

사판식 가변 용량형 액셀 유압 펌프 제어를 위한 모델링 및 제어 구조 고찰

Modeling and Control Mechanism Analysis for Swash Plate Type Hydraulic Axial Piston Pump

조준희 · 정용욱
J. Cho and Y. W. Jeong

1. 서론

과거 약 30년간을 통하여 사판식 가변 용량형 액셀 유압 펌프에 대한 대부분의 기술적 성과는 기업 내부의 현장 맞춤형(cut-and-try) 중심으로 이루어져 있으며 이 기반 위에서 진행되어져 온 설계, 제작 및 판매 등의 일련의 과정은 펌프의 물리적인 특성들에 대한 정형화된 이론적 고찰이 충분히 이루어지지 않은 상태에서 제품으로서의 가치 및 안정성을 보장하기 위한 사전 과정의 일부분이 배제된 채 이루어져 온 것은 주지의 사실이다. 이는 기계 및 전자 관련 연구 개발을 선도하는 우주 항공 및 군수 분야에 있어서 유압 부문이 없어서는 안 되는 아주 중요한 요소 기술임에도 불구하고 타 연관 산업 분야에의 경제적인 파급 효과, 유압이라고 하는 매질의 상대적인 안정성, 관련 산업분야의 상대적으로 취약한 연구 개발 인력 구조 등의 이유로 타 부분의 발전 속도에 비하여 상대적으로 더디게 연구 개발이 진행되어온 결과라 할 수 있다. 사판식 가변 용량형 액셀 유압 펌프에 대한 이론적인 고찰의 문제는 1970년 중반에

일본과 유럽을 중심으로 제기되어져 왔으며 본격적인 고찰이 이루어지게 된 때는 1980년대 중반 이후라 할 수 있다. 전 산업 분야에 광범위하게 요구되고 있는 전자화에 대한 문제, 즉 전자 제어는 이제 유압 부문에도 영향을 미치고 있으며 이는 관련 학계 및 산업계에도 전자화 적용에 대한 충분한 동기 부여가 되고 있다. 본 해설에서는 그간의 사판식 가변 용량형 액셀 유압 펌프에 대한 이론적인 성과들을 제어계 설계를 위한 시스템의 동력학적 모델링 중심으로 재정리 하여 향후 펌프 및 전자 제어계 설계에 있어서 시스템의 해석에 대한 물리적인 이해를 돕고 또한 선행 설계에 도움이 될 수 있는 정보를 제공하고자 한다.

2. 펌프의 기계적 특성 해석

2.1 사판의 자유 물체도(Free-Body Diagram)

그림 1은 사판에 대한 자유 물체도를 나타낸 것이다. 그림 1에서 나타낸 바와 같이 축과 동일한 방향은 x 축으로 나타내고 축 방향과 수직인 방향은 z

