

電気機関車用高周波焼入歯車の曲げ疲れ強さ

Bending Fatigue Strength of Induction Hardened Gears of Electric Locomotives

吉 武 博 之* 早 山 徹*
Hiroyuki Yoshitake Tôru Hayama

要 旨

電気機関車の減速装置に用いられる大形高周波焼入歯車(モジュール 12~15, 外径約 850)について実物疲れ試験を行ない, 設計, 材料, 熱処理, 工作などについて検討した。

実験結果によれば, 材料の多少の炭素含有量の差, 多少の熱処理条件の差, モジュールの差などが疲れ強さに及ぼす影響はほとんどなく, これに対し歯底あらさの影響が比較的大きいことが明らかとなった。

また求められた疲れ限度をもとにして, 正逆転歯車, 中間歯車の許容応力を検討した。

1. 緒 言

最近の電気機関車の高出力化, 軽量化の動向に伴って, これに使用される減速歯車は高い強度と高度の信頼性が要求されるようになってきている。電気機関車用大歯車には従来より中炭素鋼高周波焼入歯車が広く使われているが, このような表面硬化歯車では摩耗の問題よりむしろ歯元の曲げ疲れ強さから許容伝達能力が決定される場合が多い。

歯車の歯元の曲げ疲れ強さに関する研究は, かなり多くの研究者によって広く行なわれているが⁽¹⁾⁽²⁾, これらはほとんどモジュールの小さい歯車かもしくは径の小さいピニオンに限られている。

歯車に高周波焼入などの熱処理を施す場合, その歯車の寸法, 形状によって焼入効果の異なることが予想されるので, 小形歯車または試験片の実験結果をそのまま大形歯車に適用することは危険であると考えられる。そこで本研究では大形実物歯車をそのまま疲れ試験できるような試験機を特に設計製作し, 電気機関車用高周波焼入歯車の実物疲れ試験を行なったものである。

2. 供 試 歯 車

供試歯車は表 1 に示す 10 個の歯車である。歯車の諸元は表 2 に示すような A, B の 2 種類で, モジュールはそれぞれ 12, 15 とした。

材質は S40C および S45C で, S45C のうち 2 個は特に製鋼方法に注意を払ったものである。それぞれの材質に対する化学成分, 機械的性質を表 3, 表 4 に示す。

焼入はいずれも全周一発高周波焼入を行なったものである。ただし焼入条件の疲れ強さに及ぼす影響を調べるために, 焼入条件を 2 種類にかえた。表 1 にはこの焼入条件を I, II として示した。

供試歯車のマクロ腐食による硬化層形状の一例を図 1 に示す。かたさ分布は焼入条件, モジュールなどによって若干異なっており, それぞれの歯元すみ肉部の表面かたさ, 硬化深さ(ヴィッカースかたさが 400 をわる点までの深さ)を表 1 に併記した。心部のかたさはどの歯車についても一様で約ヴィッカース 250 である。

図 2 に歯面, 歯元の顕微鏡組織写真の一例を示す。歯元表面の組織にはいずれの歯車についても若干の未溶解フェライトが認められた。

歯底表面の仕上げはボブ切りのまま(あらさ約 18 μ), とそれをさらにペンシルグラインダにて, あらさ 6 μ まで仕上げたものの二とおりとした。なおペンシルグラインダによる歯底仕上げはいずれも高周波焼入の前に行なった。

また疲れ試験を行なうに先だって, 磁粉探傷法により焼割れの無いことを確認した。

* 日立製作所機械研究所

表 1 供 試 歯 車

No.	歯 車 諸 元	材 質	焼 入 条 件	歯底あらさ (μ)	歯元表面か たさ (H_v)	硬化層深さ (mm)	残留応力 (kg/mm ²)
1	A	S40C	I	6	553	1.6	-50
2	A	S40C	I	18	514	1.4	-55
3	A	S45C	II	18	578	1.9	-45
4	A	S45C	II	6	605	2.0	-45
5	B	S45C	I	18	489	1.4	-44
6	B	S45C	I	6	565	1.6	-33
7	B	S40C	II	6	517	1.8	-94
8	B	S40C	II	18	509	1.8	-55
9	A	**S45C(S)	II	6	—	—	—
10	B	**S45C(S)	I	6	588	2.5	—

* 表 2 参照

** 特に製鋼に注意した S45C

表 2 供 試 歯 車 諸 元

		A	B	
歯	型	ナ	ミ	バ
モ ジ ュ ー ル		12	15	
圧 力 角		20°		
歯 数		69	55	
刻 み 円 径		828	825	
歯 先 円 径		852	855	
歯 幅		150		
ア デ ン ダ ム		12	15	
転 位 係 数		0		

表 3 供試歯車材の化学成分 (%)

材 質	C	Si	Mn	P	S
S40C	0.39	0.29	0.78	0.015	0.007
S45C	0.45	0.27	0.74	0.014	0.006
S45C(S)	0.44	0.29	0.79	0.011	0.009

表 4 供試歯車材(非焼入部)の機械的性質(平均値)

材 質	降 伏 点 (kg/mm ²)	引 張 強 さ (kg/mm ²)	伸 び (%)	絞 り (%)	シャルピー値 kg-m/cm ²
S40C	44.3	70.1	23.4	44.7	6.8
S45C	42.9	70.4	23.7	41.7	6.4
S45C(S)	49.0	77.2	18.0	35.1	3.4

表 1 における残留応力は歯元にひずみゲージをはり, 歯を放電加工によって歯型に沿って切り出し, さらに腐食によって厚さ約 1 mm まで薄くして, それまでに開放されたひずみから残留応力を求めたものである⁽³⁾。残留応力はいずれも圧縮で, 中にはかなり高いものもあるがだいたい -50 kg/mm² 程度である。

