

로켓 노즐의 열전달계수 비교 연구

함희철*† · 강윤구*

Comparative Studies of Heat Transfer Coefficients for Rocket Nozzle

Heecheol Hahm*† · Yoongoo Kang*

ABSTRACT

The goal of heat transfer studies is the accurate prediction of temperature and heat flux distribution on material boundaries. To this purpose, general-purpose computational fluid dynamics(CFD) code is used : FLUENT. Mass fluxes and pressure ratio are calculated for two types of nozzle. The comparative studies reveal that the computational results are in agreement with the experimental data. Also, heat transfer coefficients from FLUENT for one type of nozzle are very similar and agree well with the experimental data in the diverging part of the nozzle, but the calculated results are large in the converging part. The heat transfer coefficients from Bartz equation are over-predicted. We can consider various reasons for these differences, i.e., laminarization by the highly accelerated flow in the nozzle, turbulent flow model and grid generation.

초 록

열전달 연구의 목적은 온도와 열유속 분포를 보다 정확하게 예측하는 것이다. 이를 위해 상용 CFD 코드인 FLUENT를 사용하여 2종류의 노즐에 대해 질량유속비와 압력비를 계산하였으며, 실험결과와 잘 일치하였다. 또한 1종류의 노즐에 대해 FLUENT를 사용한 노즐 벽면에서의 열전달계수 계산결과는 노즐 축소부에서 실험결과 보다 약간 크게 예측되었으나 확대부에서는 잘 일치하고 있다. Bartz식을 이용한 열전달계수 계산결과는 전체적으로 실험결과 보다 크게 예측되었다. 계산결과가 실험결과와 차이를 보이는 원인은 노즐 내 급가속 유동에 의한 층류화, 난류모델 및 격자구성 등을 고려해 볼 수 있다.

Key Words: Turbulent Flow(난류), Bartz Equation(Bartz식), Acceleration Parameter(가속과라미터), Heat Transfer Coefficient(열전달계수), Laminarization(층류화)

1. 서 론

료들의 열반응을 계산하는 일로 나누어진다. 연소가스와 노즐벽 사이의 열전달은 대류(convection), 복사(radiation), 입자침적(particle impingement) 등에 의해 이루어진다. 노즐 유동장은 아음속, 천이음속, 초음속 영역으로 나누어지며, 초음속유동 영역에서는 주로 대류 열전달이 지배적이다. 열전달계수는 보통 내열재의 삭마에 의한 표면후퇴가 없는 경우에 대해 경계층 유동을 해석하여 구한다. 고온의 연소가스로부터 고체 표면으로 전달되는 열전달계수를 정확하게 예측하는 것은 노즐 뿐만아니라 조립부의 오링, 고체 로켓모터 내외부 단열 설계에 필요하다.

고체 로켓모터 설계에 필요한 열전달계수는 주로 실험에 의하거나 반경험식으로 구해왔다. 그러나 이 방법은 유동 상황이 서로 충분히 유사할 경우에만 적용이 가능하다. 또 다른 방법은 CFD 접근방법이다. 이는 열전달계수를 직접구하기 위하여 반경험식을 적용하는 대신 기본 지배방정식에 대한 CFD 해로부터 우선 열유속을 계산한 후 이로부터 열전달계수를 구하는 것이다. 이 방법은 고속 고용량의 컴퓨터 개발과 더불어 좀 더 정확한 난류모델과 벽함수의 발전으로 그 적용범위가 확장되어 가고 있다. 열전달을 포함하는 많은 문제들이 상용 CFD 코드를 사용하여 해석되어지고 있다. 그러나 난류, 제트침적, 유동박리, 재부착, 강한 압력구배 등의 복잡한 유동현상으로 인해 열전달계수를 정확하게 예측하는 것은 매우 어렵다.

이전 연구에서는 축소부 반각이 30°, 확대부 반각이 15°인 노즐[1]과 축소부 반각이 45°, 확대부 반각이 15°인 노즐[2]에 대해 다양한 유동 조건하에서 대류 열전달계수를 실험적으로 구하였다. 또한, 다양한 유동 조건하에서 유동과 고체 표면 사이의 대류 열전달계수를 예측하기 위하여 여러 가지 상용 CFD 코드를 사용하였으며, 실험결과와 비교 분석하였다[3, 4].

본 연구에서는 고체 로켓노즐 벽면의 열전달계수를 예측하기 위하여 상용 CFD 코드인 FLUENT를 사용하였으며, 기존 실험결과 및 Bartz식과 비교하여 FLUENT의 적용 가능성을 연구하였다. 계산 모델은 30° - 15° 노즐[1]과

45° - 15° 노즐[2]의 2가지를 이용하였으며, 질량 유속비, 압력비, 노즐 벽면에서의 열전달계수 등을 계산하여 실험결과와 비교 분석하였다.

