

# 등속조인트를 적용한 사판식 유압 모터/펌프의 로드형 피스톤에 대한 운동해석 A Kinematic Analysis on Piston Rod Mechanism in Swashplate Type Hydraulic Axial Piston Motor/Pump Using Constant Velocity Joint

김경호 · 김성동 · 함영복 · 이재천

K. H. Kim, S. D. Kim, Y. B. Ham and J. C. Lee

**Key Words** : Kinematic Analysis(운동해석), Swash Plate Type Axial Piston Pump(사판식 유압 피스톤 펌프), Connecting Rod(커넥팅 로드), Lateral Force(측력), Constant Velocity Joint(등속 조인트)

**Abstract**: Recently, swash plate type hydraulic axial piston motors/pumps are being extensively used in the world, because of simple design, light weight and effective cost. Structural problem of the swash plate type motor/pump is that tilting angle of swash plate should be limited to relatively small value and lateral force on pistons has an undesirable effect in reciprocating motion. To solve these problems, piston rod mechanism, which is commonly used in bent axis type motor/pump, is considered to be applied to the swash plate type motor/pump. In this paper, kinematic analysis was done on the piston rod mechanism. A series of formula were derived and numerical calculations were done for a set of motor parameters.

## 기호설명

$A_{pt}$	: 커넥팅 로드 수압부 면적	$r_D$	: $D$ 점에 대한 슈플더의 회전 반경
$l_r$	: 커넥팅 로드에서 $C$ 와 $D$ 사이의 거리	$r_{pt}$	: 피스톤 수압부 반경
$C$	: 커넥팅 로드가 모터 축에 대해 회전하면서 왕복하는 점	$r_{sl}$	: $l_\theta$ 방향으로의 피스톤 미끄럼 변위
$D$	: 커넥팅 로드가 $O$ 점을 기준으로 회전하는 점	$r_{st}$	: 피스톤 행정거리
$I, J, K$	: $X, Y, Z$ 좌표축 방향을 가리키는 단위 벡터	$v_{sl}$	: 피스톤 왕복 속도
$i_\theta, j_\theta, k_\theta$	: $D$ 점을 따라서 회전하는 좌표계의 단위 벡터	$V_{th}$	: 평균 배제용적
$l_\theta, m_\theta, n_\theta$	: 점 $C$ 를 따라서 회전하는 좌표계의 단위 벡터	$w_p$	: 슈플더의 회전 각속도
$n$	: 피스톤 개수	$w_r$	: 커넥팅 로드의 요동 각속도
$O$	: 슈플더와 모터축의 회전 중심선이 교차하는 점	$w_s$	: 모터축의 회전 각속도
$r_C$	: $C$ 점에 대한 모터 축 중심으로부터의 회전반경	$X, Y, Z$	: 공간에 고정된 좌표계
		$\delta$	: 모터축의 중심선과 슈플더의 회전중심선이 이루는 경사각
		$\theta_p$	: 슈플더의 회전 각변위
		$\theta_r$	: 커넥팅 로드의 요동 각변위
		$\theta_{r0}$	: $\theta_s$ 가 0일 때 커넥팅 로드의 요동 각변위
		$\theta_s$	: 모터축의 회전 각변위

접수일 : 2005년 1월 23일

김경호(책임저자) : 금오공과대학교 대학원 생산기계공학과

E-mail : bakey@hanmail.net, Tel : 016-530-6634

김성동 : 금오공과대학교 기계공학부

함영복 : 한국기계연구원

이재천 : 계명대학교 기계·자동차공학부

## 1. 서 론

현재 대형 장비에 피스톤형 유압펌프와 모터가 널리 사용되고 있다. 유압피스톤 모터/펌프를 구조적으로 분류하면, 사판식(swash plate type)과 사축식

(bent axis type)으로 나뉜다.<sup>1)~2)</sup> 일반적으로 사판식은 사축식에 비해 구조가 간단하고, 축 주위로 회전 질량이 분포하므로 고속회전이 가능하고, 제한된 설치면적이 요구되는 곳에 설치 가능하다는 많은 장점들을 갖고 있다. 그러나 구조적으로 피스톤을 통하여 동력이 전달되기 때문에 사축식에 비해 피스톤 축력이 강하며, 사판각의 최대경사각이 제한을 받으며, 효율이 떨어지는 단점을 갖는다.<sup>3)~6)</sup> 따라서 이러한 구조적 문제를 해결하면 사축식의 효율을 갖는 사판식 유압피스톤 모터/펌프도 가능하게 된다.

피스톤 운동에 대한 연구는 사축식 유압피스톤 모터/펌프에 대해서만 이루어지고 있다. 이태영<sup>7)</sup> 등은 유체정역학적 이론을 바탕으로 피스톤 블록과 밸브판을 설계, 제작하여 사축식 피스톤 펌프의 성능 특성을 연구하였고, 김종기<sup>8)</sup> 등은 유니버설 조인트(universal joint)를 제외시킨 로드 구동방식 사축식 피스톤 펌프에 대한 로드부의 지연각에 대한 연구를 수행하였고, 도윤호<sup>9)</sup> 등은 사축식 유압 펌프의 피스톤에 대한 운동 해석 및 역학 해석을 수행하였다. 이러한 사축식 유압피스톤 펌프의 피스톤에 대한 연구는 많이 행해지고 있지만, 피스톤 로드를 사판식에 적용한 사례 및 연구는 행해지지 않고 있다.

