

## 유압유의 특성을 고려한 플런저 펌프의 작용력 해석

장운석 · 박인규 · 임운철\*

연세대학교 대학원 기계공학과

\*연세대학교 기계전자공학부

### Analysis of Forces Acting on Plunger in Radial Plunger Pump Considering Characteristics of Oil

Yoon-Seok Jang, In-Kyu Park, Yoon-Chul Rhim\*

Dept. of Mechanical Eng. Graduate School, Yonsei Univ.

\*School of Electrical and Mechanical Eng. Yonsei Univ.

**Abstract-** This paper presents a method for evaluating the lubrication characteristics between the plunger and cylinder in a radial type plunger pump. A numerical analysis is carried out in order to obtain the pressure distribution and acting forces between the plunger and cylinder. The pressure distribution is also measured experimentally by using pressure transducer through the cam type test machine. The experimental pressure distribution result is compared with the numerical result which is estimated by the computer simulation. In conclusion, the acting forces to the plunger are expressed for the operating conditions such as clearance, supply pressure, rotation speed and viscosity of oil.

**Key words :** radial type plunger pump, pressure distribution, plunger and cylinder, acting forces, clearance, supply pressure, rotation speed, viscosity of oil

### 1. 서 론

유압장치에서 유압에너지를 발생시켜주는 기구로는 기어, 베인, 나사 그리고 피스톤 펌프 등이 대표적이다. 특히 고압의 운전조건하에서는 피스톤 펌프가 가장 일반적으로 사용되고 있다. 또한, 작동부의 단면이 연결부의 단면과 일치하는 피스톤을 플런저라고

하고 이러한 펌프를 플런저 펌프라고 한다. 플런저 펌프는 실린더와 고속으로 직선왕복 운동을 하는 플런저를 포함하며 장치의 고압화에 따라 이러한 섭동부에서의 간극은 더욱 작아지고 있으므로 간극에서의 윤활 특성은 펌프 전체의 성능에 큰 영향을 미친다. 섭동부에서의 마찰 및 마멸 등을 감소시키기 위하여서는 실린더와 플런저는 박막으

로 서로 분리되어 있어야 하는데, 플런저의 기울어짐에 의하여 실린더와 플런저 사이의 얇은 간극을 따라 흐르는 유압유는 플런저의 원주방향으로 비대칭적인 압력분포를 형성하게 되고 이것은 원주방향 힘의 불평형을 발생시킨다. 그 결과로써, 플런저는 실린더 내벽에 직접 접촉하게 되어 플런저와 실린더가 늘어붙게 되는 Hydraulic lock 현상을 일으키게 되어 펌프의 수명을 단축시키는 주요 원인이 된다.

이에 대해 Blackburn[1], Sweeney[2] 등은 Hydraulic lock의 원인으로 생각되어 온 축력과 피스톤, 실린더 형상과의 관계에 대한 연구를 수행한 바 있고, 플런저와 실린더간의 마찰력과 오일막의 두께는 Renius[3]와 Yamaguchi[4] 등에 의해서 실험적으로 측정되었다. 그러나 실제 마찰력과 오일막의 두께는 매우 작기 때문에 정확한 측정 방법은 현재까지 알려진 바 없으며, 수치 계산 결과와 실험을 통한 측정값의 정량적인 비교는 수행되지 못하였다. 또한 Backé[5]는 피스톤과 실린더 사이 간극에서의 온도와 압력을 측정하였으나 제한된 운전조건에서의 결과이므로 일반적으로 사용되는 펌프에 적용하기는 어렵다.

본 연구에서는 현재까지 정확한 수치가 제시되지 않고 있는 플런저 펌프의 플런저와 실린더 사이 간극에서의 압력을 실험적으로 측정하여 수치 계산적으로 해석된 압력 분포 결과[6]와 비교·검증하여 해석의 신뢰성을 확보하고자 하였다. 간극과 토출 압력, 회전속도 그리고 작동 오일의 점도 등의 운전 조건에 따른 플런저와 실린더 사이 간극에서의 압력 변화를 측정하였으며 해석 결과와 비교하여 그 경향의 신뢰를 바탕으로 플런저에 작용하는 축력과 압력에 의한 힘, 마찰력 그리고 점성력 등을 계산하였다. 이러한 연구는 유압펌프의 누설유량 예측 및 효율향상을 위한 연구에 결정적인 기여를 할 것으로 예상되므로 그 기초가 되는

간극에서의 정확한 압력분포를 측정하는 것은 매우 중요한 의미를 가진다고 생각된다.

