

베인펌프 설계를 위한 베인 선단부의 작용력에 관한 연구

정 석 훈[†]

벽성대학 자동차과

A Study on the Acting Load in the Vane Tip of Vane Pump for Design

Seok-Hoon Jung[†]

Department of Automobile, Byuksung college

Abstract – The radial acting load of vane on the camring in oil hydraulic vane pumps with and without intravanes have been investigated. The influences of the discharge pressure and rotating speed of the vane to the load were discussed. The variations of the radial acting load of a vane were calculated on the basis of the results measured for the dynamic internal pressure in the four chambers surrounding a vane. It provides essential information for the study of pump dynamics and control, the pump design and the analysis of tribological problems in the sliding components.

Key words – intravane, camring, oil hydraulic pump, acting load.

1. 서 론

유압 베인펌프는 발생압력의 관점에서 평가하면 피스톤식의 압력펌프에 아직 미치지 못하고 있으나, 소형 이면서 토출유량이 많고, 또한 맥동 및 소음 발생 면에서도 우수한 점이 많아 유압원으로 널리 사용되어지고 있다. 베인 펌프의 경우에서도 다른 형식을 갖는 펌프 및 모터와 마찬가지로, 고압, 고효율, 장수명화가 점점 더 그의 요구를 더해가고 있는 실정이다.

이와 같은 요구에 부응하기 위해서는 체적효율의 확보와 직접 관련된 시일성과, 저마찰, 내마모성과의 서로 상반되는 요구를 동시에 만족시키지 않으면 안 되는데 그렇게 하기 위해서는 우선 펌프의 슬라이딩 부분의 윤활특성을 파악하는 것이 중요한 과제라고 생각된다. 베인펌프의 경우, 특히 베인 선단부와 캠링간의 슬라이딩부분이 중요시되어지고 있다.

유압 베인 펌프의 베인 선단부에 있어서의 윤활문제에 관한 지금까지의 연구 보고로는, 마모를 다루는 문헌은[1,2] 작동유의 성능과 관련시켜 ASTM D-2882[3]

에도 그의 시험 규격이 있어 다양하게 다루어져 왔으나 윤활상태에 관해서는 압력 평형형 베인식 유압모터[4], 가변용량형 베인펌프[5]의 마찰특성 및 가변 용량형 베인펌프의 베인 이탈현상[6]에 대하여 실험적 연구가 있을 정도이다. 또한 이와 같은 연구들에 있어서의 베인과 캠링의 슬라이딩 부분에서의 윤활상태의 추정에는 베인 선단부의 가하여지는 변동 하중이 명확히 파악되지 않았기 때문에 단순히 슬라이딩 부분의 면적이 적다는 이유로 혼합 윤활 또는 탄성 유체 윤활일 것으로 추측하여 왔을 뿐 실제적으로 어떤 형태의 윤활 상태일 것인가에 대해서는 아직 명확히 규명되지 않고 있다. 한편 저자는 우선 캠링에 대한 베인의 수직 작용력을 파악하기 위하여 이미 발표한 연구보고[7]에서 압력 평형형 인트라 베인식 유압 펌프를 채용하여 베인 주위 4개소의 비정상 압력을 동시에 연속적으로 측정된 결과를 나타낸 바 있다.

따라서 본 장에서는 압력 측정 결과를 기초로 하여 베인 선단 슬라이딩부에 작용하는 수직 작용력에 관하여 명확히 분석하여 윤활 상태를 명확히 규명하는데 도움을 주고자 하는 것을 목적으로 하였다.

[†]주저자 · 책임저자 : shjung@mail.byuksung.ac.kr

2. 압력측정 조건

본 연구에서 사용된 펌프의 제원은 회전 로터의 반경이 48 mm이고, 캠링의 동경으로는 소원호 반경 49 mm로부터 대원호 반경 52.5 mm까지 변화하는 2차 곡선으로 되어 있으며, 펌프 1 회전당의 배출용적은 97.6 Cm³이다. 베인의 경우 폭 46.4 mm, 두께 3.9 mm 높이 22.6 mm이며 선단의 회전반경은 초기치가 0.64 mm였으며 50시간 초기 운전시커 곡률반경이 1.2 mm인 상태로 하였다. 베인의 수는 10개였으며 자체 질량은 25 g이다.

