

위상간섭을 이용한 사축식 액셀 피스톤 펌프의 압력맥동 감소에 대한 연구

김경훈[#], 최명진^{*}, 이규원^{**}, 장주섭^{***}

A Study on the Reduction in Pressure Ripples for a Bent-Axis Piston Pump by a Phase Interference

Kim Kyung Hoon[#], Choi Myung Jin^{*}, Lee Kyu Won^{**} and Jang Joo Sup^{***}

ABSTRACT

Pressure ripples yield noise and vibration in hydraulic pipelines, which are inevitably generated by a fluctuation of flow rate in the pump mechanism, and such noise and vibration deteriorate the stability and accuracy of hydraulic systems. To reduce the pressure ripples, accumulator and hydraulic attenuator are normally used.

In this study, parallel pipeline with a bent-axis piston pump is introduced to a hydraulic pipe system as a method for reducing the pressure ripples and using the transfer matrix method, the dynamic characteristics of the pipe system are analysed and compared with experimental results. The results show that the phase interference using parallel pipeline with a bent-axis piston pump is effective to reduce the pressure ripples in the hydraulic pipelines.

Key Words : Bent-axis Piston Pump(사축식 액셀 피스톤 펌프), Pressure ripples(압력 맥동), Phase interference(위상간섭)

기호설명

A_p = Cross sectional area of piston(m^2)
 a = Velocity of pressure wave (m/s)
 K = Bulk modulus of oil (N/m^2)
 l = Length of pipeline (m)
 P = Pressure in pipeline (N/m^2)
 P_c = Pressure of displacement chamber (N/m^2)
 P_d = Pressure of discharge port (N/m^2)
 P_{out} = Pressure behind orifice valve (N/m^2)
 Q_a = Actual volumetric flow rate of a pump (m^3/s)

Q_i = Theoretical volumetric flow rate of a pump (m^3/s)
 R = Radius of pipeline (m)
 s = Laplace variable or complex frequency($=j2\pi f$) (s^{-1})
 α = Flow coefficient
 ν = Kinematic viscosity of oil (m^2/s)
 ρ = Density of oil (kg/m^3)
 ω = Angular velocity (Rad/s)
 φ = Angular position of piston (Rad)
 Γ = Propagation constant (m^{-1})

^{†*} 2003년 11월 3일 접수, 게재승인일 2004년 6월 11일
[#] 경희대학교 기계·산업시스템공학부
 E-mail : kimkh@khu.ac.kr Tel. (031) 201-2509
^{*} 경희대학교 기계·산업시스템공학부
^{**} 대우중합기계
^{***} 경원전문대학 자동차과

1. 서론

유압시스템은 전기시스템 및 기계시스템과 비교하여 동력밀도가 크기 때문에 소형장치로써 큰 힘을 발생할 수 있으며, 속력변화에 관계없이 일정한 힘과 토크를 제공할 수 있다. 또한 조작부와 작동부를 자유롭게 동력원으로부터 분리시켜 편리한 장소에 장착할 수 있으며, 회전 및 직선운동뿐만 아니라 속도와 힘의 제어가 용이하다. 이러한 이유로 유압시스템은 산업현장의 자동화 설비와 산업기계 등에서 동력의 전달과 제어수단으로 널리 사용되고 있다¹. 유압시스템의 심장부분이라 할 수 있는 유압펌프는 기계적 에너지를 유압에너지로 변화시켜 유량을 공급하는 장치로서 유압시스템에서 중요한 역할을 담당하고 있다.

사축식 액셀 피스톤 펌프는 고효율, 저렴한 운전비용, 고압에서 사용이 가능한 장점 때문에 널리 사용되고 있으나 고가이며 토출압력 맥동이 큰 단점을 지니고 있다. 이러한 단점을 해결하기 위하여 어큐뮬레이터, 유압감쇄기, 압력제어밸브 등을 유압펌프의 후단에 설치하는데 이와 같은 방법은 기본시스템 이외에 별도의 장치를 설치하여야 하므로 설비비용의 증대와 장소의 제한을 초래한다. 향후 유압시스템의 고압화에 따른 사축식 액셀 피스톤 펌프의 사용이 증대될 것으로 예상되어 보다 효과적으로 토출압력 맥동을 감소시키기 위한 방법에 관심이 집중될 것이다.

