

ロバスト制御による AT 車の変速ショック低減

Improvement of Automatic Transmission Shift Quality by Robust Control

古川 英夫*	萩原 顕治*	岩橋 徹*
Hideo FURUKAWA	Kenji HAGIWARA	Tohru IWAHASHI
福地 正光*	斎藤 吉晴*	吉村 義裕*
Masamitsu FUKUCHI	Yoshiharu SAITO	Yoshihiro YOSHIMURA

要 旨

近年、ドライバビリティや変速時のショックを向上させるために有効であることから、電子制御自動変速機の適用車種が増える傾向にある。

自動変速機の変速制御は、メカニカルな油圧クラッチを介して電子制御されるため、油圧系の持つダイナミクスを考慮して設計しなければならない。

油圧系のダイナミクスは、温度変化、経年変化等の影響を受けやすく、フィードバック制御を不安定化する恐れがあり、従来はゲインを低く抑えることで、ロバスト安定性を確保していた。このため、十分な制御性が得にくかった。

今回開発した自動変速機制御手法では、ロバスト安定性と十分な制御性能を得る事を目的として、 H^∞ 制御理論の応用を試みた。その結果、温度変化、経年変化に相当する外乱に対して変速ショックへの影響が少ない良好な制御性能を実車で検証できた。

本稿では、モデリングからコントローラ設計までのプロセスと、得られたコントローラの優れた制御性能を紹介する。

ABSTRACT

In recent years, electronically controlled automatic transmission, which provides an effective means of improving driveability and shift quality, is applied increasingly to automobile models.

As gear shifting in an automatic transmission is electronically controlled through the mechanical hydraulic clutch, it is essential to design it by considering the dynamics of hydraulic system.

Change in temperature and change as a result of aging have great influence on the dynamics of hydraulic system, and disturb stability of the feedback control. Inevitably, target gain had to be limited to maintain control stability for the conventional control system.

A new automatic transmission control technique has been developed through application of the H^∞ control theory in order to obtain high robustness and sufficient control performance.

This paper reports the process from modeling to making a controller and the on-car verification of the control performance.

1. まえがき

近年、自動変速機（以下、AT と記す）の電子制御化が盛んに行われている。これは、年々高まる燃費への要求を満足させる有効な手段であるとともに、ドライバビリティや変速ショックを向上させるためにも効果的である。

AT の変速時には、出力軸トルク変動が発生する。このトルク変動、すなわち変速ショックは、変速段を切り換

えるために、油圧クラッチに係合したり滑らしたりすることにより発生する。したがって、AT 車の変速ショックを向上させるためには、クラッチの油圧を適切に制御する必要がある。

AT の変速制御における現代制御理論の適用例としては、文献にみられるようなシリーズに接続される二つの変速機の協調制御に対する LQG 制御の応用がある¹⁾。

さらに、最近時、ロックアップのファイン制御への H^∞ 制御の応用があり、高いロバスト性を得る制御手法として適用

* 栃木研究所

されている。

ATの電子制御化は、全ての油圧制御部を取り除き電気デバイスに置き換えるわけではなく、電磁バルブを介して油圧をコントロールするのが一般的である。

そのため、制御システムの設計において、メカニカルな油圧系の持つダイナミクスを十分考慮しなければならない。さらに、油圧系のダイナミクスは、気圧、気温、走行条件等の環境の影響を受けやすく、フィードバック制御を不安定化する恐れがある。

本研究では、ATの電子制御化に対して、 H^∞ 制御の応用を試みた。LQG制御等に比べ制御対象の特性変動に対する高い安定性すなわちロバスト安定性を特徴とする H^∞ 制御を適用することにより、環境変化の影響を受けにくく、かつ十分な制御性能を得ることを目標とした。

2. AT システム

AT変速ショック制御概念図をFig. 1に示す。

システムは、油圧制御系、トルク伝達系および電子制御系から構成される。

変速時、電子制御系から油圧系へ制御電流が送られ、それに見合った制御圧が発生する。その油圧特性に従って、油圧クラッチがエンジンからの入力トルク配分およびトルク変換を行い、最終的に車体にトルクを伝達するシステムとなっている。

以下に、各部の詳細について述べる。

2.1. トルク伝達系

ATのトルク伝達系概念図をFig. 2に示す。

Fig. 2におけるATは、二本の平行に配置されたシャ

フトに、常時噛み合い方式のギヤセットと、各ギヤごとに油圧式クラッチが配置された平行軸式ATとなっている。

クランクシャフトより取り出されたエンジントルクは、トルクコンバータ、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、カウンタシャフト、最終減速ギヤを経て、ドライブシャフトにトルクが伝達される構造となっている。

