

学位申請論文

ショックアブソーバの性能向上のための

動的摩擦特性に関する研究

Study on dynamic friction properties to improve
performances of the shock absorber

2019年9月

東京理科大学大学院

工学研究科 機械工学専攻

加藤 慎治

Shinji Kato

目次

第1章 序論	1
1.1 背景	1
1.2 ショックアブソーバの現状	2
1.2.1 ショックアブソーバの構造としゅう動部材料	5
1.2.2 作動油	7
1.2.3 減衰力における流体抵抗力と摩擦力	11
1.3 ショックアブソーバの官能特性と摩擦特性	15
1.4 往復動摩擦における従来の研究と新たな研究の必要性	19
1.5 本研究の目的及び本論文の構成	29
第2章 動的摩擦特性を定量化するための評価指標	30
2.1 緒言	30
2.2 実験方法	30
2.2.1 動的摩擦計測システム	30
2.2.2 計測方法	33
2.2.3 評価サンプル	35
2.3 実験結果および考察	36
2.3.1 動的摩擦挙動の測定結果	36
2.3.2 動的摩擦特性を定量評価するための新たな指標	40
2.3.3 動的摩擦定量化指標による動的摩擦挙動の解析結果	43
2.4 結言	45
第3章 動的摩擦制御するための潤滑油添加剤処方	46
3.1 緒言	46
3.2 実験方法	46
3.2.1 動的摩擦測定システム	46
3.2.2 摩擦試験材料および作動油	48
3.3 実験結果および考察	50
3.3.1 動的摩擦挙動	50
3.3.2 しゅう動表面の化学分析結果	58
3.3.3 添加剤による動的摩擦特性の制御	59
3.4 結言	61

第4章 動的摩擦特性と実車における官能評価特性との関係.....	62
4.1 緒言	62
4.2 実験方法	62
4.2.1 動的摩擦特性の評価	62
4.2.2 実車における官能評価およびショックアブソーバ挙動計測.....	66
4.3 評価結果	68
4.3.1 動的摩擦特性の評価結果	68
4.3.2 官能評価の結果	72
4.4 動的摩擦定量化指標と官能評価との関係	73
4.5 結言	77
第5章 結論	78
主論文を構成する論文	79
<参考文献>.....	80
謝辞	84

第1章 序論

1.1 背景

自動車のルーツである馬車の時代から、乗り心地の改善要求に応えるためにさまざまな技術革新が進められてきた。当初のサスペンションは、板ばねによって車軸を支える構造であったが、その後、乗り心地だけでなく操縦安定性の向上も目的としたさまざまな形式のサスペンションが開発されてきた。自動車用サスペンションシステムの主要構成要素であるショックアブソーバ (Shock absorber) は、乗り心地 (Ride comfort) や操縦安定性 (Handling stability) に大きく寄与する部品である。1950 年頃より、ショックアブソーバは、直動式筒型構造が主流となり、内部に封入された油圧作動油が往復運動時にバルブを通過する流体抵抗によって減衰力を発生させる仕組みを採用している。このような流体抵抗によって減衰力を発生させる油圧式ショックアブソーバは、小型軽量でエネルギーの吸収効率が良く、作動速度に対する減衰力を任意に設定できるなどの利点がある。

近年、道路整備状況の改善により、サスペンションが大きく変位する必要がなくなり、ショックアブソーバも微振幅・低速で動作する割合が増加している。このような低速における作動条件では、流体抵抗による減衰力がほとんど発生しない状態となるため、ショックアブソーバによるエネルギー吸収はしゅう動部の摩擦に大きく依存することになる。

一方で、ショックアブソーバの摩擦挙動は非線形特性を示すため、その摩擦力は乗り心地を悪化させる要因になるとして、極力小さくすることが理想と考えられてきた。その結果、さまざまな技術的工夫により、摩擦力を数 10 N レベルまで下げた製品が開発されるようになった[1]。しかし、ショックアブソーバの摩擦を下げ過ぎると、操縦安定性が低下するだけでなく、乗り心地においても悪化する場合があることが分かってきた。このため、サスペンションシステムの製品化においては、チューナーと呼ばれる技術者により、車種ごとに摩擦力と流体抵抗の大きさを試行錯誤により調整しているのが現状である。ただし、ショックアブソーバの摩擦力については、同一の摩擦力を示すものであっても、実際の車両に取り付けた実車試験において、官能評価結果が異なる場合がある。このように、ショックアブソーバの摩擦特性が乗り心地や操縦安定性におよぼす影響については、十分な説明ができていない状況である。

さらに、自動車を取り巻く環境に目を向けると、世界各国における環境規制の強化を背景にプラグインハイブリッドや電気自動車などの電動化が急激に進んでいる。その結果、内燃機関に起因する騒音や振動が低減するなかで、サスペンションを伝わって車内に入る路面振動が運転者や同乗者に不快感を与える主要因となりつつある[2]。これは、舗装率の向上による微小振動の顕在化とともに、サスペンションに新たな微小振動低減やロードノ

イズなどの騒音対策を求める要因となっている。今後、自動運転技術がさらに進み、ドライバーが操縦しなくとも走行できる車が社会実装されるようになれば、車内にも居住空間並みの快適さが求められるようになると考えられる[3]。自動車の乗り心地や静粛性、安定性を改善させるためのショックアブソーバには、これまで以上に新たな技術開発による性能向上が強く要求されている。

1.2 ショックアブソーバの現状

サスペンションは、位置決めのためのアーム、車体重量を支える懸架スプリング、振動を抑制するショックアブソーバから構成され、ショックアブソーバはスプリングに並列に取り付けられる。自動車のショックアブソーバ (Fig. 1.1) は、懸架スプリングの振動を減衰させる役割を担い、乗り心地の改善や操縦安定性を改善する[4]。

ショックアブソーバが乗り心地や操縦安定性に及ぼす影響については、さまざまな先行研究がなされている[5-7]。車両の振動解析では、ショックアブソーバは速度依存性を考慮したダッシュポットとしてモデリングされる[8]。最も単純化したモデルでは、ばねとダッシュポットからなる Kelvin-Voigt モデルが用いられる。ダッシュポットは、ショックアブソーバのピストン速度に比例する減衰力 (Damping force) を発生させるものとして扱われる。ダッシュポットにおける減衰力-速度特性は、車両運動性能を決定づける重要な因子であり、ショックアブソーバの基本的な設計仕様に位置づけられている。

ショックアブソーバは、構成部品であるピストンバルブやベースバルブなどの諸元により調整される。ショックアブソーバの減衰力は、油圧力 (Hydraulic force) とショックアブソーバの各しゅう動部で発生する摩擦力 (Friction force) との和によって生じる。ショックアブソーバが動作するとピストン上下室に圧力差が生まれ、ピストンに作用する力として油圧力が発生する。これまでショックアブソーバの減衰力は、ピストン速度に対応して発生する油圧力に起因するものとして、Fig. 1.2 のように速度の増加とともに大きくなるものとして扱われてきた。ピストン速度が大きくなる状況としては、例えばマンホールなど凹凸の大きい路面を通過するときが挙げられる。このような場合には、大きな減衰力の発生により素早く車両振動を抑制することが、操縦安定性を確保するために求められる。一方で、凹凸の小さい路面においては、減衰力を適度に小さくした方が乗り心地は良好となるとされている。しかしながら、油圧力はバルブ諸元により一意的に決まるため、すべての路面状況に適切な減衰特性を持たせることはできず、操縦安定性と乗り心地を両立させることは難しい問題とされてきた。

これに対し、路面状況に応じて適切な減衰力の発生を可能とするため、新しいバルブ構造[9]や電子制御式ショックアブソーバ[10]が開発されている。電子制御式ショックアブソーバの一つに、磁気粘性流体ダンパ (MRF damper: Magnetorheological fluid damper) がある。MRF ダンパは、作動油に磁気粘性流体を採用し、これに磁場を印加して粘度を変化させ、減衰力の瞬時の変化を可能としたものである。磁場の ON/OFF により、MRF ダンパの減衰

力を5倍まで変化させることが可能である。しかしながら、MRFダンパのしゅう動部は、磁性粒子に対する摩耗対策として金属で構成させているため摩擦力が非常に高いという問題があり[11]、その適用は一部のスペシャリティーカーに留まっている。

以上のように、これまでのショックアブソーバに関わる技術開発においては、比較的大きい路面入力に対する性能改善が多く試みられてきた。しかしながら、近年特に重要視されるようになった微振幅領域での質感向上に関しては、その対策のための十分な技術開発および研究がなされているとは言えない状況にある。微振幅領域におけるショックアブソーバの減衰特性は油圧力よりも摩擦力が大きく支配するため、上記で述べたような対策技術では解決することは難しい。

広いカテゴリーの乗用車へ高性能なショックアブソーバを展開することを考えた場合、特別な機構を追加せずにその基本性能を向上させることが重要となる。特に問題となる良路での減衰力特性の改善を図るためには、微振幅領域での減衰力を支配する摩擦力に着目する必要がある。そこで、標準的なストラットタイプ式の複筒式ショックアブソーバについて、その構造と減衰力発生原理を整理することにより、解決すべき技術および研究課題を検討した。

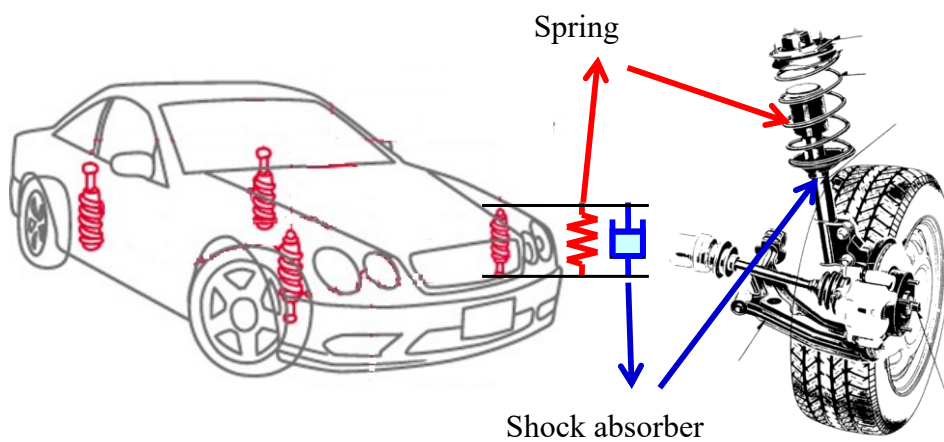


Fig. 1.1 自動車用ショックアブソーバの概略図

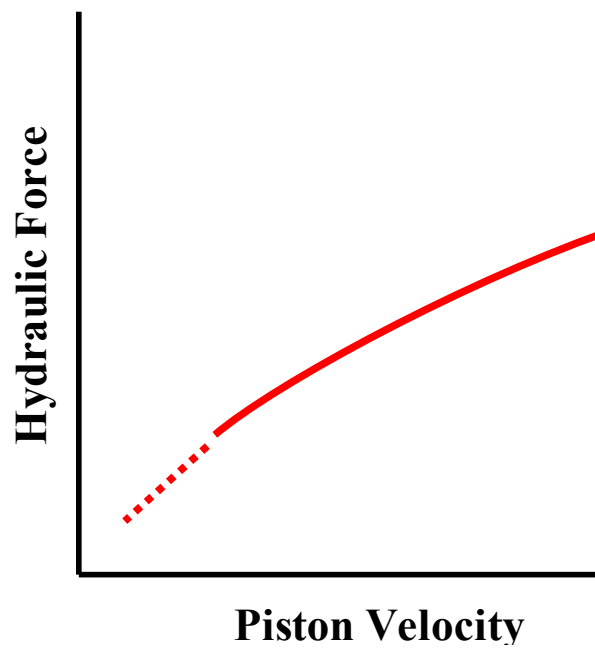


Fig. 1.2 ショックアブソーバに発生する油圧力とピストン速度との関係

1.2.1 ショックアブソーバの構造としゅう動部材料

複筒式ショックアブソーバ (Twin-tube shock absorber) の構造としゅう動部材料を Fig. 1.3 に示す。標準型ショックアブソーバである複筒式ショックアブソーバは、ピストンロッド先端に伸び行程で油圧力を発生させるピストンバルブを置き、シリンダの底には縮み行程で油圧力を発生させるベースバルブを設けている。シリンダの外側の油室（以下、リザーバ室）へは、ピストンロッドの進入・退出に伴い作動油がベースバルブを介して出入りする。リザーバ室には大気圧の空気もしくは加圧した窒素ガスが封じ込められており、ショックアブソーバの伸び行程・圧行程で出入りした油の量に相当する体積変化を吸収する。しゅう動部には、耐久性とオイル密封性を維持しつつ、摩擦特性の調整が求められる。

複筒式ショックアブソーバは内部にしゅう動部を3カ所有している。しゅう動部の組み合わせは、①オイルシールとクロムめっき処理されたピストンロッド、②ピストンロッドガイドブッシュとピストンロッド、そして③ピストンバンドと炭素鋼シリンダである。通常、オイルシールにはアクリロニトリル・ブタジエンゴム (NBR) が用いられる。ガイドブッシュには、銅粉末焼結体にフッ素樹脂を分散した複合材料が用いられる。ピストンバンドにはフッ素樹脂をベースにグラファイト、炭素繊維、銅粉末などを分散した複合材料が用いられる。しゅう動部は作動油によって潤滑されており、作動油の摩擦調整剤等の添加剤処方やしゅう動部材料の変更により、ショックアブソーバの摩擦特性を調整することが可能である[12,13].

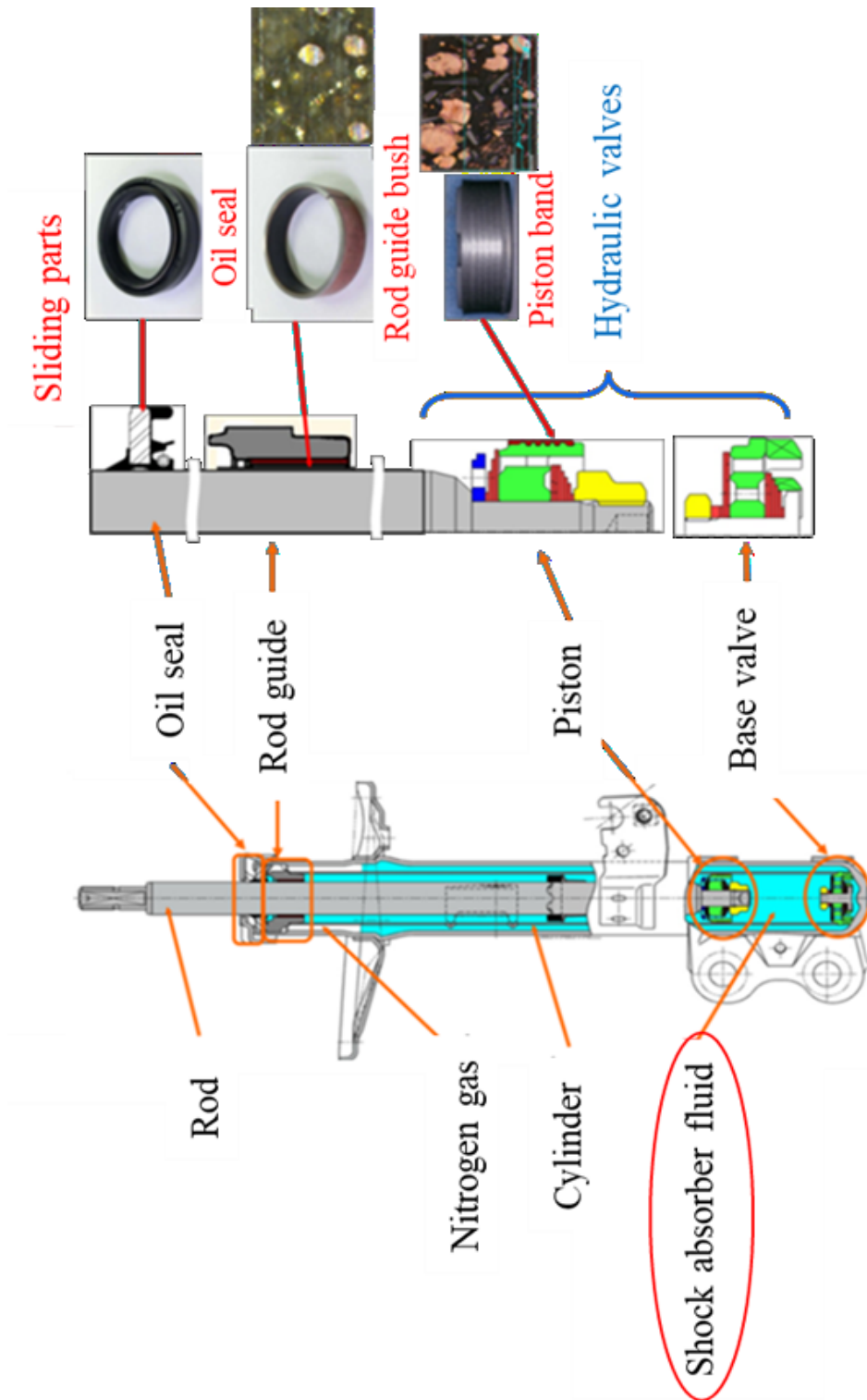


Fig. 1.3 ショックアブソーバの構造としゅう動部材料

1.2.2 作動油

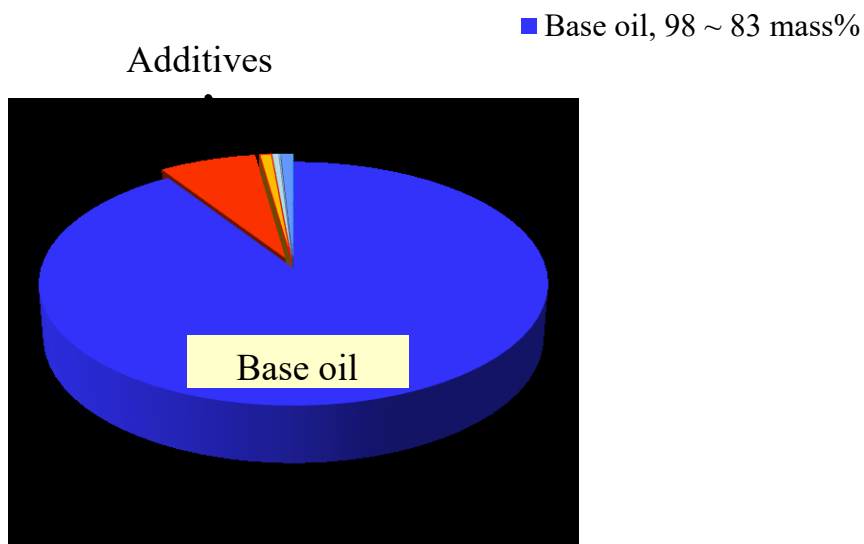
ショックアブソーバに使用される作動油 (Shock absorber fluid) は、バルブを通過する際の流体抵抗によって油圧力を発生させる流体であるが、各しゅう動部の耐久性と摩擦力を調整する役割も担っている。

Fig. 1.4 に、ショックアブソーバに用いられる作動油の一般的な組成を示す。作動油は、基油 (Base oil) と添加剤 (Additive) から構成される。作動油の約 80% 以上を占める基油には、通常は鉱油が用いられる。最も多く含まれる添加剤は粘度指数向上剤で、温度変化に伴う粘度変化を抑制することにより寒冷地から温暖地での走行における使用条件下で安定した減衰力を発生させる働きを担う。粘度指数向上剤には高分子系添加剤が用いられているが、繰り返しせん断下での十分なせん断耐久性が必要とされる。

摩擦・摩耗を低減させる作用を持つ添加剤は、表面に分子吸着膜を形成する吸着膜形成系と表面にトライボ反応膜 (Tribofilm) を形成する反応膜形成系に大別される[14]。吸着系添加剤は、脂肪酸、アルコール、アミン、エステルなどの極性基と炭化水素鎖を有する分子構造からなり、Fig. 1.5 に示すように金属表面に分子吸着膜を形成し、材料表面の固体接触を防ぐ働きをする[15,16]。反応膜系添加剤は、リン酸エステル、ジアルキルジチオリン酸亜鉛 (Zinc Dialkyldithiophosphate; ZnDTP) などの化合物から成り、摩擦誘起化学反応 (トライボケミカル反応) によって、摩擦面に硫化金属や亜鉛、リン酸金属塩などの Fig. 1.6 に示すようなトライボ反応膜を生成することで、摩擦低減や耐摩耗性の改善効果を発現する[17]。

ショックアブソーバ用添加剤を用いた摩擦特性の例を Fig. 1.7 に示す[12]。添加剤の違いは、摩擦力の大小だけではなく、速度依存性に対しても差をもたらすことが分かる。摩擦の速度依存性は、添加剤の配合割合によっても大きな影響を受けることが知られている。ショックアブソーバの作動油に用いられる添加剤にはさまざまな種類が存在し、組み合わせにより無数とも言える処方が設計可能とされる。すでにエンジン用潤滑油などにおいては、必要なトライボロジー特性を発現させるための潤滑油処方技術が向上し、これまでにない性能を発揮する潤滑油の実現も可能となりつつある[18-21]。ショックアブソーバにおいても、摩擦特性に及ぼす添加剤作用メカニズムの解明を進めることにより、車両官能評価特性としての乗り心地と操縦安定性を、高い水準で両立させる作動油の実現が期待される。

(a)



(b)

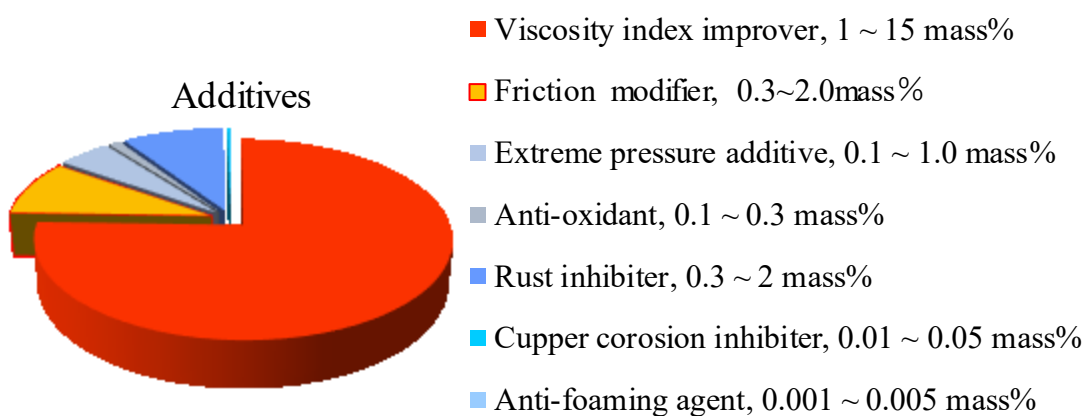


Fig. 1.4 一般的なショックアブソーバ作動油に用いられる作動油の組成
(a) 作動油全体の成分構成 (b) 各種添加剤の割合

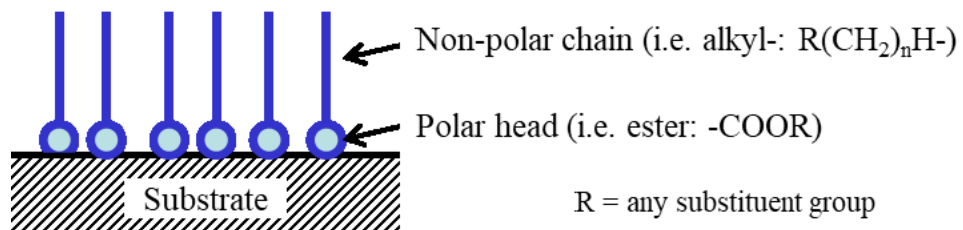


Fig. 1.5 添加剤の吸着モデル [15]

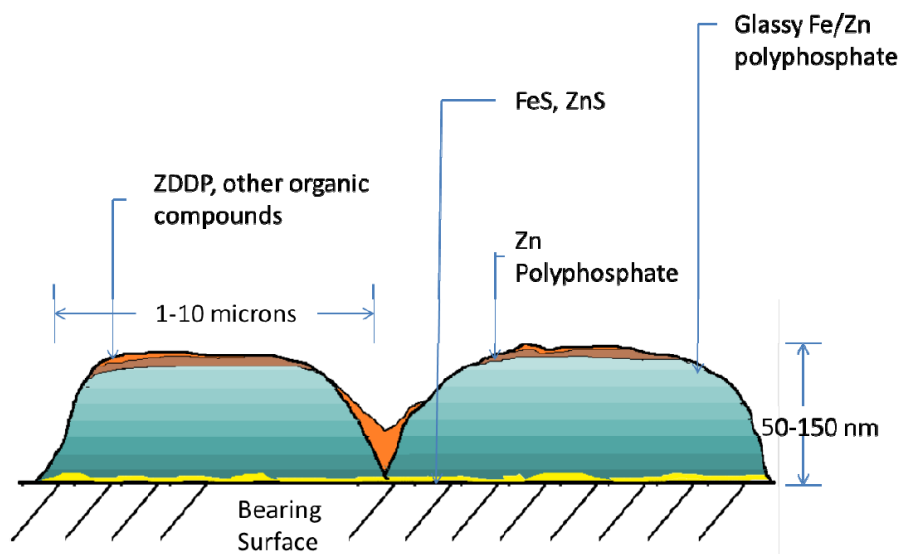


Fig. 1.6 ZnDTP により形成されるトライボ反応膜のモデル [17]

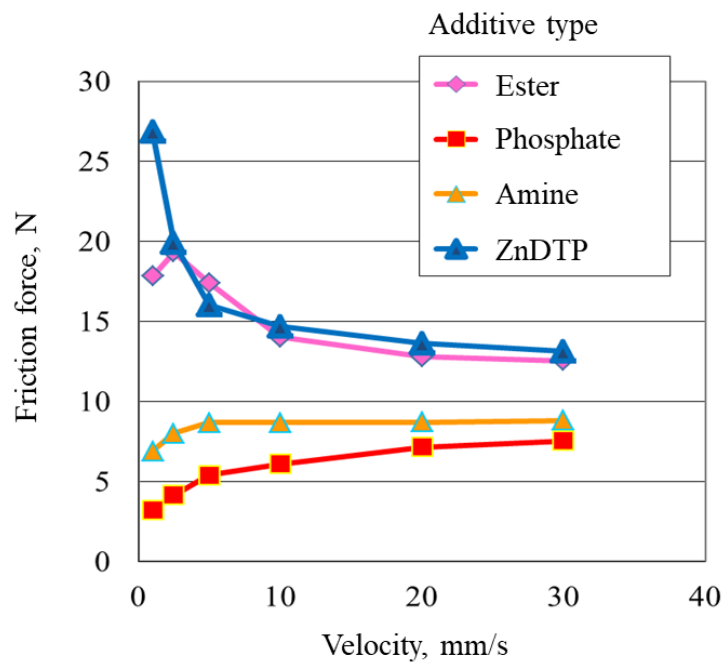


Fig. 1.7 ショックアブソーバに使われる各種添加剤の摩擦力-速度特性 [12]
 縦軸：往復しゅう動1周期の二乗平均平方根摩擦力 (F_{RMS})
 横軸：正弦波往復しゅう動の最大速度

