

유압유 점도가 액추에이터 성능에 미치는 영향

김진형* · 한수민** · 김윤제***†

Effects of Viscosity of Hydraulic Oil on the Performance of Actuator

Jin-Hyoung Kim*, Su-Min Han**, Youn-Jea Kim***†

Key Words : Hydraulic Actuator(유압 액추에이터), Viscosity(점도), FSI Method(유체-구조연성해석), CFD(전산유체역학)

ABSTRACT

Hydraulic actuator is a primary component of the hydraulic valve systems. In this study, the thrust performance of hydraulic actuator was studied with different values of viscosity of hydraulic oil and rod diameter. Numerical analysis was performed using the commercial CFD code, ANSYS with 2-way FSI(Fluid-Structure Interaction) method and k-ε turbulent model. Results show that increase in viscosity of hydraulic oil reduces the thrust of hydraulic actuator. In order to satisfy the output required of the actuator, it is necessary to compensate for the operating pressure. The results of pressure, velocity and thrust efficiency distributions in the hydraulic actuator were graphically depicted.

1. 서론

유압 액추에이터는 작동유에 압력에너지를 부여하여 기계 에너지를 유체에너지로 변환한 후 액추에이터를 통해서 다시 유체에너지를 기계에너지로 변환시켜 밸브를 작동시키는 장치이다. 이러한 유압 액추에이터는 기계시스템과 달리 기계의 모양에 따른 제약을 받지 않으며, 전기시스템과 달리 재료의 물리적 특성에 의하여 크게 영향 받지 않기 때문에 거의 제한없이 큰 크기의 동력을 전달할 수 있는 특징을 가지고 있다. 하지만 일반적인 유압 액추에이터 시스템은 유압 작동유를 저장할 큰 유압탱크가 필요하여 전체적인 중량과 부피가 늘어나고 복잡한 유압배관으로 인해 기름의 누설, 유지보수 및 성능저하 등의 문제를 발생시키는 단점을 가지고 있다. 이러한 유압 액추에이터 단점을 해결하기 위하여 유압 탱크와 유압 액추에이터를 일체화 시킨 전기-유압 액추에이터를 개발하여 유압 액추에이터의 소형화를 실현하고 있다. 전기-유압 액추에이터는 주로 항공분야에 적용되어 왔으나 최근에는 산업용 액추에이터로 개발이 활발히 진행되고 있

다. 또한 전기-유압 액추에이터는 소형, 경량화 및 고에너지 효율이 필요한 다양한 산업분야에도 쉽게 적용이 가능하기 때문에 유압-전기 액추에이터 설계 및 해석을 위한 연구가 활발히 진행되고 있다. Meikandan 등⁽¹⁾은 씰(seal)이 없는 피스톤에 형상변화를 주어 실린더와 피스톤 사이에서 발생하는 마찰을 실험적으로 고찰하였다. Kim⁽²⁾은 상대 운동을 하는 피스톤과 실린더 사이 간극에서 발생하는 압력분포를 실험을 통하여 고찰한 바 있다. Kim 등⁽³⁾은 쿠션슬리브의 오리피스 유무에 따른 작동 특성 비교와 동일한 오리피스 단면적을 가진 4 종류의 쿠션 슬리브를 제작하여 특성을 고찰하였다. Lee 등⁽⁴⁾은 유압서보 액추에이터 후단 부에 쿠션 기능을 추가하고 쿠션설계 조건에 따른 동특성을 해석할 수 있는 모델링 및 SimulationX을 이용한 시뮬레이션을 수행하였다. Yoon 등⁽⁵⁾은 전기-유압 액추에이터를 이용하여 굴삭기 에너지 절감에 관한 기초 연구를 수행하였다. Jambhrunkar 등⁽⁶⁾은 부시(bush)와 실린더 내부 채널(channel) 사이 간극에 대한 쿠션성능을 고찰하였으며, CFD를 이용한 수치해석 결과와 실험 데이터를 비교 분석하였다. Abodalla 등⁽⁷⁾은 유압

