

シャフトのねじり疲れ強さ

(昭和52年10月29日 原稿受付)

工学部第二部機械工学科	光	永	公	一
工学部第二部機械工学科	土	居		滋
工学部機械工学科大学院	西	園	英	俊
安川電機製作所 研究所	山	田	弘	道

The Fatigue Strength of Shaft

by Kōichi MITSUNAGA
Shigeru DOI
Hidetoshi NISHIZONO
Hiromichi YAMADA

JIS keyway standards were changed in 1972, —the fillet radius of keyway was decreased about a half of the ex-standard. The increase of stress concentration factor brought about the reduction of fatigue strength, which is a problem not to be ignored as to the design conditions.

There being few references of the torsional fatigue in comparison with rotating bending fatigue of the shaft with a keyway, some room for active research is still left.

In the present paper, the authors describe the results obtained as to the torsional fatigue strength of shaft with a keyway, so that the results may be put to a good use for the design of shaft.

1. 緒言

シャフトの疲れ破壊の多くは回転曲げによるものであるが、起動頻度やトルクの変動の大きい場合にはねじり疲れ破壊が生ずることがある。とくに起動時に定格時の応力の数倍ないし10数倍の応力が生ずることがあるので注意を要する^{1),2)}。キーみぞ軸のねじり疲れに関する研究が少ないこと、および昭和47年キーみぞ寸法のJIS規格(JIS B/301)が改正されキーみぞ底半径が旧規格に比較して約1/2になったため応力集中係数の増大に伴うねじり疲れ強さの低下が問題となる。

これらの点を考慮して、著者らは以下のことを目的として本研究を行なったので報告する：

- (1) 新旧JIS キーみぞ軸のねじり疲れ強さの比較
- (2) 圧力キーみぞ軸のねじり疲れ強さの検討
- (3) 段付圧入キーみぞ軸のねじり疲れ強さの検討
- (4) 大径軸(キーみぞ)の疲れ強さについての寸法効果に関する検討

本報告では主として、(1)~(3)の疲れ強さについての実験結果について報告する。(4)に関しては次報において報告する予定である。

2. 新旧JISのキーみぞ寸法の比較

新JIS規格は旧JIS規格に比べて、

- (1) キーみぞ底半径は約1/2である
- (2) キーみぞ底深さは同一かまたは深い
- (3) キーみぞ幅は軸径200φ以下では同一か広いが、これをこすと同一か狭くなる

したがって、もっとも大きな相違はみぞ底半径であり、この新旧JISの比較を図1に示す。

3. 試験片および疲れ試験機

3.1. 試験片

素材は市販のS35C(径32φ)であり試験片の試験部直径は15φである。

キーみぞ軸のねじり疲れ試験に用いた試験片は平滑

軸、角底キーみぞ軸および舟底キーみぞ軸の3種類で、キーみぞについては新旧 JIS 規格の比較と大径軸の推定を行なうためにキーみぞ底半径として新 JIS のものは 0.2 mm, 旧 JIS に対応するものは 0.4 mm とし、キーみぞ深さは軸径 15φ に対するものとして 3 mm とした。また新 JIS 規格においては軸径 50 φ 以上に対しては、みぞ深さの軸径に対する比が 0.08~0.12 となっているために、軸径 60φ に相当する相似試験片（軸径 15φ）ではその中間の 0.10 の値を選んでみぞ深さを 1.5 mm とした。これらの試験片の種類を表 1 に、形状および寸法を図 2 に示す。

キー圧入軸および段付キー圧入軸のねじり疲れ試験に用いた試験片はその形状および寸法をそれぞれ図 3 および図 4 に示す。

なお素材の化学成分および機械的性質をそれぞれ表 2 および表 3 に示す。

表 1 試験片の種類

試験片	種類	キーみぞ幅	キーみぞ深さ	みぞ底半径	JIS
A	平滑軸	—	—	—	—
B	角底キーみぞ軸	5	3	0.4	旧
C				0.2	新
D			1.5	0.4	旧
E				0.2	新
F	舟底キーみぞ軸	5	3	0.4	旧
G				0.2	新
H			1.5	0.4	旧
I				0.2	新

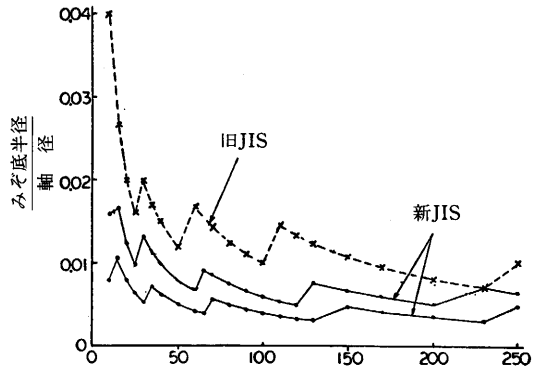


図-1 新旧JISのキーみぞ底半径

表 2 化学成分

試験片	C	Si	Mn	P	S
A	—	—	—	—	—
B,C	0.38	0.26	0.80	0.020	0.024
D,E	—	—	—	—	—
F,G,H,I	0.32	0.28	0.74	0.014	0.012

表 3 機械的性質

試験片	引強張力	降伏点	真破断応力	伸び	絞り
A	57.4	36.0	—	30.5	56.4
B	57.2	40.3	103.3	35.9	57.1
C	63.4	41.1	111.8	30.8	52.5
D,E	56.8	36.6	113.6	35.7	58.1
F,G,H,I	63.2	41.0	110.4	32.7	53.8

