

사판식 액셀피스톤 펌프-레귤레이터계의 선형화해석에 의한 유압제어특성 고찰

조 승 호* · 김 원 수**
(2000년 2월 16일 접수)

A Study on Hydraulic Control Characteristics of a Swashplate Type Axial Piston Pump-Regulator System by Linearization Analysis

Seung Ho Cho and Won Soo Kim

Key Words: Regulator(레귤레이터), Axial Piston Pump(액셀피스톤 펌프), Pilot Piston(파일럿 피스톤), Compen Piston(컴펜피스톤), Negative Flow Control(부유량제어), Horsepower Control(마력제어)

Abstract

The regulator system has been modeled and combined to a swashplate type axial piston pump. Linear approximation has been performed for nonlinear coefficient terms of an axial piston pump-regulator model without significantly affecting accuracy. Based on the mathematical model of an axial piston pump-regulator system, a couple of characteristic curves of negative flow control and horsepower control are drawn, which show a good correlation with those of experimental results. So the simplified axial piston pump-regulator model in this paper is expected to be utilized not only for the design and analysis of hydraulic circuit of excavator but also for prevention of engine overload.

기호설명

A_{com}, A_p : 컴펜피스톤 단면적, 피스톤 단면적
 A_b, A_s : 서보피스톤의 헤드 및 로드단면적
 F_r, F_{ps} : 압판이 피스톤에 가하는 힘,
 피스톤과 실린더 사이의 점성마찰력
 J_{sw}, J_r, I_e : 사판의 관성모멘트, 압판의 관성
 모멘트, 등가 관성모멘트
 K_d : 사판의 감쇠계수
 l_{sup}, M_{sup} : 서보피스톤의 팔의 길이 및 질량
 N : 회전수

\bar{T}_r, \bar{T}_{pr} : 압판의 관성력에 기인한 평균토크,
 부하압력에 기인한 평균토크
 \bar{T}_{ap} : 피스톤이 사판에 가하는 평균토크
 X_{pi}, X_{com} : 파일럿피스톤과 컴펜피스톤 변위
 X_{sp}, X_{sup} : 레귤레이터스플과 서보피스톤 변위
 $y_p, \dot{y}_p, \ddot{y}_p$: 피스톤의 변위, 속도, 가속도
 w : 레귤레이터의 면적구배

1. 서 론

건설 중장비중 유압굴삭기는 실용성과 조작의 용이성 등으로 인하여 현재 가장 폭 넓게 사용되고 있다. 그러나 작업조건인 열악성으로 인하여 정용량 펌프를 탑재한 유압 굴삭기는 과부하 방지 및 효율적인 측면에 많은 단점을 가지고 있다. 따라서 1980년대 이후에는 이러한 단점을 보완하여 작업조건에 따라 펌프 토출량을 변화시키

* 회원, 홍익대학교 기계공학과
 E-mail : shcho@wow.hongik.ac.kr
 TEL : (02)320-1682 FAX : (02)322-7003
 ** 동명중공업 주식회사

는 가변 용량형 펌프를 사용하게 됨으로써 엔진의 과부하를 방지하고 엔진-유압펌프계에서 낭비되는 에너지를 극소화 하게 되었다.

일반적으로 가변용량형 펌프의 유압제어 특성으로는 유량제어, 마력제어 그리고 파워시프트(power shift)제어특성이 있다. 유량제어에는 정유량제어(positive flow control)와 부유량제어(negative flow control)기법이 있으나 현재는 부유량제어가 일반적으로 사용되고 있다.^(1,2) 부유량제어는 파일럿(pilot)압력이 증가함에 따라 펌프사판의 경사각이 감소되어 토출유량이 감소하는 특성을 일컫는다. 마력제어(horsepower control)는 자기 펌프 토출압력과 상대펌프 토출압력의 상승에 따라 펌프사판의 경사각이 감소되어 토출유량이 감소하고 입력토크가 일정치 이하로 제한되는 특성을 말한다. 파워시프트제어는 레귤레이터(regulator)부속의 전자 비례 감압밸브의 지령전류값을 변화시켜 펌프의 마력설정값을 같은 기율기로 시프트하는 기능을 말한다. 본 연구에서는 레귤레이터의 기본적 성능과 관계된 유량 및 마력제어 특성을 다룬다. 이는 굴삭기의 유압제어회로, 엔진의 과부하 문제, 나아가 굴삭기 작업장치의 기구학/동역학적 특성의 규명에 까지 영향을 미친다.

