

QFT 를 이용한 냉간 압연시스템의 변위유도형 웹 위치제어

정재효*, 김종식*, 박전수*

Displacement-Type Web Position Control of Cold Mills Using QFT

Jae Hyo Jeong*, Jong Shik Kim*, and Jeon Soo Park*

ABSTRACT

A new displacement type web position control system for cold mills using QFT is presented. The control system features an inner-outer cascaded system in which the inner loop provides the position tracking control of the hydraulic system and the outer loop provides the position regulation control of the web. By the sensitivity analysis and computer simulation, it is verified that the proposed control system has better robust stability and performance than the conventional control system.

Key Words : Web(웹), Cold Mills(냉간 압연시스템), CPC, QFT, Sensitivity(감도)

1. 서론

두께가 얇고 상대적으로 폭이 넓은 긴 연속적인 재료인 웹을 이용하여 완제품 혹은 중간제품을 생산하는 것을 연속공정시스템이라 한다. 연속공정시스템은 제철, 제지 등 산업현장에서 광범위하게 사용되고 있으며, 이송과정에서 웹이 롤러의 중간위치에 항상 유지하도록 하는 것이 바람직하다. 그렇지만 웹 내부의 응력 불균형 등 여러 가지 요인에 의해 웹은 롤러의 중심을 벗어나 이송되어지는 경우가 발생할 수 있다. 이런 경우는 공정작업을 수행함에 있어 웹의 위치를 다시 정렬해야 하는 어려움이 있다. 압연시스템에서는 이와 같은 문제를 해결하기 위해 CPC (Center Position Control)라 하는 웹 위치제어시스템이 공정 중간중간에 설치되어 운용되고 있다.

이미 선진국에서는 1950년대부터 CPC에 대한 연구¹⁾가 진행되었다. 초기에는 풀리나 플랜지 같은 기계적인 장치를 이용하여 웹의 위치 제어가

이루어졌다. 이 방법은 웹의 가장자리 손상이나 굴곡 등을 유발하기 때문에 충분한 접촉면적을 가지는 중간롤러의 병진 혹은 회전운동으로 웹을 유도하는 것이 일반적이다.

최근 철강산업에서는 압연제품의 크기나 종류, 품질 등이 종래의 제품에 비해 더욱 다양화되고 우수한 품질이 요구되고 있다. 그리고 제품의 품질 향상, 생산성 제고 및 국산기술력 축적과 추후 이를 이용한 고급장치 개발을 위해서도 냉간 압연시스템의 CPC에 대한 연구가 요구된다.

본 논문에서는 변위유도형 웹 위치제어를 위하여 상용되는 CPC의 문제점을 해결하기 위하여 새로운 제어구조를 제안하고 모델링 오차에 강인한 제어기법인 QFT 방법을 이용한 제어시스템을 설계하고 상용되는 PID 제어기법과 비교 검토하여 제안된 제어기법의 우수함을 입증한다.

2. 시스템 모델링

그림 1은 냉간 압연시스템의 CPC 장치 개략도이다. 풀림롤에 의한 유도는 풀림스탠드의 이동으로

2001년 1월 10일 접수

* 부산대학교 기계공학부 및 기계기술연구소

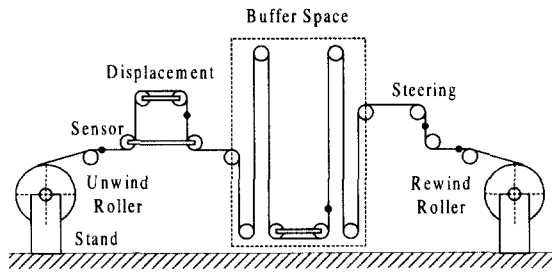


Fig. 1 CPC of cold mills

유도되고, 되감기롤에 의한 유도는 되감기 스탠드를 이동시켜 웹을 정확히 되감을 수 있게 한다. 중간롤러에 의한 유도는 웹과 충분한 접촉면적을 가지는 중간롤러의 이동 및 회전에 의해 웹의 축방향 위치가 보정된다.

그림 2는 변위유도형 웹 유도기의 개략도를 나타낸다. 웹의 축방향 위치가 중심을 벗어나면 유도 어셈블리(guide assembly)가 피봇에 대해 회전하여 웹을 정확한 곳에 위치시킨다.