1.2.3 減衰力における流体抵抗力和摩擦力

ショックアブソーバの減衰力は、バルブ部で発生する油圧力としゅう動部で発生する摩擦力との和となる。油圧力は、Fig. 1.8 に示すようなピストンに開けられているポート穴、薄板の積層バルブ、オリフィス隙間で発生する。減衰力はオリフィスのみに作動油が通過する低速領域ではピストン速度の2乗に比例し、差圧（ピストン上下室の圧力差）が大きくなりバルブが開く高速領域では速度の2/3乗に比例する[22]。その結果、Fig. 1.9 に示すように減衰力はピストン速度の上昇とともに増加する。なお、この図にプロットした減衰力は、ショックアブソーバを各ピストン速度で加振したときに得られる減衰力波形の最大値（Peak-to-Peak 値）である。同様に摩擦力も最大値を示している。

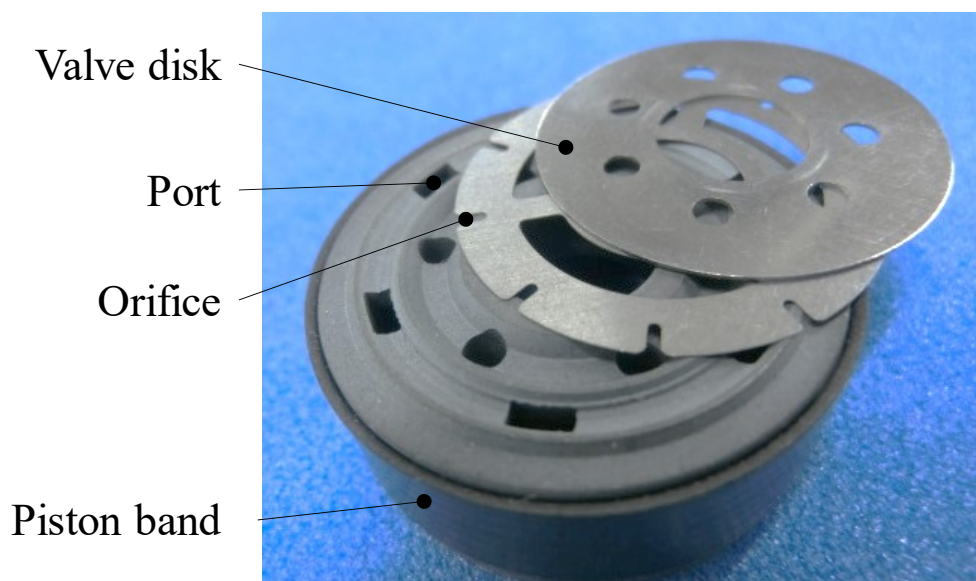


Fig. 1.8 ショックアブソーバに用いられるピストンの構成部品と構造

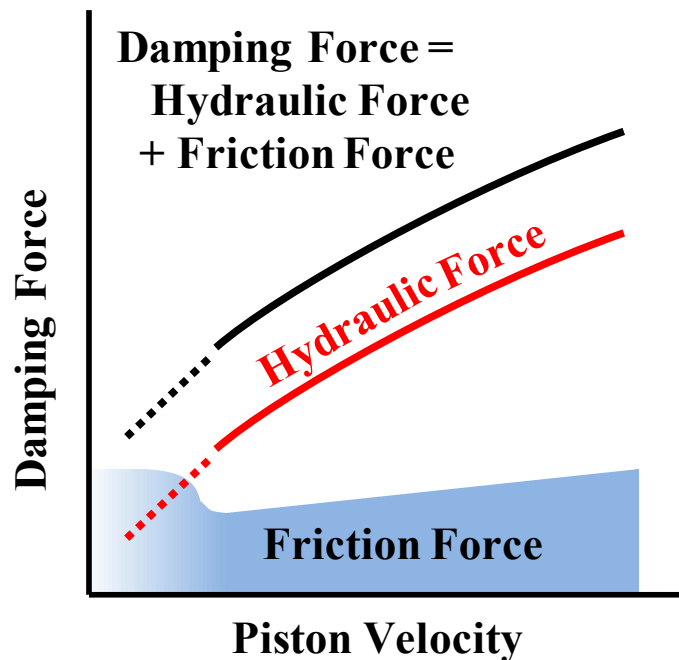


Fig. 1.9 ピストン速度と減衰力の関係

減衰力全体に対する油圧力と摩擦力のそれぞれの割合を把握するため、減衰力-速度特性を調査した。測定実験は、次のように実施した。

まず、バルブを取り除いたバルブレス構造のショックアブソーバを準備し、摩擦力のみからなる減衰力を測定した。これを通常のショックアブソーバの減衰力-速度特性と比較することにより、油圧力の速度特性を求めた。Fig. 1.10 に、減衰力の速度特性における油圧力と摩擦力の負担率の変化を示す。ピストン速度 30 mm/s 以下の微低速領域では、摩擦力の割合が大きくなることが分かる。

良路におけるショックアブソーバの作動状況を確認するため、テストコース上でショックアブソーバの挙動解析を行った[23]。実験に使用したのは排気量 1.8 L の乗用車で、一般的な国道の良路同等の凹凸路面を再現したテストコースを 60 km/h で走行した。この際、Fig. 1.11 に示すようにショックアブソーバに変位計を並列に取り付け、2 kHz の計測間隔で変位を測定した。Fig. 1.12 に、実車走行時のショックアブソーバの変位頻度分布を示す。また、Fig. 1.13 に、ショックアブソーバの中立位置からの速度分布を示す。ショックアブソーバの変位量が ± 1.5 mm 以下となる頻度は、一般的な良路では 50 %以上となることが分かった。また、中立位置からの速度においては、 ± 30 mm/s 以下が 50 %以上を占め、特に ± 10 mm/s 以下の頻度が多いことが分かった。このような低速度・微振幅領域では、発生する油圧力は小さく、減衰力における摩擦力の占める割合が大きくなる。すなわち、低速・微振

幅領域での動作が多くなる良路では、サスペンションの減衰力は摩擦力に大きく支配されることになる。

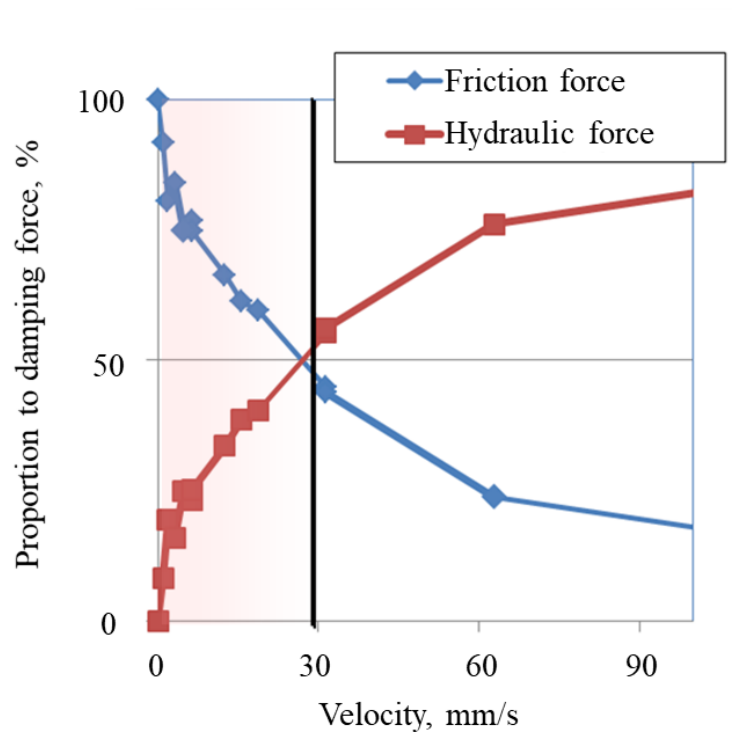


Fig. 1.10 減衰力における油圧力と摩擦力の負担率の速度依存性

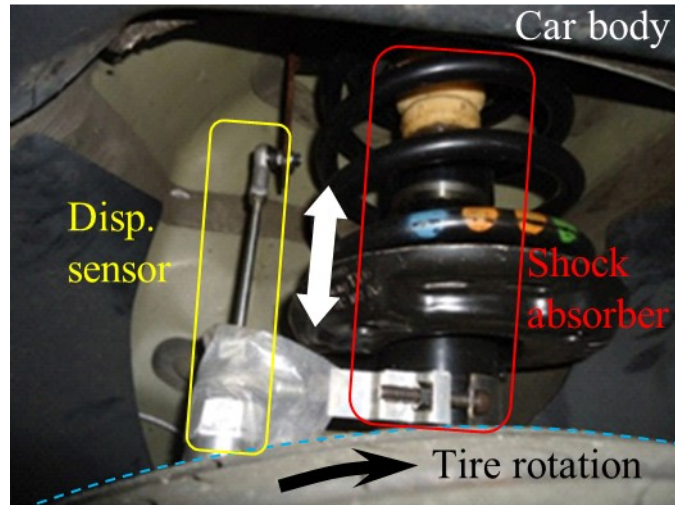


Fig. 1.11 実車走行におけるサスペンション変位挙動計測の外観

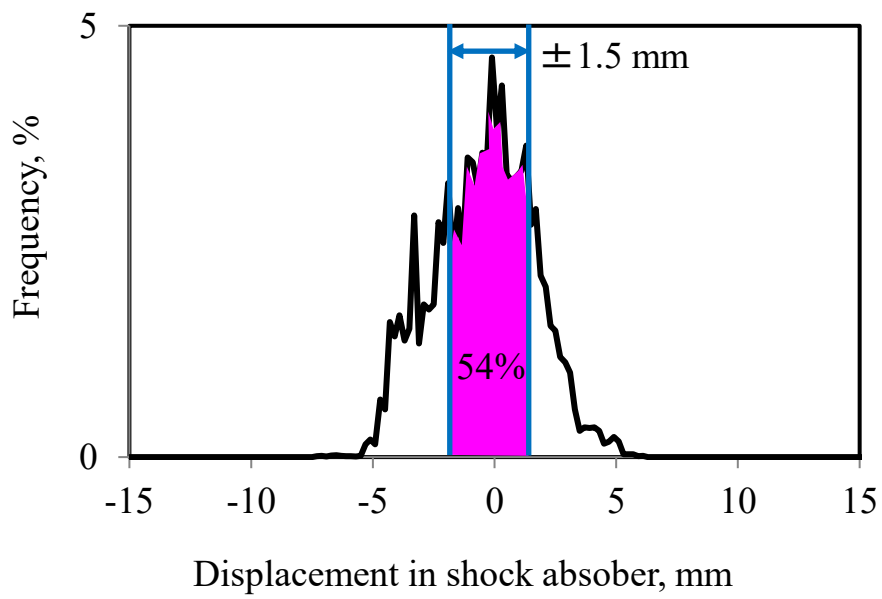


Fig. 1.12 実車走行時のショックアブソーバの変位頻度分布

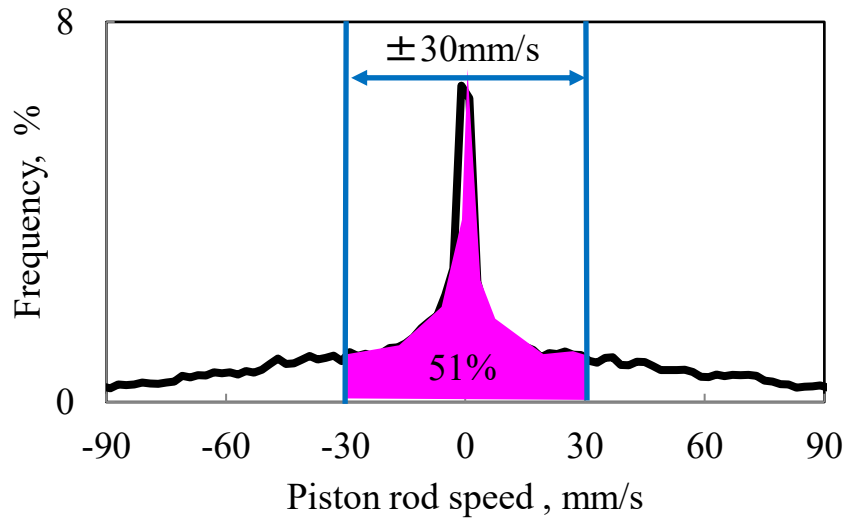


Fig. 1.13 ショックアブソーバ中立位置からの速度頻度分布

1.3 ショックアブソーバの官能特性と摩擦特性

ショックアブソーバの減衰力特性が乗り心地や操縦安定性に与える影響については、自動車メーカーを中心に、これまで主に車体の振動解析に着目した研究が行われてきた[24-26]. 一般に、乗り心地性能の向上には、路面入力に対する車体（ばね上）のピッチやバウンスの応答を抑制することが重要であると考えられ、特に凹凸の大きい不整路における車両応答に関する技術開発が行われてきた. 周波数特性やボード線図による解析手法を用いた一連の技術開発の結果、電子制御式ショックアブソーバが実用化されるに至っている[27,28]. しかし、良路における微振幅領域では、電子制御式ショックアブソーバによる感応特性の改善効果は原理的に見込めない. なぜなら、微振幅領域では、制御対象となる車両応答挙動を高精度に計測することが困難なためである.

計測結果の一例を紹介する. 本計測試験ではまず、作動油の違いにより摩擦特性のみを変えた3種類のショックアブソーバを用意した. これを一般的な乗用車に1種類ずつ装着するとともに、その近傍に加速度センサーを取り付け、車体の上下方向の振動変化を計測した. 測定結果を Fig. 1.14 に示す. 3種類のショックアブソーバは、官能評価においては、Fig. 1.14(a) に示すように異なる特性を示すにも係わらず、車体の振動一周波数特性解析結果においては、Fig. 1.14(b) に示すように明確な違いを示さなかった.

このように、良路走行時の微振幅領域における乗り心地と操縦安定性に関しては、官能評価において明らかな差が現れるにも係わらず、振動計測では明確な差を確認できないこ

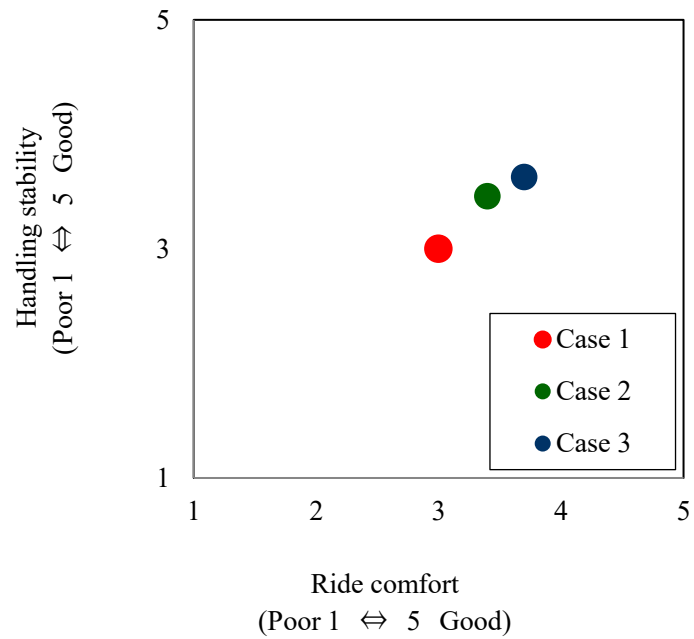
とが、ショックアブソーバの改善を図る上で大きな問題とされてきた。そのため、ショックアブソーバの性能改良に際しては、作動油やしゅう動部品の組合せを手探り状態で選びながら、実車での官能評価結果だけを頼りに、膨大な時間とコストをかけた実車でのテストを繰り返す方法しかなかったのである。なお、ショックアブソーバの摩擦特性が重要であるとの認識は以前からあったが、その評価には平均摩擦もしくは最大摩擦力が影響因子として用いられていた。

ショックアブソーバの摩擦特性に着目し、実車官能評価との関係を明らかにしようとする試みが行われるようになると、ショックアブソーバで生じるわずか数十 N の摩擦力が、官能特性に影響を及ぼす可能性があると考えられるようになった[1,12]。原田らは、しゅう動抵抗と油圧モデルを用いた減衰力シミュレーションをもとに、摩擦力が乗り心地に与える影響について次のように考察した。「高摩擦では、ばね上制振性は良好となるが高周波数帯での振動が大きくなる。低摩擦では、ばね上制振性は低下するが高周波数帯での振動が小さくなる。乗り心地性能では、しゅう動抵抗の影響が強い」[29]。すなわち、摩擦力が高ければ操縦安定性が改善するが乗り心地は低下し、摩擦力が小さければ乗り心地は向上するが、操縦安定性は低下するということである。この原田らの考察に代表されるように、ショックアブソーバの摩擦特性は、乗り心地と操縦安定性に背反の影響を与えると考えられるようになった。その結果、良路での乗り心地や操縦安定性を両立することは困難というのが、これまでの常識であった。

そのような中、乗り心地と操縦安定性を高次元で両立させた車（欧州車）が、市場に展開されるようになった[30]。Fig. 1.15 に示すように、従来は乗り心地と操縦安定性は Oil-x1～x4 で表される範囲において背反の関係にあったが、Oil-y で示されるように両者を高い水準で両立する技術が現れたのである。これまでの平均摩擦のみに頼る設計手法では、摩擦力による官能評価特性の調整は、背反関係にある Oil-x1～x4 で示された範囲内でしかできないと考えられていたため、Oil-y のような作動油の出現は、関係者に衝撃を与えることとなった。

以上を背景として、ショックアブソーバの動的摩擦挙動に対する関心が高まるようになった。ショックアブソーバの性能への影響因子の特定、さらには性能の向上にあたっては、摩擦力の動的な挙動を抽出し、それらを定量的に評価できる指標を見出す必要があると考えるに至ったのである。

(a)



(b)

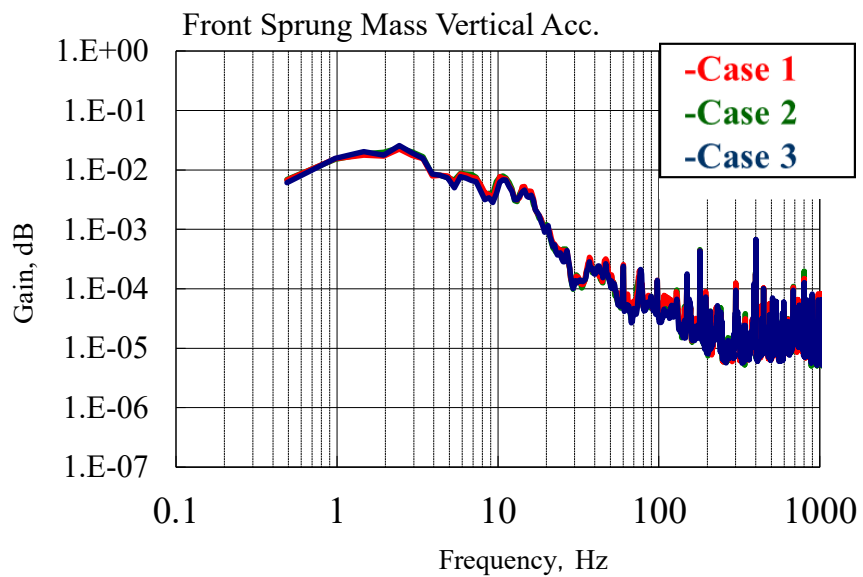


Fig. 1.14 3 種類のショックアブソーバーによる良路走行時の車両計測結果

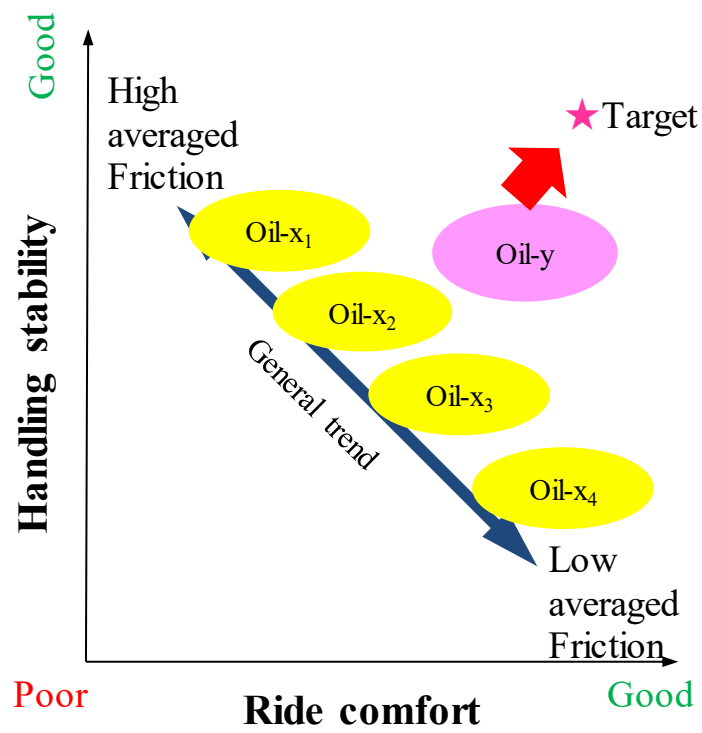


Fig. 1.15 乗り心地と操縦安定性作動油の平均摩擦力との関係

1.4 往復動摩擦における従来の研究と新たな研究の必要性

潤滑油が存在する往復しゅう動では、動き出し時は境界潤滑状態であり、速度の上昇とともに混合潤滑領域、そして流体潤滑領域へと移行する。ショックアブソーバにおいては、低速領域での動作が頻繁に起こるが、この領域での摩擦はほぼ境界潤滑状態で起こっていると考えることができる。そのため、境界潤滑での動的摩擦特性を定量的に把握することが、車両官能特性の改善を図る上で重要となる。

ショックアブソーバの性能向上のためには、往復動摩擦で速度方向が変わる領域、すなわち速度 0 近傍での摩擦界面の状態を解明する必要がある。作動油潤滑下の往復動における速度 0 近傍の摩擦は境界潤滑状態であり、添加剤に起因した表面吸着膜や反応膜がその挙動に大きな影響を与えるものと考えられる。しかしながら、ショックアブソーバの摩擦特性評価において、動的な摩擦特性に着目した研究はこれまで行われていない。

ショックアブソーバの性能向上のためには、動的摩擦特性が及ぼす実際の車両の官能特性への影響を明らかにするとともに、動的摩擦特性を作動油添加剤処方により制御するための一連の研究が必要である。

(1) 摩擦の法則

摩擦は、接触する 2 つの物体の運動によって転がり摩擦とすべり摩擦に大別される。ここでは、すべり摩擦にみられる摩擦特性について整理する。すべり摩擦における摩擦力は、Amontons により発見され、Coulomb の系統的な研究によってまとめられた Amontons–Coulomb の法則によって整理された[31,32]。Amontons–Coulomb の法則は次の第 1 法則から第 3 法則までである。

摩擦係数 μ は、

第 1 法則： 摩擦力 F は、垂直荷重 W に比例する。

第 2 法則： 摩擦力 F は、みかけの上の接触面積に依存しない。

第 3 法則： 動摩擦力 F_k は、静摩擦力より小さく、速度 V に依存しない。

第 1 法則より、摩擦力の垂直荷重に対する比例定数として計算される摩擦係数には、動摩擦力 F_k に対する動摩擦係数 μ_k と、最大静摩擦力 F_s に対する静摩擦係数 μ_s がある。第 2 法則より、摩擦係数から垂直荷重に応じた摩擦力を試算できる。第 3 法則の Coulomb 摩擦は、Fig. 1.16 に示すような摩擦の速度特性を与えるものである。ただし、Amontons–Coulomb の法則は、科学的に根拠のある摩擦のメカニズムに則って構築されたものではなく、結果として乾燥摩擦現象を一般化して表現したものに過ぎないことに留意する必要がある。特に、摩擦の速度特性に関しては、Coulomb 摩擦という言葉が独り歩きしている感があるが、これは単に、静摩擦と動摩擦を区別しつつ、動摩擦の速度依存性がないことを示すものに過ぎない。通常の摩擦界面には、必ず潤滑物質が存在するため、摩擦挙動はしゅう動条件によって大きく変化するのが常であり、上記の 3 つの法則が成り立つことはない。

Fig. 1.17 にストライベック (Stribeck) 曲線を示す[33]. ストライベック曲線は, 粘度 η , 平均面圧 P , 速度 V , 接触面の代表寸法 (接触面長さ) L から成る軸受特性数と呼ばれる無次元パラメータを図の横軸にとり, 摩擦係数を縦軸として両対数グラフの形式で表現されるのが一般的である. 潤滑状態は, 境界潤滑, 混合潤滑, 流体潤滑の 3 つに大別される. 流体潤滑領域では流体膜により荷重が支持され, 相対する 2 固体は完全に離れた状態となっている. 境界潤滑領域では, Fig. 1.18 に示すように流体膜による荷重支持はなく, 真実接触部において荷重が支持された状態となる[34]. 混合潤滑は流体潤滑と境界潤滑の中間的な状態と定義される.

潤滑剤の粘度と荷重を一定する場合, ストライベック曲線は摩擦係数に及ぼすしゅう動速度の影響を示すものとなる. 境界潤滑領域では, 真実接触部における表面状態が摩擦特性を支配する. その表面状態は, 添加剤由来の吸着膜やトライボ反応膜の形成により大きく変化する. 混合潤滑領域では, 速度の増加とともに摩擦係数が減少する. これは, 速度の増加によって流体膜が荷重を支持する割合が増え, 高い摩擦力をもたらす固体接触部の割合が減るためである[35,36]. 流体潤滑領域では速度の増加にともない摩擦係数が上昇する. 流体潤滑における摩擦力は, 2 固体面間に介在する流体の粘性抵抗によるため, せん断速度の増加は, せん断力, すなわち摩擦力の上昇をもたらすことになる.

