

# 항공기용 가변 용량형 피스톤 펌프의 특성에 관한 연구

## The Study of Characteristic of Variable Displacement Axial Piston Pump for Aircraft

\*조재홍<sup>1</sup>, 김승만<sup>2</sup>, 박종후<sup>3</sup>, 김근배<sup>4</sup>, #박명관<sup>5</sup>

\*J. H. Cho<sup>1</sup>, S. M. Kim<sup>2</sup>, J. H. Park<sup>3</sup>, K. B. Kim<sup>4</sup>, #M. K. Park(mkpark1@pusan.ac.kr)<sup>5</sup>

<sup>1</sup> 부산대학교 지능기계공학과, <sup>2</sup> 두산 모트롤, <sup>3</sup> 국방과학연구소,

<sup>4</sup> 한국항공우주연구원, <sup>5</sup> 부산대학교 기계공학부

Key words : Hydraulic, Variable Displacement, Pump, Aircraft

### 1. 서론

항공우주산업은 기계, 전자, 소재 등 다양한 분야의 첨단기술이 집약된 종합시스템 산업으로 기계, 전자, 자동차, 조선산업 등 다른 산업으로의 기술 파급 효과가 매우 높다. 특히 항공기는 3 차원 공간상을 움직여야 하는 제약 조건 때문에 정밀성, 신뢰성, 경량화, 효율성 등 거의 모든 분야에서 한 차원 높은 기술 수준을 요구한다.

항공기용 유압시스템은 극한조건에서도 원활한 기능을 발휘해야 하므로 고성능, 고 신뢰성의 첨단기술 제품이 사용된다. 항공기 유압 시스템에서 펌프는 가장 중요하고 기본적인 요소로서 효율이 높고 넓은 압력, 온도, 점도에서 사용할 수 있는 피스톤 펌프를 널리 사용한다. 항공기용 가변 용량형 피스톤 펌프를 생산하는 선진국의 일부 업체에서 핵심기술의 이전을 기피하고 있기 때문에 피스톤 펌프의 독자개발을 위해서는 설계 조건에 대한 성능 해석 및 예측, 최적화 할 수 있는 기술이 보유되어야 한다.<sup>(7)</sup> 가변 용량형 피스톤 펌프의 해석을 위해서는 펌프 요소들에 대한 수학적 모델에 관한 연구가 수반되어야 한다. 이것에 대한 연구는 유체역학 이론을 바탕으로 펌프의 수학적 모델을 선형화한 Schoenau G. J., 등과 사판 토크의 해석을 위한 수학적 모델을 제시한 Zeiger. G., 등 그리고 슬리퍼와 사판 간극의 직접적 누설 평가 방법을 제시한 J. M. Bergada, 등이 있다. 하지만 위 연구들은 항공기용 가변 용량형 피스톤 펌프가 아닌 일반 산업용 가변 용량형 피스톤 펌프에 대해 초점을 맞추고 있다. 항공기용 가변 용량형 피스톤 펌프는 고속, 고압(약 8000rpm, 200~350bar)의 운전 조건을 가진다. 이는 일반 산업용 가변 용량형 피스톤 펌프의 운전 조건(약 250bar)보다 높다. 이와 같은 고성능을 위해서는 고정도의 기술이 요구되며 부품들의 공차와 내구성, 신뢰성이 바탕이 되어야 한다.<sup>(2-4)</sup>

항공용 가변 용량형 피스톤 펌프는 회전체의 경우 일반 피스톤 펌프와 유사한 형태와 특징을 가지나 고속 회전 시 펌프에 일정한 유량을 공급하기 위해 펌프 흡입 포트 측에 임펠러가 장착되어 있다. 임펠러가 장착되어 있는 구조는 일반 가변 용량형 펌프에서는 찾아 볼 수 없는 형태이며 원심 펌프와 같은 정용량형 펌프에서 사용되고 있다. 본 연구는 항공용 가변 용량형 피스톤 펌프의 성능해석을 위한 기초 연구로 가변 용량형 펌프에 기초하여 회전체의 수학적 모델링 수행하고 정용량형 펌프에 기초하여 항공용 펌프에 사용되는 임펠러의 특징을 살펴본다.

