

疲労機構からみた軸受鋼の評価について

村上 敬宜*

Evaluation of Bearing Steels from View Point of Fatigue Properties

Yukitaka Murakami

Synopsis : To evaluate the quality of bearing steel, several methods of fatigue testing such as (1) rotating bending, (2) tension-compression, (3) rolling contact, (4) thrust type rolling contact, (5) actual bearing, etc. have been employed. It is sometimes said that the quality of bearing steel cannot be evaluated until the actual bearing is tested. However, as the order of tests, (1) to (5), increases, so does the possibility of adverse factors affecting the evaluation of the material quality. For this reason care should be taken. If these factors lead to an incorrect interpretation of the bearing steel's quality then the wrong strategy may be pursued and lead to a regression of technology.

This paper will focus on the mechanism of fatigue fracture to effect greater understanding and propose a direction for development in bearing steel and so higher quality bearings.

Key words : bearing steel; mechanism of fatigue fracture; fatigue limit; rotating bending fatigue test; tension-compression fatigue test; rolling contact fatigue test; nonmetallic inclusion; crack initiation; crack propagation.

1. 緒言

金属疲労の問題の基本的な考え方は、疲労現象を(1)き裂の発生過程と(2)き裂の伝ば過程、に分けて考えることである。種々の複雑な問題もこの観点から見ることにより解決の糸口が見えてくる¹⁾。

軸受、歯車、圧延ロールなど接触荷重を受ける機械部品では、負荷の状態と履歴が他の部品より複雑であるので、上記(1)、(2)の観点から問題を見るということも必ずしも定着している訳ではない。

回転曲げ疲労試験によって材料を評価するときも、やはり上記(1)、(2)に関連した量を測定していることになる。接触荷重による疲労は回転曲げ疲労試験における疲労とは全く異質のように見えるが、その本質が疲労き裂の発生と伝ば過程であることに変わりはない。むしろ、この見方以外に正しい現象の解釈は有り得ないことを認識しなければならない。

以下では、上記(1)、(2)の観点を基本に置き、「試験方法の相違」と関連した「結果の相違」とその解釈を中心にして著者の考えを述べる。また、疲労試験の具体的方法についての陥りやすい失敗、介入物評価とその解釈などについても著者の経験を述べる。

2. 回転曲げ疲労試験: 試験方法, 結果とその解釈

2.1 試験方法の注意

回転曲げ疲労試験は、最も安定に試験ができる信頼性の高い試験方法といわれており、著者もそれに異論はない。しかし、正しい結果を得るためには、それなりの基本的な注意が必要である。例えば、同じ材料を同じ方法で製作した試験片をA研究所とB研究所で疲労試験し、得られた疲労限度をそれぞれ σ_{WA} 、 σ_{WB} とする。 $\sigma_{WA} > \sigma_{WB}$ であったとき、どちらを信用すべきであろうか。A研究所のデータが信頼できるのである。B研究所のデータに基づいた設計は安全側の設計ではあるが、正しい設計ではない。

理由は次のとおりである。疲労試験が正しく行われないうち、疲労強度は正しい値より常に低い値をとる傾向がある。その原因は大きく次の2つに分けられる。

- (a) 試験機の共振による振回り
- (b) 試験片取付けの軸心のずれ
 - (b-1) 雑な取付け
 - (b-2) 試験片取付け時の変形
 - (b-3) 試験片の曲り

最近著者がたびたび受ける技術相談から判断して、これからの問題は必ずしも正しく認識されておらず、おろそかにされている印象も受けるので、詳細な注意を付録に述べている。以下では、疲労試験が正しく行われたことを前提に議論する。

2.2 試験結果の解釈

軸受鋼や高強度の特殊鋼などの回転曲げ疲労強度は、低強度の鋼の疲労強度と違い、その静的強度あるいは硬さから期待されるような高い値を示さない。また、疲労強度の

* 九州大学 [Kyushu University, 6-10-1 Hakozaki, Higashi-ku, Fukuoka, 812], 工博

ばらつきも大きい。Fig. 1は、1951年に発表されたGarwoodら²⁾の実験結果である。HV > 400で、HVに比例する疲労強度が得られないことやばらつきの大いことの原因は当時は不明であった。最近では、この原因は、材料に含まれる非金属介在物や微小な欠陥であることがわかって¹⁾いる。

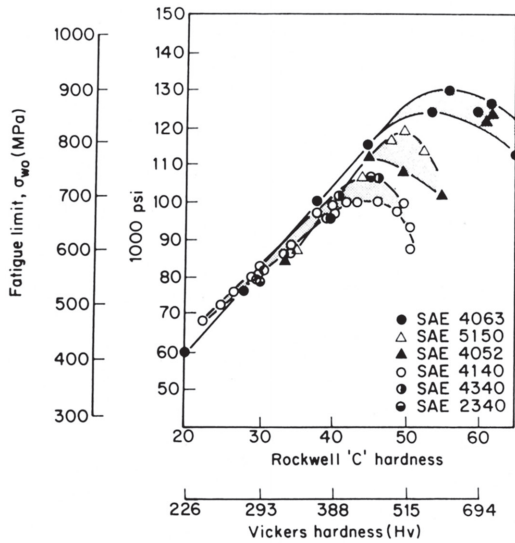
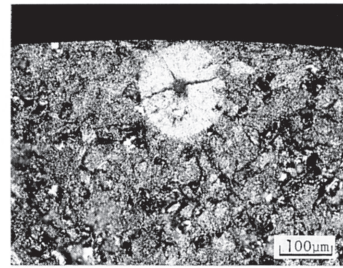


Fig.1 Relationship between hardness and fatigue limit. (Garwood et al (1951)²⁾)

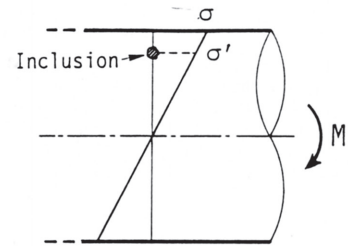
非金属介在物が疲労破壊の起点になる場合には、破壊面はFig. 2のようになる。回転曲げ疲労試験では、試験片中の応力分布はFig. 3のようになるから、Fig. 2の場合、疲労き裂は負荷応力が最大となる表面ではなく、まず内部の非金属介在物の位置から発生し、伝ばの過程を経て、試験片の破壊をもたらしたと見ることができる。しかし、これまでは回転曲げ疲労試験結果はいわゆるS-N線図によって整理するのが慣例になっている。この場合、縦軸の応力は表面の公称応力を取っている。Fig. 4のように、高繰返し数域でS-N曲線に水平の段が生じるという最近の話題^{3), 4)}もこの問題を考慮して注意深く議論すべきであろう。なぜなら、引張圧縮疲労試験の場合⁵⁾には、フィッシュ・アイ破壊が起こる場合でもこのことは必ずしも指摘されていないからである。著者は、S-N曲線の段の存在を真っ向から否定しているわけではない。疲労現象を、(1)き裂発生と(2)き裂伝ばという基本の観点から見れば、この問題もいずれ明確になるものと予想している。浅見ら³⁾が指摘しているように、長時間の試験による表面の腐食作用の効果も考慮しなければならないであろう。

