621.833.1.36 : 563.532.08

平歯車の歯面温度の測定について*

(第2報, 歯形転位および歯車精度の影響について)

寺内 喜男**, 宮尾 義治**

On the Measurement of Temperature Flashes on Spur Gear Teeth

(2nd Report, The Effects of the Amount of Addendum Modification and the Accuracy of Gears on the Tooth Surface Temperature)

by Yoshio TERAUCHI and Yoshiharu MIYAO

In the basic experiment of the study on scoring of gear teeth, it is very important to clarify the flash temperature of tooth surface.

The authors have clarified the effects of amount of addendum modification on the temperature of tooth surface.

In the present experiment, the gear running testing machine of the power circulation type was used. The contact point of a constantan pinion and a steel gear form a junction of thermocouple, and the thermoelectric power was measured by oscilloscope.

The following results were obtained.

(1) The wave form of oscillogram is determined in accordance with the amount of addendum modification and it nearly coincides with the value of theoretical calculation.

(2) So long as the amount of addendum modification is too large, the temperature of tooth surface becomes so high. At the most suitable amount of addendum modification, it becomes the lowest.

(3) The flash temperature of hobbled teeth is higher than that of ground teeth.

(4) The flash temperature is higher proportional to $1/2$ to $3/4$ power of circumferential speed, and that value is larger than the value presented by H. Blok.

(5) The flash temperature becomes higher as the carrying load increases, but the rate of temperature rising is less than the rate presented by H. Blok.

1. は し が き

平歯車のスコアリングを防止するためには歯面の瞬間温度を知ることが必要である。歯面温度に関する理論的ならびに実験的な研究⁽¹⁾⁽²⁾が従来数多く行なわれてきたが、瞬間的な歯面温度についての研究は比較的少ない。筆者らは第1報⁽³⁾において研削した標準歯車の歯面温度の変化について Blok の理論計算値と実験結果を比較し、荷重や周速度との関係についても考察した。これらの結果より歯車の設計や工作精度が歯面温度に影響することが予想されたが、これらの点を明らかにするため本報では転位係数の影響や工作精度の影響について実験した結果を報告する。

2. 実験装置および試験歯車要目

実験に使用した歯車運転試験機は第1図に示すような動力循環式の試験機で、第1報に詳しく説明したように試験歯車対の軸を電氣的に絶縁し、また軸と同一材料で作った鋼製しゅう動子を軸の中心にさしこんで発生した熱起電力を外部に取出し、交流増幅器をへて

第1図 歯車運転試験機

* 昭和38年10月8日 第41期全国大会講演会において論文講演として講演, 原稿受付 昭和38年7月10日.

** 正員, 広島大学工学部(広島市千田町3).

オシロスコープで測定した。なお歯のかみあい位置を定めるための信号や、特定の歯どうしがかみあいにはいった時にオシログラフを単掃引させるための信号は、両軸にとりつけた同期円板 a, b と光電管 c, d によって発生することができる。試験機の駆動は 3IP 誘導電動機 m, 無段変速機 n, 換え歯車変速装置 1 によって行なわれる。またかみあい位置の決定は第 1 報に述べたように歯車を静かにまわして光電管の電流を読みとり、実験の際のオシログラフの図形と比較した。この際試験歯車のかみあい位置はまたぎ歯厚を測定して決定した。

第 2 図においてピッチ円で歯車の右歯面がかみあっている状態ではまたぎ歯厚の長さ L は

$$L = r_g \theta_g + r_p \theta_p + \sqrt{a^2 - (r_g - r_p)^2} \dots \dots \dots (1)$$

ただし

$$\theta_g = \cos^{-1} \left(\frac{r_g - r_p}{a} \right) \quad \theta_p = \pi - \theta_g$$

$$\theta_g + \theta_p = \frac{\pi}{z_g} (2n+1) + \text{inv } \alpha_0 + \frac{4x_g \tan \alpha_0}{z_g} - \frac{S_g}{r_g}$$

$$\theta_p + \theta_p = \frac{2m\pi}{z_p} + \text{inv } \alpha_0$$

であり、 r_g, r_p は大, 小歯車の基礎円半径, a は軸間距離, α_0 はピッチ円圧力角, z_g, z_p は大, 小歯車の歯数, n, m はかみあう歯を 0 とした場合の大, 小歯車のまたぎ歯数を, x_g, x_p は大, 小歯車の転位係数を, S_g, S_p は大, 小歯車の法線バックラッシュをあらわす。

