

사판식 피스톤형 유압펌프에서의 실린더내 압력, 맥동, 소음에 관한 실험적 연구

A Study on Pressure, Flow Fluctuation and Noise in the Cylinder of Swash Plate Type Axial Piston Pump

장동혁 · 이상규 · 권정호 · 박성환

D. H. Jang, S. K. Lee, J. H. Kwon and S. H. Park

Key Words : Piston Pump(피스톤 펌프), Flow Fluctuation(유량 맥동), Noise Reduction(소음 저감), Valve Plate Notch(밸브 플레이트 노치)

Abstract: Noise reduction for hydraulic pump is strongly demanded in the market with its efficiency and durability. In order to meet this demand, it is necessary to reveal mechanism for noise and relationship between the important factors. In this paper, mathematical model for cylinder pressure which is primary reason of pulsation and sound noise were established, and examined its pressure profile by simulation. Also, the valve plate of three kind types are manufactured and tested for piston pressure, pressure pulsation, and sound power level based on the tentative standard which is officially recognized.

1. 서 론

유압시스템은 크기 대비 에너지밀도 및 동적 특성 면에서 다른 어떤 구동시스템보다도 뛰어난 장점을 가지고 있으며, 특히 원거리 제어성 등의 장점으로 공간적으로 협소한 항공분야, 중장비 건설장비 등 많은 산업분야에서 광범위하게 적용되고 있다.

유압펌프는 유압시스템을 구성하는 가장 중요하고 기본적인 요소로서, 기계에너지를 유체에너지로 변환하는 역할을 한다. 일반적으로 유압시스템에 사용되는 유압펌프는 용적식 펌프로서 기어형, 베인형, 피스톤형 펌프 등이 대표적이며, 이 중 대용량, 고압화, 유량 제어성, 효율 등에서 상대적으로 우수한 피스톤형 펌프가 널리 사용되고 있다.

유압펌프에 대한 고객의 주요 요구사항은 유압펌프를 구동하는 연비, 유압펌프의 내구성 및 소음 등으로 정리될 수 있으며, 이들 특성향상을 위하여 많은 연구가 활발하게 진행되고 있다. 특히, 유압펌프의 소음특성에 대한 관심은 유압펌프의 출력밀도 고

도화와 동반하여 상승추세에 있으며, 선진국의 환경적인 규제가 강화되고 있는 현 시점에서 아주 중요한 기술적 과제이다.

본 연구에서 대상으로 하는 사판식 액셀피스톤 펌프의 소음발생 메커니즘은 다음과 같다.

먼저, 피스톤 펌프의 구조상 필연적으로 발생하는 유량 맥동 및 펌핑 피스톤의 상·하사점 근방에서 실린더 보어(bore) 내에 발생하는 급격한 압력 변동(흡입 압력에서 토출 압력 및 토출 압력에서 흡입 압력으로의 변동)으로 인하여 유체소음(fluid-borne noise)이 발생한다. 또, 펌프 내부에서는 압력에 의하여 발생하는 힘과 모멘트의 불균형으로 인하여 펌프의 구조물 및 하우징(housing)을 주기적으로 가진 하는 구조소음(structure-borne noise)이 발생한다. 최종적으로 이들 소음은 주위의 공기를 여기 시켜 청각을 자극하는 공기방사소음(air-borne noise)이 된다.

특히 사판식 액셀피스톤 펌프에서 발생하는 진동 및 소음은 펌프의 뒷부분, 즉 밸브판쪽 단면으로부터 음이 강하게 방사되며, 그 원인은 펌프 전체가 지지대와 동일위상으로 구동축선 방향으로 강제 진동하기 때문으로 알려지고 있다.

한편, 소음을 저감시키는 대책으로는 밸브판에 노치(notch), 컨듀트(conduit) 및 예팽창, 예압축 구간

접수일 : 2009년 5월 28일, 게재확정일 : 2009년 7월 20일

장동혁, 이상규, 권정호 : 두산모트를 기술연구소

E-mail : donghyuk.jang@doosan.com

Tel : 055-269-5641

박성환 : 부산대학교 기계공학부

등을 설치하여 상·하사점 근방에서의 펌프실 내의 압력 변동의 변화율을 완만하게 하여 가진력의 고주파성분을 감소시켜 소음을 저감시키는 방법과 펌프 구조물 내부의 기계진동 전달 특성 개선에 의한 방진대책 등이 강구되고 있다. 그러나 이와 같은 대책의 적용에 의한 저소음화는 주로 유체소음을 저감하기 위한 방법으로서 현재 거의 한계에 도달해 있으므로 보다 적극적인 대책이 요구되는 실정이다.

유압펌프에서 발생하는 소음의 원인은 크게 두 가지로 나눌 수 있는데, 하나는 유체적인 원인이고, 다른 하나는 기계적 원인에서 기인한다. 먼저 기계적 원인은 베어링 및 구동축 등의 회전체의 불균일이라 생각되어진다. 다음으로 유체적인 원인으로서는 흡입, 토출 과정에서의 급격한 압력의 팽창, 압축, 그리고 이로 인한 역류의 발생, 캐비테이션, 토출 압력의 맥동 등을 생각할 수 있다. 실린더 내의 급격한 압력 변화는 피스톤을 걸쳐 사판의 진동을 유발시키고, 이 진동은 구동축으로부터 하우징까지 전달되어 진다. 이런 소음, 진동을 제어하는 방법은 실린더내 압력 변화를 부드럽게 하고, 예압축(pre-compression) 등의 근본 원인에 대한 대책과 소음 저감 장치의 장착, 또는 고강성 부품 적용등의 소음 전파에 대한 대책으로 나누어지고, 이런 대책들이 어우러진 이른바 ‘저소음형 펌프’가 이미 시장에서 큰 비중을 차지하고 있다.

지금까지 피스톤형 유압펌프의 맥동과 소음에 대한 많은 연구가 이루어져 왔다. 그 주요연구현황을 살펴보면 아래와 같다,

Edge, Manring,[1]은 가변형 사판식 피스톤 펌프의 실린더내 압력과 토출유량을 결정하는 사판각도의 동작을 기술하는 수학적모델을 제시하고, 이를 시뮬레이션과 시험결과로써 증명하였다.

