

충격시험장치 고속유압 속도발생기 해석 및 설계[§]

김태형^{*†} · 설창원^{*} · 김윤재^{*} · 양명석^{*} · 이규섭^{**}

^{*}국방과학연구소, ^{**}알엠에스 테크놀로지

Simulation and Design of High-Speed Hydraulic Velocity Generator in Shock Test Machine

Tae Hyeong Kim^{*†}, Chang Won Shul^{*}, Yoon Jae Kim^{*}, Myung Seog Yang^{*} and Gyu Sub Lee^{**}

^{*}Agency for Defense Development

^{**}RMS Technology Corp.

(Received August 12, 2013 ; Revised March 3, 2014 ; Accepted March 21, 2014)

Key Words: Velocity Generator(속도발생기), High-speed Hydraulic Actuator(고속 유압 작동기), Shock Test Machine(충격시험장치)

초록: 기계 및 전자 장비들은 다양한 분야에 여러 형태로 사용되고 있어 충격과 같은 외부 환경에 노출되어 있다. 장비들의 내충격 특성을 평가하기 위해 충격시험장치가 사용되고 있으며, 과도한 응력의 발생에 의한 영구 변형이나 파손, 높은 가속도에 의한 장비 내부 부품의 파손 및 기능정지 등에 대한 평가가 이루어 진다. 이러한 충격시험장치에 있어서 물체를 고속으로 움직이게 하여 물체간의 충격을 유발할 수 있는 속도발생기가 필요하다. 본 연구에서는 유공압을 이용하여 물체를 고속으로 움직일 수 있게 하는 속도발생기를 개념적으로 설계하고, AMESim 을 이용한 해석모델을 통하여 발생 속도를 예측하였다. 해석 결과는 축소 제작된 속도발생기의 시험 결과와 비교하여 검증하였으며, 해석 결과를 이용하여 목표 속도에 적합한 속도발생기를 설계하였다.

Abstract: Mechanical and electrical devices in various forms are used in many different fields. These can be exposed to external environmental factors such as shock. Therefore, a shock test machine is commonly used to test these devices and evaluate their shock resistance. In this test, the break-down or permanent deformation and malfunction of inner parts due to a high stress or acceleration can be evaluated. As part of a shock test machine, a velocity generator is needed to create shocks between objects. In this study, a hydraulic velocity generator was conceptually designed and an AMESim model was developed to simulate the velocity under different conditions. Simulation results using this model were compared with the test results from a reduced-size velocity generator, and we designed a velocity generator that fits the target payload and velocity using the simulation results.

1. 서론

기계 및 전자 장비들은 다양한 분야에 여러 형태로 사용되고 있어 충격과 같은 외부 환경에 노출되어 있다. 장비들의 내충격 특성을 평가하기

위해 충격시험장치가 사용되고 있으며, 장비에 가해지는 충격에 의해 과도한 응력의 집중에 의한 영구 변형이나 파손, 높은 가속도에 의한 관성력으로 장비 내부 부품의 파손 및 기능 정지 그리고 과도한 변위에 따른 주변 장치와의 2 차 충격에 의한 손상 등이 평가된다. 특히 수중폭파에 의해 전달되는 충격파는 그 충격량이 크며, 해상 및 수중무기 및 탑재장비의 생존성에 영향을 미친다. 수상함 및 수중함에 전달되는 충격량은 독일의 규격 BV043⁽¹⁾에 명시되어 있다. 탑재장비의 수중충격에 대한 생존성 검증을 위해서는 수중충격을 모

§ 이 논문은 대한기계학회 CAE 및 응용역학부문 2013년도 춘계학술대회(2013. 5. 23.-25., BEXCO) 발표논문임.

