

역최적제어(ILQ)를 이용한 열간압연시스템의 루퍼 장력제어기 설계 및 견실성 연구

황이철* · 김성배**

A Study on the Design of a Looper Strip Controller and its Robustness for Hot Strip Mills Using ILQ Control

I Cheol Hwang, Seong Bae Kim

Key Words: ILQ(Inverse Linear Quadratic optimal control:역최적제어), servo control(서보제어), hot strip mill(열간사상압연기), looper(루퍼).

Abstract

This paper studies on the design of an ILQ(Inverse Linear Quadratic optimal control) looper control system for hot strip mills. The looper which is placed between each stand plays an important role in controlling strip width by regulating strip tension variation generated from the velocity difference of main work rolls. The mathematical model for looper is firstly obtained by Taylor's linearization of nonlinear differential equations, where it is given as a linear and time invariant state-space equation. Secondly, a looper servo controller is designed by ILQ control algorithm, which is an inverse problem of LQ(Linear Quadratic optimal control) control. By tuning control gain arbitration parameters and time constants, it is shown that the ILQ looper servo controller has the performance that makes well to follow desired trajectories of both strip tension and looper angle.

기호설명

τ : 스트립 장력 T : 루퍼 모터 토크
 W_L : 루퍼의 질량 L_w : 루퍼 중력중심
 W_S : 스트립 질량 L_l : 루퍼 암 길이
 d : 루퍼 롤의 직경 w : 스트립 폭
 h : 스트립 두께 ρ : 압연재의 밀도
 E : 재료의 영률 A_s : 스트립의 단면적

1. 서론

열간강판의 다양한 품질관리 항목 중에서도 스트립폭의 치수 관리는 수요자의 요구사항과 직결되는 항목이므로 그 중요성이 매우 크다. 특히 스트립 폭의 정밀도 개선은 트리밍(trimming)량을 대폭 줄여줌으로써 열연 실수율 향상에도 크게 기여하게 되므로 모든 열연공장에서는 고정밀 폭 제어기술 개발에 최선의 노력을 기울이고 있다. 이를 위하여 각 스탠드 사이에 루퍼를 설치함으로써, 인접한 작업 롤의 속도 불균형을 보정하여 스트립의 장력을 목표장력에 일치하도록 하고 있다.

* 동의대 기계산업시스템공학부

** 동의대 대학원

Asano등⁽¹⁾은 분산과 좌표를 기초로 하여 열간 압연의 장력-루퍼제어를 시도하였으며, Okata등⁽²⁾은 최적 서보 이론과 비간섭모델을 기초로 스트립 게이지, 루퍼각도, 스트립장력 제어를 설계하였으며 Imanari등⁽³⁾은 열간압연 루퍼시스템에 PI제어, 비간섭, LQ 그리고 H[∞] 제어를 각각 설계하여 그 특성을 고찰하였다. 문헌의 결과에서 PI 제어기는 제어기 구조가 간단하여 하드웨어 구현이 용이하지만 스트립장력과 루퍼각도의 간섭현상을 고려할 수 없고, 다양한 불확실성 요소에 능동적으로 대처할 수 없는 문제점을 가지고 있다. 비간섭 제어기는 장력을 피드백하여 스트립장력과 루퍼각도의 간섭현상을 크로스(cross) 제어를 통하여 비간섭화함으로써 장력과 루퍼각도를 동시에 고속으로 제어하고 있다. 그러나 장력이 변동할 때 루퍼를 움직여 장력을 목표치로 되도록 하지만, 루퍼각도가 거의 일정치를 가짐으로 인하여 루퍼가 상하로 움직여 장력을 흡수한다는 본래의 루퍼 기능을 잃게 된다는 문제점을 가진다. LQ 제어기는 제어기의 설계가 간단하고 하드웨어 구현이 용이하나, 가중행렬의 선정이 어렵고 불확실성에 대한 견실성이 부족한 문제점을 가지고 있다. 반면에 H[∞] 제어기는 불확실성에 대한 견실성은 양호하지만 제어기의 구조가 복잡하여 하드웨어 구현이 어려워진다. 그러나 각 연구 결과들로부터 루퍼 제어기는 스트립장력과 루퍼각도의 간섭현상을 고려할 수 있어야 하고, 다양한 불확실성에도 견실 안정성과 성능을 가지는 고성능 다변수 제어기 설계법의 개발에 대한 연구가 필요함을 알 수 있다.

