

論文

J. of The Korean Society for Aeronautical and Space Sciences 43(11), 963-970(2015)

DOI:http://dx.doi.org/10.5139/JKSAS.2015.43.11.963

ISSN 1225-1348(print), 2287-6871(online)

브레이크용 소형 압전유압펌프 가압 동특성 해석

정민지*, 황재혁**, 배재성***, 권준용****

On the Pressurization Characteristics of Small Piezoelectric Hydraulic Pump for Brake System

Min-Ji Jeong*, Jai-Hyuk Hwang**, Jae-Sung Bae*** and Jun-Yong Kwon****

Department of Aerospace and Mechanical Engineering, Graduate School at KAU*,
 Department of Aerospace and Mechanical Engineering, Korea Aerospace University** '***
 The 7th Research and Development Institute, ADD, Korea****

ABSTRACT

In this study, the pressurization characteristics of the small piezoelectric hydraulic pump for a brake system has been analyzed through modeling the full hydraulic pump components; the pump chamber, check valve, pump load, pump drive controller etc. To analyze the pressurization characteristics, the process of charging pressure in the chamber with stacked-layer piezoelectric actuator were firstly modeled. Secondly, the flow coefficient of the check valve in terms of valve opening has been calculated after computational fluid dynamics analysis, such as the pressure distribution around check valve and the flow rate, was conducted. Also the pump driving controller, which controls the input voltage to the actuator, was designed to make the load pressure follow the input pressure command. The simulation results find that it takes about 0.03ms to reach the operating load pressure required for the braking system. The simulation result was also verified through comparison to the result of the pump performance test.

초 록

본 연구에서는 압전유압펌프의 챔버부, 체크밸브, 부하, 펌프구동제어기 등 유압펌프 전체 구성품의 해석 모델링을 통하여 브레이크용 소형 압전유압펌프의 가압 동특성을 해석하였다. 가압 동특성을 해석하기 위해 먼저 적층형 압전작동기가 챔버내에서 압력을 형성하는 과정을 모델링하였다. 체크밸브 개도에 따른 유량계수 식을 얻기 위해, 유한요소코드 해석을 통해 체크밸브 압력분포 및 유동결과를 얻은 후 체크밸브 유량계수식을 커브 피팅으로 유도하였다. 또한 부하압력을 피드백 받아 작동기 입력전압을 제어하여 부하압력이 입력명령 압력을 잘 추종하도록 펌프구동제어기를 설계하였다. 시뮬레이션 결과 브레이크 작동에 필요한 정상작동압력까지 도달하는데 걸리는 시간은 약 0.03ms 정도이다. 본 연구에서 얻어진 해석 시뮬레이션 결과는 실제 실험결과와 비교를 통해 타당성을 검증하였다.

Key Words : Piezoelectric-Hydraulic Pump(압전유압펌프), Piezoelectric Actuator(압전 작동기), Check Valve(체크밸브), UAV Brake System(무인기 브레이크 시스템)

† Received : September 15, 2015 Revised : October 5, 2015 Accepted : October 6, 2015

** Corresponding author, E-mail : jhhwang@kau.ac.kr

I. 서 론

기본적으로 항공기에서는 신뢰성, 경제성, 안전성, 작동의 확실성 및 구조상의 간결성 등의 이유로 작동유 압력을 이용한 유압 계통을 기계적인 동력 전달 매체로 사용한다. 이러한 항공기의 일반적인 유압계통을 이용한 브레이크 계통은 저유기, 서보밸브, 체크밸브 및 전자제어장치 등의 복잡한 구성품이 요구되는데 무인항공기의 경우 공간적 제약과 시스템의 복잡성으로 인해 적용이 쉽지 않다. 특히 현재 사용되고 있는 대부분의 중소형 무인항공기는 브레이크 시스템을 제외하고는 유압을 사용하지 않으므로, 일반적인 유압계통의 브레이크 시스템을 그대로 적용하는 것은 비효율적이다. 따라서 소규모의 유압회로를 구성하여 브레이크 시스템에만 필요한 유압을 공급할 수 있는 소형유압펌프의 개발을 통해 소형화된 효율적인 유압 브레이크 시스템의 기술개발이 필요하다[1-4].

소형 유압펌프를 구성하기 위해서는 챔버, 구동기, 체크밸브, 유압회로 등의 다양한 구성품이 필요한데, 그중 효율성과 크기 면에서 가장 큰 비중을 차지하는 것이 바로 구동기이다. 이에 소형화된 효율적인 유압펌프의 개발에는 구동기의 선정이 무엇보다 중요하며 무게와 부피를 모두 고려하게 된다면 소형으로 큰 힘을 내는 구동기가 필요하다. 이러한 구동기로는 최근에 많이 연구되고 있는 여러 종류의 지능재료가 있으며, 이중 펌프의 역할에 가장 적합한 소재는 압전세라믹(PZT)이다[4-7]. 압전작동기를 구동원으로 사용하는 소형 지능재료펌프를 브레이크 유압회로에 적용하면 브레이크 시스템의 크기와 무게를 현격히 줄일 수 있어 공간과 무게의 제한이 있는 전기차량 및 항공기에 응용성이 매우 높을 것으로 판단된다.

