

# 회전 캠 및 고정 실린더식 레이디얼 피스톤 펌프의 송출 유량 특성

## Discharge Flow Characteristics of A Rotating-Cam and Fixed-Cylinder Type Radial Piston Pump

이일영 · 최세령

I. Y. Lee, S. R. Choi

**Key Words** : Hydraulic pump(유압 펌프), Radial piston pump(레이디얼 피스톤 펌프), Volumetric efficiency(체적 효율), Pump design(펌프 설계)

**Abstract**: In the beginning of this study, pressure in a cylinder and flow rate from a cylinder of a rotating-cam and fixed-cylinder type radial piston pump are investigated through numerical simulations, so that the simulation results might be utilized as basements for examining physical phenomena occurring in the pump assembly. Then, for supplying basic knowledge on pump design, pressure, flow and leakage characteristics of the pump assembly under the variations of major design parameters are investigated through numerical simulations. At the end, key design parameters influencing upon volumetric efficiency of the pump are listed.

### 1. 서 론

1906년에 미국의 Williams 교수와 Janney 기사가 사판식 액시얼 피스톤 펌프를 발명하였으며, 비슷한 시기인 1907년에는 영국의 Hele Shaw 박사가 회전 실린더형 레이디얼 피스톤 펌프를 발명하였다. 1930년에 독일의 Hans 기사는 사축식 액시얼 피스톤 펌프를 개발하였다<sup>1,2)</sup>. 이로서 유압용 고압 피스톤 펌프의 양대 계열인 액시얼형과 레이디얼형이 갖추어졌으며, 이 두 가지 계열의 펌프들은 발전을 거듭하면서 세계의 여러 유압기계 제조사들에서 오랜 기간 동안에 생산되었다.

1970년대 이래로, 앞에서 기술한 유압용 고압 피스톤 펌프의 양대 계열은 한쪽 계열, 즉 액시얼형으로 정리되었고, 현재는 세계적으로 생산되는 유압용 피스톤 펌프의 대부분을 액시얼형이 차지하고 있다. 이와 같이 레이디얼형이 쇠퇴하고, 액시얼형만이 남게 된 이유는, 레이디얼형이 상대적으로 펌프의 단

위 체적당 배제용적이 작고, 운전 가능한 최고 회전 속도가 낮기 때문이다.

현재까지도 생산이 계속되고 있는 레이디얼 피스톤 펌프에 회전 캠·고정 실린더식이 있다. 이 형식의 펌프는 흡입 및 송출 밸브로서 체크 밸브를 사용하기 때문에 밸브를 통한 누설이 적고, 부품의 수가 상대적으로 적은 이점이 있어서, 주로 600 bar 이상의 압력유를 송출하는 초고압 펌프로 사용되고 있다. 이 펌프의 주된 용도는 초고압 유압 잭, 초고압 유압 공구를 구동하는 유압 시스템 등으로 매우 제한적이다.

현재까지 보고되고 있는 유압용 피스톤 펌프에 관한 연구의 대부분은 액시얼형에 관한 것들이며, 레이디얼형에 관한 연구<sup>3,4)</sup>는 매우 드문 편이다. 특히 회전 캠·고정 실린더식 레이디얼 피스톤 펌프에 관한 연구 보고는 찾아보기 어렵다. 그런데, 근래에 국내에 조선 산업이 크게 발전하면서 조선 생산 현장에서 초고압 잭과 같은 특수 목적의 초고압 유압기계에 관한 수요가 증가하고 있으며, 이에 따른 초고압 펌프, 초고압 밸브 관련 기술의 필요성이 대두되고 있다.

이 연구에서는 먼저, 회전 캠·고정 실린더식 레이디얼 피스톤 펌프에서 단일 실린더 내부의 압력 및 단일 실린더로부터 송출되는 유량의 변화를 조

접수일 : 2010년 11월 6일

수정일(1차) : 2010년 11월 29일

게재확정일 : 2010년 12월 17일

이일영(책임저자) : 부경대학교 기계자동차공학과

E-mail: iylee@pknu.ac.kr Tel: 051-629-6153

최세령 : 부경대학교 대학원 메카트로닉스 공학과

사함으로써, 전체 펌프 조립체에서 발생할 수 있는 유량 맥동 및 용적 효율 저하의 원인 규명에 도움이 되는 토대를 제공한다. 이어서 펌프 설계를 위한 기초적 기술 자료를 제공할 목적으로, 특정 규격의 유압펌프를 대상으로 하여 수치 시뮬레이션을 수행하고, 펌프 설계에 관련된 주요 물리 인자들이 펌프의 송출 유량 특성에 미치는 영향을 조사한다. 덧붙여서, 연구 대상 펌프의 체적 효율에 큰 영향을 미치는 핵심 설계 인자들을 제시한다.

### 2. 연구 대상 펌프의 개요

회전 캠 · 고정 실린더식 레이디얼 피스톤 펌프의 예로서, 3개의 피스톤을 갖는 펌프(Bosch Rexroth 사)의 단면 형상<sup>5)</sup>을 Fig. 1에 나타낸다. 그림에서 ①은 구동축, ②는 회전 캠, ③은 피스톤, ④는 실린더, ⑤ 및 ⑥은 흡입밸브 및 송출밸브, ⑦은 펌프의 케이싱을 나타낸다. 3개의 실린더는 120°의 간격으로 회전축 주위에 배치되며, 각 피스톤들은 회전축에 설치된 편심 캠이 회전함에 따라서 왕복 운동이 일어나서 펌핑 작용을 한다. 이 펌프의 흡입측 압력, 즉 케이싱 내부 압력은 송압 펌프(이 그림에는 생략됨)에 의하여 수 MPa로 가압될 수 있다.

이 연구에서 대상으로 하는 펌프는 Fig. 3과 완전히 동일한 구조는 아니지만, 그 구성이 매우 유사하며, 연구 대상 펌프에 관련된 주요 물리 수치들을 Table 1에 제시한다.

