

터보차저 구동용 연소기 개발에 관한 연구

오 국 태* · 박 부 민* · 김 홍 원* · 류 승 협* · 하 지 수*

A Study on the Development of Combustor for Turbocharger Test Facilities

Kook-taek OH, Boo-min Park, Hong-won Kim, Seung-hyup Ryu, Ji-soo Ha

Key Words: Combustor(연소기), Flow analysis (유동해석), Mass flow rate(질량유량), Equivalence ratio(당량비)

Abstract

Combustor design technique is established by reverse engineering of existing combustor and applying heat & mass balance equations for the combustion process.

The ratio of entrained air for each air slot is found to be almost proportional to the area ratio from the result of numerical simulation.

The shape of the combustor is modified by the numerical analysis to get circumferentially uniform flow inside the combustion chamber required for the flame stability.

1. 서 론

선박용 대형 디젤엔진 출력을 높이기 위하여 터보차저를 필수적으로 사용하는데, 최근 엔진의 대형화 추세에 따라 터보차저도 대용량화 되어지고 있다. 이러한 터보차저는 자체적인 성능시험을 거친 후 디젤엔진에 장착하여 엔진에서 배출되는 연소가스를 이용하여 구동한다. 그러나 터보차저를 단독으로 구동하기 위해서는 디젤엔진 대신에 고압의 연소가스를 공급해주는 별도의 구동용 연소기가 필요하다. 이와 같은 연소기의 특징은 가스터빈의 연소기와 유사한 형태로서, 연소기의 연소가스 출력은 터보차저의 터빈에 연결된 압축기를 구동시킬 만큼이면 충분하므로 공기 유량에 비해 연료의 공급량은 상대적으로 작고, 가스터빈의 연소기에 비해 연소가스의 온도와 압축비는 훨씬 낮다. 당사에서는 기존에 외국에서도 도입한 대형 터보차저 구동용 연소기를 사용하고 있으나, 앞서 언급한바와 같이 터보차저의 대용량화로 시험용 연소기의 용량이 부족하여 용량이 더 큰 신규 연소기의 개발이 필요한 실정이다.

따라서 본 연구에서 개발하게 된 신규 연소기는 기존 연소기 대한 역 설계과정을 통해 문제점들을 수정 및 보완하여 설계하였다.

본 연구에서의 신규 연소기 개발은 역 설계과정을 통해 기존 연소기에 대한 특성분석, 연소과정의 기본 이론식 정립, 기존 및 신규 연소기에 대한 연소 유동해석으로 신규 연소기 형상을 설계하였다. 여기에 서론을 입력하시오.

2. 연소기 설계

2.1 터보차저 구동용 연소기 구조 및 특징

그림 1과 같이 터보차저 구동용 연소기는 일반적인 산업용 가스터빈 연소기와 유사한 형태로 Reverse Flow, Single Can, Diffusion Flame 타입이다. 이러한 연소기 내부는 크게 연소영역과 회석영역으로 나누어지고 Liner의 재질은 인코넬계열이다. 연소영역의 각 단은 하류로 갈수록 넓어지고 그 틈새로 냉각 공기가 들어오도록 되어있다. Liner 뒷면에는 방열 핀이 달려있어서 연소기 안으로 들어오는 냉각공기로 열을 잘 방출할 수 있는 구조로 되어있다. 회석구간의 Liner는 단순한 평판이며, 회석구간의 시작부분에는 비교적

* 현대중공업(주) 산업기술연구소

큰 지름의 희석공이 설치되어있다.