본 연구에서는 중소형 무인항공기의 브레이크 시스템의 특성상 요구되는 토출 유량, 높은 배압, 빠른 응답속도, 안정적인 작동 등의 모든 조건을 만족하기에 적합한 압전세라믹(PZT)을 구동기로 적용한 지능재료 펌프를 개발하였고, 펌프의 가압동특성을 해석하였다. 압전세라믹 작동기는 다른 지능재료 작동기에 비해 큰 힘을 발생시킬 수 있고, 고속의 동작이 가능하지만, 기계적 변위가 매우 작다는 단점을 가지고 있다. 기계적 변위가 작으면 펌프의 토출 유량이 적어지게 된다. 따라서 압전유압펌프의 적은 유량을 효과적으로 단일 방향으로 토출하는 정교한 체크밸브의 설계가 필요하다. 본 연구에서는 박판 스프링형(sheet

spring type) 소형 체크밸브를 개발하여 적은 유량이지만 확실하게 출력 방향으로 전달해 주도록 하였다. 이 경우 체크밸브는 압전세라믹 작동기의 고속 동작에도 잘 순응할 수 있어야 하며, 경량 소형화라는 연구의 목적에 맞게 시스템의 복잡성을 줄이기 위해 능동형 체크밸브가 아닌 수동형 체크밸브를 사용하였다. 본 연구에서 설계된 소형 압전유압펌프는 토출유량이 작지만 구동속도를 높여 필요한 유량을 얻을 수 있게 하였다[8].

본 논문에서는 압전세라믹과 박판 스프링형 체크밸브를 적용한 소형 압전유압펌프의 가압 특성을 해석하였다. 압전유압펌프의 가압 특성을 해석하기 위해 압전세라믹과 챔버의 특성을 고려한 챔버부의 동적 모델링을 수행하여 챔버에서 형성되는 압력을 해석하였다. 챔버에서 형성된 압력이 체크밸브를 통해 부하로 전달되는 과정은 체크밸브의 형상을 고려한 유한요소코드 전산유체 해석을 통해 체크밸브의 열림 정도에 따른 유량계수 모델링을 통해 부하에서 압력형성과정을 해석하였다. 가압 동특성 해석의 정확성을 판단하기 위해 실제 실험결과와 시뮬레이션 결과를 비교해 보았다.

II. 압전작동기가 적용된 유압챔버 모델링

소형 압전유압펌프의 가압 동특성을 해석하기 위해 적층형 압전작동기가 챔버내에서 압력을 형성하는 과정이 모델링 되어야 한다. 이를 위해, 압전작동기로부터 압력을 챔버로 전달하는 과정에서 역할을 하는 구성품인 압전작동기, 피스톤, 챔버, 유압유를 포함하는 수학적 모델링을 수행하였다. 압전작동기를 포함하는 유압챔버의 개념도는 Fig. 1과 같이 나타낼 수 있다.

이 Fig. 1에서 m_{tot} 는 적층형 압전작동기와 피스톤의 질량을 합한 총 질량, k_{piezo} 는 압전작

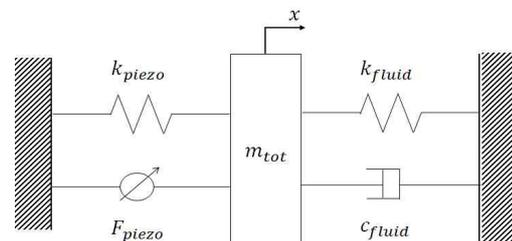


Fig. 1. Schematic diagram of PZT and Chamber

Table 1. Material properties of PZT and fluid

Parameters	Value	Unit
m_{tot}	0.455 (PZT) + 0.047 (Piston)	kg
k_{piezo}	2.0×10^8	N/m
k_{fluid}	1.22×10^8	N/m
c_{fluid}	2.5×10^4	Ns/m

동기의 강성계수, k_{fluid} 는 챔버 유압유의 강성계수, c_{fluid} 는 챔버 유압유의 감쇠계수를 의미한다. 모델링에 사용된 파라메타 값은 아래 Table 1과 같다.

