

湿式多板クラッチの摩耗特性を考慮した 耐久性予測技術の研究

Study of Durability Prediction Considering Wear Properties for Multiple Plate Clutches

齋 藤 俊 博*
Toshihiro SAITO
田 中 征 一*
Seiichi TANAKA

古 手 川 保* 松 浦 吉 輝*
Tamotsu KOTEGAWA Yoshiteru MATSUURA
大 槻 王 一*
Kimikazu OHTSUKI

要 旨

オートマチックトランスミッションに採用されている湿式多板クラッチの耐久性を向上させるため、摩擦材の摩耗履歴に着目した。初期摩耗量は係合時のディスク面圧と相関が観られ、一方、定常摩耗量はプレート温度と相関が観られることを計測により明らかにした。次にこのディスク面圧とプレート温度を定量化するためのシミュレーション技術を開発した。シミュレーションから得られた面圧分布と温度分布を用いて耐久摩耗量と相関をとったところ、いずれも良好な線形関係を示した。また、この線形関係はクラッチ仕様や運転条件を変更しても、その傾きこそ異なるものの摩擦材が同じものであるかぎり成立することを明らかにした。この傾きを摩擦材固有の摩耗特性と位置づけた。摩擦材の摩耗特性が得られたことで、任意のクラッチ仕様や運転条件に対し、単体テストの摩耗状態を予測することがはじめて可能となった。

ABSTRACT

To increase the durability of multiple-plate clutches used in automatic transmissions, attention was focused on the wear history of the facing material. Measurements have confirmed that correlations can be observed between initial wear and disk contact pressure when the clutch is engaged, and between steady wear and plate temperature. Next, simulation technology was developed to quantify the disk contact pressure and plate temperature. When simulated contact pressure distribution and temperature distribution were used to establish correlations with durability wear, good proportional relationships were found in both cases. It was also found that when clutch specifications and driving conditions were varied, the gradient of the correction also varied, but the correlation remained proportional so long as the same facing material was used. The gradient was ranked as a wear property peculiar to the facing material. By determining the wear property of the facing material, it was possible for the first time to predict wear condition in a test of the clutch as an independent part, for any arbitrary set of clutch specifications and driving conditions.

1. まえがき

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容量をもつオートマチックトランスミッションが要求される⁽¹⁾。Honda のトランスミッションの特徴として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、トルク容量はもっぱら

ディスク枚数を増加させることで対応している。また、ディスク内外径差を大きくとることはディスク単位面積あたりの発熱量を抑え、耐久性を向上させる有効な手段となっている。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り、これを適切に設定しないと摩擦材の異常摩耗や焼けの原因となることが経験的に知られている⁽³⁾。しかしながら、この経験則はクラッチの構造や摩擦特性及び、運転条件などにより大きく影響を受けるため⁽⁴⁾定量化が困難であることから、クラッチ耐久性検証はもっぱら長時間に及ぶ耐久テストにより判断してきた。

*四輪開発センター

そこで本稿では摩擦材の摩耗履歴に着目し、ディスク面圧分布やプレート温度分布が摩耗量と定性的に相関を持つことを明らかにした。次に、このディスク面圧分布やプレート温度分布を定量化するためにシミュレーション技術を開発し、摩耗履歴を予測することを始めて可能とした。さらに、この摩耗特性を用いて設計初期段階でのクラッチ耐久性を含めた仕様設定を可能としたので報告する。

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穴から供給される油圧をコントロールすることによりクラッチからクラッチへの変速を可能としている。クラッチ構造(Fig. 2)に着目してみると、ガイドはスプラインを介して軸に固定されており、外歯で勘合したプレートはガイドと同期して回転している。一方、ディスクは係合が始まる前はプレートとの間

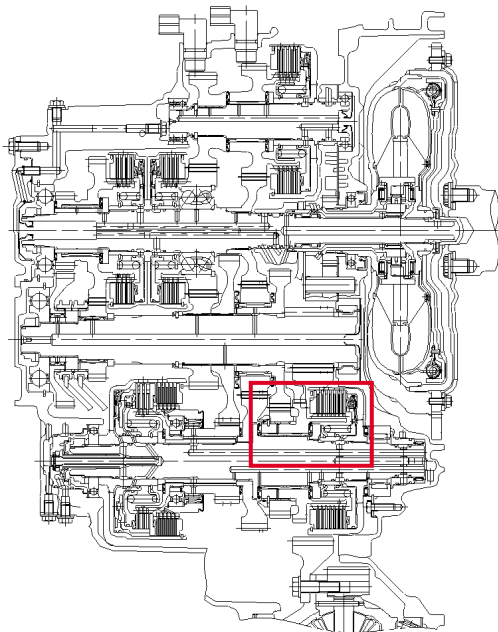


Fig. 1 Main section

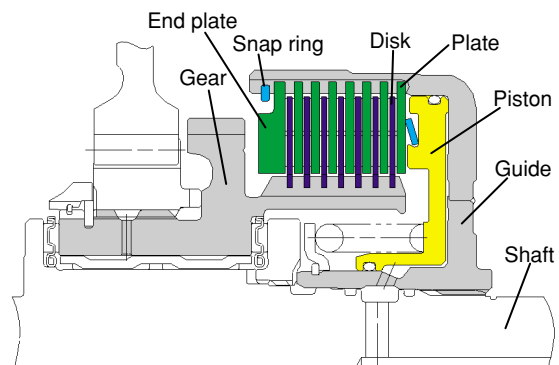


Fig. 2 Clutch detail

に差回転をもっており、係合が終了するとこの差回転はゼロになる。この係合過程でディスクに貼られた摩擦材はフリクションにより動力を伝達するが、同時に発熱するためダメージを受ける⁽⁵⁾。このダメージが長期間繰り返されると摩耗や焼けといった現象として現れてくる場合がある。