2. 지배 방정식

본 연구에서는 축대칭 2차원 Reynolds 평균 Navier-Stokes 방정식에 기초한 압축성 유체유동의 해를 구하기 위하여 상용 CFD 코드인 FLUENT를 사용하였으며, 난류 현상을 모사하기 위하여 표준 $k-\epsilon$ (2-방정식) 모델과 표준 벽함수를 적용하였다.

축대칭 2차원 연속방정식, 축방향과 반경방향의 모멘텀방정식, 그리고 에너지 방정식은 각각 다음과 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v_z) + \frac{\partial}{\partial r}(\rho v_r) + \frac{\rho v_r}{r} = S_m \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho v_z) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial z}(r \rho v_z v_z) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v_r v_z) = \\ - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial z} \left[r \mu \left(2 \frac{\partial v_z}{\partial z} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{v}) \right) \right] \\ + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \mu \left(\frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) \right] + F_z \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho v_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial z}(r \rho v_z v_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v_r v_r) = \\ - \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial z} \left[r \mu \left(\frac{\partial v_r}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) \right] \\ + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \mu \left(2 \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{v}) \right) \right] \\ - 2\mu \frac{v_r}{r^2} + \frac{2}{3} \frac{\mu}{r} (\nabla \cdot \vec{v}) + F_r \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \\ \nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\vec{\tau}_{eff} \cdot \vec{v}) \right) + S_h \end{aligned} \quad (4)$$

여기에서 z 는 축방향 좌표, r 은 반경방향 좌표, v_z 는 축방향 속도, v_r 은 반경방향 속도, ρ 는 밀도, p 는 압력, μ 는 점성계수, F_z, F_r 은 각각 축방향과 반경방향의 외부 체적력이다. 그리고

$$\nabla \cdot \vec{v} = \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} \quad (5)$$

이고, k_{eff} 는 유효 열전도도($k+k_i$, k , k_i 는 각각 층류와 난류 열전도도), \vec{J}_j 는 화학종 j 의 확산 유속, $\bar{\tau}_{eff}$ 는 유효 전단응력이다. Eq. 4의 우변의 처음 3항은 각각 전도 열전달, 화학종의 확산, 그리고 점성소산을 나타낸다. S_h 는 화학반응열과 기타 열원을 포함한다. 그리고

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (6)$$

이며, 현엔탈피 h 는 이상기체와 비압축성 유체 각각에 대해 다음과 같이 정의된다.

$$h = \sum_j Y_j h_j \quad h = \sum_j Y_j h_j + \frac{p}{\rho} \quad (7)$$

Y_j 는 화학종 j 의 질량분율이고,

$$h_j = \int_{T_{ref}}^T c_{p,j} dT \quad (8)$$

이다. 여기에서 T_{ref} 는 298.15 K이다.

경계조건은 모델 경계에서의 유동과 열적 변수들을 규정한다. 경계조건을 적절하게 규정하는 것이 FLUENT를 이용한 해석 시 매우 중요한 요소이다. 본 연구에 적용한 경계조건은 입구와 출구 유동 경계에 대해서는 pressure inlet, pressure outlet, pressure far-field를 적용하였고, 벽과 축 경계에 대해서는 wall, symmetry 조건을, 내부 면 경계에 대해서는 interior를 적용하였다.

3. 수치해석 코드의 검증

FLUENT를 사용한 계산결과를 검증하기 위하여 Back 등[1, 2]이 기존 논문에서 발표한 다음

의 2가지 모델을 적용하였다. 초음속 노즐유동과 관련한 Back 등(1964~1972)의 실험적 연구는 노즐내의 기체 역학적 유동특성과 함께 심한 압력구배와 열전달을 수반하는 압축성 난류 유동장을 이해하는데 기여하였다. 즉,

- (1) 30° - 15° 노즐[1] : 1종류의 시험 조건에 대하여 노즐 내부 벽면에서의 질량유속비와 압력비를 계산하여 실험결과와 비교하였고,
- (2) 45° - 15° 노즐[2] : 2종류의 시험 조건에 대하여 각각 노즐 입구 영역과 노즐 내부 벽면에서의 압력비를 계산하여 실험결과와 비교하였다.

3.1 30° - 15° 노즐

해석 형상은 Fig. 1과 같으며, 노즐 중심축과 축소부 벽면은 30°, 확대부 벽면은 15°를 이루며, 노즐목 내경은 45.8 mm이다.

