

ドッグクラッチ式トランスミッションにおける ドッグ歯の摩耗に関する研究

Research on Dog Teeth Wear in Dog Clutch Transmissions

牧 田 宏 之*

Hiroyuki MAKITA

要 旨

ドッグクラッチ式トランスミッションにおいて、ドッグ歯の過大な摩耗はトランスミッションの機能に影響を与え、スムーズな走行を阻害する要因となる。そこで、変速時のトランスミッションの挙動解析を通じて、ドッグ歯の摩耗メカニズムを明確にした。また、ドッグ歯に負荷される接触応力の計算手法を構築し、接触応力とドッグ歯の摩耗量に高い相関が得られることを確認した。

この手法を用いることで、設計初期段階においてドッグ歯の摩耗に関する精度の高い仕様検討が可能となった。

ABSTRACT

In dog clutch transmissions, the excessive wear of dog teeth affects the functions of transmission and becomes a factor to obstruct smooth operation. Therefore, a study was conducted to clarify the wear mechanism of dog teeth by analyzing the operations in transmissions during dog clutch engagement.

In addition, a method of estimating the contact stress applied to the dog teeth was developed, and it was confirmed that contact stress is highly correlated with the degree of dog teeth wear.

Use of the developed method enabled accurate investigation in the early stage of designing on specifications which are related to dog teeth wear.

1. はじめに

小型軽量化およびコストメリットの要求から、自動二輪車の有段変速機にはドッグクラッチが広く採用されている。ドッグクラッチ式トランスミッションは、シンクロ式トランスミッションのように変速時の回転差を吸収する同期機構を持たないため、ドッグクラッチへ大きな負荷が掛かる。

近年、自動二輪車エンジンの大排気量・高出力化に伴ない、駆動系部品の慣性モーメントやトランスミッションの回転数が増加し、ドッグクラッチへの負荷が増している。ドッグクラッチへの負荷が増すにつれてドッグ歯の摩耗 (Fig. 1) が大きくなり、過大に摩耗した場合には、変速不良

や走行中のギヤ抜けを発生させ、スムーズな走行を阻害する要因となる。

しかしながら、従来のドッグ歯の摩耗に関する机上検討は簡易的な計算によるものであり、仕様を決定する過程において試行錯誤を繰り返す場合があった。そこで、本研究ではドッグクラッチのドッグ歯の摩耗メカニズムを明確にするとともに、ドッグ歯の摩耗量を精度良く予測する数値評価手法を構築し、開発効率の向上を目指した。

2. ドッグクラッチ式トランスミッション概要

一般的な自動二輪車のドッグクラッチ式トランスミッションを、Fig. 2 に示す。ライダーは左足でシフトレバーを操作し、シフトレバーと結合されたシフトスピンドルを介して、シフトドラムを回転させる。シフトドラムが回転することで、シフトドラム外径部に設けられた溝に沿って、シフトフォークがトランスミッションの軸方向にスライドする。シフトフォークはドッグクラッチが設けられたシフトの溝に挿入されており、シフトがスプライン軸上をスライドしてドッグクラッチが噛合う。



Fig. 1 Dog teeth wear

*二輪 R&D センター

ドッグクラッチ噛合い時、変速対象のギヤ（シャフトに対して回転自由）とシフト（シャフトにスプライン嵌合）に回転差があり、両者のドッグ歯が噛合う際に衝撃トルクが発生する。この時、ドッグ歯が摩耗していると軸方向分力が発生し（Fig. 3）、ドッグクラッチが噛合えず、変速不良が発生する。

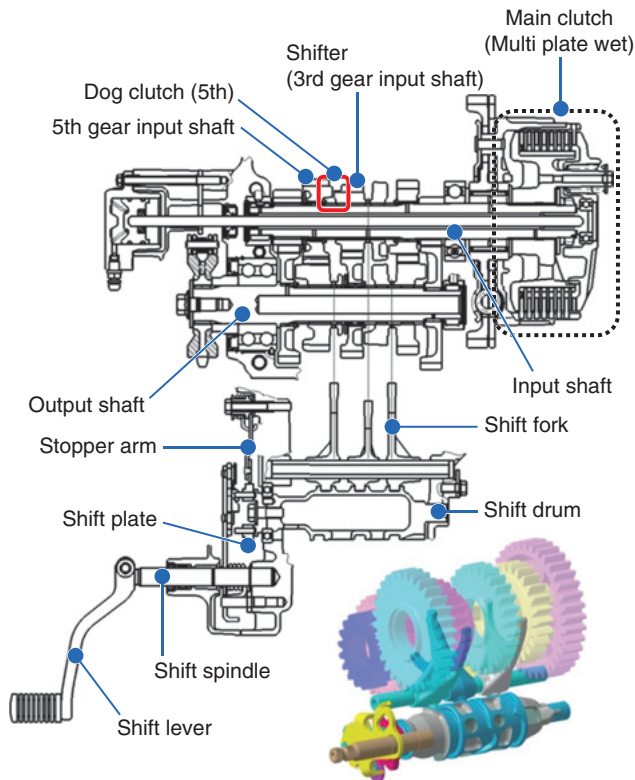


Fig. 2 Structure of dog clutch transmission

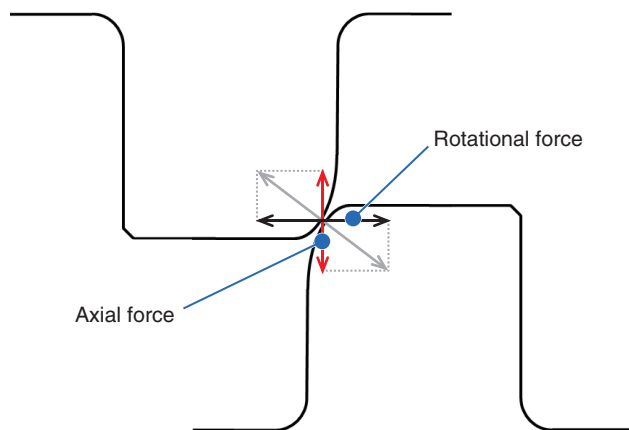


Fig. 3 Axial force on dog teeth

3. 変速時のトランスミッション挙動

ドッグ歯の摩耗メカニズムを明確にするため、変速時のトランスミッション挙動を確認した。代表例を、Fig. 4 及び Fig. 5 に示す。両図は同時に計測したデータであるが、

容易に視認できるようにインプットシャフト・トルクのみを共通データとし、データを分割して示した。

Fig. 4 に、シフトドラムとシフトスピンドルの回転角、インプットシャフト・トルクの計測データを示す。変速時は、まずクランクシャフトとインプットシャフトの間に配置されたメインクラッチにより、エンジンとトランスミッションの動力伝達が遮断される。これによって、トランスミッションに掛かっている負荷が抜けると、ライダーの操作によりシフトドラムが回転し始める。シフトドラムが回転することでシフトがスライドし、ドッグクラッチが噛合う。

