

摩擦特性に着目した AT実働時のトルク容量変動メカニズム

Mechanism of Torque Capacity Change during Operation of AT with Focus on Friction Properties

齋藤 俊 博*

Toshihiro SAITO

南 中 道 隆*

Takashi MINAMINAKAMICHI

山 岡 崇 樹*

Takaki YAMAOKA

星 崇 司*

Takashi HOSHI

加 藤 維 識*

Masanori KATO

宮 本 浩 二**

Koji MIYAMOTO

要 旨

ABSTRACT

オートマチックトランスミッション(AT)に採用されている湿式多板クラッチのトルク容量が使われ方により変動するメカニズムを明らかにするため、クラッチ摩擦材そのものが持つ摩擦特性に着目した。クラッチ摩擦材の摩擦特性は摩擦面の温度や接触面圧および、すべり速度に影響を受ける。そこで、トルク伝達時におけるAT内部のクラッチプレート温度や摩擦面のすべり速度および、トルク伝達するギヤのたおれ量を計測した。次に、この計測結果をもとにAT内部のトルク伝達フローをシミュレートするための挙動解析モデルを構築した。その結果、一定温度条件下におけるAT実働時のトルク容量は摩擦面で摩擦力ベクトルの半径方向成分に影響を受けることを明らかにした。

The project discussed in this paper focused on the frictional characteristics of clutch facing materials in order to elucidate the mechanism by which the torque capacity of the multiple-plate clutches used in automatic transmissions (ATs) varies with their mode of use. The frictional characteristics of the facing materials are affected by the temperature, contact pressure, and sliding velocity of the friction surfaces. The temperature of the clutch plate, sliding velocity of the friction surfaces, and degree of misalignment of the gears transmitting torque were therefore measured in an AT during torque transmission. Next, a dynamic behavior analysis model, able to simulate the flow of torque transmission in the AT, was constructed on the basis of these measurement results. The results showed that the torque capacity of an AT operating at a constant temperature is affected by radial components of the friction force vectors on the friction surfaces.

1. はじめに

近年、エンジンの高出力化に伴い、軽量、コンパクトでありながら高いトルク伝達容量をもつオートマチックトランスミッション(AT)が要求される⁽¹⁾。HondaのATの特徴として3本ないし4本の平行したシャフト上に各速の湿式多板クラッチを配したコンパクトな構造があげられる⁽²⁾。変速時にはこれに関与するクラッチのピストン圧を直接コントロールすることでシフトショックの少ないスムーズな変速応答を実現している。一方で、平行シャフト構造であるがゆえにクラッチ径に制約があり、ディスク内外径差を大きくとることでディスク単位面積あたりの発熱量を抑え、

耐久性を向上させている⁽³⁾。そのため係合時のディスク面圧分布やプレート温度分布をコントロールすることが重要である。既報⁽⁴⁾ではディスク面圧分布やプレート温度分布を定量化するシミュレーション技術を開発し、摩擦材の摩擦特性を利用してクラッチ単体の摩耗履歴を予測できることを示した。

高いトルク伝達容量への要求にはクラッチのディスク枚数を増加させることで対応している。クラッチ単体の設計は一般に簡易なトルク容量計算式が用いられる。しかしながら、このトルク容量計算式が成立するのは、クラッチが係合時に各ディスクの面圧分布が一樣であり、摩擦係数がディスク面のどの個所においても一定値をとる場合に限ら

* 四輪開発センター

** 株式会社アイティーオー

れる。既報⁽⁴⁾でも明らかなようにクラッチ単体のディスク面圧分布は一様ではない。摩擦特性はSAE#2性能試験の結果などから、ディスク面の温度や接触面圧および、すべり速度に依存することが知られている⁽⁵⁾。このためトルク容量計算式ではディスク面圧や摩擦係数は平均値が用いられてきた。

さらに、ATに組み込まれたクラッチでは駆動ギヤの傾きやシャフトたわみなどがトルク伝達容量に影響を及ぼすことが経験的に知られている。しかしながら、この経験則はATのレイアウトや摩擦特性および、運転条件などにより影響を受けるため、クラッチ単体計算式では検討が困難であった。そのため、ATのトルク容量の検証はもっぱらテスト用のトランスミッションを製作し、トルク容量試験により判断してきた。

そこで本稿ではクラッチ摩擦材そのものが持つ摩擦特性に着目した。この摩擦特性を用いてAT運転中の各クラッチへのトルク伝達フローをシミュレートする挙動解析技術を開発した。クラッチ摩擦面の摩擦力方向がAT実働時におけるトルク容量を変動させるメカニズムを明らかにしたので報告する。

