

# 電気機関車用歯車の負荷条件と実車応力

## Loading Condition and Actual Stress of Driving Gear on Electric Locomotives

三木 雅雄\* 中村 貫太郎\*\* 油井 兄朝\*\*\*  
 Masao Miki Kantarô Nakamura Shigetomo Yui

### 要 旨

実車測定と走行計算とにより電気機関車用駆動歯車の負荷特性を明らかにした。歯元応力は静的トルクに見合った値を示すので、出力トルク分布を知れば応力ひん度が推定できるが、その値は歯すじ方向の分布を考慮して割増をする必要がある。実車の歯元応力は定常走行中の最大値で 25 kg/mm<sup>2</sup> 前後となっているが最大負荷時間を全走行時間の約 20% に見込む必要があるのでこの応力下における大歯車のかみ合数は約 3×10<sup>7</sup> に達する。

表1 対象機関車諸元と使用線区

機 種	ED7145系	ED 75	EF 80	
機 関 車 諸 元	電 気 方 式	AC. 50 c/s 20 kV	AC. 50 c/s 20kV	DC. 1.5 kV, AC. 50 c/s 20 kV
	運 転 整 備 重 量	67.2 t	67.2 t	96 t
	軸 配 置	B <sub>0</sub> -B <sub>0</sub>	B <sub>0</sub> -B <sub>0</sub>	B-B-B
	1 時 間 定 格 出 力	2,040 kW	1,900 kW	1,950 kW
	1 時 間 定 格 速 度	41.7 km/h	49.1 km/h	46.9 km/h
主 電 動 機	駆 動 方 式	可 撓 鈎 掛 式	鈎 掛 式	歯車連結式ゴムグイ
	歯 車 比	79:15 (5.27:1)	71:16 (4.44:1)	72:57.20(3.60:1)
	制 御 方 式	高 圧 タ ッ プ 制 御 MR格子位相制御	低 圧 タ ッ プ 制 御 お よ び 界 磁 制 御	抵抗および弱界磁制御
使 用 線 区 ・ 運 転 の 標 準 条 件	形 式	MT102 (直流直巻)	MT52 (直流直巻)	MT53 (直流直巻)
	1 時 間 定 格 電 流	816 A	570 A	465 A
	1 時 間 定 格 回 転 数	1,085 rpm	1,070 rpm	845 rpm
	線 区 (特 長)	東北本線 (山岳線) 郡山~福島~ 白石~仙台 125.5 km	常磐線 (平坦線) 水戸~平 94.1 km	常磐線 (平坦線) 上野~藤代~水戸~平 211.6 km
特 記 事 項	停 車 駅 数	26	17	32
	最 大 こ う 配	+25%	+10%	+10%
	けん引荷重	1,200 t	1,200 t	1,300 t
	最大起動電流	単機 1,000A 重連 578A	770 A	800 A
	粘着力行中平均速度	18.7 km/h	24.8 km/h 金谷川~ 白石間	21.3 km/h 標準型 ACEL
	特 記 事 項			AC. 17.0 km/h DC. 20.7 km/h 上野~ 藤代間

### 1. 緒 言

車両用歯車に対する負荷は変動が広範囲にわたり、とくに近年容量増大の傾向にある電気機関車では従来より負荷がきびしくなりつつある。たとえば電化進展に伴う走行距離の伸長、起動時に機関車の粘着限界一ぱいを利用する交流機関車の出現、1台車1電動機台車<sup>(1)</sup>の採用など駆動機械系に対する負荷条件は再検討を要する段階にきていると考えられる。これに対処するため高強度歯車を製造する技術の向上に多くの努力が払われてきたのは当然であるが、この裏付けとして歯車の負荷状況を克明には握ることがきわめて重要となってきた。筆者らは、昭和39年以来、製造技術向上の研究と並行して原動機出力の分布、動力伝達軸トルク、歯元応力などを多岐にわたって実測は握する一方、これらを取り入れて負荷の見積を適確に行なう方法を検討してきた。この報告は、まず実測によって車両歯車に対する負荷の特長を示し、ついで従来からとられている負荷算定の方法(等価運転時間の考え方)にこの結果を入れて、歯車強度に関連づけた設計指針を示したものである。

### 2. 実 車 測 定

駆動歯車に対する負荷のは握方法として、原動機出力を長時間連続的に測定し長時間にわたる分布をは握する方法と、特定区間を選んで原動機出力、軸トルク、歯元応力の関係を詳細に記録する方法とを併用した。表1にこの試験のために選んだ機関車諸元と使用線区の特長を、表2に測定列車と測定項目を示す。

#### 2.1 原動機出力の分布

実測は主電動機電機子電流と列車速度とを記録した。図1はED71形交流機関車の東北本線における実測オシログラフの一例を示したものである。実車においては途中路線の速度制限による減速、再力行加速が行なわれ規則性がくずれる場合もあるが、一般に初期加速に大電流が負荷され、その後加速するに従って徐々に段階的に減少する。ある速度に達すると惰行(無負荷走行)にはいりやがて停止する。各駅停車列車の場合このような負荷サイクルが駅間数だけ繰り返される。多くの実測例からこの一般性にそって電流値(回転

