電 車 用 歯 車 の 摩 耗*

藤 田 公 明**

Wear of Traction Gears for Electric Cars

by

Komei FUJITA

(Railway Technical Research Institute, JNR)

Traction gears for electric cars are most important parts to transmit power for operation of cars, up to the present, their gears cracked or broke down very often in the nose suspension mechanism of traction motor.

In order to make clear the state of gears in service, the author installed test gears on cars and made researches on the wear of traction gears in nose suspension mechanism and their conditions of action were clarified. From this starting point, the causes of troubles with gears were clarified, and the author drafted the countermeasure.

The results of studies on the wear of traction gears thus obtained are as follows.

(1) The amount of wear of traction gears depends upon the times of starts of an electric car from stations, and is not effected by the distance of running under power or the line on which the car is operated.

Plastic deformations of gear tooth were observed on the test gears, whose hardness was from 45 S.H. to 55 S.H.

(2) On the gears used in nose suspension type motors, a difference between the amount of decrease of tooth thickness at the middle of face width and that at the edge of face width was always observed. The maximum value of this difference was 0.44 mm.

This phenomenon is the most important cause of the gear tooth trouble.

(3) The amount of the decrease of tooth thickness on the pitch point at the middle of face width per one time of start of car from station was about 6×10^{-6} mm on pinions and about 3×10^{-6} mm on gears up to 300 000 times of starting, and over 300 000 times the degree of the decrease declined remarkably.

The effects of the precision and the difference in finishing of tooth face were not evident at the test gears whose hardness was from 45 S.H. to 55 S.H. (Received Nov. 4, 1958)

1. は し が き

わが国の電車および電気機関車においては、ここ2、3年前までほとんどすべてのものが、そのけん引用電動機の装荷方式として、釣掛式を採用してきた。この装荷方式が原因で、電動機の重量の一部分は、ばね下重量として作用するため、電動機自身の運動がはげしいことと、また、電動機の軸端に取り付けた小歯車から、車軸に取り付けられた大歯車に動力を伝達する際の歯車間の反力により生じる、大小歯車間の関係位置の変化、ならびに車体重量による車軸のまがり、歯車の強度に重大な影響をおよぼす。国有鉄道の釣掛式電動機装荷方式における電車用歯車は、陸上定置式機

械における歯車に対する設計法により検討すれば、充分な強度をもっているにもかかわらず、現在まで歯車にき裂割損事故が実に数多く発生している。このき裂割損した破断面は、すべて材料の疲れによるものであり、釣掛装荷方式の電動機に使用される歯車には、なんらかの特異点をもっていることを暗示している。電車に歯車を使用するようになってから数十年を経過しているが、作動状況が明確に把握されていないので、本報告は一般にいう摩耗の研究とは趣が異なり、歯車の歯の摩耗を明らかにすることにより、釣掛式電動機装荷方式における電車用歯車の作動状況を知り、歯車のき裂割損原因を究明してその対策を確立するとともに、これらから歯車の設計資料を得ることを目的としているのである。

2. 供試歯車および摩耗測定

* 原稿受付 昭和33年11月4日 一部機械学会昭和31年4月第33期通常総会講演会で「国鉄電車用歯車の摩耗」と題して発表

** 正員 国鉄鉄道技術研究所

国有鉄道における電車用歯車としては、終戦前に設計製作された $2\frac{1}{2}$ ダイアメトラル・ピッチのものが一部あるが、現在では 10 モジュールのものが使用歯車の主力である。これらの歯車について昭和 26 年 10 月に歯車摩耗試験車を 2 両選らんで摩耗試験を開始し、昭和 33 年 7 月末まで摩耗状況の測定を継続してきた。