이에 본 연구는 사축식 액셀 피스톤 펌프에서 발생하는 토출압력 맥동의 크기를 설계에서부터 예측할 수 있는 해석모델의 개발과 함께 유압관로 상에서 효과적으로 토출압력 맥동을 감소시키는 데 그 목적이 있다. 해석 모델은 신뢰성이 검증된 AMEsim을 사용하였으며, 실험을 통하여 해석모델의 신뢰성을 검증하였다².

2. 사축식 액셀 피스톤 펌프의 해석

2.1 펌프의 구조

사축식 액셀 피스톤 펌프는 피스톤, 실린더 블록, 구동 플랜지, 밸브 플레이트, 커넥팅 로드, 커넥팅 저널, 구동축, 흡입 포트, 토출 포트 등으로 구성되어 있으며, Fig. 1에 상세도를 나타내었다.

사축식 액셀 피스톤 펌프의 토출유량과 압력은 실린더 블록과 구동축간의 오프셋 각도에 따라 달라진다. 실린더 블록과 구동축이 평행하면 실린더 블록이 회전하여도 용적체적의 변화가 없어 토출유량이 생성되지 않으며, 오프셋 각도가 커질수록 피스톤의 행정이 커져 토출유량이 많아진다.

펌프의 토출유량과 시간에 따라 토출 포트에서 발생하는 토출압력은 다음과 같다³.

$$Q_i = v_p \cdot A_p = \alpha A_p R_2 \sin \beta \sin \varphi \tag{1}$$

$$\frac{dP_d}{dt} = \frac{K}{V_t} \left[\left\{ \alpha A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} (P_d - P_{out}) \operatorname{sgn}(P_d - P_{out}) \right\} - (Q_i - \sum Q_{loss}) \right] \tag{2}$$

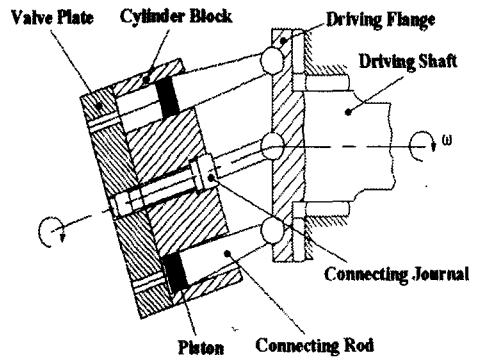


Fig. 1 Configuration of a bent-axis piston pump

2.2 유압관로의 전달매트릭스

유압관로내 유동은 작동유의 점성이 높고 속도가 매우 빠르나, 관로 직경이 작아 비정상 층류 유동을 만족한다. 유압관로내 유동을 관로의 축방향만을 고려한 1차원 비정상 층류유동으로 간주하여 얻어진 유압관로의 전달 매트릭스는 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} P_a(s) \\ Q_a(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh(\Gamma l) & Z_c \sinh(\Gamma l) \\ 1/Z_c \sinh(\Gamma l) & \cosh(\Gamma l) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_b(s) \\ Q_b(s) \end{bmatrix} \tag{3}$$

여기서, Γ 와 Z_c 는 각각 관로의 전파계수 (Propagation constant)와 특성 임피던스(Characteristic impedance)이며, 다음 식과 같다.

$$\Gamma = \frac{s}{\alpha} \sqrt{1 + \frac{8v}{sR^2}}, Z_c = \frac{\rho\alpha}{A} \sqrt{1 + \frac{8v}{sR^2}} \quad (4)$$

2.3 병렬 유압관로 유동해석

병렬 유압관로의 유동은 상류와 하류 분기점사이의 전달매트릭스와 상류와 하류 분기점 전후에 위치한 유압관로의 전달 매트릭스의 곱으로 해석된다.

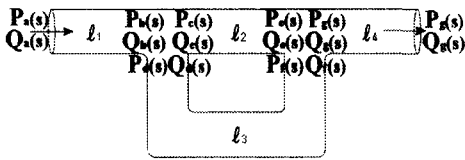


Fig. 2 Hydraulic pipeline with a parallel line

Fig. 2에 나타낸 병렬 유압관로에서 상류와 하류 분기점에서의 연속방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} Q_b(s) &= Q_c(s) + Q_d(s) \\ Q_g(s) &= Q_e(s) + Q_f(s) \end{aligned} \quad (5)$$