Fig. 5は、軸受鋼の回転曲げ疲労試験におけるS-N曲線の一例である^{6), 7)}。縦軸に表面の公称応力と疲労破壊起点(非金属介在物の位置)の公称応力を取った場合の比較を示している。同じ実験結果でありながら、応力の取り方でS-N曲線がかなり異なっていることがわかる。表面からの破壊と内部からの破壊とが混じった実験結果を表面の公称応力でプロットすれば、低応力で長寿命のデータは内部破壊となる傾向があるから、S-N曲線に段が生じてもおかしくないことが理解できる。



Material : SAE9254
 Vickers hardness HV=636
 Inclusion size $\sqrt{\text{area}}=19.3\mu\text{m}$
 Distance from surface $h=96\mu\text{m}$
 Nominal stress at inclusion $\sigma' = 859\text{MPa}$
 Predicted fatigue limit at inclusion $\sigma_f = 720\text{MPa}$
 Cycles to failure $N_f = 1.97 \times 10^6$
 Chemical composition : Al-Ca-Mg-O

Fig.2 Fatigue fracture origin in rotating bending fatigue of high strength steel. The white area having a nonmetallic inclusion at its center is called fish-eye.



σ : Nominal stress at surface
 σ' : Nominal stress at inclusion

Fig.3 Relationship between bending stress distribution and the location of fracture origin inclusion.

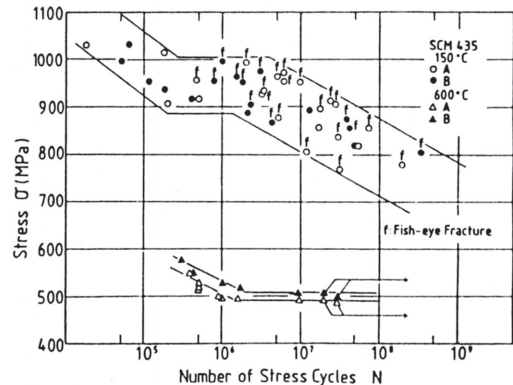


Fig.4 S-N curve of rotating bending fatigue composed with two straight lines and a horizontal step. (H.Emura and T.Asami³⁾)

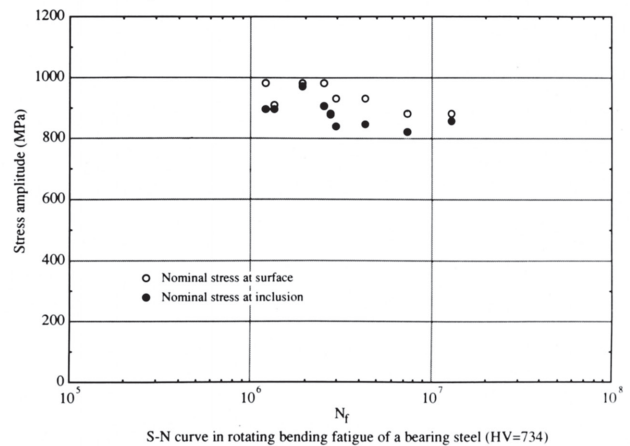
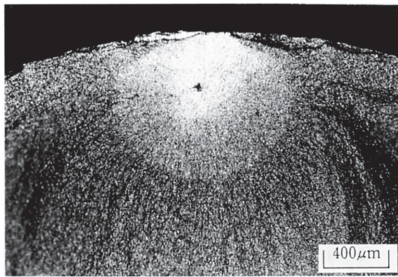


Fig.5 Definition of stress, nominal stress at surface or at inclusion, influences S-N curves of a bearing steel in rotating bending fatigue.

さて、試験片内部が疲労破壊起点となるのは、内部に大きい非金属介在物が存在したときである。たまたま、表面に大きい介在物が存在すれば、表面が疲労破壊の起点になる。それは、確率の問題である。表面付近の圧縮残留応力もこの問題に絡むことは、容易に想像できよう。表面に圧縮残留応力がある場合には、内部の介在物から発生した疲労き裂の伝ば過程に影響する。Fig. 6は、いわゆるフィッシュ・アイの形が圧縮残留応力のためにゆがんでいる様子を示している。このような場合には、疲労き裂の伝ばに要する繰返し数が残留応力によって変化し、結果としてS-N曲線の形を変化させることになる。疲労寿命 N_f は、き裂発生寿命 N_c とき裂伝ば寿命 N_p の和なのである($N_f=N_c+N_p$)。



Material: SUP10M (Shot-peened on emery paper finished surface after turning)
 Vickers hardness HV=540
 Inclusion size $\sqrt{\text{area}}=29.8\mu\text{m}$
 Distance from surface $h=360\mu\text{m}$
 Nominal stress at inclusion $\sigma_w=658\text{MPa}$
 Predicted fatigue limit at inclusion $\sigma_w=648\text{MPa}$
 Cycles to failure $N_f=3.54 \times 10^7$

Fig.6 Fisheye mark deformed by compressive residual stress near surface.

Fig. 7に示す微小き裂と人工微小穴材のS-N曲線の相違はこの内容をよく表している。き裂も人工微小穴も代表寸法(投影面積の平方根 $\sqrt{\text{area}}$)は同じに揃えている。3種類の欠陥材の疲労限度 σ_w はほぼ等しいが、破断するほどの高い応力での寿命 N_f は著しく異なる。この内容は N_c の違いによるものであることは容易に想像できるであろう。き裂材では、 N_c は無視できるほど小さく N_f はほとんど N_p に等しいが、穴材では N_c がかなりの部分を占め $N_f=N_c+N_p$ と考えねばならない。

Fig. 7で、3種類の欠陥材の疲労限度 σ_w がほぼ等しいのは、微小欠陥や非金属介在物を含む材料の疲労限度 σ_w が基地組織のHVと欠陥や非金属介在物の投影面積の平方根 $\sqrt{\text{area}}$ によって決まるからである^{1), 7)-10)}。 σ_w はHVと $\sqrt{\text{area}}$ から次式のように予測することができる(この式は引張圧縮にも適用できる)。

$$\sigma_w = C(HV+120)/(\sqrt{\text{area}})^{1/6} \cdot ((1-R)/2)^\alpha \quad (1)$$

$$\alpha = 0.226 + HV \times 10^{-4}$$

ここで、上式中の諸量の単位と定義は、 σ_w : MPa, HV: kgf/mm², $\sqrt{\text{area}}$: μm , $R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$ (応力比)。

また、Cは欠陥や介在物の位置によって次の値をとる。

1.43 (表面欠陥・表面介在物)

C=1.56 (内部欠陥, 内部介在物)

1.41 (欠陥や介在物が表面に接する場合)

式(1)で、Rを含む項は平均応力の影響を表しているが、松本ら¹¹⁾は平均応力の効果を評価するための簡便式として次式を提案している。

$$\sigma_w = C(HV+120)/(\sqrt{\text{area}})^{1/6} - \sigma_{\text{res}}/2 \quad (2)$$

ここで、 σ_{res} : 残留応力または平均応力。

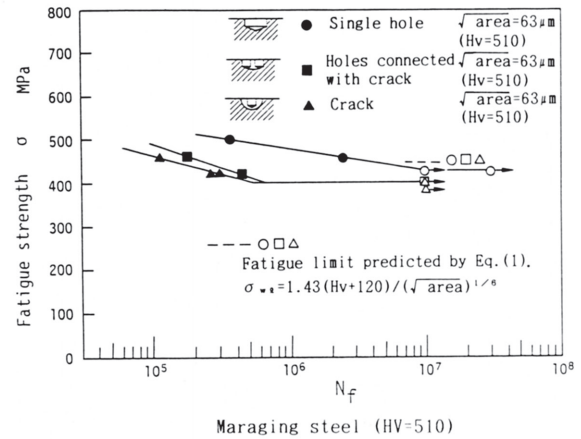


Fig.7 Difference in S-N curves having approximately equal fatigue limit but different fatigue lives of a maraging steel containing different defects.

