

추진기관 노즐의 열전달 특성에 관한 수치적 연구

남궁혁준* · 한풍규* · 이경훈* · 김영수*
정해승**

Numerical Study on Heat Transfer Characteristic in Combustor Nozzle

Hyuck-Joon Namkounng* · Poong-Gyoo Han* · Kyoung-Hoon Lee* · Young-Soo Kim*
Hae-Seung Jeong**

ABSTRACT

For a cooling performance research of the combustor operated in a extreme environment of a high temperature and high pressure, we accomplished a cooling performance analysis. Generally a heat transfer characteristic in cooling passage is known well experimentally and theoretically, however heat flux in the combustion chamber isn't. In this study, fluid flow combined with heat transfer analysis is accomplished about a combustor nozzle. We tried to analyze the cooling performance with a heat transfer characteristic of a gas and coolant side in the view point of quantity on the mass flow rate to be supplied to the cooling channel. And finally, evaluation on the thermal safety of nozzle wall material was accomplished.

초 록

추진기관 노즐은 고온 고압의 연소가스를 화학에너지에서 운동에너지로 변환시켜 추력을 발생시킨다. 따라서 노즐 내부 벽면은 고온 고압의 연소가스에 노출되며, 특히 노즐 목에서는 최대 열하중을 받는 구간으로서 열구조적으로 안정성을 확보한 냉각 시스템 설계가 이루어져야 한다. 본 추진기관의 노즐은 수냉 방식으로서 열전달 효율을 높이기 위해 냉각 채널 구조로 되어 있다. 본 연구에서는 추진기관 노즐을 위한 냉각 채널 구조의 설계형상에 대해 개념 설계 및 유동 해석을 수행하고 공급 압력 및 유량 변화에 따른 입/출구 사이의 압력 강하량을 예측하였다. 또한 압력 손실 및 설계 유량 공급을 위한 압력 조건에 대해서도 평가하였다.

Key Words: Heat Transfer(열전달), Nozzle(노즐), Cooling Channel(냉각채널)

* 로템 기술연구소
연락처, E-mail: namkounng@rotem.co.kr
** 국방과학연구소

Nomenclature

D_i - 가스 측면 i - 단면의 직경
 D_{cp} - Sector 평균 직경
 Δx_i - 노즐 벽면을 형성하는 i -Sector의 길이
 $\Delta S_i = \pi \cdot D_{cp} \cdot \Delta x_i$ - 가스 측면 i -Sector의 Side 면적
 δ_i - 단면 i 의 벽면 두께
 h_i - 단면 i 의 냉각채널의 높이
 n_{pi} - 단면 i 의 Rib 수, δ_p - 단면 i 의 Rib 두께
 $\cos \beta_i$ - 단면 i 의 노즐 축과 Rib 방향 사이 코사인 각
 t_i - 단면 i 의 원주를 중심으로 Rib 사이의 간격
 $t = \pi(D + 2 \cdot \delta/n_p)$
 t_{Ni} - 노즐 축에 대해 Rib의 경사각의 간격
 $t_N = t \cdot \cos \beta$
 δ_n - 외벽 두께, δ_{psi} - 등가 Rib 두께
 h_{oi} - 등가 Rib 높이
 f_i - 단면 i 의 냉각제 통과 단면적 (Open Flow Area)
 d_i - 단면 i 의 냉각제 채널의 Hydraulic Diameter
 b - 벽면에 접합하는 밀면 Corrugation-Rib의 넓이
 n_p - 단면의 상하 채널의 수와 같은 Rib 수
 t_N - Corrugation-Rib사이의 간격
 \dot{m}_i - Sector i 의 냉각제 초당 유량
 C_{li} - Sector i 의 냉각제 열용량(Heat Capacity)
 $dS_g = \pi \cdot D_i \cdot dx$ - 가스 통과면의 Side 면적
 $dS_1 = \pi(D_i + \delta_i) \cdot dx$ - 액체 통과면의 면적
 a - 채널 넓이, n_p - Rib 수

η_p - Ribbing 효과 계수 (엔진 설계시 η_p 값은 근사값을 이용)

