539.531.3.016.2

圧入部の疲れ強さに関する二、三の実験*

西岡 邦夫**, 小松 英雄**

Experiments on the Fatigue Strengths for Press-fitted Specimens

by Kunio NISHIOKA and Hideo KOMATSU

Canti-lever type fatigue tests were carried out for various cases of press-fitting of collar with 50 mm-dia. specimens. Thicknesses of collars were of two kinds—3 and 12.5 mm, the material of shaft being of practical axle (SF55, normalized). Results obtained were as follows:

- (1) Hardness of collar was taken as $H_V=140$ and 600, but the effect was very little.
- (2) The fatigue limit where the collar was press-fitted over the fillet portion of shouldered shaft was lower than in the case of only press-fitting. Lowest fatigue limit was obtained for the specimen of which the collar was press-fitted closely to the shoulder portion with the fillet radius of zero, and the magnitude was not affected by the press-fitting of collar.
- (3) The fatigue limit was lowered even by light press-fitting, and very little effect of radial pressure at the press-fitted surface was recognized.

1. 緒 言

鉄道車両の車軸は、車輪、歯車などが圧入されており、また最近では段付部にころがり軸受の内輪が圧入されている場合が多い。このような圧入部をもつ軸は、一般の各種機械にも多くあり、特にころがり軸受の内輪が圧入されている例は多い。

このような圧入部をもつ軸の曲げ疲れ強さは、圧入部のない平滑部のそれに比し、かなり小さくなり、かつ軸の引張強さを増しても、疲れ強さはほとんど増さないことが知られている。この理由としては、圧入部の外見上の幾何学的形状から、曲げモーメントによる応力集中が圧入端付近におこることと、圧入されていることによる圧入端付近の応力集中、ならびに繰返し曲げモーメントによる Fretting Corrosion の発生が考えられている。

ところがこれらの因子は、軸を全く同一にしておいても、被圧入物の形状、材質あるいは圧入面圧によって影響されるはずで、したがって疲れ強さも影響され、それぞれ若干の結果が得られている。

たとえば、Thum⁽¹⁾ は板の両振り曲げ疲れ試験を行ない、この板のつかみ部を両側から異なる面圧で、別の板で締めつけ、ちょうど圧入部の面圧の影響を再現

したような実験を行なった。これによると、約 7 kg/mm^2 まではしだいに疲れ限度が低下するが、これ以上の面圧ではほぼ一定の疲れ限度が得られ、この一定値になることを圧入試験片で確認している。さらに圧入試験片を用い、被圧入物のかたさが増すと、疲れ限度が若干低下することを見出した。また大内田⁽²⁾ は面圧 10 kg/mm^2 で焼ばめされた試験片を用い、被圧入物のかたさの影響を調べ、 $H_V=358$ の被圧入物の場合の疲れ強さは、 $H_V=147$ のその場合より若干小なることを見出し、かたさの影響が若干あることを見出した。一方 Peterson ら⁽³⁾ は、圧入面圧の影響を調べ、ほとんど零に近い面圧でも、かなり疲れ限度が低下することを認め、また被圧入物が軸と一体で削り出されたときの疲れ強さと比較し、後者のほうが弱いことを見出した。また被圧入物を鋳鉄にすると、鋼の場合に比し 36% 疲れ限度が大になったという報告もある⁽⁴⁾。

一方被圧入物の圧入端が、段付軸の R 部と重なり合った場合、すなわちころがり軸受の内輪が圧入されているような場合については、中村⁽⁵⁾ が若干実験を行っている。この結果では、試験片が 10 mm 径で小さいため、試験片の製作精度も関係して定量的な結論は得られていないが、顕著な疲れ限度の低下はないようである。