以上のことから本研究のねらいとして、

- (1) ディスク摩耗のメカニズム解析
- (2) クラッチ設計初期段階での摩耗量予測技術の確立を定めた。

3. ディスク摩耗のメカニズム解析

Fig. 3にクラッチ単体の耐久テスト装置(Fig. 4)を用いた際の摩耗履歴を示す。横軸に係合サイクル数を、縦軸に摩耗量を示す。摩耗量は各ディスクの厚さを測定し、その減少分を合計したものである。なお、摩耗量はディスク及びプレート表面の面粗度や、潤滑量によっても大きく影響を受けることが知られているが、これらは一定値として扱った。図から明らかのように摩耗の形態は係合サイクル数の少ないうちに進む初期摩耗領域と、その後緩やかな傾斜で進む定常摩耗領域及び、その間の遷移摩耗領域とに分けられる。そこで個々の摩耗形態について考察をおこなった。

3.1. 初期摩耗と面圧の相関

摩擦材はさまざまな種類の繊維や無機物をフェノール樹脂で結合させた構造であり、気孔と呼ばれるすきまが繊維と繊維の間に保たれている。摩擦材はこの気孔で潤滑油を吸収・排出することで係合時の耐摩耗性を確保している。一

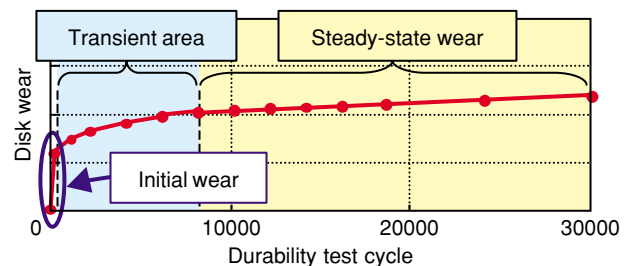


Fig. 3 Disk wear behavior

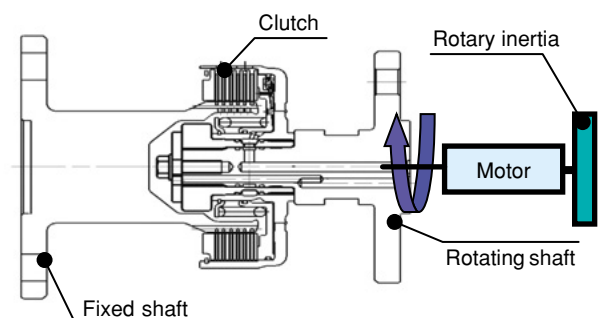


Fig. 4 Clutch fatigue test apparatus

般に摩擦材のヤング率は鉄などに比べてオーダが3桁ほど小さいことから面圧荷重に対する変形量も大きい。また、気孔を持つ構造であることからその圧縮・変位特性は Fig. 5 に見られるような応答を示す。応答の初期に注目すると僅かな面圧荷重で一気に変位が増加している様子がわかる。これは先の気孔を押しつぶすのに大きな力を必要としないことを示している。言い替えると荷重を取り除いたときに元の形状に戻る復元力も弱いことを意味する。以上のことから、初期摩耗とは新しい摩擦材が面圧荷重によってへたりを起こす現象だと考える。

そこで、Fig. 6 に示すクラッチ仕様を用いて1サイクル当りの初期摩耗率とディスク面圧との相関性を調べた。感圧紙を挟みこむ都合上ディスクは3枚仕様とした。この図のディスク面圧値は感圧紙による色の濃淡を視覚的にコンター図として表示したものである。また、初期摩耗率は各ディスクの半径方向二箇所の摩耗量を測定しサイクル数で割算した。さらに運転条件として、ピストン圧 F 2 水準と仕事エネルギー Q/A 2 水準をそれぞれ変化させた耐久テストをおこない摩耗量を計測した。このグラフから、初期摩耗率はディスク面圧と仕事エネルギーに対し、線形の関係にあることがわかった(Fig. 7)。

