

물분사식 무공해 수소엔진 개발을 위한 열역학적 해석

오병수, 마현식, 박주호
전남대학교 기계공학과
광주시 북구 용봉동 300, 500-757

Thermodynamic Analysis to Develop a Pollution-Free Hydrogen Engine with Water Injection

B. S. Oh, H. S. Ma and J. H. Park

Dept. of Mechanical Engineering

Chonnam National University, Kwang-Ju, 500-757, Korea

Abstract : In this study hydrogen gas and oxygen gas are used to make a pollution-free engine which is a closed system with the components such as a combustor, two turbines, a radiator and a compressor. One of the two turbines produces main power, and the other is used to drive a compressor to compress unburned gases and to return them to the combustor. Some of the water from the radiator is pumped to cool down the internal wall of the combustor and to be used as a working fluid which expands from liquid state to vapor state to get more expansion work. The possibility of operating the whole system is checked by the thermodynamic analysis to make the closed engine system. The calculations in the thermal analysis are based on the Brayton cycle and the Rankine cycle.

The closed system in this study shows similar efficiency as usual internal combustion engines, but it produces water only without air pollution such as NO_x and soot.

기 호 설 명		\dot{m}	Mass flow rate	h	Enthalpy
C_{pm}	Constant pressure mean specific heat	T	Temperature(Kelvin)	P	Pressure
η_{cy}	Cycle(thermal) efficiency	Pr	Pressure ratio	ϕ	Expansion ratio of turbine
LHV	Lower heating value of hydrogen	Q_A	Heat output	Q_B	Heat input

W_{NET}	Net work output of turbine		
W_T	Work from gas turbine	W_S	Work from steam turbine
W_C	Compressor work	W_P	Pump work
κ	Specific heat ratio		

Adiabatic efficiencies

η_T	Gas turbine efficiency	η_S	Steam turbine efficiency
η_C	Compressor efficiency	η_P	Pump efficiency
η_B	Combustor efficiency		

Subscripts

g	Gas	H_2	Hydrogen
H_2O	Combustion product of hydrogen and oxygen		
ug	Unburned gas	w	Injection water

1. 서 론

화석연료의 유해한 점에도 불구하고 계속해서 사용한다면 인류는 물론 환경, 세계의 기후 및 더 나아가서 세계 경제는 피할 수 없고, 돌이킬 수 없는 손상을 입게 될 것이다. 비록 화석연료의 양이 유한하다 하더라도 현재와 같은 추세로 계속 사용한다면 반세기 내에 이 지구의 환경을 파괴하기에 충분한 양이다. 또한 이러한 연료가 완전히 고갈된다면 현재의 화석연료에 대한 의존도로 미루어 볼 때 오늘날과 같은 매우 복잡하고 고도의 기술이 집약된 사회에서 이를 수 있는 것은 어느 것도 없다. 과거 우리의 관심사는 단지 화석연료의 소모한계에 대해서만 관심을 가졌지만 오늘날 이런 관심사는 그것들을 계속 사용함으로써 발생하는 지구촌의 심각한 문제점으로 돌리고 있다^{1,2)}.

이처럼 화석연료에 대한 새로운 에너지로의 전환은 오래 전부터 과학자, 경제학자로부터 예견되어 왔다. 이런 대체 에너지는 무엇보다 환경적으로 청결성을 가지고 있어야 하고 풍부한 유용성을 지니고 있어야 하며 사용하기에도 편리해야 한다. 아울러 고에너지를 함유해야 하며 저가이고, 저장하기 쉬워야 할 것이다. 이와 같은 대체연료 중 가장 유망한 것이 수소이다. 비록 수소는 2차적 에너지이지만 매우 높은 효율의 에너지이며 이러한 잠재능력이 수소의 경제적 이용 가능성에

대한 관심을 널리 확산시켜 왔다^{3,4)}.

연료로서 수소를 사용하고 연소매질로서는 공기를 사용한다면 배기가스중의 이산화탄소, 일산화탄소 및 탄화수소는 제거되지만 공기 중에 포함되어 있는 질소 성분 때문에 질소산화물의 발생은 피할 수 없다. 그러나 연료로서 수소를, 그리고 연소매질로서는 산소를 사용한다면 연소생성물은 완전반응하였을 경우 순수한 수증기나 물로 되기 때문에 배기공해에 대한 문제는 완전히 해결될 수 있다.

