

노치 영역에서 유체 관성을 고려한 압력 평형형 베인 펌프의 압력 상승에 관한 연구

조명래 · 한동철* · 문호지** · 박민호** · 배홍용**

서울대학교 대학원
*서울대학교 기계설계학과
**만도기계 중앙연구소

A Study on the Pressure Rising Considered Fluid Inertia in the Notch Area of Balanced Type Vane Pump

M. R. Cho, D. C. Han*, H. J. Moon**, M. H. Park**, H. Y. Bhae**

Graduate School, Seoul National University

*Department of Mechanical Design & Production Engineering, Seoul National University

**Mando Machinery Corp, Research & Development Center

Abstract – This paper reports on theoretical study of the pressure overshoot in the delivery ports and pressure rising within balanced type vane pump. Pressure overshoot occur due to the accelerated fluid through the notch, so, result in pressure ripple, flow ripple, and noise. For calculating the pressure rising and fluctuations of pressure, we have modeled mathematically used continuity equation based on compressibility and momentum equation considered fluid inertia in the notch, and analyzed simultaneously. As a results of analysis, we have found oscillation of pressure and compression chamber pressure depend on the rotational speeds, notches. Using the model, notches have been shown to be important design factor in relaxing the rapid pressure rising and reducing the amplitudes of pressure overshoot.

Key word – vane pump, overshoot, notch, fluid inertia, oscillation.

1. 서 론

압력 평형형 베인 펌프는 소형, 경량이면서 높은 출력을 낼 수 있으므로 일반적인 유압 시스템에 널리 사용되고 있다. 그러나 베인 펌프가 고속, 고압화 되면서 베인실 내의 캐비테이션(cavitation) 및 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 주요 원인이 되고 있다[1]. 압력 맥동 현상은 흡입 압력으로부터 토출 압력으로의 급격한 압력 상승에 따른 토출 유량의 맥동에 기인하기도 하나[2], 특히 작동 유체가 불완전 압축 상태

로 토출구를 통과할 때 토출구로부터의 급격한 역류가 발생하여 상당히 높은 충격 펄스가 유발되어 생기는 것으로 캠링의 형상, 베인의 수, 포트의 개폐 타이밍, 노치 등에 의해 크게 영향을 받는다. 따라서 이러한 압력 맥동을 줄이기 위해 많은 연구가 이루어져 왔다. Kojima [3]는 압력 평형형 베인 펌프의 압력 맥동에 대한 연구를 통해 베인 펌프에서의 압력 맥동은 세 가지 압력의 진동으로 구성되어 있음을 밝혔고, 原田 [4]은 축판의 형상, 노치의 크기에 따른 압력 상승의 관계를 이론 해석 및 실험을 통해 비교하고 캐비테이션 발생시 소음의 급격한 증가와 압력 상승과의 관계를 규명한 바 있고, Dickinson [1]은 유량 맥동에 대한 실험 및 해석을 통해 유체 소음에 미치는 영향을 연구

한 바 있다. 국내에서는 정[5]이 인트라 베인식 베인 펌프에서의 압력 특성을 측정한 바 있다. 그러나 이상의 연구는 주로 압력 맥동 현상이 소음에 미치는 영향에 치중되어 있을 뿐, 압력 맥동에 대한 이론 해석 역시 미미한 실정이며 각 설계 변수들이 압력 상승 및 맥동에 미치는 영향 등에 대한 평가는 이루어지지 않고 있다.

따라서 본 연구에서는 압력 상승 과정에 대한 해석 시 노치부를 통과하는 유체의 관성을 고려함으로써 압력 상승 및 압력 맥동 현상에 대해 해석하고 축판 및 노치 등 펌프의 형상과 작동 조건 등이 압력 맥동 특성에 미치는 영향을 파악함으로써 맥동 및 소음이 없는 베인 펌프 설계에 응용하고자 한다.

