

분산형 마이크로 터빈 열병합 발전시스템 개발

권기훈*, 김승우*, 이시우*

Development of Distributed Micro Turbine Co-generation System

Gi-Hun Kwon*, Seung-Woo Kim*, See Woo Lee*

ABSTRACT

In concert with the growing emphasis placed on distributed power generation there will be a need, in the first decade of the 21st century, for a compact thermal energy system capable of providing the total energy needs of individual homes. A natural gas fueled co-generation micro-turbine with ultra low emission will meet this need. Market opportunities for a distributed micro turbine co-generation system are projected to increase dramatically.

In this paper, It was determined that with current state of art component performance levels, metallic materials, thermal efficiency goal of 28 % at sea level standard day conditions are attainable. Higher overall thermal efficiency of 78 % is attainable with micro-turbine combined with exhaust fired boilers.

Key Words : 분산발전시스템, 공기 베어링, 열교환기, 고속발전기, Low NOx Combustor(저 NOx 연소기)

1. 서 론

마이크로 분산형 가스터빈 열병합 발전시스템은 이미 선진국에서는 그 중요성을 감지하여 이미 1990년대 중반 이후부터 준비를 하여 왔으며 최근에는 그 상용 모델을 속속 시장에 내놓는 단계에 진입하고 있다. 현재 마이크로 분산형 가스터빈 열병합 발전시스템의 출력은 가스엔진 기반 코제너레이션 시스템의 출력에 비해 전기출력과 종합열효율 공히 약간씩 뒤지지만 무엇보다도 유지보수의 편리성 및 경제성이 우수하며 특히 공해배출물의 관점에서는 매우 탁월한 성능을 발휘하고 있으며 도심에서의 사용을 고려할 때 소음배출 특성 또한 에어베어링의 사용에 의해 아주 탁월하다. 그리고 발전소 부지 확보의 어려움 및 분산형 전원의 보급 필요성 등이 국내에서도 대두되고 있다. 따라서 급후에는 마이크로 분산형 가스터빈 열병합 발전시스템의 보급이 점차

많아질 것으로 예상되므로 국내에서도 본 기술을 확보하는 것이 중요하다고 본다.

국내에서도 생활수준의 향상과 산업의 팽창에 따라 전력 수요가 매년 폭발적으로 증가하고 있으며, 미국 California 주 전력 부족 사태에서 보는 바와 같이 전력 공급이 수요를 따라 가지 못하는 상황이 일어나고 있다. 이에 미국 등의 선진국에서는 대규모 발전소 건설에 따른 공사기간의 장기화 및 과도한 자금 소요, 송전손실과 낮은 에너지 이용 효율을 고려한 전력 수급의 장기적이고 안정적인 확보 대안으로서, 소용량 분산배치가 가능한 소형 가스터빈 발전, 태양광, 풍력, 연료전지 발전과 같은 분산형 전원의 개발과 도입에 적극적으로 나서고 있다.

상기의 분산형 발전 시스템은 21세기 주요 전력 공급 모델로 관심이 집중되고 있으며, 이 중 25~300kW급 소형 가스터빈을 이용한 열병합 발전 시스템은 날씨와 계절의 영향을 받지 않고, 설치 및 유지보수가 간단하므로 현재 선진회사들 간에 미래시

* (주) 뉴로스

장 선점을 위한 치열한 경쟁이 진행되고 있는 분야이다.

현재 국내에서 운전 중인 중/대형 발전용 가스 터빈 엔진은 GE, ABB 등의 선진사들이 100% 독점되고 있으며, 이러한 양상은 향후에도 지속될 전망이다. 그러나 마이크로 터빈에 의한 발전 시스템은 이와는 달리 이제 막 형성되기 시작한 시장으로서, 상대적으로 적은 개발비로도 경쟁력 있는 제품의 개발이 가능하며 또한 대량 생산을 통한 저가의 공급이 가능한 품목으로 경제성 확보가 상대적으로 용이하다 할 수 있다. 또한 소형 상가 건물, 다가구 주택, 공장 및 밀집된 주거 환경을 가지는 국내의 여건은 이러한 마이크로 터빈을 이용한 Co-generation 또는 Tri-generation system 등의 소형 열병합 발전을 적용하기에 매우 좋은 조건이 되고 있으며, 천연가스를 연료로 이용하는 발전, 냉/난방은 70~80%에 달하는 매우 높은 에너지 효율과 낮은 운전비 및 오염물질 저배출 시스템을 가능케 할 수 있다.