T_{li+1} - i 단면 입구의 냉각제 온도

q'_k - 가스 측면으로부터 벽면을 통과하는 대류 열 (Convective Heat Flux)

q_r - 복사(Radiation Heat Flux) 열

α_k - 가스로부터 벽면으로 전달되는 열방사 계수

T_{og} - 가스 Stagnation Temperature

1. 서 론

수냉식 연소기 노즐의 설계는 연소실 압력이 6bar, 연소가스의 온도가 2500K 이하인 연소기를 모델로 하였다. 연소기 냉각채널에서의 내벽 온도구배는 크지 않다. 즉, 일반적인 액체로켓엔진에서 볼 수 있는 내벽 온도구배^[1]와 달리 온도구배가 높지 않으므로, 온도구배에 따른 열응력은 크지 않다. 이러한 열 부하조건은 수냉식 연소기를 설계하는데 있어서 매우 중요한 판단조건이 되는데, 예를 들어 온도구배가 심한 경우 벽 두께를 작게 하는 것이 일반적이거나, 온도구배가 크지 않은 경우 벽 두께를 크게 하여 강성을 증가시키는 것이 바람직할 수도 있기 때문이다. 냉각채널은 립(rib) 효과에 의해 냉각효과를 증대시키는 것과 냉각시스템 구조적 강성을 높이기 위해 사용되나, 온도구배가 크지 않은 경우 냉각효과를 높이기 위해 냉각채널 형태의 냉각시스템을 구성하지 않아도 된다. 이를 통해 제작상에서 접합공정과 같은 어려운 공정은 사용되지 않게 되어, 제작단가가 크게 절감된다. 이렇게 제작 형상을 단순화시키며 수냉식에 의한 열전달 효과를 극대화시켜 연소기 노즐의 열적 안정성이 확보된 설계를 하였다.

2. 냉각채널 개념설계

2.1 냉각채널 계산을 위한 초기 데이터

냉각채널 계산은 그림 1에 나타낸 바와 같이 결

정된 연소기와 노즐을 분할하고 반복계산을 통해 이루어진다.

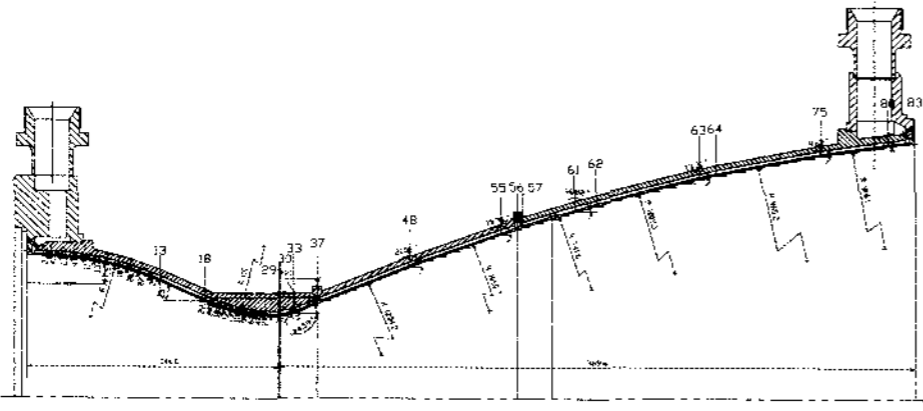


Fig. 1 엔진 (노즐)에서의 축방향 구간 분할

첫 단면은 혼합기 (Mixing Head) 평면에 위치하며, 축방향으로 단면의 변화를 고려하여 임의로 나눈다. 냉각채널에 사용되는 몇 가지 Rib의 기하학 형상에 따른 계산 공식은 다음과 같다.

(a) Rib이 없는 Slot Type의 Section

$$f = \pi \cdot D \cdot h \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot \delta + h}{D}\right) \quad (1)$$

$$d = 2 \cdot h$$

(b) 횡단 Rib이나 Spiral Rib의 Section

$$f = t_N \cdot h \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{t_N}\right) \cdot n_p \quad (2)$$

$$d = 2 \cdot h \cdot \frac{1}{1 + \frac{h}{t_N - \delta_p}}$$

(c) 횡단 Rib이나 Corrugation-Rib의 Section

$$f = \frac{1}{2} \cdot t_N \cdot h \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{t_N}\right) \cdot \left(1 - \frac{\delta}{h}\right) \cdot n_p \quad (3)$$

$$d = 2 \cdot h \cdot \frac{1 - \frac{\delta}{h}}{1 + 2 \cdot \frac{h - \delta}{t_N - \delta_p} \sqrt{1 + \left[\frac{t_N + \delta_p - 2 \cdot b}{2(h - \delta)}\right]^2}}$$

(d) Tubular Construction의 채널

$$f = a \cdot h \cdot n_p$$

$$d = 2 \cdot h \cdot \frac{1}{1 + \frac{h}{2}} \quad (4)$$

식 (1)~(4)와 같이 냉각채널은 기하학적 형상에 따라 다양한 형상을 가지나 본 연구에서는 Rib이 없는 Slot Type 채널의 경우로 계산한다.