また、ATの変速は、前段ギヤのクラッチを開放し、次段ギヤのクラッチを係合することにより可能となる。

各要素の運動方程式を以下に示す。

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

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

$$T_{MS} = \kappa \cdot T_P \quad (3)$$

$$\text{メインシャフト} \quad T_{MS} - T_L - T_H - I_{MS} \cdot \dot{N}_{MS} = 0 \quad (4)$$

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

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

$$T_{DS} - T_V - I_V \cdot \dot{N}_V = 0 \quad (7)$$

ここで、

I_{CS} : カウンタシャフト慣性モーメント

I_E : エンジン慣性モーメント

I_{MS} : メインシャフト慣性モーメント

I_V : 車両慣性相当モーメント

i_F : 最終減速ギヤ比

i_H : 次段ギヤ比

i_L : 前段ギヤ比

N_{CS} : カウンタシャフト回転数

N_E : エンジン回転数

N_{MS} : メインシャフト回転数

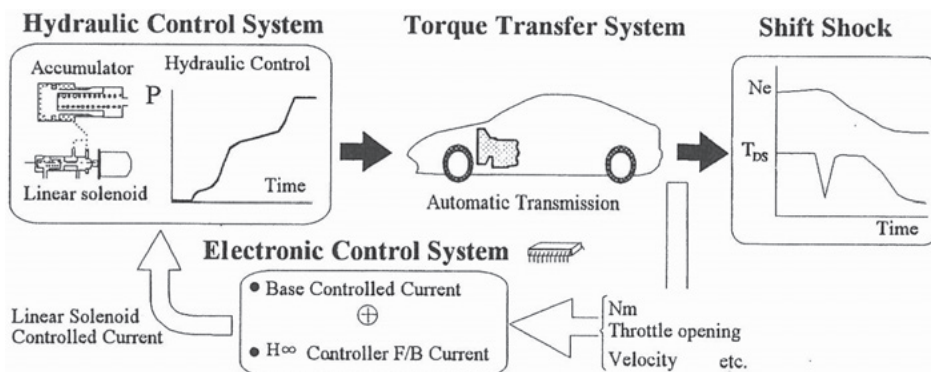


Fig. 1 Automatic Transmission Control System Concept

- N_V : ドライブシャフト回転数
 T_{CS} : カウンタシャフトトルク
 T_{DS} : ドライブシャフトトルク
 T_E : エンジントルク
 T_H : 次段クラッチ伝達トルク
 T_L : 前段クラッチ伝達トルク
 T_{MS} : メインシャフトトルク
 T_P : トルクコンバータのポンプメンバトルク
 T_V : 走行抵抗
 κ : トルクコンバータのトルク比
 τ : トルクコンバータのポンプ吸収トルク容量係数

ドライブが感じる AT の変速ショックとは、式 (7) における $\dot{N}_V$ の変化すなわち車両加速度の変化である。

変速過渡状態では、走行抵抗 $T_V = \text{一定}$ とみなすことができるため、変速ショックはドライブシャフトトルク T_{DS} の変化に等価となる。

AT の変速過渡状態は、大きく 2 つの相からなる²⁾。一つは、前段のクラッチが固定された状態で、次段クラッチとのトルク変換が行われるトルク相である。もう一つは、エンジン、メインシャフトの回転変化に対して、慣性トルクが発生するイナーシャ相である。この相においては、前段クラッチと次段クラッチの両方がスリップ状態にある。ここで、カウンタシャフト慣性が車両慣性 I_V に比較して十分小さい、($I_{CS} \cdot N_{CS} \approx 0$)、また、変速過渡状態のイナーシャ相において、前段側のクラッチ容量が $T_L = 0$ とすると、式 (4)、(5)、(6) より、イナーシャ相におけるドライブシャフトトルク T_{DS} は以下のように表される。

$$\begin{aligned}
 T_{CS} &= (T_{MS} - I_{MS} \cdot \dot{N}_{MS}) \cdot i_H \\
 T_{DS} &= (T_{MS} - I_{MS} \cdot \dot{N}_{MS}) \cdot i_H \cdot i_F
 \end{aligned} \quad (8)$$