2. 研究のねらい

解析に用いた5速ATの主断面をFig. 1に示す。図に示すように平行シャフト上に各速のクラッチとギヤが配置され、変速過程は回転軸内部に設けられた油圧回路の圧力をコントロールすることでクラッチからクラッチへの変速を可能としている。

Fig. 2にクラッチのトルク容量の計測結果を示す。計測

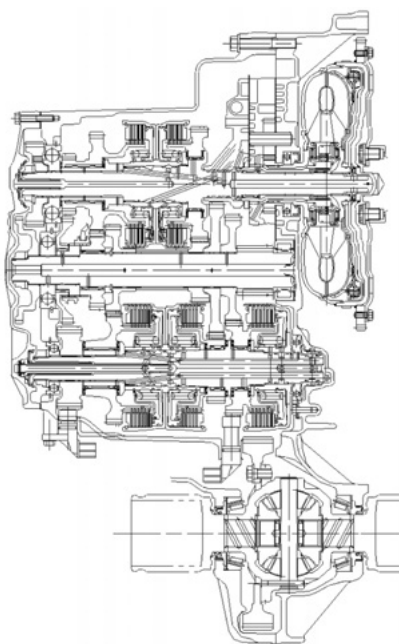


Fig. 1 Main section

の際、トランスミッション内部の温度は潤滑油やクラッチのプレートも含めて恒温状態 T_0 に保ち、ピストン推力も一定としている。図は横軸にクラッチへの入力トルクを、縦軸にディスクとプレート間の差回転数を示す。トルク容量は差回転数が規定値に達したときの入力トルクとして定義される。差回転数の規定値は潤滑油による冷却効果でプレート温度を保つことができる十分小さな値として決定されなければならない。図から明らかなように、差回転数が上昇すると伝達トルクも大きくなる傾向が見てとれる。これはクラッチ摩擦材そのものが持つ摩擦特性が影響しているものと考えられる。

クラッチ構造(Fig. 3)に着目してみると、4速と5速のクラッチはそれぞれ4枚のディスク構成の同一クラッチをガイド背面で溶接接合した構造となっている。また、摩擦材についても同一のものを使用している。しかしながら、4速と5速クラッチのトルク容量を計測してみると、4速クラッチのほうが5速クラッチよりもトルク容量が大きい。これは、クラッチ単体の構造そのものについては両クラッチに差異がないことから、トランスミッション内部のトルク伝達フローに違いがあるためと考えられる。クラッチのトルク容量が不足すると、ディスクとプレート間がすべり、差回転数が上昇する。この差回転数が大きくなりすぎると、クラッチ構造やレイアウトの変更が必要となり、開発の遅延につながる場合がある。

以上のことから本研究のねらいをAT実働時においてトルク容量が変動するメカニズムを解明することと定めた。

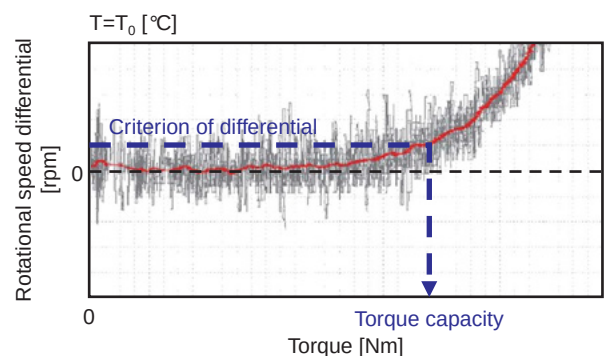


Fig. 2 Torque capacity measurement results

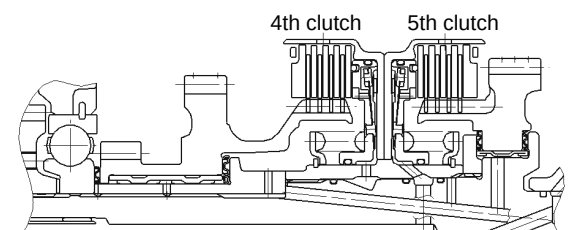


Fig. 3 Detail of clutch

3. トルク容量の変動メカニズム

3.1. トルク伝達フローの違い

解析対象としている4速と5速クラッチでAT実働時のトルク容量が変動する原因を考える。トルク伝達フローの違いとしてあげられるのが、ギヤの断面形状とその支持方法である。4速ギヤは長いニードルベアリングで支持されており、ヘリカルギヤ部で荷重伝達する際に5速ギヤに比べたおれにくいレイアウト構造と考えられる。そこで、4速および、5速ギヤのたおれ量をAT内部に設置したギャップセンサ [Fig. 4(a)] により計測した。明らかにトルク容量の大きい4速クラッチのほうが、ギヤたおれ量が少ないことがわかる [Fig. 4(b)]。

