

액화천연가스의 냉열을 이용한 가스터빈의 성능향상

김동섭*, 노승탁**, 이우일**, 최만수**, 고상근**

(1998년 12월 15일 접수)

Improvement of Gas Turbine Performance Using LNG Cold Energy

Tong Seop Kim, Sung Tack Ro, Woo Il Lee, Mansoo Choi and Sang Ken Kauh

Key Words : Gas Turbine(가스터빈), Power(출력), Ambient Temperature(외기온도), LNG(액화천연가스), Cold Energy(냉열), Inlet Air Cooler(입구공기냉각기)

Abstract

This work describes analysis on the effect of inlet air cooling by the cold energy of liquefied natural gas(LNG) on the performance of gas turbines. Gas turbine off-design analysis program to simulate the influence of compressor inlet temperature variation is prepared and an inlet air cooler is modeled. It is shown that the degree of power augmentation is much affected by the humidity of inlet air. If the humidity is low enough, that is the water content of the air does not condense, the temperature drop amounts to 18°C, which corresponds to more than 12% power increase, in case of a 1350°C class gas turbine with methane as the fuel. Even with 60% humidity, about 8% power increase is possible. It is found that even though the fuel contains as much as 20% ethane in addition to methane, the power improvement does not change considerably. It is observed that if the humidity is not too high, the current system is feasible even with conceivable air pressure loss at the inlet air cooler.

1. 서 론

가스터빈은 부품설계기술 개선, 내열소재 개발 등에 의한 성능의 향상에 힘입어 전력생산을 비롯한 다양한 용도에 사용되고 있다. 가스터빈은 여타 원동기에 비하여 여러 가지 장점들을 지니나 가장 큰 장점은 비출력이 크다는 것이다. 한편 가스터빈의 출력은 외기온도에 영향을 크게 받는다. 특히 가스터빈이 전력 생산용으로 사용될 때, 하절기에 전력 수요가 높아지는 반면에 엔진 출력이 낮아져 문제가 된다. 이러한 단점을 보완하는 방법은 가스터빈에 유입되는 공기의 온도를 낮추는 것이며, 현재까지는 주로 기계식 또는 흡수식 냉동기를 이용하거나, 수증기 분무에 의한 증발냉각을 이용하는 방식 등이 제안되어 있다.⁽¹⁾

한편 환경 등 여러 면을 고려할 때, 가스터빈의 연료로는 가스연료, 즉 천연가스가 유망하며 대다

수의 국가에서 사용되고 있다. 천연가스는 가스터빈뿐 아니라 다양한 산업용도로 사용된다. 우리나라와 같이 생산지로부터 멀리 떨어져 있는 국가들에서는 일반적으로 선박으로 운송되어 바다에 인접한 인수기지에 상압, 초저온의 액체 상태로 저장된다. 이러한 액화천연가스(LNG)는 일반적으로 해수 등으로 가열된 뒤 기체상태로 가압되어 공급된다. 열역학적 관점에서 볼 때, 이러한 과정은 가용에너지의 손실을 가져오는 것이다. 따라서 총체적인 에너지의 합리적 사용이라는 측면에서 냉열은 어떠한 방식으로든 활용되는 것이 바람직하다. 냉열을 회수하는 과정 및 냉열을 저온 열원으로 한 동력발생장치 등에 관한 해석적 연구들의 예를 살펴볼 수 있다.⁽²⁻⁵⁾ 특히 Krey,⁽⁴⁾ Chiesa⁽⁵⁾ 등은 냉열을 이용한 가스터빈의 시스템의 구성에 관한 연구를 행한 바 있다. 그들의 연구에서는 냉열을 저온열원으로 하여 밀폐형(closed cycle) 가스터빈이 동력을 발생하며, 발생된 동력은 주로 가스를 수요처에 공급하는데 필요한 가압과정에 요구되는 동력을 충당하는데 목적이 있다.

* 회원, 서울대학교 터보동력기계연구센터

** 회원, 서울대학교 공과대학 기계항공공학부

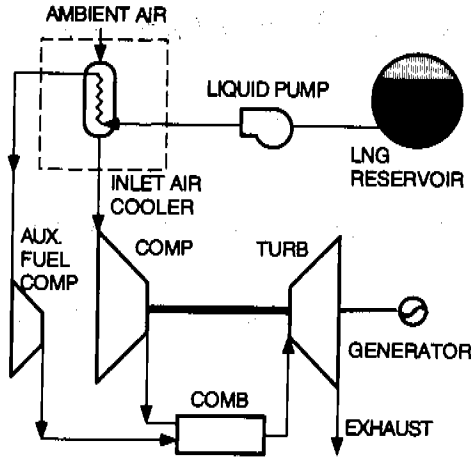


Fig. 1 Schematic of the gas turbine system using fuel cold energy.

