

추진체계 가압용 압력용기의 기체배출특성 모델에 관한 연구

황유준* · 변정주* · 이주영* · 김기언*

A Study on Model for Gas Venting Characteristic of Pressure Vessel for Propulsion System

Yoojun Hwang*[†] · Jung Joo Byun* · Ju Young Lee* · Kiun Kim*

ABSTRACT

Developing a model was carried out to predict the characteristic of a pressure vessel from which the gas was vented through an orifice. An experimental test was conducted on a pressure vessel applicable to a propulsion system so that representative pressure and temperature were measured. Simulations were conducted with models using assumptions considering heat transfer inside the vessel, and the results were compared to those from the experiment. As a result, it was found out that a proposed heat transfer model was proper to predict pressure and temperature of the vented gas comparable to the measured data.

초 록

가압용 압력용기로부터 오리피스를 통해 기체가 배출되는 경우에 대하여 기체배출특성을 예측하기 위한 모델 개발에 대한 연구이다. 추진체계에 사용하기 적합한 압력용기에 대해 시험을 수행하여 대표적인 압력과 온도를 계측하였고, 압력용기 내부의 열전달에 대한 가정과 이에 대한 모델을 적용하여 시뮬레이션을 통해 압력과 온도를 예측하여 비교하였다. 그 결과 제안된 열전달 모델을 통해 계측된 압력과 온도와 유사한 예측 결과를 확인하였다.

Key Words: Pressure Vessel(압력용기), Gas Venting(기체 배출), Propulsion System(추진체계), 대류 열전달(Convective Heat Transfer)

1. 서 론

추진체계의 소형화 및 경량화를 위하여 연료·유공압시스템의 설계 시 각 구성품의 기능

을 유지하면서도 효율적으로 운영할 수 있도록 통합설계가 이루어지게 된다. 연료 공급 시스템에서 압력용기는 연료탱크를 가압하거나 공압 시스템의 동작, 유압 시스템의 동력원 등으로 사용된다. 압력용기 내에 고압으로 저장되어 있는 기체를 필요한 시점에 배출하여 압력과 유량을 이용하게 되는데, 각 시스템에 필요한 요구압력

* 국방과학연구소 제3유도무기체계개발단

† 교신저자, E-mail: yoojunhwang@gmail.com

과 운영 시간 등을 고려하여 통합적으로 설계해야 한다.

압력용기로부터 기체가 배출되는 경우 배출 유량은 내부의 압력과 온도에 따라 결정된다. 또한 기체 배출에 의해 내부의 온도가 감소하게 되어 압력용기 외부로부터 내부로 열이 유입되게 된다. 따라서 각 시스템이 요구하는 고압용기의 성능은 기체배출특성에 따라 변화할 수 있으며, 온도 예측에 따른 기체배출특성 파악이 필수적이다. 또한, 외부와의 열 출입이 있는 경우 이를 고려하여 연료·유공압시스템에 필요한 성능을 나타내기 위한 고압용기의 설계가 이루어져야 한다.

기체배출 시 압력용기의 열전달 특성에 대하여 많은 연구가 이루어져 왔다. Landram, Johnston and Dwyer, paolucci는 기체 팽창으로 형성되는 온도구배에 의한 열전달에 대한 연구를 수행하였다[1-3]. Haque 등과 김경운 등은 기체 배출 시 열전달에 대한 모델을 개발하여 온도를 예측하였다[4,5]. Winters 등은 압력용기 내부의 비정상 3차원 해석을 통해 모델 예측 결과와 비교하기도 하였다[6]. 그러나, 압력용기의 압력, 배출유량, 시간, 온도 측정 위치 등에 따라 각 연구 결과의 열전달 예측 특성이 상이하야 하나의 모델로 특성을 단정하기 어려운 점이 있다. 따라서 압력용기를 포함한 시스템의 특성과 요구되는 성능에 따라 압력용기의 기체배출특성을 예측할 필요가 있다.

이에 따라 고속 추진체계에 사용할 수 있는 압력용기에 대하여 통합설계 시 활용할 수 있는 기체배출특성 예측에 대한 연구를 수행하였다.