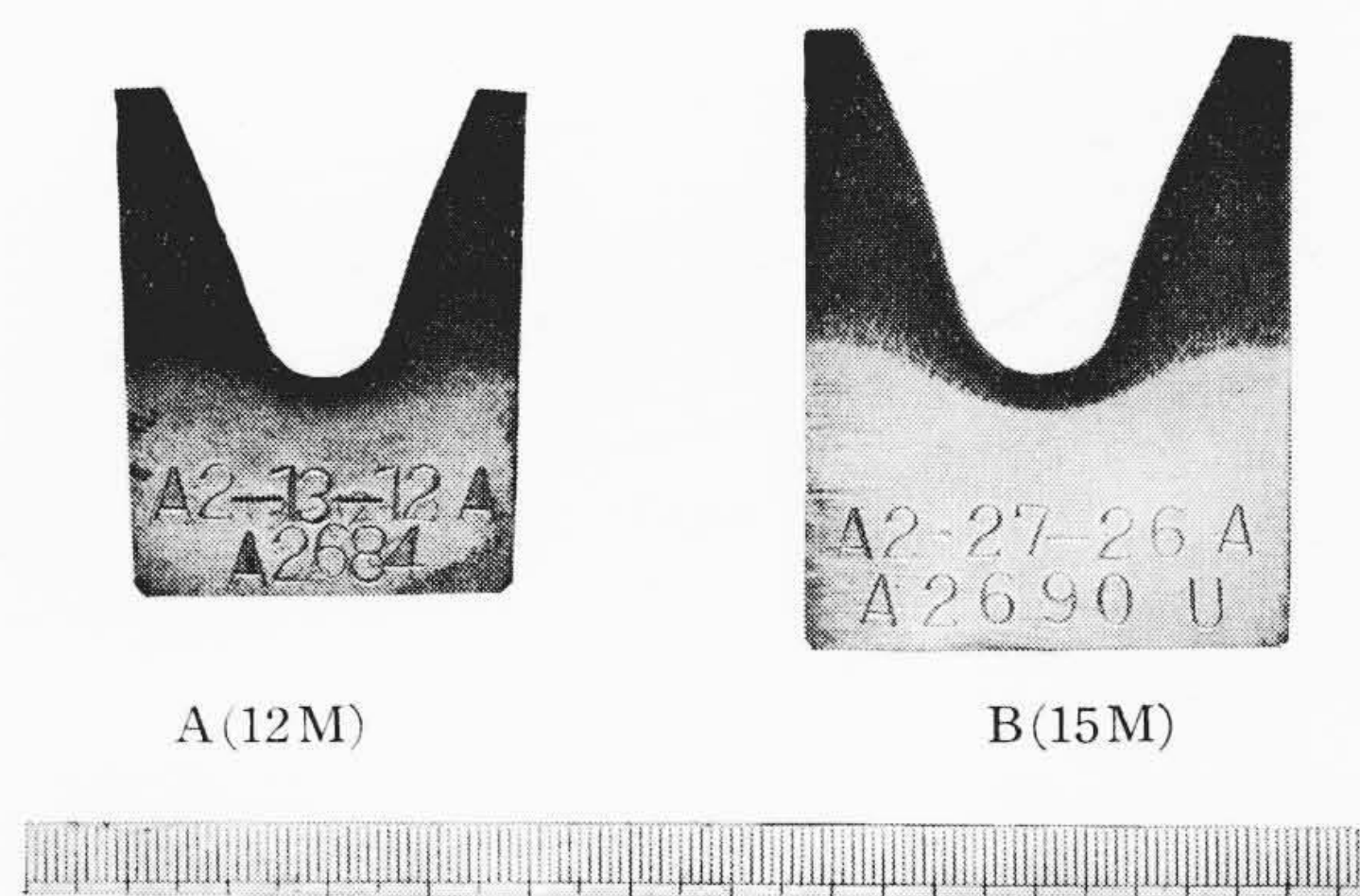


図1 供試歯車断面のマクロ腐食による硬化層形状

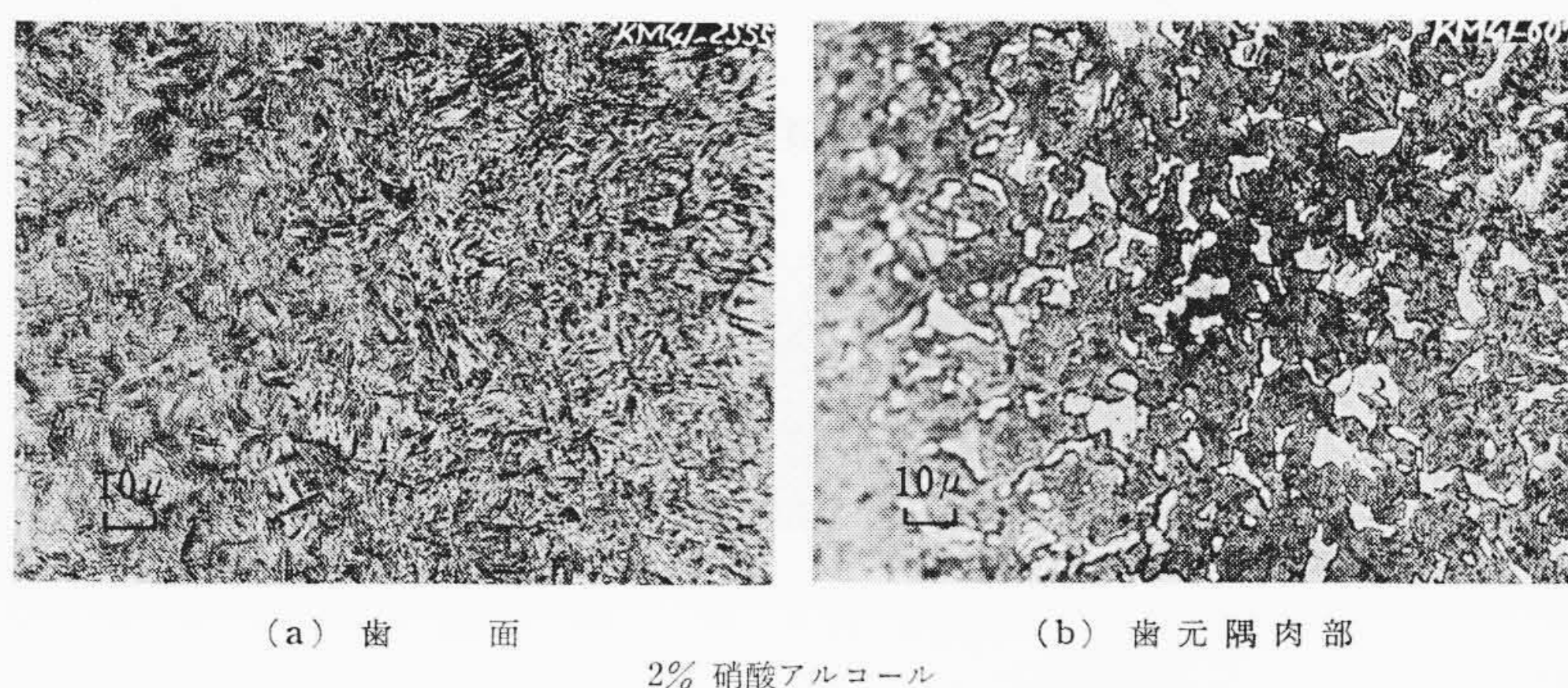


図2 供試歯車歯面および歯元すみ肉部表面の顕微鏡組織写真

3. 疲れ試験

3.1 疲れ試験機

実験に使用した試験機は100 t ジャッキを取りつけた歯車曲げ疲れ試験機で、油圧源としてはアムスラ形パルセータを使用した。

その本体の部分を図3に示す。この試験機は大形歯車曲げ疲れ試験用に特に設計製作されたもので外径600~900 mmφ 歯幅~160 mm程度の歯車を疲れ試験することができる。荷重は圧縮片振りで、適当にはなれた2枚の歯をはさむような形式で加えられている。荷重の大きさはロードセルよりひずみ計を介して読みとるようにしてある。

歯幅方向の応力分布をできるだけ一様にするために二つの荷重片はピンでささえられ、荷重片が歯幅方向にある程度自由に回転するようにしてある。

繰返し速度は200~600 cpm である。

3.2 歯元応力

供試歯の疲れ試験中の荷重条件は、2枚の歯が歯車軸中心を含む水平面に対して対称に荷重されている限り、歯車諸元とはさむ歯の枚数によって決まってくる。

この荷重条件を模型的に示すと図4のようになる。

ここに、 r_p : ピッチ円半径

r_g : 基円半径

2γ : 2枚の供試歯の中心線のなす角

α : 荷重点における圧力角

荷重作用線はP点において歯面に垂直と考えられるから、インボリュート歯車の性質により、荷重作用線はNにおいて基円に接する。したがって歯車中心Oから荷重作用線と歯の中心線の交点Aまでの距離は

$$\overline{OA} = \frac{r_g}{\cos \gamma} \quad \text{..... (1)}$$

であらわされる。荷重点の位置 h を最弱断面(有効歯元円上にとる)

