

토크컨버터 바이패스 클러치의 마찰계수 적응 슬립제어

한진오[†] · 이교일^{*}

Friction-Coefficient-Adaptive Slip Control of Torque Converter Bypass Clutch

Jin-Oh Hahn and Kyo Il Lee

Key Words : Torque converter bypass clutch(토크컨버터 바이패스 클러치), Adaptive slip control(적응 슬립제어), Friction coefficient estimation(마찰계수 추정)

Abstract

This paper presents an adaptive approach to control the amount of slip of the torque converter bypass clutch using its estimated friction coefficient. The proposed approach can be readily implemented using the inexpensive speed sensors currently installed in an automobile. A measurement feedback control law to drive the slip error to zero together with an adaptation law to identify the unknown friction coefficient is developed using the Lyapunov control design method. The robustness of the control and adaptation laws to parametric and/or torque uncertainties as well as the convergence of the friction coefficient are investigated. Simulation results verify the viability of the proposed control algorithm in real-world vehicle control applications.

1. Introduction

토크컨버터 바이패스 클러치는 자동변속기의 연비 저감에 핵심적인 역할을 하는 장치로서, 자동변속기를 장착한 차량이 수동변속기가 장착된 차량에 대하여 가지는 연비 측면에서의 단점을 해소하기 위하여 특정 운전조건 하에서 엔진과 토크컨버터를 직결시켜 주는 역할을 한다. 일반적으로 엔진과 토크컨버터가 직결된 운전구간이 증가할수록 차량의 연비는 향상되지만, NVH 등의 문제로 인하여 엔진과 토크컨버터의 직결이 가능한 운전구간이 제한하기 때문에 이를 극복하면서 토크컨버터 바이패스 클러치의 작동구간을 확장하기 위한 방법으로 엔진과 토크컨버터 사이에 미세한 속도차를 발생시키는 바이패스 클러치의 슬립제어(slip control)가 널리 사용되는 추세에 있다. 현재까지도 다수의 자동차 업체에서는 많은 실험적 보정을 통해서 얻은 이득을 이용한 경

험적인 제어방법을 사용하고 있다고 알려져 있지만, 근래 들어 현대제어이론에 근거한 피드백제어, 특히 견실제어이론을 토크컨버터 바이패스 클러치의 슬립제어에 적용하려는 시도가 이루어졌는데, 예를 들면 Kono et al.⁽¹⁾은 H_∞ 최적제어를 이용한 토크컨버터 바이패스 클러치의 제어에 관한 연구를 수행하였고, Thompson & Kremer⁽²⁾는 QFT 기법을 토크컨버터 바이패스 클러치의 슬립제어에 적용한 바 있다. 이와 같이 토크컨버터 바이패스 클러치의 제어문제에 관한 기존의 많은 연구들이 주로 견실제어에 기초하고 있는 이유는 토크컨버터 바이패스 클러치 시스템 자체에 내재된 토크 추정오차, 마찰계수 및 회전관성에서 발생하는 매개변수 오차, 유압시스템 동역학 오차 등으로 인한 많은 불확실성에 기인한다. 하지만 최근 들어 기존에는 용이하지 않았던 미지의 토크 및 매개변수를 실시간으로 측정 혹은 추정하기 위한 다양한 알고리즘이 개발되고, 그 성능 및 정확도 또한 지속적으로 향상되어⁽³⁻⁹⁾, 마찰계수를 제외한 많은 불확실한 인자에 대한 정확한 정보를 효과적으로 획득할 수 있게 되었다.

본 논문에서는 전술한 여러 측정 및 추정 알고리즘에 기초하여 토크컨버터 바이패스 클러치의

[†] 회원, 공군사관학교 기계공학과

E-mail : stardust@afa.ac.kr

TEL : (043)290-6451 FAX : N/A

^{*} 회원, 서울대학교 기계항공공학부

주요한 매개변수인 마찰계수를 실시간으로 추정하는 동시에 클러치의 슬립을 제어하기 위한 적응제어 알고리즘을 제안하였다. 제안된 제어법칙(control law)과 적응법칙(adaptation law)은 제어의 궁극적인 목적인 슬립오차의 한계성을 보장하도록 Lyapunov control design 방법에 의하여 설계하였으며, 매개변수 및 토크 추정오차에 대한 알고리즘의 견실성과 적응법칙에 의한 마찰계수의 수렴성을 고찰하였다. 시뮬레이션을 통하여 제안된 알고리즘의 실제 적용가능성을 확인하였다.