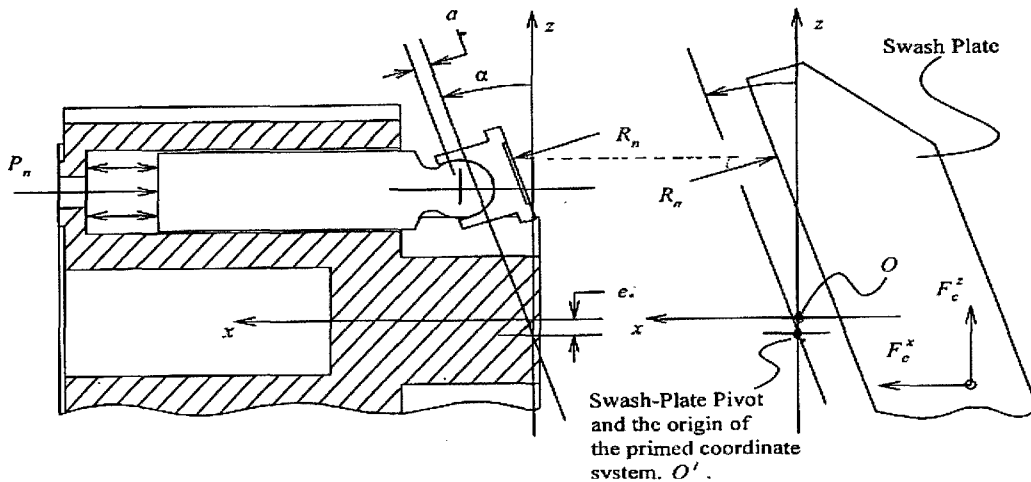


그림 1 사판의 자유 물체도(Free-Body Diagram)

축으로 나타내며 사판의 회전축의 중심을 따라서 y 축을 나타낸다. 사판에 작용하는 힘들은 주요하게 사판과 슈(Slipper) 사이에 작용하는 반발력(R_w), 펌프 제어를 위하여 설치된 제어기와 기타 외부에서 작용하는 힘(F_c)들로 이루어진다. 사판은 y 축에 대하여 회전 하는 구조를 가지는 관계로 사판에 작용 하는 힘들은 벡터로 나타낼 수 있으며, 이 힘들의 벡터 합이 평형을 이루고 있음을 수식적으로 표현 하면 다음과 같은 결과를 얻을 수 있다.

$$\mathbf{0} = \sum_{n=1}^N \mathbf{R}_n + \mathbf{F}_c \quad (1)$$

각각의 힘에 의한 모멘트는 사판의 회전축에 대하여 발생하고 이 모멘트들의 합은 사판의 단위 시간 당 각 운동량의 변화량(\dot{H}'_{sw})과 평형을 이루게 되며 이의 관계는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\dot{H}'_{sw} = \sum_{n=1}^N M'_n + M'_c \quad (2)$$

위의 식 (1)과 (2)의 결과로부터 펌프 제어를 위하여 설치된 제어기와 기타 외부에서 작용하는 힘에 의하여 사판에 작용하는 모멘트를 스칼라 식으로 정리하면 다음과 같다.

$$T'_c = I'_{yy} \ddot{\alpha} + \sum_{n=1}^N R_n (x_n \sin(\alpha) + z_n \cos(\alpha) + H_{z_n}) \quad (3)$$

여기서 x_n 과 z_n 는 x 와 z 방향의 변위성분을 나타낸 것이며 H_{z_n} 는 사판으로부터 슈에 작용하는 힘의 z 방향 성분을 나타낸 것으로 그림 2에 도시 되어있다.

2.2 슈의 자유 물체도(Free-Body Diagram)

그림 2는 슈에 대한 자유 물체도를 나타낸다. 대칭성으로 인하여 슈의 질량중심은 슈의 중심선을 따라 위치하여 있으며 피스톤-슈 볼 조인트에 대한 상대 위치는 X_s 로 나타내어진다. 슈에 작용하는 주요한 힘들은 슈에 고정 또는 분리 되어 슈를 안내할 수 있도록 설치되어 있는 가이드에 의하여 작용 하는 홀드다운 힘(F_{hd}), 슈에 대항하여 작용하는 피스톤에 의한 반력(F_{sn}), 슈에 대항하여 작용하는 사판으로부터의 반력 ($-R_n$) 등으로 나타낼 수 있다. 슈의 선형 운동량의 시간당 변화($M_s \dot{X}_{s_n}$)는 다음과 같이 벡터로 표현할 수 있다.

