

본 연구는 단국대학교 대학연구비에 의해 수행되었음

## 퍼지논리 제어에 의한 CNC 서보기구의 마찰보정에 관한 연구

지 성 철\*

### A Study on the Friction Compensation in CNC Servomechanisms by Fuzzy Logic Control

Sungchul Jee\*

#### ABSTRACT

This paper introduces a friction compensation fuzzy logic controller, which utilizes a rule-based approach. The paper explains the algorithm of the proposed controller and compares it with a conventional PID controller in simulations and experiments. For the experiments, the two control algorithms were implemented on a 3-axis milling machine in contour milling. These simulation and experimental analyses show that the proposed fuzzy logic controller has superior performance over conventional PID controllers in terms of part contour accuracy.

**Key Words** : CNC(컴퓨터 수치제어), Machine Tools(공작기계), Friction Compensation(마찰보정), Fuzzy Logic Control(퍼지논리 제어), Servomechanisms(서보기구)

#### 1. 서 론

고품질의 제품에 대한 요구가 증대되면서 공작기계의 컴퓨터 수치제어기(CNC)는 보다 정교해져야 하고, 윤곽 가공에 적용되는 제어기의 추적성능은 개선되어야 한다. 이와 같은 목표는 제어 소프트웨어의 진보를 통하여 경제적으로 실현될 수 있다.

정밀가공에서는 공작기계의 이송나사와 안내면(guide-way)과 같은 운동부의 마찰이 가공오차를 일으키는 요인이 될 수 있다. 낮은 이송속도에서 2차원 및 3차원의 궤

적을 절삭 또는 레이저가공하는 경우, 특히 원운동과 같이 공작기계 구동축의 운동방향이 바뀌는 경우에, 마찰로 인해 상대적으로 큰 윤곽오차가 생길 수 있다. 정압(hydrostatic) 안내면이 공작기계 구조에 쓰이는 경우에는 점성마찰이 지배적이어서 마찰이 이송속도에 비례해 증가하므로 높은 이송속도에서 위치 및 속도오차를 유발한다.

모터 구동장치, 로봇 팔, 밀링머신 등의 마찰보정을 위해 적응제어<sup>(1)(2)(3)(4)(5)</sup>, 비선형제어<sup>(6)</sup>, 반복학습제어<sup>(7)</sup> 등과 같은 방법들이 시도되어 왔는데, 이와 같은 기존의 보정

\* 단국대학교 기계공학과

방법들은 대부분 마찰모델에 의존하고 있다. 모델에 기초한 마찰보정 제어방법을 구하는 데 있어 가장 큰 문제점은 마찰의 특성들을 예측하고 모델링하기가 어렵다는 데 있다. 이론상 마찰모델은 공작기계 안내면의 형식에 좌우되며 모델 파라미터들은 특별한 계측 장치를 이용하여 측정될 수 있다. 그러나 실제적으로는 마찰특성들이 고도로 비선형적이며 속도 뿐만 아니라 위치에 따라라도 달라질 수 있다<sup>(6)</sup>. 위치의 영향은 이송나사 또는 안내면의 휨, 비대칭인 베어링, 또는 국부적으로 다른 윤활조건에 기인할 수 있고, 윤활조건의 시간적 변화에 따라서 마찰 특성들 또한 변화될 수 있다. 이밖에 공작기계 테이블의 운동방향, 하중의 변화와 속도의 이력(history) 또한 마찰값에 영향을 줄 수 있다. 더우기 정적마찰로부터 동적마찰로 또는 그 반대로 전환되는 과도상태의 거동으로 인해 마찰 특성들은 더욱 복잡하게 된다. 따라서 마찰모델에 있어 측정된 파라미터들은 계속적으로 변화하고, 예측하기가 매우 어렵다.

마찰의 거동을 연구하고 마찰의 영향을 보정하기 위하여 여러 마찰모델들이 분석되고 논의되어져 왔다<sup>(1)(3)(4)(5)(9)(10)(11)(12)</sup>. 이 모델들은 쿨룸마찰과 점성마찰을 기초로 하여 이루어져 있다. 쿨룸마찰은 속도의 크기에 관계없이 접촉면의 거칠기와 수직력의 크기에 의해 좌우된다. 이에 비해 점성마찰은 속도에 비례하며 오일과 같은 유체로 윤활된 시스템에서 전형적으로 나타난다. 이 두가지의 마찰이 결합되어 실제적인 마찰모델이 만들어질 수 있다. 그 예로서 두가지의 마찰모델을 Fig. 1에 나타내었다. Fig. 1a는 Gilbert와 Winston<sup>(4)</sup>의 베어링 마찰특성 모델을 나타내는데, 그림에서 피크(peak)는 정지상태로부터 운동을 시작하는 데 필요한 힘에 해당하는 정적마찰(static friction)을 표시한다. 이 모델은 정적마찰과 쿨룸마찰을 포함하며, 또한 저속 영역에서 속도의 증가에 따라 감소하는 특성을 가지는 역점성마찰(negative viscous friction)을 포함하고 있다. 역점성마찰은 두 경계면 사이의 윤활이 충분치 않아서 경계면 사이에 접촉하는 부분이 남아있는 경우에 생기게 된다. 이 역점성마찰은 Tustin<sup>(12)</sup>에 의해서도 지수적으로 감소하는 식으로 모델링된 바 있다. Canudas de Wit 등<sup>(1)</sup>은 직류모터 드라이브에 존재하는 마찰을 Fig. 1b와 같이 나타내었는데, 양의 방향과 음의 방향에 대해 각기 다른 마찰 수준과 경사를 가지고 쿨룸과 점성마찰을 함께 고려하였다. 또한 근래에 Canudas de Wit 등<sup>(13)</sup>은 두개의 새로운 동적 마찰 모델을 제시하였는데, 하나는 Dahl<sup>(10)</sup>의 모델을 변경한

것이고 또 하나는 부착마찰과 동적 마찰을 분리하여 모델링한 것이다.

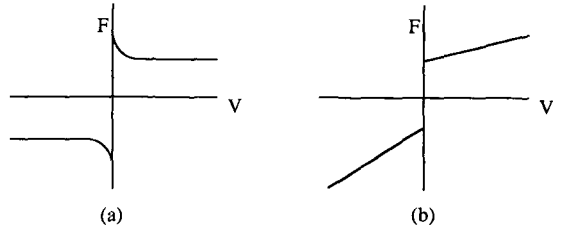


Fig. 1 Friction models:  
(a) Gilbert and Winston's model;  
(b) Canudas de Wit et al.'s model.