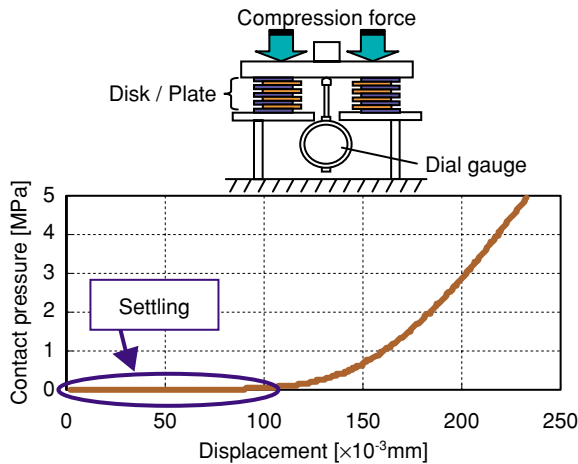


Fig. 5 Compression-displacement property

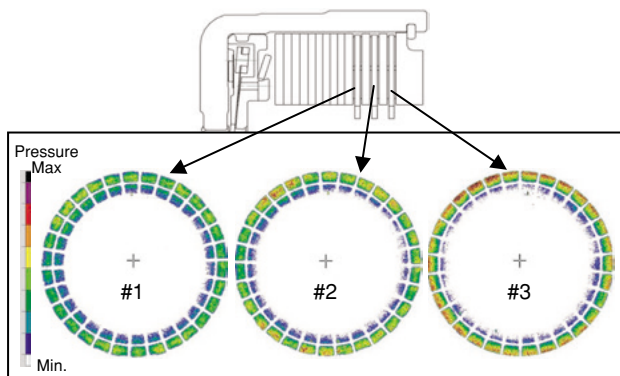


Fig. 6 Measured 3-disk clutch pressure distribution

3.2. 定常摩耗と温度の相関

定常摩耗率は初期摩耗率に比べるとはるかに小さい。すなわち、定常摩耗領域に入ると1サイクル当りのダメージが極めて小さくなり、長期耐久性を維持するという湿式クラッチの特徴をよく示している。しかしながら、僅かとはいえ定常領域で右肩上がりのカーブを示していることから(Fig. 3)、ここでの影響因子を考察した。先に述べたように摩擦材にはフェノール樹脂が含まれており、摩擦材は温度が上がるにつれ少しずつその重量を減らし、ある温度で一

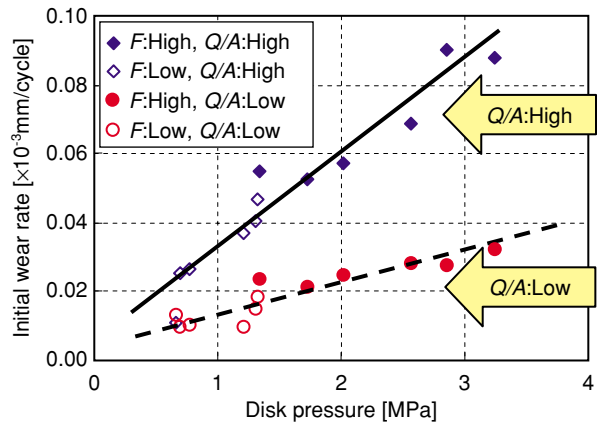


Fig. 7 Correlation of initial wear and disk pressure

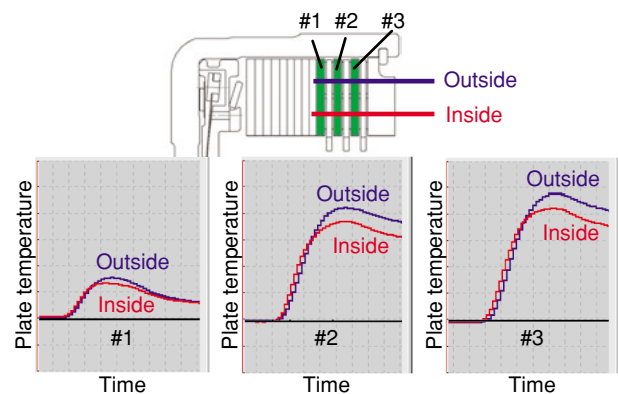


Fig. 8 Measured 3-disk clutch plate temperature

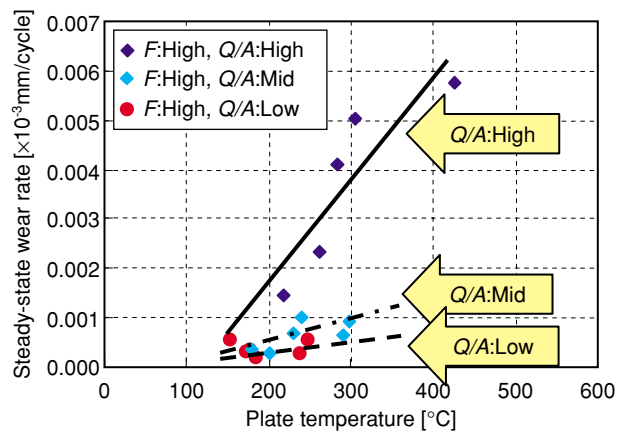


Fig. 9 Correlation of steady state wear and plate temperature

気に減少する特性を持つことが TG 分析(熱重量分析)などから知られている。

そこで、温度が定常摩耗率になんらかの関係があると考え、ディスク3枚仕様でおこなった耐久テスト結果の定常摩耗量を係合時の最大温度で整理した。温度は各プレートに埋め込んだ熱電対により計測した(Fig. 8)。運転条件として、ピストン圧を固定した状態で、仕事エネルギー3水準を変化させた。その結果、仕事エネルギーの高い条件では定常摩耗率と最大温度との間により相関が観られたが、仕事エネルギーの低い領域では抽出した摩耗量そのものが小さいことからやや曖昧な結果となった(Fig. 9)。

4. シミュレーション技術の開発

ディスク摩耗のメカニズム解析から、初期摩耗率は面圧と相関が観られ、定常摩耗率は最大温度と関係があるものと考え、次に面圧分布及び、温度分布を定量化することを考える。定量化には構造解析手法を用いた。