이를 식으로 정리하면 다음 식 (1)와 같이 된다.

$$m_{tot} \ddot{x} + c_{fluid} \dot{x} + k_{tot} x = F_{piezo} = \alpha V \quad (1)$$

식(1)에서 k_{tot} 은 모든 강성계수를 모두 더한 값이다. F_{piezo} 는 압전작동기에서 발생하는 힘을, α 는 압전작동기의 특성 계수를, V 는 입력 전압을 의미한다. 챔버 내부의 압력변화는 식 (2)와 같다.

$$\Delta P = \beta \frac{\Delta \bar{V}}{\bar{V}} \quad (2)$$

여기서 β 는 유체의 체적탄성계수이며 $\Delta \bar{V}$ 는 챔버의 부피 변화량, \bar{V} 는 챔버의 총 부피이다. 챔버의 부피변화는 챔버의 단면적에 압전작동기의 변위를 곱한 값이고 챔버의 총 부피는 챔버의 단면적에 챔버 높이를 곱한 값이다. 식(2)에서 극한을 취해 매우 짧은 시간에 대한 미분방정식을 얻으면 식 (3)을 얻을 수 있다.

$$\dot{P} = \frac{\beta}{H_{ch}} \dot{x} \quad (3)$$

여기서 H_{ch} 는 챔버의 높이를, \dot{x} 는 압전작동기 변위의 미분이다. 식(1)과 식(3)을 상태방정식으로 표현하면 각각 식(4), 식(5)와 같아진다.

$$\dot{X} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{k_{tot}}{m_{tot}} & -\frac{c_{tot}}{m_{tot}} \end{bmatrix} X + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{\alpha}{m_{tot}} \end{bmatrix} V \quad (4)$$

$$Y = \begin{bmatrix} 0 & \frac{\beta}{H_{ch}} \end{bmatrix} X \quad (5)$$

이 상태방정식에서 입력은 전압이 되고, 최종적인 출력은 압력의 변화율이 된다.

Table 2. Specification of PZT actuator (P-225.40)

Parameters	Value	Unit
Size	Ø39.8, L94	mm
Max. Displacement	60	µm
Force	12500	N
Capacitance	1300	nF
Stiffness	200	N/µm
Operating Voltage	0 - 1000	V

실제 펌프에 사용된 압전작동기는 PI사의 제품 (모델번호 P-225.40)으로 선정하였으며, 시뮬레이션에 필요한 파라메타는 제품의 규격서를 참고하였다. 선정된 압전작동기는 최대 인가 전압 1000V에서 최대 12500N의 힘과 60µm의 변위를 갖으며, 해석을 위한 상세사양은 Table 2에 정리되어 있다.

III. 체크밸브의 동적 모델링

유체의 역류를 효과적으로 차단해주는 역할을 하는 체크밸브는 소형 압전유압펌프의 필수품이다. 다음 그림 Fig. 2는 적층형 압전작동기를 적용한 압전유압펌프가 사용된 브레이크 시스템의 개념도이다[9].

Figure 2에서 사각형으로 표시된 부분은 박판 스프링형 체크밸브의 위치를 나타낸다. 본 연구진은 선행연구에서 압전유압펌프의 흡입과 토출 작동에 맞추어 흡입구와 토출구의 역류를 방지하고 적층형 압전작동기의 고속 운동에 연동 가능

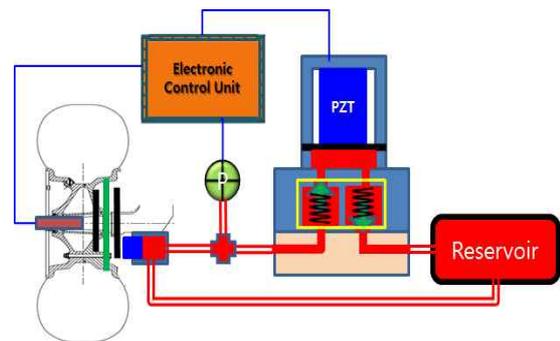


Fig. 2. Schematic diagram of brake system using piezoelectric hydraulic pump



Fig. 3. Sheet spring type check valve

Table 3. Material properties and dimensions of check valve

Parameters (SUS304)	Value	Unit
Density	8000	kg/m ³
Young's Modulus	197	GPa
Poisson's Ratio	0.27	-
Yield Strength	415	MPa
Inner Diameter	5	mm
Outer Diameter	19	mm
Leg Thickness	0.5	mm
Valve Thickness	0.2	mm

하도록 체크밸브를 설계 하였다[9-10]. 설계된 박판 스프링형 체크밸브의 형상은 Fig. 3과 같다.

박판 스프링형 체크밸브의 개폐 성능을 높이기 위해 스프링 형상을 설계하였으며, 탄성이 높고 소성변형이 쉽게 생기지 않는 SUS304계열의 소재를 사용함으로써 압전작동기가 발생시키는 고압에도 견딜 수 있도록 설계하였다. 설계된 박판형 스프링 밸브의 물성치와 치수는 Table 3와 같다[9-12].