2. Torque Converter Bypass Clutch System

2.1 Mechanical System

토크컨버터 바이패스 클러치의 슬립제어와 관련된 기계시스템에는 엔진, 토크컨버터 및 바이패스 클러치, 유성기어의 조합으로 이루어진 동력전달계(powertrain) 및 구동계(drivetrain)가 포함된다. 토크컨버터 바이패스 클러치는 엔진과 터빈 사이에 발생하는 슬립을 목표슬립에 유지하기 위하여 엔진에 작용하는 마찰토크를 발생시키는 데, 마찰토크는 유압시스템에서 생성된 압력에 의하여 제어된다.

엔진은 차량의 동력원이며, 엔진에 의하여 발생된 구동력은 토크컨버터의 임펠러로 전달되는데, 이 토크 전달과정에서 임펠러의 반력과 토크컨버터 바이패스 클러치로부터의 마찰토크가 엔진에 작용한다. 따라서 엔진의 동역학은 다음의 식으로 기술할 수 있다.

$$I_e \frac{d}{dt} \omega_e = T_e - T_p - T_c \quad (1)$$

식 (1)에서 I_e 는 엔진의 회전관성, ω_e 는 엔진의 각속도, 그리고 T_e , T_p , T_c 는 각각 엔진의 구동토크, 토크컨버터 임펠러의 반력토크, 토크컨버터 바이패스 클러치의 마찰토크이다.

임펠러 토크는 토크컨버터에 의하여 증폭된 후에 터빈으로 전달되고, 이 때 전달된 토크와 토크컨버터 바이패스 클러치의 마찰토크가 동력전달계를 구동하게 된다. 주행부하 토크는 외부에서 차량에 작용하는 저항력으로서 동력전달계의 구동력에 대한 반력 역할을 한다. 전술한 바를 종합하면 터빈의 동역학은 다음과 같다.

$$I_v \frac{d}{dt} \omega_t = (r_i r_f)^2 (T_i + T_c) - (r_i r_f) T_l \quad (2)$$

식 (2)에서 I_v 는 차량의 등가 회전관성, ω_t 는 터빈의 각속도, 그리고 T_i , T_l 는 각각 터빈토크와 주행부하 토크이다. 또한, r_i 와 r_f 는 각각 동력전달계와 구동계의 감속비를 나타낸다. 본 논문에서 고려하는 제어문제의 출력변수는 엔진과 터빈 사이에 발생하는 슬립으로 정의한다.

$$y = \omega_e - \omega_t \quad (3)$$

토크컨버터 바이패스 클러치의 마찰토크 T_c 는 유압시스템의 압력에 의하여 발생되며, 마찰토크와 유압시스템 압력 사이의 관계는 다음과 같다.

$$T_c = k_c P_c = \frac{2}{3} \pi \mu (R_o^3 - R_i^3) P_c \quad (4)$$

식 (4)에서 P_c 는 유압시스템에서 제어하는 압력, μ 는 토크컨버터 바이패스 클러치의 마찰계수로서 미지의 매개변수이며, R_o , R_i 는 각각 클러치 마찰판의 외경과 내경이다.

2.2 Hydraulic System

본 논문에서 고려하는 유압시스템의 자세한 작동원리는 Hahn et al.⁽⁹⁾에 자세히 기술되어 있으며, 본 논문의 시뮬레이션에서는 Hahn et al.⁽⁹⁾이 제안한 경험적 모델이 사용되었다.

