

### 109 クラッチジャダのシミュレーション(振動・音響の評価技術, 騒音・振動改善技術)

長松, 昭男 / OGAWA, Yousuke / NAGAMATSU, Akio /  
MORIMURA, Hiroaki / 小川, 洋介 / 森村, 浩明

---

(出版者 / Publisher)

日本機械学会

(雑誌名 / Journal or Publication Title)

環境工学総合シンポジウム講演論文集

(巻 / Volume)

2005

(号 / Number)

15

(開始ページ / Start Page)

27

(終了ページ / End Page)

30

(発行年 / Year)

2005-07-06

## 109 クラッチジャダのシミュレーション

## Simulation in Clutch Judder

- 正 森村浩明(JST, プレベンチャ事業, 「製品開発用仮想試験システム」),  
 正 長松昭男(法政大, JST, プレベンチャ事業, 「製品開発用仮想試験システム」),  
 学 小川洋介(法政大)

Hiroaki MORIMURA, Virtual testing system, Preventure Program, JST,  
 3-7-2 Kajino-cho Koganei-City, University of Housei  
 Akio NAGAMATSU, University of Housei  
 Yousuke OGAWA, University of Housei

The clutch is slid for a short time at the engaging the gear of a manual gear car. The self-excited vibration might be generated at this time, and this is called clutch judder.

The simulation model of clutch judder is studied here to clarify the relation between the clutch characteristic and clutch judder. First, the validity of the model is examined compared with a past analytical model. It is confirmed that the stability area and the frequency response of the simulation model are corresponding to an analytical model. The simulation result by this model is the following.

- (1) When clutch judder is generated, the clutch engaging time becomes long.
- (2) Sensitivity for generating clutch judder is different on a relative speed. A negative inclination of the  $\mu$ -V characteristic of a high relative speed shows high sensitivity, and the possibility to generate clutch judder is increased.

**Key Words:** Self-Excited Vibration, Stability, Frictional Vibration, Dynamic Absorber, Automobile, Comfortability in Riding, Coupled Vibration, Gear

## 1. はじめに

稼働する構造物においては、ユニット同士が滑る部分が含まれ、振動上の課題が発生することがある。クラッチなどは滑る特性を基本的に有している。手動変速機付の自動車ではギヤチェンジのときに短時間クラッチを滑らせて使うことになるが、このときに激しく振動することがあり、これをクラッチジャダと呼んでいる。この現象は乗り心地や静粛性を損なうと共に自動車の寿命の短縮をもたらすものであり、従来から多くの研究がなされている。

この現象は自励振動<sup>(1)</sup>であり、クラッチの  $\mu$ -V 特性(摩擦係数の速度特性)が速度に対して負の勾配を持つと、条件によってはクラッチジャダが発生することが知られている。

また駆動系の振動面の研究<sup>(2), (3)</sup>によって、現象の検討が行われている。さらに  $\mu$ -V 特性を直線に仮定してエンジン駆動系のモデルに加え、モデルを表す方程式の安定判別から自励振動の発生領域を判断<sup>(4)</sup>する研究が行われている。

ここでは時間軸のシミュレーションモデルを作成し、滑りとクラッチジャダの関連を明らかにする。モデルは論文(4)と比較して妥当性を検討する。

## 2. シミュレーションモデル

ここでは時間によって変化する振動状態をシミュレーションするモデルを検討する。このモデルの妥当性は、論文(4)の安定判別や伝達関数と比較して確認する。

このモデルにおいては、クラッチフェーシングの摩擦力は任意の特性を用いてシミュレーション計算をおこなう。ただし論文(4)と摩擦特性を同一にして比較する。

ここでは図1に示すように速度に対して直線の  $\mu$ -V 特性を仮定して妥当性を検討し、シミュレーションにおいてはこれを任意な特性で用いる。伝達トルクはこの値に圧着力を乗じたものであり、以下の式で表す。

$$T(\dot{\theta}_F - \dot{\theta}_C) = T(\dot{\theta}_F) - \dot{\theta}_C T'(\dot{\theta}_F) \quad (1)$$

