

IVTにおける相互作用のメカニズム

Mechanisms of Interaction in the IVT

ロバート・フックス R. FUCHS 蓮田康彦 Y. HASUDA

The torque controlled full toroidal IVT (Infinitely Variable Transmission) is known to give significant fuel consumption benefits compared to conventional stepped ratio transmissions. Those benefits are obtained in part by achieving high overdrive (low engine speed at high vehicle speed) while ensuring good driveability. To achieve this driveability, the system is required to have fast response while being well damped and stable. The objective of this paper is to give a theoretical overview of the two main mechanisms of interaction in the IVT. The concept of stability is applied on each subsystem then on their interactions to defined design requirement for proper system response. This analysis is built on previous work on variator modeling¹⁾ and validation²⁾.

Key Words: IVT, torque control, stability, interaction

1. はじめに

自動車の低燃費化を実現する主な方法の1つは、ドライブラインを高オーバードライブで運転することである。これは、車両が高速であってもエンジンは低回転速度で運転されるべきことを意味するが、同時に優れたドライバビリティが保証されなくてはならない。ドライバビリティはシステムの応答性、ダンピング、安定性という概念で評価できる。

トルク制御のフルトロイダルIVT (Infinitely Variable Transmission) を用いたドライブラインは、以上のような低燃費化のための要求を満たす多くの長所を有している。まず、フルトロイダルバリエータはあらゆるCVT (Continuously Variable Transmission) の中で変速比レンジが最も広い。また、従来の変速機のような速度比制御ではなくトルク制御であるため、高速な応答性を持つ。

一方、2つの主要な相互作用がIVTの動的性能に影響を与える。バリエータ・油圧系の相互作用とバリエータ・ドライブラインの相互作用である。したがって、適切な設計により良好な動的性能を達成するためには、これらの相互作用を解明する必要がある。

2. アプローチ

本解析は、先に実施されたバリエータとIVTドライブラインのモデリング¹⁾、およびバリエータモデルの実験検証²⁾に基づいている。はじめにバリエータの周波数応答の解析を行った。次に2つの一般的な油圧制御回路を導入してバリエータ

との相互作用を検討した。最後に単純化されたドライブラインモデルを用いてバリエータ・ドライブラインの相互作用を議論した。図1はIVTにおけるこれら2つの相互作用を表している。

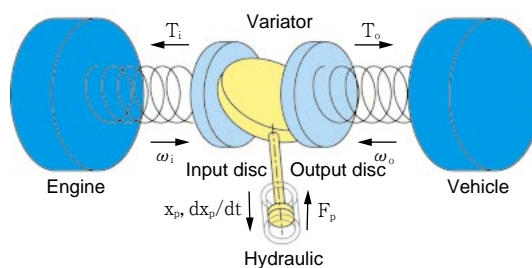


図1 IVTにおける相互作用
Overview of IVT interactions

3. 安定性の概念

本項では安定性を記述するために用いられる数学的な概念について述べる。本解析で扱われるIVTの相互作用は、「ソフト」な非線形性に分類される非線形SISO (Single-Input, Single-Output) および非線形MIMO (Multiple-Input, Multiple-Output) システムである。このため、線形化や周波数解析のような良く知られている線形解析の手法を、本解析に適用することが可能となる。

3.1 内部安定性

内部安定性は次式のような形式で表現される線形SISOおよび線形MIMOシステムに関する概念である。

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= Ax(t) + Bu(t) \\ y(t) &= Cx(t) + Du(t) \end{aligned} \quad (1)$$

状態空間表現は入出力に関係なくシステムの内部変数や状態 $x(t)$ を取り扱うことを可能とする。内部安定性は、行列 A のすべての固有値が厳密に複素平面の左半面にあるかどうかで判定される³⁾。

3.2 BIBO安定性

ある線形時不変(LTI)SISOシステムがすべての有界な入力に対して有界な出力を生じるならば、そのシステムはBIBO(Bounded Input Bounded Output)安定であるという。BIBO安定性は本質的に外部(入出力)に関する概念である。有理伝達関数で表されるLTI SISOシステムは、すべての極が厳密に複素平面の左半面に存在する時にのみBIBO安定である⁴⁾。

