

自動変速機の開発支援シミュレーションシステム

Testing-Aid Simulation System for the Automatic Transmission Shift Characteristics Development

石川 恵一* 萩原 顕治* 斎藤 吉晴*

Keiichi ISHIKAWA Kenji HAGIWARA Yoshiharu SAITO

松井 弘樹* 吉村 義裕*

Hiroki MATSUI Yoshihiro YOSHIMURA

要 旨

自動車の自動変速機における、変速ショック制御性能を短時間で高精度に仕上げるために、シミュレーション技術を用いた変速ショック制御系の開発支援システムを構築した。本システムの機能および特徴を以下に示す。

- (1) トルク伝達系、自動変速機の油圧制御系および車体伝達系を含めた統合モデルによって、変速ショック制御性能を予測する。特に、油圧制御系モデルにおいて、制御回路内部に混在した空気の影響を考慮して高精度化した。
- (2) 実験データの計測から評価、解析までを一台のパソコンによって自動処理する。特に、予測機能と連動することによって、短時間で容易に、高性能な自動変速機に仕上げることを可能とした。

このシステムの適用によって、自動変速機の開発効率が大幅に向上した。

ABSTRACT

A development supporting system of automatic transmissions has been created aiming to improve their control performance of shift qualities accurately and quickly by using the simulation technologies.

Functions and features of the system are

- (1) Estimation of shift qualities of the automatic transmissions based on the integrated simulation models, including a powertrain model, an automatic transmission hydraulic control model and an elastic vehicle model. On the hydraulic control model, the effect of the air trapped inside the circuit is taken into consideration for improved accuracy.
- (2) Automatic management of the procedures for the measurement, the shift quality evaluation and analyses by using a single personal computer. Combination of estimating functions and managing functions have made it possible to design high performance automatic transmissions in a short time period.

Utilization of this system has achieved efficiency in the development of automatic transmissions.

1. ま え が き

近年、自動変速機の変速制御に対して、電子制御が盛んに行われるようになった。これにより、従来の機械式の油圧制御にくらべて、燃費、走行性能の向上がはかられ、特に自動変速機の商品性として重要な変速時に発生するショック（以後、変速ショックと略す）の軽減も高い水準で可能になってきた。しかしその反面、制御仕様を設定する際に、油圧装置諸元と電子制御系データの相互の設定が必要となり、エンジンや、車体バリエーションの増加に伴って、その開発工数は増加してきた。

従来から、開発工数削減を目的としたシミュレーショ

ンは行われていたが、電子制御に対する油圧の応答遅れを考慮できないこと、高精度化とモデルの複雑化に伴う計算時間増加などの問題があった。さらに、変速ショック制御仕様の設定において、データ計測から性能評価および解析までの一連のフローを別々に、一部手動で経験的に行われていたため、多くの開発工数が必要であった。

これらの問題を解決するため、シミュレーションによる予測機能と、データ計測から自動変速機の性能評価までを短時間で自動処理する機能を備えた、自動変速機の開発支援シミュレーションシステムを構築した。

本システムにおける、完成車での変速ショック制御性

* 栃木研究所

能の予測は、統合シミュレーションモデルによって行った。特に、自動変速機の油圧制御系モデルにおいて、制御回路内部に混在した空気の影響を考慮すること、さらにチェックバルブ付きクラッチのモデル化を行うことによって高精度化をはかった。また、計算時間を短縮するため、車体伝達系の影響を伝達関数によって近似表現する手法をとった。

本システムにおける自動処理は、実験装置や実験車両に搭載した一台の実験データ解析装置によって行なった。この装置を、シミュレーションを行うコンピュータとネットワークによって結合し、計測データに対する、自動変速機内部状態の詳細解析や、高性能な自動変速機を短時間で容易に仕上げることを可能とした。

本稿では、我々が開発したシミュレーションモデルと、実験データ解析装置および自動変速機の開発支援シミュレーションシステムの適用例を紹介する。

2. シミュレーションモデル

本システムにおける、自動変速機の変速ショックシミュレーションは、トルク伝達系、自動変速機の油圧制御系および、車体伝達系の三つのモデルから構成される。

各モデルについて詳細を述べる。

2.1. 自動変速機の変速ショックメカニズム

最初に、平行軸式自動変速機 (Fig. 1) を例にとって、そ

の変速ショックメカニズムについて説明する。

平行軸式自動変速機は、平行した軸にクラッチとギヤが配置された構造となっており、メインシャフトがトルクコンバータのタービンに、カウンタシャフトがファイナルギヤを介してドライブシャフトに係合している。また各ギヤに対して、油圧式クラッチが設けられている。

動力伝達は、エンジンから出力されたトルクが、トルクコンバータを介してメインシャフトへ伝達される。さらに、各ギヤのクラッチを介して、カウンタシャフト、ドライブシャフトへ伝達される。