본 연구에서도 냉열을 이용한 가스터빈 시스템의 구성에 관한 내용을 담고 있다. 그러나 기존의 연구와 다른 점은 냉열을 저온부 열원으로 사용하는 것이 아니라 기존의 개방형 가스터빈의 입구온도를 낮추는데 이용하는 점이다. 즉 가스터빈을 천연가스 저장소 부근에 설치하여 냉열을 직접 입구공기온도를 낮추는데 이용하는 시스템으로서, 앞서 언급한 외기온 증가에 따른 가스터빈 출력저하라는 단점을 보완하여 성능을 개선시키는 것이다. 본 연구에서는 발전용 가스터빈을 대상으로 하여 연료인 천연가스의 냉열을 이용한 공기냉각기를 포함하는 시스템의 특성을 해석하고자 한다.

2. 해석

2.1 개요

해석의 대상이 되는 시스템은 Fig. 1 과 같다. 해석을 위해서는 크게 두 가지 요소가 필요하다. 즉, 압축기 입구온도의 변화를 반영할 수 있는 가스터빈의 탈설계 해석 과정과 입구 공기 냉각기의 모델링이 요구된다.

가스터빈의 탈설계 작동 해석은 저자들에 의하여 개발된 바 있는 설계 및 탈설계 해석용 프로그램⁽⁶⁻⁸⁾을 근간으로 하여 수행된다. 본 연구에서는 특별히 압축기 입구 공기 온도 변화에 의한 영향을 모사하기 위한 모델링이 첨가 되었다. 이 계산 과정에는 터빈냉각 등 중요한 현상들의 모델링이 현실성 있게 포함되어 있으며, 탈설계 작동을 잘 예측하는 것으로 검증된 바 있다. 본 논문에서는 기술의 간략화를 위해서 이미 제시된 바 있는 가스터빈 해석과정은 요약하여 설명하고 입구온도의

영향에 대한 내용을 위주로 기술하고자 한다.

2.2 가스터빈

선행 연구들을 통하여 제시된 바 있는 가스터빈 해석 프로그램은 터빈에서는 열별(row-by-row) 계산을 수행하며, 터빈냉각을 현실적으로 모사하도록 설계점에서 블레이드 온도를 입력변수로 하여 냉각유량을 정하고, 탈설계 작동시 보정한다. 압축기는 단별(stage-by-stage) 계산을 수행한다. 압축기와 터빈의 단 효율을 설계점에서 부여하고 탈설계 작동시 역시 보정한다. 압축기입구, 연소기, 터빈출구 등에서의 압력 손실이 고려되고, 기타 부가적 손실들이 고려된다. 탈설계 작동시에 터빈 유량함수가 일정하다는 합리적인 가정을 사용하여 압축기와 터빈의 상용(matching)을 이룬다. 자세한 내용은 참고문헌을 통하여 이해될 수 있다.⁽⁶⁻⁸⁾

한편 압축기 입구온도가 변하는 영향을 반영하려면 엄밀하게는 압축기 성능선도가 요구된다. 성능선도는 대개 무차원 회전수(N/\sqrt{T})를 파라미터로 하여 무차원 유량($m\sqrt{T}/P$) 대 전압력비와 효율의 함수관계로 나타나진다. 두 파라미터들은 엄밀히 무차원수는 아니나, 거의 일정하다고 볼 수 있는 물성치와 기하형상 변수들만을 제외한 것이므로 앞으로 무차원수라고 지칭하고자 한다. 무차원수에서 온도, 압력은 모두 입구 정체(stagnation) 값들이다. 발전용 가스터빈에서와 같이 비록 실제 회전수는 일정해도 입구공기 온도가 증가하면 무차원 회전수가 감소하고 이는 바로 무차원 유량의 감소를 가져오며, 실제 유량은 무차원 유량보다 더 큰 폭으로 감소한다.

대체로 압력비가 높은 축류 압축기를 사용하는 경우에 실제 가스터빈 작동 범위(부하변동범위)에서는 무차원 회전수가 일정하면 유량이 거의 일정하다. 더욱이 본 연구에서는 각 입구온도조건(즉 일정한 무차원 회전수 조건)에서 전부하(full load) 상태만을 다루고자 하므로 굳이 복잡한 형태의 실제 성능선도를 사용하는 번거로움을 피하는 대신에 전부하 조건에 대하여 주어진 실제 가스터빈들의 온도-유량 관계 자료를 사용하고자 한다. 전부하운전은 설계점과 터빈입구온도(turbine inlet temperature)가 동일한 운전으로 생각한다.

현재 운전중인 대표적인 세가지 고성능 대용량의 발전용 단축(single shaft) 가스터빈들⁽⁹⁻¹¹⁾의 자료를 평균하여 작성한 압축기 입구온도-유량의 관계가 설계점(15°C)에 대한 상대값으로서 Fig. 2에 나타나 있다. 압축기 입구의 압력 손실의 변화가 크지 않아 압축기 입구압력이 동일하다고 보면 무차원 유량도 역시 그림에서와 같이 구할 수 있다.

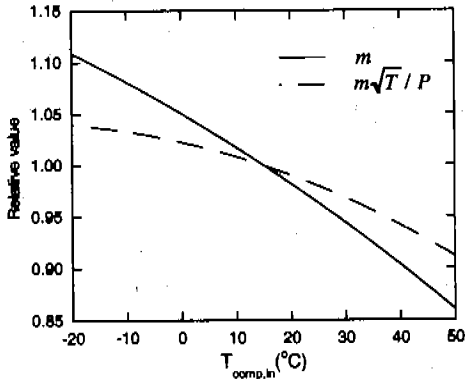


Fig. 2 Compressor inlet air mass flow as a function of inlet temperature.

