

# 동일한 정격출력을 생산하는 수소 혼소 가스터빈 복합발전의 작동상태와 효율 변화 분석

박호성\* · 정지훈\* · 김동섭\*\*†

## Analysis of Changes in Operating Conditions and Efficiency of a Hydrogen Co-fired Gas Turbine Combined Cycle Producing the Same Rated Power

Ho Seong Park\*, Ji Hun Jeong\*, Tong Seop Kim\*\*†

Key Words : Gas turbine combined cycle(가스터빈 복합발전); Hydrogen co-firing(수소 혼소); Operation scenario(운전 시나리오);  
Variable inlet guide vane(가변입구안내깃)

### ABSTRACT

Three operation scenarios of a 20MW class hydrogen co-fired gas turbine combined cycle (GTCC) plant were comparatively analyzed. The basis of comparison is that the plant produces the same rated power as it would operate with natural gas. The fuel flow rate and the variable inlet guide vanes (VIGV) angle of the compressor inlet were used as manipulating variables to simulate the power plant operation environment. The control variable was either turbine inlet temperature (TIT) or turbine exhaust temperature (TET), depending on specific operation scenario. Each operation scenario was applied to the GTCC to analyze changes in plant operation conditions and efficiency according to the hydrogen co-firing ratio. In the case when only the fuel flow rate was manipulated, the GTCC efficiency increased by 0.049%p based on hydrogen burning, and in the case of the operation scenario to keep the TET constant, the GTCC efficiency increased by 0.258%p. In the case of the operation scenario to keep the TIT constant, the GTCC efficiency increased by 0.288%p. These results are expected to be used in further studies to analyze changes in GTCC performance due to hydrogen co-firing under a very wide variation in operation conditions.

### Nomenclature

A	area [ $m^2$ ]	P	pressure [bar]
$\epsilon$	effectiveness	PR	pressure ratio [-]
h	enthalpy [kJ/kg]	R	gas constant [kJ/kg · K]
LHV	lower heating value [kJ/kg]	T	temperature [K]
$\dot{m}$	mass flow rate [kg/s]	U	overall heat transfer coefficient [ $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ]
MW	molecular weight [kg/kmol]	$\dot{W}$	power [MW]
NTU	number of transfer unit	$\gamma$	specific heat ratio [-]
N	rotational speed [RPM]	$\eta$	efficiency [%]
		v	specific volume [ $m^3/kg$ ]

\* 인하대학교 대학원(Graduate School, Inha University)

\*\* 인하대학교 기계공학과(Dept. of Mechanical Engineering, Inha University)

† 교신저자, E-mail : kts@inha.ac.kr

**Subscripts**

c	cold
comp	compressor
d	design
gen	generator
GT	gas turbine
GTCC	gas turbine combined cycle
h	hot
H <sub>2</sub>	hydrogen
in	inside
mech	mechanical
NG	natural gas
out	outside
s	isentropic process
ST	steam turbine

**1. 서 론**

국제 에너지 기구(International energy agency, IEA)<sup>(1,2)</sup>에서 진행한 연구 결과에 따르면, 전 세계적으로 에너지 수요 및 이산화탄소 배출량이 매년 증가하면서 기후 변화 현상이 발생하고 있다. 이에 대응하기 위해 다양한 산업군에서 이산화탄소 배출량 저감이 필요하다. 특히, 많은 비중을 차지하는 발전 분야에서는 기존의 화석연료에서 저탄소 연료로 전환<sup>(3)</sup>을 시도하여 이산화탄소 배출량을 줄이고자 노력하고 있다.

가스터빈 복합발전 시스템(Gas turbine combined cycle, GTCC)은 화석연료를 사용하는 대표적인 발전시스템이며, NOx를 비롯한 공해물질 배출이 상대적으로 낮고, 열병합(Combined heat and power, CHP) 연계 운전이 가능하며, 빠른 기동과 유연한 부하 추종이 가능하다는 다양한 장점<sup>(4)</sup>을 가진다. 또한 연료유연성(Fuel flexibility)이 높기 때문에, 기존 연료인 천연가스에서 수소 가스, 바이오 가스, 합성 가스 등 다양한 연료로 전환이 가능하다. 특히, PtG(Power to gas) 기술<sup>(5)</sup> 등 수소를 대량으로 생산하는 기술이 개발되면서 수소를 GTCC에 적용하는 연구가 주목받고 있다.

GTCC에 수소를 혼소하면 연료 조성 및 발열량이 달라짐으

로 인해 연소가스의 조성 변화<sup>(6)</sup>가 발생한다. 그 결과, 연소 가스의 비열, 유량 등 물성치가 변하고, 연소기뿐만 아니라 압축기, 터빈, 하부사이클 등 GTCC를 구성하는 기기들에 영향을 준다. 따라서 수소 혼소율에 따른 구성 기기들의 추가적인 개조 및 개발이 필요하며, 이와 관련해서 각 구성부의 운전조건과 시스템 성능 특성 변화에 대한 연구가 이루어지고 있다. Hannes Laget 등<sup>(7)</sup>은 가스터빈에 수소 혼소를 적용하면서 연소 안정성, 역화(Flashback), NOx 및 CO<sub>2</sub> 발생량 변화에 대해서 연구하였으며, Nicholas Magina 등<sup>(8)</sup>은 버너에 천연가스와 수소가 혼합된 연료를 주입하여 버너 경계조건에 따른 NOx 발생량을 연구하였다. 또한 수소 혼소 적용에 따른 시스템 내구성 및 성능 특성 변화 관련 연구로는 Tim Lieuwen<sup>(9)</sup>이 천연가스 기반 가스터빈을 대상으로 설계변수, 시스템 내구성 및 성능 변화에 미치는 수소 혼소 효과를 예측하였으며, Arias Esmaelpour 등<sup>(10)</sup>은 마이크로 가스터빈(Micro gas turbine, MGT)에 수소 혼소 적용 시, 시스템 효율, 압축기 소모 동력, 입열량(Heat input) 변화 등 엔진 성능에 미치는 영향을 분석하였다.

