

法政大学学術機関リポジトリ

HOSEI UNIVERSITY REPOSITORY

PDF issue: 2024-07-27

自動車のクラッチジャダシミュレーション解析

小川, 洋介 / OGAWA, Yousuke

(発行年 / Year)

2006-03-24

(学位授与年月日 / Date of Granted)

2006-03-24

(学位名 / Degree Name)

修士(工学)

(学位授与機関 / Degree Grantor)

法政大学 (Hosei University)

2005年度 修士論文

論文題名 自動車のクラッチジャダ
シミュレーション解析

指導教授 長松 昭男教授

大学院工学研究科
機械工学専攻修士課程

04R1114

オガワ ヨウスケ

小川 洋介

目次

第一章

緒論

- 1・1 緒言 1
- 1・2 論文の構成 2

第二章

クラッチのモデル化

- 2・1 緒言 3
- 2・2 クラッチとは 4
- 2・3 クラッチの機能設定 5
- 2・4 クラッチモデル 7
- 2・5 クラッチモデルのシミュレーションによる検討 11
- 2・6 結言

第三章

クラッチジャダのモデル化

- 3・1 緒言 15
- 3・2 自励振動とは 15
- 3・3 クラッチジャダとは 16
- 3・4 FF車クラッチジャダのモデル化 20
- 3・5 FF車クラッチジャダモデルの安定判別と周波数応答による検討 23
- 3・6 FR車クラッチジャダのモデル化 32
- 3・7 FR車クラッチジャダモデルの安定判別と周波数応答による検討 34
- 3・8 結言 46

第四章

クラッチジャダのシミュレーションによる検討

- 4・1 緒言 47
- 4・2 エンジンの出力特性のモデル化 47
- 4・3 FF車クラッチジャダのシミュレーション 49
- 4・4 FR車クラッチジャダのシミュレーション 59

4・5 結言 68

第五章

結論

結論 69

参考文献 70

謝辞 71

第一章

緒論

1. 1 緒言

クラッチはパワートレインにおいて、エンジンの動力を断絶したり接続したりするものであり、自動車では変速のときに欠かすことができないコンポーネントである。またクラッチはスムーズな接続によって十分なトルク容量で動力を伝達することと、さらにエンジンの振動を遮断することも要求される。

またクラッチは加速時あるいは減速時に、ギヤの打音などの異音を発生するコンポーネントでもある。クラッチは、以上のように多くの騒音、振動課題に関連するが、ここでは基本となる「滑る」ときの振動問題を扱う。またクラッチは自動変速機、手動変速機両方に使われているが、ここでは手動変速機のクラッチを扱う。

手動変速機付の自動車では発進や変速のときにクラッチを滑らせて使うが、このときに駆動系のねじり振動が異常に増大し、車両の前後方向の激しい振動を引き起こすことがあり、これをクラッチジャダと呼ぶ。

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であり、クラッチの μ - 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。ただしこの摩擦特性の μ - V 特性はばらつきが大きく、使用条件や使用方法によって変化する。また使用中に摩耗し変質することからも変化する。

また、駆動系の振動面によって、現象の検討が行われている。さらに μ - 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する研究が行われている。

本研究では、クラッチジャダの時間応答をシミュレーションするためのFF、FR車のモデル化を行う。特に、クラッチ部分を非線形なモデルとしてモデル化を行う。また、クラッチジャダシミュレーションモデルの妥当性は、従来の解析結果の安定判別、周波数応答と比較を行い検討する。

そして、クラッチジャダのシミュレーションを行い、滑りとクラッチジャダの関連を検証する。

1. 2 論文の構成

第一章

緒論

第二章

クラッチの基本的機能についてのモデル化について示す。

第三章

クラッチジャダシミュレーションモデル（FF、FR 車）のモデル化について示す。また、そのモデルの妥当性の検討を行う。

第四章

クラッチジャダの時間応答をシミュレーションし、クラッチの滑りとクラッチジャダの関連について考察する。

第五章

本研究における成果をまとめて述べる。

参考文献

本研究において用いた参考文献を示す。

第二章

クラッチのモデル化

2. 1 緒言

本章では、次の章で説明するクラッチジャダモデルに組み込むためのクラッチの動力の遮断と接続という基本的な機能のモデル化を行っていく。

2. 2 クラッチとは

車のエンジンでは、負荷がかかっている状態で始動することができない。また、変速操作をするためにも、一時的にエンジンとトランスミッションを切り離さなければならない。しかも、回転力を伝える場合には、一気に接続すると強い負荷がかかり、エンジンを停止させてしまうので、滑らせながら徐々に力を伝える必要があり、いったん接続させたら、滑ることなく確実に力を伝え続けなければならない。これらの条件を満足させ、エンジンの回転力を任意に断続させる装置がクラッチである。

クラッチはエンジンとトランスミッションとの間に設けられ、必要に応じてエンジンから発生した動力の伝達を調整するために用いられる。具体的にその機能は、エンジンがアイドルリング状態から回転数を上げて動力を駆動ホイールに伝える時や、トランスミッションでギヤを切り換える時に、徐々に動力を伝え、いったん接続された後は滑ることはない。そして、動力を切るときには、遮断が迅速で確実に行われなければならない。

車で使用されるクラッチには、摩擦クラッチ、流体クラッチ、電磁クラッチなどがあるが一般に、自動車のクラッチとしては、手動変速機（MT 車）には摩擦クラッチが、自動変速機（AT 車）には流体クラッチが採用されている。以下にそれぞれのクラッチについて説明する。

1. 摩擦クラッチ

摩擦クラッチとは、簡単に言えば、2枚の円板などを向かい合わせにして、これを接続させたり離したりしているものである。摩擦クラッチの種類には一枚の板を用いている単板式、複数の板を何層にも重ねている多板式がある、その中には乾燥状態で円板を断続している乾式のものもあれば、摩擦を軽減するためにオイル内で断続している湿式のものもある。また、円板を押し付けているスプリングの形状によって、コイル・スプリング式と、ダイヤフラム・スプリング式の2種類があり、これらが最も多く使用されている。

このクラッチでは、円板が最低2枚必要になるが、その1枚はエンジンのフライホイールが使用される。ここにクラッチ・カバーが取り付けられ、内部にはクラッチディスクとそれをフライホイールに押し付けるためのプレッシャー・プレートがある。

プレッシャー・プレートはスプリングによって押されているので、この力によってフライホイールとクラッチディスクは常に接している。クラッチディスクにはクラッチシャフトが取り付けられているので、フライホイールの回転が、クラッチシャフトに伝えられる。クラッチペダルを踏むと、その力によってスプリングが弱められ、プレッシャー・プレートの弾力を抑える。これにより、フライホイールとクラッチディスクが切り離される。

クラッチディスクは両面にあるフェージングが取り付けられている。フェージングはアスベストを主体にして樹脂加工したもので、適度な摩擦係数をもちながら耐熱性、耐摩耗性が高く、熱によって摩擦係数が変化しにくい。ここにクラッチシャフトが接続されている。プレッシャー・プレートは、クラッチディスクを押し付けるためのものである。また、プレッシャー・プレートを押しているスプリングには上で述べたようにコイル・スプリングと、ダイヤフラム・スプリングの2種類がある。

コイル・スプリング式では、6～12個のスプリングが使用され、平均した圧力が加わるようになっている。ダイヤフラム・スプリング式では、円板に切れ目を入れ、なだらかな円錐状にしたばね鋼がスプリングとして使用される。

これら全体が、クラッチ・カバーと呼ばれる鋼板製のケースに収められ、フライホイールに取り付けられる。操作機構には油圧式と機械式の2種類がある。油圧式は、クラッチペダルを押した力を油圧に変えてレリーズフォークに伝える方式で、操作が軽く滑らかであるが構造が複雑になり、クラッチ液内に空気が混入すると操作が不確実になりやすい。機械式は、クラッチペダルとレリーズフォークとがレリーズケーブルで接続されている方式で、倉知ペダルを踏み込むとケーブルが引っ張られてレリーズフォークを動かす。この方式はクラッチペダルを押した力が直接レリーズフォークに伝わるので、操作が確実で、構造も簡単である。

2. 流体クラッチ

流体クラッチは、流体（通常は油）を用いて動力を伝達させるクラッチで、動力の継続を自動的に、しかも非常に円滑に行うことができる。

流体クラッチの構造は、ドーナツ状のケースの中オイルを満たし、2枚の羽根車を入れ、それぞれの羽根車に軸が取り付けられている。一方の軸から回転力を与えると、低回転のうちはオイルのスリップによって、もう一方の羽根車は回らないが、高回転力を与えると、徐々にもう一方の羽根車も回り出す。このように流体クラッチは、オイルの遠心力による循環作用を利用して動力を伝達させるものなので、2つの羽根車は完全に同一回転数になることはなく、最良の場合でも数%の滑りを生じる。なお、流体クラッチは、単に動力を断ったりつないだりするクラッチの役目をするだけであり、エンジントルクを変えることはできない。したがって、自動車用には流体クラッチを改良したトルクコンバータが用いられている。

3. 電磁クラッチ

電磁クラッチは、電磁石の力を利用してクラッチの断続を行うものである。電気を流せば、磁力が発生してクラッチ板が吸い付き、これによってクラッチがつながり、流す電気が弱ければ、半クラッチも可能になるという原理を用いている。

実際には、クラッチ板を使用するのではなく、パウダー状の鉄粉を電磁石の隙間に入れ、ここに電流を流すようになっている。電気が流れ、磁界が発生すると、鉄粉が無数の鎖のように連結して固体状になり、強力な結合力を生み出し、回転力を伝えるようになる。電量が弱ければ、磁力も弱くなり。半クラッチ状態にもなる。

この電磁クラッチをマニュアルトランスミッションに組み合わせ、変速操作を油圧によって制御し、クラッチ操作を電氣的に制御し、双方をコンピューターで車速や負荷に合わせてコントロールする試みも行われている。基本的にはマニュアルトランスミッションなので、燃費もよく、コンピューター制御によって、プロ並みの変速操作を行うことが出来る。

2. 3 クラッチの機能設定

モデル化対象をマニュアルトランスミッションに設定したので、クラッチのタイプは図2.1に示すような摩擦クラッチの単板タイプをモデル化する。クラッチの操作機構についても、機械式と油圧式がありそれぞれに特有の機械システムがあり、それを通して人間の操作量をクラッチに伝える。しかし、ここで扱うモデルはどちらの方式かにかかわらず、クラッチディスクにかかる圧力以降をモデル化する。

クラッチをモデル化する際に、そのモデルに反映させる機能を以下に示す。

① クラッチへの操作をクラッチディスクにかかる圧力によって行う

クラッチの操作は、クラッチペダルに入力された力を、油圧式か機械式の操作機構を介してレリーズフォークに伝達させる。しかし、ここでのモデルではそこまでの詳細モデルを必要としないので、単にクラッチディスクにかかる押付け力を操作するモデルとした。

② クラッチの結合状態と滑り状態と遮断状態

クラッチの動力伝達装置として要求される機能は大別して3つある。第一に、動力を伝え始めるときは滑りながら徐々に伝えることである。これは、摩擦状態としてはクラッチのすべり状態であり、操作系からの入力値とクラッチの特性によって動力の伝達率を調節する機能である。第二に、いったん接続された後は、滑ることなく確実に動力を伝えることである。これは、クラッチが滑らずに一体となって運動する結合状態であり、静摩擦力を超えない領域ではひとつの機械要素としての役割を担い機能しなければならない。第三に、動力を切るときには遮断が迅速で確実に行われることである。これら3つの基本的なクラッチの状態を表現することは、必要不可欠である。

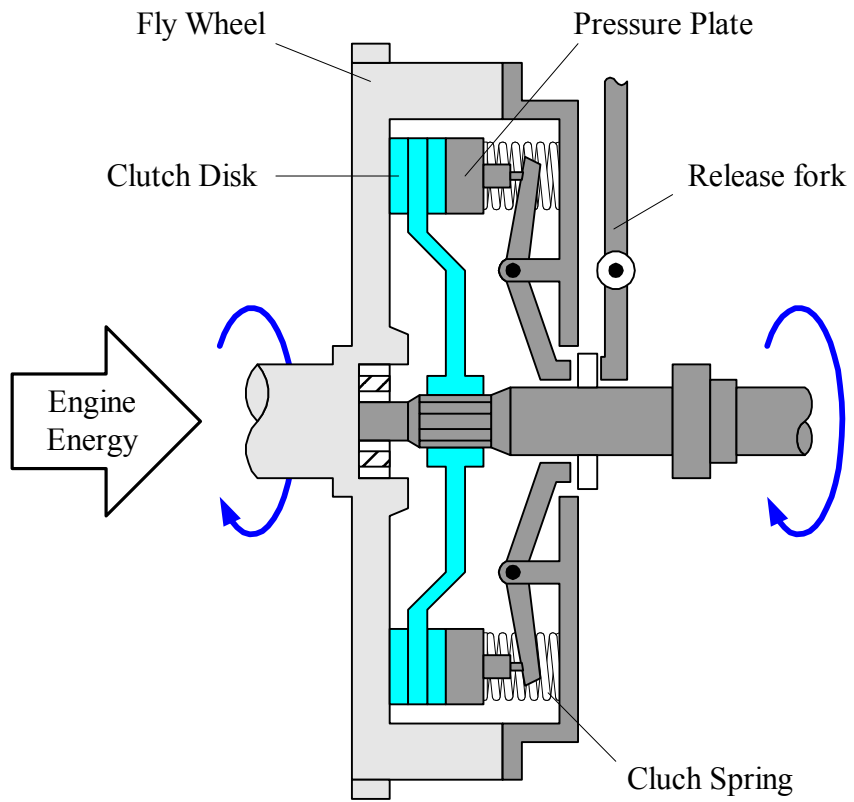


図 2. 1 クラッチの断面図

2. 4 クラッチモデル

ここで用いている変数を以下に示す。

I_F	: フライホイールの慣性モーメント
I_C	: クラッチディスクの慣性モーメント
ω_F	: フライホイールの角速度
ω_C	: クラッチディスクの角速度
C_f	: 粘性抵抗係数
C_c	: 粘性抵抗係数
μ_k	: 動摩擦係数
μ_s	: 静摩擦係数
r_1, r_2	: クラッチディスクの摩擦面内径, 外径
F_n	: 摩擦面に作用する押し付け力
T_{cl}	: クラッチの伝達トルク

クラッチモデルの運動方程式は次のようになる。

$$\begin{aligned} I_F \dot{\omega}_F &= T_F - C_f \omega_F - T_{cl} \\ I_C \dot{\omega}_C &= T_{cl} - C_c \omega_C \end{aligned} \quad (2. 1)$$

一般にクラッチによって伝達可能な最大トルクであるトルク容量 T_C は、摩擦面の数 n 、摩擦係数 μ 、面圧 p を用いると次式のように書ける。

$$\begin{aligned} T_C &= n\mu \int_{r_1}^{r_2} 2\pi p r^2 dr \\ &= \frac{2}{3} n\mu p \pi (r_2^3 - r_1^3) \end{aligned} \quad (2. 2)$$

また、押し付け面圧が均一と仮定すると全押し付け圧力 F_n は

$$F_n = p \pi (r_2^2 - r_1^2) \quad (2. 3)$$

したがって、式 (2. 2)、(2. 3) より

$$T_C = \frac{2}{3} n\mu F_n R \quad (2. 4)$$

ただし、 $R = \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2}$ とする。

クラッチが滑り状態の時には、動摩擦係数 μ_k を用い、スリップとは反対方向に全トルクが作用するのでクラッチ伝達トルク T_{cl} は

$$T_{cl} = \frac{2}{3} n \mu_k FR \cdot \frac{\omega_F - \omega_C}{|\omega_F - \omega_C|} \quad (2.5)$$

クラッチが接続状態の時には、 $\omega_F = \omega_C = \omega$ で、単一のユニットとしてフライホイールとクラッチの慣性モーメントものに対してトルクが作用する。そこで、接続状態では、式(2.1) から次の式が導かれます。

$$(I_F + I_C)\omega = T_F - (C_f + C_c)\omega \quad (2.6)$$

また、式(2.1)、(2.6) から接続状態時での伝達トルク T_{cl} は、以下のようになります。

$$T_{cl} = \frac{I_C T_F - (I_C C_f - I_F C_c)}{I_F + I_C} \quad (2.7)$$

次にクラッチの滑りと接続状態を判定する条件判定は、 T_{cl} の大きさが、次式で示される静摩擦での最大値 T_S を超えなければ、クラッチは接続状態を維持する。

$$T_S = \frac{2}{3} n \mu_s FR \quad (2.8)$$

クラッチの挙動は次の状態図のようになる。

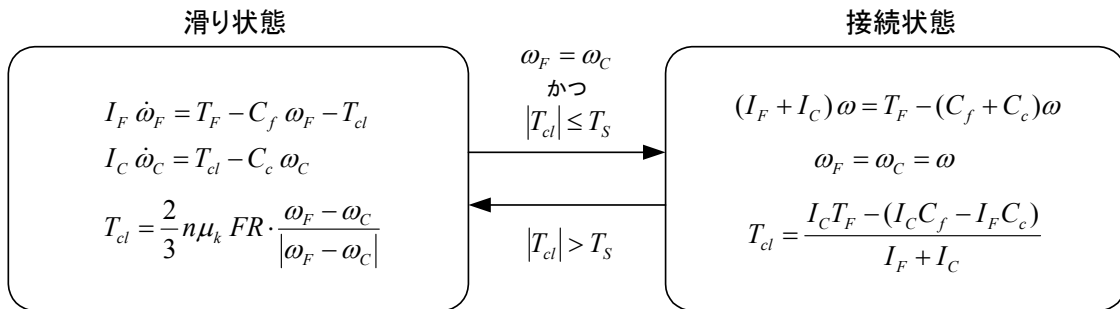


図2.2 各状態への遷移を示す状態図

これらを使って、クラッチモデルを Simulink を用いてモデル化した。図 2. 3 にクラッチモデルを示した。

このモデルには、図 2. 4、2. 5 に示すようにクラッチの滑り状態 (Unlocked) と接続状態 (locked) の 2 つのモデルが存在する。そして、操作量である F_n から静・動摩擦トルクを求め、クラッチディスクとフライホイールの摩擦状態を上にした条件判定を基に、2 つのモデルを随時切り替えるモデルとなっている。

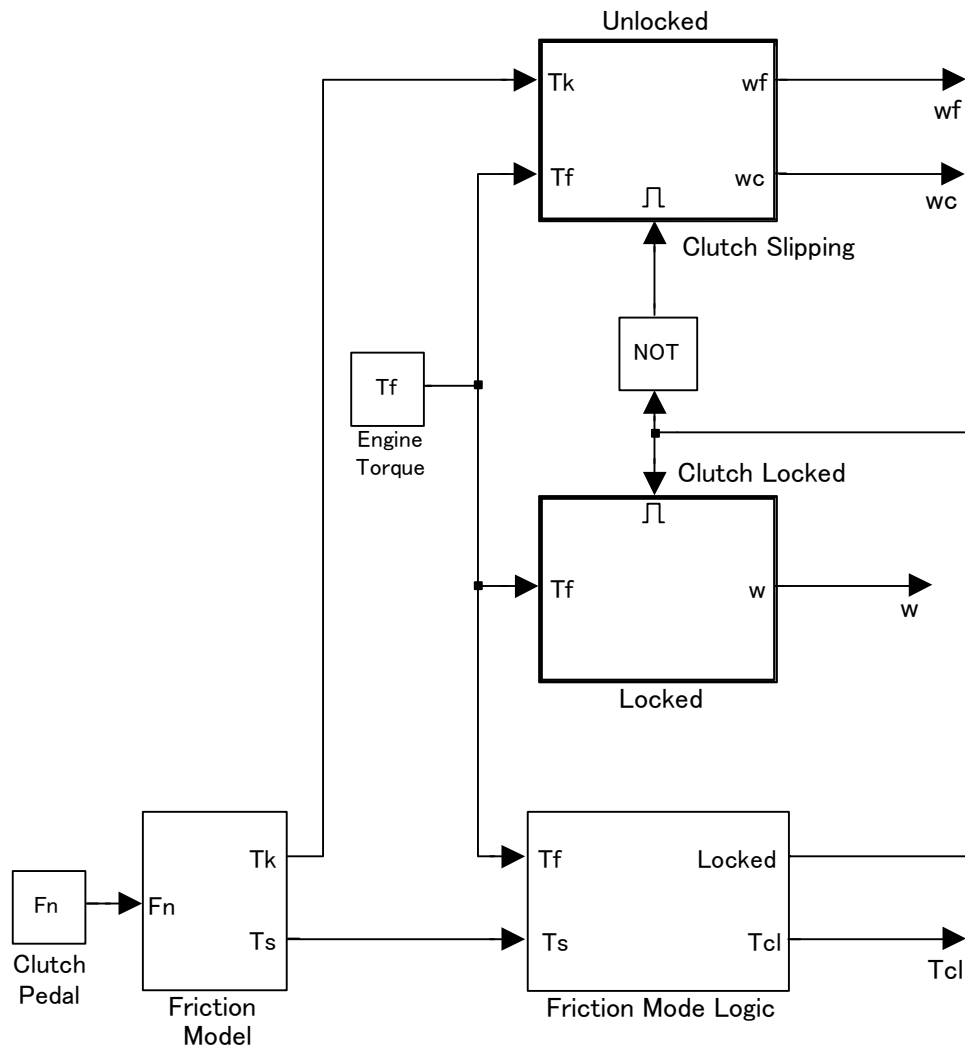


図 2. 3 クラッチ Simulink モデル

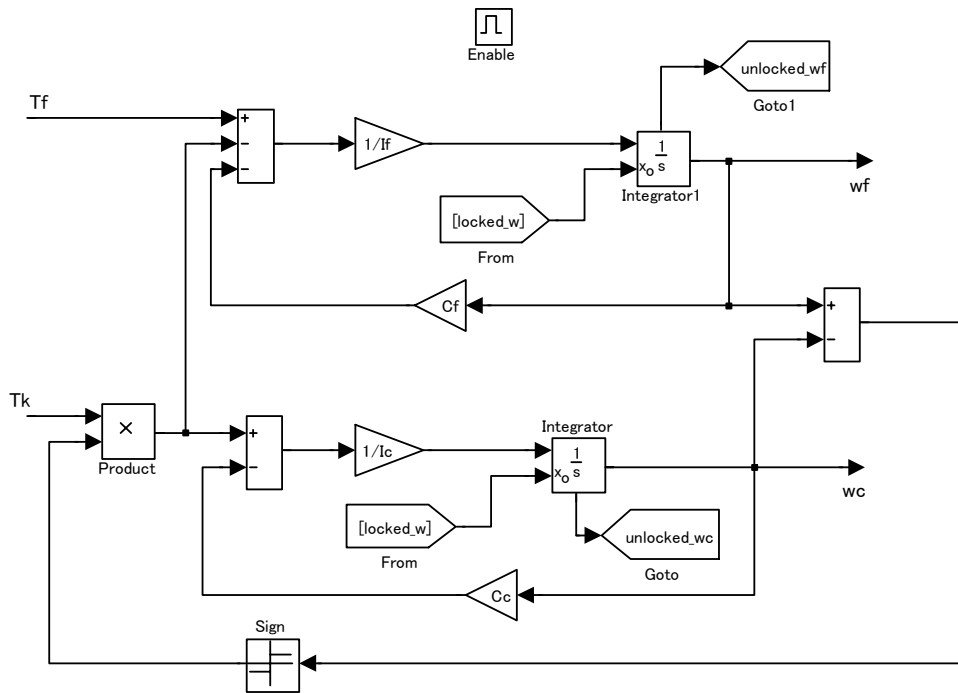


図 2. 4 すべり状態モデル (Unlocked サブシステム)

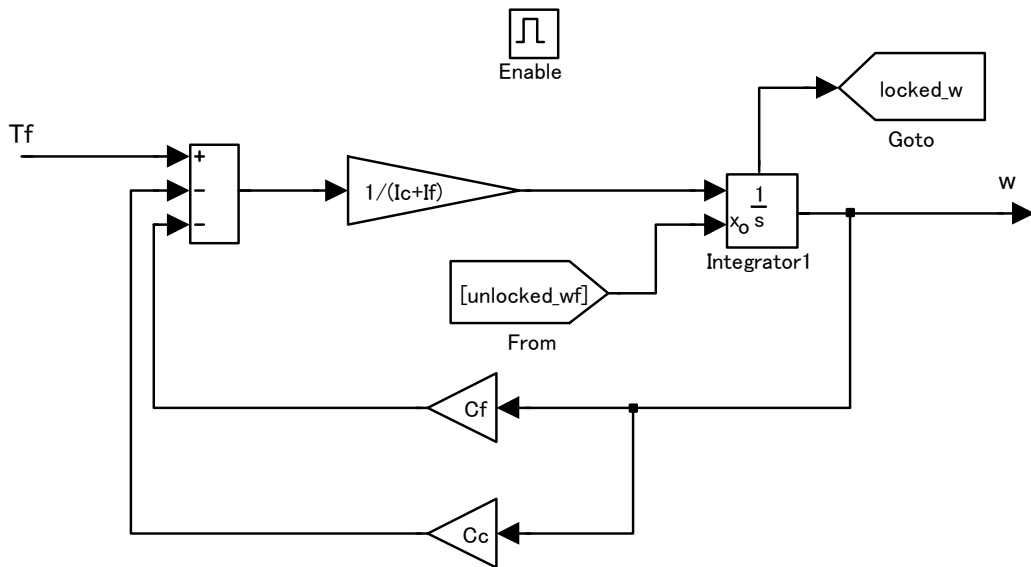


図 2. 5 接続状態モデル (locked サブシステム)