ドッグクラッチが噛合った時、インプットシャフトには連続して2回トルク変動が発生している。シフトドラムはライダーから回転力を受け続けているが、ライダーはインプットシャフトに生じたトルクに打ち勝つほど大きな力を発生できないため、シフトドラムの回転が止められている。（図に示した例では、最大噛合い深さの30%程度の深さで、シフトドラムの回転が止められている。）その後、インプットシャフトに生じたトルクが抜けると、再びシフトドラムが回転し始め、ドッグクラッチが完全に噛合う。

このように、ドッグクラッチが噛合う瞬間には、シフトドラムの回転が止められるような大きなトルクが作用している。このトルクが抜けるまでは、ドッグ歯の噛合い深さは変わらない。このため、噛合いが浅い状態でドッグ歯が噛合った場合、ドッグ歯に大きな接触応力が作用する。ドッグ歯における摩耗は先端から徐々に進行していくため、このような噛合いが浅い場合の負荷が、摩耗の要因であると考えられる。

次に、Fig. 5 にエンジン、インプットシャフト、アウトプットシャフト及びリヤホイールの各角速度、インプットシャフト・トルクの計測データを示す。なお、各軸の角速度は、全てドッグクラッチがある軸へ等価した角速度である。メインクラッチによって駆動力が遮断されると、インプットシャフトは慣性で一定の角速度を維持する。アウトプットシャフトも、車体慣性で安定して回転しているリヤホイールとともに一定の角速度を維持する。ドッグクラッチが噛合った瞬間、インプットシャフトとアウトプットシャフトの角速度が急激に変化し、お互いの角運動量が交換され、1回目の衝撃トルクが発生する。この時、リヤホイールの角速度は変化していない。これは、アウトプットシャフトとリヤホイールは弛みをもったドライブチェーンを介して接続されており、両者が1回目の衝突の瞬間には分断されているためである（Fig. 6）。

その後、1回目の衝突によってアウトプットシャフトの角速度が上昇することでドライブチェーンの弛みがとれる。弛みがとれた瞬間に、トランスミッション系と車体系がドライブチェーンを介して衝突し、2回目の衝撃トルクが発生する（Fig. 6）。2回目の衝撃トルクの負荷が抜けた

後、減速側に3回目、4回目の衝撃トルクが発生しているが、この時点では既にドッグクラッチは最大噛合い深さに達しており（シフトドラム回転角が、次のギヤポジションである60 degまで達している）、減速側のトルクはドッグ歯先端の摩耗には影響しない。したがって、ドッグ歯の摩耗の要因となる負荷は、1回目と2回目の衝撃トルクである。一般的に、車体側にはリヤホイールにダンパが設けられており、車体側のねじり剛性はトランスミッションと比較し

て十分に低く、車体との衝突である2回目の衝撃トルクは1回目より小さくなる。そこで、本研究では1回目の衝撃トルクを用いてドッグ歯に掛かる接触応力（単位面積当たりにかかる力）を求め、ドッグ歯の摩耗量予測を試みる。

なお、ドッグ歯の摩耗で問題となるのは噛合い深さ方向であり、ドッグ歯の摩耗量はFig. 7のように定義し、評価する摩耗量は変速対象のギヤとシフトの摩耗量を足し合わせたものとする。