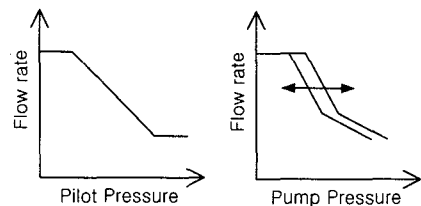
본 연구에서는 중형 유압굴삭기에 탑재하는 사판식 가변용량형 펌프의 레귤레이터계에 대하여 수학적 모델링을 수행하고, 이를 액셀피스톤-사판계와 결합시켜 유량제어와 마력제어특성을 고찰하였다. 제2장에서는 레귤레이터계를 유량제어부와 마력제어부로 나누어 각각의 작동원리를 해석하고 수학적 모델링을 수행하였다. 제3장에서는 피스톤에 의해서 제어되는 사판계에 대한 모델링을 수행하고 비선형항들에 대한 선형화 해석방법을 고찰하였다. 제4장에서는 구축된 레귤레이터-액셀피스톤-사판계의 유량제어와 마력제어 특성에 대한 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하고 실험결과와 비교하였다.

2. 레귤레이터계의 모델링

2.1 작동원리

유량제어와 마력제어의 특성곡선이 Fig. 1에 나타나 있다. 마력제어 곡선에서의 화살표는 파워시프트 특성을 나타낸다. 이러한 기능을 수행하는 펌프와 레귤레이터 전체구조의 개략도가 Fig. 2

에 도시되어 있다. 레귤레이터계는 Fig. 2의 윗 부분으로써 레귤레이터스풀(이하 스푼), 유량제어부, 마력제어부, 서보피스톤 등으로 이루어져 있다. 상세구조도가 Fig. 3에 도시되어 있다. 유량제어부의 거동을 살펴보면, 파일럿 압력이 상승하면 파일럿 피스톤은 파일럿 스프링힘과 유압에 의한 힘이 평형을 이룰 때 까지 우측으로 이동한다. 파일럿 피스톤의 이동에 의하여 A점에서 연결된 레버2가 B점을 중심으로 회전한다. 레버2의 홈(C부)에는 피드백 레버의 핀이 연결되어 있으므로, 레버2가 회전함에 따라 핀은 우측으로 이동한다. 또 피드백 레버의 이면 D부는 사판과 연결되어 있으며 핀의 이동에 의해 피드백 레버는 D부를 중심으로 회전한다. 따라서, 피드백 레버에 연결된 스푼은 우측으로 이동하며 이에따라 스푼과 슬리브 사이의 유로가 개방되어 서보피스톤의 면적이 큰쪽(이하 대경실)에 토출압이 전달된다. 서보피스톤의 면적이 작은 부분(이하 소경실)에는 항상 펌프의 토출압이 전달되고 있지만 면적차에 의하여 서보피스톤은 우측으로 이동하고 사판경사각을 감소시킨다. 서보피스톤이 우측으로 이동하면 D점도 우측으로 이동한다. D점의 이동에 따라 피드백 레버는 C점을 중심으로 회전하며 스푼은 좌측으로 이동한다. 그 이동에 의해 스푼과 슬리브사이의 유로는 닫혀지기 시작하고 완전히 닫혀진 위치에서 서보피스톤은 정지한다. 마력제어부의 거동을 살펴보면 콤펙피스톤에 제1펌프압력과 제2펌프압력이 작용하면 초기에는 아웃스프링힘과 평형을 이룰 때 까지 콤펙피스톤이 이동한다. 압력이 더 증가하면 인너스프링이 함께 작용한다. 콤펙피스톤의 이동으로 레버1은 E점을 중심으로 회전한다. 레버1의 홈(F)에는 피드백 레버가 연결되어 있어, 레버1이 회전함에 따라 피드백레버는 D점을 중심으로 회전하고 스푼은 우