그리고 분기점 사이의 2번과 3번 관로를 단순 유압관로라고 생각하면 각 관로의 유동관계식은 식(3)으로부터 다음과 같이 주어진다^{4,5,6}.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} P_c(s) \\ Q_c(s) \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \cosh(\Gamma l_2) & Z_{c2} \sinh(\Gamma l_2) \\ 1/Z_{c2} \sinh(\Gamma l_2) & \cosh(\Gamma l_2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_e(s) \\ Q_e(s) \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} P_d(s) \\ Q_d(s) \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \cosh(\Gamma l_3) & Z_{c2} \sinh(\Gamma l_3) \\ 1/Z_{c3} \sinh(\Gamma l_3) & \cosh(\Gamma l_3) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_f(s) \\ Q_f(s) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (6)$$

분기점에서의 압력은 동일하므로, 식(5)와 식(6)을 정리하면 다음과 같은 상류와 하류 분기점 사이의 유동관계식을 얻을 수 있다

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} P_b(s) \\ Q_b(s) \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \frac{Z_3 S_3 C_3 + Z_2 S_2 C_3}{Z_2 S_2 + Z_3 S_3} & \frac{Z_2 Z_3 S_2 S_3}{Z_2 S_2 + Z_3 S_3} \\ \frac{2Z_2 Z_3 (C_2 C_3 - 1) + (Z_2^2 + Z_3^2) S_2 S_3}{Z_2 Z_3 (Z_2 S_2 + Z_3 S_3)} & \frac{Z_3 S_3 C_2 + Z_2 S_2 C_3}{Z_2 S_2 + Z_3 S_3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_g(s) \\ Q_g(s) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (7)$$

위식에서 식의 표기를 간단히 하기 위하여 $\sinh(\Gamma l_i)$, $\cosh(\Gamma l_i)$, Z_{ci} 를 각각 S_i , C_i , Z_i 로 표기하였으며 i 는 관로번호를 나타낸다. 동일한 방법으로 계산하여 얻어진 병렬 유압관로의 입구와 출구사이의 유동관계식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} P_a(s) \\ Q_a(s) \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \cosh(\Gamma l_1) & Z_{c1} \sinh(\Gamma l_1) \\ 1/Z_{c1} \sinh(\Gamma l_1) & \cosh(\Gamma l_1) \end{bmatrix} \\ &\begin{bmatrix} \frac{Z_3 S_3 C_2 + Z_2 S_2 C_3}{Z_2 S_2 + Z_3 S_3} & \frac{Z_2 Z_3 S_2 S_3}{Z_2 S_2 + Z_3 S_3} \\ \frac{2Z_2 Z_3 (C_2 C_3 - 1) + (Z_2^2 + Z_3^2) S_2 S_3}{Z_2 Z_3 (Z_2 S_2 + Z_3 S_3)} & \frac{Z_3 S_3 C_2 + Z_2 S_2 C_3}{Z_2 S_2 + Z_3 S_3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_g(s) \\ Q_g(s) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (8)$$

유압관로내 압력파는 일정한 주기와 진폭을 가지고 조화운동(Harmonic motion)을 한다. 이는 기계적 진동과 유사한 성질을 가지고 있으나 기계적 진동에서의 주요 파라미터인 질량, 탄성, 마찰 등이 유체에서는 연속적으로 퍼져 있기 때문에 시간의 함수뿐만 아니라 위치의 함수라는데 차이가 있다. 병렬 유압관로는 이러한 압력파의 성질을 이용하여 주관로인 2번 관로와 병렬관로인 3번 관로의 길이차에 의해 상류분기점에서 분기된 유량이 하류 분기점에서 다시 합쳐질 때, 주관로로 흐르는 압력파와 병렬관로로 흐르는 압력파 사이에 위상차가 발생하여 위상간섭에 의해 압력맥동을 감소시킬 수 있다^{7,8}. 특히, 위상차가 π 만큼 발생되면 완전상쇄로 최대 감소효과를 얻을 수 있다.

3. 시뮬레이션 및 실험

3.1 시뮬레이션

유압시스템 해석에 있어 신뢰성이 검증된 상용 소프트웨어 AMESim (Advanced Modeling Environment for Simulation of engineering systems)을 이용하여 사축식 액셀 피스톤 펌프와 병렬 유압관로를 모델링하여 사축식 액셀 피스톤 펌프의 해석모델 개발과 압력파의 위상간섭을 이용한 토출압력 맥동의 감소효과를 시뮬레이션을 통하여 확인하였다.