다음의 표 1은 분산형 마이크로 터빈 열병합 발전 시스템을 개발 혹은 생산하고 있는 외국 선진업체들의 개발 현황에 대하여 정리하였다. 미국의 Capstone사가 1998년에 최초로 상용화함으로써 새로운 시장을 개척한 이래로 외국의 선진업체들이 30~200 kW급의 다양한 모델을 개발하여 현재 시장 진입단계에 있는 실정이다.

표 1 외국선진업체 개발현황

구 분	Capstone	Honey well	Elliott	Ingersoll Rand (NREC)	Turbec
Power (kW)	30,60	75	45,100, 200	70	100
Efficiency (%)	27	27	30	33	30
Emission (Nox)	< 9ppm	< 9ppm	< 9ppm	< 9ppm	< 15ppm
Life (hr)	40,000	40,000	27,000	-	60,000
무급유 베어링	적용	적용	미적용	미적용	미적용
년 생산 실적	800	300	100	-	20
가격		58,000\$			75,000\$

국내에서도 점차 이 분야에 대한 관심이 고조되고 있는 분위기와 향후 예상되는 국내외 시장규모를

감안 할 때, 이 분야에 대한 초기 투자와 시장진입은 과거 자동차나 반도체가 그랬던 것처럼 국내에 먼저 절약은 물론 세계 시장을 향한 수출 상품으로 키울 수 있는 또 다른 기회가 될 것으로 사료된다.

1.1 개발 형태

분산형 마이크로 터빈 열병합 발전시스템 개발과제는 산/학/연으로 구성된 개발 컨소시엄을 구성하여 개발을 수행하고 있다. 총괄기관으로 (주) 뉴로스가 본 과제의 시스템 Integration을 담당하고 있으며 4개의 세부과제가 분산형 마이크로 터빈 열병합 발전 시스템의 각 주요 구성품들을 개발하고 있다. 다음의 표 2에 각 세부과제의 주관기관 및 주요 개발 과제를 설명한다. 각 세부과제에는 다시 참여기업 및 위탁기관들이 구성되어 주요 요소기술에 대한 연구 및 주요 구성품의 시제작을 개발하기 위한 노력을 하고 있다.

표 2 세부주관 및 개발 과제명

구분	주관기관	개발 과제명
제1세부	(주)뉴로스 (김승우)	마이크로터빈 코어 개발
제2세부	KARI (양수석)	마이크로터빈용 저공해 연소기 개발
제3세부	KERI (강도현)	마이크로터빈용 고속발전기 및 전기관련기기 개발
제4세부	KIER (박병식)	마이크로터빈 열병합발전시스템 최적화 및 현장적용기술 개발

또한 분산형 마이크로 터빈 열병합 발전시스템 개발과제는 1단계 3년, 2단계 3년의 총 6년의 개발 기간을 가지고 개발 중에 있다. 1단계(3년)에서는 각 구성품의 개발 및 시제작을 통한 성능시험을 수행하고 개발 대상 시스템의 성능을 확인하는 단계이다. 이를 위해서 각 세부과제에서 개발 중인 주요 구성품의 성능시험 및 시스템 Integration 성능시험을 수행 완료함으로써 개발 대상 시스템의 기술적인 성능 및 운용 특성을 확인한다. 2단계(3년)에서는 성능적인 보완 사항 및 상품성을 부여하기 위한 신뢰도, 내구성, 원가절감 등에 대한 연구/개발이 이루어질 예정이다. 이러한 노력 및 상품성을 높이기 위한 각종 시험, 규격, 시장 진입 준비를 착실히 수행하여

개발이 완료되는 시점에 시장에 진입하기 위한 제반 사항을 모두 완료할 예정이다.

1.2 개발 목표

국제 수준의 경쟁력을 확보한 저가, 고효율의 마이크로 터빈 발전 시스템을 개발하는 한다. Recuperator를 채용시 효율 28% 이상, 가격 100만원/kW를 만족하는 분산형 마이크로 터빈 열병합 발전 시스템의 개발 규격은 다음의 표 3과 같다.