가스터빈은 속도형 열원동기의 일종으로서 소형, 경량, 배기청정 및 배열이용의 유효성 등의 특징을 갖고 있을 뿐만 아니라, 기동성이 양호하고 보수가 간단한 이점이 있어서 활발히 연구, 발달되어 왔다^{5,6)}. 특히 최근에는 고도성장하는 공업화시대에 환경조건의 규제와 더불어 무공해기관의 일종으로서 재차 각광을 받고 있으며, 각종 사용목적에 따른 수요가 급증하는 경향을 보이고 있다.

이와 같은 장점을 갖는 수소와 가스터빈을 이용하는 무배기 수소 가스터빈 엔진을 개발하기 위하여, 연료로서 수소를 사용하고 연소매질로서 산소를 이용하여 공해성분의 생성을 원천적으로 방지하고, 또한 미연가스 회수시스템을 구성하여 미연가스를 재연소시켜 배기가스의 방출을 제거하는 완전한 밀폐형 사이클로 시스템 구성하여 이론계산을 통한 설계점을 구하고, 아울러 그의 성능평가와 시스템의 운전 가능성을 확립하고, 실제 제작을 위한 기본설계를 하는 것이 본 연구의 주된 목적이다.

2. 시스템의 개요

본 연구에서 사용된 시스템의 구성도는 Fig. 1과 같다. 본 시스템은 두개의 터빈, 압축기, 연소기, 방열기, 순환펌프 그리고 물탱크로 이루어져 있다. 연료로는 기체수소를, 그리고 연소매질로는 기체산소를 연소시킴으로써 동력을 획득하고 폐쇄회로를 이용하여 배기가스에 의해 발생하는 손실은 없다. 가스터빈(고압)과 증기터빈(저압) 중에서 주동력은 가스터빈에 의해 발생되며 증기터빈은 미연가스를 다시 압축하기 위해 압축기를 구동하는데 사용된다. 미연가스는 과잉의 산

소나 수소 또는 혼합기를 포함하며 압축기에 의해서 압축되어 다시 연소기로 보내져 재연소된다. 방열기에서 응축된 물의 일부는 순환펌프를 통하여 연소실로 보내어 연소실 전반부의 벽을 냉각시키며, 연소실 후반부에서 연소가스와 혼합되면서 물이 증기로 팽창하여 유효일을 한다. 본 논문에서 제시한 무배기 수소 가스터빈은 종래의 통상적인 가스터빈 사이클과는 달리 요구되어지는 작동유체와 연소기의 냉각을 위해 공기대신 물분사방식을 이용한다. 연소실내로 분사된 아주 미세한 물방울이 연소열의 일부를 증발잠열로 흡수하면서 크게 부피팽창하여 증기로 변하면서 연소 후 증기와 섞여 작동유체가 된다. 예로써 0.1MPa, 100℃일 때 비체적 0.001m³/kg의 물이 비체적 1.6940m³/kg의 증기로 팽창한다. 그러므로 작동유체의 최고 유입온도는 낮아지나 부피팽창에 의한 압력증가로 인하여 유효일을 한다.

다른 실제시스템들과 마찬가지로 물분사를 이용한 무배기 수소 가스터빈시스템도 몇 가지 문제가 있다. 가장 난제중 하나는 어떻게 물분사가 이루어지도록 하는가 하는 방법이다. 즉, 효과적인 물분사는 미세한 물방울을 연소실 전역에 일정하게 퍼지도록 하는 것이다. 또한 각 구성요소의 부식(腐蝕) 및 침식(浸蝕), 물분사가 연소에 미치는 영향을 비롯하여 그 제어(制御)상의 난점등 설계시에 고려해야 할 사항이 많다.

