平歯車の摩擦損失に関する研究*

(歯形, 歯面あらさ, 荷重, 潤滑油の粘度及び種類の影響)

根本良三^{*1}, 成瀬長太郎^{*1}, 吉崎正敏^{*2}, 巢山尚久^{*3}Study on Frictional Loss of Spur Gear
(Concerning the Influences of Tooth Form, Load,
Tooth Surface Roughness and Lubricating Oil)

Ryozo NEMOTO, Chotaro NARUSE, Masatoshi YOSHIKAZI and Naohisa SUYAMA

The decrease of frictional loss of gears is today one of the most important problems from the viewpoint of economizing energy and improving the load carrying characteristics of gears, so experiments in order to clarify the tendency of the frictional loss of spur gears were carried out. We carried out the experiments to clarify the influences of tooth form, sliding velocity, load, surface roughness of tooth, viscosity of lubricating oils, and the kind of oils upon the frictional loss of spur gears. The rate of frictional loss of the spur gears decreases with increasing sliding velocity, increases with increasing surface roughness and decreases with the increasing viscosity of lubricating oils. The rate of frictional loss is kept very low by using a synthetic oil of the SHF type. The friction reducing agent (FM) is also quite effective for reducing the frictional loss. Finally the relationship between temperature rise of teeth and frictional loss was expressed with an empirical formula.

Key Words: Gear, Lubrication, Tribology, Spur Gear, Frictional Loss, Temperature of Gear

1. 緒 言

一般の物体間の摩擦係数についての研究は多いが, 歯車の摩擦損失についての研究はきわめて少ない, その理由としては, 歯車の摩擦損失の測定法が確立されていなかったこと, 及び測定装置(トルク計)の性能が不十分であったことなどがあげられる. 最近, 歯車の摩擦損失率を低くすることが, 重要視されてきたがこれは第一に省エネルギー対策としての一つの重要な課題であること, 第二に摩擦損失率を低くすることは歯車系の負荷特性を向上させるからである.

この歯のかみあいにおける摩擦損失動力は, 歯車の歯の温度を上昇させ, 更には潤滑油の温度を上昇させる. 潤滑油の温度が上昇すれば潤滑油の劣化によりその寿命を短くする. また一方歯車の温度の上昇により歯の損傷が発生しやすくなる. すなわち歯車の負荷特性を低下させることになる.

Niemann⁽¹⁾は潤滑油の粘度を一定と仮定して歯車の

摩擦損失の理論的考察を発表した. そして Niemann & Ohlendorf⁽²⁾は歯形, 荷重, 潤滑油などが損失率に及ぼす影響についての研究を発表したが, 用いた歯形の種類が少なく, 荷重と回転数の範囲も狭い. その後矢田⁽³⁾は油浴潤滑での歯車の摩擦損失の新しい測定方法を提案している. Benedikt & Kelley⁽⁴⁾及び佐々木ら⁽⁵⁾は二円筒を用いて得られた摩擦係数を基本にして歯車の摩擦損失を求める式を提案している.

著者らは, 以上のような研究のもとに, まず潤滑油の粘度, 試験歯車の歯形, 歯面あらさを大きく変化させ, 更に潤滑油の化学構造の異なる合成油や摩擦調整剤を添加した油を用いて, これらが歯車の損失率に及ぼす影響の他, 歯車の損失率の荷重依存性を明らかにし, 回転数も従来の領域より高い範囲まで拡張した.

著者ら⁽⁶⁾⁽⁷⁾は以前に平歯車の摩擦損失に関しての研究を発表した. これらは高荷重(ヘルツ圧力約 $p_H = 1400 \text{ N/mm}^2$)での結果である. 本研究ではこれらの著者らの研究を拡張し広範囲での結果をまとめた.

2. 実験条件

2.1 実験装置 図1は本研究で用いたFZG 歯車試験

* 平成元年8月25日 東北支部盛岡地方講演会において講演, 原稿受付 昭和63年10月26日.

^{*1} 正員, 電気通信大学電気通信学部 (〒182 調布市調布ヶ丘1-5-1).

^{*2} 正員, 電気通信大学大学院.

^{*3} (株)オリンパス光学工業 (〒396 伊那市大字伊那5121).

