

재생냉각 유로 내의 유동에 관한 수치해석

조 원 국*

Numerical Analysis of Fluid Flow in a Regenerative Cooling Passage

Won Kook Cho*

ABSTRACT

A computational analysis has been made on fluid flow in a regenerative cooling passage for a reduced size liquid rocket engine to predict pressure drop and heat transfer rate in it. The contraction/expansion of the cross sectional area of the passage turn out to increase both the pressure loss and the heat transfer rate of the duct. The changes of the cross sectional area near the nozzle throat are effective to protect the throat which suffers from severe thermal load. Also given is the qualitative characteristics of the performance of the regenerative cooling system due to the variation of coolant flow rate.

초 록

축소형 액체로켓 엔진에 적용될 재생냉각유로에 대한 전산유동해석을 수행하고 결과로서 유로 내의 압력손실과 열전달률을 예측하였다. 유로의 단면적 축소/확대가 압력손실을 증가시키지만 이차유동을 유발하고 난류화를 촉진시켜 열전달률을 상승시키는 효과가 있는 것으로 밝혀졌다. 단면적 변화는 노즐목 부근에서 일어나는데 이는 열부하가 큰 노즐목을 보호하는데 효과적이다. 또한 유량 변화로 인한 재생냉각 장치의 정량적인 성능변화를 관찰하였다.

1. 서 론

로켓 연소실은 매우 높은 온도환경에서 작동되며 내부 온도는 2500K에서 3600K에 이른다. 이때 발생한 열량의 0.5~5% 정도만이 연소실 벽을 통하여 빠져나가지만 발열 수준이 매우 높아서 단위면적당 열전달량은 매우 커서 0.2~40 MW/m²에 달

한다.^[1-3] 따라서 연소실벽으로 전달되는 열을 적절히 처리해야만 연소실이 기능을 다할 수 있으며 이를 위하여 다음의 방법들이 적용된다. 즉 재생냉각, 배출냉각(dump cooling), 막냉각, 침출냉각(transpiration cooling), 흡열냉각(ablative cooling), 복사냉각 등이 그것이다.

재생냉각은 냉각유체가 흡수한 에너지를 다시 연

*한국항공우주연구소(Korea Aerospace Research Institute)

소실로 가지고 들어가게 되어 a) 성능상의 손실이 없고, b) 연소실의 형상이 시간에 따라 변화하지 않으며, c) 점화지연이 없고, d) 비교적 무게가 가볍다는 장점을 가진다. 반면에 단점은 a) 냉각에 필요한 재원이 한정되어 있고, b) 하이dra진과 같이 고온에서 열분해가 심각한 물질에 대해서는 신뢰도가 떨어지며, c) 열전달량이 큰 곳에서는 냉각유체의 유속을 높이기 위하여 높은 압력으로 유체를 밀어 주어야 하며, d) 냉각유체의 사용 가능한 최고온도에 의하여 추력, 혼합비, 노즐면적비 등이 제한될 수 있다는 것이다.^[1]

재생냉각 장치를 갖춘 연소기를 설계하기 위해서는 연소가스와 연소실 내벽과의 열전달, 연소실 벽에서의 열전도, 냉각유로에서의 열전달, 연소실 외벽과 외기와의 열전달 등에 대한 복합적인 해석이 이루어져야 한다. 이와 관련된 선행연구는 앞서 기술한 여러 부분의 열전달을 함께 고려한 복합열전달 해석(conjugate heat transfer)에 관한 것이 소수^[3-5] 있으나 이들 자료들은 냉각유로 내부에서의 복잡한 유동현상, 압력손실, 국부적인 열전달 특성 등에 대한 자세한 관찰은 다루지 않았다. 또한 이들 연구는 냉각유로에 대해서 1 차원 해석을 주로 다루고 있어 재생냉각 유로를 설계/제작하기 위한 구체적인 정보는 부족한 실정이다.^[6]

