

다양한 오리피스를 이용한 연결형 공압 챔버 내부 유동 해석

조기홍^a · 박정호^b · 김의용^{c,*}

Analysis on the Internal Flow of the Hydraulic Dual Chambers Applying Various Orifice

Kihong Cho^a · Jungho Park^b · Euiyong Kim^{c,*}

^aDepartment of Chemical Engineering, University of Seoul(Defense Agency for Technology and Quality), Korea

^bDepartment of Development, Hanwha Corporation DaeJun Plant, Korea

^cDepartment of Chemical Engineering, University of Seoul, Korea

*Corresponding author. E-mail: eykim@uos.ac.kr

ABSTRACT

Hydraulic dual chamber, as the simulator for a dual pulse rocket motor, was tested by a high pressure device with various orifice-hole size being applied. Pressure difference occurs between 1st chamber and 2nd chamber depending on area ratio of the orifice to nozzle throat. Studying a design configuration of the orifice is essential to the motor development because pressure difference severely affects the rocket motor performance. It is noticed in this study that energy dissipation is caused by the vortex flow originating from the orifice as the 2nd chamber is operated. The flow field is simulated by a commercial computational fluid dynamics program, ANSYS FLUENT V14.5.

초 록

다양한 홀 크기를 갖는 오리피스를 이용하여 1, 2단 챔버를 구성하는 공압 모사모터를 제작하였다. 오리피스의 면적과 노즐 목 면적비에 따라 2단 챔버 작동 시 1단 챔버와 압력차가 발생한다. 이 압력차는 실제 추진기관 성능에 영향을 미치므로 오리피스 면적 및 설계에 대한 고찰이 필요하다. 2단 챔버 작동 시 1단 챔버 압력은 오리피스 크기 및 1단 챔버 형상에 따른 와류형성으로 에너지 손실이 발생한다. 본 논문에서는 상용 CFD(Computational Fluid Dynamics) 프로그램(ANSYS FLUENT V14.5)를 이용하여 유동을 모사하였다.

Key Words: Dual Pulse Rocket Motor(이중펄스 추진기관), Orifice(오리피스), Pressure Difference(압력차), Hydraulic Dual Chamber(공압 이중 챔버), Energy Dissipation(에너지 소산)

1. 서 론

다중펄스 로켓 추진기관은 하나의 연소관 내에 오리피스 역할을 하는 펄스분리장치(PSD, Pulse Separation Device)를 하나 이상 설치하여 추력 배분을 통해 다중 추력을 발생시키는 일종의 변형된 고체 추진기관이다. 이러한 다중펄스 로켓 추진기관은 추력 배분을 통해 에너지를 효율적으로 사용함으로써 사거리연장 및 종말속도 증대시켜 미사일의 기동력 및 명중률을 향상시키기 위해 사용된다[1,2].

이중펄스 추진기관의 경우 1단 챔버의 추진제가 연소한 후, 2단 챔버의 추진제가 연소하면서 발생된 고온, 고압의 연소기체가 펄스분리장치를 통해 1단 챔버 내로 유입되고, 그 기체들이 노즐을 통해 배출되면서 추력이 발생시킨다.

이러한 구조를 갖는 추진기관은 오리피스 역할을 하는 펄스분리장치 홀의 면적과 노즐 목 면적비에 따라 2단 챔버 작동 시 1단 챔버와 압력차가 발생한다[2,3]. 이 압력차는 실제 추진기관 성능에 영향을 미치므로 펄스분리장치 홀 면적과 노즐 목 면적비의 설계에 대한 고찰이 필요하다.

본 논문에서는 공압 모사 챔버를 제작하여 오리피스 면적과 노즐 목 면적비에 따른 1, 2단 챔버의 압력차를 확인하고, 유동해석을 통하여 오리피스에서 기체 속도를 확인하였다. 2단 챔버 작동 시 1단 챔버 압력은 오리피스 크기 및 1단 챔버 형상에 따른 와류형성으로 에너지 손실이 발생되며 오리피스 크기 및 1단 챔버 형상에 따른 복잡한 조건 때문에 해석이 쉽지 않다.

