

< 논문 >

사축식 유압 피스톤 펌프의 밸브 플레이트 형상과 하우징 진동 간 상관관계에 대한 해석

김 성 훈* · 홍 예 선†
(2005년 7월 15일 접수, 2005년 12월 12일 심사완료)

Analysis on the Relationships Between the Valve Plate Geometry and the Housing Vibration of a Bent-Axis Type Hydraulic Piston Pump

Sung-Hun Kim and Yeh-Sun Hong

Key Words : Valve Plate(밸브 플레이트), Bent-Axis Type Hydraulic Piston Pump(사축식 유압 피스톤 펌프), Vibration of Pump Housing(펌프 하우징 진동)

Abstract

The vibration of hydraulic piston pumps is induced by the periodically changing cylinder chamber pressure whose waveform is significantly influenced by valve plate geometry. In this study, the force input to the housing of a bent-axis type hydraulic piston pump was computed by deriving the dynamic equations of its piston and cylinder barrel. The vibration intensity of the pump was represented by the acceleration amplitude of its housing. In order to comparatively evaluate the influence of valve plate geometry on the vibration of pump housing, two different types of valve plate were tested. The computed results showed good agreement with the experimental data, indicating that the vibration acceleration of pump housing is rather dependent on the variation amplitude of balance coefficient than the changing slope or overshoot of cylinder chamber pressure. It was also confirmed that the design effect of valve plates could be directly examined out by monitoring the vibration acceleration of pump housing.

1. 서 론

사축식 피스톤 펌프는 실린더 내 압력이 저압에서 고압, 고압에서 저압으로 반복적으로 변하면서 피스톤이 구동 플랜지의 볼 조인트에 가하는 힘과 실린더 배럴이 밸브 플레이트를 미는 힘이 주기적으로 변화한다. 이 힘들은 펌프의 하우징에 힘을 가하여 진동을 발생시키며, 진동은 펌프의 내구성 및 소음에 큰 영향을 미친다. 따라서 펌프 진동에 대한 해석을 통하여 진동을 줄이

는 노력이 필요하다. 사판식 피스톤 펌프의 경우에는 Helgestad^(1,2)가 노치형상에 따른 진동의 실험적 연구결과를 발표한 이후 Bahr^(3,4)가 사판에 작용하는 모멘트에 의한 펌프의 진동을 해석하는 등 진동에 관한 연구 사례는 많이 있는 반면, 사축식 피스톤 펌프의 진동에 대한 연구는 거의 없는 것으로 조사되고 있다.

본 논문에서는 사축식 피스톤 펌프의 피스톤과 실린더 배럴의 동역학 해석을 통하여 밸브 플레이트 형상이 펌프 하우징의 진동에 미치는 영향을 해석하고자 한다.

2. 사축식 피스톤 펌프의 동역학 모델

본 논문에서는 Fig. 1 과 같이 베벨 기어에 의해 구동축과 실린더 배럴이 연결되는 방식의 사축식,

† 책임저자, 회원, 한국항공대학교 항공우주 및 기계공학부
E-mail : yshong@hau.ac.kr
TEL : (02)300-0287 FAX : (02)3158-2988

* 한국항공대학교 대학원 항공우주 및 기계공학과

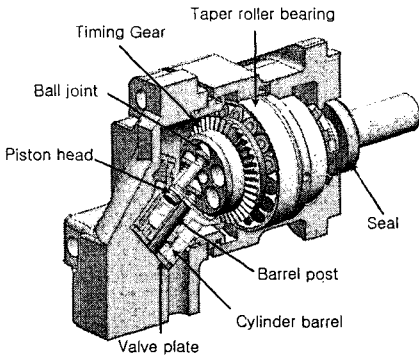


Fig. 1 Schematic diagram of a bent axis piston pump

정용량형 피스톤 펌프로서 체적용량이 5 cc/rev 인 모델에 대해 연구하였다.

피스톤과 실린더 배럴에 힘을 가하여 펌프의 진동을 유발하는 실린더 내 압력 변화는 식 (1)과 같이 표현할 수 있다.⁽²⁾

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{K}{V_c} \left\{ Q_c - Q_{leakage} - \frac{1}{2}(AL\omega \sin \theta) \right\} \quad (1)$$

여기에서 p 는 실린더 내 압력, K 는 체적탄성 계수, V_c 는 실린더 챔버 체적, Q_c 는 실린더 포트와 밸브 플레이트 포트의 열린 면적을 통해 들어 오거나 나가는 유량, $Q_{leakage}$ 는 피스톤 링과 밸브 플레이트를 통한 누설, A 는 피스톤의 단면적, L 은 피스톤의 행정, ω 와 θ 는 구동축의 각속도와 회전각을 각각 나타낸다.

2.1 피스톤의 운동 방정식

사축식 유압 피스톤 펌프의 마찰 손실에 대한 Hong⁽⁵⁾의 선행 연구 결과에 따르면, 피스톤의 볼 조인트와 헤드에 작용하는 마찰력은 피스톤에 작용하는 다른 힘들에 비해 매우 작게 발생된다. 따라서 본 논문은 이들 마찰력을 무시하고 피스톤에 작용하는 힘들의 평형 방정식을 유도하였다.