### 2. 가변 용량형 피스톤 펌프 모델

가변 용량형 피스톤 펌프의 특성을 알기 위해서는 펌프 모델이 필요하고 이를 위해 유체 역학에 기반한 가변 용량형 피스톤의 수학적 모델을 적용한다. 가변 용량형 피스톤 펌프에서 사판과 요크 결합의 토크를 발생시키는 가변력은 펌프 모델 개발에서 중요하게 고려되는 부분이다.

사판과 요크 결합에 작용하는 가변력들은 사판에 작용하는 토크  $\bar{T}_s$ , 요크의 댐핑 토크  $T_{yd}$ , 요크의 스프링에 의한 토크  $T_{ys}$ , 액츄에이터 피스톤에 의해 요크에 작용하

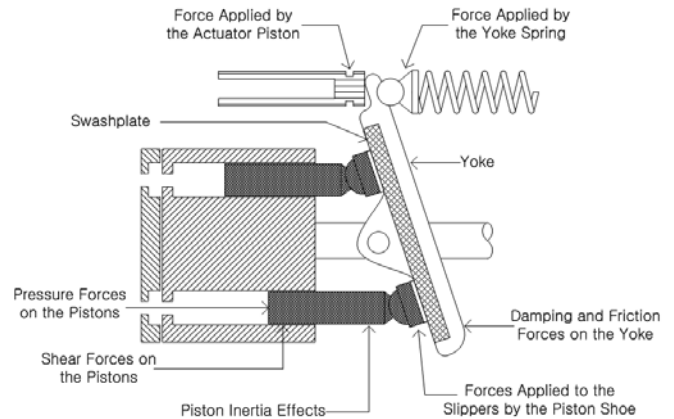


Fig. 1 Components of the Swash plate-Yoke Assembly torques

는 토크  $T_a$ , 사판과 요크 결합의 관성질량 모멘트  $I$ 로 구분된다.

$$T_{yd} = K_d \dot{\alpha} \quad (1)$$

$$T_{ys} = F_{sp} [b_{sp} \cos \alpha + a_{sp} \sin \alpha] + K_{sp} [a_{sp} b_{sp} \cos 2\alpha + (a_{sp}^2 - b_{sp}^2) \sin \alpha \cos \alpha] - m_{sc} [a_{sp} b_{sp} \cos 2\alpha + a_{sp}^2 \sin \alpha \cos \alpha - b_{sp}^2 \sin \alpha \cos \alpha] \dot{\alpha}^2 - m_{sc} [2a_{sp} b_{sp} \sin \alpha \cos \alpha + a_{sp}^2 \sin^2 \alpha + b_{sp}^2 \cos^2 \alpha] \dot{\alpha}^2 \quad (2)$$

또한, 이 토크들의 합은 아래와 같다.

$$\Sigma T_{\alpha} = \bar{T}_s - T_{yd} + T_{ys} - T_a = I \ddot{\alpha} \quad (3)$$

여기서 사판에 작용하는 토크  $\bar{T}_s$ 는 피스톤의 관성력에 의한 토크  $\bar{T}_{pm}$ , 피스톤의 전단력에 의한 토크  $\bar{T}_{ps}$ , 슈 플레이트의 영향에 대한 토크  $\bar{T}_r$ , 실린더내의 압력에 의한 토크  $\bar{T}_{pr}$ 의 영향을 받으며 여기에 대한 수식들과 그 합은 아래와 같다.