機である。動力は電動機①（回転数 $n=1500$ rpm）より回転数変換装置② 及びトルク計③ を通って動力が循環する系へと伝えられる。動力循環の方向は図に示されている。動力が循環する系の中でトルク計③を軸

I に挿入し、加えたトルクを正確に測定できるようにした。用いたトルク計は磁わい式の型である。

2.2 試験歯車 試験歯車の諸元は表1参照。中心距離は一定 ($a=91.5$ mm) で、モジュールは $m=2 \sim 6$ の

表1 試験歯車の諸元

Tooth form		m2	m2.75	m3	m3.5-1	m3.5-2a	m3.5-4a	m3.5-4b	m4.5-1	m4.5-2	m4.5-3	m6
Module	m mm	2	2.75	3	3.5				4.5			6
Number of teeth	z_1	46	33	27	26				20	16		15
	z_2			34						24		
Addendum modification coefficient	x_1	-0.122	0.141	0	0.073	0.396	0.546	-0.5	0.177		0.8635	0.133
	x_2					-0.25	-0.5	0.646			-0.5	
Cutter pressure angle	α_n Degree	20										
Center distance	a mm	91.5										
Face width	b mm	20										
Operating pressure angle	α_b Degree	19.121	21.252	20	20.843				22.439			
Dia. of base circle	d_{g1} mm	86.452	85.277	76.115	85.512				84.572	67.658		84.572
	d_{g2} mm			95.849						101.487		
Dia. of generating rolling circle	d_{a1} mm	92	90.75	81	91				90	72		90
	d_{a2} mm			102						108		
Dia. of intermeshing pitch circle	d_{b1} mm	91.5		81	91.5					73.2		91.5
	d_{b2} mm			102						109.8		
Dia. of tip circle	d_{k1} mm	95.5	97.0	87	98.5	100.8	102.5	91.5	100.6	82.5	88.8	103.6
	d_{k2} mm			108		96.3	91.5	102.5		118.6	112.5	
Length of action of approach	e_1 mm	5.302	6.528	7.442	8.165	5.866	0	11.979	9.777	9.731	3.317	12.456
Length of action of recess	e_2 mm			7.216		10.407	11.979	0		9.721	14.787	
Contact ratio	ϵ	1.796	1.608	1.655	1.580	1.575	1.159		1.472	1.464	1.363	1.406

表2 試験油の性状

No.	Lubricating oil	Kinematic viscosity m^2/s ($\times 10^{-6}$)			Specific gravity (15/4 °C)	Viscosity index	Additives **1
		40 °C	90 °C	100 °C			
1	Mineral base oil I	8.98	2.91	2.47	0.870	85	Additive 1
2	Mineral base oil II	55.6	9.99	7.86	0.880	102	Additive 1, 2, 3
3	Mineral base oil III	19.8	24.2	18.1	0.891	101	Additive 1, 2, 3
4	Mineral base oil IV	40.1	39.4	28.6	0.903	99	Additive 1
5	Hypoid gear oil (GL5)	19.8	24.2	18.1	0.903	104	Additive 3, 4, 5, 6
6	Mineral oil without FM	30.6	32.2	24.6	0.897	95	Additive 7
7	Mineral oil with FM	30.6	32.2	24.6	0.897	95	Additive 7, 8
8	Synthetic oil SHF	22.0	34.8	22.6	0.853	145	Additive 9
9	Synthetic oil Polyglycol	22.4	39.0	30.0	1.01	164	Additive 9

**1 Additive 1: ZDTP, 2: Double inhibitor, 3: Rust inhibitor, 4: Oxidation inhibitor, 5: EP additive, 6: Corrosion inhibitor, 7: EP additive for FM, 8: FM, 9: Mild EP additive for synthetic oils

表3 EP添加剤の性状

Sulphur	wt. %	27.5
Phosphor	wt. %	1.8
Kinematic viscosity m^2/s	40 °C	81.0×10^{-6}
	100 °C	10.6×10^{-6}
Viscosity index		120
Flash temperature °C		120
Pour point °C		-18
Density kg/m^3 at 16 °C		1.04×10^3

表4 摩擦調整剤 (FM)

Composition	Oil soluble organo molybdenum compound Phosphate & sulphur free
Physical state	Brownish liquid
Specific gravity (15/4 °C)	0.95
Kinematic viscosity m^2/s at 100 °C	22×10^{-6}
Molybdenum content wt. %	4.5 %

表5 荷重段階

Load stage	$P_{y/b}$ N/mm
1	40.6
2	46.6
3	69.5
4	109.0
5	155.4
6	201.7
7	241.2
8	279.4
9	318.9
10	357.4
11	407.0