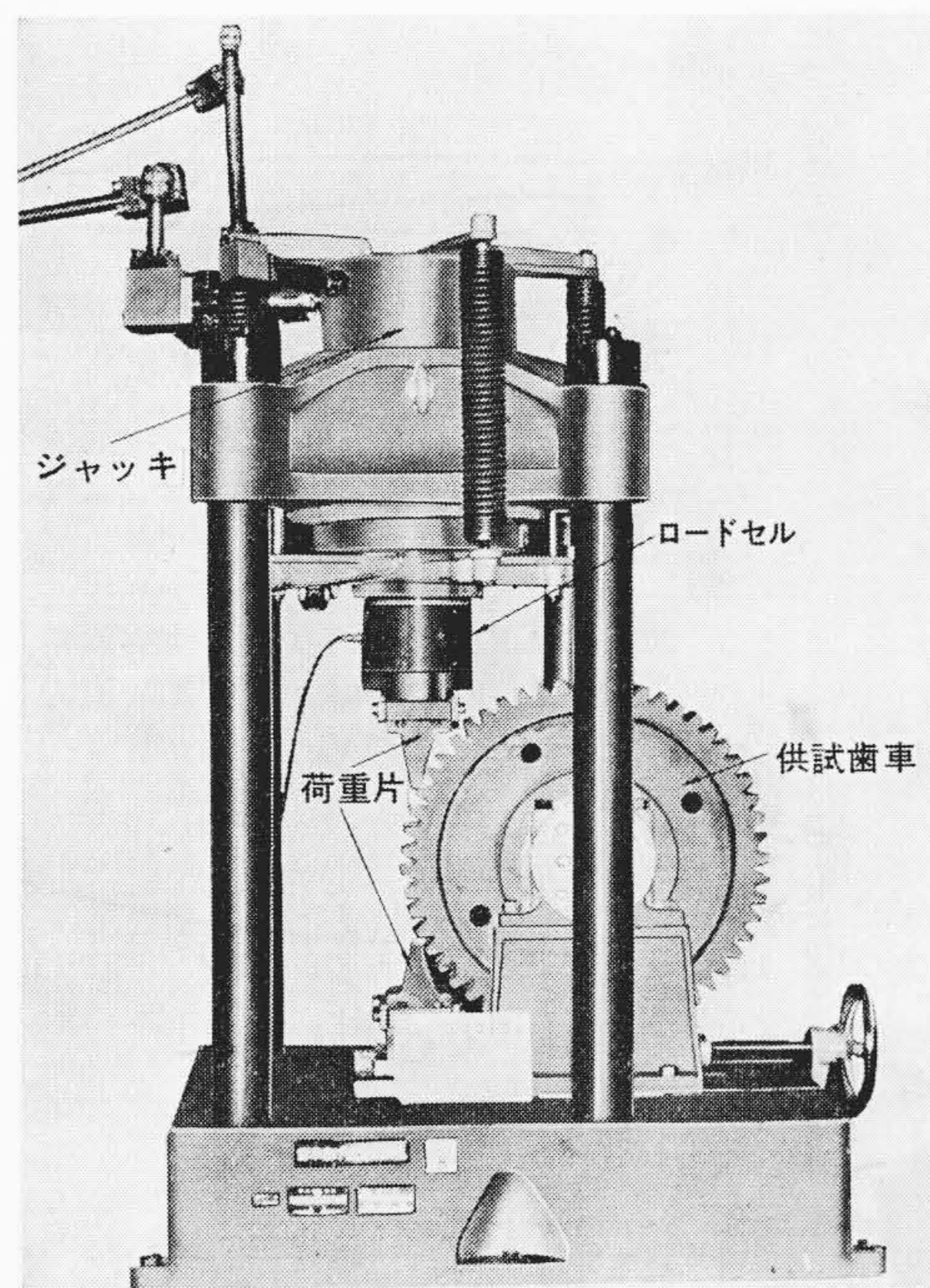


図3 歯車曲げ疲れ試験機

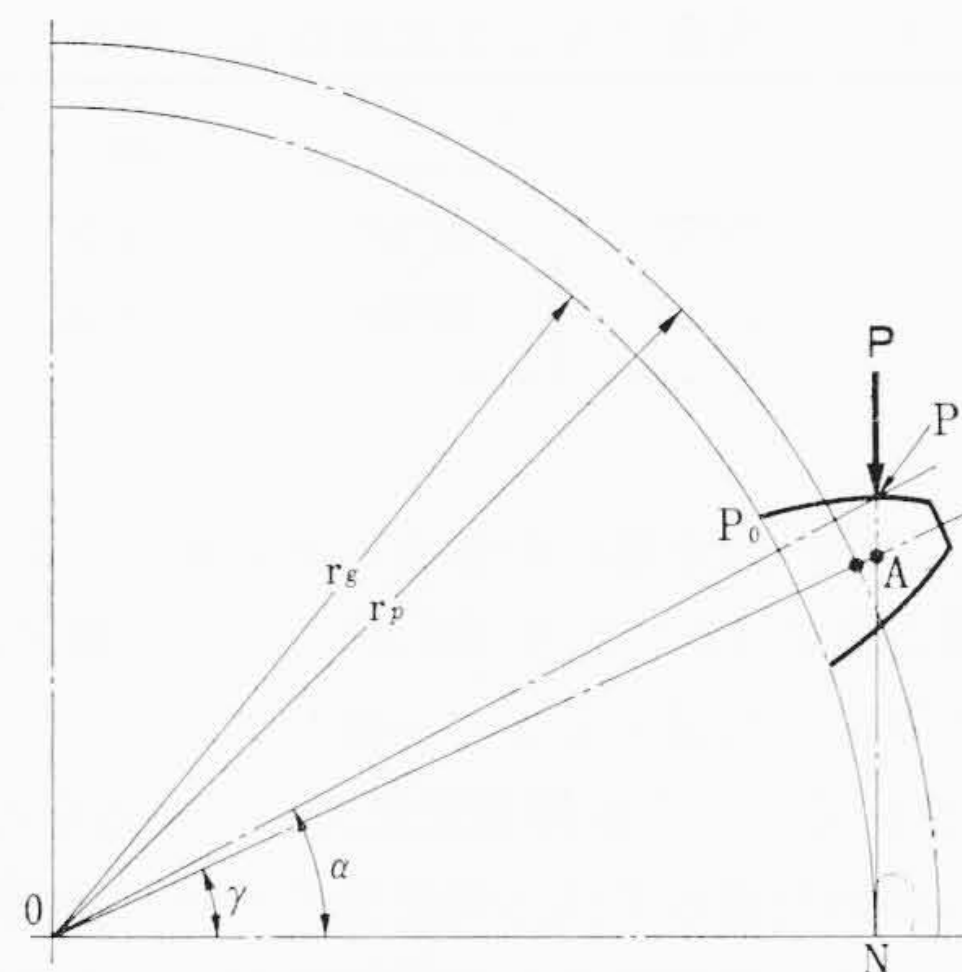


図4 荷重条件

から荷重作用線と歯の中心線の交点Aまでの距離で表わすものとすれば

$$h = \frac{r_g}{\cos \gamma} - \{r_p - m(1-x)\} \cos \left[\sin^{-1} \frac{S}{2\{r_p - m(1-x)\}} \right] \quad \text{..... (2)}$$

ただし、 S : 最弱断面(有効歯元円上)の歯厚

m : モジュール

となる。

応力の表示としては Niemann の比較応力⁽⁴⁾ σ_v を用いた。

$$\sigma_v = \frac{P_n \cos \gamma}{FS} \sqrt{\left(\frac{6h}{S} - \tan \gamma \right)^2 + 6.25} \quad \text{..... (3)}$$

ただし、 P_n : 法線荷重

F : 歯幅

公称応力として Niemann の比較応力を用いた場合、応力集中係数が荷重点によらずほぼ一定になることが Niemann 氏らによって明らかにされており、著者の行なった光弾性実験でも同様な結果が得られている(図5)。本実験では二とおりの荷重点で実験したため、それらの結果を直接比較しうるように Niemann の比較応力を用いた。

