

## 【論文】

## カムとローラ・タペットのトライボ特性に関する実験的研究

## (第7報:カム面仕上げ粗さの影響)

副島 光洋 \* ・ 江島 良人 \* ・ 長藤 将史 \*\*

## Experimental Study on Tribological Characteristics of Cam and Roller Tappet

## (7th Report : Influence of Cam Surface Finish Roughness)

Mitsuhiro Soejima Yoshito Ejima Masashi Nagafuji

The friction characteristics of the cam and roller tappet were studied for the design of engine valve train elements. The influence of the cam surface finish roughness on the friction was examined by measuring the contact load and the friction force between cam and roller tappet with the test rig. The sintered cam lobes are finished by grinding or blasted by the shot peening finish. The traction effect between rough faces under the rolling contact was considered as a reason why the friction characteristics change. The change of the bearing rate of solid contact between cam and roller with the surface roughness was predicted under the elastohydrodynamic and mixed lubrication theory. Some study results are summarized as follows. (1) The influence of the cam surface finish and roughness on the contact load and friction diagrams is quite small, but the tappet clearance should be adequate to the deviation of cam profile. (2) The influence of the oil temperature or the cam surface finish and roughness on the mean friction torque and the mean drive torque is also small. (3) Under the high rotational speed of camshaft, however, the mean friction coefficient decreases as the surface roughness becomes large. (4) The rough surface of cam lobe prevents the occurrence of skidding under the rolling contact between cam and roller because the bearing rate of solid contact increases as the surface roughness becomes large. (5) The surface roughness should be larger than one micron and smaller than two microns in center line average values. (6) Therefore the shot peening finish is more desirable than the grinding finish for the cam of the roller follower valve train.

*Key Words* : Tribology, Friction, Engine Valve Train, Cam Lobe, Shot Peening Surface Finish, Surface Roughness, Roller Tappet, Oil Film Thickness, Pressure Distribution, Solid Contact, Elastohydrodynamic Lubrication, Mixed Lubrication

## 1. 結 言

前報<sup>(1)</sup>で触れたように、内燃機関の燃費改善つまり石油燃料の有効利用は、地球温暖化の原因である二酸化炭素排出量の削減につながる重要な技術課題である。燃焼技術

だけでなくトライボロジー技術の発展や活用が、機関の性能向上と動力損失低減による燃費改善をもたらす。機関の動力損失は、ピストン系、軸受系、動弁系など各要素の接触運動部における摩擦損失が原因である。

今日の高出力・多弁化する機関では、動弁系における動力損失や摩耗の増大を避けるために、すべり接触方式のカム・フォロワでなく摩擦が小さく摩耗の少ない転がり接触方式のカム・フォロワを適用する傾向にある<sup>(2) - (5)</sup>。

\* 機械工学科

\*\* 大学院工学研究科機械工学専攻

前報<sup>(1)</sup>で述べたように、ローラ・タペットやローラ・ロッカアームのような転がり接触カム・フォロワでは、接触面が粗いほど摩擦は大きくなる平タペットやスリッパフォロワのようなすべり接触カム・フォロワの場合と異なり、接触面が粗いほど接触面間の固体接触の割合は高くなり、摩擦摩耗の原因である微小すべり(スキッピング)が起こりにくく、摩擦は小さくなると思われる。

本研究では、前報<sup>(1)</sup>と同様の実験方法で、V形機関OHV動弁機構の摩擦測定試験機を用い、転がり接触カム/ローラ・タペットにおけるカム面の仕上げ加工すなわちカム・ロープ外周面の研削加工やショットピーニング加工で変わる表面粗さがカム・ローラ接触部における摩擦損失ならびに動弁系全体の動力損失に及ぼす影響を調べ、動弁機構における摩擦低減に効果的なカム表面仕上げ加工の条件を検討する。

さらに、接触面間の弾性流体潤滑(EHL)と混合潤滑(ML)を理論解析し、カム・ローラ面の表面粗さと固体接触割合の関係を調べ、粗面の転がり接触における摩擦低減の理由を考察する。それらの概要を報告する。

## 2. 実験方法

### 2.1. 供試カム・ロープ

供試カム・ロープは、図1に示す外観(カム・ノーズ部)と図2に示すような表面形状をもつSG, SSP-FとSSP-Rであり、いずれも材質は鉄基焼結合金である<sup>(6)</sup>。SGは表面を研削加工したものであり、SSP-FとSSP-Rはショットピーニング加工したものである。SSP-Fはショットピーニング加工のショット・プラスト材の粒径が細かな場合の面仕上げ品であり、SSP-Rは同プラスト材が粗い場合の面仕上げ品である。表面粗さは、中心線平均粗さRa(また自乗平均平方根粗さRrms)の値で、SGが約 $0.3\mu\text{m}$ (約 $0.4\mu\text{m}$ )であり、SSP-Fが約 $1.8\mu\text{m}$ (約 $2.4\mu\text{m}$ )で、SSP-Rが約 $2.4\mu\text{m}$ (約 $3.2\mu\text{m}$ )である。

また供試ローラ・タペットには、ローラ回転部をピンで支えるすべり軸受支持方式の実用タペットを用いた。ローラの材質は軸受鋼であり、表面粗さRrmsが約 $0.4\mu\text{m}$ で