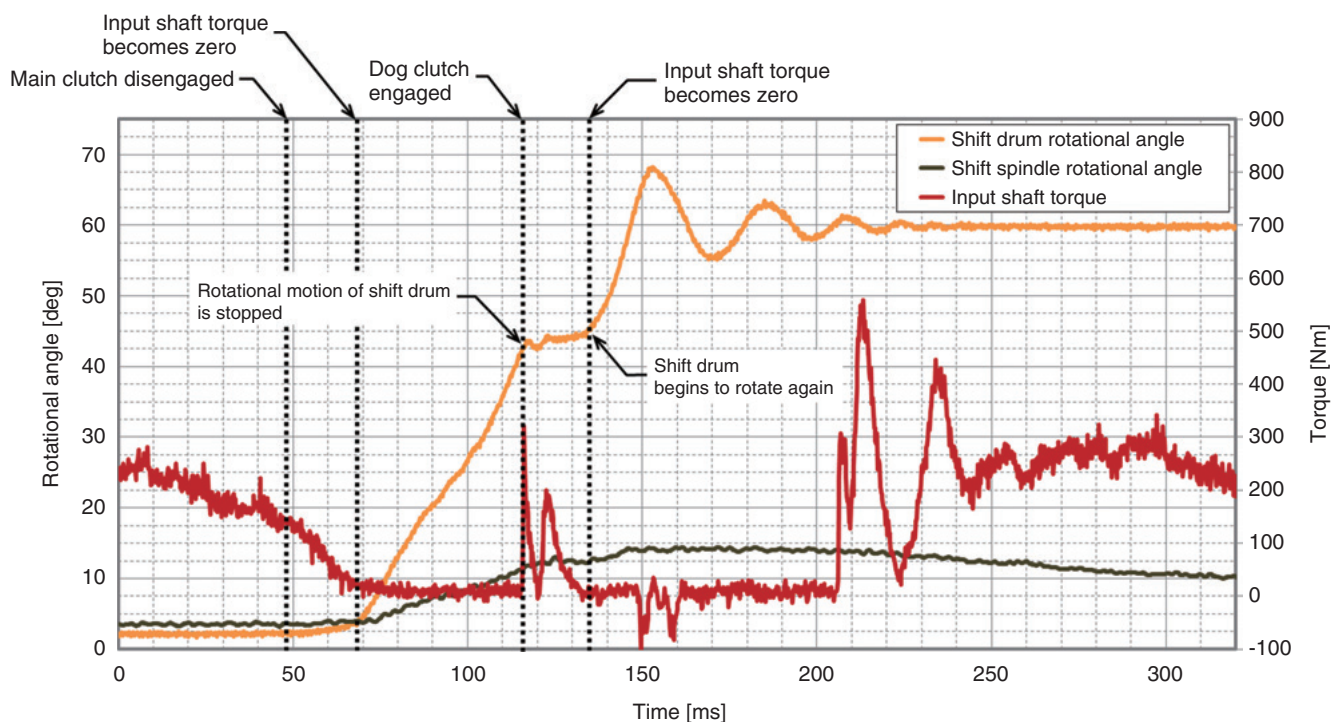


Fig. 4 Time history of rotational angle and torque when dog clutch engages

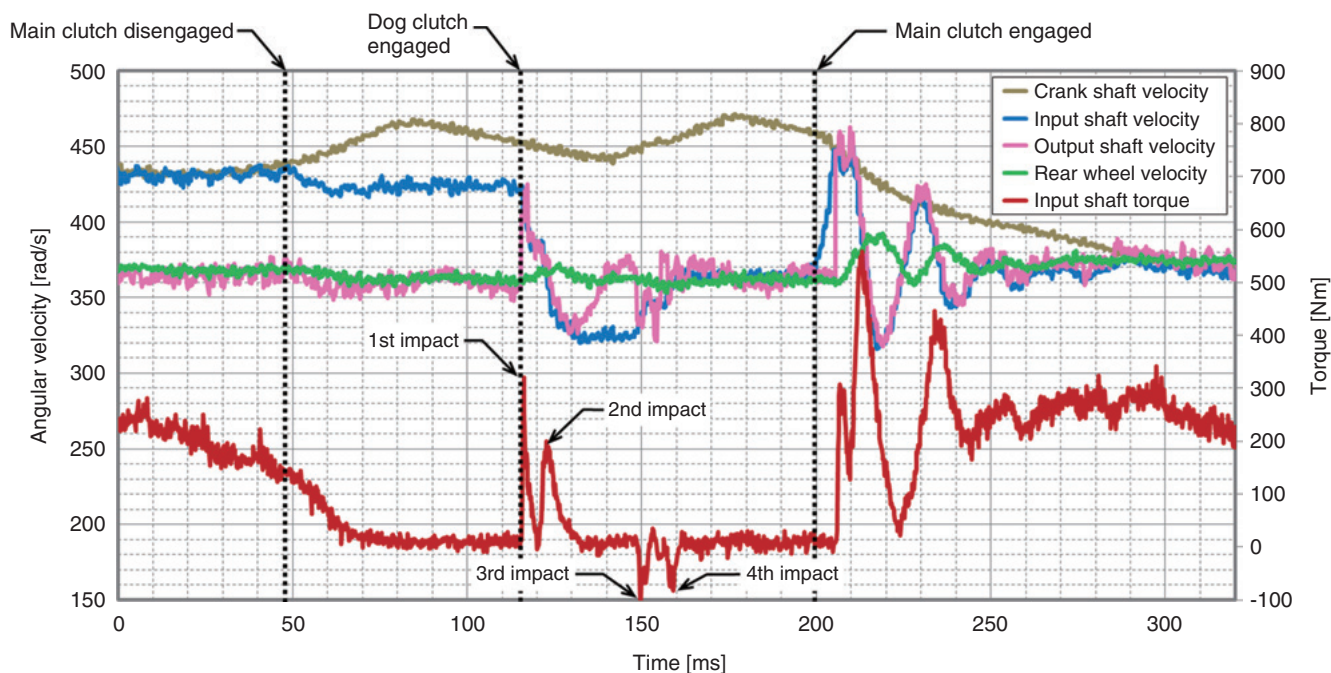


Fig. 5 Time history of angular velocities and torque when dog clutch engages

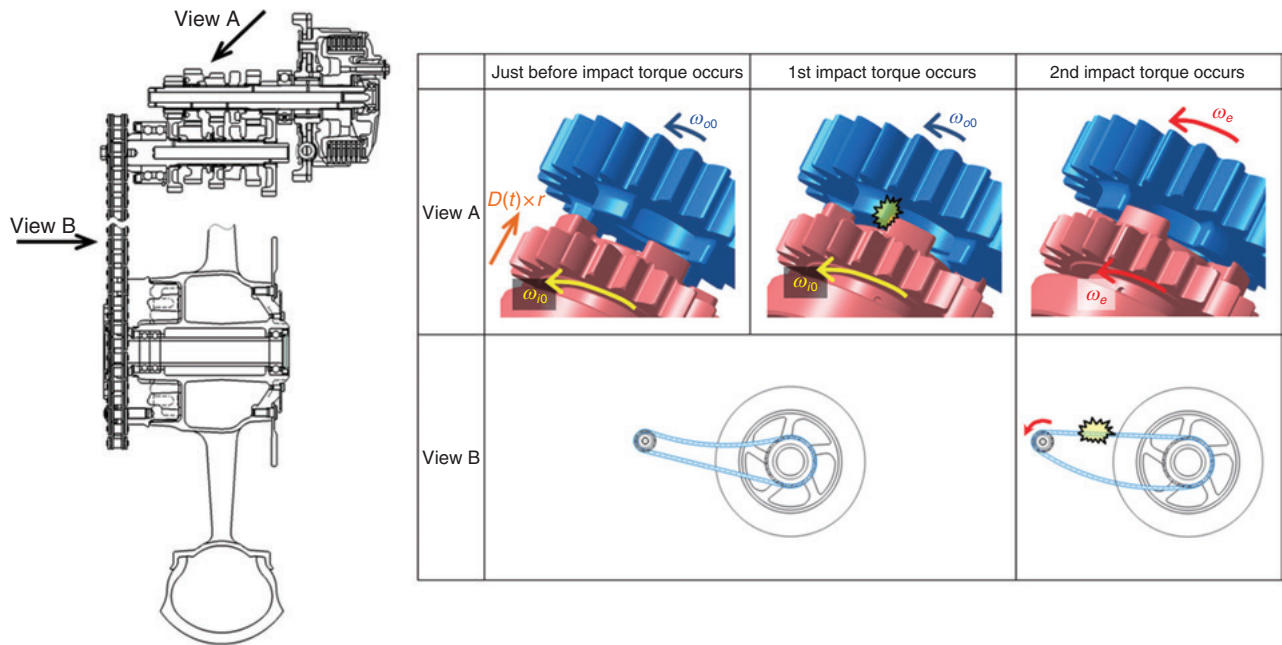


Fig. 6 Transition of drive-system action

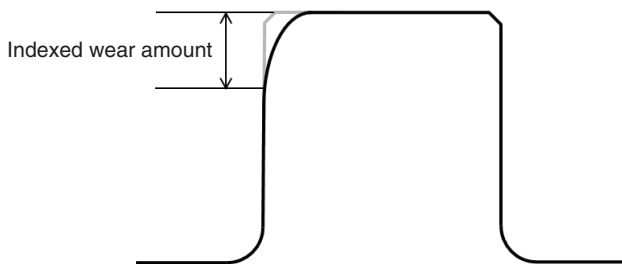


Fig. 7 Definition of Indexed wear amount

4. ドッグクラッチ噛合い時の衝撃トルク

ドッグ歯に掛かる接触応力を求めるため、まずドッグクラッチ噛合い時に生じる1回目の衝撃トルクについて考える。Fig. 2に示すようにトランスミッションは多自由度系であり、複雑な挙動を示すと考えられるが、巨視的には、回転差を持った「インプットシャフト系」と「アウトプットシャフト系」の衝突である。そこで、ドッグクラッチの衝突を「インプットシャフト系」と「アウトプットシャフト系」の二自由度系に置換して、衝撃トルクを求める。

トランスミッションの運動は回転系であるが、Fig. 8に示す直線運動の力学モデルに置き換えると、理解しやすい。まず始めに、ドッグクラッチの噛合い時に減衰を考慮する必要があるか否かを検証するため、反発係数を確認した。供試品は、一般的にトランスミッションに用いられる低炭素クロムモリブデン鋼に浸炭処理したものを用いた。トランスミッションの角速度に車体（リヤホイール）側の影響が出ないように、ドライブチェーンが無い状態で試