본 연구의 목적은 재생냉각 유로에 대한 유동해석을 수행하여 여기에서의 압력손실을 구하고 냉각유로에서의 열전달 특성을 파악하는 것이며 주요 설계인자로서 유량과 같은 의미를 가지는 레이놀즈 수를 선정하였다. 또한 단면적 변화가 없는 형태의 유로에 대한 해석을 수행하여 압력손실과 열전달 특성에 대한 비교를 다루었다. 본 연구는 시험용 칼로리미터를 해석 대상으로 하며 작동유체는 물을 사용하였는데 이는 발사체의 경우 연료로 대체되는 게 보통

이다. 적용된 재생냉각 유로의 형상은 Fig. 1에 도시한 것과 같이 노즐목 부근에서 유로 단면적이 두 차례 축소되고 다시 확대되는 형상을 가진다. 이는 연소실벽을 고르게 냉각하기 위해서 냉각유로의 면적이 넓은 것이 유리하기 때문이다. 노즐목을 제외한 부위에서 유로의 면적을 다시 확대시키는 것은 연소실의 고른 냉각에 도움이 될 뿐 아니라 유로에서의 압력손실을 줄이는 효과를 가진다.

2. 해석 방법

칼로리미터의 개략적인 형상은 Fig. 1의 유로와 유사한 모양을 가지며 냉각유로는 연소실벽 사이에 40개가 같은 간격으로 배치되어 있다. 냉각유로에서 유체의 흐름은 음속에 비하여 충분히 작으므로 비압축성 유동으로 볼 수 있으며 이에 대한 이들 정상상태의 지배방정식^[7]은 좌표계에 관계없이 다음과 같이 기술된다.

$$\text{div}(\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (1)$$

$$\text{div}(\rho \mathbf{v} \mathbf{v}) = \text{div} \mathbf{T} + \rho \mathbf{b} \quad (2)$$

$$\text{div}(\rho \phi \mathbf{v}) = \text{div}(\Gamma \text{grad } \phi) + S_\phi \quad (3)$$

여기에서 ρ 는 유체의 밀도, \mathbf{v} 는 속도벡터, ϕ 는 임의의 스칼라량으로 난류강도 및 소산률이 이에 해당한다. \mathbf{b} 와 S_ϕ 는 운동량과 스칼라량에 대한 생성항을 나타내며 운동량에 대해서는 중력을 예로 들 수 있다. 난류해석에는 표준 $k-\epsilon$ 이 적용되었으므로 스칼라량에 대해서는 난류생성과 소산에 관련된 항들이 생성항을 이루며 자세한 식은 기존의 문헌^[8]을 참조할 수 있다. 뉴턴유체의 경우 응력텐서는 속도와 압력으로부터 다음과 같이 기술된다.

$$\mathbf{T} = -\left(p + \frac{2}{3} \mu \text{div } \mathbf{v}\right) \mathbf{I} + 2\mu \mathbf{D} \quad (4)$$

μ 는 점성계수, \mathbf{I} 는 단위 텐서, p 는 압력, \mathbf{D} 는 변형률 텐서를 나타낸다.

위의 식을 적분하여 이산화 방정식을 구성하고 이에 대한 해를 구하는 작업을 반복하여 최종적으로 수렴된 해를 구하는 유한체적법을 사용하였다. 특히

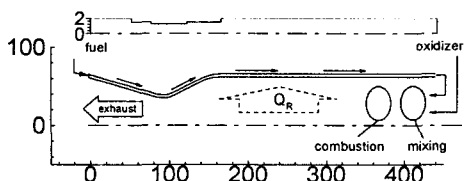


Fig. 1. Schematic of a regenerative the cooling passage.

