

湿式ペーパ摩擦材の動摩擦特性に及ぼす荷重・速度・摩擦面温度の影響

Effects of Load and Velocity, Surface Temperature on Friction of Paper-Based Wet Clutch Facing

マツダ（正）*曾利 優 マツダ（非）胡本 博史 マツダ（非）為貝 仁志 マツダ（非）吉末 知弘

Tsukasa Sori, Hirofumi Ebisumoto, Hitoshi Tamegai, Tomohiro Yoshizue

Mazda Motor Corporation

1. 緒言

自動車の自動変速機（以下、AT）に内蔵される湿式多板クラッチ（以下、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や変速時のショック^{1,2)}、及び、動力源からのショック（エンジンの燃焼振動等）が駆動輪に伝達しないようにしている。特に昨今はモータを動力源とするEVやHEVが増加しており、モータ走行はエンジン走行以上に滑らかである事より、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。ここで、クラッチの制御は所望の要求から決まるクラッチ摩擦力をクラッチの摩擦係数で除して得られるクラッチ押し付け力を制御対象とし、AT内の油圧機構を用いて制御している。よって高精度なクラッチ制御の実現には、正確なクラッチの摩擦係数を計算に使用する必要がある。

クラッチはFig. 1に示すように、複数の湿式ペーパ摩擦材^{3,4)}（以下、摩擦材）と金属製のプレート（以下、ドリブンプレート）を潤滑油中でしううさせ、摩擦力を得ている。そのため、クラッチの摩擦係数は、摩擦材の摩擦係数 μ によって決まる。この摩擦材の μ は荷重、滑り速度、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^{5,6,7,8)}。ここで、 μ の評価方法として一般に知られる、自動車規格（JASO-M349）にて規格化された台形波試験では、設定荷重毎での μ の滑り速度に対する特性を計測している。そのため、この試験で得られる特性より μ を推定するとなると、Fig. 2の太線のように設定荷重毎での滑り速度に対する依存特性は表現できるものの、点線の実特性にあるような、滑り速度を維持した場合に μ が減少していく特性が表現されない。その原因の一つとして、台形波試験では μ の摩擦面温度に対する依存性が、滑り速度の依存性に内在して計測されていることが考えられる。

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。モデルの構築にあたり、まずはAT実装環境下でのクラッチの動摩擦特性計測から、その荷重、速度、摩擦面温度依存性を明らかにする。得られた摩擦特性の計測結果と摩擦材の表面粗さや圧縮特性等の計測結果より、流体摩擦力、固体摩擦力それぞれの計算モデルを構築する。最後に、運転条件毎に変化する荷重分担の計算を要とし、それぞれの摩擦力モデルの統合計算を行うことで、逐次変化する μ を高精度に推定可能とするモデル構築を行う。その結果について、以下に報告する。

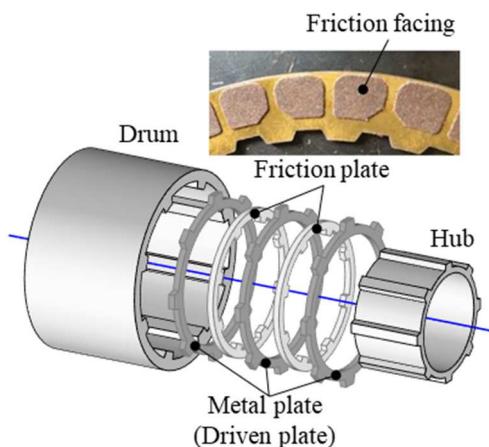


Fig. 1 Wet multi plate clutch

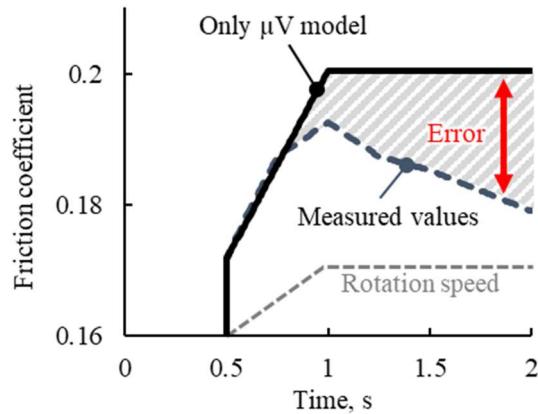


Fig. 2 Current state of μ model

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事で実験環境を構築する。また、計測対象としたクラッチの構成は、摩擦材を貼り付けたプレート（以下、ドライブプレート）3枚、ドリブンプレート4枚にて構成している。

今回、摩擦面温度としてドリブンプレートに対しサーミスタを取り付け、温度計測を行う。サーミスタの取り付け位置をFig. 4に示す。

2.2 AT 実装環境下における動摩擦特性計測法

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、JASO M349 にて規定される台形波試験を参考にする。この台形波試験の特徴は、摩擦面温度の計測を同時に行った場合、クラッチ差回転を試験条件とする事で異なる荷重、油温、摩擦面温度での摩擦特性を比較できることにある。また、クラッチ差回転を台形波で変化させることにより、加速領域では速度変化による μ の変化を、保持領域では摩擦面温度の上昇による μ 変化と、複合的な μ の各種依存性について切り分けが可能となる。今回計測を実施した試験パターンを Fig. 5 に示す。