### 3. 순간 이론 송출 유량에 관한 기초 방정식

먼저, 이 펌프의 3개의 피스톤 가운데서 하나의 피스톤의 운동에 주목한다. 피스톤이 외사점(outer

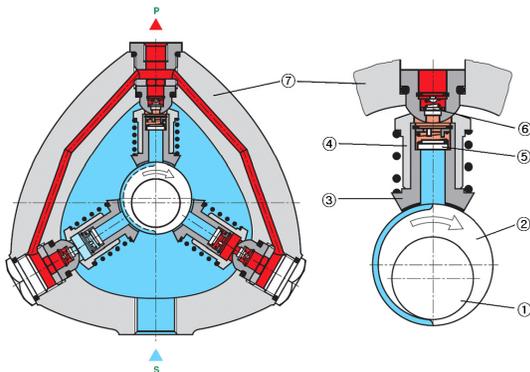


Fig. 1 A radial piston pump driven by an eccentric cam<sup>5)</sup>

Table 1 Physical parameters and operating conditions of the object pump of study

item	value
number of pistons( $z$ )	3
piston diameter( $D_p$ )	8 mm
piston length( $L_p$ )	44 mm
piston stroke( $L$ )	5 mm
eccentricity of cam ( $e = L/2$ )	2.5 mm
piston area( $A_p$ )	0.50265 cm <sup>2</sup>
displacement of pump	0.754 cm <sup>3</sup> /rev
clearance between piston and cylinder	5 μm
axial length of the sliding surface between piston and cylinder : 34(±2.5) mm	
dead volume of each cylinder at IDP (③ at Fig. 2)	0.366 cm <sup>3</sup>
volume of load side chamber (⑤ at Fig. 2)	7.918 cm <sup>3</sup>
cracking pressure of the check valves	0.05 MPa
suction(boosting) pressure( $p_i$ )	7 MPa
mean load pressure( $p_o$ )	70 MPa
pump speed( $N_p, n_p$ )	$N_p=1720$ rpm, $n_p=28.67$ rps

dead point, ODP)에 위치할 때에 회전축의 회전각도( $\theta$ )를  $\theta=0^\circ$  라 하면 회전축이 ODP로부터 각도  $\theta$  만큼 회전했을 때의 피스톤 변위  $x$  및 피스톤 속도  $v$ 는 각각 다음과 같이 표시된다.

$$x = e - e \cos \theta = e(1 - \cos \theta) \tag{1}$$

$$v = \dot{x} = e \omega \sin \theta \tag{2}$$

여기서  $\omega = \frac{d\theta}{dt}$  이다.

이 펌프의 3개 피스톤이 연속 작동함에 따라서 얻어지는 이론적인 순간 유량  $Q_{th}'$ 는 다음 식으로 표시된다.

$$Q_{th}' = \sum_{i=1}^{z_0} A_p v_i = A_p e \omega \sum_{i=1}^{z_0} \sin \left[ \theta + (i-1) \frac{2\pi}{z} \right] \tag{3}$$

식 (3)에서  $z_0$ 는 유압 유체를 송출 중인 피스톤의 수이며, 피스톤 수  $z$ 가 홀수일 때에는  $\theta$ 의 영역에 따라서  $z_0$ 가 다음과 같이 정해진다.

$$\begin{aligned} 0 < \theta \leq \pi/z &\Rightarrow z_0 = (z+1)/2 \\ \pi/z < \theta \leq 2\pi/z &\Rightarrow z_0 = (z-1)/2 \end{aligned} \tag{4}$$

일반적으로 임의의 각도  $\alpha, \beta$ 에 대하여

$$\sum_{i=1}^k \sin(\alpha + i\beta) = \sin \frac{k}{2} \beta \sin \left( \alpha + \frac{k+1}{2} \beta \right) / \sin \frac{\beta}{2}$$

의 관계가 성립하므로, 이것을 응용하여 식 (3)을 고쳐 쓰면 다음 식으로 된다.

$$Q_{th}' = A_p e \omega \sin \frac{z_0 \pi}{z} \sin(\theta + \frac{z_0 - 1}{z} \pi) / \sin \frac{\pi}{z} \quad (5)$$

따라서,  $z$ 가 홀수일 때, 식 (5)는

$$\cdot z_0 = (z+1)/2 \quad [\leftarrow 0 < \theta \leq \pi/z]:$$

$$Q_{th}' = A_p e \omega \cos \frac{\pi}{2z} \cos(\theta - \frac{\pi}{2z}) / \sin \frac{\pi}{z} \quad (6a)$$

$$\cdot z_0 = (z-1)/2 \quad [\leftarrow \pi/z < \theta \leq 2\pi/z]:$$

$$Q_{th}' = A_p e \omega \cos \frac{\pi}{2z} \cos(\theta - \frac{3\pi}{2z}) / \sin \frac{\pi}{z} \\ = \frac{A_p e \omega}{2} \cos(\theta - \frac{3\pi}{2z}) / \sin \frac{\pi}{z} \quad (6b)$$

식 (6)을 사용함으로써 대상 펌프의 이론적 순간 송출 유량을 직접 계산할 수 있다. 그러나 식 (6)에는 펌프 내부의 유체가 압축, 팽창됨에 따른 펌프 송출량 변화, 흡입 및 송출 밸브의 작용에 대해서는 고려가 미비되어 있다. 이 연구에서는 펌프 특성의 시뮬레이션에 범용 유압시스템 해석 소프트웨어인 AMESim<sup>6)</sup>을 사용하므로 펌프 계에 관한 더욱 구체적인 모델링은 생략한다.

#### 4. 펌프의 특성 시뮬레이션 모델

이 연구에서 대상으로 하는 펌프의 유압 회로 구성을 Fig. 2에 나타낸다. 저압측 승압 펌프 ①은 항상 70 bar의 압력유를 고압 펌프의 흡입측에 공급한다. 3개의 피스톤이 120°의 위상차를 가지고 피스톤을 왕복 운동시키에 따라서 체크밸브들의 작용으로 기름을 흡입, 송출한다. 각 피스톤의 송출측에는 체적 요소 ③이 존재한다. 이 체적 요소는 흡입밸브 ②와 송출밸브 ④ 사이의 체적으로서, 피스톤이 내사점(inner dead point, IDP)에 위치할 때의 실린더 내부 체적을 포함한다. 또한, 송출밸브를 지난 위치에도 체적 요소 ⑤가 존재한다. 펌프로부터 송출된 유압유는 부하압력 설정용 교축밸브 ⑥을 거쳐서 탱크로 복귀한다.