이와 같은 영향들 이외에도 GTCC 구성기기들의 개조 및 개발을 위해서는 수소 혼소율에 따른 시스템 작동점 및 성능 변화 예측이 중요하다. 또한 수소 혼소를 적용 하더라도 각 발전소에 주어지는 허가 용량 범위를 벗어나지 않도록 하기 위해 설계 상태에서의 정격출력을 만족하면서 수소 혼소에 따른 GTCC의 작동상태와 효율 변화 분석이 필요하다.

본 논문에서는 수소 혼소 적용 시, 천연가스 기반 GTCC의 정격출력을 만족하는 세 가지 운전 시나리오들을 제안하였다. 조작변수로는 연료 유량과 압축기 입구의 가변입구안내깃(Variable inlet guide vanes, VIGV) 각도로 설정하였으며, 수소 혼소 적용 시, 각 운전 시나리오에서의 GTCC의 작동상태와 효율 변화를 분석하였다.

**2. 시스템 구성 및 모델링**

**2.1 시스템 구성**

GTCC는 크게 가스터빈, 증기터빈, 폐열회수증기발생기(Heat recovery steam generator, HRSG)로 구성된다. 천연가스와 수소가 혼합된 연료와 압축기에서 나오는 압축 공

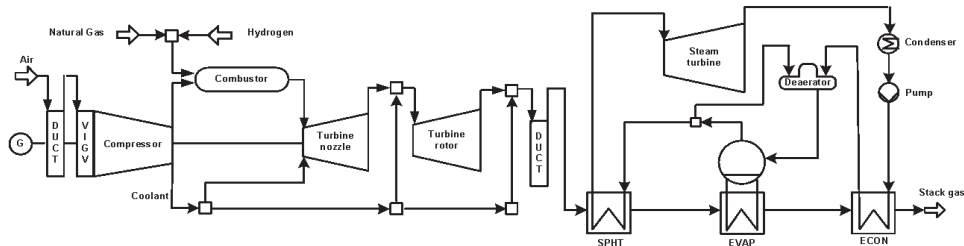


Fig. 1 GTCC(Titan 130) configuration

기가 연소기에서 연소되며, 고온·고압의 연소가스가 터빈에서 팽창되면서 1차 동력이 생성된다. 팽창된 고온의 터빈 배기가스는 HRSG에 유입되고 펌프로부터 가압된 물과 열 교환을 한다. HRSG에서 열 교환을 마친 고온의 증기가 증기 터빈에서 팽창되면서 2차 동력이 생성된다.

본 논문에서는 수소 혼소 적용 연구가 진행되고 있는 15MW 급의 가스터빈<sup>(11)</sup>과 5MW 급의 증기터빈을 결합하여 GTCC를 구성하였다. GTCC 개요도는 Fig. 1에 도시하였으며, 가스터빈 배기 열량을 고려하여 하부사이클에 결합된 HRSG의 경우, 단일 압력(Single pressure) 열교환기로 구성하였다.

## 2.2 시스템 모델링

시스템 모델링을 위해 상용 프로그램인 GateCycle 6.1.2<sup>(12)</sup>를 사용하였다. 설계점에서의 대기 상태는 ISO 조건(외기온 : 15 °C, 외기압 : 1 atm, 상대습도 : 60%)으로 가정

하였다. 기준 연료는 체적비 89.0%의 메탄, 8.7%의 에탄, 1.7%의 프로판 및 다른 탄화수소 성분으로 구성된 천연가스를 사용하였으며, 저위발열량(Lower heating value, LHV)은 49,426 kJ/kg<sup>(13)</sup>이다. Table 1에 가스터빈 주요 설계 파라미터를 도시하였으며, 문헌 데이터와 가스터빈 모델링의 성능 해석 결과 정확도가 0.1% 이내로 일치하는 것을 확인하였다. 혼소를 위해 공급되는 수소는 순도 100%로 가정하였으며, LHV는 120,000 kJ/kg이다.

Table 2에 GTCC 주요 설계 파라미터를 나열하였다. GTCC에서는 가스터빈에 하부사이클이 결합되면서 HRSG에서의 배압이 적용된다. 배압이 적용되면서 가스터빈의 출구 압력이 증가하고 그에 따라 가스터빈 팽창비가 감소한다. 터빈 팽창비 감소로 인해 가스터빈 출력이 감소하기 때문에, GTCC에서의 가스터빈 출력이 가스터빈 단순 사이클 출력보다 다소 낮다.

Table 1 GT design specification

Parameters	Ref <sup>(17)</sup>	Value	
Air flow rate [kg/s]	N/A	49.1	Calculated
Compressor pressure ratio	17.1	17.1	Input
Compressor isentropic efficiency [%]	N/A	89	Assumed input
Fuel type	NG	NG	Input
Fuel flow rate [kg/s]	N/A	0.86	Calculated
Combustor pressure loss [%]	N/A	5.5	Assumed input
Turbine inlet temperature [°C]	1,214	1,214	Input
Turbine exhaust temperature [°C]	495	495	Input
Turbine isentropic efficiency [%]	N/A	91.32	Calculated
Exhaust gas flow rate [kg/s]	49.96	49.96	Input
Net power [MW]	15.0	15.0	Calculated
Net efficiency [%]	35.2	35.2	Calculated

### 2.2.1 물성치

본 논문에서 공기, 연소가스 등 시스템 내 작동유체는 이상기체라고 가정하였다. 작동유체의 정압 비열, 엔탈피, 엔트로피 값들은 NASA의 다항방정식(Polynomial equation)<sup>(14)</sup>을 통해 계산하였다.

