

〈論 文〉

고성능 유압 베인펌프 개발을 위한 내부 변동압력 측정(I)

정재연* · 정석훈**

(1991년 5월 18일 접수)

The Measurements of Internal Dynamic Pressure for Development of a High Performance Oil Hydraulic Vane Pump(I)

Jae-Youn Jung and Seok-Hoon Jung

Key Words : Oil Hydraulics(유압공학), Internal Dynamic Pressure(내부 변동압력), Measurement of Pressure(압력측정), Intravane(인트라베인), Pressure Balance Type(압력 평형식)

Abstract

This paper presents in experimental study of the dynamic internal pressure within an oil hydraulic vane pump. The measurements of the dynamic internal pressures near the vane of a pressure balance type of an oil hydraulic vane pump with intravanes has been made to provide the essential information for the study of the pump dynamics and control, the pump design and the analysis of tribological problems in the sliding components. The influences of the discharge pressure and rotating speed of the vane on the dynamic pressure in four chambers surrounding a vane have been investigated. The results indicate that the surge pressures of the chambers at the instant moment of discharge and closure are affected by the rotating speed. The pressure in the intravane chamber maintains almost constant values, which remarkably effects the pulsating discharge pressure.

1. 서 론

유압 베인펌프는 동력 밀도가 높고 유량이 많기 때문에 산업 플랜트, 자동차, 항공기를 비롯하여 로봇의 제어(制御) 및 동력원으로써 사용되어 고압 대한 노력이 계속 되어져 왔다. 또한 성자원(省資源), 성에너지화의 일환으로 고압, 고효율, 장수명(長壽命)화가 계속적으로 요구 되어지고 있다.

이러한 요구들을 만족 시키기 위해서는 펌프의

체적효율을 높임과 동시에 마찰, 마멸을 감소 시키지 않으면 안된다. 그러나 본래 체적효율과 마찰, 마멸은 서로 상반된 관계에 있기 때문에 어려운 문제들이 뒤따르게 된다. 이러한 문제들을 해결하기 위해서는 유압 베인펌프의 내부 특히 베인 선단부의 윤활 상태를 규명하지 않으면 안되나 이를 위해서는 우선 베인 선단의 습동 부분에 작용하는 하중을 파악하지 않으면 안되며, 따라서 10~20ms의 짧은 시간 동안에 100기압 이상이나 변화하는 베인 주위 여러곳의 동적(動的) 압력을 동시에 연속적으로 측정하여야만 한다.

베인과 캠링(camring)간의 윤활문제 및 베인펌

*정희원, 전북대학교 정밀기계공학과

**정희원, 전북대학교 대학원

프 내부의 변동 압력에 관한 종래의 연구로서는 카멜(Kamel)⁽¹⁾이 펌프 내부의 변동 압력에 의한 축(軸) 및 내부 기구에의 영향에 대하여 이론적 해석을 하였다.

가변 용량형(可變 容量形) 유압 베인펌프의 베인의 캠링에 대한 이탈 현상에 대하여 上野⁽²⁾등이 실험적으로 연구한 바 있다. 베크(Beck)⁽³⁾등, 에드워드(Edwards)⁽⁴⁾등 스테인(Stein)⁽⁵⁾ 등, 브랜스포드(Bransford)⁽⁶⁾등이 베인형(vane type)의 콤팩트 펌프에 대하여, 氏家⁽⁷⁾등이 베인형의 진공펌프에 대하여 마찰 특성을 해명 한 바 있다. 또한 유압 베인펌프의 마멸에 대하여는 佐木⁽⁸⁾등이 각종(各種)의 오염물질에 대한 베인펌프의 수명을 예측하였으며, 上野⁽⁹⁾가 베인의 형상 및 운전조건의 변화에 따른 베인과 캠링의 마모에 대하여, 히라타(Hirata)⁽¹⁰⁾, 타오(Tao)⁽¹¹⁾가 작동유(作動油)의 종류 및 첨가제에 의한 내부 부품들의 마모에 관한 영향에 대하여 연구 결과를 발표한 바 있다. 베인펌프의 내부 압력측정과 관련하여 氏家⁽⁷⁾등이 베인형의 진공펌프에 대하여 베인 전후실(前後室)의 내부 압력을 측정하였으며, 小嶋⁽¹²⁾, 原田⁽¹³⁾등은 소음에 관한 문제를 파악하기 위하여 유압 베인펌프의 내부 변동압력을 측정 한 바 있다.

