

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	グリース潤滑された小形ギヤードモータ用歯車減速機の損失低減に関する研究
Title(English)	Study on Loss Reduction of Small-Sized Gear Reducer by Grease Lubrication for Electric Motor
著者(和文)	松本洋一
Author(English)	Yoichi Matsumoto
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:甲第9657号, 授与年月日:2014年9月25日, 学位の種別:課程博士, 審査員:北條 春夫,進士 忠彦,吉田 和弘,佐藤 海二,松村 茂樹
Citation(English)	Degree:Doctor (Engineering), Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:甲第9657号, Conferred date:2014/9/25, Degree Type:Course doctor, Examiner:,,,,
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

平成26年度 学位論文

グリース潤滑された小形ギヤードモータ用
歯車減速機の損失低減に関する研究

東京工業大学

大学院総合理工学研究科

メカノマイクロ工学専攻

松本洋一

グリース潤滑された小形ギヤードモータ用 歯車減速機の損失低減に関する研究

目 次

記号表		i ~ ii
	第1章 緒 論 -----	1
1・1	研究の背景 -----	2
1・2	小形減速機の構造 -----	5
1・3	従来の研究 -----	8
1・4	本研究の目的 -----	9
1・5	本論文の構成 -----	10
	第2章 損失の評価と要因の実験的分析 -----	13
2・1	緒言 -----	14
2・2	実験装置と試験減速機 -----	14
2・2・1	実験装置 -----	14
2・2・2	試験ギヤードモータ -----	15
2・2・3	潤滑グリース -----	18
2・2・4	実験方法 -----	20
2・2・5	損失の評価方法 -----	20
2・3	実験結果 -----	21
2・3・1	測定の再現性 -----	21
2・3・2	なじみ運転時の損失の変化 -----	22
2・3・3	全効率と全損失トルク -----	22
2・3・4	各部位の温度 -----	24
2・3・5	運転中のグリースの状態 -----	26
2・4	損失の特徴 -----	27
2・4・1	損失トルクに及ぼす速度と温度の影響 -----	27

2・4・1・1	歯車の温度一定の場合の損失トルク	-----	27
2・4・1・2	歯車の温度と損失トルクの関係	-----	28
2・4・2	油潤滑との損失の比較	-----	28
2・5	損失要因の分析方法	-----	30
2・6	分析結果	-----	33
2・6・1	オイルシールの摩擦損失トルク (L_{OS})	-----	33
2・6・2	軸受のグリースによる損失トルク (L_{OGB})	-----	34
2・6・3	歯車のグリースによる損失トルク (L_{OGM}) と無負荷時の損失要因の寄与	-----	36
2・6・4	軸受の摩擦損失トルク (L_B)	-----	37
2・6・4・1	軸受の摩擦トルクの計算式	-----	37
2・6・4・2	試験減速機の軸受の配置	-----	37
2・6・4・3	実験装置と測定方法	-----	37
2・6・4・4	軸受の摩擦係数の算出	-----	39
2・6・4・5	軸受の摩擦損失トルクの計算結果	-----	39
2・6・5	負荷を加えた時のグリースによる損失トルクの変化量 (ΔL_{OG})	-----	41
2・6・6	歯面の摩擦損失トルク (L_M)	-----	42
2・6・6・1	歯面の摩擦損失の理論式	-----	42
2・6・6・2	歯面の平均摩擦係数の推定	-----	42
2・6・6・3	歯車対による歯面の平均摩擦係数の検証	-----	45
2・6・6・4	グリース潤滑と油潤滑の比較	-----	46
2・7	各損失要因の寄与	-----	47
2・8	結言	-----	50

第3章 グリースのちょう度と基油の性状の損失に与える影響

		-----	51
3・1	緒言	-----	52
3・2	試験グリース	-----	52
3・2・1	小形減速機の歯車潤滑用グリースについて	-----	52
3・2・2	試験グリースの性状	-----	53

3・2・3	グリースの潤滑状態	-----	54
3・3	全損失トルクの測定結果	-----	56
3・3・1	歯面塗布の場合	-----	56
3・3・2	グリースバスの場合	-----	56
3・3・3	ギヤードモータの温度を変化させる実験	-----	60
3・3・3・1	温度を変化させる実験方法	-----	60
3・3・3・2	全損失トルクの温度による違い	-----	61
3・4	損失要因の分析結果	-----	63
3・5	無負荷時の損失とグリースの関係	-----	63
3・5・1	グリースによる損失の算出結果	-----	63
3・5・2	回転速度と損失の関係	-----	64
3・5・3	基油の動粘度とちょう度の影響	-----	65
3・5・4	損失の発生箇所	-----	66
3・6	歯面の平均摩擦係数とグリースの関係	-----	67
3・6・1	歯面の平均摩擦係数の算出	-----	67
3・6・2	増ちょう剤と基油の種類による違い	-----	69
3・6・3	基油の動粘度の影響	-----	70
3・6・4	ちょう度の影響	-----	71
3・7	試験グリースの石けん繊維網目構造	-----	72
3・8	歯車のグリース潤滑のメカニズム	-----	74
3・8・1	潤滑モードについて	-----	74
3・8・2	歯面へのグリースの供給についての一考察	-----	75
3・9	結言	-----	77
第4章 小形減速機のグリースによる低損失化			----- 78
4・1	緒言	-----	79
4・2	歯車の潤滑グリースの関係する損失の割合	-----	79
4・3	グリースの性状による低損失化	-----	81
4・3・1	損失の低減できるグリースの性状	-----	81
4・3・2	損失の低減効果	-----	83

4・3・3	出力の異なるギヤードモータへの適用可能性	-----	84
4・3・3・1	歯面のヘルツ応力と歯車の周速度	-----	84
4・3・3・2	モータ出力と歯車の周速度の関係	-----	87
4・4	グリースによる低損失化の直交軸減速機への適用	-----	89
4・4・1	試験ギヤードモータ	-----	89
4・4・2	歯車の潤滑グリース	-----	90
4・4・3	実験方法と分析方法	-----	91
4・4・3・1	定格トルク時の損失の測定方法	-----	91
4・4・3・2	無負荷時の損失の測定方法	-----	92
4・4・3・3	無負荷時の損失の分析	-----	92
4・4・4	測定結果と分析結果	-----	93
4・5	結言	-----	95
	第5章 結 論	-----	96
5・1	本研究のまとめ	-----	97
5・2	今後の展望	-----	98
文献		-----	100
謝辞		-----	103

記号

A	: 定数 (切片を表す数値)
B	: 定数 (勾配を表す数値)
t	: 温度 [°C]
ν	: 動粘度 [mm ² /s]
Z	: 動粘度+補正值 (0.7) [mm ² /s]
L_{OUT}	: 出力軸での損失トルク [Nm]
T_{IN}	: 実入力トルク [Nm]
T_{OUT}	: 実出力トルク [Nm]
i	: 減速比
η	: 効率
L_T	: 全体の損失トルク [Nm]
L_O	: 無負荷時の損失トルク [Nm]
L_B	: 軸受けの摩擦損失トルク [Nm]
L_M	: 歯面のかみ合い摩擦損失トルク [Nm]
L_{OS}	: オイルシールの摩擦損失トルク [Nm]
L_{OGB}	: 軸受のグリースによる損失トルク [Nm]
L_{OGM}	: 歯車のグリースによる損失トルク [Nm]
LA	: オイルシールを除去して実機で測定した損失トルク [Nm]
ΔL_{OG}	: グリースによる損失の温度上昇による減少量 [Nm]
$L_T(t)$: 実機で内部温度を変化させた全損失トルク [Nm]
J_{GA}	: 歯車軸の全慣性モーメント [kgm ²]
ω_S	: 測定開始時の角速度 [rad/s]
ω_E	: 測定終了時の角速度 [rad/s]
T_{OB}	: 無負荷時の軸受の摩擦トルク [Nm]
n	: 測定開始から終了までの回転回数
T_B	: 軸受の摩擦トルク [Nm]
μ_B	: 軸受の摩擦係数
F_B	: 軸受に加わる合成荷重 [N]
F_r	: 軸受に加わるラジアル荷重 [N]

- F_a : 軸受に加わるアキシアル荷重 [N]
 d_{IN} : 軸受の内径 [m]
 F_L : 軸受の軸に加える荷重 [N]
 η_G : 歯面のかみ合い効率
 μ_{mG} : 歯面の平均摩擦係数
 β_g : 基礎円筒ねじれ角 [°]
 Z_1 : 小歯車の歯数
 Z_2 : 大歯車の歯数
 ε_α : かみ合い率
 $\varepsilon_{\alpha 1}$: 近寄りかみ合い率
 $\varepsilon_{\alpha 2}$: 遠のきかみ合い率
 T_M : 歯面の摩擦損失トルク [Nm]
 T_{OUT-S} : 各段での出力トルク [Nm]
 ν_B : 基油の動粘度 [mm²/s]
 n_{IN} : 入力回転速度 [r/min]
 μ : 摩擦係数
 v_C : 歯車の周速度 [m/s]
 T_{Motor} : モータの出力軸トルク [Nm]
 T_{Geared} : ギヤードモータの出力軸トルク [Nm]
 L_{OGBM} : モータ部の軸受のグリースによる損失トルク [Nm]
 L_{OGBG} : 減速機部の軸受のグリースによる損失トルク [Nm]
 LB : ギヤードモータのケースハウジングに歯車軸のみ組付けた状態での無負荷時の損失トルク [Nm]
 LC : ギヤードモータのケースハウジングに歯車軸とオイルシールを組付けた状態での無負荷時の損失トルク [Nm]

第 1 章

緒 論

1・1 研究の背景

モータは、最も簡単に回転運動を得られる原動力として、輸送機械、産業機器、家電などの様々な分野で使用され、人々が豊かで快適な生活を送るのに役立っている。しかし、その動力源となる電力を得るために、化石燃料を燃やし、原子力を利用し、それが大きな環境問題として、今や電力量の削減が社会全体の共通課題になっていることは、いうまでもない。

特に産業部門のモータが消費する電力量は多く、世界の総発電量の30~40%を占めており、消費電力の大きい中型、大型モータには効率に関する法規制が、実施、検討されている[1][2][3]。小形モータは一台の消費電力が小さく、その対象になっていないが、産業部門の消費する小形モータの電力を推計すると、総発電量の0.3~0.4%になる[3][4]。これを電力量に換算すると、約40万kWh、旧式の原子炉一基分の発電量に相当し、小さい出力の小形モータでも総量で見れば、決して少ない量ではない。

省エネルギーに対する取り組みは、個々では電力消費量の少ない用途にも行い、それらを積み上げて産業部門全体で大きな効果を出すことが重要である。そのためには、図1.1に示す、小形ギヤードモータのように個々の消費電力は小さいが、産業界で数多く使用される製品の損失低減を行うことは、大きな意義を持つことになる。

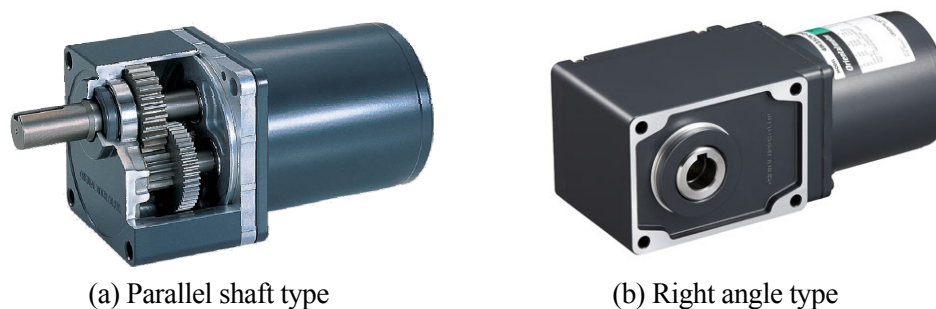


Fig. 1.1 Small-sized geared motor [5][7]

昨今の省エネルギーの重要性に合わせて、電力消費量の大きい産業用モータにはIEC(国際電気標準会議)により、高効率化の指針が示されている[1]。現時点において三相インダクションモータの中型以上、出力0.75~375kWが対象であり、例えば三相インダクションモータの出力750Wでは、表1.1に示すように、標準効率からプレミアム効率にすることにより、効率を8~10%向上させることになる。この指針にもとづき、米国が2010年、EUが2011年、日本が2015年から法規制を実施する。さらに三相インダクションモータ

の出力 120~750 W と速度制御モータにも IEC は、効率の指針の検討を進めており、小形も含めてモータに関しては、これから高効率化が急速に進むと考えられる。

Table 1.1 Efficiency guideline by IEC, three phase 750 W induction motor [1]

Power frequency	Standard efficiency	High efficiency	Premium efficiency
50Hz	72.1%	79.6%	82.5%
60Hz	78.0%	82.5%	85.5%

インダクションモータの効率は、定格回転速度で最も高く、小形モータでは一般的に 1200~1700 r/min に設定されている。このモータの効率の良い速度の範囲は、図 1.2 に示すように、定格回転速度付近の狭い領域で、その前後では急激に低下する。そのため高効率のモータを用いても、この領域で運転しなければ、意味がなくなる。

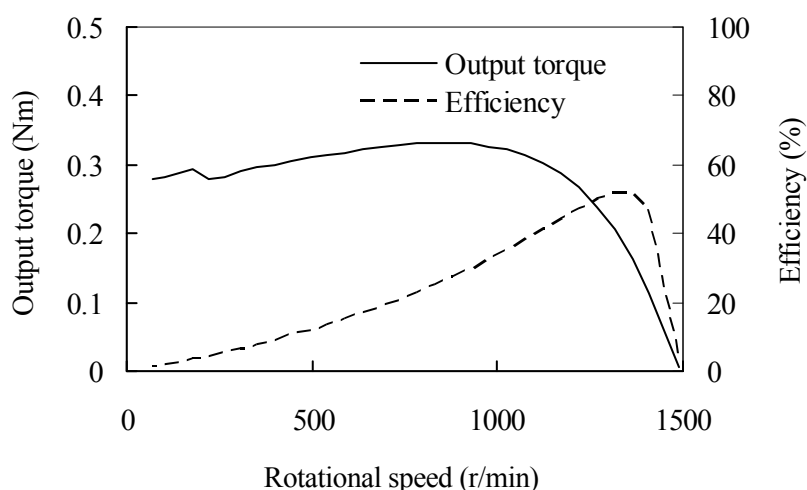


Fig. 1.2 Output torque and efficiency vs. rotational speed, three phase 25 W induction motor [6]

しかし実際に設備等で使用される回転速度は、例えばベルトコンベアが 10~200 r/min, AGV(Automated guided vehicle)が 15~100 r/min と、モータの効率の良い速度より低いことが多い。そのため、図 1.3 に示す、速度変換システムが必要となる。

この速度変換は、主に減速機で行われ、一般的な減速比は 3~240 なので、モータの回転速度 1500 r/min の場合、6~500 r/min の範囲に変えられる。そして実使用時の回転速度の調整としてインバータを用いる。インバータは実用域で 0.4~1.6 倍の速度比なので、減速機の出力軸の回転速度 100 r/min の場合、40~160 r/min の範囲で速度を変えられる。

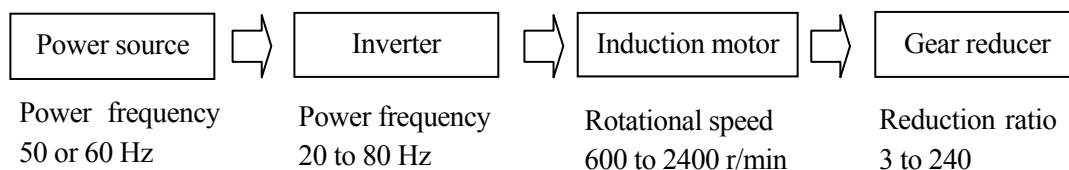


Fig. 1.3 Speed change system of induction motor

ここで、モータとインバータの組合せによる速度変換の全体の効率を、図 1.4 に示す。インバータ回路の周波数変換による損失は、出力周波数、すなわち回転速度が変化しても大きな違いがないため、速度が低くなると、効率が低下する。さらに、モータも回転速度が低くなると、定格回転速度と異なる領域になるため、効率が低下する。

三相インダクションモータをインバータで駆動し、定格トルク、同期回転速度の 25 % の 375 r/min で駆動したとき、図 1.4 に示すように、全体の効率は 34 % になる。このことからモータの速度変換は、減速機を用いた方が、効率の良いことになる、そのため小形モータは、減速機と組み合わせたギヤードモータとして使われることが多く、その割合が 70 ~ 90 % である。

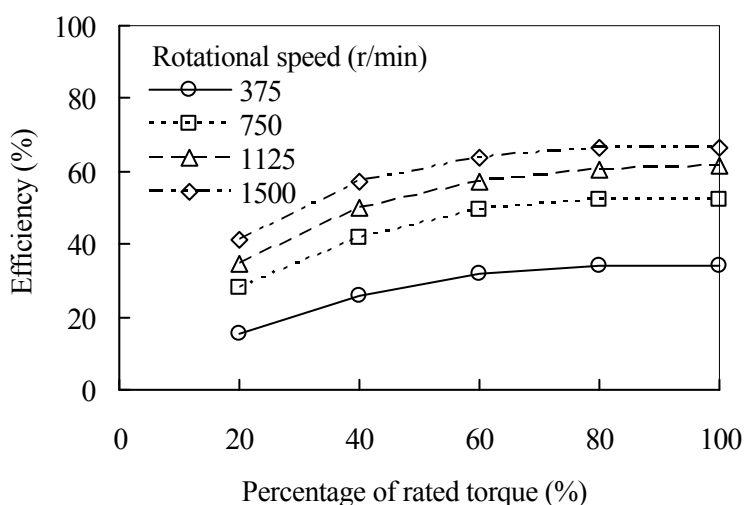


Fig. 1.4 Total efficiency of speed change by three phase 120 W induction motor and inverter [6]

現在、効率に関する指針が示されているのは、モータのみである。しかし本来、電力量の削減は、システム全体で行う必要がある。システムの各構成の損失を積み上げると、図 1.5 に示す、三相インダクションモータの出力 90 W の例では、プレミアム効率のモータを用いても、全体の効率は、平行軸減速機の場合が 54 %、直交軸減速機の場合が 40.5 % と、

入力エネルギーの半分程度しか有効に使われない。特に損失の大きい直交軸減速機では、モータより減速機の損失の方が大きくなる。

高効率化の法規制の対象がモータのみとなっているのは、その先の設備はユーザ側で設計することが前提のためである。しかしギヤードモータとして使われることの多い、小形モータの省エネルギーのためには、この減速機の損失にも目を向け、効率向上、すなわち損失低減が必要となる。

ここで効率は、負荷トルクによって変化し、減速機の定格トルクが大きくなれば向上することになる。そのため、本論文では、減速機全体、そして各部位の動力損失を絶対値で評価することのできる、損失として取り扱い、損失低減を指標とする。

本論文での小形ギヤードモータは、モータ出力 750 W 以下とする。

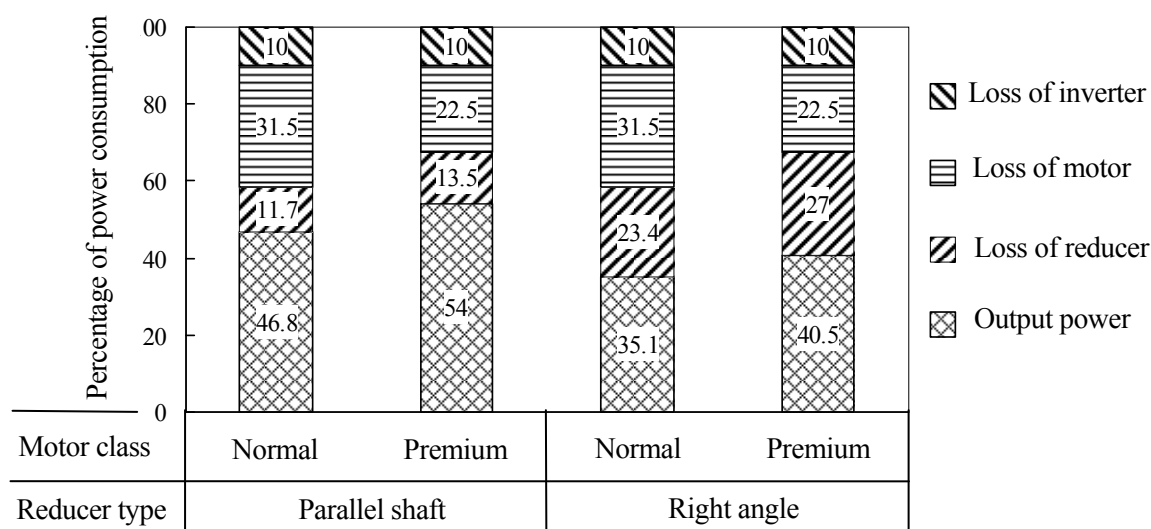


Fig. 1.5 Proportion of power consumption, three phase 90 W induction motor [5] [6]

1・2 小形減速機の構造

モータと減速機構を組み合わせたコンパクトなギヤードモータは、1960年代から普及が始まり、当初減速機に求められたのは、所望な速度に変換する減速比、それに強度と耐久の信頼性が主だった。この頃は、インダクションモータと平行軸歯車減速機の組み合わせが主流で、減速機部は、平歯車を用い、歯車の潤滑はちょう度番号2号程度の固いグリース、軸受は含油軸受、若しくは玉軸受を使用し、損失は特に意識されてなく、また問題となることもほとんどなかった。

その後、1990年頃からギヤードモータの使われる用途の拡大、使用環境の変化、モータ

の高速化などに伴い、減速機に望まれる性能は、少しずつ増えて来た。例えば、静かな環境では静粛性、クリーンな環境ではグリースの漏れないこと、設備のコンパクト化に対応するための直交軸構造などである。

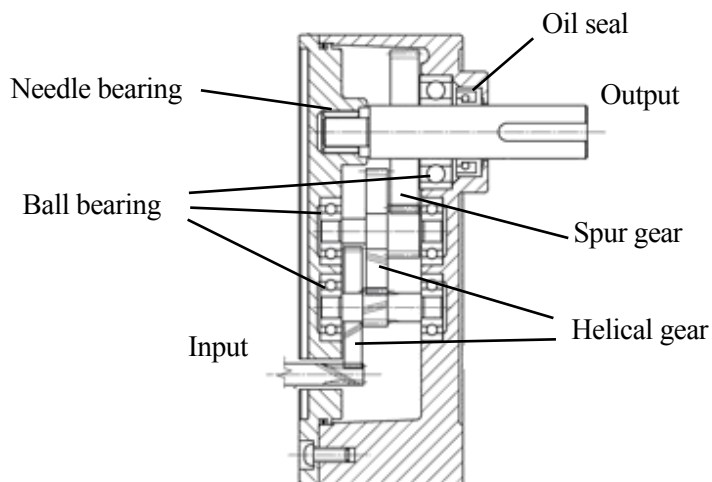


Fig. 1.6 Structure of small-sized gear reducer, parallel shaft type [7]

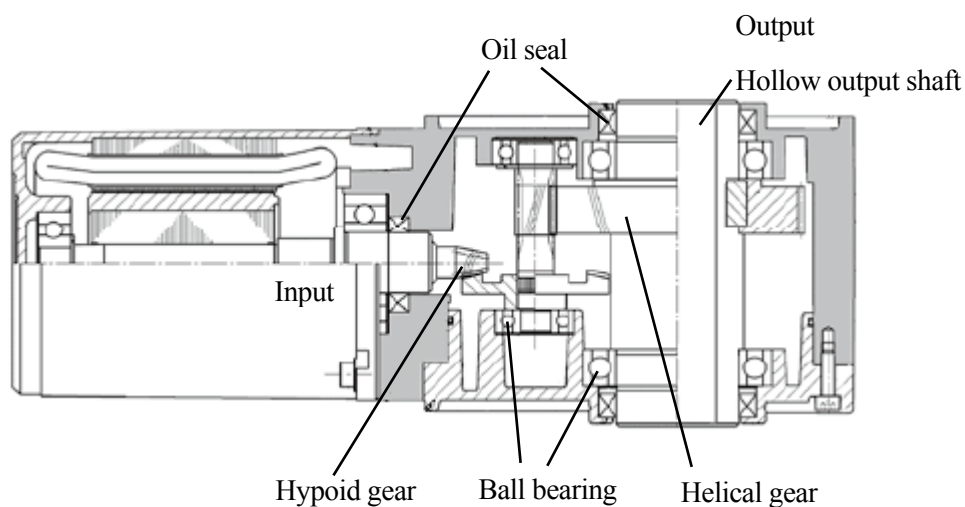


Fig. 1.7 Structure of small-sized gear reducer, right angle type [7]

ここで、商品化されている代表的な小形ギヤードモータの平行軸歯車減速機の構造を、図 1.6 に示す。全体の減速比は、3~240 程度の約 20 種類と多いのが特徴の一つである。歯車は、モジュール 0.3~1.0 mm の微小モジュールを多く使用し、最大 240 の減速比を少ない減速段数で構成できるように、歯数 6~12 枚の小歯車を使用することが多い。また様々な

取り付け方向に対応し、密封構造を容易に実現するため、歯車の潤滑はグリースで行われ、歯車の周速度は 0.001~2 m/s の低い領域で使用される。軸受は、主にグリースを充填した玉軸受で行われ、出力軸にオイルシールが配置されている。図 1.7 は、初段にハイポイドギヤを配置した直交軸歯車減速機で、出力軸が中空構造になっている。

動力モータ用の減速機的主要な基本構造は、この平行軸減速機と直交軸減速機の二種類であり、両者の違いは、軸方向の変換のためのハイポイドギヤやウォームギヤ対の有無である。

小形減速機に求められることは、減速比、強度、耐久性の基本性能に加え、個々の付加機能があり、これらと低損失は、図 1.8 に示すように、相反することが多い。例えば、モータの高速化による速い歯車の周速度に対応するために、歯車の潤滑をグリースバスにするとそのかく拌が損失となり、グリースが漏れにくい構造にするために、密封性能の高いオイルシールを使うと、それによる摩擦損失が増加し、直交軸構造にするためには、効率の低いベベルギヤやウォームギヤを配置しなければならない。

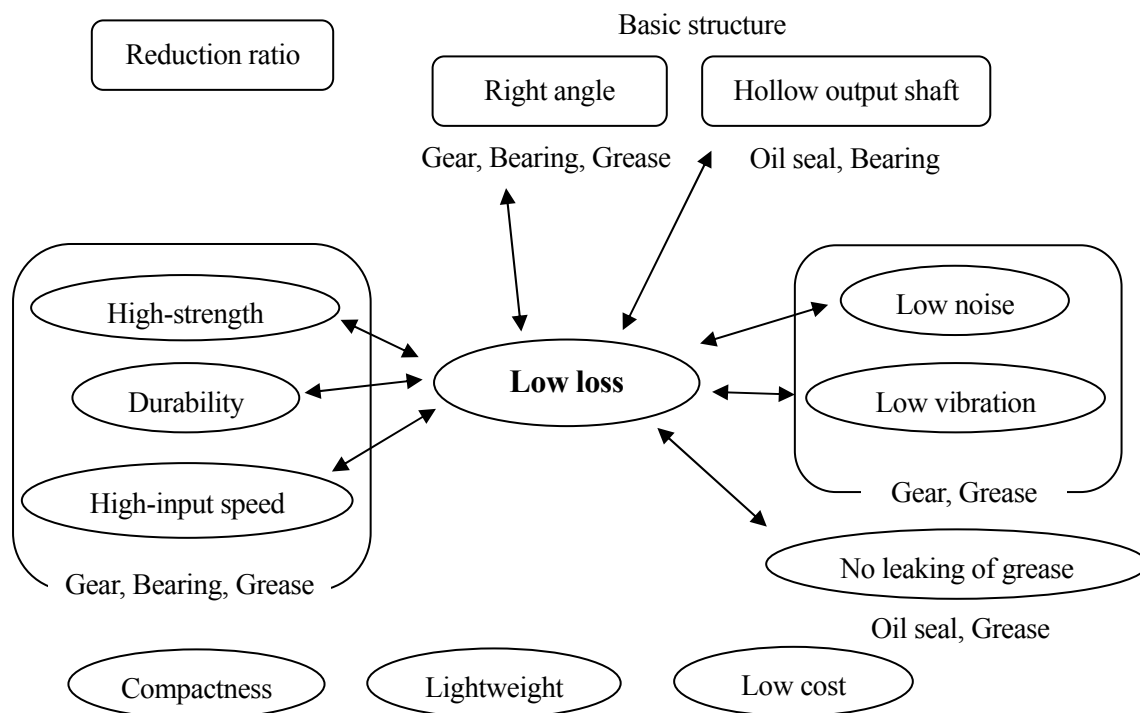


Fig. 1.8 Required-performance for small-sized gear reducer

小形減速機は、モータの高速化や市場の様々な要望に対応し、カタログスペック上では性能が向上している、しかし損失という観点で見ると、今日の社会のニーズに対応していないように思われる。

設計とは、一定の制約条件のもと、所望の性能を得るために、基礎研究の成果を組み合わせ、最適化を行うことである。しかし、その研究は、小形減速機の場合、騒音や耐久性が主で、今日の環境問題を考えると優先順位が高いはずの低損失に関して、十分に行っているとは言い難い。例えば、損失と密接な関係のあると考えられる歯車の潤滑グリースに関しては、耐久性や静粛性にのみ、ターゲットにして、研究を行っている。そして、その基礎研究の少なさにより、他の多くの性能と相反する低損失が、実現できていない状態にある。

1・3 従来の研究

歯車の効率に関する研究は古くから行われており、歯面の摩擦損失の計算は、Niemann[8]により、かみ合いによる摩擦仕事から求める方法が提案され、現在まで使われている。この式で用いられている摩擦係数は、歯面のかみ合い位置によって変化する値を平均値として扱い、歯面の平均摩擦係数と定義している。

この歯面の平均摩擦係数を推定する方法は、数多く提案されている[9]が、汎用性が少なく実用化されていなかった。近年では、境界潤滑と流体潤滑の領域の比と、油膜厚さと表面粗さを考慮した、松本式[10]が提案され、実験によりその有効性が検証されている[11]。また転がりと滑りに伴い、かみ合い位置によって変化する歯面の摩擦損失を、複合円盤による実験[12]によって、明らかにする試みも行われている。

歯面の摩擦損失を推定することは、設計上有効であるが、損失に影響を与える要因は、潤滑油、面粗さ、滑り速度や荷重などと多く、実験による検証が必要である。これらを、実機により摩擦損失を測定し、その値から歯面の平均摩擦係数を逆算する手法で、系統的に明らかにする試み[13][14][15]も行われている。今まで多くの歯面の摩擦損失に関する研究が行われてきた。これらは自動車用変速機が主な対象で、油潤滑でモジュール 1.25 mm 以上、平均滑り速度 0.3 m/s 以上で行われている。

歯車単体の損失が明らかになると、次は変速機ユニットとしての損失低減が課題であり、そのためには、先ず正確な損失の測定と、損失要因の分析が必要となる。これに関しては、自動車用変速機の動力損失分を全熱量として捉える方法[16][17]や、出入口トルクから求める方法[18]によって、変速機ユニットの全体の損失と各損失要因の割合が明らかになっ

ている。損失低減に関する研究は、自動車用変速機でかみ合い率によって歯面の摩擦損失を低減させる研究[11]や、航空機用変速機で潤滑油のかく拌損失をシュラウドによって低減させる方法[19]が、提案されている。

グリース潤滑に関する研究は、転がり軸受を対象に数多く行われている。軸受の摩擦トルクは、計算式が実用化されており[20]，その摩擦特性に、ちょう度、基油の動粘度、増ちょう剤の与える影響や、摩擦トルクがグリースの見かけ粘度に依存することが明らかにされている[21][22][23]。グリース潤滑のメカニズムは、転がり軸受の転送面において、弾性流体潤滑作用によって発生するグリース膜で行われると考えられ、それに対する増ちょう剤、基油の種類と転がり速度の影響が明らかにされている[24][25]。

グリース潤滑された歯車の損失に関する研究は、福永ら[26][27]がモジュール 2.5 mm の歯車を対象に無負荷時の歯車のかく拌損失について報告しており、グリースのちょう度とその量が損失に与える影響を明らかにしている。負荷時のグリース潤滑された歯車の損失は、プラスチックのウォームギヤで、摩擦係数と摩耗に樹脂材料の与える影響が研究[28]されている。

このように従来の歯車の損失に関する研究は、主に自動車用変速機を対象に行われており、小形減速機、グリース潤滑された歯車に関する系統的な研究は、行われていないようである。

そのため小形減速機的设计は、条件の異なる自動車用変速機の研究結果をもとに行われている。しかしこれらと、出力、潤滑方法、周速度などが異なる小形減速機では、その損失の割合が違ふと考えられる。また小径の軸受や小形のオイルシールに関しても、メーカー等の技術資料が十分でなく正確なデータが揃っていないのが現状である。小形減速機の特徴の一つであり、損失に大きく影響すると考えられるグリースについては、歯車の動力伝達などの負荷時の損失に関する系統的な研究は行われていないようである。今まで小形ギヤードモータ用歯車減速機に関して、損失という観点での基礎研究は、ほとんど行われていないのが現状である。

1・4 本研究の目的

このように、小形ギヤードモータで低損失的设计をしようにも、そのための基礎データもなく、またどの部位から、どれくらい損失が発生しているのかさえ分からない状態にある。また、日々の設計は、個々の市場の要求性能に対し、個別に対処し、それらと相反することの多い、低損失に対応できないようである。そのため系統的な損失低減に関する研

究を行い、これからの低損失化に道筋をつける必要がある。

これらを踏まえて、本研究の目的は、小形ギヤードモータの機械的損失を要因ごとに明らかにして、小形減速機に適した損失低減の指針を示すこととした。それと同時に研究の成果を、実際の設計現場で活用できること、すなわち大量生産製品に適用し、省エネルギーに貢献することである。

試験減速機は、多段平行軸歯車減速機とした。減速機の基本構造と構成部品は、減速機の種類が異なっても大きな違いがないため、この構造で基礎データを構築できれば、それを他の構造の製品に応用できると考えたためである。

研究で最初に行うことは、小形ギヤードモータの機械的損失の絶対量を把握し、特徴を捉える、そのために微小な損失トルクを正確に測れる測定機と測定方法を開発する。損失要因は、無負荷時と負荷時に分けて分析する方法を提案し、実験により検証する。各損失要因の割合が分かれば、寄与の大きい損失を、効果的に低減することができる。

小形減速機の損失要因は、歯面のかみ合い摩擦損失、軸受の転がり摩擦損失、オイルシールの摩擦損失と、歯車と軸受のグリースの運動による損失がある。これら全ての基礎データを構築することは困難であるが、そのもととなる実設計で有用なデータを得るとともに、これらの部品、要因に対しても損失の測定方法を確立する。歯面の摩擦損失は、Niemannの式をもとに計算されることが多い、これがグリース潤滑される微小モジュールの歯車に適用できることを検証する。

小形減速機の大きな特徴の一つあり、損失に大きく影響を与えられのが、歯車の潤滑グリースである。グリースの選定は、主に耐久性を基準に行い、その評価には膨大な手間と時間のかかるものである。しかし一度、損失低減に対して有効なグリースが見つければ、比較的簡単に、他の製品にも展開できる可能性がある。グリースで損失に影響すると考えられるのは、塗布形式、増ちょう剤、ちょう度、基油の動粘度などがあり、これらの性状が損失に与える影響を評価する。

1・5 本論文の構成

本論文は、緒論を含めて全5章から構成されている。以下に、第2章以降の要旨を述べる。

第2章「損失の評価と要因の実験的分析」では、まず損失測定ができるギヤードモータ試験機を製作し、その信頼性を示した上で計測結果について示している。試験ギヤードモ

ータは、定格出力 90 Wのモータとグリースで潤滑された平行軸歯車減速機を組み合わせた市販品を選び、モータを取り付けたまま外部のモータにより駆動して、損失トルクを計測する。そして、損失トルクは無負荷時の損失と、負荷トルクに比例する成分の和で表されることと、回転速度にはほとんど依存しないことを明らかにしている。後者については、温度上昇によるグリースの粘性低下が、速度上昇による損失増大を抑制していることを、実験的に示している。

