

가스터빈의 냉각공기를 고려한 선박동력용 GT/ST 하이브리드시스템의 성능 평가

김선희¹ · 정병건² · 김명환[†]

(원고접수일 : 2012년 4월 25일, 원고수정일 : 2012년 6월 13일, 심사완료일 : 2012년 7월 3일)

Performance Analysis of GT/ST Hybrid System for Marine Power Applications(under Conditions of Air-Cooled Gas Turbine)

Sun-Hee Kim¹ · Byung-gun Jung² · Myoung-Hwan Kim[†]

요 약 : 미래형 선박 동력장치는 경제성과 친환경성을 같이 요구하고 있다. 즉, 높은 에너지 효율과 함께 대기오염물질 및 온실가스의 배출을 낮추어야 한다. 최근 가스터빈은 효율과 안전성 면에서 많은 기술적 발전을 이룩하였으며 항공용 이외에 파워플랜트의 GT/ST 하이브리드시스템으로 채용의 사례를 넓히고 있다. 본 논문에서는 선박용으로 GT/ST 하이브리드시스템의 가능성을 평가하기 위하여 대용량이 아닌 수십 MW급에 대한 성능 특성을 시뮬레이션으로 검토하였다. 검토된 GT/ST 하이브리드시스템은 최대 효율이 49% 정도이고 TIT에 대하여 최고 효율점을 갖으며 가스터빈과 증기터빈의 부하분담률이 각각 70~75% 그리고 25~30% 정도였다.

주제어 : 선박동력시스템, 가스터빈, 증기터빈, 하이브리드시스템, 시스템 성능해석

Abstract: A future type ship power system requires both economic and eco-friendliness. That is, this should be reduced the discharge quantity of air pollutants and green-house gases as well as have high energy efficiency. Recently, gas turbines have been realized a lot of technical development in terms of efficiency and safety, and are widening the example of their adoption to a GT/ST hybrid system in a power plant as well as an aviation use. This paper reviewed the performance characteristics of a GT/ST hybrid system of several ten MW class, not large capacity, with a simulation in order to evaluate the possibility of a GT/ST hybrid system for ships. The reviewed GT/ST hybrid system has maximum 49% efficiency, has the highest efficiency point for TIT, and has a 70~75% and 25~30% load ratio for a gas turbine and a steam turbine respectively.

Key words: Ship power systems, Gas turbine, Steam turbine, Hybrid system, System performance analysis

1. 서 론

유가의 고공행진과 에너지의 친환경적 사용에 대한 요구는 선박 동력장치에 새로운 변화를 일으키고 있다. 따라서 선박용 동력장치에 대한 최근의 기술개발 경향은 효율을 증가시켜 연료의 사용량을 줄임과 동시에 NOx, SOx 등의 대기오염물질

배출을 저감시키는 것에 초점이 맞춰져 있다. 최근 개발된 선박용 가스디젤엔진[1]이 대표적 사례로 가스 연료의 사용이 비교적 자유로운 LNG선에 장착되고 있다. 또한 신재생에너지 동력장치인 연료 전지도 시험적 평가와 장기적 개발 단계에 있다[2]. 이외에도 많은 기술들이 검토되고 있지만 미래의

[†] 교신저자(한국해양대학교 기관공학부, E-mail:mhkim@hhu.ac.kr, Tel: 051-410-4267)

1 한국해양대학교대학원, E-mail:iloveksunny@naver.com, Tel: 051-410-4871

2 한국해양대학교기관공학부, E-mail:bgjung@hhu.ac.kr, Tel: 051-410-4269

선박용 동력장치로서 확실한 대체 기술은 없는 상황이다.

최근 가스터빈은 효율과 안전성 면에서 많은 기술적 발전을 이룩하였다. 그러나 가스터빈은 우수한 환경성에도 불구하고 효율이 선박용 디젤엔진에 필적하지 못하여 군함과 같은 특수한 용도를 제외하고 일반적인 선박의 동력장치로 채택되지 못하고 있다. 이런 가스터빈의 낮은 효율을 개선하기 위한 방법의 하나로 증기터빈을 연계한 가스터빈/증기터빈(GT/ST) 하이브리드시스템이 있다. 이 GT/ST 하이브리드시스템은 효율이 60%에 이르며 친환경적이어서 도시의 파워플랜트용으로 사용되는 사례가 늘고 있다. 따라서 GT/ST 하이브리드시스템은 경제성과 환경성의 가치를 모두 요구하는 미래형 선박 동력장치로서 충분한 가능성이 있다. 그러나 이런 GT/ST 하이브리드시스템의 성능 특성에 대한 대부분의 연구[3-6]는 파워플랜트에 해당하는 수백 MW급 이상의 대출력용에 관한 것으로 최대 수십 MW급의 선박용으로 검토된 사례는 드물다. 따라서 본 논문에서는 중대형 전기추진 선박용으로서 합당한 수십 MW급의 GT/ST 하이브리드시스템에 대한 성능평가를 행하고자 가스터빈의 냉각공기와 냉각 방식에 의한 출력 변동을 고려하여 가스터빈 입구온도(TIT), 가스터빈 압력비가 시스템의 성능 특성에 미치는 영향을 시뮬레이션 모델링을 통하여 검토하고 있다.