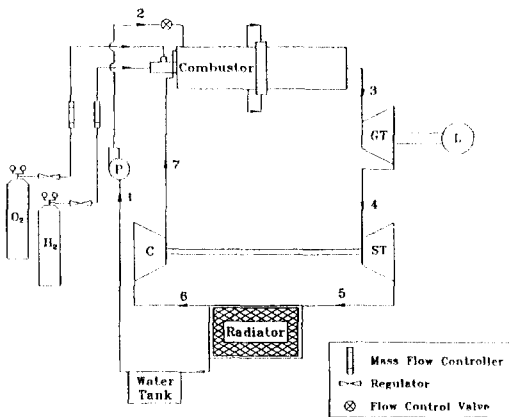


Fig. 1. Schematic diagram of a pollution-free hydrogen engine with water injection

3. 이론계산

3.1 사이클 效率

물분사식 密閉사이클에서 터빈의 경우 Brayton cycle에 근거하여 가역단열 및 정압과정에서의 온도와 압력을 기준으로 계산하며, 펌프의 경우 온도와 압력을 기준으로 엔탈피를 구하여 각 요소의 性能 및 效率를 計算한다. 연소기에서의 총발생열량(Q_B)은 연료로써 공급되는 수소질량(ṁ_{H₂})의 저위발열량과 같다.

$$Q_B = \eta_B \dot{m}_{H_2} LHV \quad (1)$$

사이클의 效率는 순수하게 획득한 유효일(W_{NET})을 총 발생열량으로 나눈 값이다.

$$\eta_{CY} = \frac{W_{NET}}{Q_B}$$

3.2 물분사량 계산

터빈 입구의 온도를 조절하기 위한 물분사량은 다음과 같이 계산된다. Fig. 1의 점 3에서 전체적 에너지 평형은 수소에 의해 발생하는 열량과 순환되는 미연가스와 분사되는 물의 열량sum은 가스터빈 입구에서의 열량과 같으므로 다음과 같은 수식으로 표현할 수 있다.

$$\eta_B \dot{m}_{H_2} LHV + \dot{m}_{ug} h_7 + \dot{m}_w h_2 = [\dot{m}_{H_2O} + \dot{m}_{ug} + \dot{m}_w] h_3 \quad (2)$$

수소를 연소시키기 위한 산소공급량과 연소 후 생성된 가스(고온의 증기)량은 다음과 같다.

$$\dot{m}_{O_2} = 8 \dot{m}_{H_2} \quad (3)$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_{O_2} + \dot{m}_{H_2} = 9 \dot{m}_{H_2} \quad (4)$$

순환되는 미연소가스량 ṁ_{ug}은 정상상태에서 일정한 양이 순환하고 있다고 가정한다.

$$\dot{m}_{ug} = (1-x) \dot{m}_{ug}(O_2) + x \dot{m}_{ug}(H_2) \quad (5)$$

여기서 x의 범위는 x = 0~1이다. 따라서 x = 0이면 미연가스는 전부 미연산소가스 [ṁ_{ug}(O₂)]이고, x = 1이면 미연수소가스 [ṁ_{ug}(H₂)]이다. 위의 식(2)을 다시 정리하면

$$\eta_B \dot{m}_{H_2} LHV + \dot{m}_{ug}(h_7 - h_3) - \dot{m}_{H_2O} h_3 = \dot{m}_w (h_3 - h_2)$$

따라서 물분사를 위해 요구되어지는 양은

$$\dot{m}_w = \frac{\eta_B LHV - 9h_3}{(h_3 - h_2)} \times \dot{m}_{H_2} + \frac{(h_7 - h_3)}{(h_3 - h_2)} \times \dot{m}_{ug} \quad (6)$$

가스터빈에 유입되는 총작동가스량은

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{H_2O} + \dot{m}_{ug} + \dot{m}_w \quad (7)$$

3.3 溫度 決定

터빈 출구온도를 계산하기 위해서는 壓力比와 膨脹比를 고려한다. 압축기와 펌프는 동일한 압력비를 갖으므로

압력비(Pr) :

$$Pr = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_7}{P_6} \quad (8)$$

팽창비(ϕ) :

$$\phi_T = \frac{P_3}{P_4} : \text{가스터빈의 팽창비} \\ (\text{Expansion Ratio at Gas Turbine})$$

위 두 定義를 이용하면 압축기와 터빈에서의 온도는 아래와 같이 된다.

$$\frac{T_7}{T_6} = \left(\frac{P_7}{P_6} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = Pr^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (9)$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \phi_T^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (10)$$

또한 펌프출구온도 T_2 는 다음 식으로부터 구할 수 있다.

$$h_2 - h_1 = C_{pw}(T_2 - T_1) = v(P_2 - P_1) \quad (11)$$

여기서 v 는 물의 비체적으로 $v=0.001 \text{ m}^3/\text{kg}$ 으로 일정하게 보았다.

