

유량제어밸브 개방형태가 선형펌프 방식 수중사출 시스템에 미치는 영향에 관한 수치적 연구

이 선 주^{*,1)}

¹⁾ 국방과학연구소 제6기술연구본부

Numerical Investigation of Effect of Opening Pattern of Flow Control Valve on Underwater Discharge System using Linear Pump

Sunjoo Lee^{*,1)}

¹⁾ The 6th Research and Development Institute, Agency for Defense Development, Korea

(Received 26 November 2018 / Revised 14 January 2019 / Accepted 8 February 2019)

ABSTRACT

In the present study, the effect of opening patterns of a flow control valve on underwater discharge systems using a linear pump was investigated numerically. For that, a improved mathematical model was developed. The improvement is to separate a middle tank from a water cylinder because the cross-section area of the inlet of the middle tank is an important parameter. To validate the improved model, calculation results were compared with a previous study. The results showed that 2nd order or more polynomial opening patterns had an advantage over ramp opening patterns. Higher an order of polynomial resulted in wider operating limits. An escape velocity and a maximum acceleration of underwater vehicle were affected by time derivative of the cross-section area of the flow control valve. Besides, as a velocity profile of the vehicle got closer to linearity, the escape velocity got faster and the maximum acceleration got smaller. And velocities of the vehicle and piston had similar variation trend.

Key Words : Linear Pump(선형펌프), Flow Control Valve(유량제어밸브), Opening Pattern(개방형태)

기 호 설 명

| | | | | | |
|-------------|------------------------------------|-------------------|-----|-------------------------|---------------------|
| A | Area | [m ²] | M | Mass | [kg] |
| C_d | Discharge coefficient | [-] | N | Number of data | [-] |
| C_f / C_p | Friction/Pressure drag coefficient | [-] | n | Specific heat ratio | [-] |
| | | | p | Pressure | [Pa] |
| | | | Q | Flow rate | [m ³ /s] |
| | | | r | Correlation coefficient | [-] |
| | | | S | Surface area | [m ²] |
| | | | s | Standard deviation | [-] |

* Corresponding author, E-mail: leesj@add.re.kr

Copyright © The Korea Institute of Military Science and Technology

| | | |
|-----|-------------------|-------------------|
| t | Time | [sec] |
| U | Upstream velocity | [m/s] |
| V | Volume | [m ³] |
| x | Displacement | [m] |

그리스 문자

| | | |
|---------|----------------------------|----------------------|
| β | Bulk modulus of elasticity | [N/m ²] |
| ρ | Density | [kg/m ³] |

상첨자

| | |
|---|-----------------|
| · | Time derivative |
| — | Mean |

하첨자

| | |
|-----|---------------|
| a | Added |
| atm | Atmosphere |
| h | Hydraulic |
| i | Initial value |
| w | Water |

1. 서 론

수중사출 시스템은 사출방법에 따라 여러 가지 방식이 존재하는데, 그 중 선형펌프 방식이 대표적이다. 선형펌프 방식의 수중사출 시스템은 피스톤(piston)에 의해 사출관(tube)으로 공급된 물을 이용하여 수중운동체(underwater vehicle)를 사출하는 시스템이다. 물을 이용하기 때문에 압축공기 방식^[1]에 비해 소음이 작고 수심에 제한 없이 사출할 수 있다는 장점이 있다. 동일하게 물을 이용하는 원심펌프 방식^[2]과 비교했을 때 소요공간이 크다는 단점이 있지만 시스템이 단순하여 개발 및 유지보수가 용이하다는 장점이 있다.

중국에서는 공압을 에너지원으로 사용하는 선형펌프 방식의 수중사출 시스템에 대한 여러 연구가 진행되었다. Zhang 등^[3]은 2차원 축대칭 수치해석을 통해 수중운동체 주위의 속도장과 압력분포를 제시하였다. 또한 Zhang 등^[4]은 1차원 수학적 모델과 2차원 축대칭 수치해석을 결합하여 사출관 내부 속도분포를 계산하였다. Shi와 Chen^[5]은 2차원 축대칭 수치해석으로 사출관 내부 유동을 계산하여 수학적 모델과 수치해석의 예측결과를 비교하였다.

하지만 공압을 이용하면 소음이 크고 정밀제어가 힘

들기 때문에 유압을 에너지원으로 사용하는 선형펌프 방식 수중사출 시스템에 대한 연구가 일부 진행되었다. 박인기와 정찬희^[6]는 선형펌프 방식 수중사출 시스템을 수학적으로 모델링하고, 수치계산을 통해 유량 제어밸브(Flow Control Valve, FCV)의 조절방법을 제시하였다. 하지만 워터실린더(water cylinder)에서 중간탱크(middle tank)로의 압력강하, 중간탱크 입구단면적, 사출관 외부의 상류속력 등의 영향을 무시하였고, 유량제어밸브의 개방형태가 단순하다는 한계가 있다.

따라서 본 연구에서는 선형펌프 방식 수중사출 시스템에 대한 개선된 모델을 제시하였으며, 다양한 유량제어밸브 개방형태에 따른 수치계산결과를 비교하여 유량제어밸브 개방형태가 선형펌프 방식 수중사출 시스템에 미치는 영향을 분석하였다.

2. 수학적 모델

Fig. 1은 선형펌프 방식 수중사출 시스템을 개략적으로 나타낸 것이다.

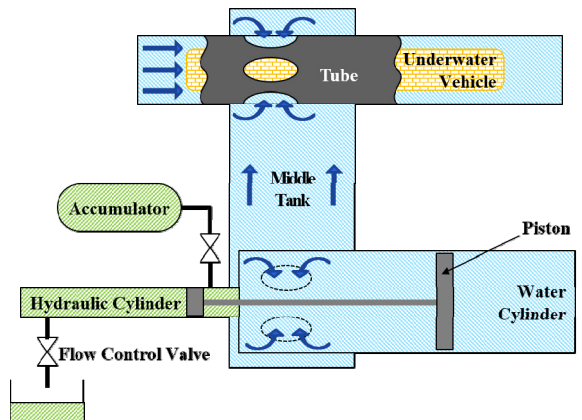


Fig. 1. Schematic of an underwater discharge system using a linear pump

유량제어밸브가 개방되면 축압기(accumulator)의 유압 유가 유압실린더(hydraulic cylinder)로 유입되어 유압실린더의 피스톤을 밀어낸다. 그러면 유압실린더 피스톤과 동일 축으로 연결되어있는 워터실린더 피스톤도 함께 움직이며 워터실린더 내부의 물을 중간탱크로 이동시킨다. 중간탱크를 거쳐 사출관으로 유입된 물은 최종적으로 수중운동체를 사출관 외부로 밀어낸다.

