

## 多連式軸荷重疲労試験機の開発と基本性能の検証\*

古澤達哉<sup>\*1</sup>, 酒井達雄<sup>\*2</sup>, 滝澤亮平<sup>\*3</sup>, 中島正貴<sup>\*4</sup>  
塩澤和章<sup>\*5</sup>, 小熊規泰<sup>\*6</sup>, 岡田憲司<sup>\*7</sup>, 越智保雄<sup>\*8</sup>  
菅田 淳<sup>\*9</sup>, 皮籠石紀雄<sup>\*10</sup>, 境田彰芳<sup>\*11</sup>, 坂本英俊<sup>\*12</sup>Development of Multi-type Fatigue Testing Machine in Axial Loading and  
Verification of Its Fundamental PerformanceTatsuya FURUSAWA<sup>\*13</sup>, Tatsuo SAKAI, Ryohei TAKIZAWA,  
Masaki NAKAJIMA, Kazuaki SHIOZAWA, Noriyasu OGUMA,  
Kenji OKADA, Yasuo OCHI, Atsushi SUGETA,  
Norio KAWAGOISHI, Akiyoshi SAKAIDA and Hidetoshi SAKAMOTO<sup>\*13</sup> Design Department, Sagami Factory, Tokyo Koki Seizosho Ltd.,  
315 Mii Tsukui-machi, Tsukui-gun, Kanagawa, 220-0201 Japan

Fatigue behavior of metallic materials in very high cycle regime has become an important subject to guarantee the safety of mechanical structures during the long term service. In order to perform fatigue tests in very high cycle regime of  $N=10^9$ , a long period such as 230 days is required at the testing frequency of 50 Hz. The multi-type fatigue testing machine which can give cyclic loadings to a number of specimens simultaneously is valuable to obtain fatigue test data within the specified period. From this point of view, a multi-type fatigue testing machine for axial loading was developed by using a special hydraulic system with a rotary valve to distribute high pressure oil into the respective actuators. By means of this testing machine, fatigue tests for four different specimens can be performed simultaneously at the frequency of 80 Hz. The loading capacity for each specimen is  $\pm 10$  kN and the applied load can be given independently to the individual specimen. Thus, one can perform the fatigue tests in the long life regime for many specimens within the specified period even in the usual frequency where the temperature rise does not take place on the specimens. The fundamental structure and its performance are presented here together with the fundamental experimental results on the bearing steel of SUJ 2.

**Key Words:** Fatigue, Material Testing, Fractography, Axial Load, Multi-Axes, Low Cost, Giga-Cycle Fatigue, Bearing Steel

## 1. 緒 言

各種金属材料の疲労特性は、自動車や鉄道車両をはじめ各種機械構造物の安全設計には欠かすことのできない重要な材料特性であり、19世紀半ば頃から国内外で多くの疲労強度データが蓄積されてきた<sup>(1)~(3)</sup>。このような膨大な実験結果を参照するとき、多くの鉄鋼材料の  $S-N$  特性について、常温・大気中という通常の雰囲気下では、繰返し数が  $10^6$  回前後において疲

労限度を呈し、 $S-N$  曲線が水平に折れ曲る特徴を示すことが知られている<sup>(4)</sup>。したがって、この疲労限度以下の応力では永久に破壊しないとの立場から、機械構造物の耐久設計がなされてきた<sup>(5)</sup>。

しかし、近年の研究成果によると各種高強度鋼や表面処理鋼において  $10^5 \sim 10^6$  回程度の繰返し数で一旦見掛けの疲労限度が現れた後、これより低応力域でも  $10^7$  回以上の超長寿命域において、しばしば疲労破壊

\* 原稿受付 2005年9月1日。

\*<sup>1</sup> 正員, (株)東京衝機製造所設計部(☎220-0201 神奈川県津久井郡津久井町三井315)。\*<sup>2</sup> 正員, フェロー, 立命館大学理工学部機械工学科(☎525-8677 草津市野路東1-1-1)。\*<sup>3</sup> 立命館大学大学院理工学研究科。\*<sup>4</sup> 正員, 豊田工業高等専門学校機械工学科(☎471-8525 豊田市栄生町2-1)。\*<sup>5</sup> 正員, 富山大学工学部(☎930-8555 富山市五福3190)。\*<sup>6</sup> 正員, 光洋精工(株)総合技術研究所基礎技術研究部(☎582-8588 柏原市国分東条町24-1)。\*<sup>7</sup> 正員, 高松工業高等専門学校機械工学科(☎761-8058 高松市勅使町355)。\*<sup>8</sup> 正員, 電気通信大学電気通信学部(☎182-8585 調布市調布ヶ丘1-5-1)。\*<sup>9</sup> 正員, 大阪大学大学院理工学研究科(☎565-0871 吹田市山田丘2-1)。\*<sup>10</sup> 正員, 鹿児島大学工学部(☎890-0065 鹿児島市郡元1-21-40)。\*<sup>11</sup> 正員, 明石工業高等専門学校機械工学科(☎674-0084 明石市魚住町西岡679)。\*<sup>12</sup> 正員, 熊本大学工学部(☎860-8555 熊本市黒髪2-39-1)。

E-mail: furusawa@tknsnet.co.jp

が発生し、 $S-N$  曲線が再び降下するような疲労特性が多数報告されている<sup>(9)~(13)</sup>。このことは従来から疲労限度を基礎としてなされてきた耐久設計が、実は本来の耐久設計を与えないことを意味するものである。したがって、実機の長期間使用時の安全性確保の観点から、種々の金属材料に対する超長寿命域における正確な疲労特性を系統的に明らかにする必要がある<sup>(19)</sup>。