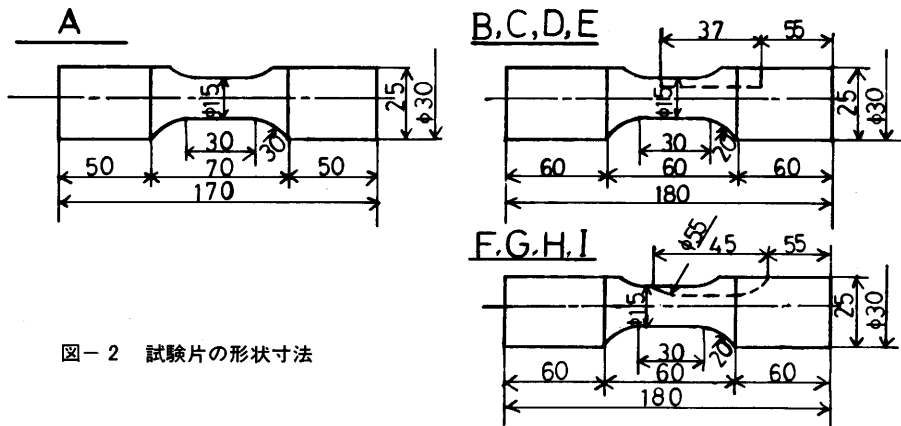


図-2 試験片の形状寸法

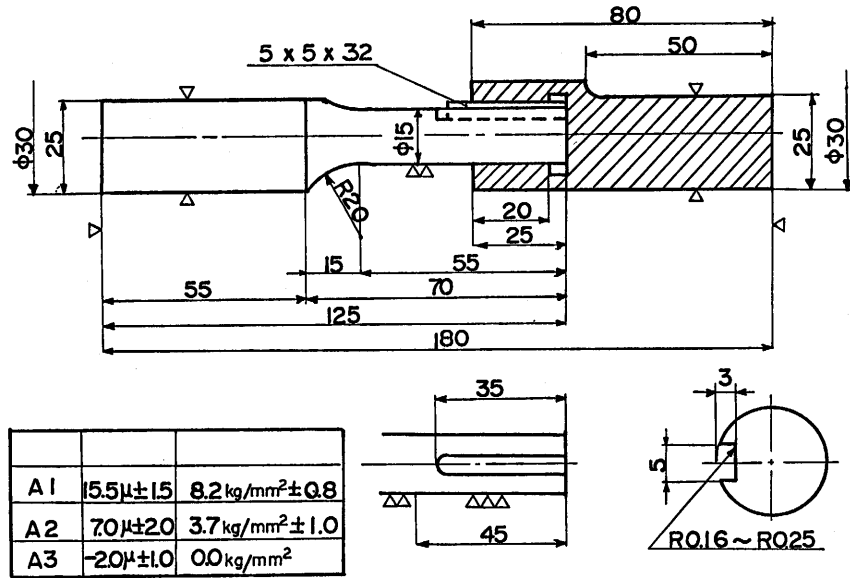


図-3 キーミソ圧入軸試験片寸法(S35C)

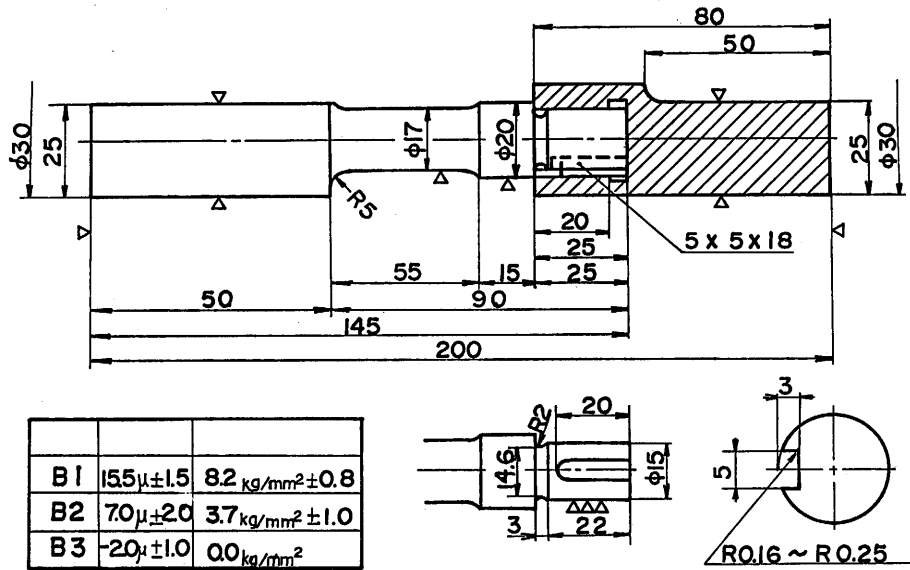


図-4 段付キーミソ圧入軸試験片寸法(S35C)

3.2. 疲れ試験機

使用したねじり疲れ試験機は主として電動式ねじり疲れ試験機（安川電機製作所製）である。本試験機は、試験片およびトーションバーから成るバネ系とロータやイナーシャ調整装置などからなるイナーシャとで組立てら

れたねじり共振ばね系になっている。イナーシャ調整装置でイナーシャを任意に変えて、ばね系の固有振動数を電源周波数に一致させて運転する共振式の試験機である。また、タコゼネによって振幅一定の制御を行なっている。図5はトーションバーの応力と試験片の応力の関

係を、図6はトーションバーの応力とタコゼネ電圧（振幅に比例）の関係を表わしているが、いずれも比例関係にあるので、同一寸法の試験片についてはタコゼネ電圧から試験片の応力が求められる。

図7は今回使用したキーマゾ付試験片についての検定曲線の例を示したものであるが、やはりタコゼネ電圧

と試験片の応力は比例している。本試験機は試験片にき裂を生じると共振点が変わり振幅が変わろうとするが、これを一定に保つために電機子電流が増大し、やがて定格電流をオーバーすれば自動停止するようになっている。