가스에서 벽면으로 전달되는 전체 열전달량 (q_g)은 복사 열전달량 (q_r)과 대류 열전달량 (q_k)으로 정의된다.

$$q_g = q_k + q_r \quad (5)$$

대류 열전달량은 에너지 식을 축방향 구간에 따라 이산화하여 계산하는데, 벽면온도는 특정 온도 (소재에 따라 의존적이거나 일반적이 구리 소재의 경우 약 1,000K)로 가정하게 된다. 이 때 가정한 벽면온도는 냉각제의 흡수되는 열전달량과의 평형에 의해 보정된다. 반면 복사열전달은 3원자 분자인 물과 이산화탄소에 의한 기체복사량을 계산하여 구하게 된다. [1]

2.2 냉각제의 온도의 계산

냉각 Section 입구의 연료 또는 냉각제 온도 (T_{lin})는 전체 엔진에 대한 사이클 해석 시 결정되며, i -Sector의 냉각제 가열 온도 (ΔT_i)의 증분은 다음 식을 이용하여 구한다.

$$\Delta T_i = \frac{1}{\dot{m}_i \cdot c_{li}} \cdot \frac{q_{gi} + q_{gi+1}}{2} \cdot \Delta S_i \quad (6)$$

만약 노즐 끝 부분에서 혼합기 쪽으로 냉각제가 흐르면, 인젝터 단면을 기준으로 정의한 번호와 Sector i 점의 냉각제 온도 (T_{li})는 다음 관계식을 이용해서 계산한다.

$$T_{li} = T_{li+1} + \Delta T_i \quad (7)$$

계산하고자 하는 단면의 평균 액체 온도에 따

라 냉각제의 열용량(C_{li})을 선택한다.

$$T_{lcp_i} = \frac{T_{li} + T_{li+1}}{2} = T_{li+1} + \frac{1}{2} \Delta T_i \quad (8)$$

모든 구간에 대해 순차적으로 근사값을 구하며, 1차 근사값을 구할 경우 단면에서 냉각제가 가열되는 온도 ($\Delta T'_i$) 값을 부여하며, 식 (7)과(8)에 따라 계산한다. 1차 근사값 계산이 끝나면, 냉각제 온도와 가열온도의 2차 근사값들을 계산한다. 이러한 방식으로 한 단면에서 다른 단면으로 계산을 반복 수행함에 따라 연소기 축을 따른 냉각제의 온도를 구할 수 있으며, 최종적으로 냉각채널 출구의 냉각제 온도를 결정할 수 있다.

2.3 냉각채널 횡단면(Longitudinal Section) 계산

냉각채널의 단면적은 형상설계에서 결정하게 되는 주요치수로서, 냉각 채널에서의 열전달 환경에 큰 영향을 미치게 된다.

i -단면의 열평형 조건으로부터 다음과 같이 표현 가능하다.

$$q_g \cdot dS_g = q_l \cdot \eta_p \cdot dS_l \quad (9)$$

연소기 i -단면 냉각 채널의 냉각제 통과 단면을 계산하면 다음과 같다. [1]

$$f_i = \dot{m}_i \cdot \left[\frac{0.023 \cdot K \cdot (T_{wl} - T_l) \cdot \eta_p \cdot \left(1 + \frac{2\delta_i}{D_i}\right)}{q_g \cdot d^{0.2}} \right]^{1.25} \quad (10)$$

여기서 복합인자 $K = (c_p^{0.4} \cdot \lambda^{0.6}) / \mu^{0.4}$ 는 냉각제 온도 함수이며, T_{li} 값에 따라 결정된다.

2.4 열전달계수와 Ribbing 효율계수 계산

i -단면 냉각 채널의 Parameter들의 계산은 다음과 같은 계산 절차를 거친다.

(a) 유동 밀도($\rho \cdot w$) 계산

$$(\rho \cdot w) = \dot{m} / f,$$

(b) 식 (10)의 복합인자 K는 냉각제 온도의 함수

이며, K값의 계산을 용이하게 하기위하여 물성 그래프 [1]를 이용한다.