## 2. 실험 및 결과의 고찰

### 2.1 실험 장치와 운전 조건

토출 압력과 모터의 회전수 그리고 작동 오일의 점도를 변화시켜 가면서 10~20 $\mu$ m의 간극을 갖는 플런저와 실린더 사이 유막에서 발생하는 압력을 측정하였다. 전체 실험 장치의 개략적인 구성이 Fig. 1에 나타나 있는데, 실험 방법은 우선 파워팩(power pack)을 이용하여 일정 압력을 실린더 내부에 유지시키면 플런저는 하사점에 위치하게 되고 이 때, 모터를 구동시켜서 캠의 작용에 의해 플런저가 왕복 행정을 수행하게 하여 플런저와 실린더 사이의 유막에서 발생하는 압력을 측정하는 것이다. 전체 부하 릴리프 밸브의 압력은 토출부에서의 압력 측정값을 이용하여 설정하였는데, 80~200bar를 범위로 하였으며 회전속도는 1,000~3,000rpm이었고, 작동 오일의 점도는 80~180cSt로 하였다.

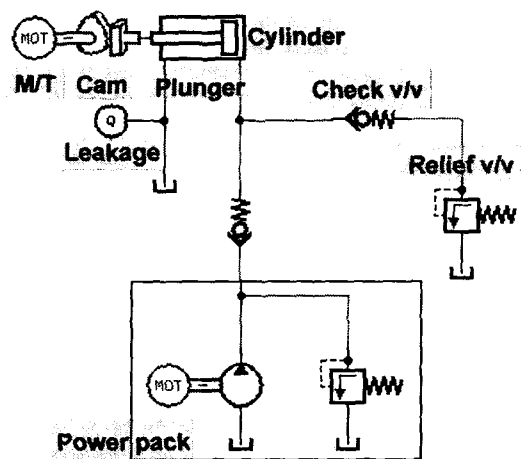


Fig. 1. Schematic diagram of test system

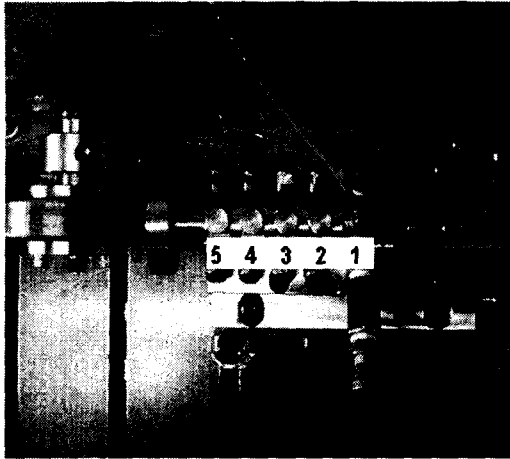


Photo 1. Test system layout

실험장치에 사용된 모터는 5HP 삼상 유도 전동기이며 전용 컨트롤러를 사용하여 회전 속도를 조절하였고 실린더 주위의 압력 측정점으로부터 플런저와 실린더 사이의 유막에서 발생하는 압력을 측정하였는데, Photo 1에 실험장치의 구성과 측정점의 번호가 나타나 있다. 압력 센서는 piezoelectric pressure transducer를 사용하였고 T-type 열전대로 오일의 온도를 측정하여 작동 중의 정확한 점도를 알아내었다.

## 2.2 예비 실험

실험에서는 플런저의 복귀를 위해서 일정 압력을 실린더 내부의 간극 체적(clearance volume)에 작용시키고 있으므로 하사점에서 압력을 보정하기 위하여 예비 실험을 통해서 각 측정점에 작용하는 압력을 알아내었고 그 결과가 Fig. 2에 나타나 있다. 측정점이 상사점에서 멀어질수록 최초 작용 압력이 줄어드는 것을 확인할 수 있었다.