従来から、 $10^7$  回程度までの通常の高サイクル疲労を対象とした疲労試験は、50~60Hz 程度の負荷速度で疲労試験を行うことが多いが、例えば 50Hz の速度で  $10^9$  回まで負荷を繰り返すのに 230 日の長期間を要する。このような超長寿命域において多数の試験片に対する疲労試験を通常の疲労試験機で実施するには、時間的にも経済的にも極めて大きな困難を伴う。

本研究では、この基本的課題を解決するために 1 台の試験機で多数の試験片に対する同時疲労試験が可能な多連式軸荷重疲労試験機を開発した。負荷伝達媒体としては通常の作動油を用い、独自の油圧分配ロータリー・バルブを開発して、同時に 4 つのアクチュエータに順次作動油を繰り返し送る方式を採用した。また、ここで開発した疲労試験機の基本性能を検証する立場から、本試験機を用いて、高炭素クロム軸受鋼(SUJ2)に対する疲労試験を実施して、ギガサイクルまで対象とした超長寿命域疲労特性を実験的に明らかにした。

## 2. 開発背景

金属材料の超長寿命疲労特性を 100Hz 以下の試験速度で実験的に調べる場合、これまで回転曲げ疲労試験が実施されることが多かった<sup>(8)~(10)</sup>。これは実験技術上の難易および試験機価格等の経済的な理由によるものであるが、実部材の負荷は回転曲げに限らないので、設計用の基礎データとして各種荷重様式下の疲労特性が必要である。また、超長寿命域で生じる内部起点型破壊は材料内部の介在物が起点となる場合が多く、このような場合は、部材内の応力勾配の有無が重要な因子となる<sup>(9)~(11)</sup>。したがって、応力勾配のない軸荷重下での疲労試験は、超長寿命域における疲労き裂発生挙動や進展挙動などの基本的な疲労特性に関する基礎データを得る上で、極めて重要である<sup>(10)~(12)~(13)</sup>。

現在、軸荷重疲労試験機としてはクローズド・ループ制御による「電気・油圧サーボ式」が主流となっているが、複雑な負荷条件下で高精度の疲労試験が実施できる反面、高価であり、ランニング及びメンテナンス費用も高いというデメリットをもつのも事実である。また、大量の実験データを得るためにこのタイプ

の疲労試験機を多数台設置することは、経済的に困難な場合が一般的である。

一方、超長寿命域における疲労試験を行うためには長時間を要するので、これを高速化して時間短縮を図ることを目的に、超音波を利用した高速疲労試験機も利用されているが、試験速度が 100Hz を超えると材種によっては試験片の発熱の問題を無視できない<sup>(16)~(18)~(20)</sup>。また、超音波疲労試験で一般に用いられるような数千 Hz 程度以上になると材種によらず著しい発熱があり、試験片を冷却するために水冷や空冷などの強制冷却を施すと、疲労特性に対する冷却方法の影響なども無視できず、実験結果の解釈に大きな困難を伴うことになる<sup>(22)</sup>。

なお、負荷応力レベルを適正に設定して 50Hz 程度の通常の試験速度における疲労試験と数千 Hz 程度以上の超音波疲労試験を並行して実施し、両者の  $S-N$  特性がほぼ一致することを根拠として、超音波疲労試験により加速試験が可能とする報告がしばしば見られる<sup>(16)~(18)~(23)</sup>。従来より、金属材料の疲労特性は試験速度の影響を受け、 $S-N$  特性は試験速度が高くなるほど、長寿命側にずれることが、広く知られている。この観点からすれば、50Hz 程度の試験速度における疲労試験結果と数千 Hz 以上の超音波疲労試験による実験結果が一致したことにより、通常の試験速度による疲労特性が超音波疲労試験で再現できると考えるのは早計でないかとの不安を拭えない。すなわち、従来からの共通認識に沿って試験速度が著しく高いことによる疲労寿命の延長と、試験片の発熱や冷却方法などによる疲労寿命の短縮が、互いに相殺したために両者の疲労特性が結果的に一致したと解釈することもできるからである。

$S-N$  曲線の傾斜部の応力レベルはもとより、疲労限度付近の低応力レベルにおいても、試験片内では多くの転位が運動しており<sup>(24)~(26)</sup>、このような転位の運動に負荷速度が影響を与えないとするのは、むしろ不自然でないかと考えられる。このように疲労特性に対する負荷速度の影響については、未解明な部分が多く残っており、種々の試験速度における疲労試験結果を体系的に比較する必要がある。著者らは、ここで超音波疲労試験の意義を否定したり、疲労試験結果の有用性を否定するものではない。何故なら、実機によっては部材に実際に数千 Hz 以上の高速繰返し荷重が負荷されることがあり、このような部材の安全設計や信頼性評価の上で、超音波疲労試験結果は直接的な基礎データを与えるものである。したがって、超音波疲労試験はこのような高速繰返し荷重を受ける部材の疲労

設計の上で、欠くことのできない極めて重要な材料特性を与えるものであるが、50Hz程度程度の通常の試験速度による超長寿命疲労特性に対する加速試験として利用するためには、なお幅広い検証が必要と考えられる。

上記の諸課題を同時に解決する一つの効果的な方法は、100Hz程度以下の試験速度で同時に多数の試験片に対する疲労試験が実施できるマルチタイプ疲労試験機の開発である。この観点から、材料強度確率モデル研究会の共同研究<sup>8)</sup>の一環として、本報の連名者が協同して当該試験機の開発企画に取り組むこととなった。

### 3. 開発コンセプト

超長寿命域における種々の金属材料の疲労特性を体系的に明らかにすることの必要性と、とくに100Hz程度以下の試験速度における超長寿命疲労特性の解明が重要な意味をもつことを前節に述べた。このような超長寿命域における疲労試験を能率的に実施するための多連式疲労試験機の開発が本研究の主題である。また、このような試験機開発にあたり、ユーザーが設置し易い低価格の実現がひとつの重要課題である。本試験機の開発に当たり、最初に設定した基本的な開発コンセプトは、以下に示すとおりである。

