

리니어 포스모터를 사용한 서보밸브의 모델링 및 특성해석 Modelling and Characteristic Analysis of a Servo Valve using Linear Force Motor

허준영 · 김철재 · 박창순
J. Y. Huh, C. J. Kim, C. S. Park

Key Words: Linear Force Motor(리니어 포스모터), Direct Drive Valve(직접구동밸브), Flow Force (유동력)

Abstract: Direct Drive Valves (DDV) with electric closed loop spool position control are suitable for electrohydraulic position, velocity, pressure or force control systems including those with high dynamic response requirements. The spool drive device is a permanent magnet linear force motor which can actively stroke the spool from its spring centered position in both directions. This basic study is carried out to drive the design parameters for developing a domestic DDV. The static and dynamic characteristics of DDV are examined. The simulation results are compared with data of manufacture's catalog to show the validity of the modelling.

기호 설명

- $A_o = wx_v$: 오리피스 면적
- A_v : 밸브 land의 넓이
- C_c : 수축계수
- Q_2 : 오리피스를 통과하는 유동률
- V : 가속되어지는 유체의 체적
- ρ : 유체의 질량 밀도
- w : 오리피스의 면적 경사도
- θ : 제트 각도

1. 서론

서보밸브는 사출성형기나 블로잉 몰딩머신, 다이캐스팅머신, 프레스, 제지산업 등에서 신뢰성 높은 제어를 제공하고 있다. 일반적으로 서보밸브라고 하면 무그사에서 처음 개발된 노즐플래퍼기구를 갖는 고응답형 밸브를 말한다. 그러나 광의로 해석하면 페루프제어에 사용되는 밸브는 모두 서보밸브라고 할 수 있다.

이와같은 광의의 서보밸브 중에 스푼위치를 전기적으로 피드백제어하고 영구자석 리니어 포스모터로 직접 구동되는 밸브(Direct Drive Valve: DDV)는 50Hz(±25%진폭)의 띠풀을 가지고 있어서 산업장비에서 요구되는 액추에이터의 위치 및 속도, 또는 압력과 힘제어에 적합하다. 직접구동밸브는 비례제어밸브와 같은 강인한 구조와 함께 서보밸브에 준하는 고응답성을 가진 밸브의 필요성에 따라 1990년 초에 독일의 보쉬텍스로스와 일본의 동경정밀계기에서 각각 개발하였다. 이후, 미국 Moog사에 의해 리니어모터(Linear motor)를 이용한 직접구동밸브가 개발/생산되었다1,2).

직접구동밸브를 사용한 국내연구로는 전기유압서보시스템의 압력제어에 응용한 사례3~6)가 있으며, DDV 액추에이터 제어7~9)에 적용하여 연구되어 왔다. 국외의 연구로는 헬리콥터 FBW을 위한 DDV 액추에이터에 관한 연구10)와 DDV서보액추에이터 개발에 관한 연구11)가 있다.

본 연구에서는 직접구동밸브의 개발을 위하여 AMESim 소프트웨어를 이용하여 밸브를 모델링하고, 각 파라미터의 변동이 밸브의 정특성과 동특성에 미치는 영향을 AMESim 시뮬레이션을 통하여 분석하였다. 그리고 제작사에서 제공하는 제품의 제원12)과 비교하여 타당성을 검토하였다. 특히 리니어포스모터의 설계를 위해 밸브에 작용하는 유동력과

허준영(책임저자) : 한국기술교육대학교 메카공학부
E-mail : huh@kut.ac.kr, Tel : 041-560-1142
김철재 : 한국기술교육대학교 대학원
박창순 : 한국기술교육대학교 정보기술공학부

함께 밸브구동력을 조사하였다.

