

機械の疲労寿命算出法と今後の問題点 (続)

川崎重工業(株)技術研究所* 中村 宏

18. 寿命低下の理由について

18.1 概説

17. でのべたように計算寿命と実際寿命とはよくあう場合も時にはあるが、大部分のものはあはなくて、計算寿命の方が実際の寿命より著しく長い。このような原因はどこにあるのであろうか、以下現在考へられているものを列挙しよう。

1) 荷重が変動すると $\Sigma(n/N)$ が短くなる。特に、疲労限以下の頻度が多いとその傾向が強い。なお、これについては18.2で詳述する。

2) 材料の疲労強度のばらつき (14. 参照)

3) 熱処理、機械加工によるばらつき、特に硬度はおさえるが、残留応力⁵⁷⁾は一般にわからない時が多い。

4) 応力に重畳波がのる時には、25図にその一例を示すように、くりかえし数の大なる処で差がでてくる可能性がある。

5) 普通の応力の途中で衝撃波が加はると、28図のようにならかなり寿命が短くなる。

6) 応力の他に熱が入り、特に、熱処理温度より高い温度にさらされる機会がきがつかないうちに入っていることがあること⁵⁸⁾。

7) 応力の頻度のばらつき、これも測定資料以外にきがつかない所で大きい値がでている。

特に、応力測定は一般に新品状態でしか行はれないが、使用中に摩耗、その他の条件がかわると思われぬ応力が発生していることがある。

8) 腐蝕が長期の間に発生するが、長期の資料と、自然の状態にあわせた資料がなく、腐蝕疲労のデータ⁵⁹⁾を適用する時にわからないことが多い。

9) その他。

18.2 荷重が変動する場合の $\Sigma(n/N)$ について。

18.2.1 実験^{1 33)}

17でのべたように、何故かわからないが、計算寿命に比し、実際の寿命は著しく少いことがある。このことの原因を確かめる為に、次の実験を行った。

図75のようなパターンのプログラムを組みそれぞれについて、試験片の破断に対する $\Sigma(n/N)$ の低下が

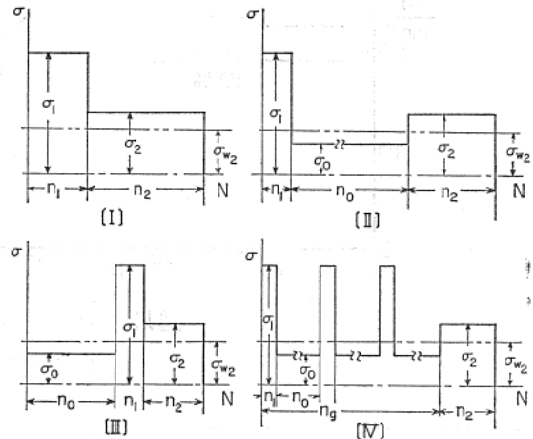


図75 荷重変動のパターン

どのようになるかを調べた。

用いた試験片は $c=0.34\%$ 鋼³⁴⁾ で V 形切欠試験片 ($\rho=0.35$, $d=10$ $D=15$) のものである。S-N 曲線を図76に示す。この図で“●”印は破断，“○”印はきず入り，“○”印はきずがないことを示している。

図75(I)のパターンで $\sigma_2=18$ kg/mm², $n_1/N_1^{**}=0.1$ として σ_1 をかえた時の破断に対する $\Sigma(n_i/N_i)$ の値を示したのが図77である。寿命低下のもっとも著しいのは $\sigma_1=(32\sim34)$ kg/mm² で、第76図からわかるように $(n_1/N_1)=0.1$ が丁度きれつ発生の限界点になる処である。

(n_1/N_1) を色々かえて $\Sigma(n_i/N_i)$ をもとめたのが図78である。図75のパターンで〔I〕,〔II〕,〔III〕何れのパターンでも、破断に対する $\Sigma(n_i/N_i)$ は0.55位迄しか低下しないことを示している。

そこで、図75(IV)のパターンについて実験してみた結果が図79である。 $\sigma_1=32$ kg/mm², $\sigma_0=11$ kg/mm², $(n_1/N_1)=4\times 10^{-3}$ とえらび σ_2 は 34 kg/mm² と 18 kg/mm² にえらんだ。まだ資料が少ないが、疲労限 ($\sigma_{wi}=12$ kg/mm² 以下の応力 $\sigma_0=11$ kg/mm² をなるべく多いくりかえし数加えることにより、 $\Sigma(n_i/N_i)$ はかなり低下することがみとめられる。

* $\sigma_s=40$ kg/mm², $\sigma_B=60$ kg/mm², $\epsilon=34\%$, $\phi=58\%$, $H_B=170$

** N_1 : σ_1 をいいかえした時破断迄のくりかえし数。 n_1 : σ_1 のくりかえし数。

* 神戸市生田区東川崎町 2-14

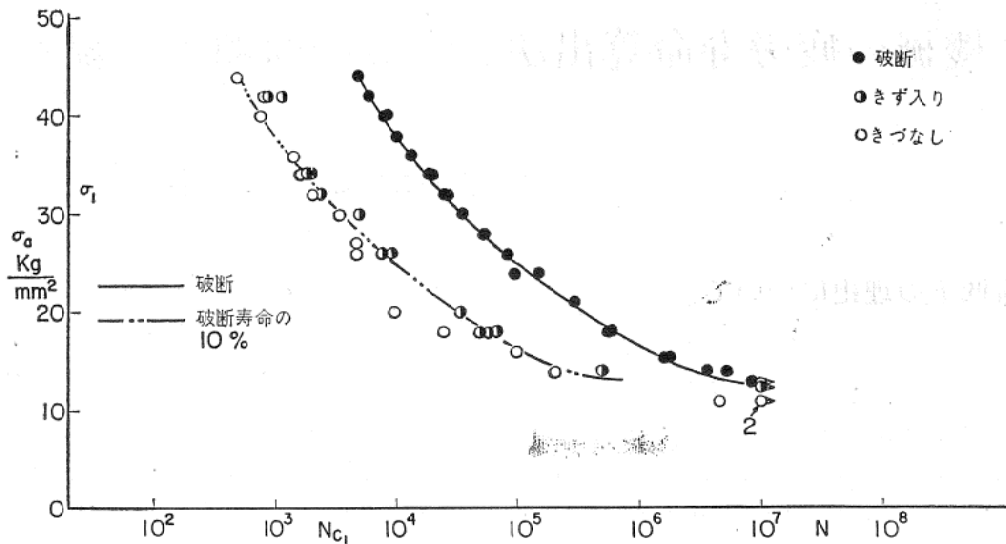


図76 きず入りおよび破断に対するS-N曲線
($\rho=0.35$; $d=10$; $D=15$, $c=0.34\%$ 鋼)