M.R.Cho[2]는 베인펌프에서 작동유체의 관성효과를 고려하여 노치영역에서의 실린더내 압력 거동에 대한 이론적 해석을 수행하였다.

Kojima[3]는 사판식 피스톤형 유압펌프에서 발생하는 유량 맥동의 이론적 연구와 “2 pressure/2 systems” 방식의 유량 맥동 측정시험을 통해 맥동 발생 메커니즘을 정확히 하였다.

J.K.Kim[4]는 사축식 펌프에서의 실린더내 압력을 직접 측정하는 시험을 실시하여, V흡형 노치의 형상에 따라 압력전이구간에서의 압력 profile이 달라지는 것을 확인하였다. 이밖에 각 펌프 메이커들에서는 소음과 그 제어방법에 대해 실질적인 연구가 수행되

고, 상용화되었지만, 상업적 이유로 인해 공개되지 않고 있다.

이전까지의 연구결과는 이론적 해석 쪽으로 치중되어 있었고, 일부 제한적인 시험을 통해 그 결과를 확인하는 정도였다. 따라서 본 논문에서는 피스톤형 가변식 유압펌프의 소음과 맥동의 근본 원인인 실린더내 압력 변화에 대한 메커니즘을 정확히 하고, 적절한 시험 규준에 의거한 시험을 통해 밸브플레이트의 노치, 실린더내 압력, 맥동, 소음간의 상관관계를 밝히는데 있다. 이를 위해 아래와 같은 기초적이고 체계적인 연구를 수행하였고, 이는 피스톤형 가변식 유압펌프의 맥동과 소음저감에 실질적이고, 중요한 기초 자료가 될 것으로 생각된다.

첫째, 피스톤형 가변식 유압펌프에서 맥동과 소음의 주요원인으로 지목되는 급격한 실린더내 압력의 변화 특성을 밝히고, 수학 모델과 시뮬레이션으로 밸브플레이트의 노치 등의 주요 인자와 실린더내 압력 사이의 관계를 살폈다.

둘째, 시뮬레이션을 통해 선택된 3가지 유형의 밸브플레이트에 대해, 실린더내 압력시험, 맥동시험, 소음시험을 공인된 시험 기준에 따라 각각 실시하였다.

셋째, 시뮬레이션과 시험결과를 토대로 밸브플레이트 노치, 실린더내 압력, 맥동, 소음간의 상관관계를 규명하였다.

2. 시스템 해석

2.1 구조 및 동작 원리

Fig. 1에 본 논문에서 논의되는 사판식 텐덤형 액설 피스톤 펌프의 구조도를 나타내었고, 각 부품은 기능에 따라서 다음과 같이 분류될 수 있다.

① 회전체 그룹

원동기(전동기, 엔진 등)의 동력에 의해 회전되면서, 유량을 흡입하고 토출하는 역할을 수행한다. 구동축, 실린더블럭, 피스톤, 슈, 리테이너, 구면부시 등으로 구성되어 있다.

② 제어 그룹

유압펌프에 인가되는 입력(파일럿압력, 토출압력, 전류 등)에 따라 적절히 사판을 제어하여, 시스템에서 요구하는 유량만큼만 토출하게 한다. 레귤레이터, 사판, 서보피스톤 등으로 구성된다.

③ 하우징 그룹

Main Pump의 외관 제공 및 외부로의 소음과 누유를 효과적으로 차단해야 하고 펌프의 전체 중량과

밀접한 관계를 가진다. 케이싱, 커버 등으로 구성되어 있다.

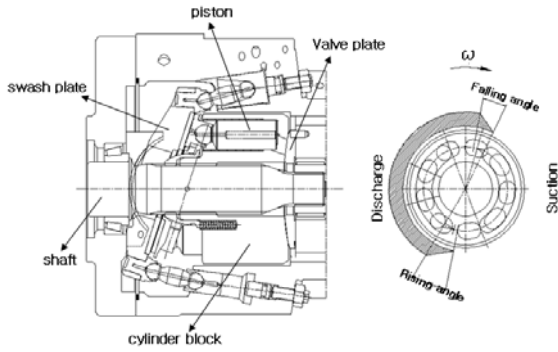


Fig. 1 Swash Plate Type Axial Piston Pump

유량 토출 원리는 다음과 같다. 구동축은 동기모터에 의해서 구동되며, 스플라인 결합에 의해 실린더블럭도 동시에 회전한다. 사판이 기울어진 만큼 실린더블럭에 조립된 피스톤은 실린더블럭과 함께 회전하면서 실린더블럭의 실린더에 대해서 상대적으로 왕복운동을 하게 된다. 따라서, 1개의 피스톤만 고려하면 실린더블럭이 1회전하는 사이에 피스톤이 밸브플레이트에서 이탈하는 방향(작동유를 흡입하는 행정)으로 180°회전하고, 밸브플레이트에 접근하는 방향(작동유를 토출하는 행정)으로 180°회전함으로써 밸브플레이트 후단과 연결된 흡입, 토출포트를 통해 작동유가 흡입, 송출된다. 이 과정에서 실린더블럭의 실린더 내부에는 급격한 압력변화가 발생되고, 이는 피스톤타입 유압펌프에서의 맥동과 소음에 주요 원인으로 작용한다. 이를 완화하기 위해 밸브플레이트에 노치를 두어 실린더내 압력의 상승, 하강속도를 조절하는 것이 일반적인 방법이다.

2.2 실린더내 압력의 형성

일반적으로, 유압펌프는 흡입한 작동유를 소정의 압력까지 가압하여 토출한다고 생각하기 쉽지만, 실제적으로는 토출측 고압작동유의 역류에 의해서 압축 승압이 이루어지고 있다. Fig. 2는 그 과정을 보여주고 있는데, 피스톤이 하사점(BDC)을 통과해 압축행정에 들어간 실린더 상태를 나타낸다.

