

하이드로 포밍 공정의 동특성 해석 및 시뮬레이션

이우호*, 조형석**

Dynamic Modeling and Simulation of a Hydro-forming Process

Woo Ho Lee *, Hyung Suck Cho **

ABSTRACT

This study describes a dynamic model of the hydroforming process which is used for precision forming of sheet metals. To help the controller design for the control of the forming pressure needed for this process as well as to investigate the effect of system parameters on the dynamic behavior, dynamic modeling is performed with emphasis on hydraulic servo system which actuates the forming machine. Since the model contains several unknown parameters, these were estimated via a least square parameter identification method. Based upon the identified model, a series of simulations were performed for various operating conditions. The results were compared with those of the experiments to verify the validity of the proposed model. The comparison study shows that the proposed dynamic model can describe dynamic behavior of the forming pressure of the hydroforming process to desirable accuracy.

Key Words : hydroforming process(하이드로 포밍 공정), proportional relief valve(압력 비례 제어 밸브), modeling(모델링), parameter identification(매개 변수 검증).

1. 서론

본 연구에서는 박판 소재의 정교한 성형 가공에 사용되는 하이드로 포밍기의 동특성 해석, 매개 변수 검증, 그리고 시뮬레이션을 행하였다. 하이드로 포밍 공정은 박판 소재 (sheet metal) 를 정밀하게 성형하는 소성 가공의 한 분야로서, 펀치를 성형실 (forming chamber) 로 전진시키며 성형실에 유체 압력을 가하면서 공정이 이루어진다. 종전의 디이프 드로잉에서는 여러 번의 공정에 의해서도 성형품의 품질이 보장되지 않거나, 복잡한 형상을 가공하지 못했는데, Fig.1 에 도시된 하이드로 포밍에서는 단 한번의 공정으로도 두께가 균

일하고 스프링 백이 적은 성형품의 가공이 가능하다. 또한 이 공정에서는 펀치 금형만이 필요하고 마모에 의한 손상이 적게 되므로 금형의 가공 및 유지비가 적게 들고 수명이 길어지는 장점이 있다.^(1,2)

따라서, 하이드로 포밍 공정을 이용하여 자동차, 가전 제품, 항공 산업에서 생산성과 품질의 향상을 도모할 수 있다. 하이드로 포밍 공정에 있어서 성형품의 품질은 성형실에 작용하는 압력에 의해 크게 영향을 받게 된다. 성형 중 작용 압력이 원하는 압력에서 벗어나게 되면 주름 (wrinkling) 과 넥킹 (necking) 현상이 발생한다. 작용 압력이 너무 낮게 되면 플랜지 부분에서 주름 현상이 발생

* Rensselaer Polytechnic Institute, Troy, U.S.A.

** 한국과학기술원 기계공학과

하게 되고 초기의 압력이 너무 높으면 펀치 어깨 (punch shoulder) 부분에서 찢어짐이 일어나며, 성형 중 압력이 높아지게 되면 펀치 벽과 블랭크 홀더 (blank holder) 사이에서 넥킹이 일어나게 된다.⁽¹²⁾ 따라서 넥킹이나 주름과 같은 결함이 없고 두께가 균일한 제품을 성형하기 위해서는 전체 성형 시간에 대한 성형실의 압력을 적절하게 조절해 주어야 한다.

성형 중 요구되는 압력은 펀치의 변위에 따라 결정되기 때문에 원하는 형상의 성형품을 얻기 위해서는 펀치의 변위에 따른 압력을 나타내는 최적 곡선이 반드시 구해져야 한다. 이 압력 곡선은 펀치의 모양, 시편의 재료 성질, 두께, 반경 등에 의해 결정되며 이러한 최적 압력 곡선을 구하려는 이론적 연구가 노태성⁽¹⁾, Tirosh⁽²⁾ 등에 의해서 수행되었다. 또한 다층 신경 회로망 기법을 이용하여 매개 변수들을 지도 학습 시킴으로써 성형실 내의 성형 압력을 성형 공정의 정확한 모델링에 의한 수학적 해석 없이 자율적으로 추정할 수 있게 하는 연구가 수행되었다.⁽¹⁰⁾

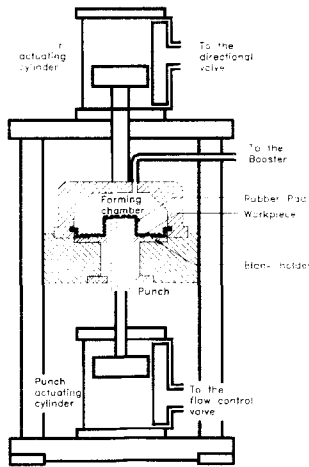


Fig. 1 Hydroforming machine

이러한 연구에 의해서 구해진 최적 압력 곡선은 다양한 형태를 가지며 또한 압력 범위도 넓다. 유체의 압력으로 성형실의 압력이 조절되는 하이드로 포밍기는 유압 요소들에 의해 구성되어 있는 전형적인 유압 시스템으로서, 성형실의 압력 제어는 본질적으로 넓은 범위의 압력을 추종해야 하므로 그 작동점이 상당히 넓은 영역에 분포한다.

그러므로 유압 요소 특유의 오리피스와 비선형성, 라 포펫 (poppet) 밸브들의 개구량의 포화, 운동체의 마찰력과 같은 여러 비선형성들에 크게 영향을 받는다. 따라서 압력 곡선을 정확히 추종할 제어기를 설계하기 위해서는 시스템의 동적 특성에 대한 연구가 요구된다. 이와 같은 하이드로 포밍 공정의 비선형성 및 불확실성을 보상하기 위한 제어 기법으로 반복 학습에 의해 추종 성능을 향상시키는 CMAC^(11,12) 및 Fuzzy⁽¹³⁾ 기법을 이용한 제어기에 대한 연구가 행하여 졌다.