4. フルトロイダルバリエータの周波数応答

4.1 バリエータの概要

I V Tの中心的なサブシステムはトルク制御のフルトロイダルバリエータである。バリエータの挙動は2つのメカニズムにより支配される。すなわち、滑らかな表面間の油膜を介して動力を伝達させるトラクションドライブと、ローラの自動調芯を可能とするローラキャリッジのステアリングジオメトリ(キャスト角)である。これら2つのメカニズムの組合せは、入出力ディスク軌道面で構成されるトロイド状のキャピティにおけるローラの運動を支配し、バリエータの複雑な挙動を生む。図2はフルトロイダルバリエータの概要を示す。

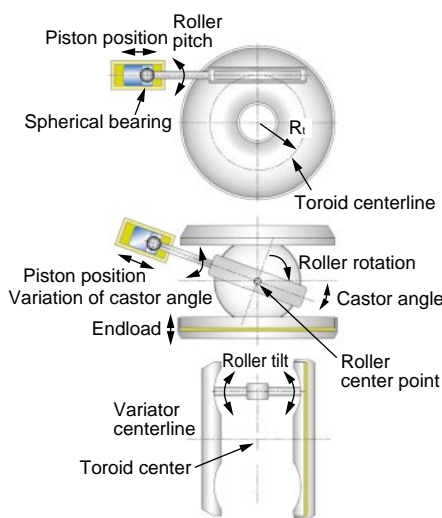


図2 バリエータのジオメトリとローラの自由度 (実際のバリエータは各々に3つのローラを有する2つのキャピティで構成される)

Variator geometry and roller dof (The full toroidal variator is composed of 2 cavities with 3 rollers each)

4.2 入力制限

バリエータは4入力(入力回転速度, 出力回転速度, エンドロード力, ピストン力), 4出力(入力トルク, 出力トルク, ピストン変位, ピストン速度)を有する非線形MIMOシステムである。バリエータを適正に作動させるためには、作動条件を表す次のような入力の制限が必要である。

- 入力回転速度(ω_i)は0から最高エンジン回転速度に入力ギヤ比を掛けた値までに制限される。
- 出力回転速度(ω_o)はバリエータの最小および最大変速比により制限される。
- エンドロード力(F_e)はエンドロードバネ予圧から油圧系の最大圧力までの範囲内に制限される。
- ピストン力(F_p)は0から通常はリリース弁のクラッキング圧に対応する最大値までの範囲内に制限される。

物理的な制限は接触部のパワー容量, 材料強度および耐久性によって決定される。また, 入力間の結合による制限も考慮されなくてはならない。先に述べたように, 入出力回転速度はバリエータの変速比レンジによって制限され, またそれらの回転方向はキャスト角の符号によって決定される。ピストン力とエンドロード力は良好なトラクション条件を実現するために適切に制御する必要がある。定常状態での制御則はローラに作用する外力のつり合いを考えることで得られる。

$$\frac{F_p}{F_e} = \frac{2}{3} \frac{\mu}{\cos(\beta)} \quad (2)$$

ここで, μ はトラクション係数, β はキャスト角である。

4.3 モデルの線形化と安定性

本解析で使用されたフルトロイダルバリエータモデル¹⁾は5つの状態変数(ローラ回転速度, ピストン変位, ピストン速度, チルト角, チルト角速度)を持つ。この非線形MIMOシステムの線形化は, 数値計算による方法と解析的に求める方法があるが, 本解析では, 両手法を用いて整合性が確認されている。 A 行列の固有値計算の結果, すべての入力レンジにおけるバリエータモデルの内部安定性が確認された。

4.4 周波数応答

相互作用の解析に関係するバリエータ応答の2つのボード線図を図3に示す。入力速度に対する入力トルクの伝達関数(T_i/ω_i)は, バリエータ・ドライブラインの相互作用の解析に, ピストン力