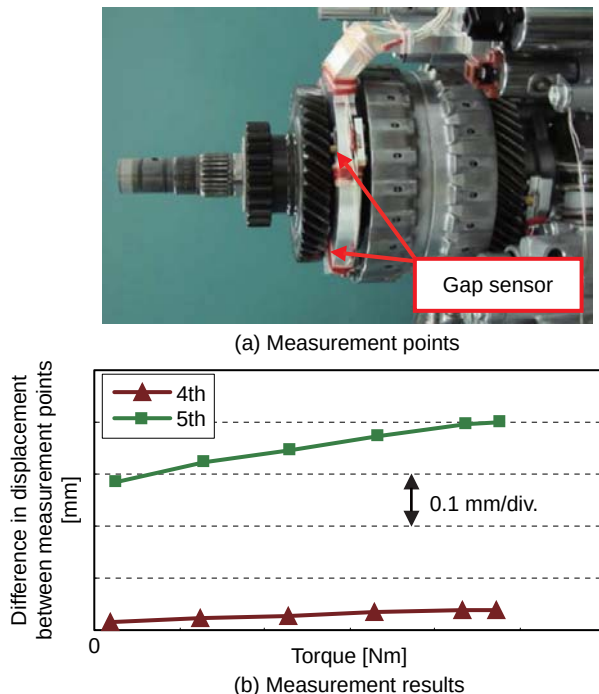


Fig. 4 Comparison of gear displacement

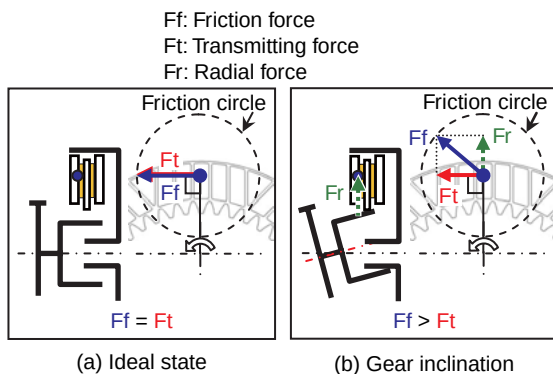


Fig. 5 Hypothesized mechanism of change in torque capacity

3.2. トルク容量変動メカニズムについての仮説

ここで、ギヤがたおれることでトルク容量が低下するメカニズムについて考えてみる。プレート温度、ディスク面圧およびすべり速度は一定とする。

まず、クラッチ摩擦面上のある1点の摩擦円に着目する (Fig. 5)。摩擦円の半径を摩擦力 F_f とすると、摩擦係数が一定であれば F_f の向きによらず摩擦円の大きさは変わらない。ギヤたおれの無い理想状態では [Fig. 5(a)]、ディスクとプレートは同軸上で回転し、 F_f は接線方向に向く。したがって、 F_f のすべてがトルク伝達に寄与していると考えられる。次にギヤがたおれた場合を考える [Fig. 5(b)]。ギヤがたおれると、ギヤとディスクのかみ合い位置で半径方向荷重 F_r が生じる。これが摩擦面に伝わり、 F_f は F_r の大きさに応じて半径方向へと傾く。すると摩擦円の大きさは変わらないので、 F_f の接線方向成分であるトルク伝達力 F_t は F_f より小さくなる。このことから、ギヤがたおれることでディスクへの半径方向荷重が増し、トルク容量は低下すると考えた。

4. トルク容量シミュレーション

前章の仮説を証明するにあたり、AT実働時における摩擦面の摩擦力およびその方向を測定するのは困難である。そこで、ギヤたおれがない理想状態のクラッチと、5速クラッチのトルク伝達フローを模擬した挙動解析モデルを構築し結果を比較する。