대류항의 차분은 수치해의 정확도에 큰 영향을 미치므로 정확성과 안정성이 잘 알려진 QUICK 기법^[9]을 적용하였고 확산항에는 중앙차분법을 사용하였다. 하지만 전체적인 수렴성을 고려하여 난류강도와 소산률에 대해서는 안정성이 높은 상류도식을 채택하였다. 전체 유동영역에서 각 방정식에 대한 유수의 합이 10^{-3} 보다 작아질 때를 수렴판정 조건으로 하였으며 동시에 지정된 특정 위치에서 각 변수의 변화가 없음을 확인하였다. 본 연구에서 사용한 프로그램의 정량적인 정확성은 가스터빈 날개 내부의 냉각유로에 대한 열전달해석^[8]을 통하여 검증된 바 있으며 참고문헌에서 다른 문제의 기하학적 특성이 본 연구에서와 같이 매우 큰 세장비를 가지므로 여기에서는 별도의 검증결과는 포함하지 않았다.

지배방정식에 대한 경계조건은 다음과 같다. 입구의 수력직경과 평균유속을 기준으로 한 레이놀즈 수가 $2 \times 10^4 \sim 6 \times 10^4$ 인 경우를 다루었다. 입구에서 유속은 일정하게 주어졌고 입구면에 수직한 방향의 성분만을 가진다. 입구에서 난류강도는 입구 평균유속의 10%를 주었고 이때 소산률은 다음의 식을 적용하여 구하였다.

$$\varepsilon_{in} = C_{\mu}^{0.75} k_{in}^{1.5} / l \quad (5)$$

여기에서 C_{μ} 는 표준 $k-\varepsilon$ 난류모형에서 사용되는 계수이고 l 은 입구의 난류 길이척도로서 수력직경의 10%를 적용하였다. 출구에서는 유동이 방향성을 가지므로 지배방정식의 특성이 국부적으로 지배방정식이 포물선형태의 특성을 가지는 것으로 간주하여 입구에서의 유량이 보존되도록 유량은 일정하게 유지하면서 다른 종속변수는 외삽하였다.

난류유동에서의 열전달률은 Gosman과 Ideriah^[10]가 제시한 다음의 관계식을 이용하여 계산할 수 있다.

$$h_w = \frac{\rho C_{\mu}^{1/4} k^{1/2}}{\phi_P^+} \quad y_P^+ > 11.63 \quad (6)$$

$$h_w = \frac{\mu}{\sigma_{\phi} \delta n} \quad y_P^+ \leq 11.63$$

위식에서 k , σ_{ϕ} , δn 은 난류강도, 프란틀 수, 벽에서 미소체적 중심까지의 수직거리를 나타내며

나머지 변수는 다음과 같이 정의된다.

$$y^+ = \frac{\rho C_{\mu}^{1/4} k^{1/2} y}{\mu}$$

$$\phi_P^+ = \sigma + \phi^t \left[v_P^+ + P \left(\frac{\sigma_{\phi}}{\sigma_{\phi}^t} \right) \right]$$

σ_{ϕ}^t : turbulent Prandtl number

$$P \left(\frac{\sigma_{\phi}}{\sigma_{\phi}^t} \right) = 9.24 \left\{ \left(\frac{\sigma_{\phi}}{\sigma_{\phi}^t} \right)^{3/4} - 1 \right\} \left\{ 1 + 0.28 \exp \left(-0.007 \frac{\sigma_{\phi}}{\sigma_{\phi}^t} \right) \right\}$$

3. 결과 및 고찰

본 연구에서 다른 재생냉각 장치의 유동방향은 (Fig. 1 참조)는 노즐에서 연소실로 향하므로 연소실에서 발생한 고온의 연소가스가 흐르는 방향과는 반대가 된다. 이는 냉각유로의 입구가 노즐에 가까이 있어야만 냉각유체가 낮은 온도에서 노즐을 냉각시킬 수 있기 때문이다. 노즐부근에서의 급격한 열전달률 상승은 기존의 문헌^[1,2]에서 어렵지 않게 찾을 수 있다. Fig. 1의 위부분에 도시한 그림은 유로의 폭을 나타내는 것으로 유로의 입구에서 4mm로 시작하여 3, 2.5mm로 각각 두 단계 축소된 후 다시 넓어지는 형상을 가진다. 유로의 높이는 2mm로 일정하며 그림은 실제의 비율보다 유로의 높이를 과장하여 나타내었다. 실제로 유로의 길이와 높이의 비는 매우 크므로 계산 격자 역시 길이 방향으로 많이 배치하여 길이, 높이 및 폭 방향으로 269×18×24개의 미소체적을 사용하여 전체계산 격자를 구성하였다. 적절한 격자의 수를 구하는 과정에서 여러 차례의 시행착오를 거듭하여 적용한 격자수가 충분함을 확인하였으므로 격자계의 변화에 대한 수치해의 민감도해석은 계산결과에 포함하지 않았다. 또한 수렴판정 조건을 $\varepsilon = 10^{-4}$ 으로 강화하여도 수렴된 결과의 평균 Nusselt 수가 유효숫자 네 자리까지 일정한 것을 대류의 영향이 가장 큰 유동조건에 대해서 확인하였다.