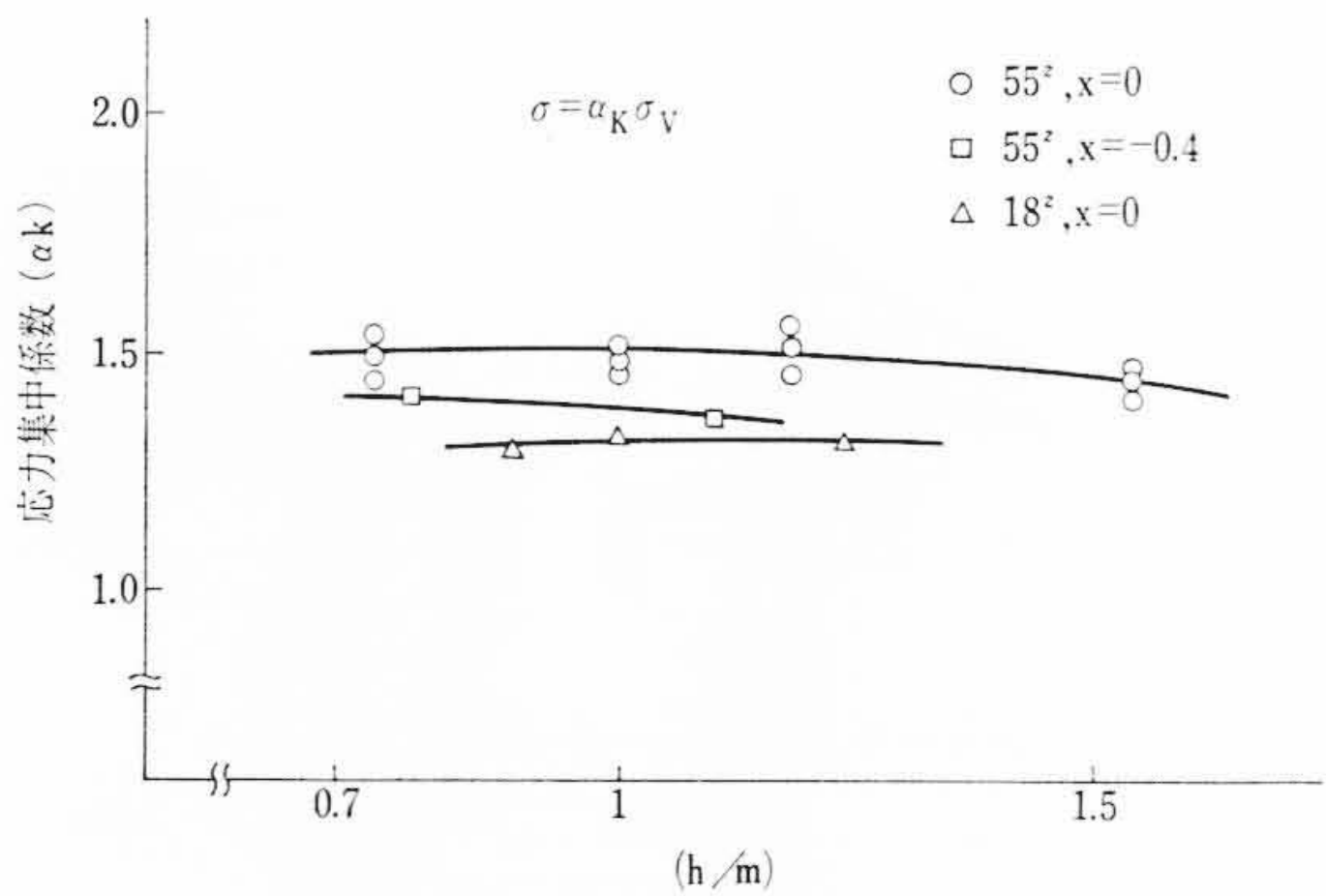


図 5 応力集中係数(光弾性実験結果)
公称応力: Niemann の比較応力

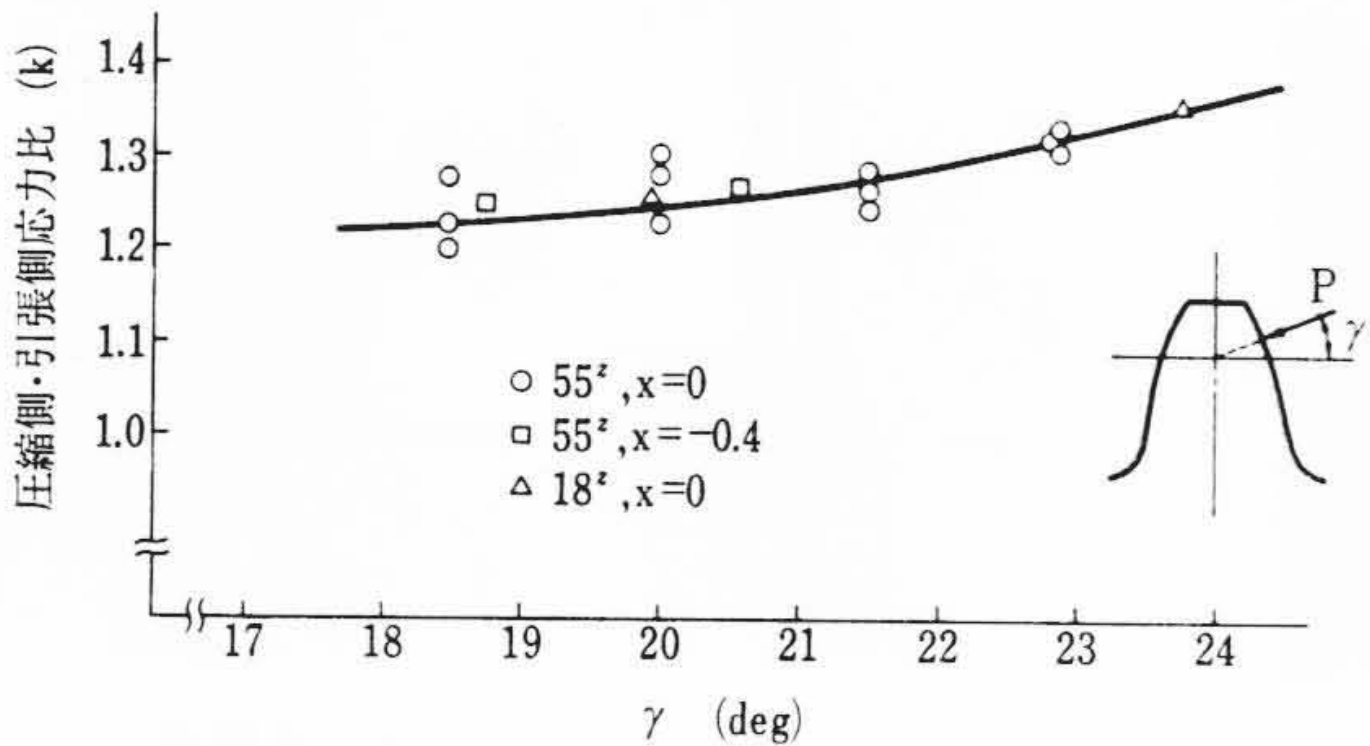


図 6 圧縮側応力と引張側応力の比(光弾性実験結果)

表 5 荷重点および危険断面の歯厚					
	モジュール	r	α	h (mm)	S (mm)
A	12	25°52'	21°54'	14.59	26.04
B	15	22°54'	23°55'	23.63	31.95

公称応力として(3)式を用いた場合の供試歯車の応力集中係数は光弾性実験結果より約 1.5 であり(図 5), これは歯元にひずみゲージをはりつけて測定した値ともよく一致している。

Niemann の比較応力は引張側歯元応力に対するものであるが, 圧縮側歯元応力は歯面荷重の半径方向成分のため引張側のそれよりも大きくなる。図 6 は圧縮側応力と引張側応力の比を光弾性実験によって求めた結果である。荷重点によって多少の差はあるが, 本実験の荷重点の場合には 1.3 にとれば良いことがわかる。

3.3 実験方法

荷重のかけ方は, 荷重点が歯先とピッチ点の間になるようにするため, またぐ歯の数を 12 モジュールの場合 9 枚, 15 モジュールの場合 8 枚とした。このときの荷重点を示す数値および計算に使用した危険断面の歯厚を示すと表 5 のようになる。ただし危険断面の歯厚としては石川氏の計算結果⁽⁵⁾を用いた。

歯幅方向の応力分布は試験機の構造上一様になるはずであるが, 念のためひずみゲージにより歯元応力を測定した結果, ばらつきはほとんど 5% 以内であった。

荷重方法が前述のように 2 枚の歯をはさんで負荷する方式であるため, 一つのデータに対して 2 枚の歯が実験に供されているわけであるが, この 2 枚のうち早く破断したほうの強さによって代表させた。また 2 枚の歯の荷重点および歯元応力は, 十分同一条件とみなせる程度に調整した。