2. 5 クラッチモデルのシミュレーションによる検討

ここでは、2. 4節でモデル化を行ったクラッチモデルを用いて、クラッチのロックアップシミュレーションを行っていく。そして、このシミュレーション結果から、著者がモデル化を行ったクラッチモデルの機能が、正しくシミュレーション結果に反映されているか確認した。

シミュレーションには以下のパラメータを用いて行った。

$$\begin{aligned} I_F &= 0.1 \text{ Nms}^2 \\ I_C &= 8.0 \times 10^{-3} \text{ Nms}^2 \\ C_f &= 0.09 \text{ Nm/rad/s} \\ C_c &= 0.001 \text{ Nm/rad/s} \\ \mu_k &= 0.3 \\ \mu_s &= 0.4 \\ R &= 0.09 \text{ m} \end{aligned}$$

図2. 6に操作量であるエンジントルク T_F 、押し付け力 F_n を示した。まず、一定のエンジントルクを入力することで、フライホイールの回転数が立ち上がり加速している。ここで、1秒後から押し付け加重を加え接続を開始する。そして、約1.5秒付近でクラッチとフライホイールが接続され、その状態を維持したまま一体となって回転していることがわかる。また、4秒後にエンジントルクと押し付け加重を減少させたことにより約5秒後に滑り始め、クラッチとフライホイールが離れていく様子がシミュレーションできていることが確認できる。図2. 7にそれぞれの回転数を、図2. 8にはシミュレーション時の伝達トルクを示す。

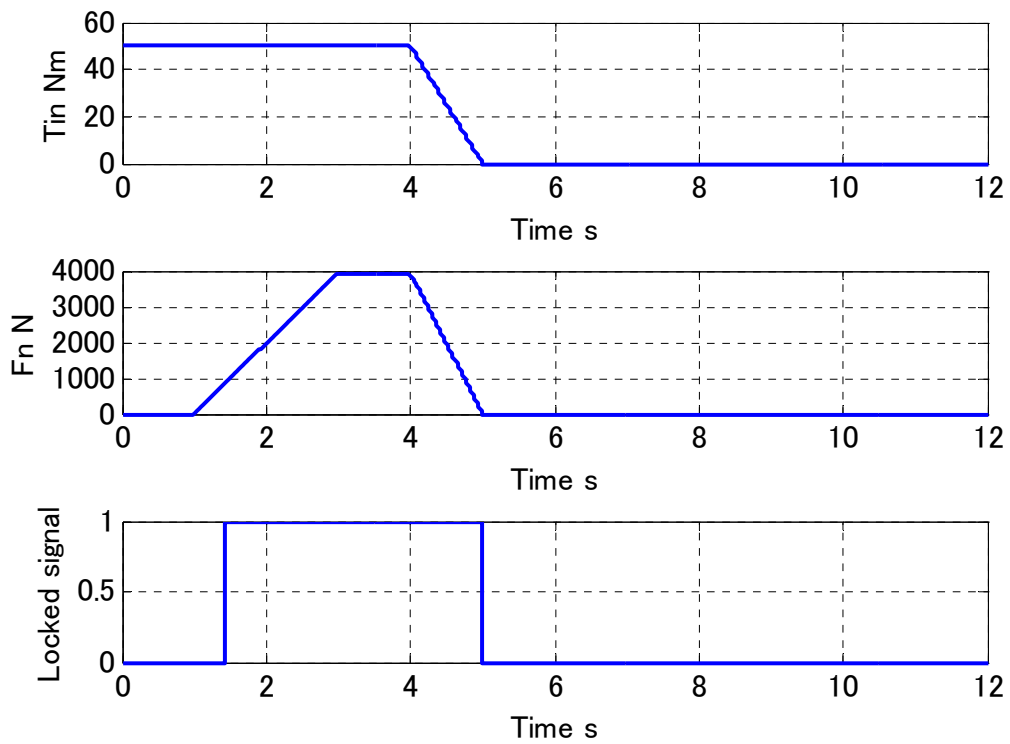


図 2. 6 操作量

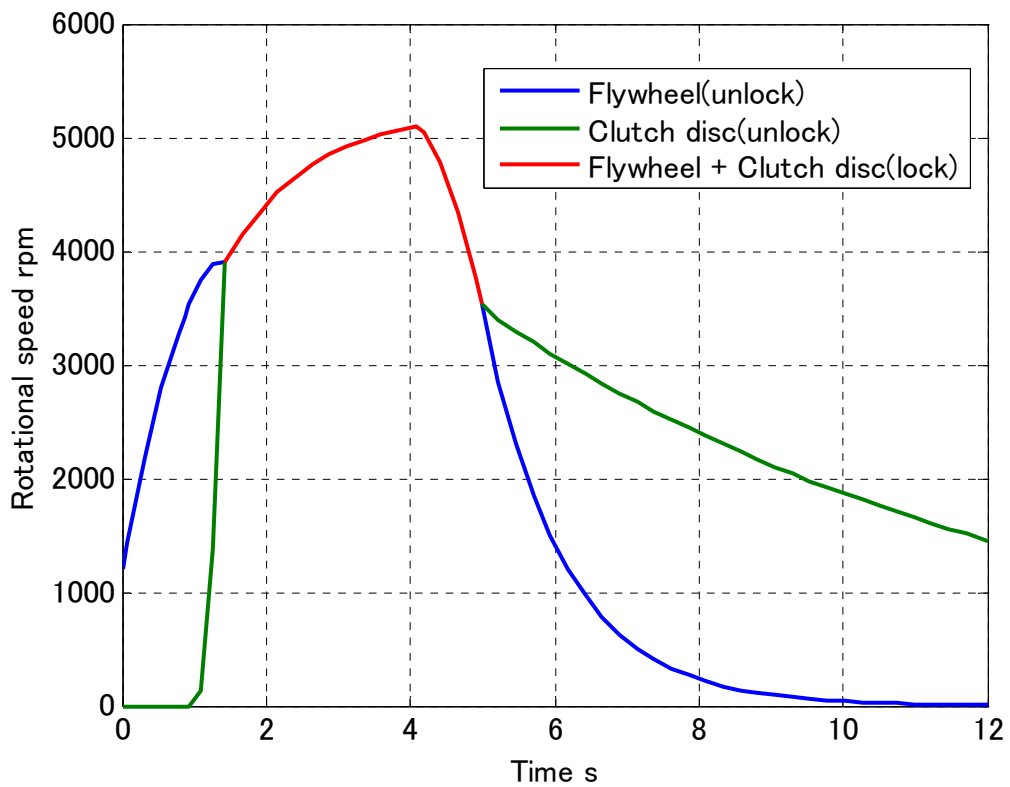


図 2. 7 各回転数のシミュレーション結果

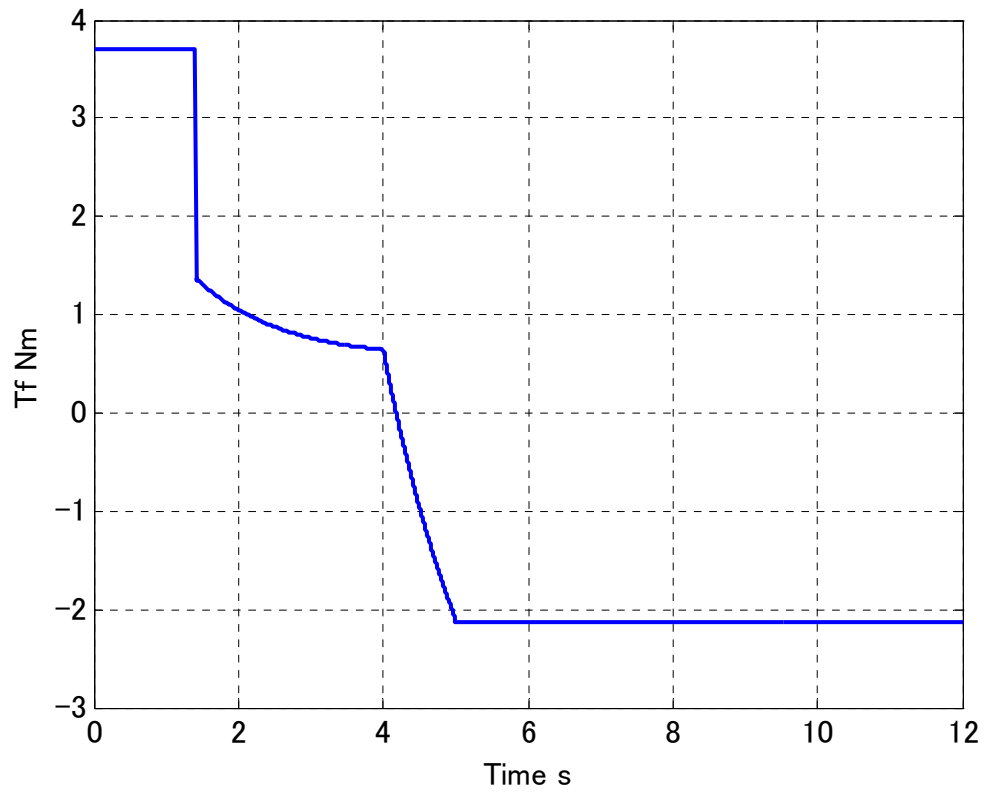


図2. 8 伝達トルク

2. 6 結言

本章では、クラッチの有する基本的な機能である動力の遮断と接続を表現したモデルをモデル化し、そのモデルを用いてシミュレーションを行った。また、このシミュレーションにおいて、クラッチモデルの挙動が正しく再現できたことが確認できた。

第三章

クラッチジャダのモデル化

3. 1 緒言

本章では、本研究の目的であるクラッチディスクの滑りとクラッチジャダの関連を明らかにするために、時間応答のためのクラッチジャダのモデル化を行う。また、このモデルの妥当性は従来の解析結果と比較して検討を行う。

3. 2 自励振動とは

非振動的エネルギーがその系の内部で振動的な励振に変換されて発生する振動(JIS用語)である。すなわち、定常的なエネルギーの場に置かれた系が、何らかの外乱をきっかけにして定常エネルギーの一部を内部に取り込み始め、それを振動エネルギーに変えて自分で励振力を作り出し、それをを用いて自身を励振し、振動するのである。いったん自分が振動をし始めると、この働きに勢いがつき、取り込むエネルギーの量は振幅の増大と共に増加するので、励振力も増大し、振動は増大し続ける。

自励振動が発生する必要条件は次の通りである。

- ① 系が振動エネルギーとして利用できる、非振動エネルギーの場が、環境に存在する。
- ② このエネルギーを励振力に変換する機構が、系内に存在する。
- ③ 系に発生のきっかけになる初期外乱が与えられる。

自励振動の発生機構は多岐にわたるが、次のように大別される。

- ① 摩擦によるもの
- ② 流体力によるもの
- ③ 制御系の不安定現象(主に高次モードによるスピルオーバー)

例として、①には、バイオリンなどの弦楽器、ブレーキの鳴き、工作機械のびびり、などがある。また、②には、ラッパや尺八などの管楽器、声、飛行機のフラッタ、吊り橋の風による振動、着氷した高圧送電線の風による大振幅振動、旗のはためき、などがある。

自励振動は、身近に頻繁に発生する普通の現象である。しかし、共振と共に機械の不具合の主要な原因になるので、振動が絡んだ問題は、重大事故を誘発することが多い。また、自励振動は複雑な現象であるが、その発生や挙動を決める主役は通常の線形振動と同一の動特性(質量・剛性・減衰)である。したがって、その原因究明や対策には、線形振動理論に対する基礎知識が不可欠かつ重要である。

3.3 クラッチジャダとは

クラッチジャダはマニュアルミッション車の発進時や変速時に、駆動系のねじり振動が非常に大きくなり、車両の前後振動として感じられる不快な現象である。これは、3.2節で述べた発生機構の内、摩擦によって引き起こされるもので、図3.1に示すようにクラッチフェーシングの摩擦力の速度依存特性 (μ - V 特性) が関係している。また、フェーシングの速度特性は、経時変化や発進・変速操作の微妙な差によって大きく変わる。

種々の条件下での加振実験により、FF車の場合のジャダー周波数域における駆動系ねじり振動は、主としてクラッチディスクねじり共振、タイヤねじり共振、エンジンロール共振が連成した振動系で表されることがわかっている。

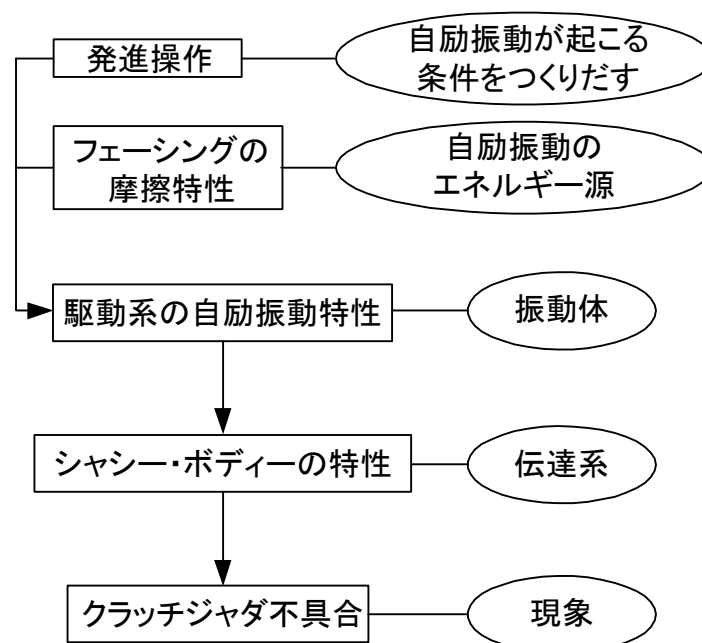


図3.1 クラッチジャダに影響するマクロな因子

ここでは、まず図3.2に示すような基本的な摩擦による自励振動のモデル化を試みる。

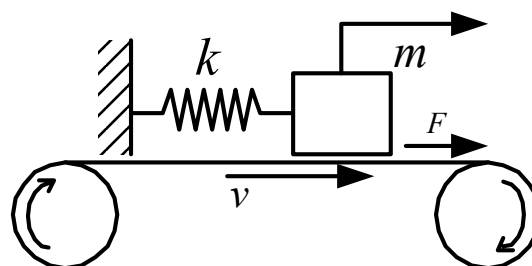


図3.2 摩擦による自励振動モデル

図3. 2に示したモデルは一定速度 v で水平に走行するベルト上に質量 m の物体が置かれ、これがばね定数 k によって固定壁に結ばれ、水平支持されている構造になっている。ばねが自由長になっているときを座標の原点にとり、図3. 2のように、 m の動きを表す座標 x を定める。

m とベルト表面とに働くクーロン摩擦力を F とすると、このモデルの運動方程式は以下のようなになる。

$$m\ddot{x} + kx = F \quad (3. 1)$$

ここで、 m とベルト表面との相対速度を v_r とすると次のように表せる。

$$v_r = v - \dot{x} \quad (3. 2)$$

また、ベルトと物体 m との接触面には図3. 3に示すような相対速度 v_r によって変化する摩擦力が働くものとする。図中の点Aは静摩擦力、点Bは相対すべりが始まる直前の動摩擦力を表す。この摩擦力は、零速度で静止摩擦力が作用して低速度領域で相対速度の増加とともに減じ、あるところを境に相対速度に比例して増加する特性をもっている。

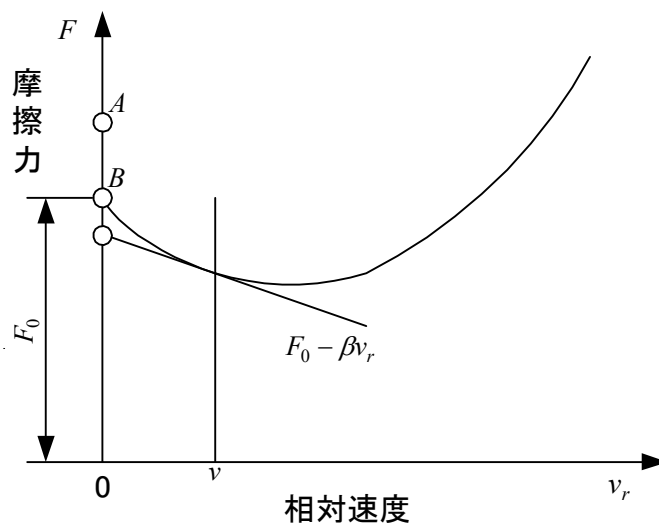


図3. 3 接触面に作用する摩擦力と相対速度の関係

そこで、相対速度が v 近傍の値であるときの摩擦力は、近似的に以下のように表すことができる。

$$F = F_0 - \beta v_r \quad (3. 3)$$

ただし、 F_0 は図中の点 O における摩擦力、 β は摩擦力と相対速度との関係の線において相対速度が v である点の傾斜を表す値で、式 (3. 3) の表現では正の値をとる。

式 (3. 2)、(3. 3) を式 (3. 1) に代入すると

$$m\ddot{x} + kx = F_0 - \beta(v - \dot{x})$$

または

$$m\ddot{x} - \beta\dot{x} + kx = F_0 - \beta v \quad (3. 4)$$

となる。

これを解くと、 D, φ を初期条件で決まる値として

$$x = \frac{F_0 - \beta v}{k} + D e^{\frac{1}{2m}\beta t} \cos \left\{ \sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{\beta}{2m}\right)^2} \cdot t + \varphi \right\} \quad (3. 5)$$

この式から明らかなように、 β は正であるから振動は発散する。すなわち、初期条件に従って物体に振動が起こると、振幅は時間とともに大きくなる。クーロン摩擦の特性に起因するこの種の振動を摩擦振動あるいはスティック・スリップ振動という。

また、発生する振動の振動数 f は

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{\beta}{2m}\right)^2} \quad (3. 6)$$

であり、根号内の第2項は普通、第1項に比べて小さいので、発生振動数は系の固有振動数にほぼ等しい。一般に、自励振動の振動数はほとんどの場合、系の固有振動数に等しいのである。

式 (3. 4) からわかるように、この摩擦による自励振動の運動方程式は、形式的に減衰自由振動の式の右辺第2項である減衰項の係数が負になったものである。そこで、これを負の減衰をもつ自由振動であるということが出来る。よって、クラッチジャダに関しても負の減衰によって引き起こされる自励振動であることがわかる。また、図 3. 2 に示すような1自由度系では係数のどれかが負の値をとれば不安定となり、安定性の判別は容易である。ところが、後に述べる多自由度系では係数の値がすべて正であっても不安定になることがあるため、係数の正負では安定性の判別はできない。したがって、式を解くことによって安定性を判別する必要がある。

ここでは以下の数値を適用し、図3. 2のモデルを用いてシミュレーションを行う。

m	: 質量	1 kg
k	: ばね定数	100 N/m
F_0	: 初期摩擦力	10 N
v	: ベルト速度	1 m/s
β	: 摩擦力の速度勾配	1 N·s/m

以下の図3. 4にこのモデルのシミュレーション結果を示す。このグラフより時間とともに縦軸に示した変位が増大し、振動が発散していることが確認できる。この結果からも負の減衰が働くと自励振動が発生することがわかる。

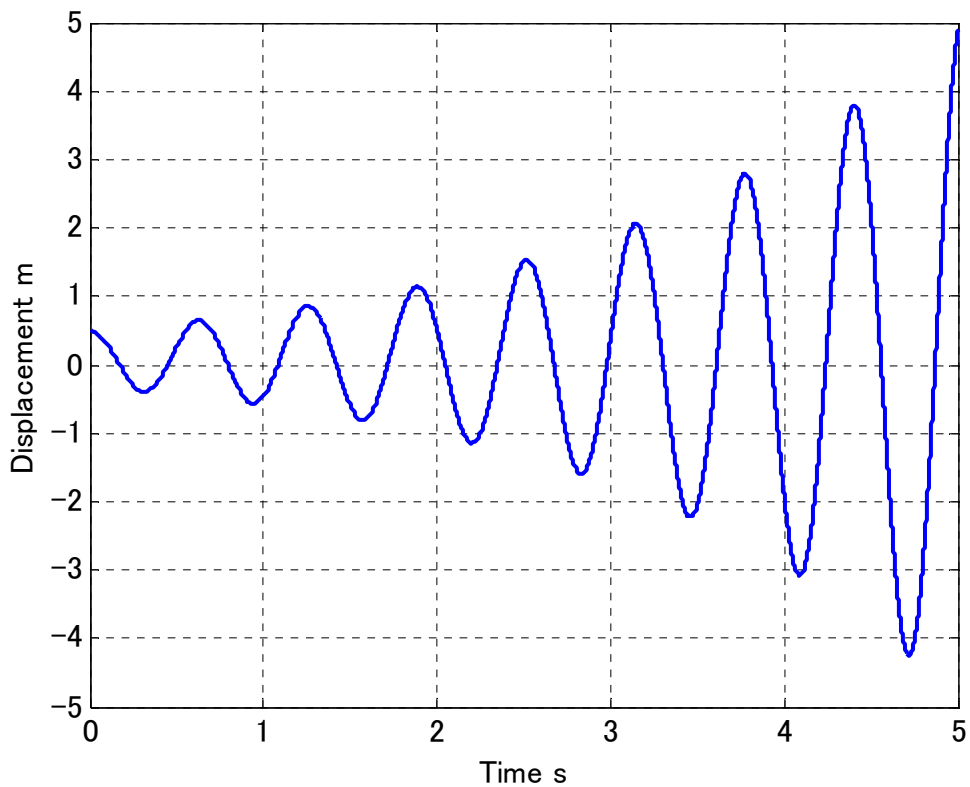


図3. 4 摩擦による自励振動のシミュレーション結果

3. 4 FF車クラッチジャダのモデル化

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。また、図3. 5に示すように速度に対して直線の μ - 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。回転しているフライホイールからクラッチディスクへ伝達する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。

$$T(\dot{\theta}_F - \dot{\theta}_C) = T(\dot{\theta}_F) - \dot{\theta}_C T'(\dot{\theta}_F) \quad (3. 7)$$

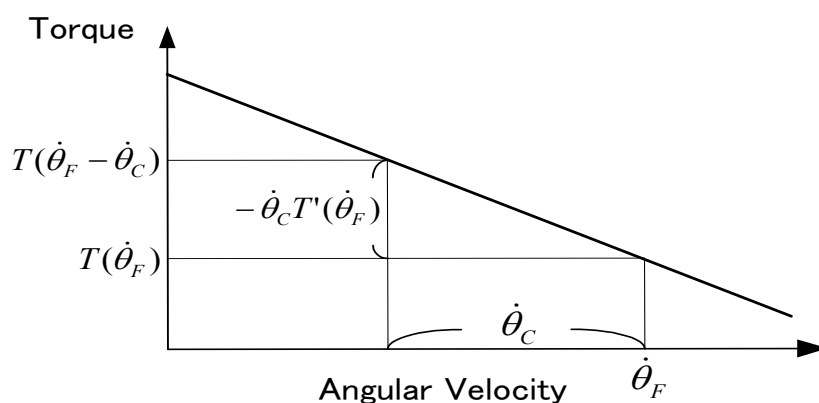


図3. 5 クラッチディスクへの伝達トルク

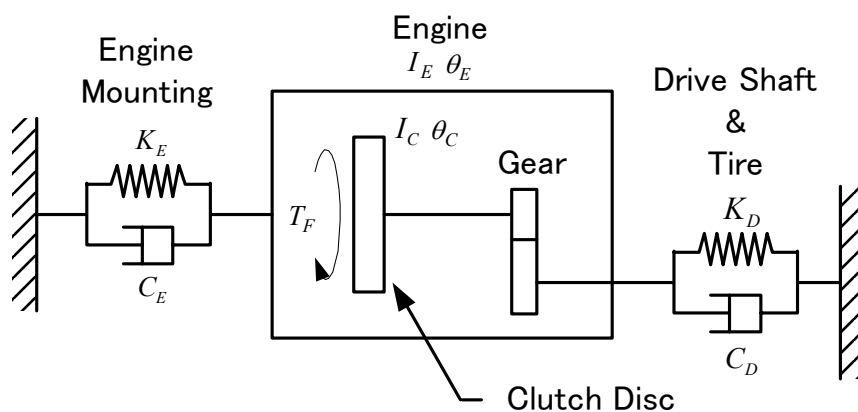


図3. 6 クラッチジャダ解析モデル (FF車)

なおここで使用している記号とシミュレーションに用いた基準値は以下である。
また、これらの基準値は FF 小型乗用車を想定した仕様である。

θ_E	: エンジンのねじり角	
θ_C	: クラッチディスクのねじり角	
θ_F	: フライホイールのねじり角	
θ_1	: ドライブシャフトのねじり角	
θ_V	: 車両前後方向変位	
I_E	: エンジンの慣性モーメント	4 Nms ²
I_C	: クラッチディスクの慣性モーメント	8 mNm ²
I_F	: フライホイールの慣性モーメント	0.1 Nms ²
I_V	: 車両前後方向相当の慣性モーメント	100 Nms ²
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	10 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	
$T(\dot{\theta}_F)$: 摩擦力	
$T'(\dot{\theta}_F)$: 摩擦力の速度勾配 (μ -V 特性)	-0.8 s / rad
$T(\dot{\theta}_F - \dot{\theta}_C)$: 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