(c) 강제 대류 열전달 계수 열전달계수 계산

$$\alpha_1 = 0.023 \frac{(\rho \cdot w)^{0.8}}{d^{0.2}} \cdot K.$$

(d) Rib 형상을 구한다.

$$(\mu \cdot h)_{p,s} = \left(h \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_1}{\lambda \cdot \delta}} \right)_{p,s}$$

(e) Rib의 효과 계수 결정.

$$\eta_p = 1 + \frac{1}{\cos \beta} \left[2 \cdot \frac{h_p}{t} \frac{th(\mu \cdot h)_p}{(\mu \cdot h)_p} \xi_p - \frac{\delta_p}{t} \right]$$

(f) 공식에 따라 채널의 냉각제 유동 속도 계산.

$$w = \frac{(\rho \cdot w)}{\rho}.$$

냉각제 온도(T_l)에 따라 냉각제 밀도(ρ)를 계산한다.

2.5 가스 측면의 실제적인 벽면온도와 열 계산.

고온 가스로부터 벽면으로의 열전달에 의한 냉각제가 흡수하는 열량은 다음과 같다.

$$q_k = \alpha_k \cdot (T_{og} - T_{wg}) \quad (11)$$

벽면의 온도가 일정하다는 조건 ($T_{wg} = 1000 K$) 하에서 구한 초기 대류 열과 관련되어 있다. 초기에 설정한 온도 1000 K과 열 유동의 관계는 다음과 같다.

$$\frac{q_k}{q_{k1000}} = \frac{T_{og} - T_{wg}}{T_{og} - 1000} \quad (12)$$

식(12)의 q_k/q_{k1000} 관계식을 이용해서 T_{wg} 온도가 T_{wg} 벽면의 온도변화 따른 q_k/q_{k1000} 선형 관계는 그림 2과 같다

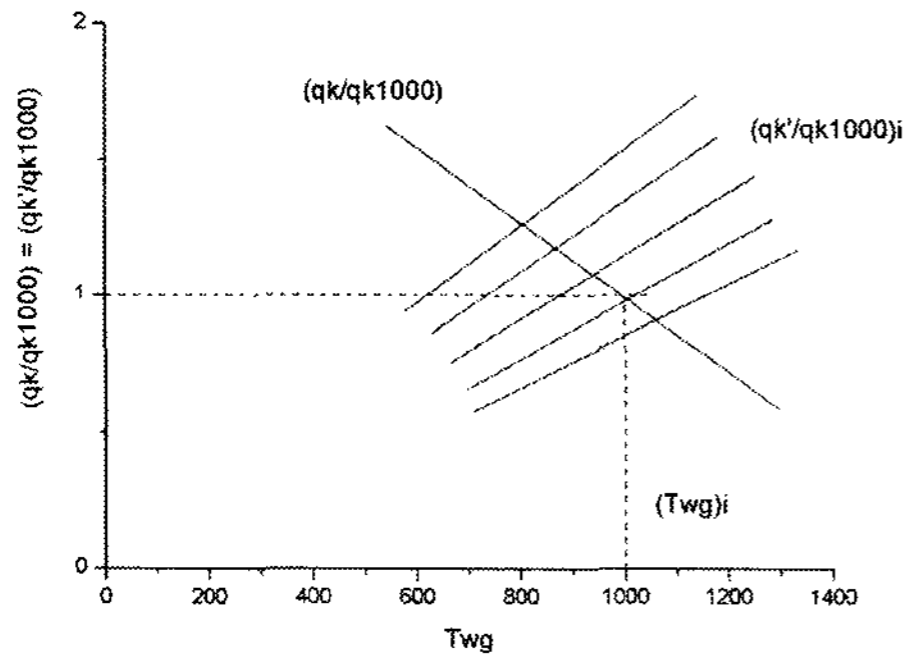


Fig. 2 T_{wg} 와 q_k 를 계산하기 위한 그래프

다른 측면에서 보면 벽면을 통과하는 열과 냉각제가 흡수하는 열은 다음과 같이 표현 가능하다.