(a) Negative flow control (b) Horsepower control

Fig. 1 Flow-pressure characteristics

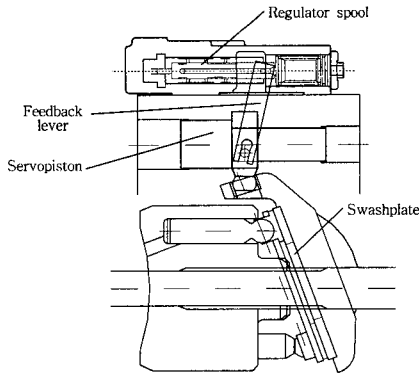


Fig. 2 Structure of pump and regulator

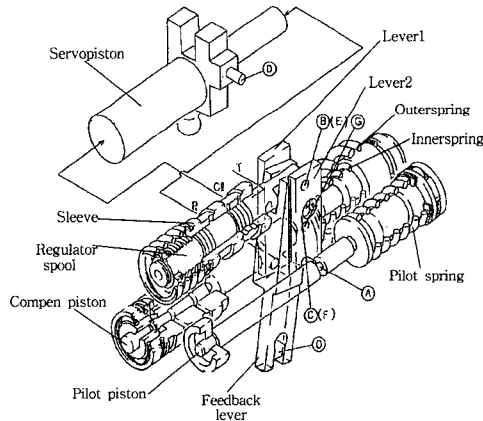


Fig. 3 Structure of a regulator⁽²⁾

측으로 이동한다. 스푼이 이동하면 토출압이 서보피스톤의 대경실부에 유도되어 서보피스톤은 우측으로 이동하고, 펌프토출량을 감소시켜 엔진의 과부하를 방지한다. 서보 피스톤의 움직임은 D점을 거쳐 피드백 레버에 전달되고, 피드백 레버는 F점을 중심으로 회전하며 스푼은 좌측으로 이동한다. 스푼은 스푼과 슬리브사이의 개구부가 닫혀질 때 까지 이동한다.

2.2 레귤레이터 스푼변위

유량제어에 의한 스푼변위를 고찰하면, 파일럿 피스톤은 파일럿압력 P_{pi} 에 의하여 발생된 힘이 스푼링힘과 평형이 될 때까지 이동한다. 그리고 이때의 파일럿 피스톤 변위가 레버2와 연결되어 있는 스푼변위를 발생시킨다. 그 과정은 아래의

식 (1), (2)에 의하여 표현된다. 여기에서 γ_{spl} 은 레버비를 나타낸다. 마찰제어에 의한 스푼변위를 고찰하면, 콤편피스톤부는 Fig. 4에서와 같이 두 개의 스푼링을 갖는 구조로 되어있다. 인너스프링과 아웃스프링 사이의 거리를 X_{dif} 로 나타내면, 콤편피스톤의 변위가 X_{dif} 보다 작은 경우에는 아웃스프링의 영향만 받으며, 콤편피스톤의 관성력과 마찰력을 무시하고 스푼링힘만을 고려한 평형방정식은 식 (3)으로 표현된다. 콤편피스톤의 변위가 X_{dif} 보다 큰 경우에는 아웃스프링과 인너스프링이 함께 작용하기 시작하며, 스푼링힘만을 고려하였을 때 평형방정식은 식 (4)로 표현된다. 여기에서 K_{outer} , K_{inner} 는 각각 아웃스프링과 인너스프링의 상수이다. 식 (3)과 (4)로부터 콤편피스톤의 변위를 구한 다음, 레버1에 의하여 연결되어 있는 스푼변위를 구하면 식 (5)와 (6)으로 표현된다.

$$P_{pi} A_{pi} = K_{pi} X_{pi} \tag{1}$$

$$X_{spl} = \gamma_{spl} X_{pi} = \gamma_{spl} \frac{P_{pi} A_{pi}}{K_{pi}} \tag{2}$$

$$P_{com} A_{com} = K_{outer} X_{com} \tag{3}$$

$$P_{com} A_{com} = K_{outer} (X_{dif} + x) + K_{inner} x \tag{4}$$

i) $X_{com} < X_{dif}$ 일 때

$$X_{spl} = \gamma_{spl} \frac{P_{com} A_{com}}{K_{outer}} \tag{5}$$

ii) $X_{com} > X_{dif}$ 일 때

$$X_{spl} = \gamma_{spl} \left\{ X_{dif} + \frac{P_{com} A_{com} - K_{outer} X_{dif}}{K_{outer} + K_{inner}} \right\} \tag{6}$$

2.3 서보피스톤 변위 및 유량방정식

서보피스톤의 대경실부가 Fig. 5에 나타나있다. 이를 검사체적으로하여 유체의 압축성을 고려한 연속방정식을 적용하면 식 (7)로 표현된다. 서보 피스톤 변위(x_{svb})가 피드백 레버의 영향으로 스푼에 미치는 변위(X_{spl})는 식 (8)로 표현된다. 여기에서 γ_{spl2} 는 레버비를 나타낸다. 따라서 파일럿 피스톤 또는 콤편피스톤에 의하여 발생하는 스푼 변위(X_{spl})와 X_{spl2} 와의 차이를 구하면 최종의

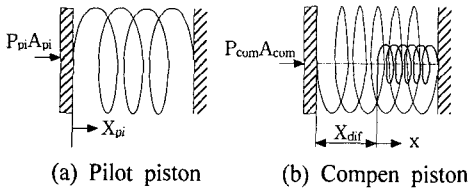


Fig. 4 Piston displacement

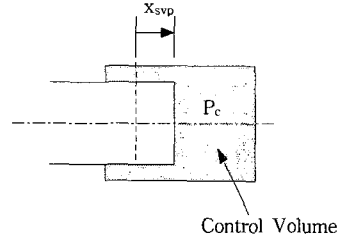


Fig. 5 Servopiston and control volume

스플변위(X_c)가 된다. $X_c > 0$ 일 경우 스플변위에 의해서 대경실부로의 유입유량(Q_{in})이 발생하며, $X_c < 0$ 일 경우에는 대경실로부터 탱크로 유출유량(Q_{out})이 발생한다.