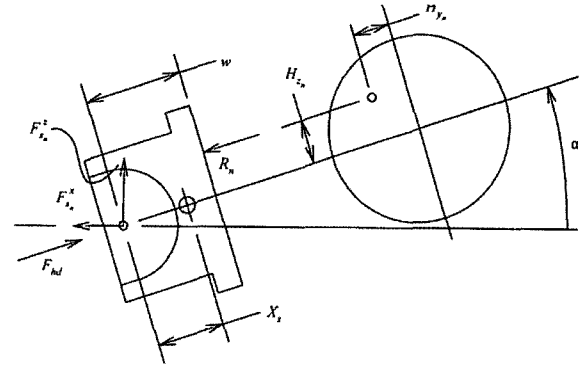


그림 2 슈의 자유 물체도(Free-Body Diagram)

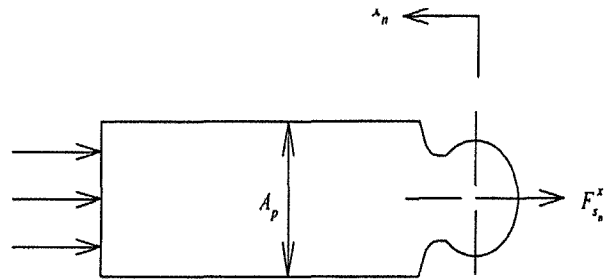


그림 3 피스톤의 자유 물체도

$$M_s \ddot{X}_{s_n} = F_{hd} + F_{s_n} - R_n \quad (4)$$

또한, 위의 모멘트들과 슈의 질량중심에 작용하는 슈의 각운동량과의 평형 방정식을 이용하면 다음과 같은 결과를 얻을 수 있다.

$$H''_{S_n} = M''_{hd} + M''_{S_n} + M''_n \quad (5)$$

위의 식 (3)과 (5)의 결과로부터 사판과 n 번째 슈 사이에 작용하는 반력은 다음과 같이 스칼라 식으로 나타낼 수 있다.

$$R_n = M_s (\ddot{x}_n \sec(\alpha) + X_s \ddot{\alpha} + X_s \tan(\alpha) \ddot{\alpha}) - F'_{s_n} \sec(\alpha) + F_{hd} \quad (6)$$

2.3 피스톤의 자유 물체도(Free-Body Diagram)

그림 3은 피스톤에 대한 자유 물체도를 나타낸 것이다. 피스톤에 작용하는 힘들은 오직 x 축으로 작용하게 되며, 이 힘들과 피스톤의 선형 운동량의 시간당 변화에 대한 평형 방정식을 이용하면 피스톤의 운동을 위한 다음과 같은 스칼라 식을 얻을 수 있다.

$$M_p \ddot{x}_n = -F'_{s_n} - A_p P_n \quad (7)$$

2.4 요약

2.1~2.3절에 언급된 식들을 정리하면 사판에 작용

하는 토크 방정식을 아래와 같이 얻을 수 있으며 위의 결과들은 참고문헌⁴⁾에 자세하게 나와 있으므로 여기서는 생략하기로 한다.

$$T_c^y = I_{yy} \ddot{\alpha} + \sum_{n=1}^N \{ ((M_p + M_s) \ddot{x}_n + A_p P_n) \sec(\alpha) + F_{hd} + M_s X_s (\alpha^2 + \tan(\alpha) \dot{\alpha}) \} \quad (8)$$

$$\times x_n \sin(\alpha) + \sum_{n=1}^N M_s X_s (\ddot{x}_n \sin(\alpha) + \ddot{z}_n \cos(\alpha)) + N(I_{yy} + M_s X_s^2) \ddot{\alpha}$$

3. 피스톤 압력 특성 해석

3.1 컨트롤 볼륨 해석

피스톤 내부의 압력 특성을 해석하기 위하여 컨트롤 볼륨을 이용한 접근 방법은 많은 연구자들에 의하여 진행되어온 것으로 이제는 학계 및 산업계에서 일반화된 방법이다. 컨트롤 볼륨을 이용한 피스톤 내부에 작용하는 압력의 단위 시간당 변화는 밸브 플레이트 표면의 형상과 밀접한 연관이 있으므로 이를 고려한 피스톤 내부의 단위 시간당 압력 변화는 다음과 같이 정리될 수 있다.