그러나 위에서 언급한 바와 같이 마찰은 비선형성과 많은 변수들(하중, 속도 등)에 영향을 받기 때문에 정확히 모델링되기가 매우 어렵다. 게다가 정확한 마찰모델을 얻을 수 있다고 가정하더라도 모델에 기초한 방법을 실행시키는 데는 제한이 있다. 즉, 그 방법이 너무 복잡해서 실시간으로 구현할 수 없는 경우가 많다. 예를 들어 모델에 기초한 적응 보정방법들은 대개 복잡해서 큰 계산량을 요하므로 빠른 응답이 필요한 경우에 그 응용을 제한받게 된다. 더우기 실시간으로 파라미터들을 추정하기 위해 모델을 선형화하는 경우 상당한 예측 오차를 유발시킬 수 있다. 이와 같이 마찰특성의 불확실성과 복잡성, 그리고 마찰이 정밀가공 시스템에 미치는 영향들을 고려해볼 때, 모델에 의존하지 않는 마찰 보정방법이 필요하다.

이 문제를 해결하기 위해 본 연구에서는 미리 결정된 모델에 기초하지 않고 규칙(rule)에 기초한 마찰 보정방법을 제시한다. 규칙에 기초한 퍼지논리 제어가 실험적인 플렉시블 머니플레이터(manipulator)의 제어<sup>(14)</sup>에 성공적으로 적용된 바 있다. 퍼지논리 제어는 정확한 프로세스 모델을 얻을 수 없고, 외란(마찰, 절삭력 등)모델 및 그 파라미터들에 대한 불확실성이 커서 프로세스가 전통적, 현대적 제어방법들에 의해 제어되기 어려운 경우에 대체 방법이 될 수 있다. 퍼지논리 제어는 Zadeh<sup>(15)</sup>에 의해 도입된 퍼지집합 이론에 기초를 두며, 인간의 지능과 전문가의 지식을 바탕으로 한 언어적인 규칙들을 제어 시스템에 결합시킨다. 따라서 퍼지논리 제어는 모델링이 안되는 동특성, 비선형성, 그밖에 잘 정의되지 않는 성질들을 갖는 불확실하고 복잡한 프로세스에 적합하다. 적절하게 설계된 퍼지논리 제어기는 전통적인 제어방법에 비해

시스템 파라미터의 변동에 덜 민감하고, 시스템의 성능을 저하시키는 외란을 극복할 수 있다고 주장되어 왔다. 퍼지논리 제어는 다양한 세트의 규칙들을 사용하여 넓은 범위의 입력조건에 대해 효과적으로 작용할 수 있다. 퍼지논리 제어는 일반적으로 전통적인 제어 시스템에 비해 더 빠르고 매끈한 응답을 주며<sup>(16)</sup>, 실시간으로 적용될 수 있는 장점이 있다. 그러므로 CNC 공작기계에 있어 안내면의 마찰과 같은 외란이 심각한 문제가 되는 경우, 그 서보 기구에 퍼지논리 제어를 적용하는 것은 보다 나은 윤곽 추적성능에 대한 가망성을 보여준다.

본 논문은 이 주제를 다루고 있는 일련의 두 논문 중 첫 번째 논문이며, 변화하는 가공 작동조건에 대처할 수 있는 새로운 적응 퍼지논리 제어기에 대해서는 계속되는 두 번째 논문에서 제시하고 해석하였다.

## 2. 마찰 효과의 추정

마찰을 일으키는 기계 요소의 마찰 거동을 연구하기 위해 공작기계에 용이하게 장착될 수 있는 특별한 제어 장치를 구성하였다. 이 장치를 통해 마찰에 의해 야기되는 위치에러를 실시간으로 측정함으로써 마찰을 정량화시킬 수 있다. 마찰을 측정하는 것은 마찰이 공작기계의 정밀도에 미치는 영향을 연구하고, 또 여러 가지의 서로 다른 제어 알고리즘을 평가하기 위한 시뮬레이션 해석에서 외란으로서의 마찰을 정량화하기 위해 필요하다.

공작기계 이송 구동장치에 존재하는 마찰 효과를 추정하기 위해 CNC 밀링머신 원래의 제어 시스템을 PC, 인터페이스 보드와 제어 프로그램으로 구성된 개방형의 제어기와 위치 측정장치(증분 선형 인코더)로 대체하였다. 비례형 제어기(게인  $K_p$ )로 폐회로를 구성하여 제어명령을 밀링머신 서보 모터에 보냈다.

마찰 효과의 추정을 위해 개회로 게인(open-loop gain)  $K$ 가 결정되어야 하는데, 개회로 게인은 전력증폭기(power amplifier) 게인, 모터상수, 기어비와 이송나사 피치(pitch)의 곱으로 이들은 모두 값이 주어진 파라미터들이다. Fig. 2는 이 시스템의 블럭선도를 나타낸다. 여기서  $R$ 은 위치 기준입력을,  $P$ 는 인코더 게인  $K_e$ 에 의해 곱해진 위치 측정치를 나타내고,  $E$ 는 위치에러 신호를 나타내며,  $F_d$ 는 마찰을 포함하여 기계 요소에 의해 발생하는 시스템의 전체적인 외란을 나타낸다. 마찰 추정 실험에서 밀링머신의 구동축은 정상상태 속도  $V_r$ 로 움직여졌다. 외란이 제단함수라는 가정하에서 정상상태의 위

치에러  $e_{ss}$ 는 다음과 같이 주어진다.

$$e_{ss} = \frac{V_r}{KK_e K_p} + \frac{F_d}{K_p} \quad (1)$$

제어기가 존재하는 모든 외란의 영향을 보정해야 하기 때문에 외란  $F_d$ 가 마찰력만에 의한 것으로 가정하든 또는 부분적으로 다른 원인에 의한 영향을 포함한다고 가정하든 문제가 되지 않는다. Eq. (1)에서 보는 바와 같이 비례 게인  $K_p$ 가 작으면 정상상태 에러가 커져서 마찰 효과를 더욱 크게 반영할 수 있다. 즉, 위치에러가 마찰에 더 민감해지게 된다. Eq. (1)로부터 마찰 외란은 다음과 같이 나타내어진다.

$$F_d = K_p e_{ss} - \frac{V_r}{KK_e} \quad (1a)$$

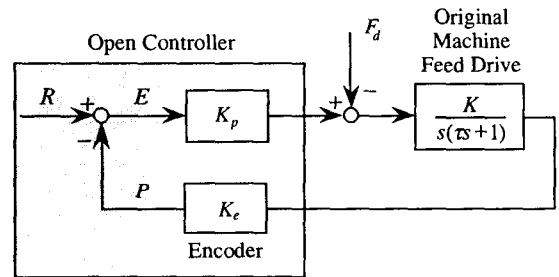


Fig. 2 Block diagram of the P-control system to estimate friction.

위의 식으로부터 마찰과 이송속도( $V_r$ )의 관계가 얻어진다. 마찰값의 단위는  $[K_p e_{ss}]$ 로 하였는데, 이는 실험에 쓰인 DA 컨버터(digital-to-analog converter: DAC)의 디지털 입력에 해당하는 단위이다. 실험장치를 구성하여 서로 다른 형식의 안내면을 가진 두 CNC 밀링머신에 대해 마찰을 추정하였다. 하나는 정압 안내면을 갖고 외부의 윤활유 공급장치에 의해 윤활유가 주기적으로 자동 주입되어 윤활상태가 유지되며 볼나사(ball screw)에 의해 움직이는 기계이고, 또 하나는 윤활이 거의 안된 보통의 안내면을 갖고 리드스크루(lead screw)로 움직여지는 기계이다. 이들에 대한 실험결과를 각각 Fig. 3과 Fig. 4에 나타내었다.