펌프의 운전 조건으로는 토출압력 1~10 MPa, 회전 속도 600~1200 rpm으로 하였다. Fig. 1은 로터, 베인, 캠링으로 구성된 카트리지의 단면도로서 펌프의 각 구간별 영역을 보여주고 있다. 압력측정 위치를 알기 쉽도록 Fig. 2에 로터내 변환기의 삽입위치를 나타냈

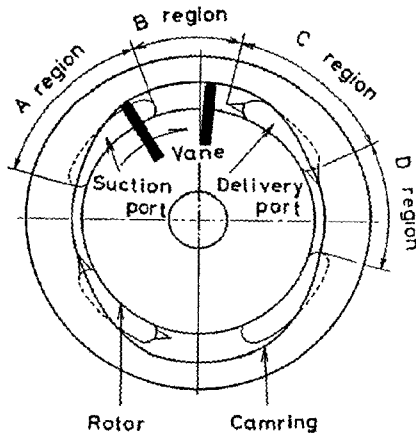


Fig. 1. Positions of pressure chamber.

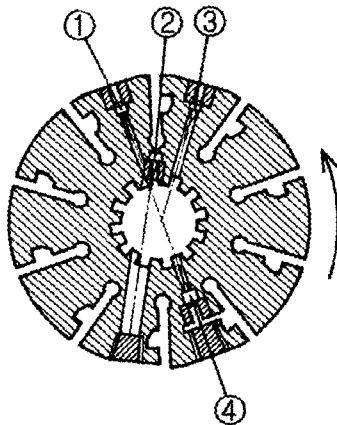


Fig. 2. Position of pressure transducer.

다. 그림에서 보는 바와 같이 반경 48 mm의 로터에는 10개의 베인용 슬릿이 가공되어 있으며 압력측정 대상의 베인 슬릿 전후 18°의 위치에 베인의 전후실 압력 측정용 변환기 13, 15를, 베인 슬릿 저면부에 베인의 배압 측정용 변환기 14를 또한 베인 슬릿으로부터 로터의 회전 방향으로 216° 진행한 위치에 인트라베인 배압 측정용 변환기 16을 각각 삽입하였다. 이상과 같이하여 베인의 캠링 방향으로의 작용력과 관련된 모든 압력을 로터가 회전할 때 연속적으로 또한 4개소의 압력을 동시에 측정할 수 있었다.

3. 베인의 작용력 고찰

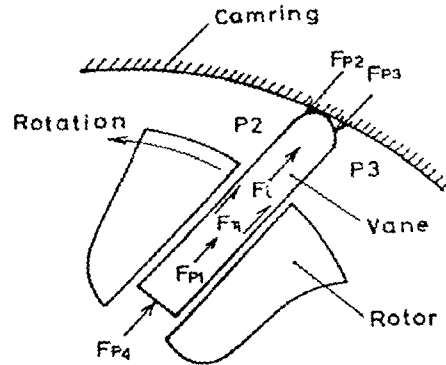
펌프가 회전하는 동안 캠링과 베인 선단, 베인과 로터 슬릿간에 작용하는 작용력 관계를 Fig. 3에 나타냈으며, Fig. 4에는 스트레이트베인과 인트라베인의 형상을 보여줌으로서 그 차이점을 보여주고 있다. 작용력 관계에서 가장 중요한 부분인 캠링의 안내면과 베인간에 작용하는 작용력을 나타내면 다음과 같다. 첫째로 베인의 관성에 의한 힘 F_i 는

$$F_i = m \times r \times \omega^2 \tag{1}$$

여기에서

m : 베인의 질량, ω : 로터의 각속도

r : 캠링의 반경



- F_{p1} : Pressure force of Intravane chamber
- F_{p2} : Pressure force of leading chamber
- F_{p3} : Pressure force of trailing chamber
- F_{p4} : Pressure force of under vane chamber
- F_i : Inertia force of vane
- F_{η} : Viscosity force of Lubricant

Fig. 3. Component of radial acting force.