Figure 3은 토출압 80bar에서 Fig. 2에 나타난 바와 같은 초기 압력이 작용할 때, 플런저가 왕복 운동을 하는 동안의 압력 분포이며, 다섯 주기를 평균한 결과이다. 압력이 높게 나타난 실선에서부터 차례로 측정점이

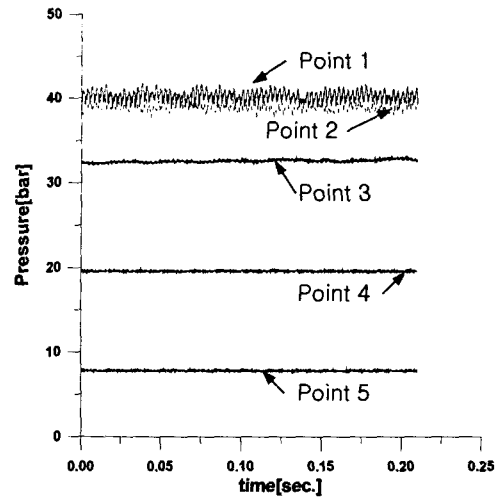


Fig. 2. Initial pressure of sensing points

플런저의 헤드 쪽으로 가까워질 때의 결과를 나타낸 것이다. 전체 스트로크의 10% 미만인 영역에서는 압력 증가량이 둔한 것을 볼 수 있는데, 실린더 내부에 갇힌 상태에서 오일이 압축되기 때문인 것으로 생각되었다. 캠의 회전이 50°부근인 곳은 전체 스트로크의 15%정도가 진행된 것을 의미하며 실린더 내부 오일은 토출 설정 압력에 도달하

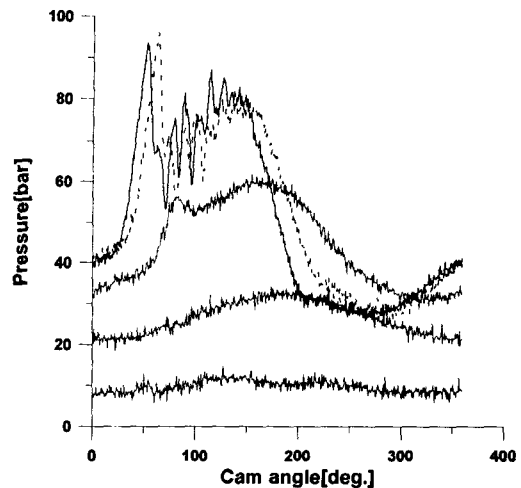


Fig. 3. Pressure variation of oil film between plunger and cylinder w.r.t. stroke( $C=20\mu\text{m}$ , 1,000rpm, 80cSt)

여 릴리프 밸브가 작동하는 상태에서 압력의 맥동이 시작되었다. 압력의 변화가 심한 것은 릴리프 밸브의 응답 특성 때문이며, 또한 다수의 실린더를 사용하지 않고 하나의 실린더만을 제작하여 실험한 것도 그 원인이라고 할 수 있다. 그러나 실험을 통하여 확인하고자 한 90° 부근에서의 플런저 헤드 부 간극에서의 압력과 압축초기 압력 증가량 및 행정 전반에 걸친 각 측정점에서의 상대적 압력분포 등을 이해하는 데에는 전혀 어려움이 없었으므로 맥동은 고려하지 않았다. Figure 3에서 점선으로 나타난 부분은 토출부에서부터 두 번째 위치한 측정점의 압력분포인데 간극 체적의 압력분포보다 압력의 전파속도가 느린 것을 볼 수 있으며, 가운데 위치한 측정점의 결과로부터 90° 부근에서 플런저의 기울어짐이 최대가 되어 유체 동압 발생에 의한 압력증가량이 더해져서 압력의 피크가 형성된다는 것을 알 수 있었다. 플런저의 헤드에 가까운 두 측정점의 압력은 상대적으로 변동량이 적은 것을 나타내고 있다.

## 2.3 압력 분포 측정 실험

### 2.3.1 점도에 대한 영향

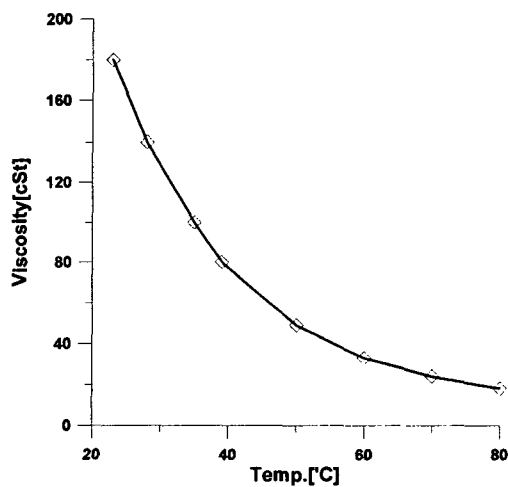


Fig. 4. Viscosity variation w.r.t. temp.