4.1. ディスク面圧シミュレーション

Fig. 10に面圧分布シミュレーションに用いた構造解析モデルを示す。

解析モデルは周期対称弾性体モデルとしており、これの整数倍で完全なクラッチ形状となるよう角度を選んでいる。ディスクは芯板と摩擦材で構成されている。そのため面圧解析では摩擦材の面積を忠実に再現する必要がある。シェル要素で摩擦材をモデル化し、ディスク表面に貼りつけた。また、摩擦材の圧縮・変位特性を接触面の特徴として解析に導入した。Fig. 11に代表的な摩擦材セグメント形状による面圧分布の結果を示す。各ディスクでの面圧分布はピストンの押し方やスナッピングの受け方、さらには枚数や板厚などで変化するため一様ではない。

次にシミュレーション精度を検証するため、タクトイルセンサによる面圧測定値(Fig. 12)と比較した。比較した位置は各ディスクの摩耗量を計測している二箇所とした。その結果、Fig. 13に示すように誤差はプラスマイナス 15%以内であることがわかった。

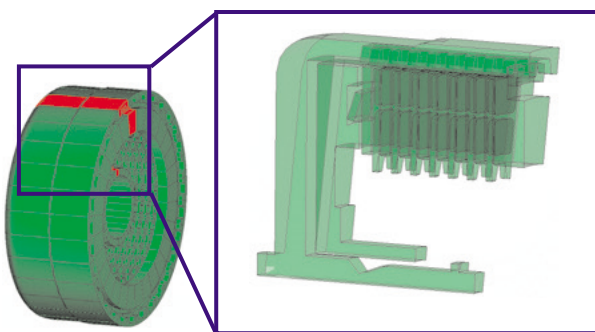


Fig. 10 Analysis model for contact pressure distribution

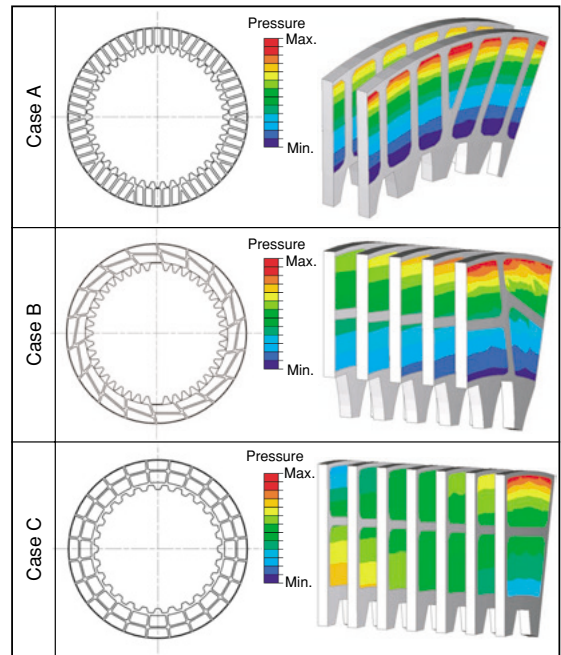


Fig. 11 Results of contact pressure distribution analysis

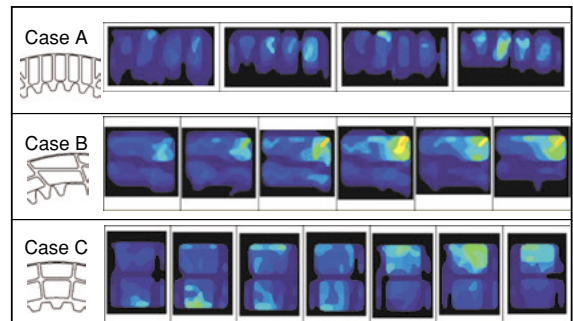
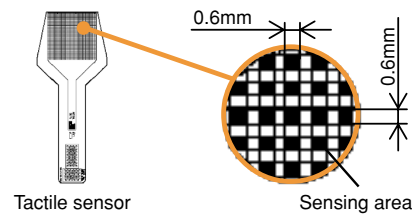


Fig. 12 Contact pressure distribution measurements

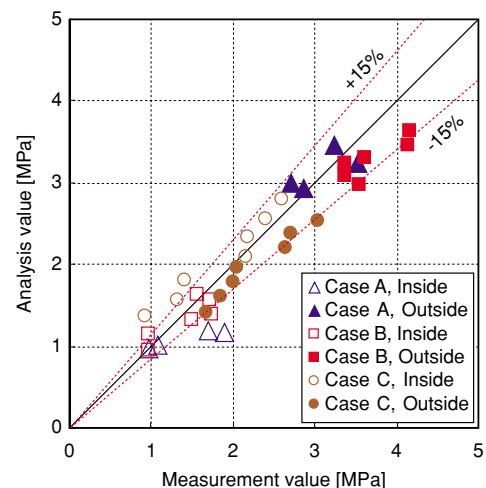


Fig. 13 Accuracy of contact pressure distribution analyses

4.2. プレート温度シミュレーション

温度分布シミュレーションには過渡伝熱解析手法を用いる。この手法を用いるには同一材料内での伝熱速度を表す熱伝導率、接触面を介して熱の授受割合を規定する熱伝達係数及び、潤滑や大気による熱引きを表す熱拡散係数と呼ばれる熱物性値を同定することが不可欠である。そこで、これら三つの熱物性をひとつずつ同定するための温度計測及び、シミュレーションをおこなった。ここでは熱物性のひとつである熱伝達係数の同定方法について述べる。