2. GT/ST 하이브리드시스템

Figure 1은 이하 동일하며, 본 연구의 GT/ST 하이브리드시스템에 대한 개념도이며 메탄을 연료로 하는 공기냉각식 가스터빈시스템과 선박용에서 주로 사용되고 있는 1단 재생 증기터빈시스템으로 구성되어 있다. 그림에서 공기는 압축기를 통하여 연소기로 보내어지며 압축 공기의 일부가 가스터빈의 냉각용으로 유출된다. 연소기로 보내진 압축 공기는 연소과정을 통하여 고온화되고 가스터빈으로 송출되며 TIT는 연소기에 공급되는 연료량으로 조정된다. 고온·고압의 연소가스는 가스터빈 내를 유동하면서 공기압축과 발전을 위한 축일을 발생시킨다. 본 연구의 최대 TIT가 1900 K이므로 고온에 노출되는 가스터빈의 노즐과 블레이드는 필연적으로 냉각되어야 한다. 냉각방법으로 압축공기를 이용한 대류냉각(convection cooling)과 막냉각(film cooling) 방식을 채택하고 있다. 가스터빈의 내열온도는 재료에 따라 다를 수 있지만 본 연구에서는 1123 K를 무냉각을 위한 내열 한계온도로 하고 있다. 가스터빈에서 유출되는 연소가스는 과열기, 증기발생기, 급수 가열기로 구성된 보일러를 거치면서 과열증기 발생을 위한 열원으로 재사용된다. 보일러 출구의 과열증기는 가스터빈 출구가스온도를 감안하여 1.5 MPa, 623 K로 유지되며 증기터빈과 응축기를 거쳐 재순환된다.

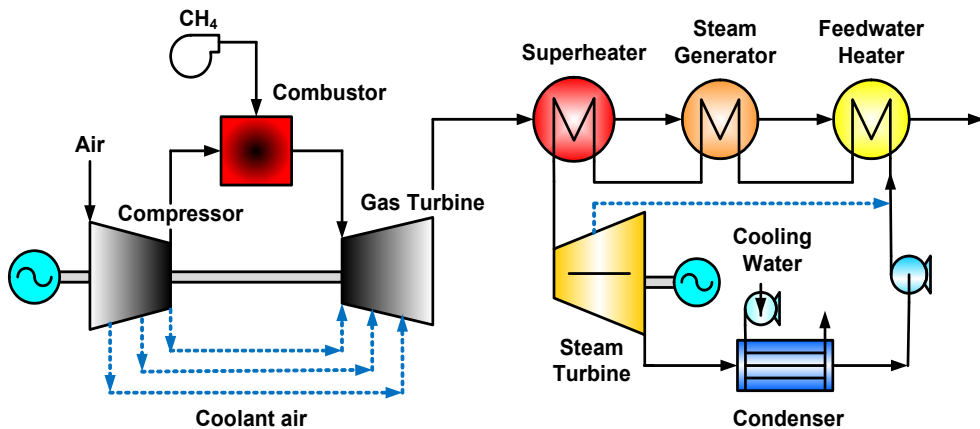


Figure 1: Layout of GT/ST hybrid system

3. 시스템 모델링

시스템의 성능 해석은 정상상태에서 수행되었으며 장치들로부터의 방열손실은 무시되었다. 그리고 본 하이브리드시스템의 성능 평가에 대한 계산 조건들은 **Table 1** 과 같다. 여기에서 공기압축기, 가스터빈의 효율은 최대 수십 MW급의 선박용의 출력에 합당하도록 각각 85, 90%로 정하고 특히, 하부 시스템으로서 출력 규모가 작은 증기터빈의 효율은 80%로 하였다.

3.1 가스터빈 및 공기압축기

가스터빈 각 단의 축일(W_{gt})은 가스의 질량유량(m_g), 비열(C), 입구온도(T_i), 터빈 단 효율(η_{gt}), 압력비(P_i/P_o), 비열비(κ)로 된 식 (1)로 계산하며 공기압축기의 소요 동력(W_c)도 같은 방법으로 산출한다. 가스터빈 발전기의 전기적 출력($W_{e,gt}$)은 발생된 각 단의 가스터빈 축일에서 압축기의 축일을 뺀 잉여 축일에 기계효율(η_{mech}), 발전효율(η_{egen})을 고려하여 식 (2)로부터 계산한다.

$$W_{gt} = m_g \cdot C \cdot T_i \cdot \eta_{gt} \cdot \left(1 - \left(\frac{P_o}{P_i}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right) \quad (1)$$

$$W_{e,gt} = (W_{e,gt} - W_c) \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{egen} \quad (2)$$