Fig. 3은 사축식 액셀 피스톤 펌프의 모델링을 위한 피스톤이 1개인 피스톤 펌프의 작동원리를

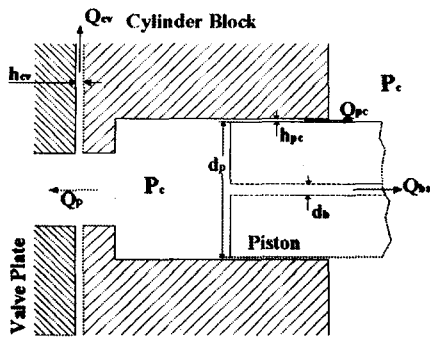


Fig. 3 Operating principle of a piston in a bent-axis piston pump

나타낸 것이다. 본 연구에 사용된 사축식 액셀 피스톤 펌프는 피스톤 수가 7개로써, Fig. 3의 모델이 7개 결합되어 작동되는 것으로 볼 수 있다. Fig. 3을 개념으로 소프트웨어에서 지원하는 모듈(module)을 구성하여 모델링한 사축식 액셀 피스톤 펌프의 해석모델을 Fig. 4에 나타내었다.

3.2 실험장치 및 방법

압력파의 위상간섭을 이용한 사축식 액셀 피스톤 펌프의 토출압력 맥동의 감소효과를 확인하기 위하여 병렬 유압관로를 이용하였다. Fig. 5에 실험장치의 개략도를 나타내었다. 실험용 펌프로는 피스톤 수가 7개 이고, 정격용량이 12 cc/rev인 사축식 액셀 피스톤 펌프로 UCHIDA(日本)사 제품이 사용되었다. 유압관로는 고압의 압력을 측정하기 위하여 고압용 강관을 사용하였다. 평균 토출압력은 펌프 토출구로부터 5000mm 지점에 오리피스 밸브(orifice valve)를 설치하여 제어하였다. 단순 유압관로는 On-Off 밸브 V1과 V2가 닫힌 상태이고, 병렬 유압관로는 On-Off 밸브 V1과 V2가 개방된 상태로써, 압력은 토출구로부터 50mm와 4950mm 지점에 압력센서를 설치하여 각 관로별 입구와 출구에서 압력을 측정하였다. 작동유는 산업용 고압 고출력 유압펌프에 사용되는 Mobil사의 DTE 24를 사용하였으며, 펌프 작동에 따라 작동유의 온도를 $40\pm 2^\circ\text{C}$ 상태로 일정하게 유지하기 위한 오일 쿨러(oil cooler)를 오리피스 밸브 후단에 설치