시뮬레이션 모델의 구성에는 범용 유압시스템 해석 프로그램인 AMESim을 사용하며, Fig. 2의 유압 회로를 AMESim 소프트웨어로 구성한 것이 Fig. 3이다. Fig. 3의 모델은 각 실린더 및 피스톤을 HCD(hydraulic component design) 라이브러리<sup>6)</sup>에서 제공하는 요소들을 사용하여 작성하였으며, Table 1에 제시된 물리 파라미터 값들과 Table 2에 제시된 유체 관련 수치들을 반영한다.

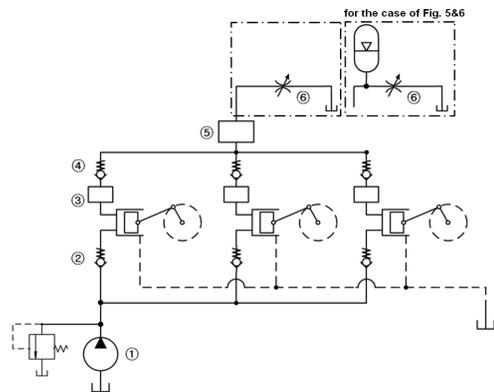


Fig. 2 Hydraulic circuit of the pump system

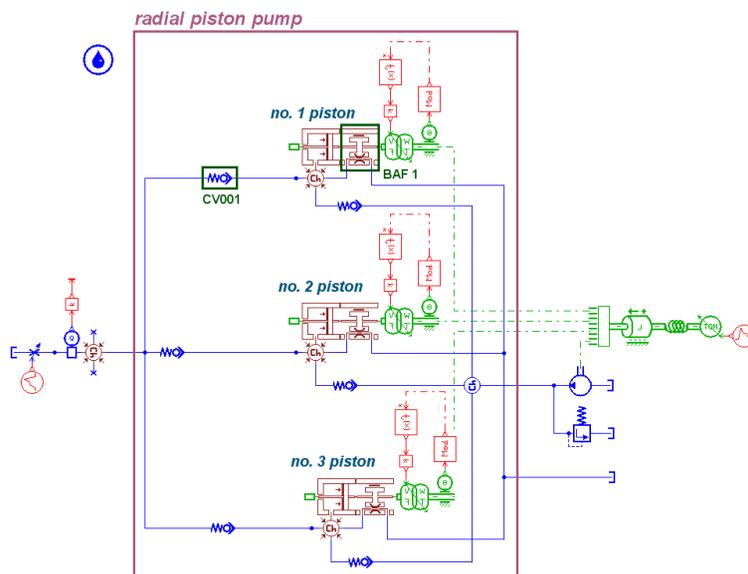


Fig. 3 Simulation model using AMESim for the pump

Table 2 Physical values on the hydraulic fluid

density( $\rho$ )	850 kg/m <sup>3</sup>
effective bulk modulus of oil( $\beta_e$ )	1700 MPa
kinematic viscosity( $\nu$ )	$60 \times 10^{-6}$ m <sup>2</sup> /s
temperature( $T$ )	40 °C

피스톤에서 발생하는 누설의 계산에는 평행 평판 사이의 층류 모델(BAF11)을 사용한다. 또한, 흡입 및 송출 밸브로 사용되는 체크밸브들의 모델로는 스프링 지지 체크밸브 모델(CV001)을 사용한다.

### 5. 시뮬레이션 결과 및 고찰

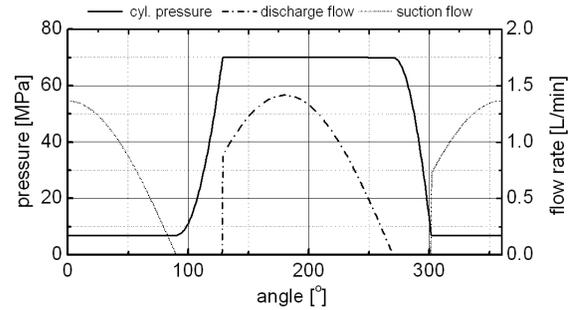
#### 5.1 시뮬레이션 결과 및 고찰

##### (1) 순간 압력 및 순간 유량

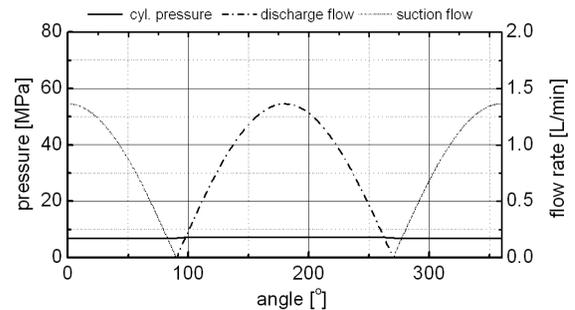
연구 대상 펌프의 3개 실린더 가운데서 1개 실린더 내부의 압력과 실린더로부터 송출되는 유량에 관한 시뮬레이션 결과를 Fig. 4에 나타낸다. Fig. 4에서 (a)는 모든 수치들이 Table 1 및 2에 주어진 값일 때의 시뮬레이션 결과이며, 실린더 내부 압력이 7 MPa로부터 70 MPa까지 상승하는 동안에는 송출 유량이 0이 되고, 실린더 내부 압력이 70 MPa로부터 7 MPa까지 하강하는 동안에는 흡입 유량이 0임을 알 수 있다. 그림 (b)는 그림 (a)의 조건으로부터 평균 부하 압력  $p_o$ 가 7 MPa로 낮아졌을 때의 결과이다. 이 때는 펌프의 흡입 압력과 부하 압력이 모두 7 MPa이므로 유량 곡선에서 유량이 단절(0으로 유지)되는 구간이 발생하지 않음을 알 수 있다. 그림 (c)는 그림 (a)의 조건으로부터 유압유의 유효 체적탄성계수  $\beta_e$ 가 500 MPa로 낮아졌을 때의 결과이다. 이 때는 유압유의 압축성이 증가함에 따라서 유량 곡선에서 유량이 단절(0으로 유지)되는 구간이 더욱 늘어남을 알 수 있다.