この平行軸式自動変速機のトルク伝達系モデル (Power Train Model) を Fig. 2 に示す。また、その運動方程式を以下に示す。

$$\text{エンジン} \quad T_E - T_p - I_E \cdot \dot{\omega}_E = 0 \quad (1)$$

$$\text{トルクコンバータ} \quad T_p = \tau \cdot (\omega_E / 1000)^2 \quad (2)$$

$$T_m = \kappa \cdot T_p \quad (3)$$

$$\text{メインシャフト} \quad T_m - T_L - T_H - I_m \cdot \dot{\omega}_m = 0 \quad (4)$$

$$\text{カウンタシャフト} \quad T_{co} - T_L \cdot i_L - T_H \cdot i_H + I_{co} \cdot \dot{\omega}_{co} = 0 \quad (5)$$

$$\text{ドライブシャフト} \quad T_{DS} = T_{co} \cdot i_F \quad (6)$$

$$T_{DS} - T_V - I_{DS} \cdot \dot{\omega}_{DS} = 0 \quad (7)$$

なお、式 (1) ~ (7) で用いた記号は、Fig. 2 中に付記する。

自動変速機の変速は、前段クラッチを開放、次段クラッチに係合し、ギヤが切り替えられることによって行われる。その変速過渡状態において、ドライバが感じる

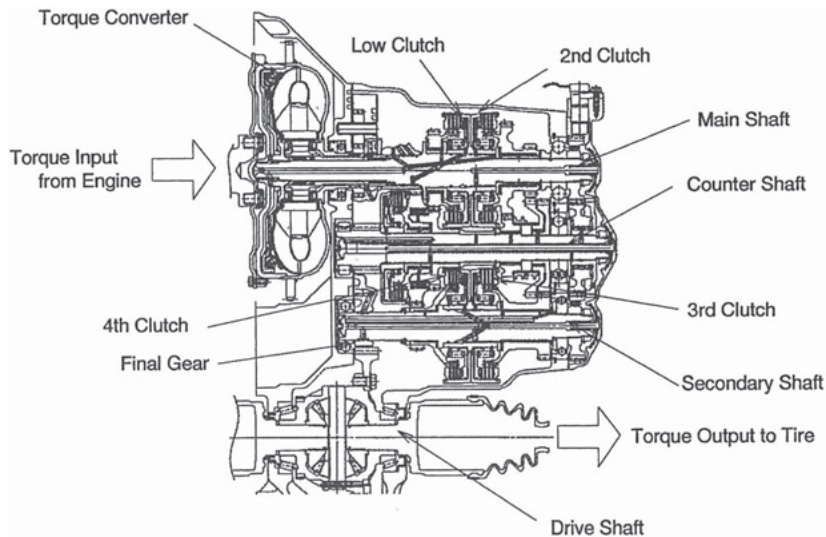
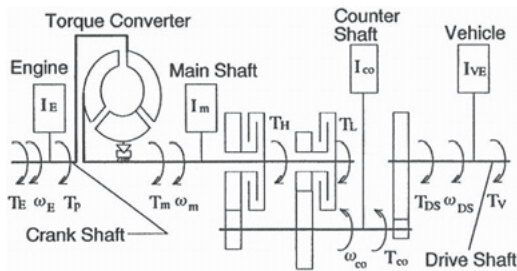


Fig. 1 Parallel Shafts Type Automatic Transmission

変速ショックとは、式 (7) における $\dot{\omega}_{DS}$ 、すなわち車両前後加速度の変化である。

また、変速過渡状態では、車速変化が小さいため、走行抵抗 T_V は一定とみなすことができ、変速ショックはドライブシャフトトルク T_{DS} に比例する。

自動変速機の変速過渡状態は、式 (4) と (5) によって表現され、ローギヤ駆動、トルク相、イナーシャ相、ハイギヤ駆動の順に進行する^{1) 2)}。各相における各シャフト上での釣合い式を、Table 1 に示す。なお Table 1 では、変速中車速変化が小さいことから、 $I_{CO} \cdot \dot{\omega}_{CO} \approx 0$ とした。



Nomenclature

- I : Moment of inertia
 I_{VE} : Equivalent moment of inertia measured at trans axle
 i : Gear ratio
 T : Torque
 T_V : Running resistance torque
 κ : Torque ratio of a torque converter
 τ : Pump capacity coefficient of a Torque converter
 ω : Angular velocity

Subscripts

- co : Counter shaft
 DS : Drive shaft
 E : Engine
 F : Final gear
 H : High gear
 L : Low gear
 m : Main shaft
 P : Pump of a torque converter

Fig. 2 Power Train Model

Table 1 Torque Transfer Equations while Shifting

Phase	Main shaft	Counter shaft
Low Gear Drive	$T_m = T_L$ (8)	$T_{co} = T_m \cdot i_L$ (9)
Torque Phase	$T_m = T_H + T_L$ (10)	$T_{co} = T_m \cdot i_L - T_H \cdot (i_L - i_H)$ (11)
Inertia Phase	$T_m = T_H - I_m \cdot \dot{\omega}_m$ (12)	$T_{co} = T_H \cdot i_H$ (13)
High Gear Drive	$T_m = T_H$ (14)	$T_{co} = T_m \cdot i_H$ (15)
where definitions of the symbols are as follows. T_H : Torque capacity of high gear clutch T_L : Torque capacity of low gear clutch		