2. 시험장치 및 시뮬레이션 모델

2.1 시험장치 구성 및 시험 방법

압력용기로부터 기체를 배출하는 특성을 시험하기 위하여 Fig. 1과 같이 시험장치를 구성하였다. 압력용기를 사용할 추진체계의 특징에 따라 압력용기는 2개로 구성되어 있고, 각 출구는 하나의 배관으로 합쳐져 오리피스와 연결되도록

하였다. 오리피스의 직경(d)은 압력용기의 직경(D)의 1/150에 해당한다. 압력용기의 출구에는 개폐 밸브를 설치하여 시험 전 밸브를 차단한 상태에서 압력용기에 기체를 가압하고 상온과 온도가 같아지도록 유지한다. 밸브를 개방하여 시험을 수행하며 기체가 오리피스를 통해 대기중으로 배출되는 동안 압력용기 출구에 설치한 압력계와 온도계를 통해 압력용기로부터 배출되는 압력과 온도를 계측 및 기록하게 된다. 압력용기 내부의 압력이 균일하다는 가정으로, 계측된 압력은 압력용기 내부 기체의 압력에 해당되며, 기체가 배출되는 시험 중 압력용기 내부의 온도는 불균일하므로 계측된 온도는 배출되는 기체의 온도를 대표하는 값으로 사용하였다.

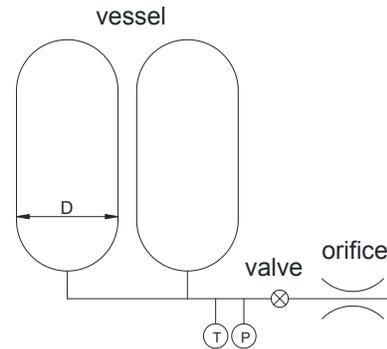


Fig. 1 Schematic of Test System

2.2 시뮬레이션 모델

압력용기의 기체배출특성에 대한 시뮬레이션은 다음의 모델들에 의해 각 변수들이 상호 연동되어 계산되도록 Matlab/Simulink를 사용하여 수행하였다.

2.2.1 기체상태 방정식

압력용기에 충전하는 기체는 질소를 사용한다. 사용하는 압력은 고압에 해당하여 기체의 압력(p), 온도(T), 비체적($v=1/\rho$) 관계에 대한 모델은 이상기체상태로 가정할 수 없다. 이 경우 Eq. 1과 같이 압축계수(Z ; compressibility factor)에 해당하는 만큼 이상기체로부터 벗어난 상태 관계를 나타내므로 해당 기체의 특성을 반영한 기

체상태방정식을 적용해야하며, R은 기체상수에 해당한다. 본 연구에서는 초기상태부터 기체배출이 진행되는 동안의 압력용기 내부 기체 상태의 모델로 Benedict-Webb-Rubin을 Eq. 2와 같이 적용하였다.

$$p = \frac{ZRT}{v} \quad (1)$$

$$p = \frac{RT}{v} + \frac{RTB_0 - A_0 - C_0/T^2}{v^2} + \frac{RTb - a}{v^3} + \frac{a\alpha}{v^6} + \frac{c}{v^3 T^2} \left(1 + \frac{\gamma}{v^2} \right) e^{-\gamma/v^2} \quad (2)$$

$A_0, B_0, C_0, a, b, c, \alpha, \gamma$: empirical constants

2.2.2 오리피스 유량 방정식

압력용기로부터 기체는 밸브 개방 시 출구에 연결된 오리피스를 통해 대기중으로 배출된다. 오리피스의 직경은 연결된 배관의 직경에 비해 상대적으로 충분히 작으므로 오리피스를 통과하는 기체의 유량(\dot{m})은 Eq. 3과 같이 오리피스 상류의 압력(P_1), 하류의 압력(P_2), 상류의 온도(T_1)에 대한 관계식으로 나타낼 수 있다[7]. A는 오리피스의 단면적이며, C_d 는 오리피스 배출계수(discharge coefficient)로 본 연구에 적용한 오리피스에 대해 실험적으로 0.8을 적용하였다. R은 기체상수, γ 는 비열비(specific heat ratio)에 해당한다.

$$\dot{m} = C_d A \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} \times \left[\frac{2\gamma}{(\gamma-1)R} \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right\} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

P_1 에 비해 P_2 가 작으면 유량이 증가하게 되는데, P_1 에 비해 P_2 가 일정 수준 이하로 작아지게 되면 더 이상 유량이 증가하지 않게 된다. 이는 오리피스 내의 기체가 음속으로 흐르게 되는 경우이며 choked flow 영역에 해당하여 P_2 의 압력에 관계없이 상류에 의해서만 유량이 결정된다. choked flow의 임계 압력비(P_2/P_1)는 Eq. 4에 해당하며, 이 때 유량은 Eq. 5와 같이 계산할 수 있다. 본 연구의 조건에서는 초기 충전압력이

오리피스 출구 압력(대기압)에 비해 매우 크므로 대부분의 기체배출은 choked flow 영역에서 이루어지게 된다.

