

유량제어밸브 인가신호 형태가 선형펌프 방식 수중사출 시스템의 성능에 미치는 영향에 관한 수치적 연구

이선주^{*,1)} · 최원식¹⁾

¹⁾ 국방과학연구소 해양기술연구원

Effect of Command Signal of Flow Control Valve on Performance of Underwater Discharge System using Linear Pump - Numerical Investigation

Sunjoo Lee ^{*,1)} · Wonshik Choi¹⁾

¹⁾ Maritime Technology Research Institute, Agency for Defense Development, Korea

(Received 5 January 2021 / Revised 23 February 2021 / Accepted 12 March 2021)

Abstract

In the present study, the effect of command signals of the flow control valve on performance of underwater discharge systems using a linear pump was investigated numerically. For that, the improved mathematical model was developed. The improvement is to calculate the flow leakage between the water cylinder and the piston. Also the model of the hydraulic cylinder is simplified. To validate the improved model, calculation results were compared with experiment results. The results of the study is as follows: Double ramp command signals of the flow control valve had an advantage over single ramp signals. The parametric study on the effect of double ramp command signals on performance of the system was performed. In case of using double ramp signals, the maximum acceleration of the underwater vehicle was reduced by approximately 50 % compared with using single ramp signals.

Key Words : Linear Pump(선형펌프), Flow Control Valve(유량제어밸브), Numerical Investigation(수치적 연구)

기 호 설 명

A	Area	$[m^2]$	C_d	Flow coefficient	$[-]$
			C_p	Drag coefficient	$[-]$
			D	Diameter	$[m]$
			M	Mass	$[kg]$
			n	Polytropic index	$[-]$
			p	Pressure	$[Pa]$

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

Copyright © The Korea Institute of Military Science and Technology

Q	Flow rate	$[m^3/s]$
S	Surface area	$[m^2]$
V	Volume	$[m^3]$
V_{in}	Voltage	$[V]$
x	Displacement	$[m]$

그리스 문자

β	Bulk modulus of elasticity	$[N/m^2]$
ρ	Density	$[kg/m^3]$

상 첨 자

- Time derivative

하 첨 자

a	Added mass
atm	Atmosphere
h	Hydraulic
i	Initial value
max	Maximum
r	Rod
w	Water

1. 서론

수중사출 시스템은 사출방법에 따라 여러 가지 방식이 존재하며, 주요 방식 중 하나는 선형펌프 방식이다. 선형펌프 방식 수중사출 시스템은 피스톤(piston)을 이용하여 사출관(tube)으로 물을 공급하여 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.

선형펌프 방식 수중사출 시스템에 대한 연구는 기존에 몇 차례 진행된 바 있다. 박인기와 정찬희^[3]는 선

형펌프 방식 수중사출 시스템을 수학적 모델링하고, 수치계산을 통해 유량제어밸브(Flow control valve)의 조절방법을 제시하였다. 이선주^[4]는 박인기와 정찬희^[3]의 모델에 워터실린더(water cylinder) 출구의 단면적과 압력강하를 추가하고 유량제어밸브의 개방형태가 시스템에 미치는 영향을 분석하였다.

본 연구에서는 기존 연구^[4]에서 제시한 수학적 모델에서 워터실린더와 피스톤 사이 간극의 유량유출을 추가하고, 유압실린더(hydraulic cylinder)와 유량제어밸브 모델을 간략화 및 현실화하는 등 선형펌프 방식 수중사출 시스템의 개선된 수학적 모델을 개발하였다. 본 시스템은 유량제어밸브를 어떻게 개방하느냐에 의해 시스템의 성능이 결정되기 때문에, 개선된 모델을 이용하여 유량제어밸브에 인가하는 신호의 형태에 따라 시스템의 성능이 어떻게 변화하는지 수치적으로 분석하였다.

2. 수학적 모델

Fig. 1은 선형펌프 방식 수중사출 시스템을 개략적으로 나타낸 것이다. 유량제어밸브가 개방되면 축압기(accumulator)의 유압유가 유압실린더로 유입되어 유압실린더의 피스톤을 밀어낸다. 유압실린더 피스톤과 동일 축으로 연결되어있는 워터실린더 피스톤이 함께 움직임에 따라 워터실린더 내부의 물이 사출관으로 유입되고 최종적으로 수중운동체를 사출관 외부로 밀어낸다.