キーマゾ入および段付圧入軸のすきまばめの試験片で

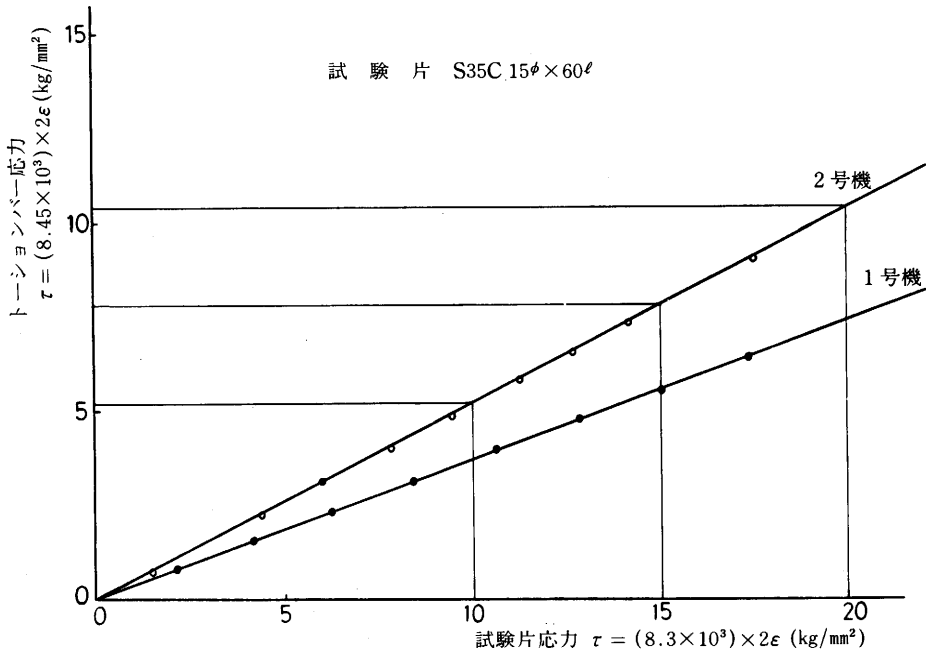


図-5 試験片応力——トーションバー応力

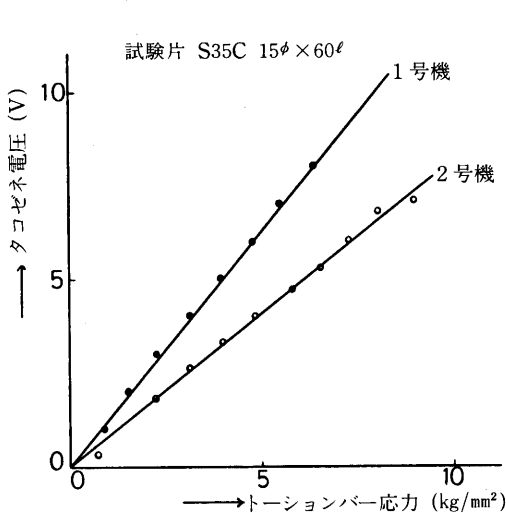


図-6 トーションバー応力——タコゼネ電圧

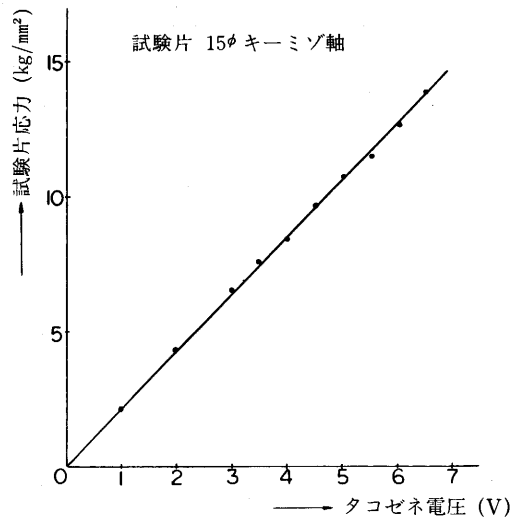


図-7 タコゼネ電圧——試験片応力

は、ボスと軸のすべりが大きく上記試験機では実験不可能であったので、振幅制御の振り疲れ試験機を使用した。この試験機は電動機の回転運動をリンク装置で摺動運動に変えて、リンクの一端の回転偏心量を調節することにより振幅するようにしてある³⁾。

4. 実験結果と考察

4.1. 新旧 JIS キーみぞ軸のねじり疲れ強さの比較

各試験片のねじり疲れ試験により得られた S-N 曲線を図8および図9に、疲れ限度とその切欠係数を表4に示す。表中の公称断面と実断面は、キーみぞの存在を考慮しない場合と考慮した場合との断面である。また k は公称断面と実断面とのねじり剛性の比を示し、次式で表わせる⁴⁾。

$$k = 1 + 0.4(b/d) + 0.7(h/d),$$

ただし b : キーみぞ幅, h : キーみぞ深さ,
 d : 軸直径。

したがって、実断面応力 τ' は公称断面応力を τ とすれば

$$\tau' = k\tau$$

となる。S-N 曲線はすべて公称断面応力 τ を用いて表わしている。また S-N 曲線上の点は破断に結びつく程度のき裂が生じた場合のき裂発生応力繰返数を示している(電機子電流の増大を生じ始めた繰返数)。

以上の結果をまとめると、(1)新規格キーみぞ軸の疲れ限度は旧規格に比べて、角底形で4~7%、舟底形で0~3%の低下であり、みぞ底半径の減少の疲れ限度への影響は小さい。同様の結果は文献⁵⁾でも得られており表5にそれを示す。この現象は切欠係数の飽和のためであって、切欠係数の飽和はみぞ底半径によって支配され、S 35 C の場合には0.4 mm 以下で切欠係数の飽和が(回転曲げで)認められる⁶⁾。本実験で用いたみぞ底半径は0.2 mm および0.4 mm であったため疲れ限度にあまり差が認められなかったものと思われる。しかし軸径が増大すれば、みぞ底半径が大きくなるために切欠係数が応力集中係数に近づくことが考えられ新旧の差が現われる可能性も推測される。したがって大径軸の疲れ強さを推定すること、すなわち、寸法効果について検討する必要があるが、このことに関しては続報において述べる予定である。(2)舟底形キーみぞ軸の疲れ限度は、角底形に比べ

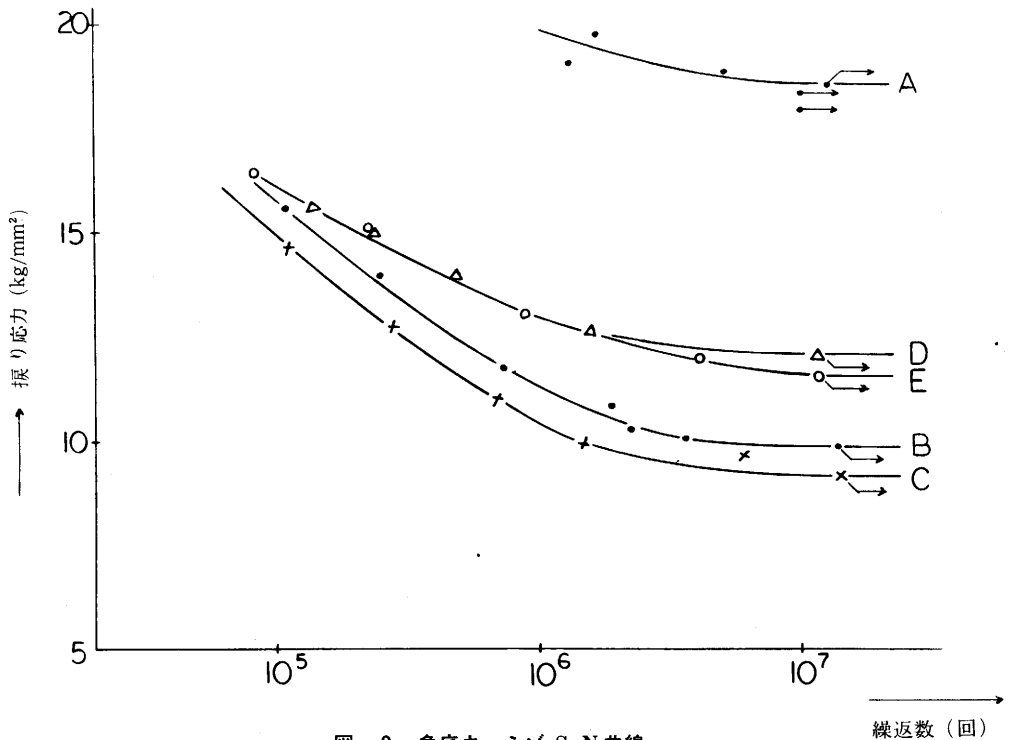


図-8 角底キーミソ S-N 曲線

て、新規格で11~12%、旧規格で4~9%大である。これは応力集中係数の相違と共にキーみぞ加工法の違いによる加工変質層の深さの相違などによるものと考えられる。(3)みぞ底深さの影響は相対的に大で、深さ1.5mmのものは3mmのものに比べて、公称断面応力では角底形で22~26%、舟底形で25~28%だけ疲れ限度が高く