흡입행정에서 실린더내에 충전된 작동유는 피스톤의 전진과 토출포트로부터의 고압유의 역류에 의해서 압축되어, 토출압력까지 상승된 후 실질적인 토출행정이 시작된다. 그리고 이 토출포트에서 실린더로 유입되는 역류는 토출포트의 압력도 교란시켜, 피스톤의 개수로 결정되는 이론적 맥동과 더불어 맥동을

증폭시키는 작용을 한다. 앞서 소개한 챔버를 이용한 맥동저감방법은 압력상승과정에서 존재할 수밖에 없는 역류를 토출포트가 아닌 특정 용량으로 설계된 챔버에서 끌어들이므로써, 맥동을 저감하는 방법이다. 이 외에도 밸브플레이트 노치의 형상으로 맥동을 저감하는 방법 역시 실린더내 압력의 상승과정을 적절히 조절, 역류를 줄여 맥동을 저감하는 것으로 볼 수 있다.

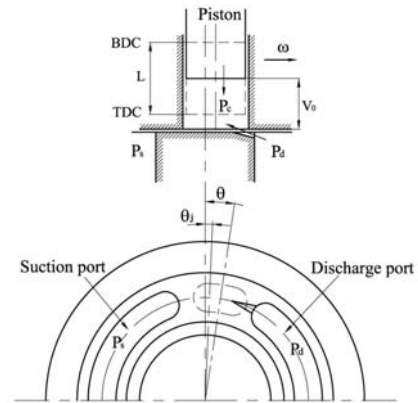


Fig. 2 Cylinder Pressure

2.3 실린더내 압력 수학적 모델링

Fig. 3은 실린더내 압력의 수학적 모델링을 위한 개략도이다. 사선으로 표시된 실린더내 작동유의 질량 M_c 는 식(1)로 정의될 수 있다.

$$M_c = \rho V_c \quad (1)$$

여기서 ρ 는 작동유의 밀도, V_c 는 검사체적인 실린더내 작동유의 체적이다. 그러면 질량의 시간의 변화율은 식(2)로 주어진다.

$$\frac{dM_c}{dt} = \frac{d\rho}{dt} V_c + \rho \frac{dV_c}{dt} \quad (2)$$

실린더내 작동유의 질량 변화율은 실린더 밖에서부터 들어오는 혹은 밖으로 빠져나가는 유량에 의해서 결정된다.

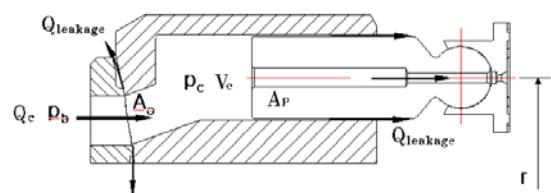


Fig. 3 Schematic of control volume for mathematical modeling

즉, 질량의 변화율은

$$\frac{dM_c}{dt} = \rho Q_t \quad (3)$$

로써 표현되어 질 수 있다. 여기서, Q_t 는 실린더로 들어오거나 나가는 유량의 총 합이다. 한편 체적탄성 계수의 정의로부터 식(4)가 성립된다.

$$d\rho = \rho \frac{dp_c}{\beta} \quad (4)$$

여기서, β 는 체적탄성계수이고, p_c 는 실린더내 압력이다. 식(3)과 식(4)를 식(1)에 대입하면, 식(5)와 같이 정리된다.

$$\rho Q_t = \left(\frac{\rho}{\beta} dp_c \right) \frac{V_c}{dt} + \rho \frac{dV_c}{dt} \quad (5)$$

다시 정리하면,

$$\frac{dp_c}{dt} = \frac{\beta}{V_c} \left(Q_t - \frac{dV_c}{dt} \right) \quad (6)$$

이다. 식(6)은 실린더내의 압력을 기술하는 방정식이다. 여기서, V_c 는 피스톤형 펌프의 구조에서 식(7)로 표현할 수 있다.

$$V_c = V_0 - A_p r (\tan \alpha) (\sin \theta) \quad (7)$$

식(7)의 V_0 는 참고 체적(Reference Volume)을 말하며, $\theta = 0, \pi, 2\pi, \dots$ 일 때의 실린더내에 충전된 작동유의 체적이다. 여기에는 피스톤의 운동과 상관없이 항상 존재하는 흔히, Dead Volume이라 칭하는 체적이 포함된다. 한편 식(6)의 Q_t 는 피스톤의 운동에 의해서 발생하는 유량 Q_c 와 각 부품의 접동면으로 빠져나가는 누설유량 Q_l 의 차로 정의될 수 있다.

$$Q_t = Q_c - Q_l \quad (8)$$

실린더로 들어오고 나가는 작동유의 유동 속도가 충분히 크다고 한다면, Q_c 는 오리피스 유량방정식으로부터 다음의 식(9)처럼 결정될 수 있다.

$$Q_c = \sin(P_b - P_c) C_d A_o \sqrt{\frac{2|P_b - P_c|}{\rho}} \quad (9)$$

실제체적은 정확히 알 수 없다. 왜냐하면 누설유량을 정확히 예측하는 것이 어렵기 때문이다. 하지만, 실

린더내 압력 p_c 와 비례관계에 있다. 즉, 누설유량은 누설계수 C_l 과 p_c 로 식(10)과 같이 정의될 수 있다. 시뮬레이션에서 사용되어진 누설계수의 값은 이론 유량과 실제 시험에서 측정된 유량으로부터 산정되었다.

$$Q_{leakage} = C_l p_c \quad (10)$$

만약, 누설유량을 무시한다면, 식(6)은 식(7)과 (9), 그리고 $d\theta = dt \omega$ 의 관계에서 식(11)처럼 표현될 수도 있다.

$$\frac{dP_c}{d\theta} = \frac{\beta \left(\frac{\text{sign}(P_b - P_c) C_d A_o}{\omega} \sqrt{\frac{2|P_b - P_c|}{\rho}} + A_p r \tan(\alpha) \cos(\theta) \right)}{V_0 - A_p r \tan(\alpha) \sin(\theta)} \quad (11)$$

식(11)에서도 알 수 있듯이 피스톤 보어 内の 압력변화율은 비선형 1계 미분방정식으로 주어진다. 그러므로 수학적 엄밀해를 구할 수가 없기 때문에, 수치적인 방법으로 적분을 실시하여 그 해를 구해야 한다.