본 연구에서는 하이드로 포밍기의 동적 모델을 수학적으로 모델링 하였으며 또한 매개 변수 검증과 시뮬레이션을 수행하였다. 모델링은 유압 요소에서의 유량 방정식, 연속 방정식, 그리고 운동 방정식을 이용한 지배 방정식으로부터 유도하였다. 모델링에 있어서, 미지의 매개 변수는 최소 자승 오차 방법⁽⁸⁾을 이용하여 매개 변수 검증하였으며 실험으로부터의 측정값과 시뮬레이션에 의한 값의 에러를 최소로 줄이는 방법에 의하여 구하였다. 매개 변수 검증한 모델에 대하여 여러 가지 다른 작동 범위에 대하여 시뮬레이션을 수행하였으며 실제 실험 결과와 비교하여 제안된 모델의 타당성을 입증하였다. 또한 제안된 모델을 이용하여 설계 변수에 대한 시스템의 동특성에 대한 연구를 수행하였다.

2. 하이드로 포밍기의 구조 및 작동 원리

2.1 구조 및 작동 원리

하이드로 포밍기는 Fig.1 과 같이 구성되어 있으며 성형 가공할 시편이 블랭크 홀더와 고무 패드 사이에 놓여진다. 펀치를 성형실로 전진시키며 펀치 행정 거리에 따라 미리 정해진 압력을 성형실에 가하며 성형이 이루어진다. 하이드로 포밍기의 유압회로는 Fig.2 와 같으며 펀치 구동부 (punch actuating part) 와 압력 제어부 (pressure control part) 로 분리된다. 본 논문에서는 제품의 품질에 가장 중요한 영향을 미치는 성형실의 압력을 제어하는 압력 제어부에 초점을 두고 있다.

성형실 가압부는 펌프, 부스터, 비례 압력 제어 밸브, 성형실로 구성되며 성형실 압력 제어의 원리는 다음과 같다. 우선 펌프에서 공급된 유량은 비례 압력 제어 밸브에서 밸브 마그네트에 인가된 전류에 비례하여 개폐되는 주 오리피스에 의해 일

부 소실되는데, 이 소실되는 유량을 제어함으로써 부스터 1 차측에 형성되는 압력을 제어할 수 있게 된다. 부스터 2 차측의 압력, 즉 성형실의 압력은 부스터 1 차측의 압력에 의한 힘과의 평형을 이루는 압력이 될 때까지 증가하게 되므로 결국 원하는 적정 압력은 비례 압력 제어 밸브에 인가되는 전류로서 설정할 수 있게 된다. 비례 압력 제어 밸브의 구조 및 작동 원리는 다음과 같다.

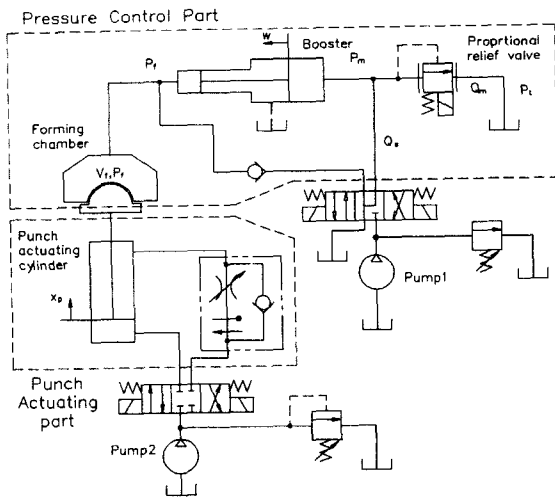


Fig. 2 Hydraulic circuit for the hydroforming machine

Fig.3은 비례 압력 제어 밸브를 간략화하여 나타낸 것으로 주 챔버, 파일럿 챔버, 상류 챔버, 하류 챔버, 가변형 주 오리피스, 파일럿 오리피스, 상류 오리피스, 포핏 오리피스, 하류 오리피스, 그리고 전자석으로 구성되어 있다.

주 챔버는 피스톤과 하부의 포핏 밸브, 그리고 압축 스프링으로 구성되어 있고, 피스톤에는 파일럿 챔버로 작동유가 통과하도록 파일럿 오리피스가 뚫려 있다. 주 피스톤은 정상 상태의 작동 하에서 주 피스톤 양단의 압력 차에 의해 생긴 힘과 주 밸브 스프링의 압축력에 의해 평형 상태를 유지하고 있다. 입력 전류를 가하게 되면 전자기력에 의해 포핏 피스톤이 포핏 오리피스를 막게 되고 파일럿 오리피스의 유입 유량은 주 피스톤을 하강시켜 포핏 밸브의 개구면을 좁힘으로써 시스템의 압력은 상승한다.

파일럿 오리피스의 압력이 상승하면 동시에 상류 챔버에서의 압력도 상승하게 되고, 이 상류 챔

버에서의 압력에 의한 힘이 전자기력보다 커지면 포핏 피스톤이 뒤로 밀리면서 상류 챔버의 압력이 하강하고 동시에 파일럿 챔버의 압력도 하강하게 됨에 따라 주 피스톤이 상승하고 시스템의 압력은 평형에 이르게 된다. 포핏 오리피스를 통과한 유량은 주 오리피스를 통과한 유량과 합류하여 탱크로 귀환한다.

