平歯車のかみあい摩擦損失に関する研究* (青銅及び鋳鉄の歯車を鋼の歯車と組合せた場合)

吉崎正敏^{*1}, 成瀬長太郎^{*2}, 根本良三^{*2}, 灰塚正次^{*2}

A Study on Friction Loss of Spur Gears (In the Case of Gear Material Combination of Bronze/Steel and Cast Iron/Steel)

Masatoshi YOSHIZAKI, Chotaro NARUSE, Ryoza NEMOTO and Shoji HAIZUKA

Carbon steel has been used as spur gear material. It is very important to find a way of reducing the friction loss of spur gears, and there are many methods of achieving this. Here we chose the method of selecting material combinations in a wide scope, i.e., not only the steel material, but also the materials of phosphor-bronze and cast iron. Furthermore, for steel material, we chose various kind of coatings, that is, nitriding and phosphate coating. As a result, we induced a very low friction loss by using phosphor-bronze gears which were combined with a nitrided gear or a case-hardened gear. Some considerations were carried out for these phenomena.

Key Words: Gear, Lubrication, Tribology, Spur Gear, Loss, Friction Loss, Power Loss, Material, Heat Treatment, Surface Treatment.

1. 結 言

平歯車の材質はほとんどの場合鉄鋼材料である。この中で浸炭焼入れ歯車の占める役割が大きくなってきた。一方、最近では歯車の用途は多様化しているのて、平歯車の特性を幅広い条件のもとで扱って、これをまとめていくことが必要になってきた。このような実状を考慮する時、材質や表面処理の違いにより平歯車のかみあい摩擦損失がどの様に変化するかは、省エネルギー対策の観点からも、負荷特性を向上させる観点からも重要な課題である。この課題は、ねじ歯車やウォームギヤなどの食違い軸歯車の効率向上のための基礎的研究にも関連している。なお本研究では、歯車のかみあいによる摩擦損失を簡単のため単に摩擦損失と呼ぶことにする。詳細は3章を参照。

材質や表面処理が平歯車の摩擦損失に及ぼす影響については研究報告が極めて少ない。Rettig⁽¹⁾は、青銅や鋳鉄を用いた時の平歯車の摩擦とスコーリング発生荷重について研究結果を発表しているが、摩擦損失

は扱っていない。青銅や鋳鉄の歯車を用いた時の摩擦損失については、Niemann & Gartner⁽²⁾がローラを用いたすべり摩擦に関する報告の中で論じている。著者ら⁽³⁾も以前に青銅や鋳鉄の平歯車の摩擦損失を取り上げ、摩擦量との関係を論じた。

本研究では、従来の研究の場合に比較して測定精度を上げ、実験範囲をより拡張した。これら一連の研究を進めるために、鋼の歯車どうし及びりん青銅歯車や鋳鉄歯車を鋼の歯車と組合せた場合を取り上げた。鋼の歯車としては浸炭焼入れ歯車や調質歯車のみならず、窒化処理及びりん酸塩被膜処理をした歯車も扱った。その結果、りん青銅歯車と浸炭焼入れ歯車などを組合せて使用すると浸炭焼入れ歯車どうしの場合に比べて摩擦損失が極めて低くなるなど、いくつかの新しい傾向が見い出された。これらは、実用上意義があり将来性ある研究課題と思われるので、ここに報告する。

2. 実験条件

2.1 実験装置 本研究における摩擦損失の測定には図1に示す動力循環式歯車試験機を用いた。④⑤は摩擦損失測定用の試験歯車である。この試験機にトルク計(磁わい式)③と⑧を取り付けた。トルク計⑧に

