

技術論文

액체로켓 연소기 재생냉각 챔버 구조설계

류철성* , 최환석* , 이동주**

Structure design of regenerative cooling chamber of liquid rocket thrust chamber

Chul-Sung Ryu*, Hwan-Seok Choi* and Dong Ju Lee**

ABSTRACT

Elastic-plastic structural analysis for regenerative cooling chamber of liquid rocket thrust chamber is performed. Uniaxial tension test is also conducted for the copper alloy in order to get material data necessary for the structure analysis. The results of uniaxial tension test reveal that copper alloy become ductile after brazing process and flow stress becomes lower as temperature becomes higher. As a result of structural analysis using the material data, the deformation of cooling channel is more increased by thermal load than by internal pressure of cooling fluid. Therefore, the results of analysis show that structural stability and cooling performance of combustion thrust chamber which is designed to endure mechanical load and minimized a channel thickness are improved by decreased thermal load as possible.

초 록

재생냉각형 액체로켓 연소기의 냉각채널 설계에 대한 탄-소성 구조설계를 수행하였다. 구조해석에 필요한 데이터를 얻기 위하여 여러 가지 온도에서 재생냉각 챔버 제작에 사용하는 구리합금의 단축인장시험을 수행하였다. 재료시험 결과 구리합금은 브레이징 공정 후에 연화되어 강도 값이 매우 저하되며 온도가 증가함에 따라 유동 응력 값이 더 작게 나타났다. 재료시험 데이터를 이용하여 냉각채널의 구조해석을 수행한 결과 채널 내부 냉각유체에 의한 내부압력보다 고온의 연소가스에 의한 열 하중에 의하여 채널의 변형이 심하게 발생함을 확인하였다. 따라서 기계적인 하중을 견딜 수 있는 한도 내에서 냉각채널의 두께를 감소시켜 열 하중을 최소화함으로써 연소기의 무게 감소, 냉각성능 향상, 그리고 구조적인 안정성을 향상시킬 수 있다는 것을 알 수 있었다.

Key Words : Liquid Rocket Thrust Chamber(액체로켓연소기), Regenerative Cooling Chamber(재생냉각 챔버), Elastic-plastic Structural Analysis(탄-소성 구조해석)

1. 서 론

액체로켓 연소기 개발에 있어서 연소압력을 증

가시킴으로서 추력을 향상시키고 연소기 무게를 감소시켜 성능향상을 이룰 수 있다. 연소기의 연소압력이 증가함에 따라 열 하중(thermal load)을 가장 많이 받는 노즐 목(nozzle throat)에서 열 유속은 3300 W/cm^2 에서 우주왕복선(space shuttle)의 경우 16000 W/cm^2 에 이른다[1]. 재생냉각형 액체로켓 연소기의 경우 많은 연소시험을 반복적으로 수행하기 때문에 챔버(chamber) 내부

† 2005년 9월 12일 접수 ~ 2005년 10월 18일 심사완료

* 정회원, 한국항공우주연구원 연소기그룹

** 정회원, 충남대학교 기계공학과

연락처, csryu@kari.re.kr

대전광역시 유성구 어은동 45번지

의 재료는 다수의 열적 사이클(cycle)을 반복적으로 경험한다. 연소기의 연소 가스는 매우 고온이기 때문에 내부 구조물이 손상되지 않도록 추진제로 사용하는 연료를 여러 형태의 채널 내부에 유동시켜 구조물이 안정적으로 작동하도록 냉각시킨다. 이때, 고온의 연소가스와 접하는 벽면과 냉각 유체가 유동하는 냉각 채널 내측 벽면 사이에는 높은 온도차이가 발생한다. 연소기가 시동하고 정상 상태의 연소를 마치는 1 사이클 동안 냉각 채널의 온도상승과 벽면 사이의 온도 차이에 의하여 냉각 채널에 소성 변형이 발생하며 반복적인 연소시험으로 구조물은 지속적으로 변형된다.

국내에서 개발하고 있는 액체로켓 연소기의 재생냉각 챔버에는 구리 금속에 크롬(Cr)과 몇 가지 성분이 함유된 구리합금(copper alloy)을 사용한다. 이 구리합금은 높은 열전도성과 순수한 구리에 비하여 높은 강도를 갖기 때문에 고압에서 작동하는 연소기의 재생냉각 챔버용 제작 재료로 적당하다. 이 분야 선진 외국의 경우에는 재생냉각 연소기 챔버에 사용할 재료를 자체적으로 개발하여 사용하고 있으며 타국으로 수출은 엄격하게 통제하고 있다.