3.2 가스터빈 연소가스의 유동

Figure 2는 가스터빈 블레이드의 공기 냉각 방식을 개념적으로 나타낸 것이다. 블레이드의 연소가스 유로에서는 일과 열의 전달, 연소가스와 냉각공기의 혼합 등이 복합되어 일어난다. **Figure 3**은 블레이드에서의 복잡한 가스유동 현상을 간략히 하기 위한 해석적 방법을 냉각유량에 대한 온도와 압력의 변화로 나타낸 것이다. 그림에서 블레이드에 유입된 연소가스(a점)는 우선 일의 전달을 완수한 다음(b점) 블레이드 표면을 통한 대류열전달로 냉각되며(c점) 다시 블레이드 하류에서 냉각공기와 혼합되어 온도와 압력이 떨어진 후(d점) 다음 단으로 유출된다. 한편 냉각 공기량은 b-c점 사이의 대류열전달의 역할로 증가된다. 아울러 노즐 단에서도 블레이드 단과 동일한 해석을 적용하여 계산하였다.

Table 1: Setting Parameters for the lumped analysis

Electrical output (kW)	10000~50000
Air compressor stage efficiency (%)	85
Air compressor mechanical efficiency (%)	98
Gas turbine inlet temperature (K)	1200~1900
Gas turbine pressure ratio	12~26
Gas turbine stage No.	4
Gas turbine stage efficiency (%)	90
Maximum metal temperature (K)	1123
Blade cooling efficiency (%)	70
Film cooling efficiency (%)	40
Steam generator outlet temp. (gas side) (K)	423
Superheated steam pressure (kPa)	1500
Superheated steam temperature (K)	653
Steam regenerated pressure (kPa)	200
Steam turbine outlet pressure (kPa)	10
Steam turbine efficiency (%)	80
Water pump efficiency (%)	85
Fuel feeder adiabatic efficiency (%)	85
Combustor pressure drop(%)	2
Gas turbine pressure drop (%)	97.8
Boiler pressure drop(gas side) (%)	0.2
Ambient temperature (K)	298.15
Ambient pressure (kPa)	101

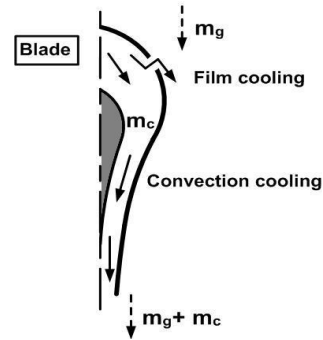


Figure 2: Cooling air of gas turbine blade

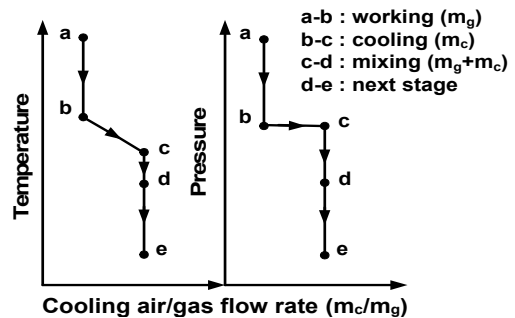


Figure 3: Simple model for gas flow

3.3 가스터빈 냉각공기 유량

가스터빈의 대류냉각에 대한 냉각 공기량은 다음과 같은 해석적 방법으로 계산하였다. 블레이드 표면에서의 열전달에 의한 열평형식은 식 (3)과 같다.

$$m_c \cdot C_c \cdot (T_{c,e} - T_{c,i}) = h_g \cdot A_b \cdot (T_{g,i} - T_b) \quad (3)$$

여기에서 h_g 는 대류열전달계수, A_b 는 블레이드 전열면적을 나타내며 하첨자 c, g 는 냉각공기, 연소가스를 그리고 i, e, b 는 입구, 출구, 블레이드 표면 측을 각각 의미한다. 또한 A_b 를 가스유로 단면적(A_g)과 그 비율(N)로 표시하면 아래와 같다.

$$A_b = N \cdot A_g = N \cdot m_g / (\rho_g \cdot V_g) \quad (4)$$

식 (3)와 (4)로부터 냉각공기 질량유량은 가스의 질량유량에 대하여 아래와 같이 정리된다.

$$\begin{aligned} m_c &= \frac{h_g}{\rho_g V_g C_g} \cdot N \cdot \frac{(T_{g,i} - T_b)}{(T_{c,e} - T_{c,i})} \frac{C_g}{C_c} \cdot m_g \\ &= \frac{h_g}{\rho_g V_g C_g} \cdot N \cdot \frac{(T_{g,i} - T_b)}{\eta_c (T_b - T_{c,i})} \frac{C_g}{C_c} \cdot m_g \\ &= \frac{h_g}{\rho_g V_g C_g} \cdot N \cdot CF_{cc} \cdot m_g \end{aligned} \quad (5)$$

여기에서 CF_{cc} 는 대류냉각의 냉각정수이고 η_c 은 냉각공기의 온도효율(Blade cooling efficiency) [= $(T_{c,e} - T_{c,i}) / (T_b - T_{c,i})$] 이다.