##### (2) 펌프 송출 압력에 따른 유량의 변화

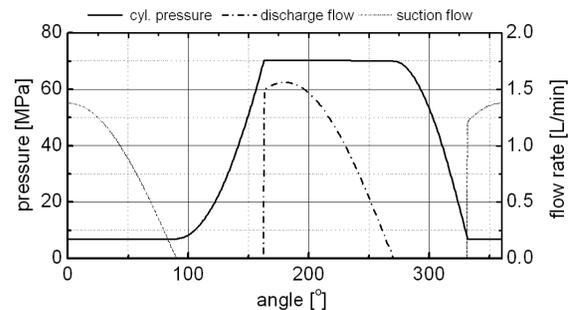
Fig. 5는 연구 대상 펌프로부터의 송출 유량(Fig. 2에서 체임버 ⑤로 유입하는 유량)의 시뮬레이션 결과로서 3개 실린더 송출 유량을 합한 결과이며, 평균 부하 압력  $p_o$ 가 7, 20, 45, 70 MPa일 때의 결과를 보인다. 이 시뮬레이션에서  $p_o$  이외의 수치들은 Table 1 및 2에 주어진 값들과 동일하다. 단, 이 시뮬레이션에서는 Fig. 2에서 펌프 출구부를 용량 10 L의 어큐뮬레이터가 설치된 관로로 변경한 경우로 고려하였다. 또한 이 그림에는  $p_o=7$  MPa일 때의



(a)  $\beta_e = 1700$  MPa,  $p_o = 70$  MPa



(b)  $\beta_e = 1700$  MPa,  $p_o = 7$  MPa



(c)  $\beta_e = 500$  MPa,  $p_o = 70$  MPa

Fig. 4 Pressure and flow rate in a cylinder

유량을 식 (6)을 사용하여 계산한 결과가 실선으로 표시되어 있다. 식 (6)의 계산에는 Matlab<sup>7)</sup>으로 작성한 프로그램을 사용하였다.

Fig. 5에서 보는 바와 같이,  $p_o=7$  MPa의 조건에서 AMESim을 사용한 계산 결과가 식 (6)에 의한 결과와 매우 잘 일치한다는 사실은 Fig. 3의 시뮬레이션 프로그램의 신뢰성을 부분적으로 입증해주는 결과이다.  $p_o=7$  MPa일 때의 유량 파형이 정현파 신호를 60°의 주기로 반전(rectification)시킨 형태의 신호임에 비하여, 부하 압력이 높은 영역에서는 파형에 왜곡이 발생함을 알 수 있으며, 그 원인은 Fig. 4의 (a)에서 보는 바와 같이 실린더 내부 압력이 흡입 압력으로부터 송출 압력까지 상승하는 구간에서 유량의 단절이 발생되기 때문이다.

Fig. 6은, 독자들의 이해를 도울 목적으로, Fig. 5에 나타난 유량 파형들을 별개의 그림들로 나누어서

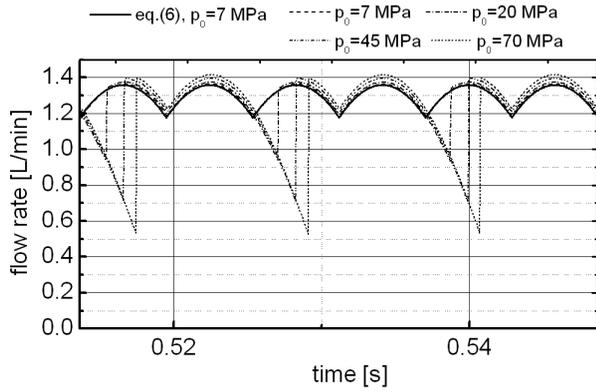


Fig. 5 Flow rate at the inlet of the chamber ⑤ in Fig. 2

표시한 것이다.

Fig. 6으로부터, 유량 맥동 조화 주파수의 제1차 성분(first harmonic)은 평균 부하 압력이 비교적 낮은 경우에는  $2z n_p$  (Hz) [ $z$ : 피스톤 수,  $n_p$ : 펌프 회전속도(rps)]이지만, 평균 부하 압력이 높아지면서  $z n_p$ 로 변경됨을 보인다. 이러한 결과는 액시얼 피스톤 펌프에서 발생하는 유량 맥동(피스톤 수가 흡수개인 경우)의 주파수가  $z n_p$ 인 점과 일치한다<sup>8,9,10</sup>. 그러나, Fig. 6에서 주파수가  $z n_p$ 인 비교적 큰 진폭의 유량 맥동이 발생하는 이유는 각 실린더의 출구에 위치한 체크 밸브로 인하여 실린더 내부 압력이 출구 압력과 일치할 때 급격히 유압유의 송출이 개시되기 때문이다(Fig. 4의 (a) 참조). 이러한 유량 맥동의 발생기구는 액시얼 피스톤 펌프에서의 그것