(1) 歯車の諸元

モジュール系歯車では、いわゆる モハ 63 型電動車用と湘南型および横須賀線型電動車用の 2 種類の歯車があるので、歯車摩耗試験車は、それぞれの型式車各 1 両ずつをとった。これら供試歯車の諸元は次のとおりである。

a 歯車の寸度 供試歯車の寸度は Table 1 に示すとおりである。

b 歯車の材料 供試歯車の材料などについては、国鉄仕様書のうち「電気車用クロムモリブデン鋼製小歯車仕様書」および「電気車用炭素鋼製大歯車仕様書」によったもので、次のとおりである。

(1) 化学成分

小歯車——日本金属規格 JES 金属 4105 クロムモリブデン鋼一種の化学成分をもつ。

大歯車——C 0.55~0.65% Si 0.15~0.40% Mn 0.40~0.80% P 0.045% 以下 S 0.045% 以下 Cu 0.30% 以下

(2) 抗張試験

次の諸値を満足するものである。

Table 1 Dimensions of test gears

Item	Test car		MOHA-70 Type motor car	
	Pinion or gear		Pinion	Gear
Number of tooth		23	66	25
Module		10		10
Pressure angle		20°		20°
Addendum (mm)		13	7	13
Dedendum (mm)		8.571	14.571	8.571
Amount of profile shifting (mm)		+3	-3	+3
Working depth (mm)		20		20
Whole depth (mm)		21.571		21.571
Tip clearance (mm)		1.571		1.571
Diameter of addendum circle (mm)		256	674	276
Diameter of pitch circle (mm)		230	660	250
Diameter of root circle (mm)		212.858	630.858	232.858
Face width (mm)		115		115
Gear ratio		2.870		2.560

Table 2 Hardness at the top of tooth of test gears

Items No. of car	Position of axle	Test gears		Shore's hardness at the top of tooth	Finish	Line of cars used
		Pinion or gear	Number			
MOHA 63 039	1	Gear Pinion	5 6	50~55 52~56	Lapping	Chuō line
	2	Gear Pinion	92 411	45~52 48~53	Maag grinder	
	3	Gear Pinion	4 5	50~55 53~57	Lapping	
	4	Gear Pinion	89 413	49~54 50~55	Maag grinder	
MOHA 70 032	2	Gear Pinion	94 32	49~54 45~49	Lapping	Yokosuka line
	3	Gear Pinion	25 118	49~54 48~52		
	4	Gear Pinion	85 121	49~54 48~54		

Table 3 Tolerance of clearance (in mm)

Position of clearance Tolerance	Clearance of suspension metal of motor	Tolerance of center distance of pinion and gear	Grade of fit between the end plate and the yoke of motor
Tolerance at manufacturing	0.5	0~+0.5	H ₂ P ₂
Maximum value of tolerance on the present condition	About 3.0	-0.3~+0.8	Difference of diameter about 0.5

小歯車——降伏点 90 kg/mm² 以上, 抗張力 110 kg/mm² 以上, 伸 10 % 以上, 絞り 35 % 以上

大歯車——降伏点 80 kg/mm² 以上, 抗張力 100 kg/mm² 以上, 伸び 15 % 以上, 絞り 30 % 以上

(3) 硬 度

小歯車——歯先でショアー硬度 46 以上, 歯元でブリネル硬度 415 以下

大歯車——歯先でショアー硬度 40 以上

Table 2 はこれら供試歯車の歯先硬度を示すものである。

c 供試歯車 モハ 63 型電動車用歯車としては, マーク研磨歯車 2 対とラップ歯車 2 対を用い, 歯面仕上程度, 精度などの影響を検討し, モハ 70 型電動車用歯車に対しては使用路線および歯数の影響についてモハ 63 型電動車用歯車と比較することを目的とした。これら供試歯車の精度は, ほぼ歯車仕様書に決められたものであった。

(2) 摩耗測定法

電車用歯車は大歯車で約 190 kg, 小歯車で約 30 kg の重量があり, かつ, 大歯車は車軸に圧入されて, 車輪軸と一体に組み立てられている。このように大型歯車であるため, 摩耗測定には歯形ノギスを用い, 歯厚の変化を観測することを主要手段とし, 歯型モデルを採取することを補助手段とした。このような測定方法を用いることによって, 歯車の作動状態を比較的確に把握することができた。歯厚の測定位置は次のとおりである。