모델링을 위해 적용된 가정은 아래와 같다.

- 각 요소 내에서 공간에 대한 압력 차이는 무시한다 (lumped system analysis).
- 모든 물성치(property)는 일정하다.
- 밸브유량계수, 항력계수는 일정하다.
- 수증운동으로 인한 부가질량(added mass)은 일정하다.
- 축압기 내 기체는 이상기체(ideal gas)이고 단열과정(adiabatic process)으로 팽창한다.
- 피스톤과 실린더 내벽 간의 마찰 및 유량손실은 무시한다.
- 수증운동체와 사출관 간의 마찰은 무시한다.
- 액체의 온도 변화는 고려하지 않는다.

각 요소에 대한 지배방정식(governing equation)과 구성관계식(constitutive relation)은 다음과 같다.

2.1 유압장치

유압장치는 Fig. 2와 같이 구성된다.

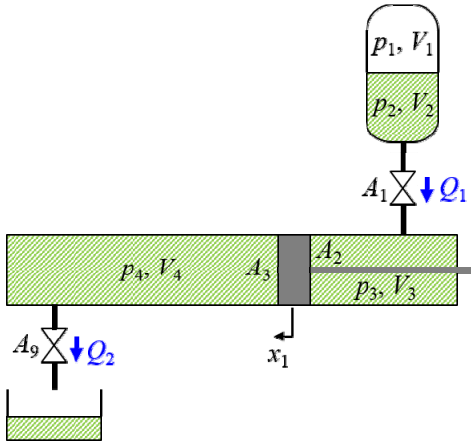


Fig. 2. Notation of hydraulic system

축압기 내 기체의 압력 p_1 과 체적 V_1 은 각각 이상기체상태방정식과 체적보존식을 통해 다음과 같이 계산된다.

$$p_1 = p_{1,i} \left(\frac{V_{1,i}}{V_1} \right)^n \quad (1)$$

$$V_1 = V_{1,i} - (V_2 - V_{2,i}) \quad (2)$$

여기서 n , V_2 는 각각 축압기 내 기체의 비열비(specific heat ratio)와 축압기 내 유압유의 체적이다. 하첨자 i 는 초기값을 의미한다.

축압기 내 유압유의 압력 p_2 과 체적 V_2 은 압력평형식과 질량보존식(continuity equation)을 통해 다음과 같이 계산된다^[7].

$$p_2 = p_1 \quad (3)$$

$$\dot{p}_2 = -\frac{\beta_h}{V_2} (\dot{V}_2 + Q_1) \quad (4)$$

여기서 β_h 는 유압유의 체적탄성계수(bulk modulus of elasticity)이다. 상첨자 \bullet 는 시간변화율을 나타낸다. Q_1 은 축압기에서 유압실린더로 빠져나가는 유압유의 유량이며 베르누이 방정식(Bernoulli's equation)에 의해 다음과 같이 계산된다^[8].

$$Q_1 = C_{d,1} A_1 \sqrt{\frac{2(p_2 - p_3)}{\rho_h}} \quad (5)$$

여기서 $C_{d,1}$, A_1 은 각각 축압기 밸브의 유량계수와 유효단면적이고, p_3 , ρ_h 는 각각 유압실린더 우측 압력과 유압유의 밀도이다.

유압실린더 내부의 압력 또한 식 (4)의 형태와 유사하게 계산되며, 부피는 피스톤의 변위를 이용하여 계산할 수 있다.

$$\dot{p}_3 = -\frac{\beta_h}{V_3} (\dot{V}_3 - Q_1) \quad (6)$$

$$\dot{p}_4 = -\frac{\beta_h}{V_4} (\dot{V}_4 + Q_2) \quad (7)$$

$$V_3 = V_{3,i} + A_2 x_1 \quad (8)$$

$$V_4 = V_{4,i} - A_3 x_1 \quad (9)$$

여기서 V_3 는 유압실린더 우측의 체적이고, p_4 , V_4 는 각각 유압실린더 좌측의 압력과 체적이다. A_2 , A_3 는 각각 유압실린더 피스톤 우측과 좌측의 단면적이고,

x_1 은 피스톤의 변위이다. Q_2 는 유량제어밸브를 통해 유압실린더를 빠져나가는 유압유의 유량이며 다음과 같이 계산된다.

$$Q_2 = C_{d,2}A_9\sqrt{\frac{2(p_4 - p_{atm})}{\rho_h}} \quad (10)$$

여기서 $C_{d,2}$, A_9 은 각각 유량제어밸브의 유량계수와 유효단면적이고, p_{atm} 은 대기압이다.

2.2 워터실린더 및 사출관

워터실린더 및 사출관은 Fig. 3과 같이 구성된다.

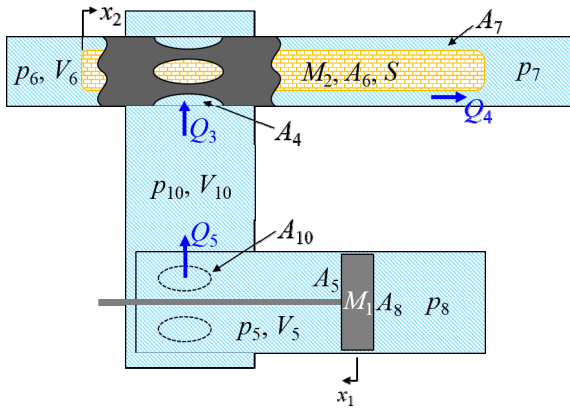


Fig. 3. Notation of water system

워터실린더 내부 압력 p_5 과 체적 V_5 은 다음과 같이 계산된다.

$$\dot{p}_5 = -\frac{\beta_w}{V_5}(\dot{V}_5 + Q_5) \quad (11)$$

$$V_5 = V_{5,i} - A_5x_1 \quad (12)$$

여기서 β_w , A_5 는 각각 물의 체적탄성계수와 워터실린더 피스톤의 좌측 단면적이다. Q_5 는 워터실린더에서 중간탱크로 유입되는 물의 유량이며 다음과 같이 계산된다.

$$Q_5 = C_{d,5}A_{10}\sqrt{\frac{2(p_5 - p_{10})}{\rho_w}} \quad (13)$$

여기서 $C_{d,5}$, A_{10} 은 각각 중간탱크 유입구의 유량계수와 유효단면적이고, p_{10} , ρ_w 는 각각 중간탱크 내부 압력과 물의 밀도이다.