### 2.2.2 압축기

실제 산업용 가스터빈에서는 다단(Multi-stage) 압축기가 사용되지만, 본 논문에서는 압축기를 하나의 단(Single-stage)으로 모사하였다. 터빈 노즐(Nozzle)과 로터(Rotor)에 유입되는 냉각공기는 모두 압축기 출구에서 추기되는 것으로 가정하였으며, 이와 같은 단순화된 모델링은 시스템 성능 모사 및 진단에 있어서 충분히 높은 정확도를 제공한다<sup>(15,16)</sup>.

압축기 설계점 해석의 경우, 제작사에서 공개한 데이터 시트(Data sheet)<sup>(17)</sup>를 참고하였으며, 식 (1)과 식 (2)를 이용하여 압축기 출구 엔탈피 및 압축기 소모 동력을 계산하였다.

Table 2 GTCC design specification

Parameters		Value
Condenser	Pressure [bar]	0.04
	Steam flow rate [kg/s]	5.49
Steam turbine	Inlet pressure [bar]	41.5
	Inlet temperature [°C]	456.6
	Isentropic efficiency [%]	90
Pump	Isentropic efficiency [%]	90
HRSG	Pinch point temperature [°C]	10
	Exhaust temperature [°C]	171
Performance	GT power [MW]	14.92
	ST power [MW]	5.88
	GTCC power [MW]	20.8
	GTCC efficiency [%]	48.8

$$\eta_{Comp} = \frac{h_{out,s} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \quad (1)$$

$$\dot{W}_{Comp} = \dot{m}_{Air} (h_{out} - h_{in}) \quad (2)$$

압축기 탈설계 해석을 위하여 성능선도(Performance map)를 사용하였으며, Fig. 2에 도시하였다. 성능선도는 네 가지 무차원수 상대값으로 구성되며, 그 정의는 아래 식과 같다.

$$NCF = (\dot{m} \sqrt{RT_{in}} / P_{in}) / (\dot{m} \sqrt{RT_{in}} / P_{in})_d \quad (3)$$

$$NPR = \frac{PR - 1}{PR_d - 1} \quad (4)$$

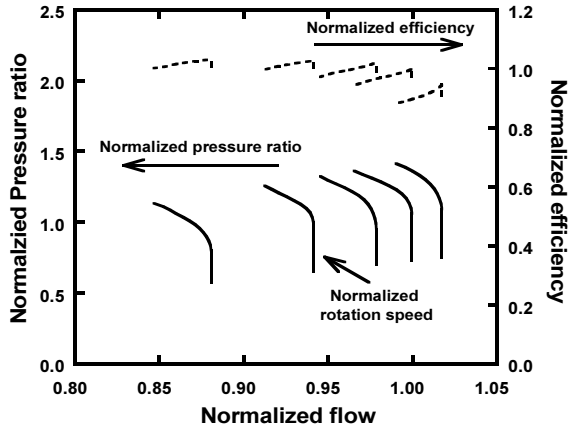


Fig. 2 Normalized compressor map

$$NEFF = \frac{\eta_s}{\eta_{s,d}} \quad (5)$$

$$NCS = \frac{(N/\sqrt{T_{in}})}{(N/\sqrt{T_{in}})_d} \quad (6)$$

식 (3)은 반무차원 유량의 상대값(Normalized corrected flow, NCF), 식 (4)는 압력비의 상대값(Normalized pressure ratio, NPR), 식 (5)는 등엔트로피 효율의 상대값(Normalized efficiency, NEFF), 식 (6)는 반무차원 회전속도의 상대값(Normalized corrected speed, NCS)을 의미한다.  $\dot{m}$ ,  $T$ ,  $P$ ,  $N$ 은 각각 유량, 온도, 압력, 회전속도를 의미하며, 아래 첨자  $d$ ,  $s$ 는 각각 설계점에서의 값, 등엔트로피 과정을 의미한다.

### 2.2.3 덕트

덕트(Duct)는 압력 손실만 발생한다고 가정을 하였다. 압력 손실은 작동 유체의 유량, 온도, 압력 변화에 따라 달라지며, 식 (7)을 이용하여 덕트 출구 압력을 계산하였다<sup>(18)</sup>.

$$\frac{(\Delta P/P_{in})}{(\Delta P/P_{in})_d} = \frac{(\dot{m}\sqrt{T}/P_{in})^2}{(\dot{m}\sqrt{T}/P_{in})_d^2} \times \frac{R}{R_d} \quad (7)$$

### 2.2.4 냉각공기

설계점의 경우, 문헌<sup>(16)</sup>에 도시된 터빈입구온도(Turbine inlet temperature, TIT)를 만족시키기 위해 압축기 출구로부터 추가되는 냉각 공기 유량을 계산하였다. 탈설계 상태의 경우, 터빈입구에 유입되는 주유동과 냉각 공기 유량을 설계 점일 때와 동일한 비율로 계산하였다<sup>(12)</sup>.

### 2.2.5 연소기

연소기에서의 반응은 완전연소로 가정하였으며, 설계점 해석에서 압력손실은 설계 조건을 적용하였다. 탈설계 해석

에서의 압력 손실은 덕트와 동일하게 식 (7)을 이용하여 계산하였으며, 연소기 입구 압력·온도 및 유량 변화에 따라서 보정된다.