본 연구에서는 사판식 유압피스톤 모터/펌프의 구조적 문제점인 낮은 효율을 향상시키고, 피스톤에 작용하는 강한 축력(lateral force)을 제거하기 위해 등속조인트(constant velocity joint)<sup>10)~11)</sup>와 피스톤 로드 방식(piston rod type)을 적용시키며, 기존 플런저

방식(plunger type)과 비교·검토하는 것이 연구목적이다. Fig. 1에서 보여주는 구조의 모터와 펌프의 경사판에서 발생한 회전력과 동력은 피스톤을 거치지 않고 등속 조인트를 통해 축으로 직접 전달된다. 피스톤의 측면에는 힘이 거의 작용하지 않으며, 결과로써 피스톤 왕복운동에 대한 마찰력이 효과적으로 제거되며, 효율이 증대될 수 있다. 이렇게 설계된 유압 피스톤 모터/펌프의 로드 기구부의 운동해석을 수치해석적 방법을 통해 이론적으로 해석하고자 한다. 이하의 내용에서는 편의상 유압 펌프에 대하여 서술하는 것으로 한다.

## 2. 좌표계

Fig. 1에서 경사각  $\delta$ 는 펌프축의 중심선과 슈홀더의 회전중심선이 이루는 경사각을 의미한다. 피스톤 로드가 펌프축과 슈홀더 중심선이 이루는 평면에 존재하는 상태를 펌프축의 회전 변위각  $\theta_1$ 이 각각  $0^\circ$ 인 지점으로 가정한다.

O점은 슈홀더의 회전 중심선과 펌프축의 중심선이 교차하는 지점으로써 슈홀더와 모터축의 회전 운동에 대한 공통 중심점이다. 공통 중심인 O점은 피스톤 로드의 D점이 형성하는 궤적 원에 대해서도 중심이 되도록 설계함이 바람직하다. 만약 D점의 궤적 원의 중심이 슈홀더와 펌프축의 공통 중심점인 O점과 일치하지 않는다면 피스톤 로드 운동의 대칭성이 저해된다. 왜냐하면, O점을 지나지 않는 수직

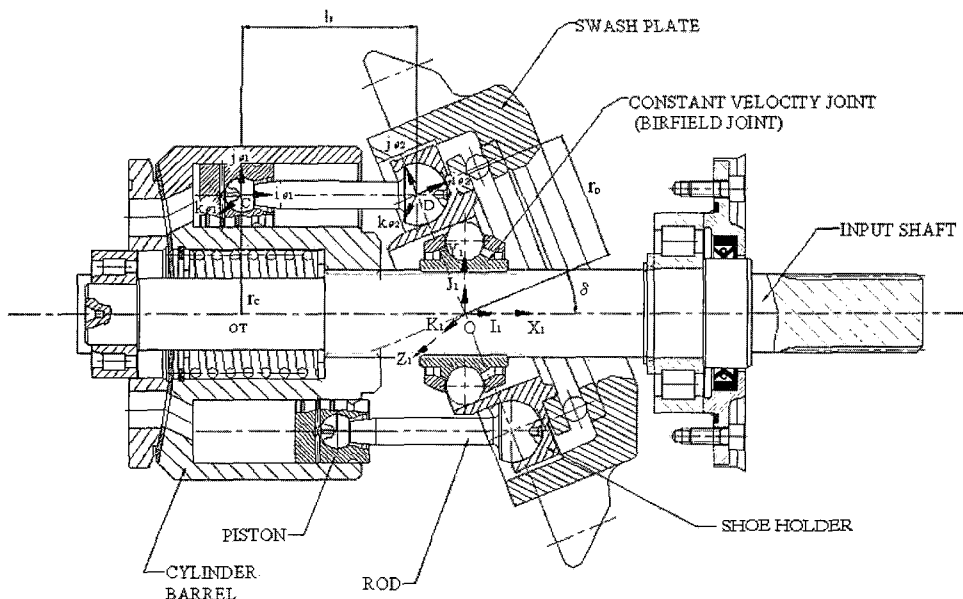


Fig. 1 Composition of a piston rod mechanism and coordinates

축에 대해서는 좌우 대칭성이 유지되지만, O점을 지나는 수평축에 대해서는 상·하 대칭성이 유지되지 못하기 때문이다.

본 연구에서는 공통 중심선 O점이 피스톤 로드의 D점이 형성하는 궤적 원의 중심과 일치하도록 설계되었다고 가정한다.

좌표계  $X_1, Y_1, Z_1$ 는 공간에 고정되었다고 생각할 수 있는 고정 좌표계이며, 단위 벡터  $I_1, J_1, K_1$ 는 각각  $X_1, Y_1, Z_1$  좌표축의 방향을 가리키는 벡터이다. Fig. 1에서 표현되어있지 않지만,  $X_1$ 축과 경사각  $\delta$ 만큼 기울어진 축을 기준축  $X_2$ 로 하는 직교 좌표계  $X_2, Y_2, Z_2$ 도 고려하는 것이 편리하다.  $X_1, Y_1, Z_1$ 좌표계와  $X_2, Y_2, Z_2$ 좌표계의 관계는 Fig. 2에서와 같다.

Fig. 2에서 1축 방향의 고정  $X_1, Y_1, Z_1$  좌표계와 2축 방향의 고정  $X_2, Y_2, Z_2$  좌표계를 보여준다.

$X_1$  축은 1축의 방향을 가리키며,  $X_2$  축은 2축의 방향을 가리키는데,  $X_1$  축과  $X_2$  축의 두 축으로 이루어지는 평면에  $Y_1$  축과  $Y_2$  축이 포함되어지면서 각각

$X_1$  축과  $X_2$  축에 대하여 O점에서 직교한다.  $I_1, J_1, K_1$ 은 공간상에 고정된  $X_1, Y_1, Z_1$ 의 축 방향을 가리키는 단위 방향 벡터이며,  $I_2, J_2, K_2$ 는  $X_2, Y_2, Z_2$ 의 축 방향을 가리키는 단위 방향 벡터이다.