に対するピストン速度の伝達関数(dx_p/F_p)はバリエータ・油圧系の相互作用の解析に用いられる。ここで、入力回転速度の最大変化率が新たな入力の制限として必要となる。この変化率は、接触部における滑りを変化させるため、トラクションドライブにより制限を受ける。回転速度の変動の振幅が滑りの最大許容値より小さい限り、この制限は数値計算によるボード線図に影響しないが、非線形システムの制限として考慮されるべきである。時間領域でのシミュレーションによって、回転速度の最大変化率は約 1 kHzと推定された。これは通常のドライブラインの帯域幅に比べ大幅に高い。

バリエータのボード線図は30Hz付近にステアリングジオメトリによる共振ピークを示している。このピークはバリエータの減衰応答(アンダーダンピング)を示している。この共振は、他のサブシステムとの相互作用がその近傍にあると問題となるため、注意深く考慮される必要がある。

したがって、このピークに影響するパラメータや入力の詳細な調査を行う必要がある。また、バリエータ周波数応答は次のようにも解釈できる。トルク/回転速度の応答の「ハイパス」傾向はトラクションドライブに由来する。低周波数においては、回転速度の変化は遅すぎて滑りを変化させない。ローラは単に追従するだけである。しかし、高速な回転速度変化では滑りが増大しトラクション係数を増大させるため、トルクも増大する。同じ説明は、ピストン力に対するピストン速度の伝達関数に対しても成り立つ。

4.5 パラメータスタディ

線形システムのパラメータスタディによる知見は、動作点の影響を含めて非線形システムに対して拡張されるべきである。これは、周波数応答がシステムパラメータのみでなくシステムの入力レベルにも依存するためである。支配的なパラメータはカスター角とローラ速度であることが確認

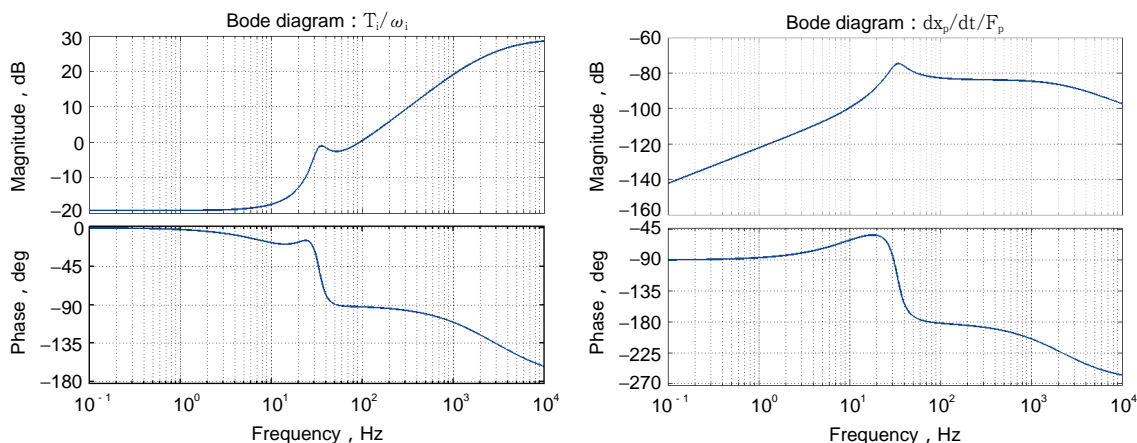


図3 フルトロイダルバリエータの伝達関数 T_i/ω_i と dx_p/F_p のボード線図、線形化の動作点は $\omega_{i0} = 200\text{rad/s}$, $i_{\text{var}0} = -1$, $F_{e0} = 47.5\text{kN}$ and $F_{p0} = 1.5\text{kN}$

Bode diagrams of the full toroidal variator transfer functions T_i/ω_i and dx_p/F_p , linearized at the working point $\omega_{i0} = 200\text{rad/s}$, $i_{\text{var}0} = -1$, $F_{e0} = 47.5\text{kN}$ and $F_{p0} = 1.5\text{kN}$

