

論文・解説

23

湿式ペーパー摩擦材の動摩擦係数推定モデルの開発

Development of a Model for Estimating the Coefficient of Kinetic Friction of Paper-Based Wet Clutch Facing

曾利 僚^{*1}

Tsukasa Sori

胡本 博史^{*2}

Hirofumi Ebisumoto

為貝 仁志^{*3}

Hitoshi Tamegai

吉末 知弘^{*4}

Tomohiro Yoshizue

要約

自動変速機（以下、AT）を搭載した車両のドライバビリティ向上のため、湿式多板クラッチ（以下、クラッチ）の高精度制御が求められている。実現には荷重・速度・摩擦面温度依存性をもつ、クラッチの摩擦係数（以下、 μ ）を正確に推定する必要がある。しかし、逐次発生する摩擦熱によって変化する摩擦面温度の考慮は困難である。そこで、クラッチの摩擦現象が流体摩擦と境界摩擦で構成されると考え、物理モデルを構築することで各種依存性を考慮可能な高精度 μ 推定を実現した。モデル構築のため、従来、外乱の影響により実測が困難であったAT実装環境下でのクラッチ摩擦特性を、AT内部の運動方程式に基づいた計測手法を構築することで明らかにした。次に、取得したクラッチ摩擦特性を基に、流体摩擦は3D-CFD、境界摩擦は分子吸着膜のせん断応力の実験式、摩擦面温度変化は熱等価回路でモデル化し、これらを連成することで物理モデルを構築した。モデル連成は、各モデルの共通因子である摩擦対の面間距離 h をタイムステップごとに計算し、計算結果を各モデルへ入力することで実現している。本稿ではこれら取り組みについて報告する。

Abstract

To improve the drivability of vehicles equipped with an automatic transmission (hereafter referred to AT), high-precision control of multiple wet clutch (hereafter referred to clutch) is required, which requires accurate estimation of friction coefficient, μ (hereafter referred to μ) of the clutch. However, it is difficult to estimate the μ of a clutch because it is dependent on load, speed, and friction surface temperature, and changes sequentially with each operating condition. For this reason, estimation needs to be done based on its mechanism. Therefore, considering that the friction phenomenon of the clutch consists of fluid friction and boundary friction, we realized a highly accurate μ estimation that can take various dependencies into account by constructing a physical model. Specifically, fluid friction is modeled by 3D-CFD, boundary friction is modeled by the experimental equation for shear stress in adsorbed films, and friction surface temperature change is modeled by a thermal equivalent circuit, and these are coupled with the model starting from the calculation of the interplane distance, h of the friction partner. Also, the equations of motion inside the AT enabled us to measure the clutch friction characteristics under the AT mounting environment where actual measurements had been difficult due to the influence of external disturbances, and we confirmed the validity of the model through comparison with the measured results. This paper reports on that effort.

Key words : Power transmission, Automatic transmission, Clutch system, Lubricating oil, Computational fluid dynamics, Modeling, Measurement, Friction, Powertrain oscillation, Tribology

1. はじめに

自動車のATに内蔵されるクラッチは、伝達するトル

クを調整する機能を持ち、その制御によって発進、変速及び駆動源からのショックを駆動輪への伝達抑制を実現している。特に、昨今はモーターを動力源とするEVや

*1~4 技術研究所

Technical Research Center

HEVが増加しており、モーター走行はエンジン走行以上に滑らかであることから、クラッチによるショック抑制機能も従来以上に高い性能が求められる。

これら機能の高性能化には、クラッチ伝達トルクの制御性向上が必要である。クラッチ伝達トルクの制御は、クラッチ押し付け力をAT内の油圧機構を用いてコントロールし、実現している。この押し付け力は所望の要求から決まるクラッチ摩擦力をクラッチの μ で除算することで導出しており、高精度な制御の実現には、正確なクラッチの μ を計算に使用する必要がある。

