グリース潤滑歯車の油膜形成状態*

福永圭悟^{*1}, 坂本正史^{*2}

The Oil-Film-Formation on Grease Lubricated Gears

Keigo FUKUNAGA and Masafumi SAKAMOTO

The oil-film-formation on grease lubricated gears is studied using an electric resistance technique. For comparison, the same tests are also performed with oil bath lubrication. The greases examined are NLGI 0 and 000 grease. The oils are ISO VG-150 and 680 gear oil. The gears are module 2.5, $Z_1/Z_2=31/35$ teeth and 10 mm face width. The normal load is changed from $P_n=66.7$ to 472 kN/m and the velocity is also changed from $V_p=1.59$ to 6.19 m/s. The temperature of the lubricant is measured at same time. The results are summarized as follows; (1) When the grease lubricated gears are operated within a short time running at high speed, the gears can be designed by the same criterion as oil bath lubrication. (2) In the case of a lower operating temperature, a lubricated with harder greases gears can be used in the same way as oil lubricated. (3) If the viscosity of the base oil of grease is equal to that of oil, the maximum load capacity value of grease lubricated gears is about 60 % that of the oil value.

Key Words: Gear, Grease Lubrication, Oil Bath Lubrication, Oil-Film-Formation

1. 緒 言

歯面間に油膜を確保させることは歯車および機器の寿命延長あるいは性能向上のために極めて重要である。油膜厚さや油膜形成に関する研究は古くから多数の研究者によって行われている。例えば1952年にLaneら⁽¹⁾は電気抵抗法によって歯面間の油膜形成状態を観察し、報告している。

電気機械用円筒歯車減速機では、これまで歯面潤滑剤は極圧添加剤を含むギヤ油の機種がほとんどであった。近年、量産機種についてはグリースを減速機内部に充てんして出荷する傾向が増えている。グリースの基油は鉱油であり、極圧添加剤を含むなどその性状はギヤ油と似ている場合が多い。一方、グリースについての研究はころがり軸受を対象として行われることが多い。グリースで歯車を潤滑した場合の歯面間の油膜の挙動に関する報告はほとんど見受けられないようである。

著者らは前報⁽²⁾において、ISO VG-150のギヤ油と、基油の粘度がこのギヤ油とほぼ同じであるリチウム系

増ちょう剤を含むNLGI等級0号のグリースを用いて油膜形成状態を調べた。その結果、グリース潤滑で油膜形成状態が悪くなる荷重は油浴潤滑の場合の約60%であることなどを明らかにした。

本報では、グリース潤滑時の油膜形成状態の特徴をさらに明らかにするため行ったNLGI等級000号のグリースとISO VG-680のギヤ油による実験結果について主として報告する。

2. 実験方法

2.1 試験機および試験歯車 試験機の構造および試験歯車の寸法は前報⁽²⁾で用いたものと同じである。概略を示せば次のとおりになる。試験機は中心距離82.55 mm、循環動力260 kWの動力循環式歯車試験機を一部改造したものである。電動機は回転数一定($n=1800$ rpm)であり、試験機への衝撃を小さくするために、電動機はY-Δ始動方式によって起動させた。試験歯車の回転数はVベルトとVプーリをとりかえることによって変えることができる。負荷トルクは対向する歯車対との中間軸をあらかじめ負荷用レバーでねじることによって与えられる。試験歯車の主な諸元を表1に示す。歯車諸元は歯数比を素数にするなど実験機的设计条件に近いものから選んでいる。ホブ切り加