第 1 表 歯車の要目

要 目	歯車番号	x	S
モジュール: $m=4$ 圧力角: $\alpha_0=20^\circ$ 歯数 40/18, 歯幅 10mm 加工方法 P・5, P・6, P・7, G・7, G・9, G・11 …ホブ切後ライスハウ ア歯とぎ G・6, G・8, G・10 …ホブ切	P・5	1	0.174
	P・6	0.35	0.287
	P・7	0.65	0.258
	G・6	-1	0.226
	G・7	-1	0.326
	G・8	-0.35	0.263
	G・9	-0.35	0.313
	G・10	-0.65	0.242
	G・11	-0.65	0.292

第 2 図 またぎ距離

また左歯面がかみあう場合は

$$\theta_g + \theta_g = \frac{2\pi}{z_g} n + \text{inv } \alpha_0$$

$$\theta_p + \theta_p = \frac{\pi}{z_p} (2m+1) + \text{inv } \alpha_0 + \frac{4x_p \tan \alpha_0}{z_p} - \frac{S_p}{r_p}$$

になる。

試験歯車の要目を第 1 表に示した。歯車対で一組の熱電対を構成するために小歯車の材料にはコンスタンタンを、大歯車には硬鋼を使用した。第 1 報で述べたと同様な方法で歯面接触部の温度と熱起電力の関係を実測した結果を第 3 図に示す。なお接触熱起電力を正確に測定するためには表面は運転中絶えず清浄な面であることが必要であり、表面に溶着がおこると熱起電力が低下するが、本実験では低荷重、低速より実験を始め、一つの実験終了後歯面を洗浄して実験を続けたが、この実験条件下ではほとんど溶着は認められない。

この実験では歯形転位の影響、工作精度の影響をしらべるために第 1 表に示すように Vau Null 歯車 (小歯車の転位係数が $+x$, 大歯車の転位係数が $-x$ の歯車対) で大歯車に (−) の, 小歯車に (+) の 3 種類の転位係数を選び、加工法はホブ切, ライスハウア歯車研削盤による歯面研削を選んだ。第 2 表に一歯面かみあい試験機によって測定した隣接かみあい誤差を示す。また荷重段階として 10.7 kg/cm, 21.3 kg/cm, 32.0 kg/cm, 53.3 kg/cm の 4 段階で行ない、小歯車の回転数を 500~4000 rpm の範囲で変えた。

第 2 表 隣接かみあい誤差

試 験 歯 車	転 位 係 数	隣接かみあい誤差
研 削 小歯車 P・6, 研 削 大歯車 G・9	+0.35 : -0.35	15 μ
研 削 小歯車 P・6, ホブ切 大歯車 G・8	+0.35 : -0.35	20 μ
研 削 小歯車 P・7, 研 削 大歯車 G・11	+0.65 : -0.65	19 μ
研 削 小歯車 P・7, ホブ切 大歯車 G・10	+0.65 : -0.65	20 μ
研 削 小歯車 P・5, 研 削 大歯車 G・7	+1 : -1	12 μ
研 削 小歯車 P・5, ホブ切 大歯車 G・6	+1 : -1	23 μ

第 3 図 温度と熱起電力の関係

3. 転位による熱起電力波形の変化

第4図に同一の歯車対でかみあい歯面を変えた場合の熱起電力のオシログラムを示す。歯面温度波形の再現性は良く、また波形は歯面によって多少異なるが波形の基本形は変わらず、歯面の状態によって高周波部にわずかな変動がある程度である。

一組かみあい域では温度変化は比較的なめらかであるが、二組かみあい域では周波数の高いリップルが認められる。

第4図 オシログラム

められる。なお二組かみあい域では歯元、歯末かみあい点それぞれの接触点に発生する熱起電力の平均値が測定される。歯面をかえた場合の発生起電力の変化、同一歯面での起電力の変化のようすを第5図に示す。

第6図に転位係数を変えた場合のオシログラムを示す。転位量によってかなり波形が変化する。Vau Null 歯車においては作用線上でのかみあい始点とかみあい終点の位置が変化する。いま大歯車歯先端がかみあいにはいる位置を T_g 、小歯車歯先端がかみあいを終る位置を T_p 、かみあいピッチ点を P とすると、試験歯車対では $\overline{PT_g}$ 、 $\overline{PT_p}$ およびかみあい率 ϵ は第3表に示すようになる。

