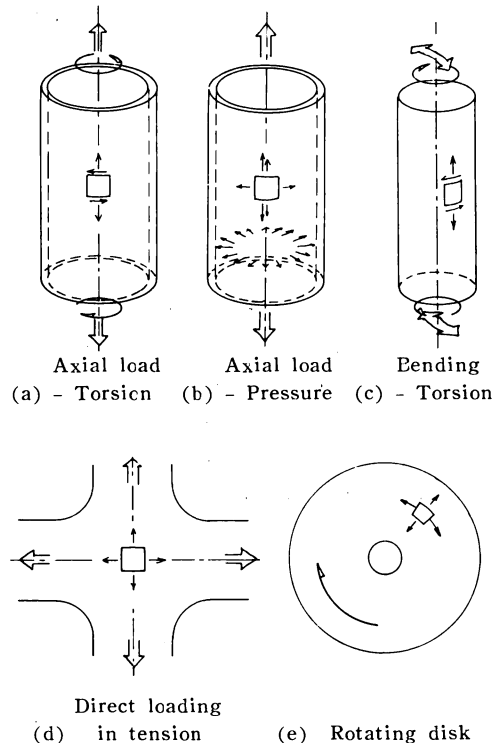
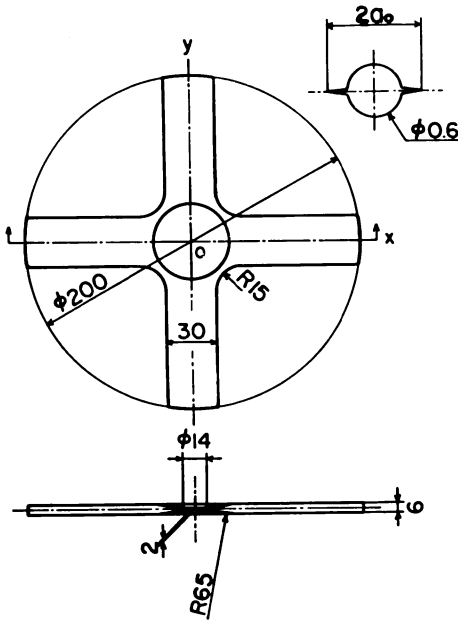


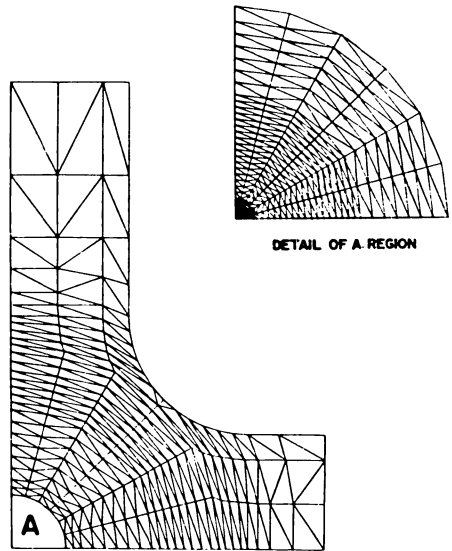
Fig. 1 Types of biaxial stress

によるものをモデルとしている。

ここで、平, 田中ら<sup>11)</sup>の採用した試験片形状, そして弾性応力パラメータの決定方法について記しておく。



(a) Shape of Cruciform Specimen  
(Dimensions are in mm)



(b) Finite Element Mesh

Fig. 2(a) に 2 軸用十字型試験片を示すが, これは一般に平滑タイプと呼ばれ, 中央の円型のくぼみ部が, いわゆる平行部に相当する。

さて, 図のような形状の試験片に X, Y 方向の負荷が作用した場合の弾性応力, 所謂, 公称応力の決め方であるが, 平, 田中らは, Fig. 2(b) のような要素分割を行ない, 二, 三の仮定をし, ひずみ一定の条件下で 2 次元平面応力有限要素解析で得られた結果を以下のような手順で判断し応力パラメータとしている。