3. Measurement and Estimation of Unknowns

3.1 Engine Torque

엔진토크는 고전적으로 엔진의 각속도와 드로틀 밸브의 개도에 대한 정상상태 엔진토크 관계에 의하여 추정이 되어 왔으나, 엔진토크의 추정문제에 대한 새로운 고찰⁽³⁾과 더불어 최근에는 토크센서를 이용한 엔진토크의 실시간 측정기법⁽⁴⁾도 제안되어 엔진토크에 대한 신뢰성 있는 실시간 정보를 얻는 것이 가능해졌다.

3.2 Impeller and Turbine Torque

토크컨버터의 임펠러와 터빈에서 발생하는 토크는 용량계수(capacity factor)와 토크비(torque ratio)로 표현되는 토크컨버터의 정상상태 성능곡선에 의하여 예측하는 것이 지배적인 경향이었으나, 이 방법의 정확성은 그다지 만족스럽지 않다. 이에 대한 대안으로서 최근에 순환오일의 유온이 고려된 신경회로망(neural network) 기반의 터빈토크 예측기법⁽⁵⁾과 비선형 관측기를 이용한 터빈토크 추정기법⁽⁶⁾ 등이 제안되어 터빈토크의 추정

정확성이 크게 향상되었다. 토크컨버터 바이패스 클러치가 슬립상태에 있는 경우에는 토크컨버터의 토크증배효과가 없기 때문에 임펠러와 터빈에서의 토크는 동일하다고 가정할 수 있다.

3.3 Driving Load Torque and Vehicle Mass

주행부하 토크와 차량의 질량은 차량 동력전달계 뿐만 아니라 지능형 차량의 제어문제에 있어서도 중요한 정보이기 때문에 근래에 이들의 추정에 관한 다양한 연구가 시도되고 있다. Hahn & Lee⁽⁵⁾는 동력전달계의 동역학과 관측기를 이용한 주행부하의 추정방안에 대한 연구를 수행하였고, Bae et al.⁽⁷⁾과 Yi et al.⁽⁸⁾은 최소자승법(recursive least squares method) 등의 매개변수 추정 알고리즘을 주행부하 토크의 추정에 적용하고자 하였다. 특히 Bae et al.⁽⁷⁾은 주행부하와 더불어 차량의 질량을 동시에 추정하는 알고리즘을 실험적으로 검증하여 그 실용성을 보인 바 있다.

3.4 Hydraulic Pressure

유압시스템의 압력을 측정하는 압력센서는 가격문제로 인해 차량에 장착되지 않기 때문에 이를 대신할 수 있는 적절한 추정 알고리즘이 요구된다. Hahn et al.⁽⁹⁾은 경험적 모델과 견실한 관측기에 기초한 차량 동력전달계 유압시스템 압력의 실시간 추정 알고리즘을 제안하였으며, 이러한 기법은 본 논문에서 제안한 적응제어 알고리즘의 구현에 유용하게 적용이 가능하다.

4. Adaptive Control Design

4.1 Design of Control and Adaptation Laws

유압시스템의 동역학을 무시하고 식 (1)-(3)을 이용하면 다음과 같은 슬립 동역학이 유도된다.

$$\begin{aligned} \frac{dy}{dt} = & \frac{1}{I_e}(T_e - T_p) - \frac{1}{I_v} \left\{ (r_i r_f)^2 T_t - (r_i r_f) F_l \right\} \\ & - \left\{ \frac{1}{I_e} + \frac{1}{I_v} (r_i r_f)^2 \right\} k_c P_c \equiv f(y) - \theta P_c \end{aligned} \quad (5)$$

제어 및 적응법칙의 유도과정에서 토크의 선형 조합인 $f(y)$ 는 알려져 있다고 가정한다. 마찰계수가 포함된 매개변수 θ 가 알려진 경우에 목표 슬립 y_d 를 추종하기 위한 압력은 식 (6)과 같고,

$$P_c = \theta^{-1} \{ f(y) - \dot{y}_d + \lambda e \}, \quad e \equiv y - y_d \quad (6)$$

따라서 θ 의 추정치 $\hat{\theta}$ 을 이용한 제어법칙은 식

(7)과 같다.