2. 직접구동밸브의 작동원리

Fig. 1에 직접구동밸브의 구조를 나타낸다. 스푼 구동장치는 중립위치로부터 양쪽 방향으로 스푼을 작동시킬 수 있는 영구자석 리니어 포스모터이다. 목표 스푼위치에 해당되는 전기적인 신호가 내장된 전기장치에 가해지면, 이 장치는 리니어 포스모터를 구동할 PWM전류를 만들어 스푼을 변위시킨다. 스푼 위치는 스푼위치변환기(LVDT)에 의해 내장된 전기장치로 피드백되어 결과의 스푼위치오차가 0으로 감소할 때까지 포스모터 코일에 전류를 야기시킨다. 이리하여 스푼 위치는 명령신호를 추종하게 된다. 사용된 센터링스프링은 스푼을 중립점에 위치시킨다.

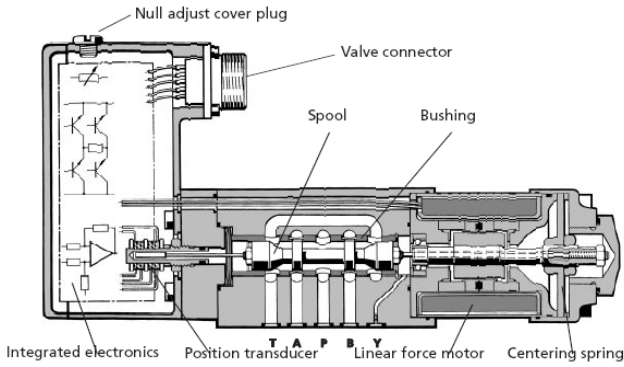


Fig. 1 Schematic cut view of a DDV

직접구동밸브는 단지 하나의 힘 방향을 갖는 비례솔레노이드에 비하여 아래와 같은 장점을 갖는다.

- (1) 고풍력을 갖는 영구자석 리니어 포스모터에 의해 직접 구동된다.
- (2) 파일럿 오일의 흐름이 요구되지 않는다.
- (3) 압력에 무관한 동적특성
- (4) 낮은 히스테리시스와 낮은 한계점
- (5) 유압적 영점부근에서 저전류 사용
- (6) 낮은 잔존리플을 갖는 표준화된 스푼 위치 모니터링 신호
- (7) 전기적 영점 조정 가능
- (8) 정전이나 케이블 손상, 비상정지의 경우에 부하를 거동시키는 스푼 위치를 통과하지 않고 스프링센터되는 위치로 바로 복귀한다.

스푼 위치의 정확도와 반복정밀도는 스프링의 대칭성과 스프링의 히스테리시스와 마찰, 기계적 가공 오차의 비선형성을 최소화시키는 설계능력에 따른다.

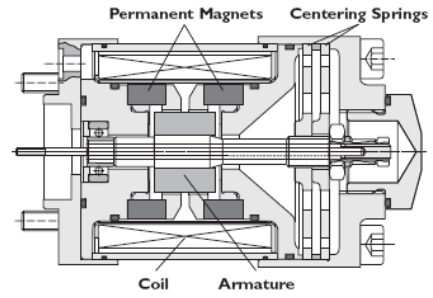


Fig. 2 Schematic cut view of a linear force motor.

한편 리니어 포스모터(Fig. 2)는 코일과 한 쌍의 영구자석, 아마추어, 센터링 스프링으로 구성된다. 전류가 코일에 가해지지 않았다면, 자석과 스프링은 아마추어를 평형위치로 유지시킨다. 한 쪽으로 전류가 코일에 가해지면, 영구자석을 싸고 있는 공극의 하나에서 다른 쪽 자속을 상쇄시키면서 자속은 증가된다. 이 불평형은 아마추어를 더 강한 자속의 방향으로 움직이게 한다. 리니어 포스모터는 영구자석 차동모터이다. 영구자석은 요구되는 자력의 일부분을 제공한다. 리니어 포스모터를 위해 요구되는 전류는 비교되는 비례 솔레노이드에 비해 상당히 낮다. 리니어 포스모터는 중립적인 중간위치를 갖고 있고, 여기서부터 힘과 스트로크를 양방향으로 만들어 낸다. 힘과 스트로크는 전류에 비례한다. 리니어 포스모터는 스트로크 전진 시에 센터링력인 높은 스프링력과 외부력(즉, 유동력, 마찰력)을 이겨내야 한다. 스트로크 복귀 시에 스프링력은 모터력에 더해져서 추가적인 스푼 구동력으로 제공된다. 이것은 이 밸브가 작동유 오염에 훨씬 덜 민감하게 한다. 리니어 포스모터는 스프링 중립위치에서 아주 작은 전류만 필요로 한다.