さらに式 (8) より、変速中メインシャフトトルクが一定

($T_{MS} = \text{一定}$) と仮定すると、メインシャフト回転数 N_{MS} を検出し、その変化率 $\dot{N}_{MS}$ より、ドライブシャフトトルク T_{DS} 、すなわち変速ショックが推定できることがわかる。

$$T_{DS} = \Gamma \cdot \dot{N}_{MS} + \alpha \quad (9)$$

ここで、 Γ はギヤレシオ、メインシャフト慣性モーメント等を考慮した定数であり、 α はエンジン特性、トルクコンバータ特性等を考慮した定数である。

本システムでは、変速ショック制御において、式 (9) の関係から、 $\dot{N}_{MS}$ をコントローラの観測量および制御量とした。トルク伝達系においては、ダイナミクスとしてシャフト系のねじれが考えられるが、油圧デバイスに比べてその影響度は無視できる。

2.2. 油圧系

AT の油圧制御回路図を Fig. 3 に示す。

油圧系では、オイルポンプによって発生した供給圧が、レギュレータバルブ、オリフィス、アキュムレータ等を介してクラッチ圧 P_{CL} となる。

アキュムレータは、その背部より、リニアソレノイドによってコントロールされた油圧が作用する構造となっている。

また、クラッチ圧は油圧が十分立ち上がった状態で、アキュムレータ部の油圧と等しくなる。

クラッチ発生トルク T_{CL} は、クラッチ圧 P_{CL} の関数として得られる。

$$T_{CL} = F(P_{CL}) \quad (10)$$

イナーシャ相においては、 $T_H = T_{CL}$ となるため、前段クラッチ発生トルクを 0 とすると、式 (5)、(6) から、

$$T_{DS} = F(P_{CL}) \cdot i_H \cdot i_F \quad (11)$$

の関係が導かれる。

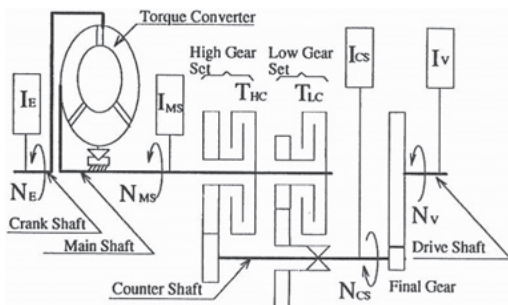


Fig. 2 Schematic Drawing of the Gear Train

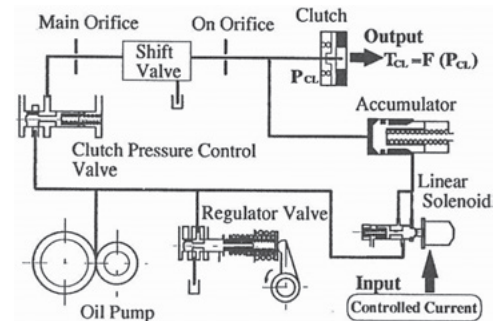


Fig. 3 Hydraulic Circuit Model

次に、メインシャフト回転変化率 $\dot{N}_{MS}$ とクラッチ圧の関係は式(9)、(11)より、

$$\Gamma \cdot \dot{N}_{MS} + \alpha = F(P_{HC}) \cdot i_H \cdot i_F \quad (12)$$

と表すことができ、イナーシャ相における $\dot{N}_{MS}$ は、クラッチ圧の関数として表されることがわかる。

2.3. 電子制御部

Fig. 4 に、電子制御部の概念図を示した。

主な入力信号としては、エンジン、メインシャフト、カウンタシャフトの回転数、スロットル開度およびエンジン負圧等であり、変速タイミング、変速中のリニアソレノイドの制御等を行う。これに加えて、本システムでは、まずメインシャフト回転を演算処理して実 $\dot{N}_{MS}$ を算出し、変速ショックが十分小さくなるよう設定された目標 $\dot{N}_{MS}$ (=理想的変速ショック)との偏差量が算出される。そして、その偏差量を入力とするコントローラから、リニアソレノイドの補正制御電流値が出力されるものである。