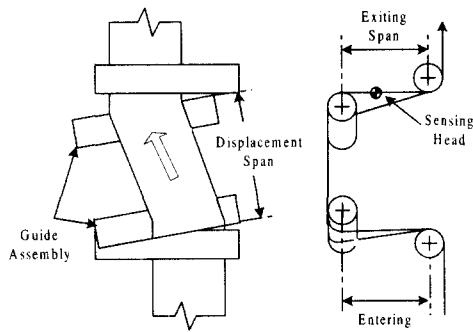


Fig. 2 Displacement-type web guider

그림 3은 상용 CPC 시스템의 구조로서, 서로 다른 동특성을 지닌 유압구동기와 웹 유도기의 신호를 혼합하여 PID 제어하는 형태를 가진다. 이런 구조는 제어의 효율성이 떨어지고 고정도 제어가 어렵다. 그림 4는 본 논문에서 제안한 CPC 시스템으로서, 유압 위치제어를 내부루프로 가진 다중루프 구조이다. 내부루프는 유압구동기의 위치제어를 수행하는 추종성능이 중요하고, 외부루프는 웹의 위치제어를 수행하며 외란에 저감한 레귤레이션 성능이 중요시 된다. 여기서 내부루프를 둔 이유는 유압 구동기의 초기화 때와 유압 파라미터

의 변동에 대한 민감도를 향상시킬 목적이다.

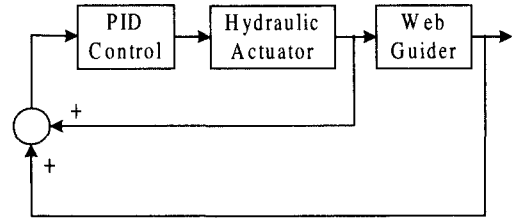


Fig. 3 Structure of current CPC systems

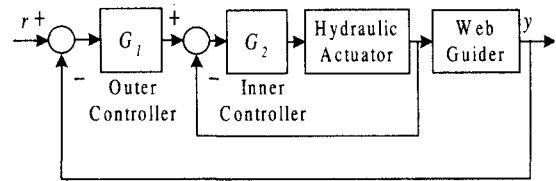


Fig. 4 Structure of the proposed CPC system

2.1 웹 유도기 모델링

이제 웹 유도기에 대한 모델식을 유도하기로 한다. 고정된 이전 롤러의 오차입력에 대한 응답이 Campbell^[2]에 의해 연구되었고, Sheltion^[3]은 웹과 롤러의 단순한 기구학적 관계에 기초한 1차 모델식 및 웹의 탄성과 질량을 고려한 고차모델을 제안하였다. 최근들어 실험에 의한 시스템 규명을 이용한 모델^[4]들도 제시되고 있다.

웹은 탄성체로 평행하지 않은 두 롤러 사이를 이동할 때 곡선으로 휘어진다. 이같은 운동은 웹의 물리적 특성과 접촉롤러와의 표면관계, 마찰 및 장력 등 여러 가지 영향을 받기 때문에 운동방정식을 유도하기가 어렵다. 하지만 웹의 질량과 강성을 무시한다면 기구학적 관계에 기초한 단순방정식을 유도할 수 있다.

그림 5는 단순화된 조타작용(steering action)을 나타낸다. 롤러 A에서 웹의 축방향 이동 y_A 는 웹의 롤러에 대한 상대운동과 롤러의 지면에 대한 상대운동의 합으로 표현된다.

$$\frac{dy_A}{dt} = -V\theta + \frac{dz}{dt} \quad (1)$$

여기서 V 는 웹의 속도, θ 는 수직이탈각, 그리고 z 는 지면에 대한 롤러의 위치이다.

그림 6은 변위유도기의 개략도이고, 그림 7, 8은 각각 변위간격 및 입측간격을 나타낸다. 입측간격인 롤러 A-B에서 기본 방정식인 식 (1)을 적용하면 다음과 같다.

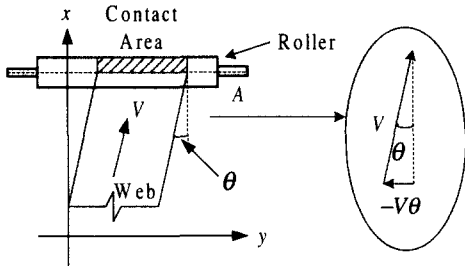


Fig. 5 Idealized steering action of the web

$$\frac{dy_B}{dt} = -V \frac{y_B}{L_3} + \left(1 - \frac{L_1}{x_1}\right) \frac{dz}{dt} \quad (2)$$

다음, 변위간격인 롤러 B-C 사이에 (1)을 적용하면 다음과 같다.

$$\frac{dy_C}{dt} = -V \left(\frac{y_C - y_B}{L_1} - \frac{z}{x_1} \right) + \frac{dz}{dt} \quad (3)$$

결과적으로 식 (2)와 식 (3)의 두 식으로부터 롤러 C에서 입력 z에 대한 웹의 축방향 위치 y_C로의 전달함수 P1(s)는 다음과 같이 유도된다.

$$P_1(s) = \frac{T_1 T_3 s^2 + (T_1 + T_3)s + L_1/x_1}{T_1 T_3 s^2 + (T_1 + T_3)s + 1} \quad (4)$$

여기서 T1 = L1/V, T3 = L3/V 이다.