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (T_{wg} - T_1)$$

$$q = \alpha_1 (T_{wl} - T_1) \eta_p$$

$$q = q'_k + q_r = \frac{T_{wg} - T_1}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_1 \cdot \eta_p}} + q_r \quad (13)$$

만약 (13)의 식으로부터 대류 열전달량 (q'_k)을 초기 선정한 열(q_{k1000})로 나누면 다음과 같은 관계식을 얻을 수 있다.

$$\frac{q'_k}{q_{k1000}} = \left(\frac{T_{wg} - T_1}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_1 \cdot \eta_p}} - q_r \right) \frac{1}{q_{k1000}} \quad (14)$$

위 공식에서 보는 바와 같이 벽면 두께와 재질 및 냉각제 온도(T_1)와 $\alpha_1 \eta_p$ 값을 알면 모든 연소실 단면의 열 변화 관계를 나타낼 수 있다. 유사한 방법으로 두개의 직선이 교차하는 점을 찾아야 해를 구할 수 있다. 공식(12)과 (14)을 이용하면 최종적으로 실제적인 벽면의 온도를 계산할 수 있다. 따라서 벽면 온도 값과 식(12)를 이용하면 대류 열전달량을 구할 수 있으며,

이를 이용하면 가스가 벽면에 전달하는 실제적인 열전달량 값은 식 (5)에 의해 구해진다.

2.6 냉각제 측면의 벽면 온도 계산.

냉각제 측면의 벽면온도는 다음과 같다.

$$T_{wl} = T_{wg} - \frac{\delta}{\lambda} \cdot q_g \quad (15)$$

연소기의 모든 단면에 대해 온도 계산을 한다. 냉각제 측면의 벽면 온도 계산은 온도 변화에 따른 벽면 재질의 열전도 계수와의 관계를 고려해야하며, 이때 벽면 온도는 평균 온도를 사용한다. 즉,

$$T_{wcp} = \frac{T_{wg} + T_{wl}}{2} \quad (16)$$

벽면 온도계산은 순차적으로 근사값을 구하는 방법을 이용한다. 연소실 냉각의 신뢰성을 보장하기위하여, 냉각제가 통과하는 벽면에 냉각제가 끓는 영역이 형성되어서는 안 된다. 벽면 허용온도는 냉각제의 물리적 성질뿐만 아니라, 벽면 재질과 냉각채널의 구조적 특이성뿐만 아니라 냉각제 온도에 따른 속도변화와 같은 유체역학적인 변수에도 영향을 받는다.

2.7 추진기관 엔진 사이클 구성

그림 3에서와 같이 형상이 결정된 연소실, 수냉각 장치로 구성된 엔진 시스템을 구성한 후 유량 및 파워, 에너지 밸런싱을 계산한다. 여기서 냉각채널은 역방향 냉각수 흐름 구조로 되어 있으며 이에 따라 압력 강하와 유량 및 연소실로부터의 열전달량을 2.1 ~2.6절의 이론식을 바탕으로 계산한다.

냉각채널의 설계 절차에 따라, 케로신과 공기 중산소와 반응하여 추력을 발생시키는 추진기관에 대한 냉각채널 설계를 수행한 결과는 다음과 같다. 연소실 설계 조건으로는 연소실 압력 0.6MPa, 노즐 목 직경 246mm, 면적 팽창비 1.82로 하였으며, 추진제 혼합비는 당량비 1.0으로 하였다. 연소실 단열 화염 온도는 2423K이고 냉각수 유량은 10.0kg/s으로 하였다.^[5]

