

디스크 스피닝 성형기의 유압 및 제어시스템 설계

강정식*, 박근석**, 강이석***

Design of Hydraulic & Control System for the Disc Spinning Machine

Jung-Sik Kang*, Geun-Seok Park** and E-Sok Kang***

ABSTRACT

The design of hydraulic & control system has been developed for the disc spinning machine. The hydraulic system has been designed in the overall system including the vertical & horizontal slide for spinning works which are controlled by hydraulic servo valves in right & left side, and the clamping slide for holding & pressing blank material in center during spinning process. Based on the design concept of this hydraulic system, model test experiments for hydraulic servo control system is tested to conform confidence and applying possibility. The control system is introduced with the fuzzy-sliding mode controller for the hydraulic force control reacting force as a disturbance, because a fuzzy controller does not require an accurate mathematical model for the generation of nonlinear factors in the actual nonlinear plant with unknown disturbances and a sliding controller has the robustness & stability in mathematical control algorithm. We conform that the fuzzy-sliding mode controller has a good performance in force control for the plant with a strong disturbance. Also, we observe that a steady state error of the fuzzy-sliding mode controller can be reduced better than those of an another controllers.

Key Words : Spinning (스피닝), Disc (디스크), Hydraulic Servo System (유압 서보 시스템), Fuzzy inference system (퍼지 추론 시스템), Fuzzy-Sliding Mode Controller (퍼지-슬라이딩 모드 제어기)

1. 서론

휠 디스크 스피닝 성형기(Wheel disc spinning machine)는 버스나 트럭등 상용차의 휠에 사용되는 디스크를 스피닝 공법을 사용하여 제작하는 전용 생산장비이다. 스피닝이란 성형금형(mandrel)에 소재를 고정시킨 후 회전시키는 가운데 성형롤러나 주걱으로 소재를 압착하여 성형금형과 동일한 형상의 제품을 성형하는 공법을 말한다⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾.

현재 대형 버스 및 트럭용 휠 디스크를 생산하

는 선진국에서는 SAE의 최소성능 요구강화에 따른 안정성 확보는 물론 기계적 특성과 가공공정의 개선을 위해 기존의 프레스 공법에서 스피닝 공법으로 대체하고 있는 실정이나, 국내에서는 스피닝 성형장비를 이용하여 휠 디스크를 생산하는 업체는 극소수로 외국의 스피닝 성형장비를 수입하여 생산하고 있다. 그러나 이 장비는 특수한 전용 생산장비인 관계로 가격이 고가이고 운용상 문제 발생시 해결하는데 많은 어려움이 있다⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾.

이에 본 연구에서는 이러한 스피닝 전용장비를

*** 2002년 3월 18일 접수

* 한국기계연구원, 충남대학교 기계설계공학과 대학원

** 충남대학교 기계설계공학과 대학원

*** 충남대학교 기계설계공학과

국산화 개발하기 위해 스피닝 공법의 기술적 특성 파악과 소성역학적인 가공력의 계산으로 기계사양을 결정하고, 설계 파라메타 산출과 휠 디스크의 1-pass 스피닝 공정설계⁽²⁾를 바탕으로 디스크를 스피닝 성형하기 위한 유압시스템과 제어시스템을 설계하였으며, 모형실험장치를 구성하여 실험을 통해 유압 및 제어시스템의 신뢰성을 확인하여 스피닝 성형장비를 국산화개발하는 기초로 활용하였다.

Table 1 Specification of the Spinning M/C

Characteristics	Description
Max. Force	35 ton
Supply Pressure	3000psi
Spinning time	15sec
Total vertical stroke	350 mm
Total horizontal stroke	350 mm
Spinning vertical stroke	170 mm
Spinning horizontal stroke	140 mm
Rapid traverse time to the spinning position	3 sec
Rapid traverse time to the home position	3 sec
Loading time	2.5 sec
Unloading time	2.5 sec
Total cycle time	26 sec

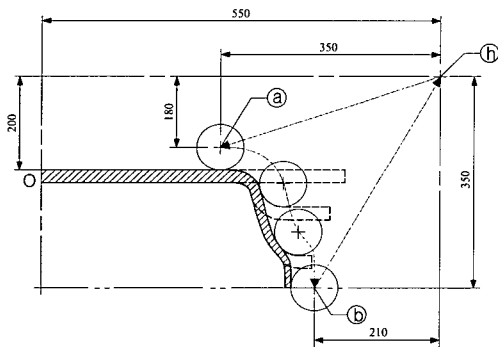


Fig. 1 Spinning drawing of Wheel Disc

본 연구에서 개발된 스피닝 성형장비의 주요 사양과 제품 성형공정 중 공구의 이동 경로는 Table 1

과 Fig. 1에서 각각 보여준다⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾.