2. 이론적 연구

2-1. 압력 상승 과정에 대한 연구

Fig. 1에는 압력 평형형 베인 펌프의 개략도를 나타내었다. Fig. 1에 나타난 것처럼 2매의 베인과 캠링, 로터에 의해 형성되는 베인실은 흡입부로부터 작동 유체를 흡입한 후 로터의 회전에 따라 토출부로 이동한다. 이 때 충분한 예압축이 이루어지지 않은 상태에서 토출부가 열리면 토출부로부터 고압의 작동유가 유입되어 베인실 내의 압력은 흡입 압력으로부터 토출 압력으로 급격히 상승한다. 이 때 상승 압력의 구배가 크면 진동 및 소음의 원인이 되므로 Fig. 1에 나타난 것처럼 축판의 토출부 시작부에 노치를 두어 토출부의 개구 초기에 유효 유동 면적을 점진적으로 증가시키므로써 완만한 압력 상승 곡선이 얻어지도록

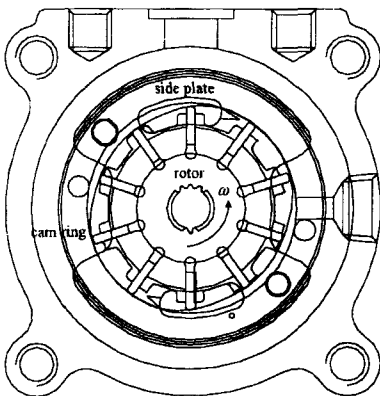


Fig. 1. Schematic diagram of balanced type vane pump.

하고 있다.

Fig. 2와 같이 2매의 베인과 로터 캠링에 의해 형성되는 검사 체적에 대해 오일의 압축성을 가정하고 유량의 연속 방정식을 적용하면 로터가 θ 만큼 회전했을 때의 유량 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{dP}{dt} = \frac{1}{\beta V} \left(-\frac{dV}{dt} + Q_d + Q_s + Q_l \right) \quad (1)$$

여기서 β 는 작동 유체의 압축율(compressibility)를 나타내고 V 는 검사 체적의 부피를 나타내며 Q_s , Q_d 는 흡입, 토출부를 통해 유입, 유출되는 유량으로써 다음과 같이 정의된다.

$$Q_{d,s} = CA_{d,s} \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{d,s} - P| \operatorname{sgn}(P_{d,s} - P)} \quad (2)$$

A_s , A_d 는 흡입, 토출 포트의 개구 면적, C 는 유량 계수로 보통 0.7의 값을 가지며 P 는 검사체적 내의 압력을 나타낸다. 식 (1)에서 Q_l 은 각 틈새를 통한 누설 유량으로서 Q_{l1} 은 축판과 베인 측면사이의 누설을, Q_{l2} 는 로터의 슬릿을 통해 베인실로 유입되는 누설을, Q_{l3} 는 베인 배압구로부터 로터 측면을 통해 베인실로 유입되는 누설을 각각 나타낸다.

Table 1에는 해석에 사용된 작동 유체의 물성치를 나타내었다.

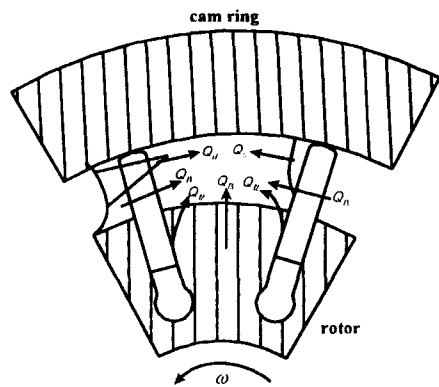


Fig. 2. Configuration of Compression chamber in the vane pump.

Table. 1. Property of working fluid

Density	850 Kg/m ³
Viscosity	0.0303 Ns/m ²
Compressibility	0.607 × 10 ⁻⁹ m ² /N

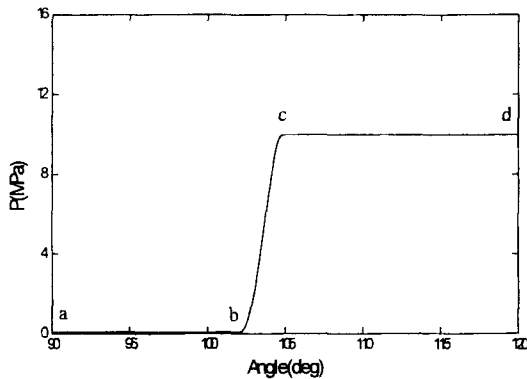


Fig. 3. Simulated result of chamber pressure (2500RPM, $P_i=10$ MPa).