3. 유동력 산출

유동력 또는 베르누이력, 유체반력이라고 부르는 밸브에 작용하는 이 힘은 밸브 챔버 내와 밸브 오리 피스를 통한 유체흐름의 결과이다.

오리피스의 유체가속특성에 따른 정상상태 유동력은 Fig. 3의 유로 최소단면에서 유체 평면에 수직으로 작용하는 제트력으로 나타낼 수 있다.

$$F_j = \frac{mass}{\rho V} \frac{Q_2^2}{A_2 V} = \frac{\rho Q_2^2}{A_2} = \frac{\rho Q_2^2}{C_c A_o} \quad (1)$$

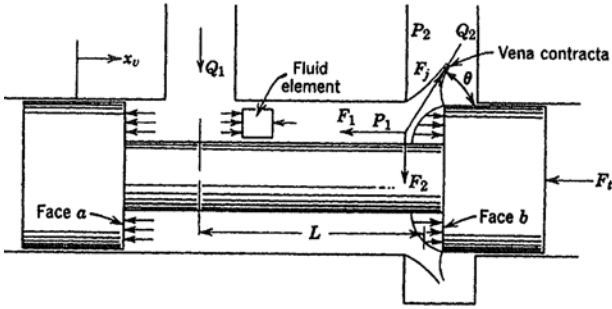


Fig. 3 Flow forces on a spool valve.

뉴턴의 제3법칙에 의해 이 제트력은 크기가 같고 방향이 반대인 반작용력을 갖는다. 이를 두 개의 성분으로 나누면,

$$F_1 = -F_j \cos\theta \quad (\text{축방향 성분}) \quad (2)$$

$$F_2 = -F_j \sin\theta \quad (\text{반경방향의 성분})$$

반경방향의 성분은 밸브 포트를 스톱 주변에 대칭적으로 배치함으로써 보상되나 축 방향의 힘은 보상되지 않고 Fig. 3에서 밸브의 a와 b 표면의 압력 분포의 비교로 보여지는 것처럼 밸브 포트가 닫히는 방향으로 작용한다. 밸브 내의 작은 챔버에서의 압축성을 무시하면, 연속방정식에 의해 $Q_1=Q_2$ 이고, 오리피스 방정식에 의해,

$$Q_1 = Q_2 = C_c C_v A_o \left[\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2) \right]^{1/2} \quad (3)$$

Fig. 3의 밸브 스톱에 작용하는 정상상태 축 방향의 유동력을 산출하기 위해 식(1)~(3)을 결합하면,

$$F_1 = 2 C_d C_v A_o (P_1 - P_2) \cos\theta \quad (4)$$

만일 오리피스 면적이 직사각형이고 둘레 폭이 축의 길이보다 훨씬 크다면 통과유량은 2차원으로 간주될 수 있다. Von Mises가 구한 제트의 각 θ 는 69° 를 사용하고, $C_d = 0.61$, $C_v = 0.98$, $\cos 69^\circ = 0.358$, $\Delta P = P_1 - P_2$ 로 정의하면 식(4)는 다음과 같이 된다.

$$F_1 = 0.43w \Delta P x_v = K_f x_v \quad (5)$$

이것은 일반적인 정상상태 유동력식이다. 이 정상상태 유동력은 오리피스 면적 기울기와 압력강하, 스톱변위에 직접적으로 비례하고, 항상 오리피스가 닫히는 방향으로 작용한다. 이 힘은 밸브 위치에 따르기 때문에, 밸브에서 센터링 스프링과 완전히 유사하게 작용한다. 오리피스가 작게 열릴 때 반경 틈새 Cr의 영향에 의해 제트 각도는 21° 가 되고 정상상태 유동력은 다음과 같이 주어진다.

$$F_1 = 2 C_d C_v w (\Delta P) \sqrt{x_v^2 + C_r^2} \cos\theta \quad (6)$$

짧은 밸브 스트로크에서 반경 틈새로 인해 식

(5)와는 $\cos\theta$ 에 의해 $0.933/0.3558=2.6$ 의 큰 편차가 발생된다.