Fig. 2 는 피스톤에 작용하는 작용력(F 로 표시)과 반력(B 로 표시)들을 나타낸 것이다. B^b 는 피스톤 볼 조인트에서의 반력, 그리고 B^h 는 피스톤 헤드에서의 수직 반력, F^p 는 실린더 내 압력이 피스톤을 미는 힘으로서 실린더 챔버 압력 p_i 와 피스톤 단면적 A 의 곱으로 표현된다. 따라서 피스톤의 질량 중심 G 에 대한 힘 평형 방정식과 볼 조인트의 중심 B 에 대한 모멘트 방정식을 세우면 식 (2)와 같다. 여기서 피스톤의 질량중심에 대한 가속도 성분 a_x, a_y, a_z 와 각가속도 성분

$\alpha_x, \alpha_y,$ 는 기구학 해석으로부터 구해진다. 따라서 이 식은 5 개의 미지수 $B_x^b, B_y^b, B_z^b, B_x^h, B_y^h,$ 를 갖는다.

$$\begin{aligned} \sum F_x &= F^p \sin \gamma - B_x^b - B_x^h \cos \gamma = m_p a_x \\ \sum F_y &= -B_y^b - B_y^h = m_p a_y \\ \sum F_z &= B_z^b - F^p \cos \gamma + B_x^h \sin \gamma = m_p a_z \\ \sum M_{x'}^B &= F^p (Y'_A - Y'_B) + \\ & B_y^h \sqrt{(l^p)^2 - (Y'_B - Y'_A)^2 - (X'_B - X'_A)^2} = I^B \alpha_x \\ \sum M_{y'}^B &= -F^p (X'_A - X'_B) + \\ & B_x^h \sqrt{(l^p)^2 - (Y'_B - Y'_A)^2 - (X'_B - X'_A)^2} = I^B \alpha_y \end{aligned} \quad (2)$$

여기에서 X'_A, Y'_A, X'_B, Y'_B 는 Fig. 3 에 표시한 $X'Y'Z'$ 좌표계를 기준으로 구한 피스톤 볼 조인트와 헤드의 중심점 좌표이다. 그리고 I^B 는 B 점에 대한 피스톤의 관성모멘트, l^p 는 A 점과 B 점간의 거리, γ 는 구동축과 실린더 배럴의 경사각이다.

2.2 실린더 배럴의 운동 방정식

실린더 배럴의 동역학 해석을 위해 실린더 배럴과 밸브 플레이트 사이의 틈새, 그리고 실린더 배럴 회전축(barrel post)의 지름 공차가 매우 작기 때문에 실린더 배럴은 순수 회전 운동만 한다고 가정하였다.