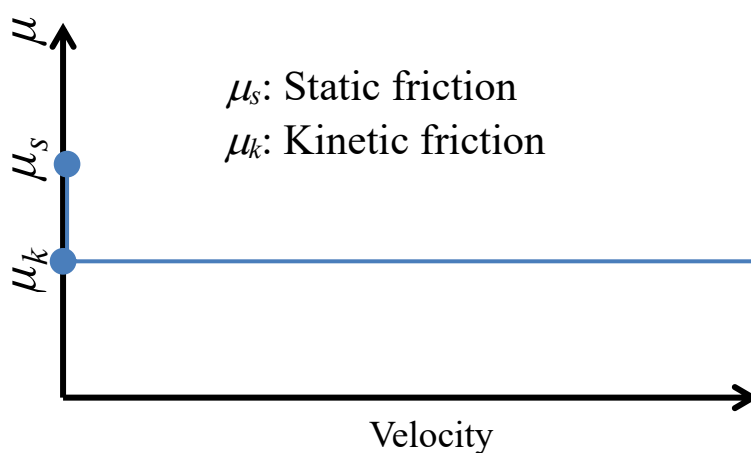


Fig. 1.16 Coulomb 摩擦の概念図

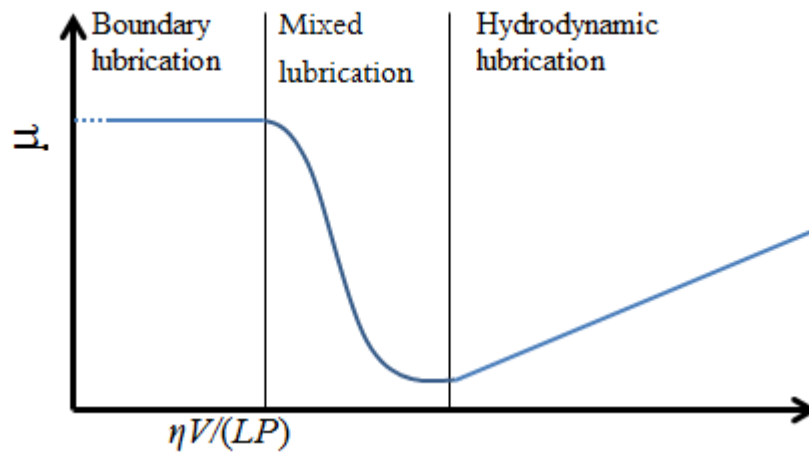


Fig. 1.17 ストライベック曲線

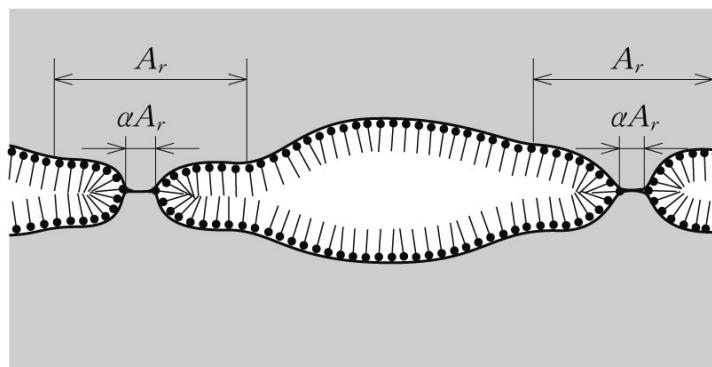


Fig. 1.18 Bowden-Tabor の境界潤滑モデル

(2) 往復動摩擦の従来研究

往復動摩擦に関しては、最近ではアクチュエータ関連の報告が多い[37-43]。アクチュエータの位置制御においては、速度方向が変わる際の摩擦特性が、位置精度制御に大きな影響を及ぼすため、多くの解析モデルが提案されている。摩擦の非線形特性に関する研究例[44,45]を Fig. 1.19 と Fig. 1.20 に示す。図の研究例のように、摩擦の非線形摩擦挙動には、静摩擦から動摩擦への変化や粘性摩擦による速度依存性を考慮した解析モデルが適用されることが多い。しかしながら、これらの解析モデルは、摩擦変化のパターンをアクチュエータの制御性向上のために最適化したものであり、実際の動的摩擦挙動の計測結果をもとにしたものではない。そのため、個別のアクチュエータ制御には適したパターンであっても一般性はなく、さらに言えば、潤滑剤やしゅう動材料による摩擦挙動への影響などに関しては考慮されていない。

レシプロエンジンのピストンとシリンダライナ間の往復動のトライボロジー現象については、これまでも膨大な研究例が報告されている。Fig. 1.21 に、研究の一例を示す[46]。この研究では、ピストンの上死点、下死点で速度方向が変わる瞬間に生じるスパイク波形に着目し、その特性を摩擦力の最大値で評価している。ただし、その直後の動的摩擦挙動については詳細な検討は行われていない。ピストン-シリンダライナ間の摩擦特性については、通常は摩擦力の最大値と1サイクルの積分値を評価指標とすることが多い。なお、この場合には振幅は原則として変化しないため、ショックアブソーバにおける動的摩擦挙動とは根本的に現象が異なる。また、使用する温度域も異なるために潤滑油の添加剤処方も異なっている。そのため、特に添加剤の作用機構については、エンジン-シリンダライナ間の往復動摩擦における研究成果をそのまま活用することはできない。

すべり面の振動減衰デバイスであるランチェスタダンパに関する研究では、制振効果に及ぼす微振幅領域での添加剤の影響について調べているものもある。しかし、往復動のすべり変位量は数十 μm 内と大きな変化はなく、ショックアブソーバのように数ミリから1mm以下の微小変位まで様々な振幅での往復動摩擦が余儀なくされるものとはしゅう動状態が大きく異なっている。また、このしゅう動要素に使用されている潤滑剤もショックアブソーバ用作用油とは大きく組成の異なるものであるため、参考にできる知見は少ない。

以上のように、従来の往復動摩擦の研究では、往復動かつ速度と振幅が変化する状況下において、境界潤滑のしゅう動界面に形成される添加剤の影響は十分に調べられていない。ショックアブソーバの動的摩擦制御を行うためには、往復動摩擦の動的摩擦特性を計測し、しゅう動界面に形成されるトライボ反応膜の表面分析により潤滑メカニズムを解明することで、各添加剤の処方技術を構築する必要がある。

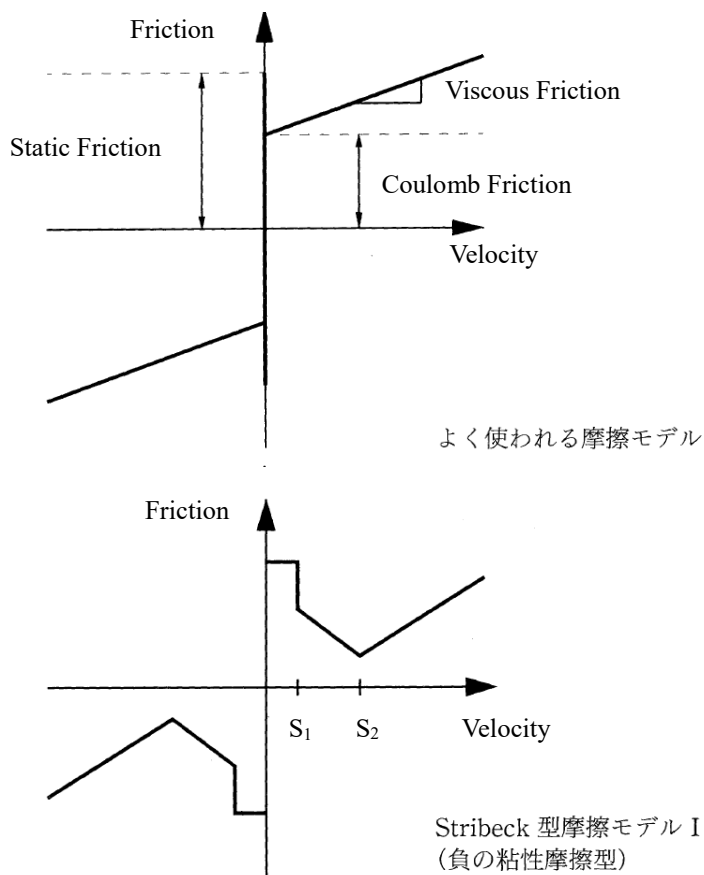


Fig. 1.19 往復動摩擦における動的摩擦モデルの研究例 [44]

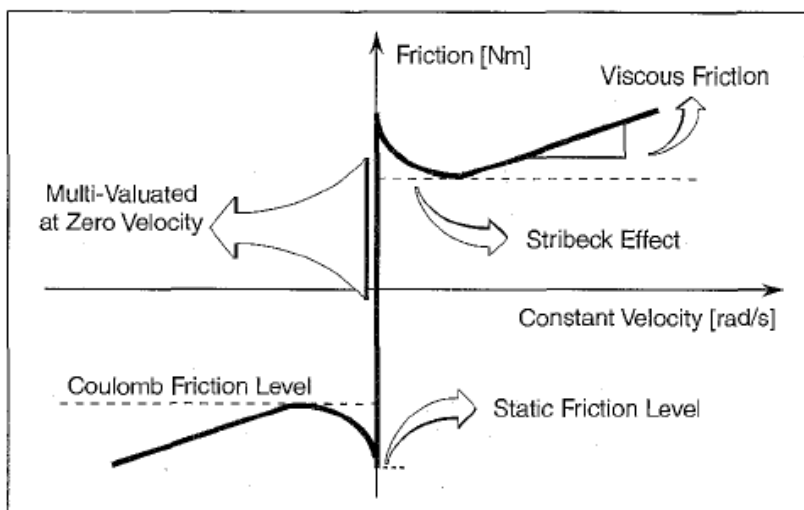


Fig. 1.20 往復動摩擦における動的摩擦モデルの研究例 [45]

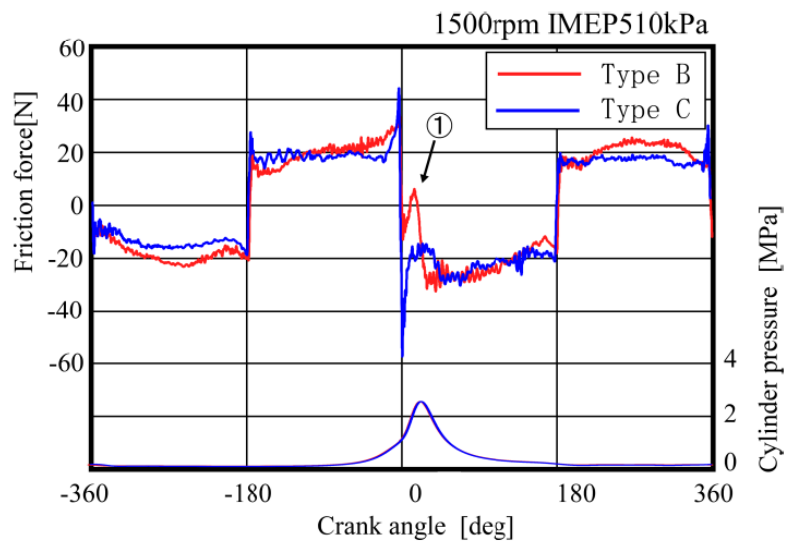
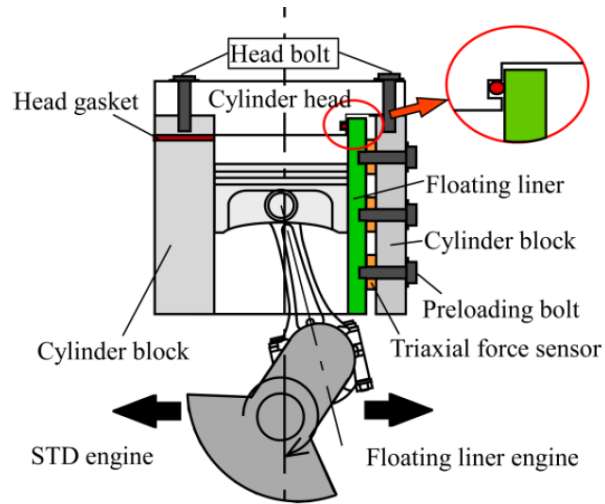


Fig. 1.21 ピストン-シリンダライナ間の往復動摩擦挙動の計測例 [46]

(3) 摩擦の速度特性に関する従来研究

摩擦の速度特性に関しては、スティックスリップに着目した研究が多い。これらは、ブレーキやクラッチなどの振動を抑制することを目的とするものが主で、しゅう動材料や潤滑油添加剤の違いによる摩擦挙動への影響に関する研究が多数報告されている[38,47,48]。Fig. 1.22 に摩擦の速度依存性を調べた研究例を示す[47]。この研究では、回転駆動方式により一方向・一定速度の条件で摩擦測定を行い、段階的に速度を変えることで得た平均摩擦係数を用いて速度特性を調べている。したがって、往復動が余儀なくされるショックアブソーバへの適用は難しい。

一般的な往復動摩擦試験装置では、直動アクチュエータを駆動源に用い、一定速度条件での摩擦係数を測定するものが多い。このような場合には、Fig. 1.23 に示すように平均速度を変化させて摩擦力を測定し、平均的な摩擦力-速度特性を評価することが行われてきた。なお、直動アクチュエータを用いた場合には、行程の切り返し時に運動を停止することが余儀なくされる。しかしながら、往復運動するしゅう動面においては、Fig. 1.24 に示すように時間に対して速度は正弦波形で変化し、これに伴い摩擦力も変化する。このように摩擦力が1周期内の短時間で変化するような場合には、二乗平均平方根（RMS）値または最大値を摩擦力の代表値として用いることが行われてきた。また、摩擦の速度特性を評価する際、摩擦速度には周期内での最高速度を用いることが多い。しかしながら、往復動摩擦におけるすべり速度が反転する領域では、摩擦界面への添加剤供給性、添加剤吸着および反応性、トライボ反応膜の物性や耐久性など、様々な因子が複雑に影響する。このため、これまでの摩擦の速度特性では、瞬間的に変化する摩擦現象を正確には捉えられていない場合が多い。

動的な摩擦挙動の把握に基づく摩擦の速度依存性に関する研究が進んでいない原因は、一般的な摩擦試験装置には十分な時間分解能と精度を有する計測システムが備わっていないことが挙げられると言える。また、高速・高精度な計測システムを備えた最新の摩擦試験システムにおいても、ハード的には動的摩擦挙動の測定は可能ではあるものの、得られた膨大なデータの中から動的摩擦特性の特徴を抽出し解析に活用するまでには至っていない。これらが摩擦試験装置における高速・高精度な計測システムの普及を阻む原因ともなっている。したがって、ショックアブソーバの動的摩擦挙動と車両官能評価との関係を解明するためには、ハード面より高度な計測システムを備えた往復動摩擦試験機を開発するとともに、動的摩擦挙動を解析評価するために必要な定量化指標を見出す必要がある。

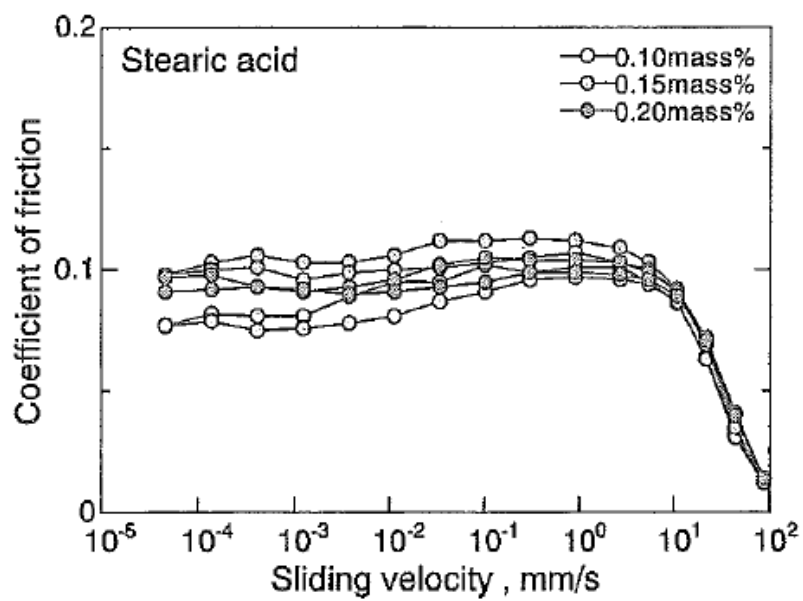
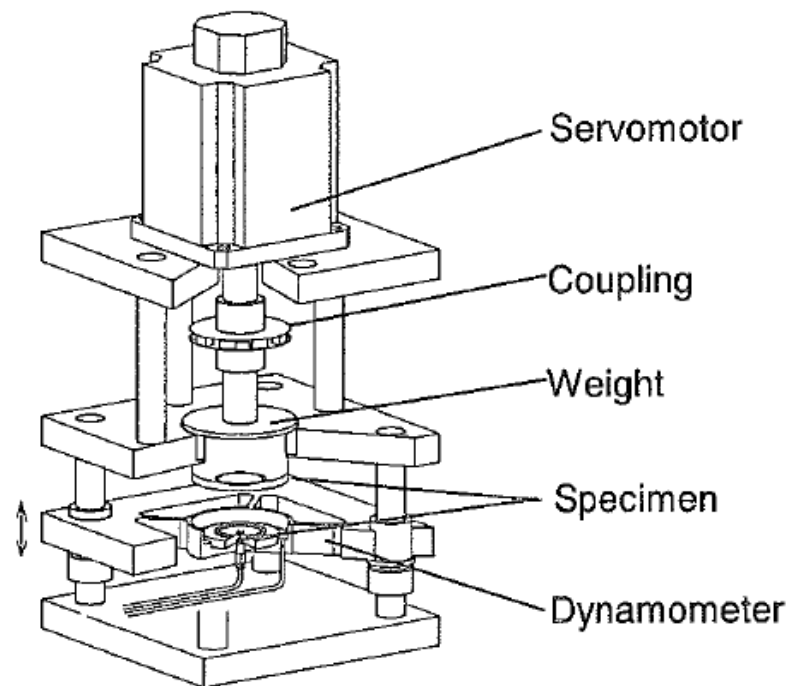


Fig. 1.22 摩擦係数の速度依存性に関する研究例 [47]

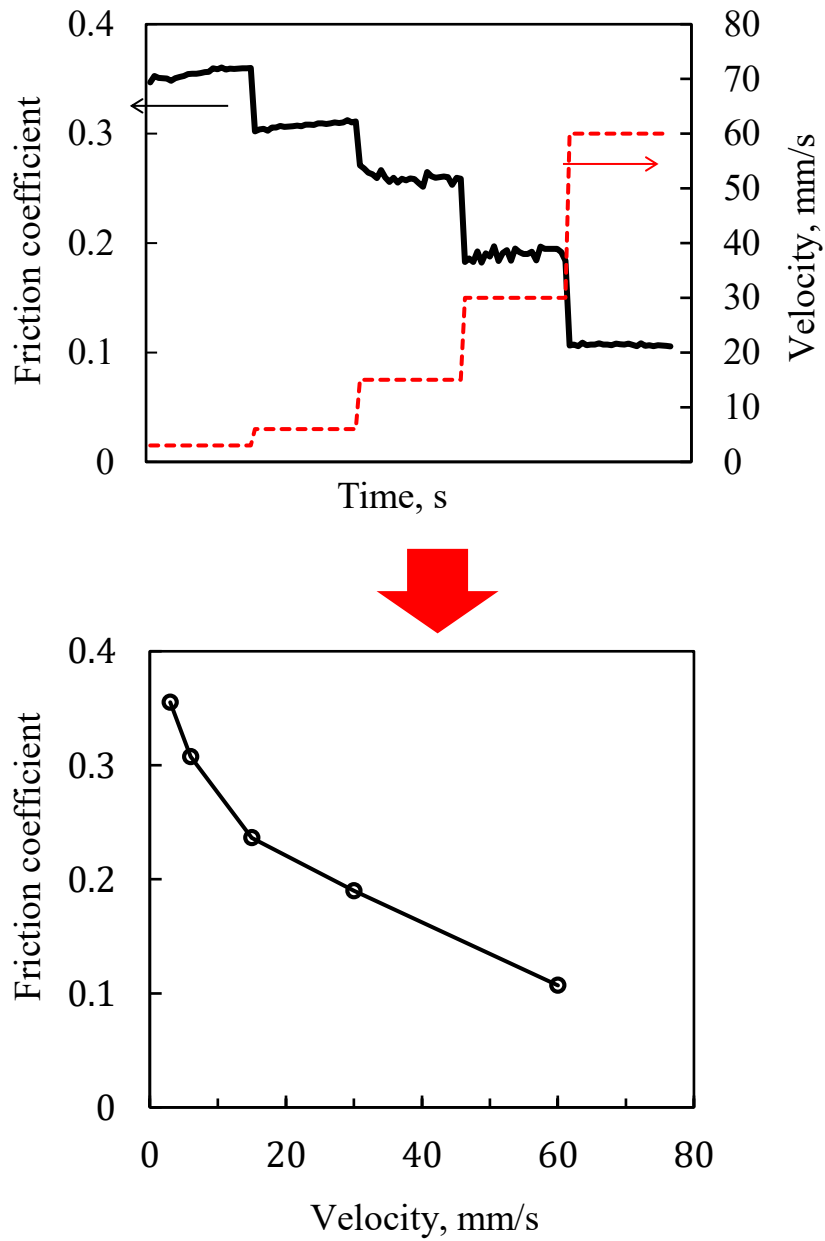


Fig. 1.23 一般的な摩擦の速度特性の評価方法
 (a) 各しゅう動速度における摩擦係数の測定
 (b) 摩擦の速度特性への変換

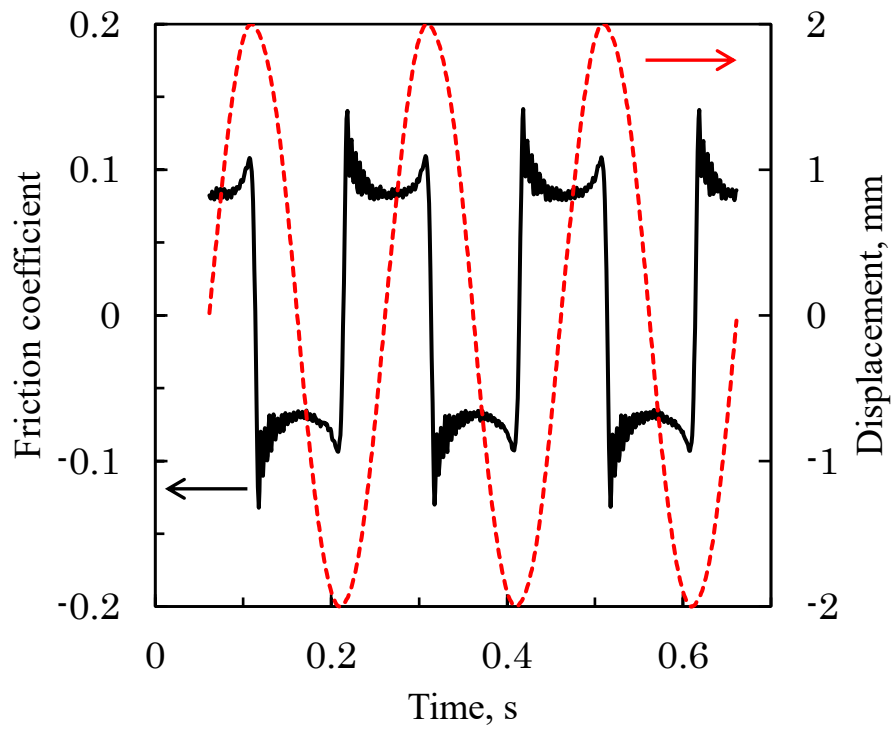


Fig. 1.24 往復動における動的摩擦挙動の例

1.5 本研究の目的及び本論文の構成

微小振幅時のショックアブソーバの乗り心地と操縦安定性の向上にあたっては、主に作動油による平均摩擦力を調整する方法が行われてきたが、摩擦力の大小による影響は背反特性となると考えられてきた。一方で、最近の実車評価試験において、平均摩擦力は同じでも添加剤処方異なる作動油を用いた場合に、乗り心地と操縦安定性に違いが現れることが現場のチューナーらから指摘されている。そこで、従来の平均摩擦力では捉えられない動的摩擦挙動が、ショックアブソーバの性能向上を図る上での重要な鍵を握るものと考えた。

本研究では、車の乗り心地と操縦安定性を両立・向上させるショックアブソーバを開発することを目的に、動的摩擦特性計測システムを開発し、動的摩擦特性と官能評価特性との関係を明らかにすることにより、性能向上に必要とされる動的摩擦特性を発現させるための作動油処方技術の開発を行う。

第1章では、自動車用サスペンションおよびショックアブソーバの概要とその役割を述べ、ショックアブソーバの技術動向をもとに解決すべき問題点を明らかにし、本研究の目的と具体的な研究開発課題を説明した。

第2章では、動的摩擦特性を把握するための計測装置を開発し、得られた膨大な摩擦データより動的摩擦挙動の特徴を抽出するための定量化指標を提案する。

第3章では、しゅう動表面における各添加剤の摩擦メカニズムを解明し、添加剤の処方により動的摩擦特性を調整する技術を確立する。

第4章では、ショックアブソーバの動的摩擦特性と実車における官能評価特性との相関を調べ、ショックアブソーバの性能向上に必要な動的摩擦特性を明らかにする。

第5章では、本論文の研究成果を総括する。

第2章 動的摩擦特性を定量化するための評価指標

2.1 緒言

サスペンション部品であるショックアブソーバは、自動車の乗り心地や操縦安定性の改善を担う重要なしゅう動要素である。従来、ショックアブソーバの減衰力調整による乗り心地と操縦安定性は、背反性を示すと考えられていた。しかし、最近の製品開発プロセスにおいて、作動油の添加剤処方を変えることで、それらを両立させる可能性のあることが実験的に認識されるようになった。作動油添加剤の処方により最も影響を受けるのは、ショックアブソーバのしゅう動部における摩擦特性であるが、これまでの平均摩擦特性を用いた評価結果からは、サスペンションの官能評価特性との相関は得られていない。すなわち、これまで摩擦特性の指標として用いてきた平均摩擦係数では、実際の車両官能評価特性との関係を解明することはできない。

ショックアブソーバにおいては、往復動の振幅や振動数が広い範囲で変化し、これに伴い摩擦速度も大きく変化する。このため、ショックアブソーバのしゅう動面においては、潤滑状態の変化に伴い摩擦挙動は複雑に変化する。このように、動的に摩擦挙動が大きく変化する場合には、これまでの様に摩擦力の最大値や平均値を用いて動的摩擦特性を評価することには限界がある。

そこで本章では、往復しゅう動における動的摩擦特性を把握することを目的として、摩擦の振幅・速度依存性を高精度で再現性良く計測可能な動的摩擦計測システムを開発するとともに、膨大な測定データから動的摩擦特性の特徴を抽出し定量評価するための新たな指標について検討を行う。

2.2 実験方法

2.2.1 動的摩擦計測システム

レシプロエンジンのピストン-シリンダ間の摩擦現象に代表されるように、往復運動するしゅう動要素は数多くある。往復運動においては、速度方向反転時の静摩擦から動摩擦への変化が瞬時に繰り返される。ショックアブソーバの特徴は、振幅と周波数が常に変化する点にあり、この様な動的挙動が余儀なくされるしゅう動要素は他に例がない。そこで、本研究では、振幅と周波数を任意に変更可能な動的摩擦特性を計測・評価可能なシステムを独自に開発することにした。なお、ショックアブソーバにおけるピストン変位の時間変化は、正弦波関数に近いことが知られている[49]。このことから、変位駆動アクチュエータには、制御性にも優れる電磁加振機を採用した。

開発した往復動ピン・オン・ディスク型動的摩擦計測システムの概略図を Fig. 2.1 に、計測・制御系の概略とスペックを Fig. 2.2 に示す。スライドベアリング上に固定したディスク試験片を電磁加振機により往復運動させ、これにピン試験片を押し当ててしゅう動させる仕組みとなっている。しゅう動面で発生する摩擦力は、ピン試験片固定軸に取り付け

たひずみゲージを用いて計測した。摩擦部の温度は一定となるよう、温調器により制御した。摩擦力を検出するためのアームにピンを固定し、プレート試験片を往復動させる構造となっている。ピンの先端の材料とプレート材料に関しては、ショックアブソーバで使われるしゅう動材料の組み合わせをそのまま再現した。振幅と周波数の変化は電磁加振機を制御することで実施したが、微振幅においては摩擦力変動の影響で振幅が不安定になり易い。そこで、振幅精度を確保するため、振幅および振幅中心位置をPID制御により調整可能な機構とした。加振波形に正弦波形を用いることで、往復動行程の切り替わり時の動的摩擦特性を高精度で計測する工夫を施した。また、微振幅状態では潤滑油の掃き出しにより潤滑状態が悪化するため、試験履歴の影響を受けないよう毎回自動でピンを持ち上げられる機構を採用した。