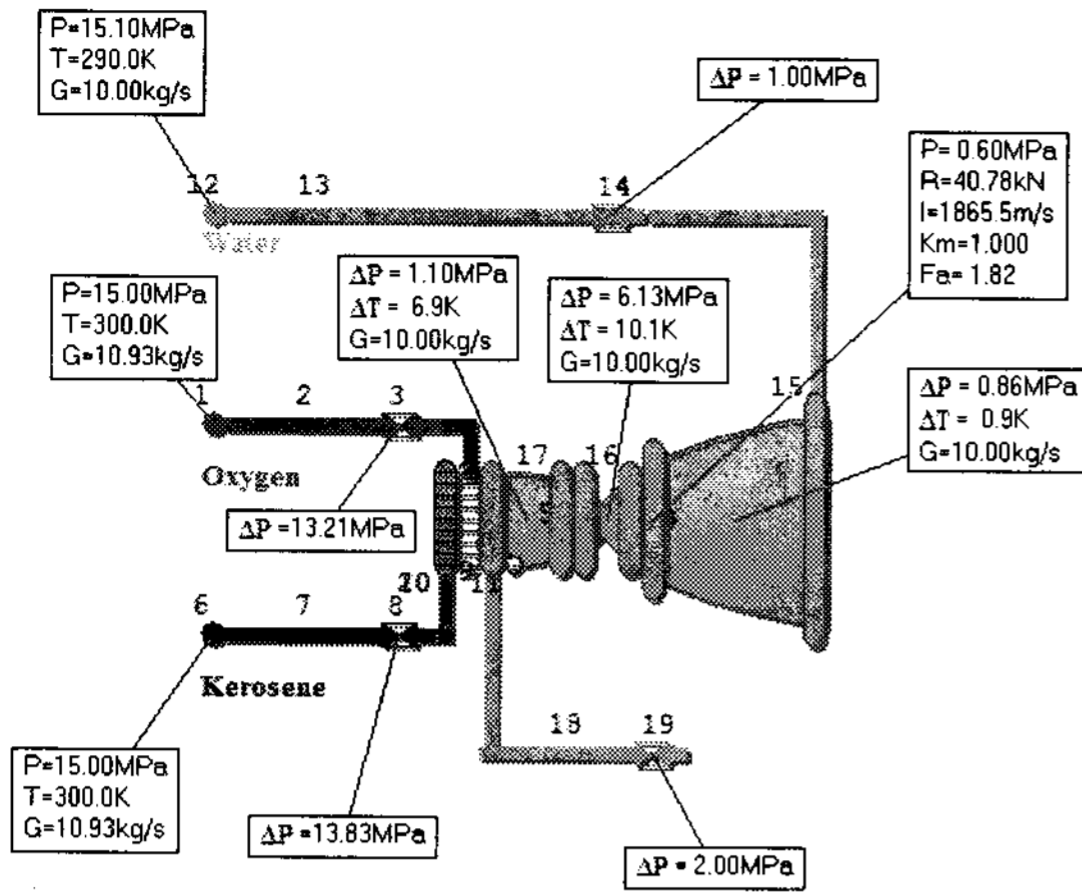


Fig. 3 추진기관 엔진 냉각 시스템 구성도

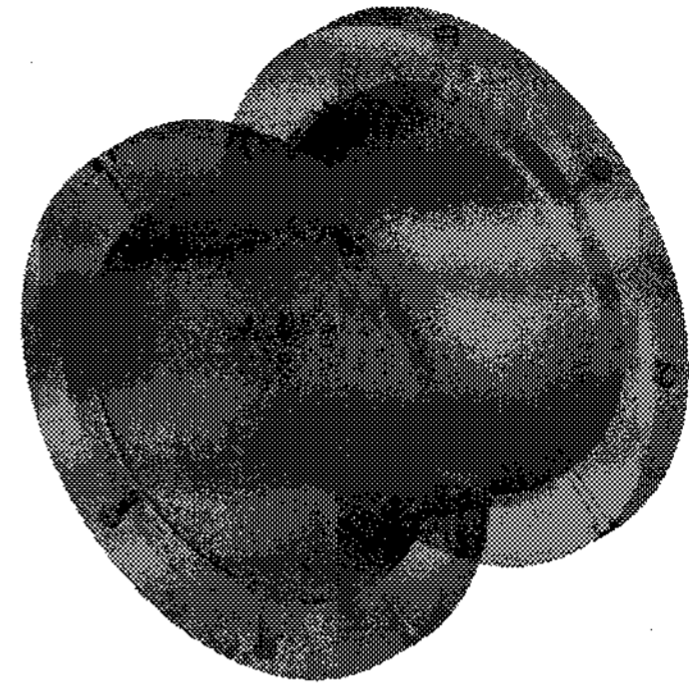


Fig. 4 해석 모델

냉각수는 물을 사용하였고, 냉각수 공급포트로 총 10kg/s을 균일하게 공급하였다. 냉각수의 흐름방향은 연소가스 흐름방향의 역방향으로 하였고, 냉각수 입출구 포트는 냉각수가 균일하게 공급되도록 원주방향 45도 간격으로 각각 8개씩 배치하였다. 또한 노즐 내벽면과 외벽면 사이의 채널을 제거함으로써 압력 손실을 최소화하였으며 축방향 흐름 구조로 온도 구배로 인한 열응력 발생을 최소화하도록 형상 설계하였다.