디스크를 생산하기 위한 스피닝 성형기의 유압 시스템은 회전하는 소재를 성형롤러가 금형형상으로 가공하는 동안 Fig. 1과 같이 성형롤러와 가공소재 사이에 수직과 수평방향으로 가공력과 반발력이 작용하게 되고, 이는 제품의 품질에 커다란 영향을 주게된다. 그러므로 스피닝 성형가공을 위한 연구에서는 가공롤러의 가공력과 소재의 반발력을 구현할 수 있는 실험장치를 구성하고 반발력에 대한 가공력의 정확한 제어를 위한 유압 서보시스템의 효율적인 제어를 위한 연구가 필요하다.

본 논문에서는 디스크 스피닝 성형기의 가공공정에 따른 유압시스템 설계와 설계된 유압시스템의 효율적인 제어성능 확인을 위한 모형실험 결과에 대하여 기술한다.

2. 유압시스템 설계⁽¹⁾

스피닝 가공공정은 Fig. 1에서 보듯이 성형롤러는 원점(O)에서 x축으로 550mm, y축으로 200mm만큼 떨어진 (h)에서 초기위치로 성형대기 상태에 있게된다. 가공이 시작되면 롤러는 회전하는 금형위에 놓여진 소재 (a)의 위치까지 급속이송을 한 후 x축으로 140mm, y축으로 170mm만큼 금형 형상의 궤적을 추적하면서 제품을 성형한다. 성형작업이 완료되면 롤러는 (b)에서 다시 초기위치 (h)까지 급속이송하여 대기상태에 놓이면 디스크의 스피닝 1-pass 성형공정이 끝나게 된다.

이러한 스피닝 성형작업을 하는 디스크 성형기의 유압시스템은 금형위의 소재를 눌러주기 위한 클램핑 시스템(clamping system)과 성형롤러를 x축과 y축 방향으로 정밀가공하기 위한 수평이송 시스템(horizontal slide system)과 수직이송 시스템(vertical slide system)으로 구성된다.

2.1 클램핑 시스템

Fig. 2는 스피닝 성형기 중 클램핑 시스템의 유압회로도를 보여준다. 클램핑 시스템의 역할은 위에서 언급하였듯이 회전하는 금형위의 소재를 일정한 압력으로 압착하여 스피닝 성형시 소재가 금형으로 부터 이탈하거나 흔들리는 것을 방지하기 위한 장치이다.

클램핑 시스템의 작동 순서는 최초 저속으로 출발하여 목표지점 근처까지 급속 하강후 안전을 위

해 목표지점까지 다시 저속하강을 하여 압착한다. 스피닝 가공동안 실린더는 일정한 압력으로 소재를 눌러주고, 스피닝 가공후 클램핑 실린더는 초기 위치로 귀환하기 위해 다시 저속상승 후 일정구간 고속상승을 하고 초기위치까지 다시 저속상승 하여 정지된다.

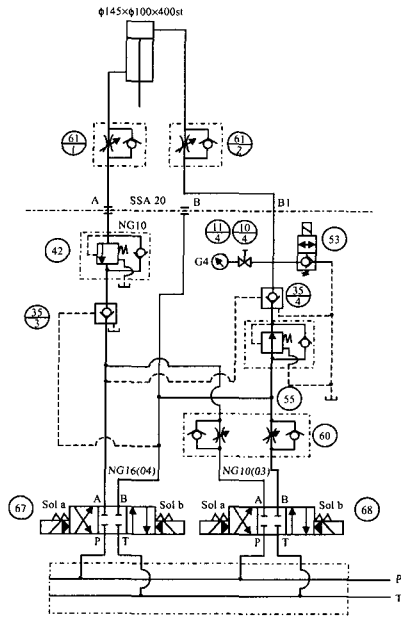


Fig. 2 Clamping system

이러한 기능을 갖는 Fig. 2의 유압회로를 살펴 보면 67번과 68번의 솔레노이드 밸브를 이용하여 클램핑 실린더의 상승하강의 방향전환과 저속고속 운전을 조정할 수 있다. 즉, 클램핑 실린더의 저속 하강시에는 68번 솔레노이드 밸브의 sol. a를 on시키고, 67번의 솔레노이드 밸브를 중앙위치로 유지시킨다. 그런후 고속 하강시에는 순간적으로 많은 유량이 필요하게 되므로, 68번 솔레노이드 밸브의 sol. a를 on으로 유지하면서, 큰유량 용도인 67번 솔레노이드 밸브의 sol. a를 on시킨다.

