

## 第3章 シリンダー壁面における潤滑油特性

### 3.1 緒言

メタノール燃料を用いた場合、メタノールが極性を持つため市販の2ストローク用潤滑油とは混じり合わない。そのため、シリンダー壁面での潤滑状態がガソリン燃料と異なると思われる<sup>(1)~(5)</sup>。シリンダー壁面の潤滑油特性を求めるには、4ストローク機関においては、エンジン潤滑油をオイルパンに一定量溜めて潤滑油を循環式供給するため、潤滑油特性はオイルパンに溜まった潤滑油を分析すればよい。しかし、2ストローク機関においては燃料に潤滑油を混合し<sup>(6)</sup>、共に燃焼して排気するという形態をとるため、シリンダー壁面の潤滑油特性を調査するためには運転中のシリンダー壁面から直接採取を行うか、エンジンを一度停止しシリンダー壁面に付着した油膜を採取する方法しかない。そして、2ストローク機関の分離潤滑<sup>(7)(8)</sup>が注目され、富塚<sup>(9)</sup>は2ストローク機関のガソリンと潤滑油との分離問題について、クランク室やシリンダー各部に抽出孔を開け、エンジン運転中に注射器を用いてそこから油膜を抜き出し、両者の混合比を求めた。しかし実際に抽出孔から採取される油膜は、ガソリンと潤滑油の低沸点成分が揮発しており、高沸点成分が多いと考えられる。そのため、粘度測定から混合割合を推定することには不確実さがある。

そこで本研究では、運転中にシリンダー壁面に付着した油膜をシリンダー壁に開けた抽出孔より真空ポンプを用いて連続採取し、粘度測定と熱重量分析(Thermogravimetry: TG)、示差熱分析(Differential Thermal Analysis: DTA)の測定結果を総合的に検討することによって、エンジンの熱による変性の影響を加味した潤滑油特性を考察することを目的とした。また、第2章で述べたシリンダーおよびリングの摩耗特性との比較も行った。

## 3.2 実験装置および方法

### 3.2.1 実験装置および実験手順

供試機関は、前章で使用した富士重工製ロビンエンジン(EC17D 型, 175.1cm<sup>3</sup>)を用いた。また、燃料には市販レギュラーガソリン燃料(M0)とメタノール燃料(M100)の2種類、潤滑油には市販の2ストローク機関用潤滑油を用いた。図 2.1 に実験装置の概略図を示し、表 2.2 には供試機関の主要諸元を示す。また、表 3.1 には実験に用いた潤滑油の含有成分、配合割合および配合目的<sup>(10)</sup>を示し、表 2.1 には潤滑油特性を示す。

実験は、回転数 2200min<sup>-1</sup>・給気比 0.35・空気過剰率 0.90・潤滑油供給量 1.181cm<sup>3</sup>/min の条件に設定し、エンジンが十分安定した運転が行えるようになった後、シリンダーに開けた抽出孔より真空ポンプを用いて油膜の採取を行った。油膜を採取しないときは抽出孔に木栓をして塞ぎ、圧縮漏れを防いだ。なお、潤滑油供給量はガソリンと潤滑油の比率 15:1 となるように設定し、メタノール燃料を用いた時には、それと同様の潤滑油供給量で運転を行った。このとき、メタノールと潤滑油の比率は 20.4:1 となる。メーカー推奨値では燃料と潤滑油の比率が 25:1 となっているが、今回の実験ではシリンダー壁面から油膜を採取しやすいように、混合比を大きくして実験を行った。

シリンダーからの油膜の採取は図 3.1、図 3.2 に示す位置で行った。抽出孔の大きさは直径 2.1mm である。シリンダーに設けた4箇所の抽出孔は、それぞれ Sc(掃気ポート)、Cy1(掃気ポート上部)、Cy2(リング下死点位置、吸気側)、Cy3(リング下死点位置、排気側)と称す。また、採取の前後には抽出孔に熱電対を挿入し、シリンダー壁面の温度を測定した。図 3.3 には油膜の採取方法の概略図を示す。抽出孔にナフロンチューブを挿入し途中にオイルトラップを設け、真空ポンプで吸引することで油膜の連続採取を行った。

抽出孔より採取された油膜は粘度測定および熱重量分析(TG)、示差熱分析(DTA)を行った。粘度測定にはカップアンドコーン型粘度計を用いた。粘度測定は測定温度を変えて行い、粘度の温度による変化を求めた。また、TG-DTA を用いて熱的特性から各部に燃料と潤滑油

がどのような割合で供給されているのか推定した。これらの結果から、潤滑油のシリンダー内での挙動を考察した。

#### 3.2.2 潤滑油の粘度測定と熱重量分析，示差熱分析

##### a) 粘度測定

図 3.4, 図 3.5 にはトキメック製のカップアンドコーン型デジタル粘度計(DVH-E II 型)の全体写真と構造説明図を示す。デジタル粘度計はロータを回転させたとき，ロータに作用する粘性抵抗トルクを検出し表示，出力する計測器である。

図 3.6 には測定器を簡略化した図を示す。シンクロナス・モータの回転はスプリングを介してロータに伝達される。液体中で回転するロータのコーン面には粘性抵抗トルクが作用し，このトルクとスプリングのねじれにより生じたトルクと平衡した状態で定常回転する。トルクの大きさは，スプリングの上下に取り付けられた，スリット板 A とスリット板 B の相対的なねじれ角の大きさに比例するので，スリット板 A, B のねじれ角度を，それぞれに対応して設けられたフォトセンサにより検出し，粘度に換算して表示および出力する。スリット板 A, B には外周の等間隔の細かいスリットとは別に，基点スリットが，それぞれ 1 つある。モータが回転を始めてから，スリット A, B の基点が対応するフォトセンサを通過するまでが，測定待ち時間になる。測定が始まった後は，細かいスリットがフォトセンサを通過する度にねじれ角の検出が，繰り返し行われるので粘度変化を連続的に知ることができる。DVH-E II 型は「コーン・プレート・タイプ」と呼ばれる粘度計で，図 3.7 にそのロータ部分を示す。サンプルは，コーン・ロータとプレートの間に満たされる。コーン・ロータの仮想頂点が，プレートに接し，かつコーン・ロータの中心軸がプレートに垂直であることが重要である。この条件下で測定値の解析の理論が成立する。また，コーン・プレートのコーン・ロータ部分は標準型(半径 24mm, コーン角  $1^{\circ} 34'$ )と高粘性試料用のオプション型(半径 12mm, コーン角  $3^{\circ}$ )の 2 種類を粘度の値に応じて使い分けた。

このデジタル粘度計で油膜の粘度を測定するにあたり，測定温度を一定に保つ必要が

### 第3章 シリンダー壁面における潤滑油特性

ある。そのため、図 3.8 に示す精密循環恒温水槽を用いた。測定温度の恒温水を循環させ、計測部を温度平衡させることで任意の測定温度に設定することができる。測定にはコーン・ロータ部分が標準型の場合、試料は 1.0~1.2ml 必要であり、オプション型の場合、0.5~0.6ml 必要である。また、測定の際に、コーン・ロータの回転速度を 0.5, 1.0, 2.5, 5, 10, 20, 50, 100(min<sup>-1</sup>)のいずれかに設定する必要があるが、潤滑油、ガソリン、メタノールはニュートン性流体であり粘度はずり速度に依存せず、回転速度がより高い方が精度の高い測定値を得られるため、測定値がその回転数の測定上限値を超えない限り、より高い回転速度で測定を行った。

#### b) 熱重量分析(TG), 示差熱分析(DTA)

TG は、物質を加熱、冷却、または一定温度に保持しながら、物質の重量変化を、温度または時間の関数として測定する技法である。この技法はあらゆる物質が測定の対象となり、脱水、分解、酸化、還元などの化学反応と、昇華、蒸発、吸着などの重量変化をとともう物理変化の検出に利用され、熱分析の中でも定量精度の優れた手法である。また DTA は、試料と基準物質とを炉内に対照的において加熱(冷却)し、そのときの両者の温度差を時間(または温度)に対して測定、記録する技法である。基準物質には、測定温度範囲で熱的に変化しない $\alpha$ -アルミナやパラフィンが用いられる。基準物質側は熱的变化が無いいため熱源や制御用熱電対にやや遅れて加熱、冷却されるが、試料に転移や融解が起これば、温度変化が大幅に遅れるため、測定している温度差が増大する。化学変化による吸発熱においても同様な温度差の増大が見られる。これらの変化が終了すると、温度差は急速に元の定常状態に戻るため、熱的变化が温度差のピークとして検出される。本研究では基準物質として $\alpha$ -アルミナを用い、炉の昇温速度を 10°C・min<sup>-1</sup>とした。

測定には理学電機製の示差熱天秤 TG-DTA(THERMOFLEX TAS200 TG8110D)を用いた。

図 3.9 には測定機の全体写真を示す。図 3.10 には天秤制御系全体の原理を示す。試料ホルダに乗せた試料が電気炉中で加熱され、分解や酸化反応などの化学変化によって重量変化



### 第3章 シリンダー壁面における潤滑油特性

が生じると、試料系を支えている天秤ビームが傾き、ビームに直結したシャッタの動きを光電素子で検出する。光電素子で検出された傾きはTG回路で増幅PID演算されコントロール電流として制御コイルにフィードバックされる。この電流とマグネットの間に作用する力によって天秤ビームの傾きは元に復元される。この様にして試料の重量変化はコントロール電流の変化として測定される。また図 3.11 には試料温度と示差熱の測定原理図を示す。温度と温度差を測定する熱電対が、試料や基準物質の容器に密着するように取り付けられている。図 3.12 には、測定によってパソコン上に表示された分析結果の一例を示す。赤線は測定温度の変化を示す。青線は DTA の測定結果を示し、測定結果が正の値を示せば試料が発熱していることを表し、負の値を示せば試料が吸熱していることを表している。緑線は TG の測定結果を示し、試料の重量変化を表す。

TG-DTA 分析を行う際、試料容器(外径 5.2mm, 高さ 2.5mm)に試料を入れ、これを試料ホルダに乗せて、試料の重量変化を測定する。試料容器には 1500℃まで耐えうる白金-ロジウム合金製のものをを用いた。しかし、白金には触媒作用があるため、本実験ではアルミニウム製の容器でも比較実験を行った。しかし、アルミニウム製の容器は耐用温度が 500℃までであるため、余裕をもたせ 400℃までで検証をした。

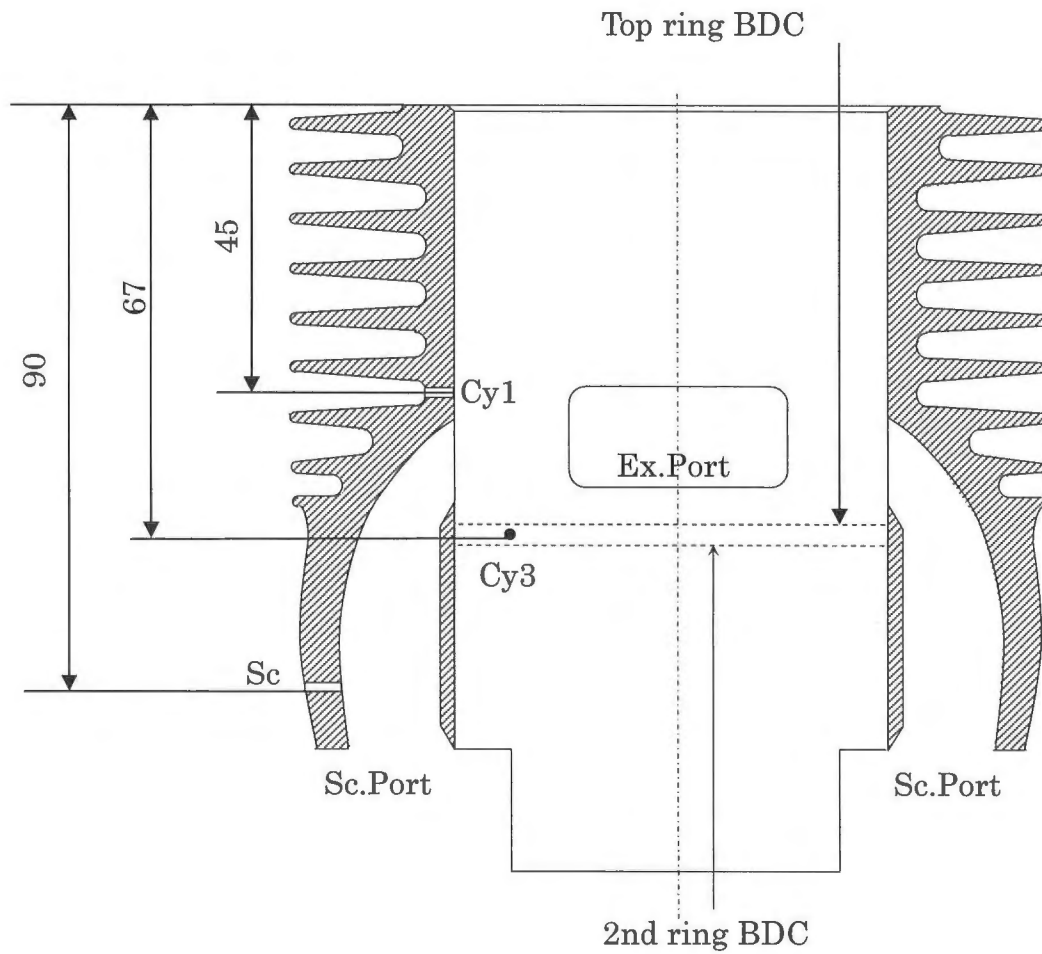


Fig.3.1 Position of extraction hole of cylinder  
(Sc, Cy1, Cy3)

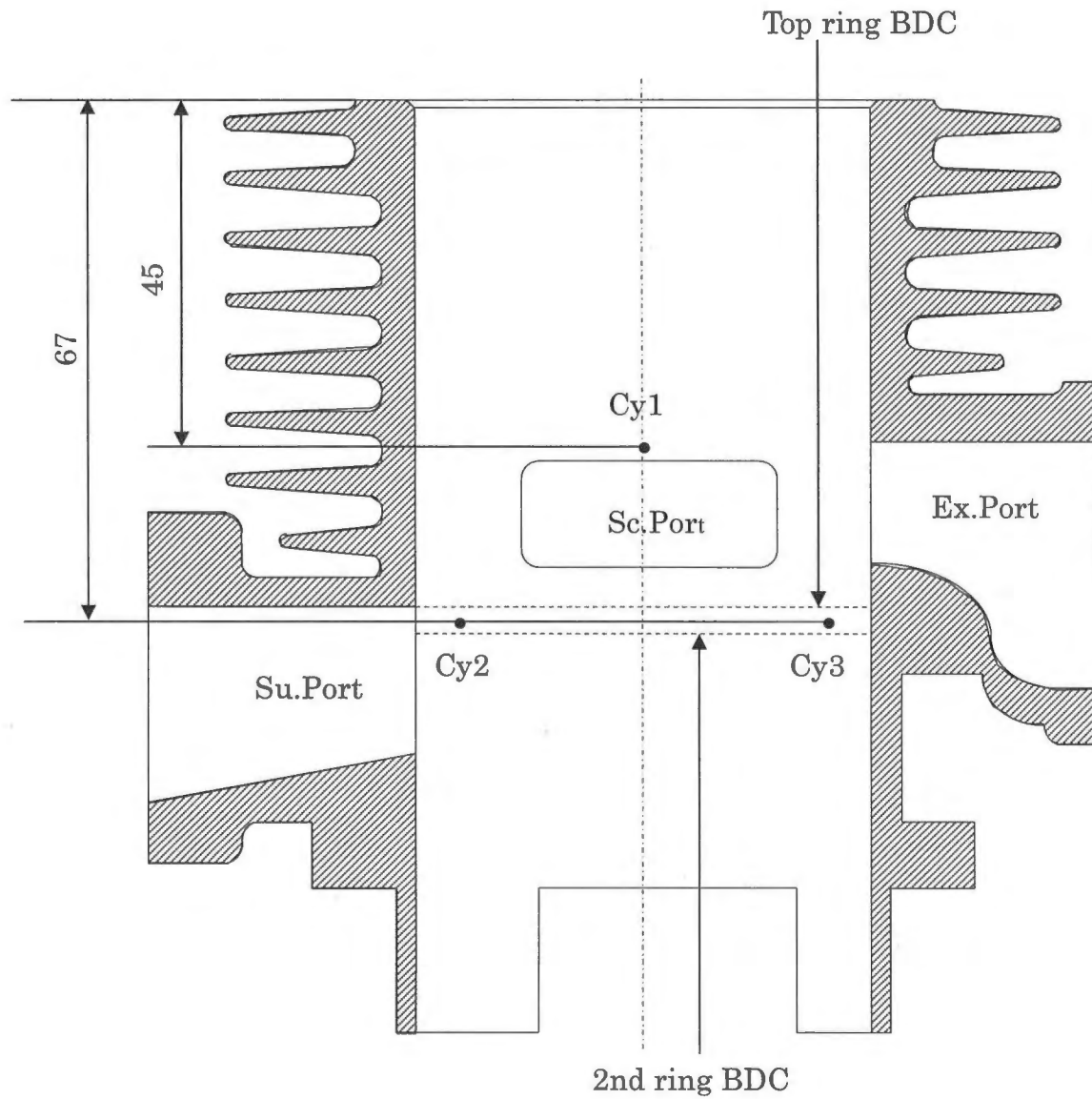


Fig.3.2 Position of extraction hole of cylinder  
(Cy1, Cy2, Cy3)