車両では駆動系に多くの振動系が連成する。ここでは連成する振動系と駆動系の関係を解析し、車両として発生する自励振動という現象を明らかにするため、駆動系と連成する振動系を主なものに限定している。図 3. 6、3. 8 は FF 車を想定したモデルである。これらのモデルでは駆動系の回転方向の変位とエンジンのロール回転変位が、ギヤボックスの作用により連成するもので、式 (3. 14) に表す。

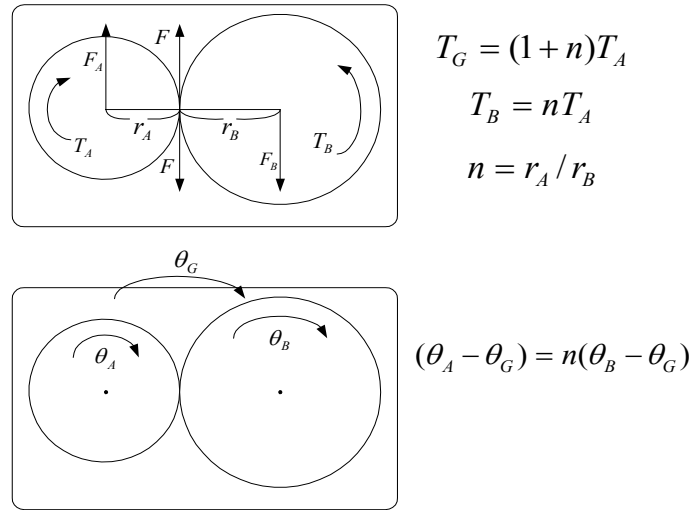


図 3. 7 ギヤボックスの力学

図 3. 8 のモデルは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 (3. 11) 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 (3. 8) と (3. 11) が重なり、 $I_F + I_C$ 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 (3. 12) 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 θ_V 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。

$$I_C \ddot{\theta}_C = T(\dot{\theta}_F - \dot{\theta}_C) - T_1 \quad (3. 8)$$

$$I_E \ddot{\theta}_E + C_E \dot{\theta}_E + K_E \theta_E = (1+N)T_1 \quad (3. 9)$$

$$I_V \ddot{\theta}_V + C_D(\dot{\theta}_V - \dot{\theta}_1) + K_D(\theta_V - \theta_1) = 0 \quad (3. 10)$$

$$I_F \ddot{\theta}_F = -T(\dot{\theta}_F - \dot{\theta}_C) + T_F \quad (3. 11)$$

$$(I_F + I_C) \ddot{\theta}_F = T_F \quad (3. 12)$$

また、ここでの記号の関係は以下である。

$$F_1 \cdot r_2 = C_D(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_V) + K_D(\theta_1 - \theta_V) \quad (3.13)$$

$$\theta_C - \theta_E = N(\theta_1 + \theta_E) \quad (3.14)$$

$$N = r_2 / r_1 \quad (3.15)$$

$$T_1 = F_1 \cdot r_1 \quad (3.16)$$

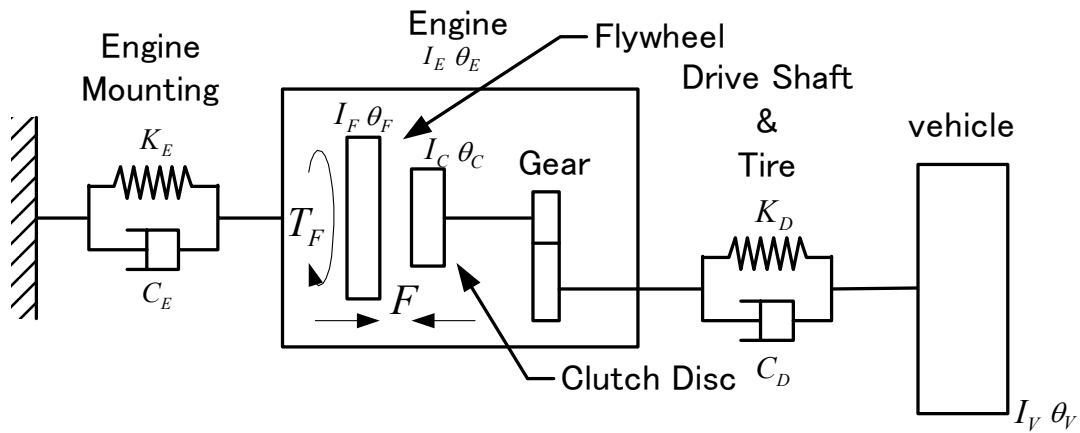


図 3. 8 クラッチジャダシミュレーションモデル (FF 車)

3. 5 FF 車クラッチジャダモデルの安定判別と周波数応答による検討

本節では、3. 4 節でモデル化した FF 車クラッチジャダモデルの妥当性を検討する。このモデルの妥当性は図 3. 6 の解析モデルの安定判別や周波数応答と比較して確認する。また、シミュレーションにおいては、クラッチフェーシングの摩擦力は任意の特性を用いるが、ここでは解析モデルと摩擦特性を同一にして比較する。

まず、安定判別による比較検討を行う。図 3. 6 の解析モデルから運動方程式を求め、 θ_C 、 θ_E の 2 自由度の式に整理する。

$$\begin{aligned} N^2 I_C \ddot{\theta}_C + \{C_D + N^2 T'(\dot{\theta}_F)\} \dot{\theta}_C + K_D \theta_C - (1+N) C_D \dot{\theta}_E - (1+N) K_D \theta_E &= N^2 T(\dot{\theta}_F) \\ -(1+N) C_D \dot{\theta}_C - (1+N) K_D \theta_C + N^2 I_E \ddot{\theta}_E + \{N^2 C_E + (1+N)^2 C_D\} \dot{\theta}_E + \{N^2 K_E + (1+N)^2 K_D\} \theta_E &= 0 \end{aligned} \quad (3.17)$$

これをマトリックス形式に整理する。

$$\begin{aligned} & \begin{vmatrix} N^2 I_C & 0 \\ 0 & N^2 I_E \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_C \\ \ddot{\theta}_E \end{Bmatrix} + \begin{vmatrix} C_D + N^2 T'(\dot{\theta}_F) & -(1+N)C_D \\ -(1+N)C_D & N^2 C_E + (1+N)^2 C_D \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_C \\ \dot{\theta}_E \end{Bmatrix} \\ & + \begin{vmatrix} K_D & -(1+N)K_D \\ -(1+N)K_D & N^2 K_E + (1+N)^2 K_D \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_C \\ \theta_E \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} N^2 T(\dot{\theta}_F) \\ 0 \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (3.18)$$

さらに、3.4節でモデル化した図3.8のクラッチジャダモデルから運動方程式を求め、 θ_C 、 θ_E 、 θ_V の3自由度の式に整理し、同様にマトリックス形式に表す。

$$\begin{aligned} & N^2 I_C \ddot{\theta}_C + \{C_D + N^2 T'(\dot{\theta}_F)\} \dot{\theta}_C + K_D \theta_C - (1+N)C_D \dot{\theta}_E - (1+N)K_D \theta_E \\ & - NC_D \dot{\theta}_V - NK_D \theta_V = N^2 T(\dot{\theta}_F) \\ & -(1+N)C_D \dot{\theta}_C - (1+N)K_D \theta_C + N^2 I_E \ddot{\theta}_E + \{N^2 C_E + (1+N)^2 C_D\} \dot{\theta}_E + \{N^2 K_E + (1+N)^2 K_D\} \theta_E \\ & + (1+N)NC_D \dot{\theta}_V + (1+N)NK_D \theta_V = 0 \\ & - NC_D \dot{\theta}_C - NK_D \theta_C + (1+N)NC_D \dot{\theta}_E + (1+N)NK_D \theta_E + N^2 I_V \ddot{\theta}_V + N^2 C_D \dot{\theta}_V + N^2 K_D \theta_V = 0 \end{aligned} \quad (3.19)$$

$$\begin{aligned} & \begin{vmatrix} N^2 I_C & 0 & 0 \\ 0 & N^2 I_E & 0 \\ 0 & 0 & N^2 I_V \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_C \\ \ddot{\theta}_E \\ \ddot{\theta}_V \end{Bmatrix} + \begin{vmatrix} C_D + N^2 T'(\dot{\theta}_F) & -(1+N)C_D & -NC_D \\ -(1+N)C_D & N^2 C_E + (1+N)^2 C_D & (1+N)NC_D \\ -NC_D & (1+N)NC_D & N^2 C_D \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_C \\ \dot{\theta}_E \\ \dot{\theta}_V \end{Bmatrix} \\ & + \begin{vmatrix} K_D & -(1+N)K_D & -NK_D \\ -(1+N)K_D & N^2 K_E + (1+N)^2 K_D & (1+N)NK_D \\ -NK_D & (1+N)NK_D & N^2 K_D \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_C \\ \theta_E \\ \theta_V \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} N^2 T(\dot{\theta}_F) \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (3.20)$$

まず式(3.20)の妥当性を検討する。式(3.20)は対称のマトリックスであり、 θ_C 、 θ_E の関係は式(3.18)と同一である。

ここで式(3.18)、(3.20)の安定判別を行うため特性方程式を求める。そこで、式(3.18)の特性方程式の係数を式(3.21)のように $A_1 \sim H_1$ と置く。また、同様に式(3.20)の特性方程式の係数を $A_2 \sim O_2$ と置き、これを式(3.22)に示すように対称の式に表す。

$$\begin{aligned}
 A_1 &= N^2 I_C \\
 B_1 &= C_D + N^2 T'(\dot{\theta}_F) \\
 C_1 &= K_D \\
 D_1 &= -(1+N)C_D \\
 E_1 &= -(1+N)K_D \\
 F_1 &= N^2 I_E \\
 G_1 &= N^2 C_E + (1+N)^2 C_D \\
 H_1 &= N^2 K_E + (1+N)^2 K_D
 \end{aligned} \tag{3. 2 1}$$

$$\begin{vmatrix} A_1 s^2 + B_1 s + C & D_1 s + E_1 \\ D_1 s + E_1 & F_1 s^2 + G_1 s + H_1 \end{vmatrix} = 0 \tag{3. 2 2}$$

$$\begin{vmatrix} A_2 s^2 + B_2 s + C_2 & D_2 s + E_2 & F_2 s + G_2 \\ D_2 s + E_2 & H_2 s^2 + I_2 s + J & K_2 s + L_2 \\ F_2 s + G_2 & K_2 s + L_2 & M_2 s^2 + N_2 s + O_2 \end{vmatrix} = 0$$

この式を以下のように整理する。

$$\begin{aligned}
 &A_1 F_1 s^4 + (A_1 G_1 + B_1 F_1) s^3 + (A_1 H_1 + B_1 G_1 + C_1 F_1 - D_1^2) s^2 \\
 &+ (B_1 H_1 + C_1 G_1 - 2D_1 E_1) s + C_1 H_1 - E_1^2 = 0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &A_2 H_2 M_2 s^6 + \{(B_2 H_2 + A_2 I_2) M_2 + A_2 H_2 N_2\} s^5 \\
 &+ \{-F^2 H_2 + (C_2 H_2 + B_2 I_2 + A_2 J_2) M_2 + (B_2 H_2 + A_2 I_2) N_2 + A_2 H_2 O_2 - A_2 K_2^2 - D_2^2 M_2\} s^4 \\
 &+ \{-2A_2 K_2 L_2 - B_2 K_2^2 + 2D_2 F_2 K_2 + (C_2 I_2 + B_2 J_2) M_2 + (C_2 H_2 + B_2 I_2 + A_2 J_2) N_2 \\
 &+ (B_2 H_2 + A_2 I_2) O_2 - 2F_2 G_2 H_2 - F_2^2 I_2 - 2E_2 D_2 M_2 - D_2^2 N_2\} s^3 \\
 &+ \{C_2 J_2 M_2 + (C_2 I_2 + B_2 J_2) N_2 + (C_2 H_2 + B_2 I_2 + A_2 J_2) O_2 - E_2^2 M_2 - 2E_2 D_2 N_2 \\
 &- D_2^2 O_2 + 2(E_2 K_2 + D_2 L_2) F_2 + 2D_2 G_2 K_2 - A_2 L_2^2 - 2B_2 K_2 L_2 - C_2 K_2^2 - G_2^2 H_2 \\
 &- 2F_2 G_2 I_2 - F_2^2 J_2\} s^2 \\
 &+ \{C_2 J_2 N_2 + (C_2 I_2 + B_2 J_2) O_2 - E_2^2 N_2 - 2D_2 E_2 O_2 - B_2 L_2^2 - 2C_2 K_2 L_2 + 2E_2 F_2 L_2 \\
 &+ 2(E_2 K_2 + D_2 L_2) G_2 - G_2^2 I_2 - 2F_2 G_2 J_2\} s \\
 &+ C_2 J_2 O_2 - C_2 L_2^2 - E_2^2 O_2 + 2E_2 G_2 L_2 - G_2^2 J_2 = 0
 \end{aligned}$$

(3. 2 3)

求められた式(3.23)の特性方程式の複素根を数値計算で求め、系の安定判別を行う。式(3.20)は図3.8のモデル構造から θ_c と θ_v 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。そして、パラメータを変更して上記の安定判別を繰り返し、安定領域を一つの平面で示す。

ここで、エンジン単独のロール固有値 ω_E と駆動系の単独のねじり固有値 ω_D を以下のよう

$$\omega_E = \sqrt{\frac{K_E + \frac{(1+N)^2}{N^2} K_D}{I_E}} \quad (3.24)$$

$$\omega_D = \sqrt{\frac{K_D}{N^2 I_C}}$$

ω_E : エンジンロールの固有角振動数
 ω_D : 駆動系のねじり固有角振動数

ここでの安定判別ではエンジンロール剛性 K_E と駆動系のねじり剛性 K_D を変化させて、図3.6、3.8の2つのモデルの安定領域を計算し、両者の比較を行う。また、安定領域のグラフの縦軸は駆動系のねじり剛性 K_D 、横軸は上で示したエンジン単独のロール固有値 ω_E と駆動系の単独のねじり固有値 ω_D の比を用いて整理した。

図3.10、3.11は μ -V特性の負の傾きを図3.9のように $-0.8s/rad \sim -0.4s/rad$ の3パターンで安定判別を行い、そのときの安定領域を重ねて表示したものである。これら2つのグラフの内側が安定な領域であり、 μ -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がわかる。

同様に、エンジンマウントの減衰を3パターン変えて安定判別を行い、それぞれの安定領域を重ねて表示したものを図3.12、3.13に示す。これらのグラフから、減衰が大きくなるのに応じて安定領域が広がっていることがわかる。また、このグラフの縦軸 K_D の範囲ではLoss Factor=0.10以下にすると安定領域がほぼなくなることが確認された。

そして、図3.10～3.13では駆動系の減衰を0と仮定し、安定判別を行ったが次の図3.14、3.15では駆動系に減衰を加えた場合の安定領域を重ねて示す。これらのグラフから駆動系に減衰を加えることで、安定な領域がより拡大していることがわかる。これは駆動系に減衰を加えることが、クラッチジャダの低減に効果が高いことを示している。し

かし、実際にはドライブシャフトに減衰機構を付加することができないため、駆動系に減衰を加えることは現実的ではない。

図3.10～3.15の互いの安定領域のグラフを比較すると、グラフの細部までもほぼ同一であることがわかる。よって図3.8に示したモデルの安定判別結果が妥当であると判断できる。

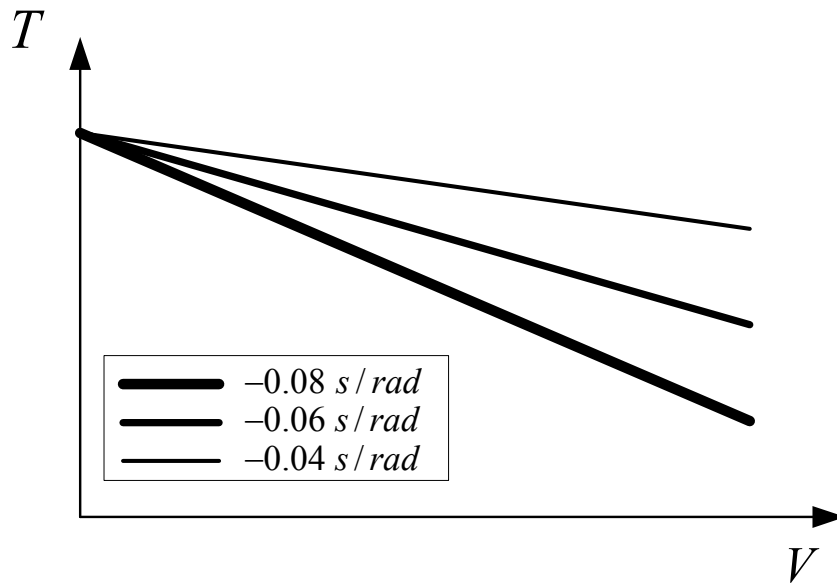


図3.9 安定判別に用いた摩擦力の μ - V 特性

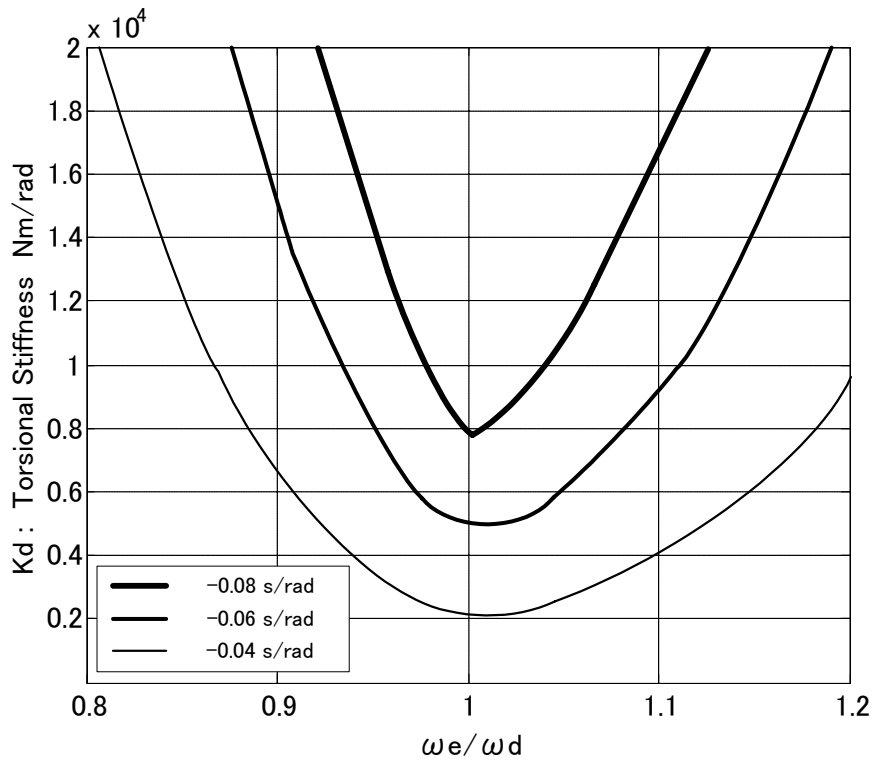


図 3. 10 図 3. 6 の安定判別結果 (μ -V 特性による影響)

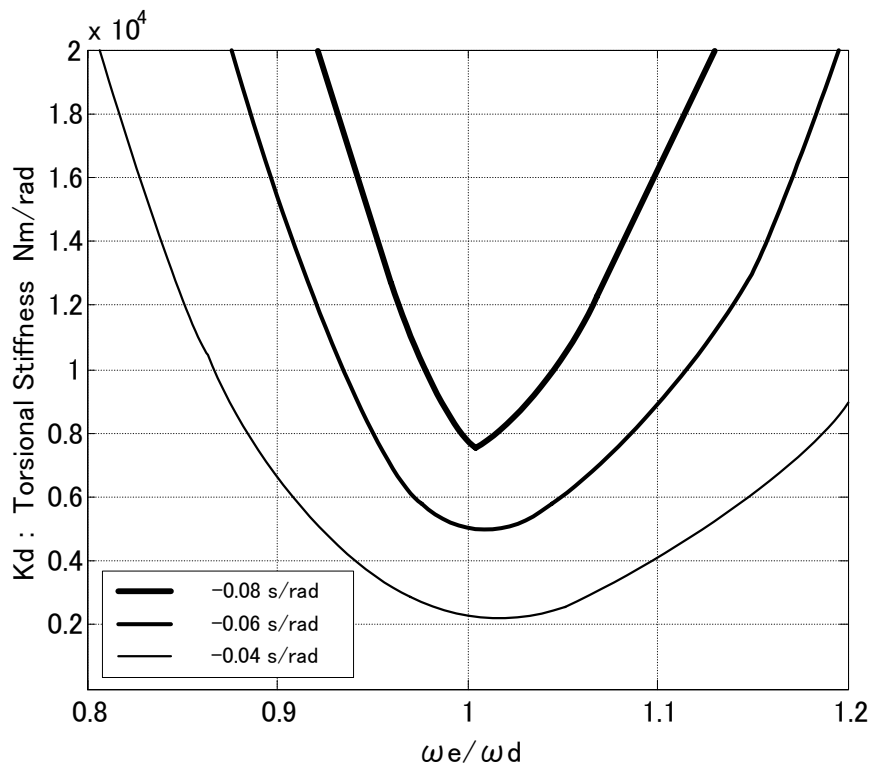


図 3. 11 図 3. 8 の安定判別結果 (μ -V 特性による影響)

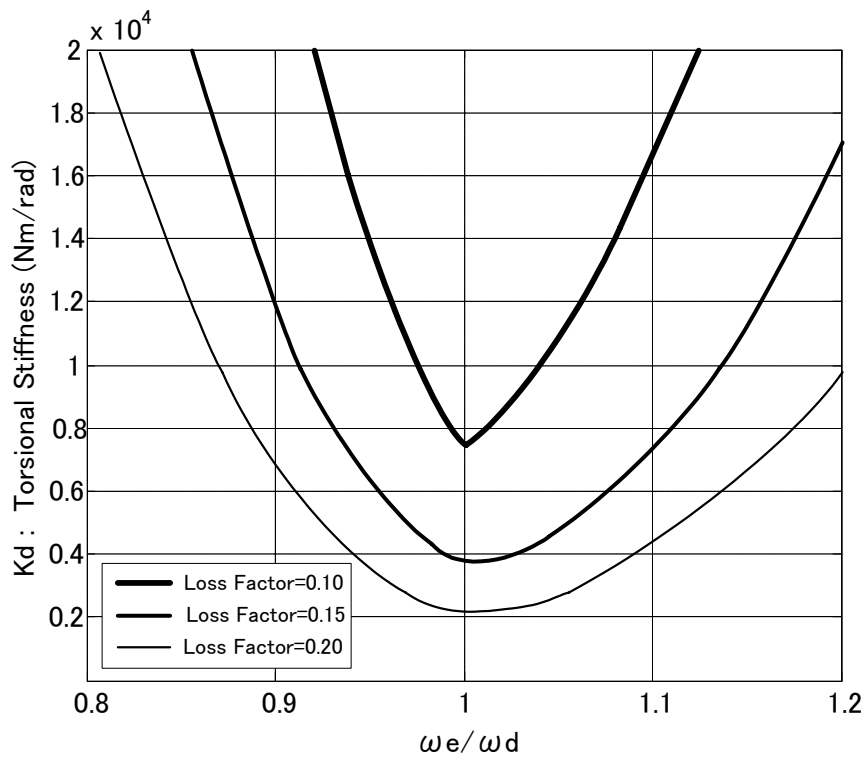


図 3. 12 図 3. 6 の安定判別結果 (エンジンマウントの減衰による影響)

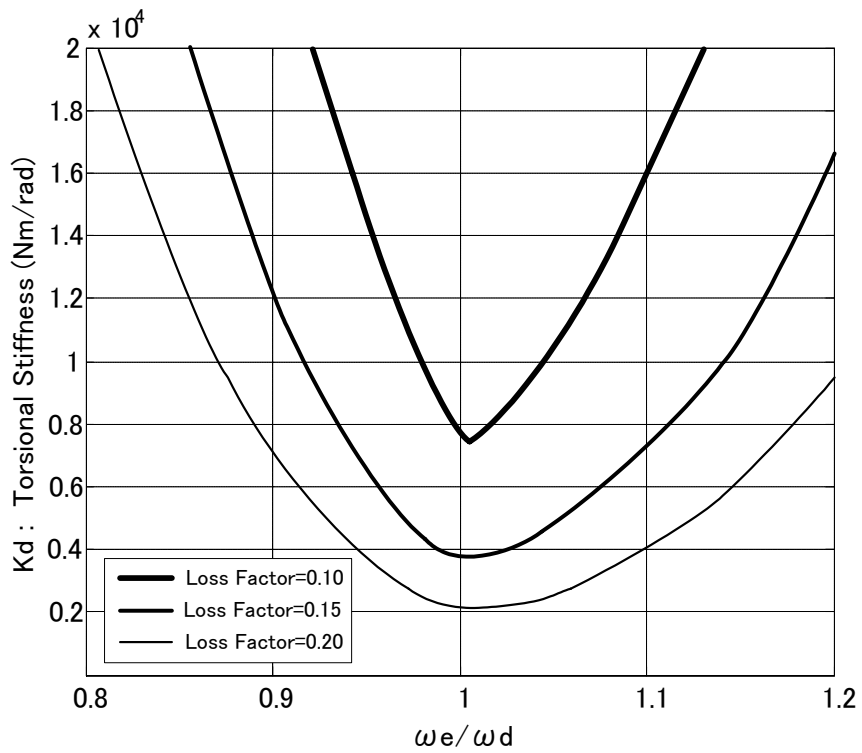


図 3. 13 図 3. 8 の安定判別結果 (エンジンマウントの減衰による影響)