* 昭和62年4月1日 第64期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和62年8月25日。

^{*1} 正員、三菱電機(株)(〒819-01 福岡市西区今宿690)。

^{*2} 正員、九州工業大学(〒804 北九州市戸畑区仙水町1)。

Lub-G;増ちょう剤としてポリウレアを含むことから、高温耐熱グリースとして最近使用され始めた。常温では半固体よりもむしろ液体に近い流動性をもつ

2・3 油膜形成状態の測定方法 前報⁽²⁾でも用いたように図3に示す平滑回路を付け加えた電気抵抗法によって歯面間の油膜形成状態を測定した。歯面間の油膜の平均電気抵抗を $\overline{R_r}$ 、ペンレコーダによる平均記録電圧を $\overline{E_{ab}}$ とする。歯面が完全に分離している場合 ($\overline{R_r} \rightarrow \infty$) に可変抵抗 R_2 を $\overline{E_{ab}} = 25.54 \text{ mV}$ となるように調整しているので、 $\overline{E_{ab}}$ と $\overline{R_r}$ との間にはおよそ式(1)の関係が成り立つ。

ただし $\overline{E_{ab}}$ の単位は mV, $\overline{R_T}$ は Ω である。したがって、 $\overline{E_{ab}}$ の大小で油膜形成状態の良否を知ることができる。

Module	Ma	Driver	Driven
Number of teeth	Z	31	35
Cutter pressure angle	α deg		20
Add.modification factor	X	0.2	-0.18
Pitch circle diameter	Do	77.5	87.5
Tip circle diameter	Dk	83.5	91.6
Center distance	A		82.55
Operating pressure angle	deg		20.095
Operating pitch circle	Db	77.547	87.553
Face width	B		10
Length of line of action	L		12.248
Contact ratio	e		1.66
Material		S45C	S45C
Heat treatment		High.freq.ind.hardening	
Hardness (Tip)	HRC	45.5	47
Finishing		Ground by Reishauer gear grinder

	OIL		GREASE			
Lubrication	Lub-A	Lub-B	Lub-F2	Lub-F3	Lub-G2	Lub-G3
Specific weight 15/4 °C	0.897	0.913	0.9 ⁽¹⁾		0.9 ⁽¹⁾	
Flash point	226	242	—		—	
Viscosity mm ² /s (cSt)						
40/100 °C	154/14.7	694/39.9	133/14 ⁽²⁾		168/16.6 ⁽²⁾	
Viscosity index	95	96	—		—	
Thickner	—	—	Lithium-soap		Poly urea	
EP-additive	S-P	S-P	S-P		S-P	
Consistency	—	—	370		450	
Grade	ISO VG 150	ISO VG 680	NLGI 0		NLGI 000	
Quantity of Lubrication	Lev. 1	Lev. 1	Lev. 2 Lev. 3		Lev. 2 Lev. 3	
Base oil Wt %	—	—	96, 5		—	

NII-Electronic Library Service

2.4 実験条件 ギヤケースに所量の潤滑剤を入れ、単位歯幅当たりの歯面法線力 P_n とかみあいピッチ円周速度 V_p を設定し、電動機を起動させる。潤滑剤の温度 θ_u は、図2に示すように歯車のかみあい点付近 (U点) に固定した線径 0.3 mm のアルメル・クロメル熱電対の示す温度を用いた。駆動・被動歯車間の平均記録電圧 $\overline{E_{ab}}$ と θ_u を同時にペンレコーダで記録した。

3. 実験結果と考察

3.1 高速域での油膜形成状態 図4と図5は $V_p=6.19$ m/s での各種潤滑剤による実験結果の一例である。ここでは運転開始温度を比較的低くしている。

図4に示す油浴潤滑 Lub-A, B の場合には運転開始直後は十分な油膜形成が認められる。運転時間の経過とともに $\overline{E_{ab}}$ は減少し、油膜形成状態は悪くなるが、8~16分程度経過すれば一定の値に近づくようである。Lub-A よりも Lub-B のほうが $\overline{E_{ab}}$ が大きく、油膜形成状態は良好である。これは Lub-B の潤滑油の動粘度が Lub-A のそれよりも大きいためであろう。歯車のかみあい点付近で測定した潤滑剤の温度 θ_u