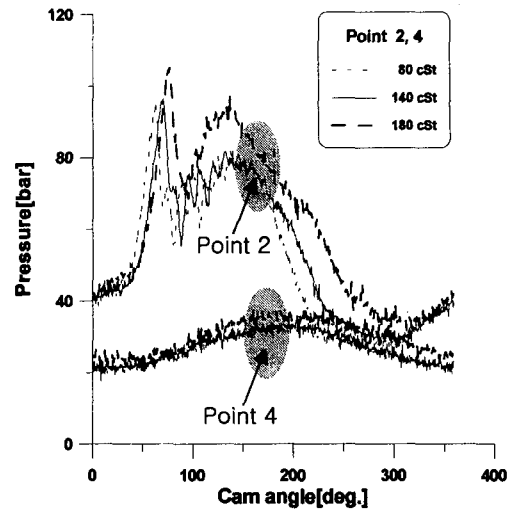


Fig. 5. Pressure variation w.r.t. stroke ( $C=20\mu\text{m}$ , 80bar, 1,000rpm)

왕복 행정이 진행되면 작동 오일의 온도는 상승하며 그에 따라 오일의 점도는 낮아지게 된다. 점도계로 실험에 사용된 시료의 온도에 대한 점도 변화를 측정된 결과가 Fig. 4에 나타나 있다. Figure 5에는 플런저의 행정에 대한 실린더와 플런저 사이의 유막에서 발생하는 압력이 나타나 있으며, 토출부에서 가까운 순서대로 두 번째와 네 번째 측정점에서의 결과를 도시한 것이다. 진하게 표시된 긴 점선은 상대적으로 고점도인 경우이며, 저점도인 짧은 점선에 비하여 압력이 높게 형성되는 것을 볼 수 있다. 이러한 결과로부터 점도가 낮을수록 플런저와 실린더 사이의 간극을 통하여 누설되는 오일의 양이 많아진다는 것을 알 수 있었다.

### 2.3.2 모터의 회전속도에 대한 영향

다양한 속도로 모터를 회전시키면서 실험을 수행하였고 500~1,500rpm까지의 범위에서, 플런저의 길이 방향으로 한가운데에 위치한 플런저와 실린더 사이 유막에서 발생하는 압력의 분포를 Fig. 6에 나타내었다. 실선으로 표시된 것은 모터의 회전수가 500rpm으로 매우 낮은 경우이며, 상대적으로

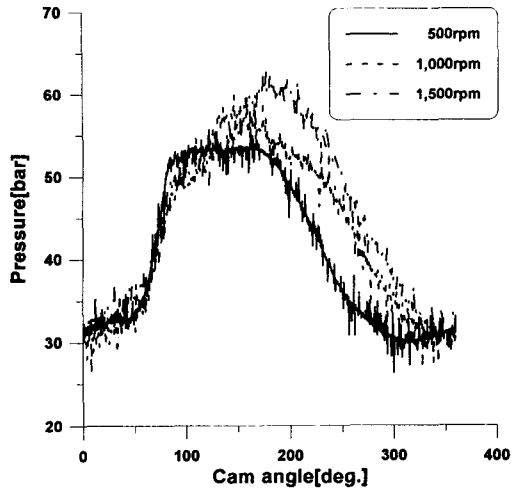


Fig. 6. Pressure variation w.r.t. stroke (C=20 $\mu$ m, 80bar, 180cSt)

로 고속인 1,000~1,500rpm에 비하여 압력의 피크가 형성되지 않았다. 이러한 결과로부터 펌프가 매우 저속으로 회전하는 경우에는 압력의 불평형으로 인하여 발생하는 측력이 작아지게 되며 그에 따라 플런저의 기울어짐은 줄어들고 상대적으로 편심량은 커지므로 누설 유량이 증가하여 펌프의 체적효율을 감소시킬 것이라고 생각할 수 있었다.

