액화천연가스 냉온열을 이용한 복합사이클의 설계 및 엑서지 해석

이 근 식†
울산대학교 기계자동차공학부

Design and Exergy Analysis for a Combined Cycle using LNG Cold/Hot Energy

Geun Sik Lee†
School of Mechanical and Automotive Engineering, University of Ulsan, Ulsan 680-749, Korea

(Received August 31, 2004; revision received November 26, 2004)

ABSTRACT: In order to reduce the compression power and to use the overall energy contained in LNG effectively, a combined cycle is devised and simulated. The combined cycle is composed of two cycles; one is an open cycle of liquid/solid carbon dioxide production cycle utilizing LNG cold energy in CO_2 condenser and the other is a closed cycle gas turbine which supplies power to the CO_2 cycle, utilizes LNG cold energy for lowering the compressor inlet temperature, and uses the heating value of LNG at the burner. The power consumed for the CO_2 cycle is investigated in terms of a production ratio of solid CO_2. The present study shows that much reduction in both CO_2 compression power (only 35% of power used in conventional dry ice production cycle) and CO_2 condenser pressure could be achieved by utilizing LNG cold energy and that high cycle efficiency (55.3% at maximum power condition) in the gas turbine could be accomplished with the adoption of compressor inlet cooling and regenerator. Exergy analysis shows that irreversibility in the combined cycle increases linearly as a production ratio of solid CO_2 increases and most of the irreversibility occurs in the condenser and the heat exchanger for compressor inlet cooling. Hence, incoming LNG cold energy to the above components should be used more effectively.

Key words: Liquefied natural gas(LNG, 액화천연가스), Cold and hot energy(냉온열), Closed cycle gas turbine(밀폐형 가스터빈 사이클), Liquid/solid carbon dioxide production cycle(액화/고화 탄산제조사이클), Compression power(압축동력), Exergy(엑서지), Irreversibility(비가역성)

기 호 설 명

a : 고화탄산의 생산량 [ton/hr]
Ex_{in} : 엑서지 입력 [kW]
Ex_{out} : 엑서지 출력 [kW]
I : 비가역성 [kW]
m : 질량유량 [kg/s]
W : 동력 [kW]

† Corresponding author
Tel.: +82-52-259-2135; fax: +82-52-259-1680
E-mail address: gslee@mail.ulsan.ac.kr

1. 서 론

최근 우리 나라의 에너지 수입비용은 연간 약 300억 달러로 연간 수입량의 상당한 부분을 차지하고 있다. 또한 에너지 발생을 위한 연료의 연소와 화학공정에서 발생되는 이산화탄소는 그 막대한 양 때문에 지구온난화[1-3]의 주범이 되고 있다. 이에 따라 지구온난화 방지와 지구환경보전 차원에서 탄소세의 부과에 대한 움직임이 전 세계적으로 확산되고 있다.

천연가스(Natural Gas, NG)는 청정연료로서 최근에 각광을 받고 있으며 또한 파이프라인이나 이를 액화한 액화천연가스(Liquefied Natural Gas, LNG)를 선박을 이용한 수송의 편의성 때문에 세계 각국, 국내에서 에너지원으로 그 비중이 점차 높아지고 있다. 이런 액화천연가스의 효율적인 활용방안으로 LNG가 보유하고 있는 냉열(−162℃에서 0℃까지 약 800 kJ/kg)을 활용하는 방안에 대한 최근의 연구결과들[4-8]이 있으며, 일부는 실용단계에 있다. 특히 초저온 일정 부하를 요구하는 에너지 시스템에 LNG의 냉열이 사용될 때 효과적이다. 에너지의 부존자원이 부족한 우리 나라 실정을 고려해 볼 때 LNG 냉열을 이용한 에너지 시스템을 설계하고 상용화하는 기술개발이 절실하다.

따라서 에너지 소비패턴을 바꾸는 정책적 유도와 재정적 지원, 에너지를 합리적으로 이용하는 에너지 시스템의 설계, 이산화탄소의 배출량을 직접 또는 간접으로 억제할 수 있는 방안을 찾는 것은 시급한 과제이며 시대적 요청이라 할 수 있다. 산업공정에서 발생되는 이산화탄소를 분리회수하고 액화 또는 고화하여 용도(청량음료 제조, 냉각, 용접, 주물공업, 대형주강의 기포방지, 산화방지제, 식물성장촉진제, 소화제, 살충제 제조 등)에 맞게 재사용하는 것은 대기오염을 간접적으로 줄이는 동시에 열역학적으로도 흥미로운 대상이다. 그러나 국내의 액화/고화 탄산 제조시스템의 설계 및 운영은 대부분 외국기술에 의존하고 있다.[9] 가스의 액화는 액화온도가 낮을수록 많은 동력이 소모되므로 액화시스템은 에너지의 합리적인 이용 측면에서 설계되는 것이 바람직하다.

본 연구에서는 산업공정에서 배출되는 이산화탄소를 원료로 하는 이산화탄소 액화/고화 시스템이 가스터빈을 동력원으로 하여 작동되며 LNG의 냉열과 발열량을 동시에 이용하는 냉온열 이용 복합사이클을 열역학적으로 설계하고자 한다. 가스터빈은 밀폐 브레이튼 사이클로서 작동매체로 불활성가스인 질소를 사용하며 LNG를 연소시켜 고온열원으로 사용하며, LNG의 냉열을 이용하여 가스터빈의 압축기 입구온도를 낮추어 압축기의 소요동력을 줄이고 터빈 출구의 배열은 연소기 입구의 질소와 열교환함으로써 연료소모를 줄인다. 한편 이산화탄소 액화/고화 시스템에서는 이산화탄소의 응축기에서 암모니아 냉동시스템을 이용하는 대신에 LNG의 냉열을 이용하여 응축함으로써 압축동력을 줄인다.

연구내용으로는 액화탄산과 고화탄산의 생산비율에 따른 압축동력을 산출하고, 이의 동력원으로 사용되는 가스터빈의 작동 특성을 파악한다. 액화탄산과 고화탄산의 생산비율에 따른 연료로 사용되는 LNG의 유량과 냉열로 사용되는 LNG의 유량을 산출한다. 이 복합사이클은 열과 일(냉열과 압축동력)이 투입되어 저온제품(액화 및 고화탄산)과 순 일(가스터빈)을 생산하므로 단순한 에너지 해석으로는 성능평가가 어렵다. 따라서 엑서지 해석을 병행하여 엑서지 효율을 구하고 각 구성장치의 비가역성을 평가하여 개선점을 제시하고자 한다.