$$P_c = \hat{\theta}^{-1} \{ f(y) - \dot{y}_d + \lambda e \}, \quad e \equiv y - y_d \quad (7)$$

제어 및 적응법칙을 유도하기 위하여 다음과 같은 Lyapunov 함수를 정의한다.

$$V(e, \tilde{\theta}) \equiv \frac{1}{2} e^2 + \frac{1}{2} \gamma^{-1} \tilde{\theta}^2, \quad \tilde{\theta} \equiv \hat{\theta} - \theta \quad (8)$$

마찰계수를 포함한 매개변수 θ 가 상수라고 가정하면 $V(e, \tilde{\theta})$ 의 시간미분 $\dot{V}(e, \tilde{\theta})$ 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{V} = & e\dot{e} + \gamma^{-1} \tilde{\theta} \dot{\tilde{\theta}} = e\dot{e} + \gamma^{-1} \tilde{\theta} \dot{\hat{\theta}} \\ = & e \left[\tilde{\theta} \hat{\theta}^{-1} \{ f(y) - \dot{y}_d \} - \lambda e + \tilde{\theta} \hat{\theta}^{-1} \lambda e \right] + \gamma^{-1} \tilde{\theta} \dot{\hat{\theta}} \quad (9) \\ = & -\lambda e^2 + \tilde{\theta} \hat{\theta}^{-1} e \left\{ f(y) - \dot{y}_d + \lambda e + \gamma^{-1} e^{-1} \tilde{\theta} \dot{\hat{\theta}} \right\} \end{aligned}$$

그러므로 적응법칙 $\dot{\hat{\theta}}$ 을 식 (10)과 같이 정의하면 $\dot{V}(e, \tilde{\theta})$ 은 식 (11)과 같이 음반한정(negative semi-definite)이 된다.

$$\dot{\hat{\theta}} = -\gamma e \hat{\theta}^{-1} \{ f(y) - \dot{y}_d + \lambda e \} \quad (10)$$

$$\dot{V}(e, \tilde{\theta}) = -\lambda e^2 \leq 0 \quad (11)$$

따라서 $V(e, \tilde{\theta})$ 는 하한정(bounded from below)인 비증가(non-increasing) 함수이므로 극한을 가지며, 식 (12)의 적분이 존재하므로 $e \in L_2$ 이다⁽¹⁰⁾.

$$\int \dot{V}(e, \tilde{\theta}) d\eta = \int -\lambda e^2 d\eta = V(\infty) - V(0) < \infty \quad (12)$$

또한 $V(e, \tilde{\theta})$ 와 $\dot{V}(e, \tilde{\theta})$ 가 각각 양한정(positive definite), 음반한정이므로 Invariant Set Theorem⁽¹⁰⁾에 의하여 슬립오차 e 는 $e \rightarrow 0$ 을 만족하며, $V(e, \tilde{\theta})$ 의 한계성에 의하여 $e \in L_\infty$, $\tilde{\theta} \in L_\infty$, $\hat{\theta} \in L_\infty$ 이고 전술한 결과들과 식 (10)의 적응법칙을 이용하면 $\dot{\hat{\theta}} \in L_2$, $\hat{\theta} \in L_\infty$ 이다.

4.2 Projection Law

마찰계수 μ 의 상한과 하한이 알려진 경우에는 매개변수 θ 의 상한과 하한도 주어진다. 실제로 마찰계수는 항상 양수이고 상한은 적절히 큰 값으로 선정할 수 있다. 따라서 θ 의 상한을

θ_{\max} , 하한을 θ_{\min} 이라 가정하면 적응법칙에 식 (13)의 투영법칙(projection law)을 부가하여 적응법칙의 수렴성 향상을 기할 수 있다.