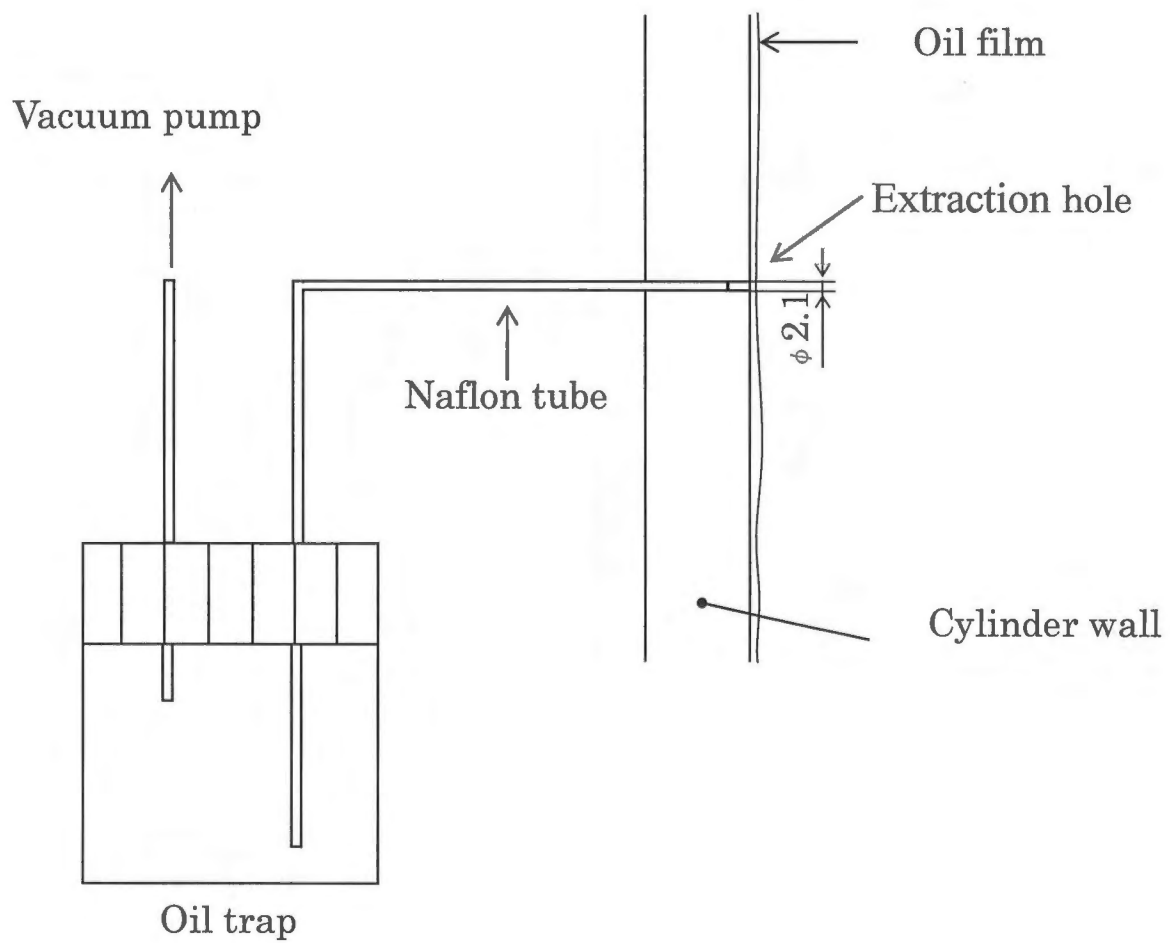


Fig.3.3 Oil film extraction method

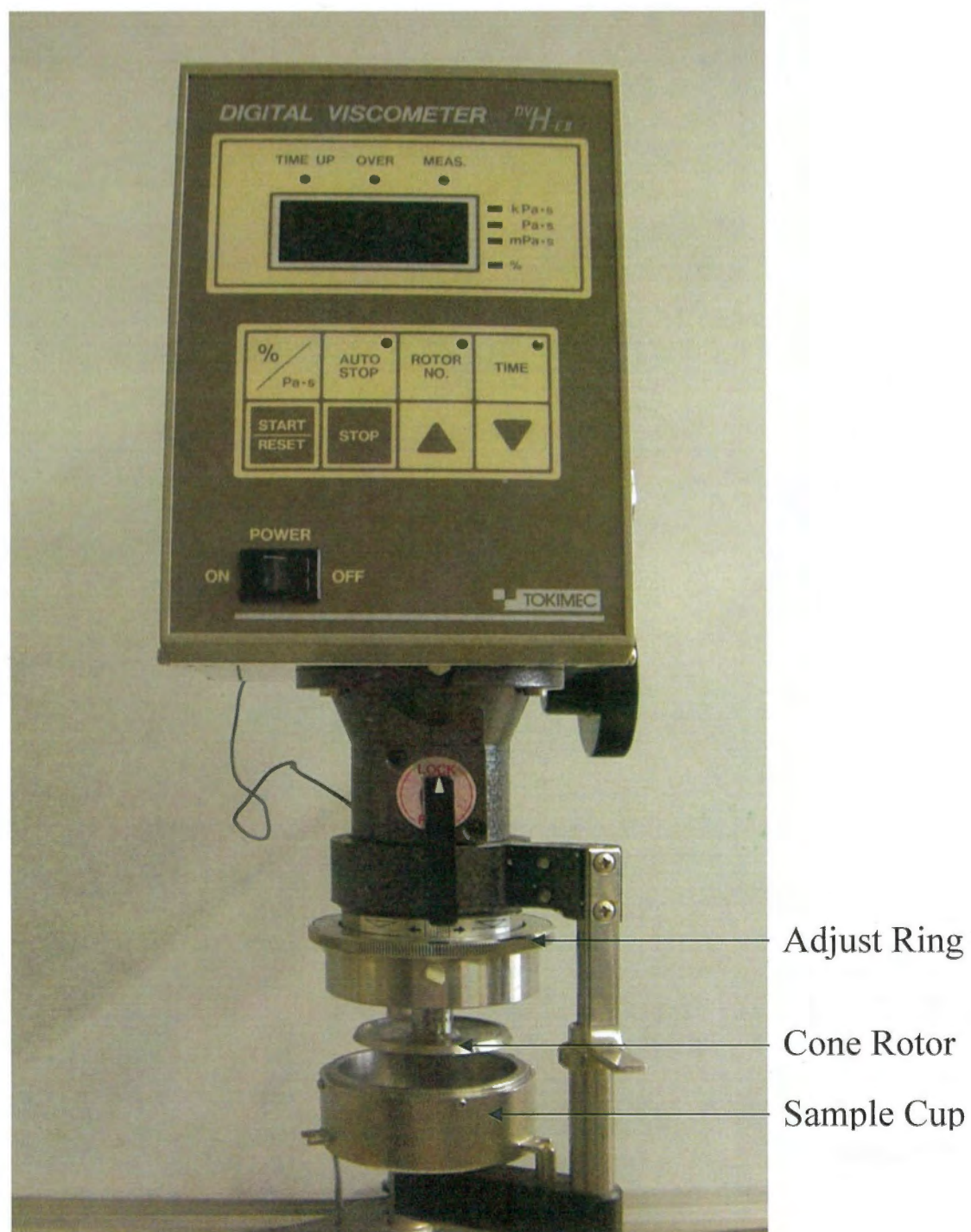


Fig.3.4 Photograph of cone-plate viscometer

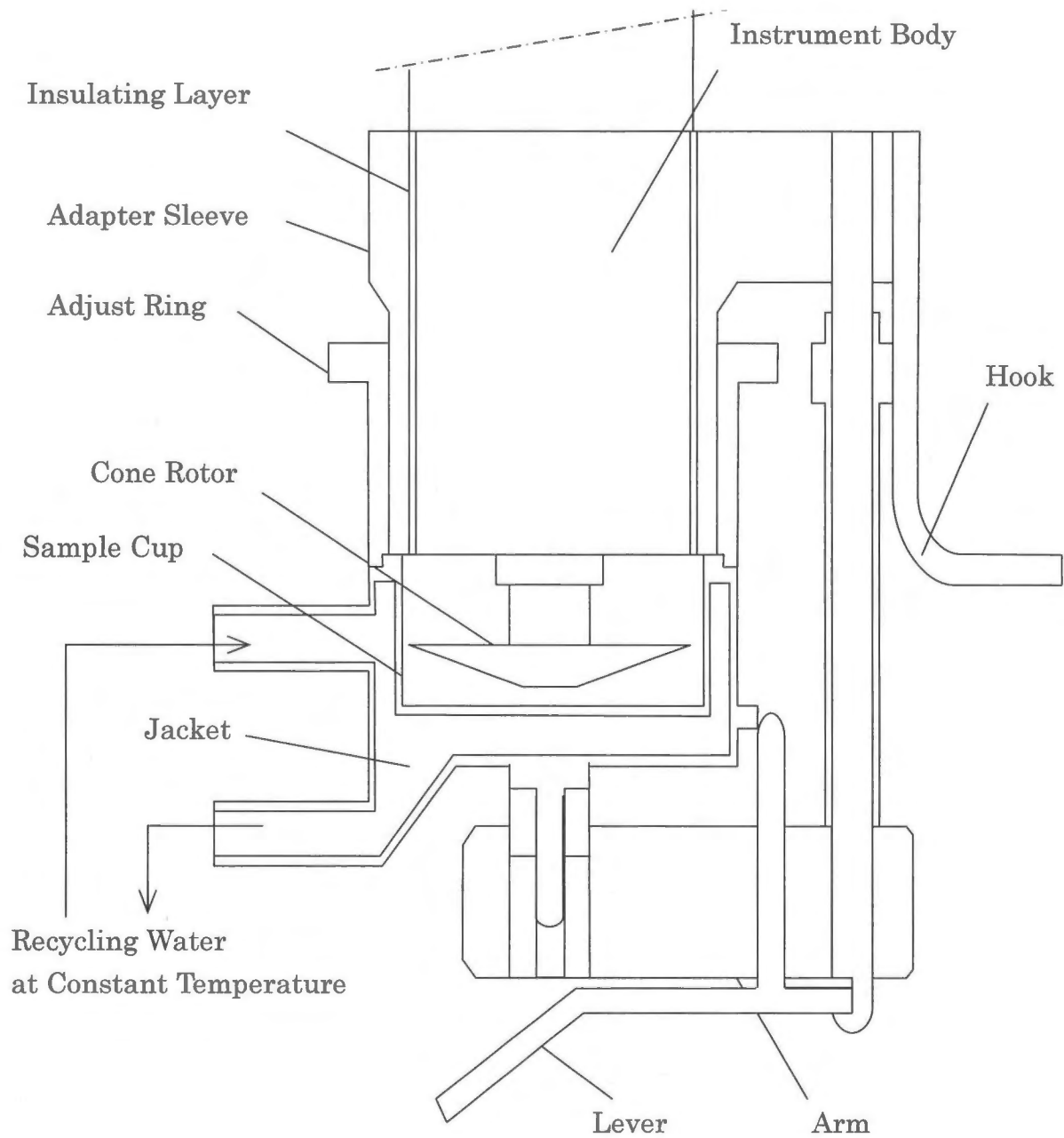


Fig.3.5 Design illustration of viscometer

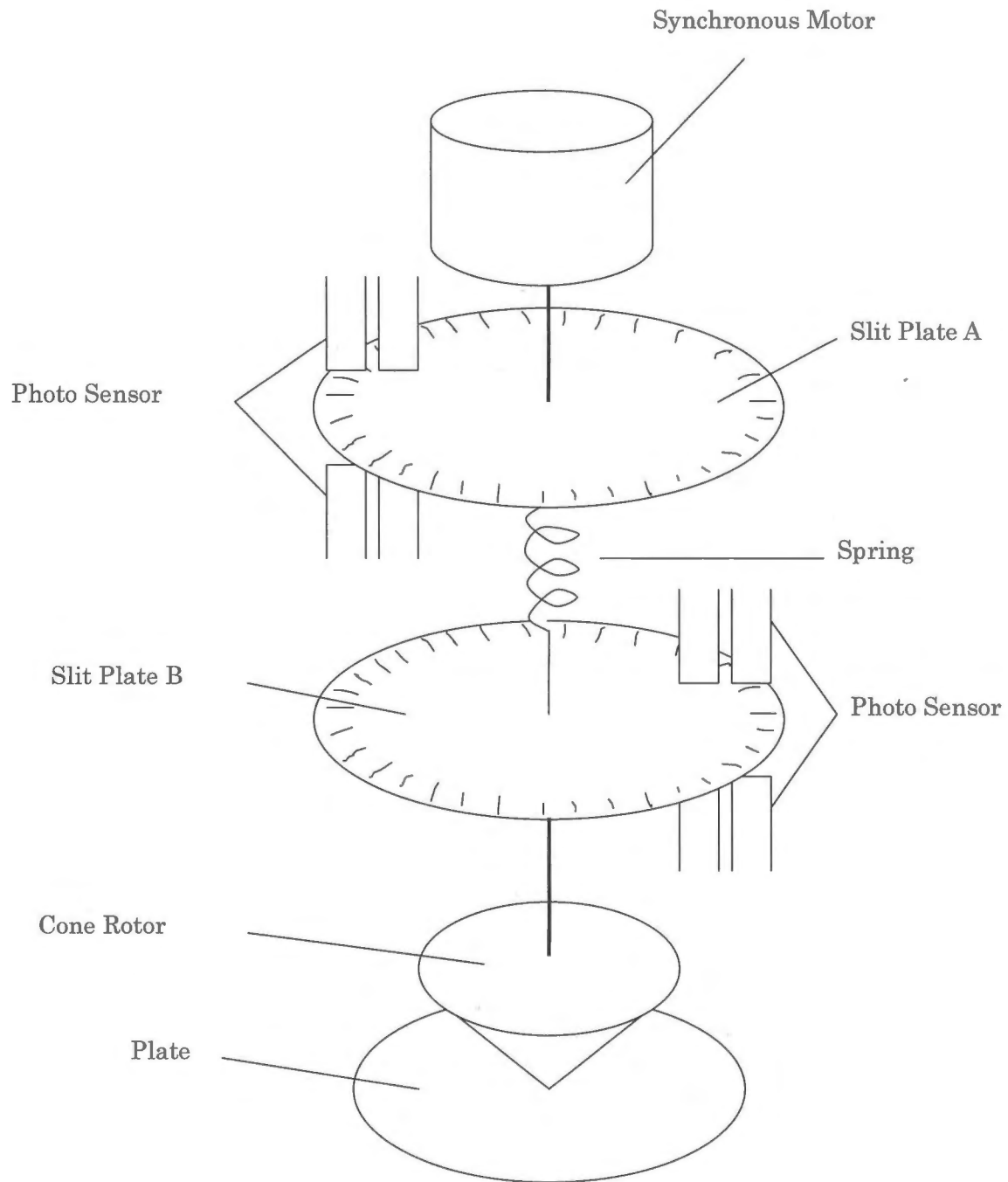


Fig.3.6 Actuation illustration of viscometer



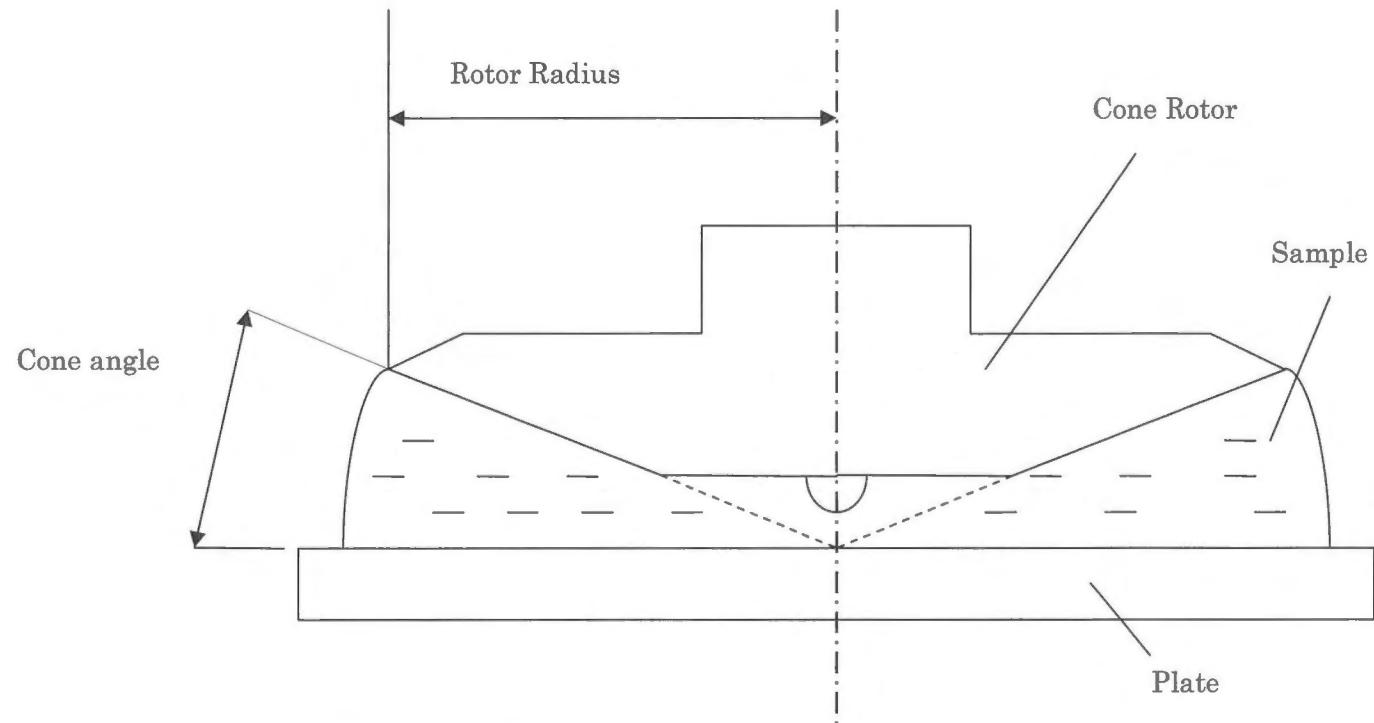


Fig.3.7 Cone rotor of viscometer



Fig.3.8 Photograph of the temperature control unit

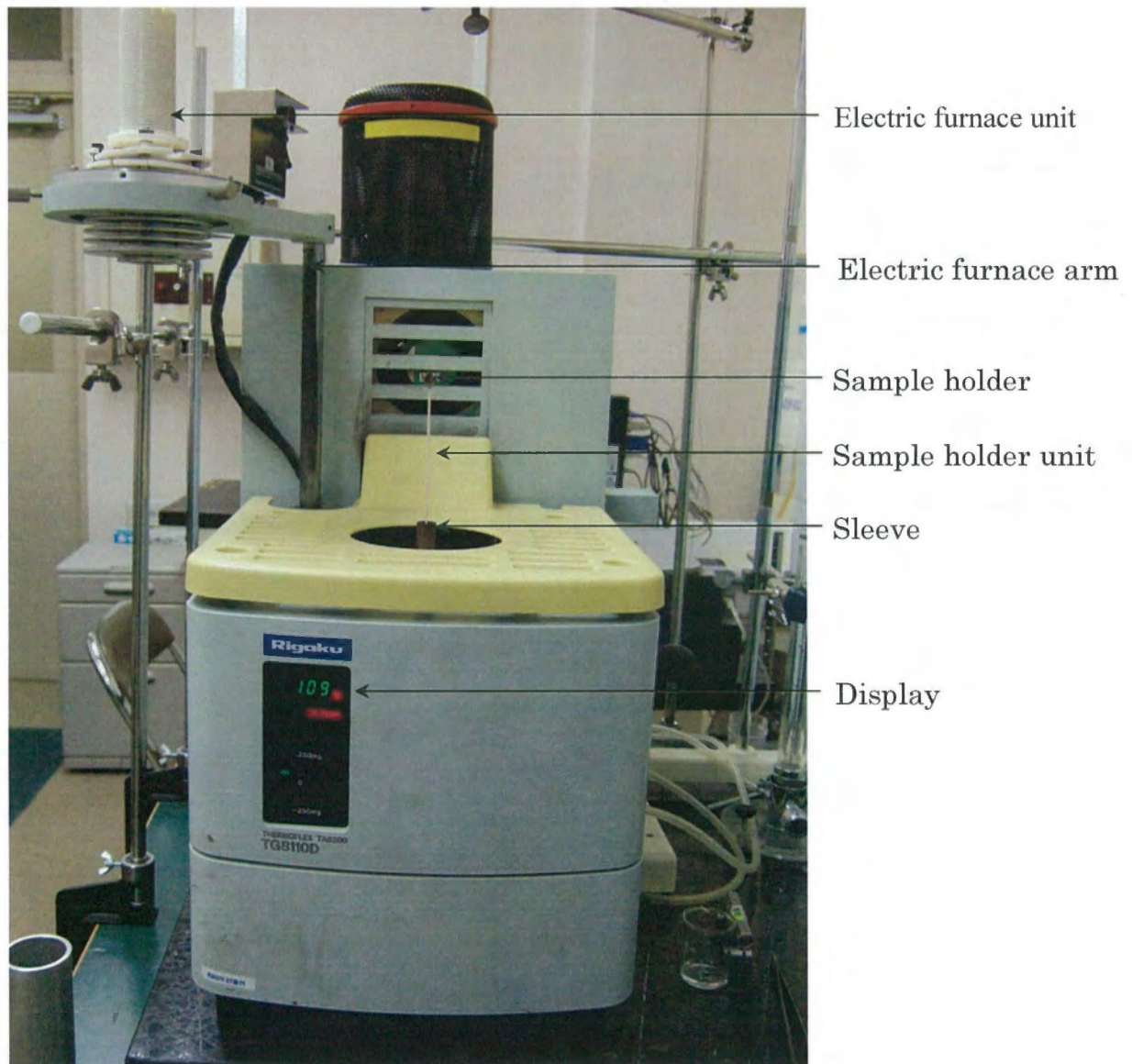


Fig.3.9 Photograph of TG-DTA analysis equipment  
(when preparing the measurement)

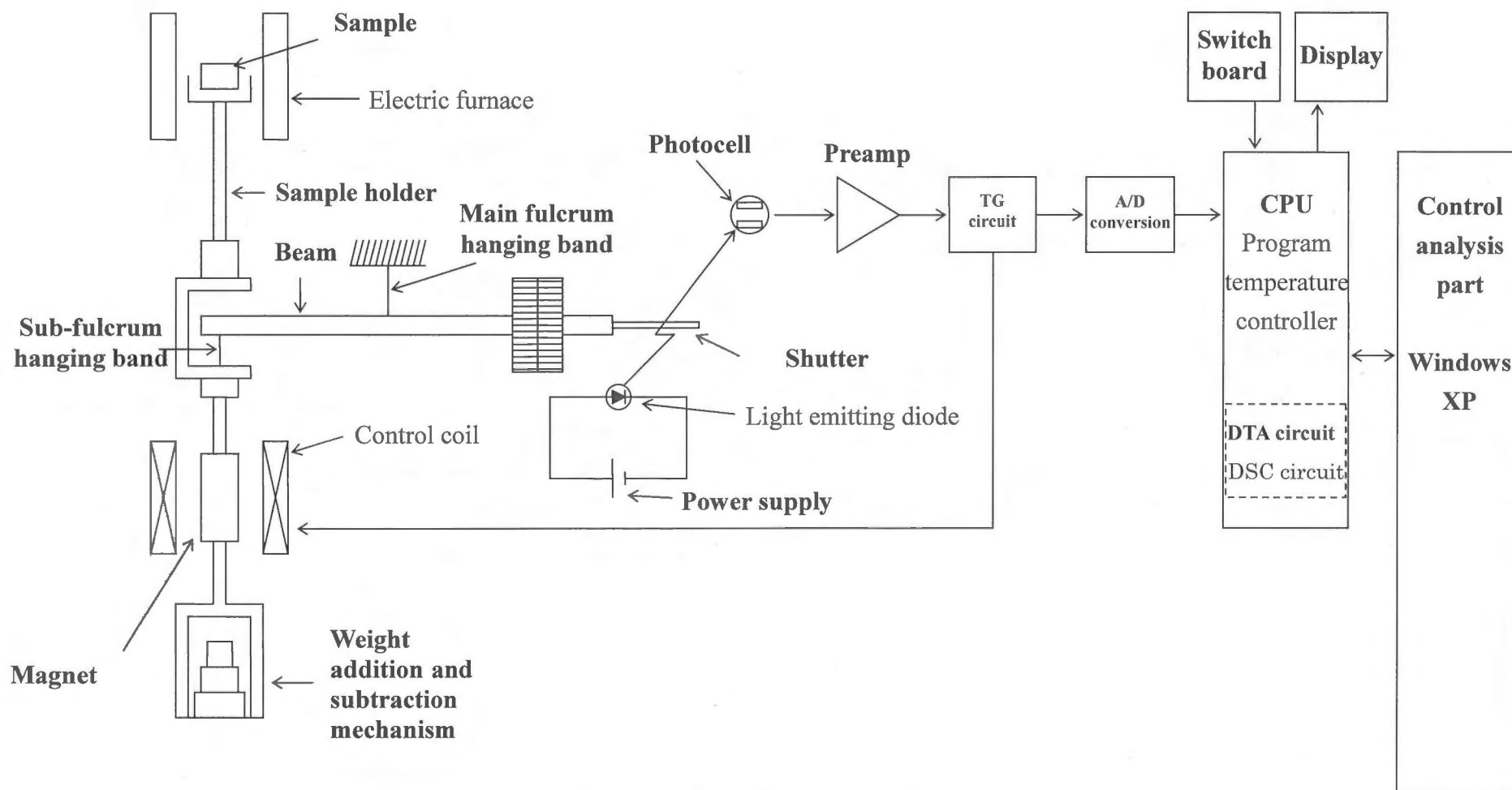


Fig. 3.10 TG-DTA principle chart

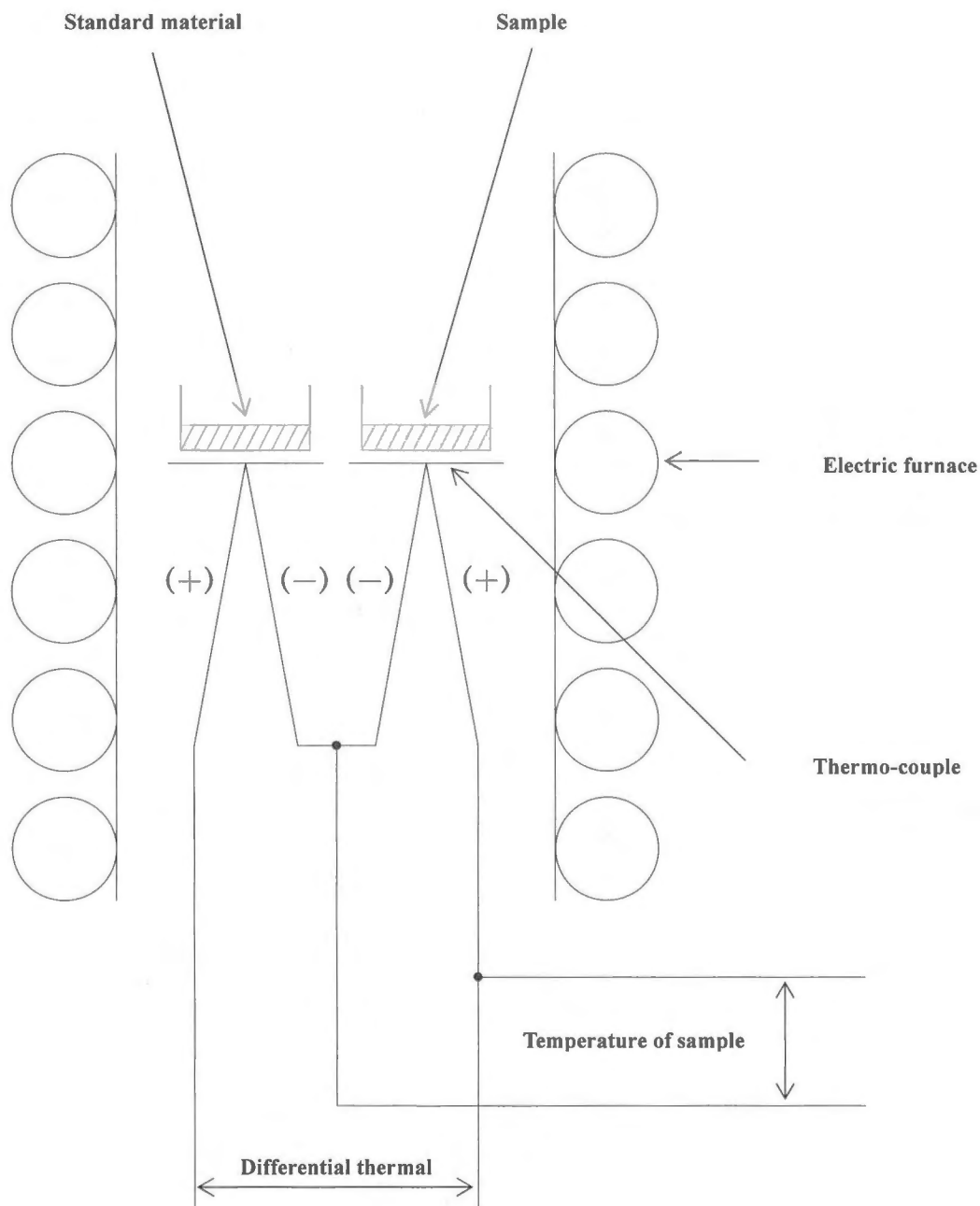


Fig.3.11 Temperature of sample and differential thermal measurement principle chart



### 第3章 シリンダー壁面における潤滑油特性

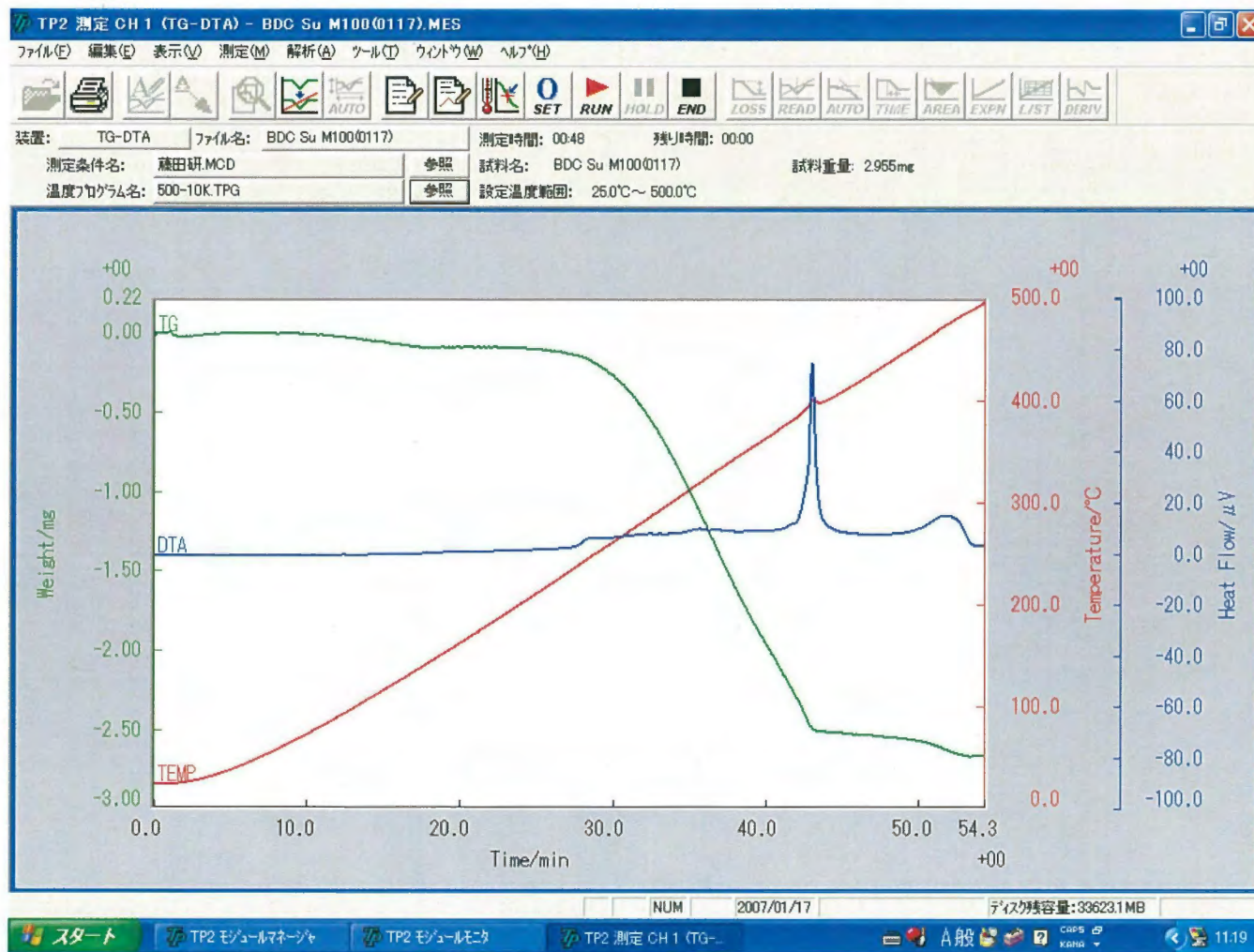


Fig.3.12 Example of analysis result

Tab.3.1 Composition of lubrication oil

Composition component	Compounding ratio [wt%]	Purpose of composition
Mineral oil	25	ベースオイル
Kerosene	27	ガソリンとの混合性向上（希釈剤）
Olefins	41	ベースオイル 排気煙の低減
Metallic detergent	7	添加剤（成分：Ca スルフォネート系） 清浄性向上、さび防止
Ashless dispersant		添加剤（成分：コハク酸イミド系） スラッジ分散性、低温スラッジ生成抑制



### 3.3 実験結果および考察

#### 3.3.1 粘度測定およびTG-DTA

シリンダー内面に存在する油膜は運転中に図 3.1, 図 3.2 に示す Sc および Cy1~3 の計 4 箇所の抽出孔より, 真空ポンプを用いて抽出した。抽出した油膜は, 粘度測定およびTG-DTA を用いて, 潤滑油のシリンダー内での成分割合を推定した。メタノール燃料を用いて運転した場合は, 抽出油に未燃メタノールを含み分離する場合がある。その場合は分離して沈殿した部分のみの分析を行った。

##### a) 新油

図 3.13, 図 3.14 にそれぞれ潤滑油(新油)にガソリン燃料およびメタノールを混合させた場合の 20℃における粘度測定の結果を示す。各図の横軸は潤滑油と燃料の混合割合を示し, 数値は潤滑油の割合を示す。また, 縦軸は粘度測定によって得られた値を対数で示す。図 3.13 より, 潤滑油にガソリンが混合することで, その粘度は急激に減少する。また図 3.14 より, メタノールで同様の実験を行ったところ, 潤滑油とメタノールは混じり合わないことから, 粘度測定の値にばらつきが見られた。同様の実験を 2 回行ったが, 特にメタノールの割合が多いほうがばらつきは大きい。このことから, シリンダー壁面においても潤滑油が壁面に一様に行き渡っているとは考えにくい。

図 3.15 には, 潤滑油の測定温度を変化させて粘度測定を行った結果を示す。図の横軸は測定温度を, 縦軸は粘度測定によって得られた値を片対数グラフで示す。

図 3.16 には, 今回実験に用いた市販の 2 ストローク機関用潤滑油, およびその成分である鉱油, 灯油, ポリブテン, 金属系清浄剤, 無灰型分散剤の TG 分析の結果を示す。図の横軸は電気炉内の温度, 縦軸は天秤に乗せた試料の初期重量からの減少率および基準物質( $\alpha$ -アルミナ)との温度差を示している。図より, 実験に用いた潤滑油には 50℃~170℃までに揮発する低沸点成分が 25%程と, 残り 230℃~500℃までに揮発する高沸点成分から成ることがわかる。また, 灯油は 170℃までに 90.8%程が揮発し, 一度平衡状態となり, その

### 第3章 シリンダー壁面における潤滑油特性

後 220℃から残りが揮発し 335℃までですべてが熱分解される。表 3.1 より今回実験に用いた潤滑油には 27%の灯油が含まれており、TG 分析の結果でも 170℃までに 25%が揮発していることから、潤滑油の 50～170℃のうちに揮発する成分はほとんどが灯油であると推察される。一方、220℃以降の揮発成分は、ポリブテン、鉱油、金属系清浄剤、無灰型分散剤の順に熱分解していくものと考えられる。ポリブテンは 170℃～350℃の間ですべてが熱分解してしまうため、少なくとも 350℃以下で無ければその機能は果たさない。鉱油は 200℃から徐々に熱分解し、350℃付近で減少速度が低下する。同様に無灰型分散剤や金属系清浄剤でも、それぞれ 400℃、450℃付近で減少速度が低下している。これは、それぞれが縮合重合しワニス、スラッジ状になり、その後徐々に熱分解するためであると考えられる。

白金には触媒作用があるため、本実験ではアルミニウム製の容器でも比較実験を行った。図 3.17 には、TG-DTA 分析を行う際に、白金容器とアルミニウム容器を用いた時の TG および DTA 分析の結果を示す。図の横軸は電気炉内の温度、縦軸は天秤に乗せた試料の初期重量からの減少率および基準物質( $\alpha$ -アルミナ)との温度差を示している。なお、アルミニウム製の容器は耐用温度が 500℃までであるため、余裕をもたせ 400℃までで検証をした。

図より、400℃までの TG 分析の結果はほぼ一致している。しかし、DTA 分析結果は、230℃以上の温度でアルミニウム容器を用いた測定結果に揺らぎがある。また、白金容器で行った際は 390℃で正の起電力のピークがあり容器内の潤滑油が自発着火したと思われる。一方、アルミニウム容器を用いた際は同様の位置で発熱反応が見られるものの、白金容器ほど大きいものではない。よって白金容器とアルミニウム容器を用いて潤滑油の TG-DTA 分析を行った場合、TG 分析では大差が生じないが、DTA 分析では白金触媒による影響が生じることが分かった。

#### b) 掃気ポート : Sc

図 3.18 にはガソリン燃料およびメタノール燃料を用いて運転した時の Sc および Cy1~3

### 第3章 シリンダー壁面における潤滑油特性

より採取した抽出油の温度を変化させて粘度測定を行った結果を示す。各図には合わせて実験に用いた潤滑油の粘度測定の結果も示している。各図の横軸は測定温度、縦軸は粘度測定によって得られた値を片対数グラフで示している。図 3.18(a), 図 3.18(b)より、40℃における抽出油の粘度は、新油 48.9mPa·s, ガソリン燃料を用いた場合 28.2mPa·s, メタノール燃料を用いた場合 11.7mPa·s である。ガソリン燃料およびメタノール燃料で運転した場合の抽出油は新油に比べ粘度が低い。これは、燃料と潤滑油がクランク室内で混合し、燃料によって希釈された潤滑油が掃気孔壁面を伝わってきたものを抽出したためであると考えられる。また、ガソリン燃料の場合よりメタノール燃料を用いたときの方が低粘度である。これは、2000min<sup>-1</sup>における燃料消費量がガソリン 0.219g/s, メタノール 0.500g/s であり、どちらの燃料の場合でも潤滑油消費量が 1.18cm<sup>3</sup>/min であるため、吸気する際の燃料と潤滑油の混合比の差によると思われる。また、図 3.13 に示す潤滑油とガソリンを任意に混合させて粘度測定を行った結果と、ガソリン燃料を用いて Sc より採取された油膜の粘度測定の結果と比較すると、図 3.13 の結果を指数近似し算出すると、Sc より採取された油膜は新油 83.9%とガソリン 16.1%を混合させたものとほぼ等しい粘度の値になることが分かる。また、メタノール燃料を用いた場合の温度変化によって得られた粘度測定の結果には、ガソリン燃料を用いたときのような直線性は見られない。これは、抽出油に含まれるメタノールの割合が多く、さらにメタノールと潤滑油が混合しないため粘度測定値にばらつきが生じるためである。

図 3.19(a), 図 3.19(b)にはそれぞれ、ガソリン燃料およびメタノール燃料を用いたときの Sc より採取された油膜についての TG 分析の結果を示す。図の横軸は電気炉内の温度、縦軸は天秤に乗せた試料の初期重量からの減少率を示している。図 3.19(a)よりガソリン燃料で運転した場合の抽出油には、未燃ガソリンおよび潤滑油の 150℃までに揮発する低沸点成分が 22%~29%程で、残りは 230℃~500℃までに揮発する高沸点成分から成ることが分かる。一方、図 3.19(b)よりメタノール燃料で運転した場合の抽出油には、常温から急激に重

### 第3章 シリンダー壁面における潤滑油特性

量減少が見られ、未燃メタノールおよび潤滑油の 150℃までに揮発する低沸点成分が 40%～67%程で、残りは 230℃～500℃までに揮発する高沸点成分から成ることが分かる。新油の TG 分析の結果と見比べると、低沸点成分の割合が多い油膜が採取された。このことより、低沸点成分には潤滑油に含まれる灯油のほかに未燃燃料も含まれていることが考えられる。油膜抽出時の壁面温度は今回採取した抽出孔の中で最も低く、ガソリン燃料を用いた場合 130℃、メタノール燃料を用いた場合 117℃で、他の抽出箇所 비해未燃燃料および潤滑油の低沸点成分の割合が最も多い結果になった。潤滑油は吸気孔直前に滴下する分離潤滑方式としたが、Sc より採取された油膜からは潤滑油に各燃料が含まれていることが確認された。

図 3.20(a)、図 3.20(b)にはそれぞれ、ガソリン燃料およびメタノール燃料を用いたときの Sc より採取された油膜についての DTA 分析の結果を示す。図の横軸は電気炉内の温度、縦軸は天秤に乗せた試料と基準物質( $\alpha$ -アルミナ)の温度差を示している。図 3.20(a)よりガソリン燃料で運転した場合の抽出油には、380℃～395℃に正の起電力のピークを持つ。これは、潤滑油に含まれる高沸点成分が自発着火をしたため、試料容器の温度が急激に上昇したためである。図 3.20(b)よりメタノール燃料で運転した場合の抽出油には、分析開始から負の起電力を生じ、100℃～130℃の範囲で正の起電力に転じている。このことから、分析開始から未燃メタノールの揮発によって気化潜熱が奪われ、基準物質よりも温度が下がり、負の起電力が生じたと思われる。

#### c) 掃気ポート上部 : Cy1

図 3.18(a)、図 3.18(b)より、40℃における抽出油の粘度は、新油 48.9mPa・s、ガソリン燃料を用いた場合 409mPa・s、メタノール燃料を用いた場合 3398mPa・s である。メタノール燃料で運転した場合の抽出油の粘度は、Cy1 から採取されたものが最も高くなることが確認された。これは、Cy1 から燃焼ガスにさらされ、今回採取した抽出孔の中でシリンダー壁面の温度が最も高く、さらにメタノールはガソリンと比べ燃焼速度が速いため、採取さ

### 第3章 シリンダー壁面における潤滑油特性

れた油膜に含まれる燃料の割合がガソリンよりもメタノールの方が少ないためであると考えられる。また、メタノール燃料を用いた場合の温度変化によって得られた粘度測定の結果には直線性が見られ、Sc で得られたようなばらつきは見られなかった。メタノール燃料、あるいは燃料の燃焼によって生じた水はピストンとピストンリングの摺動によってエステル化し、潤滑油内に取り込まれた状態で存在しているが、運転中のシリンダー壁面において粘度は安定していると考えられる。

図 3.21(a)、図 3.21(b)にはそれぞれ、ガソリン燃料およびメタノール燃料を用いたときの Cy1 より採取された油膜についての TG 分析の結果を示す。図の横軸は電気炉内の温度、縦軸は天秤に乗せた試料の初期重量からの減少率を示している。図 3.21(a)よりガソリン燃料で運転した場合の抽出油には、未燃ガソリンおよび潤滑油の 150℃までに揮発する低沸点成分が 12%~16%程で、残りは 230℃~500℃までに揮発する高沸点成分から成ることが分かる。低沸点成分は主に灯油であると考えられる(a)項、TG 分析結果・図 3.16 参照)。一方、図 3.21(b)よりメタノール燃料で運転した場合の抽出油には、常温から直線的に重量減少が見られる。メタノールの沸点は 64.6℃と低く、分析を開始してからすぐに揮発してしまうと考えられ、その温度以上に加熱しても重量減少が確認される。また、100℃~150℃で急激な重量減少が見られる。これは、Cy1 が燃焼室に露出していることから、抽出油には未燃メタノール、潤滑油のほかにメタノールの燃焼によって生じた水が含まれていると思われる。100℃を越えた温度では水が気化したために重量減少が見られたと考えられる。落差より抽出油に含まれる水分を算出すると、9%~26%であることが分かる。また、潤滑油の低沸点成分が存在していることも考えられる。このようなグラフの特徴はガソリン燃料を用いた場合には見られない。150℃以降では新油やガソリンでも見られた通り 230℃からさらに熱分解が始まる。230℃以上の高沸点成分は 46%~72%程含まれることが分かる。

図 3.22(a)、図 3.22(b)にはそれぞれ、ガソリン燃料およびメタノール燃料を用いたときの Cy1 より採取された油膜についての DTA 分析の結果を示す。図の横軸は電気炉内の温度、

### 第3章 シリンダー壁面における潤滑油特性

縦軸は天秤に乗せた試料と基準物質( $\alpha$ -アルミナ)の温度差を示している。図 3.22(a)よりガソリン燃料で運転した場合の抽出油には、400℃～405℃に正の起電力のピークを持つ。これは、Sc でも見られ通り、潤滑油に含まれる高沸点成分が自発着火をしたためであると思われる。また、図 3.22(b)よりメタノール燃料で運転した場合の抽出油では、100℃～150℃で負の起電力のピークがある。また、このピークと図 3.21(b)で見られる急激な重量減少が見られる温度は一致している。100℃越えて揮発が起こるのは、潤滑油内で揮発した水が白金容器の潤滑油に取り込まれた状態のままであり、ある時急に潤滑油から外へ逃げ出るためであると思われる。