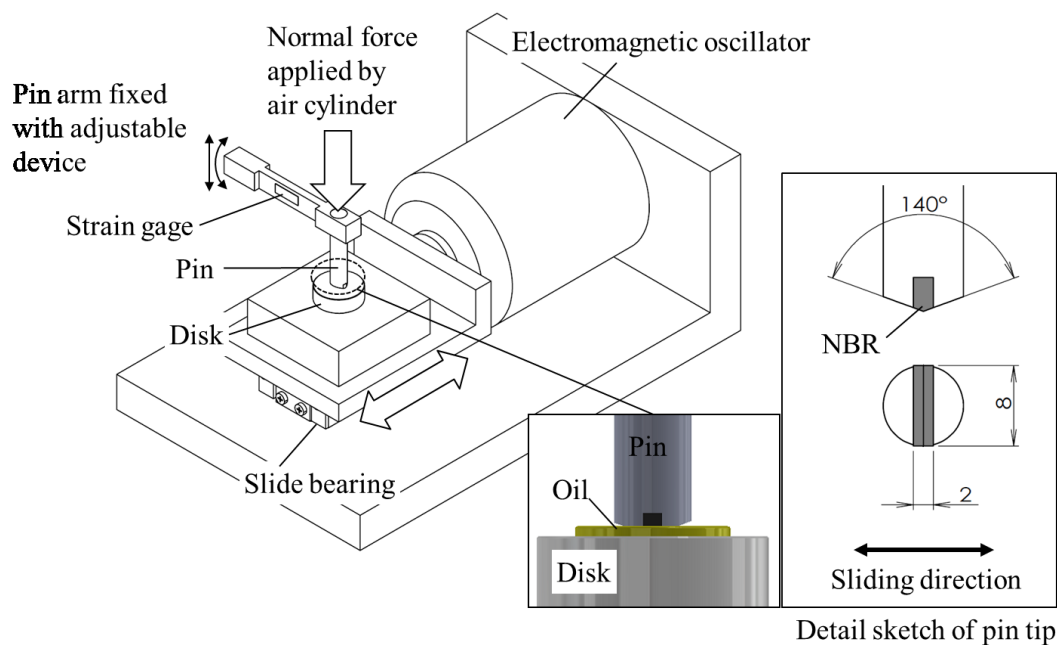
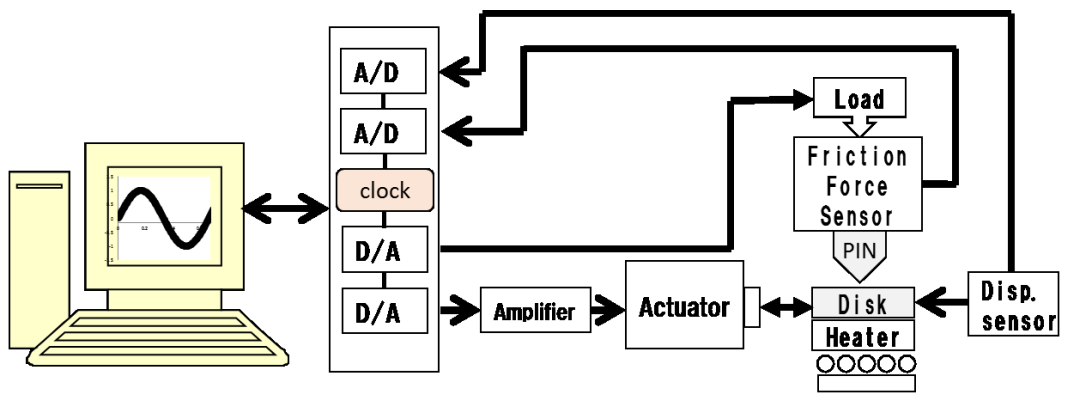


Fig. 2.1 動的摩擦計測システムの概略と試験片形状



- Amplitude and center position control by PID control
- Synchronization of excitation and measurement by common clock

Specification of test machine
 Amplitude: $\pm 0.1 \sim \pm 2.5\text{mm}$
 Frequency: $1.5 \sim 5\text{Hz}$
 Load: $1 \sim 120\text{N}$
 Temperature: $\text{RT} \sim 120^\circ\text{C}$
 Sampling rate: 25 kHz

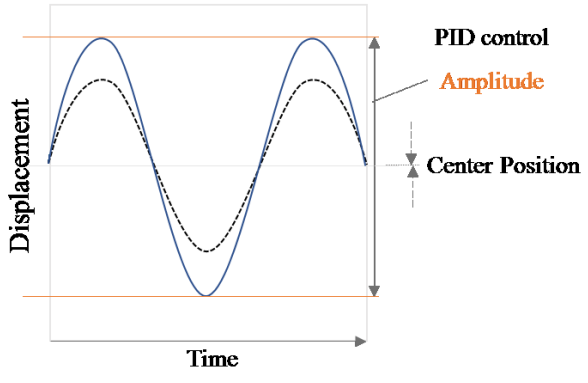


Fig. 2.2 動的摩擦計測システムの計測・制御系の概略と仕様

2.2.2 計測方法

ショックアブソーバで発生する減衰力において、摩擦力の負担率が大きくなり影響度が増すのは、ピストンが上下死点近傍にある微低速・微振幅状態においてである。そこで摩擦測定条件は、Table 2.1 に示すように振幅 ± 0.1 mm $\sim\pm 2.0$ mm、摩擦速度領域微低速 ~ 60 mm/s と設定した。各試験条件の周波数と振幅及び速度を Fig. 2.3 に示した。なお、振幅と周波数は、良路走行時のショックアブソーバの動的挙動を基に設定した。

測定に際しては、振幅 ± 2.5 mm で 300 回 (60 sec) の予備摩擦を実施することにより、定常状態となるように作動油と摩擦面をなじませた。また、摩擦状態を安定させるため、測定前には試験片を一度持ち上げてしゅう動界面に作動油を供給し、150 回 (30 sec) の予備摩擦後に摩擦力の測定を開始した。なお、データの SN を改善するため、摩擦測定は 25 kHz で各データを 100 波形計測して平均化した。荷重条件は、アクリロニトリル・ブタジエンゴム (NBR) ピンの接触幅が実際のオイルシールリップと同等 (0.5 \sim 1.0 mm) となる 20 N に設定した。

Table 2.1 摩擦試験条件

Normal force	20 N
Temperature	30 °C
Amplitude	$\pm 0.1, 0.2, 0.5, 1.0, 2.0$ mm
Frequency	1.5, 5 Hz
Oscillating mode	Sine wave
Maximum velocity	0.94 \sim 62.8 mm/s
Pin sample	Nitrile Butadiene Rubber (NBR) Edge angle: 140° Contact length: 8 mm
Disk sample	Hard chromium plating Surface roughness Ra 0.01 μ m

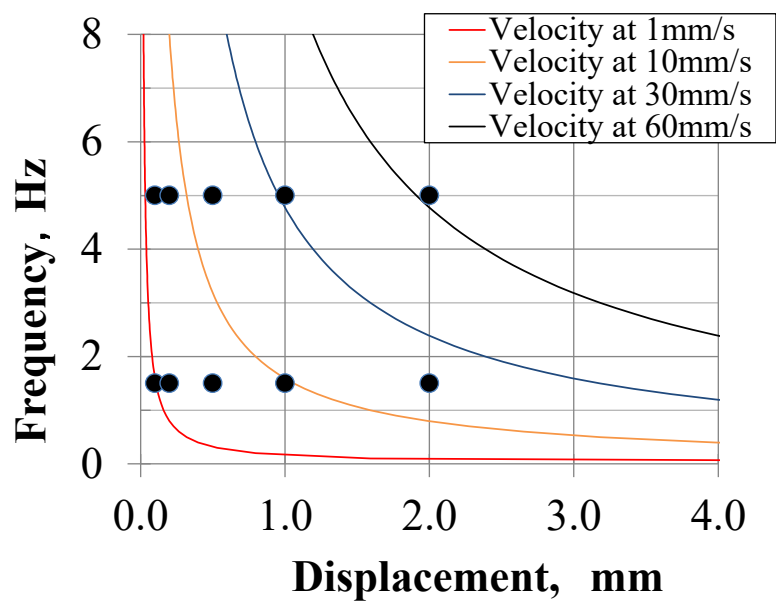


Fig. 2.3 摩擦試験における振幅と周波数および速度の範囲

2.2.3 評価サンプル

ショックアブソーバの摩擦特性は、作動油とオイルシールの組合せによって大きく変化する[12]。そこで本実験では、オイルシール材料としてショックアブソーバに使用されているアクリロニトリル・ブタジエンゴム (NBR) を用いた。摩擦実験には、一般的なシールのオイルリップ形状を模擬し、先端を 140°の角度となるようにカットした NBR をピン側試験片として供試した。なお、接触面の角度は、しゅう動方向に対して左右対称形状とした。ディスク側試験片には、ピストンロッド表面に使用されている硬質クロムめっき膜を採用し、表面粗さを研磨仕上げにより $Ra\ 0.01\ \mu\text{m}$ に整えたものを実験に供試した。潤滑油には、4種類のショックアブソーバ用作動油を用いた。作動油の粘度と組成分析結果を Table 2.2 に示す。4種類の作動油の動粘度はほぼ同じ値を示した。Oil-1, 2, 3 はリン系添加剤、Oil-4 は Zn 系添加剤が添加されたものである。

Table 2.2 試験油の性状

	Density at 15°C (g/cm ³)	Viscosity at 40°C (cSt)	Chemical composition		
			Sulfur (ppm)	Phosphorus (ppm)	Zinc (ppm)
Oil-1	0.86	10.9	121	1090	0
Oil-2	0.86	11.3	77	526	0
Oil-3	0.86	11.2	204	347	0
Oil-4	0.85	12.6	1900	896	690

2.3 実験結果および考察

2.3.1 動的摩擦挙動の測定結果

各作動油潤滑下において、周波数を 1.5 Hz と 5 Hz の 2 通りとし、振幅を変化させて動的摩擦挙動を測定した。それぞれの周波数における測定結果を Fig. 2.4 と Fig. 2.5 に示す。これらの図は、各振幅における摩擦力-変位の波形を重ねたものである。

周波数 1.5 Hz において、Oil-1 の場合には振幅が大きいくほど摩擦力も大きくなる傾向を示し、動き出し時や停止時の摩擦力は滑らかに変化した (Fig. 2.4 (a))。Oil-2 の場合は Oil-1 と同様の傾向を示し、すべての振幅において Oil-1 よりも大きな摩擦力を示した (Fig. 2.4 (b))。Oil-3 の場合は、振幅 ± 1.0 mm 以上で動き出し時と停止時にスパイク波形の発生が確認された (Fig. 2.4 (c))。Oil-4 の場合は、Oil-1, 2 と同様の傾向を示したが、振幅が増加するほど摩擦力が大きく上昇した。 (Fig. 2.4 (d))。

一方、周波数 5 Hz においては、Oil-1 の場合は振幅を変えても摩擦力に変化はみられなかった (Fig. 2.5 (a))。Oil-2 の場合には、振幅の増加とともに摩擦力も大きくなる傾向を示したが、最大振幅 ± 2.0 mm では摩擦力が低下し、振幅 ± 0.2 mm と同等の値を示した (Fig. 2.5 (b))。Oil-3 の場合は、振幅が大きいくほど摩擦力は小さくなる傾向を示した (Fig. 2.5 (c))。Oil-4 の場合は、振幅の増加とともに摩擦力も大きくなる傾向を示し、振幅 ± 1.0 mm と ± 2.0 mm において同等の摩擦力を示した (Fig. 2.5 (d))。

1.5 Hz と 5 Hz の周波数条件の違いについて比較すると、Oil-1 では動き出しの特性が滑らかであった 1.5 Hz に対して、5 Hz では動き出しから一定の摩擦力を示した。Oil-2, 3 では、1.5 Hz に対し 5 Hz の条件において、動き出しのスパイク波形が強く発現する傾向がみられた。一方、Oil-4 では、周波数の違いによる摩擦挙動への影響はみられなかった。

以上のように、作動油およびしゅう動条件による動的摩擦特性への影響が確認された。代表例として、Fig. 2.6 に周波数 5 Hz、振幅 ± 2.0 mm における動的摩擦挙動を示す。Oil-1 の場合は、摩擦は速度の影響を受けず一定の摩擦力を示した。また、動き出しや停止時も摩擦力に変化はみられなかった。Oil-2 の場合は、動き出し時に摩擦力にスパイク波形の発生がみられた。ただし、摩擦力の速度依存性はみられなかった。Oil-3 の場合は、動き出しと停止時の両方において、スパイク波形がみられた。また、摩擦力は変位 0 mm 付近の最大速度時において最小値を示した。Oil-4 の場合は、変位 0 mm の最大速度時において摩擦力が最大値を示した。また、摩擦力は速度に対して正勾配を示した。

4 種類の作動油による周波数と振幅を変えた動的摩擦挙動の特徴を整理すると、①行程の切り替わり時に発生するスパイク波形、②摩擦力の振幅依存性の 2 点に、特徴的な違いが現れることが分かった。これより、ショックアブソーバの性能に及ぼす摩擦挙動の影響を検討するにあたっては、従来の平均摩擦力や最大摩擦力のみを指標として評価するだけでは不十分であると考えた。そこで、ショックアブソーバの官能評価特性と動的摩擦挙動との関係を明らかにすることを目的に、行程切り替わり時や振幅に依存する動的摩擦挙動の特徴を抽出・定量化するための指標について検討することとした。

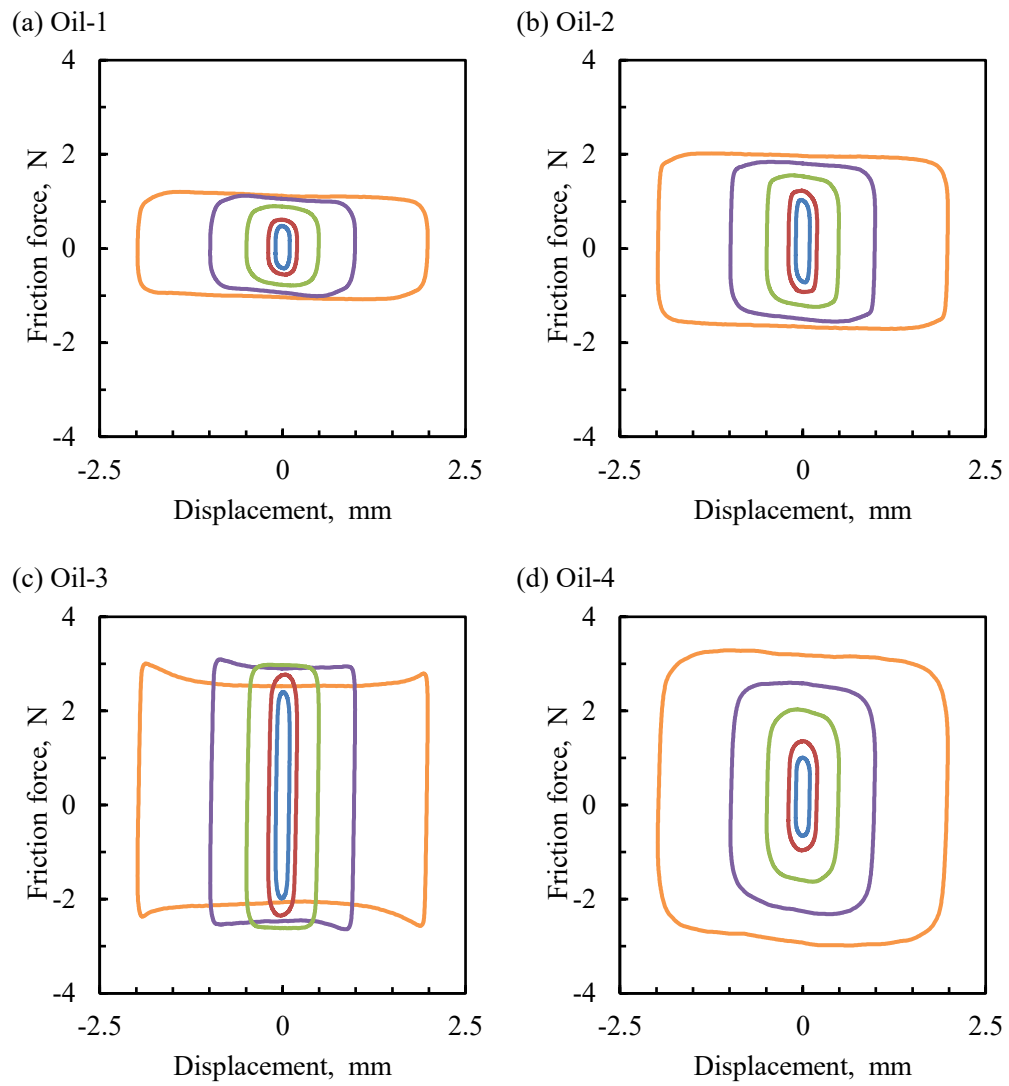


Fig. 2.4 周波数 1.5 Hz における各作動油潤滑下の摩擦の振幅依存性
 (a) Oil-1 (b) Oil-2 (c) Oil-3 (d) Oil-4

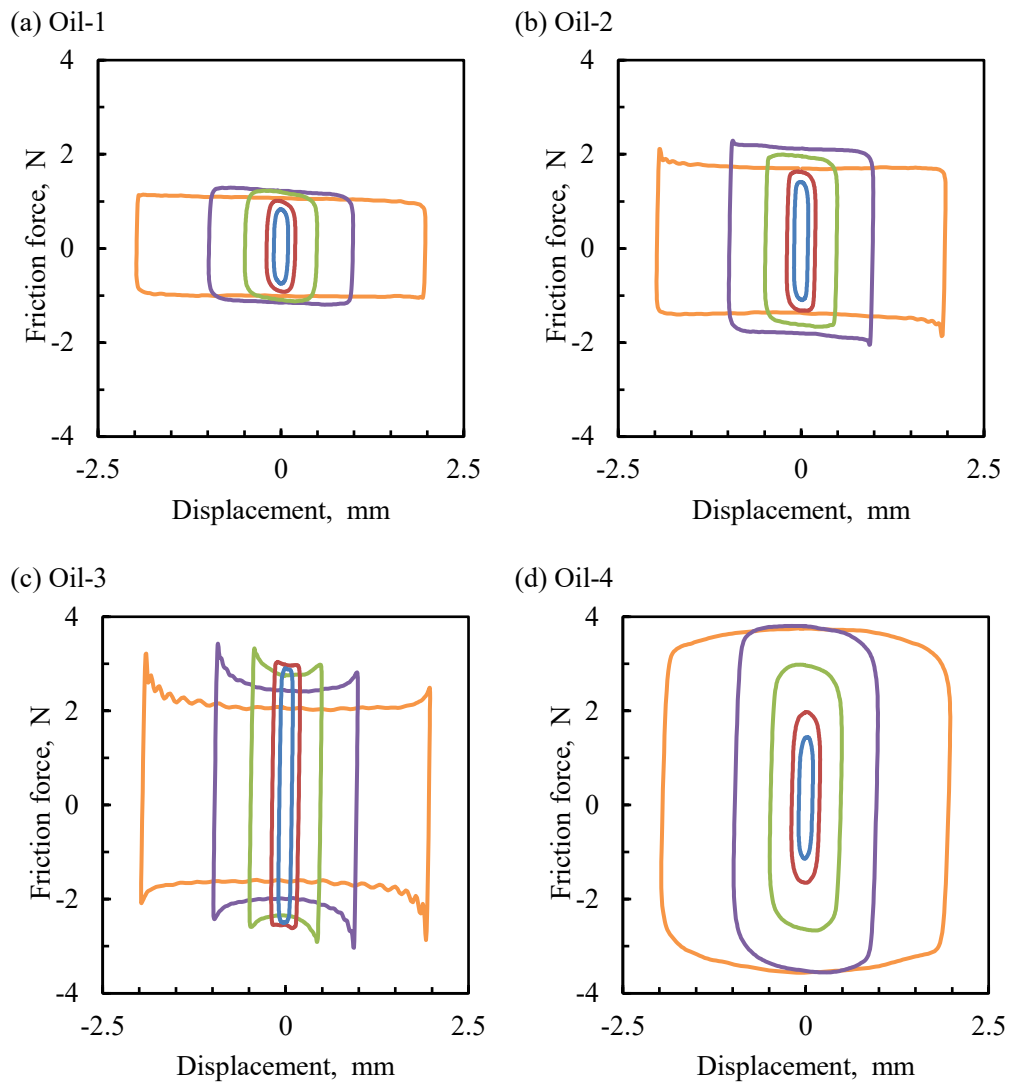


Fig. 2.5 周波数 5 Hz における各作動油潤滑下の摩擦の振幅依存性
 (a) Oil-1 (b) Oil-2 (c) Oil-3 (d) Oil-4

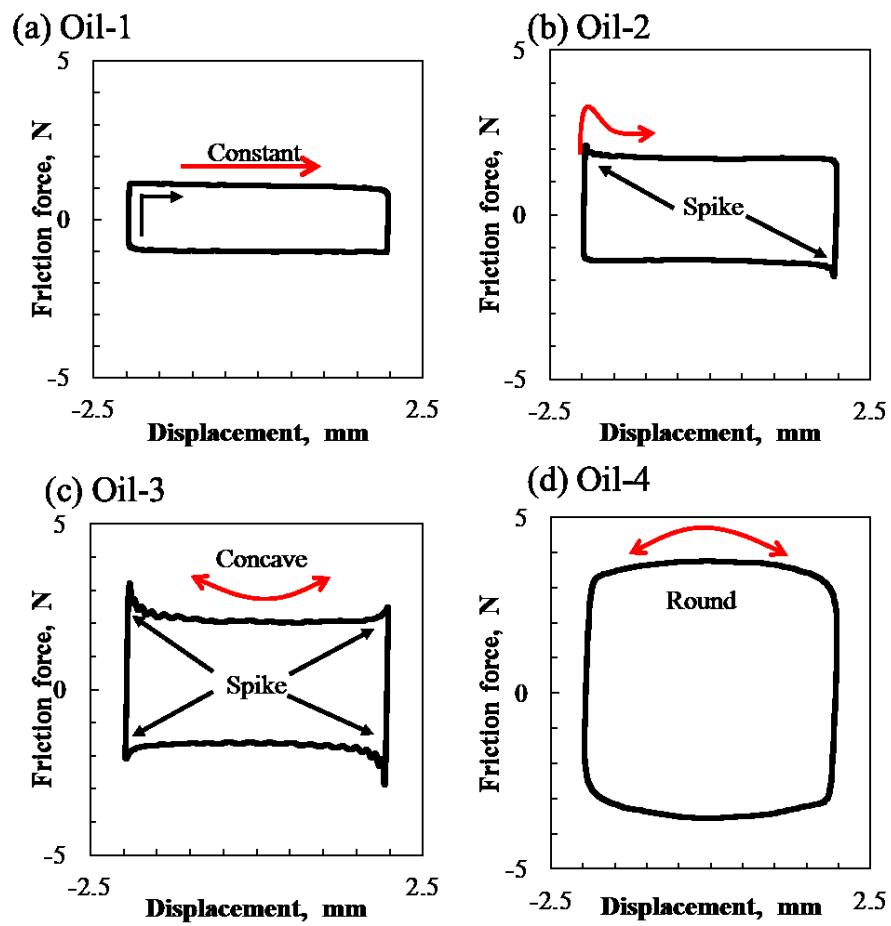


Fig. 2.6 周波数 5 Hz, 振幅±2.0 mm における各作動油潤滑下の特徴的な動的摩擦挙動
 (a) Oil-1 (b) Oil-2 (c) Oil-3 (d) Oil-4

2.3.2 動的摩擦特性を定量評価するための新たな指標

Fig. 2.6 に示す摩擦のパターンを念頭に、次の2つの動的摩擦定量化指標 (Dynamic friction index) について検討を行なった。

- 1) スパイク指標：すべり始め初期の摩擦挙動
- 2) 振幅依存指標：摩擦の振幅依存性

なお、従来指標である往復しゅう動摩擦力の実効値 (二乗平均平方根 (RMS) 摩擦力： F_{RMS}) を用いた平均摩擦係数 (μ_{RMS}) は以下のように算出した。

$$F_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} [F(\theta)]^2 d\theta} \quad (1)$$

$$\mu_{RMS} = F_{RMS} / F_N \quad (1)'$$

ここで、 θ は変位の位相、 $F(\theta)$ は変位位相 θ で発生する摩擦力、 F_N は垂直荷重である。変位位相 θ が 2π は往復しゅう動1周期を表す (Fig. 2.7)。

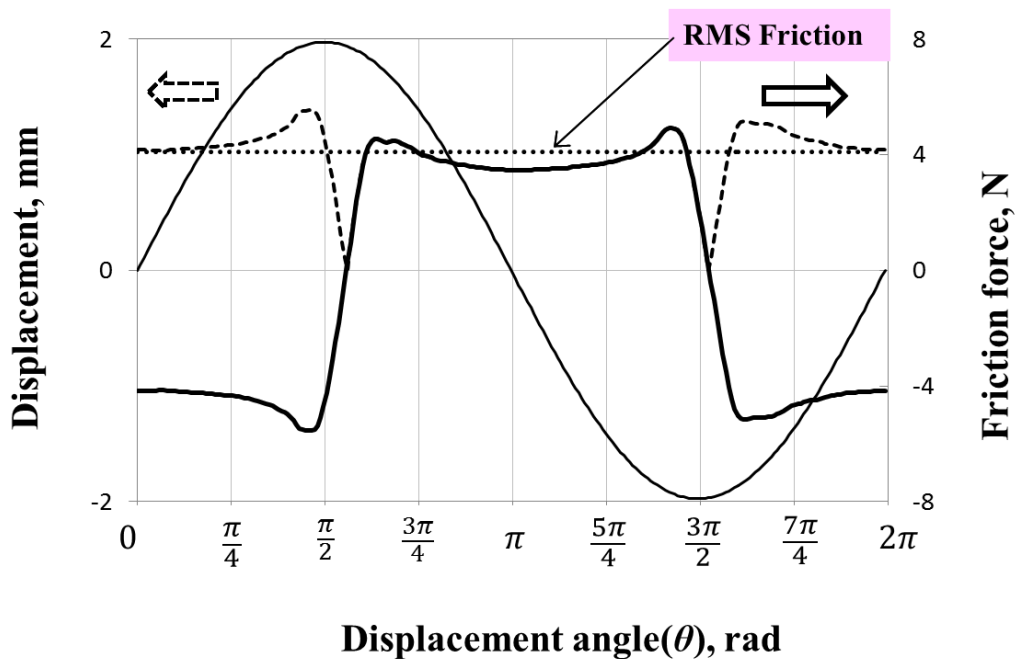


Fig. 2.7 平均摩擦係数 (μ_{RMS}) の算出方法

2.3.2.1 スパイク指標

行程切り返し時の停止や動き出し時に生じるスパイク波形を定量化するために、「スパイク指標：SI (spike index)」を提案する。なお、停止直前に発生するスパイク波形と、動き出した瞬間に発生するスパイク波形は必ずしも同じにならないため、行程の加速側と減速側を区別して評価することにした。また、振幅が大きいほどスパイクが明確に現れるため、振幅 ± 2 mm 時のデータでスパイク波形を評価することとした。

Fig. 2.8 に、変位と摩擦の時間波形におけるスパイク指標を抽出する区間を示す。動き出し加速側のスパイク指標 SI_a は、動き出してから変位の位相が $\pi/4$ rad 進んだ区間、すなわち正弦波形の上死点 $\pi/2$ から $3\pi/4$ rad 間の最大値を F_{sa} とし、これと平均摩擦力の差を平均摩擦力で除することで算出した (式(2))。同様に、停止時の指標 SI_d は $5\pi/4$ から $3\pi/2$ 間の区間を対象に、式(3)を用いて算出した。

$$SI_a = (F_{sa} - F_{ave}) / F_{ave} \quad , \quad \pi/2 \leq \theta \leq 3\pi/4 \quad (2)$$

$$SI_d = (F_{sd} - F_{ave}) / F_{ave} \quad , \quad 5\pi/4 \leq \theta \leq 3\pi/2 \quad (3)$$

