論文

クラウニングした歯車の歯元応力に関する一実験*

藤 田 公 明**

An Experiment on the Stress of Traction Gear Having a Great Degree of Crowning

by

Kōmei FUJITA

(Railway Technical Research Institute, J.N.R.)

As the countermeasure for the teeth failures in the nose-suspended type traction gears of the Japanese National Railways which are caused by the end tooth bearing, the pinions are heavily crowned in order to prevent the end tooth bearing. As the degree of crowning is extremely great, the tooth bearing of such crowned gear is localized and the method of calculation of gear stress in such gear is not established up to the present time.

The author has derived a theoretical method of calculation of gear stress in the heavily crowned gear, and recently conducted an experiment in order to measure the lengthwise distribution of gear stress while the electric locomotive, equipped with a crowned traction gear, was running. The results are as follows:

(1) It was demonstrated by the experiment that, in order to calculate the stress of traction gear which is heavily crowned so as to prevent the end tooth bearing, it would be proper for us to use the solution of the theory about two elastic bodies in contact with each other as the load of tooth face and then to apply the theory of a very long cantilever plate with infinite width.

(2) In this experiment with the ground traction gear of the electric locomotive having the traction motors mounted on bogies and the gears installed rigidly on axles, the distribution of the values of the ratio (dynamically added load+statical load) versus (statical load) was widely scattered due to the high acceleration of the unsprung masses, its maximum value being 2.45 and minimum value 0.85 in the test range of locomotive speeds below 55 km/hr, namely under 11 m/sec of the circumferential speed of pitch circles of gears. (Received Oct. 17, 1959)

1. ま え が き

電動機を釣掛装荷している電気車のけん引用歯車は、釣掛装荷機構が原因で、片当りして、しばしば裂割損事故が発生した。そのために最近国鉄では小歯車にレリービングをかねたクラウニングを施している。このような歯車では歯当りが極部的であるから、様な歯当りの歯車に対する歯元応力計算方法は、まったく利用できない。したがって、さきにクラウニング歯車の理論的歯元応力計算方法を導いた¹⁾。

今回電気機関車用の半可とう式駆動方式に用いられているクラウニングした歯車に、静的に集中荷重を作用させた場合と、機関車が走行している場合について、

歯筋にそった歯元応力分布状態を測定して、クラウニング歯車に対する理論的歯元応力計算結果と、実際に生じる歯元応力とについて比較検討する機会を得た。

2. 供 試 歯 車

半可とう式駆動方式の試作台車をもつ国有鉄道の、ED 6115 号電気機関車の大歯車を用いて、静荷重試験および機関車走行中の応力測定試験を行なった。この半可とう式駆動方式においては、小歯車は台車に固定されている電動機の軸端に片持に取りつけられ、大歯車は車軸に固定されている。したがって、この新しい形式の駆動方式では、大小歯車間の関係位置は台車わくと車軸間の相対変位に従って変わるので、この相対変位量をできるだけ少なくするために、軸ばねを在来のものよりはるかに堅くし、車体と台車間のばねには空気ばねを使用することにより、車体の車軸に対す

* 原稿受付 昭和34年10月17日、第3回材料試験連合講演会にて講演 (昭34.9)

** 正員 国鉄鉄道技術研究所

るばね定数は、在来のもと同じ程度にして、動力伝達機構をきわめて簡素化しており、中速度以下の亜幹線用として使用することを目標とした、電気機関車用台車の駆動方式である。

この駆動方式に用いられている歯車は、大小歯車軸間に相対変位があるために、片当りによる応力増加をなくすることを目的として、小歯車にのみレリービングをかねたクラウニングを施している。このクラウニングの形状は Fig. 1 に示すとおりで、また、試験を実施した ED 6115 号機関車用の歯車の諸元は Table 1 に示すとおりである。この大歯車の歯元フィレット中央部に、Fig. 2 のように抵抗線ひずみ計をはりつけ、ひずみ計をはりつけられた歯に集中荷重を加えて、静荷重試験を実施後、機関車に組み込み、ひずみ計のリード線を車軸端に設けられたスリップリングに導いて、歯筋方向 5 本の歯元応力を機関車走行中において同時に測定した。したがって、以下には大歯車の歯元応力についてのみ取り扱う。