연료의 LHV과 GTCC 출력 및 효율을 만족시키는 연료 유량을 계산하였다. 탈설계 해석의 경우, VIGV 각도에 따른 시스템 출력과 매칭(Matching)되는 연료 유량을 계산하였다. 수소 혼소율은 부피비 기준으로 적용하였으며, 식 (8)을 이용하여 계산하였다.

$$Co-firing\ ratio\ (Volume\ basis) = \frac{\left(\frac{\dot{m}_{H_2}}{MW_{H_2}}\right)}{\left(\frac{\dot{m}_{NG}}{MW_{NG}}\right) + \left(\frac{\dot{m}_{H_2}}{MW_{H_2}}\right)} \times 100 \quad (8)$$

### 2.2.6 터빈

터빈 블레이드는 고온의 상태에서 장시간 운전을 하기 때문에, 수명 저하를 방지하기 위한 냉각이 필요하다. 따라서 압축기 출구로부터 추가된 냉각 공기가 터빈 노즐과 로터에 주입이 되며, 압축기와 동일하게 터빈 또한 하나의 단으로 구성하였다. 냉각이 적용된 터빈의 등엔트로피 효율은 식 (9)에 도시하였다<sup>(12)</sup>.

$$\eta_{Turb} = \frac{(\dot{m}h)_{in} - (\dot{m}h)_{out}}{(\dot{m}h)_{in} - (\dot{m}h)_{out,s}}$$

where  $(\dot{m}h)_{in} = (\dot{m}h)_{gas} + (\dot{m}h)_{n,cooling} + f_{Rref}(\dot{m}h)_{r,cooling}$  (9)

$f_{Rref}$ 는 로터에 유입된 냉각 공기 중 출력에 기여하는 정도를 의미하며, 아래 첨자  $n$ ,  $r$ 은 각각 노즐과 로터를 의미한다. 터빈에서 생성되는 동력은 식 (10)에 도시하였다.

$$\dot{W}_{Turb} = (\dot{m}h)_{in} - (\dot{m}h)_{out} \quad (10)$$

천연가스 기반 가스터빈에 수소 혼소를 적용하면 연소가스의 물성치가 변화하며, 이를 반영하기 위해 터빈의 탈설계 해석이 필요하다. 터빈의 탈설계 해석을 위해 초강방정식(Choking equation)을 사용하였으며 식 (11)에 나타내었다.

$$\frac{\dot{m}_{in} \sqrt{T_{in}}}{k A_{nozzle} P_{in}} = const$$

where  $k = \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}$ ,  $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$  (11)

$R$ ,  $A$ ,  $\gamma$ 는 각각 기체상수, 노즐 면적, 비열비를 의미한다.

### 2.3 하부사이클 모델링

#### 2.3.1 폐열회수증기발생기

HRSG는 과열기(Superheater), 증발기(Evaporator), 절탄기(Economizer)로 구성되며, 각각의 열교환기에서 가스터빈으로부터 나오는 고온의 배기가스와 펌프로부터 가압된 물의 열 교환이 이루어진다. HRSG 설계 해석의 경우, 각 열교환기의 입·출구 온도를 이용해서 유용도(Effectiveness)를 계산하였으며 이를 식 (12)에 나타내었다. 계산된 유용도를 식 (13), (14)에 적용하여 NTU(Number of transfer unit)와 총괄 열전달 계수(Overall heat transfer coefficient, U)를 계산하였다.

$$\epsilon = \frac{C_h(T_{h,in} - T_{h,out})}{C_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \text{ or } \frac{C_c(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in})},$$

where  $C = \dot{m}c_p$  (12)

$$NTU = \frac{UA}{C_{\max}} = -\ln(1 - \epsilon), \text{ where } C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (13)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\epsilon - 1}{\epsilon C_r - 1}\right) \quad (14)$$

식 (13)은 상변화를 가지는 증발기에 적용되며, 식 (14)는 상변화를 가지지 않는 절탄기와 과열기에 적용된다. 여기서 A, C는 각각 열교환기 면적, 열용량을 의미한다.

수소 혼소에 따라 가스터빈 배기가스 물성치가 변화하며, 이를 반영하기 위한 HRSG 탈설계 해석이 필요하다. HRSG를 구성하는 열교환기의 총괄 열전달 계수를 계산하기 위해 식 (15)을 사용하였다<sup>(13)</sup>.

$$UA = (UA)_d \left( \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_{h,d}} \right)^{0.8} \quad (15)$$

식 (15)에서 도출한 총괄 열전달 계수를 식 (13), (14)에 적용하여 탈설계 상태일 때 NTU와 유용도를 계산하였고, 식 (12)으로부터 각 열교환기의 출구 온도를 계산하였다.

#### 2.3.2 증기터빈

수소 혼소 시, 열교환기로부터 나오는 증기 물성치가 변화하며, 이를 반영하기 위한 증기터빈 탈설계 해석이 필요하다. 증기터빈 입구 압력을 계산하기 위해 Modified stodola's equation<sup>(19)</sup>을 적용하였으며 해당 식을 아래에 도시하였다.

$$\dot{m}_{steam} = F \sqrt{\frac{P_b}{v_b}} \sqrt{1 - \left( \frac{PR - PR^*}{1 - PR} \right)^2} \quad (16)$$

$F, P_b, v_b, PR^*$ 은 각각 유량 계수, 증기터빈 입구 압력, 증기 비체적, 초킹 상태에서의 압력비를 의미한다. 유량 계수와 초킹 상태에서의 압력비는 설계점으로부터 도출되며, 증기터빈 입구 압력과 증기 비체적은 증기터빈과 HRSG의 매칭을 통해서 계산하였다.