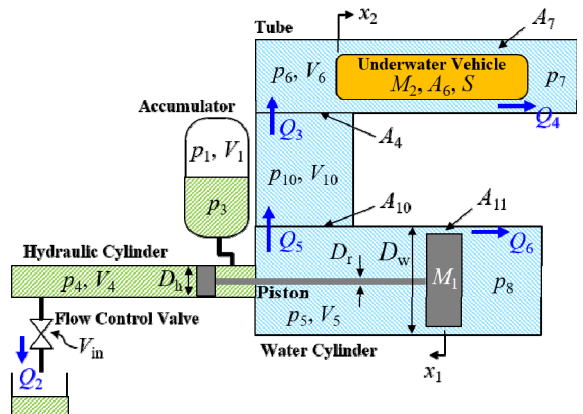


Fig. 1. Schematic and notation of an underwater discharge system using a linear pump

모델링을 위해 적용된 가정은 아래와 같다.

- 각 요소 내에서 공간에 대한 압력 차이는 무시한다 (lumped system analysis).
- 유체 물성치(property)와 각종 계수는 일정하다.
- 모든 물리적 마찰은 무시한다.

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

축압기 내 압력 p_1 과 기체 체적 V_1 은 각각 다방과정(polytropic process) 관계식^[5]과 체적보존식을 통해 다음과 같이 계산된다.

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

$$V_1 = V_{1,i} + \left[\frac{\pi}{4} (D_h^2 - D_r^2) \right] x_1 \quad (2)$$

여기서 n , D_h , D_r , x_1 는 각각 축압기 내 기체의 다방지수(polytropic index), 유압실린더와 피스톤로드 직경, 피스톤 변위이다. 하첨자 i 는 초기값을 의미한다.

축압기에서 유압실린더로의 압력강하를 무시하고 질량보존식(continuity equation)과 체적보존식을 이용하면 유압실린더 내부 압력 p_3 , p_4 과 체적 V_4 는 다음과 같다.

$$p_3 = p_1 \quad (3)$$

$$\dot{p}_4 = -\frac{\beta_h}{V_4} (\dot{V}_4 + Q_2) \quad (4)$$

$$V_4 = V_{4,i} - \left(\frac{\pi}{4} D_h^2 \right) x_1 \quad (5)$$

여기서 β_h 는 유압유의 체적탄성계수(bulk modulus of elasticity)이다. 상첨자 \cdot 는 시간변화율을 나타낸다. Q_2 는 유량제어밸브를 통해 유압실린더를 빠져나가는 유압유의 유량이며, 동일 압력차에서 밸브 인가신호(전압)와 유량이 선형관계인 밸브의 경우 유량은 다음과 같이 계산된다.

$$Q_2 = Q_{\max} \frac{V_{in}}{V_{in,\max}} \sqrt{\frac{|p_4 - p_{atm}|}{\Delta p_{nominal}}} \quad (6)$$

여기서 Q_{\max} , $V_{in,\max}$, $\Delta p_{nominal}$ 은 각각 밸브 최대유량, 최대인가전압, 공칭압력이며 V_{in} , p_{atm} 은 밸브 인가전압과 대기압이다.

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

$$\dot{p}_5 = -\frac{\beta_w}{V_5} (\dot{V}_5 + Q_5 + Q_6) \quad (7)$$

$$V_5 = V_{5,i} - \left[\frac{\pi}{4} (D_w^2 - D_r^2) \right] x_1 \quad (8)$$

여기서 β_w , D_w , Q_5 , Q_6 는 각각 물의 체적탄성계수, 워터실린더 직경, 워터실린더 출구유량, 워터실린더-피스톤 간극 유출유량이다.

워터실린더와 사출관의 연결부 압력 p_{10} 은 다음과 같다.

$$\dot{p}_{10} = -\frac{\beta_w}{V_{10}} (Q_3 - Q_5) \quad (9)$$

여기서 V_{10} , Q_3 는 각각 연결부 체적과 사출관 유입유량이다.