Fig. 3의  $V_r > 4$  mm/sec인 구간에서 마찰이 이송속도에 거의 선형적으로 비례하는 것을 볼 수 있다(즉, 점성마찰). 이 결과들에서는 역점성마찰 특성이 분명하게

나타나지 않는다. 또한 이 밀링머신은 정압 안내면을 가지므로 작은 양의 정적마찰이 존재한다<sup>(17)</sup>. 정적마찰값은 DA 컨버터의 출력 전압을 서서히 증가시키면서 밀링머신 테이블이 움직이기 시작하는 최소 전압을 측정해서 구하였다. Fig. 4는 두번째 밀링머신에 대해 같은 조건하에서 20번 실험한 결과들의 분포를 나타내는데, 역점성마찰과 큰 정적마찰값을 보여준다. 여기서 주목해야 할 것은 같은 실험조건하에서도 마찰값에 최대 ±12%의 변동이 있다는 것이다.

공작기계 테이블에 놓이는 하중의 변화가 마찰값에 미치는 영향을 조사하기 위해 CNC 밀링머신(리드스크루에 의해 움직이고 보통의 안내면을 가진 것) 테이블 위에 95 kg의 하중을 두었을 때의 마찰을 추정하여 하중이 없는 경우의 결과와 비교하였다. Fig. 4에서 보는 바와 같이 톨룸마찰의 크기가 예상대로 하중과 더불어 증가한 것을 알 수 있다. 따라서 마찰값은 하중과 속도의 변화에 따라 달라진다고 결론지을 수 있다.

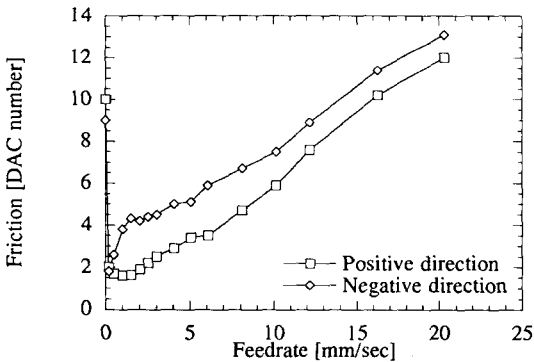


Fig. 3 Friction-velocity curves for a hydrostatic slideway.

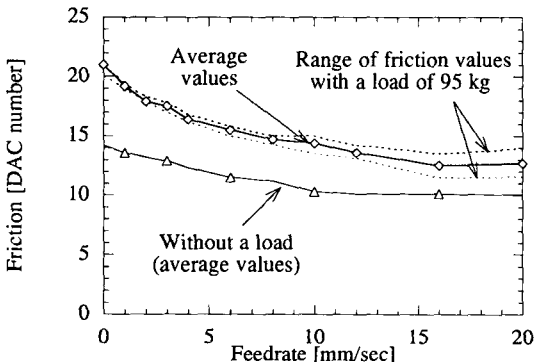


Fig. 4 Friction-velocity curves for a plain slideway with little lubrication.

### 3. 제시된 퍼지논리 제어기

이절에서는 본 논문에서 제시된 퍼지논리 제어기의 구조와 규칙들에 대해 기술한다. 보편적으로 쓰이는 퍼지논리 제어기의 형식에는 크게 3가지가 있으며, 제어기 입력과 출력의 관계로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$u(k) = F[e(k)]$$

$$\Delta u(k) = F[e(k), \Delta e(k)] \quad (2)$$

$$u(k) = F[e(k), \Delta e(k)]$$

여기서  $e(k)$ 는 현재의 시간단계  $k$ 에서의 제어에러 즉 기준입력과 실제의 프로세스 출력의 차이를,  $\Delta e(k)$ 는 전 시간단계  $k-1$ 과 현 시간단계  $k$ 사이의 에러 변화량을,  $u(k)$ 는 제어명령을,  $\Delta u(k)$ 는 제어명령의 증분을 각각 나타낸다. 비선형 함수관계  $F$ 는 퍼지화 과정, 퍼지추론과 비퍼지화 과정을 포함한다. Eq. (2)의 첫째, 둘째, 셋째 형식의 제어기는 각각 비선형의 비례(P), 비례-적분(PI), 비례-미분(PD) 제어기에 해당한다.

본 연구에서는 Eq. (2)의 제어형식 중 세번째 형식의 퍼지논리 제어기(Fig. 5 참조)를 택하였는데, 이 제어기는 나머지 두 제어기에 비해 빠른 과도응답을 제공해 준다. 제어기의 입력은 현 시간단계에서의 공작기계 구동축 방향의 위치에러( $e(k)$ )와 전 시간단계와 현 시간단계 사이의 위치에러의 변화량( $\Delta e(k)$ )이다. 따라서 제어명령( $u(k)$ )은 현재의 위치에러의 크기 뿐만 아니라 에러의 변화율 및 방향에 따라 결정되어진다.

이 제어기에 정상상태의 거동을 개선하기 위하여 적분(I) 제어작용이 추가되었다(Fig. 5 참조). 따라서 시간단계  $k$ 에서의 전체적인 제어명령은 다음과 같다.

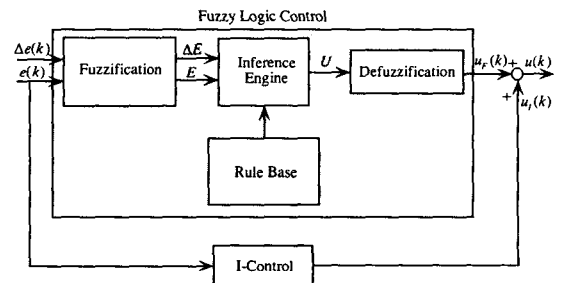


Fig. 5 Structure of the proposed fuzzy logic controller.

$$u(k) = F[e(k), \Delta e(k)] + u_f(k) \quad (3)$$

$$u_f(k) = u_f(k-1) + K_f e(k)$$

여기서  $K_f$ 는 적분 계인이고,  $u_f(k)$ 는 시간단계  $k$ 에서의 적분 제어명령이다. 결과적으로 공작기계 이송 구동장치의 마찰을 극복하기 위하여 새로운 비선형 비례-적분-미분(PID) 형식의 퍼지논리 제어가 형성되었다.