* 原稿受付 平成3年4月16日。

^{*1} 正員, 電気通信大学大学院 (〒182 調布市調布ヶ丘1-5-1)。

^{*2} 正員, 電気通信大学電気通信学部。

より試験装置内を循環する動力が求められ、トルク計③によりこの動力循環部へ供給される動力が求められる。摩擦損失の測定原理については3章で述べる。

2.2 試験歯車 試験歯車の諸元を表1に示す。モジュール $m = 4.5$ 、歯数比 $z_2/z_1 = 1$ でほとんど転位していない標準歯車に近い歯形を選んだ。中心距離は $a = 91.5\text{mm}$ である。試験歯車の材質、熱処理及び表面処理を変えて以下に述べる6種類の試験歯車を用意した。表2を参照。

(1) 浸炭焼入れ歯車(記号 Case) 材質はクロムモリブデン鋼(SCM415)で、浸炭焼入れ後、歯面を研削仕上げした。浸炭焼入れ処理は、素材を焼きならした後、

930℃で2時間の浸炭処理、180℃でマルクエンチング、空冷、約200℃で1時間のテンパー、空冷の各処理を順次行ったものである。この処理によりビッカース硬さ H_v は歯面で約750、心部において約420、歯面研削後の有効硬化深さは約0.5mmとした。歯面は韓国本工作機械製作所の研削盤SHG-360により研削した。精度はJIS 0~1級に仕上げた。

(2) 調質歯車(記号 Temp) 材質は機械構造用炭素鋼(S45C)で、調質後、歯面を研削仕上げした。調質処理は、850℃の塩浴に30分間保持して空冷、再び850℃の塩浴に30分間保持して水冷、さらに600℃の塩浴に1時間保持した後、水冷を行った処理である。この調質処理により歯面のビッカース硬さ H_v を約280とした。歯面の研削は前述(1)の浸炭焼入れ歯車と同じ方法で行い、精度はJIS 0~1級に仕上げた。

(3) 鋳鉄歯車(記号 FC) 材質は連続鋳造法で製作された普通鋳鉄(FC20)で、歯車形削盤で歯切りをして仕上げた。精度はJIS 3~4級、歯面のビッカース硬さ H_v は180~250である。

(4) りん青銅歯車(記号 PBB) 材質はりん青銅(PBB2 H)で、歯車形削盤で歯切りをして仕上げた。精度はJIS 3~4級、歯面のビッカース硬さ H_v は約150である。

表1 試験歯車の諸元

Module	m	4.5
Number of teeth	z	20
Addendum modification coefficient	x	0.177
Cutting pressure angle	α_o deg.	20
Center distance	a	91.5
Face width	b	20
Operating press. angle	α_b deg.	22.439
Dia. of base circle	d_g	84.572
Dia. of generating pitch circle	d_o	90
Dia. of intermeshing pitch circle	d_b	91.5
Dia. of tip circle	d_k	100.6
Contact ratio	ϵ	1.47

(The dimensions of the driver gear and follower gear are the same).

表2 試験歯車の材質、熱処理及び表面処理

Code	Material	Finishing	Accuracy	Remarks
Case	Steel SCM415	Grinding	JIS 0~1	Case hardening
Temp	Steel S45C	Grinding	JIS 0~1	Tempering
FC	Cast Iron FC20	Cutting	JIS 3~4	
PBB	Phosphor-Bronze PBB2 H	Cutting	JIS 3~4	
Nit	Steel SCM415	Grinding	JIS 0~1	Case hardening & Nitriding
Phos	Steel SCM415	Grinding	JIS 0~1	Case hardening & Phosphate coating

図1 動力循環式歯車試験機

(5) 窒化処理歯車(記号 Nit) 前述(1)の浸炭焼入れ歯車の歯面研削後に塩浴窒化処理をした歯車である。塩浴窒化処理は、580℃の軟窒化塩浴に90分間保持した後、水冷を行う処理である。この処理により歯面のピッカース硬さ Hvは約620、心部において約200、有効硬化深さは約0.1mmとなった。