$$\begin{aligned} \left\{ \hat{\theta}, \dot{\hat{\theta}} \right\} &\in \left\{ \hat{\theta} > \theta_{\max} \cup \left(\hat{\theta} = \theta_{\max} \cap \dot{\hat{\theta}} > 0 \right) \right\} \\ \Rightarrow \hat{\theta} &= \theta_{\max}, \dot{\hat{\theta}} = 0 \\ \left\{ \hat{\theta}, \dot{\hat{\theta}} \right\} &\in \left\{ \hat{\theta} < \theta_{\min} \cup \left(\hat{\theta} = \theta_{\min} \cap \dot{\hat{\theta}} < 0 \right) \right\} \\ \Rightarrow \hat{\theta} &= \theta_{\min}, \dot{\hat{\theta}} = 0 \end{aligned} \quad (13)$$

식 (13)의 투영법칙을 적용할 경우 $\hat{\theta}$ 의 한계인 θ_{\max} 와 θ_{\min} 에서 $\dot{V}(e, \tilde{\theta})$ 의 거동을 고찰하기 위하여 식 (9)에 $\dot{\hat{\theta}} = 0$ 을 대입하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{V} &= e\dot{e} \\ &= -\lambda e^2 + \tilde{\theta}\hat{\theta}^{-1}e\left\{ f(y) - \dot{y}_d + \lambda e + \gamma^{-1}e^{-1}\tilde{\theta}\dot{\hat{\theta}} \right\} \\ &= -\lambda(1 - \tilde{\theta}\hat{\theta}^{-1})e^2 + \tilde{\theta}\hat{\theta}^{-1}e\{f(y) - \dot{y}_d\} \end{aligned} \quad (14)$$

$\tilde{\theta} \equiv \hat{\theta} - \theta$ 임을 이용하면 $1 - \tilde{\theta}\hat{\theta}^{-1} = \theta\hat{\theta}^{-1}$ 이 되고, 식 (4)-(5)에 의하여 $\theta > 0$ 이므로, 결과적으로 θ_{\max} 와 θ_{\min} 에서 $1 - \tilde{\theta}\hat{\theta}^{-1}$ 은 $\theta\theta_{\max}^{-1}$ 혹은 $\theta\theta_{\min}^{-1}$ 이 되는데, 이는 모두 양수이기 때문에 식 (14)에서 슬립오차 e 의 제곱항의 계수는 항상 음수가 된다. 그러므로 이득 λ 를 적절히 선택함으로써 슬립오차를 원하는 범위 내로 한계시킬 수 있다.

4.3 Robustness Analysis

전술한 바와 같이 제어 및 적응법칙의 설계시에는 모델링 오차(modeling error)를 고려하지 않았으나 실제로는 이러한 요인들이 모두 외란의 형태로 제어 알고리즘의 성능을 저하시키는 요인으로 작용하게 된다. 토크오차와 유압시스템 동역학에 대한 적응제어 알고리즘의 견실성을 고찰하기 위하여 실제 슬립 동역학을 식 (15)와 같다고 가정한다. 여기서 $\tilde{f}(y)$ 는 토크오차, \tilde{P}_c 는 유압시스템 압력의 추정에 따른 오차이다.

$$\begin{aligned} \frac{dy}{dt} &= \left\{ f(y) + \tilde{f}(y) \right\} - \theta(P_c + \tilde{P}_c) \\ &\equiv f(y) - \theta P_c + \xi \end{aligned} \quad (15)$$

식 (15)와 식 (7)의 제어법칙 및 식 (10)의 적응법칙에 대하여 식 (8)의 Lyapunov 함수를 이용하여 안정도를 해석하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{V} &= -\lambda e^2 + \xi e \leq -\lambda e^2 + |\xi||e| \\ &\leq -\lambda \left(|e| - \frac{|\xi|}{2\lambda} \right)^2 + \frac{|\xi|^2}{4\lambda} \end{aligned} \quad (16)$$

그러므로 이득 λ 의 적절한 선정에 의하여 슬립오차 e 를 원하는 범위로 한계시킬 수 있으며, 결과적으로 제안된 적응 슬립제어 알고리즘은 토크 및 압력오차에 대해 견실한 특성을 가짐을 확인할 수 있다.

