

하이드로 포밍 공정의 압력 추종제어에 관한 연구

박희재^o, 조형석, 양동열
한국과학기술원 생산공학과

현봉섭
한국과학기술원 기계공학부

A pressure tracking controller for Hydroforming process

Hee J. Park, H.S. Cho, D.Y. Yang
Department of Production Engineering
Korea Advanced Institute of Science and Technology

B.S. Hyun
Division of Mechanical Engineering

ABSTRACT

A pressure tracking control of hydroforming processes, which is used in the precision forming of sheet metals, is considered in this paper. The hydroforming of sheet metal is performed between the high-pressure chamber controlled by pressure control valve and the punch moving with constant speed. Since the pressure in the forming chamber is a critical factor to the quality of the product severely. It is important to control the pressure to follow a prescribed pressure trajectory, depending upon the material volume and shape of the parts to be formed. Taking into consideration of the volume change of forming chamber during the process and the non-linearity of the electro-magnetic relief valve, a mathematical formulation of the model describing the dynamic characteristics of this model obtained. Based upon this model a PID controller is designed for the pressure tracking.

1. 서론

본 연구의 목적은 박판 소재의 정교한 성형가공에 사용 되는 하이드로포밍기의 수학적 모델링과 컴퓨터 시뮬레이션 을 통하여 성형실의 압력제어기를 설계하는 것이다. 하이드로포밍 공정은 정교한 박판성형품을 제작하기 위하여, 다이캐비티 (die cavity) 없이 성형실에 유체 압력을 가한 상태에서 펀치(punch)로 박판을 밀어 올림으로써 성형을 진행한다. 딥 드로잉 (deep drawing) 과 비교해볼때, 성형품의 두께가 균일하고 펀치의 코너에 흔히 발생하는 결함이 없으므로, 복잡한 형상의

성형도 단일 공정에 수행할 수 있다. 그밖에도 공구의 마모가 적고, die 가공비가 적게 든다. 이 공정중 성형실의 압력은 최종 성형품의 품질을 좌우하는 중요한 변수중에 하나이다. 성형실의 압력에 따라 두 가지의 결함이 발생할 수 있다. 만일 성형실에 과다한 압력이 가해지면 성형중에 찢겨짐(Tearing) 이 발생할 수 있고, 너무 작으면 주름(wrinkling) 이 생긴다. 이러한 양쪽의 결함을 없애기 위하여 소성역학의 상계해법 (Upper Bound Analysis) 을 적용하여 펀치의 변의에 대응되는 압력 경로를 찾는 해석적인 방법이 유도되었다. [2] 하이드로 포밍기는 Fig.1 과 같이 크게 펀치 구동부와 성형실 가압부로 나눌 수 있다. 펀치의 구동은 정속구동으로 유량제어 밸브에 의해 펀치 구동실린더를 제어하고, 성형실 가압은 전기유압식 압력제어 밸브와 부우스터 (Booster, intensifier) 에 의해 제어된다. 본 연구는 펀치구동부와 성형실 가압부를 독립시키고, 주로 성형실 가압부의 압력제어를 다루겠으며 이때 펀치구동부에 의한 펀치의 상승을 성형실 압력제어의 외란(disturbance) 로 본다. 성형실의 압력제어는 본질적으로 넓은 범위의 압력을 추종해야 하기 때문에 그 작동점이 상당히 넓은 영역에 분포한다. 이러한 이유로 유압요소 특유의 여러 비선형성을 선형화시켜 다양한 선형화 이론을 적용시키는데는 무리가 있다. 본 연구에서는 가급적이면 실제 시스템 그대로 수학적 모델링을 시행하였다. 이때의 몇몇 미지의 상수는 이전에 실험을 통하여 확인한 자료를 사용하였다.

이렇게 완성된 수학적 모델링을 기초로한 컴퓨터 시뮬레이션 을 통하여 비례, 미분, 적분 (PID) 제어기를 지글러-니콜스(Ziegler-Nichols) 방법으로 튜닝 (tuning) 한 후 그 값 부근의 최적의 값을 설정하였다.

2. 성형실 가압부의 구조

성형실 가압부는 Fig.1 과 같이 펌프, 전기비례형 압력제어 밸브 (Electro-magnetic relief valve) 부우스터, 성형실(forming chamber) 로 구성된다.