表2 測定列車と測定項目

No.	機 種	測 定 日 測 定 月 日	測 定 区 間	けん引条件	測 定 項 目		
					出 力 分 布	軸 ト ル ク	歯 元 応 力
1	EF80	38.10.24	常 磐 線 上野→平	10P 350 t	(○)	○	○
2	EF80	10.25	平 →上野	11P 410 t	(○)	○	○
3	ED75	39.2.12	常 磐 線 平 →水戸	14P+1EL 600 t	○	—	—
4	ED75	2.13	平 →水戸	47F+1EL 1,300 t	○	—	—
5	ED75	39.10.29 ~11.2	高 萩 →川尻	47F+1EL 1,300 t	—	○	○
6	ED75	39.11.4	平 →水戸	14P+1EL 600 t (営)	(○)	○	○
7	ED7145系	40.2.8	東北本線 福島→仙台	6P 220 t (営)	○	—	—
8	ED7145系	40.2.8	仙台→福島	8P 300 t (営)	○	—	—
9	ED7145系	40.2.9	福島→白石	31F 614 t 重連 (営)	○	—	—
10	ED7145系	40.2.9	白石→福島	41F 1,004 t 重連 (営)	○	—	—
11	ED7145系	40.2.10	福島→白石	26F 480 t 重連 (営)	○	—	—
12	ED7145系	40.2.10	白石→福島	39F 778 t 重連 (営)	○	—	—

注 けん引条件中 最初の数字はけん引両数、P:客車、F:貨車、EL:死重としての機関車、(営)は営業列車を示し、ほかは試験のために編成された列車

力に換算し最大値を1とした比で表わす)の大きい順に集計してえられたのが図2で、いずれもそれぞれの電流区間に属する速度の平均値を対応させている。この実測例によると最大電流が負荷されるのは全走行時間の5%未満、負荷全時間は全走行時間の60%未満(力行率)とみることができる。このような負荷の分布線図がえられると設定寿命期間内に、選んだモデル区間の何倍の距離を走行するかを算出し総負荷の大きさを推定することが可能となる。ただこれらの例は対象とした機関車の公称能力(表1)にくらべて余力十分の

\* 日立製作所水戸工場  
 \*\* 日立製作所機械研究所  
 \*\*\* 日立製作所日立研究所

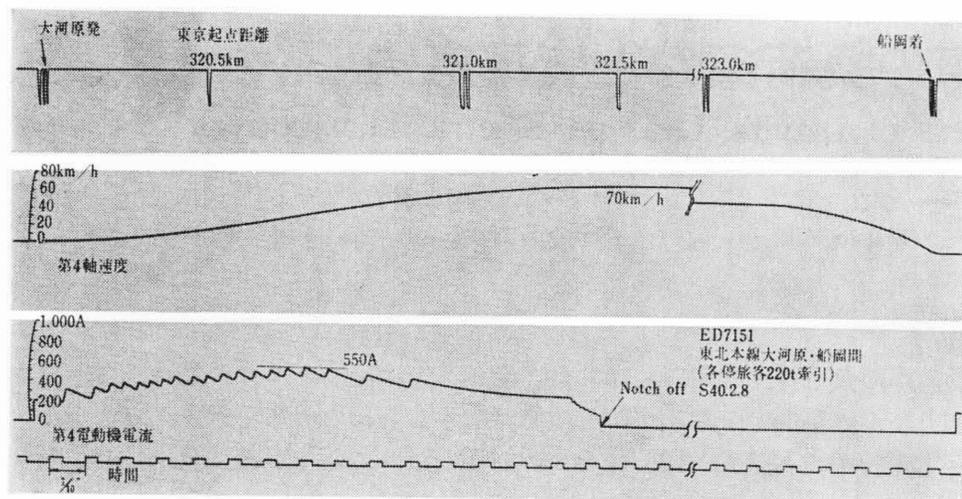


図1 負荷分布実測例

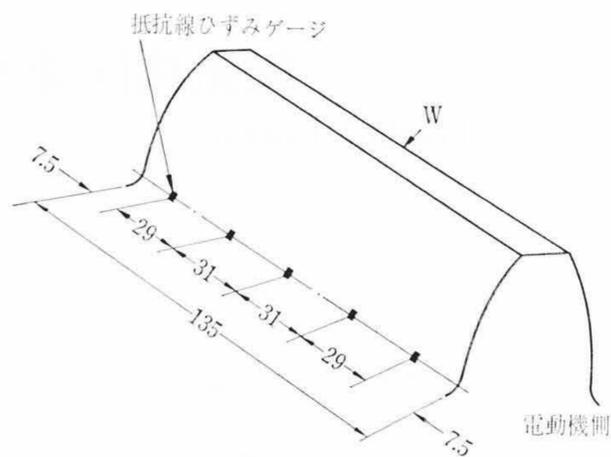


図3 歯元応力の測定方法 (ED 75)