(イ) 円周で等間隔に 4 筋の歯を選らび, 歯先から大歯車で 4 個所, 小歯車で 3 個所の歯だけ位置。

(ロ) 円周で 1 個の歯筋の両端および中央の位置で (イ) と同じ歯だけ位置。

(ハ) (ロ) の歯筋の中央で歯先から歯元までを 10 分割して, 各位置の歯厚を測定し, また, モデルを採取。測定は車両の局検および工場における修繕のさい実施した。したがって, 測定の間隔は約 3 カ月であった。

(3) 測定条件

電車における動力伝達用歯車およびその軸に関する取付精度は悪いといわれている。後記の摩耗の実績中の歯幅に沿った摩耗量の差およびき裂割損の件数と, これまでの使用年数に関する調査例は, これらを裏書している。大小歯車間の関係位置に影響する各部許容

寸法は, Table 3 に示すとおりであるが, これらの値について特別な注意を払わないこととした。実際には, さらに車軸等の曲りも加わるので, 歯車の平行度の狂はきわめて大きく, 大小歯車間のなす角は, 最大 30' 近くにもなる。

電車用歯車の摩耗測定のためには, 車体の向き, 車体に関する軸位などを一定に保つことが望ましいのであるが, 車両保守の面から実施できない点が多々あるので軸位の移動はゆるし, また, 歯車の潤滑は現在実施しているように歯車用グリースを使用し, 電車区における検査および工場修繕にさいしては, 特別扱いをしないで, ただ単に大小歯車の組み合わせをかせないようのみ注意して, 歯車の摩耗測定を実施することとした。

供試歯車を取り付けたけん引用主電動機は, いずれも国有鉄道称呼の MT 40 A 型電動機である。この電動機の出力は架線電圧が 1350 V のとき, 端子電圧 670 V で, 1 時間定格は, 電流 210 A 回転数 780 rpm, 128 kW である。この電動機の運転中の最大トルクは 315 A, 270 rpm のとき 275 m·kg である。

3. 歯車の摩耗量

現車に使用する歯車の摩耗試験を昭和 26 年 10 月に開始して以来, 昭和 33 年 7 月末日までに 6 年 9 カ月経過した。この間, 摩耗状況を観測し続けて, その様相が明らかとなり, 釣掛式電動機装荷方式における歯車のき裂割損原因も知り, 歯車の故障対策として, ゴム入歯車が生れ, さらに, 釣掛式電車用歯車に施すべきクラウニング量の決定法も確立され, いずれも実現化された。これら一連の結果を得るまでに, 測定して得た歯車の摩耗量からも, その摩耗の進行度が明らかとなり, 駆動装置に関する修繕間隔に対する考え方の一資料をも提供することができる。

電車用歯車では, 大小歯車軸を正しく平行に保つことが不可能であるから, したがって, 歯筋に沿って取った各位置における歯の摩耗量も一様ではない。だから, ここで考える歯車の摩耗量としては「各歯車の歯筋中央において, 歯先からの歯だけ位置ごとに測定した歯厚の減少量の円周 4 カ所の算術平均」について考察することとする。

現在, 電車の修繕の基準となっているものは, 各路線ごとの車両走行距離であり, 歯車の摩耗に関しても,

車両走行距離を基準として考えがちである。現在まで、
電車用歯車の摩耗について測定を続けてきた結果につ

いて考察するために、車両走行距離と摩耗量の関係を
図示したものが、Fig. 1 および Fig. 2 である。これ

Fig. 1 Relation between the amount of wear of test pinions and the distance of test car run. These graphs indicate the amount of wear of tooth at the distance H from the top of tooth. Signs C and Y represent that the gears belong to the cars of Chuō line and Yokosuka line, respectively. In Fig. 2, 3, 4, the same