#### d) リング下死点位置(吸気孔側) : Cy2

図 3.18(a), 図 3.18(b)より、40℃における抽出油の粘度は、新油 48.9mPa·s, ガソリン燃料を用いた場合 832mPa·s, メタノール燃料を用いた場合 1014mPa·s である。メタノール燃料を用いたときの粘度が最も高い結果になった。また、ガソリン燃料を用いた場合では、今回採油を行った抽出孔の中で最も粘度の高い結果となった。これは、後に述べる TG 分析の結果からも見て取れるが、抽出油に含まれる低沸点成分の割合が少ない。シリンダー壁面の温度測定を行った結果、ガソリン燃料で運転を行った場合、Cy1(244℃), Cy3(162℃), Cy2(135℃), Sc(130℃)の順に高いことが確認され、Cy3 に比べ Cy2 の方が壁面の温度が低く、低沸点成分が多く含まれると予想されたが、掃気孔から抽出孔までの距離を見ると、Cy3 に比べ Cy2 の方が遠く、最も熱の影響を受けた潤滑油を採取されるために、このような結果になったと考えられる。また、メタノール燃料を用いた場合では、Cy2 と Cy3 より採取された油膜の粘度はほぼ等しい値となった。シリンダー壁面の温度測定を行った結果、メタノール燃料で運転を行った場合、Cy1(236℃), Cy3(142℃), Sc(117℃), Cy2(116℃)の順に高いことが確認され、Cy3 に比べ Cy2 の方が壁面の温度が低い結果であった。しかし、ガソリン燃料を用いたときと同様に、掃気孔から抽出孔までの距離に依存し、Cy2 では低沸点成分が揮発した油膜が採取されるためシリンダー壁面温度が低いにも関わらず

Cy2 では壁面温度の高い Cy3 とほぼ等しい粘度の値になったと考えられる。

図 3.23(a), 図 3.23(b)にはそれぞれ, ガソリン燃料およびメタノール燃料を用いたときの Cy2 より採取された油膜についての TG 分析の結果を示す。図の横軸は電気炉内の温度, 縦軸は天秤に乗せた試料の初期重量からの減少率を示している。図 3.23(a)よりガソリン燃料で運転した場合の抽出油には, 150℃~200℃以下の未燃ガソリンおよび潤滑油の低沸点成分が揮発し, ほとんどが 500℃までに揮発する高沸点成分から成ることが分かる。一方, 図 3.23(b)よりメタノール燃料で運転した場合の抽出油には, 昇温開始直後から 50℃の間で揮発が始まり 150℃までに 3%~12%程揮発し, 残りは 230℃~500℃までに揮発する高沸点成分から成ることが分かる。

図 3.24(a), 図 3.24(b)にはそれぞれ, ガソリン燃料およびメタノール燃料を用いたときの Cy2 より採取された油膜についての DTA 分析の結果を示す。図の横軸は電気炉内の温度, 縦軸は天秤に乗せた試料と基準物質( $\alpha$ -アルミナ)の温度差を示している。図 3.24(a)よりガソリン燃料で運転した場合の抽出油には, Cy1(図 3.22(a)参照)と同様な傾向を示している。また, 図 3.24(b)よりメタノール燃料で運転した場合の抽出油では, ほぼガソリン燃料を用いたときと同様な傾向を示し, Cy1(図 3.22(b)参照)で見られたような水分によると思われる負のピークは見られなかった。これは, Cy2 がリング下死点位置であるため燃焼ガスにさらされる機会がないためであると考えられる。

#### e) リング下死点位置(排気孔側) : Cy3

図 3.18(a), 図 3.18(b)より, 40℃における抽出油の粘度は, 新油 48.9mPa·s, ガソリン燃料を用いた場合 241mPa·s, メタノール燃料を用いた場合 1130mPa·s である。また, ガソリン燃料およびメタノール燃料を用いた場合で, Cy3 より採取された油膜は Cy1, Cy2 よりも粘度が低い傾向にある。これは, d)項粘度測定でも述べたとおり, Cy3 より採取された油膜の場合では, シリンダー壁面の潤滑油の供給が掃気孔から壁面を伝わって行われ, 掃気ポートからの距離 Cy3 よりも Cy2 の方が遠いため, 油膜が流れている間に熱の影響を



### 第3章 シリンダー壁面における潤滑油特性

受け、低沸点成分が揮発するためであると考える。

図 3.25(a), 図 3.25(b)にはそれぞれ、ガソリン燃料およびメタノール燃料を用いたときの Cy3 より採取された油膜についての TG 分析の結果を示す。図の横軸は電気炉内の温度、縦軸は天秤に乗せた試料の初期重量からの減少率を示している。図 3.25(a)よりガソリン燃料で運転した場合の抽出油には 150℃までに揮発する低沸点成分が含まれるが、その量は少なく 3.5%~9%程で、残りは 230℃~500℃までに揮発する高沸点成分から成ることが分かる。Cy3 は排気孔に近く、シリンダー壁面温度も比較的高いことから、低沸点成分の割合は少ない。一方、図 3.25(b)よりメタノール燃料で運転した場合の抽出油には、昇温を開始した 50℃よりも低い温度から揮発が始まり、150℃までに 45%~60%程揮発する。その後、新油やガソリンで見られた通り 230℃からさらに揮発が始まる。Cy1 の TG 分析と同様に、メタノールは沸点が低いため分析を開始してからすぐに揮発してしまうと考えられ、抽出油は未燃メタノール、潤滑油のほかにメタノールの燃焼によって生じた水が含まれていると思われ、100℃を越えた温度では水が気化したために重量減少が見られたと考えられる。落差より抽出油に含まれる水分を算出すると、0%~7%であることが分かる。また、潤滑油の低沸点成分が存在していることも考えられる。しかし、粘度測定ではメタノール燃料を用いた場合の方が高いが、シリンダー壁面に供給される潤滑油の割合が少ない結果となった。

図 3.26(a), 図 3.26(b)にはそれぞれ、ガソリン燃料およびメタノール燃料を用いたときの Cy3 より採取された油膜についての DTA 分析の結果を示す。図の横軸は電気炉内の温度、縦軸は天秤に乗せた試料と基準物質( $\alpha$ -アルミナ)の温度差を示している。図 3.26(a)よりガソリン燃料で運転した場合の抽出油には、Cy1(図 3.22(a)参照)、Cy2(図 3.24(a)参照)と同様な傾向を示している。また、図 3.26(b)よりメタノール燃料で運転した場合の抽出油では、Sc(図 3.20(b)参照)と同様に分析開始から負の起電力を生じ、100℃~130℃の範囲で正の起電力に転じている。さらに、Cy1(図 3.22(b)参照)で見られたような負のピークが表れた。こ

### 第3章 シリンダー壁面における潤滑油特性

のことから、抽出油には未燃メタノールと燃焼によって生じた水が含まれていると思われる。しかし、水分は毎回の測定で見られたわけではない。シリンダー上面からの距離の等しい Cy2 では水分の検出は見られなかったが、Cy3 では見られた。これは、Cy3 が排気孔に近く燃焼ガスに含まれる水分がシリンダー壁面に多く付着し、それがリングによって掻き出されたものを採取しているためであると考えられる。

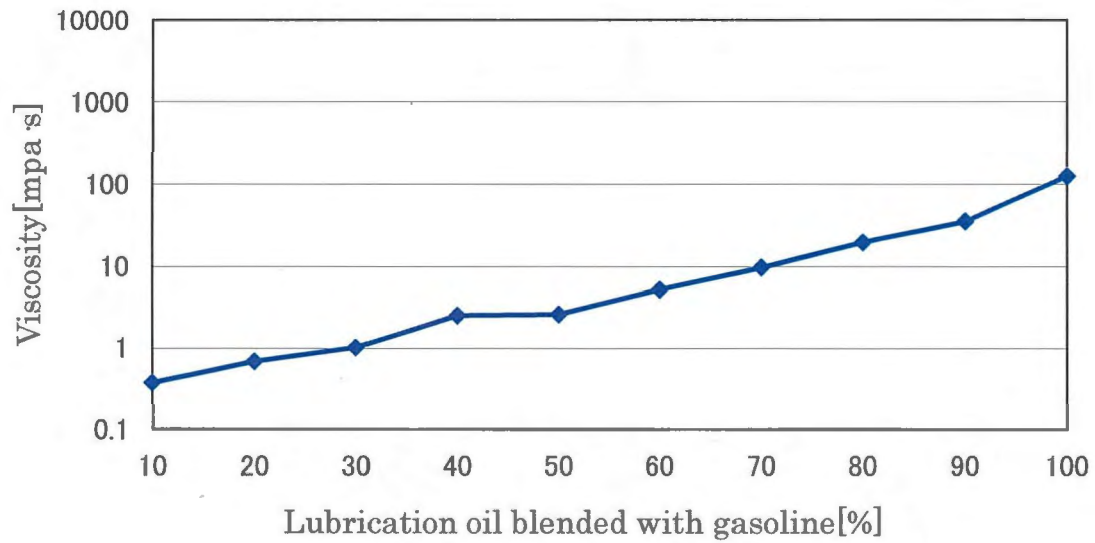


Fig.3.13 Curve of lubrication oil blended with gasoline vs.viscosity(20°C)

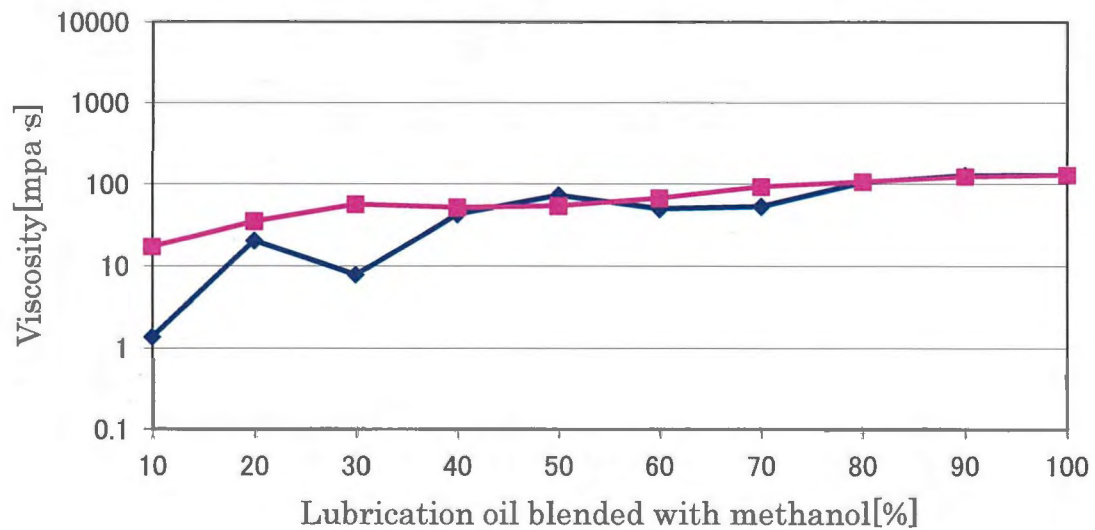


Fig.3.14 Curve of lubrication oil blended with methanol vs.viscosity(20°C)

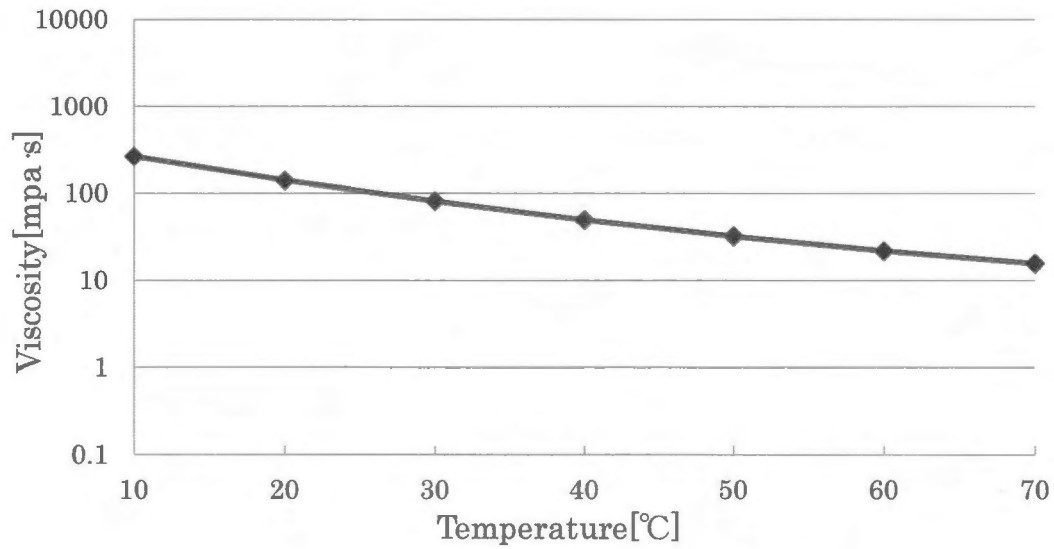


Fig.3.15 Curve of lubrication oil vs. viscosity

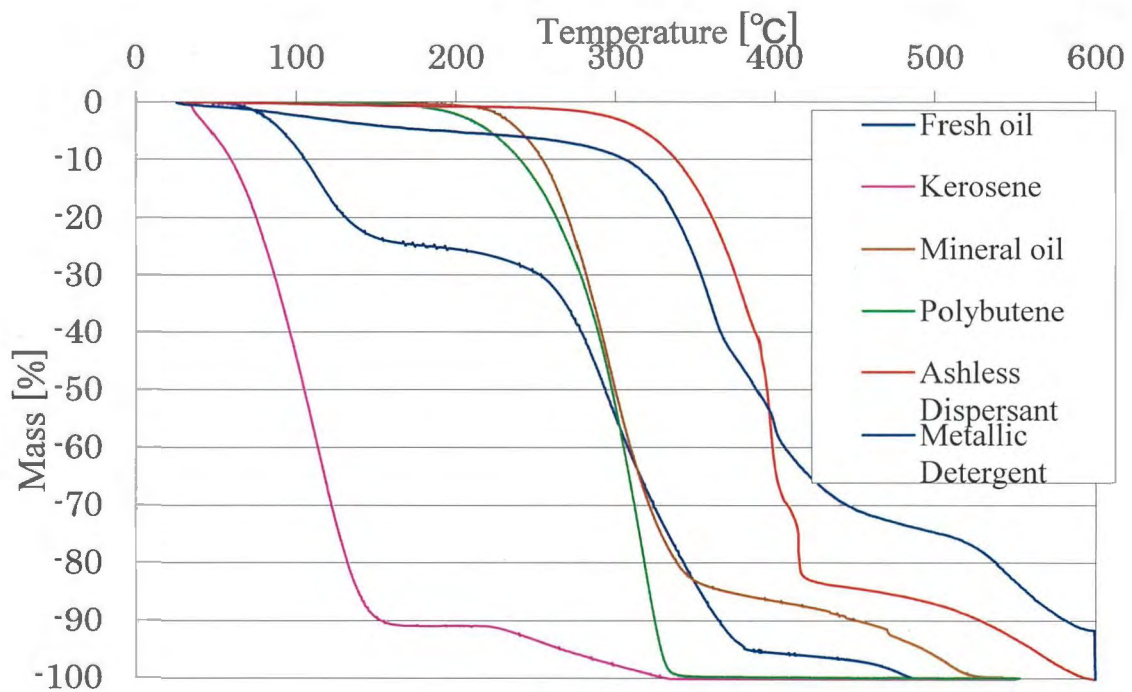


Fig.3.16 TG diagram of oil and elements contained in oil

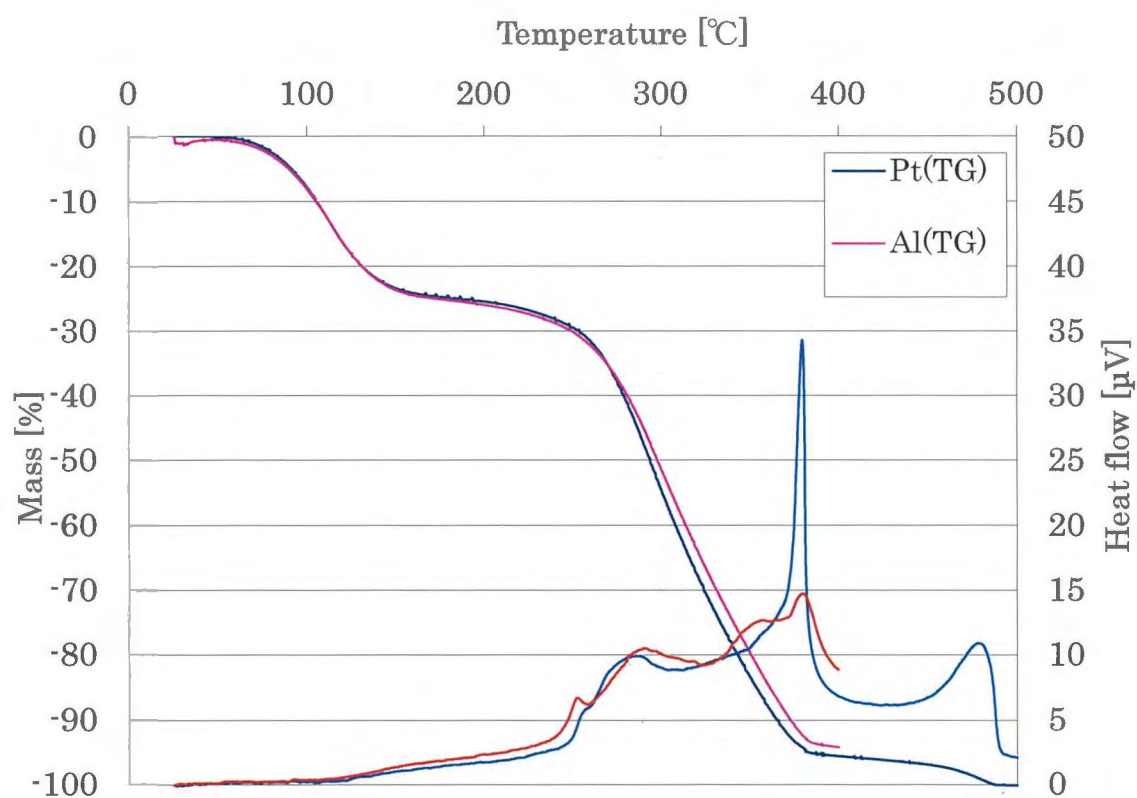
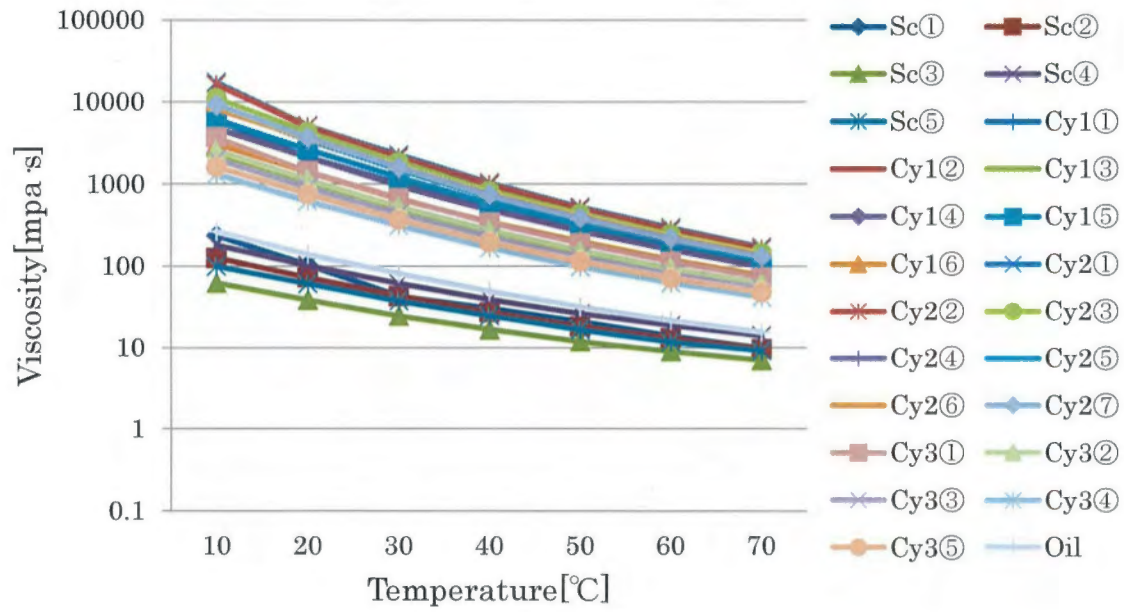
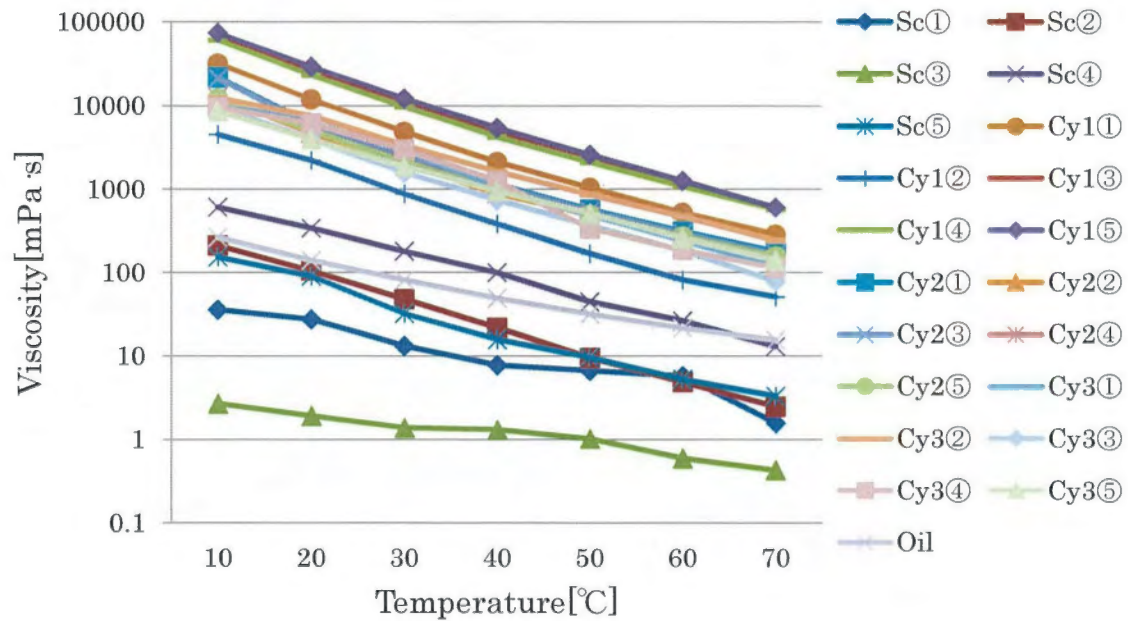


Fig.3.17 TG-DTA diagram (Difference between Pt and Al)

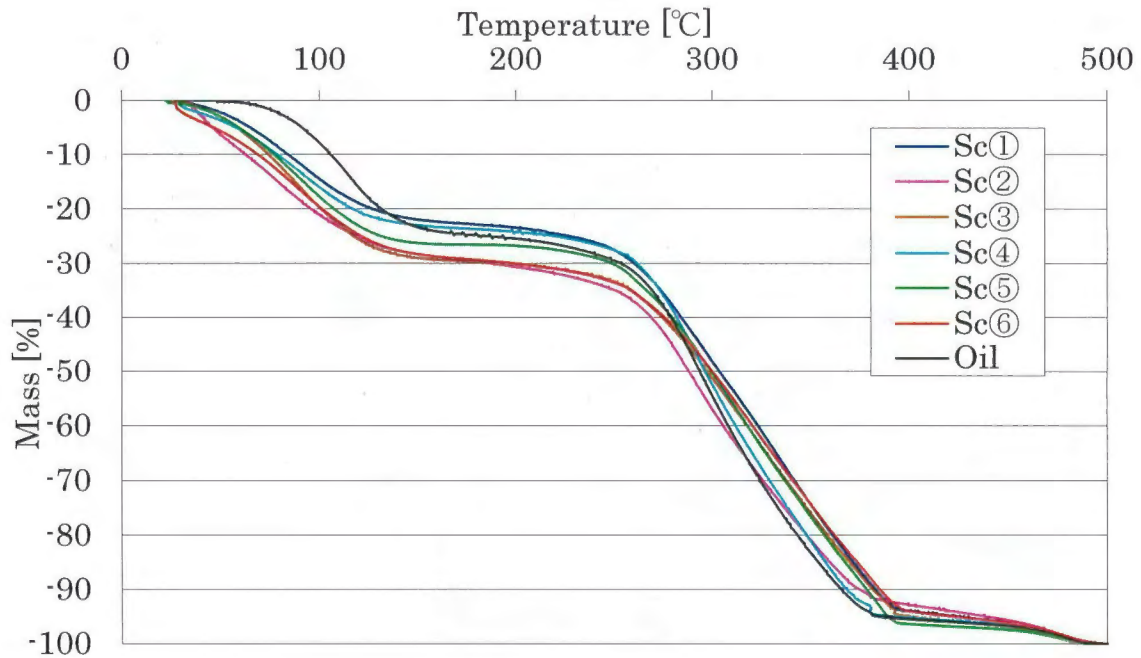


(a) Gasoline

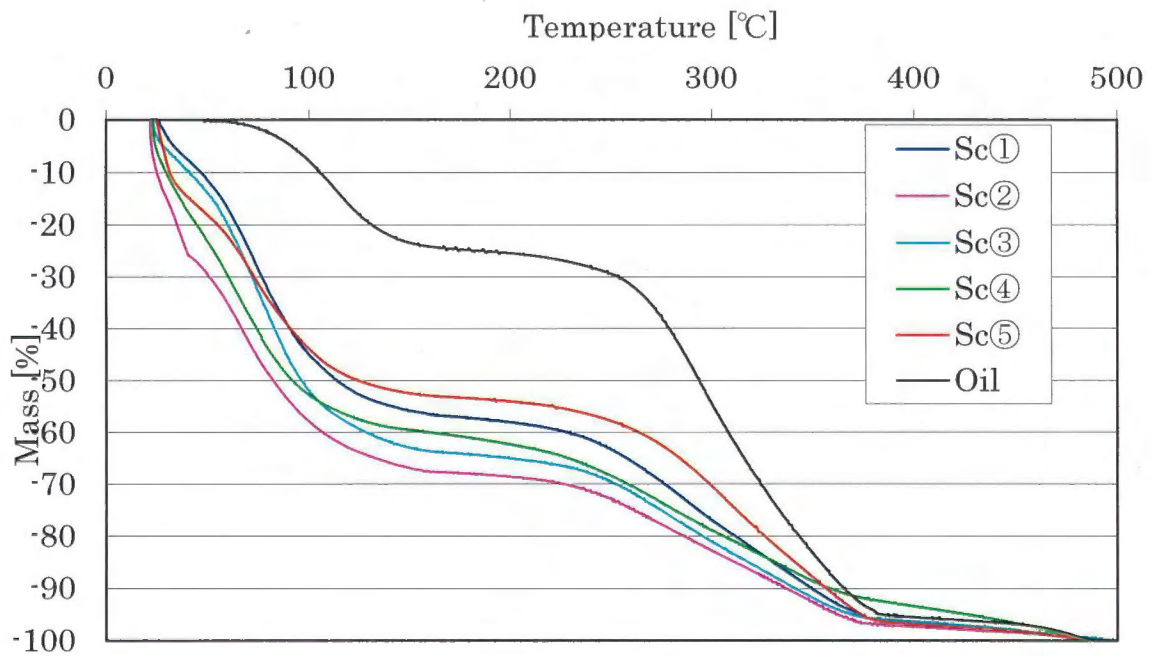


(b) Methanol

Fig.3.18 Curve of temperature vs.viscosity



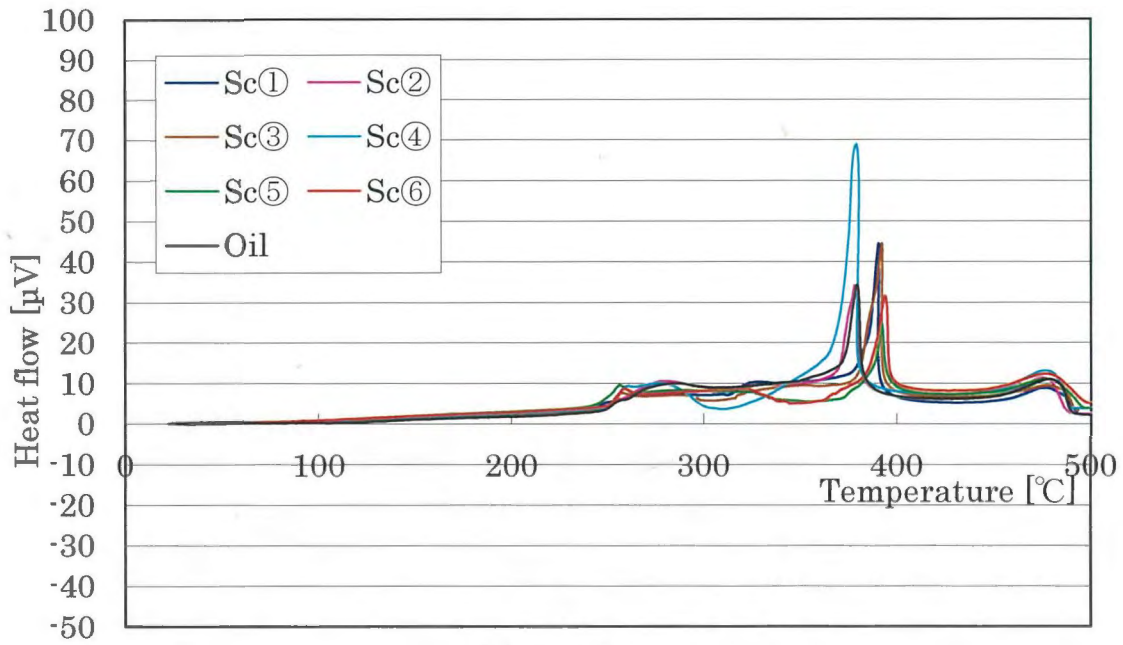
(a) Gasoline



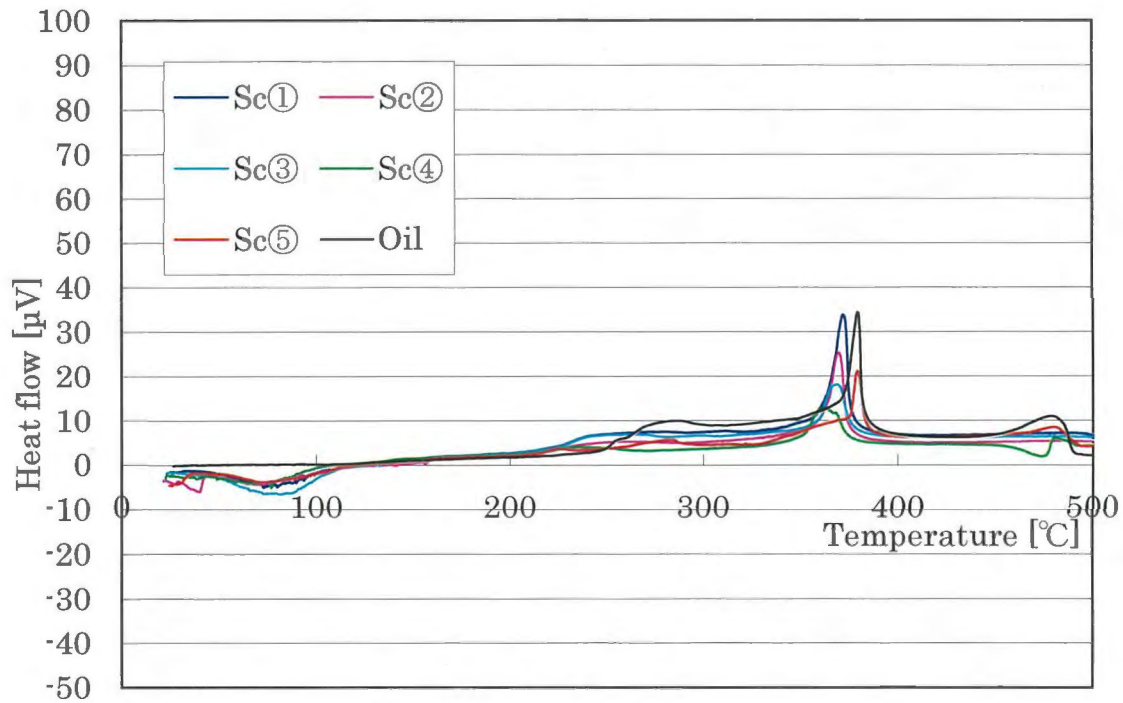
(b) Methanol

Fig.3.19 TG diagram (Samples from Sc)