2.2. 油圧制御系シミュレーションモデル

Fig. 3 に、モデル化した自動変速機用の油圧制御回路を示す。

オイルポンプによって発生した元圧は、レギュレータバルブによって調圧され、オリフィス、シフトバルブ、アクキュムレータを介して湿式多板クラッチを制御する。

Fig. 4 に示す湿式多板クラッチは、クラッチプレート、クラッチディスク、クラッチピストン、クラッチドラム、リターンスプリング、クラッチチェックバルブから構成される。

また、Fig. 5 に示すクラッチチェックバルブは、遠心ウェイトと板バネから構成され、遠心力により発生する油圧の影響を低減し、クラッチのオン・オフ動作の確実性を得るものである。

最初に、この油圧回路に対する一般式を以下に示す。油圧回路内のオリフィスや管路におけるオイル流れは、層流と乱流が混在した流れとなる。このため、ある瞬間の流量 Q に対する、各部の圧力変化、すなわちオリフィスや管路の前後の圧力差 ΔP_1 は、次の式で代表される。

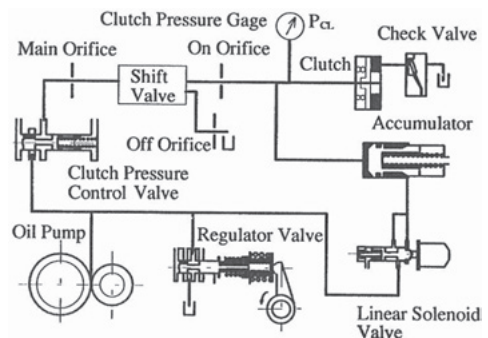


Fig. 3 Hydraulic Circuit Model

$$\Delta P_1 = \Psi Q^2 + \xi Q \quad (16)$$

ここで、 Ψ は乱流流速が大きい部分で、オリフィスの面積や縮流係数で決まる係数、 ξ は層流流速が小さい部分で、管路形状や流体の粘性で決まる係数である。

また、オイルの圧縮性による圧力変化 ΔP_2 も考慮する必要がある、以下の式で表される。

$$\Delta P_2 = \int \frac{K_{vol}}{V} \cdot Q dt \quad (17)$$

ここで K_{vol} : オイル体積弾性係数

V : オイル体積

なお、 K_{vol} は、回路内に混在する空気の影響を受けて

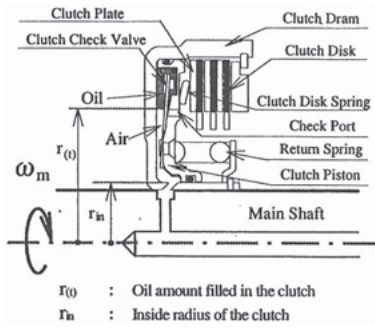
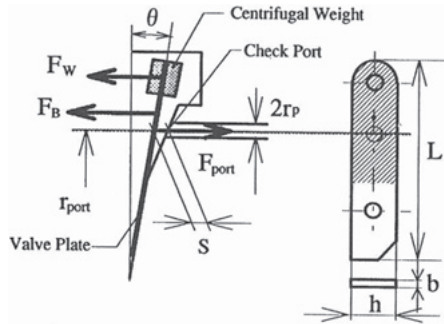


Fig. 4 Hydraulic Control Clutch



Nomenclature

b : Check valve plate thickness

F_B : Centrifugal force of check valve plate

F_{port} : Pushing force of check valve

F_w : Centrifugal force of weight

h : Check valve plate width

L : Check valve plate length

r_p : Radius of check port

r_{port} : Position of the port center

S : Clearance

θ : Check valve angle

Fig. 5 Clutch Check Valve

変化するため、本シミュレーションモデルでは、温度、クラッチ回転数、変速インターバルなどの関数として定義した。この定義により、油圧の応答遅れを近似表現することが可能となった。

これらの圧力変化 ΔP_1 、 ΔP_2 から、次の瞬間の流量変化が以下のオイラの運動方程式で表される。

$$\Delta P_1 + \Delta P_2 = \frac{\rho l}{\pi R^2} \frac{dQ}{dt} \quad (18)$$

ここで l : 各部のオイル流路長さ

R : 各部のオイル流路半径

ρ : オイル密度

以上の、式(16)-(18)をオリフィスや管路などの各構成要素に対し逐次計算することで、Fig. 3に示される油圧回路内の各部の油圧と流量の変化を得ることができる。

次に、クラッチ内部の圧力特性からクラッチ容量特性を求める基本式を述べる。

クラッチ内部の圧力特性は、内部の空気と、流入するオイルと、チェックバルブから流出するオイルのバランスによって決まる。チェックバルブの挙動は、バルブ押し力(ポート部作用力) F_{port} とバルブ戻し力(遠心力+板バネばね力)のバランスにより決定される。

$$F_{port} = \left(\frac{\rho}{2} \cdot \omega_m^2 (r_{port}^2 - r_{(t)}^2) + P_{CL} \right) \cdot A_{port} \\ = (F_B + F_w) \cdot \tan \theta + \frac{Ebh^3\sigma}{4L(1 - \frac{1}{v^2})} \quad (19)$$