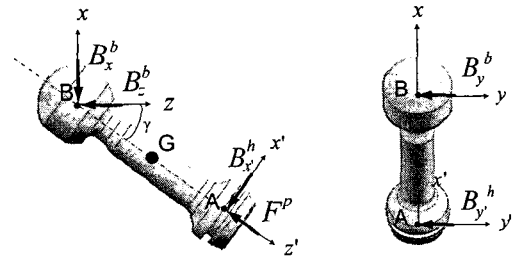


Fig. 2 Free-body diagram of a piston

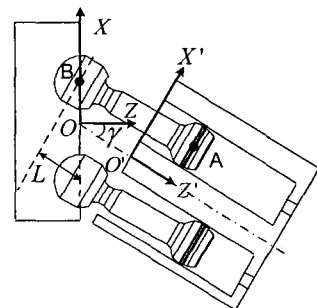


Fig. 3 Coordinate systems

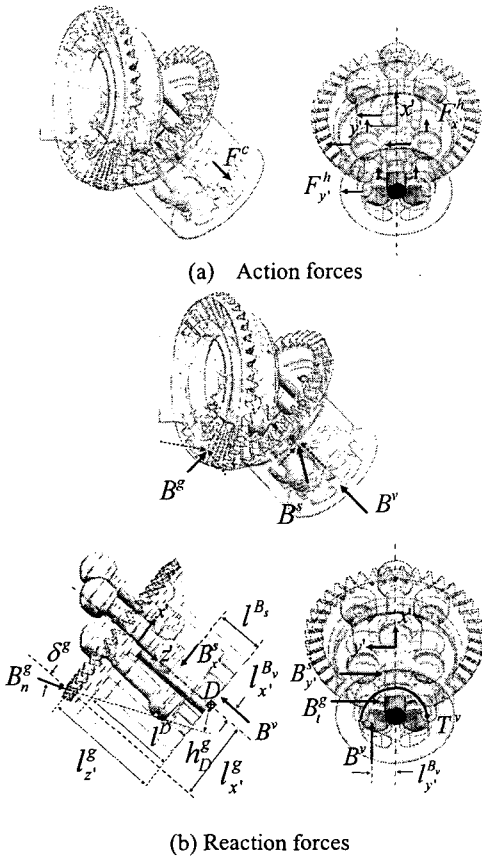


Fig. 4 Free-body diagram of cylinder barrel

Fig. 4는 실린더 배럴에 작용하는 힘들을 보여 준다. F^c 는 실린더 배럴의 윗면과 밑면에 송출 압력이 작용하는 면적의 차이에 의해 실린더 배럴이 밸브 플레이트를 누르는 힘, F^h 는 피스톤의 실린더 축에 대한 기울기 각으로 인해 피스톤 헤드 가 실린더 배럴에 가하게 되는 접촉 수직력, B^v 는 실린더 배럴과 밸브 플레이트 사이에 작용하는 반력, B^s 는 실린더 배럴과 배럴 회전축 사이에 작용하는 수직 반력, B^g 는 타이밍 기어의 접촉면에 작용하는 수직 반력, T_v 는 실린더 배럴과 밸브 플레이트 사이의 마찰 토크이다. 마찰 토크, T_v 는 식 (3)과 같이 표현된다. 즉,

$$T_v = B^v \mu_v \sqrt{(l_x^{Bv})^2 + (l_y^{Bv})^2} \quad (3)$$

여기에서 마찰계수 μ_v 는 Hong⁽⁵⁾의 실험 데이터를 적용하였다.

실린더 배럴에 대해 힘 평형 방정식과 점 D에 대한 모멘트 방정식을 세우면 식 (4)와 같이 6개의 방정식이 주어지고, 실린더 배럴에 대한

밸브 플레이트의 반력 B^v 의 위치(l_x^{Bv}, l_y^{Bv})가 F^c 의 작용점과 같다고 가정하면, 이식은 6개의 미지수 $B_n^g, B_t^g, B^v, B_x^s, B_y^s, l^B$ 를 갖는다. 따라서 식 (4)의 방정식으로부터 실린더 배럴에 작용하는 힘들을 모두 구할 수 있다. 여기에서 δ^g 는 타이밍 기어의 압력각이다.

$$\begin{aligned} \sum F_x &= \sum F_x^h + B_n^g \sin \delta^g - B_x^s = 0 \\ \sum F_y &= \sum F_y^h - B_y^s - B_t^g = 0 \\ \sum F_z &= F^c + B_n^g \cos \delta^g - B^v = 0 \\ \sum M_x^c &= (F^c - B^v) l_y^{Bv} - B_y^s l^B - B_t^g l_z^g + \sum (F_y^h (l^D - Z'_A)) = 0 \\ \sum M_y^c &= (B^v - F^c) l_x^{Bv} + B_x^s l^B + B_n^g h_D^g - \sum (F_x^h (l^c - Z'_A)) = 0 \\ \sum M_z^c &= B_t^g l_x^g - T_v + \sum (F_y^h X'_A) - \sum (F_x^h Y'_A) = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

여기에서

$$F^c = (1 - \beta) \sum_{i=1}^N F_i^p = (1 - \beta) \sum_{i=1}^N p_i A \quad (5)$$

이고, β 는 송출압력이 실린더 배럴의 윗면에 작용하여 밸브 플레이트를 누르는 힘 $\sum_{i=1}^N F_i^p$ 에 대하여 실린더 배럴 밑면에 이 압력이 작용함으로써 실린더 배럴을 부양시키는 힘의 비를 나타내는 평형계수로서, Manring⁽⁶⁾이 유도한 수식을 이용하였다.

2.3 하우징의 진동 가속도 관계식

피스톤과 실린더 배럴에 대한 동역학 해석을 통해 펌프 하우징에 가해지는 힘들을 구하면 일반적으로 유한요소기법 등을 이용하여 하우징의 진동 변위, 가속도 등을 계산할 수 있다. 이 경우에는 펌프 하우징의 구조와 고정 방법에 대한 정확한 표현이 계산 결과의 정확도를 좌우한다.

본 논문에서는 밸브 플레이트의 형상이 달라지면 펌프 하우징의 진동이 증가, 또는 감소하는 지에 대한 상대 비교에 목표를 두었기 때문에 다른 방법을 적용하였다. 즉, 하우징의 수직 고정면 A로부터 l 만큼 떨어진 지점의 수직방향 처짐 δ 는 고정면에 작용하는 모멘트 M^A 를 l 로 나눈 값에 비례하므로 그 진동가속도는 M^A 의 2차 미분에 비례한다고 간주할 수 있다. M^A 와 그 2차 미분은 아래에 설명된 바와 같이 식 (4)의 해를 이용하여 식 (7)과 같이 수학적으로 구할 수 있다.