- ① Electric motor
- ② Revolutionary speed changer
- ③ Torque-meter
- ④ Test gear
- ⑤ Test gear
- ⑥ Test gear box
- ⑦ Torsion bar
- ⑧ Torque-meter
- ⑨ Coupling for loading
- ⑩ Test gear box
- ⑪ Test gear
- ⑫ Test gear

図1 実験装置

範囲にある。試験歯車（歯形）の表示法としてまずモジュール m を表示した。例えば $m 2.75$ は歯車のモジュールが 2.75 であることを示す。同じモジュールで歯形がいくつかある場合、例えばモジュールが 4.5 の場合は $m 4.5-1$, $m 4.5-2$ などの形で示した。一対かみあう歯車で、転位係数が異なる場合は正転位歯車が駆動歯車であるときは記号 a を末尾に、負転位歯車が駆動歯車であるときは末尾に記号 b をつけ、例えば $m 3.5-4 a$, $m 3.5-4 b$ とした。なお添字は、軸 I にとりつけた歯車に 1 をつけ、軸 II にとりつけた歯車に 2 をつけて表わす。試験歯車の研削には（株）岡本工作機械製作所の研削盤 SHG-360 により精度を JIS 0 ～ 1 級に、歯面あらさ (R_{max}) を主に約 $1.3 \mu m$ に仕上げ、この他に $R_{max} 0.60, 1.7, 2.9 \mu m$ の歯面あらさの歯車も用意した。試験歯車は材質 SCM415 でこれを浸炭焼入れし、表面のピッカース硬さ Hv を約 750、有効硬化深さを約 $0.5 mm$ にした。

歯面あらさは歯高方向に測定長さ $1 mm$ の範囲で測定した。本研究で表示したあらさの値はすべて実験終了後に測定したものである。すべての歯車の研削は湿式で非水溶性切削油を用いて研削を行なった。

歯面あらさが低い場合 ($R_{max} 0.6 \mu m$) は、JIS MA 220 の砥石を用い、研削速度は $V = 20 m/s$ で研削した。

歯面あらさが中程度の場合 ($R_{max} 1.3 \mu m$ 及び $1.7 \mu m$) は JIS MA 46 の砥石を用い、研削速度 $V = 25 \sim 30 m/s$ で研削した。

歯面あらさが高い場合 ($R_{max} 2.9 \mu m$) は JIS MA 100 の砥石を用い、研削速度 $V = 30 m/s$ で研削した。

2.3 潤滑油と潤滑法 本研究での試験油（潤滑油）の性状を表 2 に示す。油 No.1 ～ No.4 は、鉱油系基油である。歯面にスクーリング損傷などを発生させないで、摩擦損失と歯の温度上昇を安定した状態で測定できるように摩耗防止剤として、アルキルチオリン酸亜鉛（二次型）（以下略号 ZDTP で示す）を用いた。この ZDTP を 1.0 % 添加した。ここで以下示す % はすべて重量 % である。なおこの ZDTP を添加しても摩擦損失率は変化しない⁽⁹⁾。油 No.5（ハイポイドギヤ油 GL5）は鉱油 III の基油に EP 添加剤（表 3）を 6.0 % 添加してある。油 No.6（鉱油系ギヤ油）にも EP 添加剤が添加されている。油 No.7 は油 No.6 の鉱油に摩擦調整剤（表 4）を 5 % 添加した油である。油 No.8 は合成炭化水素 (SHF) 系の合成潤滑油。油 No.9 はポリグリコール系の合成潤滑油で、これら両方に市販で一般に用いられている合成油用のマイルド EP 添加剤が添加されている。潤滑は強制潤滑で、潤滑油はノズルを通して試験歯車のかみこみ側より供給された。油温

はノズルの流出口で $90 \pm 3^\circ C$ 、油量は $Q = 2.4 L/min$ にした。

2.4 荷重段階 ISO⁽¹⁰⁾ では歯面強度は浸炭焼入れ歯車の場合のヘルツ圧力 p_H を $1500 N/mm^2$ 以下にすることが提案されている。本研究では、この提案を考慮して歯面間に加わる最高荷重を、 $p_H = 1300 \sim 1400 N/mm^2$ になるよう荷重段階（表 5）を選定した。ここで P_N は歯面法線荷重 (N) である。表 5 の第 2 段階、第 5 段階及び第 11 段階の 3 種の荷重段階で歯形と潤滑油を大きく変えた。以降第 2 段階の荷重を低荷重 (L load) 第 5 段階の荷重を中荷重 (M load)、そして第 11 段階の荷重を高荷重 (H load) とよぶ。