$$T_c^y = \Phi_1 \ddot{\alpha} + \Phi_2 \dot{\alpha}^2 + \Phi_3 \dot{\alpha} - \frac{N(M_p + M_s) r^2 \omega^2 \tan(\alpha)}{2 \cos^2(\alpha)} \quad (9)$$

$$+ \frac{N A_p r}{2 \pi \cos^2(\alpha)} (P_d - P_i) \gamma$$

식 (9)는 비선형 1차 미분 방정식으로 해석적으로 해를 구하면 감마 함수적으로 얻을 수 있으나 그 과정이 지나치게 복잡할 뿐만 아니라 실제 적용 과정상에 많은 문제를 내포 하고 있는 관계로 일반적으로 식 (9)의 해는 수치 해석적 방법을 이용하여 얻는다.

3.2 피스톤 압력 분포

위의 식 (9)는 언급한 바와 같이 비선형적이며 연속함수이다. 식 (9)를 선형화하기 위한 방법으로 밸브 플레이트의 토출부를 통하는 토출 압력이 밸브 플레이트 토출부 주위에 일정 정도의 균일한 가압 분포를 이룬다고 하는 가정 하에 불연속 함수적으로 표현 할 수가 있다. 피스톤이 밸브 플레이트의 토출부 혹은 흡입부를 지날 때 피스톤의 압력은 균일한 압력을 유지하게 되고 최상부와 최하부 쪽의 밸브 플레이트 슬롯 부근의 변곡 지역을 지날 때 피스톤의 압력이 변하게 된다. 상부의 밸브 플레이트 슬롯 부근의 압력 변화는 최상부와 최하부의 중심선을 기준으로 압력에 따라 어떤 일정한 각변위 만큼의 분포를 가지게 되는데 이 각범위를 압력 추이각

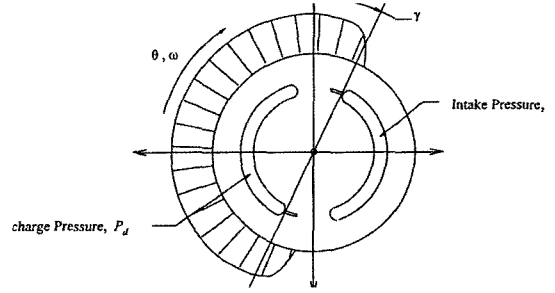


그림 4 피스톤의 대략적 압력분포

(Pressure Carry-Over) γ 라 부르며 그림 4에 나타나 있다.

그림 4의 γ 는 앞서의 언급과 같이 피스톤이 토출부 혹은 흡입부를 지날 때 일정한 압력을 유지 하고 변곡 지역을 지날 때 선형적으로 변하게 된다는 가정 하에서 적용할 수 있으며 위의 개념을 이용하여 식 (9)를 다음과 같은 불연속 함수로 표현할 수 있다.

$$P_n = \begin{cases} P_d & 3\pi/2 + \gamma < \theta_n < \pi/2 \\ P_d - m(\theta_n - \pi/2) & \pi/2 < \theta_n < \pi/2 + \gamma \\ P_i & \pi/2 + \gamma < \theta_n < 3\pi/2 \\ P_i - m(\theta_n - 3\pi/2) & 3\pi/2 < \theta_n < \pi/2 + \gamma \end{cases} \quad (10)$$

여기서 $m = (P_d - P_i) / \gamma$ 이다.