3.4 出力 計算

가스터빈, 증기터빈의 出力과 압축기, 펌프 일은 다음 식으로 계산된다.

$$W_T = \eta_T \cdot \dot{m}_g [C_{pmg}]_4^3 (T_3 - T_4) \quad (12)$$

$$W_S = \eta_S \cdot \dot{m}_g (h_4 - h_5) \quad (13)$$

$$W_C = \frac{1}{\eta_C} \cdot \dot{m}_{ug} [C_{pmug}]_6^7 (T_7 - T_6) \quad (14)$$

$$W_P = \frac{1}{\eta_P} \cdot \dot{m}_{ug} \cdot C_{pw} (T_2 - T_1) \quad (15)$$

따라서 有效일은

$$W_{NET} = W_T + W_S - W_C - W_P \quad (16)$$

방열기에서 총 손실열량은 다음과 같다.

$$Q_A = \dot{m}_g h_5 - \dot{m}_{ug} h_1 - \dot{m}_w h_6 \quad (17)$$

4. 결과 및 고찰

엔진시스템의 실제제작을 위한 이론적인 경향을 확인하기 위하여, 시스템의 각 요소들이 가역단열 및 비가역 단열변화를 할 경우에 대하여 해석을 했다.

Table 1. Various conditions for calculation

LHV of hydrogen	: 120110[kJ/kg]
Specific heat ratio of steam $\kappa=1.327$ [at 300 K]	
Temperature [°C]	
T_1 : 100	T_3 : 700~1300
T_6 : 0.5× T_5 , 0.7× T_5 , 0.9× T_5	
Pressure [MPa]	
P_1 : 0.1	P_3 : 0.1~2.0
P_5 : 0.1	
Working fluid [g/s]	
\dot{m}_{H_2} : 0.1	\dot{m}_{ug} : 0, 0.3× \dot{m}_{O_2}
Assumed adiabatic efficiencies	
$\eta_B = 0.98$	$\eta_T = 0.9$ $\eta_S = 0.9$
$\eta_C = 0.85$	$\eta_P = 0.85$
Every efficiency is equal to one for isentropic process	

터빈입구의 온도와 압력을 다양하게 변화시키고 비가역변화를 계산하기 위하여 각 요소들의 단열효율을 Table 1과 같이 가정하였다. 가역단열변화를 하는 경우에는 모든 단열효율을 1이라고 하여 계산했다. 가스터빈 입구온도의 변화와 입구압력에 대하여 사이클 효율을 계산한 결과를 Fig. 2에 도시한다.