따라서, 본 논문에서는 이러한 모델을 조건별로 다양한 도메인을 형성하여 상용 CFD (Computational Fluid Dynamics) 프로그램(ANSYS FLUENT V14.5)를 이용하여 해석을 실시하였으며, 시험 추진기관을 제작하여 그 성능을 비교 분석하였다.

2. 본 론

2.1 공압실험장치 및 연결형 공압챔버 제작

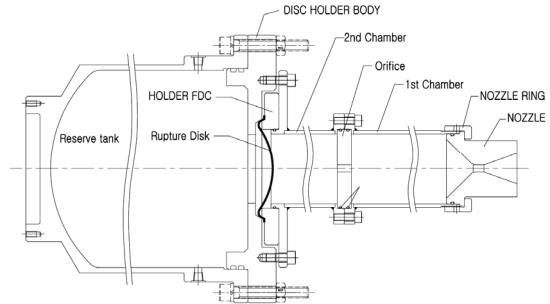


Fig. 1 Schematic diagram of hydraulic dual chamber.

이중펄스 추진기관을 모사하기 위한 연결형 공압 챔버 제작 및 실험을 수행하였으며, 챔버 평균 압력은 700 psi로 설정하여 모사 챔버를 설계하였다. 질소 탱크와 모사 챔버를 연결한 후 직접적으로 모사 챔버에 700 psi 이상의 기체를 유입시키고 그 압력을 이상적으로 유지 시키는데 한계가 있다. 따라서 본 실험에서는 적용될 기체의 초기 질량유량을 최대화하기 위해 1,100 psi에서 파열되는 파열판을 이용하였다. 질소 탱크는 2개를 사용하였으며, 레귤레이터 압력을 1,110 psi로 설정하였다.

본 연구에 사용된 실험장치는 1단 추진기관 작동 후 2단 추진기관이 작동하고, 이 때 발생된 기체가 펄스분리장치를 통해 1단 추진기관으로 유입된 후 노즐 목을 통해 배출되는 이중추력 추진기관을 모사하기 위해 연결형 공압챔버를 Fig. 1과 같이 제작하였다. 또한 1, 2단 챔버의 압력을 확인하기 위해 각 챔버에 압력센서를 부착하여 계측하였다.

이중추력 추진기관에서는 하나의 노즐 목을 이용하여 1단 추진기관 및 2단 추진기관이 작동한다. 본 실험에서는 고정 노즐 목을 적용하고, 다양한 오리피스 직경을 갖는 공압챔버를 Table 1과 같이 설계하였다. 또한, 1단 추진기관의 길이에 따른 1단 압력을 확인하기 위해 1단 추진기관 모사를 위한 챔버 3종류를 제작하여 실험하였다.

2.2 유동해석 모델

가. 해석 모델 형성

해석 모델은 1단 챔버 작동이 완료된 후 2단 챔버가 작동할 때의 조건을 설정하기 위한 것으로 2단 챔버의 평균압력이 700 psi일 때, 1단 챔버의 압력 및 오리피스에의 기체 속도를 확인할 수 있도록 모델을 생성하였다.

공압 모사 챔버의 2단 챔버 작동 환경을 고려하여 해석 모델을 생성하였다. 오리피스 면적과 노즐 목 면적비(Ao/At)에 따른 1, 2단 챔버 압력차 및 오리피스에서의 마하수를 확인하기 위해 Table 1과 같이 모델을 구분하였다.