$$\dot{P}_c = \frac{\beta}{V_c} (Q_{in} - Q_{out} + A_l \dot{x}_{svp}) \quad (7)$$

$$X_{sf2} = \gamma_{sf2} x_{svp} \quad (8)$$

$$X_c = X_{sp1} - X_{sp2} \quad (9)$$

$$Q_{in} = C_d A_{in}(X_c) \sqrt{\frac{2(P_d - P_c)}{\rho}} \quad (10)$$

$$Q_{out} = C_d A_{out}(X_c) \sqrt{\frac{2P_c}{\rho}} \quad (11)$$

식 (10)과 식 (11)에서 $A_{in}(X_c)$, $A_{out}(X_c)$ 는 슬리브와 스플사이에서 형성되는 오리피스들의 개구면적을 나타낸다.⁽¹⁾ 서보 피스톤의 소경실부에는 항상 자기 펌프의 압력이 작용하며, 대경실부에는 스플의 이동에 의해서 유입된 유량에 의해 압력이 발생하여 소경실부와 힘의 평형을 이룰 때까지 서보 피스톤은 이동하게 된다. 대경실부와 소경실부의 면적비($\gamma_A = A_s/A_l$)를 이용하면 대경실부의 압력(P_c)은 식 (12)가 되고, 이를 식 (10), (11)에 대입하면 식 (13), (14)이 된다.

$$P_c = \gamma_A P_d \quad (12)$$

$$Q_{in} = C_d w \sqrt{\frac{2(1 - \gamma_A)}{\rho}} \sqrt{P_d} |X_c| \quad (13)$$

$$Q_{out} = C_d w \sqrt{\frac{2\gamma_A}{\rho}} \sqrt{P_d} |X_c| \quad (14)$$

3. 펌프의 모델링

3.1 힘 및 토크방정식

피스톤과 사판에 작용하는 힘과 토크를 고찰하기 위한 기하학적 관계 및 자유물체도가 Fig. 6에 도시되어있다. 아울러 토크발생에 관계되는 외력들이 Fig. 7에 나타나있다. 이 때 피스톤의 축방향(y 방향) 변위는 식 (15)로 표현되며,^(1,4) 펌프 입력회전수가 일정하다는 가정하에 미분하면 피스톤의 속도, 가속도를 얻을 수 있다.

$$y_p = R \sin \theta \tan \alpha \quad (15)$$

$$\dot{y}_p = R \omega \cos \theta \tan \alpha + R \sin \theta \frac{1}{\cos^2 \alpha} \dot{\alpha} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \ddot{y}_p = & -\omega^2 R \sin \theta \tan \alpha + 2\omega R \cos \theta \frac{1}{\cos^2 \alpha} \dot{\alpha} \\ & + 2R \sin \theta \frac{\sin \alpha}{\cos^3 \alpha} \dot{\alpha}^2 + R \sin \theta \frac{1}{\cos^2 \alpha} \ddot{\alpha} \end{aligned} \quad (17)$$

Fig. 6과 Fig. 7을 참고하여 축방향으로의 힘의 평형을 고려하면 한개의 피스톤이 사판에 가하는 힘은 식 (18)로 표현된다.

$$F_{ap} = \frac{m \dot{y}_p + P_{oil} A_p - F_{ps}}{\cos \alpha} + F_r \quad (18)$$

이를 이용하면 i 번째 피스톤이 사판에 가하는 토크는 식 (19)로 표현된다. 이때 Fig. 6에서 $R \gg a$ 이므로 $a \approx 0$ 으로 가정하였다. 따라서 피스톤갯수가 Z_p 라고 할 때 총 토크는 식 (20)과 같이 표현된다.