펌프에서 공급된 유량은 전기 유압식 압력제어 밸브의 전류량에 따라 일부를 소실하게 된다. 이 소실되는 유량을 조절함으로써 부우스터 1차측에 형성되는 압력의 크기를 바꿀수 있게 된다. 부우스터의 2차측 압력 즉 성형실의 압력은 부우스터 1차측 압력에 의한 힘과 평형을 이루는 압력이 될때까지 증가함으로써 1차측 압력과는 부우스터 피스톤의 면적비에 해당하는 비율의 압력을 형성한다.

3. 수학적 모델링

3.1 가 정

수학적 모델링으로 실제 물리적 현상을 정확하게 표현하는 데에는 한계가 있다. 본 연구 목적상 모든 요소들을 완전하게 표현하는 것이 바람직하나, 이전의 여러 연구에서 그 중요도를 무시할만하다고 가정한 요소나 표현하기가 복잡한 요소는 생략한다. 이러한 입장에서의 가정들은 다음과 같다.

- 1) 유체의 물성치는 온도와 압력에 영향을 받지 않는다.
- 2) 도관이 충분히 커서 유체의 손실을 받지 않는다.
- 3) 각 유압부품이나 도관이 유체와 비교해볼때 강체라고 볼 수 있다.
- 4) 각 오리피스 (orifice) 를 흐르는 그 속도가 상당히 커서 난류유동 (turbulent flow) 으로 볼수 있다.

3.2 전기 비례형 압력제어 밸브

전기비례형 압력제어 밸브는 Fig.2 에서 보는 바와 같이 메인스테이지 (main stage)와 파일럿 스테이지 (pilot stage) 로 나눌 수 있다. 파일럿 스테이지의 플래퍼 노즐밸브 (flapper nozzle valve) 는 전자석의 자기력, 토크 스프링 (torque spring) 의 스프링력, 유체의 압력이 평형을 이루는 점에서 그 개도 (opening) 가 결정된다. 이 개도에 의하여 밸브를 통과하는 유량이 결정되고 유량에 의해 파일럿 챔버의 압력이 결정된다. 또한 메인스테이지에서도 파일럿 챔버의 압력, 메인챔버의 압력, 포핏밸브 (poppet valve) 의 스프링력 그리고 유동력이 평형을 이루는 점에서 밸브의 개도가 결정되어 펌프에서 공급된 유량의 일부를 이 개도에 따라 탱크로 회환시킴으로써 메인챔버의 압력이 조절된다. 압력제어 밸브의 동작성을 기술하기 위하여 다음의 세가지 사항을 고려한다.

1. 각 오리피스에서의 유량방정식
2. 각 챔버 (chamber) 에서의 연속 방정식
3. 메인 피스톤과 플래퍼의 운동 방정식

3.2.1 오리피스의 방정식

- 1) 플래퍼 노즐

$$Q_n = C_n D_n Z [(2/\rho)(P_n - P_r)]^{1/2} \quad (1)$$

- C_n : 노즐의 유량계수
- D_n : 노즐의 직경
- Z : 노즐과 플래퍼의 간격
- P_r : 노즐의 배압

플래퍼-노즐 밸브의 유량계수(C_n) 은 노즐을 통과하는 작동유의 레이놀즈수와 플래퍼의 변위등의 함수이나, 노즐랜드 (Nozzle land) 의 길이가 flapper 의 간격에 비해 비교적 크고 레이놀즈수가 100이하일때 Duggins [5] 의 실험결과를 이용하여 상수로 볼 수 있다.

2) 업스트림 오리피스 (Upstream orifice)

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

- C_u : 업스트림 오리피스 유량 계수
- A_u : upstream orifice 단면적

C_u 는 Viersma [b] 의 실험실을 적용하여 산출할 수 있다.

3) 파일럿 오리피스

$$Q_p = C_o A_p \sqrt{\frac{2(P_m - P_r)}{\rho}}$$

- C_p : 파일럿 오리피스 유량 계수
- A_p : 파일럿 오리피스 단면적

C_p 는 Takenake [7] 의 연구를 토대로 산출할 수 있다.