* 성균관대학교 대학원 기계공학과(Graduate school of Mechanical engineering, Sungkyunkwan University)

** (주)HKC 기술연구소(HKC co., Ltd.)

*** 성균관대학교 기계공학부(School of Mechanical engineering, Sungkyunkwan University)

† 교신저자, E-mail : yjkim@skku.edu

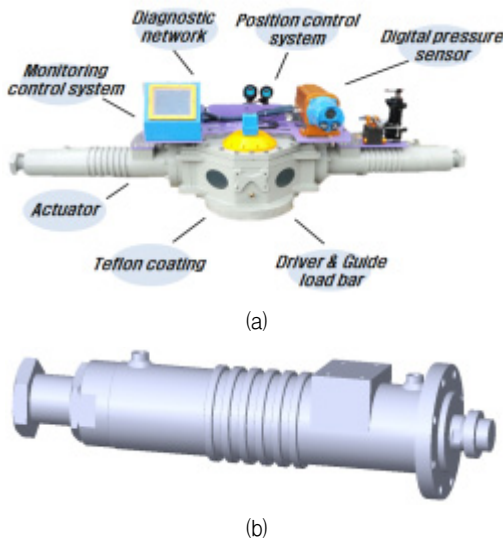


Fig. 1 (a) Electro-hydraulic control actuator system and (b) Hydraulic actuator

실린더의 동작 속도를 개선하기 위하여 기존 유압 실린더에 추가적으로 2개의 포트(port)를 더 장착하였고, 수치해석 결과 기존 2-포트 유압 실린더보다 4-포트 유압 실린더의 성능이 뛰어나다는 것을 확인하였다. Hiremath 등⁽⁸⁾은 이론 및 유한요소법을 통해 액추에이터의 작동특성을 분석하였다. Park⁽⁹⁾은 유압유 동점도와 부하가 유압기기에 미치는 영향에 관하여 연구하였다. Kim 등⁽¹⁰⁾은 굴삭기 유압실린더의 내구설계의 전반적인 절차와 내구설계 평가를 위한 해석기법에 대해 연구하였다.

본 연구에서는 해양 플랜트용 밸브 전기-유압 액추에이터 시스템 소형화 설계를 위한 선행연구로서 기존 유압 액추에이터와 소형화된 유압 액추에이터의 성능을 비교하였다. Fig. 1은 기존의 전기-유압 액추에이터 시스템과 유압 액추에이터를 나타내었다. 또한 유압 액추에이터 소형화에 따른 작동압력의 상승은 오일의 점성을 증가시키는 결과를 초래하고 오일의 점성 증가는 유압 액추에이터 성능 저하를 유발하게 된다. 따라서 작동압력 증가에 따른 오일의 점성 변화가 액추에이터 성능에 미치는 영향을 고찰하였다.

2. 이론적 배경

2.1 유압 액추에이터 기본 설계

유압 액추에이터 기본설계 절차를 Fig. 2에 나타내었다. 본 연구에서는 기본 설계 중 액추에이터 내경과 로드 직경을 고려하여 액추에이터를 설계하였다. Fig. 3에 액추에이터 구조를 나타내었는데, P_1 은 작동압력, P_2 는 대기압, D_1 은 피스톤 헤드 직경, D_2 는 피스톤 로드 직경이다. 파스칼의 원리를 이용한 식 (1)을 통해 액추에이터의 출력에 따른 이론적인 직