반대로 저속 상승시는 68번 솔레노이드 밸브의 sol. b를 on시키고, 67번의 솔레노이드 밸브는 중앙 위치로 유지시킨다. 그 후 고속 상승시에는 68번 솔레노이드 밸브의 sol. b를 on으로 유지하면서 67번의 솔레노이드 밸브의 sol. b를 on시킨다.

이때 저속 하강과 상승시에는 60번의 스톱틀 엔

드 체크밸브의 속도 조절용 손잡이를 돌려 실린더의 속도를 조정한다. 고속하강과 상승시에는 61번의 유량조절밸브의 속도 조절용 손잡이를 돌려 실린더의 속도를 동일하게 조정한다.

42번의 카운터 밸런스밸브는 부하가 급격히 제거되었을 때 자중(自重)이나 관성력 때문에 원활한 제어를 못하거나 램(ram)의 자유낙하를 방지하기 위해 귀환유의 유량에 관계없이 일정한 배압을 걸어주는 역할을 하며, 이 밸브의 압력 조절용 손잡이를 돌려 실린더가 떨림현상 없이 원활히 하강하도록 조정한다.

53번의 솔레노이드 밸브는 클램핑 실린더가 스피닝 가공동안 일정한 배압을 걸어준 후에 다시 상승할 경우 압력이 작용하고 있으면 실린더가 상승할 때 원활한 동작이 이루어지지 못하므로, 이때 밸브를 on시켜 실린더에서 빠져나온 기름이 탱크로 직접 배출 되도록하여 클램핑 실린더가 원활히 동작할 수 있도록 하며 55번의 감압밸브는 스피닝 가공중에 클램핑 실린더의 압력을 일정하게 유지시켜주는 역할을 한다.

2.2 수직이송 시스템

Fig. 3은 스피닝 성형기를 구성하는 부분 중 수직 이송시스템의 유압회로도를 보여준다. 수직 이송 실린더는 수평이송 시스템 몸체를 좌우 두개의 실린더가 지지하면서 성형 가공시 톨러가 수직방향의 힘으로 소재를 가공하는 역할을 하게 된다.

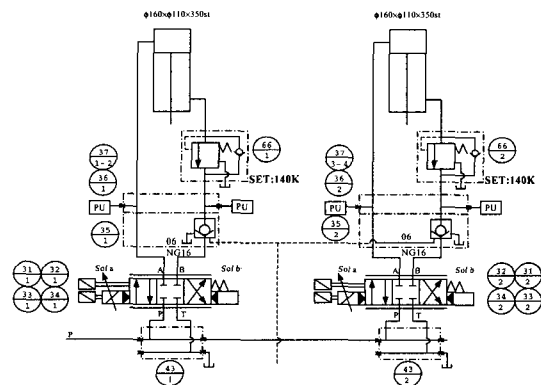


Fig. 3 Vertical slide system

이러한 수직이송 시스템의 실린더는 수평이송 시스템의 몸체 자중이 크기 때문에 자유낙하의 위

힘이 있고, 수직이송 시스템의 유압 실린더가 하강할 때는 자중에 의한 자유낙하의 힘이 더해져 펌프 토출량 이상의 속도가 되어 펌프로부터 공급 유량이 부족해져 피스톤 측 실린더 압력이 음으로 되어 실린더가 급강하하거나 떨림현상이 발생할 수 있다. 따라서 ⑥번의 카운터 밸런스 밸브를 설치하여 일정한 배압을 걸어주어 실린더가 하강시 떨림현상과 자유낙하를 방지하도록 한다.

이러한 수직이송 유압시스템의 설계는 수평이송 시스템의 몸체를 지지하고 있는 관계로 자유낙하현상을 막고 기름 누설을 적게 하기 위해 ⑤번의 파이롯트 체크밸브와 카운터 밸런스 밸브를 직렬로 연결하여 사용한다.

본 장비에서는 스피닝 가공품의 정밀성과 고품질의 제품을 얻기 위해 ⑪번의 BOSCH사 서보밸브를 사용하였으며, 서보밸브가 작동시 ⑫번의 솔레노이드 밸브의 sol. a가 항상 on이 되어 수직 실린더가 하강시 파이롯트 라인을 통해 ⑬번의 체크밸브를 강제로 열어주어 실린더가 원활히 하강할 수 있도록 한다.

2.3 수평이송 시스템

Fig. 4는 스피닝 성형기 중 수평 이송시스템의 유압회로도도를 보여준다. 이러한 수평이송 시스템은 수직축과 같은 모델의 ⑪번 서보밸브를 이용하여 실린더를 제어한다. 실제 스피닝 가공시 소재를 수평방향으로 누르면서 수평축 실린더가 후진할 때 일정한 배압을 걸어주면서 후진을 해야하기 때문에 ⑩번의 감압기능과 카운터 밸런스 기능을 갖춘 복합밸브인 밸런스 밸브를 추가하였다.