Fig. 14 に熱伝達係数を求めるためのテスト装置を示す。定盤の上にプレートとウェットな状態のディスクを交互に積み重ね、所定の面圧になるよう圧力をかける。さらに最上部のプレートをヒータで加熱し、途中のプレート温度を熱電対で計測した。Fig. 15の測定結果からも明らかなように下層のプレートほど温度上昇が遅くなる。

一方、これをシミュレートするため、定盤を含めた過渡伝熱解析モデルを作成し、各プレートの温度履歴が同じになるように熱伝達係数を調整した。最終的に得られた計算による温度履歴を Fig. 15 に破線で示した。両者はよい一致を示しており、同定した熱伝達係数の確からしさを証明することができた。

このようにして同定した三つの熱物性値を用いて、ク

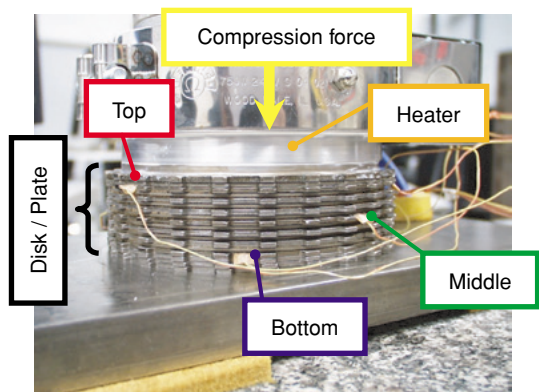


Fig. 14 Measurement apparatus for identifying heat transfer coefficient

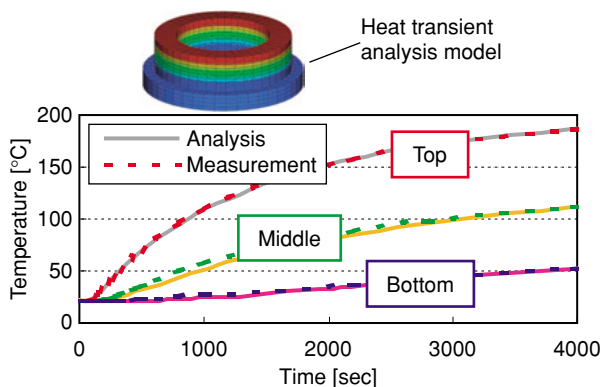


Fig. 15 Identification of heat transfer coefficient

ラッチ係合時の温度分布シミュレーションをおこなった。その際に熱流束を荷重条件として全ディスク面に与える必要がある。任意位置での熱流束 q_i は次の式で計算される。

$$q_i = r_i \times \mu_i \times p_i \times \omega$$

r : 半径位置 μ : 動摩擦係数 p : 面圧

ω : すべり速度 i : 位置変数

ここで、動摩擦係数はSAE#2性能試験により得られたものを用いており、面圧、すべり速度及び、温度の関数として扱った(Fig. 16)。

また、面圧については面圧分布シミュレーションの結果を用いた。Fig. 17 に示すように Q/A を変化させた際の係合過程の各プレート最大温度をよく再現できていることがわかる。しかしながら、詳細に見ていくとピストン側から数えて#6や#7プレートでは温度の誤差が大きくなっている。