ここで、 A_{port} : チェックポート面積

E : 板バネヤング率

P_{CL} : クラッチ制御圧

v : ポアソン数

σ : 板バネひずみ量

式(19)よりバルブ角度 θ を算出し、バルブ、隙間 S を得る。バルブ隙間 S と流出流量 Q の関係は、式(20)のようになる。

$$\frac{F_{port}}{A_{port}} = \frac{\rho}{2} \frac{Q^2}{(2\pi r_{port} S)^2} + \frac{6\mu}{\pi S^3} \log\left(\frac{r_p}{r_{port}}\right) \cdot Q \quad (20)$$

ここで、 μ : オイル粘性係数

これを逐次計算することにより、クラッチ内のオイル圧力と流量の変化、オイル充填半径 $r_{(t)}$ 、オイル遠心力 F_e が求められる。したがって、ピストンの運動方程式は式(21)となる。

$$P_{CL} \cdot A_{pst} + F_e = M_{pst} \frac{d^2 x}{dt^2} + C_{pst} \frac{dx}{dt} + (K_{disk} + K_{rel}) \cdot x_{pst} \quad (21)$$

ここで、 A_{pst} : クラッチピストン面積

C_{PST} : クラッチピストン減衰係数 K_{disk} : ディスクスプリングバネ定数 K_{rest} : リターンスプリングバネ定数 M_{net} : クラッチピストン質量
$$X_{nst} : \text{クラッチピストンストローク}$$

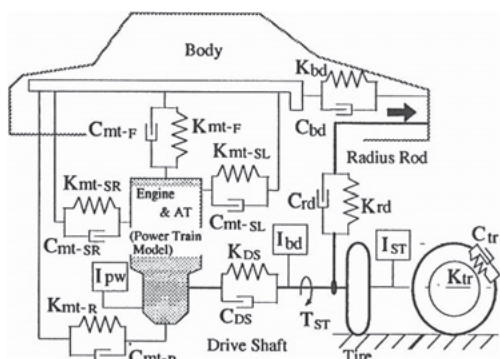
式(21)から、変速時におけるクラッチの容量特性 T_{CL} が、式(22)のように表される。

$$T_{CL} = \mu_{\text{disk}} \cdot n \cdot R_m \cdot K_{\text{disk}} \cdot x_{\text{pst}} \quad (22)$$

ここで、 n ：摩擦要素面数

 R_m : クラッチディスク有効半径 μ_{disk} : クラッチディスク材摩擦係数

以上の、油圧の応答遅れ近似表現、クラッチ内部の詳細モデル化によって、高精度の変速ショック制御性能の予測



Nomenclature

C : Viscous damping coefficient

I : Moment of inertia (or equivalent
moment of inertia measured
at trans axle)

K : Torsional stiffness

Subscripts

bd : Vehicle body

DS : Drive shaft

mt-F : Front mount

mt-SL : Left side mount

mt-SR : Right side mount

mt-R : Rearmount

pw : Engine & automatic transmission

rd : Radius rod

ST : Tire & shaft

| tr | : Tire |

Fig. 6 Elastic Vehicle Model

が可能となり、制御仕様を設定する際に、油圧装置諸元と電子制御系データの相互の設定が容易となり、制御仕様の問題点抽出、その対策案検討も可能となった。

2.3. 車体伝達系のシミュレーションモデル

前述のトルク伝達系モデルに、車体前後方向に関する、車体、ラジアスロッド、ドライブシャフト、タイヤなどの車体伝達系を加えた車体伝達系モデル (Elastic Vehicle Model) を Fig. 6 に示す。

また、スロットル全開状態で、1 速から 2 速へのアップシフト時において、ドライブシャフトトルクが急激に変化する場合のシミュレーション結果を Fig. 7 に示す。

図には、前述のトルク伝達系モデルを用いてシミュレーションした結果も同時に示す。車体伝達系モデルによるシミュレーション結果と実験結果が良い一致を示していることがわかる。一方、トルク伝達系モデルによるシミュレーション結果では、トルク相において実験結果に比べて大きくトルク変動が現れている。これは、トルク伝達系モデルにおいて、ドライブシャフト、カウンタシャフトといったシャフト系の捩じり剛性や、エンジン、自動変速機自体の前後振動などが考慮されていないためである^{3) 4)}。

このように、車体伝達系モデルによるシミュレーションでは、車体伝達系の影響を考慮した変速ショックの予測・解析が可能となるが、完成車としての変速ショック制御性能への要求水準が高くなるにしたがって、モデルが複雑となり、計算時間が増大するといった問題がある。

そこで、トルク伝達系モデルを用いて計算したドライブシャフトトルク特性を、伝達関数を介して出力させることによって、車体伝達系の影響を近似的に反映させる手法をとった。