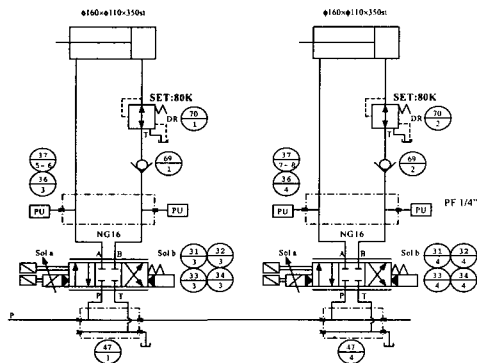


Fig. 4 Horizontal slide system

수평 실린더가 전진시에는 ⑨번의 체크밸브를 통하여 유압유가 실린더로 유입되어 전진을 하게 되고, 전진이 완료되어 스피닝 위치까지 이동하면 실린더 내의 압력이 밸런스 밸브의 설정압이 될 때까지 증가하다가 설정압 이상이 되면 감압기능에 의해서 일정한 최고압력을 유지하게 된다. 반대로 수평 실린더가 후진시 ⑨번의 체크밸브가 닫혀 있으므로 ⑩번의 밸런스밸브 설정압력 이상으로 압력이 올라갈 경우 밸런스밸브의 파이롯트 라인의 작용으로 카운터 밸런스 밸브의 기능으로 일정한 배압을 걸어주면서 유압유는 탱크로 귀환하게 된다.

2.4 전체 시스템

Fig. 5는 클램핑, 수직 및 수평이송 유압시스템으로 구성된 스피닝 성형시스템의 전체 유압회로도도를 보여준다.

①은 시스템에 유압유를 공급하고 기름을 저장해 놓는 오일탱크이며 ⑨, ⑫번은 고압필터로서 사용압력이 450bar이고 정격유량 80ℓ/min, 필터의 표면적은 900cm²이다. 또한 ⑫번의 저압필터는 사용압력이 10bar이고 정격유량이 320ℓ/min, 필터의 표면적이 7950cm²이다.

③번의 기어펌프는 22kW의 전기모터와 연결되어 유압유를 공급하고, ⑥번의 피스톤 펌프는 30kW의 전기모터와 연결되어 작동하는 어큐물레이터 충전용 펌프이다. 펌프를 통해 유출된 유압유는 ⑫번의 로직밸브를 통해서 시스템에 공급된다.

⑫번의 shockless밸브는 스피닝 성형기의 초기 구동시 발생할 수 있는 충격을 완화시키기 위해서 설치하며, 이를 통해 파이롯트 공급라인에 압력을 안정하게 할 수 있다. ⑩번의 로직밸브는 어큐물레이터의 사용시 어큐물레이터의 방출유량을 시스템에 공급하거나 혹은 차단하는 역할을 하며, ⑪번의 솔레노이드 릴리프 밸브는 어큐물레이터의 충전압력을 제한하는 역할을 한다.

3. 모형실험

본 연구에서 개발된 디스크 스피닝 성형기의 성형틀러는 2장에서 언급한 수직 및 수평 이송시스템에서 서보밸브를 사용한 유압실린더에 의해 x-y축으로 소성가공을 수행하게 된다. 특히 스피닝 성형기에서는 소재 성형시 유압실린더의 축방향으로 반