3. H^∞ 制御理論適用手順

上記 AT の変速ショック制御に対する、 H^∞ 制御の適用フローを Fig. 5 に示す。

以下では Fig. 5 に従って、ステップごとに説明する。

3.1. 制御対象のモデル作成

前述の AT 各部から構成されるシステムのモデル化について述べる。

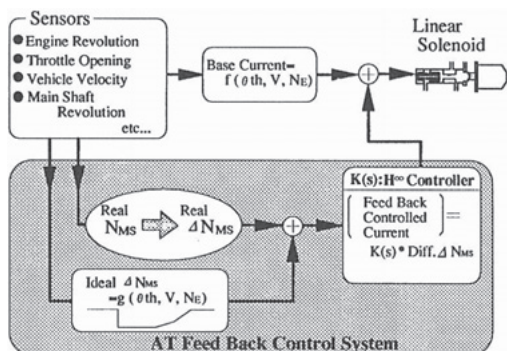


Fig. 4 Electronic Control System

制御対象モデルは、オリフィス、パイプ、アキュムレータからなる油圧回路とリニアソレノイドおよびコントロールユニットから構成した。そのモデルを Fig. 6 に示す。

また各要素ごとの数式モデルを以下に示す。油圧回路のモデルにおいては、オイルの圧縮性等を考慮していることから、以下のような数式モデルで表現される。

①オリフィスモデル

$$\begin{aligned} \Psi_A \cdot \frac{d}{dt} Q_A &= -\xi_A \cdot Q_A^2 \\ &\quad - \gamma_A \int (Q_A - Q_B) dt + P_{Ain} \end{aligned} \quad (13)$$

②パイプモデル

$$\begin{aligned} \Psi_B \cdot \frac{d}{dt} Q_B &= -\mu_B \cdot Q_B \\ &\quad - \gamma_B \int (Q_B - Q_C) dt + P_A \end{aligned} \quad (14)$$

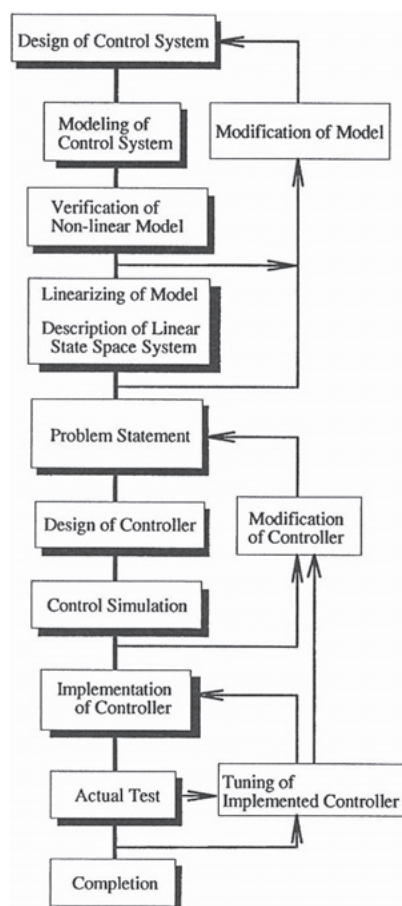


Fig. 5 Process Flow

③アキュムレータモデル

$$\begin{aligned} \Psi_C \cdot \frac{d}{dt} Q_C &= -\mu_C \cdot Q_C + P_B - P_C \\ P_C &= \frac{1}{A_f} (k_C \cdot \frac{1}{A_f} \int Q_C dt + A_b \cdot P_b + F_0) \end{aligned} \quad (15)$$

ここで、

- A_b : アキュムレータ背圧側面積
- A_f : アキュムレータ正圧側面積
- F_0 : アキュムレータ作動荷重
- k_C : アキュムレータバネ定数
- P_A : オリフィス圧力
- P_{Ain} : オリフィス流入圧力
- P_B : 管路圧力
- P_C : アキュムレータ圧力
- P_b : アキュムレータ背圧側圧力
- Q_A : オリフィス流量
- Q_B : 管路流量
- Q_C : アキュムレータ流量
- Ψ_A : オリフィスでのオイル慣性を考慮した係数
- Ψ_B : 管路でのオイル慣性を考慮した係数
- Ψ_C : アキュムレータでのオイル慣性を考慮した係数
- ξ_A : オリフィス面積、流量係数を含むオリフィス係数
- γ_A : オリフィスでのオイル圧縮性を考慮した係数
- γ_B : 管路でのオイル圧縮性を考慮した係数
- μ_B : 管路での管路形状、オイル粘性係数を含む管路抵抗係数
- μ_C : アキュムレータでの管路形状、オイル粘性係数を含む管路抵抗係数