#### 2.3.3 가스터빈 복합발전 시스템 성능 평가

GTCC의 출력 및 효율은 아래 식들로 계산된다.

$$\dot{W}_{GT} = (\dot{W}_{Turb} - \dot{W}_{Comp}/\eta_{mech})\eta_{gen} \quad (17)$$

$$\dot{W}_{ST} = \dot{W}_{Steam\ turb}\eta_{gen} - \dot{W}_{Pump}/\eta_{mech} \quad (18)$$

$$\dot{W}_{GTCC} = \dot{W}_{GT} + \dot{W}_{ST} \quad (19)$$

$$\eta_{GTCC} = \frac{\dot{W}_{GTCC}}{(\dot{m}LHV)_{NG} + (\dot{m}LHV)_{H_2}} \times 100 \quad (20)$$

## 3. 결과 및 분석

### 3.1 동일한 TIT 조건에서 수소 혼소의 영향

천연가스 기반 GTCC의 정격출력 조건에서 운전 시나리오에 따른 수소 혼소의 영향을 분석하기 이전에, 본 절에서는 GTCC의 기본적인 성능 변화를 설명하였다. 선행연구<sup>(20)</sup>에서 TIT가 일정하고 VIGV 각도가 최대 개방(Fully open) 상태로 일정하게 유지되는 조건에서 수소 혼소율에 따른 GTCC 성능해석을 하였다. 해당 운전 조건에서 수소 혼소율이 증가할수록 단위 질량당 수소의 높은 발열량으로 인해 연료 유량이 감소한다. 수소 혼소율에 따른 천연가스와 수소의 유량 변화를 Fig. 3에 도시하였다. 수소 전소 기준, 연료 유량이 설계 상태보다 57.9% 감소하였다.

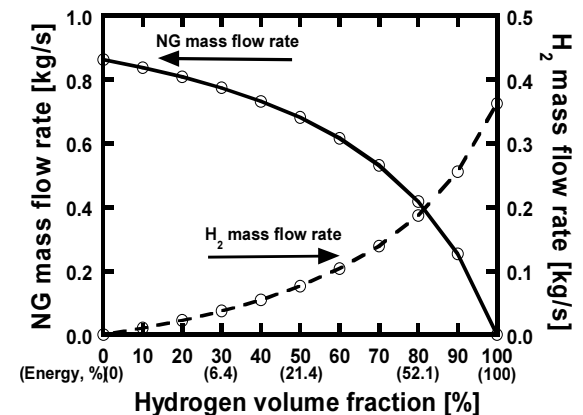


Fig. 3 Natural gas and hydrogen mass flow rate variation according to hydrogen co-firing

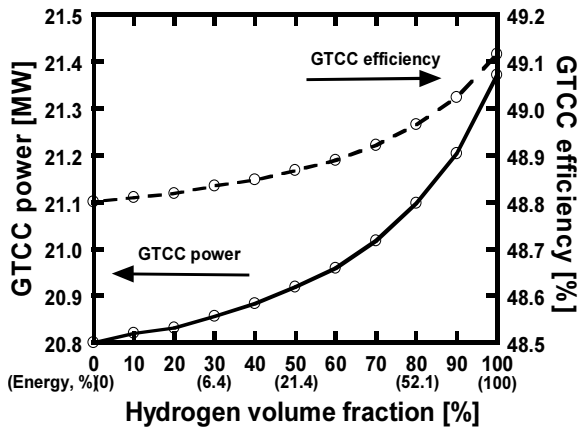


Fig. 4 GTCC power and efficiency variation according to hydrogen co-firing

수소 혼소 적용 시, 터빈 입구 유량은 감소하는 방향으로, 기체상수 및 비열은 증가하는 방향으로 작동점이 이동한다. 비열의 증가율보다 기체상수의 증가율이 더 크기 때문에, 비열비는 수소 혼소율이 증가할수록 증가하는 방향으로,  $k$ 는 감소하는 방향으로 작동점이 이동한다. 이러한 물성치 변화를 2장에서 언급한 초킹방정식(식 (11))에 적용하면 수소 혼소에 따라 터빈 입구 압력 및 팽창비가 증가한다. 터빈 입구의 연소가스 비열과 터빈 팽창비가 증가함에 따라 팽창 후, 터빈 출구 온도(TET, Turbine exhaust temperature)가 수소 혼소율이 증가할수록 감소하는 방향으로 작동점이 이동한다. 연소가스의 비열, 터빈 팽창비는 증가하는 방향으로, 터빈 출구 온도는 감소하는 방향으로 이동하기 때문에 수소 혼소 적용 시, 터빈 비출력이 증가한다. 터빈 비출력 증가율이 터빈 입구 유량 감소율보다 크기 때문에 수소 혼소율이 증가할수록 가스터빈 출력이 증가한다. 하부사이클의 경우, 수소 혼소 적용 시, TET 및 터빈 출구 유량이 감소하는 방향으로 작동점이 이동하며 이로 인해 폐열회수열량 및 증기터빈의 출력이 감소한다. 수소 혼소율에 따른 가스터빈 출력 증가량이 증기터빈 출력감소량보다 크기 때문에 GTCC 출력이 증가한다. 또한 GTCC 출력 증가량이 입열량 증가량보다 더 크기 때문에 GTCC 효율도 수소 혼소율에 따라 증가한다. Fig. 4에 수소 혼소율에 따른 GTCC 출력과 효율 변화를 도시하였다. 수소 전소 기준, GTCC 출력은 2.75%, 효율은 0.315%p 증가하였다.

### 3.2 동일한 GTCC 정격출력 조건에서 운전 시나리오에 따른 수소 혼소의 영향

#### 3.2.1 동일한 GTCC 출력을 만족하는 운전 시나리오

GTCC는 유연한 운전 특성을 가지므로, 3.1절에서의 운전 조건뿐만 아니라 다양한 운전 조건에서의 수소 혼소 적용 및 분석이 필요하다. 1장에서 언급한 바와 같이 본 논문에서는

Table 3 Operation scenarios in NG based rated GTCC power

Case	Control Scenario
Case 1	Fuel only control(VIGV fully open)
Case 2	VIGV and fuel control(TET fixed)
Case 3	VIGV and fuel control(TIT fixed)

수소 혼소 적용 시, 동일한 정격출력 조건에서 GTCC 효율 변화에 대해 분석하였다. 수소 혼소를 GTCC에 적용하였을 때, 천연가스 기반 정격출력을 만족하는 운전 시나리오들을 Table 3에 도시하였으며, 총 세 가지 운전 시나리오들을 제안하였다. Case 1의 경우, VIGV를 최대 개방 상태로 일정하게 유지시키고, 연료 유량만을 조절하여 GTCC 정격출력을 만족하는 운전 시나리오이다. Case 2, 3는 연료 유량을 조절하여 GTCC 정격출력을 만족하고, 동시에 VIGV를 이용하여 각각 TET와 TIT를 일정하게 유지하는 운전 시나리오이다.