- (1)安価であること。
- (2)負荷速度は100Hz以下であること。
- (3)応力勾配の発生しない軸荷重負荷方式であること。
- (4)多軸化によりデータ取得効率を向上させること。
- (5)完全両振りから完全片振り試験まで各軸独立して荷重設定ができること。
- (6)メンテナンスが容易であること。

上記の開発コンセプトに立脚し、試験機の部品点数を最小限に抑えるとともに、試験機のサイズをコンパクトにするために、荷重負荷装置には油圧式複動アクチュエータを採用した。また、油圧式疲労試験機として現在最も普及している「電気・油圧式サーボ疲労試験機」のようなクローズド・ループ制御はあえて採用せず、擬似正弦波荷重波形を発生させることができるモータ駆動の「4連4方向油圧分配ロータリー・バルブ」を開発することとした。

試験機本体は、上記の「ロータリー・バルブ」、4軸分の「アクチュエータ」、および「高剛性フレーム」から構成され、このフレームの上部に荷重計測装置、下部に油圧ユニット、空冷式オイルクーラ、制御盤を配置するコンパクトなワンボディタイプの試験機とした。

## 4. 開発した試験機

### 4.1 基本仕様および外観

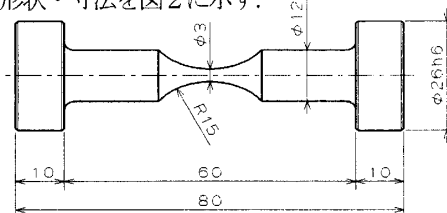
本研究で開発した「4連式軸荷重疲労試験機」の主な仕様は、以下のとおりである。

- ・形式：油圧式軸荷重疲労試験機
- ・試験軸数：4軸
- ・負荷設定対象：荷重
- ・試験荷重波形：擬似正弦波
- ・最大試験荷重：±10kN 各軸、個別設定可能
- ・平均引張荷重：0～+10kN 各軸、個別設定可能
- ・試験周波数：80Hz固定
- ・荷重検出法：抵抗線ひずみゲージ式ロードセル
- ・疲労寿命検出法：電子式カウンター（4軸分）
- ・荷重デジタル指示：瞬時値、最大値、最小値、（4軸分）（シンクロスコープ等へのモニター接続用アナログ電圧出力端子付き）
- ・破断検出自動停止機能付
- ・ユーティリティ：3相200/220V 50/60Hz, 8kVA
- ・外形寸法：W×D×H 875×745×1610(mm)
- ・重量：約500kg



Fig.1 Overview of fatigue testing machine developed.

本研究で開発された4連式軸荷重疲労試験機の外観写真を図1に示す。また、本試験機で使用される試験片については、材種や強度レベルとも関連して形状・寸法を適宜変更することとなるが、参考までに引張強さが2000MPa程度の高強度鋼を想定した疲労試験片の形状・寸法を図2に示す。



Stress concentration factor  $\alpha = 1.04$

Fig.2 Configuration of fatigue specimen.

4.2 負荷原理

図3は、今回考案した試験機の油圧回路を模式的に示したもので、基本要素は油圧アクチュエータ、油圧分配用のロータリー・バルブおよび油圧源である。

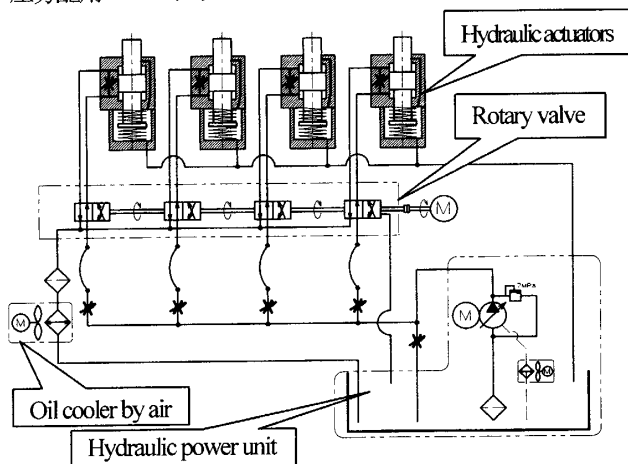


Fig.3 Hydraulic system to give testing load to four specimens.

油圧アクチュエータは、図に見られるように複動アクチュエータであり、試験片に任意の平均荷重を付与できるように、各アクチュエータの下部にバネ機構が備えられている。ロータリー・バルブは、油圧源から供給される高圧作動油をアクチュエータの上室と下室に交互に供給する機能をもつ特殊な形状の回転軸で

あり、一つの油圧源から4つの油圧アクチュエータに常時作動油を分配・供給することができるように工夫されている。

図4は、このロータリー・バルブの詳細図であり、モータで回転駆動されるスプール、スリーブおよびケーシングより構成される。油圧源からの高圧作動油は、各アクチュエータに対する油圧系を同一条件に保持するため、油圧源からロータリー・バルブの各ポートに至る経路を同一条件にするとともに、ロータリー・バルブの出口から各アクチュエータに至る経路も同一条件にした。なお、スリーブの導通孔位相角度はそれぞれ22.5度(1/4直角)だけ差が設けられているが、これは次節に示す考察から最終決定した値である。

本研究で開発した多連式軸荷重疲労試験機の最も独創的な技術は、単一油圧源を用いて上記の特殊なロータリー・バルブで独立した4つのアクチュエータに作動油を分配し、各アクチュエータごとに負荷応力振幅と平均応力を任意に設定できるようにしたことであり、この点を含む3件の項目を対象に「多連式疲労試験機システム」なる発明名称で2005年5月に特許を取得していることを付記する。

