

# 유압 베인 펌프의 압력 맥동에 관한 연구

## The Analytical Study on the Pressure Ripples in a Positive Displacement Vane Pump

김기동\*, 조명래\*, 한동철\*\*, 최상현\*\*\*

\*서울대학교 대학원

\*\*서울대학교 기계설계학과

\*\*\*서울대학교 터보 동력기계 연구 센터

**Abstract**-This paper reports on the theoretical study of the delivery pressure ripples of a positive displacement vane pump which is widely used for automobile power steering. Pressure ripples occur due to the flow ripples which induced cam ring profiles and reverse flow from the delivery ports. In this paper, the mathematical model for analyzing the pressure ripples has been presented, and set of the differential equations have been solved using the Runge-Kutta method. As the results of analysis, instant ideal flow ripples, internal pressure, delivery pressure ripples, and delivery flow ripples have been presented. Internal pressure was related to delivery pressure variations, and amplitude of pressure ripples was increased with rotational speed and delivery pressure.

**Key Words** : vane pump, pressure ripple, flow ripple, reverse flow

### 1. 서론

압력 평형형 유압 베인 펌프는 가변 용량형 베인 펌프와 피스톤 펌프에 비하여 구조가 간편하고, 소형·경량이면서 높은 출력을 낼 수 있는 이점을 가지고 있으므로 차량용 조향 장치의 동력원으로 널리 이용되고 있다. 최근 베인 펌프가 고속·고압화 되면서 토출측에서 압력 맥동 현상 등의 문제점이 발생함에 따라 다른 펌프에 비하여 토출 압력의 맥동을 줄이는 것이 필요하다. 이러한 압력 맥동은 유체 소음, 구조물 소음 및 공기 소음으로 변환되어 소음 발생의 중요한 원인이 되고 있다. 베인 펌프에서 압력 맥동 현상은 토출부를 통해 유출되는 유량 맥동 및 작동 유체가 불완전 압축 상태로 토출부를 통과할 때 토출부로부터 베인실로 유

입되는 역류, 그리고 베인의 운동에 따른 각 섭동부에서의 누설 유량 맥동 등에 의해 발생하는 것으로 캠 링 형상, 베인의 수, 포트의 개폐 타이밍 등에 의해 크게 영향을 받는다. 따라서 이러한 압력 맥동을 줄이기 위한 많은 연구가 이루어져 왔다. Kojima[1]는 베인 펌프에서의 압력 맥동이 공기 진동, 유체 진동, 구조물 진동의 세 가지 압력의 진동으로 구성되어 있음을 밝혔고, Dickinson[2]은 유량 맥동에 대한 실험 및 해석을 통해 유체 소음에 미치는 영향을 연구한 바 있다. 또한 Ueno[3]는 가변 용량형 베인 펌프에서 압력 맥동 해석을 위한 수학적 모델을 제시하고 압력 맥동이 토출 유량 맥동과 누설 유량의 맥동에 의해 영향을 받는다는 사실을 밝혔다. 한편 국내에서는 Cho[4]가 작동 유체의 관성 효과를 고려하여

노치 영역에서의 내부 압력 맥동에 대한 이론적 해석을 수행한 바 있고, Kim[5]이 내부 압력 맥동을 줄이기 위한 축판 설계 방안에 대해 연구한 바 있으나 베인 펌프의 내부 압력과 연계된 토출 압력 맥동 현상에 대한 연구는 전무한 실정이다. 따라서 본 연구에서는 압력 평형형 베인 펌프에서 토출 압력 맥동 현상을 규명하기 위한 수학적 모델을 제시하고 압력 맥동 현상에 대해 고찰함으로써 압력 맥동을 줄일 수 있는 펌프 설계 방안에 대해 살펴보고자 한다.