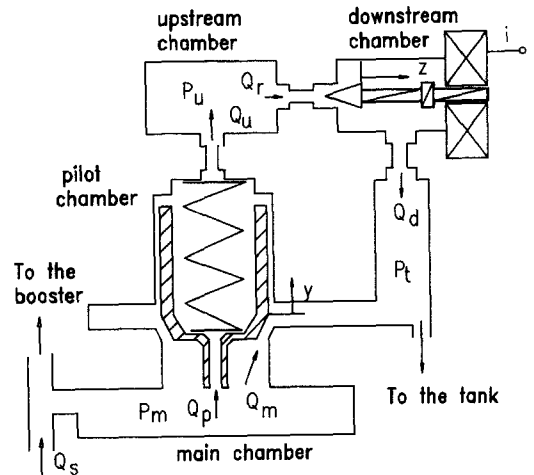


Fig. 3 Schematic diagram of the proportional relief valve

2.2 수학적 모델링

하이드로 포밍기의 동특성을 기술하기 위해서는 각 오리피스에서의 유량 방정식, 라인과 각 챔버에 대한 연속 방정식, 포핏과 부스터에서의 운동 방정식으로부터 구할 수 있다. 실제 대상 시스템에 대한 정확한 수학적 모델링을 수행하는 것은 거의 불가능하므로, 비교적 그 영향이 작은 인자들은 다음과 같은 가정으로서 간략화 하였다.

- i) 작용유의 밀도, 비탄성 계수와 같은 물성치는 온도와 압력에 영향을 받지 않는다.
- ii) 주 밸브 피스톤과 슬리브간 정지 마찰력과 쿨롱 마찰력은 무시한다.
- iii) 각 유압 부품이나 도관을 유체의 압축성과 비교하여 강체로 본다.
- iv) 각 오리피스를 흐르는 유체의 속도가 상당히 커서 난류 유동으로 본다.

2.2.1 유량 방정식

유량 방정식은 오리피스 양단의 압력차(ΔP)와

흐르는 유량(Q)의 관계를 규정한다. 펌프에서 토출된 유량은 비례 압력 제어 밸브의 주 챔버와 부스터의 저압측에 공급된다. 압력 제어 밸브는 5개의 오리피스를 가지고 있으며 펌프에서의 공급된 유량의 일부는 가변형 주 오리피스를 통해서 탱크로 귀환되며, 이 유량은 주 피스톤의 변위에 의해 결정된다. 각 오리피스에 대한 유량 방정식은 다음과 같다.

1) 가변형 주 오리피스

가변형 주 오리피스는 Fig.4 (b)와 같으며 이 가변형 주 오리피스를 통과하여 탱크로 귀환하는 유량(Q_v)은 다음 식에 의해 구할 수 있다.

$$Q_v = C_m A_m \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_s - P)} \quad (1)$$

여기서 C_m은 주 오리피스의 유량 계수, A_m는 밸브의 개구 면적, ρ는 작동유의 밀도, P_s은 주 압력 (main pressure), P는 탱크 압력이다. (1) 식에서 오리피스의 개구 면적은 포핏의 변위에 대한 함수로 표시된다.⁽³⁾

$$A_m = \pi d_m \sin \alpha \cdot y \quad (2)$$

여기서, d_m은 포핏의 평균지름, α는 포핏 각도, y는 포핏의 수직 변위이다. 포핏 형태의 오리피스에 대한 유량 계수는 Takenaka⁽⁴⁾의 결과로부터 구하였다.

$$C_m = 0.42 \times (R_m)^{\frac{1}{8}} \quad (3)$$

여기서, R_m = $\frac{\rho Q_m}{2\pi R_m \mu}$ 로서 포핏 오리피스를 통과하는 유량의 레이놀즈 수이다. μ는 작동유의 점성 계수이다.

2) 파일럿 오리피스

파일럿 오리피스는 주 챔버와 파일럿 챔버를 연결하는 모세관 형태의 고정형 오리피스이다. 이

오리피스를 통과하는 유량(Q_p)은 다음 식에 의해 구할 수 있다.⁽⁵⁾

$$Q_p = C_p A_p \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_w - P_p)} \quad (4)$$

여기서, C_p는 파일럿 오리피스의 유량계수, A_p는 파일럿 오리피스의 단면적, P_w는 파일럿 챔버의 압력이다. 파일럿 오리피스의 단면적은 다음과 같다.

$$A_p = \frac{\pi}{4} \times d_p^2 \quad (5)$$

여기서, d_p는 파일럿 오리피스의 지름이다. 파일럿 오리피스와 같은 짧은관 오리피스 (short tube orifice)에 대한 유량계수는 Merrit⁽⁵⁾에 의해 구하였다.

3) 상류 오리피스 (upstream orifice)

상류 오리피스는 Fig.4 (a)에 나타난 것과 같이 파일럿 챔버와 상류 챔버 사이에 위치해 있는 고정형 오리피스이다. 이 오리피스를 흐르는 유량(Q_u)은 다음 식과 같다.

$$Q_u = C_u A_u \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_s - P_p)} \quad (6)$$

여기서, C_u는 상류 오리피스의 유량 계수, A_u는 상류 오리피스의 단면적, P_s는 상류 챔버의 압력이다. 이때 상류 오리피스의 단면적은 다음과 같이 표시된다.

$$A_u = \frac{\pi}{4} \times d_u^2 \quad (7)$$

여기서 d_u는 상류 오리피스의 지름이다. 유량 계수는 파일럿 오리피스에서와 같은 방법으로 구하였다.