2・3 疲労強度の年代による変化

次に軸受鋼の疲労限度の年代による変化を見てみよう。疲労限度は熱処理による硬さの違いにも当然影響されるが、その寄与は式(1)の右辺の分子の値で概算される程度の変化である。年代による変化は、むしろ非金属介在物の大きさ、すなわち式(1)の右辺の分母に現れるものと思われる。Fig. 8は、1955年のFrith¹²⁾の報告以来のデータをいくつかまとめたものである^{5), 12)-23)}。年代とともに疲労限度が上昇する主な原因は、軸受鋼の清浄度の向上である。Fig. 8に引用したデータの原論文に記載されているフィッシュ・アイの中心に見られる非金属介在物の寸法は年代とともに小さくなっている。特に、ここ15年間における我国の製鋼技術の進歩をこの点に見ることができる。ただし、Fig. 8の疲労限度は厳密な意味での疲労限度ではないことに注意して置く必要がある。なぜなら、疲労破壊の起点のほとんどが非金属介在物であり、試験片に含まれる非金属介在物の最大寸法は使用する試験片の数を増やせば増やすほど大きくなり、その結果、少数の試験片で決定した疲労限度より低い応力でも破壊が生じるからである。すなわち、このような場合、材料に固有な疲労限度というもの存在せず、試験片の寸法や数に応じた疲労強度のばらつき幅が材質によって異なることになる。

しかし、ともかく、驚くべきことに、1975年発表された足立ら¹⁸⁾の実験値では $\sigma_w \sim 1085\text{MPa}$ が達成されている。また、最近(1993年)の古村らの実験では $\sigma_w \sim 1200\text{MPa}$ が達成されている。これらの値は、一見したところ式(3)の経験式で表される基地組織の理想的な(極限の)疲労限度を達成しているかのような印象をうける。

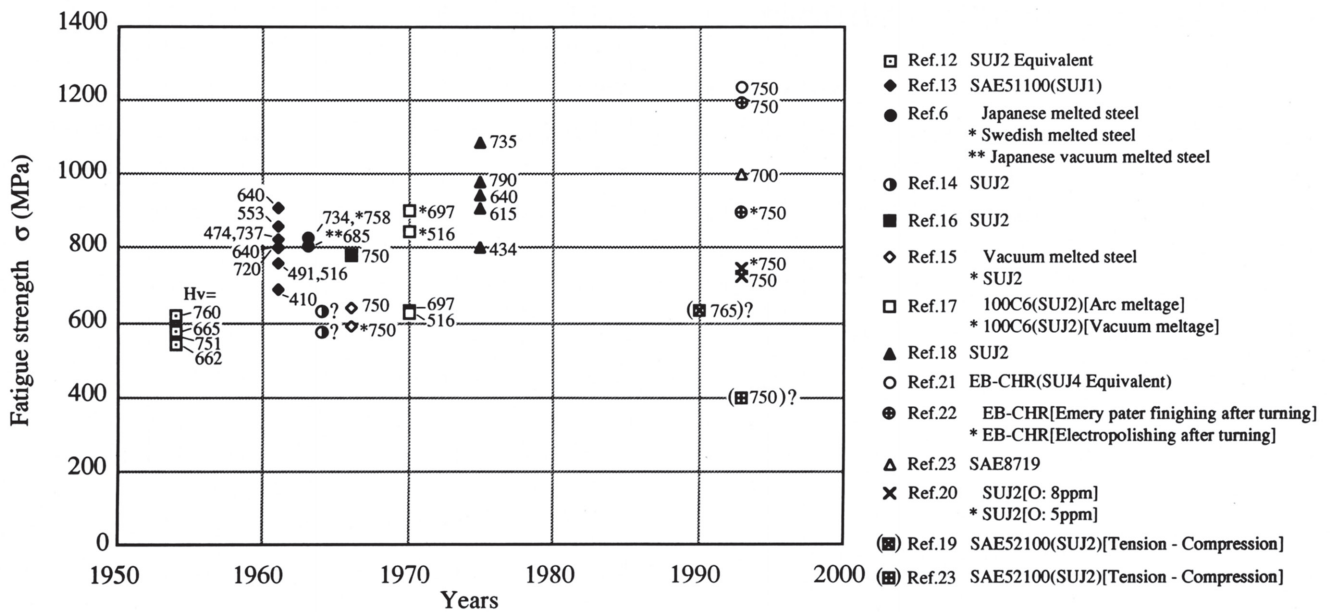


Fig.8 Transition of rotating bending fatigue strength of bearing steels since 1955. The numbers beside the plotted marks indicate of specimens.

$$\sigma_w = 1.6HV$$

$$\sigma_w : \text{MPa}, \quad HV : \text{kgf/mm}^2 \quad (3)$$

しかし、著者らの実験室で行った電解研磨試験片を用いた実験では、最高値が1000MPaを越えたものはない。これに対して、旋盤加工後鏡面仕上げのままの試験片を使用すると、 $\sigma_w = 1100\text{MPa}$ で 10^7 回の繰返しに耐える実験値を得ている²²⁾。同じ材料の電解研磨した状態での疲労限度は $\sigma_w = \sim 900\text{MPa}$ である²²⁾。このことは、加工による残留応力の影響を予想させる。軸受鋼のような硬い材料を切削加工した後には、表面に400～600MPaの圧縮残留応力が発生する^{20), 22)}。この程度の圧縮残留応力が疲労限度をどの程度上昇させるかを式(2)で見積ると、 $\Delta\sigma_w = 200 \sim 300\text{MPa}$ となる。このことは、加工のままの試験片の疲労限度は必ずしも材料そのものの本来の疲労限度を表してはいないことを意味する。したがって、いわゆる各社のチャンピオンデータの比較にはこのことを十分考慮に入れるべきであろう。高硬さ鋼では、100～200MPa程度の疲労限度の上昇は表面の加工次第でいかなるようにもコントロールできるのである。

3. 引張圧縮疲労試験

引張圧縮疲労試験はもともと回転曲げ疲労試験に比べれば困難な試験法である。しかし、正しく行えば試験片断面で応力が一定となること、平均応力の影響を評価できるなどの長所がある。試験が困難な主な理由は、次の2つである。