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が直結されており、計測用モータにて検出されたトルクと速度から、直接クラッチのトルクと速度を導出する事が可能である。しかし、Fig. 6 に示すように、AT 実装環境下では、計測用モータとクラッチとは、遊星歯車やトルクコンバーター、油圧ポンプ等の様々な機械要素を介して接続されている。そのため、クラッチの摩擦特性計測時に、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。また、AT の基本方程式は式(1)に示す通り、AT 入出力トルクとロストトルクが 1 本の式で記述されるため、ロストトルクのみを切り分ける事ができない。そのため、環境が変わってしまうが、ロストトルクの原因となる機械要素を物理的に取り除き、計測を行う他ない。

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

そこで、AT 内の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の検討を行う。検討にあたり、僅かでもクラッチに差回転が生じている場合、AT 内の運動方程式が式(2)、(3)に示す通り、2 本となる事に着目する。この場合、AT 入出力トルクとロストトルクは足し算の関係になり、ロストトルクの補正を実現できると考えられる。

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

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

$$\omega_{in} = \frac{1}{j_{in}} \omega_{cl} \quad (\omega_{cl} \neq 0) \quad (4)$$

$$\omega_{out} = \frac{1}{j_{out}} \omega_{cl} \quad (\omega_{cl} \neq 0) \quad (5)$$

式(2)、(4)は AT 入力側の計測モータとクラッチ間の運動方程式。式(3)、(5)は AT 出力側の計測モータとクラッチ間の運動方程式である。これらより、ロストトルクとクラッチ伝達トルクは足し算の関係であり、試験条件毎のロストトルクのみを計測する事で、AT 内の機械要素を取り除くことなく補正を実現できる。そこで、ロストトルク計測として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。ロストトルク計測における、AT 入力側の運動方程式を式(6)に示す。また、本計測は AT の試験法としては一般的ではない、AT 入出力モータの同時速度制御を用いることで、クラッチ差回転を試験条件とする事ができる。そのため、クラッチの開放、締結の状態によらず計測モータとクラッチ差回転の関係は式(4)となる。

$$T'_{in} = I_{in} \frac{d}{dt} \omega_{in} + L_{in} \quad (6)$$

式(6)のロストトルクと、クラッチ締結時の運動方程式である式(2)との差を取り、ギア比を考慮する事で、AT 実装環境下におけるクラッチ伝達トルクを取得する事ができる。AT 出力側についても同様の考えを適用する事で、式(7)を得る。

$$T_{cl} = \frac{1}{j_{in}} (T_{in} - T'_{in}) = \frac{1}{j_{out}} (T_{out} - T'_{out}) \quad (7)$$