まず計算結果から Fig. 2(c) のように十字試験

片に Y 軸方向にのみ負荷した時の 2 軸上の X, Y 方向の応力分布を求めている。なお,  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  はそれぞれ X, Y 軸に平行な応力,  $\infty$  は試験片アーム部,  $\circ$  は中心部を意味している。

図より, 平行部における応力分布はほぼ一定値をとっていることがわかる。

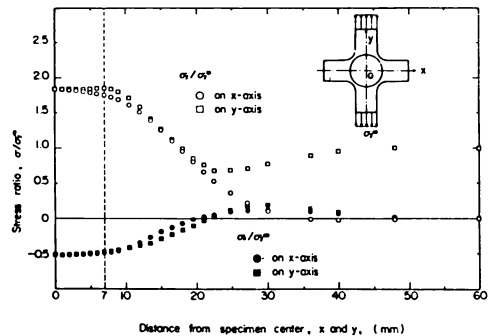
ここで, 中央部とアーム部の応力比は

$$\alpha \equiv \sigma_y^\circ / \sigma_y^\infty = 1.840$$

$$\beta \equiv -\sigma_x^\circ / \sigma_y^\infty = 0.519$$

.....(1)

と求めている。



(c) Stress Distribution in Smooth Specimen.

Fig. 2 Calculated method of stress under biaxial load condition by Taira, Tanaka et al<sup>8)</sup>

さらに、2軸状態の中央部応力  $\sigma_y^\circ$ 、 $\sigma_x^\circ$  は  $\sigma_y^\infty$  による応力場に  $\sigma_x^\infty$  によるものを重畳させることによって得られ、しかるに

$$\sigma_y^\circ = \alpha\sigma_y^\infty - \beta\sigma_x^\infty, \quad \sigma_x^\circ = \alpha\sigma_x^\infty - \beta\sigma_y^\infty \dots \dots \dots (2)$$

としている。

以上記したものが平、田中らの応力の決め方であるが、著者らは計算値としてはこれを参考にし、実験的には三軸ゲージを用いたロゼット解析によって試験片中央部の主応力を求める予定である。

#### 4. 2軸引張圧縮疲労試験装置について

前述したような2軸疲労試験法の中で、十字型試験片を使用する直交2軸引張-圧縮タイプが今後の疲労挙動観察を考えた場合、最も利点が多いと考え試作を行なった。

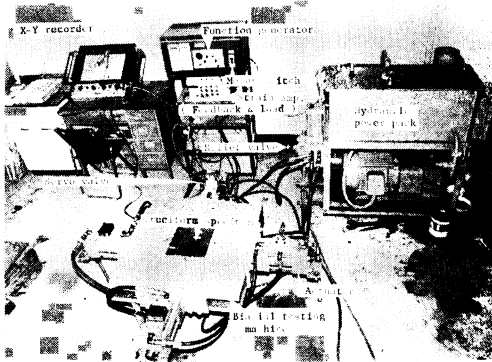


Fig.3 General view of rig and control circuitry

実験設備の全景が Fig.3 であり、試験機、油圧系、制御系そして測定系より構成されるが、以下これらを列挙していく。なお、実験設備に使用した機器の仕様は Table 1 にまとめてある。

部 品 名	型 式	仕 様
油圧ユニット	79YU-6-035 (油研製)	吐出圧力 140kg/cm <sup>2</sup>
油圧シリンダー	02A8544 (油研製)	シリンダー内径×ロッド径×ストローク 100 × 45 × 50 mm 使用最大圧力 140kg/cm <sup>2</sup>
電気サーボ弁 油圧	SVD-F13 (油研製)	供給圧力範囲 3.5~280kg/cm <sup>2</sup> 安定周波数応答範囲 約100Hz
サーボ増幅器	AMS-7.5 (油研製)	最大入力電圧 ±10V DC 定格出力電流 ±7.5mA 周波数特性 100kHz
ファンクション ジェネレータ	FG-121B (NF回路設計 ブロック社製)	周波数 0.001~100kHz 出力波形 正弦波, 三角波, 方形波を含む 7波形 DCオフセット 0~±5V
動ひずみ計	DS-6001F (新興通信製)	応答周波数範囲 DC~2kHz±1