2.5 平均摩擦係数 μ_m と平均滑り速度 V_{gm} 歯車の回転数が一定の場合は、かみあい摩擦係数はかみあい位置に関係なく一定である。との仮定のもとに平均摩擦係数 μ_m は

$$\mu_m = \zeta_g / \pi \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) (\varepsilon^2 - \varepsilon + 1 - 2\varepsilon_1\varepsilon_2) \cdots (1)$$

ここに ζ_g は歯車のかみあい損失率 ε はかみ合い率 ε_1 は近よりかみ合い率 ε_2 は遠のきかみ合い率 z は歯数である。 V_g を作用線上の任意の点での滑り速度とし、ピッチ点から、かみあい位置までの距離（作用線上での長さ）を e とする。そしてかみあい長さを $\overline{E_1E_2}$ とする。ここで E_1 は歯車 1 の歯先円と作用線との交点 E_2 は歯車 2 の歯先円と作用線との交点である。かみあいは E_2 においてはじまり E_1 において終了する。このときの平均滑り速度 V_{gm} を次式で定義する。

$$V_{gm} = \frac{1}{\overline{E_1E_2}} \int_{E_2}^{E_1} |V_g(e)| de \cdots (2)$$

2.6 歯の温度上昇の測定 熱電対をモジュール $m = 2.75 \sim 6$ の範囲では駆動歯車と従動歯車のピッチ円と歯の対称軸との交点に孔をあけて挿入した。これについては図 2 参照。モジュール 2 の場合は歯が小さいため上記の位置に孔をあけることができなかった。歯先より内側（歯先より $5 mm$ 内側）に孔をあけて熱電対をうめこんだ。熱電対を挿入する孔の直径は $2.5 mm$ であった。用いた熱電対の+脚はニッケルクロームを主とした合金、-脚は銅ニッケルを主とした合金で、その直径は $0.65 mm$ である。発生した熱起電力はスリップリングによってとりだされた。こうして測定されたこの点（位置）での温度を T_m で表わす。

2.7 かみあい摩擦損失率の測定 安定したかみあい摩擦損失率を求めるため試験歯車を予め十分なじませた。このなじみ運転はまず表 5 の第 1 段階より第 10 段階まで段階的に上昇させた。これらの荷重段階での運転時間を 15 分にした。引続いて第 7 段階の荷重段階で、軸 II の歯車の総回転数が 10° に達するまで運転

した。

このなじみ運転のあと、荷重（トルク）を表5の荷重段階に沿って、第1段階から第11段階まで上昇させた。ここで各荷重段階で、約20分運転すれば、歯の温度と摩擦損失の値は安定した状態を示すので、この時点での温度と摩擦損失を測定した。ここで用いた歯形は $m\ 4.5-1$ と $m\ 4.5-3$ であった。

図1の歯車箱⑥と⑩に組まれている試験歯車の諸元と熱処理及び仕上げは全く同じにした。トルク計③を通して伝わる動力は、歯車箱⑥と⑩における試験歯車の動力損失と軸受の動力損失として消費されるので、一对の試験歯車の損失率 ζ_g は $i = z_1/z_2$ として

$$\zeta_g = \frac{1}{2} \left\{ \frac{T}{iM_1} - \frac{T_{B1} + (T_{B2}/i)}{M_1} \right\} \dots \dots \dots (3)$$

ここに M_1 は歯車箱⑩における駆動歯車に加わる荷重（トルク）で図1のトルク計③でよみとることができる。 T_{B1} 及び T_{B2} は、それぞれ軸Ⅰ及び軸Ⅱに組まれた軸受の損失、 T はトルク計③で読みの値である。

T 、 T_{B1} 及び T_{B2} はそれぞれ無負荷における値を含んでいない。よって潤滑油がこの試験歯車や軸受の無負荷状態での損失は上記の損失の値にはふくまれていない。よって式(3)は、試験歯車のかみあいのみによる損失である。この値 ζ_g をかみあい摩擦損失率と定義する。以下簡単のためこれを摩擦損失率とよぶ。

動力は図1の歯車箱⑥においては、軸Ⅱの歯車より軸Ⅰの歯車へと伝わる。歯車箱⑩においては、これとは反対に、軸Ⅰの歯車より軸Ⅱの歯車へと伝わる。試験歯車箱③と⑩のそれぞれに組みこまれている一对の歯車の歯数と歯形が互に等しいときには、摩擦損失率は求められるが、これらの歯車対において一对の歯形（一組の歯形）が互に異なるときには、どちらの歯車を駆動歯車として使用するか、によって損失率の値が異なってくることが考えられる。この問題点について、著者ら⁽⁶⁾の以前の研究によれば、どちらの歯車を駆動歯車として使用しても摩擦損失率には差異がないことが分った。これをもとに式(3)が得られる。