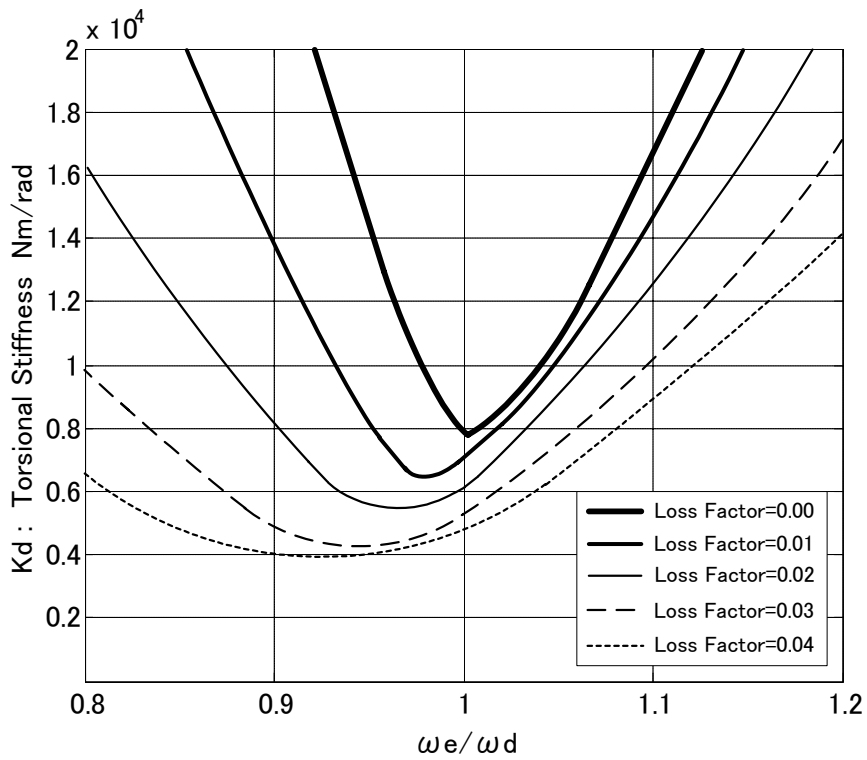


図 3. 14 図 3. 6 の安定判別結果 (駆動系の減衰による影響)

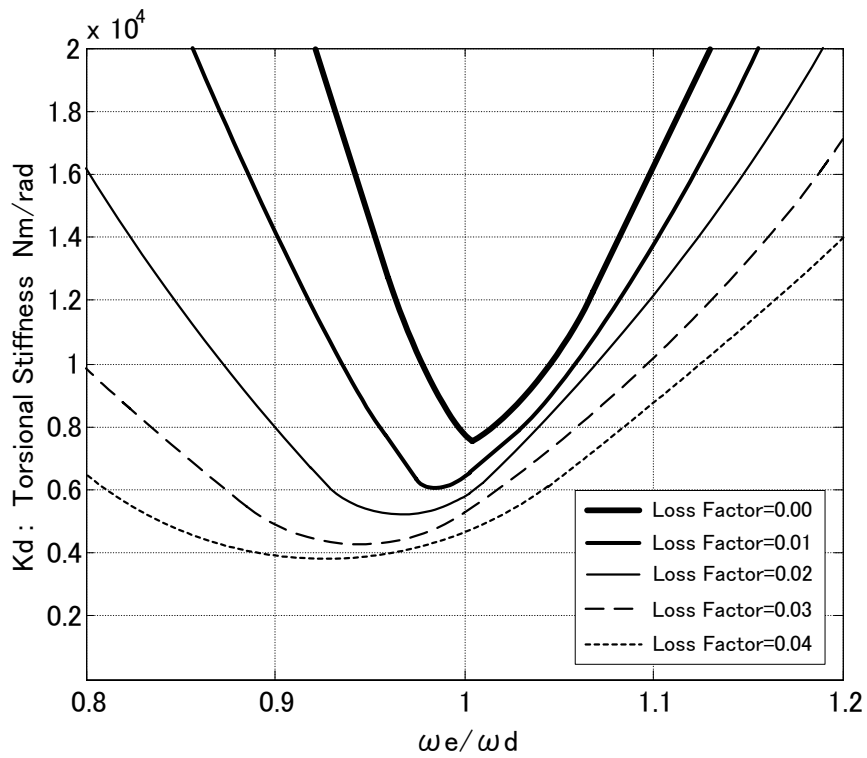


図 3. 15 図 3. 8 の安定判別結果 (駆動系の減衰による影響)

次に図 3. 6、3. 8 に示したモデルの周波数応答による比較を行う。これら 2 つのモデルではクラッチフェーシングでの伝達力を考えているため、この作用面における応答を計算し、両者を比較したグラフを図 3. 16 に示す。図 3. 16 は、クラッチフェーシングを加振した時のクラッチの速度振幅を示したものである。そのため、このグラフの縦軸はモビリティ（速度/力）をとっている。ここでの 2 つのピークは両者の連成の固有値であり、この間にあるクラッチ振動の極小部はエンジンのロール固有値 ω_E と一致する点である。この両者の周波数応答もほぼ一致していることが確認できる。また、これは車両を表す θ_V が θ_C と比較して大きく、車両の θ_V が θ_C に対して固定端の条件に近いことを表わしている。

よって、この両者のモデルの安定判別と周波数応答の比較から 3. 4 節でモデル化した FF 車クラッチジャダモデルは妥当であることが確認された。

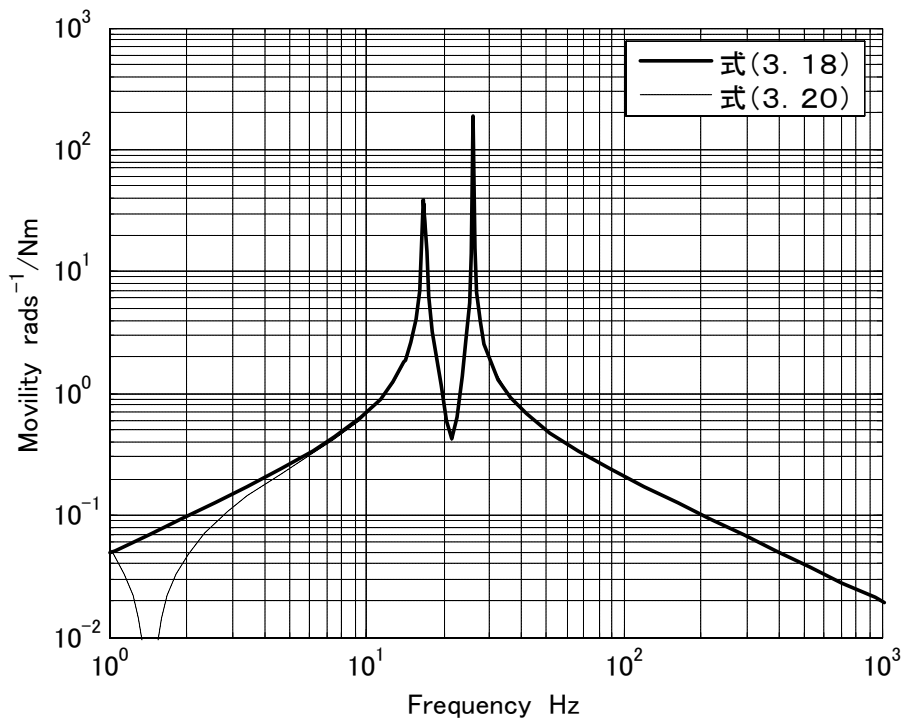


図 3. 16 FF モデルの周波数応答による比較

3. 6 FR 車クラッチジャダのモデル化

FR 車では駆動系のねじり振動系にエンジンロール振動系だけでなく、リヤサスペンションのワインドアップ振動系も連成する。このため FR 車のクラッチジャダ解析モデルは、3 自由度系が最小のモデルとなり、これを図 3. 17 に示す。これは、駆動系のねじり振動に対して 2 自由度の振動系が連成しているモデルである。なお、リヤサスペンションのワインドアップ振動系は、ディファレンシャルギヤによって駆動系のねじり振動系と連成している。これは、FF 車のエンジンロール振動が、変速機のギヤボックスで駆動系と連成する方式と同様である。

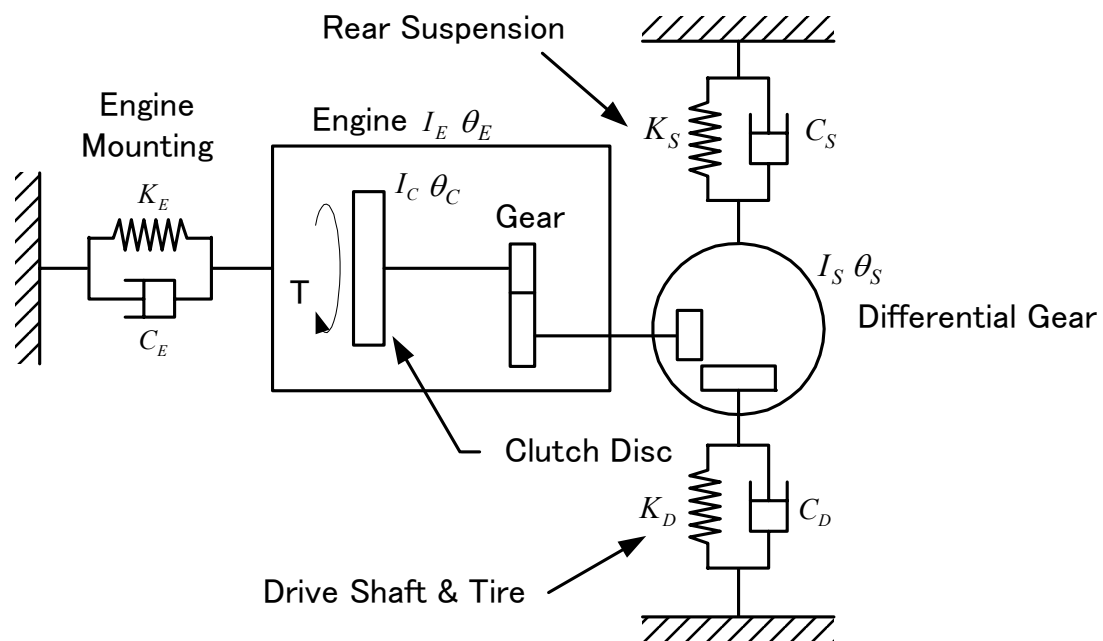


図 3. 17 クラッチジャダ解析モデル (FR 車)

ここでは、FF 車のモデルと同一の記号を用い、追加する記号を以下に示す。また、ここで用いている値は FF 車と同様に小型乗用車を想定した仕様である。

θ_S	: リヤサスペンションのワインドアップ変位	
I_S	: リヤサスペンションの慣性モーメント	0.7 Nms^2
K_S	: リヤサスペンションの剛性	40 kNm / rad
C_S	: リヤサスペンションの減衰係数	0.1
F_2	: ディファレンシャルギヤへの伝達力	
N_1	: トランスミッションのギヤ比	3
N_2	: ディファレンシャルギヤのギヤ比	3
$r_1 \sim r_4$: ギヤの半径	

ここでは、3.4節と同様に、時間軸におけるシミュレーションモデルを検討する。図3.18にFR車クラッチジャダシミュレーションモデルを示す。このモデルは図3.17に示す解析モデルに対して、FF車モデルと同様にフライホイールと車両を追加している。

また、上で述べたFR車における駆動系のねじり振動系とリヤサスペンションのワインドアップ振動系との連成の式を式(3.34)に示す。

$$I_C \ddot{\theta}_C = T(\dot{\theta}_F - \dot{\theta}_C) - T_1 \quad (3.25)$$

$$I_E \ddot{\theta}_E + C_E \dot{\theta}_E + K_E \theta_E = (1 + N_1) T_1 \quad (3.26)$$

$$I_S \dot{\theta}_S + C_S \dot{\theta}_S + K_S \theta_S = F_2 \cdot r_4 \quad (3.27)$$

$$I_V \ddot{\theta}_V + C_D(\dot{\theta}_V - \dot{\theta}_1) + K_D(\theta_V - \theta_1) = 0 \quad (3.28)$$

$$I_F \ddot{\theta}_F = -T(\dot{\theta}_F - \dot{\theta}_C) + T_F \quad (3.29)$$

$$(I_F + I_C) \ddot{\theta}_F = T_F \quad (3.30)$$

また、ここでの記号の関係は以下である。

$$F_1 \cdot r_2 = F_2 \cdot r_3 \quad (3.31)$$

$$F_1 \cdot r_4 = C_D(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_V) + K_D(\theta_1 - \theta_V) \quad (3.32)$$

$$\theta_C - \theta_E = N(\theta_2 + \theta_S) \quad (3.33)$$

$$\theta_2 = N_2(\theta_1 + \theta_S) \quad (3.34)$$

$$N_1 = r_2 / r_1 \quad (3.35)$$

$$N_2 = r_4 / r_3 \quad (3.36)$$

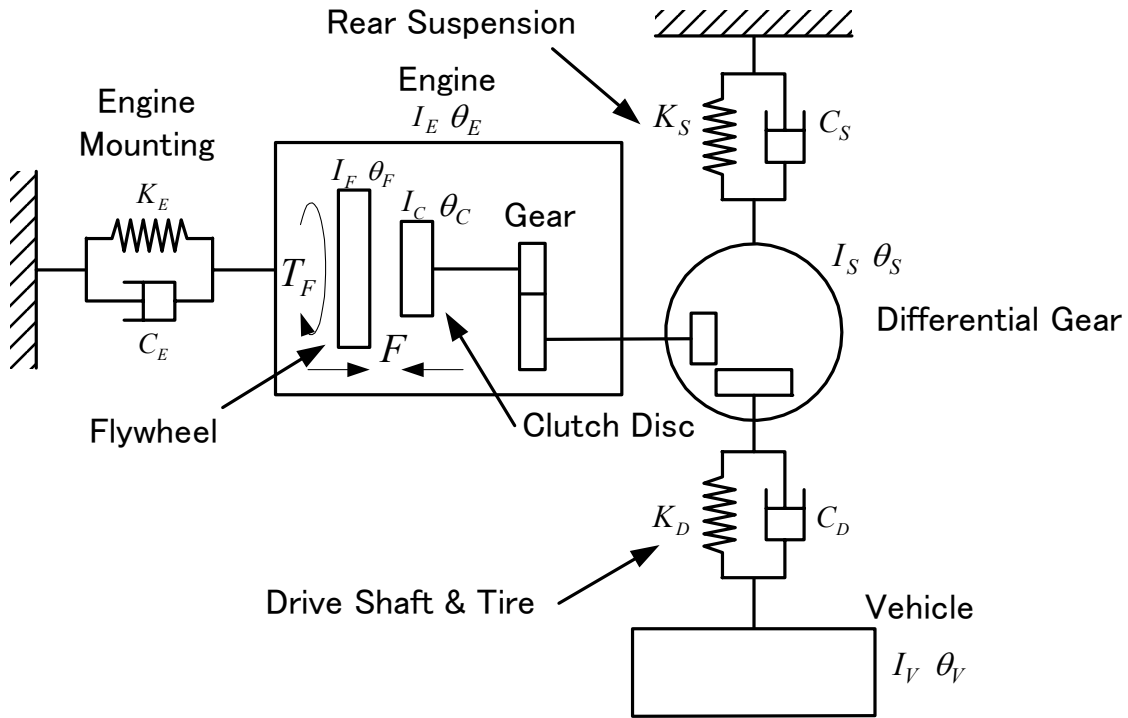


図 3. 18 クラッチジャダシミュレーションモデル (FR 車)

3. 7 FF 車クラッチジャダモデルの安定判別と周波数応答による検討

本節では、3. 6 節でモデル化した FR 車クラッチジャダモデルの妥当性の検討を行う。このモデルの妥当性は 3. 5 節で示したのと同様に図 3. 17 の解析モデルの安定判別や周波数応答と比較して確認する。

まず、安定判別による比較検討を行う。図 3. 17 の解析モデルから運動方程式を求め、 θ_C 、 θ_E 、 θ_S の 3 自由度の式に整理する。

$$\begin{aligned}
 & N_1^2 N_2^2 I_C \ddot{\theta}_C + \{C_D + N_1^2 N_2^2 T'(\dot{\theta}_F)\} \dot{\theta}_C + K_D \theta_C - (1 + N_1) C_D \dot{\theta}_E - (1 + N_1) K_D \theta_E \\
 & - N_1 N_2 C_D \dot{\theta}_S - N_1 N_2 K_D \theta_S = N_1^2 N_2^2 T(\dot{\theta}_F) \\
 & - (1 + N_1) C_D \dot{\theta}_C - (1 + N_1) K_D \theta_C + N_1^2 N_2^2 I_E \ddot{\theta}_E + \{N_1^2 N_2^2 K_E + (1 + N_1)^2 K_D\} \theta_E \\
 & + (1 + N_1) N_1 N_2 C_D \dot{\theta}_S + (1 + N_1) N_1 N_2 K_D \theta_S = 0 \\
 & - N_1 N_2 C_D \dot{\theta}_C - N_1 N_2 K_D \theta_C + (1 + N_1) N_1 N_2 C_D \dot{\theta}_E + (1 + N_1) N_1 N_2 K_D \theta_E \\
 & + N_1^2 N_2^2 I_S \ddot{\theta}_S + N_1^2 N_2^2 (C_D + C_S) \dot{\theta}_S + N_1^2 N_2^2 (K_D + K_S) \theta_S = 0
 \end{aligned}$$

(3. 37)

これをマトリックス表示にする。

$$\begin{aligned}
 & \begin{vmatrix} N_1^2 N_2^2 I_C & 0 & 0 \\ 0 & N_1^2 N_2^2 I_E & 0 \\ 0 & 0 & N_1^2 N_2^2 I_S \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_C \\ \ddot{\theta}_E \\ \ddot{\theta}_S \end{Bmatrix} \\
 & + \begin{vmatrix} C_D + N_1^2 N_2^2 T'(\dot{\theta}_F) & -(1+N_1)C_D & -N_1 N_2 C_D \\ -(1+N_1)C_D & N_1^2 N_2^2 C_E + (1+N_1)^2 C_D & (1+N_1)N_1 N_2 C_D \\ -N_1 N_2 C_D & (1+N_1)N_1 N_2 C_D & N_1^2 N_2^2 (C_D + C_S) \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_C \\ \dot{\theta}_E \\ \dot{\theta}_S \end{Bmatrix} \\
 & + \begin{vmatrix} K_D & -(1+N_1)K_D & -N_1 N_2 K_D \\ -(1+N_1)K_D & N_1^2 N_2^2 K_E + (1+N_1)^2 K_D & (1+N_1)N_1 N_2 K_D \\ -N_1 N_2 K_D & (1+N_1)N_1 N_2 K_D & N_1^2 N_2^2 (K_D + K_S) \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_C \\ \theta_E \\ \theta_S \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} N_1^2 N_2^2 T(\dot{\theta}_F) \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}
 \end{aligned}$$

(3. 38)

さらに、3. 6節でモデル化した図3. 18のクラッチジャダモデルから運動方程式を求め、 θ_C 、 θ_E 、 θ_S 、 θ_V の4自由度の式に整理し、同様にマトリックス形式に表す。

$$\begin{aligned}
 & N_1^2 N_2^2 I_C \ddot{\theta}_C + \{C_D + N_1^2 N_2^2 T'(\dot{\theta}_F)\} \dot{\theta}_C + K_D \theta_C - (1+N_1)C_D \dot{\theta}_E - (1+N_1)K_D \theta_E \\
 & - N_1 N_2 C_D \dot{\theta}_S - N_1 N_2 K_D \theta_S - N_1 N_2 C_D \dot{\theta}_V - N_1 N_2 K_D \theta_V = N_1^2 N_2^2 T(\dot{\theta}_F) \\
 & - (1+N_1)C_D \dot{\theta}_C - (1+N_1)K_D \theta_C + N_1^2 N_2^2 I_E \ddot{\theta}_E + \{N_1^2 N_2^2 K_E + (1+N_1)^2 K_D\} \theta_E \\
 & + (1+N_1)N_1 N_2 C_D \dot{\theta}_S + (1+N_1)N_1 N_2 K_D \theta_S + (1+N_1)N_1 N_2 C_D \dot{\theta}_V + (1+N_1)N_1 N_2 K_D \theta_V = 0 \\
 & - N_1 N_2 C_D \dot{\theta}_C - N_1 N_2 K_D \theta_C + (1+N_1)N_1 N_2 C_D \dot{\theta}_E + (1+N_1)N_1 N_2 K_D \theta_E \\
 & + N_1^2 N_2^2 I_S \ddot{\theta}_S + N_1^2 N_2^2 (C_D + C_S) \dot{\theta}_S + N_1^2 N_2^2 (K_D + K_S) \theta_S \\
 & + N_1^2 N_2^2 C_D \dot{\theta}_V + N_1^2 N_2^2 K_D \theta_V = 0 \\
 & - N_1 N_2 C_D \dot{\theta}_C - N_1 N_2 K_D \theta_C + (1+N_1)N_1 N_2 C_D \dot{\theta}_E + (1+N_1)N_1 N_2 K_D \theta_E \\
 & + N_1^2 N_2^2 C_D \dot{\theta}_S + N_1^2 N_2^2 K_D \theta_S + N_1^2 N_2^2 I_V \ddot{\theta}_V + N_1^2 N_2^2 C_D \dot{\theta}_V + N_1^2 N_2^2 K_D \theta_V = 0
 \end{aligned}$$

(3. 39)

$$\begin{aligned}
 & \begin{pmatrix} N_1^2 N_2^2 I_C & 0 & 0 & 0 \\ 0 & N_1^2 N_2^2 I_E & 0 & 0 \\ 0 & 0 & N_1^2 N_2^2 I_S & 0 \\ 0 & 0 & 0 & N_1^2 N_2^2 I_V \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_C \\ \ddot{\theta}_E \\ \ddot{\theta}_S \\ \ddot{\theta}_V \end{Bmatrix} + \\
 & \begin{pmatrix} C_D + N_1^2 N_2^2 T'(\dot{\theta}_F) & -(1+N_1)C_D & -N_1 N_2 C_D & -N_1 N_2 C_D \\ -(1+N_1)C_D & N_1^2 N_2^2 C_E + (1+N_1)^2 C_D & (1+N_1)N_1 N_2 C_D & (1+N_1)N_1 N_2 C_D \\ -N_1 N_2 C_D & (1+N_1)N_1 N_2 C_D & N_1^2 N_2^2 (C_D + C_S) & N_1^2 N_2^2 C_D \\ -N_1 N_2 C_D & (1+N_1)N_1 N_2 C_D & N_1^2 N_2^2 C_D & N_1^2 N_2^2 C_D \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_C \\ \dot{\theta}_E \\ \dot{\theta}_S \\ \dot{\theta}_V \end{Bmatrix} \\
 & + \begin{pmatrix} K_D & -(1+N_1)K_D & -N_1 N_2 K_D & -N_1 N_2 K_D \\ -(1+N_1)K_D & N_1^2 N_2^2 K_E + (1+N_1)^2 K_D & (1+N_1)N_1 N_2 K_D & (1+N_1)N_1 N_2 K_D \\ -N_1 N_2 K_D & (1+N_1)N_1 N_2 K_D & N_1^2 N_2^2 (K_D + K_S) & N_1^2 N_2^2 K_D \\ -N_1 N_2 K_D & (1+N_1)N_1 N_2 K_D & N_1^2 N_2^2 K_D & N_1^2 N_2^2 K_D \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_C \\ \theta_E \\ \theta_S \\ \theta_V \end{Bmatrix} \\
 & = \begin{Bmatrix} N_1^2 N_2^2 T(\dot{\theta}_F) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}
 \end{aligned}$$

(3. 40)

まず式 (3. 40) の妥当性を検討する。式 (3. 40) は対称のマトリックスであり、 $\theta_C, \theta_E, \theta_S$ の関係は式 (3. 38) と同一である。

ここで式 (3. 38)、(3. 40) の安定判別を行うため特性方程式を求める。そこで、式 (3. 38) の特性方程式の係数を $A_3 \sim O_3$ と置き、これを式 (3. 41) に示すように対称の式に表す。

$$\begin{vmatrix} A_3 s^2 + B_3 s + C_3 & D_3 s + E_3 & F_3 s + G_3 \\ D_3 s + E_3 & H_3 s^2 + I_3 s + J & K_3 s + L_3 \\ F_3 s + G_3 & K_3 s + L_3 & M_3 s^2 + N_3 s + O_3 \end{vmatrix} = 0 \quad (3. 41)$$

同様に式 (3. 40) についても特性方程式の係数を置き、特性方程式を導く。そして、求められた特性方程式の複素根を数値計算で求め、系の安定判別を行う。

式 (3. 20) は図 3. 8 のモデル構造から θ_C と θ_V 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 3 組が存在する。ここでは、この 3 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。そして、パラメータを変更して上記の安定判別を繰り返し、安定領域を一つの平面で示す。