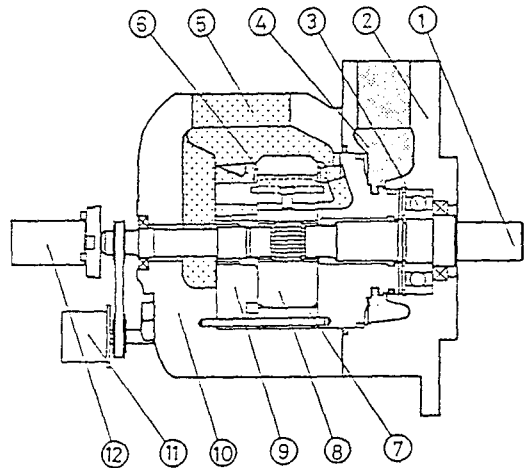
그러나 베인과 캠링간에 작용하는 작용력 원(元)의 주성분을 이루고 있는 베인 주위의 압력을 여러 곳에서 동시에 연속적으로 측정하여 그들 압력들의 상호관계를 규명한 예는 없으며 따라서 베인의 역학적 거동에 관하여 명확하게 해석한 연구 논문이 아직 발표 된바 없는 실정이다. 한편 유효공학적 관점에서 보면 베인 선단의 습동부는 하중이 변동하는 조건하에서 미끄럼을 동반하는 탄성유체윤활 문제에 속하는데, 이와 같은 복잡한 윤활문제에 대하여도 불명확한 점들이 많이 남아있다. 또한 펌프 내부의 압력변동을 파악함으로써 베인부를 통과하는 유량(流量)을 추정할 수 있기 때문에 체적효율의 향상을 도모할 수 있는 지침을 얻을 수 있을 뿐만 아니라 유체의 압력이 원인이 되는 진동, 소음 문제를 해결하는데 필요한 데이터를 얻어낼 수가 있다.

따라서 본 연구에서는 산업계에서 실제로 사용하고 있는 유압 베인펌프의 로터 캠링등의 내부 부품들을 개조하여 로터 내부의 4개소에 소형 압력 변환기를 삽입하여 펌프 내부의 동적 압력을 동시, 연속적으로 측정하여 베인의 선단 습동부에 작용하

는 하중을 정량적(定量的)으로 명확히 규명할 수 있는법을 제시하고자 한다.

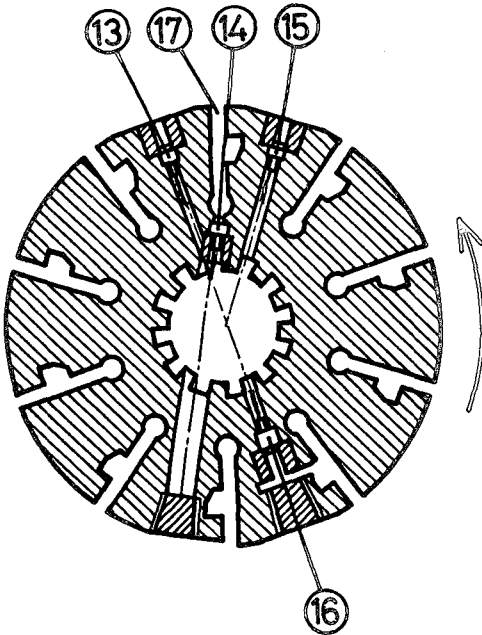
2. 실험장치 및 실험방법

실험장치의 개략 도면을 Fig. 1에, 압력변환기의 배치 도면을 Fig. 2에 나타낸다. 시험용 펌프는 최대 사용압력 17MPa의 인트라 베인식 압력평형형(壓力平衡形) 베인펌프인데, 본체의 축(軸), 커버(cover), 로터(rotor), 캠링(camring)을 개조 제작하여 로터 내부의 4개소의 소형의 반도체 압력 변환기를 삽입하였다. 반경 48mm의 로터에는 10개의 베인용 슬릿이 가공되어 있으며 압력측정 대상의 베인 슬릿 전후 18°의 위치에 베인의 전후실 압력측정용 변환기 13, 15를, 베인 슬릿 저면부에 베인의 배압(背壓) 측정용 변환기 14를 또한 베인 슬릿로 부터 로터의 회전 방향으로 216° 진행한 위치에 인트라베인 배압(背壓) 측정용 변환기 16을 삽입 하였다. 시험용 펌프가 압력평형형이기 때문에 압력파형은 로터 1회전당 2사이클의 주기를 갖고 있으며 인트라베인 실용의 압력 변환기는 실제로 다른 압력 변환기들보다 베인 1매(枚) 앞의 압력을 측정한 것으로 표현된다. 따라서 Fig. 7등의 인트라베인 부의 압력파형은 다른 부분의압



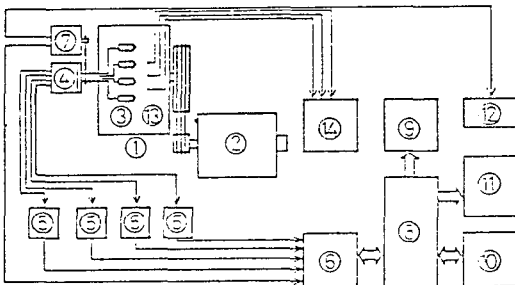
- | | |
|------------------|--------------------|
| 1. Drive shaft | 7. Camring |
| 2. Body | 8. Rotor |
| 3. Shaft bearing | 9. Side plate |
| 4. Outlet port | 10. Cover |
| 5. Inlet port | 11. Rotary encoder |
| 6. Vane | 12. Slipping |