図2 歯の温度測定位置

3. 実験結果と考察

3.1 滑り速度と荷重が摩擦損失に及ぼす影響

図3は V_{gm} が μ_m に及ぼす影響を示す。この図においては、高荷重と中荷重及び低荷重の3つの場合にわけて表示してある。この場合は歯形の種別を大きく変化させた。潤滑油は一定（油 No.3）にした。これによると本実験範囲では特に小さいモジュール（m2）と特に大きいモジュール（m6）を除けば、ほとんどの測定点は

図3 平均摩擦係数と平均滑り速度との関係

図4 平均摩擦係数と平均滑り速度との関係

図のハッチングをほどこした範囲に入ることが分る。このハッチングをほどこした範囲での μ_m と V_{gm} との関係は、最小二乗法を用いて高荷重において

$$\mu_m = 0.0581 + \ln V_{gm}^{-0.012} \dots\dots(4)$$

中荷重において

$$\mu_m = 0.0532 + \ln V_{gm}^{-0.012} \dots\dots(5)$$

低荷重において

$$\mu_m = 0.0460 + \ln V_{gm}^{-0.012} \dots\dots(6)$$

図4はこれら3つの回帰直線を示したものである。これから分ることは、荷重が増大していくに従って μ_m の値は高くなっていくこと、そして高荷重での m2 と m6 の歯形を用いたときの μ_m の曲線が示す値は上記の高荷重での回帰直線(式(4))が示す値とは、それほど大きく異なっていないが、中荷重、更には低荷重へと変化していくに従って、m2 と m6 の歯形を用いたときの μ_m の曲線が示す値は、上記のそれぞれの回帰直線(式(5)及び(6))が示す値とは、かなり大きく異なっていることである。

中及び低荷重において m2 と m6 の場合の μ_m の値のみが特別に他の歯形の場合と異なっている原因は、なお検討の余地がある。その原因の一つとして推測されることは、本研究においてはすべての試験歯車の中心距離が $a = 91.5\text{mm}$ であり、この中心距離に対して、m2 の場合はモジュールが小さ過ぎるため、滑り率が極度に小さくあらわれること、逆に m6 の場合はモジュールが大き過ぎるため滑り率が極度に大きくあらわれることである。

損失率 ζ_g と P_N/b との関係は、図4から近似的に

$$\zeta_g \propto (P_N/b)^\alpha \quad \text{あるいは} \quad \mu_m \propto (P_N/b)^\alpha \dots\dots(7)$$

であらわすとき、指数 α は

$$V_{gm} = 0.1 \text{ m/s の近傍では} \quad \alpha \approx 0.07$$

$$V_{gm} = 0.5 \text{ m/s の近傍では} \quad \alpha \approx 0.11$$

$$V_{gm} = 5 \text{ m/s の近傍では} \quad \alpha \approx 0.16$$

となる。指数 α は V_{gm} 増大とともに大きくなる傾向にある。この領域での平均値として $\alpha \approx 0.1$ とおける。

本研究における試験歯車は 11 種類あるが、これら全部の歯車のピッチ点における相対曲率半径 ρ_g は、ほぼ一定で $\rho_g = 16.2 \pm 1.2 \text{ mm}$ の範囲にある。この曲率半径をとり入れて、式(7)を一般化すると

$$\zeta_g \propto \left\{ \left(\frac{P_N}{b} \right) / \rho_g \right\}^\alpha \quad \text{あるいは} \quad \mu_m \propto \left\{ \left(\frac{P_N}{b} \right) / \rho_g \right\}^\alpha \dots\dots(8)$$

3.2 歯面あらしが摩擦損失率に及ぼす影響

図5は、高荷重における歯面あらし R_{max} が摩擦損失率に及ぼす影響を、歯形 m 4.5-3 の場合について示

す。これによると本研究の範囲では歯面のあらし R_{max} が高くなるにつれて摩擦損失 ζ_g は上昇し近似的に次式で示される。

$$\zeta_g \propto (R_{max})^\beta \quad \text{あるいは} \quad \mu_m \propto (R_{max})^\beta \dots\dots(9)$$