사출관 내부 압력 p_6 과 체적 V_6 은 다음과 같다.

$$\dot{p}_6 = -\frac{\beta_w}{V_6} (\dot{V}_6 + Q_4 - Q_3) \quad (10)$$

$$V_6 = V_{6,i} + A_6 x_2 \quad (11)$$

여기서 Q_4 , A_6 , x_2 는 각각 사출관-수증운동체 사이 간극 유출유량, 수증운동체의 단면적과 변위이다.

워터실린더 출구유량 Q_5 과 사출관 유입유량 Q_3 는 베르누이 방정식(Bernoulli's equation)에 의해 다음과 같이 계산된다.

$$Q_5 = C_{d,5} A_{10} \sqrt{\frac{2|p_5 - p_{10}|}{\rho_w}} \quad (12)$$

$$Q_3 = C_{d,3}A_4 \sqrt{\frac{2|p_{10} - p_6|}{\rho_w}} \quad (13)$$

여기서 $C_{d,5}$, A_{10} 은 워터실린더 출구의 유량계수와 유효단면적이고 $C_{d,3}$, A_4 은 사출관 유입구의 유량계수와 유효단면적이다. ρ_w 는 물의 밀도이다.

사출관-수중운동체 간극 유출유량 Q_4 와 워터실린더-피스톤 간극 유출유량 Q_6 는 다음과 같다.

$$Q_4 = C_{d,4}A_7 \sqrt{\frac{2|p_6 - p_7|}{\rho_w}} \quad (14)$$

$$Q_6 = C_{d,6}A_{11} \sqrt{\frac{2|p_5 - p_8|}{\rho_w}} \quad (15)$$

여기서 $C_{d,4}$, A_7 은 사출관-수중운동체 사이 간극의 유량계수와 유효단면적이고 $C_{d,6}$, A_{11} 은 워터실린더-피스톤 사이 간극의 유량계수와 유효단면적이다. p_7 , p_8 은 각각 사출관과 워터실린더의 외부 압력이다.

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

$$M_1 \ddot{x}_1 = \left[\frac{\pi}{4} (D_h^2 - D_r^2) \right] p_3 - \left(\frac{\pi}{4} D_h^2 \right) p_4 - \left[\frac{\pi}{4} (D_w^2 - D_r^2) \right] p_5 + \left(\frac{\pi}{4} D_w^2 \right) p_8 \quad (16)$$

여기서 M_1 은 피스톤의 질량이다.

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

$$(M_2 + M_a) \ddot{x}_2 = A_6(p_6 - p_7) - \frac{\rho_w}{2} S C_p \dot{x}_2^2 \quad (17)$$

여기서 M_2 , M_a 는 각각 수중운동체 질량, 수중운동체의 수중운동으로 인한 부가질량이다. S , C_p 는 각각 수중운동체의 표면적과 항력계수이다.

이와 같이 본 연구에서는 개선된 모델을 개발하였으며, 기존 연구^[4] 대비 개선점은 Table 1과 같다.

3. 검증

본 연구에서는 MATLAB SIMULINK를 이용하여 Fig. 2와 같이 수학적 모델을 구현하였다. 모델의 검증을 위해 계산결과와 실험결과를 비교하였으며 그 결과는 Fig. 3과 같다. 비교대상은 수중운동체의 최대가속도와 사출관 이탈시점의 속도(이하 이탈속도)로, 두 파라미터는 본 시스템의 성능을 나타내는 값이다. Fig. 3에서 볼 수 있듯이 수중운동체의 최대가속도와 이탈속도 모두 계산결과와 실험결과가 거의 유사하다. 따라서 본 연구에서 개발한 선형펄프 방식 수중사출 시스템의 수학적 모델은 검증되었음을 알 수 있다.

참고로 Fig. 3을 포함하여 본 논문의 모든 그래프는 각 파라미터별 임의의 값을 이용하여 무차원화(nondimensionalization)된 값으로 나타내었다.