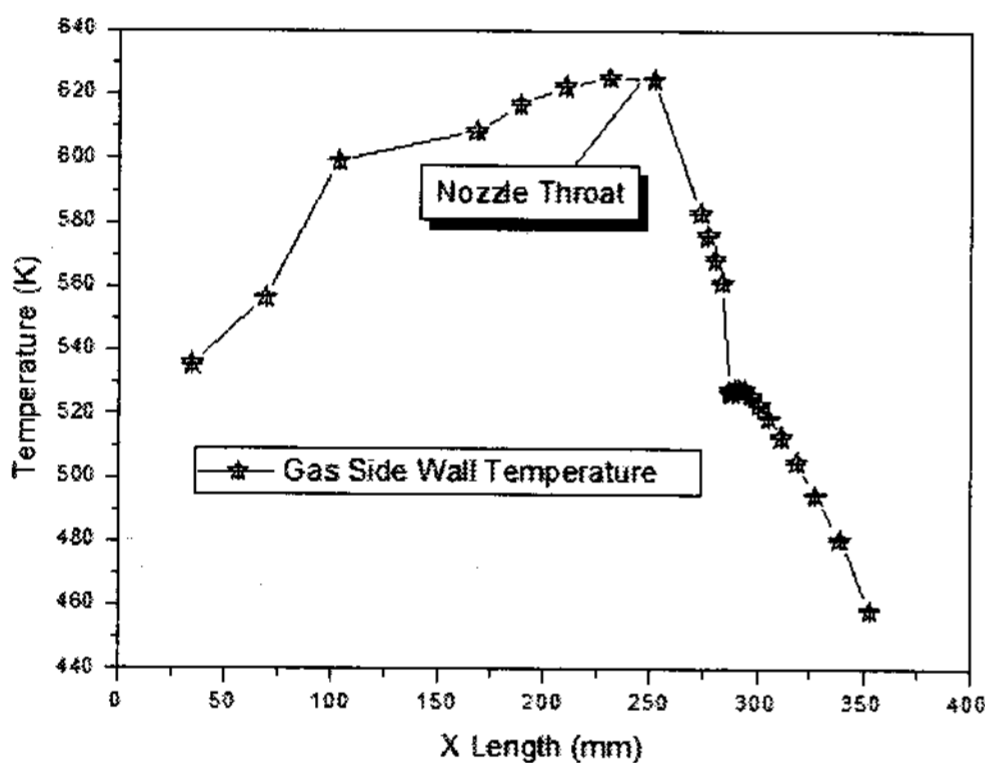


Fig. 4 가스측면 온도

그림 4에서는 가스측면 벽면 온도를 보여주고 있다. 노즐목에서 최대 온도가 형성되고 있으며 노즐 끝단으로 갈수록 온도가 감소함을 알 수 있다.

3. 수냉식 연소기 노즐 열전달 해석

그림 4는 수냉식 연소기 노즐의 3차원 해석 모델을 보여주고 있으며, 2절의 냉각제로 물이 사용된 경우 일차원 열해석 결과를 통해 연소기 노즐의 벽면 두께, 냉각수 유량, 채널 구조 등을 결정하였다.

3.1 해석 조건 및 가정

연소가스영역은 강제대류 조건으로 내부 노즐 연소 유동장을 해석하였고, 냉각수 열전달 해석과 동시에 해석하였다. 외벽면 밖의 대기영역은 자연대류 조건으로 300K, 5W/m²K을 적용하였다. 가스 측면 벽면 재질은 내벽면 SUS 630, 외벽면 SUS 304를 사용하였다. 벽면에서의 강제대류 해석을 위해서 열전달해석 모델을 가정하게 된다. 가스 측면 벽면 근처에서는 Prism Layer를 구성해 Fine한 격자로 계산을 하였고 열발생이 크지 않은 외벽면은 Coarse한 격자와 Wall Function을 도입해서 계산을 수행함으로써 계산 시간을 최소화하였다. 유동 계산을 수행한 후 벽면 열전달 계수 값을 격자로 부터의 무차원 거리인 Y+값이 30이 되는 위치에서의 열전달 계수 값으로 환산하여 실제 열전달 현상을 모사하였다.

3.2 복합 열유동장 해석

고온 고압의 연소가스 환경에서 실험적으로 예측하기 어려운 열전달량을 내부 유동 특성과 냉각수 유량에 따라 결정되는 벽면 온도 계산에 의해 가스 측면 및 냉각수 측면의 열전달 계수를 도출하게 된다. 냉각수 영역의 아음속과 연소가스 영역의 초음속 영역을 동시에 해석하기 위해서 비정상 3차원 압축성 및 비압축성 Navier-Stokes 방정식을 지배 방정식으로 사용하게 되며 격자수는 270만 셀이 사용되었다. 수치해법에서 공간차분은 Node Base의 유한 체적법^[4]을 적용하였으며, 난류 모델은 Standard K-ε 모델을 사용하였다.