低速度 $n_2 = 643 \text{ rpm}$ の近傍では、指数は $\beta \approx 0.07$ であるが回転数が増大していくに従って指数 β の値は上昇し、 $n_2 = 3500 \text{ rpm}$ の近傍では $\beta \approx 0.09$ となる。よってこの範囲 ($n_1 = 634 \sim 3500 \text{ rpm}$) では指数は $\beta \approx 0.08$ とおける。

一般にある一定のあらしをもつ試験歯車を製作することは、かなり困難である。その上歯面あらしは運転時間とともに変化していくので、歯面あらしが損失率に及ぼす影響を一定の条件のもとで研究していくことは、きわめてむずかしい。よって本研究では、高荷重においてのみのあらしの影響を調べた。

本実験範囲においては運転時間中における歯面あらし形状の顕著な変化及び歯面上における不均一な変化はみられなかった。

3.3 潤滑油の粘度が摩擦損失率に及ぼす影響

ここに用いた潤滑油は、基油 I ~ IV (表1の No.1 ~ No.4) である。図6は潤滑油の粘度 η_{90} が ζ_g (又は μ_m) に及ぼす影響を示す。 η_{90} は 90°C における潤滑油の動粘性係数を示す。ここで用いた歯形は m 4.5-1 である。これによれば、 ζ_g (又は μ_m) は、試験歯車の回転数が増大するにつれて減少すること、そして粘度が増大するにつれて ζ_g (又は μ_m) は減少することが示されている。これから分ることはこの場合の潤滑は、流体潤滑の領域にあるのではなく、境界潤滑の領域か混合潤滑の領域にあることである。この場合、 ζ_g (又は μ_m) と η_{90} との関係は

$$\zeta_g \propto \eta_{90}^{-\gamma} \quad \text{あるいは} \quad \mu_m \propto \eta_{90}^{-\gamma} \dots\dots(10)$$

図5 摩擦損失率と歯面あらしとの関係

として表示したとき、指数 γ は荷重により変化する。高荷重及び中荷重領域では潤滑油Ⅰは粘度が極度が低い。実用上は動力伝達用潤滑油としては用いられない。よってこれを除いての傾向をみると、損失率はほぼ粘度に無関係になっている。この粘度領域では高荷重領域と中荷重領域において指数 γ は

$$\gamma = -0.046 \pm 0.015$$

の範囲にある。低荷重領域では

$$\gamma = -0.12 \pm 0.06$$

の範囲にある。

Niemann & Winter⁽¹¹⁾はこの指数を $\gamma = -0.05$ としており、寺内ら⁽¹²⁾は $\gamma = -0.18$ としている。本研究でのこの指数の値は高荷重と中荷重では Niemann & Winterの値にほぼ等しく、低荷重では寺内らの値にほぼ等しいことがわかる。よってこの指数は厳密には荷重の関数である。これを今後どう扱い表示すべきかについてなお検討する余地があると考えられる。

図6 摩擦損失率と潤滑油の粘度との関係

3.4 合成油及び摩擦調整剤が摩擦損失率に及ぼす影響 鉱油の化学構造とは異なる構造をもつ潤滑油すなわち合成油の他に摩擦調整剤を添加した鉱油系の潤滑油の摩擦損失率について以下述べる。この場合も歯形を一定 ($m = 4.5-1$ の歯形) にしたときの μ_m と V_{gm} との関係を図7に示す。この図から、高荷重、中荷重及び低荷重の3つの領域において潤滑油の種類と荷重が摩擦損失率に及ぼす効果が分る。特に合成油 (SHF) の場合の μ_m は最低の値を示している。この場合の μ_m は低荷重領域において平均滑り速度 $V_{gm} > 2$ m/s の場合は、平均滑り速度 V_{gm} に無関係にほぼ一定になっている。これは混合潤滑領域において流体潤滑のしめる割合が多い領域であることを示している。図8と図9には鉱油Ⅱ、鉱油Ⅲ、合成油 SHF、合成油ポリグリコ

図7 平均摩擦係数と平均滑り速度との関係

ール及び FM を添加した鉱油の場合の ζ_g (又は μ_m) をこれらの潤滑油の粘度 η_{90} の順に示した。これらの図によれば高荷重における ζ_g (又は μ_m) の値 (図

図8 摩擦損失 (高荷重の場合)

図9 摩擦損失 (低荷重の場合)