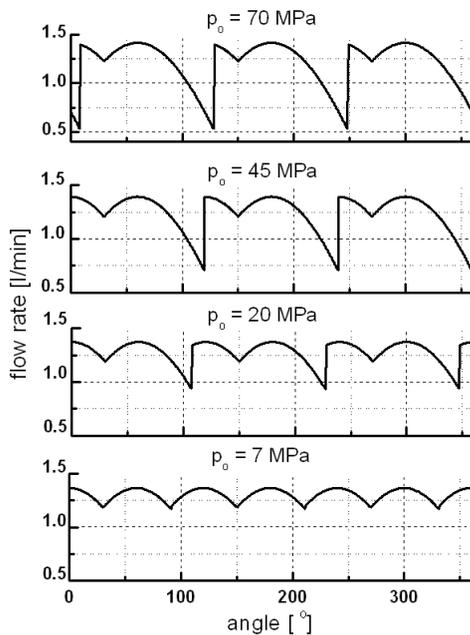


Fig. 6 Flow rate shown in Fig. 5

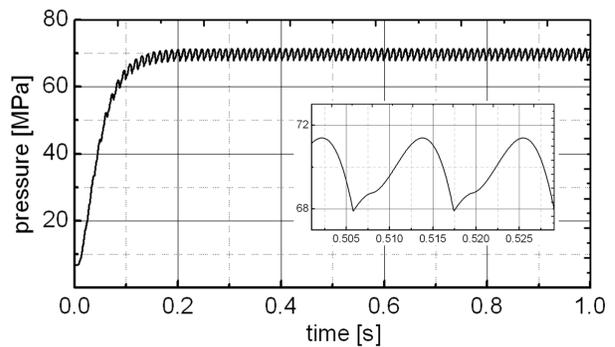
Table 3 Summary of the results from Fig. 6

mean load pressure [MPa]	mean flow rate [L/min]	volumetric efficiency [%]
7	1.297	100
20	1.283	98.92
45	1.245	95.98
70	1.206	93.01

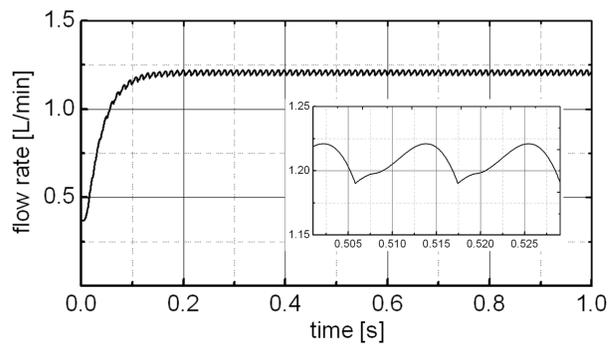
(송출 행정 초기에 펌프 출구로부터 실린더 내부로 유체가 역류함에 따름)<sup>8,9,10</sup>과는 명확히 구분된다는 점에 유의할 필요가 있다.

Table 3은 Fig. 6에서 나타난 평균 부하 압력의 변화에 따른 송출 유량 및 체적 효율의 변화를 요약한 것이다. 이와 같이 부하 압력이 높을 때에 체적 효율이 낮아지는 현상의 주된 원인은, 부하 압력이 높을수록 Fig. 4에서 보는 바와 같이 흡입 행정 초기 및 송출 행정의 초기에 유량 단절이 발생하는 구간이 길어지기 때문이다.

Fig. 7은 펌프에 관련된 모든 수치들이 Table 1 및 2에 주어진 값들일 때에 Fig. 2의 체임버 ⑤의



(a) pressure



(b) flow rate

Fig. 7 Pressure and flow rate at the outlet of the chamber ⑤ in Fig. 2

출구에서의 압력 및 유량에 관한 시뮬레이션 결과이다.

이 그림에서 시뮬레이션 시작 구간의 파형(신호 상승 구간의 파형)은 펌프 구동장치의 동특성에 따라서도 달라질 수 있으므로 이 구간이 큰 의미를 가지는 것은 아니며, 여기서 주목하는 구간은 정상상태 구간이다. 대상 펌프에는 체임버 ⑤의 출구에 단순 오리피스가 설치되었으며, 체임버 ⑤의 체적은 약 8 cm<sup>3</sup>으로서 그다지 크지 않으므로, 유량과 압력 파형 사이에는 그다지 큰 위상차가 발생하지 않는다. 따라서 유량 파형과 압력 파형은 유사한 형태(단지 진폭만이 변경된 상태)로 나타났다.

5.2 펌프의 설계 파라미터 및 운전 조건의 영향

연구 대상 펌프의 각종 설계 파라미터 및 운전 조건의 변화에 따른 펌프 특성의 변화를 Fig. 3의 모델을 사용한 시뮬레이션을 통하여 조사하였으며, 그 결과를 아래에 기술한다.

(1) 피스톤과 실린더 사이 틈새의 영향

피스톤에서 발생하는 누설은 AMESim 소프트웨어의 평행 평판 사이의 층류 모델(BAF11)을 사용하여 계산한다. 피스톤과 실린더 사이의 반경 방향 틈새가 0.01, 1, 10, 20, 30, 40 μm 일 때에, Fig. 2의 체임버 ⑤의 출구에서의 유량 변동에 관한 시뮬레이션 결과를 Fig. 8 및 Table 4에 나타낸다.

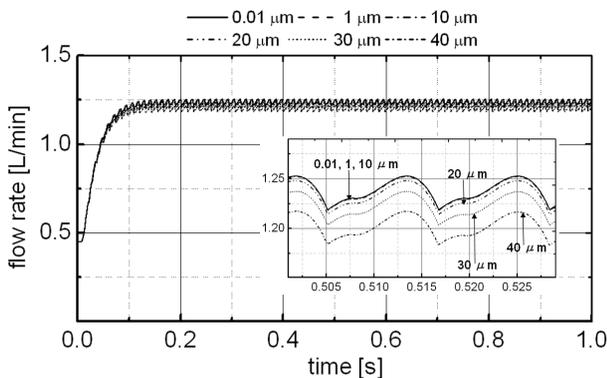


Fig. 8 Flow rate under various clearances between piston and cylinder

시뮬레이션에서 틈새 수치 이외의 값들로는 Table 1 및 2의 값들이 사용되었다.

Fig. 8 및 Table 4에서 보는 바와 같이, 피스톤과 실린더 사이의 틈새가 늘어남에 따라서 펌프의 누설 유량이 증가하고 펌프의 체적 효율이 낮아지지만,

송출 압력이 70 MPa임을 감안하면 이 정도의 틈새 값에서는 누설 유량이 매우 적음을 알 수 있다.