표 3 개발규격

항목	주요제원
형태	터보샤프트엔진
발전출력, kW	55 (75 마력), ISA
엔진회전수	~70,000
열효율	28 %
수명 (hr)	30,000 이상
소음	65 db @10 m
Emission (NOx)	< 100 ppm
베어링	무급유베어링
발전기	시동겸용발전기
가격	100만원/kW

분산형 마이크로 터빈 열병합 발전시스템의 주요 구성품은 고속발전기, 1단 원심압축기, 열교환기, 1

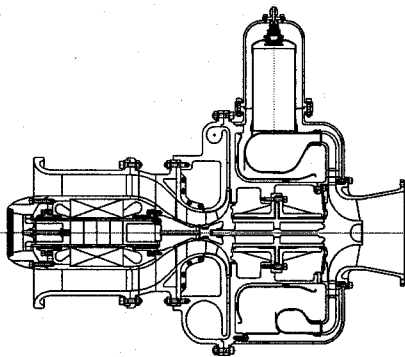


그림 1 분산형 마이크로 터빈 열병합 발전시스템의 Configuration

단 반경 터빈, 폐열회수장치 등으로 구성되며 폐열회수장치를 제외한 분산형 마이크로 터빈 열병합 발전시스템의 Configuration은 다음의 그림 1과 같다.

2. 본 론

2.1 사양 분석

2.1.1 전기 출력

모든 열 기관의 출력은 작동 환경 즉, 외기 온도와 이에 대응하는 Control Schedule에 따라 변동한다. 외기 온도가 높을수록 성능이 저하가 커지는데 업계의 기본적인 관행에 따르면 상용 엔진들의 경우, 외기 온도 30°C까지는 정격 출력을 얻을 수 있어야 한다. 이를 위하여 외기 온도 30°C에서 55kWe를 얻을 수 있는 15°C 출력 조건을 산정하고 설계에 반영하여야 한다. 현재 개발이 완료된 동급 Microturbine (Capstone 60kWe 모델)의 예를 참조할 때, 외기 온도가 30°F(16.7°C) 증가함에 따라 출력은 10kWe 감소한다. 이는 외기 온도 1°C당 1%의 출력 저하에 해당하는데, 이 정도의 Power Lapse Rate를 고려할 때, 개발 대상 Microturbine의 15°C 출력 조건은 65kWe가 되어야 한다.

2.1.1 전기 효율

전기 효율이란 연료 소모에 따른 Heat Release Rate가 Microturbine의 Power Head에 의해 축 동력으로 변환되고, 다시 발전기 및 전력 제어기를 거쳐 최종 전기 출력으로 변환되는 일련의 과정에 대한 열 역학적 효율로써 Power Head의 열 효율을 비롯한 발전기 및 전력 제어기 효율의 누적 효율이다. 발전기나 전력 제어기의 효율들은 개선의 여지가 많지 않은 관계로 전기 효율의 개선은 Power Head의 열 효율 향상을 통해서 이루어져야 한다.

Microturbine은 높은 전기 효율을 요구하며, 이를 만족하기 위하여 배기 열의 일부를 재생하는 Recuperated Cycle을 적용한다. 비록 Microturbine의 시장 경쟁력이 전기 효율에 의존하는 바가 크다고는 하지만 보다 중요한 것은 Life Cycle Cost의 최소화이다. 때로는 높은 전기 효율을 얻기 위하여 고가의

요소 기술을 적용하는 것이 오히려 시장 경쟁력의 약화를 초래할 수도 있기 때문에 Life Cycle Cost 관점에서 Microturbine System의 최적 설계를 수행하고 비용과 효율 사이의 균형을 유지하는 선에서 전기 효율을 결정하여야 한다.

2.1.3 열 병합 효율

전력 생산용과 열 병합용 Microturbine의 작동 사이클에는 상당한 차이가 있으며 실제로, 기존 사례를 보면 용도에 따라 서로 다른 작동 사이클을 구사하기도 한다. 그러나 본 개발에 있어 열 병합의 개념은 전력 생산용을 위주로 하되 냉온수 발생기를 추가할 경우 폐열 회수까지도 가능하도록 한다는 것이다. 따라서 우선 전력 생산용으로 Microturbine System을 설계하고 그 결과에 맞추어 적합한 냉온수 발생기의 사양을 선정하도록 한다. 폐열 회수 과정에서 배기 온도가 떨어지는데, 이때 배기에 포함된 수증기가 응축될 우려도 있으므로 Microturbine의 작동 범위 내에서 이러한 현상이 발생하지 않도록 적절한 냉/온수 발생기의 개발 사양을 결정해 나가야 한다.

2.1.4 사용 연료

연료의 화학적 조성은 Emission과 Microturbine 고온부의 부식 수명에 직접적인 관련이 있다. 뿐만 아니라 연료의 단가 및 공급 압력 등도 Micro-turbine의 Life Cycle Cost 분석과 System 구성에 필히 반영되어야 할 내용들이니 만큼, 원만한 설계 진행을 위해서는 우선 연료 사양이 결정되어야 한다.