験を実施した結果、衝突前後の角速度から求めた反発係数は0.98であり、減衰は無視できることが確認できた。したがって、ドッグクラッチ噛合い時の運動方程式は減衰項を無視して、次式で与えられる。

$$I_i \cdot \ddot{\theta}_i = K \cdot (\theta_o - \theta_i)$$

$$I_o \cdot \ddot{\theta}_o = K \cdot (\theta_i - \theta_o)$$

なお、インプットシャフト系とアウトプットシャフト系が接触し始めた時点を、 $t=0$ とする。

ここで、ねじりばね定数 K は、インプットシャフト系の等価ねじりばね定数 k_i とアウトプットシャフト系の等価ねじりばね定数 k_o を直列結合したものであり、

$$K = \frac{k_i \cdot k_o}{k_i + k_o}$$

で与えられる。

次に、インプットシャフト系とアウトプットシャフト系の相対ねじれ角を θ ($\theta = \theta_i - \theta_o$)、さらに

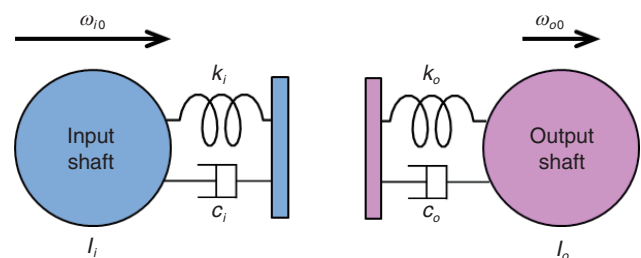


Fig. 8 Impact model

$$I = \frac{I_i \cdot I_o}{I_i + I_o}$$

とすると、運動方程式は次式のように整理される。

$$I \cdot \ddot{\theta} + K \cdot \theta = 0$$

初期条件は $t = 0$ の時、 $\theta = 0$ 、 $\dot{\theta} = (\omega_{i0} - \omega_{o0})$ であるから、解は次式で与えられる。

$$\theta = \frac{(\omega_{i0} - \omega_{o0})}{\omega_n} \cdot \sin(\omega_n t)$$

$$\omega_n = \sqrt{K/I}$$

したがって、ドッグクラッチ噛合い時の衝撃トルクを T とすると、加速側のトルクを正として、次式で表わされる。

$$T = \omega_n \cdot \frac{I_i \cdot I_o}{I_i + I_o} \cdot (\omega_{i0} - \omega_{o0}) \cdot \sin(\omega_n t)$$

また、最大衝撃トルク T_{max} が生じるのは $t = \pi/(2\omega_n)$ の時であり、 T_{max} は次式で与えられる。

$$T_{max} = \sqrt{\frac{k_i \cdot k_o}{k_i + k_o} \cdot \frac{I_i \cdot I_o}{I_i + I_o}} \cdot (\omega_{i0} - \omega_{o0})$$

I_i : インพุットシャフト系等価慣性モーメント [kg・m²]

I_o : アウトพุットシャフト系等価慣性モーメント [kg・m²]

θ_i : インพุットシャフト系等価ねじれ角 [rad]

θ_o : アウトพุットシャフト系等価ねじれ角 [rad]

k_i : インพุットシャフト系等価ねじりばね定数 [Nm/rad]

k_o : アウトพุットシャフト系等価ねじりばね定数 [Nm/rad]

ω_{i0} : インพุットシャフト系等価初期角速度 [rad/s]

ω_{o0} : アウトพุットシャフト系等価初期角速度 [rad/s]

ω_n : 固有角振動数 [rad/s]

t : 時間 [sec]

T : ドッグクラッチ噛合い時の衝撃トルク [Nm]

T_{max} : ドッグクラッチ噛合い時の最大衝撃トルク [Nm]

この最大衝撃トルク算出式の精度を確認するため、排気量 1000 cm³ の自動二輪車を用いてシフト時の回転差を変化させてトルクを計測した。なお、計測にはひずみゲージを用い、インพุットシャフト上のメインクラッチと 1st ギヤの間で測定した。試験結果と計算値を比較検証したところ、異なるギヤポジションなど、条件を変化させた場合においても誤差 10% 程度の高い精度を確認できた。代表例として、2nd ギヤへシフトアップした時の確認結果を Fig. 9 に示す。試験結果と計算値は良く一致しており、最大衝撃トルクの計算手法は妥当であることが確認できた。

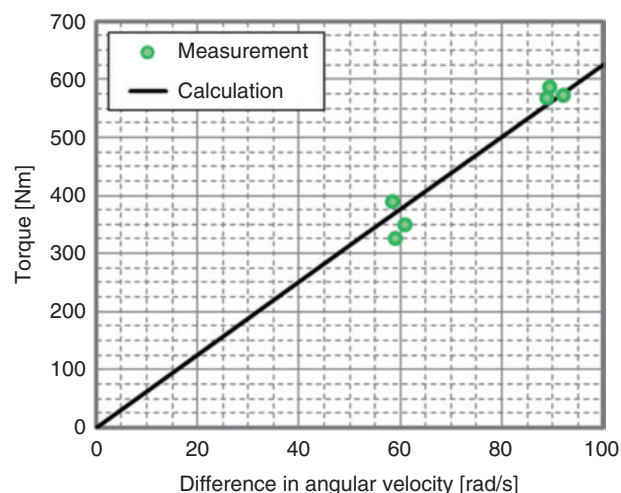


Fig. 9 Relation between impact torque and difference in angular velocity

5. ドッグクラッチの噛合い面積と接触応力

次に、ドッグ歯に掛かる接触応力を求めるため、負荷を受ける噛合い面積について考える。ドッグ歯の噛合い面積は、径方向の長ささと噛合い深さを乗じたものである (Fig. 10)。

$$A = L \times H$$

A : ドッグ歯噛合い面積 [mm²]

L : ドッグ歯径方向長さ [mm]

H : ドッグ歯噛合い深さ [mm]

径方向の長さ L は設計値から簡単に求まるが、噛合い深さ H はライダのシフトレバー操作特性 (時間に対する、シフトレバー操作部変位量の推移) や、ドッグクラッチの諸元などに影響される。そこで、噛合い深さに影響する因子を整理し、接触応力を求めることを考える。

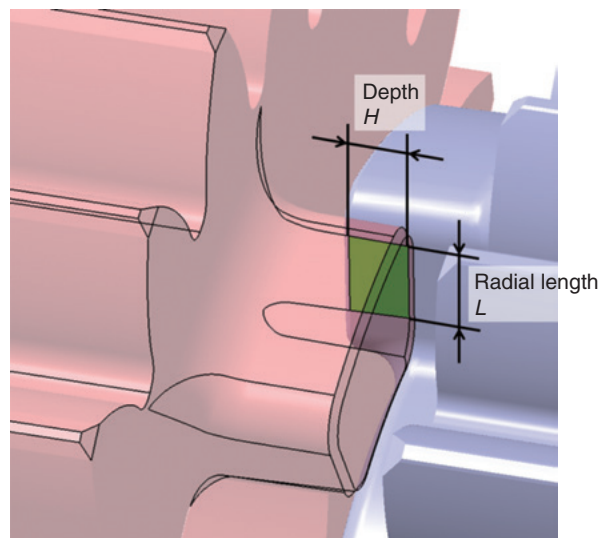


Fig. 10 Contact area of dog teeth

5.1. シフトレバー操作特性

ドッグ歯の摩耗は、エンジン回転数が高い条件下で発生しやすいことが分かっている。これは、変速時のエンジン回転数が高いほど、ドッグ歯が噛合う際の相対角速度が大きくなるためである。ドッグ歯の相対角速度が大きくなるほど、噛合い時の衝撃トルクが大きくなるとともに、噛合い深さは浅くなる。このため、ドッグ歯に掛かる接触応力が高くなり、ドッグ歯が摩耗しやすくなる。