Fig. 3에는 베인실의 압력 상승과정에 대한 해석 결과를 나타내었는데 기존의 연구 결과[4]와 매우 유사한 압력 상승 특성을 보임을 알 수 있다. 해석 대상인 펌프는 흡입 포트와 토출 포트가 동시에 베인실 내에서 개구되는 오버랩(overlap)의 경우이나 상업적 이유에 의해 해석 대상 펌프의 제원은 제시할 수 없음을 미리 밝히는 바이다.

Fig. 3의 해석 결과에서 회전 각도는 캠 링의 소원호의 중심을 0° 로 설정하였을 때, Fig. 2의 개략도에서 볼 때 로터의 회전 방향으로 앞선 베인의 회전 위치를 의미한다. Fig. 3에서 a-b구간은 흡입 과정의 끝부분에서의 베인실 내의 압력을 나타낸다. b-c구간에서는 토출부의 노치 단면적이 증가하면서 베인실 내의 압력이 급상승함을 보여준다. 고속 조건에서는 압력 상승 직전 베인실 내부의 압력이 흡입 압력 이하로 떨어지는 언더슈트(undershoot)현상을 보이는데 언더슈트의 양이 커지면 캐비테이션(cavitation) 현상을 일으키게 되어 소음 발생의 원인이 된다. 베인실 내의 유체가 흡입 영역에서 토출부에 도달할 때 충분한 예압축이 이루어지지 않으면 토출부를 통해 베인실로 유입되는 역류에 의해 과도 압축되는데 이 때 토출부의 단면적을 서서히 증가시킴으로서 역류의 양을 줄일 수 있고 완만한 압력 상승 곡선을 얻을 수 있다. 압력 상승은 노치부가 끝나기 전 c지점에서 완료되고 있으며 c-d 영역을 거쳐 베인실 내의 압력이 토출측의 압력과 동일해지고 있다.

2-2. 노치부에서의 유체 관성을 고려한 해석

베인실내부의 압력을 측정할 기존의 연구결과[5]에

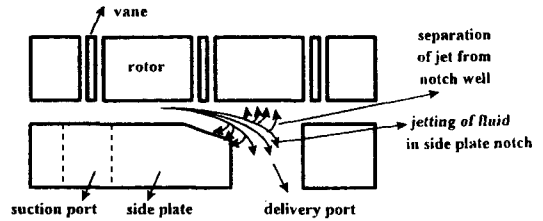


Fig. 4. Configuration of flow in side plate notch.

의하면 토출부의 노치부에서 베인실 내의 압력이 토출 압력 이상으로 상승하는 오버슈트(overshoot) 현상이 발생함을 알 수 있다. 그러나 앞에서 서술한 이론 해석으로는 토출 측에서 발생하는 압력 변동을 예측할 수는 없다.

Edge [6,7] 등은 피스톤 펌프의 포트 플레이트(port plate)의 그루브(groove) 내에서 유체 관성의 효과가 실린더 내 압력 변동에 영향을 미침을 발견했다. 즉 실린더에서 그루브를 통해 유출되는 동안 유동은 층류 유동이 아니라 그루브 벽으로부터 어느 정도의 유체의 박리 현상이 일어나고 이것이 제트 유동을 형성한다는 것이다. 아울러 그루브가 제트 유동의 형성 유무에 매우 중요한 영향을 미침을 밝혔다. 피스톤 펌프에서의 그루브는 베인 펌프에서의 노치와 동일한 역할을 수행한다. 따라서 베인 펌프에서 발생하는 압력 맥동 현상을 고려하기 위해서는 유체의 관성이 고려된 해석이 이루어져야 한다. Fig. 4에는 토출부의 노치부에서의 유동 현상에 대한 개략도를 나타내었다. 노치부를 통과하는 비정상 상태 유동을 해석하기 위해서는 오리피스 효과와 유체의 운동량 변화에 따른 압력 차가 각각 해석 되어져야 한다.