규정 기체 연료인 천연 가스는 산지에 따라 그 화학적 조성이 다르며, 국가나 지역 별로 공급 압력에도 큰 차이가 있다. 사전 자료 조사를 통하여 국내 보급되고 있는 천연 가스의 평균 조성은 지역권에 따라 거의 차이가 없는 것으로 확인되고 있다. 천연 가스의 공급 압력은 국내 도시 가스 공급 계통과 맞물려 있는데, 가정용 및 업무용 저압 배관에서는 1 ~ 25kPa 정도의 계기압으로, 그리고 산업용과 업무용 중압 배관에서는 100 ~ 300kPa 정도의 계기압으로 천연 가스가 공급된다. 천연 가스 공급 압력에서의 이러한 차이는 적절한 사양의 Gas

Compressor를 사용하여 대처 가능하나 이로 인한 추가의 동력 소모 및 비용 증가를 따로 고려하여야 한다.

액체 연료는 구체적으로 Diesel을 사용한다. 이 경우에는 연소기에서 요구되는 수준까지 연료 공급 압력을 높여주어야 하는데, 이를 위하여 별도의 연료 펌프 및 구동 모터를 구비한다. Diesel은 $C_{12}H_{23.9}$ 의 평균 조성을 갖고 있으며 저위 발열량은 42,600kJ/kg 정도이다. Diesel은 황과 같은 부식 성분을 포함하고 있어 천연 가스보다는 Microturbine의 수명이 단축된다. 황 함유량은 Grade Number가 낮을수록 감소하는데, 일반적으로 가스 터빈용 Diesel은 중량 기준 황 함유량이 1.5% 이하인 Number 1 또는 2를 사용한다. 개발 대상 Micro-turbine은 30,000시간 이상의 긴 수명을 요하는 관계로 Grade Number 1 또는 2의 Diesel만을 액체 연료로 규정한다.

2.1.5 수명

사이클 최고 온도는 Microturbine의 성능과 수명을 좌우하는 가장 중요한 사이클 설계 변수로써 단적으로 Microturbine의 기술 수준을 대변한다. 사이클 최고 온도가 올라갈수록 Microturbine의 성능은 점진적으로 향상되는 반면, 고온부의 수명은 급격히 감소한다. Microturbine의 수명 제한 요소는 터빈과 열 교환기로 이들의 작동 온도 및 소재 강도, 기타 연소 가스의 부식 성분 함량 등에 의하여 그 내구 수명이 결정된다. 아직까지 기술적 완성도가 떨어지는 세라믹 소재를 제외하면, Metallic Regime에서 터빈 및 열 교환기에 적용 가능한 소재는 니켈기 내열 합금과 Stainless Steel이다. 30,000시간 이상의 긴 수명을 요구하는 Microturbine의 고온부에 이러한 소재를 적용한다면, 허용 가능한 사이클 최고 온도는 1,300K 수준이다.

2.1.6 Emission

배기 Emission이 Microturbine System의 성능과 직접적인 관계를 갖는 것은 아니지만 청정 연소로부터 기대할 수 있는 몇 가지 효과가 있다. 먼저 깨끗한 배기는 고온부의 부식 수명을 개선시켜주며, 특히 열 교환기 내면에 연소 찌꺼기가 누적되는 속도

를 늦추어 주기 때문에 MTBO(Mean Time Between Overhaul)를 연장하는데 도움이 된다. 다음으로 청정 연소를 위한 다양한 연소 기술들이 연소기 출구의 온도 분포 특성을 보다 균일하게 만들어주기 때문에 터빈 고온부의 Peak Temperature가 낮아지고 수명이 개선된다. 이런 수명 개선 효과로 인하여 낮은 Emission이 실현된다면 성능 측면에서도 부가적인 향상을 기대할 수 있다.

2.1.7 소음

소음 요구 사양의 만족은 Package Design을 통하여 이루어진다. Package에는 소음 억제 및 공기 청정 계통이 포함되는 만큼, 이들은 Microturbine의 Power Head로 유입되는 공기 흐름의 압력 손실을 초래한다. 보다 정확한 사이클 설계 및 성능 예측을 위하여 예상되는 압력 손실량을 평가하고 이를 반영하는 것이 요구된다.