2.4 시뮬레이션

Matlab에서 제공되는 ODE함수를 이용하여 식(6)에 대한 수치해석을 실시하였다.

Table 1 Physical parameters for simulation

Description	Symbol		units
pressurized area of piston	A_p	4.52e-4	m^2
flow discharge coefficient	C_d	0.62	-
leakage coefficient	C_l	1.6e-6	$m^3/\text{sec}/Pa$
piston pitch radius	r	44.5e-3	m
reference volume	V_0	1.0141e-5	m^3
fluid bulk modulus	β	1250	MPa
fluid density	ρ	878	kg/m^3
angular speed of the pump	ω	188.5	rad/sec

시뮬레이션에 사용되어진 파라메타는 Table. 1에 정리하였고, 이 중 시뮬레이션 결과에 큰 영향을 미치는 개구면적 A_o 와 사판각도 α 는 2.4.1과 2.4.2절에서와 같이 실제 조건에 부합되도록 하였다.

2.4.1 개구면적

실린더내 압력변화율을 구하기 위해선, 먼저 식(9)

의 유량방정식에서 개구면적 A_0 를 시간(회전각도)에 대한 함수로 정의하는 것이 필요하다. 실린더는 밸브플레이트 위를 회전하면서 개구면적이 변화하며 토출, 흡입포트 구간에서 면적의 증가나 감소는 선형적으로 가정할 수 있다. 그러나 노치구간은 이른바 압력 천이 영역(pressure transition region)으로 불리는 주요 관심 구간으로 정확한 개구면적 계산이 요구된다. 이 논문에서는 V형 notch를 대상으로 하여, 3가지 타입의 notch에 대해서 시뮬레이션과 시험을 실시하였다. 노치의 면적선도를 Fig. 4에 나타내었다. 정확한 노치의 사양은 상업적인 이유로 나타내지 않는다.

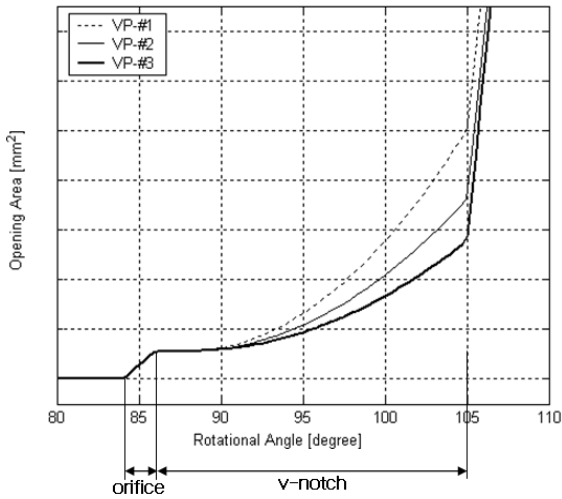


Fig. 4 Opening area of the notch

2.4.2 사판각도 보정

본 논문의 연구대상인 굴삭기용 가변형 사판식 액설 피스톤펌프는 레귤레이터에 의해서 외부 부하조건에 따라 사판각도가 자동적으로 조절되어, 입력토크를 일정 값 이하로 제한되게끔 되어 있다. 이를 보통 “일정토크제어”라 칭하는데, 이런 사판각도 변화는 펌프가 운전되는 전 영역에서의 효과적인 맥동감소를 어렵게 하는 요인이기도 하다.

시뮬레이션 지점이라 할 수 있는 토출압력과 사판각도를 실제 사용조건과 같도록 하기 위해, 펌프의 기본 성능시험인 $p_d - Q - T$ (토출압력-유량-토크) 시험을 실시하였다. 여기서 획득되어진 $p_d - Q$ 특성을 바탕으로, 두산모트롤에서 보유하고 있는 효율 해석 프로그램을 이용 $p_d - \alpha$ (토출압력-사판각도) 특성을 파악하였다. Fig. 5과 6에 $p_d - Q - T$ 시험결과와 $p_d - \alpha$ 선도를 각각 도시하였다.

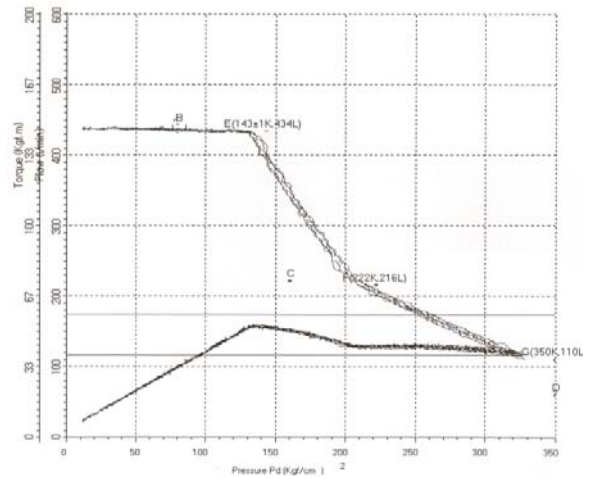


Fig. 5 Test of $p_d - Q - T$

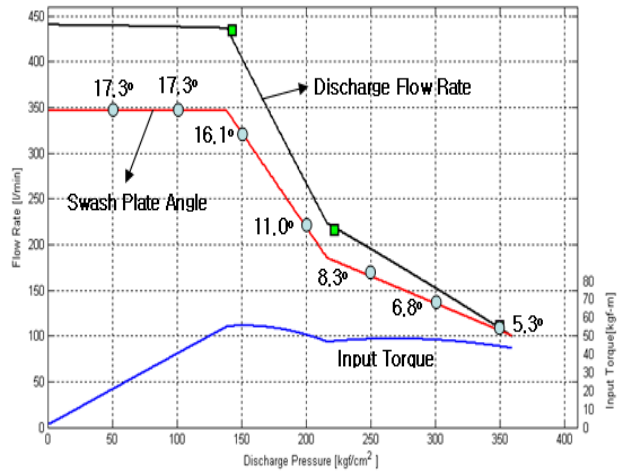


Fig. 6 Calculation of Swash Plate Angle

2.4.3 시뮬레이션 결과

Fig. 7은 밸브플레이트 #1, #2, #3에 대해 각각 350 kgf/cm^2 (@ 5.3°), 250 kgf/cm^2 (@ 8.3°), 150 kgf/cm^2 (@ 16.1°)에서 실린더내 압력 상승과정을 시뮬레이션 한 결과이다. 노치의 면적이 클수록 빠른 상승속도를 보이고 있으며, 이는 압력상승에 필요한 역류가 그만큼 빨리 실린더내로 유입된다는 것을 뜻한다. 이는 Fig. 9의 유량 맥동 시뮬레이션 결과에서도 확인할 수 있다.