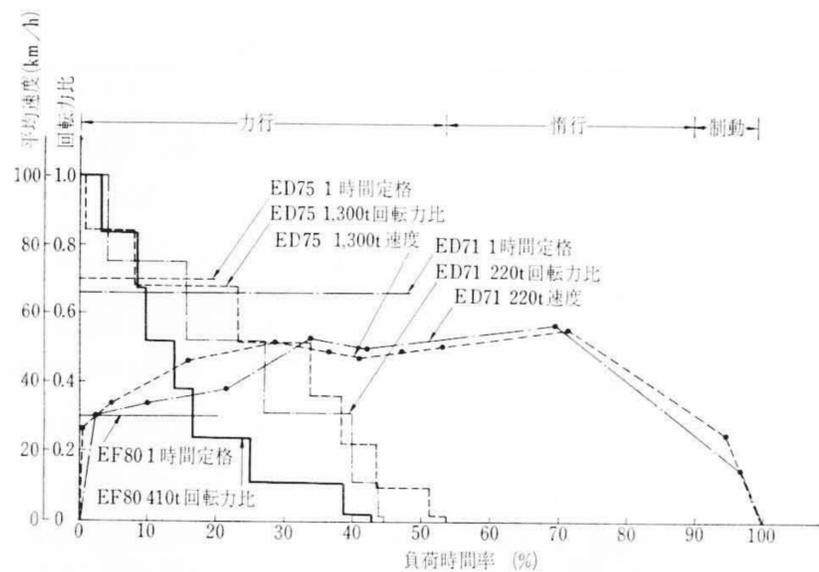


図2 負荷トルク分布と速度変化実測例

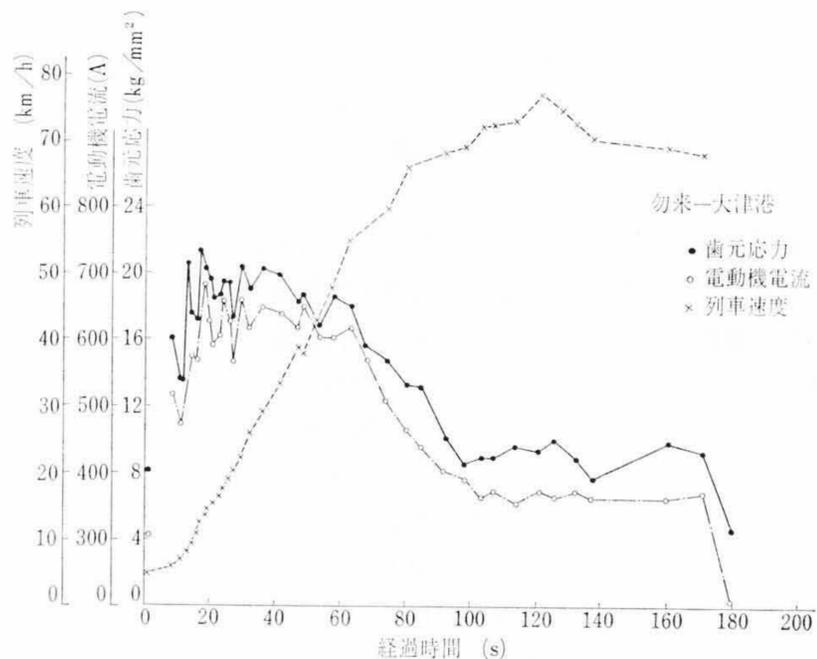


図4 主電動機電流、列車速度および歯元応力の時間経過 (ED 75)

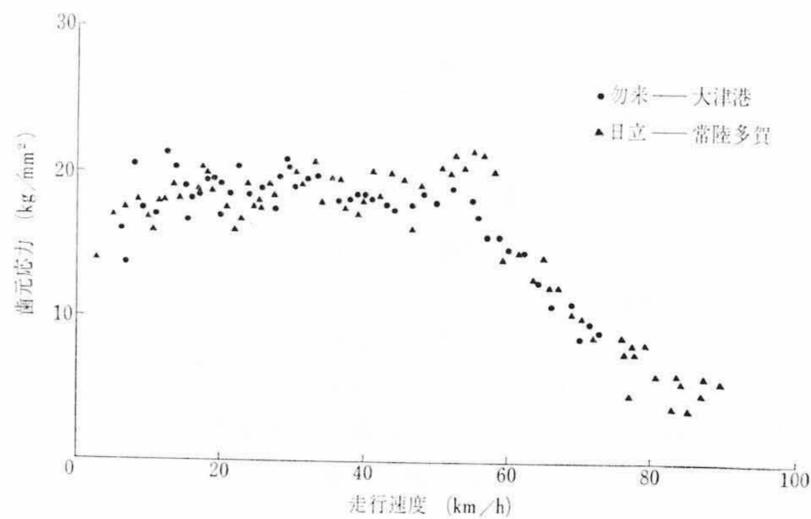


図5 走行速度と歯元応力の関係 (ED 75)

運転条件下のものであるから、このまま歯車設計などの基本とすることは十分でなく、定性的な把握にとどめるべきである。

2.2 歯元応力の実測

2.2.1 測定方法

図3に示すように、大歯車の歯元に抵抗線ひずみゲージを接着し運転中の歯元応力を測定した。ひずみゲージの中心を歯先から2モジュールの位置にとったのは、最弱断面が有効歯元円上にあると考えたからである。また、歯すじ方向の応力分布を求めるために、5枚のひずみゲージを歯すじに沿って接着した。大歯車に作用する接線荷重を知るために、EF80では中空軸のトルクをひずみゲージによって測定した。一方、ED75では主電動機の電流値からトルクを換算した。

測定はすべて共和電業株式会社の動的ひずみ測定器DPMを使用し、電磁オシログラフによって応力波形を記録した。前者の搬送波は5kc/s、後者のガルバノメータの固有振動数は2kc/sであり、いずれも歯車のかみあい周波数に比較して十分高いから、動的応力の計測には十分の性能をもっていると考えてよい。