(a) 試験機の上下の軸のずれをなくすること(alignment)が困難なこと。

(b) 試験片の曲りの影響が大きいこと。

いずれの場合も試験片に余分な曲げモーメントが負荷されることになり、正しい疲労強度は得られない(すなわち、常に低めの値が得られる)。回転曲げ疲労試験では、試験片の試験部に少々の曲りがあっても、両端のつかみ

部の軸心が一致しておれば、最少断面部には正しい曲げモーメントが負荷される。しかし、引張圧縮疲労試験では試験片の曲りは致命的である。軸受鋼のような高硬さ鋼の引張圧縮疲労試験が正しく行われたかどうかを見極めるには、データを次の2つの角度から検討すればよい。

(1) 回転曲げ疲労限度と比較して引張圧縮のほうが著しく低くないか。

(2) 疲労破壊の起点が表面に偏っていないか。

これまで発表されたもので、上の2つの角度から見て疑わしいデータを2例挙げるができる。Melanderら¹⁹⁾の実験とMuralidharanら²³⁾の実験である。両者とも軸受鋼SAE52100を使用している。Melanderらの試験片の硬さはHRC63 (HV=765)、Muralidharanらの場合はHRC62 (HV=750)である。Melanderらのデータでは、 $\sigma = 636\text{MPa}$ でほとんどの試験片が破断しており、上の(1)、(2)の2つのチェックに引っかかるものである。著者は、実際にMelanderらの研究所を訪問した際に、実験に使用された試験片が熱処理により大きく曲がっており、Melanderらがそれをそのまま疲労試験に使用したことを確認している。Muralidharanらは疲労破壊起点について説明していないので、上の(2)の点は不明であるが、比較のために行ったSAE8719 (HRC62)の回転曲げ疲労限度が $\sigma_w = \sim 1000\text{MPa}$ であるのに、SAE52100 (HRC62)の引張圧縮疲労限度は $\sim 400\text{MPa}$ にすぎない。これらの値は、Fig. 8に示した、年代の変化による回転曲げ疲労限度の上昇と照らし合わせても、異常なほど低い。危険にさらされる試験部の体積の違いを考慮しても、このような低過ぎる値の理由は説明できない。

これに対して、軸受鋼ではないが、工具鋼SKH51について夏目ら⁹⁾が行った引張圧縮疲労試験では、(1)、(2)に関して疑問点がなく、平均応力が内部介在物からのき裂伝ばに及ぼす興味深い現象が明らかにされている。

4. 介在物の評価と疲労破壊起点の介在物

介在物評価にはJIS法やASTM法などがあるが、これらの方法は検査領域より広い領域に含まれることが予想される大きい介在物の予測のための情報を与えない²⁰⁾。また、最近のように軸受鋼やばね鋼のように、O含有量が10ppm以下になって、極めて清浄になると、従来の介在物評価法では材料優劣の区別が困難になる²⁰⁾。そこで、著者らは極値統計を利用した介在物評価法を提案している。

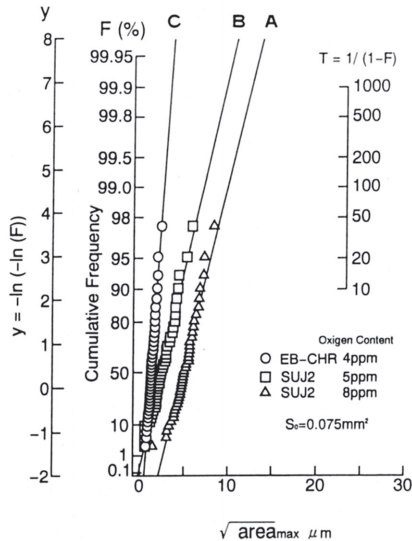


Fig.9 Distribution of statistics of extreme values of inclusion size of superclean bearing steels.

Table 1 Chemical composition of superclean bearing steels.

	(wt%)												
	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Cu	Al	Ti	N(ppm)	O(ppm)
A:SUJ2	0.99	0.23	0.34	0.014	0.014	0.02	1.45	—	0.01	0.025	0.001	45	8
B:SUJ2	0.98	0.23	0.37	0.010	0.005	0.02	1.43	—	0.01	0.021	0.002	55	5
C:EB-CHR	1.18	0.27	—	0.013	0.001	0.09	1.40	0.20	—	—	—	—	4

Fig.9は、3種類の超清浄軸受鋼について測定例を示している。A, BはSUJ2で、CはSUJ4相当材を2回電子ビーム溶解して作ったものである(以下EB-CHRと呼ぶ)^{21), 22)}。これらの化学成分をTable 1に示す。O含有量は、A: 8ppm, B: 5ppm, C: 4ppmである。JIS点算法では、AとBの区別も困難である。C(EB-CHR)は商業用材料ではないが、介在物の量と寸法の減少に関しては、現在の技術レベルで到達可能な極限を追求したものである。

Fig.9のデータを利用すると、多数の試験片に含まれる介在物の最大寸法 $\sqrt{\text{areamax}}$ の推定が可能になる。推定された $\sqrt{\text{areamax}}$ と式(1) ($C=1.41$) から、多数の試験片または、部品の疲労強度のばらつきの下限值 σ_{WQ} を求めることができる^{1), 20)}。

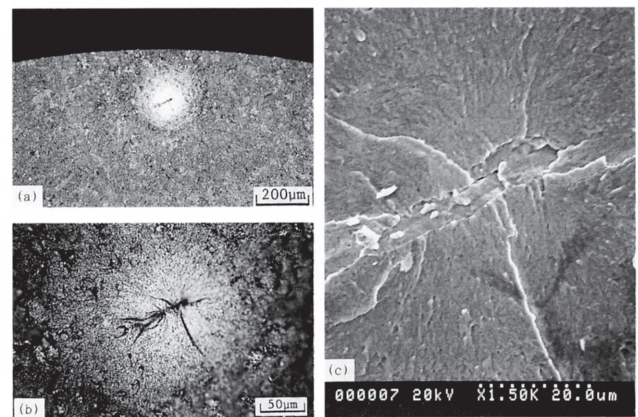
Fig.9のようなデータを製鋼プロセスの変更ごとに調査しておく、品質の向上に役立つばかりでなく、ユーザーで問題が生じたときの原因究明の参考になる。

著者らがここ数年詳細に研究した結果によると、Fig.9を利用した最大介在物寸法 $\sqrt{\text{areamax}}$ の予測と疲労限度の

測定法とは、破壊の起点に残された介在物の寸法の調査によって妥当であることがわかってきた。このような意味で、破壊起点の介在物の化学成分が何であるかを分析しておくことが重要である。すなわち、破壊起点の介在物が、もともと溶湯に含まれるものか炉壁や湯道の煉瓦に由来するものかによって、Fig.9のような極値統計に従うかどうか判断でき、それによって対策も具体化可能になる。

