

액시얼 피스톤 펌프의 맥동유량 시뮬레이션 모델 Flow Ripple Simulation Model of Axial Piston Pump

이일영 · 박정환 · 강만곤

I. Y. Lee, J. H. Park and M. G. Kang

Key Words : Hydraulic pump(유압 펌프), Pressure ripple(압력 맥동), Source flow ripple(송출 유량 맥동)

Abstract: This paper presents a theoretical study of the delivery flow ripple produced by a swash plate type hydraulic piston pump for the purpose of developing a computer simulation program capable of predicting the pump source flow ripple accurately at the design stage. Particular attention has been paid to the development of the theoretical model by clarifying quantitatively the design influences of key parts of valve plate such as relief groove and pre-compression/expansion.

기호 설명

- a_d : 송출 포트의 유로 단면적
- a_s : 흡입 포트의 유로 단면적
- C_d : 송출 포트의 유량계수
- C_s : 흡입 포트의 유량계수
- D : 펌프의 배제용적
- K : 작동유의 등가 체적탄성계수
- N : 펌프의 회전속도
- Q_a : 펌프의 실제 송출 유량
- Q_{th} : 펌프의 이론 송출 유량
- ΔQ_t : 비정상 누설 유량
- ΔQ_s : 정상 누설 유량
- q_d : 송출 포트에서 실린더로의 누설 유량
- q_s : 흡입 포트에서 실린더로의 누설 유량
- p_c : 실린더 내 압력
- V_t : 실린더 내의 체적
- V_{t0} : 사관각이 0일때의 실린더 내의 체적
- z : 펌프의 피스톤 개수

1. 서 론

유압펌프의 송출 유량 맥동은 압력 맥동을 유발하며, 유압 시스템에서의 진동 및 소음의 주요 기진원이 된다. 이러한 유량 맥동은, 피스톤 펌프의 경우에는 주로 작동유가 갖는 압축성 때문에 피스톤 하사점 근방에서 송출 포트로부터 실린더실로 급격히 역류하는 유동에 따라 발생하며, 펌핑 기구에 기초한 유량 맥동(유한한 피스톤 수가 그 원인)에 비하여 맥동의 진폭이 매우 큰 것으로 알려져 있다.^{1,2)} 따라서 유압 펌프의 맥동 유량은 밸브플레이트에 설치한 도출구(V노치 등의 설계 치수), 예가압·예팽창 구간의 설계치수, 운전조건(회전속도, 송출압력, 경전각 등), 작동유의 체적탄성계수 등의 인자에 따라 크게 영향을 받게 된다.

본 연구에서 대상으로 하는 사판식 피스톤 펌프의 송출 유량에 관한 식으로 기본적으로 Kojima²⁾ 교수가 제안한 시간 영역에서의 동적 유량 표시식을 사용한다. Kojima 교수가 제안한 식들은 매우 간략하게 설명되어 있어, 이 논문만으로는 독자들이 펌프의 복잡한 메커니즘을 이해하기가 곤란하다. 본 연구에서는 펌프의 메커니즘 해석에 필요한 기초 방정식 도출과정을 상세하게 기술함으로써 펌프의 수학적 모델링 과정을 명확히 하였다. 유압펌프로부터의 맥동류 해석에는 Runge-Kutta법에 의한 수치 적분법을 사용한다. 한편, 피스톤 펌프에서 유량 맥동의 저감 목적으로 흡입·송출 포트에 설치하는 노치(notch)의 치수, 예가압·예팽창 구간의 설계치수 등

접수일 : 2005년 6월 16일
 이일영(책임저자) : 부경대학교 기계공학부
 E-mail : iylee@pknu.ac.kr, Tel : 051-620-1612
 박정환, 강만곤 : 부경대학교 대학원 지능기계전공

의 변화에 따른 송출 유량 맥동의 변화를 상세히 조사하였다.

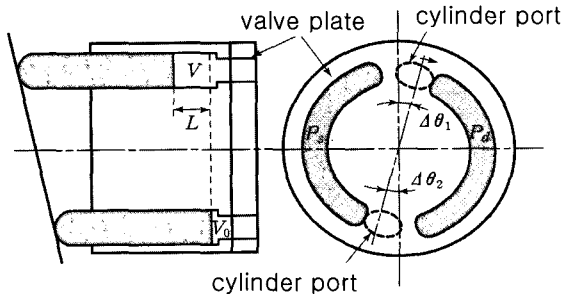


Fig. 1 Schematic diagram of piston pump

2. 유량 맥동의 수학 모델

이 장에서는 유압용 피스톤 펌프의 유량 맥동에 관한 수학 모델을 도출한다.