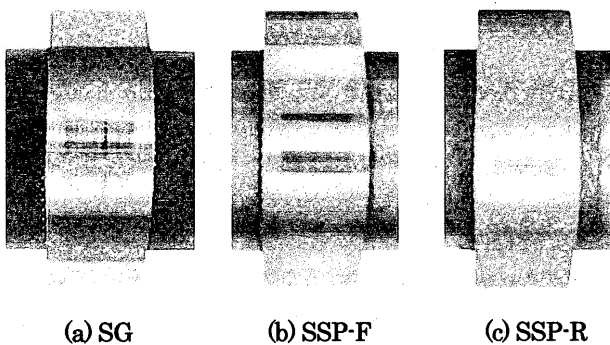


Fig.1 Outward view of test cam lobes

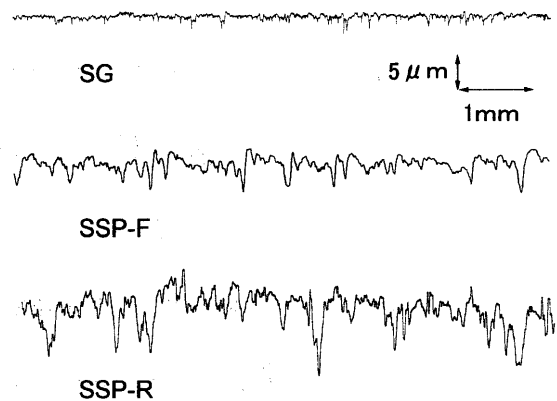


Fig.2 Surface profile of test cam lobes

ある。

カム・ロープ SG や SSP-F の実験におけるタペット・クリアランスの設定値は、実機における基準値と同じ $0.20\text{mm} \sim 0.25\text{mm}$ としたが、カム・ロープ SSP-R の実験では $0.40\text{mm} \sim 0.45\text{mm}$ とし、基準値より約 $0.2\text{mm}$ 大きくした。

### 2.2. カム・リフト量分布

前報<sup>(1)</sup>でも触れたように、下記の要領でカムとローラ間の接触荷重 $F_c$ と摩擦力 $F_f$ を求める際に用いるカム面とローラ面の接点角 $\alpha$ は、カム軸の回転角度とローラ・タペットのリフト量の関係から幾何学的に定まるので、精度の高いカム・リフト量分布の実測値が必要になる。それぞれの供試カム・ロープについて、試験機にカム軸とローラ・タペットを装着した状態で、カム軸の回転に従いローラ・タペットがリフトされる量を正確に測定した結果、図3のようなリフト量ならびに接点角 $\alpha$ のカム角度変化が得られた。図のような接点角 $\alpha$ のカム角度変化は、供試カ

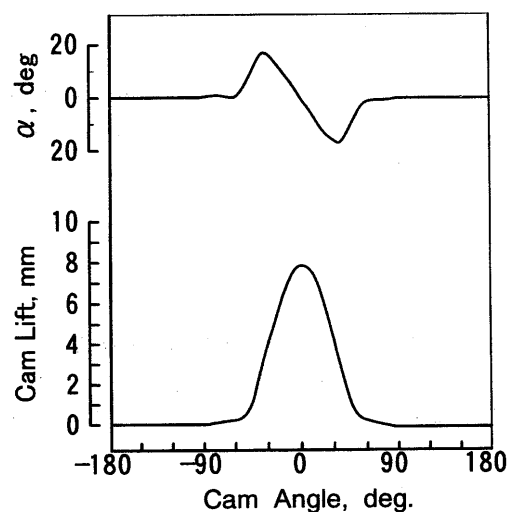


Fig.3 Measured cam lift and angle  $\alpha$ : Cam lobe SSP-F

ム・ローブがSGの場合に比べ、SSP-FやSSP-Rの場合に不整な波形となり、ショットピーニング加工の方が研削加工よりカム・ローブのプロフィール成形上で不利であること<sup>(1)</sup>を示す。

2.3. 接触荷重と摩擦力の測定

カムとローラ間の接触荷重や摩擦力の測定に用いるカム・タペット摩擦試験装置は、既報<sup>(1)</sup>、(7) - (11)で示した実用V形機関の二弁駆動式・OHV動弁機構であり、タペット周り諸力すなわちタペット回り止め周方向に働く逃げ力 $F_x$ 、タペット胴体とそのガイドの間に働くタペット軸方向の摩擦力 $F_y$ とタペット胴体に働く垂直荷重 $F_z$ を圧電式・三分力センサで、またプッシュロッドに働く力 $F_p$ を圧電式・薄形力センサで、それぞれ測定するものである。これらの諸力の測定値は、図4に示す例のようなカム角度変化となる。

$F_y$ 、 $F_z$ と $F_p$ の測定値、カム軸回転の角度とローラ・タペットのリフト量の関係や速度で定まるカム面とローラ面の接点角 $\alpha$ ならびにタペット慣性力 $F_i$ の推定値を用い、タペット軸方向（上下方向）とそれに垂直な方向（三分力センサの受圧面方向）における力の釣合い<sup>(1)</sup>を満たすカム面とローラ面間の接触荷重 $F_c$ と摩擦力 $F_f$ を求め、同時に摩擦係数 $\mu$ も求め、それぞれのカム角度変化を図5のように得た。

2.4. 実験条件

実験は、カム軸の回転速度を400rpm~1600rpmの範囲に調整して実施し、摩擦力 $F_f$ に基づく摩擦トルクと接触荷重 $F_c$ に基づく駆動トルクのカム角度変化を求め、カム軸1回転当たり平均の摩擦トルクと駆動トルクならびに接触期間当たり平均の摩擦係数の大きさの変化を調べた<sup>(9)</sup>、<sup>(10)</sup>。さらに、実験に供試した潤滑油は、粘度等級がSAE10W-30のCD級エンジン油の新油であり、その温度