Fig. 1 Schematic arrangement of the vane pump



⑬, ⑭, ⑮, ⑯ Pressure transducer
⑰ Rotor slit

Fig. 2 Position of pressure transducer

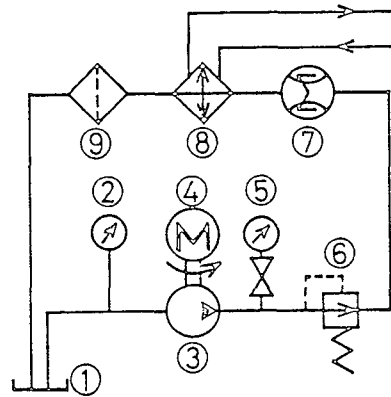


1. Vane pump 8. Personal computer
2. Variable speed motor 9. CRT
3. Pressure transducer 10. Floppy disk
4. slipring 11. Plotter
5. Strain amplifier 12. Pulse counter
6. A/D converter 13. Thermocouple
7. Rotary encoder 14. Penrecorder

Fig. 3 Schematic diagram of measurement system

Table 1 Dimension of Experimental pump

Item		Dimension
Number of vanes		10
Displacement		97.6cm ³ /rev
Radius of camring	small arc	49.0mm
	large arc	52.5mm
Radius of rotor		48.0mm
Width of vane		46.4mm
Height of vane		22.6mm
Thickness of vane		3.9mm
Radius of vane tip	new	0.64mm
	after 50hr running	1.20mm
Mass of vane		25g



1. Oil tank 6. Relief valve
2. Compound gauge 7. Flow meter
3. Test pump 8. Heat exchanger
4. Motor 9. Line filter
5. Pressure gauge

Fig. 4 Circuit of oil hydraulics

력 파형보다 36°진행된 위치의 것을 나타낸다. 압력 변환기는 수감부(受感部)의 직경이 3mm인 반도체 스트레인 게이지 식으로, 측정 압력의 범위가 0~20MPa이다. 측정된 압력 신호는 펌프 축 1 슬립링 12를 통하여 외부로 도출되어 A/D(Analog/Digital) 변환기에서 디지털화 되어 퍼스널 컴퓨터에 입력되어 처리 되도록 하였다. 측정은 축과 등

속도로 회전하는 로터리 엔코더 11에서 발생하는 1회전당 360개의 펄스마다 이루어 지도록 하였다. 압력 측정의 계통 도면을 Fig. 3에 나타낸다. 캠링 7은 기준직경 98mm, 확대부 최대 직경 105mm, 토출량 97.6cm³/rev로, 원주방향의 7개소에는 φ16mm의 씨즈 열전대(sheathed thermocouple)을 내면 슬롯으로부터 2mm 깊이의 슬롯부에 삽입하여

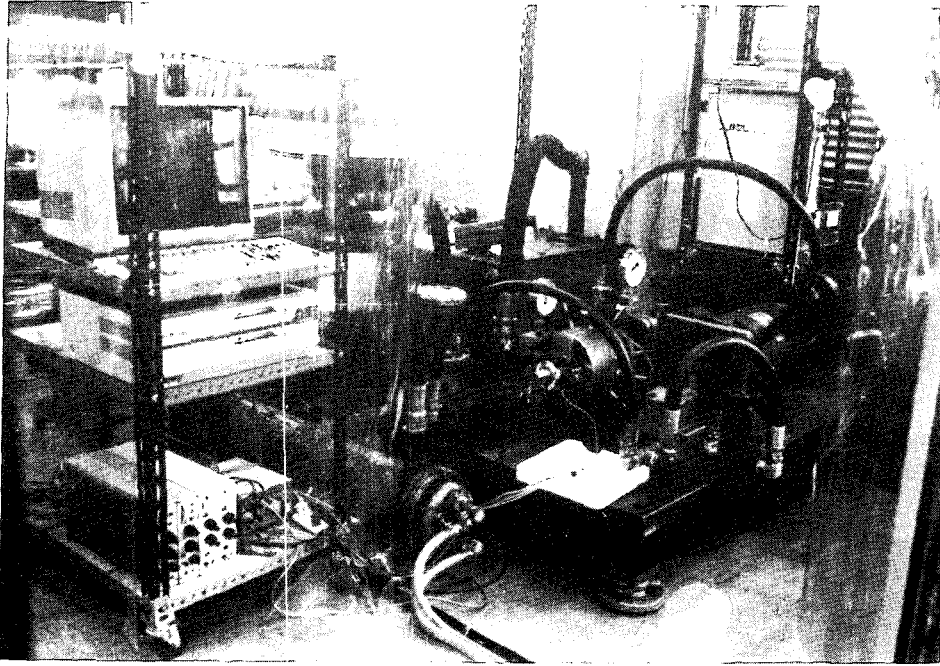


Fig. 5 View of experimental set up

흡입 포트로부터 토출 포트까지 캠링의 온도 분포를 측정할 수 있도록 하였다. 공시 펌프의 제원(諸元)을 Table 1에 나타낸다. Fig. 4에 나타낸바와 같이 유압 회로의 구성은 작동유가 기름 탱크로부터 흡입되어 시험용 펌프를 통과하여 릴리프 밸브에서 부하를 걸어준 다음 유량계를 통과, 열교환기, 라인 필터(line filter)를 거쳐 탱크로 되돌아오도록 하였다. 시험용 펌프는 60KW의 가변속(可變速) 전동기로 구동되어 최대 토출압력 10MPa, 최고 회전속도 1200rpm까지 운전이 가능하다. 시험에 사용한 작동유는 광유(mineral oil)로써 점도

는 40°C 에서 $0.027\text{Pa}\cdot\text{S}$ 이다. 실험 조건은 릴리프 밸브를 이용하여 $4\sim 10\text{MPa}$ 로, 가변속(可變速) 전동기를 이용하여 $400\sim 1200\text{rpm}$ 으로 설정하였다.