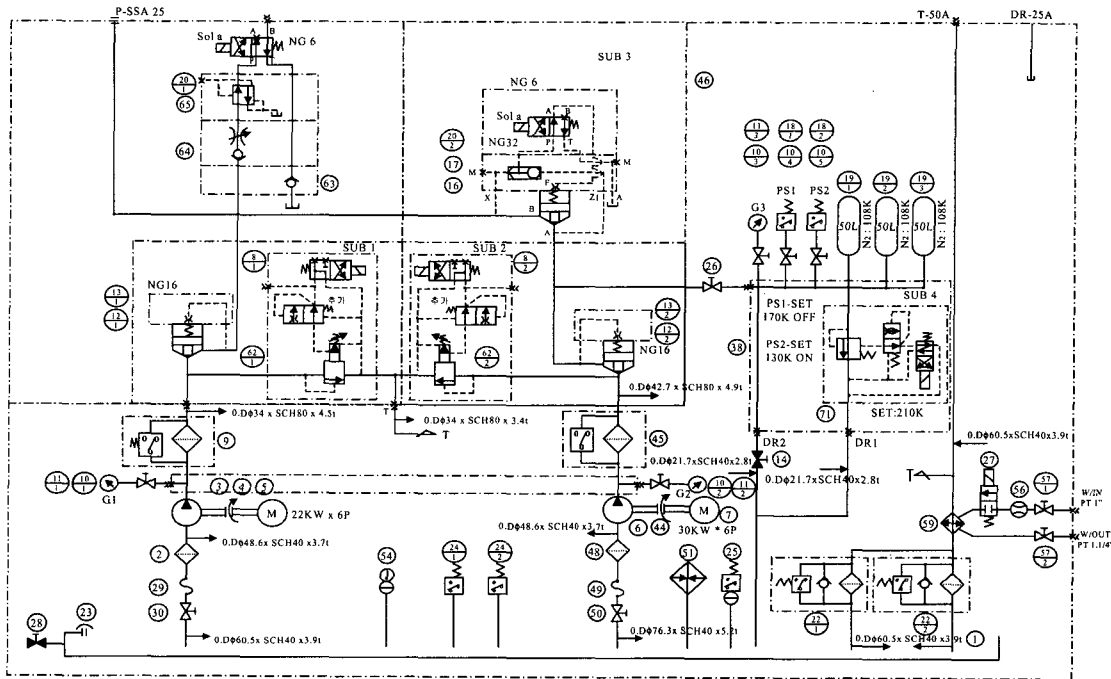


Fig. 5 Hydraulic schematic diagram of overall system

발력을 받게 되고 이는 곧 제품의 품질과 연관된다. 따라서 실제 제작될 스피닝 성형기의 유압 서보 시스템과 동일한 기능을 갖는 모형시스템을 구성하고 외관으로 반발력이 강하게 작용하는 플랜트에 적합한 제어기를 적용한 모형실험을 통해 스피닝 성형기에 적용 가능한 지에 대한 입증에 필요하다.

실험에 사용된 제어기는 비선형 시스템에 대하여 안정적이며 외란이나 잡음에 대해서도 매우 강한 슬라이딩모드 제어기와 슬라이딩모드 제어기의 단점인 떨림(chattering) 현상을 보완하기 위한 퍼지이론을 혼합한 퍼지-슬라이딩모드 제어기를 사용하였으며, 이와 같이 서로의 장단점을 보완한 퍼지-슬라이딩모드 제어기는 특히 입출력관계에 대한 데이터부족으로 인하여 정량적 분석을 기반으로 한 제어기 설계가 어려운 산업공정 분야에서 제어기의 적용에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.

본 실험은 스피닝 성형기의 성형공정에서 금형 형상을 따라 성형롤러가 이동할 때 실린더 압력을 일정하게 유지하며 성형작업을 수행하는데 적용하기 위한 실험으로서, 퍼지-슬라이딩모드 제어기를

적용하여 반발력에 해당하는 외란시스템의 유압실린더 힘 성분에 대한 주 제어시스템의 유압실린더 힘을 제어하여 디스크 스피닝 성형기에 적용 가능성을 실험을 하였다.

3.1 모형 실험장치의 구성⁽⁴⁾

Fig. 6은 유압 서보시스템 모형 실험장치의 전체 유압회로도이다. 구성된 모형 실험장치는 주 제어시스템과 외란시스템으로 구성하였다.

주 제어시스템(main control system)은 스피닝 성형기에서 사용할 서보밸브 시스템을 소형화한 동일한 방식의 소형 유압 서보시스템으로 구성하고 퍼지-슬라이딩모드 제어기를 적용하여 유압실린더를 제어하기 위한 부분이며, 외란시스템(disturbance system)은 스피닝 성형기가 가공소재를 성형할 때 발생하는 반발력의 영향을 구현하기 위해 구성된 부분이다.

각 시스템에서 마주보는 유압실린더 로드의 끝단 사이에는 로드셀이 장착되어 서로 연결되어 있으며 외란시스템이 주 제어시스템에 직접영향을 주고, 유압실린더에서 발생하는 힘을 측정할 수 있도록

록 구성하였다. 또한 외란시스템의 유압실린더 반대편로드 끝에는 선형전위차계(linear potentiometer)를 연결하여 실린더 로드 위치도 측정할 수 있도록 구성하였다.