3.3 피스톤 배열의 대칭성

피스톤은 실린더블록 안에서 원호적으로 균일하게 위치하여 대칭성을 가지고 있으므로 시리즈 함수를 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\sum_{n=1}^N \sin\left(\frac{\psi \pi}{N}(n-1)\right) \sum_{n=1}^N \cos\left(\frac{\psi \pi}{N}(n-1)\right) = 0$$

$$\sum_{n=1}^N \sin^2(\theta_n) = \sum_{n=1}^N \cos^2(\theta_n) = \frac{N}{2}$$

$$\sum_{n=1}^N \sin(\theta_n) = \sum_{n=1}^N \cos(\theta_n) = \sum_{n=1}^N \sin(\theta_n) \cos(\theta_n) \quad (11)$$

식 (11)은 식 (10)과 함께 식 (8)을 간략화 하는데 적용할 수 있으며 그 결과는 다음과 같다.

$$T_c^y = \Phi_1 \ddot{\alpha} + \Phi_2 \dot{\alpha}^2 + \Phi_3 \dot{\alpha} - \frac{N(M_p + M_s) r^2 \omega^2 \tan(\alpha)}{2 \cos^2(\alpha)} \quad (12)$$

$$+ \frac{N A_p r}{2 \pi \cos^2(\alpha)} (P_d - P_i) \gamma$$

여기서

$$\Phi_1 = I'_{yy} + N(I'_{yy} + M_s X_s^2) + N(M_p + M_s) \frac{r^2}{2 \cos^4(\alpha)}$$

$$\Phi_2 = N(M_p + M_s) \frac{r^2 \sin(\alpha)}{\cos^5(\alpha)}, \quad \Phi_3 = \frac{NC_p r^2}{2 \cos^4(\alpha)}$$

4. 가변형 펌프의 제어

4.1 압력 보상형 개회로 펌프

그림 5는 압력 보상형 개회로 펌프를 위한 전형적인 서보 시스템을 나타낸 것이다. 이 시스템은 두개의 서보로 구성되어 있는데 작은 서보는 펌프 내부의 압력을 받아 사판을 밀어 주는 역할을 하는 서보이고 큰 서보는 사판 제어를 위한 외부의 조절 압력을 받아 펌프 내부의 토출 압력에 대항하여 사판에 작용하는 서보이다. 이와 같은 형태의 설계는 유량이 한쪽 방향으로만 작용 하는 것으로 사판은 항상 양의 값을 가지는 펌프이다.

4.2 개회로 펌프 토크 제어

사판에 작용하는 외력과 비교하여 사판의 관성 모멘트와 감쇠부는 무시할 수 있다. 사판에 작용하는 토크는 그림 5에 관한 서보 시스템에 의하여 사판에 작용하는 토크와 평형을 이루게 되는데 이 때의 관계식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$A_2 P_c L_2 = \xi_1 P_d + \xi_2 \alpha + \xi_3 \quad (13)$$

여기서

$$\xi_1 = A_1 L_1 - \frac{NrA_p \gamma}{2\pi}, \quad \xi_2 = \frac{N}{2}(M_p + M_s)r^2 \omega^2 - kL_1^2$$

$$\xi_3 = PIL_1$$

서보 제어계에 작용하는 제어 압력은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{P}_c = \frac{\beta}{V_c}(Q_c - \dot{V}_c) \quad (14)$$

서보내의 유량은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$Q_c = G_c(P_d - P_{d_0}) \quad (15)$$

G_c 는 유량 이득을 나타내며 제어 시스템의 특성에 따라 펌프 작동 영역 내에서 비선형적으로 변한다. 그리고 P_{d_0} 는 얻고자 하는 토출 압력의 참조치를 나타낸다.

식 (14)의 V_c 는 서보의 공칭 부피를 이용하여 다

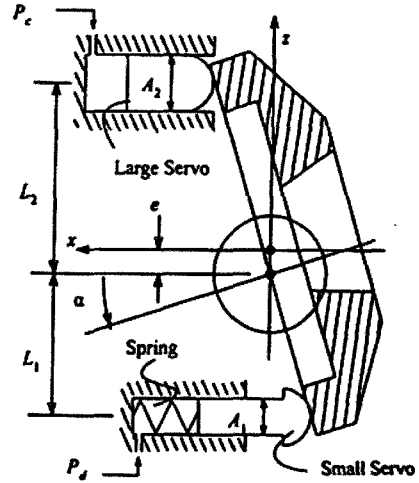


그림 5 개회로 펌프 제어 구성

음과 같이 간략화할 수 있다.