중간탱크 내부 압력 p_{10} 은 다음과 같이 계산된다.

$$\dot{p}_{10} = -\frac{\beta_w}{V_{10}}(Q_3 - Q_5) \quad (14)$$

여기서 V_{10} 은 중간탱크 내부 체적이다. Q_3 는 중간탱크에서 사출관으로 유입되는 물의 유량이며 다음과 같이 계산된다.

$$Q_3 = C_{d,3}A_4\sqrt{\frac{2(p_{10} - p_6)}{\rho_w}} \quad (15)$$

여기서 $C_{d,3}$, A_4 은 각각 사출관 유입구의 유량계수와 유효단면적이고, p_6 는 사출관 내부 압력이다.

사출관 내부 압력 p_6 과 체적 V_6 은 다음과 같이 계산된다.

$$\dot{p}_6 = -\frac{\beta_w}{V_6}(\dot{V}_6 + Q_4 - Q_3) \quad (16)$$

$$V_6 = V_{6,i} + A_6x_2 \quad (17)$$

여기서 A_6 , x_2 는 각각 수중운동체의 단면적과 변위이다. Q_4 는 사출관과 수중운동체 사이 간극을 통해 사출관 외부로 유출되는 물의 유량이며 다음과 같이 계산된다.

$$Q_4 = C_{d,4}A_7\sqrt{\frac{2(p_6 - p_7)}{\rho_w}} \quad (18)$$

여기서 $C_{d,4}$, A_7 은 각각 사출관과 수중운동체 사이 간극의 유량계수와 유효단면적이고, p_7 는 사출관 외부 압력이다.

2.3 피스톤 및 수중운동체

피스톤은 유압실린더의 압력차와 워터실린더의 압력차에 의해 운동하므로, 피스톤의 운동방정식(equation of motion)은 다음과 같다.

$$M_1 \ddot{x}_1 = p_3 A_2 - p_4 A_3 - p_5 A_5 + p_8 A_8 \quad (19)$$

여기서 M_1 , p_8 , A_8 은 각각 피스톤의 질량, 워터실린더 외부 수압, 워터실린더 피스톤의 우측 단면적이다. 피스톤과 실린더 내벽 사이의 마찰은 무시하였다.

수중운동체는 사출관 내외부 압력차에 의해 운동하므로, 수중운동체의 운동방정식은 다음과 같다.

$$(M_2 + M_a) \ddot{x}_2 = A_6 (p_6 - p_7) - \frac{1}{2} \rho_w (C_f S + C_p A_6) (\dot{x}_2 + U)^2 \quad (20)$$

여기서 M_2 , S 는 각각 수중운동체의 질량과 표면적이고, M_a , U 는 각각 수중운동으로 인한 부가질량과 사출관으로 접근하는 외부의 상류속력이다. C_f , C_p 는 각각 마찰항력계수와 압력항력계수이다. 수중운동체와 사출관 사이의 마찰은 무시하였다.

3. 검증

본 연구에서는 MATLAB SIMULINK를 이용하여 2장의 수학적 모델을 구현하였다(Fig. 4). 모델의 검증을 위해 박인기와 정찬희^[6]의 모델(이하 구 모델)을 재구현하여 두 모델의 계산결과를 비교하였다. 구 모델과 달리 본 연구의 모델은 중간탱크와 워터실린더를 분리하여 각각의 요소로 고려하기 때문에 중간탱크의 유입구 유효단면적이 설계변수가 된다.

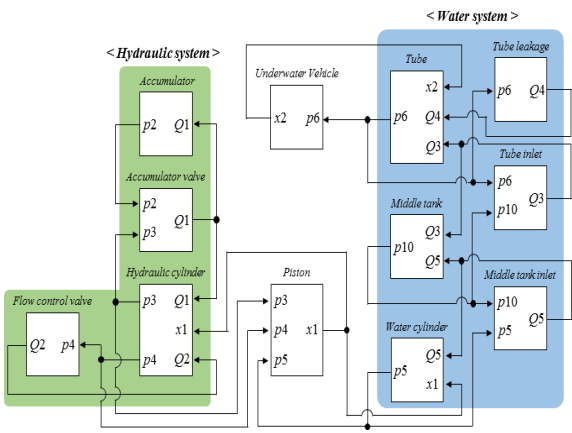


Fig. 4. Schematic of SIMULINK model

Fig. 5는 중간탱크 유입구 유효단면적 변화에 따른 수중운동체의 최대가속도 및 수중운동체 후미의 사출관 이탈속도(이하 이탈속도)의 계산결과이며, 열린 심벌은 본 연구의 계산결과이고 점선은 구 모델로 계산한 결과이다. 여기서 비교한 수중운동체의 이탈속도와 최대가속도는 수중사출 시스템의 중요한 성능지표 중 하나이다. 참고로 Fig. 5를 포함한 모든 그림에서, 속도와 가속도는 각각 임의의 값을 이용하여 무차원화(nondimensionalization)된 값으로 나타내었다.

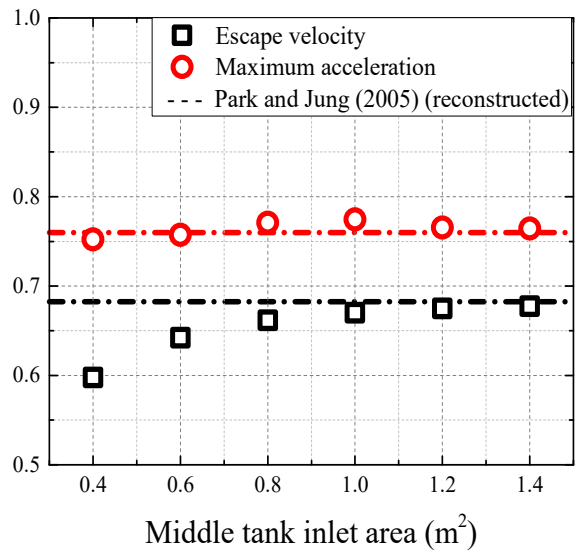


Fig. 5. Comparison between the present model and Park & Jung^[6]'s model

계산결과에 의하면, 수중운동체의 최대가속도는 중간탱크 유입구 유효단면적에 거의 무관하고 두 모델 간의 차이가 거의 없는 반면, 중간탱크 유입구 유효단면적이 넓을수록 수중운동체의 이탈속도는 빨라진다. 이를 통해 중간탱크 유입구 유효단면적은 선형펌프 방식 수중사출 시스템의 주요한 설계변수이며, 기존 연구와 달리 중간탱크와 워터실린더를 각각의 요소로 고려하는 것이 타당함을 알 수 있다.