8) は低荷重における ζ_g (又は μ_m) の値 (図9) より高い値であること、すなわち荷重依存性が示されている。更にこの ζ_g (又は μ_m) は潤滑油の種類により大きく変化することもわかる。合成油 SHF (No. 8) の場合の ζ_g (又は μ_m) の値が最も低く FM を添加した潤滑油 (No. 7) の場合の値が、これに次いで低く、FM の効果がよくあらわれていることを示している。

3.5 摩擦損失動力と歯の温度上昇 図10はかみあい摩擦損失動力 P_{Vz} (kW) と歯の温度上昇量 $T_m - T_{oil}$ との関係を示す1つの例として、回転数 $n_1 = 1500$ rpm の場合を示す。他の回転数の場合でも、これと同じ傾向を示すので、それらについての図は省略した。この T_m の値としては、駆動歯車における値と従動歯車における値との平均値をもってした。潤滑油の温度 T_{oil} は潤滑油を試験歯車へ吹き付ける位置 (ノズルからの出口) での値をもってした。これによると、 P_{Vz}

図10 歯の温度上昇と摩擦損失動力との関係

図11 無負荷時の歯の温度と周速度との関係

図12 歯の温度上昇係数と周速度との関係

と $T_m - T_{oil}$ との関係は、本研究で行なわれた範囲では多少の測定点のばらつきがあるが、すべてほぼ一つの直線にのることが分る。この直線を、AとBを常数として次式で示される。

$$T_m - T_{oil} = A + B R_{vz}$$

これを变形して

$$T_m = (T_{oil} + A) + B R_{vz}$$

無負荷での運転の場合は、上式で $R_{vz} = 0$ とおき

$$T_m = T_{oil} + A$$

がえられる。このときの T_m を T_{mo} とおくと $T_{mo} = T_{oil} + A$ となる。この T_{mo} の値を実験結果(図11)を用いてまとめると

$$T_{mo} = 3.2 V^{0.3} + 80$$

となる。ここに V はかみあいピッチ円の周速度 (m/s) である。 $T_m - T_{oil}$ と R_{vz} との関係を示す直線(図10)の傾斜の値は B を図12に示す。すなわち

$$B = 62.9 V^{-0.2}$$

となる。よって

$$T_m = 80 + 3.2 V^{0.3} + 62.9 V^{-0.2} P_{vz} \dots\dots\dots (11)$$

歯車箱の中では、試験歯車の回転により、霧状態に微粒化された潤滑油で充満されていると思われる。この雰囲気中において、歯車の歯の温度の上昇の度合は、潤滑油の熱的挙動などに依存していると思われる。本研究における多少のばらつきは、このようなことに関係しているとも考えられる。

4. 摩擦損失率を求めるための計算式

ここで3章の結果をもとに摩擦係数の式(4)を一般化するためこの式に荷重係数 f_1 、あらさ係数 f_2 、潤滑油の粘度係数 f_3 、及び歯面の曲率係数 f_4 を乗じて

$$\mu_m = (0.0581 + \ln V_{gm}^{-0.012}) f_1 f_2 f_3 f_4 \dots\dots\dots (12)$$

式(4)は法線荷重 $P_n/b = 407 \text{ N/mm}$ 、歯面あらさ $R_{max} = 1.3 \text{ } \mu\text{m}$ 、潤滑油の粘度 $\eta_{90} = 24.2 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ のときの式である。更に本研究における試験歯車(表1)

のピッチ点における相対曲率半径が $\rho_0 = 16.4 \pm 1.2 \text{ mm}$ (平均値は $\rho_0 = 16.4 \text{ mm}$) の範囲での式である。

よって

$$f_1 = \left(\frac{R_n/b}{407} \right)^\alpha, \quad f_2 = \left(\frac{R_{max}}{1.3} \right)^\beta$$

$$f_3 = \left(\eta_{90} / 24.2 \times 10^{-6} \right)^\gamma, \quad f_4 = \left(\rho_0 / 16.4 \right)^\alpha$$

ここで指数は3章により

$$\alpha \approx 0.1, \quad \beta \approx 0.08, \quad \gamma \approx -0.045$$

5. 結 論

本報告は平歯車の摩擦損失と歯の温度上昇に関しての研究をまとめたもので、これを要約すると次の通りである。

- (1) 回転数(滑り速度)、歯形、歯面あらさ、荷重及び潤滑油の粘度が摩擦損失率に及ぼす影響を示した。
- (2) 潤滑油として、普通使われている鉱油の他に、合成油及び摩擦調整剤(FM)を用いた場合の摩擦損失率を求めた。
- (3) 歯車の歯の温度と摩擦損失率との関係を明らかにし、これを一つの式で表わした。