경우에 따라서는 입구에서의 압력변화 (손실동에 의한 효과 반영)를 고려해야 하므로 실제 계산과정에서 입력으로 사용된 것은 무차원 유량이다.

앞서 서술한 바와 같이 가스터빈의 연료는 천연연가스이며, 뒤에 언급될 공기 냉각기에 의하여 기화되어 연소기에 공급된다. 일단 설계점 계산은 메탄(methane)을 연료로 한다.

계산은 두 가지 서로 다른 설계성능을 가지는 엔진들을 상징하여 수행한다. 하나는 앞서 언급한 세가지 고성능 가스터빈들을 대표할 만한 수준의 높은 터빈입구온도를 갖는 엔진(GT-A)이며, 다른 하나는 소형 가스터빈들의 대표적 파라미터들을 이용한 엔진(GT-B)이다. 두 가지 엔진들의 설계성능을 Table 1에 요약하였다. 출력과 열효율은 다음과 같이 정의 된다.

$$W_{net} = W_{GT} - W_{fuel,comp}, \quad \eta_{th} = \frac{W_{net}}{(m \cdot LHV)_{fuel}} \quad (1)$$

2.3 공기 냉각기

공기 냉각기는 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 압축기에 유입되는 공기의 온도를 낮추어 준다. 천연가스는 저장소에 1기압(101.3kPa)의 포화액체 상태(LNG)로 저장되어 있다고 가정한다. 공기냉각기를 지나면서 LNG는 기화된다. 액체 펌프를 사용하여 LNG를 15bar까지 압력을 상승시켜 공기냉각기에 공급하며, 기화후에 연소기압력에 1.5배의 압력까지 보조 연료압축기로 압력을 추가 상승시켜 연소기에 공급한다. Table 1에 있는 소형 가스터빈의 경우에는 압력비가 낮으므로 보조 압축기가 필요 없다고 가정한다.

전체적으로 가스터빈 측면에서는 압축기 입구 온도가 바뀌는 탈설계 계산이나, 각 경우에 공기

Table 1 Design performance of gas turbines.

Item	GT-A	GT-B
Ambient condition	15°C, 1.013bar, 60% RH	
Main features		
compressor pressure ratio	15	10
number of compressor stages	17	10
compressor stage efficiency	0.91	0.86
turbine inlet temperature, °C	1350	1000
number of turbine stages	4	3
turbine stage efficiency (from first to last stage)	0.88	0.86
number of cooled blade rows	~0.91	~0.88
total coolant fraction (relative to inlet air flow)	6	3
turbine exhaust temperature, °C	0.175	0.068
combustion efficiency	587	500
mechanical efficiency	0.995	0.99
generator (+gear box) efficiency	0.995	0.99
compressor inlet pressure loss, %	0	0
combustor pressure loss, %	4	4
exhaust pressure loss, %	2	2
air mass flow rate, kg/s	430	6.0
fuel (CH ₄) LHV, kJ/kg	50056	50056
fuel supply temperature, °C	15	15
fuel supply pressure, bar	15	15
fuel delivery pressure, bar	22.8	15
fuel compressor efficiency	0.8	-
fuel to inlet air mass flow ratio	0.0208	0.0153
Performance		
power, MW	162.8	1.247
thermal efficiency, %	36.3	27.1

냉각기는 LNG의 입출구 상태를 지정하므로써 설계점 계산이 된다. 대항류 열교환 개념을 이용하여 가스측 출구온도는 공기입구온도와 일정한 온도차(10°C)를 가지도록 하였다. 에너지 균형식만 사용한 설계 계산이므로 열교환기 형식에 있어서 특별한 형태를 가정할 필요는 없다. 즉 공기와 천연가스의 직접 열교환 형식 일수도 있으며, 2차유체를 이용한 경우 일수도 있다. 천연가스는 대체로 메탄과 에탄을 주성분으로 하며, 특히 메탄이 대개 80% 이상의 체적비를 차지한다. 본 연구에서 대부분의 계산은 천연가스를 순수 메탄으로 생각한 경우이며, 3.3절에서 천연가스 성분비의 영향에 대하여 추가로 언급하고자 한다.

공기와 천연가스의 열교환과정에서 질량보존 및 에너지 교환식은 식 (2), (3)과 같다. 이 식은 공기출구에서 노점이하로 온도가 낮아져서 공기중의 일부 수분이 응축될 때(상대습도 100%)를 포함한 일반적인 식이다. 응축이 일어나면 응축수는

열교환기 밖으로 제거되고 상대습도 100%의 공기가 압축기로 공급된다고 가정한다. 압축기에서 다시 공기 온도가 상승하여 상대습도가 낮아지므로 블레이드 부식문제 등은 크지 않으리라 생각할 수 있다.