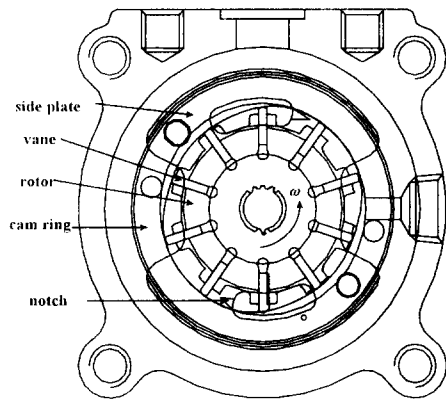


Fig.1 Configuration of positive displacement vane pump.

## 2. 이론 해석

Fig.1에는 압력 평형형 베인 펌프의 개략도를 나타내었다. 압력 평형형 베인 펌프는 축판과 로터 그리고 베인으로 구성되어 있으며 축판의 토출 포트에는 완만한 압력 상승을 유도하기 위해 노치가 가공되어 있다. 본 연구의 해석 대상 펌프는 10개의 베인으로 구성되어 있다. Fig.2에는 각 베인의 번호 및 각 베인실의 번호를 나타내었다. 해석상의 편의를 위해서 두 개의 토출 포트 중 토출 포트가 열리기 전에 위치하는 베인실중 하나를 1번 베인실로 정의하며, 1번 베인실을 중심으로 회전 방향으로

뒤따르는 베인을 1번 베인으로 정의한다.

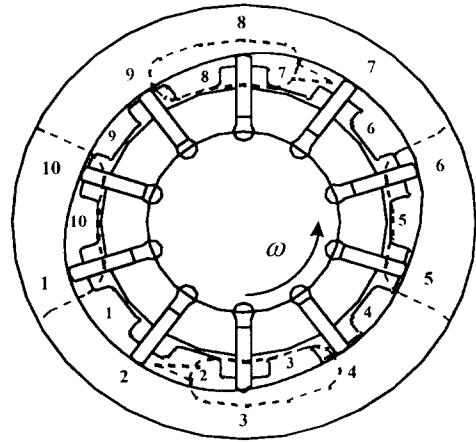


Fig.2 Vane number and compression chamber number

### 2.1 순간 이론 유량

베인 펌프에서의 압력 맥동은 앞서 언급한 바와 같이 토출 유량 맥동에 기인하는 것으로 누설이 없다고 가정하였을 때 캠 링의 기하학적 형상에 의해 순간 이론 토출 유량 자체가 맥동을 하게 된다. 순간 이론 유량은 캠 링 곡선의 형상, 포트 플레이트에 붙어 있는 토출 포트의 위치 및 토출 압력이 걸려 있는 배압 포트의 위치에 따라 기하학적으로 결정되는 유량으로, 토출측에 개구되어 있는 펌프 안의 유용적인 시간적 감소율로 정의되어진다. 토출측에 개구되어 있는 펌프 안의 유용적인 크게 토출 포트에 개구되어 있는 베인실의 용적과 토출압을 유도하는 베인 하부의 배압 포트 용적으로 이루어지게 되는데, 로터의 회전에 따라 베인과 토출 포트의 위치 관계가 변함에 따라 이 용적들이 변하게 되고, 이러한 용적들의 시간적 변화율의 총합이 순간 이론 유량이 되는 것이다. 압력 평형형 유압 베인 펌프와 같이 배압 포트 전주가 토출압인 경우에 순간 이론 유량은 식 (1)과 같이 표현할 수 있다.

$$Q_{th} = \omega b \{ r^2(\theta) - r^2(\theta + Z'a) \} - 2\omega b t_n \left\{ \frac{1}{2} (\dot{r}(\theta) + \dot{r}(\theta + Z'a)) + \sum_{i=Z-1}^1 \dot{r}(\theta + ia) \right\} \quad (1)$$

식 (1)의 우변 첫 부분은 토출측에 개구되는 베인실의 용적의 시간적 변화율을 나타내며, 우변 두 번째 부분은 배압 포트 용적의 시간적 변화율을 나타낸다.