試験機の都合で実験は常に 5 t (Niemann の比較応力に換算して 8 kg/mm²) の下限荷重をかけて行ない, 実験結果は全振幅で整理した。

実験中の試験機の繰返し速度は 350 cpm である。

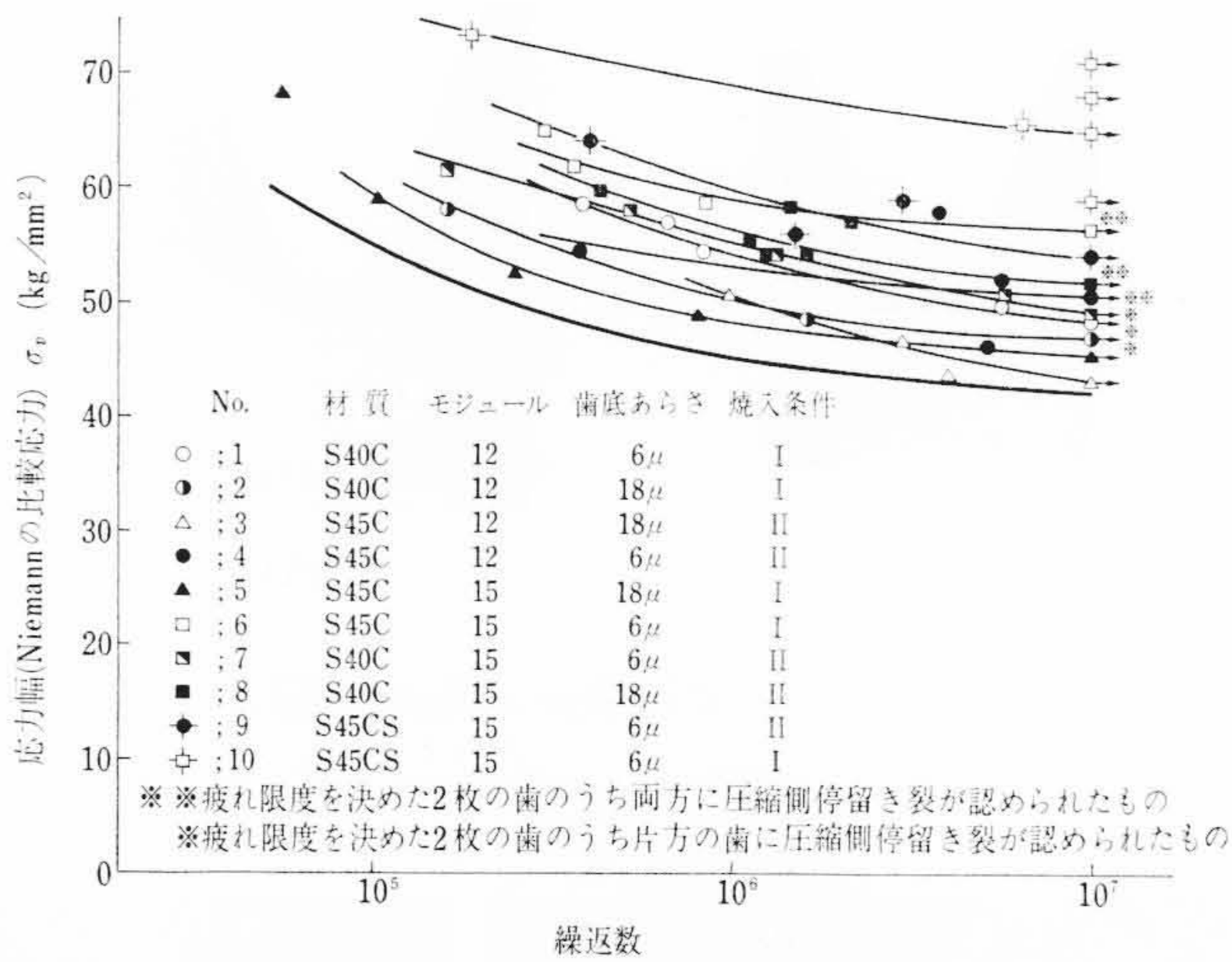


図 7 疲れ試験結果

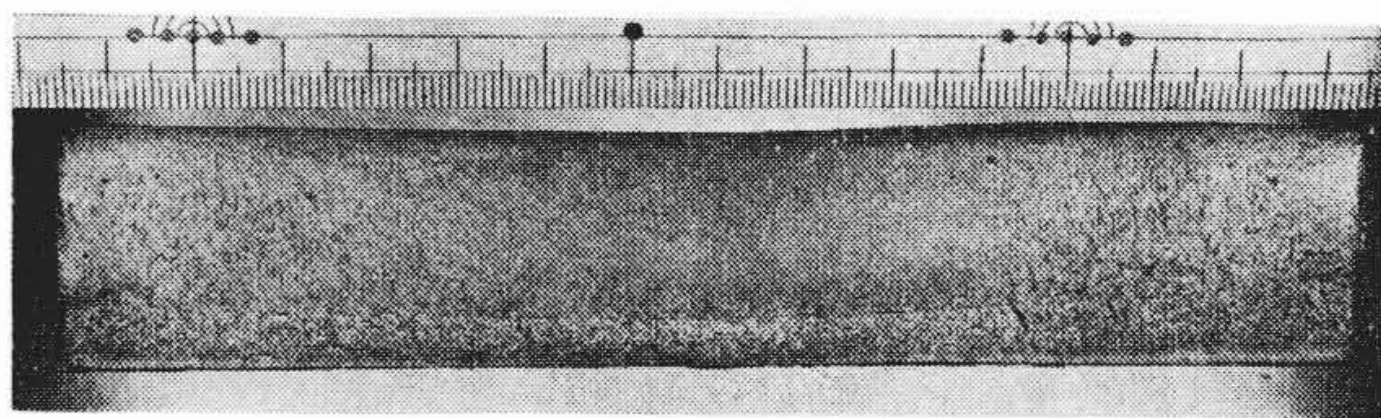


図 8 破断面

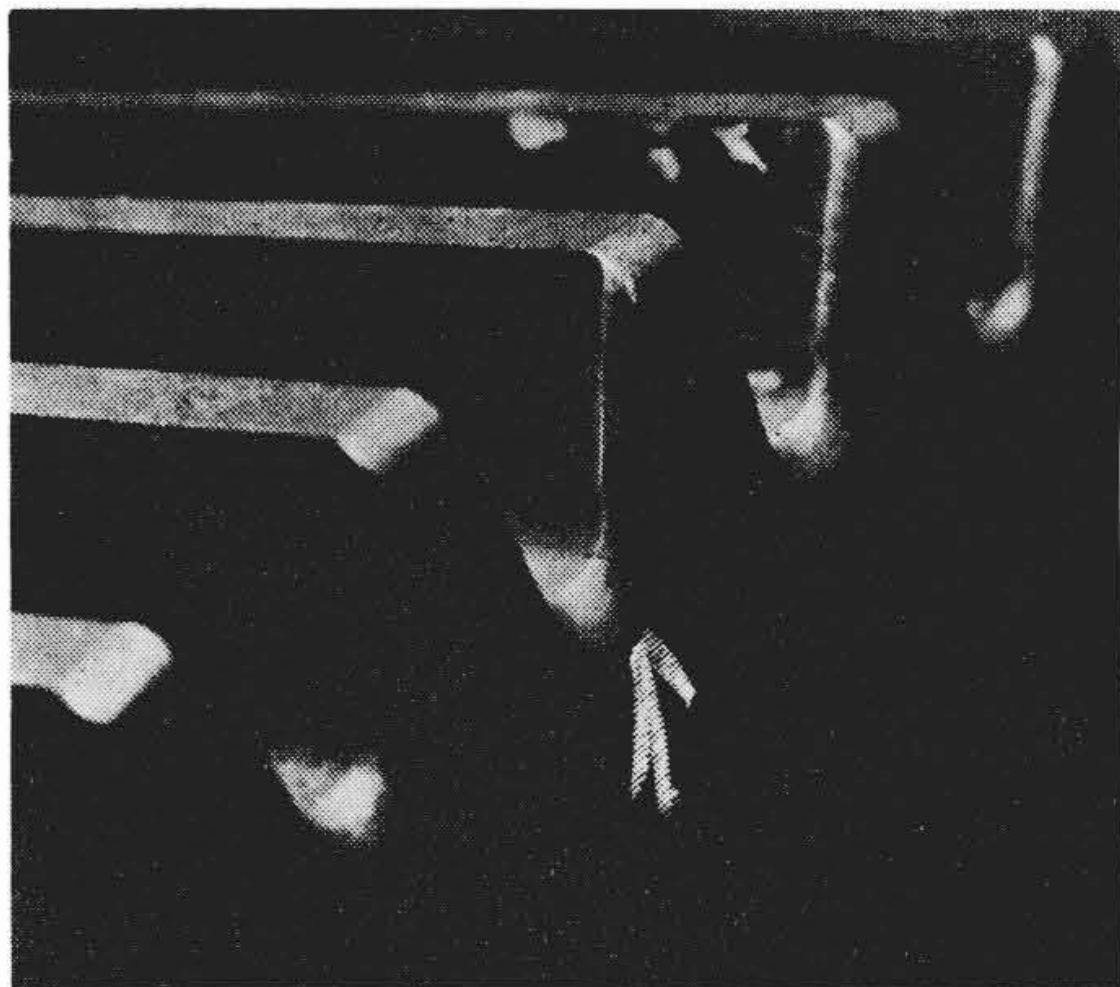


図 9 圧縮側すみ肉端部のき裂

3.4 疲れ試験結果

疲れ試験結果を図 7 に示す。ここで破断繰返し数は完全に破断分離するかまたはき裂が大きく成長して試験機の停止装置がはたらくまでの繰返し数とした。破断面の一例を図 8 に示す。破断はいずれの場合も引張側すみ肉部に生じたき裂が伝ばして起こったものであるが, これとは独立に圧縮側すみ肉部の歯幅方向端部にも停留き裂が認められた。この圧縮側き裂の一例を図 9 に示す。この圧縮側き裂は疲れ限度の荷重を 10⁷ 回繰返しした場合にも認められた。図 7 に疲れ限度を決定した歯について圧縮側き裂の有無を記してあるが, No. 9, No. 10 の歯車については磁粉探傷を行なっていないので, 圧縮側き裂の有無は明らかでない。

この実験結果からわかることは

- (1) モジュールの差, 炭素含有量の差, 焼入条件の差による影響はほとんどなく, 歯底あらさによる影響が最も大きい。
- (2) 製鋼の際特に注意を払った材料の歯車はほかと比較してかなり疲れ強さが高い。