本研究を進めるに当たって、種々ご援助いただいたパーカー熱処理工業(株)社長の里見彰彦氏及び技術部の関係の方々に厚くお礼申し上げます。本研究において用いた試験歯車の熱処理はすべて同社のご好意によりなされた。

文 献

- (1) Niemann, G., VDI-Z. Bd. 97, Nr. 10 (1955), 305.
- (2) Niemann, G. & Ohlendorf, H., VDI-Z. Bd. 102 (1960), 216.
- (3) 矢田, 機論, 38-313 (1972), 2383.
- (4) Benedict, G. H. & Kelley, B. W., ASLE Preprint No. 60L-2, Lubrication Conference, Oct. (1960).
- (5) 佐々木・ほか3名, 機論, 26-163 (1960), 448.
- (6) 成瀬・ほか3名, 機論, 49-443.C (1983), 1236.
- (7) 成瀬・ほか3名, 機論, 50-458.C (1985), 1329.
- (8) 灰塚・ほか3名, 機論, 52-476.C (1986), 1411.
- (9) 成瀬・ほか3名, 機論, 52-476.C (1986), 1107.
- (10) Second Draft Proposal, Calculation of Tooth Strength of Spur and Helical Gears, ISO/DP 6336/ III (1982).
- (11) Niemann, G. & Winter, H., Maschinenelemente Bd. II, Springer-Verlag (1983), 223.
- (12) 寺内・ほか3名, 機論, 32-242 (1966), 1571.

討 論

〔質問〕 吉 田 彰〔岡山大学工学部〕

平歯車の摩擦損失に関する広範囲な研究に敬意を表す。下記の点ご教示願いたい。

(1) SCM 415 製浸炭焼入れ歯車の歯面硬さ H_v420 は通常のものより低くなっているが、何か意図があったのか。この程度の硬さの場合は歯車運転中に歯面あらさが変化し、その傾向は高荷重において著しいと考えるのが、図 5 を高荷重においてのみ示された意図は何か。また μ_m の荷重依存性の原因は何とお考えか。

(2) 図 3 において、 $m2, m6$ の場合の μ_m が他の場合と異なる原因としてすべり率をあげておられるが、これらの場合のすべり率はいくらか。また式(4)～(6)の適用可能範囲はすべり率でいくらか。

(3) 式(11)において V_{gm} でなく V を用いられた理由は何か。

〔回答〕 (1) ご指摘の歯面最高硬さは $H_v \approx 750(30 \text{ kg})$ と記入すべきところのまちがいである。また、表示した歯面あらさは、なじみ運転 $M_1=203.8 \text{ N}\cdot\text{m}$ で 10° 回転後の値で、実験終了後も変化はなかった。

本研究のあらさの範囲において、特に高荷重の場合にその差が著しかったので図 5 として表示した。

多くの種類の歯形についての結果をまとめて表すために、かみあいにおける平均摩擦係数 μ_m を採用しており、この荷重依存性については、歯車のかみあいの複雑さに起因していると思われ、難しい問題と考えて

いる。

(2) すべり率の影響は原因の一つとして挙げたものであり、図 3 はすべり率でまとめたものではないが、回帰直線の帯の中に入れている歯車の最大すべり率は $1.3 \sim 2.5$ であり、帯からはずれている歯車、すなわち、モジュール 2 で 1.1, 6 で 5.0 である。

(3) これについての特別な理由はないが、以前、 V でまとめており⁽⁸⁾、今回も同じ方法をとった。

〔質問〕 丸 井 悦 男〔岐阜大学工学部〕

平歯車の摩擦損失に関して、極めて詳細なデータを明らかにされたことに対して敬意を表す。次の点についてご教示いただければ幸いに思う。

図 3 の平均摩擦係数と平均すべり速度との関係を示す実験結果において、(1) $m2$ および $m6$ の実験点の偏りが、低荷重の場合ほど著しい理由、(2) 平均すべり速度が大きくなると、 $m2$ あるいは $m6$ の実験点の偏りが小さくなり、他の m 値に対する実験点のばらつきの範囲内に入ってしまう理由についてどのように考えておられるのか。

〔回答〕 (1) 本文中でも触れているが、一つの原因としてすべり率の大小が極端に異なることを挙げたが、実際には非常に複雑な現象であり、多くの課題を含んでいるものと考えられる。

(2) これについても一つの原因として、高速において流体潤滑の影響が大きくなるために、歯面における平均すべり速度 V_{gm} による表示で一定の値に近づくのだと思う。