の増加傾向は Lub-A, B ともほとんど同じである。

図5に示すグリース潤滑 Lub-F 2, G 2 では運転開始直後は油浴潤滑の場合と同様に十分な油膜形成が認められる。運転時間の経過とともに急激に $\overline{E_{ab}}$ は減少し、ほとんど油膜が発生しなくなる状態を経過した後、再び油膜形成状態は回復している。このような傾向は Lub-F 2 のほうが著しい。 θ_u については Lub-G 2 が低くなっている。Lub-G 2 は Lub-F 2 よりも $\overline{E_{ab}}$ の変化が少ないために、歯面の摩擦損失による発熱も小さくなり θ_u が Lub-F 2 よりも低く現れたものと思われる。

高速域での油浴潤滑に対するグリース潤滑歯車のこのような相違は次のように考えられる。運転初期には歯車の歯溝に多量のグリースが付着しているために油浴潤滑の場合と同様に $\overline{E_{ab}}$ は大きい。Lub-F 2 のように硬いグリースはチャンネリングを生じやすく⁽³⁾、歯面間の潤滑不良を招きやすい。図6は接触歯面間への潤滑油供給不足の現象をモデル化したものである。歯面の接触点付近には歯車の回転によって運ばれてきたグリースと歯溝に残っていたグリースが存在する。グリースは歯面が接触する進行方向へ引き込まれようと

図2 潤滑剤の量と温度測定位置 (U点)

図3 油膜形成状態の測定回路

図4 油膜形成状態

する力とともに、接触圧力のために押し戻されようとする力も同時に受ける。グリースの場合は油に比べるとはるかに硬いために、押し戻される割合が多いと考えられる。その結果、潤滑油不足となり歯面は金属接触を行い歯面およびその近傍の温度 θ_u が急上昇する。基油粘度は低下し、油膜厚さも薄くなって $\overline{E_{ab}}$ は小さくなる。その後、この高温部がチャンネリングによって空洞化したグリースの一部を溶融させ、網目構造の増ちょう剤に保持されている基油がにじみ出てくる。この基油が歯面の油膜となるために、ある運転時間経過すれば、油浴潤滑(図4)の場合のように一定の油膜形成状態が得られる。このような推定は、油に近い流動性を持ったグリース Lub-G 2 にも適用できることがわかる。

油に近い流動性を持つグリース Lub-G 2 の場合は、 θ_u および $\overline{E_{ab}}$ は油 Lub-A とグリース Lub-F 2 の中間的傾向が現れている。各潤滑剤の動粘度(グリースの場合は基油の動粘度)の大きさは、表1からわかる

ように、 $\text{Lub-G} > \text{Lub-A} > \text{Lub-F}$ である。このようなことから、グリースのちょう度を大きくし、油に近い流動性を持つようにすればグリースの場合でも油膜形成状態を油に近づけることができる。

また、図5から硬いグリース Lub-F でも短時間運転ならば、油膜は十分確保されるために油浴潤滑歯車と同じ考え方で設計しても良いことがわかる。

3・2 低速域での油膜形成状態 図7は $V_p = 1.59/\text{s}$ での各種潤滑剤による油膜形成状態を調べた実験結果の一例である。運転開始温度は比較的高い場合である。油浴潤滑 Lub-B とグリース Lub-G 2 では θ_u が運転時間の経過とともに下降する場合には、 $\overline{E_{ab}}$ はかなり回復している。硬いグリース Lub-F 2 ではこのような現象は認められず、 $\overline{E_{ab}}$ も小さい。 P_n を考慮しながら $\overline{E_{ab}}$ の大きさ順に並べると $\text{Lub-B} > \text{Lub-A} > \text{Lub-G 2} > \text{Lub-F 2}$ となり、図4～5の結果と同じことがわかる。

図8は Lub-F 3 を用いた運転開始温度および運転

図5 油膜形成状態

図6 グリースの挙動

図7 低速域での油膜形成状態(運転温度が高い場合)