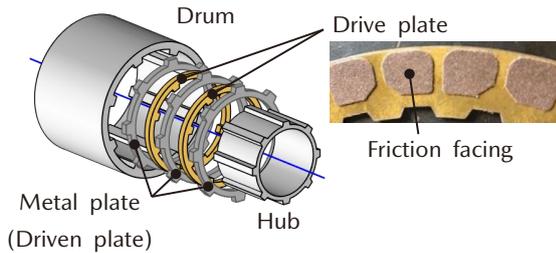


Fig. 1 Multiple Wet Clutch

クラッチは Fig. 1 に示すように、複数の湿式ペーパー摩擦材（以下、摩擦材）⁽¹⁾ を張り付けたドライブプレートと、金属製のプレート（以下、ドリブンプレート）を潤滑油中で摩擦させることで、トルクを伝達している。そのため、クラッチの μ は摩擦材の μ によって決まる。この摩擦材の μ は、特に荷重・滑り速度（以下、速度）・摩擦面温度によってその値が変化することが知られている^(1,2)。通常、クラッチの制御に用いる μ は、自動車規格（JASO-M349）の台形波試験の結果から導出する。台形波試験では設定荷重ごとの速度に対する μ 特性を計測するため、計測した μ の荷重・速度依存性は考慮できるが、温度依存性の考慮は困難である。試験結果の一例を Fig. 2 に示す。 μ の計測値である破線に着目すると、0~1秒では一点鎖線で示した速度の増加に伴い μ が変化する速度依存性と、1~2秒の速度の変化に依らない μ の変化が見られる。そのため、 μ の荷重・速度依存のみに着目したモデル化では、実特性と誤差が生じる。今回、この速度変化に依らない μ の変化は、摩擦面温度依存性に起因すると考える。これは、速度一定であってもスリップによって発生する摩擦熱により、摩擦面温度が変化するとの考えによる。

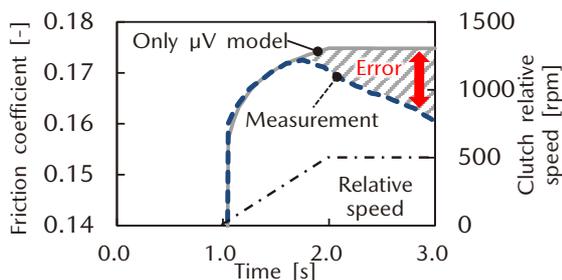


Fig. 2 Current State of μ Model

そこで本報告では、逐次変化する摩擦材の μ を高精度に推定可能とするモデルの構築を目的とし、 μ の摩擦面温度依存性を考慮可能な物理モデルを構築する。その取り組みとして、2章ではAT実装環境下での摩擦材の μ の荷重・速度・摩擦面温度依存性について、3章ではモデル構築について報告する。

2. AT 実装環境下における摩擦材の動摩擦特性

2.1 実験環境

AT実装環境下における、摩擦材の動摩擦特性計測に用いた実験環境の概略図を Fig. 3 に示す。計測には、マツダ製 FF6 速ATを使用し、実車代替ベンチへ搭載することで図に示す実験環境を構築する。計測対象としたクラッチの構成は、ドライブプレート3枚、ドリブンプレート4枚である。また、ドリブンプレートにはサーミスターを取り付け、得られた温度を摩擦面温度とする。

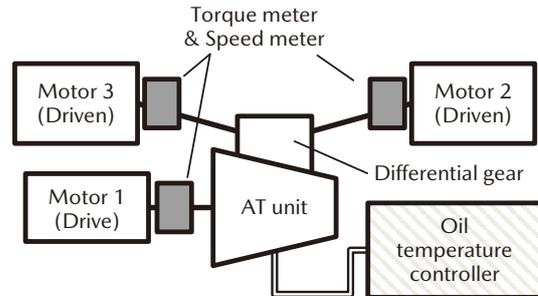


Fig. 3 Experiment Environment

2.2 AT実装環境下における動摩擦特性の計測手法開発

AT実装環境下における、動摩擦特性の荷重・速度・摩擦面温度依存性を明らかにするため、台形波試験を参考にす。実施する計測条件は、計測中荷重を一定とし、クラッチの速度は Fig. 4 に示す試験パターンとする。この計測条件は、摩擦面温度の計測を同時に行った場合、加速領域では速度変化による μ 変化が、保持領域では摩擦面温度の上昇による μ 変化が顕著となるため、複合的な μ の各種依存性の切り分けが可能となる。

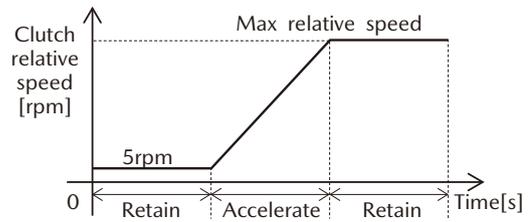


Fig. 4 Test Pattern

SAE No.2 試験機を始めとした一般的なクラッチ単体での摩擦特性試験機は、クラッチと計測用モーターが直結されており、直接的にクラッチ伝達トルク T_d と速度 V を計測することが可能である。しかし、Fig. 5 に示すよう

に、AT 実装環境下では、計測用モーターとクラッチとは、遊星歯車やトルクコンバーター、油圧ポンプ等のさまざまな機械要素（青枠部）を介して接続されている。そのため、摩擦特性計測時には、各要素の慣性トルクや定常トルクがロストトルクとなる。

AT の基本方程式は式(1)に示すとおり、AT 入出力トルク T_{in} , T_{out} とロストトルク L が 1 本の式で記述されるため、クラッチ伝達トルクとロストトルクの切り分けは困難であり、従来の計測ではロストトルクの原因となる機械要素を物理的に取り除く他なかった。