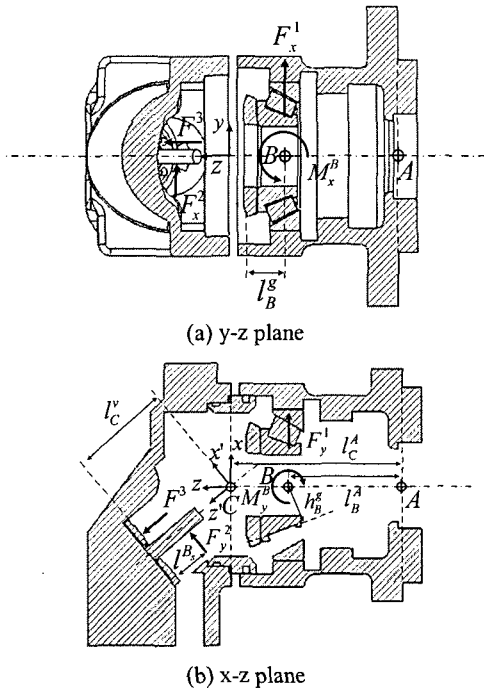


Fig. 5 Forces and moments on pump housing

이와 같은 해석 방법은 동역학 해석과 구조 해석 환경이 분리되지 않아도 되기 때문에 밸브 플레이트의 형상이 펌프 진동에 미치는 영향을 동일한 프로그램 환경 내에서 상대적인 비교를 통해 직접 확인할 수 있다는 장점이 있다.

Fig. 5 는 실린더 배럴과 구동 플랜지를 지지하는 축 베어링을 통해 하우징에 가해지는 힘들을 보여준다. F_x^1, F_y^1 는 구동 플랜지의 볼 조인트와 타이밍 기어에 가해지는 힘이 합쳐져 베어링에 작용하는 힘, F_x^2, F_y^2 는 실린더 배럴이 자체 회전축에 가하는 힘, F^3 는 실린더 배럴이 밸브 플레이트에 가하는 힘, M_x^B, M_y^B 는 볼 조인트와 타이밍 기어에 작용하는 힘에 의해 베어링의 중심 B 에 발생하는 모멘트이다. 이들 각각을 수식으로 표현하면 식 (6)과 같다.

위와 같은 힘들에 의해 고정면 A 에 작용하는 모멘트의 x, y 성분은 유도하면 식 (7)과 같다. 이 모멘트는 주기적으로 변하는 실린더 내 압력에 의해 그 크기가 변하므로 시간의 함수에 해당된다. 여기에서 점 C 는 두 베벨 기어의 회전축이 교차하는 위치를 표시한다.

식 (6)과 식 (7)에서 l_B^A, l_C^A 는 각각 하우징의 고정면 A 에서 베어링의 중심 B 와 점 C 까지의 z 축 방향의 거리, l_C^v 는 점 C 에서 밸브 플레이트까지의 z' 축 방향의 거리, l_B^g 는 점 B 와

B^g 의 작용점까지의 z 축 방향의 거리, h_B^g 는 점 B 와 B_n^g 사이의 수직 거리를 나타낸다.

$$\begin{aligned}
 F_x^1 &= \sum B_y^b + B_i^g \\
 F_x^2 &= B_y^s \\
 F^3 &= B^v \\
 M_x^B &= \sum B_z^b Y_B - \sum B_y^b (l_C^A - l_B^A) - B_i^g l_B^g \\
 F_y^1 &= \sum B_x^b + B_n^g \sin \delta^g \\
 F_y^2 &= B_x^s \\
 M_y^B &= \sum B_x^b (l_C^A - l_B^A) - \sum B_z^b X_B - B_n^g h_B^g \\
 M_x^A &= F_x^1 l_B^A + F_x^2 (l_C^A + (l_C^v - l_B^v) \cos \gamma) \\
 &\quad - (F^3 \cos \gamma) l_{y'}^B - M_x^B \\
 M_y^A &= F^3 (l_C^A \sin \gamma + l_C^v) - F_y^1 l_B^A \\
 &\quad - F_y^2 (l_C^A \cos \gamma + l_C^v - l_B^v) - M_y^B
 \end{aligned} \tag{6}$$

$$\begin{aligned}
 M_x^A &= F_x^1 l_B^A + F_x^2 (l_C^A + (l_C^v - l_B^v) \cos \gamma) \\
 &\quad - (F^3 \cos \gamma) l_{y'}^B - M_x^B \\
 M_y^A &= F^3 (l_C^A \sin \gamma + l_C^v) - F_y^1 l_B^A \\
 &\quad - F_y^2 (l_C^A \cos \gamma + l_C^v - l_B^v) - M_y^B
 \end{aligned} \tag{7}$$

앞에서 설명한 바와 같이 펌프 하우징의 임의의 위치에서의 진동 가속도는 식 (7)에 유도한 모멘트 성분의 2 차 미분에 비례한다. 본 연구에서는 밸브 플레이트를 포함한 펌프의 형상 데이터로부터 펌프가 1 회전 하는 동안 실린더 내 압력, 실린더 배럴이 밸브 플레이트를 미는 힘의 합력 및 합력점, 펌프 하우징 고정면에 작용하는 모멘트와 그 2 차 미분을 계산하는 일련의 과정을 SIMULINK 를 이용하여 프로그램 하였다.