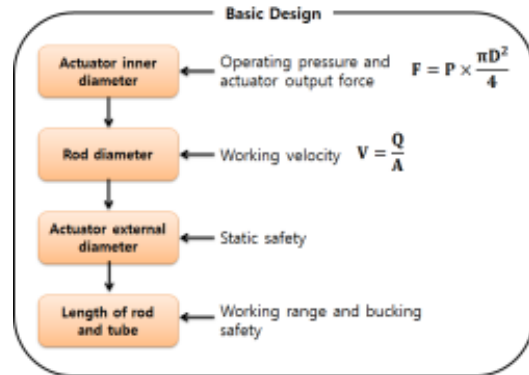


Fig. 2 Procedure of basic design for hydraulic actuator

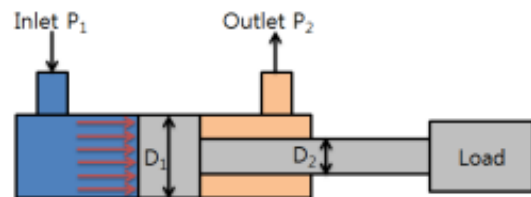


Fig. 3 Schematic of the modeled hydraulic actuator

Table 1 Ratio of piston rod pressure area and piston head pressure area of hydraulic actuator

Type (Rod diameter m)	A (0.08)	B (0.075)	C (0.070)	D (0.065)
Area ratio ($A_1:A_2$)	1:0.5904	1:0.64	1:6864	1:0.7296
Velocity ratio ($V_1:V_2$)	1:6938	1:1.5625	1:1.4569	1:3706

경과 작동압력을 구할 수 있다.

$$F = P_1 \times \frac{\pi D_1^2}{4} \quad (1)$$

기존 액추에이터의 내경을 0.16 m에서 0.125 m로 소형화 할 때, 액추에이터 요구 출력 420,000 N을 만족하기 위해서는 작동압력이 35,000 kPa 이상 되어야 한다. 액추에이터 전진 및 후진 때 공급되는 유량이 같다면 전진 속도와 후진 속도는 로드 직경에 의해 결정된다. 다음 식 (2)를 이용하여 전진 속도/후진 속도의 비를 구할 수 있는데, V_1 은 전진 속도, V_2 는 후진 속도를 나타낸다.

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{\frac{Q}{\pi(D_1^2/4 - D_2^2/4)}}{\frac{Q}{\pi(D_1^2/4)}} = \frac{D_1^2}{(D_1^2 - D_2^2)} \quad (2)$$

피스톤 헤드 면적 A_1 와 피스톤 로드 면적 A_2 의 면적비와 피스톤의 전진 및 후진 속도 비를 Table 1에 명시하였다. A-type에서 D-type으로 갈수록 실린더 후진 시 힘은 증가하지만 속도가 감소하는 특징을 가지고 있다.

2.2 압력에 따른 유압유 점도 변화

일반적으로 압력이 유압유 점도에 미치는 영향은 10,000 kPa까지는 고려할 필요가 없으나, 유압 액추에이터의 소형화가 이루어짐에 따라 작동압력이 점차 높아지고 있다. 따라서 작동압력이 점차 높아짐에 따라 압력과 유압유 점도 사이의 관계도 상당히 중요한 설계인자가 되었고 30,000 kPa 이상의 압력이 되면 유압유 점도 변화가 커지므로 주의하여야 한다. 압력과 점도 관계는 식 (3)으로 표현할 수 있고, 점도 압력계수(α)는 유압유의 종류, 온도, 압력 등에 따라 결정되며, 보통 석유계에서는 점도 압력계수는 $1.5 \sim 3.5 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$ 이다. P 는 압력, μ_0 는 기준 오일 점도 $1.06 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$ 를 의미한다.

$$\mu = \mu_0 e^{\alpha P} \quad (3)$$

따라서 압력이 35,000 kPa이고, 점도 압력계수가 최소와 최대일 때 유압유의 점도를 구하면 $1.8 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$, $3.62 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$ 이 되고 이것은 기존 유압유 점도보다 70~242% 정도 상승한 값을 알 수 있다.

3. 수치해석

3.1 해석모델 및 경계조건

액추에이터의 3차원 모델링 형상을 Fig. 4에 도시하였고, Table 2에 경계조건과 유압유 점도 변화를 기술하였다. 상세한 치수는 Table 3에 명시하였고, 피스톤 로드 직경변화에 따라 A, B, C, D-type으로 구분하여 수치해석을 수행하였다. 수치해석 기법으로는 작동유체 유동방정식과 구조물의 운동방정식을 결합(coupling)한 2-way 유체-구조 연성해석 (fluid-structure interaction)을 사용하였다.