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{cr} = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (4)$$

$$\dot{m}_{cr} = C_d A \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} \left[\frac{\gamma}{R} \left\{ \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \right\} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

2.2.3 압력용기 열전달 모델

압력용기 내부 기체의 온도 변화가 발생하면 외부 대기의 온도 차이에 의해 열전달이 이루어지게 된다. 외부 대기와 압력용기 외부면 사이는 대류에 의한 열전달이며, 주로 대기 온도 차이에 의한 자연대류에 해당한다. 압력용기 외부면과 내부면 사이는 압력용기 구조물을 통한 전도에 의해 열전달이 이루어진다.

한편, 압력용기 내부는 충전된 기체를 통한 대류 열전달이 일어나며 기체가 배출되는 동안 내부의 기체는 급속한 팽창에 의해 온도가 감소하므로 온도차이에 의한 열전달이 주로 고려되어야 한다. 팽창에 의한 온도 감소 관계는 등엔트로피 팽창(isentropic expansion)의 경우 Eq. 6과 같이 압력과 온도의 관계로 표현할 수 있다. P_1 에서 P_2 로 압력 상태변화가 일어나는 경우 T_1 로부터 T_2 로 온도가 변화한다.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (6)$$

이와 같은 내부의 온도 변화와 함께 기체 배출 출구의 위치에 따라 내부 온도분포가 발생하고, 출구 유속 등에 의해 출구의 주변과 나머지 부분의 열전달 특성이 다르게 된다. 따라서 이와 같은 복합적인 요인이 고려되어야 하므로 이에 대한 열전달은 다음과 같은 모델을 이용하여 시뮬레이션을 각각 수행하였고, 그 결과를 시험 결과와 비교하였다. 시뮬레이션에서의 압력용기 내부 기체 온도는 하나의 값으로 대표하여 사용하였고, h는 압력용기 내부의 대류열전달계수이며, Ra, Re, Pr은 각각 Rayleigh, Reynolds, Prandtl

수에 해당한다.

- (1) $h=0$ 또는 $T=constant$
- (2) $h=constant$
- (3) $h=f(Ra)$: 자연대류
- (4) $h=f(Re, Pr)$: 강제대류

Haque 등과 김경운 등의 결과에 따르면 압력 용기 내부면과 내부 기체의 온도 차이에 비해 상대적으로 압력용기 외부/내부면과 외부 대기의 온도 차이가 작아 본 연구에서는 압력용기 내부에서의 열전달만을 고려하였다[4,5].

3. 시험 결과 및 시뮬레이션 결과 비교

압력용기 내부의 열전달 모델에 따라 시뮬레이션을 수행하였고, 그 결과를 시험 결과와 비교하여 각 모델의 특징을 살펴보았다.

3.1 $h=0$ 또는 $T=constant$ 조건

압력용기에서 기체배출이 진행되는 동안 팽창에 의해 내부 기체의 온도가 낮아지는 과정에서 외부로부터의 열전달이 없는 단열조건($h=0$)이거나 외부로부터의 열전달이 매우 활발하여($h=\infty$) 외부의 온도와 내부 기체의 온도가 같아지는 등온조건($T=constant$) 가정을 적용하였다. 이는 열전달이 일어날 수 있는 조건의 한계점 조건에 해당한다. Figure 2와 3은 압력과 온도의 시간 변화에 대해 시뮬레이션 결과와 시험 결과를 함께 비교한 결과이다. 압력과 온도는 초기 값을 이용하여 무차원화 하고(p^* , T^*), 시간은 계측 압력을 기준으로 1/2로 감소하는 시간을 기준으로 무차원화 하여 표현하였다(t^*).