実車試験は、国鉄技術研究所と協同行なもので、駆動軸ごとに分担して歯車の応力測定を行なった。ED75, EF80とも常磐線上野、平間で正常ダイヤにもとづく客車けん引時の試験であるが、ED75では、高萩、川尻間の上りこう配を利用して、粘着性能試験、こう配起動試験も行なった。

2.2.2 運転中の歯元応力

図4は、ED75運転試験で得られた駅間の主電動機電流、走行速度、歯元応力の経過を示したものである。出発後急速に電流値を増して650Aで70秒運転し、その後界磁を弱めて400A以下とし、170秒以後は惰行運転となる。この図のような走行経過は、

駅間距離、こう配などによって当然異なると考えられるが、各駅間の主電動機の負荷条件を整理した結果(図2)と類似していることから、各駅間でほぼ同じような負荷状態が繰り返されていると見てよい。図4で歯元応力が主電動機電流値に対応して変化することから、ほぼ静的トルクに見合った歯元応力値を示していると推定される。

走行速度と歯元応力の関係を求めた結果を図5に示す。走行速度50km/h以下では歯元応力値はほぼ一定であり、50km/h以上の速度では、歯元応力は速度とともに減少することを示している。図4を見ればわかるように、力行時50km/hの速度に達するまでは、主電動機の電流値の変化は少ないことから、大歯車に作用す

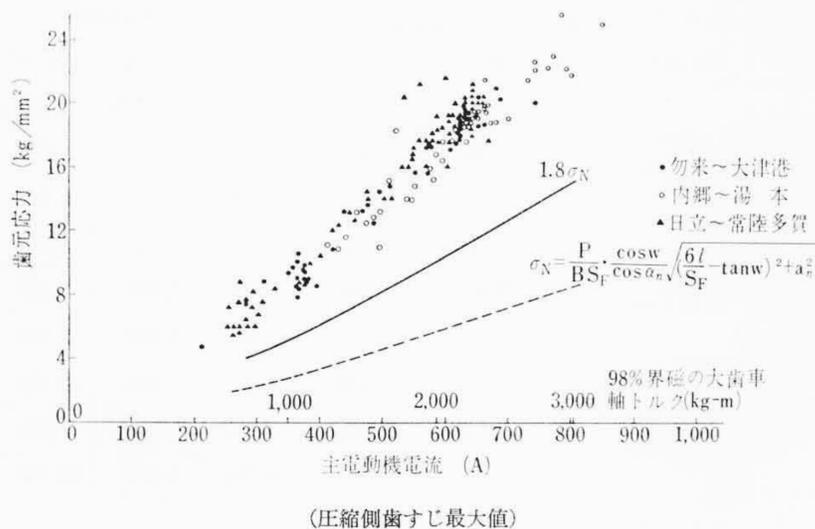


図6 ED75 運転試験における大歯車歯元応力

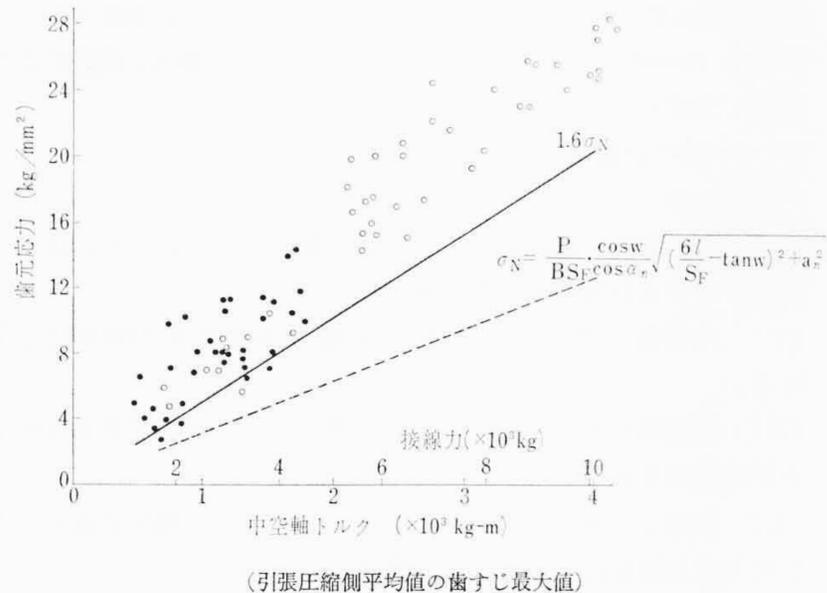


図7 EF80 運転試験における大歯車歯元応力

る接線荷重もほとんど一定であると考えてよい。したがって、運転中といえども速度による歯車応力への影響すなわち動荷重成分はそれほど大きくないと考えてよい。

歯元応力と大歯車軸トルクとの関係について、ED75 および EF80 の測定結果を比較すると、図6 および図7 が得られる。いずれも歯すじ方向における最大値について表わしたものであるが、両者とも歯元応力は静荷重に対してほぼ直線的に増減していることがわかる。歯元応力の測定値にはかなりのバラツキがみられるが、これは測定誤差、動荷重および歯すじ方向の応力分布の変化などが総合された結果によるもので、その平均値からの偏差は小さく、定格トルク時で ±10% に過ぎない。図中の曲線は Niemann の計算によって求めた歯元応力の計算値<sup>(2)</sup> (せん断応力係数は 2.5) で、さらに形状係数、引張側から圧縮側への換算係数を考慮して実測値に対比すべき計算値(1.8σ<sub>N</sub>, 1.6σ<sub>N</sub> 線)を示した。図6 および図7 に示す歯元応力の実測値はこれらの計算値より高く、その比を求めると ED75 では 1.7~1.75, EF80 では 1.4~1.45 を得る。これらの図の測定値はいずれも歯すじにおける最大値をとったものであり、あとにも述べるように、歯すじ方向の応力分布状態によってその値は変化するであろう。