† Corresponding Author, kimth@add.re.kr

© 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

사할 수 있는 시험장비가 필요하며, 이러한 큰 충격량을 발생하기 위해서는 고충량의 충돌체를 고속의 속도로 움직일 수 있게 하는 속도발생기가 필요하다. 이러한 속도발생기는 물체의 위치에너지를 이용한 진자형⁽²⁾, 낙하형^(3,4)이 널리 사용되고 있으며, 수직 방향 충격을 위한 유압피스톤형⁽⁵⁾, 수평방향 충격을 위한 유압피스톤형^(6,7) 등이 있다. 위치에너지를 이용하는 경우는 높은 충격량을 위해서는 높이가 많이 필요하게 되어 주로 낮은 충격량을 대상으로 사용되고 있다. 본 연구에서는 높은 충격을 발생할 수 있는 고속발생 유압속도발생기를 개념적으로 설계하고, AMESim을 이용한 해석 모델을 개발하였다. 해석 모델은 축소된 크기로 제작된 속도발생기를 이용한 시험 결과와 해석 결과를 비교하여 검증하였으며, 해석 모델을 이용한 다양한 조건에서의 해석 결과를 이용하여 목표 속도에 적합한 속도발생기를 설계하였다.

2. 속도발생기 개념 모델

Fig. 1 은 본 연구에서 적용된 속도발생기의 개념을 나타내고 있다. 축압기(Accumulator)와 분배 챔버(Distributing chamber)에 각각 고압의 질소가스와 작동유가 채워진 상태에서 구동(Start)부에 연결된 유압밸브를 열게 되면, 가속챔버(Accelerating chamber)에 유량이 조금씩 공급되고, 가속피스톤(Accelerating piston)이 조금씩 이동하면서 분배 챔버와 가속챔버 사이의 분배 오리피스(Distributing orifice)가 열리게 된다. 분배오리피스가 열리게 되면 순식간에 고압의 유량이 가속챔버에 쏟아져 짧은 시간에 빠르게 가속피스톤을 밀어내는 동작을 하게 된다. 이때 가속피스톤에 연결된 충돌체(Impacting mass)가 고속으로 이동하여 시험체(Test table and specimen)에 충격을 가하게 된다. 또한 가속피스톤의 실린더 내부 충돌을 방지하고 가속피스톤의 위치 복원을 위해 복원챔버(Retracting chamber)에는 질소가스가 충전되어 있다.

적용된 구조는 수직으로 직접 연결된 축압기의 압력이 큰 압력 손실이 없이 가속챔버로 빠른 속도로 전달되어 짧은 시간에 작은 스트로크에서 고속의 운동을 발생시킬 수 있는 장점이 있다. 또한 분배챔버의 부피를 가속피스톤이 이동하는 부피보다 작게 하여 가속실린더에 유입되는 유량을 제한함으로써 가속피스톤의 과도한 전진에 의한 충돌을 방지한다. 또한 축압기의 압력 및 분배챔버의 작동유 충전압력을 조절하여 가속피스톤이 충돌체를 밀어내는 속도를 조절할 수 있다.

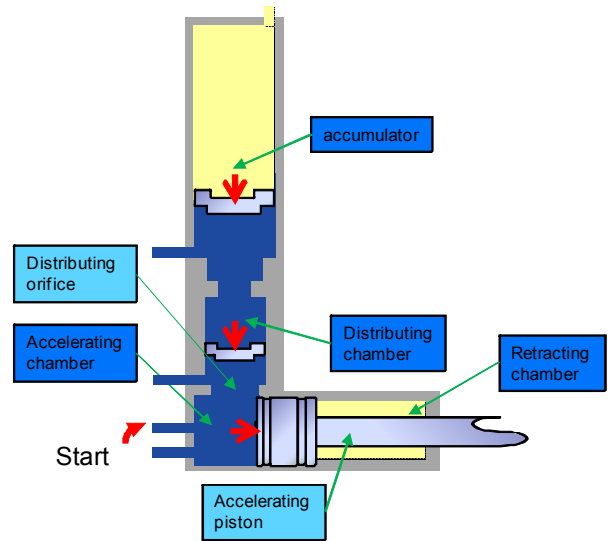


Fig. 1 Concept model of the hydraulic velocity generator

가속피스톤에 연결된 충돌체에 가해지는 힘과 운동방정식을 정리하면 식 (1)과 같다. 여기에서 축압기의 작동을 단열과정으로 가정하고 축압기의 압력이 피스톤을 밀어내는 압력과 같다고 가정하면, 압력 P 의 변화는 식 (2)와 같이 계산될 수 있다.