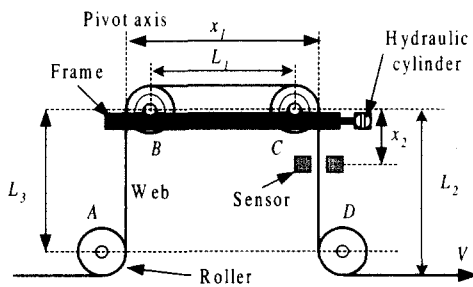


Fig. 6 Schematic of the displacement guide

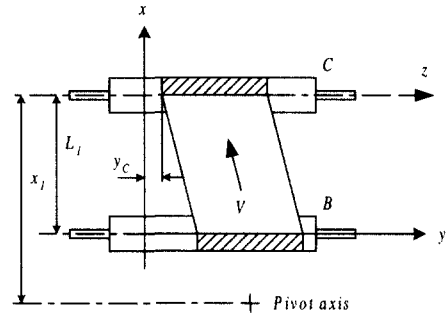


Fig. 7 Schematic of the displacement span

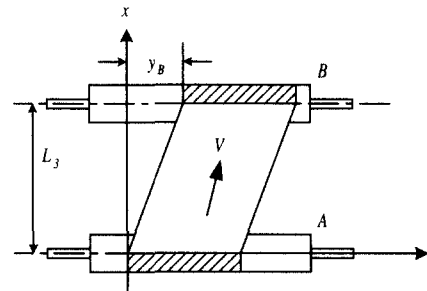


Fig. 8 Schematic of the entering span

만일, 웹의 탄성을 고려한다면 웹 유도기의 동역학은 Timoshenko^[5]의 보이론을 기본으로 하여 구할 수 있다.

$$y^{(4)} - K^2 y'' = 0 \quad (5)$$

여기서 K² = T/EI 이고, T는 장력, EI는 유연강성도이다.

그림 9는 웹의 탄성을 고려한 웹의 조타작용을 나타낸다. 이 경우에 대한 웹 조타작용의 기본식은 다음과 같다.

$$\frac{dy_A}{dt} = V \left(\theta_r - \frac{\partial y}{\partial x} \right)_A + \frac{dz}{dt} \quad (6)$$

여기서 y_A는 롤러 A에서 웹의 축방향 위치, theta_r은 롤러각, (dy/dx)_A는 A에서 측정된 웹의 기울기, 그리고 z는 롤러의 축방향 위치이다. 웹의 롤러에 대한 상대운동을 결정하는 수직이탈각에 포함된 기울기 항은 Timoshenko의 보이론에 의해 구해진다. 식 (6)으로부터 탄성을 고려한 변위유도형 웹 유도기의 동역학을 구할 수 있다^[6]. 본 논문에서는 웹의 탄성이 중요하거나 동작범위가 고주

파에서 이루어지는 특수한 경우를 제외하고는 주로 단순모델을 사용하기 때문에 여기서는 단순모델식을 사용하기로 한다.

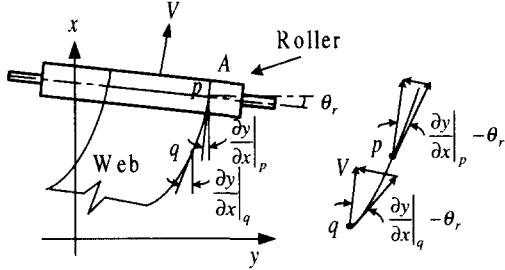


Fig. 9 Steering action of the real web

2.2 유압구동기 모델링

그림 10에 표시된 전기유압 서보기구는 중하중, 고속 및 고정도를 위한 구동기로 전기신호를 입력받아 작동유의 압력으로 부하를 구동한다.

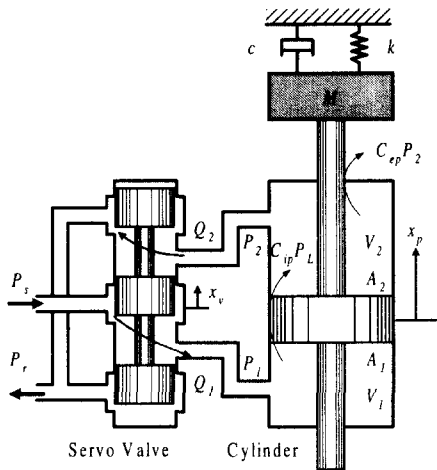


Fig. 10 Schematic of the single rod hydraulic cylinder

편로드 유압실린더는 피스톤의 수압면적이 다르기 때문에 비선형 동특성을 포함하고, 또한 피스톤 왕복속도에 차이가 있다. 여기서 피스톤 왕복시 발생하는 비선형성을 부가 외부외란으로 간주하고 선형시스템으로 모델링한다^[6,7]. 수학적 모델링을 위하여 서보밸브는 대칭적이고, 공급압력은 일정하며 리턴압력은 0이고, 밸브의 오리피스를 통한 압력강하는 같으며, 관로의 마찰손실은 없고, 작동유의 온도와 압력은 일정하다고 가정한다.