### 2.2.3 歯すじ方向の応力分布

図8 は EF80 および ED75 における歯すじ方向の応力分布を比較した結果である。いずれも歯すじ中央付近の応力が大きく、片あたりはほとんど認められない。釣掛式駆動方式では、かみ合っている歯車間に若干の相対運動が許されるため、クイルゴム駆動装置に比較して歯すじ方向の応力分布が均一とならない。ED75 では、大歯車と車軸との間に緩衝ゴムを用いて端面に大きな荷

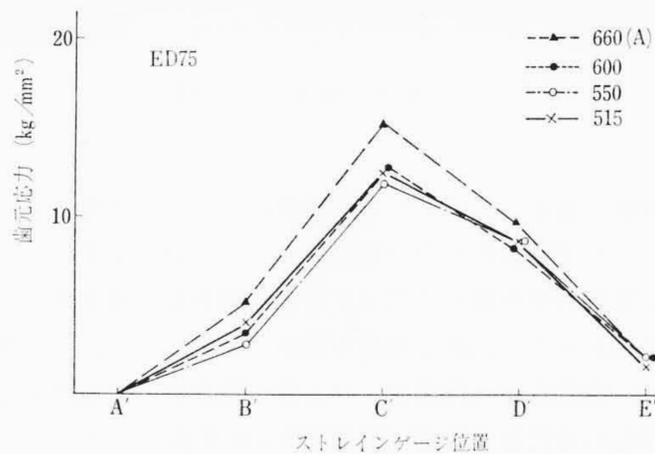
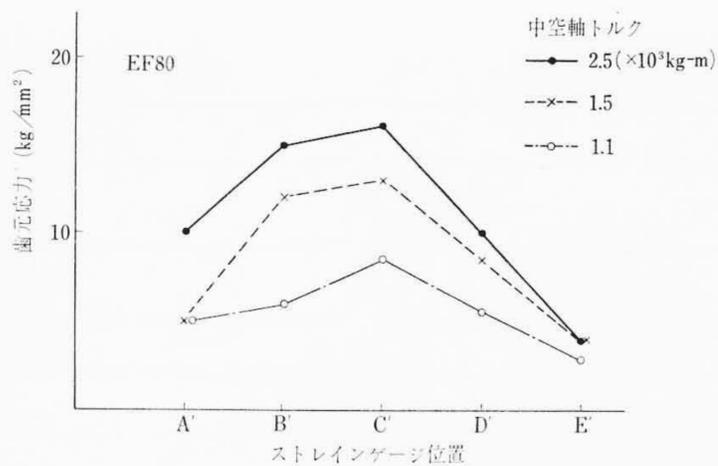


図8 歯すじ方向の応力分布

重のかかるのを防ぐ構造となっている。さらに、小歯車はクラウニングしてあり、図8の応力分布ではそれらの効果が明瞭に示されているといえる。しかしながら、EF80の応力分布と比較するとやや鋭く、このため最大応力値が高くなっている。前項で述べたように、ED75の歯元応力の実測値が計算値よりかなり高くなっているのは、小歯車のクラウニングによって両端に近い部分の荷重分布が極度に小さくなっているためである。歯幅に均一荷重がかかると考えて求めた計算値に対する応力増加度を求めると<sup>(3)</sup>、EF80では1.48となり、今回の実測値とよく一致する。

### 2.2.4 空転時に生ずる振動応力

電気機関車では、空転中に動力伝達系に過大な応力を発生することがある。とくに1台車1電動機方式では、自励振動を生じて100%以上の動的トルクを生ずる試験結果も見られる<sup>(1)(4)</sup>。ただしこのような現象は、雨天で重けん引車がこう配起動する場合におこりやすいが日常運転ではひん繁におこるものではない。図9はED75の粘着性能試験でえられた空転時の歯元応力の測定値を示すもので、走行速度の非常に小さい場合である。歯車のかみあっている間に数回の振動があらわれ、このため歯元応力は平均値の上下に大きい変動を示している。この変動は空転中に車軸に生ずる自励振動に基づくもので車軸の固有振動数に等しい変動トルクとなってあらわれ、そのため歯元応力に変動を生ずる。筆者らが測定した数多いデータのうちで最大の応力を示したものは図9に示す水まき、砂まきの条件でえられた 35.7 kg/mm<sup>2</sup>、振動数は 74.5 c/s であった。この場合平均の応力は 25.8 kg/mm<sup>2</sup> で、図6でえられた歯元応力の値を 880A まで外そうすると近い値がえられる。すなわち、空転時の応力は、静的トルクから求めた歯元応力値の上下に振動応力が重畳されていることを示している。