제어기의 두 입력과 제어기 출력이 대해 각각 7개의 퍼지집합들이 정의되었다. Fig. 6에 나타낸 바와 같이 제시된 퍼지논리 제어기에서는 삼각형(가운데 5개의 소속함수들)과 NL과 PL로 표시된 사다리꼴(퍼지 입출력 범위의 양단)의 2가지 형상으로 소속함수들을 정의하였다. Fig. 6에서 NL은 “음의 값으로 크다”, NM은 “음의 값으로 중간이다”, NS는 “음의 값으로 작다”, ZR은 “거의 영이다”, PS는 “양의 값으로 작다”, PM은 “양의 값으로 중간이다”, PL은 “양의 값으로 크다”에 해당한다. 일반적으로  $e(k)$ 의 값은 두 소속함수에 속하게 되며, 마찬가지로  $\Delta e(k)$ 도 두 함수에 속한다.

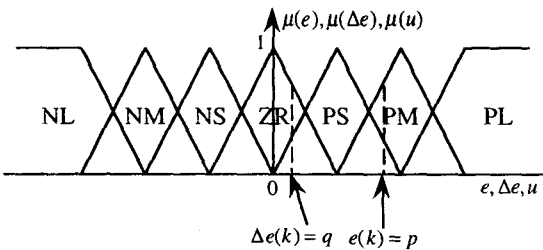


Fig. 6 The membership functions.

퍼지 제어규칙들은 퍼지 조건문으로 구성되며 “IF(조건들) THEN(제어작용)”과 같은 형태를 갖는다. 본 연구에서는 2개의 퍼지 입력에 대해 각각 7개의 퍼지집합을 정의하였으므로, 모두 49개의 제어규칙들이 결정되어 규칙 베이스에 저장되었다. 이 제어규칙들은 Eq. (4)와 같이 표현될 수 있으며, 제시된 제어기에 쓰인 규칙들을 Table 1에 나타내었다.

$$R_{ij}: \text{ If } E = \underset{\sim}{A}_i \text{ and } \Delta E = \underset{\sim}{B}_j \text{ then } U = \underset{\sim}{C}_{ij}, i, j = 1, \dots, 7 \quad (4)$$

제시된 제어기에서 제어규칙들은 다음과 같은 원리에

Table 1 The proposed fuzzy control rule base.

Control	Actions	If $\Delta e \in$						
		NL	NM	NS	ZR	PS	PM	PL
If $e \in$	NL	NL	NL	NL	NL	NL	NL	NL
	NM	NL	NL	NM	NM	NS	NS	NS
	NS	NL	NM	NM	NS	NS	NS	ZR
	ZR	ZR	ZR	ZR	ZR	ZR	ZR	ZR
	PS	ZR	PS	PS	PS	PM	PM	PL
	PM	PS	PS	PS	PM	PM	PL	PL
	PL	PL	PL	PL	PL	PL	PL	PL

의하여 확립되었다. 현재 시간단계에서의 위치에러가 전 시간단계의 에러 보다 영에 가까우면 퍼지논리 제어기 내부의 추론기구는 기계가 위치에러를 줄이면서 올바른 방향으로 진행하고 있다고 추론하며, 따라서 상대적으로 작은 제어명령이 필요하다. 그 반대의 경우 추론기구는 기계가 에러를 증가시키고 있다고 추론하여 상대적으로 큰 제어명령이 필요하게 된다. 다시 말해 위치에러가 크지만 빠르게 감소하고 있는 경우에 비해 위치에러가 작지만 영으로 수렴하고 있지 않은 경우에 더 큰 제어명령이 필요하다. 제시된 퍼지논리 제어기에서 오직 서로 이웃하는 소속함수들만이 겹쳐지게 되므로  $e(k)$ 값과  $\Delta e(k)$ 값은 각각 두 소속함수에만 속하게 되고, 따라서 한 시간단계에서 최대 4개의 제어규칙이 동시에 작용하게 된다.

퍼지 출력  $U$ 를 얻기 위해서는 퍼지추론 기구로써 동시에 작용한 4개의 퍼지 규칙들을 조합하여야 한다. 본 연구에서는 퍼지추론 함수로 Mamdani의 최소연산법(minimum operation rule)<sup>(18)</sup>을 이용하였는데, Eq. (4)와 같은 형태의 제어규칙들에 대해, 시간단계  $k$ 에서의 포괄적인 추론결과인  $\underset{\sim}{C}$  (즉, 퍼지 출력)의 진리값(truth value)은 다음과 같이 구해진다.

$$\mu_{\underset{\sim}{C}} = \max_{i,j} [\min(w_{ij}, \mu_{\underset{\sim}{C}_{ij}})] \quad (5)$$

여기서  $w_{ij}$ 는 제어규칙  $R_{ij}$ 의 진리값으로 다음과 같이 얻어진다.

$$w_{ij} = \min[\mu_{\underset{\sim}{A}_i}(e(k)), \mu_{\underset{\sim}{B}_j}(\Delta e(k))] \quad (6)$$

즉, 각기 작용한 규칙에 대한 진리값  $w_{ij}$ 는 퍼지 입력

( $\tilde{A}_i$  와  $\tilde{B}_j$ )의 진리값의 최소값을 취해서 결정되고, 각 규칙의 추론결과와 진리값은  $w_{ij}$  와 해당 출력 소속함수  $C_{ij}$ 의 교차값을 취해서 구해진다. 작용한 모든 규칙에 대한 포괄적인 추론결과를 얻기 위해서는 제어출력 공간의 각 점마다 각 규칙에 의한 개별적인 추론값의 최대치가 취해진다.

마지막으로 퍼지변수  $U$ 를 하나의 값을 갖는 출력으로 변환하기 위해 비퍼지화 절차가 필요하다. 본 연구에서는 아래 식으로 정의되는 면적중심법(center of area method)이 사용되었다.

$$u(k) = \frac{\sum_{i=1}^n \mu(u^{(i)}) \cdot u^{(i)}}{\sum_{i=1}^n \mu(u^{(i)})} \quad (7)$$

여기서  $\mu(u^{(i)})$ 는 제어명령  $u$ 가 이산화된(discrete) 값  $u^{(i)}$ 를 가질 때의 진리값이고,  $n$ 은 제어출력 공간을 이산화하여 나타낸 점들의 수를 의미한다. 실시간 제어를 위해 계산 시간상의 부담을 줄이고자 면적중심법을 다음과 같이 단순화하여 사용하였다.

$$u(k) = \frac{\sum_{l=1}^{n_R} w_l \cdot C_l}{\sum_{l=1}^{n_R} w_l} \quad (8)$$

여기서  $n_R$ 은 시간단계  $k$ 에서 작용한 규칙의 수(최대 4개)이고,  $w_l$ 은 규칙  $l$ 의 "if" 부분의 만족도를 나타내며,  $C_l$ 은 각 제어규칙의 해당 출력 소속함수( $C_{ij}$ )의 도심(center)을 나타낸다.