2. 해 석

2.1 가스터빈-액화/고화 탄산 제조장치

Fig. 1에 가스터빈-액화/고화 탄산 제조시스템의 개략도를 도시하였다. 가스터빈 측의 T-s 선도와 액화/고화 탄산 제조시스템의 P-h 선도를 Fig. 2에 도시하였다.

원료 이산화탄소 가스는 2단 압축과 중간냉각을 거친 후 응축기에서 액화 천연가스로 냉각된다. 냉각액의 일부 $(1-a)$ ton/hr는 액화탄산을 생산하는 데로 보내어지고, 나머지 a ton/hr는 고화탄산을 생산하는 곳으로 보내어진다. 고화탄산을 생산하는 회로에서는 스로틀링(throttling) 과정을 통하여 저압저온의 습증기 상태로 된다. 플래쉬 드럼에서 분리된 액은 다시 재차 스로틀링 과정을 통하여 고체와 증기의 포화상태로 된다. 분리기에서 포화증기는 1 ton/hr의 보충 이산화탄소 가스와 함께 저압 압축단에 유입되며, a ton/hr의

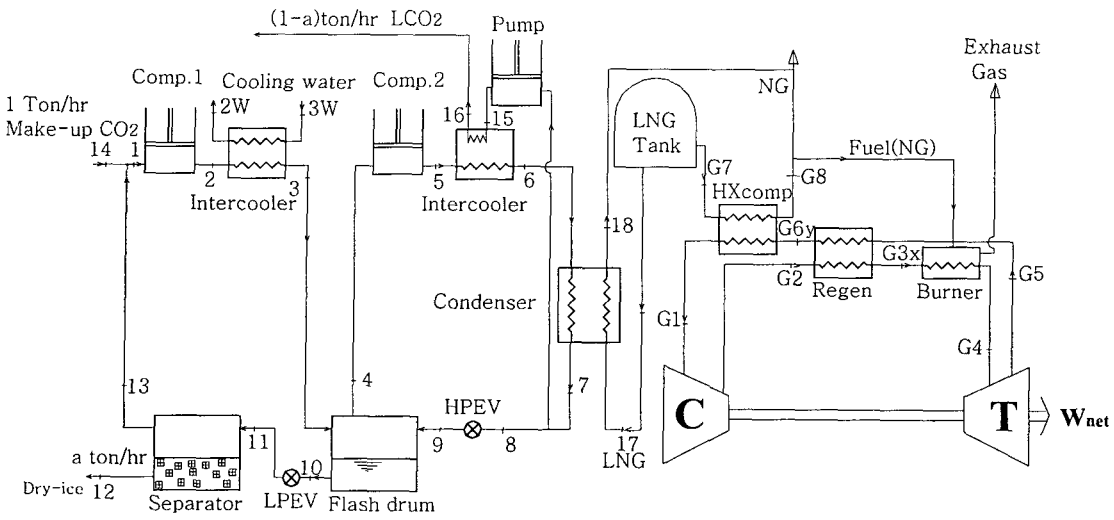

Fig. 1 Schematic diagram of a liquid/solid CO_2 production cycle with a closed cycle gas turbine.

고체탄산은 가압 성형하면 드라이 아이스가 된다. 이 사이클에서 이산화탄소의 응축부는 LNG의 냉열을 이용하여 9 bar의 포화압력에 해당하는 포화온도(−42.4℃)까지 냉각된다. 여기서 압축동력을 줄이기 위하여 저압부 압축과정 출구 증기를 물로 냉각한 후, 다시 플래쉬 드럼에서 냉각시켰으며, 고압부 압축기 출구 증기는 압축된 액화탄산으로 냉각하였다.

가스터빈은 동력원으로 밀폐 브레이튼 사이클로 작동되며 작동매체로서 불활성가스인 질소를 사용한다. LNG를 연소시켜 고온열원으로 사용하며, LNG의 냉열을 이용하여 가스터빈의 압축기 입구온도를 낮추어 압축기의 소요동력을 줄이고 터빈 출구의 배열을 이용하여 연소기 입구의 온도를 높여서 연소기의 순 공급열량을 감소시킴으로써 사이클 효율을 높인다.

사이클 해석을 위해 물성치는 물성치 프로그램[10]을 이용하였으며, 시뮬레이션을 위한 기본 가정은 다음과 같다. 액화탄산과 고화탄산의 총 생산량은 1 ton/hr로 한다. 냉열을 사용할 수 있는 LNG의 양은 충분하다. 이산화탄소 사이클에서 저압단 입구는 과열증기 상태이며, 고압단 입구는 포화증기 상태이다. 2단의 스로틀링 과정에서 입구상태는 포화액의 상태이다. 배관에서의 압력강하는 무시하며, 플래쉬 드럼들과 분리기에서 외부로의 열전달은 무시한다. 여기서 LNG의 냉열을 이용한 이산화탄소의 응축압력은 9 bar로 추천되고 있으므로[9] 이를 기준으로 하여 시뮬레이

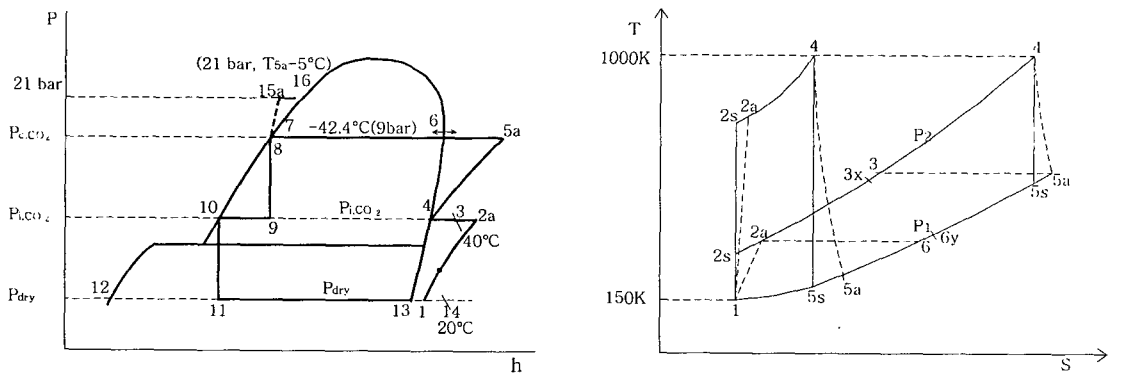

Fig. 2 P-h diagram for the liquid/solid CO_2 production cycle and T-s diagram for the gas turbine.