4.4 Convergence of Friction Coefficient

앞서 논의한 대로 제안된 알고리즘에 의하여 슬립오차를 실질적으로 제거할 수 있으므로 $e \approx 0$, $\dot{e} \approx 0$ 이라 가정하면 실제 슬립오차 동역학은 식 (15)를 이용하면 다음과 같이 표현된다. 여기서 목표슬립은 일반적으로 상수이기 때문에 무시한다.

$$f(y) - \theta P_c + \xi \approx 0 \quad (17)$$

한편, 제어 및 적응법칙에 사용된 슬립 동역학인 식 (5)는 $e \approx 0$, $\dot{e} \approx 0$ 의 가정 하에서 다음과 같이 표현된다.

$$f(y) - \hat{\theta} P_c \approx 0 \quad (18)$$

두 식은 모두 근사적으로 0이므로 이들이 동일하다고 가정하면 식 (19)를 얻는다.

$$\hat{\theta} \approx \theta - \xi P_c^{-1} \quad (19)$$

당연한 결과이지만, 적응법칙의 정확성은 토크 및 압력오차에 의해 지배된다. 그러나 정량적인 관점에서 보면, 추정된 마찰계수의 궁극적인 오차는 공칭동역학(nominal dynamics)인 식 (5)에서의 토크 및 압력오차 비율의 약 25[%] 이내로 제한된다(예를 들어 토크 및 압력오차가 공칭 동역학의 20[%]인 경우 추정된 마찰계수의 오차는 5[%] 이내로 제한된다)는 것을 다양한 상황에서의 시뮬레이션 결과로부터 확인할 수 있었으며, 따라서 적응법칙이 제공하는 마찰계수 정보 또한 다양한 목적에 활용이 가능하리라 판단된다.

5. Simulation Studies

제안된 제어 및 적응법칙의 성능을 검증하기 위하여 다양한 운전상황에서 시뮬레이션을 수행하였으며, 저속과 고속 운전상황에 대한 전형적인 결과들을 다음에 보였다.