そこで、本研究では加速時はスロットル全開でエンジン最高回転数にて変速し、減速時はスロットル全閉で変速後にエンジン最高回転数となるエンジン回転数で変速する条件で、ドッグ歯の噛合い深さに影響を及ぼす、ライダーによるシフトレバー操作特性を確認した。

5.1.1. ドッグ歯先端の当接有無による差異

ドッグ歯が噛合う時、ドッグ歯の先端同士が当接してから噛合う場合と、ドッグ歯の先端が当接することなく噛合う場合がある。両者の時間に対するシフトドラム回転角データの代表例を、Fig. 11 に示す。シフトドラムが回転し始めてからドッグ歯先端が当接するまでは、両者のシフトドラム角速度は同等である。その後、ドッグ歯先端が当接しない場合は、ほぼ一定の角速度でシフトドラムが回転し続ける。一方、ドッグ歯先端が当接する場合はシフトの動きが止められるため、シフトドラム角速度が一時的に 0 となる。当接し終わった後、シフトドラム角速度が徐々に増す特性となっており、明らかにドッグ歯先端が当接しない場合とは異なっている。したがって、シフトレバー操作特性は、ドッグ歯先端が当接するか否かで区別して考える必要がある。

本研究では、標準的なシフトレバー操作特性を求めるため、ライダー 10 名のシフトレバー操作特性を平均化し、以下の近似式を得た。

$$D_1(t) = \alpha \cdot t^4 + \beta \cdot t^3 + \gamma \cdot t^2 + \delta \cdot t$$

$$D_2(t) = \varepsilon \cdot t$$

$D_1(t)$: ドッグ歯先端が当接してから噛合う場合のシフトレバー操作部変位量 [mm]

$D_2(t)$: ドッグ歯先端が当接せずに噛合う場合のシフトレバー操作部変位量 [mm]

なお、ドッグ歯先端が当接する場合はドッグ歯先端が当接し終わった時、ドッグ歯先端が当接しない場合はドッグ歯先端がオーバーラップし始めた時を、 $t = 0$ とする。 α , β , γ , δ 及び ε は、計測結果から求めた定数である。

5.1.2. ニュートラルを通過する場合のシフトレバー操作特性

次に、1st ギヤポジションと 2nd ギヤポジションの間に

設けられているニュートラル・ポジション (以下、N と表記する) を通過する場合について確認した。Fig. 12 に 1st ギヤポジションから 2nd ギヤポジションへ変速した場合の、時間に対するシフトドラム回転角のデータを示す。なお、1st ギヤポジションはシフトドラム回転角 0 deg, 2nd ギヤポジションはシフトドラム回転角 60 deg であり、N はシフトドラム回転角 30 deg に位置している。Fig. 12 に示すデータから、N を通過した直後のシフトドラム回転角 35 deg 付近で、明らかにシフトドラムの角速度が変動していることが分かる。これは、ストッパアームのローラが、シフトプレートの N の 2nd ギヤポジション側凸部と接触するためである (Fig. 13)。

変速途中に N が無い場合、ローラは滑らかにシフトプ

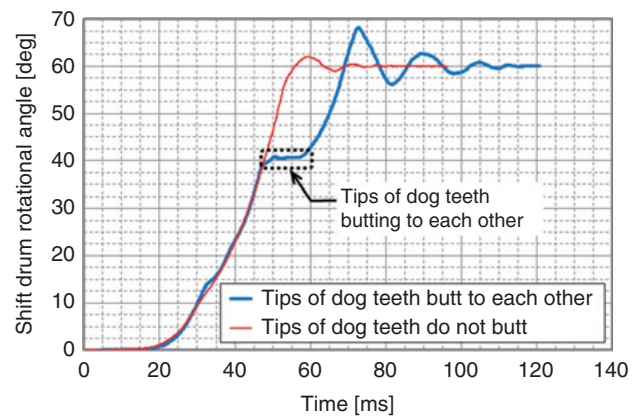


Fig. 11 Comparison of angular transition of shift drum

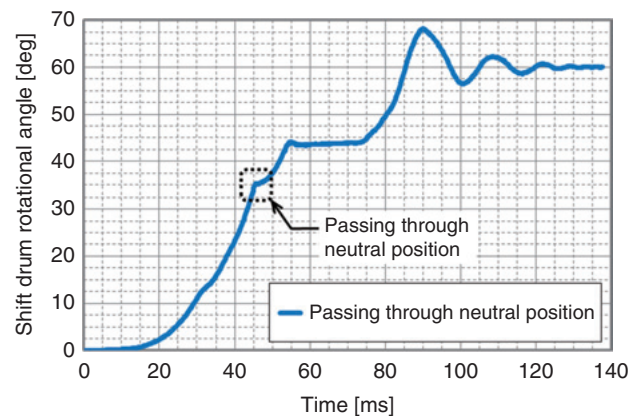


Fig. 12 Angular transition of shift drum in process of passing through neutral position

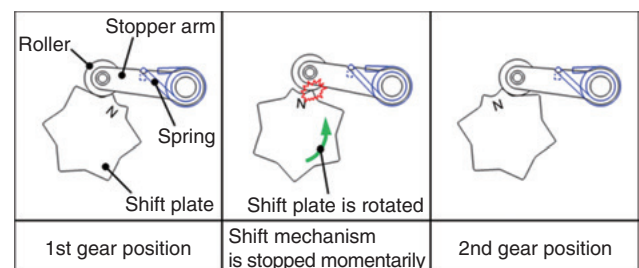


Fig. 13 Transition of shift mechanism action

レート上を移動する。一方、途中に N がある場合、ローラがシフトプレートの N の変速前のギヤポジション側 (Fig. 13 では 1st ギヤポジション側) 凸部を越えた後、ストッパアームに設けられたスプリングによって、ローラはシフトプレート中心方向に変位する。このため、シフトプレートの N の変速後のギヤポジション側 (Fig. 13 では 2nd ギヤポジション側) 凸部とローラが衝突し、シフトドラム角速度が低下する。この時、シフトドラム角速度は瞬間的に 0 まで低下し、その後、徐々に角速度が増す特性となっている。これは、ドッグ歯先端が当接する場合と同様の傾向を示している。そこで、Fig. 11 に示したドッグ歯先端が当接する場合のシフトドラム回転角データと、N を通過する場合のシフトドラム回転角データを重ね合わせて比較した (Fig. 14)。その結果、両者のシフトドラム回転角特性は同等であることが確認できた。したがって、N を通過する場合のシフトレバー操作特性は、ドッグ歯先端が当接してから噛合う場合の特性 $D_1(t)$ を用いて評価できる。