$$\bar{T}_{pm} = -mN \left[ \frac{R^2 \sin \alpha + a^2 \sin \alpha \cos^2 \alpha - 2a^2 \sin^3 \alpha}{\cos^5 \alpha} \right] \dot{\alpha}^2 + \frac{mNR^2 w^2 \sin \alpha}{2 \cos^3 \alpha} - mN \left[ \frac{R^2 + 2a^2 \sin^2 \alpha}{2 \cos^4 \alpha} \right] \ddot{\alpha} \quad (4)$$

$$T_{ps} = -\frac{\pi N r_p \mu}{h_p \cos^5 \alpha} [I_{p_0} R^2 \cos \alpha + I_{p_0} a^2 \cos \alpha \sin^2 \alpha - 2a^2 R \sin^2 \alpha - \frac{1}{2} a R^2 \sin \alpha - \frac{1}{2} a^3 \sin^2 \alpha] \dot{\alpha} \quad (5)$$

$$\bar{T}_{pr} = \frac{N}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{PA_p (R \sin \theta - a \sin \alpha)}{\cos^2 \alpha} d\theta \quad (6)$$

$$\bar{T}_s = \bar{T}_{pm} + \bar{T}_{ps} + \bar{T}_r + \bar{T}_{pr} \quad (7)$$

사판에 작용하는 토크에 대한 식(7)을 식(3)에 대입하

고 유사한 항들을 정리하면 아래의 식을 얻는다.

$$-P_a A_a b + K_{p_2} \Delta P_p + K_{p_3} \Delta P_p \alpha + C_1 + C_2 \dot{\alpha} + C_3 \dot{\alpha}^2 = I_c \ddot{\alpha} \quad (8)$$

$K_{p_1}$ ,  $K_{p_2}$ ,  $K_{p_3}$ 는 상수이고  $C_1$ 은 각변위,  $C_2$ 는 각속도,  $C_3$ 는 각속도의 자승에 의존하는 계수항이며 각각 아래와 같이 정리된다.

$$C_1 = F_{sp_0} (b_{sp} \cos \alpha + a_{sp} \sin \alpha) + K_{sp} [a_{sp} b_{sp} \cos 2\alpha + (a_{sp}^2 - b_{sp}^2) \sin \alpha \cos \alpha] + \frac{mNR^2 \omega^2 \sin \alpha}{2 \cos^3 \alpha} + K_{p_1} \quad (9)$$

$$C_2 = -\frac{\pi r_c \mu b^2}{h_c} \left[ \frac{l_{c_0} + b \tan(\alpha - C)}{\cos^2(\alpha - C)} \right] - K_d + K_{p_2} - \frac{\pi N r_p \mu}{h_p \cos^5 \alpha} [l_{p_0} R^2 \cos \alpha l_{p_0} a^2 \cos \alpha \sin^2 \alpha - 2a^2 R \sin^2 \alpha - \frac{1}{2} a R^2 \sin \alpha - \frac{1}{2} a^3 \sin^2 \alpha] \quad (10)$$

$$C_3 = -m_{sc} [a_{sp} b_{sp} \cos 2\alpha + a_{sp}^2 \sin \alpha \cos \alpha - b_{sp}^2 \sin \alpha \cos \alpha] - mN \left[ \frac{R^2 \sin \alpha + a^2 \sin \alpha \cos^2 \alpha - 2a^2 \sin^3 \alpha}{\cos^5 \alpha} \right] - m_e b^2 \left[ \frac{2 \sin(\alpha - C)}{\cos^3(\alpha - C)} \right] \quad (11)$$

위에서 보는 것과 같이 사판과 요크 결합에 작용하는 토크를 고려한 운동방정식은 많은 계수 항들을 포함하고 있기 때문에 사용하기가 쉽지 않다. 하지만 다른 항들과의 비교를 통해 식에 미치는 영향이 적은 항들은 제거함으로써 식을 간소화 할 수 있다. 위의 모델을 사용하기 위해서는 구체적인 형태의 펌프를 고려해야 하고 특정 계수들은 펌프의 물리적 사양에서 얻을 수 있으며 또는, 실험을 통하여 얻을 수 있다.