ここで、 SI_a は加速側のスパイク指標、 SI_d は減速側のスパイク指標、 F_{sa} は動き出し (加速側) $\pi/2 \sim 3\pi/4$ rad 区間の最大摩擦力、 F_{sd} は停止時 (減速側) $5\pi/4 \sim 3\pi/2$ rad 区間の最大摩擦力、 F_{ave} は $3\pi/4 \sim 5\pi/4$ rad 区間の平均摩擦力、 θ は変位の位相をそれぞれ指す。

このスパイク指標は、正に大きくなるほど大きなスパイク状の摩擦が発生していることを、負の場合には摩擦力の立ち上がりが遅いことを意味する。

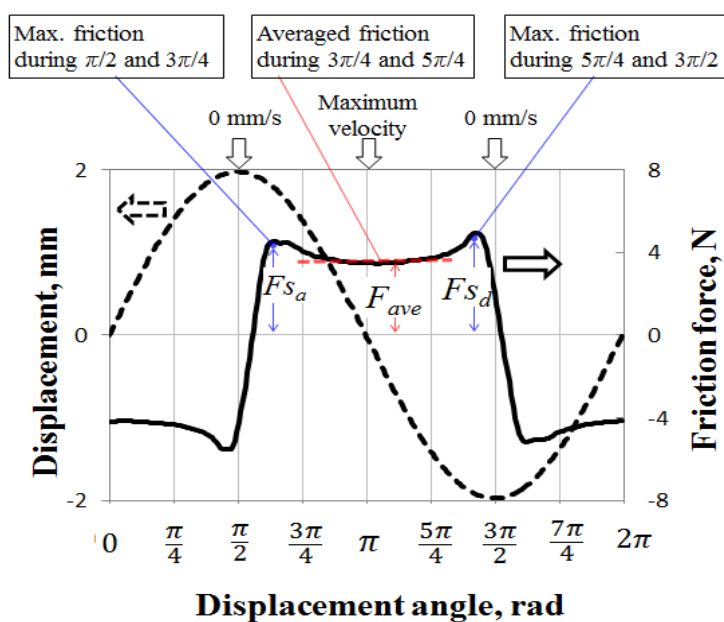


Fig. 2.8 スパイク指標 (SI) の算出方法

2.3.2.2 振幅依存指標

振幅の変化による摩擦力の変化を定量化するために、振幅依存指標を提案する。振幅依存指標 (AI) は、Fig. 2.9 に示すように微振幅時 (± 0.1 mm) の最大摩擦力と ± 2.0 mm の平均摩擦力を用いて式(4)より算出した。

$$AI = (F_{lm} - F_{ha}) / F_{ha} \quad (4)$$

ここで、 AI は振幅依存指標、 F_{lm} は微振幅時 (± 0.1 mm) の最大摩擦力、 F_{ha} は振幅 ± 2.0 mm の平均摩擦力である。

AI は、振幅依存性がない場合には 0 となり、微振幅時の摩擦力が大きくなる場合は正、小さくなる場合は負の値を示す。

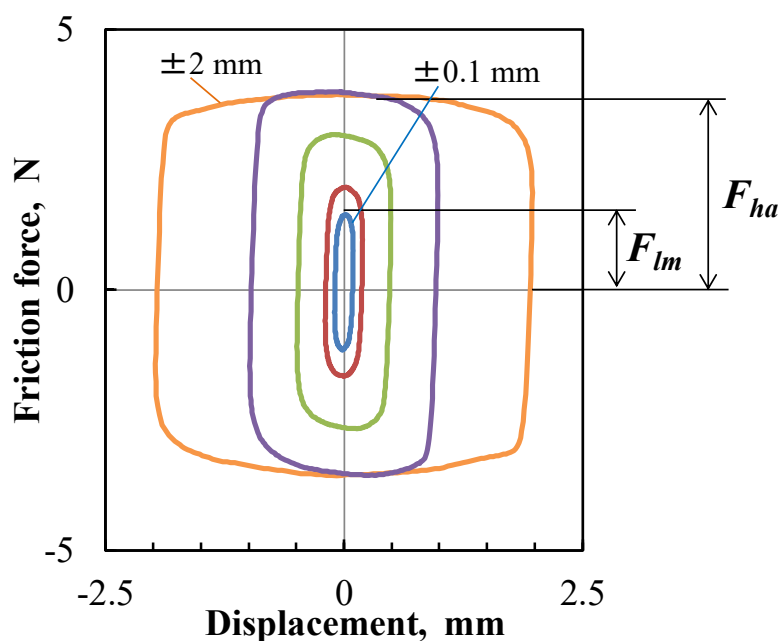


Fig. 2.9 振幅依存指標 (AI) の算出方法

2.3.3 動的摩擦定量化指標による動的摩擦挙動の解析結果

4種類の作動油による動的摩擦挙動について、検討した2つの動的摩擦定量化指標を用いて解析した結果を Fig. 2.10 に示す。

Oil-1 の場合、1.5 Hz において動き出しの摩擦力が滑らかに立ち上がる傾向であり、 SI の指標が負の値となっていることに反映されている (Fig. 2.10 (a))。一方、5 Hz では摩擦力は小さいが動き出し時にスパイク波形がわずかに発生することから SI_a の指標が正の値となり、停止時には摩擦力が若干下がる特徴がスパイク指標に反映されることが確認された (Fig. 2.10 (b))。

Oil-2 の場合、Oil-1 と同様の傾向を示すが μ_{RMS} と SI_a は Oil-1 より大きな値となっている (Fig. 2.10 (a, b))。一方で AI では 1.5 Hz, 5 Hz とともに差がないことが確認できる (Fig. 2.10 (c, d))。

Oil-3 の場合、1.5 Hz と 5 Hz とともに摩擦力は Oil-2 より大きく、停止と動き出しの両方にスパイク波形が生じた。5 Hz の場合、動き出し時の平均摩擦に対して約 60 %大きいスパイク波形が発現する特徴は、解析により SI_a が約+0.6 として数値化された。さらに、微振幅時に摩擦が大きくなる特徴は、 AI が正の値を示すことに表れている。(Fig. 2.10 (c, d))

Oil-4 の場合、5 Hz の条件における摩擦力は Oil-1, Oil-2, Oil-3 の中で最も大きく、スパイク波形が現れない特徴は、 SI_a と SI_d の値がともに負となることに示されている (Fig. 2.10 (b))。

以上のように、提案した2つの指標 (SI と AI) を用いることで、動的摩擦挙動の特徴を定量的に評価できることが確認された。

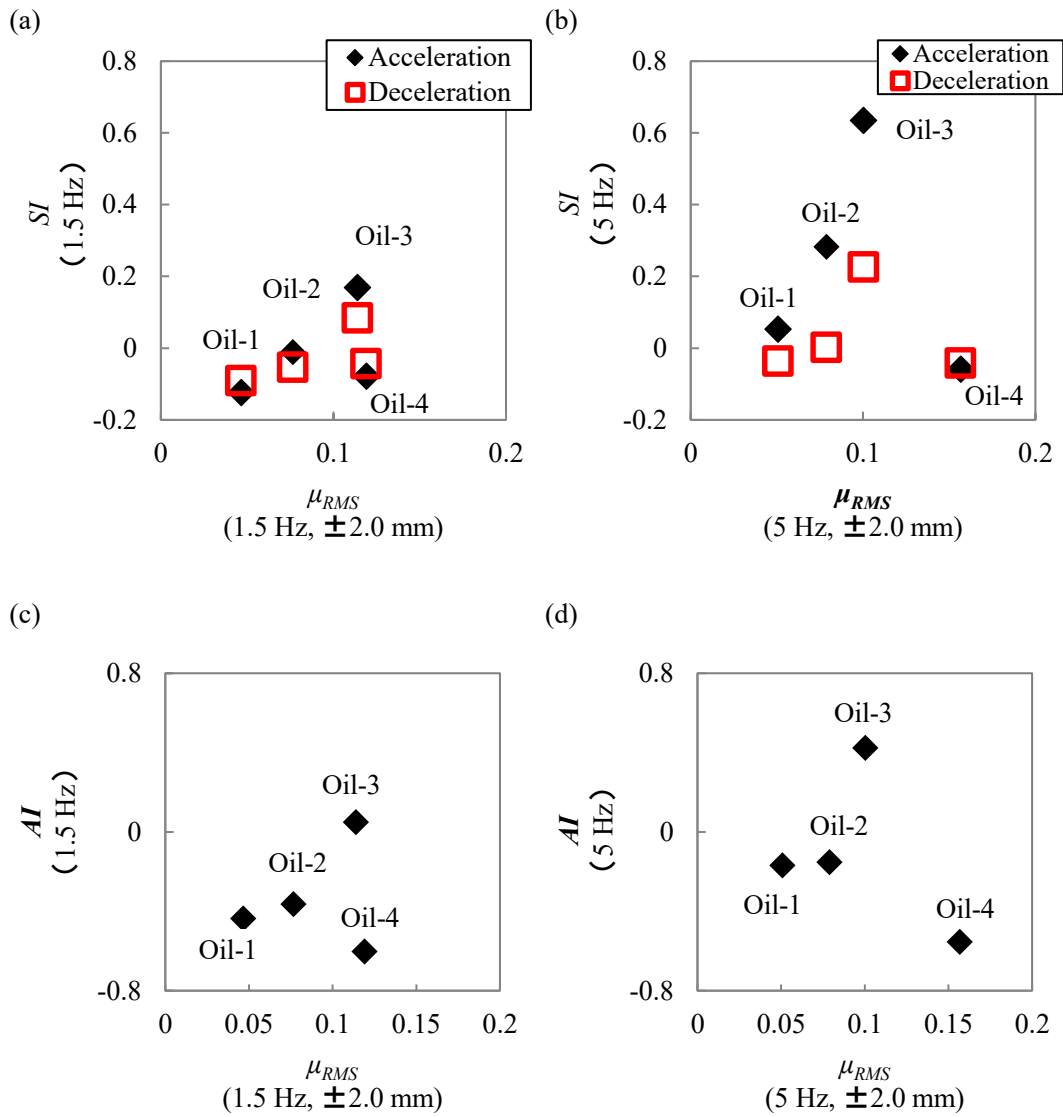


Fig. 2.10 動的摩擦定量化指標と平均摩擦指標 μ_{RMS} の間の関係

- (a) スパイク指標 (SI) 1.5 Hz (b) スパイク指標 (SI) 5 Hz
(c) 振幅依存指標 (AI) 1.5 Hz (d) 振幅依存指標 (AI) 5 Hz

2.4 結言

ショックアブソーバの性能に及ぼす動的摩擦特性の影響を把握することを目的に、摩擦の速度ならびに振幅依存性を高精度で計測可能な装置を開発し、動的摩擦特性の特徴を定量的に抽出するための評価指標を検討した。4種類のショックアブソーバ作動油による摩擦挙動を、新たに提案した評価指標を用いて定量化・解析することにより、以下の知見を得た。

- 1) 動的摩擦挙動から特徴的な摩擦特性を抽出して定量化するため、従来の平均的な摩擦係数 μ_{RMS} に加え、新たに2つの指標として、スパイク指標 (SI) と振幅依存指標 (AI) を提案した。
- 2) 膨大な摩擦データより動的摩擦挙動の特徴を抽出して解析に用いるためには、新たに提案した2つの評価指標を用いた定量化が有効である。

第3章 動的摩擦制御するための潤滑油添加剤処方

3.1 緒言

ショックアブソーバには3箇所のしゅう動部：オイルシール，ガイドブッシュ，ピストンバンドがある．いずれも作動油によって潤滑され，それぞれの摩擦挙動は各部品の材料や表面粗さにより異なるが，中でも作動油はショックアブソーバの摩擦特性を大きく支配する．なお，ショックアブソーバの実車官能評価を行う際，作動油を入れ替えることで上記しゅう動部材を変更することよりも容易に摩擦特性を調整することが可能である．3つのしゅう動部材の中で，ロッドガイドとピストンバンドは荷重を支持しながらしゅう動する軸受部であり，オイルシールよりも大きい摩擦力を発生する．

一般に作動油は，基油と摩擦調整剤（FM：Friction Modifier），酸化防止剤，粘度指数向上剤などの添加剤からなる．FMは，表面に吸着膜や化学反応膜を形成することで摩擦特性を変化させる．エステル，アミドおよびアミンは吸着型の典型的なFMである[50]．多機能添加剤としてFMには分類されないジアルキルジチオリン酸亜鉛（ZnDTP）は，トライボ反応膜を形成することによって，摩擦・摩耗特性を大きく変化させることが知られている[51]．潤滑油添加剤による摩擦特性への影響については，すでに多くの研究が行われているが，吸着膜や化学反応膜による詳細な摩擦メカニズムについては，最近になりようやくナノレベルの分析技術の普及により徐々にではあるが明らかにされつつあるのが現状である．

本章では，第2章において新たに開発した動摩擦計測システムを用い，ショックアブソーバ軸受部のしゅう動部材料の組み合わせを対象に，動的摩擦特性に及ぼす作動油添加剤の影響を検討する．摩擦面の表面組成分析をもとに，吸着系添加剤と反応系添加剤の潤滑メカニズムを明らかにすることにより，動的摩擦特性を調整するための添加剤処方の指針を得ることが本章の目的である．

3.2 実験方法

動的摩擦特性の測定は，第2章で述べたものと同じ方法で実施した．選定した4種類の作動油の動的摩擦データより，提案した評価指標を用いて動的摩擦特性の抽出と定量化を行った．

3.2.2 動的摩擦測定システム

動的摩擦計測システムと試験片の概略図を Fig. 3.1 に示す．試験条件を Table 3.1 に示す．スライドベアリング上に固定したディスク試験片を電磁加振機により往復運動させ，これにピン試験片を押し当ててしゅう動させる仕組みとなっている．しゅう動面で発生する摩擦力は，ピン試験片固定軸に取り付けたひずみゲージを用いて計測した．摩擦部は，温調器により一定温度に制御した．摩擦力を検出するためのアームにピンを固定し，プレート

試験片を往復動させる構造となっている。電磁加振機を制御することで振幅と周波数を変化させた。振幅および振幅中心位置を PID 制御により調整可能な機構とした。加振波形には正弦波形を用いることで、往復動工程の切り替わり時の動的摩擦特性を高精度で計測した。また、微振幅状態では潤滑油の掃き出しにより潤滑状態が悪化するため、試験履歴の影響を受けないよう毎回自動でピンを持ち上げて測定した。なお、データの SN 比を改善するため、摩擦測定は 25 kHz で各データ 100 波形を計測して平均化した。

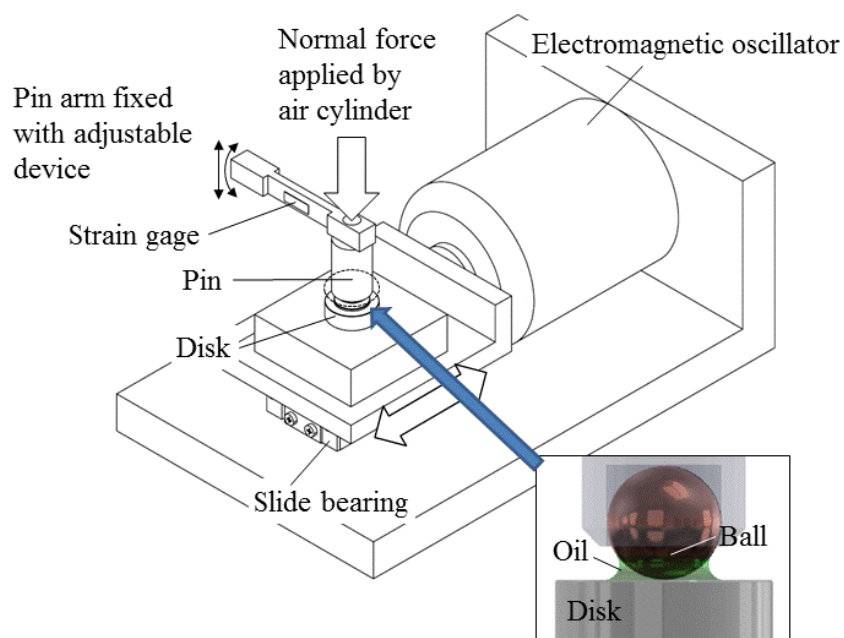


Fig. 3.1 動的摩擦計測システムと試験片形状の概略図

Table 3.1 試験条件

Normal force	20 N
Temperature	30 °C
Amplitude	± 0.1, 0.2, 0.5, 1.0, 2.0 mm
Frequency	1.5, 5 Hz
Oscillating mode	Sine wave
Maximum velocity	0.94~62.8 mm/s
Ball sample	Copper (>99.9 % Cu) 1/2 inch diameter
Disk sample	Low carbon steel (S10C) Surface roughness Ra 0.01 μm
Mean hertzian contact pressure	approx. 581 MPa
Hertzian contact radius	approx. 0.1 mm

3.2.3 摩擦試験材料および作動油

ショックアブソーバのしゅう動部の中で、最も大きい摩擦力を発生するピストンバンド（銅焼結ベース）/シリンダ（炭素鋼）を対象とし、試験材料には Cu ボールと炭素鋼ディスクを用いた。ディスク表面は、研磨により表面粗さを Ra 0.01 μm 以下に仕上げた。ボールの半径は 6.35 mm とし、点接触形式により摩擦試験を行った。

試験に供試した作動油の配合を Table 3.2 に示す。基油にはショックアブソーバに一般的に使用されているパラフィン系鉱油（15 °C での密度 0.82 g / cm^3 , 40 °C での動粘度 7.12 cSt）を使用した。添加剤には、ジアルキルジチオリン酸亜鉛（ZnDTP）と多価アルコールエステルを使用した。単独添加の場合には、ZnDTP は 0.5~4 wt%, エステルは 0.5~2 wt% の添加量とした。混合添加の場合には、エステルを 2 wt% に固定し、ZnDTP を 0.5~2 wt% 添加したものを供試した。

Table 3.2 評価作動油の組成

Test oil	Additive (wt%)	
	ZnDTP	Polyhydric alcohol
Ad-1	0.0	0.0
Ad-2	0.5	0.0
Ad-3	1.0	0.0
Ad-4	2.0	0.0
Ad-5	4.0	0.0
Ad-6	0.0	0.5
Ad-7	0.0	1.0
Ad-8	0.0	2.0
Ad-9	0.5	2.0
Ad-10	1.0	2.0
Ad-11	2.0	2.0

3.3 実験結果および考察

3.3.1 動的摩擦挙動

振動周波数数 1.5 Hz ならびに 5 Hz における動的摩擦波形を、それぞれ Fig. 3.2 と 3.3 に示す。添加剤の違いにより、摩擦力の振幅依存性や振幅 ± 2.0 mm におけるスパイク波形への影響が確認された。これらの一連の測定データをもとに、各定量化指標へのそれぞれの添加剤による添加効果について検討した。

Fig. 3.4 に、添加剤濃度による μ_{RMS} への影響を整理した結果を示す。エステル添加油では、 μ_{RMS} の低減効果が確認できたが、添加量の増加による影響は確認できなかった (Fig. 3.4 (a))。また、振幅 ± 0.1 mm においては μ_{RMS} の低減効果は小さく、1.5 Hz と 5 Hz とともに振幅 ± 2 mm に対し ± 0.1 mm では、1.5~2 倍に摩擦力が上昇することが確認された。

ZnDTP 添加油においては、 μ_{RMS} の低減効果と、添加量の増加による影響が確認できた (Fig. 3.4 (b))。振幅 ± 0.1 mm においては、添加量 0.5~2% では μ_{RMS} の低減効果は小さいが、添加量 4% では振幅による μ_{RMS} の差は確認できなかった。また、反応系添加剤である ZnDTP 添加油は、吸着系添加剤であるエステル添加油と比較して、微振幅での摩擦低減効果が大きいことが分かった。

エステル 2%+ ZnDTP 添加油においては、添加量 0.5~1%、振幅 ± 0.1 mm では μ_{RMS} の低減効果が小さく、 μ_{RMS} は ZnDTP のみ添加した場合よりも高い値を示した (Fig. 3.4 (c))。しかし、ZnDTP のみ添加した場合よりも少ない添加量 2% では、振幅による差は確認できなかった。

添加剤濃度による SI への影響を整理した結果を Fig. 3.5 に示す。エステルおよび ZnDTP 添加油の両方において、 SI_a , SI_d の低減効果が確認された。エステル添加油の SI_d は、5 Hz では添加に伴う効果が得られたが、1.5 Hz の 2~4% 添加時は SI 低減効果が小さいことが分かった (Fig. 3.5 (a))。一方で反応系添加剤の ZnDTP を添加すると、 SI_a , SI_d は低下するが、5 Hz においては SI_a の低下量が少なくなる傾向が見られた (Fig. 3.5 (b))。同様の現象は、エステルと ZnDTP を組み合わせた場合においても確認された (Fig. 3.5 (c))。この原因は、ZnDTP 由来のトライボ反応膜の形成に起因するものと推察される。

添加剤濃度による AI への影響を整理した結果を Fig. 3.6 に示す。(a)のエステル添加油では、添加による AI の上昇傾向が見られたが、添加量との明確な関係はみられなかった。 AI の値が大きいことは、振幅が小さくなると摩擦が大きくなることを意味する。したがって、吸着系添加剤であるエステルは微振幅時では摩擦低減効果を発揮せず、その原因は吸着膜が十分な強さを持たないためと推察される。(b)の ZnDTP 添加油においては、添加による AI の低減効果および添加量の増加による効果の向上が確認された。(c)のエステル 2%+ ZnDTP 添加油においては、添加による AI の低減効果がみられたが、 μ_{RMS} と同様に ZnDTP のみを 0.5~1% 添加した場合よりも高い AI を示した。ZnDTP ならびにエステルと ZnDTP を添加した場合には、振幅 ± 0.1 mm においても AI の低減効果が確認された。この

結果より、ZnDTP 由来の反応膜形成は、微振幅時の摩擦上昇を抑制する効果をもたらすものと考えられる。

振幅 ± 2 mm, 周波数 5 Hz における μ_{RMS} と SI_a ならびに AI との関係を Fig. 3.7 に示す。Fig. 3.7 (a)より、 SI は反応系添加剤の ZnDTP と吸着系添加剤のエステル添加油中において、ともに基油と比較して低下することが確認された。Fig. 3.7 (b)より、 AI は反応系添加剤の ZnDTP 添加油中において、添加量増加に伴う低減効果が確認された。一方で吸着系添加剤であるエステル添加油中においては、 AI は基油と同等かやや大きい値を示した。なお、 μ_{RMS} は基油以外の作動油中ではほぼ同じ値を示した。

以上のことから、反応膜系添加剤である ZnDTP は SI と AI を低減させ、吸着膜系であるエステルは SI のみを低減させることが明らかとなった。また、平均摩擦 μ_{RMS} には、添加剤による低減効果は見られるものの、種類や濃度による違いはほとんど現れないことが分かった。