Fig. 5에는 실험용 펌프와 그 주변장치를, Fig. 6에는 로터로부터 전송되는 데이터를 도출하기 위한 슬립링과 로터리 엔코더를 나타낸다.

측정에 있어서는 캘리브레이션한 4개의 압력 변환기를 사용 펌프가 정지 상태에 있을 때 압력의 0점을 측정한다. 설정 운전 조건에서 펌프를 작동시킨다. 펌프의 운전 상태가 안정된 상태에서 연속적으로 10사이클(cycle)분의 데이터를 측정하고 열전대에서 온도를 측정한다. 다음 펌프를 정지시킨다.

정지 상태에서 다시 0점을 측정한다. 이상의 순서를 반복하여 각 조건에서의 측정을 한다. 압력 측정의 오차는 측정치의 $\pm 3\%$ 정도로 고려된다.

3. 압력 측정 결과

3.1 압력파형의 변동

Fig. 7(a)에 베인 주위 4개소 압력의 위치를, Fig. 7(b)에 베인실의 구간을, Fig. 7(c)에 측정된 압력파형의 대표적인 예로써 펌프의 회전수 500

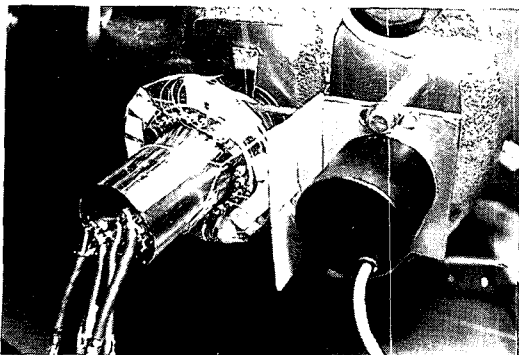
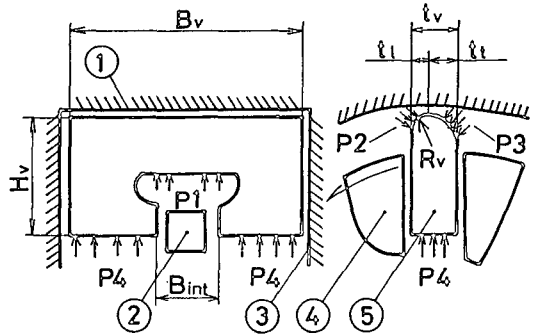


Fig. 6 Slipring and rotary encoder

rpm, 토출압력 4MPa 경우의 P1(인트라베인실의 압력), P2(베인 전방실의 압력), P3(베인 후방실의 압력), P4(베인 저면실의 압력)를 나타낸다. 연구대상의 펌프가 압력 평형형이기 때문에 펌프 1 회전당 흡입포트가 2개소, 토출포트가 2개소가 있어 그것에 상응하여 압력변동을 일으키고 있다. 대상 베인이 소원호부(D region)의 중심으로 부터 회전방향으로 36°진행된 위치를 기준 각도 0°로 하여 각도 48°의 위치에서 제일 먼저 상승하는 파형이 베인 전방실의 압력 P2이다. 피측정(被測定) 베인 실이 토출포트에 열림과 동시에 흡입 압력으로 부터 토출 압력까지 순간적으로 상승하여 곧 바로 오버슈트(overshoot)를 발생 시키면서 최대 피크(peak) 압력값에 도달한다. 회전각 85°에 걸친 토출 구간이 끝나기 직전에 압력이 재차 상승, 다시 또 한차례의 압력 피크값을 나타낸 다음 급격히 흡입 압력까지 하강한다. 그후 95°에 걸쳐 흡입 구간이 계속되는 동안 구간 전체를 통하여 게이지 압력 0으로 일정값을 유지한다.

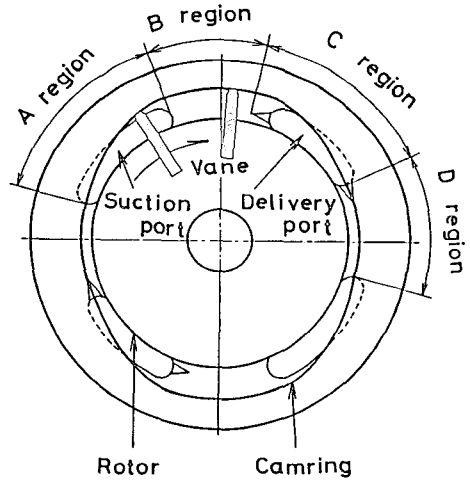
베인 전방실(前方室)의 압력에 이어 일정 각도 지연되어 비슷한 압력파형을 나타내는 것이 베인 후방실(後方室)의 압력이 P3이다. 이 압력 파형은 베인과 베인의 간격 36°의 위상차를 나타내며, 파형의 피크 수 및 피크의 크기 정도가 베인 전방실의 압력 파형과 동일한 형태로 되어 각 베인실의 압력 파형이 균일(均一)하게 나타남을 보여주고 있다. 특히 토출포트의 도통(導通) 개시점(開始點), 캠링 축소부의 종점(終點)의 피크압력 형태 및 크기 또한 거의 일치함을 보여주고 있다. 이와같은 현상으로부터 펌프의 측에 대한 압력 평형이 확보되고 있음을 알 수 있다.