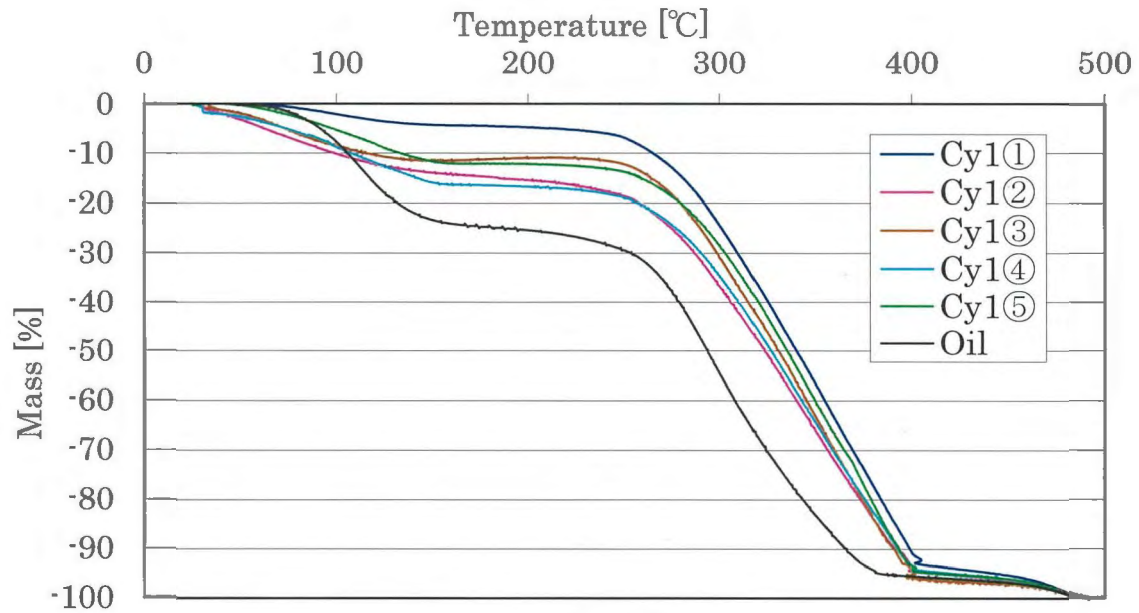


(a) Gasoline

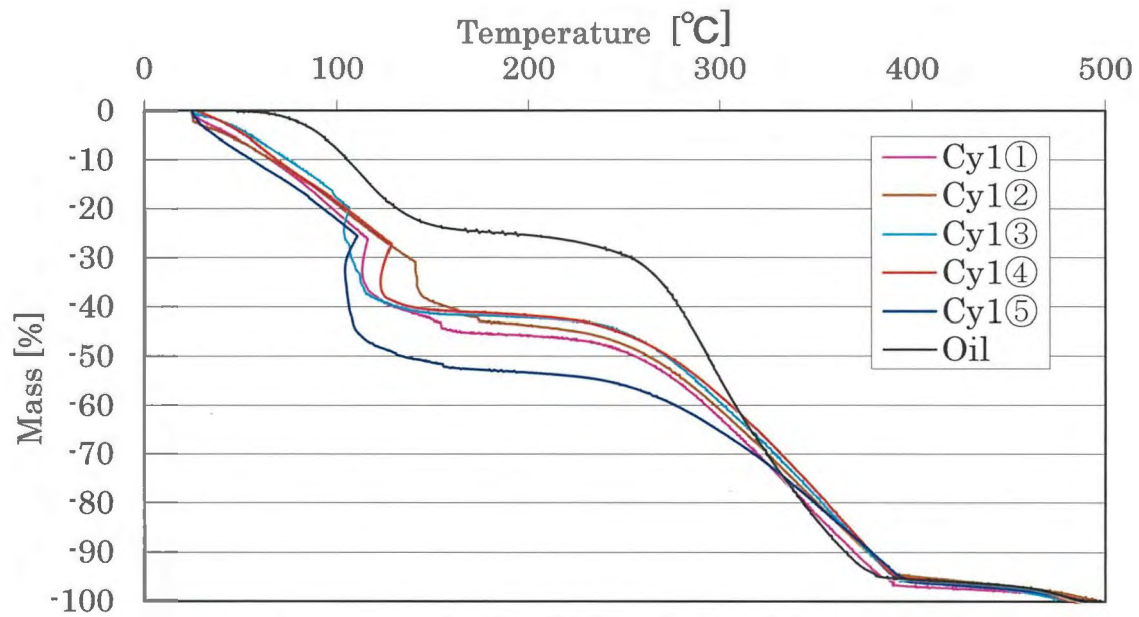


(b) Methanol

Fig.3.20 DTA diagram (Samples from Sc)

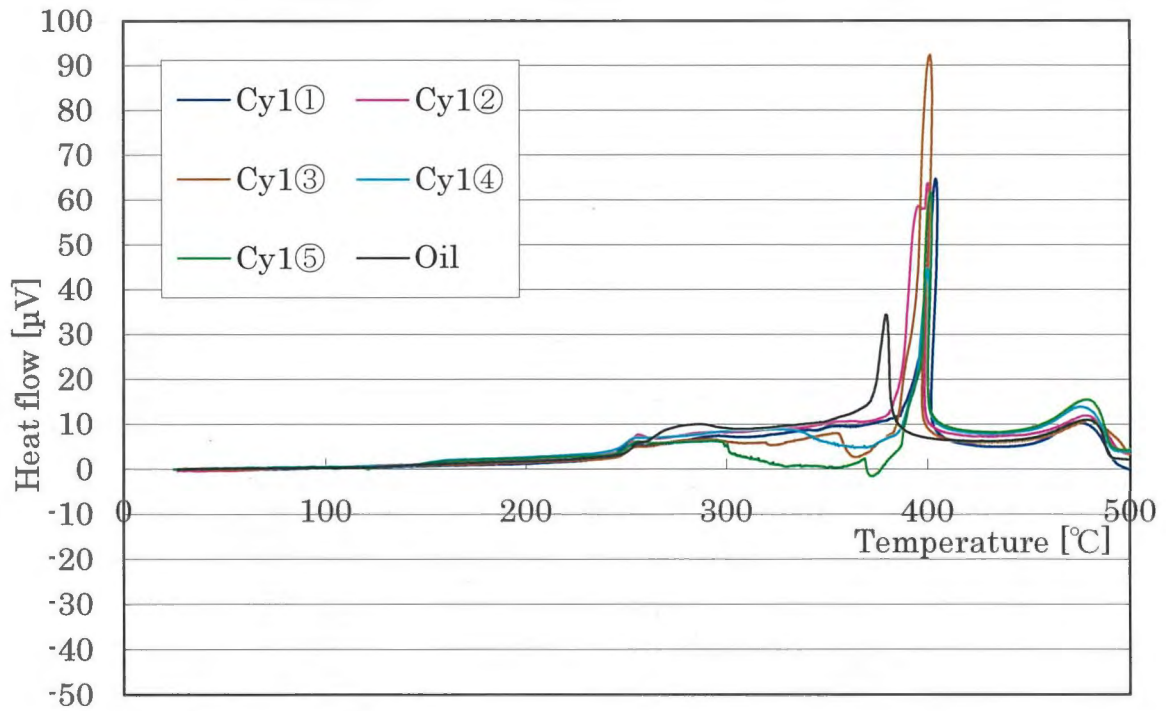


(a) Gasoline

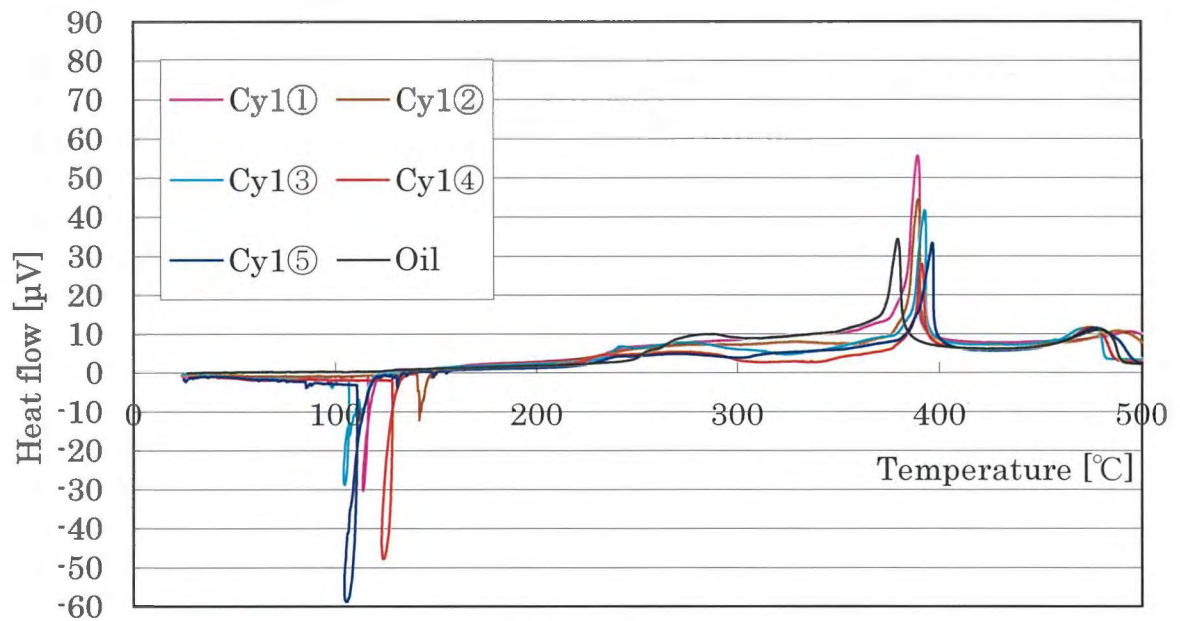


(b) Methanol

Fig.3.21 TG diagram (Samples from Cy1)

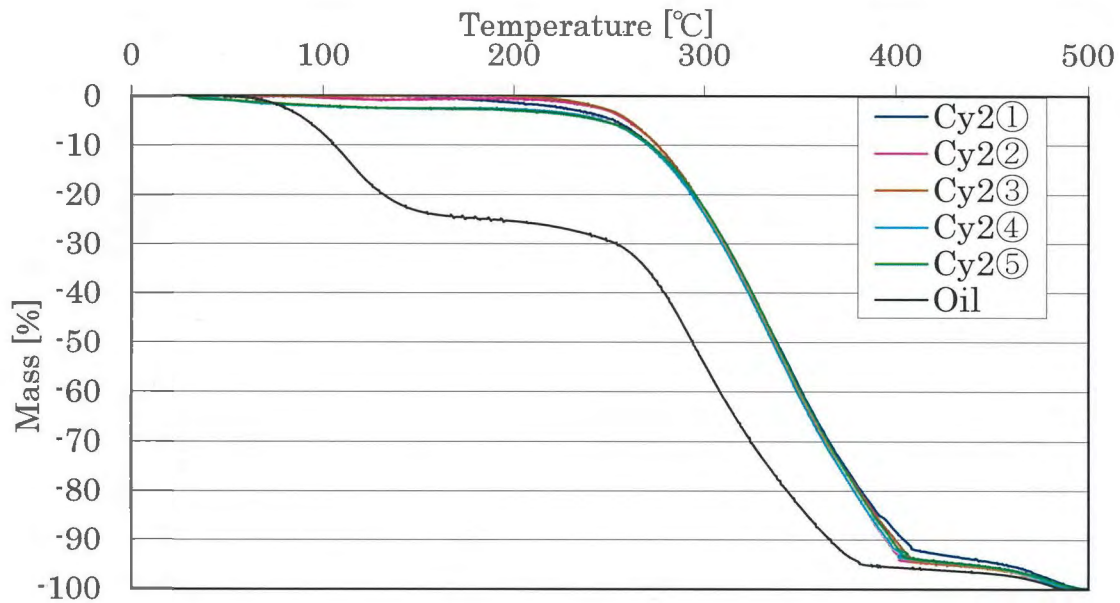


(a) Gasoline

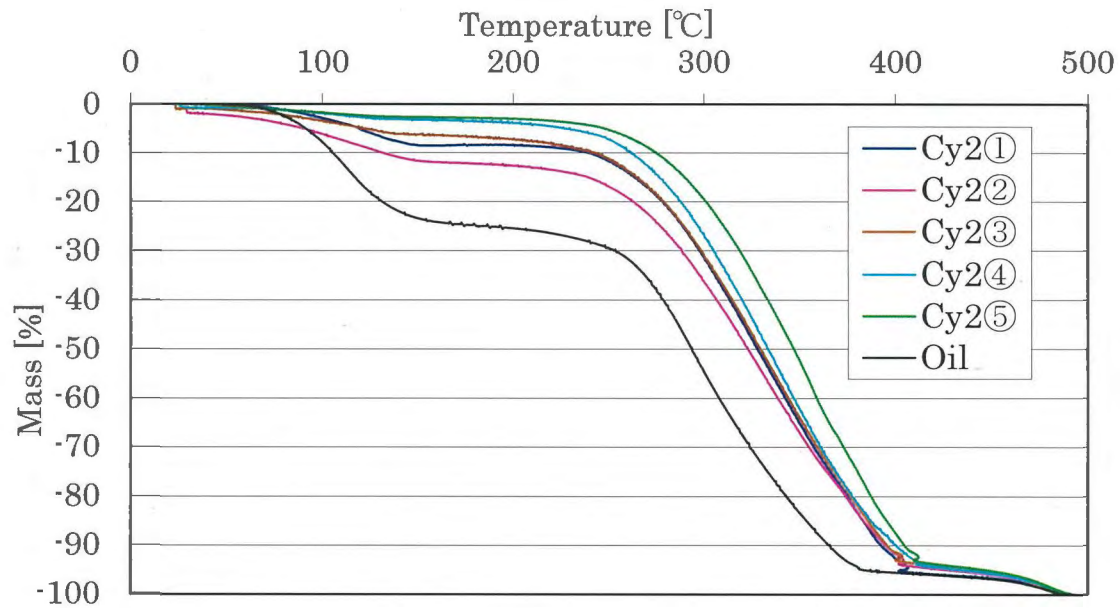


(b) Methanol

Fig.3.22 DTA diagram (Samples from Cy1)

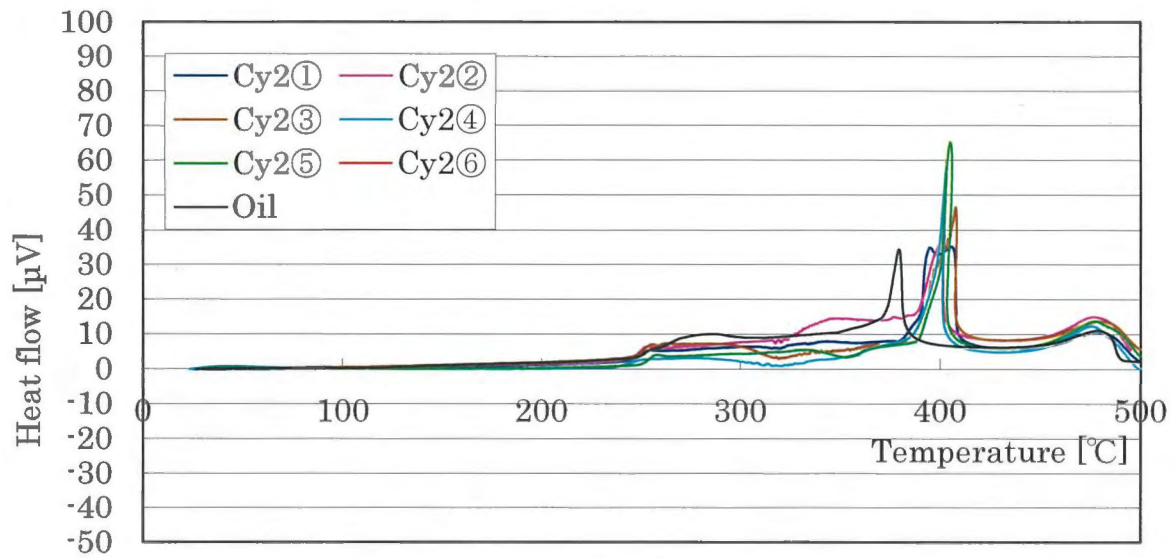


(a) Gasoline

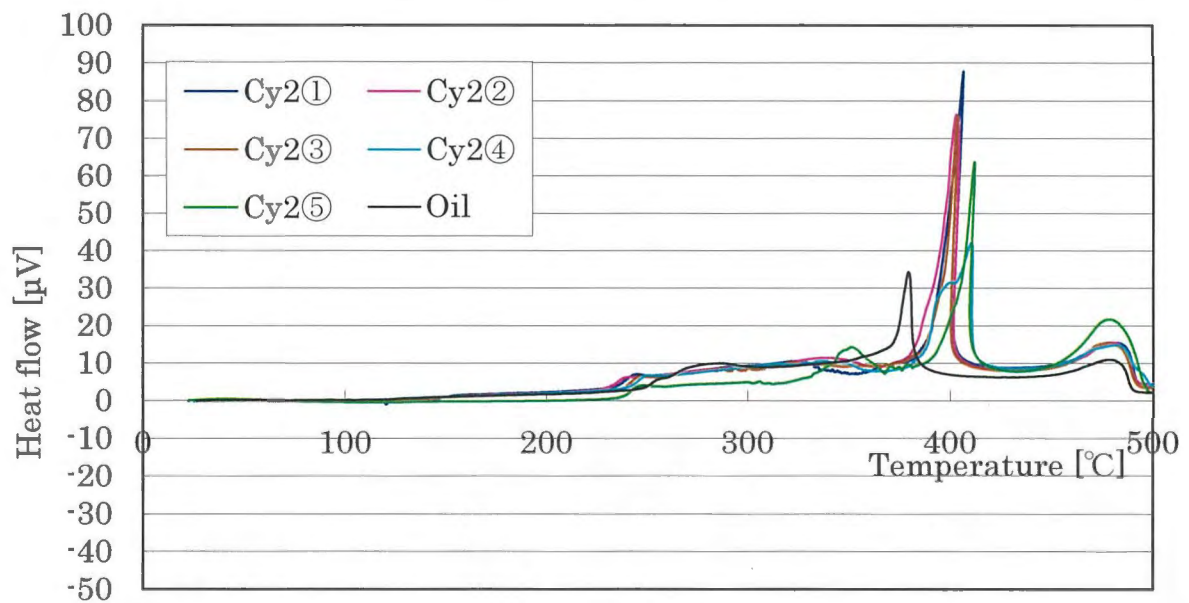


(b) Methanol

Fig.3.23 TG diagram (Samples from Cy2)



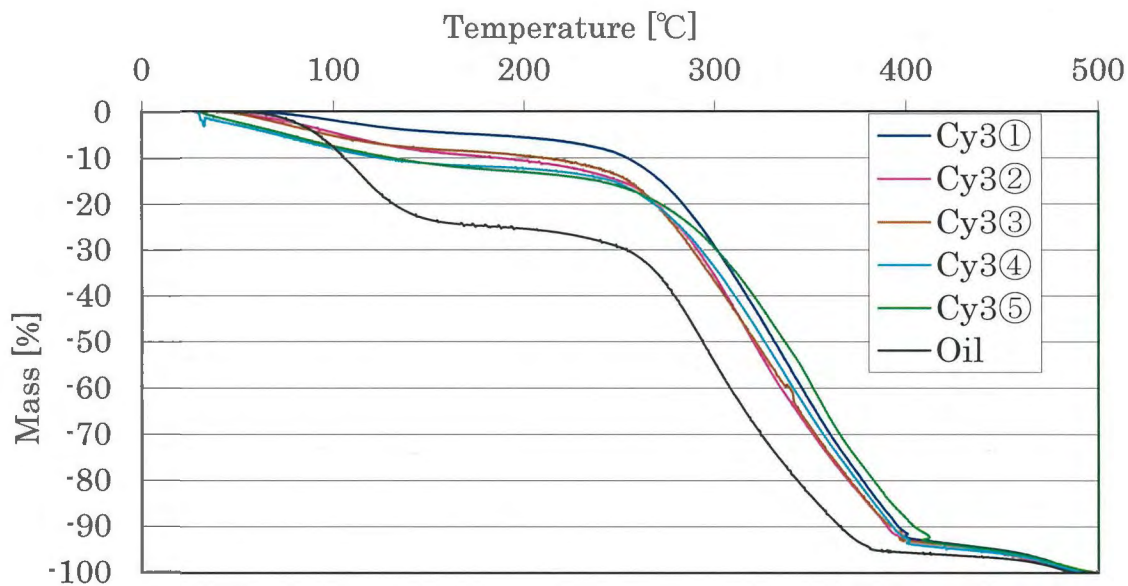
(a) Gasoline



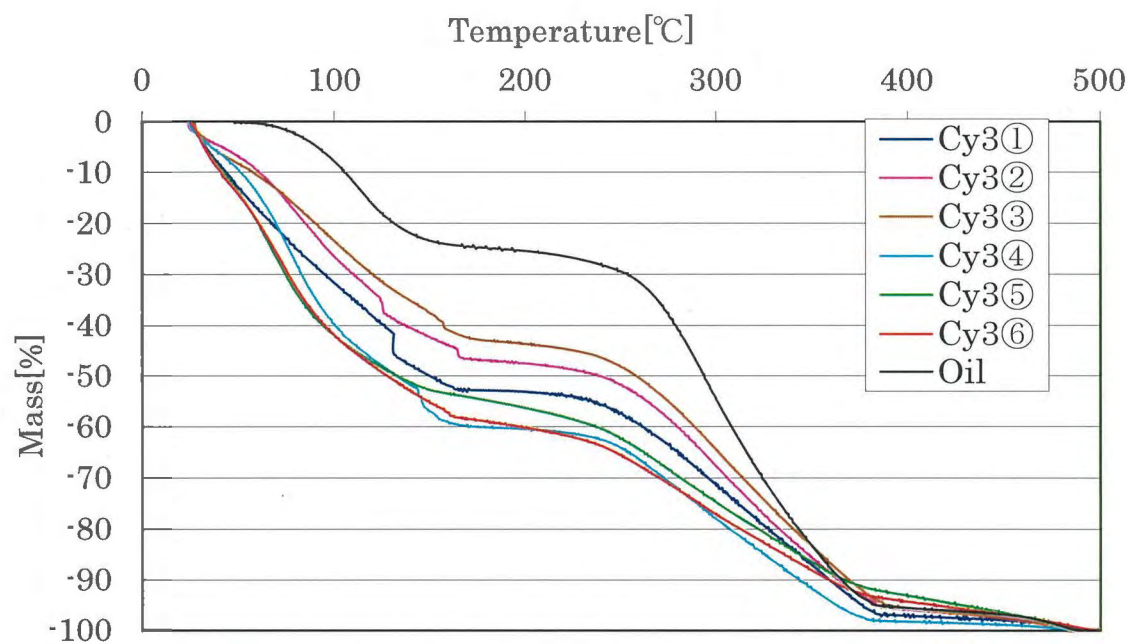
(b) Methanol

Fig.3.24 DTA diagram (Samples from Cy2)



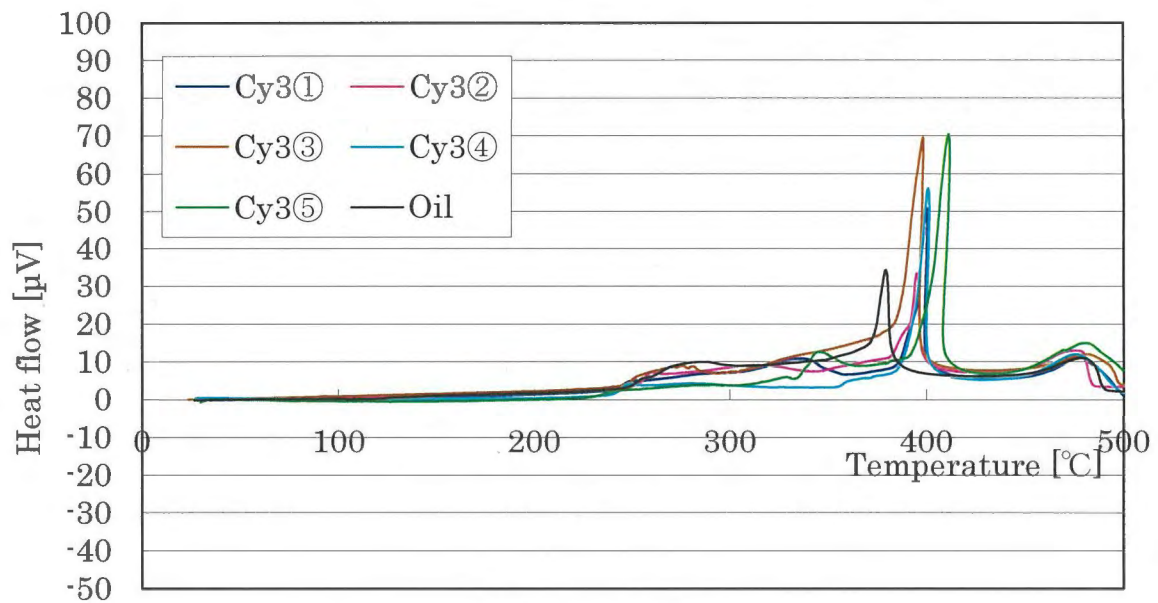


(a) Gasoline

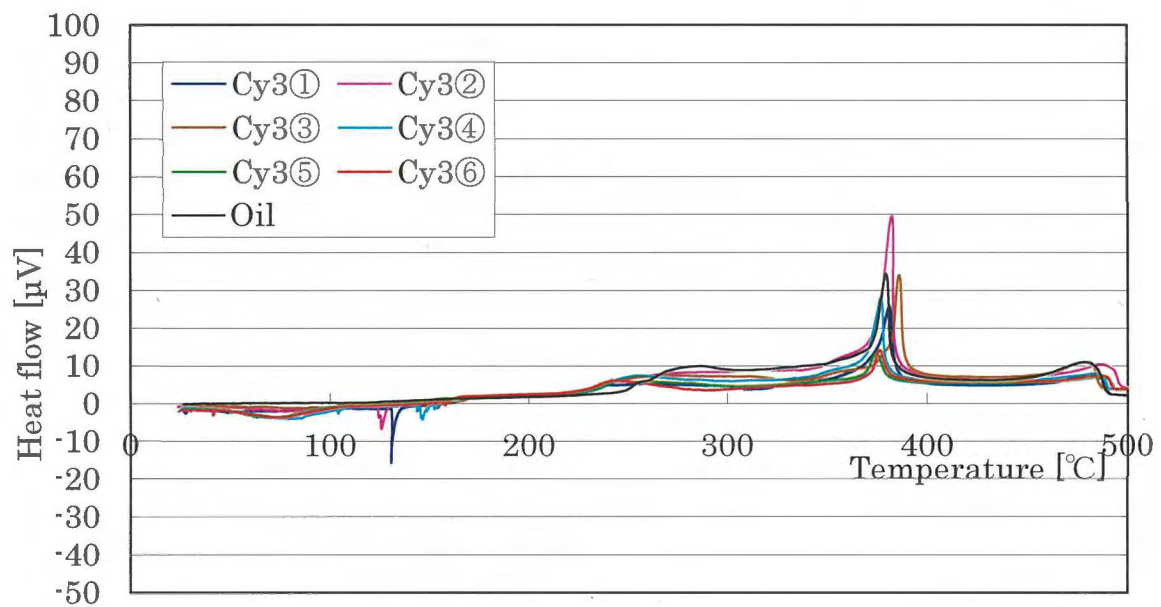


(b) Methanol

Fig.3.25 TG diagram (Samples from Cy3)



(a) Gasoline



(b) Methanol

Fig.3.26 DTA diagram (Samples from Cy3)

### 第3章 シリンダー壁面における潤滑油特性

#### 3.3.2 摩耗量との比較

第2章の摩耗実験との結果を比較する。第2章ではガソリンと潤滑油の混合比 25:1 を基準として実験を行ったが、本実験では油膜の採取を容易にするためガソリンと潤滑油の混合比 15:1 を基準として実験を行った。

##### a) Cy1:RND5, STR7

第2章 図 2.18～図 2.24 の平面図 RND5 に示す 50 時間ごとのシリンダー円周方向の形状変化から、Cy1 方向では 0～150 時間までの摩耗量は、G1,G2,M2 共に他の円周方向測定位置と比べて少ない傾向にある。また、図 3.21 に示す TG 分析の結果から、メタノール燃料を用いた場合には燃焼によって生じた水分が検出されたが、潤滑油は新油に近い状態で Cy2 や Cy3 に比べ劣化していないことが分かる。抽出油には燃焼ガスが含まれているが、掃気孔付近に近いことから壁面温度が他の抽出孔位置に比べ高温であっても、常に新気が吸気されている位置にあるため劣化していない潤滑油があり、さらに給・排気孔側に比べピストンやリングによる側圧が低く、リングの摺動速度が速いため油膜が十分保持され摩耗量は少ない結果になったと思われる。

また、第2章 図 2.22(a), 図 2.23(a), 図 2.25(a)の平面図に示す 50 時間ごとのシリンダー摺動方向の形状変化から、0～150 時間までの摩耗量に違いは見られるが、50～150 時間までの摩耗量に燃料による違いは見られない。メタノール燃料を用いた場合、未燃燃料あるいは燃料の燃焼によって生じた水はピストンとピストンリングの摺動によってエステル化し、潤滑油内に取り込まれた状態で存在しているが、運転中のシリンダー壁面において粘度は安定していると考えられ、潤滑には問題が無いと思われる。

##### b) Cy2:RND8, STR6

第2章 図 2.18～図 2.24 の平面図 RND8 に示す 50 時間ごとのシリンダー円周方向の形状変化から、Cy2 方向では G1,G2,M2 共にアブレシブ摩耗が見られる。また、第2章 図 2.22(b), 図 2.23(b), 図 2.25(b) の平面図に示す 50 時間ごとのシリンダー摺動方向の形状



変化から、リング下死点位置における燃料による摩耗量の違いは見られない。また、図 3.23 に示す TG 分析の結果から、メタノール燃料を用いた場合には多少低沸点成分が含まれるが、ガソリン燃料を用いた場合と傾向は同じである。また、図 3.18 に示す粘度測定の結果から、Cy2 よりガソリン燃料およびメタノール燃料を用いて運転し採取した油膜の粘度には、あまり違いは見られない。

#### c) Cy3:RND8, STR8

第2章 図 2.18～図 2.24 の平面図 RND8 に示す 50 時間ごとのシリンダー円周方向の形状変化から、Cy3 方向では G1,G2,M2 共に Cy2 方向と同様にアブレシブ摩耗が見られ、ガソリン燃料を用いた場合に比べ、メタノール燃料を用いたときの方がアブレシブ摩耗痕深さは深い。また、第2章 図 2.22(d), 図 2.23(d), 図 2.25(d)に示す 50 時間ごとのシリンダー摺動方向の形状変化から、リング下死点位置ではメタノール燃料を用いた No.2 の方が多く摩耗した。また、第2章 図 2.22(d), 図 2.23(d), 図 2.25(d)に示す 50 時間ごとのシリンダー摺動方向の形状変化立体図より G1,G2,M2 共にリング下死点位置付近における表面が粗く削れたような摩耗が見えるが、その範囲はメタノール燃料を用いた場合のほうが摺動方向に広い。図 3.25 に示す TG 分析の結果から、メタノール燃料を用いた場合では水分やメタノールが存在し、潤滑油の割合が少なく、摩耗に影響を与えたと考えられる。