### 2.3 実測結果のまとめ

以上代表的な機関車を対象として出力分布、歯元応力などの実測からその特性を検討した結果、つぎの指針が導かれる。

(1) 電気機関車の駆動系に対する負荷は、出発および初期加速期間で最大となり、最大トルクの大きさはおおむね機関車の定格トルクを上まわる。そのひん度はこれらの実測値では全走行時間

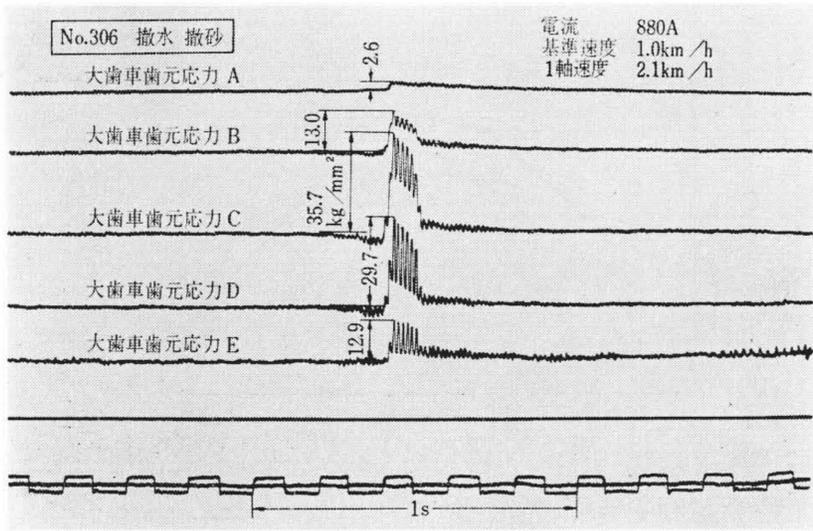


図9 大空転中の歯元応力実測例

- の5%未満であるが、歯のかみ合回数になおすと十分大きい回数となることが予想されるので定量的検討が必要である。
- (2) 定常走行中の歯元応力は主電動機電流値と歯車比から求められる軸トルクに比例した値を示す。したがって出力分布を把握すれば、歯元応力の大きさ、ひん度が精度高く推定できる。
- (3) 現在の走行速度範囲(時速100km未満)では特定の速度において歯元応力に著しい動荷重の発生はみられない。
- (4) 実際歯元に発生する応力は、歯すじ方向の位置によって異なり、その最大値は歯車軸の支持構造により割り増しを考慮しなければならない。
- (5) 現在用いられている電気機関車用歯車の歯元応力は最大粘着力で力行中(歯すじ中の最大値で)25kg/mm<sup>2</sup>前後である。
- (6) 起動时空転を発生した場合に生ずる応力は静的トルクに比例した値より相当大きくなるが、繰返し数は普通きわめて少ない。

### 3. 負荷算定に関する設計上の検討

#### 3.1 定常走行中にうける負荷

種々の実測により、車両用歯車の負荷の特長、歯元応力の特性が明らかとなったが、負荷の分布の実測が比較的軽荷重の場合に限られたため、設計の際の負荷の算定としてまだ十分安全といえる目安が握できていない。機関車仕様書上の能力一ぱいの負荷をうけた場合につき、しかも比較的長い区間を包含したモデルについて標準的な負荷サイクルを設定し、これを定量的に表現する必要がある。筆者らは負荷の定量的表現法としてB.S.S.<sup>(5)</sup>に基づく社内規格にならない「等価運転時間の考え方」をとった。また能力一ぱいの負荷の実現は実車では望めなかったのをこれを電子計算機による走行シミュレーションによって実施した。

##### 3.1.1 等価運転時間

荷重(回転力)が最大値  $T_1$  から段階的に  $T_2, \dots, T_n$  と変化し、それぞれに対する回転数が  $N_1, N_2, \dots, N_n$  であって、それらの継続時間が  $u_1, u_2, \dots, u_n$  の場合、このサイクルの等価運転時間は、摩擦、曲げに対し、

$$u_{ec} = \sum_{i=1}^n u_i \left( \frac{N_i}{N_1} \right) \left( \frac{T_i}{T_1} \right)^3, \quad u_{eb} = \sum_{i=1}^n u_i \left( \frac{N_i}{N_1} \right) \left( \frac{T_i}{T_1} \right)^7 \quad \dots \dots \dots (1)$$

歯車に対する設定寿命年限を  $n$  年、年間走行距離を  $L$  km、選んだ単位サイクルに含まれる距離を  $l$  km とすると総寿命年限中にうける負荷の等価運転時間はそれぞれ

$$U_{ec} = u_{ec} \times \frac{L}{l} \times n, \quad U_{eb} = u_{eb} \times \frac{L}{l} \times n \quad \dots \dots \dots (2)$$

で表わされる。

表3 走行計算による等価運転時間

車種	基本電流 基本回転力	進行 方向	1サイクル 等価運転時間		7年間等価運転時間		
			摩擦	曲げ	サイクル数	摩擦	曲げ
ED71	1,000 A 2.99 t-m	上り	4,779''	4,071''	3,720	4,940 h	4,200 h
		下り	3,467	2,405	4,000	3,860	2,680
		計			7,720	4,940	6,880
ED75	770 A 2.84 t-m	上り	3,169	2,122	5,950	5,240	3,510
		下り	3,431	2,386	5,950	5,660	3,950
		計			11,900	5,660	7,460
EF80	800 A 2.63 t-m	上り	7,954	13,124	3,370	7,460	12,300
		下り	3,885	636	3,370	3,640	600
		計			6,740	7,460	12,900

