

저발열량 가스의 혼소엔진 적용에 관한 연구

†박철웅* · 이선엽 · 김창기 · 원상연 · 이장희

*한국기계연구원 그린동력연구실

(2009년 11월 03일 접수, 2010년 2월 25일 수정, 2010년 2월 25일 채택)

A Study on Applicability to Dual-Fuel Engine of Low Caloric Gas

†Cheol Woong Park* · Sun Youp Lee · Chang Gi Kim · Sang Yeon Won · Jang Hee Lee

*Engine Research Team, Korea Institute of Machinery and Materials, Daejeon 305-343, Korea

(Received 3. November. 2009, Revised 25. February. 2010, Accepted 25. February. 2010)

요 약

최근 들어 유럽 및 미국을 중심으로 각광받고 있는 가스화 열병합 설비는 석탄이나 바이오매스, 폐기물로부터 지역의 전기 및 냉난방 에너지를 공급하는 중소형 규모의 에너지 시스템으로서 시장적 측면이나 기술적 측면에서 그 활용 가능성이 매우 밝은 것으로 예견되고 있다. 가스화로부터 얻어지는 합성가스는 일반적으로 가스엔진, 스틸링 엔진, 마이크로 가스터빈 및 중소형 가스터빈 등이 원동기 연료로 사용될 수 있다. 그러나 가스화를 통한 합성가스는 일반적으로 LPG, CNG와 같은 고발열량 가스연료에 비해 발열량이 낮고, 반응성 및 화염속도도 매우 큰 차이를 보인다. 본 연구는 저발열량의 합성가스연료를 이용한 고효율 전소엔진 개발의 전 단계로서 60kW급 디젤혼소엔진을 개발하였다. 저발열량의 합성가스를 모사하기 위해 CNG에 질소를 희석한 연료를 사용하였으며, 디젤 연료 분사를 제어하기 위한 인젝터 드라이버 및 ECU를 적용하였다.

Abstract - The interest on the utilization of landfill gases and biogases for energy production has been increasing due to environment concerns and global warming caused by burning fossil fuels, renewable nature of these gases. Using those synthesis gases to generate energy with engine encourages more efficient collection reducing emissions into the atmosphere and generates revenues for the operators. However the lower calorific value of synthesis gases than that of LPG or CNG affects the combustion stability and power output. Thus it becomes necessary to address disadvantages involved by studying synthesis gases in technological perspective. This paper discussed synthesis gas as a fuel for 60kW dual-fuel engine to produce power in an effective way. The methane diluted with N₂ was used as a fuel and developed ECU and injector driver facilitated the investigations with diesel fuel.

Key words : low caloric gas, gasification fuel, dual-fuel engine, gas engine generation system

1. 서론

최근 들어 유럽 및 미국을 중심으로 각광받고 있는 가스화 열병합 설비는 석탄이나 바이오매스, 폐기물로부터 지역의 전기 및 냉난방 에너지를 공급하는 중소형 규모의 에너지 시스템으로서 시장적 측면이나 기술적 측면에서 그 활용 가능성이 매우

밝은 것으로 예견되고 있다. 특히, 연료의 가스화를 통한 열 및 전기 에너지 생산은 플랜트 출력 효율면에서 재래식 연소 보일러에 비해 월등히 우수할 뿐만 아니라, SO_x 또는 NO_x 배출량도 상대적으로 작기 때문에 유해 배기가스에 의한 환경오염문제 해결에 유리한 면을 갖고 있다[1,2]. 가스화로부터 얻어지는 합성가스는 일반적으로 가스엔진, 스틸링 엔진 및 중소형 가스터빈 등의 원동기 연료로 사용될 수 있다. 그러나 가스화를 통한 합성가스는

*주저자:cwpark@kimm.re.kr

일반적으로 LPG, LNG와 같은 고발열량 가스연료에 비해 발열량이 10-20% 밖에 되지 않고, 반응성 및 화염속도도 큰 차이를 보인다[3].