減速機の損失の要因には、オイルシールの摩擦損失、歯車と軸受のグリースの運動による損失、グリースが介在した状態での歯面のかみ合い摩擦損失、軸受の転がり摩擦損失がある。これらの損失要因を無負荷時と負荷時に分けて実験的に分析する方法を提案し、検証している。無負荷時の損失は、オイルシールの摩擦損失を実機で測定、軸受のグリースによる損失を実機の軸単体で測定し、全体の損失からこれらを減算して歯車のグリース運動による損失を求めている。負荷時の損失は、軸受のラジアル荷重による損失を別の実験から推定し、グリースの温度上昇による減少量を実機で測定し、これらの損失を減算して歯面の摩擦トルクとして求めている。そして得られた歯面の摩擦トルクからは、Niemannの式により歯面の平均摩擦係数を算出し、その値が、回転速度、負荷トルクと減速段数に関わらず、一定値に近似できることを明らかにしている。

第3章「グリースのちょう度と基油の性状の損失に与える影響」では、歯車の潤滑グリースの性状が損失に与える影響を評価している。試験グリースは、ちょう度、基油の動粘度とその種類の異なる7種類とし、損失トルクを測定してから、歯車のグリースによる損失と、歯面の平均摩擦係数を求め、それぞれについて損失に与える要因を検討している。

歯車のグリースによる損失は、歯面に塗布した場合、基油の動粘度の寄与が大きく、ちょう度の寄与は小さいことを明らかにしている。また損失トルクから求まる歯面の平均摩擦係数は、負荷トルクに依存せず、基油と増ちょう剤の種類によって異なることを見出している。さらにグリースの温度を変化させた実験により、摩擦係数は、その温度における基油の動粘度と見かけちょう度には依存しないことを明らかにしている。これらから低周速度の歯車対をグリース潤滑した場合、基油ではなく増ちょう剤が潤滑に大きく寄与している可能性が高いと推定している。そして歯面の平均摩擦係数の違いは、増ちょう剤の性状によると推論している。これらに加えて、歯の周辺に残留するグリースの観察により、歯底付近がグリース溜まりとなり、常にグリース若しくは基油が接触面に誘引されて潤滑されると考察している。

第4章「小形減速機のグリースによる低損失化」では、グリースによる低損失化の指針を示している。一般的な歯面の摩擦損失を低減する方法として、滑りの小さい歯車諸元を選択することは、歯車対の種類が多い小形減速機に適用するのが困難である。また、歯面粗さの向上は微小モジュールの工法が確立されていない。これに対しグリースの選択による方法は、無負荷時と負荷時の損失を同時に低減できる可能性が大きいだけでなく、基油の種類が同じならコストアップがほとんどないことを、まず述べている。

そこで、無負荷時の損失を小さくできる低い動粘度の基油を選択し、増ちょう剤によって適当なちょう度に調整したグリースを用いれば、全ての負荷領域において、損失を低減できるとしている。そして歯面の摩擦損失は増ちょう剤の種類により異なることから、本研究で用いた中では、アルミニウム複合石けんと合成油の組合せにより小さくでき、この場合も無負荷時の損失を低減できる低い動粘度の基油を用いるのがよいとし、その効果を予測して示し、検討している。

また、このグリースによる低損失化が、小形と一般的に呼ばれるモータ出力400W以下のギヤードモータでは適用できることを、組み合わされる減速機の歯面のヘルツ応力と歯車の周速度の整理から示し、ハイポイドギヤを用いた直交軸減速機に適用して、その正当性を検証している。

第5章「結論」では、本研究で得られた知見を統括し、今後の研究の方向性を示している。

第2章

損失の評価と要因の実験的分析

2・1 緒 言

損失トルクを正確に把握し、各部位の損失の割合を明らかにし、そして寄与の大きい要因に対して、損失低減を行うことが重要であり、その効果も大きい。従来の損失要因の分析に関する研究は、主に自動車用変速機や航空機用変速機を対象に行われ[17] [18]、そして損失の寄与の大きい、歯面のかみ合い摩擦損失や潤滑油のかく拌損失に対して、それを低減する方法が提案されている[11] [19]。小形減速機に関しても、これらと同様の研究を行い、小形減速機に適した損失の低減を目指す。

小形減速機で損失の発生する箇所は、歯車、軸受、オイルシールと、それらを潤滑するためのグリースである。これらの損失要因を、無負荷時と負荷時に分けて分析する方法を提案し、実験により検証する。また、小径の軸受や小形のオイルシールの摩擦トルクに関するメーカ等の技術資料も十分に揃っていないため、これらの部品に対する損失の測定法を確立する。従来の歯車の損失に関する研究は、主に油潤滑でモジュール 1.25 mm の歯車を対象に行われ[13] [14] [15]、それは歯面の平均摩擦係数を用いて、Niemann の式[8]により計算されている。グリース潤滑された微小モジュールの歯車に、この式の適用できることを検証する。

試験減速機は、ちょう度番号 2 号のグリースで潤滑される多段平行軸歯車減速機とした。この基本的な構造で損失要因の分析方法が確立できれば、直交軸減速機にも応用できると考えたためである。

2・2 実験装置と試験減速機

2・2・1 実験装置

本研究を行うにあたり、図 2.1 に示すような実験装置を新たに製作した。この装置は、最大出力 1.5 kW の可変速交流モータからの動力が、入力軸側トルク計、試験ギヤードモータ、出力軸側トルク計を介して、最大トルク 26 Nm のヒステリシスブレーキで吸収される、動力吸収型の損失の測定できるギヤードモータ試験機である。各軸の結合は、金属ばね軸継手で行われる。入力軸と出力軸のトルクは、磁気式位相差方式のトルク計で計測する。回転速度は入力軸が光学式回転計、出力軸が磁気式回転計で計測する。

本実験装置は、試験ギヤードモータ全体の機械的損失を測定するため、外部のモータで駆動する構造になっている。また測定は、微小な損失を対象にするので、各軸の偏心が負荷となり測定値に誤差を生じる。そのため各軸の上下方向と左右方向の位置の微調整する機構を設けて、正確に芯合わせができるようにした。またヒステリシスブレーキは時間と

ともに負荷トルクが変動するため、出力軸側のトルク計で計測したトルクをコンピュータに読み込み自動で負荷トルクの調整ができるようにした。

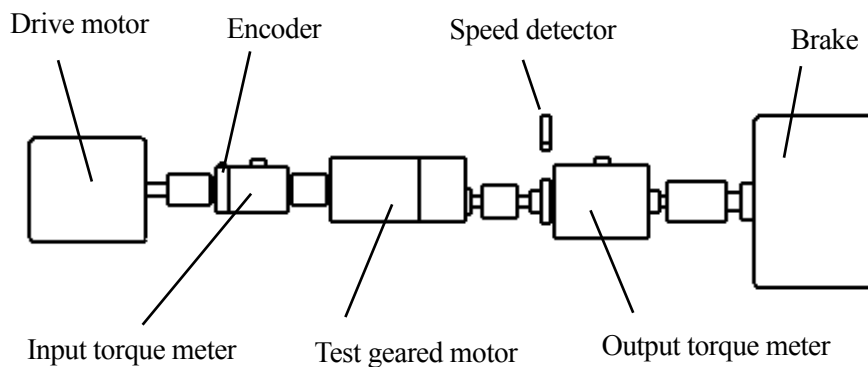


Fig. 2.1 Loss measurement device

2・2・2 試験ギヤードモータ

試験ギヤードモータは、インダクションモータと平行軸歯車減速機の市販品を使用した。モータ部は定格出力 90 W のコンデンサー形の単相インダクションモータ、減速機部は減速機 A が減速比 9 で定格トルク 5 Nm、減速機 B が減速比 18 で定格トルク 10 Nm の多段減速機である。本研究は、減速機部にモータ軸を含めたギヤードモータ全体の機械的損失の評価を行う。試験減速機は、減速機部に図 2.2 に示す、モータの機構部を含めて、それぞれ減速機 A、B と呼ぶことにする。

試験ギヤードモータの構造を図 2.2、歯車の配置を図 2.3、歯車諸元を表 2.1、表 2.2 に示す。減速機 A、B とともに初段の小歯車の材質は S45C で高周波焼入れ後に仕上げ歯切りを行い、他の歯車は全て材質が S45C で歯切後に高周波焼入れを行った。歯車精度は、歯形誤差と歯すじ誤差が JISN4~5 級、歯面の表面粗さが最大高さで 1~2 μmRz である。図 2.4 に歯形形状、図 2.5 に歯面の表面粗さの代表例を示す。

歯車軸の支持は、全て深みぞ玉軸受で行い、出力軸にはばね入り外周ゴムちりよけ付きのオイルシールを使用した。

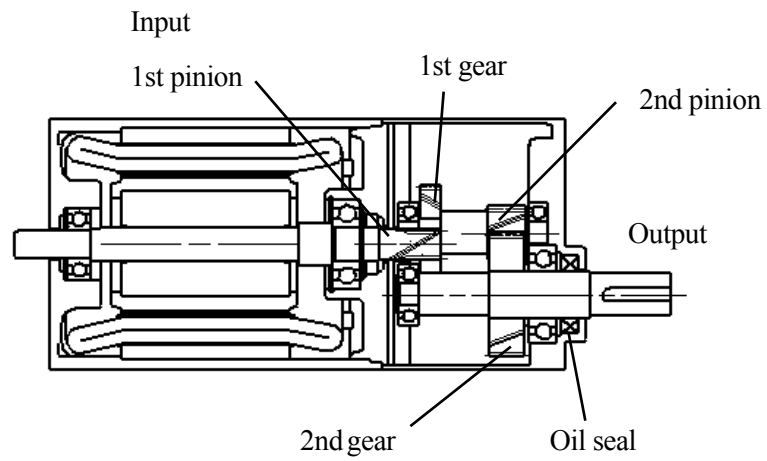


Fig. 2.2 Test geared motor, Reducer A

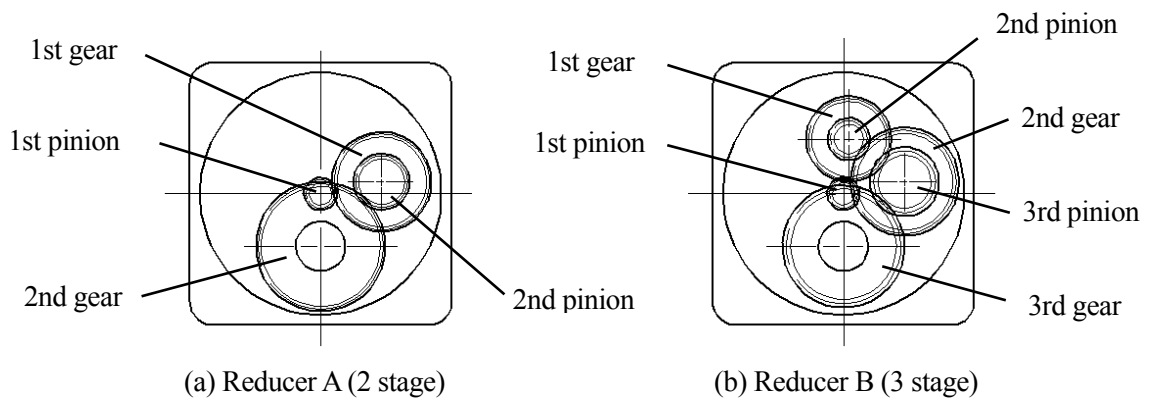


Fig. 2.3 Layout of gear

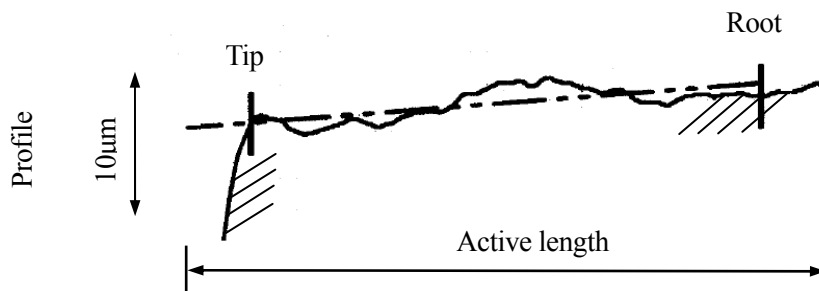


Fig. 2.4 Tooth profile, 1st gear of Reducer A

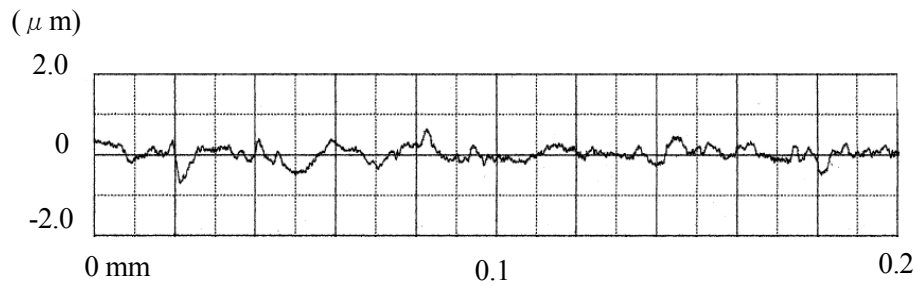


Fig. 2.5 Example of surface roughness of gear tooth along widthwise line, 1st pinion of Reducer A

Table 2.1 Dimension of gear, Reducer A

	1st stage		2nd stage	
	Pinion	Gear	Pinion	Gear
Normal module (mm)	0.8		0.8	
Normal pressure angle(°)	20		20	
Helix angle (°)	30		20	
Number of teeth	10	36	20	50
Rack shift coefficient	+0.3	-0.3	+0.4	+0.3
Center distance (mm)	21.37		30.49	
Effective tooth width (mm)	7		13	

Table 2.2 Dimension of gear, Reducer B

	1st stage		2nd stage		3rd stage	
	Pinion	Gear	Pinion	Gear	Pinion	Gear
Normal module (mm)	0.8		1.0		1.25	
Normal pressure angle(°)	20		20		20	
Helix angle (°)	30		0		0	
Number of teeth	10	30	12	36	16	32
Rack shift coefficient	+0.3	0	+0.3	-0.3	+0.5	-0.2
Center distance (mm)	18.84		24.1		30.49	
Effective tooth width (mm)	7		8		13	

2・2・3 潤滑グリース

小形ギヤードモータは、密封構造を容易に実現するため、ちょう度番号2号程度の硬いグリースで歯車と軸受を潤滑することが多い。本試験減速機も、歯車と軸受の潤滑は、全てちょう度番号2～3号のグリースで行っている。ギヤグリースは歯車の潤滑用で、歯面に8～10g塗布している。ベアリンググリースAはモータ部の軸受用、ベアリンググリースBは減速機部の軸受用で、ともに軸受に充填している。各グリースと比較実験用の潤滑油の性状を表2.3、基油の動粘度と温度の関係を図2.6、試験減速機の歯面へのグリースの塗布状態を図2.7、試験時の回転速度での歯車の周速度を表2.4に示す。

基油の動粘度と温度の関係は、製品仕様の40℃と100℃の動粘度と、式(2.1)で表される任意温度における動粘度の推定方法[29]により求めた。

$$\log \log Z = A - B \cdot \log(273.15 + t) \quad (2.1)$$

ここで、 A は定数（切片を表す数値）、 B は定数（勾配を表す数値）、 t は温度、 ν は動粘度、 $Z = (\nu + 0.7)$ とする。

Table 2.3 Properties of grease and oil

	Gear grease	Bearing grease A	Bearing grease B	Oil
Thickener	Lithium soap	Urea	Lithium soap	—
Base oil type	Mineral	Mineral	Mineral	Mineral
Kinematic viscosity (mm ² /s)	114 at 40 °C 10 at 100 °C	100 at 40 °C 11 at 100 °C	26 at 40 °C 5 at 100 °C	32.7 at 40 °C 5.7 at 100 °C
Additive	EP additive	—	Non additive	—
Dropping point (°C)	185	241	190	—
Cone penetration	285	250	266	—
NLGI grade	2	25 to 3.0	2	—
Ambient temperature (°C)	-30 to 130	-20 to 150	—	—

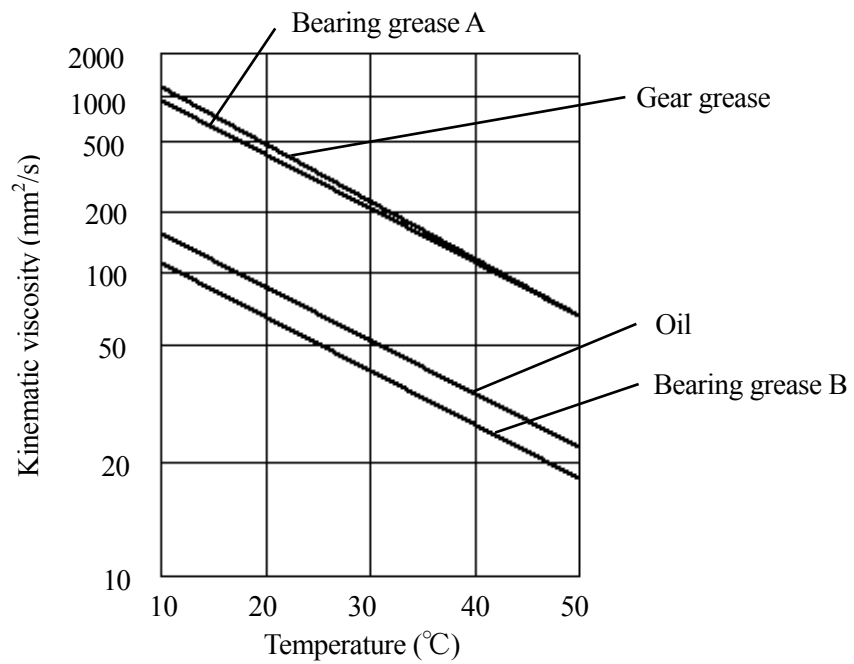


Fig. 2.6 Kinematic viscosity of base oil and oil



Fig. 2.7 State of gear grease

Table 2.4 Peripheral velocity of gears

Input speed (r/min)	Peripheral velocity (m/s)				
	Reducer A		Reducer B		
	1st stage	2nd stage	1st stage	2nd stage	3rd stage
1000	0.48	0.25	0.48	0.21	0.17
2000	0.97	0.50	0.97	0.42	0.35
3000	1.45	0.74	1.45	0.63	0.52

2・2・4 実験方法

実験を行う前に、試験減速機は約 150 分間のなじみ運転を行った。実験条件は、入力回転速度が 1000, 2000, 3000 r/min の 3 種類、負荷トルクがそれぞれの減速機の定格トルクである、減速機 A で 5 Nm, 減速機 B で 10 Nm まで無負荷から段階的に上げていった。各測定点での入力トルクと出力トルクは、負荷トルクを変更してから約 10 分間運転して、減速機内部の温度と損失トルクの安定したことを確認して、計測した。実験中の室温は、22～24℃に管理した。

実験中の歯車の温度は、歯車箱に穴を空けて最終段のかみ合い部 (計測点 P) を放射温度計で計測し、これを歯面温度の代表値とした。さらに、軸受の温度としてモータの減速機側の歯車箱部 (測定点 S), 2 軸目モータ側の軸受保持板部 (測定点 R), 出力軸取付側の歯車箱の内部 (測定点 Q), オイルシール部の温度として取付側の歯車箱部 (測定点 T) の 4 点を、熱電対で計測した。

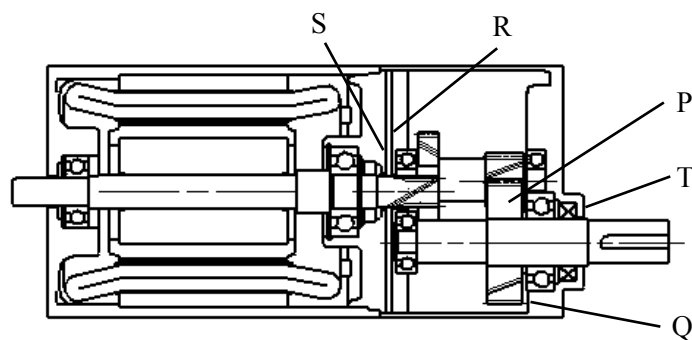


Fig. 2.8 Measurement points of temperature

2・2・5 損失の評価方法

本論文では、ギヤードモータの機械的な損失を出力軸で見たトルクで評価することとし、減速比で与えられる理論出力トルクと実出力トルクの差を損失トルクと定義し、式(2.2)で表す。また効率 は式(2.3)で定義される。

$$L_{OUT} = T_{IN} \cdot i - T_{OUT} \quad (2.2)$$

$$\eta = T_{OUT} / (T_{IN} \cdot i) \quad (2.3)$$

ここで、 L_{OUT} は出力軸での損失トルク、 T_{IN} は実入力トルク、 T_{OUT} は実出力トルク、 i は減速比、 η は効率を示す。

出力軸に負荷トルクを加えない状態でも減速機内部の損失により、モータ側から見ると僅かな負荷が加わっている。しかし出力軸の継ぎ手を外して実験するので、この状態を以降では無負荷と呼ぶことにする。

本試験減速機は、グリースで潤滑しているため、油潤滑と違って運転中のグリースの温度を一定に制御することが困難である。運転を続けると減速機自体の損失により内部の温度が上昇して、グリースの粘性が低下することにより損失が変化する。ギヤードモータは長時間使用するときの効率が最も重要になるので、計測する回転速度と負荷トルクで、減速機内部の温度が飽和したときの損失を用いた。トルク計のトルク分解能は、入力側が 0.001 Nm, 出力側が 0.01 Nm であった。

2・3 実験結果

2・3・1 測定の再現性

測定の再現性を確認するために、減速機 A に対し、入力回転速度 1000 r/min, 負荷トルクを無負荷から 8 Nm まで、3 回測定した。測定は、同一の減速機を着脱して、日を変えて行った。再現性は、図 2.9 に示すように、負荷トルク 8 Nm のときの損失トルクのばらつきが 0.01 Nm (トルク計の分解能相当)であるので、本実験に対し、十分な再現性があると判断できる。

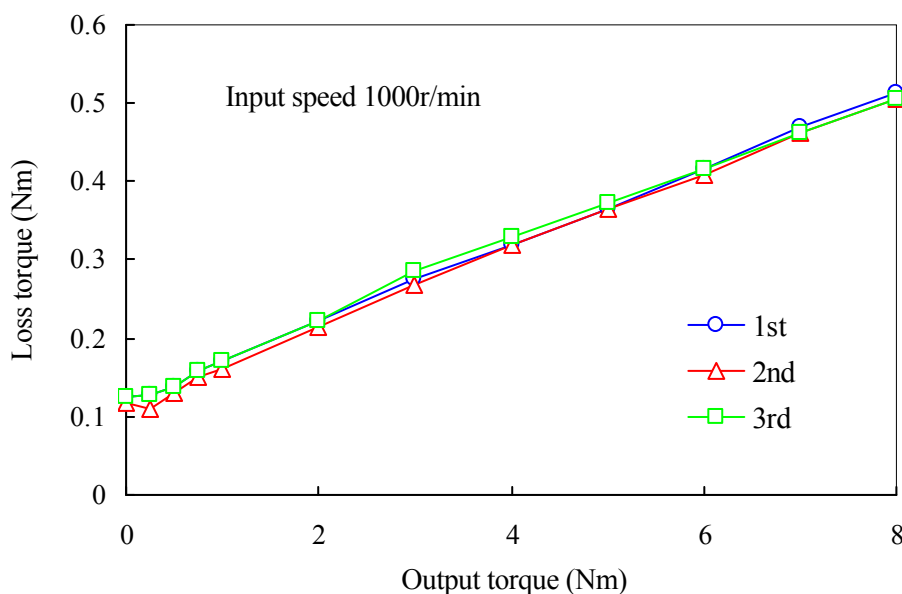


Fig. 2.9 Repeatability measurement of loss torque, Reducer A

2・3・2 なじみ運転時の損失の変化

試験減速機は、歯面を含めてなじみ運転を実施してから以降の実験を行った。なじみの状態を確認するために、未使用の減速機を運転して損失トルクの時間による変化を計測した。測定は、減速機 A を入力回転速度 1000 r/min，負荷トルク 8 Nm で行った。損失トルクは、図 2.10 に示すように、運転開始直後に増加し、その後 10 分を経過すると低下を始め、150 分後には変化しなくなった。運転開始後 150 分後以降の歯車の温度と損失トルクがほぼ一定になっていることから初期なじみが終了したと考えられる。なお、初期なじみは主に、後述する余分なグリースの排除、歯面の平滑化と、オイルシールの初期磨耗があると考えられる。

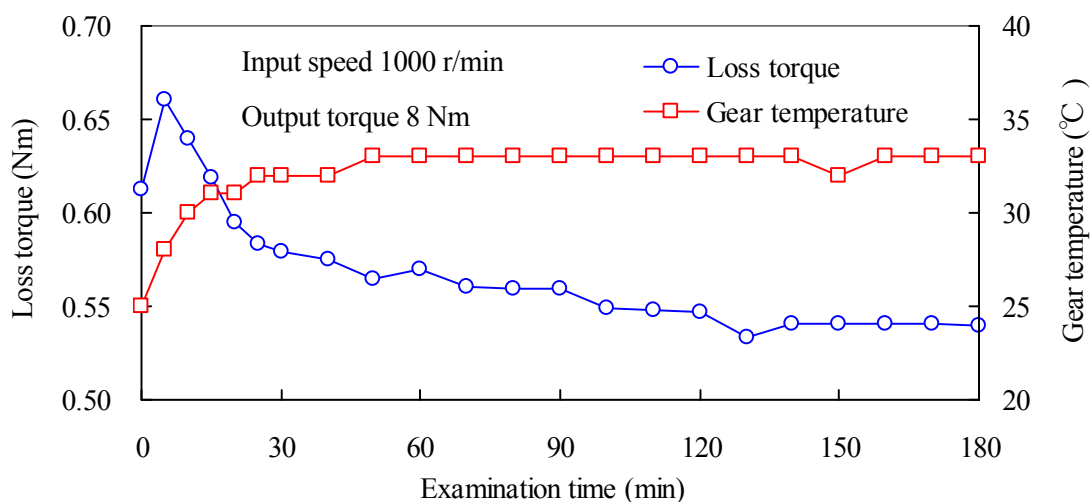


Fig. 2.10 Change in loss torque and gear temperature while running-in

2・3・3 全効率と全損失トルク

減速機 A, B の回転速度と負荷トルクを変化させて、動力伝達のモータ軸を含む系全体の効率（全効率）と損失トルク（全損失トルク）を測定した。減速機 A, B の全効率を図 2.11，図 2.12 に、全損失トルクを図 2.13，図 2.14 に示す。

無負荷時の全体の損失トルクは、減速機 A が 0.13 Nm，減速機 B が 0.16～0.18 Nm だった。出力軸に負荷を加えると損失トルクは、ほぼ直線的に増加していると認められる。すなわち負荷トルクに比例して増加する成分が、負荷トルクに依存しない成分に重畳している。図 2.13，図 2.14 から明らかなように、いずれの減速機においても、損失は入力回転速度によらないと判断できる。

一般的に損失トルクは、グリースの粘性と歯車箱内でのかく拌により、回転速度によっ

て変化する。それに対し、本実験では、回転速度による損失トルクの違いはほとんどなかったため、その現象については2・4・1項で考察する。

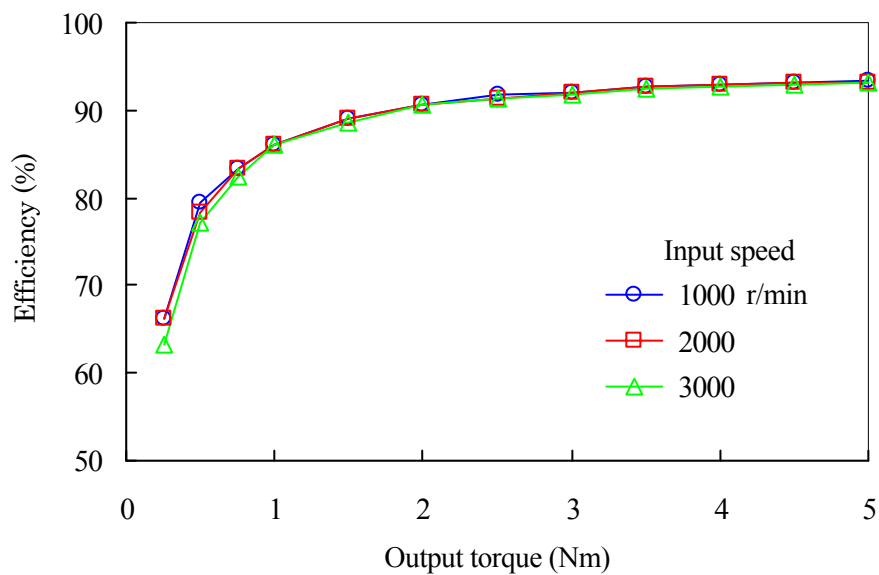


Fig. 2.11 Total efficiency vs. output torque, Reducer A

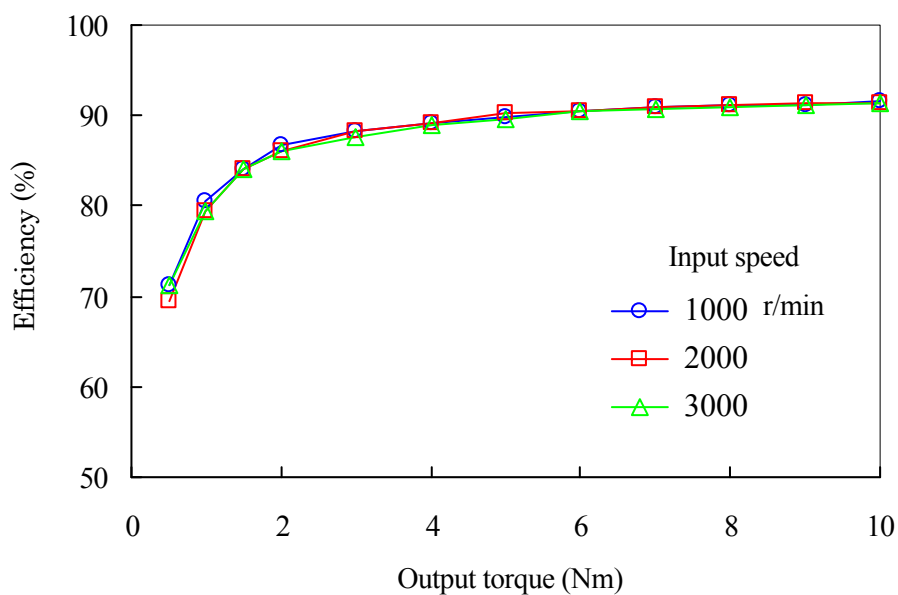


Fig. 2.12 Total efficiency vs. output torque, Reducer B

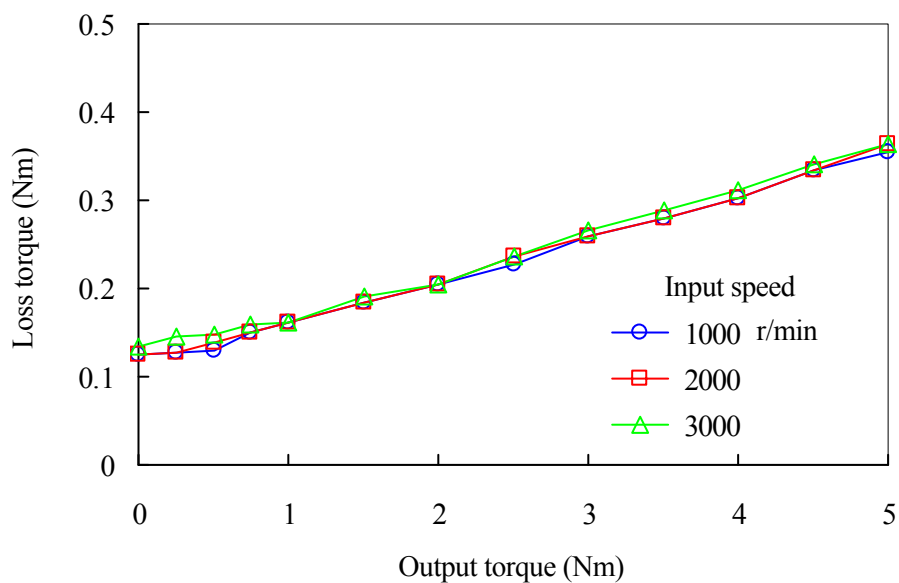


Fig. 2.13 Total loss torque vs. output torque, Reducer A

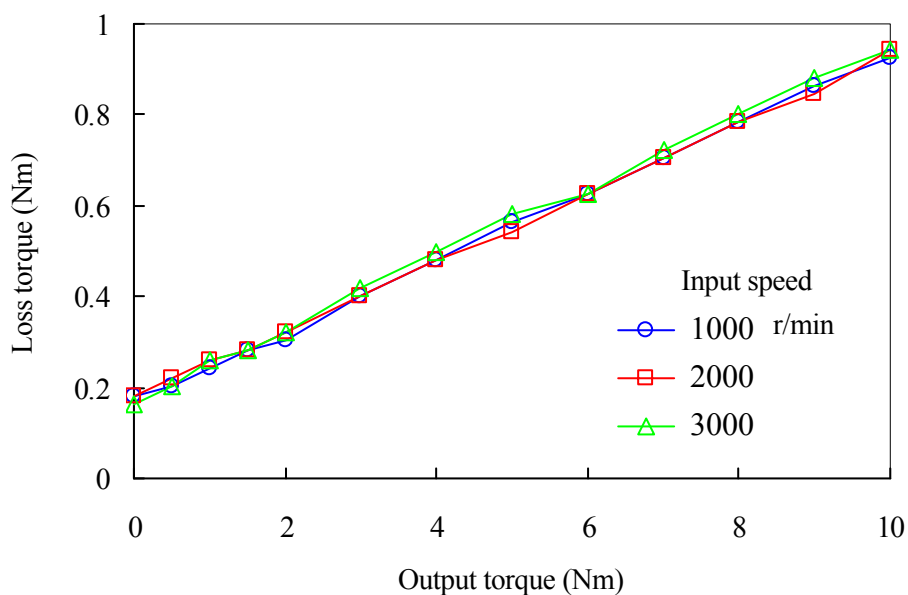


Fig. 2.14 Total loss torque vs. output torque, Reducer B

2・3・4 各部位の温度

減速機 A の全効率と全損失トルクの測定時の各回転速度での歯車の温度を図 2.15, 入力回転速度 3000 r/min での軸受部とオイルシール部の温度を図 2.16 に示す。

運転中の歯車の温度は, 減速機 A の負荷トルク 5 Nm のときに入力回転速度 1000 r/min

で 31 °C, 2000 r/min で 35 °C, 3000 r/min で 38 °C と回転速度と負荷トルクにほぼ比例して高くなっている。減速機 A の無負荷時に対する負荷トルク 5 Nm のときの温度上昇は、2 軸目軸受 (測定点 R) が 9.2°C, モータ部の軸受 (測定点 S) が 5.2°C, 減速機出力軸の軸受 (測定点 Q) が 4.9 °C, オイルシール部 (測定点 T) が 2 °C だった。また全ての測定点において負荷トルクに対して、ほぼ比例して温度が上昇した。