따라서 이 논문에서는 LQ 최적제어의 역 문제인 역 최적제어(ILQ)를 통하여 불확실성에 대한 견실성과 하드웨어 구현이 용이한 고성능의 루퍼 제어기 설계를 구체적인 목표로 하고 있다.

2. 제어대상의 동적 방정식

열간사상압연기와 전체 제어시스템은 Fig. 1과 같이 7개의 스탠드로 구성되어 있으며, 각 스탠드 가운데 루퍼가 설치되어 있다. 각 스탠드의 주 작업 롤은 자동속도제어(ASR: Automatic Speed Regulation)장치와 압연 구동기에 의해 구동되고 있으며, 판 두께는 자동판두께제어(AGC: Automatic Gauge Control)장치가 압하장치를 통하여 롤 갭을 조작함으로써 수행되고 있

다. 그리고 각 스탠드 가운데에 설치되어 있는 루퍼는 인접하는 두 스탠드의 주 작업 롤 속도 불균형을 보정하여 스트립의 장력을 목표장력에 일치하도록 하는 역할을 담당하고 있다. 그래서 이 연구의 제어대상은 스탠드간에 설치된 루퍼시스템으로서, 이에 대한 모델식은 스탠드간의 스트립 장력식, 루퍼 시스템의 운동방정식으로 기술한다.

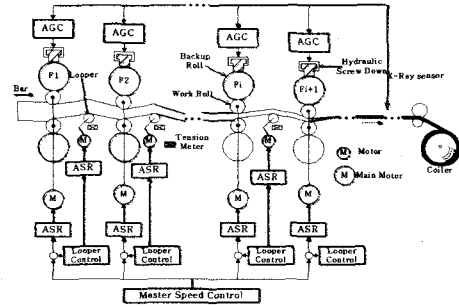


Fig. 1 Hot strip mill finisher

2.1 제어대상의 비선형 모델식

루퍼의 기하학적 및 역학적 개략도는 Fig. 2와 같다.

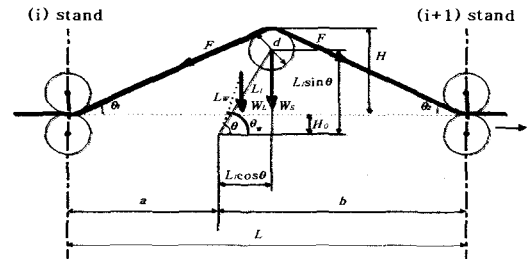


Fig. 2 Looper and interstand geometry

기하학적인 관계로부터 다음의 관계가 성립한다.

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \tan^{-1} \frac{H}{a + L_1 \cos \theta} \\ \theta_2 &= \tan^{-1} \frac{H}{b - L_1 \cos \theta} \\ H &= L_1 \sin \theta - H_0 + d/2 \\ F_2(\theta) &= \{H^2 + (a + L_1 \cos \theta)^2\}^{1/2} \\ &\quad + \{H^2 + (b - L_1 \cos \theta)^2\}^{1/2} - L \end{aligned} \quad (1)$$

2.1.1 스트립 장력식

두 스탠드 사이의 스트립 장력과 변형률은 탄성범위 내에서 Hook의 법칙을 따른다. 즉 스트립 장력 $\tau(t)$ 는 스트립 재질의 영률(Young's modulus) E 와 스트립 변형률 ϵ 에 비례한다. 즉 아래와 같은 식을 얻는다.

$$\tau(t) = E\varepsilon, \varepsilon = \left[\frac{F_2(\theta) - \xi(t)}{\xi(t) + L} \right], F_2(\theta) > \xi(t) \quad (2)$$

위의 식에서 $\xi(t)$ 는 인접하는 두 스탠드간에서의 스트립 유량 차이로 인한 스트립 길이의 증가량으로서, 아래와 같이 기술된다.