2차원 축대칭 격자를 사용하였으며, 유동 영역 내 총 격자 수는 151×40개이다. 입구 및 출구에서의 초기 정체압력/정체온도는 각각 75.2 psia/843.3 K, 4.4 psia/373.8 K이다.

1차원 유동으로부터 예측한 질량유속($\rho_1 v_1$)에 대한 노즐 벽면에서의 질량유속($\rho_w v_w$)의 비를 계산하였으며, 실험결과 및 예측식과 비교하여 Fig. 2에 나타내었다. 계산 시 노즐 내부 벽면의 점성모델은 inviscid를 적용하였다. Fig. 2에서 z 는 축방향 좌표, L 은 노즐 전체 길이(150.5 mm), ρ 는 밀도, v 는 속도이다. Oswatitsch 등[5]이 유도한 예측식은 벽 경계층을 무시하고 벽에서의 유동이 벽과 평행하다고 가정하여 유도한 식이

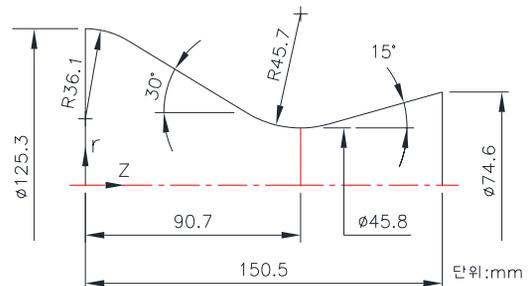


Fig. 1 Schematic of 30°-15° Nozzle

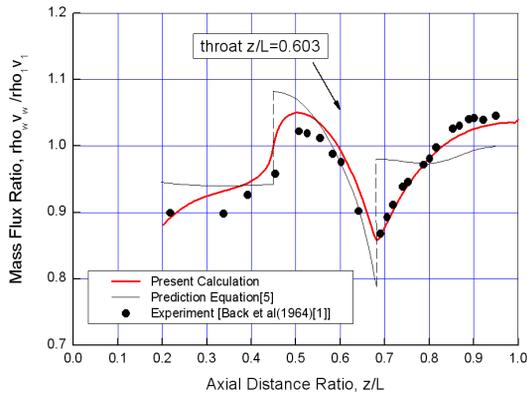


Fig. 2 Ratio of Local to 1-d Mass Flux along the Nozzle Wall

다. Fig. 2로 부터 알 수 있듯이 계산결과가 실험결과와는 차이가 있으나 유사한 경향을 나타냄을 알 수 있다. 노즐목 인접 상류에서 질량유속 비가 최대값을 나타내며, 하류에서 급격히 하강/상승하는 것을 볼 수 있다.

연소실에서의 정체압력(P_t)에 대한 노즐 벽면에서의 정압력(P_s)의 비를 계산하였으며, 실험결과와 비교하여 Fig. 3에 나타내었다.

노즐 내부 벽면은 no-slip condition을 적용하였다. 점성 모델은 표준 $k-\epsilon$ (2-방정식) 모델과 표준 벽함수를 적용하였다. Fig. 3에서 L은 노즐 전체 길이(150.5 mm)이다. Fig. 3으로 부터 알 수 있듯이 좀 더 낮은 정체압력에서 정압이 급격히 상승하는 노즐 출구영역을 제외하고 압력비의 계산결과가 실험결과와 잘 일치하고 있다.

3.2 45° - 15° 노즐

해석 형상은 Fig. 4와 같으며, 노즐 중심축과 축소부 벽면은 45°, 확대부 벽면은 15°를 이루며, 노즐목 내경은 40.6 mm이다.

2차원 축대칭 격자를 사용하였으며, 유동 영역 내 총 격자 수는 214×40개이다. 노즐 내부 벽면은 no-slip condition을 적용하였다. 점성 모델은 표준 $k-\epsilon$ (2-방정식) 모델과 표준 벽함수를 적용하였다.

노즐 내부 벽면에서의 압력비(P_s/P_t)를 계산하였으며, 노즐 입구 영역에서의 계산결과를 실험

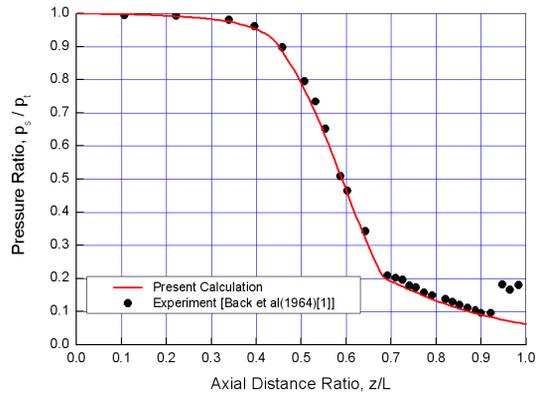


Fig. 3 Ratio of Static to Stagnation Pressure along the Nozzle Wall

결과와 비교하여 Fig. 5에 나타내었다.