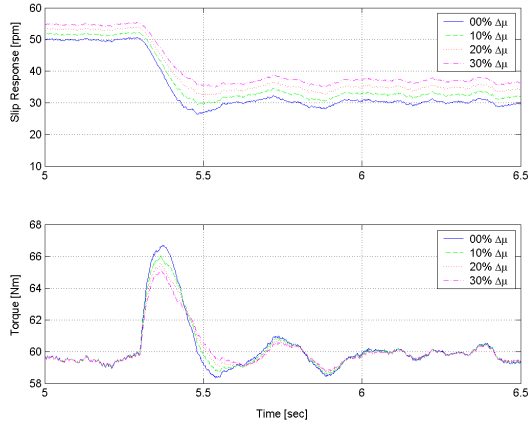


Fig. 1 Responses with respect to friction error

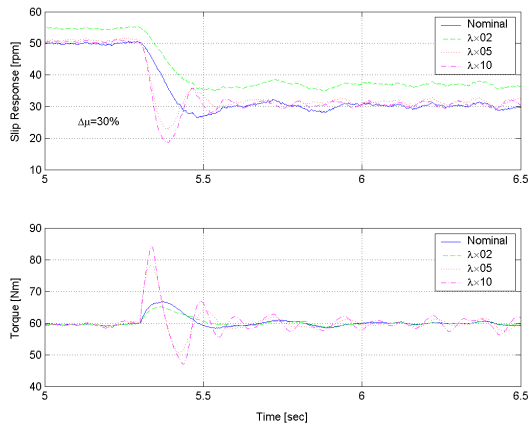


Fig. 2 Responses with respect to feedback gain

우선 슬립제어 시에 정확한 마찰계수 정보, 즉 마찰계수의 실시간 추정이 필요함을 보이기 위하여 마찰계수 정보제어법칙에 포함된 토크컨버터 바이패스 클러치의 마찰계수 정보에 오차가 존재하는 경우에 슬립을 제어한 결과를 Fig. 1-Fig. 2에 보였다. 시뮬레이션에서 모델링 오차는 공칭동역학의 30[%]의 크기 이내로 고려하였다. Fig. 1은 제어법칙에 포함된 마찰계수 정보가 실제 마찰계수보다 10[%]-30[%] 가량 큰 경우에 제어이득을 변화시키지 않은 채로 슬립을 제어한 결과인데, 실제 마찰계수가 상대적으로 작기 때문에 동일한 압력이 클러치에 가해져도 수렴성이 느려지고 정상상태에서의 오차가 증가함을 알 수 있다. Fig. 2에는 정상상태에서의 오차를 제거하기 위하여 제어이득을 증가시킴에 따른 슬립제어 응답의 양상을 보이고 있는데, 정상상태 오차를 완벽히 제거하기 위해서는 정확한 마찰계수 정보를 제어법칙이 가지고 있는 경우에 비하여 상당히 큰 이득이 필요함을 알 수 있으며, 또한 수렴시의 궤적에서 알 수 있듯이 과도상태 특성이 현저하게 악화됨을 볼 수 있다. 따라서 슬립을 제어할 시에 마찰계수

에 대한 정보는 만족스러운 수렴성, 정상상태 오차 및 승차감 등 모든 측면에서의 제어목표를 달성하는데 있어서 필수불가결한 정보이기 때문에, 이에 대한 정확한 실시간 정보를 제공할 수 있는 추정 알고리즘이 제어에 유용하게 적용이 되리라 예측할 수 있다.

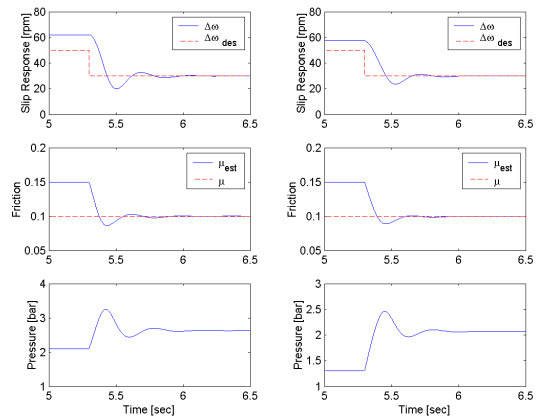


Fig. 3 Slip and friction coefficient: nominal plant (left: urban, right: highway)

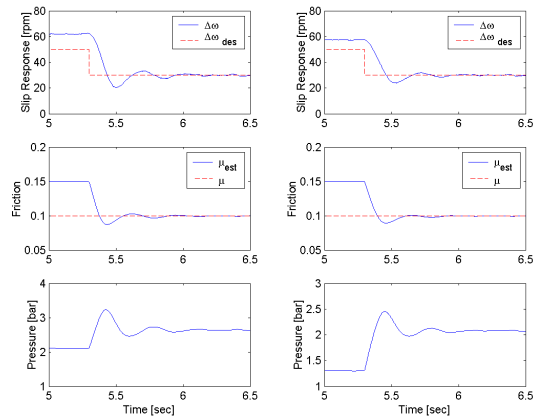


Fig. 4 Slip and friction coefficient: 10[%] uncertainty (left: urban, right: highway)

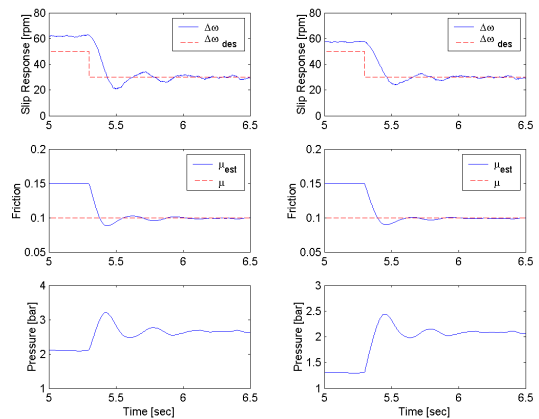


Fig. 5 Slip and friction coefficient: 20[%] uncertainty (left: urban, right: highway)

다음으로, Fig. 3-Fig. 5 에 도시된 결과들은 시내 주행과 고속도로주행을 모사하기 위하여 드로틀 밸브 및 터빈 각속도를 각각 10[%]와 1000[rpm], 50[%]와 2000[rpm]으로 설정한 경우의 시뮬레이션 결과이다. 제어법칙과 적응법칙은 목표슬립이 30[rpm]으로 주어지는 5.3[sec]부터 작동하도록 설정하였다. 시뮬레이션에서 모델링 오차는 다음과 같이 고려하였다.

$$\xi = \rho\{f(y) - \theta P_c\} \times rand[-1, +1] \quad (20)$$

여기서 ρ 는 공칭 동역학에 대한 오차 비율의 상한이며, $rand[-1, +1]$ 은 -1 과 +1 사이의 난수를 의미한다.