Table 1 Simulation conditions for a liquid/solid CO_2 production cycle with LNG cooling

Liquid/Solid CO_2 cycle		Gas turbine cycle	
Variables	Values	Variables	Values
Compressor/Pump efficiency, η_C, η_P	85%	Compressor efficiency, η_C	85%
Condenser pressure of CO_2, P_{c,CO_2}	9 bar	Turbine efficiency, η_t	90%
Intermediate pressure of CO_2, P_{i,CO_2}	5.5 bar	Regenerator efficiency, η_{reg}	95%
Make-up CO_2 temperature, T_{14}	20℃	Compressor inlet temperature, T_{G1}	150 K
Separator pressure, P_{dry}	1.03 bar	Compressor inlet pressure, P_{G1}	1.013 bar
Cooling water inlet temperature, T_{3w}	15℃	Turbine inlet temperature, T_{G4}	1,000 K
Cooling water outlet temperature, T_{2w}	25℃	Turbine inlet pressure, P_{G2}	5~45 bar
LNG inlet temperature in condenser, T_{17}	−152.7℃	LNG outlet temperature in HXcomp, T_{G8}	273.15 K
LNG outlet temperature in condenser, T_{18}	−50℃		
LCO_2 outlet temperature in precooler, T_{16}	(T_{5a}−5)℃	Lower heating value of LNG, Q_{LHV}	50,000 kJ/kg
CO_2 outlet temperature in intercooler, T_3	40℃		

션 조건을 Table 1과 같이 정하였다.

2.2 액화/고화 이산화탄소 제조사이클의 각 구성장치의 해석

액화탄산과 고화탄산의 총 생산량은 1 ton/hr로 가정하였으므로, 고화탄산의 생산량을 a ton/hr라 하면 액화탄산의 생산량은 $(1-a)$ ton/hr가 된다. 따라서 보충가스의 유입량 m_{14} kg/s, 고화탄산의 질량유량 m_{12}, 액화탄산의 질량유량 m_{15}는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} m_{14} &= \frac{1000}{3600} \\ m_{12} &= m_{14}\, a \\ m_{15} &= m_{14}(1-a) \end{aligned} \tag{1}$$

2.2.1 분리기(separator)

분리기의 에너지식으로부터 건도 x_{11}이 엔탈피

$$x_{11} = \frac{h_{11}-h_{12}}{h_{13}-h_{12}} \tag{2}$$

h_{11}, h_{12}, h_{13}으로 표시되며, 분리기에서 방출되는 포화증기의 질량유량 m_{13}은 다음 식으로 주어진다.

$$m_{13} = \frac{m_{13}}{m_{12}}\, m_{12} = \frac{x_{11}}{1-x_{11}}\, \frac{1000}{3600}\, a \tag{3}$$

저압압축기 유입부분의 세 상태점 1, 13, 14들을 검사체적으로 한 에너지식은

$$m_1 h_1 = m_{14} h_{14} + m_{13} h_{13} \tag{4}$$

이며, 저압압축기 유입부분에 대한 연속방정식으로부터 압축기 제1단에서의 질량유량 m_1이 계산된다.

$$m_1 = m_{13} + m_{14} = \left(\frac{a.x_{11}}{1-x_{11}} + 1\right)\frac{1000}{3600} \tag{5}$$

2.2.2 플래쉬 드럼(flash drum)

플래쉬 드럼에 대한 다음의 에너지식과 연속방정식으로부터 압축기 제2단에서의 질량유량 m_4가 계산된다.

$$m_{10} = m_{13} + m_{12} = \frac{1000}{3600}\, \frac{a}{1-x_{11}} \tag{6}$$

$$m_3 h_3 + m_9 h_9 = m_4 h_4 + m_{10} h_{10} \tag{7}$$

$$m_1 = m_2 = m_3 \tag{8}$$

$$\begin{aligned} m_4 &= m_5 = m_6 = m_7 \\ m_{15} &= m_{16} \\ m_8 &= m_9 = m_4 - m_{15} \end{aligned} \tag{9}$$

로부터 m_4를 m_1, h_3, h_4, h_9, h_{10}, a, x_{11}로 표시하면 다음 식으로 된다.

$$m_4 = \frac{m_1}{h_4 - h_9} \times \left[h_3 - \frac{(1-x_{11})(1-a)h_9 + ah_{10}}{1-x_{11}(1-a)} \right] \quad (10)$$

위의 m_4에 대하여 $a=1$일 때의 값을 구하여 보면 타당성을 쉽게 확인할 수 있다.

2.2.3 압축기(compressor)

압축기의 등엔트로피 압축효율의 정의 η_C로부터 다음의 압축기의 출구 엔탈피가 계산된다.

$$h_{ea} = h_i + \frac{h_{es} - h_i}{\eta_C} \quad (11)$$

여기서, 하첨자 e는 압축기의 출구상태 2,5를, 하첨자 i는 압축기의 입구상태 1, 4를 각각 표시한다. 하첨자 a는 실제과정을, 하첨자 s는 등엔트로피 과정을 표시한다. 이들 정의로부터 압축기 각 단의 압축동력과 총 압축동력 W_{CO_2}는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} W_{C1} &= m_1(h_{2a} - h_1) \\ W_{C2} &= m_4(h_{5a} - h_4) \\ W_{PCO_2} &= m_{15}(h_{15a} - h_7) \\ W_{CO_2} &= W_{C1} + W_{C2} + W_{PCO_2} \end{aligned} \quad (12)$$

2.2.4 응축기(condenser)

에너지식으로부터 이산화탄소 1 ton/hr당 응축에 소요되는 LNG 질량유량 $m_{17\ LNG}$는 다음과 같다.

$$m_{17\ LNG} = \frac{m_4(h_6 - h_7)}{h_{18} - h_{17}} \quad (13)$$

2.3 가스터빈 구성장치의 해석

가스터빈은 주어진 압축기 입구온도 및 압력과 터빈 입구온도에서 최대출력 조건에서 작동되도록 설계한다. Table 1의 입력값과 물성치 프로그램[10]을 사용하여 출력과 효율을 산출한다. 추후 위의 계산결과와 비교하기 위하여, 질소의 비열이 일정한 경우에 최대출력 조건에서 압력비를 해석적으로 산출해 보기로 한다. 편의상 가스터빈의 상태점을 표시하는 하첨자 G를 빼고 쓰기로 한다.