以上のべたごとく、軸の圧入部の疲れ強さについては、現在なお十分明らかでないことが多く、実際

* 昭和 37 年 10 月 30 日 第 40 期全国大会講演会において講演、原稿受付 昭和 38 年 2 月 11 日。

** 正員、住友金属工業会社中央技術研究所（尼崎市西長洲本通 1 の 3）。

上からも重要な次の諸点を明らかにするために本研究を実施した。

- (1) 被圧入物のかたさの影響
- (2) 被圧入物の圧入端が、段付軸の R 部に接近した場合の影響
- (3) 被圧入物の形状を考慮した場合の、圧入面圧の影響
- (4) 圧入部疲れ強さと段付軸の疲れ強さとの比較

2. 試験材料、試験片および試験方法

本研究は軸の圧入部の疲れ強さを見出すために行なったもので、軸と被圧入物（以下円筒かくと称す）とは材質が異なっている。

第1表は軸のほうすなわち疲れ強さを求めようとした材料の、化学成分および機械的性質を示したもので、熱処理としては、鍛造後 $850^{\circ}\text{C} \times 4\text{h}$ の焼ならし処理がなされている。

また円筒かくのほうは、炭素鋼 SF 45 と軸受鋼 SUJ 2 の2種を用いた。これらの材料の化学成分、熱処理および機械的性質を第2表に示したが、本研究の一つの目的上、かたさを両材料で非常に変えたわけである。

使用した疲れ試験片は15種類で、これらの形状は第1図に示した。同図(a)の3種類 A, B, C は、平滑および段付軸の段部曲率半径が変わった場合の疲れ限度を求めるためのものである。(b)の6種類は、肉厚および長さの異なる2種類の円筒かくが圧入された場合に相当するもので、圧入面圧と円筒かくのかたさも異なっている。(c)の5種類は、円筒かくの圧入端が、段付軸の R 部に接近する程度、および圧入端付近の軸の段部曲率半径と円筒かくの内面端の曲率半径の関係を調べる目的のものである。圧入端付近の詳細は同図にあわせ示してある。(d)の2種類は円筒かくの圧入と比較する目的のもので、外観が同一の円筒状突起がある軸で、段部 R が0の段付軸である。

第1表 試験材の化学成分と機械的性質

C %	Si %	Mn %	P %	S %	降伏点 kg/mm ²	引張強さ kg/mm ²	伸 び %	絞 り %
0.39	0.25	0.79	0.011	0.025	34.5	55.2	31	52.8

第2表 円筒かくの化学成分および熱処理条件と機械的性質

	C %	Si %	Mn %	P %	S %	Cr %	熱 処 理 条 件	かたさ H_V	降 伏 点 kg/mm ²	引 張 強 さ kg/mm ²	伸 び %	絞 り %
SF 45	0.22	0.24	0.65	0.018	0.010	0.10	$850^{\circ}\text{C} \times 2\text{h}$ A. C.	140	30.9	51.6	34	58.6
SUJ 2	1.03	0.21	0.40	0.011	0.006	1.39	$850^{\circ}\text{C} \times 10\text{min}$ O. Q. $300^{\circ}\text{C} \times 2\text{h}$ A. C.	600				

以上の(b)および(c)の圧入試験片では、所定の圧入面圧が得られるごとく、計算上の圧入締めしろの軸と円筒かくを組合わせ、かつ圧入時に円筒かくの外周切線方向のひずみを、抵抗線ひずみゲージで実測し、実際の圧入面圧を計算した。

本研究に使用した試験機は、自家製の片持ち回転曲げ疲れ試験機で、1250 rpm の回転数で実験した。

3. 試験結果および考察

第2図は各試験片に対して得られた $S-N$ 曲線で、これから疲れ限度を求め一覧表にしたのが第3表である。なお同表には各試験片のおもな寸法、圧入条件その他必要事項をあわせ記してある。これらから得られた結果とそれに対する考察を以下にのべる。

3.1 被圧入物のかたさの影響 (i) かたさと疲れ限度 従来の試験結果では、緒言でのべたごとく円筒かくのかたさが増すと、疲れ限度は若干低下する傾向を示している。

しかし本研究結果では、第3表よりわかるごとく、 H と I 、 J と K 、 L と M のいずれの試験片形状の場合にも、かたさの大なる円筒かくが圧入された場合のほ