以下にその伝達関数の作成手法について述べる。エンジンから車体へ T_0 のトルクが発生し、車体相当慣性分と、エンジン、自動変速機による引きずり分が差し引か

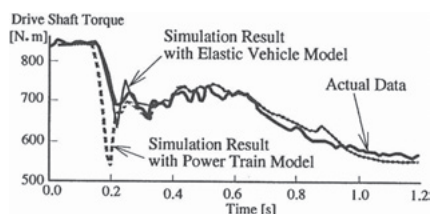


Fig. 7 Power on 1-2 Up Shift with Elastic Vehicle Model

れたトルク T_{DS} が車体へ伝達されるような仮想モデル 1 を考える。Fig. 8 にこの仮想モデル 1 を示す。このモデルにおける出力トルクは、トルク伝達系モデルにおけるドライブシャフトトルク T_{DS} に相当する。仮想モデル 1 の関係は次式で表わされる。

$$T_0 = T_{DS} + c_0 \frac{d\theta}{dt} \quad (23)$$

$$T_{DS} = I_{bd} \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (24)$$

上記二式から、式 (25) が導かれる。

$$T_{DS}(s) = \frac{I_{bd} \cdot s}{I_{bd} \cdot s + c_0} T_0(s) \quad (25)$$

次に、仮想モデル 1 に加えて、車体伝達系を持つダイナミクスを近似的に表現した Fig. 9 に示す仮想、モデル 2 を考える。このモデルにおける出力トルクは、車体伝達系モデルにおけるドライブシャフトトルク T_{ST} に相当する。

仮想モデル 2 の伝達関数を式 (26) に示す。

$$T_{ST}(s) = \frac{I_{bd} \cdot s \cdot (c_{ST}s + k_{ST})}{\Omega} \cdot T_0(s) \quad (26)$$

ここで、

$$\Omega = I_{bd} \cdot I_{ST} \cdot s^3 + \{I_{bd}(c_{ST} + c_0) + I_{ST} \cdot c_{ST}\} \cdot s^2 + \{k_{ST}(I_{bd} + I_{ST}) + c_{ST} \cdot c_0\} \cdot s + k_{ST} \cdot c_0$$

式 (25)、(26) から $T_{0(s)}$ を消去すると、簡易車体伝達関数が得られる。

$$T_{ST}(s) = \frac{I_{bd} \cdot c_{ST} \cdot s^2 + (I_{bd} \cdot k_{ST} + c_{ST} \cdot c_0) \cdot s + k_{ST} \cdot c_0}{\Omega} \cdot T_{DS}(s) \quad (27)$$

式 (27) における各定数 (C_0 、 C_{ST} 、 I_{bd} 、 K_{ST}) は、トルク伝達系モデルと車体伝達系モデルによる二つのドライブシャフトトルク特性シミュレーション結果をもとにして、最尤推定法によって得られる。

以上のことから、車体伝達系のダイナミクスを考慮しない、トルク伝達系モデルによって得られた変速ショック、すなわちドライブシャフトトルクを、簡易車体伝達関数を介

して出力することで、車体伝達系のダイナミクスの影響を近似した変速ショックを予測することができるようになった。同時に、完成車の変速ショックシミュレーションの計算時間を軽減することが可能となった。

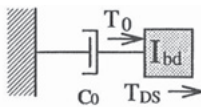
3. 実験データ解析装置

実験装置や実験車両に搭載した一台のパソコンによって、多量の実験データの計測から評価までを、短時間に自動処理する機能をもった装置、実験データ解析装置を開発した。Fig. 10 にその概念図を示す。また主な処理過程を以下に示す。

- (1) 実験データを連続計測する。
- (2) 計測収集されたデータから、変速モードを判定し、変速モード毎にデータを切り取る。
- (3) 切り取られたデータに対して、ドライブシャフトトルク特性などをもとに、変速ショック制御性能をあらかじめ設定した指標にもとづいて、評価する。
- (4) その評価結果を、目的別に集計してグラフィック表示する。

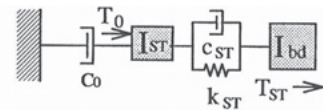
この結果、問題のある変速箇所の抽出、制御仕様変更効果の確認などを瞬時に行うことが可能となった。

さらに、2 章の変速ショックシミュレーションを行う EWS と、ネットワークによって結合した。Fig. 11 にそのシステム概念図を示す。サーバとなる EWS では、データベースから選択された自動変速機の設計諸元データをもとに、自動変速機の変速ショック制御性能予測と検討が行われる。さらに、実験データ解析装置によって計測されたデータが EWS へ転送され、そのデータに対する自動変速機内部状態の詳細な解析結果、その制御仕様における問題点の抽出および対策検討結果が自動的に返信されるシステムとした。また、海外研究所および内外製作所とも専用回線によって結ばれ、EWS 不在の部署からでも、実験データ解析装置



- C_0 : Equivalent viscous damping coefficient of engine & automatic transmission
 I_{bd} : Equivalent moment of inertia measured at trans axle
 T_0 : Virtual input torque generated T_{DS}

Fig. 8 Virtual Model 1



- I_{ST} : Equivalent moment of inertia measured at tire and drive axle
 C_{ST} : Equivalent viscous damping coefficient of tire and drive axle
 K_{ST} : Equivalent torsional stiffness of tire and drive axle

Fig. 9 Virtual Model 2

によって計測されたデータに対する同様の評価と解析が可能なシステムとした。この自動変速機開発支援シミュレーションシステムによって、高性能な変速ショック制御仕様の設定を短時間で容易に行うことが可能となり、自動変速機の設計、実験の開発工数を削減することが可能となった。

以下に、この装置で使用されている変速ショック制御性能の評価指標について述べる。

開放側と係合側がともに湿式多板クラッチによって制御されるクラッチトウクラッチ変速制御においては、前段と次段クラッチ容量の和が入力トルクを下回ると、エンジン回転の吹き上がりが生じ、クラッチが破損してしまう。また、二つのクラッチ容量の和が入力トルクに対して大きく上回ると、変速ショックが過大となってしまう。そこで、エンジン回転の吹き上りを防止し、適切な変速ショック制御を実現するために、以下に示す評価指標を設定した。