$$\begin{aligned} w_{net} &= w_t - w_c = (h_4 - h_{5a}) - (h_{2a} - h_1) \\ &= C_P\left[T_4\eta_t\left(1 - \frac{T_{5s}}{T_4}\right) - \frac{T_1}{\eta_c}\left(\frac{T_{2s}}{T_1} - 1\right)\right] \\ &= f(r_P) \end{aligned} \quad (14)$$

여기서,

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \frac{T_4}{T_{5s}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = r_P^{\frac{k-1}{k}} \quad (15)$$

이며, 최대출력이 되는 최적압력비 r_P를 구하면 다음으로 된다.

$$r_P = \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_4}{T_1}\eta_t\eta_c\right)^{\frac{k}{2(k-1)}} \quad (16)$$

위의 식에 $T_1=150$ K, $T_4=1000$ K, $\eta_t=0.9$, $\eta_c=0.85$, $k=1.4$를 대입하면 $r_P=17.3$이 얻어진다.

한편, 액화/고화 탄산제조 사이클에서 압축기 및 펌프의 소요동력은 가스터빈의 출력으로부터 공급된다고 가정하여 이산화탄소 생산량 1 ton/hr당 질소의 질량유량 m_{N_2}는 다음 식으로 계산된다.

$$m_{N_2} = \frac{W_{CO_2}}{w_{net}} \quad (17)$$

2.3.1 연소기(burner)

연소기에 에너지식을 적용하여 이산화탄소 1 ton/hr당 LNG 연료소모율 m_f가 산출된다.

$$m_f = \frac{m_{N_2}(h_4 - h_{3x})}{Q_{LHV}} \quad (18)$$

2.3.2 압축기 입구 열교환기(HXcomp)

압축기 입구 열교환기에 에너지식을 적용하여 이산화탄소 1 ton/hr당 LNG 냉열용 질량유량

$m_{7\ LNG}$가 산출된다.

$$m_{7\ LNG} = \frac{m_{N_2}(h_{6y} - h_1)}{h_8 - h_7} \tag{19}$$

3. 엑서지 해석

본 복합열병합 사이클은 공급된 에너지가 이산화탄소 압축일과 LNG 냉열, 연료의 발열량으로 일과 열이 함께 공급되며, 출력형태도 액화/고화 탄산 생산량 및 가스터빈 출력으로 열(저온 제품)과 일이 동시에 출력되므로, 사이클 전체의 효율은 에너지 관점보다 엑서지 관점에서 산정되어야 한다. 또한 공급된 에너지가 합리적으로 사용되었는지 혹은 어느 구성요소에서 가장 비효율적으로 사용되었는지를 조사하기 위하여 엑서지 해석을 할 필요가 있다.

엑서지 해석을 위하여 몇 가지 가정을 도입하였다. 전 사이클에서의 과정은 정상상태이며 운동에너지와 위치에너지는 무시한다. 배관에서의 압력강하에 의한 비가역성은 무시한다. 가스터빈 사이클의 버너에서 연소과정 및 유한한 온도차에 의한 열전달과정은 고온열원으로부터의 가역열전달에 의한 엑서지 공급과정으로 대치한다. 따라서 정상상태에서 검사체적에 대한 엑서지식은 다음과 같다.

$$\sum_i m_i \psi_i + \sum_j Q_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) = \sum_e m_e \psi_e + (W_{act,u} + I) \tag{20}$$

여기서, $\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$로 운동에너지와 위치에너지를 무시한 유동 엑서지이며, h와 s는 각각 엔탈피와 엔트로피를 표시하며, T_0, h_0, s_0는 각각 기준 상태에서의 온도, 엔탈피, 엔트로피를 표시한다. 좌변 첫 항은 질량유입에 의한 엑서지 항이며, 둘째 항은 열전달에 의한 엑서지 항, 우변 첫 항은 질량유출에 의한 엑서지 항이며, 둘째 항은 실제유용 일전달과 검사체적에서의 비가역성을 표시한다.

정상상태에서 도출한 식(20)을 참고문헌[12,13]과 유사한 과정으로 각 구성 장치에 적용하고 각 구성 장치의 비가역성에 대하여 정리하면 다음의 식들로 주어진다. 계산과정에서 비가역성 계산의 오류를 피하고자 엑서지 항으로 계산한 값을 생성 엔트로피 σ로 계산한 값과 상호비교 확인하였다.

3.1 액화/고화 탄산제조 사이클

3.1.1 압축기와 펌프

압축기 제1단, 제2단의 비가역성 I_{comp1}, I_{comp2}와 펌프의 비가역성 I_{pump}은 다음으로 주어진다.

$$\begin{aligned} I_{comp1} &= m_1(\psi_1 - \psi_{2a}) + W_{comp1} \\ &= T_0 m_1(s_{2a} - s_1) = T_0 \sigma_{comp1} \end{aligned} \tag{21a}$$

$$I_{comp2} = m_4(\psi_4 - \psi_{5a}) + W_{comp2} \tag{21b}$$

$$I_{pump} = m_{15}(\psi_7 - \psi_{15a}) + W_{pump} \tag{21c}$$

3.1.2 중간냉각기(intercooler)와 응축기(condenser)

$$I_{int1} = m_1(\psi_{2a} - \psi_3) + m_{3w}(\psi_{3w} - \psi_{2w}) \tag{22a}$$

$$I_{int2} = m_4(\psi_{5a} - \psi_6) + m_{15}(\psi_{15a} - \psi_{16}) \tag{22b}$$

$$\begin{aligned} I_{cond} &= m_6(\psi_6 - \psi_7) + m_{17\ LNG}(\psi_{17} - \psi_{18}) \\ &= T_0 [m_6(s_7 - s_6) + m_{17\ LNG}(s_{18} - s_{17})] \\ &= T_0 \sigma_{cond} \end{aligned} \tag{22c}$$

3.1.3 플래쉬드럼과 분리기(separator)

$$I_{FD} = m_3\psi_3 - m_4\psi_4 + m_9\psi_9 - m_{10}\psi_{10} \tag{23a}$$

$$I_{sep} = m_{11}\psi_{11} - m_{12}\psi_{12} - m_{13}\psi_{13} \tag{23b}$$

3.1.4 고/저압 팽창밸브(high/low pressure expansion valve)

$$\begin{aligned} I_{HPEV} &= m_8(\psi_8 - \psi_9) \\ &= T_0 m_8(s_9 - s_8) = T_0 \sigma_{HPEV} \end{aligned} \tag{24a}$$

$$\begin{aligned} I_{LPEV} &= m_{10}(\psi_{10} - \psi_{11}) \\ &= T_0 m_{10}(s_{11} - s_{10}) = T_0 \sigma_{LPEV} \end{aligned} \tag{24b}$$