본 연구에서는 국내에서 개발한 구리합금을 이용하여 재생냉각 챔버의 탄-소성 구조설계를 수행하여 국내재료의 사용 가능성 및 구조적 안정성에 대하여 고찰하였다.

II. 본 론

2.1 구리합금의 기계적, 물리적 재료시험

재생냉각형 연소기 챔버의 구조설계를 하기 위해서는 사용하고자하는 재료의 정확한 기계적인 물성 값들과 물리적인 물성 값들이 필요하다. 외국의 경우 액체로켓 연소기 챔버에 사용하기 위한 최적의 재료를 선정하기 위하여 여러 가지 재료를 선정하고 시험하여 각 재료별 특성에 대하여 연구하였다[2]. 구리합금의 상온 및 고온 상태의 재료 특성 데이터를 얻기 위하여 몇 가지 온도에 대하여 단축 인장시험을 실시하였다. 물리적 특성 시험은 냉각 채널의 열 해석을 하기 위하여 필요하며 비열(specific heat), 열전도도(thermal conductivity), 그리고 열팽창률(thermal expansion)을 시험을 통하여 확보하였다.

구리합금 재료의 성분 분석은 화학시험연구원 에서 수행하였으며 Table 1에 재료시험에 사용한 구리합금의 조성을 나타내었다. 재료시편은 ASTM

Table 1. Contents of copper alloy

Composition	Cr	Re	Zn	Pb
Content(wt%)	0.40	0.04	0.05	0.21
Composition	Mg	Si	P	Ni
Content(wt%)	0.001	0.10	0.01	0.01

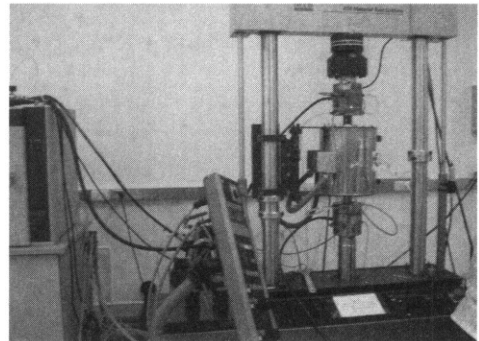


Fig. 1. Configuration of MTS 810

Table 2. Mechanical properties of copper alloy before brazing at room temperature

Specimen No.	Tensile stress(MPa)	Yield stress(0.2%)	Young's modulus (GPa)
1	503.8	461.6	140.5
2	507.5	466.1	150.5
3	508.2	462.5	151.5
4	507.7	466.4	149.4
5	507.8	465.38	127.8
6	507.5	462.7	139.9
Average	507.8	464.1	143.3

Table 3. Mechanical properties of copper alloy after brazing at room temperature

Specimen No.	Tensile Stress(MPa)	Yield Stress(0.2%)	Young's Modulus (GPa)
1	189.3	44.4	73.4
2	196.2	49.5	91.2
3	189.5	47.4	77.7
4	195.4	65.5	78.9
5	189.1	43.2	77.3
Average	191.9	49.9	79.7

Table 4. STS329J1 Mechanical properties

Temp. (°C)	Tensile strength (N/mm ²)	0.2% offset Yield strength (N/mm ²)	Youngs modulus (N/mm ²)
room temp	633.7	502.1	150443
100	555.3	424.23	138636
200	533.0	366.9	144806
300	549.0	367.4	157757
400	538.3	344.2	149031
500	503.0	351.1	131475
600	305.6	237.9	115329

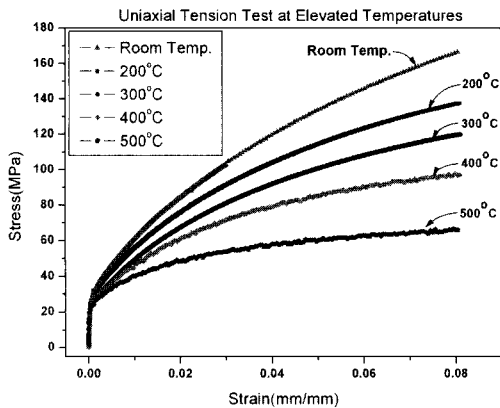


Fig. 2. Results of uniaxial tension test

E8M, E216 규격[3]에 따라 제작하였으며 단축 인장시험은 고온용 챔버를 장착한 MTS 810 장비를 사용하여, 0.5 mm/min의 인장속도로 시험을 수행하였다. Fig. 1은 단축 인장시험에 사용한 MTS 810 장비 형상이다.