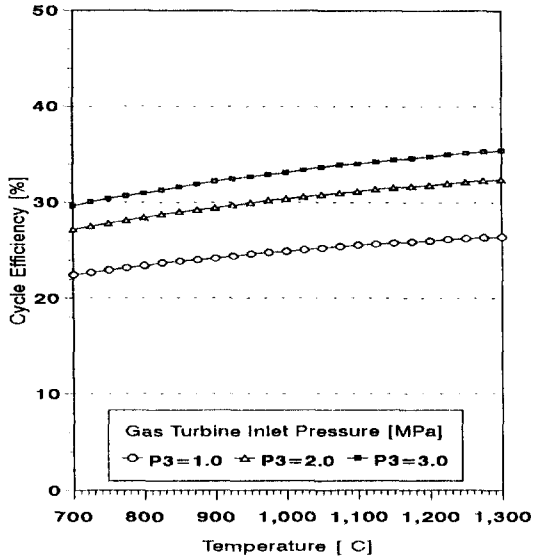


Fig. 2. Effect of gas turbine inlet temperature on reversible cycle efficiency

결과로써는 압력과 온도가 증가할수록 효율이 증가하고 전체적인 사이클효율이 낮게 나타났다. 가역단열변화일 경우 모든 요소들의 단열효율을 1로 하고 있으므로 열손실이 없다. 그러나 가스터빈과 증기터빈의 과정이 가역단열 즉 일정한 엔트로피과정(isentropic process)을 한다고 하여 해석하면, 증기터빈 출구에서 높은 온도의 증기가 방출된다. 물분사식으로 하기 위하여 방출된 증기를 전부 방열기에서 물로 응축시키면서 열을 많이 방출하므로써 효율이 낮게 된다. 증기터빈의 출구압력이 0.05 MPa 인 경우의 사이클효율이 0.1 MPa 인 경우보다 6% 정도 증가함을 Fig. 3에서 알 수 있다. 방열기에서 증기를 물로 응축시키면 부피가 축소되고, 펌프와 압축기를 사용하므로 증기터빈의 출구압력을 대기압 이하인 임의의 압력 0.05 MPa로 가정하였다. 압축기의 입구 온도를 증기터빈 출구온도의 함수로 설정하여 계산한 결과를 비교한 것을 Fig. 4에 나타낸다. 압축기 입구온도를 높게 하면 방열기에 의한 열손실이 작지만 압축기의 압축일이 커지므로 그림에서처럼 정미출력이 더 적게 나타나지만 그 차이는 크지 않다.

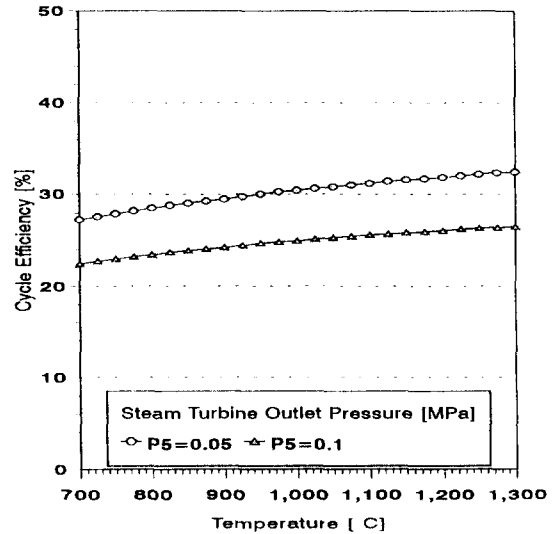


Fig. 3. Effect of steam turbine outlet pressure on reversible cycle efficiency

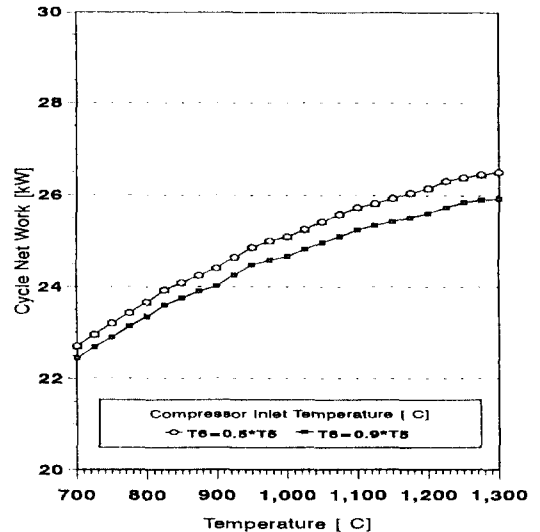


Fig. 4. Effect of compressor inlet temperature on irreversible cycle net work

가역, 비가역 및 미연가스가 있는 비가역사이클의 사이클효율을 Fig. 5에 나타낸다. 비가역사이클을 계산할 때 각 요소들의 단열효율을 고려한 열손실이 있고

미연가스가 있을 때는 더욱 효율이 낮아짐을 알 수 있다.