나. 난류 모델링

오리피스와 노즐부에서의 유속 분포 및 1, 2단 챔버 압력차 현상을 예측하기 위해서는 경계층(Boundary Layer) 조건이 중요하다. 경계층에서 현상이 중요한 조건인 경우 k- ω 난류모델이 더 적합하다고 알려져 있다[4]. 본 연구에서는 k- ω 모델을 바탕으로 k- ε 모델 혼합형인 SST k- ω 난류 모델을 적용하였으며, SST k- ω 방정식은 다음과 같다[5, 6].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j}) + \widetilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (1)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho w) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho w u_i) \\ & = \frac{\partial}{\partial x_j}(\Gamma_w \frac{\partial w}{\partial x_j}) + \widetilde{G}_w - Y_w + D_w + S_w \end{aligned} \quad (2)$$

여기서, \widetilde{G}_k 는 속도 구배(velocity gradient)에 의한 난류 운동에너지이고, G_w 는 ω 에 의해 구해진다.

$$G_k = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3)$$

$$G_w = \alpha \frac{w}{k} G_k \quad (4)$$

여기서, 계수 $\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} (\frac{\alpha_0 + Re_t/R_w}{1 + Re_t/R_w})$ 이며, D_w 는 교차 확산(Cross-diffusion)값이다. S_k , S_w 는 UDS (User -Defined Source Term)이다. Γ_k 와 Γ_w 는 k와 ω 의 유효 확산도를 나타낸 것이며, k- ω 모델에 대한 유효확산도(effective diffusivity)는 다음과 같다.

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (5)$$

Table 1. Test specification of hydraulic dual chamber and CFD model.

Classification		1st chamber length	Nozzle throat area(At, mm ²)	Orifice area (Ao, mm ²)	Ratio (Ao/At)	Hydraulic test
I	1	141.4	78.54	39.27	0.5	○
	2			78.54	1.0	
	3			157.08	1.5	○
	4			235.62	2.0	
	5			314.16	2.5	○
II	1	191.4		39.27	0.5	○
	2			78.54	1.0	
	3			157.08	1.5	○
	4			235.62	2.0	
	5			314.16	2.5	○
III	1	241.4	39.27	0.5	○	
	2		78.54	1.0		
	3		157.08	1.5	○	
	4		235.62	2.0		
	5		314.16	2.5	○	

$$\Gamma_w = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_w} \quad (6)$$

σ_k 와 σ_w 는 k 와 ω 에 대한 난류 프랜틀 수(Turbulent Prandtl number)이고, μ_t 는 난류 점도(turbulent viscosity)이다. Y_k 와 Y_w 는 난류에 의한 k 와 ω 의 소실(Dissipation)을 나타내며 다음과 같다.

$$Y_k = \rho \beta^* f_\beta k \omega \quad (7)$$

$$Y_w = \rho \beta f_\beta \omega^2 \quad (8)$$

다. 유동해석

CFD 해석에 필요한 연소기체는 질소기체를 적용하였다. CFD를 이용하여 압축성 유동을 계산하기 위해서는 입구에서 정체 온도(Stagnation Temperature), 정체 압력(Stagnation Pressure)과 출구에서의 정압(Static Pressure)이 필요하다.

2단 챔버에서 발생하는 압력은 700 psi이며, 온도는 약 300 K이다. 출구에서는 대기압, 대기 온도의 상태를 가진다. 각 모델의 연소기체 속성 및 경계 조건은 모두 동일하게 적용하였다.

유동 해석 모델은 Fig. 2와 같이 2차원 축대칭으로 모델링하였다. 격자는 사각 격자를 사용하였으며, 각 모델별로 약 31,000개 이상의 셀을 사용하였다. 경계조건은 모델의 면에 연소기체의 입출구 압력 및 온도, 연소관 내부의 벽에는 표준벽(Standard Wall) 조건을 입력하였으며 축 대칭선에 축(Axis) 조건을 입력하였다. 또한, 난류 모델은 밀도 기준(Density Based)의 SST k- ω 모델(model)을 사용하였으며, 정상 상태 유동으로 해석을 수행하였다.

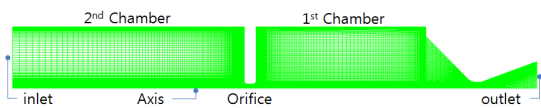


Fig. 2 Computational domain of hydraulic dual chamber.