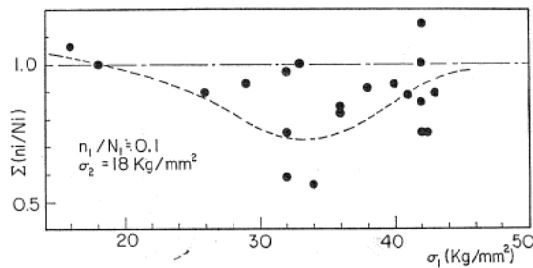


図77 [I]型応力変動パターンでの
 $n_i/N_i - \Sigma(n_i/N_i)$ の関係

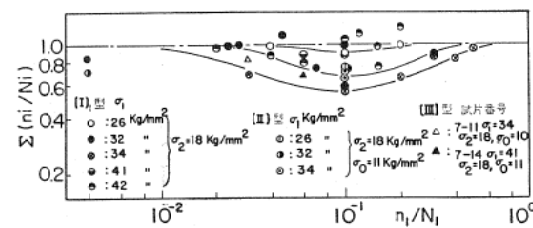


図78 n_i/N_i と $\Sigma(n_i/N_i)$ の関係

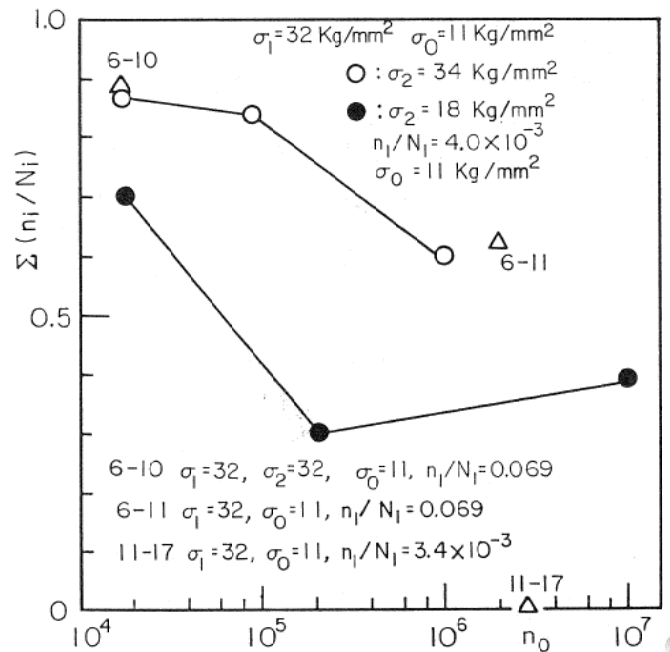


図79 [IV]型応力変動パターンによる実験結果
ン [IV] に相当する。パターン図80を用いた。

しかし乍ら、何れにしても、切欠試片の破断に関しては $\Sigma(n/N)$ は、17でのべたように (0.01~0.001) とはならないことがみとめられた。

18.2.2 実験2⁶⁰⁾

18.2.1でのべたように、切欠試片の破断に対して $\Sigma(n/N)$ をもとめた所、図75のパターン [IV] においてやや小さくなるが、実例でえられているような $\Sigma(n/N) = (0.01 \sim 0.001)$ は見出されなかった。

そこで、方針をかえてきずが入るか否かについて $\Sigma(n/N)$ ができるべく低下する条件をさがした。この時の応力変動のパターンは18.2.1の実験から図75のパター

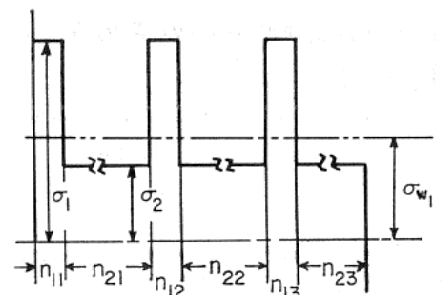


図80 応力変動パターン

実験結果の一例は第81図、表13である。この図で横軸は n_i で縦軸は $\Sigma(n/N)$ である。また、 $\sigma_1=32\text{kg/mm}^2$, $\sigma_2=11\text{kg/mm}^2$ で、 $n_{2i}>1.5\times 10^6$ とした。

$\sigma_2=11\text{kg/mm}^2$ の途中に $n_{1i}=3$ を3回挿入することにより、 σ_2 のみではきずが入らないのに、きずが入り、 $\Sigma(n/N)$ は0.004になることがわかる。すなわち、このように、 σ_{w1} 以下の応力を沢山加えることにより、 n_i/N_i

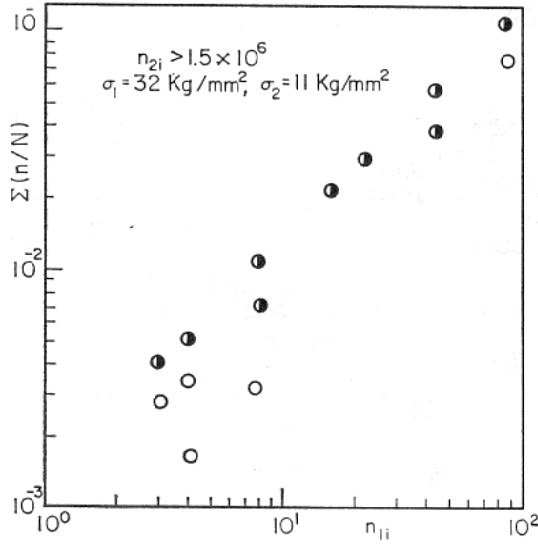


図81 σ_{1i} と $\Sigma(n/N)$ の関係
($\sigma_1=32\text{ kg/mm}^2$, $\sigma_2=11\text{ kg/mm}^2$ の時)

には寄与しない*が、 $\Sigma(n_i/N_i)$ には著しく影響を与えることがわかり、 $\Sigma(n/N)=0.01\sim 0.001$ の範囲に入る可能性があることがわかった。