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \xi(t) &= F_4(\tau, t) + v(t) + w_\tau(t) \\ v(t) &= V_o^{(i)}(t) - V_i^{(i+1)}(t) \\ F_4(\tau, t) &= a_4(t)\tau^c(t), \quad a_4(t) > 0, c > 2 \end{aligned} \quad (3)$$

단 표현의 단순함을 위하여 각 첨자 $\cdot^{(i)}$ 는 i 번째 스탠드의 값, 그리고 $\cdot_i^{(i)}$, $\cdot_o^{(i)}$ 는 각각 i 번째 스탠드의 입출력 스트립에 대한 물리량을 나타내는 것으로 한다. 위의 식에서 $\xi(t)$ 의 변화율은 인접하는 두 스탠드의 기하학적인 관계와 스트립 유량의 함수임을 알 수 있다. 그리고 $w_\tau(t)$ 는 모델링되지 않는 동특성을 나타내며, $V_o^{(i)}$, $V_i^{(i+1)}$ 는 각각 스탠드로 나가고 들어오는 스트립의 속도를 나타낸다.

$$\begin{aligned} V_o^{(i)}(t) &= (1 + S_f^{(i)})V_R^{(i)} \\ V_i^{(i+1)}(t) &= (1 - S_b^{(i+1)})V_R^{(i+1)} \\ &= \frac{h_o^{(i+1)}}{h_i^{(i+1)}}(1 + S_f^{(i+1)})V_R^{(i+1)} \end{aligned} \quad (4)$$

위에서 V_R 은 작업 롤 속도이며, 식(4)에서 두 번째와 세 번째 식에서의 우변은 정상상태의 압연공정에서 판폭의 변동량이 미소하다고 하면 체적속도가 일정하다는 가정 하에서 성립한다. 그리고 $S_f^{(i)}$, $S_b^{(i+1)}$ 는 스트립과 작업롤과의 슬립관계를 나타내는 것으로서, 각각 선진슬립(forward slip), 후진슬립(backward slip)을 나타낸다. 특히 선진슬립 $S_f^{(i)}$ 는 Bland & Ford 근사식을 통하여 계산되며, 일반적인 열연 시스템에서의 선진슬립은 후방 스탠드(5, 6, 7번)에서는 작업롤 속도의 3~4%, 전방 스탠드(1, 2, 3, 4번)에서는 작업롤 속도의 8~10% 정도 되는 것으로 잘 알려져 있다. 그러나 실제 Bland & Ford 근사식에 따라 스트립을 계산하고자 하면, 압연 전 상태를 알아야 하므로 매우 복잡하다. 그래서 작업롤 속도의 차이는 자동속도제어기(ASR)에 의해서 제어되는 것으로 하여, 이에 대한 모델식으로 나타낸다.

2.1.2 루퍼의 동적 모델식

Fig. 2의 루퍼에 대한 동적 방정식은 뉴턴의 운동역학 제 2법칙에 의하여 다음과 같이 주어진다.

$$J \frac{d^2\theta}{dt^2} = T_u - T_{load} + w_\theta(t) \quad (5)$$

식(5)에서 T_u 는 루퍼 구동모터의 토크, w_θ 는 스트립과 루퍼 롤과의 마찰력에 의한 토크 등을 포함하는 오차 토크를 나타내며, 그리고 T_{load} 는 루퍼에 인가되는 부하 토크로서 다음과 같이 주어진다.

$$T_{load} = T_F + T_{SW} + T_{LW} \quad (6)$$

여기서 T_F 는 스트립 장력(τ)에 의한 토크, T_{SW} 는 스트립 무게(W_S)에 의한 토크, T_{LW} 는 루퍼 롤과 압의 무게(W_R, W_a)에 의한 토크를 나타내며, 구체적으로는 아래와 같다.