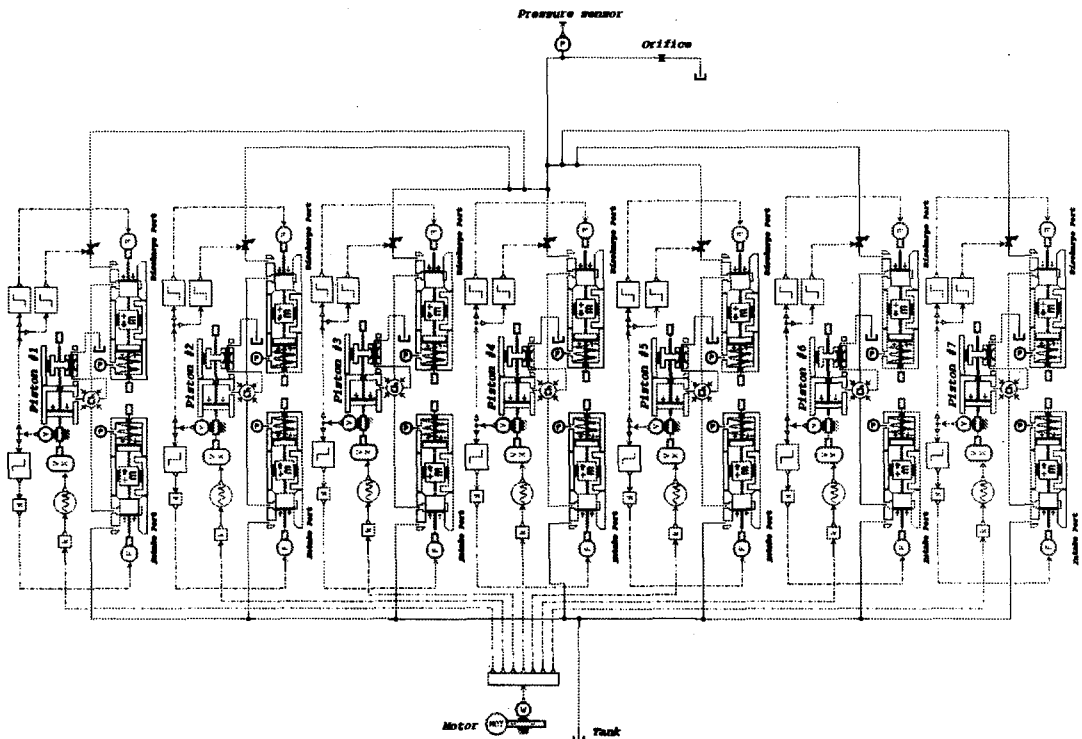


Fig. 4 Modeling in AMESim environment

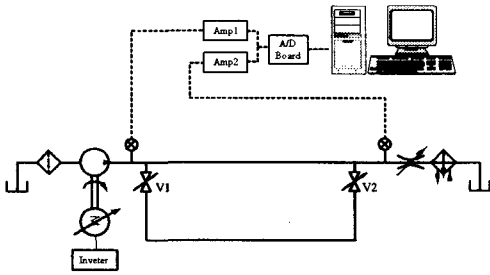


Fig. 5 Schematic diagram of the experiment

하였다. 또한 작동유에 포함된 불순물을 제거하기 위하여 오일 필터(oil filter)를 펌프 입구 전단에 설치하였다. 펌프 회전속도는 인버터를 사용하여 모터의 회전속도를 가변시켜 변화시켰으며, 광학식 타코미터(photo tachometer)를 사용하여 회전속도를 확인하였다.

실험은 먼저 On-Off 밸브 V1과 V2를 닫은 단순 유압관로에서 관로 출구에 위치한 오리피스 밸브를 조절하여 평균 토출압력을 일정한 위치까지 상승시킨 후, 펌프 회전속도가 1000rpm과 1500rpm 일 때 펌프 토출구로부터 50mm 떨어진 지점에서 펌프의 토출압력을 측정하여 동일한 조건에서의 시뮬레이션 결과와 비교함으로써 펌프 모델링의 신뢰성을 검증하였다. 다음으로 펌프 회전속도가 1000rpm일 때 단순 유압관로의 관로 입구와 출구에서 압력을 측정하였으며, 또한 On-Off 밸브 V1과 V2를 개방한 병렬 유압관로에서 동일한 회전속도에서 관로 입구와 출구에서 압력을 측정하여 단순 유압관로에서 측정된 압력과 비교함으로써 압력파의 위상간섭에 의한 압력맥동 감소효과를 확인하였다.

압력데이터는 채널당 10kHz로 실시간으로 취득하여 컴퓨터에 저장하였다. 이 때, 데이터를 얻기 위하여 비주얼 베이직(Visual Basic) 6.0을 사용하였다

3.3 실험결과 및 검토

3.3.1 펌프 모델링 검증

설계에서부터 사축식 액셀 피스톤 펌프의 토출압력 맥동을 예측하기 위한 해석모델을 개발하기 위하여 상용 소프트웨어를 이용하여 펌프를 모델링하였으며, 실험결과와의 비교를 통해 사축식

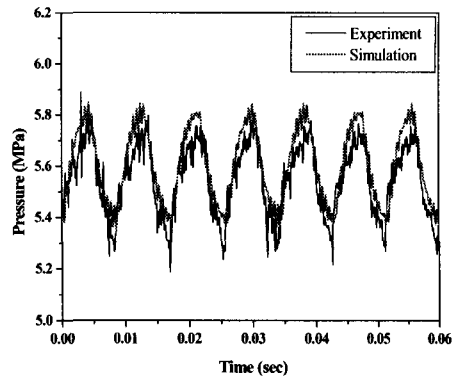


Fig. 6 Comparison of discharge pressure between simulation and experiment with rotational speed 1000rpm

액셀 피스톤 펌프 해석모델의 신뢰성을 검증하였다^{9,10}.

Fig. 6에 펌프 회전속도가 1000rpm일 때 펌프 토출구로부터 50mm 떨어진 지점에서 측정된 토출압력의 시뮬레이션 결과와 실험결과와의 비교를 나타내었다. 평균 토출압력, 압력맥동의 크기와 주파수 등 시뮬레이션 결과는 실험결과와 비교적 잘 일치하고 있음을 확인할 수 있다. 그러나 압력파형에 있어서는 시뮬레이션 결과와 실험결과가 다소 차이가 있음을 볼 수 있는데, 이는 펌프 모델링시 밸브 플레이트의 요철(groove) 등의 형상 모델링이 다소 미흡하고 또한 피스톤과 실린더 블록 사이의 유량손실만 고려하고 그 외 실린더 블럭과 밸브 플레이트 사이의 유량손실과 피스톤 보어에서 볼 조인트로의 유량손실 등이 무시되었기 때문에 나타난 것으로 생각된다.