5.2. ドッグ歯先端が当接してから噛合う場合の接触応力

ドッグ歯先端が当接してから噛合う場合、当接している間はシフト操作が止められる。回転差によってドッグ歯先端の当接が解消されると、シフトが送られ、次のドッグ歯と噛合う。ドッグ歯の当接が解消されてから、次のドッグ歯に噛合うまでの時間だけ、シフトがスライドして噛合い深さを増すことができる。この時間をシフト可能時間 t_s とすると、回転差およびドッグ歯の数およびドッグ歯の角度 (Fig. 15) によって決定される。

$$t_s = \left\{ \frac{2\pi}{n} - (\theta_i + \theta_s) \right\} / (\omega_{i0} - \omega_{o0})$$

t_s : シフト可能時間 [sec]

n : 円周上に等角度間隔で配置されたドッグ歯の数

θ_i : 変速対象ギヤのドッグ歯角度 [rad]

θ_s : シフトのドッグ歯角度 [rad]

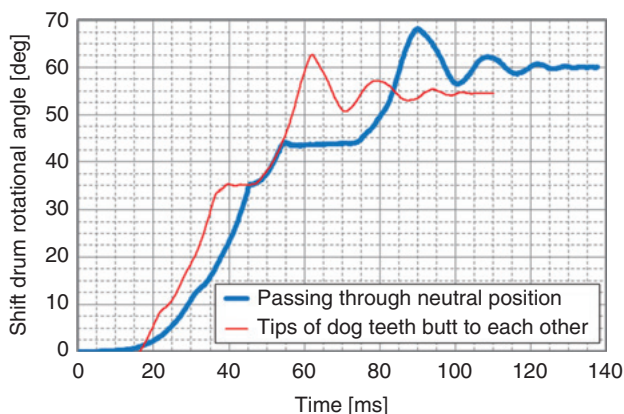


Fig. 14 Comparison of angular transition of shift drum with and without passage through neutral position

このシフト可能時間 t_s を $D_1(t)$ に代入すると、ドッグ歯が当接してから噛合う場合のシフトレバー操作部の変位量が求まる。設計値から求められるシフトレバー操作部の変位量に対するシフト変位量の比と、ドッグ歯先端の未使用時の面取り量 (以下、初期面取り量と表記する) から、ドッグ歯の噛合い面積は次式で与えられる。

$$A_1 = L \cdot (D_1(t_s) \times r - 2c)$$

A_1 : ドッグ歯先端が当接してから噛合う場合の噛合い面積 [mm²]

r : シフトレバー操作部の変位量に対する、シフト変位量の比

c : 変速対象ギヤおよびシフト、各々のドッグ歯先端の未使用時の面取り量 [mm]

以上より、ドッグ歯先端が当接してから噛合う場合の接触応力 σ_1 は、次式で与えられる。

$$\sigma_1 = \frac{T_{max} \cdot 10^3}{(P/2) \cdot n} \cdot \frac{1}{L \cdot (D_1(t_s) \times r - 2c)}$$

σ_1 : ドッグ歯先端が当接してから噛合う場合の接触応力 [MPa]

P : ドッグ歯の有効直径 [mm]

ただし、シフト可能時間が十分に長い条件下では、 $(D_1(t_s) \times r)$ が設計上の最大噛合い深さを超えてしまう場合がある。この場合は、 $(D_1(t_s) \times r)$ ではなく、設計上の最大噛合い深さをを用いて噛合い面積を求める。

5.3. ドッグ歯先端が当接せずに噛合う場合の接触応力

ドッグ歯先端が当接せずに噛合う場合は、ドッグ歯先端がオーバーラップし始めた時の位相によって噛合い深さが増化する。噛合い深さが最大となるのは、前述のシフト可能時間だけシフトが送られた場合である。また、最小噛合い深さは 0 mm をわずかに超える深さである。(噛合い深さが 0 mm では、ドッグ歯が噛合えない。) ドッグ歯が当接しない場合の噛合い深さは、この最大と最小の範囲で、任意の噛合い深さが同じ確率で発生する。そこで、噛合い深さが取り得る範囲の平均接触応力を、ドッグ歯先端が当接せずに噛合う場合の接触応力とする。

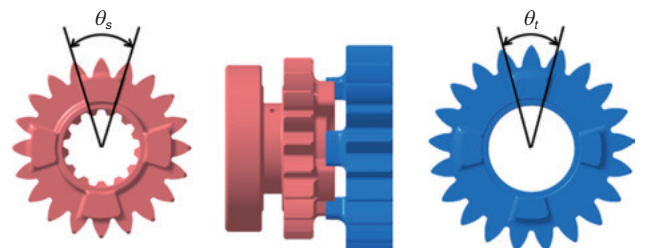


Fig. 15 Angles of dog teeth

ただし、噛合い深さがドッグ歯先端の初期面取り量以下となる場合は、面取りによって軸方向分力が発生する (Fig. 3)。このため、シフトが戻され、ドッグ歯は一度では噛合えない。このような弾かれが発生する場合は区別して考える必要があり、ここでは弾かれが発生しない条件での接触応力を考える。最小噛合い深さに 0 mm を超えて十分に小さい値として 10^{-5} mm を与えると、ドッグ歯先端が当接せずに噛合う場合の接触応力 σ_2 は次式で与えられる。

$$\sigma_2 = \frac{T_{\max} \cdot 10^3}{(P/2) \cdot n} \cdot \frac{1}{L} \cdot \frac{1}{(D_2(t_s) \times r - 2c) - 10^{-5}} \cdot \int_{10^{-5}}^{D_2(t_s) \times r - 2c} \frac{1}{H} dH$$

σ_2 : ドッグ歯先端が当接せずに噛合う場合の接触応力 [MPa]

5.4. 弾かれが生じる場合の接触応力

噛合い深さがドッグ歯先端の初期面取り量以下となる場合、前述の通り弾かれが発生する。弾かれが発生した場合のトランスミッション挙動を確認した結果、ドッグ歯が弾かれて一度噛合いが外れた後、シフト系にはライダから力が掛かり続けているため、すぐに弾かれが生じたドッグ歯の先端同士が当接する。その後、ドッグ歯先端の当接が解消されると、シフトが送られ、次のドッグ歯と噛合う。このように、弾かれが生じた場合は、1回の変速操作で2回衝撃トルクが負荷されるが、1回目の弾かれによる衝撃トルクはドッグ歯先端の初期面取り部に負荷されるため、ドッグ歯の摩耗進行には影響しない。したがって、2回目の衝撃トルクによる接触応力を求めればよい。ただし、2回目の衝撃トルクによる接触応力は、1回目の弾かれ時の影響を受けるため、まず1回目の弾かれ事象について論じる。

弾かれ発生時の衝撃トルクデータを確認すると、弾かれによる1回目の衝撃トルクはばらつきが大きく、トルクが小さい場合もあれば、非常に大きい場合もある (Fig. 16)。