따라서 본 연구에서는 저발열량 연료로서의 합성가스를 발전용 엔진에 적용 타당성을 살펴보았다. 가스연료를 엔진에 적용하는 형태는 크게 전소형과 혼소형으로 나눌 수 있다. 전소형 가스엔진은 가스연료만을 연료로 사용한다는 장점이 있으나, 가스 성분이 균일해야 하기 때문에 가스의 성분 변화가 심한 경우는 가동에 어려움이 있다. 반면에 혼소형 가스엔진은 주연료인 가스연료의 연소를 위해 강력한 점화원으로 소량의 경유를 이용하기 때문에 경유 사용에 따른 배기 오염성분이 증가한다는 단점에도 불구하고 연료성분의 변화와 저에너지밀도에도 안정적인 운전이 가능한 장점이 있다. 따라서 가스엔진 개발에 있어 안정적인 연소를 위한 혼소엔진 개발과 저배기 측면에서 전소엔진의 개발이 동시에 추진되어야 할 필요성이 있다.

현재까지 국내에 개발된 혼소형 가스엔진의 경우에는 가스연료의 대체율을 높이면 엔진 회전수가 증가하거나, 대체율이 한계점을 넘어서면 노킹 또는 실화가 발생하는 문제점이 있다. 이에 본 연구에서는 저발열량의 합성가스연료를 이용한 고효율 전소엔진 개발의 전 단계로서 60kW급 디젤 혼소엔진을 개발하여, 엔진의 연소안정성이 확보되는 범위에서 대체율을 극대화하고자 하였다. 저발열량의 다양한 연료성분을 갖는 합성가스를 모사하기 위해 천연가스에 질소를 희석하여 연료로 사용하였으며, 점화원으로서의 디젤 연료 분사를 제어하기 위한 인젝터 드라이버 장치 및 ECU를 적용하였다. 혼소시의 효율 및 연소안정성을 기존의 디젤의 경우와 비교하여 합성가스의 적용 타당성을 검토하였다.

II. 실험장치 및 방법

본 연구에서는 발열량이 낮은 합성가스를 적용하더라도 60kW의 출력능성이 구현되도록 충분한 배기량을 갖는 5,899cc 6기통 디젤엔진을 설치하여 기본적인 성능 실험을 수행하였다. Fig. 1에 본 연구에 사용된 시험장치의 전체적인 구성을 나타내었다. 기존 3세대 커먼레일을 장착한 디젤엔진을 기초로 하여 효율적인 합성가스 공급 및 제어를 위한 여러 시스템을 추가하였으며, 엔진의 제원을 Table 1에 나타내었다. 합성가스 공급라인은 흡입공기와 합성가스의 원활한 혼합을 위해 터보차저 상류에 합성가스 공급용 대용량 개발 믹서를 장착하여 구

성하였다. 합성가스 공급량의 정밀한 제어와 신속한 작동이 가능한 전자식 스토를밸브를 사용하여 Fig. 2와 같이 개발 믹서의 상류에 설치하였고, 램다 센서와 체적식 연료소모율을 설치하여 실험조건 별로 공연비와 디젤 연료소모율을 측정할 수 있도록 하였다. 컴퓨터에 의해 제어되는 ECS(Engine Control System)을 이용해 연료 분사량과 분사시기를 임의로 조절이 가능하도록 하였다. 합성가스 적용에 따른 연소특성 분석은 1번 실린더에 장착된 실린더 압력 센서와 연소분석기를 통해 이루어 졌다.

엔진 실험실 환경에서의 발전을 위한 대용량 합성가스의 생산, 공급은 어려움이 따르기 때문에 천연가스에 다량의 질소를 희석하는 방식으로 합성가스를 모사하여 연료로 사용하였는데, 이때 발열량의 제어를 위한 천연가스/질소 희석비는 단위 부피당 발열량을 기준으로 결정하였다. 희석을 위한 질소의 공급은 액화질소 및 강제기화를 통해 이루어졌으며 희석비 제어를 위해 질소 공급라인에 질량 유량제어기와 전용 제어시스템을 설치하였다. 엔

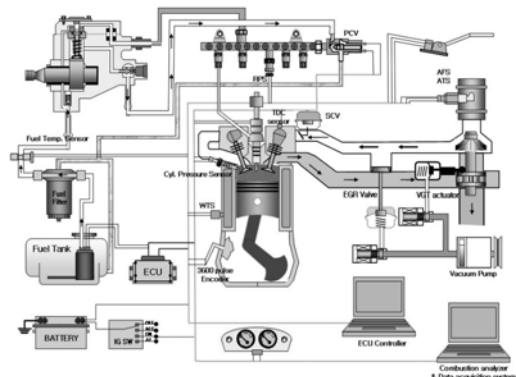


Fig. 1. Schematic of experimental setup.