$$m_{a1} = m_{a2}$$

$$m_{v1} = m_{v2} + m_{w3} \quad (2)$$

$$Q = m_f(h_{f,out} - h_{f,in}) = (m_{a1}h_{a1} + m_{v1}h_{v1})$$

$$- (m_{a2}h_{a2} + m_{v2}h_{v2} + m_{w3}h_{w3}) \quad (3)$$

여기서 m 은 유량(kg/s)이고 하첨자 f 는 연료인 천연가스를 a, v 는 건공기와 수증기를 의미하고, 1은 공기 입구를 의미한다. 출구공기 2와 응축수 3은 온도가 같다. 한편 습도 관계식은

$$m_{v1} = \omega_1 m_{a1}, \quad m_{v2} = \omega_2 m_{a2} \quad (4)$$

로 표시되고, 건공기와 수증기를 이상기체로 여기면 절대습도 ω (kg/kg dry air)와 상대습도 ϕ 사이에

$$\omega = \frac{(M_v / M_a)\phi}{(P / P_s) - \phi} \quad (5)$$

가 성립한다. M 은 분자량이며, P 는 공기의 전압이고, P_s 는 포화공기의 수증기 분압이다. 따라서 공기냉각기로 유입되는 외기공기의 온도, 압력, 상대습도와 천연가스의 입출구 상태가 주어지면 출구공기의 온도가 결정된다. 식 (2)~(4)를 간략화하여 압축기에 공급되는 공기 단위 유량당 열전달량을 상태량과 절대습도로 표시하면 다음과 같다.

$$\frac{Q}{m_2} = \frac{1}{1 + \omega_2} [h_{a2} - h_{a1} + \omega_2 h_{v2} - \omega_1 h_{v1} + (\omega_1 - \omega_2)h_{w3}]$$

$$m_2 = m_{a2} + m_{v2} \quad (6)$$

영향이 작은 천연가스측 압력 손실은 무시하였다. 결과에서 보여질 것 처럼 공기 압력 손실은 고려할 수 있다. 수증기 및 물의 엔탈피는 부프로그렘⁽¹²⁾을 사용하여 구하며, 천연가스의 주성분인 메탄과 에탄/에탄 혼합물의 물성치는 계산프로그램⁽¹³⁾으로 주어지는 값을 사용하였다. 천연가스의 상태 및 물성치를 요약하면 Table 2와 같다. 천연가스의 입출구 엔탈피 차이의 한 예를 보였으며, 액체펄프의 동력을 무시하면 이는 바로 식 (3)의

Table 2 Properties of natural gas.

Item	Pure CH ₄	CH ₄ /C ₂ H ₆ (80/20)
Molecular mass, kg/kmol	16.04	18.45
Lower heating value, kJ/kg (at 15°C)	50056	49240
Air cooler inlet temp., °C (1.013 bar, sat. liq.)	-161.5	-159.1
Air cooler outlet temp., °C (15 bar)	10°C lower than ambient temperature	
$h_{f,out} - h_{f,in}$, kJ/kg (for $T_{f,out} = 20^\circ\text{C}$)	887.0	848.7

천연가스의 엔탈피 상승량이다.

3. 결과

3.1 입구공기를 냉각하지 않는 경우

본 절에서는 입구공기를 냉각하지 않는 일반적인 가스터빈에 대한 계산결과를 예시한다. Figure 2에 주어진 유량변화를 이용하여 구한 외기온에 따른 고성능 가스터빈 (GT-A)의 전부하상태의 출력 및 열효율 변화량 Fig. 3에 보였다. 계산 값과 함께, 언급한 세가지 가스터빈들의 출력 및 열효율의 평균치들을 나타내었다. 계산결과가 실제 엔진들의 대표값과 매우 잘 일치하며, 이는 이미 선행 연구에서 입증된 바와 같이 본 계산 프로그램이 잘 구성되어 있음을 보여주는 것이다. 설계점에서 외기온이 10°C 상승하면서 공기 유량은 약 3.9% 감소하는 반면, 출력은 6.2% 정도 감소한다. 출력 감소의 나머지 부분은 온도상승에 따른 열역학적 비출력(specific power)의 감소분이다.

Figure 4에는 소형 저성능 엔진 (GT-B)의 결과를 보였다. 소형 엔진의 자료가 충분하지 않아 비교자료를 제시하지 못하였으나, 출력이 비슷한 소형 가스터빈의 자료⁽¹⁴⁾로부터 대체로 유사한 정량적 출력, 효율 변화 자료를 확인하였다. 특히 온도에 따른 유량변화도 고성능 엔진에서와 큰 차이가 없었다. 흥미로운 것은 외기온에 의한 변화폭이 출력, 효율 모두 고성능 엔진에 비하여 크다는 것이다. 외기온이 10°C 상승하면서 출력은 7.9% 감소한다. 유량변화는 고성능 엔진과 같으므로 이러한 결과는 결국 설계점의 터빈입구온도, 압력비가 낮은 저성능 가스터빈의 외기온에 따른 비출력 변화가 더 심하다는 것을 의미한다. 한편 선행 연구⁽⁹⁾에서 저성능 엔진이 부분부하시 성능 저하정도가 더 크다고 설명된 바 있으므로, 본 결과와 연관지

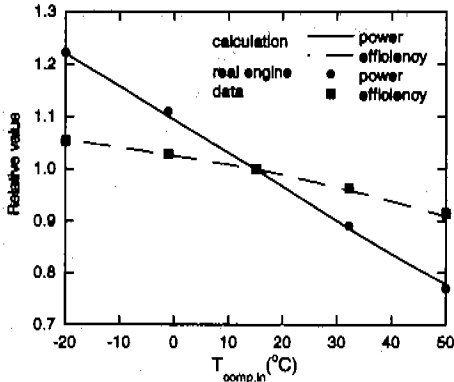


Fig. 3 Variation of power and thermal efficiency of GT-A with compressor inlet air temperature (real engine data are mean values of current high-performance engines⁽⁹⁻¹¹⁾).