4) 포핏 오리피스 (poppet orifice)

포핏 오리피스는 가변형 오리피스로서 오리피스를 통과하는 유량(Q_r)은 양단의 압력 차와 포핏 피스톤 변위에 의해 결정된다.

$$Q_r = C_r A_r \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_u - P_r)} \quad (8)$$

여기서, C_r 은 포핏 오리피스의 유량 계수, A_r 는 포핏 오리피스의 개구 면적, P_u 는 주 챔버의 압력이다. 주 챔버에서와 같이 포핏 오리피스의 개구 면적도 다음과 같이 구할 수 있다. (3)

$$A_r = \pi d_r \sin \gamma \cdot z \quad (9)$$

여기서, d_r 은 포핏의 평균 지름, γ 는 포핏 각도, z 는 포핏의 수평 변위이다.

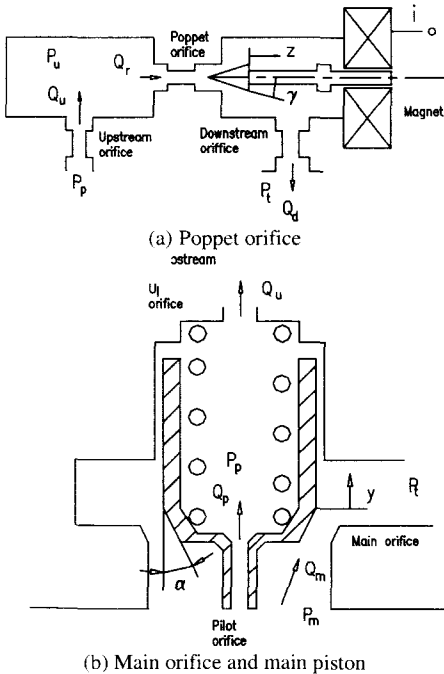


Fig. 4 Detailed configuration of the proportional relief valve

5) 하류 오리피스 (downstream orifice)

하류 오리피스는 Fig.4 (a)에 나타난 것과 같이 하류 챔버와 탱크 사이에 위치해 있으며, 이 오리피스를 통과하는 유량(Q_d)은 다음 식에서 구하였다.

$$Q_d = C_d A_d \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_r - P_t)} \quad (10)$$

여기서, C_d 는 하류 오리피스의 유량 계수, A_d 는 하류 오리피스의 단면적이다. 하류 오리피스의 단면적 A_d 는 다음과 같다.

$$A_d = \frac{\pi}{4} \times d_d^2 \quad (11)$$

여기서, d_d 는 하류 오리피스의 지름이다.

2.2.2 연속 방정식

밸브와 라인, 그리고 성형실내의 유량은 연속 방정식으로 나타낼 수 있다. 펌프의 토출유량(Q_p)은 주 오리피스, 파일럿 오리피스 및 부스터 1 차측으로 흘러간다. 작동유의 압축성을 고려하면 각 챔버 안의 압력은 각 챔버 안으로 흘러 들어오는 유량과 빠져나가는 유량으로부터 구하여 진다.

1) 주 챔버

주 챔버는 비례 압력 제어 밸브의 일부분과 부스터의 1 차측과 도관으로 이루어져 있다. 이때, 부스터 피스톤에서의 누설이 없다고 가정하였다. 이 챔버에서의 연속 방정식은 다음 식과 같다.

$$\dot{P}_m = \frac{\beta}{V_m} (Q_p - Q_m - Q_r - A_m \dot{y} - A_1 \dot{w}) \quad (12)$$

여기서, \dot{P}_m 은 주 압력의, β 는 작동유의 체적 탄성 계수, V_m 은 주 챔버의 총 체적, Q_p 는 펌프 토출 유량, \dot{y} 는 주 포핏의 속도, A_1 은 부스터 피스톤 1 차측의 단면적, \dot{w} 는 부스터 피스톤의 속도이다.

2) 파일럿 챔버

파일럿 챔버는 파일럿 오리피스와 상류 오리피스 사이에 위치하고 있다. 파일럿 챔버에서의 연속 방정식은 다음 식에 의해 구하여 진다.

$$\dot{P}_p = \frac{\beta}{V_p}(Q_p - Q_s + A_p \dot{x}_p) \quad (13)$$

여기서, \dot{P}_p 는 파일럿 챔버의 압력 변화율, V_p 는 파일럿 챔버의 체적이다.

3) 상류 챔버

상류 챔버는 상류 오리피스와 포핏 오리피스 사이에 위치하고 있다. 상류 챔버에서의 연속 방정식은 다음 식에 의해 구하여 진다.

$$\dot{P}_u = \frac{\beta}{V_u}(Q_u - Q) \quad (14)$$

여기서, \dot{P}_u 는 상부 챔버의 압력 변화율, V_u 는 상류 챔버의 체적이다.

4) 하류 챔버

하류 챔버는 포핏 오리피스와 하류 오리피스 사이에 위치하고 있다. 하류 챔버에서의 연속 방정식은 다음 식에 의해 구하여 진다.

$$\dot{P}_d = \frac{\beta}{V_d}(Q - Q_d) \quad (15)$$

여기서, \dot{P}_d 는 하류 챔버의 압력변화율, V_d 는 하류 챔버의 체적이다.