중간탱크 유입구 유효단면적이 충분히 커지면 워터실린더와 중간탱크가 합쳐진 것(구 모델)과 동일한 상황이 되는데, 본 연구의 수학적 모델이 이러한 물리적 현상을 잘 반영하는 것을 계산결과로부터 알 수 있다.

4. 유량제어밸브 개방형태의 영향

선형펌프 방식 수중사출 시스템의 제원과 사양은 다음과 같이 결정된다. 수중운동체의 크기와 이동거리로부터 사출에 필요한 물의 양이 산출되면 워터실린더 및 유압실린더의 직경과 피스톤의 행정거리(stroke)가 결정되고, 피스톤 행정거리와 유압실린더 직경으로부터 산정된 유압유의 체적 및 유량에 의해 축압기 용량과 유량제어밸브의 제원이 결정된다. 이러한 절차를 통해 시스템의 제원이 확정되면 수중운동체의 운동은 유량제어밸브의 개방형태에 의해 결정된다.

다시 말해서, 수중운동체의 운동은 피스톤의 운동에 의해 결정되는데, 피스톤의 운동은 유량제어밸브 배출 유량(이하 배출유량)에 의해 조절된다. 배출유량은 밸브 단면적과 유압실린더 좌측 압력에 의해 결정되는데(식 (10)), 유압실린더 좌측 압력은 배출유량에 따라 변화하는 값이므로, 운용자가 실질적으로 제어할 수 있는 것은 유량제어밸브의 단면적(개방정도)이다. 따라서 유량제어밸브를 어떻게 개폐하느냐가 중요하다. 본 연구에서는 유량제어밸브의 유효단면적을 개방형태로 정의하였고, 밸브 내부 기하학적 형상은 밸브의 유량계수를 이용하여 고려하였다(식 (10)의 $C_{d,2}$).

Fig. 6은 유량제어밸브 개방형태가 사다리꼴(ramp)인 경우와 4차 다항식(polynomial)인 경우의 예이다.

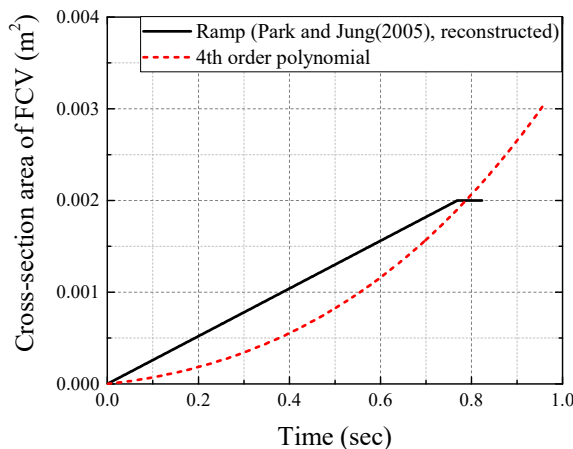


Fig. 6. Examples of opening pattern of the flow control valve

사다리꼴 형태의 개방형태는 가장 단순한 형태로서, 기존 연구^[6]에서는 수중운동체가 정상적으로 사출되기

위한 사다리꼴 형태의 유량제어밸브 개방형태를 도출한 바 있다. 하지만 축압기를 사용하는 시스템 특성상 사출 후반으로 갈수록 축압기 내부 압력이 감소하기 때문에, Fig. 6의 다항식 개방형태와 같이 초반부에는 유량제어밸브가 천천히 열리다가 후반으로 갈수록 점차 빠르게 열리는 것이 좋을 것이다.

따라서 본 연구에서는 다양한 형태의 유량제어밸브 개방형태에 대해 수치계산을 수행하였고 그 결과에 대해 다음 절부터 제시하였다.

4.1 개방형태 별 작동한계

유량제어밸브의 개방형태가 사다리꼴 또는 2-4차 다항식일 때, 시스템이 사출할 수 있는 수중운동체의 이탈속도-최대가속도 범위를 Fig. 7(a)에 나타내었다. 다항식인 경우의 유량제어밸브 유효단면적은 식 (21)의 형태가 된다.

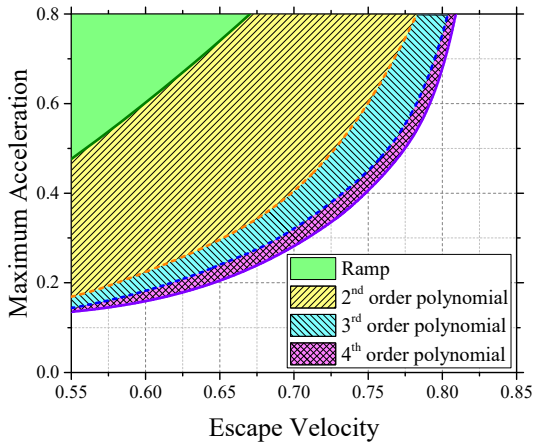
$$A_g(t) = X_1 t + X_2 t^2 + \dots + X_n t^n \quad (21)$$

수중운동체가 정상적으로 사출되기 위한 이탈속도 및 최대가속도 조건은 기존 연구^[6]와 동일하게 설정하였다. 그림에 대해 추가로 설명하면, 개방형태가 사다리꼴일 때의 영역과 다항식일 때의 영역은 겹치지 않으며, 개방형태가 다항식인 경우 낮은 차수일 때의 영역은 높은 차수일 때의 영역에 포함된다.