3. 실험장치의 구성

실험 대상 펌프의 실린더 압력을 측정하기 위해 Fig. 6 과 같이 실린더 배럴의 챔버 내에 스트레인 게이지형 초소형 압력 센서(KELLER 모델 2MIPA110)를 설치하였고, 압력센서의 신호는 펌프 구동축의 구멍을 통해 구동축과 함께 회전하는 앰프에 의해 증폭시킨 후, 슬립 링을 통해 외부 계측기로 전달되도록 하였다. 이러한 방법으로 압력 신호를 노이즈 없이 기록할 수 있었으며, 펌프의 회전각은 로타리 인코더를 이용하여 0.36°의 분해능으로 측정하였다.

그리고 동일한 실험 장치에서 실린더 압력과 펌프 하우징의 진동 가속도를 동시에 측정하기 위해 Fig. 7 에서 보는 바와 같이 펌프 상면에 고정면으로부터 $l = 60 \text{ mm}$ 떨어진 위치에 가속도 센서를 부착하였다. 펌프의 구동에는 전기 서보모터를 이용하였고, 모터와 펌프의 구동축 연결에는 타이밍 풀리를 사용함으로써 모터의 진동이나 토크 맥동이 펌프에 직접 전달될 가능성을 최소화하였다.

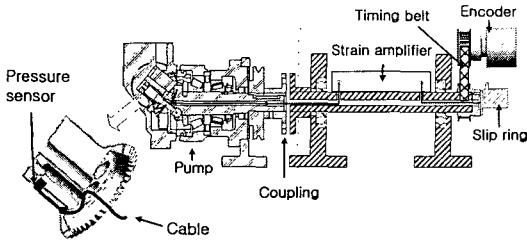


Fig. 6 Experiment apparatus for measurement of cylinder chamber pressure

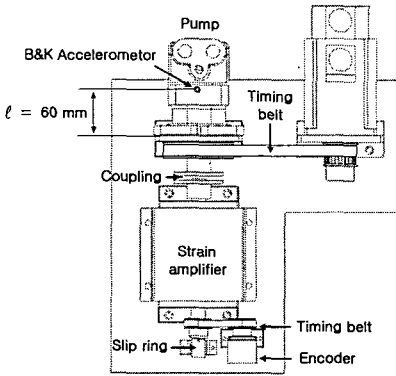


Fig. 7 Experimental layout for cylinder chamber pressure and pump housing vibration

4. 해석 및 실험결과의 비교

4.1 비교실험용 밸브 플레이트의 형상

본 논문에서는 밸브 플레이트의 형상이 실린더 압력의 파형, 유량 및 토크 파동(ripple), 펌프ハウ징의 진동 가속도에 미치는 영향을 이론적으로 해석하고, 그 결과를 실험적으로 검증하기 위하여 Fig. 8 과 같은 2 가지 형태의 밸브 플레이트를 비교 대상으로 선택하였다. A 형은 송출구간에 10 도의 예압각과 18 도의 노치각을 갖고, B 형은 예압각을 전혀 갖지 않도록 제작하여 노치가 있는 경우와 없는 경우의 비교가 가능하게 하였다. 흡입구간에서는 예압각을 갖는 것이 바람직하지 않으므로 A 형과 B 형 모두 예압각이 없도록 제작하였다. 이들 밸브 플레이트에 대하여 평형계수를 계산하여 비교하면 Fig. 9 와 같다. 실린더 챔버가 송출 포트에 연결되는 회전각 구간인 72°의 배수에서 B 형 밸브 플레이트의 평형계수가 A 형 보다 크게 나타나는 것을 볼 수 있다. 이것은 실린더 배럴을 부양하는 힘이 더 큰 것을 의미한다.

4.2 실린더 압력의 변화

펌프 진동의 원인인 실린더 압력의 주기적 변화

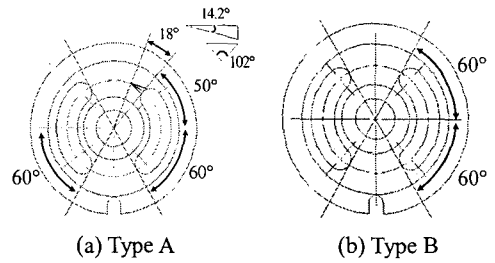


Fig. 8 Shape of valve plates

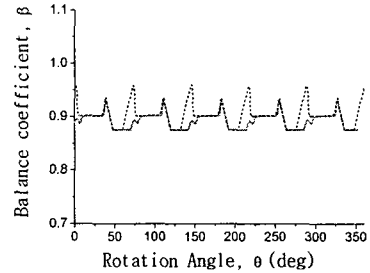
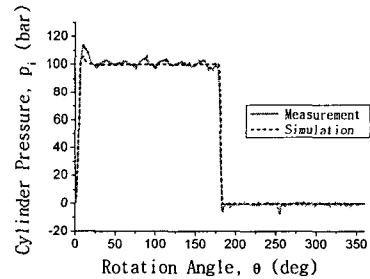
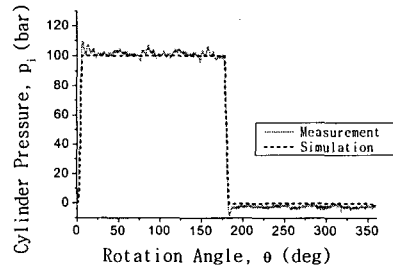


Fig. 9 Balance coefficients (full line= type A, broken line= type B)



(a) Type A



(b) Type B

Fig. 10 Comparison of computed cylinder chamber pressure with measured data

를 회전속도= 1,000 rpm, 부하압력= 100 bar 일때 계산 결과와 측정 결과를 비교하면 Fig. 10 과 같다.