$$\frac{\beta}{V_c} \approx -\frac{\beta}{V_{c_0}}, \quad \dot{V}_c = -A_2 L_2 \dot{\alpha} \quad (16)$$

식 (15), (16)을 이용하여 식 (14)의 선형화된 모델을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\dot{P}_c = \frac{\beta}{V_{c_0}}(G_c(P_d - P_{d_0}) + A_2 L_2 \dot{\alpha}) \quad (17)$$

펌프의 토출 압력에 대한 지배 방정식은 식 (14)와 같은 형태로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{P}_d = \frac{\beta}{V_h}(Q_p - Q_{leak} - Q_o) \quad (18)$$

여기서 Q_p 는 펌프의 유량, Q_{leak} 는 펌프의 손실 유량, Q_o 는 펌프 작동을 위한 목표 유량이며 위의 값들은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Q_p = \frac{NA_p r \alpha \omega}{\pi} = G_p \alpha \quad Q_{leak} = KP_d$$

$$Q_o = G_p \alpha_0 - KP_{d_0} \quad (19)$$

식 (19)를 이용하여 식 (18)을 다음과 같은 형태로 다시 나타낼 수 있다.

$$\dot{P}_d = \frac{\beta}{V_h}(G_p(\alpha - \alpha_0) - K(P_d - P_{d_0})) \quad (20)$$

사판의 상태 방정식을 구하기 위하여 식 (16)을 시간에 대하여 미분한 후 체적탄성계수에 대하여 역함수적으로 비례하는 상수를 무시하여 정리하면(상대

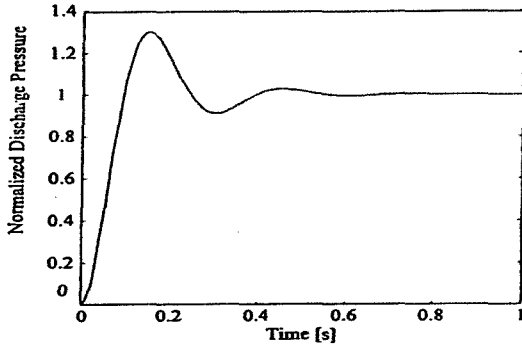


그림 6 개회로 펌프 응답 특성

적으로 대단히 작은 값이기 때문에) 다음과 같이 사판각의 시간 변화량을 나타낼 수 있다.

$$\dot{a} \left(\frac{\xi_1 V_c G_p}{V_h} \right) (a - a_0) - \left(\frac{\xi_1 A_2 L_2 V_c K + V_h G_p}{V_h A_2 L_2} \right) (P_d - P_d) \quad (21)$$

식 (21)을 식(18)과 함께 상태 변수 방정식으로 나타내어 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} \dot{P}_d \\ \dot{a} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{oc} & b_{oc} \\ -c_{oc} & d_{oc} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} (P_d - P_{d_0}) \\ (a - a_0) \end{Bmatrix} \quad (22)$$

여기서

$$a_{oc} = \frac{\beta}{V_h} K, \quad b_{oc} = \frac{\beta}{V_h} G_p, \quad c_{oc} = \frac{\xi_1 A_2 L_2 V_c K + V_h G_c}{V_h A_2 L_2},$$

$$d_{oc} = \frac{\xi_1 V_c G_p}{V_h} \text{이다.}$$

식 (22)는 개회로 펌프의 이차 미분 방정식으로 특성방정식을 이용하여 감쇠계수와 고유진동수를 구하여 펌프의 동력학적 특성을 해석할 수 있으며 이에 대한 전형적인 결과는 그림 6에 나타나 있다.

4.3 변위 제어형 폐회로 펌프

그림 7은 변위 제어형 폐회로 펌프를 위한 전형적인 서보 시스템을 나타낸 것이다.