$$M\ddot{x} = \frac{\pi}{4} D^2 P - \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) P_N \quad (1)$$

$$\Delta P = P \left[1 - \left(\frac{V_2}{V_2 + Q dt} \right)^n \right] \quad (2)$$

$$Q = \frac{\pi}{4} D^2 \dot{x} \quad (3)$$

여기서 M 은 충돌체 질량, \ddot{x} 는 피스톤 가속도, D 는 가속실린더 지름, P 는 가속챔버 압력, d 는 가속피스톤 지름, P_N 은 복원챔버 압력, ΔP 는 압력변화량, dt 는 단위시간, Q 는 초당 유량, \dot{x} 은 피스톤 속도, V_2 는 축압기 최대 부피, n 은 단열계수이다.

3. 해석 모델 및 시험 장치

3.1 해석 모델

식 (1) 등을 이용하여 목표 속도를 달성하기 위한 최소의 실린더 지름 등을 Runge-kutta 의 방법으로 계산할 수 있다. 속도발생기의 설계를 위해서는 복원챔버 내의 압력 한계, 가속실린더와 분배챔버의 용량 그리고 가속실린더를 밀어내기 위해 필요한 유량 및 축압기의 용량 등 추가적으로 고려해야 할 사항이 많다. 이러한 점들을 고려한

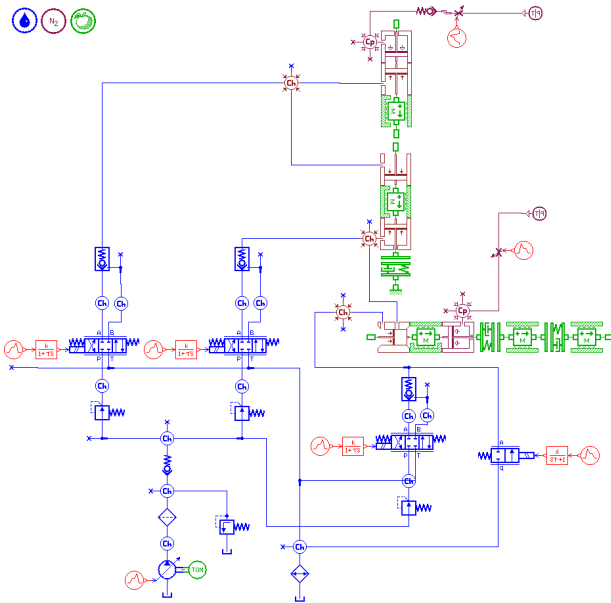


Fig. 2 AMESim model of the velocity generator

상세한 치수 설계에 이용하기 위해 속도발생기를 AMESim을 이용하여 모델링 하였다. Fig. 2는 속도 발생기 해석을 위한 AMESim 모델을 나타내고 있다. Fig. 3은 AMESim 모델에서 유압 충전을 위한 장치 부분은 제외하고 실린더 부분을 확대하여 나타내었다. 각 실린더 및 피스톤이 AMESim의 라이브러리 item으로 표현되었고, 충동체와 시험체의 질량이 스프링 댐퍼로 연결되어 모델링되었다. 목표 속도를 달성하기 위한 모델의 세부 치수는 식 (1), (2)를 이용한 적분법에 의해 계산된 실린더 지름 등의 치수를 초기값으로 하여 해석을 수행하면서 결정하였다.

해석시 마찰계수는 2%, 질소가스의 특성은 AMESim이 제공하는 기본값을 사용하였으며, 작동유는 ZIC VEGA 46의 특성값을 사용하였다.