3.1. α 指標、 β 指標

変速ショックの大きさを評価するために α 指標、 β 指標を設定した。

アップシフト時におけるドライブシャフトトルク特性は、Fig. 12 に示すような特性をとる。 α 指標とはトルク相におけるトルクの落ち込み量 T_L を、変速直後の推定次段トルク値

$$T_{th} = T_f \cdot \frac{i_L}{i_L - i_H} \quad (28)$$

に対する比率をとって評価する指標であり、式 (29) のように表される。ここで、式 (28) における i_L 、 i_H は、次段、前段ギヤレシオを示す。

$$\alpha = \frac{T_L}{T_{th}} \quad (29)$$

理想的変速ショック制御は、トルク相におけるトルクの落ち込みが、変速直後の推定次段トルク値以下であるように、 α を 1 以下とする。また、 β 指標とは変速前の前段トルク値 T_f に対する、イナーシャ相におけるピークトルク値 T_I の比率とした。

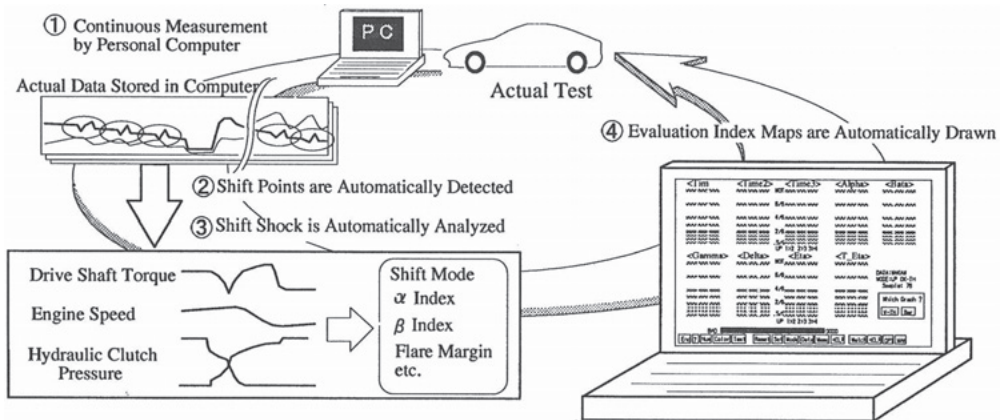


Fig. 10 Conceptual Illustration of Actual Data Analysis Tool

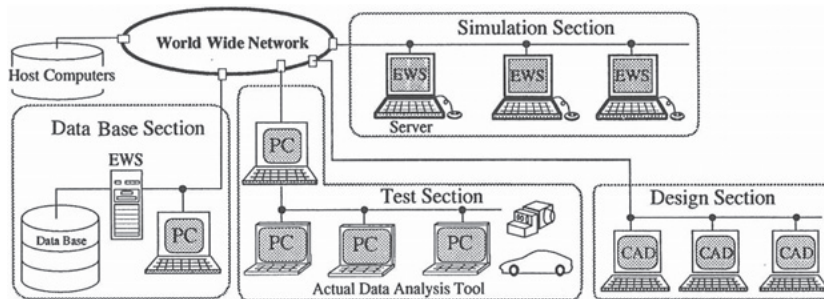


Fig. 11 Network System

$$\beta = \frac{T_i}{T_f} \quad (30)$$

理想的変速ショック制御は、イナーシャ相におけるピークトルク値が、前段トルク値を上回らないように、 β を 1 以下とする。

3.2. クラッチ吹き余裕率 (Flare Margin)

変速過渡状態において、エンジン回転の吹きあがりを防止し、適切な変速ショック制御を実現するために、クラッチ吹き余裕率指標を設定した。

クラッチ吹き余裕率

$$= \frac{\text{前段クラッチ容量} + \text{次段クラッチ容量}}{\text{入力トルク}}$$

ここで、クラッチ容量とは、式 (22) より得られ、入力トルクとは、Fig. 2 の T_m である。クラッチ吹き余裕率は、二つのクラッチ容量の和と入力トルクが等しい状態の余裕率 1 を最低値とする。クラッチ吹き余裕率は、高めれば高いほど良いのではない。クラッチ容量の和が大きくなると、前述の α 値が高くなってしまふことから相互のバランスをとる必要がある。

3.3. クラッチ発熱量

変速制御時間が増大すると、クラッチでの発熱量が増加し、焼け付きにいたる場合がある。そこで、変速時におけるクラッチ摩擦材の単位面積当りの発熱量、 q_{CL}/A_{DISK} 値を計算し、その値が許容値未満になるように変速ショックの制御を行う。