Table 1. Improvements compared with the previous model^[4]

세부모델	논문 내 수식 번호		개선점
	본 연구	기존 연구 ^[4]	
축압기-유압실린더	식 (2), (3)	식 (2)~(6), (8)	축압기에서 유압실린더로의 압력강하가 무시가능한 수준이기 때문에 기존 연구 ^[4] 와 달리 해당 모델 삭제 및 간략화
유량제어밸브 유량	식 (6)	식 (10)	기존 연구 ^[4] 에서는 밸브단면적으로 유량을 계산하였으나, 본 연구에서는 실제 밸브와 동일하게 밸브 인가신호(전압)에 의해 유량이 조절되도록 유량제어밸브 모델 현실화
피스톤 간극 유출유량	식 (15)	-	워터실린더와 피스톤 사이 간극으로의 유량유출 모델 추가

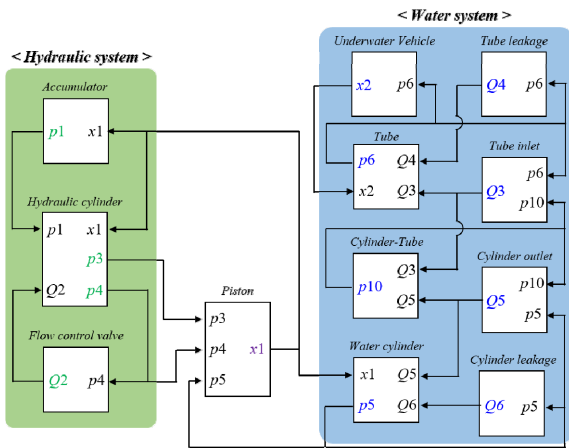


Fig. 2. Schematic of SIMULINK model

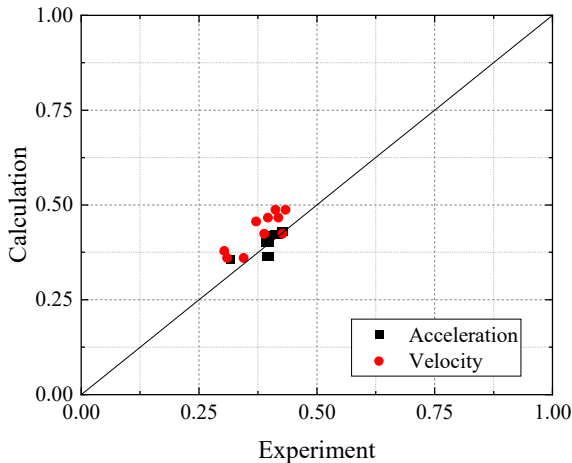


Fig. 3. Comparison between calculations and experiments

개도 및 유량이 조절되기 때문에, 기존 연구^[4]와 달리 본 연구에서는 밸브의 유효단면적이 아닌, 인가신호(전압)의 형태가 시스템에 미치는 영향에 대해 연구를 수행하였다.

기존 연구^[4]를 통해 시스템의 성능향상을 위해서는 유량제어밸브가 초반부에는 천천히, 후반부에 빠르게 열리는 것이 유리함을 확인한 바 있다. 하지만 박인기와 정찬희^[3] 및 기존 연구^[4]에서 언급한 단일경사형태(single ramp, Fig. 4에서 첫 번째 경사만 존재하는 형태)로는 이를 구현하기가 제한적이기 때문에, 본 연구에서는 Fig. 4와 같이 2단경사형태(double ramps)를 기본 형태로 선정하여 연구를 수행하였다. 단일경사형태와 달리 2단경사형태는 초반부와 후반부의 기울기를 다르게 설정할 수 있기 때문에 앞서 언급한, 사출에 유리한 형태를 구현하기 수월하다.