서보밸브는 토크모터의 히스테리시스 등 많은

비선형 요소에 의해 영향을 받으므로 선형동적방정식으로 유도되기는 어렵다. 그러나 주파수응답 곡선 비교법을 통하여 1차 혹은 2차 시스템으로 비교적 쉽게 근사화할 수 있다. 그러나 토크모터의 고유진동수는 70~100 Hz로 대단히 빠르기 때문에 이의 동특성은 입력전류를 가할 때 시간지연 없이 바로 출력의 스폴변위가 생긴다고 가정할 수 있기 때문에 여기서는 서보밸브를 정적요소로 모델링 한다.

$$x_v = K_{sv} u \tag{7}$$

여기서 u 는 모터의 토크이다.

서보밸브 부하압력유량식: 오리피스 유량방정식을 통한 부하압력유량식은 다음과 같다.

$$Q_L = \alpha C_d w_v x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - \text{sgn}(\dot{x}_p) \cdot P_L)}, \quad \alpha = \frac{1 + \eta}{\sqrt{2(1 + \eta^2)}} \tag{8}$$

여기서 C_d 는 밸브 스폴의 오리피스 유량계수, w_v 는 밸브포트의 단면적 구배, ρ 는 작동유의 밀도, P_s 는 공급압력, P_L 은 부하압력, 그리고 η 는 실린더 좌우 유량비이다. 비선형식인 식 (8)을 동작점 (x_{v0}, P_{L0}) 에서 테일러 급수를 통해 선형화하면 다음과 같다.

$$Q_L = k_1 x_v - k_2 P_L \tag{9}$$

여기서,

$$k_1 = \alpha C_d w_v \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - P_{L0})}, \quad k_2 = \frac{\alpha C_d w_v x_{v0}}{2\sqrt{(P_s - P_{L0})\rho}}$$

실린더 부하압력유량식: 오리피스 유량방정식과 실린더 좌우양실에 연속방정식을 적용하면 다음과 같은 실린더 부하유량식을 얻을 수 있다.

$$Q_L = A_m \dot{x}_p + C_l P_L + \frac{V_c}{4\beta} \dot{P}_L \tag{10}$$

여기서 A_m 은 평균 피스톤 면적, C_l 는 전체 누유계수, V_c 는 등가체적, β 는 체적탄성계수이다.

실린더 운동방정식: 편로드 유압실린더의 피스톤 운동방정식은 다음과 같다.

$$m\ddot{x}_p + c\dot{x}_p + kx_p + F_L = F, \quad F = A_1P_1 - A_2P_2 \quad (11)$$

식 (9), (10), 그리고 식 (11)을 조합하면 유압구동기는 3 차 시스템으로 모델링된다. 여기서, F_L 은 피스톤에 작용하는 외부력이다. 하지만 밸브스풀의 누설이 없고 작동유의 압축성을 무시할 수 있다고 가정하면, (10)은 다음과 같이 표현된다.

$$Q_L = A_m\dot{x}_p \quad (12)$$

따라서 유압 구동기는 다음과 같이 단순한 2 차 시스템으로 모델링 될 수 있다.

$$x_p(s) = \frac{A_e \frac{k_1}{k_2} x_v(s) - F_e(s)}{ms^2 + (c + \frac{A_e A_m}{K_t})s + k} \quad (13)$$

여기서 A_e 는 등가 피스톤 면적, F_e 는 등가 외부력 그리고 K_t 는 총유량압력계수이다. 식 (13)에서 피스톤 변위 x_p 가 변위 유도기를 움직이는 제어 입력 z 가 된다.

3. 제어기 설계

이 절에서는 파라미터 변동에 강인한 QFT 를 이용하여 변위유도형 웹 위치제어기를 설계하고자 한다. QFT 는 제어기 구조에 대한 구속이 없기 때문에 설계자의 자유도를 증가시킬 수 있고, 파라미터 변동을 고려하여 설계할 수 있기 때문에 파라미터 변동에 대해 안정도 및 성능사양을 만족할 수 있는 강인한 제어기를 설계할 수 있다. 또한, 안정도와 성능을 루프형성을 통해 쉽게 절충하여 설계할 수 있다

피드백 시스템의 정량적 해석에 기초한 QFT 제어기법은 Horowitz^[8]에 의해 제안되었다. 이 기법은 모델링 오차, 외부외란 및 동작점 변동 등으로 발생하는 플랜트 불확실성을 고려하기 위해 Nichols 선도에서 루프형성을 통하여 페루프 전달함수의 주파수 응답의 크기가 적절히 선정된 허용범위 내에 위치하도록 하는 제어기 설계기법이다.