4.3 基本構造

今回開発した多連式疲労試験機の写真を図1に示したが、試験片に繰返し負荷を与えるための試験機フ

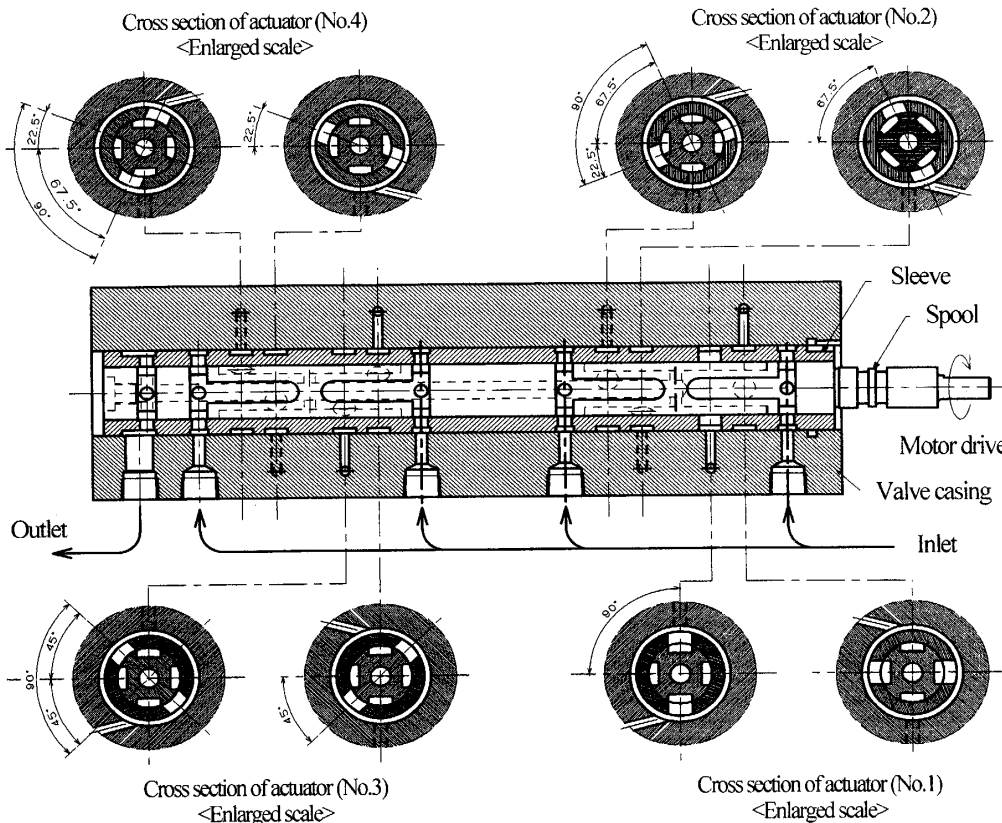


Fig.4 Detail drawing of multi-type rotary valve.

レームは、油圧源を囲むボックス状の囲いの上部に据え付けられている。この試験機フレーム部を図示した

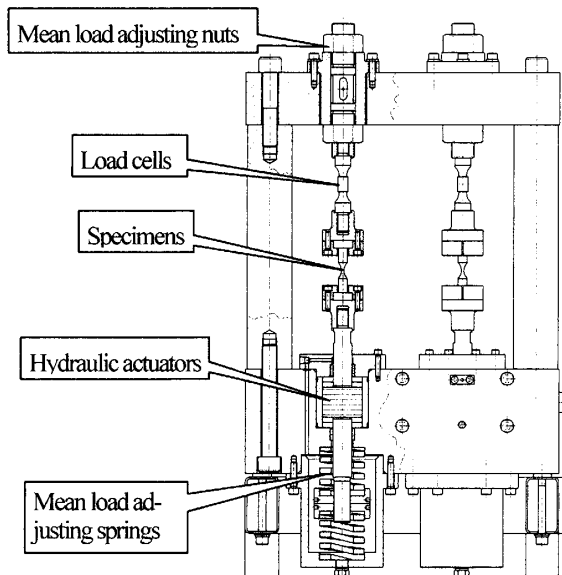


Fig.5 Drawing of the loading system.

のが図5であり、上部の水平板に2つのナットで堅く固定されたロードセルと下部にある油圧アクチュエータの上側ピストン・ロッド上端との間に疲労試験片を装着し、試験片の上端部・下端部を半割キャップで固定する方式になっている。下側のピストン・ロッドには図に示すように、コイル状のバネが設置されており、上部の水平板を締め付けている2つのナットを対にして回転させることにより、このバネを介して試験片に所定の平均荷重を負荷することができ、所定の荷重を与えた状態でスパナを用いて固く締結することにより、長期間にわたり、このナットが緩むことはないことが確認されている。なお、コイルバネには静的荷重のみが付与されるが1試験期間(N=10<sup>9</sup>)中の荷重変化は殆ど検出できない。

なお、各アクチュエータにおいてピストンとシリンダー間や、ピストン・ロッドとフランジ内面の間のような摺動部において、Oリング等のシール要素は一切使用せず、あらかじめある程度の油漏れを予想して、漏れた油を常にタンクに回収するようにした。このような方式にしたのは、一般に油圧式疲労試験機を長期間使用する場合、試験機保守の観点からOリングの取替えがしばしば必要になり、この取替え作業が常に大きな負担になる。本試験機でOリングを一切使用しなかったのは、このような摺動部に関してメンテナンス・フリーにすることが目的である。