3.3.2 위상간섭의 압력맥동 감소효과

병렬 유압관로를 이용한 압력파의 위상간섭을 통해 사축식 액셀 피스톤 펌프의 토출압력 맥동의 감소효과를 실험과 시뮬레이션을 통하여 확인하였다.

Fig. 7은 회전수가 1000rpm일 때 단순 유압관로와 병렬 유압관로의 입구압력을 측정하여 비교한 것으로 Fig. 7은 실험결과이고 Fig. 8은 시뮬레이션 결과이다. 실험과 시뮬레이션에서 모두 단순 유압관로와 비교하여 병렬 유압관로의 압력맥동의 크

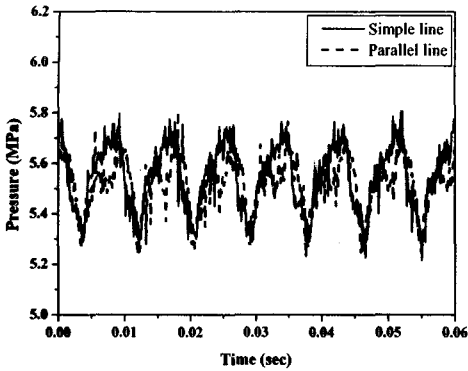


Fig. 7 Comparison of experimental results in inlet pressure between simple line and parallel line with rotational speed 1000rpm

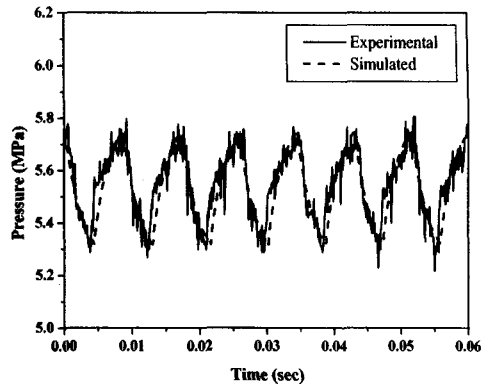


Fig. 10 Comparison of experimental results in outlet pressure between simple line and parallel line with rotational speed 1000rpm

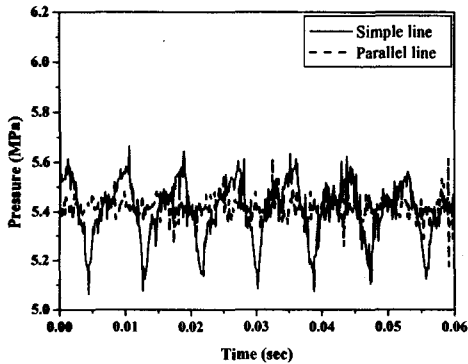


Fig. 8 Comparison of simulated results in inlet pressure between simple and parallel line with rotational speed 1000rpm

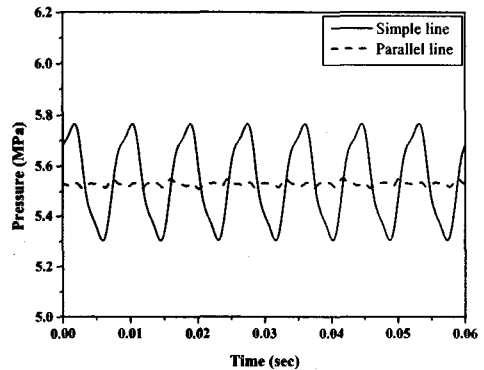


Fig. 11 Comparison of simulated results in outlet pressure between simple line and parallel line with rotational speed 1000rpm

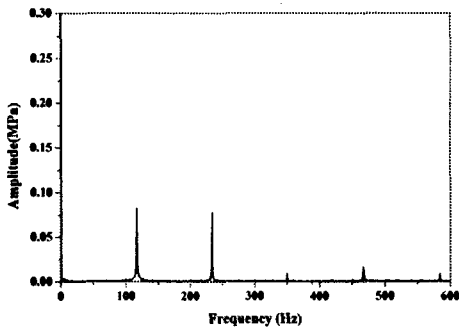


Fig. 9 Frequency analysis of inlet pressure in parallel line

기가 다소 감소되었음을 확인할 수 있다. Fig. 9는 병렬유압 관로의 입구압력을 FFT(Fast Fourier Transform)한 결과이다. 1000rpm에서 압력파의 고유주파수인 117Hz대의 압력맥동의 크기가 병렬 유압관로에서 다소 감소되었음을 확인할 수 있다.