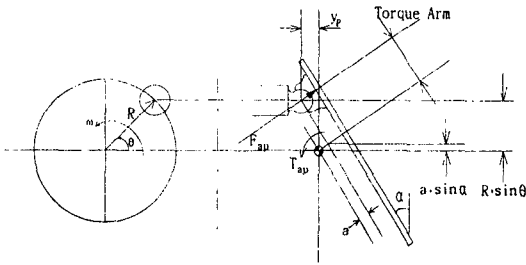


Fig. 6 Piston geometry with free body diagram

$$T_{api} = - \left\{ \frac{m\ddot{y}_p + P_{cyl}A_p - F_{ps} + F_r}{\cos \alpha} \right\} \frac{R \sin \theta_i}{\cos \alpha} \quad (19)$$

$$T_{ap}(\theta) = \sum_{i=1}^{Z_p} T_{api}(\theta_i) \quad (20)$$

여기에서 $\theta_i = \theta + ((i-1)/Z_p)2\pi$ 이므로 T_{ap} 는 θ 의 함수이다. 식 (20)에서 각각의 함수들은 2π 의 주기를 가지므로 서로 $2\pi/Z_p$ 의 위상차이가 있다. 본 연구에서는 피스톤관성, 실린더내의 압력, 그리고 압판에 작용하는 힘을 토크발생의 주 요인으로 고려하였으며, 마찰력이나 스프링힘은 무시하였다. 따라서 평균토크 \bar{T}_{ap} 는 식 (21)로 표현되며, 해석의 편의상 나누어 표현하면 식 (22)로 된다.^(1,4)

$$\begin{aligned} \bar{T}_{ap} &= Z_p \cdot \bar{T}_{api} \\ &= \frac{Z_p}{2\pi} \int_0^{2\pi} T_{api}(\theta) d\theta \\ &= \frac{Z_p}{2\pi} \int_0^{2\pi} - \left\{ \frac{m\ddot{y}_p + P_{cyl}A_p + F_r}{\cos \alpha} \right\} \frac{R \sin \theta}{\cos \alpha} d\theta \end{aligned} \quad (21)$$

$$\bar{T}_{ap} = \bar{T}_{pm} + \bar{T}_{pr} + \bar{T}_r \quad (22)$$

$$\begin{aligned} \bar{T}_{pm} &= \frac{1}{2} Z_p R^2 \omega^2 \frac{\sin \alpha}{\cos^3 \alpha} - m_p Z_p R^2 \frac{\sin \alpha}{\cos^5 \alpha} \dot{\alpha}^2 \\ &\quad - \frac{1}{2} m_p Z_p R^2 \frac{1}{\cos^4 \alpha} \ddot{\alpha} \end{aligned} \quad (23)$$

$$\bar{T}_{pr} = \frac{Z_p A_p R}{2\pi \cos^2 \alpha} \int_0^{2\pi} P_{cyl}(\theta) \sin \theta d\theta \quad (24)$$

$$\bar{T}_r = -\frac{1}{4} J_r \omega^2 \sin(2\alpha) \quad (25)$$

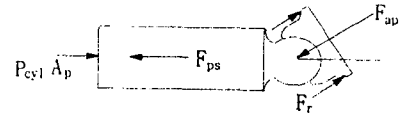


Fig. 7 External forces for torque

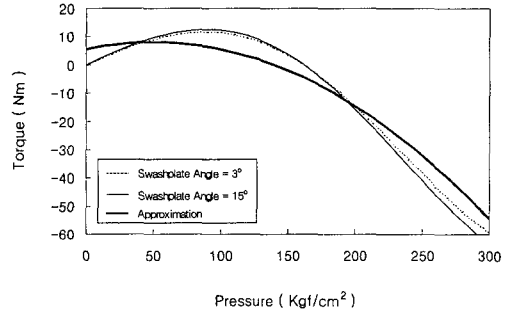


Fig. 8 Torque due to the pressure in cylinder

식 (24)는 펌프의 회전각에 대한 비선형함수로써 회전각의 영역에 따라 변하는 포트 입출력유량에 좌우된다.⁽⁴⁾ 본 연구에서는 채택한 펌프모델을 대상으로 사판 각이 3°와 15°일 때 토크값을 시뮬레이션으로 구하고 그 결과를 기초로 펌프의 토출압에 대한 2차식으로 근사화하여 사용하였다. 그 과정이 Fig. 8에 도시되어있다.

$$\bar{T}_{pr} = aP_d^2 + bP_d + c \quad (26)$$

여기에서 $a = -0.001, b = 0.1, c = 5.5$.

3.2 사판운동의 모델링

사판 회전중심에 대하여 힘과 모멘트 평형을 고려하면, 사판 및 서보피스톤에 대한 운동방정식은 각각 식 (27), (28)과 같다.^(1,4) 여기에서 F_{tp} 는 틸팅(tilting)핀에 의하여 가해진 힘, T_f 는 마찰토크로서 $T_f = K_d \dot{\alpha}$, 그리고 $T_{ap} = \bar{T}_{ap}$ 이다.