第1図 試験片の形状

(a) A, B, C, 3種の試験片のS-N曲線

(b) D~Iの6種の試験片のS-N曲線

(c) J~N 5種の試験片のS-N曲線

(d) O, P 2種の試験片のS-N曲線

第 2 図

第3表 疲れ試験片の詳細と疲れ試験結果

試験片 種類	記号	軸			円筒かくまたは突起					圧入条件		疲れ限度 σ_{wb} kg/mm ²	β_k	α_k
		D_1	d	ρ	D_0	l	r	材質	かたさ H_V	圧入しろ mm	面圧 kg/mm ²			
a	A	70.5	40	80								27.5	1.0	1.0
	B	63	45	12.5								22.5	1.22	1.30
	C	70.5	50	3.5								15.0	1.85	1.85
b	D	"	"	30*	56	30	3.2	SF 45	140	0.024	1	14.0	1.97	
	E	"	"	"*	"	"	"	"	"	0.072	3	13.6	2.02	
	F	"	"	"*	75	50	"	"	"	0.0086	1	12.0	2.29	
	G	"	"	"*	"	"	"	"	"	0.0344	4	"	"	
	H	"	"	"*	"	"	"	"	"	0.060	7	11.6	2.37	
	I	"	"	"*	"	"	"	SUJ 2	600	"	7	11.8	2.33	
c	J	"	"	3.5	56	30	"	SF 45	140	0.024	1	11.0	2.50	
	K	"	"	"	"	"	"	SUJ 2	600	"	"	11.9	2.31	
	L	"	"	14	"	"	1.5	SF 45	140	"	"	14.0	1.97	
	M	"	"	"	"	"	"	SUJ 2	600	"	"	14.9	1.85	
	N	"	"	0	75	50	0	SF 45	140	0.060	7	9.6	2.87	
d	O	"	"	"**	56	30						11.6	2.37	
	P	"	"	"**	75	50						9.8	2.81	

* 段部曲率半径

** 突起部曲率半径

うが、疲れ限度が若干大になっている。

これら 3 種の試験片は、それぞれ圧入のみの影響、圧入端が段付軸の R 部に重畳した場合の影響を調べるためのもので、いずれの場合にも同様な結果を得たわけである。

以上のべたとく差はわずかであるが、かたさの大きな円筒かくを圧入された場合のほうが、大なる疲れ限度が得られた。なお $S-N$ 曲線の傾斜部もほとんど変わらない。

(ii) 疲れ破断面の位置 次に上記のような結果が得られた理由について考えてみる。一般に圧入試験片では、疲れき裂の開始点が、圧入円筒かくの端面より少し中にはいった所にある。本研究の試験片は、円筒かく内側の両端が、3.2 または 1.5 mm の曲率半径の R になっているので、この R のない場合とは若干ようすが異なっている。しかし、疲れ破断面の位置を円筒かくの端面を基準にして調べてみると、かたさの異なる円筒かくでは、疲れ試験時の繰返し応力が同じでも、若干異なっていた。第 3 図はこの一例で、圧入のみの影響と考えられる H と I の試験片について、繰返し曲げ応力と、図示の h すなわち円筒かく端面より、疲れ破壊開始点までの距離の関係を示したものである。

この図からわかるごとく、 h の値は繰返し曲げ応力の大小にかかわらず、かたさの小なる円筒かくの場合のほうが大きい。圧入端付近は、一般に疲れ試験中の繰返し応力により Fretting Corrosion を生じかつ若干摩滅する。したがって、最大応力を生ずる位置は、円筒かくと軸が圧入時に接していた最外部点より若干中のほうへ移る。繰返し曲げ応力が小さくなると、疲れ破断までの繰返し数が大になり、Fretting の程度も大になる⁽⁶⁾。同図でもこの傾向が明らかに認められるが、これと同様にかたさの小なる円筒かくでは、大なる場合に比し摩滅の程度が大きく、したがって h も大になったものと考えられる。 h が大になると、軸と接触しないで外側にのびている円筒かくの部分が長くなり、円筒肉厚が大になったのと同じ効果を呈し、応力集中も大になることが考えられる。このような現象は、従来の他の試験でも同じはずであるが、いずれも試験片が小形(直径 10 mm 強)であり、大きくあらわれなかったものと考えられる。これに反し本試験では直径 50 mm で、上記理由による応力集中効果により、かたい円筒かくの場合のほうが、大なる疲れ限度が得られたものと思う。