温度が低い場合の実験結果である。運転開始直後は図4, 5と同様に $\overline{E_{ab}}$ は著しく大きく油膜は十分発生している。約5分経過後に、 $\overline{E_{ab}}$ はいったん急落するが、図5の場合と異なり油膜切れのような現象は認められない。以後 $\overline{E_{ab}}$ は漸減しているが、24分経過しても図4(a)の油Lub-A とほぼ同じ油膜が歯面間に確保されていることがわかる。

以上のことから、硬いグリース Lub-F でも低速運転で運転温度が低ければ、油浴潤滑と同様に歯面間に油膜を十分発生させることができる。したがって、このような場合にはグリース潤滑歯車の設計基準は油浴潤滑と同じにしても良いことが結論づけられる。

3.3 グリース量の影響 図9はグリース Lub-F についてグリース量と油膜形成状態の関係を調べたものである。図9によれば、グリース量の大小によって運転初期にすでに油膜形成状態に差が認められる。グリース量を増加させた Lub-F3 の場合には油膜切れのような状態は発生していない。Lev.3程度のグリース量をギヤケースに入ればグリースの挙動はチャージング状態になり⁽³⁾、歯車の周囲のグリースは歯車の回転によって機械的なせん断力を受けて発熱するとともに流動化する。せん断力によって増ちょう剤の一部

が破壊され基油がにじみでること、グリースの流動化や自重によるグリース自身の歯面への落下などによって、かみあい歯面へ到達する基油の量が多くなり、油膜切れのような現象が発生しなかったものと思われる。

ここで歯車のかみあい点付近の温度 θ_u について考えると、グリース量の少ない Lub-F2 のほうが急速に上昇し、20分経過後の値も高くなっている。著者らは、はすば歯車をグリースで潤滑し潤滑剤の量と歯の温度上昇値 θ_m について報告している⁽⁴⁾。その中で、増ちょう剤がリチウムでもポリウレアでも潤滑剤の量が増えれば θ_u はむしろ低下するという実験結果を得ている。このようなことから、Lub-F2 では一時的にせよ油膜切れが発生していることもあり、グリース量を増加させれば基本的には油膜が形成されやすくなり、歯面の摩擦熱も小さくなって潤滑剤の温度 θ_u の上昇をゆるくしたものである。ある時間経過後には $\overline{E_{ab}}$ は Lub-F2 のほうがわずかに大きいようであるが、 θ_u の傾向と合わせて考えると、グリース潤滑歯車ではある程度グリース量を多くし、油膜を安定して発生させるようにしたほうが良いと思われる。

3.4 $\overline{E_{ab}}$ と θ_u の関係 例えば図4～5でみられるように、歯車のかみあい点付近の温度 θ_u によって油膜形成状態が変化することが予想される。図10によれば、Lub-B の θ_u はゆっくりと上昇中であるが $\overline{E_{ab}}$ はほぼ一定である。Lub-A では θ_u は低下しつつあるが、逆に $\overline{E_{ab}}$ は大きくなって油膜の発生がさらに良好になっている。潤滑剤の種類によらず θ_u が上昇すれば $\overline{E_{ab}}$ は減少し、 θ_u が低下すれば $\overline{E_{ab}}$ は大きくなることは図7からも明らかである。

3.5 P_n と $\overline{E_{ab}}$ の関係 図11は本研究で得られた単位歯幅当たりの歯面法線力 P_n と平均記録電圧 $\overline{E_{ab}}$ の関係である。 $\overline{E_{ab}}$ は $\theta_u = 53 \sim 63^\circ\text{C}$ の範囲でほぼ一定になった値を、その運転条件での平均記録電圧と考えてプロットしている。Lub-A と Lub-F は前報⁽²⁾での結果を用いた。図11(a)は油浴潤滑、(b)は