3.2 속도발생기 목표 속도

Fig. 4는 BV043에서 정의한 수중충격파의 형태이다. 속도발생기에서 시험체에 가해야 할 충격의 양은 가속도의 크기(G_1)와 지속시간(t_1)으로 결정된다. 속도의 최대값은 τ_1 의 시간까지 가속도를 적분한 값과 같으며, 이 속도에 의해 시험체에 전달되어야 할 충격에너지가 결정된다.

충격가속도의 형태를 Sine 함수로 가정하면, 시험체의 최대속도, $V_{2,max}$ 는 식 (4)와 같이 계산될 수 있다.

$$V_{2,max} = \int_0^{\tau_1} G_1 \sin \frac{\pi}{\tau_1} t \cdot dt = \frac{2\tau_1 G_1}{\pi} \quad (4)$$

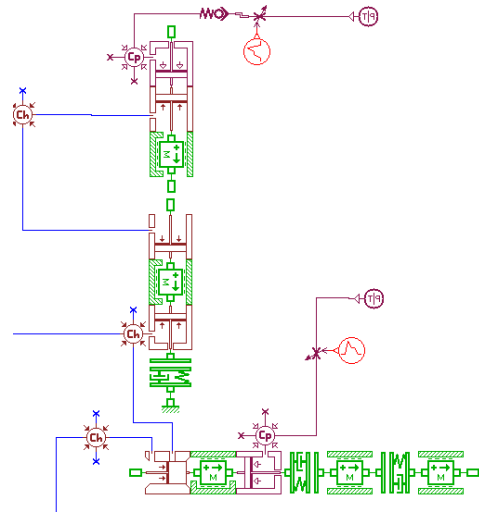


Fig. 3 AMESim model of the cylinders in the velocity generator

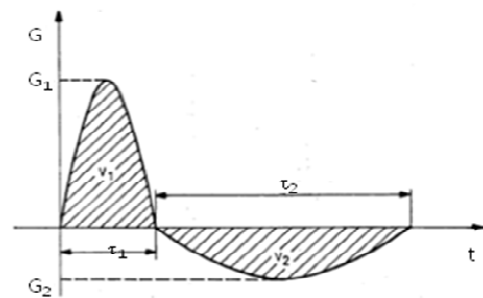


Fig. 4 Shape of dual-pulse shock in BV043⁽¹⁾

또한 충동체와 시험체가 충돌할 때, 운동량이 보존되고, 운동에너지가 보존된다고 가정하면, 식 (5) 및 (6)이 성립한다.

$$M_1 V_1 = M_1 V_1' + M_2 V_{2,max} \quad (5)$$

$$\frac{1}{2} M_1 V_1^2 = \frac{1}{2} M_1 V_1'^2 + \frac{1}{2} M_2 V_{2,max}^2 \quad (6)$$

위에서 M_1, M_2 는 각각 충동체와 시험체의 질량, V_1, V_1' 은 충동체의 충돌 전과 후의 속도, 그리고 $V_{2,max}$ 는 시험체의 충돌 후 속도이다.

식 (4)~(6)을 이용하여 시험체에 목표 충격량을 가하기 위해 속도발생기가 달성해야 하는 목표 속도는 식 (7)과 같이 결정될 수 있다.

$$V_1 = \frac{M_1 + M_2}{2M_1} V_{2,max} = \frac{\tau_1 G_1 \cdot (M_1 + M_2)}{\pi \cdot M_1} \quad (7)$$