베인 저면부의 압력 P4는 베인 후방실의 압력과 형과 크기, 형상에 있어 오차 범위 이내의 값으로써 거의 일치함을 보여주고 있다. 베인의 저면부에는 베인의 후방실(後方室)로부터 직경 5.5mm의 구멍 2개를 통하여 작동유가 통과 되도록 되어 있으나, 압력 측정결과 여기에서의 유로저항(流路抵抗)은 무시 할 정도로 적게 나타남을 알 수 있다. 베인 후방실의 압력, 베인 저면부의 압력파형은 1 회전당 2사이클의 압력 변화 형상을 나타내나 인트라베인부의 압력 P1은 이들과 전혀 다른 양상을 나타내고 있음을 알 수 있다. 이것은 앞서서도 설명한 바와 같이 다른 압력 파형보다 36° 앞의 값을 나타내나, 로터 회전중에 있어서 압력의 변동이 적



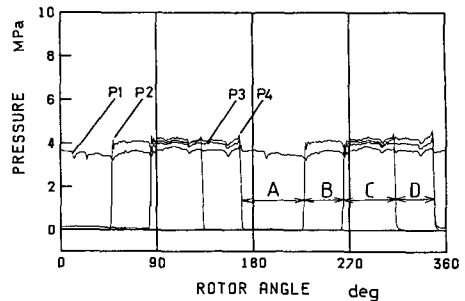
- P1 : Pressure of intravane chamber
- P2 : Pressure of leading chamber
- P3 : Pressure of trailing chamber
- P4 : Pressure of under vane chamber
- 1. Camring
- 2. Intravane
- 3. Sideplate
- 4. Rotor
- 5. Vane

(a) Measuring point of pressure



- A : suction port
- B : Large arc region
- C : Delivery port
- D : Small arc region

(b) Position of pressure chamber



(c) Pressure distribution of 4 chambers
Fig. 7 Pressure measurement

으며, 1회전중 2개의 장파장(長波長)을 갖고 있음과 동시에 10개의 작은 압력 피크 값을 나타내고 있다. 장파장의 경우 흡입 구간에서 위로 볼록 형상을, 토출 구간에 있어서는 아래로 볼록 형상을 나타낸다. 또한 작은 압력의 피크는 36° 간격으로 나타나 베인의 매수(枚數)에 대응됨을 확실히 보여주고 있다. 결국 10개 베인실의 어느 하나가 토출 포트에 도통될때 순간적인 압력 저하를 가져오는 것으로 판단된다. 인트라베인부의 압력이 다른 3개소의 토출구간 도통시의 압력보다도 약간 낮게 분포되어 있는데 이 부분의 압력이 토출포트로 부터 좁은 슬리트를 통하여 들어오는 동안 유로저항에 의하여 압력 강하가 이루어 지기 때문이다.

3.2 압력파형에 대한 회전속도의 영향

베인 주위 4개소의 동적 압력 파형의 펌프 회전 속도에 의한 영향을 파악하기 위하여 대표적인 측정 예로서 베인펌프의 토출압력을 정격조건에 가까운 10MPa로 고정하고, 펌프의 회전속도를 800rpm, 1000rpm 및 1200rpm으로 변화시켰을 때의 압력파형을 Fig. 8(a), Fig. 8(b) 및 Fig. 8(c)에 각각 표시하였다.

회전 속도가 증가함에 따라 4개소의 어느 압력 파형도 압력변동이 크게 증가하며 작은 변동 피크 수(數) 또한 증가 현상을 나타낸다. 베인의 전후실(前後室) 및 베인 저면부의 압력에 대하여는 회전 속도와 관계없이 사이클적인 압력의 상승, 강하에 상당하는 로터각은 3.1°로써 일정한 값을 나타낸다. 토출포트의 개시점 압력이 순간적인 피크값을 나타낸다음 그의 압력이 일정 값까지 감쇄 할때까지의 구간은 회전속도의 증가와 더불어 증대하는 경향을 나타내어 800rpm에서 로터(rotor)각 8°, 1200rpm에서 약 14°를 나타낸다. 압력의 피크값 직후 자유 진동적 압력의 최대 진폭 또한 800rpm에서 3.2MPa, 1200rpm에서 5MPa로 증대하여 회전속도의 영향이 크게 나타남을 알 수 있다. 나아가 토출구간 개시점(開始點), 종점(終點)에는 급격한 피크 압력이 존재 하는데, 오버슈트(over-shoot)된 압력값을 보면 800rpm의 경우 약 2.5MPa 정도이며, 회전속도가 1200rpm에 있어서는 그의 값이 5MPa 정도임을 알 수 있다. 그러나 펌프의 회전속도 800rpm의 경우나 1200rpm의 경우 모두 토출포트의 개시점과 종점에서의 오버슈트(over-shoot)된 압력값의 크기는 거의 변화없이 크