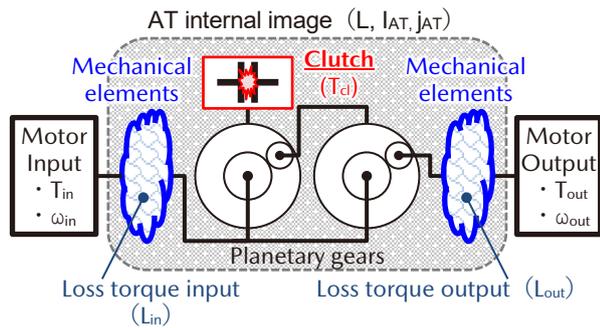


Fig. 5 Image Diagram of AT Internal Structure

$$I_{AT} \frac{d}{dt} \omega_{in} = T_{in} - L - j_{AT} T_{out} \quad (1)$$

ここで、 I_{AT} は AT 全体のイナーシャ [kgm²], ω_{in} は AT 入力回転数 [rad/s], j_{AT} は AT 全体のギア比 [-] である。

この機械要素を物理的に取り除いた計測では、クラッチの周辺環境が実際の AT 実装状態から変化してしまうため、機械要素を取り除くことなく、クラッチ摩擦特性計測を実現する手法が必要である。手法構築にあたり、僅かでもクラッチに速度が生じている場合、AT 内の運動方程式が式(2), (3)の 2 本となることに着目する。この場合、AT 入出力トルク T_{in} , T_{out} ごとに AT 入出力とクラッチ間の定常トルク L_{in} , L_{out} 及び慣性トルクが足し算の関係となり、以下の手法にてロストトルクを補正できる。

$$T_{in} = I_{in} \frac{d}{dt} \omega_{in} + L_{in} + j_{in} T_{cl} \quad (2)$$

$$T_{out} = j_{out} T_{cl} - I_{out} \frac{d}{dt} \omega_{out} - L_{out} \quad (3)$$

ここで、 I_{in} , I_{out} は AT 入出力とクラッチ間のイナーシャ [kgm²], ω_{out} は AT 出力回転数 [rad/s], j_{in} と j_{out} は AT 入出力とクラッチとのギア比 [-], T_{cl} はクラッチ伝達トルク [Nm] である。

補正対象であるロストトルクのみを計測するため、クラッチ完全開放状態にて、摩擦特性計測と同パターンの計測を行う。この計測では、 T_{cl} をほぼ 0 と考えられるため、AT 内の機械要素を取り除くことなく、ロストトルク T'_{in} を取得可能となる。ロストトルク計測時の AT 入力側の運動方程式は式(2)より、式(4)となる。

$$T'_{in} = I_{in} \frac{d}{dt} \omega_{in} + L_{in} \quad (4)$$

また、本計測は AT の計測法として一般的ではない AT 入出力モーターの同時速度制御を用いることで、クラッチの開放・締結の状態によらず、計測モーターとクラッチの速度との関係を AT 内のギア比のみで決まるようにする。これにより、Fig. 4 の試験パターンをクラッチ伝達トルクに依らず実現できる。

式(2)と式(4)の差を取り、ギア比を考慮することで、AT 実装環境下における T_{cl} を取得できる。AT 出力側についても同様の考えを適用することで、式(5)を得る。

$$T_{cl} = \frac{1}{j_{in}} (T_{in} - T'_{in}) = \frac{1}{j_{out}} (T_{out} - T'_{out}) \quad (5)$$

また、 T_{cl} にクラッチの有効半径 r , 荷重 N , ドライブプレート枚数 d , ドライブプレート 1 枚当たりのスリップ面数: 2 を考慮することで、AT 実装環境下におけるクラッチの μ を導出できる。

$$\mu = \frac{T_{cl}}{2drN} \quad (6)$$

2.3 計測手法の妥当性確認

クラッチ締結状態での T_{in} 計測結果、ロストトルク T'_{in} の計測結果及び推定した AT 実装環境下におけるクラッチ伝達トルク T_{cl} の一例を Fig. 6 に示す。ロストトルク T'_{in} に着目すると、クラッチの角加速度が 0 である 0~1 秒, 2~3 秒の区間では、ロストトルクの定常成分 L が現れている。また、定常トルクの大きさが区間ごとに異なっていることから、 L の速度依存も計測できている。

角加速度をもつ 1~2 秒の区間では、他区間よりも T'_{in} が大きくなっており、式(4)から慣性トルクが表れていることが分かる。

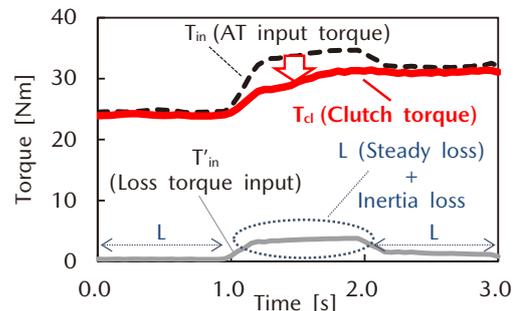


Fig. 6 AT Input Torque and Loss Torque

AT 入出力それぞれから推定したクラッチ伝達トルクを比較した結果の一例を Fig. 7 に示す。AT 入力側から補正した結果（実線）と AT 出力側から補正した結果（破線）の誤差は 3.3% 以下と十分小さく、対象とするクラッチ伝達トルクを、異なるトルク経路から計測、補正した結果が良く一致している。これは、式(5)を満たしており、本計測手法の妥当性を確認できた。