第5図 熱起電力の歯面による変化

第6図 転位量をかえた場合のオシログラム

4. 歯面温度計算値について

歯面温度はかみあい歯面上を移動する接触面の摩擦により発生する摩擦熱量に基く温度上昇により決定され、潤滑油を伴わない場合は大部分は歯車本体に伝えられる。この歯面の瞬間温度に関して Blok は理論的につぎの式を導いている⁽²⁾。歯面上昇温度を $\vartheta^{\circ}\text{C}$ とすると

$$\vartheta = 0.83 \frac{\mu P_n (v_1 - v_2)}{(\sqrt{\lambda_1 \gamma_1 c_1 v_1} + \sqrt{\lambda_2 \gamma_2 c_2 v_2}) \sqrt{b}} \quad \dots\dots (2)$$

ここで μ : すべり摩擦係数, P_n : 単位歯幅当りの法線力 kg/cm , v : 歯面接線速度 cm/s , λ : 熱伝導率 $\text{cal/cm s}^{\circ}\text{C}$, c : 比熱 $\text{cal}^{\circ}\text{C g}$, γ : 比重 g/cm^3 , $2b$: 弾性接触の幅 cm であり、添字 1, 2 は大歯車, 小歯車を区別する。いま q を歯の荷重分担率とし, P を歯車の作用線方向の単位歯幅当りの伝達力とすると $P_n = qP$ で $b \propto \sqrt{P_n}$ であるから $\vartheta \propto \mu q^{3/4} P^{3/4} v^{1/2}$ になる。

第 3 表 $\overline{PT}_g$, $\overline{PT}_p$, ε の値

試験歯車対	転位係数 x_p/x_g	$\overline{PT}_g$	$\overline{PT}_p$	ε
P・6/G・8, G・9	+0.35/-0.35	6.864	11.553	1.56
P・7/G・10, G・11	+0.65/-0.65	3.857	13.579	1.47
P・5/G・6, G・7	+1.0/-1.0	0	15.840	1.34

第 7 図 かみあい位置と ϑ の関係

v は歯車の周速である。

いま $q=1$, $P=16 \text{ kg/cm}$, 小歯車の回転数を 270 rpm とし、鋼製歯車について $\gamma_1=7.84 \text{ g/cm}^3$, $c_1=0.113 \text{ cal}^{\circ}\text{C g}$, $\lambda_1=0.100 \text{ cal/cm s}^{\circ}\text{C}$, $E_1=21\,000 \text{ kg/mm}^2$, またコンスタンタン歯車については $\gamma_2=8.9 \text{ g/cm}^3$, $c_2=0.098 \text{ cal}^{\circ}\text{C g}$, $\lambda_2=0.055 \text{ cal/cm s}^{\circ}\text{C}$, $E_2=11\,000 \text{ kg/mm}^2$ とおき μ の値については金属摩擦と境界潤滑摩擦の間にあると考え、0.5 と仮定する。ここでは歯面温度のかみあい期間中の変化を検討するので、 μ の値は単にある定数と考えることができる。なお本実験では歯車は最初グリースを塗布した状態で運転し、運転中は潤滑を行なわない。このようにして ϑ を計算すると第 7 図のようになる。横軸にはピッチ点からの作用線上の距離を示している。標準歯車および転位歯車の場合のかみあい関係位置を下に示した。一組かみあい域と二組かみあい域の比率は転位量によって異なる。

第 8 図のごとく A, B 2 種類の荷重分担率を想定して歯面温度 $\theta = q^{3/4} \vartheta$ を計算すると同図に示すように転位係数が増加するにつれて θ は大きくなる。歯面に発生する温度は小歯車の歯先端または歯先よりの点で最大値をとる。筆者らの実験では歯面温度は一組かみあい域ではそのままあらわれるが、二組かみあい域では二対の接触点における温度の平均値 θ_{mean} があらわれるものと考えられる。いま第 8 図の θ についてか

第 8 図 理論計算による θ , θ_{mean} の値

みあい域を考慮して θ_{mean} をもとめると、一組かみあい域、二組かみあい域の境目で不連続な曲線になる。この曲線が第6図に示したオシログラムの波形に対応するわけである。