Fig. 2 Relation between the amount of wear of test gears and the distance of test car run. These graphs indicate the amount of wear of tooth at the distance H from the top of tooth

に関連がみられなかったが、駅発車回数を基準にとると、摩耗進行の程度は、使用路線が違っていても、きわめてよく一致してくることが、Fig. 3 および Fig. 4 から知られる。これは電車の特性として、出発時に負荷が最大で高速力行時は、低負荷であるためで、歯車の摩耗の発生は主として電車出発時に生じるためである。また、二線区に使用されている歯車の摩耗量で、横須賀線用の歯車の摩耗量が幾分少いのは、二線区の電車とも同一電動機を使用しているが、横須賀線用の小歯車の歯数が大で、そのため歯車の歯面荷重が低いことが原因であると考えられる。電車の駅発車回数を基準とした摩耗量は、歯の刻み点付近において、モハ70型、モハ63型両電動車用歯車の平均値をとれば、出発回数300,000回までは小歯車では 6×10^{-6} mm/回、大歯車では 3×10^{-6} mm/回であったが、これより以上は摩耗進行度がいちじるしく減じた。なお、横須賀線における単位走行距離に対する駅発車回数は中央線の場合の約1/2.7である。

4. 歯形の変化

歯筋方向の各位置における同じ歯たけ位置の歯厚の減少量は、電車用歯車では一様でない。また、電動車

の進行方向によって歯筋両端の摩耗量が大いに影響されるので、歯車の摩耗量を取り扱ったと同じく歯形の変化を観察するのに歯筋中央の歯厚を測定することをその手段とした。このようにして歯形の変化を摩耗量によって示したものがFig. 5 および Fig. 6 である。Fig. 5 は中央線中野電車区所属のモハ63型電動車用小歯車の歯形変化の一例を示し、Fig. 6 はこれと噛み合う大歯車の歯形変化を示したものである。他の大小歯車の歯形変化もすべてFig. 5 および Fig. 6 に示す例と類似の傾向を示し、摩耗量はすべり0の刻み点付近が最小とならない。また、各測定時における歯形変化を示すFig. 5, 6の折れ線が交差していることは、摩耗が全歯だけに沿って一様に進行したり、あるいは、すべり0の刻み点付近が摩耗最小の状態で進行するものではなく、面圧が高いために金属の流れが生じて、歯面の材質が他の部分に押しやられ、歯厚が増加したり、減少したりすることのあることを示している。この現象は特に歯先と歯元にしばしば見られ、歯形モデルからも確認された。

インポリュート歯形は刻み点では、すべりがないため摩耗量がもっとも少ないと考えられがちであるが、

Fig. 5 Process of decrease of tooth thickness. An example for one of pinions of MOHA-63 type motor car belongs to Chuō line. No. of pinion, 413

No. of line	Date of measuring	Distance car run km
1	1952. 6.5	77 419.6
2	" 11.7	118 841.6
3	1953. 2.26	147 494.7
4	" 7.8	207 554.9
5	" 9.1	228 149.9
6	1954. 1.29	277 536.0
7	" 4.6	300 645.7
8	" 9.7	338 293.5
9	" 12.21	363 370.1
10	1955.11.27	434 916.5
11	1956. 3.20	480 486.6
12	" 5.13	501 734.2
13	1957. 4.2	677 863.7
14	" 9.26	640 610.2
15	1958. 7.29	777 839.9

Fig. 6 Process of decrease of tooth thickness. An example for one of gears of MOHA-63 type motor car belongs to Chuō line. No. of gear, 89. No. of lines correspond to that of Fig. 5

この付近では1枚歯噛合のため歯面荷重が最大となり、国鉄電管用歯車のように比較的硬度の低いものでは塑性変形が生じて、このため比較的大きい歯形変化が生じる。塑性変形の明瞭な例はFig. 7で、採取した小歯車の歯形モデルから得られたものである。歯先の金属の流れはしばしばみられるところであるが、これは歯元および歯先においていずれもすべりの方向と流れの方向が一致している。また、モハ70型電動車の歯車で、たまたま法線刻みを測定して、圧力角に換算した