#### 4・4 得られた荷重波形

本試験機を組立てた後、最初に負荷速度を50Hzに設定して試運転を行い、ロータリー・バルブの出口の圧力波形を調べた。その結果を示したのが図6であり、

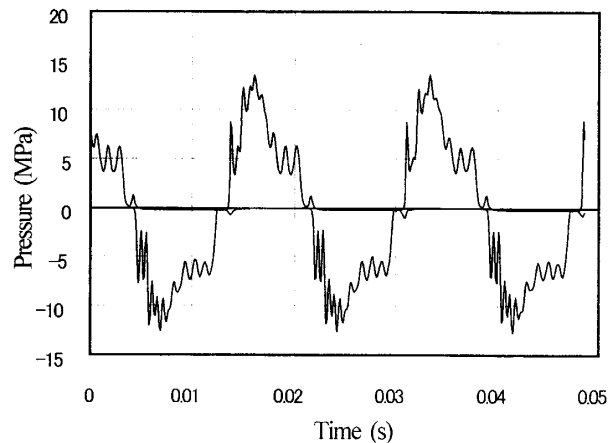


Fig.6 Pressure varying pattern at valve exit

ロータリー・バルブの回転による本来の波形の他に、何らかの高周波振動による顕著な脈動圧が重畳している。この高周波脈動は、ロータリー・バルブとアクチュエータ間の配管の長さや内径の調整、ならびにロードセルの長さ調整、フレーム支柱の直径や長さの調整、さらにフレーム上部の水平板の厚さ調整等を繰り返して行って、アクチュエータ内および配管内の作動油の流体弾性とフレームの弾性変形によるアキュムレータ効果の最適条件を選定することと、アクチュエータ内上下室を可変絞りを介して短絡させ、上室と下室の急激な差圧変動を抑えることにより、以下に示すとおり、大幅に削減することができた。

次に、こうしてロータリー・バルブの出口の圧力波形の平滑化を図った上で、4つのアクチュエータによる各試験片への負荷荷重をロードセルにより同時測定した結果を図7に示した。4本の曲線が重なるので、各曲線を識別するためにアクチュエータごとに曲線の色を区別した。図からわかるように、この方法により前述の高周波脈動は大幅に削減できたが、同図(a)に示すとおり、ロータリー・バルブの導通孔位相角をゼロとし、各アクチュエータに作動油を同位相で同時に供給した場合は、アクチュエータごとの荷重波形はかなり不規則で、正弦波形状から著しく逸脱していることがわかる。これは、油圧源から供給される油圧・流量が不十分であることに起因するものと考えられる。

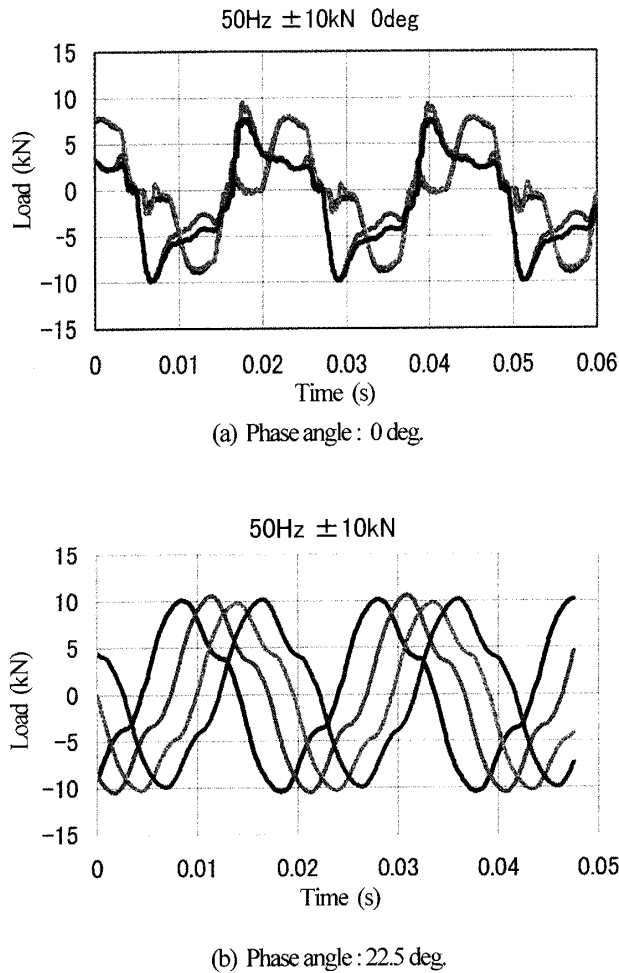


Fig.7 Load varying patterns without/with phase angle.

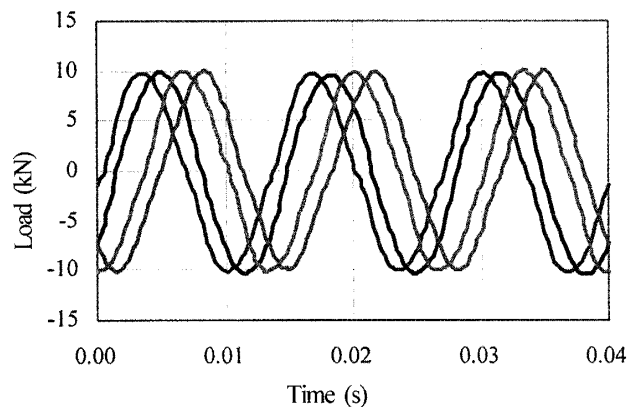
ここで、ロータリー・バルブの導通孔の穿孔位置を変え、4つのアクチュエータに対する作動油供給時刻に関し、それぞれ  $22.5\text{deg}$  ( $1/4$  直角) の位相差を設けて、同様にすべてのアクチュエータによる出力荷重を測定した。得られた結果は同図(b)に示すとおりであり、各アクチュエータへの作動油供給時刻に適切な位相差を設けることで、各アクチュエータの荷重波形は急速に正弦波形に接近することがわかる。この点については、所定の圧力・流量の油圧源の作動油を4つのアクチュエータに同時に供給する場合に比較して、順次、別々に供給する方が油圧ポンプの負担が  $1/4$  に軽減されることが基本的な理由と考えられる。