4) 메인 오리피스

$$Q_m = C_m A(y) \sqrt{\frac{2(P_m - P_r)}{\rho}}$$

- C_m : 유량 계수
- $A(y)$: 밸브 개구 면적
- y : 포핏 밸브의 변위

$$A(y) = \pi D_m \sin \alpha y$$

- D_m : 포핏의 평균지름
- α : 포핏의 연추 각도

포핏형태의 오리피스의 유량계수는 Takenaka[7] 의 결과로부터 구하였다.

3.2.2 연속 방정식

메인 챔버와 부우스터 1차측 챔버를 같은 공간으로 보면 다음과 같은 연속방정식이 성립한다.

$$Q_s = Q_m + Q_p + A_{b1} \dot{W} + A_1 \dot{y} + \frac{V_m}{\beta} \dot{p}_m \quad (6)$$

- Q_s : 펌프 토출 유량
- Q_m : 포핏 밸브를 통하여 나가는 유량
- V_m : 부우스터 1차측과 메인챔버를 포함하는 체적
- β : 작동유의 비탄성 계수
- y : 메인포핏 밸브의 속도
- w : 부우스터 피스톤의 변위

파일럿 챔버에서도 유사한 연속방정식을 얻을 수 있다.

$$Q_p = Q_u - A_2 \dot{y} + \frac{V_p}{\beta} \dot{p}_p \quad (7)$$

- Q_p : 파일럿 오리피스를 통과하는 유량
- Q_u : upstream orifice 를 통과하는 유량
- V_p : 파일럿 챔버의 체적

업스트림 오리피스와 플래퍼 사이의 체적은 상당히 작기 때문에 작동유의 체적변화를 무시할 수 있으므로 업스트림 오리피스를 통과하는 유량과 노즐을 통과하는 유량이 거의 같다.

$$Q_n \approx Q_u \quad (8)$$

이 관계로부터 유량방정식 (1)(2)를 결합하면 P_n 을 구할 수 있다.

$$P_n = \frac{P_p + \lambda P_r}{1 + \lambda} \quad (9)$$

$$\lambda = \left[\frac{4C_n D_n Z}{C_u D_u^2} \right]^2$$

여기서 P_n 은 P_p 와 P_r 사이를 $\lambda : 1$ 로 내분하는 점에서 형성됨을 알 수 있다.

3.2.3 운동 방정식

1) 포핏 밸브의 운동방정식

포핏 밸브에 작용되는 외력은 스프링력, 유체압력, 유동력 (flow force) 등이 있다.

$$M_m \ddot{y} + B_m \dot{y} + K_m y = A_1 P_m - A_2 P_p - F_{fm} - F_{si} \quad (10)$$

- y : 포핏의 변위
- M_m : 포핏의 질량
- B_m : 포핏의 감쇄계수
- K_m : 스프링 상수
- F_{si} : 스프링의 초기 압축력
- F_{fm} : 포핏에 작용하는 유동력

포핏에 작용하는 유동력은 과도성분을 무시하고 정상상태의 성분만을 고려하였다.

$$F_{fm} = 2 C_m^2 \pi R_m \sin 2\alpha (P_m - P_t) y + 2 K_v^2 C_m^2 \times A_{pp} (P_m - P_t) \quad (11)$$

- A_{pp} : dynamic skirt 의 단면적
- K_v : 포핏 변위에 따르는 비례 상수

2) 플래퍼의 운동방정식

플래퍼에 작용되는 외력은 스프링력 유체압력, 그리고 자기력이 있다.

$$\frac{J}{R^2} \ddot{Z} + B_f \dot{Z} + F_t = F_{ff} - F_e \quad (12)$$

- Z : 플래퍼의 변위
- J : 플래퍼의 질량 관성 모멘트
- B_f : 플래퍼의 감쇄 계수
- R : 토크 아암
- F_t : 토오코 스프링력
- F_{ff} : 유체력
- F_e : 자기력

플래퍼에 작용하는 유체력을 베르누이방정식으로부터 구할 수 있다.

$$F_{ff} = A_e (P_n - P_r) \left(1 + \frac{16 C_n^2 Z^2}{D_n^2} \right) A_e \quad (13)$$

- A_e : 노즐의 유효단면적

플래퍼에 작용하는 전자기력 F_e 는 다음과 같다.