Fig. 10과 Fig. 11은 각 관로 출구 압력의 실험결과와 시뮬레이션 결과를 나타낸 것으로 실험과 시뮬레이션 모두 병렬 유압관로의 압력맥동의 크기가 단순 유압관로와 비교하여 현저히 감소되었음을 확인할 수 있다.

한편, Fig. 12와 Fig. 13은 각 관로의 출구 압력을 FFT한 결과로서 1000rpm에서 압력파의

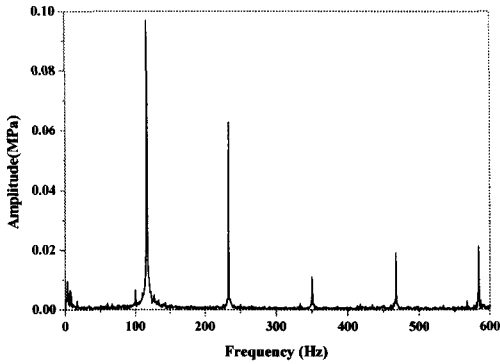


Fig. 12 Frequency analysis of outlet pressure in simple line

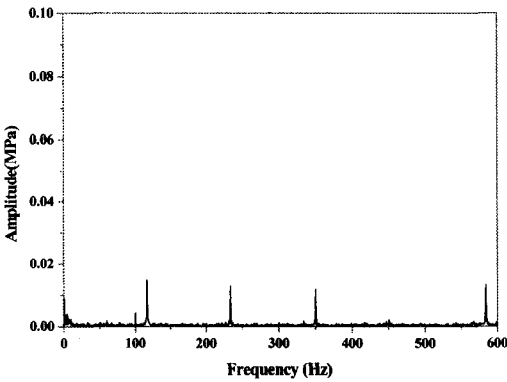


Fig. 13 Frequency analysis of outlet pressure in parallel line

고유주파수인 117kHz대의 압력맥동은 물론, 전주파수대에 걸쳐 감소되었음을 알 수 있다.

Fig. 14와 Fig. 15는 병렬 유압관로에서 주관로 l_2 의 길이를 3200mm에서 2700mm와 1700mm로 변화시켰을 때, 관로 입구와 출구에서의 시뮬레이션 압력을 비교한 것이다. 주관로 l_2 의 변화에 따라 관로입구의 임피던스 변화로 입구압력의 맥동크기는 주관로 길이가 작아짐에 따라 커지는 경향을 보이나, 출구압력 맥동크기는 주관로 길이변화에 관계없이 위상간섭에 의해 압력맥동의 크기가 감소됨을 확인할 수 있다.

Fig. 16은 l_2 가 3200mm인 병렬 유압관로에서 주관로와 병렬관로로 흐르는 압력파가 하류 분기점에서 합쳐질 때와 합쳐진 후의 압력을 시뮬레이션으로 확인한 결과이다. 주관로를 따라

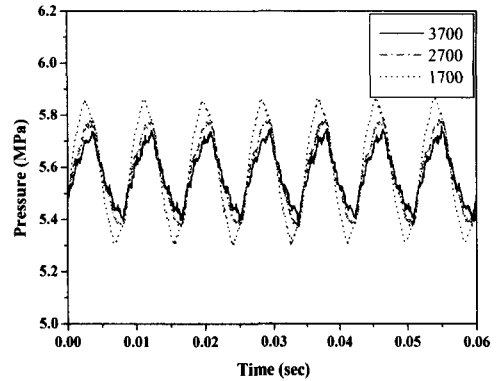


Fig. 14 Simulated results in inlet pressure of parallel line by the change of length of parallel line

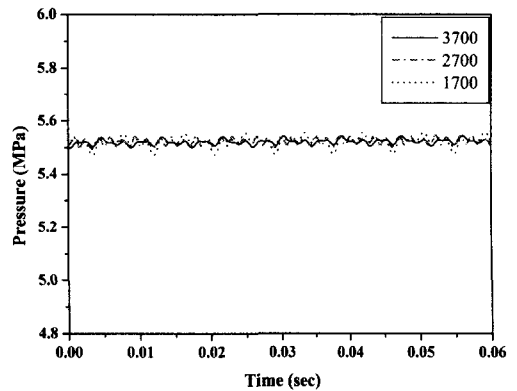


Fig. 15 Simulated results in outlet pressure of parallel line by the change of length of parallel line