3. 歯元応力

クラウニングを施された歯車の歯元応力計算方法は

Fig. 1 Shape of crowning on opinion of electric locomotive ED 6115

Table 1 Dimensions of test gears

Item	Gear	Pinion
Number of teeth	82	15
Pressure angle	20°	
Module	10	
Pitch diameter (mm)	820	150
Face width (mm)	160	
Amount of profile shifting (mm)	-4	+4
Material	STY 70	SNCM 23
Heat treatment	Induction heating	Cementation
Finishing of tooth surface	Ground by maag gear grinder	

無限幅の片持平板の任意の点に集中荷重が作用するときの弾性理論を基礎とするものである。Fig. 1 に示すような大きいクラウニングを施されている歯車においては、歯当りが局部的であるが、歯筋の端には過大な歯元応力がおこらず、無限幅の片持平板に関する弾性問題の解を用いてさしつかえない。以下にこの理論計算によって得た歯元応力と、抵抗線ひずみ計によって測定して得た歯元応力とについて考察する。

(I) 集中荷重による歯元応力分布

まず、集中荷重を歯に加えた静荷重試験において、歯筋にそった歯元応力分布を測定して、計算応力との比較を試みた。

供試大歯車の歯筋は Fig. 3 に示す基準ラックで創成され、最弱断面歯厚は 20.8 mm である。この大歯車に圧力角 22°59' の一枚歯のラックを用いて、Photo.

Fig. 2 Positions of wire resistance strain gauges at the tooth fillet of test gear

Fig. 3 Tooth form of basic rack of pinion and gear on the locomotive ED 6115

Photo. 1 Traction gear of electric locomotive, ED 6115, which prepared static load test

1 の静荷重負荷装置により集中荷重を加え、この場合の歯元の歯筋方向応力分布を測定した。このラックにより歯に加えられた荷重は、接触面積中央が歯先から 3 mm の位置で、長軸 3 mm、短軸 1.5 mm のだ円形状接触面を与える大きさであった。このラックは各ひずみ計を貼付した歯元の位置に対応する歯先で大歯車とかみ合うように 5 個使用した。また、各ラックにより加えられる歯面荷重の大きさは、ラックの付根部にひずみ計をはって、あらかじめラックに加えられる荷重とそのひずみ計の出力との関係を求めておいて、Photo. 1 にみえる試験装置のボルトによりラックを押して歯に荷重を負荷し、ラックのひずみ計により歯面に負される荷重を知った。このようにして求めた歯筋方向の歯元応力分布は Fig. 4 および Fig. 5 に示すとおりである。Fig. 4 は歯筋端から約 50 mm 以上離れたひずみ計により得た歯元応力分布、Fig. 5 は端から約 6 mm と約 20 mm の位置のひずみ計により測定して得た歯元応力と、荷重点からひずみ計までの距離との関係を示すものである。

Fig. 3 のラックにより創成される歯形の最弱断面歯厚を板厚とする、一樣な厚さの無限幅をもつ平板を考え、大歯車の静荷重試験において歯に加えられた分布荷重を集中荷重として取り扱い、この歯面荷重と同じ位置において平板に集中荷重が加わったとしたときの、平板の固定端部曲げ応力を、応力集中を考慮しないで計算により求めたものが Fig. 4 に示す曲線である。

このように幅の広い歯車で、歯筋の端から充分離れた点に集中荷重が作用するとき、実測により得た歯筋にそった歯元応力分布は、一樣な板厚の無限幅の片持平板の理論計算による固定端部応力分布とよく一致している。さらに、片持平板の応力測定結果をも参照すると、Fig. 1 に示すように歯筋の端から 30 mm 以上歯当りが生じないようにした本試験に供したクラウニング歯車は、無限幅の片持平板として取り扱ってさしつかえないことが知られる。歯車の歯を片持平板と取り扱って歯元応力を計算により求める場合には、形状係数は、歯車の歯に近似する模型に対して光弾性実験により求めた Dolan の実験結果を用いればよい。本例の歯車に対して形状係数 $\alpha_k = 1.9$ であり、本実験においては Fig. 4 から測定歯元応力値は応力集中を考慮しない計算歯元応力値と一致した。