5. オシログラムの波形についての考察

(i) **0.35m 転位** ピッチ点の少し前に一組かみあい域にはいり、この範囲では比較的すべり速度も小さく、温度変化もなめらかでほぼ直線的に上昇する。二組かみあい域では小歯車の歯先部分でかなり高温になり平均値でもかなり高い。実験値のほうが計算値より多少高く現われている。

研削歯車の波形は荷重分担率A, Bの中間になり、ほぼ計算値の波形に似る。ホブ切歯車のほうは二組かみあい域の値が高いが同様な形状である。

(ii) **0.65m 転位** 0.65m 転位の研削歯車の歯面温度はピッチ点ではすべりが0で最低値をとるわけであるが、この場合ピッチ点では二組の歯がかみあうのでオシログラムに現われる波形はここでは最低にならないで、一組かみあいにはいる点で最低になる。

第6図の波形は荷重分担率A, Bの中間であると考えられる。ホブ切歯車では二組かみあい域の起電力は高く、荷重分担率A, Bに一致しない。しかもピッチ

点より 1/4 法線ピッチだけ進んだ点、すなわち一組かみあいの初めに衝撃的な温度上昇が認められる。これは小歯車の該当するかみあい位置で衝撃があらわれるため、つぎに述べる歯元で測定した動的ひずみの図形に突起があらわれており、急激な荷重分担率の変化があるものと考えられる。この現象は低速運転においてとくにめいりょうである。

(iii) **1.00m 転位** 1.00m 転位では一組かみあい域が広くなり、歯面温度はピッチ点で最低になるか二組かみあいの終る点で最低になる。研削歯車では荷重分担率1に近い波形を示す。ホブ切歯車はBに似た傾向を示す。なお 0.65m 転位ホブ切歯車と同様に一組かみあい域にはいる際に突起があらわれるが、動的ひずみでも同様な傾向がある。

6. 荷重分担率の測定

試験する歯の荷重分担率を測定するために、大歯車の歯の圧縮応力側の歯元に電気抵抗線ひずみ計をはりつけて、スリプリングを介して静的増幅器によって歯車を静かに回した時の歯元ひずみを実測した。この場合歯のかみあい位置は前述の大、小歯車のまたぎ歯厚をはかって決定した。一方かみあい歯面の間に厚さ 0.2 mm の薄い鋼板をはさんで全かみあい期間中一対

の歯のみでかみあいを続ける状態で歯元のひずみを実測して、前のひずみとの比より荷重分担率をもとめた。なおトルク循環式の試験機のために薄板を入れるためにわずかながら荷重が変動するので、この値を修正する必要がある。歯面荷重 21.3 kg/cm ではひずみ修正値は実測値の 0.89 倍になる。また動的ひずみも実測して荷重分担率をもとめた。

第9図は動的歯元ひずみのオシログラムである。下に示す信号は光電管による歯のかみあい位置をあたえる。図中にピッチ点および一組かみあい域を示した。0.65m, 1.0m 転位のホブ切歯車では一組かみあいにはいる際にかんりの衝撃がみられる。

これら3種のひずみを比較して荷重分担率をもとめると第10図のようになる。動的ひずみと静的ひずみの間にかんりの差のあるものもあるが、一般には同じ傾向を示す。

荷重分担率は第8図のA, Bに近い

0.35 転位, 研削大歯車
歯面荷重 21.3 kg/cm
小歯車回転数 500 rpm

0.65 転位, 研削大歯車
21.3 kg/cm
500 rpm

1.0 転位, 研削大歯車
21.3 kg/cm
500 rpm

0.35 転位, ホブ切大歯車
歯面荷重 21.3 kg/cm
小歯車回転数 500 rpm

0.65 転位, ホブ切大歯車
21.3 kg/cm
500 rpm

1.0 転位, ホブ切大歯車
21.3 kg/cm
500 rpm

P: ピッチ点かみあい, 太線は一組かみあい域

第9図 歯元ひずみのオシログラム

第 10 図 荷重分担率の決定

第 11 図 $\theta_{\max}$ と x_p の関係

形のものが多い。ただ 1.0m 転位研削歯車の場合かみあいは大歯車の歯先ではじまり 1 法線ピッチだけかみあいが進んで歯はかみあいからはずれる。二組かみあい域は非常に少なくほとんど一組かみあいと考えてよい。これは大歯車の圧力角誤差のためと考えられる。これを荷重分担 C ということにする。