23 실험 결과 및 유동해석 결과 비교

가. 공압 실험 결과

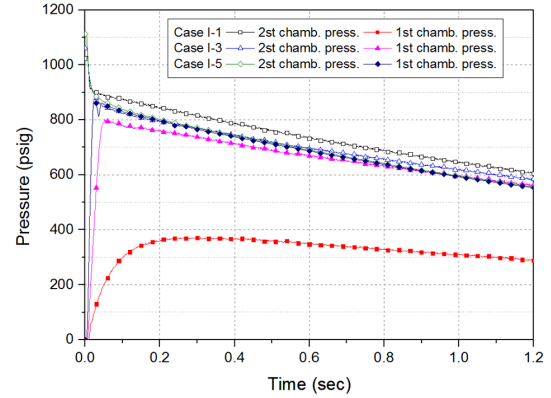


Fig. 3 Hydraulic test result of group I cases.

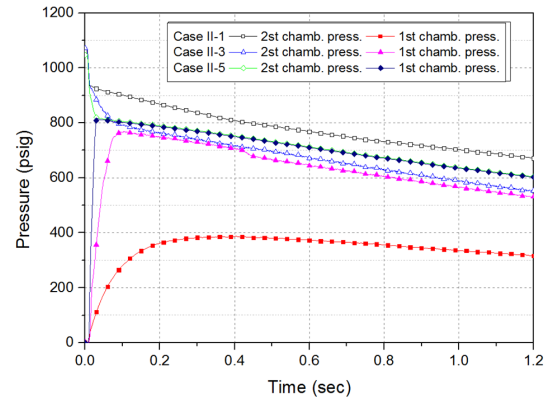


Fig. 4 Hydraulic test result of group II cases.

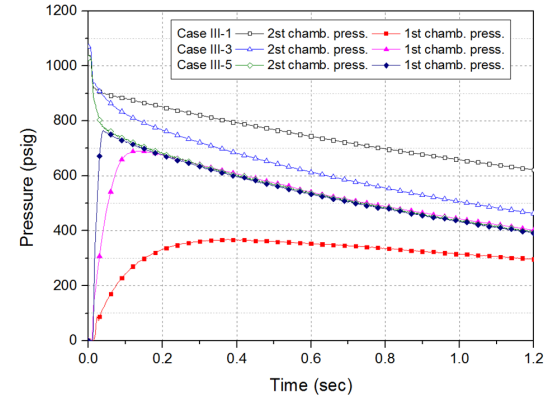


Fig. 5 Hydraulic test result of group III cases.

공압실험은 1단 챔버 길이에 따라 총 9가지 모델로 구분하여 실험하였다. 각 그룹별로 실험한 결과를 Fig. 3부터 Fig. 5에 나타냈다. 파열판이 파열되는 시점을 기준으로 2단 챔버 압력은 낮아지고, 1단 챔버로 유입된 기체는 1단 챔버 압력을 증가시키며, 이 기체가 노즐을 통해 빠져나가면서 1단 챔버 압력은 서서히 감소하게 된다.

각 그룹별 1, 2단 챔버의 압력차는 뚜렷한 차이를 보이지 않으나, 오리피스 면적과 노즐 목 면적비(Ao/At)에 따른 1, 2단 챔버의 압력차는 큰 차이를 보였다.

즉, 모든 그룹에서 오리피스 면적과 노즐 목 면적비가 작은 경우(Ao/At=0.5)는 1, 2단 챔버 압력차가 크게 나타났으며, 오리피스 면적과 노즐 목 면적비가 큰 경우(Ao/At=2.5) 1, 2단 챔버의 압력차는 거의 없는 것으로 나타났다. 이러한 현상은 오리피스 면적과 노즐 목 면적비가 너무 작을 경우 2단 챔버의 기체가 오리피스를 통과할 때 손실수두로 인해 압력강하가 커지므로 이중추력 로켓 추진기관 설계시 오리피스 면적과 노즐 목 면적비 설계가 중요함을 의미한다.

Fig 6은 2단 챔버 압력이 700 psig로 유입될 때 각 그룹별 오리피스 면적과 노즐 목 면적비(Ao/At)에 따른 1단 챔버 압력을 나타낸 것이다.