입구 및 출구에서의 초기 정체압력/정체온도는 각각 75.3 psia/558.3 K, 1.0 psia/164.3 K이다. Fig. 5로부터 알 수 있듯이 노즐 입구 영역에서 유동의 방향전환으로 인한 입구 곡선부에서의 압력상승을 볼 수 있다. 이와 같은 유동의 방향전환으로 인해 발생하는 벽면을 따른 역압력 구배는 경계층 구조에 영향을 미치고, 따라서 벽면으로의 열전달에 영향을 미친다.

또 다른 조건에서 노즐 내부 벽면에서의 압력비(P_s/P_t)를 계산하였으며, 실험결과와 비교하여 Fig. 6에 나타내었다. 입구 및 출구에서의 초기 정체압력/정체온도는 각각 75.2 psia/833.3 K, 1.0 psia/245.2 K이다. Fig. 6에서 L은 노즐 전체 길이(185.0 mm)이다.

Figure 6으로 부터 알 수 있듯이 유동박리로 인해 야기되는 충격파에 의해 정압이 상승하는

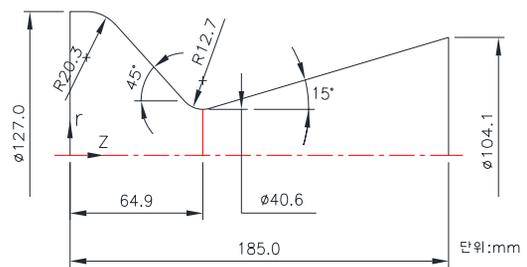


Fig. 4 Schematic of 45°-15° Nozzle

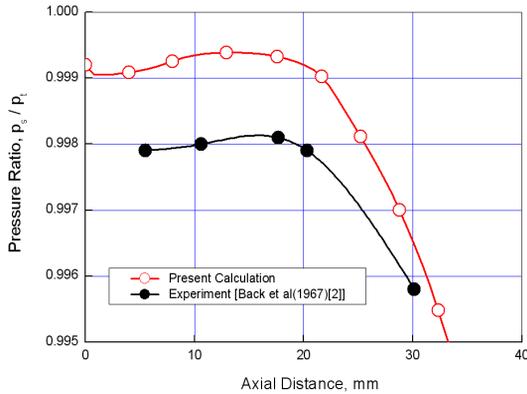


Fig. 5 Ratio of Static to Stagnation Pressure in the Inlet Region

노즐 출구영역을 제외하고 압력비의 계산결과가 실험결과와 잘 일치하고 있다. 또한 노즐목 인접 하류영역에서 유동의 방향변화와 관련된 벽면 정압 상승/하강을 보여준다.

3.3 격자 조밀도 효과

45° - 15° 노즐에 대한 노즐 벽면에서의 압력비(P_s/P_t)에 미치는 격자 조밀도의 효과를 연구하기 위하여 3종류의 격자를 사용하였다. 즉, 3.2절에서 사용한 격자 수인 214×40과, 이 보다 2배 큰 428×80, 그리고 1/2배인 107×20의 3종류이다. 계산결과를 비교하여 Fig. 7에 나타내었으며, 노즐 벽면에서의 압력비는 격자 크기에 무관한 것을 알 수 있다. Fig. 7에서 L은 노즐 전체 길이 (185.0 mm)이다.

4. 열전달계수 계산

노즐 벽면에서의 열전달계수, h 를 2종류로 계산하여 Back 등[1]의 실험결과와 비교하였다.

첫 번째로, 상용코드인 FLUENT로 부터 열전달계수를 다음 식으로 계산하였다.