만약 밸브 챔버내 유체가 가속된다면, 스톱밸브 랜드면에 반작용하는 힘이 만들어진다. Fig. 3에서와 같이 유체요소가 가속되어지면, 요소의 왼쪽 압력이 오른쪽의 압력보다 커져야만 한다. 그러므로 표면 a에서의 압력이 표면 b에서의 압력보다 커져야 한다. 따라서 천이 유동력은 밸브의 환상챔버 내의 유체의 가속 때문에 발생된다. Fig. 3의 경우에서 보면 이 힘의 방향은 밸브 포트를 닫히게 하는 경향이 있는 것을 알 수 있다.

천이 유동력의 크기는 뉴턴의 제2법칙에 의해 다음과 같이 주어진다.

$$F_3 = Ma = \rho L A_v \frac{d(Q_1/A_r)}{dt} = \rho L \frac{dQ_1}{dt} \quad (7)$$

식(3)으로부터 dQ_1/dt 를 구하여 식(7)에 대입하면,

$$F_3 = LC_d w \sqrt{2\rho(P_1 - P_2)} \frac{dx_v}{dt} + \frac{LC_d w x_v}{\sqrt{(2/\rho)(P_1 - P_2)}} \frac{d(P_1 - P_2)}{dt} \quad (8)$$

위 식에서 보면 천이 유동력이 스톱 속도와 압력변화에 비례한다. 속도항은 댐핑력을 나타내기 때문에 중요하고 압력변화를 항이 실제로 밸브 동역학에 영향을 주는지에 대한 직접적인 증거가 없어서 보통 무시된다. L은 유입과 유출되는 유량 사이의 축 방향 길이이고, 댐핑길이라고 부른다.

Fig. 3의 경우에 천이 유동력은 밸브 운동과 반대이기 때문에 밸브 거동의 안정화에 기여한다.