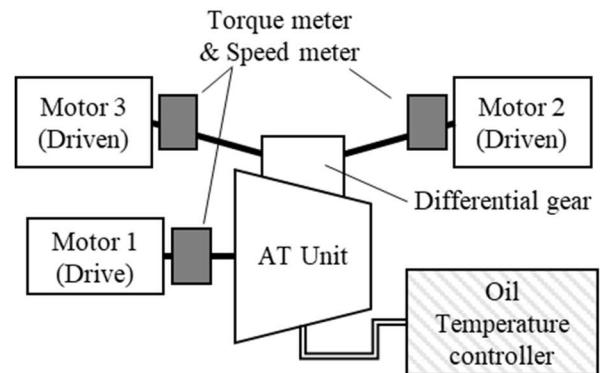


Fig. 3 Experiment environment

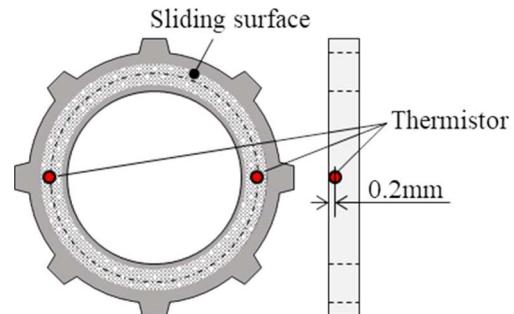


Fig. 4 Setting the thermistor

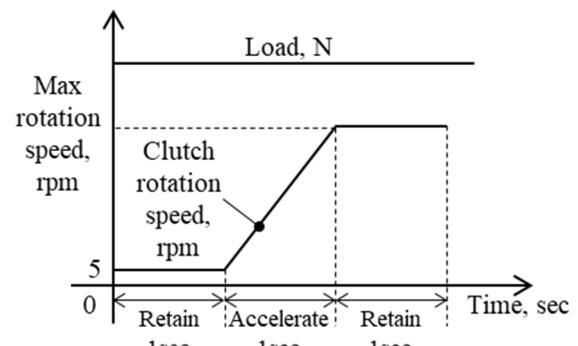


Fig. 5 Test pattern

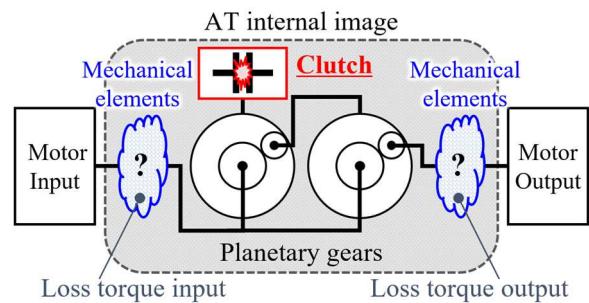


Fig. 6 Image diagram of AT internal structure

Table 1 Nomenclature

T_{in}	Nm	AT input torque	N	N	Load
T_{out}	Nm	AT output torque	r	m	Clutch effective radius
T_{cl}	Nm	Clutch torque	d	-	Number of drive plate
I_{AT}	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	Inertia in AT converted input	F	N	Friction force
I_{in}	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	Inertia between input and clutch	A	m^2	Apparent contact area
I_{out}	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	Inertia between output and clutch	A_r	m^2	Real contact area
ω_{in}	rad/s	AT input rotation speed	s_l	Pa	Shear strength oil film
ω_{out}	rad/s	AT output rotation speed	τ	Pa	Shear strength solid
ω_{cl}	rad/s	Clutch rotation speed	η	$\text{Pa} \cdot \text{s}$	Viscosity
L	Nm	Loss torque in AT converted input	h	m	Oil Film Thickness
L_{in}	Nm	Loss torque between Input and Clutch	V, U	m/s	Clutch sliding speed
L_{out}	Nm	Loss torque between Output and Clutch	P	Pa	Input pressure
j_{AT}	-	Gear ratio AT	T	$^{\circ}\text{C}$	Surface Temperature
j_{in}	-	Gear ratio between input and clutch	α	-	Constant eq. (11)
j_{out}	-	Gear ratio between output and clutch	β	$\text{Pa}/^{\circ}\text{C}$	Constant eq. (12), (14)
T'_{in}	Nm	AT input loss torque	θ	Pa	Constant eq. (13), (14)
T'_{out}	Nm	AT output loss torque	a	Pa	Constant eq. (14)

また、得られたクラッチ伝達トルクより、クラッチの有効半径 r 、荷重 N 、クラッチのドライブプレート枚数 d を考慮する事で、AT 実装環境下におけるクラッチの動摩擦係数 μ を導出する事ができる。

$$\mu = \frac{T_{cl}}{2drN} \quad (8)$$

2.3 計測手法の妥当性確認

クラッチ締結状態での計測結果とロストトルクの計測結果、推定した AT 実装環境下におけるクラッチ伝達トルクの一例を Fig. 7 に示す。まず、ロストトルクの計測結果に着目すると、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が表れている。また、定常トルクの大きさが 2 つの区間にて異なっている事から、ロストトルクの速度依存性も計測できている。角加速度を有する 1~2 秒の区間では、他の区間よりもロストトルクが大きくなっている事から、式(6)から慣性トルクが表れている事がわかる。

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. 8 に示す。両者の平均誤差は 3.3% であり、式(2), (3)に示すように、対象とするクラッチの伝達トルクを、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おり、本計測手法は妥当性であると言える。

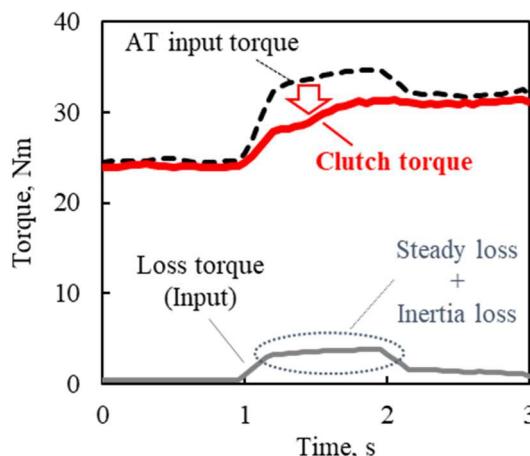


Fig. 7 AT input torque and loss torque

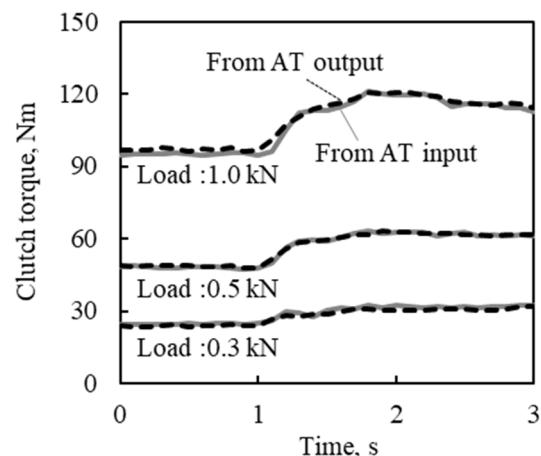


Fig. 8 Comparing correction values between AT input and AT output

2.4 実験条件

動摩擦特性を広い条件にて明らかにする事を目的とし、自動車に搭載された際の AT 実使用領域を参考にして、実験条件の設定を行う。実験条件を Table 2 に示す。

Table 2 Experimental conditions

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

2.5 実験結果

AT 内ロストルクを補正し、得られたクラッチ伝達トルクから式(8)の関係を用いて 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結果を、Fig. 9 に示す。その結果、クラッチ単体試験での報告同様、AT 実装環境下においても、摩擦材の μ は荷重、速度、摩擦面温度依存性を有する事が確認できる。

(A) μ の荷重依存性は、Fig. 5 に示す試験パターンにおいて速度と摩擦面温度が一定となる 0 秒から 1 秒までの μ の平均値を、横軸に荷重を取りプロットする。

(B) μ の速度依存性は、Fig. 5 においてクラッチ差回転が変化する 1 秒から 2 秒までの μ を、横軸にクラッチ差回転の自然対数を取りプロットする。

(C) μ の摩擦面温度依存は、Fig. 5 においてクラッチ差回転が変化していない 2 秒から 3 秒までの μ を、横軸にドリブンプレート温度を取りプロットする。

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、まず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. 10 に示す。