3.1.5 CO_2 사이클 총 엑서지 균형식

검사체적을 액화/고화 탄산제조 사이클로 설정

하였을 때, 엑서지 입력 Ex_{in}은 압축기와 펌프에 공급한 동력과 응축기 출입 순 LNG 냉열 엑서지, 중간냉각기의 냉각수 출입 순 엑서지로 하였으며, 엑서지 출력 Ex_{out}은 액화/고화 탄산 생산 엑서지에서 원료 이산화탄소 유입 엑서지를 뺀 값으로 하였다. 검사체적 내의 총 비가역성 I_{tot}은 위의 구성 장치들의 비가역성을 합한 값이다. 따라서 총 엑서지 균형식은 다음으로 주어진다.

$$Ex_{in} = Ex_{out} + I_{tot} \tag{25a}$$

$$\begin{aligned} Ex_{in} &= W_{CO_2} + m_{17\ LNG}(\psi_{17} - \psi_{18}) \\ Ex_{out} &= m_{12}\psi_{12} + m_{15}\psi_{15} - m_{14}\psi_{14} \end{aligned} \tag{25b}$$

$$I_{tot} = \sum_j I_j \ (j=\text{comp, pump, intercooler, comd, FD, sep, HPEV, LPEV}) \tag{25c}$$

3.2 가스터빈 사이클

3.2.1 압축기와 터빈

압축기와 터빈의 비가역성 I_{Gcomp}, I_{Gturb}는 다음으로 주어진다.

$$\begin{aligned} I_{Gcomp} &= m_{N_2}(\psi_{G1} - \psi_{G2a}) + W_{Gcomp} \\ &= T_0 m_{N_2}(s_{G2a} - s_{G1}) = T_0 \sigma_{Gcomp} \end{aligned} \tag{26}$$

$$\begin{aligned} I_{Gturb} &= m_{N_2}(\psi_{G4} - \psi_{G5a}) - W_{Gturb} \\ &= T_0 m_{N_2}(s_{G5a} - s_{G4}) = T_0 \sigma_{Gturb} \end{aligned} \tag{27}$$

3.2.2 버너(burner)

$$I_{burn} - \sum_j Q_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) = m_{N_2}(\psi_{3x} - \psi_4) \tag{28}$$

여기서 좌변 첫 항은 버너에서의 비가역성을 표시하며 도입된 가정에 의하여 무시된다. 따라서 가역열전달에 의한 엑서지 유입량이 버너에서 작동유체인 질소의 엑서지를 높여줌을 나타낸다.

3.2.3 재생기(regenerator)

$$I_{reg} = m_{N_2}(\psi_{G2a} - \psi_{G3x} + \psi_{G5a} - \psi_{G6y}) \tag{29}$$

3.2.4 압축기 입구 열교환기(HXcomp)

$$\begin{aligned} I_{HXcomp} &= T_0 \sigma_{HXcomp} \\ &= m_{N_2}(\psi_{G6y} - \psi_{G1}) + m_{7\ LNG}(\psi_{G7} - \psi_{G8}) \\ &= T_0 m_{N_2}(s_{G1} - s_{G6y}) + m_{7\ LNG}(s_{G8} - s_{G7}) \end{aligned} \tag{30}$$

3.2.5 가스터빈 사이클 총 엑서지 균형식

검사체적을 가스터빈 사이클로 설정하였을 때, 엑서지 입력 Ex_{Gin}은 버너에서 가역열전달에 의한 엑서지 유입과 압축기 입구 열교환기의 출입 순 LNG 냉열 엑서지로 하였으며, 엑서지 출력 Ex_{Gout}은 가스터빈 사이클의 순 출력으로 하였다. 검사체적 내의 총 비가역성 I_{Gtot}은 위의 구성 장치들의 비가역성을 합한 값이다. 따라서 총 엑서지 균형식은 다음으로 주어진다.

$$Ex_{Gin} = Ex_{Gout} + I_{Gtot} \tag{31a}$$

$$\begin{aligned} Ex_{Gin} &= m_{N_2}(\psi_{G4} - \psi_{G3x}) \\ &\quad + m_{7\ LNG}(\psi_{G7} - \psi_{G8}) \end{aligned} \tag{31b}$$

$$Ex_{Gout} = W_{net}$$

$$I_{Gtot} = \sum_j I_j \quad (j=\text{comp, turb, reg, HXcomp}) \tag{31c}$$

3.3 냉온열을 이용한 복합 사이클

복합 사이클에 대한 총 엑서지 입력 Ex_{comIN}은 압축기 및 펌프 동력, LNG 냉열 순 엑서지(응축기 냉각용과 압축기 예냉용), 냉각수 순 엑서지, 버너에서 열전달에 의한 엑서지 유입으로 하였으며, 총 엑서지 출력 Ex_{comOUT}은 액화/고화 탄산 생산 엑서지에서 원료 이산화탄소 유입 엑서지를 뺀 값과 가스터빈 사이클의 순 출력으로 하였다. 총 엑서지 입력에서 총 엑서지 출력을 뺀 값은 복합 사이클의 총 비가역성 I_{comtot}이 되므로 다음 식으로 주어진다.

$$Ex_{ComIN} = Ex_{ComOUT} + I_{Comtot} \tag{32a}$$

$$\begin{aligned} Ex_{ComIN} &= Ex_{in} + Ex_{Gin} \\ Ex_{ComOUT} &= Ex_{out} + Ex_{Gout} \\ I_{Comtot} &= I_{tot} + I_{Gtot} \end{aligned} \tag{32b}$$

복합사이클 및 각 사이클의 엑서지 효율은 엑서지 입력에 대한 엑서지 출력으로 정의하여 다음 식으로 된다.

$$\varepsilon_{com}=\frac{Ex_{ComOUT}}{Ex_{ComIN}}$$
$$\varepsilon_{CO_2}=\frac{Ex_{out}}{Ex_{in}} \quad (33)$$
$$\varepsilon_{GT}=\frac{Ex_{Gout}}{Ex_{Gin}}$$

4. 결과 및 토의

본 절에서 고화탄산의 생산량 a는 0.1~1.0 ton/hr의 범위로 하였다. 결과치는 액화/고화 탄산제조 사이클에서는 고화탄산 생산량에 따른 여러 설계변수들을 액화/고화 탄산 1 ton/hr당 제시하였으며, 가스터빈 사이클에서는 단위질소당 여러 설계변수를 압력비의 함수로 제시하였으며, 마지막으로 연료용 및 냉열용 LNG 소요량은 액화/고화 탄산 1 ton/hr당으로 표시하였다.