#### 3.4 結言

ガソリンおよびメタノールを用い、2 ストローク機関におけるシリンダー壁面油膜からの潤滑油特性の調査を行った結果、以下のような知見を得た

- (1) 分離潤滑方式では、メタノールの2 ストローク用潤滑油と混合しないという性質は、今回採取した Cy1~3 ではシリンダー壁面の潤滑油形成に影響を与えず、メタノール燃料を用いた場合の油膜の粘度測定結果には再現性が見られた。
- (2) ガソリン燃料およびメタノール燃料を用いて運転を行った場合、Sc より採取した油膜は燃料により希釈されているため、新油より粘度が低い。しかし、シリンダー内壁に貫通している Cy1~3 より採取した油膜は、燃焼室内の熱の影響を受けて燃料と潤滑油の低沸点成分が揮発し、新油よりも粘度が高い。
- (3) メタノール燃料を用いた場合、シリンダー壁に存在する潤滑油の割合は少ないが低沸点成分が健在し、ガソリン燃料を用いた場合に比べて高粘度を維持し劣化していない。油膜の粘度はメタノール燃料を用いた場合の方が高いが、シリンダー壁に存在する潤滑油の割合は少ない。
- (4) 粘度測定と TG 分析の両方で Cy2 から採取された油膜が最も熱の影響を受けていることが確認された。これは、Cy1 より採取された油膜の場合では、採取された油膜中に劣化した潤滑油だけではなく未燃ガスが含まれているためであり、Cy2,Cy3 の位置の潤滑油形成は掃気孔からの距離に依存し、掃気孔から遠い Cy2 加熱の影響を多く受けたためである。

以上のことより、市販2 ストローク用潤滑油を分離潤滑方式で供給を行った場合、Sc ではメタノール燃料と潤滑油が混じり合わないという性質が粘度測定の結果に表れ、ばらつきが多く見られた。しかし、シリンダー壁面ではメタノール燃料は潤滑油中にエステル化して存在し、粘度測定の結果には再現性が見られ油膜が安定して存在していると思われる。

### 第3章 シリンダー壁面における潤滑油特性

よって、メタノール燃料を用いた場合、市販2ストローク用潤滑油を分離潤滑方式で供給することで十分運転が可能であると思われる。

参考文献

- (1) 中山信義・中村陽一・山下尚・藤井龍雄, メタノールエンジンの潤滑特性, *Journal of the M.E.S.J.*, Vol.28 No.5, pp334-342, (1993)
- (2) 田中正之, アルコールエンジンの潤滑上の問題点とエンジン油, 三菱石油技術資料, No.67, pp46-53, (1986)
- (3) 石川栄, アルコール車用エンジン油, 日石レビュー, Vol.27 No.5, pp14-19, (1985)
- (4) 星満・関克彦, 2 サイクル機関の潤滑に対しての設計効果, 特集:2 サイクル機関の掃気(2), 内燃機関, Vol.12 No.144, (1973)
- (5) William B. Chamberlin・Warren C. Brandow, Lubrication Experience in Methanol-Fueled Engines under Short-trip Service Conditions, SAE Paper No.831701, (1983)
- (6) 福西豊二, 2 サイクル機関の潤滑, 潤滑, Vol.14 No.4, pp46-52, (1972)
- (7) 染谷常雄・古浜庄一・星満・木下晴男, 内燃機関の潤滑, トライボロジー叢書 10, 幸書房, pp161-184, (1987)
- (8) 渡邊修, 小型 2 サイクルエンジンにメタノール燃料を用いた場合の分離潤滑の効果, 岩手大学工学研究科, 修士論文, (1993)
- (9) 富塚清, 二サイクル機関, 養賢堂, pp299-312, (1985)
- (10) 加賀谷峰夫, エンジンオイルの組成と添加剤の役割, エンジンテクノロジー, Vol.3 No.1, (2001)

## 第4章 往復摺動試験機による摩耗試験

### 4.1 緒言

内燃機関の低公害、低燃費化の方法として、機関内の摩擦抵抗を低減することもひとつの手段となる。例えば、内燃機関の部分負荷運転時では、全機関損失の半分以上を機械損失が占め、さらにその機械損失の約4割はピストンの駆動損失であると言われており、機関内の摩擦低減による燃費改善効果は大きい<sup>(1)(2)(3)</sup>。内燃機関内にはシリンダー、クランクシャフトなど、金属部品同士で摩擦を起こしている部分が多くある<sup>(4)(5)</sup>。これらの摩擦抵抗を低減することは、燃料の燃焼によるエネルギーを無駄なく動力に変換することに繋がる。エネルギーを無駄なく使うことは、その機関の高効率化に寄与し、結果、低燃費とすることができる<sup>(6)(7)</sup>。また、摩耗を低減させることは機関の不具合、故障を減らし、性能維持という観点から寿命の増加にも直結する。さらに、摩擦・摩耗低減のための技術としては、潤滑油の改良や摺動面への固体潤滑剤のコーティング、メッキ、シリンダー材やピストンリング材の改良などが挙げられ、これらの技術も進められている<sup>(8)~(14)</sup>。

石油枯渇問題に対し、ガソリンの代替燃料として、天然ガスや水素、各種アルコールを使用した内燃機関が提案され、一部実用化に至っている<sup>(15)</sup>。また、過去にメタノール、エタノールを実機燃料として用いた場合の摩擦・摩耗への影響が調査され、アルコール燃料を用いた場合、摺動部の摩耗量の増加や焼付きが発生し易くなると報告されている<sup>(16)(17)</sup>。さらに、2ストロークエンジンの燃料をアルコール燃料とした場合、アルコール燃料はヒドロキシ基(-OH)をもつ親水性の液体であるため、現行の市販2ストロークエンジン用の潤滑油と混合せずに分離する<sup>(18)</sup>。混合潤滑方式の場合は、シリンダーへの一定のオイル供給が困難になる<sup>(19)</sup>。

実機エンジンのシリンダー内における潤滑では、多くの因子が複雑に絡み合っている。潤滑に及ぼす影響因子を明らかにするために、多くのパラメータを固定した模擬実験が有効な場合がある<sup>(11)~(13)(17)(20)~(22)</sup>。そこで、本研究では、以前の摺動試験機を用いた研究<sup>(23)~(32)</sup>を参考に、ガソリンお

## 第4章 往復摺動試験機による摩耗試験

よびメタノール燃料をそれぞれ2ストロークエンジン用の潤滑油と混合し、第2章で用いたのと同じエンジンの材料から切り出した試験片を用いて摺動試験機による実験を行う。ガソリンとメタノール燃料を用いて実験した結果を比較し、摺動試験機を用いた実験の実機運転実験との一致性あるいは相関性を考察する。

### 4.2 実験装置および方法

#### 4.2.1 実験装置

本実験では、図4.1に示すような往復式摺動試験機を用いて摩擦・摩耗を評価する。モータ（三木プーリ株式会社 SYD-100/200-E）の回転をスライダ・クランク機構を介して往復運動にする。往復摺動距離は10mmである。モータの回転数は、制御器（三木プーリ株式会社 SYD-100/200-Y）で任意に設定できる。往復運動するスライダには、下部試験片を固定し、オイルを入れるためのアルミ製容器（以下 オイルケース）が連結されている。

ひずみリングとその上部に直結した軸の上に分銅を載せて荷重をかける。ひずみリングの外側に2つの歪ゲージ（KFH-2—120-C1-11、長さ2mm、抵抗 $119.8 \pm 0.4 \Omega$ ）を取り付けた。2アクティブゲージ法を用いる。左右にかかる摩擦力によってリングが歪み、このときの電圧をシグナルコンデショナ（共和電業株式会社, CDV-700A）に出力し測定した。波形が出力されるまでの概略図を図4.2に示す。またデジタルスペクトルアナライザ（タケダ理研工業株式会社, TR9404）により、時間と電圧のグラフ（波形）として出力される。この波形によって、摩擦係数を知ることが可能である。画面の1目盛りが0.1の摩擦係数となるように設定し用いた。この波形を、さらにX-Yレコーダで記録し、目盛りをゼロ点からの距離を測ることにより摩擦係数を算出した。また、波形の形状から上部試験片と下部試験片の接触状態を確認できる。上部試験片と下部試験片、ひずみリングとひずみゲージの詳細を図4.3に示す。

### 4.2.2 試験片

図 4.4 には(a)上部試験片および(b)下部試験片の形状概要を示す。上部試験片は第2章の実験で用いた機関で使用しているものと同一のトップリングから幅 3mm から 4mm 程度に細かく切断したものを用いる。また、下部試験片も同様に第2章で用いた機関のシリンダー壁面から切り出した長さ 40mm, 幅 15mm, 厚さ 3mm の長方形板状ものを用いる。両試験片の成分を表 4.1 に示す。表より、上部試験片中の全炭素とケイ素は下部試験片より高い。また、マンガン、リン、硫黄およびクロムの含量は両試験片と大体同じである。なお、表 4.1 では上部試験片のビッカース硬さが 220~320 と記されているが、これは材料そのものの硬度であって、トップリングのシリンダーに当たる面には、耐熱性や耐摩耗性向上のために、厚さ 0.05mm 以上の硬質クロムメッキが施されており、実際のビッカース硬さは 800~1100 程度となっている。

### 4.2.3 潤滑油

エンジンシリンダーの摩擦・摩耗に及ぼす潤滑油状態の影響を調べるために、潤滑油として、未使用の新油(N)、熱履歴を経て特性が変化した劣化油(D)および新油から劣化油に変化していく途中の状態にあると考えられる劣化混合油(ND)を用いた。新油は第2章において使用した潤滑油と同じ市販の小型2ストローク用潤滑油である。また、劣化油は新油を電気炉を用いて昇温速度 10°C/min で加熱し、170°Cになった時点から1時間その温度を保持するという熱履歴を与えた後に、徐冷したものとした。これは、実機シリンダー壁面は、潤滑油性能保持のためにおよそ 180°C以下の状態で運転されているためである。壁面近傍に存在する潤滑油は、新油と混合し、一部交換を繰り返しながらも長時間滞留していると考えられる。そのことから、模擬した劣化油として 170°C, 1時間の熱履歴を与えたものを劣化油と定義した。さらに、劣化混合油は新油と劣化油を 1:1 で混合したものを用いた。図 4.5 に潤滑油粘度温度特性を示す。図より、劣化油の粘度は最大で、新油の粘度は最小である。これは新油が加熱され、粘度の低い低沸点成分が揮発したためであると考えられる。

### 4.2.4 実験方法及び測定するパラメータ

本実験における実験条件は、摺動距離 10mm、回転数  $200\text{min}^{-1}$  の一定回転とし、上部試験片に垂直に一定荷重をかけた。荷重はピストンがシリンダー壁面に及ぼす側圧力の式<sup>(33)</sup>から算出した値を用いる。実験時間は 60 分間行う。今回、供給する燃料と潤滑油の混合油では燃料の蒸発があるため 10 分おきに 3ml ずつ追加の滴下を行い、乾燥摩擦にならないようにする。摩擦係数を得るために、試験開始 1 分後、15 分後、30 分後、45 分後、55 分後の摩擦波形を取る。試験終了後、下部試験をガソリンとアセトンで洗い、オイル分や摩耗粉を取り除く。そして、アセトンに浸して超音波洗浄を行い、残った摩耗粉すべてを取り除く。その後、三次元粗さ測定器(小阪研究所 SE-3AK)による摩耗量測定を行う。

### 4.2.5 混合比

本実験エンジンに使用する燃料と潤滑油の混合比は、メーカー推奨値でガソリン(G100):潤滑油=25:1(体積比)である。供給された混合燃料は、壁面上を流動していく間に、エンジンからの熱を受けて燃料の低沸点成分から蒸発し、潤滑油分割が増加していくので、そのことも考慮して、ガソリンを燃料としたときの摺動実験に用いた潤滑油混合燃料の混合比(燃料:潤滑油)は 25:1(G25)、15:1(G15)および 10:1(G10)とした。またメタノールを燃料(M100)としたときの潤滑油との混合比についても、ガソリンの場合と比較することを考えてガソリンの場合と同じ体積比(M25, M15 および M10)のものをも用いた。ガソリン燃料とメタノール燃料の粘性は図 4.6 と図 4.7 に示す。両図より、粘性はメタノール燃料のほうがガソリン燃料より高い。また、劣化油を混合した燃料は劣化混合油を混合した燃料と新油を混合した燃料より粘性が高いことわかる。

### 4.2.6 熱重量-示差熱分析(TG-DTA)について

本章の実験燃料は第 3 章に示したのと同じ TG-DTA 測定機を用いて分析する。分析方法も同じく第 3 章に示されている。



### 4.2.7 摩耗量の測定方法

摩耗量は、小阪研究所の三次元粗さ測定器（SE-3AK）を用いて表面形状を計測し、前後の変化量から算出する。機器外観を図 4.8 に示す。測定方法は、摺動方向に対して垂直に、摩耗痕をまたぐように触針を走査させて測定する。摩耗痕の端から摺動方向に 0.25mm 間隔で 41 本、摩耗痕の長さで 10mm 測定する。測定における設定値を表 4.2 に示すように、（縦）倍率は 200 倍であり、この場合は触針の X 方向での走行距離は 2mm であり、Y 方向では 1 回走行で進む距離は 0.25mm を意味している。その後、表面解析ソフト ProMe を用いて、表面データを解析し、削られた体積 ( $\mu\text{m}^3$ ) を摩耗量とした。

### 4.2.8 摩擦係数の測定方法

図 4.9 に摩擦係数測定法の概略図を示す。ひずみリングに貼り付けられたひずみゲージで発生する電圧を、増幅器を介してデジタルスペクトルアナライザに出力する。出力された電圧の最大値と最小値の差(peak to peak)を 2 で割ったものを出力電圧 [V] とし、出力電圧 [V] とリングに加わる力 [Kgf] の関係から摩擦力を求め、得られた摩擦力 [N] と荷重 [N] の比を摩擦係数とした。

### 4.2.9 荷重について

今回の摺動実験では、実際の 2 ストローク火花点火機関の爆発行程に生じる側圧力を計算し、使用する荷重の検討を行った。今回、模擬した機関は第 2 章で使用した 2 ストローク機関と同じである。

#### a) ピストンの運動特性

図 4.10 は、エンジンのピストンクランク機構の模式図である。ストローク  $S$  [m]、接続棒（コネクティングロッド）の長さ  $l$  [m]、クランク角度  $\theta$  [rad]、 $\rho = r/l$  とすると、ピストン上死点 (TDC) からの変位  $X$  [m]、ピストン速度  $v$  [m/s]、加速度  $a$  [m/s<sup>2</sup>] は次式で与えられる。

#### 第4章 往復摺動試験機による摩耗試験

$$\frac{X}{S} = \frac{1}{2}(1 - \cos \theta) + \frac{\rho}{8}(1 - \cos 2\theta)$$

$$v = r\omega(\sin \theta + \frac{\rho}{2}\sin 2\theta)$$

$$\alpha = r\omega^2(\cos \theta + \rho \cos 2\theta)$$

角速度  $\omega = \frac{2\pi n}{60}$  [rad/s], 回転数  $n = 2400$  [r/min] であるので,  $\omega = 251$  [rad/s] となる. その他の,

$r, \rho, r\omega, r\omega^2$  はそれぞれ,  $r = 2.9 \times 10^{-3}$  [m],  $\rho = 0.25$ ,  $r\omega = 7.28$  [m/s],  $r\omega^2 = 1827$  [m/s<sup>2</sup>]

なので代入すると, ピストンの変位  $X$  [m], 速度  $v$  [m/s], 加速度  $\alpha$  [m/s<sup>2</sup>] は次のようになる.

$$\frac{X}{S} = \frac{1}{2}(1 - \cos \theta) + 0.03125(1 - \cos 2\theta)$$

$$v = 7.28(\sin \theta + 0.125 \sin 2\theta)$$

$$\alpha = 1827(\cos \theta + 0.250 \cos 2\theta)$$

クランク角度を代入したピストンの加速度, 速度, 変位の値を表 4.3 に示す. 図 4.11 にはクランク角度<sup>°</sup> および, ピストン速度  $v$  [m/s], 加速度  $\alpha$  [m/s<sup>2</sup>] の関係を示す. 図 4.12 には クランク角度 および, ピストン速度  $v$  [m/s], 変位  $\frac{X}{S}$  の関係を示す.

##### b) ピストンおよびコネクティングロッドにかかる力

###### 1) 往復運動部に働く慣性力 $F_i$

往復運動部に働く慣性力  $F_i$  は, コネクティングロッド圧縮方向を正とすると, 次式で算出することができる.

$$F_i = -m_R \alpha$$

$m_R$  : ピストン完備質量 (ピストン+ピストンピン+ピストンピン止め)

+コネクティングロッドの往復運動部相当質量

$$= (205.43 + 49.42 + 10) + \frac{1}{3} \times 139.72 = 311[g] = 0.311[kg]$$

$\alpha$  :  $m_R$  に働く加速度 [m/s<sup>2</sup>]

$$\therefore F_i = -0.311\alpha[N]$$

## 第4章 往復摺動試験機による摩耗試験

この式に表 4.3 の加速度を代入し慣性力を算出する。  $F_i$  の値は表 4.4 と図 4.13 に示す。

### 2) ガス圧力およびガス圧力による力 $F_g$

燃焼ガス圧力は、佐藤慎司の論文<sup>(34)</sup>より、EC17D のガソリン燃料における 2400rpm のときの燃焼ガス圧力を参照する。表 4.5 にクランク角度とガス圧力を示す。

よってガス圧力による力  $F_g$  [N]は、次式で与えられる。

$$F_g = \frac{\pi}{4} D^2 (p_g - p_0)$$

$D$  : ピストン直径=62mm

$p_g$  : ガス圧力[MPa]

$p_0$  : ピストン背面の圧力[MPa]

ここで、 $p_0$  を大気圧 0.1MPa とすると、この計算結果を表 4.4 に示す。ガス圧力  $F_g$  と慣性力  $F_i$  の和を合成力  $F_a$  で図 4.13 に示す。

### 3) ピストンに作用する合成力 $F_a$

慣性力  $F_i$  とガス圧力  $F_g$  による力の合成力  $F_a$  は、ピストンの膨張方向を正とすると、次式で表される。

$$F_a = F_i + F_g$$

よって、合成力  $F_a$  は表 4.4 に示す、図 4.13 のような変化をする。

以上の、1)、2)、3) の結果より、コネクティングロッド軸方向に働く力  $F_r$  と、慣性力  $F_i$  およびガス圧力による力  $F_g$  の合成力  $F_a$  は、図 4.14 のような関係となる。また次式で表すことができる。

$$F_r = \frac{F_a}{\cos \phi}$$

また,  $l \sin \phi = r \sin \theta$  であるから,

$$\sin \phi = \rho \sin \theta$$

$$\cos \phi = \sqrt{1 - \sin^2 \phi} = \sqrt{1 - \rho^2 \sin^2 \theta}$$

となる.

#### c) 側圧力の計算

図 4.14 にピストンクランク機構における力の状態を表す. コネクティングロッド軸方向力  $F_r$  は, 合成力  $F_a (= F_i + F_g)$  と側圧力  $F_s$  を合わせた値となっていることがこの図から分かる. したがって次のように側圧力  $F_s$  を表すことができる.

$$\begin{aligned} F_s &= F_a \tan \phi \\ &= F_r \sin \phi \end{aligned}$$

となる. コネクティングロッド軸方向  $F_r$  と側圧力  $F_s$  の値を表 4.5 に示す. また, 側圧力の最大値は 0.251 kN 前後であるといえる.

#### d) ピストンリングがシリンダーに与える力

##### 1) 側圧力による力 $N_s$

図 4.15 は, ピストンリングに側圧が加わったときの模式図である. 側圧力が一様に分布荷重として働いているとする. 側圧力  $F_s$  とすると, ピストンの直径にかかる単位長さあたりの圧力  $w$  は, 次のようになる.

$$w = \frac{F_s}{D} = \frac{F_s}{2r}$$

$F_s$  の最大値を用いると,  $F_s = 0.251 \text{ kN}$ ,  $D = 62 [\text{mm}]$  を代入すると,  $w$  の最大値は

$w = 4.06 [\text{N/mm}]$  となる.

ここで,  $\theta$  が  $\pi/2$  のとき, 最も垂直抗力 (リングの法線方向の力) が大きくなる. 5mm に切断

#### 第4章 往復摺動試験機による摩耗試験

した上部試験片にかかる側圧力による垂直荷重  $N_s$  [N] は以下のように近似することができる。

$$\begin{aligned} N_s &= \frac{5w}{2} \\ &= 10.2[\text{N}] \end{aligned}$$

トップリングとセカンドリングの2つに側圧力がかかるので、2で割っている。

##### 2) ピストンリングが面圧に及ぼす力 $T$

図 4.16 に示すように、面圧は等圧分布しているとする。JIS 規格<sup>(35)</sup>によると、面圧は約 0.15MPa である。

したがって、幅 5mm、厚さ 1.96mm のリングにかかる力  $T$  [N] は、次のようになる。

$$T = 0.15 \times 5 \times 1.96 = 1.47[\text{N}]$$

1), 2) より、ピストンリングがシリンダーに及ぼす力の最大値は、 $T$  と  $N_s$  の和であり、約 11.62[N] であると推測される。これは、ピストンでは円周分の力に相当する。今回の実験では、片面のみを模擬しているため、11.5N を 2 で割り、約 5.81N を用いた。

これより、本実験では往復摺動試験機に付与する負荷荷重を 5.8N および 11.6N として実験を行った。

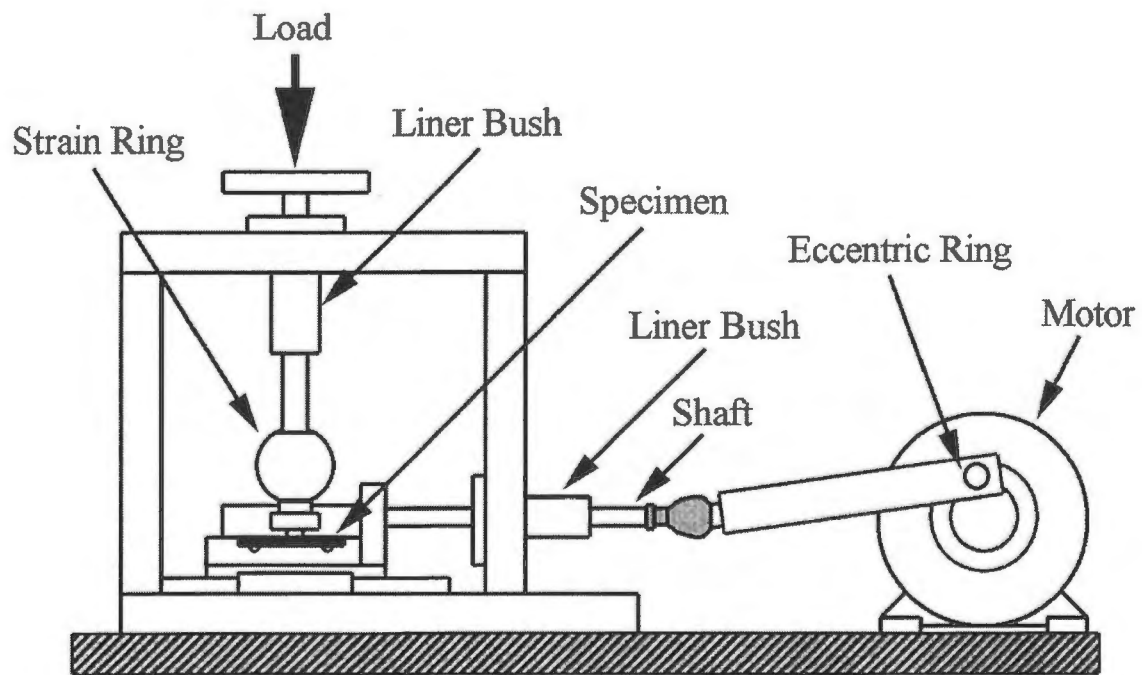


Fig.4.1 Experimental apparatus simulated the contact between piston ring and cylinder.

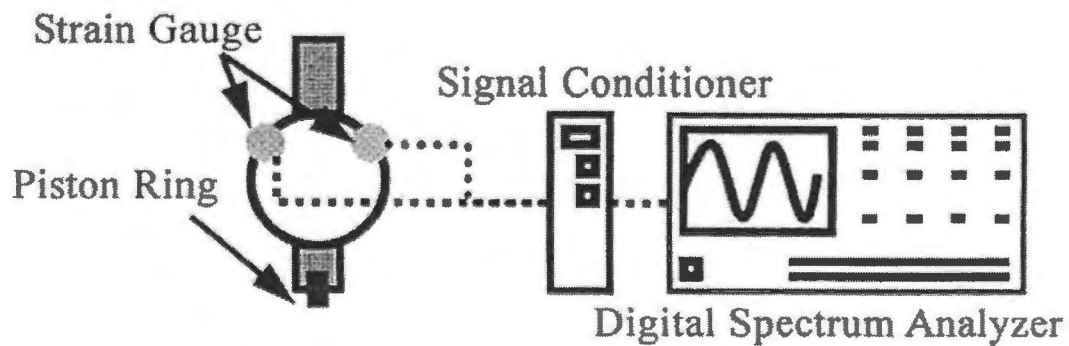


Fig.4.2 Schematic view of output

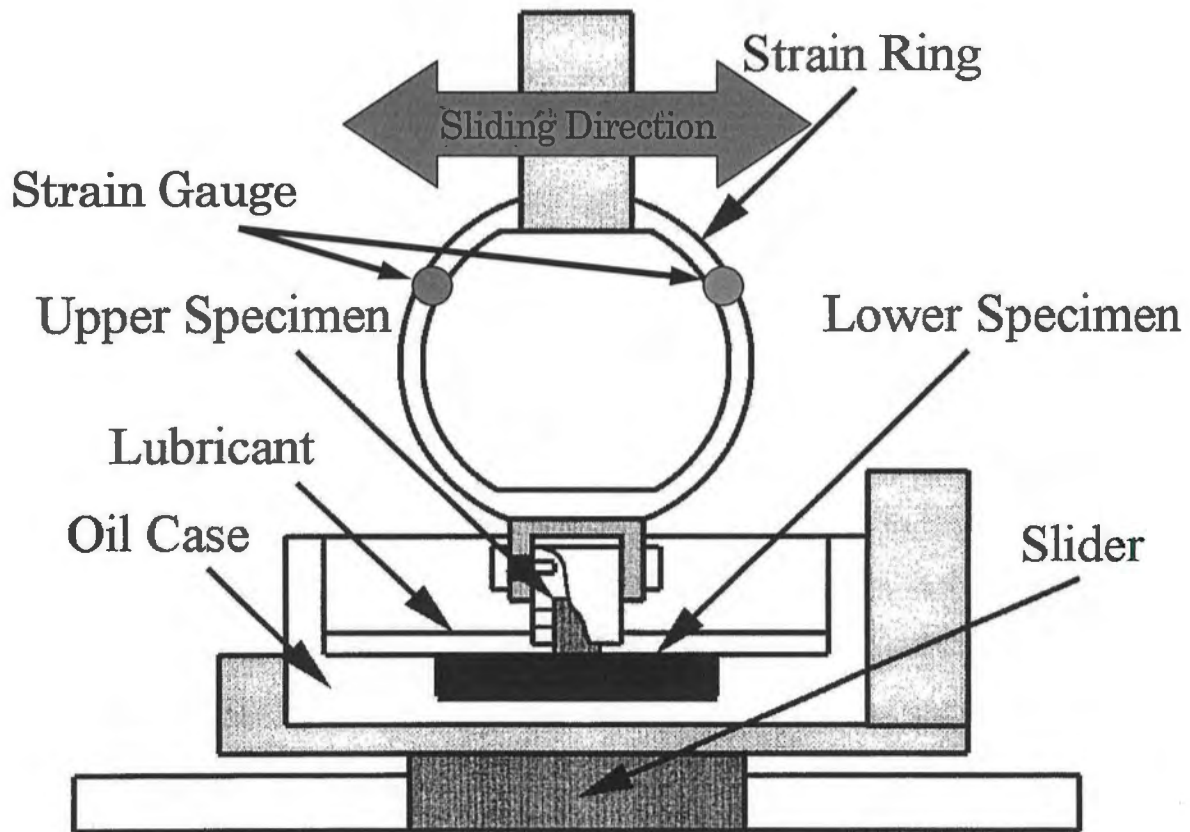


Fig.4.3 Magnified figure of sliding part

Table4.1 Chemical composition of upper and lower specimen

Material	Vickers Hardness Hv	Chemical Composition[%]					
		T.C	Si	Mn	P	S	Cr
Upper Specimen(Ring)	220~320	3.3~ 4.3	1.7~ 3.2	0.5~ 1.0	0.2~ 0.6	<0.12	<0.5
Lower Specimen(Cylinder)	200~280	2.9~ 3.6	1.6~ 2.6	0.5~ 1.0	0.4>	0.15>	0.1~ 0.4