3.2 被圧入物の圧入端が段付軸の R 部に接近した場合の影響 (i) 圧入端の位置による疲れ限度の

比較 第 3 表の $J \sim N$ の 5 種の試験片が、この目的のためのもので、 L, M は圧入端が段部 R の端にほぼ一致した場合、 J, K は圧入端が段部 R の中央付近にある場合、 N はきょくたんな時で段部 R が零で、内面に R のない円筒かくが段部に密接して圧入されている場合である。

これらの疲れ試験結果を見ると、前節にのべたとく、円筒かくのかたさの影響も若干認められるが、圧入端と段部 R との接近程度の影響が明らかに認められる。すなわち、他との比較の関係上、 $H_v=140$ の円筒かくの場合についてみると、 L 試験片の疲れ限度は、圧入のみの D 試験片のそれに等しい。すなわち、この場合には、段部 R の影響はなく、圧入のみと考えればよいことになる。

つぎに J 試験片では、 D または L 試験片よりかなり小さな疲れ限度になっており、圧入端が段部 R に重畳していることの影響が認められる。すなわち、もし段部のみであれば、 C 試験片(J 試験片の軸と相似である)の疲れ限度 15 kg/mm^2 になるわけである。また圧入のみであれば D 試験片のそれ 14.0 kg/mm^2 になる。しかるに J 試験片では 11 kg/mm^2 で前記、いずれの疲れ限度よりも小さくなっている。しかし、両者の影響がそれぞれ重畳されたものと考えた場合、すなわち C, D 両試験片の切欠き係数 β_k を乗じた値 $1.85 \times 1.97 = 3.65$ よりは、はるかに小さな 2.50 の β_k になっている。

最後に N 試験片は、非常にきょくたんな場合であるが、円筒かく端面と段部傾斜面とで、非常に鋭い V みぞ切欠きを形成しており、かつ圧入の影響もあるので、最も低い疲れ限度を得るものと考えて実施したものである。実際に得られた疲れ限度も最も低く、 P 試験片とほぼ同一の値であった。

第 3 図 繰返し曲げ応力とき裂開始点までの距離との関係

3.3 被圧入物の形状を考慮した場合の圧入面圧の影響 (i) 圧入面圧と疲れ限度との関係 従来圧入部の疲れ強さに及ぼす圧入面圧の影響としては、圧入面圧が増すにつれ疲れ強さはしだいに低下するが、約 7 kg/mm^2 以上の面圧になると、ほぼ一定の疲れ限度になると考えられている。 7 kg/mm^2 以上の面圧で変らないことは、実験により確かめられているが、これ以下の面圧の場合には実験的裏付けが十分でなく、かつ円筒かくの剛性も考慮に入れた結果は見当らない。

本研究のD~Hの5種の試験片は、この点を明らかにするために用いたもので、これから圧入面圧と疲れ限度との関係を示したのが第4図である。これを見ると、同形状の試験片では $1 \sim 7 \text{ kg/mm}^2$ の範囲の面圧で、疲れ限度はほとんど変わらず、少しでも圧入面圧があると、疲れ限度が非常に低下することがわかる。しかし、疲れ限度は円筒かくの肉厚が薄く、剛性の低い場合のほうが大になっている。