なっている。これらの相違は、みぞ底深さの違いによる応力集中係数の差によって現われるのであろうと考えられる。

試験機の電機子電流が変化した時点で微小き裂を観察し、さらに試験機が自動停止した時点でかなり成長したき裂を観察した結果より、き裂発生状況について次のこ

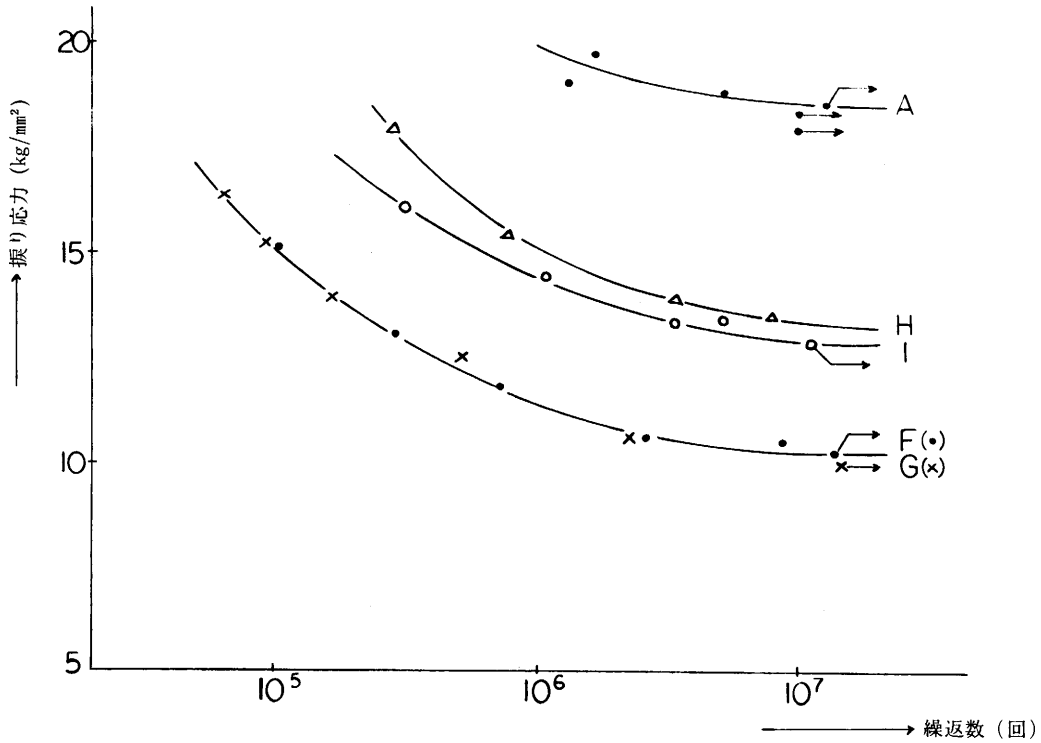


図-9 舟底キーミソ S-N 曲線

表4 疲れ試験結果

(単位: kg/mm²)

試験片	種類	キーみぞ深さ	キーみぞ半径	JIS	k	公称断面		実断面	
						τ_w	β	τ'_w	β'
A	平滑軸	—	—	—	—	18.6	1.00	—	—
B	角底キーみぞ軸	3	0.4	旧	1.27	9.9	1.88	12.6	1.48
C			0.2	新		9.2	2.02	11.7	1.59
D		1.5	0.4	旧	1.20	12.1	1.54	14.5	1.28
E			0.2	新		11.6	1.60	13.9	1.34
F	舟底キーみぞ軸	3	0.4	旧	1.27	10.3	1.81	13.1	1.42
G			0.2	新		10.3	1.81	13.1	1.42
H		1.5	0.4	旧	1.20	13.2	1.41	15.9	1.17
I			0.2	新		12.9	1.44	15.5	1.20

表5 キーみぞのあるねじり疲労試験結果

材 料	試 験 片 形 状 (mm)	疲労限度 kg/mm ² σ_w	切欠係数 β	備 考
NiCr鋼 $\sigma_B=92(\text{kg/mm}^2)$	平 滑 $d=14\phi$	28	1.00	
	" $d=45\phi$	20	1.00	
	キーみぞ付 $d=14\phi$	17	1.64	
	" $d=45\phi$	13	1.54	
炭素鋼 S25C C0.22(%) $\sigma_B=51.4\text{kg}$	平 滑 $d=60\phi$	14.5	1.00	キーみぞ形状 $b=20\text{mm}$ $l=100\text{mm}$ $r/d=0.017$
	舟底型キーみぞ $d=70\phi$	8.5	1.71	
	角底型キーみぞ $d=70\phi$	8.0	1.81	
炭素鋼 S35C $\sigma_B=55.8(\text{kg/mm}^2)$ (kg/mm ²)	平 滑 $d=7\phi$	21.6	1.00	
	キーみぞ付 $d=7.44\phi$ $r/d=0.0134$	13.6	1.59	
	" $d=7.44\phi$ $r/d=0.0228$	13.1	1.65	
	" $d=7.44\phi$ $r/d=0.0322$	13.4	1.61	
	" $d=7.44\phi$ $r/d=0.0430$	13.7	1.58	

とがわかった。(1)角底形キーみぞでは、き裂の発生、成長および破断に至る状況は2通りのものが観察された。応力振幅が疲れ限度に比べてかなり高い場合には、キーみぞ端部の軸表面の点A(図10)にき裂が発生し、これが軸心に対して45°方向に成長して破断に至る傾向があった。応力振幅が疲れ限度に近い場合には、一般にキーみぞ底のBC間(図10)にき裂が発生し、応力の繰返しとともにこれが成長してCDE間にも拡がるとともに、キーみぞ底の点Dを起点として軸心に対して45°方向のき裂も発生して、成長、破断に至る傾向が認められた。(2)舟底形キーみぞでは、応力の大小にかかわらずキーみぞ底のρ部に軸方向のき裂が発生し、これが成長するとともに軸方向に対して45°方向のき裂が発生、成長して破断することが観察された。