4.1. AT クラッチのトルク容量解析モデルの構築

Fig. 6 に AT の5速クラッチへのトルク伝達フローをシミュレートする挙動解析モデルを示す。ギヤを支持するニードルベアリングについては実際のクリアランスを再現できるように注意した。荷重条件についてはクラッチがシャフト M 上に配置されているのでシャフト M の右端を強制回転させ、シャフト C 上の5速従動ギヤ C5 にトルク負荷を徐々に加えていく。このときピストン推力は一定を維持する。トルク負荷が上昇するにつれ、ディスクとプレート間にすべり差回転を生じ始める。

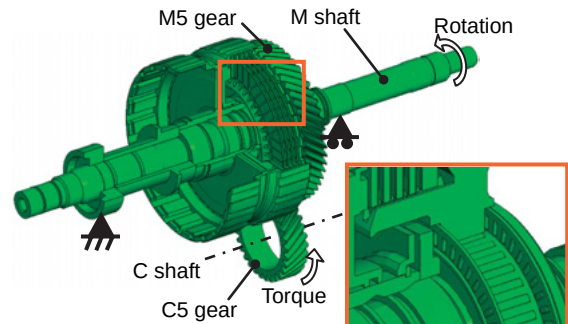


Fig. 6 Torque capacity prediction model for 5th clutch

4.2. クラッチ摩擦材の摩擦特性

クラッチ摩擦材そのものの摩擦特性を計測する試験装置として SAE#2 試験機や LVFA 試験機があげられる。しかし、これらの試験機では摩擦材を潤滑油の中にディッピングして計測するため潤滑量の影響を計測できないことや、摩擦材全体を高温に昇温し一定温度に維持することが難しい。そこで新たに Fig. 7 に示すトルク伝達特性試験装置を作成した。設計する際にはディスク面圧分布が一様になること、潤滑方法が AT と同様に軸心給油とすることや、温度コントロールがしやすい構造になるよう留意した。これにより、ディスク面の温度や接触面圧および、差回転数をそれぞれ固定しながらトルク伝達特性試験が可能となった。

Fig. 8(a) にこの装置を用いて得られた、ある一定温度条件 T_0 におけるクラッチ摩擦材の摩擦特性を示す。縦軸に摩擦係数を、横軸にはディスク面圧および、すべり速度をとっている。このとき摩擦係数は試験装置を模擬した構造解析モデル [Fig. 8(b)] を用いて同定されたものである。このクラッチ摩擦材の摩擦特性は面圧の変化には影響を受けにくい、すべり速度については正の相関があることがわかる。

Fig. 9 にこの摩擦特性を用いた 5 速クラッチのトルク容量シミュレーションの結果とその計測結果を示す。トルク負荷が増加するにつれ差回転数が上昇するという定性的な

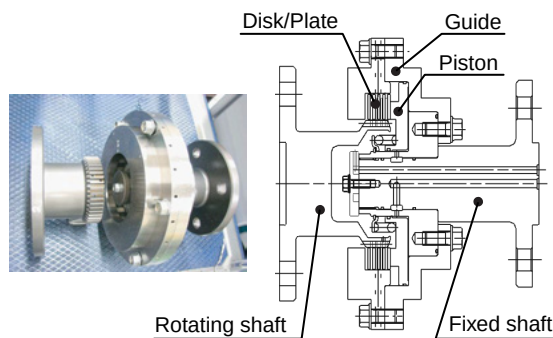


Fig. 7 Test apparatus for torque transmission characteristics

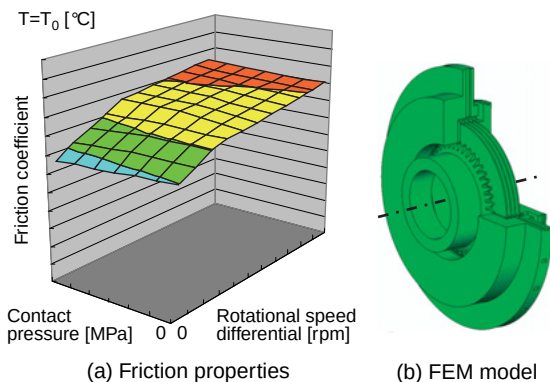


Fig. 8 Identification of friction properties

傾向を再現できている。

このとき、プレート温度は一定温度 T_0 としている。

4.3. ギヤたおれのないクラッチのトルク容量

次に、ギヤたおれのない理想状態のクラッチの解析をおこなう。解析方法は 5 速クラッチの挙動解析モデルの 5 速従動ギヤ C5 を削除し、トルクを 5 速駆動ギヤ M5 に直接負荷するようにした。このときの差回転数の結果を Fig. 10 に示す。明らかにギヤたおれがないクラッチのほうが、トルク容量は 5 速クラッチよりも大きくなるのがわかる。