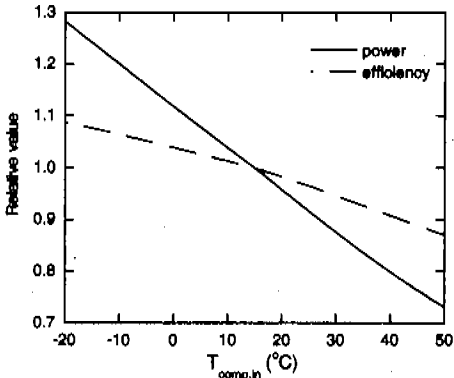


Fig. 4 Variation of power and thermal efficiency of GT-B with compressor inlet air temperature.

으면 저성능 엔진의 모든 발전계 성능변화가 고성능엔진의 변화보다 크다고 말할 수 있다.

3.2 입구공기 냉각 효과

공기중에 수분이 포함되어 있지 않거나 있더라도 습도가 충분히 낮으면 냉각되면서 수분이 응축하지 않는다. 따라서 식 (3)에서 천연가스로의 열 전달은 공기의 현열감소로 이어져 온도 감소 정도가 쉽게 구해진다. 예를 들어 만약 Table 2에 예시한 경우처럼 천연가스의 공기 냉각기 출구온도가 20°C 라면(본 해석의 조건에 의하면 이 때 외기온도는 30°C이다.) 메탄을 사용할 경우에 연료와 공기의 유허비가 2.1% 정도이므로 공기온도강하는 약 18.5°C이다.

외기의 습도가 충분히 높은 경우에는 온도가 낮아져서 노점에 이르면 상대습도는 100%가 되고 이 때부터는 공기의 현열과 수분의 잠열이 같이 소모되므로 온도 하강폭이 작아진다. GT-A를 대

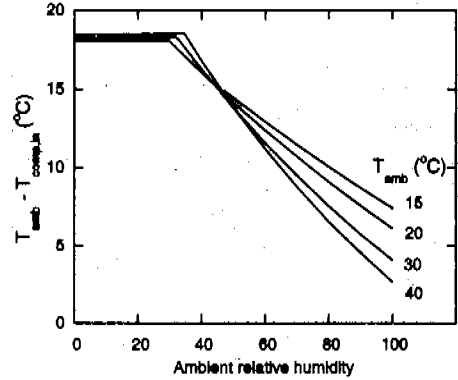


Fig. 5 Air temperature drop at the inlet air cooler as a function of ambient temperature and humidity : GT-A.

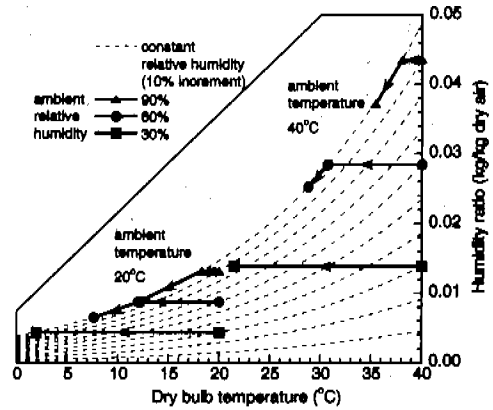


Fig. 6 State change on the psychrometric chart : GT-A.

상으로 외기의 상대습도와 외기온도를 함수로 계산된 공기 냉각기에서의 공기 온도감소량 Fig. 5에 보였다. 설계 온도인 15°C 이상의 외기온도 범위에 대하여 계산하였으며, 출구에서 수분의 동결이 일어나는 영역(저온, 저습도 입구조건)은 제외하였다. 주어진 외기온도 조건에서 저습도 영역에서는 응축이 일어나지 않으므로 앞선 단락에서 설명한 것과 유사하게 온도 감소량은 최대값으로 거의 일정하다. 습도가 증가하면 초기상태가 노점에 근접하므로 주어진 LNG의 냉열만큼 열을 전달해 주려면 노점 이하로 온도가 떨어져야 하며, 이 때 수분의 잠열이 관계하므로 온도 감소폭은 응축이 일어나지 않는 경우와 비교하여 작아진다. 이러한 현상은 Fig. 6의 습공기 선도상의 변화를 살펴보면 쉽게 이해된다. 또한 상대습도가 높은 영역에서는 외기온이 증가할수록 온도 감소량이 작아진다. 이는 상대습도가 같다 하더라도 온도가 높으면 절대습도가 높으므로 앞서 말한 수분의 잠열영향이 상대적으로 커지기 때문이며, 역시 Fig. 6을 통하여 확인할 수 있다. 저습도 영역에서 외기온

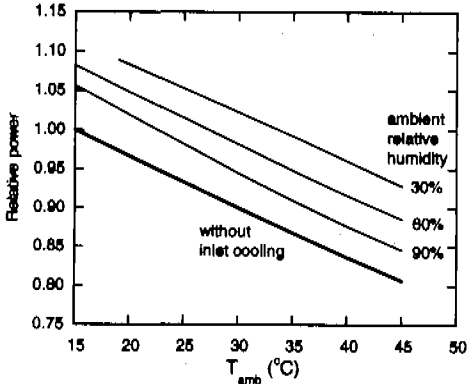


Fig. 7 Effect of inlet air cooling on power : GT-A.