以下にその計算式を示す。

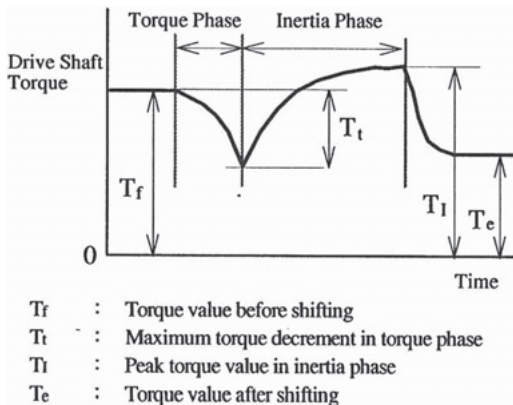


Fig. 12 Drive Shaft Torque Characteristic while Shifting

$$q_{CL} / A_{DISK} = (\int T_{CL} \cdot \Delta \omega_{CL} \cdot dt) / A_{DISK} \quad (31)$$

ここで、 q_{CL} : 変速時クラッチ摩擦材の総発熱量

A_{DISK} : クラッチ摩擦材の総面積

$\Delta \omega_{CL}$: クラッチの相対回転数

以上の評価指標によって、自動変速機の変速ショック軽減だけではなく、耐久性についても考慮した、高性能な変速ショック制御装置の油圧装置諸元と電子制御系データの設定が可能となる。

4. テストおよびシミュレーション結果

4.1. パワーオン・1-2 アップシフト

トルク伝達系モデル、油圧制御系モデルおよび簡易車体伝達関数による統合シミュレーションモデルによって、二種類の変速ショックシミュレーションを行った。

シミュレーションモードは、スロットル全開状態での 1 速から 2 速への変速とし、変速前の条件を「スロットル全開で発進した後の 1-2 アップシフト」と、「2 速か 1 速へダウンシフトし、その直後の 1-2 アップシフト」の二つとした。Fig. 13 には、係合側 (2 速) クラッチ制御圧特性の実車データとシミュレーション結果を、また Fig. 14 に、変速時におけるクラッチ内オイル充填量特性のシ

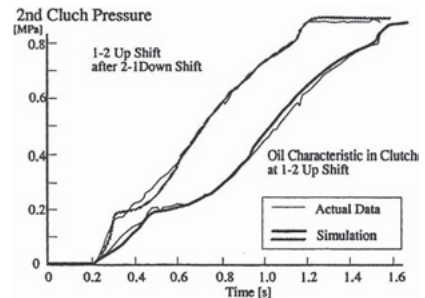


Fig. 13 Characteristics of 2nd Clutch Pressure at 1-2 Up Shift

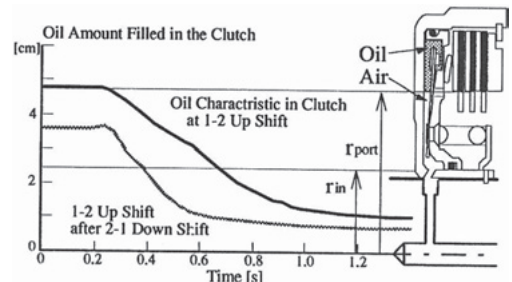


Fig. 14 Simulation Result of Oil Characteristic in Hydraulic Clutch

ミュレーション結果を示す。

ダウンシフト直後のアップシフトにおいては、クラッチ内に、25%のオイルが残っていた状態からのアップシフトであったことがわかる。この影響から、Fig. 13に示されるように、クラッチ圧の立上がり及早くなっている。さらに、変速インターバルを変更して、同様のシミュレーションを行ったが、いずれも実験結果とシミュレーションとが良好一致を示した。

以上のことから、変速ショック制御性能を高精度に予測でき、制御仕様設定が可能となったことがわかる。

4.2. パワーオン・2-3 アップシフト

次に、スロットル全開状態の、2速から3速へのアップシフトに対して、簡易車体伝達関数と、車体伝達系モデルによる二通りのシミュレーションを行った。その結果をFig. 15に示す。

両方のシミュレーション結果が一致していることから、簡易車体伝達関数が、車体伝達系のダイナミクスを近似していることがわかる。

5. 自動変速機の開発支援

シミュレーションシステム適用例

前述の、シミュレーションによる予測機能と実験データ解析装置による自動処理機能を備えた、自動変速機開発支援シミュレーションシステムを、変速ショック制御系設計に適用した一例について述べる。

ここでは、パワーオン・2-3 アップシフトにおける、開放バルブ (Fig. 16) 切り替えタイミングの設定についてシミュレーションと実験の両方から検討する。

開放バルブは、変速開始信号によって一次開放 (Exit-1)

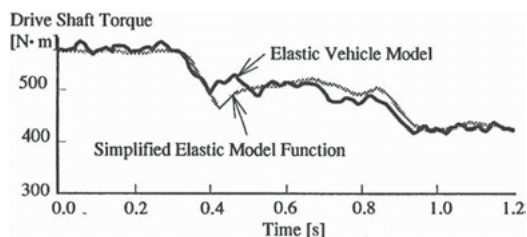


Fig. 15 Simulation Result at Power on 2-3 Up Shift With Simplified Elastic Model Function

され、さらに係合側のクラッチ油圧を信号圧として、全開放 (Exit-2) される構造となっている。

この開放バルブ切替圧を 0.2MPa から 0.4MPa まで変化させた場合の、二つのクラッチ圧特性、エンジン回転およびドライブシャフトトルクを、前述の統合シミュレーションシステムを用いて予測した。その予測結果をFig. 17に示す。0.2MPaでは、トルク相において、エンジンの吹き上がりが発生し、0.4MPaでは、トルク相でのトルクの落ち込みが大きくなっている。