[9][3]

$$F_e = K_r \left(\frac{i}{Z + Z_g} \right)^2 \quad (14)$$

- K_r : 등가 전자석 상수
- Z_g : $Z = 0$ 일때의 전자석과의 간극
- i : 입력 전류

3.3 부우스터와 성형실

부우스터는 단면적이 다른 부우스터 피스톤의 힘 평형을 이용하여 1차측의 저압으로 2차측의 고압을 형성시키는 역할을 한다. 그 운동방정식은 다음과 같다.

$$M_b \ddot{W} = A_{b1} P_m - A_{b2} P_f - F_{fr} \quad (15)$$

- M_b : 부우스터 피스톤의 질량
- A_{b1} : 부우스터 1차측의 단면적
- A_{b2} : 부우스터 2차측의 단면적
- W : 부우스터 피스톤의 변위

Fig.3 과 같이 부우스터는 20 - 500 bar의 압력을 받게 되므로 누유 (leakage) 를 방지하기 위하여 여러 단계의 패킹 (Packing) 을 설치하였다. 그 결과 마찰력이 무시할수 없는 영향을 미치고 있다. F_{fr} 은 마찰력을 나타내는 항으로써 건마찰 (dry friction), 스틱션 (stiction), 점성마찰 (Viscous friction) 으로 구성된다.

$$F_{fr} = C_b \dot{W} + \text{sgn}(\dot{W}) [F_c + F_s e^{-\gamma |\dot{W}|}] \quad (16)$$

C_b : 점성마찰력 상수
 F_c, F_s, γ : 스틱션과 건마찰에 관계된 상수

미지의 상수 C_b, F_c, F_s 는 [11]의 연구에서 규명한 실린더에 관한 자료를 그대로 사용하되 건마찰만 피스톤의 질량 비율 만큼 크다고 가정하여 설정하였다. 피스톤의 속도에 따른 마찰력의 관계는 Fig.6 와 같다. 부우스터와 성형실내의 연속방정식은 다음과 같다.

$$\frac{V_f}{\beta} \dot{P}_f = A_{b2} \dot{W} + A_p(X_p) \cdot \dot{X}_p \quad (17)$$

V_f : 성형실과 부우스터 2차측의 체적
 X_p : 펀치의 변위
 $A_p(X_p)$: 펀치 변위에 따른 펀치의 순간 단면적

V_t 는 가변이며 다음과 같이 표현된다.

$$V_f = V_{f0} - A_{b2} W - \int_0^X A_p(s) ds$$

V_{f0} : 초기체적

펀치의 2가지 입례는 Fig.5 에 제시되었다.

4. 시뮬레이션 및 제어기 설계

4.1 시뮬레이션

전술한 수학적 모델링을 통하여 전기 비례형 밸브의 6차 부우스터 및 성형실 3차의 비선형 미분 방정식을 완성하고 여기에 각 구동부의 구속조건, 전자력의 포화, 마찰력등을 고려하여 시뮬레이션 프로그램을 구성하였다. 성형실 압력의 기준입력 (reference input) 은 미리 계산하여 데이터로 보관하고 0.1 m/sec 의 간격으로 계산을 수행한다.

4.2 제어기 설계

하이드로 포밍 공정중 성형실 압력이 기준 입력을 추종하는데에는 두종류의 외란이 개입된다. 펀치의 상승은 성형실 체적 감소와 더불어 펀치의 단면적과 펀치의 속도의 곱에 해당하는 부가의 유량을 공급하는 요소로 작용하여 일종의 기지의 외란 (known disturbance) 으로 간주할수 있다. 본 연구의 제어기 구조는 Fig.6 과 같다. PID 제어기는 다음과같이 구성된다. [10]

$$\frac{I(s)}{E(s)} = k_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (19)$$

K_p : 비례이득
 T_i : 적분 시간 상수
 T_d : 미분 시간 상수

이 상수들은 Fig.7, Fig.8 과 같이 지글러-니콜스의 방법 (Ziegler-Nichols tuning rule) 따라 계단 입력에 대하여 설정하고, 실제 입력을 사용할때 이 값 부근에서 수정을 가하여 최종결정을 하였다.