본 연구에서는 Edge [6,7] 등의 연구 결과를 베인 펌프에 적용하였다. Fig. 5에는 노치부에서 유체의 관성 효과를 고려하기 위한 베인과 노치부의 위치 관계 및 유체의 미소 요소에 대한 개략도를 나타내었다.

Fig. 5에서 유체의 미소 요소를 통한 압력 및 운동량의 변화에 따른 힘의 평형을 고려하면 다음과 같다.

$$-a \frac{\partial P}{\partial x} \cdot \delta x = m \left(v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} \right) \quad (3)$$

여기서 유체의 질량 $m = \rho a \delta x$ 이므로 식 (3)은 다음과 같이 된다.

$$-\frac{\partial P}{\partial x} = \rho \left(v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} \right) \quad (4)$$

이때 미소 요소의 단면을 통과하는 유량

$Q = a \cdot v$ 이므로 미소 요소를 통과하는 유체의 가속도는 다음과 같다.

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{1}{a} \dot{Q} \quad (5)$$

따라서 식 (4)는 다음과 같이 된다.

$$-\frac{\partial P}{\partial x} = \rho v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\rho \dot{Q}}{a} \quad (6)$$

따라서 유체를 비압축성이라 가정하고 노치 영역에 걸쳐 적분하면 노치부를 통해 유체를 가속시키는 압력차는 다음과 같이 된다.

$$\Delta P_1 = \rho \dot{Q} \int_{x_1}^{x_2} \frac{1}{a} dx + \frac{\rho}{2} (v_2^2 - v_1^2) \quad (7)$$

그리고 압축실과 토출 포트로의 오리피스 효과에 의한 압력 손실은 다음과 같이 표현된다.

$$\Delta P_2 = \frac{\rho Q^2}{2C_{i1}^2 A_1^2} \quad (8)$$

따라서 압축실에서 노치부를 통한 토출 포트로의 전체 압력 손실은 다음과 같이 정의 된다

$$\Delta P_T = \frac{\rho Q^2}{2C_{i1}^2 A_1^2} + \rho \dot{Q} \int_{x_1}^{x_2} \frac{1}{a} dx + \frac{\rho}{2} (v_2^2 - v_1^2) \quad (9)$$

Helgestad [8]에 의하면 식 (9)에서 오른쪽 세 번째 항이 압력의 변동에 미치는 영향은 작으므로 무시하

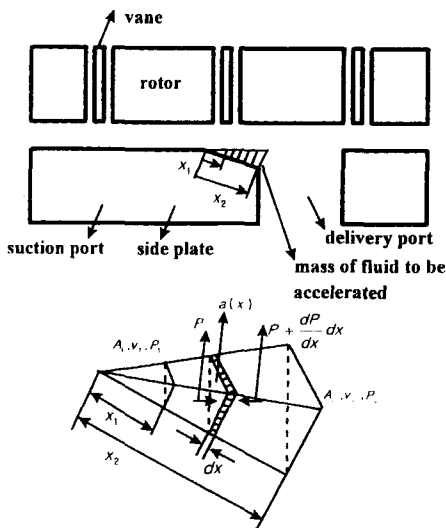


Fig. 5. Detail of element of fluid in notch area.

면 식 (9)는 다음과 같이 된다.

$$\Delta P_T = \frac{\rho Q^2}{2C_{i1}^2 A_1^2} + \rho \dot{Q} \int_{x_1}^{x_2} \frac{1}{a} dx \quad (10)$$

따라서 베인이 노치부를 지날 때 노치부를 통과하는 미소 유량의 변화에 관한 미분 방정식은 다음과 같은 형태로 표현된다.

$$\dot{Q} = \left(\frac{\Delta P_T}{\rho} - \frac{Q^2}{2C_{i1}^2 A_1^2} \right) / \int_{x_1}^{x_2} \frac{1}{a} dx \quad (11)$$

식 (11)에서 a는 노치부의 수직 단면적을, A_1 은 베인이 노치부의 x_1 지점에 있을 때 노치부의 오리피스 효과에 의한 수직 단면적을 나타내고 x_2 는 제트 유동이 끝나는 지점을 나타낸다. ΔP_T 는 베인실과 토출측의 압력 차로 식 (2)에서 구할 수 있다. 수치 해석은 베인이 노치부를 만나기 전까지는 식 (1)을 풀고 노치부를 통과하는 동안은 식 (1)과 식 (11)을 동시에 푼다.