본 논문에서 제안된 CPC 시스템의 구조인 다중루프 구조에 대한 QFT 접근법은 외부루프 제어기의 설계초점에 따라 2 가지 방법이 있다^[8]. 내부-외부 설계법은 먼저 내부루프를 안정화 시킨 후에

외부루프를 안정화한다. 즉, 제어기를 설계할 때 내부제어기가 내부플랜트의 불확실성을 다루고, 최종적인 외부제어기는 내부플랜트 및 외부플랜트의 불확실성을 동시에 다룰 수 있도록 한다. 그리고 외부-내부 설계법은 내부루프 페루프 전달함수의 크기가 거의 1 이라고 가정하면 먼저 외부루프에 대해 제어기를 설계하고 내부루프 제어기 설계한다. 여기서 외부제어기가 내부제어시스템의 불확실성을 고려하지 않고 설계되었기 때문에 실제 구현단계에서 내부플랜트의 불확실성으로 인한 전체 제어시스템의 성능저하가 발생할 수 있기 때문에 과-설계(over design)를 필요로 한다.

이제 변위유도형 웹 유도기에 대한 CPC 시스템을 설계하기로 한다. 그림 11 은 본 논문에서 제안된 CPC 시스템의 구조이며, 보다 직관적 방법인 내부-외부 설계절차에 의하여 QFT 를 이용한 CPC 시스템을 설계하기로 한다.

우선 유압구동기와 웹 유도기에 대한 파라미터 변동을 적절한 간격으로 나눈 이산화된 플랜트와 설계사양을 설정한다. 작동점에서 선형화된 유압시스템에 대해 파라미터 변동은 작동점의 변화에 따라 $x_v \in \{0.01, 0.1, 0.2\}$ cm, $P_L \in \{20, 100, 250\}$

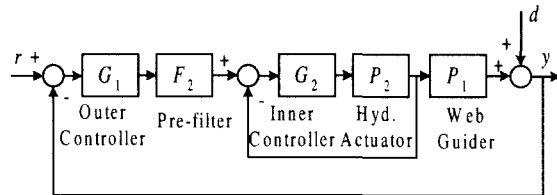


Fig. 11 Structure of the proposed CPC

kg/cm²와 같고, 공칭값 $x_{v0} = 0.1$ cm, $P_{L0} = 100$ kg/cm²으로 선정한다. 그리고 제어시스템의 안정도와 추종성능을 위해 고려된 설계사양은 다음과 같다.

- 1) 안정도(50°의 위상여유)

$$\left| F_2 \frac{P_2 G_2}{1 + P_2 G_2} \right| < 1.2, \quad \omega \geq 0 \quad (14)$$

- 2) 추종성능

$$T_L \leq \left| F_2 \frac{P_2 G_2}{1 + P_2 G_2} \right| \leq T_U, \quad \omega \leq 10 \text{ rad/s} \quad (15)$$

여기서,

$$T_L(s) = \frac{1}{(s/10+1)(s/100+1)(s/1000+1)},$$

$$T_U(s) = \frac{1}{(s/500+1)(s/5000+1)}$$

T_L , T_U 는 대역폭이 약 60 rad/s, 주파수 $\omega = 50$ rad/s 에서 크기변화가 5 dB, 그리고 $\omega = 100$ rad/s 에서 10 dB 의 크기변동을 허용하는 설계사양이다.

웹 유도기의 파라미터 변동은 롤러간의 간격과 웹의 속도변화에 따라 $L_2, L_3 \in \{3, 13, 25\}$ m, $V \in \{0.33, 1.665, 3\}$ m/s 와 같고, 공칭값 $L_{20}, L_{30} = 10$ m, $V_0 = 1$ m/s 로 선정한다. 그리고 제어시스템의 안정도 및 외란제거 성능을 위해 고려된 설계사양은 다음과 같다.

1) 안정도(30°의 위상여유)

$$\left| \frac{F_2 C_2 P_2 G_2}{1 + F_2 C_2 P_2 G_2} \right| < 2, \quad \omega \geq 0 \quad (16)$$

2) 외란제거 성능

$$\left| \frac{y}{d} \right| \leq 0.3, \quad \omega \leq 10 \text{ rad/s} \quad (17)$$

여기서 C_2 는 내부 페루프를 나타낸다.

위와 같은 설계사양을 만족시키는 설계된 내부제어기 $G_2(s)$, 전-필터 $F_2(s)$, 그리고 외부제어기 $G_1(s)$ 는 각각 다음과 같다.

$$G_2(s) = \frac{2.085(s/309.9+1)}{s/329.6+1}, \quad F_2(s) = \frac{1}{s/110+1} \quad (18)$$

$$G_1(s) = \frac{47.7(s/65.45+1)}{s(s/970+1)} \quad (19)$$

그림 12 는 nichols 선도에서 루프 형성을 통한 유압 위치제어시스템의 제어기설계과정을 나타낸다. 여기서 각 그래프는 플랜트 집합에 대한 안정도와 성능사양에 대한 한계선을 나타낸다. 그리고 이와 같은 한계들을 만족하는 공칭 루프전달함수를 루프형성기법에 따라 시행착오 방법으로 제어기를 설계한다. 그림 13 은 설계된 제어시스템의 주파수 응답을 나타낸다. 제어시스템은 파라미터 변동에 대해서도 페루프의 상하한을 만족하는 것을 알 수 있다.