3.2 지배 방정식 및 격자

유압 액추에이터 피스톤 로드 형상 변화 및 유압유 점도 변화에 따른 작동 특성을 고찰하기 위해 지배방정식으로 연속 방정식과 운동량 방정식을 사용하였다.

- 연속 방정식

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (4)$$

- 운동량 방정식

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + u_j \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \overline{\rho u_i u_j} \right] \quad (5)$$

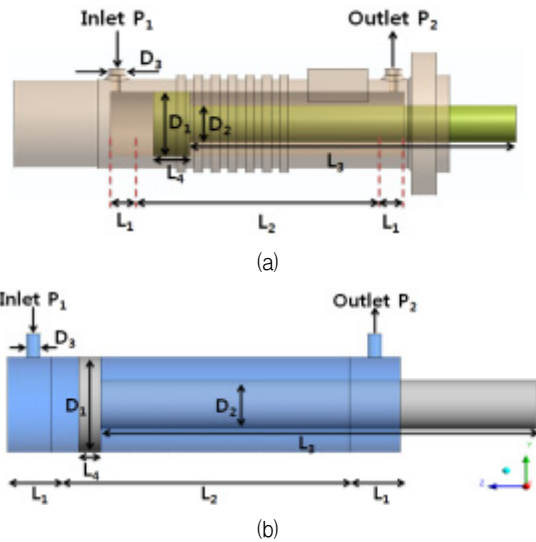


Fig. 4 (a) Configurations of the reference actuator and (b) newly designed actuator

Table 2 Boundary conditions applied in this study

	Reference actuator	Newly designed Actuator		
Inlet P_1 [kPa]	20,000	35,000		
Outlet P_2 [kPa]	0	0		
Gravity Y [m/s^2]	-9.8066	-9.8066		
Oil viscosity [$\text{kg/m}\cdot\text{s}$]	1.06	1.06	1.8	3.62

Table 3 Geometric details of the referenced and newly designed actuators

	Reference actuator	Newly designed Actuator			
Actuator inner diameter D_1 [mm]	160	125			
Piston rod diameter D_2 [mm]	90	A	B	C	D
		80	75	70	65
Port diameter D_3 [mm]	20	20			
Stopper length L_1 [mm]	70	70			
stroke length L_2 [mm]	630	400			
Piston rod length L_3 [mm]	750	600			
Piston head length L_4 [mm]	85	30			

난류모델은 k- ϵ 표준 난류 모델을 사용하였다. 유압 액추에이터 작동 특성을 해석하기 위하여 유동 영역은 Fluent에서 제공하는 동적 격자(dynamic mesh) 기능을 사용하였고, 유동영역을 remeshing 기법이 가능한 tetrahedron 형태의 격자로 구성하였다. Remeshing 기법은 경계 변위에 따른 격자 변형에 대하여 격자의 비틀림(skewness)정도가 증가하여 격자의 질이 저하될 때 부분적으로 격자를 재생성하는 기법

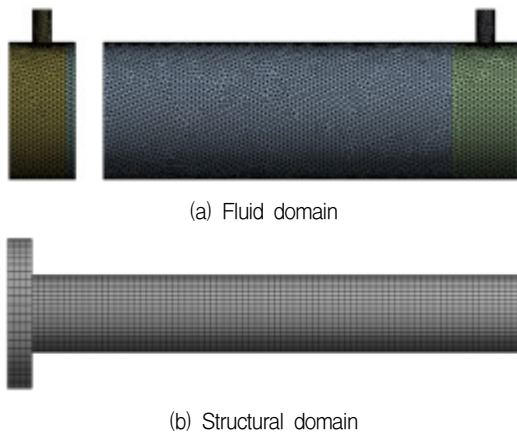


Fig. 5 Grid systems of the modeled hydraulic actuator

이다. 구조영역은 quadrilateral 및 hexahedron 형태의 격자로 구성하였다. Fig. 5에 생성된 격자를 도시하였는데, 구조물 영역은 약 88600개의 노드와 약 20200개의 요소로 구성하였고, 유동영역은 73000개의 노드와 390000개의 요소로 구성하였다. 수치해석은 상용 코드인 ANSYS ver. 14.5를 사용하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 기존 유압 액추에이터 성능 분석