운동해석의 과정에 있어서 두 가지 좌표계를 편리하게 혼용하여 사용하지만, 해석의 최종단계에서는 하나의 좌표계로 통일하는 것이 필요하다. 2축 좌표계를 1축 좌표계로 변환하는 공식은 다음과 같다.

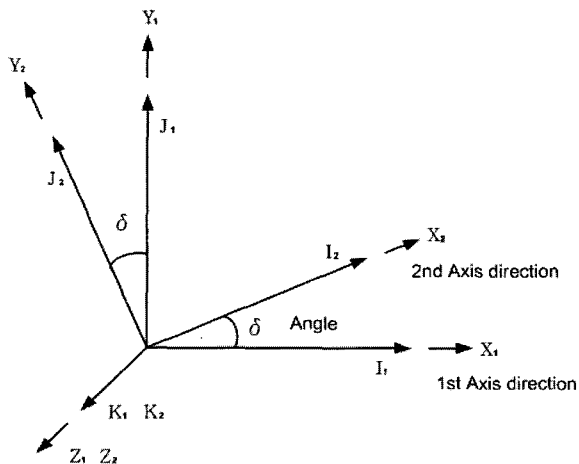


Fig. 2  $X_1, Y_1, Z_1$  coordinates and  $X_2, Y_2, Z_2$  coordinates

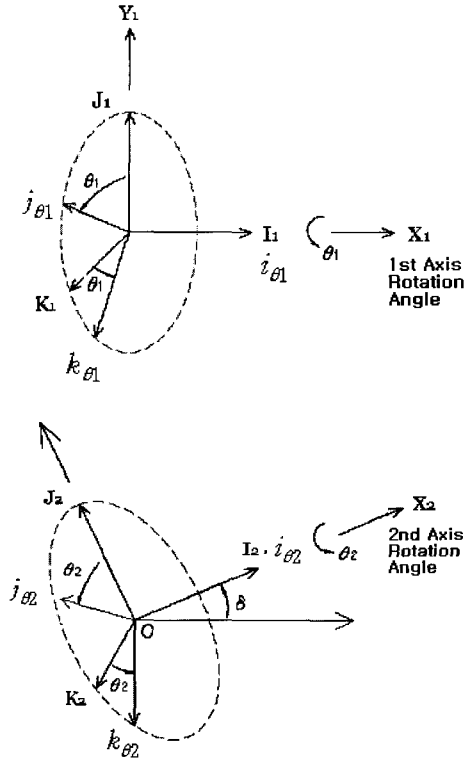


Fig. 3 Rotation coordinate

$$I_2 = \cos \delta \cdot I_1 + \sin \delta \cdot J_1 \quad (1)$$

$$J_2 = -\sin \delta \cdot I_1 + \cos \delta \cdot J_1 \quad (2)$$

$$K_2 = K_1 \quad (3)$$

Fig. 1에서 1축의 회전에 의한 내륜의 회전운동과 2축의 회전에 의한 외륜의 회전운동은 O점을 중심으로 이루어진다. 이러한 회전운동의 표현은 Fig. 3에서 표현된 회전좌표계 등을 이용하는 것이 편리하다.

회전좌표계 ( $i_{\theta 1}, j_{\theta 1}, k_{\theta 1}$ )를 1축에 대한 고정좌표계 ( $I_1, J_1, K_1$ )으로 변환하는 공식은 다음과 같다.

$$i_{\theta 1} = I_1 \quad (4)$$

$$j_{\theta 1} = \cos \theta_1 \cdot J_1 + \sin \theta_1 \cdot K_1 \quad (5)$$

$$k_{\theta 1} = -\sin \theta_1 \cdot J_1 + \cos \theta_1 \cdot K_1 \quad (6)$$

회전좌표계 ( $i_{\theta 1}, j_{\theta 1}, k_{\theta 1}$ )를 2축에 대한 고정좌표계 ( $I_2, J_2, K_2$ )으로 변환하는 공식은 다음과 같다.

$$i_{\theta 2} = I_2 \quad (7)$$

$$j_{\theta 2} = \cos \theta_2 \cdot J_2 + \sin \theta_2 \cdot K_2 \quad (8)$$

$$k_{\theta 2} = -\sin \theta_2 \cdot J_2 + \cos \theta_2 \cdot K_2 \quad (9)$$

단위벡터  $i_{e1}$ ,  $j_{e1}$ ,  $k_{e1}$ 은 펌프축이 회전함에 따라서 회전운동과 직진왕복운동이 복합된 운동을 하게 되는 점 C와 함께 움직이는 회전 좌표계의 단위 벡터들이다.  $i_{e1}$ 는 펌프축의 방향을 가리키며,  $j_{e1}$ 과  $k_{e1}$ 은 반경 방향과 원주방향을 각각 가리킨다. 단위벡터  $i_{e2}$ ,  $j_{e2}$ ,  $k_{e2}$ 는 O점을 기준으로 회전하는 슈홀더의 한 점인 D 점과 함께 움직이는 회전 좌표계의 단위 벡터들이다.  $i_{e2}$ 는 슈홀더의 회전축 방향을 가리키며,  $j_{e2}$ 는 O점에서 D점을 향하는 반경방향을 가리키고,  $k_{e2}$ 는 D점 원주 궤적의 접선방향을 가리킨다. 단위 벡터  $i_{e1}$ ,  $j_{e1}$ ,  $k_{e1}$ 과  $I_1$ ,  $J_1$ ,  $K_1$ 의 관계와 단위벡터  $i_{e2}$ ,  $j_{e2}$ ,  $k_{e2}$ 와  $I_2$ ,  $J_2$ ,  $K_2$ 의 관계는 Fig. 3에서 보여주는 바와 같다.