(1) 스트립 장력에 의한 토크(T_F)

$$\begin{aligned} T_F &= A_s F_3(\theta) \tau(t) \\ F_3(\theta) &= L_l (\sin(\theta + \theta_2) - \sin(\theta - \theta_1)) \end{aligned} \quad (7)$$

(2) 스트립 무게에 의한 토크(T_{SW})

$$\begin{aligned} T_{SW} &= W_S L_l \cos \theta \\ W_S &= \rho g \{ F_2(\theta) + L \} w h \end{aligned} \quad (8)$$

(3) 루퍼 롤과 압 무게에 의한 토크(T_{LW})

$$\begin{aligned} T_{LW} &= W_L L_w \cos \theta_w \\ W_L &= (M_R + \frac{1}{2} M_a) g \end{aligned} \quad (9)$$

여기서 M_R, M_a 는 각각 루퍼 롤과 압의 질량을 나타낸다. 실제로는 위의 부하 토크 외에도 스트립 굽힘력에 의한 토크를 비롯한 여러 가지 부하 토크가 존재하지만 이는 모델링오차 부분으로 나타낸다.

2.2 비선형 동적모델의 선형화

앞 절의 결과로부터 루퍼시스템을 상태방정식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{d^2\theta}{dt^2} &= -\frac{1}{J} [A_s F_3(\theta) \tau(t) + T_{SW} + T_{LW} - T_u - w_\theta] \\ \frac{d\xi}{dt} &= F_4(\tau, t) + v(t) + w_\tau(t) \\ \tau(t) &= F_1(\tau, t) [F_2(\theta) - \xi(t)] \end{aligned} \quad (10)$$

위의 식에서 재질의 영률 $E(t)$ 는 스트립 온도와 재질에 의존하는 것으로 여기서는 상수로 가정하고, ξ 가 스탠드간 길이 L 에 비하여 매우 작다고 가정하면, 비선

형 함수 $F_1(\tau, t)$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$F_1(\tau, t) = \frac{E(t)}{\xi(t)+L} = \frac{E}{L} \quad (11)$$

위의 식(10)에서 세 번째식을 다시 정리하면 아래와 같이 스트립 장력에 대한 모델식을 얻을 수 있다.

$$\frac{d}{dt} \tau(t) = F_1[F_3(\theta) \frac{d\theta}{dt} - F_4(\tau, t) - v(t) - w_r(t)] \quad (12)$$

그리고 루퍼 모터 드라이브 토크는 루퍼 전류제어기(LCC:Looper Current Control unit)로부터 제어되고 있다. 여기서는 루퍼모터의 토크 정수를 K_m 으로 하여, 토크(T_u)와 전류($i_1 = u_1$)와의 관계를 다음과 같이 기술하기로 한다.

$$T_u = K_m i_1 = K_m u_1 \quad (13)$$

반면에 스트립 속도 $v(t)$ 는 정확히 계산할 수가 없다. 스트립 속도를 계산하기 위해서는 롤 압연 동특성 파라미터를 통하여 슬립율이 계산되어야 한다. 이는 매우 복잡하며 강한 비선형성을 내포하고 있는 것으로서 루퍼시스템의 동특성 해석에 커다란 어려움을 제공한다. 그래서 스트립 속도 $v(t)$ 는 자동 속도 조절기(ASR)의 출력으로 간주하여, 아래와 같은 동적 모델식을 이용하기로 한다.

$$\frac{d}{dt} v(t) = -K_a v(t) + K_a u_2(t) \quad (14)$$

위의 식에서 K_a 는 ASR의 시정수의 역수이고 u_2 는 ASR의 주 롤 속도 기준입력을 나타낸다. 위의 식(10)-(14)를 이용하여 테일러 선형화하면 아래의 상태공간방정식을 얻는다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu + D_o \omega \\ y &= Cx \end{aligned} \quad (15)$$