(6) りん酸塩被膜処理歯車(記号 Phos) 前述(1)の浸炭焼入れ歯車の歯面研削後にりん酸塩被膜処理をした歯車である。りん酸塩被膜処理は、歯車表面を溶剤で洗浄後、100℃に加熱し95～99℃のりん酸塩処理槽に6分間浸せさせるものである。処理後、歯面に形成されたりん酸塩被膜の厚さは約4μmであった。

摩擦損失の測定は以上の歯車(表2)を用いて表3に示す8種類の組合せで進めた。りん青銅歯車や鋳鉄歯車は浸炭焼入れ歯車などと組合せて使用した。本研究における試験歯車の表示には表2に示す記号を用いた。さらに組合せの表示方法として、例えば浸炭焼入れ歯車どうしの場合はCase/Caseと表示し、浸炭焼入れ歯車とりん青銅歯車を組合せた場合はCase/PBBなどと表示した。この表示方法において、はじめの記号は駆動歯車を、後の記号は従動歯車を意味する。

表3 試験歯車の組合せ

Code	driver gear	follower gear
Case/Case	Case	Case
Temp/Temp	Temp	Temp
Case/FC	Case	FC
Case/PBB	Case	PBB
Temp/PBB	Temp	PBB
Nit/PBB	Nit	PBB
Nit/Nit	Nit	Nit
Phos/Phos	Phos	Phos

図2 試験歯車の歯面あらさ

図2に試験歯車の歯面あらさの測定例を示す。ここに示した歯面あらさは、いずれもなじみ運転後に歯たけ方向に測定したものである。なじみ運転については2.5節で述べる。表4は測定結果を整理したもので、 $R_{max}(\mu m)$ は最大高さ、 $R_a(\mu m)$ は中心線平均あらさ、 $R_{rms}(\mu m)$ は自乗平均あらさを表わす。なお、りん青銅歯車(PBB)の歯面は、なじみ運転後には鏡面状態になり R_a 及び R_{rms} は測定限界以下であった。

2.3 潤滑油と潤滑方法 潤滑油はパラフィン系の鉱油を用いた。基油の性状を表5に示す。この基油の粘度は一般に用いられているギヤ油の粘度領域にある。実験には、この基油に摩耗防止剤(アルキルチオリン酸亜鉛(ZDTP)、二次型)を1.0wt.%添加して使用した。このZDTPを添加した理由は2つあげられる。第一の理由は歯面損傷を防止するためであり、第二の理由はこのZDTPを添加しても歯車の摩擦損失にはほとんど影響を及ぼさない⁽⁴⁾からである。潤滑油は試験歯車のかみこみ側から強制潤滑方式で供給した。油量は2.4 L/min、油温は強制潤滑の吹き付けノズル位置で90℃とした。

2.4 荷重段階 荷重すなわち駆動歯車に加えるトルク $M_t(N\cdot m)$ は、表6に示す荷重段階表に沿って最低荷重段階から順次上昇させていった。表5の第6段階、第13段階、第16段階及び第22段階での荷重を、それぞれ極低荷重(EL load)、低荷重(L load)、中荷重(M load)及び高荷重(H load)と呼ぶ。鋳鉄歯車、りん青銅歯車及び調質歯車を用いた場合は低荷重(L load)までの範囲で、その他の歯車では高荷重(H load)までの範囲で測定を行った。これらの荷重範囲は歯の折損や歯面損傷を起こさぬよう考慮して決められた。

表4 試験歯車の歯面あらさ

Gear(Code)	$R_{max}(\mu m)$	$R_a(\mu m)$	$R_{rms}(\mu m)$
Case	1.3	0.23	0.28
Temp	1.2	0.22	0.27
FC	3.2	0.82	1.1
PBB	0.15	Quite low	Quite low
Nit	0.97	0.15	0.22
Phos	7.3	1.1	1.6