우선 계측 결과를 보면, 초기 급격히 압력이 감소하고 변화율이 서서히 감소하는 결과를 나타낸다. 이는 Eq. 5에서 보듯 시간이 지나면서 압력용기의 압력이 감소하면 배출유량이 감소하여 압력용기 내 잔여 기체량의 변화율이 감소하기 때문이다. Figure 3과 같이 온도 변화는 초기 t^* 가 0에서 2 구간에서 감소하다가 서서히 증가하는 경향을 보인다. 단, 온도의 변화량이 상대

적으로 크지 않아서 배출유량의 변화에는 압력의 변화가 더 크게 영향을 미친다.

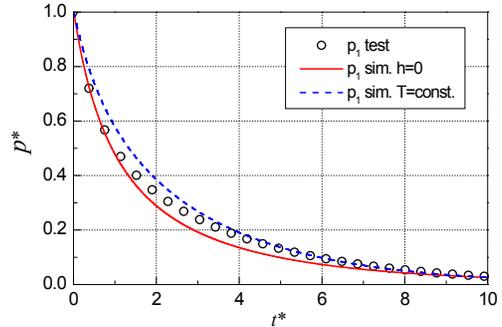


Fig. 2 Measured and Predicted Vessel Pressure for $h=0$ and $T=constant$

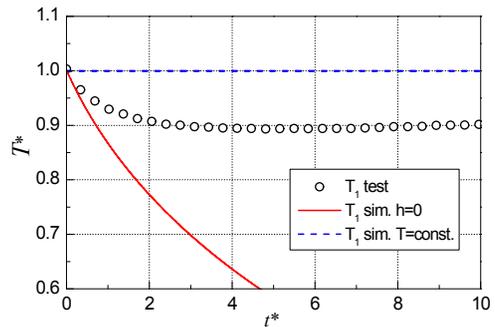


Fig. 3 Measured and Predicted Vessel Temperature for $h=0$ and $T=constant$

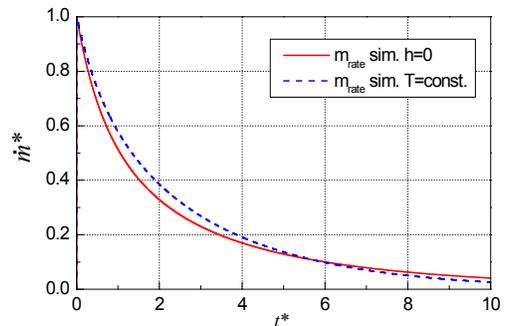


Fig. 4 Predicted Mass Flow Rate of Venting Gas through Orifice for $h=0$ and $T=constant$

시물레이션 압력 결과는 초기 t^* 가 0에서 1사이에서는 단열조건($h=0$) 가정이 계측 결과와 유사하나 이후 압력을 낮게 예측하는 경향을 보인다. 이는 초기 팽창이 시작되는 구간($t^* < 1$)에서는 온도의 감소를 유사하게 예측하나, 이후시간의 예측 온도는 계측 결과에 비해 급격히 감소하게 되어 계측시험 조건에 비해 배출 유량을 크게 예측한 결과이다. 등온조건($T=constant$) 시물레이션 결과는 압력용기 내 온도가 계측결과보다 높은 상태이므로 기체상태 방정식에서 압력용기의 압력을 계측 결과에 비해 높게 예측하게 된다. 두 조건의 예측 배출유량은 Fig. 4와 같으며 초기 조건의 유량으로 무차원화하여 표현하였다(\dot{m}^*). 이와 같은 모델을 사용하는 경우 압력용기를 이용하여 연료·유공압시스템을 가압하는 대부분의 구간에서 해당 구성품의 성능을 과다 또는 과소하게 예측할 가능성이 있다. 실제 조건의 열전달은 가정한 두 조건의 열전달 조건의 중간 과정에서 이루어 질 것으로 예상할 수 있다.