4.1 액화/고화 탄산 제조사이클의 작동 특성

Fig. 3에 압축동력을 나타내었다. 총 압축동력은 고화탄산의 생산량 a가 증가함에 따라 48.3 kW에서 69.3 kW으로 증가한다. 액화탄산의 펌핑동력은 거의 무시될 수 있으며, 총 압축동력의 약 70% 이상을 저압단 압축동력이 차지함을 볼 수 있다. 이는 압축동력은 압력비와 질량유량의 함수인데, Fig. 4에서 살펴보면 고압단 압축기에 유입되는 질량유량 m_4가 저압단 압축기에 유입되는 질량유량 m_1보다 크나, 저압단 압축기의 압력비(=5.5)가 고압단 압축기의 압력비(=1.64)보다 훨씬 높기 때문이다. Fig. 4에서 a=1일 때는 액화탄산의 생산량이 없으므로 $m_1=m_{10}$이고 $m_4=$

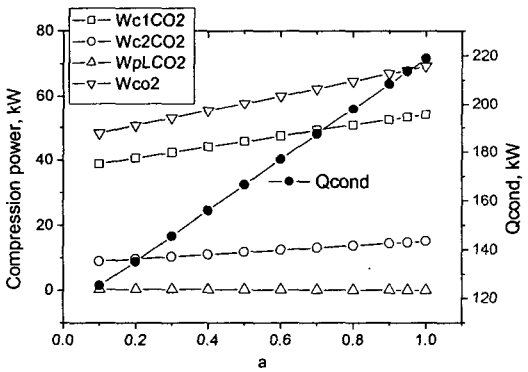

Fig. 3 Compression power and heat transfer from condenser as a function of a.

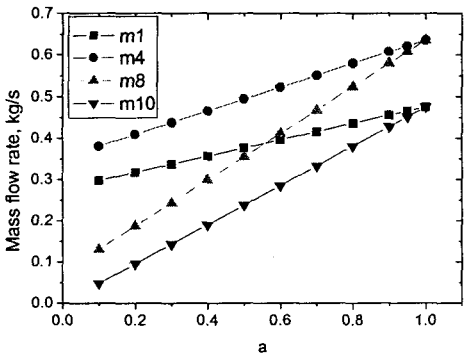

Fig. 4 Mass flow rate as a function of a.

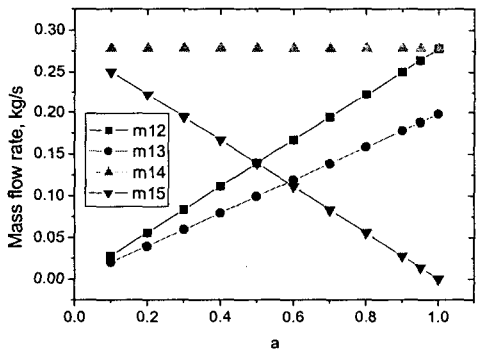

Fig. 5 Mass flow rate as a function of a.

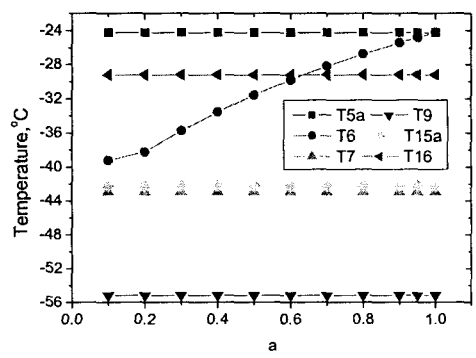

Fig. 6 Temperatures as a function of a.

m_8이 됨을 볼 수 있다.

응축기의 방열량 Q_{cond}는 고화탄산의 생산량이 증가함에 따라 증가함을 볼 수 있다. 이는 Fig. 4에서 보듯이 질량유량 $m_4(=m_7)$의 증가와 함께 상대적으로 액화탄산의 생산량 감소에 따른 고압단 압축기 출구냉각기에서 방열량 감소 때문이다.

고압단 압축기 출구냉각기에 관련된 온도분포는 Fig. 6에서 볼 수 있다. 고화탄산의 생산량 a 값에 따라 냉각기 출구온도 T_6가 증가함을 볼 수 있는데 이는(Fig. 5의 m_{15}에서 살필 수 있듯이) 액화탄산의 생산량이 감소함에 따라 냉각열량이 감소하기 때문이다.

4.2 밀폐사이클 가스터빈의 작동 특성

가스터빈의 작동 특성은 작동유체인 질소 1 kg당으로 나타내었다. 압력비 r_P=19 부근에서 최대일을 얻을 수 있음을 Fig. 7에서 볼 수 있다. 압력비에 따른 사이클 효율 η_{GT} 특성은 압력비 33까지는 재생기가 있는 가스터빈의 효율 특성을 따라 감소하며 이 이후에는 재생기가 없는 가스터빈의 효율 특성을 따르므로 다시 증가함을 볼 수 있다.

질소 1 kg당 압축기 입구냉각용과 연료용 LNG

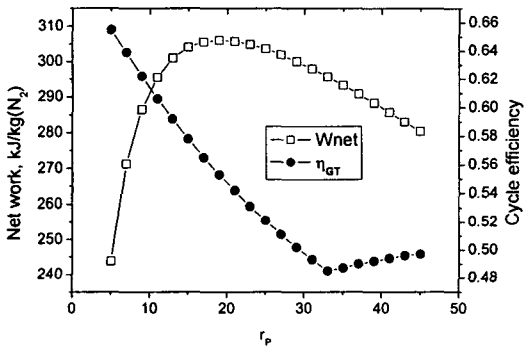

Fig. 7 Net work and cycle efficiency as a function of r_P.

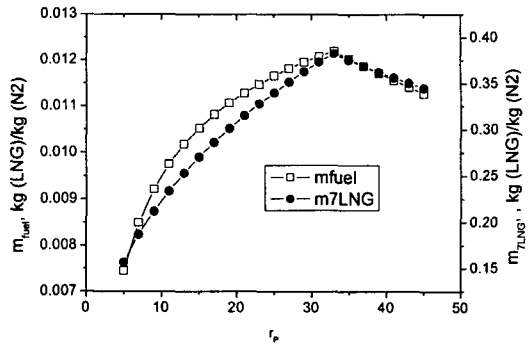

Fig. 8 Mass flow rate of LNG as a function of r_P.