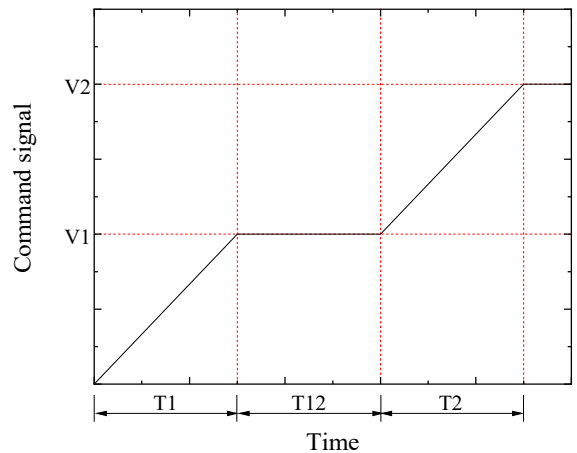


Fig. 4. Parameters of a double ramp command signal of the flow control valve

4. 유량제어밸브 인가신호 형태의 영향

선형펌프 방식 수중사출 시스템은 유량제어밸브가 개방됨에 의해 밸브를 통해 유압유가 유압실린더를 빠져나오고, 이에 따른 압력차로 피스톤이 움직인다. 즉 유량제어밸브가 어떻게 개방되는냐에 따라 피스톤의 운동이 결정되고 최종적으로 시스템의 성능이라 할 수 있는 수중운동체의 운동이 결정된다. 따라서 유량제어밸브를 어떻게 개방할 것인지 결정하는 것은 매우 중요하다.

유량제어밸브는 밸브에 인가되는 신호(전압)에 따라

4.1 2단경사형태 인가신호 파라미터 연구

2단경사형태는 5가지 파라미터(Fig. 4의 V1, V2, T1, T12, T2)에 의해 그 형태가 결정되기 때문에, 각 파라미터의 변화에 따라 시스템의 성능이 어떻게 변화하는지 파라미터 연구(parametric study)를 수행하였으며 그 결과는 Fig. 5와 같다. 시스템의 성능은 수중운동체의 최대가속도와 이탈속도로 나타내었으며, 시스템의 에너지원인 축압기의 초기 압력은 모두 같다.

첫 번째 경사를 결정하는 V1과 T1을 살펴보면(Fig. 5 (a)와 (b)), V1이 증가할수록 수중운동체의 최대가속도는 커지지만 이탈속도는 거의 변화가 없다. 본 시스템