3.1 체크밸브 유량계수 해석

전절에서 설명한 바와 같이 체크밸브는 챔버의 압력을 부하쪽으로 전달하기 위해 거쳐야 하는 경로이기 때문에 체크밸브의 동적 특성을 모델링하는 것은 매우 중요하다. 이에 체크밸브의 유량 해석과 동특성을 파악하여 가압 특성 모델링을 수행하였다. 체크밸브의 개도에 따라 유량을 계산하기 위해, 체크밸브 정점의 열림 크기가 0.05mm, 0.15mm, 0.2mm, 0.3mm, 0.4mm, 0.5mm (max)인 6가지 지점에서의 유한요소코드를 활용하여 유동해석을 수행하였다. Fig. 4은 체크밸브가 0.3mm 열렸을 때의 단면도 형상이다. 유체 부분과 고체 부분을 따로 하여 해석을 수행하였다.

체크밸브의 소성변형을 막기 위해 체크밸브의 열림이 0.5mm 이상 되지 않도록 스톱퍼(stopper)가 설계되어 있으며, 밸브가 최대 0.5mm 열릴 경우 밸브가 토출구를 막아 유로가 막히는 것을 방지하기 위해 Fig. 5와 같이 클로

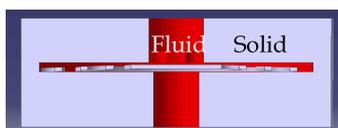


Fig. 4. Sectional view of check valve for fluid flow analysis

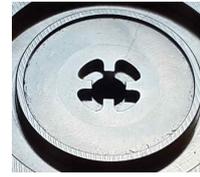


Fig. 5. Valve stopper for protecting check valve

버 모양의 유로를 설계하였다.

유로를 제외한 부분과 체크밸브는 고체로 모델링하였고 유체는 'MIL-h-83282'로 항공기 전용 유압유로 설정하였다. 사용된 유압유의 비중은 0.851이며 동점도는 14.2 cSt 이다.

유체의 격자는 헥사(Hexa) 형태로 약 5만개의 격자를 생성하였으며 난류모델은 k-입실론(k-Epsilon)을 사용하였다. 입구의 경계조건을 2bar부터 90bar까지 다양하게 설정하였고, 출구의 경계조건은 대기압으로 하였다. 벽면과 체크밸브의 경계면은 노슬립(No-slip) 조건을 부여하였다. 유로에서 체크밸브 부분을 하나의 오리피스와 같게 볼 수 있는데 오리피스를 통과하는 유량은 다음 식으로 주어진다[13].

$$Q = C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \tag{6}$$

여기서 Q 는 오리피스를 통과하는 유량, C_d 는 유량계수, A_0 는 오리피스 부분의 유효단면적, ρ 는 유체의 밀도, P_1 은 오리피스 입구의 압력, P_2 는 오리피스를 통과한 후의 압력이다. 식(6)에서 A_0 는 상수 값이며 유체의 밀도 ρ 는 일정하므로 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q = C_f \cdot \sqrt{\Delta P} \tag{7}$$

C_f 는 밸브 개도에 따른 유량계수, ΔP 는 출구압력 P_2 와 입구압력 P_1 의 압력차이다. 토출부의 압력과 유량은 밸브 출구로부터 2mm, 4mm, 6mm 떨어진 지점에서 각각 계산하여 확인 해 본 결과 2mm 지점의 결과와 차이가 없어 출구의 시작점으로부터 2mm 떨어진 지점의 결과를 기반으로 해석을 수행하였다. 요한요소코드를 사용하여 해석한 결과 유선은 Fig. 6과 같이 형성되며 압력 분포는 Fig. 7과 같다.

Figure 6와 Fig. 7에서 그림들은 왼쪽 위부터 오른쪽 순서로 각각 밸브가 각각 0.05mm, 0.15mm, 0.2mm, 0.3mm, 0.4mm, 0.5mm 열렸을 때 유선과 압력분포를 나타내고 있다. Fig. 6을