Table 1. Pressure drop and average Nusselt number for various operating conditions

Case	Re	$\Delta p \times 10^5 (\text{pa})$	\overline{Nu}	$A \times 10^3 (\text{m}^2)$	Width
A2	2	1.97	177.3	5.01	variable
A3	3	4.09	256.7	"	"
A4	4	6.91	329.1	"	"
A5	5	10.2	399.2	"	"
A6	6	14.5	467.7	"	"
B4	5.33	12.7	457.8	4.02	constant, 2.5mm

본 해석의 가장 큰 목적은 유량변화에 대한 유로 내부의 열/유동 현상의 특성을 파악하는 것이며 이 결과를 기본적인 설계자료로서 제공하는 것이다. 본 연구에서 다룬 유동 영역은 Table 1에 정리하였다. 표에 나타난 B4는 유로의 폭방향으로 일정한 크기를 갖는 것으로 이때 유량은 A4와 같도록 하였다. 레이놀즈 수가 증가함으로 인하여 압력강하와 열전달률이 함께 커지는 것을 알 수 있다. 따라서 필요한 냉각량을 줄 수 있는 정도의 유체를 흘려보낼 수 있도록 요구되는 구동력, 즉 펌프 또는 가압유체의 가압성능을 이 표에서 산출할 수 있다. 또한 가압을 위한 장치의 성능이 한계를 가지고 있다면 이로써 얻을 수 있는 냉각용량을 알 수도 있을 것이다.

Fig. 2는 각각의 경우에서 유로를 지나면서 압력이 얼마나 떨어지는지를 나타낸다. 이때 독립좌표축은 x 축으로 투사된 길이이므로 유로가 곡선인 노즐 목 부근에서는 유체의 유동경로는 그림에서 나타낸 것보다 더 길다. 세로방향으로 표시한 수직선은 유로의 단면적 변화가 있는 위치를 나타내며 유로의 감소가 있는 처음 두 위치에서 압력이 급격히 떨어진다. 반대로 면적 확대가 있는 곳에서는 압력이 회복되는데 이 값은 압력강하분과 비교하면 약 1/2에 불과하므로 유로의 축소/확대에 따라 전체적으로는 압력손실이 증가하는 것을 알 수 있다. 이러한 현상은 기존의 연구에서 흔히 사용하는 1차원 해석으로는 정확한 결과를 얻기 어려운 부분이기도 하다. 한편 유로의 단면 변화가 없는 B4 역시 노즐 목 부근에서 압력강하가 직선부보다 다소 큰 것을 알 수 있는데