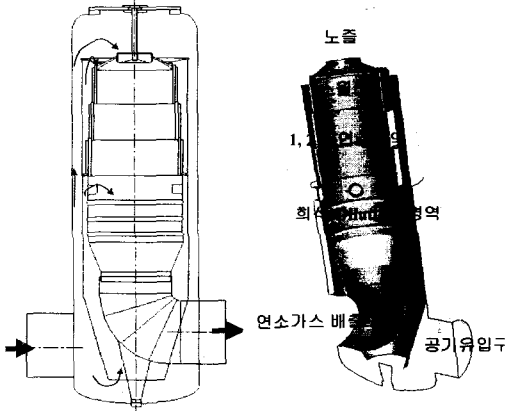


그림 1. 터보차저 구동용 연소기 개략도

연소기 사용 연료는 디젤오일을 사용하고, 연소기의 작동은 연소공기가 공급되면 최소량의 연료로 연소기를 점화시킨 후 터보차저 압축기의 압축공기를 연소기로 공급하면서 연소가 이루어진다. 이후 연료의 공급량과 압력등을 조절하여 시험조건을 맞추고, 연료량은 실제 디젤엔진에서 사용하는 양보다 훨씬 작다. 이는 엔진의 경우에는 축을 통하여 일을 뽑아내므로 배가스의 에너지가 상당히 떨어진 상태로 터bin으로 들어가게 되나, 시험시에는 연소기에서 연료의 연소에 의해 공급된 에너지가 별도의 일을 하지 않으므로 높은 에너지 상태로 터bin에 공급되기 때문이다. 이 때문에 같은 공기량에 대해서 시험시에는 엔진에 공급되는 연료량보다 적은 양으로도 충분하다. 결과적으로 희석이 끝난 뒤의 연소기 출구 가스 온도도 600℃ 정도로 낮아서 열적인 문제는 없다. 그러나, 연소구간에서의 Overall 당량비는 효율적인 연소를 위하여 1에 가까운 조건에서 운전되어야 하며 이 때문에 연소구간은 고온으로 유지되므로 이곳에서의 Liner Cooling은 일반적인 연소기와 마찬가지로 중요하다.

2.2 연소기 용량 및 크기 선정

기존의 연소기는 최대 43m³/s(at 300K, 1bar) 유량으로 운전되고 있다. 당사에서 개발하고자 하는 연소기는 60m³/s의 용량을 가지는 것이다. 신규 연소기의 개발은 기본적으로 기존 연소기를 Scale-up하는 것을 통해서 이루어진다. 연소기의 Scale-up은 필요한 연료의 양을 구하여 이러한

연료량을 소모할 수 있는 연소구간의 크기를 구하고 이에 맞도록 기존연소기를 분석해서 그 크기를 키우는 것이다. 이를 바탕으로 신규 연소기를 설계한다.

2.2.1 연소기 용량

□ 연소기 입구조건 계산

터보차저 구동용 연소기의 설계사양은 터보차저의 운전 조건에 의해서 결정된다. 터bin에 의해서 요구되는 입구가스 조건은 600℃, 4bar이다.

이 때, 연소기로 공급되는 공기는 압축기에서 압축된 대기가 공급되는데, 연소기에서의 압력강하와 관에서의 열손실을 무시하고, 대기조건은 1bar, 20℃로 가정한다. 압축후의 조건은 상태 방정식으로부터 구할 수 있다. 또한 압축기의 효율을 80%로 가정한다.

- 단열과정(Isentropic Process) 인 경우,

$$\frac{T_{1s}}{T_0} = \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{(k-1)/k} \quad (1)$$

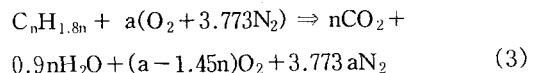
여기서 T는 온도, P는 압력, 하첨자 0은 대기, 1은 연소기 입구, 1s는 단열과정이다.

이로부터 압축기 효율($\eta_c=0.8$)인 경우의 실제 과정에 대해서 식(2)와 같이 압축후의 온도를 구하였다.

$$T_1 = T_0 + (T_{1s} - T_0)/0.8 \quad (2)$$

□ 필요연료량 계산

앞에서 계산된 연소기 입구조건에 공기에 연료를 연소시켜서 터bin입구 조건으로 만드는데 필요한 연료의 양을 구한다. 공기 과잉의 경우, 산화제를 공기로 쓰는 연소반응식은 아래의 식(3)과 같이 표현되며,



20~200℃ 사이에서의 평균 비열을 cp_1 , 20~600℃ 사이에서의 평균 비열을 cp_2 이라고 두면, 연소기 입출구에서의 열정산식은 식(4)와 같다.