### 2.3.3 토출 압력에 대한 영향

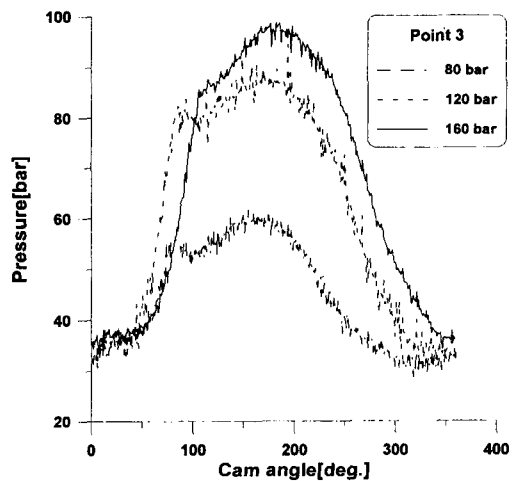


Fig. 7. Pressure variation w.r.t. stroke (C=20 $\mu$ m, 1,500rpm, 80cSt)

토출부의 압력은 릴리프 밸브를 사용하여 설정하였고 Fig. 7에 그 영향이 나타나 있다. 토출 설정 압력이 높을수록 압력의 피크가 상대적으로 작게 형성되는 것을 볼 수 있으며 발생하는 최고 압력도 토출 설정 압력에 비하여 낮아지는 것을 알 수 있다. 실험 결과로부터 160bar 이상의 고압 운전 조건에서 작동오일의 점도가 80cSt으로 비교적 묽은 경우에는 누설되는 오일의 양이 많아진다고 생각할 수 있었다.

### 2.3.4 간극에 대한 영향

Figure 8에는 플런저와 실린더 사이의 간극의 정도에 따른 압력 분포가 나타나 있다. 간극이 상대적으로 큰 20 $\mu$ m인 경우에는 토출부 압력의 영향이 측정점인 플런저의 중심부까지 크게 미치는 것을 알 수 있다. 이러한 실험 결과는 간극을 따라 흐르는 오일의 양이 많다는 것을 의미하며, 따라서 플런저의 기울어짐이 최대인 90° 부근에서의 압력 상승 효과도 두드러지게 나타난다는 것을 보여 준다. 간극이 작은 경우에는 간극을 따라 흐르는 오일의 양이 적으며, 플런저의 기울어짐에 따른 쉐기 효과에 의한 압력 상승량도 적다는 것을 나타내고 있다.

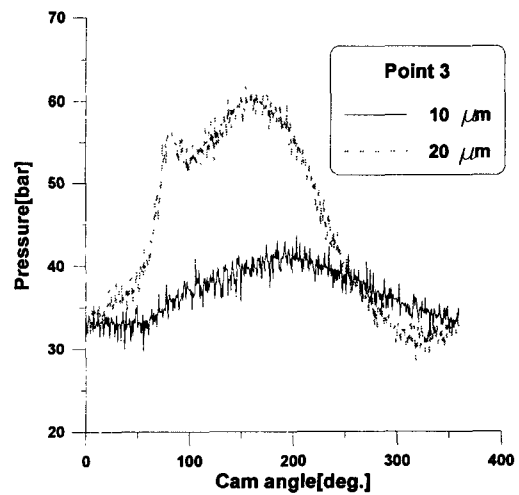


Fig. 8. Pressure variation w.r.t. stroke (80bar, 1,500rpm, 80cSt)

### 3. 수치해석 및 결과의 고찰

#### 3.1 압력 분포

실험을 통하여 얻어진 압력분포와 수치 계산적 방법으로 해석된 결과[6]를 비교하여 수치해석의 신뢰성을 확보하고자 하였기 때문에 Fig. 9에 실험과 계산을 통하여 얻어진 압력분포 결과를 나타내었다. 수치해석에서 얻어진 결과는 캠의 회전이 90° 부근에 이르렀을 때, 토출부에서 먼 쪽에 위치한 플런저와 실린더 사이의 간극에서 압력의 상승 효과가 두드러진다는 것이었다. 실험을 통하여서는 플런저의 중심부 간극에서 압력의 증가폭이 큰 것으로 나타났는데, 플런저의 헤드에 가까운 영역에서는 누설에 의하여 압력의 증가가 둔한 것으로 생각할 수 있었고 상대적으로 외부 대기압의 영향이 적은 플런저의 중심부 간극에서는 해석과 마찬가지로 압력의 증가폭이 크게 나타난 것을 알 수 있었다. 그리고, 토출부에 가까운 간극에서의 압력 증가 경향은 실험과 해석의 결과가 일치하는 것을 볼 수 있었다.