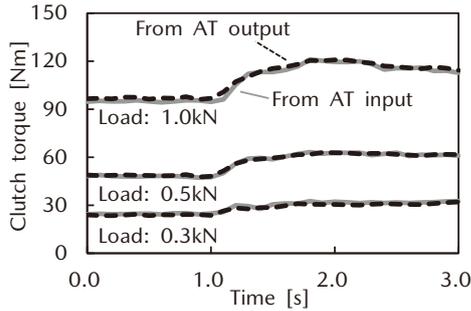


Fig. 7 Comparing Correction Values between AT Input and AT Output

2.4 AT 実装環境下における動摩擦特性の計測

AT 実装環境下における動摩擦特性を広い条件にて明らかにすることを目的とし、自動車に搭載された際の AT 実使用領域を参考に、計測条件の設定を行う。計測条件を Table 1 に示す。

計測したクラッチ伝達トルク T_{cl} から式(6)を用いて μ を導出し、その荷重・速度・摩擦面温度との関係について整理した (Fig. 8)。これにより、従来困難であった AT 実装環境下における、摩擦材の μ の荷重・速度・摩擦面温度依存性を明らかにした。

Table 1 Measurement Conditions

Load [kN]	: 0.1, 0.3, 0.5, 1.0, 1.4
Oil temperature [°C]	: 40, 80
Max relative speed [rpm]	: 100, 500

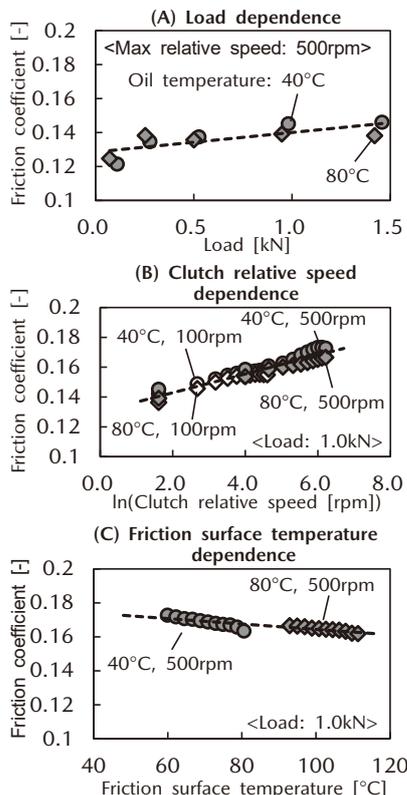


Fig. 8 Experimental Result of μ

3. μ 推定モデルの構築

3.1 μ 推定モデルの構築方針

2章にて得た AT 実装環境下での、 μ の荷重・速度・摩擦面温度依存性を考慮可能な μ 推定モデルの構築を行う。モデルの構築にあたり、摩擦材の摩擦現象について、その全体像を整理し、概念図を作成する。概念図を Fig. 9 に示す。

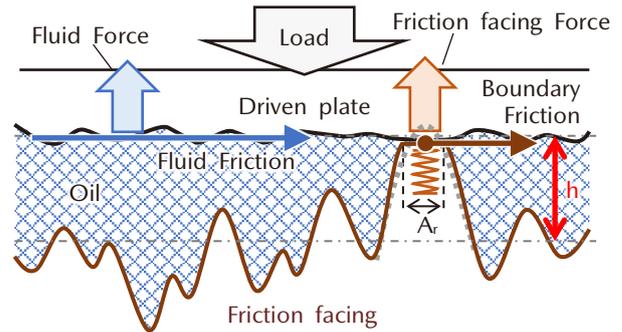


Fig. 9 Conceptual Diagram of Friction Facing Surface

作成した概念図より、摩擦力はスリップ面の潤滑油に起因する流体摩擦力と、摩擦材とドリブプレートとの接触に起因する境界摩擦力の足し合わせであると考えられる。流体摩擦のせん断応力 s_f 、境界摩擦のせん断応力 τ 、見かけの接触面積 A 、粗さ突起によるミクロスケールでの接触面積である真実接触面積 A_r を用いて、摩擦材の摩擦力 F は式(7)となる。

$$F = (A - A_r) s_f + A_r \tau \tag{7}$$

式(7)より、 μ 推定モデルの構築には流体摩擦力、境界摩擦力それぞれのモデルを構築し、適切に連成させる必要がある。そこで、流体・境界摩擦力共通の制御因子である摩擦対の面間距離 h を連成の起点とする。具体的には、押し付け荷重と、流体・摩擦材それぞれの反力との力のつり合いから、押し付け荷重に対応する h を導出する。導出した h を用いて、流体・境界摩擦力をそれぞれ計算することで、 μ の荷重依存性を考慮可能とする。