4.4. ディスク面の摩擦力ベクトル

5 速クラッチとギヤたおれがないクラッチが同じトルクを伝達しているときのディスク面に作用する摩擦力ベクトルを Fig. 11 に示す。ギヤたおれがないクラッチでは摩擦力ベクトルはすべて回転方向に向いているが、5 速クラッ

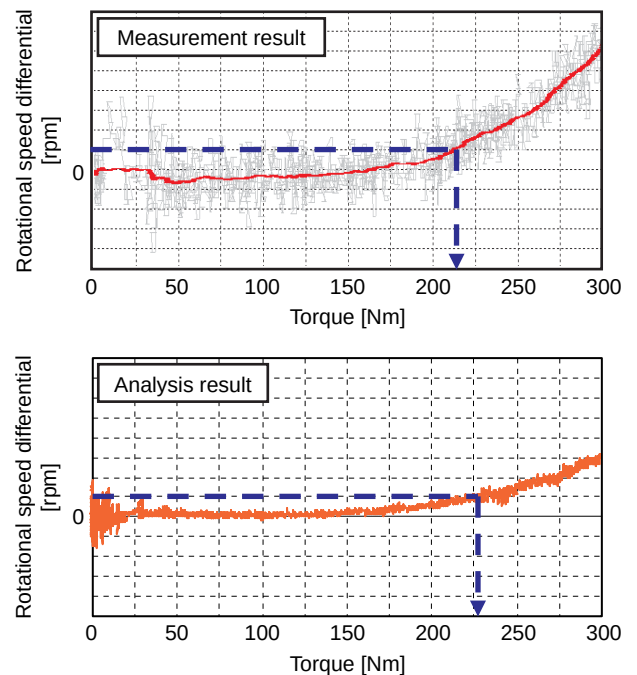


Fig. 9 Comparison of torque transmission by 5th clutch

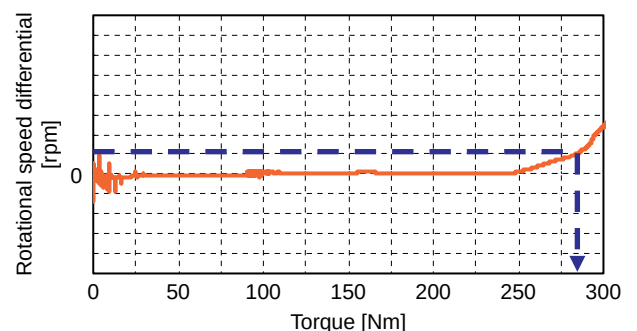


Fig. 10 Torque capacity of clutch without gear misalignment

チでは同時に半径方向にも摩擦力成分が作用している。両者は同じトルクを伝達していることから回転方向成分は等価であるが、5速クラッチでは半径方向成分も発生しているため摩擦力合力は大きい。それゆえ、5速クラッチではギヤたおれがないクラッチよりも差回転数が増加し、摩擦係数が高い状態でトルク伝達している。