表5 潤滑油の性状

Base oil		Mineral oil
Kinematic viscosity $m^2/s \times 10^{-6}$	40 °C	198
	90 °C	24.2
	100 °C	18.1
Specific gravity (15/4 °C)		0.891
Viscosity index		101
Flash point	°C	270

2.5 試験歯車のなじみ運転 実験に際しては、試験歯車を十分ななじませ安定した状態で摩擦損失を測定した。このなじみ運転では、回転数を $n_2=1500\text{rpm}$ とし、まず表6の第1段階から荷重を順次上昇させていった。铸铁歯車及びりん青銅歯車を用いた場合は第13段階まで、調質歯車は第16段階まで、その他の歯車は第22段階まで荷重を上昇させた。各荷重における運転時間は15分とした。この運転に続き、一定の荷重で約10時間の運転を行った。この時の荷重は、铸铁歯車及びりん青銅歯車を用いた場合は第8段階、調質歯車は第14段階、その他の歯車は第16段階の荷重とした。

3. 摩擦損失の測定原理

試験装置の動力循環部へ供給される動力はトルク計③で測定される。ここで示される動力は、歯車箱⑥に組込まれている試験歯車の摩擦損失動力、潤滑油の攪拌損失動力及び軸受の損失動力の和である。一方、トルク計③で測定される損失動力 N_{total} は、試験歯車を無負荷状態で運転した時の損失動力 N_0 と荷重を加えたことによる損失動力の増加分 N_{load} の和で

$$N_{total} = N_0 + N_{load} \quad \dots\dots\dots(1)$$

N_0 は潤滑油の攪拌損失動力 N_{spray} と用いられている軸受の無負荷時の損失動力 N_{B0} 及び試験歯車の無負荷時の損失動力 N_{G0} の和で

$$N_0 = N_{spray} + N_{B0} + N_{G0} \quad \dots\dots\dots(2)$$

ここで N_{G0} はほとんど零に等しく無視できる。 N_{load} は試験歯車に荷重を加えたことによる損失動力増加分 N_{Gload} と、軸受到荷重が加わることによる損失動力の増加分 N_{Bload} の和で

$$N_{load} = N_{Gload} + N_{Bload} \quad \dots\dots\dots(3)$$

表6 荷重段階

Load stage	Torque M_1 N·m	Load stage	Torque M_1 N·m
1	2.45	12	30.9
2	3.14	13	39.2 ^{*2}
3	3.92	14	58.8
4	4.90	15	92.2
5	6.18	16	131 ^{*3}
6	7.85 ^{*1}	17	171
7	9.81	18	204
8	12.3	19	236
9	15.7	20	370
10	19.6	21	302
11	24.5	22	344 ^{*4}

*1 : EL load *3 : M load
*2 : L load *4 : H load

歯車の摩擦損失動力 N_G は、無負荷における損失動力 N_{G0} と、荷重が加わったことによる損失動力の増加分 N_{Gload} との和である。ここで $N_{G0} \approx 0$ であるから

$$N_G = N_{G0} + N_{Gload} \approx N_{Gload} \quad \dots\dots\dots(4)$$

従って

$$N_G = N_{total} - N_0 - N_{Bload} \quad \dots\dots\dots(5)$$

N_0 は試験装置を無負荷運転することにより得られる。 N_{Bload} は別に測定装置を作って得られた値を用いた。試験歯車一對の摩擦損失動力は上記の N_G の半分の値であるので、一組の試験歯車の摩擦損失率 ζ_g は

$$\zeta_g = 0.5(N_G/N) \quad \dots\dots\dots(6)$$

N は試験装置において循環している動力でトルク計③で測定される。本研究で扱った摩擦損失率 ζ_g は平歯車のかみあいによる摩擦損失の値であり、軸受の損失や潤滑油の攪拌による損失は含まれていない。

4. 実験結果と考察

4.1 材質及び熱処理が摩擦損失率に及ぼす影響

図3は、平歯車において材質や熱処理を変えた場合の摩擦損失率 ζ_g (%)とピッチ円周速度 V (m/s)との関係を示す。図3の上图は低荷重(L load)、図3の下图