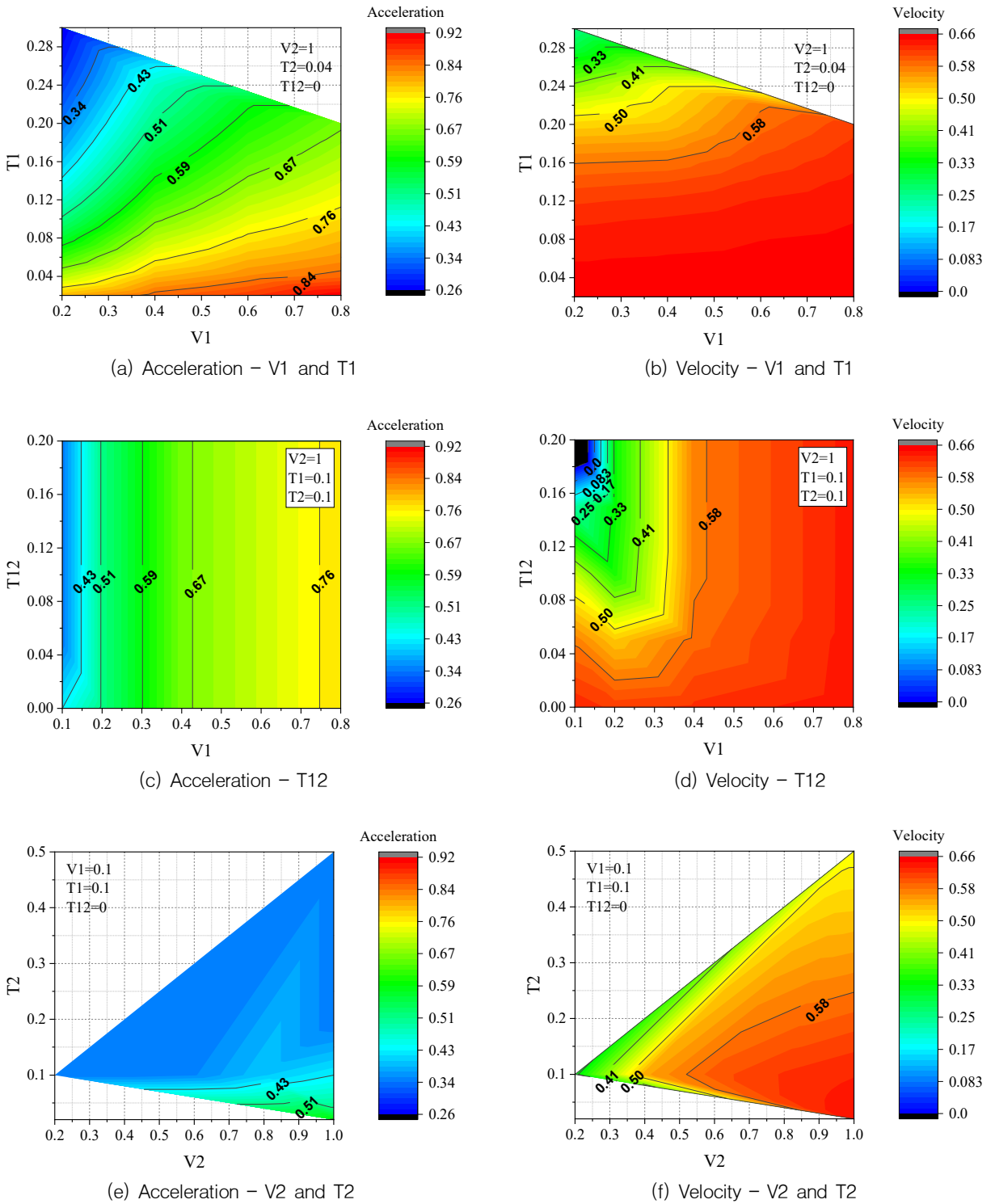


Fig. 5. Parametric study on the effect of double ramp command signals on performance of the system

템의 특성상 초반부에 최대가속도가 발생하는데⁴⁾, V1이 커지면 초반부의 유량제어밸브의 유량이 증가하여 더 많은 에너지가 사용되고 결과적으로 최대가속도가 증가한다. 반면 이탈속도는 마지막 순간의 속도이므로 초반부 전압인 V1과는 무관하다.

T1의 경우 증가할수록 최대가속도와 이탈속도 모두 작아진다. 앞서 언급했듯이 최대가속도가 초반부에 발생하기 때문에 T1이 증가하면 초반부 밸브가 서서히 개방되기 때문에 에너지 소모가 천천히 이루어져 최대가속도는 감소한다. 하지만 T1이 증가할수록 초반부에 사용되는 총 에너지 양은 증가하여 후반부에 사용가능한 에너지가 감소하므로 이탈속도도 감소한다.

첫 번째 경사와 두 번째 경사의 중간부인 T12을 살펴보면(Fig. 5 (c)와 (d)), T12이 증가할수록 이탈속도는 감소하고 최대가속도와는 무관하다. 앞서 언급했듯이 최대가속도가 초반부, 즉 T1 구간에서 발생하기 때문에 T12와 최대가속도는 무관한 것이고, T12가 증가할수록 이탈속도가 결정되는 후반부, 즉 T2 구간에서 사용할 수 있는 에너지가 줄어들기 때문에 이탈속도가 감소하는 것이다. 참고로 Fig. 5(b)와 달리 Fig. 5(d)에서는 T12이 0이 아니기 때문에 V1이 증가할수록 이탈속도가 증가한다. 이는, T12에서의 에너지 소모로 인해 두 번째 경사에 진입하기 전에 수중운동체의 이탈이 완료되어 V1이 이탈시점의 인가전압이 되기 때문이다.

두 번째 경사를 결정하는 V2와 T2를 살펴보면(Fig. 5 (e)와 (f)), V2가 증가할수록 수중운동체의 이탈속도는 빨라지지만 최대가속도는 거의 변화가 없다. 이는, 앞서 언급했듯이 최대가속도는 초반부에 발생하기 때문에 후반부 전압인 V2와는 거의 무관하며, V2가 클수록 후반부에 많은 에너지를 사용할 수 있기 때문에 마지막 순간의 속도인 이탈속도가 빨라지는 것이다.