また、 μ の摩擦面温度依存性を考慮するため、摩擦熱によるスリップ面周辺の温度変化をモデル内にて再現する必要がある。そこで AT 実装環境下の熱等価回路を構築し、摩擦力とクラッチの速度から計算した発熱量を入力として、摩擦面温度の計算を行う。計算した摩擦面温度を h の計算と摩擦力の計算へフィードバック (F/B) させることで、摩擦状態により逐次変化する摩擦面の温度を考慮可能とする。

以上の考え方にて構築した摩擦力計算ブロックを、Fig. 10 に示す。図中の各構成要素の詳細な計算方法と、その統合方法について、以降で説明する。

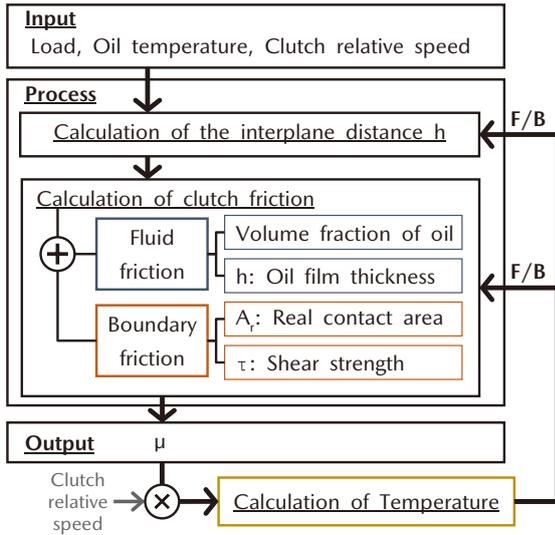


Fig. 10 Block Diagram of μ Model

ここで、 μ の速度、摩擦面温度依存性の再現にあたり、式(6)中の流体せん断応力 s_f が式(7)に示すニュートンの粘性法則に則ると仮定する。すると、 s_f は速度依存性を持ち、かつ粘度 η は温度依存性をもつ。また、見かけの接触面積 A が真実接触面積 A_r よりも十分に大きい⁽³⁾ ことから、摩擦材の摩擦現象における流体摩擦力の寄与率が大きく、 μ の速度、摩擦面温度依存性を説明できる可能性がある。そこで、寄与率が大きいと考えられる流体摩擦力について、摩擦材の形状を考慮可能な 3D-CFD のモデル構築と、解析を実施し、 μ の荷重・速度・摩擦面温度依存性を考慮可能な μ 推定モデルの構築を試みる。

$$s_f = \frac{\eta V}{h} \quad (8)$$

3.2 流体摩擦力モデルの構築

摩擦材の形状を考慮した流体摩擦力を計算可能とするため、3D-CFD モデルを構築する。モデル構築にあたり、面間距離 h の導出が必要である。そこで Fig. 9 より、スリップ面では摩擦対それぞれの表面粗さの間に油膜が形成されると考え、表面粗さの中央値から h を導出する。そこで、摩擦材とドリブンプレートの表面粗さと圧縮特性の計測を行う。表面粗さの計測結果を Fig. 11 に示す。計測結果より、クラッチへ印加する荷重が小さい場合は、摩擦材とドリブンプレートの表面粗さの中央値の和より、 h は $24.2 \mu\text{m}$ ($23.8 \mu\text{m} + 0.4 \mu\text{m}$) とし、荷重が高い場合は、表面粗さと圧縮特性から計算した値: $20.0 \mu\text{m}$ となる。

導出した h とドライブプレートの形状から構築した 3D-CFD モデルを Fig. 12 に示す。CFD ツールは Simcenter STAR-CCM+ を用いる。Fig. 12 のカウンター図はシミュレーション領域における潤滑油の体積分率である。解析条件は、 h : $20 \mu\text{m}$ 、潤滑油温: 80°C 、クラッチ差回転: 500rpm である。なお、モデルの解法、メッシュ条件等については文献(4)に示す。

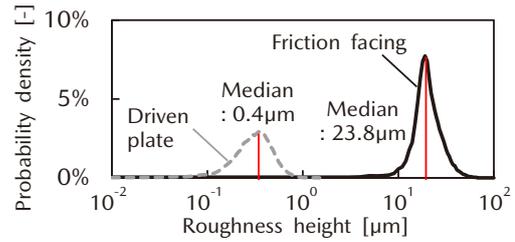


Fig. 11 Measurement Results of Surface Roughness

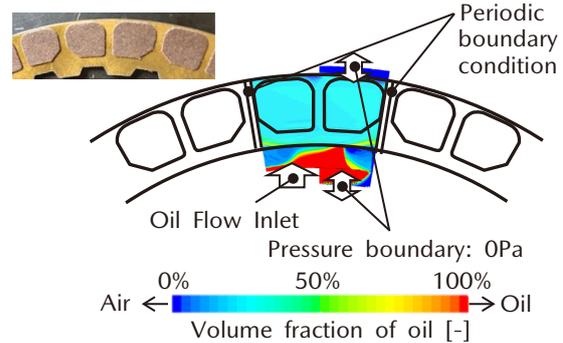


Fig. 12 CFD Model

今回モデル化対象としたクラッチは、2枚の摩擦材のペアが線対称に配置されており、そのペアが等間隔でリング状のプレートに貼り付けられたものである。そこで摩擦材のペア1対とその周辺のみをモデル化対象とし、周期境界条件を設定することで、ドライブプレート全体を表現する。また、クラッチ内周側の境界条件はクラッチ面間へ潤滑油を供給する流量境界と、大気開放を想定した 0Pa の圧力境界を並列に配置する。外周側は大気開放を想定した 0Pa の圧力境界を配置する。