150 kgf/cm^2 (@ 16.1°)에서의 시뮬레이션 결과에서는 노치가 적을수록 오버슈트가 큰 것을 확인할 수 있다. 이는, 압력이 상대적으로 낮은 영역에서는 상승속도가 그만큼 빠르기 때문에 notch 영역에서부터 실제적인 토출행정이 시작되고, 면적이 적을수록 실린더내에는 그만큼의 배압이 형성되기 때문으로 설명될 수 있다.

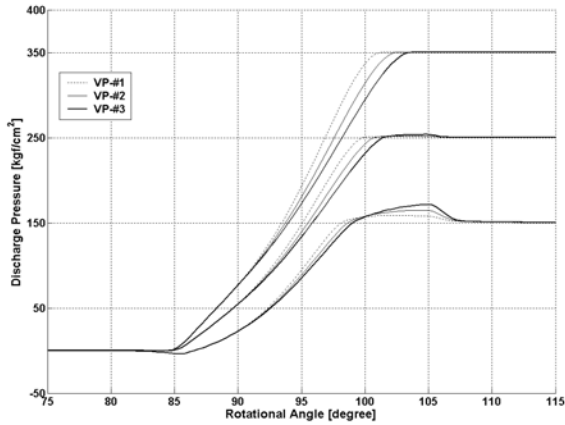


Fig. 7 Cylinder Pressure at B.D.C (simulation)

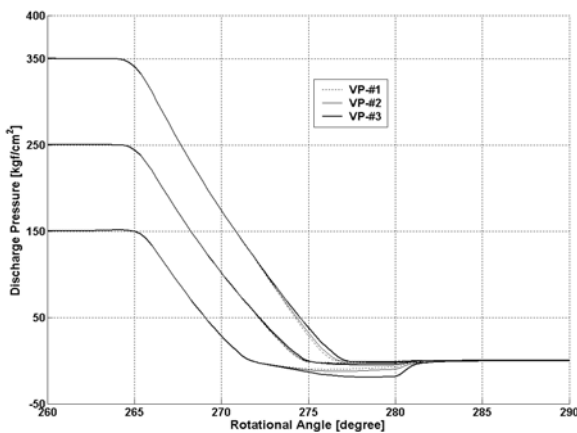


Fig. 8 Cylinder Pressure at T.D.C (simulation)

Fig. 8은 실린더내 압력 하강에 대한 시뮬레이션 결과이다. notch의 면적이 적을수록 언더슈트가 크게 발생되고 있다. 실제적으로는 0kgf/cm^2 이하로 압력이 떨어지는 경우가 없기 때문에, 다소 과장된 결과인 듯 보이나, 캐비테이션 발생에 대한 가능성을 보여줄 수 있다.

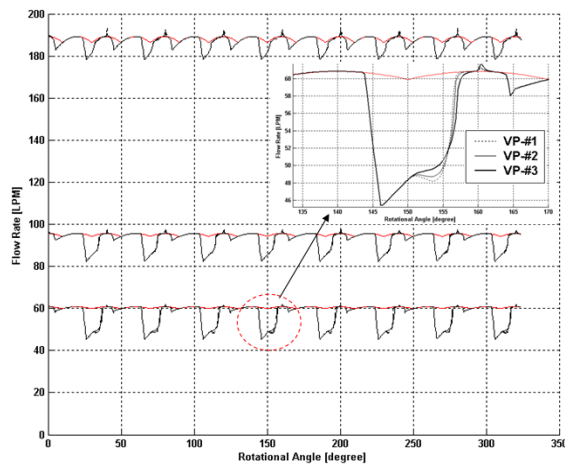


Fig. 9 Flow Pulsation (simulation)

Fig. 9은 해석된 9개 실린더내 압력으로 토출유량을 시뮬레이션 한 결과이다. 기하학적 형상에 의한 토출유량은 단순한 정현파 형태로 나타나고, 최대와 최소의 차이(유량 맥동치)는 단순히 피스톤의 개수에 의존한다.

즉, 피스톤의 수가 흡수일수록, 그 개수가 많을수록 유량 맥동치는 작아진다. 그러나 실제적으로는 토출포트에서 실린더로의 역류로 인해 토출유량이 교란되고, 이는 압력맥동의 상승으로 연결된다. 시뮬레이션에서는 Valve Plate-#3가 실린더내 압력 상승과정이 가장 완만하고, 유량맥동 역시 가장 작은 것으로 확인된다.

3. 시험 및 결과 고찰

3.1 시험장치 구성

3.1.1 실린더내 압력 및 맥동 측정시험

Fig. 10에 실린더내 압력을 측정하기 위한 소형압력센서를 장착한 유압펌프 내부 부품 사진과 단면도를 나타내었다. 소형압력센서 취부 위치는 실린더블록의 실린더간의 공간을 이용하였고, 계측기와와의 연결은 구동축, 슬립링(slip ring), 오일씸(oil seal)을 이용하여 선의 꼬임과 외부 누유를 차단하였다.