4.2. 圧入および段付圧入軸の疲れ強さ

圧入試験片についての面圧はポストと軸をはめ合わせる際のシメシロによって決めた値である。シマリバメのシメシロは $15.5\mu \pm 1.5$ 、中間バメのそれは $7 \pm 2\mu$ 、スキマバメのそれは $-3 \pm 2\mu$ である。いまシメシロを 2δ 、ポスト部の外径を r_2 、軸部の径を r_3 とすれば、ハマアイによる面圧 p_0 は次式で求まる。

$$\frac{p_0}{E} = \frac{\delta}{2} \frac{(r_3^2 - r_2^2)}{r_2 \cdot r_3^2}$$

b : キーみぞの幅
 l : キーみぞの長さ
 r : キーみぞすみの丸み半径
 d : 試験片直径

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta_1 \approx 30^\circ - 40^\circ \\ \theta_2 \approx 45^\circ \end{array} \right.$$

{ A :
B.C.D.E :

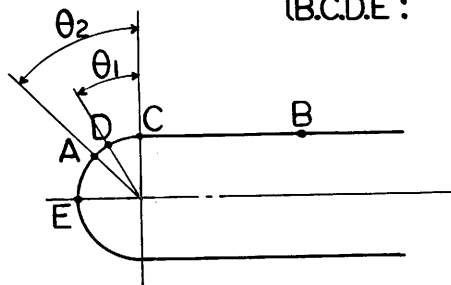


図-10 フラック発生位置

ただし、 E はヤング率で $2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ を用いる。したがって、面圧はシマリバメで $8.2 \pm 0.8 \text{ kg/mm}^2$ 、中間バメで $3.7 \pm 1.0 \text{ kg/mm}^2$ 、スキマバメでは 0.0 kg/mm^2 である。スキマバメの場合は負の面圧を生ずるので面圧 0.0 kg/mm^2 とした。

キームぞ圧入試験片の S-N 曲線を図 11 に示す。図の曲線は、シマリバメおよび中間バメの場合は共振形の試験機でき裂発生により試験機が自動停止した点を表わしている。一方スキマバメの場合は振幅一定形の試験機を使用したので、上記のき裂長さとはほぼ同程度 (5 mm 以上) のき裂を検出した時点での応力繰返数を示している。

図 12 は段付キームぞ圧入試験片について得られた S-N 曲線を示す。この試験片はキームぞおよび段付部が露出していないため、き裂の発生が確認できない。したがって、シマリバメおよび中間バメの場合は共振式試験機の自動停止の時点の応力繰返数をとり、一方、スキマバメの場合は、試験機の検定棒の歪量を電磁オシログラ

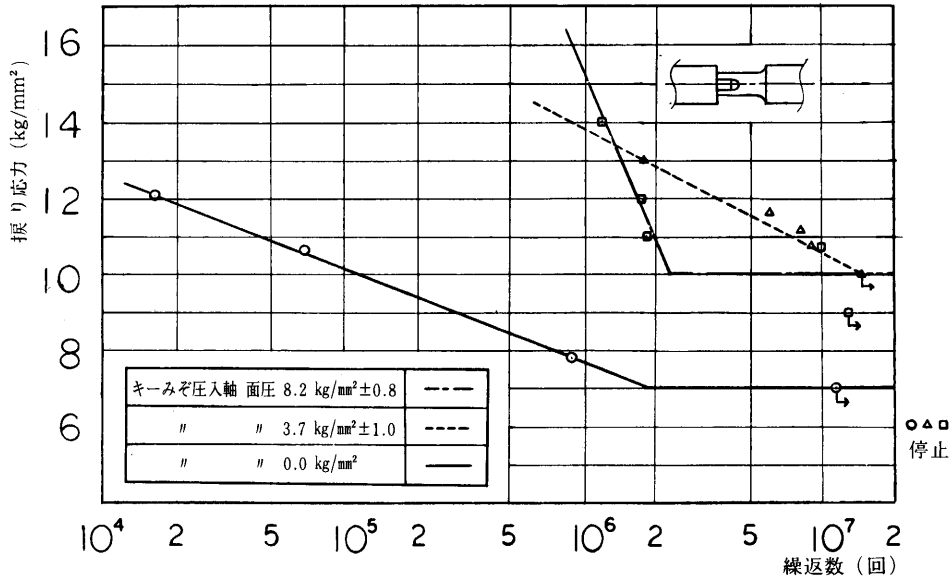


図-11 S-N 曲線(自動停止位置及び疲労限)

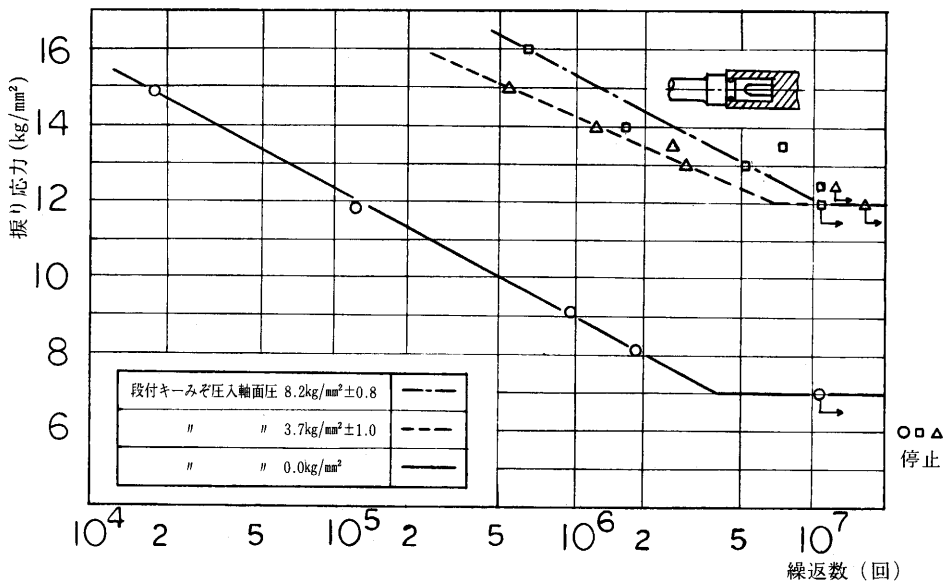


図-12 S-N 曲線(自動停止位置及び疲労限)