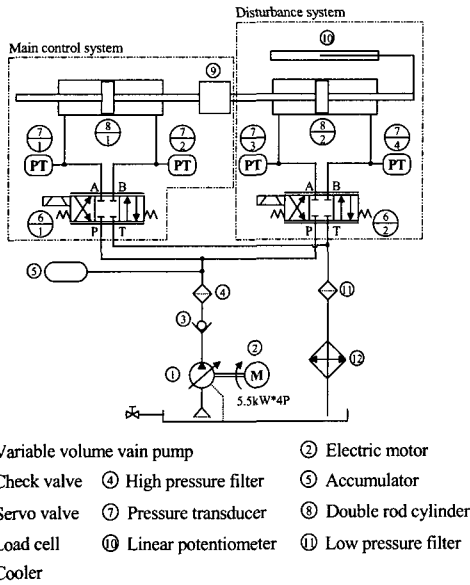


Fig. 6 Schematics of the hydraulic system for model experiment

3.2 퍼지-슬라이딩 모드 제어기의 설계

모형 실험을 통하여 스피닝 성형기에 적용하기 위한 퍼지-슬라이딩 모드 제어기는 플랜트에 입력되는 제어입력을 슬라이딩 모드 제어기를 통하여 두 부분의 제어입력으로 나누어 구성하고, 두 부분의 제어입력 중 불연속 함수에 의한 제어입력의 떨림 현상을 줄이기 위해 불연속 함수를 퍼지 추론 시스템의 출력으로 구성하여 제어기를 구성하였다.

3.2.1 슬라이딩 모드 제어기 설계

대상시스템의 정확한 모델링 없이 단지 파라미터의 범위만을 알고도 정밀한 제어가 가능한 특징을 갖고 있는 슬라이딩모드 제어기의 설계는 크게 슬라이딩 평면의 설계와 슬라이딩 평면으로 이르게 하는 제어입력의 설계문제로 나눌 수 있다.

슬라이딩 모드 제어기의 설계를 위해서는 파라미터의 변화, 플랜트의 비선형요소 및 입력의 불확실 요소를 고려하여 일반적인 상태방정식으로 식

(1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{x}(t) = (A_0 + \Delta A(t))x(t) + (B_0 + \Delta B(t))u(t) + f(t) \quad (1)$$

식(1)에서 $\Delta A(t)$ 는 플랜트 매개변수의 변화 행렬이고, $f(t)$ 는 비선형성, 불확실성 및 외란벡터이며, A_0, B_0 는 제어가능하다고 가정한다.

$\Delta A(t), \Delta B(t), f(t)$ 에 적합조건(matching condition)을 적용하여 그 조건이 만족되면 식(2)와 같이 총체적 비선형 불확실요소 $v(t)$ 가 시스템에 포함될 수 있다.

$$\dot{x}(t) = A_0 x(t) + B_0 u(t) + B_0 v(t) \quad (2)$$

실린더의 힘 제어를 위해 각 상태의 오차상태변수 벡터 e 를 식(3)과 같이 정의하고, 식(3)에서 첨자 d 는 n 상태변수의 기준값을 의미한다.

$$e(t) = [e_1 \ e_2 \ \dots \ e_n]^T = [x_{1d} - x_1 \ x_{2d} - x_2 \ \dots \ x_{nd} - x_n]^T \quad (3)$$

오차상태변수 벡터 e 에 대한 오차상태방정식을 식(4)와 같이 나타내며 $\dot{v}(t)$ 는 새로운 총체적 불확실 요소이다.

$$\dot{e}(t) = A_0 e_x(t) + B_0 \{e_u(t) + \dot{v}(t)\} \quad (4)$$

식(4)와 같이 구한 오차상태방정식을 이용하여 단일입력 시스템의 각 상태를 제어하기 위한 제어입력 u 를 설계하기 위해 식(5)와 같이 슬라이딩 평면을 도입한다.

$$s(t) = C_s e_x(t) \text{ or } s(t) = e + \lambda \dot{e} \quad (5)$$

where, $C_s = [C_1 \ C_2 \ 1]$

슬라이딩 평면 $s(t)$ 는 페루프 시스템의 상태 궤적이 슬라이딩평면에서 점근안정성 및 추종성을 갖기 위하여 슬라이딩 조건에 맞도록 제어입력 u

를 식(6)과 같이 두 부분으로 나누어 설계한다.

$$u(t) = u_{eq}(t) + u_N(t) \quad (6)$$

식(6)에서 $u_{eq}(t)$ 는 $\dot{v}(t) = 0$ 인 표준(nominal) 시스템의 등가제어입력(equivalent control input)으로 일단 시스템의 상태궤적이 슬라이딩평면에 이르게 되면 그 평면에 항상 존재하게 되며, $u_N(t)$ 은 도달제어입력으로 $\dot{v}(t) \neq 0$ 일 때의 불연속적인 상태궤적이 항상 슬라이딩평면을 향하게 한다.