以上のべたことより、圧入部の曲げ疲れ限度は、円筒かくの形状、寸法により若干影響されるが、圧入面圧による影響はほとんどないことが明らかになった。

第4図 圧入面圧と曲げ疲れ限度との関係

第5図 圧入面圧と切欠き係数との関係

(ii) 圧入面圧の影響に対する検討 上記の結果を切欠き係数と圧入面圧との関係で示したのが第5図で、同図には Thum⁽¹⁾ および Peterson⁽³⁾ の結果もあわせ示してある。Peterson の試験結果の中で、圧入面圧がほぼ零に近い点は、原論文にものべているごとく、正確な一定値ではない。しかしいずれにしろこれらの結果を見ると、非常に小さな面圧でも、疲れ限度はかなり低下することを示している。この理由としては、本試験では円筒かくの長さが 30 mm と 50 mm の2種を用いており、これら円筒かくの長さに相当する軸の部分の曲りを考えると理解できる。すなわち、付録に示したとき $\delta_{\max}$ より大なるすきまを有する円筒かくでない限り、円筒かく両端付近では、軸との接触が起り、Fretting および応力集中の影響が完全に除かれない。第4,5図の点線の部分は、このような考えで、実験結果より推定して引いたものである。なお疲れ限度 27.5 kg/mm^2 の点および切欠き係数 1.0 の点の圧入面圧は前記付録に示した値である。

このように考えると、圧入部の疲れ限度が低下するのは、形状的に考えられる応力集中の影響がかなり大きいものと考えられる。

3.4 圧入部疲れ強さと段付軸の疲れ強さとの比較

(i) 各試験片についての比較 圧入部の外観は、段付軸のそれと全く同様で、幾何学的な応力集中すなわち外部から曲げモーメントが作用した場合に、圧入端付近に生ずる応力状態は、段付軸とよく似ていると一見考えられる。しかし、圧入試験片においては、円筒かくが圧入されていることにより、すでに圧入端にかなり大きな半径方向面圧の集中が生じており、これの影響が無視できないし、曲げモーメントの繰返しによる Fretting の影響もある。しかも、曲げモーメントにより、圧入端付近に生ずる応力の中で、引張側の応力状態は必ずしも段付軸と同じだとは考えられない。

これらのことから、従来も圧入部と段付軸との曲げ疲れ強さの比較が行なわれており、だいたい圧入部のほうの疲れ限度が若干大きい例が多い。本研究でも、第3表のO, P両試験片の結果と、他の圧入試験片の結果を比較すると、このような傾向になっている。第4表はこの結果の一覧表である。

なお、本試験で圧入試験片の円筒かくは、内面端部に R が付いているが、この程度の R であれば、 R のない場合とほとんど差がないので、O, Pの段付軸と比較したわけである。

(ii) N試験片の疲れ破断面について 段付と圧入が重畳した極限の場合として採用したN試験片の疲

れ限度は、P 試験片のそれにほぼ等しい。すなわち、圧入と段付が重畳した極限の場合でも、段付のみより弱くならないことがわかった。この点を検討するために、疲れ破断面を観察し、表面から内部に向かっての疲れき裂の進行方向を調べてみた。第 6 図はき裂発生点を含む中央断面での、表面より内部に向かってのき裂の進行状態を示したもので、段付試験片 O、P についても示してある。同図で、O、P 両試験片について繰返し応力の大きさが示していないのは、これによる影響がほとんど認められなかったからで、それぞれ 1 本の代表例を示したわけである。これに反し N 試験片では、繰返し応力の大きさによりき裂の進行状況が変わった。すなわち、疲れ限度直上の繰返し応力 $\sigma = 9.8 \text{ kg/mm}^2$ では、表面付近のき裂進行方向が、O、P 試験片のそれによく似ている。しかし、繰返し応力がしだいに大になると、ほぼ表面に直角にはいるようになり、圧入試験片のき裂進行に似てくる。この事実から推察すると N 試験片の疲れ限度としては、段付の影響が支配的であったことが考えられ、P 試験片とほぼ等しい疲れ限度が得られたものと考えられる。一方繰返し応力がしだいに大になると、圧入による影響も現われ、段付の影響と組合わさるものと考えられる。