3.2 $h = constant$ 조건

압력용기 내의 열전달이 시간에 관계없이 일정한 열전달 계수 값을 유지하며 이루어지는 가정에 대한 시물레이션을 수행하였다. Figure 5와 6은 각각 압력과 온도 결과에 해당한다. 대류열전달계수(h)는 W/m^2K 로 표현한 수치이며 0.5, 2, 5, 10에 대한 예측 결과를 비교하였다. 압력용기의 압력은 열전달계수가 2인 경우 초기 t^* 가 0에서 3인 구간에서 비교적 계측 결과와 일치하는 경향을 보이며, 이는 온도 결과에서 보는 것과 같이 계측 결과와 유사한 수준으로 온도를 예측한 결과에 해당한다.

온도 변화는 계측 결과와 비교하면 경향이 다소 상이하다. 시물레이션 결과에서 초기 급격한 감소 후 외부 온도로 서서히 회복하는 경향을 보이는데, 열전달계수 값에 따라 변화 시점의 차이를 보인다. 계측 결과의 온도 변화 경향은 초기 t^* 가 2보다 작은 구간에 비해 2보다 큰 구간에서는 압력용기 내부와 외부의 큰 온도차에 비

해 열전달이 덜 이루어지고 있다는 것을 의미한다고 볼 수 있다. 따라서 시간에 따른 열전달계수의 변화가 반영되는 열전달 모델을 적용해야 함을 알 수 있다.

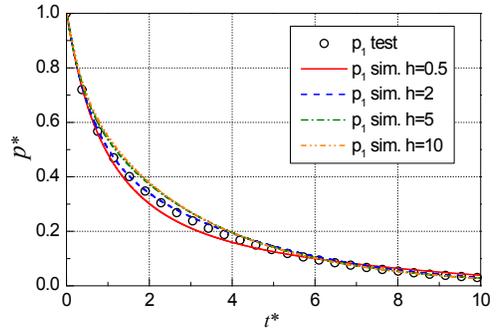


Fig. 5 Measured and Predicted Vessel Pressure for $h = constant$

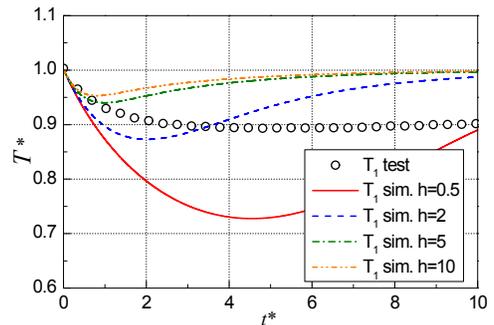


Fig. 6 Measured and Predicted Vessel Temperature for $h = constant$

3.3 $h = f(Ra)$ 조건

Winters 등, Haque 등과 김경운 등이 제안한 열전달 모델과 같이 압력용기 내부 온도 분포에 의해서 자연대류가 발생하여 열전달이 이루어지는 가정에 따라 시물레이션을 수행하였다. 이에 사용한 모델은 Eq. 7과 같이 Nusselt 수(Nu)를 파라미터 c, n 을 이용한 Ra 의 함수 형태로 표현하며, Ra 는 Eq. 8과 같이 표현된다. Gr 는 Grashof 수이고, ρ, μ, k, C_p, β 는 각각 기체의 밀도, 점성, 열전도도, 정적비열, 부피팽창율에 해당한다. Nu 의 정의는 Eq. 8과 같으며 D 는 압력용기의 대표직경에 해당한다.

$$Nu = cRa^n \quad (7)$$

$$Ra = GrPr = \frac{g\beta(T_w - T)\rho^2 D^3}{\mu^2} \frac{C_p \mu}{k} \quad (8)$$

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (9)$$

Equation 7의 c 와 n 은 Ra 의 크기에 따라 층류와 난류로 구분하여 적용하게 되는데, 계산된 Ra 가 10^{10} 수준으로 자연대류에서 고려하는 난류 영역에 해당($Ra > 10^8$)하여 n 을 0.33으로 적용하고, c 의 값의 변화에 따른 시뮬레이션 결과를 비교하였다.