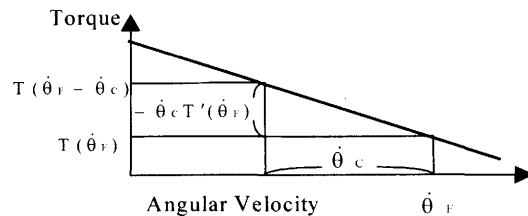


Fig.1 Transmitted torque to the clutch disk

図2はFF車を想定したモデルである。駆動系の回転方向の変位とエンジンのロール回転変位は、ギヤボックスの作用により、式(6)に表す。

このモデルは論文(4)の解析モデルに対して、フライホイールと車両を加えている。このフライホイールは、初期状態において駆動系やエンジン系に独立であり、式(9)で表す。フライホイールは摩擦力を介してクラッチフェーシングと関連しており、エンジンから一定のトルク  $T_F$  が加わっていると仮定する。次にクラッチを徐々に接続し、クラッチの伝達トルクが  $T_F$  より大きくなりフライホイールとクラッチの相対振動が低下すると両者は一体となると仮定する。つまり式(2)と(9)が重なり、 $I_C + I_F$  が  $T_F$  のトルクを受けるシミュレーションモデルに変更することを示しており、これを式(10)に表す。

車両は駆動トルクにより前後方向の加振力を受けるので、前後方向の変位を車両のねじり角  $\theta_B$  で代表させる。また車両は駆動トルクとエンジントルクによって回転方向の加振力を受ける。FF車両ではピッチ成分となり重要な振動要素であるが、ここでは車両の振動を前後振動で代表させ、現象の全体像を把握する。

また駆動系と車両の間にタイヤの振動系が存在するが、ここでは省略する。

$$I_C \ddot{\theta}_C = T(\dot{\theta}_F - \dot{\theta}_C) - T_1 \quad (2)$$

$$F_1 \cdot r_2 = c_D(\dot{\theta}_i - \dot{\theta}_B) + k_D(\theta_i - \theta_B) \quad (3)$$

$$I_F \ddot{\theta}_F + c_E \dot{\theta}_F + k_E \theta_F = (1+n)T_1 \quad (4)$$

$$I_B \ddot{\theta}_B + c_D(\dot{\theta}_B - \dot{\theta}_i) + k_D(\theta_B - \theta_i) = 0 \quad (5)$$

$$\theta_C - \theta_E = n(\theta_i + \theta_r) \quad (6)$$

$$n = r_2 / r_1 \quad (7)$$

$$T_1 = F_1 \cdot r_1 \quad (8)$$

$$I_F \ddot{\theta}_F = -T(\dot{\theta}_F - \dot{\theta}_C) + T_F \quad (9)$$

$$(I_C + I_F) \ddot{\theta}_F = T_F \quad (10)$$

なおここで使用している記号と計算に用いた基準値は以下である。

$\theta_E$	: エンジンのねじり角	
$\theta_C$	: クラッチディスクのねじり角	
$\theta_F$	: フライホイールのねじり角	
$\theta_i$	: ドライブシャフトのねじり角	
$\theta_B$	: 車両の前後変位 (ねじり角で代表)	
$I_E$	: エンジンの慣性モーメント	4 Nms <sup>2</sup>
$I_C$	: クラッチディスクの慣性モーメント	8 mNms <sup>2</sup>
$I_B$	: 車両前後方向相当の慣性モーメント	100 mNms <sup>2</sup>
$k_E$	: エンジンマウントのねじり剛性	60 kNm/rad
$k_D$	: 駆動系のねじり剛性	60 kNm/rad
$c_E$	: エンジンマウントのねじり減衰係数	0.1
$c_D$	: 駆動系のねじり減衰係数	0.0
$n$	: トータルギヤ比	8

$r_1, r_2$	: ギヤの半径	
$F_1$	: ギヤへの伝達力	
$T_1$	: ギヤへの伝達トルク	
$T(\theta_F)$	: 摩擦力	
$T'(\theta_F)$	: 摩擦力の速度勾配 ( $\mu V$ 特性)	-0.08 s/rad
$T(\theta_F - \theta_C)$	: クラッチディスクへの伝達トルク	
$T_F$	: フライホイールの加振トルク	50 Nm

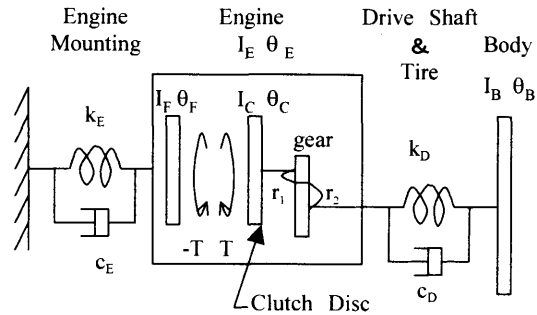


Fig. 2 Simulation model of the clutch judder (FF model)