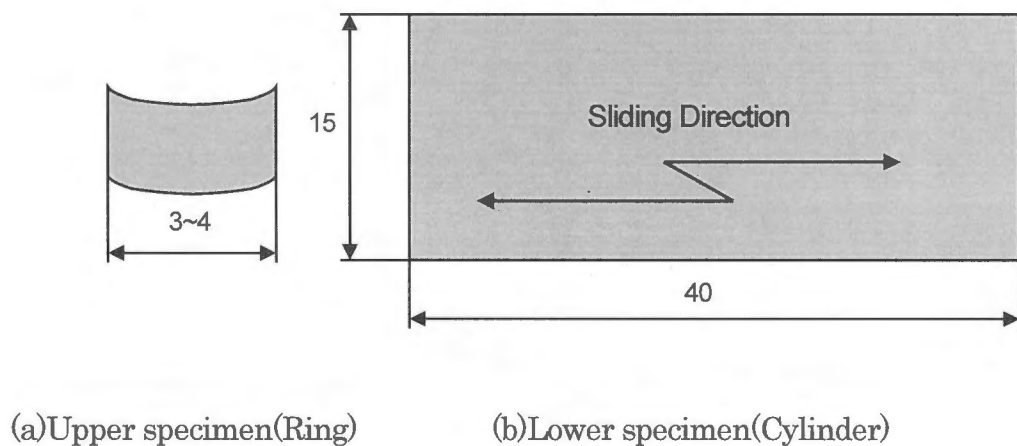


Fig.4.4 Outline of the specimen

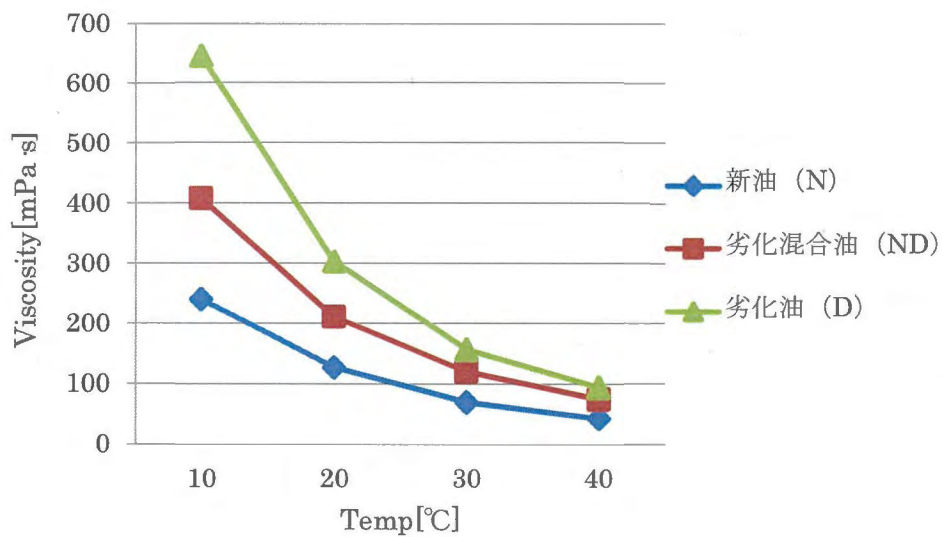


Fig.4.5 Viscosity of lubricant

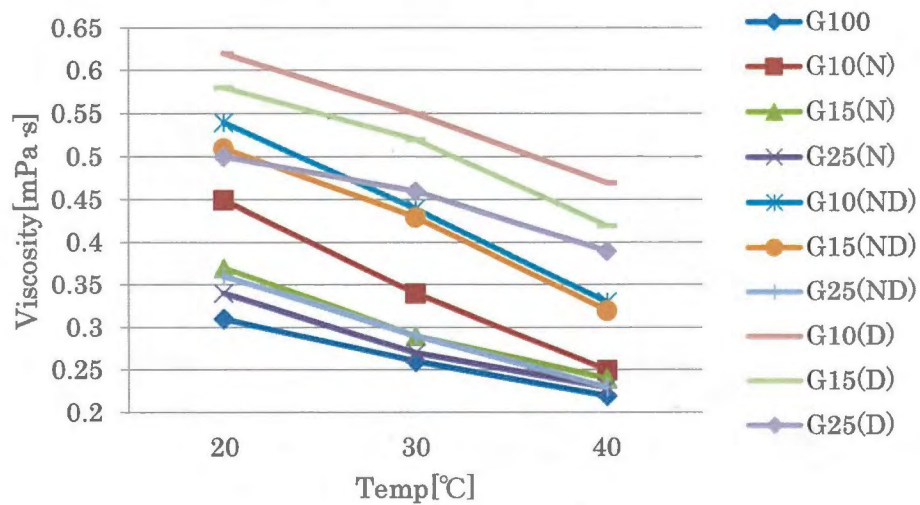


Fig.4.6 Viscosity of gasoline fuel with oil

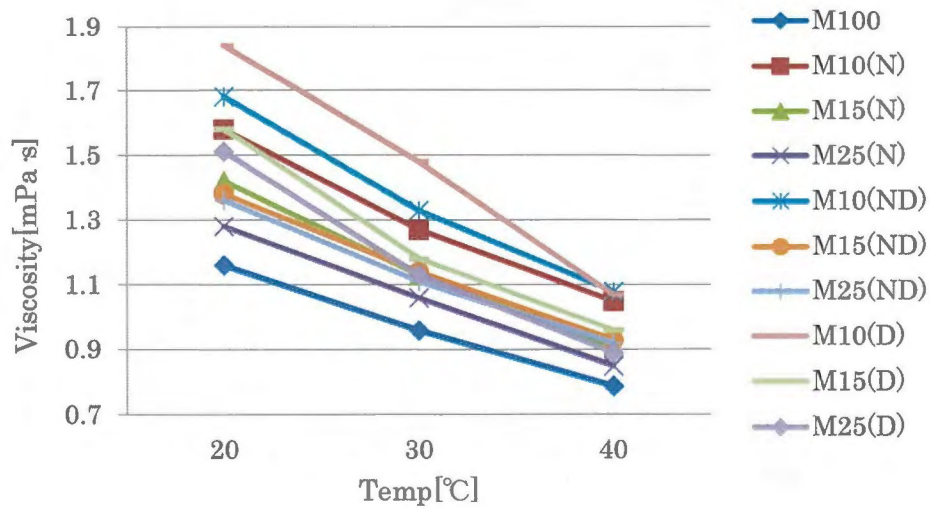


Fig.4.7 Viscosity of methanol fuel with oil

Table 4.2 Preset value of 3D surface profilometer

Model number	SE-3AK	
V.MAGNIFICATION	200	
Sampling Number[μm]	X=2001	Y=41
Sampling Pitch	X=1	Y=250

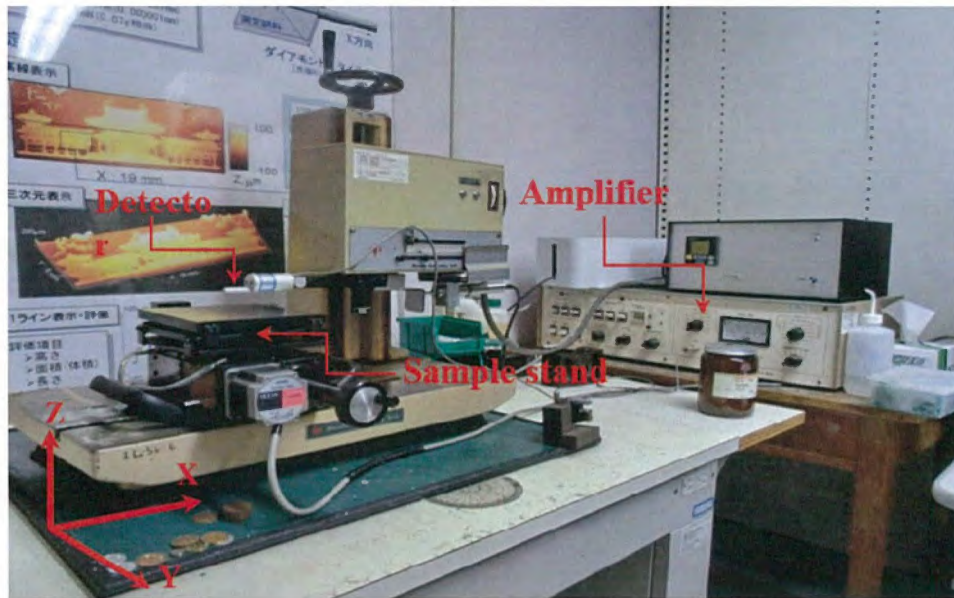


Fig.4.8 Three-dimensional surface profilometer (Kosaka SE-3AK)

Strain Gauge

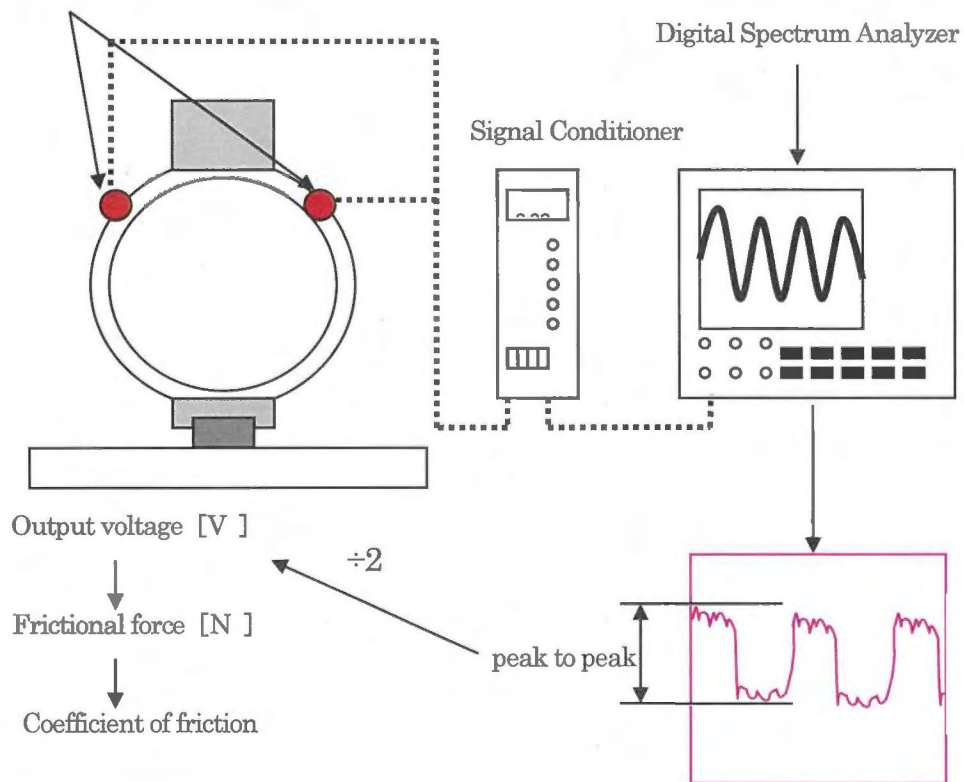


Fig.4.9 Method of calculating coefficient of friction

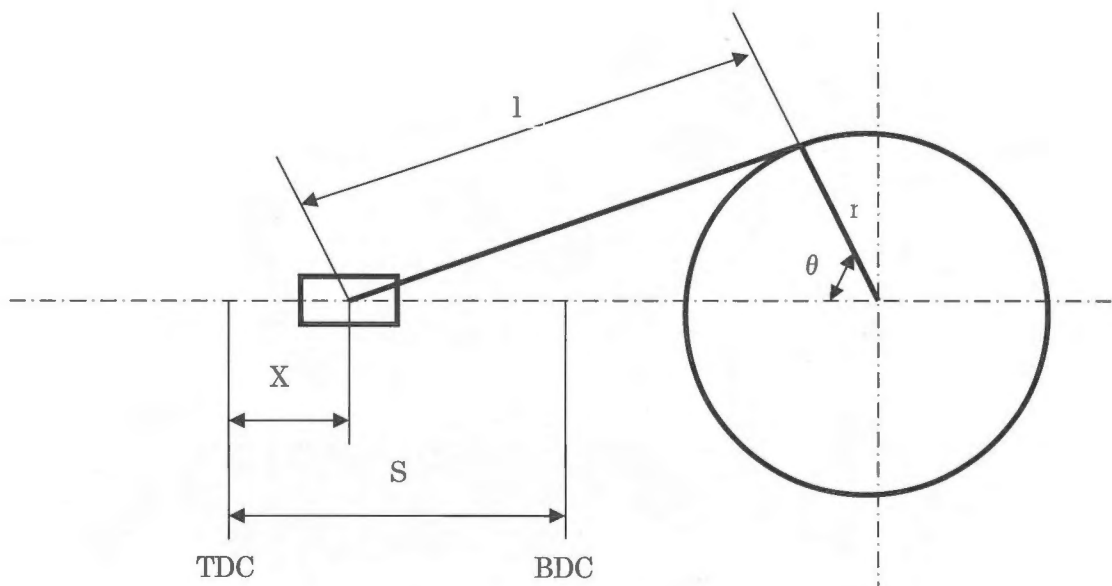


Fig.4.10 Piston-crank structure

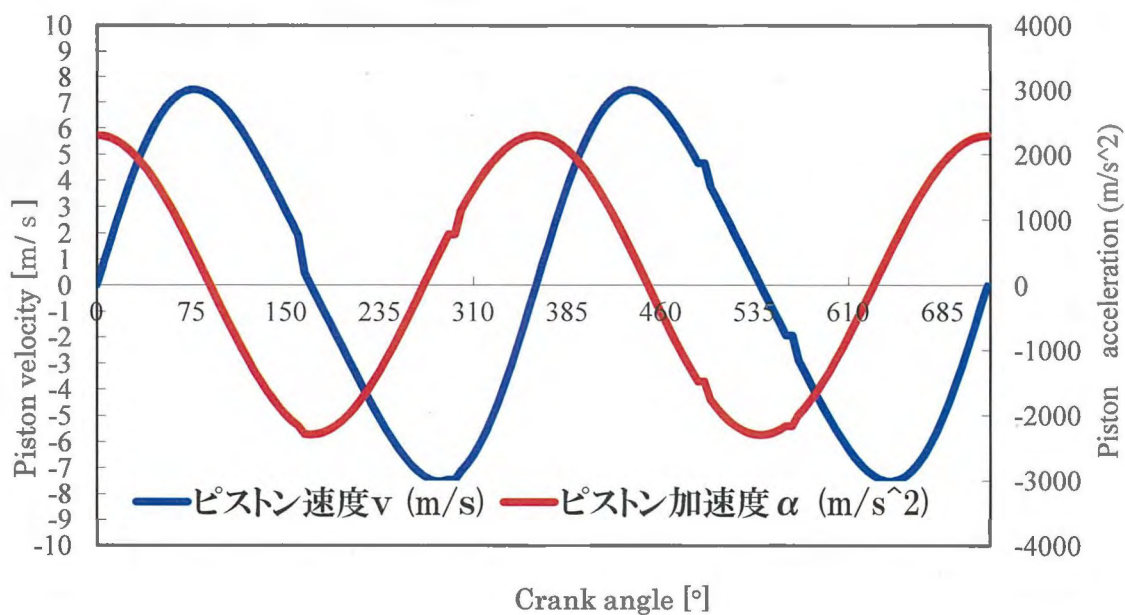


Fig.4.11 Relations piston velocity, acceleration and crank angle

Table4.3  $x/s$ , velocity, acceleration of the piston

$\theta(^{\circ})$	$\theta(\text{rad})$	$X/S$	$V(\text{m/s})$	$a(\text{m/s}^2)$
0	0	0	0	2284
20	0.349	0.0374	3.07	2066
40	0.698	0.143	5.58	1479
60	1.05	0.297	7.09	685
80	1.40	0.473	7.49	-112
100	1.74	0.647	6.86	-745
120	2.09	0.796	5.52	-1142
140	2.44	0.909	3.79	-1320
160	2.79	0.977	1.92	-1367
180	3.14	1	0	-1370
200	3.49	0.977	-1.90	-1367
220	3.84	0.909	-3.77	-1320
240	4.20	0.798	-5.50	-1142
260	4.54	0.649	-6.84	-746
280	4.88	0.475	-7.48	-112
300	5.23	0.298	-7.10	685
320	5.58	0.144	-5.59	1749
340	5.93	0.0381	-3.09	2066
360	6.28	0	0	2284



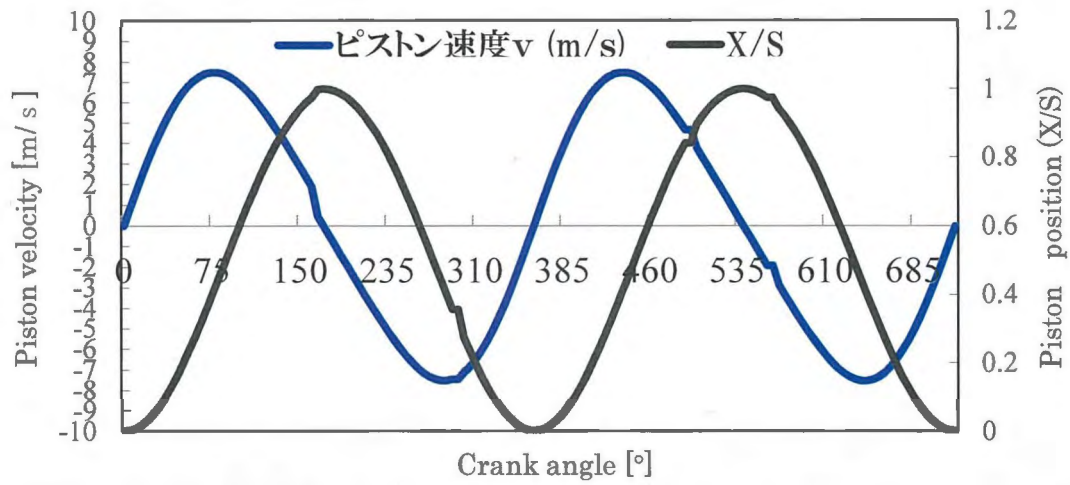


Fig.4.12 Relations of piston velocity and X/S with crank angle

Table 4.4 Forces on piston, connecting rod and cylinder

$\theta$ [°]	$F_i$ [kN]	$F_g$ [kN]	$F_a$ [kN]	$F_r$ [kN]	$F_s$ [kN]
0	-0.71211	-0.2684	-0.98051	-0.98051	0
20	-0.66917	-0.27987	-0.94903	-0.95252	-0.08145
40	-0.54551	-0.28259	-0.82809	-0.839	-0.13482
60	-0.35606	-0.24877	-0.60483	-0.61952	-0.134.14
80	-0.12366	-0.17088	-0.29454	-0.30389	-0.07482
100	0.123657	-0.02204	0.101618	0.104845	0.025813
120	0.356056	0.262961	0.619017	0.634056	0.137277
140	0.545509	0.870096	1.4.16605	1.434.255	0.230479
160	0.669166	2.024891	2.694057	2.703959	0.231202
180	0.712112	2.929706	3.64.1918	3.64.1918	-3.7E-10
200	0.669166	3.5779	4.257067	4.272678	-0.36448
220	0.545509	2.529981	3.07549	3.115986	-0.50073
240	0.356056	1.307559	1.663615	1.704033	-0.36893
260	0.123657	0.652723	0.77638	0.801037	-0.19722
280	-0.12366	0.316399	0.192742	0.198863	-0.04896
300	-0.35606	0.068533	-0.28752	-0.29451	0.063763
320	-0.54551	-0.20983	-0.75533	-0.76528	0.122978
340	-0.66917	-0.25209	-0.92126	-0.92464	0.079062
360	-0.71211	-0.2684	-0.98051	-0.98051	-2E-10

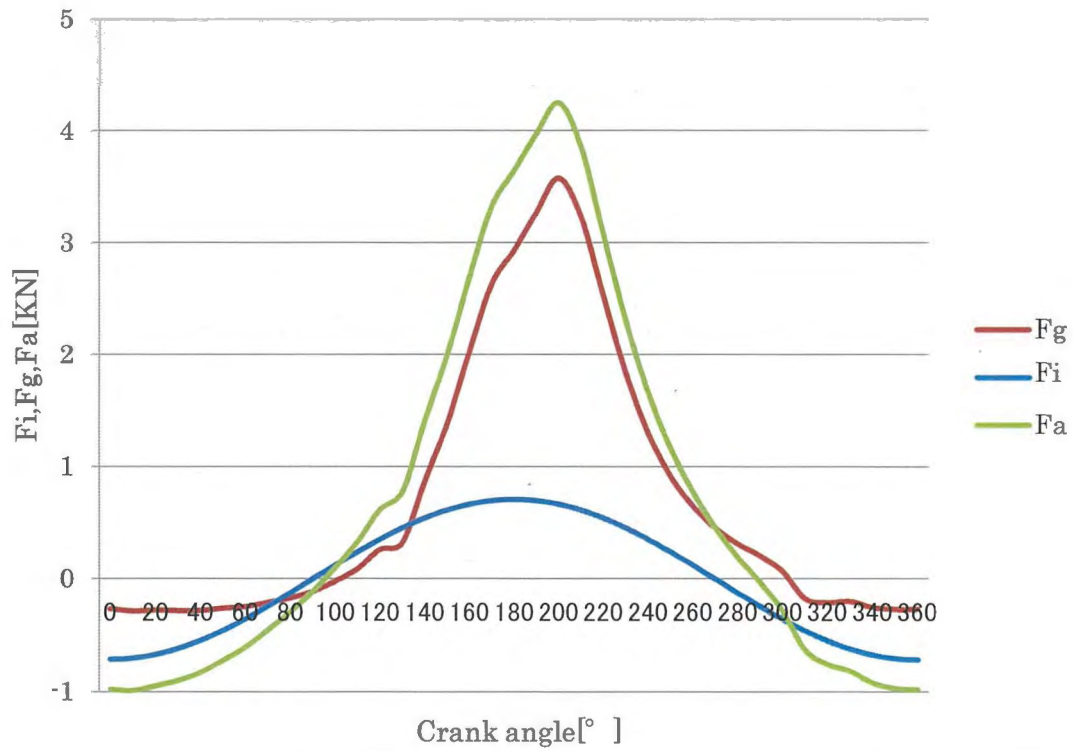


Fig.4.13 Relations between forces and crank angle

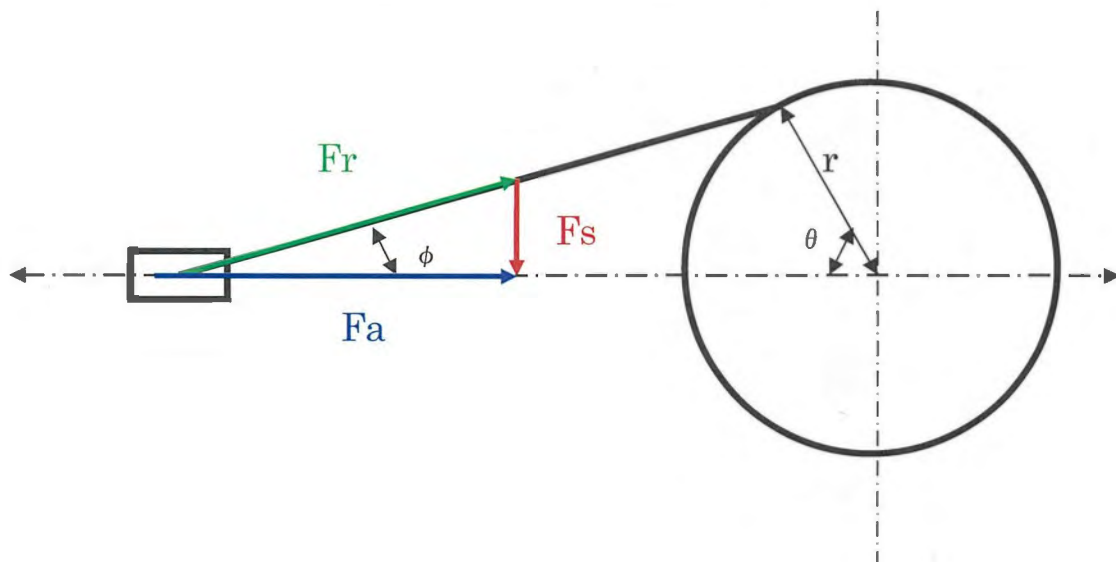


Fig.4.14 Piston-crank structure



Table 4.5 Gas pressure in cylinder

$\theta$ [°]	$P_g$ [bar]
0	0.111
20	0.073
40	0.064
60	0.176
80	0.434
100	0.927
120	1.871
140	3.882
160	7.707
180	10.704
200	12.851
220	9.38
240	5.331
260	3.162
280	2.048
300	1.227
320	0.305
340	0.165
360	0.111

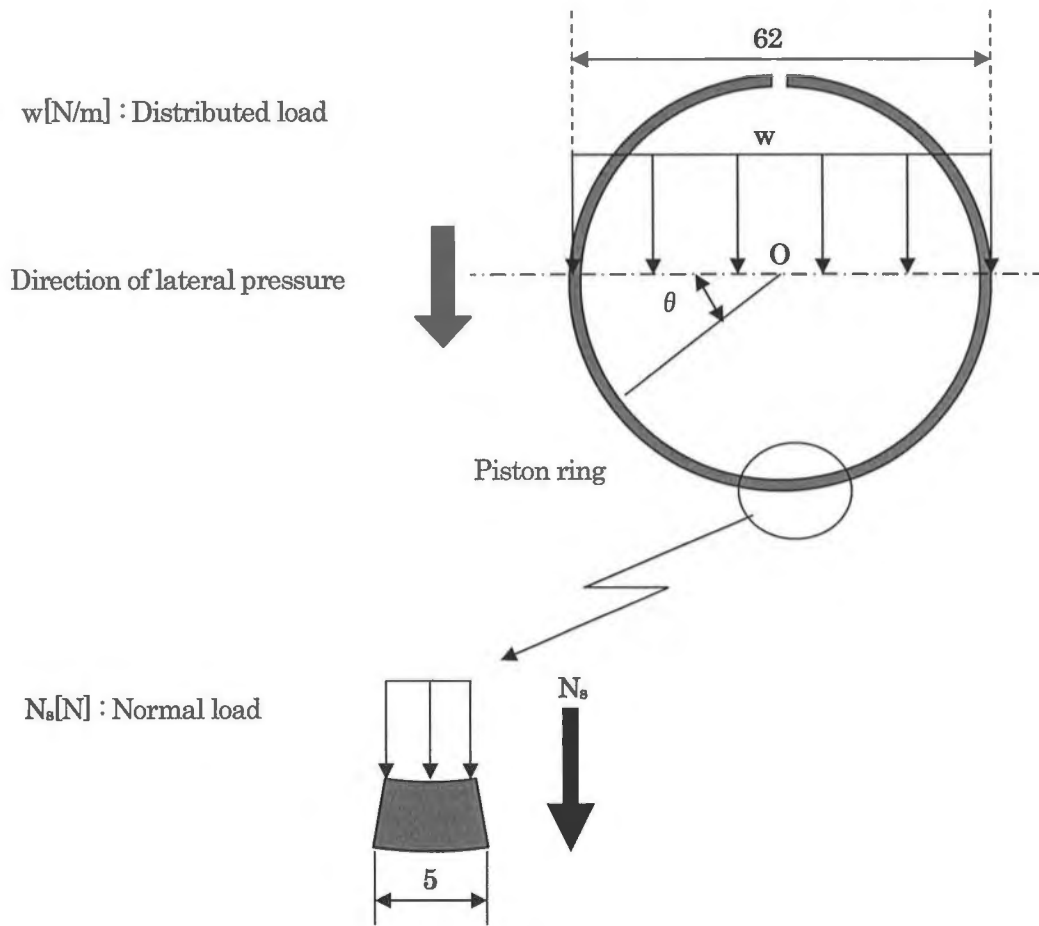


Fig.4.15 Load on the piston ring

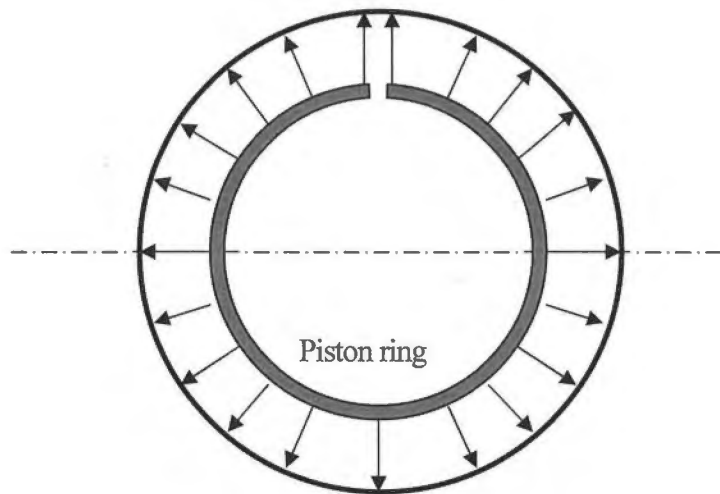


Fig.4.16 Faces pressure of piston ring

### 4.3 実験結果および考察

ガソリン燃料とメタノール燃料に潤滑油を混合した燃料の30℃における粘度を図4.17に示す。図において横軸左端にある Oil の表記は潤滑油のみの場合であり、新油から劣化油になるにつれて粘度は大きくなる。同じく横軸右端にある Fuel の表記はガソリンおよびメタノールのみの場合である。図の Fuel 位置の粘度から分かるように、メタノールの方がガソリンよりも粘度が大きい。供試した潤滑油混合比の範囲（10:1~25:1）で混合燃料の粘度についてみると、メタノール燃料の方は新油、劣化油ともほぼ同じ粘度で、燃料割合が増加するにつれて粘度は徐々に低下していく。これに対し、ガソリン燃料の方は、メタノール燃料よりも粘度が低く、その中では劣化潤滑油の方が粘度が高くなっている。

#### 4.3.1 摩耗量について

##### a) 荷重 5.8N 時の摩耗量について

図4.18は荷重5.8Nにおける各燃料、潤滑油での1時間運転後の下部試験片の摩耗量を示す。図において、潤滑油のみでは、新油（N）の摩耗量が最小で、劣化混合油（ND）、劣化油（D）の順に摩耗量が増加している。また、ガソリン燃料の摩耗量はメタノール燃料の摩耗量より高い、これは常温ではあるがメタノールとの混合においてはガソリンの場合よりも高い粘性を示した。高い粘性においては、壁面状に付着残留している潤滑油の効果により混合潤滑が維持され摩擦係数が低く抑えられ、その結果摩耗量が少なくなっている。これは図4.17での粘度の差に対応している。各燃料に劣化油を含有した場合の摩耗量は新油より高い、これは、劣化過程で低沸点成分が揮発して減少し、高沸点成分や清浄・分散剤からデポジットが生成され<sup>(36)</sup>、その影響もあって、摩耗量が増加したものと考えられる。

##### b) 荷重 11.6N 時の摩耗量について

図4.19は荷重11.6Nにおける各燃料、潤滑油での1時間運転後の下部試験片の摩耗量を示す。図より、摩耗量結果の傾向は図4.18と大体同じである。しかし、荷重11.6Nでの摩耗量は、

## 第4章 往復摺動試験機による摩耗試験

荷重 5.8N のそれより大きくなっている。これは荷重が大きくなることで、油膜厚さが薄くなっている、表面粗さなどの影響を受けて、部分的金属接触が発生しているためである。また、荷重の大小にかかわらず燃料を混合して粘度が低下することにより摩耗量が漸増している。

### 4.3.2 摩擦係数について

#### a) 荷重 5.8N 時の摩擦係数について

荷重 5.8N 時、各燃料における新油、劣化混合油と劣化油の摩擦係数は図 4.20, 4.21 および 4.22 に示す。図より、潤滑油新油の摩擦係数は最小で、ガソリンのみの方で摩擦係数が最大になることが分かる。また、新油のみを使用した場合において、時間経過と共に摩擦係数が徐々に低下していく。これは、潤滑油自体での潤滑になっているためである。メタノール燃料はメタノールと潤滑油が混和しない特性があり、メタノール燃料の方の摩擦係数はガソリン燃料の方よりも低くなっていることが分かる。また、劣化油を混合した場合、燃料の摩擦係数は潤滑油新油のみを使用したときよりも大きくなっている。これは、劣化により添加剤の働きが弱まったためである。

#### b) 荷重 11.6N 時の摩擦係数について

荷重 11.6N 時、各燃料における新油、劣化混合油と劣化油の摩擦係数を図 4.23, 4.24 および 4.25 に示す。図より、荷重の増加に伴い、摩擦係数が上昇している。これは荷重の増加によって油膜厚さが薄くなっていくためである。また、荷重 11.6N 時の摩擦係数の変化傾向は荷重 5.8N 時の摩擦係数の変化傾向と大体同じである。

### 4.3.3 摩擦係数と粘度の関係について

図 4.26 と図 4.27 には、潤滑油を含有した各燃料について最大すべり速度位置における摩擦係数の平均(平均摩擦係数)と 30℃における粘度の関係を荷重 5.8N と荷重 11.6N の場合について示す。図より、同じ潤滑油と燃料を用いた混合液の粘度が高い方は、摩擦係数が低くなっている。これは粘度が高い方は形成された油膜が保持されていて、上部試験片と下部試験片

の間の潤滑が充分であり、摩擦係数が小さくなったと考えられる。しかし、劣化油の摩擦係数は混合油や新油のそれよりは高い、これは、劣化過程で低沸点成分が揮発して減少し、粘度が大きくなって摩擦係数が増加したものである。また、これによって二つのグループに分けることが出来る。図 4.26 および図 4.27 とともに、燃料と潤滑油が混和するグループ（ガソリン燃料）と混和しないグループ（メタノール燃料）であり、前者が粘度の小さいグループとなる、荷重が大きいとき、この結果は摩擦係数の差にはっきりと見てとれる。混和しないことで接触面に粘度の高い潤滑油が存在するため、混合潤滑を維持して摩擦係数の値が低下している。しかし、混和するグループでは燃料により潤滑油が希釈されて粘度が低下し、その潤滑状態は境界潤滑と混合潤滑が存在する状態になると考えられる。