재생냉각 연소기 챔버의 제작은 브레이징(brazing) 공정을 이용하여 제작한다. 브레이징 공정은 매우 높은 온도에서 금속을 접합하기 때문에 구리합금은 초기의 강도를 갖지 못하고 연화되는 성질을 갖고 있다. 이러한 기계적인 물성 값들의 변화는 상온에서 인장시험을 통하여 확인할 수 있었으며 그 결과를 Table 2와 Table 3에 나타내었다. 시험결과 최대응력(tensile stress)은 507.8 MPa에서 191.9 MPa로 감소하였으며 탄성 계수(Young's modulus)는 143.3 MPa에서 79.7 MPa로 감소하였다. 특히 0.2% 오프셋(offset)한 항복응력 값은 브레이징 공정 전에 464.1 MPa에서 브레이징 공정 후에는 49.9MPa로 약 89% 감소

하였다. 따라서 고온 인장시험에 사용할 재료시편도 브레이징과 동일한 온도조건을 사용하여 열처리를 하였다. 인장시험 온도는 상온, 200 °C, 300 °C, 400 °C, 그리고 500 °C에 대하여 수행하였다. 변형률 데이터는 고온용 익스텐소메타(extensometer)를 사용하여 변형률 8%까지 측정하였다. 각 온도별 인장시험 결과는 Fig. 2에 나타내었다. 시험결과 재료의 항복 응력(yielding stress)는 상온일 때 26.8 MPa이며 200 °C에서는 24.9 MPa로 감소하였으며 300 °C ~ 500 °C의 범위에서는 약 20.3 MPa로 비슷한 항복 응력 값이 나타났다. 재료시험 온도가 증가하면 변형경화(strain hardening)가 작아져서 소성 변형의 기울기가 감소하였다. 결과적으로 온도상승은 재료의 유동응력(flow stress) 값을 현저하게 감소시킴을 재료시험을 통하여 확인하였다. 또한, 높은 온도에서 유동응력의 차이가 낮은 온도보다 점점 크게 증가함을 알 수 있었다.

액체로켓 연소기 챔버의 외피 구조물의 재료는 STS329J1으로 상온에서 600°C까지 인장시험을 수행하였다. 이 재료의 최대응력은 상온에서 633.7 MPa이며 온도가 증가함에 따라 감소하여 600°C에서 305.6 MPa로 감소하였다. 0.2% 오프셋 항복응력 값도 상온에서 502.1 MPa에서 600°C에서 237.9 MPa로 52.6% 감소하였다. 이 재료의 시험 결과는 Table 4에 나타내었다.

물리적 특성 시험은 LFA 427 장비를 사용하여 KS L 1604-2002 규격에 따라 레이저 플래시법으로 비열 및 열전도도를 측정하였으며 열팽창계수는 Linseis L76 장비를 사용하여 측정하였다.

2.2 냉각 채널의 탄-소성 구조해석

Fig. 3은 현재 국내에서 개발하고 있는 재생냉각형 연소기의 형상이다. 연소기 헤드부에 산화제인 액체산소(LOx)가 공급되며 노즐 출구(nozzle exit) 부에서 연료를 공급하여 냉각 채널을