17でのべたように、疲れ限度以上の頻度と全体の頻度の比が1に近づくほど、実例においても $\Sigma(n/N)$ が1に近いことがわかっているため、ここでは a として

$$a = \frac{\text{疲労限以上の応力の繰返し総数}}{\text{全応力繰返し数}}$$

なるものを想定し、 a ときず入りに対する $\Sigma(n/N)$ の関係を求めた(表13参照)。これを第82図にえがいた。ま

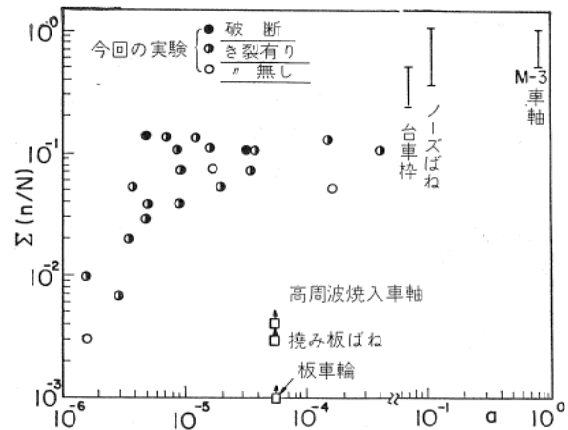


図82 a と $\Sigma(n/N)$ の関係

表13 $\sigma_1=32\text{ kg/min}$, $\sigma_2=11\text{ kg/mm}^2$

T.P. No.	n_{11}	n_{11}/N_{11}	$n_{21} (\times 10^5)$	$n_{22} (\times 10^5)$	$n_{23} (\times 10^5)$	a	$\Sigma(n/N)$
11-17	88	3.82×10^{-2}	30.29	20.57	30.00	326×10^{-5}	0.115
10-24	"	"	2.21	2.22	2.17	4.00×10^{-4}	"
10-26	"	"	19.80	30.36	20.03	3.76×10^{-5}	"
11-20	"	"	52.32	54.89	48.42	1.69×10^{-5}	"
11-18	"	"	100.05	90.57	003.45	8.98×10^{-6}	"
10-21	"	"	100.04	—	—	1.76×10^{-5}	0.076
10-17	44	1.91×10^{-2}	17.40	31.82	—	8.95×10^{-6}	0.038
11-22	"	"	2.21	2.48	2.27	1.89×10^{-4}	0.057
11-19	"	"	16.62	32.79	19.63	1.91×10^{-5}	"
10-23	"	"	82.20	102.82	156.70	3.87×10^{-6}	"
10-20	8	0.35×10^{-2}	82.84	17.47	36.15	1.76×10^{-6}	0.011
11-27	16	0.69×10^{-2}	82.99	17.49	35.94	3.52×10^{-6}	0.021
10-19	22	0.95×10^{-2}	82.33	17.46	36.10	4.85×10^{-6}	0.029
10-15	8	0.35×10^{-2}	36.21	18.96	—	2.90×10^{-6}	0.007
10-11	4	0.17×10^{-2}	34.38	16.48	—	1.57×10^{-6}	0.003
10-10	3	0.13×10^{-2}	84.19	15.08	40.42	6.44×10^{-7}	0.004
10- 9	"	"	84.74	18.65	—	5.83×10^{-7}	0.003
10- 1	4	0.17×10^{-2}	83.06	—	—	4.81×10^{-7}	0.001
11-15	"	"	83.75	15.23	40.40	8.63×10^{-7}	0.005

* $N_i = \infty$ であるから、 $n_i/N_i = 0$ 。

た、第82図には、ごくわずかの事例であるが、事例も記入しておいた。

事例では、 $a \approx 10^{-4}$ で $\Sigma(n/N)$ が (0.01~0.001) の範囲に入っているのに、この試験の例では、 $\Sigma(n/N)$ が (0.01~0.001) の範囲に入るのは、 a として ($10^{-5} \sim 10^{-6}$) である点がことなる。

この理由については、今後、色々のパターンについて実験を行はねばならぬが、また、一つには材料の影響があるように思われる。

即ち、図82の $\Sigma(n/N)$ の小さいのは高周波焼入車軸、撓み板はね何れも硬度が高いこと、また板車輪も炭素量が多いことなど考えると、硬度の高い、抗張力の高いものほど $\Sigma(n/N)$ が1より減少することは図9の例から考えても首肯しうる処である*。

何れにしても、図82のような資料があれば、17でのべたように、 σ_d-n 線図と $S-N$ 線図があり、この両者から、 a が求まれば、 $\Sigma(n/N)$ の修正係数を推定しうる。今後多くの実験にまたねばならぬが、現時点でひいた a と $\Sigma(n/N)$ の関係図は図83に示す。

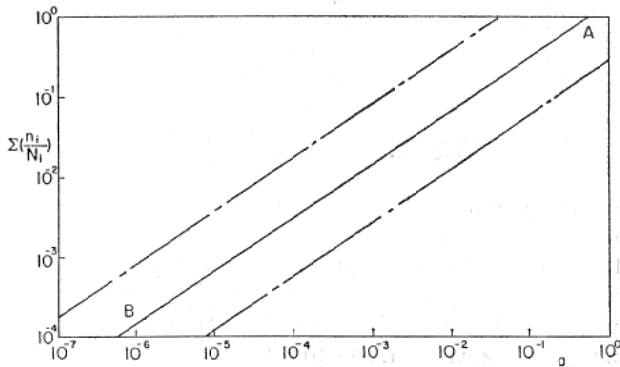


図83 a から $\Sigma(n_i/N_i)$ を求める方法

18.2.3 実験3

図84のように疲れ限度以下の応力のくりかえし数の大きいプログラム**をつくり、これについてのS35C、平滑材についての河本博士ら⁶¹⁾の実験を照会する。

実験結果をまとめたものが図85である。この図で σ_5 (最大曲げ応力) は σ_1 (最小応力) の2倍にとっているので、 σ_5 が $2\sigma_w$ 以下であるということは、最も頻度の多い σ_1 が疲れ限度以下であることを意味する。

この図にみるように、 σ_5 が $2\sigma_w$ 以上のときは

* きれつが入る前に応力のかえた時、軟鋼では重ね合わせ則が成立するが、中炭素鋼では平行則になっている。即ち、後者の方が寿命がちぢまっていることを示す。

** この図で $\sigma_5=2\sigma_1$, $\sigma_4=1.75\sigma_1$, $\sigma_3=1.5\sigma_1$; $\sigma_2=1.25\sigma_1$ である。

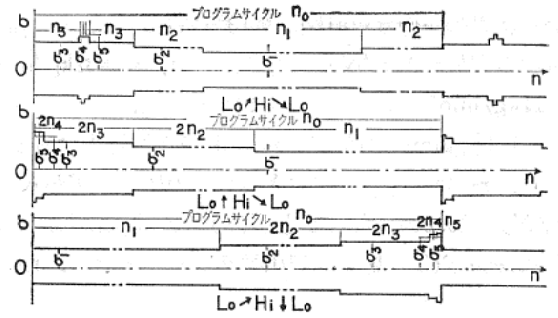


図84 荷重のプログラム順序 (五応力レベルの多段多重くりかへし応力)