$$h = \frac{-q_w}{T_{aw} - T_w} \quad (9)$$

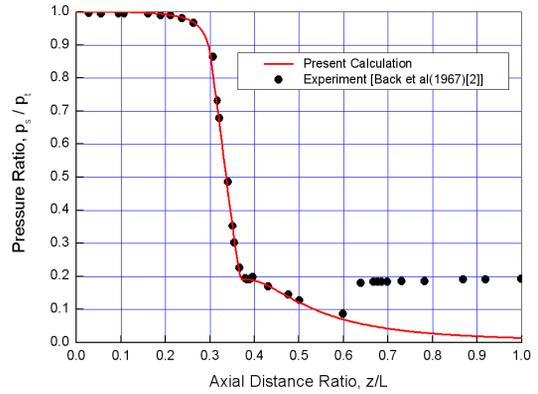


Fig. 6 Ratio of Static to Stagnation Pressure along the Nozzle

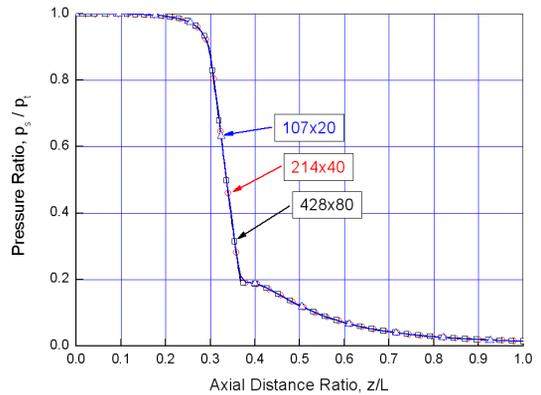


Fig. 7 Ratio of Static to Stagnation Pressure along the Nozzle Wall on 107×20, 214×40, and 428×80 mesh

여기에서 q_w, T_{aw}, T_w 은 각각 벽열유속, 단열벽면온도, 벽온도이다. 단열벽면온도, T_{aw} 은 다음 식으로부터 계산할 수 있다.

$$R = \frac{T_{aw} - T_c}{T_o - T_c} \quad (10)$$

여기에서 R, T_o, T_c 는 각각 회복인자, 정체온도, 경계층 외부온도이다. 회복인자 $R = P_r^{1/3}$, 즉 공기의 경우 0.89[2]를 적용하였다.

FLUENT를 사용하여 열전달계수를 계산하기 위하여 3.1절에서 적용한 30° - 15° 노즐[1] 모델

을 이용하였다. 해석 형상은 Fig. 1과 같으며, 2차원 축대칭 격자를 사용하였고, 유동 영역 내 총 격자 수는 151×40개이다. 노즐 내부 벽면은 no-slip condition을 적용하였다. 점성 모델은 표준 $k-\epsilon$ (2-방정식) 모델과 표준 벽함수를 적용하였다. 여기에서 벽 근처 경계층 격자의 첫 번째 격자 치수는 0.1 mm이다. 이에 따른 노즐벽으로부터 첫 번째 격자점까지의 무차원 수직 거리, y^+ 는 30~300 사이의 값을 갖도록 하였다. 공기의 밀도는 이상기체를, 점성계수는 sutherland law를 적용하였다. 벽면 열적조건은 Fig. 8과 같이 Back 등[1]이 실험적으로 결정한 벽면온도를 적용하였다.

입구 및 출구에서의 초기 정체압력/정체온도는 각각 75.2 psia/843.3 K, 4.4 psia/373.8 K, 그리고 254.0 psia/840.6 K, 14.7 psia/372.6 K의 2 종류를 계산하였다.

두 번째로, 반 경험적인 다음의 Bartz식[6]을 사용하여 열전달계수를 계산하였다.

$$h = \frac{0.026}{D_t^{0.2}} \left(\frac{C_p \mu^{0.2}}{P_r^{0.6}} \right)_o \left(\frac{P_c}{C^*} \right)^{0.8} \left(\frac{D_t}{r_c} \right)^{0.1} \left(\frac{A_t}{A} \right)^{0.9} \sigma \quad (11)$$

여기에서 $D_t, C_p, \mu, P_r, P_c, C^*, r_c, A_t, A, \sigma$ 는 각각 노즐목 직경, 비열, 점성계수, 프란틀수, 연소실 압력, 특성속도, 노즐목 곡률반경, 노즐목 면적, 임의 위치의 노즐 면적, 무차원인자이다. 하첨자 o는 연소실에서의 조건을 나타낸다. FLUENT 계산 결과로부터 변수 값을 도출하여 열전달계수

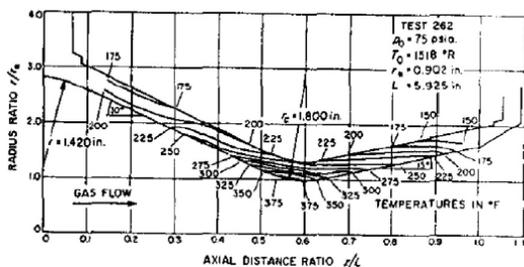


Fig. 8 Temperature Distribution(°F) Inside the Nozzle from Thermocouple Measurements by Back et al.[1] reported by DeLise and Naraghi[7]

를 계산하였다.

Back 등[1]은 고온 고압의 유동을 조성하기 위하여 압축공기와 메탄올을 혼합시키는 방법을 사용하였으며, 이때 메탄올의 혼합비가 충분히 희박하여 유동기체를 공기로 간주할 수 있도록 하였다. 이에 따라 본 계산에서 사용한 물성치도 공기에 대한 값을 사용하였다.