Table 1. Specification of base diesel engine.

Type	Description
Number of cylinder	6
Bore (mm)	103
Stroke (mm)	118
Displacement volume (cc)	5,899
Compression ratio	17.0
Fuel	Diesel
Max. power	170 kW / 1800 rpm

진에 의한 연료 유량의 백동방지를 위해 믹서의 전단에 서지탱크를 설치하였고, 서지탱크의 입구 부에는 천연가스와 질소의 혼합을 위한 상용 믹서를 장착하였다.

일반적으로 4극 발전기를 구동하는 왕복동엔진은 계통주파수(60Hz)와 일치시키기 위해서 엔진회전수를 1,800 rpm로 고정하여 운전되도록 한다. 따라서 시험 시 운전조건은 회전수 1,800 rpm, 목표출력에 해당하는 60kW 부하조건으로 설정하였다. Table 2에 실험조건을 표로 정리하여 나타내었다. 엔진이 충분히 Warm-up 된 상태에서 냉각수 온도가 82.5 ± 2.5℃에서 유지되도록 냉각수온 조절 시스템을 설정하였다. 각각의 실험조건에 대해 디젤 연료 분사시기를 변경하여 최대출력에 해당하는 분사시기를 찾았으며 혼소에 따른 효율, 연소안정성 등을 검토하였다.

혼소형 가스 엔진에서 대체율은 탄화수소에 의한 이산화탄소 양의 저감할 수 있는 척도를 나타낸다는 점에서 그 중요성을 갖는다. 본 연구에서는

Table 2. Dual fuel engine test conditions.

Experimental condition	Description
Replacement ratio (%)	80
Engine speed (rpm)	1,800
Power (kW)	60
Nitrogen dilution ratio (%)	0, 20, 40, 80
Fuel injection pressure (MPa)	80, 100, 1200, 140
Fuel injection timing (BTDC, CAD)	Sweep

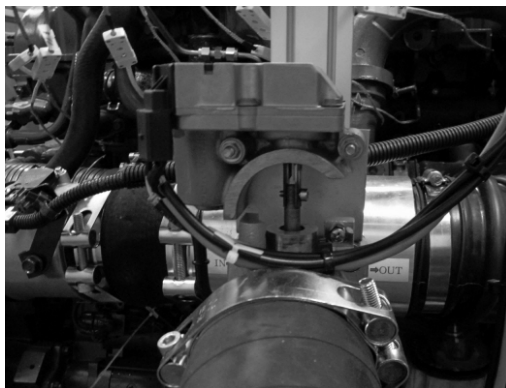


Fig. 2. Mixer integrated with throttle body actuator.

디젤연료만으로 운전 시 60kW의 출력이 발생되는데 요구되는 디젤 연료량 대비, 혼소 운전 시 동일출력을 내는 가스에 의해 대체되는 디젤 연료량의 비율로 대체율을 정의하였다.

$$\text{대체율}(\%) = \left[1 - \frac{\text{디젤연료량}_{\text{혼소}}}{\text{디젤연료량}_{\text{디젤연소}}} \right] \times 100 \quad (1)$$

III. 실험결과 및 고찰

가스연료의 대체율을 극대화하기 위해서는 각 운전조건에서 최소의 디젤 분사량으로 점화가 일어나도록 해야 한다. 기존의 디젤엔진에서는 고압 연료분사를 적용할 경우 배기배출물을 줄이고 연비를 향상시킬 수 있는 것으로 알려져 있으나, 디젤과 물성상에서 차이가 있는 합성가스를 대체연료로 사용할 경우 연소속도 및 연소한계에 의해 미치는 영향이 달라질 수 있다. 대체율을 80%로 고정하고 질소를 희석하지 않은 천연가스만을 가스연료로 사용하였을 때 연료분사 압력에 대한 영향을 Fig. 3에 나타내었다. 각 연료분사압력에 대하여 최대출력을 얻을 수 있는 연료 분사시기는 일반적인 디젤연료분사시기에 비해 빠른 시기인 BTDC 22~24도이며, 각 분사압력에 대한 효율은 분사압력이 감소될수록 증가하였다. 이때 연료분사압력이 낮은 경우에는 토크를 기준으로 최적 분사시기를 벗어나 지나치게 지각되거나 진각되면 급격하게 효율이 감소하였으나, 분사압력이 높을수록 효율의 감소율은 낮게 나타났다.