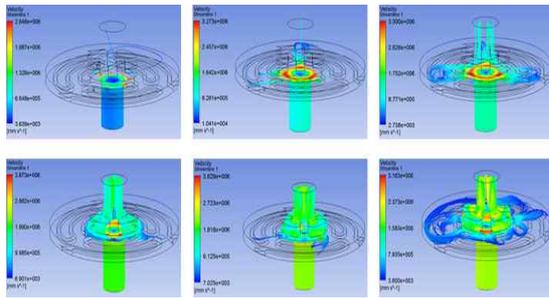


Fig. 6. Stream lines of check valve section

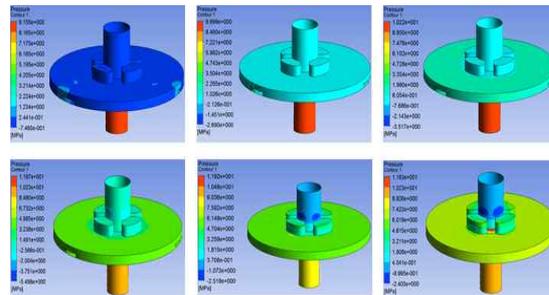


Fig. 7. Pressure contours of check valve section

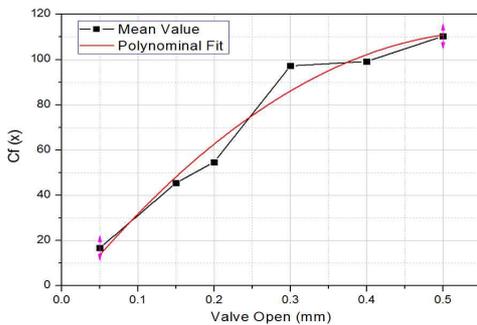


Fig. 8. Check Valve Flow Coefficient

통해 체크밸브가 0.3mm와 0.4mm열렸을 때의 유로의 흐름이 가장 매끄럽다는 것이 확인되었고, 최대로 0.5mm열렸을 때에는 유량은 잘 흐르지만 유로가 많이 우회하는 것을 확인할 수 있었다. 체크밸브의 열린 정도에 따라 흡입부의 압력을 변수로 두고 계속 바뀌어가며 유한요소코드 해석을 통해 체크밸브를 통과 한 직후의 압력과 유량을 계산하였다.

얻어진 결과를 식(7)에 적용하면 밸브 개도에 따른 유량계수를 구할 수 있으며, 아래 Fig. 8의 그래프와 같이 나타낼 수 있다. 얻어진 유량계수 데이터를 커브 피팅을 하면 식(8)과 같은 2차식으로 나타낼 수 있다. 커브 피팅된 결과는 Fig. 8과 같다.

$$C_f(x) = 419.2 x_{cv} - 369.2 x_{cv}^2 \quad (8)$$

이 식에서 x_{cv} 는 체크밸브의 개도를 뜻한다. 식(8)으로부터 구해지는 체크밸브 개도에 따른 유량계수는 유압챔버에서 만들어진 압력을 부하로 전달하는 과정에서 체크밸브의 영향을 알 수 있게 해준다.

3.2 펌프 가압과정에서 체크밸브의 거동

박판 스프링형 체크밸브의 경우 역류를 막기 위해, 출구의 유로를 막는 체크밸브의 면적이 유로를 충분히 덮을 수 있도록 설계되어야 한다. 이때문에 입구의 면적과 밸브의 면적에 차이가 생기게 된다. 이는 Fig. 9와 같은 형상이 되는데, 부하의 압력이 작용하는 면적은 A_{out} 이고 챔버의 압력이 작용하는 면적은 A_{in} 이 된다. 이러한 면적 차이에 의해서 챔버쪽의 압력이 토출부의 2.89배 이상이 되어야 체크밸브가 열리면서 챔버의 압력이 토출부로 전달된다.

체크밸브 부의 이러한 특성과 앞선 유량해석으로 얻어진 유량계수를 통해 체크밸브 압력전달 동적 모델링을 수행하였으며 압력전달의 흐름도는 다음 Fig. 10과 같다.

P_{out} 은 부하의 압력, P_{ch} 는 챔버의 압력, P_{ref} 는 입력명령 압력이다. ΔP_1 은 부하압력의 2.89배 값에서 챔버 압력을 뺀 값으로 음수일 경우 체크밸브가 열리면서 부하 쪽으로 압력이 전달된다. 반대로 양수일 경우 체크밸브는 열리지 않으며 부하의 압력은 유지된다. 부하의 압력과 챔버의 압력 차이에 의해서 체크밸브의 열리는 정도가 결정이 되고, 전절의 해석결과로부터 개도에 따른 유량계수가 구해진다. 유량계수를 통해 체크밸브를

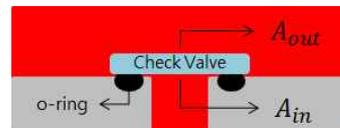


Fig. 9. Sectional view of outlet check valve

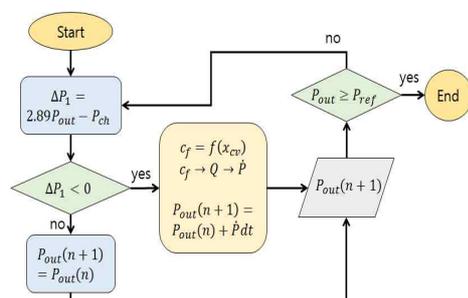


Fig. 10. Flow chart of pressurization process at check valve

지나는 유량을 알 수 있고 그 유량을 통해 압력 변화가 생기고, 챔버의 압력이 부하로 전달되게 된다[7]. 이 과정은 부하 압력이 입력명령 압력 값에 수렴하면 끝나게 된다.