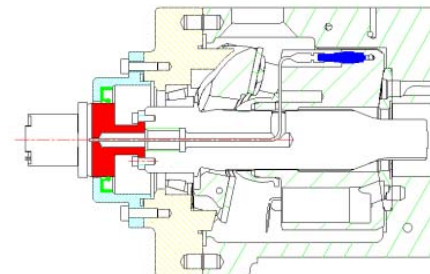
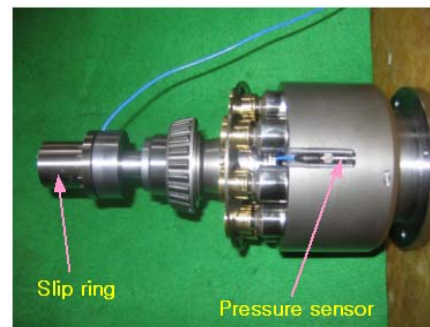


Fig. 10 Installation of small pressure sensor

유압펌프 맥동시험은 두산모토를 시험 매뉴얼에 따라 실시되었다. 일반적인 유압펌프의 벤치시험은 토출단에 부착된 릴리프밸브(relief Valve)를 이용하

여 부하를 조절하나, 릴리프밸브의 특성이 맥동에 영향을 줄 수 있으므로 맥동시험에서는 스로틀밸브(throttle valve)를 이용하여 부하를 조절하도록 권장된다. 또한 유압호스의 탄성 때문에 강관을 사용하였다. 압력맥동은 토출포트 후단 0.1m와 1.0m에서 측정하였으나, 시간지연과 강관의 특성에 따른 맥동파형의 변형 때문에 0.1m에서 측정한 값을 기준으로 하였고, 실린더내 압력과 맥동측정 시험은 동시에 진행하였다.

Fig. 11은 실제 시험 모습이고, Table. 2에 사용된 각 중 센서 및 계측기 제원을 정리하였다.

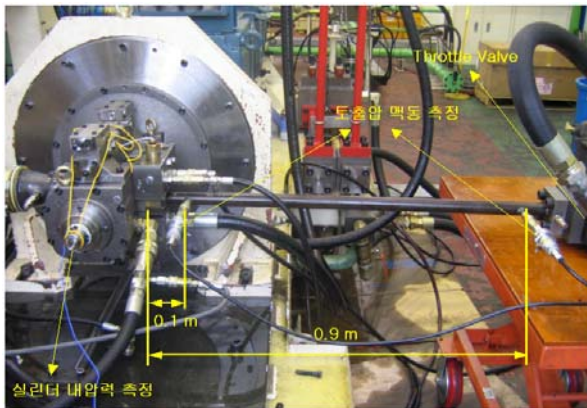


Fig. 11 Test of cylinder pressure and pressure pulsation

3.1.2 소음시험

유압펌프의 소음시험은 KS A ISO 3744의 규정에 따라, 음향 파워 레벨(Sound Power Level) 측정방식으로 진행되었다.

Table 2 Specification of instruments for test of cylinder pressure and pulsation

Parts/Instruments	Maker	Model	Specification
variable displacement hydraulic pump	Doosan Motrol	DPA117	Max. displacement : 117cc/rev Setting Torque : kgf-m
pressure sensor 1	KYOWA	PG-500KU	Range : 0~50MPa
pressure sensor 2	Piezotronics	105C23	Range : 0~35MPa Resolution : 0.69kPa Temp. Range : -73~121°C
Slip ring	Michigan scientific	SR10M	RPM Rating : 12,000 rpm Temp. Range : -40~121°C

소음시험 장치 구성에 있어, 주요 요소는 펌프 외적인 소음원의 효과적인 차단이다. 이를 위해 기어펌프를 탈거하였고, 구동축, 커플링 같은 펌프를 구동

시키는 요소에서 발생하는 소음의 차단은 모달해석을 통한 시험용 지그 설계등과 같은 노력을 통해 구현하였다. 또한 흡입, 토출라인의 호스를 따라 발생하는 소음은 적절한 흡입제로 차단하였다.

3.2 시험 결과

3.2.1 실린더내 압력 및 맥동 측정시험 결과

Fig. 12,13,14는 시험에서 획득된, 각 회전수에 대한 실린더내 압력과 맥동파형이다. 평균적으로, B.D.C에서의 실린더내 압력의 상승시간은 Valve Plate-#3이 Valve Plate-#1에 비해 2.1°, Valve Plate-#2에 대해 1.1°만큼 느렸다. 압력 하강시간은 평균적으로 각각 1.6°, 0.4°만큼 #3이 #1과 #2에 비해 느렸다. 한편, 압력맥동 역시, Valve Plate-#3이 가장 낮았는데, #1에 비해 평균 9.4kgf/cm², #2에 대해서는 4.8kgf/cm²의 맥동 개선효과를 보였고, 특히 고속-고압영역에서의 그 개선효과가 두드러졌다.

3.2.2 소음 시험 결과

대상 펌프의 소음 시험 결과를 Fig. 15에 정리하였다. 시험 결과, Valve Plate-#3은 Valve Plate-#1에 비해 평균 3.54dB(A), Valve Plate-#2에 비해선 0.31dB(A)의 소음 개선효과를 확인하였다. Valve Plate-#3의 경우는 #2에 비해 맥동은 평균 4.8kgf/cm² (12.4%)가 개선되었으나, 소음은 평균적으로 단지 0.31dB(A) 저감 효과만 확인되었다.

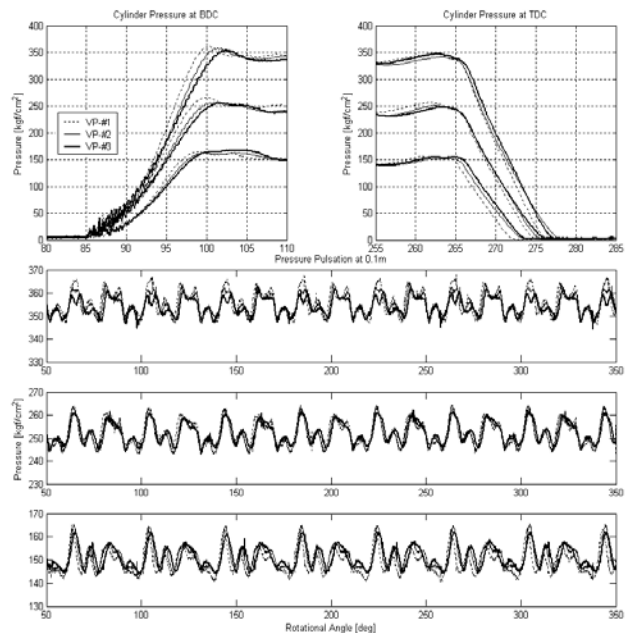


Fig. 12 Cylinder Pressure & Pressure Pulsation (N=1600rpm)