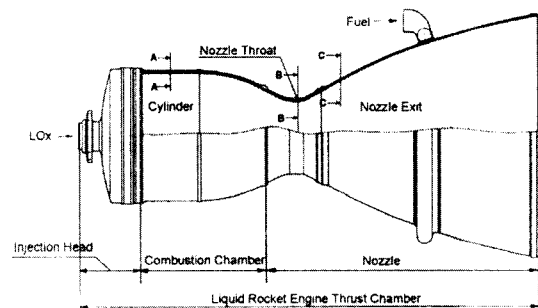


Fig. 3. Configuration of liquid rocket engine thrust chamber

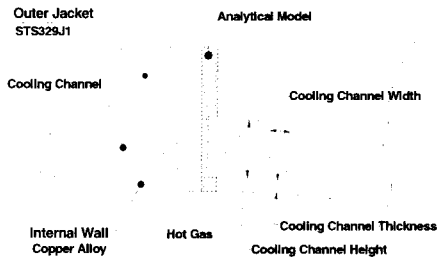


Fig. 4. Section view of combustion chamber

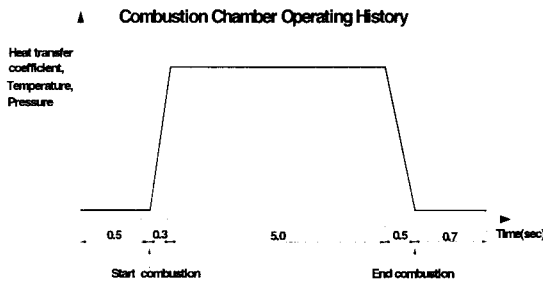


Fig. 5. Combustion chamber operating history

Table 5. Boundary condition of nozzle throat

Boundary Condition	Not Combustion		Combustion	
	Not Combustion	Combustion	Not Combustion	Combustion
Hot Gas Side Heat Transfer Coefficient ($W/m^2.K$)	0.0	12474		
Gas Temperature(K)	293	2500		
Hot Gas Side Wall Static Wall Pressure(MPa)	0.1	2.5		
Coolant Side Heat Transfer Coefficient ($W/m^2.K$)	47500	72692		
Coolant Temperature(K)	293	380.8		
Coolant Side Static Wall Pressure(MPa)	7.54	7.58		

통하여 연소기 헤드부의 연료 매니폴드(manifold)로 유동한다. 일반적으로 연소기를 구성하는 구조물의 대부분은 고온, 고압에서 작동하는 특성 때문에 연소기가 작동 중에 구조적인 손상 또는 파괴가 발생하지 않도록 구조물이 탄성범위에서 작동하도록 설계한다. 그러나 Fig. 3에서 연소기 챔버부(combustion chamber)와 노즐(nozzle)부의 냉각 채널의 경우 냉각 유체와 연소가스의 압력

Table 6. Boundary condition of elastic-plastic analysis for copper alloy

density (g/cm^3)	Temp. ($^{\circ}C$)	Specific heat ($J/g.K$)	Thermal Conductivity ($W/m.K$)	Thermal expansion $\alpha(\times 10^6/K)$
	8.86	Room Temp.	0.415	272.38
100		0.401	273.46	17.1
200		0.426	289.09	17.5
300		0.418	281.28	17.9
400		0.451	298.67	18.3
500		0.526	358.08	18.7
600		0.624	423.71	19.1
800		-	-	19.9
1000		-	-	21.0

Table 7. Boundary condition of elastic-plastic analysis for STS329J1 material

density (g/cm^3)	Temp. ($^{\circ}C$)	Specific heat ($J/g.K$)	Thermal Conductivity ($W/m.K$)	Thermal expansion $\alpha(\times 10^6/K)$
	7.76	Room Temp.	0.437	13.05
100		0.453	14.24	12.4
200		0.500	16.42	12.5
300		0.507	17.13	12.6
400		0.575	19.68	12.7
500		0.713	23.75	12.8
600		0.888	30.91	12.9
800				13.9
1000				15.0

차가 발생하며, 냉각 채널 두께 방향으로 온도차가 존재한다. Fig. 4는 Fig. 3에서 단면 B-B의 형상이다. 연소가스의 내부 압력에 챔버가 구조적으로 견딜 수 있도록 채널 외피는 강도 값이 큰 금속 재료인 STS329J1을 사용하고 내측은 열전도도가 좋은 구리합금으로 구성되며 냉각을 위해서 사각형 형태의 냉각 채널이 존재한다. 연소기가 작동을 시작하면 냉각 채널은 탄성 범위에서만

작동하지 않고 압력과 열 하중에 의하여 소성 변형이 발생한다. 연소기는 반복적인 연소시험을 수행하지만 작동시간이 비교적 짧기 때문에 크립(creep)에 의한 영향은 매우 작은 것으로 알려져 있으며 본 연구에서도 크립 변형률은 고려하지 않았다[4].