図3 材質及び熱処理が摩擦損失率に及ぼす影響

は極低荷重(EL load)での測定結果である。ここでの測定は歯面損傷が発生しない荷重範囲で行った。この図によれば比較的低速回転の場合、すなわち円周速度が $V < 5 \text{ m/s}$ 程度の場合には、浸炭焼入れ歯車どうし(Case/Case)に比べて調質歯車どうし(Temp/Temp)や浸炭焼入れ歯車と鋳鉄歯車を組合せた場合(Case/FC)に ζ_g が低い。りん青銅歯車を浸炭焼入れ歯車、調質歯車及び窒化処理歯車と組合せた場合(Case/PBB, Temp/PBB, Nit/PBB)はさらに ζ_g が低くなる。また、極低荷重(EL load)で円周速度が $V > 5 \text{ m/s}$ 程度以上の場合(図3の下図)は、いずれの歯車を用いた場合も V の増大とともに ζ_g が上昇する傾向が見られる。このことはこの領域が流体潤滑の領域にあることを示していると見なされる。この ζ_g が上昇する傾向は、浸炭焼入れ歯車どうし(Case/Case)の場合よりもりん青銅歯車を用いた場合(Case/PBB, Temp/PBB, Nit/PBB)において、より明瞭に現われている。浸炭焼入れ歯車どうしの場合よりもりん青銅歯車を用いた場合において流体潤滑の影響が明瞭に現われている理由の一つとしては、歯面あらかさが低いことがあげられる。りん青銅歯車の歯面は、いずれの歯車と組合せた場合もなじみ運転後には鏡面状態になり歯面あらかさは $R_{\text{max}} \approx 0.1 \sim 0.2 \mu\text{m}$ であった。これに対して、浸炭焼入れ歯車のなじみ運転後の歯面あらかさは $R_{\text{max}} \approx 1.3 \mu\text{m}$ であった。表4を参照。この流体潤滑の影響については付録で論ずる。

図4 材質及び熱処理による摩擦損失率の変化

図4は、図3の中で流体潤滑の影響が現われていない低速回転の領域における結果を示したものである。図4の棒グラフの値は、浸炭焼入れ歯車どうし(Case/Case)の摩擦損失率 $\zeta_{g\text{Case}}$ を基準1.00として、その他の歯車の摩擦損失率 ζ_g を $\zeta_g / \zeta_{g\text{Case}}$ の形で表わしたものである。この図に示されているように、りん青銅歯車を用いた場合(Case/PBB, Temp/PBB, Nit/PBB)は $\zeta_g / \zeta_{g\text{Case}}$ が非常に低い。特にりん青銅歯車と窒化処理歯車を組合せた場合(Nit/PBB)は、 $\zeta_g / \zeta_{g\text{Case}}$ の値が0.5以下に低下することが見出される。この

図5 表面処理が摩擦損失率に及ぼす影響

ことから、りん青銅歯車をこのような形で用いると、軽荷重動力伝達において効率の向上に極めて有益であると考えられる。また、ここで用いた潤滑油は2.3節で述べた通りの鉱油であるが、その他の潤滑油、例えば合成油を用いることにより、この効果はさらに顕著に現われると思われる。これについての今後の研究が必要である。