IV. 압전유압펌프의 가압과정

본 절에서는 챔버부의 수학적 모델링과 체크밸브의 동적 모델링을 바탕으로 펌프 가압제어 프로그램을 설계하고 펌프 가압특성을 해석하였다. 압전유압펌프 제어기에서 부하압력이 입력명령 압력을 추종하도록 하게 위해 부하압력을 압력센서로 피드백하여 비교하면서 압전작동기로 들어가는 입력 전압을 제어해 주어야 한다. 입력전압을 계산하는 흐름도는 아래 Fig. 11과 같으며, 시뮬레이션을 수행할 때 부하는 실험결과와 비교를 위해 단순 페루프(무한대 부하)로 결정 하였다.

Figure 11에 나타낸 흐름도에서 압전작동기에 가해지는 입력전압 산출은 입력명령 압력과 부하 압력의 차이를 바탕으로 결정되고 있으며, P_{ref} 는 입력명령 압력을, P_{out} 은 부하 압력을, ΔP_2 는 입력명령 압력과 부하 압력의 차이를, V_{ini} 는 900V의 사인파(120 Hz) 입력을, V 는 최종적으로 조정되어 압전작동기로 들어가는 입력 전압을 나타낸다. δ 는 압전작동기가 한 번의 스텝에 올리는 압력의 양이며, a 는 ΔP_2 를 δ 로 나눈 값이다. b 는 출력 압력을 입력 전압으로 변환한 값이며, kp 는 압전작동기 입력 전압의 P 게인 이다. 압전유압펌프가 동작을 시작하면 펌프제어기는 압력오차 ΔP_2 와 펌프의 특성인 δ 와 비교를 시작한다. 펌프의 입력명령 압력과 부하압력의 차이 ΔP_2 가 압전작동기가 한 스텝에 올리는 부하 압력의 양보다 크다면, 입력전압의 크기는 여전히 900V를 갖는다. 그러나 부하 압력이 입력명령 압력에 근접하게 되면 입력전압의 크기를 줄여 부하 압력이 입력명령 압력을 초과하지 않게 제

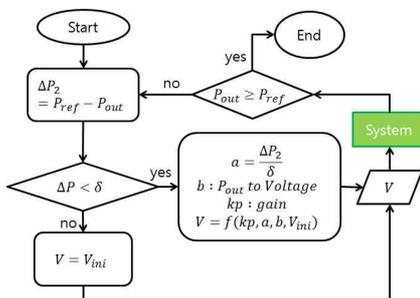


Fig. 11. Flow chart of input voltage control for pump pressurization

어를 한다. 이로 인해 다음번 스텝에서 증가하는 부하 압력의 크기는 줄어들게 된다. Fig. 11에서 a 의 값은 다음스텝 입력 전압 크기를 결정하는 중요한 인자이며, 적절한 게인 값 kp 를 통해 입력명령 압력에 수렴하도록 압전작동기 입력전압을 조절하게 된다.

V. 시뮬레이션 결과 및 토의

압전구동기를 포함한 챔버부, 체크밸브, 부하, 펌프구동제어기 등 유압펌프 전 구성품을 하나의 시스템으로 연결하고, 각각의 수학적 모델링을 사용하여 가압 동특성 시뮬레이션을 수행하였다. 입력 전압은 이론적으로 최대 1000V까지 인가할 수 있으나, 시뮬레이션을 제작된 펌프의 실제 실험과 근접한 환경을 조성하기 위해 펌프실험의 입력 전압과 동일한 900V, 120Hz를 인가하였다. 다음 Fig. 12는 압전작동기 입력전압이 900V, 120Hz일 때 챔버 압력을 시뮬레이션 한 결과로, 시간에 따른 압력변화를 보여준다. Fig. 12로부터 유압챔버의 압력은 0 부터 2265 psi의 사인파로 출력되는 것을 확인할 수 있다. 체크밸브 후단에 연결된 부하의 최대압력은 체크밸브의 유로 면적 비율에 의해 결정된다. 실제 설계된 체크밸브의 유로 면적비율은 2.89 이므로, 이론적인 부하 최대압력은 784 psi가 된다. 실제 제작된 압전유압펌프의 성능실험에서 부하의 최대 압력은 약 780 psi인 것으로 측정되었으며 시뮬레이션 모델이 적절하게 구현된 것을 확인할 수 있다.

다음으로 유압펌프 압전작동기에 동일한 입력 전압 900V, 120 Hz을 가한 상태에서 압전유압펌프의 가압특성을 시뮬레이션 하였다. 입력명령으로 부하에서 얻고자 하는 압력 값을 넣고 유압펌프가 이 압력을 어떻게 생성하는지 해석해 보았다. 펌프 구동 프로그램이 적절히 설계 되었는지를 검증하기 위해 입력명령 압력을 0부터 900 psi 까지 다양하게 변경해가며 시뮬레이션 하였다. 많은 시뮬레이션 결과 중 대표적인 3가지 결