図8 低速域での油膜形成状態（運転温度が低い場合）

図9 潤滑剤の量の影響

図10 温度の影響

グリース潤滑である。

$\overline{E_{ab}}$ の大きさは、 P_n の増加とともに減少している。Akin⁽⁵⁾によれば歯面間の最小油膜厚さ h_{min} と潤滑油粘度 η_0 および負荷 P_n の間には次の関係式が成り立つ。

$$h_{min} \propto (\eta_0)^{0.7} / P_n^{0.13} \dots \dots \dots (2)$$

式(2)によれば P_n の増加によって h_{min} が小さくなることから油膜形成状態の良否を表す平均記録電圧 $\overline{E_{ab}}$ と最小油膜厚さ h_{min} は似たような関係にあることがわかる。

図 11(a) から高粘度油 Lub-B になれば高負荷域でも $\overline{E_{ab}}$ は大きく油膜形成状態は良くなっている。図 11 の粘度増加による $\overline{E_{ab}}$ の増加と式(2)の h_{min} の関係は似たような傾向にあることがわかる。

一方、図 11(b) に示すグリース潤滑 Lub-G では、おおよそ $P_n < 202 \text{ kN/m}$ については Lub-F よりも $\overline{E_{ab}}$ は大きくなり、油膜形成状態が改良されている。これは 3・1 節でも考察したように Lub-G のちょう度が Lub-F よりも大きい (いわゆる柔らかい) こと、および基油粘度も Lub-G のほうが大きいことによるものである。

$\overline{E_{ab}}$ が急速に小さくなる荷重は Lub-A では $(P_n)_{at} = 336.0 \text{ kN/m}$ であり、Lub-B は $(P_n)_{at} > 500 \text{ kN/m}$ となる。Lub-G と Lub-F はほぼ同じ $(P_n)_{at} = 202 \text{ kN/m}$ であり、これは Lub-A の約 60 % である。

グリース潤滑ではグリースちょう度を大きくし柔らかくしても $(P_n)_{at}$ をそれほど大きくしないことがわかる。 $(P_n)_{at}$ は油膜形成が困難になる負荷である。したがって、グリース潤滑歯車の設計では基油の粘度が油

の粘度と同じならば、伝達容量を油浴潤滑の場合の約 60 % にすべきであろう。

Lub-G の P_n の増加に対する $\overline{E_{ab}}$ の減少割合は油 Lub-A, B とほぼ一致するようである。このことは、グリース潤滑歯車でもちょう度を大きくし非常に柔らかくすれば油潤滑の特性に近づくようになり、油膜形成状態が良くなることを伺わせる。Kageyama ら⁽⁶⁾は光干渉計によって EHL 下でのグリース油膜厚さを実験的に測定している。その結果、グリース基油粘度が高くなれば油膜厚さも厚くなると報告している。これらのことから Lub-G に用いたグリース基油の粘度をさらに高くすればギヤ油 Lub-A に近い油膜形成の能力を持つようになると思われる。

4. 結 言

グリース潤滑歯車については設計資料が少なく、油潤滑歯車での設計手法をそのまま流用しているようである。本研究では歯車をグリースで潤滑した場合の油膜形成状態の特徴を油浴潤滑と比較しながら調べた。供試潤滑剤は比較的硬い NLGI 等級 0 号グリースと油に近い流動性を持つ NLGI 等級 000 号グリース、両グリースの基油粘度とほぼ同じ粘度を持つギヤ油および高粘度のギヤ油、計 4 種類を用いた。以下、本研究で明らかになった主な点をまとめると次のようである。

(1) グリース潤滑歯車の高速域では、運転初期には油膜形成状態が著しく良好であることから、短時間運転ならば油浴潤滑と同じ設計基準で歯車を設計することができる。運転時間が長くなれば油膜形成状態が急速に悪くなり、その後再び回復し安定するようであ