3. 해석 결과

Fig. 6에는 유체 관성의 효과를 고려한 해석 결과를 고려하지 않은 경우와 비교하여 나타내었다. 유체 관성을 고려한 경우 토출부에서 토출 압력으로 상승 후 베인실 내의 압력이 토출 압력 이상으로 상승하는 오버슈트(overshoot)현상 및 압력의 진동이 나타남을 알 수 있다. 식 (1)과 (3)을 토대로 베인실 내의 압력에 대한 해석을 수행하였을 때 베인 펌프의 작동 조건 및 각 설계 변수가 압력 상승 및 압력의 진동에 미치는 영향을 아래에 나타내었다.

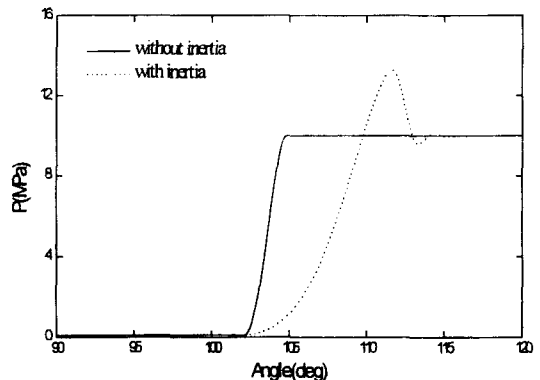


Fig. 6. Comparative results of with and without fluid inertia effect (2500RPM, $P_s=10$ MPa).

3-1. 회전 속도의 영향

Fig. 7에는 로터의 회전 속도에 따른 해석 결과를 나타내었다.

로터의 회전 속도의 증가와 더불어 압력 상승이 완화되고 있고 압력의 진동 폭 역시 다소 줄어들음을 알 수 있다. 이는 회전 속도가 느릴수록 베인실의 회전 거리가 길어지고, 회전 속도가 빠를 때 보다 더 많은 작동 유체의 유입되므로 압력 상승이 급격해지는 것으로 생각된다[9].

3-2. 노치 길이의 영향

Fig. 8에는 측판(valve plate)에서 노치부의 개략도를 나타내었다. 그림에서 l_n 은 노치부의 길이를, θ_a 는 노치의 각도를, θ_b 는 노치의 길이 방향 경사각을 나타낸다.

Fig. 9에는 노치의 길이에 따른 압력 상승 결과를 나타내었다. l_{n1} 에서 l_{n4} 의 경우로 갈수록 노치부의 길이가 짧아지며, 토출 포트의 위치는 고정시키고 노치의 시작점의 위치를 변화시켜가며 해석을 수행하였다. l_{n1} 의 경우는 흡입 포트와 토출 포트가 동시에 개구되는 오버랩(overlap)의 경우이며, l_{n2} 는 베인 사이의 각도와 포트 사이의 각도가 일치하는 경우이고 l_{n3} 부터 l_{n4} 까지는 흡입 포트와 토출 포트가 동시에 베인실에서 개구

되지 않는 언더랩(underlap)의 경우이다. 노치부의 단면적 변화율 및 깊이는 각각의 경우 동일하다.

노치부의 길이가 길수록 로터의 회전에 따라 토출부에 도달하는 베인실의 회전 길이가 짧아지므로 압력 상승의 종료점이 다소 앞으로 당겨지며, 상대적인 노치의 개구 면적이 크므로 베인실로 유입되는 작동 유체의 유량이 증가하여 오버슈트 커지게 되는 것으로 생각되며, 짧은 노치부의 경우 압축실 내의 압력이 흡입 압력 이하로 내려가는 언더슈트(undershoot)현상을 보이는데 이는 흡입부와 토출부의 개구 면적이 동시에 0이되는 구간인 폐색 구간의 존재로 인해 토출부가 열리기전 체적의 증가에 따른 압력의 감소에 의한 것으로 原田 [4]의 실험 결과에서도 잘 나타나 있다. 긴 노치부의 경우 단면적 변화량을 줄임으로서 압력 상승을 완만히 할 수 있고 오버슈트(overshoot) 역시 줄일 수 있을 것으로 생각된다.