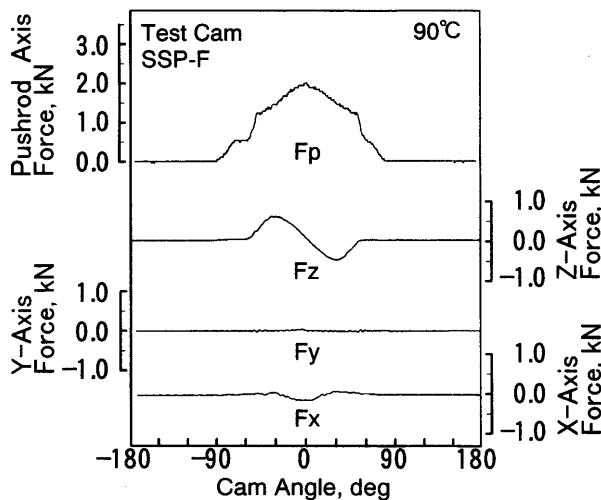
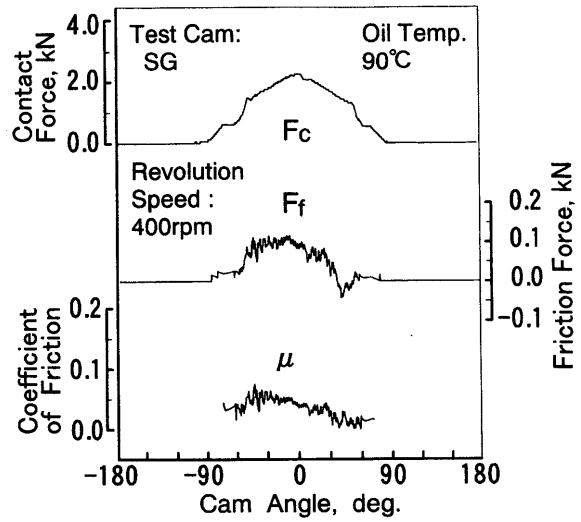
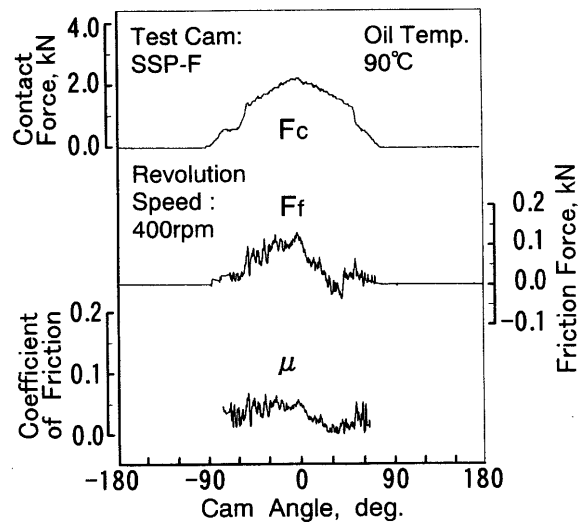


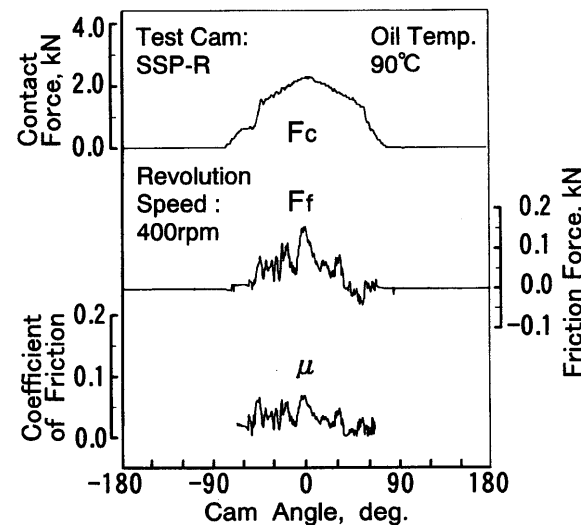
Fig.4 Changes of  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$  and  $F_p$  with cam angle : Cam lobe SSP-F



(a) Cam lobe SG



(b) Cam lobe SSP-F



(c) Cam lobe SSP-R

Fig.5 Changes of  $F_c$ ,  $F_f$  and  $\mu$  with cam angle

を室温および 90°C にした。

### 3. 実験結果と考察

#### 3.1. 接触荷重や摩擦力のカム角度変化

上述の実験方法で測った図5のような接触荷重  $F_c$ 、摩擦力  $F_f$  および摩擦係数  $\mu$  のカム角度変化から、供試カム・ローブすなわちカム面の仕上げ加工や表面粗さの影響について、以下のようなことが分かる。

まず、カム面の仕上げ加工と粗さの違いによる接触荷重  $F_c$  の変化は小さい。しかし、SSP-R の実験でタペット・クリアランスを SG や SSP-F と同じ 0.20mm ~ 0.25mm に設定した場合の  $F_c$ 、 $F_f$  および  $\mu$  のカム角度変化(図6)と比較すると、SSP-R の場合にタペット・クリアランスが小さいとき、 $F_c$  の波形が弁開きと弁閉じのカム外周ランプ部とローラの各接触タイミングが過早側と遅延側へそれぞれずれた弁リフト期間が設定より長くなった不適切な波形に変化していることが分かる。このようなタペット・クリアランス設定の影響を解消するために、SSP-R の場合にのみ上述のような基準値より大きい設定値を選んだ。なお、約 0.1mm のタペット・クリアランスの増大量では、この悪影響を皆無にすることはできなかった。