결과에 도시된 바와 같이 슬립오차는 약 0.7[sec] 이내에 제거되며, 또한 이에 요구되는 유압시스템 압력도 현저한 변동이 없는 매끄러운 제적을 형성하는 것을 확인할 수 있다. 또한 적응법칙의 성능도 매우 우수하여 궁극적인 추정오차는 무시할 수 있을 정도로 미미할 뿐만 아니라 빠른 과도상태를 가지고 실제 마찰계수를 추정할 수 있음을 알 수 있다. 또한 토크 및 압력오차가 약 10[%] 및 20[%] 가량 존재한다고 가정 한 경우에도 제어 및 적응법칙의 성능은 오차가 존재하지 않는 이상적인 경우에 비하여 크게 저하되지 않는 경향을 보였다. 전체적으로 제안된 적응 슬립제어 알고리즘의 성능은 시뮬레이션 결과 매우 만족스러운 것으로 판단된다.

6. Conclusions

본 논문에서는 토크컨버터 바이패스 클러치의 마찰계수 추정에 기초한 적응 슬립제어 알고리즘을 제안하였다. 제안된 알고리즘은 슬립오차를 효과적으로 한계시킬 뿐만 아니라 마찰계수의 추정면에서도 높은 정확성을 보여, 실제 차량에 유용하게 적용할 수 있을 것으로 판단된다. 또한 본 논문의 마찰계수 추정 알고리즘은 토크컨버터 바이패스 클러치의 진단이나 유지보수 등의 용도에도 활용이 가능하리라 기대된다.

References

- (1) Kono, K., Itoh, H., Nakamura, S., Yoshizawa, K., Osawa, M., 1995, "Torque converter clutch slip control system," *SAE 950672*.
- (2) Thompson, D.F., Kremer, G.G., 1999, "Parametric model development and quantitative feedback design for automotive torque converter bypass clutch con-

- trol," *Journal of Systems and Control Engineering* (2-3), 249-266.
- (3) Wang, Y., Krishnaswami, V., Rizzoni, G., 1997, "Event-based estimation of indicated torque for IC engines using sliding-mode observers," *Control Engineering Practice* (5), 1123-1129.
- (4) Han, S.S., 2002, "Development of shift scheduling algorithm using engine torque for automated manual transmission," *Ph.D. Dissertation*, School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University.
- (5) Hahn, J.O., Lee, K.I., 2002, "Nonlinear robust control of torque converter clutch slip system for passenger vehicles using advanced torque estimation algorithms," *Vehicle System Dynamics* (37), 175-192.
- (6) Yi, K., Shin, B.K., Lee, K.I., 2000, "Estimation of turbine torque of automatic transmissions using nonlinear observers," *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control* (122), 1-8.
- (7) Bae, H.S., Ryu, J., Gerdes, J.C., 2001, "Road grade and vehicle parameter estimation for longitudinal control using GPS," *Proc. IEEE International Conference on ITS*, 166-171.
- (8) Yi, K., Lee, S., Lee, K.I., 2001, "Estimation of vehicle driving-load with application to vehicle intelligent cruise control," *KSME International Journal* (15), 720-726.
- (9) Hahn, J.O., Hur, J.W., Cho, Y.M., Lee, K.I., 2002, "Robust observer-based monitoring of a hydraulic actuator in a vehicle power transmission control system," *Control Engineering Practice* (10), 327-335.
- (10) Ioannou, P.A., Sun, J., 1996, *Robust Adaptive Control*, Prentice-Hall.