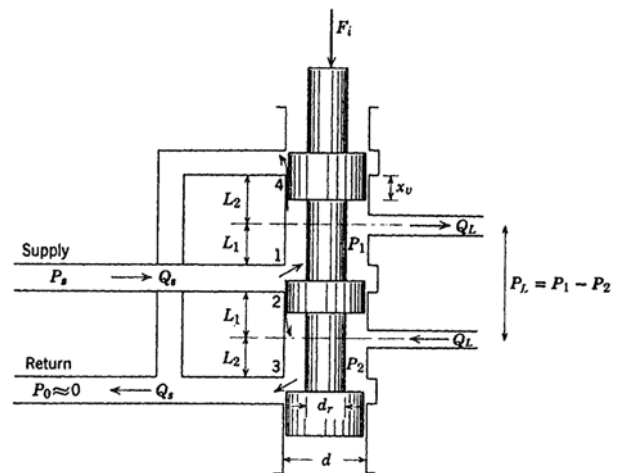


Fig. 4 Three land four way spool valve

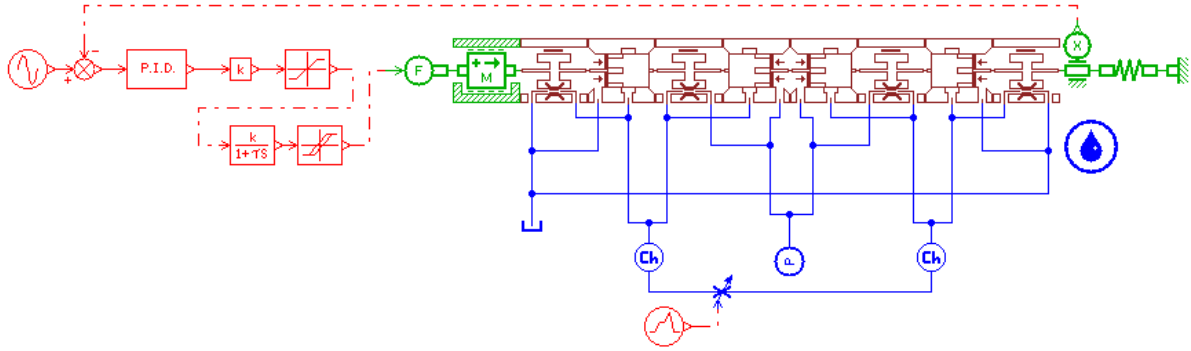


Fig. 6 AMESim model of a DDV

4. 스트로크력 산출

양(+)의 스펙변위를 가정하고 정상상태와 천이 유동력을 포함하는 전체 유동력을 구하기 위해 식(4)와 (7)을 Fig. 4의 오리피스 1과 3에 적용할 수 있다. 따라서

$$F_R = 2C_d C_v (\cos \theta) w x_v (P_s - P_1) - L_1 \rho \frac{dQ_1}{dt} + C_d C_v (\cos \theta) w x_v P_2 + L_2 \rho \frac{dQ_3}{dt} \quad (9)$$

밸브가 상응·대칭이라고 가정하고 Q1과 Q2에 대한 오리피스식을 사용하면 식(9)는

$$F_R = 2C_d C_v w (\cos \theta) (P_s - P_L) x_v + (L_2 - L_1) C_d w \sqrt{\rho(P_s - P_L)} \frac{dx_v}{dt} \quad (10)$$

압력미분항 dPL/dt는 밸브 동특성에 작용하는 증거가 없기 때문에 무시되었다. Fig. 4 밸브스풀의 운동방정식은

$$F_i = M_s \frac{d^2 x_v}{dt^2} + B_f \frac{dx_v}{dt} + K_f x_v \quad (11)$$

여기서, M_s , B_f , K_f 는 각각 스펙의 질량, 천이 유동력에 따른 댐핑계수, 유동력에 따른 스프링율로 아래와 같다.

$$B_f = (L_2 - L_1) C_d w \sqrt{\rho(P_s - P_L)}$$

$$K_f = 2C_d C_v w (\cos \theta) (P_s - P_L) \approx 0.43w(P_s - P_L)$$

이리하여 정상상태 유동력은 밸브에 센터링스프링과 같이 작용함을 알 수 있다. 그리고 천이 유동력은 점성마찰력과 같이 작용한다. 원점 근방에서 측정된 유동력 스프링을 위의 식(11)에 의해 계산된 값의 거의 2.6배이다. 이 사실은 밸브의 스트로크가 클 경우에는 유동력 스프링이 이론의 값에 접근한다고 하더라도 밸브가 원점으로부터 단힐 때 유동력이 예상했던 것보다 다소 높아지는 원인이 된다. 실제로 밸브를 스트로킹하는 힘은 오리피스에 끼일 수 있는 오

염입자를 전단할 수 있도록 유동력을 훨씬 초과하는 힘의 역량을 가져야 한다.

리니어 포스모터에서 가해주어야 할 스트로크력을 산출하기 위해서는 식(11)에 리니어 포스모터의 가동질량과 댐핑, 외부 스프링의 상수가 더해져야 한다.

5. 특성해석을 위한 시뮬레이션

식(11)을 Simulink로 구성하면 Fig. 5와 같다.