펌프의 실제 송출 유량 Q_a 는 다음 식으로 표시 된다.

$$Q_a = Q_{th} - \Delta Q_t - \Delta Q_s \quad (1)$$

이론 송출 유량 Q_{th} 는 비압축성 유체를 대상으로 펌핑 기구의 운동에 주목하여 기술하게 되며, 하사점 (bottom dead center, BDC, Fig. 1 및 Fig. 2 참조)에 가장 가까운 주목하는 실린더의 하사점으로부터의 회전각을 θ 라 하면, 아래의 식으로 나타낼 수 있다.

$$Q_{th} = \frac{\pi DN}{120z \sin(\pi/2z)} \cos\left(\theta - k \frac{\pi}{2z}\right) \quad (2)$$

여기서, k 는

$$\begin{cases} 0 \leq \theta \leq \frac{\pi}{z} & \text{일 때 } k=1 \\ \frac{\pi}{z} \leq \theta \leq \frac{2\pi}{z} & \text{일 때 } k=3 \\ \theta < 0 & \text{일 때 } k=-1 \end{cases}$$

식 (1)에서 비정상 누설 유량 ΔQ_t 는 펌프실의 체적변화에 따른 유량과 송출 포트로부터 펌프실로의 누설 유량 q_d 를 사용하여 아래와 같이 구해진다.

$$\Delta Q_t = -\frac{dV_t}{dt} + q_d \quad (3)$$

또한, 비정상 누설 유량 ΔQ_t 는 펌프실 내에 연속 방정식을 적용함으로써 아래와 같이 구해진다.

$$\Delta Q_t = \frac{V_t}{K} \frac{dp_c}{dt} + q_s \quad (4)$$

식 (3), (4)에 포함되어 있는 q_d 및 q_s 는 실린더~송출 포트 사이 및 실린더~흡입 포트 사이의 유로에 오리피스 유량방정식을 적용하여 아래 식으로 나타낼 수 있다.(Fig. 3 참조)

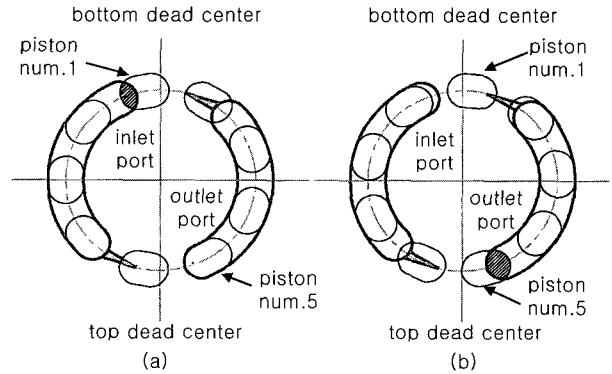


Fig. 2 Position of cylinder ports on valve plate

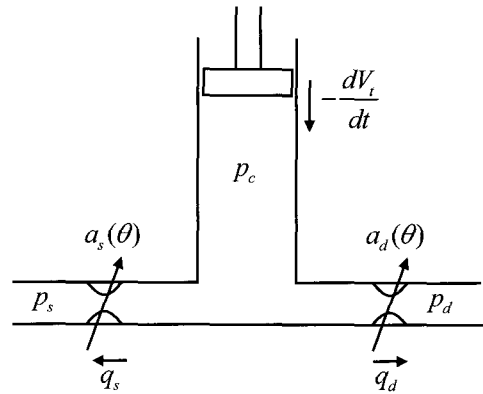


Fig. 3 Simulation model for cylinder flow

$$q_d = \text{sign}(p_d - p_c) C_d a_d(\theta) \sqrt{\frac{2|p_d - p_c|}{\rho}} \quad (5)$$

$$q_s = \text{sign}(p_c - p_s) C_s a_s(\theta) \sqrt{\frac{2|p_c - p_s|}{\rho}} \quad (6)$$

식 (3), (4)에 포함되어 있는 실린더 체적 V_t 및 체적변화를 dV_t/dt 를 나타내면 아래와 같다.