ここに年間走行距離  $L$  は幹線列車けん引用機関車では、現在日本国有鉄道の場合16万km程度となっているが輸出用では20万km程度に見込む必要のある場合もある。またここでは  $n$  としてB.S.S.の一般歯車にならない7年としているが顧客、機種により選択しなければならないであろう。

#### 3.1.2 電子計算機による走行計算

計算条件はつぎのとおりである。

- (1) 所定区間の路線条件(こう配、速度制限、駅など)はすべてあらかじめ計算機に記憶させておく。
- (2) 仕様書で要求される最大荷重の各停貨物列車をけん引する。
- (3) 機関車の能力一ぱいの力行加速を行ない最高速度95km/hとして駅間を走行する。
- (4) 路線上の速度制限がなくなったところでは機関車能力一ぱいの力行加速を行ない速度を回復する。
- (5) 実際の運用計画に従って単機あるいは重連運転を行なう。

これらの条件により表1に示す機関車能力値をあてはめ走行計算を行なった結果を表3に示す。いずれも年間16万km走行、寿命7年間としている。走行計算結果から、電流値、速度、走行距離をとり出して線図化してみると、定性的には図2と合致しておりかつ実測例より過酷な条件となっていることが確認される。このようにしてえたいくつかの例をまとめ、細かい凹凸をならしてえた負荷モデル線図が図10で、まずこの級の幹線用電気機関車の標準的な(能力一ぱいを見込んだ)負荷線図とみることができる。これに対し図6,7でえられたトルク~応力の関係から求まる応力値ならびに、各区間の回転数と継続時間との積で求められるかみ合回数を併記して示したのが表4である。起動時および初期加速時に負荷される最大トルクは定格トルクの約1.5倍となり、継続時間は全走行時間の約20%に相当する。また動輪と同軸の大歯車かみ合数はこの間で約  $3 \times 10^7$  である。したがって定常走行中にあらわれる最大トルクに対応する応力値が歯の疲れ限度以下となるよう設計しなければならない。

#### 3.2 空転時に生ずる振動応力の影響

2.2.4で、引出試験において空転が発生した場合に生ずる振動応力について述べた。このときの最大歯元応力値はひん度を考慮に入れて歯車に及ぼす疲労被害を考慮する<sup>(6)</sup>必要はあるが、定常走行負荷の中へ一つの極端な負荷としてくり入れた場合、等価運転時間としてはほとんど省略できる。すなわち、ED75の実測例に基づき平均空転速度、空転継続時間、応力の振動数などを仮定し、振動応力の最大値は常用最大応力の2倍、空転発生ひん度は1単位サイクルに1回発生するとすれば、等価運転時間にして、定常走行に対するその約1.2%(摩擦)、2.5%(曲げ)に相当するにすぎないことがわかる。空転発生ひん度に十分の余裕が見込まれているので、よほど

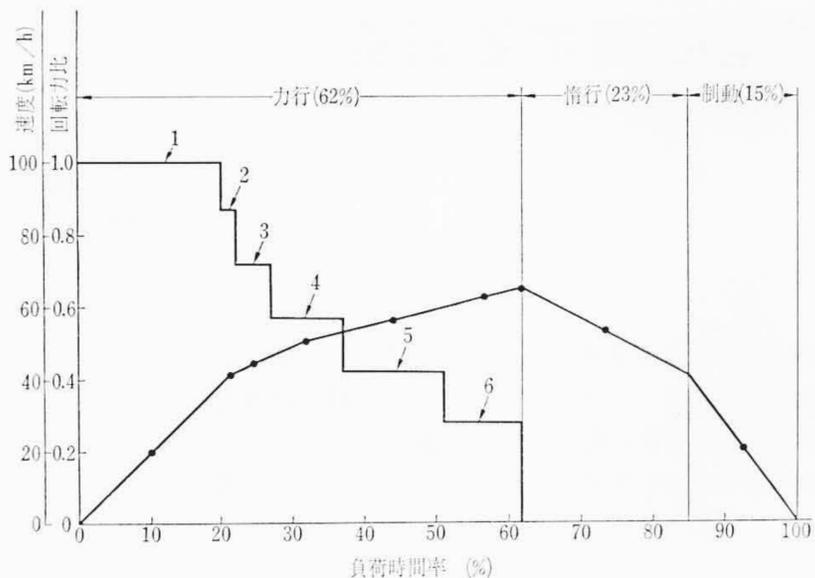


図10 標準負荷サイクル

長時間空転をつづけるような特殊な運転が行なわれない限り、空転時の振動応力の影響は等価運転時間計算には考慮しなくてもよいと言える。

3.3 動力不等配の影響

1台車1電動機式台車においては主電動機出力がきまっても動力不等配現象のため、歯車に対する負荷も出力トルクを軸数に等分すると危険側になる場合もある。動力不等配の原因には静的軸重移動と、連結された動輪の直径差によることがほぼわかっている<sup>(4)</sup>が、定性的には軸重移動による成分が大きく、かつ動輪直径差の計算導入方法に結論をみていないので、軸重移動に見合う不等配を歯車の負荷算定に導入した試みをつぎに示す。たとえば、EF 80形で上野から平に向かうとき後軸に  $T_1$  なる引張力が負担され、平から上野に向かうときは前軸となって  $T_2$  が負担されるとし、台車内軸重移動に見合った動力不等配がおこるとすると

$$T_1 = T_{E0} + \frac{2h T_{E0}^2}{W_0 B}, \quad T_2 = T_{E0} - \frac{2h T_{E0}^2}{W_0 B} \dots\dots (3)$$