(II) クラウニング歯車の計算歯元応力

歯車に集中荷重を加えた静荷重試験を実施して、ひずみ計により測定される応力と計算応力との関係および、無限幅の片持平板の理論を幅の広いクラウニングされた歯車に適用することの妥当性を確認し、さらにひずみ計による測定応力解析のために、理論計算による歯元応力分布を求めた。歯元計算応力を求めるには、

荷重点は一枚歯かみ合いの範囲で、できるだけ歯先に近い点とし、したがって、本例では刻み点を取り、このかみ合い位置の歯元応力を大歯車の称呼歯元応力として取り扱う。

歯車に加わる歯面荷重は Hertz の理論に従って求め、この歯面分布荷重に対する歯元応力をさきに導いた方法に従って求める。Fig. 6 はこのようにして求めた

Fig. 4 Lengthwise stress distribution of gear by concentrated load. Loaded point is 3 mm apart from tooth top

Fig. 5 Relation between the fillet stress of gear and the distance from loaded point to strain gauge which are placed near the end of tooth

歯面荷重と、その歯面荷重分布のときにおける応力集中を考慮しない計算による歯元最大応力 σ_b を歯車の荷重、すなわち、電動機出力トルクに対して示したも

Fig. 6 Gear tooth stress, rolling pressure and compressed area at the teeth contact versus output torque of traction motor

のである。同図において、歯面荷重は最大歯面接触応力 σ_p と、た円接触面の半長軸 ρ_y と半短軸 ρ_x とで示されている。この歯面荷重に対する歯元応力分布を各電動機出力トルク段階ごとに示したものが Fig. 7 である。

(III) 機関車走行中における歯元応力

さきに紹介したように、抵抗線ひずみ計を貼付して

Fig. 7 Calculated lengthwise stress distribution of gear (Fillet stress concentration is not considered)

Photo. 2 Oscillogram of the lengthwise gear stresses at 5 points when the electric locomotive ED 6115 was running at the state of leading motor. The motor was elastically mounted on the bogie

Photo. 3 Oscillogram of the lengthwise gear stresses at 5 points when the electric locomotive ED 6115 was running at the state of trailing motor. The motor was elastically mounted on the bogie

準備された大歯車をもつ電気機関車が、測定用車両を一両けん引して走行しているさいに、歯筋方向5カ所の歯元応力を同時に測定し、また、歯車の負荷荷重を知るために電動機電流を測定した。Photo. 2 は機関車進行方向に関して電動機が車輪より前側に位置して機関車が進行する場合における歯元応力測定のオッシュログラム、Photo. 3 は Photo. 2 における進行方向と逆方向の場合のオッシュログラムである。これらのオッシュログラムから同瞬間における5カ所の応力値と多くの応力段階ごとに画かれた計算応力分布曲線とを比較して、歯元最大応力を求め、そのときの電動機出力トルクに対する関係で、前後進各1回ずつの出発のさいに測定されたものを示したものが Fig. 8 である。また、この歯筋方向の歯元最大応力から Fig. 6 を参照して、その応力を生ぜさせるに必要な電動機トルクが知られる。この電動機トルクすなわち動荷重に対する、電流から知られる静的負荷トルクの比が、大きい量のクラウニングを施されている歯車においては、一般にいわれている速度係数の逆数を与えるもので、

Fig. 8 Maximum of lengthwise distributed stress of gear versus torque of traction motor

Fig. 9 Relation between the output torque of traction motor and the ratio of dynamical load versus static load