リニアソレノイドに対する数式モデルについては、一次遅れモデルで簡略表現した。

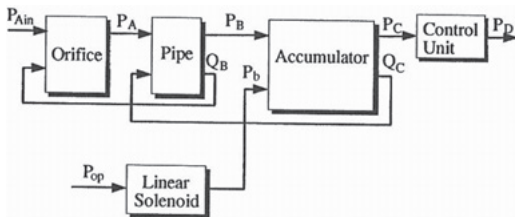


Fig. 6 Model Configuration

$$P_b(s) = \frac{1}{T_s + 1} P_{op}(s) \quad (16)$$

ここで、 P_{OP} は、コントローラからの操作量とする。またコントロールユニット上で、 $\dot{N}_{MS}$ を算出処理する時間に対して無駄時間 (e^{-Ls}) を考慮した。したがって、式 (12) の関係より、クラッチ圧に相当する P_C と、コントローラの観測量 P_D は以下の式で表される。

$$P_D(s) = e^{-Ls} \cdot P_C(s) \quad (17)$$

これをコントロールユニットモデルとした。

3.2. モデルの検証

スロットル開度 50% における 1 速から 2 速への変速のシミュレーション結果と、同条件の実験結果の一例を Fig. 7 に示した。0.8s 以降のアキュムレータ作動領域において、シミュレーションと実測値が良い一致を示している。さらに、他のスロットル開度、他の変速段での場合についても同様の結果を得ることができたことから、上記数学モデルが妥当であるとした。

3.3. 制御モデルの状態空間表現

次に、各数式モデルを状態空間モデルに変換し、その線形モデルを状態変数 x_1 から x_6 を用いて作成する。

オリフィスモデルの中で

$$\begin{aligned} x_1 &= P_A \\ &= \gamma_A \cdot \int (Q_A - Q_B) dt \\ x_2 &= Q_A \end{aligned}$$

とおくと、式 (13) より、

$$\dot{x}_1 = \gamma_A (x_2 - Q_B) \quad (18)$$

$$\dot{x}_2 = -\frac{1}{\Psi_A} x_1 - \frac{\xi_A}{\Psi_A} x_2^2 + \frac{1}{\Psi_A} P_{Ain} \quad (19)$$

同様に、

$$\begin{aligned} x_3 &= P_B \\ &= \gamma_B \cdot \int (Q_B - Q_C) dt \\ x_4 &= Q_B \end{aligned}$$

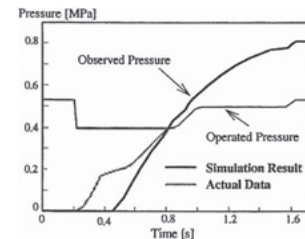


Fig. 7 Hydraulic 2nd Clutch Pressure Characteristics while Shifting Low to 2nd

$$\begin{aligned} \dot{x}_5 &= \frac{1}{A_f} \int Q_C dt \\ x_6 &= Q_C \end{aligned}$$

とくと、式 (14)、(15) より、

$$\dot{x}_3 = \gamma_B (x_4 - Q_C) \quad (20)$$

$$\dot{x}_4 = -\frac{1}{\Psi_B} x_3 - \frac{\mu_B}{\Psi_B} x_4 + \frac{1}{\Psi_B} P_A \quad (21)$$

$$\dot{x}_5 = \frac{1}{A_f} x_6 \quad (22)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_6 &= -\frac{1}{A_f \cdot \Psi_C} k_C \cdot x_5 - \frac{\mu_C}{\Psi_C} x_6 \\ &+ \frac{1}{\Psi_C} P_B - \frac{A_b}{A_f \cdot \Psi_C} P_b - \frac{1}{A_f \cdot \Psi_C} F_0 \end{aligned} \quad (23)$$

ここで、式 (19) において非線形項、式 (23) において定数項がみられる。しかし、制御区間内での線形化によるばらつきが小さいことから、以下のように近似線形化を行った。

$$\dot{x}_2 = -\frac{1}{\Psi_A} x_1 \quad (19)'$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_6 &= -\frac{1}{A_f \cdot \Psi_C} k_C \cdot x_5 - \frac{\mu_C}{\Psi_C} x_6 \\ &+ \frac{1}{\Psi_C} P_B - \frac{A_b}{A_f \cdot \Psi_C} P_b \end{aligned} \quad (23)'$$

また、式 (17) については、一次のパデー近似を用いることにより

$$P_D(s) = \frac{-\frac{L}{2}s+1}{\frac{L}{2}s+1} P_C(s) \quad (17)'$$

とした。

式 (16) から式 (23) の合成モデルを、次のような状態空間表現で記述した。

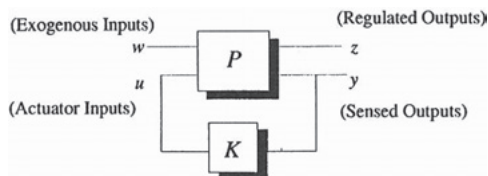


Fig. 8 Standard Problem

$$\begin{aligned} \dot{x} &= A_g x + B_g u \\ y &= C_g x \end{aligned} \quad (24)$$