などである。

しかしこれらの差異は実験点のばらつきを考慮すると, それほど決定的とはいいがたい。特に製鋼方法の影響については供試歯車の

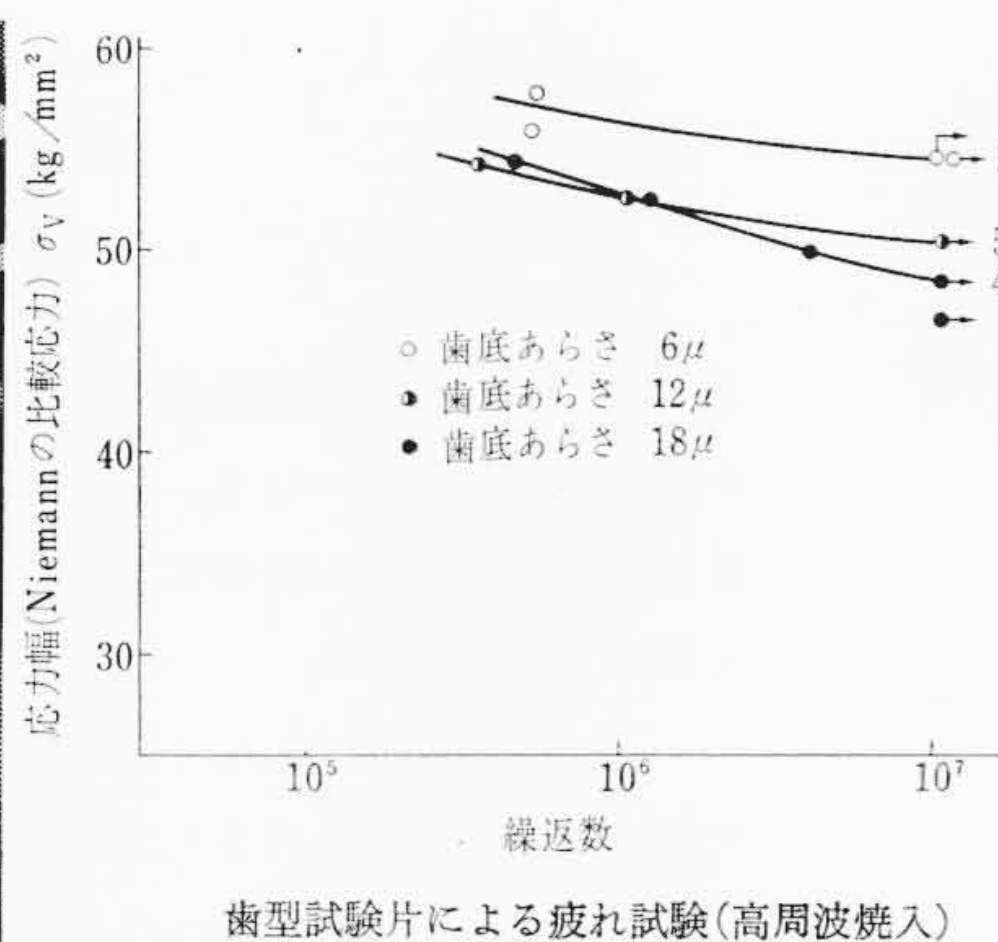
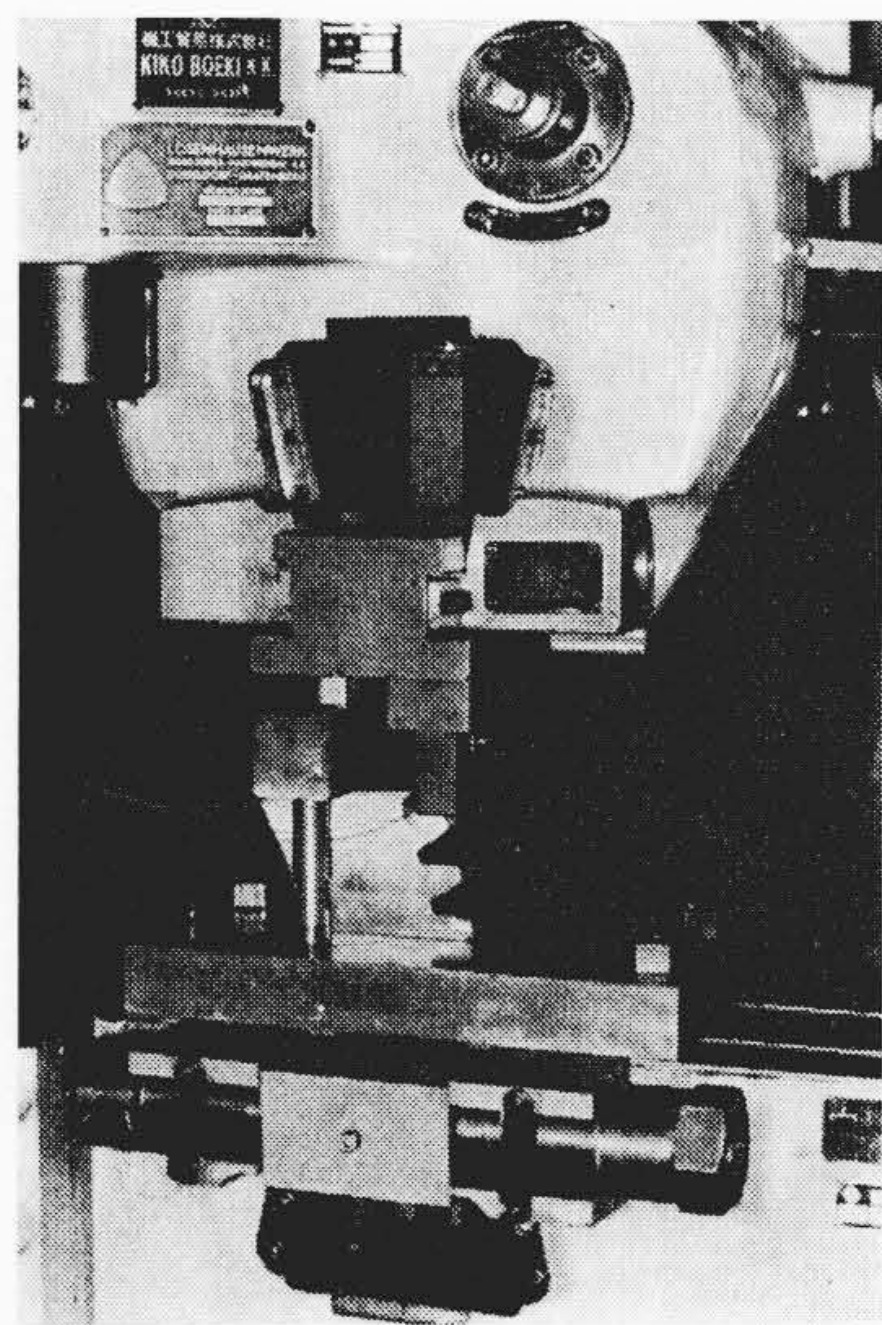
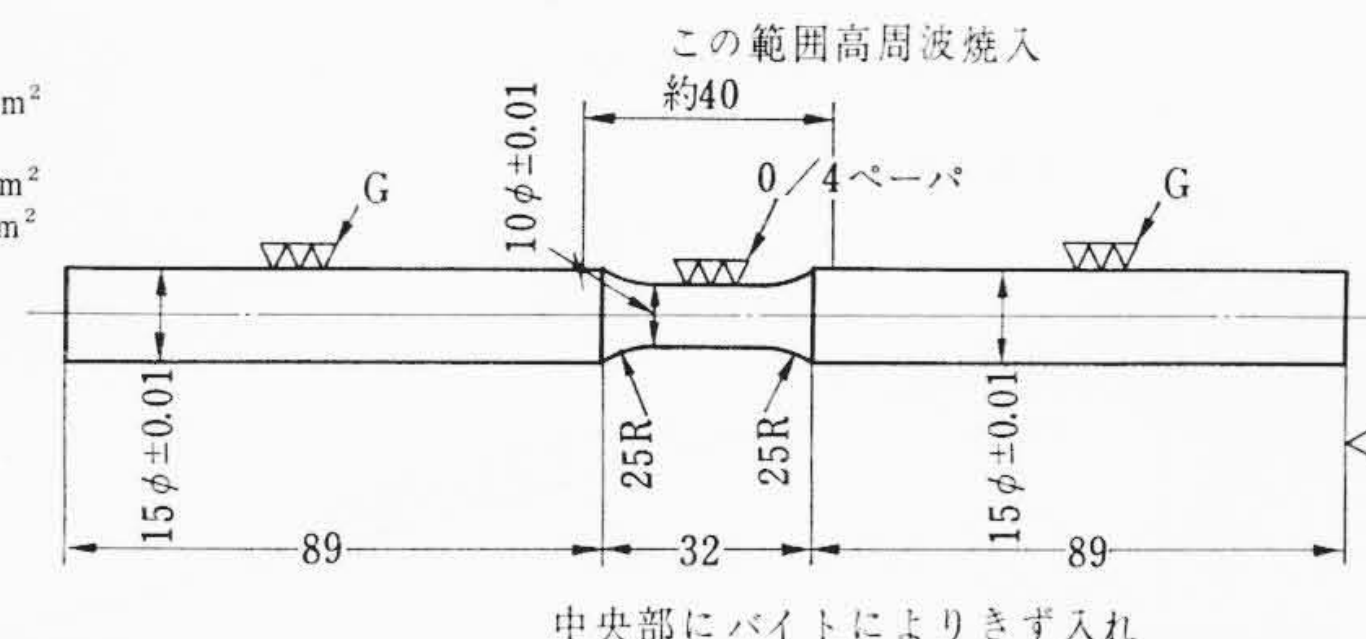