しかし、このような方法による調査にもかかわらず破壊起点(フィッシュ・アイの中心)の介在物の成分が特定できない場合がある。例えば、フィッシュ・アイの中心にAl, Si, Ca, Mn, Ti, O, Sなどの非金属介在物の成分が検出されず、しかも、介在物が抜け落ちた痕跡も見当たらない場合がある。そのような場合には、フィッシュ・アイの中心の介在物に類似した部分の $\sqrt{\text{areamax}}$ はFig.9のような極値統計直線から予測される $\sqrt{\text{areamax}}$ よりかなり大きい値を有している。

このような例をFig.9の材料Cについての実験に見ることが出来る。Fig.9の材料Cのように特別に清浄度を上げると、介在物寸法は他の不均一組織に比べて相対的に小さくなる可能性がある。Fig.10に、回転曲げ疲労試験で得られたフィッシュ・アイを示す²²⁾。フィッシュ・アイの中心には、破壊起点と考えられる白色の領域が観察されるが、これは介在物のような形態を有していない。X線分析でも、典型的な非金属介在物の成分は観察されなかった。そこで、組織をナイトール腐食してみると、Fig.11に示すように炭化物が主として旧オーステナイト粒界に折出しているのが観察された。この炭化物の折出は熱処理過程(時間, 温度)の変化で、形や大きさなどの形態が決まるものと思われる。



(a) Fish-eye fracture (b) Center of fish-eye in (a)
(c) SEM photograph of center of fish-eye in (a)
Material: EB-CHR
Vickers hardness HV=776
Defect size $\sqrt{\text{area}}=15.7\mu\text{m}$
Distance from surface $h=220\mu\text{m}$
Nominal stress at defect $\sigma' = 1073\text{MPa}$
Predicted fatigue limit at defect $\sigma' = 883\text{MPa}$
Cycles to failure $N_f = 1.78 \times 10^5$

Fig.10 Fish-eye mark of EB-CHR. The fatigue fracture origin is not usual nonmetallic inclusion. It is supposed to be a carbide.

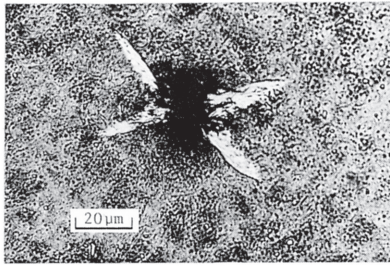


Fig.11 Butterfly mark formed in bearing by long life contact fatigue.

炭化物寸法が介在物より相対的に大きければ、炭化物も介在物と同様な悪影響を及ぼすことは、夏目ら²⁴⁾が工具鋼SKD 11についての実験で証明している。

炭化物寸法が介在物の寸法より相対的に小さければ、炭化物の影響は表に現れない。しかし、EB-CHR鋼のように介在物が極めて小さくなると、炭化物の影響が優先的に現れてくる可能性もある。ただし、EB-CHR鋼の製造プロセスは図12のようなものであり、通常の商業用鋼のプロセスではない、旧オーステナイト粒径も1mm程度のものがあり、このプロセスで炭化物が出たからといってEBプロセスを施さないものまで、炭化物が粒界に折出すとはいえない、炭化物の寸法は熱処理条件などによって変化するものと思われるが、製鋼のどの因子が軸受鋼の疲労強度を下げている主要原因かを突き止めるのは、疲労の機構に関心を持って初めて可能になる。このような意味で、製鋼技術者と機械技術者とは同じ目標に関心を持って情報交換を行わなければならない。

このように、高強度鋼の疲労試験は単に疲労強度を求めただけでなく、製鋼プロセスを左右する情報を得るためにも役立つのである。

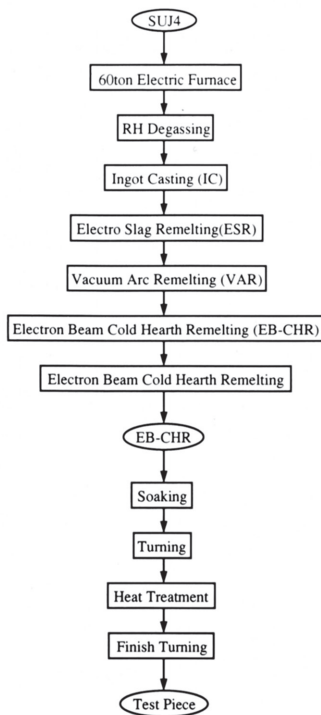


Fig.12 Steel making process of EB-CHR and specimen preparation procedure.

5. 転がり接触疲労

繰返し接触荷重による疲労現象は回転曲げや引張圧縮疲労試験の疲労現象とは著しく異なるように見えるが、その本質はやはり、(1)き裂発生過程、と(2)き裂伝ば過程、である。したがって、材料と製品(軸受)の評価を行う際には、この視点から現象をとらえなければならない。

5.1 き裂発生場所と介在物の役割

転がり接触疲労によるき裂発生起点は、多くの場合表面であるが、内部の場合もある。両者に介在物の存在が関係している。表面からのき裂発生には、表面粗さが大きい影響を及ぼすことはよく知られているが、硬い材料では仕上げ精度の向上とともに介在物の影響が重要性を増してくる。サブミクロンのオーダの鏡面仕上げを行った表面にも数10 μmオーダの介在物が隠れて存在することは稀ではないから、介在物の影響に注目しないのは片手落ちである。精密加工の側からの検討には、これまで必ずしもこの視点からの考察が十分であったとは言えない²⁵⁾。

表面に介在物が存在すると、Hertz接触応力分布にはFig. 13のような不規則が生じる²⁶⁾。介在物が硬質(CaO・Al₂O₃, TiN, Al₂O₃)でも軟質(MnS)でも、応力集中が生じることに変わりはない。したがって、表面に存在する大きい介在物は、き裂発生起点になる確率が高い。

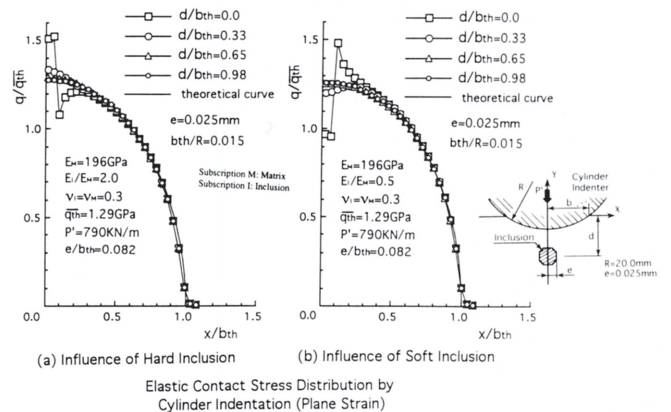


Fig.13 Irregular contact stress distribution caused by nonmetallic inclusion existing at surface.