3.4. コントローラ設計

ATの変速ショック制御において、環境変化の影響を受けにくく、かつ十分な制御性能を得るために、コントローラの設計では、以下の二つの制御性能に留意した。

一つは、外乱抑制性能であり、本システムでの外乱として、エンジントルクやクラッチ容量等の理想値からのバラツキを想定した。もう一つは、ロバスト安定性能である。

本システムでは、リニアソレノイドモデルの簡略化等によるモデル誤差を含むことから、制御が不安定となることも考えられる。

次に、 H^∞ 制御問題としてコントローラの設計を行う。 H^∞ 制御問題とは、Fig. 8 に示される枠組みの中に、実際の制御目標を埋め込み、さらに、以下の二つの条件を満たすコントローラを求めるものである。

①閉ループ系を内部安定とする。

② w から z までの伝達関数を Φ としたとき、ある指定された $\gamma \in \mathbb{R}$ に対して

$$\|\Phi\|_\infty < \gamma \quad (25)$$

を満たす。ただし $\|\Phi\|_\infty$ は H^∞ ノルムで以下のように定義されている。

$$\|\Phi\|_\infty = \sup_{\omega} \bar{\sigma}[\Phi(j\omega)]$$

本システムの一般化プラントを Fig. 9 のように定めた³⁾。この一般化制御対象においては、式 (25) は以下のように定式化される。

$$\left\| \begin{array}{cc} T_{z_1 w} & T_{z_1 u} \\ T_{z_2 w} & T_{z_2 u} \end{array} \right\|_\infty < \gamma \quad (26)$$

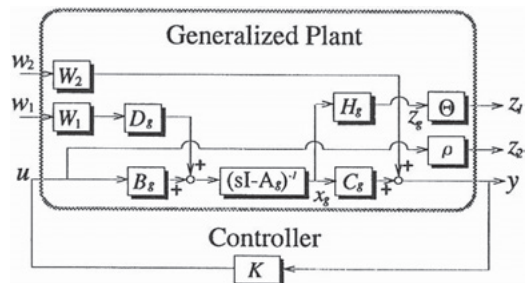


Fig. 9 Generalized Plant with Controller

また、各要素は次式で記述される。

$$\begin{bmatrix} T_{z1v}(s) \\ T_{z2v}(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Theta Hg \\ \rho K(s) Cg \end{bmatrix} \Phi(s) [I - Bg K(s) Cg \Phi(s)]^{-1} Dg W_1(s) \quad (27)$$

$$\begin{bmatrix} T_{z1w}(s) \\ T_{z2w}(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Theta Hg \Phi(s) Bg \\ \rho I \end{bmatrix} K(s) [I - K(s) G(s)]^{-1} W_2(s) \quad (28)$$

ここで、

$$\begin{aligned} \Phi(s) &= (sI - Ag)^{-1} \\ G(s) &= Cg \cdot (sI - Ag)^{-1} \cdot Bg \end{aligned}$$

$K(s)$ はコントローラ、 w_1 は外乱抑制、 w_2 はロバスト安定性、 Θ 、 ρ は、それぞれ状態量 z_g と、操作量 μ に対する重みである。なお、上記設計パラメータ、 w_1 、 w_2 、 Θ 、 ρ は、以下のようにして決定した。

まず、外乱から制御量までの閉ループ感度特性 (Fig. 10) について、制御領域では感度を抑制しながらも、高周波数域のモードを励起することのないようにパラメータを設定する。次に、一巡伝達関数の感度特性 (Fig. 11) について、制御領域で十分な感度を確保する。

さらに、外乱から制御量までの伝達特性を表す感度関数 S とモデルのパラツキに対してロバスト安定を保障する相補感度関数 T の感度特性 (Fig. 12) について、制御領域で感度関数を小さくし、高周波数域で相補感度関数を小さくする。この結果、以下に示すパラメータを得た。

$$\begin{aligned} W_1 &= \frac{1000}{s + 2\pi} \\ W_2 &= \frac{(s + 2\pi)(s + 2\pi \times 1000)}{(s + 2\pi \times 10)(s + 2\pi \times 100)} \\ \Theta &= 1, \quad \rho = 0.1 \quad (Dg = Bg, Hg = Cg) \end{aligned}$$