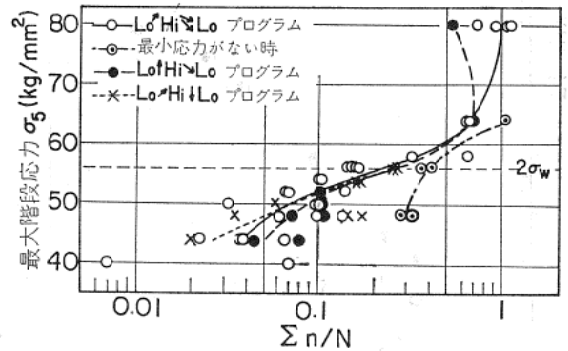


図85 最大応力と $\Sigma(n/N)$ の関係

$\Sigma(n/N)$ は1に近く、小さくみても0.3以上であるが、 σ_5 が $2\sigma_w$ より小さくなるに従って、すなはち、疲労限以下の応力の頻度の全体にしめる割合が多くなる程、 $\Sigma(n/N)$ は小さくなり、甚しい時には0.01になるものがある事がみとめられる。

波形の変化を考えなくても、荷重が変動し、疲労限以下の応力の頻度が大きくなった時、 $\Sigma(n/N)$ は著しく小さくなる事がある。

このことは17でのべた事例と比べても納得のゆく事で、発生応力が疲れ限度に比べて高いものは計算寿命と実際の寿命が比較的良好にあっていくといえる。

ただ、ここで問題は図82や図85のような資料を出すのは大変な苦勞が要り、才月が非常にかかる。

試験方法をよくよく考えないとすぐの役にはなかなかたたないという事である。

何れにしても、実際の機械と同じように、応力をさげ時間をかけて実験をしないと真実に近い資料はえられない。

このような実験を沢山やると実際の機械の寿命が計算より短かくでることの理由の一つがわかるであろう。

将来は、クリープ試験と同様、年単位の長期疲労試験が必要であろう。

19. 疲労強度のもとめ方について

17でのべたことから $S-N$ 曲線と $\sigma-n$ 曲線がみつか

れば、寿命を計算しうる。しかし、これらをもとめることは実際にはそうたやすいことではない。

この中でも疲労強度については、14でのべたようにばらつきがあることと、14の値とても小さい試験片のものであるから、実際の品物についての疲労強度のばらつきについては殆んどわかっていないといつてよい。

特に、大形部品や特殊な形状のものについてはなおさらである。

ここに、S-N 曲線をもとめるに際して注意すべき事を経験からてらして、二、三のべてみよう。

19.1 車軸について

19.1.1 小形試験片による方法

表面硬化車軸や普通車軸について、実物について疲労試験すること⁴⁹⁾がのぞましいが、試験装置がないと仲々実験をすることはでき難い。

そこで、表面処理方法のよしあし、仕上げ精度の影響などをみる為に次のような実験方法をとるとよい。

第86図のようにして第87図のような蒲鉾状の試験片をきり出して、これを用いて平面曲げ疲労試験をすると、表面の硬化層の疲労強度をもとめる。

第88図⁶²⁾の実験例は新幹線車軸から切り出した試験片

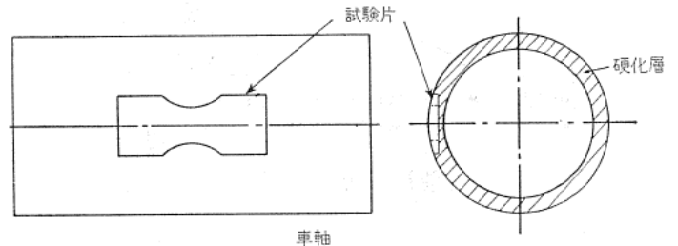


図86 高周波焼入車軸より平面曲げ疲れ試験片を切り出す方法(模型図)

表14 疲労試験結果

I オーバーハンダ

○ きずなし ● きず部分的にあり ●● きず全周あり

熱処理	試験番号	繰返し数	内ボス		外ボス		応力 Kg/mm ²	軸製社	軸番号	試験速度 Km/h
			ファイレット	テーパ	ファイレット	テーパ				
Q.T	13	1.16×10 ⁴	○	○	○	○	10.2	住友	W61231-2-5	60
"	8	1.01×10 ⁵	○	●	●	○	10.2	"	W6392-1-5	55-60
"	6	2.54×10 ⁵	●	●	●	○	10.2	"	W6363-12-4	70-80
"	17	5.29×10 ⁵	○	●	●	○	7.8	"	W61231-6-6	60
"	16	1.32×10 ⁶	●	○	●	●	7.8	"	W61231-3-1	55
"	3	2.54×10 ⁵	●	●	●	●	10.2	"	W6363-5-2	65-75
I.H.	5	2.56×10 ⁶	○	○	○	●	10.2	住友	W6662-11-2	55-100
"	14	2.97×10 ⁶	○	○	●	●	10.2	"	W6662-3-4	50-75
"	9	5.00×10 ⁵	○	●	●	●	10.2	"	W6549-9-8	55-100

II スタンダード形

熱処理	試験番号	繰返し数	内ボス		外ボス		応力 Kg/mm ²	軸製社	軸番号	試験速度 Km/h
			ファイレット	スタンダード	ファイレット	スタンダード				
Q.T.	11	1.00×10 ⁶	●	●	●	●	10.2	大宮工場	M31194-5-2	65-100
"	7	1.19×10 ⁶	●	●	●	●	10.2	"	シ40-10-OM-QA	55-75
"	4	2.36×10 ⁵	○	○	○	●	10.2	"	W4182-11-6QA	90-75
I.H.	15	9.96×10 ⁵	○	○	●	●	10.2	住友	W6360-10-3	55-75
"	10	2.50×10 ⁵	○	○	●	●	10.2	"	W6952-9-1	50-100
"	12	7.75×10 ⁵	○	○	●	●	7.8	"	W6914-11-4	55-70

- 1) 試験番号 No. 10 以外の外ボスは全て焼入焼戻しである。
- 2) 軸製作社のうち「住友」は住友金属工業であり、「大宮工場」は国鉄大宮工場（この場合は、加工、圧入作業）の意味である。
- 3) 熱処理のうち「Q.T.」は焼入焼戻しの意味であり、「I.H.」は高周波焼入の意味である。
- 4) 外ボス、ファイレット・テーパ、スタンダードの意味は、内ボスがファイレット・テーパ、スタンダード側であることを示す。外ボスはすべてストレート形である。