은 지글러-니콜스 방법에 의해 설계된 PI 및 PID 제어기의 비교이다. Fig.11 는 반구형 펀치에 대한 각 제어기의 비교이다. Fig.13 은 최종 결정된 제어기로서 반구형 펀치와 원통형 펀치에 대한 기준 입력을 추종제어한 결과이고, Fig.14 는 이때의 부우스터 피스톤의 변위이다.

5. 토론

본 연구를 통하여 하이드로포밍기의 압력제어가 여러 가지 비선형성과 출력인 성형실 압력에 직접적으로 영향을 미치는 펀치에 의한 외란의 존재에도 불구하고 PID 제어기로서 비교적 우수한 성능을 발휘하였다. 설계 과정중의 몇가지 의문점을 검토하면 다음과 같다.

1) 펀치 형상의 선정

제어기의 설계중 모든 형상의 펀치에 대하여 성능을 평가하는 것이 불가능하므로 극단적인 두가지 형상의 펀치를 선택하였다. 즉, 원통형 펀치는 직각의 모서리 각을 성형하기 위하여 상당한 고압이 필요하고, 원통형 펀치는 비교적 저압에서 성형된다.

2) 마찰력의 영향

현재 실제의 마찰력은 직접 측정하지 못하고 선행된 연구 [11]의 일반 실린더에 대한 자료를 피스톤의 질량에 비례하게 설정하였으나, 시뮬레이션 결과 마찰력의 변화에 대한 영향이 거의 나타나지 않았다. 그 이유는 부우스터의 양쪽 압력실에는 상당히 큰 압력이 작용됨으로 상대적으로 마찰력에 둔감한 결과를 얻게 되었다.

3) 제어범위

Fig.2 의 전기비례식 압력제어 밸브는 많은 비선형 요소를 포함하는 매우 복잡한 구조를 이루고 있다. Fig.12 은 입력전류와 형성압력과의 관계를 나타내고 있다. 이 관계에서 입력과 출력이 2차관계를 가지고 있는 것은 주로 식 (14)으로 표현된 전류와 자기력의 관계에 의한 영향이다. 그런데 입력전류가 0이라도 포핏밸브가 유출

시킬수 있는 유량이 한정되어 있기 때문에 약 5 bar 정도의 압력이 형성된다. 그결과 부우스터 피스톤 양단의 단면적비가 1:3.7 정도이므로 성형실에는 최저 18 bar 가 형성될수 있다. Fig.11 의 압력 추종 경향을 보면 0.1 - 0.7초 구간에서 이 최저 압력 한계에 걸리게 되었다.

앞으로 계속 연구되어야 할 과제는 현재 주로 강판에 대하여 연구되고 있는 하이드로 포밍공정이 다른 비철금속이나 합금소재, 그밖의 신소재의 복잡한 형상으로 그 응용이 확장될때를 대비하여 압력제어 범위를 확장시켜 나감과 동시에 현재는 그 공정이 비교적 느리나 고에너지 성형 (HERF) 과 같이 고속 고압의 성형으로의 진보를 대비해야 할 것이다.

6. 참고문헌

1. I. Tirosh, S. Yossifon, R. Eshel and A. Betzur, "Hydroforming Process for Uniform Wall Thickness Products", Trans. ASME, J.Eng.for Ind., Vol.99, pp.685-690 (1977)
2. T.S. Noh and D.Y. Yang "An Analysis of Hydroforming of Regular Polygonal Boxes", Int.J.Mech.Sci., Vol.29, pp.139-148(1987).
3. K.J. Choi, "A Study on the parameter identification and dynamic characteristics of the Electro-magnetic relief valves", M.S. Thesis, KAIST, July, (1987)
4. J.S. Yun and H.S. Cho, "Steady State Characteristic of a flapper-nozzle relief valves", Proceeding of Institution of Mechanical Engineers, (1986)
5. R.K. Duggins, "Futher studies of flow in a flapper valve", 3rd. Fluid Power Symposium, Turin, Italy, May, pp.B2-26-28,(1973)
6. T.J. Viersma, "Designing Lord-Compensated Fast-Response Servos", Control Engineering, May, pp.111-114,(1962)
7. T. Takenake and E. Urata, "Static and Dynamic characteristics of Oil-Hydraulic Control Valves", The 1968 Fluid power International Conference, Tokyo, Japan, May, pp.67-74,(1968)
8. H.E. Merritt, "Hydraulic Control System", Willey, NewYork, (1967)