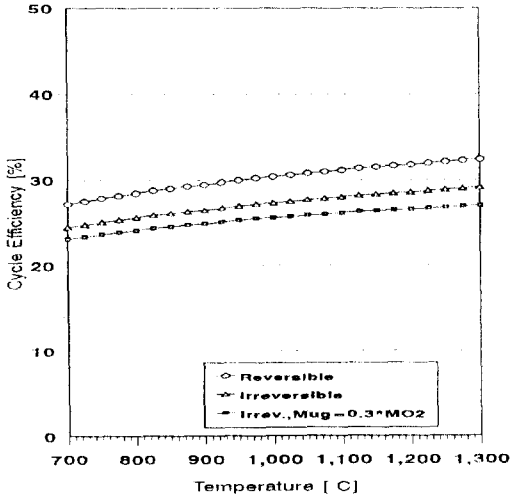


Fig. 5. Comparison of cycle efficiencies

2개의 터빈으로부터 나오는 일에 대하여 미연가스를 압축하는데 소요되는 일은 극히 적다는 것을 Fig. 6에서 알 수 있고 물분사를 위한 펌프일은 무시할 만큼 작아서 Fig. 6에 나타내지 않고 Fig. 7에 따로 그렸다.

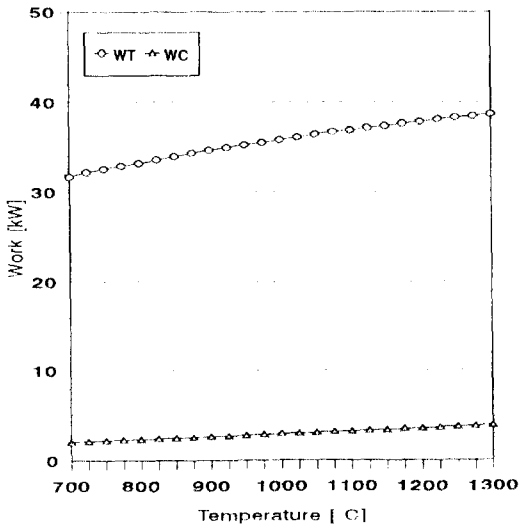


Fig. 6. Comparison of turbine work with compressor work

펌프일은 압력을 올릴수록 많지만 터빈 입구온도가 높을수록 물분사량이 적어지므로 적게된다.

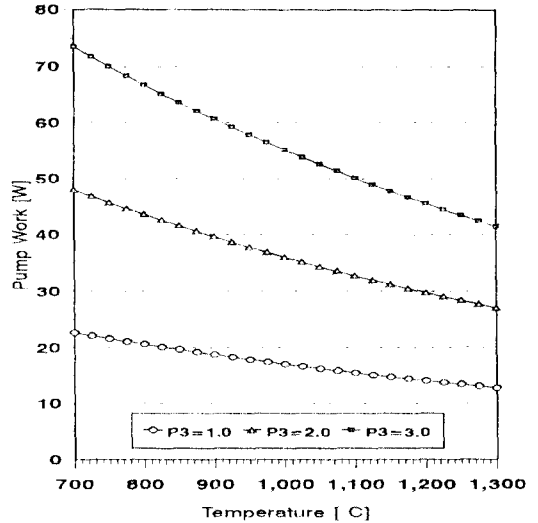


Fig. 7. Comparison of pump works

물분사량을 가스터빈 입구온도와 압력에 대하여 계산한 결과를 Fig. 8에 나타내는데 3개의 점들이 겹치는 것을 보면 압력 변화에 대한 영향은 없다는 것을 알 수 있다.

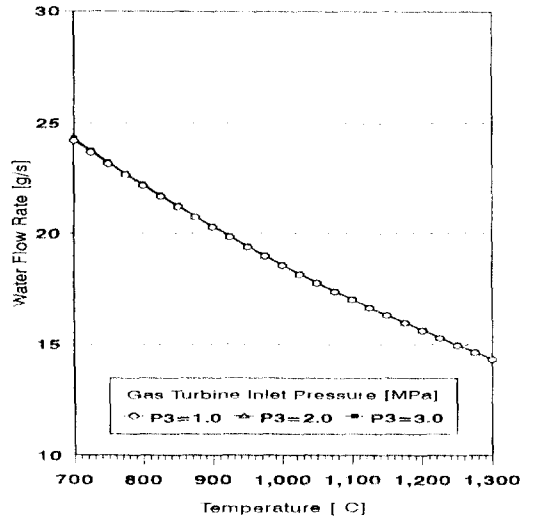


Fig. 8. Effect of gas turbine inlet temperature on water flow rates

본 연구에서 처럼 물분사방식(WIM : Water Injection Method)시스템을 사용할 경우 효율은 낮지만 Table 2에서 보이는 것처럼 Huang의 가스터빈에 비하면 단위 작동유체 질량당 출력이 1338.2 kJ/kg 으로서