이러한 결과의 원인은 BTDC 24도와 BTDC 10도

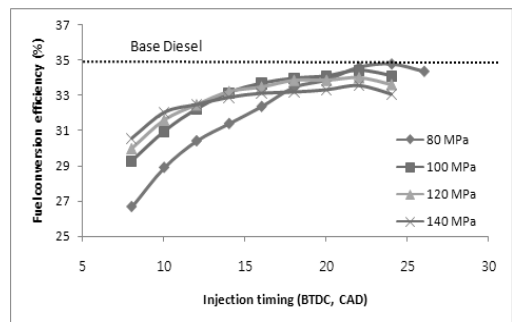


Fig. 3. Effect of diesel fuel injection pressure on efficiency in dual fuel engine (1800 rpm, 60 kW, CNG only for syngas simulation gas, 20% substitution rate).

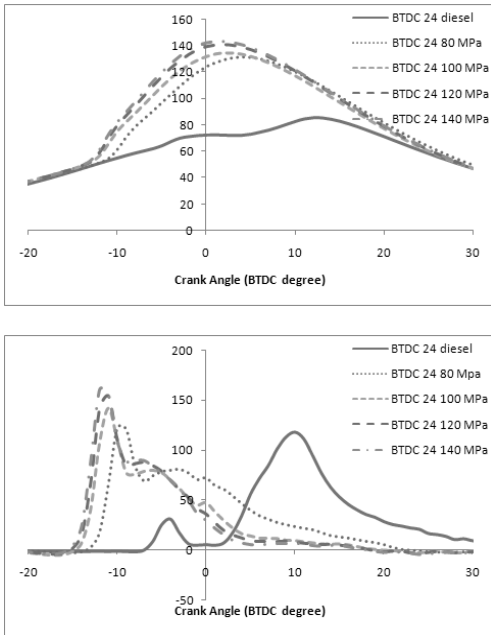


Fig. 4. Pressure trace and heat release rate with various injection pressure for BTDC 24 injection timing (1800 rpm, 60 kW, Methane only for syngas simulation gas, 20% Diesel).

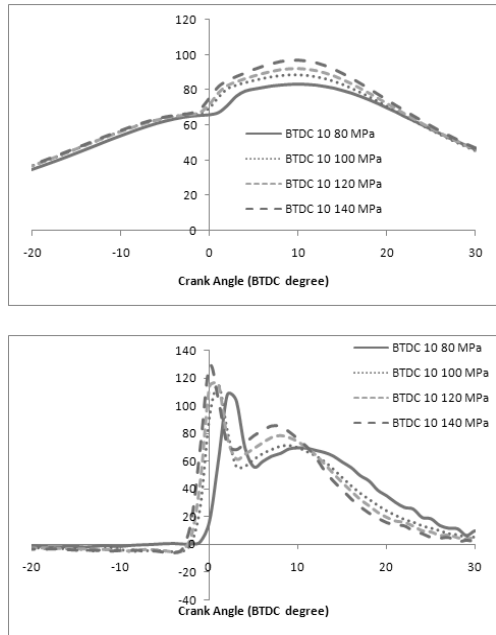


Fig. 5. Pressure trace and heat release rate with various injection pressure for BTDC 10 injection timing (1800 rpm, 60 kW, Methane only for syngas simulation gas, 20% Diesel).

조건에서의 연소실 압력선도와 열방출률 선도를 나타낸 Fig. 4와 Fig. 5를 통해 알 수 있다. 일반적인 점화착화연소는 연료와 공기가 예혼합기의 형태로 연소실에 공급되고, 점화플러그에서 점화된 화염이 연료/공기 혼합기에 전파되면서 연소가 이루어진다. 그러나 혼소에서의 같이 대부분의 연료가 공기와 함께 혼합된 예혼합기로 존재하고 일부 미량의 연료만이 점화원으로서 분사되는 경우는, 점화플러그의 전기점화 에너지를 이용하는 것과는 달리 점화원으로서 분사된 연료가 발화온도까지 가열되어 점화되는 기간까지의 점화지연기간이 존재하게 된다. 따라서 점화지연기간에 열발생률은 거의 나타나지 않고, 약 5~10도 이후에 착화가 일어나고 예혼합기의 급속한 연소가 발생한 후 잔여 예혼합기의 연소가 일어나는 디젤엔진에서의 연소와 유사한 연소가 일어나게 된다. 연료의 대부분을 차지하는 천연가스 예혼합기의 연소 시 화염전파속도는 빠르지 않기 때문에 본 연구에서 사용된 엔진과 같이 배기량이 큰 엔진에서 연소를 원만하게 마치기 위해서는 충분한 시간이 필요하다. 그러나 최적