そこでプレート温度の上昇分について誤差を調べた結果、

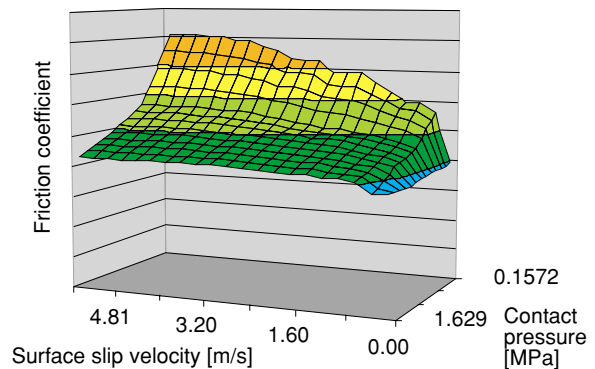


Fig. 16 Dynamic friction coefficient

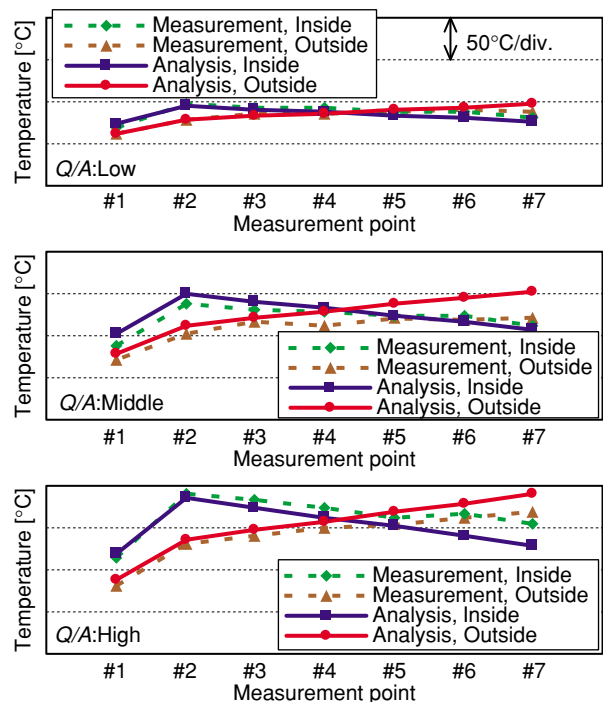


Fig. 17 Plate temperature distribution

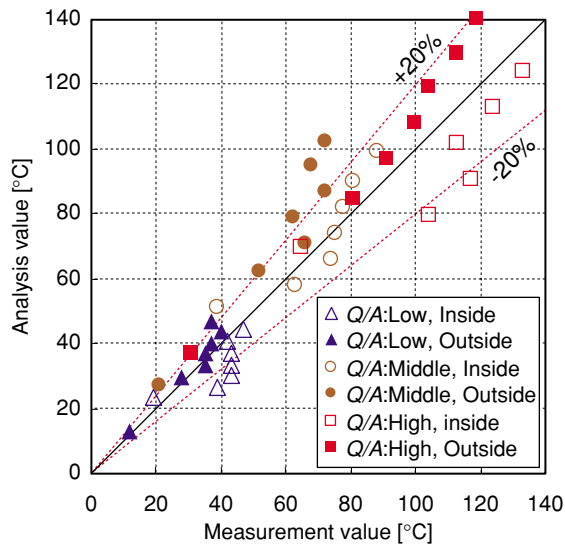


Fig. 18 Accuracy of temperature distribution analyses

プラスマイナス 20%前後となることがわかった (Fig. 18). これはシミュレーションの中で潤滑油による熱引きの効果を表す熱拡散係数をすべてのプレートで一定としていることが原因と考えられる. 今後, クラッチ内部での潤滑油の流れを明らかにしていくことでこの誤差は小さくしていくことが可能と考えられる.

5. 摩耗量予測技術の開発

5.1. 摩耗履歴の計算手法

シミュレーション技術の開発により係合時のディスク面圧分布やプレート温度分布を定量化できるようになったことから, 実際のクラッチ仕様を用いて耐久摩耗量 (Fig. 19 破線) との相関を改めて調べた.

その結果, Fig. 20 では初期摩耗率とディスク面圧との線形関係が, また, Fig. 21 では定常摩耗率とプレート温度との線形関係が得られ, 先の摩耗メカニズム解析の結果を裏付けた.

ここで重要なのは線形関係が得られたということであり, それぞれの傾き K_i , K_s が既知となることで摩耗履歴は次の簡単な式を用いて再現できることになる.

$$W_i = P \times K_i \times N$$

$$W_s = T \times K_s \times N$$

W_i : 初期磨耗量 W_s : 定常磨耗量

P : 面圧 T : 温度 N : サイクル数

また, 初期摩耗領域と定常摩耗領域に挟まれる遷移領域磨耗量 W_T は両者の平均値とした.

$$W_T = (W_i + W_s) / 2$$

Fig. 19 の実線は上記の式を用いて計算した摩耗履歴であり, 定性的にも定量的にもよく合致している. このよう

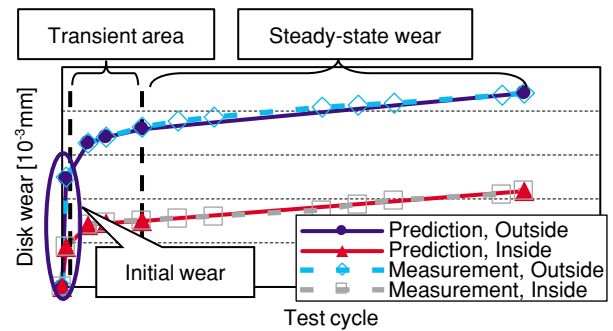


Fig. 19 Wear prediction for clutch disk

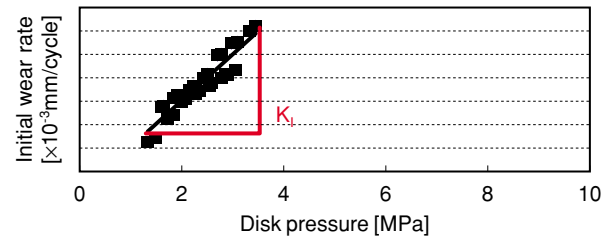


Fig. 20 Relationship between initial wear rate and pressure

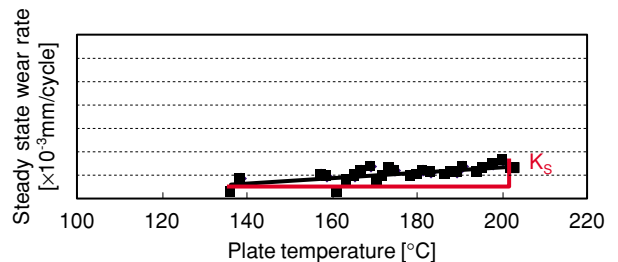


Fig. 21 Relationship between steady-state wear rate and temperature

に耐久テスト結果があれば, 傾き K_i , K_s を求めることで耐久履歴を表現できることがわかった. しかし, このままでは耐久テスト結果がないと摩耗量は予測できないという課題が残る.

5.2. 摩擦材の摩耗特性マップ

そこで, これらの関係式をクラッチ仕様も Q/A も異なるさまざまな耐久テスト結果にあてはめてみた. ただし, セグメント形状は異なっても良いが, 摩擦材の材料のみはすべて同一のものを使用した. その結果, 個々の耐久テストで傾き K_i , K_s は異なるものの仕事エネルギーの順に傾きが変わっていることが明らかになった. この関係を 3 次元グラフに表したのが Fig. 22 と Fig. 23 である. 任意の 10 仕様のクラッチを用いた耐久テスト結果が含まれている. これら二つのグラフは摩擦材固有の摩耗特性を 3 次元マップで表している.