作成した概念図より、摩擦材の摩擦力はしゅう動面の潤滑油に起因する流体摩擦力と、摩擦材とドリブンプレートとの接触に起因する固体摩擦力の足し合わせであると考えられ、式(9)を導出できる。この式より、摩擦材の摩擦現象は曾田らの境界潤滑モデル⁹⁾に近い現象であることが想定される。

$$F = (A - A_r)s_l + A_r\tau \quad (9)$$

そのため、 μ 推定モデルの構築には流体摩擦力、固体摩擦力それぞれについてモデルを構築し、適切に組み合わせる必要がある。構築した流体、固体それぞれの摩擦力モデルを適切に組み合わせるには、Fig. 10 より、摩擦対の面間距離 h が必要となる。そこで、まず摩擦材に対する押し付け荷重と、流体、固体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 を求める。求めた h と、その時の押し付け荷重より、以降に述べる計算にて流体摩擦値と固体摩擦値とを決定する事で、 μ の荷重依存性を考慮可能とする。また、 μ の摩擦面温度を考慮可能とするには、摩擦熱によるしゅう動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 実装環境下での熱等価回路を構築し、摩擦力の計算値から導出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荷重分担計算と摩擦力計算へフィードバックさせる事で、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. 11 に示す。Figure 11 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。

ここで μ の速度、摩擦面温度依存性の再現にあたり、式(9)中の流体せん断応力 s_l が式(10)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_l は速度依存性を有し、且つ粘度 η は温度依存性を有する。また、見かけの接触面積 A が真実接触面積 A_r よりも非常に大きい¹⁰⁾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考慮可能となると考える。

$$s_l = \frac{\eta u}{h} \quad (10)$$

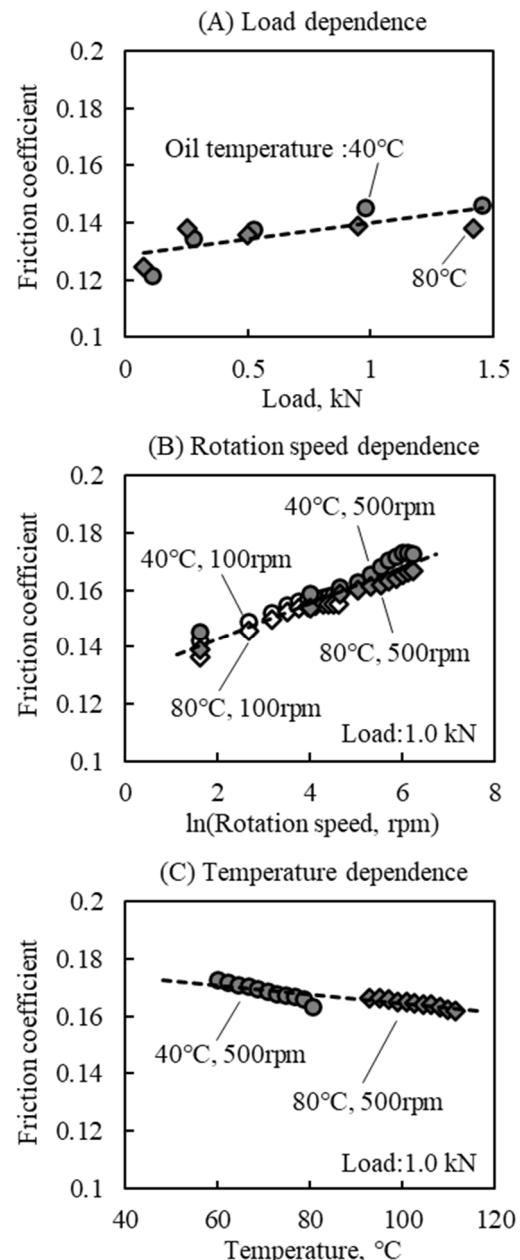


Fig.9 Experimental result of μ

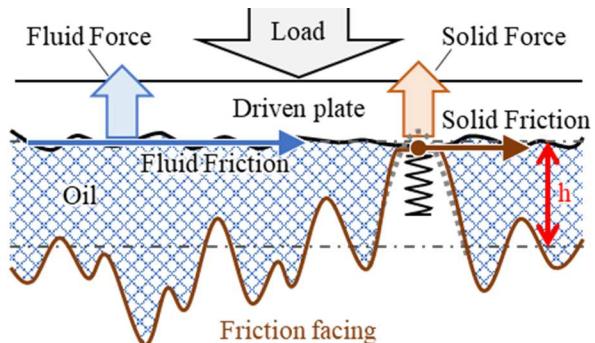


Fig. 10 Conceptual diagram of friction facing surface

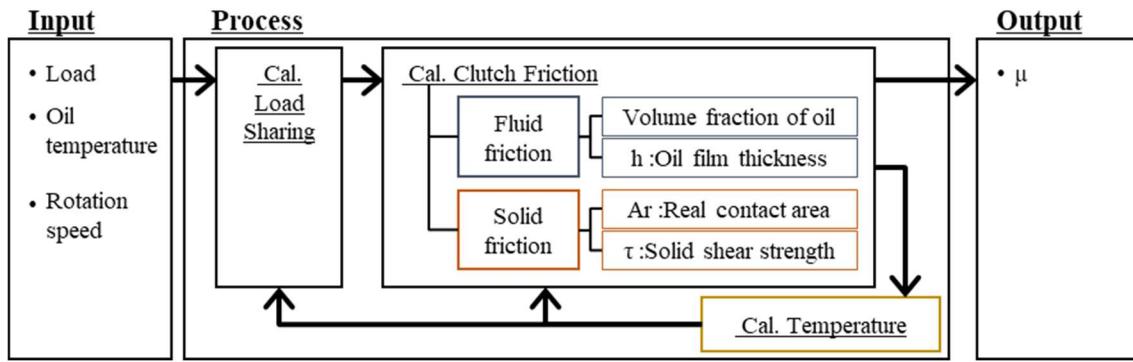


Fig. 11 Block diagram of μ model

μ の荷重、速度、摩擦面温度依存性を考慮可能な μ 推定モデルを構築すべく、まずは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 でのモデル構築と、解析を実施する。