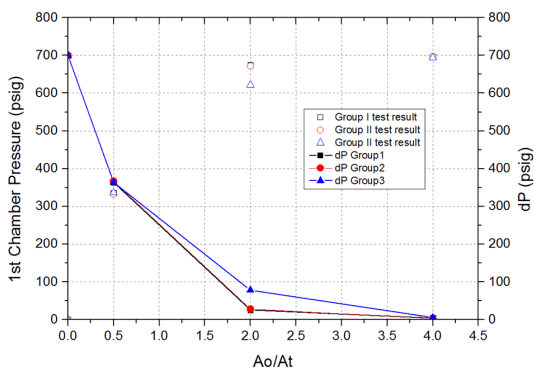


Fig. 6 Hydraulic test result of group I, II, III 1st chambers.

각 그룹의 case별로 Ao/At가 증가 할수록 1단 챔버 압력은 증가하고 1, 2단 챔버 압력 차이는 감소하여 2단 챔버의 압력에 가까워짐을 알 수 있다. Ao/At=2.0 조건에서 Group III의 1단 챔버 압력이 다른 그룹의 결과와 상이한 것은 실험장치에 사용된 파열판의 일부 파편이 오리피스 구멍을 막아 실험결과에 영향을 미친 것으로 보인다.

챔버 길이에 따른 압력강하현상은 1단 챔버 길이가 길수록 1단 챔버의 부피가 커지기 때문에 압력강하 현상이 클 것으로 예측 되었으나, 압력강하는 Fig. 7부터 Fig. 9에서 알 수 있듯이 1단 챔버에 유입되는 기체의 초기 압력 상승 속도와 관계가 있음을 알 수 있다.

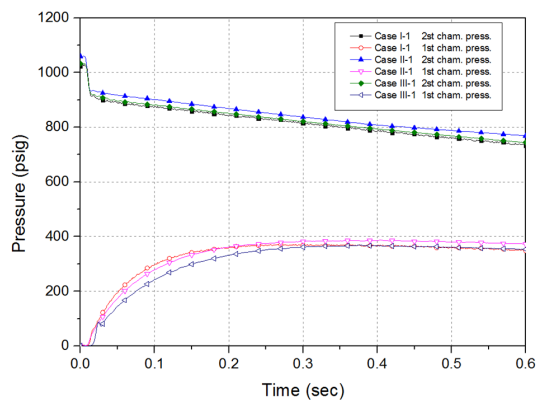


Fig. 7 Hydraulic test result of cases for Ao/At=0.5.

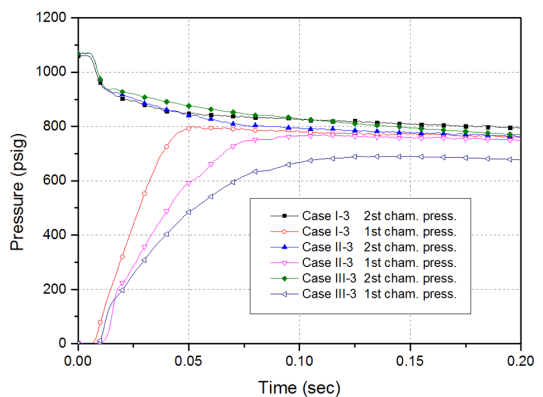


Fig. 8 Hydraulic test result of cases for Ao/At=2.0.

나. 유동해석 및 공압시험 결과

공압챔버 실험결과와 마찬가지로 2단 챔버 압력이 700psig로 유입될 때 CFD 해석결과와 실험 결과를 비교하여 Fig. 10에 나타냈다.

해석결과와 실험결과는 거의 일치하는 것으로 나타났다.

Fig. 11은 오리피스에서 마하수를 나타낸 것으로 Ao/At가 감소할수록 오리피스에서 마하수는 증가한다. 이 현상은 실제 추진기관 적용 시 고온, 고압의 기체가 챔버 내에 적용되기 때문에 실제 추진기관내에 오리피스를 적용할 경우 오리피스 삭마와 직접적인 관련이 있다.