4.2 表面処理が摩擦損失率に及ぼす影響 図5は、浸炭焼入れ歯車に表面処理をほどこした場合の摩擦損失率 η_g (%)の変化を表わす。測定結果を高荷重(H load)、中荷重(M load)、低荷重(L load)及び極低荷重(EL load)の各荷重における値で示した。ここで用いた歯車は、浸炭焼入れ歯車に窒化処理をした歯車どうし(Nit/Nit)及び浸炭焼入れ歯車にりん酸塩被膜処理をした歯車どうし(Phos/Phos)である。比較のためにこれらの表面処理をしていない浸炭焼入れ歯車どうし(Case/Case)の結果も示してある。図5によると、りん酸塩被膜処理をした場合(Phos/Phos)は η_g が非常に高い。しかし著者らの以前の研究⁽⁵⁾によれば、歯面の滑り速度が高いハイポイドギヤでは、りん酸塩被膜処理をした場合の摩擦損失率の増大は認められなかった。りん酸塩被膜処理をした歯車の摩擦損失に関してはなお検討が必要である。窒化処理をした場合(Nit/Nit)は、高荷重(H load)ではこの処理をしない場合(Case/Case)より η_g が高い。しかし、低荷重(L load)又は極低荷重(EL load)では、この窒化処理により η_g が低くなる。すなわち、窒化処理歯車どうしでは荷重による摩擦損失率の変化が大きい。

4.3 摩擦損失率と油膜厚さ比との関係 摩擦損失率の測定結果を油膜厚さ比との関係で表わした。結果を図6に示す。この図の横軸が示す油膜厚さ比 λ は $\lambda = h_{min}/R$ で定義されたもので、歯面の最小油膜厚さ h_{min} と歯面の合成自乗平均あらさ R との比を表わす。ここで、最小油膜厚さ h_{min} (μm)はDowson & Higginson⁽⁶⁾の弾性流体潤滑理論による式を平歯車のかみあいに適用して求めた。ここで用いた h_{min} はピ

ッチ点における値である。歯面の合成自乗平均あらさ R (μm)は、駆動歯車の自乗平均あらさを R_{rms1} (μm)、従動歯車の自乗平均あらさを R_{rms2} (μm)として次式のように定義したものである。

$$R = \sqrt{R_{rms1}^2 + R_{rms2}^2} \dots\dots\dots (7)$$

本研究で扱った試験歯車の組合せにおける合成自乗平均あらさ R (μm)の値を表7に示す。

図6によれば、材質や表面処理が異なる歯車の摩擦損失率 η_g を油膜厚さ比 λ との関係で表わすと、浸炭焼入れ歯車と鋳鉄歯車を組合せた場合(Case/FC)を除けば、多少のばらつきがあるものの傾向としてはほぼ一本の曲線にまとまる。 $\lambda < 1$ の領域では λ が大きくなるにしたがって η_g は減少していき、 $\lambda = 1$ を境にして曲線の形状が変化する。荷重が低い場合、すなわち極低荷重(EL load、図6下図)においては、 $\lambda > 1$ の領域では λ の値とともに η_g が増大していくので、この領域は流体潤滑の領域にあると推定される。また $\lambda < 1$ の領域は、 λ の増大とともに η_g が減少していくので混合潤滑の領域にあると判定できる。以上のことから、平歯車の材質や表面処理を変えた場合において、摩擦損失率に影響を及ぼす要因の一つに歯面あらさの

図6 摩擦損失率と油膜厚さ比との関係

表7 試験歯車対の合成自乗平均あらさ

Gear combination	Composite surface roughness R (μm)
Case/Case	0.40
Temp/Temp	0.38
Case/FC	1.1
Case/PBB	0.28
Temp/PBB	0.27
Nit /PBB	0.22
Nit /Nit	0.31
Phos/Phos	2.2

違いがあげられる。

材質や表面処理の違いにより平歯車の摩擦損失が大きく変化する理由としては、歯面あらさの他に、歯面の金属的特性、歯面あらさの形状など多くの要因があげられる。図2に示したように材質や表面処理により歯面あらさの形状は大きく変化する。この歯面あらさの形状も摩擦損失に複雑な影響を及ぼしていることが考えられる。ここで扱った組合せにおいて、平歯車の材料や表面処理を変えた場合に摩擦損失が変化する原因については、今後の研究が必要である。また、歯面あらさ及びその形状が摩擦損失に及ぼす影響も重要な研究課題であり、今後、浸炭焼入れ歯車どうしの場合について歯面あらさを変化させて摩擦損失に及ぼす影響を調べていく必要がある。