Fig. 7 Distinct plastic deformation of pinion of MOHA-63 type motor car belongs to Chuō line. No. of pinion, 413. Figures given to lines indicate the date of measuring

Photo. 1-A Tooth failure of pinion

Photo. 1-B Tooth failure of gear

値が噛合歯面間で $1^{\circ}40'$ の差のある歯面があったが、第1回の測定時にPhoto. 1に示すようなはなはだしい歯面損傷がみられた。しかし、歯面硬度が低いため金属の流れが生じて、比較的速かにその損傷を回復した。

5. 片減り摩耗

電管用歯車では、その機構および作動状態が原因で歯筋に沿った歯厚の変化、すなわち、摩耗量は一樣でない。また、しばしば電動機側端部にき裂割損が発生し、割損破断面では電動機側にき裂の起点がみられる。これらの片減り摩耗および歯車のき裂割損はいずれも歯車の作動機構が原因である。この作動機構から生ずる歯筋に沿った歯の摩耗の不均一性を主対象として示した一例がTable 4で、他の供試歯車もすべて、これと同じ傾向であった。歯幅方向の摩耗状況を歯幅中央の歯厚と歯筋両端における歯厚の差で示したのである。Table 4 から歯幅中央部の歯厚が常に電動機側端部の歯厚よりも大であることが知られる。その差の最大値は小歯車で 0.44 mm にも達した。また、車輪側端部の歯厚では、歯幅中央部の歯厚より大きい場合もあり、小さい場合もある。これらの測定歯厚は歯面両側の摩耗量の和を示すものである。歯の当りは電動車の進行

Table 3 Difference between the amount of wear at the middle of face width and both sides of tooth face
(This data is for one of gears and pinions of MOHA-63 type motor car)

No. of Measurement	Date	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
		1952 6-5	11-7	1953 2-26	7-8	9-1	1954 1-29	4-6	9-7	12-21	1955 11-30	1956 3-20	5-13	12-3	1957 4-2	7-30	9-26	1958 8-2
Pinion No. 413	H																	
	M	0.22	0.08	0.14	0.04	0.04	0.02	0.06	0.14	0	0.06	0.04	0	0.08	0	0	0.04	0.10
	W	-0.32	-0.06	-0.14	-0.14	-0.24	-0.58	-0.12	-0.12	-0.32	-0.12	-0.16	-0.44	-0.20	-0.06	-0.06	0.14	0.10
	M	0.44	0.42	0.36	0.18	0.20	0.22	0.26	0.06	0.16	0.10	0.22	0.18	0.16	0.16	0.10	0.14	0.20
	W	-0.38	-0.24	-0.14	-0.26	-0.16	-0.16	-0.10	-0.14	-0.24	-0.16	-0.12	-0.16	-0.18	-0.16	-0.22	0.18	-0.16
	M	0.28	0.22	0.26	0.12	0.14	0.08	0.16	0.08	0.10	0.04	0.02	0.06	0.08	0.04	0.08	0.12	0.10
Gear No. 89	W	-0.40	-0.24	-0.20	-0.28	-0.20	-0.28	-0.08	-0.26	-0.28	-0.20	-0.26	-0.18	-0.20	-0.22	-0.30	0.02	-0.34
	M	0	0.06	0.04	0	0.08	0.08	0.04	0.08	0.06	0	0	0	-0.02	-0.04	0	0.02	0
	W	0.02	0.08	0	0	0.04	0.08	0.04	0.08	0.08	0.08	0.08	0.14	0.08	0.04	-0.14	0.12	0.10
	M	0.16	0.10	0.12	0.06	0.06	0.08	0.08	0.06	0.08	0.03	0.06	0.06	0.04	0.06	0.06	0.04	0.10
	W	-0.08	0.06	-0.06	-0.04	-0.06	0.02	0.02	-0.02	0.02	-0.08	-0.06	0	0.06	0.04	0	-0.02	0.06
	M	0.36	0.32	0.28	0.16	0.24	0.30	0.42	0.18	0.26	0.10	0.16	0.24	0.18	0.18	0.24	0.16	0.16
	W	-0.14	-0.08	-0.04	-0.06	-0.02	0.04	0.04	-0.04	0	-0.10	-0.02	-0.02	-0.08	0.04	-0.04	-0.04	0
	M	0.14	0.12	0.10	0.10	0.08	0.12	0.12	0.02	0.06	0.04	0.06	0.04	0	0.10	0.02	0.04	0.04
	W	-0.06	-0.06	-0.02	0.02	-0.08	0	0	-0.06	0.08	-0.10	-0.06	0.02	-0.12	-0.04	0.02	-0.06	-0.08