4. 結 論

円筒かくが圧入された場合の、圧入部の回転曲げ疲れ強さを種々検討した結果次のことが明らかになった。

(1) 円筒かくのかたさが異なっても、疲れ限度はほとんど変らない。ことに従来の研究結果と異なり、かたい円筒かくの場合のほうが若干大なる疲れ限度になった。この理由としては、繰返し応力による圧入端付近の円筒かくの Fretting による摩耗が、かたさの小さい場合のほうが多く、繰返し応力の集中が大きいと考えればうなずける。

(2) 段付軸の R 部に重畳して円筒かくを圧入すると、疲れ限度は単なる圧入のみの場合よりかなり低下

する。ただし、段付のみの場合の切欠き係数と、圧入のみの場合の切欠き係数を乗じた切欠き係数よりはかなり小さい切欠き係数であった。

(3) 円筒かくの圧入面圧が疲れ限度に及ぼす影響を調べたところ、非常に小さい面圧でもすでに疲れ限度の低下は著しく、面圧による疲れ限度の差はほとんど認められないことがわかった。

従来は軽圧入部の疲れ限度をかなり大きくとりすぎていた傾向があり、注意を要する。

(4) 圧入部とこれに相似な段付軸の疲れ限度を比較すると、従来と同様後者のほうが若干低いことが再確認された。

(5) $R = 0$ の段部に円筒かくを密着させた場合、疲れ限度は最も小さかった。しかし疲れき裂の進行状況から見ると、圧入の影響よりも、段付であることの影響が非常に大きく、このことは $R = 0$ の段付軸の疲れ限度が前記疲れ限度に、等しいことから実証された。したがって、非常に鋭い段付軸に密接して円筒かくを圧入しても、圧入の影響は考える必要がない。

付 録

曲げモーメントを受けた状態で、円筒かくと軸とが完全に接触しないために必要な条件。

いま円筒かくがない状態を考えると、平滑試験片が片持りの状態で先端に荷重を受け曲っていることになる。したがって、ある長さの円筒かくを、この状態の平滑試験片（軸）に、自由に押しこみ得るためには、この円筒かくの長さの間での軸のたわみを考慮した内径の円筒かくでなければならない。すなわち、ちょう

段付軸の疲れき裂発生位置

O, P 試験片の疲れき裂進行の詳細

N 試験片の疲れき裂進行の詳細

第 6 図 O, P, N 試験片の疲れき裂の進行状況

第 4 表 圧入部と段付軸の疲れ強さの比較

軸材 C%	疲 れ 限 度 kg/mm ²			圧入の段付に対する 疲れ限度 上昇率 %	面 圧 kg/mm ²	実 験 者
	平 滑	段付部	圧入部			
—	23	13	13	0	—	Kuhnel ⁽⁷⁾
0.44	29	13.5~14	17.5	29.5~25	9	Thum
0.42	22.2	9.8	11.1	13	11.1	Peterson
0.37	26	14	16	14	5~23.7	永 島 ⁽⁸⁾
0.33	22	14	14	0	7.8~21.4	〃
0.39	27.5	9.8	12~11.6	22~18	1~7	筆 者
0.39	27.5	11.6	14~13.6	21 17	1~3	〃

どこのたわみしろだけ大きな内径にした場合が, 必要な最小内径になり, 曲げモーメントの加わらない場合には, 軸と円筒かくにはあるすきまがあることになる。以下にはこのすきまを求めてみる。

第7図は円筒かくを圧入される場合の, 円筒かくの位置および軸の曲げの弾性曲線を示したものである。同図で軸の固定部と荷重 W 間の距離が l_0 , A, B 点は円筒かくの両端の位置で, 荷重点よりの距離は l_2 , l_1 である。上記の必要なすきまは, A, B 間で軸が自由に曲った場合の, 直線 AB に対する最大のたわみを求めることになる。