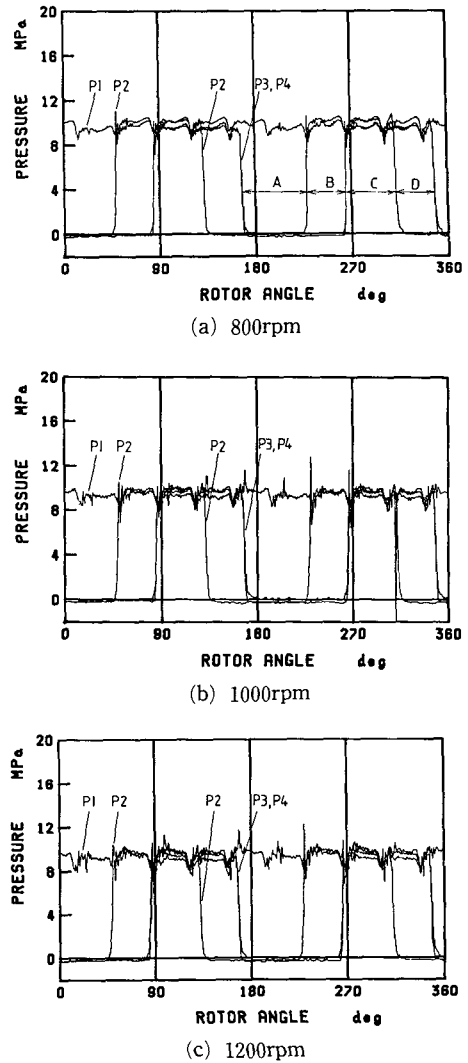


Fig. 8 Effect of rotating speed on the Pressure distribution (at the discharge pressure 4MPa)

기가 비슷함을 보여준다. 이 양점에서의 피크 압력 직후의 압력진동은 개시점쪽의 감쇄가 느리다. 인트라베인부의 압력은 1회전당 2개의 커다란 주기를 갖는 압력파형이 나타나는데 진폭의 크기는 동일한 토출 압력에 있어서는 펌프 회전속도의 변화에 대하여 그다지 크지 않음을 알 수 있다. 다만 저속도(低速度)의 영역에서 파형이 완만하게 나타나나 회전속도가 증가함에 따라 파형이 점점 복잡하게 변동한다. 베인 주위 4개소의 압력파형 크기의 상호 관계에 있어서는 회전속도 영향이 별로 크지 않음을 알 수 있다.

3.3 압력파형에 대한 토출압력의 영향

Fig. 9에 펌프의 회전속도 1200rpm에 대하여 토출압력이 4MPa(Fig. 9(a)), 7MPa(Fig.9(b)), 10 MPa(Fig.9(c))일때의 측정 결과를 나타낸다. 토출변동 압력에 의하여 압력변동이 연속적으로 나타나는 것이 인트라베인부의 압력인데, 회전속도 일정에서 토출압력이 증대할 경우 변동하는 양상은 거의 변화하지 않음을 알 수 있다. 종종 나타나는 피크 압력의 크기 및 빈도수, 이것들이 나타나는 로터의 각도 또한 거의 같다. 인트라베인부의 압력과

그의 3개소의 토출구간과 도통할때의 압력관계는 인트라베인부의 압력이 항상 낮게 나타나며, 토출 압력이 증가함에 따라 그의 차는 증가하나, 토출압력의 크기와 비교하여 보면 비율은 거의 변화하지 않는다. 베인의 전(前), 후(後)실이 토출포트에 통하는 개시점과수축부 중점에서의 피크 압력에 있어서는 압력이 급상승하여 피크압력후의 압력진동이 감쇄 할때까지의 시간을 로터의 회전각도로 계산하여 10°정도로 나타난다. 토출구간에로의 열림을 개시할때와 폐쇄할때 피크압력의 절대값은 거의 일치하나 피크압력 발생 전후의 변동압력의 진폭을 보면 개시점쪽이 훨씬 크게 나타남을 알 수 있다. 토출구간의 종료점에서는 그의 직전에 약간의 압력 저하가 나타나나 압력진동은 거의 나타나지 않는다. 그리고 로터 1회전을 통하여 베인 주위 4개소의 압력파형 크기와 상호 관계에 있어서는 토출압력의 증가와 더불어 상호간의 차가 증가한다.