このことから、カム・ローブの形状が設計値からずれる恐れがあるショットピーニング仕上げ加工の場合は、弁開閉タイミングを基準通りのタペット・クリアランス値では調整することができなくなり、カム外周ランプ部とローラの接触タイミングの狂いを吸収させるための大きなタペット・クリアランス値とする必要がある。しかし図示のように、SSP-F ではタペット・クリアランスを大きくする必要はない。すなわち、ショットピーニング加工に用いる

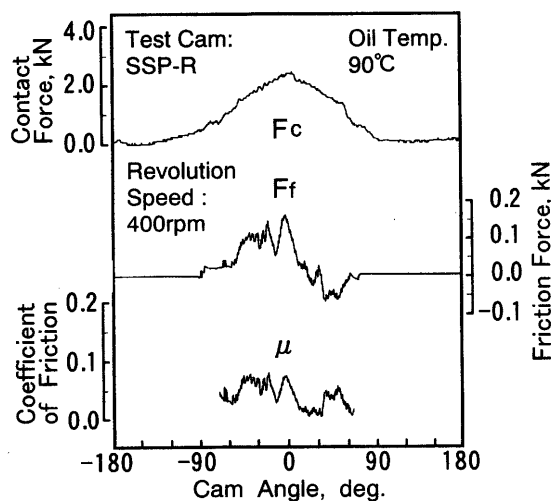


Fig.6 Changes of  $F_c$ ,  $F_f$  and  $\mu$  with cam angle  
: Cam lobe SSP-R with tappet clearance of 0.20mm~0.25mm

ショット・プラスト材の粒径を小さくし表面粗さを多少小さくすることにより、その不具合は解消される。

次に、図5の摩擦力  $F_f$  の波形の比較から、弁開きと弁閉じの各接触タイミングにおける摩擦力に大きな差はないが、カム・ノーズ接触タイミング付近の変動振幅の大きさに多少の差異があり、SSP-F や SSP-R の方がやや大きな変動を含む摩擦力波形になっている。これは、接点角  $\alpha$  ならびにプッシュロッド荷重  $F_p$  とタペット周り力  $F_z$  の違いによるものと考えられる。このように、ローラが面の粗いカム・ローブ上を転がるとき、摩擦波形の変動成分は大きくなるが、その平均値はほとんど変化しない。

さらに、図4のような  $F_x$  の測定<sup>(1)</sup> から、ローラ面がカム面に片当たりしカム軸方向へ逃げるモーメントに起因する力  $F_x$  が、研削仕上げ加工した SG では全く検出されず零であるが、SSP-F や SSP-R ではカム・ノーズ接触タイミング前後でかなり大きな値として検出されていることが分かる。これは、ショットピーニング仕上げしたカム・ローブ外表面がカム軸方向に対し完全に平行でないために、ローラすなわちタペットが回転(スキュー)し、タペット回り止めに強く当たることを示している。これは、カム軸とローラ支持ピン軸の間のミスアライメントの一種である。したがって、カム面への接触に伴うローラ・タペットの回転が過度に大きくならないような表面仕上げの基準あるいはローラ面をバレル形状化するなどの適切なスキュー対策が必要である<sup>(12) - (14)</sup>。

#### 3.2. 摩擦損失の比較

次に、カム・ローラ間の摩擦力  $F_f$  とそれにカム軸心から下ろした垂線の長さすなわちカム軸周り回転半径の積として得られる摩擦トルクのカム角度変化から、カム軸1回転当たり平均の摩擦トルクを求め、そのカム軸回転速度とオイル温度に対する変化を図7のように調べた。

図示のように、平均摩擦トルクはカム軸回転速度の増大に伴い減少する傾向にあるが、実験した範囲の回転速度

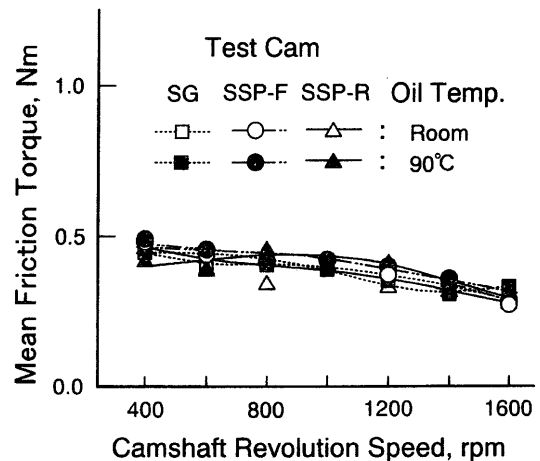


Fig.7 Comparison of mean friction torque

の大半において、オイルの温度すなわち粘度やカム面仕上げ加工や粗さの違いによる平均摩擦トルクの変化はわずかである。

カム・ローラ接触部における前節のような摩擦波形の比較とこの摩擦特性から、カムとその面上を転がるローラの間では、オイルの粘度や表面の粗さが変化しても、摩擦に大きな変化はなく、研削仕上げ加工と異なりショットピーニング加工のような面が粗く固体接触割合が高い状態でも摩擦損失が増大することはないと言える。

続いて、カム・ローラ間の接触荷重 $F_c$ とそれにカム軸心から下ろした垂線の長さすなわちカム軸周り回転半径の積として得られる駆動トルクの変化から、カム軸1回転当たり平均の駆動トルクを図8のように求めた。平均駆動トルクは、ローラ・タペット本体のガイド部、プッシュロッド・ロッカアームの支持軸部、弁棒のステム・ガイド部などの各動弁機構要素で発生する摩擦が原因の動力損失に相当する。