についての平面曲げ疲労試験結果で、表面の材質の疲労限は $\pm(45\sim 50)\text{kg/mm}^2$ あることがみとめられる。

表面より少し入ると第89図のように硬度がおちている

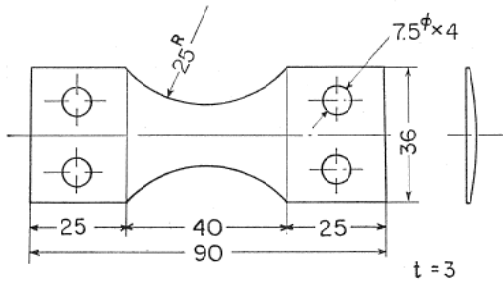


図87 板状試片形状

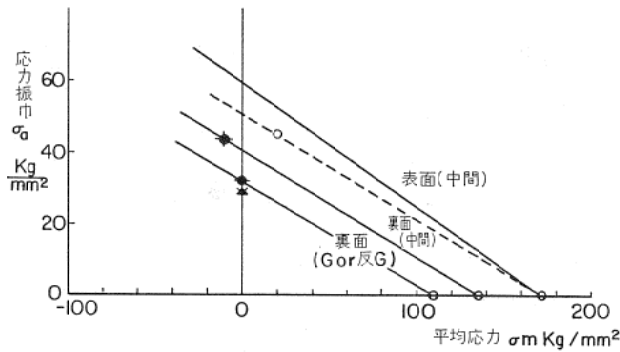
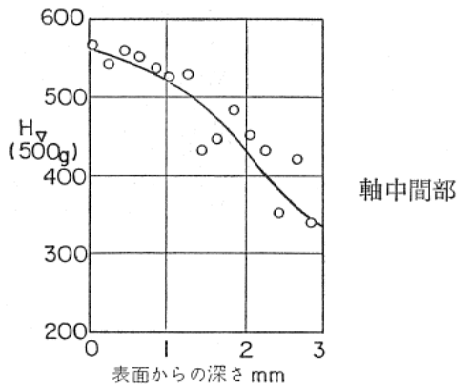
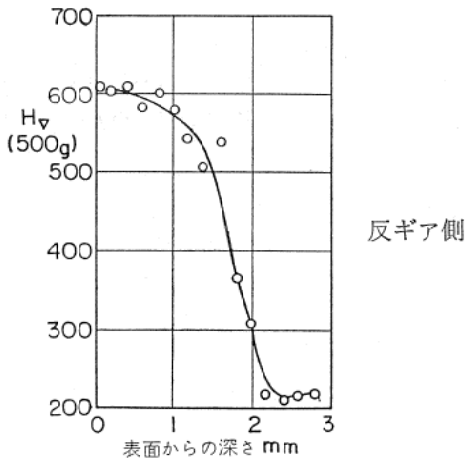


図88 新幹線車軸表面より切り出した試片の平面曲げ疲れ試験結果



軸中間部



反ギア側

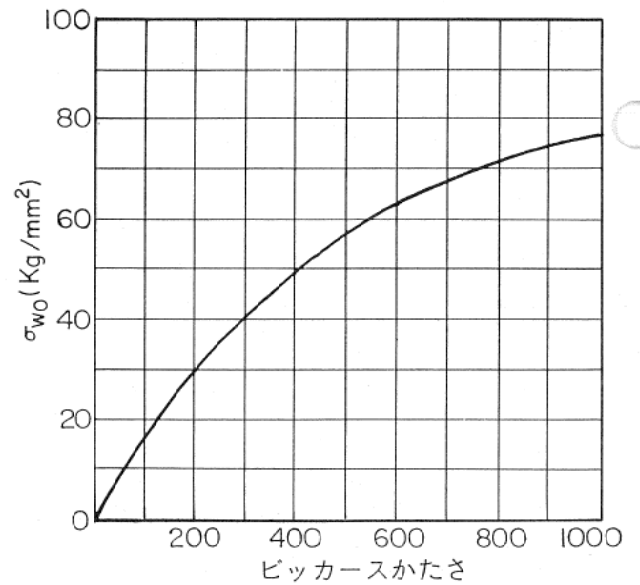
図89 高周波焼入車軸断面硬度分布

時には疲労限もひくく、平均応力を加えないと内方からき裂が入る。第38図の裏面というのはそのような場合である。

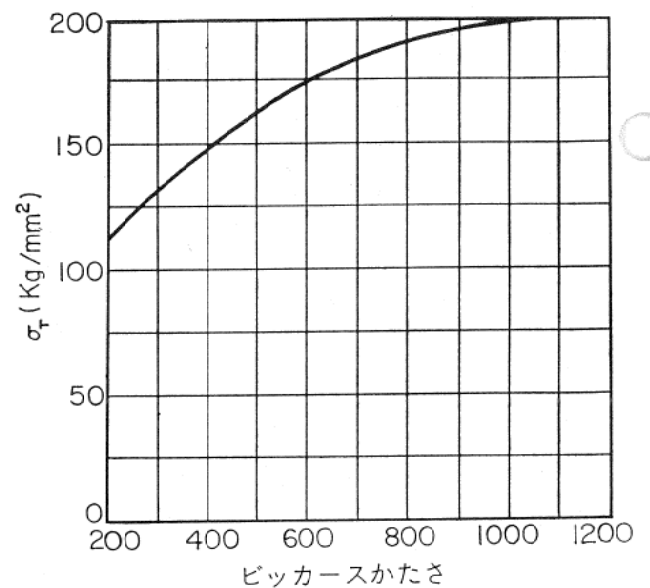
なお、第88図での実線は硬度に対して、曲げ疲れ限度および真破断力を提案しているが、(第90図参照)⁶³⁾それからひいたものである。

第90図の資料が、凡その値をもとめる時には充分であることがわかるであろう。

なお、圧入の影響を模型的にみるには第91図のような試験片をつくって実験するとよいが、正確には実物によるなり、フレットング疲労試験機⁶⁴⁾を用いて実験するとよい。



(a) ビッカースかたさと σ_{w0} の関係図



(b) ビッカースかたさと σ_T の関係図

図90 かたさと疲れ、真破断力の関係

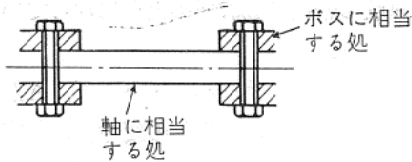


図91 ボルトのしめ方で面圧を加減する

19.1.2 実物による疲労試験

疲労試験をする場合、通常は試験機の都合で小形試験片を用い、また、実物について行う時も模型化された試験機を用いて行う。

このような場合に、筆者の経験からきがついた点について二、三のべてみよう。

a) 圧入試片の寸法効果

普通の切欠試験片や平滑試験片でも、寸法効果といって、寸法が大きくなるにつれて疲れ強度が低下することがいわれているが⁴⁸⁾、圧入試片は特に甚しい。

図54は圧入試片の疲れ限度 (σ_{w1} および σ_{w2}) と直径の関係である。

直径が大きくなるほど、 σ_{w1} が低下しているのがみとめられる。

“△”印は焼ならし、焼なまし、焼入焼戻し軸についてのもので、“●”印、“○”印は高周波焼入軸についてのものである。後者の方が方法効果の影響は大きい。

未焼入軸の場合、直径 10mm の圧入試片の σ_{w1} が 18 kg/mm² あるのに、直径 200 mm になると 6 kg/mm² 程度になる事実はよく頭に入れておかないと思はぬ失敗をすることを示している。

b) 実物大の模型試験片による疲れ強さと実物の疲れ強さの差。

実物大ではあるが図92のような概念図の片持梁式の疲労試験機によって疲労試験をした場合と、車輪をはめた状態での実物による疲労試験結果 (試験方法の概念図は図93(A)) を比べたのが図94⁴⁹⁾である。