Table 4 Summary of the results from Fig. 8

clearance [μm]	mean flow rate [L/min]	volumetric efficiency [%]
0.01	1.208	93.13
1	1.208	93.13
10	1.207	93.07
20	1.201	92.65
30	1.187	91.55
40	1.161	89.55

특히, 틈새가 0.01 μm(영에 가까운 수준)로부터 10 μm로 변화하는 동안의 누설 유량 변화는 매우 적은 것으로 나타났다. 일반적으로 고압용 레이디얼 피스톤 펌프에서 피스톤과 실린더 사이의 틈새는 5 μm 정도로 설계된다. 펌프의 평균 부하 압력이 70 MPa 임에도 불구하고 틈새가 10 μm 이하일 때에 누설이 매우 적은 이유는 피스톤과 실린더 사이의 미끄럼 마찰 부위의 축방향 길이가 34(±2.5) mm로서 비교적 길기 때문이다. 이러한 사실은 틈새가 10 μm 이하일 때는 체적 효율의 감소가 피스톤과 실린더 사이의 틈새 누설이 아닌 다른 원인에 기인함을 짐작하게 해주며, 아래에서 별도의 시뮬레이션들을 통하여 그 원인을 조사한다.

(2) 평균 부하 압력의 영향

평균 부하 압력은 펌프 출구의 교축밸브(Fig. 2 참조)를 사용하여 조절할 수 있다. 부하 압력을 30, 40, 50, 60, 70 및 80 MPa로 변경하였을 때에, Fig. 2의 체임버 ⑤의 출구에서의 유량 변동에 관한 시뮬레이션 결과를 Fig. 9 및 Table 5에 나타낸다. 부하 압력 이외의 값들은 Table 1 및 2의 값들이 사용되었다.

시뮬레이션 결과로부터, 평균 부하 압력이 증가함에 따라서 거의 비례적으로 체적 효율이 감소하는 것으로 나타났다. 이러한 시뮬레이션 결과는, 첫째로 피스톤과 실린더 사이 틈새에서의 누설에 따른 송출 유량의 감소, 둘째로는 Fig. 2에 나타낸 체적 요소 ③(이 체적은 피스톤이 내사점에 위치할 때의 실린더 내부 체적을 포함함) 속의 압축 유체가 흡입 행정의 초기에 팽창함에 따른 흡입 유량의 감소, 셋째로 유체 자신의 압축으로 인한 송출 유량의 감

소에 기인하는 것이다. 이 세 가지 요인 중에서 첫 번째 요인은, 피스톤과 실린더 사이 틈새가  $5\ \mu\text{m}$  라는 점과 Fig. 8의 결과를 고려할 때 그 영향이 미미할 것으로 생각되며, 두 번째 및 세 번째 요인이 체적 효율 감소에 대한 주된 원인인 것으로 생각된다.

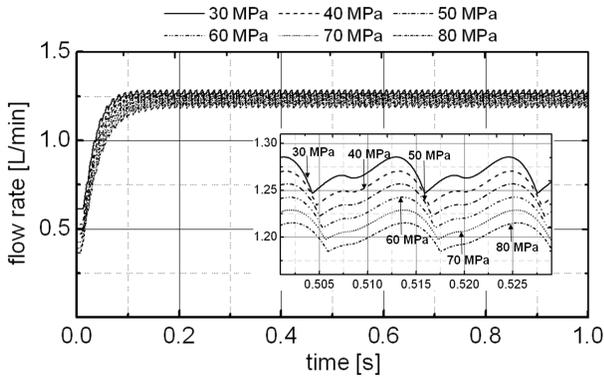


Fig. 9 Flow rate under various mean load pressure

Table 5 Summary of the results from Fig. 9

mean load pressure [MPa]	mean flow rate [L/min]	volumetric efficiency [%]
30	1.268	97.77
40	1.253	96.63
50	1.238	95.45
60	1.223	94.32
70	1.208	93.12
80	1.193	91.98

(3) 실린더 송출부 체임버 체적의 영향

실린더 송출부 체임버(Fig. 2에서 ③번 체임버이며, 피스톤이 내사점에 위치할 때의 실린더 내부체적을 포함함)의 체적이 0.1, 0.2, 0.3, 0.4 및  $0.5\text{cm}^3$  일 때에, Fig. 2의 체임버 ⑤의 출구에서의 유량 변동에 관한 시뮬레이션 결과를 Fig. 10 및 Table 6에 나타낸다. 실린더 송출부 체임버 체적 이외의 값들은 Table 1 및 2의 값들이 사용되었다.

시뮬레이션 결과는 실린더 송출부 체임버의 체적이 늘어남에 따라서 펌프의 평균 유량이 줄어들고 펌프의 체적 효율이 낮아짐을 나타낸다. 실린더 송출부 체임버의 체적이 클수록 체적 효율이 낮아지는 것은 실린더의 압축행정 종료 시에 송출부 체임버 속에 남아있던 압축 유체가 펌프 흡입행정의 초기에 팽창함에 따라서 흡입 유량이 감소하기 때문이다.

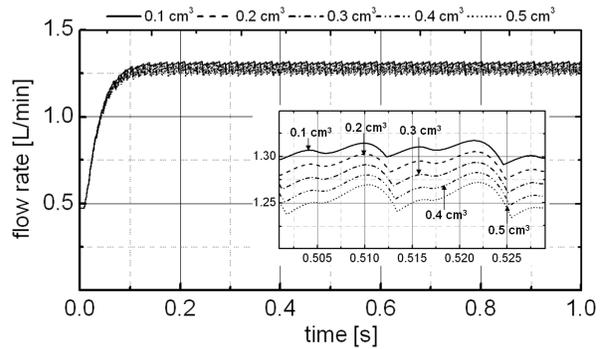


Fig. 10 Flow rate under various volume of No. ③ chamber in Fig. 2

Table 6 Summary of the results from Fig. 10

volume of chamber ③ [ $\text{cm}^3$ ]	mean flow rate [L/min]	volumetric efficiency [%]
0.1	1.255	96.74
0.2	1.236	95.29
0.3	1.218	93.96
0.4	1.202	92.70
0.5	1.187	91.52

(4) 펌프 출구 체임버 체적의 영향

펌프 출구 체임버(Fig. 2에서 ⑤번 체임버)의 체적이 1, 3, 5, 7  $\text{cm}^3$  일 때에, Fig. 2의 체임버 ⑤의 출구에서의 유량 변동에 관한 시뮬레이션 결과를 Fig. 11 및 Table 7에 나타낸다. 펌프 출구 체임버 체적 이외의 값들은 Table 1 및 2의 값들이 사용되었다.