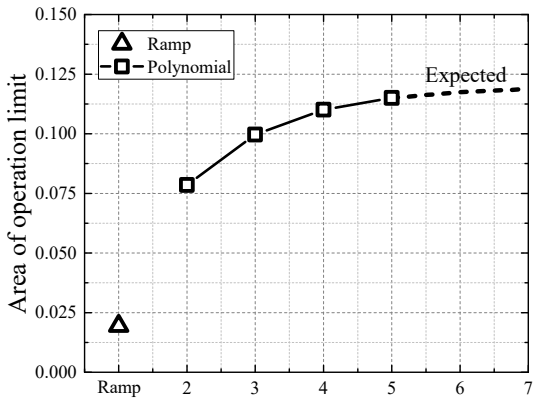
우선, 사다리꼴과 다항식의 개방형태를 비교하면, 유량제어밸브 개방형태를 다항식으로 하는 경우에 사다리꼴 형태일 때보다 최대가속도는 낮으면서 더 빠른 이탈속도로 수중운동체를 사출할 수 있음을 계산 결과로부터 알 수 있다(Fig. 7(a)). 이는 다항식 형태로 유량제어밸브를 개방하는 것이 유리함을 의미하는데, 사출 후 수중운동체의 관성력 확보를 위해 수중운동체의 이탈속도는 빠를수록 좋고, 사출 중 수중운동체의 파손방지를 위해 수중운동체의 최대가속도는 낮을수록 좋기 때문이다.

다항식의 개방형태인 경우만 살펴보면, 다항식의 최고차항의 차수가 높을수록 작동한계(사출가능범위)가 넓어지며, 특히 ‘낮은 최대가속도-빠른 이탈속도’의 방향으로 사출가능범위가 넓어지기 때문에, 다항식 개방형태의 경우 차수가 높을수록 유리하다는 것을 결과로부터 알 수 있다(Fig. 7(a)). 하지만 다항식의 차수가 높아질수록 차수 증가에 따른 작동한계 넓이 증가 효과가 작아지기 때문에 4~6차 다항식의 개방형태를 사

용하는 것이 합리적이라고 판단된다(Fig. 7(b)).



(a) Operation limits



(b) Area of operation limit

Fig. 7. Operation limits with ramp or polynomial opening patterns of the flow control valve

4.2 개방형태와 속도/가속도의 관계

Fig. 8은 유량제어밸브 개방형태가 4차 다항식인 경우 중 수중운동체의 최대가속도가 동일한 경우(㉠, ㉡, ㉢)와 이탈속도가 동일한 경우(㉠, ㉣, ㉤)를 표시한 그림이다. 유량제어밸브 개방형태와 수중운동체 속도 및 가속도의 관계를 살펴보기 위하여 각각의 경우에 대한 계산결과를 비교하였다.

먼저, 수중운동체의 최대가속도가 동일한 경우의 계산결과는 Fig. 9와 같다. 여기서 Fig. 9(a)~(d)는 각각 유량제어밸브의 단면적과 단면적 변화율, 수중운동체

의 속도와 가속도를 나타낸다. 수중운동체의 가속도는 0.1초까지 거의 동일하다가 그 이후부터 차이가 나는 것을 알 수 있다. 또한 유량제어밸브 단면적 변화율도 0.1초까지는 거의 동일하다가 그 이후부터 차이가 나는 것을 알 수 있는데, 이를 통해 수중운동체의 사출 초반 가속도는 유량제어밸브 단면적 변화율과 밀접한 관련이 있음을 알 수 있다. 축압기를 사용하는 시스템 특성상 수중운동체 가속도가 최대가 되는 시점이 사출 초반에 발생하기 때문에 수중운동체 최대가속도 역시 유량제어밸브 단면적 변화율과 밀접한 관련이 있다. 0.1초 이후부터 사출완료 시점까지는 ㉢의 유량제어밸브 단면적 및 단면적 변화율이 ㉠보다 크기 때문에, ㉢의 수중운동체 속도 및 이탈속도가 ㉠보다 빠르다.

다음으로, 수중운동체의 이탈속도가 동일한 경우의 계산결과는 Fig. 10과 같다. Fig. 10(a)를 보면 유량제어밸브 단면적의 변화 경향은 ㉠, ㉣, ㉤ 모두 유사하게 보이나 Fig. 10(b)의 유량제어밸브 단면적 변화율의 경우 확인한 차이를 보임을 알 수 있다. 사출초반(0.2 초 이전)에는 ㉣의 유량제어밸브 단면적 변화율이 ㉠보다 작기 때문에, ㉣의 수중운동체의 가속도 및 최대 가속도는 ㉠보다 더 낮다. 앞서 Fig. 9에서 ㉠, ㉡, ㉢의 사출초반 유량제어밸브 단면적 변화율이 같을 때 수중운동체의 가속도 및 최대가속도가 같았던 것을 함께 고려하면, 유량제어밸브의 사출초반 단면적 변화율은 수중운동체의 최대가속도와 사출초반 가속도를 결정하는 중요한 인자임이 명확하다.

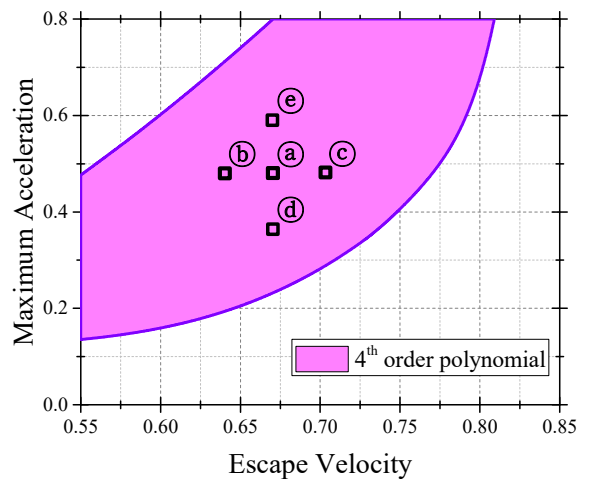
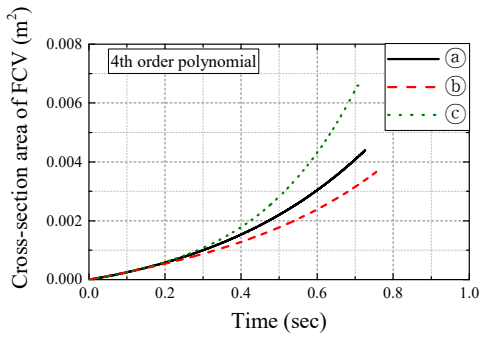
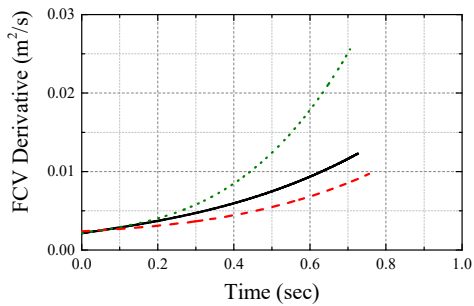