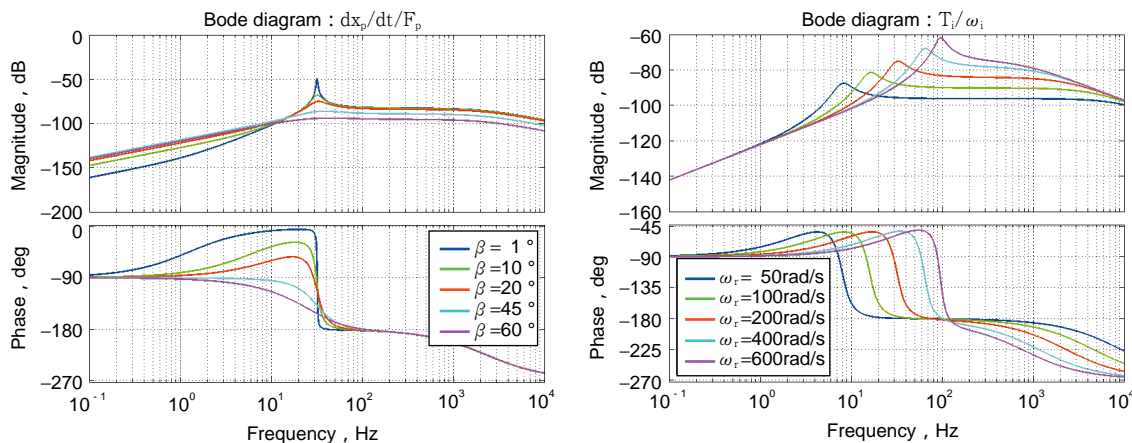


図4 カスタ角のダンピング効果とローラ回転速度の剛性への影響
Damping effect of the castor angle and stiffness effect to the roller speed

された。これは、ローラ質量が十分小さいため慣性の影響が無視できるという仮定に基づく。ローラ回転速度がシステムの剛性に影響するのに対し、キャスト角はダンピングに影響する(図4)。実際、共振周波数はローラ回転速度に等しい。キャスト角はシステムパラメータであり設計により固定されるのに対し、ローラ回転速度は状態でありディスク回転速度に依存する。このため共振ピークの周波数は連続的に変化する。図4は共振周波数が約8 Hzから95 Hzまで変化することを示している。共振ピークの解析は、バリエータとの相互作用の解明、および油圧制御系における設計上の制約を考慮する上で重要である。

5. バリエータ・油圧系の相互作用

エンドロード力やピストン力を得るために、現状では油圧が用いられている。油圧制御系に基本的に要求されるのは、制御則(2)を満足するようにエンドロード力とピストン力の関係を調整しつつ、ピストン圧力制御のための油圧駆動を行うことである。ここでは、バリエータ・油圧系の相互作用の解析はピストン力(または圧力)に関するもののみで、エンドロードの駆動は理想状態にあると仮定している。

バリエータの相互作用のメカニズムは次のように要約される。油圧駆動装置(通常は電磁弁)に圧力指令が与えられ、バリエータが定常状態にある場合を考える。エンジン回転速度が不意に変化すると、それはバリエータの変速比を変化させ、ローラの運動を引き起こす。これに伴うピストンの変位は油圧回路の流量ないしは圧力の変動を生み、制御圧力に影響する。このため、ピストン圧力あるいはピストン力と伝達トルクの比例関係により、エンジン負荷が変化しエンジンの回転速度に変動が生ずるなどの可能性がある。油圧系との相互作用は、バリエータに影響を及ぼすような圧力変動をピストン運動が引き起こす場合に生ずる。図5はこの相互作用を表している。

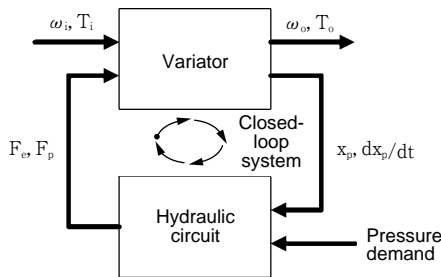


図5 バリエータ・油圧系の相互作用

Interactions between variator and hydraulic system

5.1 圧力制御回路

ここでは、トルク制御バリエータの駆動において広範囲な仕様に対応する2種類の一般的な油圧制御回路を検討する。これらの回路は異なる2種類の電磁弁により構成される。すなわち、流量制御弁と減圧弁である(図6)。前者は、スプール位置が制御電流にのみ依存することを特徴とする。後者はスプール位置が制御電流と圧力に依存する(圧力フィードバック)。