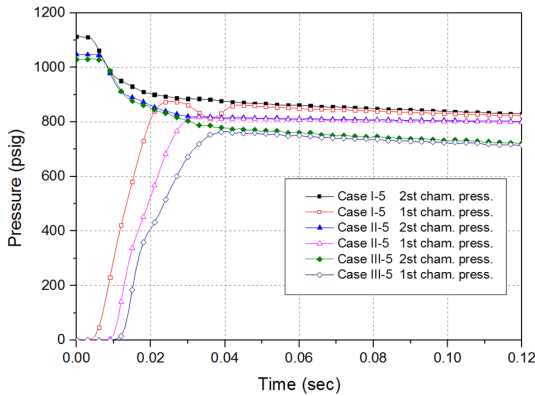


Fig. 9 Hydraulic test result of cases for Ao/At=4.0.

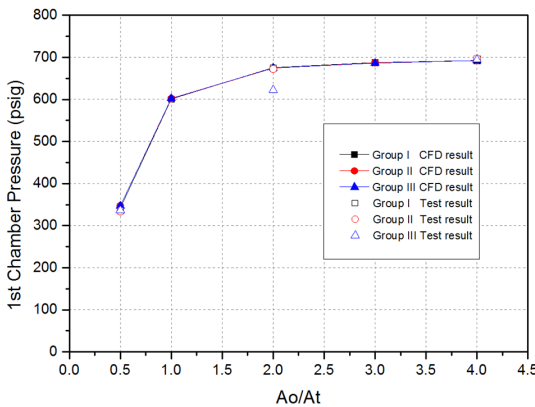


Fig. 10 Comparison of 1st chamber pressure between CFD and test result.

Fig. 12는 공압 모사 챔버의 노즐을 평균압력 700psig를 기준으로 설계한 것으로 Ao/At 값이 1이하인 경우 노즐부에서 유동박리 현상이 일어난다는 것을 알 수 있다.

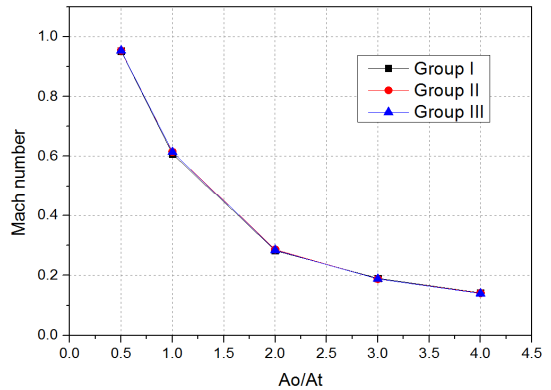


Fig. 11 Orifice mach number result of CFD.

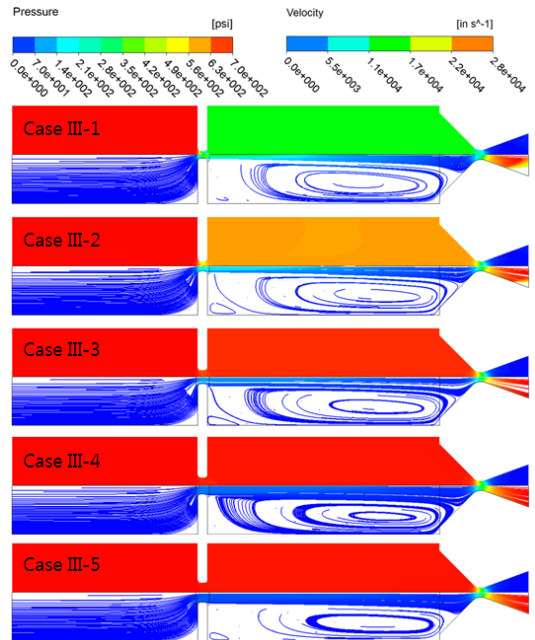


Fig. 12 Pressure distribution and velocity streamline of group III CFD result.