송출 배관에서 발생하는 압력 맥동 현상이 시뮬레이션 모델에는 고려되지 않았기 때문에 계산 결

과에는 실험 결과의 고주파 맥동이 나타나지 않았다.

이 점을 제외하면, 실린더 압력의 변화에 대한 계산 결과와 측정결과가 거의 일치함을 볼 수 있다. A 형 밸브 플레이트의 경우, 압력이 흡입에서 송출로 바뀔 때 노치의 영향으로 압력 상승 시간이 B 형에 비해 길게 나타나고, 예압으로 인해 오버슈트가 나타나는 것을 볼 수 있다. 따라서 이 두 가지 형태의 밸브 플레이트를 이용하여 펌프 진동에 대한 압력 상승 시간과 오버슈트의 영향을 비교, 관찰할 수 있다.

4.3 피스톤과 실린더 배럴, 밸브 플레이트에 작용하는 힘

Fig. 11 은 앞과 동일한 작동 조건에서 피스톤의 볼 조인트에 작용하는 힘과 피스톤 헤드에 작용하는 힘을 계산한 결과이다. 이 힘들은 실험적으로 측정하기가 매우 어려운 변수들이다. 볼 조인트에 작용하는 힘의 경우에 A 형 밸브 플레이트가 B 형과 다른 점은 Fig. 10 에 나타나는 특징과 동일하게 고압 구간에서 오버슈트가 나타나고 반력 증가의 기울기가 더 완만하다는 것이다. 한편, 피스톤이 실린더 챔버의 중심축에 대해 기울어진 각도가 기구학 해석에 의하면 2.8 도 내외이기 때문에 피스톤 헤드에 작용하는 최대 수직 반력은 약 35 N 정도에 불과하고, 마찰계수를 0.2 정도로 가정하더라도 피스톤에 작용하는 마찰력은 피스톤을 구동 플랜지 방향으로 미는 힘의 1% 미만이다. 따라서 피스톤에 작용하는 마찰력을 무시한 가정은 타당하다고 볼 수 있다.

Fig. 12 는 두 가지 밸브 플레이트의 형상에 대하여 동일한 시험조건에서 실린더 압력이 실린더 배럴의 윗면에 작용하여 나타나는

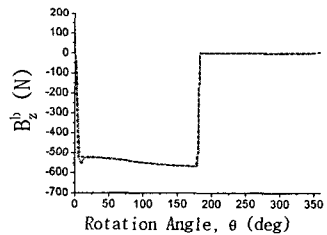
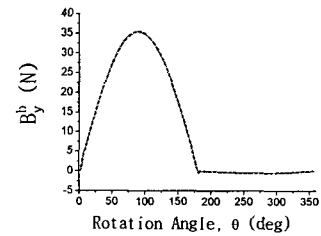
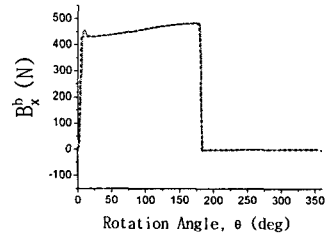
수직력 $\sum_{i=1}^N F_i^p$ 과 이 힘에 $(1-\beta)$ 를 곱하여 구한

수직력 F^c 의 계산 결과를 보여 준다. 실험 대상 펌프는 실린더가 5 개이기 때문에 실린더 배럴에 작용하는 수직력은 72 도의 주기로 변하면서 Fig. 10 에서 설명한 실린더 압력 파형의 특징이 그대로 나타난다. 그러나 밸브 플레이트에 작용하는 수직력을 보면, A 형 밸브 플레이트의 경우 실린더 압력이 상승할 때 오버슈트에 의한 압력 피크가 나타남에도 불구하고, 수직력 파형의 진폭은 B 형이 더 큰 것을 알 수 있다. 이것은 평형계수 β 의 진폭이 B 형의 경우 더 크다는 데 원인이 있다(Fig. 9 참조).

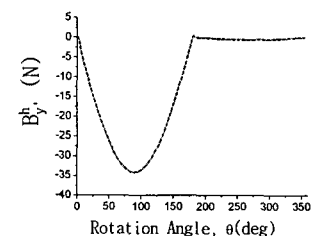
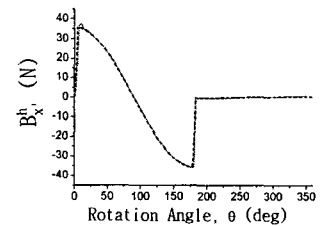
Fig. 13 은 밸브 플레이트에 작용하는 수직력의 작용점이 변하는 궤적을 두 가지 형태에 대하여 비교한 것인데, 차이가 거의 없게 나타났다.