## 2.2 내부압 및 토출 압력 해석 모델링

펌프 내부의 베인실들의 압력과 토출측 챔버의 토출 압력을 구하기 위해서 베인실 및 토출측 챔버를 검사 체적으로 한 유량 평형식 및 출구측에서의 경계 조건에 관한 식을 세워야 하는데, 이는 식 (2)와 식 (3)으로 표현되어질 수 있다. 베인실의 유량 평형식은 다음과 같다.

$$\frac{V_i}{B} \frac{dP_i}{dt} = -\frac{dV_i}{dt} + Q_{di} - Q_{li} + Q_{l(i+1)} - Q_{ri} \quad (2)$$

여기서  $i=1, 10$  으로써 각 베인실을 나타낸다. 또한, 토출측 챔버의 유량 평형식(밸브 플레이트의 토출 포트에서 교축 밸브까지의 압력을 토출 압력과 같다고 가정)은 다음과 같다.

$$\frac{V_d}{B} \frac{dP}{dt} = -\frac{dV_d}{dt} + Q_{dt} - Q - Q_{shaft} - \sum_{i=1}^{10} Q_{ri} \quad (3)$$

여기서, 우변 첫 번째 항은 토출측 챔버의 시간적 변화율을 나타낸 것인데, 토출측 챔버의 체적은 배압 포트의 체적까지 포함하는 것으로, 실제로 변동하는 부분은 이 배압 포트의 체적이 되며, 나머지 부분의 체적은 일정하다. 배압 포트의 체적 변화는 베인이 로터의 슬릿

내에서의 반경 방향 운동에 기인하는 것으로, 이는 순간 이론 유량에서 토출측에 개구되어 있는 베인실의 유용적의 시간적 변화율을 제외한 양이 되며, 따라서, 식 (3)의 우변 첫 항은 다음의 식으로 표현할 수 있다.

$$-\frac{dV_d}{dt} = Q_{th} - 2 \sum_{i=1}^Z (-dV_i/dt) \quad (4)$$

경계 조건(펌프 토출구 바로 뒤에 교축이 있는 경우를 고려)은 다음과 같다.

$$Q = R_s \sqrt{P - P_s} \quad (5)$$

따라서 각 베인실에서의 유량 평형식, 토출 챔버에서의 유량 평형식 그리고 토출측 챔버에서의 경계 조건에 관한 식 등 모두 12개의 연립 미분 방정식의 형태로 표현된다.

위 식에서 누설 유량에 관련된 항  $Q_r, Q_l$ 은 베인실 압력과 토출측 챔버 압력으로 표현될 수 있고, 토출 포트에 개구되어 있는 베인실로부터 토출 챔버로 유출되는 유량인  $Q_{di}, Q_{dt}$ 는 베인실의 압력 및 토출측 챔버의 압력에 관한 식으로 표현되어야 한다.

베인실이 흡입 및 토출 포트에 충분히 열리는 경우에는 베인실의 압력이 흡입압 및 토출압과 같다고 가정한다. 이러한 가정 하에서 베인의 위치 관계에 따른 각 베인실의 압력은 Table.1 과 같이 나타낼 수 있다.

이에 따라 베인실이 토출 포트에 충분히 열린 경우에 베인실로부터의 토출 유량은 유량 평형식을 정리하여 다음 식에 의해 표현할 수 있다.

$$Q_{di} = -\frac{dV_i}{dt} - Q_{li} + Q_{l(i+1)} - Q_{ri} - \frac{V_i}{B} \frac{dP}{dt} \quad (6)$$

한편, 압력 상승 종료각 직전이나 압력 하강 시작각 직후의 경우처럼 베인실이 토출 포트에 물려 있으나 베인실의 압력이 토출압과 같다고 놓을 수 없는 경우의 토출 유량은 토출 포트를 가변 오리피스로 모델링 하여 다음 식에 의해 구하도록 한다.

$$Q_{di} = -\frac{dV_i}{dt} - Q_{i+1} + Q_{(i+1)} - Q_n - \frac{V_i}{B} \frac{dP_i}{dt} \quad (7)$$

$$= \text{sgn}(P_i - P) cA_d \sqrt{\frac{2(P_i - P)}{\rho}}$$

이로부터 토출 포트에 개구되어 있는 베인실들로부터 토출 포트를 통하여 토출측 챔버로 향하는 전체 유량은 식 (8)에 의해 표현되어 질 수 있다.