### 4.3.3 TG-DTA について

#### a) TG について

図 4.28 と図 4.29 には、摺動試験に用いたガソリンおよびメタノール燃料の TG 分析の結果を示す。図の横軸は電気炉内の温度（温度上昇率  $10^{\circ}\text{C}/\text{min}$ ）、縦軸は天秤に乗せた試料の初期重量からの減少率を示している。図中の新油の線より、実験に用いた潤滑油には  $50^{\circ}\text{C}\sim 150^{\circ}\text{C}$  までに揮発する低沸点成分（主に灯油留分）が 15%程と、残り 70%程度の  $230^{\circ}\text{C}\sim 370^{\circ}\text{C}$  までに揮発する高沸点成分から成ることがわかり、残り 5%程度は潤滑油に添加されている清浄分散剤である。劣化油中に低沸点成分はあまり含まれておらず、 $50^{\circ}\text{C}\sim 150^{\circ}\text{C}$  までの重量減少は非常に少ない。これ以後の変化は新油と大体同じである。図 4.28 より、 $100^{\circ}\text{C}$  付近のガソリン燃料の低沸点成分がほとんど揮発し、残りのほとんどが  $400^{\circ}\text{C}$  までに揮発する高沸点成分から成っていることがわかる。一方、図 4.29 に示したメタノール燃料は  $120^{\circ}\text{C}$  付近燃料中のメタノールは大体全部揮発し、残りは  $230^{\circ}\text{C}$  までの潤滑油の低沸点成分が揮発し、さらに  $230^{\circ}\text{C}\sim 400^{\circ}\text{C}$  までに揮発する高沸点成分から成ることがわかる。このことから、メタノール燃料のメタノールの沸点は  $64.6^{\circ}\text{C}$  と低く、そのままでは分析を開始してからすぐには揮発してしまうと考えられるが、 $120^{\circ}\text{C}$  から残った成分は全部潤滑油成分とわかる。

### b) DTA について

図 4.30 と図 4.31 には、摺動試験に用いたガソリンおよびメタノール燃料の DTA 分析の結果を示す。図の横軸は電気炉内の温度、縦軸は天秤に乗せた試料と基準物質( $\alpha$ -アルミナ)の温度差を示している。図中の潤滑油の線より、380℃～400℃に正の起電力のピークを持つ。これは、潤滑油に含まれる高沸点成分が自発着火をしたため、試料容器の温度が急激に上昇したためである。図 4.30 よりガソリン燃料を用いた場合は、100℃までに負の起電力を生じ、これはガソリン燃料中のガソリンが揮発によって気化潜熱が奪われ、基準物質よりも温度が下がり、負の起電力が生じたものであり、これから新油と劣化混合油の変化は潤滑油と同様な傾向を示している。しかし、劣化油は 350℃～375℃に正の起電力のピークを持ち、これは劣化油に含まれる低沸点成分は少なく、高沸点成分が自発着火をしたためであると思われる。図 4.31 よりメタノール燃料を用いた場合は、分析開始から負の起電力を生じ、130℃～150℃の範囲で正の起電力に転じている。このことから、分析開始から未燃メタノールの揮発によって気化潜熱が奪われ、基準物質よりも温度が下がり、負の起電力が生じたものと思われる。また、TG 分析の結果を参照し、メタノール燃料のメタノールの沸点は 64.6℃と低く、そのままでは分析を開始してからすぐに揮発してしまうと考えられるが、120℃から残った成分は全部潤滑油成分で、350℃～370℃に正の起電力のピークを持ち、これは図 4.29 の TG 結果と対応している。これからの変化は潤滑油新油と同様な傾向を示している。

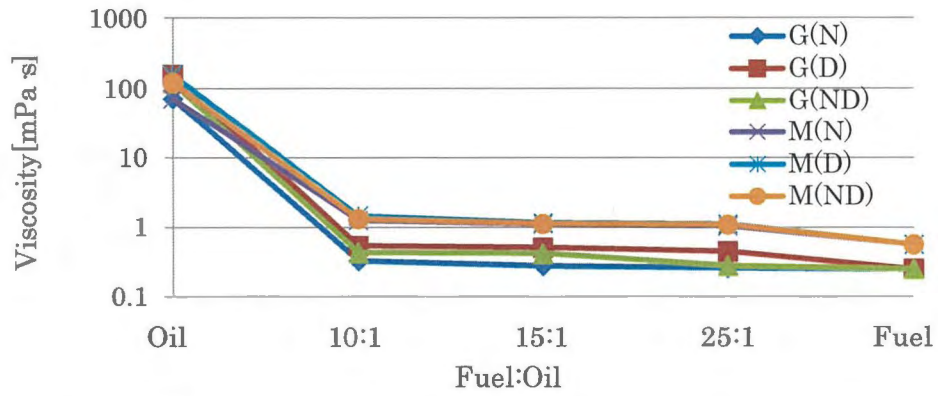


Fig.4.17 Viscosity of fuel and oil mixture [30°C]

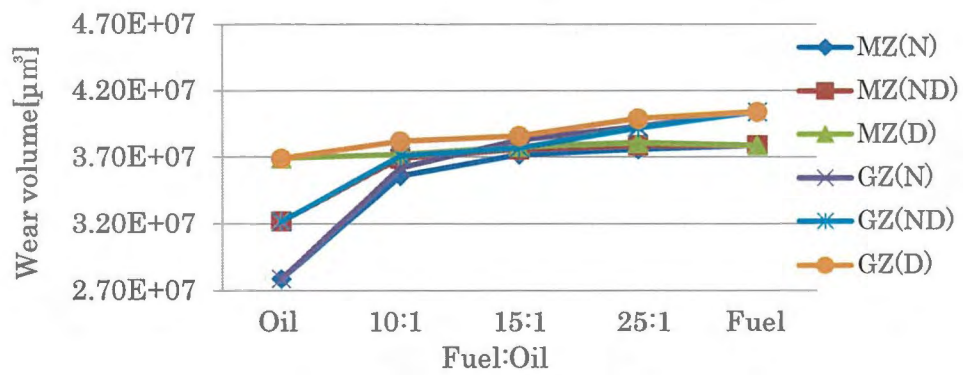


Fig.4.18 Effect of kind of fuel and oil on wear volume at 5.8N

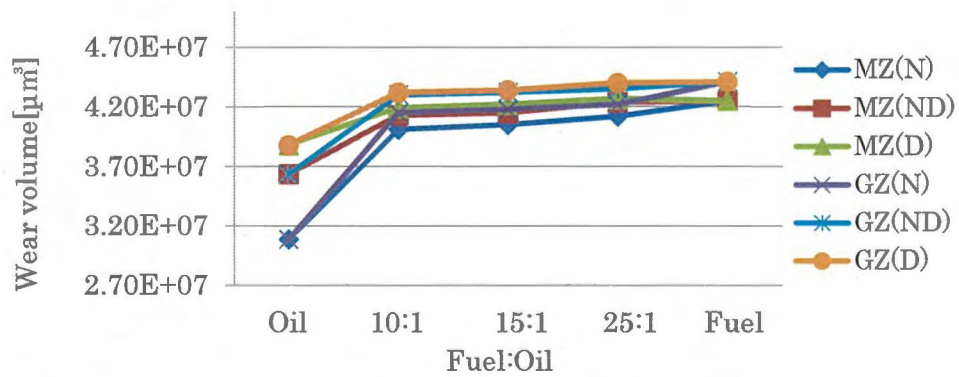


Fig.4.19 Effect of kind of fuel and oil on wear volume at 11.6N

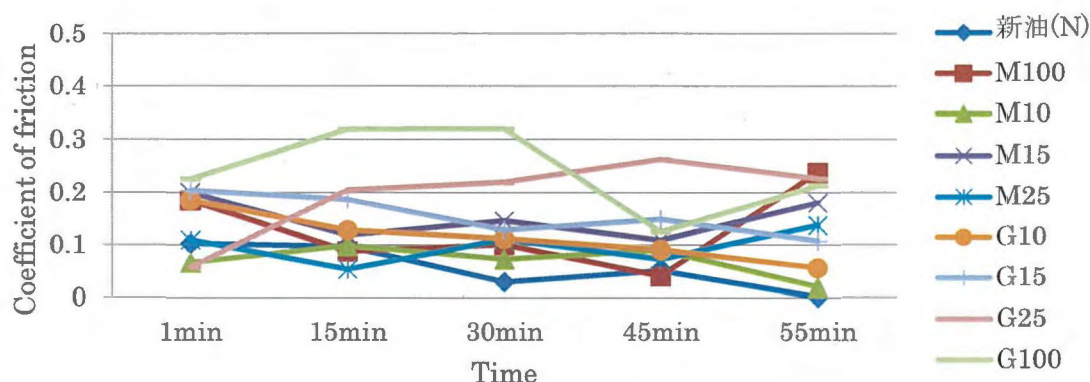


Fig.4.20 Friction coefficient of various content of fuel in new lubricant oil, load 5.8N

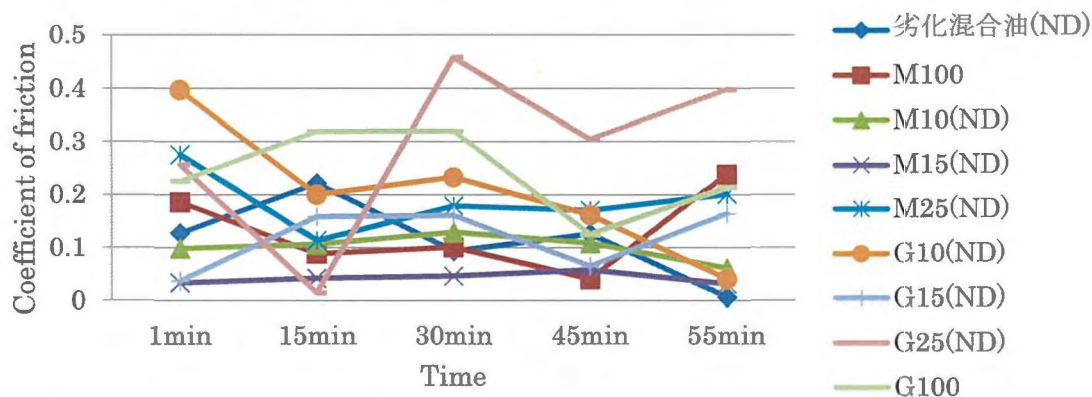


Fig.4.21 Friction coefficient of various content of fuel in new and depleted lubricant oil, load 5.8N

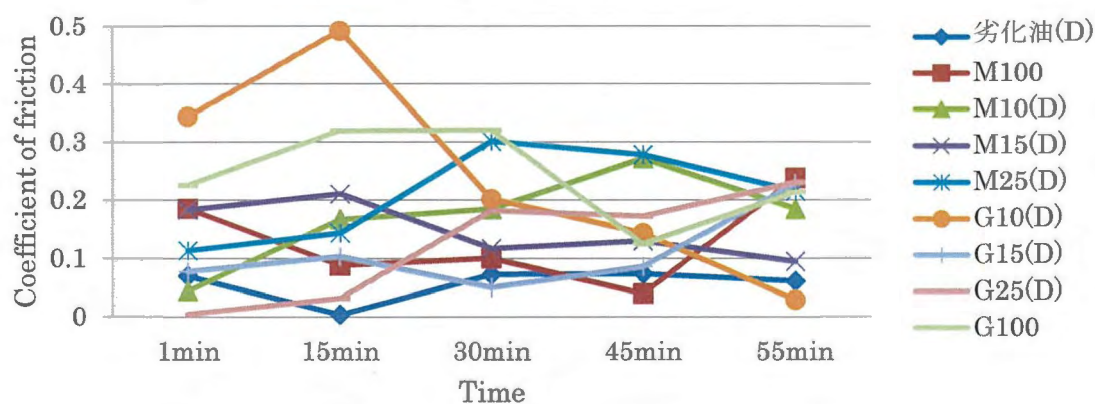


Fig.4.22 Friction coefficient of various content of fuel in depleted lubricant oil, load 5.8N



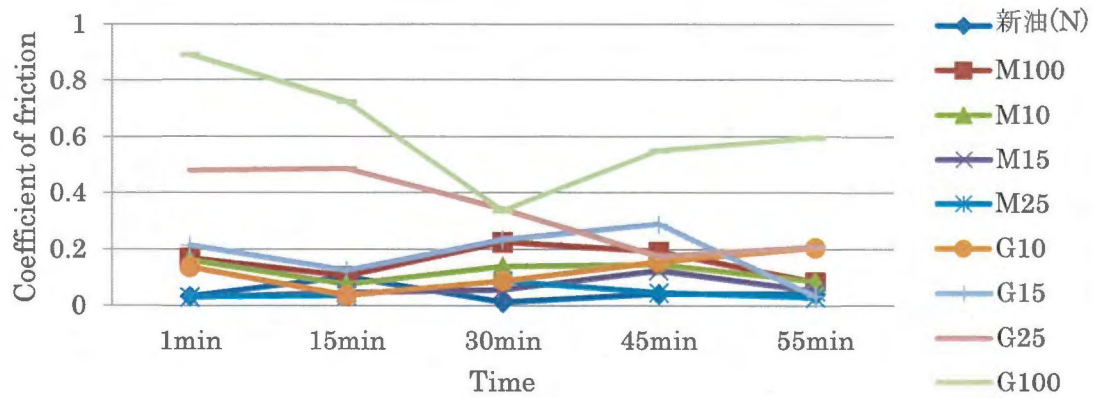


Fig.4.23 Friction coefficient of various content of fuel in new lubricant oil, load 11.6N

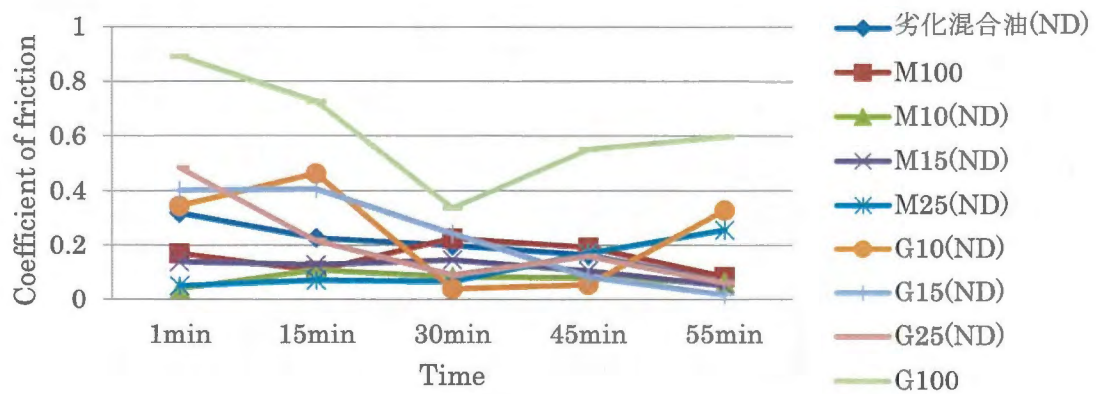


Fig.4.24 Friction coefficient of various content of fuel in new and depleted lubricant oil, load 11.6N

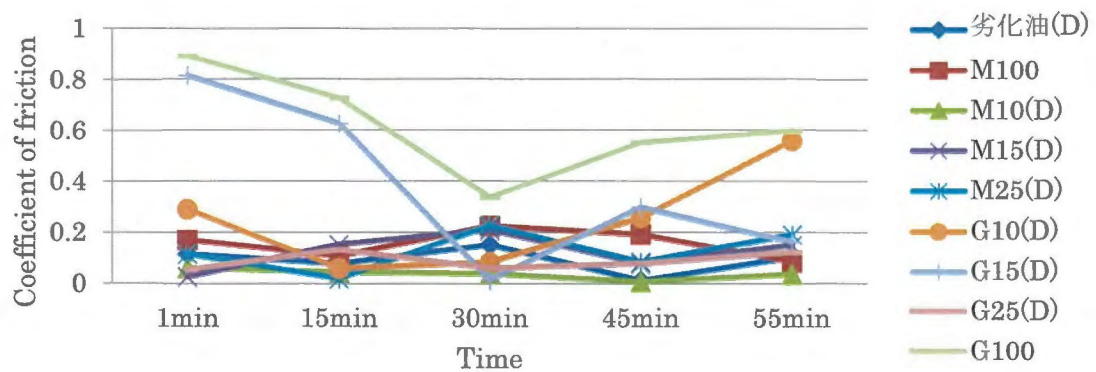


Fig.4.25 Friction coefficient of various content of fuel in depleted lubricant oil, load 11.6N

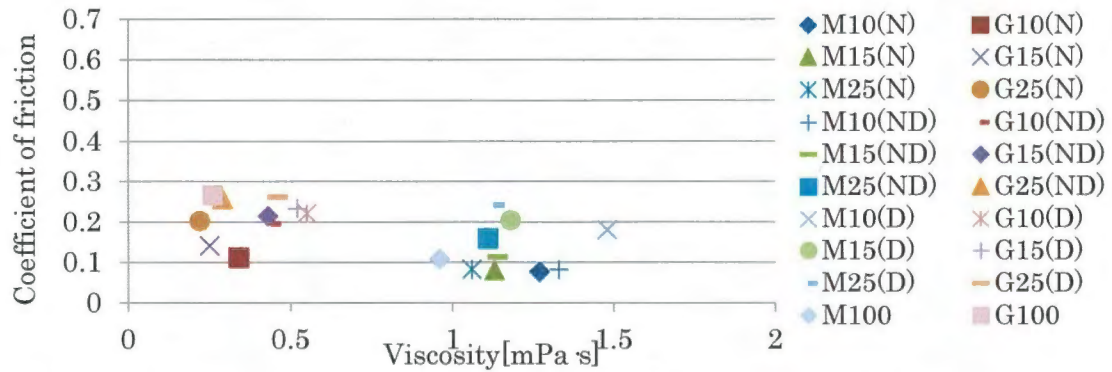


Fig.4.26 Relation of kind of fuel's viscosity and coefficient of friction, load 5.8N

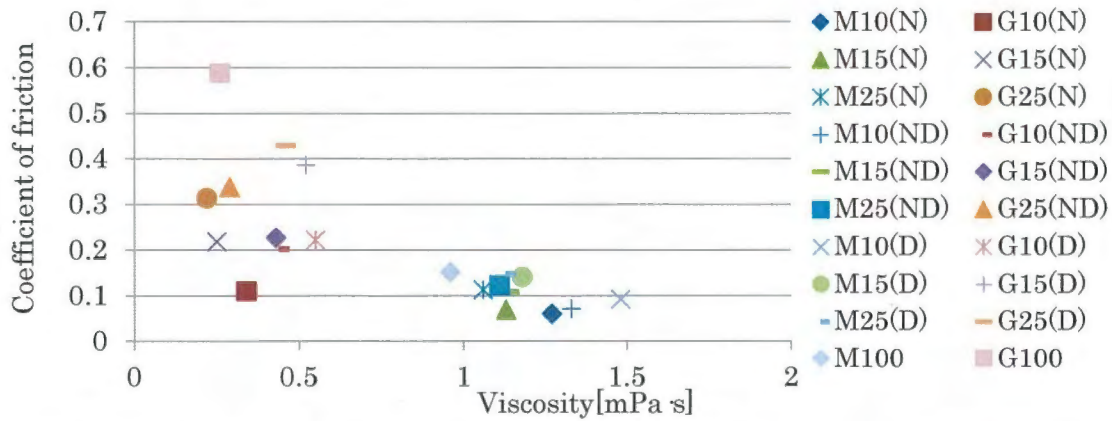


Fig.4.27 Relation of kind of fuel's viscosity and coefficient of friction, load 11.6N

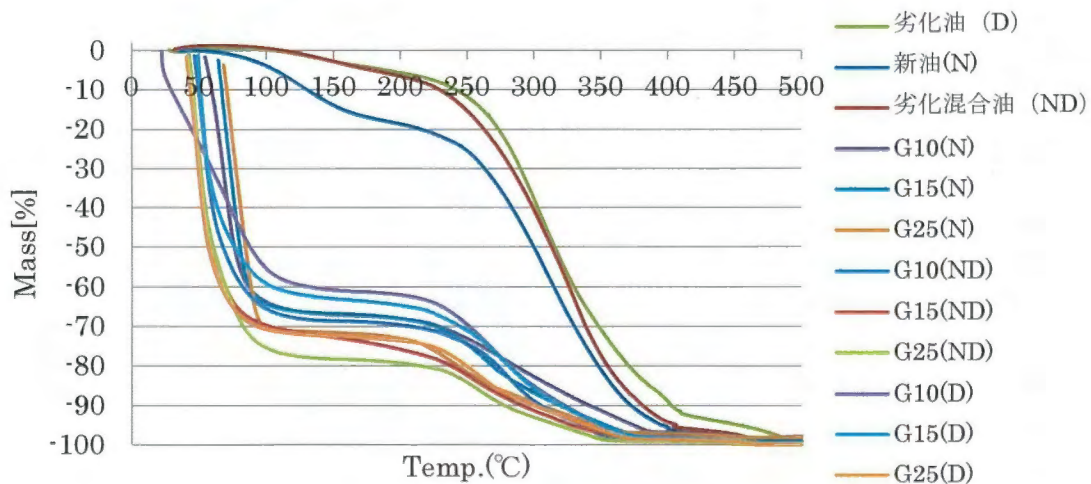


Fig.4.28 TG diagram of gasoline fuel

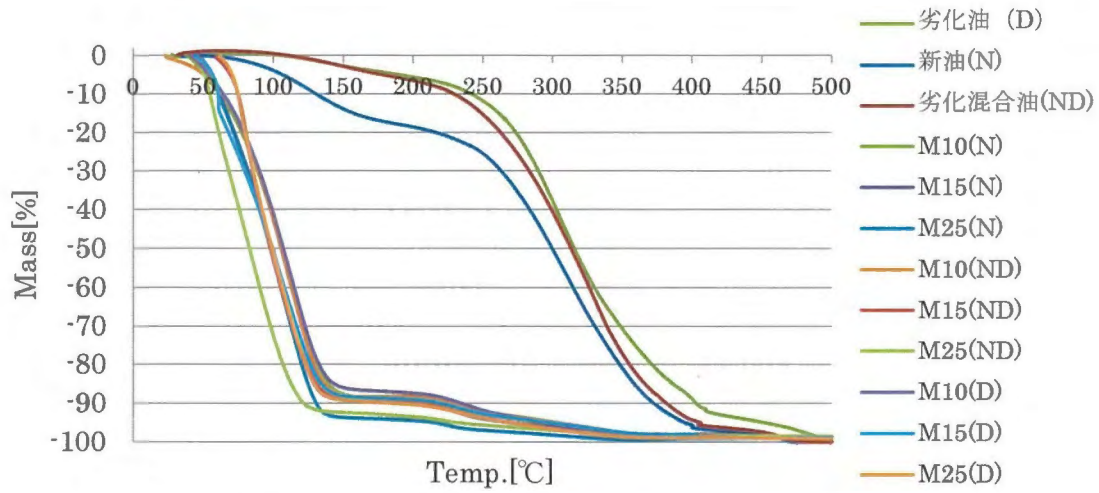


Fig.4.29 TG diagram of methanol fuel

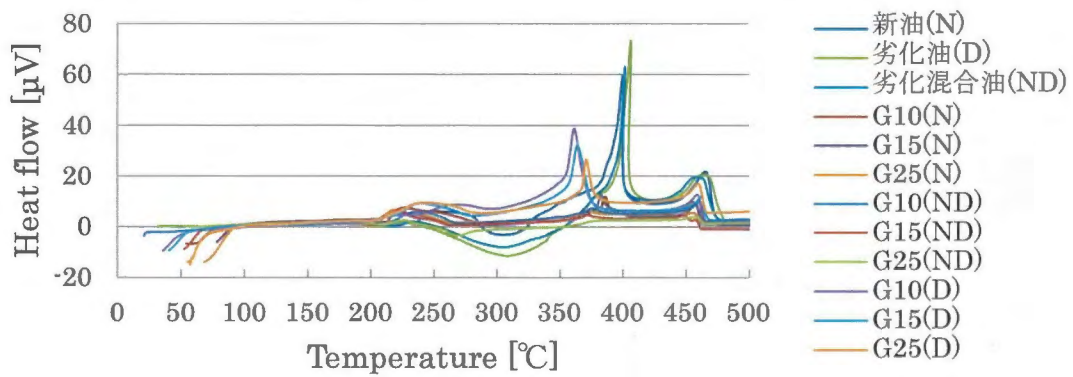


Fig.4.30 DTA diagram of gasoline fuel

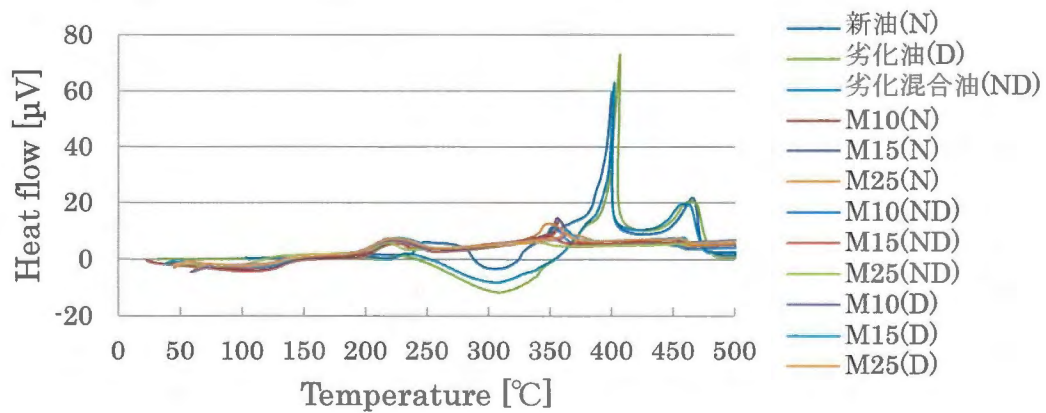


Fig.4.31 DTA diagram of methanol fuel

#### 4.4 結言

摺動試験機を用いて、ガソリン燃料とメタノール燃料の比較を調査した結果、以下のような知見を得ることが出来た。

- (1) 劣化油を使用すると高荷重では摩擦係数と摩耗量は劣化混合油や新油より大きい。
- (2) ガソリンと潤滑油の混合燃料を用いた場合、混合油の粘度は希釈されて粘度が低下し、負荷が大きくなると境界潤滑になることもある。これに対し、メタノールと潤滑油の混合燃料を用いた場合では、メタノールと潤滑油の相溶性の低さから、接触面に粘度の大きい潤滑油が多く存在するために混合潤滑が維持されて、摩擦係数はガソリンの場合より低くなる。
- (3) メタノールを使用した場合、沸点が低く、潤滑油と混合しない特性があるので、TG-DTA 分析を開始してからすぐに揮発していることがわかる。また、メタノールが先に蒸発してしまうため、潤滑油特性が残存し、摩耗は低く抑えることができる。

参考文献

- (1) 染谷常雄, エンジンのトライボロジーー摩擦損失低減に関する研究の展望ー, ENGINE TECHNOLOGY, Vol.1 No.2, pp24-34, (1999)
- (2) 星満・関克彦, 内燃機関のトライボロジ入門(5), 内燃機関, Vol.15 No.179, pp33-40, (1976)
- (3) 岩下誉二・須澤隆, ピストンリング表面処理によるエンジン摩擦力低減, 日本機械学会, 北陸信越支部第38期総会・講演会論文集, No017-1, pp173-174, (2001)
- (4) 星満, 内燃機関のトライボロジ入門(1), 内燃機関, Vol.15 No.175, pp73-76, (1976)
- (5) 星満・鶴岡博・五十嵐登・吉元明男, 内燃機関のトライボロジ入門(6), 内燃機関, Vol.15 No.180, pp45-55, (1976)
- (6) 右畑真文・内田克己, 軽自動車「ミライース」用エンジンの低燃費化, 特集:軽自動車のエンジンー低価格と低燃費の極限を求めてー, Society of Automotive Engineers of Japan, Vol.2 No.4, pp4-6, (2012)
- (7) 田中竜司, 新型ワゴンR用エンジンの紹介, 特集:軽自動車のエンジンー低価格と低燃費の極限を求めてー, Society of Automotive Engineers of Japan, Vol.2 No.4, pp7-9, (2012)
- (8) 加賀谷峰夫, エンジンオイルの組成と添加剤の役割, エンジンテクノロジー, Vol.3 No.1, (2001)
- (9) 和栗雄太郎・副島光洋・北原辰巳・布谷昌俊・可部幸正, ピストンリングの摩耗特性に関する研究(潤滑油性状の影響), 日本機械学会論文集, Vol.59 No.560, Series C, pp.1186-1191, (1993)
- (10) 自動車用ピストンリング編集委員会, 自動車用ピストンリング, 山海堂, pp131-156, (1997)
- (11) 日比裕子, エタノール潤滑下の窒化アルミニウム強化アルミニウム基複合材料の摩擦磨耗特性, トライボロジスト, Vol.54 No.9, pp630-636, (2009)
- (12) 日比裕子, 炭化ケイ素、鋼およびアルミニウムと摩擦したアルミニウムの水中での摩擦磨耗特性, トライボロジスト, Vol.55 No.10, pp753-762, (2010)



- (13) 日比裕子, 炭化ケイ素, 鋼, アルミニウムと摩擦したアルミニウムのエタノール中での摩擦摩耗特性, トライボロジスト, Vol.55 No.12, pp899-905, (2010)
- (14) 鈴木伸之, ピストンの表面処理技術, 自動車技術, Vol.62 No.4, pp31-34, (2008)
- (15) 鍵谷勤, 代替燃料としてのアルコールとその経済性, エネルギー資源, Vol.1 No. 2, pp23-30, (1980)
- (16) 藤田尚毅・小野寺英輝・辻正一・伊藤光博, 小型2サイクルメタノール火花点火エンジンのトライボロジ, 日本機械学会論文集, Vol.60 No.571, Series C, pp169-172, (1994)
- (17) Simon C.Tung・Hong Gao, Tribological characteristics and surface interaction between piston ring coatings and a blend of energy-conserving oils and ethanol fuels, Wear, Vol.255 No.61, pp. 1276-1285, (2003)
- (18) 小林圭, 摺動試験及び過熱試験による小型2サイクル機関のエタノール燃料対応植物性潤滑油の研究, 岩手大学工学研究科, 修士論文, (2009)
- (19) 小林一弥, 2ストロークエンジンにおける環境対応型潤滑油・燃料選択とその使用による影響, 岩手大学工学研究科, 修士論文, (2008)
- (20) 日比裕子・佐々木信也・三宅晃司, SiC/Ti 複合材料の摩耗特性に及ぼす環境の影響, トライボロジー会議, No.B37, (2005)
- (21) O.Akalin-G.M.Newaz, A new experimental technique for friction simulation in automotive piston ring and cylinder liners, SAE Paper, No.981407, (1998)
- (22) O.Akalin-G.M.Newaz, Piston Ring-Cylinder Bore Friction Modeling in Mixed Lubrication Regime: Part II -Correlation With Bench Test Data, Transactions of the ASME, JANUARY Vol.123, pp219-223, (2001)
- (23) 岩渕明・佐々木徹・堀清, 海水中における SUS304 鋼のトライボロジー特性(第1報, 大気中と海水中の比較), 日本機械学会論文集, Vol.56 No.531, Series C, pp3075-3080, (1990)
- (24) 内館道正・岩渕明・清水友治・劉海波, 水潤滑環境下でのステンレス鋼のトライボロジー特性に