그리고 상태변수(x), 출력변수(y), 입력변수(u) 그리고 외란변수(ω)는 다음과 같이 정의한다.

$$\begin{aligned} x &= [\delta\theta \ \delta\tau \ \delta\eta \ \delta v]^T & y &= [\delta\theta \ \delta\tau]^T \\ u &= [u_1 \ u_2]^T & \omega &= [\omega_r \ \omega_\theta]^T \end{aligned}$$

그리고 계수행렬의 파라미터들에 대한 구체적인 형태는 생략하기로 하며, 단, 표현의 단순함을 위해 각 첨자 \cdot 는 각 상태변수의 동작점의 값을 의미한다.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ F_1 \eta_0 K_{F_3(\theta_0)} & -c F_1 a_4 \tau_0^{c-1} & F_1 F_3(\theta_0) & -F_1 \\ K_{\delta\theta_0} & \frac{-A_s}{J} F_3(\theta_0) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -K_a \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & K_a \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}, D_o = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -F_1 & 0 \\ 0 & \frac{1}{J} \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

3장 ILQ 서보 제어기 설계법

3.1 ILQ 서보 제어기의 기본구조

제어대상으로서 가제어, 가관측인 m입력, m출력, n차원의 식(17)와 같은 선형 정수계를 생각한다.

$$\dot{x} = Ax + Bu, \quad y = Cx \quad (17)$$

그리고 출력 $y(t)$ 를 스텝 목표입력 $r(t)$ 에 추종시키는 최적 서보계의 설계 문제를 고찰한다. 단, 이 계는 원점에 영점을 갖지 않는 것으로 가정한다. 이때 목표입력 $r(t)$ 에 로바스트 추종하는(적분형) 최적 서보 제어기는 계는 제어대상에 적분기를 부가한 확대(편차)계로부터 구해진다. 따라서 최적 서보 제어기는 위의 확대계에 대하여 이차형식 평가함수를 최소화하는 최적 레플레이터 문제의 해로서 얻을 수 있다.

아래의 Fig. 3은 ILQ 이론에 따라 설계된 적분형 최적 서보계의 기본구조이다.

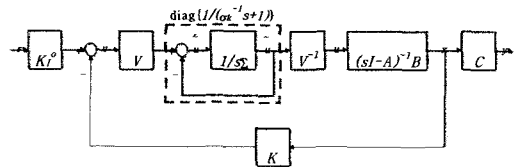


Fig. 3 Basic structure of the optimal servo system with integrator

Fig. 3의 특징은 각 피드백 루프 내에 1차 뒤짐보상기(lag 보상기), 바꿔말하면 1차필터 $1/(\sigma_i^{-1}s+1)$ 을 포

합하는 점에 있다. 이 필터는 그 대역폭 (σ_i)에 따라 각 피드백 신호에 포함되는 고주파성분을 적당히 차단하여 고주파 잡음 등의 영향을 저지하거나, 조작량 u 의 크기를 조정하는 역할을 하고 있다. 그리고 Fig. 3에서 V , Σ , K 가 설계 파라미터가 됨을 알 수 있다.

지금부터는 제어기 설계 파라미터를 선정하는 알고리즘의 기본 개요를 간략히 기술하기로 한다.

- (1) V 의 결정 : V 는 단위행렬로 선정한다.
- (2) K 의 결정 : 기본게인 K 는 $G_w^\infty(s)$ 가 희망의 전달 함수행렬이 되도록 정한다. 단 $\phi_i(s)$ 는 적절한 안정 다항식을 고른다.
- (3) Σ 의 결정 : $\Sigma = \sigma I$ 로 한정하여 이 조건을 충족시키는 최소의 $\sigma = \sigma$ 를 구하고, $\sigma_i > \sigma$ 인 범위 내에서 각 σ_i 의 값을 고른다. 여기서 Σ 의 각 대각요소 σ_i 를 게인조정파라미터라고 부른다.

위의 기본 개념에 따라 각제어기 설계 파라미터를 결정하는 구체적인 알고리즘은 문헌 (4)를 참고바란다.