T2의 경우 증가할수록 이탈속도는 감소하고 최대가속도는 감소하다가 거의 일정하다. 앞서 언급했듯이 최대가속도가 초반부에 발생하는 것이 대부분이지만 Fig. 5(e)와 같이 V1이 매우 낮은 경우는 첫 번째 경사에서의 에너지 소모가 많지 않기 때문에 두 번째 경사에서 최대가속도가 발생한다. 이로 인해 T2가 증가하면 두 번째 경사에서의 에너지 소모가 천천히 이루어져 최대가속도는 감소하는 것이다. 하지만 첫 번째 경사에서 이미 어느 정도의 에너지를 소모하였기 때문에, T1이 변화할 때(Fig. 5(a))보다는 최대가속도의 변화 편차가 좁다. 또한 T2가 증가하면 두 번째 경사

의 기울기가 낮아지기 때문에 후반부의 에너지가 천천히 소모되어 마지막 순간에 충분한 가속을 받지 못하여 이탈속도는 느려진다.

수중운동체의 사출관 이탈 이후 관성력 확보를 위해 이탈속도는 빠를수록 좋고, 사출 중 수중운동체의 파손방지를 위해 최대가속도는 낮을수록 좋다. 이를 고려하였을 때 파라메터 연구 결과를 종합하면 V1은 작게, T1은 이탈속도가 너무 느려지지 않는 한에서 크게 설정하는 것이 유리하며, T12는 없는 것이 유리하다. 또한 V2는 가능한 크게 설정하고, T2는 크게 하는 것이 좋지만 어느 이상 커지면 최대가속도는 줄어들지 않고 이탈속도만 느려지기 때문에 주의해야 한다.

4.2 인가신호 형태별 시스템 성능 비교

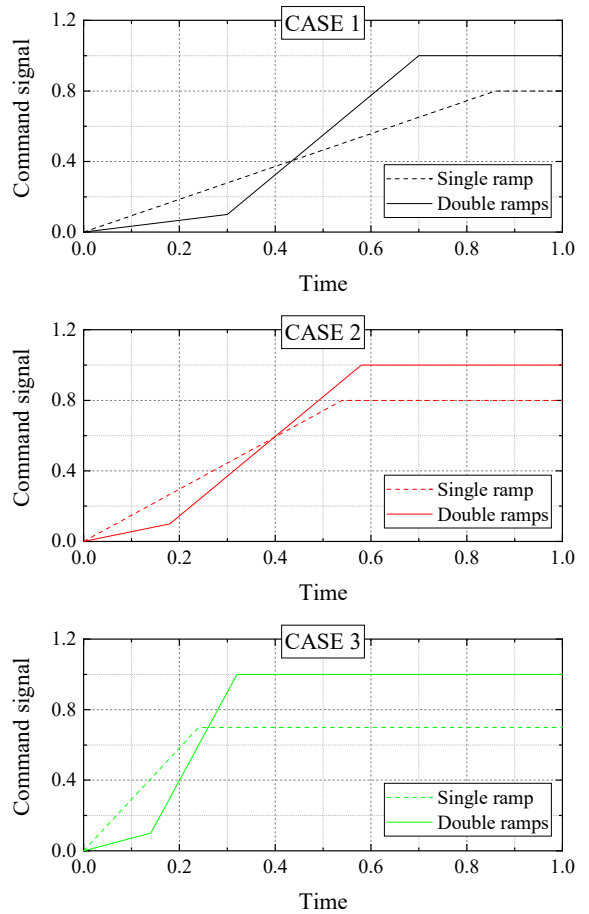


Fig. 6. Command signals for comparison between single ramp and double ramps

2단경사형태 인가신호에 대한 파라미터 연구의 결과를 바탕으로 하여, 수중운동체의 이탈속도가 0.375 (CASE 1), 0.5(CASE 2), 0.625(CASE 3)를 만족하며 최대가속도를 최소로 하는 2단경사형태 인가신호를 각각 도출하였으며 그 결과는 Fig. 6과 같다. 2단경사형태 인가신호 사용 시 성능향상효과를 확인하기 위해 동일 조건(각 CASE 별 이탈속도를 만족하며 최대가속도가 최소)을 만족하는 단일경사형태의 인가신호도 도출하여 두 경우의 성능을 비교하였다. 각 CASE에서 인가신호를 제외한 나머지 계산조건은 동일하다.