시뮬레이션 결과로부터, 펌프 출구 체임버의 체적이 늘어남에 따라서 펌프 출구의 유량 맥동이 감소하는 효과 즉, 완충 효과가 증대되며, 이 때의 체적 효율의 변화는 미소함을 알 수 있다.

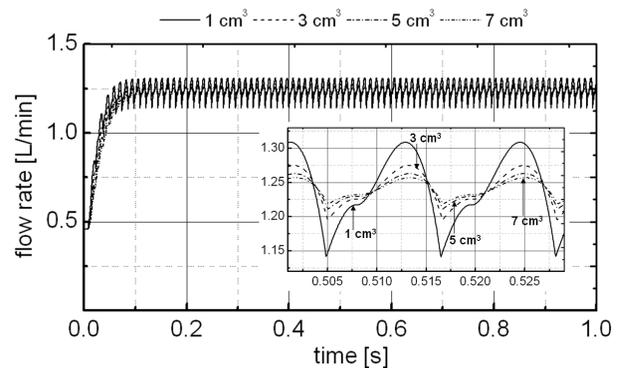


Fig. 11 Flow rate under various volume of No. ⑤ chamber in Fig. 2

Table 7 Summary of the results from Fig. 11

volume of chamber ⑤ [cm <sup>3</sup> ]	mean flow rate [L/min]	volumetric efficiency [%]
1	1.212	93.48
3	1.209	93.26
5	1.208	93.17
7	1.208	93.13

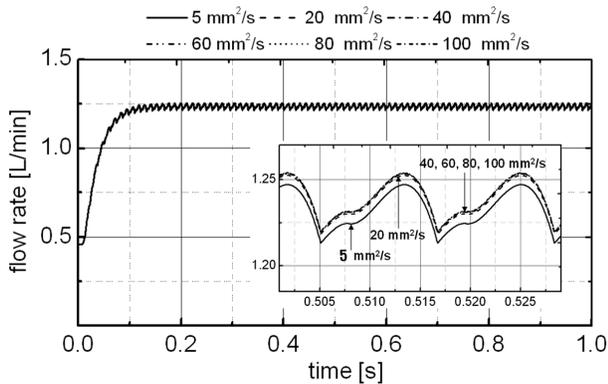


Fig. 12 Flow rate under various kinematic viscosity of oil

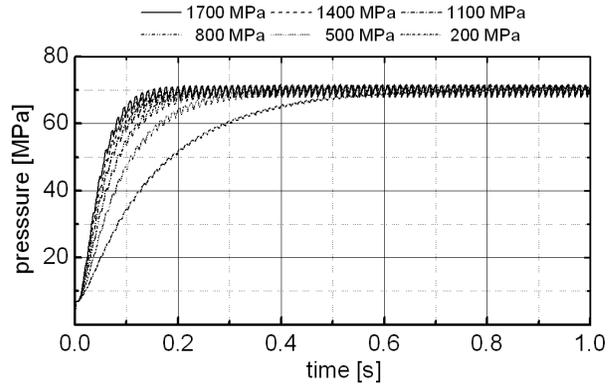
(5) 유압유 동점도의 영향

유압유의 동점도가 5, 20, 40, 60, 80 및 100 mm<sup>2</sup>/s일 때에, Fig. 2의 체임버 ⑤의 출구에서의 유량 변동에 관한 시뮬레이션 결과를 Fig. 12에 나타낸다. 유압유 동점도 이외의 값들로는 Table 1 및 2의 값들이 사용되었다. 이 시뮬레이션으로부터, 연구 대상 펌프에서 유압유의 동점도가 20 mm<sup>2</sup>/s 이상일 때에는 누설 유량이 매우 적어서 송출 유량에 변화가 나타나지 않음을 알 수 있다.

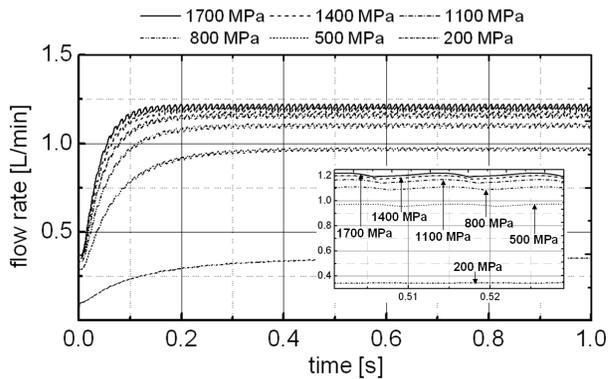
(6) 유압유 유효 체적탄성계수의 영향

유압유 속에 혼입된 공기 기포의 양에 따라서 유압유의 유효 체적탄성계수  $\beta_e$ 는 매우 민감하게 변화한다.<sup>11)</sup> 유압유의  $\beta_e$ 가 1700, 1400, 1100, 800, 500, 200 MPa로 변화되었을 때에, Fig. 2의 체임버 ⑤의 출구에서의 압력 및 유량의 변화에 관한 시뮬레이션 결과를 Fig. 13 및 Table 8에 나타내었다.