図示のように、実験した範囲のカム軸回転速度の大半において、オイルの温度すなわち粘度やカム面仕上げ加工と粗さの違いによる平均駆動トルクの変化は、平均摩擦トルクと同様にわずかである。すなわち、カムの面仕上げ方法の違いで表面が粗くなっても、ローラ・タペットのガイド部などでの摩擦による動力損失が増える恐れはない。このことは、図4のような $F_y$ の測定<sup>(1)</sup>すなわちタペット胴体とそのガイド部の摩擦力が、SGの場合とSSP-FやSSP-Rの場合で差がないことから理解される。

### 3.3. 摩擦係数の比較

さらに、摩擦力を接触荷重で除した摩擦係数 $\mu$ の値を比べ、カム・ローバ仕上げ加工や粗さの違いで変わる接触状態の苛酷さを評価し、より最適なカム・ローバ仕上げ条件を検討する。

図5のようにカム角度変化する摩擦係数 $\mu$ の絶対値を用い、そのカム・ローラ接触期間当りの平均値を求めた。

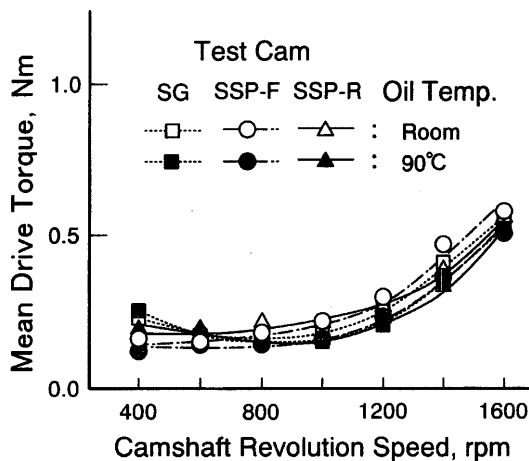


Fig.8 Comparison of mean drive torque

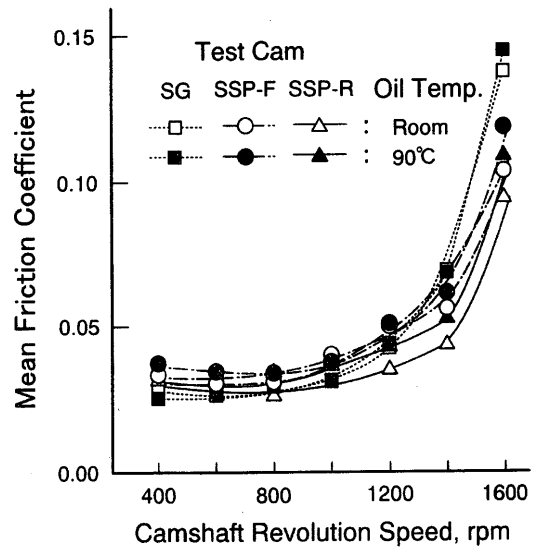


Fig.9 Comparison of mean friction coefficient

図9に、平均摩擦係数とカム軸回転速度の関係を示す。

これらの図から、カム・ローバがSGの場合とSSP-FやSSP-Rの場合で、摩擦係数の波形に多少の違いはあるが、平均摩擦係数の値には、カム軸回転の低速域で大きな差がないこと、しかし高速域で、面粗さが小さいSGの方は、面粗さが大きいSSP-FやSSP-Rに比べ、やや大きくなることが分かる。これは、面粗さが小さいSGのカム面上でローラ転がり接触面のスリップすなわち微小すべり(スキッピング)が発生し摩擦が増大するためであると考えられる。

ローラがその支持ピン周りで回転慣性やすべり回転摩擦の変動に追随し、カム・ローバ周りをスリップしないで転がるには、カム面との間に摩擦(トラクション力)が必要であると想像される<sup>(9)</sup>。ショットピーニング加工したカム面では、ローラがスキッピングしないで外周を転がる接触条件になるものとする。

## 4. 解析結果と考察

### 4.1. 計算条件

上述のような表面粗さをもつカム面とローラ面の転がり接触について、油膜形成や固体接触に関する理論的な検討を行い、表面粗さと固体接触割合の関係を調べ、粗いカム面における摩擦低下の理由などを考察する。理論計算は、粗い接触面間での油膜の連続流れを前提とする弾性流体潤滑(EHL)と固体接触に伴う荷重分担を考慮する混合潤滑(ML)を連立させる解析ソフト(トライボロジー解析技術研究所, TED/CPA)を用いて行った。

表1, 表2ならびに図10に計算条件を示す。図表中の記号の添え字CとRは、それぞれカムとローラを表す。表1は、カム・ノーズ部とローラが接触するタイミング

の潤滑条件を示す接触荷重, カム軸回転速度, 巻込み速度 ( $V_C, V_R$ ) ならびに潤滑油の常圧粘性係数  $\eta_0$ , 粘度 - 圧力係数  $\alpha$  およびローランド粘性係数の式に関する係数 ( $Z, p_0$ ) の諸値である. また表 2 は, 図 10 のカム・ノーズとローラの寸法形状や材質に関する曲率半径 ( $r_C, r_R$ ), ローラの幅およびクラウニングの半径  $r_X$  と始点座標  $X_1$ , ヤング率 ( $E_C, E_R$ ) ならびにポアソン比  $\nu$  の諸値である. さらにカム面やローラ面の表面粗さの大きさを, 両面の中心線平均粗さの合成値  $R_a$  で  $0.1 \mu\text{m} \sim 1 \mu\text{m}$  とする条件で計算した.