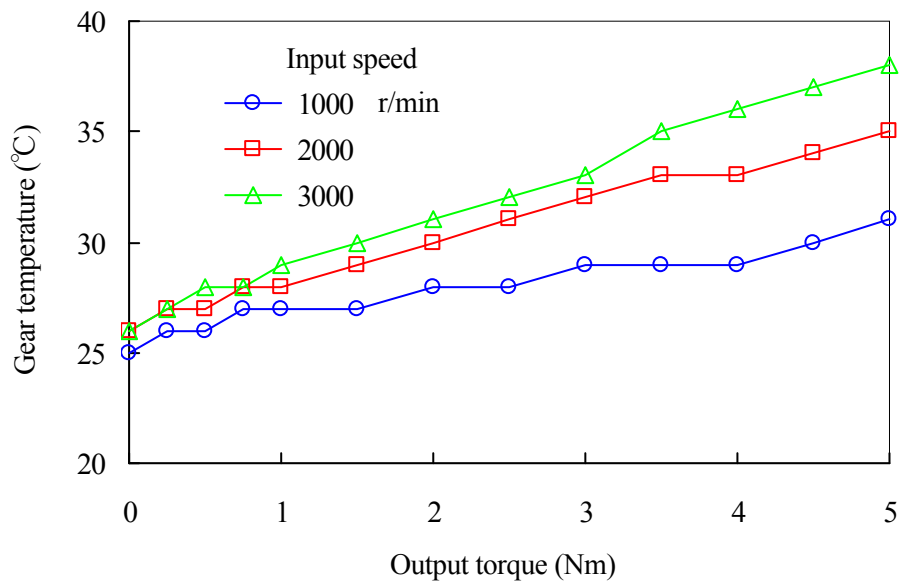


Fig. 2.15 Gear temperature, Reducer A

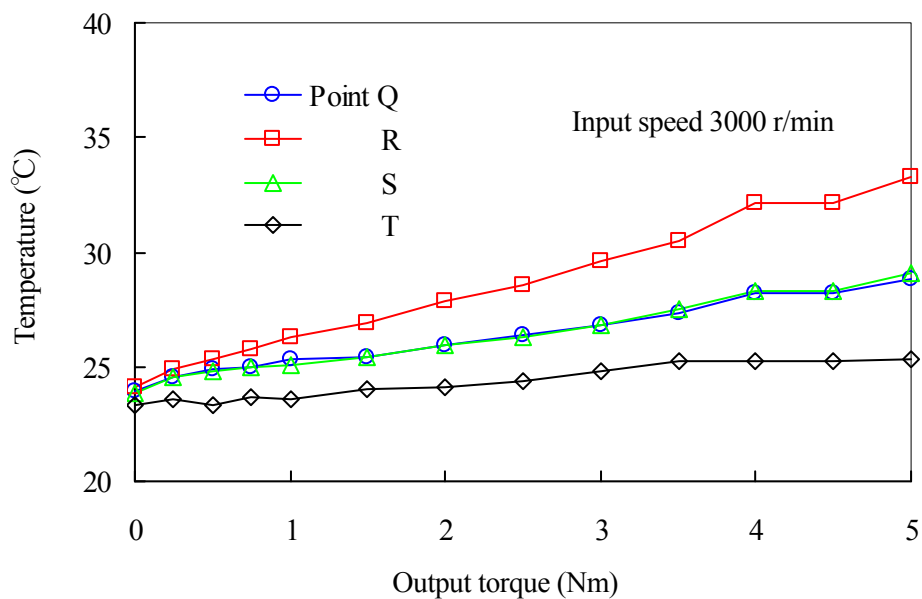


Fig. 2.16 Bearing and oil seal temperature, Reducer A

2・3・5 運転中のグリースの状態

本試験減速機は、ちょう度番号2号の比較的硬いグリースを歯面に少量塗布している。このグリースの運転中の状態を、歯車箱に窓を空けて観察した。運転前に歯面にあったグリースは、運転を始めるとすぐに歯車軸、歯車箱や軸受保持板に付着した。入力回転速度を1000, 2000, 3000 r/minと変化させ、それぞれ10分間運転したが、回転による歯面上でのグリースの移動は認められず、その状態も運転直後から変化しなかった。減速機Aの回転速度3000 r/minで運転中のグリースの状態を、図2.17に示す。

運転後の歯面を観察すると、図2.18に示すように、グリースは歯面にごく少量が付着している状態だった。この結果から潤滑は歯面に付着している、ごく少量のグリースのみで行われているようで、グリースのかく拌はほとんど発生しなかったと考える。

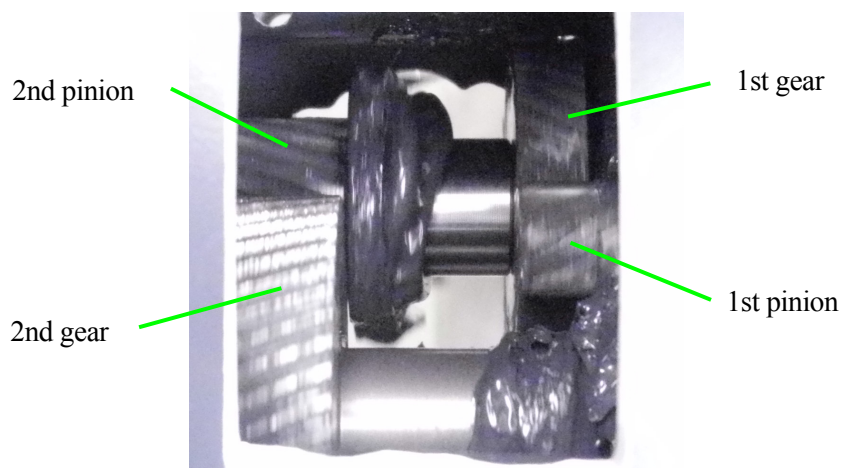


Fig. 2.17 Behavior of grease while driving

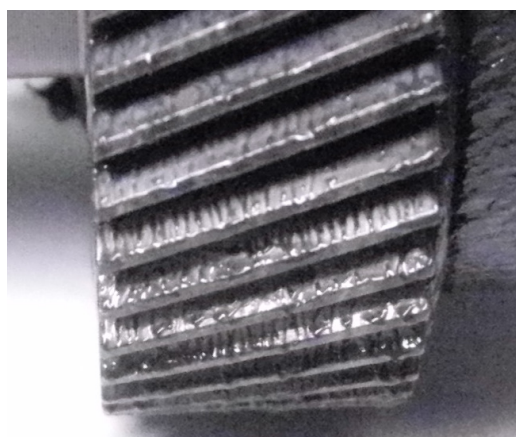


Fig. 2.18 Tooth flank of 2nd gear after driving

2・4 損失の特徴

2・4・1 損失トルクに及ぼす速度と温度の影響

グリース潤滑では、かく拌がなくとも基油の粘性による抵抗が発生する。本試験減速機でも回転速度が速くなると、この粘性により抵抗が増加し、損失トルクが大きくなると考えられる。一方、実験結果では図 2.13、図 2.14 に示したように、損失トルクは速度依存性は認められない。このとき回転速度と負荷トルクが増加すると、歯車の温度が上昇していることから、温度が上昇するとグリースの基油の動粘度が低下すると推定できる。以上の二つの事象が打ち消しあい、回転速度が変化しても損失トルクが変わらないと考えた。そこで、これを検証するため、次の二種類の実験を行った。

2・4・1・1 歯車の温度一定の場合の損失トルク

負荷を加えた損失トルクの実験とは別に、粘度一定の場合の損失と回転速度の関係を検討するため、温度を固定して回転速度を変化させることを試みた。オイルシールを除去した減速機 A について、室温から 30 分程度の無負荷運転を行った後、歯車の温度が 24～25℃であることを確認してから、無負荷時の損失トルクを測定した。

減速機 A の無負荷時の損失トルクは、図 2.19 に示すように、回転速度にほぼ比例して大きくなっている。歯車の温度が一定、すなわちグリースの基油の動粘度が一定しているときの損失トルクは、回転速度の上昇につれて大きくなることから、粘度一定のときの損失トルクは、回転速度に依存することが分かる。

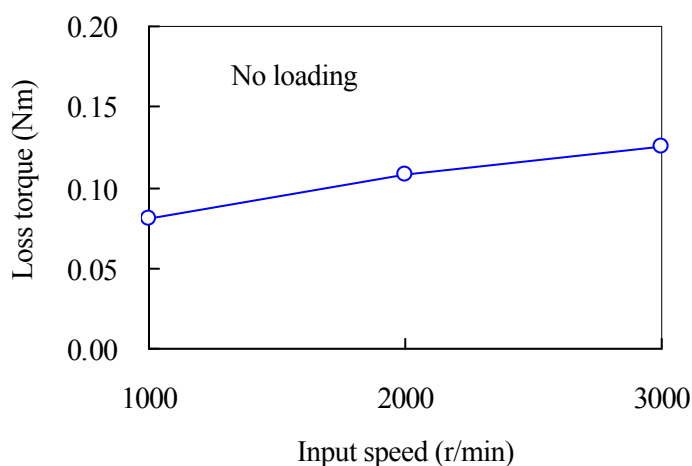


Fig. 2.19 Input speed and loss torque under constant gear temperature condition

2・4・1・2 歯車の温度と損失トルクの関係

運転中の温度上昇に伴うグリースの基油の動粘度の変化を計測することは困難なので、損失トルクと歯車の温度の関係を測定した。オイルシールを除去した減速機 A に対し、室温の状態では負荷トルク 8 Nm を加え、入力回転速度 1000 r/min として運転を開始し、計測した損失トルクと歯車の温度の実験時間による変化を、図 2.20 に示す。

損失トルクは、実験開始時の歯車の温度 22 °C のときに 0.48 Nm だが、実験開始後 3 分で 0.45 Nm まで低下した。実験開始後 80 分で歯車の温度は 30 °C で損失トルク 0.43 Nm になり、その後は変化しなかった。なお線図に見られる段差は、トルク計と放射温度計の分解能に帰着するものである。この結果から、減速機内部の温度が上がると損失トルクが低下することが分かる。温度に依存するのはグリースの基油の動粘度であるから、減速機内部の温度が上昇すると、グリース基油の動粘度が低下し、損失トルクが小さくなると解釈できる。

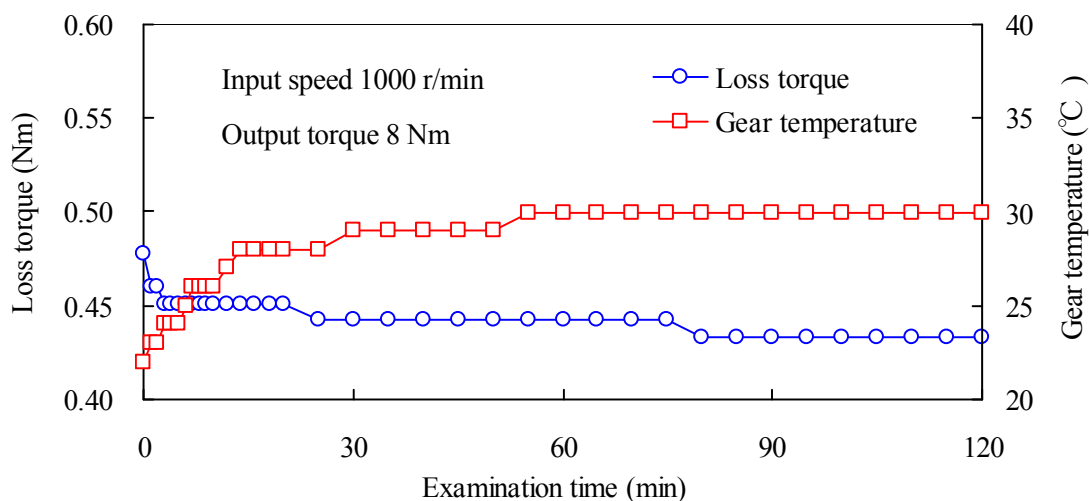


Fig. 2.20 Gear temperature and loss torque vs. examination time

2・4・2 油潤滑との損失の比較

ちょう度番号 2 号のグリースによる損失が回転速度に依存しないことは、モータトルクが小さく、全体の損失に対して無負荷の損失の寄与の大きい小形減速機では、低損失化に有効な手段となる。そこでこのグリースの特徴をさらに明らかにするため、低い動粘度の潤滑油との損失の違いを調べた。

潤滑油は、鉱油系の動粘度 32.7 mm²/s (40°C) の基油を、組立時に歯面と軸受に塗布し、

実験中は補充しなかった。予備実験を行い、約 30 分間運転しても損失トルクの急激な増加がなく、実験後も歯面に潤滑油が残っており、油膜切れの発生しないことを確認している。実験条件は、無負荷、入力回転速度 1000, 2000, 3000 r/min で、それぞれの回転速度で 15 分程度運転し、損失トルクが安定した時点で計測した。

実験結果は、図 2.21 に示すように、グリース潤滑では回転速度に関係なく損失トルクが一定なのに対して、油潤滑では回転速度に比例して損失トルクが大きくなった。入力回転速度 1000 r/min 時の損失トルクの時間による変化は、図 2.22 に示すように、グリース潤滑が運転直後から時間とともに低下するのに対し、油潤滑ではほとんど変化しなかった。

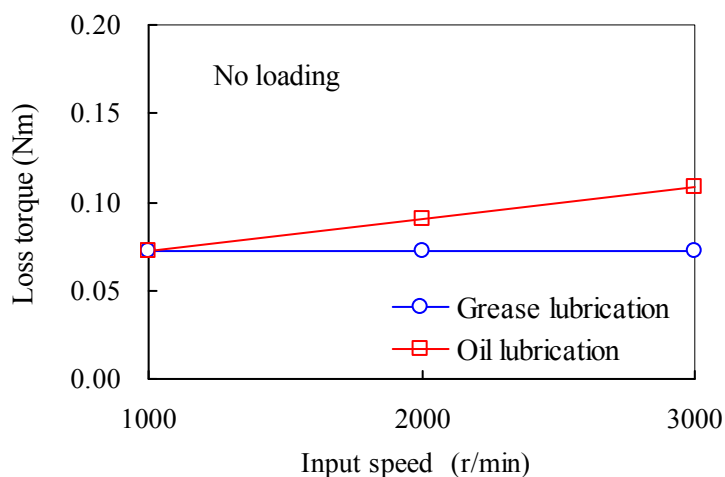


Fig. 2.21 Loss torque under grease and oil lubrication

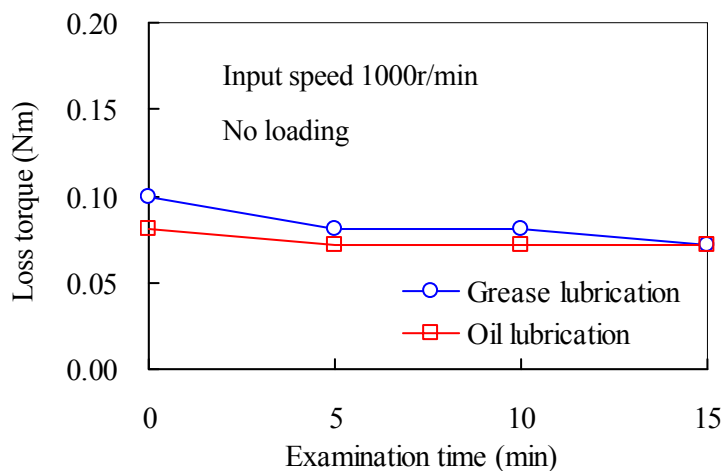


Fig. 2.22 Change in loss torque under grease and oil lubrication

これは、グリース潤滑では運転を開始すると、歯面と軸受の転動面から余分なグリースを排除するための損失トルクが発生するが、その後グリースは流動性が少ないため大部分が排除されたまま保持されるので損失トルクが低下する。それに対して油潤滑は、接触時に潤滑油は排除されるが、接触が終わると流動性と表面張力があるため、歯面や軸受の転動面に戻る。すなわちグリース潤滑で、運転時間が経過すると損失トルクが低下したのは、潤滑される面に必要以上の基油がなくなっていたためであると考える。

入力回転速度 3000 r/min 時の無負荷時の損失トルクの違いについて考察する。その時の歯車の温度である 26 °C での動粘度を、それぞれの潤滑剤で比較すると表 2.5 になる。潤滑油のそれよりグリースの基油のそれが低いのは、表 2.5 に示す、減速機部の軸受（表中のベアリンググリース B）のみであるので、油の粘度の観点からは、グリース潤滑の場合の損失の方が、油潤滑のそれより大きいと推察するのが自然である。それにも関わらず、油潤滑で回転速度が速くなると損失トルクが高くなるのは、前記の潤滑される面でのグリースと潤滑油の量の違いと考える。

負荷トルクに比例する成分は、歯面と軸受の摩擦損失と考えられる。また図 2.13, 図 2.14 において、線形近似した損失トルクに対する各測定点のばらつきは、トルク計の分解能の範囲程度でしかなく、従来の油潤滑の自動車用変速機の損失の研究結果[13] [14]に比べて小さかった。これは、潤滑グリースのかく拌が発生せずに潤滑状態が安定していたことと、減速機内部の温度が飽和した状態で測定したため、グリースの温度すなわち基油の動粘度が一定の状態だったことが理由として考えられる。この様に潤滑状態が安定しているのも、グリース潤滑の特徴の一つと考える。

Table 2.5 Kinematic viscosity of grease used at gear mesh and bearing, and that of alternative oil

	Gear grease	Bearing grease A	Bearing grease B	Oil
Kinematic viscosity at 26°C (mm ² /s)	293	263	48	62

2・5 損失要因の分析方法

グリース潤滑される平行軸歯車減速機の損失は、負荷時の全体の損失と無負荷時の損失に分けると式(2.4), (2.5)のように表すことができる。

全損失トルク (L_T) は、無負荷時の損失トルク (L_0) に負荷トルクに依存する成分である軸受の摩擦損失トルク (L_B) と、歯面のかみ合いの摩擦損失トルク (L_M) を加えた値である。

無負荷時の損失は、オイルシールの摩擦損失トルク (L_{OS})，軸受のグリースによる損失トルク (L_{OGB})と、歯車のグリースによる損失トルク (L_{OGM})を加えた値である。なお空気抵抗による損失は、歯車のサイズが小さく、周速度が低いため無視できると考えた。Niemannの式[8]では、無負荷時の歯面の摩擦損失と軸受の摩擦損失が記載されているが、本来これらは負荷を加えなければ発生しない、若しくは発生してもごく僅かな量で、またグリースによる損失と分離するのが困難なため、式(2.5)では考慮しないことにした。

$$L_T = L_O + L_B + L_M \quad (2.4)$$

$$L_O = L_{OS} + L_{OGB} + L_{OGM} \quad (2.5)$$

損失の分析は、無負荷時と負荷時に分けて実験的に行う。無負荷時の損失は、オイルシールの摩擦損失を実機で測定し、軸受のグリースによる損失を実機の歯車軸単体で測定を行ってから、歯車のグリースによる損失を無負荷時の全体の損失から他の損失を減算して求める。負荷時の損失は、軸受の摩擦係数を別の実験で推定して、軸受の摩擦損失を求める。第2・4・1項で、グリースによる損失トルクが温度に依存することを明らかにしたので、その効果も加味することにする。歯面の摩擦損失は全体の損失トルクから他の損失トルクを減算することにより求める。

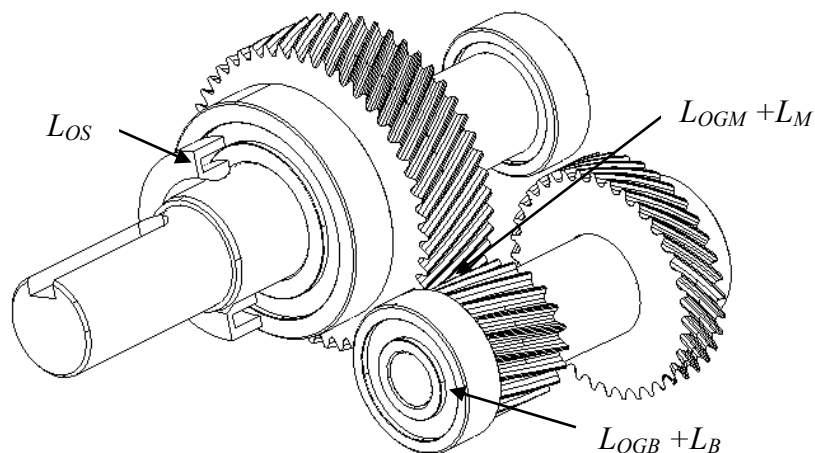


Fig. 2.23 Place of losses

以下に、2段減速の減速機 A を例に分析手順を説明する。まず無負荷時の損失の分析を (i) ~ (iii) の手順で行う。

(i) オイルシールの摩擦損失トルク (L_{OS})は、ギヤードモータの実機での無負荷時の損失トルク (L_O)からオイルシールを除去して実機で測定した損失トルク (LA)を差し引いた実験値により式(2.6)で求める。

$$L_{OS} = L_O - LA \quad (2.6)$$

(ii) 軸受のグリースによる損失トルク (L_{OGB}) は、実機の歯車軸を単体で自由回転させる実験により求める。この損失トルクは、歯車軸ごとの値が求まるため、式(2.7)により減速機の出力軸での損失トルクに換算する。ここで添え字の-1,-2,-3 は減速軸番号を示す。

$$L_{OGB} = 9L_{OGB-1} + \frac{5}{2}L_{OGB-2} + L_{OGB-3} \quad (2.7)$$

(iii) 歯車のグリースによる損失トルク (L_{OGM}) は、無負荷時のオイルシールを除去した実機での損失トルク (LA) から軸受のグリースによる損失トルク (L_{OGB})を減算して式(2.8)で求める。

$$L_{OGM} = LA - L_{OGB} \quad (2.8)$$

次に負荷時の損失の分析を、(iv) ~ (vi) の手順で行う。

(iv) 負荷時の軸受の損失トルクは、各軸受に加わる荷重が異なるため、実機とは別の実験で軸受の摩擦係数を推定し、実機の軸受に加わる荷重とから求める。そして式(2.9)により出力軸の損失トルクに換算する。ここで、添え字 A はモータ側の軸受、 B は減速機出力軸側の軸受を示す。

$$L_B = 9(L_{B-1A} + L_{B-1B}) + \frac{5}{2}(L_{B-2A} + L_{B-2B}) + (L_{B-3A} + L_{B-3B}) \quad (2.9)$$

(v) 負荷トルクを加えた時には、減速機内部の温度が上昇することによりグリースの粘性が低下し、損失トルクが変化する。その負荷時のグリースによる損失の温度上昇による減少量 (ΔL_{OG})は、実機で内部温度を変化させた全損失トルク [$L_T(t)$]を測定し、式(2.10)により求める。

$$\Delta L_{OG} = L_T - L_T(t) \quad (2.10)$$

(vi) 歯面の摩擦損失トルク (L_M)は、(i)から(v)で他の損失要因の分析ができていて、全損失トルクからこれらを減算する式(2.11)により求める。

$$L_M = L_T - (L_O + L_B) - \Delta L_{OG} \quad (2.11)$$

そして歯面の摩擦損失トルクの負荷依存性から、歯面の平均摩擦係数を推定する。

2・6 分析結果

以下、2.5節の(i)~(vi)に対応付けながら減速機 A の分析を行い、結果を整理する。

2・6・1 オイルシールの摩擦損失トルク (L_{Os})

減速機 A の無負荷時の損失トルク (L_O) からオイルシールを除去した時の損失トルク (L_A) を引いて、実機での実験から求めたオイルシールの損失トルクを、図 2.24 に示す。

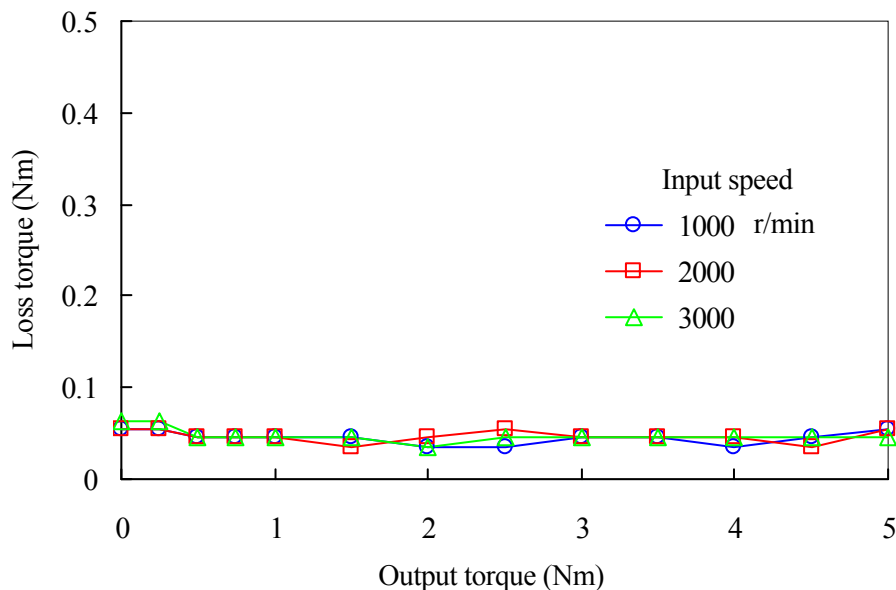


Fig. 2.24 Loss torque of oil seal friction vs. output torque, Reducer A

オイルシールの摩擦損失トルクは、回転速度に依存せずに等しい値になった。一般的にオイルシールのしゅう動抵抗は回転速度が速くなると増加する [30]が、本実験での出力軸の速度の最大は、回転速度 333 r/min, 周速度 0.30 m/s と低いため、速度に対する影響がほとんど現れなかったと考える。そのうえ負荷トルクに対しても、一定であると認められる。

これは、2・3・4 項においてオイルシール付近の歯車箱の温度を計測したが、その変化

が 3℃以内のためグリースの基油の動粘度の低下が少なく、損失トルクの変化としてほとんど現れなかったと考える。以上から式(2.6)では、負荷（温度）の影響を無視できると考える。

2・6・2 軸受のグリースによる損失トルク (L_{OGB})

無負荷時の軸受の損失トルクは、歯車軸と軸受を組合せた状態で測定した。1 軸目の軸受は、外部のモータでトルク計を介して、試験機の駆動モータにより回転させて測定した。

2 軸目と 3 軸目は、当該試験歯車軸と軸受の組合せを外部に取り出し自由回転させて、その回転速度の減少量と、その間の回転回数から損失トルクを求めた。

実験装置は図 2.25 に示す構造で、試験歯車軸の軸受の外輪をアルミ製のハウジングで支持した。回転速度は試験歯車軸の歯車を検出歯車にして磁気式回転計で検出し、F/V 変換器で速度に換算した。実験データから、測定したい回転速度を中心に±20 r/min の回転速度の変化量から消散エネルギーを求め、その間の回転回数と式(2.12)により損失トルクを求めた。

$$\frac{1}{2} J_{GA} \cdot (\omega_S^2 - \omega_E^2) = T_{OB} \cdot 2\pi \cdot n \quad (2.12)$$

ここで J_{GA} は歯車軸の全慣性モーメント、 ω_S は測定開始時の角速度、 ω_E は測定終了時の角速度、 T_{OB} は無負荷時の軸受の摩擦トルク、 n は測定開始から終了までの回転回数を示す。

実験は十分になじみ運転を行ってから開始し、軸受の温度は無負荷時の損失トルクの測定時とほぼ同じ 24℃から 25℃だった。

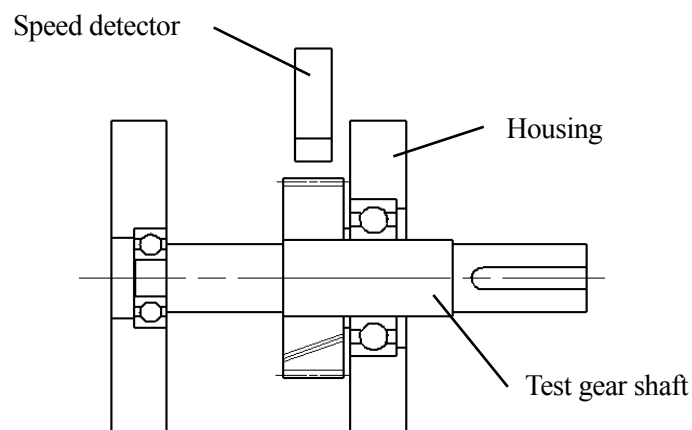


Fig. 2.25 Bearing loss measurement method at no loading

一例として減速機 A の 2 軸目の軸受のグリースによる損失トルクを、図 2.26 に示す。損失トルクは回転速度に関係なくほぼ一定の値と見なすことができる。これは、軸受に使用しているグリースがちょう度番号 2 号と比較的硬いため、回転を始めると余分なグリースは、潤滑される面から排除され、かく拌がほとんど発生しなかったためと考える。

同様にして歯車軸ごとに求めた、軸受のグリースによる損失トルクを、2 軸目、3 軸目に換算した結果を、図 2.27 に示す。損失トルクの値は、1 軸目が最も高い。これは、本試験減速機の中では大きなサイズの軸受を使用していることと、潤滑グリースの基油の動粘度が減速機部の軸受より高いことによると考える。

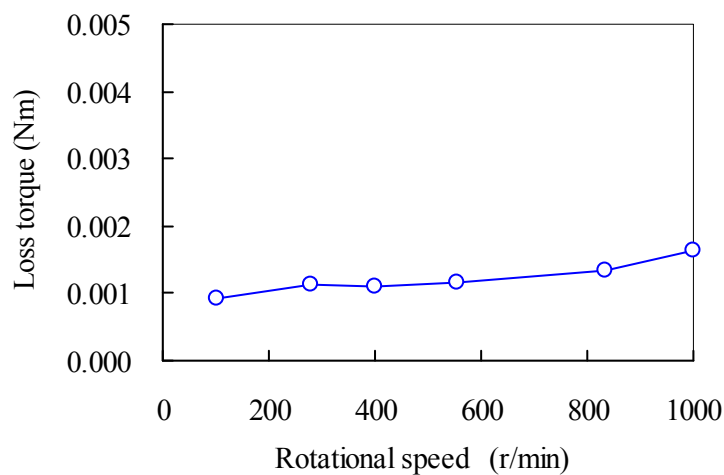


Fig. 2.26 Loss torque of bearing grease of 2nd axis at no loading

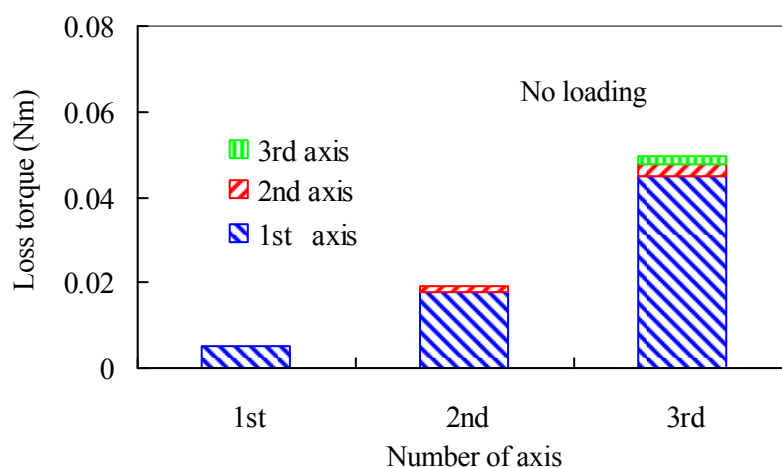


Fig. 2.27 Loss torque of bearing grease converted into each axis at no loading

2・6・3 歯車のグリースによる損失トルク (L_{OGM}) と無負荷時の損失要因の寄与

歯車のグリースによる損失は、オイルシールを除去した無負荷時の損失トルクから、2・6・2項で求めた軸受のグリースによる損失トルクを減算して、式(2.8)により求めた。そのため歯車のグリースによる損失トルクは、1段目と2段目を合計した値になる。ここで、減速機 A の無負荷時の損失要因の分析結果を、図 2.28 に示す。

小形ギヤードモータは、定格トルクよりも小さい負荷トルクで使用されることが多いため、この無負荷時の損失を低減することが重要となる。損失の寄与の最も大きいのはオイルシールの摩擦損失であり、これは、小さい出力のモータとの組合せ時や、減速機の減速比の小さいときに、さらにその割合が高くなる。そのため、小形ギヤードモータの低損失化には、このオイルシールの摩擦損失の低減が重要な課題といえる。

次に寄与の大きいのが、軸受のグリースによる損失で、2・6・2項の分析結果ではモータ部の影響が大きくなっている。モータは駆動するとそれ自体が発熱し、軸受の温度も上昇する。その温度が上昇した時でも軸受のグリース寿命を確保するために、潤滑グリースの基油の動粘度を高くしている。しかしこのことが損失を増加させているため、グリース寿命の確保と損失の低減の両立が課題であることが、この結果から分かる。

歯車のグリースによる損失は、寄与が小さかった。これは、2・3・5項で考察したように、本グリースはちょう度番号2号と比較的硬いため、運転を開始すると余分なグリースは潤滑される面から排除されかく伴が発生しなかったためと考える。このような硬いグリースは、モータ出力の小さい小形ギヤードモータでは、低損失化の観点から有利といえる。

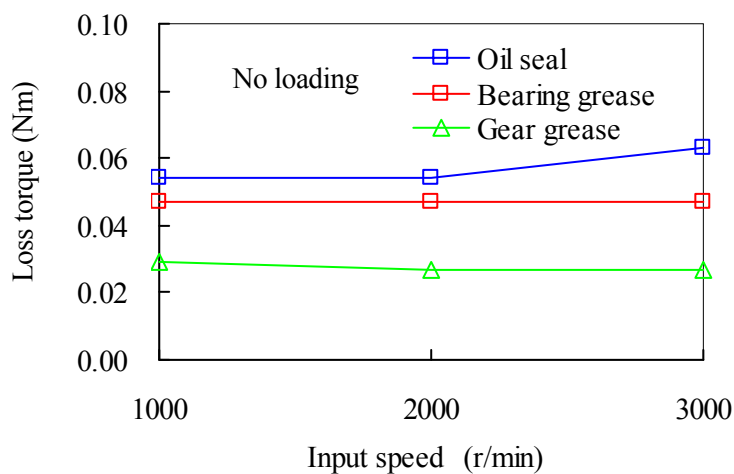


Fig. 2.28 Analysis result of loss torque at no loading, Reducer A

2・6・4 軸受の摩擦損失トルク (L_B)

軸受の摩擦損失トルクは、軸受の摩擦係数と軸受に加わる荷重から求める。軸受の摩擦係数は、軸受メーカーの技術資料[31]や文献[20] [32]に記載されているが、幅を持った値であり、またグリースの種類や運転条件によって変化すると考えられる。そのため、本試験条件での軸受の摩擦係数を実験により求めた。

2・6・4・1 軸受の摩擦トルクの計算式

深溝玉軸受の摩擦トルクは、ころがり軸受実用ハンドブック[20]によると、式(2.13), (2.14)と、等価荷重の平方根に比例する式が提案されている。後述する実験結果で、負荷トルクを加えると摩擦トルクは、ほぼ直線的に増加したため、線形近似している下式を適用した。

$$T_B = \mu_B \cdot F_B \cdot \frac{d_{IN}}{2} \quad (2.13)$$

$$F_B = \sqrt{F_r^2 + F_a^2} \quad (2.14)$$

ここで、 T_B は軸受の摩擦トルク、 μ_B は軸受の摩擦係数、 F_B は軸受に加わる合成荷重、 F_r は軸受に加わるラジアル荷重、 F_a は軸受に加わるアキシアル荷重、 d_{IN} は軸受の内径を示す。

2・6・4・2 試験減速機の軸受の配置

減速機 A の軸受の配置を、図 2.29 に示す。モータ部の軸受 C は呼び番号 6000、軸受 D は呼び番号 6201 でともにシールド軸受を使用している。減速機部の軸受 E, F, G は呼び番号 608、軸受 H は呼び番号 6003 で、ともに開放軸受を使用している。

2・6・4・3 実験装置と測定方法

軸受の摩擦トルクの測定は、図 2.30 に示す実験装置を使用した。この装置は、最大出力 120W の可変速交流モータからの動力が、トルク計を介して、試験軸受に結合されている。試験軸受は、荷重を受けるために 2 個、試験軸の支持に 2 個の同じ呼び番号を配置して、外輪をアルミ製のハウジングで支持した。荷重は、機械式の扛重機により手動で加え、その値をひずみゲージ式の荷重変換器で計測した。摩擦トルクは分解能 0.001 Nm の磁気式位相差方式のトルク計で、回転速度は光学式回転計で計測した。実験中の軸受の温度は、外

輪付近を熱電対で測定した。

実験を始める前に、約 60 分間のなじみ運転を行った。実験は、各荷重で約 5 分間運転を行い、摩擦トルクが安定した時点で計測した。試験荷重は無負荷から 500 N まで段階的に加え、回転速度は実機での損失トルクの測定時と同じ速度にした。

この実験では、軸受に潤滑グリースを充填しているため、軸受のグリースによる損失トルクと摩擦トルクを合わせた値を計測することになる。本実験で求めるのは、軸受の摩擦トルクなので、グリースによる損失トルクを一定にする必要がある。そのため実験中に軸受の温度の上昇を防ぐためにファンで冷却した。試験中の室温は、22~24 °C で管理し、軸受の温度は 22~25 °C だった。