さらに、適切な位相角を選定することにより、油圧源の作動油供給量を最小限に抑えることで油温の上昇を抑制することができ、冷却水を用いることなく空冷のみで十分な冷却が可能となった。このように本試験機について、油圧源の負荷を最小限に抑えることと

冷却水を用いる必要がない点は、“安価・省エネルギー”を達成する上で、極めて重要な事柄である。

通常の荷重容量  $10\text{kN}$  の電気・油圧サーボ式疲労試験機の場合、その油圧源の必要電気量は  $5\sim 8\text{kVA}$  であり、これにより試験片1本の疲労試験が行われる。これに対して、本研究で開発された試験機の必要電気量は  $8\text{kVA}$  であり、これにより4本の試験片に対する疲労試験が可能となる。したがって、試験片一本当りの必要電気量は、従来の電気・油圧サーボ式疲労試験機に比較して  $1/4$  程度に低減され、エネルギー効率を著しく改善させたことになる。

最後に、荷重波形に対する試験速度の影響が予想されるので、疲労試験中の試験片の発熱が起らないような  $100\text{Hz}$  以下の周波数領域内で種々の試験速度を設定して荷重波形を系統的に調べた。その結果、 $80\text{Hz}$  前後の試験速度の場合の荷重波形が、最も正弦波形に近くなることがわかった。図8は、試験速度  $80\text{Hz}$ 、位相角  $22.5\text{deg}$  のもとで得られた荷重波形を示したものである。いずれのアクチュエータの出力についても、通常の電気・油圧サーボ式疲労試験機と比較して、荷重波形に微視的な凹凸はあるが、疲労試験用の荷重波形として十分に安定した出力結果を得ることができた。

Fig.8 Actual loading patterns ( $\pm 10\text{kN}$ ,  $80\text{Hz}$ ).

なお、本試験機のフレームは図5に示したような高剛性タイプが採用されており、図8の最大荷重  $\pm 10\text{kN}$  負荷時点においても各アクチュエータの出力波形は極めて安定している。すなわち、負荷時刻に関しロータリー・バルブの回転角にして  $22.5\text{deg}$  の位相差が設けられているが、このことによるフレームやロードセルの不均一変形に起因する弊害は発生しておらず、4軸の負荷が相互に影響を及ぼして、荷重波形を乱すような心配はないことがわかる。また4本中いずれか

の試験片が破断した場合、他の試験片への影響を避けるため4軸同時に停止させる方式となっている。

本試験機の開発にあたり、開発コンセプトの第一番目に“安価”であることを挙げた。この点について、具体的な販価を示さなければ研究成果を評価することができない。この観点から、参考までに今回開発された容量：荷重振幅 10kN (≒ 1ton)、負荷速度：80Hz の4連式軸荷重疲労試験機は同程度の容量の電気・油圧サーボ式疲労試験機の価格に比べ著しく低価格となっており、同時に4本の試験片に対する疲労試験が可能なる点を考慮すれば、1/20 程度の著しい低価格が実現できたことになる。

### 5. 検証試験結果および考察

今回開発した多連式軸荷重疲労試験機が、引張・圧縮繰返し荷重下の超長寿命疲労試験機として十分な機能を備えているかどうかを検証するため、高炭素クロム軸受鋼 SUJ2 について、実際にギガサイクル領域まで対象とした疲労試験を実施した。試験片形状・寸法は図2に示すとおりであり、得られた疲労試験結果の数値データを表1に示した。負荷応力  $\sigma_a$  は応力集中係数 ( $\alpha=1.04$ ) を反映させた応力値を用いている。表1の結果をもとに図示した  $S-N$  線図を図9に示した。図中の○印は表面起点型破壊を示し、●印は内部起点型破壊を示す。

| Specimen No. | Diameter of specimen $d$ (mm) | Stress amplitude $\sigma_a$ (MPa) | Fatigue life $N_f$ (Cycles) | Note              | Actuator |
|--------------|-------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------|-------------------|----------|
| 1            | 3.078                         | 1400                              | 10,200                      | Surface fracture  | No.1     |
| 2            | 3.098                         | 1300                              | 7,100                       | Surface fracture  | No.1     |
| 3            | 3.091                         | 1300                              | 11,600                      | Surface fracture  | No.1     |
| 4            | 3.088                         | 1200                              | 22,400                      | Surface fracture  | No.1     |
| 5            | 3.065                         | 1200                              | 60,500                      | Surface fracture  | No.1     |
| 6            | 3.099                         | 1100                              | 390,800                     | Interior fracture | No.1     |
| 7            | 3.087                         | 1000                              | 4,336,900                   | Interior fracture | No.1     |
| 8            | 3.093                         | 900                               | 20,657,100                  | Interior fracture | No.1     |
| 9            | 3.098                         | 900                               | 12,195,700                  | Interior fracture | No.2     |
| 10           | 3.095                         | 800                               | 87,161,800                  | Interior fracture | No.3     |
| 11           | 3.093                         | 800                               | 191,825,400                 | Interior fracture | No.4     |
| 12           | 3.081                         | 700                               | 633,460,400+R               | Now running       | No.1     |
| 13           | 3.102                         | 700                               | 633,460,400+R               | Now running       | No.2     |

Table 1 Numerical results of fatigue tests.