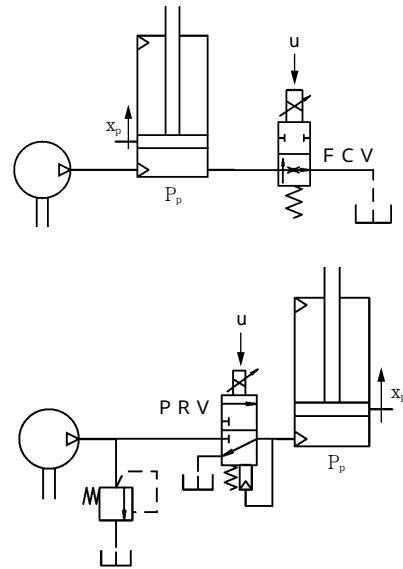


図6 流量制御弁(FCV)と減圧弁(PRV)を用いた圧力制御回路

Pressure control circuits based on a flow control valve (FCV) and on a pressure-reducing valve (PRV)

流量制御弁を圧力制御に用いるのは一般的ではない。しかし、圧力と制御電流の非線形関係やスプールのスティクションなどの欠点はあるものの、流量制御弁は非常に単純で、スプール位置あるいはオリフィス開口面積が直接制御電流にのみ関係しているという特徴がある。したがって、スプール位置は圧力変化に対し独立である。このことは、圧力変動がスプールの振動を引き起こさないということを意味するので、バリエータの安定性のためには長所といえる。図6で示される油圧回路ではポンプを用いて回路に一定の流量を供給し、流量制御弁で回路圧力を決定する。

ピストン速度に対するピストン力の伝達関数(F_p/dx_p)のボード線図は、この油圧回路が単なるローパスフィルタのように振る舞うことを示している。カットオフ周波数はシステムパラメータと負荷圧力(P_p)に依存する。図7は、異なる圧力レベルにおけるこの油圧回路の周波数応答を示している。高圧になるほど定常ゲインは増大しカット

オフ周波数は減少することがわかる。バリエータの圧力レンジでは、カットオフ周波数は約70Hzから400Hzまで変化する。

この回路のBIBO安定性は明らかであり、代数的に容易に示すことができる。

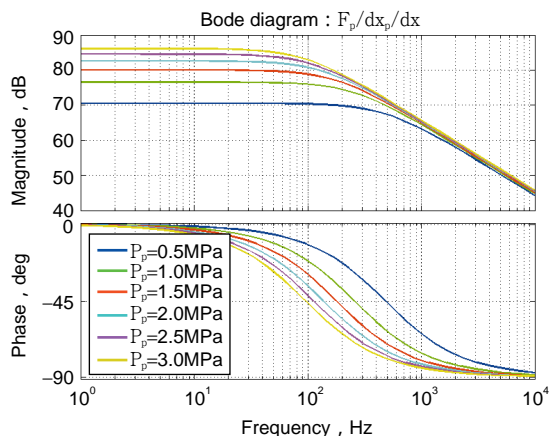


図7 流量制御弁を用いた油圧回路のピストン力/ピストン速度の伝達関数のボード線図

Bode diagram of the transfer function piston force/speed of the FCV-based hydraulic circuit

減圧弁はソレノイド電流による圧力の比例制御と低ヒステリシスの特徴とする。バリエータ駆動の観点からは、これらの特徴は流量制御弁よりも望ましいものであるが、スプール位置が圧力に対して敏感であるという問題がある。このことは、バリエータと油圧系の相互作用がスプールの振動を引き起こす可能性があるということの意味する。図6の油圧回路では、リリーフ弁を備えたポンプが一定圧の油圧源として機能し、この油圧源とピストンの間に接続された減圧弁がピストン油圧を制御する。