3.3. 열유동 해석 결과

그림 6은 가스 측면의 벽면 온도 분포를 보여주고 있다. 가스 측면 벽면의 경우 냉각수 출구 포트 사이에서 벽면 온도가 473K로 최대 상승하고 있으며, 냉각수 측면 벽면의 경우 373K까지 상승하고 있음을 확인할 수 있다. 특히 냉각수 출구단 부근의 냉각 포트 사이에서 최대 상승 온도가 나타나고 있다. 이것은 냉각수의 흐름이 출구단쪽에서는 상대적으로 느리고 정체되는 영역이 국소적으로 발생함에 따른 것으로 판단된다.

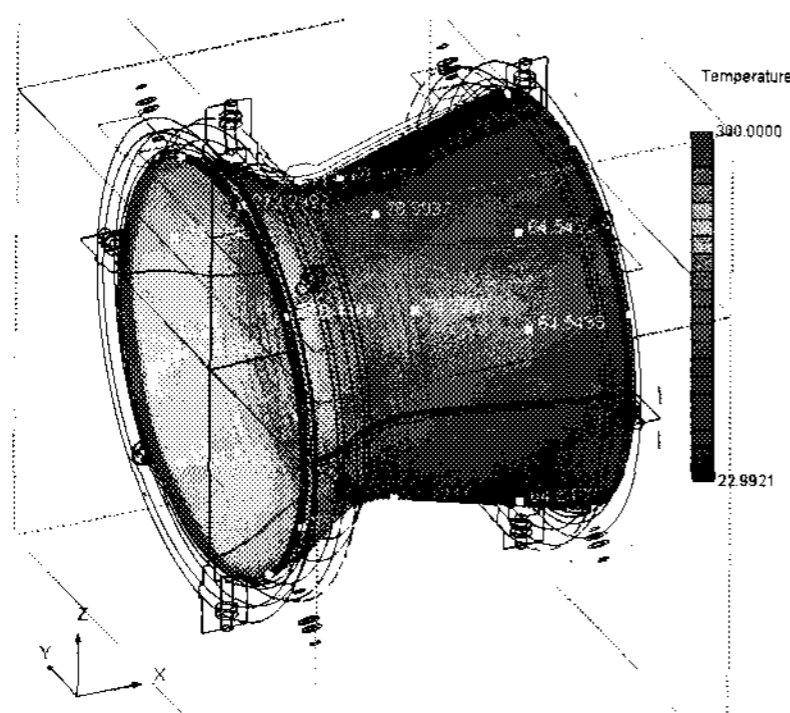


Fig. 6 가스 측면 벽면 온도 분포 (°C)

4. 결 론

일차원해석 및 복합열유동장 해석 결과를 비교하기 위해서 노즐목 부근의 최대 벽면 온도를 비교하였다. 10%이내의 오차 결과로 비교적 잘 일치하고 있음을 확인하였다. 가스 측면 벽면 온도는 국부적으로 573K (일차원 해석 620K) 까지 상승하였으나 열적으로 안정한 것으로 판단된다.

냉각수 온도는 냉각 포트 사이 단면에서 노즐목 부근 냉각수 흐름의 가속되므로 인해 상대적으로 작게 상승하고 있으나, 출구 포트 끝단의 정체 영역에서는 온도 상승이 크게 나타남을 알 수 있다. 그러나 전체적인 냉각수 온도의 분포를 볼 때, 냉각수의 온도는 40°C이하로 냉각수 측면 벽에서의 열하중 집중 현상은 없음을 알 수 있다.

참 고 문 헌

1. Vasiliev A.P , V.M. Kudryavtsev, V.A. Kuznetsov, et al. "Principles of Theory and Design of Liquid Rocket Engines." Moscow, "Vysshaya shkola", 1975
2. P.A. Master, E.S. Armstrong and H.G. Price, "High-pressure calorimeter chamber tests for liquid oxygen/kerosene (LOX/RP-1) rocket combustion", NASA technical paper, 1988
3. Gordon, S., McBride, B., J., Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions and Application, NASA Ref. Pub. 1311, Jun., 1996.
4. SC/Tetra version 5, User's guide Preprocessor Reference, 2004
5. 남궁혁준, 김화중, 한풍규, 이경훈, 김영수, 정해승, 이상연, "연소기 노즐에서의 열전달 특성 연구", 한국추진공학회 추계학술대회, 2006