$$V_t = V_{t0} + (D/2z) \cos \theta \quad (7)$$

$$\frac{dV_t}{dt} = -(\pi DN/60z) \sin \theta \quad (8)$$

실린더 내의 압력 p_c 는 식 (3), (4)로부터 비정상

누설 유량 ΔQ_t 항을 소거하여 다음 식으로 나타낼 수 있다.³⁾

$$\frac{dp_c}{dt} = \frac{K}{V_t} \left(-\frac{dV_t}{dt} + q_d - q_s \right) \quad (9)$$

3. 맥동 유량의 시뮬레이션 방법

3.1 시뮬레이션 전략

본 연구에서 대상으로 하는 피스톤 수 9개인 피스톤 펌프에서는 펌프 송출 포트에 동시 접속되는 피스톤 수는 Fig. 2 에 나타낸 바와 같이 4개 또는 5개가 된다. 비정상 누설 유량 ΔQ_t 의 발생은 하사점(bottom dead center, BDC)을 통과하는 피스톤(Fig. 2에서 1번 실린더로 표시)이 송출 포트와 만날 때, 그리고 상사점(top dead center, TDC)을 통과하는 피스톤(Fig. 2에서 5번 실린더로 표시)이 흡입 포트와 만날 때에 발생하며, 밸브 플레이트에 마련되는 유로의 설계 방식에 따라서는 1번 피스톤과 5번 피스톤에서 동시에 ΔQ_t 가 발생할 수가 있다. 한편, 송출 포트에 접속된 실린더 가운데서 1번 피스톤과 5번 피스톤 사이에 있는 3개의 실린더에서는 ΔQ_s (정상 누설 손실)는 발생할 수 있어도 ΔQ_t 는 발생하지 않는다.

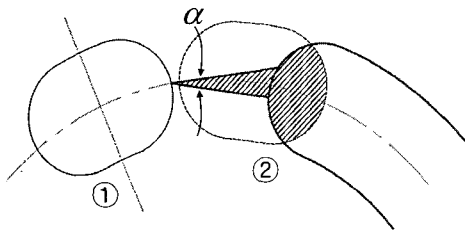


Fig. 4 Flow passage between cylinder and outlet Port

이제 식 (1)을 사용하여 실제 송출 유량 Q_a 를 계산함에 있어서, 먼저 정상 누설 유량 ΔQ_s 를 0으로 둔다. ΔQ_s 를 무시한 것은 본 시뮬레이션의 목적이 궁극적으로는 Q_a 의 과도성분의 예측에 있기 때문이다. 따라서 식 (2)~(9)를 연립으로 수치 적분하여 Q_{th} 및 ΔQ_t 를 얻은 후 식 (1)에 대입함으로써 Q_a 를 구하고자 한다.

식 (2)~(9)를 사용하여 ΔQ_t 를 수치 계산하는 과정을 더 상세히 설명하기로 한다. 식 (2)~(9)에는 독

립변수로서 시간 t 이외에 각도 θ 가 존재한다. 이 때 각도 θ [deg]와 시간 t [s] 사이에는 다음 관계식이 성립한다.

$$\theta = \frac{360N}{60}t \quad (10)$$

계산되는 Q_a 의 파형에는 펌프 1회전에 소요되는 시간 동안에 z 개(피스톤 수)의 파형이 반복적으로 발생하며, 따라서 파형 1개의 주기는 $40^\circ (= 360^\circ/z)$ 가 된다. 그러므로 본 시뮬레이션은 각도로 표시했을 때 40° 이상의 구간 동안 시뮬레이션을 수행할 필요가 있다. 이 시뮬레이션은 기본적으로는 시간 t 의 변화에 따른 물리변수들의 변화량을 계산하며, 시간 t 는 각도 θ 와 연동되어 있고, 각도로는 제 1번 피스톤이 하사점으로 부터 -10° 에 위치했을 때에 시작하여 $+30^\circ$ 에 이를 때까지 수행한다. 수치계산에는 제 4차 Runge-Kutta 법을 사용하며, 먼저 매 시간 증분마다 식 (5), (6), (7), (8)을 사용하여 p_c 를 구하고, 구해진 p_c 와 식 (5)를 사용하여 새로운 q_d 를 구한다. 다음으로 식 (3)으로부터 ΔQ_t 를 구한다. 이어서 식 (2)를 사용하여 Q_{th} 를 계산하고, 식 (1)로부터 Q_a 를 구한다.