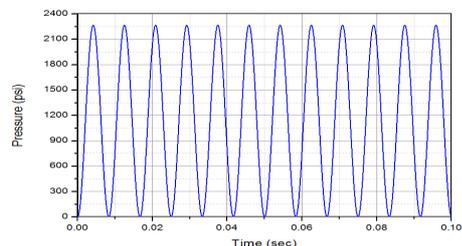


Fig. 12. Simulation result of pressurization process inside pump chamber

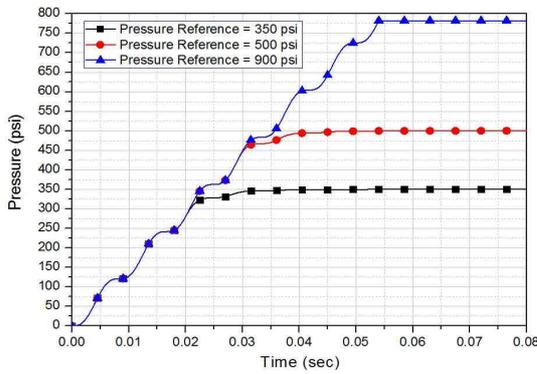


Fig. 13. Simulation results of pressurization process at the pump outlet

과를 Fig. 13에 나타내었다. 이 3가지는 입력명령 압력은 500 psi, 그보다 낮은 350 psi, 그보다 높은 900 psi 이다. 마지막 입력명령 전압은 부하의 이론적 최대압력이 얼마인지 알기 위해 설정한 값이다.

Figure 13의 결과를 살펴보면, 수렴 값이 제일 낮은 그래프는 입력명령 350 psi를 준 경우이며, 가운데 그래프 및 제일 위의 그래프는 각각 입력명령 500 psi, 900 psi를 준 결과이다. 결과적으로 350 psi와 500 psi의 입력명령에 대해서는 부하압력이 충실히 각각의 입력명령을 잘 추종하는 것을 확인할 수 있다. 그러나 입력명령 900 psi의 경우에는 펌프가 낼 수 있는 최대 부하압력을 넘어서기 때문에 부하압력이 784 psi로 수렴하는 것을 확인할 수 된다. 이는 체크밸브의 전후단 유로면적이 약 2.89배 차이이기 때문에, 펌프 챔버의 최대 압력이 2265 psi까지 올라갈 경우 부하의 압력은 최대로 784 psi까지 밖에 못 올라가게 되기 때문이다. 펌프 가압특성 시뮬레이션에서 알 수 있듯이 브레이크 작동을 위해 필요한 정상작동압력 약 450 psi까지 도달하는데 걸리는 시간은 약 0.03ms이다. 이는 실험결과와 일치하는 값으로 펌프 가압특성 해석프로그램 모델링이 적절히 이루어졌음을 보여준다. 부하 압력의 시간응답특성은 Fig. 14에 나타내었으며, 시뮬레이션 결과와 실제 실험결과[11]를 비교하였다. 가압특성 실험을 위한 상세한 실험장치 구성은 참고문헌[11]에 기술되어 있다.

본 연구의 시뮬레이션 모델에는 체크밸브의 FSI(Fluid Structure Interaction) 동적거동, 유압유의 압축성 등을 모델링 하지 않아 실제 유압펌프 실험결과와 값 차이가 나는 것을 볼 수 있다. 따라서 보다 정확한 모델링을 위해서는 유체의 실제 압축특성 및 체크밸브 FSI 동적거동을 파악하여 시뮬레이션 모델에 포함시켜야 할 것이다.

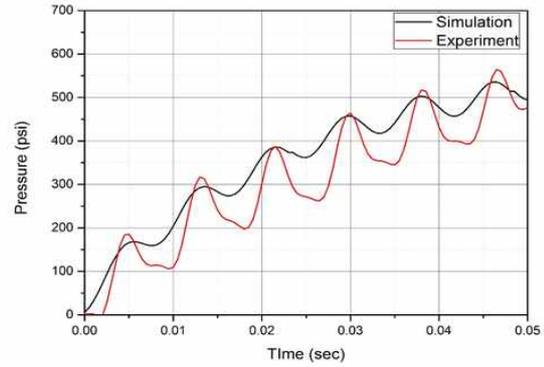


Fig. 14. Time responses of pressurization process at the pump outlet

또한, 실제 펌프의 경우 체크밸브의 완벽한 밀폐가 이루어지지 않아 압력 그래프가 변동이 있는 것을 확인할 수 있다. 그러나 압전작동기와 완벽하게 일치를 이루어 흡입토출 부위에서 누설 없이 닫히게 하는 것은 불가능하므로 매 스텝마다 생기는 변동의 평균값을 시뮬레이션 결과와 비교하여 보면, 전체적으로 가압특성 모델링이 적절하게 되었다는 것을 확인할 수 있다.