로드형 피스톤 기구의 운동을 해석하는 과정의 편의를 위하여, 4가지 종류의 좌표계와 단위 벡터들을 모두 사용한다. 하지만, 4가지 좌표계를 혼용하여 표현된 결과는 최종 단계에서 하나의 좌표계로 정리되어야 하며, 좌표계들의 상호간의 관계를 구하는 것이 필요하다.

식(1)에 1축 고정 좌표계  $X_1$ ,  $Y_1$ ,  $Z_1$ 과 2축 고정 좌표계  $X_2$ ,  $Y_2$ ,  $Z_2$  사이의 관계가 주어져 있다. 1축 회전 좌표계( $i_{e1}$ ,  $j_{e1}$ ,  $k_{e1}$ )를 1축 고정 좌표계( $I_1$ ,  $J_1$ ,  $K_1$ )로 변환하는 공식이 식(2)에 표현되어 있으며, 마찬가지로 2축에 대한 회전 좌표계와 고정 좌표계 사이의 관계도 식(3)에 표현되어 있다. Fig. 1에서 1축은 펌프구동축을 의미하며, 2축은 슈홀더의 회전중심축을 의미한다. 또 회전 변위각  $\theta_1$ 은 펌프축의 회전각을 의미하며,  $\theta_2$ 는 슈홀더의 회전각 변위를 의미한다. 식(1), 식(2), 식(3)의 관계를 이용하여 2축 회전 좌표계의 단위벡터  $i_{e2}$ ,  $j_{e2}$ ,  $k_{e2}$ 를 1축 회전 좌표계의 단위벡터  $i_{e1}$ ,  $j_{e1}$ ,  $k_{e1}$ 으로 표현할 수 있다.

$$i_{e2} = \cos \delta \cdot i_{e1} + \sin \delta \cos \theta_1 \cdot j_{e1} - \sin \delta \sin \theta_1 \cdot k_{e1} \quad (10)$$

$$j_{e2} = -\sin \delta \cos \theta_2 \cdot i_{e1} + (\cos \delta \cos \theta_1 \cos \theta_2 + \sin \theta_1 \sin \theta_2) \cdot j_{e1} + (-\cos \delta \sin \theta_1 \cos \theta_2 + \cos \theta_1 \sin \theta_2) \cdot k_{e1} \quad (11)$$

$$k_{e2} = \sin \delta \sin \theta_2 \cdot i_{e1} + (-\cos \delta \cos \theta_1 \sin \theta_2 + \sin \theta_1 \cos \theta_2) \cdot j_{e1} + (\cos \delta \sin \theta_1 \sin \theta_2 + \cos \theta_1 \cos \theta_2) \cdot k_{e1} \quad (12)$$

### 3. 운동해석

피스톤 로드의 C점의 위치를 2가지 방법으로 표현할 수 있다. 첫째 방법은 펌프 구동축의 회전운동과

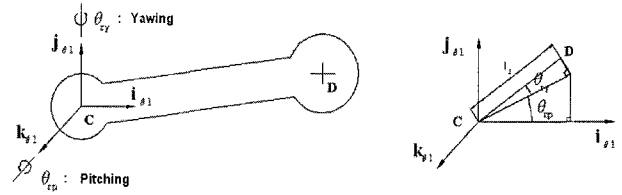


Fig. 4 Motion of piston rod : Yawing+Pitching

동일하게 회전하는 실린더 배럴의 운동으로 표현하는 것이며, 두 번째 방법은 슈홀더의 회전운동과 피스톤 로드의 요동운동으로 표현하는 것이다.

피스톤 로드의 요동운동은 Fig. 4에서와 같이 상하 요동(pitching)과 선회요동(yawing)이 복합되어 있다. 상하요동은 C점을 기준으로 D점이 축 중심으로 부터 반경방향으로 멀어지거나, 가까워짐에 따라서 나타나는 요동을 의미한다. 또 선회요동은 C점은 배꼬리(船尾)라고 생각할 때 뱃머리(船頭)인 D점이 좌우로 방향을 변화함에 따라서 나타나는 요동을 의미한다.

첫째 방법으로 C점의 위치를 펌프 구동축에 고정되어 있는 OT점에 대하여 실린더 배럴의 회전운동( $r_{C/OT}$ )을 매개로 하여 표현한다.

$$r_C = r_{OT/O} + r_{C/OT} \quad (13)$$

여기서  $r_{OT/O}$ 는 O점을 기준으로 한 OT점의 상대 변위를 의미한다.

$$r_{OT/O} = -(r_D \sin \delta + l_r \cos \theta_{ry} \cos \theta_{rzo}) \cdot I_1 \quad (14)$$

이 식에서  $\theta_r$ 은 피스톤 로드의 회전변위각을 의미하며,  $\theta_{ry}$ 와  $\theta_{rzo}$ 는 각각 상하요동 경사각과 선회요동 경사각을 의미한다. 하첨자'0'는 펌프 축의 회전 변위각  $\theta_1$ 이 '0'의 초기상태를 의미한다. 펌프 축의 중심선과 슈홀더의 회전중심선이 이루는 평면에 C점이 위치하는 상태를 펌프축 회전 변위각이 0인 지점으로 가정한다. 초기 선회 요동각  $\theta_{rzo}$ 을 0으로 가정하면, 초기 선회 요동각  $\theta_{rzo}$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$\theta_{rzo} = \sin^{-1} \{ (r_D \cos \delta - r_C) / l_r \} \quad (15)$$

$$r_{C/OT} = r_{rot} + r_{slip} = r_C \cdot j_{e1} + r_{slip} \cdot i_{e1} \quad (16)$$

이 식에서  $r_{rot}$ 는 실린더 배럴이 회전 운동함에 따른 변위성분이며, 실린더 배럴과 동일하게 회전하는 단위벡터  $j_{e1}$ 을 이용하여 표현하였다.  $r_{slip}$ 은 피스톤이 구멍의 길이 방향 ( $i_{e1}$  방향)으로 미끄러짐 변위 성분을

의미한다.