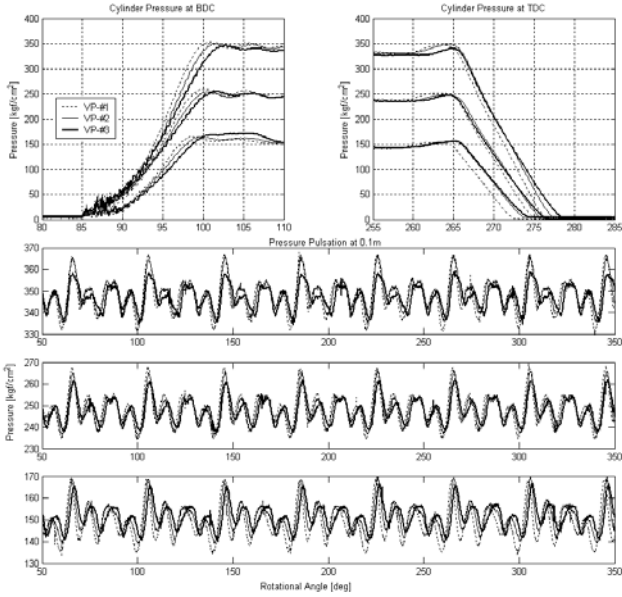


Fig. 13 Cylinder Pressure & Pressure Pulsation (N=1800rpm)

3.3 시험 결과 고찰

3.3.1 상관 관계 고찰

실린더내 압력, 압력맥동, 소음간의 연관성을 확인하기 위하여 Valve Plate-#1의 값을 1로 고정하고, #2, #3에 대한 결과를 비교를 실시했다. 실린더내 압력의 상승시간과 압력 맥동은 뚜렷한 상관관계를 확인할 수 있었다. 그러나, 소음은 다소 상관관계를 가지나, 맥동이 일정 이하일 때는 소음에 미치는 영향은 미미한 것으로 판단된다.

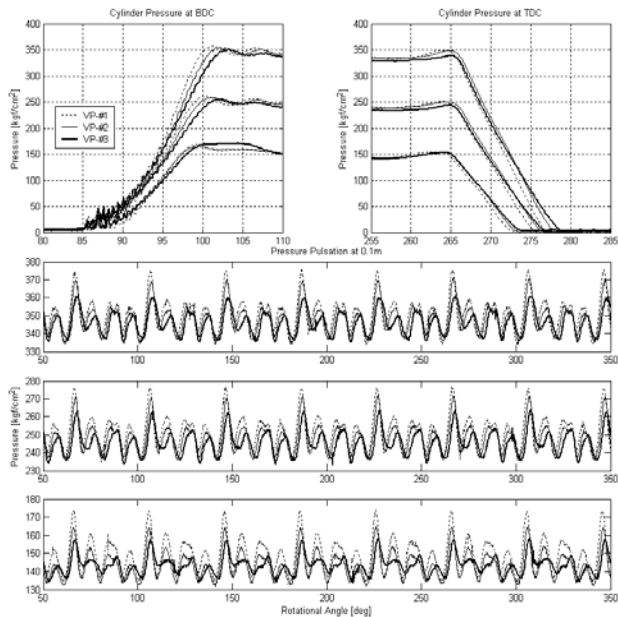


Fig. 14 Cylinder Pressure & Pressure Pulsation (N=2000rpm)

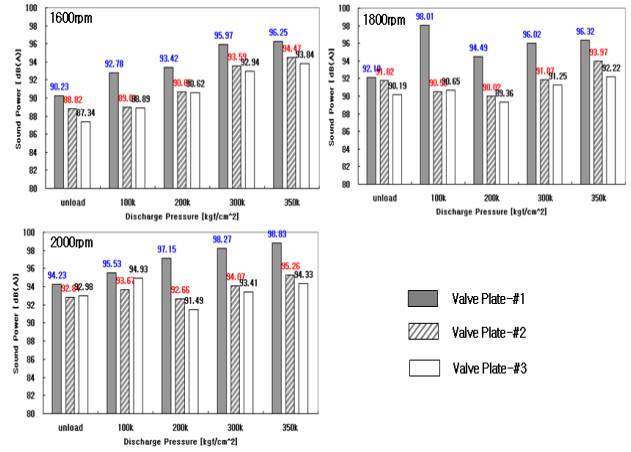


Fig. 15 Sound Power Level

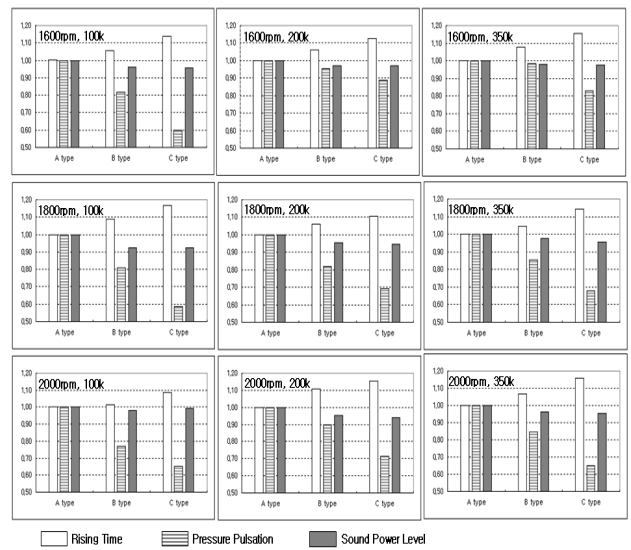


Fig. 16 Comparison for test results

3.3.2 시뮬레이션과 시험결과 비교

회전수 1800rpm에서의 Valve Plate-#1~#3의 실린더내 압력 시뮬레이션과 시험결과를 Fig. 17, 18, 19에 나타내었다. 상승각도(시간)의 차이는 약 1°내외로 거의 같아, 시뮬레이션이 잘 수행되었음을 보여주고 있다. 그러나 150kgf/cm²에서는 압력 상승의 프로파일이 거의 비슷하나, 압력이 높아질수록 차이가 보인다.