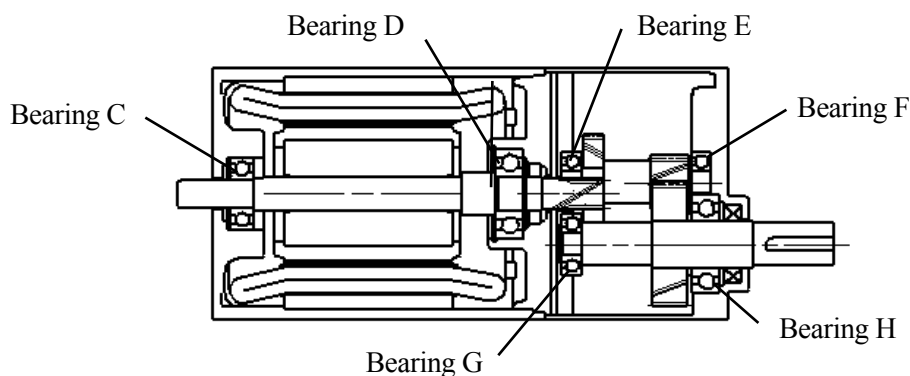


Fig. 2.29 Arrangement of bearing

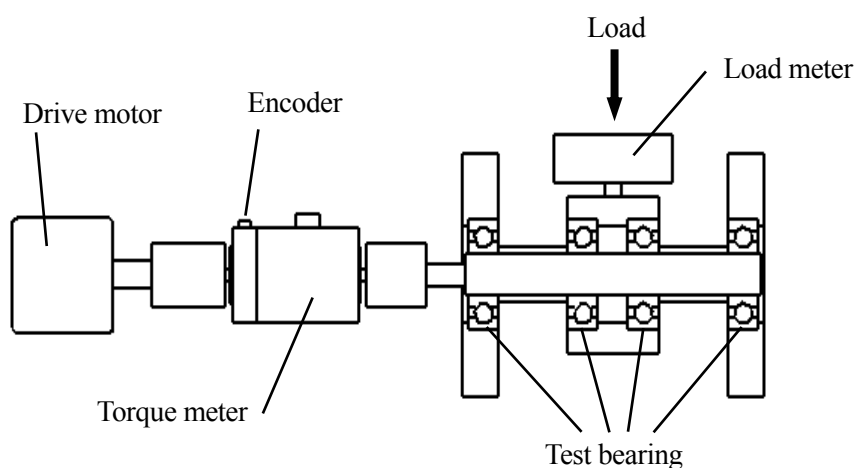


Fig. 2.30 Measurement device of bearing rolling friction

2・6・4・4 軸受の摩擦係数の算出

本実験で測定するのは、4個の軸受の合計の摩擦トルクになるため、軸受の摩擦係数は式(2.15)により求める。

$$4 \cdot T_B = \mu_B \cdot \frac{F_L}{2} \cdot \frac{d_{IN}}{2} \quad (2.15)$$

ここで、 F_L は軸受の軸に加える荷重を示す。

呼び番号 6003 の荷重と摩擦トルクの関係を図 2.31 に、式(2.15)により求めた軸受の摩擦係数を図 2.32、図 2.33 に示す。文献[20][31][32]によると深溝玉軸受の摩擦係数は 0.001～0.0015 であり、本実験でも同じ値が得られた。軸受の摩擦係数は、回転速度によって異なる値になったので、以降の分析では、試験回転速度での値を用いることにした。

2・6・4・5 軸受の摩擦損失トルクの計算結果

実験で求めた軸受の摩擦係数を式(2.13)、(2.14)に代入して計算した各歯車軸の軸受の損失トルクを図 2.34 に、負荷トルク 5 Nm の時の歯車軸ごとに求めた軸受の損失トルクを、2軸目、3軸目に換算した値を図 2.35 に示す。損失トルクは、1軸目と2軸目の影響が大きいことが分かる。

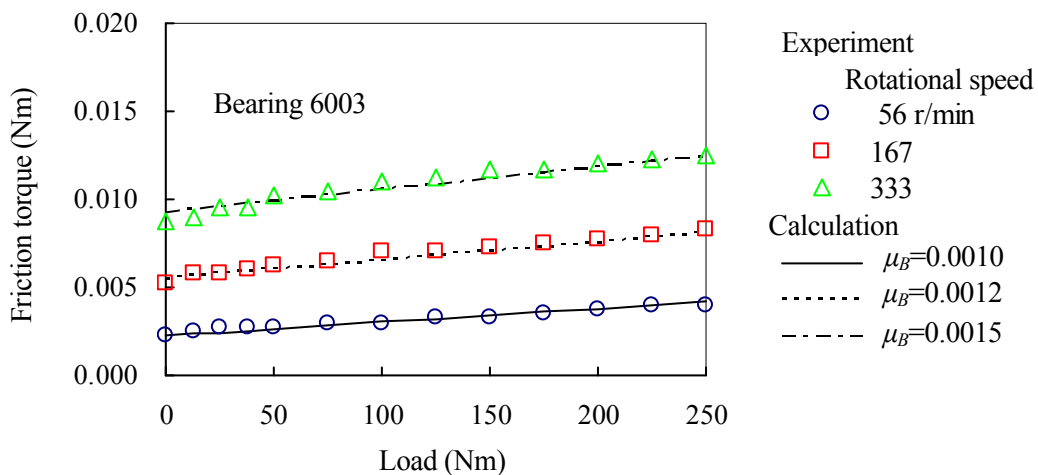


Fig. 2.31 Comparison of experimental and calculated of bearing friction torque

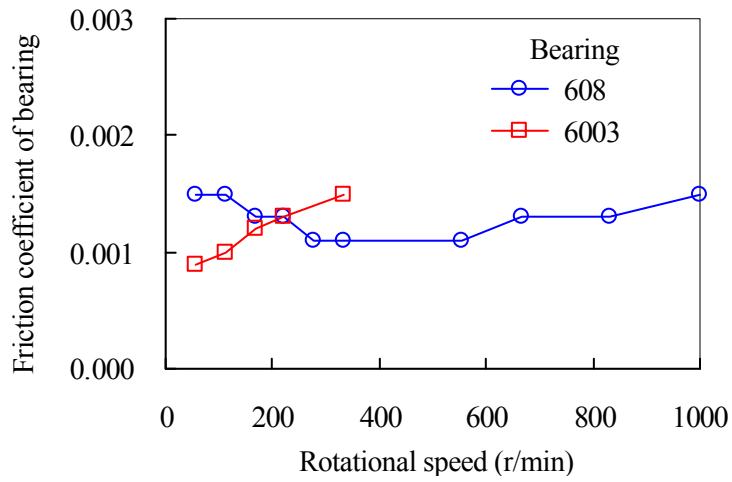


Fig. 2.32 Friction coefficient of bearing, Bearing 608 and 6003

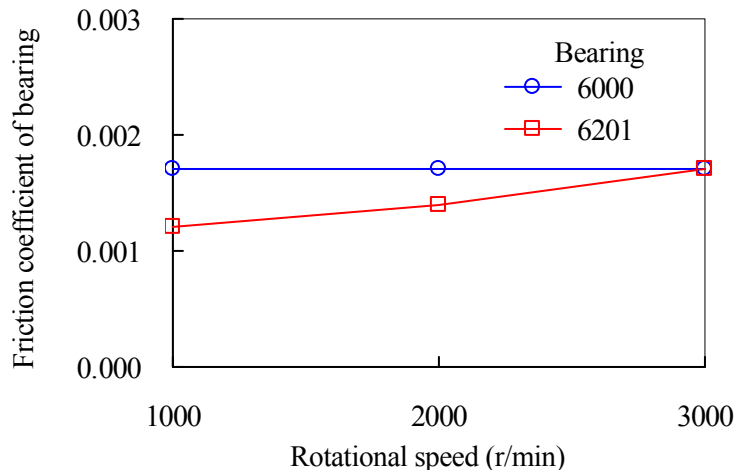


Fig. 2.33 Friction coefficient of bearing, Bearing 6000 and 6201

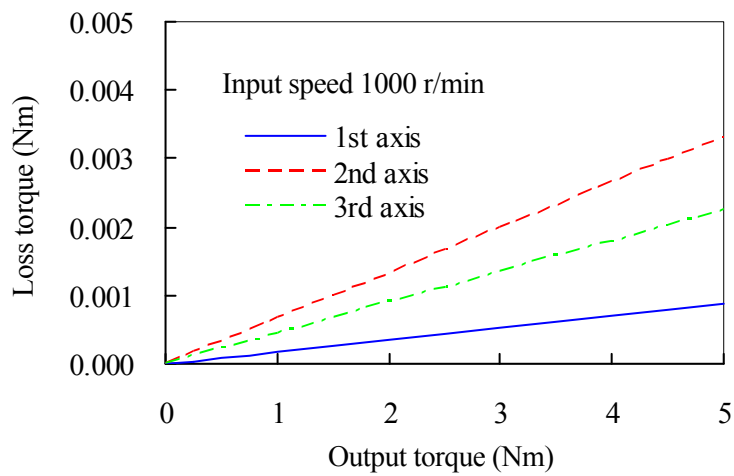


Fig. 2.34 Loss torque of bearing rolling friction, Reducer A

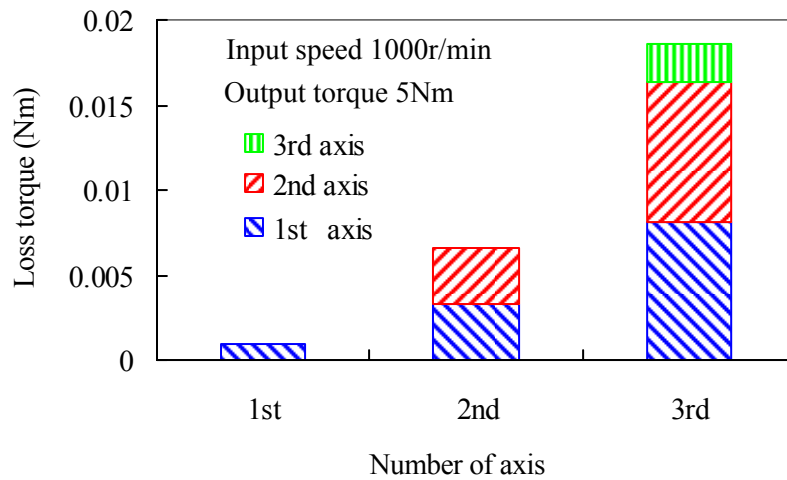


Fig. 2.35 Loss torque of bearing rolling friction converted into each axis at rated torque

2・6・5 負荷を加えた時のグリースによる損失トルクの変化量 (ΔL_{OG})

無負荷の歯車と軸受のグリースによる損失トルクは、2・6・2 項と 2・6・3 項で分析した。しかし負荷時は減速機内部の温度が上昇するため、グリースの基油の動粘度が低下し、損失が変化すると考えられる。そのため負荷時のグリースによる損失は、その変化量を考慮する必要がある。

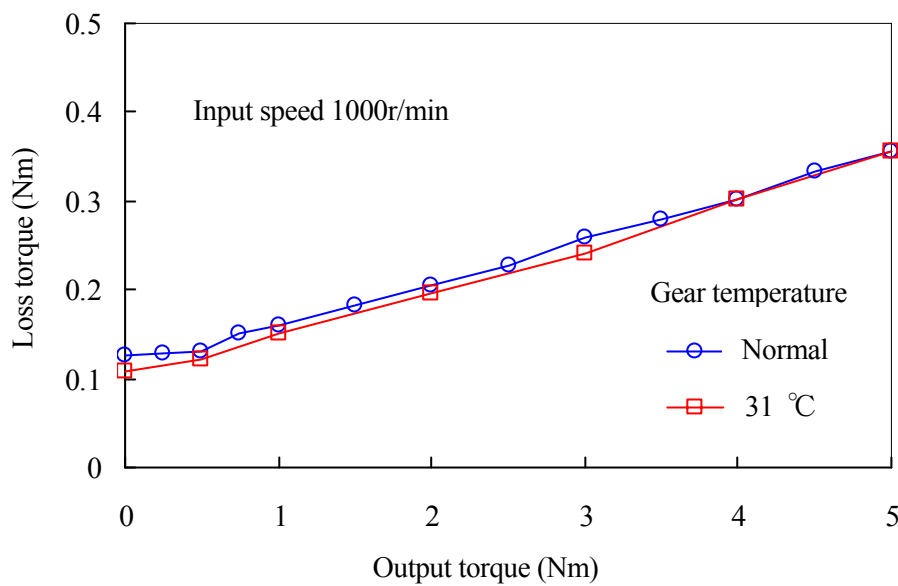


Fig. 2.36 Comparison of total loss torque by gear temperature, Reducer A

この変化量を求めるために、定格トルク時の歯車の温度で、他の負荷トルク時の損失トルクを測定することを試みた。減速機 A の入力回転速度 1000r/min での定格トルク時の歯車の温度は、2・3・4 項の測定で 31 °C になることが分かっている。そのため減速機 A を定格トルクで一定時間運転を行い、歯車の温度が 31 °C で安定していることを確認してから、負荷トルクを徐々に小さくして損失トルクを測定した。その結果、2・3・3 項の全損失トルクと歯車の温度 31 °C での損失トルクの違いは、図 2.36 に示すように、無負荷時で 0.02 Nm だった。このことは、定格トルク時にグリースによる損失が 0.02 Nm 低下することを意味する。また損失トルクは、それぞれほぼ直線的に増加しているので、以降の分析では、定格トルク時にグリースによる損失トルクが 0.02 Nm 低下し、その変化量は、無負荷時から直線的に変化することにした。

2・6・6 歯面の摩擦損失トルク (L_M)

2・6・1 項から 2・6・5 項で、負荷時の歯面の摩擦損失トルク以外の分析ができたので、これらの損失トルクを全損失トルクから減算した、式(2.11)により求まる値が、歯面の摩擦損失トルクになり、これから歯面の平均摩擦係数を推定する。

2・6・6・1 歯面の摩擦損失の理論式

歯面の理論効率 η_G は、Niemann[8]によると式(2.16)で表され、歯面の摩擦損失トルクは式(2.17)で求められる。

$$\eta_G = 1 - (\pi\mu_{mG} / \cos \beta_g) \cdot (1/Z_1 + 1/Z_2) \cdot (1 - \varepsilon_\alpha + \varepsilon_{\alpha 1}^2 + \varepsilon_{\alpha 2}^2) \quad (2.16)$$

$$T_M = (1 - \eta_G) \cdot T_{out-s} \quad (2.17)$$

ここで、 η_G は歯面のかみ合い効率、 μ_{mG} は歯面の平均摩擦係数、 β_g は基礎円筒ねじれ角、 Z_1 は小歯車の歯数、 Z_2 は大歯車の歯数、 ε_α はかみ合い率、 $\varepsilon_{\alpha 1}$ は近寄りかみ合い率、 $\varepsilon_{\alpha 2}$ は遠のきかみ合い率、 T_M は歯面の摩擦損失トルク、 T_{out-s} は各段での出力トルクを示す。

2・6・6・2 歯面の平均摩擦係数の推定

本実験における損失トルクは、図 2.13、図 2.14 に示したように、負荷トルクに対してほぼ直線的に増加している。負荷トルクに依存する損失成分は、軸受の摩擦損失と歯面の摩擦損失であるが、この中の軸受の摩擦トルクが 2・6・4 項の実験結果から線形近似のできるため、歯面の摩擦損失トルクも負荷トルクに対して線形も増加する、すなわち歯面の平均摩

擦係数を、かみ合い段によらず一定値に近似できると考えた。

前項までに求めた減速機 A の式(2.11)により算出した、歯面の摩擦損失トルクを図 2.37 に、減速機 B に対しても 2・6・1 項から 2・6・5 項の分析を同様に言い得られた結果を、図 2.38 に示す。それぞれ歯面の摩擦損失トルクの分析値に対して、最小二乗法を適用して原点を通る線形近似を行い、その直線の傾きを求めた。

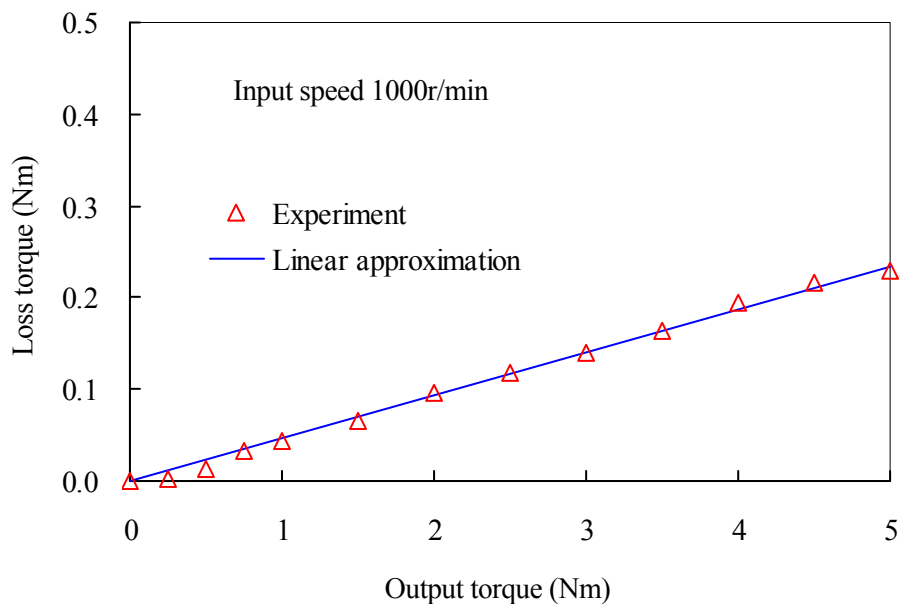


Fig. 2.37 Experiment and linear approximation of loss torque of gear mesh friction, Reducer A

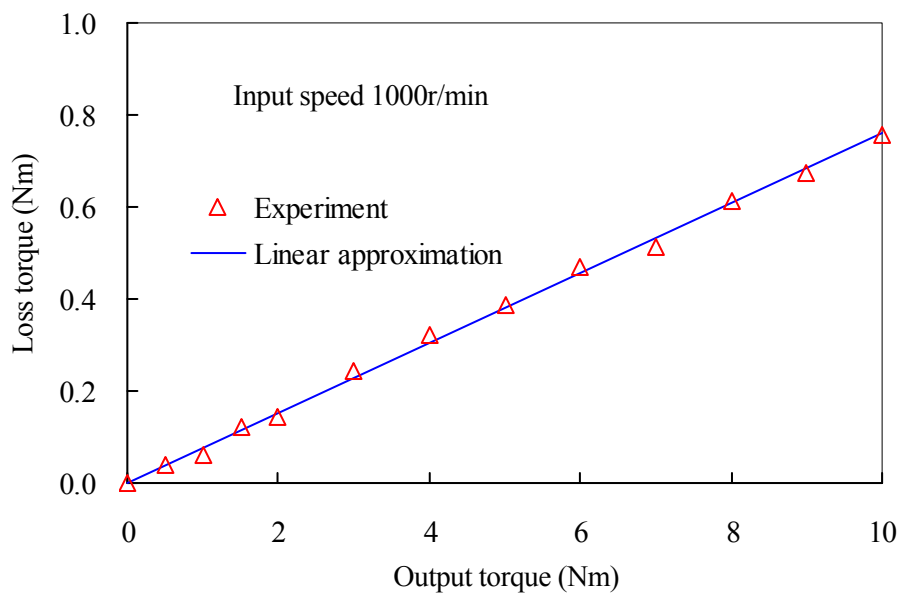


Fig. 2.38 Experiment and linear approximation of loss torque of gear mesh friction, Reducer B

次に減速機 A と減速機 B のそれぞれの歯車対に対して、歯面の平均摩擦係数を変化させて、式(2.16)、式(2.17)により歯面の摩擦損失トルクを計算し、それらを出力軸の値に換算し、その傾きを、歯面の平均摩擦係数を横軸にとって示したのが、図 2.39 である。そして図 2.37、図 2.38 の線形近似直線の傾きから、それぞれの歯面の平均摩擦係数として、減速機 A で $\mu_{mG}=0.125$ 、減速機 B で $\mu_{mG}=0.117$ を得た。これらから歯面の平均摩擦係数を $\mu_{mG}=0.12$ とすれば十分な精度で、損失を予測できると断定した。

この歯面の平均摩擦係数、 $\mu_{mG}=0.12$ を用いて計算した全損失トルクの推定値と、分析より求めた実験値を比較すると、図 2.40、図 2.41 に示すように、減速機 A、B とともに良く一致していることが分かる。これにより歯面の平均摩擦係数の推定値の確かさが、確認できたと考える。さらに図 2.13、図 2.14 を参照すれば、回転速度や負荷トルクの依存性がほとんどないことから、対象とする運転範囲で有効と考える。

このことは、減速機 A で 4 個、減速機 B で 6 個の歯車で構成されている歯車対の中で初段の小歯車以外は異なる諸元を使用し、歯面の平均摩擦係数に同一の値を適用しても、結果が良く一致したことになる。本試験減速機の歯車は、歯面の粗さは最大高さで 0.76~1.49 Ry、モジュールが 0.8~1.25 mm と、全ての歯車で諸元に大きな違いがないことも、その理由の一つと考える。

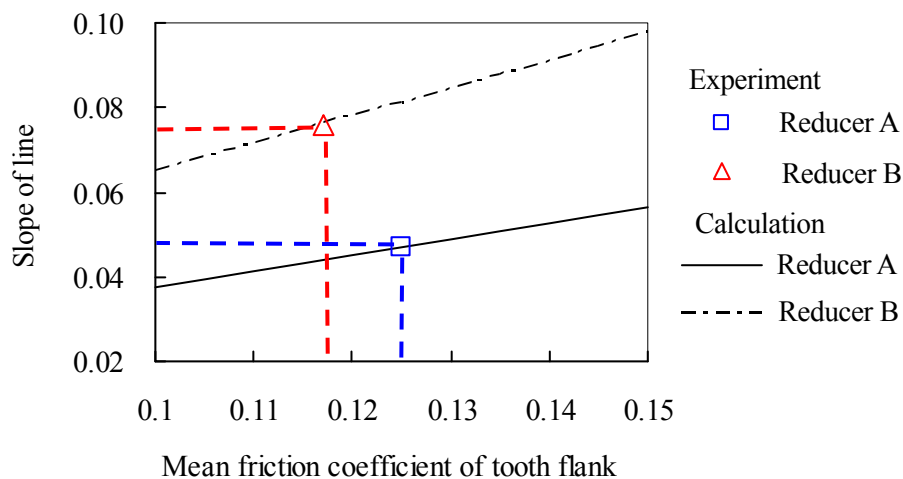


Fig. 2.39 Mean friction coefficient of tooth flank vs. slope of line by calculation and experiment

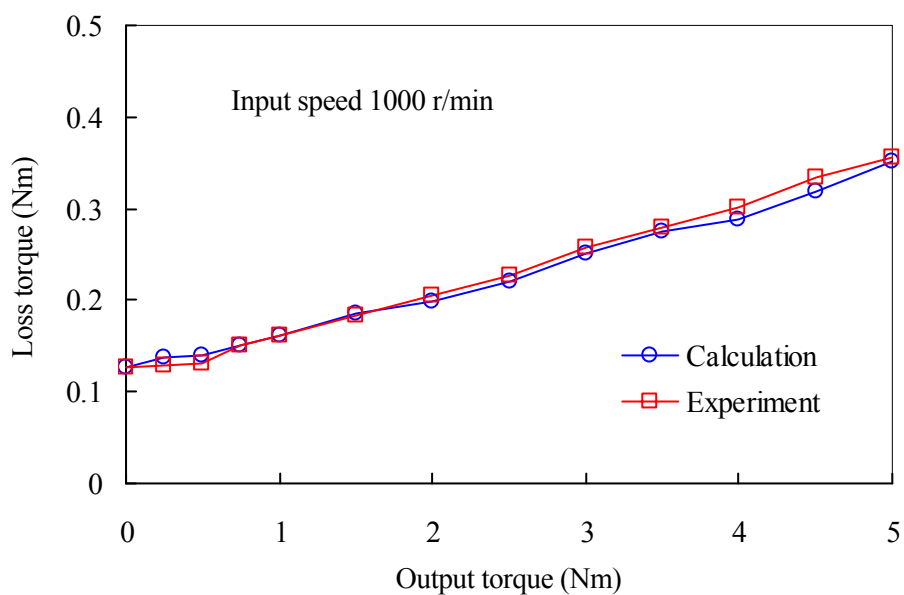


Fig. 2.40 Comparison of experimental and calculated of total loss torque, Reducer A

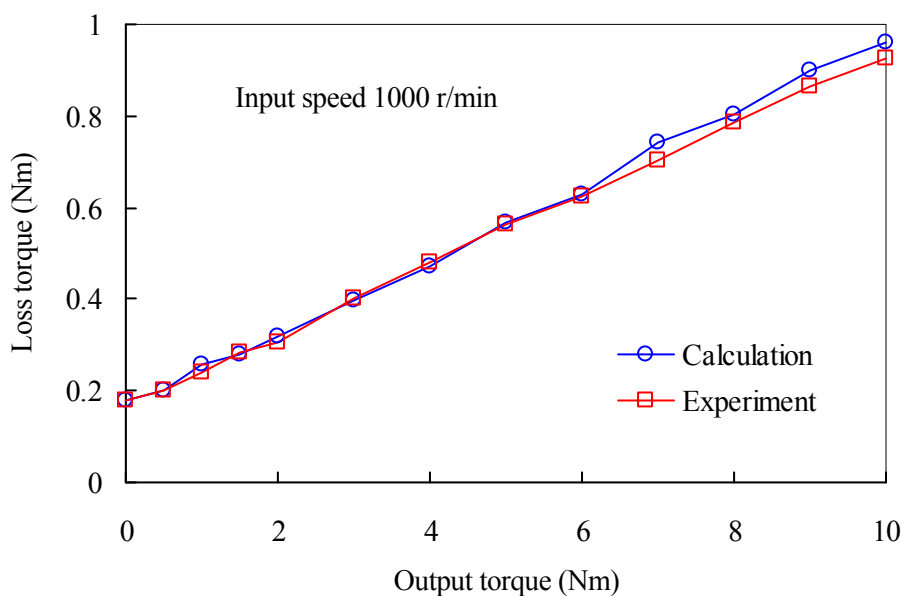


Fig. 2.41 Comparison of experimental and calculated of total loss torque, Reducer B

2・6・6・3 歯車対による歯面の平均摩擦係数の検証

前条で推定した歯面の平均摩擦係数の検証のため、減速機 A の初段のみを歯車箱に配置して、全損失トルクの測定と分析を行い、歯面の摩擦損失トルクを算出した。歯面の平均摩擦係数、 $\mu_{mG}=0.12$ を用いて計算した歯面の摩擦損失トルクと、分析により求めた実験

値の比較を図2.42に示す. 減速機Aの初段のみの場合でも, 実験による分析値と計算値は, 良く一致しており, この結果からも歯面の平均摩擦係数を一定値, $\mu_{mG}=0.12$ に近似できるといえる.

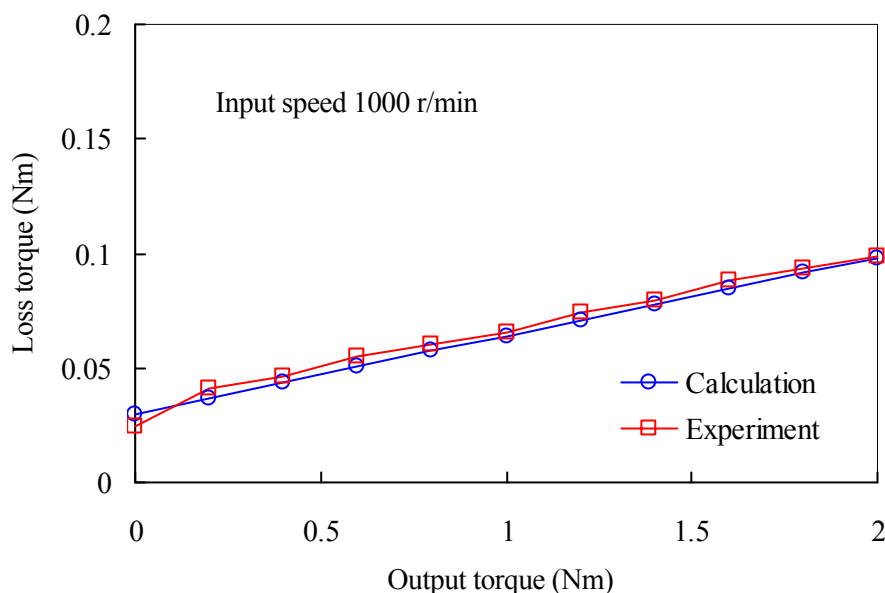


Fig. 2.42 Comparison of experimental and calculated of total loss torque, 1st stage of Reducer A

2・6・6・4 グリース潤滑と油潤滑の比較

歯面の摩擦損失に関する研究は, 根本ら[13] [14]が油潤滑で行っている. これらの研究によると鉱油系の動粘度 $19.8 \text{ mm}^2/\text{s}$ (40°C) の潤滑油での歯面の平均摩擦係数 (μ_{mG}) は, 表 2.6 に示す本実験の平均滑り速度 $0.02\sim 0.32 \text{ m/s}$ のときに $\mu_{mG}=0.06\sim 0.09$ であり, 本実験よりも小さい値だった.

本章に実験により, グリース潤滑と油潤滑での歯面の平均摩擦係数は, その値, 速度依存性と, 負荷依存性に違いのあることが明らかになった. 歯車のグリースよる潤滑は, 一般的に軸受の場合と同様, 歯面付近のグリースから分離した基油が, 少しずつ歯面に供給されて, 行われると考えられている. しかし油潤滑の場合と明らかに, 摩擦損失の傾向が異なるので, このグリース潤滑の場合, そのメカニズム自体が異なっている可能性があると考え.

Table 2.6 Mean sliding velocity

	Stage	Mean sliding velocity (m/s)		
		at 1000 r/min	at 2000 r/min	at 3000 r/min
Reducer A	1st	0.10	0.21	0.31
	2nd	0.03	0.07	0.10
Reducer B	1st	0.11	0.21	0.32
	2nd	0.05	0.10	0.15
	3rd	0.02	0.05	0.07

2・7 各損失要因の寄与

損失要因の分析結果を図 2.43, 図 2.44 に, 損失の寄与率を図 2.45, 図 2.46 に示す. 無負荷時は, オイルシールの摩擦損失とグリースによる損失の割合が高く, 負荷トルクを加えると歯面の摩擦損失の割合が高くなり, 軸受の摩擦損失の影響は小さいことが分かる.

本分析は, 定格出力 90 W のモータと, 減速比 9 と 18 の減速機の組合せで行った. モータの出力や減速機の減速比が違うと, 損失要因の寄与も異なる. モータ出力の小さい場合や, 減速比の小さい場合は, 定格トルクが低くなるため, 無負荷時の損失, すなわちオイルシールの摩擦損失とグリースによる損失の低減が重要になる. またモータ出力の大きい場合や減速比の大きい場合は, 定格トルクが高くなるため, 負荷時の損失である歯面の摩擦損失の低減が課題となる.

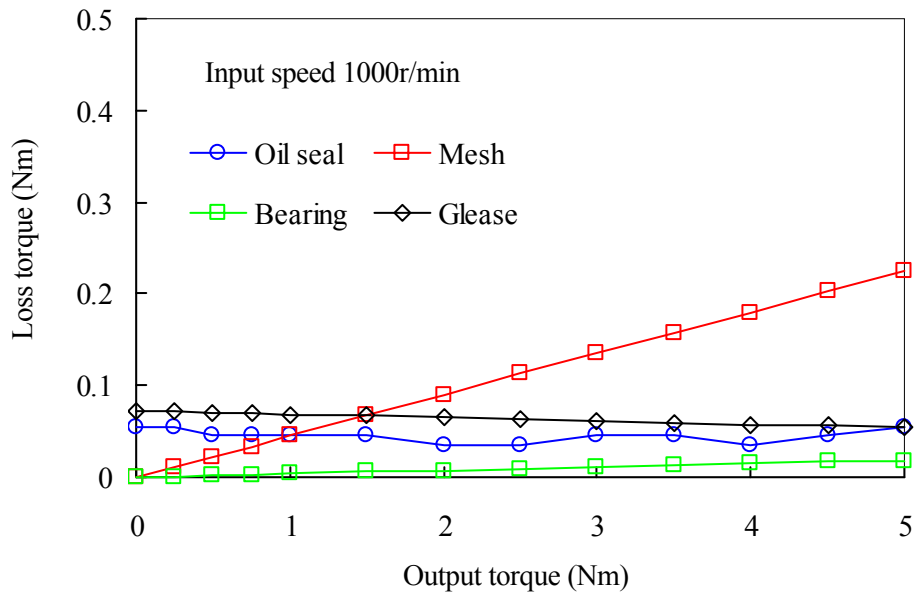


Fig. 2.43 Analysis result of total loss torque, Reducer A

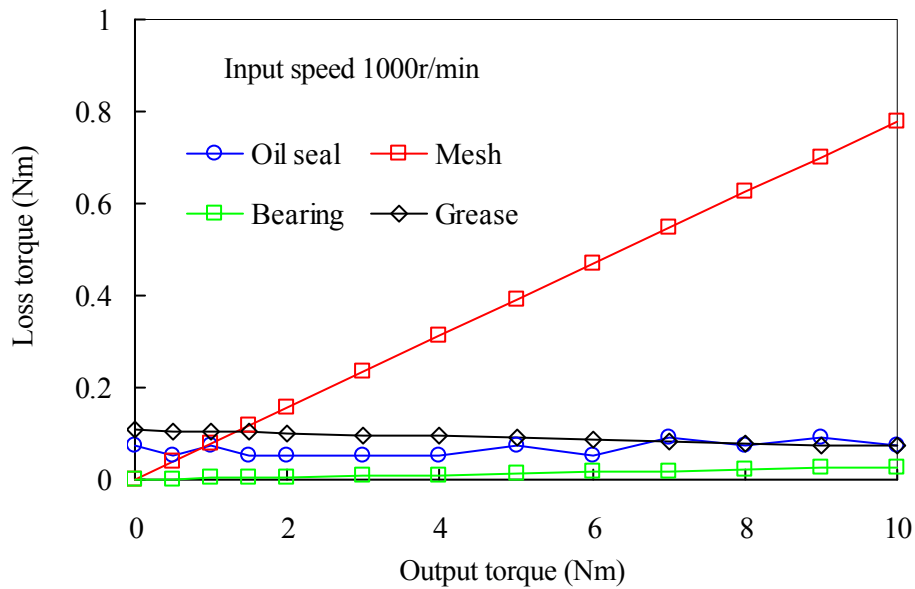


Fig. 2.44 Analysis result of total loss torque, Reducer B

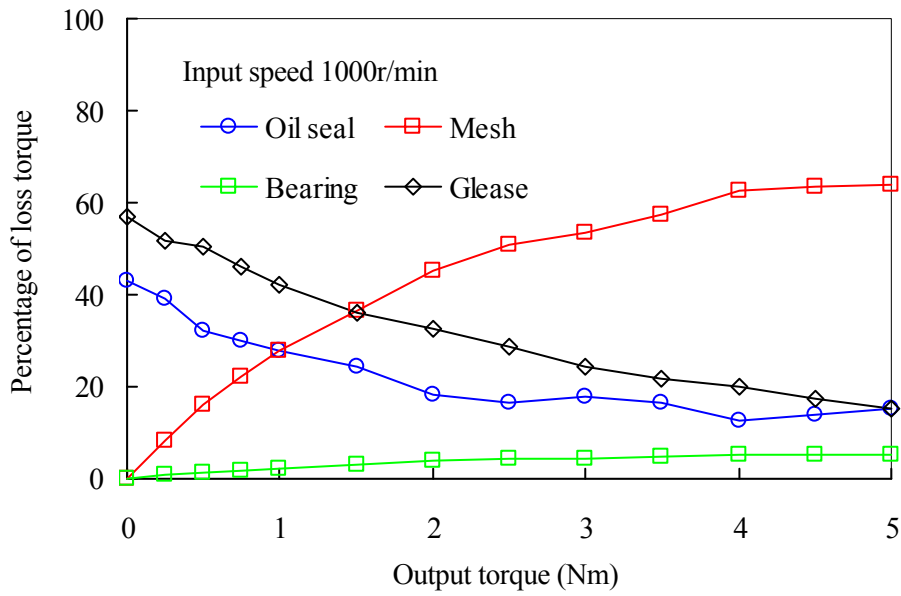


Fig. 2.45 Proportion of loss factor, Reducer A

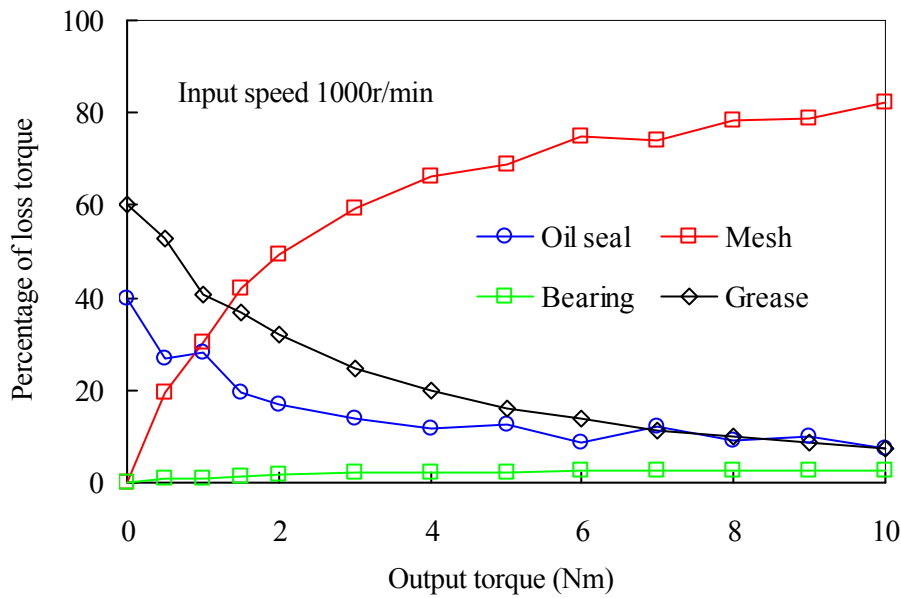


Fig. 2.46 Proportion of loss factor, Reducer B

2・8 結 言

ちょう度番号2号のグリースで潤滑された小形ギヤードモータの機械的損失の要因ごとの寄与を、実験的に分析した結果、以下の結論を得た。

- (1) 損失トルクは、回転速度にほとんど依存しない。その理由は、温度上昇によるグリースの粘性低下と考えられる。
- (2) 小形ギヤードモータの全体の損失は、無負荷時の一定量の損失と負荷トルクに比例する成分の損失の和であり、無負荷時の寄与が無視できない。
- (3) 減速機の歯車と軸受をグリース潤滑した場合の損失は、油潤滑の場合より小さい。
- (4) 無負荷時は、オイルシールの摩擦損失、軸受のグリースによる損失、歯車のグリースによる損失の順に寄与が高い。また回転速度の影響は、ほとんど受けない。
- (5) 実使用条件で測定したグリース潤滑される軸受の摩擦係数は、0.0009～0.0017 だった。また減速機全体の損失に与える軸受の摩擦損失の影響は少ない。
- (6) グリース潤滑される歯面の平均摩擦係数は、 $\mu_{mG}=0.12$ を代表値として取り扱える。また負荷時は、歯面の摩擦損失の寄与が大きい。