• 예: 제어기 입력값이  $e(k) = p$  이고  $\Delta e(k) = q$  일 때 (Fig. 6 참조)의 퍼지추론 과정을 도식적으로 보여주는 예를 Fig. 7에 나타내었다.  $e(k) = p$ 는 두 소속함수  $E = PS$ 와  $E = PM$ 에 속하며,  $\Delta e(k) = q$ 는 소속함수  $\Delta E = ZR$ 과  $\Delta E = PS$ 에 속한다. 이 경우 퍼지 입력에 있어 4가지의 조합이 존재하기 때문에(즉,  $E = PS$ 와  $\Delta E = ZR$ ;  $E = PS$ 와  $\Delta E = PS$ ;  $E = PM$ 과  $\Delta E = ZR$ ;  $E = PM$ 과  $\Delta E = PS$ ) 4개의 제어규칙이 동시에 작용하게 된다. 편의상 Fig. 7에서는 작용한 2개의 제어규칙 중에서 다음의 두 규칙에 대한 추론과정만을 나타내었다. 실제의 시뮬레이션과 실험에서는 작용한 모든 규칙들이 조합되어 제어기 출력이 결정되었다.

- (i) If  $E$  is PS and  $\Delta E$  is PS then  $U$  is PS;
- (ii) If  $E$  is PM and  $\Delta E$  is ZR then  $U$  is PM

각 규칙에 대해 추론결과와 진리값으로 최소 교차점의 값이 취해지고, 다시 이 최소값들의 최대치가 취해진다 (Fig. 7의 우측 아래 부분). 마지막 단계로 면적중심법을 이용하여 하나의 제어명령이 구해진다.

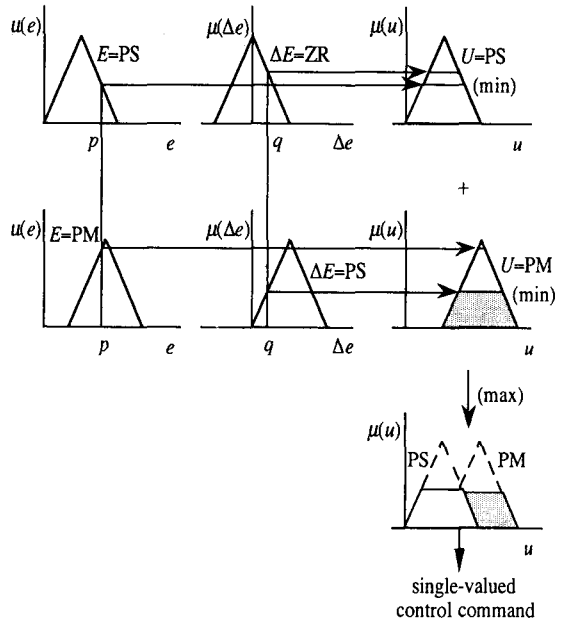


Fig. 7 The fuzzy reasoning process.

#### 4. 시뮬레이션과 실험해석

본 연구에서 제시된 퍼지논리 제어기(fuzzy logic controller: FLC)에 대해 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였고, 윤활이 거의 안된 보통의 안내면을 가진 3마력 CNC 밀링머신에 대해 실제의 윤곽 추적 실험을 하였다. 시뮬레이션에서 쓰인 파라미터값들은 실제 시스템의 값들과 유사하도록 하였으며, 이 값들을 Table 2에 나타내었다. 시뮬레이션 및 실험에서의 제어기 샘플주기(sampling time)  $T$ 는 0.01초로 하였다. 실험에서 밀링머신 테이블의 위치는 선형 인코더(linear encoder)에 의해 측정되었다. Fig. 8은 한 축에 대한 제어 시스템의 개략도를 나타내는데, 두 축에 대해 퍼지논리 제어기를 구현하였다. 전술한 바와 같이 위치에러와 위치에러의 변화량이 퍼지

논리 제어기의 입력으로 쓰였다. Table 3은 시뮬레이션과 실험에서 동일한 값으로 쓰인 퍼지논리 제어기의 입력력 소속함수들에 대한 중앙값들을 나타낸다. 소속함수들의 좌단과 우단점들은 Fig. 6에 나타낸 바와 같이 이웃하는 소속함수의 중앙과 일치하도록 하였다.

Table 2 System parameters.

Open-loop Gains	X-axis	$K_x = 28.35$
	Y-axis	$K_y = 28.96$
Time Constants	X-axis	$\tau_x = 0.055$
	Y-axis	$\tau_y = 0.056$

Table 3 Center values for the membership functions.

Membership Functions	$e$	$\Delta e$	$u$
NL	-21	-4.5	-55
NM	-14	-3.0	-35
NS	-7	-1.5	-15
ZR	0	0.0	0
PS	7	1.5	15
PM	14	3.0	35
PL	21	4.5	55

실험된 제어기의 성능을 비교하기 위해 윤곽오차(contour error)를 측정하였다. 윤곽오차는 원하는 윤곽에 직교하는 에러성분으로 정의되고, 원하는 윤곽의 기하학적 형상과 실제의 테이블 위치측정을 통해 계산되어진다. 예

를 들어 선형 윤곽  $x = ay$ 에 대해 X축과 Y축 방향의 실제 위치를  $P_x$ 와  $P_y$ 라고 하면, 선형 윤곽오차는 다음과 같이 주어진다.

$$\varepsilon = \frac{P_x - aP_y}{\sqrt{1+a^2}} \quad (9)$$

반경이  $r$ 이고 중심이 XY좌표계로  $(0, r)$ 에 놓인 원형 윤곽에 대해서는 윤곽오차가 다음과 같이 구해진다.

$$\varepsilon = \sqrt{P_x^2 + (P_y - r)^2} - r \quad (10)$$

고급의 CNC 시스템은 대부분 서보 제어기로 PID 제어를 사용하므로 이절에서는 일반적인 PID 제어기와 제시된 퍼지논리 제어기의 성능을 비교하였다. 퍼지논리 제어기에 존재하는 고도의 비선형성으로 인해 퍼지논리 제어기와 PID 제어를 등가의 계인으로 비교하기가 쉽지 않다. 그러나 공정한 조건하에서 비교가 이루어질 수 있도록 두 제어기의 계인들을 가능한 동등하게 하였다. 퍼지논리 제어기의 등가 계인을 유도하기 위해 퍼지논리 제어기의 출력을 다음과 같이 두 부분으로 분해하였다.

$$u_F(k) = u_1(k) + u_2(k) \quad (11)$$

여기서  $u_1(k)$ 은 위치에러에 의해 생긴 제어출력 성분이고,  $u_2(k)$ 는 위치에러의 변화에 의한 성분이다. 즉, 다음과 같이 놓았을 때

$$u_1(k) = \varphi_1[e(k)]; \quad u_2(k) = \varphi_2[\Delta e(k)] \quad (12)$$

$\varphi_1$  과  $\varphi_2$ 는 비선형 계인을 나타내는 함수에 해당한다.