Fig. 13에서 시뮬레이션 시작 시기의 파형(신호 상승 구간의 파형)이 유압유의  $\beta_e$ 에 따라서 크게 다르게 나타났다. 그러나 이 구간에서의 파형은 펌프 구동장치의 동특성에 따라서도 달라질 수 있으므로 이 결과가 큰 의미를 가지는 것은 아니며, 여기서 고찰하고자 하는 구간은 정상상태 구간이다. Fig. 13 및 Table 8로부터, 유압유의  $\beta_e$ 가 저하함에 따라



(a) pressure



(b) flow rate

Fig. 13 Pressure and flow rate under various effective bulk modulus of oil

Table 8 Summary of the results from Fig. 13(b)

bulk modulus of oil [MPa]	mean flow rate [L/min]	volumetric efficiency [%]
1700	1.208	93.12
1400	1.188	91.64
1100	1.157	89.25
800	1.102	84.96
500	0.969	74.69
200	0.351	27.09

서 펌프의 체적 효율이 심각하게 저하할 수도 있음을 알 수 있으며, 그 원인은 Fig. 4의 (c)로부터 이해할 수 있다.

6. 결 론

이 연구에서는 회전 캠·고정 실린더식 레이디얼 피스톤 펌프의 설계를 위한 기초적 기술 자료를 제공할 목적으로, 특정 규격의 유압펌프를 대상으로 하여 수치 시뮬레이션을 수행하고, 펌프 설계에 관

련된 주요 물리 인자들이 펌프의 송출 유량 특성에 미치는 영향을 상세하게 조사하였다.

먼저, 단일 실린더 내부의 압력 및 단일 실린더로부터 송출되는 유량의 변화를 조사함으로써, 전체 펌프 조립체에서 발생할 수 있는 물리적 현상의 원인 규명에 도움이 되는 토대를 제공하였다.

이어서, 펌프의 출구에 비교적 큰 용량의 어큐뮬레이터가 설치된 경우에 펌프 출구로부터 유출하는 흐름의 유량 맥동을 시뮬레이션함으로써 레이디얼 피스톤 펌프에서 발생하는 유량 맥동의 기구를 명확히 하였다.

그 다음으로, 연구 대상 펌프의 주요 설계 파라미터 및 운전 조건들인,

- (1) 피스톤과 실린더 사이 틈새,
- (2) 평균 부하 압력,
- (3) 실린더 송출부 체임버 체적,
- (4) 펌프 출구 체임버의 체적,
- (5) 유압유의 동점도,
- (6) 유압유의 유효 체적탄성계수

가 펌프의 성능에 미치는 영향을 조사하였다.

Table 1에 주어진 수치와 유사한 설계 수치 및 운전조건을 가지는 레이디얼 피스톤 펌프로써, 현재 시중에 유통 중인 상품(上品, goods of first-class quality) 펌프의 정격 체적 효율은 85 % 정도인 것으로 알려져 있다. 즉, 15 % 정도의 효율 저하가 발생하고 있으며, 이러한 효율 저하의 요인은 상기의 요인 가운데서 주로, (2) 평균 부하 압력, (3) 실린더 송출부 체임버 체적, (6) 유압유의 유효 체적탄성계수의 요인들이 결합된 형태로 작용하여 발생하는 것으로 이 논문 5절의 시뮬레이션 결과로부터 결론내릴 수 있다.

다시 요약하면, 레이디얼 피스톤 펌프에서 체적 효율 저하의 발생은, Fig. 4(a)의 유량 곡선에서 관찰되는 유체 흡입행정에서의 유량 단절 구간(유량이 0인 구간)과 유체 송출행정에서의 유량 단절 구간의 존재 때문이며, 이 구간들의 존속 시간은 평균 부하압력과 송출부 체임버 체적이 클수록 증가하고, 유압유의 유효 체적탄성계수가 낮을수록 증가하는 것과 직접 관련되어 있음을 알 수 있다.

이 연구에 관련된 향후의 과제는, 연구 대상의 레이디얼 피스톤 펌프에 관한 실험을 통하여 이 연구에서 얻어진 결론들을 검증하는 과정이다. 성공적인

실험을 위해서는 70 MPa 정도의 압력 측정이 가능한 초소형 압력 센서를 사용한 단일 실린더 내부의 순시 압력 측정, 그리고 순시 유량 측정, 센서들의 부착이 펌프 설계 수치(예: 실린더 송출부 체적)에 영향이 미치지 않도록 하는 문제 등이 극복되어야 할 과제들이다.

## 참 고 문 헌

- 1) Takenaka, T. and Urata, E, "Oil Hydraulics", Yagendo, pp. 8~10, 1970.
- 2) JFPS, "Fluid Power Handbook", Ohm Co. pp. 231~250, 1989.
- 3) J. Ivantysyn and M. Ivantysynova, "Hydrostatic Pumps and Motors", Akademia Books, pp. 258~273, 2001.
- 4) 함영복 외 6인, "레이디얼 피스톤 펌프의 피스톤 접촉 메커니즘 개발", 유공압시스템학회지, 제7권 1호, pp. 1~5, 2005.
- 5) Bosch Rexroth AG, "Hydraulic Components for Industrial Application(Part 1)", Bosch Rexroth AG, pp. 751~784, 2005.
- 6) LMS IMAGINE S. A., "AMESim Library Manual", 2008.
- 7) Mathwork Inc. "Matlab 7 User's Guide", Mathwork Inc., 2008.
- 8) E. Kojima, H. Yamada, H. Narikawa, and K. Moriyama, "A Simulation Model of the Delivery Flow Ripple Produced by a Hydraulic Axial Piston Pump", Trans. of JHPS, Vol. 29, No. 4, 1998.
- 9) K. Edge and J. Darling, "A Theoretical Model of Axial Piston Pump Flow Ripple", 1st Bath Int. Fluid Power Workshop, pp. 113~136, 1998
- 10) 이일영, 박정환, 강만근, "액시얼 피스톤 펌프의 맥동 유량 시뮬레이션 모델", 유공압시스템학회지, 제2권, 3호, pp. 11~17, 2005.
- 11) 이일영, 손단단, "차량용 유압감쇠기 내 기름의 체적탄성계수에 미치는 실린더벽 탄성의 영향", 한국자동차공학회논문집, 제12권, 5호, pp. 187~197, 2004.