매우 크다. 어떤 출력을 내기 위한 작동유체의 양이 적으면 더욱 소형의 터빈을 사용할 수 있는 장점이 있다.

Table 2. Comparison of base-load gas turbine⁷⁾ with WIM

	GT-A GE LM2500PE	GT-C GE LM5000A	GT-E GE PG7111E	WIM*
POWER OUTPUT [kW]	22,007	32,469	77,437	36,000
CYCLE EFFICIENCY [%]	37.0	37.4	32.3	30.6
CYCLE PRESSURE RATIO	18.7	30.0	11.7	30.0
WORKING FLUID FLOW [kg/s]	66.9	120.2	274.4	24.5**
	AIR	AIR	AIR	WATER
FUEL	CH ₄	CH ₄	CH ₄	H ₂
SPECIFIC WORK OUTPUT [kJ/kg]	328.9	270.3	281.9	1338.2
TURBINE INLET TEMPERATURE [°C]	1212	1156	1104	1100
EXHAUST TEMPERATURE [°C]	513	425	538	400

*WIM : Water Injection Method

**Working Fluid Flow = $\dot{m}_w + \dot{m}_{O_2} = 16.5 + 8 = 24.5$ [kg/s]

5. 결 론

- 1) 본 연구에 이용한 물분사식 엔진 시스템은 수소와 산소를 이용함으로써 오염원인 배기가스가 없는 물만 생성된다.
- 2) 물분사량은 가스터빈 입구압력 변화에 대하여 거의 영향을 받지 않는다.
- 3) 펌프와 압축기의 일량이 기존의 가스터빈 시스템에 비하여 매우 적으므로 터빈의 출력이 대부분 정미 출력으로 이용된다.
- 4) 공기를 사용하는 기존의 터빈 시스템보다 작동유체의 양이 적게 필요하므로 같은 출력을 얻기 위해 소형의 터빈을 사용할 수 있다.
- 5) 본 연구의 밀폐사이클은 비출력이 크나, 많은 배열의 방출에 의한 효율저하가 심하므로 배열회수를 위한 열교환기가 필요하다.

참 고 문 헌

1. N. Nemeth, "Environment and energy : Problems, Resolutions, Solutions", Int. J. Hydrogen, Vol. 15, No. 7, pp. 457-462, 1990.
2. Roger E. Billings, "The Hydrogen World View", American Academy of Science, 1990.
3. C. Derive, D. Madet and M. Roche, "Hydrogen in Gas Turbines", Int. J. Hydrogen Energy Vol. 12, No. 7, pp. 501-504, 1987.
4. E. W. Beans, "Comparative Thermodynamics for Brayton and Rankine Cycles", ASME Vol. 112, January, pp. 94-99, 1990.
5. Yousef S. H. Najjar and Mahmoud S. Zaamout, "Comparative Performane of Closed Cycle Gas Turbine Engine with Heat Recovery Using Differ-

- ent Gases”, Heat Recovery System & CHP, Vol. 12, No. 6, 489–495, 1992.
6. Y. Tsujikawa and T. Sawada, “Characteristics of Hydrogen-Fueled Gas Turbine Cycle with Intercooler, Hydrogen Turbine and Hydrogen Heater”, Int. J. Hydrogen Energy, Vol. 10, No. 10, pp. 677–683, 1985.
7. F. F. Huang, “Performance Evaluation of Selected Combustion Gas Turbine Cogeneration Systems Based on First and Second-Law Analysis”, Transactions of the ASME, Vol. 112, pp. 117–121, JAN. 1990.