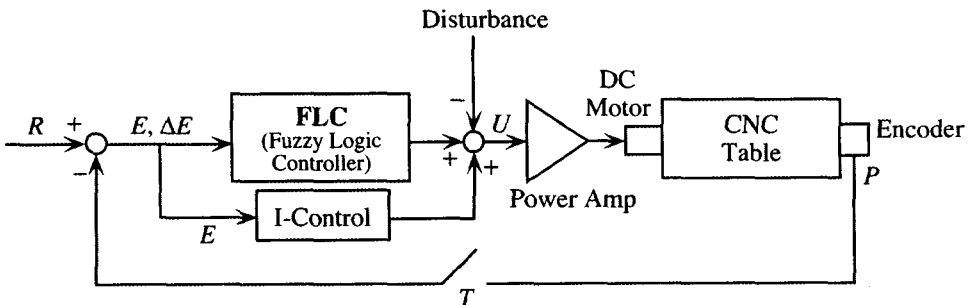


Fig. 8 The overall fuzzy logic control system.

여기서  $u_1(k)$ 과  $u_2(k)$ 에 대한 섹터(sector)를 한정하는 계인을 각각  $K_1$ 과  $K_2$ 로 정의하면 다음의 관계가 성립한다.

$$\begin{aligned} K_1^{\min} [e(k)]^2 \leq u_1(k)e(k) \leq K_1^{\max} [e(k)]^2 \\ K_2^{\min} [\Delta e(k)]^2 \leq u_2(k)\Delta e(k) \leq K_2^{\max} [\Delta e(k)]^2 \end{aligned} \quad (13)$$

제시된 퍼지논리 제어기와 관련하여  $K_1^{\min}$ 과  $K_1^{\max}$ 는 비례 계인의 최소값과 최대값으로,  $K_2^{\min}$ 과  $K_2^{\max}$ 는 미분 계인의 최소값과 최대값으로 각각 간주될 수 있다. 이와 같은 계인의 범위에 대해 그 중간값을 등가의 퍼지논리 제어기 계인으로 정의하였다. 제시된 퍼지논리 제어기의 경우  $K_2^{\min} = 0$ 이므로, 등가의 비례 및 미분 계인은 각각  $(K_1^{\min} + K_1^{\max})/2$ 와  $K_2^{\max}/2$ 로 정의된다. 한편, 비례, 미분 및 적분 계인으로 각각  $K_p$ ,  $K_i$ 와  $K_d$ 를 갖는 PID 제어기의 제어법칙은 다음과 같이 표현될 수 있다 ( $K_i$ 와  $K_d$ 에 샘플주기가 포함됨).

$$\begin{aligned} u(k) = & u(k-1) \\ & + K_p [e(k) - e(k-1)] + K_i e(k) \\ & + K_d [e(k) - 2e(k-1) + e(k-2)] \end{aligned} \quad (14)$$

시뮬레이션과 실험에 쓰인 위의 PID 제어기 계인과 동일한 값으로 쓰인 등가의 퍼지논리 제어기 계인을 Table 4에 나타내었다.

Table 4 PID and FLC gains.

Gains	PID and Equivalent FLC
Proportional	2.4
Integral	0.1
Derivative	6.7

#### 4.1 시뮬레이션 결과

시뮬레이션에서 한 축과 작은 각도를 가진 직선, 원, 직각 모서리의 세 종류의 기준 윤곽이 사용되었으며, 서로 다른 이송속도에 대해 시뮬레이션이 수행되었다. 시뮬레이션을 더욱 실제적으로 하기 위해 플랜트 파라미터들인 개회로 계인  $K$ 와 시상수  $\tau$ 에  $\pm 5\%$ 의 불규칙 변동을 주었다. 또한 2절에서의 보통의 안내면에 대한 마찰 추정 실험결과를 토대로 마찰외란을 이송속도  $v$  (단위:

mm/sec)의 함수로 하여 시뮬레이션 프로그램에 입력하였다. 즉, 하중이 있는 경우에 측정된 평균 마찰값(Fig. 4 참조)을 12 mm/sec의 속도를 기준으로 하여 그 이하의 속도 구간에서는 속도의 2차 함수로 근사화시켰으며, 그 이상의 구간에서는 쿨롬마찰로 간주하여 상수로 설정하였다. 이 마찰외란의 평균 마찰값에  $\pm 8\%$ 의 불규칙 변동 ( $\Delta F_d$ )을 주어, 결과적으로 시뮬레이션에서 외란으로 쓰인 마찰모델은 다음의 식과 같다.

For the X-axis:

$$F_d(V) = \begin{cases} 13.95 + \Delta F_d & \text{for } V \geq 12 \\ 0.05V^2 - 1.16V + 20.49 + \Delta F_d & \text{for } 0 \leq V < 12 \\ -0.04V^2 - 1.00V - 18.27 + \Delta F_d & \text{for } -12 \leq V < 0 \\ -11.84 + \Delta F_d & \text{for } V < -12 \end{cases} \quad (15)$$

For the Y-axis:

$$F_d(V) = \begin{cases} 12.76 + \Delta F_d & \text{for } V \geq 12 \\ 0.04V^2 - 1.12V + 19.99 + \Delta F_d & \text{for } 0 \leq V < 12 \\ -0.02V^2 - 0.68V - 16.84 + \Delta F_d & \text{for } -12 \leq V < 0 \\ -11.80 + \Delta F_d & \text{for } V < -12 \end{cases}$$

퍼지논리 제어기와 PID 제어기의 윤곽 추적성능과 제어기 출력을 비교하였으며, 그 결과를 Fig. 9부터 Fig. 11까지에 나타내었다. 여기서 제어기 출력은 8 bit로 하였다. 직선운동에서(Fig. 9) 직선 윤곽과 X축이 이루는 각도는  $5^\circ$ 로 하였다. 즉, 동작기계 테이블이 X축과 작은 각을 이루면서 움직이므로 마찰외란의 Y축 성분이 X축 성분 보다 훨씬 크게 된다. 따라서 이와 같은 마찰의 차이는 원하는 윤곽으로부터 벗어나는 결과를 가져온다. 동작기계 축이 운동방향을 바꿀 때의 효과를 나타내기 위해 반경이 20 mm인 원이 사용되었다(Fig. 10). 모서리 운동(Fig. 11)에 쓰인 윤곽을 Fig. 11a에 나타내었는데, 이와 같은 윤곽에 대해서는 오버슈트로 인해 상당한 윤곽 오차가 생길 수 있다. 윤곽오차는 시스템 해상도(resolution)에 해당하는 기본 길이단위(basic length unit: BLU)로 표시하였으며, 본 연구의 경우 1 BLU는 0.01 mm이다. 시뮬레이션 결과를 Table 5에 정리하였는데, 직선운동에 대해 저속 이송속도를 0.4 m/min으로 하고 고속 이송속도를 0.9 m/min으로 하였으며, 원운동에서는 0.4 m/min과 1.3 m/min을 그리고 모서리 추적 시뮬레이션에서는 0.3 m/min과 0.6 m/min을 각각 저속과 고속 이송속도로 하였다. 제어출력 결과를 보면 PID



제어기와 퍼지논리 제어기의 계인을 증가로 취했기 때문에 그 크기가 거의 같음을 알 수 있다. PID 제어기에 비해 퍼지논리 제어기의 출력의 진동이 다소 큰 경향을 보이는데, 이는 퍼지논리 제어기와 같이 가변구조(variable structure)를 가진 제어기에서 나타나는 현상이다. 이는 제어기 입출력 대해 소속함수와 제어규칙들을 추가로 정의하여 계인의 변화를 완만히 함으로써 완화될 수 있으나, 본 연구에서의 윤곽 추적성능에 대한 영향은 크지 않다고 볼 수 있다.