Fig. 6은 작동압력이 20,000 kPa일 때 시간에 따른 기존 유압 액추에이터 내부 압력분포와 피스톤 속도 분포를 도시하였고, 피스톤 속도가 일정해 지는 계산시간단계(time step) 0.05~0.15 s 사이에서 평균 종단속도(terminal velocity)는 2.3 m/s을 가졌다. Fig. 7은 유압 액추에이터 작동시 입구 포트와 출구 포트에서의 질량 유량을 나타내었고 계산시간 단계(time step) 0.05~0.15 s 사이에 평균 질량 유량을 구하면 입구에서는 0.685 kg/s, 출구에서는 0.414 kg/s로 계산되었다.

4.2 유압 액추에이터 소형화 선행연구

유압 액추에이터의 내경을 0.16 m에서 0.125 m로 축소시키면 내부 유동 영역 체적은 약 39% 감소하게 된다. 하지만 소형화에 따른 작동압력 증가로 인해 유압유 점도가 증가하여 유압 액추에이터 성능에 영향을 미치게 된다. Table 4는 유입구 압력이 35,000 kPa일 때 로드 직경 및 유압유 점도 변화에 따른 액추에이터 질량 유량 및 피스톤 속도를 기술하였다. 피스톤 로드 직경이 증가할수록 속도가 증가하는 경향을 보이며, A-type과 D-type을 비교해 보았을 때 A-type의 피스톤 속도가 D-type 피스톤 속도보다 약 9% 빠른 것

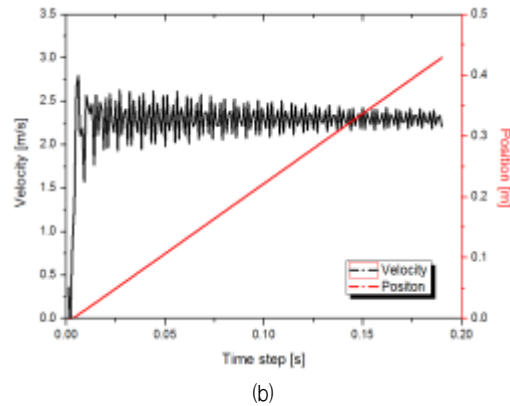
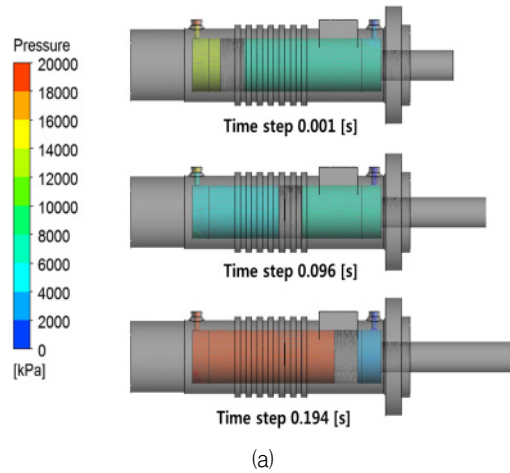


Fig. 6 (a) Static pressure distribution for different time steps and (b) Piston position and velocity distribution of 20,000 kPa inlet pressure

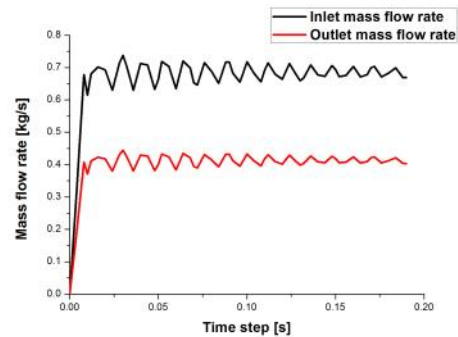


Fig. 7 Mass flow rate of hydraulic actuator for the case of inlet pressure 20,000 kPa