ここで、エンジン単独のロール固有値 ω_E と駆動系の単独のねじり固有値 ω_D およびサスペンションのワインドアップ系単独のねじり固有値 ω_{SUS} を以下のように定義し、安定判別結果の整理に用いる。

$$\omega_E = \sqrt{\frac{K_E + \frac{(1 + N_1^2)}{N_1^2 N_2^2} K_D}{I_E}}$$

$$\omega_D = \sqrt{\frac{K_D}{N_1^2 N_2^2 I_C}} \tag{3. 4 2}$$

$$\omega_{SUS} = \sqrt{\frac{K_D + K_S}{I_S}}$$

- ω_E : エンジンロールの固有角振動数
- ω_D : 駆動系のねじり固有角振動数
- ω_{SUS} : リヤサスペンションのワインドアップ固有角振動数

ここでの安定判別ではエンジンロール剛性 K_E 、駆動系のねじり剛性 K_D とリヤサスペンションの剛性 K_S を変化させて、図 3. 1 7、3. 1 8 の 2 つのモデルの安定領域を計算し、両者の比較を行う。また、安定領域のグラフの縦軸は駆動系のねじり剛性 K_D 、横軸は上で示したエンジン単独のロール固有値 ω_E と駆動系の単独のねじり固有値 ω_D の比またはサスペンションのワインドアップ系単独のねじり固有値 ω_{SUS} と駆動系の単独のねじり固有値 ω_D の比の 2 種類を用いて整理した。

図 3. 1 9、3. 2 0 は μ -V 特性の負の傾きを図 3. 9 のように $-0.8s/rad \sim -0.4s/rad$ の 3 パターンで安定判別を行い、そのときの安定領域を重ねて表示したものである。この結果より、 μ -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という傾向は FF 車ものと同じであることがわかる。また、安定領域に少し変化が見られるが、これは式 (3. 2 4) に示した各系単独の固有値の定義の仕方に関連していると考えられる。

同様に、エンジンマウントの減衰を 3 パターン変えて安定判別を行い、それぞれの安定領域を重ねて表示したものを図 3. 2 1、3. 2 2 に示す。これらのグラフから、減衰が大きくなるのに応じて安定領域が広がっていることがわかる。また、このグラフの縦軸 K_D の範囲では Loss Factor=0.10 以下にすると安定領域がほぼなくなることが FF 車と同様に確認された。

さらに、エンジンマウントの減衰を変えずにサスペンションの減衰を 3 パターン変えて安定判別を行った場合の安定領域を表示したものを図 3. 2 3、3. 2 4 に示す。この 2 つの

グラフから、図 3. 22 のようにエンジンマウントの減衰を変えた場合に比べて、安定領域の大きさにあまり変化が見られないことが確認された。これは、今回のモデルの仕様においてサスペンションのワインドアップ系の固有値が駆動系のねじり固有値に比べて 2 倍ほど高いため、影響が小さいと考えられる。

次に、サスペンションの剛性を変化させて、安定判別を行い、その安定領域を表示したものを図 3. 25, 3. 26 に示す。なおこの場合の横軸は ω_{SUS} と ω_D の比を用いている。これらのグラフからサスペンションのワインドアップ振動も駆動系のねじり振動に対してダイナミックダンパになっていることがわかる。

同様にして、エンジンマウントの減衰、サスペンションの減衰を変えて、安定判別を行い、その時の、安定領域を重ねて示したものを図 3. 27 ~ 3. 30 に示す。これらのグラフからも減衰が大きくなるにつれて、安定領域が広がっていることがわかる。

図 3. 19 ~ 3. 30 の互いの安定領域のグラフを比較すると、グラフの細部までもほぼ同一であることがわかる。よって図 3. 18 に示したモデルの安定判別結果が妥当であると判断できる。

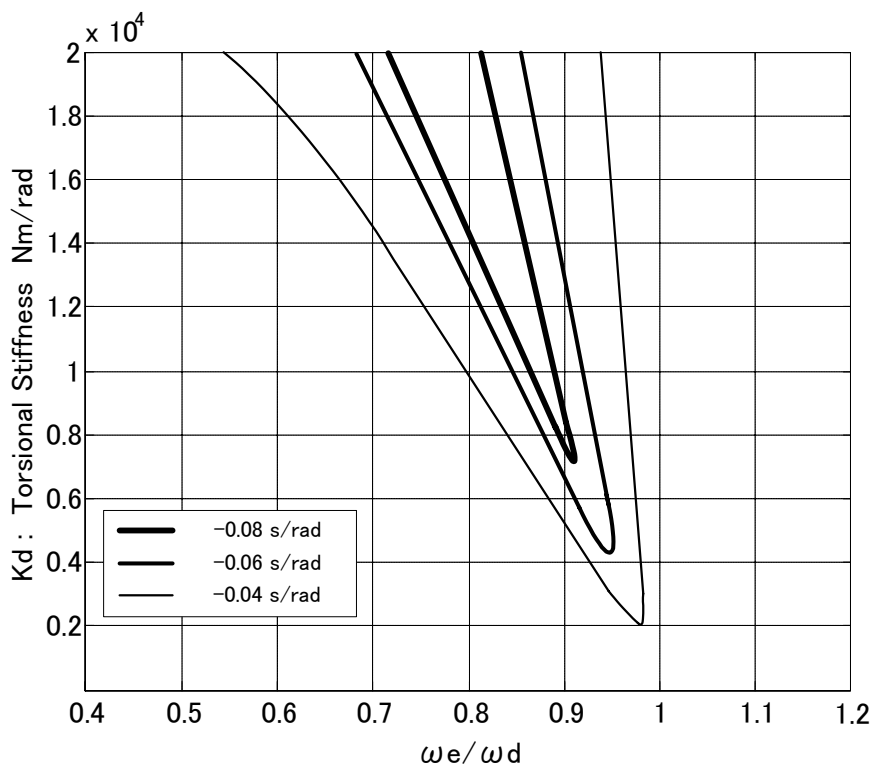


図3. 19 図3. 17の安定判別結果 (μ -V特性による影響)

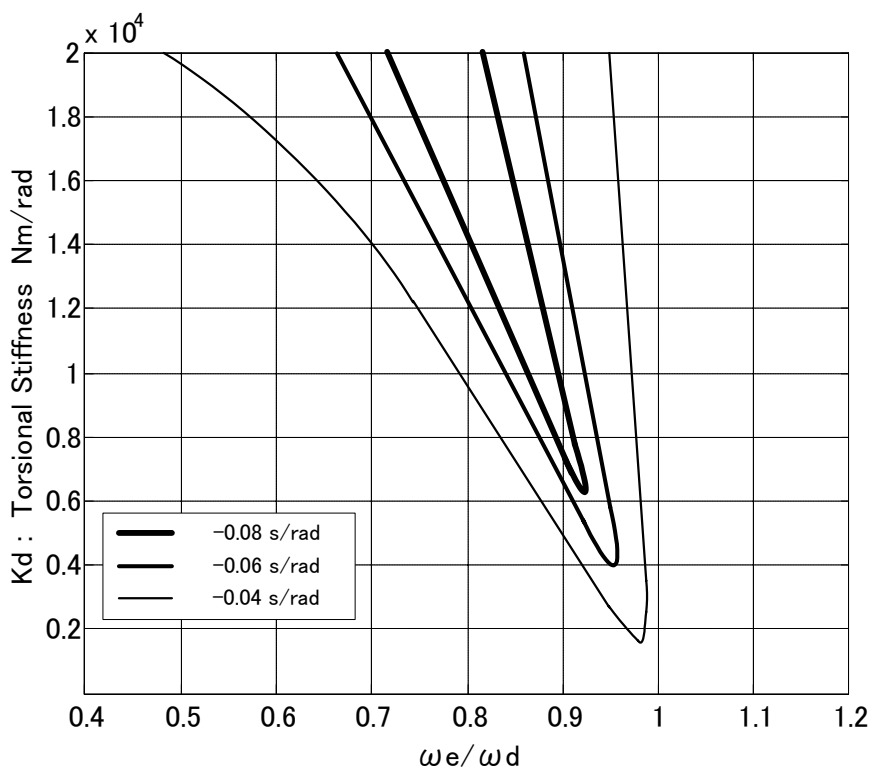


図3. 20 図3. 18の安定判別結果 (μ -V特性による影響)

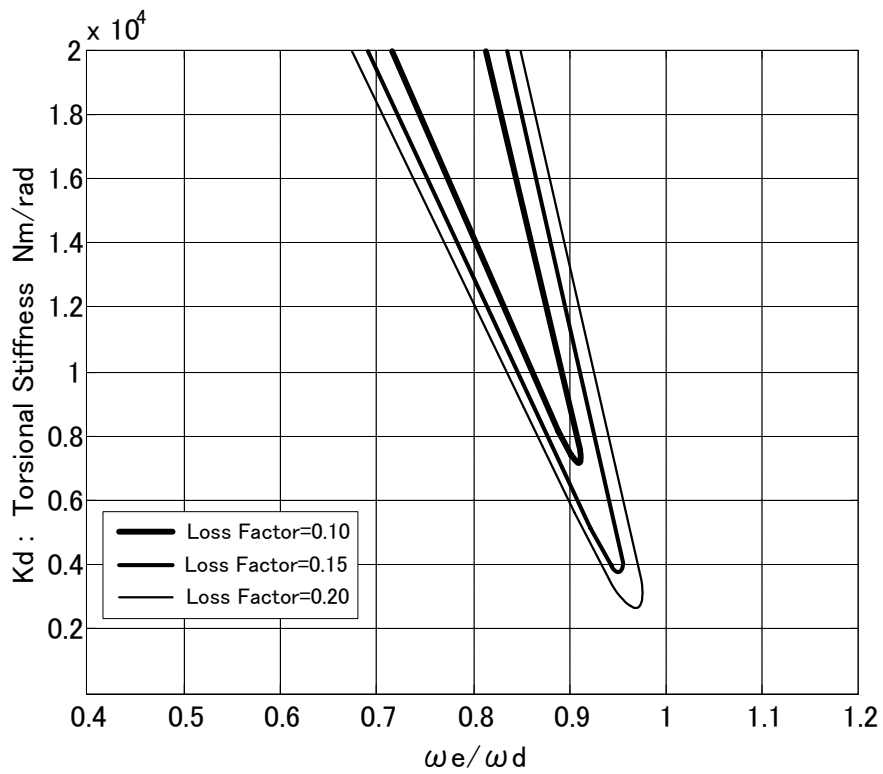


図 3. 2 1 図 3. 1 7 の安定判別結果 (エンジンマウントの減衰による影響)

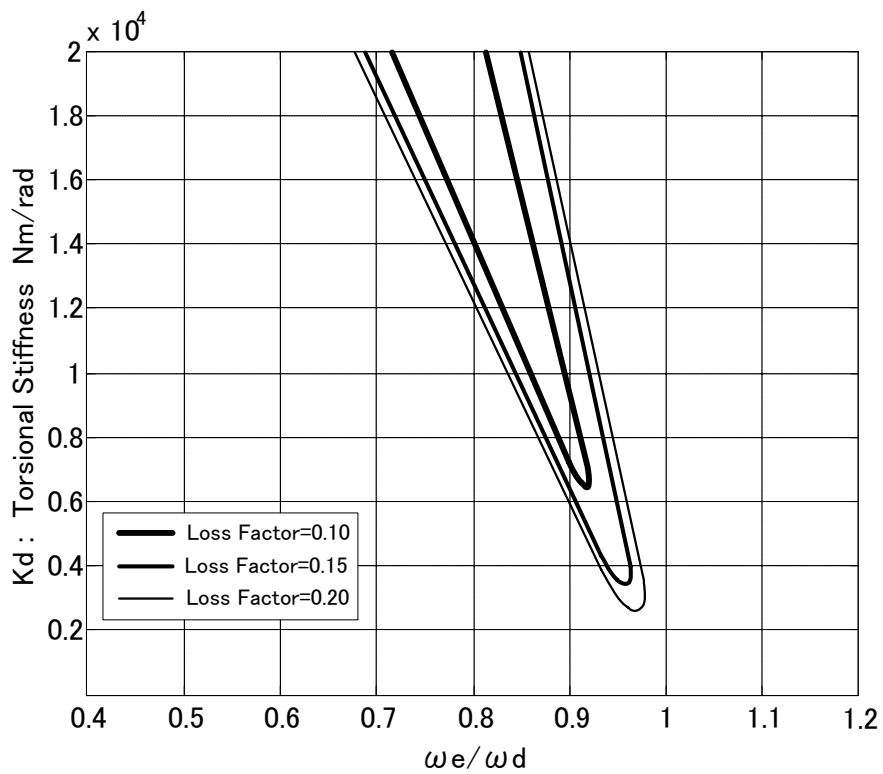


図 3. 2 2 図 3. 1 8 の安定判別結果 (エンジンマウントの減衰による影響)

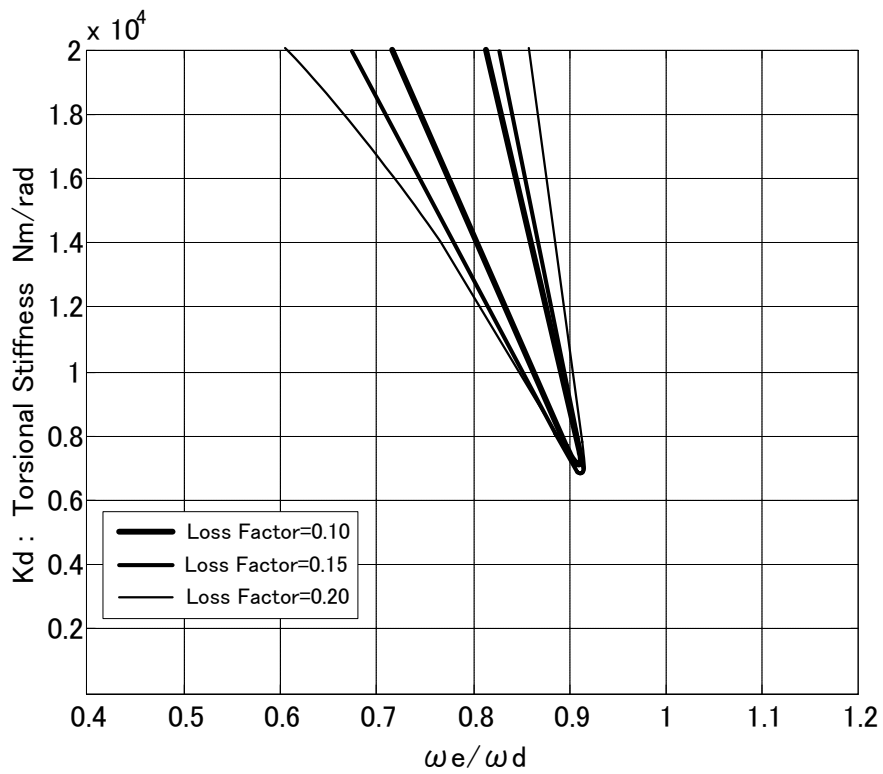


図3. 23 図3. 17の安定判別結果 (サスペンションの減衰による影響)

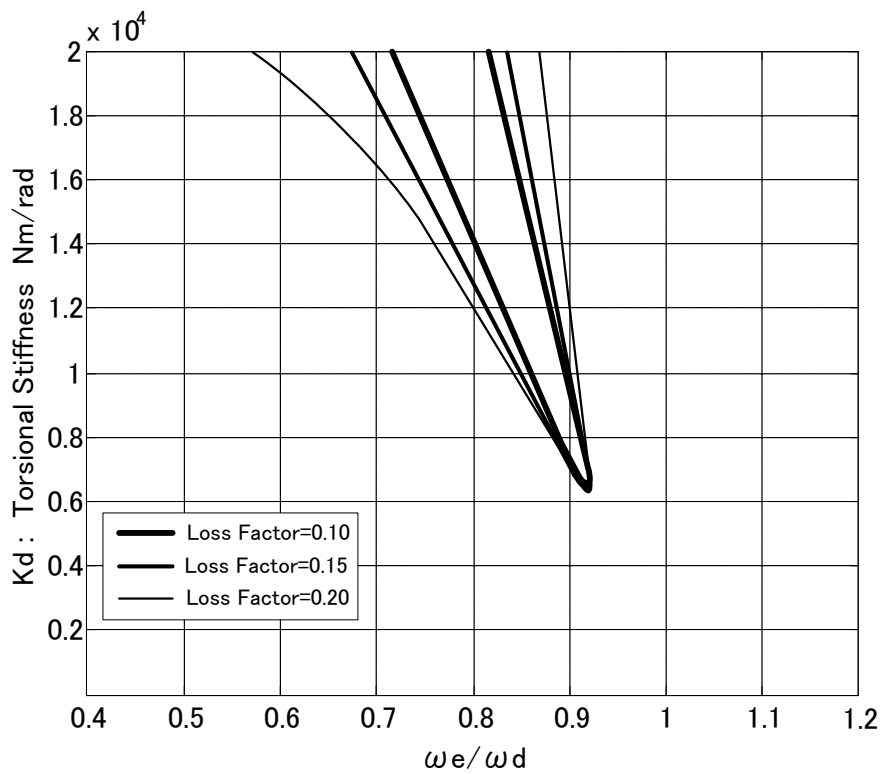


図3. 24 図3. 18の安定判別結果 (サスペンションの減衰による影響)

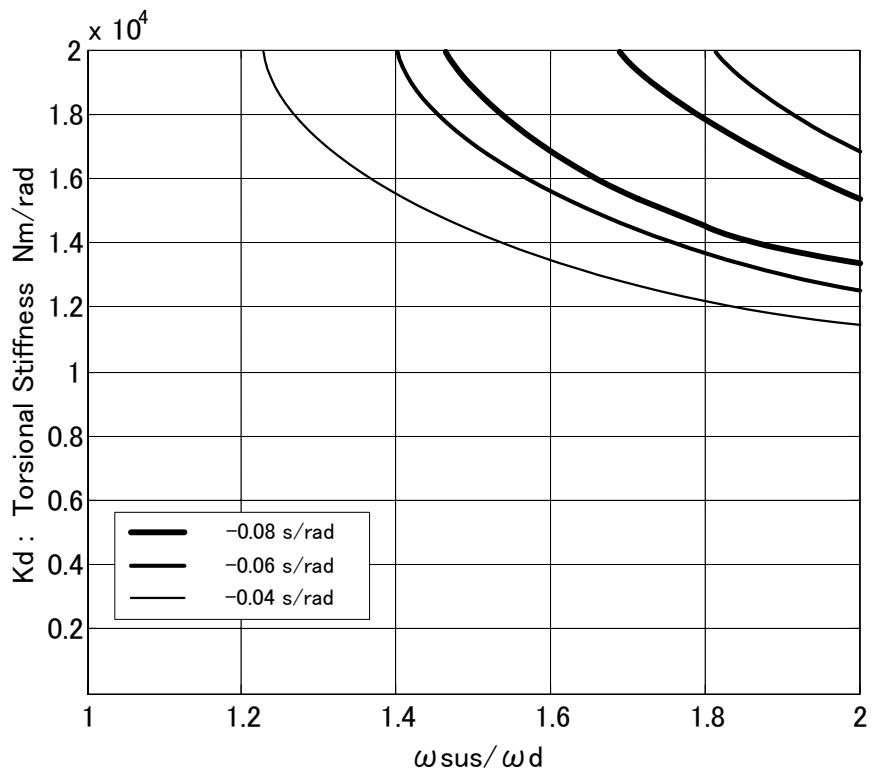


図 3. 25 図 3. 17 の安定判別結果 (ワインドアップ系と μ -V 特性による影響)

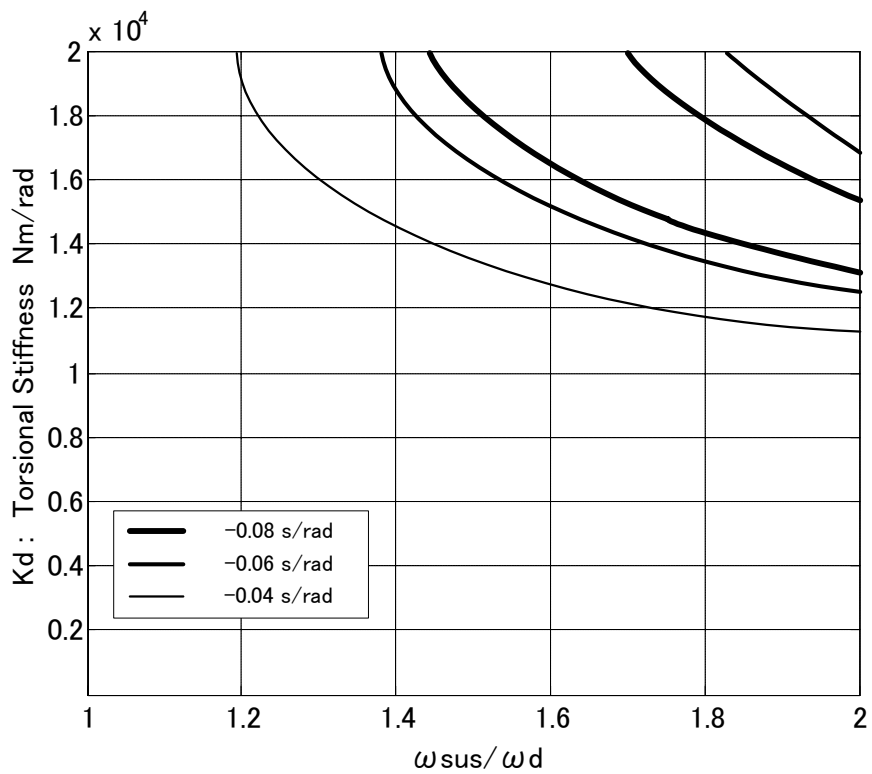


図 3. 26 図 3. 18 の安定判別結果 (ワインドアップ系と μ -V 特性による影響)

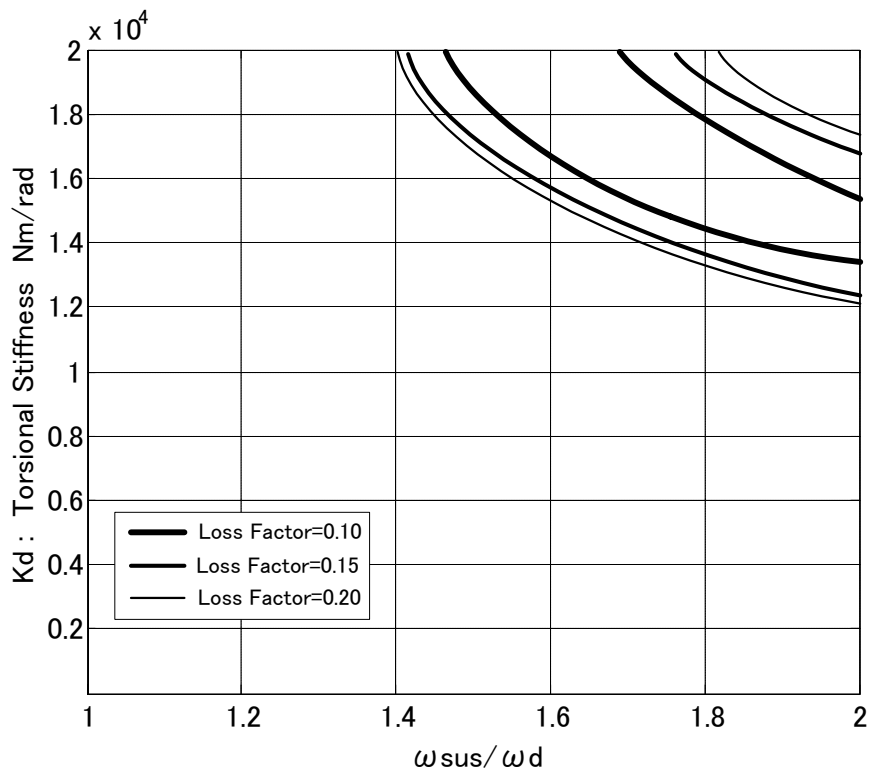


図 3. 27 図 3. 17 の安定判別結果 (エンジンマウントの減衰による影響)

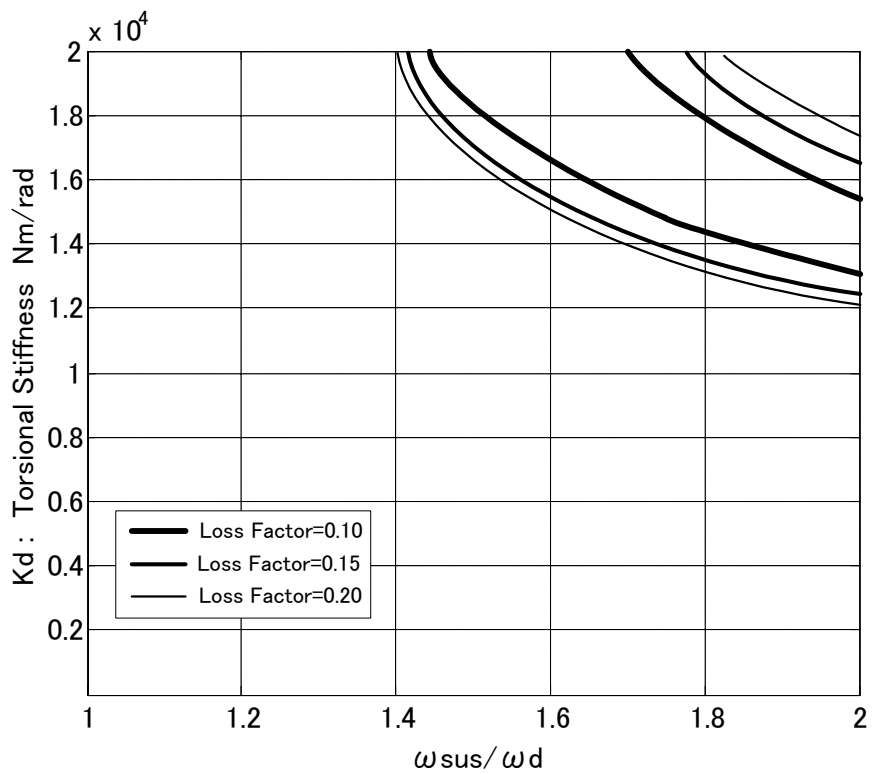


図 3. 28 図 3. 17 の安定判別結果 (エンジンマウントの減衰による影響)