계산결과를 실험결과와 비교하여 Fig. 9와 Fig. 10에 나타내었다.

Figure 9, 10으로부터 알 수 있듯이 FLUENT 계산결과가 노즐 축소부에서 실험결과 보다 약간 크게 예측되었으나 확대부에서는 잘 일치하

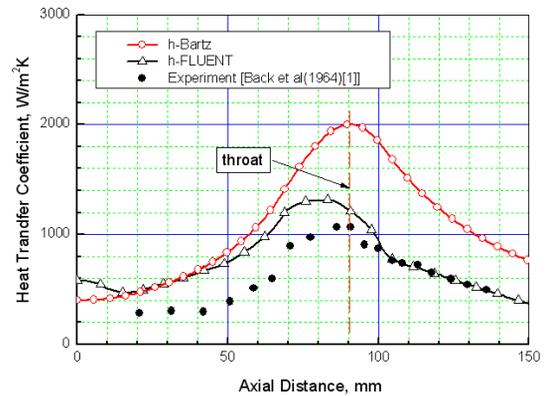


Fig. 9 Comparison of the Predicted Heat Transfer Coefficients with the Experimental Data ($p_o = 75.2 \text{ psia}, T_o = 843.3 \text{ K}$)

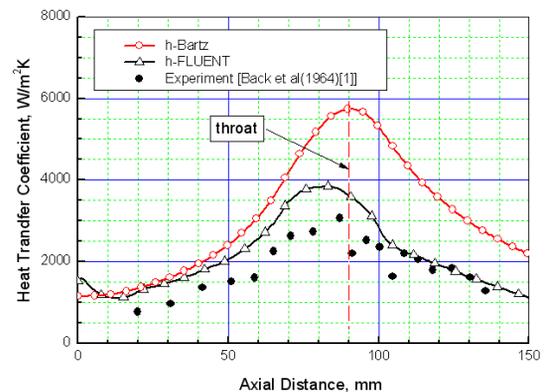


Fig. 10 Comparison of the Predicted Heat Transfer Coefficients with the Experimental Data ($p_o = 254.0 \text{ psia}, T_o = 840.6 \text{ K}$)

고 있다. 실험결과와 비교하여 계산결과가 노즐 목 위치에서 각각 13%, 17% 크게 예측되었다. FLUENT 계산결과와 비교하여 최대 열전달계수는 질량유속이 최대가 되는 노즐목 인접 상류에서 발생하며, 노즐목 하류에서 하강하는 것을 볼 수 있다. Bartz식을 이용한 계산결과는 실험결과와 비교하여 전체적으로 크게 예측되었으며, 노즐목 위치에서 각각 88%, 87% 과대 예측되었다.

5. Bartz식의 이해

Equation 11에서 비례상수 0.026은 특정한 노즐의 목에서 식을 사용하여 계산한 값과 난류경계층을 해석한 결과가 같도록 결정한 값이다. 또 다른 형상의 노즐에 대해 이 상수 값이 크게 변하지 않도록 하고, 노즐목의 곡률반경 효과를 고려하기 위하여 $(D_t/r_c)^{0.1}$ 을 곱한다.

$(C_p\mu^{0.2}/P_r^{0.6})_o$ 에서 C_p 와 P_r 은 경계층에 걸쳐 온도에 따른 변화가 크지 않으므로 정체온도에서 그 값이 일정하다고 가정하면, Bartz식에서 μ 와 ρ 만을 고려하면 된다. μ 는 정체온도에서의 값과 기준온도에서의 값으로 구분하여 정체온도에서의 값은 $(C_p\mu^{0.2}/P_r^{0.6})_o$ 에 포함시키고, 기준온도에서의 값은 σ 에 포함시킨다. 여기에서 기준온도는 벽온도와 경계층 외부온도의 평균온도로 정의한다. 30° - 15° 노즐의 경우 참고문헌 [6]에 제시된 식으로 σ 를 계산하면 0.94~1.0 사이의 값을 가지므로 열전달계수 값에 크게 영향을 미치지 않는다.

그리고 $(P_o/C^*) = \rho v(A/A_t) = (\dot{m}/A_t)$ 이므로 단위 면적당 질량유속, ρv 는 로켓 성능 파라미터인 특성속도 C^* 와 연소실 압력 P_o 에 연관되어 있으며, C^* 는 P_o 에서 노즐 내부 전 영역에 걸쳐 일정한 값을 갖는다. 따라서 실험결과에서와 같이 노즐목 인접 상류에서 열전달계수가 최대가 되고 인접 하류에서 급감소하는 효과는 나타나지 않는다.