7. 転位量と歯面温度の関係

Blok の計算式によって A, B, C 3 種類の荷重分担率にしたがって転位量を種々かえて最高歯面上昇温度 $\theta_{\max}$ を計算すると第 11 図に示すような値がえられる。図において曲線③は荷重分担 C における小歯車の歯元かみあい限界点の温度で転位量 0.51m まではこの点が最高温度になる。0.51m を越すと歯先一組かみあい限界点で最高温度を示すようになり曲線③' のような値で変化する。したがってこのような荷重分担では転位量 0.51m が最小歯面温度を示すことになる。

第 12 図は Niemann, Winter の計算式⁽⁴⁾でもとめたスコアリング係数 λ と x_p の関係で、曲線の形状は異なるが転位量 0.51m で λ の値は最小値をとる。荷重分担 B では転位量が小さい範囲では歯元かみあい限界点が最高温度を示し、また転位が大きくなると歯先一組かみあい限界点で最高温度を示すことになる。中間の転位量では曲線②' で示されるように歯先の二組かみあい域の一点で最高温度を示す。この結果 0.25m 転位で最低温度を示す。荷重分担 A では転位量の少ない場合は歯元の二組かみあい域の一点(曲線①)で、転位量が多い場合は歯先のかみあい域の一点(曲線①')で最高温度を

第 12 図 λ と x_p の関係

示し、その交点が最も歯面温度の低い転位量をあたえる。これらの値は荷重分担が異なると変わるので一概に

第 13 図 θ_{mean} と x_p の関係

第 14 図 歯面温度実測値と転位量の関係

試験歯車: 0.35m 転位, 研削大歯車, 歯面荷重 53.3 kg/cm
P: ピッチ点かみあい, 太線は一組かみあい域

第 15 図 回転数をかえた場合のオシログラム

いえないが、試験歯車のような圧力角、歯数では加工精度がよければ 0.15~0.25m の Vau Null 歯車が歯面温度上昇の点に関して有利である。つぎに測定値と比較するために歯面温度のオシログラムにあらわれる波高値について検討してみる。この波高値は二組かみあいの歯面温度の平均値を示すと仮定すると、転位量の小さい範囲では荷重分担 B においては歯元かみあい限界点で最高温度を示し、荷重分担 A においては歯元二組かみあい域の一点で歯面温度は最高になる。転位量が大きくなってかみあいピッチ円が小歯車の歯元二組かみあい域にはいると、第 8 図に示すように θ_{mean}

の最低値は 0 にならないので、オシログラムにあらわれる波高値はその値だけ小さくなる。 θ_{mean} の計算結果を第 13 図に示した。

本実験における歯面温度実測の結果を横軸に転位係数をとって第 14 図に示した。図において点線は第 13 図の荷重分担率 B の計算値を示し、実線は荷重分担率 A の計算値を示したもので、歯車によって前述のように荷重分担率が多少異なるので、計算値には正しく一致しないので一般的な傾向を示すにすぎないが、実験値とはほぼ傾向があっている。ただ研削歯車で転位量 1.0m の場合は荷重分担率が第 11 図の C の形状に近いので計算値よりかなり大きい。また転位 0 の場合に多少計算値と異なっているのは研削歯車はマージ歯車研削盤で研削したもので*、またホブ切歯車の精度もかなり悪いので、これらの影響があらわれたものと考えられる。

8. 歯面温度に影響をおよぼす諸因子

(i) 表面仕上の影響 第 5 図はホブ切歯車と研削歯車の温度波高値を比較した一例であるが、ホ

* 第 1 報の実験に使用した歯車

第 4 表 α の 値

転 位 係 数	大歯車歯面仕上方法	歯 面 荷 重*			
		10.7 kg/cm	21.3 kg/cm	32.0 kg/cm	53.3 kg/cm
1.0	ホ ブ 切	0.21...(2 000 以下) 0.62...(" 以上)	0.53	0.67	0.57
	研 削	0.54	0.31...(1 900 以下) 2.0...(" 以上)	0.77	0.92
0.65	ホ ブ 切	0.44...(2 000 以下) 1.00...(" 以上)	0.91...(2 000 以下) 0.40...(" 以上)	0.68	0.74
	研 削	0.44...(2 000 以下) 1.00...(" 以上)	0.77	0.78	0.27...(1 600 以下) 0.64...(" 以上)
0.35	ホ ブ 切	0.75	0.57	0.71	0.68
	研 削	0.66	0.75	0.75	0.62