内部の介在物はどのような影響を及ぼすであろうか。表面にHertz型の接触荷重が負荷されると内部にはFig.14のような降伏域が形成される²⁶⁾。これは内部でのせん断応力が表面より高いためである。表面から接触半幅bの0.786倍の位置に最大のせん断応力が発生することはよく知られている。しかし、接触疲労という観点からはこの静的最大せん断応力より繰返しせん断応力の方が重要である^{25), 27)}。繰返しせん断応力の最大値が発生する位置は、0.786bの約1/2程度のところである。大きいせん断応力が繰返される部分に大きい介在物が存在すれば、当然他の場所より疲労き裂の発生の確率が高くなる。そのようなき裂はFig.15のようなバタフライ模様²⁸⁾の形成の原因となることが知られている。

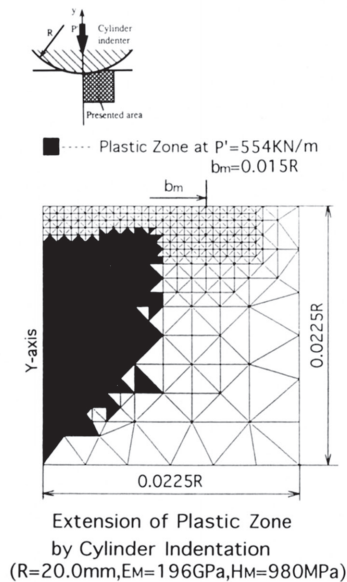


Fig.14 Plastic zone formed in subsurface layer under contact loading.

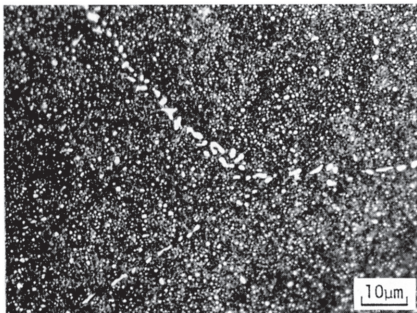


Fig.15 Large carbides precipitated along grain boundaries.

5・2 転がり接触疲労や軸受の疲労試験における寿命Nfはなぜ回転曲げや引張圧縮疲労試験における寿命より長い。

いわゆる、軸受などの疲労試験のS-N曲線（または、最大接触圧力 p_{max} -N曲線）を求めるためには、 $N=10^3 \sim 10^{10}$ 程度の繰返しまでの実験を行う必要がある。回転曲げなどに比べてはるかに大きい繰返し数でも疲労破壊が起こるので、疲労の根本の機構が異なっているのではないかという意見もあるが、著者はそうは思わない。接触疲労における寿命が長いのは、き裂伝ば寿命が長いためである。特に、き裂が微小な間のき裂伝ば寿命が長い、微小なき裂が発生しても、大きい圧縮応力場の支配下では、き裂進展速度は極めて遅い。

古村ら²⁹⁾は、最大接触面圧3430MPaで試験したときのバタフライ発生時期（微小き裂の発生時期）が L_{10} 寿命($N \sim 10^9$)の1/1000程度($N \sim 10^5$)の時点であることを検出している。そして、バタフライ発生時期が $N=10^9$ 程度するとき、 L_{10} 寿命が 10^{11} 程度になることを推定し、このような接触圧

力が事実上の疲労限度に相当すると述べている。このことは、接触疲労ではいかにき裂伝ば寿命がき裂発生寿命に比べて長いを示唆している。

Fig.16は、縦軸に最大せん断応力振幅(注) τ_{max} をとって、回転曲げ疲労試験結果のS-N曲線²¹⁾と軸受のS-N曲線²⁹⁾を比較したものである。疲労き裂発生はせん断応力の繰返しによって起こり、発生したき裂の拡大または進展速度はき裂面に垂直な応力成分で決まることはほぼ確立された知識である。き裂が引張り垂直応力場であれば、き裂進展速度は大きく、圧縮垂直応力場であれば、進展速度は小さい。軸受のS-N曲線が回転曲げ疲労試験のS-N曲線より 10^3 倍程度長寿命側に位置する理由は、接触応力場にあるき裂の進展速度が極めて遅いからである。この問題は、これまでこのような破壊力学の観点から解釈されることがなかったように思う。

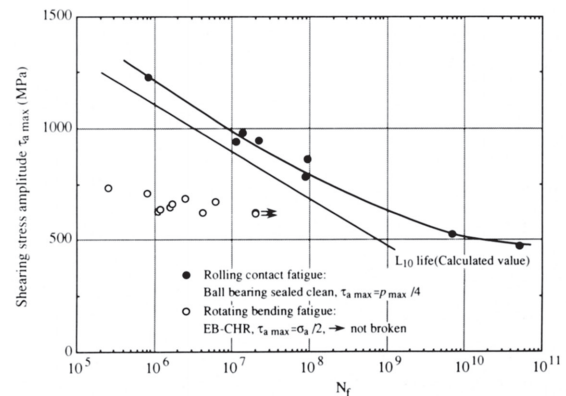


Fig.16 Comparison of S-N curve between rotating bending fatigue and rolling contact fatigue of bearing steels.

$\tau_{max} = \sigma_a/2$ in rotating bending fatigue and $\tau_{max} = \Delta \tau_{xy}/2 = p_{max}/4$ in contact fatigue.

上記のことは、基本的には表面からのき裂発生にも当てはまる。き裂発生段階ではき裂は微小であり、表面のき裂も大きい圧縮応力の下にあることに変わりはない、ただし、潤滑剤の存在の影響が内部から発生したき裂とは異なる。潤滑油がき裂内部に進入した後の油圧作用は、き裂進展速度を早め、せん断型から開口型（モードI型）伝ばに移行させる^{25), 32)}。しかし、それでも回転曲げなどの疲労試験に比べれば、S-N曲線は超長寿命域まで求める必要がある。

潤滑された円筒転がり疲労試験において、従動側円筒の表面に発生した矢じり形き裂がピットに成長する直前に、疲労試験の回転方向を逆転すると、進展、成長を停止し、他の場所から新たに発生したき裂がピッチングを起こす現象がある³⁰⁾ (Fig.17参照)。この現象は、ピッチング発生機構の力学的側面^{31), 32)}をよく説明しているだけでなく、複雑な接触応力の履歴のもとで、き裂が発生した後ピットに至るまでに多数回の繰返しを要する一因でもある。

軸受が受ける複雑な負荷状態と履歴とは、疲労強度から

(注) 回転曲げでは公称応力の1/2、軸受では最大接触圧力の1/4が τ_{max} となる。繰返しの τ_{max} は疲労き裂を発生させる原因の大きさともみることができる。

みた材料の評価を困難にすることがある。少なくとも材料の相対評価を目的とするのであれば、同じ試験法を適用すべきである。現在各メーカーで行われている種々の試験法は材料の疲労特性を正しく評価するものであるかどうか十分議論がなされていないように思う。引張試験によって測定される特性は介在物評価結果とはほとんど関係がない。大きい塑性ひずみの繰返しを与える低サイクル疲労試験でも、介在物の評価に大きい差があっても材料の疲労特性に影響しない。これに対して、回転曲げや引張圧縮疲労試験における長寿命疲労特性は介在物の存在に敏感である。このことから、接触疲労試験においても大きい塑性流動が生じるような苛酷な試験だけでは、介在物からみた材料評価と試験結果の相関を得ることは困難である。