H =Distance from the top of tooth, in mm.

M =Difference between the tooth thickness at the middle of face width and the tooth thickness of motor side at 10mm from the edge, in mm

W =Difference between the tooth thickness at the middle of face width and the tooth thickness of wheel side at 10mm from the edge, in mm

Plus values indicate that the tooth thickness at the middle of face width is greater than that of face edge

Fig. 8 One example of pattern of tooth bearing on both sides of tooth face differ according to the direction of motor car run. This was observed on the pinion of motor car belonging to the Keihanshinkyuko line, and the pinion was grounded by maag gear grinder

方向に対して、車軸と電動機のいずれが先行するかによって車両の進行方向に関する噛合面の摩耗状態に差異が生じ、電動機が先行するときの作用歯面では、電動機側にきつく当りがあらわれ、歯輪が先行するときの噛合面は、全面にわたり、比較的一様な当りであったが、これらの歯当りは、電動機の重量と歯車の反力の大きさ、および電動機釣掛軸受遊隙などの関係により左右される。Fig. 8 は車両進行方向に関し、電動機が車軸に対して、先行する場合の噛合面と、後行する場合の噛合面間における歯当りがまったく異なっていることを示す一例である。

6. 電船用歯車の作動機構

電車、電気機関車などのように、駆動用電動機を釣掛装荷している場合の大小歯車間には、必ず片当りが生じる。この片当りは車軸の両端における車体重量の負荷などによるわん曲 (Fig. 9 参照) と電動機釣掛軸受遊隙の範囲内での歯車の動力伝達の際の反力による電動機の変位によるもの、および小歯車が電動機軸に片持されているために生じる電動機軸のわん曲が相加わって、大小歯車軸の平行度が狂うために生じるの

Fig. 9 Deflection of axle by the weight loaded on both ends of axle. This weight is due to car body and truck

である。

車軸のわん曲は、車体重量によるものと、車両走行中における車両の左右動のために、車輪と軌条との間に生じる車輪踏面に作用する車軸方向の力、すなわち、横圧によるものとがある。車体重量によるわん曲は電動機の出力により影響される。これは電気機関車であれば列車をけん引するために、電車の場合は付随車をけん引するなどのために生じる軸重の移動があるため、垂直方向における作用力の総和に変化がないが、水平方向の力、すなわち電動機の出力に比例するけん引力が存在することより、力の平衡を考えれば容易に軸重移動量が知られる。横圧の大きさは現在までに数多く行われた現車試験結果を参照すれば知られる。電船用歯車においては、静止時の軸重を基準として考えると、車軸の曲りによる大小歯車軸の平行度の狂いが約 $4'$ で、電動機釣掛軸受の遊隙は工場における修繕完了時で $0.6 \sim 1.0 \text{ mm}$ 、工場入場時で 3 mm 以上にも達しており、これによる平行度の狂いは後者の場合約 $15'$ あり、軸受遊隙範囲内の電動機の変位による平行度の狂いをもっとも大きい影響をもつ。また、Table 3 に示す諸量も電動機を長く使用することにつれて悪くなること、さらに電動機軸の軸受が平軸受のときには、この軸受遊隙の増加による、大小歯車軸の平行度に及ぼす影響も考慮しなければならない。