日本材料学会標準【 $S-N$  曲線回帰法】(JSMS-SD-6-04)<sup>29)</sup>では、初めて  $10^7$  回まで破壊しない打ち切りデータが得られた応力とその直上の負荷応力の平均値を、当該材料の疲労限度として規定しており、図中の実線は上記  $S-N$  曲線回帰法に従って回帰された  $S-N$  曲線を示す。

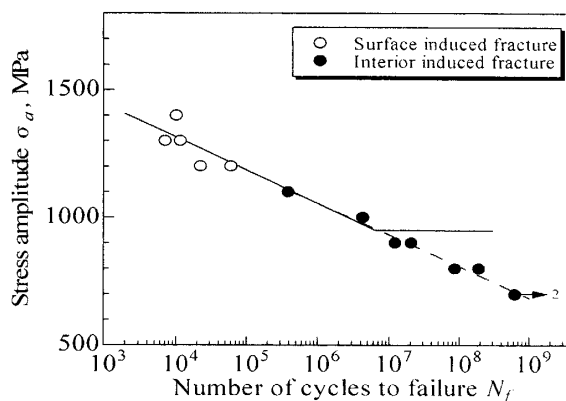
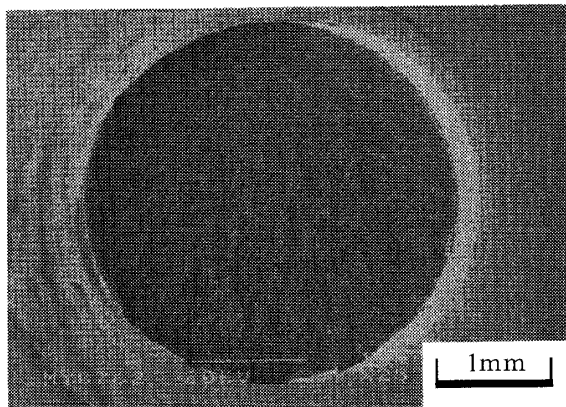


Fig.9  $S-N$  diagram under axial loading (SUJ2)

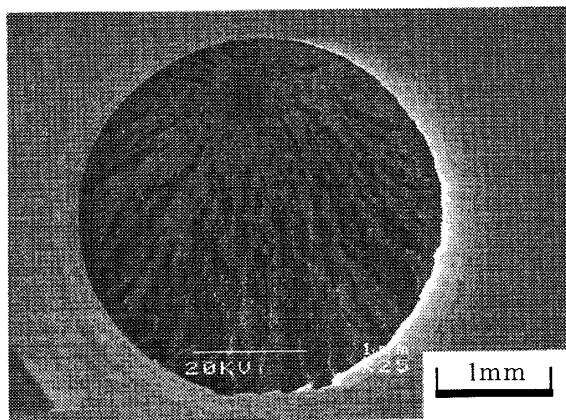
図からわかるように、こうして回帰された  $S-N$  曲線は  $N < 10^7$  なる寿命域では意味を持つが、 $N \geq 10^7$  なる超長寿命域に着目すると、本材料の  $S-N$  曲線は明らかに  $N < 10^7$  なる領域の  $S-N$  曲線傾斜部をそのまま超長寿命域まで直線的に延長させたような傾向を示しており、決して疲労限度は現れていない。したがって、実線の  $S-N$  曲線とは別に、その延長上の内部起点型破壊データに対する  $S-N$  曲線を破線で示してある。 $N = 6 \times 10^9$  を越えた打ち切りデータが2点あるが、このレベルが本材料の真の疲労限度であるか否かを決めるためには、さらに  $N = 10^{10}$  程度まで疲労試験を続行して、非破壊を確認する必要がある。

本材料の疲労破壊に関し、表面起点型破壊と内部起点型破壊に区別できることを上に述べたが、破断した全ての試験片の破断面を SEM にて観察した。図10は負荷応力  $\sigma_a = 1300$  MPa における表面起点型破面の SEM 写真であり、図11は  $\sigma_a = 1000$  MPa での内部起点型破面の SEM 写真を示す。このようにして表面起点型・内部起点型の破壊形態の区別を行った。本報では、新たに開発された多連式軸荷重疲労試験機の基本的な性能を確認することが目的であり、疲労き裂発生・進展メカニズム等については著者らのグループによる解析結果を含めて他に多くの報告<sup>8)~(11),(14),(15)</sup>があるので、ここではとくに高倍率の破面観察や破面解析は行っていない。



$$R=-1, \sigma_a=1300\text{MPa}, N_f=7.10 \times 10^3$$

Fig.10 Fracture surface in surface induced fracture



$$R=-1, \sigma_a=1000\text{MPa}, N_f=4.33 \times 10^6$$

Fig.11 Fracture surface in inter inclusion-induced fracture

さて、本試験機で得られた疲労試験結果からわかるように、 $10^5$ 回より短寿命で破壊する高応力域における破壊形態はすべて表面起点型であり、 $10^6$ 回を越える長寿命域での破壊形態はすべて内部起点型になっており、両者が現れる応力域・寿命域が明確に分割される特徴がある。しかし、表面起点型破壊に関する実験結果と内部起点型破壊に関する実験結果が、共通の  $S-N$  曲線の付近に現れる傾向が見られ、回転曲げの場合の  $S-N$  特性<sup>9)</sup>とはかなり様相が異なる。軸荷重下と回転曲げ荷重下の超長寿命  $S-N$  特性にこのような相違が現れるのは、試験片断面上の応力勾配の有無によるものであり、本試験機に固有の特別な結果ではない。

今回の実験結果について特筆すべき点は、 $10^5$ 回以上の長寿命域で破壊した試験片はすべて内部起点型破壊を呈していることである。この事実は、本試験機に関し試験片チャック部の偏心や直角度の誤差に起因する曲げ成分は無視できる程度に小さいことを意味して

いる。何故なら、もし、このような曲げ成分がある場合は内部より表面の方が応力が高くなり、疲労破壊は表面起点型となる筈だからである。したがって、本試験機開発にあたり導入した試験片形状・寸法、掴み方法の妥当性が確認されるとともに、上下の水平保持梁と4本の支柱で構成される負荷フレームの曲げ剛性は十分に高く、ロードセル、試験片、アクチュエータ・ロッドのアライメントも十分に確保されていたことを示唆している。