그림 14 는 변위유도형 CPC 시스템에 대해 Nichols 선도에서 루프 형성을 통한 제어기 설계

과정을 보여주고 있고, 그림 15 는 설계된 제어시스템의 주파수 응답을 나타낸다. 제어시스템은 파라미터 변동에 대해 양호한 응답성능을 가진다.

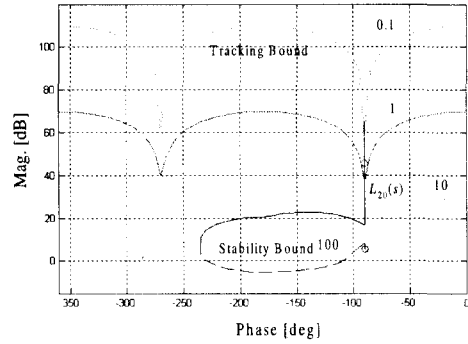


Fig. 12 Controller design of the hydraulic system

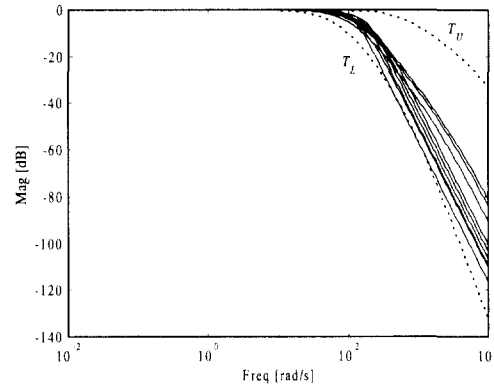


Fig. 13 Frequency response of the hydraulic control system

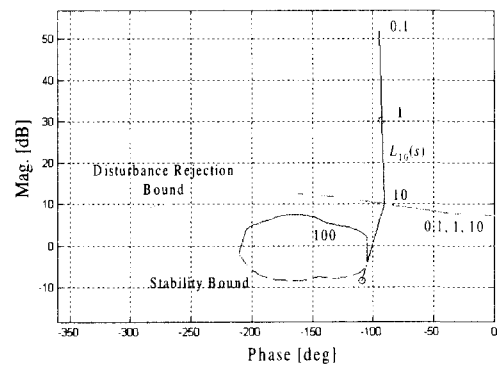


Fig. 14 Controller design of the displacement guide

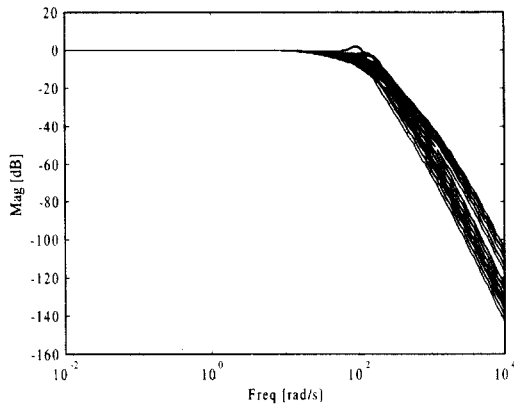


Fig. 15 Frequency response of the CPC system

4. 제어시스템의 민감도 해석

파라미터 변동에 대한 감도함수와 페루프 출력 변동비에 대한 식을 유도하고, 제안된 CPC 시스템에 대한 출력변동을 정량적으로 분석하기로 한다. 피드백의 효과 중에서 가장 주목해야 할 특징 중의 하나가 파라미터의 변동에 대한 시스템의 저감도성능이다. 시스템 요소가 환경적 조건의 변화나 노화 및 큰 제조공차를 가질 때 이 요소를 고려할 수 있는 신호를 피드백 함으로써 파라미터 변동에 저감한 성능을 얻을 수 있다.

먼저, 내부 플랜트의 변동에 대해 살펴보기로 한다. 내부 플랜트 P_{2f} 와 전체 페루프 C_{1f} 는 각각 P_2 와 C_1 의 공칭값인 P_{20} 와 C_{10} 에서 δP_1 과 δC_1 만큼 변동했을 때의 값으로 다음과 같은 관계를 가진다.

$$P_{2f} = P_{20} + \delta P_2, \quad C_{1f} = C_{10} + \delta C_1 \quad (20)$$

이때 P_2 에 대한 C_1 의 감도함수는 다음과 같다.

$$S_{P_2}^{C_1} = \frac{\delta C_1 / C_{1f}}{\delta P_2 / P_{2f}} = \frac{1}{1 + G_{20}P_{20} + G_{10}G_{20}P_{20}P_{10}} \quad (21)$$

그리고 외부 플랜트 P_2 의 변동비 P_{20}/P_{2f} 와 전체 페루프 C_1 의 변동비 C_{10}/C_{1f} 사이에는 다음의 관계식이 유도 되어진다.

$$\frac{C_{10}}{C_{1f}} = \frac{G_{20}P_{20} + G_{10}G_{20}P_{20}P_{10} + P_{20}/P_{2f}}{1 + G_{20}P_{20} + G_{10}G_{20}P_{20}P_{10}} \quad (22)$$