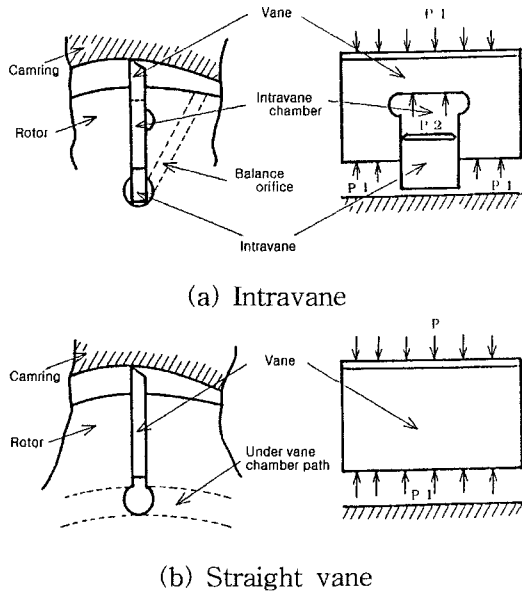


Fig. 4. Vane type.

둘째, 작동유에 의한 점성력 F_η 는

$$F_\eta = \eta \times du/dy \times A \tag{2}$$

여기에서

η : 점성계수, u : 베인의 속도
 A : 면적, y : 로터와 베인사이의 간극

셋째, 작동유의 압력에 의한 힘 F_p 는

$$F_p = (P1 \times A1) - (P2 \times A2) - (P3 \times A3) + (P4 \times A4) \tag{3}$$

여기서

- P_1 : 인트라베인실 압력
- P_2 : 베인 전방실 압력
- P_3 : 베인 후방실 압력
- P_4 : 베인 저면실 압력
- A_1 : 인트라베인의 폭×베인의 두께
- A_2 : 베인전방실 압력 작용면적
- A_3 : 베인후방실 압력 작용면적
- A_4 : (베인폭-인트라베인폭)×베인두께

따라서 베인의 수직방향으로 작용하는 단위 폭당의 총 작용력 F_t 는 식 (1), (2), (3)을 합한 것이 되므로

$$F_t = (F_i + F_\eta + F_p)/B, \tag{4}$$

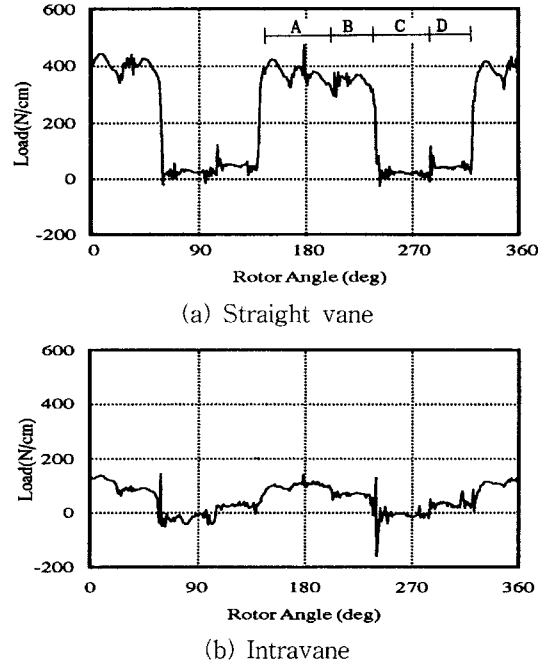


Fig. 5. Acting load of vane on the camring.

이 되며, 여기서 B 는 베인의 폭이다.