재료시험을 통하여 얻은 데이터를 이용하여 현재 국내에서 개발하고 있는 재생냉각형 연소기 냉각 채널의 탄-소성 구조해석을 수행하였다. 연소기 재생냉각 챔버에서 노즐 목이 가장 심한 열적 하중을 받기 때문에 노즐 목에 대한 탄-소성 구조해석을 수행하였다. 연소기 챔버의 냉각 채널부는 Fig. 4에서 나타내었듯이 동일한 냉각 채널 형상이 연소실 원주방향으로 반복적으로 배치되기 때문에 1개 채널에 대한 형상을 모델링 하였다. 탄-소성 구조해석에 사용한 노즐 목의 기하학적 형상으로는 냉각 채널의 폭이 1.2 mm이며 두께는 1.5 mm 와 1.0 mm 두 가지 경우이다.

열/구조해석에 필요한 경계조건은 현재 국내에서 개발하고 있는 연소기의 작동 조건으로 하였으며 열 해석에 필요한 경계조건은 연소실 내부 유동해석으로 얻은 데이터를 사용하여 Marc 상용 프로그램으로 Table 5의 경계조건을 적용하여 해석하였다. Fig. 5는 해석에 사용한 연소기의 작동 사이클이다. 총 해석 시간은 7초이다. 초기 0.5초 까지는 연료가 냉각 채널을 통해 연소기 헤드부까지 유동하는 시간으로 이 구간에서는 연소가 일어나지 않는다. 초기 연소가 시작되는 0.5초에서 0.8초까지의 천이 구간(transition period)에서 경계 조건들은 선형적으로 변한다고 가정하였다[4,5].

연소기가 작동할 때 연소가스의 온도는 이론적으로, 약 3500K이지만 연소기 벽면에서 온도를 낮게 유지하기 위하여 막 냉각(film cooling)을 하거나 연소가스와 접하는 연소실 벽면에 열차폐 코팅(thermal barrier coating)을 한다[6]. 이 막냉각 효과를 고려한 연소기 챔버의 열/구조해석에 사용한 경계조건은 Table 5와 Table 6 그리고 Table 7에 나타내었으며 열 해석으로 얻은 냉각 채널의 온도 분포는 열 하중 경계조건으로 사용하였다. Fig. 6은 탄-소성 구조해석에 사용한 해석 모델의 압력과 변위에 대한 경계조건을 나타내었다. 냉각 채널의 형상이 대칭성을 갖고 있으므로 해석 모델의 좌우는 대칭 조건을 적용하였다.

연소기 챔버의 단면 형상은 연소실 길이 방향으로 냉각 채널 폭이 변화하지만 일정한 길이만큼은 형상이 동일하기 때문에 2차원으로 모델링

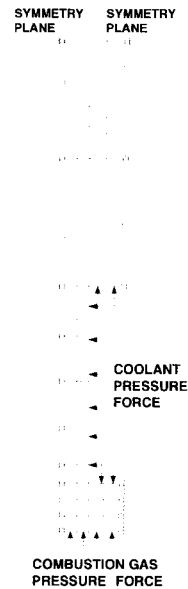


Fig. 6. Force and displacement(symmetry) boundary conditions

하여 해석하였다. 냉각 채널의 탄-소성 구조해석에는 MSC/Marc 상용 프로그램을 사용하였다[7]. Quad4 요소를 사용하여 격자계(mesh)를 구성하였으며 탄-소성 해석에 필요한 기계적인 물성 값들은 상온 및 고온에서 수행한 단축인장시험을 통하여 얻은 데이터를 사용하였다.

2.3 해석 결과 및 고찰

냉각 채널의 두께 1.5 mm에 대하여 열 해석 결과 최대온도는 677.4K이며 냉각 유체가 접하는 벽면과 연소가스가 접하는 벽면과의 온도차이는 106.6K이다. Fig. 8과 Table 8에 냉각 채널의 위치에 따른 온도 분포를 나타내었다. 그림의 좌측에는 해석에 사용한 냉각 채널의 형상과 노드(node)들의 위치를 나타내었다. 열 해석 결과 냉각 채널의 리브(rib)와 채널 중앙부의 온도가 가장 높게 나타나고 챔버 외피 구조물의 온도 증가는 약 89K이다. 채널의 두께가 1.0 mm로 감소한 경우 결과는 Fig. 9와 Table 9에 나타내었다. 이 경우 최대온도는 645.5K이며 가스와의 접하는 벽면과 냉각 유체가 접하는 벽면사이의 온도 차이는 70.1K이다. 결과적으로 냉각채널 두께를 0.5 mm 감소시킴으로서 냉각 채널의 최대온도를 31.9K 감소시키고 채널 양단에 걸리는 온도차는 36.5K 감소시킬 수 있다.