즉, 초기 단계인 notch 면적이 작은 경우에는 시뮬레이션 결과가 실제보다 상승의 기울기가 가빠르고, 후기단계에서는 완만한 것을 확인할 수 있다. 이는 압력에 대한 체적탄성계수의 변화와 유체 관성의 영향이 시뮬레이션에 적절히 반영되지 못했기 때문인 것으로 추정된다.

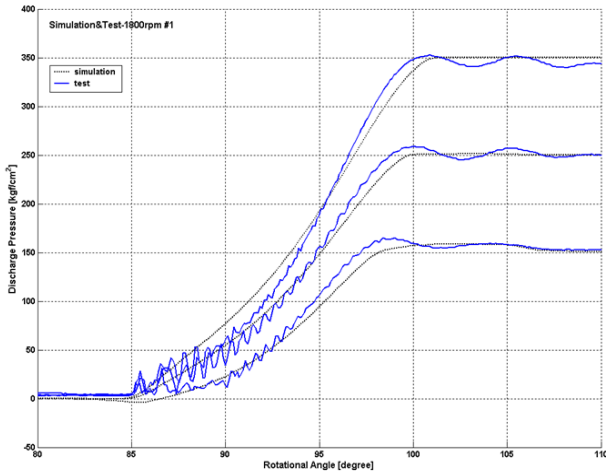


Fig. 17 Cylinder Pressure for Valve Plate-1

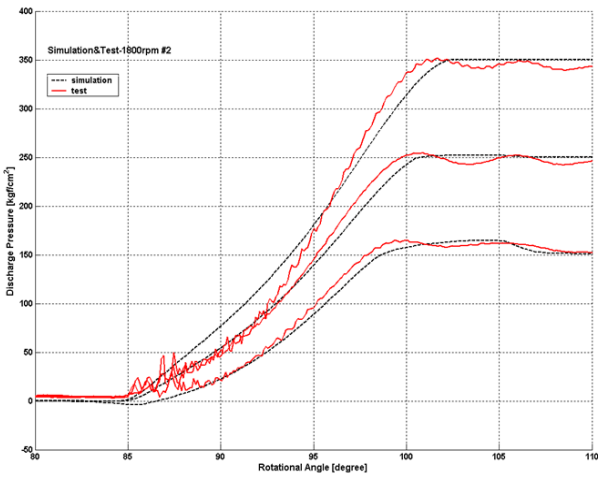


Fig. 18 Cylinder Pressure for Valve Plate-2

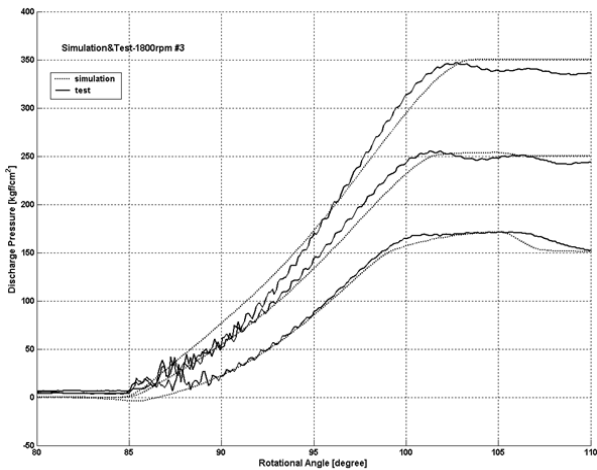


Fig. 19 Cylinder Pressure for Valve Plate-3

4. 결론 및 향후과제

본 논문에서는 피스톤형 유압펌프에서 맥동과 소

음의 주요 원인인 실린더내 압력에 대한 메카니즘을 정확히 하고, 3가지 형태의 밸브플레이트에 대한 시뮬레이션과 적절한 시험을 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) Valve Plate-#3은 #1에 비해 상승각도는 평균 2.1° 느렸고, 이는 평균 10.1kgf/cm²의 맥동 감소 효과와 3.5dB(A)의 소음 감소 효과로 이어짐을 확인하였다.

(2) Valve Plate-#3은 #2에 비해 상승각도는 평균 1.1° 느렸고, 이는 평균 4.8kgf/cm²의 맥동 감소 효과와 0.31dB(A)의 소음 감소 효과로 이어짐을 확인하였다. 즉, 맥동의 감소치는 #1과의 감소치의 50%정도의 수준이나, 소음의 감소치는 거의 없는 수준으로, 맥동의 감소와 소음의 감소가 선형적인 관계에 있지 않음을 확인하였다.

(3) 실린더내 압력의 시뮬레이션과 시험결과의 비교에서 상승각도는 1°내외로 거의 일치하나, 압력이 높아질수록 그 기울기의 차이를 확인하였다. 이는 체적탄성계수의 유동성과 유체 관성의 영향이 적절히 고려되지 못한 것으로 생각된다.

(4) 금번의 시험결과를 바탕으로 시뮬레이션의 정도를 높이는 노력과 함께 한정적인 밸브플레이트 형상이 아닌, 다양한 형상에 대한 연구가 지속적으로 이루어져야 될 것으로 여겨진다.

참고 문헌

- 1) Manning의 1명, “Modeling a variable displacement pump”, FED-Vol.195, Fluid Machinery, ASME 1994.
- 2) M. R. Cho의 4명, “노치 영역에서 유체 관성을 고려한 압력 평형형 베인 펌프의 압력 상승에 관한 연구”, 한국윤활학회지, 제13권, 제1호, 1997.
- 3) E. Kojima의 3명, “A Simulation Model of the Delivery Flow Ripple produced by a Hydraulic Axial Piston Pump” 日本油空壓學會論文集 第29卷.
- 4) J. K. Kim의 2명, “유압 액셀 피스톤 펌프의 실린더 보어 내부 비정상 압력 특성에 관한 실험적 연구”, 한국정밀공학회지, 제18권, 제1호, 2001.