9. G.A. Parker and I. Yuksel, "An electro-Hydraulic floating discvalves", Proceeding of the 1983 ACC, 8, San Francisco, U.S.A.,
10. J.S. Yun and H.S. Cho, "An Adaptive Model Flowing Control of Electro-Hydraulic Velocity Control systems subjected to Unknown Disturbances", PH.D. Thesis, KAIST, Jan. (1987)
11. G.F. Franklin, J.D. Powell, "Feedback Control of dynamic systems", Addison Wesley (1986)

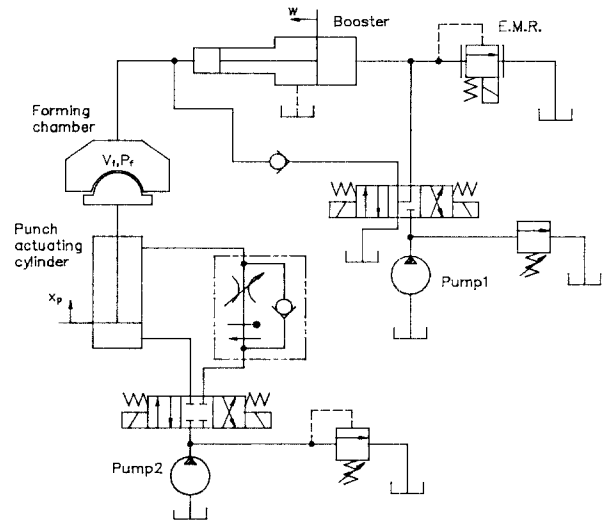


Fig.1 Hydraulic circuit of Hydro-forming machine.

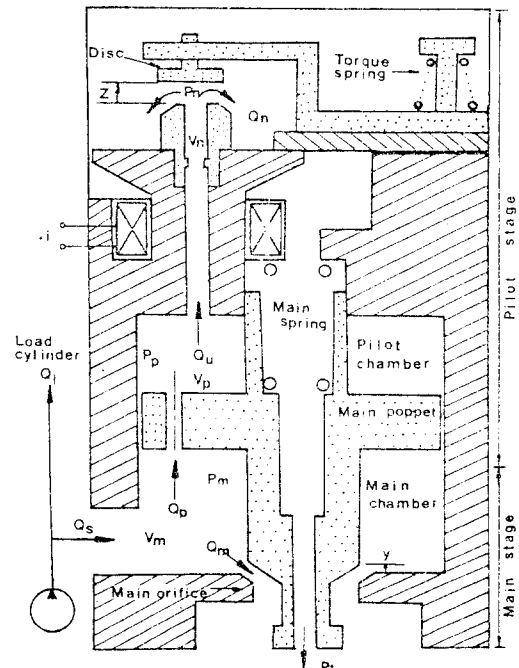


Fig.2 Schematic diagram of Electro-magnetic relief valve.

Schematic diagram of booster

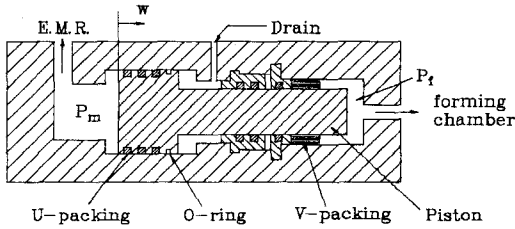


Fig.3 Schematic diagram of Booster.

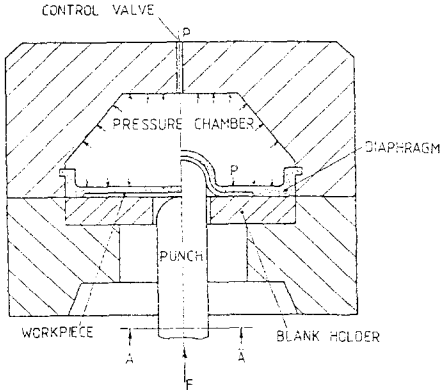


Fig.4 Punch and forming chamber.