$$Q_{dt} = 2 \sum_{i=1}^n Q_{di} = 2 \left[ - \sum_{i=1}^n \frac{dV_i}{dt} - Q_n + Q_{(i+1)} - \sum_{i=1}^n \frac{V_i}{B} \frac{dP_i}{dt} \right] \quad (8)$$

식 (6) 또는 (7)과 식 (8)을 각각 식 (2)와 식 (3)에 대입하고, 앞선 가정을 고려하면, 3개의 미지수를 가진 3개의 방정식 또는 4개의 미지수를 가진 4개의 방정식을 얻을 수 있다.

한편, 베인실에 노치가 개구되는 경우에는 노치에서 유체 관성 효과를 고려하여야 하며, 이

것은 식 (9)에 의해 표현되어질 수 있다.[1,4,6]

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} \left( \frac{Q}{CA_1} \right)^2 \text{sgn}(Q) + \rho \omega \frac{dQ}{d\theta} \int_{x_1}^{x_2} \frac{dx}{a(x)} \quad (9)$$

식 (9)에서,  $x_1$ 은 베인의 위치를,  $x_2$ 는 제트 유동이 끝나는 지점을 나타내고,  $A_1$ 은 베인 이 노치부의  $x_1$ 지점에 있을 때 노치부의 수직 단면적을,  $a(x)$ 는  $x_1$ 과  $x_2$ 사이의 노치부의 수직 단면적을 나타낸다.

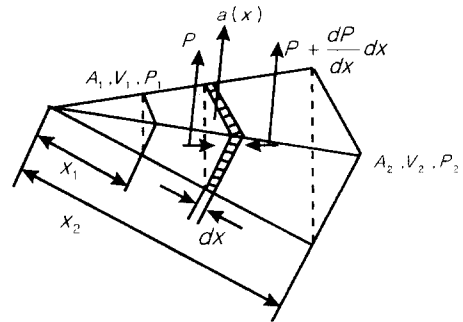


Fig.3 Detail of notch area

앞서 유도된 연립 미분 방정식은 시간 적분법에 의해 적분함으로써 로터의 회전에 따른 내부압 및 토출압을 구할 수 있다. 그리고, 베인실이 노치와 만나게 되는 경우는 식 (9)의 노치 영역에서의 압력 강하 식을 포함시켜 해석을 수행한다.

1번 베인의 각도	$P_1, P_6$	$P_2, P_7$	$P_3, P_8$	$P_4, P_9$	$P_5, P_{10}$
$\theta_{d2} - \beta_1 < \theta_1 < \theta_{d1} - \alpha + \beta_2$	$P_1, P_6$	$P$	$P$	$P_s$	$P_s$
$\theta_{d1} - \alpha + \beta_2 < \theta_1 < \theta_{d2} - 2\alpha - \beta_3$	$P$	$P$	$P$	$P_s$	$P_s$
$\theta_{d2} - 2\alpha - \beta_3 < \theta_1 < \theta_{s1} - 3\alpha + \beta_4$	$P$	$P$	$P_3, P_8$	$P_s$	$P_s$
$\theta_{s1} - 3\alpha + \beta_4 < \theta_1 < \theta_{d2} + \alpha - \beta_1$	$P$	$P$	$P_s$	$P_s$	$P_s$

Table.1 Assumption of chamber pressure with No.1 vane angle

### 3. 해석 결과

Table.2에는 해석에 사용된 펌프의 주요 제원을 나타내었다.

radius of rotor	15.6 mm
small arc radius	18.0 mm
large arc radius	19.5 mm
width of vane	5.0 mm
length of vane	7.0 mm
thickness of vane	1.6 mm
number of vane	10

Table.2 Specification vane pump

Fig.4에는 해석 대상 펌프의 순간 이론 토출 유량과 실제 토출 유량을 비교하여 나타내었다. 이론 토출 유량에서 1회 회전 끝부분에 토출 유량의 급격한 변화를 볼 수 있는데 이는 토출 포트에 개구되는 배인설의 수가 2개에서 3개로 증가하면서 발생하는 것이다. 또한 이론 토출 유량과 실제 토출 유량 사이에는 차이가 남을 볼 수 있는데 이는 펌프의 작동에 따른 누설 발생에 의한 것이다.