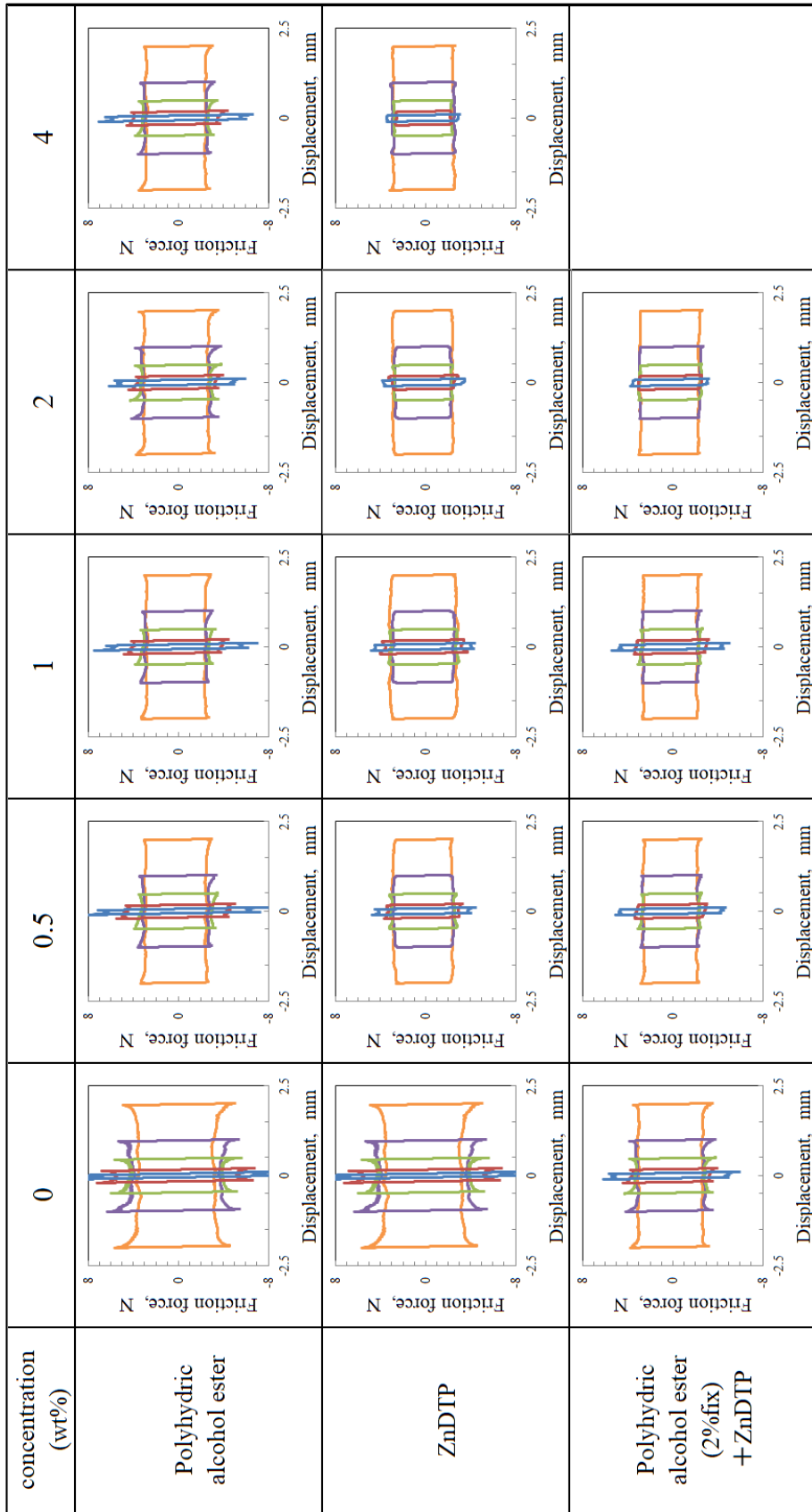


Fig. 3.2 周波数 1.5 Hz 時の各作動油の摩擦力—変位波形

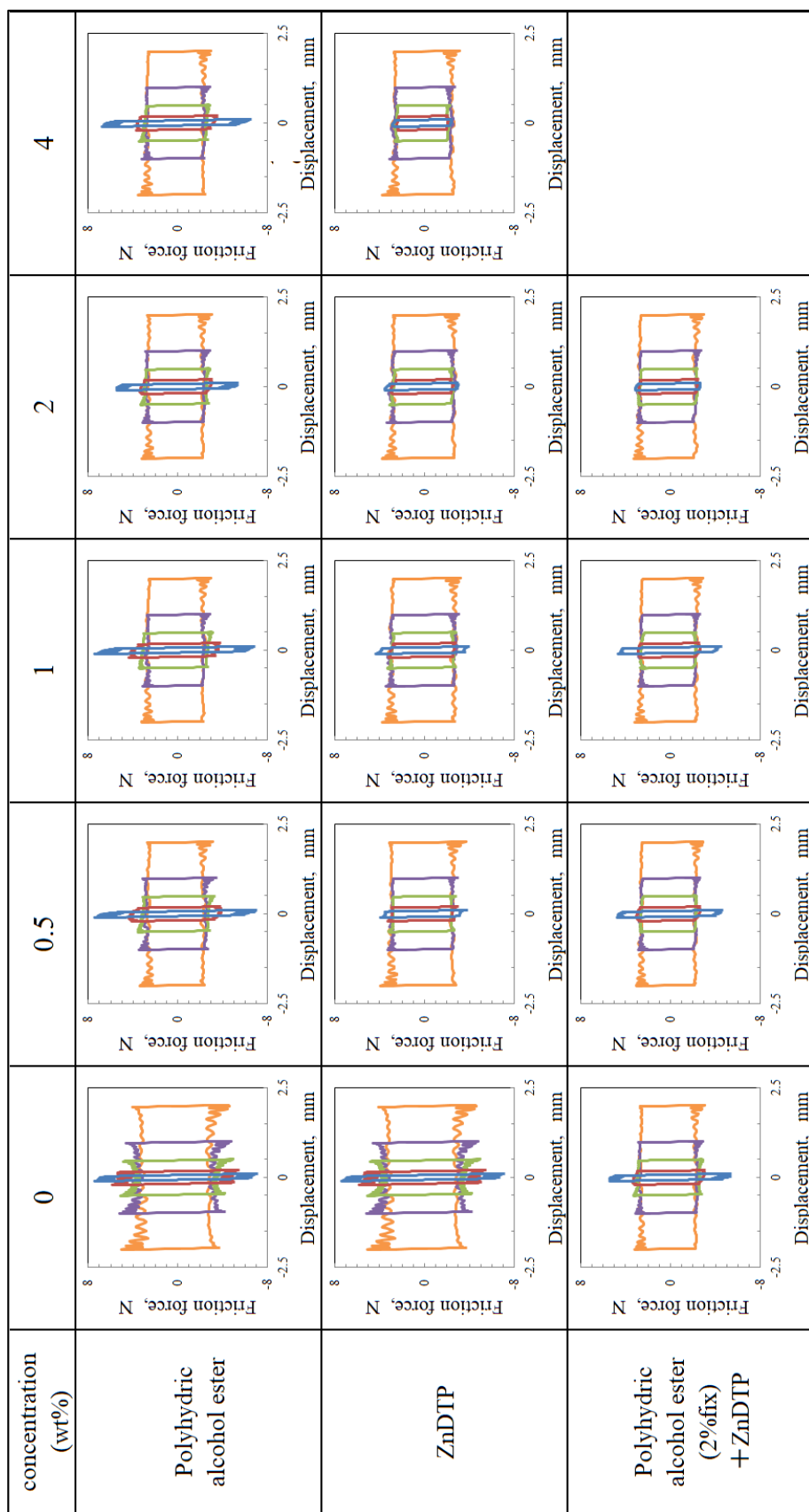


Fig. 3.3 周波数 5 Hz 時の各作動油の摩擦力一変位波形

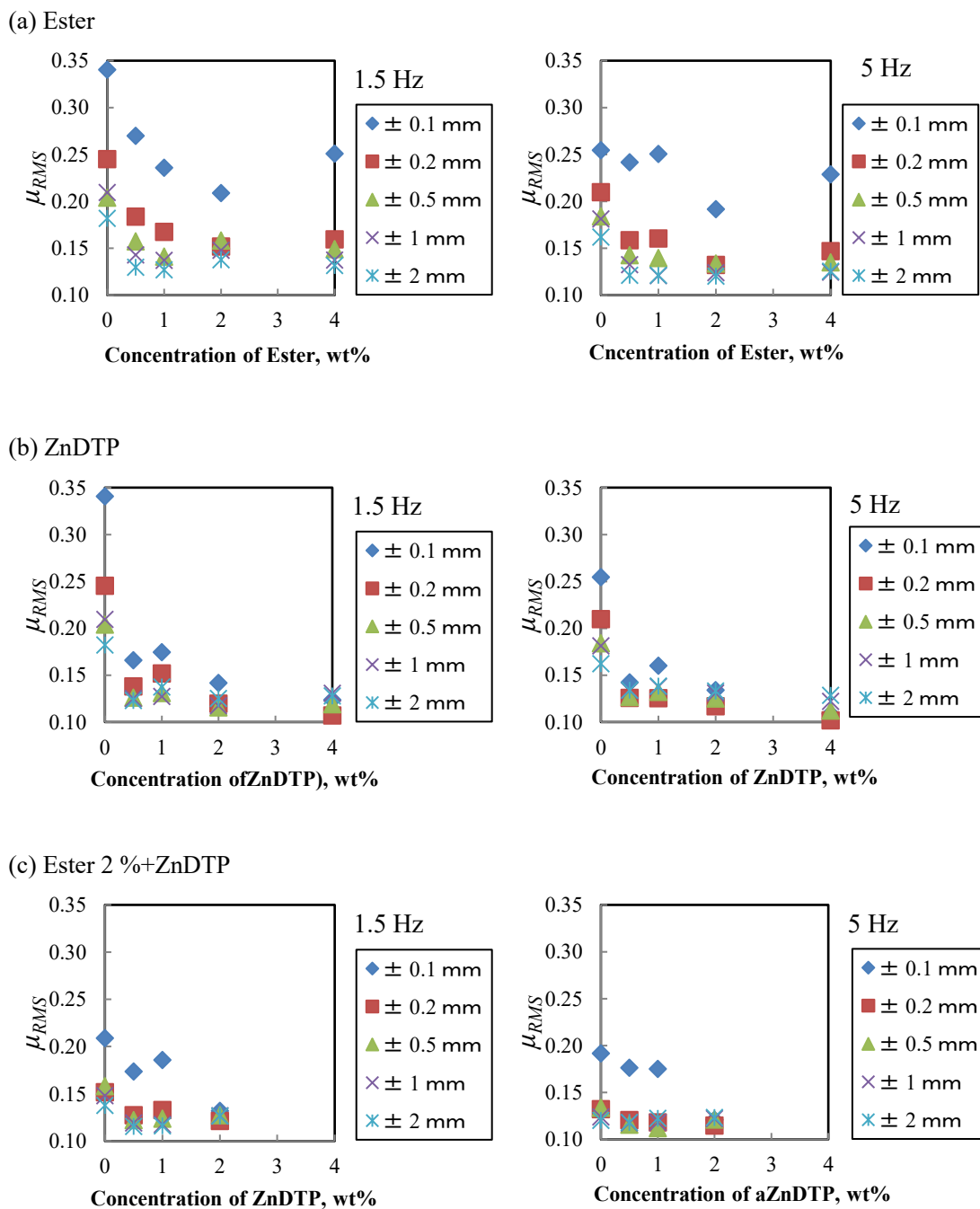
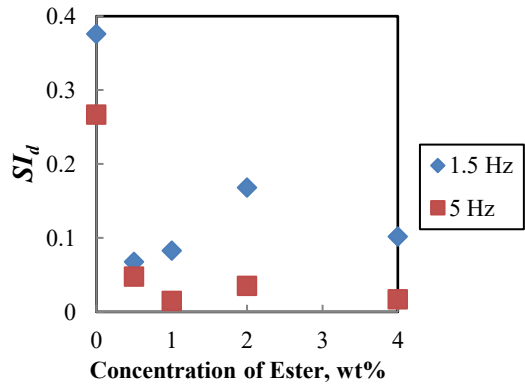
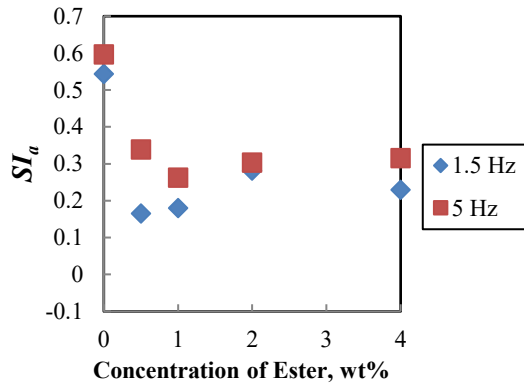
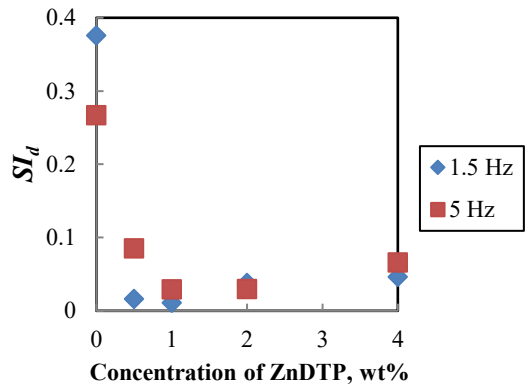
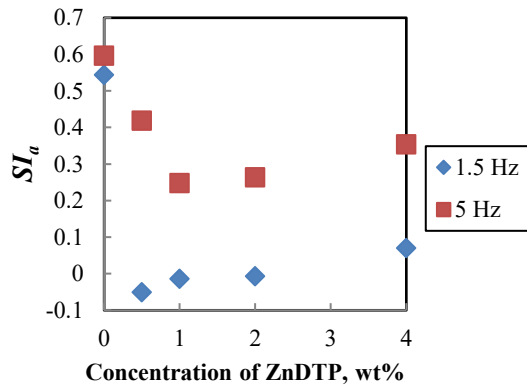


Fig. 3.4 μ_{RMS} に及ぼす添加剤濃度の影響
 (a) Ester (b) ZnDTP (c) Ester 2%+ZnDTP

(a) Ester



(b) ZnDTP



(c) Ester 2 %+ZnDTP

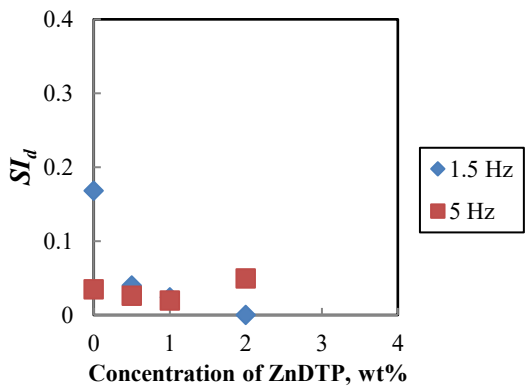
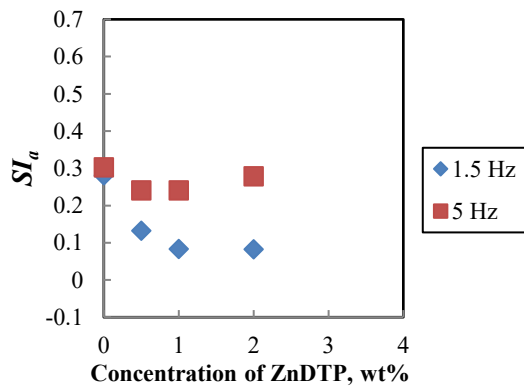


Fig. 3.5 スパイク指標 SI に及ぼす添加剤濃度の影響
(a) Ester (b) ZnDTP (c) Ester 2 %+ZnDTP

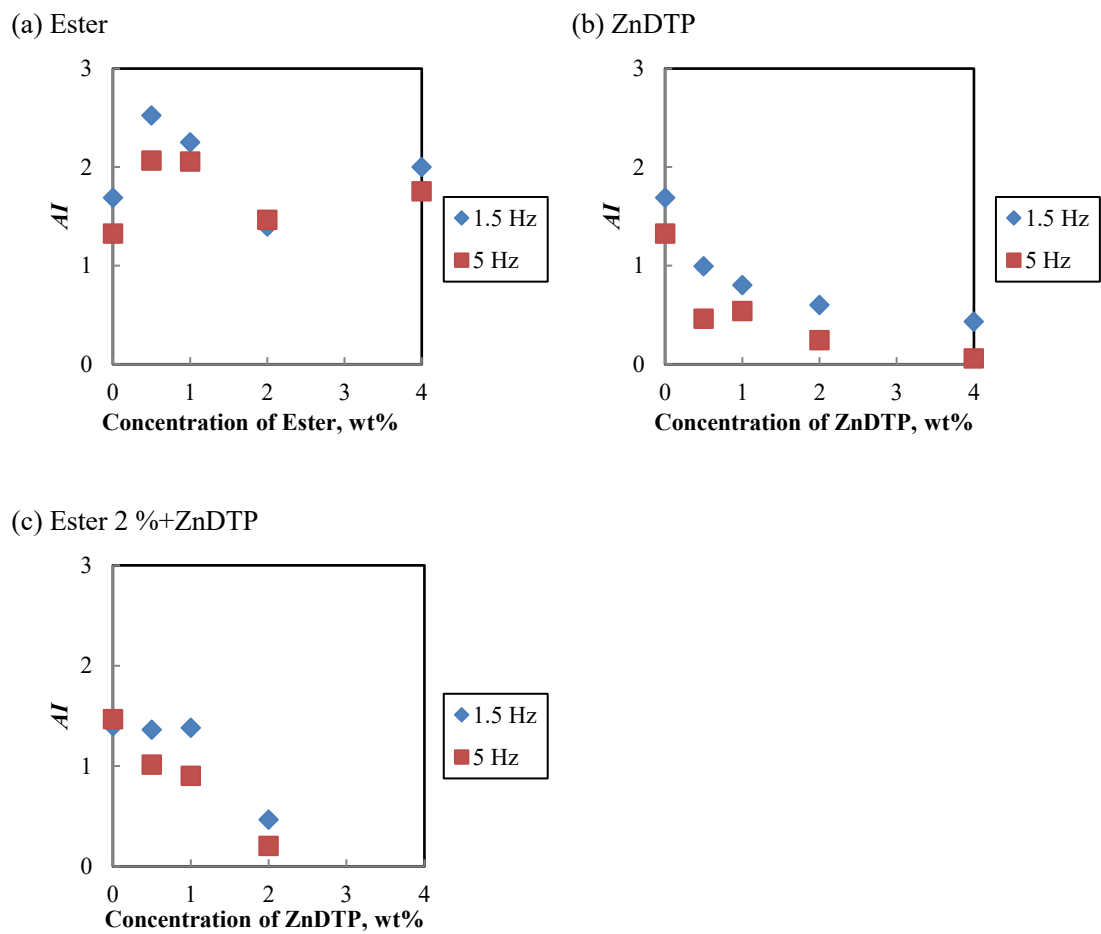


Fig. 3.6 振幅依存指標 AI に及ぼす添加剤濃度の影響
 (a) Ester (b) ZnDTP (c) Ester 2%+ZnDTP

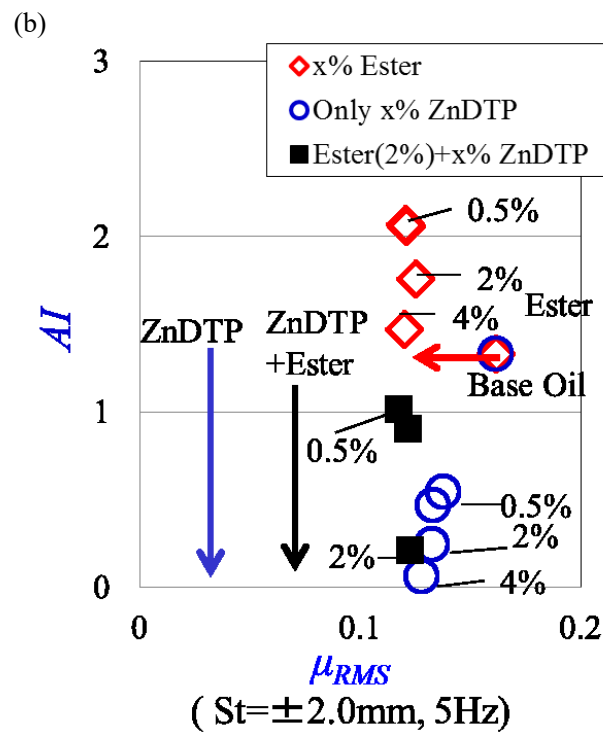
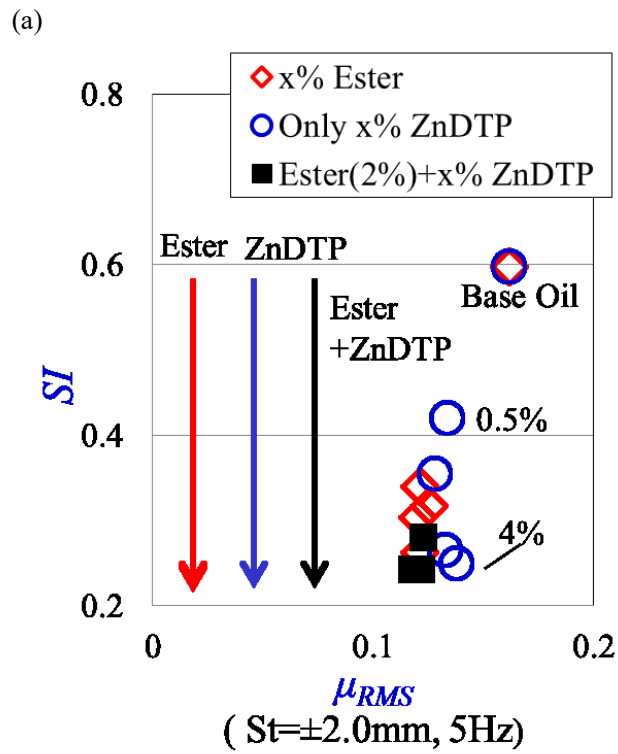


Fig. 3.7 動的摩擦特性に及ぼす添加剤の影響
 (a) SI と μ_{RMS} との関係 (b) AI と μ_{RMS} との関係

3.3.2 しゅう動表面の化学分析結果

潤滑メカニズムを解明するため、摩擦試験後のディスク表面を光学顕微鏡 (OM) および走査型電子顕微鏡/エネルギー分散型 X 線分光分析 (SEM/EDS) を用いて表面分析を行った。

Fig. 3.8 に, OM 画像と Cu K α 線マッピング像および元素組成の定量分析結果を示す. EDS による元素組成分析は, 非しゅう動部分 (P1) と振幅 ± 0.1 mm のしゅう動領域 (P2) ならびに振幅 ± 2.0 mm のしゅう動領域 (P3) について実施した。

Ad-1 (基油) 潤滑下のしゅう動面は黒色を呈し, EDS 分析からは多くの酸素が検出された。このことからしゅう動面では摩擦に伴う酸化が進行したものと考えられる。 ± 0.1 mm の微振幅領域では, 銅 (Cu) の移着が多く見られた。基油のみの場合, 金属接触を防止する有効な保護膜が形成されないため, 摩擦熱による温度上昇によって酸化膜の形成が促進されたものと考えられる。

Ad-2 (0.5 %ZnDTP) 潤滑下では, 振幅 ± 2 mm のしゅう動面においては酸化や Cu の移着が基油と比べると少なく, 添加剤由来の保護膜が境界潤滑において効果を発揮したものと考えられる。ただし, ZnDTP 由来のリン (P) や硫黄 (S) は, しゅう動面において確認できなかった。この結果は反応膜が形成されていないことを示唆しており, ZnDTP 吸着膜が Cu の移着を抑制したものと考えられる。しかし, 微振幅部分においては Cu の移着とともに P も検出された。Ad-2 潤滑下における摩擦特性では AI は高い値を示したことから, 微振幅領域では大きな摩擦熱が発生し, ZnDTP 由来のトライボ反応膜が形成されたことが考えられる[52]。

Ad-5 (4 %ZnDTP) 潤滑下では, 振幅 ± 0.1 mm および ± 2.0 mm におけるしゅう動面への Cu 移着は Ad-2 と比較して少ないことが分かった。また, Ad-5 潤滑下での動的摩擦特性においては, AI の値はほぼ 0 を示して振幅依存性は見られなかった。全領域にわたって硫黄 (S) ならびにリン (P) が検出されたことから, 形成されたポリリン酸膜が摩擦面を保護し, 低い摩擦係数を維持したものと考えられる[53,54]。

Ad-8 (2 %エステル) 潤滑下では, 最も顕著に Cu の移着が確認された。OM 像においても, 銅色の移着物が確認された。エステルは吸着膜を形成するが, 反応膜は形成しない[15,55]。エステルの吸着膜は, ZnDTP により形成されるポリリン酸膜のような硬い皮膜ではないため, 高面圧下においては金属接触を防ぐ十分な効果を発揮しなかったと考えられる。また, 振幅が小さいほど潤滑油が摩擦面に供給される時間が短くなるため, 潤滑油不足により金属接触が起こり易くなると考えられる。その結果, 振幅の減少に伴い摩擦係数が上昇し, AI が大きな値を示したものと考えられる。

Ad-10 (2 %エステル+1 %ZnDTP) 潤滑下においては, 振幅 ± 2.0 mm では他の作動油に比べて Cu と O の検出量が最も少ない値を示した。P や S は検出されなかった。振幅 ± 0.1 mm においても, 相手材の Cu の移着は少なく, 反応膜の形成も確認できなかった。また, OM

像からは、最もマイルドなしゅう動面を呈していることが分かった。Ad-10 の場合、エステルと ZnDTP の共存により、安定した境界潤滑膜を形成・維持したものと推察される。

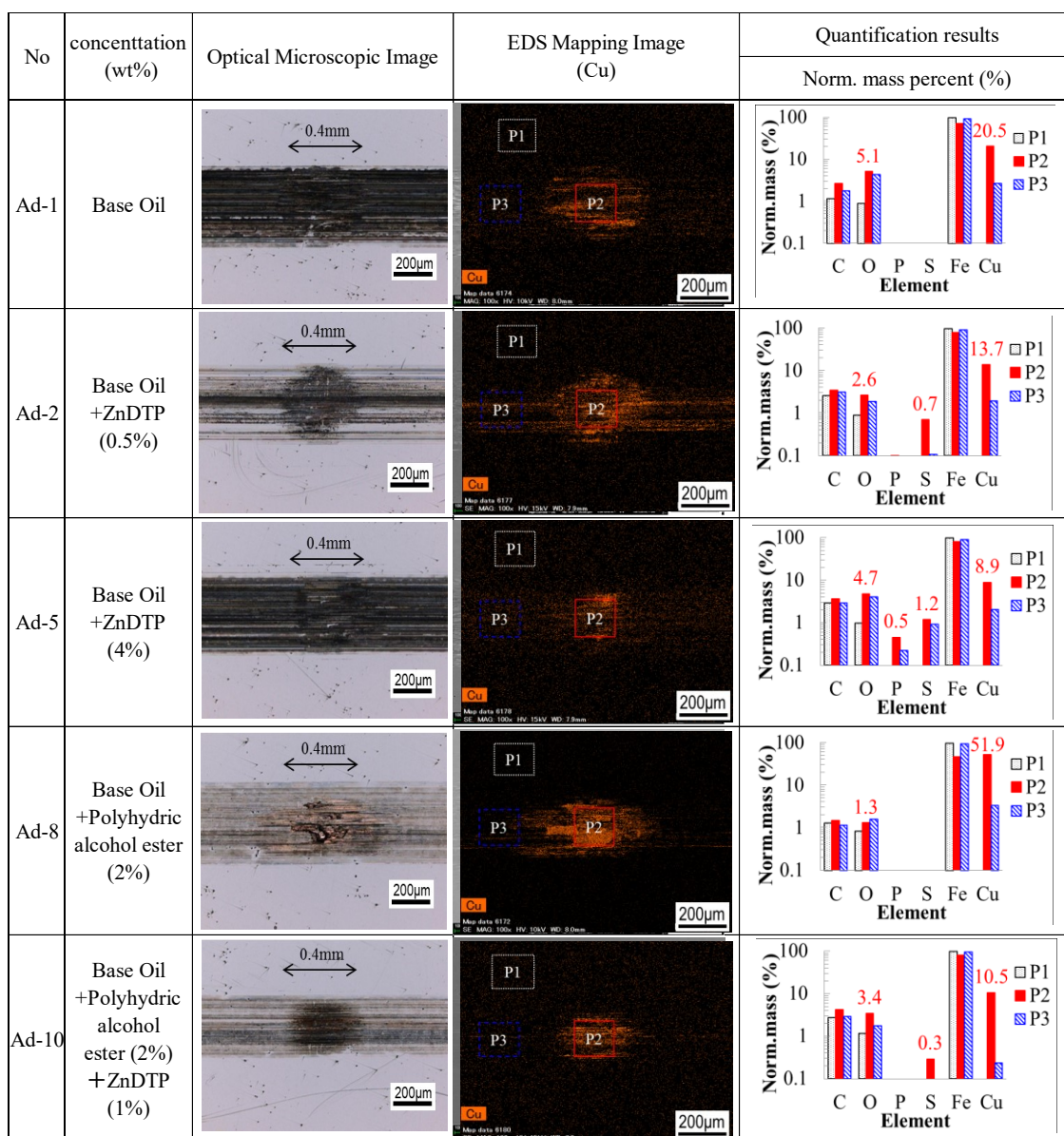


Fig. 3.8 しゅう動表面観察と EDS による組成分析の結果

3.3.3 添加剤による動的摩擦特性の制御

スパイク指標により動き出し時の摩擦特性を解析すると、エステル添加油においては加速時ではスパイクの発生が確認されたが、減速時ではスパイクの発生は確認されなかった。吸着型添加剤に用いたエステルは典型的な FM 剤の化学構造を有し、官能基に炭素鎖が繋がった構造から成る。このような吸着系添加剤は、表面に吸着すると炭素鎖が配向した

状態となることが確認されている[56]. せん断に伴う吸着膜の構造変化が、動き出しと停止時の異なる摩擦挙動の発現に影響を及ぼしたものと推察される[57].

Fig. 3.9 に、表面組成分析結果をもとに推察した境界潤滑膜のモデル図を示す. ZnDTP 単独添加の場合、摩擦面からは ZnDTP 由来の元素が検出され、検出量は添加濃度とともに増加したことから、添加濃度が高い場合には厚いトライボ反応膜が形成されると考えられる. このようなトライボ反応膜を形成するような作動油は、小さい *AI* 値、すなわち振幅依存性が少ない動的摩擦特性を示した. なお、動的摩擦挙動には、トライボ反応膜自体のレオロジー特性や硬さなどの機械的性質が少なからぬ影響を及ぼす[58]と考えられるが、詳細なメカニズム解明については今後の課題としたい.