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、重要なパラメータである油膜厚さ h の導出が必要である。そこで Fig. 10 より、摩擦材のしゅう動面では、摩擦対それぞれの表面粗さの間に油膜が形成される事から、それぞれの表面粗さの中央値から h を導出する。

h の導出にあたり、湿式ペーパ摩擦材と相手材であるドライブプレートそれぞれの表面粗さと圧縮特性の計測を行う。それぞれの計測結果を Fig. 12, 13 に示す。これらの計測結果より、まずクラッチへ印加する荷重が小さい場合は、Fig. 12 の摩擦材とドライブプレートの表面粗さの中央値の和より、油膜厚さは $24.2[\mu\text{m}]$ となる。次に、荷重が高い場合は、表面粗さと Fig. 13 に示す圧縮特性から構造力学計算した値 : $20.0[\mu\text{m}]$ が油膜厚さとなる。

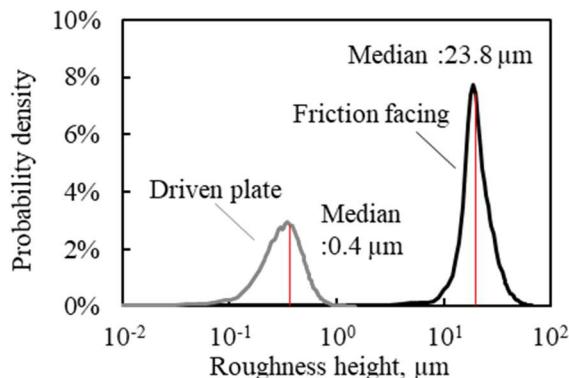


Fig. 12 Measurement results of Surface roughness

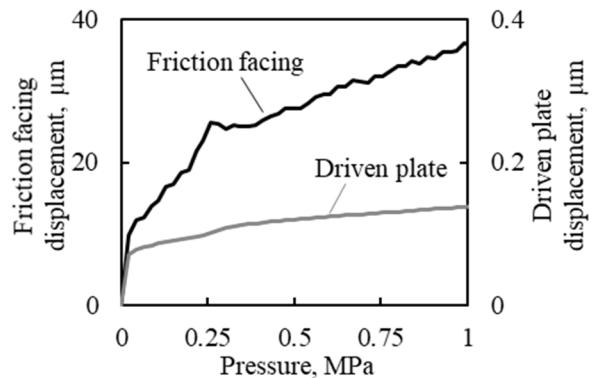


Fig. 13 Measurement results of compression properties

導出した油膜厚さ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. 14 に示す。CFD ツールは Simcenter STAR-CCM+ を用いる。コ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 : $80[\text{°C}]$ 、クラッチ差回転 : $500[\text{rpm}]$ である。なお、モデルの解放、メッシュ条件等については文献 11)に示す。

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られたものである。そのため摩擦材のペア 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事で、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、流体摩擦力が速度、温度依存性を有する事、また、荷重により変化する h によって流体摩擦力が変化する事から、荷重依存性を有すると言える。ここで、特に変化が顕著であった油膜厚さ依存性の解析結果を Fig. 15 に示す。

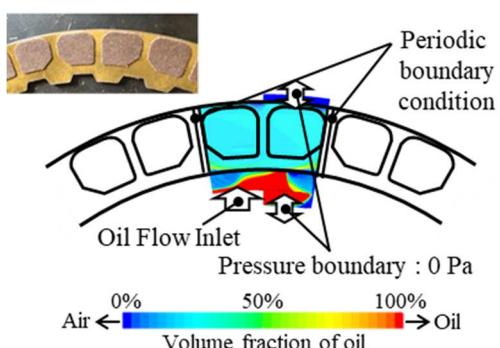


Fig. 14 CFD model

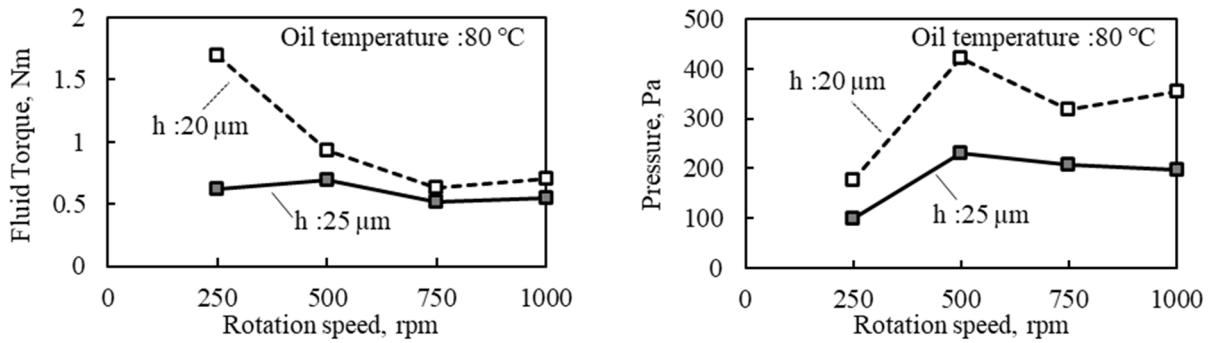


Fig. 15 Simulation result of CFD model

また、流体摩擦力の各種依存性により μ の荷重、速度、摩擦面温度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する。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とが分かる。流体摩擦力の寄与率を Fig. 16 に示す。その為、固体摩擦力の荷重、速度、温度依存性についてモデルを構築する必要がある。