第3章

グリースのちょう度と基油の性状の 損失に与える影響

3・1 緒言

損失要因の分析において、無負荷時はグリースによる損失、負荷時は歯面の摩擦損失の寄与が大きく、何れも歯車の潤滑グリースの関係する損失であり、少しでも損失を低減するには、グリースが重要な要素であるといえる。小形減速機は、一度潤滑グリースを注入すると、その後交換しないのが一般的である。そのため、グリースに要求される第一の性能は、耐久性であり、それを主に研究と開発が行われ、一見、その耐久性と相反する性能である低損失に関して、系統的な研究が行われていないようである。

歯車のグリースによる潤滑のメカニズムは、転がり軸受の場合と同様、歯面付近に付着したグリースから分離した基油が少しずつ歯面に供給されて行われると考えられているが、まだ明らかにされていない。さらに、従来の油潤滑の研究結果[13] [14]と異なり、前章で明らかにしたように、歯面の平均摩擦係数は、速度依存性と負荷依存性がほとんど認められず、その値が油潤滑に比べて大きいなど、まだ解明されていない点がある。小形ギヤードモータは、様々な取り付け方向に対応し、また密封構造を容易に実現するためグリースで潤滑されることが多く、損失低減のためには、このグリースの特性を解明することが重要である。

本章では、グリースのちょう度、基油の動粘度とその種類が損失に与える影響を実験的に検討する。

3・2 試験グリース

本試験減速機は、歯車と軸受ともにグリースで潤滑を行っている。本章では、2・2 節に示した減速機 A に対して、歯車の潤滑グリースのみを変えて、損失に与える影響を評価した。

3・2・1 小形減速機の歯車潤滑用グリースについて

グリースの塗布形式は、歯面付近にグリースを塗布する歯面塗布方式と、比較的軟らかいグリースを多く注入し、歯面にグリース自体が常に供給されるグリースバス方式がある。減速機的设计時に最初に決めるのが、この塗布形式で、歯面塗布にすれば密封構造を比較的簡単にでき、グリースバスにすれば十分なグリース漏れ対策が必要となる。すなわち減速機全体の構造が、この塗布形式によって変わることになる。

小形減速機のグリースの塗布形式は、最初にちょう度番号が2～1号の比較的硬いグリースでの歯面塗布で検討する。これは、密封構造を簡単にできることの他に、密封のためのオイルシールの摩擦トルクが、出力軸トルク、すなわち製品性能を低下させるためである。

それらに加え、組立て時の取り扱いが簡単になるなど、多くの利点がある。

しかし歯面塗布のグリース潤滑では、歯車の周速度が速くなった場合や、滑りの大きいベベルギヤやウォームギヤの場合は、耐久性を満足できないことがある。このようなときは、ちょう度番号が0～000号の流動性のあるグリースを使用し、グリースバス方式で潤滑することが多い。

小形減速機の歯車潤滑用として市販されているグリースは、増ちょう剤がリチウム石けんで、基油が鉱油の製品が一般的である。増ちょう剤にリチウム石けんを使用するのは、相性の良い添加剤の種類が多いため、鉱油はコストが低いので、選ばれている。基油の動粘度(v_b)は、経験的に $v_b=100\sim 200\text{ mm}^2/\text{s}$ (40 °C)が多く使われる。

3・2・2 試験グリースの性状

試験グリースは、前記の一般的な歯車潤滑用のグリースを基準に市販品から選定した、表 3.1 に示す、7種類とした。

Table 3.1 Properties of grease

Grease type	MA-2	MA-1	MA-0	MB-1	MC-000	S-2	S-1
Thickener	Lithium soap			Lithium soap	Lithium soap	Aluminum complex soap	
Base oil type	Mineral			Mineral	Mineral	Synthetic	
Kinematic viscosity (mm^2/s)	156 at 40 °C 14.2 at 100 °C			400 at 40 °C 32 at 100 °C	296 at 40 °C 18 at 100 °C	17.5 at 40 °C 3.2 at 100 °C	
Additive	EP additive			EP additive	EP additive	EP additive	
NLGI grade	2	1	0	1	000	2	1
Cone penetration	274	320	373	328	457	285	322
Dropping point (°C)	198	196	190	194	-	248	241
Ambient temperature (°C)	-15～130			-15～130	-15～130	-40～200	

MA-2, MA-1, MA-0 グリースは、歯車の潤滑に多く使用される基油の動粘度が $156\text{ mm}^2/\text{s}$ (40 °C)で、ちょう度以外は同じ性状である。MB-1 グリースは鉄鋼設備用で、基油の動粘度が $400\text{ mm}^2/\text{s}$ (40 °C)と、平行軸歯車の潤滑には比較的高い。MC-000 グリースは、潤滑油

に近い流動性を持つちょう度番号が 000 号で、主にグリースバスで使用される。これらの 5 種類のグリースは、ちょう度と基油の動粘度が異なるが、添加剤の成分の近い製品を選定している。S-2, S-1 グリースは、基油がポリ α オレフィンの合成油で、動粘度が $17.5 \text{ mm}^2/\text{s}$ (40°C)と低く、一般的に低損失グリースと呼ばれている。

製品仕様の 40°C と 100°C の基油の動粘度と式(2.1)で求めた、各試験グリースの基油の動粘度と温度の関係を、図 3.1 に示す。

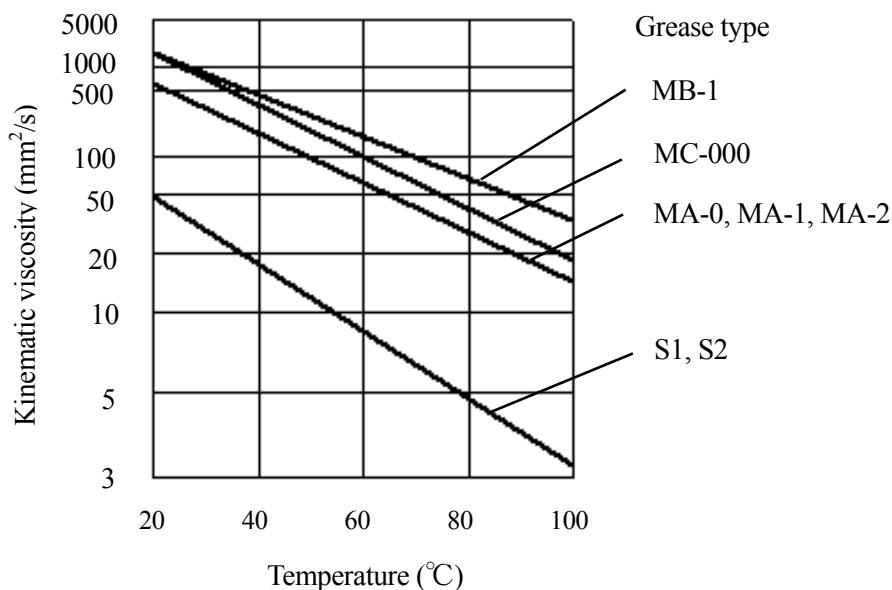


Fig. 3.1 Kinematic viscosity of base oil

3・2・3 グリースの潤滑状態

本章の実験での試験グリースの注入量は、歯面塗布が歯車の端面と歯車軸に十分なグリースが付着し、かつ運転中に歯面でのグリースの移動が発生しない量とし、グリースバスが停止した状態で 2 軸目の歯車軸がグリースに浸かり、かつ運転中に歯面へ連続的にグリースが供給される量とした。

歯面塗布での、MA-2, MA-1, MA-0 グリースの入力回転速度 1000 r/min での、運転中のグリースの状態を、図 3.2 に示す。グリースは、数回に分けて歯面上に塗布したが、運転を始めるとすぐに歯車の歯により押し出され、図 3.2(b)の矢印の方向へ、ほぼ歯車のかみ合いにより移動し、歯車軸と歯車の端面に付着した。ちょう度番号 2 号の MA-2 グリースでは、歯面に塗布したグリースのほとんどが歯車軸と歯車端面に付着したが、ちょう度番号 0 号の少し軟らかい MA-0 グリースは、遠心力により歯車軸と歯車端面に留まってい

ることができず、一部が歯車箱に付着した。

本試験グリースで、最も軟らかいちょう度番号 000 号の MC-000 グリースのグリースバスで運転した状態を、図 3.3 に示す。何れの回転速度も注入したグリースの量は同じである。ケースハウジングの底面に溜まったグリースは、歯車の回転に伴い移動し、2 段目のかみ合い部で盛り上がっている。グリースバスでの潤滑状態は、ほぼ歯車のねじれの影響を大きく受けることが分かる。

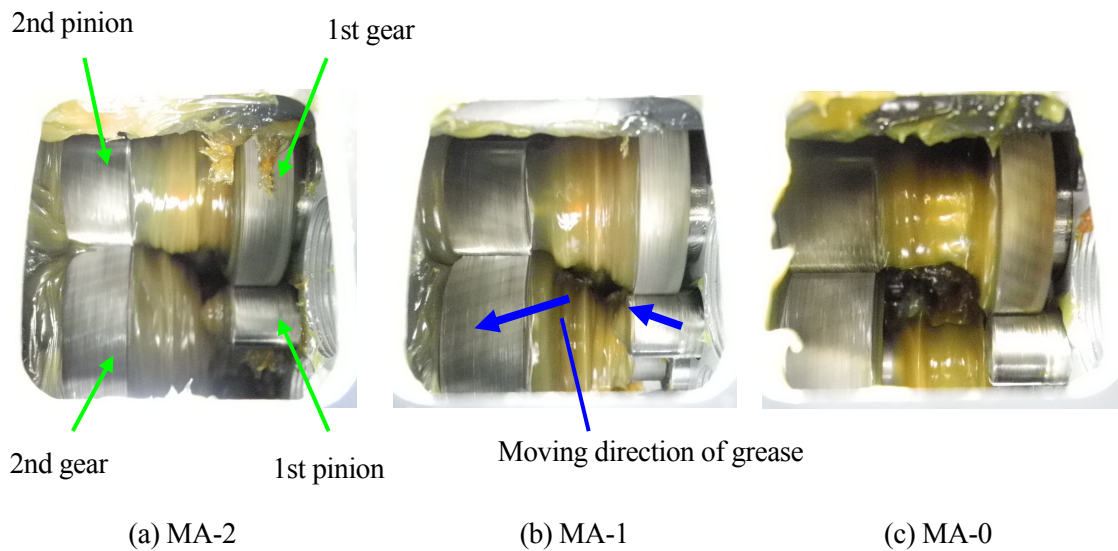


Fig. 3.2 State of grease while driving, application on tooth flank, input speed 1000r/min

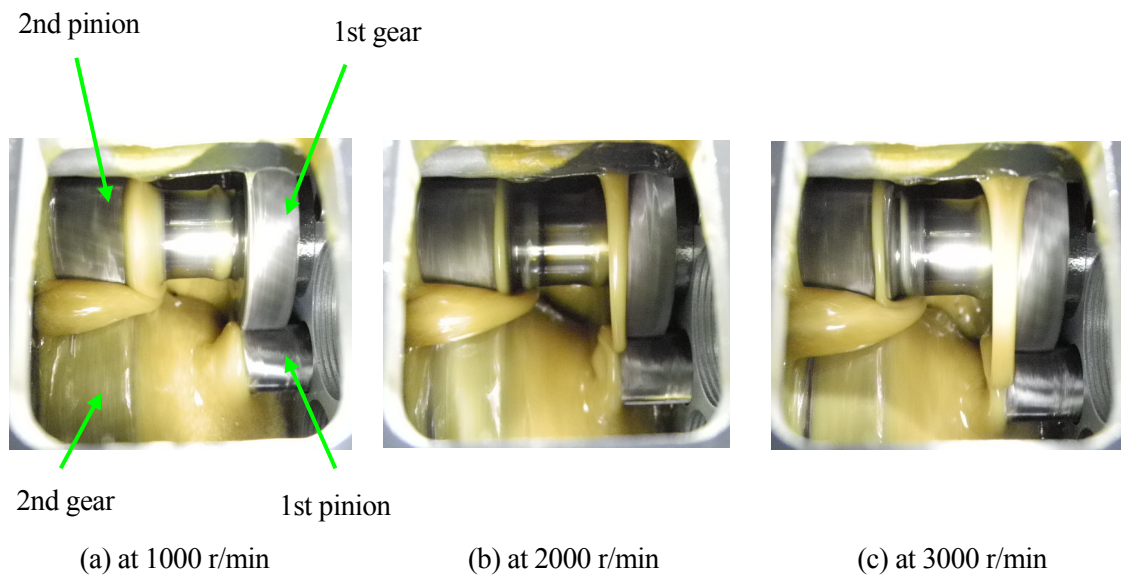


Fig. 3.3 State of grease while driving, MC-000, submerging in grease

3・3 全損失トルクの測定結果

歯面塗布では全ての試験グリース、グリースバスでは MA-0, MC-000 グリースを、入力回転速度と負荷トルクを変化させて、全損失トルクを測定した。

3・3・1 歯面塗布の場合

増ちょう剤がリチウム石けん、基油が鉱油でちょう度のみ異なる、ちょう度番号 2 号, 1 号, 0 号の MA-2, MA-1, MA-0 グリースの入力回転速度 1000 r/min での全損失トルクを図 3.4 に示す。無負荷時の損失トルクは、ちょう度に依存し、負荷トルクを加えると、それぞれほぼ線形に損失トルクが増加し、その傾きにグリースによる大きな違いがない。

基油が合成油で、ちょう度番号 2 号の S-2 グリースと 1 号の S-1 グリースの全損失トルクを、図 3.5 に示す。無負荷時の損失は、S-1, S-2 グリースでほぼ同じであり、負荷トルクに対してもほぼ線形に増加している。

ちょう度番号 1 号で、基油の動粘度の異なる MB-1, MA-1, S-1 グリースの入力回転速度 1000 r/min での全損失トルクを図 3.6 に示す。無負荷時の損失トルクは、S-1 グリース, MA-1 グリース, MB-1 グリースの順に大きくなり、基油の動粘度に依存していることが分かる。この実験結果でも負荷トルクに対して、ほぼ線形に損失トルクが増加し、その傾きに基油の動粘度による大きな違いは、認められない。

ちょう度番号 1 号の MA-1 グリースの入力回転速度による損失トルクの違いを、図 3.7 に示す。損失トルクは無負荷時と負荷時ともに回転速度にほとんど依存せず、負荷トルクに対して損失トルクは、ほぼ線形に増加している。

3・3・2 グリースバスの場合

グリースバスでのちょう度番号 0 号の MA-0 グリースと、ちょう度番号 000 号の MC-000 の全損失トルクを、それぞれ図 3.8, 図 3.9 に示す。無負荷時の損失トルクは、MA-0, MC-000 グリースともに回転速度に伴い大きくなっており、その傾向にちょう度による大きな違いはない。負荷トルクに比例する成分の損失は、MA-0, MC-000 グリースともに、入力回転速度 1000 r/min のときには、ほぼ線形に増加しているのに対し、2000 r/min 以上では線形に対して負荷トルク 2 Nm 以下で損失トルクが大きくなっている。そしてグラフの傾きは、入力回転速度が上がるに伴い小さくなっており、速度依存性が確認できる。

図 3.10 に、定格トルク時の全損失トルクを、まとめて示す。ここで試験グリース名の添え字は、-A が歯面塗布、-S がグリースバスとした。

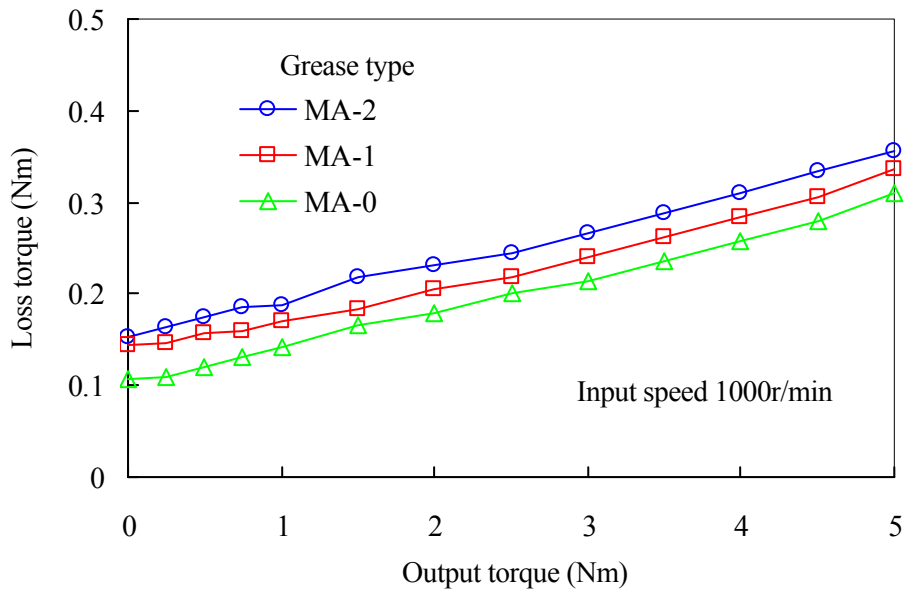


Fig. 3.4 Difference of total loss torque by cone penetration, application on tooth flank

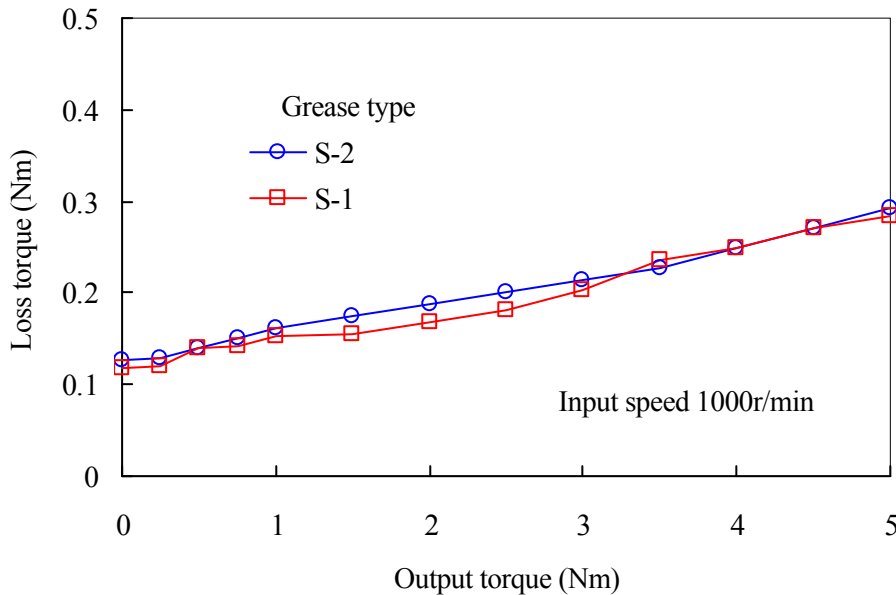


Fig. 3.5 Difference of total loss torque by cone penetration, application on tooth flank

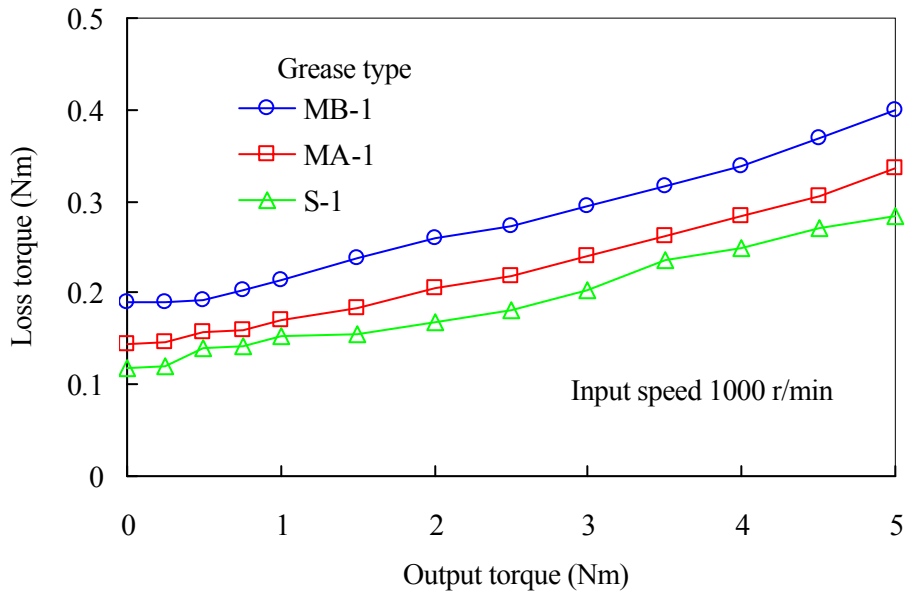


Fig. 3.6 Difference of total loss torque by kinematic viscosity of base oil, application on tooth flank

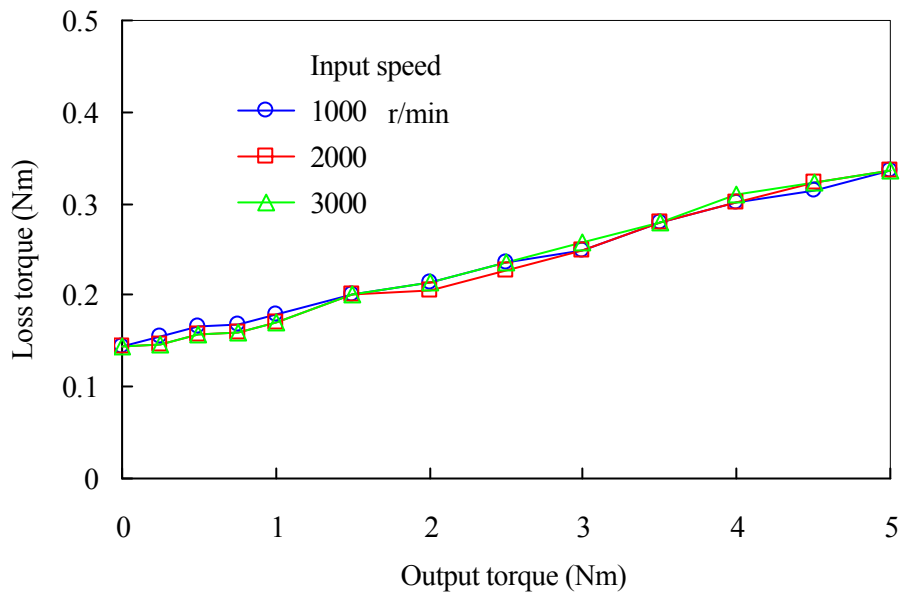


Fig. 3.7 Difference of total loss torque by input speed, MA-1, application on tooth flank

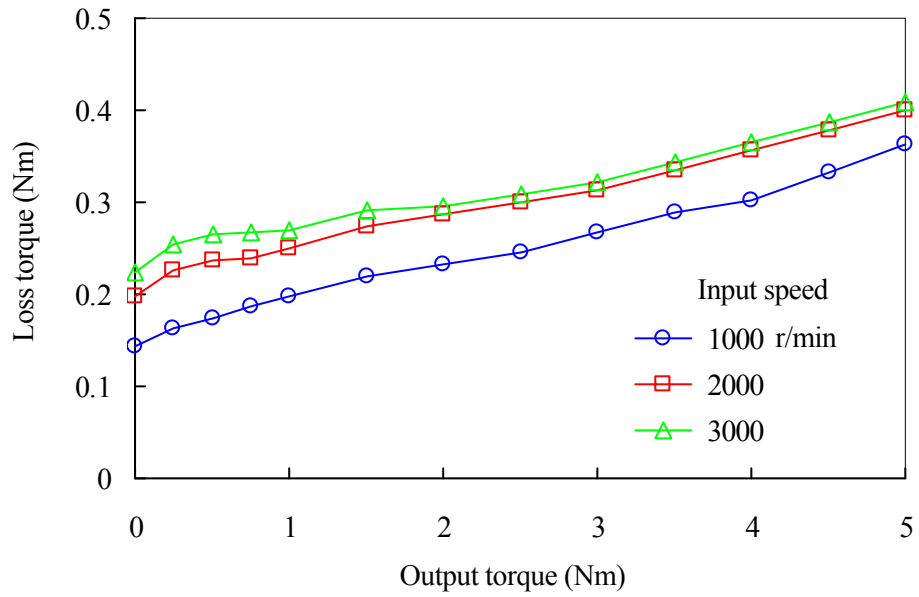


Fig. 3.8 Difference of total loss torque by input speed, MA-0, submerging in grease

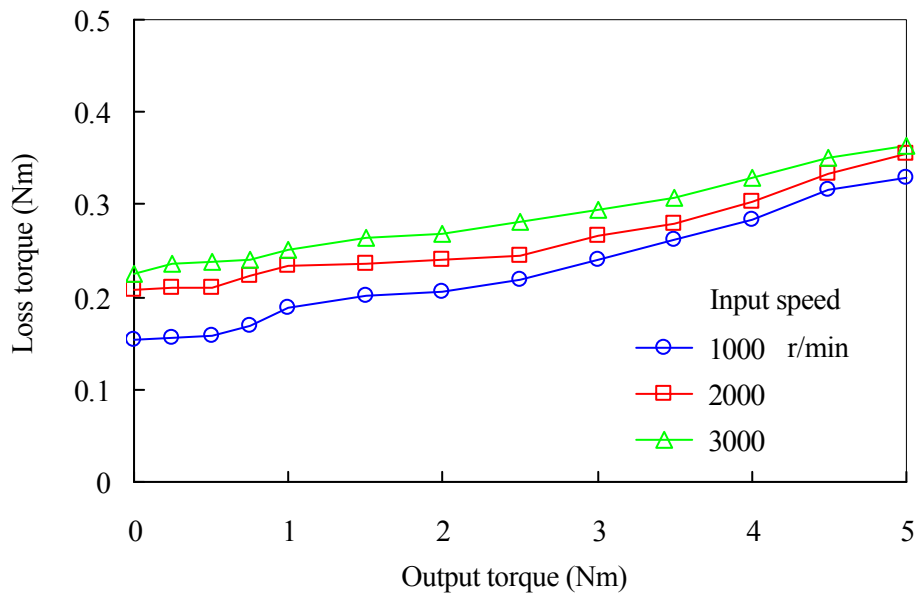


Fig. 3.9 Difference of total loss torque by input speed, MC-000, submerging in grease

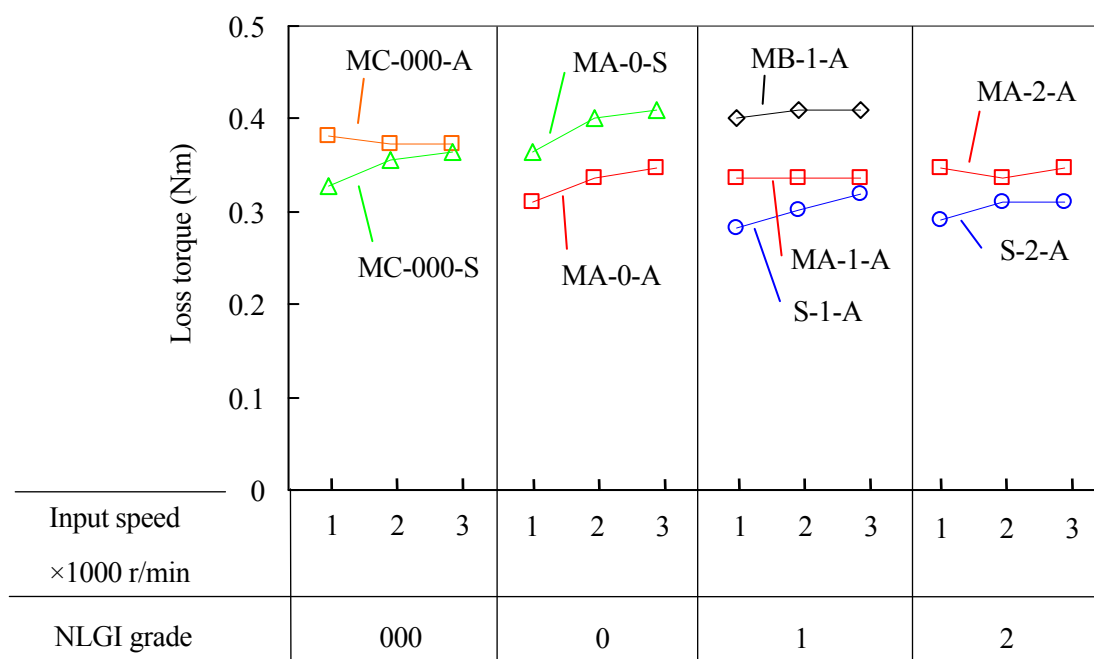


Fig. 3.10 Total loss torque at rated torque for various rating of NLGI grade

3・3・3 ギヤードモータの温度を変化させる実験

グリースは、温度により基油の動粘度と見かけちよう度に変化する。そこで同一のグリースで、これらの損失への影響を調べるため、減速機内部、すなわちグリースの温度を変化させる実験を行った。

3・3・3・1 温度を変化させる実験方法

実験装置は、図 3.11 に示すように、モータ部と減速機部のケースハウジングの表面にヒータを接着剤で張り、ギヤードモータ取付け板とギヤードモータの間には、断熱のため熱伝達率の低いエポキシガラス製の板を配置した。ヒータの発熱量は、可変交流電源により入力電圧を変化させて調整した。

実験は、試験ギヤードモータを測定する温度まで昇温し、その温度で約 30 分間保持して、試験ギヤードモータ全体が均一な温度になってから開始した。実験中は、ヒータへの入力電圧とクーリングファンで温度を調整し、歯車の温度を測定する温度に対して $\pm 1^{\circ}\text{C}$ で管理した。試験温度は、40, 60, 80 $^{\circ}\text{C}$ の 3 種類とした。

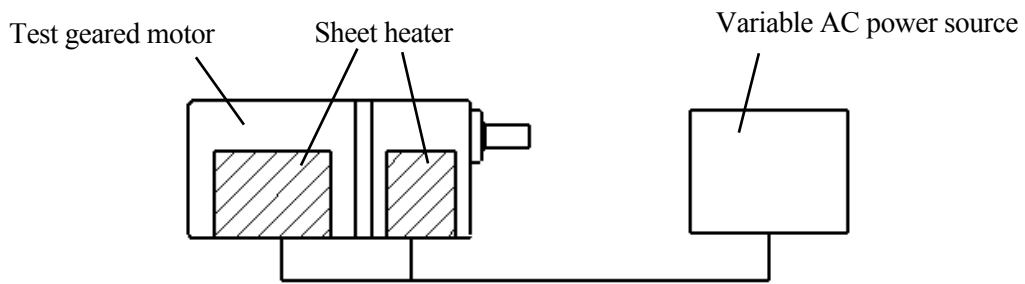


Fig. 3.11 Variable thermo-device on test geared motor

3・3・3・2 全損失トルクの温度による違い

ちょう度番号1号のMB-1 グリースでの歯車の温度，すなわちグリースの温度による損失トルクの違いを，図3.12に示す。

無負荷時の損失トルクは温度の上昇に伴い小さくなり，負荷トルクに依存する成分を表すグラフの傾きはグリースの温度に関わらず，ほぼ同じになっている。

ここで温度とグリースの基油の動粘度と見かけちょう度の関係を見る．基油の動粘度は，25℃で $\nu_B=1068 \text{ mm}^2/\text{s}$ ，40℃で $\nu_B=400 \text{ mm}^2/\text{s}$ ，60℃で $\nu_B=141 \text{ mm}^2/\text{s}$ ，80℃で $\nu_B=62 \text{ mm}^2/\text{s}$ となっている。

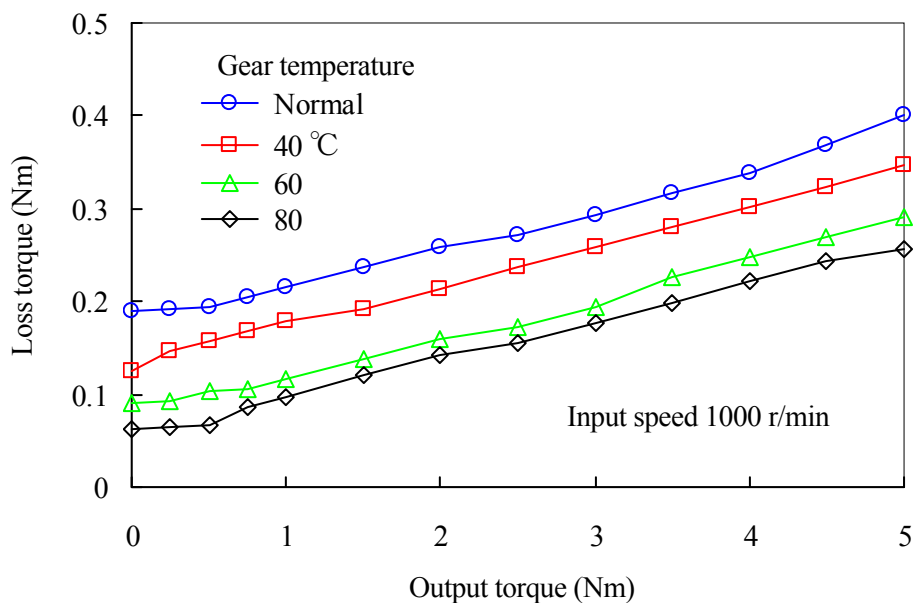


Fig. 3.12 Difference of total loss torque by temperature, MB-1, application on tooth flank

一方、グリースのちょう度（見かけちょう度）と温度の関係は、図 3.13 に示す MA-1 グリースの例において、25℃でちょう度 320 のちょう度番号 1 号だが、測定点間を一次補間すると、80℃では見かけちょう度 377 の 0 号となる。これは、MB グリースにおいても同様の傾向になると考えられる。

よって前記の基油の動粘度($\nu_B=1068\sim 62\text{ mm}^2/\text{s}$) の範囲と、ちょう度番号 (1~0 号) の範囲において、負荷トルクに比例する成分の損失は、ほとんど変化しないことになる。

MC-000 グリースのグリースバスでの温度を変化させた損失トルクの測定結果を、図 3.14 に示す。後述する歯面の平均摩擦係数は、この温度を変化させた実験結果から算出した。