이 시스템은 사판이 양과 음의 방향으로 움직여 작동을 하는 시스템으로 사판의 회전축을 중심으로 서보 시스템이 완전하게 대칭 구조를 가지는 제어 시스템이다. 펌프로 작동을 할 때는 제어 시스템에 의하여 제어부의 실린더 내부에 압력이 증가하여 사판이 양의 방향으로 작동을 하게 되고 펌프 내부의 토출 압력이 작용하는 아래쪽 서보 내부의 유량은 탱크로 나가게 된다. 이 때 아래 쪽 서보 내부에 작용하는 스프링은 사판각에 비례하여 작용 하는 서보

에 대항하여 작동을 하게 된다. 위의 언급과 반대 방향으로 작용을 하게 되는 경우는 모터의 경우로써 작동을 하게 되는데 그 특성은 양쪽 어느 방향으로의 작동여부에 관계없이 동일한 특성을 가진다.

4.4 폐회로 펌프 토크 제어

4.2절에서 언급한 방법으로 사판에 작용 하는 토크의 평형 방정식을 정리하면 다음과 같다.

$$AP_c L = \xi_4 P_d + \xi_5 \alpha + \xi_6 \quad (23)$$

여기서

$$\xi_4 = \frac{NA_p r \gamma}{2\pi}, \quad \xi_5 = kL^2 - \frac{N}{2} (M_p + M_s) r^2 \omega^2$$

$$\xi_6 = PIL - \frac{NA_p r \gamma}{2\pi} P_i$$

제어계에 작용하는 제어 압력은 식 (14)와 동일하며 이때 서보내의 유량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

여기서 α_0 는 일고자 하는 사판각의 참조치를 나타낸다.

$$Q_c = -C_c (a - \alpha_0) \quad (24)$$

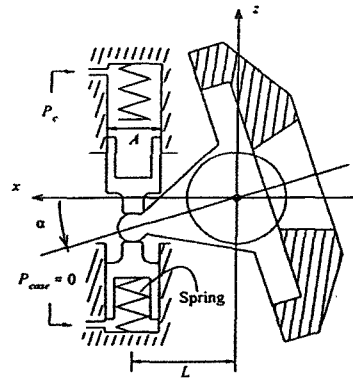


그림 7 폐회로 펌프 제어 구성

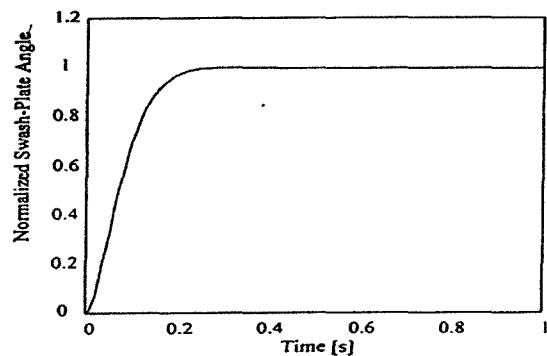


그림 8 폐회로 펌프 응답 특성

V_c 는 위의 언급과 마찬가지로 서보의 공칭 부피를 이용하여 다음과 같이 간략화할 수 있다.

$$\frac{\beta}{V_c} \approx -\frac{\beta}{V_{c_0}}, \quad \dot{V}_c = AL \dot{a} \quad (25)$$

식 (24), (25)를 이용하여 서보내의 압력을 구하기 위한 선형화 모델은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\dot{P}_c = -\frac{\beta}{V_{c_0}}(G_c(a-a_0) + AL \dot{a}) \quad (26)$$