4. 베인선단과 캠링간의 역학적 거동

베인과 캠링간에 작용하는 하중의 대부분은 베인 주위의 압력에 의하여 발생되는데 (Fig.7(a)), 로터 1회전에 걸쳐 베인 주위 4개소의 압력을 동시에 뿐만아니라 연속적으로 측정함으로써, 양면간의 작용력은 1사이클중 4단계로 단계적으로 나타남을 명확히 규명 하였다. 제 1단계에서는 베인 전, 후실의 압력과 베인 저면의 압력이 흡입압력(저의 대기압)으로 되어 인트라베인실의 압력만이 베인의 작용력으로 나타난다. 제 2단계에서는 베인의 후방실과 저면부의 압력이 흡입압력으로 되어 인트라베인실과 베인 전방실의 압력이 베인의 작용력과 관계하고 있다. 제 3단계에서는 베인이 토출포트에 달하여 4개소의 압력 전체가 토출압력으로 되어 작용력 면에서 평형을 이루고 있는 부분이다. 제 4단계에서는 베인 전방실의 압력만이 흡입압력으로 나머지 3개소의 압력이 베인의 작용력과 관계를 갖고 있다. 이상의 결과로 부터 토출압력 4~10MPa, 로터의 회전수 400~1200rpm의 펌프정격 조건에서 임의의 로터 회전각에 대한 캠링에 대하여 베인의 작용력을 파악 할 수 있게 되었다. 또한 인트라베인부의 압력은 운전조건에 관계하지 않고 펌프 1회전당 2사이클의 커다란 파동을 나타내나 그의 진폭은 대단히 작기 때문에 베인의 저면으로 부터 캠링 측에로의 작용력에 대한 압력변동의 영향은 거의

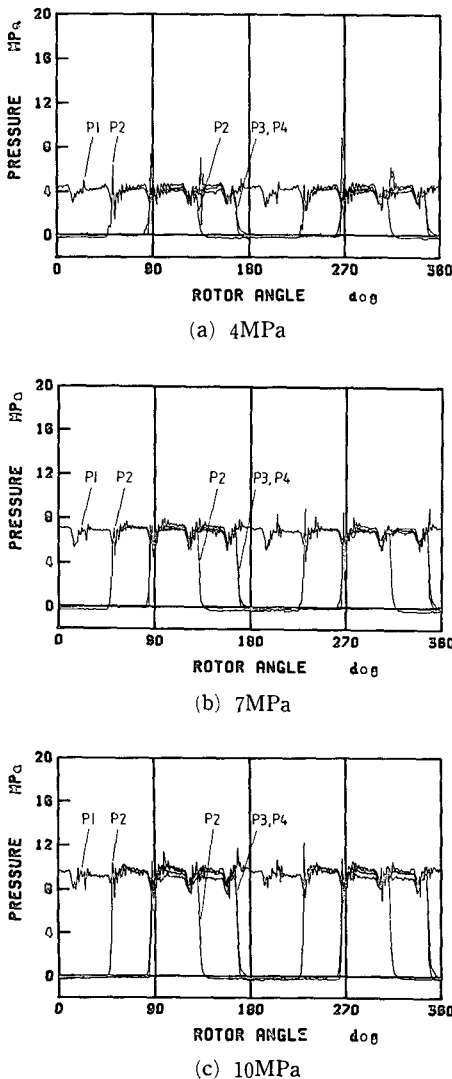


Fig. 9 Effect of discharge pressure on the pressure distribution (at the rotating speed 1200rpm)

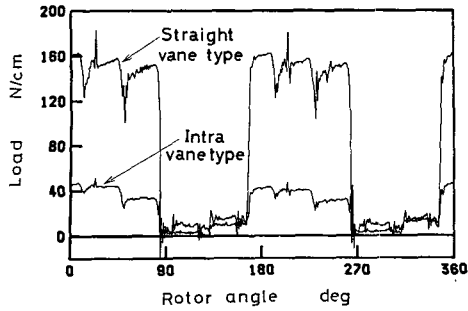


Fig. 10 Acting load of vane on the camring

없는 것으로 고려된다. 나아가 회전속도의 증가에 따른 4점의 측정과형에 있어 토출구간 포트의 도통개시점, 수축부 중점의 피크압력이 크게 증가하여 이것으로 인한 작용력의 평형이 깨어짐으로써 베인 선단과 캠링간의 마찰, 마멸 손실 유량이 좌우되리라 추측된다. Fig. 10에는 베인 주위 4개소의 비정상 압력을 동시에 또한 연속적으로 측정한 결과로부터 계산된 캠링에 대한 베인의 작용력을 나타낸다. 그림에 보인 바와같이 중축에 로터의 회전각, 횡축에 베인의 캠링에 대한 하중을 취하여 회전속도 800rpm, 토출압력 4MPa의 경우에 있어서 인트라베인을 사용했을때와 straightvane(單板베인)을 사용하였을 경우 나타나는 하중 분포를 비교하여 보면 흡입포트부(A), 대원호부(大圓弧部)(B), 토출 포트부(C), 소원호부(小圓弧部)(D)의 4단계로 계단상으로 분포하는 것을 알 수 있다. 여기에서 알 수 있는바와 같이 베인의 캠링에 대한 작용하중이 가장 큰 흡입포트에 있어서 인트라베인의 경우는 베인의 단위폭당 약 40N 정도이나 straightvane의 경우에는 155N정도로 현저하게 크게 나타남을 예측할 수 있다. 따라서 straightvane형의 경우 베인선단과 캠링 사이에 가혹한 슬라이딩 조건이 형성될것으로 고려되며, 또한 흡입포트 구간중 심한 하중 진폭의 변동이 나타나 펌프의 소음 진동의 커다란 원인으로 작용되리라 판단된다. 따라서 이러한 결과로써 고압화 및 고속화에 대한 한계를 가져올 것이 명확해졌다. 이와같이 펌프의 각 운전 조건및 형상에 대한 베인과 캠링간에 작용하는 하중을 명확히 함으로써 베인 선단부에 대한 윤활문제를 해결하는데 적용이 될뿐만 아니라 유압펌프의 체적효율 향상, 진동, 소음문제의 해결에도 커다란 도움을 줄 수 있도록 하였다. 이와같은 결과들이

용하여 유압 베인펌프의 마찰, 마멸, 체적효율 특성을 명확하게 규명할 연구가 계속 되어져야 할 것으로 판단된다.