2.1.8 가격

선행 연구에 의하면, Microturbine System의 비용 구조는 대략 표 4에 나타낸 바와 같다. 구체적인 단가는 양산 물량 증가에 따른 비용 감소 효과를 반영하겠지만, 통용되는 Moore의 법칙에 따르면 연간 생산량이 10배 증가할 때마다 생산 비용은 절반으로 감소한다. 이런 비용 감소는 양산의 경제성에서 발생하는 효과로서 표 4의 모든 구성 요소들에 공히 나타난다. 이와는 별도로 개발 단계에서는 Life Cycle Cost의 최적화를 통하여 성능 대비 적정 가격 구조를 갖도록 함으로써 일종의 비용 효과를 추구할 수 있다. Microturbine System에 있어 여러 구성 요소들의 제작 비용은 설계 요구 조건에 둔감한 반면, 전체 가격의 30%를 차지하는 열 교환기의 제작 비용은 Effectiveness에 따라 기하급수적으로 증가하며, 작동 유체의 체적 유량에 대해서도 매우 민감하다. 그러므로 시장 경쟁력이 있는 Microturbine의 개발을 위해서는 설계 단계에서 반드시 다음과 같은 사항을 고려하여야 한다.

- Recuperator Effectiveness가 높아질수록 Microturbine System의 열 효율은 향상되지만 생산 단가는 급격히 증가한다.
- 최고의 열 효율을 얻기 위한 사이클 압축비가 존

재하지만 압축비가 높을수록 요구되는 작동 유체의 체적 유량은 감소하고 이에 비례하여 열 교환기의 생산 단가도 낮아진다.

- 높은 열 효율을 얻기 위한 사이클 온도비의 증가는 Hot Side의 수명 문제로 인하여 고가의 소재를 요한다.

표 4 마이크로터빈 비용 구조

구분	%	구분	%
Power Head	25	Generator	5
Recuperator	30	Accessaries	5
Power Electronics	25	Package	10

2.2 사이클 구성

2.2.1 System Configuration

Microturbine System은 크게 축 동력을 발생시키는 Power Head 부분과 축 동력을 전기 출력으로 변환하는 발전기 및 전력 제어기로 이루어져 있다. Power Head는 압축기, 연소기, 터빈, 열 교환기, 그리고 Inlet, Transition 및 Exhaust Duct들을 주요 구성 요소로 한다. 대다수 Microturbine System에 있어 이러한 구성 요소들은 공통적이나 이들의 형식과 특히 공간 배치는 매우 다양하다. 그러한 다양성은 연소기 및 열 교환기의 배치에서 비롯되는 것으로 크게 Wrap-Around Type과 Add-On Type으로 구분된다. Wrap-Around Type에서는 환형의 연소기와 열 교환기를 압축기 및 터빈으로 구성된 회전체의 외부에 감싸는 형태로 배치한다. 이러한 배치는 공간 절약 효과가 있어 Compact System을 구현할 수 있는 대신 정비성이 떨어진다는 단점이 있다. Add-On Type에서는 캔형 연소기와 열 교환기를 회전체 외부에 추가하는 형태로 배치한다. 이 형식은 정비성이 우수한 대신, 연소기 및 열 교환기 입, 출구로 연결되는 Transition Duct의 길이가 증가되므로 상대적으로 압력 손실이 크고 System Compactness가 떨어진다는 단점이 있다.

Microturbine 관련 요소 기술 및 개발 여건이 미흡한 국내 실정을 감안할 때, 개발 단계에서부터 Wrap-Around Type을 적용하는 것은 무리가 있으므로 본 개발에서는 정비성이 우수한 Add-On Type을 채택한다. Microturbine System에서 결합 또는

고장의 주요 발생 부위가 열 교환기이며 또한 연소기 및 주변 부품들도 잦은 교체를 요한다는 점을 고려할 때 전반적으로 기술적인 완성도가 부족한 Microturbine 분야에서는 Add-On Type의 장점이 부각될 수 있다.

2.2.2 압축기

Recuperated Cycle로 작동하는 Microturbine의 최적 압축비는 3.0 ~ 5.0 정도로 한 단의 원심 압축기를 통하여 충분히 달성 가능한 값이다. 압축기의 입구 단면과 출구 단면은 각각 Impeller 입구 및 Scroll 출구로 정의하는데 이는 Impeller, Diffuser 및 Scroll로 구성된 Compression System 전체의 최적 설계를 지향하기 위한 것이다. 공력 설계 시, 회전 속도 측면에서 압축기가 최고 효율을 낼 수 있는 최적의 Specific Speed를 갖도록 회전 속도를 선정할 수 있지만 단가 역시 매우 중요한 Microturbine에 있어 생산비 절감을 위한 주조는 필수적이기 때문에 높은 효율을 내기 위하여 요구되는 정밀한 형상과 얇은 두께는 기대하기 어려우며 그 만큼의 효율 저하를 허용하는 수 밖에 없다. 기존 원심 압축기의 Database에 근거할 때 유량 범위에 따른 Size Effect는 5kg/s 이상의 대형과 1kg/s 이하의 소형 사이에 약 5% 정도의 효율 저하를 초래한다. 개발 대상 Microturbine의 공기 유량은 1kg/s 미만으로 Size Effect로 인한 효율 저하는 현저하지만 압축비에 대한 효율 민감도는 무시할 수 있을 정도로 작다.