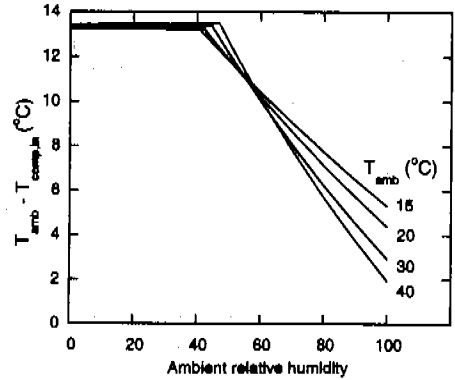


Fig. 9 Air temperature drop at the inlet air cooler as a function of ambient temperature and humidity : GT-B.

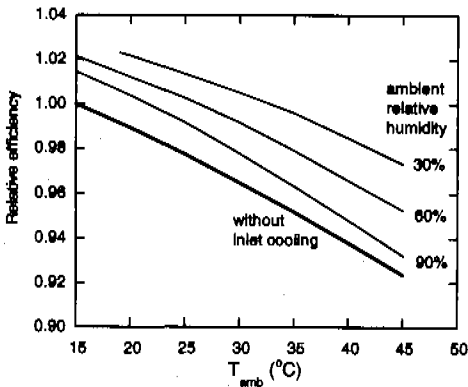


Fig. 8 Effect of inlet air cooling on efficiency : GT-A.

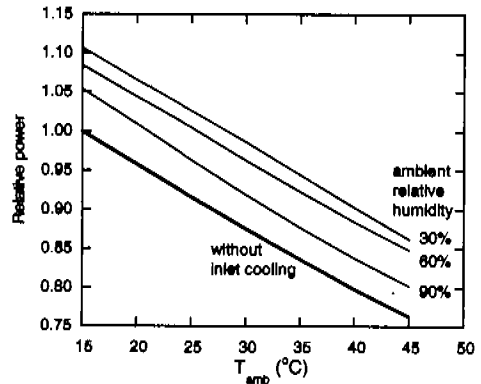


Fig. 10 Effect of inlet air cooling on power : GT-B.

이 높을수록 공기온도 하락폭이 약간 커지는 것은 천연가스의 공기 냉각기 출구 온도를 외기에 비해하여 설정하였으므로($T_{f,out} = T_{amb} - 10^{\circ}C$) 냉열량이 약간씩 많아지기 때문이다. 메탄올 사용하는 경우에 대체로 상대습도 30% 이상, 즉 일반적인 외기 상황에서는 수분의 응축이 일어난다.

외기온도에 따라 상대습도를 파라미터로 하여 출력의 상대적 변화를 Fig. 7에 나타내었다. 계산 온도 전 범위에서 응축이 일어나지 않는 30% 상대습도 조건에서는 공기온도 강하폭이 거의 일정하므로 냉각하지 않는 경우의 곡선을 거의 온도강하폭만큼 평행이동시킨 것과 같다. 상대습도가 높아지면 외기온도에 따라 온도 감소폭이 달라진다. 상대습도 60%를 기준으로 생각하면 냉열이용으로 인하여 출력이 평균 8% 이상 증가하는 것으로 계산되었으며, 습도가 30% 이하로 낮으면 12% 정도의 상당히 큰 출력 상승이 가능하다. Figure 8은 효율의 변화를 나타내고 있다. 효율은 상대습도 60%에서 2% 이상 상승하고, 습도가 30% 이하로 낮으면 3~5% 정도 상승한다.

Figure 9와 10은 상대적으로 성능이 낮은 GT-B

에 대한 계산결과를 보여준다. Table 1에 나타난 바와 같이 이 엔진은 GT-A에 비하여 단위 공기 유량에 대한 천연가스 연료의 사용량이 상대적으로 25% 이상 적으므로 Fig. 9에 나타나 듯이 저습도 영역에서의 온도 하락폭이 그에 비해하여 작다. 따라서 Fig. 10에 보이듯이 저 습도에서는 출력 증가폭이 고성능 엔진에 비하여 작다. 그러나 습도가 증가하면 출력 증가 폭이 고성능엔진에서와 거의 맞먹는 정도이다. 이는 비록 공기온도 강하폭은 상대적으로 작지만 압축기 입구 공기온도에 따른 출력변화 곡선의 기울기가 더 급하기 때문에 일어나는 현상이다.