また、図95⁴⁹⁾は直径と高周波焼入圧入試片の β_f * の関係を示すもので、“⊗”印は実物輪軸による試験資料、他

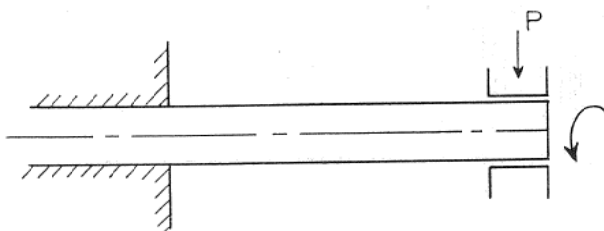


図92 片持梁式回転曲げ疲労試験機模型図

* β_f は試験材の硬度と残留応力から平滑材の疲労限度 (σ_{w0}) をもとめ、実験から σ_{w1} がもとめられるので、(σ_{w0}/σ_{w1}) を β_f としたものである。

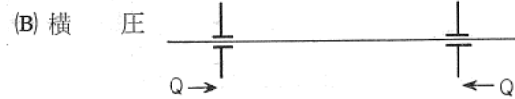
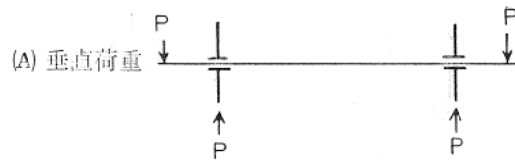


図93 車軸に働く外力の種類

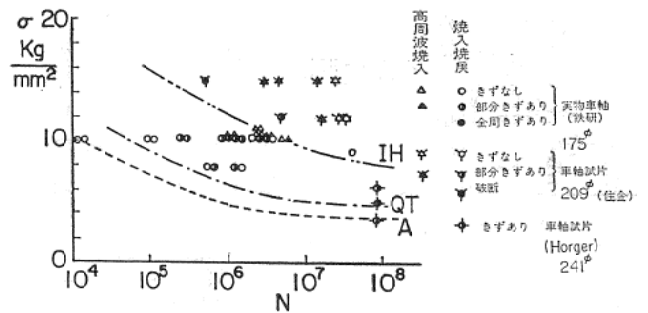


図94 圧入試片の疲労試験結果(実物輪軸と試験片の差)

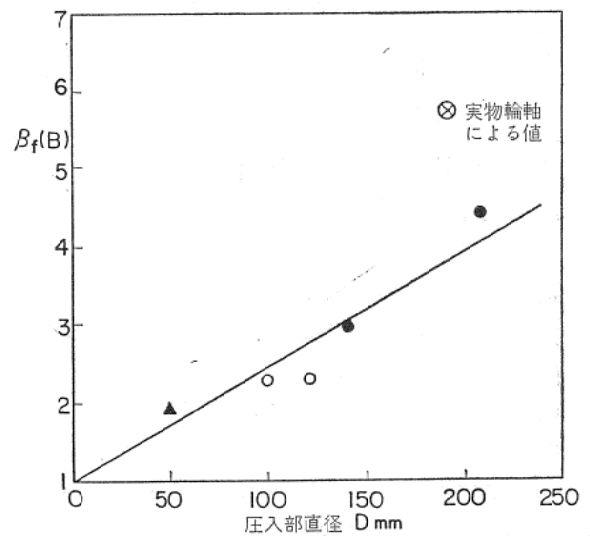


図95 高周波焼入軸の直径と β_f の関係

の印は回転曲げ疲労試験によるものである。

β_f が大きい事は疲れ限度がひくいことを示す。

図94、図95の何れにしても輪軸に組立てて行った方が寸法は同一でも試験片によるものより疲れ強度がひくい事がわかる。

従って、寸法効果によって a) で示したように疲れ強度がひくくなり、また実物大であっても模型的なものと実物とではその疲れ強さが異なることは充分きをつけなくてはならぬ事である。

c) 形状の影響について

車軸の場合、車輪と車軸との相対的な形状によってそ

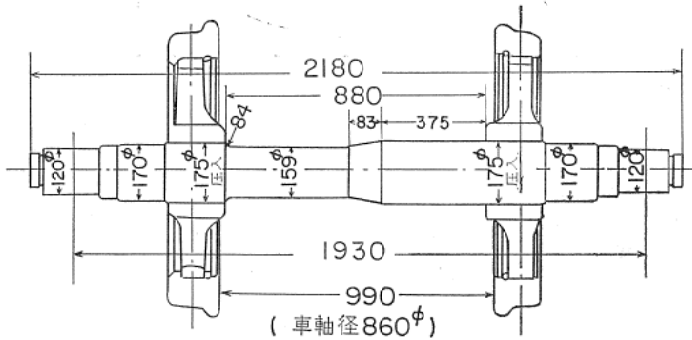


図96(a) 疲労試験用輪軸 (スタンダード形)

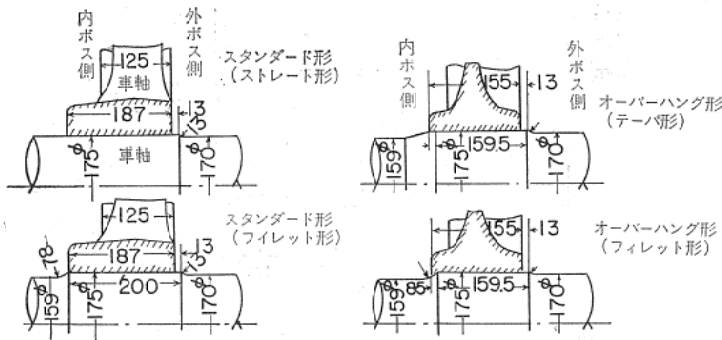


図96(b) 車軸圧入部形状

表15 圧入部の形状による応力集中率と相対じり比較

形状	応力集中率	相対じり
スタンダード	小	大
オーバー・ハング	大	小

の σ_{w1} はかなりことなる。

鉄道技研で試験した形状は図96(a)のようで、試験結果は表14に示す。

試験結果にみるように、オーバー・ハングという形状の方がきれつが入る迄のくりかえし数は少ない。

ところが実際に使用した結果では、ヨーロッパではオーバー・ハングの方がよいといっており⁶⁵⁾、また吾が国の高周波焼入車軸においてもオーバー・ハングの方が成績がよいようである。