(a) 油浴潤滑

(b) グリース潤滑

図 11 P_n と $\overline{E_{ab}}$ の関係

る。これは歯面へのグリースの付着、および運転後の歯の温度上昇によるグリースの溶融によるものと思われる。

(2) 硬いグリースでも歯車の運転温度が低ければ、油浴潤滑歯車と同等の設計をすることができる。

(3) グリース潤滑歯車では歯面間に油膜を安定して発生させるためにギヤケース内のグリース量をある程度多くしたほうが良い。

(4) 潤滑剤の種類によらず、潤滑剤の温度が上昇すれば油膜形成状態は悪くなり、温度が下降すれば良くなる。

(5) グリースを柔らかくすれば、軽負荷域では油膜形成状態は改善され、油膜形成状態を油浴潤滑の傾向に近づけることができるようになる。しかし、グ

リースを柔らかくしても油膜形成が急速に悪くなる負荷の大きさは変わらず、グリース潤滑歯車では油浴潤滑の場合の約 60 % の負荷容量で設計すべきであろう。

終わりに、本研究を行うにあたって、電気回路につき貴重な意見をいただいた石川隆敏氏に感謝する。

文 献

- (1) Lane, T. B. and Hughes, J. R., *British Journal of Applied Physics*, 3(1952), 315.
- (2) 福永・坂本, 機論, 52-476, C (昭 61), 1380.
- (3) 福永・坂本, 機論, 52-481, C (昭 61), 2479.
- (4) 文献(3)の 2476 ページ.
- (5) Akin, L. S., *Trans. ASME*, Ser. F, 96-7(1974), 426.
- (6) Kageyama, H., ほか 2 名, NLGI Spokesman, (1984-6), 72.

討 論

〔質問〕 星 野 道 男

〔三菱石油(株)研究本部石油製品研究所〕

グリースは歯車の潤滑に向かないとされてきたが、報告者らの一連の研究によって、その限界とともに可能性が明らかにされ、歯車のグリース潤滑についての指針が与えられつつあることを高く評価する。グリースメーカーの立場から、次のように表現しなおしてみたがいかがであろうか。

(1) グリース潤滑にあっても、潤滑するのはその中の基油成分である。ただ歯面間油膜の連続性を保ちにくい分だけグリースのほうが不利である。

(2) したがって基油は多少の導入不良があっても油膜が厚くできるよう油潤滑よりも高粘度とし、シールなどの漏れを防止できる範囲で軟らかいものを用いる。

(3) 同じ理由で潤滑剤の封入量は油のときよりも多くするが、適度のチャネリングによって全体のかきまぜを防止しつつも、部分的にはチャーニングして歯面への連続供給が確保できるよう、グリースのレオロジーの性質を設計する。

〔回答〕 質問(1)～(3)については著者らも基本的には同じ考えである。以下、次の補足説明をさせていただきたい。

質問(1)については、グリースのほうが不利になる理由は増ちょう剤の存在のためであろうと考えている。しかし、この増ちょう剤が機器の油漏れ防止に最も大きな貢献をしていると思われる。歯車をグリースで潤滑する場合の設計上の困難さがこら辺にあるのではないかと思う。

質問(2)と(3)については、基油粘度のほかにも、

Lub-F

Lub-G

2mm

付図 1 運転後の歯面状態

付表 1 グリースの性状

Lubrication	Lub-F	Lub-G
Specific weight 15/4 °C	0.9 ⁽¹⁾	0.9 ⁽¹⁾
Viscosity mm ² /s (cSt)		
40/100 °C	133/14 ⁽²⁾	168/16.6 ⁽²⁾
Thickener	Li-soap	poly urea
EP-additive	S-P	S-P
Consistency	370	450
Grade	NLGI 0	NLGI 000

(1): approximate (2): Base oil

グリースちょう度と増ちょう剤の種類も歯面強さに大きな影響を与えと考えられる。付図1はこのことを確認するために行った実験結果の一例である。付表1のグリースを用い、歯車諸元は $m_n=2.5$, $Z_p/Z_g=28/52$, 運転条件はヘルツ圧 $\sigma_H=0.9$ GPa(=95.7 kg·f/mm²)である。

Lub-F の場合が Lub-G よりも歯面損傷が著しい。歯形精度や歯面あらさなども同様であった。これらを含め現在はずば歯車を用いて実験中であり、後日報告する予定である。