5) 성형실 (forming chamber)

성형실의 총체적은 부스터의 2 차측과 성형실, 그리고 두 부분을 연결하는 도관으로 구성되어 있다. 성형실에서의 연속방정식은 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{P}_f = \frac{\beta}{V_f(t)}(A_1(x_p)\dot{x}_p + A_2\dot{w}) \quad (16)$$

여기서, P_f 는 성형실 압력의 변화율, $V_f(t)$ 는 성형실의 체적, $A_1(x_p)$ 는 편치의 단면적, \dot{x}_p 는 편치의 상승 속도, A_2 는 부스터 2 차측의 단면적이다. 편치가 성형실로 전진함에 따라 시간이 흐를수록 성형실의 체적은 감소하게 된다. 이 영향에 의한 성형실의 체적 변화는 다음과 같다.

$$V_f(t) = V_{f0} - \int_{t_0}^t A_1(x_p)\dot{x}_p dt \quad (17)$$

여기서, V_{f0} 는 성형실의 초기 체적, t_0 는 초기 가공 시간, t_f 는 가공 종료 시간이다.

2.2.3 운동 방정식

1) 주 피스톤

비례 압력 제어 밸브의 주 피스톤의 운동 방정식은 다음과 같다. 외력으로는 파일럿 챔버에 위치해 있는 스프링의 초기 압축에 의한 스프링력, 유체력 등이 작용한다.

$$M_m \ddot{y} + B_m \dot{y} + K_m y = A_{m1} P_u - A_{m2} P_p - F_0 - F_m \quad (18)$$

여기서, M_m 은 주 포핏 피스톤의 질량, B_m 은 포핏 피스톤의 감쇄 계수, K_m 은 스프링 상수, F_0 는 스프링의 초기 압축력, A_{m1} , A_{m2} 는 주 피스톤 상·하면의 단면적, F_m 은 주 피스톤에 작용하는 유체의 힘이 다. $A_{m1} P_u$, $A_{m2} P_p$ 는 주 피스톤의 상·하면에 작용하는 압력에 단면적의 값을 곱한 값으로 주 피스톤의 상·하면에 작용하는 압력에 의한 힘이다. 주 피스톤에 작용하는 유체의 힘은 모멘텀 정리를 이용해서 구할 수 있다.⁽³⁾

$$F = C_d \pi \sin 2\alpha (P_u - P_p) y \quad (19)$$

2) 포핏 피스톤

포핏 챔버에 수평방향으로 위치해 있는 포핏 피스톤에는 유체 압력, 자기력, 유동력 등이 작용한다. 이 포핏 피스톤에서의 운동방정식은 다음과 같다.

$$M_p \ddot{z} + B_p \dot{z} = K_i - (P_m - P_f)A_1 - F_{fp} \quad (20)$$

여기서, M_p 는 포켓 피스톤의 질량, B_p 는 포켓 피스톤에서의 감쇄 계수, K_i 는 전자석의 입력 전류에 대한 상수, 즉 전자기력 상수, F_{fp} 는 포켓 피스톤에 작용하는 유동력, z 는 포켓 피스톤의 변위이다.

3) 부스터

부스터는 Fig.5 와 같이 양쪽의 피스톤의 단면적의 크기가 다른 구조로 1 차측의 단면적이 2 차측의 단면적보다 크게 설계되어 있다. 부스터는 1 차측의 저압으로부터 2 차측에 양단의 단면적에 비례하는 고압을 형성시키는 역할을 한다. 그 운동 방정식은 다음과 같다.

$$M_b \ddot{w} + B_b \dot{w} = A_1 P_m - A_2 P_f - F_f \quad (21)$$

여기서, M_b 는 부스터 피스톤의 질량, B_b 는 감쇄계수, w 는 부스터 피스톤의 변위, F_f 는 부스터 피스톤과 실린더에서의 마찰력이다. A_1 , P_m , A_2 , P_f 는 부스터 1 차측과 2 차측에 작용하는 압력에 의한 힘이다. 부스터는 유체의 누설을 방지하기 위하여 여러 단계의 패키징을 설치하였다. 그 결과 마찰력이 무시할 수 없는 영향을 미치고 있다. 마찰력은 건 마찰력 (dry friction)과 고착 마찰력 (sticking friction)으로 구성된다.⁽⁶⁾

$$F_f = \text{sign}(\dot{w})\{F_c + F_s e^{-|\dot{w}|}\} \quad (22)$$

여기서, F_c 는 건 마찰력, F_s 는 고착에 관련된 상수이며, ψ 는 부스터의 속도에 관련된 상수이다.

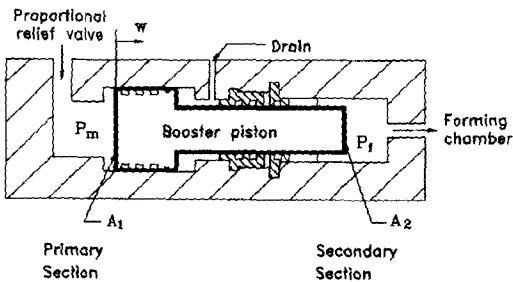


Fig. 5 Schematic diagram of the booster

3. 매개 변수 검증

앞에서 구한 하이드로 포밍기의 수학적 모델식 (1) - (22)을 살펴보면, 이 시스템의 동적 특성은 수많은 매개 변수들이 상당히 복잡하게 서로 연관되어 있음을 알 수 있다. 수학적 모델에 사용된 매개 변수들의 값을 검증하기 위하여 다음과 같은 연구를 하였다.

일차적으로 기하학적 형상에 의해서 결정되는 값들은 기계를 분해, 측정하거나 설계 도면으로부터 구하였고, 나머지 측정에 의하여 결정할 수 없는 매개 변수들, 즉 각 오리피스스의 유량 계수(C_{m1} , C_{p1} , C_{m2} , C_{p2} , C_{d1}), 유체력(F_{fm} , F_{fp}) 등은 선행된 연구^(3,6,7,11,12)를 통하여 결정하였으며, 최적화 기법을 사용, 유체의 비탄성계수(β) 및 메인 포켓과 부스터에서의 감쇄 계수들(B_m , B_b)과 마찰력에 관련된 속도 마찰력 상수(ψ), 건 마찰력(F_c), 스틱션(F_s)의 매개 변수를 결정하였다. 최적화 기법으로 Powell's 최적화 기법⁽⁸⁾을 사용하였다.