で測定して、歪量の変動を観察することによりき裂の発生を推測した時点での応力繰返数を示している。段付キーみぞ圧入試験片で電磁オシログラフによる歪変動（応力振幅の低下に相当する）を生じた時点で試験を中止して、ボスと軸とを切り離して、き裂発生の有無を確認したところ、電磁オシログラフによる検定棒の応力の変動とき裂発生とはよく対応していた。

各試験片の疲れ限度は表6に示す通りである。なお参考として15φ沈みキーみぞ軸（前節参照）の結果も併記してある。またS 35 C, 15φ平滑試験片の疲れ限度18.6 kg/mm²を用いて算出したそれぞれの切欠係数も記してある。

これらの試験片について疲れき裂の発生および成長に関する観察も行った。段付キーみぞ圧入試験片はボスと軸部を分解してき裂の観察を行った。き裂発生状況の一例を面圧0.0 kg/mm²の場合について図13に示す。

キーみぞ圧入試験片では、面圧の大小および応力振幅

表6 キーみぞ付軸の疲労限度と切欠係数

試験片		疲労限度 kg/mm ² τ_w	切欠係数 β
キーみぞ圧入軸面圧	8.2kg/mm ² ±0.8	10.0	1.86
"	" 3.7kg/mm ² ±1.0	10.0	1.86
"	" 0.0kg/mm ²	7.0	2.66
段付キーみぞ圧入軸面圧	8.2kg/mm ² ±0.8	12.0	1.55
"	" 3.7kg/mm ² ±1.0	12.0	1.55
"	" 0.0kg/mm ²	7.0	2.66
15φ沈みキーみぞ付軸		9.2	2.02

の大小にかかわらず、図13に示すように、一般に、キーみぞ端部の軸表面の円弧上にき裂が発生し、これが軸と45°の方向に成長して破断することが観察された。またキーみぞ側壁にもき裂が成長することが認められたが、キーみぞ底部にはき裂が認められなかった。

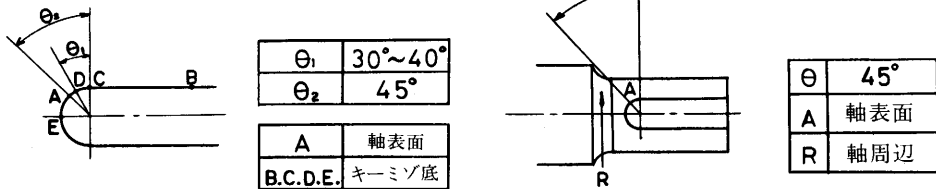


図-13 面圧0.0 kg/mm² <キーミソ圧入軸> <段付キーミソ圧入軸> crack発生位置

段付キーみぞ圧入試験片では、シマリバメ（面圧8.2±0.8 kg/mm²）の場合には段付部の切欠底に×印状にき裂が発生してキーみぞ方向に成長後、破断に至るものと思われる。中間バメ（面圧3.7±1.0 kg/mm²）の場合には、段付部切欠底とともにキーみぞ端部の軸表面からもき裂が発生し、軸方向と45°方向に成長して破断に至ると考えられる。スキ間バメ（面圧0.0 kg/mm²）の場合も中間バメの場合と同様であることが観察された。すなわち、面圧が高い場合には段付部切欠底がき裂発生位置であり、面圧が相対的に低い場合には段付部およびキーみぞ端部の軸表面がともにき裂発生位置となりうるということが認められた。いずれの場合にもキーみぞ底部にはき裂が確認されなかった。

表6の各試験片の疲れ限度から、キーみぞ圧入軸の場合にはシマリバメおよび中間バメでは10 kg/mm²と

りキーみぞ切欠軸の強さ9.2 kg/mm²よりわずかに大となり、スキバメでは7 kg/mm²となりかなり低下している。また段付キーみぞ圧入軸の場合も同様の傾向が認められ、シマリバメおよび中間バメでは12 kg/mm²に上昇し、スキバメではやはり7 kg/mm²に低下している。

この疲れ限度の上昇および低下の原因については種々の理由があるのであろうが、き裂発生位置や実験中観察したキーみぞ部の状況およびキーの挙動などから次節に述べるような考察を行なった。

4.3. 圧入軸の疲れ限度についての考察

キーみぞ付軸については、図10に示す通り比較的疲れ強さ(9.2 kg/mm²)に近い応力のときはキーみぞ底の直線部(図中B C間)からき裂が発生しており、高応力で実験した場合には、軸表面のキーみぞ端部A点からき

裂が発生・成長しているのが観察された。しかし、キーみぞ圧入軸の場合には、シマリバメ・中間バメ・スキマバメのいずれについてもキーみぞ底にき裂は全く見られず、すべて軸表面A点から軸中心線に対して45°方向にき裂が発生・成長しているのが観察された。ただ、スキマバメの場合は同時に、キーみぞの直底の直線部（図中BC間）にもき裂が発生しているのが観察された。

キーみぞ付軸とキーみぞ圧入軸とのき裂発生箇所の相違には、キーみぞ露出部が極端に短くなったことが大きく関係していると考えられる。

キーみぞ圧入軸のキーみぞ露出部の長さ l の実測値は約3mmでこれは、近似的には直線部を有さずみぞ端半円部だけの切欠を持つ軸に置換することができる。つまり、ある程度の面圧を受ける圧入軸に関しては軸・キー・ボスの三者が一体となって働くような効果を示すと考えられる。これが、キーみぞ付軸に比較してキーみぞ圧入軸のシマリバメ・中間バメの疲れ強さが上昇する理由と考えられる。そして、同時に、キーみぞ直線部にき裂が発生しない原因の一つとも考えられる。

スキマバメの場合は面圧を受けないために、軸・キー・ボスの三者がすべりを起し、キーが移動してキーみぞ側壁との間に衝撃を生じ、これが、スキマバメの疲れ強さの低下の一原因であり、キーみぞの直底の直線部（図中BC間）からき裂が入ることの原因にもなるものと考えられる（この場合、試験中にかなり発熱のあることが認められた）。

一般に、キーを圧入した場合の応力集中については、トルクを伝達する際のキーによるみぞ側壁の圧迫から起こる引張応力集中と、キーとキーみぞのはめ合いによるキーみぞ側壁の圧力による引張応力集中とが重ね合わされ、結局、これら二引張応力と剪断応力の合成によって生じる引張の主応力が疲労破壊の原因になるとされている⁷⁾。従って、キーとキーみぞのはめ合いは、許される範囲に緩いことが望ましいとされている。

しかし、軸をボスに圧入した場合は、その面圧がある程度高ければキーのすべりが阻止されるので、キーがキーみぞの側壁に衝撃を与えることが少なくなるために、キーみぞ底周辺の応力集中も緩和されるものと考えられる。