5. 결 론

본 연구에서는 인트라베인식 압력평형형 베인펌프의 베인 주위의 동적변동 압력을 펌프의 정격 조건하에서 로터 회전중 4개소에서 동시에 또한 연속적으로 측정하여 베인과 캠링간에 작용하는 하중을 정량적으로 규명하였다. 따라서 베인 선단 습동부분에서 일어나는 마찰, 마모의 거동, 펌프 축에 작용하는 합력의 계산등 펌프의 특성 해석에 필요한 자료를 얻을 수 있는 실험적 방법을 확립 하였다. 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 토출포트의 개시점과 수축부의 중점에서 일어나는 베인실의 서어지 압력은 토출 압력의 크기에는 크게 영향 받지 않으나, 로터의 회전속도에는 크게 영향을 받아 회전속도가 증가함에 따라 압력 진동이 감쇄할때까지의 구간이 길어진다.

(2) 동일 토출압력에 있어서 로터의 회전속도가 증가하면 펌프 내 흡입구간의 압력 과형은 거의 일정값을 나타내나, 토출 구간에서는 압력 진동수와 진폭이 현저하게 증대된다.

(3) 동일 회전속도에 있어서 토출압력이 증가 하여도 압력과형의 압력 진동수와 진폭이 거의 변화 하지 않으나, 토출압력에 비례하여 펌프내 각 측정점에 있어서의 평균압력의 차가 크게된다.

(4) 베인과 캠링간의 작용하중은 펌프의 1사이클을 통하여 4단계에 걸쳐 계단상(階段狀)으로 분포 하며, 특히 흡입포트 구간에서의 캠링에 대한 베인의 작용하중이 가혹하여 캠링의 표면이 크게 손상 받을것으로 고려되며, straightvane형의 베인펌프인 경우에는 이로 인하여 고압및 고속화에 대한 제약을 많이 받을것이 명백해졌다.

후 기

(1) 이 논문은 1990년도 문교부 학술연구 조성비에 의한 자유공모 과제로 선정되어 연구되었음.

(2) 본 연구의 실험에 사용한 실험장치의 일부는 일본 비커스(Vickers)인 동경계기로 부터 제작해 받았다. 이에 동사의 Hayakawa 연구실장에 심심한 감사의 뜻을 전한다.

참고문헌

- (1) Karmel, A.M., 1986, "A Study of the Internal Forces in a Variable-Displacement Vane-Pump-Part I : A Theoretical Analysis," Trans ASME, Vol. 108, No. 2, pp. 227~232.
- (2) 上野, 岡島, 1986, "베인 펌프에における 베인의 離間現象", 日本 機械學會論文集, Vol.57, No.477, B, pp. 2990~2997.
- (3) Beck, W.D., et al, 1966, "Design for Minimum Friction in Rotary-Vane Refrigeration Compressors," Trans ASHRAE, Vol. 72, Part 1, pp. 190~197.
- (4) Edwards, T.C., et al, 1972, "Analysis of Mechanical Friction in Rotary Vane Machines," Proc Compressor tech. conf. Purdue Univ. pp. 250~262.
- (5) Stein, R.A., et al, 1967, "Design for Minimum Leakage in Rotary-Vane Refrigeration Compressors," Trans ASHRAE, Vol. 73, Part 1, pp. 192~199.
- (6) Bransford, E.O., et al, 1960, "Design Control of Over Compression in Rotary-Vane Compressors," Trans ASME Journal of Engineering for Power Vol. 82A, No.3, pp. 221~226.
- (7) 氏家, 西野, 1978, "베인形 眞空ポンプ의 베인先端部の 摩擦トルクの低減 について" 油壓과 空氣壓(日本), Vol.14, No.1, pp. 86~93.
- (8) 佐木 外 2人, 1980, "베인 펌프의 摩耗壽命의 豫測에 關する 研究" 日本機械學會論文集, Vol.46, No.409B, pp. 1687~1696.
- (10) Hirata, M., et al, 1979, "Wear in Vane Pump Test," ASLE Trans, Vol.22. No. 4, pp. 342~348.
- (11) Tao, F.F. and Appeldoorn, J.K., 1970, "An Experimental Study Wear Caused by Loose Abrasive Particles in Oil," ASLE Trans, Vol. 13, No.3, pp. 169~178.
- (12) 小嶋 外 2人, 1983 "油壓 ポンプ의 流體傳播 騒音에 關する 研究", 日本機械學會 論文集, Vol.49, No.443, pp. 1458~1467.
- (13) 原田 外 2人, 1978, "베인 펌프에 における 壓力上昇 過程의 研究", 日本油空壓學會 秋期油空壓 講演會 論文集, pp. 47~51.