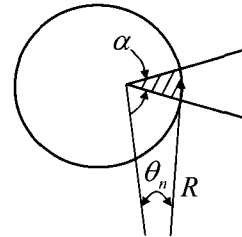


Fig. 5 Orifice area of V shaped notch

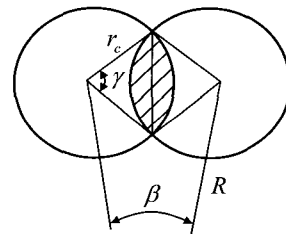


Fig. 6 Orifice area on outlet passage

위에서 설명한 계산 과정에서는 식 (5) 및 (6)에 혼합된 밸브 플레이트 상의 유동면적 $a_d(\theta)$ 및 $a_s(\theta)$ 의 데이터가 필요하다 그림 5에는 각도 변화에 따른 $a_d(\theta)$ 의 변화를 도시하였으며, 피스톤 송출

포트가 위치 ①로부터 위치 ②로 이동하는 동안에 $a_d(\theta)$ 는 지속적으로 증가한다. 각도 θ 의 변화에 따른 $a_d(\theta)$ 는 아래 식을 사용하여 구하였다.⁴⁾

$$a_d(\theta) = (R\theta_n)^2 \frac{\alpha}{2} \quad (11)$$

또한, Fig. 6에는 각도 변화에 따른 $a_s(\theta)$ 의 변화를 도시하였으며, 각도 θ 의 변화에 따른 $a_s(\theta)$ 는 두 원이 접하는 부채꼴의 면적에서 삼각형의 면적의 뺀 것으로 나타낼 수 있다. $a_s(\theta)$ 와 부채꼴의 각도 γ 는 아래 식을 사용하여 구하였다.

$$\gamma = 2\cos^{-1} \frac{\phi}{2} \frac{R}{r_c} \quad (12)$$

$$a_s(\theta) = 2 \left(r_c^2 \frac{\gamma}{2} - r_c^2 \sin \frac{\gamma}{2} \cos \frac{\gamma}{2} \right) \quad (13)$$

3.2 피스톤 펌프의 규격

유압 피스톤 펌프의 맥동 유량 발생 기구를 명확히 할 목적으로, 선행연구자(E, Kojima 교수)가 수행한 실험 모델과 동일한 3가지 형태의 밸브 플레이트를 갖는 피스톤 펌프를 대상으로 하여 수치 시뮬레이션을 수행한다. 시뮬레이션 대상 펌프의 규격을 Table 1에 나타내었다.²⁾

Table 1 Physical parameters of the object pump

| item | value(unit) |
|-------------------------------------|------------------------------|
| number of piston (z) | 9 |
| displacement (D) | 16.22 (cm ³ /rev) |
| cylinder volume at TDC (V_{to}) | 0.95 (cm ³) |
| inlet pressure(p_s) | 0.5×10^5 (Pa) |
| outlet pressure(p_d) | 140×10^5 (Pa) |
| orifice coefficient ($C_d = C_s$) | 0.7 |
| notch angle(α) | 6.9 (°) |
| bulk modulus of oil (K) | 0.5×10^9 (Pa) |
| density of oil (ρ) | 872 (kg/m ³) |

4. 시뮬레이션 결과 및 고찰

Fig. 8은 Table 1에 요약된 규격의 피스톤 펌프에서 그림 7에 나타낸 3종의 밸브 플레이트(A, B, C)를

적용함에 따른 Q_a 및 p_c 의 계산 결과와 선행연구자(E. Kojima 교수)의 실험 및 수치 계산 결과를 나타내었다. 펌프의 회전속도 및 송출압력은 3개(A, B, C)의 경우 모두 1500 rpm으로 하였다. Q_a 계산 결과에는 참고자료로서 Q_{th} 계산치도 함께 도시하였다. 그림 (a)는 흡입 포트와 송출 포트가 상사점과 하사점을 연결하는 직선에 대하여 대칭이고, 흡입 포트~송출 포트 사이 간극이 실린더 송출구의 원주상 길이와 일치하도록 설계한 경우이며, Q_a 의 계산 결과에는 진폭이 매우 큰 맥동 유량(맥동의 진폭이 정상