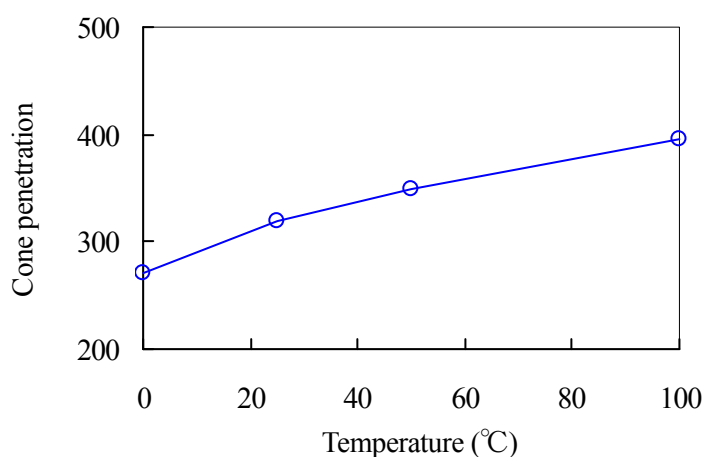


Fig. 3.13 Temperature vs. cone penetration, MA-1

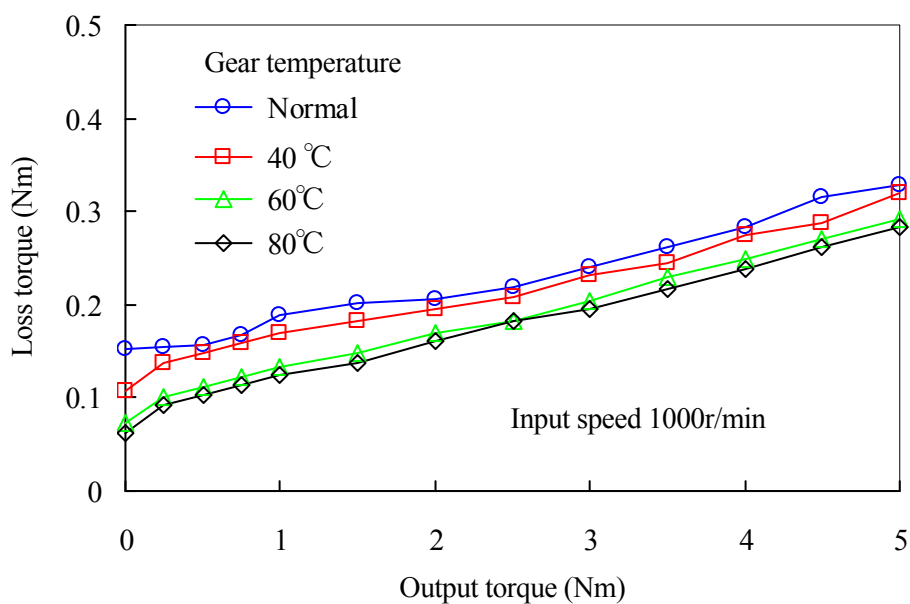


Fig. 3.14 Difference of total loss torque by temperature, MC-000, submerging in grease

3・4 損失要因の分析結果

各試験グリースでの全損失トルクを、2・6節の方法で各損失要因に分解した。ここで、オイルシールの摩擦損失トルクと軸受のグリースによる損失トルクは、前章で分析した値を用いた。軸受の摩擦損失トルクは、前章で得られた軸受の摩擦係数と、軸受に加わる荷重から求めた。

その代表例として、MA-1 グリースの歯面塗布での分析結果を、図 3.15 に示す。無負荷時は、グリースによる損失の割合が高く、負荷トルクを加えると歯面の摩擦損失の割合が高くなり、本分析結果でも、無負荷時と負荷時ともに、歯車の潤滑グリースの関係する損失が大きくなっている。

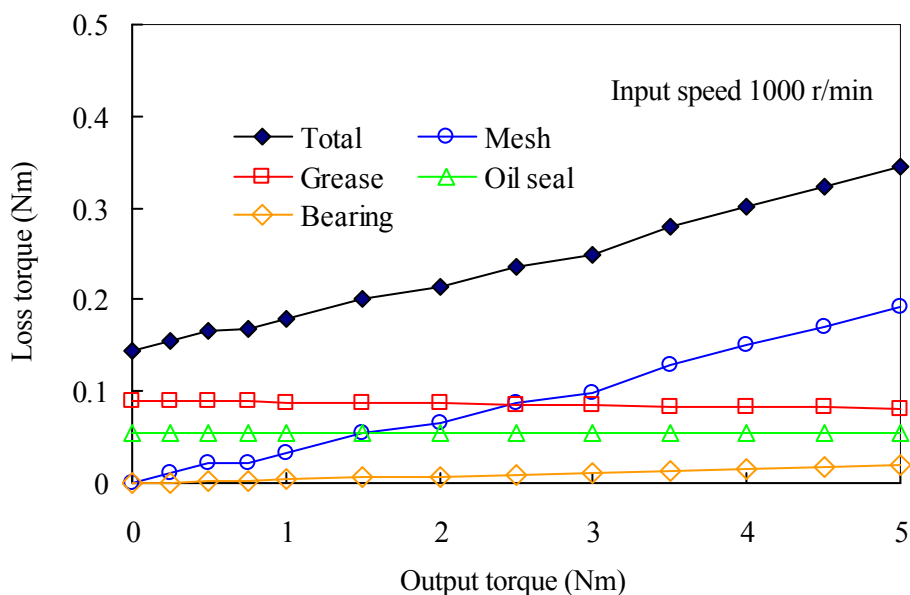


Fig. 3.15 Decomposed result of total loss torque, MA-1, application on tooth flank

3・5 無負荷時の損失とグリースの関係

無負荷時の損失から歯車のグリースによる損失を求め、それに与えるグリースのちょう度と基油の動粘度の影響を考察する。

3・5・1 グリースによる損失の算出結果

各試験グリースでの無負荷時の歯車のグリースによる損失トルクを、ちょう度番号と入力回転速度で整理し、まとめて図 3.16 に示す。

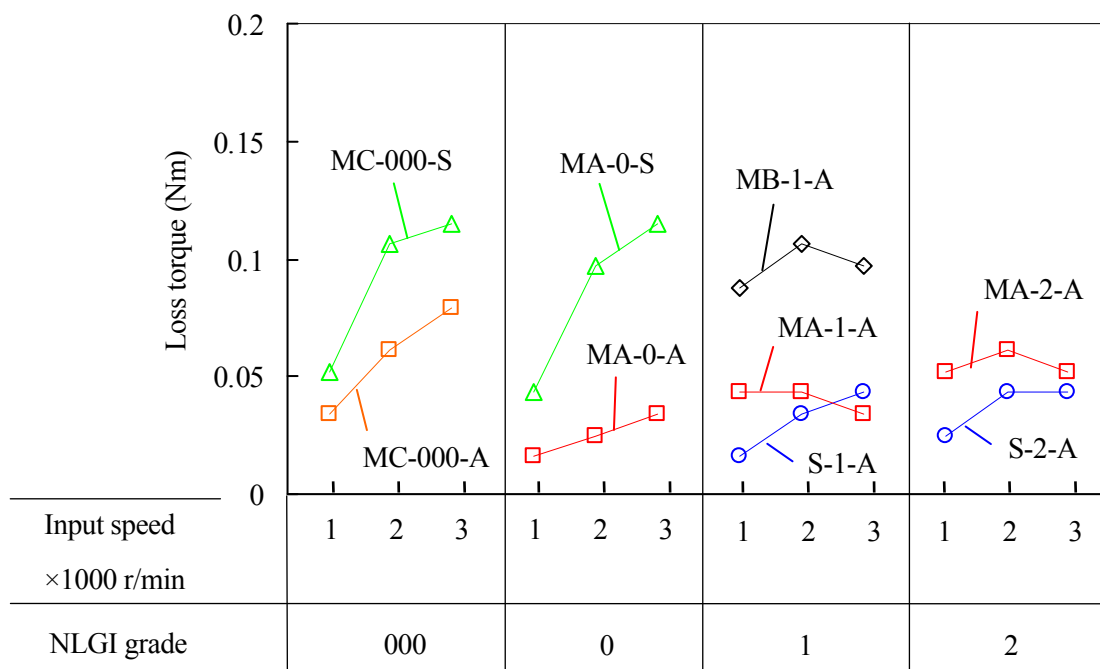


Fig. 3.16 Loss torque of grease stirring between gears at no loading for various rating of NLGI

3・5・2 回転速度と損失の関係

歯面塗布でのちょう度番号が2号と1号、基油が鉱油のMA-2, MA-1, MB-1 グリースは、入力回転速度による損失トルクの違いはほとんどなく、速度依存性が認められない。これは硬いグリースは運転を始めると、余分なグリースが潤滑される面から排除され、主に歯車の端面や歯車軸に付着し、運転中にグリースの移動がほとんど発生しなかったためと考える。

それに対し、基油が合成油のS-2, S-1 グリースは、入力回転速度(n_{IN})に伴い、損失トルクが増加した。歯車の温度と式(2.1)から求めた基油の動粘度(v_b)は、MA-1 グリースが $n_{IN}=1000$ r/min で $v_b=421$ mm²/s, $n_{IN}=3000$ r/min で $v_b=357$ mm²/s と、回転速度に伴い低下するが、基油が合成油のS-1 グリースは $n_{IN}=1000$ r/min で $v_b=30.8$ mm²/s, $n_{IN}=3000$ r/min で $v_b=28.4$ mm²/s と、ほとんど変化しない。2・4・1項で考察したように、基油が鉱油のグリースで回転速度によって、損失トルクが変化しないのは、回転速度の上昇による損失の増加と、基油の動粘度の低下による損失の減少が同時に発生し、結果的に損失トルクの増減がほとんどなく、基油が合成油の場合は、基油の動粘度の低下が少ないため、回転速度による損失の増加の方が大きかったためと考える。

ちょう度番号が 0 号の MA-0 グリースと 000 号の MC-000 グリースでは、回転速度が上がるとともに損失トルクも増加し、その値は歯面塗布よりグリースバスの方が大きくなっている。これは、歯面塗布でも本試験減速機の構造では、図 3.2 に示したように、歯車端面とケースハウジングの間にグリースが溜まるため、グリースが軟らかい場合、その部分のグリースの移動による損失が速度に依存したと考える。グリースバスでは、図 3.3 に示すようにグリース自体が歯車の回転に伴い移動する、かく拌による損失の速度依存性と考える。

3・5・3 基油の動粘度とちょう度の影響

同一の基油（添加剤含む）に増ちょう剤の混入量だけを変えた MA-2, MA-1, MA-0 グリースの歯面塗布での、ちょう度と歯車のグリースによる損失の関係は、図 3.17 に示すように、ちょう度番号が小さくなる、すなわちグリースが軟らかくなると、損失トルクが小さくなっている。この結果から、無負荷時の歯車のグリースによる損失は、ちょう度に依存することになる。

ちょう度番号が 1 号の S-1, MA-1, MB-1 グリースと、2 号の S-2, MA-2 グリースの試験時の歯車の実測温度における基油の動粘度と、歯車のグリースによる損失の関係は、図 3.18 に示すように、基油の動粘度が高くなるとともに、損失トルクが増加している。このことから、無負荷時の歯車のグリースによる損失は基油の動粘度にも依存すると言える。また、常用されるちょう度番号が 1 号と 2 号のグリースでの損失トルクは、ちょう度による差が小さく、基油の動粘度の方が大きく影響すると推定できる。

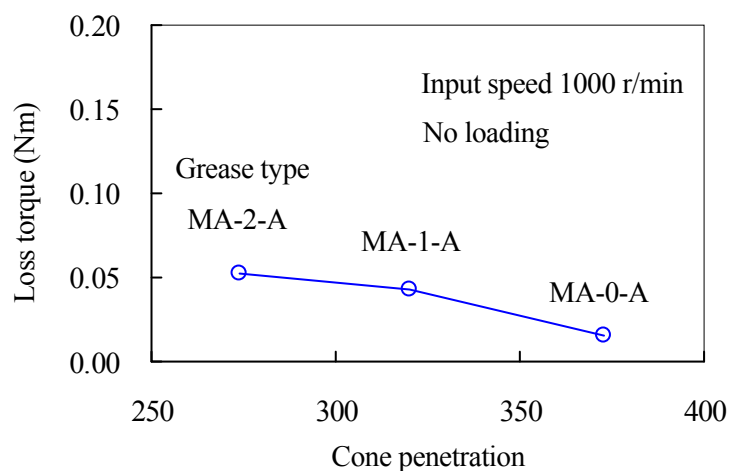


Fig. 3.17 Loss torque of grease stirring at no loading, same kinematic viscosity of base oil

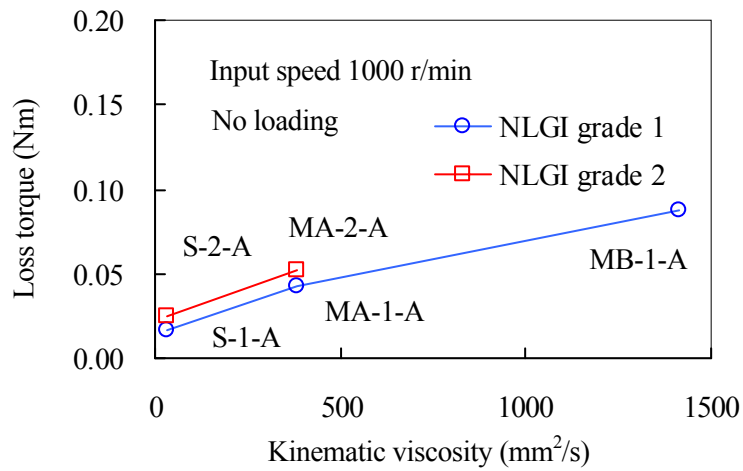


Fig. 3.18 Loss torque of grease stirring at no loading, difference of kinematic viscosity and NLGI

3・5・4 損失の発生箇所

歯面塗布での歯車のグリースによる損失の発生箇所は、かみ合い点辺りのグリースの運動による損失と、図 3.19 に示すように、本試験減速機の構造では歯車端面と歯車箱の間に約 1 mm の隙間があり、この隙間で発生するかく拌による損失がある。

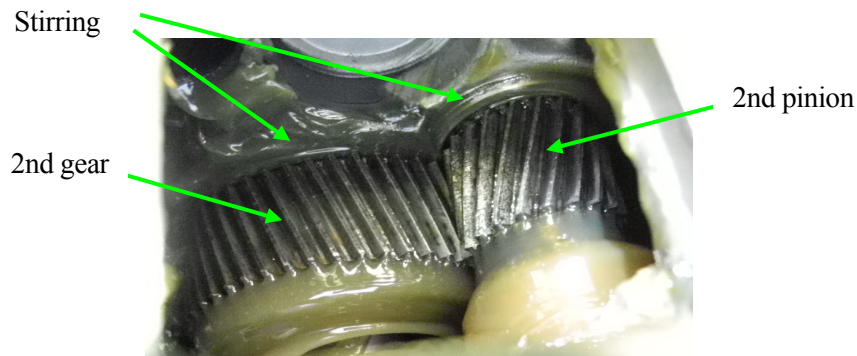


Fig. 3.19 State of tooth flank and grease after driving, MA-1, application on tooth flank

グリースのかく拌による損失の影響する割合を調べるために、歯面にグリースをごく少量塗布し、歯車箱と歯車端面の隙間にグリースが溜まらない状態で無負荷時の損失トルクを測定した。その結果、MA-1 グリースで入力回転速度 1000 r/min の時に、通常の歯面塗布の歯車のグリースによる損失トルクが 0.04 Nm に対して、ごく少量を歯面に塗布したときの損失トルクが 0.03 Nm と、歯車端面の隙間での損失トルクは 0.01 Nm 程度しかなく、

影響の小さいことが分かった。これは、歯車箱には軸受が配置されており、軸受の外輪以外は、歯車軸とともに回転するため、硬いグリースの場合、かく拌の発生する量が少ないためと考える。

3・6 歯面の平均摩擦係数とグリースの関係

負荷トルクに依存する成分である、歯面の摩擦損失トルクから歯面の平均摩擦係数を求めて、そのグリースによる違いを考察する。

3・6・1 歯面の平均摩擦係数の算出

3・4節の分析により得られた MA-1 グリースの歯面塗布と、MC-000 グリースのグリースバスでの歯面の摩擦損失トルクと、それに原点を通る最小二乗法で線形近似した結果を、それぞれ図 3.20、図 3.21 に示す。実験値と線形近似した直線の差は、最大で 0.02 Nm であるため、2・6・6 項と同様に、歯面の平均摩擦係数を負荷トルクと減速段に関わらず一定値に近似できると判断した。

ここで、グリースよる損失の温度上昇による減少量は、定格トルクで一定時間運転して歯車の温度が飽和してから、一度運転を停止して、継ぎ手を外してから測定した。しかし MC-000 グリースと、MA-0 グリースのグリースバスでは、一度運転を停止したときのグリースの粘性の変化が大きいようで、この方法では、グリースによる温度上昇による減少量を正確に測定できなかった。

ちょう度番号 000 号の MC-000 グリースのグリースバスでの入力回転速度 3000 r/min 時の通常測定と、温度を 40 °C に固定して測定した全損失トルクを比較すると、図 3.22 に示すように、温度を固定した場合は、ほぼ線形に損失トルクが増加している。この両者の違いは、主に温度によるグリースによる損失の違いに起因すると推測し、上記 2 種類のグリースにおいて、グリースによる損失の温度上昇による減少量を、正確に測れなかったのは、無負荷時のこの変化量が大きいためと考えた。

そのため前記の MC-000 グリースのグリースバスを含め、MC-000 グリースと、MA-0 グリースのグリースバスの歯面の平均摩擦係数の算出は、歯車の温度を 40 °C に固定した歯面の摩擦損失トルクから算出した。この測定方法は、他の減速機内部の温度が飽和したときに計測する方法に対し、測定時のグリースの温度が異なることになる。しかし、予備実験で測定時の温度を変化させても、損失トルクのグラフの傾きに違いがほとんど見られなかったため、同様に歯面の平均摩擦係数を評価できると判断した。

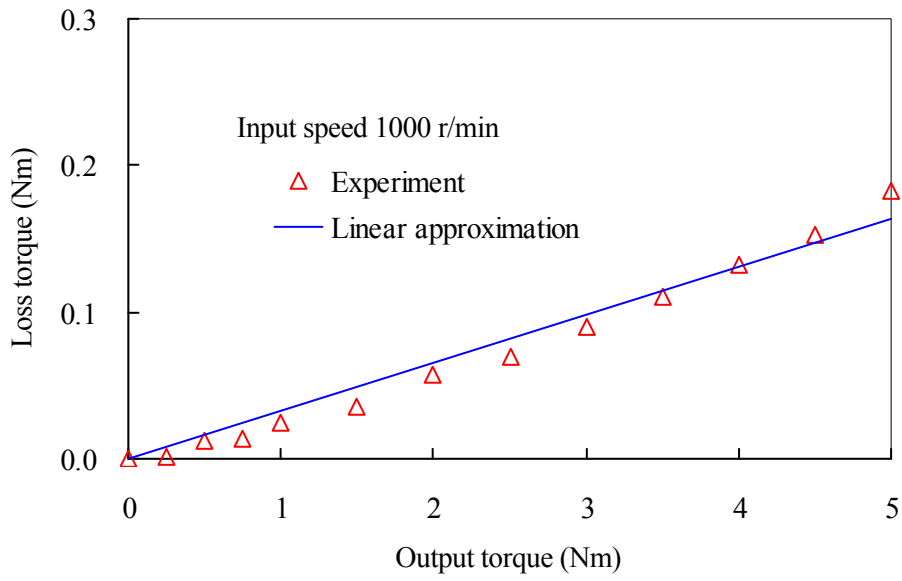


Fig. 3.20 Experimental and liner approximation of gear mesh friction, MA-1, application on tooth flank

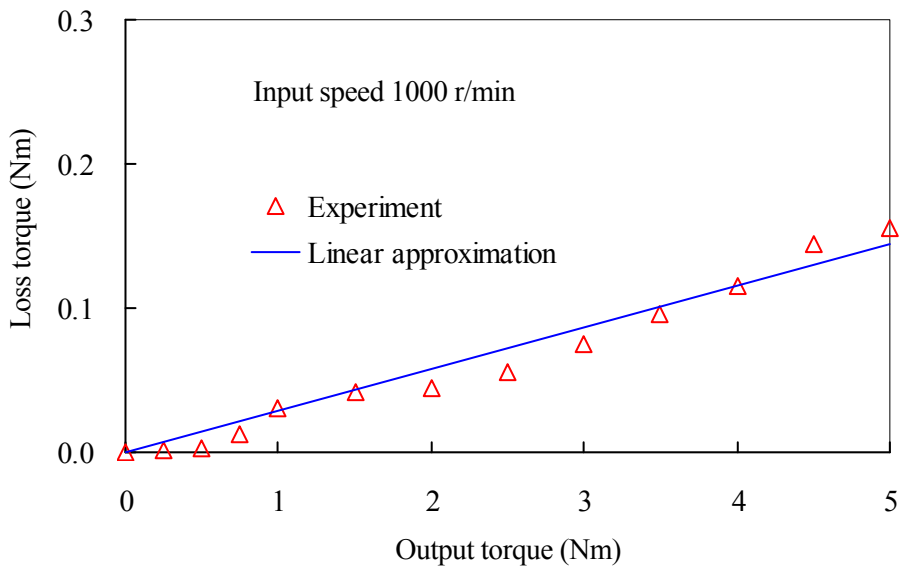


Fig. 3.21 Experimental and liner approximation of the tooth flank friction, MC-000, submerging in grease

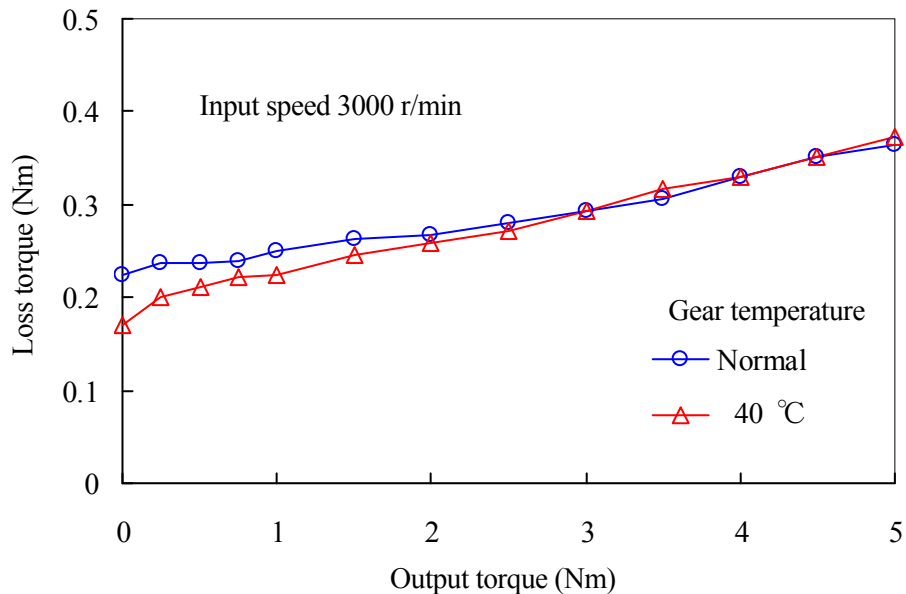


Fig. 3.22 Difference of Loss torque by temperature, MC-000, submerging in grease

また図 3.20, 図 3.21 において, 負荷トルク 4 Nm 以上で, 損失トルクが線形近似に対してわずかに増加している. 本試験グリースは, この面圧になると, 潤滑される面のグリースの膜厚が薄くなることにより接触面圧が上昇し, 損失トルクが増加する傾向になったと考える.

3・6・2 増ちょう剤と基油の種類による違い

線形近似した歯面の摩擦損失トルクと式(2.16), (2.17)から求めた歯面の平均摩擦係数を, まとめて図 3.23 に示す. MC-000 グリースの歯面塗布以外は, 歯面の平均摩擦係数に対する入力回転速度の影響はほとんどない. MC-000 グリースは, ちょう度番号 000 号と軟らかく, 歯面塗布では回転速度が速くなるとグリースが歯車付近に留まるのが困難になり, 歯面の平均摩擦係数が大きくなったと考え, 以降の考察から除外する.

歯面の平均摩擦係数(μ_{mG})は, 増ちょう剤がリチウム石けんで鉱油の場合が $\mu_{mG}=0.09\sim 0.11$, アルミニウム複合石けんで合成油の場合が $\mu_{mG}=0.07\sim 0.08$ だった. 増ちょう剤と基油の種類が同じ場合は, ちょう度と基油の動粘度に関わらず, 歯面の平均摩擦係数が近い値になっている. ちょう度番号が 1 号の場合では, MB-1, MA-1, S-1 グリースの順に, 基油の動粘度が高くなるにつれ, 歯面の平均摩擦係数が大きくなっている. この基油の動粘度の影響は, 次項で考察する.

歯面塗布とグリースバスによる歯面の平均摩擦係数は、MA-0 グリースの結果からほとんど差がなく、グリース量に依存しないことが分かる。

灰塚らの研究[15]によると、油潤滑での歯面の平均摩擦係数は、鉱油で動粘度が $198 \text{ mm}^2/\text{s}$ (40°C)、平均滑り速度 0.3 m/s で $\mu_{mG}=0.07$ であり、本試験グリースで基油の性状の近い、MA-2, MA-1, MA-0 グリースの方が $\mu_{mG}=0.09\sim 0.11$ と大きい値になっている。

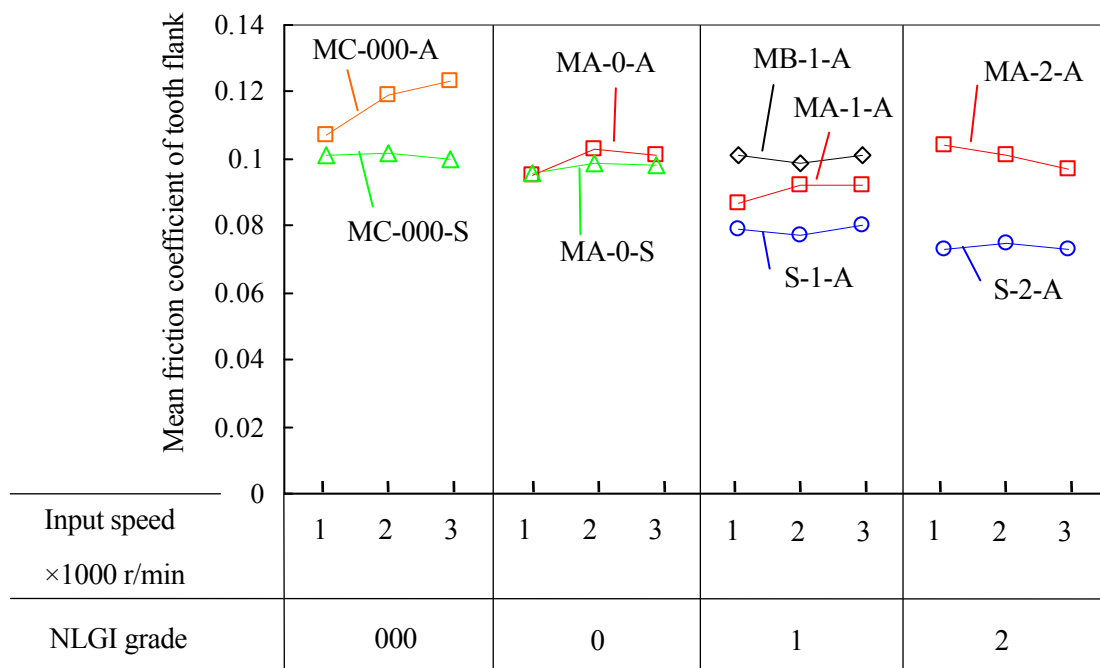


Fig. 3.23 Mean friction coefficient between tooth flanks

Table 3.2 Mean sliding velocity

Stage	Mean sliding velocity (m/s)		
	at 1000 r/min	at 2000 r/min	at 3000 r/min
1st	0.10	0.21	0.31
2nd	0.03	0.07	0.10

3・6・3 基油の動粘度の影響

前項の MB-1, MA-1, S-1 グリースでは基油の動粘度が高いほど、歯面の平均摩擦係数が大きくなっている。しかしこれらは、グリースの種類が異なるため、増ちょう剤や添加剤の違いが影響している可能性がある。そこで同一のグリースで、基油の動粘度の影響を

調べるため、MB-1 グリースで減速機全体の温度を変化させて損失を測定した。全損失トルクから歯面の摩擦損失トルクを分解し、線形近似して求めた歯面の平均摩擦係数とそのときの基油の動粘度の関係を図 3.24 に示す。基油の動粘度(ν_b)は、温度 25~80 °C の範囲において、 $\nu_b = 1148 \sim 62 \text{ mm}^2/\text{s}$ まで変化するが、歯面の平均摩擦係数の違いは認められない。

この結果から基油の動粘度は、歯面の平均摩擦係数に影響しないといえる。また、試験時の温度(25 °C)での基油の動粘度は、MA-1 グリースが $\nu_b = 412 \text{ mm}^2/\text{s}$ 、S-1 グリースが $\nu_b = 35 \text{ mm}^2/\text{s}$ と本項の実験結果に近い値であることから、前項の歯面の平均摩擦係数の違いは、基油の動粘度以外が影響していると考えられる。

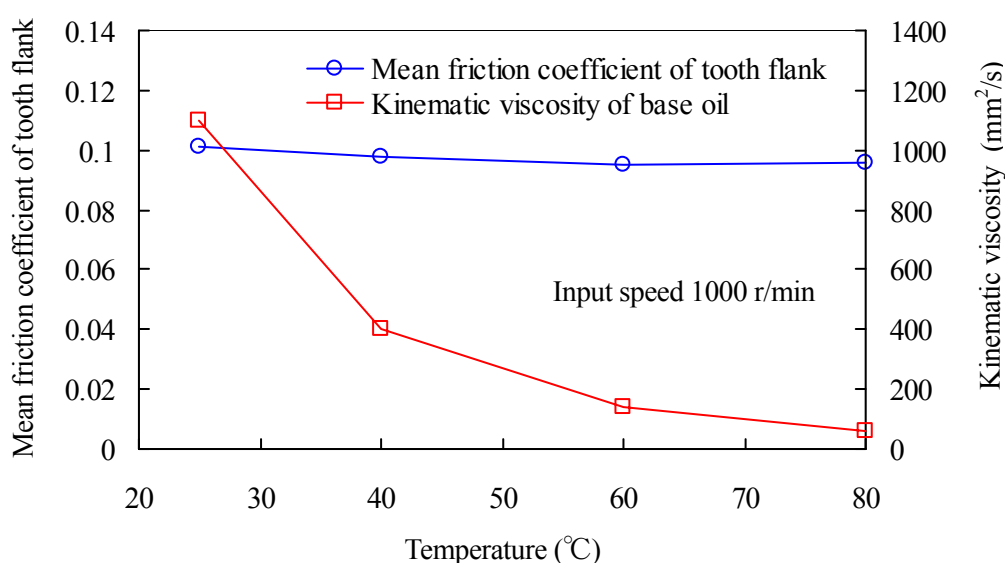


Fig. 3.24 Gear temperature vs. mean friction coefficient of tooth flank, MB-1

3・6・4 ちょう度の影響

ちょう度が歯面の摩擦損失に与える影響を、ちょう度以外は同じ性状の MA-2, MA-1, MA-0 グリースで、図 3.25 に示す、歯面の摩擦損失トルクから考える。

これらのグリースでの歯面の摩擦損失トルクは、ほぼ同じであり、ちょう度の影響は少ないと言える。細かく見ると損失の大小は、ちょう度の順と異なっている。この3種類のグリースは、同一の基油、同一の増ちょう剤を原料として、組成比率のみを違えたものである。前項の実験では、各測定温度において見かけちょう度、すなわちグリースの硬さが変化しているにも関わらず、歯面の平均摩擦係数は、ほぼ同じ値である。

以上のことから、損失の違いは単に、ちょう度に依存している訳ではないと推測できる。山本らによると[33]、基油と増ちょう剤の種類と量が同じでも、ちょう度が異なることが

あり、これは石けん繊維の形状に依存し、それは製造工程に深く関わる。そして石けん繊維の形状により摩擦係数が変化すると報告されている。このことから、歯面の摩擦損失を低減できる増ちょう剤の性状が存在すると推測する。

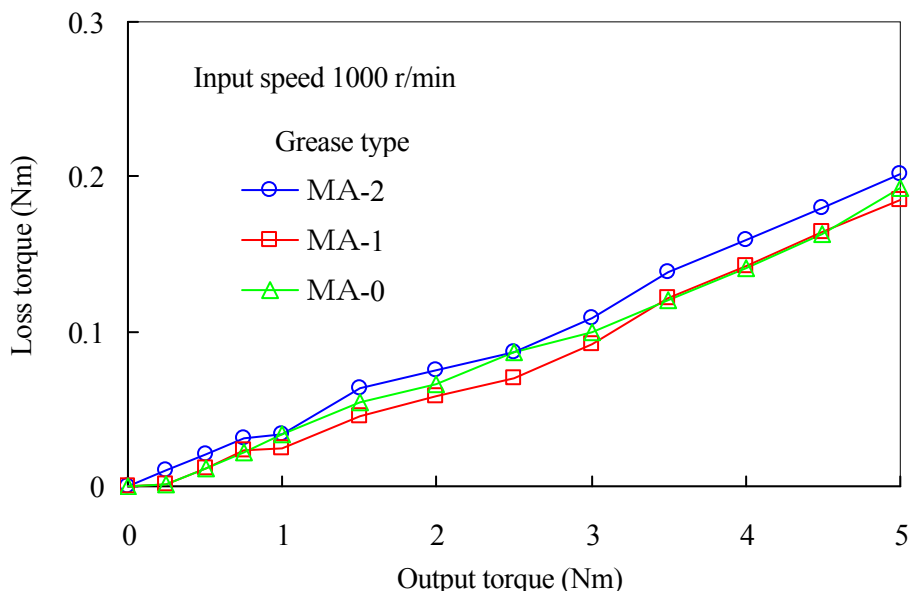


Fig. 3.25 Loss torque of gear mesh friction for MA-2, MA-1, MA-0 grease

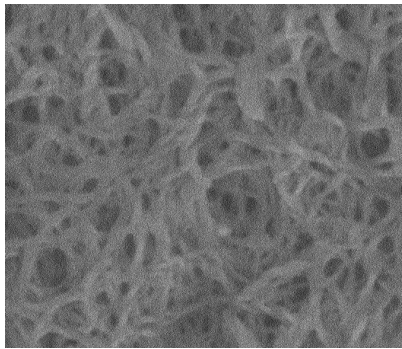
3・7 試験グリースの石けん繊維網目構造

各試験グリースの増ちょう剤の電子顕微鏡での拡大写真を、図3.26に示す。この写真は、試験グリースをステンレス製の板に薄く塗り、ナフテンで3時間程度脱脂してから、走査型電子顕微鏡で撮影した。図3.26(a)~(e)がリチウム石けん、(f)(g)がアルミニウム複合石けんである。

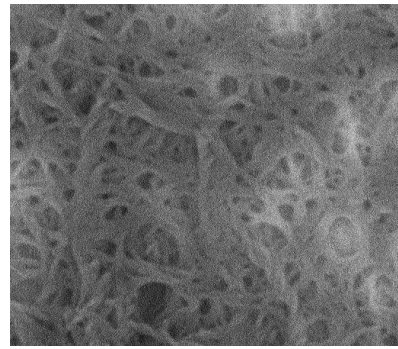
同一の基油、同一の増ちょう剤を原料としている3種類のMA-2、MA-1、MA-0グリースは、石けん繊維網目構造の形状に大きな違いが認められないが、細かく見るとそれは少しずつ異なっており、これがちょう度に影響していると推測する。さらにリチウム石けんの場合、この形状により歯面の摩擦を大きくしている可能性がある。

また石けん繊維の形状は、MA-1グリースに対して、MB-1グリースがほぼ同じ形状であるが、MC-000グリースでは細くなっている。S-2、S-1グリースは、アルミニウム複合石けん独特の形状をしている。

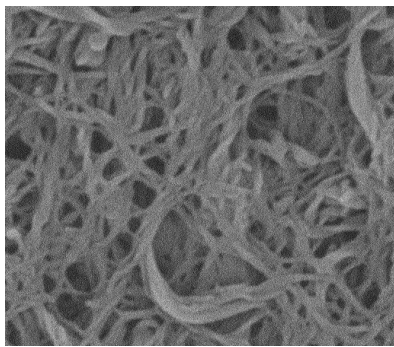
この石けん繊維構造の形状の違いが、前節の歯面の平均摩擦係数に、大きく影響していると推測する。