분사시기 이후로 분사시기가 지각될수록 예혼합기의 연소시기가 지각되고 온도와 압력이 급격히 감소하게 되는 팽창행정에 가까워지기 때문에, 디젤 연료의 연소효율 및 화염전파면적이 감소하여 효율이 감소하게 된다.

디젤엔진에서의 연소는 국부적으로 공기가 부족하여 연소 효율이 떨어지기 때문에 고압연료분사를 통해 연료의 미립화를 촉진시키고 공기이용률이 개선되도록 하는 것이 일반적이다[4]. 그러나 혼소의 경우 효율을 높이기 위해서는 분사된 연료의 연소보다는 예혼합기의 완전연소를 도모해야 하고 이를 위한 적절한 열방출율의 제어가 요구된다. 예혼합기의 열발생률은 화염이 전파되어 확대되는 후기에 급속히 증가한다. 분사압력 80 MPa의 조건은 연료액적의 미립화 특성이 좋지 않기 때문에 디젤 연료 분사에 의한 화염전파 지속시간이 증가하여 출력향상에 유리하다. 그러나 분사압력이 높아질수록 초기의 급속연소 비율이 높아지고 연소지속시간이 감소하여, TDC이전에 대부분의 열방출이 나타났으며 효율이 악화되었다.

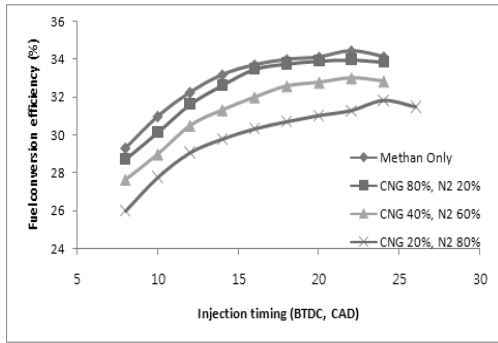


Fig. 6. Effect of nitrogen dilution ratio on efficiency in dual fuel engine (1800 rpm, 60 kW, 80% substitution rate, 100 MPa injection pressure).

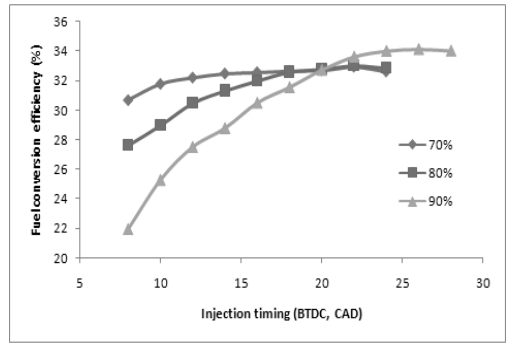


Fig. 7. Effect of substitution rate on efficiency in dual fuel engine (1800 rpm, 60 kW, CNG 40%, N₂ 60% gas for syn-gas simulation gas).

연료분사시기가 TDC 근처까지 지각되면 고온, 고압분위기에서의 분사압력에 의한 점화지연기간 및 초기 열방출률이 차지하는 비율 차이는 감소하게 되고, 분사압력이 높을수록 디젤연료의 연소효율이 증가하여 분사시기에 의한 영향이 둔화되기 때문에 분사시기에 민감한 낮은 분사압력 조건에 비해서 높은 효율을 보인다. 이러한 현상은 최적 분사시기에서 지각되더라도 효율이 급격히 감소하는 것을 방지해줄 수 있다.