これらのパラメータから求められる、 H^∞ コントローラは式 (29) のようになる。

$$\begin{aligned} K(s) &= \frac{-6.44 \times 10^2 (s + 1554)(s + 0.7)}{(s + 5269)(s + 1556)(s + 80)} \\ &\times \frac{(s + 29.8 - j558)(s + 29.8 + j558)}{(s + 15.8)(s + 5)} \\ &\times \frac{(s + 27.9 - j205)(s + 27.9 + j205)}{(s + 14.8 - j316)(s + 14.8 + j316)} \quad (29) \end{aligned}$$

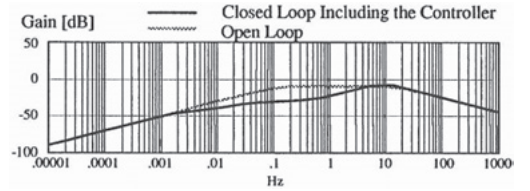


Fig. 10 Sensitivity from the disturbance to the controlled variable

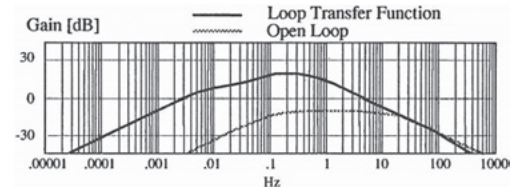


Fig. 11 Loop transfer characteristics

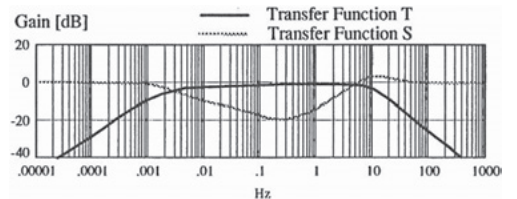


Fig. 12 Transfer function S, T characteristics

4. テストおよび結果

4.1. 外乱抑制効果の確認

H^∞ コントローラの外乱抑制効果を、Fig. 6 の制御対象モデルを用いて確認する。効果検証は、アキュムレータ作動開始後の、PI コントローラとの制御性能比較によって行った。

PI コントローラは、振動現象が起らないことを条件とし、油圧が十分立ち上がってからの定常的な偏差を速やかに減少させるように設計を行った。外乱として、理想背圧へ 0.6MPa の定常偏差を与える。式 (11) より明らかに、クラッチ圧の理想圧からの偏差は直接変速ショックの悪化につながるため、制御開始後クラッチ圧を速やかに理想圧に収束させる必要がある。

スロットル開度 50% における 1 速から 2 速への変速時の係合側 (2 速) のクラッチ圧シミュレーション結果を Fig. 13 に示す。 H^∞ コントローラを適用した場合、より理想圧に近い特性となっていることがわかる。

以上のことから、PI 制御に比べ外乱抑制性能が優れていることが分かる。

4.2. 実車テストおよび結果

次に、 H^∞ コントローラのロバスト安定性能を実車で確認した。

双一次変換を施して式 (29) の H^∞ コントローラを離散化し、マイクロプロセッサを用いることで制御システムを実現している。サンプリング周期および制御量更新周期は 10ms である。今回のテストにおいて加えた外乱は、