このように、本研究で開発された多連式軸荷重疲労試験機は安価でありながら、荷重波形、長期安定性、高剛性、十分なアライメント等、疲労試験機に要求される基本的な性能を備えるとともに、同時に4本の試験片に対する疲労試験が可能な高能率疲労試験機であり、軸受鋼(SUJ2)を用いた超長寿命域疲労試験を実施することにより、十分な基本特性を検証することができた。なお、本試験機の試験周波数は80Hz固定であるが、アルミニウム合金についても疲労試験を実施し本試験機運転上の最適条件に対するヤング率の影響を調べた結果、同じく80Hzの負荷速度で図8と同程度の正弦波形が得られたことを付記する。

## 6. 結 言

金属材料の超長寿命域疲労試験を効率的に実施するために、同時に多数の試験片に対する疲労試験が可能な多連式軸荷重疲労試験機の開発に取り組んだ。本研究で得られた結果を要約すれば以下のとおりである。

- 1) 1台の試験機で同時に4本の試験片に対する疲労試験が可能な4連式軸荷重疲労試験機を開発することができた。
- 2) 本試験機による荷重波形は十分に正弦波形状に近く、4つのアクチュエータとも長期間にわたる荷重波形の安定性が確認できた。
- 3) 荷重容量：10kN (≒1ton)、負荷速度：80Hzの4連式軸荷重疲労試験機の価格として、電気・油圧サーボ式疲労試験機等に比べ、著しい低価格を実現することができた。
- 4) 本試験機により、高炭素クロム軸受鋼(SUJ2)に対する超長寿命域疲労試験を実施した結果、得られた  $S-N$  データのばらつきはかなり小さく、長寿命域における破壊形態はすべて内部起点型破壊であり、試験片や試験機の偏心による曲げ成分は十分に小さいことが検証された。



## 参考文献

- (1) M. A. Miner, *J. Appl. Mech.*, 12 (1962), A-159 – A-164.
- (2) L. F. Coffin, *Trans. ASME*, 76 (1954), 931-950.
- (3) K. Shiozawa · T. Sakai et al., *Databook on Fatigue Strength of Metallic Materials*, Vols. 1-3 (1996), Elsevier & JSMS.
- (4) Edited by JSMS, *Fatigue Design Handbook*, (1995), Chap. 1, Yokendo Ltd. (in Japanese)
- (5) T. Sakai et al., *Design of Machines*, (1995), Chap. 3, JSMS, (in Japanese)
- (6) T. Naito · H. Ueda · M. Kikuchi, *Metal. Trans.*, 15A, (1984), pp.1431-1436.
- (7) K. Asami · Y. Sugiyama, *J. Heat Treatment Technol.*, 25, (1985), pp.147-150. (in Japanese)
- (8) T. Sakai et al., *J. Soc. Mater. Sci., Japan*, 49, (2000), pp.779-785. (in Japanese)
- (9) T. Sakai et al., *Trans. JSME*, 67-663, A (2001), pp.1805-1812. (in Japanese)
- (10) T. Sakai · Y. Sato · N. Oguma, *Fat. Fract. Engng. Mater. Struct.*, 25 (2002), pp.765-773.
- (11) Y. Ochi · T. Sakai, *J. Soc. Mater. Sci., Japan*, 52 (2003), pp.433-439. (in Japanese)
- (12) Y. Murakami et al., *J. Soc. Mater. Sci., Japan*, 48 (1999), pp.1112-1117. (in Japanese)
- (13) Y. Murakami · N. N. Yokoyama · K. Takai, *J. Soc. Mater. Sci., Japan*, 50 (2001), pp.1068-1073. (in Japanese)
- (14) K. Shiozawa et al., *J. Soc. Mater. Sci., Japan*, 52 (2003), pp.1311-1317. (in Japanese)
- (15) K. Shiozawa · Y. Morii · S. Nishino, *Trans. JSME*, 70-691 (2004), pp.495-502. (in Japanese)
- (16) C. Bathias · N. Jingang, *ASTM STP 1211* (1993), pp.141-152.
- (17) C. Bathias, *Fat. Fract. Engng. Mater. Struct.*, 22 (1999), pp.559-565.
- (18) H. Mughrabi, *Harterei- Technische Mitteilungen*, 56 (2001), pp.300-303.
- (19) T. Sakai, *J. Jap. Inst. Marine Engng.*, 40 (2005), pp.358-364. (in Japanese)
- (20) Edited by JSMS, *Fatigue Design Handbook*, (1995), Chap. 12, Yokendo Ltd. (in Japanese)
- (21) H. Ishii · K. Yamanaka · K. Tohgo, *Materials Science Research International STP-1* (2001), pp.59-63.
- (22) R. Ebara, *Proc. VHCF-3*, (2004), pp.390-397.
- (23) Y. Furuya · S. Matsuoka · T. Abe, *Proc. VHCF-3*, (2004), pp.406-412.
- (24) M. Higuchi · Y. Imai · M. Takenaka, *Trans. JSME*, 40-331 (1974), pp.644-651. (in Japanese)
- (25) T. Tanaka · S. Hattori, *J. Soc. Mater. Sci., Japan*, 26 (1977), pp.319-321. (in Japanese)
- (26) T. Tanaka · S. Hattori, *J. Soc. Mater. Sci., Japan*, 26 (1977), pp.1188-1194. (in Japanese)
- (27) T. Tanaka · S. Hattori, *Trans. JSME*, 44 (1978), pp.733-742. (in Japanese)
- (28) T. Sakai, *Inspection Engineering*, 9(2004), pp1-7. (in Japanese)
- (29) T. Sakai et al., *Standard Evaluation Method of Fatigue Reliability for Metallic Materials, Standard Regression Method of S-N Curves*, JSMS-SD-6-04, (2004). (in Japanese)