2.2.3 연소기

선정된 Add-On Type의 System Configuration에서는 여러 형식의 연소기 가운데 오직 Can Type만이 적용 가능하다. 이 형식의 연소기는 외부 배관을 통하여 열 교환기 Cold Side와 연결하고 Scroll을 통하여 하류의 구심 터빈으로 연소 가스를 내보낸다. 대다수의 Microturbine System이 채택하고 있는 Recuperated Cycle은 열 교환기를 통하여 예열된 공기를 연소기로 공급하기 때문에 연소 과정으로부터 얻는 온도 상승 폭이 크지 않으며 그 만큼 연소기의 Combustion Intensity가 낮아지는 이점이 있어 Emission과 출구 온도 분포 특성 면에서 유리하다.

Microturbine 연소기에 요구되는 특성들 가운데 가장 두드러진 것은 환경 관련 규정을 만족시킬 수 있는 수준의 Clean Combustion이다. 유해 가스의 생성은 연소기 내부의 온도 분포와 깊은 관계가 있으며, Clean Combustion은 어떤 형태론든 이 온도 분포가 균일하게 유지되어야만 가능하다. 따라서 청정 연소는 하류의 터빈에서 보다 균일한 온도 분포를 제공한다. 결과적으로 터빈의 수명과 직결되는 Pattern Factor 및 Profile Factor는 일반 연소기에 비해 상당히 낮은 수치를 나타내며 터빈 고온부의 열적 안전성과 관련된 연소기 성능 지표들은 설계 요건을 충분히 만족할 것으로 판단된다.

청정 연소에서는 Combustion Zone의 온도가 상대적으로 낮아져서 완전 연소가 어려우며 따라서 연소 효율이 저하된다. 게다가 연료-반응 공기 및 연소 생성물-회식 공기 사이에 양질의 혼합을 요하기 때문에 혼합 손실 등으로 인하여 압력 손실량도 증가하기 마련이다. 그러므로 연소기의 기본 성능 변수인 연소 효율과 압력 손실 측면에서는 청정 연소가 다소 좋지 않은 부분도 있다. 그러나 정량적인 성능 저하량은 그리 크지 않으므로 연소 효율은 99% 이상, 그리고 압력 손실량도 5% 정도를 기대할 수 있다.

2.2.4 터빈

체적 유량 범위로 판단할 때, 개발 대상 Microturbine에 적합한 것은 구심 터어빈이다. 구심 터빈은 비교적 적은 유량 범위에서 효과적으로 작동하나 냉각이 어려운 만큼 높은 사이클 온도비를 허용하지는 않는다. 터빈 Rotor의 출구 유속은 보통 Ma 0.3 내외인데, 하류의 열 교환기 Hot Side는 Ma 0.1 이하의 낮은 유속을 필요로 하기 때문에 Diffuser를 사용하여 동압을 회수하여야 한다. 역압력 구배 하에서 작동하는 Diffuser의 압력 손실은 Rotor 출구의 유속 수준과 밀접한 관련이 있다. 터빈의 입,출구 단면은 각각 Stator Vane 입구와 Diffuser 출구로 정의하는데 이는 Stator, Rotor 및 Diffuser로 구성된 Expansion System 전체의 최적 설계를 지향하기 위한 것이다. 구심 터어빈의 성능은 Specific Speed에 의하여 결정되며, 부차적으로 Size Effect 및 적용 가능한 제작 기술 수준에 따라 약간의 차이가 있다. 압축기 기준으로 회전 속도가

결정되기 때문에 터빈의 Specific Speed는 선택의 폭이 매우 좁을 수 밖에 없다. 일반적으로 압축기가 최적 Specific Speed를 가질 때 터빈도 근사적으로 최적의 Specific Speed를 갖는 경향이 있다.