$$M_{fuel}LHV_{fuel} + aM_{O_2}c_{p1,O_2}\Delta T_1 + 3.773aM_{N_2}c_{p1,N_2}\Delta T_1 = nM_{CO_2}c_{p2,CO_2}\Delta T_2 + 0.9nM_{H_2O}c_{p2,H_2O}\Delta T_2 + (a - 1.45n)M_{O_2}c_{p2,O_2}\Delta T_2 + 3.773aM_{N_2}c_{p2,N_2}\Delta T_2 \quad (4)$$

여기서 ΔT_1 는 연소기 입구온도와 기준온도(대기) 사이의 온도차이며, ΔT_2 는 연소기 출구온도와 기준온도 사이의 온도차이다.

물성치 표⁽¹⁾로부터 압력이 일정상태의 온도변화에 따른 평균비열(cp)을 구해서 a와 n의 관계를 정립한 다음 식(1)과 (3), (4)를 이용하여 필요한 연료량을 산출한다.

2.2.2 연소기 sizing

연소기의 운전 조건에서의 연료량과 필요 공기량과 연소속도를 구하여 연료의 연소에 충분한 최소한의 연소기 크기를 구한다.

■ 연소속도 계산

분현⁽⁴⁾에 발표된 실험식으로부터, 표준상태에서의 디젤연료인 경유 연소속도는 $u_{f0} = 0.115$ m/s 이고, 200℃에서의 연소속도 (u_{f1})는

$$u_{f1} = u_{f0} + 3.8 \times 10^{-6} T^4 \quad (5)$$

이다. 여기서 압력에 의한 영향을 고려하면, P_1 이 4bar에서 연소속도(u_f)는

$$u_f = u_{f1} (P_1)^n = 0.187 \text{ m/s} \text{ 이다.}$$

이때, 지수 n을 구한다.

■ 주 연소영역에서의 공기유량

전체 공기중에서 연소영역으로 공급되는 공기의 양을 구하기 위해 주 연소영역에서의 당량비를 1.0으로 두면 주 연소구간의 공기유량은 연료유량에 $(1/1.0)A/F$ 을 곱한 값이 된다. 일반적으로 주 연소영역의 당량비는 1보다 조금 큰 과농조건이나, 본 연구에서 대상으로 하고 있는 연소기의 경우는 2차 공기의 유입구가 없으므로 주 연소영역에서부터 당량비 1로 공기를 공급한다고 가정하였다.

$$m_a = m_f \times (1/1.0)(A/F) \quad (6)$$

여기서 m_a 는 공기 질량유량이고, m_f 는 연료 질량유량이며 A/F 는 공연비로서 디젤연료인 경유 14.5이다.

■ 연소기 필요지름의 계산

연소기의 공기부하율 La 는

$$La = m_a / (V_p \cdot P_1) \quad (7)$$

이고, 이로부터 필요한 주 연소영역의 부피(VP)

$$\text{는 } V_p = m_a / (L_a \cdot P_1) \quad (8)$$

이다. 일반적으로, 주 연소영역의 길이는 연소기 Liner 지름의 0.4배 보다 큰데, 이 값을 0.5배로 잡으면 식(9)와 같이 표현되는데 이 때의 필요한 연소기의 지름(d)을 구한다.

$$V_p = A \cdot d = \frac{\pi}{4} d^2 (0.5d) \quad (9)$$

2.3 유동해석

유동해석에서는 아래 표 1과 같이 기존 연소기에 대한 해석결과를 토대로 각 구성요소별 질량유량비를 찾아내고 경험식에 의하여 계산된 신규모델의 형상에 대해 해석한 후 기존 요소별 질량비율과의 비교를 통해 형상을 보완하고 연소현상을 미리 예측해 보고자 한다. 또한, 연소기 이후의 유동은 터빈의 입구로 유입되므로 압력손실을 고려한 설계가 이루어져야 하므로 본 설계에서는 연소기 입구와 출구사이의 압력손실을 0.3bar⁽⁵⁾이하로 두고 해석하였다. 유동해석은 전체 유동장의 size가 크고 복잡하므로 스윙러를 fan모델로 단순화시켜서 전체를 계산한 Cold-Flow의 셀수는 520,000개와 3차원 스윙러를 포함한 연소기내부에 Cold-Flow 결과를 입구조건으로 적용시키는 Hot-Flow의 셀수 300,000개로 나누어서 상용프로그램인 FLUENT를 사용하여 표 2와 같은 경계조건으로 유동해석을 수행하였다.