#### 3.2.2 가스터빈 작동점 변화 분석

운전 시나리오별 제어되는 변수가 다르기 때문에, GTCC 효율 변화를 분석하기 전에 터빈 입·출구의 작동점 변화를 분석하였다. Case 1의 경우, VIGV 각도는 최대 개방 상태로 일정하게 유지되고 연료 유량만을 조절하여 GTCC 정격출력을 만족한다. 수소 혼소율이 증가할수록 연료 유량이 감소하며, GTCC 정격출력을 만족하기 위해 TIT도 감소한다. TIT가 감소함에 따라 수소 혼소율이 증가할수록 TET도 감소하는 방향으로 작동점이 이동한다. Case 2의 경우, VIGV 각도를 조절함으로써 TET를 일정하게 유지하였고, 연료 유량을 조절하여 GTCC 정격출력을 만족하였다. VIGV 각도를 단음으로써 압축기 입구에 유입되는 공기 유량이 감소하고 그에 따라 터빈 입구 유량이 감소한다. 또한 수소 혼소가 적용되면서 연소 가스의 기체상수 및 비열이 증가한다. 이와 같은 변화들을 2장에서 언급한 초킹방정식에 적용하면 수소 혼소율이 증가할수록 터빈 입구 압력 및 터빈 팽창비가 감소한다. 터빈 팽창비가 감소하고 TET가 일정하게 유지되기 때문에, 수소 혼소율이 증가할수록 TIT가 감소하는 방향으로 작동점이 이동한다. Case 3의 경우, VIGV 각도를 조절함으로써 TIT를 일정하게 유지하였고, 연료 유량을 조절하여 GTCC 정격출력을 만족하였다. VIGV 각도 조절과 수소 혼소 적용으로 인해 터빈 입구 유량은 감소하는 방향으로, 기체상수는 증가하는 방향으로 작동점이 이동한다. 터빈 입구 유량 감소율이 다른 물성치 변화보다 크기 때문에 수소 혼소율이 증가할수록 터빈 입구 압력 및 터빈 팽창비가 감소한다. 터빈 팽창비가 감소하고 TIT가 일정하게 유지되기 때문에, 수소 혼소율이 증가할수록 TET가 증가하는 방향으로 작동점이 이동한다. 운전 시나리오별 터빈 입구 유량 변화를 Fig. 5에 도시하였으며, 수소 전소 기준, Case 1, 2, 3에서 각각 1.18%, 4.26%, 4.61% 감소하였다. 운전 시나리오별 TIT와 TET의 변화를 Fig. 6, Fig. 7에 도시하였으며, 수소 전소 기

준, TIT 변화의 경우, Case 1과 Case 2에서 각각 15.46 K, 4.24 K 감소하였다. TET 변화의 경우, 수소 전소 기준, Case 1과 Case 3에서 각각 11.73 K 감소, 1.75 K 증가하였다.

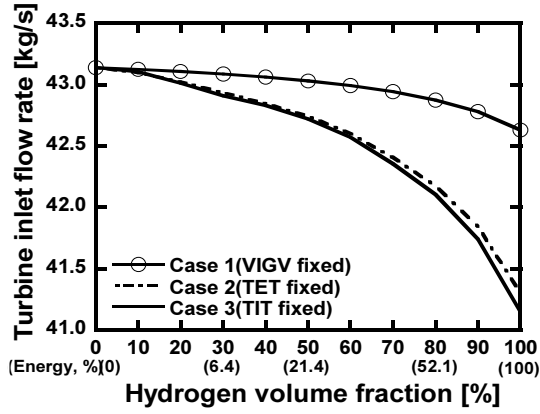


Fig. 5 Turbine inlet flow rate variation according to hydrogen co-firing

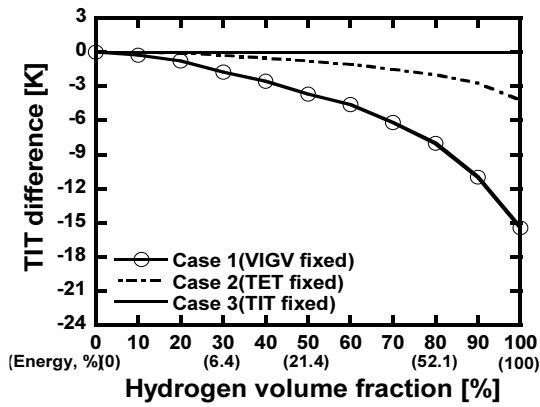


Fig. 6 TIT variation according to hydrogen co-firing

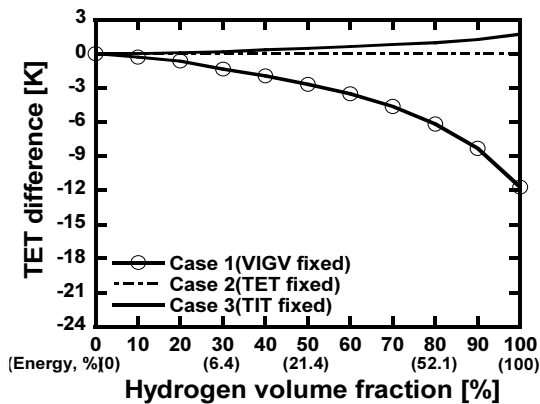


Fig. 7 TET variation according to hydrogen co-firing

### 3.2.3 GTCC 효율 변화 분석

수소 혼소율이 증가할수록 연소가스의 비열 증가로 인해 가스터빈 출력이 증가하고 가스터빈 배기가스의 유량 감소로 인해 증기터빈 출력이 감소한다. 또한 TET 변화도 증기터빈 출력에 영향을 주기 때문에 각 운전 시나리오에 따른 증기터빈 출력 변화량이 다르다.