터빈 소재인 내열 합금은 기계 가공이 어려운 관계로 터빈은 정밀 주조로 제작된다. 정밀 주조 기술 수준에 따라 터빈의 주요 제작 치수들이 결정되는데, Blade Thickness, Surface Roughness, Fillet Radius, Profile Tolerance, 그리고 Thickness Tolerance 등의 허용 한계들이 구심 터빈의 Size Effect로 나타난다. 한편, 터빈 고온부는 Mechanical Growth와 Thermal Growth로 인하여 Cold Dimension과 Hot Dimension 간의 차이가 크기 때문에 Rotor와 Shroud 사이의 Radial Clearance를 정밀하게 유지하기 어려운데 터빈의 공력 성능은 이 Clearance에 민감하다. Clearance Loss까지 고려하면, Size Effect로 인한 효율 저하는 4% 정도로 평가되며 따라서 달성 가능한 구심 터빈의 효율 수준은 Diffuser 손실을 포함하여 84% 정도이다.

2.2.5 열 교환기

Microturbine System의 시장 경쟁력은 열 교환기의 성능대 가격비에 있으며, 신뢰도 및 내구 수명 또한 열 교환기에 의해 크게 제한을 받는다. Microturbine에 적용되는 열 교환기의 형식은 Plate-Fin Type이나 Primary Surface Type으로 두 가지 모두 Compactness가 좋은 대신 제작 비용 문제를 안고 있다. 전자는 Brazing 공정을, 후자는 Welding 공정을 통하여 제작되는데, Add-On Type의 Configuration에 적합한 형식은 Plate-Fin Type이다. 열 교환기의 성능 변수는 Effectiveness와 압력 손실로 Effectiveness가 높을수록 부피가 커지므로 비용이 급격히 증가한다. 압력 손실량은 유속이 빠른 Hot Side에서 3%, 유속이 느린 Cold Side에서 1% 수준이며 입, 출구의 Head Loss를 포함하면 총 5% 정도이다.

사양 분석을 통하여 언급한 바처럼 Metallic Regime에서 적용 가능한 열 교환기 소재는 Stainless Steel인데 수명 및 신뢰도 문제로 인하여 허용 가능한 최고 온도가 650 °C 정도로 제한된다. Simple Cycle로 작동하는 Gas Turbine에서는 사이클 최고 온도의 적용을 받는 터빈이 열적으로 가장

취약하지만, Recuperated Cycle로 작동하는 Microturbine에서는 열 교환기가 터빈 이상으로 취약하다. 그러므로 설계 단계에서 열 교환기의 최고 온도가 허용 한계를 넘지 않도록 사이클 최고 온도를 선정하여야 함은 물론, 기온 변화 또는 구성 요소들의 성능 저하로 인하여 Microturbine의 작동 상태가 설계 조건을 벗어나는 경우에도 연료 조절을 통하여 열 교환기의 온도가 허용 한계를 넘지 않도록 제어하여야 한다.

2.2.6 발전기

Microturbine에 적용되는 발전기는 고속 PMG (Permanent Magnet Generator) 형식으로 WFG (Wound Field Generator) 형식에 비해 가벼우면서도 더 효율적이다. 영구 자석으로는 Neodymium-Iron-Boron 또는 Samarium-Cobalt를 사용하며 그 작동 온도 한계는 260 °C 정도이다. 발전 용량은 회전 속도와 체적 및 전자기 전단 용력에 비례하고 발전 효율은 Size Effect에 따라 다소의 차이가 있으나 70kW 급이라면 96% 이상을 기대할 수 있다.

고속 PMG는 감속 기어 박스를 요하지 않으므로 Compactness 및 Reliability 측면에서 큰 장점이 있으며 Rotor의 길이가 짧아서 Rotor Dynamics 측면에서도 유리하고 전동기로 작동할 때에는 고속 점화가 가능하기 때문에 연료 계통이 간단해진다. 그렇지만 고속으로 회전하는 표면들과 Air Gap에서 발생하는 마찰 손실로 인하여 발열이 심하기 때문에 허용 온도 한계를 유지하기 위해서는 반드시 강제 냉각이 있어야 한다. Power Head로 유입되는 공기 흐름을 이용하여 PMG를 냉각한다면 Microturbine System의 Compactness를 높일 수 있는 대신, 흡열로 인한 공기의 온도 상승은 Microturbine의 성능 저하를 초래한다.

2.2.7 전력 제어기

PMG에서 발생하는 교류 전력을 직류로 바꾸어 정류한 다음 다시 교류로 내보내는 전력 제어기는 각 과정에 내재하는 전기적 손실로 인하여 92 ~ 94% 정도의 효율을 낸다. 발전기 출력의 6 ~ 8% 정도가 열로 소산되기 때문에 효과적인 냉각 방식이 요구되는데, 소형 냉각 Fan을 장착한 Heat Sink가

널리 사용된다. 여기서는 초도 개발이라는 점을 감안하여 전력 제어기의 효율을 92%로 선정하고, 8% 전력 손실을 냉각할 수 있는 Heat Sink를 고려한다. 발전기와는 달리, 전력 제어기는 Microturbine의 Power Head와 기계적으로 연결되어 있지 않으므로 전력 제어기의 효율 변동이 Power Head의 작동 특성에는 영향을 주지 않는다.