Table 1 Specifications of elements in biaxial fatigue testing rig

##### (a) 2軸疲労試験機

試作した2軸引張圧縮疲労試験機を Fig.4 に示す。基本的には、中心に位置する十字型試験片の各アーム部に負荷する4本のチャックおよび油圧シリンダーとそれを確実に固定する2枚の正方形の鋼板とから構成されており、油圧シリンダーのアウタケーシング自身も強度部材として利用している。

試験片用チャックにはロードセルの機能も備えており、また、複雑な構造を避けるため試験片は3本のボルトによる締め付けで固定されるが、この方法でもゆるみ、ずれが実験中に生じないことは他の試験機で既に確認している。

軸方向の位置決めは精度を高めるため、油圧シリンダー部の2点に加え、チャック部近傍をスライドベアリングで支持している。

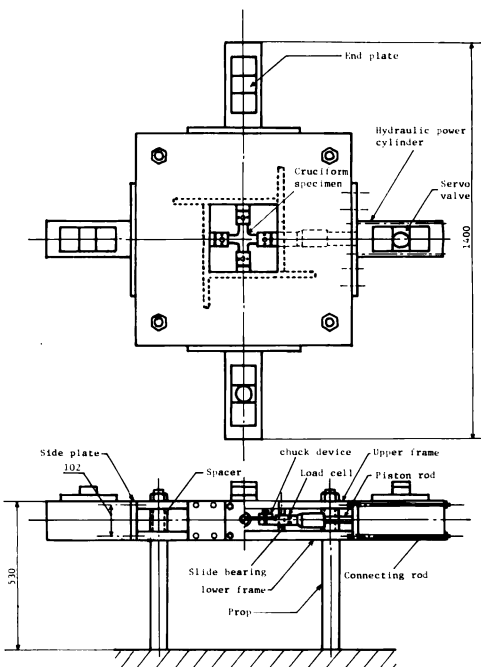


Fig.4 Biaxial fatigue testing machine

なお、試験機自身の設計上の許容荷重は± 5 tonであり、この程度の性能の2軸疲労試験機としては比較的コンパクトな部類に入ると考える。

(b)油 圧 系

Fig. 5 に油圧系回路を示す。

油圧ユニットと油圧シリンダーは耐圧ホースで連結されており、油圧ユニットで加圧されたオイルはユニット内のチェックバルブ、リリーフバルブ、オイルフィルターを通り、サーボバルブそして油圧シリンダー内へと流れる。そして仕事を終えたオイルは再びサーボバルブを通りオイルタンクへと戻る。

さて、吐出圧力のコントロールは油圧ユニット内リリーフバルブで行われるが、油圧シリンダーへの流量はその上部に取り付けられたサーボバルブによって制御される。しかるに、疲労実験において、サーボバルブをコントロールすることによって2方向の応力比Rを-1から1まで任意にとることが可能となる。

なお、各一對の油圧シリンダーへの流量コントロールは各1つのサーボバルブによって行われるが、Hi-cycle 疲労試験を行わない限り作動遅れは無いと考えている。

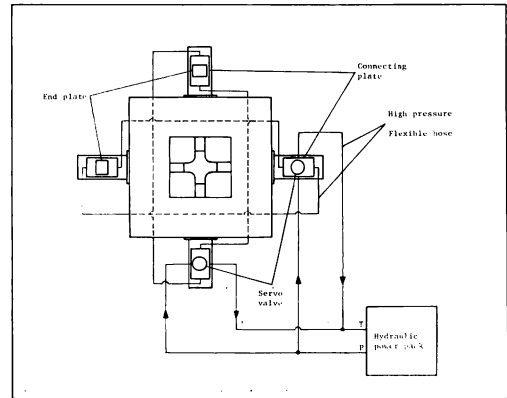


Fig.5 Schematic circuit diagram for hydraulic flow

(c)油圧制御回路

油圧シリンダーへ導かれる加圧オイルの流量は、サーボバルブ内のバルブスプールを電気信号によって機械的に移動させることによりコントロールされるが、その制御回路を Fig.6 に示す。