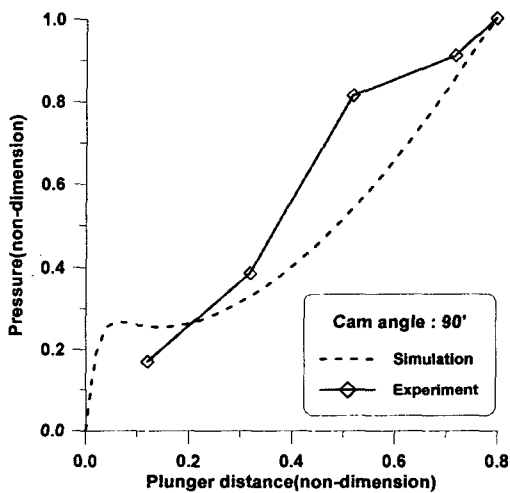


Fig. 9. Comparison of pressure distribution along the plunger at 1,500rpm ( $C=20\mu\text{m}$ , 120bar, 80cSt)

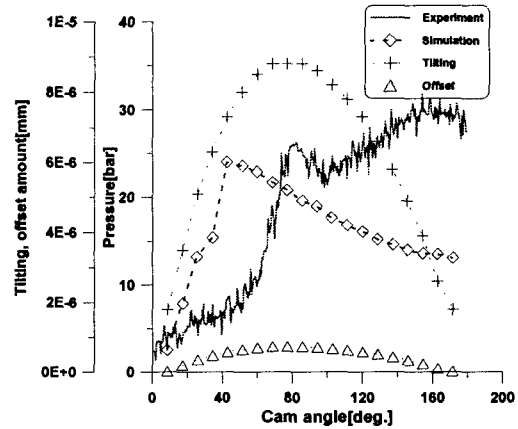


Fig. 10. Comparison of pressure variation w.r.t. pumping stroke at point 3 ( $C=20\mu\text{m}$ , 80bar, 1,000rpm, 80cSt)

Figure 10에는 캠의 회전, 즉 플런저의 전진에 따른 플런저와 실린더의 중심부 간극에서의 압력 변화가 나타나 있다. 해석에서는 전체 행정의 12%정도가 진행된 캠의 회전이 40° 부근인 영역에서 토출부는 설정압력에 도달하여 오일의 토출이 시작되어 압력이 점차 감소하는 것을 보여 주고 있다. 실험 결과의 도시는 초기 공급압력의 크기를 제외한 것이며, 캠의 회전각 100° 까지는 해석 결과와 마찬가지로 압력의 증가와 더불어 피크 압력이 발생하고 점차 압력이 감소하는 경향을 보이면서 잘 일치하고 있으며, 해석에서 나타난 플런저의 기울어짐의 정도에 따라 췌기 효과에 의한 압력증가 경향이 강하게 나타나는 것을 볼 수 있다. 그러나 실험 결과에서 나타난 초기 압력 증가폭이 작은 것은 작동오일에 기본적으로 포함되어 있는 공기의 압축에 의한 영향을 해석에서는 고려하지 않았기 때문이며, 캠의 회전각 100° 이후의 영역에서 압력이 계속적으로 증가하는 것은 실험에서 사용한 릴리프 밸브의 응답속도가 다소 원활하지 못하여, 해석에서 나타난 바와 같이 플런저의 기울어지는 양이 줄어들 때에 토출부로 향하던 오일이 간극으로 역류하였기 때문인

것으로 생각되었다. 그리고, 토출 과정이 충분히 진행된 캠의 회전각 160° 이후에서는 해석과 마찬가지로 압력의 감소가 나타나는 것을 알 수 있었다.