VI. 결 론

본 논문에서는 압전구동기를 채택한 압전유압펌프의 챔버부, 체크밸브, 부하, 펌프구동제어기 등 펌프 전체 구성품의 해석모델링을 통하여 브레이크용 소형 압전유압펌프의 가압 동특성을 해석하였다. 압전유압펌프 챔버의 모델링은 압전작동기와 챔버를 하나의 계로 보고 수행하였으며 전압입력을 받아 챔버 압력을 출력해 내는 단계이다. 체크밸브는 개폐 성능과 반응속도를 고려하여 박판 스프링형 체크밸브를 채택 하였고, 체크밸브 가압전달 과정을 해석하기 위해 밸브가 열린 정도를 6 단계로 나누어 3-D 형상을 모델링하였다. 얻어진 형상별로 체크밸브 입구의 경계 조건을 2bar부터 90bar까지 다양하게 설정하고 유동 및 압력분포를 유한요소 코드를 활용하여 해석하였다. 해석한 결과로부터 밸브의 개도에 따른 유량계수 식을 도출하였고, 얻어진 유량계수를 기반으로 부하압력을 구하였다. 펌프구동제어기는 부하압력을 압력센서로 피드백 받아 압전작동기 입력전압을 제어하여 부하압력이 입력명령 압력을 잘 추종하도록 설계하였다. 해석 시뮬레이션 결과와 실제 실험결과의 비교를 통해 본 연구에서 수행된 가압특성 해석결과의 타당성을 검증하였다. 좀 더 정확한 모델링을 위해서는

시뮬레이션 모델에 체크밸브의 FSI 동적거동 및 유압유의 압축성 등을 고려하는 것이 필요하다고 판단된다.

후 기

본 연구는 국방과학연구소의 기초연구 연구비 지원(ADD-IBR-227)에 의해 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

References

- 1) H. K. Ma, B. R. Hou, H. Y. Wu, C. Y. Lin, J. J. Gao, M. C. Kou, "Development and application of a diaphragm micro-pump with piezoelectric device," *Journal of Microsystem Technologies*, Vol. 14, No. 7, 2008, pp.1001~1007.
- 2) Junwu Kan, Zhigang Yang, Taijiang Peng, Guangming Cheng, Boda Wu, "Design and test of a high-performance piezoelectric micropump for drug delivery," *Journal of Sensors and Actuators A: Physical*, Vol. 121, No. 1, 2005, pp.156~161.
- 3) John P Larson, Marcelo J Dapino, "Reliable, high-frequency miniature valves for smart material electrohydraulic actuators," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 23, No. 7, 2012, pp.805~813.
- 4) Young Bog Ham, Sung Jin. Oh, Woo Suk Seo, Jung Ho Park, So Nam Yun, "A Piezoelectric Micropump for Microscale Pumping Systems," *Journal of Drive and Control*, Vol. 36, No. 2, 2009, pp.17~25.
- 5) Daniel J. Laser, Juan G. Santiago, "A Review of Micropumps," *Journal of Micromechanics and Microengineering*, Vol. 14, No. 6, 2004, pp.35~64.
- 6) Brian D. Iverson, Suresh V. Garimella, "Recent Advances in Microscale Pumping Technologies: a Review and Evaluation," *Journal of Microfluidics and Nanofluidics*, Vol. 5, No. 2, 2008, pp.145~174.
- 7) Anirban Chaudhuri, Norman Wereley, "Compact hybrid electrohydraulic actuators using smart materials : A review," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 23, No. 6, 2012, pp.597~634.
- 8) Yong-Hwi Joo, Jai-Hyuk Hwang, Jae-Sung Bae, Ji-Youn Yang, Jun-Yong Kwon, "The Design on the spring Sheet type check valve of smart material hydraulic pump," *The Society for Aerospace System Engineering, Fall Conference Paper #85*, 2014.
- 9) Jonghoon Lee, Jaihyuk Hwang, Jiyoun Yang, Yonghwi Joo, Jaesung Bae, Junyong Kwon, "Design of the Compound Smart Material Pump for Brake System of Small · Medium Size UAV," *Journal of The Society for Aerospace System Engineering*, Vol. 9, No. 3, 2015, pp.1~7.
- 10) Jaihyuk Hwang, Jonghoon Lee, Jaeup Hwang, Jaesung Bae, Junyong Kwon, "Conceptual Design of Compound Smart Material Pump with Sequential Operation of Fluid Displacement-Force," *The Society for Aerospace System Engineering, Spring Conference Paper #95*, 2014.
- 11) Yong-Hwi Joo, Jai-Hyuk Hwang, Ji-Youn Yang, Jae-Sung Bae, Jun-Yong Kwon, "On the performance test of the Piezoelectric-Hydraulic Pump," *J. of The Korean Society for Aeronautical and Space Sciences*, Vol. 43, No.9, 2015, pp. 706~711.
- 12) www.matweb.com.
- 13) M. Galal Rabie, "Fluid Power Engineering" 1st Ed., McGrawHill, 2012, pp.25~85.