ここに、 $T_{E0}$ : 軸重移動のない場合の1軸あたりの引張力

$W_0$ : 平均軸重

$B$ : 固定軸間距離

$h$ : 引張力伝達点高さ

を表わす。

表5は  $h$  が異なる2機種につき(3)式をとり入れて走行計算を行なった結果を示したものである。この結果から、最大軸重移動率  $\delta_{max}$  を知って、あらかじめ等価運転時間に見込むべき割増係数を推定することができる。

4. 結 言

実車において出力分布、軸トルク、歯元応力を実測することにより、電気機関車の駆動歯車に対する負荷の特長をは握し、走行計算を行なった結果つぎの結論をえた。

- (1) 定常走行中の歯元応力は主電動機電流値から求められる接線荷重に比例した値を示し、特定の速度で動荷重が付加される現象もみられない。したがって電気機関車の出力分布をは握すれば歯元応力の大きさ、ひん度をかなり正確に推定することができる。
- (2) 機関車能力一ぱいの運転条件下において出発時および初期加速時に定格トルクの約1.5倍に相当する最大トルクが負荷され、

表4 標準負荷サイクル

図10の区間 No.	1	2	3	4	5	6	計	
回 転 力 比	1.00	0.87	0.72	0.57	0.42	0.28	—	
負 荷 時 間 率	20.0%	2.0	5.0	10.0	14.0	11.0	62.0	
平 均 速 度	19 km/h	41	45	51	56	63	最高65	
例 ED75 大歯車	回 転 力 t-m	2.68	2.33	1.93	1.53	1.13	0.75	
	歯 元 応 力 kg/mm <sup>2</sup>	25	21.7	18.0	14.3	11.9	8.0	
	正 味 負 荷 時 間 Hr	5,200	520	1,300	2,600	3,640	2,860	16,120
	かみ合数(×10 <sup>7</sup> )	2.91	0.63	1.72	3.9	6.00	5.3	20.46

注 正味負荷時間は16万km×7年を平均速度43km/hで走る総時間を100%としている。

表5 動力不等配の影響

No.	動力分担比	h	$\delta_{max}$	$\alpha_{max}$	等価運転時間	
					摩 耗	曲 げ
1	1 : 1	—	0	50	3,560h (1.00)	4,110h (1.00)
2	$1 + \frac{2h_1 T_{E0}}{W_0 B} : 1 - \frac{2h_1 T_{E0}}{W_0 B}$	m 0.71	20	60	6,350 (1.78)	7,500 (1.82)
3	$1 + \frac{2h_2 T_{E0}}{W_0 B} : 1 - \frac{2h_2 T_{E0}}{W_0 B}$	m 1.08	30	65	7,460 (2.10)	12,900 (3.14)

$h$ : 引張力伝達点高さ,  $\delta_{max}$ : 最大軸重移動率,  $\alpha_{max}$ : 最大動力分担率

大歯車のかみ合数にして約  $3 \times 10^7$  となるから、この最大トルクに相当する応力値を歯車の曲げ疲れ限度以下にとる必要がある(現在実績ある機関車の例ではこの値が歯すじ方向の分布のうち最大のもので、25 kg/mm<sup>2</sup>前後となっている)。

(3) 実際に生ずる歯元応力の絶対値は歯すじ方向の位置によって異なり、最大値は軸の支持構造によって計算値の1.5~1.8倍に推定しなければならない。

(4) 幹線列車けん引用電気機関車の駆動歯車に対して図10に示す負荷線図を想定すればよい。ただしこれは年間走行16万km, 7年間走行に相当するものである(下記(5)を包含している)。

(5) 軸重移動により動力不等配の生ずる1台車1電動式台車における歯車に対しては、等価運転時間の算定において軸重移動を生じないとした場合よりその分だけ考慮する必要がある(最大軸重移動率30%の例では摩耗で約2倍、曲げで約3倍となる)。

(6) この配上で起動時に発生することのある空転中の振動応力のピーク値は、35~40 kg/mm<sup>2</sup>に達するが、そのひん度は少なく特殊な場合をのぞいて負荷の算定には問題にしなくてもよい。

終わりに本研究を進めるにあたり、日本国有鉄道車両設計事務所、鉄道技術研究所、運転局機関車課をはじめ関係各位から実車試験についてご尽力を賜わり、種々ご指導いただいた。ここに深甚の謝意を表する次第である。

参 考 文 献

- (1) 油井ほか: 日立評論 48, 474 (昭41-4)
- (2) G. Niemann u. H. Glaubitz: VDI-Z, 92-33(1950-11)および吉武ほか: 日立評論 49, 1238 (昭42-12)
- (3) 藤田ほか: 機学誌 69, 565 (昭41-2)
- (4) Yui et al: Papers of J. S. M. E. 1967 Semi-International Symposium; No. 331
- (5) BS 436: 1940
- (6) たとえば, Miner, M. A.: J. of Appl. Mech. 12 159 (1945)