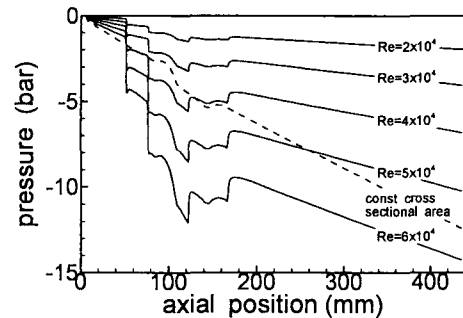


Fig. 2. Pressure drop through the cooling passage

이는 노즐 목 부근에서 유로가 곡률을 가지기 때문이다. 유로의 단면적 변화가 없고 직선유로인 $x=165\text{mm}$ 이후에는 거의 직선적인 압력강하를 가지는데 여기에서의 압력분포는 문헌^[11]에 제시된 관계식으로 구하여도 거의 유사한 기울기를 얻을 수 있다. 예로서 $Re=4 \times 10^4$ 인 경우, $x=200\text{mm}$ 에서 $x=400\text{mm}$ 까지의 압력강하는 1차원 해석에 의해 1.33기압을 3차원 유동해석에 의해서는 1.83기압을 얻을 수 있다. 또한 같은 유동조건에 대해서 1차원해석으로 구한 Nusselt 수는 266이며 이는 본 결과에서 구한 280~315와 비교해서 5~16%의 오차를 가진다. 따라서 유로의 단면적 변화가 급격하지 않다면 1차원 해석으로도 좋은 결과를 구할 수 있을 것이다. 하지만 본 해석에서 다룬 유로는 실제로 사용한 재질이 Ni 계열의 합금으로 가공성이 나빠져 해석을 위해서 또는 압력손실을 줄이기 위해서 유연한 형태로 유로를 가공하기 어려운 실정이다.

유로 내부의 난류강도에서 유추한 열전달률을 무차원화하여 Fig. 3에 나타내었으며 위치는 유로의 아래면 즉 연소실 방향을 향한 면의 중심선에서의 값이다. 압력분포와는 반대로 유로의 축소부에서 급격한 열전달 상승을 보인다. 이는 단면 축소로 인하여 유속이 증가된 것과 속도/온도 분포의 발달과정이 다시 시작하는 것에 기인한다. 이에 대한 자세한 토의는 참고문헌^[12]을 보기 바란다. 판내 유동의 경우 판의 단면 형상과 관계없이 유로의 단면적이 줄면 유속은 이에 비례해서 줄지만 특성길이는 면적의 제곱근에 비례해서 줄게되므로 레이놀즈 수는 증가한다. 따라서 단면적 감소로 열전달률을 증가시킬

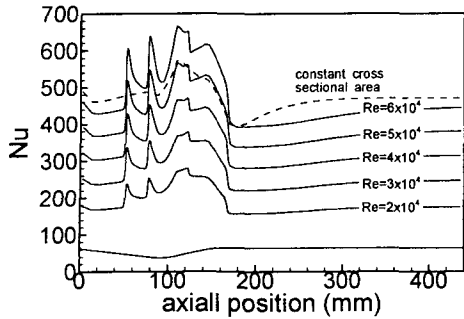


Fig. 3. Nusselt number distributions in the cooling passage.

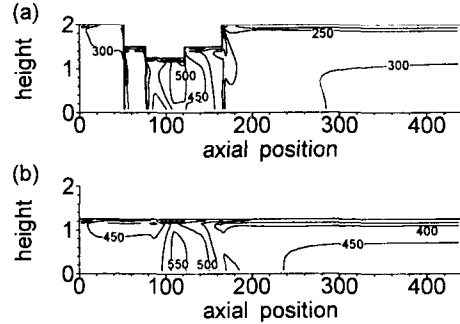


Fig. 5. Nusselt number distributions at bottom wall: (a) for A4 case, (b) for B4 case.

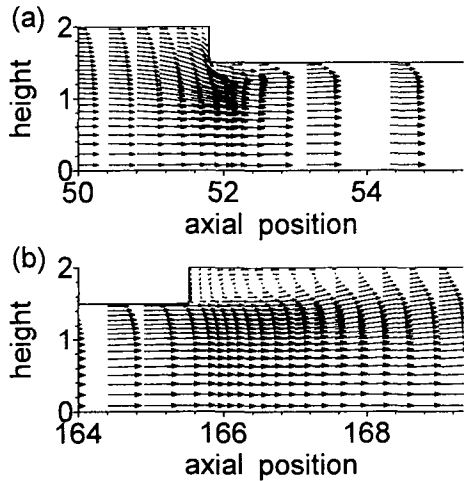


Fig. 4. Velocity vectors for A4 case: (a) at contraction area, (b) at expanding area.