4. 2. 油膜厚さ分布と圧力分布

図 11 に, 表面粗さ  $R_a$  が  $0.3 \mu\text{m}$  の場合のカム・ローラ接触部の油膜厚さ分布を示す. 図中の X と Y は, それぞれ軸方向と転がり方向の座標である. 図示のように, カ

ム面とローラ面の接触は, ヘルツ接触域 (黄緑色の内側) に相当する範囲の弾性変形を伴い, 部分的な固体接触域 (赤色) を含む混合潤滑の状態となる. X 方向の幅中央部 ( $-2\text{mm} \sim 2\text{mm}$ ) で Y 方向のオイル流入側 ( $0.1\text{mm} \sim 0\text{mm}$ ) の黄色のところでは, 油膜圧力による弾性変形量が大きく固体接触は起らない.

Table 1 Calculation conditions

Contact Load	784 N	
Camshaft Revolution Speed	1600 rpm	
Entrainment Velocity	$V_C$	4.36 m/s
	$V_R$	4.36 m/s
Oil Viscosity (Roelands Formula)	$\eta_0$	$0.0108 \text{ Pa} \cdot \text{s}$
	$\alpha$	$1.79 \times 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$
	Z	0.5
	$p_0$	$1.96 \times 10^8 \text{ Pa}$

Table 2 Dimensions of cam and roller

Radius	Cam	$r_C$	19 mm
	Roller	$r_R$	14 mm
Roller Width	17 mm		
Roller Crowning	$r_X$	258 mm	
	$X_1$	3 mm	
Young's Modulus	$E_C$	206 GPa	
	$E_R$	137 GPa	
Poisson's Ratio	$\nu$	0.29	

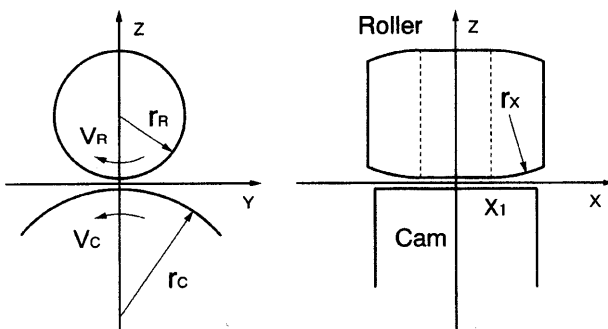
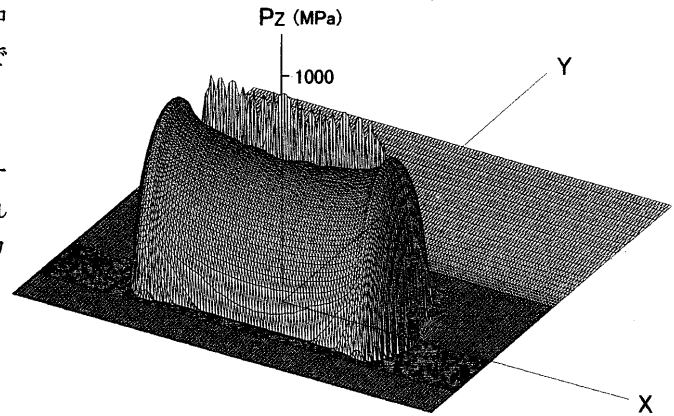
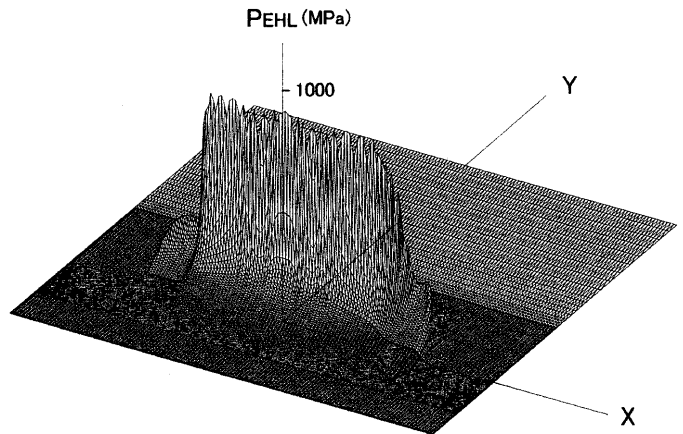


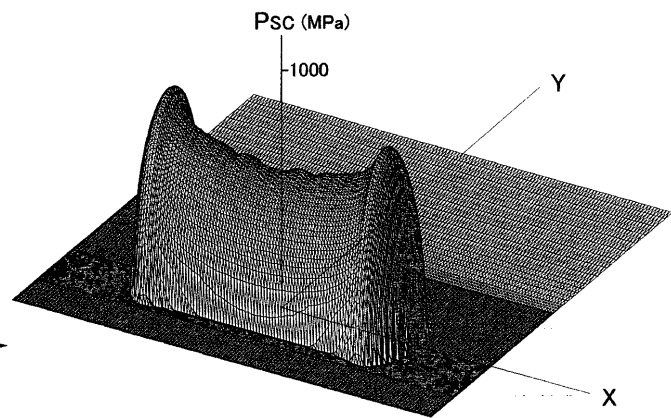
Fig.10 Geometry and coordinates of cam / roller contact