궤적이 일단 슬라이딩평면(sliding surface)에 도달해서 슬라이딩모드가 발생되면 $s(t) = \dot{s}(t) = 0$ 이 성립되므로 슬라이딩평면 $s(t)$ 를 미분하면 식(7)과 같이 등가제어입력이 구해진다. 여기서 $C_s B_0$ 는 비특이(nonsingular)행렬이고 0보다 크다고 가정한다.

$$u_{eq}(t) = -(C_s B_0)^{-1} C_s A_0 e_x(t) \quad (7)$$

도달제어입력은 식(8)과 같이 나타내고, 여기서 \bar{k} 는 도달제어입력 게인값이고, $k = \bar{k} - k_0$, \bar{k} 및 k_0 는 양의 상수이다. 또한 $sgn(s(t))$ 를 퍼지추론 시스템(fuzzy inference system)을 이용하여 도달제어입력을 구할 수 있다.

$$u_N(t) = -\bar{k} sgn(s(t)) \quad (8)$$

3.2.2 퍼지 추론 시스템⁽⁴⁾

슬라이딩 모드 제어기의 제어입력 중 불연속함수로 이루어진 도달제어입력을 Fig. 7에서 보여주는 퍼지추론 시스템을 사용하여 불연속함수를 구성하였다.

퍼지추론 시스템의 퍼지화(fuzzifier) 부분은 입력값을 입력퍼지 멤버십 함수의 등급을 구하는 부분으로서, 입력값은 원하는 힘과 주 제어시스템의 실린더에서 발생하는 힘의 오차와 오차의 변화율을 입력값으로 사용하고 그 값에 대한 입력멤버십 함수를 Fig. 8과 같이 구성하였다. 퍼지화를 거친 후 각각의 입력멤버십 함수의 등급은 IF~THEN~형식의 추론을 통하여 Table 2에서 구성된 규칙(rule

base)에 따라 출력함수의 값을 갖게 된다. 출력된 값은 츠카모토가 루카시비치의 무한치 논리를 확장한 추론방식으로 식(9)에 의해 도달제어입력의 값이 정해진다. 여기서 $u(t)$ 는 퍼지추론 시스템의 출력값, R_k 는 k 번째 퍼지규칙, $\mu_i(x)$, $\mu_i(\dot{x})$ 는 제어하고자 하는 힘의 오차와 오차변화율에 대한 입력 멤버십 함수의 등급을 나타내며, MIN은 두 값의 최소값을 취하기 위한 함수이다.

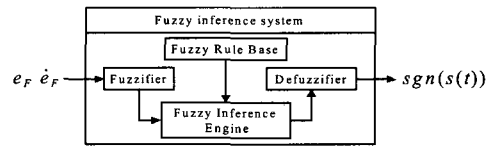


Fig. 7 Structure of fuzzy inference system

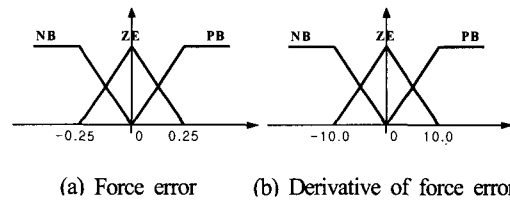


Fig. 8 Input membership Function of the force error and the derivative of force error

Table 2 Fuzzy rule base

$e_F \backslash \dot{e}_F$	NB	ZE	PB
NB	1.0	1.0	-1.0
ZE	0.0	0.0	0.0
PB	-1.0	-1.0	1.0

$$u(t) = \frac{\sum_{i=0}^4 R_k \text{MIN}(\mu_i(x), \mu_i(\dot{x}))}{\sum_{i=0}^4 \text{MIN}(\mu_i(x), \mu_i(\dot{x}))} \quad (9)$$

3.3 제어기의 적용 및 실험결과

모형 실험장치에 적용된 퍼지-슬라이딩 모드 제어기의 구조는 Fig. 9에서 보여주며, 입력으로는 주 제어시스템의 실린더가 발생하는 힘을 지정된 위치

에서 제어하기 위하여 입력된 힘과 위치값에 대한 실린더가 발생하는 힘과 위치값에 대한 오차와 오차변화율을 사용했다.

외란시스템에는 실린더 로드의 위치에 대한 오차와 오차변화율을 외란의 입력으로 사용했으며, 주 제어시스템의 실린더를 퍼지-슬라이딩 모드 제어가 힘을 제어하는 동안 일정한 위치를 유지하고 주 제어시스템에 영향을 주도록 하였다.