したがって, 第7図のごとき自由に曲った片持はりの弾性曲線より, 任意の点のたわみ y は,

$$y = \frac{W l_0^3}{3EI} \left(1 - \frac{3x}{2l_0} + \frac{x^3}{2l_0^3} \right) \quad \dots\dots\dots (1)$$

で与えられる。したがって, A, B 間で AB 直線よりのたわみは

第7図 軸のたわみと円筒かくのすきまとの関係

$$\delta = \left[(x - l_1) \frac{y_1 - y_2}{l_1 - l_2} - \frac{W l_0^3}{3EI} \left(1 - \frac{3x}{2l_0} + \frac{x^3}{2l_0^3} \right) + y_1 \right] \cos \gamma \quad \dots\dots\dots (2)$$

となる。この δ が最大となる位置は, $d\delta/dx=0$ より $\cos \gamma \approx 1$ を考えて,

$$x^2 = l_0^2 + \frac{y_1 - y_2}{l_1 - l_2} \frac{2EI}{W} \quad \dots\dots\dots (3)$$

となる。この x を (2) 式に代入すると $\delta_{\max}$ が求まり, これが前記の必要な最小すきまになる。

いま直径 50 mm の平滑試験片の疲れ限度は 27.5 kg/mm² であったから, この応力を生じるような荷重 W を先端に与えた場合の $\delta_{\max}$ は次のごとくなる。

50 mm 長の円筒かくの場合

$$\delta_{\max} = 1.54 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

$$30 \text{ mm 長} \quad // \quad \delta_{\max} = 5.7 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

したがって, 円筒かく内径は, 軸よりこれだけ大にせねばならないので, 締めしろとしてはもちろんいわけである。しかし, ここではいちおう負の締めしろと考えると, それぞれ 3.08×10^{-4} , 1.14×10^{-4} となり, これからやはり仮想上の面圧を求めると -0.23 および -1.8 kg/mm^2 となる。第4, 5図の黒丸は, これらの面圧にもとづいて描かれたものである。

文 献

- (1) A. Thum u. F. Wunderlich, VDI-Z, 77 (1933), 851.
- (2) 大内田, 機械学会論文集, 19-83 (昭28), 96.
- (3) R. E. Peterson & A. M. Wahl, J. Appl. Mech., 2 (1935), A-1.
- (4) "Passenger Car Axle Tests," 7th Progress Report A. A. R., (1948).
- (5) 中村, 鉄道業務研究資料, 8 (昭25-7), 4.
- (6) O. J. Horger, ASTM Spec. Tech. Publ., No. 144 (1952), 40.
- (7) R. Kühnel, Glasers Ann., 110 (1932), 29, 41.
- (8) 永島, 機械学会論文集, 5-18 (昭14-2), 80.

アイソトープ工業利用の実態 (その2)

2. RI 利用の実態 = RI が利用されている分野は 104 社と圧倒的に多く, ついでラジオ グラフィー 64 社, トレーサ 58 社, 放射線化学 32 社となっている。

このうち, トレーサと放射線化学はいずれも工程解析や純研究用でその使用は一時的もしくは継続的であるが, 恒久的に製造工程や現場に使用されているものはゲージとラジオグラフィーである。

RI のゲージング利用はレベル計, 厚み計, 密度計, 電量計, 真空計, 水分計などからなり, 前者は RI から出る放射線の物質への吸収性を応用したもの, 真空計は放射線の電離能を, 水分計は中性子散乱を利用したものである。

使用される核種はレベル計は Co 60, Cs 137 が大部分を占め, 厚み計は Sr 90, Tl 204, Pm 147 が多く, 密度計は Cs 137, Co 60 など, 真空計は Ra 226, 水分計は Ra-Be となっている。

ラジオグラフィーは 64 社が利用し, 主として金属材料製品の非破壊検査に使用されるので, 重工業においてその使用が盛んである。

使われる核種は Co 60 が 135 台, Cs 137 が 32 台とエネルギーの大きい線源が使用されている。

また手軽な可搬形がこのうち 314 を占めている。

(1180ページへつづく)

(服部敏夫)