Fig. 14 는 배럴 회전축과 베벨 기어에 작용하는 힘들을 계산한 결과이다. 특기할만한 사항은 B 형

밸브 플레이트의 경우 베벨 기어에 작용하는 접선방향 반력의 부호가 주기적으로 바뀌기 때문에 백래쉬가 있다면 별도의 진동을 유발할 수 있다는 것이다.

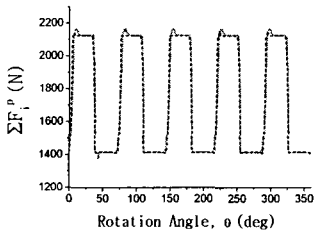


(a) Reaction force components on ball joint

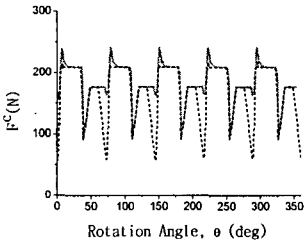


(b) Reaction force components on piston head

Fig. 11 Computed forces on piston (full line= type A, broken line= type B)

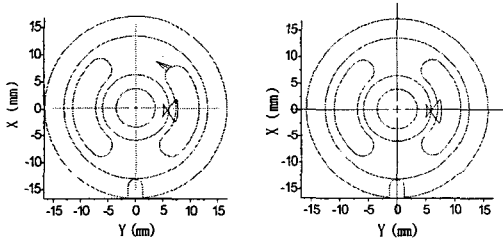


(a) Normal force on cylinder barrel



(b) Normal force on valve plate

Fig. 12 Normal forces on cylinder barrel and valve plate (full line= type A, broken line= type B)



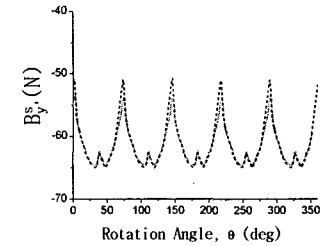
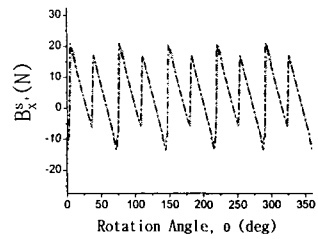
(a) Type A

(b) Type B

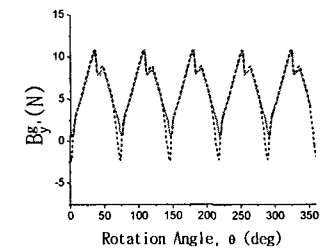
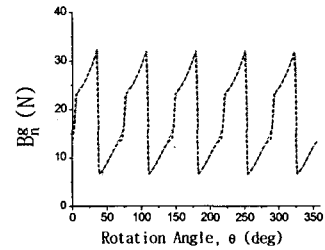
Fig. 13 Acting point trajectory of normal force on valve plate

4.4 펌프 하우징의 진동 가속도

Fig. 15 는 펌프의 하우징 윗면에 고정 브라켓으로부터 60mm 떨어진 위치에 가속도 센서를 부착하고 두 가지 밸브 플레이트를 서로 교체하여 측정된 결과이다. 예측한대로 A 형 밸브 플레이트보다 B 형의 진동이 더 크게 나타났다. 특히 진동 가속도의 피크가 발생하는 펌프 회전각의 위치가 Fig. 12(b)의 파형에 나타나는 피크 발생 위치와 정확히 일치하였다. 그리고 Fig. 10 에서와 같이 실린더 압력이 송출에서 흡입으로 바뀔 때의 파형은 두 밸브 플레이트가 동일한 특징을 갖기 때문에 펌프 회전각이 36 도의 배수일 때 발생하는 진동 가속도의 크기도 유사하게 나타났다. 특히할만한 것은 B 형 밸브 플레이트의 경우에 진동가속도가 더 크게 나타나는 이유가 실린더 압력이 흡입에서 송출로 바뀔 때의 압력 변화 기울기가 더 크다는 것이 아니라, 평형계수의 변화폭이 더 크다는 데



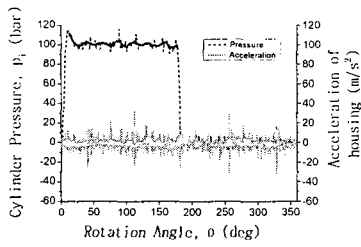
(a) Reaction forces on barrel post



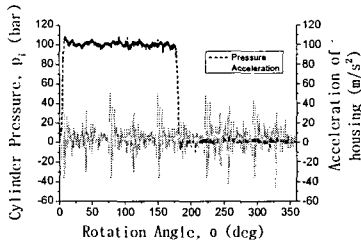
(b) Reaction forces on bevel gear

Fig. 14 Reaction forces on barrel post and bevel gear (full line= type A, broken line= type B)