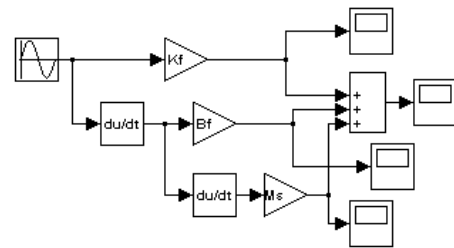


Fig. 5 Simulink model of flow force eq.(11)

스풀의 최대진폭(0.0006mm)으로 1Hz의 사인파형을 가했을 때 유동에 의한 스프링력은 최대 43N이었고, 천이 유동력은 0.06N, 전체 가동질량에 대한 가속력은 0.01N으로 산출되었다. 특히 유동에 의한 스프링력은 원점 근방에서 최대 2.6배까지 커질 수 있으므로 이 경우에 최대 112N의 스트로크력이 요구된다.

직접구동밸브의 스트로크력을 포함하는 정특성과 동특성을 시뮬레이션해 보기 위하여 AMESim을 이용하여 아래 Fig. 6과 같이 모델링하였다.

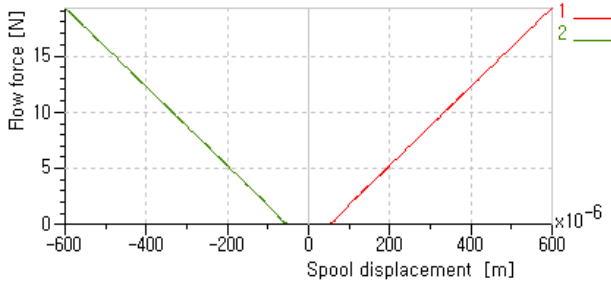


Fig. 7 Flow force for one orifice

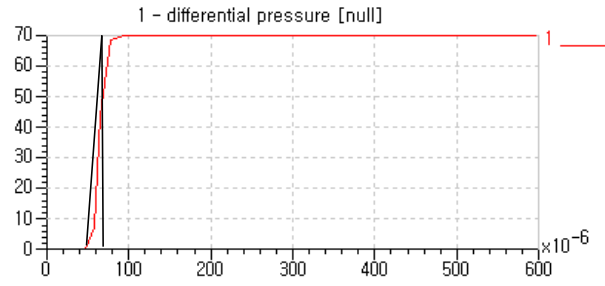


Fig. 10 Pressure gain

Fig. 10은 압력게인을 나타내고 있다. 압력게인은 최대 스트로크 0.6mm에 대하여 0.018mm의 스펴 조작시에 최대 압력의 변화가 일어났으므로 $0.018/0.6 = 3\%$ 로 카탈로그의 2.4%와 유사함을 알 수 있다.

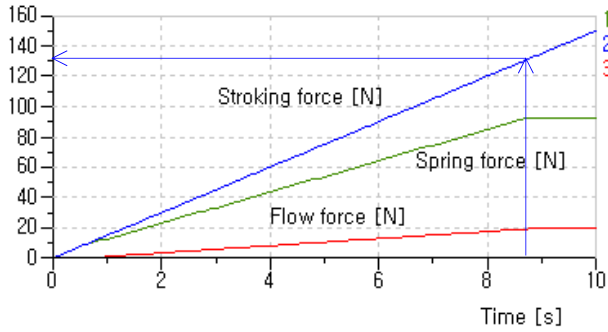


Fig. 8 Stroking force

Fig. 7에 직접구동밸브의 유동력을 나타내었다. 유동력은 0.05mm의 오버랩 구간을 지난 후에 스펴의 변위에 따라 증가한 것을 볼 수 있다. 최대 스펴 변위 0.6mm에 대하여 오리피스 1개당 20N의 유동력을 보였다. 4방밸브에서는 2개의 오리피스가 동시에 열리므로 유동력의 합은 최대 40N이다. 이는 위의 Simulink를 사용한 해석 결과인 43N과 유사한 값을 얻었다. Fig. 8에 스펴의 동작에 필요한 스트로킹력을 나타낸다. 132N의 최대 스트로킹력이 요구되었고, 이는 유동력 40N(20N×2)과 판스프링력 92N에 대하여 사용되어졌음을 알 수 있다.