3.3 축소형 시험 장치

개념 모델의 구현 가능성을 확인하고, 해석 모델의 결과를 검증하기 위한 시험장치로 Fig. 5와

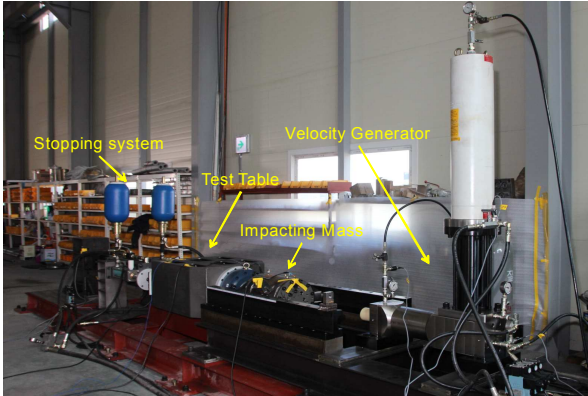


Fig. 5 Reduced-size velocity generator for verification

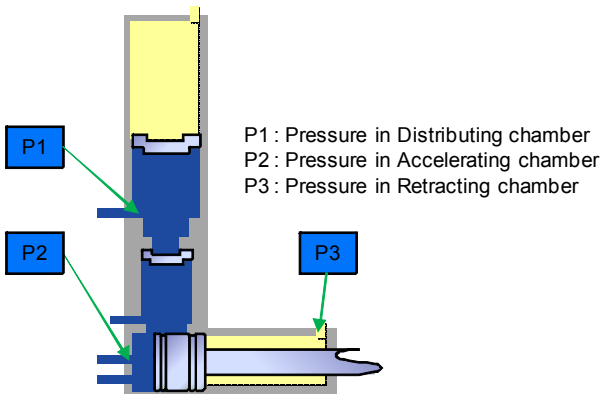


Fig. 6 Pressure measuring points in velocity generator

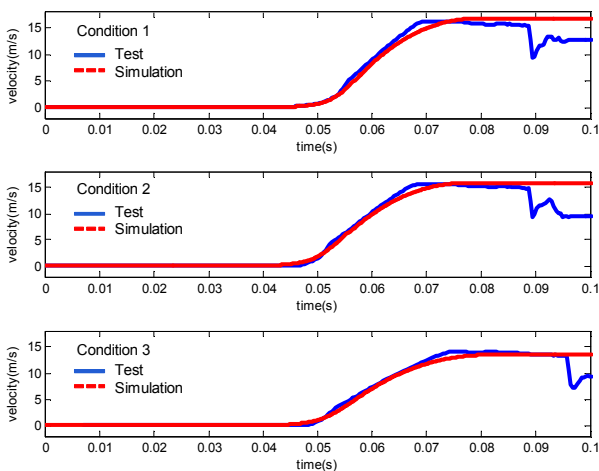


Fig. 7 Test & simulation results for different operating conditions: impacting mass velocity

같은 축소된 크기의 속도발생기를 제작하여 시험을 수행하였다. 여러 가지 유압 조건에 대해 속도발생기를 작동하면서 이때의 충돌체의 속도 및 속도발생기의 각 부분의 압력을 계측하였다. 압력의 계측 위치는 Fig. 6 과 같다. 속도발생기의 발생 속도는 가속피스톤이 밀어내는 충돌체에 부착된 가

Table 1 Test & simulation results for 3 tests (pressure : bar, velocity : m/s)

	Test1	Test2	Test3
Accumulator initial pressure	160	160	100
Operating oil pressure	220	200	160
Retracting chamber pressure	10	10	10
Velocity : Test	16.2	15.7	14.1
Velocity : simulation	16.8	15.8	13.5

속도 센서를 이용하여 측정된 가속도를 적분하여 구하였고, 속도발생기 각 부분의 공압 및 유압을 압력 센서로 측정하였다. 가속도계 및 압력센서는 Measurement Specialties 사의 4630-1000-060 및 M3022-000005-2K5PG 를 사용하였으며, B&K 사의 3039-B pulse 를 이용하여 계측하였다.

4. 시험 및 해석결과

Fig. 7 과 Table 1 은 속도발생기의 작동에 의한 충돌체의 속도변화를 해석결과와 시험결과로 나타낸 것이다. 축압기의 초기 충전압력과 작동유압을 각각 변화시킨 3 가지 조건에 대하여 해석 및 시험을 수행한 결과로 작동유압과 축압기 초기압력을 220/160bar, 200/160bar 그리고 160/100bar 로 작동한 결과이다