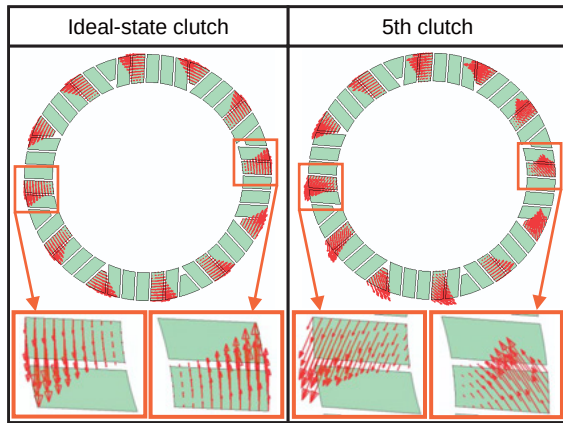


Fig. 11 Direction of friction force on disk surface

5. AT 実働時のトルク容量

ギヤたおれ量と摩擦力ベクトルの大小を4速と5速クラッチに置き換えて考えてみる。Fig. 12に示すように、駆動ギヤのたおれ量は5速クラッチに比べ4速クラッチのほ

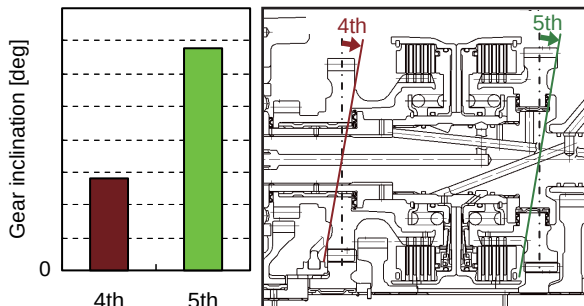


Fig. 12 Comparison of degree of gear misalignment in 4th and 5th clutches

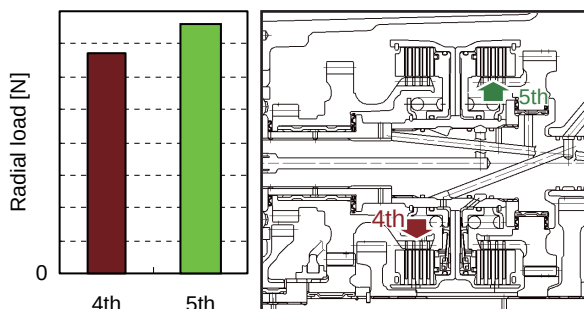


Fig. 13 Comparison of radial load in 4th and 5th clutches

うが小さい。このため、4速クラッチの駆動ギヤからディスクつめ部の接触を介して伝わる半径方向荷重も小さくなる (Fig. 13)。その結果、4速クラッチの摩擦力ベクトルの半径方向成分も小さくなるため、トルク伝達容量は5速より大きくなる。AT実働時の4速と5速クラッチのトルク伝達容量についての計算値および、計測値を Fig. 14 に示す。

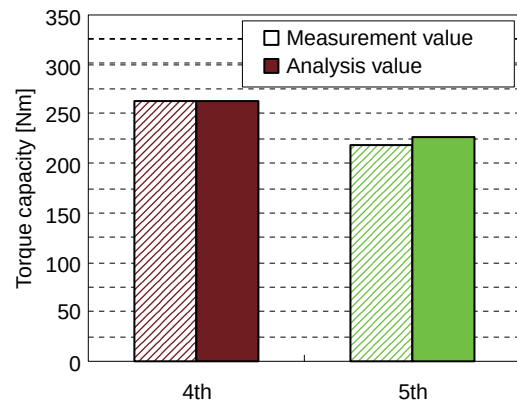


Fig. 14 Torque capacity of 4th and 5th clutches

6. まとめ

AT実働時のトルク容量が変動するメカニズムを明らかにするため、ギヤのたおれ計測および、トルク伝達フローを模擬した挙動解析モデルを用い、以下の結論を得た。

- (1) クラッチの摩擦力ベクトルの観察から、一定温度条件下におけるATのトルク容量は回転方向だけでなく、半径方向にも同時に生じる摩擦力成分に影響を受ける。この摩擦力成分が大きいとトルク伝達容量は低下する。
- (2) クラッチ摩擦材の摩擦特性を摩擦面の温度、接触面圧および、すべり速度に依存する特性として扱い、クラッチ駆動ギヤのたおれを再現することで、AT実働時のトルク容量予測を可能にした。

参考文献

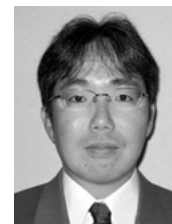
- (1) 加藤芳章, 柴山尚士: 自動変速機の構造・機能と湿式クラッチ, トライボロジスト, 第39巻, 第12号, p.6-11(1994)
- (2) 内田代志春, 宮本修秀, 大谷哲也, 丸山徹郎, 酒井和明, 谷本誠司: LIFE 用新コンパクト4速自動変速機の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2, p.79-86
- (3) Tripathi, K., Agrawal, M.D.: Design Optimization of Friction Clutch, Journal of The Institution of Engineers (India), Vol.88, Part ME Mechanical, p.29-33(2007)

- (4) 齋藤俊博, 古手川保, 松浦吉輝, 田中征一, 大概王一:
湿式多版クラッチの摩耗特性を考慮した耐久性予測技
術の研究, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.2,
p.155-162
- (5) Hirayanagi, T.: Behavior of Lubricating Oil and Friction
Characteristics for a Paper-Based Friction Material, NSK-
WARNER Technical Review, No.1, p.3-10(1995)

■ 著 者 ■



齋 藤 俊 博



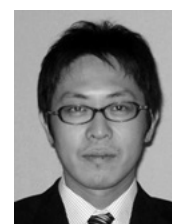
山 岡 崇 樹



加 藤 維 識



南中道 隆



星 崇 司



宮本 浩 二