### 3.2 작용력 분석

압축 행정이 진행되는 동안 플런저에 작용하는 마찰력, 축력, 점성력과 오일에 의한 압력에 의한 힘 그리고 모터의 회전에 의한 구동력이 Fig. 11에 나타나 있고 식(1)~(3)에 이러한 작용력에 대한 평형 관계가 나타나 있으며 중력에 의한 영향은 무시하였다.

$$\sum F_x = F_t - F_p - \mu_s F_a - \mu_s F_b - F_v = m_p \ddot{x} \quad (1)$$

$$\sum F_y = F_b - F_a - F_l = m_p \ddot{y} \approx 0 \quad (2)$$

$$\sum M_o = F_b \times L + \mu_s F_a \times R_s - F_l \times Y_f - F_t \times X_f - \mu_s F_b \times R_s = I_p \ddot{\alpha} \approx 0 \quad (3)$$

### 3.3 작용력 해석 결과

작용력은 ADI 방법으로 구한 압력분포를 이용하여 계산하였으며, 그 결과가 Fig. 12와 13에 나타나 있다. 작동 오일의 압축성과 압력에 의한 점도 변화[6]를 고려하였고 플런저의 전진에 따른 오일의 압축에 의하여 토출부에서 발생하는 압력에 의한 힘으로 무차원화 하였다. Figure 12에서 토출 설정 압력이 600bar인 경우, 오일의 토출이 시작되는 캠의 회전각 40° 이후에서는 모터에

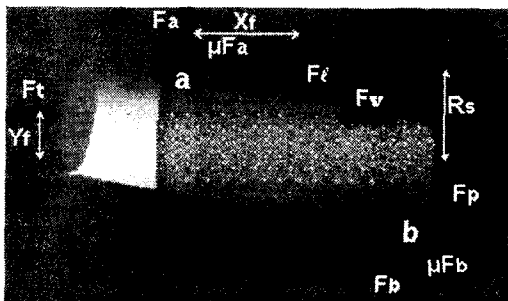


Fig. 11. Forces acting on the plunger in a radial type axial plunger pump

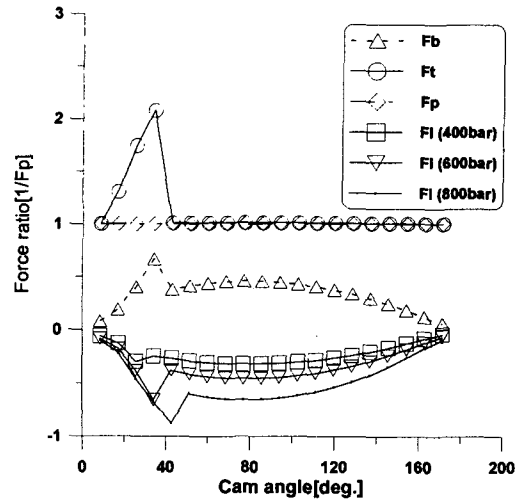


Fig. 12. Change of forces in a pumping cycle (C=10μm, 600bar, 3,000rpm, 80cSt)

의한 구동력이 토출부 압력에 의하여 발생하는 힘과 균형을 이루었으며, 플런저 주변의 압력 불평형으로 인하여 발생하는 축력은 플런저의 최대속도가 나타나는 90° 이후에서 점차 줄어들어 가는 것을 볼 수 있었고 실린더와 플런저의 접촉점에서 발생하는 접촉력과 상쇄되는 것을 알 수 있었다. Figure 13에는 플런저와 실린더 사이에서 발생하는 마찰력과 오일의 점성에 의한 힘이

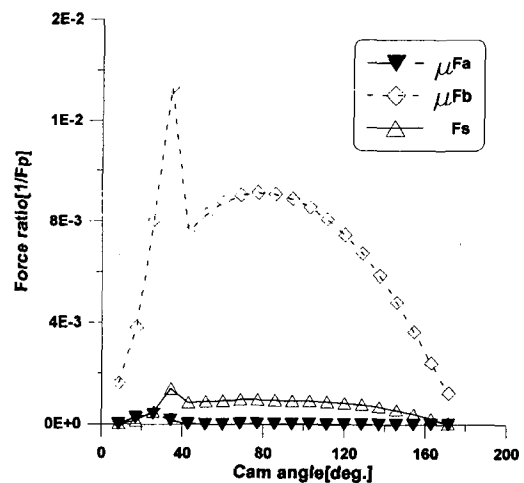


Fig. 13. Change of forces in a pumping cycle (C=10μm, 600bar, 3,000rpm, 80cSt)

나타나 있는데, 각각 플런저의 기울어진 정도 및 플런저의 이동 속도와 그 경향이 포물선 형태로 일치하는 것을 알 수 있었다.