$$J_{sw} \ddot{\alpha} = T_{ap} + F_{tp} \left(\frac{1}{\cos \alpha} \right)^2 l_{svp} - T_f \quad (27)$$

$$P_d A_s - F_{tp} \cos \alpha - P_c A_l = M_{svp} \ddot{x}_{svp} \quad (28)$$

사판각과 서보피스톤 변위사이의 기하학적 관계로부터 서보피스톤 변위를 유도하면 식 (29)로 된다. 그리고 이를 미분하여 서보피스톤의 속

도, 가속도를 구한 후 식 (28)에 대입하면 식 (30)이 얻어진다.

$$\begin{aligned} x_{svp} &= l_{svp} (\tan \alpha_{\max} - \tan \alpha) \quad (29) \\ F_{tp} &= \frac{A_s}{\cos \alpha} P_d - \frac{A_l}{\cos \alpha} P_c - M_{svp} l_{svp} \frac{1}{\cos^3 \alpha} \ddot{\alpha} \\ &\quad - 2M_{svp} l_{svp} \frac{\sin \alpha}{\cos^4 \alpha} \dot{\alpha}^2 \quad (30) \end{aligned}$$

식 (27)에 식 (22), (23), (25), (26) 그리고 식 (30)을 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} &\left(J_{sw} + M_{svp} \frac{l_{svp}^2}{\cos^4 \alpha} + \frac{1}{2} m_p Z_p \frac{R^2}{\cos^4 \alpha} \right) \ddot{\alpha} \\ &= - \left(2M_{svp} l_{svp}^2 \frac{\sin \alpha}{\cos^5 \alpha} + m_p Z_p R^2 \frac{\sin \alpha}{\cos^5 \alpha} \right) \dot{\alpha}^2 \\ &\quad + \frac{1}{2} m_p Z_p R^2 \omega^2 \frac{\sin \alpha}{\cos^3 \alpha} - \frac{1}{4} J_r \omega^2 \sin 2\alpha \\ &\quad + A_s \frac{l_{svp}}{\cos^2 \alpha} P_d - A_l \frac{l_{svp}}{\cos^2 \alpha} P_c \\ &\quad - (a P_d^2 + b P_d + c) - K_d \dot{\alpha} \quad (31) \end{aligned}$$

3.3 선형화 해석

식 (31)에는 비선형항들이 포함되어있어 연산과정이 복잡하고 연산시간이 많이 소요되므로, 선형화 해석을 통하여 모델의 단순화를 시도하고 설계 파라미터들의 특성을 검토하였다. 식 (31)에서 $\ddot{\alpha}$ 의 계수, $\dot{\alpha}^2$ 의 계수, 그리고 나머지항들이 사판각에 따라 어떠한 거동을 나타내는가는 시스템설계 관점에서 매우 중요하다. 따라서 해석대상이 되는 계수들을 각각 I_e , C_1 그리고 C_2 로 놓고, 사판각에 따른 특성을 검토하였다.

$$I_e = J_{sw} + M_{svp} \frac{l_{svp}^2}{\cos^4 \alpha} + \frac{1}{2} m_p Z_p \frac{R^2}{\cos^4 \alpha} \quad (32)$$

$$C_1 = \frac{1}{2} m_p Z_p R^2 \omega^2 \frac{\sin \alpha}{\cos^3 \alpha} - \frac{1}{4} J_r \omega^2 \sin 2\alpha \quad (33)$$

$$C_2 = -2M_{svp} l_{svp}^2 \frac{\sin \alpha}{\cos^5 \alpha} - m_p Z_p R^2 \frac{\sin \alpha}{\cos^5 \alpha} \quad (34)$$

Fig. 9, 10, 11은 각각 계수 I_e , C_1 그리고 C_2 의 거동을 나타낸다. Fig. 9로부터 사판각에 따른 I_e 값의 변화량이 상당히 작음을 알 수 있다. 따라서 최대점과 최소점의 평균값, 즉 $I_e = \bar{I}_e$ 으로서 그 값을 대신하여 사용하였다. Fig. 10에서 가선은 사판각 α 에 대하여 1차식으로 근사화($C_1 = S_1 + S_2\alpha$) 시킨 값을 나타낸다. 사판각에 따른 C_2 의 값은 그 크기가 대략 다른 계수들의 0.1% 정도이므로 무시하였다. 이는 C_2 가 비선형항 $\dot{\alpha}^2$ 의 계수이므로 펌프-레귤레이터 모델에서 선형특성이 비선형특성보다 지배적임을 시사한다.