본 절에서는 천연가스 기반 GTCC의 정격출력을 만족하였으며, 수소 혼소율에 따른 가스터빈 출력 증가량과 증기터빈 출력 감소량이 같은 것을 확인하였다. 수소 혼소 적용 시, 가스터빈 운전 시나리오에 따른 시스템 출력 증감률을 식 (21)을 이용하여 계산하였다.

$$Relative\ value = \frac{\dot{W}_i - \dot{W}_{i,d}}{\dot{W}_{GTCC,d}} \times 100, \quad i = GT, ST \quad (21)$$

Case 1의 경우, 수소 혼소율이 증가할수록 TET가 감소하기 때문에, 증기터빈의 출력 감소량이 다른 운전 시나리오들보다 크다. Case 2의 경우, 수소 혼소율이 증가할수록 TET

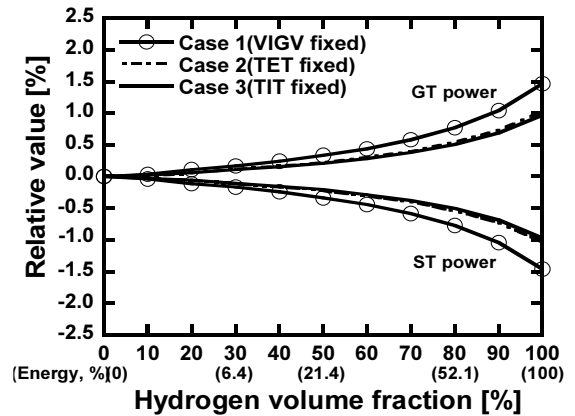


Fig. 8 GT, ST power variation according to hydrogen co-firing

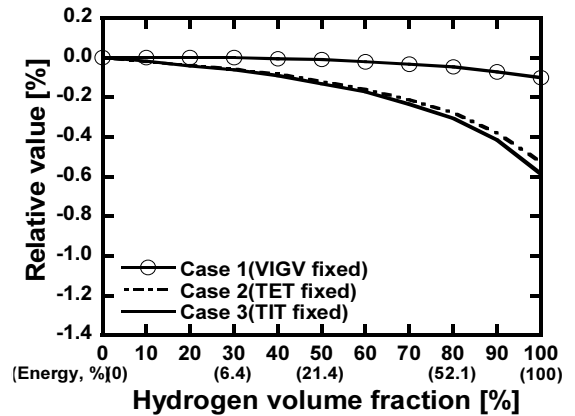


Fig. 9 Heat input variation according to hydrogen co-firing

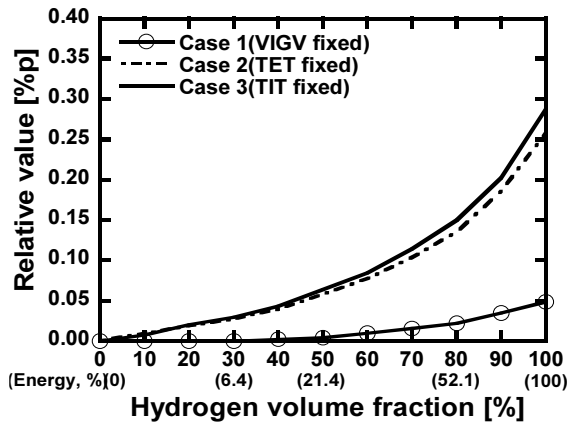


Fig. 10 GTCC efficiency variation according to hydrogen co-firing

가 일정하게 유지되기 때문에, 증기터빈의 출력 감소량이 Case 1보다 작다. Case 3의 경우, 수소 혼소율이 증가할수록 TET가 증가하기 때문에 증기터빈의 출력 감소량이 다른 운전 시나리오들보다 작다. 동일한 GTCC 정격출력 조건에서 증기터빈 출력 감소량과 가스터빈 출력 증가량이 동일해야 한다. 따라서 수소 혼소율이 증가할수록 Case 1에서의 가스터빈 출력 증가량이 제일 크며, Case 3에서의 가스터빈 출력 증가량이 제일 작다.

운전 시나리오에 따른 시스템 출력 변화, 입열량, 시스템 효율 변화를 각각 Figs. 8~10에 도시하였다. 가스터빈 출력 증가량이 작을수록 입열량이 감소하며, 동일한 정격출력에서 입열량이 작을수록 GTCC 효율이 증가한다. 따라서 수소 혼소 적용 시, 입열량이 가장 큰 Case 1에서의 GTCC 효율이 다른 운전 시나리오들 중에서 제일 낮고, 입열량이 가장 작은 Case 3에서의 GTCC 효율이 제일 높은 것을 확인하였다. 수소 전소 기준, Case 1과 Case 2를 GTCC에 적용하였을 때, GTCC 효율은 각각 0.049%p, 0.258%p 증가하였다. Case 3을 시스템에 적용하였을 때, 수소 전소 기준, GTCC 효율은 0.288%p 증가하였으며, 운전 시나리오들 중에서 가장 높은 시스템 효율 증가를 보였다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 천연가스 기반 20MW급 GTCC의 정격 출력을 만족하도록 운전할 때 수소 혼소율이 플랜트 운전 상태와 효율에 미치는 영향을 분석하였다. 해당 조건을 만족하는 세 가지 운전 시나리오를 제안하였으며 주요 결과는 아래와 같다.

(1) 연료 유량만을 조절하며 VIGV를 최대 개방 상태로 일정하게 유지하는 운전 시나리오(Case 1)의 경우, 수소 혼소율이 증가할수록 TET가 감소하였다. 수소 전소 기준, GTCC 시스템 효율은 0.049%p 증가하였으며, 운전 시나리오들 중

에서 가장 낮은 효율을 가진다.