연소기가 작동을 시작하면 먼저 냉각 유체가 냉각 채널을 따라 유동하고 연소가 시작됨에 따

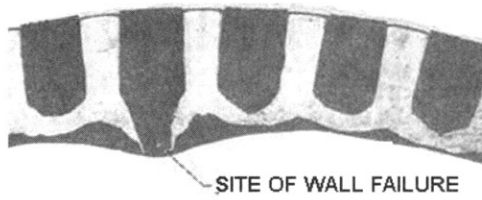


Fig. 7. Deformation of cooling channel

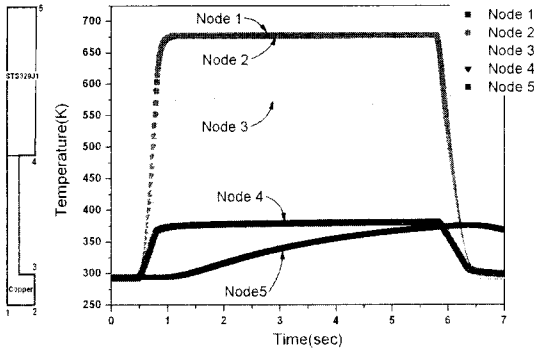


Fig. 8. Temperature distribution at nozzle throat (channel thickness : 1.5 mm)

Table 8. Temperature distribution at nozzle throat(channel thickness : 1.5 mm)

Node No.	1	2	3	4	5
Temperature(K)	676.8	677.4	570.8	382.7	372.9

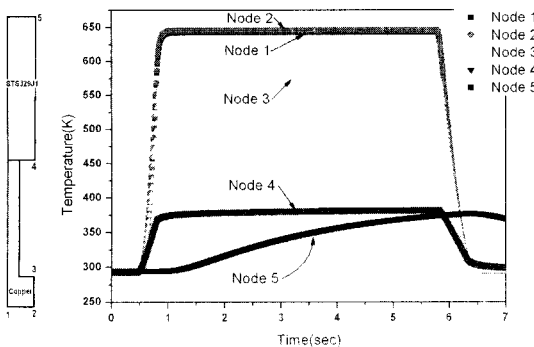


Fig. 9. Temperature distribution at nozzle throat (channel thickness : 1.0 mm)

Table 9. Temperature distribution at nozzle throat (channel thickness : 1.0 mm)

Node No.	1	2	3	4	5
Temperature(K)	642.4	645.5	575.4	382.8	373.2

라 냉각 채널의 온도가 급격하게 증가한다. 또한 연소가스와 냉각 유체의 압력차이가 발생함으로써 열적인 영향과 압력에 의한 영향을 동시에 받는다. 연소가스와 접하는 내측 벽면과 냉각 유체가 접하는 벽면 사이에 높은 온도차이가 발생한다. 이때 온도가 높은 냉각 채널은 팽창을 하지만 온도가 낮은 외피 구조물인 STS329J1에 의하여 변형이 구속되기 때문에 구리합금은 열적인 압축 변형이 발생한다. 이때, STS329J1은 연소압력에 의하여 인장하중을 받는다. 냉각 유체와 연소가스의 압력차이는 냉각 채널을 부풀어 오르게 (bulge)하는 현상을 발생시키며 반복적인 연소시험에 의하여 변형 정도가 점점 증가하여 Fig. 7의 경우처럼 구조물의 파손이 발생한다[8]. 연소기의 작동이 중지하면 열팽창을 한 냉각 채널은 온도가 감소함에 따라 인장력을 받는다. 냉각 채널의 변형률 범위는 압축과 인장 변형률의 합으로 표현할 수 있다. 열적/기계적 하중을 받으면 구조물은 변형되며 이때 크립(creep) 변형률을 제외한 전체 변형률은 아래의 식으로 표현할 수 있다.

$$\epsilon^T = \epsilon^e + \epsilon^p + \epsilon^{thermal} \quad (1)$$

ϵ^e : 탄성 변형률(elastic strain)

ϵ^p : 소성 변형률(plastic strain)

$\epsilon^{Thermal}$: 열 변형률(thermal strain)

또한, 구조물의 변형에 따른 유효 변형률 (effective strain)은 아래의 식으로 표현할 수 있다.

$$\epsilon_{eff} = \sqrt{\frac{2}{3}} \sqrt{(\epsilon'_r - \epsilon'_\theta)^2 + (\epsilon'_r - \epsilon'_z)^2 + (\epsilon'_\theta - \epsilon'_z)^2} \quad (2)$$

본 연구에서 각 변형률 성분에서 전체변형률은 식(1)에서 탄성 변형률과 소성 변형률의 합으로 유효 변형률을 계산하였다.