3.3 천연가스 조성의 영향

지금까지의 해석은 순수 메탄올 사용한 경우이다. 천연가스는 산지에 따라 조성이 달라지나 현재 사용되고 있는 천연가스는 거의 메탄이 체적비로 80% 이상을 차지하며, 나머지도 대부분이 에탄이고 소량의 부탄, 프로판 등이 포함되어 있다. 따라서 큰 오차 없이 천연가스가 메탄과 에탄으로

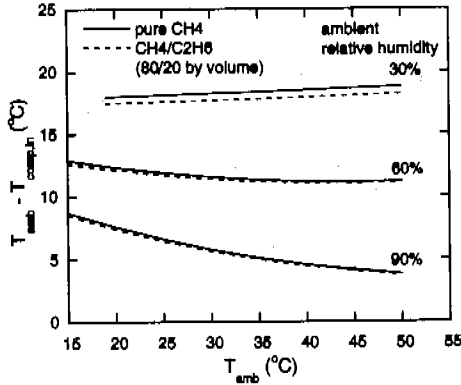


Fig. 11 Effect of fuel composition on the air temperature drop : GT-A.

구성되어 있다고 볼 수 있다. 본 절에서는 앞 절에서 계산한 순수 메탄의 경우와 체적비로 20%의 에탄올을 포함한 경우를 비교하고자 한다. 천연가스의 냉각기 출구온도가 동일하면 에탄 성분은 커질수록 비엔탈피 증가량이 작아진다. 즉, Table 2에 예시한 것처럼 20°C 온도조건에서 20%의 에탄올을 포함한 경우에 순수메탄에 비하여 비엔탈피 증가량이 약 4.5% 감소한다. 그러나 연료중에 에탄의 조성비가 커지면 발열량이 감소하여 연소시 사용되는 연료량이 증가한다. 설계점에서 순수메탄에 비하여 단위 공기당 연료소모량이 약 1.5% 증가한다. 따라서 비엔탈피와 유량의 곱인 냉열 이용량은 순수메탄에 비하여 약 3% 정도 감소한다. 따라서 공기 냉각기에서 응축이 일어나지 않으면 그만큼 공기의 온도 감소량이 작아진다. 그러나 3%의 온도 변화량 차이는 거의 무시될 정도로 작은 양임을 짐작할 수 있다. 특히 습도가 높아서 응축이 일어나면 온도강하폭이 순수 메탄의 경우와 차이가 매우 작다. 이상의 설명을 Fig. 11에서 확인할 수 있다. 따라서 살펴본 두 가지 천연가스 조성에 있어서 출력증가 효과의 차이는 전체적으로 매우 미소할 것이다.

3.4 공기 압력손실의 영향

앞 절까지의 해석에 의하여 LNG의 냉열을 이용하여 상당한 출력 증가가 가능함을 알았다. 그러나 지금까지의 결과는 압축기 입구의 공기 압력이 외기의 압력과 같다고 생각한 이상적인 경우이다. 즉 공기 냉각기의 존재로 인한 압력 손실 가능성을 무시한 경우이다. 본 절에서는 공기 냉각기에서의 압력 손실을 증가시키면서 출력에 미치는 영향을 살펴본다. 먼저 GT-A에 대하여 외기는 30°C에서 세가지 상대습도 조건을 대상으로 계산

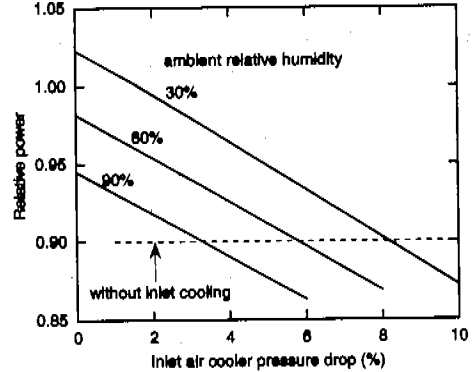


Fig. 12 Effect of pressure drop of inlet air cooler on power : GT-A.

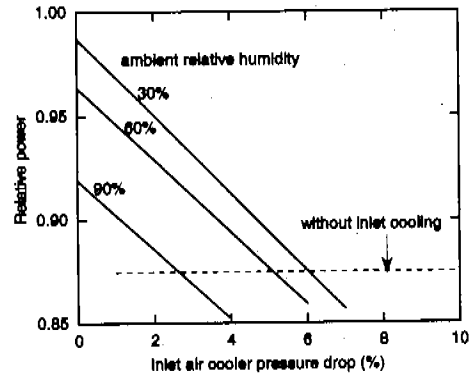


Fig. 13 Effect of pressure drop of inlet air cooler on power : GT-B.

된 예를 Fig. 12에 보였다.

변화는 거의 선형적이며, 대략 1% 전압력손실에 대하여 약 1.45%의 상대적인 출력저하가 계산되었다. 압축기입구 압력이 1% 감소하면 압축기 유입되는 유량이 바로 1% 감소한다. 다음식에서와 같이 무차원 유량이 일정하기 때문이다.

$$\frac{m\sqrt{T}}{P} = \text{constant} \quad (7)$$

따라서 1.45%의 출력 감소중 0.45%는 열역학적인 비출력의 감소에 기인한다. 한편 단위 % 손실당 1.45%의 출력 감소는 역시 현재 고성능 엔진들에서 관찰되는 것^(9,10)과 정량적으로 잘 일치한다. 습도가 낮으면 압력손실이 제법 커도 여전히 출력의 이득을 볼 수 있을 것으로 나타났다. 60% 습도인 경우에 약 6%가 분기점이다. 공기측 압력 손실은 열교환기의 형태에 좌우되는 것이지만 대체로 2% 이내가 합리적일 것으로 생각된다. 이 경우에 60% 습도에서 여전히 5% 정도의 출력 증

가가 가능하다.