식(14), 식(16)을 식(13)에 대입한다. 식(4)로부터  $I_1$ 은  $i_{\theta 1}$ 과 같으며, C점의 위치는 다음과 같이 정리된다.

$$r_C = \{ -(r_D \sin \delta + l_r \cos \theta_{ry0} \cos \theta_{rpo}) + r_{slip} \} i_{\theta 1} + r_c j_{\theta 1} \quad (17)$$

피스톤 로드의 한 점 C의 위치를 표현하는 두 번째 방법으로 슈홀더의 회전운동과 피스톤 로드의 요동운동을 매개로 한다.

$$r_C = r_{D/O} + r_{C/D} \quad (18)$$

$r_{D/O}$ 는 기준점 O에 대하여 슈홀더의 회전운동으로 얻어지는 D점의 상대변위이며,  $r_{C/D}$ 는 D점에 대하여 피스톤 로드의 요동으로 얻어지는 C점의 상대변위이다.

$$r_C = r_D j_{\theta 2} + \{ -l_r \cos \theta_{ry} \cos \theta_{rp} i_{\theta 1} - l_r \cos \theta_{ry} \sin \theta_{rp} j_{\theta 1} + l_r \sin \theta_{ry} k_{\theta 1} \} \quad (19)$$

식(19)의  $j_{\theta 2}$ 에 식(11)을 대입한다.

$$r_C = -(r_D \sin \delta \cos \theta_2 + l_r \cos \theta_{ry} \cos \theta_{rp}) \cdot i_{\theta 1} + \{ r_D (\cos \delta \cos \theta_1 \cos \theta_2 + \sin \theta_1 \sin \theta_2) - l_r \cos \theta_{ry} \sin \theta_{rp} \} j_{\theta 1} + \{ r_D (-\cos \delta \sin \theta_1 \cos \theta_2 + \cos \theta_1 \sin \theta_2) + l_r \sin \theta_{ry} \} k_{\theta 1} \quad (20)$$

식(17)과 식(20)은  $i_{\theta 1}$ ,  $j_{\theta 1}$ ,  $k_{\theta 1}$  성분별로 서로 같아야 한다.

$i_{\theta 1}$  성분 :

$$-(r_D \sin \delta + l_r \cos \theta_{ry0} \cos \theta_{rpo}) + r_{slip} = -(r_D \sin \delta \cos \theta_2 + l_r \cos \theta_{ry} \cos \theta_{rp}) \quad (21)$$

$j_{\theta 1}$  성분 :

$$r_c = r_D (\cos \delta \cos \theta_1 \cos \theta_2 + \sin \theta_1 \sin \theta_2) - l_r \cos \theta_{ry} \sin \theta_{rp} \quad (22)$$

$k_{\theta 1}$  성분 :

$$r_D (-\cos \delta \sin \theta_1 \cos \theta_2 + \cos \theta_1 \sin \theta_2) + l_r \sin \theta_{ry} = 0 \quad (23)$$

식(21), 식(22), 식(23)에 펌프 구동축과 슈홀더의 연결 조인트 기구를 등속 조인트로 적용한다. 등속

조인트를 적용하면, 펌프 구동축의 회전각 변위  $\theta_1$ 과 슈홀더의 회전각 변위  $\theta_2$ 가 동일하다.

$$\theta_1 = \theta_2 = \theta \quad (24)$$

식(23)에 식(24)을 적용하면, 피스톤 로드의 선회요동 경사각은

$$\theta_{ry} = \sin^{-1} \{ r_D (\cos \delta \sin \theta \cos \theta - \sin \theta \cos \theta) / l_r \} = \sin^{-1} \{ r_D (\cos \delta - 1) \sin (2\theta) / (2l_r) \} \quad (25)$$

식(22)에 식(24)를 적용하고, 변수  $\theta_{ry}$ 의 값은 식(25)의 결과를 이용한다고 하면 변수  $\theta_{rp}$ 는 다음과 같이 유도된다.

$$\theta_{rp} = \sin^{-1} \{ [ r_D (\cos \delta \cos^2 \theta + \sin^2 \theta) - r_c ] / (l_r \cos \theta_{ry}) \} \quad (26)$$

식(21)에 식(24)을 적용하고, 변수  $\theta_{ry}$ 와  $\theta_{rp}$ 의 값은 식(25)과 식(26)의 결과를 이용한다고 하면, 피스톤의 왕복 이송변위  $r_{slip}$ 은 다음과 같이 유도된다.

$$r_{slip} = r_D \sin \delta (1 - \cos \theta) + l_r (\cos \theta_{ry0} \cos \theta_{rpo} - \cos \theta_{ry} \cos \theta_{rp}) \quad (27)$$

로드형 피스톤 기구에 대한 변위 해석의 결과로 얻어진 식(25), 식(26), 식(27)식을 시간에 대해서 미분하게 되면 속도에 관한 식들을 얻는다. 식(24)을 미분하면

$$\omega_{ry} = r_D (\cos \delta - 1) \cos (2\theta) \omega / (l_r \cos \theta_{ry}) \quad (28)$$

$\omega$ 는 펌프 구동축과 슈홀더의 각속도를 의미하며,  $\omega_{ry}$ 는 피스톤 로드의 선회요동 각속도를 의미한다.