수 있다는 사실은 재생냉각 유로 설계에 있어서 가장 기본적인 원리라 할 수 있다. 하지만 실제로 유량을 유지하기 위한 압력상승에 필요한 동력이 문제가 될 수 있다.

유로의 축소/확대 부에서의 유동장을 Fig. 4에 나타내었다. 이 그림은 유로의 중간 높이에서의 결과를 나타내는 것이다. 여기에서 열전달이 변화하는 이유를 보다 잘 이해할 수 있다. 축소부를 보면 상류에서 발달된 경계층이 상당부분 사라지면서 축소부 직후에서 다시 발달하기 시작하는 것을 볼 수 있다. 따라서 벽 부근에서 보다 큰 전단 응력이 형성되며 속도구배에 의하여 생성 유지되는 난류강도 역시 큰 값을 가진다. 반대로 유로가 확장되는 부분

(Fig. 4(b))에서는 잘 알려진 후향계단에서의 유동과 유사한 유동을 보인다. 확대된 부분은 재순환영역이 자리 잡으며 이 곳은 상류에서의 차가운 냉각 유체를 직접 공급 받을 수 없어 냉각성능이 심각하게 낮아질 수 있다.

냉각유로에서 연소실을 향한 면에서의 Nusselt 수 분포를 Fig. 5에 나타내었다. 그림 (a)는 A4에 대한 것이며 (b)는 B4에 대한 것이다. 전 영역에서 B4가 높은 열전달률을 가지는데 이는 같은 유량을 유지하도록 유동조건을 설정한데서 기인한 것으로 실제로 레이놀즈 수가 비슷한 A5 또는 A6과 유사한 정도의 열전달을 가지며 압력손실 역시 이들과 같은 정도이다. 직선부에서의 열전달 성능은 B4가 우월하지만 노즐 목 부근에서의 열전달은 유로면적의 변화가 있는 경우보다 못한 것을 알 수 있다. 직선부에서의 열전달 성능 향상은 Webb^[12]이 지적하였듯이 유로면적을 축소함으로써 같은 유량으로 열전달률을 높일 수 있다는 사실과 일치하는 현상이다. 부연하면 노즐 부근에서의 단면변화를 이차유동을 유발하고 이에 따른 결과로서 열전달 성능을 향상시키게되므로 극심한 열환경에 있는 노즐목을 보호하는데 도움이 된다.

단면변화에 의한 이차유동과 주유동속도 및 난류강도의 분포를 Fig. 6과 7에 나타내었다. 각각은 유로 축소부와 확대부에 대한 것으로 전자는 $x = 51\text{mm}$ 에서 후자는 $x = 166$ 및 168mm 에서의 결과를 나타내는 것으로 이들의 위치는 앞서 보인 Fig. 4에서 확인할 수 있다. Fig. 6에서 나타나는 이차유동의 하강속도는 유로가 전반적으로 기울어져

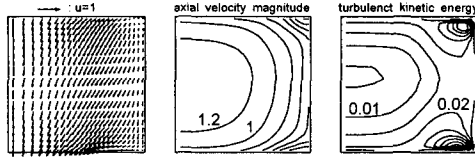


Fig. 6. Secondary flow vectors, and axial velocity magnitude and turbulent kinetic energy distributions for A4 case at $x=51\text{mm}$.

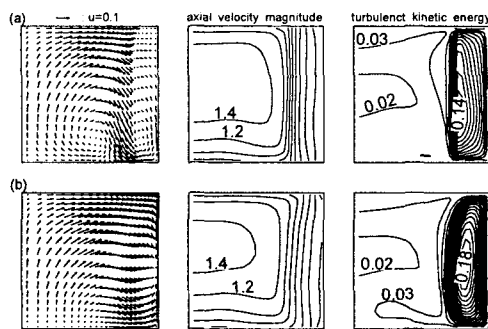


Fig. 7. Secondary flow vectors, and axial velocity magnitude and turbulent kinetic energy distributions for A4 case: (a) at $x=166\text{mm}$, (b) at $x=168\text{mm}$.