ボード線図を図8に示す。流量制御弁を用いた油圧回路との相違は、減圧弁が共振ピークを持っていることである。共振周波数とゲインはバルブの設計に依存するが、支配的なパラメータは負荷回路のコンプライアンスである。負荷回路の流体容積が小さいかまたは体積弾性率が大きいほど回路は高剛性となり、したがってダンピングは低下する。さらに、この共振周波数はバリエータの共振周波数のレンジ内に現れる。減圧弁の振動的な挙動はI V Tに固有の問題ではないが、たとえば良く知られているコンプライアンスバルブを使用するなど、慎重な設計によって、油圧系が不安定となる可能性を回避する必要がある。

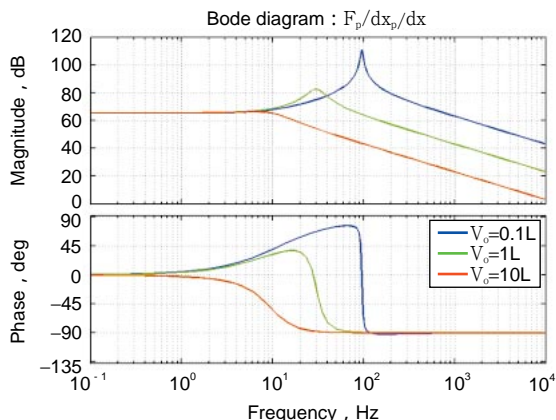


図8 減圧弁を用いた油圧回路のピストン力/ピストン速度の伝達関数のボード線図

Bode diagram of the transfer function piston force/speed of the PRV-based hydraulic circuit

5.2 バリエータと流量制御弁

バリエータと流量制御弁を用いた油圧回路との結合は、安定性の観点からは何の問題もない。図9は異なるディスク回転速度におけるバリエータ・油圧系のピストン速度の閉ループ応答を示す。油圧回路の主要な効果はダンピングである。共振点は依然ローラ回転速度に追従しているが、ゲインは減少し位相の変化は平滑化されている。これは、ディスク回転速度の増大に伴いバリエータの共振ピークが油圧回路のカットオフ周波数まで移動するので応答が鈍るためである。

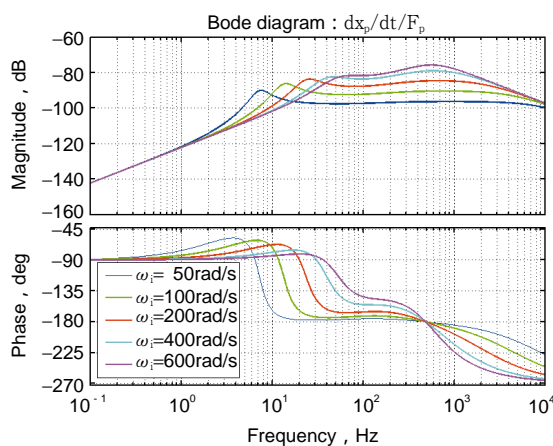


図9 流量制御弁による油圧回路のピストン速度の閉ループ伝達関数、バリエータの動作点は

$$i_{var0} = -1 \quad P_{p0} = 2MPa \quad V_0 = 1L$$

Piston velocity closed-loop transfer function of the FCV-based circuit. The variator working point is set to

$$i_{var0} = -1 \quad \text{and} \quad P_{p0} = 2MPa \quad \text{and} \quad V_0 = 1L$$

5.3 バリエータと減圧弁

この場合も適切な油圧系設計により安定性は問題なく達成される。しかし減圧弁のケースはすべての要素がシステムの性能に影響するという重要な事実を強調しており興味深い。適切な挙動と応答性を実現するためには、部品や要素の設計がシステムの安定性を満たす必要がある。流量制御弁を用いた油圧回路と同様の理由から、油圧ダンピングの効果はこの油圧系にも存在する。ディスク回転速度の増大に伴って、バリエータの共振ピークは7 Hzから100Hzまで変化するが、油圧回路の共振ピークは30Hzで固定である。図10は、この2つのピークを明瞭に示している。負荷回路のコンプライアンスが十分に高いため、すべての条件で相互作用は安定である。