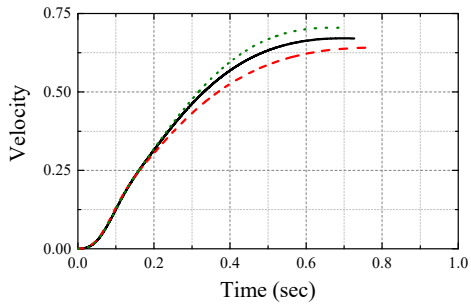
Fig. 8. Operation limits with 4th order polynomial opening patterns of flow control valve



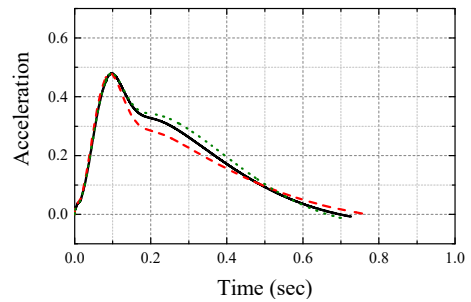
(a) Cross-section area of flow control valve



(b) Derivative of cross-section area of flow control valve

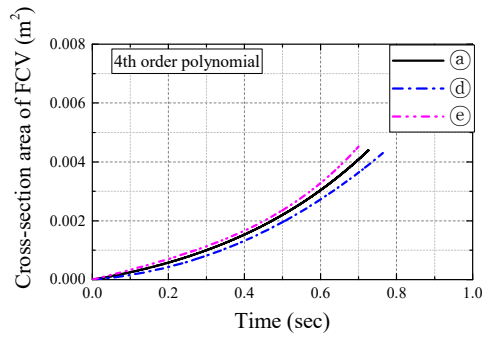


(c) Velocity of underwater vehicle

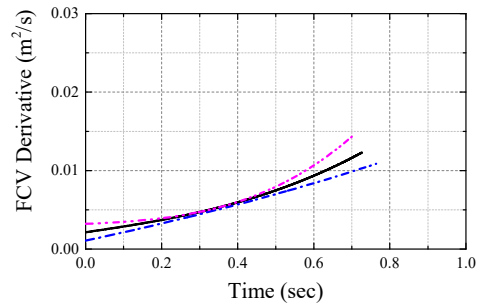


(d) Acceleration of underwater vehicle

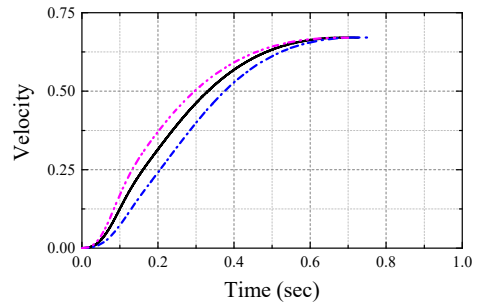
Fig. 9. Comparisons of cases with the same maximum acceleration of the underwater vehicle



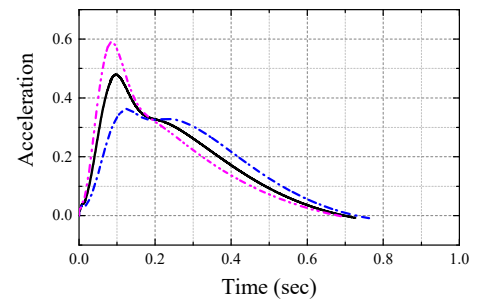
(a) Cross-section area of flow control valve



(b) Derivative of cross-section area of flow control valve



(c) Velocity of underwater vehicle



(d) Acceleration of underwater vehicle

Fig. 10. Comparisons of cases with the same escape velocity of the underwater vehicle

사출 중후반(0.2초 이후)에는 ㉔의 유량제어밸브 단면적 변화율이 여전히 ㉓보다 큼에도 불구하고, ㉔의 가속도가 ㉓보다 작아졌다. 이러한 이유는 에너지 관점에서 생각해볼 수 있다. 사출초반에는 ㉔의 유량제어밸브가 ㉓보다 더 빨리 열려 더 많은 양의 유압유가 빠져나오게 되는데 이것은 더 많은 에너지가 사용되는 것과 동일하다. 최초 축압기에 저장된 유압에너지는 동일하기 때문에, 사출 중후반에는 저장된 에너지가 더 많이 남은 ㉓의 가속도가 더 커지는 것이다. 다시 말해서, 사출초반에는 유량제어밸브 단면적 변화율이 큰 ㉔가 더 많은 에너지를 사용하여 ㉔의 수중운동체 속도 및 가속도가 더 크지만, 사출 중후반에는 에너지가 더 많이 남아있는 ㉓의 가속도가 더 크므로 최종적으로 이탈속도는 같게 된다. 이를 통해, 유량제어밸브의 사출초반 단면적 변화율은 사출후반 수중운동체의 운동에도 영향을 끼치며, 사출초반 단면적 변화율이 큰 경우 수중운동체를 충분한 속도로 이탈시키지 못할 수도 있다는 것을 알 수 있다.

본 절의 결과를 종합하면, 유량제어밸브의 사출초반 단면적 변화율이 작을수록 수중운동체의 최대가속도는 작다. 또한 유량제어밸브의 사출후반 단면적 변화율이 클수록 수중운동체의 이탈속도는 빨라지지만, 유량제어밸브의 사출초반 단면적 변화율이 큰 경우에는 사출후반의 단면적 변화율이 크더라도 이탈속도는 빠르지 않을 수 있다. 따라서 수중운동체를 ‘낮은 최대가속도-빠른 이탈속도’로 사출하기 위해서는, 사출초반에는 유량제어밸브의 단면적 변화율을 작게 하고 사출중후반으로 갈수록 증가시키는 것이 바람직하다.

4.3 수중운동체 속도의 상관계수

앞서 여러 차례 언급하였듯이 사출 후 수중운동체의 관성력 확보를 위해 수중운동체의 이탈속도는 빠를수록, 사출 중 수중운동체의 파손방지를 위해 수중운동체의 최대가속도는 낮을수록 좋다. Fig. 9를 보면 최대가속도가 동일한 경우(Fig. 9(d)) 속도-시간 선도가 선형에 가까울수록 이탈속도가 빠름을 알 수 있다(Fig. 9(c)). 또한 Fig. 10을 보면 이탈속도가 동일한 경우 속도-시간 선도가 선형에 가까울수록(Fig. 10(c)) 최대가속도가 낮은 것을 알 수 있다(Fig. 10(d)). 이를 통해 ‘낮은 최대가속도-빠른 이탈속도’는 속도의 선형성(linearity)과 관련 있음을 추측할 수 있다.