Fig. 10과 Fig. 11에 총 7초의 연소시간동안 냉각채널 위치에 따른 유효 변형률 이력을 나타내었으며 Table 10과 Table 11에 냉각 채널 각 부분에서 최대 변형률을 나타내었다. 앞에서 언급하였듯이 연소기 작동 사이클에서 초기 0.5초 동안은 연소가 일어나지 않는 구간으로 냉각 채널 내부에 7.54 MPa의 압력이 작용하고 연소가 챔버 내부 압력은 0.1 MPa의 상태가 된다. 연소가 시작되면 연소기 연소가스에 의하여 내부의 압력은 0.1 MPa에서 2.5 MPa으로 증가하고 냉각 채널 내부의 압력은 7.58 MPa로 약간 증가한다. 따라서 연소기 작동 초기 0.5초 동안 냉각 채널과 연소 가스와의 접하는 벽면사이의 압력 차이는

Table 10. Strain value of Nozzle Throat at 5.8 sec(channel thickness : 1.5 mm)

	R strain	θ strain	Z strain	Effective strain
Node 1	0.01397	-0.00784	-0.00672	0.01418
Node 2	0.0129	-0.00675	-0.00673	0.01309
Node 3	0.01019	-0.00574	-0.0048	0.01032

Table 11. Strain value of Nozzle Throat at 5.8 sec(channel thickness : 1.0 mm)

	R strain	θ strain	Z strain	Effective strain
Node 1	0.01422	-0.00876	-0.00609	0.01452
Node 2	0.00996	-0.00438	-0.00615	0.01020
Node 3	0.01091	-0.00637	-0.00488	0.01106

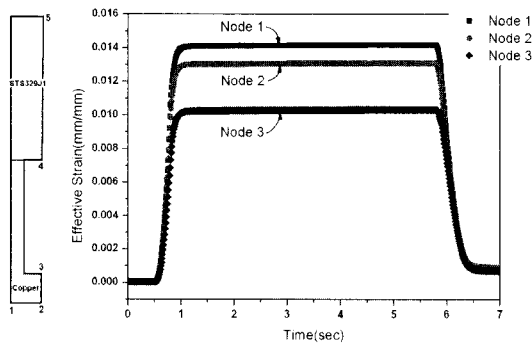


Fig. 10. Effective strain at nozzle throat (channel thickness : 1.5 mm)

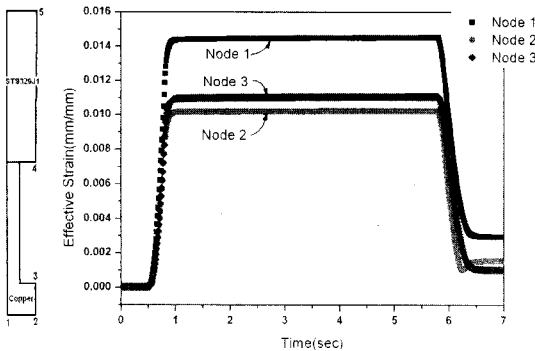


Fig. 11. Effective strain at nozzle throat (channel thickness : 1.0 mm)

7.44 MPa에서 연소가 시작되면 17.42 MPa로 감소한다. 그러므로 초기 작동시간 0.5초까지는 열 하중이 없는 상태이며 압력 하중만 냉각 채널 내부에 작용한다. 이때 냉각 채널에 발생하는 폰-미세스 응력(Von-Mises stress)은 냉각 채널 두께가 1.5 mm인 경우에 1.11 MPa이며 냉각 채널의 두께가 1.0 mm인 경우는 4.48 MPa이다. 비록 냉각 채널 내부에 높은 압력이 작용하지만 Fig. 4에서 나타내었듯이 냉각 채널의 폭이 매우 작기 때문에 채널에 발생하는 응력의 크기는 매우 작게 나타났다. 연소기 챔버 내부에서 연소가 시작하여 냉각 채널이 최고 온도로 상승하면 폰-미세스 응력은 냉각 채널 두께가 1.5 mm에서 52.18 MPa로 증가하고 냉각 채널 두께가 1.0 mm인 경우에는 48.17MPa로 증가하였다. 따라서 냉각 채널의 변형이 열적인 하중과 냉각 유체의 압력에 의하여 발생하지만 열 하중에 의한 열 변형률이 구조물의 변형에 더 큰 영향을 미침을 알 수 있다.