大きい塑性ひずみが繰返しされるような条件下で疲労特性を改良するには、繰返し応力ひずみ曲線(Cyclic-Stress-Strain-Curve)³³⁾に注目し、繰返し軟化が起こらないような基地組織にする必要がある。

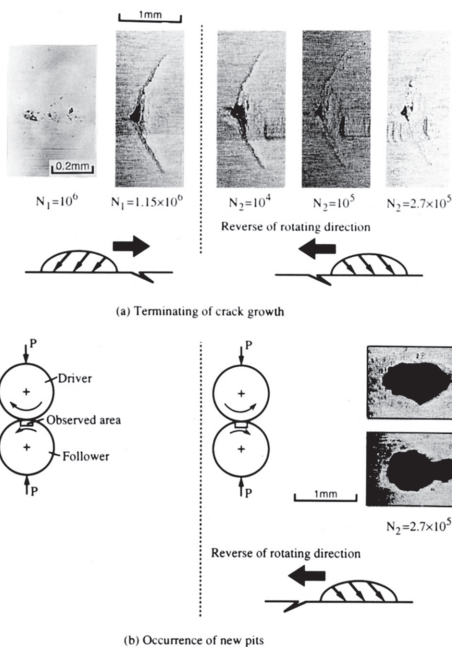


Fig.17 Retardation of crack growth and nucleation of new pits at different places due to reverse of rotating direction of cylinders. (0.46% carbon steel, $p_{max}=1.18GPa$, Slip ratio = -5% , N: cycles)

6. 結言

軸受は複雑な負荷と負荷履歴をうける。したがって、実際の軸受の耐久試験では、軸受鋼そのものの特性だけでなく他の因子が絡まった結果が得られる。軸受の実物疲労試験はもちろん必要であるが、それが優れた軸受鋼の開発に最適な試験方法であるかどうかは疑問である。

本稿では、疲労の機構に注目した観点から軸受鋼を評価することによって明らかになるいくつかの点について著者の意見を述べた。

(1)回転曲げ疲労試験は基本的な疲労試験法であるが、介在物に関係した多くのことを我々に教えてくれる。ただし、

疲労試験は、正しく行わなければ誤った解釈を誘発し、技術の後退を招く恐れがある。おろそかにされがちな基本的注意点をいくつか指摘した。

(2)引張圧縮疲労試験は方法が困難であり、正しい結果を得るには注意を要する。正しく行われれば、回転曲げ疲労試験より有益な情報を得ることができる。公表された引張圧縮疲労強度が信頼できるものであるかどうか判定するための考え方を本文に述べた。

(3)極値統計による介在物評価を行い、そのデータと疲労試験の破壊面に現れた介在物や破壊起点の組織の寸法を比較することにより、製鋼プロセスの改良の指針を得ることができる。疲労機構から材料を考えると、優れた材料の開発には製鋼技術者と機械技術者の協力が不可欠であり、常に問題点について共通の理解が必要なことを述べた。

(4)軸受の疲労試験における荷重-寿命曲線は回転曲げ疲労試験などのS-N曲線よりはるかに高寿命側にずれる。この原因は、接触荷重下における微小き裂の進展速度が遅いためである。したがって、両者で疲労の機構が根本的に異なっている訳ではない。

(5)転がり接触疲労や軸受の疲労試験だけで軸受鋼の評価を行うのは適当ではない。材質以外の因子が結果に絡むからである。また、負荷の大きさによって、介在物の影響が現れたり、現れなかったりする。介在物の観点から材料の相対評価を行うには、むしろ回転曲げ疲労試験が適当である。

文 献

- 1) 村上 敬宜：金属疲労「微小欠陥と介在物の影響」, (1993), 養賢堂。
- 2) M.F.Garwood, H.H.Zurburg and M.A.Erickson: Correlation of Laboratory Tests and Service Performance. Interpretation of Tests and Correlation with Service. ASM (1951), pp.1-77.
- 3) 江村 秀樹, 浅見 克敏：高強度鋼の疲労強度特性, 日本機械学会論文集 (A編), 55-509 (1989), pp.45-50.
- 4) 浅見 克敏：タフトライト処理鋼および浸炭処理鋼の長寿命域での疲れ強さ特性, 熱処理, 25-3 (1985), pp.123-128.
- 5) 野口 徹：私信。
- 6) 川田 雄一, 中沢 一, 児玉 昭太郎：軸受鋼の回転曲げ疲れ強さに及ぼす介在物の形状・分布の影響, 日本機械学会論文集 (第一部), 29-206 (1963), pp.1674-1683.
- 7) 村上 敬宜, 児玉 昭太郎, 小沼 静代：高強度鋼の疲労強度に及ぼす介在物の影響の定量的評価法, 日本機械学会論文集, A編, 54-499 (1988), pp.688-696.
- 8) 村上 敬宜, 宇宿 尚史：介在物寸法の統計的評価とそれに基づく高硬度鋼の疲労限度の予測, 日本機械学会論文集, A編, 55-510 (1989), pp.213-221.
- 9) 村上 敬宜, 上村 裕次郎, 夏目 喜孝, 宮川 進：微小欠陥または介在物を含む高強度鋼の疲労強度に及ぼす平均応力の影響, 日本機械学会論文集, A編, 56-525 (1990), pp.1074-1081.
- 10) 鳥山 寿之, 村上 敬宜：各種微小欠陥および微小欠陥の相互干渉効果が疲労限度に及ぼす影響の $\sqrt{\text{area}}$ パラメータモデルによる評価, 材料, 42-481 (1993), pp.1160-1166.
- 11) 松本 和明, 三瓶 哲也, 豊田 武司, 金沢 孝：ショットピーニングした浸炭歯車用鋼の回転曲げ疲労強度に及ぼす介在物の影響, 日本機械学会材料力学部門講演会講演論文集, No.900-86 (1990), pp.275-277.
- 12) P.H.Frith: Fatigue Tests on Rolled Alloy Steels Made in Electric and Open-Hearth Furnaces. J. Iron Steel Inst., 180 (1955), p.27.
- 13) F.Borik and R.D.Chapman: The Effect of Micro-structure on the Fatigue Strength of a High Carbon Steel. Trans. ASM, 53 (1961), pp.447-465.
- 14) 藤原 達雄, 福井 彰一：軸受鋼の疲労寿命に及ぼす非金属介在物の影響, 電気製鋼, 35-4 (1964), pp.170-177.