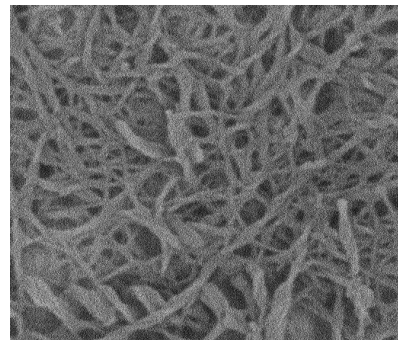
(a) MA-2 grease



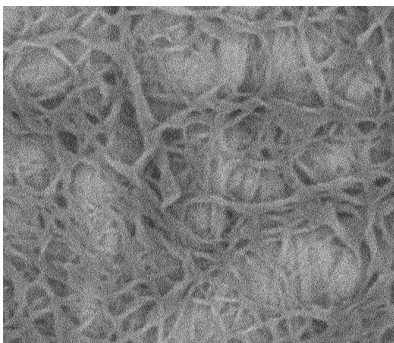
(b) MA-1 grease



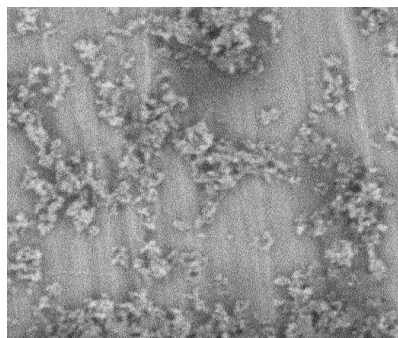
(c) MA-0 grease



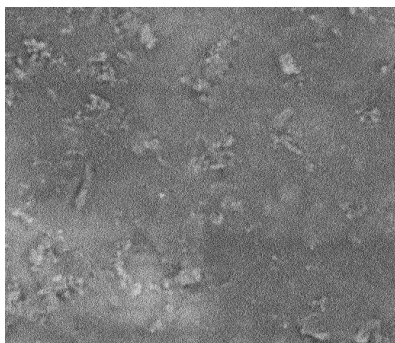
(d) MB-1 grease



(e) MC-000 grease



(f) S-2 grease



(g) S-1 grease

┌───┐
1 μ m

┌──────────────────┐
5 μ m

Fig. 3.26 Electron microscope photograph of thickener

3・8 歯車のグリース潤滑のメカニズム

3・8・1 潤滑モードについて

試験減速機の潤滑状態を調べるため、MA-1 グリースのなじみ運転後の歯面を観察した。図 3.27 は最終段の小歯車で、歯幅方向の端面からの約 1 mm を除く、相手歯車とかみ合っている部分に、歯面の磨耗が認められる。これは、固体接触部の領域があることを示しており、潤滑が基油で行われるとすると、測定した歯面の平均摩擦係数の値とストライベック線図から、混合潤滑の状態にあると推定できる。

この時、油潤滑での摩擦係数は、潤滑油の動粘度、滑り速度と荷重に依存するはずである[32]。ところが本試験結果では、歯面の平均摩擦係数は負荷トルクに関わらず一定値に近似でき、また速度依存性もほとんど認められない。さらに、3・6・3 項の実験により歯面の平均摩擦係数は、基油の動粘度に依存しないことが明らかになった。

これらから本試験減速機の歯面の潤滑が、主に基油で行われているとは考えにくい。これについては点接触滑り試験が過去に行われ[33]，低速(滑り速度 0.47 m/s)での摩擦係数(μ)は、基油で $\mu=0.17\sim 0.20$ に対して、石けん繊維のみで $\mu=0.10$ 以下になると報告されており、本研究で得られた歯面の平均摩擦係数と石けん繊維のみの摩擦係数が、ほぼ一致している。本試験減速機の平均滑り速度は 0.03~0.31 m/s と低く、そのため流体潤滑作用がほとんど発生せず、潤滑は増ちょう剤に依存したと考えるのが妥当である。

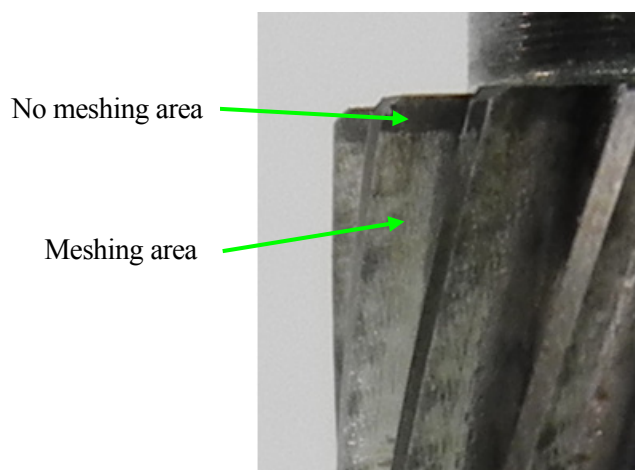


Fig. 3.27 Meshing area of 1st pinion after running in

3・8・2 歯面へのグリースの供給についての一考察

歯面へのグリースの供給について考察する。歯面塗布の MA-1 グリースで、負荷を加えて運転した後の初段小歯車のグリースの状態を図 3.28 に示す。グリースは、かみ合う歯面には排除され付着していないが、歯先面、かみ合う歯面と反対側の歯面、特に歯底に多く付着している。

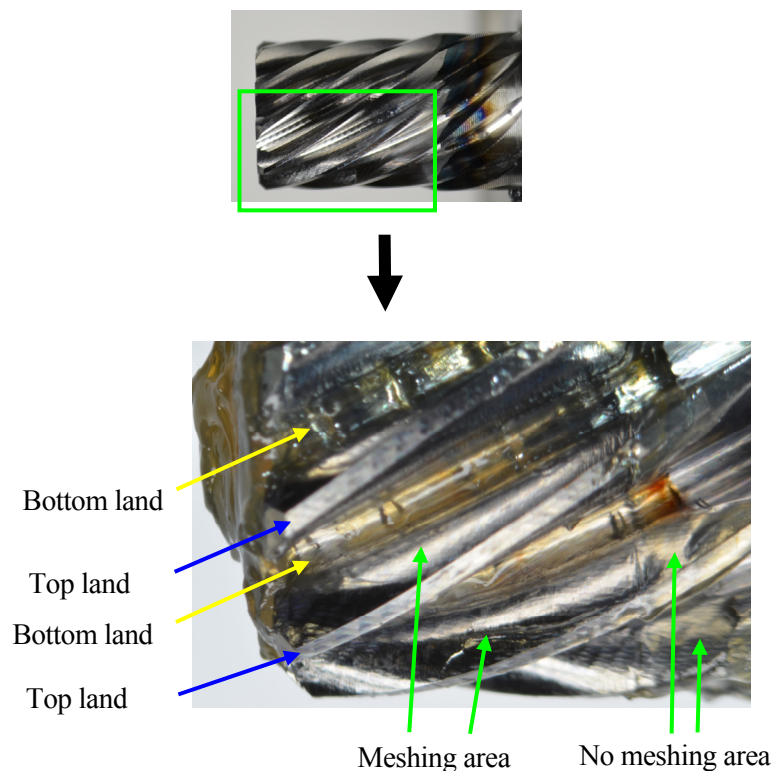


Fig. 3.28 State of grease after driving at loading, 1st pinion

この観察結果をもとに、かみ合い部のグリースの動きを、以下のように推論した。運転前に歯面に塗布したグリースは、運転を始めると歯車のかみ合いによって、かみ合う面から排除され、一部が歯車の端面へ移動するが、一定量が歯底と歯先面の間に溜まる。その歯底に溜まったグリースは、次のかみ合いまでに、遠心力や表面張力によってかみ合う面に移動する。一般的にグリース潤滑は、グリースから分離した基油で潤滑すると考えられている。しかし歯車の場合はその独特の形状のため、歯底部がグリース溜まりとなり、図 3.29 に示すように、常に基油、若しくはグリースが潤滑される面に供給されると、推定できる。

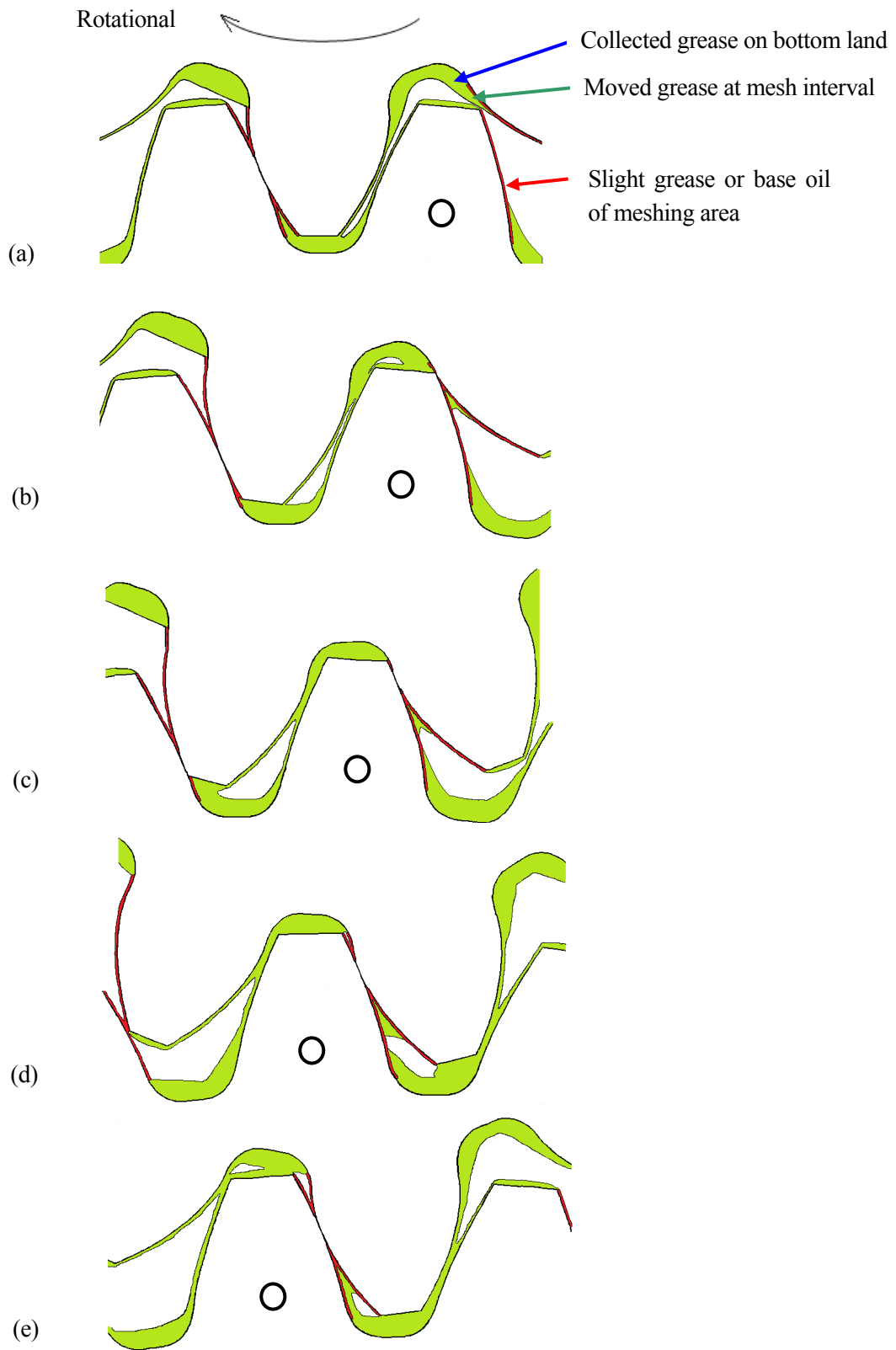


Fig. 3.29 Imaginary sketch of grease lubrication on tooth flank

3・9 結言

小形ギヤードモータ用歯車減速機の損失に、グリースのちょう度、増ちょう剤、基油の動粘度とその種類が与える影響を実験的に検討した結果、以下の結論を得た。

- (1) 歯車部分において、常用されるグリースにより発生する損失は、歯車間に存在するグリースの運動により生ずるものが主である。そして損失は基油の動粘度の寄与が大きく、ちょう度の寄与は小さい。
- (2) 歯面の摩擦による損失トルクは、負荷トルクに対してほぼ線形に増加し、速度依存性もほとんど認められない。また歯面の平均摩擦係数は、一定値に近似できる。
- (3) 歯面の平均摩擦係数 (μ_{mG})は、増ちょう剤の種類によって異なり、 $\mu_{mG}=0.07\sim 0.11$ の範囲で変化する。また基油の動粘度は、ほとんど影響しない。
- (4) 低周速の歯車対をグリース潤滑した場合、増ちょう剤が潤滑に大きく寄与している可能性が高い。

第4章

小形減速機の グリースによる低損失化

4・1 緒言

本研究の損失要因の分析において、無負荷時はグリースによる損失、負荷時は歯面の摩擦損失の寄与が大きく、何れも歯車の潤滑グリースの関係する損失である。本章では、これらの損失を、グリースの性状より低減する指針を示す。

歯車のグリースによる損失は、グリースの性状、基油の動粘度とちょう度によって低減する。負荷トルクに依存する成分は、グリースが介在した状態での歯面の摩擦損失であり、一般的に、滑りの小さい歯車諸元と、歯面の面粗さの向上によって低減する。歯車諸元による方法は、小形ギヤードモータのように少ない種類の歯車箱で多くの減速比構成、すなわち中心間距離が決った条件で多くの歯車対を設計する場合、全てに対して滑りの小さい、低損失の諸元にするには困難である。また、歯面の面粗さの向上には、そのための工法が必要となるが、現時点で微小モジュールの歯車の製造は、ホブ切りが主流ある。一部にホーニングが量産工程に導入されているが、低コストの要望の高い動力モータ用の小形減速機に適用することは難しい。

それらに対してグリースによる低損失化は、無負荷時と負荷時の損失を同時に低減でき、そして一度、低損失のグリースが開発できれば、他の製品にも比較的簡単に展開できる可能性がある。またグリースのコストは、増ちょう剤、基油、添加剤の種類と量によって異なるが、基油の種類が同じ場合、大きな違いがない。

これらより、小形ギヤードモータ用歯車減速機は、グリースを主とする損失低減が適していると考えられる。本章では、損失を低減できるグリースの性状、その効果、適用範囲と、適用例を示す。

4・2 歯車のグリースの関係する損失の割合

ここで、第3章の損失要因の分析結果をもとに、MB-1 グリースの歯面塗布と MC-000 グリースのグリースバスの損失要因ごとの無負荷時の損失を図4.1に、定格トルク時の損失を図4.2に示す。無負荷時の全体の損失に対する歯車のグリースによる損失の割合は、基油の動粘度 (v_B) が高いMB-1 グリース、 $v_B=400 \text{ mm}^2/\text{s}$ (40℃) の歯面塗布で47～52%、ちょう度番号000号のMC-000 グリース、 $v_B=296 \text{ mm}^2/\text{s}$ (40℃) のグリースバスでは、回転速度とともに大きくなり、34～51%を占めている。

定格トルク時の損失の割合は、MB-1 グリースの歯面塗布で、歯面の摩擦損失が約45%、グリースによる損失が約35%と、歯車のグリースの関係する損失が全体の約80%を占めている。MC-000 グリースのグリースバスでは、歯面の摩擦損失が約60%、グリースによ

る損失が 14~21 %である。

このことから、無負荷時と負荷時ともに、歯車の潤滑グリースに関する損失の割合が高い、すなわちこの損失を低減できれば、大きな効果を出せることが分かる。

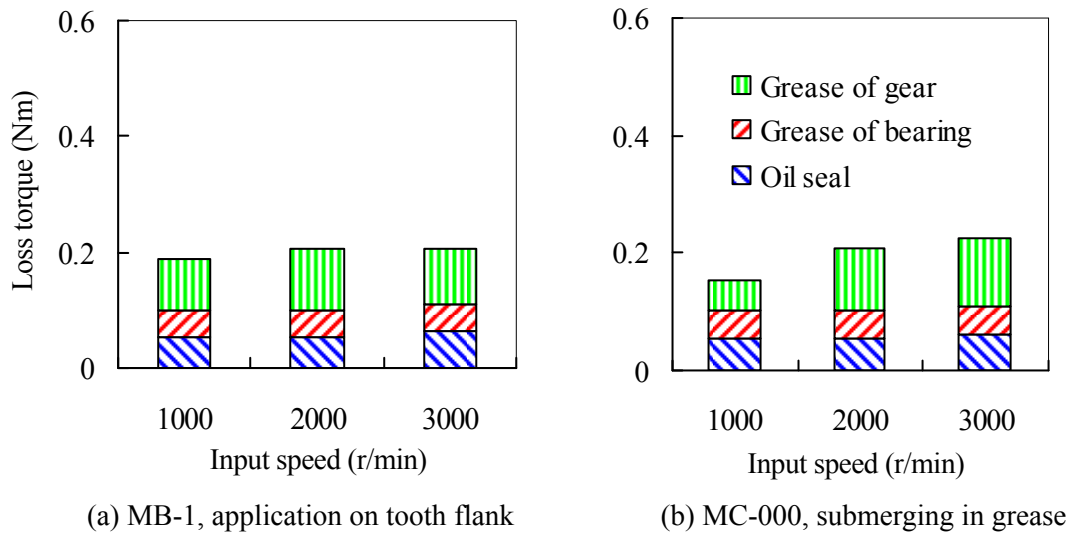


Fig. 4.1 Loss torque of each factor at no loading

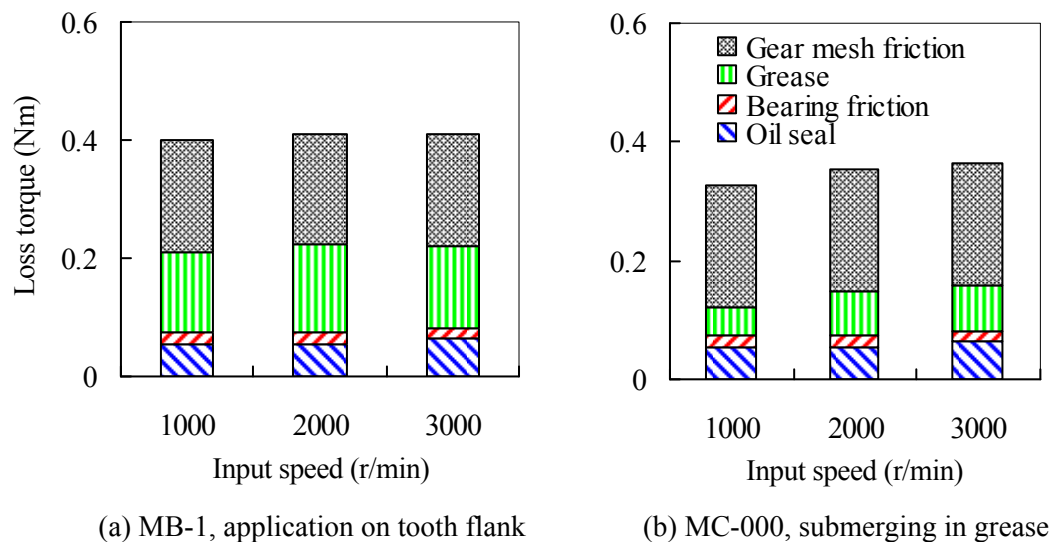


Fig. 4.2 Loss torque of each factor at rated torque

4・3 グリースの性状による低損失化

前章で評価した、7種類の歯車の潤滑グリースでの、歯車のグリースによる損失と歯面の平均摩擦係数の分析結果をもとに、グリースの性状による低損失化を検討する。

4・3・1 損失の低減できるグリースの性状

グリースの主な性状は、ちょう度、基油の動粘度とその種類、増ちょう剤があり、これらによって損失を低減する方法を図4.3に示す、

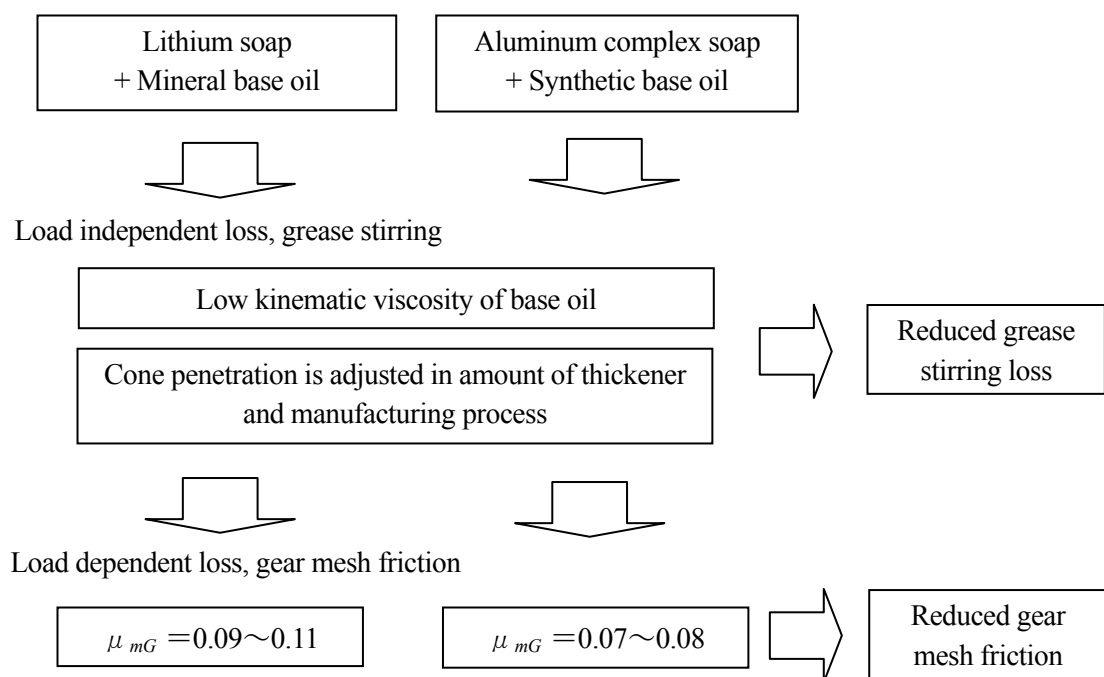


Fig. 4.3 Method for reducing loss torque in gear lubricating grease

歯車のグリースによる損失は、3・5・3項での考察より、常用されるちょう度番号1号と2号のグリースでは、基油の動粘度に依存し、ちょう度の影響は小さいことが明らかになった。そのため増ちょう剤と基油の種類に関わらず、低い動粘度の基油を使用する。そしてちょう度は、増ちょう剤の量、若しくは製造条件によって所望の値にする。

ここで前章でのMB-1, MA-2, S-1グリースの負荷トルクと損失トルクの関係を示す。図4.4に示す。MB-1グリース、 $\nu_B=400 \text{ mm}^2/\text{s}$ (40 °C)からMA-2グリース、 $\nu_B=156 \text{ mm}^2/\text{s}$ (40 °C)にすることによって、無負荷時に損失が小さくなり、その低減効果は、定格トルクまでの全ての負荷領域において有効であることが分かる。小形ギヤードモータは定格トルクより

も小さい負荷トルクで使用される場合が多いため、この無負荷時の損失の低減が、実使用上では最も効果があると言える。

次に負荷トルクに依存する成分の損失について考える。歯面の摩擦損失は、3・6節の考察により、低い周速度の歯車のグリース潤滑では基油の動粘度に依存せず、増ちょう剤の種類とその性状が影響すると推論した。そして、実験結果からも歯面の平均摩擦係数 (μ_{mG}) は、増ちょう剤と基油の種類で異なり、リチウム石けんと鉱油の組合せで $\mu_{mG}=0.09\sim 0.11$ 、アルミニウム複合石けんと合成油で $\mu_{mG}=0.07\sim 0.08$ だった。

そのため、歯面の摩擦損失は、本研究で用いた中では、アルミニウム複合石けんと合成油の組み合わせのグリースにより低減できる。この場合も、低い動粘度の基油を使用すると無負荷時の損失を小さくできるので、図 4.4 に示すように、無負荷時と負荷時ともに損失を低減できる。

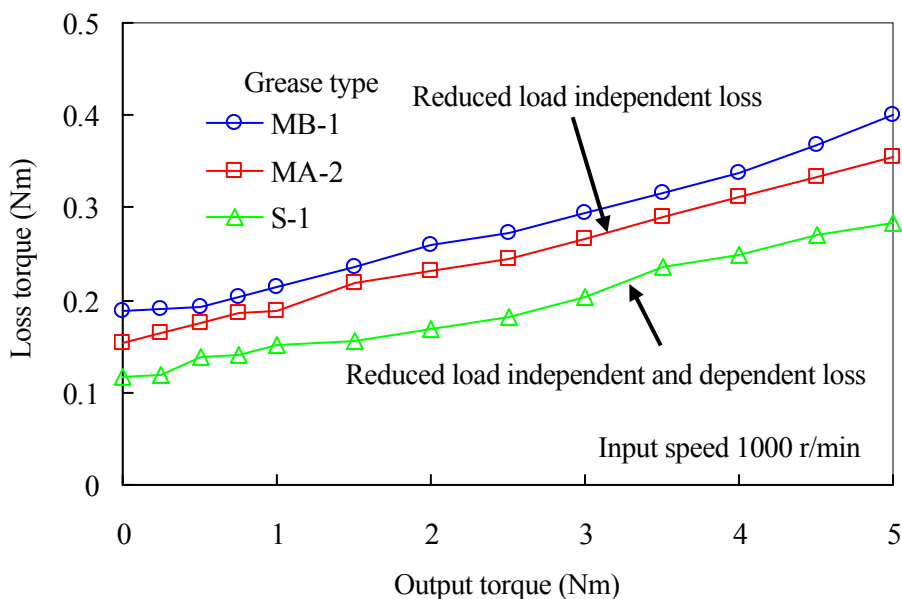


Fig. 4.4 Difference of total loss torque due to grease through experiment, Reducer A

これらを踏まえて、低損失化のためのグリースの選定と開発の指針を、次のように考える。第一に無負荷時の損失を低減するため、基油の動粘度を低くすることである。これにより全ての負荷領域において損失を低減でき、歯面の摩擦損失は、基油の動粘度に依存しないため、負荷時の損失が増加することもない。

また、本実験で用いたアルミニウム複合石けん、低い動粘度の合成油の組合せのグリースは、歯車のグリースによる損失と歯面の摩擦損失ともに、その低減に有効であった。

しかし、グリースは基油の割合が 80~90 %と高いため、その種類がコストに大きく影響し、鉱油の場合に対して合成油の場合のコストは、約 3 倍になる。そのため、アルミニウム複合石けんと鉱油の組合せでも歯面の摩擦損失を小さくできる可能性があり、コストアップもさほど多くないので、検討する価値があると考える。

今まで歯車の潤滑グリースの増ちょう剤は、添加剤の性能を発揮できる組合せの多い、主にリチウム石けんで開発されている。そして潤滑は、主に基油で行われると考えられ、その基油で耐荷重性能が満足しないときは、極圧剤によってその性能を補ってきた。しかし本研究によって、低周速度の歯車の潤滑は、基油による流体潤滑作用が発生せず、増ちょう剤が主に作用することが明らかになった。このことより、これからの歯車の潤滑グリースの開発は、増ちょう剤にも着目するべきだと考える。

4・3・2 損失の低減効果

前項の歯車のグリースによる損失低減の効果を、3・4 節の損失要因の分析結果で検証する。減速機 A の入力回転速度 1000 r/min での歯車の潤滑グリースによる、損失トルクの違いを図 4.5 に示す。無負荷時は、軸受のグリースによる損失を、歯車軸ごとに測定したので、歯車と軸受のグリースによる損失を分離できている。それに対して、定格負荷時は、グリースによる損失の温度による変化量をギヤードモータの状態で測定したので、歯車と軸受のグリースによる損失を合計した値となっている。

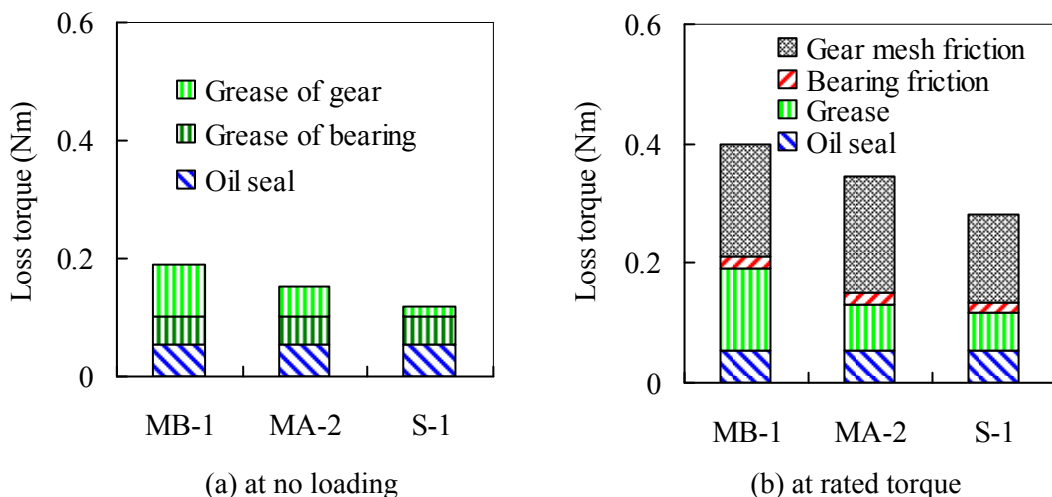


Fig. 4.5 Difference in rate of loss factor by gear mesh lubricating grease

ここで比較したグリースは、MB-1、MA-2 グリースが、増ちょう剤がリチウム石けんで基油が鉱油、S-1 グリースがアルミニウム複合石けんと合成油の組み合わせである。

無負荷時の全体の損失トルクは、基油の動粘度に依存し、MB-1 グリース、 $\nu_B=400 \text{ mm}^2/\text{s}(40 \text{ }^\circ\text{C})$ が 0.19 Nm、MA-2 グリース、 $\nu_B=156 \text{ mm}^2/\text{s}(40 \text{ }^\circ\text{C})$ が 0.15 Nm、S-1 グリース、 $\nu_B=7.5 \text{ mm}^2/\text{s}(40 \text{ }^\circ\text{C})$ が 0.12 Nm である。定格負荷時の全体の損失トルクは、基油の動粘度と増ちょう剤の種類による歯面の平均摩擦係数 (μ_{mG} : 実験での推定値) の両方に依存し、MB-1 グリース、 $\mu_{mG}=0.101$ が 0.40 Nm、MA-2 グリース、 $\mu_{mG}=0.104$ が 0.35 Nm、S-1 グリース、 $\mu_{mG}=0.079$ が 0.28 Nm である。このことにより、グリースの性状により無負荷時と負荷時ともに、損失を低減できることが検証できた。

4・3・3 出力の異なるギヤードモータへの適用可能性

グリースの性状による低損失化の適用できる範囲を、モータ出力、歯面のヘルツ応力と歯車の周速度で検討する。

4・3・3・1 歯面のヘルツ応力と歯車の周速度

無負荷時のグリースによる損失は、負荷トルクに関係なく、歯車の周速度にのみ依存する[8]。歯面の平均摩擦係数は、本試験条件の範囲内では、回転速度と負荷トルクに関わらず一定値に近似できたが、従来の油潤滑の研究結果[13] [14]では、歯車の周速度と歯面に加わるヘルツ応力に依存するため、この両方で検討する。試験ギヤードモータの各段の歯車の周速度と、定格トルク時の歯面のヘルツ応力を図 4.6、図 4.7 に示す。歯面のヘルツ応力は、JGMA(日本歯車工業会)の歯面強さ計算式[34]により求めた。

最初に歯面のヘルツ応力について考える。歯面に加えることのできる許容応力は、材料、熱処理と、主に周速度と歯面の面粗度に依存するグリースの潤滑状態によって決まる。製品設計では、基準となる許容応力があり、この値より歯面のヘルツ応力が小さくなるように、モジュール、歯数と歯幅などの歯車諸元を決める。これは入力トルク、すなわち組み合わせられるモータの出力に対して、その材料の許容応力の範囲内で、減速機を小形、軽量にするためである。そのためモータ出力が異なっても歯面に加わるヘルツ応力は変化しないことになる。よって、本実験条件での歯面のヘルツ応力の範囲である、最大 1100 N/mm^2 までは、モータ出力の異なる減速機でも適用できることになる。

次に歯車の周速度について考える。周速度 (v_c) は、減速機 A、B ともに初段が $v_c=0.48$, 0.97 , 1.45 m/s の 3 条件であり、2 段目以降は、減速されて、最も低い減速機 B の 3 段目が

$v_c=0.17$ m/s である. ここで無負荷時の歯車のグリースによる損失は, 図 4.8 に示すように, 歯面塗布が回転速度に関わらずほぼ一定の値であり, グリースバスが回転速度に伴い増加する. しかしその大小は, 図 3.16 に示したように, グリースの種類が異なってもほとんど変化しない. またグリースによる損失が主に発生する歯面間のグリースの運動は, さらに周速度が低くなくても, その挙動に大きな変化がないと考えられる. そのため, 本研究で得られた歯車のグリースによる損失とグリースの性状の関係は, 実験での最大の初段歯車の周速度, $v_c=1.45$ m/s 以下であれば適用できると考える.