유체의 비탄성 계수는 유체의 압축성을 표시한 물리량으로서 실제 시스템에서는 유체의 압축성 뿐만 아니라 유체 속에 포함된 기포, 도관 요소의 체적 팽창 등이 고려되므로 일반적으로 이런 효과를 모두 고려한 유효 비탄성 계수를 많이 사용하며 그 값은 파이프 배관인 경우 10500 Kg/cm^2 , 호수 배관인 경우 6800 Kg/cm^2 을 주로 채택한다.⁽⁹⁾ 본 논문에서 사용하는 하이드로 포밍기는 호수와 파이프 배관을 함께 사용하므로 실제 유효한 값을 얻기 위하여 최적화 방법을 사용하였다. 마찰력에 관련된 상수들은 부스터 양단의 압력 차와 부스터 실린더의 속도도에 의해 결정된다. 이 매개 변수들은 실험에 의해서 측정하기 곤란하므로 최적화 방법에 의해서 결정하였다. 본 연구에서는 밸브의 입력 전류 600mA에 대해 실험을 한 측정치를 이용하여 검증을 실행하였다.

최적화에 사용된 상태량은 비례 압력 제어 밸브의 토출 압력(P_m), 성형실의 압력(P_f), 부스터의 변위(w)로서, Powell's 최적화 기법의 성능 지수 (performance index) J 는 다음과 같이 결정하였다.

$$J = \sum_{k=0}^N [x_p(k) - \underline{x}_p(k)]^2 [x_w(k) - \underline{x}_w(k)] \quad (23)$$

여기서, $x_c^i(k) = [P_m P_f w]$

$$\underline{x}_c^i(k) = [P_m P_f w]$$

로서, $\underline{x}_c(k)$ 는 실험으로부터 측정된 상태량 벡터이고 $\underline{x}_c(k)$ 는 시뮬레이션으로부터 얻어진 상태량 벡터이며 N 은 비교 데이터의 개수이다.

2 장에서 유도한 하이드로 포밍기의 비선형 모델을 이용하여 11 차의 미분 방정식을 유도하고 이 방정식으로부터 하이드로 포밍기의 시뮬레이션 프로그램을 구성하였으며 각 매개 변수들의 값은 Table 1 과 같다. 최적화 기법에 의해 매개 변수를 구하는 방법은 다음과 같다. 시뮬레이션 프로그램에 실험과 같은 조건으로 계단 입력을 가하였을 때 이 프로그램으로부터 계산된 각 상태량 $[P_m P_f w]$ 의 값을 구하고 이 값과 실제 실험으로부터 구한 값 $[P_m P_f w]_c$ 을 비교하여 방정식 (23)에 표시한 성능지수 (J)를 구한다.

Table 1 System parameters

Parameter	Value	Dimension
M_m	0.123	kg
M_f	0.004	kg
M_n	15.0	kg
M_r	2.11	kg
K_m	4.11	$kg f / cm$
F_o	15.0	$kg f$
K_i	2.11	$kg f / mA$
V_m	4.11	cm^3
V_f	0.002	cm^3
V_p	1100.0	cm^3
V_u	1300.0	cm^3
V_d	5.79	cm^3
A_1	3.16	cm^2
A_2	2.37	cm^2
A_{m1}	159.5	cm^2
A_{m2}	63.6	cm^2
Q_s	5.31	cm^2
α	4.64	cm^3 / sec
	80.0	$degrees$

γ	9.2	$degrees$
μ	19.5	$kg f / cm^2$
ρ	4.19E10-7	$kg f - sec / cm -$
C_m	0.87E10-6	-
C_p	0.56	-
C_u	0.36	-
C_r	0.4	-
C_d	0.85	cm
d_p	0.366	cm
d_u	0.08	cm
d_n	0.08	cm
d_r	0.08	cm
d_d	0.2	
	0.2	

구한 성능 지수를 최소화하는 매개 변수들의 값을 찾는 방법으로 Powell's 최적화 기법을 이용한다. Powell's 최적화 기법은 매개 변수들의 값을 한 개씩 변화 시키면서 이 매개 변수들의 값이 성능 지수를 최소화하는 방향으로 접근하게 하는 방법이다. 본 논문에서 사용한 비선형 미분 방정식의 수치 적분 알고리즘은 4 차의 Runge-Kutta Algorithm 을 사용하였으며 0.04 sec 의 시간 간격으로 구하였다. 위와 같은 최적화 기법에 의해서 구한 매개 변수들의 값은 Table 2 와 같다.

Table 2 Identified parameters

Parameter	Value	Dimension
β	7465	$kg, l / cm^2$
B_m	2.01	$kg, - sec / cm$
B_n	16.35	$kg, - sec / cm$
F_c	480	$kg,$
F_s	460	$kg,$
ψ	0.0025	sec / cm

4. 실험 장치

하이드로 포밍기와 컴퓨터(IBM-PC)와의 인터페이스 구성도는 Fig.6 와 같다. 각 시퀀스 제어와

비례 압력 제어밸브의 제어 및 센서의 측정을 Data Acquisition System 과의 인터페이스를 통해서 실행하였으며 프로그램 언어는 C 언어를 사용하였다. 센서로는 성형실의 압력과 비례 압력 제어밸브의 토출 압력을 측정하기 위하여 각각 0 - 700 bar, 0 - 350 bar 범위의 스트레인 게이지형의 압력 센서와, 펀치와 부스터의 변위를 측정하기 위하여 2 개의 저항형 포텐티오 미터를 사용하였으며 A/D 컨버터를 통하여 컴퓨터에 전달된다.