냉각 채널 두께 1.0 mm에서 최대 유효변형률은 1.45%이며 1.5 mm에서는 1.428%이다. 최대 유효변형률이 발생하는 영역은 냉각 채널 사이의 리브(rib)에서 발생하였다. 비록 채널의 두께를 감소시켜 온도가 감소하였지만 냉각 유체의 압력에 의하여 두께가 감소한 냉각 채널의 벤딩 모멘트(bending moment)가 증가하기 때문에 채널 두께 1.0 mm의 리브 중앙부에서 약간 크게 나타났다. 그러나 열 하중을 가장 많이 받고 반복적인 연소시험에 의한 파손이 발생하는 채널 중앙부에서는 유효 변형률이 1.020%와 1.309%로 채널의 두께가 감소함에 따라 0.289%의 유효 변형률이 감소하였다. 냉각 채널 중앙부가 구조적으로 가장 취약하기 때문에 이 부분에서 변형률의 감소는 구조적인 안정성과 연소기의 피로수명을 증가시키는 효과가 있다[9].

III. 결 론

액체로켓 연소기 재생냉각 챔버에 대한 구조설계를 수행하였다. 탄-소성 구조해석에 필요한 데이터를 얻기 위하여 구리합금에 대하여 몇 가지 온도에서 단축인장시험을 수행하였다. 단축 인장 시험 결과 구리합금은 브레이징 공정을 거치면서 매우 심하게 연화되어 본래의 강도 값보다 매우 작은 강도 값을 갖고 있었으며 온도가 증가함에 따라 유동응력(flow stress) 값이 감소하였다. 특히 온도가 고온으로 올라갈수록 유동응력의 감소가 점점 더 크게 나타났다.

단축 인장시험 데이터를 이용하여 현재 국내에서 개발하고 있는 연소기 재생냉각 챔버의 냉각 채널을 탄-소성 구조해석을 수행하였다. 해석 결과, 기계적인 하중보다 열적인 하중에 의하여 냉각 채널의 변형이 더 크게 나타남을 확인하였다. 또한, 냉각 채널의 두께를 감소시킴으로서 채널의 온도가 감소하고 결과적으로 열 하중에 의하여 냉각 채널에 발생하는 유효 변형률의 크기가 감소하였다. 따라서 냉각 채널의 구조설계에서 채널의 두께 감소 효과는 연소기의 무게를 감소시키며 냉각 성능을 향상시키고 채널의 변형 정도를 감소시키는 효과가 있음을 확인하였다.

후 기

본 연구는 "소형위성 발사체(KSLV-I) 개발사업"의 연구 결과 중 일부입니다.

참고문헌

- 1) W. H. Armstrong and E. W. Brogren, Thrust chamber life prediction-volume II -Plug nozzle centerbody and cylinder life analysis, NASA CR-134822, May 1975.
- 2) J. J. Esposito, R. F. Zabora, "Thrust chamber life prediction. Volume 1: mechanical and physical properties of high performance rocket nozzle materials", NASA-CR-134806, May 1975.
- 3) Standard Test Method for Tension Testing of Metallic Materials[Metric] (ASTM E 8M).
- 4) W. H. Armstrong and E. W. Brogren, 3-D thrust chamber life prediction, NASA CR-134979, March 1976.
- 5) W. H. Armstrong, structural analysis of cylindrical thrust chambers-final report-volume I, NASA CR-159522, March 1979.
- 6) R. J. Quentmeyer, Rocket combustion chamber life-enhancing design concepts, AIAA/SAE/ASME/ASEE 26th Joint Propulsion Conference, AIAA-90-2116, July 1990.
- 7) MARC General Purpose Finite Element Program, MARC Analysis Research Corporation, Palo Alto, Vol. A-D, 2001.
- 8) R. J. Quentmeyer, Experimental fatigue life investigation of cylindrical thrust chambers, AIAA/SAE 13th Propulsion Conference, Orlando, Florida, July 1977.
- 9) N. P. Hannum, H. J. Kaaper, and A. J. Pavli, Experimental and theoretical investigation of fatigue life in reusable rocket thrust chambers, NASA TM X-73413, July 1976.