3.3 真実接触面積の計測

固体摩擦力モデルを構築するにあたり、式(9)の右辺第2項より、固体摩擦力は真実接触面積 A_r と固体せん断応力との積で決まる。ここで、真実接触面積は荷重によって変化することが報告^{10,12)}されている事から、固体摩擦力が荷重依存性を有する事が考えられる。そこで、まず真実接触面積の荷重依存性について明らかにするため計測を行う。真実接触面積の計測は、広視野レーザ顕微鏡¹³⁾を用いて行い、光干渉法を用いて得られた画像データに対し、2値化処理と接触部の積算を行う。真実接触面積割合の荷重依存性を Fig. 17 に、2値化画像の一例を Fig. 18 に示す。

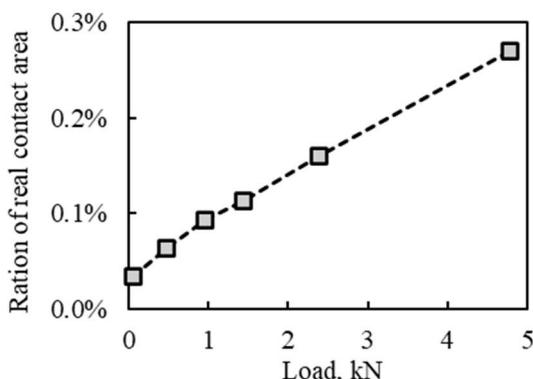


Fig. 17 Load dependence of Real contact area ratio

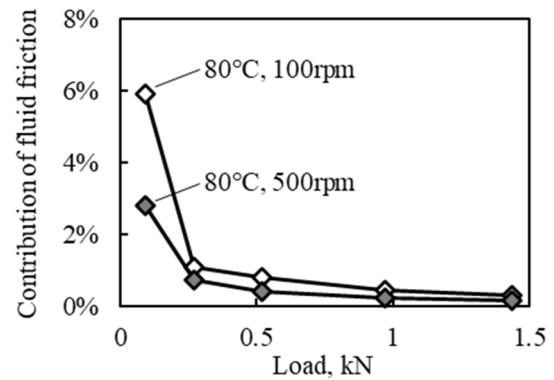


Fig. 16 Contribution of fluid friction force to μ
80°C, 100 rpm
80°C, 500 rpm

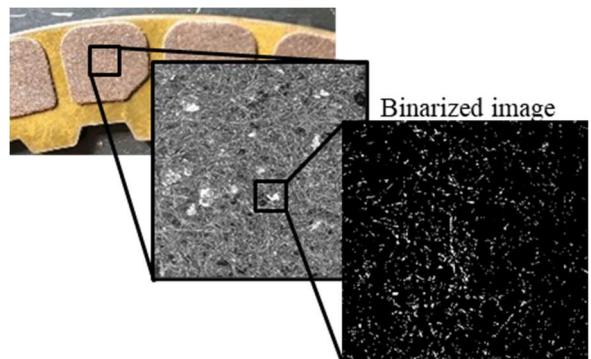


Fig. 18 Binarized image of friction facing contact area

3.4 固体せん断応力のモデル構築

固体せん断応力のモデルを構築するにあたり、3.2節で示すように、流体摩擦だけでは μ の速度、荷重、摩擦面温度依存性を説明できない。そのため、固体せん断応力がこれら依存性を有すると考えるのが妥当である。そこでせん断応力が荷重、速度、温度依存性を有するとした Briscoe と Evans の Langmuir-Blodgett 膜に対する実験式¹⁴⁾を参考にモデル構築を行う。Briscoe らの実験式を式(11)～(13)に示す。〔出典：文献 14)〕

$$\tau = \tau_0 + \alpha P \quad \text{at constant } V, T \quad (11)$$

$$\tau = \tau'_0 - \beta T \quad \text{at constant } V, P \quad (12)$$

$$\tau = \tau''_0 + \theta \ln(V) \quad \text{at constant } P, T \quad (13)$$

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、Eyring の絶対反応速度論を基に、式(14)に示す理論式を構築する事で、式(11)～(13)を説明している。

$$\tau = \frac{kT}{\phi} \ln \left(\frac{V}{V_0} \right) + \frac{1}{\phi} (Q' + P\Omega) \quad (14) \quad \text{[出典: 文献 14]}$$

ここで, k はボルツマン定数, ϕ , Ω は体積の次元を持つ定数, V_0 は速度の次元を持つ定数, Q' は活性化エネルギーである. また, この Briscoe らの理論式より, 固体せん断応力が速度, 温度依存性を有する現象についての概念図を作成する. 作成した概念図を Fig. 19 に示す.

Figure 9 に示す AT 実装環境下での, μ の荷重, 速度, 摩擦面温度依存性それぞれの関数関係を整理する. Figure 9(A)より, μ が荷重に対し線形となる関数関係を有し, 傾きは正である. 次に, Fig. 9(B)より, μ は速度の自然対数に線形となり, 傾きは正である. 最後に, Fig. 9(C)より, μ は摩擦面温度に線形となり, その傾きは負である.