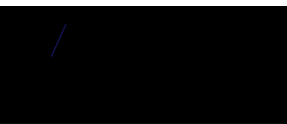
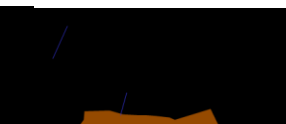
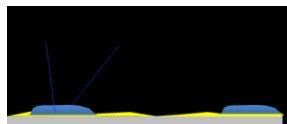
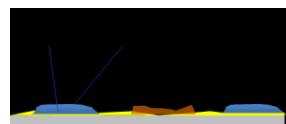
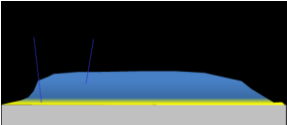
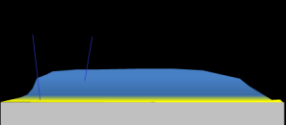
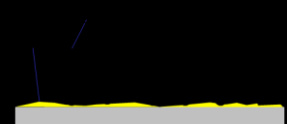
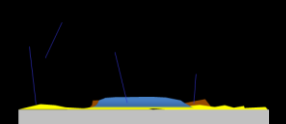
Hydraulic fluid composition	Large amplitude ($\pm 2\text{mm}$)	Small amplitude ($\pm 0.1\text{mm}$)
Base oil		
Polyhydric alcohol ester (2%)		
ZnDTP (0.5%)		
ZnDTP (4.0%)		
Polyhydric alcohol ester (2%) + ZnDTP (1%)		

Fig. 3.9 表面組成分析から考察した境界潤滑膜のモデル

3.4 結言

本章では、動的摩擦特性を制御することを目的に、作動油添加剤が Cu/鋼しゅう動部の動的摩擦特性に及ぼす影響を調べた。第 2 章で提案した動的摩擦定量化指標を用いて添加剤の影響を定量化し、表面組成分析結果をもとに潤滑メカニズムを考察することにより、以下の知見を得た。

- 1) ZnDTP を 0.5 wt%以上添加することにより、 SI と AI は低減した。4 wt%添加した場合には、トライボ反応膜の形成が確認され、 AI はほぼ 0 に近い値を示し、摩擦の振幅依存性は見られなかった。
- 2) エステルの添加は SI の低減効果を示したが、 AI は基油とほぼ同等の高い値を示した。これは、エステルだけの添加では、相手材である Cu の移着抑制効果が低いためと考えられる。
- 3) エステルと ZnDTP を複合添加すると、ZnDTP 単独添加と同様に SI と AI が低減した。Ad-10 (2%エステル+1%ZnDTP) は、しゅう動面の酸化や Cu の移着を抑制し、安定した潤滑効果を示すことが分かった。

以上のことから、エステルと ZnDTP の添加量を最適化することにより、動的摩擦特性を調整することが可能であることを確認した。

第4章 動的摩擦特性と実車における官能評価特性との関係

4.1 緒言

本章では、添加剤処方が異なるショックアブソーバ作動油を用い、実車による官能評価 (Subjective evaluation) を実施し、第2章で提案した動的摩擦定量化指標と官能評価特性との関係を考察する。評価した作動油は、第3章で得た添加剤配合と動的摩擦特性との関係を考慮し、実際にショックアブソーバに用いられる作動油から異なる動的摩擦特性のものを選定した。実車評価においては、運転者および乗員による官能評価に加え、ショックアブソーバの動作挙動を同時計測し、動的摩擦特性の違いが車両の動的挙動に及ぼす影響についても調査する。

4.2 実験方法

4.2.1 動的摩擦特性の評価

動的摩擦特性の計測方法は前章と同様である。試験条件を Table 4.1 に示す。計測装置と試験片の接触状態の模式図を Fig. 4.1 に示す。試験片には、ピストンバンド/シリンダのしゅう動部を評価対象とし、Cu ボールと炭素鋼ディスクを採用した。Table 4.2 に試験片の性状を示す。荷重 20 N においてヘルツ接触面圧は約 581 MPa、接触径は約 0.2 mm であった。

実車における官能評価との比較をするために、作動油にはショックアブソーバに採用されている作動油の中から4種類を選定した。密度と粘度はほぼ同一のものとし、反応型添加剤である ZnDTP の有無とリン濃度の違いにより、Oil-A, B, C, D の4種類の作動油を選定した。Fig. 4.2 に、供試作動油および既存のショックアブソーバ作動油の組成について、縦軸を ZnDTP 由来の亜鉛濃度、横軸をリン濃度として分析結果を示す。リンは ZnDTP にも含まれるが、亜鉛は ZnDTP 以外には含まれない。Oil-A, B は ZnDTP 由来の亜鉛を含み、Oil-B の方が高いリン濃度を示した。Oil-C, D は ZnDTP を含まないため亜鉛濃度は 0% で、Oil-C の方が高いリン濃度を示した。

Table 4.1 摩擦試験条件

Normal force	20 N
Temperature	30 °C
Amplitude	± 0.1, 0.2, 0.5, 1.0, 2.0 mm
Frequency	1.5, 5 Hz
Oscillating mode	Sine wave
Maximum velocity	0.94~62.8 mm/s

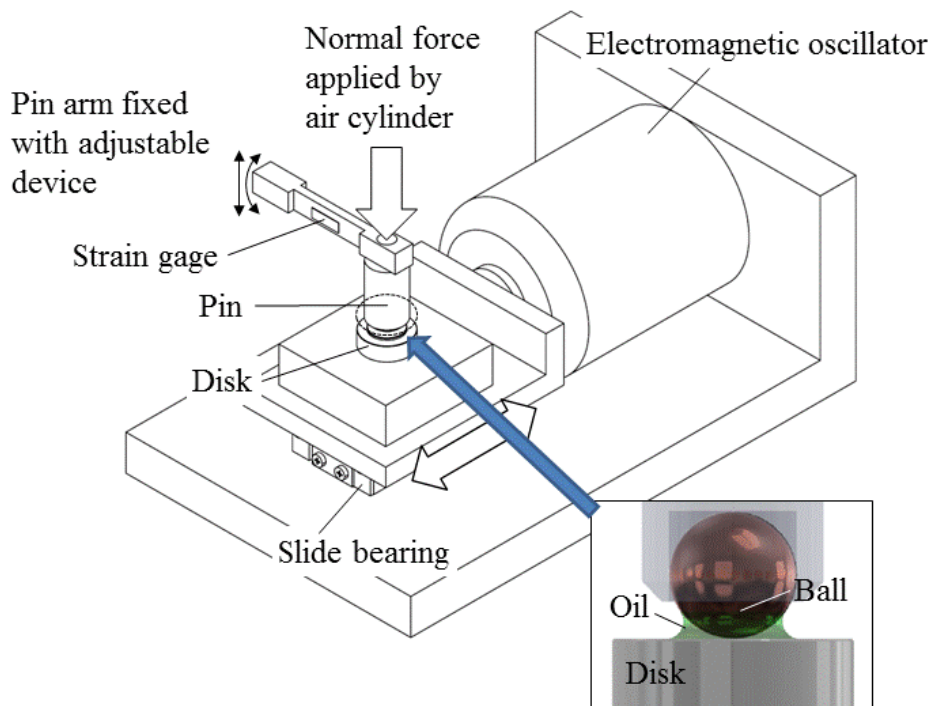


Fig. 4.1 動的摩擦特性計測システムの概略図と試験片形状

Table 4.2 摩擦試験片の性状

Ball sample	Copper (>99.9 % Cu) 1/2 inch diameter
Disk sample	Low carbon steel (S10C) Surface roughness Ra 0.01 μm
Mean hertzian contact pressure	approx. 581 MPa
Hertzian contact radius	approx. 0.1 mm

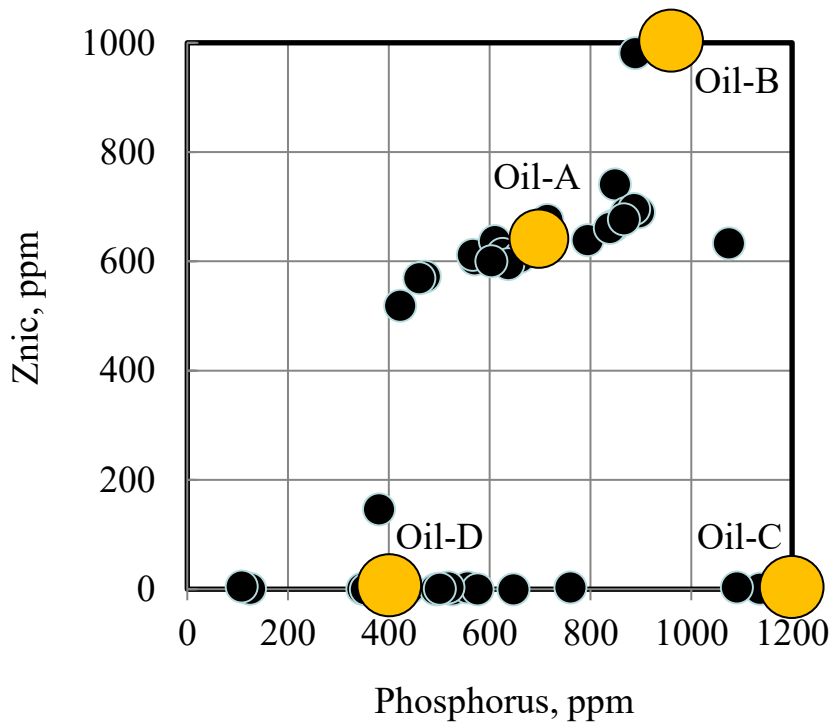


Fig. 4.2 ショックアブソーバ作動油に含まれる亜鉛とリンの濃度

Table 4.3 選定した4種類の作動油の性状

	Density at 15°C (g/cm ³)	Viscosity at 40°C (cSt)	Chemical composition		
			Sulfur (ppm)	Phosphorus (ppm)	Zinc (ppm)
Oil-A	0.83	11.7	1400	610	637
Oil-B	0.84	11.9	1700	889	981
Oil-C	0.86	10.9	121	1090	0
Oil-D	0.86	11.2	204	347	0

4.2.2 実車における官能評価およびショックアブソーバ挙動計測

(1) 官能評価の方法および項目

実車走行時の乗り心地や操縦安定性は、乗員である人の感じ方をもとに評価される[3,56]. 自動車官能評価の手法はさまざまであるが、乗員の感じ方にも違いがあるため大変難しい課題である[57]. ショックアブソーバ部品は同一とし、Table 4.3 に示した4種類の作動油のみを入れ替え、評価を実施した. ショックアブソーバの作動油を交換した後は、自動車に取り付ける前にショックアブソーバ単体の状態で慣らし試験を実施した（振幅±25 mm 正弦波最大速度 1 m/s, 加振時間 30 sec）. 今回実車走行に用いたコースは、普通乗用車が日常で最も頻繁に走行する一般路（一般的な国道の良路同等の凹凸路面）とし、走行速度は 60 km/h とした.

実車官能評価では、走行時に乗員が感じる次の6項目を評価した.

- ① 振動の収まりや振動の少なさ（すっきり感）
- ② ばね上の無駄な動きの大小（ばね上の動き）
- ③ マンホール等突起通過時に生じる乗員への振動の強弱（良路入力あたり）
- ④ 接地性（接地感）
- ⑤ 操舵応答性（ヨー応答）
- ⑥ 運転のしやすさ（操縦性）

①「すっきり感」②「ばね上の動き」③「良路入力あたり」は運転手を含めるすべての乗員が感じる“乗り心地”，④「接地感」⑤「ヨー応答」⑥「操縦性」は運転手が感じる“操縦安定性”に関わる項目である.

評価は、自動車の運転席と助手席に2名が乗車し、運転手と乗員を交代しながら、4名の評価者がそれぞれの官能評価の各項目についてコメントを提出することにより実施した. そのコメントをもとに、プロのテストドライバーが6項目について、1点（悪い）から5点（良い）の範囲で点数付けを行った. 本研究では、ばね下からの振動吸収特性と関係のある①～③の平均値を乗り心地として、バネ上の安定性と関係のある④～⑥の平均値を操縦安定性として2項目にまとめた. 動的摩擦定量化指標との相関を解析する際には、乗り心地評点（Ride comfort）と操縦安定性評点（Handling stability）の平均値（総合官能評点，Overall subjective score）を用いた.

(2) 実車走行時のショックアブソーバ動作挙動の計測

Fig. 4.3 に示すように変位計をショックアブソーバに取り付けることにより、実車官能評価と同時にショックアブソーバの動作挙動を計測した。計測周波数 2 kHz で変位データを収録し、変位を時間微分することでピストン動作速度を求めた。作動油の違いがショックアブソーバの動作速度に与える影響を調べることで、官能評価に及ぼす動的摩擦特性の作用メカニズムを考察した。

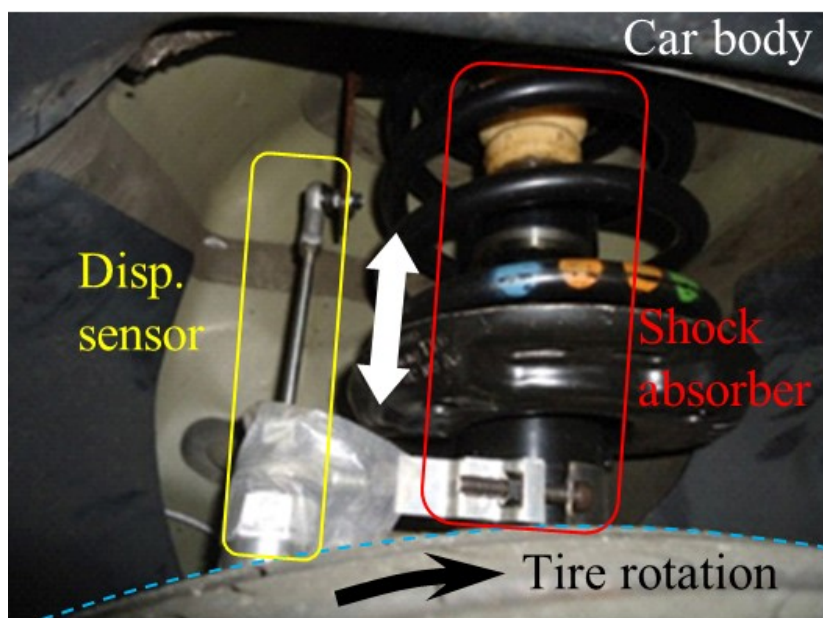


Fig. 4.3 実車におけるショックアブソーバの変位挙動計測の外観

4.3 評価結果

4.3.1 動的摩擦特性の評価結果

振幅 ± 0.1 , ± 0.2 , ± 0.5 , ± 1.0 , ± 2.0 mm の 5 つの条件で得られた摩擦力-変位波形を Fig. 4.4 に示す。Oil-A および Oil-B は、微振幅 (± 0.1 mm) でも振幅 ± 2.0 mm に対して摩擦力の大きさは変わらないが、Oil-C と Oil-D は微振幅で摩擦力が大きくなり、動き出しや止まる際にスパイク波形の発生が確認された。これらの動的摩擦挙動を、*AI* 及び *SI* で解析した結果を Table 4.4 に示す。

Fig. 4.5 に、各作動油の動的摩擦定量化指標を示す。反応系添加剤である ZnDTP を用いた Oil-A と Oil-B 潤滑下では、*AI* は 0 に近い値を示した。この結果は、振幅の大小で摩擦が変化しないという反応膜系添加剤の特性を表している。また、Oil-A と Oil-B 潤滑下では、*SI* は周波数 1.5 Hz の際に 0 に近い値を示した。

Oil-C と Oil-D 潤滑下では、振幅が小さくなると摩擦が大きくなる振幅依存性が確認された。Oil-D 潤滑下では、*SI* は大きな値を示した。これは行程が変わる瞬間に、スパイク状の大きな摩擦力が発生したことを意味するものである。

以上より、4 種類の作動油の動的摩擦特性の特徴を以下のように整理した。

- ・ 反応系添加剤である ZnDTP を含む Oil-A と Oil-B 潤滑下では、*AI* と *SI* ともに 0 に近い値を示し、振幅が変化しても摩擦力は変わらない。
- ・ Oil-C と Oil-D 潤滑下では、振幅が小さくなるに伴い摩擦力は上昇する。
- ・ Oil-D の場合には、動き出しの際に大きな摩擦力を発生する。

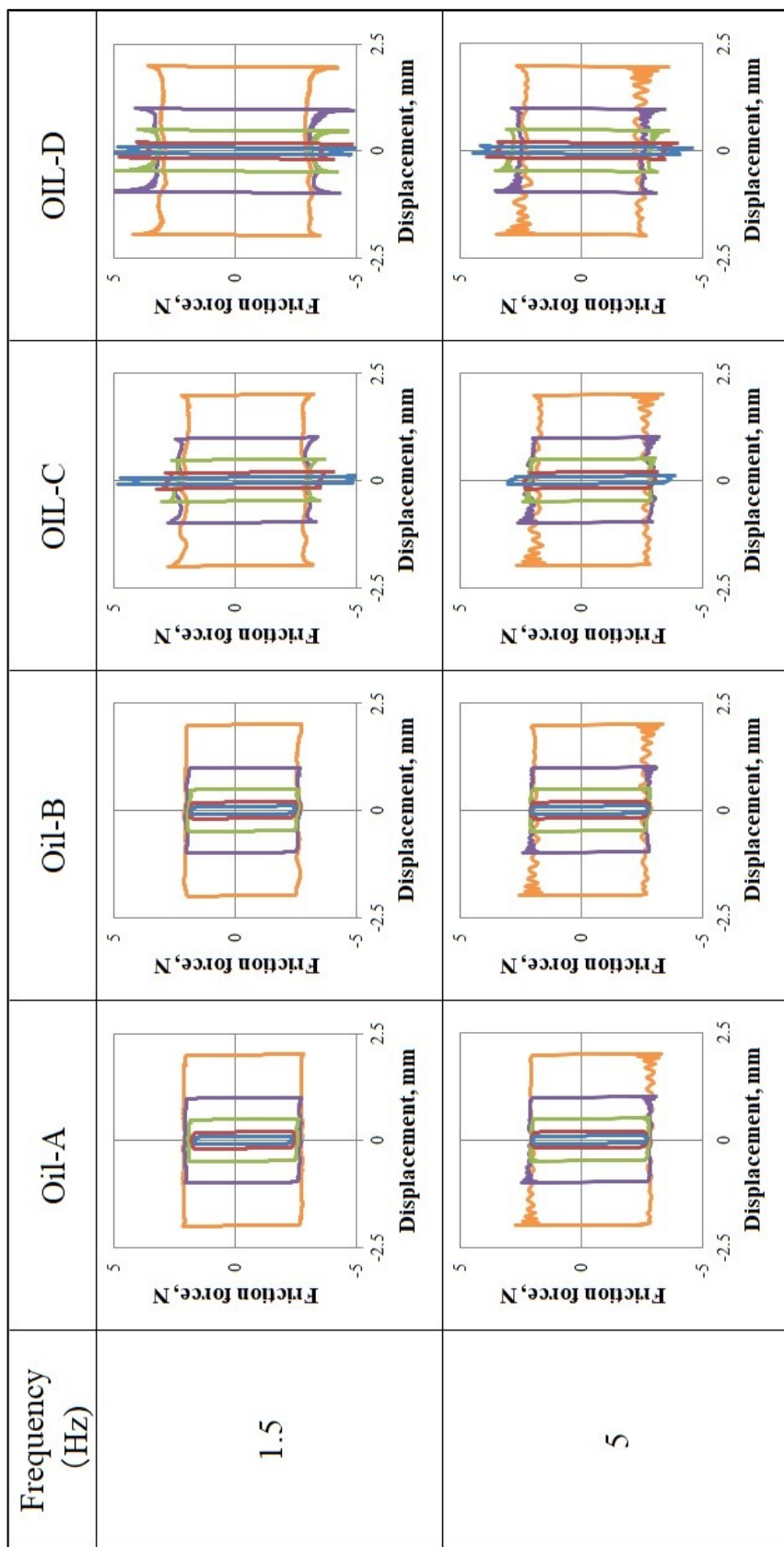


Fig. 4.4 各作動油の摩擦力-変位波形

Table 4.4 各作動油の動的摩擦定量化指標

Dynamic friction index	Frequency (Hz)	Amplitude (mm)	Oil-A	Oil-B	Oil-C	Oil-D
μ_{RMS}	1.5	± 0.1	0.08	0.09	0.19	0.19
		± 0.2	0.09	0.10	0.14	0.17
		± 0.5	0.11	0.11	0.14	0.17
		± 1.0	0.11	0.11	0.13	0.17
		± 2.0	0.12	0.11	0.12	0.15
	5	± 0.1	0.10	0.10	0.14	0.17
		± 0.2	0.11	0.11	0.12	0.16
		± 0.5	0.11	0.12	0.12	0.14
		± 1.0	0.12	0.12	0.12	0.13
		± 2.0	0.12	0.11	0.11	0.12
Spike index, Acceleration (SI_a)	1.5	± 2.0	0.02	0.04	0.23	0.23
	5	± 2.0	0.24	0.30	0.34	0.47
Spike index, Deleration (SI_d)	1.5	± 2.0	0.01	0.01	0.10	0.11
	5	± 2.0	0.02	0.04	0.04	0.11
Amplitude index (AI)	1.5	$\pm 0.1/\pm 2.0$	-0.09	-0.02	1.50	1.00
	5	$\pm 0.1/\pm 2.0$	0.01	0.08	0.57	0.88

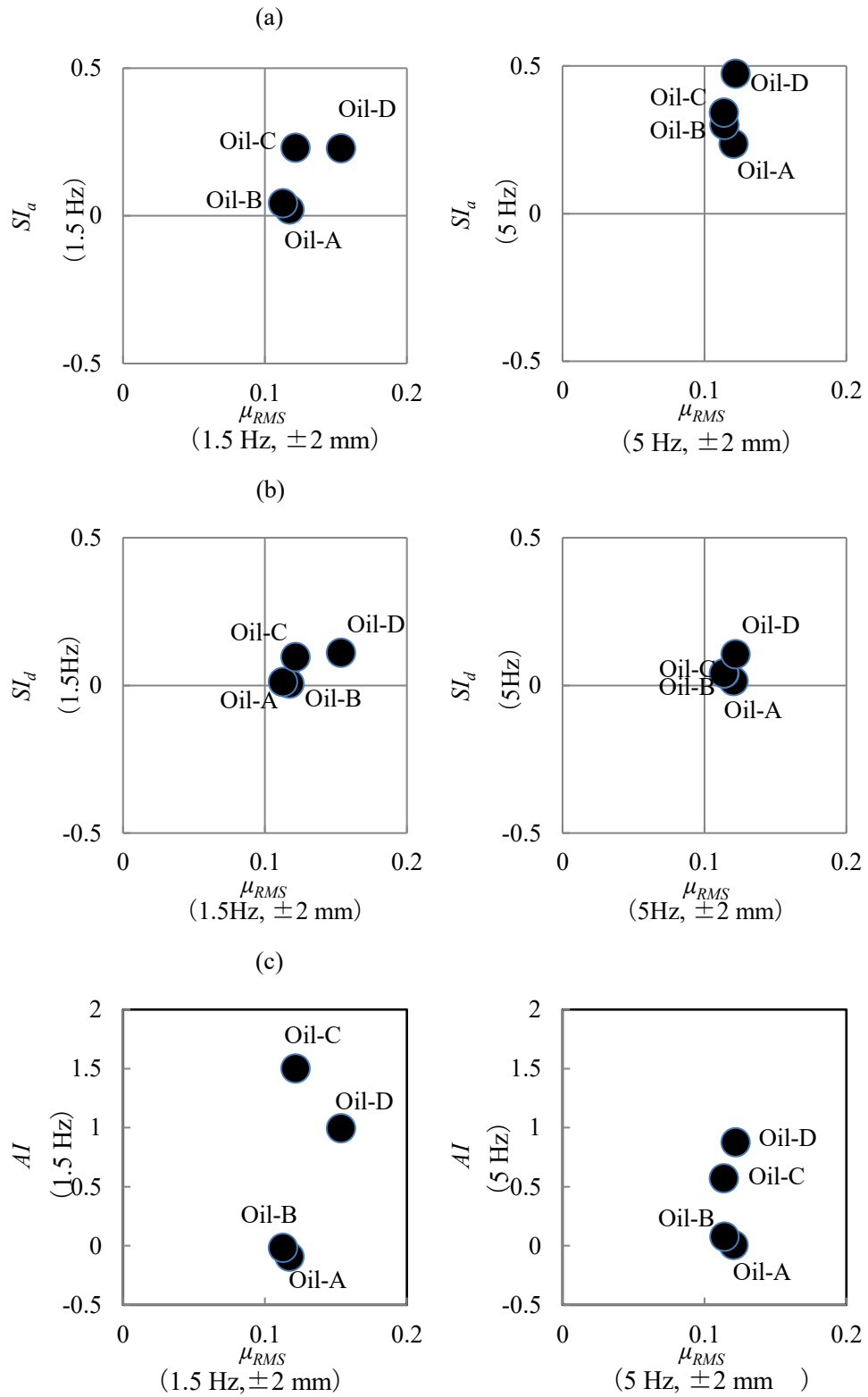


Fig. 4.5 各作動油の動的摩擦特性
 (a) $SI_a-\mu_{RMS}$ (b) $SI_d-\mu_{RMS}$ (c) $AI-\mu_{RMS}$

4.3.2 官能評価の結果

実車官能評価の結果を Table 4.5 ならびに Fig. 4.6 に示す。総合官能評点（乗り心地評点と操縦安定性評点の平均値）において、Oil-A は 3.2 点、Oil-B は 3.0 点、Oil-C は 2.0 点、Oil-D は 2.7 点であった。乗り心地と操縦安定性ともに最も評点が高かったのは Oil-A、最も評点が低かったのは Oil-C であった。乗り心地が良い作動油は操縦安定性も良いという傾向がみられた。Oil-C は乗り心地と操縦安定性がともに最も悪く、Oil-A は 2 つの官能評価がともに最も良いことが分かった。

これまで、平均摩擦係数 μ_{RMS} による摩擦調整では、乗り心地と操縦安定性は背反関係にあると考えられてきたが、使用した 4 種の作動油は、乗り心地と操縦安定性ともに同じ方向に変化させる傾向を示した。これらの結果は、これまでの平均摩擦係数 μ_{RMS} では見いだせなかった摩擦特性と官能評価との関係を、動的摩擦定量化指標を用いることで説明できることを支持するものである。

Table 4.5 各作動油による実車官能評価結果

		Oil-A	Oil-B	Oil-C	Oil-D
Ride comfort	Average	3.1	3.0	2.1	2.5
Handling stability	Average	3.3	3.0	2.0	2.8
Overall subjective score		3.2	3.0	2.0	2.7

Subjective score (Good 5 \Leftrightarrow 1 Poor)

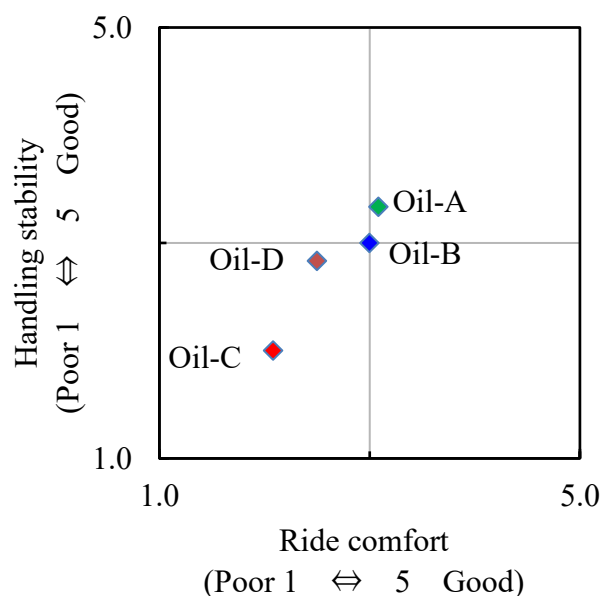


Fig. 4.6 各作動油の実車官能評価における操縦安定性と乗り心地との関係

4.4 動的摩擦定量化指標と官能評価との関係

4種類の作動油について、動的摩擦定量化指標と実車官能評価との相関を考察する。Fig. 4.7に μ_{RMS} 、 SI 、 AI それぞれに対する総合官能評点の相関グラフを示す。各相関グラフの線形近似曲線については、相関の強さを表す決定係数 (R^2) が0.5以上の場合には実線で、0.5未満の場合は点線で示した。

平均摩擦係数 μ_{RMS} の場合、最大速度が最も低くなる周波数1.5 Hz、振幅 ± 0.1 mmにおいて、総合官能評点との間に $R^2=0.68$ の負の相関が見られた (Fig. 4.7 (a))。しかし、反応系添加剤であるZnDTPを含まないOil-C及びOil-Dにおいては、 μ_{RMS} との相関はほとんど見られなかった。また、周波数5 Hzでは、平均摩擦係数 μ_{RMS} と官能評価結果には相関は見られなかった。