実物についての実験結果と実際の使用の結果が何故反対になるのか考えてみる必要がある。

重要な一つの条件は、疲労試験を行う応力は時間の関係で応力の高い所でおこない。即ち $\sigma = (8 \sim 10) \text{kg/mm}^2$ の所でおこなっているのに、実際の車軸に働いている応力で最頻値を示すのは $(2 \sim 4) \text{kg/mm}^2$ であり、また前者は通常とりかえし数は 10^7 回以内、後者は $(10^8 \sim 10^9)^*$ である。

応力の大小、またはくりかえし数の寡多によって疲れ

* 250万キロで大体 10^9 を示す。

試験の結果は図97¹⁵⁾のようになっていると考へられる。

図97でBがオーバー・ハング、Aがスタンダード形である。圧入部の疲労強度を支配するのは、圧入端部の応力集中と、圧入端部でのじり(以下 δ とす)と考とえられ、応力の高い所では応力集中が、応力のひくい所では δ がきくと考

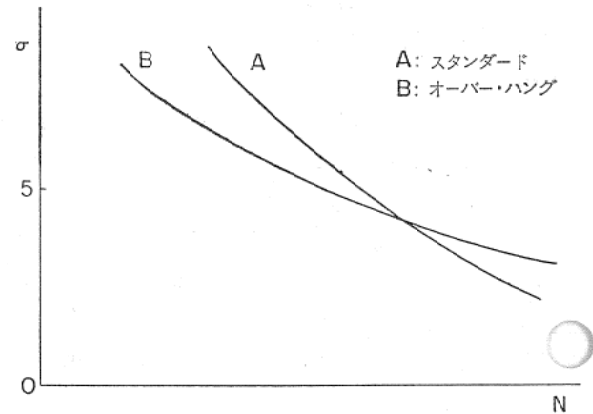


図97 車軸圧入ボス端形状のきれつ入りに対する S-N 曲線の傾向図

え、形状による相対的ななら因子の傾向は表15のようであると上記のことが了解される。

d) 相対じりについて。

c) でのべたように、形状によって δ のことなることが圧入部の σ_{w1} に関係があるようである。また、 δ は圧入部の寸法効果と密接な関係がある。

δ についての実測値については殆んど資料がないが、吾々の測定した資料を図98⁶⁶⁾に示す。

実験によってかなりばらつきはあるが、 δ はオーバー・ハング形がスタンダード形に比べて小さく、またスタンダードフィレットとスタンダードストレートでは予想に反して前者の方が若干少ないようにみうけられる。

また図98からばらつきはあるが、凡そ次の式が成立することがわかる。

$$\frac{\delta}{D} = k\sigma \quad (4)$$

若し、 δ によって Fretting Corrosion が発生し、 δ がある一定値 δ_c になるとき裂が発生すると考えると、上式は圧入部の疲れ限度を規定する式にもなる。

(4)式をかきかえて

$$\log\left(\frac{\delta_c}{k}\right) = \log D + \log \sigma_{w1} \quad (5)$$

かき直して

$$\log \sigma_{w1} = A - \log D \quad (6)$$

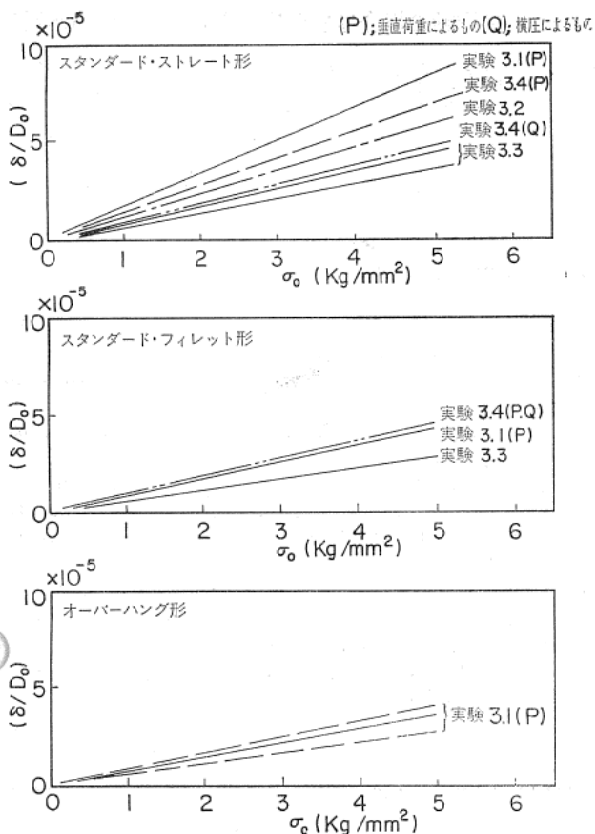


図98 σ_0 と (δ/D_0) の関係

この式のような形で実験点を書き直したのが、図54である。

δ と疲労限の関係については西岡らの実験があり⁶⁷⁾、図99~101に示す。この実験では最小の疲れ限度を示す δ があり、また、きず入りに対しては平均応力の影響はなく、また高周波焼入材の方が焼ならし材より σ_{w1} が高いことが認められる。

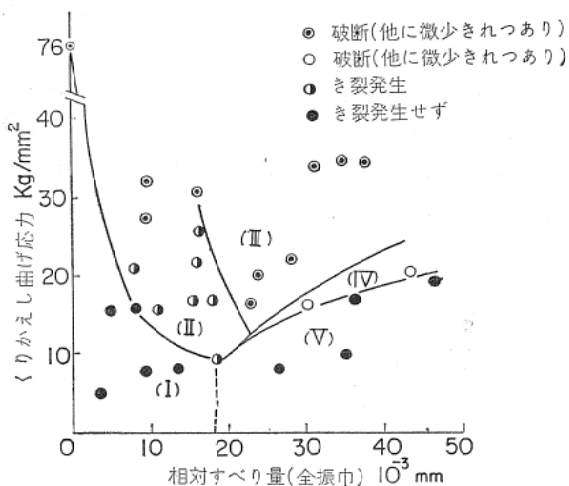


図99 フレッシング疲れ強さに与える相対すべり量の影響 (西岡らによる)
(高周波焼入試片で、平均応力0の場合)