5. 結 言

以上の実験結果及び考察から得られたことをまとめると次のようになる。

- (1) 平歯車において、鋼-鋼の材料組合せの他に、鋼-りん青銅、鋼-鋳鉄の材料組合せについて摩擦損失率を測定したところ、鋼-りん青銅の材料組合せの場合に摩擦損失率が非常に低くなることを示した。
- (2) 鋼-りん青銅の材料組合せにおいて、鋼の平歯車の歯面を窒化処理することにより摩擦損失率はさらに低くなることがわかった。
- (3) 摩擦損失率を油膜厚さ比(λ 値)をもってまとめたところ、荷重が低い場合において、この λ 値が $\lambda > 1$ の場合は流体潤滑の領域にあることが見出された。

本研究を進めるに当たって、種々ご援助を頂いた御バカー熱処理工業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。本研究で用いた試験歯車の熱処理及び表面処理はすべて同社のご好意によりなされた。

付 録

付図1は、材質及び表面処理が互いに異なる平歯車の摩擦損失率 ζ_g (%)と $\eta V / (P_N/b)$ との関係を表わす。ここで η は潤滑油の給油温度(90℃)における絶対粘度(Pa·s)、 V はピッチ円周速度(m/s)、 P_N/b は単位歯幅歯面法線荷重(N/mm)である。Peppler⁽⁷⁾の流体潤滑理論による計算値をこの図に破線で記入した。Peppler⁽⁷⁾は潤滑されている2円筒表面に作用する流体摩擦力の摩擦係数 μ を次式で与えている。

$$\mu_{1,2} = 1.47 \sqrt{\eta \frac{V_1 + V_2}{P}} \left(1 \pm 1.24 \frac{V_1 - V_2}{V_1 + V_2} \right) \dots (A1)$$

ここで V は円筒の周速度、 P は単位接触幅あたりの荷

重で、添字1は円筒1(高速側)、添字2は円筒2(低速側)の値を意味する。また、式(A1)の複号において $+$ は円筒1、 $-$ は円筒2に対応する。式(A1)を本研究で用いた試験平歯車のかみあい適用して摩擦損失率 ζ_g (%)を計算した。ここでは平歯車の歯面を2円筒の接触で近似した。

$$\zeta_g = 141 \sqrt{\frac{\eta V}{P_N/b}} \dots (A2)$$

付図1によると、りん青銅歯車を用いた場合(Case/PBB, Temp/PBB, Nit/PBB)に $\eta V / (P_N/b)$ の値が大きい領域では本研究による実験結果がPepplerの流体潤滑理論が示す値とはほぼ一致している。しかしりん酸塩被膜処理歯車の場合(Phos/Phos)は、このPepplerの流体潤滑理論の傾向と一致しない。りん青銅歯車はなじみ運転後の歯面あらさが低く、りん酸塩被膜処理歯車はこの値が高いことは本論で述べた。この歯面あらさの違いが流体潤滑の発生に影響を及ぼしていると考えられる。

付図1 材質及び表面処理による摩擦損失率の変化

文 献

- (1) H. Rettig, Industrieblatt, 54, (1954), 1.
- (2) G. Niemann & F. Gartner, VDI-Z, 108, (1966), 201.
- (3) 成瀬・ほか2名, 潤滑, 20, (1975), 420.
- (4) 灰塚・ほか2名, 機論, 52, 476, C, (1986), 1411.
- (5) 灰塚・ほか2名, 機論, 51, 471, C, (1985), 2902.
- (6) D. Dowson & G. R. Higginson, Elastohydrodynamic Lubrication, Pergamon Press, (1977).
- (7) W. Peppler, VDI-Forschungsheft, 391, (1938), 1.