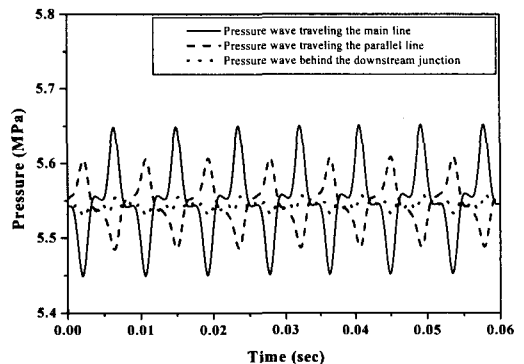


Fig. 16 Effect of phase interference at downstream junction

흐르는 압력파와 병렬관로를 따라 흐르는 압력파가 하류 분기점에서 합쳐지는 순간 두 압력파 사이의 위상차이가 π 만큼 발생되어 합쳐진 후에는 압력파의 위상간섭에 의해 압력맥동이 감소되고 있음을 확인할 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 상용 소프트웨어를 사용하여 사축식 액셀 피스톤 펌프의 해석모델 개발과 압력파의 위상간섭을 이용하여 사축식 액셀 피스톤 펌프에서 발생하는 토출압력 맥동의 감소효과를 실험과 시뮬레이션을 통하여 확인하였으며, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 상용 소프트웨어를 사용하여 사축식 액셀 피스톤 펌프의 토출압력 맥동크기를 예측할 수 있는 해석모델을 개발하였으며, 시뮬레이션 결과는 실험결과와 비교적 잘 일치함을 확인하였다.
- (2) 병렬 유압관로를 이용한 압력파의 위상간섭을 통하여 사축식 액셀 피스톤 펌프의 토출압력 맥동을 효과적으로 감소시킬 수 있음을 실험과 시뮬레이션을 통하여 확인하였다.

본 연구에서 제시한 사축식 액셀 피스톤 펌프의 해석모델을 통하여 설계에서부터 펌프의 토출압력 맥동의 크기를 예측함으로써 펌프 설계에 도움이 될 것이며, 또한 병렬 유압관로를 이용한 압력파의 위상간섭을 통하여 비교적 설치장소와 비용에 제한 없이 사축식 액셀 피스톤 펌프의 토출압력 맥동을 효과적으로 감소시킬 수 있을 것으로 생각된다.

참고문헌

1. Ivantysyn, Jaroslav, Ivantysynova, Monika, "Hydrostatic Pumps and Motors : Principles, Design, Performance, Modeling, Analysis, Control and Testing," Akademia Books International, 2001.
2. Imagine, S. A., AMESim(Advanced Modeling Environment for Simulation of Engineering System) User Manual, Ver. 3.5, 2000.
3. Skaistis, S., "Noise Control of Hydraulic Machinery," Marcel Dekker, Inc., 1988.
4. Wylie, Benjamin, Victor, E., Streeter, L., "Fluid Transients," Prentice Hall, 1983.
5. Chaudhry, M. H., "Applied Hydraulic Transients," Van Nostrand Reinhold Company, 1979.
6. Yang, W. C., Margolis, D. L., "Signal Shaping of Fluid Transmission Lines Using Parallel Branching," Journal of Dynamics Systems, Measurement and Control, Vol. 108, December, 1986.
7. Kim, D. H., Lee, D. O. and Ahn, T. Y., "Hydraulic Pulsation and Noise Reduction using the helm holty Attenuation," J. of KSPE, PP. 614-619, 1997.
8. Lee, Y., Jung, Y. G., Yang, K. U., "Analysis of Pressure Fluctuation in Oil Hydraulic Pipe Network," J. of KCORE, Vol. 11, No. 4, pp. 152-158, 1997
9. Jang, J. S., Kim, K. H., "A Study on the Discharge Pressure Ripple Characteristics of Variable Displacement Vane Pump," Transaction of KSAE, Vol. 11, No. 3, pp. 101-106, 2003.
10. Zhao, Tong, Peng, Guangzheng, Xu, Yaoming, "A Study on Basic Methods of Time Domain Simulation of Fluid Transmission Lines," The Japan Fluid Power System Society, 32-1, pp. 102-108, 1995.