$P1$ - $P4$ 까지 4개소의 압력을 연속적으로 또한 동시에 측정하여 캠링에 대한 베인의 수직 작용력으로 환산하면 Fig. 5와 같이 된다. 이 경우 운전 조건으로는 회전수 1200 rpm, 토출압력을 10 MPa 로 한 경우이며, (a) 그림은 스트레이트베인 타입의 베인에 작용하는 작용력이고 (b)의 경우는 동일 조건하의 인트라베인 타입의 경우 베인의 작용력이다. 한편 펌프의 회전수 800 rpm, 토출압력 4 MPa일 때, 인트라베인식 베인 펌프와 스트레이트베인식 베인펌프의 경우에 대한 작용하중의 파형을 Fig. 6에, 동일 회전 속도에서 토출압력이 7 MPa, 8.5 MPa, 10 MPa인 경우의 작용하중의 파형을 각각 Fig. 7-9에 나타냈다. 가로축에는 로터의 1회전 동안에 일어난 파형을 관찰하기 위하여 회전각도를, 세로축에는 캠링에 대한 베인의 수직 작용하중을 나타낸다. 그림중의 A, B, C, D는 Fig. 1과 대응되며 각각 흡입구간, 대원호부, 토출구간, 소원호부에 해당된다. 우선 인트라 베인식 펌프의 경우를 보면 흡입구간에서부터 소원호부까지 4단계의 계단상의 하중분포로 나타남을 알 수 있다. 대원호부에서 토출구간으로 넘어가는 순간 급격하게 수직작용력이 강하여 불안정한 진동형태를 보이고 있는데, 이 부분에서의 베인의 캠링으로부터 이탈현상이 일어날수 있다는 추측을

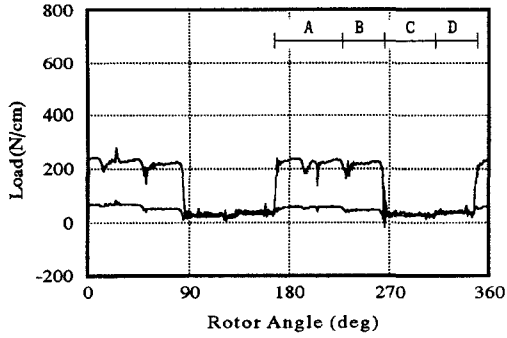


Fig. 6. Acting load of vane on the camring (Rotating speed 800 rpm, Delivery pressure 4 Mpa).

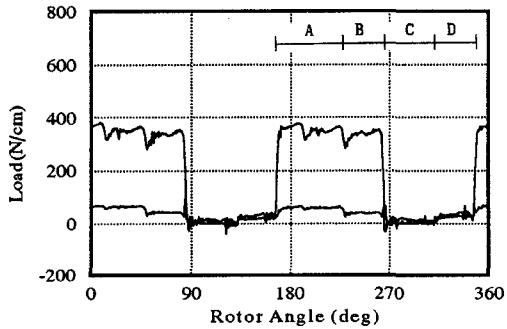


Fig. 7. Acting load of vane on the camring (Rotating speed 800 rpm, Delivery pressure 7 Mpa).

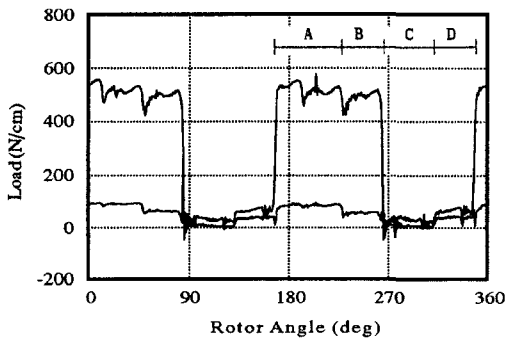


Fig. 8. Acting load of vane on the camring (Rotating speed 800 rpm, Delivery pressure 8.5 Mpa).

할 수 있다. 이 부분은 토출포트가 열리는 순간이기 때문에, 대원호부로 작동유가 누설되어 체적효율을 감소시키는 결과를 가져올 것으로 예측되어지며 따라서 이 부근에서의 수직 작용력의 확보를 위한 설계적인 배려가 요구되어 진다고 판단할 수 있다.

하중이 적은 토출포트부인 C구간에서, 하중이 더욱 큰 흡입포트부인 B구간 보다 하중 맥동 현상이 복잡

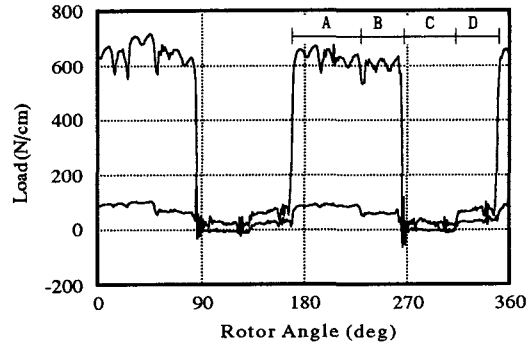


Fig. 9. Acting load of vane on the camring (Rotating speed 800 rpm, Delivery pressure 10 Mpa).