으로 나타났다. 또한 유압유 점성이 증가함에 따라 피스톤 속도 및 입구 질량 유량이 4~12% 감소하는 경향을 보였는데, 이는 유압유 점도 증가가 액체 내부마찰 즉, 전단에 대한 액체저항이 증가함에 따라 감소한 것으로 판단된다. Fig. 8은 유입구 압력이 35,000 kPa 일 때 점도 변화에 따른 벽면 전단 압력을 도시하였다. 작동압력이 증가함에 따라 유압유 유입 속도가 증가하였고, 이러한 속도 증가는 액추에이터 내

Table 4 Effects of viscosity and rod diameter on the performance of hydraulic actuator with inlet pressure of 35,000 kPa

Rod diameter	Viscosity [kg/m·s]	1.06	1.8	3.62
80 mm	Piston Velocity [m/s]	5.55	5.32	4.89
	Inlet mass flow rate [kg/s]	0.51	0.49	0.45
	Outlet mass flow rate [kg/s]	0.27	0.26	0.24
75 mm	Piston Velocity [m/s]	5.38	5.15	4.74
	Inlet mass flow rate [kg/s]	0.50	0.48	0.44
	Outlet mass flow rate [kg/s]	0.28	0.27	0.25
70 mm	Piston Velocity [m/s]	5.21	5.00	4.59
	Inlet mass flow rate [kg/s]	0.48	0.46	0.42
	Outlet mass flow rate [kg/s]	0.29	0.28	0.26
65 mm	Piston Velocity [m/s]	5.04	4.83	4.43
	Inlet mass flow rate [kg/s]	0.47	0.45	0.41
	Outlet mass flow rate [kg/s]	0.30	0.29	0.27

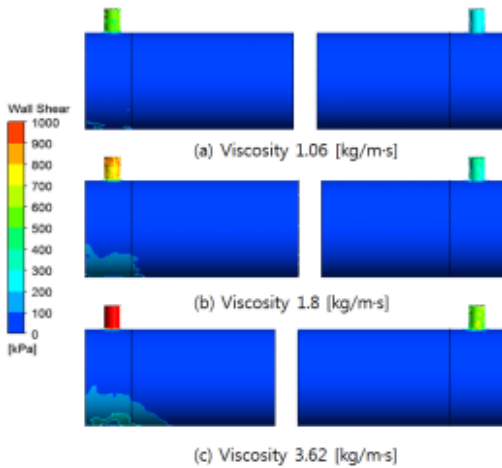


Fig. 8 Wall shear distribution for A-type hydraulic actuator with inlet pressure of 35,000 kPa at t=0.04 s

부 유동에 와류장을 형성하게 되었다. Fig. 9에 와류장을 가시화 하였으며, 이러한 액추에이터 내부 와류장 형성은 액추에이터 성능을 감소시키는 주된 요인으로 판단된다.

5. 결 론

본 연구에서는 액추에이터 기본 설계 및 FSI 해석 기법을 이용하여 액추에이터의 작동 특성을 해석하였으며, 다음과

Swirling strength 288.208 [s⁻¹]

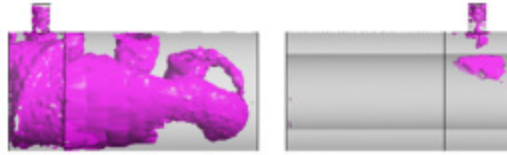


Fig. 9 Vortex distribution for A-type hydraulic actuator with inlet pressure of 35,000 kPa at t=0.04 s

같은 결론을 얻었다.