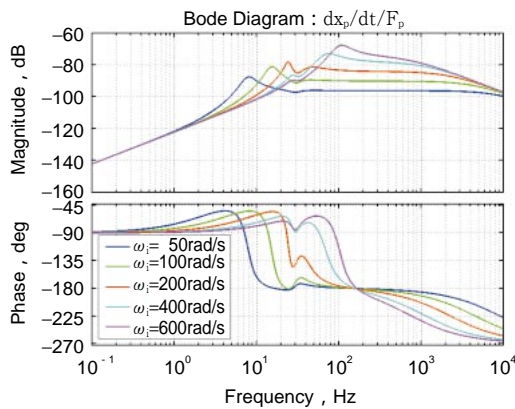


図10 減圧弁による油圧回路のピストン速度の閉ループ伝達関数、バリエータの動作点は

$$i_{var0} = -1 \quad P_{p0} = 2MPa \quad V_0 = 1L$$

Piston velocity closed-loop transfer function of the PRV-based circuit. The variator working point is set to $i_{var0} = -1$ and $P_{p0} = 2MPa$ and $V_0 = 1L$

6. バリエータ・ドライブラインの相互作用

バリエータから見た2つ目の主要な相互作用は機械的な特性に関するものである。エンジンやホイールのようなイナーシャと弾性を持ったシャフトを介して接続された時、このような相互作用はバリエータの入出力の両方に現れる。図11はバリエータとドライブラインを接続した時にできる閉ループを表している。

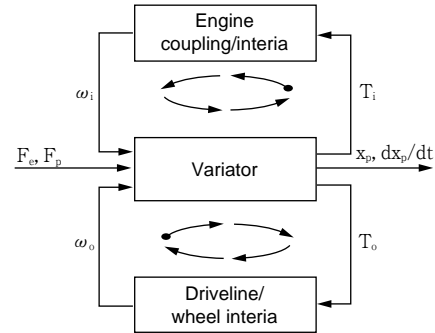


図11 バリエータ・ドライブラインの相互作用
Variator-driveline interaction

6.1 相互作用の基本的なメカニズム

複雑な数式の導出を避けバリエータ・ドライブラインの相互作用の本質を強調するために、単純化されたイナーシャ・シャフトモデルが用いられた。このモデルは等価イナーシャ (I)、および弾性シャフトの等価剛性 (k)とダンピング (c)により構成される。エンジンと車両のイナーシャがバリエータイナーシャより大幅に大きいと仮定すると、エンジン回転速度と車両速度は一定であるとみなすことができる。トルクに対する回転速度の伝達関数は

$$\frac{\omega_{i,o}}{T_{i,o}} = \frac{s}{Is^2 + cs + k} \quad (3)$$

となる。

安定性は、分母の根を計算することで説明される。すべてのパラメータは厳密に正なので、シャフト・イナーシャのシステムは無条件に安定である。減衰係数がゼロという非現実的な条件では、中立安定性が得られる。

図12は異なる減衰係数に対するこの伝達関数の周波数応答を示している。この応答は低い減衰係数に対して共振ピークを示す。

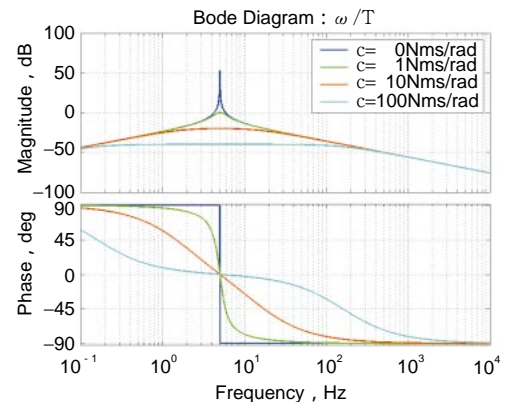


図12 シャフト・イナーシャモデルのトルクに対する回転速度の伝達関数のボード線図
($I = 0.1kgm^2$, $k = 100Nm/rad$)