スパイク指標 SI の場合は、加減速 (SI_a および SI_d) とともに、周波数1.5 Hz、振幅 ± 2.0 mmの場合に、総合官能評点との間に負の相関がみられた (Fig. 4.7 (c)およびFig. 4.7 (d))。ただし、振幅 ± 2.0 mm、周波数5 Hzの場合には、相関は弱いことが分かった。総合官能評点が高かったOil-AおよびOil-Bの場合には、 SI はほぼ0に近い値を示し、スパイク状の摩擦力は発生しない。

振幅依存指標 AI の場合は、周波数1.5 Hzにおいて、総合官能評点との間に $R^2=0.92$ の強い相関が見られた (Fig. 4.7(e))。ただし、周波数5 Hzの場合には、相関は弱いことが分かった。

以上より、実車官能評点と高い相関が得られたのは、 μ_{RMS} (1.5 Hz, ± 0.1 mm)、 SI (5 Hz, ± 2.0 mm)、 AI (1.5 Hz) であった。これらの結果は、官能評価特性には、動き出しと低速時における摩擦力が大きな影響を及ぼすことを示唆するものである。微低速領域におけるショックアブソーバの減衰力は、摩擦力が支配的になることがその原因と考えられる。なお、今回評価した作動油では、 AI はすべて正の値を示し、負の値を示す場合の影響については評価ができていない。 AI が負の値を示す場合の官能評価との関係については、今後の検討課題である。

官能評価特性において明確な違いが現れたOil-AとOil-Cの作動油について、一般路相当の凹凸路面を速度60 km/hで走行した時のショックアブソーバの動作挙動を計測した。変位計をショックアブソーバに平行に取り付け、2 kHzで計測した変位量を時間微分することで動作速度を求めた。Fig. 4.8に、ショックアブソーバ動作速度の頻度分布を示す。Oil-Cの場合は、 AI と SI_a がともに大きな値を示し官能特性も良い評価が得られなかったが、ショックアブソーバの動作挙動では動作速度0近傍の頻度が大きくなることが分かった。Oil-Aの場合は、 AI と SI_a がほぼ0に近い値を示しで官能特性も良い評価が得られているが、ショックアブソーバの動作挙動では動作速度0近傍の頻度がOil-Cに比べて明らかに小さいことが確認された。これらのことから、Oil-Cの場合には、行程が切り替わる際にスティックが発生していると考えられる。このスティック現象が、官能評価における乗り心地および操縦安定性の低下に関与しているものと考えられる。動的摩擦特性が異なるOil-A

と Oil-C 潤滑下でのショックアブソーバの動作挙動について推察した結果を Fig. 4.9 に示す。Oil-C の様に作動油の AI や SI が大きい場合には、振動が減衰する過程で摩擦力が上昇するため、ショックアブソーバ動作は早く停止することになる。その結果、Oil-C 潤滑下で確認されたように、ショックアブソーバがスティックする頻度が多くなるものと考えられる。スティック状態では、路面からの振動を吸収減衰できないため、乗員に対して不快な振動を伝える結果をもたらしたものと推察される。一方で、Oil-A は振幅に伴う摩擦が一定であるため、常に一定の減衰力を発現することにより、官能特性に良い評価結果をもたらしたものと考えられる。

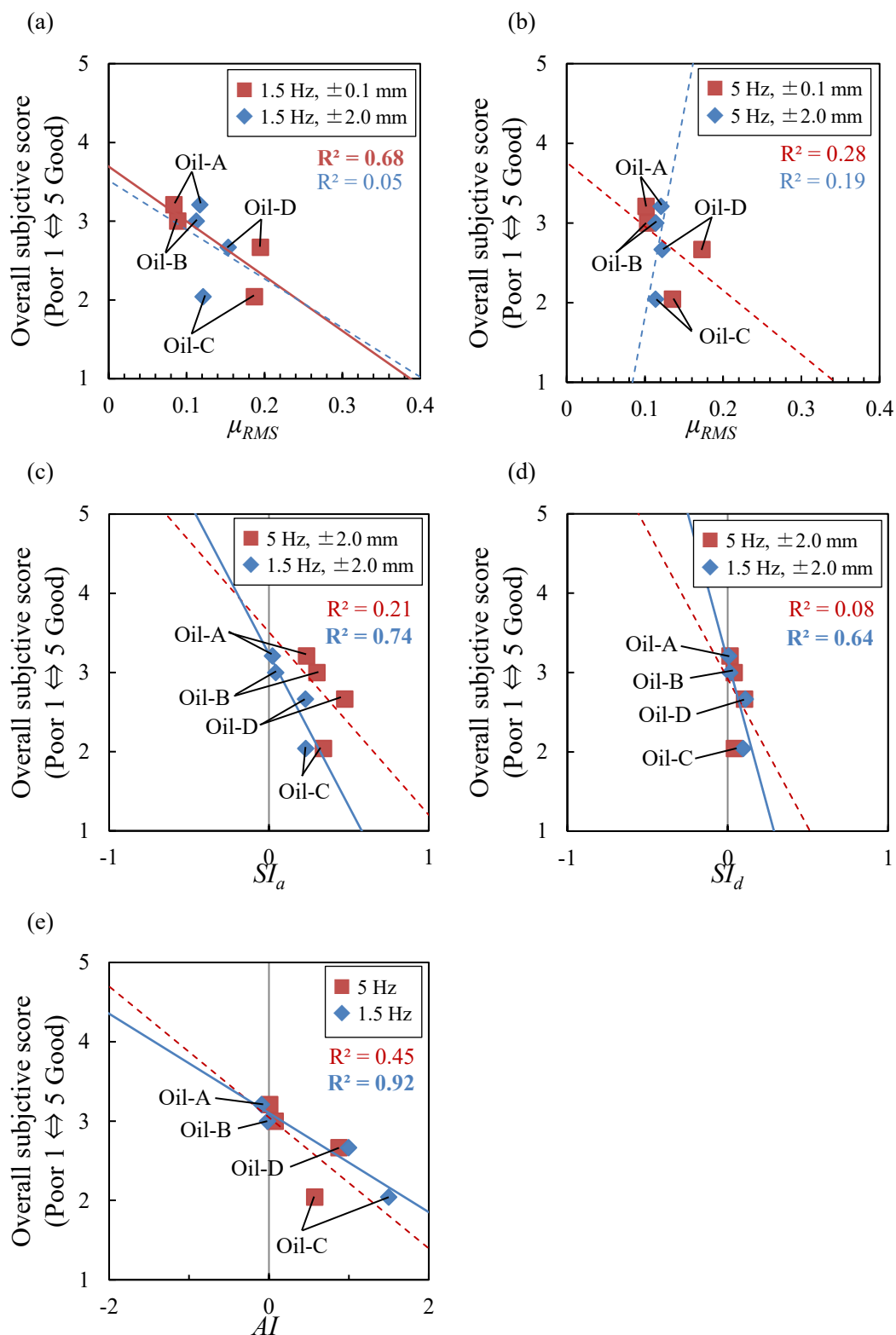


Fig. 4.7 官能評価と動的摩擦定量化指標との相関
 (a) 官能評価- μ_{RMS} (1.5 Hz) (b) 官能評価- μ_{RMS} (5 Hz)
 (c) 官能評価- SI_a (d) 官能評価- SI_d (e) 官能評価- AI

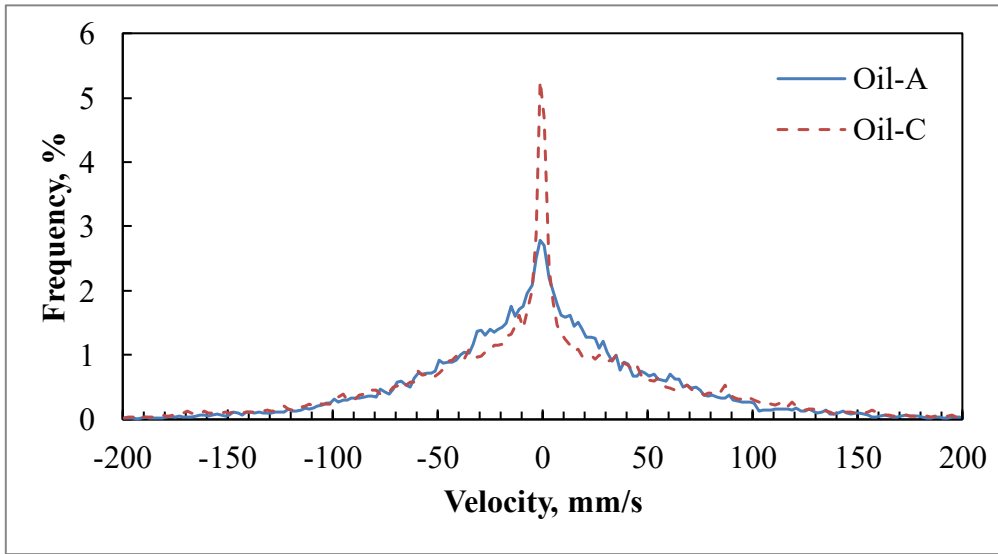


Fig. 4.8 実車によるショックアブソーバ挙動の計測結果
Oil-A と Oil-C の速度頻度分布の比較

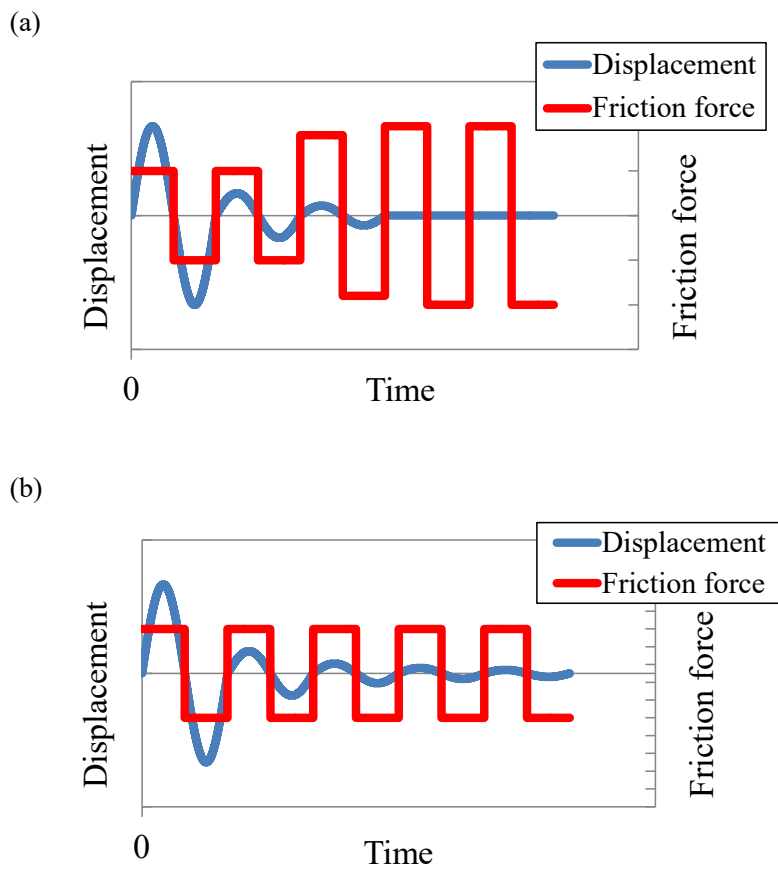


Fig. 4.9 AI の大きさがショックアブソーバ動作挙動に及ぼす影響の概念図
(a) Oil-C (AI が大きい) (b) Oil-A (AI が小さい)

4.5 結言

本章では、作動油の動的摩擦特性と車両の官能評価との相関を明らかにし、ショックアブソーバの性能向上のために必要な動的摩擦特性を把握することを目的に、第3章までの研究で得られた作動油添加剤による動的摩擦特性の調整技術を用い、官能特性との関係を調査した。得られた知見は以下の通りである。

- 1) 平均摩擦が同程度でありながら動的摩擦特性の異なる4種類の作動油を用い、実車官能評価において差異が現れることを確認した。
- 2) ショックアブソーバの官能特性と最も相関の強い動的摩擦特性は AI であった。 AI の値が0に近いほど総合官能評点は向上した。
- 3) AI が大きい値を示す場合には、ショックアブソーバにおいてスティックが発生することが、ショックアブソーバ挙動計測により確認された。このスティック現象が、総合官能評点の低下に関与するものと考えられる。
- 4) 低速領域における SI と総合官能評点との間に負の相関がみられた。 SI が0に近い値を示すほど、官能評価は良好な結果を示した。

第5章 結論

第1章では、ショックアブソーバに係る技術開発動向をもとに、本研究の目的と解決すべき技術開発課題を検討した。具体的には、近年の道路環境の改善などを背景に、ショックアブソーバが微低速・微振幅で作動する頻度が高くなり、減衰力における摩擦力の寄与率が大きくなっていることを説明した。ただし、従来の平均摩擦を指標とする手法では、実車官能評価特性との相関が得られないことから、振幅や速度が常に変化するというショックアブソーバ特有の往復しゅう動条件を考慮した動的摩擦特性の定量化が重要な鍵を握ると考えた。以上を踏まえ、動的摩擦挙動を高精度に評価する計測システムの開発および摩擦挙動の特徴を定量的に抽出する指標の必要性を述べるとともに、本研究における研究開発課題をまとめた。

第2章では、ショックアブソーバの動的摩擦特性計測システムを新たに開発し、実用化されている作動油を用いて動的摩擦特性を調べた。膨大な測定データより動的摩擦特性の特徴を抽出・定量化するため、これまでの平均的摩擦係数 μ_{RMS} に加え、新たに2つの指標：スパイク指標 (SI) と振幅依存指標 (AI)、を提案した。

第3章では、提案した動的摩擦定量化指標を使い、動的摩擦特性を調整するための作動油添加剤の処方とその特性発現原理を検討した。反応系添加剤は、しゅう動界面に形成されるトライボ反応膜により微振幅時の摩擦上昇を防ぐ効果があり、振幅依存指標 AI の調整には $ZnDTP$ の添加が有効であることを明らかにした。

第4章では、車両を用いたフィールド実験により、動的摩擦特性の異なる作動油と官能特性評価結果との関係を調べ、提案した動的摩擦定量化指標が官能評価特性との相関を考察する上で有効であることを実証した。

以上より、ショックアブソーバの性能向上に必要な動的摩擦特性の把握とそのメカニズムを明らかにするとともに、必要とされるショックアブソーバ性能を発現させるための潤滑油添加剤処方技術を確立した。なお、この成果の一部は社会実装され、製品としても高い評価を受けるに至っている。

本研究では、作動油の添加剤処方を中心にショックアブソーバの性能向上を図った。ただし、ショックアブソーバにおいてはしゅう動材の種類なども摩擦特性を支配する要因となる。そのため、次の取り組みとしては、動的摩擦定量化指標を用いてしゅう動部材料と作動油との組み合わせの最適化を図り、さらに乗り心地と操縦安定性を高い水準で両立させるショックアブソーバの開発を行う。

今後は、本研究において提案した動的摩擦定量化指標の妥当性について実験的検証を進めるとともに、これらの一連の取り組みを通して得られた知見を、マテリアル・インフォマティクス技術の活用につなげる様、データベース構築に取り組む予定である。

主論文を構成する論文

- (1) 加藤慎治, 佐々木信也 : “ショックアブソーバにおける動的摩擦特性を特徴づける評価指標の検討”, トライボロジスト, 64, 1 (2019) 55-62.
- (2) S. Kato, S. Sasaki: “Effects of hydraulic oil and lubricant additives on dynamic friction properties under various reciprocating sliding conditions”, Friction (2019). 掲載決定済 April 15, 2019
- (3) 加藤慎治, 佐々木信也 : “ショックアブソーバの摩擦特性が及ぼす自動車の官能特性への影響”, 設計工学, 54, 4 (2019) 253-264.

その他の論文

- (1) S. Hara, T. Koga & S. Kato: “Development of the DLC Film for Front Fork's Inner Tube”, No. 2007-32-0083. SAE Technical Paper (2007).
- (2) H. Oe, R. Tsuboi, S. Kato & S. Sasaki: “Tribo-film formation of lubricant additives on Cr-plated surface sliding against nitrile-butadiene rubber”, Tribology Letters, 51, 2, (2013) 253-260.
- (3) T. Nakase, M. Woydt, S. Kato, & S. Sasaki: “Benchmark of Alternative Lubricants for Hydraulic Systems. In Environmentally Considerate Lubricants” ASTM International, STP1575 (2014).
- (4) T. Nakase, M. Woydt, S. Kato, & S. Sasaki: “Lubricities of Environmentally Acceptable Lubricants with Zinc Dialkyldithiophosphate and Dibenzyl Disulfide on Tribological Properties of Plasma Electrolytic Oxidation Coated A6061-T6 Alloy under Mixed/Boundary Lubrication”, Tribology Online, 10, 1 (2015) 56-63.

<参考文献>

- [1] 中西博：“ショックアブソーバの技術動向とトライボロジー”，トライボロジスト，54，9 (2009) 598-603.
- [2] 大聖泰弘：“自動車の環境・エネルギー技術に関わる将来展望”，IATSS Review, 33, 3 (2008) 51-56.
- [3] 須田義大，青木啓二：“自動運転技術の開発動向と技術課題”，情報管理，57, 11 (2015) 809-817.
- [4] 「自動車のサスペンション」, KYB 株式会社 編, 株式会社グランプリ出版 (2013) 52-53.
- [5] 福島直人，入江南海雄，赤津洋介，佐藤正晴，高橋俊春：“油圧アクティブサスペンションによる車両の振動制御”，日本機械学会論文集 C 編 57, 535 (1991) 722-726.
- [6] 鈴木卓馬：“人間の振動特性と車速による車両ダイナミクスの変化を考慮した自動車用サスペンションの制御系設計”，博士論文，慶應義塾大学 (2011).
- [7] 吉見剛，香村伸吾，塩谷崇洋：“実走行時の車両の乗心地解析技術”，自動車技術会論文集，45, 6 (2014) 1067-1072.
- [8] S. C. Valentin, T. Tobiishi & R. Mouri: “Modeling and simulation of a vehicle suspension with variable damping and elastic properties versus the excitation frequency”, 2011 International Conference on P2P, Parallel, Grid, Cloud and Internet Computing. IEEE, (2011) 402-407.
- [9] 安井剛：“極微低速域高減衰バルブの開発”，KYB 技報，57 (2018) 50-53
- [10] 齋藤啓司：“自動車用 MR 流体ダンパの研究”，日本フルードパワーシステム学会誌，47, 6 (2016) 272-274.
- [11] F. Gakuyo, K. Komori, T. Tsukamoto, N. Sogawa & T. Nishimura: “Influence of Shock Absorber Friction on Vehicle Ride-Comfort Studied by Numerical Simulation Using Classical Single Wheel Model”, No. 2018-01-0692. SAE Technical Paper (2018).
- [12] 加藤慎治：“ショックアブソーバのトライボロジー”，KYB 技報，46 (2013) 8-12.
- [13] S. Hara, T. Koga & S. Katou: “Development of the DLC Film for Front Fork's Inner Tube”, No. 2007-32-0083. SAE Technical Paper (2007).
- [14] 玉井康勝：“潤滑油添加剤の問題”，燃料協会誌，43, 6 (1964) 470-476.
- [15] S. Jahanmir & M. Beltzer: “An adsorption model for friction in boundary lubrication”, ASLE Trans. 29 (1986) 423-430.
- [16] P. Studt: “The influence of the structure of isomeric octadecanols on their adsorption from solution on iron and their lubricating properties”, Wear, 70 (1981) 329-334.
- [17] D. W. Johnson, J. E. Hills: “Phosphate esters, thiophosphate esters and metal thiophosphates as lubricant additives”, Lubricants, 1, 4 (2013) 132-148.
- [18] 浜口仁：“潤滑油技術の進展と将来展望”，トライボロジスト，61, 10 (2016) 665-672.
- [19] 置塩直史：“油圧作動油による省エネルギー技術”，トライボロジスト，59, 7 (2014) 400-406.

- [20] 森誠之：“潤滑油高性能化のための化学的視点”，トライボロジスト，64, 3 (2019) 150-157.
- [21] 内藤康司：“潤滑油添加剤分野の最新動向”，トライボロジスト，64, 1 (2019) 5-6.
- [22] 「オートバイのサスペンション」，カヤバ工業編，山海堂 (1994).
- [23] 石崎由紀夫：“KYB 開発実験センターの紹介”，KYB 技報，43 (2011) 60-63.
- [24] 香村伸吾，塩谷崇洋：“直列剛性を有するサスペンション摩擦を考慮した乗心地解析”，自動車技術会論文集，48, 4 (2017) 845-851.
- [25] 花輪和人，田中潤，佐藤直人：“路面形状スペクトルに基づく走行時のフルビークル振動解析”，2018 年春季大会 学術講演会 講演予稿集 (2018) 1-5.
- [26] J. Lizarraga, J. A. Sala & J. Biera: “Modelling of friction phenomena in sliding conditions in suspension shock absorbers”, *Vehicle System Dynamics* 46, S1 (2008) 751-764.
- [27] 鎌倉亮介：“外付け式ソレノイド減衰力調整ショックアブソーバの開発”，KYB 技報，55 (2017) 25-30.
- [28] 工藤朋之：“自動車用セミアクティブダンパ制御の開発”，KYB 技報，54 (2017) 30-33.
- [29] 原田脩史，早川道生，平尾隆介：“乗り心地評価のためのショックアブソーバの減衰力シミュレーション”，2017 年秋季大会 学術講演会 講演予稿集 (2017) 882-888.
- [30] 村田貴夫：“ショックアブソーバ用摺動部品の開発 (Prosmooth™の紹介)”，KYB 技報，58 (2018) 25-29.
- [31] F. P. Bowden & D. Tabor: “The friction and lubrication of solids, Vol. 1”，Oxford University press (2001).
- [32] 「トライボロジー」，山本雄二，兼田槇宏，理工学社 (1998).
- [33] M. Woydt & R. Wäsche: “The history of the Stribeck curve and ball bearing steels: The role of Adolf Martens”，*Wear*, 268,11-12 (2010) 1542-1546.
- [34] D. Tabor & F.P. Bowden: “The friction and lubrication of solids, Vol. 2”，Oxford: Oxford University Press (1964).
- [35] J.R. Rice & A.L. Ruina: “Stability of steady friction slipping”，*Journal of Applied Mechanics*, 50 (1983) 343-349.
- [36] 「摩擦の物理」，松川宏，岩波書店 (2012).
- [37] 田所千治：“すべり摩擦に現れる振動の抑制に関する基礎研究”，学位論文，横浜国立大学 (2014).
- [38] 加藤仁：“びびり発生の理論的研究：第3報，ランチェスタダンパの防振効果”，日本機械学会論文集，28, 190 (1962) 737-745.
- [39] 栗屋伊智郎：“クーロン摩擦と振動制御”，日本ロボット学会誌，13, 8 (1995) 1078-1083.

- [40] 中野健：“すべり摩擦に現れる振動の対策”，トライボロジスト， 61, 7 (2016) 416-422.
- [41] 鈴木教和：“切削加工におけるびびり振動”，トライボロジスト， 61, 7 (2016) 457-462.
- [42] 稲垣 宏紀：“境界潤滑下での摩擦を利用した振動減衰に関する研究”，トライボロジー
会議秋予稿集 (2018).
- [43] 田所千治：“微小動荷重制御による摩擦振動抑制法”，トライボロジスト， 50, 11 (2005)
799-807.
- [44] J.H. Chin, & W.C. Fu: “Analysis of an electrohydraulic servo system subject to stribeck-type
friction”, International journal of systems science, 25.6 (1994) 1015-1037.
- [45] M. Iwasaki, T. Shibata & N. Matsui: “Disturbance observer-based nonlinear friction
compensation and application to table drive system”, IEEJ Transactions on Industry
Applications, 118.1 (1997) 51-57.
- [46] 伊東明美：“浮動ライナー法による各種ピストン摩擦力測定装置の比較.”，自動車技術
会論文集， 48,3 (2017) 635-640.
- [47] 則久孝志：“低面圧境界潤滑における摩擦係数の速度依存性に関する研究 (第1報)”，ト
ライボロジスト， 53, 10 (2008) 682-688.
- [48] 則久孝志：“低面圧境界潤滑における摩擦係数の速度依存性に関する研究 (第2報)”，ト
ライボロジスト， 53, 10 (2008) 689-696.
- [49] S. Adrian & D. Crolla: “The influence of damper properties on vehicle dynamic behaviour”，
SAE Transactions (2002) 505-516.
- [50] Spikes H.: “Friction modifier additives”，Tribology Letters, 60, 1 (2015) 5.
- [51] K. Ito, J. M. Martin, C. Minfray & K. Kato: “Formation mechanism of a low friction ZDDP
tribofilm on iron oxide”，Tribology Transactions, 50, 2 (2007) 211-216.
- [52] D. W. Johnson & J. E. Hils: “Phosphate esters, thiophosphate esters and metal thiophosphates
as lubricant additives”，Lubricants, 1,4 (2013) 132-148
- [53] H. Spikes: “The history and mechanisms of ZDDP”，Tribology Letters, 17, 3 (2004) 469-489.
- [54] J. M. Martin, T. Onodera, C. Minfray, F. Dassenoy & A. Miyamoto: “The origin of anti-wear
chemistry of ZDDP”，Faraday discussions, 156, 1 (2012) 311-323.
- [55] T. Zhenglin & S. Li: “A review of recent developments of friction modifiers for liquid
lubricants (2007–present)”，Current opinion in solid state and materials science, 18, 3 (2014)
119-139.
- [56] H. Oe, R. Tsuboi, S. Kato & S. Sasaki: “Tribo-film formation of lubricant additives on
Cr-plated surface sliding against nitrile-butadiene rubber”，Tribology Letters, 51, 2, (2013)
253-260.

- [57] S. Yamada: “Effect of a fatty acid additive on the kinetic friction and stiction of confined liquid lubricants”, *Tribology Letters*, 64,2 (2016)23.
- [58] 村木正芳, 大島章義: “プライマリアルキル型ジアルキルジチオリン酸亜鉛の摩擦-速度特性に及ぼすアルキル基の影響”, *トライボロジスト*, 57, 6 (2012) 417-425.
- [59] 「自動車技術ハンドブック<第1分冊> 基礎・理論編」, 自動車技術協会 (1990) 270.
- [60] 「自動車工学-基礎」, 自動車技術会 (2004) 136-147.

謝辞

本研究の遂行にあたり、ご支援およびご指導を賜りました東京理科大学工学部機械工学科 佐々木信也教授に心から感謝の意を表します。学位論文審査にあたり労をお執りくださいました、東京理科大学工学部機械工学科 荒井正行教授、小林宏教授、宮武正明准教授、理工学部機械工学科 野口昭治教授、基礎工学部材料工学科 向後保雄教授には、お忙しい中多くの貴重なご助言と暖かいご支援を賜りましたこと、厚く御礼申し上げます。

本研究はKYB株式会社に全面的にご支援いただきました。本活動のご承認を快くいただきました、取締役副社長執行役員 齋藤圭介氏、に厚く御礼申し上げます。本研究を常にバックアップしていただいた基盤技術研究所所長 井関俊道氏、材料研究室 中瀬拓也博士、オートモーティブコンポーネンツ事業部技術統轄部部長 榎本一憲氏をはじめ多くの方々に心から感謝致します。

2019年9月

加藤慎治