以上より, 計測した μ の荷重, 速度, 摩擦面温度に対する依存傾向は, Briscoe らの実験式 (式(11)~(13)) とよく一致している事より, 固体せん断応力のモデル式は, それらを集約し, 式(15)の形とする.

$$\tau = a_{(P)} + \theta_{(P)} \ln(V) - \beta_{(P)} T \quad (15)$$

ここで, 式(15)の a , θ , β は, 式(11)より荷重依存性を有する. また, 式(15)は厳密にはオリジナルの Briscoe らの実験式と異なり, その点については考察にて述べる.

3.5 摩擦面温度推定モデルの構築, 及び統合計算への反映

μ の温度依存性を考慮するには, しゅう動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, まず Fig. 1 のクラッチ構造から, 摩擦熱の熱流れについて検討を行う. 結果, 摩擦熱はドリブンプレートと摩擦材へ流れ, ドリブンプレートから潤滑油とドラムへ, ドラムから AT 筐体へ流れるとする. 特に, 潤滑油への熱流れは, 流体摩擦力の寄与が小さいことから, 摩擦熱がドリブンプレートを介して潤滑油へ流れると考えられる. モデルの構築は, 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. Figure 20 にモデルの構成を, Table 3 に計算条件を示す. 計算の結果, Fig. 21 に示すように, 構築したモデルがしゅう動によって発生する摩擦熱により, 逐次変化する摩擦面温度を再現する事が出来ている.

Figure 11 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, 及び荷重分担計算に対してフィードバックする統合計算モデルを構築する事で, μ の摩擦面温度依存性を考慮可能とする.

4. μ 推定モデルの計算結果

3 章にて構築した μ 推定モデルについて, そ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 2) と同一とし, μ の計算を行う. 両者を比較した結果, Fig. 22 に示す通り, 今回構築したモデルが逐次変化する計測結果の μ 特性を良く再現している. 特に, 従来は考慮が困難であった μ の温度依存性を考慮可能としたことで, 2 秒から 3 秒の区間における μ が低下する特性を再現できている. また, この温度依存を考慮したことで, 2 秒付近の速度依存による μ 変化も, 計測結果をよく再現する事が出来ている.

次に, 今回 AT の実使用領域を参考に設定した, 広い計測条件全体にてモデルの妥当性を検証する. 検証にあたっては, 当初の目的であった制御性向上への寄与について, モデルの妥当性を検証するため, 車両の加速度に直接影響を与えるクラッチ伝達トルクにて実施する. 計算値と計測値との差の最大値を計算条件毎にて取得し, 横軸に荷重を取って整理した結果を Fig. 23 に示す. その結果, クラッチ伝達トルクの予実差が $\pm 4 \text{Nm}$ 以内とモデルが精度よく計測値を再現している. これは, 目的であった逐次変化する摩擦材の μ 特性を高精度に推定できている事による.