構築したモデルの解析結果より、流体摩擦力は速度、温度依存性をもつこと、 h による変化から荷重依存性をもつことを確認した。解析結果を Fig. 13 に示す。Fig. 13 はクラッチ伝達トルクとの比較のため、流体摩擦力をトルクに変換して示す。

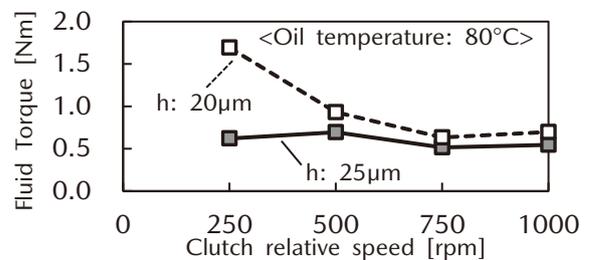


Fig. 13 Simulation Result of CFD Model

また、流体摩擦力にて μ の各種依存性を説明できるか検証するため、2章での計測結果における流体摩擦力の寄与率を導出し、Fig. 14 に示す。その結果、今回の計測範囲においては流体摩擦力の寄与率は最大でも 6% 程度と非常に小さく、 μ の各種依存性を流体摩擦力のみで説

明できない。

この結果より、摩擦材の摩擦現象では境界摩擦の寄与が支配的である。つまり、高精度な μ 推定の実現には、境界摩擦力の荷重・速度・摩擦面温度依存性のモデル構築が必要である。

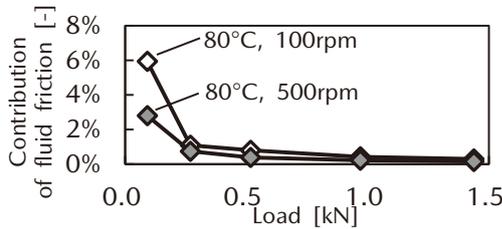


Fig. 14 Contribution of Fluid Friction Force to μ

3.3 真実接触面積の計測

境界摩擦モデルを構築するにあたり、式(7)の右辺第2項より、境界摩擦力は真実接触面積 A_r とせん断応力 τ との積で決まる。ここで、 A_r は荷重によって変化することが報告⁽³⁾されていることから、境界摩擦力が荷重依存性をもつことが考えられる。そこで、 A_r の荷重依存性について計測を行う。計測は、摩擦材をサファイアガラスに押し付け、接触面の画像をレーザー共焦点顕微鏡にて取得する。得られた画像データを二値化し、接触部の積算を行う。 A_r を見かけの面積 A で除した、真実接触面積割合の荷重依存性をFig. 15に、二値化画像の一例をFig. 16に示す。

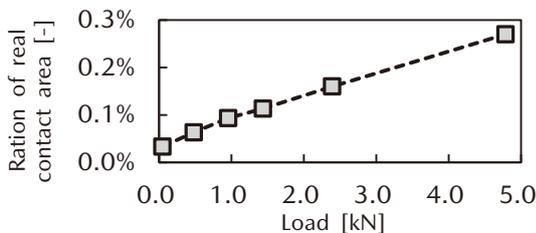


Fig. 15 Load Dependence of Real Contact Area Ratio

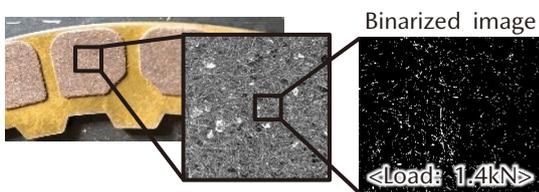


Fig. 16 Binarized Image of Friction Facing Contact Area

3.4 境界摩擦のせん断応力モデル構築

境界摩擦におけるせん断応力 τ は、母材同士での接触のみならず、潤滑油中に含まれる添加剤分子等が形成する境界潤滑膜を介した接触も考慮する必要がある。ここで、3.2節で示したように、摩擦材の摩擦現象では境界摩擦の寄与が支配的であるため、せん断応力 τ が荷重・速度・摩擦面温度依存性をもつと考える。そこで、 τ が

これら依存性をもつとしたBriscoeとEvansのLangmuir-Blodgett膜に対する実験式⁽⁵⁾を参考にモデル構築を行う。Briscoeらの実験式を式(9)~(11)に示す。