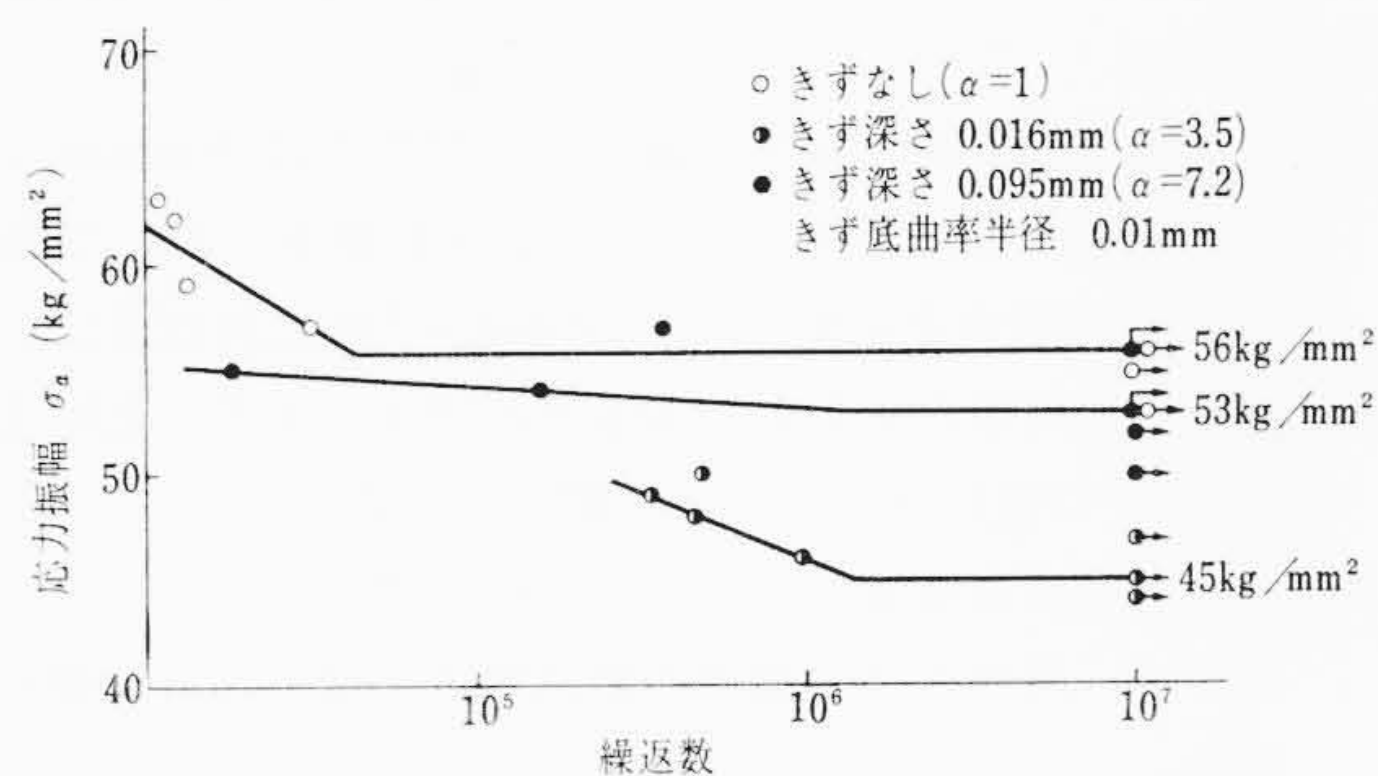
図 11 歯底あらしの影響

図 10 歯型試験片および荷重装置



きず深さ	きず底曲率半径	形状係数
なし	∞	1
0.016	0.01	3.5
0.095	0.01	7.2

図 12 小野式回転曲げ試験片



小野式回転曲げ疲れ試験結果

図 13 きず深さの影響

数も少ないのではっきりさせるためにはさらに検討が必要であろう。したがって実際の設計を行なう場合には、この種の高周波焼入歯車の片振疲れ限度を全供試歯車の下限をとって 42 kg/mm^2 と考えるのが安全である。

4. 結果の検討

4.1 歯底あらしと疲れ強さ

実験結果によれば、とり上げた因子のうち疲れ強さに及ぼす影響が最も大きかったのは歯底あらしであった。歯底あらし 18μ と 6μ の場合の疲れ限度の平均値はそれぞれ 46.7 kg/mm^2 , 51.1 kg/mm^2 であり、その差は約 9% である。

歯底あらしの影響をさらに確認するために、実物歯車から歯を 2～3 枚切り出した歯型試験片による疲れ試験および小野式回転曲げ試験片による疲れ試験を行なった。

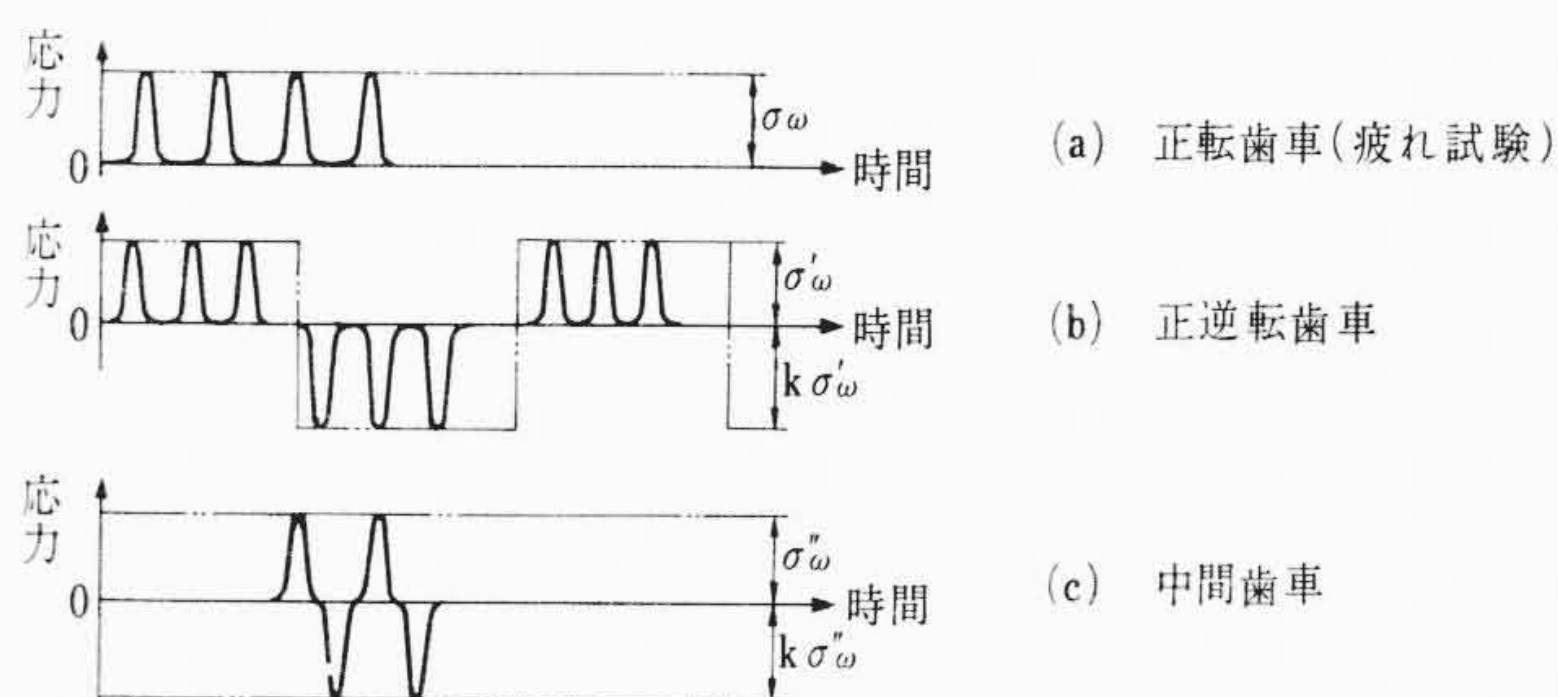
まず歯型試験片による疲れ試験について述べる。

試験片は S45C 全周一発高周波焼入歯車(仕様は前述の 15 モジュールの歯車と同じ)から切り出したもので、その歯底あらしを約 18μ (ホブ切りのまま)とペンシルグラインドにより約 12μ , 6μ に仕上げたものの 3 種類である。なお歯幅は試験機の容量の関係から 35 mm にした。図 10 は試験片および荷重装置を示したものである。

実験結果は図 11 のようである。これによれば歯底あらし 6μ と、 18μ を比較すると、その差は約 13% である。

次に小野式回転曲げ疲れ試験結果について述べる。

試験片は S45C 丸棒試験片(直径 10 mm)に歯底のあらしに相当するきずをつけたのち試験部分を高周波焼入したもので、その寸法形状は図 12 に示すとおりである。きず底の曲率半径は実物歯車の



k: 圧縮側応力/引張側応力

図 14 各種歯車の歯元応力波形

歯底部分を顕微鏡で調べた結果をもとにして $0.01R$ とし、きずの深さを 95μ , 16μ , およびきずのないものの三種類とした。実験結果を図 13 に示す。これによればきず深さ 16μ , 95μ に対する切欠係数はそれぞれ 1.06, 1.25 であり、 16μ のきずがあるものは、きずのないものに比較して約 6% 疲れ限度が減少している。

これらの結果を総合すると歯底あらし 18μ を 6μ にまで仕上げることににより、約 10% 疲れ限度を向上させることが期待できる。

4.2 正逆転歯車および中間歯車の許容応力

この種の中炭素鋼高周波焼入歯車の片振り疲れ限度は Niemann の比較応力で 42 kg/mm^2 と考えればよいことは前に述べた。しかしこの疲れ限度を決定した実験値は、圧縮側に停留き裂が生じているものも含まれており、この値をそのまま設計に用いることは危険である。特に電気機関車用歯車のように逆転によって荷重の方向が変わるいわゆる正逆転歯車では、き裂が生じている部分に引張応力がかかることにより破断に至ることが明らかである。