電船用歯車における電動機釣掛装荷方式とは、Fig. 10 に示すようなものである。電動機はその軸すなわち、

Fig. 10 Mechanism of nose suspension on motor car

小歯車に平行な二つの軸受をもっており、これが車軸を抱いて大小歯車間の関係位置を決め、さらに電動機軸に関して釣掛軸受と反対側にあるノーズ受によって台車に支持され、電動機が動力を伝達するさいの反力が受けられて、車両を走行させる駆動方式をいうのである。

電動機釣掛装荷方式における歯車の作動は、すでに知られていることであるが、簡単に説明すると次のとおりである。電動機が車両進行方向に関して車軸より前進側に位置するときは、車軸が曲っているために歯当りが電動機側のみにあり、電動機出力トルクが大きくなって、歯車間反力による、ノーズと反歯車側電動機釣掛用軸受を結ぶ軸に関するモーメントが、電動機の重量による同じ軸に関するモーメントより大きくなると、電動機が歯車間反力により、釣掛軸受遊隙の範囲だけ変位させられて、この電動機出力のときを境として不連続に大小歯車軸間角が増加する。電動機が車軸より進行方向に関して後側に位置する場合、電動機出力が低いときには、車軸の曲りのため歯車の車輪側で歯当りが生じているが、電動機出力が増し、歯車間反力と、電動機重量による、ノーズと歯車側軸受を結ぶ軸に関するモーメントで、歯車の反力によるものが打ちかつと、両モーメントの平衡点を不連続点として電動機が釣掛軸受遊隙の範囲だけ変位させられて、歯当りが車輪側端部から電動機側端部に移行する。このようにして生じる大小歯車間の平行度の狂いは、各原因によるもののベクトル和で求められるが、算術和で求めても十分な精度で知られる。第4節に示した片減り摩耗は以上に説明した歯車作動機構より生じたものである。

国鉄の電車用歯車では、電動機が車輪より後行する場合でも歯当りが電動機側できつく見られる。このことはTable 4に示す片減り摩耗量として、数量的に現われているのであって、この現象が電車用歯車のき裂割損が歯の電動機側端部にしばしば発生する原因となっているのである。

7. 電車用歯車の故障

電車用歯車の故障原因探究のために用いた試験歯車および、その時期に使用に供されていた Cr-Mo 鋼製の歯車は、Table 2 に示すように低い硬度のものであった。これらの歯車では、き裂割損事故がきわめて多く、現在でもこの系統の歯車は故障が頻発している。

これらの原因については以上にした歯車の摩耗に関する研究結果と片当たり応力に関する研究および、現車における走行中の応力測定の結果明らかとなり、その対策も決定されて、すでに実施されている。Cr-Mo 鋼製歯車に関して東京地区電車修繕担当の大井工場における歯車の、2カ年間の故障件数と、その耐用年数との関係に関する調査結果よりしても、電車用歯車の応力発生状況は一般の機械における歯車の作動状況と

Fig. 11 Number of pinions with trouble which was found at the inspection between two years. (Ōi Works) (1955, Feb. to 1957, Feb.) (For MOHA-63 type motor car)

Photo. 2 Fracture of gear tooth

はまったく異なるものであることが知られる。Fig. 11は国鉄において使用している釣掛式電動機装荷方式に使用されている歯車に関する2カ年間の大井工場における故障状況を示し、Photo. 2は材料の疲れ破壊を生じたものの歯を静的に折ったものの破断面の写真である。これらの例からは一般にいう材料の疲れの考え方からすると、相当長年月経過したものでも、また、しないものでも、歯車故障件数の故障歯車と同じ経年数の全歯車数に対する比率は、ほぼ一定とみなされる点を考えれば、歯車における発生応力の大きさは、疲労限を超過する場合が多く、その故障の時期は歯車使用開始後の経年数で決まることが知られる。すなわち、釣掛式電動機装荷方式の歯車で、現在まで使用されてきたものは、歯の摩耗が進行すれば、歯当りがよくなって、歯元応力は減少するというようなことのないことを裏書きするものである。