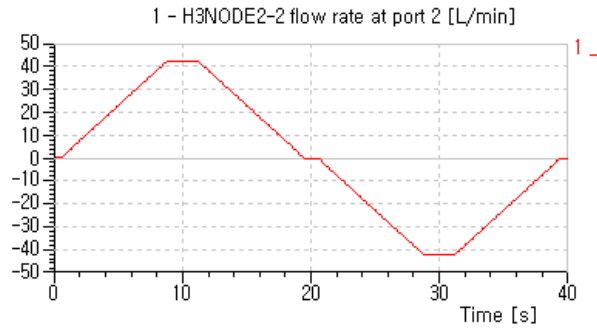


Fig. 11 Maximum flowrate

Fig. 11은 시간에 따른 스펴 스트로크에 대한 통과유량을 나타내고 있다. 오리피스 당 35bar의 압력강하에서 최대 42lpm으로 카탈로그의 40lpm와 유사함을 보인다.

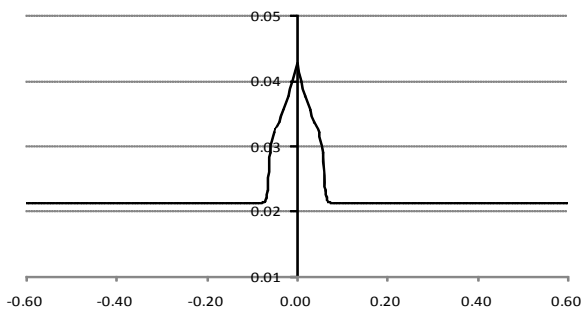


Fig. 9 Null leakage flow

Fig. 9는 중립위치에서의 누설유량이 오리피스 당 35bar의 압력강하에서 0.043 liter/min임을 나타내고 있다. 그러나 카탈로그에는 1.2 liter/min으로 상당히 크게 나와 있어서 상이한 결과를 나타내고 있다.

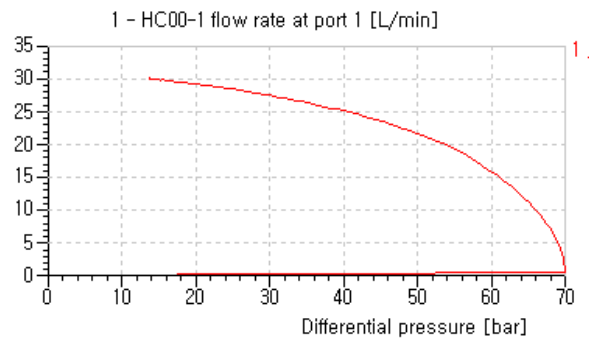


Fig. 12 Flow-pressure curve

Fig. 12에 밸브의 유량-압력특성곡선을 시뮬레이션한 결과를 나타낸다. 공급압력을 70bar로 하고 부하압력을 0bar에서 70bar까지 증가시켰을 때 부하압력과 통과유량 사이의 특성을 나타낸다.

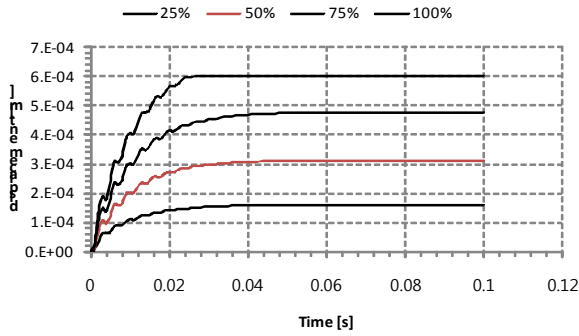


Fig. 13 Step response

Fig. 13에 스텝응답을 나타낸다. 카탈로그 데이터에서는 최대 스트로크의 정정시간이 12ms이나 여기서는 22ms로 길게 나왔다.