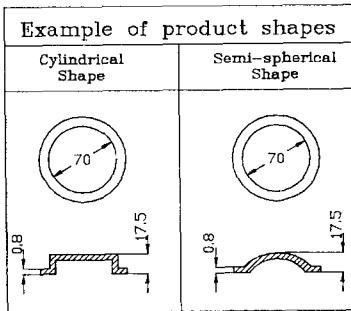


Fig.5 Example of product shape.
(cold rolled carbon steel)

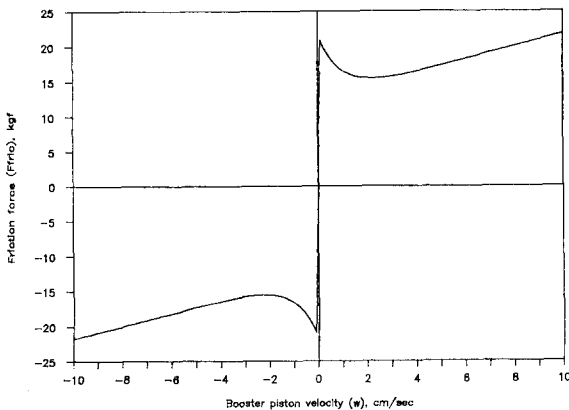


Fig.6 Relation between friction force and booster piston displacement.

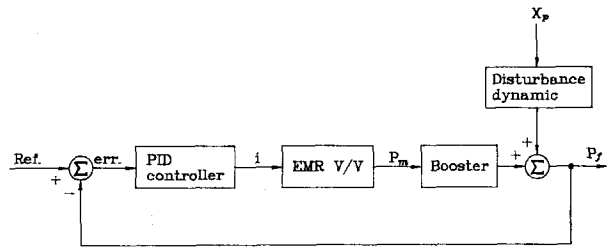


Fig.7 Block diagram of the pressure controller for Hydro-forming process.

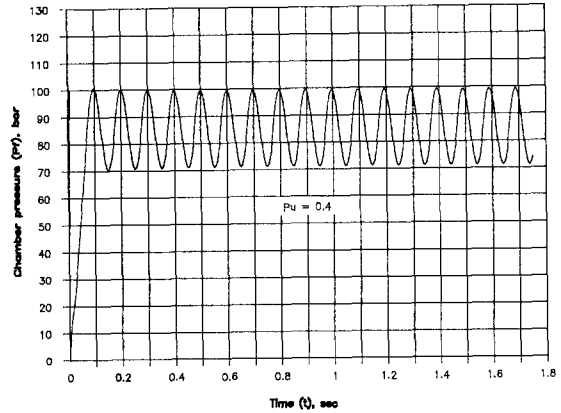


Fig.8 Step response at the stability limit value of proportional gain ($K_p=5.1, P_u=0.4$)

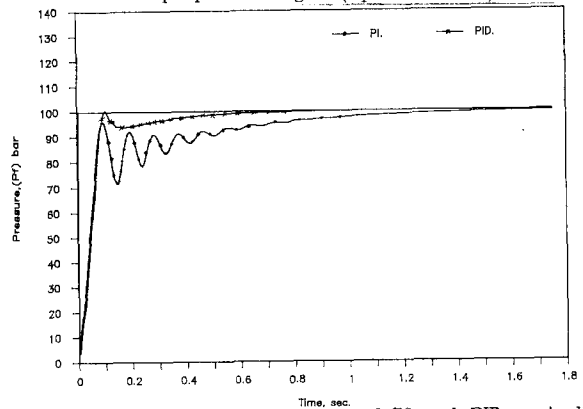


Fig.9 Ziegler-Nichols tuning of PI and PID controller.
PI : $K_p=0.45, K_u, T_i=0.833, P_u$
PID : $K_p=0.6, K_u, T_i=0.5, P_u, T_d=0.125, P_u$