(2) 연료 유량과 VIGV를 조절하며 TET를 일정하게 유지하는 운전 시나리오(Case 2)의 경우, Case 1보다 수소 혼소율에 따른 시스템 효율이 크며, 수소 전소 기준, GTCC 시스템 효율은 0.258%p 증가하였다.

(3) 연료 유량과 VIGV를 조절하며 TIT를 일정하게 유지하는 운전 시나리오(Case 3)의 경우, 수소 혼소율이 증가할수록 TET는 증가하였다. 다른 운전 시나리오들보다 수소 혼소율에 따른 시스템 효율이 크며, 수소 전소 기준, GTCC 시스템 효율은 0.288%p 증가하였다.

(4) 수소 혼소 적용 시, 천연가스 기반 GTCC 정격 출력을 만족하는 여러 운전 시나리오들 중 TIT를 일정하게 유지하는 운전 시나리오가 최적의 GTCC 효율을 갖는 것을 확인하였다. 해당 연구를 통해서 다양한 운전 조건에서의 수소 혼소에 따른 시스템 성능 변화 해석에 활용할 수 있을 것으로 기대된다.

#### 후 기

본 연구는 2023년도 정부(산업통상자원부)의 재원으로 한국에너지기술평가원의 지원을 받아 수행된 연구입니다(No. 20206710100030).

#### References

- (1) S. maira, Hafz, H. M. A. Siddique, 2023, "Industrialization, energy consumption, and environmental pollution: evidence from South Asia, Environmental Science and Pollution Research," Vol. 30, 4094-4102.
- (2) IEA Statistics, 2018, "CO2 emissions from fuel combustion highlights. International Energy Agency," Paris.
- (3) D. H. Cusworth, R. M. Duren, A. K. Thorpe, M. L. Eastwood, R. O. Green, P. E. Dennison, C. Frankenberg, J. W. Heckler, G. P. Asner, and C. E. Miller, 2021, "Quantifying Global Power Plant Carbon Dioxide Emissions with Imaging Spectroscopy," AGU Advances, 2, e2020AV000350.
- (4) M. Yuri, J. Masada, K. Tsukagoshi, E. Ito, S. Hada, 2013, "Development of 1600 C-class high efficiency gas turbine for power generation applying J-type technology," Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, Vol. 50, No. 3.
- (5) I. A. Gondol, 2019, "Hydrogen integration in power-to-gas networks," International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 44, No. 3.
- (6) D. Pashchenko, 2023, "Hydrogen-rich gas as a fuel for the gas turbines: A pathway to lower CO2 emission, Renewable and Sustainable Energy Reviews," Vol. 173,



- 113117.
- (7) H. Laget, P. Griebel, L. Gooren, F. Hampf, N. Jouret, O. Lammel, 2022, "Demonstration of Natural Gas and Hydrogen Cocombustion in an Industrial Gas Turbine," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 145, 041007-1.
- (8) B. S. Mohammad, N. Magina, B. Volk, K. Mcmanus, 2022, "Impact of High Hydrogen Operation on Combustor Performance," *Turbo expo : power for land, sea, and air*, Vol. 3B, GT2022-83630, V03BT04A054.
- (9) T. Lieuwen, 2022, "Hydrogen Use in Gas Turbines: Operability, Emissions, Efficiency," 2022 university turbine systems research(UTSR) and advanced turbines program review meeting.
- (10) A. Esmalpour, H. N. Somehsaraei, P. Breuhaus, 2022, "Performance Simulation of Micro Gas Turbines for Hydrogen Application," *Turbo expo : power for land, sea, and air*, Vol. 4, GT2022-83071, V004T06A032.
- (11) <https://www.compressortech2.com/news/solar-turbines-tests-titan-130-with-blended-hydrogen/8026954>
- (12) GE Energy, 2015, GateCycle, Ver. 6.1.2, GE-Energy, Atlanta, GA.
- (13) D. H. Won, M. J. Kim, J. H. Lee, T. S. Kim, 2020, "Performance characteristics of an integrated power generation system combining gas turbine combined cycle, carbon capture and methanation," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 34, No. 10, pp. 4333-4344.
- (14) B. J. McBride, M. J. Zehe, and S. Gordon, 2002, "NASA Glenn Coefficients for Calculating Thermodynamic Properties of Individual Species".
- (15) J. H. Lee, D. W. Kang, J. H. Jeong, and T. S. Kim, 2023, "Quantification of variations in the compressor characteristics of power generation gas turbines at partial loads using actual operation data," *Journal of mechanical science and technology*, Vol. 37, No. 3, 1509-1521.
- (16) S. W. Moon, T. S. Kim, 2020, "Advanced Gas Turbine Control Logic Using Black Box Models for Enhancing Operational Flexibility and Stability," *Energies*, Vol. 13, No. 21, 5703.
- (17) Gas Turbine World, 2018, "GTW Performance Specs 2018," Pequot Publishing, CT.
- (18) M. R. Erbes, R. R. Gay, 1989, "Gate/Cycle predictions of the off-design performance of combined-cycle power plants," *ASME Winter Annual Meeting*, Vol. 124, pp. 43-51.
- (19) D. H. Cooke, 1985, "On Prediction of Off-Design Multistage Turbine Pressures by Stodola's Ellipse," *ASME J. Eng. Gas Turbines Power*, Vol. 107, No. 3, pp. 596-606.
- (20) Park, H. S., Jeong, J. H. and Kim, T. S., 2022, "Performance Analysis of the Hydrogen Co-Fired in the Gas Turbine Combined Cycle," *Proceeding of the KSME Annual Conference 2022*, Jeju, Republic of Korea, pp. 1221~1222.