따라서 상기한 것을 종합하여 Eq. 11을 다시 쓰면 다음과 같다.

$$h = \frac{0.026}{D_t^{0.2}} \left(\frac{C_p\mu^{0.2}}{P_r^{0.6}} \right)_o \left(\frac{\dot{m}}{A_t} \right)^{0.8} \left(\frac{D_t}{r_c} \right)^{0.1} \left(\frac{A_t}{A} \right)^{0.9} \quad (12)$$

여기에서 우변의 처음 네 개항은 동일한 조건에서 노즐 위치에 관계없이 일정한 값을 가지며 국부적으로 계산할 것은 면적비만 남는다. $(C_p\mu^{0.2}/P_r^{0.6})_o$ 는 FLUENT에서 계산한 연소실 내부(본 연구에서는 연소관 길이가 짧기 때문에 노즐 입구로 대체)에서의 값을 입력한다. 이 값은 연소실 내부에서 거의 일정한 값을 가지며, 노즐 입구 값과는 약간의 차이가 있을 수 있다. 질량유속 \dot{m} 은 노즐 입구에서의 값을 입력한다.

6. 열전달계수 계산 결과 검토

4절에서 계산결과와 실험결과가 큰 차이를 보이는 원인을 살펴보면 크게 다음의 2가지로 기술할 수 있다.

6.1 노즐 내 급가속 유동에 의한 층류화

참고문헌 [7]에서 가속파라미터, K 를 다음의 식과 같이 제시하였다. 즉,

$$K = \frac{\mu_e}{\rho_e U_e^2} \frac{dU_e}{dx} \quad (13)$$

여기에서 μ_e, ρ_e, U_e 는 각각 경계층 외부에서의 점성계수, 밀도, 유동속도이다. 가속파라미터가 2×10^{-6} 을 초과할 경우 점성 저층의 두께가 전체 경계층을 차지하게 되고, 이에 따라 전체 경계층에서 "층류화"가 시작된다. 난류 경계층이 벽 근처에서 명확하게 층류는 아니지만 층류와 유사한 거동을 나타내는 것이다. 이러한 현상은 노즐 내 급가속 유동에서 주로 발생하며, 노즐 벽에서의 열전달의 감소를 가져온다.

4절의 2종류의 조건에 대한 가속파라미터를 계산하여 Fig. 11에 나타내었다. Fig. 11에서 보는 바와 같이 노즐 입구와 출구 일부를 제외한 노즐 내부에서 가속파라미터가 2×10^{-6} 보다 큰

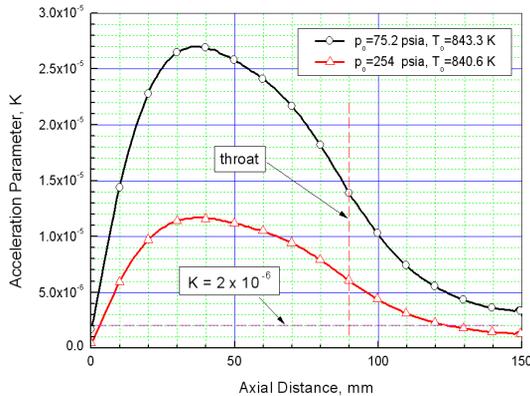


Fig. 11 Acceleration Parameter, K along the Nozzle

값을 나타내고 있다. 즉, 노즐 입구와 출구 일부를 제외한 노즐 내부에서 층류화가 발생되었으며, 벽면으로의 열전달에 영향을 미친 것으로 판단된다.

Figure 9, 10에서 보듯이 가속파라미터가 상대적으로 큰 노즐 축소부에서 층류화가 더 심하게 발생되어 FLUENT 계산결과와 실험결과가 확대부 보다 더 큰 차이를 보이는 것을 알 수 있다.

6.2 난류모델 및 격자구성

본 연구에 사용된 난류모델은 일반적인 표준 $k-\epsilon$ (2-방정식) 모델을 적용하고 벽근처에서의 경계조건을 위하여 표준 벽함수를 사용하였다. 2-방정식 모델은 벽근처에서 벽면이 난류에 미치는 영향을 적절하게 모델링하지 못하는 결점이 지적되어 왔지만, 심한 압력구배와 벽열전달을 수반하는 노즐 내부 압축성 난류 열유동장 해석을 보다 합리적이고 보다 일반적인 방법으로 수행하기 위하여 적용하였다. 벽근처에서는 유동변수들의 변화가 급격하여 이를 수치계산에서 적분하기 위해서는 벽근처의 격자망을 특별히 조밀하게 구성하여야 한다. 특히 2-방정식 난류모델의 난류변수들의 변화는 심하여 그 격자배열을 더욱 엄격하게 만든다. 벽함수는 벽면에서 적당한 거리에 떨어져 그 변화가 비교적 완만한 경계층 내부의 유동변수들을 이용하여 이러한 조밀한 격자배열을 완화시킬 목적으로 사용된다. 조밀한 격자배열의 필요성을 배제함으로써 훨씬