이러한 해석결과들을 식 (31)에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \bar{I}_e \ddot{\alpha} &\cong S_2 \alpha + A_s l_{svp} P_d - A_l l_{svp} P_c \\ &\quad - (a P_d^2 + b P_d + c) - K_d \dot{\alpha} \quad (35) \end{aligned}$$

위의 과정으로부터 구한 사판각에 대한 유량관 계식은 다음과 같다.

$$Q_p = Z_p N A_p R \tan \alpha \quad (36)$$

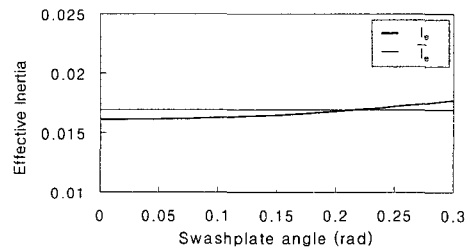


Fig. 9 Plot of I_e versus swashplate angle

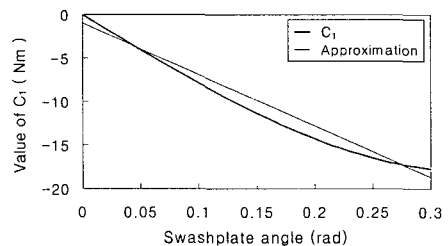


Fig. 10 Plot of C_1 versus swashplate angle

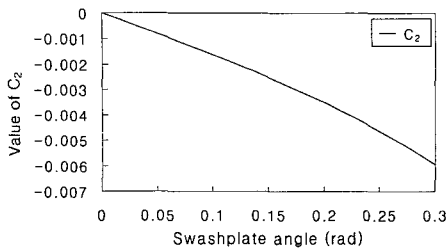


Fig. 11 Plot of C_2 versus swashplate angle

4. 시뮬레이션과 실험

2, 3장에서 모델링된 펌프-레귤레이터계에 대하여 시뮬레이션을 수행하고 실험치와 비교하였다. 우선 사판의 감쇠계수 변화에 따른 유압제어특성과 마력제어특성을 컴퓨터 시뮬레이션으로 검토하고 그 결과를 각각 Fig 12, Fig. 15에 나타내었다. 사판의 감쇠계수가 증가할수록 유량의 진동이 감소하는 현상을 볼 수 있다. 사판의 감쇠계수가 4.0 일 때의 시뮬레이션 결과를 실험치와 비교하였다. 본 연구에서 채택한 레귤레이터 모델은 동명 액셀피스톤 펌프 K3V 시리즈용의 KR3 계열에 속한다.

실험방법은 유압제어의 경우 파일럿 압력을 0.2초 동안 0 - 50 Kgf/cm² 까지 램프형태로 상승시키면서 유량을 측정하였으며, 마력제어의 경우 양쪽 펌프의 토출압력은 동일하다고 간주하고, 역시 0.2초 동안 그 합을 0 - 350 Kgf/cm² 까지 상승시키면서 유량을 측정하였다. 그 밖의 실험 조건은 다음과 같다.

- 입력 회전수 : 1900 rpm
- 흡입압력 (α_{max} 시) : 1 - 3.5 Kgf/cm²
- 토출압력 (α_{max} 시) : 80 Kgf/cm²

유압제어에 의한 서보피스톤 변위와 이때 생성되는 펌프 토출유량을 Fig. 13와 Fig. 14 에 나타내었다. 서보피스톤의 초기위치는 25mm로 놓았으며, 파일럿압력이 증가함에 따라 서보피스톤 변위가 감소하고 이에 따라 사판의 각도가 감소하여 펌프의 토출유량도 감소하는 부유량제어의 특성을 보여주고 있다. 콤펌피스톤에 의하여 생성되는 서보피스톤의 변위와 이에따른 펌프의 토출유량을 Fig. 16과 Fig. 17에 나타내었다. 콤펌피스톤