8. む す び

電車用歯車の作動状況を知り、歯車のき裂割損原因を究明し、その対策を得ることを最終目標として、電車用歯車の摩耗状況を追究してきた。歯車の故障対策としては、歯の片当り防止対策を施したゴム入歯車を提案し、また、片当りのさいの歯元における応力分布を考慮して釣掛式電動機装荷方式の歯車²⁾における歯のクラウニングの決定方法を提案した。前者に関してはすでに製作され、後者に関しては、国鉄用電車歯車に用いられ、その形状寸法を決定して実用され、また、その原理はその車両の動力伝達用歯車³⁾においても実用されている。電車用歯車の摩耗に関して得た結果をまとめると、次のとおりである。

(1) 電車用歯車の摩耗は同じ硬度の場合は、電車の駅発車回数に関係するもので、走行距離および走行路線には影響されない。

(2) 電車用歯車は、ショアー硬度45~55の程度では軟く、歯面には金属流れがあらわれて、歯形の変化は摩耗による歯厚の減少のみによるものでなく、塑性変形も加わる。

(3) 電動機装荷方式として釣掛方式をとる場合の電車用歯車では、歯の片当りは避けられず、このために、片減り摩耗が発生する。この現象は、電車用釣掛式電動機用歯車の歯のき裂割損の原因となっている。

(4) 発車回数当りの摩耗量は歯幅の中央で刻み点付近において、出発回数300,000回までは小歯車で約 6×10^{-6} mm/回、大歯車で約 3×10^{-6} mm/回であったが、その後は摩耗進行度がいちじるしく低下した。また、摩耗量はショアー硬度45~55程度では、歯車の精度および歯面仕上げ方法による影響があらわれなかった。

以上のように、電動車の電動機を釣掛装荷する方式に用いられる歯車においては、その機構上片当りが必ず発生するので、これを考慮して各種の対策が与えられている⁴⁾。また、比較的硬度の低い電車用歯車の摩耗は金属の流れを伴う複雑なものである。

参 考 文 献

- 1) 実用新案 実願昭28-19281 登録第428755号 電車用ゴム入歯車 宇多小路, 戸原, 藤田
- 2) 藤田, 機械学会 昭和31年10月東京秋期講演会前刷
- 3) 国鉄機関車 DD13 用歯車における設計例
- 4) 一例として W.P. Welch and M.C. Winstanley, Railway Locomotives and Cars (June, 1959)

弾塑性応力状態における偏光実験

[Spannungsoptische Untersuchung elastoplastischer Spannungszustände]
R. Hiltcher, V.DI, Bd. 95, Nr. 23, Aug. 1953. S. 777-781, 図27, 表なし

高分子団体の1次元、および2次元応力状態における降伏点を越えた応力領域にまでおよぶ偏光効果を利用して測定し、偏光塑性学の基礎となさんとしている。試料としてはポリスチロールが主として用いられ、圧縮による偏光弾塑性効果はきわめて興味がある。すなわち、ポリスチロールでは塑性ひずみによる偏光効果は弾性のそれと相反し、したがって約 6 kg/mm^2 以上の圧縮応力、あるいは圧縮クリープを行わせ、塑性ひずみを起すに至ると次第に偏光効果は小さくなり、つ

いには符号を変更するに至る。これらを梁に中立軸の移動するよう曲げ荷重を加えたとき、および半無限平板の円筒圧縮の場合のクリープ実験で実証している。

さらに、対称切欠のある平板の圧縮において偏光弾塑性等色曲線写真を撮影し、切欠の部分の降伏領域が等色曲線に相似していることからポリスチロールの2次元応力状態における降伏条件が、だいたいせん断応力によると結んでいる。(伊藤勝彦)