막냉각에 대한 냉각공기량의 계산에는 대류냉각의 냉각정수로부터 아래와 같이 막냉각 효율(λ , film cooling efficiency)을 보정하여 사용하였다.

$$CF_{fc} = CF_{cc} \cdot (1 - \lambda) \quad (6)$$

3.4 증기터빈

1단 재생 증기터빈시스템의 출력(W_{st})은 증기 질량유량(m_{st}), 터빈 입·출구 증기의 엔탈피 차(ΔH_{st}), 추기 증기 질량유량(m_{rg}), 추기부와 터빈 출구의 엔탈피 차(ΔH_{rg}) 그리고 터빈효율(η_{st})로부터 다음과 같이 계산한다.

$$W_{st} = (m_{st} \Delta H_{st} - m_{rg} \Delta H_{rg}) \cdot \eta_{st} \quad (7)$$

증기터빈에 의한 순수 발전 출력($W_{e,st}$)은 증기터빈 출력에서 기계효율(η_{mech}), 발전효율(η_{egen})을 곱한 다음의 식으로부터 계산한다.

$$W_{e,st} = W_{st} \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{egen} \quad (8)$$

3.5 시스템 효율 및 부하 분담률

GT/ST 하이브리드시스템의 전기적 효율($\eta_{e,gt/st}$)은 연료량에 대한 저위발열량(HC_{CH_4})을 기준으로 식 (9)와 같이 정의되며 이 식에서 W_{aux} 는 시스템에 요구되는 보조적 장치들의 모든 소요 동력을 의미한다.

$$\eta_{e,gt/st} = \frac{W_{e,gt} + W_{e,st} - W_{aux}}{HC_{CH_4}} \quad (9)$$

하이브리드시스템의 하부 시스템인 가스터빈시스템의 전기적 효율($\eta_{e,gt}$)은 연료의 저위발열량을 기준으로 아래와 같이 계산한다. 여기에서 $W_{aux,gt}$ 는 가스터빈시스템의 보조 장치 운전을 위한 소요 동력이다.

$$\eta_{e,gt} = \frac{W_{e,gt} - W_{aux,gt}}{HC_{CH_4}} \quad (10)$$

GT/ST 하이브리드시스템의 전기적 출력에 대한 가스터빈시스템, 증기터빈시스템의 부하 분담률(β)은 아래와 같이 정의한다.

$$\beta_{e,gt} = \frac{W_{e,gt} - W_{aux,gt}}{W_{e,gt} + W_{e,st} - W_{aux}} \quad (11)$$

$$\beta_{e,st} = \frac{W_{e,st} - W_{aux,st}}{W_{e,gt} + W_{e,st} - W_{aux}} \quad (12)$$

3.6 계산 방법

Figure 4는 본 GT/ST 하이브리드시스템의 성능 평가를 위한 시뮬레이션의 Matlab/Simulink 블록도이다. 블록도는 연료공급, 공기압축기, 연소기, 가스터빈, 스팀터빈 및 출력조정의 하부시스템으로

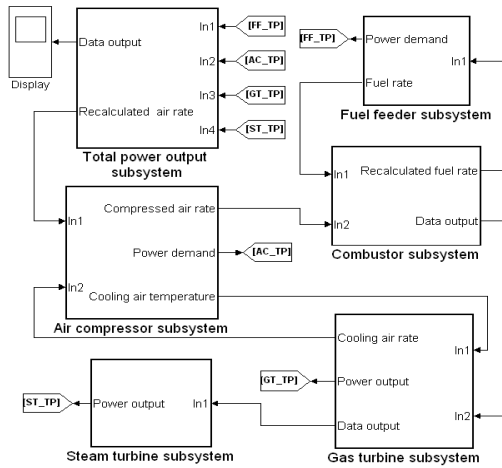


Figure 4: Block diagram of simulation for GT/ST hybrid system

구성되어 있으며 계산은 초기 값에서 시작하여 소정의 전기적 출력 조건을 만족할 때까지 공기량, 연료량을 반복 조정하도록 되어 있다.

4. 시스템 성능평가 결과

4.1 냉각공기량

Figure 5는 가스터빈의 냉각에 요구되는 공기량의 변화를 연소가스에 대한 질량 유량비로 나타낸 것으로 Figure 5-(a)는 압력비=22에 대한 TIT의 영향을 그리고 Figure 5-(b)는 TIT=1600 K에 대한 압력비의 영향을 나타내고 있다.