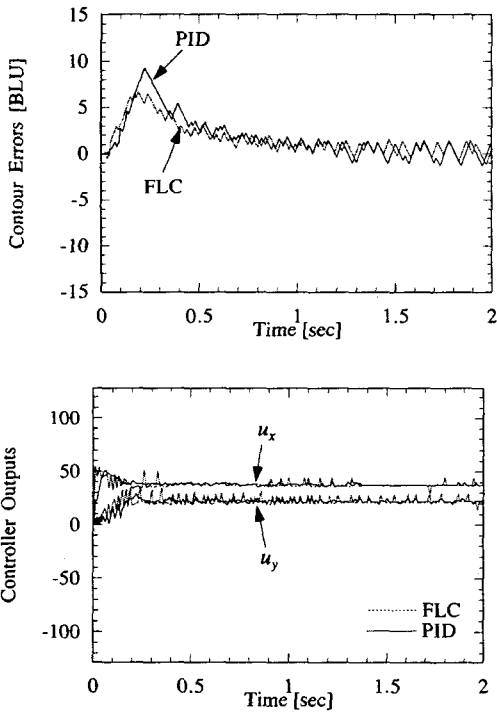
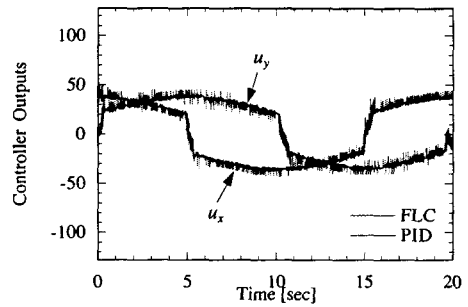
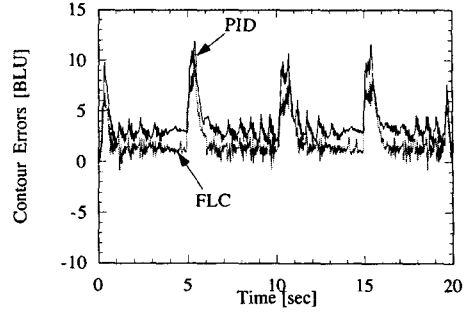


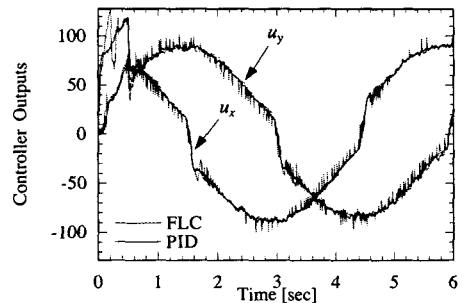
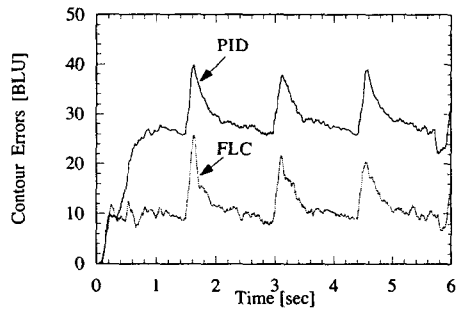
Fig. 9 Simulation results for a linear contour (1 BLU = 10  $\mu\text{m}$ ; feedrate = 0.4 m/min).

시뮬레이션 결과로부터 다음의 중요한 결론들을 얻을 수 있다.

- 본 연구에서 제시된 퍼지논리 제어기는 PID 제어기에 비해 마찰외란에 훨씬 강인해서 마찰로 인한 윤곽오차를 크게 줄여준다.
- 제시된 퍼지논리 제어기는 이송속도의 크기에 민감하지 않다.
- 제시된 퍼지논리 제어기는 응답이 빨라서 윤곽오차가 PID 제어기 보다 빠르게 정상상태값에 수렴한다.



(a) Feedrate=0.4m/min

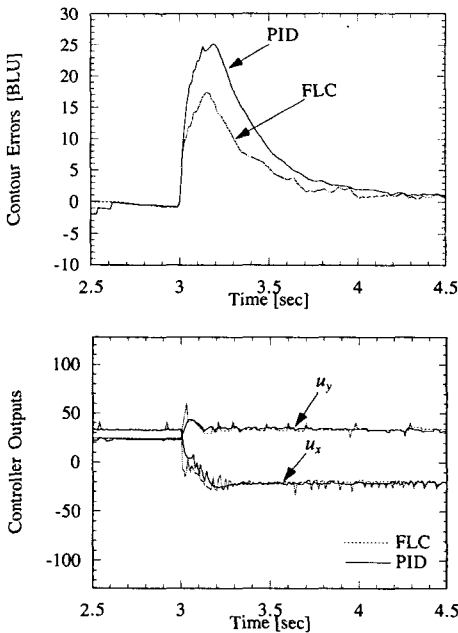
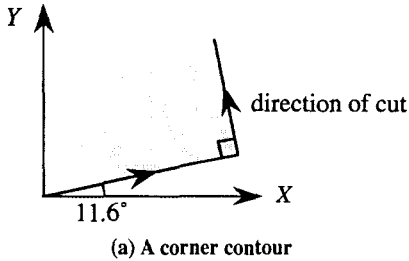


(b) Feedrate=1.3m/min

Fig. 10 Simulation results for a circular contour (1 BLU = 10  $\mu\text{m}$ ).

Table 5 Simulation comparison of contour errors (unit: 10  $\mu$ m).

Conditions		Max. Error		RMS Error	
Contour	Feedrate	PID	FLC	PID	FLC
Straight Line	Low	9.3	6.6	1.8	1.6
	High	9.4	8.3	1.9	1.6
Circle	Low	11.9	10.0	4.2	2.7
	High	39.9	25.7	27.7	11.7
Corner	Low	25.2	17.4	5.0	3.2
	High	46.0	40.2	7.8	5.3



(b) Contour errors and controller outputs

Fig. 11 Simulation results for a corner tracking (1 BLU = 10  $\mu$ m; feedrate = 0.3 m/min).