3-3. 토출측 노치부 개구 단면적의 영향

Fig. 10에는 노치의 단면적 크기에 따른 압력 상승 및 진동 결과를 나타내었다. θ_{a1} 에서 θ_{a3} 으로 갈수록 노치의 개구 단면적을 결정하는 노치 각도가 작아져 같은 베인 위치에서 노치부의 개구 면적은 작아진다. 노치의 각도 외의 나머지 작동 조건 및 기하학적 형상은 동일하다. 결과에서 알 수 있듯 노치의 단면적 변화가 작을수록 압력 상승이 완만하며 압력 진동 폭이 줄어든다. 노치의 단면적 변화가 작아질수록 토출부로부터 유입되는 역류의 양이 상대적으로 작아지므로 압력 상승이 완화되고 압력의 진동 폭이 줄어드는 것으로 생각된다.

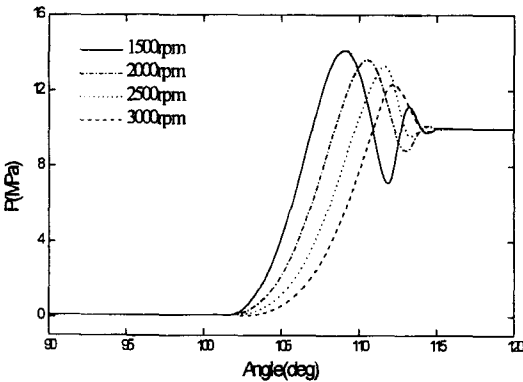


Fig. 7. Rotational speed effects on chamber pressure ($P_s=10$ MPa).

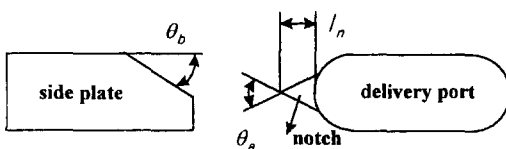


Fig. 8. Schematic diagram of notch.

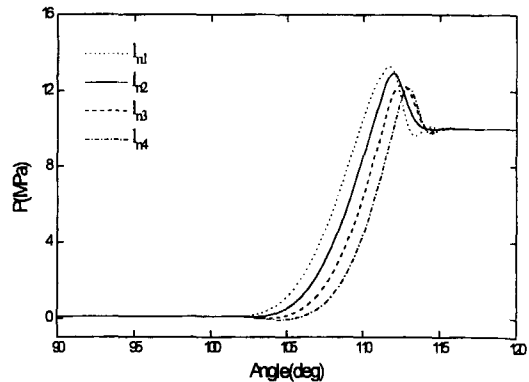


Fig. 9. Notch length effects on chamber pressure (2500RPM, $P_s=10$ MPa).

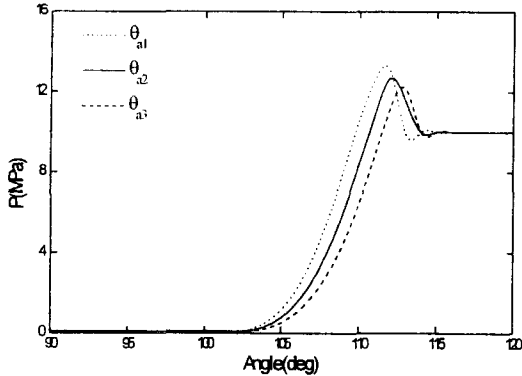


Fig. 10. Notch area effects on chamber pressure (2500RPM, $P_r=10$ MPa).

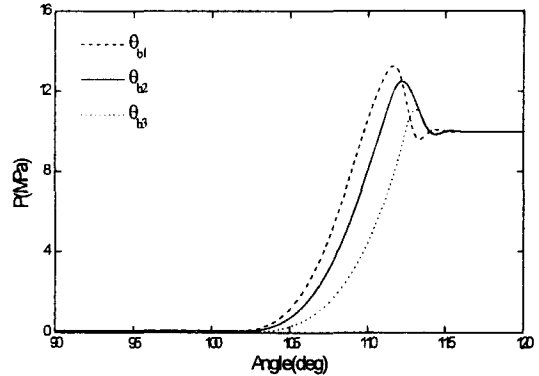


Fig. 11. Notch depth effects on chamber pressure (2500RPM, $P_r=10$ MPa).