Figure 5-(a)는 냉각공기 유량비가 TIT의 상승과 함께 크게 증가되며 연소가스 유량의 최대 40%를 넘는 경우도 있음을 보여준다. 이것은 식 (5)에서 기술하였듯이 TIT의 증가와 함께 대류냉각정수가 커지기 때문이다. 아울러 그림은 막냉각방식의 냉각공기 유량비가 대류냉각방식보다 감소함을 보여준다. 이것은 막냉각 방식에서 냉각공기의 일부가 블레이드 표면을 따라 유동하는 연소가스와의 직접 열교환으로 블레이드 내부로 전파되는 열전달률을 크게 줄이기 때문이다. 이 영향은 식 (6)에서 막냉각 효율로 반영되고 있다. 그리고 그림의 점선은 [7]에서의 냉각공기 유량비를 나타낸 것으로 본 계산 결과와의 비교에서 약간의 정량적 차이를 제외하고 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 본

계산의 냉각공기 유량비가 참고문헌보다 약간 높게 나타나는 것은 전술한 바와 같이 수십 MW급에 대한 본 계산 조건이 수백 MW급에 대한 참고문헌의 계산 조건과 약간 다르기 때문이다. 또한 그림에서 공연비는 TIT와 함께 증가하며 대략 0.01에서 0.03 사이의 값을 갖는다.

압력비의 영향을 나타낸 Figure 5-(b)에서 냉각공기 유량비는 압력비의 증가에 따라 약간 높아지나 그 변화 폭은 크지 않으며 대략 최대 5% 정도이다. 이것은 압력비의 증가에 따라 대류냉각정수의 냉각공기온도($T_{c,i}$)가 높아지기 때문이다. 그리고 그림에 나타난 공연비의 결과는 압력비의 증가에 따라 압축기 출구 공기온도가 상승(Figure 7-(c) 참조)하여 그 만큼 소요되는 연료량이 줄어들기 때문에 대략 0.02에서 0.025 사이의 값을 갖는다.

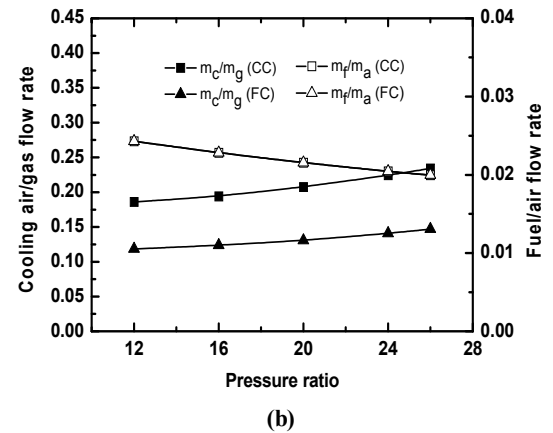
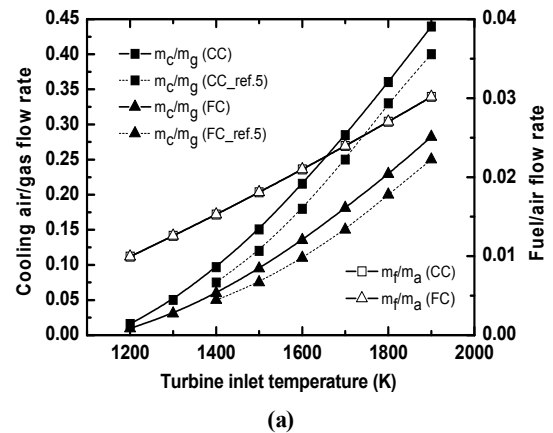


Figure 5: Cooling air/gas flow rate

Figure 5에 나타난 냉각공기 유량비는 다른 연구 결과[7-9]들과 비교하여 크게 다르지 않음이 확인된다.