- 1) 해양 플랜트용 전기-유압 액추에이터 소형화 설계를 위한 선형연구로써 액추에이터 기본 설계 중 액추에이터 내경 및 로드 직경 변화에 따른 속도비만을 고려하여 소형화된 액추에이터를 설계하였다. 기존에 내경이 0.16 m이었던 액추에이터를 0.125 m로 소형화 시켜 전체 체적을 약 39% 감소시켰고 요구되는 출력을 만족하기 위하여 작동압력을 20,000 kPa에서 35,000 kPa로 설정하였다.
- 2) 로드 직경이 증가할수록 피스톤 속도가 증가하는 경향을 보이며 A-type의 경우 D-type보다 피스톤 속도가 대략 9% 빠른 것으로 측정되었다.
- 3) 액추에이터 소형화에 따른 작동압력 증가로 인해 유압 유 점도가 증가하였으며, 유압유 점도 증가는 액추에이터의 피스톤 속도 및 유입 질량 유량을 약 4~12% 감소시켜 액추에이터 전체 성능을 저하시키는 결과를 초래하였다.
- 4) 작동압력이 높아짐에 따라 유압유 유입 속도 증가로 인해 액추에이터 내부 유동 영역에 와류장을 형성하게 되었고, 이것은 액추에이터 성능을 저하시키는 주된 요인이라는 것을 알 수 있었다. 향후 이러한 연구결과를 검증하기 위하여 실험적인 연구가 수반되기를 기대한다.

후 기

본 연구는 한국산업기술진흥원 국제공동기술개발사업 [N0000902, 해양 플랜트 제어용 Combination Explosion-proof Electro-Hydraulic Control Actuator System 국산화 기술개발]의 일환으로 수행하였으며, 관계자 여러분께 감사의 말씀을 드립니다.

References

- (1) Meikandan, N., Raman, R., and Singaperumal, M., 1994, "Experimental Study of Friction in Hydraulic Actuators with Sealless Pistons," *Wear*, Vol. 176, pp. 657~664.
- (2) Kim, Y. H., 2011, "An Experimental Study on Oil

- Pressure Distribution in the Piston-Cylinder Mechanism,” Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 10, No. 6, pp. 77~82(in Korean).
- (3) Kim, D. S., Park, J. B., and Lee, W. H., 2002, “The Characteristic Analysis of Cushioning Pneumatic Cylinder,” KSME Spring Annual Conference, pp. 1950~1956(in Korean).
- (4) Lee, Y. B., Ko, J. M., and Park, J. H., 2008, “Study of The Cushion Characteristics in Accordance with Shapes Cushion Ring of Hydraulic Cylinder,” KSFC, Vol. 5, No. 2, pp. 14~19(in Korean).
- (5) Yoon, H. S., Ahan, K. K., Lee, B. L., Kang, J. M., and Kim, J. H., 2008, “A study on Energy Saving of the Excavator using Electro-Hydraulic Actuator,” KSME Annual Autumn Conference, pp. 801~805(in Korean).
- (6) Jambhrunkar, Ganesh D., Gulhane, N. P., and Biradar M. G., 2012, “CFD Analysis of Hydraulic Cylinder to Evaluate Performance of Cushioning in Cylinder,” IJMPE, Vol. 1, No. 1, pp. 93~98.
- (7) Abdalla, M. O., Nagarajan, T., and Hashim, F. M., 2012, “Improvement of Actuation Speed of Hydraulic Cylinders : Using Novel Flow Control Valve System,” IRAM. CCIS, 330, pp. 331~339.
- (8) Hiremath, Somashekhar S. and Singaperumal, M., 2010, “Investigations on Actuator Dynamics through Theoretical and Finite Element Approach,” Mathematical Problems in Engineering, Vol. 2010, Article ID 191898, pp. 1~22.
- (9) Park, J. S., 1998, “A study on effects of kinematic viscosity and load of hydraulic oil on hydraulic mechanism,” Master’s Thesis, Mokpo National University, pp. 1~84(in Korean).
- (10) Kim, Y. B., Kim, P. Y., Kim, I. K., Lee, M. H., and Park, J. S., 2010, “A Study on the Durability Design of a Hydraulic Cylinder for an Excavator,” Transactions of the Korea Society of Mechanical Engineers, Vol. 34, No. 12, pp. 1901~1907(in Korean).
- (11) Yeaple, F., 1994, Fluid Power Design Handbook.
- (12) ANSYS FLUENT Theory Guide, ANSYS Inc., 2011.