〔出典：文献(5)〕

$$\tau = \tau_0 + \alpha P \quad \text{at constant } V, T \quad (9)$$

$$\tau = \tau'_0 - \beta T \quad \text{at constant } V, P \quad (10)$$

$$\tau = \tau''_0 + \theta \ln(V) \quad \text{at constant } P, T \quad (11)$$

ここで、 P は荷重を見かけの面積で除した圧力、 T は摩擦面温度、 V は速度、 τ_0 、 τ' 、 τ''_0 、 α 、 β 、 θ は定数である。

Briscoeらの実験式は、ステアリン酸等によって形成される分子膜のせん断応力の実験結果より導出している。また、Briscoeらは、文献(5)中でEyringの絶対反応速度論を基に、式(12)に示す理論式を構築することで、式(9)~(11)を説明している。

$$\tau = \frac{kT}{\phi} \ln\left(\frac{V}{V_0}\right) + \frac{1}{\phi}(Q' + P\Omega) \quad (12)$$

ここで、 k はボルツマン定数、 ϕ 、 Ω は体積の次元をもつ定数、 V_0 は速度の次元をもつ定数、 Q' は活性化エネルギーである。

このBriscoeらの理論式より、せん断応力 τ の速度、温度依存性は、潤滑油中の添加剤が構成する分子膜の剥離と再吸着のバランスに起因すると考える。概念図をFig. 17に示す。

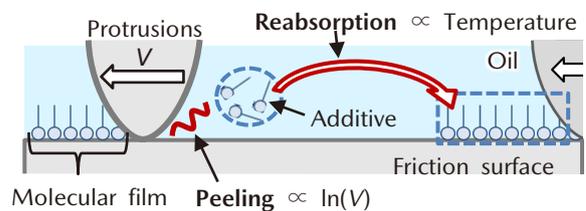


Fig. 17 Conceptual Diagram of Peeling and Adsorption Molecular Film

Fig. 8に示すAT実装環境下での μ の荷重・速度・摩擦面温度の依存傾向は、Briscoeらの実験式(式(9)~(11))と一致していることから、境界摩擦のせん断応力のモデル式は、それらを集約し、式(13)の形とする。式中の a 、 b 、 c は荷重依存性をもつ。

$$\tau = a_{(P)} + b_{(P)} \ln(V) - c_{(P)} T \quad (13)$$

式(13)は厳密にはオリジナルのBriscoeらの実験式と異なっている。具体的には、速度と摩擦面温度の関係において、式(12)では速度と温度とが積の関係であるのに対して、式(13)では差の関係となっている。これは、今回計測したクラッチの速度が、Briscoeらの実験における速度に対して桁違いに大きいため、式(12)の右辺第1項にある自然対数の効き方が逆方向となり、そのままの形では用いることができなかったためである。これにつ

いては、更に物理的意味合いに踏み込んだ、より適切なモデル適用法の検討が今後の研究課題と考える。

3.5 摩擦面温度推定モデルの構築と統合計算への反映

μ の温度依存性を考慮するには、スリップにより逐次変化する摩擦面温度を推定する必要がある。そこで、Fig. 1 のクラッチの構造から、AT 実装環境下の熱等価回路モデルを構築する。モデル構築には、マルチドメイン 1D シミュレーションツールである ESI ITI 社の SimulationX を用いる。Fig. 18 にモデルの構成を、Table 2 に計算条件を示す。

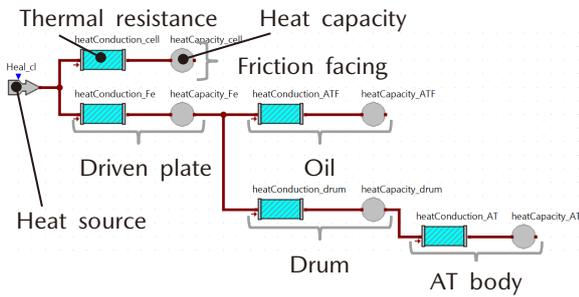


Fig. 18 Clutch Feat Flow Model

Table 2 Analysis Condition

	Thermal resistance [K/W]	Heat capacity [J/K]
Friction facing	8.6	80.1
Driven plate	0.67	0.7
Oil	24.2	0.9
Drum	166.7	1.0
AT body	166.7	9.9

計算の結果、Fig. 19 に示のように、構築したモデルにてスリップにより逐次変化する摩擦面温度を再現することができている。

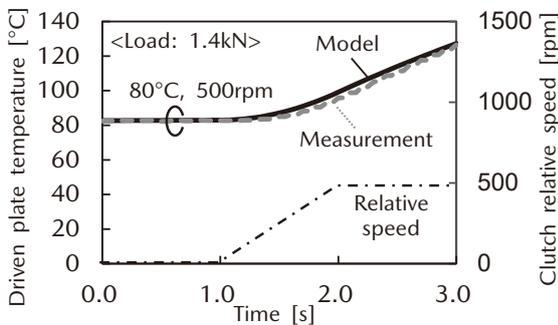


Fig. 19 Measurement and Simulation Result of Driven Plate Temperature

Fig. 10 に示すように、本モデルから得られる摩擦面温度を摩擦力計算、荷重分担計算へフィードバックする統合計算モデルを構築することで、 μ の摩擦面温度依存性を考慮可能とする。