4.4. 圧入による面圧の疲れ強さに対する影響

4.2節で述べたように面圧は、ただ単にキーみぞ付軸とボスとをはめ合せた際のシメシロによって決めた値に

すぎないし、各種の場合のシメシロも平均であるために、試験庁自体の面圧の違いはあると考えられるが、その詳細については明らかにできないので一応平均的なものとみなして次の様な考察を行なった。

一様な外圧を受ける円柱の軸に垂直な平面内の応力は、

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= -\sigma_t \\ \sigma_\theta &= -\sigma_t \quad (\sigma_t: \text{面圧}) \end{aligned} \right\} (1)$$

又、軸方向応力は、 $\sigma_z = 0$

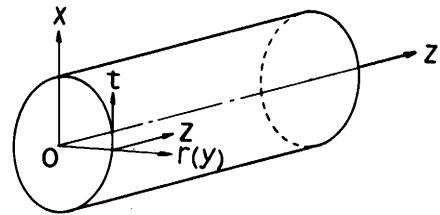


図-14 円柱座標系を直角座標系に変換

図14に示すように、円柱座標系を直角座標系に変換すれば、

$$[\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z] = [-\sigma_t, -\sigma_t, 0] \quad (2)$$

又、振りを受ける円柱の表面では、例えば、 x 軸に垂直な平面を考えると τ_{yz} が働く。

$$\left. \begin{aligned} \text{破壊が起るとき} \quad & (\tau_{yz})_{\max} = \tau \\ \text{このとき} \quad & \sigma_x = \sigma_y = \sigma_z = 0 \end{aligned} \right\} (3)$$

とする。

式(2), (3)より一定面圧を受ける軸の振りの応力状態を成分で表わすと、

$$\begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sigma_t & 0 & 0 \\ 0 & -\sigma_t & \tau \\ 0 & \tau & 0 \end{bmatrix}$$

いま、主応力を σ_i で表わすと、

$$\begin{aligned} \sigma_i^3 - I_1 \sigma_i^2 - I_2 \sigma_i - I_3 &= 0 \\ (i &= 1, 2, 3) \end{aligned} \quad (4)$$

ただし、係数 I_1, I_2, I_3 は、

$$\begin{aligned} I_1 &= \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z \\ I_2 &= -(\sigma_y \cdot \sigma_z + \sigma_z \cdot \sigma_x + \sigma_x \cdot \sigma_y) + (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \\ I_3 &= \sigma_x \cdot \sigma_y \cdot \sigma_z + 2\tau_{xy}\tau_{yz}\tau_{zx} - \sigma_x \tau_{yz}^2 - \sigma_y \tau_{zx}^2 - \sigma_z \tau_{xy}^2 \end{aligned}$$

方程式(4)の三根が主応力 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ となる。(4)式は、

$$(\sigma_t + \sigma_l)(\sigma_t^2 + \sigma_l \cdot \sigma_t - \tau^2) = 0$$

となり主応力は、

$$\begin{cases} \sigma_1 = -\sigma_t/2 + \sqrt{(\sigma_t/2)^2 + \tau^2} \\ \sigma_2 = -\sigma_t \\ \sigma_3 = -\sigma_t/2 - \sqrt{(\sigma_t/2)^2 + \tau^2} \end{cases}$$

以上より、Mohr の応力円で示すと図 15 のようになる。

いま、最大主応力説に従って破壊を起すとすれば、その条件は $\sigma_1 \geq \sigma_0$ である。この場合、 σ_0 は 15 ϕ キーみぞ付軸の疲れ強さ 9.2 kg/mm² である。従って、

$$\tau \geq \sigma_0 \sqrt{1 + (\sigma_t/\sigma_0)}$$

面圧 $\sigma_t = 8.2$ kg/mm² のとき $\tau = 12.7$ kg/mm²

$\sigma_t = 3.7$ kg/mm² のとき $\tau = 10.9$ kg/mm²

$\sigma_t = 0.0$ kg/mm² のとき $\tau = 9.2$ kg/mm²

ところが、軸をボスに圧入した場合、ボス端部付近では、軸の応力分布は大きく変化していることが光弾性実

験等で確かめられている⁸⁾。この実験によれば、問題を単純化して中央部に $z = \pm l$ の幅にわたって一様な面圧 p を受けている長さ $2h$ の円柱を考えると、円柱表面では、 $|z| = l$ の点で軸方向応力 σ_z は不連続分布を示し、 $|z| \geq l$ では σ_z は引張りとなり、 $|z| < l$ の区間では圧縮になることが報告されている。

さらに、斎藤の研究結果⁹⁾によると、直径 $2a$ の円柱において $h = a$ 、 $l = 0.2a$ 、また、材料のポアソン比を $\nu = 0.25$ とした場合の軸表面における軸方向応力 σ_z は

$$|z| \leq l \text{ のとき、} -\sigma_z/p = 0.8$$

$|z|$ を l から h にとっていくに従い、 $-\sigma_z/p$ は、 -0.2 から 0 に近づいていくことが計算されている。

もちろん、圧入軸の形状、ポアソン比の相違からこの結果をそのまま使用すること自体に無理があると思われるが、本実験で行なった試験片のうち面圧のあるものは試験片の圧入部軸表面には上述のことから少なくとも面圧の $1/2$ 以上の軸方向圧縮力が働くと考えられる。