Fig. 9 は電動機出力トルクと(動荷重)/(静荷重)との関係を示し、Fig. 10 は歯車の刻み円における周速と(動荷重)/(静荷重)の関係を示したものである。この(動荷重)/(静荷重)の値の機関車1回の出発における発生頻度は Fig. 11 に示すとおりである。この比の値は機関車の走行中における車輪のはげしい運動に影響されて、その値は広範囲に分布しており、電磁オッシュログラムを用い、4 KC の搬送波を抵抗線ひずみ計に付与した本測定においては、最大2.45、最小0.85であった。

また、車輪が電動機に先行して機関車が進行する場合のほうが、この比の値が小さくでているが、これは試運転線の都合で、両進行方向における測定区間を同一場所にとることができず、ために道床およびレールの条件が影響して、このように差が生じたものと考えられる。

このようにして歯筋方向で5カ所の歯元応力を測定したが、これらの歯元応力分布を、荷重分布の中央点を基準として、同じ大きさの動荷重に対して示したものが Fig. 12 である。この図における曲線はそれぞれの負荷トルクに対して、無限幅の片持平板として計算

Fig. 10 Relation between the velocity of locomotive and the ratio of dynamical load versus static load

Fig. 11 Frequency of ratio of dynamical load versus static load at one time of start of locomotive

して得た歯元応力分布曲線であり、測定された歯元応力分布と、計算して得たものとがよく一致することが示されている。

他の電動機取付状態における走行試験にさいして、Fig. 1 に示すような大きいクラウニングを施した歯車であっても、大小歯車軸の平行度がきわめてわるいと、かみ合いを行なっている歯筋端の反対側における歯筋端部で、トルク伝達の作用歯面の反対側歯面が接触を行なっていることが Photo. 4 に示すオシログラムから知られた。このような現象は歯車の応力に対し、また効率、騒音に対してきわめて悪影響を及ぼすものである。鉄道車両用けん引歯車では、一般に大小歯車軸が正確に平行を保つようにすることがむずかしいものであるが、その平行度に関心でいると、このような現象が生じるので充分注意を要することを示す一例である。

4. む す び

さきに大きい量のクラウニングを施し、歯筋端部においてはまったく片当りが生じないようにレリービン

Fig. 12 Lengthwise stress distribution of gear for dynamical load when the locomotive was running

グが与えられている歯車に対して、その歯元応力の理論的計算方法を導いたが、今回電気機関車用の小歯車にのみ大きいクラウニングを施した歯車に対して、大歯車の歯元応力分布を測定することにより、つぎの結論を得た。

(1) 大きい量のクラウニングを施され、かつ歯筋端部で片当りがおこらないようにレリービングを与えられている車両用歯車では、歯面荷重を Hertz の理論により求め、この歯面荷重に対して、歯を無限幅の片持平板におきかえて、歯元応力を計算する方法は、歯元応力の大きさ、およびその分布状態を充分な精度で与えるものである。

(2) 車両用歯車ではばね下質量の高い加速度の運動が原因で、車両走行中の歯車に加わる動荷重のばらつきは大きく、また、速度増加に伴う(動荷重)/(静荷重)の比の値の増加は、比較的低速度の範囲で実施した本試験においては充分に認められなかった。

上記のように、機関車走行中の歯元応力を測定することにより、最近国有鉄道において使用されるようになった、車両用クラウニング歯車の理論的歯元応力計算方法に対する実験的裏付けを得て、車両用歯車の設計法を与えることができた。

終りにあたり本実験を実施するために絶大な御援助を賜った東京芝浦電気株式会社府中工場の関係各位に謝意を表する。

参 考 文 献

- 1) 藤田, 機械学会論文集, 28, 163 (昭35.3)
- 2) 藤田, 材料試験, 8, 70, 599 (昭34)
- 3) T.J. Dolan, J. appl. Phys., 12, 584 (1941)
- 4) Buckingham, Analytical Mechanics of Gears, (1949), 486, McGraw-Hill
- 5) 明山, 歌川, 日立評論, 39, 585 (昭31)
- 6) 明山, 歌川, 笠原, 日立評論, 39, 679 (昭31)

Photo. 4 Oscillogram of the lengthwise gear stresses at 5 points when the electric locomotive ED 6115 was running at the state of trailing motor. The motor was rigidly mounted on the bogie