또한 사판에 대한 상태 방정식 및 상태 변수 방정식은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\dot{a} = -\left(\frac{\xi_4 AL V_{c_0} G_p + V_h G_c}{V_h AL}\right)(a-a_0) + \left(\frac{\xi_4 V_c K}{V_h}\right)(P_d - P_{d_0}) \quad (27)$$

$$\begin{Bmatrix} \dot{P}_d \\ \dot{a} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -a_{cc} & b_{cc} \\ c_{cc} & -d_{cc} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} (P_d - P_{d_0}) \\ (a - a_0) \end{Bmatrix} \quad (28)$$

여기서

$$b_{cc} = \frac{\beta}{V_h} G_p, \quad c_{cc} = \frac{\xi_4 V_{c_0} K}{V_h}, \quad a_{cc} = \frac{\beta}{V_h} K$$

$$d_{cc} = \frac{\xi_4 AL V_{c_0} + V_h G_c}{V_h AL}$$

식 (28)은 폐회로 펌프의 이차 미분 방정식이고, 특성방정식을 이용하여 감쇠계수와 고유진동수를 구하여 펌프의 동력학적 특성을 해석할 수 있으며 이에 대한 전형적인 결과는 그림 8에 나타나 있다.

5. 결 론

본 해설에서는 사판식 가변 용량형 액셀 유압 펌프 해석을 위한 시스템 모델링 과정에 있어서 여러 비선형적인 요소들을 적절한 가정과 논리적인 뒷받침을 가지고 간략화 하는 과정을 정리 하였다. 모델링에 있어서 가장 중요한 부분은 사판에 작용하는 토크 특성 해석에 있으며 이는 주요하게 사판과 슈 사이에 작용하는 반력, 축의 회전 각속도, 피스톤 내부의 압력 변화 등의 펌프에 작용하는 물리적인 현상을 나타내는 지배 방정식의 수립을 의미 한다. 압력 추이(Pressure Carry-Over) 개념을 이용하여 사판의 토크에 대한 지배방정식은 아주 간단한 형태로 간략화할 수 있으며 이 간략화된 모델을 이용하여 사판의 제어를 위한 제어 시스템을 이해하고 또한 적절한 제어 시스템의 설계에 응용할 수 있는 기본 정보를 제공해 준다. 본 해설에서 지배방정식 수립을

위한 세부적인 도출 과정은 많은 부분에 걸쳐 생략되어 있으나 관심 있는 독자들은 참고 문헌을 참조하여 세부 내용을 완결할 수 있으리라 생각된다.

참 고 문 헌

- 1) G. Zeigler and A. Akers, "Torque on the Swash Plate of an Axial Piston Pump", ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 107, pp. 220~226, 1985.
- 2) N. Manring and R. Johnson, "Modeling and Designing a Variable Displacement Open Loop Pump", ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 118, pp. 267~271, 1996.
- 3) J. Cho et al., "Dynamic Modeling of an Indexing Valve Plate Pump", ASME Proceedings of the International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Vol. 6, pp. 17~24, 1999.
- 4) X. Zhang, J. Cho, and S. Nair, "Indexing Valve Plate Pump Modeling and Control", Asian Journal of Control, Vol. 5, No. 2, 2003.

[저자 소개]



조준희(책임저자)

E-mail : cjunhee@wizebnt.com

Tel : 02-516-7903

1965년 3월 18일생

2000년 University of Missouri, 기계공학과 박사 과정 졸업, 2000년 삼성전자 주식회사 입사, 2003년 (주)WIZE B&T 대표이사, 유압 시스템 해석 및 설계, 시스템 제어에 관한 연구에 중사, ASME 회원, 유공압시스템학회, 대한기계학회 등의 회원, 공학박사

[저자 소개]



정용욱

E-mail : ywjeong@tongmyung.co.kr

Tel : 055-269-5662

1957년 7월 19일생

숭실대학교 기계공학과 졸업, 1986년 주식회사 동명중공업 입사, 굴삭기용 메인펌프, 주행 모터, 및 선회 모터 연구개발 담당, 중앙연구소 유압기기개발팀 부장 재직, 유공압시스템학회, 대한기계학회등의 회원