* () 内の数字は小歯車毎分回転数を示す

試験歯車: 0.65 転位, ホブ切大歯車
歯車荷重 32.0 kg/cm

第 16 図 回転数をかえた場合のオシログラム

ブ切歯車の波高値は研削歯車のそれと比較して高く、そのばらつきが大きくあらわれている。さらに第 6 図に示されるように研削歯車と比較してホブ切歯車では高周波部の振幅も大きく、したがって瞬間的な歯面温度も高い。

(ii) 周速度の影響 荷重を一定に保って周速を増加すると一般に歯面上昇温度は高くなる。第 15 図は 0.35 m 転位研削歯車の同一歯面のかみあいについての実測結果であり、第 16 図は 0.65 m 転位ホブ切歯車の実測結果である。低速運転におけるオシログラムは理論的に計算した波形と一致するが高速になると三角波に変るが、これは荷重分担が低速の場合と異なるためである。熱起電力の波高値と周速度を両対数

第 17 図 回転数と熱起電力の関係

第 18 図 荷重をかえた場合のオシログラム

グラフにあらわすと第 17 図のように一般に直線であらわされ、一部のものは折線となる。

$\theta = N^\alpha$ とおき、 α を実験値よりもとめると第 4 表のようになる。表において折線の場合の折れ曲る周速も示している。Blok の計算式では $\alpha = 0.5$ になり、この実験結果では 0.5 前後の値になる場合もあるが、0.75 前後の値が多い。なお 2000 rpm の付近で曲線のこう配が変るものもある。

(iii) 荷重の影響 同一歯面どうしのかみあいでは周速を一定にして荷重を変えた場合、周速ほど顕著に変らないが歯面温度は変化する。

第 18 図はその変化を示すオシログラムである。第 19 図は波高値と荷重の関係を両対数グラフに示したものでほぼ直線となる。 $\theta \propto P^\beta$ として β をもとめると第 5 表に示すような値になり、Blok の値 $\beta = 0.75$ よりかなり小さい。

9. む す び

歯車の歯面温度を実測し転位係数や仕上精度が歯面温度におよぼす影響を明らかにした。

(i) 転位係数がかわると理論値のように波形が変化し、転位量が大きくなると波高値は大きくなる。すなわち転位量によって歯面上昇温度は変化し、歯面上昇温度を低くするような適当な転位量が存在する。こ

第 19 図 歯面荷重と熱起電力の関係

第 5 表 β の 値

転 位 係 数	大歯車歯面仕上方法	β
1.0	ホ ブ 切	0.24
	研 削	0.34
0.65	ホ ブ 切	0.40
	研 削	0.42
0.35	ホ ブ 切	0.53
	研 削	0.22

(小歯車回転数 500 rpm)

れらはスコアリング防止のために歯車の設計上重要なことがらと考えることができる。

(ii) 研削歯車にくらべてホブ切歯車は歯形誤差が大きく、このため歯面温度が大きくなり、とくに高周波部の波高値が大きくなる。

(iii) 周速の増加とともに歯面上昇温度は大きくなり周速のほぼ $1/2 \sim 3/4$ 乗に比例し Blok の計算値より大きく変化する。

(iv) 荷重の増加とともに歯面上昇温度はゆるやかに上昇するがその変化は Blok の計算値より小さい。

終りに歯車の工作に援助をいただいた大阪歯車工業会社 奈須野一郎氏に感謝し、また実験に協力された梅田 茂、藤岡昌雄両君に謝意を表するしだいである。

文 献

- (1) たとえば D. Dudley, *Practical Gear Design*, (1954), 141, McGraw-Hill; H. Blok, *Proc. Gen. Discus. Lub. & Lub.*, 2 (1937), 222; J.C.Jaeger, *Proc. Roy. Soc. N.S.W.*, 76 (1942), 203.
- (2) H. Blok, *Proc. Gen. Discus. Lub. & Lub.*, 2(1937), 14.
- (3) 寺内・宮尾, 機械学会論文集, 29-205 (昭 38-9), 1421.
- (4) G. Niemann u.H. Winter, *VDI-Z*, 97-7(1955), 185.