(a) Total pressure



(b) Oil film pressure



(c) Solid contact pressure

Fig.12 Pressure distribution of cam / roller contact

:  $R_a = 0.3 \mu\text{m}$

図 12 の (a) は、上述のカム・ローラ接触部の圧力分布である。接触圧力は、流体潤滑油膜圧力と固体接触圧力から成っている。同図の (b) に、油膜圧力成分の分布状態を示し、同図の (c) に、固体接触圧力成分の分布状態を示す。これらの圧力分布から、面の粗いカムとローラの接触における弾性流体潤滑油膜圧力と固体接触圧力の荷重分担すなわち接触荷重を支える各圧力成分の総負荷に対する分担割合を求めることができる。

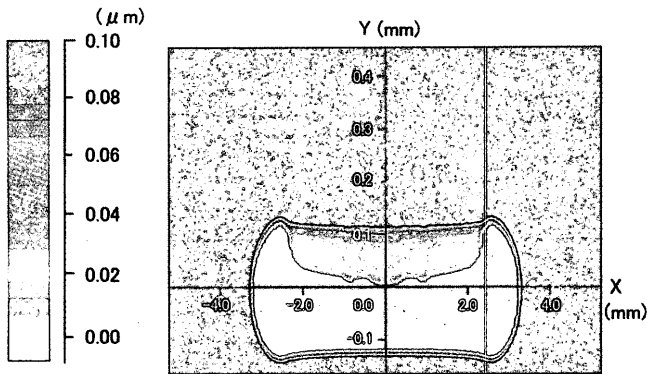


Fig.11 Oil film thickness distribution of cam / roller contact :  $R_a=0.3 \mu m$

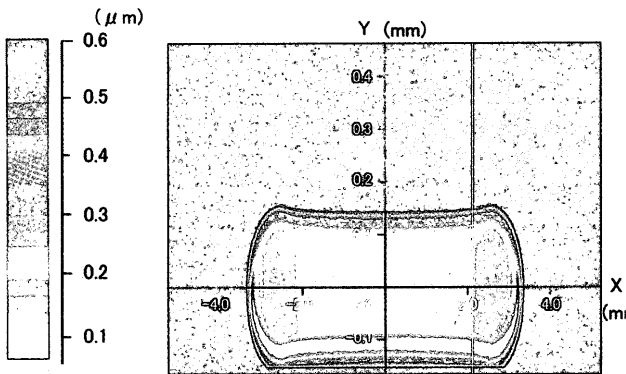


Fig.13 Oil film thickness distribution of cam / roller contact :  $R_a=0.1 \mu m$

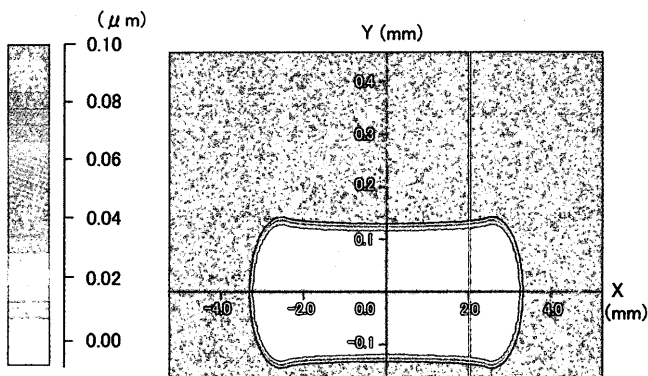


Fig.15 Oil film thickness distribution of cam / roller contact :  $R_a=1.0 \mu m$

#### 4.3. 表面粗さの影響

図 13 は、表面粗さ  $R_a$  が  $0.1 \mu m$  と小さい場合に得られる油膜厚さ分布である。同図から、上述のようなヘルツ接触域に相当する範囲での固体接触部 (赤色) は起こらないこと、最小油膜厚さが最小 (おおよそ  $0.05 \mu m$ ) になる位置は  $Y = -0.1 mm$  辺りであることなどが分かる。

また図 14 に、そのときの圧力分布を示す。同図から、弾性流体潤滑下の油膜圧力分布に特有な圧力スパイクが油膜流出側  $Y = -0.1 mm$  辺りに形成されること、荷重は総て油膜圧力で支えられていることなどが分かる。

さらに図 15 は、 $R_a$  が  $1 \mu m$  と大きい場合に得られる油膜厚さ分布である。同図のように、ヘルツ接触域に相当する全域で固体接触 (赤色) が起こる。また図 16 に示す圧力分布から、圧力はヘルツ接触圧力と同じ分布状態となり、荷重のほとんど総ては固体接触圧力で支えられていることが分かる。