摩擦材の摩耗特性マップが得られたことで, 任意のクラッチ仕様や運転条件に対し摩耗量計算に必要な傾き K_i , K_s を摩耗特性マップから補間して求めることができるようになった.

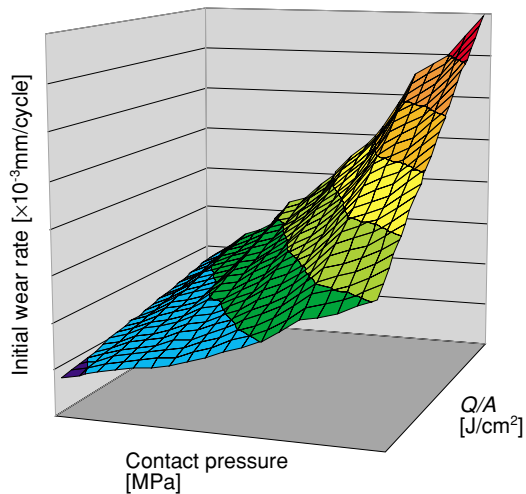


Fig. 22 Initial wear properties map

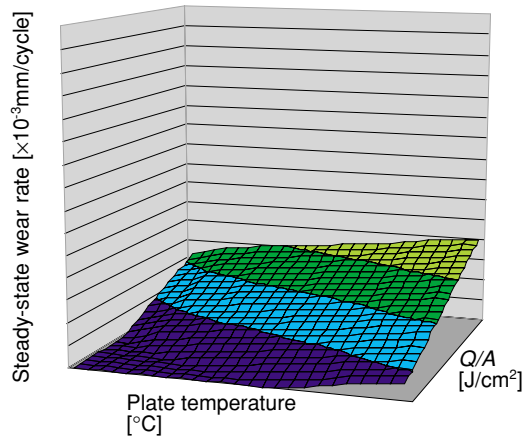


Fig. 23 Steady-state wear properties map

6. クラッチ設計初期段階での適用

クラッチサイズを大きくすることなくトルク容量を増加させる手段としてピストン形状を変更してクラッチ有効径を増やすことがよく検討される。Fig. 24にピストン押し位置の典型的な3形態を示す。クラッチ有効径の観点だけからいえば、内押し、平押し、外押しタイプの順にトルク容量は増加していく。しかしながら、摩耗量が大きくなってしまうのであれば、トルク容量が大きくても採用できないことがある。

そこで、今回開発した摩耗履歴の予測技術をこれらピストン3形態に適用してみた。Fig. 24に示すようにピストン押し位置によりディスク面圧分布は大きく変化している。内押しピストンは全ディスクにわたり均等な面圧分布を示しているが、平押し、外押しになるにつれディスク内周側に面圧が立たず、外周側に偏る傾向が見られる。プレート温度分布も基本的には面圧分布にならった傾向を示し、最大温度も増加していく (Fig. 25)。

次に、シミュレーションにより得られたディスク面圧分

布とプレート温度分布及び、摩擦材の摩耗特性を用いて、摩耗履歴を予測した結果を Fig. 26 に示す。それぞれ2本のラインは摩擦材内側セグメントの中央と外側セグメントの中央部での摩耗量を表している。各ディスクのうち摩耗量が多くなるディスクで比較した。最大許容摩耗量に至るまでのサイクル数でそれぞれの仕様を判断すると、内押しタイプが最も長寿命で、ついで平押し、外押しの順となる。さらに、このクラッチに要求されるサイクル数で判断すると外押しタイプは採用できない仕様となる。また、2本のラインの間隔を見てみると、内押しタイプはディスク面全体を使っているが、外押しタイプではディスク面の内側は摩耗せず使われていないこともわかる。