해석 결과와 시험 결과가 오차 5% 이내의 유사한 속도값을 보이고 있음을 볼 수 있다. 따라서 AMESim 해석 모델이 해석한 속도 조건에서 속도발생기의 속도 예측에 사용될 수 있다고 판단된다. 또한 작동 유압이 커짐에 따라 발생 속도가 커지고 있음을 볼 수 있으며, 이는 작동유압의 조절로 충격 신호의 조절이 가능하리라 생각된다. 하지만 유압이 낮을수록 해석 결과의 속도가 시험결과 대비 작아지며, 유압이 높은 경우 해석 결과가 높게 나타나고 있는 점은 추가 시험을 수행하여 마찰력이나, 공기저항 특성 그리고 유체의 특성치 등의 파라미터의 조절 방법으로 해석 정확도 확보가 추가적으로 필요하리라 생각된다. 또한 0.07 초 내에서 해석 결과가 시험 결과에 비해 완만한 증가를 보이는 것은 분배챔버 피스톤의 급격한 충돌을 방지하기 위한 감쇄 거동을 스프링-댐퍼로 간략화하여 모델링하였기 때문인 것으로 판단되며, 이 부분 또한 향후 정확도 확보를 위해서는 개선이 필요하다. 약 0.09 초 내외에서 나타나는 시험결과 속도의 변동은 해석과 다르게 시험장치에서는 최종 속도 발생후 충돌체의 속도를 감쇄하도록 댐퍼

가 근접하여 연결되어 있어서 이로 인한 속도 감소가 나타나고 있는 것이라 할 수 있다.

Fig. 8~Fig. 10 은 각 시험조건에서 속도발생기 내부 유압을 측정된 시험 결과와 해석 결과를 비교한 것이다. Fig. 8 은 분배챔버에서의 압력을 나타내고 있으며, 작동 전에 높은 압력을 보이다가 분배오리피스가 열리면서 유량이 가속실린더로 이동하여 압력이 급격히 떨어지고 있음을 볼 수 있다. 가속피스톤이 최대로 이동하여 충돌체에 속도를 발생시킨 후에는 복원챔버가 압축된 압력에 의해 가속피스톤이 후진하게 된다. 이로 인해 약 0.08 초 이후 다시 분배 챔버의 압력이 커지고 있으며, 이후 가속피스톤의 전진 및 후퇴가 반복되면서 압력의 진동이 생기며 이후 감쇄하고 있다.

이때 압력의 잔류진동의 감쇄의 정도가 해석 결과가 더 크게 나타나고 있으며, 이는 유체의 점성

이나 마찰력 등 잔류 거동에 영향을 미치는 인자들이 실제 시험 조건에서 보다 해석에서 작게 적용된 것으로 생각된다. 하지만 충돌체의 속도를 발생한 이후의 시스템 복원에 관련된 현상이므로 정확한 잔류 진동을 구현하는 것은 생략하였다.

Fig. 9 는 가속챔버에서의 압력을 나타내고 있으며, 분배오리피스 열리면서 유량이 유입되어 압력이 높아지고, 가속피스톤이 전진함에 따라 압력이 조금씩 떨어지며, 분배챔버의 유량이 모두 유입된 후 압력이 급격히 떨어지는 현상을 보이고 있다. 분배챔버의 압력과 마찬가지로 충돌체를 밀어낸 후 가속피스톤의 전진 및 후퇴에 따른 진동이 나타나고 있다.

Fig. 10 은 속도발생기 작동시 복원챔버에서의 압력을 나타내고 있다. 작동 유압이 높은 시험 조건에서는 해석 결과의 압력이 시험에 비해 더 크게 나타나고 있고, 압력 조건이 작을수록 복원챔버 압력의 해석결과가 시험 결과에 비해 더 작게 나타나고 있다. 압력 조건이 작을수록 가속피스톤의 전진량이 시험에 비해 작아서 복원챔버의 압축량도 작고, 따라서 압력이 작게 나타나고 있다고 생각할 수 있다. 이는 시험 압력이 작을수록 발생 속도의 해석 결과가 시험 결과에 비해 더 작게 나타나는 경향과 일치한다. 이러한 원인으로서는 실제 시험에서는 속도에 비례해서 증가하는 저항력이 더 크게 작용하였다고 생각해 볼 수 있으며, 이 부분은 향후 모델링 개선에 고려되어야 할 것이다.