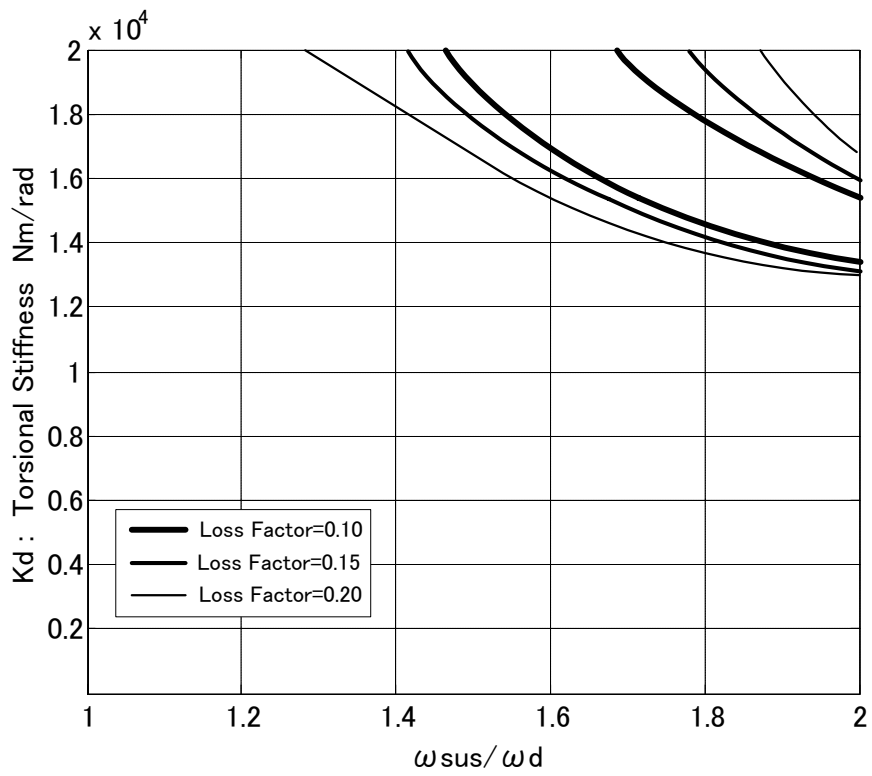


図3. 29 図3. 17の安定判別結果 (サスペンションの減衰による影響)

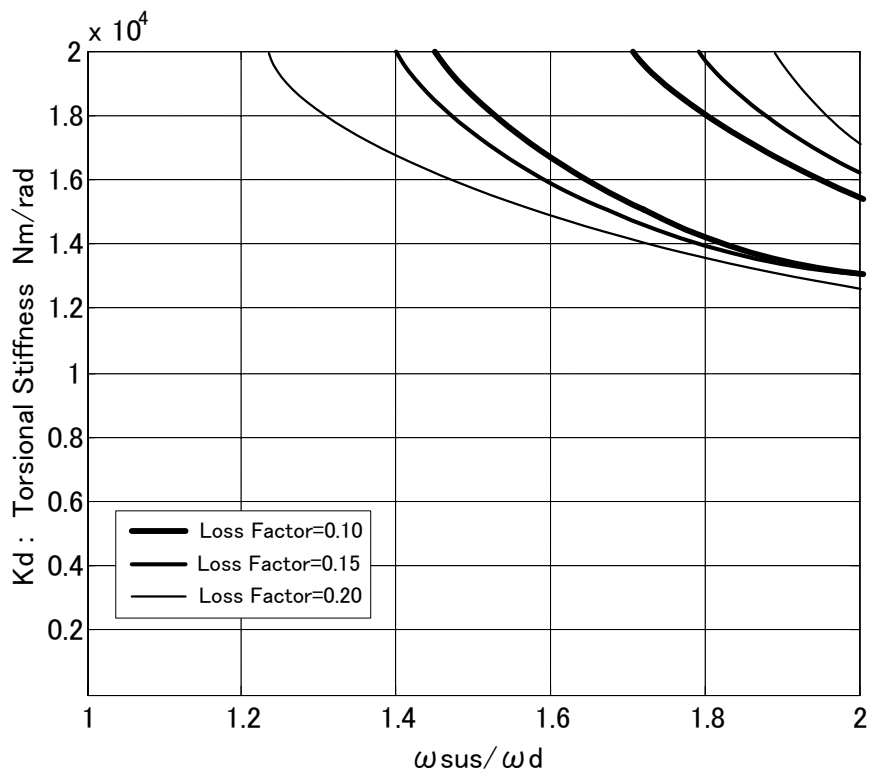


図3. 30 図3. 18の安定判別結果 (サスペンションの減衰による影響)

次に図 3. 17、3. 18 に示したモデルの周波数応答による比較を行う。これら 2 つのモデルではクラッチフェーシングでの伝達力を考えているため、この作用面における応答を計算し、両者を比較したグラフを図 3. 31 に示す。ここでの 3 つのピークは連成の固有値である。このグラフは図 3. 16 に比べて、サスペンションのワインドアップ固有値のすぐ上の周波数に第 3 のピークが現れており、第 3 のピークの影響で第 1、2 のピークが変化していることが確認できる。また、連成によってピークのレベルも変化していることがわかる。この 2 つのグラフから両者の周波数応答もほぼ一致していることが確認できる。

よって、この両者のモデルの安定判別と周波数応答の比較から 3. 6 節でモデル化した FR 車クラッチジャダモデルは妥当であることが確認された。

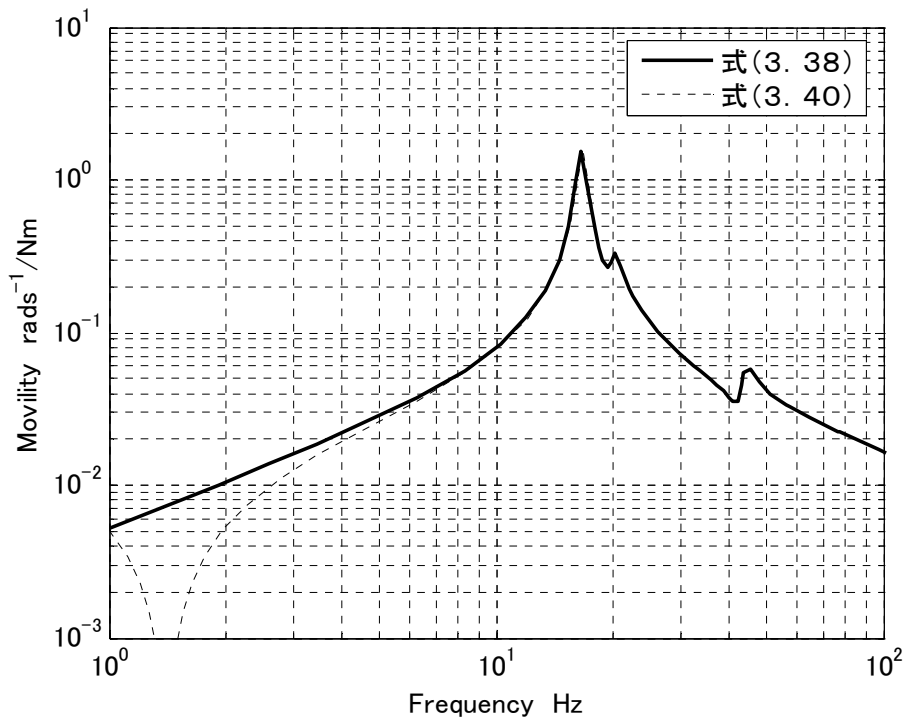


図 3. 30 FR モデルの周波数応答による比較

3. 8 結言

本章では、クラッチジャダの時間応答のシミュレーションを行うための、クラッチジャダモデルのモデル化を行った。また、モデル化されたクラッチジャダモデルの妥当性の検討として従来の解析モデルの安定判別と周波数応答の両者で比較を行った。この比較から本章でモデル化を行ったクラッチジャダモデルが妥当であることが確認できた。

第四章

クラッチジャダのシミュレーションによる検討

4. 1 緒言

本章では、第2章でモデル化したクラッチモデルを第3章でモデル化したクラッチジャダモデルに組み込んだモデルを用いて、クラッチジャダの時間応答をシミュレーションする。そして、クラッチディスクの滑りとクラッチジャダの関連を明らかにする。また、より実車に近いシミュレーションを行うため、ここでエンジンの出力特性のモデル化を行う。

4. 2 エンジンの出力特性のモデル化

エンジンとして備えるべき性能は、それが搭載される車両の使用目的や条件によって重要度、優先度に差があるのは当然である。そのため、エンジンを設計するためには非常に広範囲にわたる各種性能の検討に加えて、各構成システムや部品に対する高度な機能や精度解析を必要とするようになってきている。主たる性能項目として、出力性能、燃料消費性能、排気清浄性、小型・軽量化、振動騒音の低減などが挙げられるが、もっとも自動車エンジンに要求されるのが出力性能である。

本章では、クラッチジャダという現象をより現実に近い状態でシミュレーションを行うために、エンジンを構成している多くの機械的な機能、内燃機関としての熱力学的・流体力学的な機能についてはモデル化せず、出力特性についてのみモデル化を行う。実際のモデル化では、前章に示したFF、FRクラッチジャダモデルのエンジン部分にエンジンの出力特性をマップデータなどの形でモデルに反映させ出力させた。また、エンジンモデルにアクセルの踏込みによるスロットル開度の機能を持たせた。図4. 1に今回用いたエンジンのマップデータを示す。

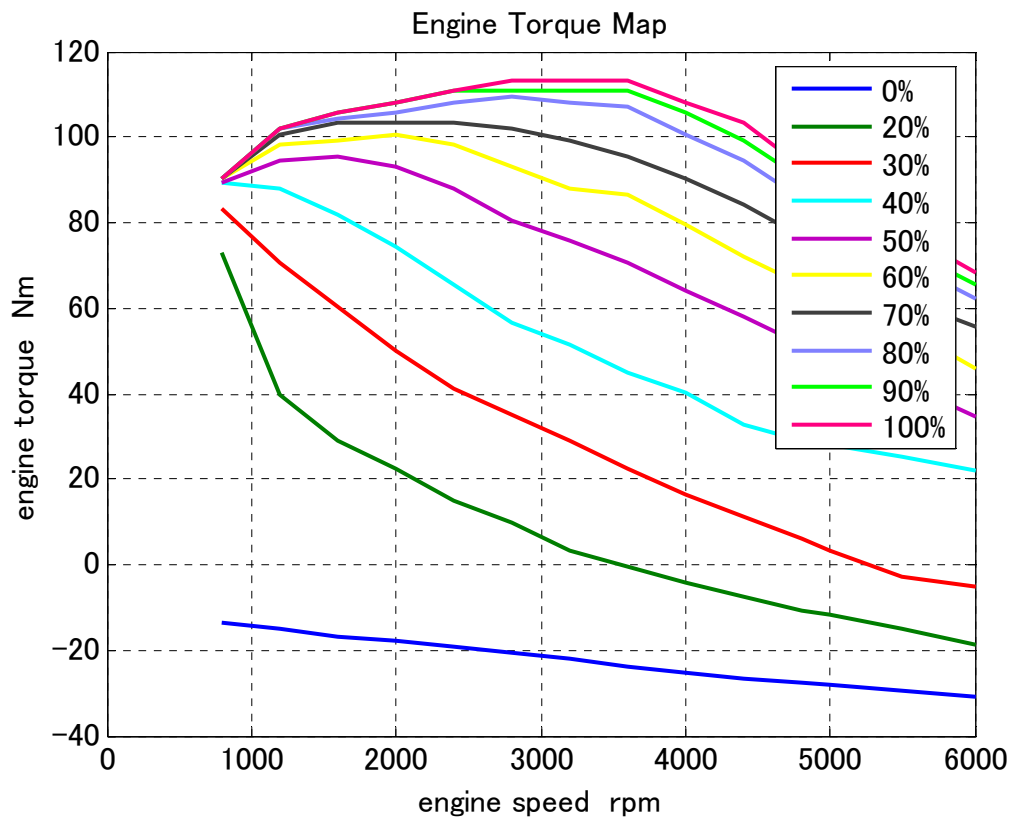


図 4. 1 エンジンマップデータ

4. 3 FF車クラッチジャダのシミュレーション

ここでは、前章でモデル化したFF車クラッチジャダモデルに、第2章でモデル化した摩擦力によって接続、滑りという2つの状態の間を遷移するクラッチモデルを組み込んだ非線形モデルを用いて、クラッチジャダの時間応答をシミュレーションする。

このシミュレーションにおいて、多様なドライバーの操作の中でも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とを試みた。これはクラッチディスクに押し付け荷重を加え、1200rpmで一定回転しているフライホイールとクラッチディスクを滑らせながら徐々に接続させる方法である。また、クラッチディスクの μ - V 特性は図4.2に示すように負勾配 ($T'(\dot{\theta}_F) = -0.08 [s/rad]$) のものを使用した。

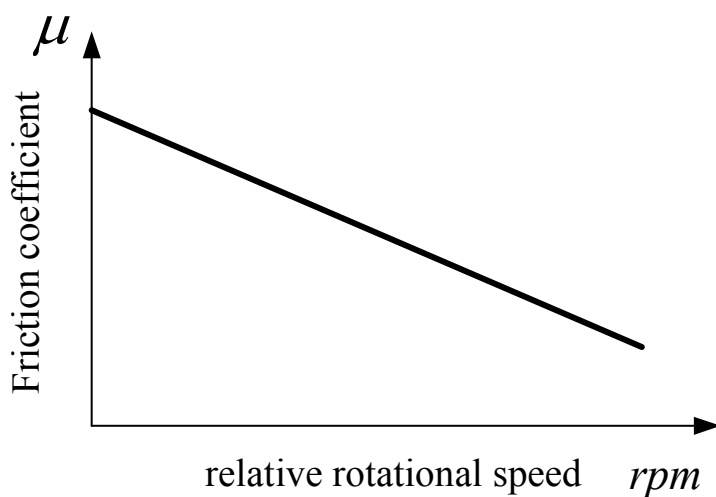


図4.2 シミュレーションに用いた μ - V 特性

図4. 3に、前章の3. 5節で行った安定判別において安定なパラメータ ($\omega_E/\omega_D = 0.96$) を用いて時間応答のシミュレーションを行った結果を示す。t = 0 でクラッチディスクに押し付け荷重を加え始めたことで接続が開始され、滑り状態を経て約1. 9秒付近で接続されていることがわかる。また、系が安定なためジャダを発生させずに接続していることが確認できる。

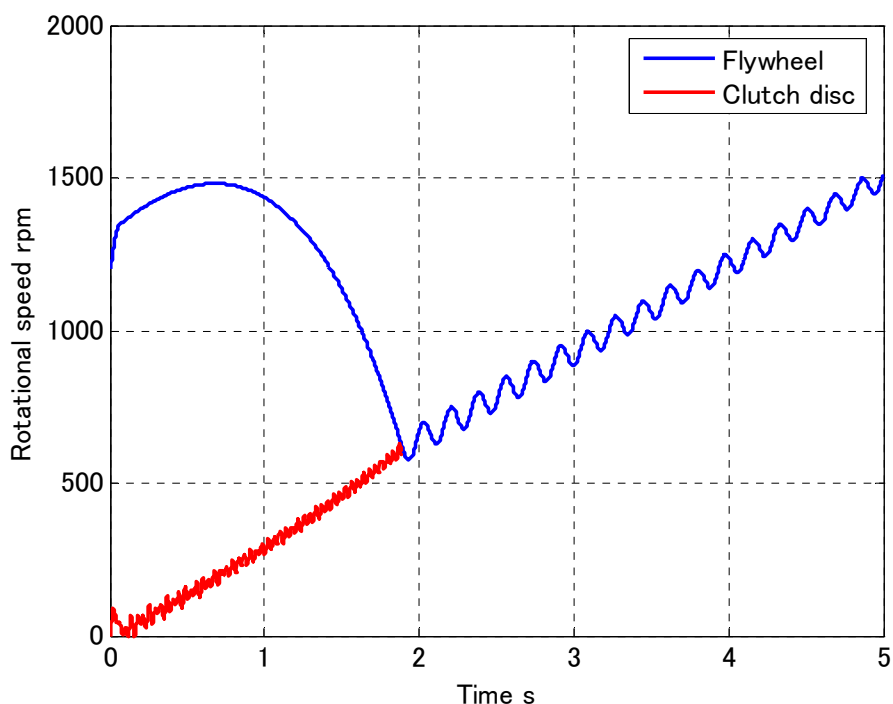


図4. 3 安定領域でのシミュレーション結果

図4. 4は固有値の条件を変えて系を不安定にした例を示す。この時のパラメータは、不安定領域のパラメータ ($\omega_E/\omega_D = 1.3$) を用いている。このシミュレーションではフライホイールとクラッチディスクの接続時間が約2. 2秒付近であることがわかる。ここでの、シミュレーション条件は図4. 3と同一であるが、系が不安定なため接続の際の滑り状態においてジャダが発生していることが確認できる。この振動は、クラッチが接続されるにつれて減衰し、クラッチとフライホイールが結合して振動が収斂する。また、この振動の振幅が大きくなると、減衰せずに接続しないという例もある。それを図4. 5に示す。また、この時のパラメータは、 $\omega_E/\omega_D = 1.64$ を用いている。図4. 4はひとつの例であるが、クラッチが接続するまでの時間は、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。

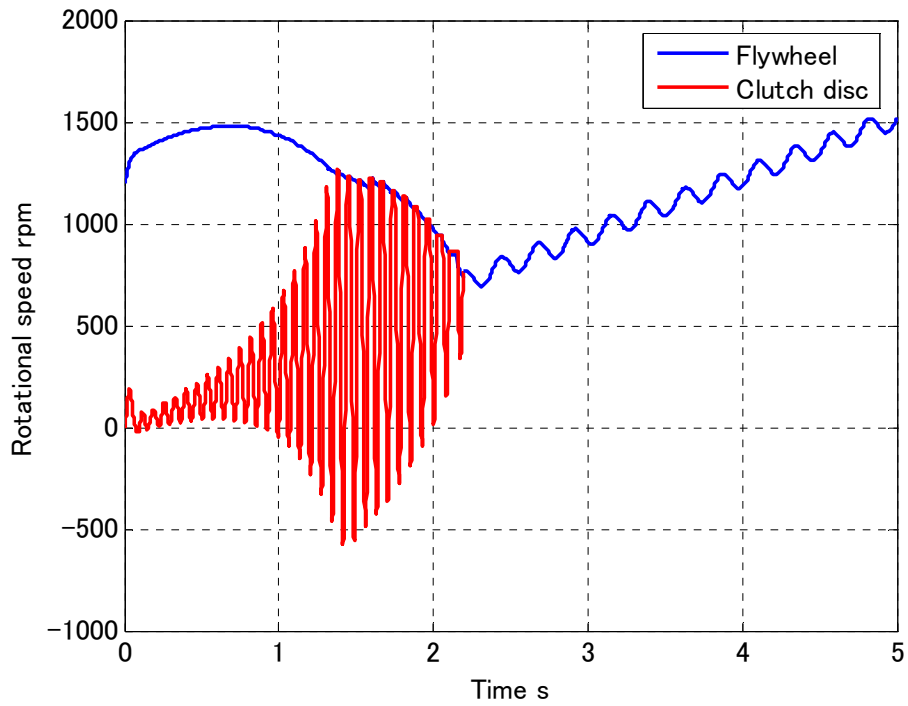


図4. 4 不安定領域でのシミュレーション結果

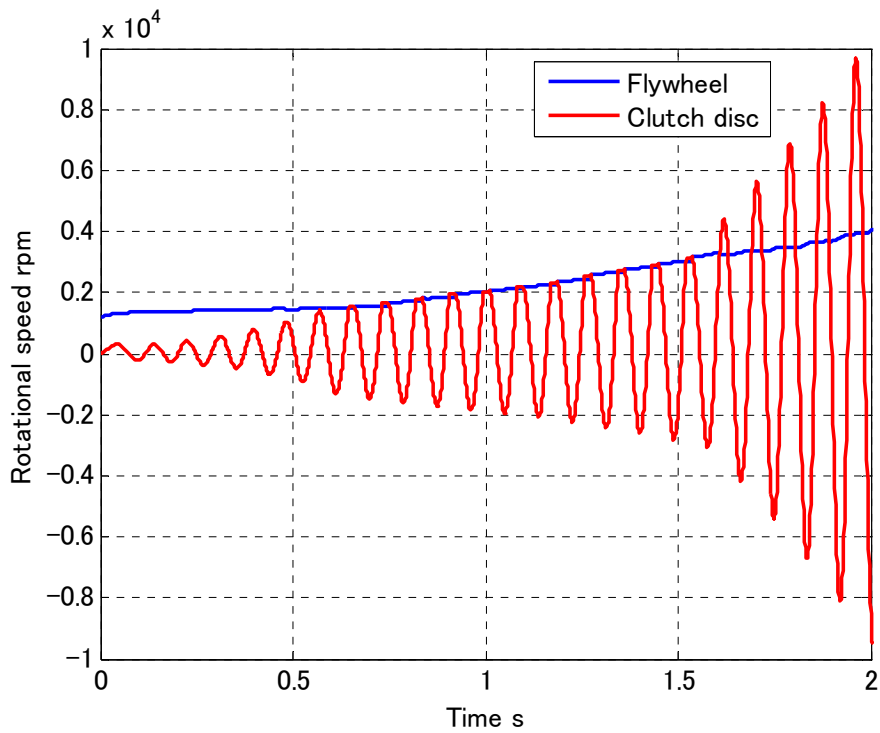


図4. 5 ジャダが減衰しない場合のシミュレーション結果

図4. 4に示した不安定なパラメータにおいて、エンジンマウントの減衰を付加した場合のシミュレーション結果を図4. 6に示す。エンジンマウントの減衰を加えることで不安定な系が安定な系になり、接続の際にジャダが発生していないことがわかる。これは、前章の3. 5節で示された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によるものであることを示している。また、系が安定となったため、図4. 3のグラフとほぼ同一の結果となっている。

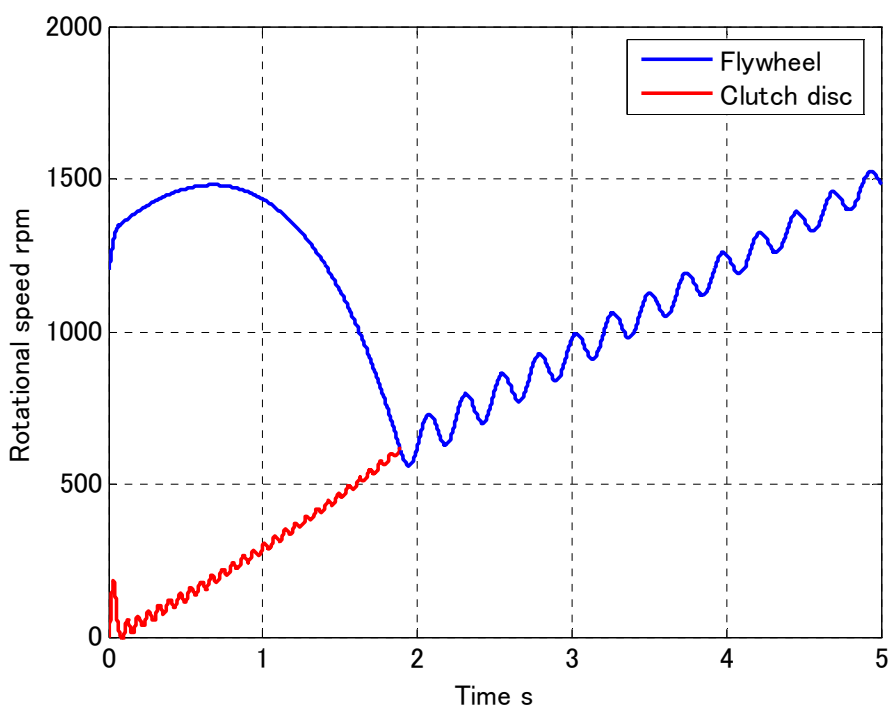


図4. 6 エンジンマウントに減衰を付加した場合のシミュレーション結果

同様にして、駆動系に減衰を付加した場合のシミュレーション結果を図4. 7に示す。駆動系に直接減衰を加えたことで系が安定となり、クラッチの接続時にジャダが発生していないことが確認できる。このことは、前章の3. 5節で示された安定判別において、駆動系に減衰を付加することで高いジャダ低減効果が図れるという結果と一致している。また、系が安定となったため、図4. 6と同様に図4. 3のグラフとほぼ同一の結果となっている。