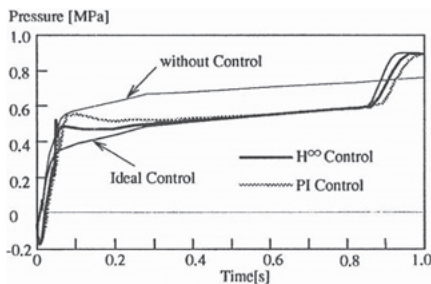


Fig. 13 Hydraulic 2nd Clutch Pressure Characteristics while Shifting Low to 2nd

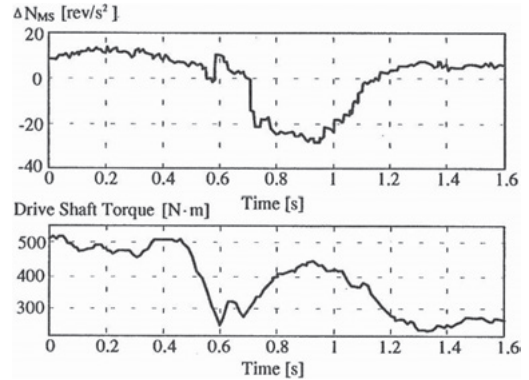


Fig. 14 Differential of Main Shaft Revolution without Disturbance

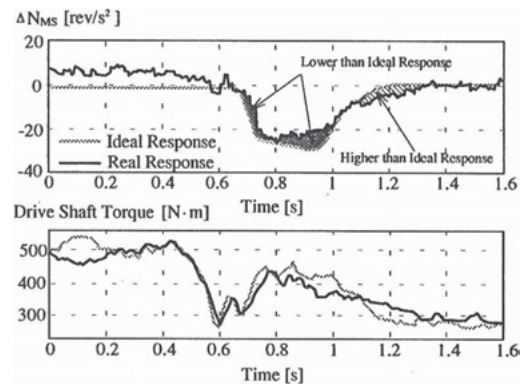


Fig. 15 Differential of Main Shaft Revolution with Disturbance

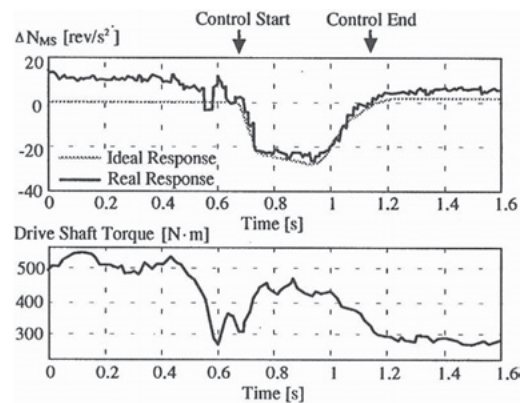


Fig. 16 Test Result using H^∞ Controller with Disturbance

油圧の温度や AT の固体差、耐久劣化等を想定し、クラッチ圧が理想状態より低くなるように、リニアソレノイドのベース電流を 30% 低下させて設定した。

スロットル開度 50% における 1 速から 2 速への変速実験結果を Fig. 14、Fig. 15 に示す。Fig. 14 は、外乱が無い場合の理想的変速ショック特性を、Fig. 15 は、固体差を考慮してリニアソレノイドの設定を変更した結果である。また、いずれの結果においても、上側にコントローラ観測量である ΔN_{MS} 特性、下側に、ドライブシャフトトルクの計測結果となっている。

外乱が無い場合に比べて、外乱を加えた場合、観測量である ΔN_{MS} の絶対値が減少し、変速時間が増加していることがわかる。その結果、変速ショックは間のび感があり、体感的に良くないものとなる。次に、外乱を加えた場合に対して、 H^∞ コントローラを用いて制御した結果を Fig. 16 に示す。コントローラによるフィードバック制御により、 ΔN_{MS} 特性は理想状態のそれにほぼ一致したものとなっていることがわかる。これによって、変速ショックは間のび感のない良好なものとなった。

すなわち、モデル化誤差を含む線形モデルによって設計された H^∞ コントローラが不安定化されることなく良好な制御性能を得ることが確認された。

以上のことから、本コントローラが、実車においてもロバスト安定であることがわかる。更に製造ばらつきのあるプラントに対する、幾度かの同様の試行においても良好なロバスト安定性能が確認できた。

5. まとめ

従来の AT 変速ショック制御では、制御性能とロバスト安定性の高い水準での両立は難しかった。 H^∞ 制御を、油圧系を含むシステムに応用することで、比較的容易に体系的合理的にコントローラを設計でき、満足のいく性能を得ることができた。さらに、実車においてその効果を確認することができた。

謝 辞

本研究を進めるに当たり、有益な御助言を頂いた、早稲田大学 内田健康教授、北陸先端科学技術大学院大学 藤田政之助教授に深く感謝の意を表します。

参考文献

- 1) Y. Hojo, K. Iwatsuki, H. Oba, K. Ishikawa: TOYOTA Five-Speed Automatic Transmission with Application of Modern Control Theory. SAE Paper 920610, 1992
- 2) Winchell, F. J. and Route, W.D.: Ratio Changing the Passenger Car Automatic Transmission. SAE-Paper311A, U.S.A., Jan. 1961.
- 3) K. Uchida, M. Fujita: On the Central Controller: Characterizations via Differential Games and LEQG Control Problems. Systems and Control Letters Vol.13, No.1, p. 9-13, 1989

■ 著 者 ■



古 川 英 夫



萩 原 顕 治



岩 橋 徹



福 地 正 光



斎 藤 吉 晴



吉 村 義 裕