さらに3章の指標を用いて、変速ショックを評価した結果をFig. 18に示す。 α 指標においては、実験データも同時にプロットした。開放バルブ作動圧が減少するにしたがって、 α 値が減少し、変速ショックすなわち、車両前後方向の振動が軽減されていることがわかる。これは、実験結果とも一致している。また、クラッチ吹き余裕率は、開放バルブ作動圧が 0.26MPa 以下で、1を下まわっていることがわかる。これらの結果、パワーオン・2-3 アップシフトにおける、変速ショック軽減とエンジン

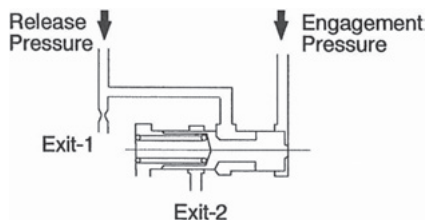


Fig. 16 Exit Valve

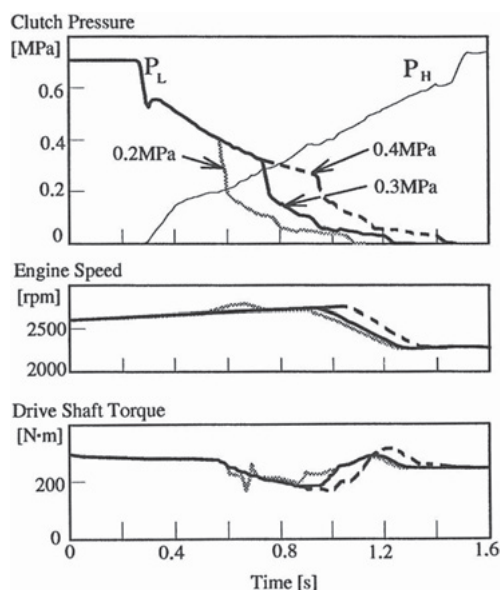


Fig. 17 Power on 2-3 Up Shift Simulation Result

回転数吹き防止に対する開放バルブの最適な作動圧は、0.26MPaであるといえる。

以上のことから、自動変速機開発支援シミュレーションシステムによって、変速ショックの大きさだけでなく、耐久性、クラッチ吹き余裕率を考慮した、高い水準での変速ショック制御仕様の予測、検討が可能であることがわかる。

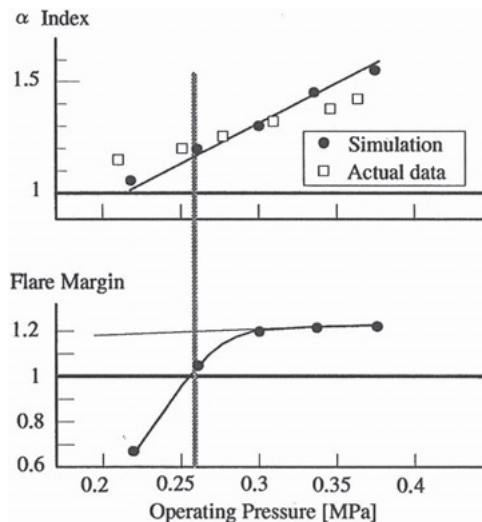


Fig. 18 Analysis Result with Evaluation index

6. まとめ

自動変速機の変速ショック制御性能を短時間で高精度に仕上げるために、シミュレーション技術を用いた変速ショック制御系の開発支援シミュレーションシステムを構築して、開発効率を大幅に向上させた。

主要実施項目と得られた成果は下記の通りである。

- (1) 空気の混在を考慮した油圧制御回路やクラッチの高精度なモデル化により、油圧特性の詳細解析を可能とした。
- (2) 伝達関数を用いた車体伝達系の近似表現により、完成車モデルでの計算工数の削減を可能とした。
- (3) 実験データの計測から評価までを、一台のパソコンにより短時間で自動処理する実験データ解析装置を、作成した。これにより、実験工数の削減を可能とした。
- (4) シミュレーションと実験データ解析装置をネットワークで結ぶことにより、自動変速機内部状態の詳細な解析と制御諸元データ設定が、短時間で容易に可能とした。

参考文献

- 1) Winchell, F. J. and Route, W. D.: Ratio Changing the Passenger Car Automatic Transmission, SAE-paper 311A, U.S.A., Jan. 1961
- 2) Y. Shindo, H. Ito, T. Ishihara: A Fundamental Consideration on Shift Mechanism of Automatic Transmission, SAE paper 790043(1979)
- 3) T. Ishihara, M. Oya, H. Nishikawa, K. Suzuki: Transient Characteristics of Automatic Transmission during Gear Ratio Change, The 12th FISITA Congress 1-13, May 1968
- 4) 北原、杉野、山口、滝沢、池浦: 自動変速機の変速時トルク波形制御法、自動車技術会秋季学術講演会、昭和 62 年 10 月 21 日、872098(1987)

■ 著 者 ■



石川 恵一



萩原 顕治



斎藤 吉晴



松井 弘樹



吉村 義裕