そこで正逆転歯車に対する許容応力として、圧縮側にもき裂を生じない、あるいは圧縮側で疲れ被害を受けないような値をとることが必要である。

この値を実験的に決定するには大変な日数を必要とするので、ここでは次のように考えて許容応力を決定した。

すなわち圧縮側の応力振幅を引張片振り疲れ限度(本実験の疲れ限度)以下におさえるような荷重に相当する応力をもって許容応力とした。

一般に疲れ破壊は正負の塑性ひずみの繰り返しによって材料は疲れ、き裂(微視的き裂も含めて)が発生し、き裂が発生したのちは引張応力の助けをかりてき裂は成長し、破断に至ると考えられている⁽⁶⁾。すなわち微視的き裂発生までの段階は応力振幅の大小によって疲れの進行が決定され、き裂が生じたのちは平均応力の影響を大きく受けると考えられる。引張片振り応力状態ではき裂伝ばの条件

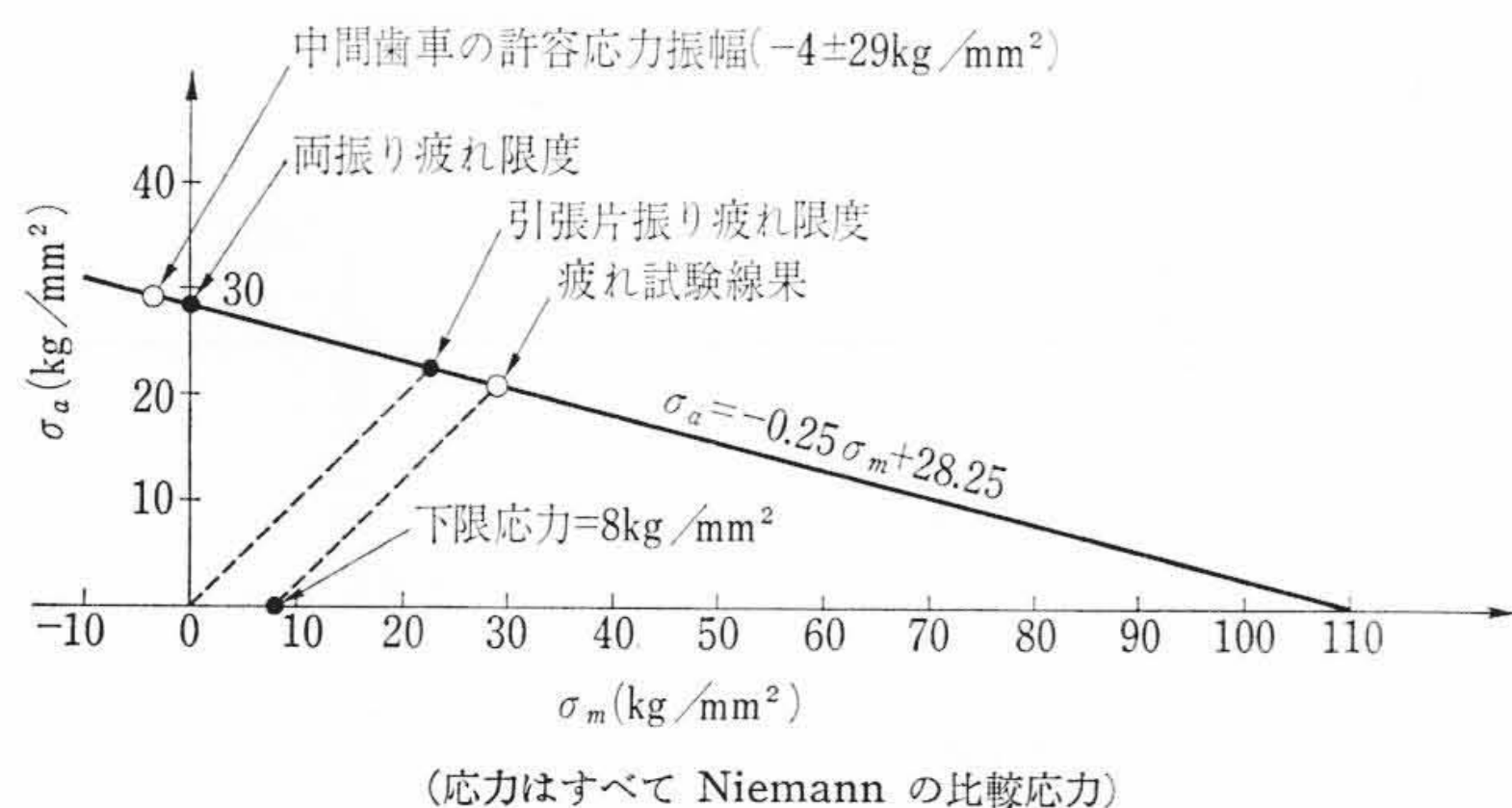


図15 耐久限度線図

は十分満足しているから、引張片振り疲れ限度は材料を疲れさせる、あるいはき裂を発生させる限界応力振幅を示すものと考えてよいと思われる。したがって圧縮側応力振幅を引張片振り疲れ限度以下におさえれば、圧縮側ではき裂は発生することなく、また疲れ被害も受けていないと考えることができよう。

このような考えから、圧縮側応力の引張側応力に対する比を1.3として正逆転歯車に対する許容応力を決定すると Niemann の比較応力で約32 kg/mm²となる。ただし正逆転歯車の場合、図14(b)を見てもわかるように荷重の方向が逆転するごとに1回ずつ大振幅を受けることに注意すべきである。この大振幅の繰返し数が少ない場合(<10³order)では、その影響は無視しうと思われるが、この繰返し数が多くなるような場合には、その影響が無視しえなくなるので、許容応力も次に述べる中間歯車の許容応力に近い値をとるべきであろう。

次にこれらの歯車が中間歯車として使用される場合の許容応力について述べる。

中間歯車では一つの歯元すみ肉に注目すれば図14(c)に示すような応力を受ける。したがって実験結果から図15のような耐久限度線図を用いて図14(c)のような波形に対する疲れ限度を推定してやればよい。図14(c)において中間歯車の許容応力を引張側応力であらわした値 σ_w'' とし、圧縮側応力の引張側応力に対する比を1.3とすれば、応力振幅 σ_a および平均応力 σ_m はそれぞれ

$$\sigma_a = \frac{1+1.3}{2} \sigma_w'' = 1.15 \sigma_w'' \quad (4)$$

$$\sigma_m = \frac{1-1.3}{2} \sigma_w'' = -0.15 \sigma_w'' \quad (5)$$

となる。一方耐久限度線図の傾斜は、高周波焼入材の耐久限度線図が求まっていないので、一般に言われているように引張片振り疲れ限度の両振り疲れ限度に対する比を0.8とした。このように考えると耐久限度線図は、

$$\sigma_a = -0.25 \sigma_m + 28.25 \quad (6)$$

であらわされ(4)、(5)、(6)より σ_w'' を求めると約25 kg/mm²となる。

これらの許容応力はいずれも Niemann の比較応力で示したものであり、これを引張側歯元すみ肉部の真の応力に換算すると、正逆転歯車、中間歯車に対してそれぞれ46 kg/mm²、33 kg/mm²となる。

5. 結 言

種々の条件で製作された電気機関車用高周波焼入歯車に対し実物疲れ試験を行ない、決のような結果を得た。

- (1) 電気機関車用高周波焼入歯車の許容応力は Niemann の比較応力で、逆転回数の少ない正逆転歯車に対して32 kg/mm²、中間歯車に対して24 kg/mm²にとればよい。
- (2) 歯元すみ肉部のあらさを18μから6μにすることにより、約10%の疲れ強さの増大が期待できる。
- (3) 多少の炭素含有量の差、焼入条件の違い、モジュールの差などは、高周波焼入歯車の疲れ強さにほとんど影響を与えない。

終わりにのぞみ、本研究の計画立案、実施に際し、ご指導頂いた東京大学宮本教授(元日立亀有工場研究部長)に対し感謝の意を表する。

参 考 文 献

- (1) J. B. Seabrook, D. W. Dudley: Trans. ASME, J. of Engineering for Industry, Aug. 1964
- (2) 会田, ほか3名: 機論, 32, 242 (昭41-10)
- (3) 保延ほか: 日立評論, 42, 1284 (昭35-12)
- (4) G. Niemann, H. Glaubitz: VDI 92, 3321 (Nov. 1950)
- (5) 石川: 機学誌, 59, 452 (昭31-9)
- (6) 石橋, 河野: 機論, 31, 230 (昭40-10)