Figure 7과 8은 각각 압력과 온도 예측 결과에 해당한다. c 가 0.1인 경우는 기존 연구 문헌에서 제시하는 자연대류에 의한 열전달에 해당하며, 시뮬레이션 결과는 이보다 큰 2~3 수준의 값을 적용해야 압력과 온도가 계측결과와 유사한 수준으로 예측되는 것을 보인다. 온도는 초기 t^* 가 0에서 3의 구간에서 계측 결과에 비해 급격한 온도 감소가 이루어지며 이후 외부 온도로의 온도 회복은 유사한 수준으로 이루어진다. 이는 초기 구간에서의 열전달이 실제 조건에 비해 낮게 예측된 결과로 볼 수 있다. 이에 적용된 대류열전달계수는 Fig. 9와 같으며 초기 t^* 가 0에서 1구간에서 증가한 후 감소하는 경향을 보이는데, 초기의 열전달계수가 이보다 크게 계산되어야 계측 결과와 유사한 온도 경향을 예측할 수 있을 것으로 판단할 수 있다.

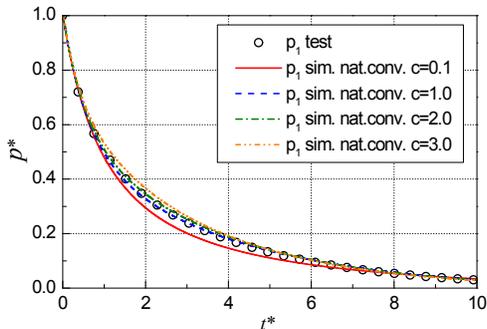


Fig. 7 Measured and Predicted Vessel Pressure for $h = f(Ra)$

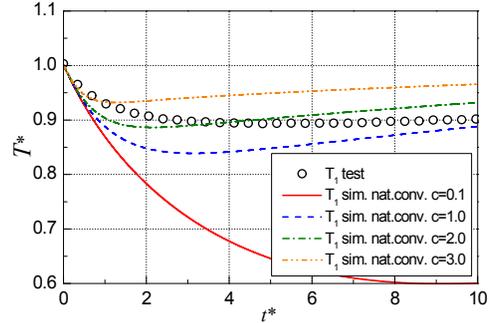


Fig. 8 Measured and Predicted Vessel Temperature for $h = f(Ra)$

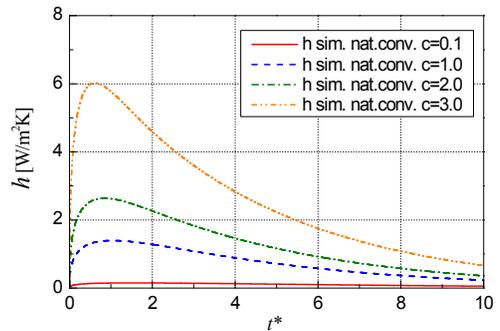


Fig. 9 Simulated Convective Heat Transfer Coefficient for $h = f(Ra)$

3.4 $h = f(Re, Pr)$ 조건

앞서 $h = f(Ra)$ 조건에서 초기 구간의 온도 예측이 계측 결과와 상이한 원인으로 초기 온도 감소가 급격히 이루어지는 구간에서의 열전달을 작게 예측하기 때문으로 볼 수 있다. Figure 9에서 보듯 Ra 는 온도 차이에 의해 정의되는 값이므로 열전달계수가 작게 예측된다. 이 초기 구간은 압력용기의 압력이 크므로 Fig. 4와 같이 배출유량이 많은 구간이다. 오리피스 또는 압력용기 출구에 연결된 배관의 직경에 비해 압력용기의 직경이 크기 때문에 압력용기 내부의 유속은 대부분 구간에서 상대적으로 작으나 출구 부근은 비교적 유속이 빠르게 된다. 따라서 이 위치에서는 강제대류에 의한 효과가 포함된 열전달을 가정할 수 있다. 이는 Winters 등이 비정상 3차원 해석을 통해 압력용기 출구 부근의 Nu 분

포와 초기 시간의 Nu 보완을 보인 결과와 유사한 조건으로 볼 수 있다.