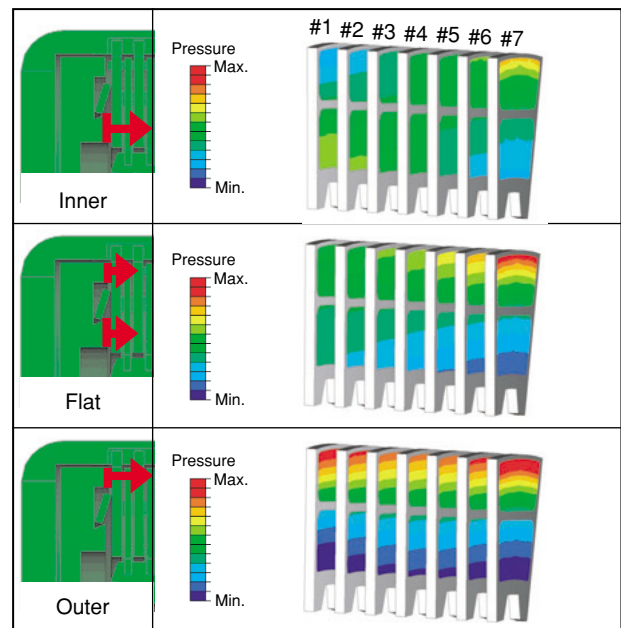


Fig. 24 Difference of contact pressure distribution

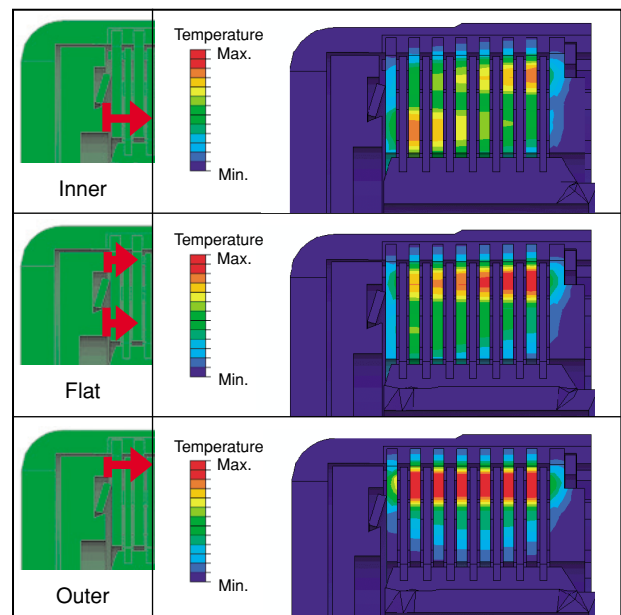


Fig. 25 Difference of temperature distribution

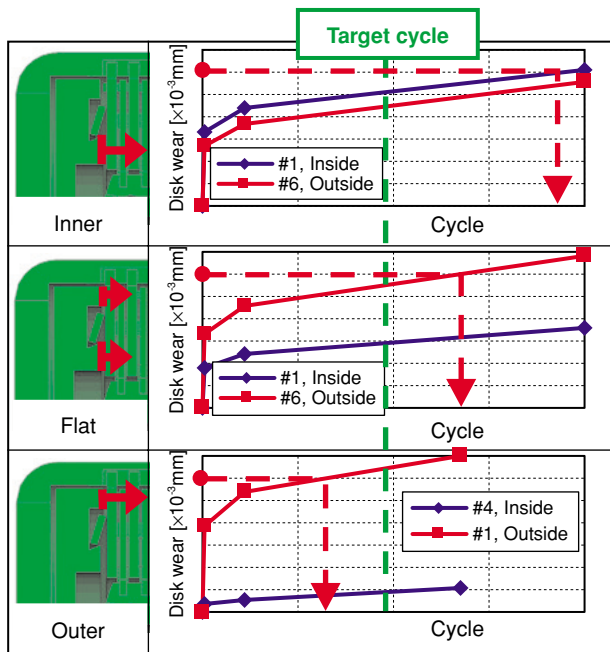


Fig. 26 Difference of amounts of wear

このように、設計初期段階でのクラッチ耐久性を含めた仕様設定を可能とした。

7. まとめ

クラッチ単体のディスク摩耗量を詳細に解析した結果、設計初期段階でクラッチ耐久性を含めた仕様設定をおこなうのに必要な以下の知見が得られた。

- (1) 初期摩耗量は面圧が、定常摩耗量は最大温度がそれぞれ主要因子であることを明らかにした。
- (2) ディスク面圧分布やプレート温度分布をシミュレートする解析技術を開発し、係合時のディスク面状態を定量化した。
- (3) 摩擦材固有の摩耗特性をとらえることで任意のクラッチ仕様や運転条件に対し、摩耗量予測を可能にした。

8. あとがき

湿式多板クラッチの構造は数十年前から存在しているが、その摩擦特性の発現^{(6), (7)}や振動問題、さらには潤滑油の流れ⁽⁸⁾などいまだ完全に解明されているとはいえない。湿式多板クラッチはトライボロジの代表格であることから、すべてを定量化していくには困難を伴うが、実際に役立つ工学的なアプローチを今後も続けていきたい。

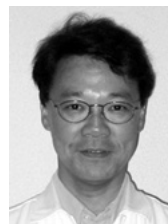
参考文献

- (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,

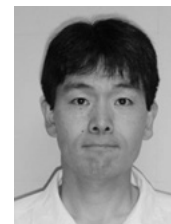
p.6-11(1994)

- (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) 井上真幸, 荒井康典, 畔上敏明, 平尾泰生: 4WD 用多板クラッチ係合時異音の低減研究, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.2, p.133-138
- (4) 加藤芳章, 赤坂量康, 千葉啓貴, 森泰志: 自動変速機用湿式摩擦材の摩擦特性解析, トライボロジスト, 第 39 巻, 第 12 号, p.71-78(1994)
- (5) 梶田伸一: フリクションプレートの係合メカニズム, NSK Technical Journal No.655, p.32-38(1993)
- (6) Haj-Fraj, A., Pfeiffer, F.: Modeling of Wet Clutches in Automatic Transmissions, The 2nd International Conference on Recent Advances in Mechatronics, p.9-15 (1999)
- (7) 三好達朗: フリクションプレートの気孔性と摩擦特性, NSK Technical Journal No.655, p.25-31(1993)
- (8) 三浦達人, 関根登, 畔上敏明, 村上康則: セグメント接着方式における自動車用湿式クラッチの摩擦特性について, HONDA Technical Review, Vol.10, p.142-149

■ 著 者 ■



齋藤 俊博



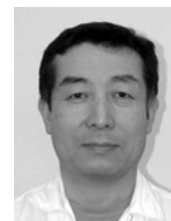
古手川 保



松浦 吉輝



田中 征一



大槻 王一