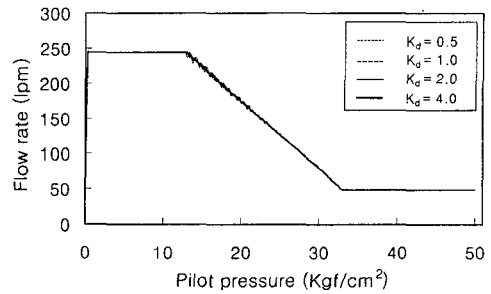


Fig. 12 Pump flow rate at flow control mode

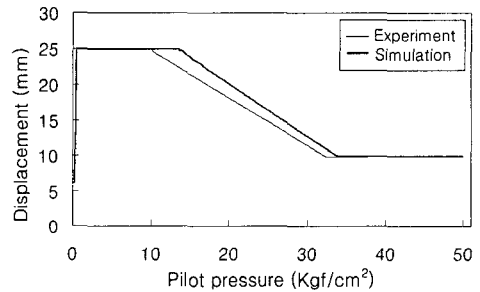


Fig. 13 Displacement of servopiston at flow control mode

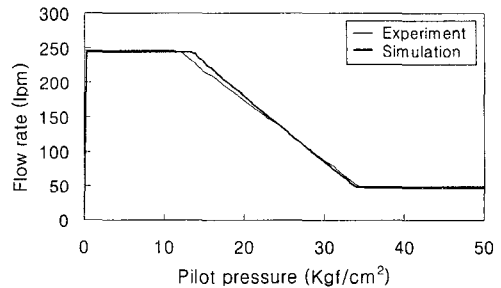


Fig. 14 Pump flow rate at flow control mode

의 변위와 X_{dir} 와의 비교에 따라 아웃스프링과 인너스프링이 독립적 또는 함께 작용함으로써 서보피스톤의 변위와 펌프 토출유량의 기울기가 변하는 것을 알 수있다. 실험과 시뮬레이션 결과에서 약간의 차이가 발생하고 있는 것은 시뮬레이션 입력데이터, 선형화해석, 그리고 모델링과정에서의 오차에 기인하는 것으로 이에 대한 계속적인 연구가 요망된다.

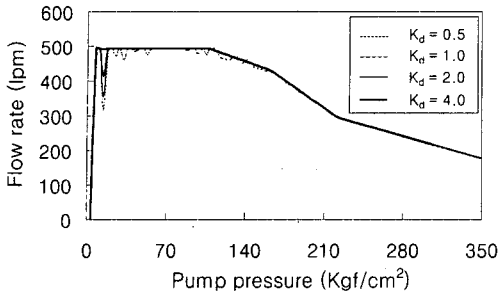


Fig. 15 Pump flow rate at horsepower control mode

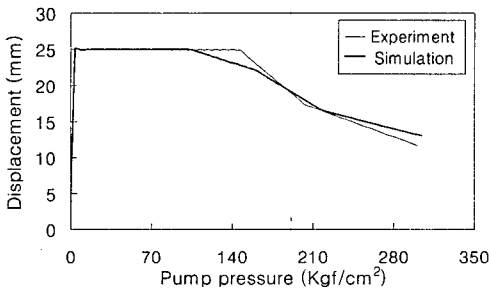


Fig. 16 Displacement of servopiston at horsepower control mode

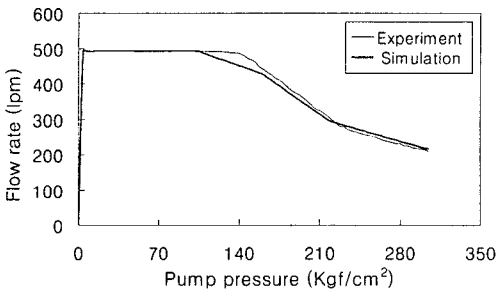


Fig. 17 Pump flow rate at horsepower control mode

5. 결론

본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

사판식 액셀피스톤 펌프에서 사판의 운동을 제어하는 레귤레이터계에 대한 수학적 모델링을 수행한 후, 이를 사판식 액셀피스톤 펌프의 수학적 모델에 인터페이스하였다. 그리고 레귤레이터를 포함한 전체 펌프모델에 대한 선형화해석을 통하여, 제어특성을 좌우하는 설계파라미터값들의 추출을 용이하게 하였다. 유량제어모드에서 서보피스톤 변위와 펌프 유량특성을 시뮬레이션으로 고찰하고 이를 실험을 통하여 검증하였다, 아울러 마력제어모드에서 서보피스톤의 변위와 펌프 유량특성을 시뮬레이션과 실험을 통하여 고찰한 결과 매우 유사한 경향을 보여 주었다. 본 연구결과는 궁극적으로 굴삭기 유압시스템의 설계에 이용되어, 부하변동이 심한 굴삭기 엔진의 과부하를 방지하고 에너지 효율향상에 기여할 것으로 사료된다.

참고문헌

- (1) 최훈, 1994, "펌프사판각 제어에 의한 엔진-펌프계의 성능향상에 관한 연구," 서울대학교, 박사학위논문.
- (2) 동명중공업, "동명 사판형 액셀 피스톤 펌프 K3V Series용 레귤레이터," Technical Manual.
- (3) 서울대학교 정밀기계설계 공동연구소, 1998, 첨단기계설계 및 엔지니어링 시스템 개발 (제2세부과제: 유압 제어시스템 설계 및 해석 소프트웨어 개발), 3차년도 최종보고서.
- (4) Schoenau, G.J., Burton, R.T. and Kavanagh, G.P., 1990, "Dynamic Analysis of Variable Displacement Pump," *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Trans. ASME*, Vol. 112, pp. 122~132.
- (5) Murrenhoff, H., 1998, *Grundlagen der Fluidtechnik (Teil 1: Hydraulik)*, Reihe Fluidtechnik, IFAS.