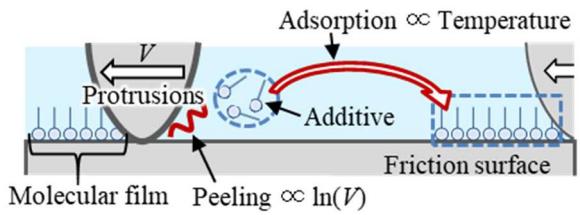


Fig. 19 Conceptual diagram of peeling and adsorption molecular film

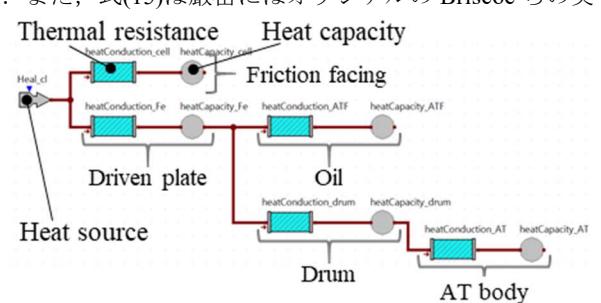


Fig. 20 Clutch heat flow model

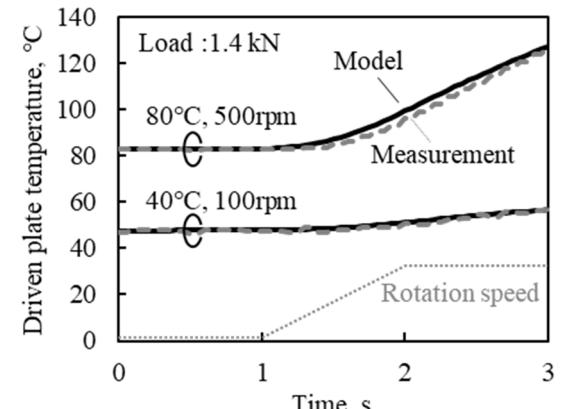


Fig. 21 Measurement and simulation result of driven plate temperature

Table 3 Analysis condition at 80°C

	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

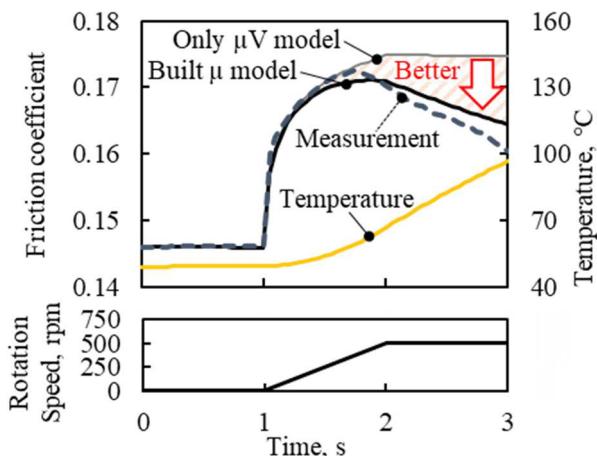


Fig. 22 Comparison of model values and measurement results

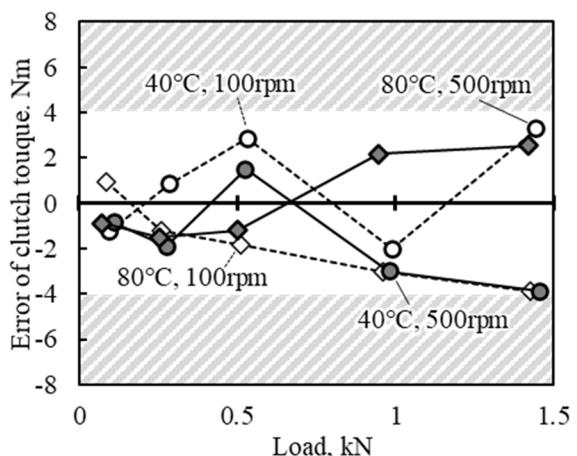


Fig. 23 Model validation results

5. 考察

今回構築した固体せん断応力のモデル式である式(15)と, Briscoe らが Eyring の絶対反応速度論を基に構築した式(14)では, 厳密には内容が異なっている. 具体的には, 速度と摩擦面温度の関係において, 式(14)では速度と温度とが積の関係であるのに対して, 式(15)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滑り速度と, Briscoe らの実験での滑り速度の差が大きいために, 式(15)の右辺第 1 項にある自然対数の効き方が逆方向となるため, そのままの形では用いることが出来なかつた為である. 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が, 今後の研究課題と考える.

6. 結言

本報告は, AT 実装環境下における摩擦材の動摩擦特性の高精度な推定を目的とした, μ の温度依存性を考慮可能な物理モデルの構築についての報告である. 実験から μ の荷重, 速度, 摩擦面温度依存性を明らかにし, モデル構築を行った. その成果, 及び得られた知見は以下のとおりである.

1. 荷重, 速度, 摩擦面温度による依存性を有する摩擦材の μ 特性について, 各依存性を切り分け, それぞれについてモデル化する事により, Fig. 22 に示すように μ の推定精度を向上し, 且つそれを Fig. 23 に示す広い範囲において実現した.
2. 上記の速度と温度の依存性の切り分けは, 流体摩擦と固体摩擦それぞれにおける各依存性のモデル化と, 逐次発生する摩擦熱の各モデル計算への反映によって実現した.
3. 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擦特性のみを計測する技術を構築した.

7. 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.

文献

- 1) 加藤・赤坂・柴山: 自動変速機のロックアップジャーメカニズムに関する実験的研究, トライボロジスト, 39, 12, (1994), 1067~1072
- 2) 三本木・渋谷・森下: ペーパ系摩擦材を用いた湿式摩擦機構における摩擦振動, トライボロジスト, 49, 2, (2004), 163~172
- 3) 孫・佐野: 自動車の走りと燃費を革新した変速機を支える湿式摩擦材技術, トライボロジーカンファレンス 2017 春東京 予稿集, (2017), D27
- 4) 佐野: 湿式ペーパ摩擦材の技術動向, トライボロジスト, 67, 3, (2022), 169~173
- 5) 三好: ペーパ摩擦材の特徴的な摩擦特性, トライボロジスト, 36, 12, (1991), 952~955
- 6) 江口・桑原・山本: 湿式クラッチ用ペーパ系摩擦材の定常摩擦特性に及ぼす摩擦面温度の影響, トライボロジスト, 38, 7, (1993), 649~655
- 7) 三好: 湿式クラッチ, トライボロジスト, 47, 9, (2002), 699~704
- 8) 釘宮: ATF 添加剤および摩擦材構成成分の μ - ν 特性に及ぼす影響, トライボロジスト, 45, 5, (2000), 387~395
- 9) 曽田: 摩擦と潤滑, 岩波書店(1954)

- 10) 江口・三木・平柳・三好：湿式ペーパ摩擦材の真実接触部解析（第1報），トライボロジスト，57，11，(2012)，768~776
- 11) 胡本・為貝・曾利・甲斐出・前川：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，52(3)，(2021)，568~573
- 12) 江口：光干渉法による真実接触面積の測定法とその応用，トライボロジスト，60，1，(2015)，47~52
- 13) 新田・江渕・安田・寺尾：広視野レーザ顕微鏡による真実接触面観察，日本機械学会論文集C編，77，775，(2011)，631~640
- 14) B. J. Briscoe & D. C. B. Evans: The shear properties of Langmuir-Blodgett layers, Proc. R. Soc. Lond. A380, 389-407 (1982)
- 15) バウデン・ティバー(著)，曾田(訳)：固体の摩擦と潤滑，丸善(1961)
- 16) 星・南中道・東上・田伏・美浦・園田：湿式多板クラッチ実働時の事例振動挙動予測技術の構築，Honda R&D Technical Review, 25, 1, 149~155
- 17) 桃園・京極・中原：境界潤滑膜の吸着特性を考慮した混合潤滑解析（第1報），トライボロジスト，41，4，(1996)，348~355
- 18) 粕田：湿式ペーパ摩擦材係合過程の数値シミュレーション，トライボロジスト，39，12，(1994)，1054~1060
- 19) 佐々木(監修)：数値解析と表面分析によるトライボロジーの解明と制御，テクノシステムズ(2018)
- 20) 佐々木・志摩・野口・平山・地引・足立・三宅：はじめてのトライボロジー，講談社(2013)

© 2022 Siemens

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