다음, 외부 플랜트 P_1 의 변동에 대해 살펴보기

로 한다. 외부 플랜트 P_1 과 전체 페루프 C_1 의 변동에 대해 다음과 같은 관계가 있다고 가정한다.

$$P_{1f} = P_{10} + \delta P_1, \quad C_{1f} = C_{10} + \delta C_1 \quad (23)$$

이때 외부 플랜트 P_1 에 대한 전체 페루프 C_1 의 감도함수는 다음과 같이 유도 되어진다.

$$S_{P_1}^{C_1} = \frac{\delta C_1 / C_{1f}}{\delta P_1 / P_{1f}} = \frac{1}{1 + G_{10}C_{20}P_{10}} \quad (24)$$

또한, 외부 플랜트 P_1 의 변동비 P_{10}/P_{1f} 와 전체 페루프 시스템 C_1 의 변동비 C_{10}/C_{1f} 사이에는 다음의 관계식이 유도 되어진다.

$$\frac{C_{10}}{C_{1f}} = \frac{G_{10}C_{20}P_{10} + P_{10}/P_{1f}}{1 + G_{10}C_{20}P_{10}} \quad (25)$$

이제, QFT를 이용하여 설계된 CPC 시스템에 대해 파라미터 변동에 대한 페루프 전달함수의 출력감도를 알아보기로 한다. 내부요소의 변동은 출력에 비교적 크게 반영되지 않기 때문에 외부루프 요소의 변화에 대한 변동만을 분석한다. 파라미터 변동은 100% 증가하는 경우(0.5)와 100% 감소하는 경우(2)에 대해서 살펴본다. 비교 제어기로서 현재 현장에서 사용되고 있는 P-PI 제어기를 구성한다. 즉, 유압구동기는 비례-적분 제어기를, 웹 제어기는 비례제어기를 사용한다. 제어이득은 시뮬레이션의 시간응답을 통해서 시행착오적으로 선정되었다. 설계된 제어기는 다음과 같다.

$$G_1(s) = 20, \quad G_2(s) = 1 + 0.1/s \quad (26)$$

그림 16, 17은 각각 QFT와 PID를 이용하여 설계된 변위유도형 CPC 시스템에 대한 감도함수와 페루프 변동비함수의 주파수응답이다. QFT 제어시스템은 저주파에서 감도특성이 양호한 것을 알 수 있고, 또한 PID로 설계된 제어시스템은 응답은 빠르지만 정상상태 응답특성이 좋지 않은 제어시스템임을 알 수 있다.

5. 시뮬레이션 및 고찰

이 절에서는 변위유도형 CPC 시스템의 안정도와

성능을 검증하기 위해 컴퓨터 시뮬레이션을 수행한다. 스텝입력을 통한 명령추종성능과 플랜트 출력측으로 정현파 외란을 인가하여 외란제거 성능을 시간응답을 통해 분석하기로 한다. 표 1 에는 시뮬레이션에 사용된 파라미터들이 표시되어 있다.

Table 1 System parameters of the CPC system

Hydraulic Actuator		Web Guider	
A_e	17.58 cm ²	L_1	1 m
A_m	16.1 cm ²	L_2	3~25 m
k_1	2065 cm ² /s	L_3	3~25 m
k_2	2.295 cm ⁵ s/kg _f	x_1	1.2 m
K_f	2.295 cm ⁵ s/kg _f	x_2	1 m
m	1.02 kg _f s ² /cm	V	0.33~3 m
c	1 kg _f s/cm		
k	0 kg _f /cm		