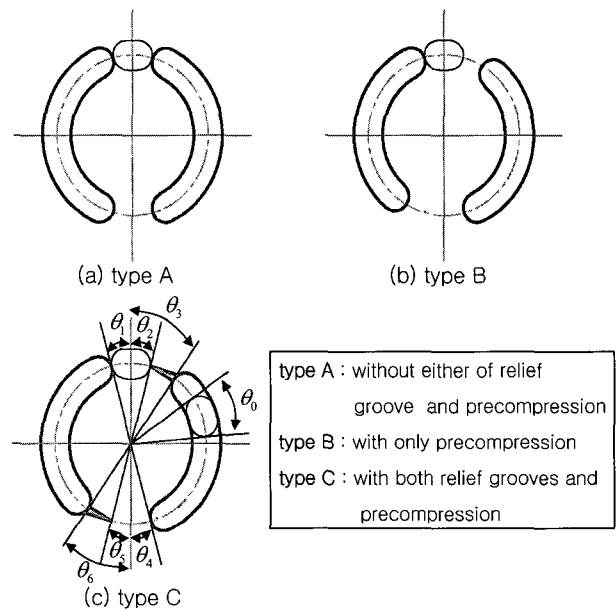


Fig. 7 Valve plates designed differently

유량의 55%)이 나타나고, 실린더 내의 압력 p_c 의 매우 급격한 상승이 발생하는 것으로 계산되었다. 그림 (b)는 실린더 포트가 하사점을 통과한 후 일정각도(여기서는 15°) 동안에 예가압(precompression) 되고, 상사점을 통과한 후에는 일정각도(15°) 동안 예팽창(preexpansion) 되도록 설계한 경우이다. 그림 (b)의 Q_a 계산치에는 예가압에 따른 송출유량의 감소 및 p_c 의 완만한 상승이 관찰되며, 예가압의 효과로서 맥동유량의 진폭 및 맥동 유량 존속 시간이 감소하는 계산 결과가 얻어졌다. 그림 (c)는 Fig. 7의 (c)에 표시한바와 같은 V형 노치를 1번 실린더가 송출 포트와 만나는 위치 및 5번 실린더가 흡입 포트와 만나는 위치에 설치(설계조건 : θ_1 및 $\theta_4=15^\circ$, θ_2 및 $\theta_5=15^\circ$, θ_3 및 $\theta_6=15^\circ$, $\alpha=6.9^\circ$)한 경우이며, 이러한 V노치의 도입으로 Q_a 의 진폭이 감소하고, p_c 가 보다 완