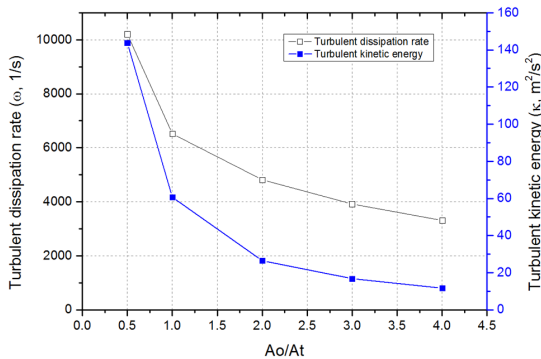


Fig. 14 k and ω value of 1st chamber at group III cases.

그 원인은 기체가 오리피스를 통해 1단 챔버로 유입될 때 손실수두로 인한 압력강하로 1단 챔버 압력이 낮아지면서 노즐부에서 유동박리 현상이 일어난 것으로 판단된다. 압력강하는 오리피스를 통해 유입된 기체의 흐름이 축 방향으로 진행되며, 이에 따른 와류가 형성된다.

Fig. 13은 Ao/At에 따른 난류에너지 및 소산률을 나타낸 것이다. 오리피스 면적과 노즐 목 면적비가 작을수록 손실수두가 크게 나타났으며, 이것은 Fig 13에서 알 수 있듯이 Ao/At가 작아질수록 난류 에너지 및 소산률이 증가하여 손실수두가 더 크게 발생된 것으로 판단된다.

3. 결 론

다양한 오리피스 직경, 1단 챔버 길이에 따른 압력강하 및 오리피스 마하수와 관련된 실험과 전산해석 결과를 비교하였다. 공압실험 및 전산해석 결과, 1, 2단 챔버의 압력강하 및 오리피스에서 마하수는 1단 챔버길이에 거의 영향을 받지 않으며, 오리피스 면적 대 노즐 목 면적비(Ao/At)에 직접적으로 영향을 받는 것으로 확인되었다.

모든 실험조건에서 오리피스 면적 대 노즐 목 면적비(Ao/At)가 커질수록 1, 2단 챔버의 압력 차이 및 마하수는 감소하는 것을 알 수 있었다.

본 연구에서 수행한 공압실험 및 CFD 해석결과는 유사하였으며, 오리피스 면적 대 노즐 목 면적비

(Ao/At)가 커질수록 기체가 유입되는 1단 챔버의 압력 상승속도는 증가하며, 1단 챔버 내에서 와류로 인한 난류에너지가 감소하여 압력 손실이 작아지는 것을 확인할 수 있었다.

향후 실제 추진기관 개발 시 오리피스에서 마하수는 오리피스 삭마와 관련이 있으며, 압력강하는 추진기관의 성능에 직접적인 영향을 미치므로 본 실험 및 해석과 같은 사전 검토 및 분석이 필요하다.

References

1. Cho, W. M., Kim, W. H., Chang, H. R., Oh, J. Y., Lee, B. E., and Lee, J. W., "Study on Pulse Separation Device of Bulkhead Type for Solid Rocket Motors," *Journal of the Korean Society of Propulsion Engineers*, Spring Conference, 2009.
2. Naumann, K. W., Stadler, L., Trouillot, P., Weigand, A., Zanelli, D., and Schilling, S., "Double pulse rocket motor technology at BAYERN CHEMIE PROTAC," *42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*, pp. 9-12, 2006.
3. Kong, J. A., Chun, P. A., and Thompson, A. M., "Multimission Propulsion Technology- Advanced Technology Demonstration(MMPT -ATD) Final Program Summary of Test Results and Conclusions," *CPIA Pub. 630 (Vol. III)*, Oct., 1995.
4. Dallbello, T., Georgiadis, N. J., Yoder, D. A., and Keith, T. G., "Computational Study of Axisymmetric Off-Design Nozzle Flow," *NASA TM-2003-212876*, 2003.
5. Wilcox, D. C., *Turbulence Modeling for CFD*, DCW Industries, Inc., La Canada, California, 1998.
6. Raymond, M., *Flow of Industrial Fluids: Theory and Equations*, CRC Press, 2004.