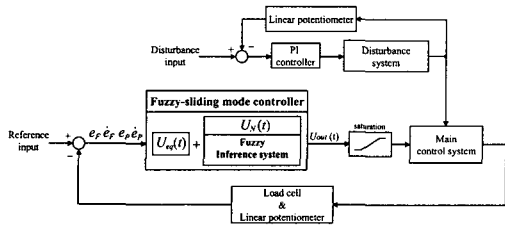
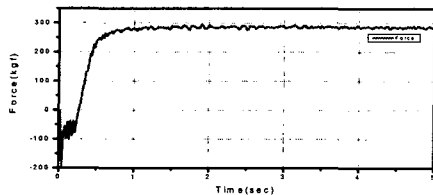
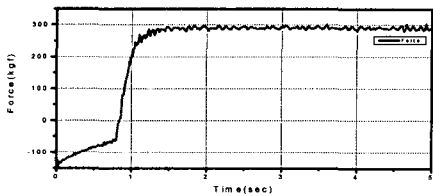


Fig. 9 Block diagram of the fuzzy-sliding mode controller

Fig. 10은 외란시스템의 유압실린더 변위가 3cm, 7cm일 때 퍼지-슬라이딩 모드 제어를 이용하여 주 제어시스템의 유압실린더의 힘이 300 kg_f로 유지될 때의 실험결과를 나타내었다.



(a) When the displacement of disturbance cylinder is 3cm



(b) When the displacement of disturbance cylinder is 7cm

Fig. 10 Force control response using Fuzzy-sliding mode controller

실험 결과에서 외란시스템의 영향에도 주 제어시스템의 힘제어가 가능한 것을 확인할 수 있으며, 퍼지-슬라이딩 모드 제어기의 적용으로 제어성능의 개선이 가능함을 확인하였다. 실험에서 힘 성분이 제어되는 동안 맥동현상이 나타나는 것은 외란시스템에 적용한 PI제어기의 게인값들을 최적화되지 않은 값을 사용하여 적은 위치오차에도 민감하게 응답하는 현상이 주 제어시스템의 힘제어 응답에 영향을 주기 때문으로 생각한다.

4. 결론

본 연구에서는 디스크 스피닝 성형시 외란으로 발생하는 반발력을 가지는 플랜트에 대한 유압회로를 설계함으로써 전용 생산장비의 실용화 유압시스템 설계를 수행했으며, 실제 유압시스템의 특성을 갖는 모형 실험장치를 제작하여 커다란 외란이 존재하고 비선형의 플랜트에 강한 제어성능을 가진 Fuzzy-sliding mode 제어를 적용하여 좋은 제어성능을 얻었다. 이러한 결과는 휠 디스크 스피닝 성형장비를 개발하는 기본 기술과 설계자료로 활용할 수 있어 전용장비의 국산화를 이룰 수 있었으며, 스피닝 공법을 이용한 생산기술 확보 및 스피닝 기술 응용이 가능하게 되었다.

참고문헌

1. 강정식, 강이석, 이항수 외, "중대형 Disc Spinning Machine 개발," 한국기계연구원 연구보고서 99-245-0987, 1999.
2. 이항수, "자동차용 휠디스크의 스피닝 가공기술의 연구", 한라대학교 연구보고서, 1999.
3. 강정식, 강이석, 이항수, "휠디스크 스피닝 성형기 개발," 한국정밀공학회, 제16권, 제6호, pp. 58-65, 1999.
4. 박근석, 임준영, 강이석, "뉴로-퍼지 제어를 이용한 유압서보시스템의 추적제어," 제어·자동화·시스템 공학회, Vol. 7, No. 6, pp. 509-517, 2001.
5. S. Kobayashi, I. K. Hall, E. G. thomsen, "A theory of Shear Spinning of Cones," Trans, ASME, J. Engineering for Industry, pp. 485-495, 1961.
6. J. Faulhaber, "CNC Controlled Spinning Truck Wheel Disks," Industrial & Production Engineering

- Vol. 11, pp. 28-30, 1987.
7. D. H. Pollitt, "Automatic Spinning-A Production Technique," Sheet Metal Industry, pp. 518-538, 1982.
 8. 나경환, 고명환, 임태홍 외, "중소기업지원형 전용 스피닝 공정개발," 한국생산기술연구원 연구보고서 95-A-A-0046, 1997.
 9. H. C. Sortais, S. Kobayashi, I. K. Hall, E. G. Thomsen, "Mechanics of Conventional Spinning," Trans. ASME, J. Engineering for Industry, pp. 346-351, 1963.
 10. 이항수, 강정식, "전단 및 교축변형이 조합된 복합스피닝공정에 관한 연구," 한국소성가공학회, 제8권, 제5호, pp. 507-519, 1999.
 11. M. Hayama, T. Murota, "Study of Shear Spinning," 일본기계학회논문집, pp. 1458-1464, 1964.
 12. Serope Kalpakoloou, "A Study of Shear Spinability of Metals," Journal of Engineering for Industry, pp. 475-485, 1961.