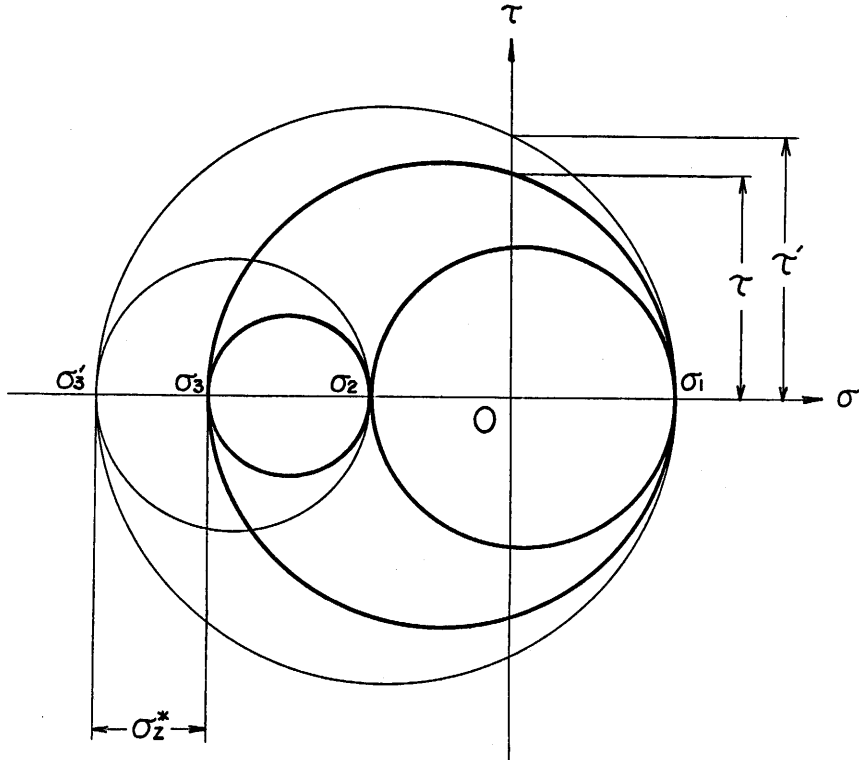


図-15 Mohr's stress circle

いま、斎藤の計算結果に従って、 $\sigma_z = -0.8\sigma_t$ とすると、軸表面の応力状態は、

$$\begin{pmatrix} -\sigma_t & 0 & 0 \\ 0 & -\sigma_t & \tau \\ 0 & \tau & -0.8\sigma_t \end{pmatrix}$$

となる。Mohr の応力円も図 15 の細線のように描き変えられる。これらから τ を求めれば、

$$\text{面圧 } \sigma_t = 8.2 \text{ kg/mm}^2 \text{ のとき } \tau' = 15.4 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_t = 3.7 \text{ kg/mm}^2 \text{ のとき } \tau' = 12.6 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_t = 0.0 \text{ kg/mm}^2 \text{ のとき } \tau' = 9.2 \text{ kg/mm}^2$$

つまり、面圧によって圧入部のき裂発生応力は増大していると考えられる。

本実験で使用したキーみぞ圧入試験片ではキーみぞの一部が露出しているが、段付キーみぞ圧入試験片ではキーみぞ全体が面圧を受けているためこの効果が大きい。

従って、段付キーみぞ圧入軸のものがキーみぞ圧入軸のものに比較して、面圧のあるシマリバメ・中間バメの疲れ強さが高くなっていることが上述の考え方で定性的に説明されるようである。

また、S 35 C の同型・同寸法の段部のみを有する軸の疲れ強さは、資料¹⁰⁾によると 11.8 kg/mm^2 となっており、段付キーみぞ圧入試験片のシマリバメ・中間バメの場合の疲れ強さ 12.0 kg/mm^2 とほぼ一致している。

これは、段付キーみぞ圧入軸では面圧がある程度ある場合、キーみぞとしての切欠が疲れ強さに与える影響は極めて小さく、面圧の影響をほとんど受けてない段付部の応力集中が主として影響することを示している。

面圧がない場合、軸とボスとキーの三者のすべりが大きいのでキーみぞとしての切欠が大きく影響してくる。さらに、段付部にも応力集中が起こるため、スキマバメの場合が他の場合より 5 kg/mm^2 程度疲れ強さの低下を生じたものと推定される。

5. 結 言

キーみぞ軸の疲れ強さを把握し、設計に役立てることを目的に以上数種の試験片につき、試験片形状・圧入面圧の疲れ強さに及ぼす影響について実験を行ない次の結論を得た。

(1) 15ϕ キーみぞ軸の新旧 JIS 規格によるみぞ底半

径の違いによっておこる疲れ強さの低下は 0~7% であった。一般にみぞ底半径が 0.4 mm 以内では疲れ強さの差はほとんどないといわれているが、これが確認されたと同時に軸径 30ϕ 以下のシャフトでは新 JIS になっても疲れ強さの低下は小さいものと推定される。

(2) しかしながら、軸径 30ϕ 以上ではキーみぞ底半径が 0.4 mm をこえるが、みぞ底半径と軸径との比の違いによって疲れ強さに差が出てくるものと思われる。すなわち、新 JIS キーみぞは旧 JIS に比べて疲れ強さがいくらか低下するであろう。これについては応力勾配、応力集中の面より寸法効果をも含めて今後検討する予定である。

(3) 舟底キーみぞの疲れ強さは角底に比べて約 10% 大きい。

(4) キーみぞ圧入軸の疲れ強さは、同径のキーみぞ切欠軸に比べてスキマバメの場合も、段付キーみぞ圧入軸の場合も約 24% 低下している。キーみぞ圧入軸の中間シマリバメは約 9%、段付キーみぞ圧入軸のそれらは約 30% 上昇している。面圧が 0 の場合ではキーみぞ圧入軸、段付キーみぞ圧入軸の両方とも疲れ強さは同じ値を示す。また、面圧がある程度以上であれば、キーみぞ圧入軸に比べて段付キーみぞ圧入軸の方が疲れ強さは高い。キーみぞ圧入軸の場合中間シマリバメの疲れ強さは同じ値であった。また、段付キーみぞ圧入軸の場合も中間シマリバメの疲れ強さは同じ値であった。このことから、ある程度以上の面圧があれば面圧はあまり疲れ強さに影響を与えない。

(5) き裂の発生位置は、疲れ限度近傍の応力では角底・舟底共にキーみぞ底である。初期段階ではキーみぞ底の半円部で軸方向き裂であるが、やがて軸方向に対して 45° 方向のき裂が発生し、破断に至る。しかし、キーみぞ圧入軸、段付キーみぞ圧入軸では、キーみぞ底とキーみぞ側壁に発生していた。これは、面圧がないためにキーみぞ底周辺に応力集中が起こったためと推定される。

参 考 文 献

- 1) 安川電機製作所、研資第 538 号「工作機用モーターシャフト折損およびオーバーヒート検討結果」。
- 2) 安川電機製作所、研 X・B-15.3-67004「誘導電動機の起動トルク」。

- 3) 中川・遠藤, 変動重複振り疲労試験 (第一報・試験機の試作), 日本機械学会前刷集 (第38期通常総会), No 37, p 55 ('61-4).
- 4) 機械学会誌, 32.152, 「軸線に並行な凹みある軸のねじれ」.
- 5) 機械設計, 10.6, 「軸の形状」.
- 6) 機械学会論文集, 34.259, 「炭素鋼の回転曲げにおける分岐点ならびに疲れ限度の寸法効果」.
- 7) 西田正孝, 機械設計, 15-9.
- 8) 西岡・小松, 機械学会論文集, 36-291 (S 45-11).
- 9) 斎藤秀雄, 機械学会論文集, 18-68 (S 27).
- 10) 安川電機製作所, 研究速報, (S 47-6).