4.2 TIT의 영향

Figure 6은 가스터빈 압력비=18 그리고 일정한 순출력 조건에서 GT/ST 하이브리드시스템 성능 특성에 대한 TIT의 영향을 검토한 결과로 Figure 6-(a)는 각 시스템의 효율을 Figure 6-(b)는 하부 시스템들의 부하 분담률 그리고 Figure 6-(c)는 각부 온도 및 가스 유량비를 보여주어 있다. 그림에서 CC는 가스터빈에 대한 대류냉각방식을 FC는 막냉각방식 그리고 NC는 비교를 위하여 냉각공기가 없는 경우를 나타내고 있다. Figure 6-(a)에 나타난 바와 같이 GT/ST 하이브리드시스템의 효율이 가스터빈시스템의 효율보다 높은 것은 가스터빈의 폐열을 활용하는 증기터빈시스템의 역할(Figure 6-(b) 참조) 때문이다. Figure 6-(a)에서 냉각공기가 없는(NC) 하이브리드시스템과 가스터빈시스템의 효율은 TIT의 증가에 따라 완만히 증가하나 냉각공기가 있는 CC나 FC의 경우에는 최대 효율점(대략 TIT 1600 K)을 지나 점차 감소하는 경향을 있음을 알 수 있다. 이와 같이 냉각공기가 있는 경우에서 최대 효율점을 가지는 것은 식 (1)에서와 같이 TIT가 높아짐에 따라 가스터빈의 출력이 증가하여 효율의 상승이 견인되지만 냉각공기에 의한 압축기 부하의 증가, 냉각과 혼합에 의한 가스 온도 및 압력의 하강이 점차 크게 작용하여 시스템의 출력을 낮추기 때문이다. 또한 최대 효율점 이후에서 감소하는 효율의 폭이 가스터빈시스템보다 하이브리드시스템에서 작게 나타난다. 이것은 가스터빈시스템 효율의 감소에 따라 늘어난 가스터빈의 폐열이 증기터빈시스템에서 활용되어 추가적 출력을 발생시키기 때문이다. 따라서 하이브리드시스템의 효율은 운전범위에 대하여 완만한 변화를 보이게 된다. 그리고 그림은 막냉각방식의 하이브리드 및 가스터빈 시스템이 대류냉각방식의 경우보다 효율이 높게 나타남을 보여준다. 이것은 전술한 바와 같이 막냉각방식이 대류냉각방식보다 냉각공기량이 감소(Figure 5-(a) 참조)하여 압축기의 소요 동력

이 줄어들고 또한 가스터빈 내에서 냉각작용에 의한 연소가스 온도의 감소도 줄어들기 때문이다. 그림에서 선박용의 출력 규모에 대한 GT/ST 하이브리드시스템의 최대 효율은 49% 정도이며 60%에 육박하는 육상 파워 플랜트용 GT/ST 하이브리드시스템의 효율과 비교하여 상당한 차를 보인다.

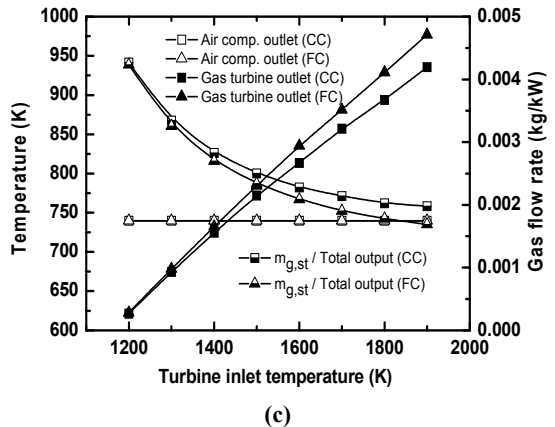
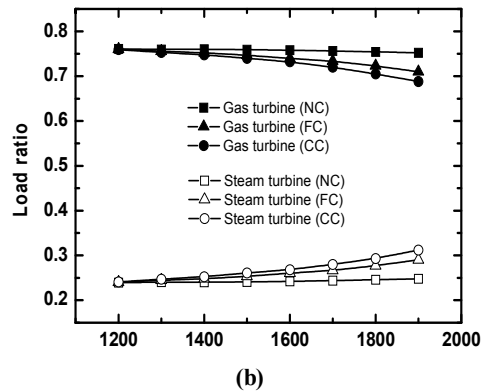
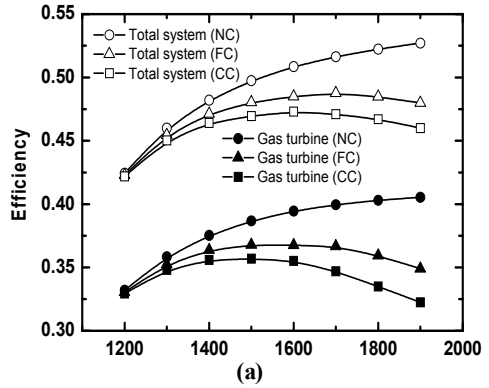


Figure 6: Effect of Turbine inlet temperature

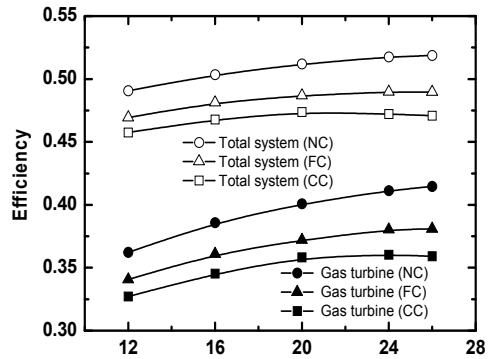
Figure 6-(b)는 하부 시스템인 가스터빈시스템과 증기터빈시스템의 부하분담률을 나타낸 것으로 가스터빈시스템은 대략 70~75% 그리고 증기터빈시스템은 25~30% 정도이다. 또한 그림은 TIT의 증가에 따라 가스터빈시스템의 부하분담률은 감소하고 반면 증기터빈 시스템은 증가하는 경향이 있음을 보여준다. 이것은 TIT의 상승에 따라 가스터빈 출구 가스유량은 감소하지만 폐열의 온도가 증가 (Figure 6-(c) 참조)하여 증기터빈시스템에서 회수되는 열량이 늘어나는 원인으로 증기터빈시스템에서 증가되는 출력만큼 가스터빈시스템에서 출력이 감소하기 때문이다. 더불어 부하분담률에서 막냉각방식이 대류냉각방식보다 작은 변화를 보이는 것은 TIT의 상승과 함께 가스터빈 출구온도(증기터빈 시스템 입구온도)가 대류냉각방식보다 높지만 증기터빈시스템에 유입되는 가스유량의 감소가 더욱 크게 작용하여 증기터빈시스템에서 회수되는 열량의 증가가 대류냉각방식보다 크지 않기 때문이다 (Figure 6-(c) 참조).