- 関する研究—水道水中の溶存イオンの影響—, トライボロジスト, Vol.49 No.2, pp173-180, (2004)
- (25) 劉海波・内舘道正・岩渕明・山本兼司, 模擬水道水中のステンレス鋼としゅう動した DLC 膜のトライボロジー特性, トライボロジスト, Vol.53 No.3, pp198-206, (2008)
- (26) 内舘道正・岩渕明・野村俊夫・野村修平, ポータブル摩擦測定器の開発, 日本機械学会論文集, Vol.79 No.803, Series C, pp2644-2650, (2013)
- (27) 佐藤善紀・岩渕明・内舘道正・八代 仁, 高温インパクトフレッティング試験による配管減肉現象の検討, 日本機械学会論文集, Vol.78 No.792, Series C, pp3043-3052, (2012)
- (28) 平綿勝彦・田辺明, 2 サイクルエンジンの摩耗について, トライボロジスト, Vol.39 No.2, pp145-152, (1994)
- (29) 中山信義・中村陽一・山下尚・藤井龍雄, メタノールエンジンの潤滑特性, Journal of the M.E.S.J, Vol.28 No.5, pp.334-342, (1993)
- (30) 高橋遼太, 摺動試験機を用いた模擬実験による 2 ストロークエンジンのシリンダ摩擦・摩耗特性—アルコール燃料による影響—, 岩手大学工学研究科, 修士論文, (2006)
- (31) 加茂利明, 小型 2 ストローク機関におけるシリンダ摩耗に関する研究, 岩手大学工学研究科, 修士論文, (2003)
- (32) 伊藤康洋, 小型 2 ストローク内燃機関用潤滑油の劣化によるトライボロジーへの影響, 岩手大学工学研究科, 修士論文, (2011)
- (33) 村木正芳, 図解 トライボロジー, 摩擦の科学と潤滑技術, 日刊工業新聞社, pp22-79, (2007)
- (34) 佐藤慎司, 小型 2 ストローク機関燃焼室における燃焼室堆積物生成に関する研究(分離ピストン・シリンダヘッドを用いた初期堆積特性), 岩手大学工学部機械工学科, 卒業論文, (2010)
- (35) JIS B8032-4 内燃機関小径ピストンリング 第4部: 仕様の一般規定, p8, (1998)
- (36) 菅沼聖人, 小型 2 ストローク機関用潤滑油からデポジットへの加熱実験による模擬的転化生成特性, 岩手大学工学研究科, 修士論文, (2006)

## 第5章 実機実験と摺動試験の関係

ガソリンと2ストロークエンジン用潤滑油は親和性を有し、全ての混合比で混合するが、メタノールと潤滑油は混合せずに物理的に裁断されて分布する。この性質が、実機エンジンでメタノールを燃料とした場合の熱履歴の影響が少ない掃気口からの抽出油に表れていて、低沸点成分が含有され粘度が低く、温度依存性も非線形的になっている(図 5.1(Sc))。

摺動試験においても、燃料と潤滑油を混合し、実機運転の側圧に相当する負荷を与えた場合、図 5.2 に示されるように、ガソリン燃料とメタノール燃料を比べると、常温ではあるがメタノールとの混合の方が高い粘性を示した。高い粘性においては、壁面状に付着残留している潤滑油の効果により混合潤滑が維持され摩擦係数が低く抑えられ、その結果摩耗量が少なくなっている(図 5.3 と 5.4)、実機におけるシリンダーやリングの摩耗がガソリンの場合よりも少なくなった傾向と一致している(第2章に使用したG1とM2を比較する。図 5.5~図 5.7)。

以上のことから、メタノールを燃料とした場合は潤滑油との相溶性の低さから、壁面上に粘性の大きい油膜が残存形成されガソリンよりも摩耗の進行が少なくなっているといえる。逆に、この相溶性の低さのために油膜切れ状態が生じやすく部分的に境界潤滑となつて、アブレシブ摩耗を生じてしまうということになる。このことから、今後の潤滑油の設計においては燃料との相溶性のコントロールをすることにより、壁面にまんべんなく行き渡って油膜形成をし、燃料が蒸発後も潤滑油成分が残存して保持されるような考え方が有効であるといえる。



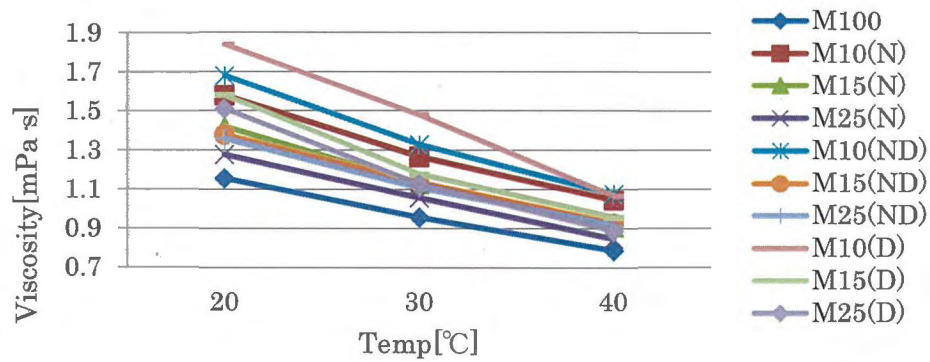
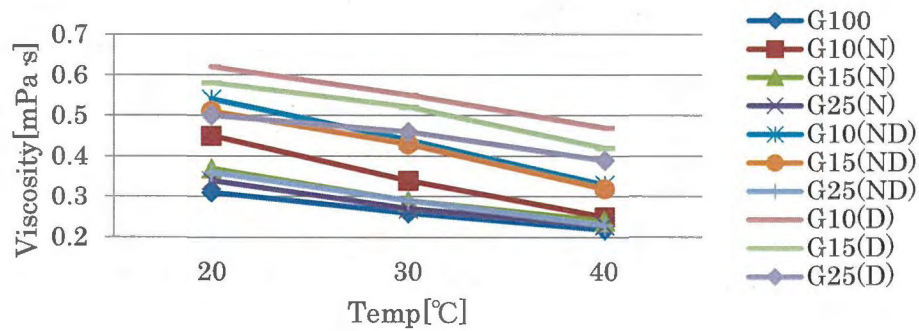
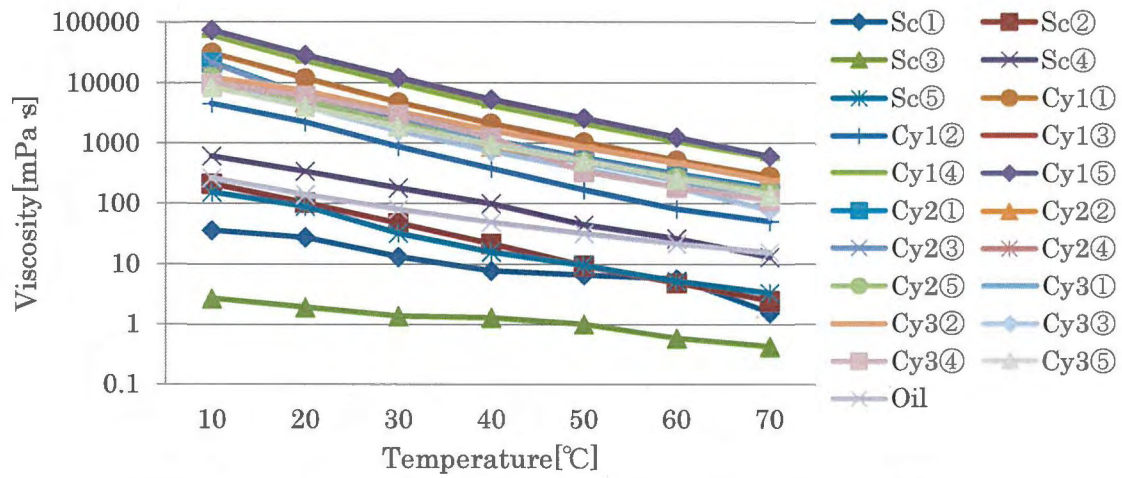


Fig.5.2 Viscosity of fuel

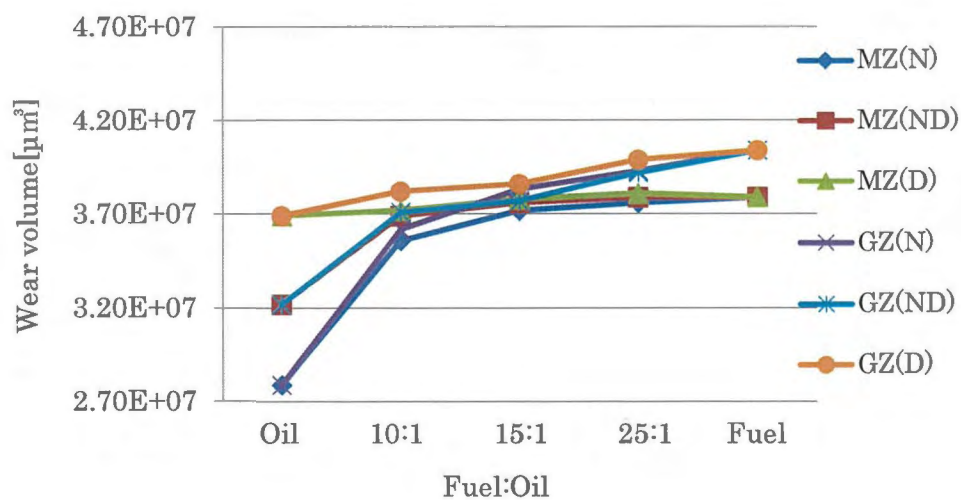


Fig.5.3 Effect of kind of fuel and oil on wear volume at 5.8N

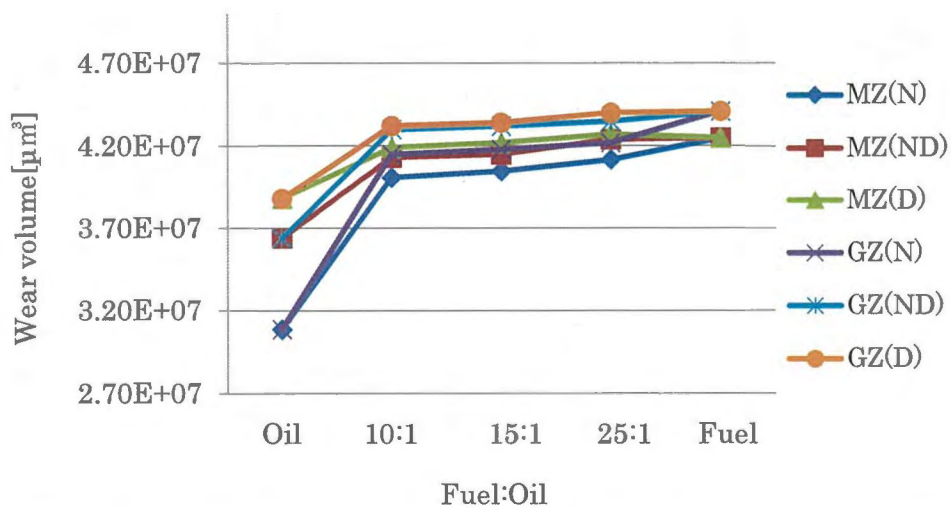


Fig.5.4 Effect of kind of fuel and oil on wear volume at 11.6N

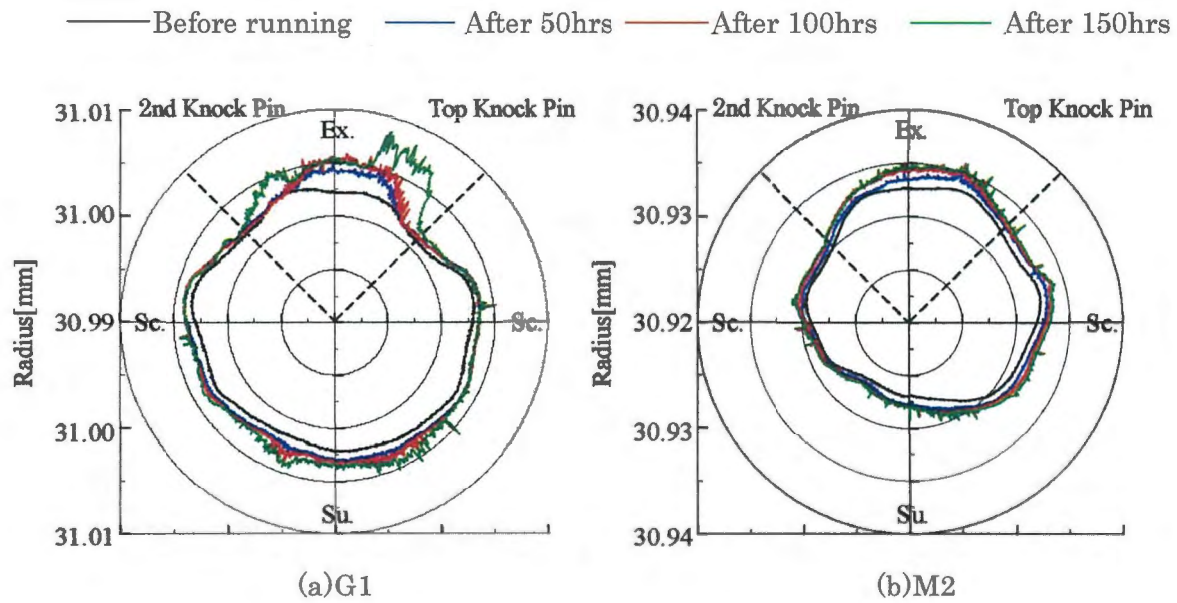


Fig.5.5 The form of cylinder at RND4

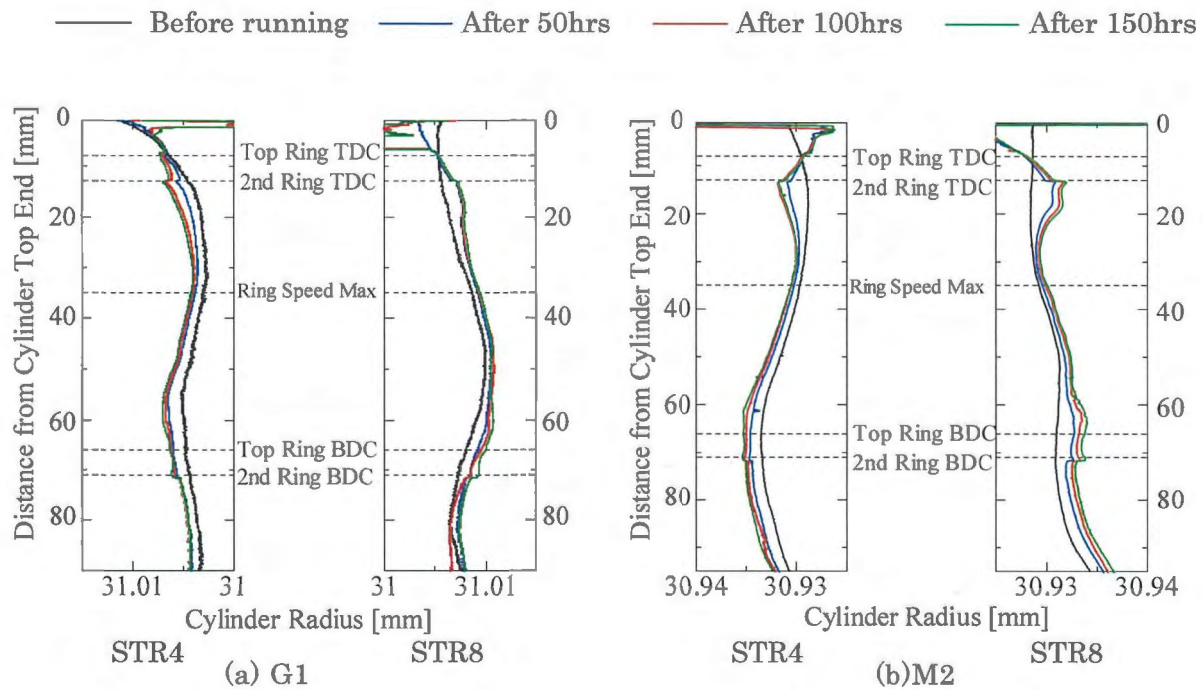


Fig.5.6 The form of cylinder at STR4 and STR8

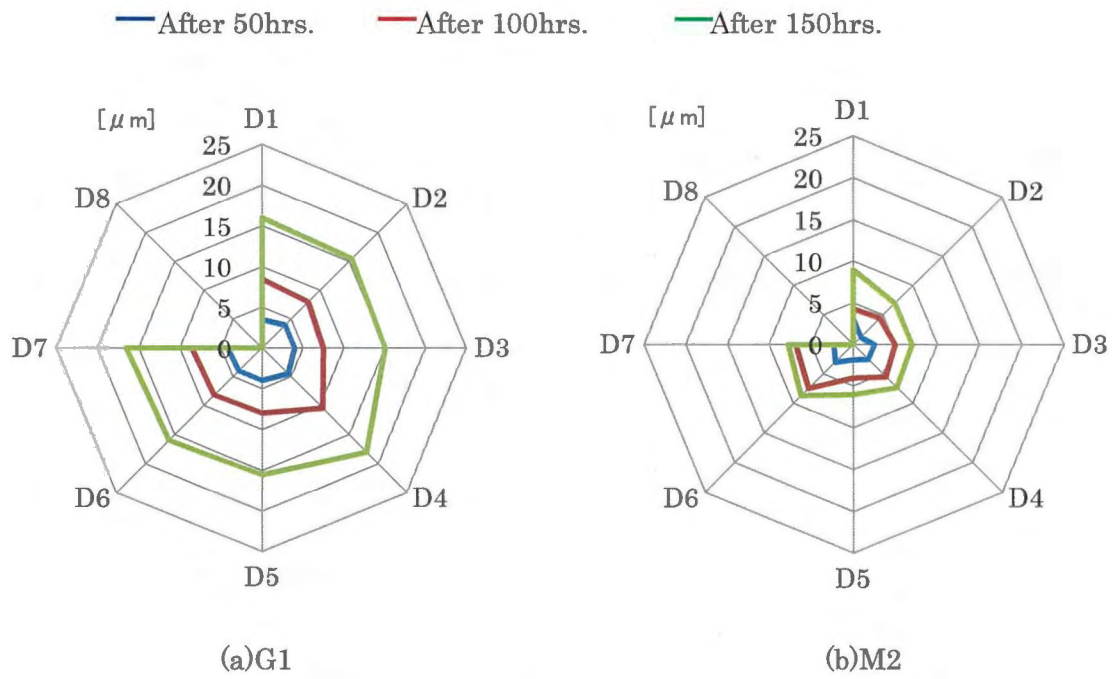


Fig.5.7 The wear at the lower vickers mark of second ring

## 第 6 章 結論

小型 2 ストロークエンジンに代替燃料としてメタノールを用いた場合のシリンダートライボロジーについて実機運転と往復摺動試験機を用いた実験の両面から研究を行った。実機実験においては、ガソリンとメタノールを燃料としたときのシリンダー摩耗進行の差異について、摺動試験とシリンダー壁面から抽出した潤滑油の解析から説明でき、摺動試験による模擬実験との関連性について検討し、以下の知見を得た。

### 6.1 第 2 章で得られた知見

ガソリン燃料およびメタノール燃料を用いたときの 2 ストローク機関におけるシリンダーおよびピストンリングの摩耗への影響について、実機を用いた実験を行った結果、以下のような知見を得た。

- (1) シリンダーのリング上死点位置付近ではピストン摺動速度が低下するため油膜厚さが薄くなり、かつ高温・高圧の燃焼ガスにさらされるため境界潤滑になりやすく、摩耗が増大する。
- (2) シリンダー中央部において、スラスト側の給気孔方向、反スラスト側の排気方向では、ピストンに押し付けられ側圧が高くなるため、アプレシブ摩耗が多く発生する。また、排気孔付近では既燃ガスの通り道となり、シリンダー温度も上昇しているため、潤滑油がさらに停滞しにくくなり、油膜形成が難しくなり摩耗が悪化する。
- (3) トップリングの摩耗はリング溝に CCD が堆積することにより、リングがこう着状態となりシリンダーに強く押し付けられ、金属同士の直接接触となり、その方向において摩耗が増加する。また、ピストントップランドに堆積した CCD が剥離し、それがシリンダーとリングの隙間に入り込み摩耗を引き起こすことも考えられる。
- (4) ピストンリングには燃焼ガスの圧力が背圧として加わるため摩擦圧力に変動が生じ、

## 第6章 結論

かつ往復摺動しているため、シリンダーに比べ摩耗減少が複雑であるため、今回の実験ではシリンダーとリングの摩耗形態にはっきりとした関係は見られなかった。

- (5) メタノール燃料と潤滑油の混合比を 25:1 とすると潤滑油の過剰供給となり、ピストンの排気孔側に多量の CCD が堆積し融着摩耗に至った。そこで、メタノール燃料と潤滑油の混合比を 25:1 よりも小さくして運転をすることで、ピストンへの CCD 堆積量が抑えられ、シリンダーの摩耗量もガソリン燃料と同等になることが分かった。また、最も高温高圧になるシリンダーのリング上死点位置では、燃焼ガスの温度がガソリン燃料に比べメタノール燃料の方が低いため油膜が保持されると思われ、メタノール燃料を用いたときの方がリング上死点位置の 0~150 時間までの摩耗量は少ない結果になった。
- (6) ピストンリングの摩耗形態はメタノール燃料と潤滑油が混合しないため摩耗量にばらつきが見られたが、潤滑油供給量を抑えた M2 では機関の運転性能には問題なく、150 時間まで運転することができる。

以上のことより、市販 2 ストローク用潤滑油を分離潤滑方式で供給を行えば、メタノール燃料を用いた場合でも十分運転が可能であると思われ、ガソリンの代替燃料として期待できることが分かる。

### 6.2 第3章で得られた知見

ガソリンおよびメタノールを用い、2 ストローク機関におけるシリンダー壁面油膜からの潤滑油特性の調査を行った結果、以下のような知見を得た

- (1) 分離潤滑方式では、メタノールの 2 ストローク用潤滑油と混合しないという性質は、今回採取した Cy1~3 ではシリンダー壁面の潤滑油形成に影響を与えず、メタノール燃料を用いた場合の油膜の粘度測定結果には再現性が見られた。
- (2) ガソリン燃料およびメタノール燃料を用いて運転を行った場合、Sc より採取した油膜



## 第6章 結論

は燃料により希釈されているため、新油より粘度が低い。しかし、シリンダー内壁に貫通している Cy1~3 より採取した油膜は、燃焼室内の熱の影響を受けて燃料と潤滑油の低沸点成分が揮発し、新油よりも粘度が高い。

- (3) メタノール燃料を用いた場合、シリンダー壁に存在する潤滑油の割合は少ないが低沸点成分が健在し、ガソリン燃料を用いた場合に比べて高粘度を維持し劣化していない。油膜の粘度はメタノール燃料を用いた場合の方が高いが、シリンダー壁に存在する潤滑油の割合は少ない。
- (4) 粘度測定と TG 分析の両方で Cy2 から採取された油膜が最も熱の影響を受けていることが確認された。これは、Cy1 より採取された油膜の場合では、採取された油膜中に劣化した潤滑油だけではなく未燃ガスが含まれているためであり、Cy2,Cy3 の位置の潤滑油形成は掃気孔からの距離に依存し、掃気孔から遠い Cy2 加熱の影響を多く受けたためである。

以上のことより、市販 2 ストローク用潤滑油を分離潤滑方式で供給を行った場合、Sc ではメタノール燃料と潤滑油が混じり合わないという性質が粘度測定の結果に表れ、ばらつきが多く見られた。しかし、シリンダー壁面ではメタノール燃料は潤滑油中にエステル化して存在し、粘度測定の結果には再現性が見られ油膜が安定して存在していると思われる。よって、メタノール燃料を用いた場合、市販 2 ストローク用潤滑油を分離潤滑方式で供給することで十分運転が可能であると思われる。

### 6.3 第4章で得られた知見

摺動試験機を用いて、ガソリン燃料とメタノール燃料の比較を調査した結果、以下のような知見を得ることが出来た。

- (1) 劣化油を使用すると高荷重では摩擦係数と摩耗量は劣化混合油や新油より大きい。
- (2) ガソリンと潤滑油の混合燃料を用いた場合、混合油の粘度は希釈されて粘度が低下し、



負荷が大きくなると境界潤滑になることもある。これに対し、メタノールと潤滑油の混合燃料を用いた場合では、メタノールと潤滑油の相溶性の低さから、接触面に粘度の大きい潤滑油が多く存在するために混合潤滑が維持されて、摩擦係数はガソリンの場合より低くなる。

- (3) メタノールを使用した場合、沸点が低く、潤滑油と混合しない特性があるので、TG-DTA 分析を開始してからすぐに揮発していることがわかる。また、メタノールが先に蒸発してしまうため、摩耗は低く抑えることができる。

### 6.4 終わりに

本研究は小型 2 ストロークエンジンに代替燃料としてメタノールを用いた場合のシリンダートライボロジーについて実機運転と往復摺動試験機を用いた実験の両面から研究を行った。実機実験においては、ガソリンとメタノールを燃料としたときのシリンダー摩耗進行の差異について、摺動試験とシリンダー壁面から抽出した潤滑油の解析から説明でき、摺動試験による模擬実験との関連性について検討した。また、メタノールを燃料とした場合は潤滑油との相溶性の低さから、壁面上に粘性の大きい油膜が残存形成されガソリンを燃料とした場合よりも摩耗の進行が少なくなっているといえる。よって、市販 2 ストローク用潤滑油を分離潤滑方式で供給を行えば、メタノール燃料を用いた場合でも十分運転が可能であると思われ、ガソリンの代替燃料として期待できることが分かった。

## 謝辞

本研究を行うにあたり、終始適切かつ熱心なご指導を頂きました元指導教員藤田尚毅名誉教授、指導教員廣瀬宏一教授、岩渕明副学長・理事に心より感謝の意を申し上げます。

また、実機実験の実施に当たり、当時院生の菊池智君の助力をいただき、心より感謝の意を申し上げます。

さらに、本試験装置製作の際に、多大なるご協力をいただいた本学工学部機械システム工学 技術専門員の皆様、3次元粗さ測定器の使用に当たり、本学機械システム工学科 先端加工生産部門 内館道正助教、示差熱天秤 TG-DTA での分析にあたり、本学応用化学科 基礎科学講座 平原英俊准教授にご協力、ご助力を頂きました。ここに心より感謝の意を表します。

また共同で研究を行い、苦楽を共にした元研究室院生佐藤洋大氏、三浦雄大氏、小菅啓氏、同学部生安達尚登氏、佐藤慎司氏、同級生佐藤善紀氏に心より深く感謝いたします。

そして本研究の実験遂行、論文作成をはじめ、公私にわたり支え協力していただいた、元研究室、末永陽介助教、博士後期課程修了生 今洋氏、本研究室福江高志助教に心より深く感謝いたします。

## 付 録

### 付録 1 真円度測定機の仕様

今回の実験でシリンダの測定に用いた全自動真円度測定機 (TALYROND 300, Rank Taylor Hobson 社製) について以下に示す。

#### (1) 測定範囲

最大直径 : 300 mm

最大荷重 : 50 kg

最大高さ : 500 mm

ワークテーブルモーメント荷重 : 1250 kg·mm

#### (2) ワークテーブル, スピンドル

ワークテーブル直径 : 300 mm

心出し範囲 (センタリング) :  $\pm 5$  mm

水平出し範囲 (レベリング) :  $\pm 8.7$  m-rad. ( $\pm 30$  分)

位置決め精度 :  $\pm 8.7$  m-rad. ( $\pm 30$  分) 単一移動にて

角度測定誤差 :  $\pm 2.9$  m-rad. ( $\pm 10$  分)

測定分解能 :  $\pm 175.0$   $\mu$ -rad. ( $\pm 36$  秒)

(3) 垂直方向真直モジュール

測定長さ：500 mm

真直度誤差範囲：0.5  $\mu\text{m}$  / 500 mm （全長にて）

：0.25  $\mu\text{m}$  / 100 mm （任意の 100 mm について）

スピンドル軸への平行度

- ・ 測定面内で：±19.4  $\mu\text{-rad.}$  （±4 秒）
- ・ ソフト補正にて：±1.94  $\mu\text{-rad.}$  （±0.4 秒）
- ・ 非測定面で：±19.4  $\mu\text{-rad.}$  （±4 秒）

位置決め繰り返し精度：±20  $\mu\text{m}$  （1 動作にて）

位置決め測定誤差：±5  $\mu\text{m}$

測定分解能：0.5  $\mu\text{m}$

(4) モータ駆動半径アーム

最大移動距離：200 mm （スピンドル軸中心 50 mm 通過を含む）

真直度誤差範囲：1.5  $\mu\text{m}$  / 200 mm （全長、但し測定方向は引込み方向）

：0.5  $\mu\text{m}$  / 100 mm （任意の 100 mm について）

スピンドル軸に対する直角度：±24  $\mu\text{-rad.}$  （±5 秒）

位置決め半径測定誤差：±2  $\mu\text{m}$  （半径差 25 mm～50 mm の場合）

(5) ゲージ

ゲージ動作範囲：2.0 mm （100 mm アーム長さにて）

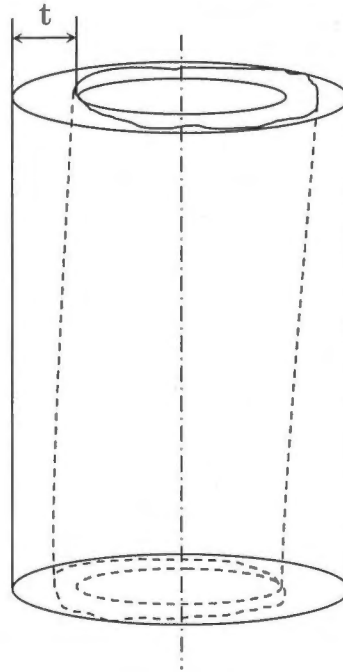
測定範囲と分解能（標準モード）

- ・ 範囲：±1.0 mm
- ・ 分解能：0.060  $\mu\text{m}$

- ・ 円筒度と同軸度について

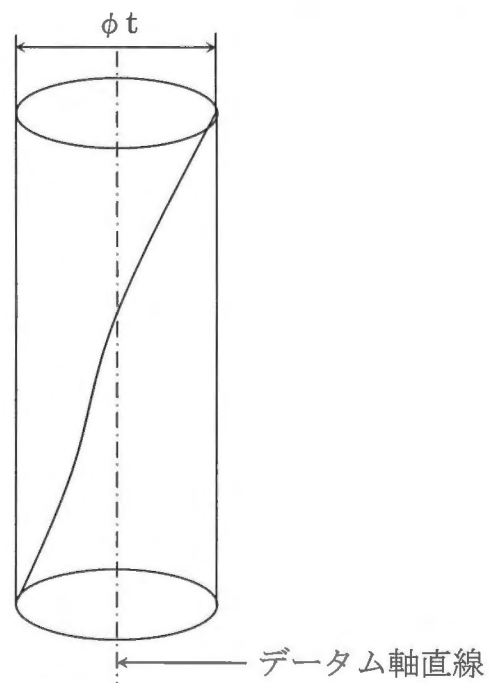
### 円筒度

円筒形体の幾何学的に正しい円筒からの狂いの大きさ  $t$  を円筒度という。



### 同軸度

データム軸直線と同一直線上にあるべき軸線のデータム軸直線からの狂いの大きさ  $\phi t$  を同軸度という。



## 付録2 デジタル粘度計の仕様

今回の実験でシリンダ壁面油膜の粘度測定に用いたカップアンドコーン型デジタル粘度計(DVH-EⅡ型, トキメック製)について以下に示す.

### (1) コーン角度

標準  $1^{\circ} 34'$

オプション  $3^{\circ}$

### (2) コーン半径(mm)

標準 24

オプション 14

### (3) サンプル量(ml)

標準 1.0~1.2

オプション 0.4~0.5

### (4) ずり速度( $S^{-1}$ ) $N$ : コーン・ロータ回転数(rpm)

標準  $3.83 \times N$

オプション  $2.0 \times N$

### (5) ずり応力(Pa) $A$ : 表示単位を%単位にしたときの表示値(%)

標準  $0.248 \times A$

オプション  $1.25 \times A$

(6) 測定上限値表

	回転数(rpm)							
	100	50	20	10	5	2.5	1	0.5
標準 1°34' R24	64.00 mPa・s	128.0 mPa・s	320.0 mPa・s	640.0 mPa・s	1280 mPa・s	2560 mPa・s	6400 mPa・s	12.8 Pa・s
オプション 3° R14	625.0 mPa・s	1250 mPa・s	3125 mPa・s	6250 mPa・s	12.50 Pa・s	25.00 Pa・s	62.50 Pa・s	125.0 Pa・s

フルスケールトルク 719  $\mu$  N・m (1  $\mu$  N・m = 10 dyn・cm)