3-4. 노치 깊이의 영향

Fig. 11에는 토출부 노치 부분의 깊이 방향의 경사각도에 따른 베인실 내 압력 상승 및 압력의 진동에 대한 해석 결과를 나타내었다. θ_{b1} 에서 θ_{b3} 으로 갈수록 경사각이 작은 경우이다. 노치 부분의 개구 면적뿐 아니라 깊이 방향의 단면적 변화 역시 압력 상승에 영향을 미침을 알 수 있다. 깊이 방향의 단면적 변화가 작을수록 압력 상승이 완만하고 진동 폭 역시 줄어드는 경향을 나타낸다. 노치 부의 수직 단면 변화가 완만할수록 노치부를 통과하면서 제트 유동을 형성하는 유량의 변화량이 작아지므로 압력 상승 및 진동 폭이 줄어드는 것으로 생각된다. 따라서 노치 부의 개구 면적 변화량과 깊이 방향의 경사각을 적절히 설계함으로써 압력 상승을 완화시키고 압력의 진동 폭을 줄일 수 있을 것으로 생각된다.

4. 결 론

토출부의 노치부를 통과하는 유체의 관성을 고려한 베인실의 압력 상승 과정에 대한 이상의 해석을 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 노치부에서의 유체 관성을 고려함으로써 압력 상승 후 베인 실의 압력이 토출 압력보다 높아지는 오버슈트(overshoot)현상 및 압력의 진동을 해석적으로 구할 수 있었다.
2. 로터의 회전 속도가 빠를수록 압력 상승이 완만하고 압력의 진동폭이 다소 줄어드는 경향을 나타내었다.
3. 노치부가 압력 변화에 가장 큰 영향을 미침을 알

수 있었다. 노치부의 길이가 길수록 개구 면적 변화가 작을수록 깊이방향 단면 변화가 작을수록 압력 상승이 완만하며 압력의 진동 폭이 작음을 알 수 있었고 압력 상승을 완만히 하고 진동 폭을 줄일 수 있는 최적의 노치부를 해석을 통해 설계할 수 있음을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

1. A. L. Dickinson, K. A. Edge, N. Johnson, "Measurement and Prediction of Power Steering Vane Pump Fluidborne Noise," SAE931294, pp.267-275, 1993.
2. 稻熊義治, 中村京市, "베인 펌프의 누설 유량 맥동의 요인에 관한 연구," 유압과 공기압, 제24권, 7호, 1993.
3. Kojima E, Shinada. M, Yoshiino. T, "Characteristics of Fluidborne Noise Generated by Fluid Power Pump," Bulletin of JSME, Vol.27, No.225, pp.475-482, 1984.
4. 原田의 2인, "베인 펌프에 있어서 압력 상승 과정의 연구," 日本油空壓學會 秋期油空壓 講演會 論文集, pp.47-51. 1978.
5. J. Y. Jung, K. Kyogoku, T. Nakahara, "Measurement of Dynamic Pressure Around the Vane in an Oil Hydraulic Vane Pump," Trans. JSME. Vol.52, No.447, pp.2152, 1986.
6. K. A. Edge, J. Darling, "Cylinder Pressure Transients in Oil Hydraulic Pumps with Sliding Plate Valves," Proc. Instu. Mech. Engrs, Vol.200, No.B1, pp.45-54, 1986.
7. K. A. Edge, J. Darling, "The Pumping Dynamics of Swash plate Piston Pumps," Trans. ASME. J. Dyn.

- Sys. Meas. & Control, Vol.111, 1986.
8. Helgestad. B. O., "An investigation of noise emission from an axial piston hydraulic pump," PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Birmingham University, 1967.
 9. G. G. L. Seet, T. E. T. P. Penny, K. Foster, "Applications of a computer model in the design and development of a quite vane pump," Proc. Instu. Mech. Engrs, Vol.199, No.B4, pp.247-253, 1985.