Fig. 13은 GT-B에 대한 압력손실 영향을 보여 준다. 앞서 설명한 바(탈설계에서 저성능 엔진이 성능 변화가 됨)와 경향을 같이 한다. 즉, 압력 손실의 증가가 고성능 엔진에 비하여 더 큰 출력 감소를 가져온다. 따라서 저성능 엔진에서는 특별히 압력 손실이 최소화되도록 설계해야 할 것이다.

4. 결 론

천연가스를 연료로 하는 가스터빈에 대하여 저온의 액체상태로 저장되어 있는 천연가스가 기화하면서 압축기로 유입되는 공기로부터 열을 흡수하여 공기의 온도를 낮추어 출력을 향상시키는 시스템에 대한 해석적 연구를 수행하였다.

출력상승에 관건이 되는 공기온도 감소량은 초기 습도상태에 크게 좌우된다. 터빈 입구 온도 1350°C 급의 고성능 가스터빈에서 외기의 습도가 낮아(대체로 외기온 15°C 이상에서 상대습도 30% 이하) 공기냉각기에서 응축이 일어나지 않으면 18.5°C 내외의 온도강하가 가능하여 12% 이상의 출력증가를 가져온다. 습도가 높을수록 수분의 응축에 의한 잠열 변화량의 비중이 높아져서 공기온도 감소량은 작아진다. 상대습도 60%인 경우에 8% 이상의 출력상승과 2% 이상의 효율증가가 가능하다. 일반적으로 사용중인 천연가스의 조성 범위 내에서는 공기냉각에 의한 출력 증가에 있어서 조성비의 영향은 크지 않다. 냉각기에서의 공기의 압력손실이 어느 정도 있어도 상당량의 출력증가가 가능하여 본 시스템의 도입이 타당하다. 저성능 가스터빈은 외기온도, 압력 손실 등의 변화에 따라 성능이 상대적으로 더 크게 영향을 받는다.

후 기

이 연구는 서울대학교 정밀기계설계공동연구소를 통한 교육부의 기계공학 연구지원 사업 및 서울대학교 터보·동력기계연구센터의 지원으로 수행되었다.

참고문헌

- (1) Ondryas, I. S., Wilson, D. A., Kawamoto, M. and Haub, G. L., 1991, "Options in Gas Turbine Power Augmentation Using Inlet Air Chilling," *Trans. ASME J. Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 113, pp. 203~211.
- (2) Kim, C. W., Chang, S. D. and Ro, S. T., 1995, "Analysis of the Power Cycle Utilizing the Cold Energy of LNG," *Int. J. Energy Research*, Vol. 19, No. 9, pp. 741~749.
- (3) 이근식, 장영수, 노승탁, 1995, "LNG 추출과정과 냉열이용의 열역학적 해석," 공기조화·냉동공학 논문집, 제 7 권, 제 1 호, pp.120~131.
- (4) Krey, G., 1980, "Utilization of the Cold by LNG Vaporization with Closed-Cycle Gas Turbine," *Trans. ASME J. Engineering for Power*, Vol. 102, pp. 225~230.
- (5) Chiesa, P., 1997, "LNG Receiving Terminal Associated with Gas Cycle Power Plants," ASME paper 97-GT-441.
- (6) 김동섭, 노승탁, 1996, "단축가스터빈의 설계점 및 부분부하 성능해석 프로그램 개발," 대한기계학회 논문집(B), 제 20 권, 제 8 호, pp. 996~1008.
- (7) Kim, T. S. and Ro, S. T., 1997, "The Effect of Gas Turbine Coolant Modulation on the Part Load Performance of Combined Cycle Plants - Part 1 : Gas Turbine," *Proc. Instn Mech. Engrs*, Part A, Vol. 211, pp. 443~451.
- (8) 김동섭, 1995, 가스터빈의 설계 및 성능해석과 열병합발전예외 응용, 서울대학교 박사학위논문.
- (9) Maghon, H., Becker, B., Schulenberg, T., Termuehlen, T. and Kraemer, H., 1993, "The Advanced V84.3 Gas Turbine," *American Power Conference*, Chicago, Illinois, U.S.A.
- (10) Brooks, E. J., 1997, "GE Heavy-Duty Gas Turbine Performance Characteristics," GER-3567F.
- (11) Westinghouse Power Generation Business Unit, *501F Econopac Application Handbook*, 2nd ed.
- (12) PROPATH Group, 1990, *PROPATH : A Program Package for Thermophysical Properties*, Version 8.1.
- (13) NIST, 1992, *NIST Thermophysical Properties of Hydrocarbon Mixtures Database (SUPERTRAPP)*, Version 1.0.
- (14) Solar Turbines, *Gas Turbine Systems, Saturn Turbine Generator Set*.