하고 진폭도 크게 나타나는 것이 특이할 만한 내용이다. 스트레이트베인식 베인 펌프의 경우를 관찰하여 보면 인트라베인식의 경우에 비하여 우선 작용력의 값이 현저하게 크며, 또한 작용력의 맥동성분이 대단히 큼을 알 수 있다. 베인이 흡입구간에 들어서는 순간 발생하는 하중 피크치와 임의의 베인이 토출포트에 연결되는 순간 발생하는 최저 하중치와의 차가 현저하게 큼을 알 수 있으며, 회전속도 800 rpm, 토출압력 10MPa의 경우 맥동 하중값이 평균 하중값의 56%에 도달함을 알 수 있다. 바로 이러한 현상 때문에 스트레이트베인식 베인 펌프의 경우 고압화에 대한 한계점이 결정되어지는 것으로 판단 할 수 있다. 캠링에 대한 베인의 수직 작용하중의 펌프 회전속도에 의한 영향을 파악하기 위하여 스트레이트 베인식 베인 펌프의 대표적인 예로써 토출압력 4~8.5 MPa로서, 펌프의 회전속도가 800 rpm (Fig. 10), 1200 rpm (Fig. 11)으로 변화할 때의 각 구간별 작용 하중 분포를 나타낸다.

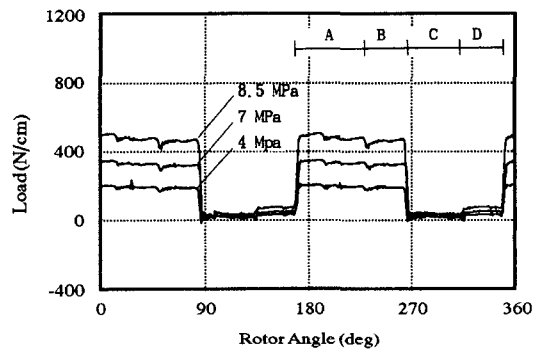


Fig. 10. Acting load of vane on the camring (Rotating speed 800 rpm, Straight vane type).

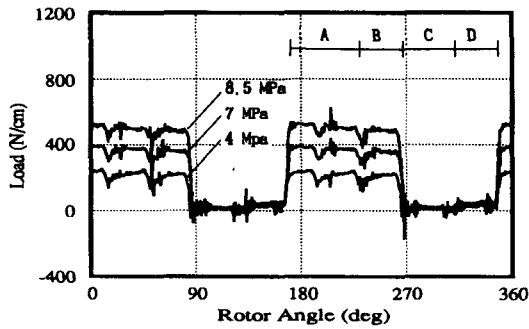


Fig. 11. Acting load of vane on the camring (Rotating speed 1200 rpm, Straight vane type).

Fig. 10에 나타난 바와 같이 저속도인 800 rpm의 경우 토출압력이 적은 4 MPa에 있어서는 A, B, C, D 구간에 걸쳐 하중 맥동이 거의 나타나지 않으며, 동일 속도에서 압력이 증가할수록 베인실이 토출포트에 열리는 순간마다 일어나는 하중 강하폭이 커짐을 보여주나 이 부분을 제외한 구간에서는 완만한 맥동을 보여주고 있다.

반면 회전속도가 증가함에 따라 Fig. 11에서 보인바와 같은 회전속도 1200 rpm, 토출압력 4~8.5 MPa의

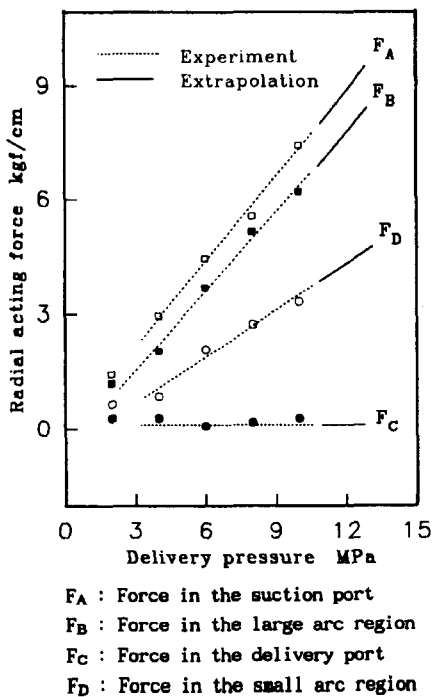


Fig. 12. Variation of radial acting force on each vane chamber section (Rotating speed 1200 rpm).