論文(4)では車両を表す  $\theta_B$  を固定端として式(1)~(8)から  $\theta_C, \theta_E$  の2自由度に整理して、以下に表している。

$$\begin{bmatrix} n^2 I_C & 0 \\ 0 & n^2 I_F \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_C \\ \ddot{\theta}_F \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_D + n^2 T'(\dot{\theta}_F) & -(1+n)c_D \\ -(1+n)c_D & n^2 c_E + (1+n)^2 c_D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_C \\ \dot{\theta}_F \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_D & -(1+n)k_D \\ -(1+n)k_D & n^2 k_E + (1+n)^2 k_D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_C \\ \theta_F \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} n^2 T(\dot{\theta}_F) \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (11)$$

ここでは式(1)~(8)から  $\theta_C, \theta_E, \theta_B$  の3自由度の式に整理し、式(12)に表す。

$$\begin{Bmatrix} n^2 T(\dot{\theta}_F) \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} n^2 I_C & 0 & 0 \\ 0 & n^2 I_F & 0 \\ 0 & 0 & n^2 I_B \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_C \\ \ddot{\theta}_E \\ \ddot{\theta}_B \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_D + n^2 T'(\dot{\theta}_F) & -(1+n)c_D & -nc_D \\ -(1+n)c_D & n^2 c_E + (1+n)^2 c_D & (1+n)nc_D \\ -nc_D & (1+n)nc_D & n^2 c_D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_C \\ \dot{\theta}_E \\ \dot{\theta}_B \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_D & -(1+n)k_D & -nk_D \\ -(1+n)k_D & n^2 k_E + (1+n)^2 k_D & (1+n)nk_D \\ -nk_D & (1+n)nk_D & n^2 k_D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_C \\ \theta_E \\ \theta_B \end{Bmatrix} \quad (12)$$

まず式(12)の妥当性を検討する。式(12)は対称のマトリクスであり、 $\theta_C, \theta_E$  の関係は式(11)と同一である。ここでエンジン単独のロール固有値  $\omega_E$  と駆動系の単独のねじり固有値  $\omega_D$  を以下に定義する。ここではこれらを用いて整理する。

$$\omega_E = \sqrt{\frac{k_E + \frac{(1+n)^2}{n^2} k_D}{I_E}}, \omega_D = \sqrt{\frac{k_D}{n^2 I_C}} \quad (13)$$

$\omega_E$  : エンジンロールの固有角振動数

$\omega_D$  : 駆動系のねじり固有角振動数

論文(4)ではRouth-Hurwitzの安定判別を用いているがここでは方程式の複素根から安定性を判断する。式(12)は図2のモデル構造から $\theta_c$ と $\theta_B$ が自由に回転できるために、剛体運動の実数根のペアを持つ。この他に虚数根のペアの2組が存在する。ここではこの2組の複素根の実部が1つでも正であれば不安定で、全て負であれば安定と判断する。図3と4に式(11)と(12)の安定判別を比較して示すが、両者の安定領域は $\omega_E$ と $\omega_D$ が等しい所であり、細部までもほぼ同一である。ここで式(11)は論文(4)と同一であることから、式(12)の安定判別結果は妥当と判断できる。

なおグラフの内側が安定領域であり、 $\mu \cdot V$ 特性の負勾配が高くなるにつれて安定領域が少なくなることを示している。

つぎに周波数応答を比較する。図5は式(11)と(12)比較して示したものであり、これも両者はほぼ一致することを示している。またこれは車両を表す $I_B$ が $I_C$ に比較して大きく、車両の $\theta_B$ が $\theta_C$ に対して固定端の条件に近いことを表わす。

### 3. クラッチジャダのシミュレーション

式(12)を用いて時間軸でのシミュレーションを行う。ドライバーの操作は多様であるが、ここではクラッチを徐々に接続させる、いわゆる半クラッチを近似する。これはフライホイールに50 Nmのトルクを加え、フライホイール回転数が約1200 rpmの時に徐々に接続させる方法である。

図6は安定判別で安定の仕様のシミュレーション結果であり、接続時に振動が発生しているが途中で減衰している。また接続後に振動が発生しているが、これは最終的に接続したときの振動である。この振動が減衰しないのは駆動系に減衰を加えていないためである。車両では各種の減衰力が働くが、ここではエンジンのダイナミックダンパ効果とエンジンマウントによる効果を明らかにするため、駆動系には減衰力を加えていない。このため接続後の振動レベルは現実とは一致せず、ここでは対象外である。