복원챔버에서의 과도한 압력은 장비의 내구에 영향을 미칠 수 있으며, 압력이 높게 작용할수록 구조적으로 보다 강건한 설계가 필요할 것이다.

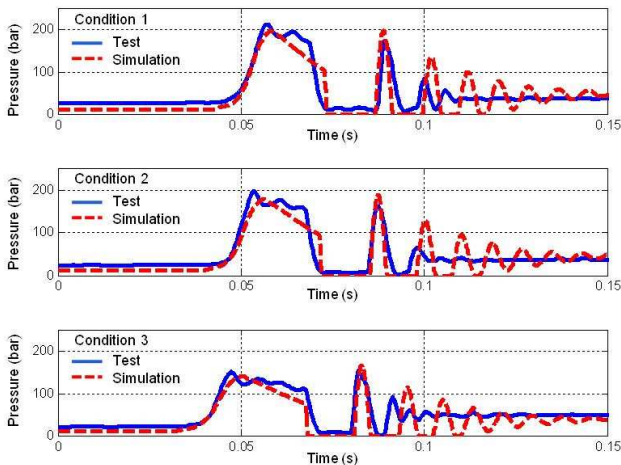


Fig. 8 Test & simulation results for different operating conditions: distributing chamber pressure

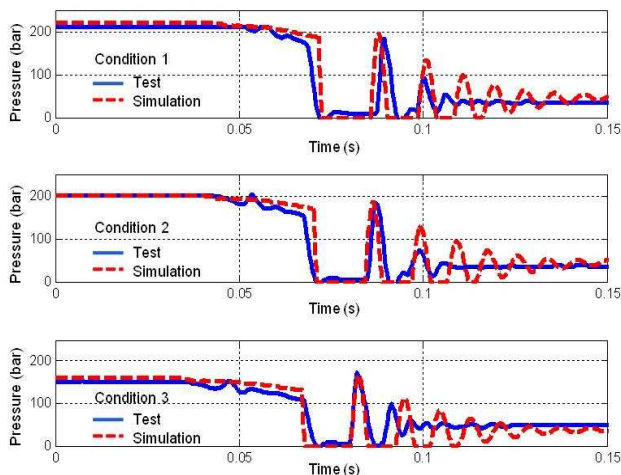


Fig. 9 Test & simulation results for different operating conditions: accelerating chamber pressure

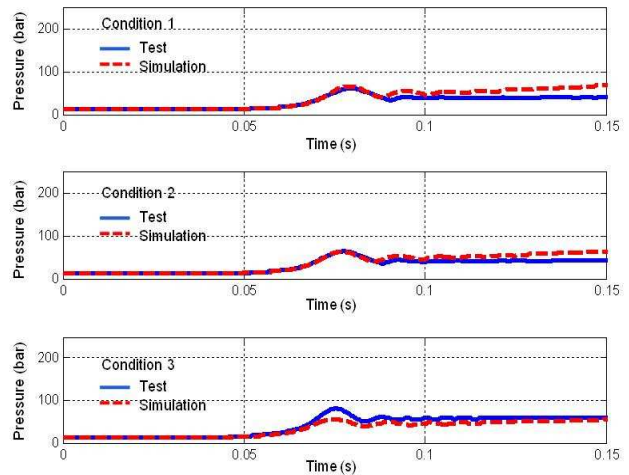


Fig. 10 Test & simulation results for different operating conditions: retracting chamber pressure

Table 2 Simulation results for various operating pressure conditions (pressure : bar, velocity : m/s)

	Test1	Test2	Test3	Test4	Test5
Accumulator initial pressure	220	160	100	60	20
Operating oil pressure	280	220	160	100	40
Retracting chamber pressure	10	10	10	10	10
Velocity(m/s) : simulation	19.4	16.8	13.7	9.9	3.6