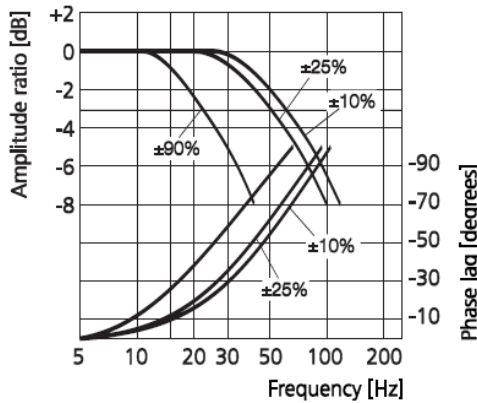


Fig. 14 Frequency response of catalogue

Fig. 14에 카탈로그 상의 주파수응답을 나타낸다. $\pm 90\%$ 의 스트로크에서 22Hz의 락을 갖는 것으로 나타나 있으나 AMESim 모델을 사용한 시뮬레이션에서는 20Hz로 나왔다. 그리고 $\pm 10\%$ 의 스트로크에서 75Hz의 락을 갖는 것으로 나타나 있으나 AMESim 모델을 사용한 시뮬레이션에서는 약 50Hz로 나왔다.

6. 결론

본 논문에서는 직접구동밸브(DDV)를 개발하기 위한 설계 파라미터를 구하기 위하여 밸브를 AMESim으로 모델링하여 정특성과 동특성을 조사하였다. 이를 통해 밸브에 작용하는 유동력은 최대 40N으로 구해졌는데 이는 수학적 모델링을 통한 Simulink의 이론해석결과인 43N과 잘 일치하였다. 리니어 포스모터가 밸브에 제공해야할 스트로크력은 최대 132N 임이 확인되었다. 그 외의 정특성은 제작사의 카탈로그 사양과 유사한 값을 얻었으나 동특성의

스텝응답에 대해서는 정정시간이 10ms나 더 길게 나왔으며, 주파수응답에서 $\pm 10\%$ 의 스트로크에서 25Hz만큼 락이 작은 것으로 나타나 지속적인 연구가 필요하다.

참고 문헌

- 1) Moog Inc., Moog Industrial Controls Catalog
- 2) A. G. Alleyne and R. Liu, "Systematic Control of a Class of Nonlinear Systems with Application to Electrohydraulic Cylinder Pressure Control," IEEE Trans. on control systems technology, Vol. 8, No. 4, pp.623-634, 2000.
- 3) 이창돈, DDV를 이용한 전기유압서보시스템의 압력제어에 관한 연구, 박사학위논문, 부산대학교, 2006.
- 4) 김승현, 압력제어용 DDV를 이용한 핀-온-디스크형 마멸시험기의 모델규명 및 제어, 석사학위논문, 부산대학교, 2002.
- 5) 이지민, DDV를 이용한 서보펌프 제어실린더의 강인 압력제어, 석사학위논문, 부산대학교, 2005.
- 6) 이상훈, 압력제어용 DDV를 이용한 전기유압서보시스템의 규명 및 제어, 석사학위논문, 부산대학교, 2001.
- 7) 박해균, 고성능 항공기 DDV 액추에이터 제어/고장 모니터링 시스템에 관한 연구, 강원대학교, 2007.
- 8) 남윤수, 박해균, "FBW항공기의 DDV 구동장치에 대한 운동특성 해석," 한국항공우주학회지, Vol. 34, No. 3, 2006.
- 9) 이성래, "컴플렉스법에 의한 직접구동형서보밸브의 진상-지상제어기 설계," 대한기계학회논문집A, Vol. 28, No. 11, 2004.
- 10) Yano, W.; Koga, K.; Fuke, T. "Direct Drive Valve(DDV) Hydraulic Actuator for Helicopter FBW," European Rotorcraft Forum, Vol. 24, No. 1, 1998.
- 11) Liqun, X.; Xinguo, Z. "Development of DDV(Direct Drive Valve) Servo Actuator," J. Northwestern Polytechnical University, Vol. 24, No. 3, 2006.
- 12) Moog Inc. Industrial Controls, D633 and D634 Series Direct Drive Servo-Proportional Control Valves