있다는 것이다. 즉, 흡입에서 송출로 바뀌는 순간에 실린더 배럴을 밸브 플레이트로 미는 힘의 진폭이 더 크기 때문에 그 2 차 미분에 해당하는 펌프 하우징의 가속도가 크게 나타난다는 것이다. 동일한 실험 조건에 대해 진동 가속도를 계산한 결과는 Fig. 16 과 같다. 계산 결과가 실험 결과와 잘 일치하고, 위에서 언급한 두 밸브 플레이트가 나타내는 특징을 더 명확히 재현하는 것을 확인할 수 있다. 따라서 본 논문에서 유도한 사축식 피스톤 펌프의 피스톤과 실린더 배럴에 대한 운동방정식,

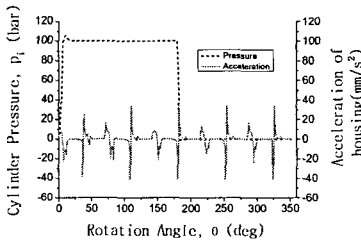


(a) Type A

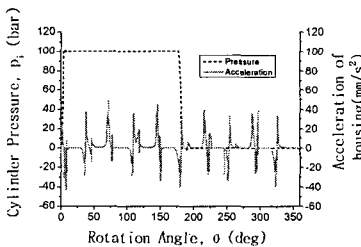


(b) Type B

Fig. 15 Measured results of housing vibration



(a) Type A



(b) Type B

Fig. 16 Computed results of housing vibration

펌프 하우징에 대한 진동 가속도 계산식이 실제 현상을 정확하게 표현하고 있고, 이러한 식들을 이용하여 펌프 하우징의 진동이 적게 발생하는 밸브 플레이트의 형상을 설계하는 것이 가능함을 유추할 수 있다.

5. 결론

본 논문에서는 사축식 유압 피스톤 펌프의 밸브

플레이트 형상이 펌프 하우징의 진동에 미치는 영향을 이론적으로 계산할 수 있는 이론식을 유도하였다. 여기에서 피스톤에 작용하는 마찰력은 무시하였으며, 실린더 배럴과 밸브 플레이트 사이에 작용하는 마찰력은 측정치를 사용하였다. 그리고 실린더 배럴과 밸브 플레이트간의 틈새는 무시할 수 있을 만큼 작다고 가정하였다. 이와 같은 가정 하에 이론적으로 계산된 펌프 하우징의 진동 가속도가 실험결과와 정확히 일치하였다. 이론적 해석결과를 통해 다음과 같은 결론이 얻어졌다.

(1) 밸브 플레이트의 흡입 포트에 노치가 있는 경우에 실린더 압력이 흡입에서 송출로 바뀔 때의 압력 변화 기울기가 노치가 없는 경우에 비해 완만하기는 하지만, 오히려 압력 오버슈트가 발생하였다.

(2) 밸브 플레이트의 흡입 포트에 노치가 없는 경우에 노치가 있는 경우보다 펌프 하우징의 진동 가속도가 더 크게 나타났는데, 그 이유는 실린더 압력이 흡입에서 송출로 바뀔 때의 압력 변화 기울기가 크다는 데에 있는 것이 아니라, 평형계수의 변화폭이 더 크다는 데 있었다.

(3) 따라서 밸브 플레이트의 형상을 설계할 때에는 현재까지 알려져 온대로 실린더 챔버 압력의 진폭이나 기울기를 해석하는데 치중하기보다는 밸브 플레이트의 평형계수를 확인하는 것이 더 중요하다는 것을 새롭게 확인하였다.

참고문헌

- (1) Helgestad, B. O., Foster, K. and Bannister, F. K., 1974, "Pressure transients in an axial piston hydraulic pump", *Noise emitted by fluid power equipment-its cause and control*, pp. 51-62.
- (2) Helgestad, B. O., Foster, K. and Bannister, F. K., 1973, "Noise in an axial piston pump", *Proceeding of International Mechanical Engineers*, 188(74), pp. 189-199.
- (3) Kassem, S. A., Bahr, M. K., 2000, "Effect of port plate silencing grooves on performance of swash plate axial piston pumps", *Proceedings of the Seventh Mechanical Design and Production Congress*, Vol. 97, pp.137-148.
- (4) Bahr, M. K., Svoboda, J., Bhat, R. B., 2002, "Vibration analysis of constant power regulated swash plate axial piston pump.", *Journal of Sound and Vibration*, 259(5), pp. 1225-1236.
- (5) Hong, Y. S., Doh, Y. H., 2004, "Analysis on the friction loss of a bent-Axis type hydraulic piston pump", *KSME Int. J.*, Vol. 18, No. 9. pp. 1668-1679
- (6) Manning, N. D., 2000, "Tipping the cylinder block of an axial-piston swash-plate type hydrostatic machine.", *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 122, pp. 216-221.