있기 때문이며 유로에 수직하게 자른 단면에서는 이러한 분포가 보이지 않을 것이다. 반면에 Fig. 7은 주유동과 수직한 단면을 나타내며 여기에서의 이차 유동은 단면확대로 인하여 유발된 것이다. 확대부 직전에 유로가 위를 향하고 있었기 때문에 직선부에 접어들어서도 주유동방향 속도의 중심(가장 속도가 높은 위치)이 유로의 윗부분에 치우쳐 위치한다. 이러한 현상은 유동이 한참 진행된 Fig. 7(b)의 경우에도 여전히 유지된다. 또한 난류강도는 재순환영역에서 매우 크게 형성되는데 이는 재순환 유동과 주유동과의 구배에 의하여 형성되고 유지된다.

4. 결 론

축소형 액체 로켓엔진에 사용될 재생냉각 유로에 대한 전산유동해석을 수행하여 압력손실 및 열전달량을 예측하였으며 이들은 냉각장치 설계를 위한 기초적인 자료로 활용될 수 있을 것이다. 노즐 목 부

근에서 냉각유로의 축소/확대로 인하여 압력손실이 증가하는 반면 이차유동이 유발되고 난류화가 촉진되어 결과적으로 열전달률이 증가한다. 전자는 성능을 감소시키는 요인이 되나 후자는 성능을 향상시킨다. 특히 열부하가 심각한 노즐목 부위를 집중적으로 냉각시킬 수 있게 되어 한정된 냉각용량을 효과적으로 사용한다는 점에서 로켓의 냉각장치로는 바람직한 현상이다. 또한 유량의 변화에 따른 압력손실과 열전달량을 제공하였으며 이는 냉각장치 설계에 활용될 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

1. D.K. Huzel and D.H. Huang, "Modern engineering for design of liquid-propellant rocket engines," American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc., 1992.
2. G.P. Sutton and D.M. Ross, Elements: the engineering of rockets, John Wiley & Sons, Inc., 1976.
3. 부준홍, 정원복, 박태선, 채연석, "액체 로켓엔진 재생냉각 채널에서의 열전달에 관한 수치적 연구," 한국항공우주학회 1997년도 춘계 학술강연회 논문집, pp.320~325, 1997.
4. S. Ueda, Y. Kuroda and H. Miyajima, "Bipropellant performance of $\text{N}_2\text{H}_4/\text{MMH}$ mixed fuel in a regeneratively cooled engine," J. Propulsion and Power, v10n5, pp.646~652, 1994.
5. T.S. Wang and V. Luong, "Hot-gas-side ad coolant-side heat transfer in liquid rocket engine combustor," J. Thermophysics and Heat Transfer, v8n3, pp.524~530, 1994.
6. 조원국, "칼로리미터의 재생 냉각유로 설계," 제 13회 학술강연회논문초록집 한국추진공학회, p.9, 1999.
7. J.H. Ferziger and M. Peric, Computational methods for fluid dynamics, Springer-Verlog, 1996.

8. 허남건, 조원국, 윤성영, 김광호, "회전하는 r자형 관내의 유동에 관한 수치해석 연구," 대한기계학회논문집, 제17권 6호, pp.1621~1632, 1993.
9. Leonard, B.P., "A stable and accurate convective modelling procedure based on quadratic upstream interpolation," *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, v19, pp.59~98, 1979.
10. A.D. Gosman and F.J.K. Ideriah, *TEACH-2E: A general computer program for two-dimensional, turbulent, recirculating flows*, Fluids section, Dep. of Mech, Eng., Imperial College, London, 1976.
11. F.M. White, *Viscous fluid flow*, McGraw-Hill, 1991.
12. R.L. Webb, *Principles of enhanced heat transfer*, John Wiley & Sons, Inc., 1994.