#### 4.2 실험결과

제시된 퍼지논리 제어를 구현하여 직선과 원 윤곽 추적 실험을 수행하였다. Fig. 12는 직선운동에 대한 결과를 보여준다. 공작기계 축이 서로 다른 마찰의란을 갖도록 직선 윤곽이 X축과 이루는 각도를 27°로 하였다. 이 결과에서 볼 수 있듯이 과도상태에서 퍼지논리 제어기의 성능이 PID 제어기 보다 좋아서 정적마찰로 인한 최대 윤곽 오차가 2.1:1의 비로 감소하였다. 반경 20 mm의 원운동에 대한 윤곽오차는 Fig. 13에서 비교되었는데, 퍼지논리 제어기가 PID 제어기 보다 향상된 윤곽 추적성능을 보여서 실효값(root mean square: RMS) 윤곽오차는 3.5:1로, 최대 윤곽오차는 1.9:1의 비로 감소하였다.

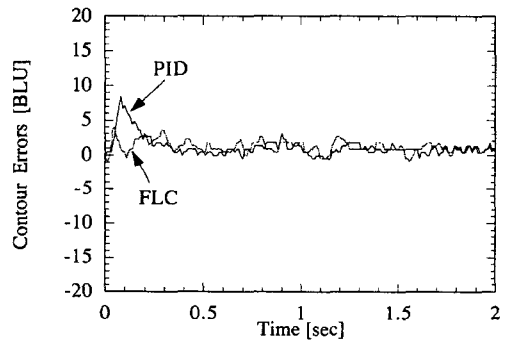


Fig. 12 Experimental comparison of contour errors for a linear contour (1 BLU = 10  $\mu$ m; feedrate = 0.4 m/min).

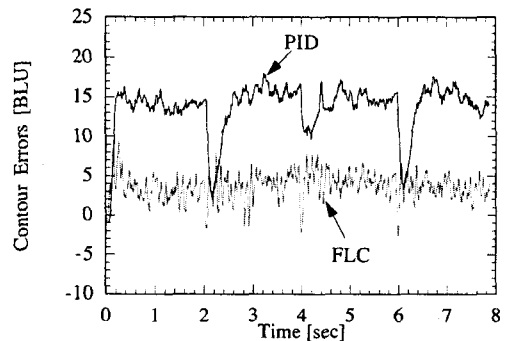


Fig. 13 Experimental comparison of contour errors for a circular contour (1 BLU = 10  $\mu$ m; feedrate = 1.0 m/min).

#### 5. 결론

큰 윤곽오차를 일으키는 공작기계 마찰의 영향을 보정

하기 위해 퍼지논리에 기초한 새로운 제어방법이 제안되었다. 시뮬레이션과 실험을 통해 제시된 퍼지논리 제어를 평가하였으며, 이로부터 얻은 결론은 다음과 같다.

- (1) 일반적인 PID 제어기는 마찰외란이 존재하는 경우와 고속 이송속도의 경우 큰 윤곽오차를 발생시킨다.
- (2) 이에 비해 제시된 퍼지논리 제어기는 마찰외란에 강인하고 이송속도의 변화에 민감하지 않다.
- (3) 제시된 퍼지논리 제어기는 이송 드라이브의 마찰이 문제가 되는 공작기계 시스템에 대해 윤곽오차를 크게 줄일 수 있다.

끝으로, 본 연구에서 제시된 퍼지논리 제어기의 파라미터들은 적절한 성능을 얻기 위해서 시행착오에 의해 조율되었다. 반면에 제어기 파라미터들을 자동으로 조율해서 변화하는 작동조건하에서도 작은 윤곽오차를 얻을 수 있는 자기조정 기구(self-organizing mechanism)에 의해 조율과 제어가 이루어질 수 있다. 이와 같은 적응 방식의 퍼지논리 제어기에 대해서는 계속되는 논문에서 다루기로 한다.

#### 참 고 문 헌

1. Canudas de Wit, C., Astrom, K. J., and Braun, K., "Adaptive Friction Compensation in DC Motor Drives," Proceedings of the 1986 IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp. 1556-1561, San Francisco, CA., 1986.
2. Canudas de Wit, C. et al., "Adaptive Friction Compensation in Robot Manipulators: Low-Velocities," Proceedings of the 1989 IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp. 1352-1357, Scottsdale, AZ, 1989.
3. Canudas de Wit, C. and Seront, V., "Robust Adaptive Friction Compensation," Proceedings of the 1990 IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp. 1383-1388, Cincinnati, OH., 1990.
4. Gilbert, J. W. and Winston, G. C., "Adaptive Compensation for an Optical Tracking Telescope," Automatica, Vol. 10, pp. 125-131, 1974.
5. Walrath, C. D., "Adaptive Bearing Friction Compensation Based on Recent Knowledge of Dynamic Friction," Automatica, Vol. 20, No. 6, pp. 717-727, 1984.
6. Kubo, T., Anwar, G., and Tomizuka, M., "Application of Nonlinear Friction Compensation to Robot Arm," Proceedings of the 1986 IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp. 722-727, San Francisco, CA., 1986.
7. Tung, E., Anwar, G., and Tomizuka, M., "Low Velocity Friction Compensation and Feedforward Solution Based on Repetitive Control," Proceedings of the 1991 American Control Conference, pp. 2615-2620, Boston, MA., 1991.
8. Armstrong, B., Control of Machines with Friction, Kluwer Academic Press, 1991.
9. Armstrong, B., "Friction: Experimental Determination, Modeling and Compensation," Proceedings of the 1988 IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp. 1422-1427, Philadelphia, PA., 1988.
10. Dahl, P. R., "Measurement of Solid Friction Parameters of Ball Bearings," Proceedings of the 6th Annual Symposium on Incremental Motion Control Systems and Devices, University of Illinois, 1977.
11. Karnopp, D., "Computer Simulation of Slip-Stick Friction in Mechanical Dynamic Systems," ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 107, pp. 100-103, 1985.
12. Tustin, A., "The Effects of Backlash and of Speed-Dependent Friction on the Stability of Closed-Cycle Control Systems," Journal of the Institution of Electrical Engineers, Vol. 94, Pt. 2A, pp. 143-151, 1947.
13. Canudas de Wit, C. et al., "Dynamic Friction Models and Control Design," Proceedings of the 1993 American Control Confer-

- ence, pp. 1920-1926, San Francisco, CA., 1993.
14. Rattan, K. S. et al., "Rule-Based Fuzzy Control of a Single-Link Flexible Manipulator in the Presence of Joint Friction and Load Changes," Proceedings of the 1989 American Control Conference, pp. 2749-2750, Pittsburgh, PA., 1989.
  15. Zadeh, L. A., "Fuzzy Sets," Information and Control, Vol. 8, pp. 338-353, 1965.
  16. Shoureshi, R., "Intelligent Control Systems: Are They for Real?," ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 115, June, pp. 392-401, 1993.
  17. Weck, M., Handbook of Machine Tools, Vol. 2, John Wiley and Sons, 1984.
  18. Lee, C.-C., "Fuzzy Logic in Control Systems: Fuzzy Logic Controller - Part I and II," IEEE Transactions on System, Man, and Cybernetics, Vol. 20, No. 2, pp. 404-435, 1990.