この負荷の差は、ドッグ歯が衝突し始めてから噛合いが外れるまでに、どれくらい角運動量を交換したかによって決まる。このため、弾かれによる衝撃トルクが大きければ、角運動量の交換、つまりお互いの角速度の交換が進む。したがって、弾かれトルクが大きい場合、2回目の衝突時の回転差は1回目よりも十分に小さくなり、2回目の衝撃トルクは小さくなると予測される。ところが、実際には弾かれによる衝撃トルクが大きい場合でも、2回目の衝突時に大きな衝撃トルクが発生している。そこで、弾かれが発生した場合のトランスミッション挙動の詳細を確認した (Fig. 17)。

弾かれ発生時、相対的に慣性モーメントが小さいアウトプットシャフトの角速度は急激に上昇している。このため、弾かれ直後の回転差は、予測通り弾かれ直前よりも小さくなっている。ところが、弾かれた後に、一度上昇したアウトプットシャフトの角速度が、衝突前の角速度まで戻されている。このため、弾かれ後の2回目の衝突直前の回転差が予測よりも大きくなっている。これは、アウトプットシャフトの角速度が上昇することでドライブチェーンの弛みがとれ、ドライブチェーンを介して車体慣性の影響



Fig. 16 Time history of torque when dog clutch engages

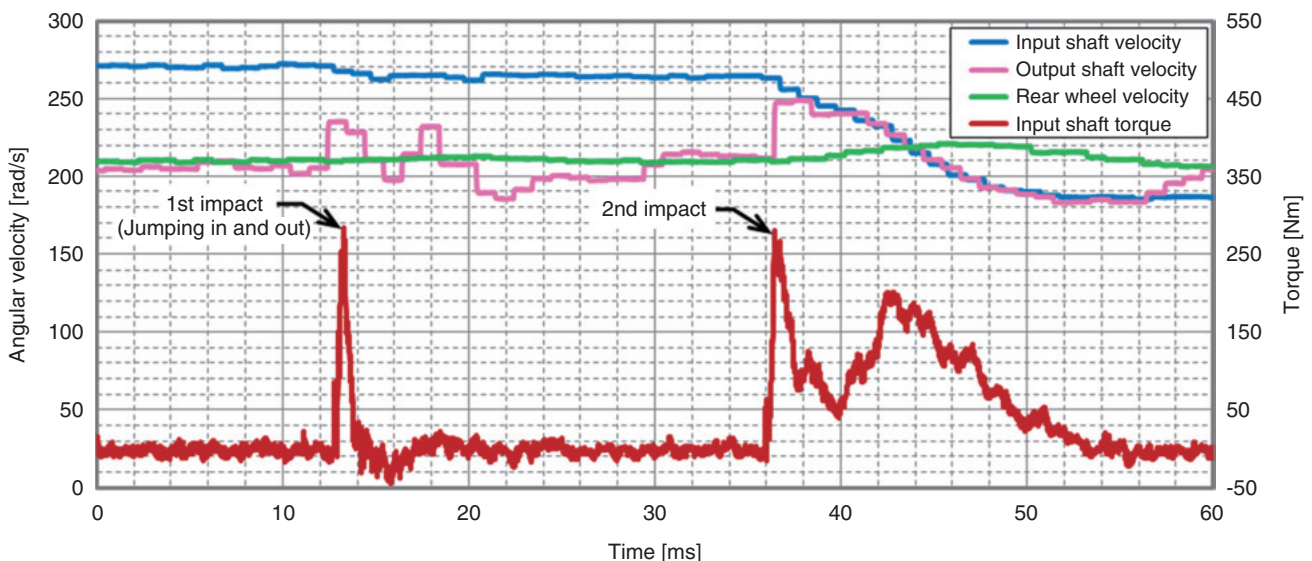


Fig. 17 Behavior of angular velocities and torque when jumping in and out

を受けるためである。車体の慣性モーメントはアウトプットシャフト系の慣性モーメントに比べて非常に大きく、アウトプットシャフトの角速度は車体と同じ角速度、つまり弾かれ前の角速度に戻される。したがって、アウトプットシャフトの角速度は、1回目と2回目の衝突前で同じである。ただし、インプットシャフトは1回目の弾かれによる角速度変化が維持されるため、2回目の衝突時の回転差は1回目の弾かれ時よりは小さくなる。

1回目の弾かれによるインプットシャフトの角速度変化量は、弾かれによって交換した角運動量の大小に依存する。弾かれ時にドッグ歯の噛合いが外れる瞬間は、衝撃トルクが最大値に至るまでの過程で訪れるため、弾かれによる1回目の衝撃トルクは0から T_{max} の間となる。弾かれによる衝撃トルクが0の場合、角運動量は交換されておらず、インプットシャフトの角速度は初期角速度と同じである。これは、弾かれが起こっていないのと同義であり、2回目(実質的には1回目)の衝撃トルクは T_{max} である。

次に、弾かれによる1回目の衝撃トルクが最大(T_{max})となる時を考える。この時、インプットシャフトの角速度は、最も低下する。1回目の弾かれによる衝突において、衝撃トルクが最大となるのはインプットシャフト系とアウトプットシャフト系の角速度が一致した瞬間である。この角速度が一致した瞬間の角速度を ω_e とすると、角運動量保存から次式が成立する。

$$\omega_e = \frac{I_i \cdot \omega_{i0} + I_o \cdot \omega_{o0}}{I_i + I_o}$$

弾かれによる1回目の衝撃トルクが最大の時、ドッグ歯の噛合いが外れた後のインプットシャフトの角速度は ω_e である。したがって、この後に生じる2回目の衝撃トルク T_{min} は、次式で表わせる。

$$T_{min} = \sqrt{\frac{k_i \cdot k_o}{k_i + k_o} \cdot \frac{I_i \cdot I_o}{I_i + I_o}} \cdot (\omega_e - \omega_{o0})$$

以上より、2回目の衝撃トルクの平均値 T_{mean} は次式で与えられる。

$$T_{mean} = \frac{1}{2} (T_{max} + T_{min}) = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{k_i \cdot k_o}{k_i + k_o} \cdot \frac{I_i \cdot I_o}{I_i + I_o}} \cdot (\omega_{i0} + \omega_e - 2\omega_{o0})$$

なお、2回目の衝突時のドッグ歯の噛合い面積は、ドッグ歯先端が当接してから噛合うため、 $L \cdot (D_1(t) \times r - 2c)$ で与えられる。ただし、インプットシャフトの角速度は初期から変化しており、シフト可能時間は次式で与えられる。

$$t'_s = \left\{ \frac{2\pi}{n} - (\theta_i + \theta_s) \right\} / (\omega_e - \omega_{o0})$$

以上より、弾かれが生じた場合の接触応力は、次式で表わされる。

$$\sigma_3 = \frac{T_{mean} \cdot 10^3}{(P/2) \cdot n} \cdot \frac{1}{L \cdot (D_1(t'_s) \times r - 2c)}$$

ω_e : 最大弾かれトルク発生直後の角速度 [rad/s]

T_{min} : 弾かれが生じた後のドッグクラッチ噛合い時における最小衝撃トルク [Nm]

T_{mean} : 弾かれが生じた後のドッグクラッチ噛合い時における平均衝撃トルク [Nm]

t'_s : 弾かれが生じた後のシフト可能時間 [sec]

σ_3 : 弾かれが生じた場合の接触応力 [MPa]