図7はエンジンの固有値の条件を変えて系を不安定にした例を示す。作動条件は図6と同一であるが、振動が発散している。この振動はクラッチが接続されるにつれて減衰し、クラッチとフライウォールが結合して振動が収斂する。ここで振動が大きいと減衰しない例もある。図7は一つの例であるが、クラッチが結合するまでの時間はクラッチジャダのレベルが大きくなるにつれて長くなる。クラッチはできるだけ短時間に接続することが性能面でも耐久面でも求められる。このためクラッチジャダは振動課題だけでなく、耐久面の課題として重要である。

次に $\mu \cdot V$ 特性の影響を検討する。図8は750 rpmまで $\mu \cdot V$ 特性が負勾配である例を表す。作動条件とモデルは図7と同一であるが、クラッチジャダのレベルは大幅に低くなる。

図9は750 rpmから $\mu \cdot V$ 特性が負勾配となる例を表す。全域が負勾配の図7に比べるとレベルは低くなるがクラッチジャダが発生することを表している。これはクラッチ締結の初期段階から $\mu \cdot V$ 特性の負勾配の領域を使用しているためと考えられる。クラッチ締結時の作動領域で使用時間の長い相対速度における $\mu \cdot V$ 特性がクラッチジャダのレベルに相関が高いものと考えられる。