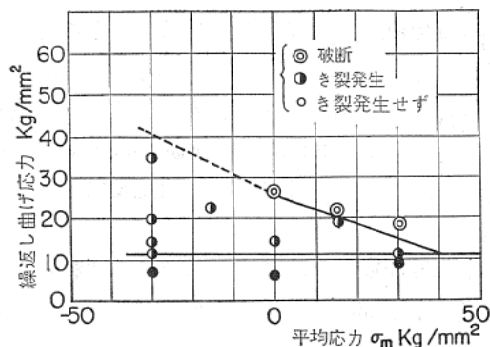


図100 耐久限度線図 (高周波焼入材相対すべり0.01mmの場合) (西岡らによる)

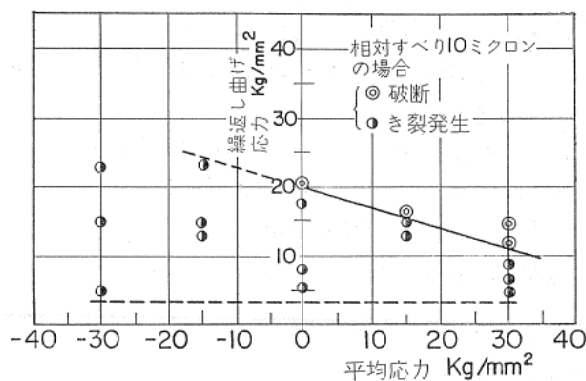


図101 耐久限度線図 (焼ならし材)
(西岡らによる)

e) 再び実物の疲れ強さについて

b) でのべたことであるが、実物になるとかなり、疲れ強度が低下してくる。その理由は色々考えられるが、d) でのべたこと、関連して次のことが考えられる。即ち、図102⁶⁸⁾は車輪を車軸から抜いた時の車輪ボスの切線方向の応力のばらつきをしらべた資料である。

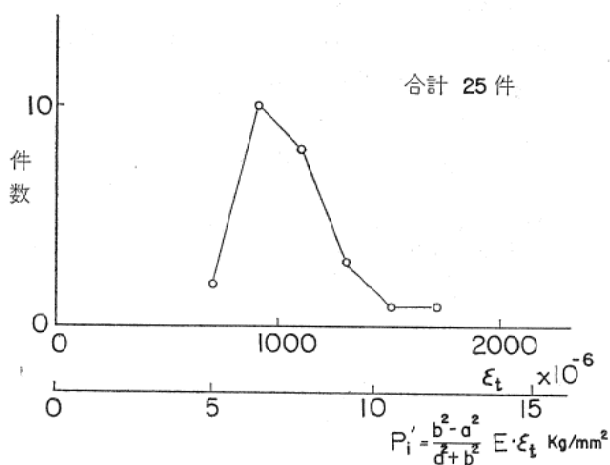


図102 嵌合部ボス切線応力又は面圧のばらつきのチータ

切線方向の応力がばらついているということは面圧のばらつきもあるだろうという事を示しており、面圧のばらつきがあると、d)でのべた δ もばらつきがあるであろう。さすれば、図99に示した σ_{vol} が最小になる δ の発生する確率がふえるであろうことは想像にかたくない所である。

次に、図96(a)の内ボスと外ボスでその疲れ強さが異なることである。図55は現時点での内ボス及び外ボスについてのれきつ入りに対する $S-N$ 曲線をかいたもので、同一応力でも外ボスの方が早くきずが入ることを示している。

その理由については今の処ははっきりしないが、少くとも之迄、内ボスも外ボスも同じような疲れ限度を有しているとして取扱っていた事については注意しなくてはならぬであろう。

また、同じく内ボスについても、図93に示すように荷重のかかり方がことなるので垂直荷重によりてきずの入る限度とレールから車輪に加はる横圧によりてきずの入る限度は厳密にいうこととなるであろう。

勿論、推進軸の場合はまた応力や δ の発生原因が異なるので図94の資料とはことなる筈である。ここにのべたようなことは、従来は大して気にもとめなくて取扱ってきたことであるが、詳しい応力や荷重のかかり方が明らかになるにつれて問題となることである。

文 献

- 57) 中村, “機械部品の残留応力について”, X線応力測定に関する討論会, 材料学会, 山陽技術振興会 (昭. 39. 11) p. 85
- 58) 中村, 甘粕, 湯田, 機論, Vol. 27. No. 173 (昭36. 1) p. 47
- 59) 例えば, 機誌, Vol. 67. No. 546 (昭39. 7) p. 1029
- 60) 中村, 堀川, 田中, 機械学会講演論文集, No. 263 (昭44. 4) p. 277
- 61) 河本, 柴田, 石川, 材料 Vol. 17, No. 173 (昭43. 2) p. 103
- 62) 田中, 中村他, 近く発表
- 63) 中沢, 中村, “軸と軸継手の設計, オーム社,” (昭41. 9) p. 117
- 64) 西岡, 西村, 平川, 機論 Vol. 33, No. 253 (昭42. 9) p. 1344
- 65) 中村 “第1回国際輪軸会議に出席して”, 鉄研速報, 64—325(昭39. 12)
- 66) 中村, 田中, 矢口, 初野, “実働応力と疲れ強さ(その17)”, 機論に投稿中
- 67) 西岡, 平川, 機論 Vol. 34, No. 263 (昭42. 7) p. 1183
西岡, 平川, 機械学会講演論文集, No. 188 (昭43. 4) p. 205
- 68) 鉄研・車両構造研究室未公表

17頁より続く。

用している会社の意見では、電気の場合、運転、保守、制御が簡単、きれいである。設備費が安いが運転費が高くつくと言っている。

(3) 冷暖房時間

全年24時間、冷水及び温水又はスチーム等を供給しているものが非常に多い。

一部においては、5～9月までは冷水、10～4月まではスチームを同一のパイプを使って期間を分けて送っているものがあるが、大部分は年間24時間いつも冷水、温水又はスチームを送っており、完全な空気調和を行っており、いつでも好きな時に好きな温度、湿度に調節する事が可能となっている。

(4) 地域冷暖房実施の地域の特色

ほとんど例外なく新市街地の建設とか都市改造の機会に実施している、

既成都市に於いて各ビルに冷凍機を既に装置して

いる場合には仲々需用家の賛同が得にくい。

地域冷房が個別冷房より長い目で見れば有利であるのは理解出来ても、現在機能のあるものは容易にすてきるのがむつかしい様である。

7. む す び

人類の進歩と調和をテーマとした日本万国博において好ましい人間の生活環境を作り出すものとして地域冷房を計画しているが、何しろ大規模のものとしては日本初めてのものであり、今後、色々解決すべき技術的問題も出て来ることが予想されている。関係各位の助言を期待してやまない。

最後に、基本設計をお願いした早稲田大学尾島博士、実施設計を担当された三菱地所の方々、万博の地域冷房実現に努力された関係者の皆様方に厚くお礼を申し上げる次第である。