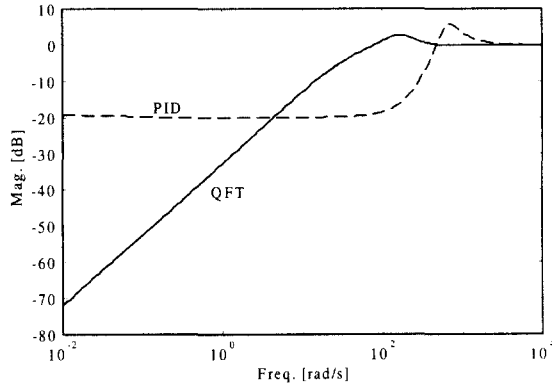


Fig. 16 Frequency response of sensitivity function

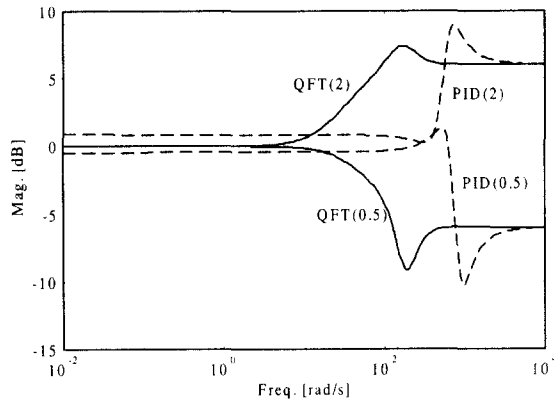


Fig. 17 Frequency response of closed loop variation

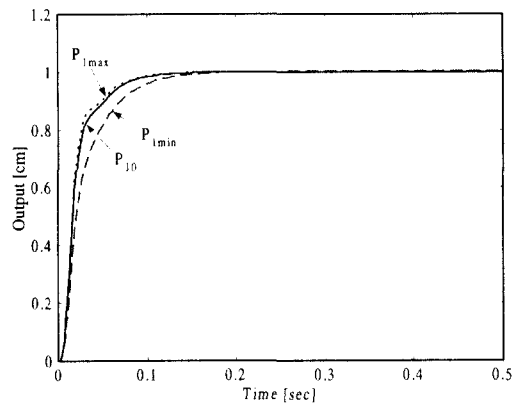


Fig. 18 Tracking performance of the CPC system

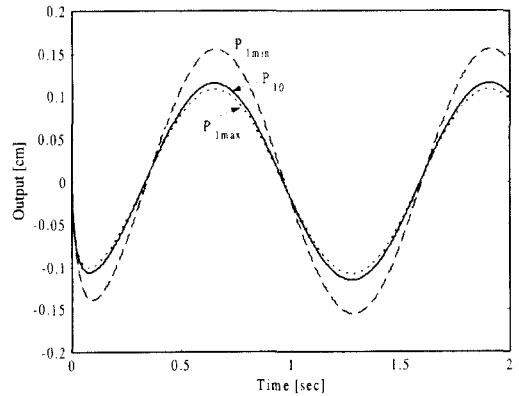


Fig. 19 Disturbance rejection of the CPC system

그림 18 은 변위유도형 CPC 시스템에 단위스텝 기준입력을 인가하여 추종성능을 도시하였고, 그림 19 는 정현파(5 rad/s) 외란입력을 통해서 외란제거성능을 도시하였다. 여기서 P_{10} , P_{1min} , P_{1max} 은 각각 공칭, 최소변동, 최대변동일 때의 플랜트를 나타낸다. 설계된 제어시스템은 파라미터 변동에 대해서도 비교적 빠른 추종과 외란을 제거함을 알 수 있다.

이와 같이 QFT 를 이용하여 설계된 CPC 시스템은 파라미터 변동에 대해서도 설계사양을 만족할 수 있는 강인한 제어를 합성할 수 있었고, 시뮬레이션을 통해 비교적 빠른 추종성능과 외란

을 제거함을 알 수 있었다. 또한, 유압구동기는 실린더 동작범위 내에 거동하기 때문에 제안된 시스템은 합당한 제어입력을 요구한다는 것을 알 수 있다.

6. 결론

본 논문에서는 냉간 압연시스템에 설치되어 운용되고 있는 변위유도형 웹 유도기와 유압 구동기에 대한 모델링을 수행하고 파라미터 변동에 강인한 제어기법인 QFT를 이용하여 주어진 성능사양을 만족하는 CPC 시스템을 설계하였다. 그리고 민감도 분석과 시뮬레이션을 통해 제안된 웹 위치 제어시스템은 추종 및 외란제거 성능이 우수하고 파라미터 변동에 대해 강인함을 입증하였다.

그렇지만 웹 자체의 탄성, 웹과 롤러 사이의 마찰에 의한 시간지연이나 미끄러짐(slip) 등을 고려한 웹 유도기 모델에 있어 정확성과 제어의 간편성을 절충할 수 있는 모델식의 개발에 대한 연구가 필요하다. 또한, QFT에 의한 제어기는 설계자에 따라 크게 차이가 날 수 있으므로 최적성에 대한 문제가 발생하기 때문에 이의 최적성에 대한 연구도 아울러 진행되어야 할 것이다.

참고문헌

1. Markey, F. J., "Edge Position Control for the Steel Strip Industry," *Iron and Steel Engineer*, pp. 119-131, 1957.
2. Campbell, D. P., "Process Dynamics," Wiley, New York, pp. 152-156, 1958.
3. Shelton, J. J., *Lateral Dynamics of an Moving Web*, PhD thesis, Oklahoma State University, Okla., 1968.
4. Besteman, M. P. G. J. et al, "Modeling and Identification of a Strip Guidance Process with Internal Feedback," *IEEE Trans. Control systems and Technology*, Vol. 6, No. 1, pp. 88-102, 1998.
5. Gere, Timoshenko, "Mechanics of Material," Third Edition, Thomson Publishing, 1993.
6. 허준영, "가변구조 제어를 이용한 유압굴삭기의 자동화에 관한 연구," 박사학위논문, 부산대학교, 1989.
7. Watton, J., "Fluid Power Systems," Prentice Hall, 1989.
8. Horowitz, I. M., "Quantitative Feedback Design Theory(QFT)," QFT Publications, 1993.