- 15) T.Yokobori and M.Nambu: Fatigue Crack Propagation in the High Hardened Steel. Report of the Research Inst. Strength & Materials, Tohoku Univ., 2-2 (1966), pp.29-49.
- 16) T.Yokobori and M.Nambu: Fatigue Fracture of Vacuum-Melted Ball Bearing Steel. Proc. 1st Int. Conf. Frac., Sendai, 2-2 (1966), pp.1529-1542.
- 17) J.Monnot, R.Tricot and A.Gueussier: Resistance a la Fatigue et Endurance des Aciers pour Roulements. Revue de Metallurgie-Juillet-Acoute. (1970), pp.619-638.
- 18) 足立 彰, 荘司 英雄, 桑原 純夫, 井上 義幸: 軸受鋼の回転曲げ疲れについて, 電気製鋼, 46-3 (1975), pp.176-182.
- 19) A.Melander, R.Rolfson, A.Nordgren, B.Jansson, H.Hedberg and T.Lund: Influence of Inclusion Contents on Fatigue Properties of SAE52100 Bearing Steels. IM-2589, Swedish Inst. Metals Research. (1990), pp.1-31.
- 20) 村上 敬宜, 鳥山 寿之: JIS点算法の問題点と極値統計法による介在物評価とその応用, 鉄と鋼, 79-12 (1993), pp.1380-1385.
- 21) 阿部 力, 古村 恭三郎, 清水 史幸, 湯川 康正, 西森 博, 林 亮二, 小林 一博, 坪田 一: 超高純度軸受鋼の疲労特性 (電子ビームコールドハース溶解軸受鋼の開発), 材料とプロセス, Vol.6 (1993), p.801.
- 22) 村上 敬宜, 鳥山 寿之: 未発表データ (1993)
- 23) U.Muralidharan, J.C.Stover and P.Kavadas: Effect of Residual Titanium on Fatigue Resistance of Bearing Steels. Proc. Fatigue 93. Editors J.P.Bailon & J.I.Dickson, Vol.3 (1993), pp.1483-1489.
- 24) 夏目 喜孝, 村松 勁, 宮本 貴久: 合金工具鋼の塑性加工による炭化物割れの疲労強度に及ぼす影響について, 日本機械学会材料力学部門講演会講演論文集, No.900-86 (1990), pp.323-325.および私信.
- 25) 村上 敬宜: トライボロジー問題への破壊力学の応用, 日本機械学会論文集 (A編), 59-558 (1993), pp.283-290.
- 26) 村上 敬宜, 中山 賢, 乾 健治: 接触応力場に及ぼす表面層の介在物および材料降伏の影響の有限要素解析, 日本機械学会材料力学部門講演会講演論文集, No.930-73 (1993), pp.339-340.
- 27) G.Lundberg and A.Palmgren: J. Appl. Mech., 16 (1949), pp.165-172.
- 28) R.Tricot, J.Monnot and M.Lluansi: Metals Eng. Quarterly. (1972-May), pp.39-47.
- 29) 古村 恭三郎, 村上 保夫, 阿部 力: クリーンな潤滑及び異物混入潤滑条件下における長寿命軸受材料の開発, NSK Technical Journal, No.656 (1993), pp15-21.
- 30) 柴 中: 接触荷重下の疲労損傷発生機構に関する破壊力学的研究, 九州大学学位論文, (1993).
- 31) S.Way: Pitting Due to Rolling Contact. J. Appl. Mech., 2 (1935), pp.A49-58.
- 32) 兼田 禎宏, 村上 敬宜, 八塚 裕彦: 接触疲れき裂伝ばに関するWayの説の破壊力学的考察, 潤滑, 30-10 (1985), pp.739-744.
- 33) 例えば, Fatigue Design Handbook, Second edition, SAE. (1988), p.33.

付録 回転曲げ疲労試験における注意事項

回転曲げ疲労試験が正しく行われないうち、疲労強度は常に低い値をとる傾向がある。その原因の代表的なものを次にあげる。

(a) 試験機の共振

試験片と荷重を取付けた試験機は一種のばね系であり、当然共振の回転数を有する。試験片の剛性と荷重と運動の回転数が共振の条件に一致するか近い状態のとき、試験機は大きなたわみを伴って振動しながら回転する。このような状態の試験応力は明らかに初期に設定した応力より大きい値となり、疲労強度としては見かけ上低い値が得られる。これを避けるための対策は試験機の回転数を変更することである。しかし、現在では、一般に市販されている回転曲げ試験機は交流モーターで駆動されているので、回転数は3000rpmか3600rpmで一定である。著者の研究室では、全ての回転曲げ試験機が直流モーター駆動であり、試験回転数の制御は容易で、回転数0から起動して試験機の振れが小さく最も静かに回る値に試験ごとに設定している。

交流モーター使用の回転曲げ試験機で共振が生じて試験が困難な場合には、手製の簡単なダンパを付けるか、モーター回転数制御用の付属装置をつける必要がある。いずれにしても、担当者は回転曲げ疲労試験中時々試験状況を観察して、注意を怠らない姿勢が大切である。そうでなければ、せっかく費用をかけて製作した試験片や運転の人件費を無駄にするばかりか、誤ったデータは次のステップでマイナスの仕事を生み出すことになる。

(b) 試験片取付け時の軸心のずれ

この問題も最終的には (a) の試験機の共振の原因になるものである。

(b-1) 雑な取付け

これは取付け時の注意によってほとんど避けることがで

きる。しかし、注意深く取付けを実行しても、心が出ない(5/100mm以下の振れに収まらない) 場合には、まず試験機つかみ部のスリーブの状態などをチェックする必要がある。スリーブなど試験機側に問題がないときには (b-2) と (b-3) の原因を疑わなければならない。

(b-2) 試験片取付け時の変形

試験片が焼鈍した銅、黄銅、アルミ合金など低強度の材料である場合や試験片が小さく取付け時に人力によって曲げ易い場合に起こる問題である。何度セットを試みても、心が出ない場合には、一旦試験片を試験機からはずし、試験片を旋盤に取付けて心の振れをチェックすればよい。試験前に振れがなく、旋盤上のチェックで大きい振れができれば、取付け時に曲げたものと判断できる。

(b-3) 試験片の曲がり

これは、熱処理を施した高強度材料の試験片を製作する場合によく経験することである。熱処理により試験片には残留応力が生じる。このような場合、Fig.A1のような試験片の正しい製作方法は次のとおりである。まず、つかみ部より若干大きめ(直径で ~ 1 mm)の寸法で、荒削りを行い、その後熱処理を行う。この手順は、事情によって多少の変更があってもよい。物によっては、先に熱処理を行いこの寸法まで荒削りを行う。この状態から試験部(最小断

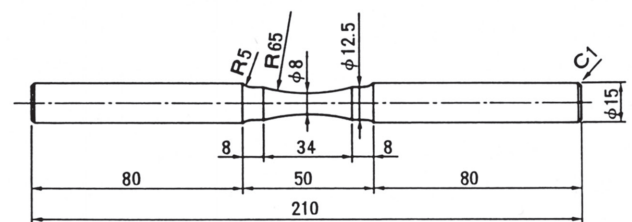


Fig.A1 Shape and dimension of specimen for rotating bending fatigue.

面部) を仕上げる。最後に、つかみ部を所定の寸法に仕上げ加工する。典型的な失敗例は、つかみ部を仕上げた後、試験部を仕上げ加工することである。熱処理した試験片には残留応力があるから、つかみ部を所定の寸法に仕上げた後、試験部を加工すると中央部の残留応力の解放により生

じた変形が原因となって、両端のつかみ部の心が狂うのである。こうなるとは、もはや矯正不能である。

以上述べたように、一見簡単に見える回転曲げ疲労試験の手順の中にもおろそかにされがちで致命的な失敗を招く点が多くあるのである。