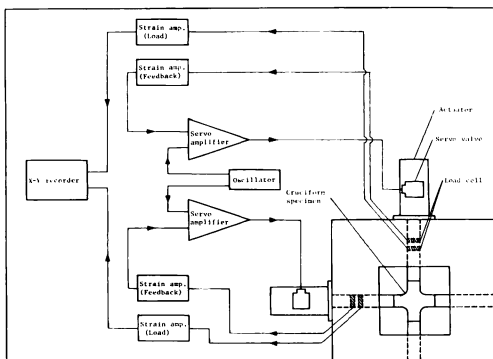


Fig.6 Schematic circuit diagram for electronic closed-loop servo-control system

まず、ファンクションジェネレータよりの信号はサーボアンプそしてサーボバルブへと入力される。さらに実際の負荷が、荷重検出器と同一の場所にある検出部からストレインアンプを介してサーボアンプにフィードバックされ、出力と一致しない場合は修正され、最終的に設定負荷が得られる。

5. 今後の実験方針

試作した2軸引張圧縮疲労装置について、主に基本原理を述べたが、本装置を用いての実験研究の初期段階として、著者らが現在行なっている回転円板の破壊強度試験<sup>11)</sup>の静的2軸引張試験へのシミュレーションを予定している。

回転円板試験の場合は、その性質上負荷中にひずみ分布等の情報を正確に得ることは非常に困難なため、一般的に停止状態における情報から回転中の情報を予測しているのが現状である。しかしながら、高速回転体の用途としては大型のもの、例えば、発電機用ロータ等があり、ひとたび破壊すれば悲惨な結果を招くことになるため<sup>12)</sup>、最近でも各方面にて回転体の破壊強度の定量的評価をすべく、特に破壊じん性値について理論、実験の両面から研究

が行われている。<sup>13) 14) 15) 16)</sup>

しかるに、回転円板の応力分布を静的2軸応力条件下にシミュレーションすることができれば、その破壊挙動について負荷中の変形およびき裂挙動も含め実験的に評価できるのではないかと期待している。

おわりに、試験設備の設計に対して有益な御助言を頂いた本学短期大学部中山英明助教授、そして本試験装置の製作に対して熱心な協力を頂いた昭和55年度自動車工学研究室卒業研究生小口昭二、根来浩幸、吉田英伸の諸君に記して謝意を表わす。また本研究には本学産業研究所よりの特別研究費を使用させていただいた。

### 参 考 文 献

- 1) MAZELSKY, B., et. al., Transaction of ASME, 91, 780, 1969
- 2) TAIRA, S., et al., Proceedings of 11th Japan Congress on Materials Research, 60, 1968
- 3) 大南, 浜田, 坂根 材料, 掲載予定
- 4) ANDREWS, J. M. H. and ELLISON, E. G., Journal of Strain Analysis, 8, 168-75, 1973
- 5) SHAMAMIN, Y. A., 横堀, 坂田 金属学会誌, 40, 10, 988/992, 1976
- 6) KILBER, J. J., ROBERTS, R., ASME Trans. Ser. B, 92, 4 727/734, 1970
- 7) PARSONS, M. W., PASCOE, K. J., J. Strain Analysis, 10, 1, 1975
- 8) TAIRA, S., TANAKA, K., et. al., Proc. 21st Japan Congr. Materials Research, P50, 1978
- 9) TAIRA, S., TANAKA, K., et. al., Proc. 22nd Japan Congr. Materials Research, P130, 1979
- 10) 白鳥, 他3名 機論, 36, 287 P1045/1051, 1970
- 11) 式田, 金山, 大南 機論, 45, 399, P1323/1330, 1979
- 12) 吉田 材料強度学会誌, 7, 2, P37/48, 1972
- 13) Blauel, J.G., et. al., Experimental Mechanics, P106/112, 1977
- 14) 坂田, 青木, 他3名, 機論, 45, 391, 1979
- 15) 宮本, 他4名 機論, 45, 396, P858/868, 1979
- 16) 宮本, 他4名 機論, 45, 396, P869/876, 1979