경제적인 수치계산이 가능하게 되며, 이와 같은 수치계산상의 장점 때문에 많은 난류유동 계산에 벽함수가 선호되어 왔다. 벽함수의 이러한 경제성에도 불구하고 보다 용량이 크고 속도가 빠른 컴퓨터의 개발로 벽함수의 사용에 따른 수치계산상의 경제적인 이점이 의미를 잃었으며, 벽함수에 대한 기본가정들이 더 이상 복잡한 유동에 적용하기는 부적합하다는 이유로 더 이상의 벽함수 사용은 지양되어야 한다는 주장이 있다. 그러나 고속 고용량의 컴퓨터에 의지하여 새로이 보완되고 개선된 모델들이 계속 발표되고 있지만 그 모델이 보다 물리적이고 일반적일수록 그 계산도 또한 보다 엄격해지고 복잡해진다. 새로운 난류모델들이 그 발전을 거듭할수록 벽함수의 유용성이 저하되기 보다는 오히려 난류구조에 대한 보다 깊은 이해와 더불어 같이 발전해 가고 있다. 이와 같이 벽함수의 모델이 개선되고 또 그 적용범위가 확장되어 갈수록 노즐 유동에서와 같은 고속 유동장에서의 그 적용은 더욱 기대된다.

본 연구에서 적용한 표준 벽함수의 경우 노즐 벽으로부터 첫 번째 격자점까지의 무차원 수직 거리, y^+ 는 30~300 사이에 존재해야 하며, 하한치에 근접한 값을 갖는 것이 바람직하다. 본 계산에서는 벽 근처 경계층 격자의 첫 번째 격자 치수는 전 부위 동일하게 0.1 mm로 구성하였다. 이에 따라 노즐 입구와 출구에서는 하한치에 근접하지만 노즐목 부위에서는 상한치에 근접하며, 무차원 수직 거리도 $32 < y^+ < 305$ 로 한계치를 약간 벗어나고 있다. 따라서 노즐목 부위에서의 무차원 수직 거리가 하한치에 근접하도록 격자를 조정하면 계산결과와 실험결과와의 차이를 좀 더 줄일 수 있을 것으로 판단된다.

7. 결 론

FLUENT를 이용한 계산결과를 검증하기 위하여 $30^\circ - 15^\circ$ 노즐, $45^\circ - 15^\circ$ 노즐의 2가지 모델을 이용하여 질량유속비와 압력비를 계산하였으며, 실험결과와 잘 일치하였다. $30^\circ - 15^\circ$ 노즐에

대한 노즐 벽면에서의 FLUENT를 사용한 열전달계수 계산결과는 노즐 축소부에서 실험결과보다 약간 크게 예측되었으나 확대부에서는 잘 일치하고 있다. Bartz식을 이용한 열전달계수 계산결과는 전체적으로 시험결과보다 크게 예측되었다. 계산결과가 실험결과와 차이를 보이는 원인은 노즐 내 급가속 유동에 의한 층류화, 난류모델 및 격자구성 등을 고려해 볼 수 있다. 향후 보다 정확한 계산 결과를 얻기 위해서는 상기의 원인을 해결하기 위한 노력이 요구된다.

참 고 문 헌

1. Back, L. H., Massier, P. F. and Gier, H. L., "Convective Heat Transfer in a Convergent-Divergent Nozzle," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 7, No. 5, 1964, pp.549-568
2. Back, L. H., Massier, P. F. and Cuffel, R. F., "Flow Phenomena and Convective Heat Transfer in a Conical Supersonic Nozzle," *J. Spacecraft*, Vol. 4, No. 8, 1967, pp.1040-1047
3. DeLise, J.C. and Naraghi, M.H.N., "Comparative Studies of Convective Heat Transfer Models for Rocket Engines," *AIAA 95-2499*, July 1995
4. Wang, Q., "On the Prediction of Convective Heat Transfer Coefficients Using General-Purpose CFD Codes," *AIAA 2001-0361*, Jan. 2001
5. Oswatitisch, K. and Rothstein, W., "Flow Pattern in a Converging-Diverging Nozzle," *NACA TM-1215*, 1949
6. Bartz, D. R., "A Simple Equation for Rapid Estimation of Rocket Nozzle Convective Heat Transfer Coefficients," *Jet Propulsion*, Jan. 1957, pp.49-51
7. Kays, W. M. and Crawford, M. E., *Convective Heat and Mass Transfer*, 2nd edition, McGraw-Hill, New York, 1980