강제대류의 경우 외부유동(external flow)이나 내부유동(internal flow)의 경우 Eq. 10의 형태로 표현할 수 있다. 이에 적용한 Re 와 Pr 은 각각 Eq. 11과 12에 해당하며 U , d , ν , α 는 각각 출구 배관내의 평균유속, 배관 직경, 기체의 동점도, 열확산율에 해당한다. 본 모델에서 고려하는 압력용기의 출구 부근 유속은 배관 내의 배출 유속과 관계하는 값이므로 이를 적용하였다.

$$Nu = c Re^m Pr^{1/3} \quad (10)$$

$$Re = \frac{\rho U d}{\mu} \quad (11)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (12)$$

Figure 10과 11은 c 와 m 의 값을 변화하며 시뮬레이션을 수행한 결과 압력용기의 압력과 온도에 해당한다. 압력은 c 와 m 의 값의 변화에 따라 크게 변하지 않는 결과를 나타내나 온도는 초기 t^* 가 0에서 2구간의 온도 변화와 이후 온도 증가 경향에서 차이를 보인다. c 는 Eq. 10에서 보듯 열전달량의 크기를 결정하고, m 은 t^* 가 2 이후인 구간에서 온도 증가 경향을 변화한다. 압력의 결과와 유사하게 배출유량의 경우도 Eq. 12와 같이 c 와 m 의 값의 변화에 따라 민감하게 변하지 않는 결과를 보였다. 그 중 c 가 0.005이고, m 이 0.95인 경우 압력과 온도 모두 t^* 가 0에서 10인 구간에 대해 계측 결과와 유사한 결과를 나타내는 것을 확인하였다.

각 경우의 대류열전달계수는 Fig. 12와 같이 계산되었다. t^* 가 0에서 가장 큰 값을 보이고 이후 유량에 관계하는 모델에 따라 감소한 결과를 보인다. c 가 0.005이고, m 이 0.95인 경우 앞서 $h = f(Ra)$ 조건으로 계산한 Fig. 9의 열전달계수 경향 중 c 가 2.0인 경우와 비교하면, t^* 가 1 이후에는 열전달계수 결과가 유사한 경향을 보이거나 $h = f(Ra)$ 인 조건에서 열전달계수가 작게 계산되어 온도가 낮게 예측되었던 초기 t^* 가 0에서 1 구간을 보완할 수 있음을 알 수 있다. 이로 인해 계측 결과와 유사한 압력과 온도 예측 결과를

얻을 수 있었다.

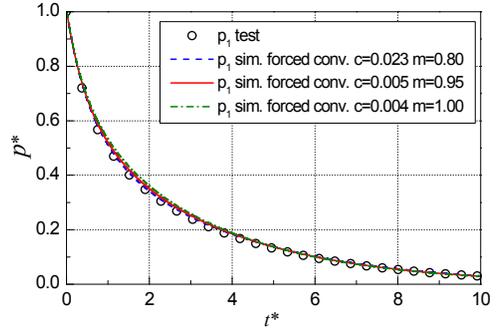


Fig. 10 Measured and Predicted Vessel Pressure for $h = f(Re, Pr)$

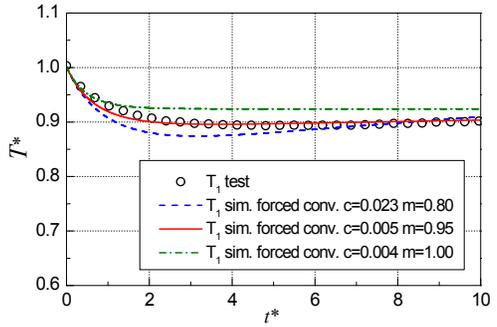


Fig. 11 Measured and Predicted Vessel Temperature for $h = f(Ra)$

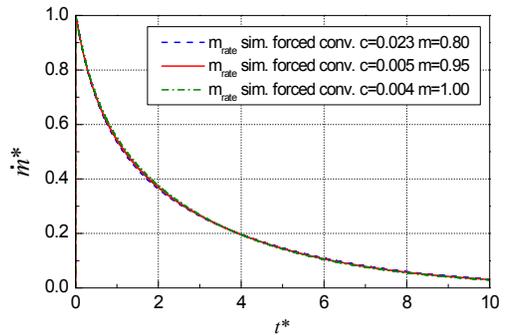


Fig. 12 Predicted Mass Flow Rate of Venting Gas through Orifice for $h = f(Re, Pr)$