なお図8,9のクラッチ締結時間が短いのは図6,7より $\mu \cdot V$ 特性が高くなっているためである。

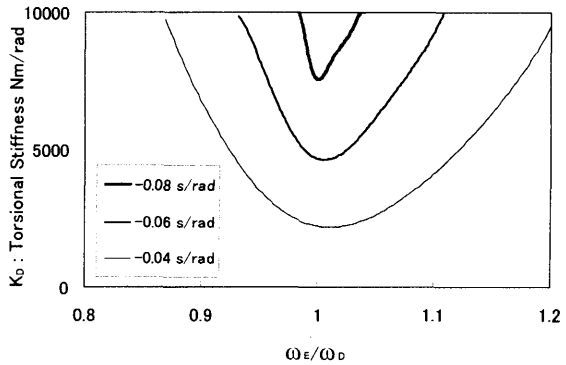


Fig 3 Stability zone of clutch judder on the equation 11

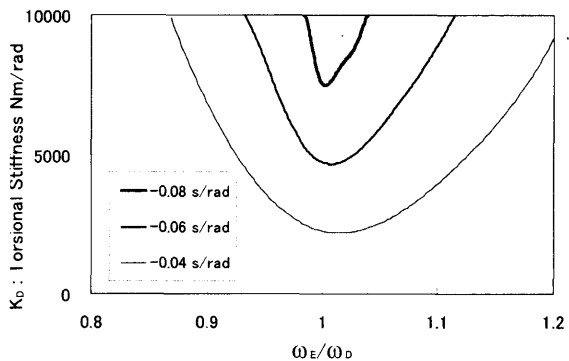


Fig 4 Stability zone of clutch judder on the equation 12

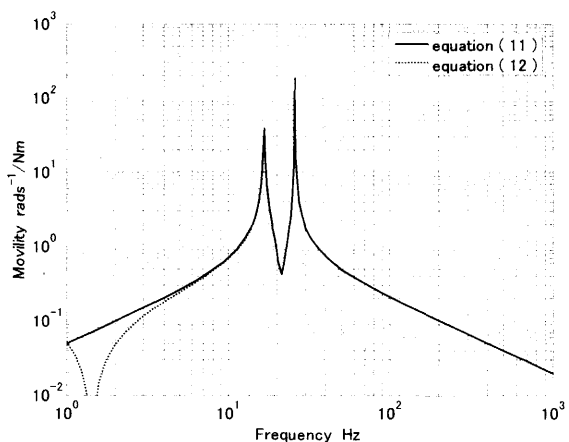


Fig 5 Frequency response of clutch of the simulation model

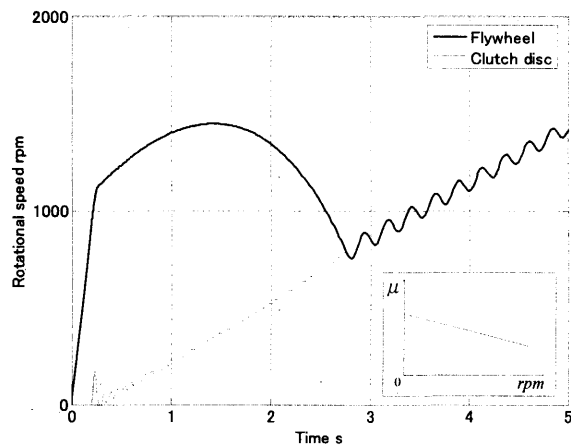


Fig 6 Simulation of clutch engagement

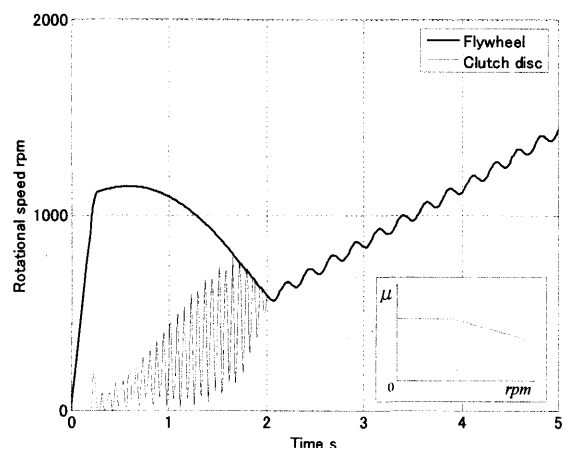


Fig 9 Effect of  $\mu$ -V characteristics on clutch engagement

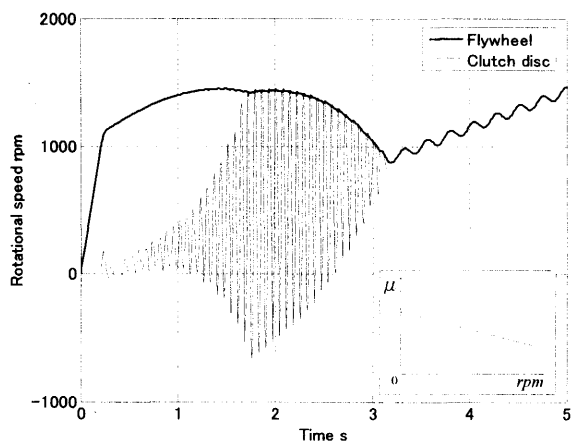


Fig 7 Simulation of clutch engagement

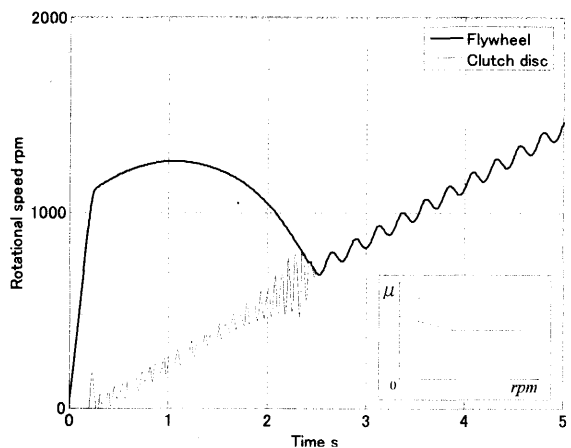


Fig 8 Effect of  $\mu$ -V characteristics on clutch engagement

### 5. まとめ

クラッチジャダのシミュレーションモデルを作成し、時間軸のシミュレーションを行い、クラッチ特性とクラッチジャダの関連を考察した。

- (1) シミュレーションモデルの安定判別と周波数応答は解析モデルと一致しており、モデルの妥当性が確認できた。
- (2) クラッチジャダが発生するとクラッチ締結時間が長くなる。
- (3) クラッチの $\mu$ -V特性の負勾配がクラッチジャダを発生させる感度は相対速度によって異なる。低い相対速度は締結開始などで作動する機会が少なく、この低域側にある負勾配が発生させるクラッチジャダの振動レベルは、高域側にある時と比べると低い。

### 文 献

- (1) 亘理, 杉本, 摩擦による振動, 日本機械学会前刷り集 No.132(昭40-4), 17.
- (2) 山川, 自動車の発進・変速におけるクラッチの問題, 潤滑, 13-4(昭43), 34
- (3) 福, クラッチジャダの一考察, 自動車技術会, 動力伝達系の振動問題に関するシンポジウム, 昭56-1, 9
- (4) 森村, クラッチジャダ発生限界の解析, 日本機械学会論文集(C編), 69巻682号(2003-6)