討

論

〔質問〕 (1) 674ページ右欄 1 行め、「二組かみあい域では熱起電力の平均値が測定される」とあるが、これには二つの接触点の接触抵抗が等しいとの仮定が必要ではないか。

(2) 摩擦係数 μ (本報では 0.5 と仮定) の値は理論値と測定値とを比較するとき重要な値と思う。本試験機またはローラで測定できないか。

(3) 675ページ右欄 11 行め、実験はグリースを塗布した状態で行なったとあり、一方 673 ページ右欄 10 行めには清浄な面であることが必要とある。測定中の歯面はどのような状態になっているのか。境界潤滑領域であればグリースでなく、タービン油、モビール油等を使っても測定可能か。

(4) 679ページ右欄 14 行めに「高速になると荷重分担率が低速の場合と異なる」と説明されており、これは当然と思う。運転中の歯元ひずみを測定されているのであるから、荷重分担率に種々の形を仮定するよりも、実験的に求めた運転中の荷重分担率をもとにして温度の理論値を求め、温度測定値と比較したらどうか。

(5) 歯車の仕様、精度、運転条件 (回転数、荷重等) がわかれば運転中の歯元ひずみはある程度まで計算できるから、それをもとにして荷重分担率を出せば歯面温度上昇の理論値が求まると解してよいか。

(6) グリースでなく、モビール油、タービン油等を使用したときも転位係数に最適値があると考えられるか。

一般に、歯先修正、圧力角修正をよく行なう。このようにすると荷重分担率は大幅に変化するので、転位量最適値も変えると思う。したがって、最適な転位量は固定されたものでなく、歯車に要求される転位量に応じて歯先修正量あるいは圧力角修正量を変えれば、焼付きの見地から最適な性能の歯車になると考えてよいか。

(橋本 誠也)

〔回答〕 (1) 第 1 報に詳しく述べたように二つの接触点の接触抵抗が等しいとの仮定をしている。平歯車では二組かみあい域の接触線は弾性変形を考慮して二つの細長い長方形と考えているが、たとえ歯すじ方向誤差がなくても歯面あらさのために歯幅方向の当りは均一でなく、歯面のとつ部で接触し、接触箇所は

さらに増し、歯面温度はこれらの平均値をあらわすと考えられる。

(2) 摩擦係数は歯面温度を計算するのに重要な値であり、歯車について測定する準備を進めている。ここでは歯面温度の相対変化をもとめる意味で $\mu=0.5$ と仮定した。

(3) 炭化物の付着や相手の材料の溶着などが起ると熱起電力の値がかなり変化するので、この意味で清浄面を必要とする。

試験歯車の潤滑はグリース潤滑で、乾燥摩擦と境界潤滑の混合状態で荷重がささえられているものと考えられ、熱起電力は乾燥摩擦の部分について測定しているので、タービン油、モビール油などでは別報にのべたように高荷重、低速領域を除いてある位置で油膜によって歯面が分離されるので測定はできない(答 1)。

(4) 運転時実測した荷重分担率より歯面温度を計算して温度測定値と比較することができるが、実際には混合潤滑の各荷重分担が試験歯車によって異なるので、転位係数の影響について典型的な荷重分担を仮定して考察し、これらの結果と実測値の傾向を比較することとした。

(5) 歯面温度に関しては、歯元で実測した荷重分担率のほかに歯幅の方向の荷重分担、すなわち混合潤滑の各荷重分担も影響するので複雑であるが、この実験結果より考えて荷重分担率や摩擦係数がわかれば、ある程度まで歯面温度上昇は計算できる。

(6) モビール油、タービン油潤滑では一般に流体潤滑、境界潤滑の混合潤滑になり、摩擦係数は変るが転位係数に同様な最適値はあると考えられる。この場合は油中への熱伝達を考えねばならない。また歯形修正や圧力角修正の値はかみあい時の荷重分担が第 8 図 A のようになめらかになるようえらばれるべきであり、荷重分担が変れば本報で述べたように最適転位量も変る。しかし転位量がきめられた場合、歯形修正によって歯面温度を低下できるのにはおのずから制限がある。

(答 1) 寺内、機械学会第 39 期通常総会講演会前副集, No. 71, (昭 37-4), 83.