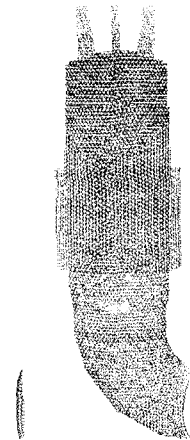


그림 2. 해석모델 격자 구성도

표 1. 유동해석 흐름도

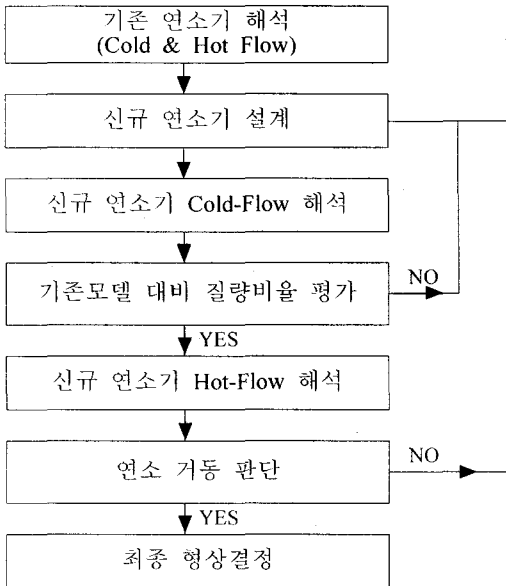


표 2. 경계조건

작동유체		공기
입구조건		4 bar, 473° K
공기량	신규(기존)	60(43) m ³ /s
연소모델		PDF Model
사용 연료		C12H16
연료량	신규(기존)	0.64(0.46) kg/s
난류모델		k-ε Model
벽면조건		단열

2.4 연소기 형상설계 과정

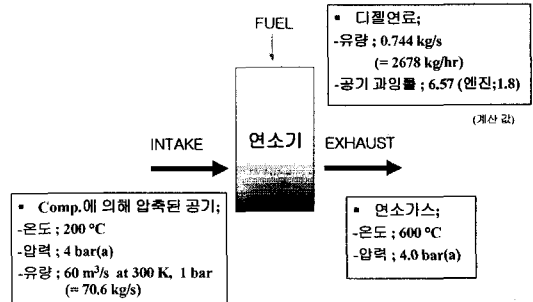
신규 연소기에 대한 설계는 우선 대략적인 Size를 결정하고, 기존 연소기 형상을 기준으로 특성 및 문제점을 파악하여 개선방안을 수립한 후에 형상 및 size를 설정하였다. 설계된 형상에 대해서 연소 유동해석을 수행하여 유동분포와 압력 강하, 연소기 내부의 온도분포와 배가스의 온도 분포를 검토한 후에 형상을 결정하였는데, 설계한 형상이 설계점 영역을 벗어나며 반복과정을 통해 다음과 같은 최종 형상인자를 결정하였다.

- 연소기 Type, Size, 내부구조
- 공기 유입구멍의 위치, 크기 결정
- 스윌러/가이드 배인 모양 결정 등

3. 결과 및 고찰

3.1 설계조건에서의 연료량 및 SIZE 계산 결과

표 3. 설계요구 조건에서의 필요 연료량



기존 연소기 형태의 특성들을 분석하여 표 3. 과 같이 연소기 입출구 설계요구 조건과 연료량 계산식을 적용하여 신규 연소기에 대해 연료량을 산출하였다. 그 결과, 신규연소기의 공기 과잉률은 6.57이고, 당량비는 0.15로 아주 희박한 조건이다. 이러한 연료의 소모율은 같은 공기량의 디젤엔진에 비해 약 1/4 정도로서 터보차저 시험설비에서는 별도 일이 소모되지 않기 때문이다.