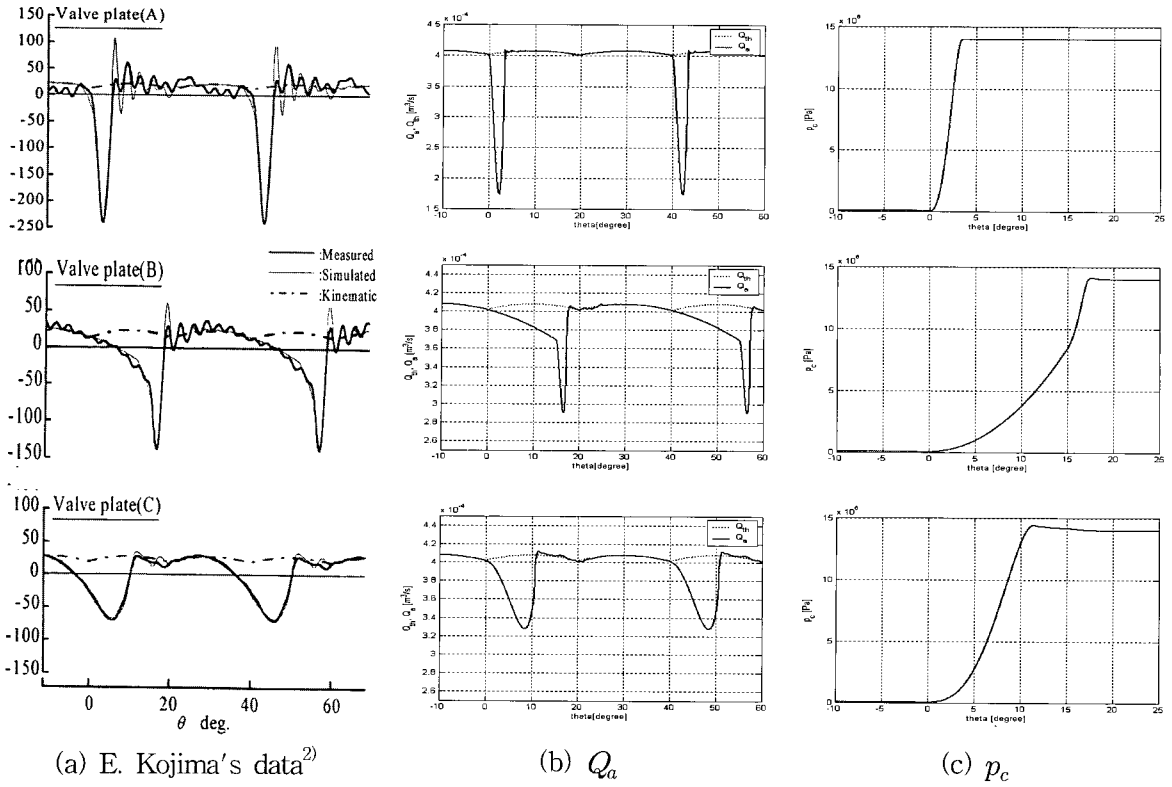


Fig. 8 Q_a and p_c variations ($N=1500$ rpm)

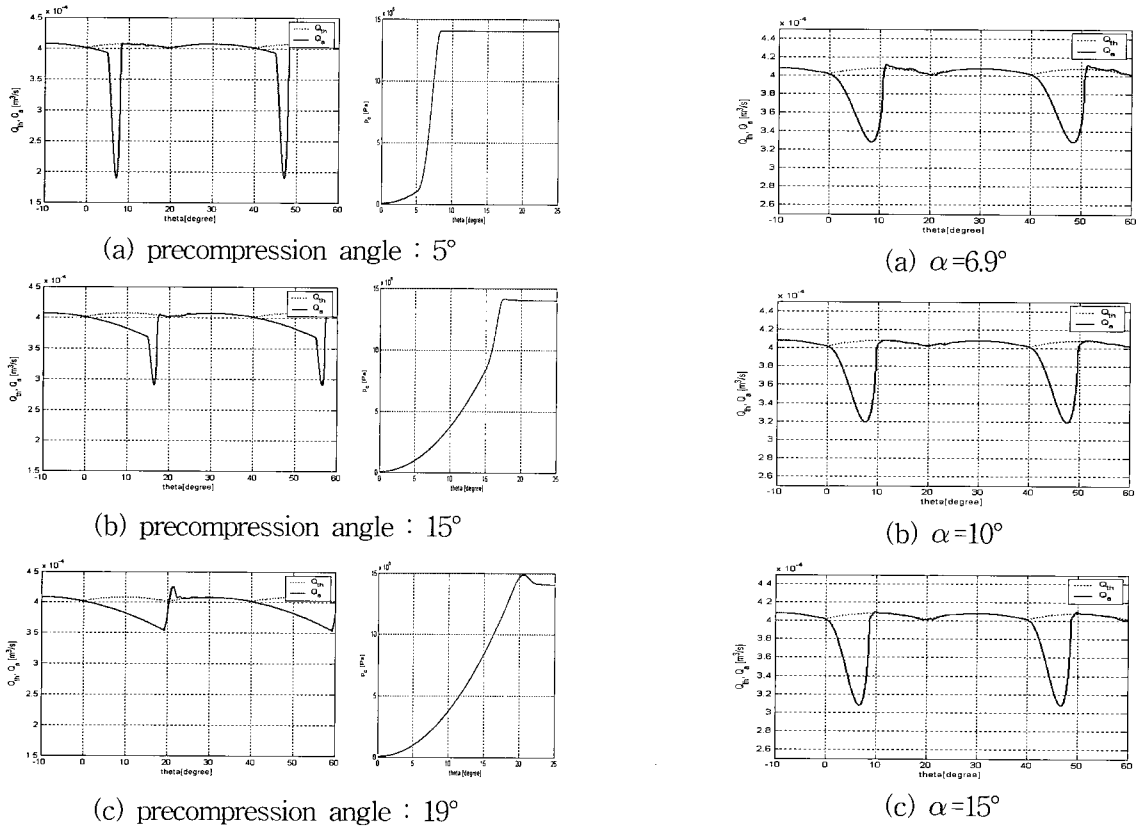


Fig. 9 Q_a and p_c when precompression angle is 5°, 15° and 19° [other specifications are the same as ones in Fig. 7, type B]