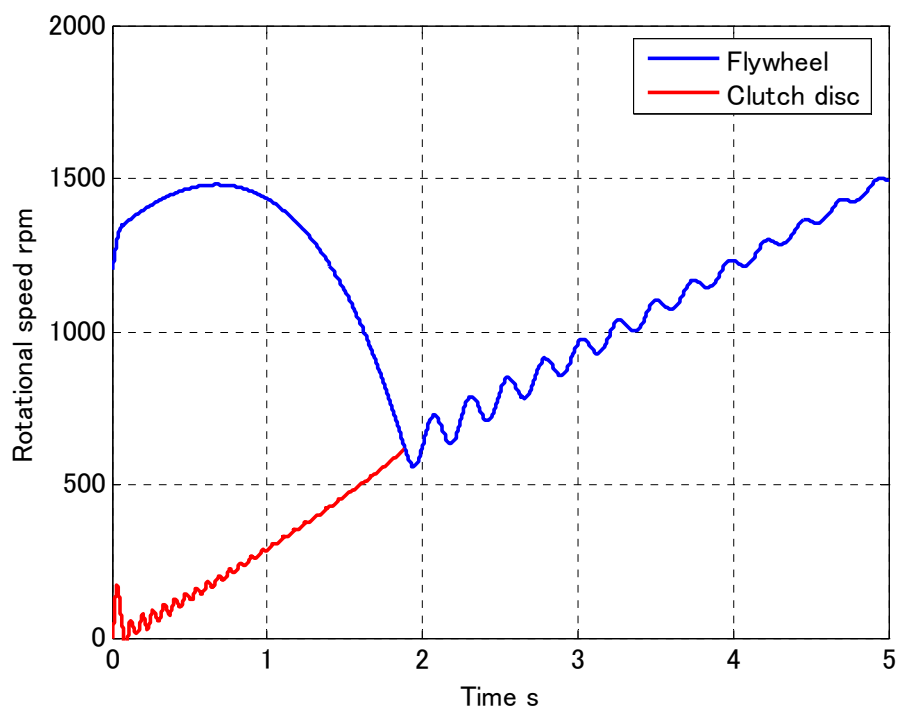


図4. 7 駆動系に減衰を付加した場合のシミュレーション結果

図4. 6、4. 7に示したこれら2つのグラフからもこの系の安定性つまり、滑り状態でのクラッチジャダの発生の有無によって、クラッチの接続時間が変化することがわかる。

次に μ -V 特性による影響について検討する。ここで、クラッチディスクの μ -V 特性を図 4. 8, 4. 9 のように定義し、 μ -V 特性の変化による影響についてのシミュレーションを行う。図 4. 8 の μ -V 特性のグラフは 750 rpm まで負勾配のもの、図 4. 9 は 750 rpm から負勾配のものである。この時の、負の傾き ($T'(\dot{\theta}_F) = -0.08 [s/rad]$) は両者とも同一のものを用いる。

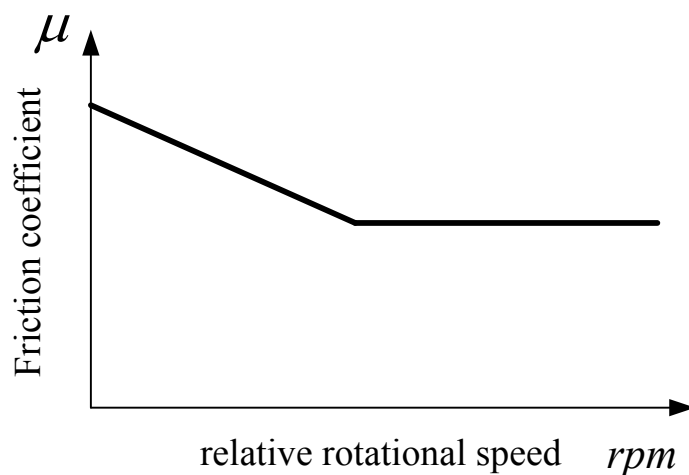


図 4. 8 μ -V 特性のグラフ 1

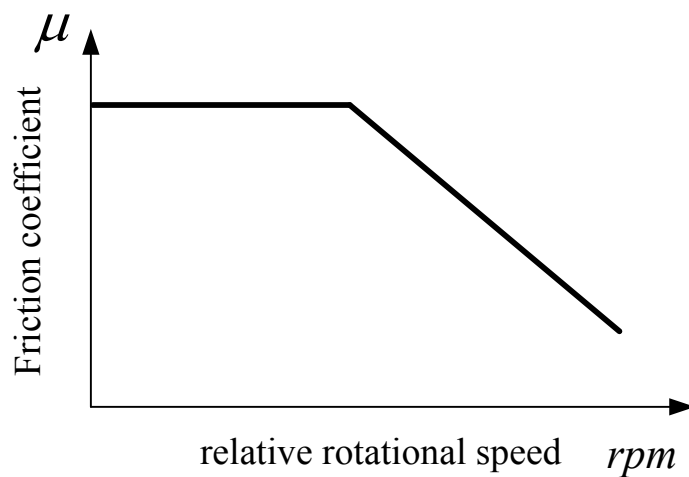


図 4. 9 μ -V 特性のグラフ 2

図4. 10は図4. 8に示したような750 rpm まで負勾配の μ -V 特性を用いて、シミュレーションを行った結果である。このシミュレーションでの作動条件とモデルは図4. 4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4. 11は750 rpm から負勾配となる μ -V 特性を用いて、シミュレーションを行った結果である。このグラフは、全域が負勾配の図4. 4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 μ -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。この2つのグラフより、これら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 μ -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4. 10、4. 11のクラッチの接続時間が図4. 3、4. 4より短くなっているのは、クラッチディスクの μ -V 特性が高くなっているためと考えられる。図4. 12に今回のモデル化の対象とした乾式摩擦クラッチの実際の μ -V 特性の一例を示すが、このシミュレーション結果はFF車におけるクラッチディスクの摩擦材を選択する際の1つの指針となることが示唆される。

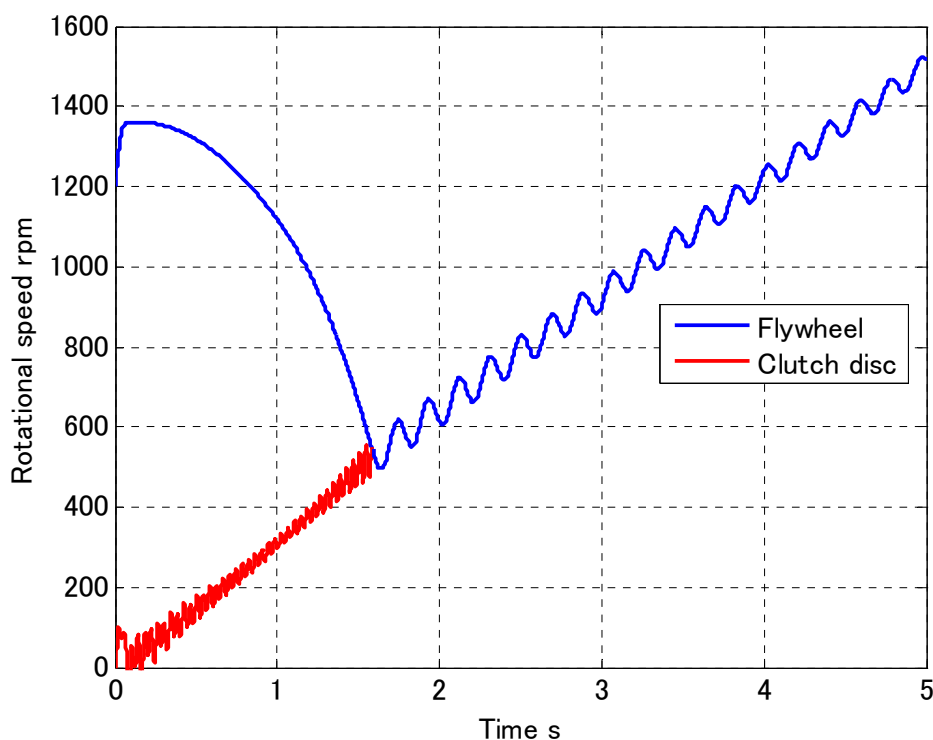


図4. 10 μ -V 特性のグラフ1を用いたシミュレーション結果

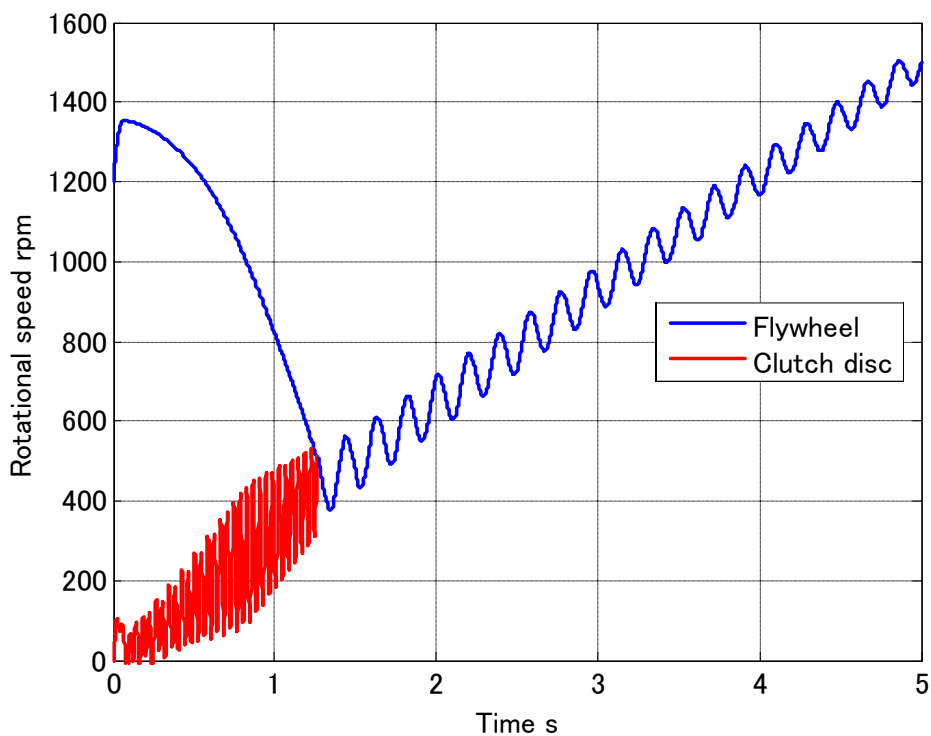


図4. 1.1 μ - V 特性のグラフ 2 を用いたシミュレーション結果

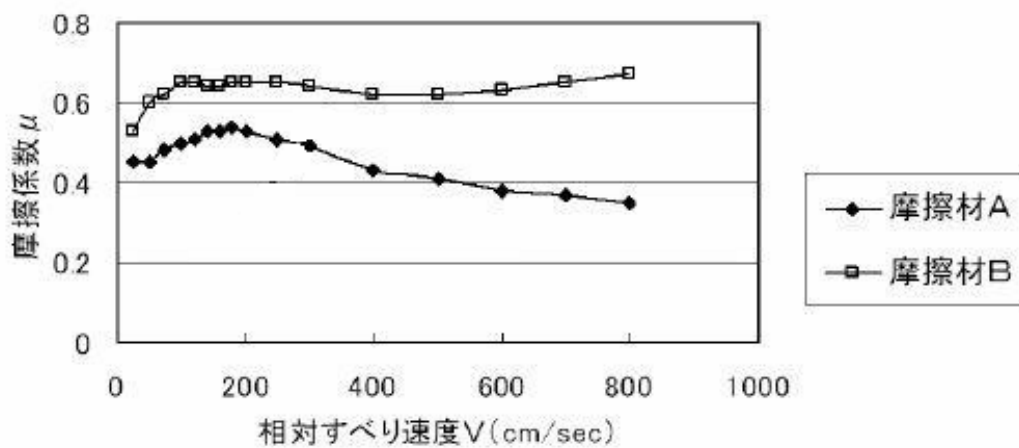


図4. 1.2 実際の乾式摩擦クラッチの μ - V 特性の例

ここではさらに、フライホイールに加わるトルク T_F を一定ではなく、4. 2節で示したエンジンマップデータを用いてより実車に近いシミュレーションを行う。シミュレーション条件は、上で示したものと同様にして行う。

安定領域でのパラメータ ($\omega_E/\omega_D=1.0$)、不安定な領域でのパラメータ ($\omega_E/\omega_D=1.3$) を用いて、クラッチジャダの時間応答のシミュレーション結果を図4. 13、図4. 14に示す。この2つの結果はこれまで一定のトルクで行ってきた結果とほぼ同一であることがわかる。

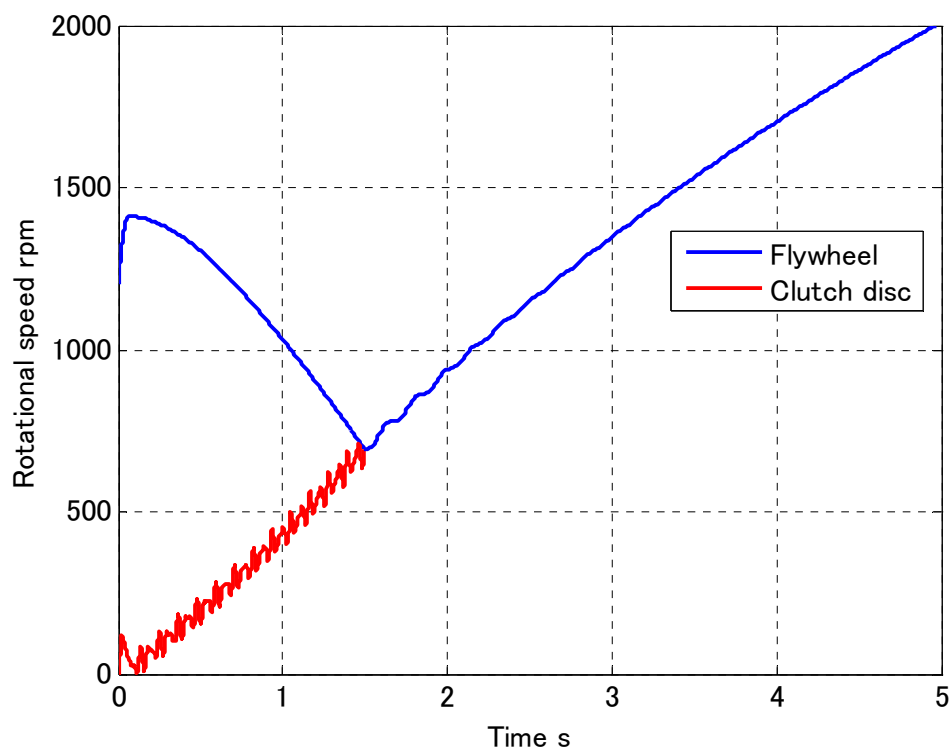


図4. 13 安定領域におけるシミュレーション結果

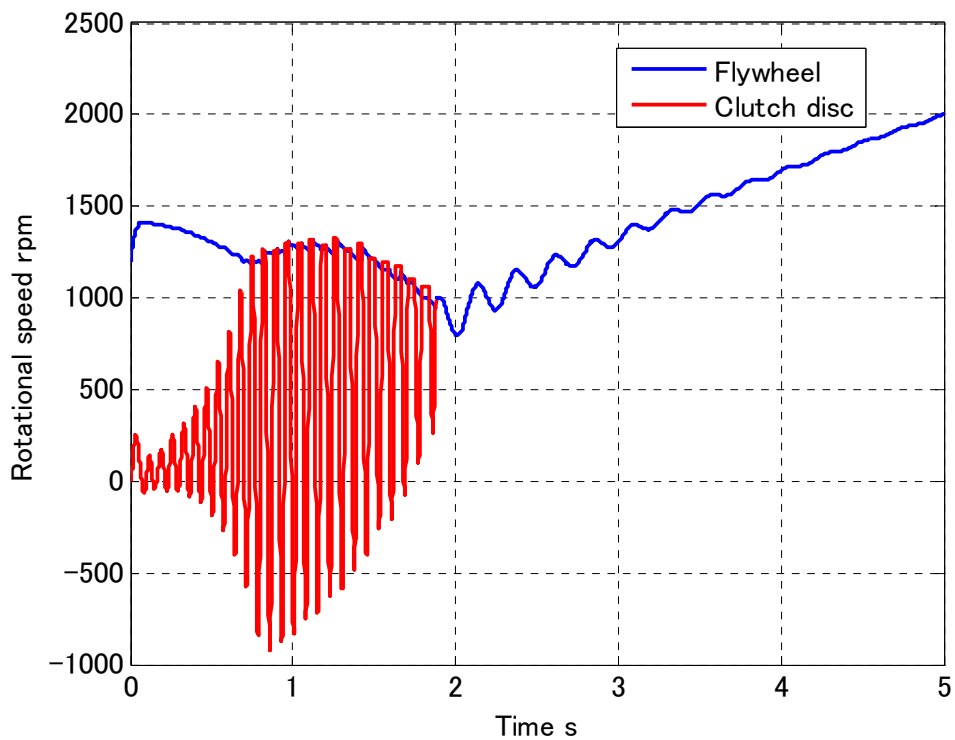


図4. 14 不安定領域におけるシミュレーション結果

4. 4 FR 車クラッチジャダのシミュレーション

ここでは、前章でモデル化した FR 車クラッチジャダモデルに、第2章でモデル化した摩擦力によって接続、滑りという2つの状態の間を遷移するクラッチモデルを組み込んだ非線形モデルを用いて、4. 3節と同様にクラッチジャダの時間応答をシミュレーションする。

このシミュレーションにおいても4. 3節と同様に、多様なドライバーの操作の中でも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とを試みた。これはクラッチディスクに押し付け荷重を加え、1 2 0 0 rpm で一定回転しているフライホイールとクラッチディスクを滑らせながら徐々に接続させる方法である。また、クラッチディスクの μ -V 特性は図4. 2に示すように負勾配 ($T(\dot{\theta}_F) = -0.08 [s/rad]$) のものを使用した。

図4. 15に、前章の3. 7節で行った安定判別において安定なパラメータ ($\omega_E/\omega_D = 0.85$) を用いて時間応答のシミュレーションを行った結果を示す。t = 0 でクラッチディスクに押し付け荷重を加え始めたことで接続が開始され、滑り状態を経て約1. 7秒付近で接続されていることがわかる。また、系が安定なためジャダを発生させずに接続していることが確認できる。

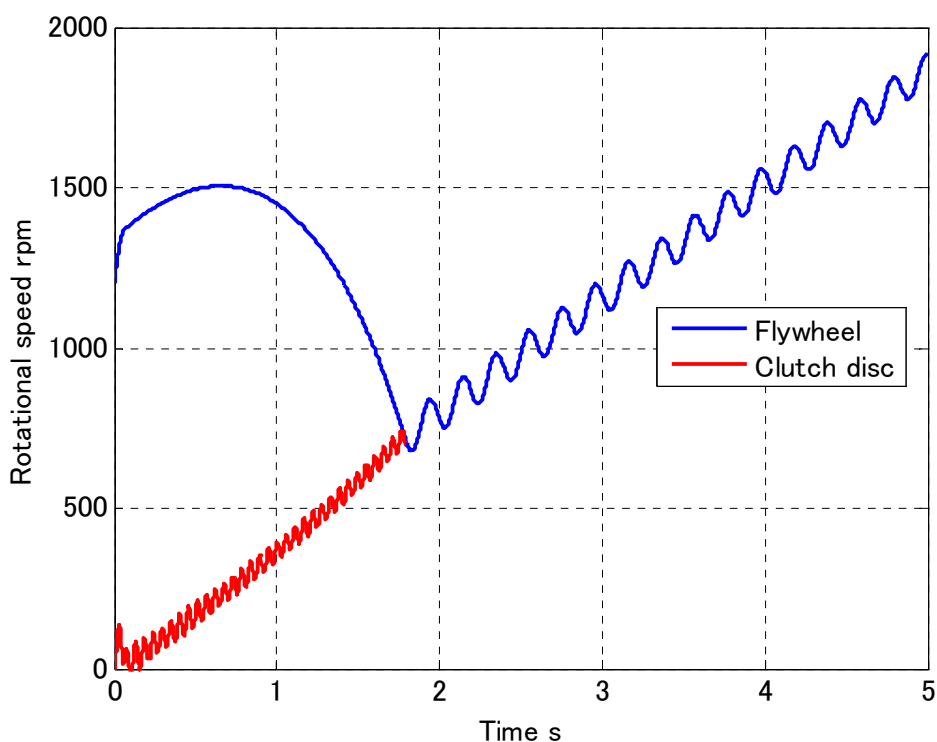


図4. 15 安定領域におけるシミュレーション結果

図4. 16は固有値の条件を変えて系を不安定にした例を示す。この時のパラメータは、不安定領域 ($\omega_E/\omega_D=1.3$) でのパラメータを用いている。このシミュレーションではフライホイールとクラッチディスクの接続時間が約2秒付近であることがわかる。ここでの、シミュレーション条件は図4. 15と同一であるが、系が不安定なため接続の際の滑り状態においてジャダが発生していることが確認できる。この振動は、クラッチが接続されるにつれて減衰し、クラッチとフライホイールが結合して振動が収斂する。また、この振動の振幅が大きくなると、減衰せずに接続しないという例もある。それを図4. 17に示す。また、この時のパラメータは、 $\omega_E/\omega_D=2.2$ のものを用いている。図4. 16はひとつの例であるが、クラッチが接続するまでの時間は、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。

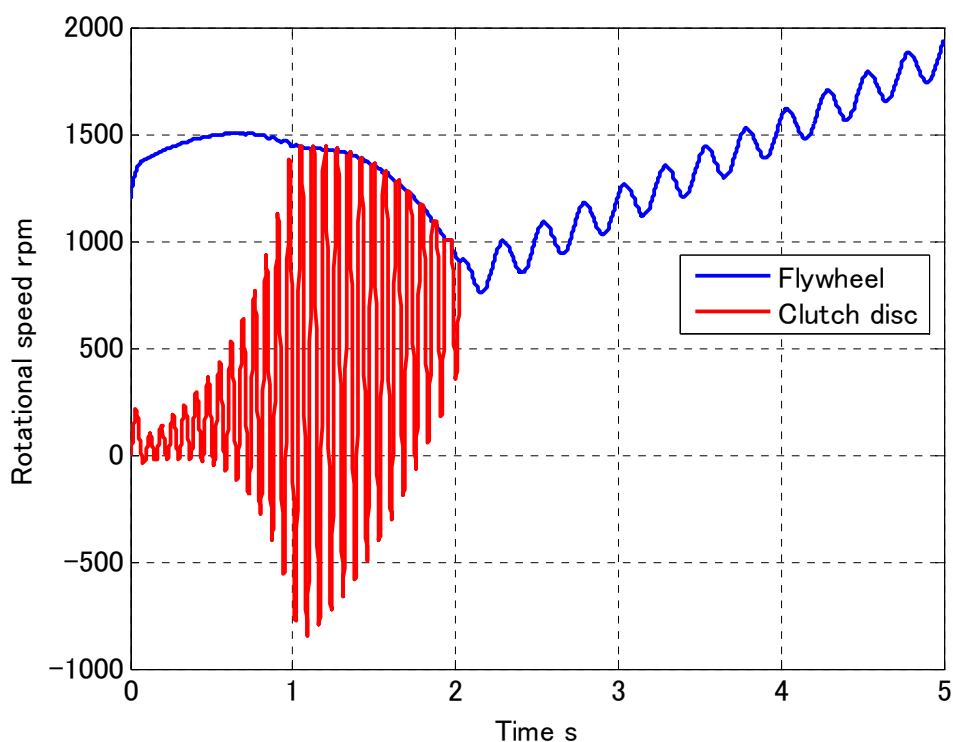


図4. 16 不安定領域におけるシミュレーション結果

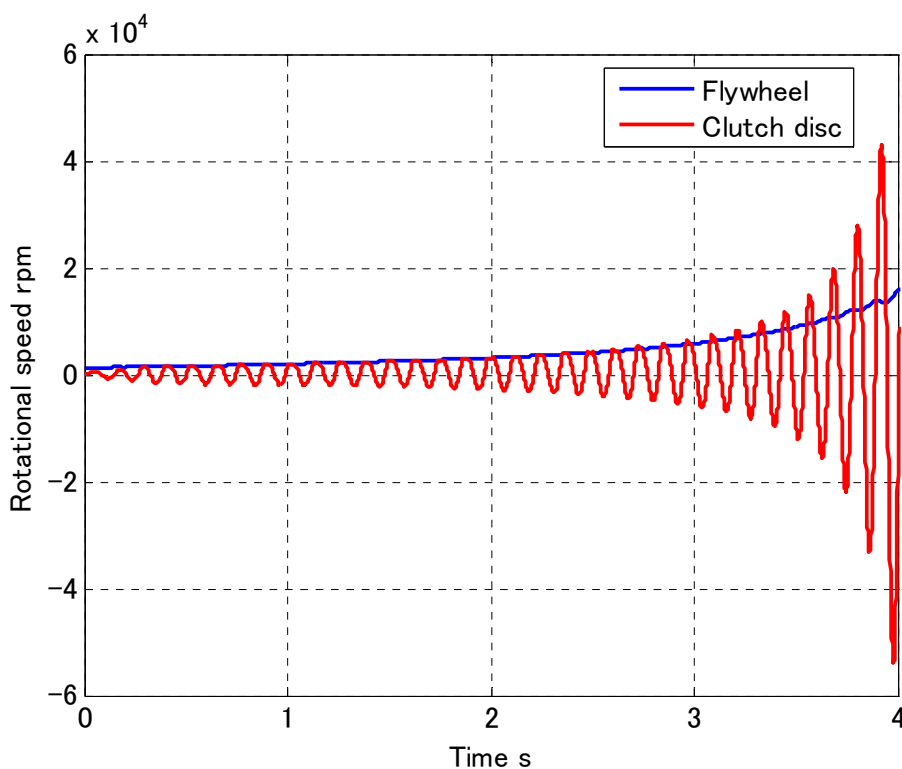


図4. 17 ジャダが減衰しない場合のシミュレーション結果

図4. 16に示した不安定なパラメータにおいて、エンジンマウントの減衰を付加した場合、サスペンションの減衰を付加した場合、そしてエンジン、サスペンションの両者に減衰を付加した場合の3パターンについてのシミュレーション結果を図4. 18～4. 20に示す。エンジンマウント、サスペンションの減衰を加えることで不安定な系が安定となり、接続の際にジャダが発生していないことがわかる。これは、前章の3. 7節で示されたエンジン、サスペンションのダイナミックダンパ効果とエンジンマウント、サスペンションによる効果によるものであることを示している。また、系が安定となったため、これらの3つのグラフは図4. 15のグラフとほぼ同一の結果となっている。