Figure 6-(c)는 TIT 상승에 따라 증가하는 가스터빈 출구 온도를 보여주고 있으나 TIT 최대 증가폭 700 K에 대하여 가스터빈 출구 온도의 증가폭은 대략 300~350 K 정도이다. 이것은 TIT가 높아짐에 따라 시스템의 효율과 냉각공기량이 증가하는 영향 때문이다. 또한 그림은 증기터빈시스템에 유입되는 가스 유량비(=가스유량/순출력)가 TIT의 증가에 따라 감소함을 보여준다. 이것은 TIT가 높아짐에 따라 GT/ST 하이브리드시스템의 효율이 증가하여 그 만큼 가스유량이 줄어들기 때문이다. 더불어 대류냉각방식이 막냉각방식보다 가스 유량비가 큰 것은 시스템의 효율이 낮고 냉각공기의 혼합이 많아지는 것에 기인한다.

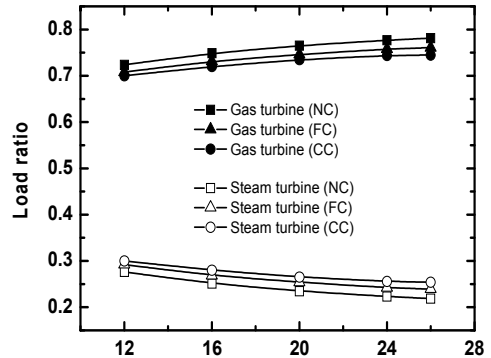
4.3 가스터빈 압력비의 영향

Figure 7은 TIT=1600 K 그리고 일정의 순출력 조건에서 GT/ST 하이브리드 시스템 성능 특성에 대한 가스터빈 압력비의 영향을 검토한 결과로 Figure 7-(a)는 각 시스템의 효율을 Figure 7-(b)는 하부 시스템들의 부하 분담률 그리고 Figure 7-(c)는 각부 온도 및 가스 유량비를 보여주고 있다.

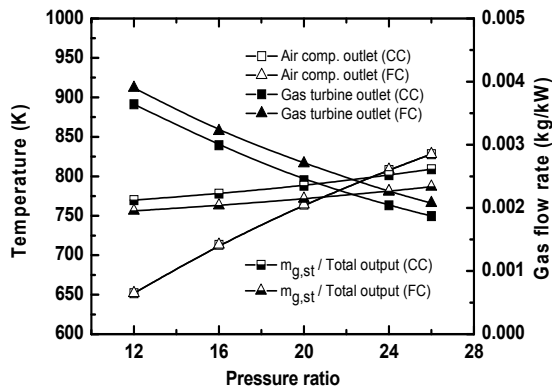
Figure 7-(a)는 압력비에 따라 GT/ST 하이브리드 시스템과 가스터빈시스템의 효율이 증가하는 결과를 보여준다. 이것은 식 (1)에서 압력비가 높아짐에 따라 가스터빈의 출력이 증가하여 효율의 상승을 견인하기 때문이다. 아울러 그림은 냉각방식에



(a)



(b)



(c)

Figure 7: Effect of gas turbine pressure ratio

의한 효율의 변화를 보여주는데 이것은 **Figure 6-(a)**에서 전술한 바와 같다. 그러나 압력비에 따른 각 시스템의 효율은 **Figure 6-(a)**에서와 같은 최대 효율점이 나타나지 않고 단지 압력비와 함께 완만히 증가하거나 거의 일정한 값을 유지하는 특성을 나타낸다.