각 케이스별로 단일경사 및 2단경사형태 인가신호에 대한 수중운동체의 이탈속도와 최대가속도의 계산 결과를 비교하면 Fig. 7과 같다. 비교결과, CASE 1~3 모두, 단일경사형태 인가신호를 사용했을 때와 비교하여 2단경사형태 인가신호 사용 시 이탈속도는 거의 같으면서 최대가속도는 약 50 % 감소하였다.

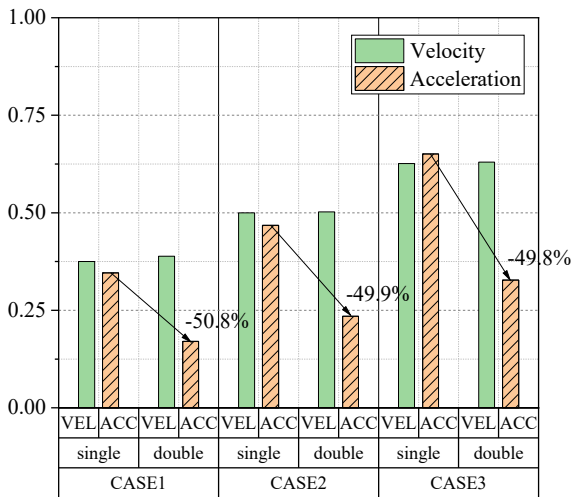


Fig. 7. Comparison of performance of the system using single and double ramp command signals

2단경사형태의 인가신호를 사용하면 사출관 내부 최대 압력 또한 감소한다. Table 2와 같이, 단일경사형태 인가신호를 사용한 경우와 비교하여 2단경사형태 인가신호 사용 시 사출관 내부 최대 압력이 약 16~27 % 감소하였다. 이는 시스템에 가해지는 하중 및 운용 시 발생하는 소음의 감소로 이어질 것이다.

Table 2. Maximum tube pressure ratio of double ramps to single ramp

Case	Maximum tube pressure ratio of double ramps to single ramp
CASE 1	0.8338 (-16.62 %)
CASE 2	0.7400 (-26.00 %)
CASE 3	0.7286 (-27.14 %)

5. 결론

본 연구에서는 유량제어밸브 인가신호 형태가 선형 펌프 방식 수중사출 시스템의 성능에 미치는 영향에 대해 수치적 연구를 수행하였으며, 다음과 같은 결론을 도출하였다.

- 워터실린더-피스톤 사이 간극으로의 유출유량 모델 추가, 유압실린더와 유량제어밸브 모델의 간략화 및 현실화 등을 통해 개선된 선형펌프 방식 수중사출 시스템의 수학적 모델을 개발하였으며 실험결과를 이용하여 검증하였다.
- 2단경사형태의 유량제어밸브 인가신호에 대해 파라미터 연구를 수행하여 2단경사형태를 결정하는 각 파라미터들의 변화에 따라 시스템의 성능(수중운동체의 최대가속도 및 이탈속도)이 어떻게 변화하는지 분석하였다. 이를 바탕으로, 수중운동체 사출에 유리한 인가신호 형태를 제시하였다.
- 단일경사형태와 2단경사형태의 인가신호에 대해 시스템의 성능을 비교하였으며, 2단경사형태 인가신호 사용 시 단일경사형태 대비 이탈속도는 동일하면서 최대가속도가 약 50 % 감소하였고, 사출관 내부 최대 압력은 약 16~27 % 감소하였다.

본 연구의 수치적 모델에서는 물리적 마찰을 무시하였는데, 이것이 계산결과와 실험결과와의 일부 차이 (Fig. 3 참고)를 발생시키는 가장 큰 원인으로 추측된다. 본 시스템에 적용하기 적합한 마찰력 관련 경험식이 부재하기 때문에, 향후 추가 연구를 통해 실험적으로 마찰력을 도출하여 모델에 반영할 예정이다.

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] 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.
- [4] S. Lee, "Numerical Investigation of Effect of Opening Pattern of Flow Control Valve on Underwater Discharge System using Linear Pump," Journal of the Korea Institute of Military Science and Technology, Vol. 22, No. 2, pp. 255-265, 2019.
- [5] Y. A. Cengel and M. A. Boles, "Thermodynamics: An Engineering Approach," McGraw-Hill, Inc. pp. 168-169, 2011.