이상에서 구한 각 파라미터를 이용하여 ILQ 최적 서보계를 다시 구성하면 Fig. 4와 같다.

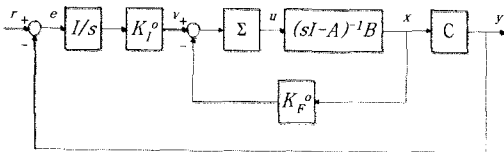


Fig. 4 ILQ optimal servo system

4. 열간압연 ILQ 서보 제어기의 컴퓨터 시뮬레이션

이 장에서는 열간사상압연기에 대한 ILQ 서보 제어기의 성능을 컴퓨터 시뮬레이션으로부터 시간응답 특성을 고찰한다. 그리고 제어시스템의 성능은 루퍼각도와 스트립 장력이 목표치에 각각 추종하는 성능 평가를 통하여 수행된다. 이때 i) 외란을 고려하지 않은 시스템 경우 ii) 정현파 형태의 외란을 고려한 경우에 대하여 고찰한다. 이때 ILQ 제어기의 중요 설계 파라미터인 시정수와 게인조정파라미터의 변화에 따른 응답 성능을 아울러 고찰한다. 여기서 시정수는 페루프의 시간응답

을 결정하는 중요 파라미터이고, 게인조정파라미터는 제어게인의 크기를 조정하는 역할을 하는 파라미터이다. 그리고 페루프 응답 곡선은 다음과 같이 1차 함수로 결정한다.

$$G_c(s) = \frac{1}{T_s s + 1}, \quad (1 \leq i \leq m) \quad (18)$$

루퍼각도 및 스트립장력의 목표치는 각각 20° 및 8MPa로 하였다. 그리고 기준입력이 작동점 부근에서 변동한다고 가정하여 스트립장력은 ± 0.5 MPa, 루퍼각도는 $\pm 2^\circ$ 의 기준입력이 3초간격으로 주기적으로 변동한 경우를 고려하였을 때 스트립장력과 루퍼각도의 출력응답을 보였다.

Fig. 5, 6은 시정수를 변화시켜 출력선도를 도시한 것이고, Fig. 7, 8은 시정수는 일정하게 하고 게인조정파라미터 변화에 대한 응답을 나타낸다. 그리고 Fig. 9, 10은 정현파 외란이 인가될 경우에 있어 시정수에 따른 시간응답을 나타내고 있다.