Fig.5에는 내부압 변동 및 토출 압력 맥동에 대한 해석 결과를 나타내었다. 내부압이 최대치를 나타내는 지점에서 토출 압력은 최저치를 나타내고 있음을 알 수 있는데, 이는 참고 문헌 [1]의 결과와도 일치하는 것이다. 또한 내부압이 최대치를 나타낸 다음 노치 영역을 지나면서 맥동 현상을 일으킨 후 일정 압력을 유지하는 것이 아니라 다시 상승하는 경향을 나타내고 있는데 이는 토출 압력이 최저를 나타낸 다음 재 상승함에 따라 발생하는 것으로 내부 압력 변동과 토출 압력 맥동이 서로 연계되어 있음을 나타낸다. 한편 유체 관성 효과를 고려함으로써 토출 압력 역시 노치 영역에 대응하는 지점에서 작은 맥동 성분을 포함하고 있음을 알 수 있다.

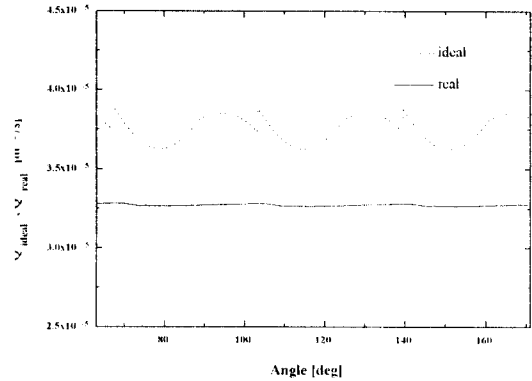


Fig.4 Ideal delivery flow and real delivery flow ripple variation

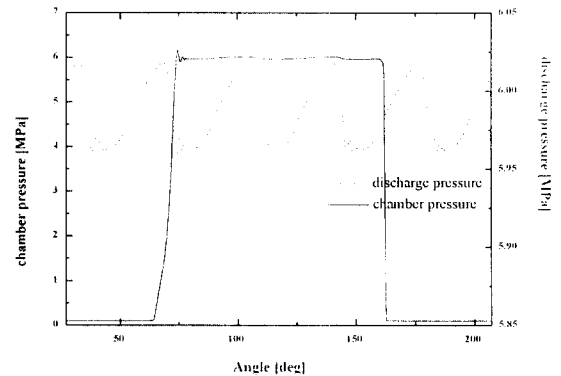
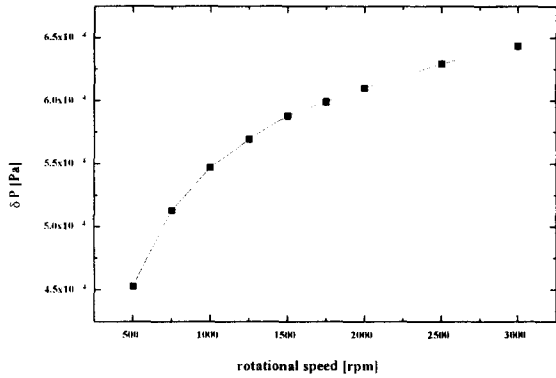
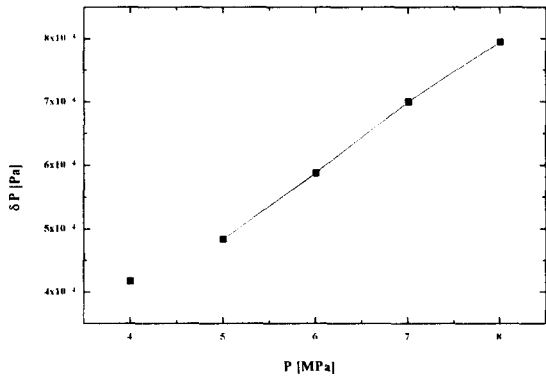


Fig.5 Calculated results of chamber pressure and delivery pressure variation ( $P_d = 6\text{MPa}$ ,  $\text{RPM}=1500$ )

Fig.6에는 회전 속도 및 토출압의 변화에 따른 압력 맥동량에 대한 해석 결과를 나타내었다. 이 결과에 따르면, 회전 속도 및 토출압이 커질수록 맥동량이 커짐을 볼 수 있다. 회전 속도가 커질수록 맥동량이 커지는 것은 회전수의 증가에 따라 이론 유량 맥동이 증가하기 때문인 것으로 생각된다.