### 3. 임펠러

항공기의 경우 일반적인 산업기계와는 달리 외부의 여러 인자들에 의한 부하를 받는다. 특히 앞에서 언급한 것처럼 항공기용 가변 용량형 피스톤 펌프는 주로 고속의 조건에서 작동하므로 외부 부하가 작용하더라도 펌프 내부에 일정한 유량이 유입되어야 한다. 이 점은 일반 산업용 펌프와는 다른 점으로 펌프내부의 구조변경 및 외부 장치의 추가를 부가적으로 필요로 한다. 하지만 이것들은 펌프의 경량화와 소형화, 내구성을 방해하는 요소가 되므로 다른 방법이 필요하다. 임펠러는 정용량형 원심펌프와 압축기에서 사용되며 용도와 성능에 따라 그 형상이 설계된다.



Fig. 2 Impeller of Hydraulic Pump for Aircraft

Baske 형 임펠러는 적합하게 응용되어 고속 펌프에 사용되며 고속, 고압, 저유량의 작동 조건에 적합한 조건을 가지고 있기 때문에 항공용 펌프에도 위와 같이 적용되고 있다.<sup>(5,6)</sup>

### 4. 결론

본 연구는 항공용 가변 피스톤 펌프의 특성을 파악하기 위해 펌프 구조를 가변 용량형과 정용량형으로 구분하여 접근하였다. 가변 용량형 피스톤 펌프의 회전체 특성을 파악하기 위해 유체역학에 기반하여 모델링을 수행하였고 일반 산업용 가변 피스톤 펌프와 구조와 특징이 유사하기 때문에 기존 방식의 모델링 방법을 사용하였다. 본문에서 도출된 모델을 통한 펌프의 압력효과와 특성에 대한 해석을 위해서는 수치해석 기법이 요구되나 식(6)과 같은 경우 매우 강한 비선형성을 가지고 있어 수치해석 기법을 적용하는데 상당한 시간이 소요된다. Schoenau G. J.는 위 모델에 대해 간소화된 모델을 제안했고 이 두 모델에 대한 특성해석 결과는 상당히 유사함을 밝혔다.<sup>(3)</sup> 정용량 펌프의 임펠러는 고속 펌프에 적용되는 Baske 형 임펠러에 대해 기본적인 특징을 살펴보았다.

항공기용 가변 용량형 피스톤 펌프의 완전한 시뮬레이션 모델의 개발을 위해서는 임펠러의 형상에 따른 유동해석과 이에 따른 펌프의 성능에 관한 연구가 수반되어야 하며 액추에이터 피스톤을 조절하는 보상 밸브에 대한 모델링이 요구된다.

### 후기

본 논문은 지식경제부에서 주관하는 KHP 민군겸용 핵심 구성품 개발사업의 지원으로 수행되었음.

### 참고문헌

1. Merrit, H., Hydraulic Control Systems, Wiley, New York, N.Y., 1967
2. Zeiger, G, and Akers, A., "Torque on the Swashplate of the Axial Piston Pump," ASME Journal of Dynamic systems, Measurement and Control, Vol. 107, No. 3, Sept., 1985, pp. 220-226
3. Schoenau G. J., Burton R. T. and Kavangh G. P., "Dynamic Analysis of a Variable Displacement Pump," ASME Journal of Dynamic systems, Measurement and Control, 112, 122/132 (1990-5)
4. J. M. Bergada, J. Watton, "A Direct Leakage Flow rate Calculation Method for Axial Pump Grooved Pistons and Slippers, and Its Evaluation for a 5/98 Fluid Application, Fifth International Symposium, Fluid Power, 2002
5. Val S. Lobanoff, Robert R. Ross, Centrifugal Pumps Design & Application, Gulf, 1985
6. Micehael W. Volk., Pump characteristics and applications, MARCEL DEKKER, 1996
7. 고응담(Power-By-Wire) 액추에이터 기술 개발에 관한 산업분석, 산업자원부, 2006