소요량은 Fig. 8에서 각각 볼 수 있다. 두 경우 모두 최대소요량은 압력비 33일 때이다. 이는 에너지식을 고려하면, 연료용 LNG 소요량은 식(18)에서 공급열량의 최대점에 기인하며, 압축기 입구냉각용 LNG 소요량은 재생기 출구온도 T_{G6y}의 최대점에 기인하며, 이 최대점들은 압력비 33일 때이기 때문이다.

4.3 소요 질소의 유량과 LNG의 유량 추정

가스터빈이 최대출력 조건(r_P=19)에서 설계될

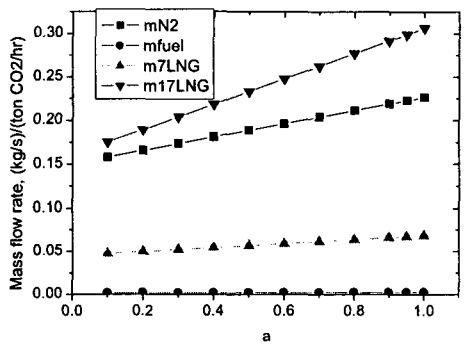

Fig. 9 Mass flow rate of LNG and N_2 (per ton CO_2/hr) as a function of a.

Table 2 Results for design parameters when a=1

	CO_2 cycle		Gas turbine cycle						
Variable	a [ton/hr]	$m_{17\ LNG}$ [kg/s]	r_P	w_{net} [kJ/kg]	$w_{net}=W_{CO_2}$ [kW/(ton/hr)]	m_{N_2} [kg/s]	m_f [kg/s]	$m_{7\ LNG}$ [kg/s]	η_{GT}
Value	1.0	0.3064	19	306.06	69.3	0.2265	0.2507E−02	0.6815E−01	0.553

때, 액화/고화 탄산 1 ton/hr당 소요되는 가스터빈 측 작동유체 질소의 유량과 연료로 사용되는 LNG의 양과 냉열용으로 사용되는 LNG의 양을 Fig. 9에 도시하였다. 전반적으로 볼 때, 고화 탄산의 생산비율이 증가하면 압축소요동력이 증가하므로 모든 유량이 증가함은 당연하다. 특히 응축기 냉각용 LNG 유량은 고화 탄산의 생산비율에 따라 증가율이 큼을 알 수 있다. 유량의 크기를 살펴보면, 압축기 입구 냉각용 LNG 유량(0.048~0.068 kg/s)은 연료용 LNG 유량의 약 25~30배이며, 응축기 냉각용 LNG 유량은 압축기 입구 냉각용 LNG 유량의 약 4~5배임을 볼 수 있다.

4.4 기존사이클과 비교

상업적으로는 암모니아 냉각시스템을 도입할 때 고화탄산 1 ton/hr 생산시 소요되는 동력은 대략 260 kW이다.[11] 이는 부대장치(세정기, 탈황, 탈수기 등)를 고려한 동력이므로 같은 조건에서 비교하기 위해 이들을 무시하고 단순화하여 해석한 결과들[12,13]을 살펴보면 약 200 kW의 동력이 소요됨을 알 수 있다. 대표적으로 고화탄산만 1 ton/hr 생산하며 최대출력조건에서 가스터빈이 작동될 때, 본 연구의 주요 결과는 Table 2와 같으며, LNG 냉열 이용시 압축동력은 종래의 암모니아 이용시 압축동력의 약 35%만 소요됨을 알 수 있다.

4.5 엑서지 해석결과

고화탄산 생산비율 a에 따른 복합사이클 및 각 사이클의 엑서지 입력, 출력, 비가역성은 선형적으로 증가함을 Fig. 10과 Fig. 11에서 볼 수 있다. 복합사이클 엑서지 입력의 약 70%를 액화/고화 탄산 사이클의 엑서지 입력이 차지하며, 복합사이클 엑서지 출력의 약 60%를 액화/고화 탄산 사이클의 엑서지 출력이 차지함을 알 수 있다.

복합사이클 및 각 사이클의 엑서지 효율은 Fig. 10에서 볼 수 있다. 고화탄산 생산 비율이 증가함에 따라 복합사이클의 엑서지 효율은 약 37%에서 약 33%로 감소하며, 액화/고화 탄산 사이클의 엑서지 효율은 약 31%에서 약 26%로 감소한다. 그러나 가스터빈 사이클의 엑서지 효율은 항상 51%로 유지되고 있다. 이는 액화/고화 탄산 사이클의 압축동력 및 펌핑동력은 동일량의 가스터빈의 출력으로부터 공급된다는 가정과 함께 가스터빈은 최대출력조건에서 설계되며, a 값이 변할 때 작동유체인 질소의 유량만 다르게 설계된다고 가정하였기 때문이다.

복합사이클의 각 구성장치에서 비가역성이 큰 구성장치를 찾아내기 위하여, 대표적으로 고화탄산만 생산할 때($a=1$) 복합사이클 및 각 구성장치의 엑서지 입출력 및 비가역성의 크기를 Fig. 12에 표시하였다. 복합사이클의 비가역성 I_{comtot}은 약 66%로 매우 크다. 이의 대부분은 CO_2 사이클에서 발생하며(I_{tot}), CO_2 사이클에서 비가역성의 대부분은 응축기의 비가역성 I_{cond}가 차지하고 있다. 복합사이클의 전체 구성장치에서 우선적으로 비가역성을 줄여야 할 곳은 응축기(I_{cond})와 가스터빈 압축기 입구 냉각기($I_{GHXcomp}$)로 이

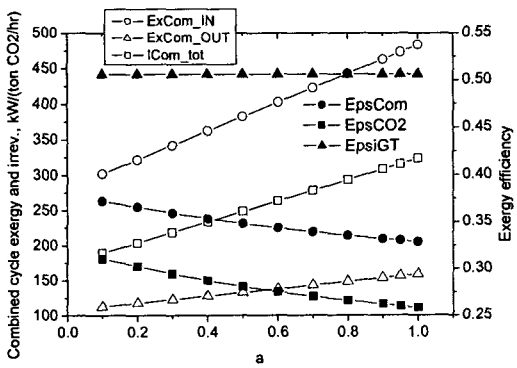

Fig. 10 Exergy and irreversibility in combined cycle, exergy efficiencies as a function of a.