선형성을 수치적으로 비교하기 위하여, 수중운동체의 속도-시간 선도에 대해 속도와 시간의 상관계수

(correlation coefficient)를 계산하였다. 상관계수란, 두 개의 변수 사이의 상호관계를 나타내는 값으로서 -1과 1 사이의 값을 가지게 되는데, 1에 가까울수록 선형성이 높으며, 다음과 같이 계산할 수 있다^[9].

$$r = \frac{\frac{1}{N-1} \sum_{j=1}^N (x_{2,j} - \bar{x}_2)(t_j - \bar{t})}{s_{x_2} s_t} \quad (22)$$

여기서 s 는 표준편차, N 은 데이터의 수, t 는 시간이다. 유량제어밸브 개방형태가 4차 다항식인 경우에 대한 수중운동체 속도-시간 선도의 상관계수는 Fig. 11과 같다. 계산결과로부터 수중운동체의 최대가속도가 낮을수록, 이탈속도가 빠를수록 상관계수가 1에 가까운 것, 즉 속도-시간 선도가 선형에 가까운 것을 알 수 있다. 따라서 수중운동체를 ‘낮은 최대가속도-빠른 이탈속도’로 사출하기 위해서는 수중운동체의 속도가 선형에 가깝게 증가하도록 하는 유량제어밸브 개방형태를 도출하여야 한다.

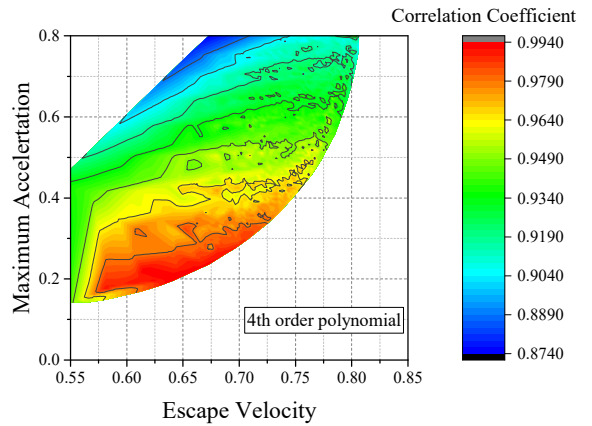
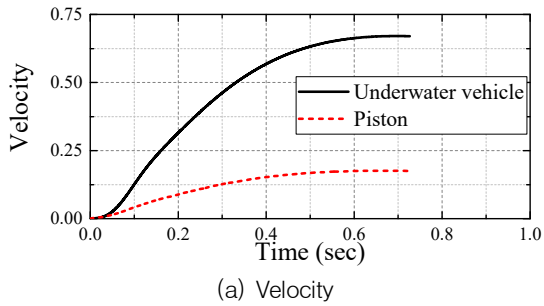


Fig. 11. Correlation coefficient of velocity of underwater vehicle

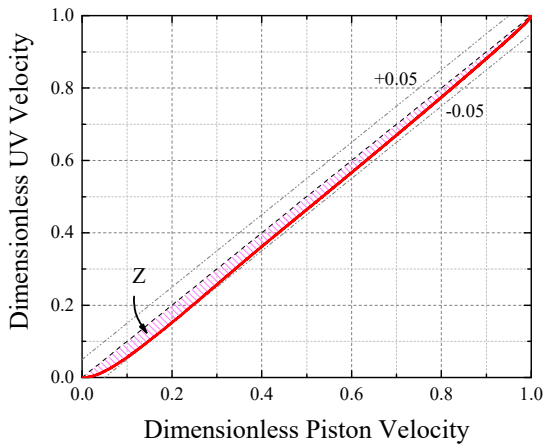
4.4 수중운동체 운동과 피스톤 운동의 관계

Fig. 12는 Fig. 8의 ㉔인 경우의 수중운동체 속도와 피스톤 속도를 비교한 결과이다. Fig. 12(a)를 보면 정량적인 크기는 다르지만 두 선도의 변화경향은 유사함을 알 수 있다. 유사성을 수치적으로 비교하기 위해 수중운동체와 피스톤 속도를 각각의 최대속도값으로 나누어 무차원화 하였으며, 무차원속도의 비교 결과는 Fig. 12(b)와 같다. Fig. 12(b)에서 붉은색 선이 계산결

파이며, 대각선으로 가로지르는 점선에 가까울수록 두 무차원속도가 일치하는 것이다. 계산결과, 피스톤의 무차원속도는 수중운동체의 무차원속도와 거의 일치하며 ± 0.05 의 범위 내에 위치한다.



(a) Velocity



(b) Dimensionless velocity

Fig. 12. Comparison between underwater vehicle velocity and piston velocity at @ of Fig. 8

유량제어밸브 개방형태가 4차 다항식인 모든 경우에 대해 수중운동체 속도와 피스톤 속도의 유사성을 비교하기 위한 지표로서, Fig. 12(b)의 ‘Z’를 선정하였다. 앞서 말했듯이 Fig. 12(b)에서 붉은색 선이 대각선으로 가로지르는 점선에 가까울수록 두 무차원속도가 일치하는 것이기 때문에 ‘Z’의 넓이가 좁을수록 수중운동체 속도와 피스톤 속도의 유사성이 높다고 볼 수 있다. 유량제어밸브 개방형태가 4차 다항식인 모든 경우의 ‘Z’를 계산한 결과는 Fig. 13과 같다. 계산결과, ‘Z’의 최대값은 약 0.113임을 알 수 있는데, 해당 경우의 피스톤 무차원속도와 수중운동체 무차원속도를 비교해보면 Fig. 14와 같이 거의 유사하다. 따라서 모든

영역에서 수중운동체와 피스톤 속도의 경향이 매우 유사함을 알 수 있다.