본 연구에서 사용한 스트레인 게이지형 압력 센서의 최대응답 주파수는 10kHz 으로 시스템의 측정 주기인 25 Hz 에서 충분한 응답성을 보장한다. 공정시의 각 시퀀스는 Digital I/O 에 의한 리미트 스위치 및 On/Off 솔레노이드 밸브에 의해 컴퓨터에 의해 제어된다.

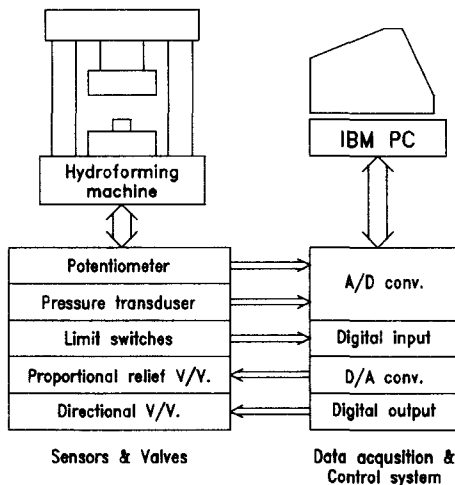


Fig. 6 Schematic diagram of the experimental setup

5. 시뮬레이션

5.1 매개변수 검증 시뮬레이션

최적화 방법에 의해 결정된 매개 변수들을 사용한 비선형 수학적 모델에 여러 작동 범위에 대하여 시뮬레이션 하였다. Fig.7 은 성형실의 압력(P_f)과 비례 압력 제어 밸브의 토출 압력(P_m)에 대한 시뮬레이션과 실험 결과에 대한 비교 결과이다.

서로 다른 작동 점, 즉 비례 압력 제어 밸브의 입력 전류가 200mA, 600mA, 1A 에 대한 계단 입력

에 대해서 얻은 결과이다. 비례 압력 제어 밸브의 입력전류가 0mA 이더라도 포핏 밸브가 유출시킬 수 있는 유량이 한정되어 있기 때문에 초기에 약 $6 kg_f/cm$ 정도의 압력이 형성되었다. 그 결과 부스터 피스톤 양단의 비가 약 2.67 배 정도이므로 성형실에는 최저 $16 kg_f/cm$ 정도의 압력이 형성되었다. 초기에 성형실의 압력이 일정 시간 정지하였다가 서서히 증가하는 경향을 나타내는데 이유는 부스터에서의 마찰력의 영향 때문이다. 모든 경우에 대해서 과도 응답 구간에서의 약간의 불일치하는 것을 제외하고는 비선형 시스템에도 불구하고 정상 상태 및 시상수 값이 잘 일치함을 알 수 있다.

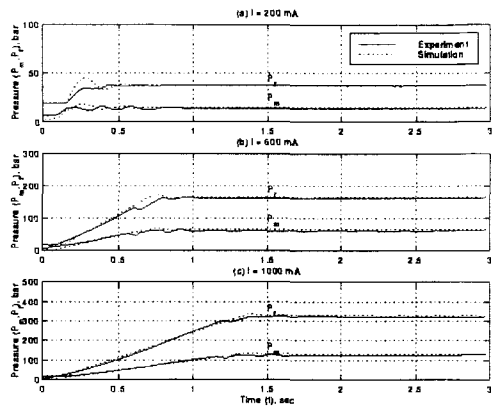


Fig. 7 Comparison of experiment and simulation

5.2 동특성 시뮬레이션

하이드로 포밍기를 설계함에 있어서 설계의 중요한 인자로서 펌프에서의 토출 유량(Q_f), 성형실의 체적(V_f)이 있다. 본 연구에서는 각 인자의 변화에 대한 동특성의 영향을 조사하기 위하여 최대 오버 슈트(M_p)와 상승 시간(t_r)을 고찰하였다. 최대 오버 슈트는 다음 식과 같이 정의하였다.

$$M_p = \frac{(P_f(t_p) - P_f(\infty))}{(P_f(\infty) - P_f(0))} \times 100 \quad (24)$$

여기서 t_p 는 최대 오버 슈트가 일어난 시간이다.

상승 시간(t_r)는 성형실의 압력(P_f)가 정상 상태에 도달한 값의 5% - 95%에 도달하는데 경과한 시간을 나타내었다.

Fig.8 에는 펌프의 토출 유량을 $50 \leq Q_f \leq 150 cm^3/sec$ 로 변화시키면서 성형실의 응답 특성

을 구한 결과를 도시하였다. Fig.8 (a)에서 보면, 노출 유량(Q)이 증가하면 값에 따라 오버 슈트가 증가하는 것을 관찰할 수 있는데, 이것은 부스터 피스톤, 주 피스톤, 포켓 피스톤들 간의 서로 다른 기계적 특성, 즉 고유 주파수, 마찰력 및 기계적 제약 같은 효과가 동적으로 맞물려서 나타나는 결과로 시스템의 비선형성을 나타낸다.

Fig.8 (b)에서 라이징 타임(t_r)이 감소되는 경향을 나타내는데 이것은 다음과 같이 설명된다. 식 (12)에서 토출 유량(Q)가 직접적으로 주 압력의 변화율 \dot{P}_m 에 영향을 미치게 되는 것을 알 수 있다. 즉, 유량의 증가는 주 압력이 빠른 응답 특성을 가지게 하며 부스터에 의해 증폭된 성형실의 압력(P)의 응답도 빠르게 한다.