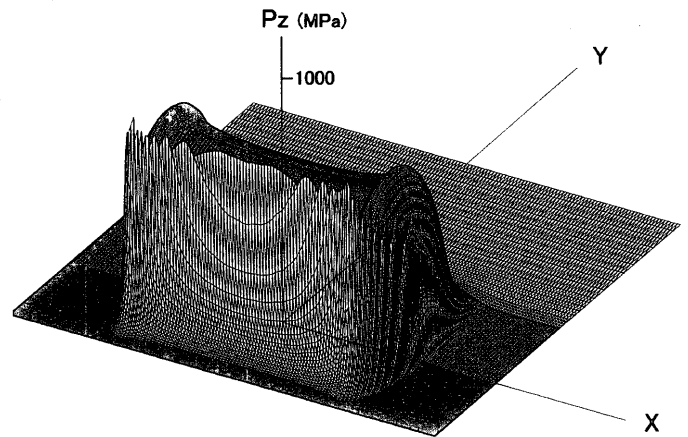


Fig.14 Pressure distribution of cam / roller contact :  $R_a=0.1 \mu m$

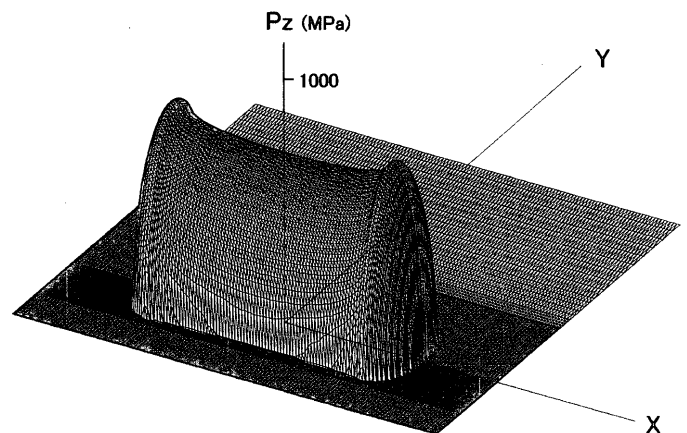


Fig.16 Pressure distribution of cam / roller contact :  $R_a=1.0 \mu m$

#### 4.4. 固体接触の割合

上記の計算結果のように、カム・ローラ接触面の表面粗さの大きさに弾性流体潤滑油膜圧力と固体接触圧力が荷重を支える割合は変化する。図 17 は、表面粗さ Ra と固体接触部の荷重分担率の関係を示す。

図のように、Ra の値が小さいと固体接触は起こらないが、おおよそ  $0.1 \mu\text{m}$  で固体接触が始まり、Ra が大きくなるに従い固体接触の割合は増し、おおよそ  $1.0 \mu\text{m}$  になると固体接触のみで荷重を支える状態になる。

すなわち、カムとローラの接触状態は、面粗さが大きいほど固体接触は増したものに變化し、上述の実験結果のような表面が粗いほどカムとローラ間のスキッピングが起りにくい特性になると言える。

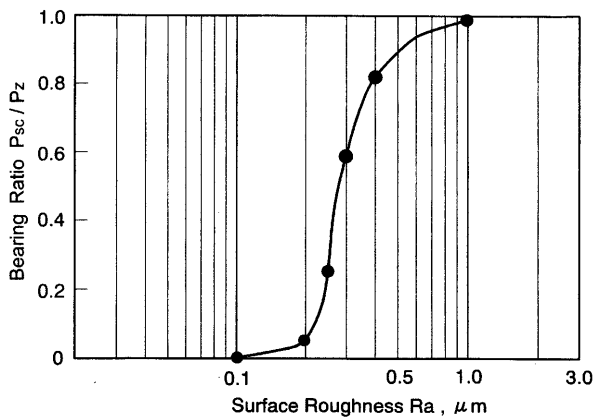


Fig.17 Change of solid contact bearing rate with surface roughness

## 5. 結 論

研削ならびにショットピーニングで表面仕上げ加工した鉄基焼結合金カム・ロープを用い、接触荷重、摩擦力や摩擦係数を測り、動弁系の摩擦損失に及ぼすカム面仕上げの影響を調べた結果、以下のことが明らかになった。

(1) カム・ロープ面の仕上げ加工や粗さの違いが接触荷重と摩擦力のカム角度変化に及ぼす影響は少ない。

(2) 平均摩擦トルクならびに平均駆動トルクはオイル温度やカム・ロープ面の仕上げ加工や粗さの影響をほとんど受けない。

(3) 面粗さが大きいほど、カム軸回転の高速域で、摩擦係数は小さくなり、カムとローラのスキッピングが起りにくくなる。

(4) ローラフォロワ動弁系カム・ロープ外周は研削加工でなくショットピーニング加工の方が優れている。ただし、ショットブラスト材の粒径は小さい方が望ましい。

(5) カム・ローラ接触面の表面粗さは、 $1 \mu\text{m}$  より大き

く、 $2 \mu\text{m}$  より小さくする方が望ましい。

最後に、本研究における九州産業大学の中里 眞, 山本寿一, 平川勇雄, 濱田嘉明, 武田 桂, 栗山道高の諸氏の協力に対し謝意を表す。

なお、本研究に際し平成 16 年度科学研究費補助金(基盤研究 C, 課題番号: 16560129) を活用したことを付記する。

## 参 考 文 献

- (1) 副島光洋, ほか 2 名, 九州産業大学工学研究報告, 40, p.1-6 (2003)
- (2) Staron, J. T. and Willermet P. A., SAE Paper 830165
- (3) Wakuri, Y., et al., SAE Paper 952471
- (4) Korte, V., et al., SAE Paper 2000-01-0525
- (5) 副島光洋, トライボロジスト, Vol.48, No.6, p.461-466 (2003)
- (6) 小川永司, トライボロジスト, Vol.48, No.3, p.184-189 (2003)
- (7) 副島光洋, ほか 3 名, 自動車技術会論文集, Vol.29, No.4, p.77-82 (1998)
- (8) Soejima, M., et al., Proc. 15th ICE Symp. Seoul, p.185-190 (1999)
- (9) Soejima, M., et al., Proc. ITC Nagasaki, p.2005-2010 (2000)
- (10) 副島光洋, ほか 5 名, 自動車技術会論文集, Vol.32, No.1, p.53-58 (2001)
- (11) 副島光洋, ほか 3 名, 自動車技術会論文集, Vol.32, No.4, p.93-98 (2001)
- (12) Koo, Y., et al., JSME Int. J., Ser. C, 45, 1, p.316-322 (2002)
- (13) Ito, A. and Yang, L., Proc. 28th Leeds-Lyon Symp. on Tribology p.535-538 (2001)
- (14) Krepulat, W., et al., SAE Paper 2002-01-0852