식(25)를 미분하고, 식(28)로부터 구한 선회요동 각속도  $\omega_{ry}$ 를 이용하면, 상하요동 각속도  $\omega_{rp}$ 는 다음과 같이 유도된다.

$$\omega_{rp} = [ r_D \sin (2\theta) (1 - \cos \delta) \cos \theta_{ry} \omega + \{ r_D (\cos \delta \cos^2 \theta + \sin^2 \theta) - r_c \} \sin \theta_{ry} \omega_{ry} ] / (l_r \cos^2 \theta_{ry} \cos \theta_{rp}) \quad (29)$$

식(27)을 미분하면, 피스톤의 왕복 이송 속도  $v_{slip}$ 은 다음과 같다.

$$v_{slip} = r_D \sin \delta \sin \theta \omega + l_r \sin \theta_{ry} \cos \theta_{rp} \omega_{ry} + l_r \cos \theta_{ry} \sin \theta_{rp} \omega_{rp} \quad (30)$$

#### 4. 수치해석

3장에서 이론적으로 고찰하였지만, 기구의 운동이 정량적이고 어느 정도가 될 것인지는 예측하기가 어렵다. 보통의 사판식 피스톤 펌프에 대하여 수치해석을 수행하고, 기구 운동의 정량적 정도를 관찰하며, 사판식 펌프의 기존 모델인 플런저형과 비교하고 분석한다.

Fig. 1에서  $\delta = 20^\circ$ ,  $l_r = 72\text{mm}$ ,  $r_D = 49.5\text{mm}$ ,  $r_c = 48\text{mm}$ ,  $\theta_{r_0} = 0^\circ$ ,  $\theta_{r_0} = 1.182^\circ$ 으로 매개변수를 설정하고, 변위운동을 계산하였다.

펌프 구동축이 회전 각변위  $\theta$ 에 따른 피스톤 로드의 선회요동 경사각  $\theta_{ry}$ 의 변화선도는 식(25)로부터 계산할 수 있으며, 그 결과는 Fig. 5에 그려져 있다.

식(26)으로 계산된 상하요동 경사각  $\theta_{rp}$ 의 변화선도는 Fig. 6에 그려져 있다. 펌프 구동축이  $360^\circ$  1회 전하는 동안에 피스톤 로드는 선회요동 방향과 상하요동 방향으로 각각 2번의 주기운동을 함을 알 수 있다. 선회요동운동과 상하요동운동은 상호간에  $90^\circ$ 의 위상차를 가지는 주기운동을 한다.

이러한 결과는 식(25)와 식(26)에 대한 관찰로부터도 추정이 가능한 결과이다. 식(25)에서 함수 형태가  $\sin(2\theta)$ 를 포함하고 있는데, 펌프 구동축이  $\sin\theta$ 의 함수형태로 회전 변위하는 것과 비교해 볼 때, 구동축 회전의 1주기 동안에 피스톤 로드의 선회요동이 2주기 운동을 하게 된다. 피스톤 로드의 상하요동의 식인 식(26)에서도  $\cos\theta_{ry}$ 가 포함되어 있으므로 유사하게 2주기 운동을 할 것으로 예측된다. 식(25)가  $\sin$ 함수 형태인데 반하여, 식(26)은  $\cos$ 함수형이므로 상호간에  $90^\circ$  위상차가 존재할 것임이 예견된다. 기존의 플런저형 사판식 펌프에서는 피스톤 로드의 요동이 존재하지 않는데 (즉, 요동 경사각  $\theta_r = 0^\circ$ ), 피스톤 로드형 펌프에서는 요동운동을 하는 것이 큰 특성상의 차이점이라고 볼 수 있다. 주어진 설계 변수 값들에 대한 정량적 관점에서 최대 선회 요동각은  $1.188^\circ$  정도이며, 최대 상하요동각은  $1.182^\circ$  정도로서 미세한 수준이라고 판단된다.

피스톤에 작용하는 측면력을 작게 하기 위해서는  $\theta_r$  각도가  $0^\circ$ 에 가까울수록 유리하다. 식(25)와 식(26)은 설계 과정에서  $\theta_r$  값을 예측하거나,  $r_D$  값과  $l_r$  값의 결정함에 적용할 수 있다. 정성적 관점에서  $l_r$  값은 크게 하고,  $r_D$  값은 작게 할수록  $\theta_r$  값은 감소하게 되며, 경사각  $\delta$ 를 작게 할수록  $\theta_r$ 의 변화 폭

이 작아진다. 식(15)에서  $r_c$  값은  $r_D \cos\delta$  보다 크게 선정하여  $\theta_r$  값이 0 값을 기준으로 음과 양의 값으로 변화하게 함으로써  $\theta_r$ 의 평균값의 크기를 줄일 수 있다.

식(27)을 식(25), 식(26)과 함께 수치 해석적으로 풀이하면  $\theta$ 에 따른 피스톤 미끄럼 변위  $r_{slip}$ 의 변화 선도를 구할 수 있는데, Fig. 7에서 보여준다. Fig. 7의 모양을 정성적인 관점에서 평가한다면, 기존의 플런저형 피스톤의 변위 선도와 거의 유사하다고 할 수 있다.