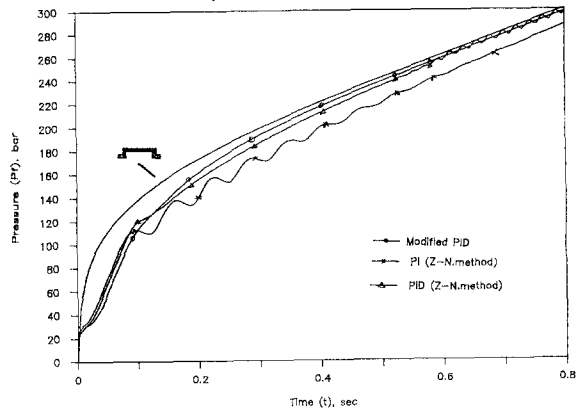


Fig.10 Comparison of PI, PID controller designed by Ziegler-Nichols method and modified gain for cylindrical punch ($K_p=1.5, T_i=0.08, T_d=0.05$)

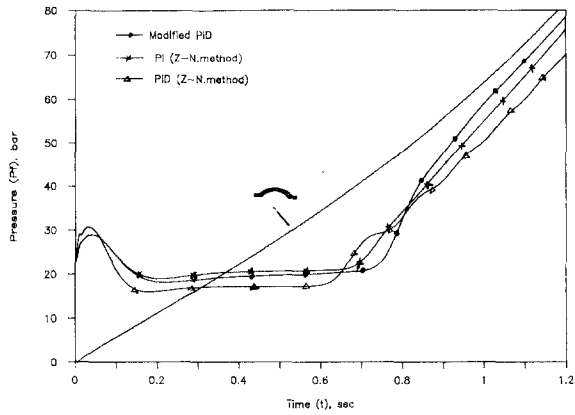


Fig.11 Comparison of PI, PID controller designed by Ziegler-Nichols method and modified gain for hemispherical punch. ($K_p=1.5, T_i=0.08, T_d=0.05$)

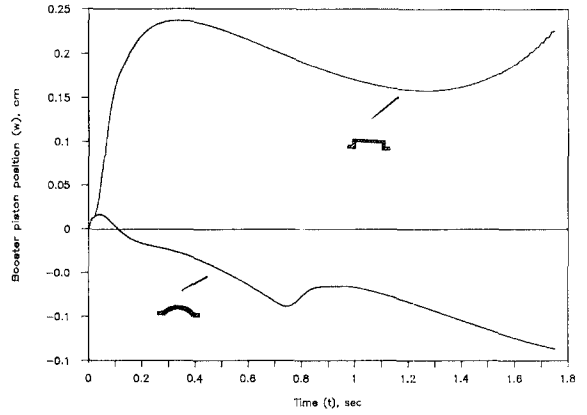


Fig.14 Motion of the booster piston for each die.

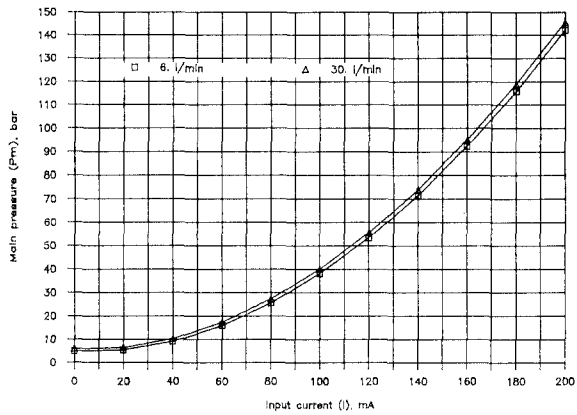


Fig.12 Static characteristics of the E.M.R valve.

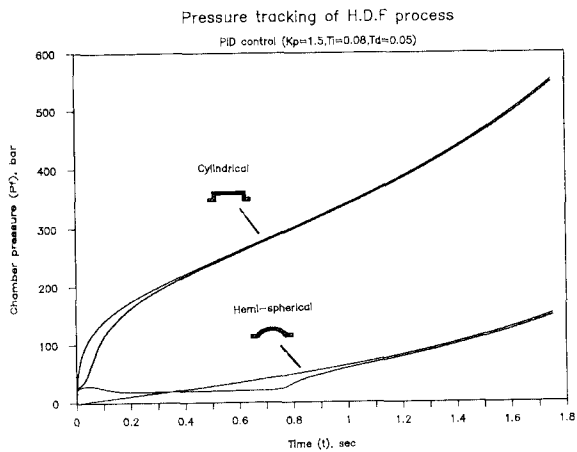


Fig.13 Tracking performance of PID controller.