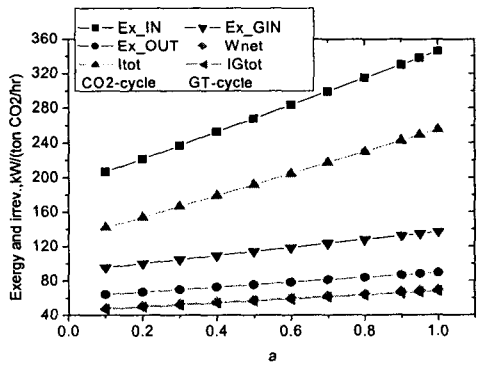

Fig. 11 Exergy and irreversibility in CO_2 cycle and gas turbine cycle as a function of a.

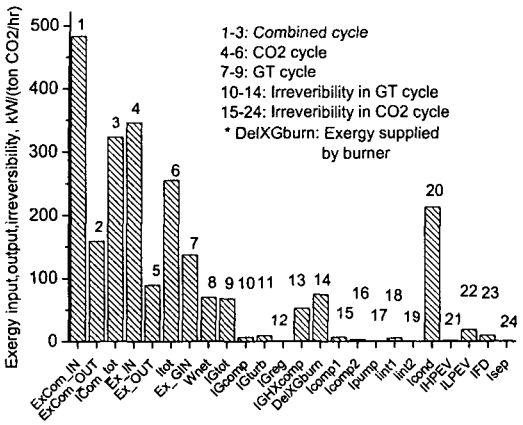

Fig. 12 Exergy input, output, and irreversibility for cycle and component when $a=1$.

들에서 LNG 냉열을 보다 더 효율적으로 사용할 필요가 있다.

5. 결 론

이산화탄소의 저감과 에너지의 효율적인 이용에 대한 한 방안으로, LNG의 냉열을 이용한 액화/고화 탄산 제조시스템과 이의 동력원으로 LNG의 냉열과 발열량을 동시에 이용하는 폐회로 가스터빈의 복합사이클을 열역학적으로 설계하고 이에 대한 엑서지 해석을 하였다. 이로부터 다음의 결론을 얻었다.

(1) LNG의 냉열을 이용함으로써(종전의 암모니아 냉동식에서 사용되던) 응축기 압력을 고압(26 bar)에서 저압(9 bar)로 낮출 수 있으므로 암모니아 냉동식보다 약 65% 이상 압축동력을 절감할 수 있으며, 설비의 경량화와 설비비를 절감할 수 있다.

(2) 고화탄산 생산비율에 따른 CO_2 사이클측의 열적 설계치(압축동력, 각 압축단 질량유량, 열교환기 입출구온도, 소요 LNG의 양)를 제공하였다.

(3) 폐회로 가스터빈 사이클측의 압력비에 따른 작동 특성(출력, 사이클 효율, 연료 LNG 소요량, 냉열 LNG 소요량)을 파악할 수 있었다.

(4) 최대출력조건에서 가스터빈을 설계할 때, 고화탄산 생산비율에 따른 연료 LNG 소요량, 압축기 입구냉각용 LNG 소요량, CO_2 사이클측 응축기 LNG 소요량을 제공하였다.

(5) 고화탄산 생산비율을 증가하면 복합사이클의 비가역성은 선형적으로 증가하며, 엑서지 효율은 약 37%에서 약 33%로 선형적으로 감소한다.

(6) 복합사이클의 비가역성의 대부분은 CO_2 사이클에서 발생하며, 또 이의 대부분은 응축기의 비가역성이 차지하고 있다. 복합사이클의 구성장치에서 우선적으로 개선해야 할 곳은 응축기와 가스터빈 압축기 입구 냉각기로 이들에 유입되는 LNG 냉열을 보다 더 효율적으로 사용할 필요가 있다.

참고문헌

1. Wallis, M. K. and Lucas, N. J. D., 1994, Economic global warmimg potentials, International Journal of Energy Research, Vol. 18, pp. 57-62.
2. Block, K. and Turkenburg, W. C., 1994, CO2 Emission reduction by means of industrial CHP in the Netherlands, Energy Convers. Mgmt, Vol. 35, No. 4, pp. 317-340.
3. Chakma, A., Mehrotra, A. K. and Nielsen, B., 1995, Comparison of chemical solvents for mitigating *CO2 emissions from coal-fired* power plants, Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 15, No. 2, pp. 231-240.
4. Song, H. J., 1985, A study on the power generation technology utilizing LNG cold energy, Korea Electric Power Research Institute.
5. Kim, C. W., 1993, Performance analysis of power generation cycle using LNG cold energy, Ph. D. thesis, Seoul National University, Korea.
6. Lee, G. S., Chang, Y. S., Kim, M. S. and Ro, S. T., 1996, Thermodynamic analysis of extraction processes for the utilization of LNG cold energy, Cryogenics, Vol. 36, pp. 35-40.
7. Lee, G. S. and Ro, S. T., 1998, Analysis of the liquefaction process of exhaust gases from underwater engine, Applied Thermal Engineering, Vol. 18, pp. 1243-1262.
8. Kim, T. S., Ro, S. T., Lee, W. I. and Kauh, S. K., 1999, Performance enhancement of a gas turbine using LNG cold energy, Journal

of KSME(B), Vol. 25, No. 5, pp. 653-660.
9. Park, J. T., 1993, Production of LCO2 and dry ice, Refrigeration and Air-conditioning Technology, April, Vol. 103, pp. 62-67.
10. PROPATH Group, 1993, PROPATH: A Program Package for Thermophysical Properties, Version 8.1.
11. Seifritz, W., 1993, The terrestrial storage of CO2-dry ice, Energy Convers. Mgmt, Vol. 34, No. 9-11, pp. 1121-1141.
12. Lee, G. S., 2000, Compression power and exergy analysis in a dry ice production cycle with 3-stage compression, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 12, No. 6, pp. 550-560.
13. Lee, G. S., 1999, Exergy analysis of a dry ice production cycle with cascade cooling, Proceedings of SAREK'99 Winter Annual Conference, Seoul, Korea, pp. 299-306.
14. Lee, G. S., 2002, Thermodynamic design of gas turbine -liquid/solid carbon dioxide production cycle using LNG cold and hot energy, Proceedings of SAREK'2002 Winter Annual Conference, Seoul, Korea, pp. 581-587.