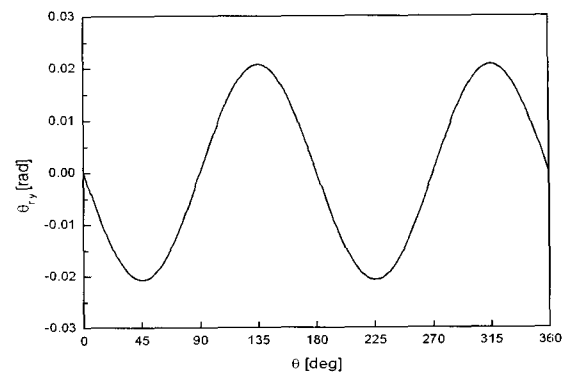


Fig. 5 Yawing angle of piston rod

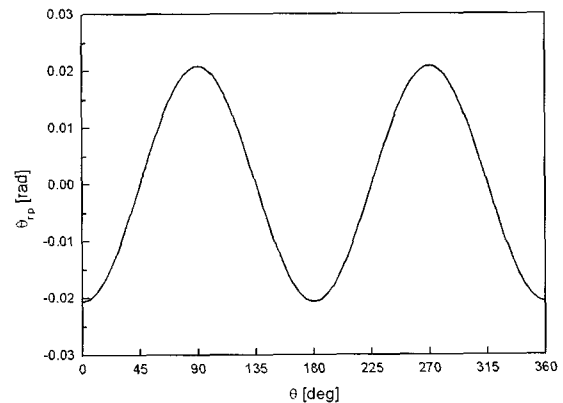


Fig. 6 Pitching angle of piston rod

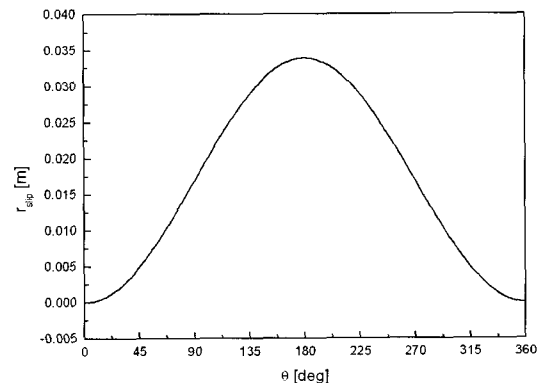


Fig. 7 Slip displacement of piston rod

식(27)은 Fig. 1에서 모터축의 중심선과 슈플더의 중심선이 만나는 교점 O가 피스톤 로드의 D점이 만드는 궤적 원의 중심점과 일치한다는 가정에서 얻은 식이다. 이러한 가정을 전제하면  $\theta_p = 180^\circ$ 인 지점에서  $\theta_r$ 값은  $\theta_{no}$ 값과 일치한다. 이러한 결과를 식(27)에 적용하면, 이 식의 두 번째 항이 소거된다.

Fig. 7의 관측에서  $\theta_p = 180^\circ$ 에서  $r_{slip}$  값은 최대가 되며 피스톤의 행정거리를 의미한다. 피스톤 행정거리  $r_{stroke}$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$r_{stroke} = 2r_D \sin\delta \quad (31)$$

식(31)로부터 유압모터의 1회전 당 배제용적을 얻을 수 있다. 슈플더와 모터축의 회전속도의 맥동효과를 무시한 평균 배제용적  $V_{th}$ 는 다음과 같이 각각 주어진다.

$$V_{th} = n \cdot A_{pt} \cdot r_{stroke} \quad (32)$$

$$= n \cdot \pi r_{pt}^2 \cdot 2r_D \sin\delta \quad (33)$$

여기서  $A_{pt}$ 는 피스톤 수압부 면적,  $r_{pt}$ 는 피스톤 수압부 반경을 의미하며,  $n$ 은 피스톤 개수이다. 식(31)의 피스톤 행정거리와 식(32), 식(33)의 배제용적도 기존 플런저형 피스톤 펌프의 경우와 동일함을 알 수 있다.

변위 운동의 수치해석에 사용된 매개변수 값들을 그대로 사용하며, 펌프 구동축의 각속도  $\omega$ 를 5000rpm으로 설정하고 속도에 관한 수치해석을 수행하였다. 식(28)과 식(29)로부터 얻어진 피스톤 로드의 선회회동 각속도  $\omega_{ry}$ 와 상하요동 각속도  $\omega_{rp}$ 가 Fig. 8과 Fig. 9에 그려져 있다.

펌프 구동축이 1회전 하는 동안에 피스톤 로드의 각속도가 2번의 주기로 증감을 반복하는데, 이러한 사실은 변위 해석과 수치해석의 결과로부터 이미 파악된 사실이며, 다시 한번 확인하는 것에 불과하다.

Fig. 8과 Fig. 9의 관측에서  $\omega_r$ 은  $\omega$ 의 5%이내임을 알 수 있는데, 이러한 결과로부터 피스톤 로드의 C점과 D점의 볼-소켓 조인트 부위들의 운동은 다른 부위들에 비교하여 상대적으로 중요도가 떨어진다고 볼 수 있다.

식(30)을 식(28), 식(29)와 함께 변위운동에 관한 수치 해석 결과를 이용하여 수치 해석적으로 풀이하면  $\theta$ 에 따른  $v_{slip}$ 의 변화선도를 구할 수 있는데, Fig. 10에 그려져 있다.