#### 4. 결 론

본 연구를 통하여 플런저와 실린더 사이의 간극, 토출압력 및 회전수 그리고 작동 오일의 점도 변화에 대한 플런저와 실린더 사이의 유막에서 발생하는 압력 분포를 실험적으로 측정하였고 해석으로 얻어진 압력 분포 결과와 비교 및 검증을 수행하였다.

압축 행정 초기의 완만한 압력 증가량은 작동 오일의 압축성과 오일이 포함하고 있는 공기의 영향이라고 생각되었고, 해석 과정에서 오일을 압축성으로 가정하여 오일의 압축률과 체적탄성계수를 고려한 것[6]은 매우 사실적인 해석 방법이었다고 할 수 있다.

플런저의 속도가 가장 빠른 압축 행정 중기에는 토출부에서 비교적 먼 쪽의 간극에서 순간적인 압력의 피크가 형성되는 것을 실험적으로 볼 수 있었고 해석을 통하여서도 그와 같은 현상을 발견할 수 있었으나 그 위치에서는 다소 차이가 있었다. 이것은 실험 장치를 통하여 누설되는 오일이 간극에서의 압력 감소에 영향을 준 것으로 생각할 수 있었고 상대적으로 누유에 의한 영향이 적은 플런저 중심부의 간극에서 실험을 통하여 측정된 압력이, 펌프 가공의 정밀도를 이상적으로 가정하여 누설량이 적다고 본 해석에서의 플런저 헤드에 가까운 부분의 압력에 해당한다고 생각할 수 있으며 이와 같은 조건하에서 실험과 해석의 결과는 잘 일치한다고 볼 수 있었다.

수치 해석을 통하여 계산된 압력 분포를 바탕으로 플런저에 작용하는 각종의 힘 성분들을 분석할 수 있었으며, 플런저 주위의 압력 불평형으로 인하여 발생하는 축력은 토출부 설정 압력에 비례하는 것을 확인할 수 있었고 토출이 시작된 후에는 압력 불평형의 해소에 따라 감소하는 것을 알 수 있었다.

마찰력과 점성력은 상대적으로 그 영향이 적었으나 플런저와 실린더가 접촉하는 영역

에서는 비교적 큰 마찰력이 나타났고, 플런저의 기울어진 정도와 그 경향이 일치하였다. 레이디얼 타입 플런저 펌프에서 캠과 플런저 헤드가 접촉하는 구동부에서의 접촉점의 변화로 플런저가 기울어지는 것은 피할 수 없는 현상이며 특히, 과대한 토출압에서의 운전은 그에 비례하는 축력을 발생시키고 플런저와 실린더 사이의 접촉점에서 매우 심각한 마찰력의 원인이 되어 유압 요소들간의 직접적인 접촉이 일어나는 혼합 윤활 조건이 될 수 있으므로 윤활의 관점에서는 매우 좋지 않으며 아울러 효율의 저하를 예상할 수 있으므로 신중히 고려하여야 한다.

#### 참고문헌

- [1] J. F. Blackburn, "Contribution to Hydraulic Control," Transactions of ASME, August, 1953, pp.1175-1180
- [2] D. C. Sweeney, "Preliminary Investigation of Hydraulic Lock," Engineering, Vol.172, 1951, pp.513-516
- [3] K. Renius, "Investigations of the Friction Between Piston and Cylinder of Tilted Plate Axial Piston Machines," VDI-Forsch-Heft 561, 1974
- [4] A. Yamaguchi, "Motion of Piston Pumps and Motors(1st Report, In Case of Metallic Contact)," Transactions of the JSME, Vol.55, No.518, 1989, pp.3122-3128
- [5] W. Backé, "Experimentelle Ermittlung der Druck und Temperaturverteilung in Dicht und Lagerfugen hydrostatischer Maschinen," Research Report, Inst. für Hydraulische und Pneumatische Antriebe und Steuerungen der RWTH Aachen, 1994
- [6] 장윤석, 천세민, 임윤철, "레이디얼 피스톤 펌프의 효율 특성 연구," 한국윤활학회지, 제16권, 제4호, 2000, pp.259-265
- [7] B. J. Hamrock, *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*, McGraw-Hill, 1994, pp.52-63, pp.150-175