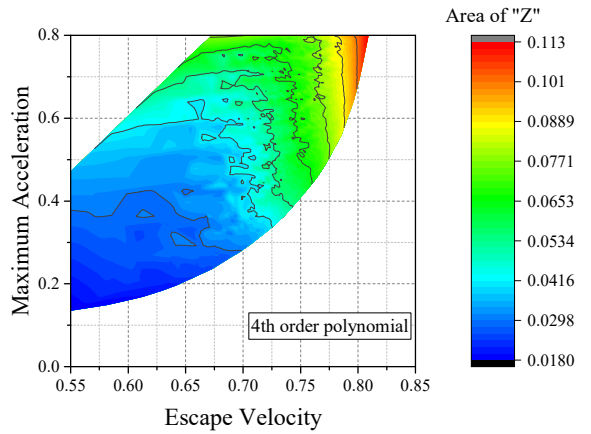


Fig. 13. Area of ‘Z’ with 4th order polynomial opening patterns of flow control valve

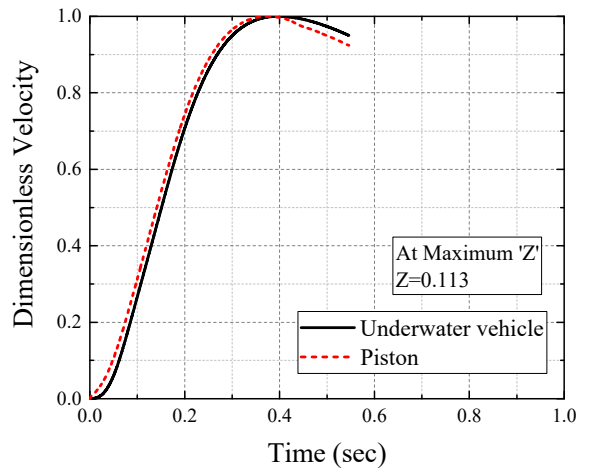


Fig. 14. Comparison of dimensionless velocity at maximum ‘Z’

이러한 결과를 이용하면, 수중운동체가 원하는 시간 이력으로 움직이도록 유량제어밸브를 제어하고자 할 때, 수중운동체와 운동경향이 유사한 피스톤을 제어 대상으로 삼는 것이 대안이 될 수 있다. 사출관 내부에서의 수중운동체 운동계측이 쉽지 않고, 수중운동체 내부에 가속도센서 등을 설치하여 운동계측을 한다 하더라도 사출 도중에 외부시스템과 실시간으로 연동하는 것이 쉽지 않기 때문이다.

5. 결론

본 연구에서는 선형펌프 방식 수중사출 시스템에 대한 개선된 모델을 제시하였으며, 다양한 유량제어밸브 개방형태에 따른 수치계산결과를 비교함으로써 다음과 같은 결론을 도출하였다.

- 중간탱크 유입구 유효단면적은 선형펌프 방식 수중사출 시스템의 주요한 설계변수이며, 수학적 모델 수립 시 중간탱크와 워터실린더를 별개의 요소로 고려하여야 한다.
- 중간탱크 유입구 유효단면적이 넓을수록 수중운동체의 이탈속도는 빨라지며, 특정값에 수렴하는 경향을 가진다. 최대가속도는 거의 변화가 없다.
- 유량제어밸브 개방형태가 사다리꼴 형태일 때보다 2차 이상의 다항식일 때 시스템이 사출할 수 있는 수중운동체 이탈속도-최대가속도 범위(작동한계)가 넓으며, 보다 '낮은 최대가속도-빠른 이탈속도'로 수중운동체를 사출할 수 있다.
- 유량제어밸브 개방형태가 다항식 형태일 때, 최대차수가 높을수록 시스템이 사출할 수 있는 수중운동체 이탈속도-최대가속도 범위(작동한계)가 넓으며, 보다 '낮은 최대가속도-빠른 이탈속도'로 수중운동체를 사출할 수 있다. 하지만 4차 이상이 되면 차수증가 효과는 미미하다.
- 수중운동체의 최대가속도는 유량제어밸브의 사출초반 단면적 변화율과 관련이 있으며, 그 값이 작을수록 수중운동체의 최대가속도는 작다.
- 유량제어밸브의 사출후반 단면적 변화율이 클수록 수중운동체의 이탈속도는 빠르지만, 사출초반의 단면적 변화율이 컸던 경우에는 사출후반의 단면적 변화율이 크더라도 이탈속도는 빠르지 않을 수 있다.
- 수중운동체를 '낮은 최대가속도-빠른 이탈속도'로 사출하기 위해서는 수중운동체의 속도가 선형에 가깝게 증가하도록 유량제어밸브를 개방하여야한다.
- 수중운동체 속도의 시간변화와 피스톤 속도의 시간변화는 그 경향이 유사하다.

유량제어밸브의 개방형태(유효단면적)는 밸브에 인가되는 전압에 의해서 결정되기 때문에, 본 연구내용을 실제 시스템에 적용하기 위해서는 밸브의 인가전압과 유효단면적 간의 관계를 우선적으로 도출해야한

다. 또한 유량제어밸브의 응답특성을 파악하여 현실적으로 제어가능한 개방형태를 도출하는 것이 필요하다.

References

- [1] I. Park, "Simulations of Dynamics Characteristics of the Underwater Discharge System with Compressed Air," Journal of the Korea Institute of Military Science and Technology, Vol. 7, No. 2, pp. 41-47, 2004.
- [2] C. Jung and I. Park, "Analysis of the Dynamic Characteristics of the Underwater Discharge System using a Centrifugal Pump," Journal of the Korea Institute of Military Science and Technology, Vol. 15, No. 5, pp. 594-600, 2012.
- [3] X. Zhang, et al., "2D Axisymmetric CFD Simulation of Underwater Torpedo Launch Tube Flow," 2009 International Conference on Information Engineering and Computer Science, December, 2009.
- [4] X. Zhang, et. al., "1D and CFD Co-Simulation Approach Basing on General Purpose Simulation Software," 2009 International Conference on Computational Intelligence and Software Engineering, December, 2009.
- [5] X. Shi and J. Chen, "Simulation of Inner Ballistic of Underwater Weapon Based on Flow Field Numerical Calculation," Procedia Engineering, 2011 SREE Conference on Engineering Modeling and Simulation, Vol. 12, pp. 93-98, 2011.
- [6] I. Park and C. Jung, "Analysis of the Dynamic Characteristics of the Underwater Discharge System using a Linear Pump," Journal of the Korea Institute of Military Science and Technology, Vol. 8, No. 3, pp. 11-17, 2005.
- [7] J. Watton, "Fluid Power Systems: Modeling, Simulation, Analog and Microcomputer Control," Prentice Hall, Inc. pp. 97-98, 1989.
- [8] Herbert E. Merritt, "Hydraulic Control Systems," John Wiley & Sons, Inc. pp. 40-42, 1991.
- [9] J. Song and J. Park, "An Introduction To Reliability Engineering," GS-intervision, pp. 226-227, 2013.