경우의 맥동 하중을 보면 진동하는 양상이 불규칙적으로 대단히 복잡하며 진폭 또한 현저하게 증대됨을 알 수 있다. 이와 같은 복잡한 하중 맥동현상은 A, B, C, D전구간에 걸쳐 비슷한 형태를 나타내주고 있다. 여기에서 알 수 있는 바와 같이 스트레이트 베인식 베인 펌프의 경우에는 정격 회전속도를 높이는데, 특히 A, B 구간인 흡입포트부와 대원호부의 하중 맥동으로 인한 한계가 있음을 알 수 있다.

Fig. 12에는 운전조건 1200 rpm에서 펌프의 토출압력을 1 MPa에서 10 MPa까지 측정된 결과로부터 얻은 압력으로부터 환산한 베인의 캠링에 대한 수직 작용력을 나타낸다. 15 MPa의 경우는 실험 결과로부터 외삽시킨 결과이다.

4. 결 론

유압 베인펌프의 베인 선단부에 있어서의 윤회특성을 파악하기 위하여 캠링에 대한 베인의 수직 작용력을, 측정된 베인주위의 압력을 기초로 하여 정리한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 캠링과 연속적으로 슬라이딩하는 베인의 캠링에 대한 수직 작용 하중의 대부분을 차지하는 베인 주위 수 개소의 압력에 의한 하중량을 각 구간별로 명확히 산정하였다.
2. 베인과 캠링간의 작용하중은 펌프의 1사이클을 통하여 4단계에 걸쳐 계단상으로 분포하며, 특히 흡입포트 구간에서의 캠링에 대한 베인의 작용하중이 가혹하여 캠링의 표면이 크게 손상 받을 것으로 고려된다.
3. 스트레이트베인식 베인펌프의 경우 흡입구간과 대원호 구간에서 발생하는 고진폭의 진동부하로 인하여, 고속, 고압화에 크게 제약받고 있음을 확인하였다.
4. 인트라 베인식 및 스트레이트 베인식 유압 베인 펌프의 어느 경우든 대원호구간과 토출 구간사이에서 순간적으로 작용 하중값이 부로 되어 베인이 캠링으로부터 이탈되는 현상이 발생할 수 있다는 것을 예측 할 수 있었다.

참고문헌

1. Hirata, M. and Watanabe, H., "Wear in the Vane Pump Test," ASLE Trans., Vol. 22, No. 4, pp. 342-348, 1978.
2. Saki Kunio., *et al.*, "Experiment in Prediction of Wear Life of Vane Pump," Trans. JSME Vol. 46, pp.

- 1687-1696, 1980.
3. Tao, F.F. and Appeldoorn, J.K., "An Experimental Study of the Wear Caused by Loose Abrasive Particles in Die," ASLE Trans., Vol. 13, No. 3, pp. 169-178, 1970.
 4. 日比昭, 日川常雄, "壓力 平衡形 베인모-타의 起動·低速時の 톨크 特性," 日本機械學會集, Vol. 42, No. 356, pp. 1167-1174, 1976.
 5. 上野久儀, "可變 容量形 베인 호ం프로의 特性に 關する研究," 東京工業大學 學位 論文, pp. 47-78, 1986.
 6. Ueno Hisanori, et al., "Wear in the Vane and the Cam Ring of a Vane Pump," Trans. JSME Vol. 52, pp. 2990-2997, 1986.
 7. Jung, J.Y., Kyogoku, K. and Nakahara, T., "Measurement of Dynamic Pressure around the Vane in an oil Hydraulic Vane Pump," Trans. JSME. Vol. 54, No. 504, pp. 2047, 1988.