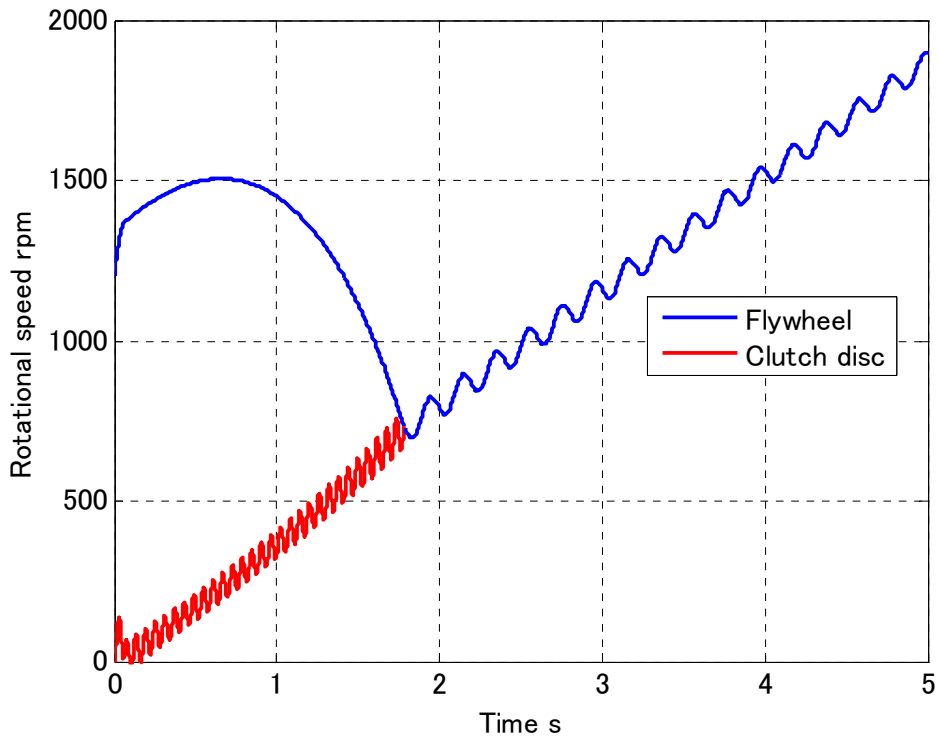


図4. 18 エンジンマウントに減衰を付加した場合のシミュレーション結果

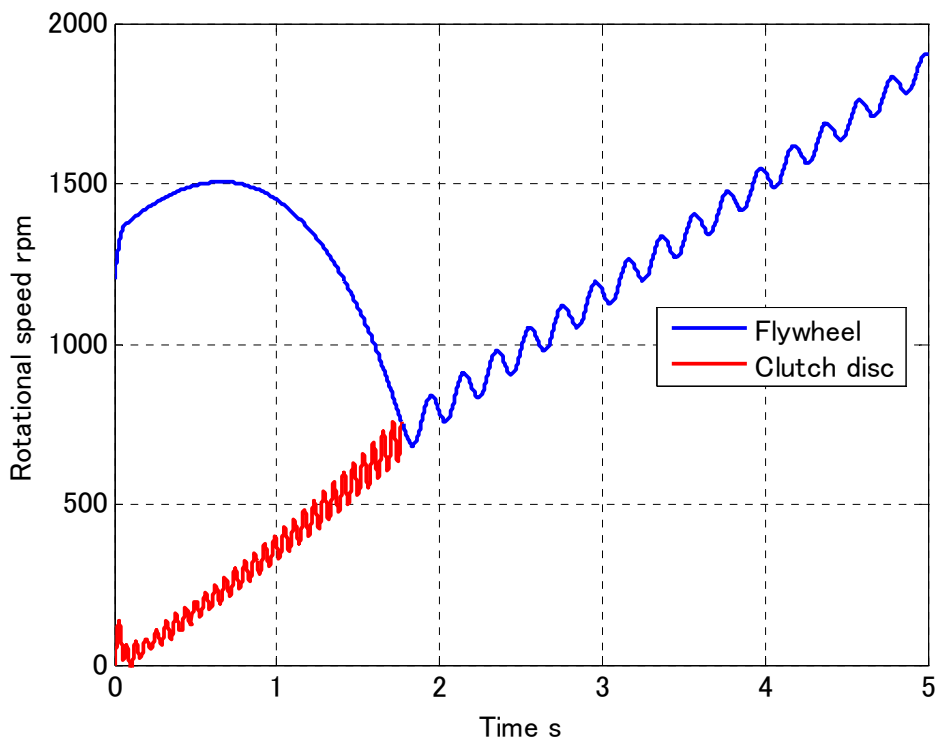


図4. 19 サスペンションに減衰を付加した場合のシミュレーション結果

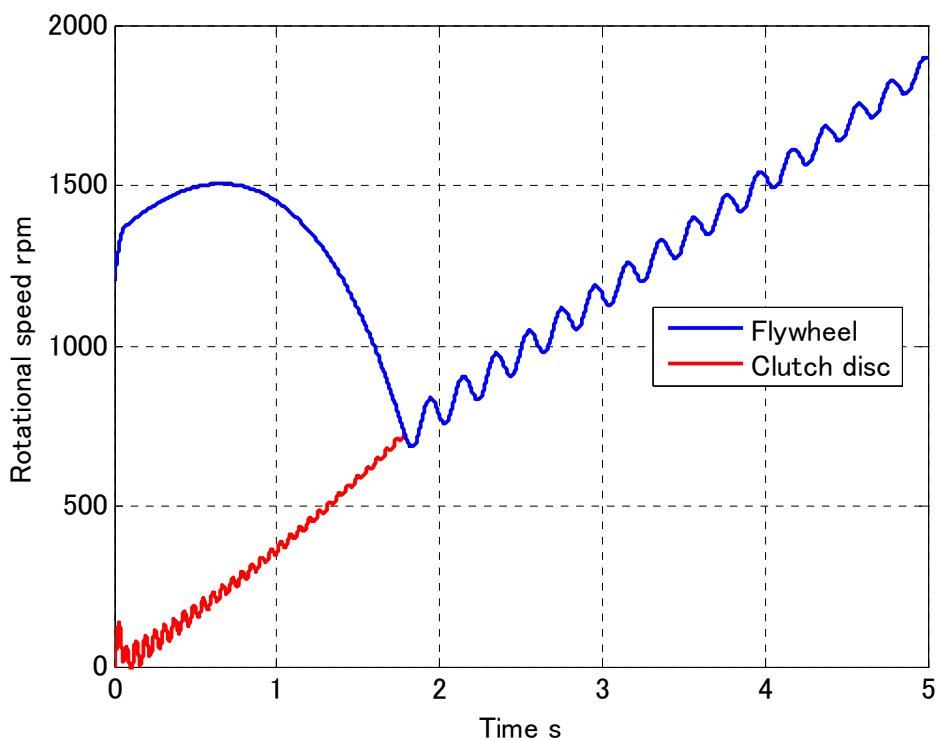


図4. 20 エンジンマウント、サスペンションに減衰を付加した場合のシミュレーション結果

同様に、駆動系に減衰を付加した場合のシミュレーション結果を図4. 21に示す。駆動系に直接減衰を加えたことで系が安定となり、クラッチの接続時にジャダが発生していないことが確認できる。このことは、4. 2節で行ったFFモデルにおける結果と同様の結果を示している。また、系が安定となったため、図4. 18～4. 20と同様に図4. 15のグラフとほぼ同一の結果となっている。また、図4. 18～4. 21に示したこれらのグラフからもこの系の安定性つまり、滑り状態でのクラッチジャダの発生の有無によって、クラッチの接続時間が変化することがわかる。

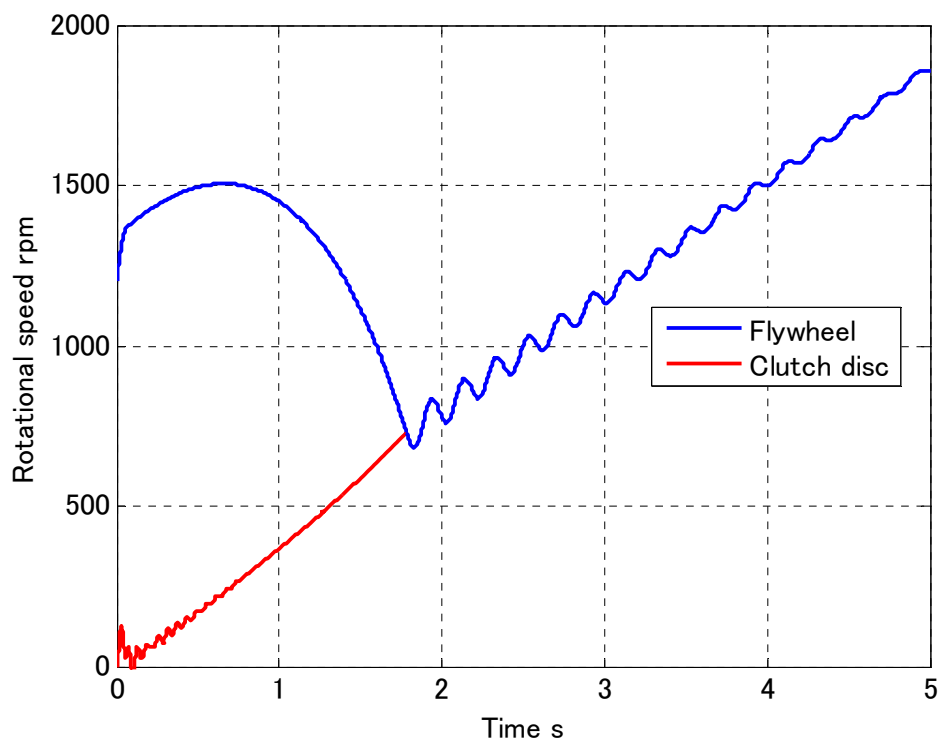


図4. 2 1 駆動系に減衰を付加した場合のシミュレーション結果

次に μ -V 特性による影響について検討する。シミュレーションにおいては4. 2節に示した図4. 8, 4. 9の μ -V 特性を用いる。

図4. 22は図4. 8に示したような750 rpm まで負勾配の μ -V 特性を用いて、シミュレーションを行った結果である。このシミュレーションでの作動条件とモデルは図4. 16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ことがわかる。

図4. 23は750 rpm から負勾配となる μ -V 特性を用いて、シミュレーションを行った結果である。このグラフは、全域が負勾配の図4. 16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 μ -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。この2つのグラフより、これら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 μ -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4. 22、4. 23のクラッチの接続時間が図4. 15、4. 16より短くなっているのは、クラッチディスクの μ -V 特性が高くなっているためと考えられる。このシミュレーション結果は、FR車のクラッチディスクの摩擦材を選択する際の1つの指針となることが示唆される。

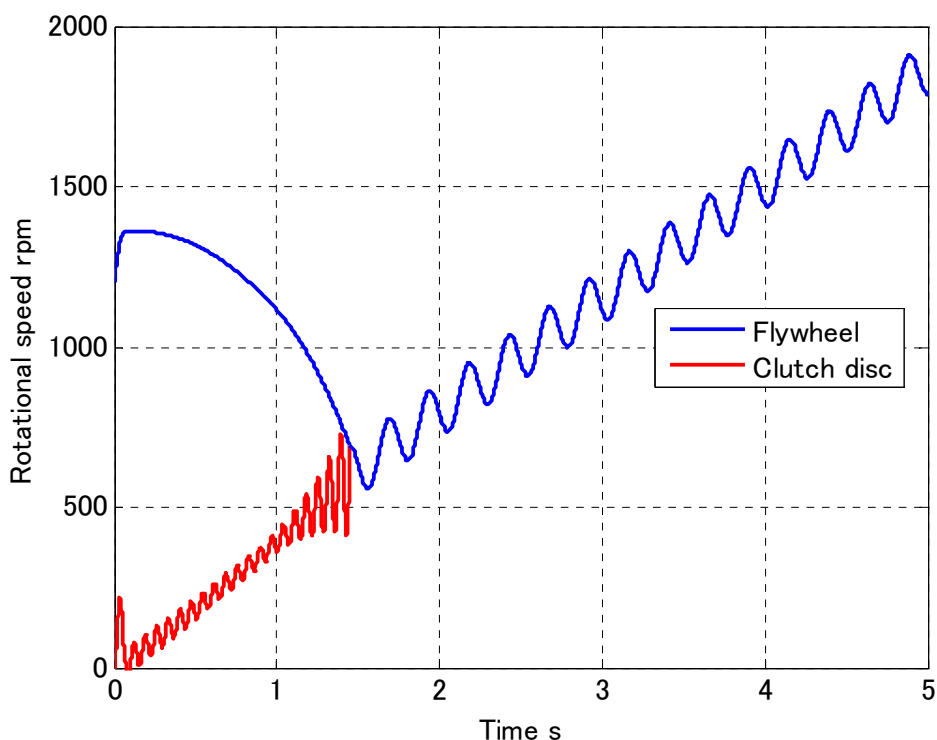


図4. 22 μ -V 特性のグラフ1を用いたシミュレーション結果

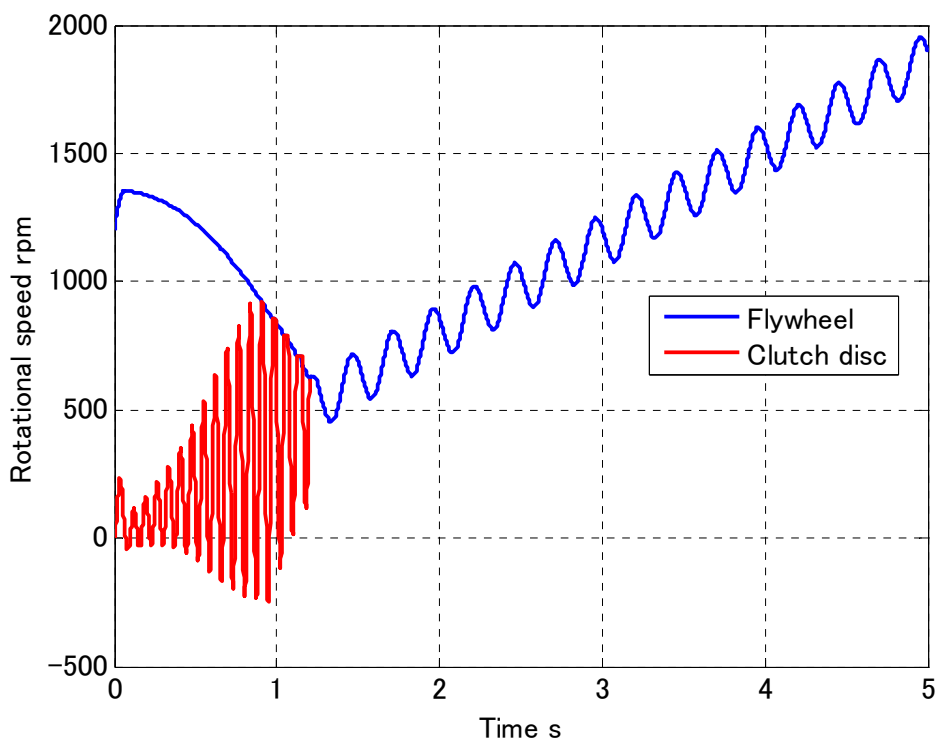


図4. 23 μ -V特性のグラフ2を用いたシミュレーション結果

ここではさらに、フライホイールに加わるトルク T_F を一定ではなく、4. 2節で示したエンジンマップデータを用いてより実車に近いシミュレーションをFRモデルについても行う。シミュレーション条件は、上で示したものと同様にして行う。

安定領域でのパラメータ ($\omega_E/\omega_D=0.85$)、不安定な領域でのパラメータ ($\omega_E/\omega_D=1.3$) を用いて、クラッチジャダの時間応答のシミュレーション結果を図4. 24、図4. 25に示す。この2つの結果はこれまで一定のトルクで行ってきた結果とほぼ同一であることがわかる。

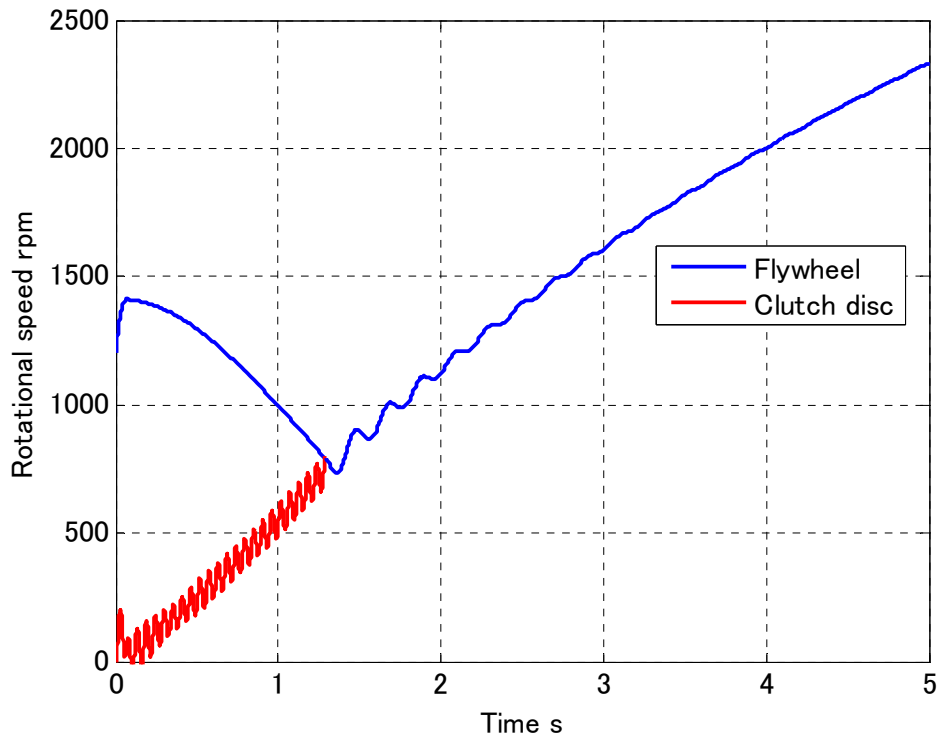


図4. 24 安定領域におけるシミュレーション結果

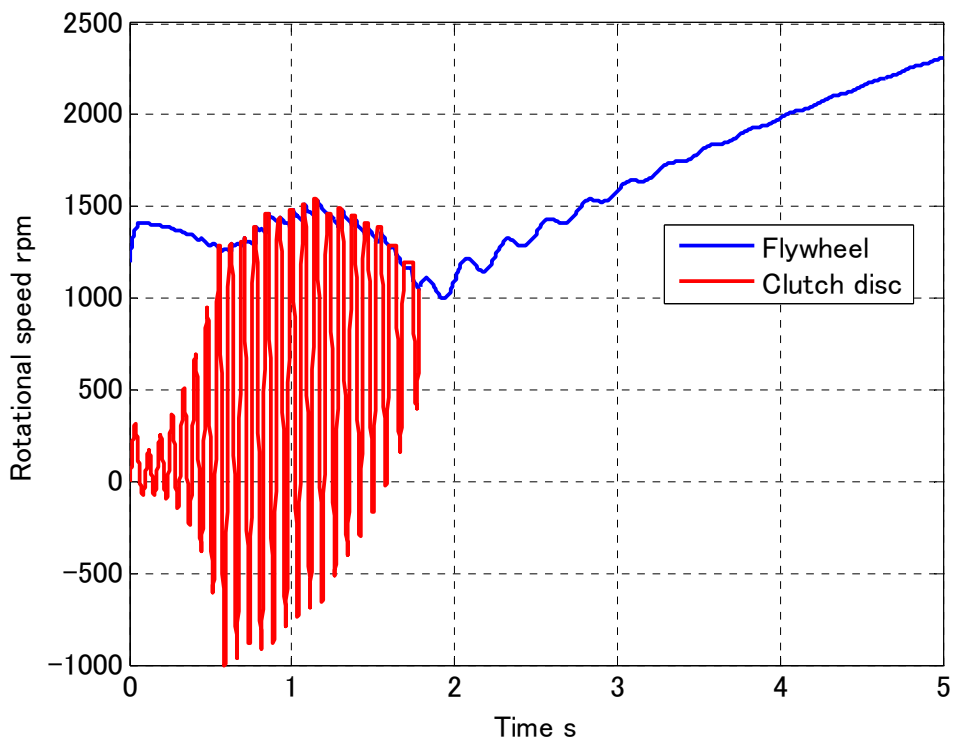


図4. 25 不安定領域におけるシミュレーション結果

4. 5 結言

本章では、第2章でモデル化したクラッチモデルを第3章でモデル化したクラッチジャダモデルに組み込んだモデルを用いて、クラッチジャダの時間応答をシミュレーションすることにより次の結論を得た。

1. クラッチが接続するまでの時間は、系の安定性によって変化する。また、接続時に発生する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。
2. クラッチディスクの μ - 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。また、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。
3. FF、FR 車の2つのモデルに対して、同条件でのシミュレーションを行った結果、ほぼ同様の結果が得られた。
4. より実車に近いシミュレーションを行うため、エンジンの出力特性をモデル化し、それを用いることでクラッチジャダの時間応答をシミュレーションすることが出来ることを確認した。

第五章

結論

本研究をまとめると次のようになる。

1. クラッチの有する基本的な機能である動力の遮断と接続を表現するために、クラッチを非線形なモデルとしてモデル化する方法を示し、そのモデルを用いてシミュレーションを行った。また、このシミュレーションにおいて、クラッチモデルの挙動が正しく再現できていることが確認できた。
2. クラッチジャダの時間応答をシミュレーションするためのモデルをモデル化し、従来の解析モデルとの比較から妥当性の検討を行った。そこで、系の安定判別、周波数応答の結果を比較し、その結果が一致したことからクラッチジャダシミュレーションモデルの妥当性を確認した。
3. クラッチジャダの時間応答のシミュレーションを FF、FR 車の 2 つのモデルに対して、同条件で行った結果、ほぼ同様の結果が得られることが確認できた。また、より実車に近いシミュレーションを行うため、エンジンの出力特性をモデル化し、それを用いることでクラッチジャダの時間応答をシミュレーションすることが出来ることを確認した。
4. クラッチジャダの時間応答をシミュレーションした結果、クラッチが接続するまでの時間は、系の安定性によって変化する。また、その時間は、接続時に発生する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ことを示した。
5. クラッチジャダの時間応答のシミュレーションにおいて、クラッチディスクの μ -V 特性を変化させて、その影響を考察した。クラッチディスクの μ -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。また、低い相対速度は締結開始などで作動する機会が少なく、低域側に負勾配がある場合に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ことがわかった。

参考文献

- (1) 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)
- (2) 森村, クラッチジャダのシミュレーション, 日本機械学会第15回環境工学総合シンポジウム2005 講演論文集
- (3) 長松昭男, モード解析入門, コロナ社
- (4) 国枝正春, 実用機械振動学, 理工学社
- (5) 背戸一登・丸山晃市, 振動工学, 森北出版
- (6) 末岡淳男・金光陽一・近藤孝広, 機械振動学, 朝倉書店
- (7) 三浦登・福田水穂, 自動車設計と解析シミュレーション, 培風館
- (8) 竹花有也, 自動車工学概論, 理工学社
- (9) 青山元男, カー・メカニズム・マニュアル[ベーシック編], ナツメ社
- (10) 自動車技術会／編, 自動車技術ハンドブック1基礎・理論編改訂版, 自動車技術会
- (11) 自動車技術会／編, 自動車技術ハンドブック4設計(パワートレイン)編改訂版, 自動車技術会

謝辞

本研究を進めるにあたり、法政大学工学部、長松昭男教授、岩原光男助手には終始懇切丁寧な御指導・御助言を頂きました。心から謹んで御礼申し上げます。

研究を直接指導し、基礎的なことから懇切丁寧な御指導をしてくださった科学技術振興機構の森村浩明氏に深く感謝申し上げます。

また私の大学院での学生生活において、終始共に励ましあいながら研究を進めてきた法政大学大学院修士課程2年、小川秀人君、大川敦嗣君、桑田克也君、岡野裕征君および研究室の皆様に御礼申し上げます。

2006年 2月

小川 洋介