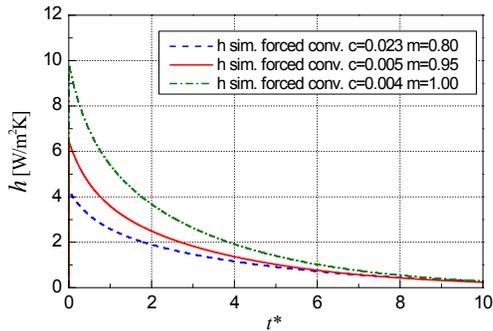


Fig. 13 Simulated Convective Heat Transfer Coefficient for $h = f(Re, Pr)$

압력용기 내부는 Winters 등이 보인 바와 같이 온도 분포가 존재하고 대표 온도를 선정하는 방법에 따라 예측 압력과 온도는 다소 변할 수 있다. 하지만 본 연구의 대상인 압력용기는 배출되는 기체의 특성을 시스템에 사용하는 목적을 고려하면 압력용기 출구의 압력과 온도가 중요한 값이 될 수 있어 본 결과가 압력용기의 기체 배출특성을 대표할 수 있다.

4. 결 론

본 연구는 고속 추진체계의 연료·유공압시스템 가압용으로 사용할 수 있는 압력용기의 기체 배출특성에 대하여 시험계측과 시뮬레이션을 수행한 결과이다. 배출되는 기체의 압력과 온도를 예측하기 위한 방법으로 기체상태방정식, 오리피스 유량방정식, 압력용기의 열전달에 대하여 모델을 작성하고 이를 서로 연동하여 시뮬레이션 하였다. 이 중 압력용기 내부의 열전달모델이 압력이나 온도 예측에 있어 불확실한 요인으로 확인되었다. 이에 따라 내부 열전달모델을 변화하면서 시뮬레이션을 수행하고 시험결과와 비교, 분석하였다.

내부 열전달은 대류열전달계수를 이용하여 예측하였다. 열전달계수가 0이거나 무한인 경우의 예측 결과로부터 중간 과정의 적절한 열전달 모델의 필요성을 확인하였다. 열전달계수가 상수인

경우의 시뮬레이션결과로부터 초기 구간의 열전달량과 이후 구간의 열전달량이 상이한 것을 알 수 있었다. 이에 따라 기존 연구들에서 수행된 방법과 같이 자연대류 형태의 열전달이 이루어지는 것으로 가정한 모델을 통해 예측 시뮬레이션을 수행하였다. 그 결과 온도 회복 구간의 결과는 비교적 계측 결과와 경향이 유사하였으나 초기 밸브 동작 직후의 온도 경향 예측에 한계가 있었다.

이를 보완하기 위해 압력용기와 오리피스로 연결된 출구 형상 등의 시험 조건을 고려하고, 배출유량에 따라 내부 유속이 변하는 특징을 이용하여 강제대류 형태의 열전달 모델을 제안하였다. 이에 따라 초기 구간과 이후 구간 모두 계측 결과의 압력과 온도를 유사하게 예측할 수 있었다. 이는 고압용기의 사용 목적에 부합하는 기체배출특성을 예측할 수 있는 모델로, 고속 추진체계의 연료·유공압시스템 설계 시 활용할 수 있다.

참 고 문 헌

1. Landram, C. S., "Heat Transfer During Vessel Discharge: Mean and Fluctuating Gas Temperature," J. of Heat Transfer, Vol. 95, 1973, pp.101-106
2. Johnston, S. s. and Dwyer, H. A., "Thermal Instabilities in Discharging Gas Reservoirs," J. of Heat Transfer, Vol. 98, 1976, pp.360-366
3. Paolucci, S., "Heat Transfer During te Early Expansion of Gas in Pressureized Vessls," Int. J. of Heat Mass Transfer, Vol. 28, No. 8, 1985, pp.1525-1537
4. Haque, M., Richardson, S., Saville, G. Chamberlain, G. and Shirvill, L., "Blowdown of Pressure Vessels. II. Experimental Validation of Computer Model and Case Studies," Trans IChemE, Part B, Proc Safe Env Prot, Vol 70, No.

B1, 1992, pp.10-17

5. 김경운, 서지원, 황성원, 이윤주, 문영식, “기체 블로우 다운의 동적 모델링 및 분석,” 한국화학공학회지, 제54권, 제3호, 2016, pp.350-359
6. Winters, W. S., Evans, G. H., Rice, S. F., and Grief, R., “An Experimental and

Theoretical Study of Heat and Mass Transfer During the Venting of Gas from Pressure Vessels,” Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 55, pp.8-18

7. Andersen, B. W., The Analysis and Design of Pneumatic Systems, Krieger, 2001