4. 構築した μ 推定モデルの妥当性検証

3 章にて構築した μ 推定モデルの妥当性を検証するため、計測結果との比較を行う。計算条件は計測条件 (Table 1) と同一とする。比較の結果、Fig. 20 に示すとおり、構築したモデルが逐次変化する μ 特性をよく再現している。特に、本モデルは、従来困難であった μ の摩擦面温度依存性を考慮可能することで、2~3 秒の区間における μ の低下を再現できている。また、2 秒付近では、速度依存性と摩擦面温度依存性の双方を考慮することで、計測結果をよく再現することができている。

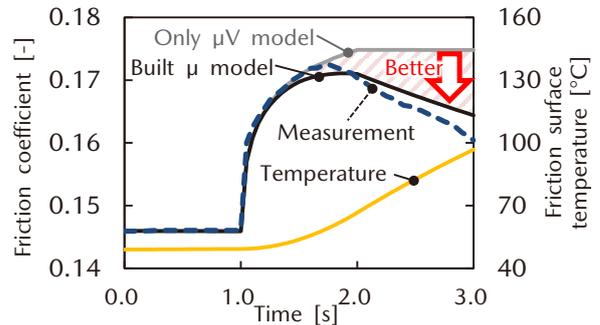


Fig. 20 Comparison of Model and Measurement Results

次に、Table 1 に示す広い計測条件全体でのモデル妥当性検証を行う。検証は、当初の目的であったクラッチの制御性向上への効果に着目するため、クラッチ伝達トルクにて実施する。クラッチ伝達トルクの予実差の最大値を計算条件ごとに取得し、横軸に荷重を取り整理した結果を Fig. 21 に示す。予実差は全域で $\pm 4\text{Nm}$ 以内に収まっており、モデルが精度よく実測値を再現している。これは駆動源からのショックをドライバーに感じさせない制御の実現に対して十分な精度である。

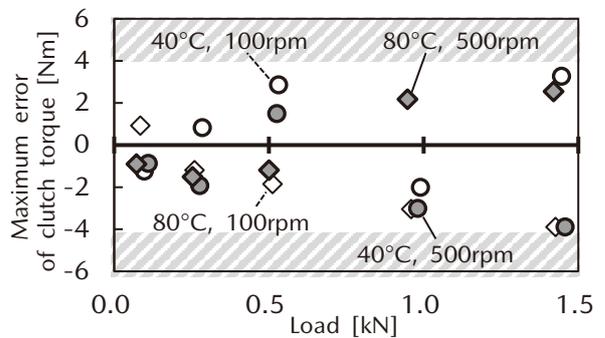


Fig. 21 Model Validation Results

5. 結論

本報告では、AT 実装環境下における摩擦材の高精度 μ 推定を目的とし、実験から μ の荷重・速度・摩擦面温度依存性を明らかにし、 μ の温度依存性を考慮可能な物理

モデルを構築した。その成果と得られた知見は以下のとおりである。

1. AT実装環境下において、周囲の部品の影響を受けることなくクラッチ摩擦特性のみを計測する技術を構築した。
2. 荷重・速度・摩擦面温度依存性をもつ摩擦材の μ 特性について、その摩擦現象は流体摩擦と境界摩擦で構成されると考え、それぞれの各依存性のモデル化と、共通の制御因子である面間距離 h の計算によるモデル連成、及び逐次発生する摩擦熱の各モデル計算への反映によってモデルを構築した。
3. 構築したモデルにて、ATの実使用領域を参考に設定した広い範囲での高精度な μ 推定を実現した。

6. 謝辞

今回の成果は、国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）の助成事業（JPNP12004）の結果得られたものです。この場を借りて、御礼を申し上げます。

参考文献

- (1) 三好：湿式クラッチ，トライボロジスト，Vol.47，No.9，pp.699-704（2002）
- (2) 釘宮：ATF添加剤および摩擦材構成成分の μ - v 特性に及ぼす影響，トライボロジスト，Vol.45，No.5，pp.387-395（2000）
- (3) 江口ほか：湿式ペーパー摩擦材の真実接触部解析（第1報），トライボロジスト，Vol.57，No.11，pp.768-776（2012）
- (4) 胡本ほか：湿式多板クラッチの高回転における引き摺りトルク上昇の検討，自動車技術会論文集，Vol.52，No.3，pp.568-573（2021）
- (5) B. J. Briscoe et al.: The shear properties of Langmuir-Blodgett layers, Proc. R. Soc. Lond. A380, pp.389-407（1982）

*©2023 Siemens

Simcenter STAR-CCM+ 製品は Siemens の登録商標です。

■著者■



曾利 僚



胡本 博史



為貝 仁志



吉末 知弘