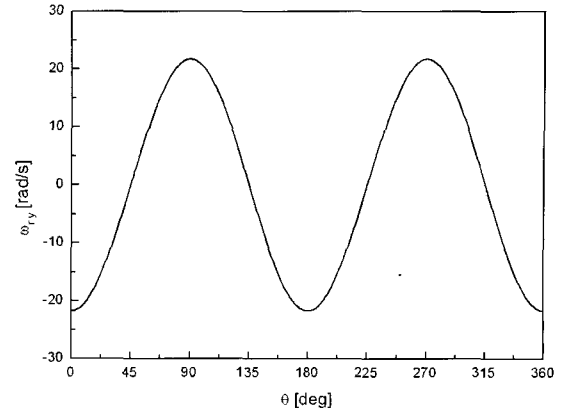


Fig. 8 Yawing angular velocity of piston rod

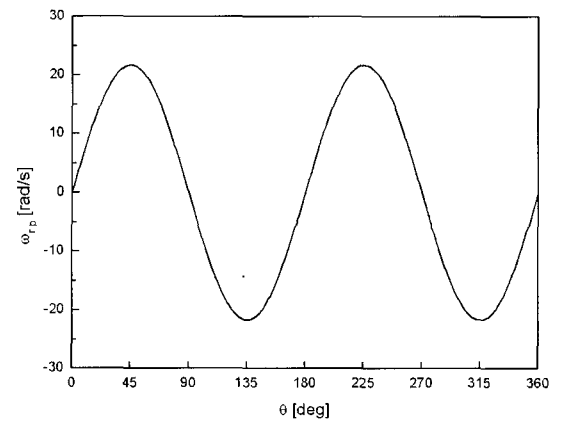


Fig. 9 Pitching angular velocity of piston rod

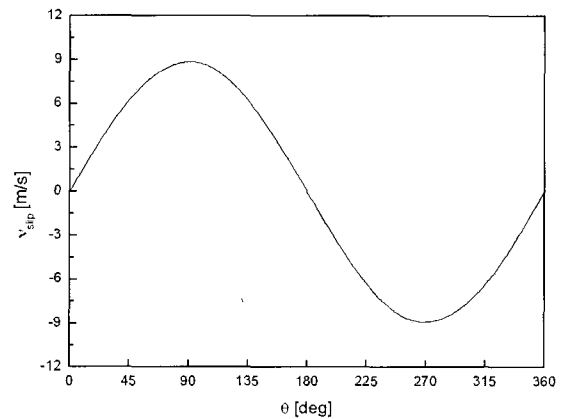


Fig. 10 Slip velocity of piston

식(30)에서 첫 번째 항은 기존의 플런저형 펌프의 피스톤 이송속도와 동일하므로 두 번째 항과 세 번째 항에 대한 정량적 결과값이 플런저형의 경우와 차이를 보이는 값이 된다.

Fig. 10은 식(30)에서 첫 번째 항이 거의 지배적으로 영향을 미치며, 두 번째 항과 세 번째 항의 효과는 미미함을 보여준다. 즉, 피스톤 로드의 요동운동으로 인하여 운동방정식의 형태가 매우 복잡해지지

만 요동운동이 정량적으로 미미하다고 볼 수 있으며, 결과적으로 기존의 플런저형의 운동과 큰 차이가 없다고 판단할 수 있다.

## 5. 결 론

등속 조인트를 적용한 사판식 유압펌프의 커넥팅 로드 기구부에 대한 운동해석과 수치해석으로 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 펌프 구동축의 360회전에 피스톤 로드의 선회요동각변위( $\theta_{ry}$ )와 상하요동각변위( $\theta_{rp}$ )는 각각 두 번씩 주기운동을 한다. 일반적인 유압 펌프의 설계 변수에 대해서 행하여진 수치해석 결과에 의하면 선회요동각과 상하요동각이 각각  $\pm 1.188^\circ$ 와  $\pm 1.182^\circ$  정도로서 매우 미미하다고 할 수 있다.
- 2) 피스톤의 왕복 미끄럼 변위( $r_{slip}$ )운동은 기존의 플런저형 펌프의 피스톤 변위 운동과 거의 유사하다.
- 3) 피스톤 로드의 선회요동각속도( $\omega_{ry}$ )와 상하요동각속도( $\omega_{rp}$ )의 운동 형태도 펌프 구동축이 360회 전할 동안에 두 번씩 주기 운동을 한다. 정량적으로는 구동축의 각속도의 5% 이내의 미미한 수준이다.
- 4) 피스톤의 왕복 미끄럼 속도( $v_{slip}$ )도 기존의 플런저형 펌프의 운동과 유사하다.
- 5) 위의 결론을 종합하여 기존 플런저형 펌프와 비교하면, 피스톤은 유사한 운동을 보이며, 피스톤 로드의 거동은 매우 미미한 수준이므로 펌프의 동작에는 영향을 미치지 않는다.

## 후 기

본 연구는 금오공과대학교 학술연구비에 의하여 연구되었습니다.

## 참 고 문 헌

- 1) R. Hadekel, "Displacement Pumps and Motors", Sir Isaac Pitman & Sons, Ltd., London, pp. 25~30, 1951.
- 2) R. P. Lambeck, "Hydraulic Pumps and Motors", Marcel Dekker, Inc., New York, pp. 28~33, 1983.
- 3) R. Z. Ye, "Kinematics of Axial Piston Pumps with Swashplate and Hydrostatic Bearings", Basic Fluid Power Research Journal, Vol. 18, No. 1, pp. 77~85, 1985.
- 4) 田中 嘉津彦, 京極 啓史, 中原 綱光, "球面弁板を有る斜軸式ピストンポンプのロータ舉動の測定", 日本機械學會論文集(B編), 60巻 569号, pp. 201~206, 1994.
- 5) Blackburn, J. F., "Contributions to Hydraulic Control - 5 Lateral Forces on Hydraulic Pistons", Trans. ASME, pp. 1175~1180, 1953.
- 6) K. Th. Renius, "Untersuchungen zur Reibung zwischen Kolben und Zylinder bei Schrägscheiben-Axialkolbenmaschinen", VDI-Forxrdhunsheft 561, pp. 1~51, 1974.
- 7) 이태영, 김수태, "사축식 피스톤 펌프의 성능 특성에 관한 연구", 창원대학교 산업기술연구소 논문집, pp. 407~415, 1998.
- 8) 김종기, 오석형, 정재연, "유압 사축식 액셀 피스톤 펌프의 로드 구동에 관한 연구 제1보: 구동 메카니즘의 이론해석", 한국운활학회지, 제14권, 제4호, pp. 51~57, 1998.
- 9) 도윤호, 홍예선, "사축식 유압 펌프의 3차원 피스톤 운동에 대한 동역학 해석", 대한기계학회 추계 학술대회논문집, 제2권, 제1호, pp. 861~867, 2002.
- 10) "Constant Velocity Joints for Advanced Driveline Engineering", GKN Universal Transmissions GmbH, 1984.
- 11) S. L. Girguis et al., "Constant Velocity Joints and Their Application", SAE 780098.