또한 입구 공기가 단열압축에 의해 약 200°C 정도의 고온으로 공급되는데 비해 디젤엔진의 경우는 압축기를 지난 뒤에 Air Cooler를 통해서 50°C 정도로 냉각된 다음에 엔진에 공급된다. 연소기의 Overall 당량비가 0.15인 만큼 연료의 연소에 쓰이는 공기량도 작으므로 대부분의 공기는 Liner Wall Cooling Slot이나 Dilution Hole을 통해서 유입된다. 공기 무게당 필요 연료량을 구하면, 공기 1kg당 10.54g의 디젤 기름이 필요하다. 이를 대기상태(300K, 1기압, 공기의 밀도는 $\rho = 1.177 \text{ kg/m}^3$)로 환산하면 질량 유량은 70.62 kg/s이고, 공기와 디젤연료의 무게비로부터 필요한 연료의 유량은 2678 kg/h이다. 이 결과에 운전상태의 변화를 고려하여 2800 kg/h 정도의 연료유량을 가지는 연료분사 노즐을 선정하였다.

결과에 의하면, 필요한 연소기의 주 연소영역의 지름은 900mm로 기존 연소기에서의 주 연소영역의 지름 860mm보다 크게 산출되었으나, 연소의 특성들을 고려해서 신규 연소기의 주연소영역의 지름을 설계된 것보다 10% 정도의 마진을 주어 주 연소영역 지름을 1000mm로 결정하였다.

3.2 유동해석 결과

그림 3에서는 기존 및 신규모델에 대한 전압력 분포를 그린 것이며 기존모델은 연소기 입구와 출구의 압력손실이 약 0.15bar가 걸리는 반면에 신규모델은 약 0.36bar로 설계치(0.3bar)보다 다소 크게 나타나고 있으나, 기존연소기의 운전상태로 봐서 이상이 없는 것으로 판단된다.

그림 4 (a)의 기존모델에서의 속도분는 오른쪽으로 유동이 쏠리므로, 이를 보완하기 위해 그림 4 (b)와 같이 상부구조에 가이드 베인을 설치하여 유동균일화를 꾀하였다. 그림 5와 그림 6은 연소기 내부에 스윙러를 부착한 경우의 hot flow의 해석 결과이다. 그림 5는 연소기 내부의 속도분포이고, 그림 6은 연소기 내부의 온도분포로서 기존모델은 스윙러에서 왼쪽으로 쏠리는 경향 때문에 오른쪽의 온도가 상대적으로 상승하고 화염이 퍼지지 못하는 반면 신규모델에서는 연소가 주 연소영역과 보조 연소영역까지 안정화된 화염을 보여주고 있다. 기존의 연소기에 대한 운전 결과로부터 연소기 출구가스의 온도가 불균일함을 발견되어, 이를 해결을 위해 Dilution Zone의 길이를 늘렸다. 또한, 기존에 설치된 4개의 Dilution Hole 외에도 8개의 작은 Size의 공기 유입구를 기존의 큰 Hole들 사이에 배치함으로써 반경방향 및 원주방향의 온도분포를 고르게 하였다.

표 4.에서는 유동해석 결과에 대해 정량적으로 각 구성요소별 질량비율을 나타낸 것으로서, 단순 면적비에 따라 기존과 신규연소기의 질량비율은 유사하고 전체적인 경향이 잘 일치하고 있어 연소기 형상 설계는 타당하다. 이에 대한 최종검증은 주후 실험을 통해서 확인하고자 한다.

표 4. 모델별 질량비율평가(단위:%)

영역구분	기존	신규	단순면적비
· Swirler	34.293	36.941	30.101
· Porous Cone	8.924	13.484	4.524
· Secondary1	18.104	10.042	15.078
· Secondary2	8.176	10.524	16.196
· Secondary3	10.652	10.184	17.314
· Dilution	17.964	18.824	16.788
합 계	100	100	100