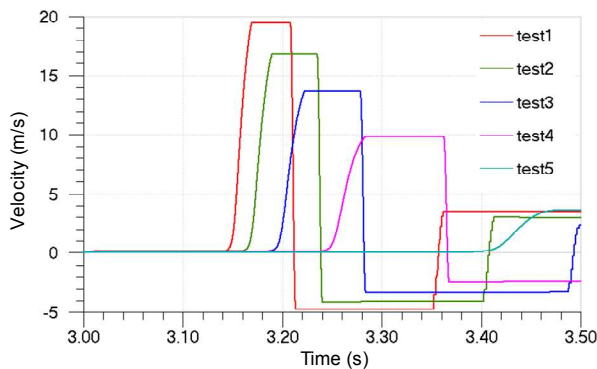
**Fig. 11** Simulation results for various operating pressure conditions: impacting mass velocity

Fig. 11 과 Table 2 는 다양한 유압조건에서 속도 발생기의 발생 속도를 해석 결과로서 예측한 결과이다. 실제 시험 결과와 5% 내외의 오차가 있을 수 있으나, 작동유압 40bar 와 축압기 질소 초기압력 20bar 인 경우 발생속도 약 3.6m/s 를 보여주고 있으며, 최대 유압 280bar 의 조건으로 작동할 경우 약 19.4m/s 의 속도까지 발생할 수 있는 것으로 예측된다.

5. 결론

수중 충격과 같은 높은 충격량에 대한 내충격성을 시험할 수 있는 충격시험장치에서 물체의 충격을 유발하는 고속 유압속도발생기를 개념적으로 설계를 하고 해석 모델을 개발하였다. 개념적으로 설계된 구조의 속도발생기를 축소된 크기로 제작

하여 그 가능성을 확인하였으며, 제작된 속도발생기에서 측정된 속도 및 압력값과 해석 모델의 결과와 비교하여 검증하였다. 그 결과 해석과 시험에서의 속도 결과가 5% 이내의 오차를 나타내어 해석 모델이 속도 예측에 사용될 수 있음을 확인하였다. 또한 다양한 유압 작동 조건에서 해석을 수행하여 유압 조건의 조절로 발생하는 속도 조절할 수 있음을 확인하였으며, 각 유압 조건에서의 발생 속도를 예측하였다.

참고문헌 (References)

- (1) Military Specification, BV043-85, 1985, "Germany Defense Naval Ship Construction Specification for Shock and Safety[s]."
- (2) Military Specification, MIL-S-901D, 1989, "Shock Tests, H.I(High Impact) Shipboard Machinery Equipment and Systems. Requirements for," 17 March.
- (3) Cho, J. H., Lee, S. C., Yoon, S. H. and Hong, S. W., 1998, "Development of Low Energy Impact Tester with Drop Weight," *Proceedings of the Autumn Symposium on the KSPE*, pp. 763~766.
- (4) Kang, S. Y., Chang, I. B., Kim, H. Y., Chun, G. J. and Park, K. H., 2000, "A Study on the Development of Test Rig for High Speed Frontal Crash and Test of Members (I)," *J. of Korea Society of Precision Engineering*, Vol. 17, No. 6, pp. 119~126.
- (5) Hijkoop, G., Korse, T. H., Lemmen, P.P.M., Romeijn, E. and Klkman, P., 1993, "On the Development of a High Performance Shock Testing Machine for Navy Underwater Shock," *64th Shock and Vibration Symposium*, Vol. PT, pp. 483~492.
- (6) Wang, G., Zhang, Z., Chu, D. and Shen, R., 2008, "Analysis and Simulation on the Mechanism of a Novel Dual-Wave Shock Test Machine," *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 21, No. 1, pp. 91~99.
- (7) Zhang, Z.-y., Wang, G.-x. and Wang, Y., 2009, "Numerical Modeling of Dual-pulse Shock Test Machine for Simulating Underwater Explosion Shock Loads on Warship Equipments," *J. Shanghai Jiatong Univ.* Vol. 14(2), pp. 233~240.