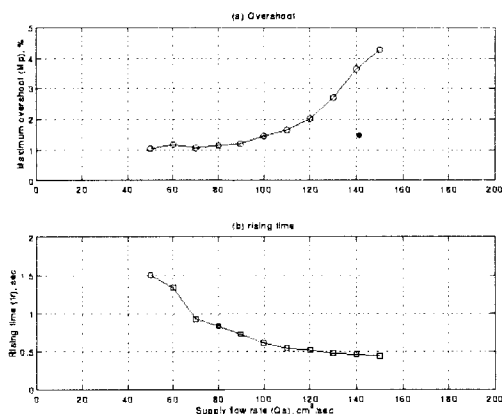


Fig. 8 Effects of the supply flow rate on dynamic characteristics

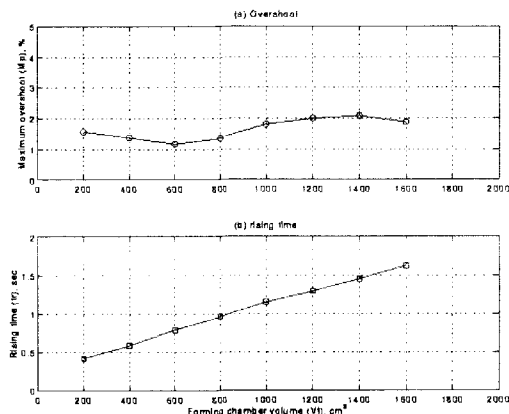


Fig. 9 Effects of the forming chamber volume on dynamic characteristics

Fig.9는 성형실의 체적의 변화에 대한 동 특성의 추이를 보여주고 있다. Fig.9 (a)에서 체적의 변화에 대해 오버 슈트의 변화가 비교적 그 영향이 작은 것을 볼 수 있는데 이 경향은 Fig.8 (a)와 같은 영향이다. Fig.9 (b)에서 보면, 성형실 체적의 변화에 대해 라이징 타임(t_r)이 거의 선형적으로 변화하는 것을 볼 수 있는데 이 경향은 다음과 같이 설명된다. 식 (16)에서 보면 성형실의 체적이 성형실의 압력의 변화율(\dot{P})에 직접적으로 영향을 미치게 되며, 따라서 성형실의 체적 증가에 대한 성형실의 압력 증가 속도가 감소하게 되어 응답 특성이 늦어지게 된다.

6. 결론

본 논문에서는 박판을 정밀 성형하는 하이드로 포밍기의 동 특성에 관한 연구를 수행하였다. 하이드로 포밍기의 수학적 모델을 구하였으며 Powell's 최적화 기법을 이용하여 매개 변수 검증 을 하였다. 검증된 모델에 대하여 여러 작동 범위에 대해서 일련의 시뮬레이션을 수행하였으며 이로부터 제안된 모델의 타당성을 입증하였다. 비교된 결과로부터 제안된 모델이 모든 작동 범위에 대해 실제 시스템과 잘 일치함을 알 수 있었다. 또한 성형실의 용적과 공급 유량과 같은 중요한 설계 변수와 동 특성 간의 관계에 대한 연구를 수행하였다. 이와 같은 연구로부터 시스템 응답이 빠르며 응답 성능이 좋은 설계 변수 값을 적절하게 정할 수 있게 되었다.

참고문헌

1. Noh, T. S. and Yang, D.Y., "An analysis of hydroforming of regular polygonal boxes," Int. Journal of Mech. Sci., Vol.29, pp. 139-148, 1987.
2. Tirosh, I., Yossifon, S., Eshel, R., and Betzur, A., "Hydroforming process for uniform wall thickness products," Trans. ASME, J. of Eng. for Ind., vol99, pp. 685-690, 1977.
3. Choi, K.J., "A study on the parameter identification and dynamic characteristics of the electro-magnetic relief valves," M.S. Thesis, Department of Production Eng., KAIST, 1987.
4. Takenake, T. and Urata, E., "Static and dynamic

- characteristics of oil-hydraulic control valves," The 1968 Fluid Power International Conference, Tokyo, Japan, May, pp. 67-74, 1968.
5. Merritt, H.E. Hydraulic Control System, Willey, New York, 1967.
 6. Yun, J.S., "An adaptive model following controller for hydraulic servo systems subjected to unknown disturbances," Ph.D. Thesis, Department of Production Eng., KAIST, 1987.
 7. Park, H.J., "A pressure tracking controller for hydroforming process," 87' KACC, Vol. 2, pp. 317-323, Seoul, Korea, 1987.
 8. Reklaitis, G.V., Ravindran, A. and Ragsdell, K.M., K.M., Engineering optimization, John Wiley & Sons inc., New York, 1983.
 9. Goodwin, A. B., Fluid Power Systems, Macmillan, 1976.
 10. Hyun, B.S. and Cho, H.S., "Prediction of forming pressure curve for hydroforming processes using artificial neural network," Institution of Mechanical Engineers, England, 1993.
 11. Lee, W. H., "Design of a CMAC controller for hydroforming process," M.S. Thesis, Department of Production Eng., KAIST, 1990.
 12. Lee, W. H., "A CMAC-based pressure tracking controller design for hydroforming process," 89' KACC, Vol.1, pp. 302-307, Seoul, Korea, 1989.
 13. Park, H. J. and Cho, H.S., "A fuzzy rule-based iterative learning control method with application to hydroforming processes," Mechatronics Vol. 2, No. 6, pp. 577-593, 1992.