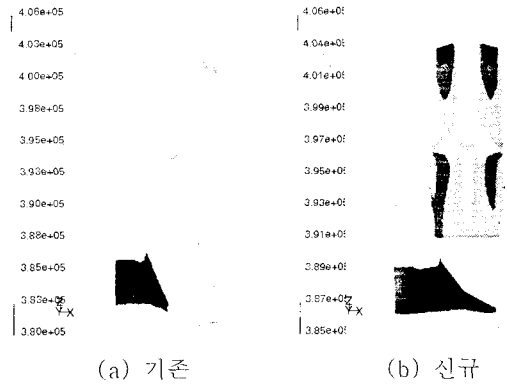


그림 3. 기존 및 신규모델의 전압력 분포

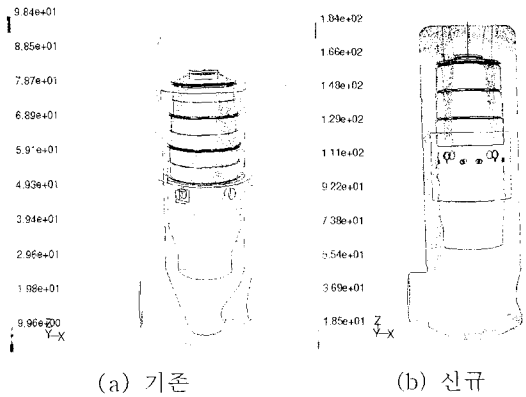


그림 4. 기존 및 신규모델의 속도 분포

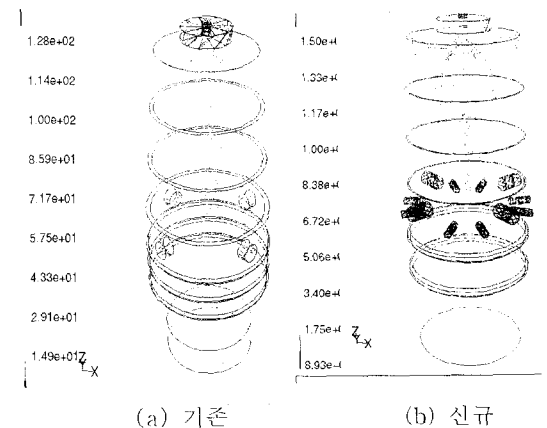


그림 5. 기존 및 신규모델의 연소기내부 속도분포(hot-flow)

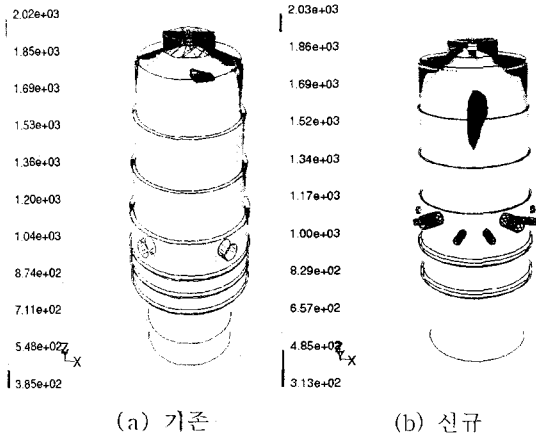


그림 6 기존 및 신규모델의 연소기내부 온도분포

4. 결론

본 연구에서는 터보차저 구동용 연소기를 개발하기 위해 기존 연소기의 역 설계과정을 통해 신규 연소기를 형상설계하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 기존 연소기의 역설계 과정을 통해 신규 연소기를 설계하므로써 연소기에 대한 설계기술 확보하였다.
- 2) 연소기내의 공기 유입구의 단순 면적비에 따라 질량비율은 유사하고, 유동분포의 균일화 및 화염의 안전성을 도모할 수 있는 연소기를 설계하였다.

참고문헌

- (1) A. H. Lefebvre, Gas Turbine Combustion, McGraw-Hill, 1983.
- (2) A. M. Meller, Design of Modern Turbine Combustor, Academic Press., 1990.
- (3) Internal Combustion Engine Fundamentals, J. B. Heywood, McGraw-Hill, 1988.
- (4) "고효율 가스터빈 개발 (1차년도 보고서)", KIST, 1991.
- (5) "터보차저 연소기 설계도면", (주)현대중공업, 2001