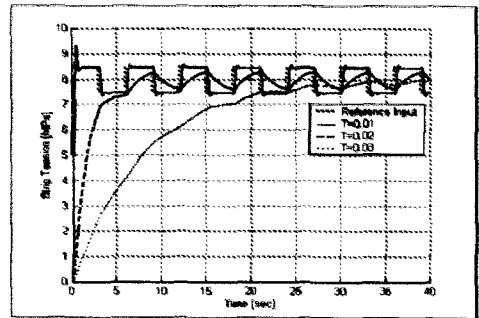


Fig. 5 Strip tension as to a time constant parameter variation

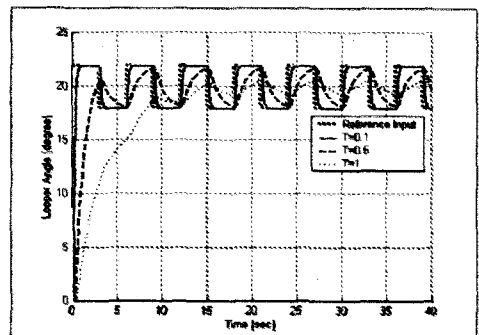


Fig. 6 Looper angle as to a time constant parameter variation

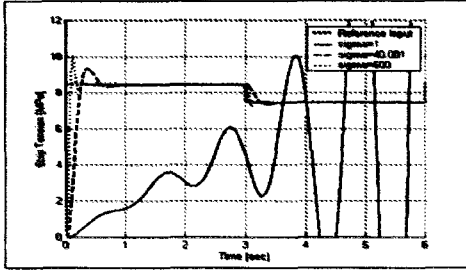


Fig. 7 Strip tension as to a gain arbitration parameter variation

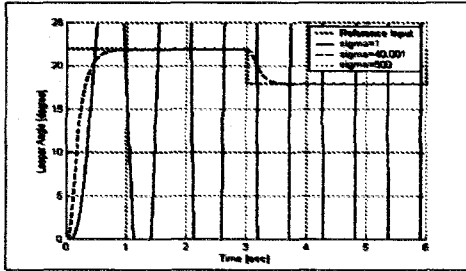


Fig. 8 Looper angle as to a gain arbitration parameter variation

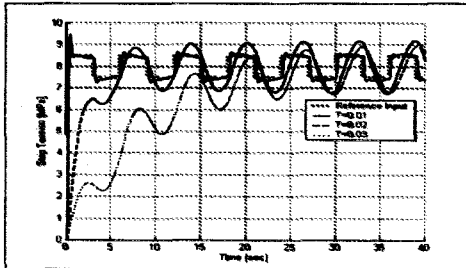


Fig. 9 Strip tension as to a time constant variation for sine wave disturbances

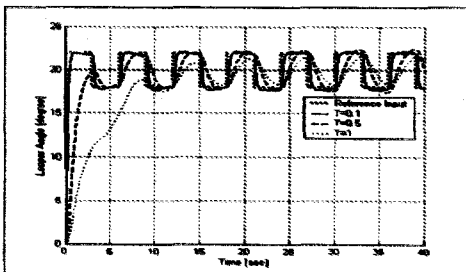


Fig. 10 Looper angle as to time constant variation for sine wave disturbances

결과들에서 시정수를 작게 설정하고, 게인조정파라미터를 크게 설정하면 수렴속도가 빠르고, 목표치에 잘 추종하는 것을 알 수 있다. 반대로 시정수를 크게 설정하면 응답속도가 느려짐을 알 수 있다. 반면에 게인조정파라미터를 설정치보다 작게 설정하면 시스템 건실성을 보장되지 않아 불안정한 시스템이 됨을 확인할 수 있다. 외란입력에 대해서는 시정수가 작게 설정되었을 때 외란제거 성능이 우수함을 확인할 수 있다. 여기서 시정수가 작게 설정되거나, 게인조정파라미터가 크게 설정되면 제어입력이 크게 된다. 결과적으로 ILQ 서보 제어가 열간압연 루퍼시스템의 제어에 매우 유용함을 보이고 있다.

5. 결론

이 논문에서는 열간압연기의 루퍼시스템에 대한 ILQ 서보제어기를 설계하였다. ILQ 설계방법은 LQ의 역문제로서, ILQ로 제어기를 설계하면 각 제어게인 파라미터 선정이 용이하고, 원하는 폐루프시스템의 응답을 쉽게 얻을 수 있는 장점이 있음을 확인하였다. 그리고 외란의 존재 하에서도 출력이 목표치에 추종하는 양호한 건실 제어성능을 가지고 있음과 제어기 구조가 간단하여 하드웨어 구현이 쉬워 실 플랜트에 적용 가능성이 매우 높음을 알 수 있다.

참고문헌

- (1) K. Asano, K. Yamamoto, T. Kawase and N. Nomura, 2000, "Hot Strip Mill Tension Looper Control Based on Decentralization and Coordination", Control Engineering Practice.
- (2) M. Okata, K. Murayama, A. Urano, Y. Iwasaki, A. Kawano and H. Shiomi, 1998, "Optimal Control System for Hot Strip Finishing Mill", Control Engineering Practice.
- (3) Y. Anbe, K. Sekiguchi and H. Imanari, 1996, "Tension Control of a Hot Strip Mill Finisher", Toshiba Coporation, IFAC.
- (4) 大村英紀, 藤井隆雄, 森武宏, 1994, "로바스트 제어", 유로나社.