(a) rotational speed



(b) delivery pressure

Fig.6 Maximum amplitude of pressure ripples for rotational speed and delivery pressure

#### 4. 결론

이상의 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 베인 펌프의 내부압과 토출 압력 맥동을 고찰하기 위한 해석 모델을 수립하였다.
2. 해석 결과 내부압이 최대를 나타날 때 토

출 압력은 최저를 나타냄을 확인할 수 있었다.

3. 펌프의 내부 압력 변동은 토출 압력 맥동과 연계되어 있음을 확인하였다.
4. 회전 속도 및 토출 압력이 증가함에 따라 압력 맥동량이 증가함을 알 수 있었다.

#### 참고 문헌

- (1) Kojima. E, Shinada. M, Yoshiino. T, "Characteristics of Fluidborne Noise Generated by Fluid Power Pump", Bulletin of JSME, Vol.27, No.225, pp475-482, 1984.
- (2) A. L. Dickinson, K. A. Edge, N. Johnson, "Measurement and Prediction of Power Steering Vane Pump Fluidborne Noise", SAE931294, pp.267-275, 1993.
- (3) Ueno. H, Shintani. R, Okazima. A, "Pressure and Flow Ripples of a Variable Displacement Vane Pump", JSME. Vol.53, No.490, pp.1742-1749, 1986.
- (4) M. R. Cho, D. C. Han, "A Study on the Pressure Rising Considered Fluid Inertia in the Notch Area of Balanced Type Vane Pump", J. of the KSTLE, Vol. 13, No. 1, pp.14-20, 1997.
- (5) K. D. Kim, M. R. Cho, D. C. Han, "A Study on the Role of Notch and Radius Reduction Ratio in the Balanced Type Vane Pump", KSPE Conference, 1997.
- (6) K. A. Edge, J. Darling, "The Pumping Dynamics of Swash plate Piston Pumps", Trans. ASME. J. Dyn. Sys. Meas. & Control, Vol.111, 1986.

#### 기호 및 약어 설명

$r(\theta)$ : 캠링 반경

$\theta$  : 대원호부에 있는 베인 각도

- $b$  : 베인 너비
- $t_v$  : 베인 두께
- $Z$  : 베인 총수/2
- $Z'$  : 토출측에 개구하는 베인실의 수/2
- $\alpha$  : 베인 피치각
- $\omega$  : 로터의 회전 속도
- $Q_{th}$  : 이론 토출 유량
- $B$  : 작동유의 체적 탄성 계수
- $V_i$  :  $i$ 번째 베인실의 체적
- $P_i$  :  $i$ 번째 베인실의 압력
- $V_d$  : 토출측 챔버 체적
- $Q_{di}$  : 토출 포트에 개구되어 있는 한 개의 베인실부터 토출측 챔버로의 유량
- $Q_{dt}$  : 토출 포트에 개구되어 있는 베인실로부터 토출측 챔버로의 총유량
- $Q_{shaft}, Q_{ri}, Q_{li}$  : 누설 유량
- $P_s$  : 흡입 압력 및 토출 압력
- $Q$  : 토출 유량
- $P$  : 토출 압력
- $R_v$  : 교축 계수
- $\theta_{s1, s2}$  : 흡입 포트 개식 및 종료각
- $\theta_{d1, d2}$  : 토출 포트 개식 및 종료각
- $\beta_{1,2}$  : 압력 상승 시작 및 종료각
- $\beta_{3,4}$  : 압력 하강 시작 및 종료각