Figure 7-(b)는 압력비에 따른 가스터빈시스템과 증기터빈시스템의 부하분담률을 나타낸 것으로 부하분담률의 크기는 TIT의 영향에 대한 **Figure 6-(b)**의 결과와 거의 유사하다. 그러나 부하분담률의 증감 방향은 TIT의 경우와 반대로 나타나고 있다. 이것은 증기터빈시스템에 유입되는 가스유량의 증가보다는 가스터빈 출구온도가 크게 낮아지는(**Figure 7-(c)** 참조) 영향이 작용하여 증기터빈시스템의 출력은 줄고 가스터빈시스템의 출력은 늘기 때문이다. 또한 막냉각방식의 부하분담률은 대류냉각방식과 비교하여 가스터빈시스템에서는 높게 그리고 증기터빈시스템에서는 낮게 나타난다. 이것은 막냉각방식의 가스터빈 출구온도가 대류냉각방식보다 일정 비율 높지만 증기터빈시스템에 유입되는 가스유량이 감소하는 효과가 크게 작용하여 증기터빈시스템에서 회수되는 막냉각방식의 폐열량이 대류냉각방식보다 작아지기 때문이다(**Figure 7-(c)** 참조).

Figure 7-(c)는 압력비가 높아짐에 따라 증가하는 압축기 출구온도와 감소하는 가스터빈 출구온도를 보여준다. 여기에서 가스터빈 출구온도가 감소하는 것은 압력비에 따라 효율이 증가하기 때문이다. 그리고 막냉각방식의 가스터빈 출구온도가 대류냉각방식보다 다소 높게 나타나는 것은 효율의 영향에도 불구하고 냉각공기량의 영향이 더욱 크게 나타나기 때문이다. 더불어 막냉각 방식이 대류냉각방식보다 가스 유량비가 작은 것은 시스템의 효율이 높고 냉각공기의 혼입이 작아지는 것에 기인한다.

5. 결 론

본 논문은 선박용으로 사용될 수 있는 수십 MW급의 GT/ST 하이브리드시스템에 대한 성능평가를 행함에 있어 가스터빈의 냉각공기와 냉각 방식에 의한 출력 변동을 고려하여 TIT와 가스터빈

압력비가 시스템의 성능 특성에 미치는 영향을 시뮬레이션 모델링을 통하여 검토, 비교한 것으로 계산 조건과 범위 내에서 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) GT/ST 하이브리드시스템은 최대 효율이 49% 정도이며 GT 단독시스템의 효율을 10% 이상 개선시킨다.

(2) 냉각 공기량과 냉각 방식은 GT/ST 하이브리드시스템의 효율과 특성에 상당한 영향을 미친다.

(3) GT/ST 하이브리드시스템의 효율은 냉각공기의 영향으로 TIT 1600~1700 K 근방에서 최대점을 가진다.

(4) GT/ST 하이브리드시스템에서 가스터빈시스템의 부하 분담률은 대략 70~75% 그리고 증기터빈시스템은 25~30% 정도이다.

(5) GT/ST 하이브리드시스템은 디젤기관과 경쟁할 수 있는 높은 효율을 가지며 작동조건에 대한 효율 분포도 고르고 작동 최고 온도점이 낮아 경제성과 친환경성을 추구하는 미래형 선박용 동력장치로서 적합하다.

후 기

본 연구는 한국에너지기술평가원 신재생에너지 기술개발사업과 해양에너지 전문인력 양성사업의 지원으로 수행된 연구결과임.

참고문헌

- [1] Ki-Chol Noh, Dong-Il Seol, Kyoung-Me Hu and Se-Hun Kim, "Development and performance evaluation for 1.6MW gas engine", Journal of the Korean Society of Marine Engineering, vol. 36, no. 2, pp. 230-237, 2012 (in Korean).
- [2] Sang-Kyun Park and Mann-Eung Kim, "A study on thermal management of stack supply gas of solid oxide fuel cell system for ship applications" Journal of the Korean Society of Marine Engineering, vol. 35, no. 6, pp. 765-772, 2011 (in Korean).
- [3] R.C. Wilcock, J.B. Young, and J.H. Horlock, "The effect of turbine blade cooling on the

- cycle efficiency of gas turbine power cycles”, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 127, pp. 109-120, 2005.
- [4] J.B. Young and R.C. Wilcock, “Modeling the air-cooled gas turbine: Part1-general thermodynamics”, *Journal of Turbomachinery*, vol. 124, pp. 207-213, 2002.
- [5] J.B. Young and R.C. Wilcock, “Modeling the air-cooled gas turbine: Part2-collant flows and losses”, *Journal of Turbomachinery*, vol. 124, pp. 214-221, 2002.
- [6] H. Caniere, A. Willockx, E. Dick, and M. De Paepe, “Raising cycle efficiency by intercooling in air-cooled gas turbines”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, pp. 1780-1787, 2006.
- [7] Sanjay, Onkar Singh, and B.N. Prasad, “Influence of different means of turbine blade cooling on the thermodynamic performance of combined cycle”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 28, pp. 2315-2326, 2008.
- [8] Sanjay, Onkar Singh, and B.N. Prasad, “Comparative performance analysis of cogeneration gas turbine cycle for different blade cooling means”, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 48, pp. 1432-1440, 2009.
- [9] J.H. Horlock, D.T. Watson, and T.V. Jones, “Limitations on gas turbine performance imposed by large turbine cooling flows”, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 123, pp. 487-494, 2001.