5.5. ニュートラルを通過する場合の接触応力

前述の通り、Nを通過するか否かでシフトレバー操作特性が異なるため、Nを通過する場合について考える。ただし、ドッグ歯先端が当接してから噛合う場合(弾かれが生じる場合を含む)は、N通過後にドッグ歯先端の当接によってシフト操作が止められてしまうため、Nを通過した時の影響を考慮する必要がない。したがって、ドッグ歯先端が当接せずに噛合う場合だけ、Nを通過する影響を考慮すればよい。

ドッグ歯先端が当接せずに噛合う場合、噛合い深さはドッグ歯先端がオーバーラップし始めた時の位相によって変化する。噛合い深さが最大となるのは、ドッグ歯先端がオーバーラップし始めてから、シフト可能時間 t_s だけシフトが送られた場合である。Nを通過する場合のシフトレバー操作特性は、ドッグ歯先端が当接してから噛合う場合の特性 $D_1(t)$ を用いて評価すればよいことが分かっている(Fig. 14)。ただし、Nを通過する場合に $D_1(t)$ の特性を適用し始める位置は、ドッグ歯先端がオーバーラップし始める位置ではないため、オーバーラップするまでに要する時間を考慮する必要がある。

Nを通過する場合に $D_1(t)$ を適用し始める位置は、ストップパームのローラがシフトプレートのNの変速後のギヤポジション側凸部と接触する位置である(Fig. 13)。この時点では、ドッグ歯先端はまだオーバーラップしておらず、ドッグ歯先端の間に隙間がある。この隙間を詰めるために要する時間を t_c とすると、Nを通過する場合のドッグ歯の噛合い深さの最大値は、 $\{D_1(t_s + t_c) - D_1(t_c)\} \times r - 2c$ で表わされる。 $(t_c$ は以下の手順で求められる。まず、ストップパームのローラがシフトプレートのNの変速後のギヤポジション側凸部と接触する位置から、ドッグ歯先端がオーバーラップし始めるまでに必要なシフトレバー変位量を設計値から求める。この変位量を $D_1(t)$ の逆関数に代入することで、 t_c が求まる。)

以上より、最小噛合い深さに0 mmを超えて十分に小さい値として 10^{-5} mmを与えると、Nを通過してドッグ歯先端が当接せずに噛合う場合の平均接触応力 σ'_2 は、次式で与えられる。

$$\sigma_2' = \frac{T_{\max} \cdot 10^3}{(P/2) \cdot n} \cdot \frac{1}{L \cdot \{D_1(t_s + t_c) - D_1(t_c)\} \times r - 2c} \cdot \int_{10^5}^{[D_1(t_s + t_c) - D_1(t_c)] \times r - 2c} \frac{1}{H} dH$$

t_c : N を通過した後、ドッグ歯先端の隙間を詰めるために要する時間 [sec]

σ_2' : N を通過し、ドッグ歯先端が当接せずに噛合う場合の接触応力 [MPa]

6. 接触応力によるドッグ歯の摩耗量予測

ドッグ歯に負荷される接触応力は、ドッグ歯先端が当接してから噛合う場合、当接せずに噛合う場合、弾かれが生じる場合でそれぞれ異なる。(ドッグ歯先端が当接しない場合は、N を通過するか否かでも異なる。)そこで、各々の接触応力に発生確率を乗じ、それらを足し合わせたものを総合的な接触応力 σ とする。

$$\sigma = \sum_{j=1}^3 \sigma_j \cdot p_j$$

ただし、N を通過する場合は、ドッグ歯先端が当接しない場合の接触応力として σ_2 ではなく σ_2' を用いて評価する。また、それぞれの発生確率は次式で与えられる。

$$p_1 = \frac{(\theta_t + \theta_s)}{2\pi/n}$$

$$p_2 = (1 - p_1) \cdot \frac{D_2(t_s) \times r - 2c}{D_2(t_s) \times r}$$

$$p_3 = (1 - p_1) \cdot \frac{2c}{D_2(t_s) \times r}$$

σ : 総合接触応力 [MPa]

p_1 : ドッグ歯先端が当接してから噛合う確率

p_2 : ドッグ歯先端が当接せずに噛合う確率

p_3 : ドッグ歯が弾かれる確率

この総合的な接触応力とドッグ歯の摩耗量の関係を確認するため、諸元の異なる試作品を用い、排気量 700 cm³/900 cm³/1200 cm³ の自動二輪車で耐久試験を実施した。耐久試験の条件は、加速時はスロットル全開でエンジン最高回転数にて変速し、減速時はスロットル全閉で変速後にエンジン最高回転数となるエンジン回転数で変速するものとし、各ギヤポジションで同じ回数ずつ変速操作を行なった。なお、供試品は一般的にトランスミッションに用いられる低炭素クロムモリブデン鋼に浸炭処理したものをを用いた。また、ドッグ歯の摩耗量は形状測定機を用いて評価した。

接触応力と耐久試験後のドッグ歯の摩耗量の関係を、Fig. 18 に示す。接触応力とドッグ歯の摩耗量の相関係数は 0.96 であり、非常に強い相関が確認できた。

以上の結果から、接触応力による評価手法は、ドッグクラッチ式トランスミッションの仕様を決定する上で重要なドッグ歯の摩耗量を精度良く予測できる有効な手段であることが確認できた。

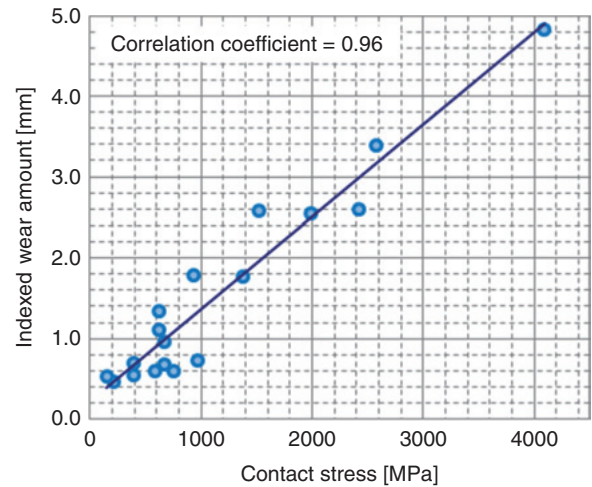


Fig. 18 Relation between indexed wear amount and contact stress

7. まとめ

ドッグクラッチ式トランスミッションにおけるドッグ歯の摩耗に関する研究を行ない、以下の成果が得られた。

- (1) ドッグクラッチ噛合い時の摩耗メカニズムを明確にした。
- (2) ドッグクラッチ噛合い時に生じる衝撃トルクの計算手法を構築した。
- (3) ドッグクラッチ噛合い時の噛合い深さに関する評価手法を構築した。
- (4) ドッグクラッチのドッグ歯に作用する接触応力計算手法を構築し、ドッグ歯の摩耗量予測を可能とした。

以上により、設計初期段階においてドッグ歯の摩耗に関する精度の高い仕様検討が可能となった。

■ 著 者 ■



牧田 宏之