Fig. 6은 디젤연료 분사압력을 100 MPa로 고정하였을 때, 합성가스 모사가스의 질소 희석비가 혼소엔진의 연료전환효율에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 모사가스 내의 메탄의 농도가 낮아질수록 희석효과에 의하여 연소공기의 산소농도를 저감시킴으로써 엔진 효율은 감소되었다. 이때 각 희석비에 대하여 최대 효율을 얻을 수 있는 분사시기는 BTDC 22~24도로 크게 변하지 않았으며, 이는 질소 희석비의 증가에 의한 공기이용률 저하의 영향과 분사시기의 변화에 따른 영향이 독립적으로 작용하고 있음을 보여준다. 천연가스의 경우 자발화온도가 높아 높은 점화에너지를 필요로 하지만, 질소와 같은 불활성가스가 흡기의 일부와 치환되어 혼합됨으로써 혼합기의 열용량이 증대되어 연소가스의 온도상승이 억제되고 화염전파속도도 감소하여 동일한 출력을 내기 위해서는 보다 많은 양의 천연가스가 요구된다. 이렇게 질소 희석비에 의한 천연가스 공급량의 증가는 전체적인 효율의 감소의 원인으로 작용한다.

대체율을 증가시켜 디젤연료의 소모량을 최소로 하고 합성가스의 소모량을 증가시키면 버려지는 가스의 활용도가 증가하여 대체에너지 효율은

증가한다. 그러나 어느 한계 이상으로 대체율을 높이면 분사된 디젤연료의 최소 착화에너지 이하가 되어 실화가 발생할 가능성이 있다. Fig. 7은 디젤연료 분사압력을 100 MPa, 질소희석비를 60%로 고정하고 대체율을 변화하였을 때의 연료전환효율을 나타낸 그래프이다. 최대출력을 얻을 수 있는 연료분사시기는 BTDC 22, 26도이며, 일정한 분사시기에서 대체율에 대한 효율은 대체율이 감소될수록 증가하였다. 예혼합기의 열발생률은 화염이 전파되어 확대되는 후기에 급속히 증가하기 때문에 TDC 근처 및 이후에서 화염전파가 일어나는 것이 출력향상에 유리하다. 그러나 대체율이 낮아질수록 초기의 급속연소 비율이 높아지고 TDC 이전에 대부분의 열방출이 나타나기 때문에 효율이 악화되었다. 연료분사시기가 TDC부근으로 지각되면 대체율이 높을수록 효율이 급격하게 감소한다. 대체율이 낮은 경우 디젤분사시기에 관계없이 연소가 지속될수 있을만큼 연료 분사량이 충분하지만, 높은 대체율에서의 연료분사량은 매우 소량이기 때문에 연소시기가 지각되고 팽창행정에서 온도와 압력이 급격히 감소하게 되면 연소효율 및 화염전파면적이 감소하여 효율이 감소하였다.

VI. 결론

본 연구에서는 합성가스를 이용한 발전용 고효율 전소엔진개발을 위한 전단계로서 커먼레일을 장착한 디젤엔진을 대상으로 모사가스를 적용하여 혼소시험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 혼소 운전 시 점화원으로 공급되는 디젤연료의 점화지연기간으로 인해 BTDC 22~24도의 분사시기에서 최대 토크를 얻을 수 있었다.

2) 최대 토크를 얻을 수 있는 분사시기 부근에서는 디젤연료분사압력이 감소할수록 연료변환효율이 증가하였으나, 분사시기가 지각되거나 진각된 경우에는 효율이 급격히 감소하였다.

3) 합성가스 모사가스의 질소 회석비가 증가할수록 동일한 부하조건에서 천연가스 공급량이 증가하여 엔진 효율은 감소되었으나, 최대 효율을 얻을 수 있는 분사시기는 크게 변하지 않았다.

4) 합성가스에 의한 대체율이 증가할수록 최적 분사시기에서의 효율은 증가하였으나, 분사시기가 지각될수록 급격히 감소하는 경향을 보였다.

참고문헌

- [1] Manitas, K., *Progress in Biomass Gasification: An Overview*, ECOTEC, (2002)
- [2] Paisley, M.A., Anson, D., "Biomass Gasification for Gas Turbine_based Power Generation," *J. of Gas Turbine & Power*, **120**, 284-288, (1999)
- [3] Cook, C.S. et al., "System Evaluation and LBTU Fuel Consumption Studies for IGCC Power Generation," *ASME J. of Gas Turbines & Power*, **117**, (1995)
- [4] Heywood, J. B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, (1988)