2.2.8 기타 손실

Microturbine System의 구성 요소는 아니지만, 사이클 설계 과정에서 반드시 고려하여야 할 기타 요소로는 압력 손실과 유량 손실, 그리고 동력 손실이 있다. Inlet Duct, Transition Duct, 및 Exhaust Duct에서 발생하는 압력 손실은 유체 점성에 기인하는 벽면 마찰 손실로 평균 유속의 제곱에 비례한다. 비례 상수는 유로 형상과 길이 그리고 특성 Reynolds 수에 따라 결정된다.

개발 대상 Microturbine은 Add-On Type의 Configuration을 채택한 결과 압력 손실이 비교적 큰 편인데, 연소기 및 열 교환기의 압력 손실을 포함해서 총 15% 정도이다. 유량 손실은 Main Bearing, Turbine Wheel 등을 냉각하기 위하여 압축기 후방에서 뽑아 내는 유량으로 개발 대상 Microturbine에서는 이 고압 공기가 다시 터빈의 입구로 들어오기 때문에 손실 정도는 그리 크지 않다. 동력 손실은 고속으로 회전하는 압축기 및 터빈의 디스크에서 발생하는 마찰 손실과 Bearing Loss를 포함하는 것으로 일반적으로 터빈 출력의 1%를 넘지 않는다.

2.2.9 가스 압축기

저압의 천연 가스를 연료로 사용할 때에는 연료 압력을 공기 압력 이상으로 높여 줄 수 있는 가스 압축기가 Microturbine에 포함된다. 가스 압축기의 소모 동력은 Microturbine의 전기 출력 가운데 일부로 충당하는데, 가스 압축기의 형식과 용량에 따라 다르긴 하나 기존 Capstone 60kW의 사례를 참조하면 개발 대상 Microturbine의 경우, 대략 4.5kW 정도가 될 것으로 판단된다. 가스 압축기도 Micro-turbine의 Power Head와 직접 기계적으로 연결되어 있지는 않으므로 가스 압축기가 Microturbine

System에 포함된다 하더라도 Power Head의 작동 특성에는 별다른 영향을 주지 않는다.

3. 결 론

분산형 마이크로 터빈 열병합 발전시스템의 개발 과제는 국내의 산/학/연 연구, 개발 컨소시엄을 구성하여 상품화를 목적으로 개발되고 있는 연구 과제이다. 국내의 연구기관인 한국항공우주연구원, 한국전기연구원, 한국에너지기술연구원 등 본 과제의 특성이 밀접한 연관이 있는 연구기관들이 참여하고 있으며 서울대학교, 한국과학기술원, 충남대학교 등 국내의 대학 그리고 가스터빈엔진의 개발 경험을 보유하고 있는 (주)뉴로스가 전체 시스템을 Integration하여 개발 과제를 진행 중에 있다.

분산형 마이크로 터빈 열병합 발전시스템의 개발과 상품화를 달성하기 위하여 개발 대상 시스템에 대한 충분한 사양 분석을 통한 설계 및 개발 방안을 도출하여 설계에 진행 중에 있다. 그리고 이러한 사양 분석을 통하여 개발 대상 시스템에 대한 사이클을 구성하였으며 이로부터 시스템의 각 구성 요소들이 만족하고 설계 및 개발시 고려되어야 할 중요 요구 조건들을 도출하였다. 이는 분산형 마이크로 터빈 열병합 발전시스템의 개발을 원활히 수행하기 위해서 가장 중요한 작업이며 개발시 시행착오를 최소화할 수 있는 밑거름이 될 것이다.

분산형 마이크로 터빈 열병합 발전시스템의 1단계 1차년도의 개발을 수행하여 Configuration 설계를 완료하였으며 시제작 및 구성품 성능시험을 위한 준비 작업을 현재 진행 중에 있다.

후 기

본 개발 과제는 산업자원부 지원 에너지관리공단에서 시행중인 에너지절약 중.대형 사업의 “분산형 마이크로 터빈 열병합 발전시스템 개발”의 연구비 지원으로 이루어진 것임을 밝힙니다.

Reference

1. 분산형 마이크로 터빈 열병합 발전시스템 개발 연구계획서, 2001, 뉴로스