Fig. 10 Q_a when α is 15°, 10° and 6.9° [$\theta_1 \sim \theta_6$ and other specifications are the same as ones in Fig. 7, type C]

만하게 상승하는 계산 결과가 얻어졌다. 본 연구의 시뮬레이션 결과는 그림 (a)와 (b)를 비교할 때 선행 연구자의 결과와 비교적 잘 일치하는 결과가 얻어졌음을 알 수 있다. 다만 맥동 유량 파형에서 고주파 진동이 발생하는 영역에서 양자 사이에 불일치가 보이며, 이러한 결과는 본 연구의 시뮬레이션에서는 실린더 내 유주(oil column)에 작용하는 관성력을 무시하였기 때문인 것으로 생각된다.

Fig. 9에는 Fig. 8, 밸브 플레이트 형태 B의 계산 시에 사용한 것과 동일한 펌프 모델에서 예가압각도를 5° , 15° 및 19° 로 변화시켰을 때, Q_a 및 p_c 의 시뮬레이션 결과를 나타내었다. 시뮬레이션 결과로부터, 예가압 각도의 증가와 더불어 예가압 종료시의 압력이 증가하는 것으로 나타났으며, 예가압 종료시의 압력이 송출 압력과 같은 압력에 도달하도록 설계했을 때에는 맥동 유량의 진폭을 극단적으로 줄일 수 있으며 유량 및 압력 파형에 오버슈트 현상이 발생하는 것으로 계산되었다. 이 계산 결과로부터 예가압이 피스톤 펌프 맥동 유량의 감소를 위한 설계 기법의 하나로 활용할 수 있음이 확인되었다.

Fig. 10에는 Fig. 8, 밸브 플레이트 형태 C의 계산 시에 사용한 것과 동일한 펌프 모델에서 V노치의 사이각 α 만을 15° , 10° 및 6.9° 로 변경시켰을 때의 Q_a 계산 결과를 나타내었다. 시뮬레이션 결과로부터 α 의 감소와 더불어 V노치의 맥동 유량 저감 효과가 증가하게 됨을 알 수 있으며, 이는 지극히 당연한 결과이지만 V노치 설계의 개념이 시뮬레이션에서 올바르게 반영되었음을 보이는 결과라 할 수 있다.

5. 결 론

유압 관로 맥동의 주요한 기진원이며, 결과적으로 유압 시스템에서의 진동·소음의 기진원인 유압 펌프의 맥동 유량을 사판식 피스톤 펌프를 대상으로 조사하였다. 맥동 유량 저감을 위한 밸브 플레이트 설계에 관련된 가장 기본적인 설계 인자인 V노치 치수, 예가압 각도 등의 변화에 따른 시뮬레이션 결과를 구하고, 그 타당성을 검토하였다.

현재까지의 연구는 시뮬레이션 결과를 선행연구자의 실험결과와 비교 검토한 단계이며, 맥동 유량을 직접 측정한 실험 연구를 통하여 본 연구에서 확립한 시뮬레이션 모델의 신뢰성을 검증하는 것이 향후 과제이다.

참 고 문 헌

- 1) K. Edge and J. Darling, "A Theoretical Model of Axial Piston Pump Flow Ripple", 1st Bath Int. Fluid Power Workshop, pp. 113~136, 1988.
- 2) E. Kojima, T. Yamada, H. Narikawa and K. Moriyama, "A Simulation Model of the Delivery Flow Ripple Produced by a Hydraulic Axial Piston Pump", Trans. of JSPS, Vol. 29, No. 4, pp. 14~20, 1998.
- 3) J. Fukumori, T. Muto, H. Yamada and T. Sugiura, "Simulation of Pressure Pulsation for Systems Consisting of Pump and Fluid Transmission Line", Trans. of JSPS, Vol. 29, No. 4, pp. 21~25, 1998.
- 4) 최영학, "사판식 피스톤 펌프-관로계에서의 맥동류 해석", 부경대학교 석사학위 논문, 2001.