Bode diagram of speed versus torque of a shaft-inertia model with $I = 0.1kgm^2$, $k = 100Nm/rad$

6.2 バリエータと単純化されたドライブライン

シャフト・イナーシャモデルの共振点はバリエータの共振周波数レンジ内に存在する。しかし、シャフト・イナーシャ伝達関数のゲインは負であり、バリエータとの相互作用は安定である。図13は単純化されたドライブラインモデル(減衰なし)と接続されたバリエータの異なる回転速度における開ループ応答を示す。減衰係数は指定が困難であり、また温度や経時により変化するので、ロバストなシステム設計のために、ここでは最悪のケースを考えている。応答は5 Hzにドライブラインの共振によるピークを示している。バリエータの共振点は回転速度に依存する。 $\omega_i = 50\text{rad/s}$ では、バリエータとドライブラインの共振点が重なるため、応答ゲインは0 dBを超え位相が不安定領域にある。したがって、油圧回路は必要な位相余裕と十分なダンピングをドライブラインに与えるよう設計されなければならない。このように、バリエータ・シャフト・イナーシャシステムは、シャフトの減衰係数が非現実的に低い場合を除いて、基本的に安定的であることが分かる。

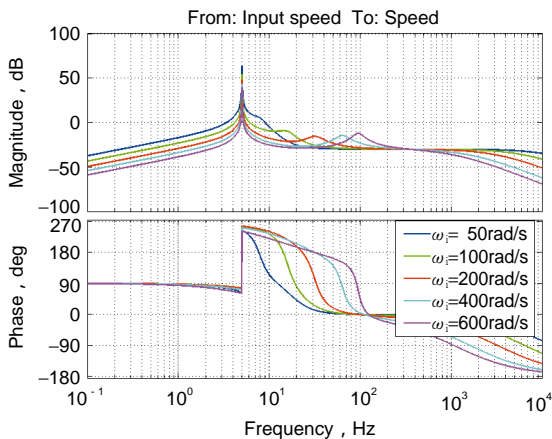


図13 バリエータ・ドライブラインの開ループ伝達関数のボード線図，動作点は

$$i_{var0} = -1, P_{p0} = 2\text{MPa}, I = 0.1\text{kgm}^2, \\ k = 100\text{Nm/rad}, c = 0\text{Nms/rad}$$

Bode diagram of the open-loop transfer function of variator-driveline. The working point is set to $i_{var0} = -1, P_{p0} = 2\text{MPa}, I = 0.1\text{kgm}^2, k = 100\text{Nm/rad}$ and $c = 0\text{Nms/rad}$

7. おわりに

フルトロイダルI V Tドライブラインにおける相互作用のメカニズムの研究はシステム設計の理論的なアプローチにおいて鍵となるステップである。まず各々のサブシステムの安定性を示した。各サブシステムの特性のより詳細な解析が可能となり、支配的なパラメータを特定できた。次にバリエータ・油圧系とバリエータ・ドライブラインの相互作用を解析した。2種類の一般的な油圧回路について考察し、バリエータ応答性に対して主にダンピングの効果を持つことを示した。また、単純化されたドライブラインモデルを用いてバリエータとの相互作用の基本的な特性を示した。以上より、油圧系設計において要求される鍵となる特性が明らかになった。

参考文献

- 1) R. D. Fuchs, Y. Hasuda, I. B. James, Full Toroidal IVT Variator Dynamics, SAE paper 2002-01-0586, March 2002.
- 2) R. Fuchs, Y. Hasuda, I. B. James, Modeling, Simulation and Validation for the Control Development of a Full-Toroidal IVT, CVT2002 Congress, VDI-Berichte 1709, October 2002.
- 3) R. Vaccaro, Digital Control: a State-Space Approach, Mc Graw-Hill, 1995.
- 4) R. Longchamp, Commande Numérique de Systemes Dynamiques, PPUR 1995.

筆者



ロバート・フックス*
R. FUCHS



蓮田康彦*
Y. HASUDA

* 総合技術研究所 機械システム研究部