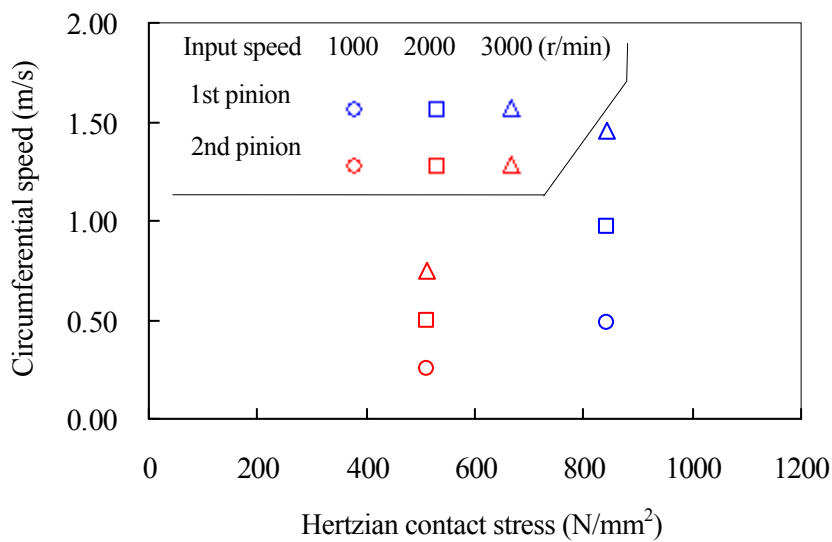


Fig. 4.6 Hertzian contact stress vs. circumferential speed, Reducer A

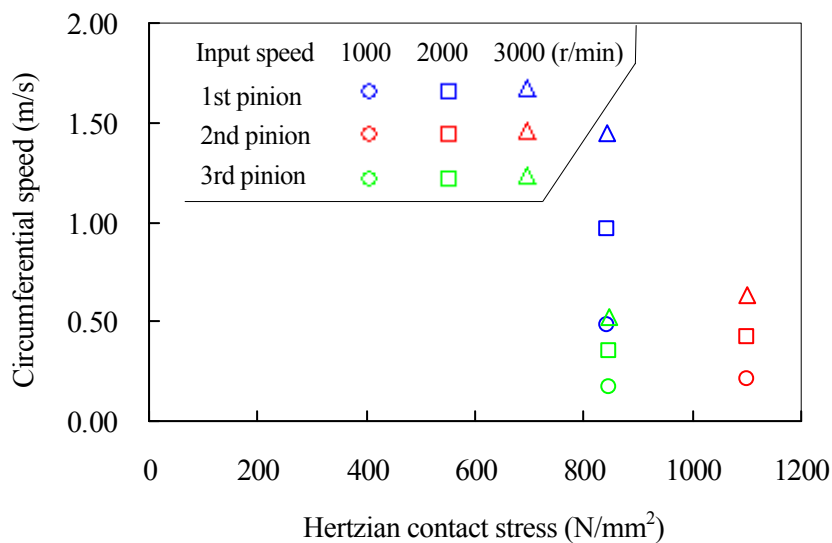


Fig. 4.7 Hertzian contact stress vs. circumferential speed, Reducer B

次に歯面の平均摩擦係数と入力回転速度の関係は、図 4.9 に示すように、速度に依存せずほぼ一定の値となっている。これは、3.8 節で考察したように、本試験条件での歯車のグリースによる潤滑は、主に増ちょう剤で行われ、基油による流体潤滑作用がほとんど発生しないためと考える。従って、本試験条件での最大の周速度以下であれば、境界潤滑の領域となるので、歯面の平均摩擦係数に大きな変化はないことになる。

これらから、本実験での最大の周速度、 $v_e=1.45$ m/s 以下の領域であれば、本研究で得られた、歯車のグリースによる損失、歯面の平均摩擦係数とグリースの性状の関係は、有効であると考えられる。

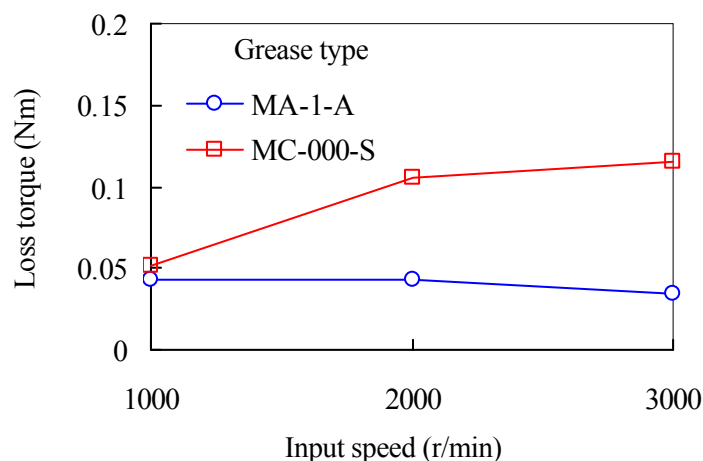


Fig. 4.8 Loss torque of grease stirring vs. input speed

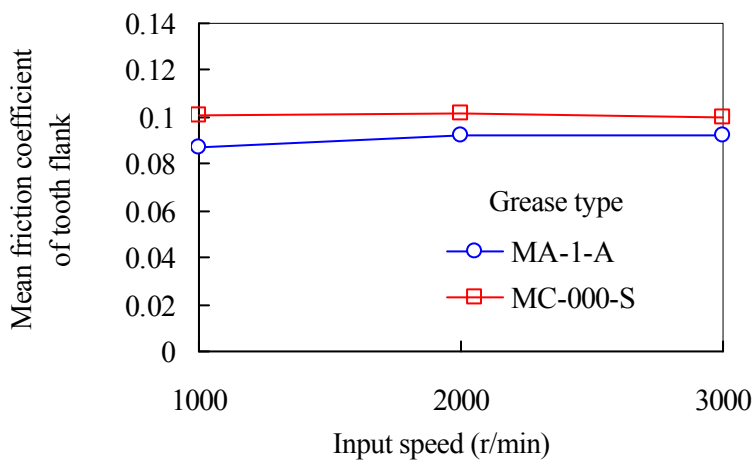


Fig. 4.9 Mean friction coefficient of tooth flank vs. input speed

4・3・3・2 モータ出力と歯車の周速度の関係

歯車の周速度を基準にして、適用できるモータ出力の範囲を検討する。三相インダクションモータの代表的な定格出力、定格回転速度と定格トルクを表 4.1 に、そのモータと組み合わされる減速機の初段小歯車の諸元の設計例と、モータの電源周波数 50 Hz における同期回転速度 1500 r/min での初段歯車の周速度を表 4.2 に示す。

表 4.1 から分かるように、モータの出力が異なっても定格回転速度は、ほぼ同じである。一方減速機の諸元は、表 4.2 に示すように、モータ出力が大きくなるに伴い、歯車のモジュールは大きくなるが、圧力角、ねじれ角、歯数は同じである。これは、低騒音にするための最適なかみ合い率があり、一般的には、それを得るためにモータ出力に対して、ほぼ比例してモジュールのみ変化させて設計する。これらにより、モータ出力が異なっても、大きく変化するのは歯車の周速度のみとなる。

Table 4.1 Rated power, rated speed and rated torque of induction motor

Rated motor power		25 W	40 W	90 W	200 W	400 W
Rated speed (r/min)	50 Hz	1300	1300	1300	1250	1410
	60 Hz	1550	1550	1550	1500	1680
Rated torque (Nm)	50 Hz	0.19	0.30	0.69	1.45	2.71
	60 Hz	0.16	0.26	0.57	1.25	2.27

Table 4.2 Gear dimensions and circumferential speed of 1st pinion

Rated motor power		25 W	40 W	90 W	200 W	400 W
Normal module	(mm)	0.5	0.6	0.8	1.0	1.25
Normal pressure angle	(°)	20	20	20	20	20
Helix angle	(°)	30	30	30	30	30
Number of teeth		10	10	10	10	10
Pitch circle diameter	(mm)	5.77	6.93	9.24	11.55	14.43
Circumferential speed	(m/s)					
Input speed	1500r/min	0.45	0.54	0.73	0.91	1.13

本研究の実験は、定格出力 90 W のギヤードモータを、外部のモータで駆動し、入力回転速度を 1000, 2000, 3000 r/min の 3 種類で行った。その時の入力回転速度と、表 4.2 に示した、25, 40, 200, 400 W のモータと組み合わせられる減速機の初段歯車の周速度を比較したのが、図 4.10 である。

インダクションモータの効率の良い回転速度は、定格回転速度に近い領域、一般的に電源周波数 50 Hz で 1200~1400 r/min, 60 Hz で 1550~1700 r/min である。本試験結果の初段歯車の周速度で見ると、モータ出力 25~400 W のほぼ全てのモータの効率の良い回転速度に、対応している。

減速機の基本的な歯車構成は、組み合わせるモータの出力が変化しても大きな差異がない、すなわち 2 段目以降の歯車の周速度は、モータ出力が異なっても、初段と同様の比で変わることになる。そのため、初段で検討した歯車の周速度の結果が、2 段目以降にも適用できること考える。

さらに、4・3・3・1 条で示したように、歯車のグリースによる損失と歯面の平均摩擦係数は、本実験条件より低い周速度においても、その傾向の大きな違いがないと考えられる。

これらから、本研究で得られたグリースの性状による、歯車のグリースによる損失と歯面の摩擦損失の低減は、モータ出力 400 W 以下のモータと組み合わせられる歯車減速機に対して、適用可能と考えられる。

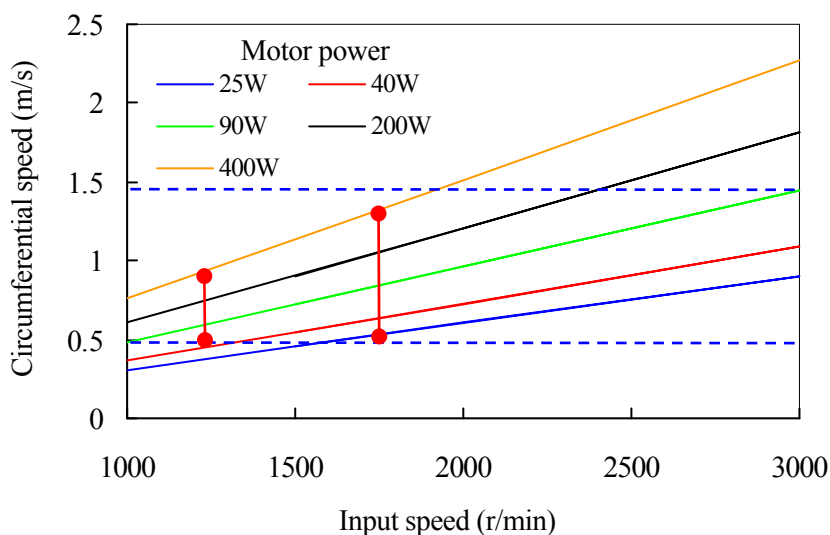


Fig. 4.10 Input speed vs. circumferential speed of 1st pinion

4・4 グリースによる低損失化の直交軸減速機への適用

グリースによる低損失化を、量産品の直交軸減速機に適用して、その正当性を検証する。

4・4・1 試験ギヤードモータ

実験で用いたギヤードモータは、モータ部が定格出力 25 W と 90 W の三相インダクションモータ、減速機部がモータ軸にハイポイドギヤを配置した直交軸減速機で、ギヤードモータ C が減速比 15 で定格トルク 1.5 Nm, ギヤードモータ D が減速比 5 で定格トルク 2.1 Nm である。

試験ギヤードモータの構造を図 4.11, モータ部の仕様を表 4.3, 歯車諸元を表 4.4, 表 4.5 に示す。ギヤードモータ C, D とともに、ハイポイド部が全て歯切り後に浸炭焼入れを行い、平行軸歯車部が歯切り後に熱処理を行わなかった。歯車軸の支持は、全て深みぞ玉軸受で行い、入力軸と出力軸にばね入り外周ゴムちりよけ付きのオイルシールを配置した。それぞれのギヤードモータは、歯車の潤滑グリースのみ変更して、損失を評価した。

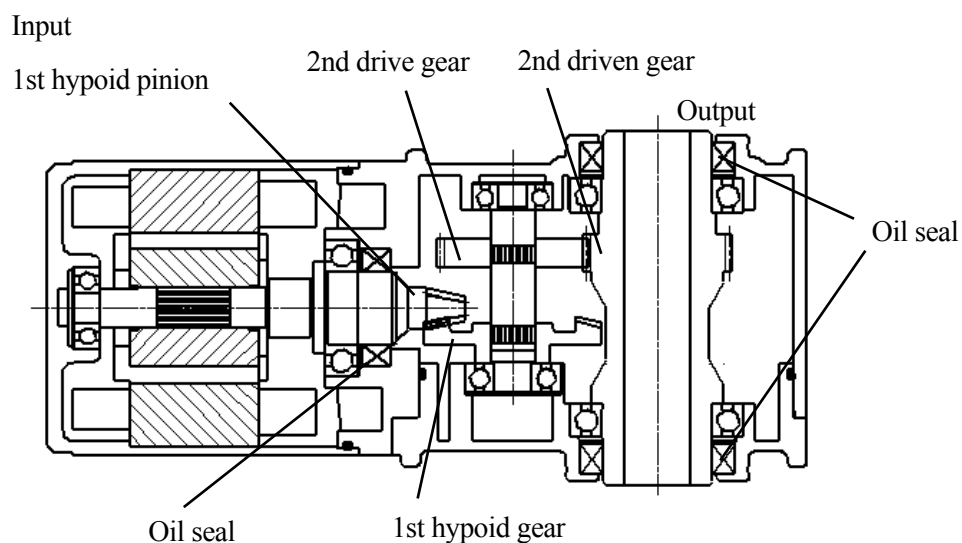


Fig. 4.11 Typical construction of a right angle type geared motor

Table 4.3 Specification of motor at power frequency 50 Hz

	Geared motor C	Geared motor D
Nominal power (W)	25	90
Rated torque (Nm)	0.215	0.73
Rated speed (r/min)	1300	1300

Table 4.4 Gear dimensions, Geared motor C

	1st stage		2nd stage	
	Pinion	Gear	Pinion	Gear
Normal module (mm)	1.07		0.8	
Normal pressure angle(°)	20		20	
Helix angle (°)	-		30	
Number of teeth	3	45	42	42

Table 4.5 Gear dimensions, Geared motor D

	1st stage		2nd stage	
	Pinion	Gear	Pinion	Gear
Normal module (mm)	1.2		1.0	
Normal pressure angle(°)	20		20	
Helix angle (°)	-		30	
Number of teeth	8	40	40	40

4・4・2 歯車の潤滑グリース

ギヤードモータ C, D は, MD-0 グリースから, 損失低減を目的とし, ME-00 グリースに変更した. それぞれのグリースの主な性状を, 表 4.6 に示す. このことにより, 基油の動粘度 (ν_B) は, $\nu_B=506 \text{ mm}^2/\text{s}$ (40°C) から $\nu_B=140 \text{ mm}^2/\text{s}$ (40°C), ちょう度番号が 0 号から 00 号になる. 増ちょう剤をウレアからリチウム石けんに変更したことは, グリースの製造上の都合であり, 損失低減が目的でない.

塗布形式は, 常に全ての歯車に連続的にグリース自体が供給されるグリースバスとし, 各試験ギヤードモータともに MD-0 グリースと ME-00 グリースで同じ量を注入した.

また、MD-0 グリースと ME-00 グリースは、ともに定格トルクでの寿命試験を行い、ほぼ同じ耐久性であることを、確認している。

Table 4.6 Grease properties

	MD-0 grease	ME-00 grease
Thickener	Urea	Lithium soap
Base oil type	Mineral	Mineral
Kinematic viscosity at 40°C (mm ² /s)	506	140
Cone penetration	375	408
NLGI grade	0	00

4・4・3 実験方法と分析方法

損失の測定と分析は、定格トルク時と無負荷時でそれぞれ以下の方法で行った。

4・4・3・1 定格トルク時の損失の測定方法

定格トルク時の損失は、モータ単体とギヤードモータの定格回転速度での出力軸トルクから求めた。この方法で得られる出力軸トルクは、ギヤードモータのモータ部で駆動するため、実使用条件での値となる。

実験装置は、モータ単体がモータ試験機、ギヤードモータがギヤードモータ試験機を用いた。測定は、モータ単体、ギヤードモータともに商用電源 50 Hz で駆動し、出力軸に負荷トルクを段階的に加え、出力軸の回転速度を計測した。

ギヤードモータは、運転を続けると、モータ部の電氣的損失と減速機部の機械的損失により、温度が変化する。そのため定格回転速度で1時間程度運転し、減速機部の表面温度がほぼ一定になった状態、ギヤードモータ C が 50 °C、ギヤードモータ D が 65 °C のときに測定した。測定中の室温は、22～26 °C で管理した。

損失トルクは、モータ単体の定格回転速度のときの出力軸トルクに、減速比を乗じた値を理論出力とし、ギヤードモータの定格回転速度での出力軸トルクとの差から、式(4.1)により求める。試験ギヤードモータとモータ単体で、使用するモータ部は異なる。しかしモータの定格回転速度での出力軸トルクの個体差は、1%程度である。

$$L_{OUT} = T_{Motor} \cdot i - T_{Geared} \quad (4.1)$$

ここで、 L_{OUT} は減速機の出力軸での損失トルク、 T_{Motor} はモータの出力軸トルク、 i は減速比、 T_{Geared} はギヤードモータの出力軸トルクとする。

4・4・3・2 無負荷時の損失の測定方法

無負荷時の損失は、図 4.12 に示すように、最大出力 1.5 kW の可変速交流モータからの動力が、トルク計を介して、試験ギヤードモータを駆動する実験装置で測定した。各軸の結合は、金属ばね軸継手で行われ、トルクは磁気式位相差方式のトルク計で、回転速度は光学式回転計で計測する。

ギヤードモータの温度を、定格トルクの測定時と同じにするため、モータ部と減速機部のケースの表面にヒータを接着剤で張り、ギヤードモータ取付け板とギヤードモータの間には、断熱のため熱伝達率の低いエポキシガラス製の板を配置した。ヒータの発熱量は、可変交流電源により入力電圧を変化させて調整した。ギヤードモータの減速機部の内部温度は、表面温度に対して、約 10 °C 高くなることが別の実験で分かっている。そのため、定格トルクの測定時の表面温度に対し、10 °C 高く設定した。

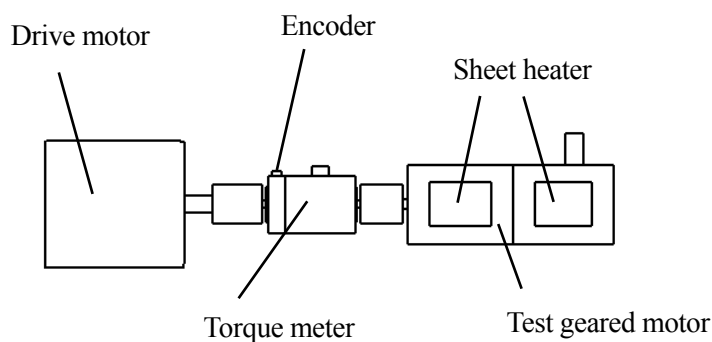


Fig. 4.12 Loss measurement device

4・4・3・3 無負荷時の損失の分析

ギヤードモータの機械的損失は、式(4.2), (4.3)で表される。

$$L_T = L_O + L_M + L_B \quad (4.2)$$

$$L_O = L_{OS} + L_{OGBM} + L_{OGBG} + L_{OGM} \quad (4.3)$$

ここで、 L_T は全体の損失トルク、 L_O は無負荷時の全体の損失トルク、 L_M は歯面の摩擦損失トルク、 L_B は軸受の摩擦損失トルク、 L_{OS} はオイルシールの摩擦損失トルク、 L_{OGBM} はモータ部の軸受のグリースによる損失、 L_{OGBG} は減速機部の軸受のグリースによる損失、 L_{OGM} は歯車のグリースによる損失とする。

無負荷時の損失の分析は、(i)～(iv)の手順で行う。

(i) モータ部の軸受のグリースによる損失トルク(L_{OGBM})は、ギヤードモータのケースハウジングにモータ軸のみ組付けた状態で測定した。

(ii) 減速機部の軸受のグリースによる損失(L_{OGBG})は、ギヤードモータのケースハウジングにモータ部と減速機部の歯車軸を組付けた状態で測定した損失トルク(LB)と、式(4.4)により求める。

$$L_{OGBG} = LB - L_{OGBM} \quad (4.4)$$

(iii) オイルシールの摩擦損失トルクは、ギヤードモータのケースハウジングに、歯車軸とオイルシールを組付けた状態での損失トルク(LC)と、式(4.5)で求める。

$$L_{OS} = LC - LB \quad (4.5)$$

(iv) 歯車のグリースによる損失トルク(L_{OGM})は、ギヤードモータの実機で測定した無負荷時の損失トルク(L_O)と、式(4.6)により求める。

$$L_{OGM} = L_O - LC \quad (4.6)$$

ここで、モータ部の軸受の損失トルクは、モータの損失に考慮されているため、ギヤードモータの機械的損失に含まなかった。

4・4・4 測定結果と分析結果

ギヤードモータ C の入力軸回転速度と出力軸トルクの関係を図 4.13 に示す。誘導電動機は、固定子によって発生する回転磁界により、回転子が滑りを生じながら回転し、負荷トルクを加えると、その量が大きくなるので、回転速度が小さくなる。その誘導電動機の出力特性は、一般的に、この回転速度－トルク線図で表される。MD-0 グリースに比べて、ME-00 グリースは、減速機の内部負荷が小さくなり、その出力軸トルクが大きくなっている。

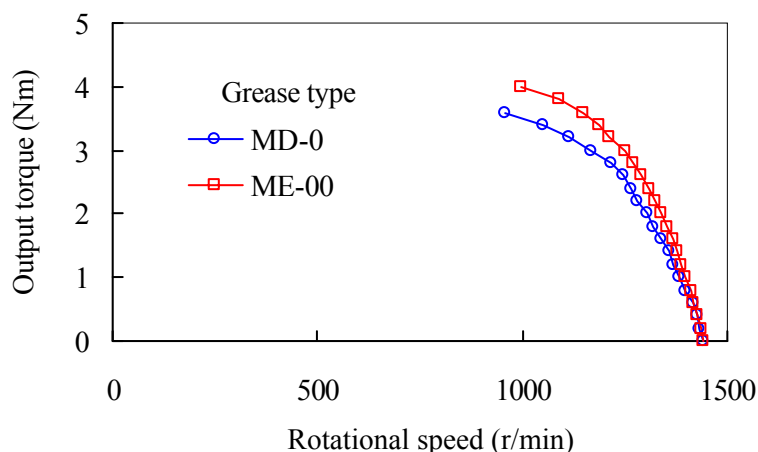


Fig. 4.13 Output torque vs. rotational speed, Geared motor C

定格回転速度における出力軸トルク，すなわちギヤードモータの定格トルクと，そのときの損失トルクを表 4.7 に示す．MD-0 グリースから ME-00 グリースに変更することにより，出力軸トルクは，ギヤードモータ C で 0.4Nm，ギヤードモータ D で 0.25Nm 大きくなっている．また損失トルクは，出力軸トルクの増加分だけ減少しており，これは減速機内部の損失が小さくなった分が，出力となったためである．出力軸トルクは，本実験での出力軸で出せるトルクのため，製品仕様とは異なる値になっている．

Table 4.7 Output torque and loss torque at rated speed

		Grease type	
		MD-0	ME-00
Output torque (Nm)	Geared motor C	2.00	2.40
	Geared motor D	2.60	2.85
Loss torque (Nm)	Geared motor C	1.23	0.83
	Geared motor D	1.05	0.80

定格トルク時の損失要因の分析結果を，図 4.14 に示す．歯車の潤滑グリースを変更することにより，歯車のグリースによる損失は，ギヤードモータ C が 0.59 Nm から 0.18 Nm，ギヤードモータ D が 0.41 Nm から 0.18 Nm と小さくなっている．初段のハイポイドギヤの周速度(v_c)は，ギヤードモータ C が $v_c=0.22$ m/s に対して，ギヤードモータ D が $v_c=0.65$ m/s と速くなっている．それにも関わらず，ME-00 グリースでの歯車のグリースによる損失が，

ギヤードモータ C, D ではほぼ同じ値なのは、試験時のギヤードモータの内部温度の差による、グリースの基油の動粘度の違いと考える。

歯車のグリースによる損失を低減した結果、オイルシールの摩擦損失の寄与が大きくなった。本試験ギヤードモータの構造では、モータ軸と出力軸に計 3 個のオイルシールを配置しており、また出力軸が中空構造のため、その径が大きいことによると考える。さらなる損失低減には、このオイルシールの摩擦損失を小さくすることが、課題となる。

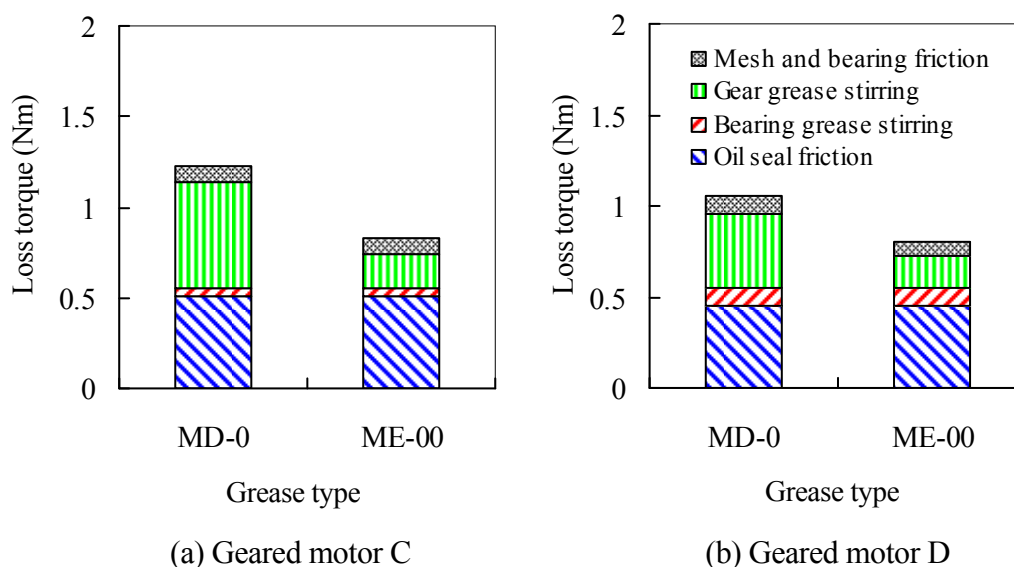


Fig. 4.14 Difference in rate of loss factor by gear lubricating grease at rated speed

4・5 結言

小形ギヤードモータの機械的損失を、歯車の潤滑グリースの性状により低減する指針、その効果と適用範囲を検討した結果、以下の結論を得た。

- (1) グリースの性状による低損失化は、無負荷時の損失を小さくできる低い動粘度の基油を使い、増ちょう剤により適当なちょう度に調整するとよい。歯面の摩擦損失は、増ちょう剤がアルミニウム複合石けんで基油が合成油のグリースにより低減でき、さらに全体の損失も小さくできる。
- (2) このグリースの性状による低損失化の適用できる範囲を、歯面のヘルツ応力と歯車の周速度で整理すると、出力 400 W 以下のモータと組み合わされる歯車減速機に対して可能と考えられる。
- (3) 上記のグリースによる低損失化を、直交軸減速機に適用して、その正当性を検証した。

第5章

結 論

省エネルギーの重要性が高まる中、小形ギヤードモータに適した損失低減の指針を示すことを目的とし、研究を進めてきた。本研究で得られた知見を要約し、以下に示す。

5・1 本研究のまとめ

第1章では、研究の背景と目的を述べた。昨今の電力量の削減の重要性に対し、小形ギヤードモータ用歯車減速機においても、効率向上、すなわち損失低減が必要であること示した。そして最近の小形減速機は、その使用環境の変化から望まれる性能と機能が高度化してきており、それらと相反することの多い低損失が実現されていない問題点を指摘した。また、過去の歯車の損失に関する研究は、主に自動車用変速機を対象に行われおり、グリース潤滑された小形減速機の系統的な研究の必要性を示した。そして本研究の目的は、小形ギヤードモータの機械的損失を要因ごとに明らかにして、小形減速機に適した損失低減の指針を示すことと述べた。

第2章では、ちょう度番号2号のグリースで潤滑された小形ギヤードモータの機械的損失の評価と、その要因の分析を実験的に行い、以下のことを明らかにした。

- (1) 小形ギヤードモータの全体の機械的損失は、無負荷時の一定量の損失と負荷トルクに比例する成分の損失の和であり、無負荷時の寄与が無視できない。
- (2) 無負荷時は、オイルシールの摩擦損失、軸受のグリースによる損失、歯車のグリースによる損失の順に寄与が高い。負荷トルクを加えると歯面の摩擦損失の割合が高くなり、軸受の摩擦損失の影響は小さい。また回転速度の影響は、ほとんど受けない。
- (3) 歯面の摩擦による損失トルクは、負荷トルクに対してほぼ線形に増加し、速度依存性もほとんど認められない。また歯面の平均摩擦係数 (μ_{mG}) は、一定値の $\mu_{mG}=0.12$ を代表値として取り扱える。

第3章では、小形歯車減速機の損失に、グリースのちょう度、増ちょう剤、基油の動粘度とその種類の与える影響を実験的に検討して、以下の知見を得た。

- (1) 歯車部分において、常用されるグリースにより発生する損失は、歯車間に存在するグリースの運動により生ずるものが主である。そして損失は、基油の動粘度の寄与が大きく、ちょう度の寄与は小さい。
- (2) 歯面の平均摩擦係数は、増ちょう剤の種類によって異なり、 $\mu_{mG}=0.07\sim 0.11$ の範囲で変化する。また基油の動粘度は、ほとんど影響しない。

- (3) 低周速の歯車対をグリース潤滑した場合、増ちょう剤が潤滑に大きく寄与している可能性が高い。

第4章では、小形ギヤードモータの機械的損失を、歯車の潤滑グリースの性状により低減する指針、その効果と適用範囲について検討し、以下の結論を得た。

- (1) グリースの性状による低損失化は、無負荷時の損失を小さくできる低い動粘度の基油を使い、増ちょう剤により適当なちょう度に調整するとよい。歯面の摩擦損失は、増ちょう剤がアルミニウム複合石けんで基油が合成油のグリースにより低減でき、全体の損失も小さくできる。
- (2) このグリースの性状による低損失化が適用できる範囲を、歯面のヘルツ応力と歯車の周速度の観点で整理すると、出力 400 W 以下のモータと組み合わされる歯車減速機に対して可能と考えられる。
- (3) 上記の歯車の潤滑グリースによる低損失化を、直交軸減速機に適用して、その正当性を検証した。

以上により、小形ギヤードモータ用歯車減速機の損失低減に関する、ひとつの指針を示すことができた。

5・2 今後の展望

一連の研究を通して、潤滑グリースの重要性を改めて認識した。考えてみれば、摩擦によって損失が発生し、その摩擦を小さくするため、潤滑剤、すなわちグリースを使い、そのグリースによって損失が発生する。損失低減とは潤滑剤と摩擦の全体バランスの最適化を行うことではないかと、最近は考えるようになった。

歯車のグリース潤滑に関して何点か、有用な知見が得られたが、まだ不可思議なことが多い。例えば、歯面間のグリースでの潤滑は、主に増ちょう剤で行われているなら、固体潤滑剤とどこが違うのか、また少量の歯面塗布でも長い時間、潤滑ができるのは、どのようなメカニズムにより潤滑剤の供給が行われているのか、この点に関する解明は、今後のひとつの課題である。

実験を行いながら、何度もグリースの潤滑状態を観察した。本研究で着目した無負荷時の損失は、グリースを塗布する場所によっても変化する。グリースバスのかく拌による損失は、歯車箱の形状によっても、小さくできる可能性がある。歯車と歯車箱の隙間は広い

のと狭いのとどちらが良いか、シュラウドを設けたらどうなるかなどは、興味のあるところである。

後半、グリースを主に研究を進めて。これにより低損失化の方向性は、ある程度見えてきた。そのグリースで、もうひとつの重要な課題が、耐久性である。これからは当面、グリースに軸足をおいて、研究を進めたいと考えているが、それには、これの耐久性についても、避けられないことである。

文 献

- [1] Rotating electrical machines - Part 30: Efficiency classes of single-speed, three-phase, cage-induction motors, IEC 60034-30, Vol.1 (2008), pp.3-5, INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION.
- [2] トップランナーモータ 2015 年度の基準達成に向けて, JISC3034-30, pp.1-6, 一般社団法人日本電気工業会.
- [3] 平成 21 年度省エネルギー設備導入推進指導事業 (エネルギー消費機器実態等調査事業) 報告書, IAE-0919107, pp.1-27, 財団法人エネルギー総合工学研究所.
- [4] Anibal, A., Fernando, F., Joao, F. and Paula, F., EUP Lot11 Motors, ISR-University of Coimbra, Final (2008), pp.67-72.
- [5] オリエンタルモーター株式会社総合カタログ 2013/2014, pp.I-63-70, オリエンタルモーター株式会社.
- [6] 芳賀秀夫, インバータ駆動による三相インダクションモーターとブラシレスモーターの効率比較, オリエンタルモーター技術情報誌, RENGANO.173 (2010), pp.4-8.
- [7] 飯野和也, KII シリーズ直交軸ギヤードモーターの開発, オリエンタルモーター技術情報誌, RENGANO.177 (2013), pp.17-22.
- [8] G. ニーマン原著, 成瀬長太郎訳, 機械要素 動力伝達編, 初版 (1971), pp.60-66, 養賢堂.
- [9] RC241 歯車装置のさらなる高性能と高機能実現のための設計・製造技術調査研究分科会 研究報告書 (2011), pp.125-147, 一般社団法人日本機械学会.
- [10] 松本将, 摩擦係数推定精度向上による歯車の歯面損傷防止と動力損失低減, 日本機械学会 運動及び動力伝達機構 2013 シンポジウム<伝動装置>講演論文集 (2013), pp.1-20.
- [11] 森川邦彦, 西原隆太, 松本将, 円筒歯車のかみ合い効率予測とその向上, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.78, No.788 (2012), pp.1250-1259.
- [12] 矢田恒二, 菊池勝男, 歯車の摩擦損失 (複合円板による摩擦係数の測定), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.51, No.468 (1985), pp.2066-2073.

- [13] 根本良三, 成瀬長太郎, 吉崎正敏, 巢山尚久, 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), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.55, No.520 (1989), pp.3039-3047.
- [14] 根本良三, 成瀬長太郎, 灰塚正次, 後藤達也, はすば歯車の摩擦損失と歯の温度上昇に関する研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.56, No.531 (1990), pp.3060-3067.
- [15] 灰塚正次, 伊藤賢一, 縄手文珠, 成瀬長太郎, 低速平歯車の摩擦損失に関する研究 (潤滑油及び歯形の影響), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.66, No.642 (2000), pp.640-647.
- [16] 加藤晴広, 稲生武, 梅澤清彦, 自動車用リヤアクスルの動力損失について, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.49, No.443 (1983), pp.1275-1281.
- [17] 細井賢三, 辜敬之, 矢田恒二, 自動車用動力伝達系の摩擦損失に関する研究 (第 2 報, 変速機各要素の損失), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.56, No.531 (1990), pp.3089-3094.
- [18] 陳勇, 石橋彰, 住泰夫, 自動車用遊星歯車変速機の動力伝達効率に関する研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.61, No.584 (1995), pp.1662-1668.
- [19] Hidenori, A., Motohiko, N., Hideyuki, I. and Tatsuhiko, G, CFD SIMULATION FOR REDUCTION OF OIL CHURNING LOSS AND WINDAGE LOSS ON AEROENGINE TRANSMISSION GEARS, Proceedings of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air GT2009 (2009), pp.1-10.
- [20] ころがり軸受実用ハンドブック, J. ブレンドライン, P. エッシュマン, L. ハスバルゲン, K. ワイガンド編著, 吉武立雄訳, 岡本純三監修, pp.193-203, 工業調査会.
- [21] 潤滑グリースの基礎と応用 社団法人日本トライボロジー学会グリース研究会編, 初版 (2007), pp.59-78, 養賢堂.
- [22] 大野賢二, 阿部信夫, グリースと軸受トルク, 潤滑, Vol.8, No.4 (1963), pp.243-248.
- [23] 小松崎茂樹, 上松豊翁, 伊藤廉, グリースの流動性と軸受の摩擦トルク, 潤滑, Vol.19, No.4 (1974), pp.285-291.
- [24] 相原了, Duncan Dowson, 弾性流体潤滑におけるグリース膜厚さの実験的研究 (第 1 報), 潤滑, Vol.25, No.4 (1980), pp.254-260.
- [25] 董大明, 小森谷智延, 遠藤敏明, 木村好次, 転がり軸受の低速運転におけるグリースの弾性流体潤滑膜の形成, トライボロジスト, Vol.57, No.8 (2012), pp.568-574.

- [26] 福永圭悟, 坂本正史, 稲田齊, グリース潤滑歯車の耐面圧強度の研究 (はすば歯車における各種潤滑剤と温度上昇の関係), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.52, No.481 (1986), pp.2472-2478.
- [27] 福永圭悟, 坂本正史, グリース潤滑歯車の耐面圧強度の研究 (かくはん損失と歯車箱内のグリースの挙動について), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.52, No.481 (1986), pp.2479-2484.
- [28] 武士俣貞助, 篠原健一, 遠藤敏明, グリース潤滑下におけるプラスチックウォームギヤの摩擦・摩耗, トライボロジスト, Vol.46, No.11 (2001), pp.881-888.
- [29] 日本工業規格, 原油及び石油製品—動粘度試験方法及び粘度指数算出方法, 日本規格協会, JIS K 2283, (2000), pp.52-59.
- [30] STANDARD PRODUCTS TECHNICAL NOTE 2010-2011, Cat. No.003・04-2010 (2010), pp.82-85, NOK 株式会社.
- [31] 転がり軸受総合カタログ, CAT. No.2202-IV/ J, pp.A-71, NTN 株式会社.
- [32] 機械工学便覧デザイン編 β4 機械要素・トライボロジー, 初版 (2005), pp.48-52, 145-164, 一般社団法人日本機械学会.
- [33] 山本雄二, 権藤誠吾, 喜多武勝, 境界潤滑下のリチウム石けんグリースの摩擦特性と石けん繊維構造, トライボロジスト, Vol.42, No.6 (1997), pp.462-469.
- [34] 日本歯車工業会規格, 平歯車およびはすば歯車の歯面強さ計算式, JGMA 402-01 (1975), pp.1-24, 一般社団法人日本歯車工業会.

謝 辞

本研究を遂行するにあたり、ご指導いただいた、東京工業大学精密工学研究所 北條春夫教授に、深く謝意を表します。小生が研究者を志し、先生のもとを訪れたのは、6年前のことです。それから今まで、微に入り細に入りのご指導により、研究者として、育てていただいたことに、重ねて感謝いたします。

また、本論文を審査していただき、有益なご助言を賜った、東京工業大学 進士忠彦教授、松村茂樹准教授、佐藤海二准教授、吉田和弘准教授に、感謝する次第です

オリエンタルモーター株式会社に入社して以来、一貫して歯車減速機の研究と開発に従事して来ました。その間、技術面、実務面でご指導いただいた、川島市郎氏、市原和実主席研究員、川上修所長、そしてともに勉学の道に進んだ藤澤孔裕氏に、感謝の意を表します。

さらに、勉学の機会を与えて下さった、オリエンタルモーター株式会社 堀川良吉取締役、北山明弘常務執行役員、中崎勝彦常務執行役員、浪花康司部長に、感謝いたします。

小生の技術士取得のときに、ご指導いただき、そして学位を目指し、研鑽しているさい、叱咤激励して下さい、大岡技研株式会社 川崎芳樹氏に、深く感謝の意を表します。