

1 MW급 유기랭킨 사이클 시스템 개발

박흥수* · 조한창* · 이용국*

*포항산업과학연구원 에너지화성연구팀

Development of 1 MW Organic Rankine Cycle System

H.S. Park*, H.C. Cho* and Y.K. Lee*

*Research Institute of Industrial Science Technology

요 약

중저온 배열회수를 통해 열설비의 열효율을 향상시키기 위하여 1 MW급 유기랭킨사이클시스템을 설계, 개발하였다. 포항제철소에 있는 두 대의 100 MW급 기력발전소에서 발생하는 175°C의 배가스를 산업체에서 발생하는 대표적인 중저온배열원으로 선정하고, 환경오염을 최소화할 수 있는 신냉매인 HCFC-123을 시스템의 작동유체로 선정하였다. 유기랭킨사이클시스템의 시험운전을 통하여 유기랭킨사이클시스템이 산업체의 중저온배열을 회수하는데 유용함을 확인하였다. 열수의 가열, 터빈기동 및 전기투입방법 등의 운전방법을 최적화하였다. 그러나 HCFC-123 공급펌프의 능력부족으로 작동유체의 공급이 부족하여 정격출력보다 낮은 670 kW의 전력을 생산할 수 있었다. HCFC-123의 공급유량을 증가시키기 위하여 파이프의 압력손실저하 및 펌프의 성능 향상을 위한 펌프교체 등이 고려되어야 함을 알 수 있었다.

Abstract — To enhance thermal efficiency of thermal facility through recovery of low and medium temperature waste heat, 1 MW organic Rankine cycle system was designed and developed. The exhaust gases of 175°C at two 100 MW power plants in pohang steel works were selected as the representative of low and medium temperature waste heat in industrial process for the heat source of the organic Rankine cycle system. HCFC-123, a kind of harmless refrigerant, was chosen as the working fluid for Rankine cycle. The organic Rankine cycle system with selected exhaust gases and working fluid was designed and constructed. From the operation, it was confirmed that the organic Rankine cycle system is available for low and medium temperature waste heat recovery in industrial process. The optimum operating manuals, such as heat-up of hot water, turbine start-up, and the process of electric power generation, were derived. However, electric power generated was not 1 MW as designed but only 670 kW. It is due to deficiency of pump capacity for supply of HCFC-123. So it is necessary to increase the pump capacity or to decrease the pressure loss in pipe for more improved HCFC-123 supply.

1. 서 론

현재 산업체에서 사용되고 있는 연소로, 보일러 등 연소기기의 에너지효율을 향상시키기 위해 온도레벨이 높은 배열원은 연소용 공기의 예열, 공정용 증기의 생산 또는 증기터빈을 이용한 전력생산 등으로 회수하고 있다. 그러나 온도레벨이 낮은 350°C 이하의 중저온 배열은 연소용 공기의 예열과 같은 직접적 이용의 곤란, 에너지의 수급균형상 이용처의 확보 곤란, 수송에 따른 제반 손실과 비용 과다 등으로 거의 방출되고 있다. 중저

온 배열은 전체 산업배열의 50% 이상을 차지하고 있으며 고온배열에 대한 회수설비의 보편화로 그 비율이 점차 높아지면서 향후 산업배열의 주체가 될 것으로 예상되지만, 경제성있는 배열회수 시스템의 개발은 쉽지 않다. 현재 경제성있는 중저온 배열회수 시스템으로 부각되고 이용되고 있는 것이 유기랭킨사이클 시스템(organic Rankine cycle system)이다. 이것은 화력발전 시스템의 기본구성인 랭킨사이클에 유기물질(organic material)을 작동유체(working fluid)로 사용하는 발전시스템이다¹⁾. 유기물질은 비등점이 낮아 저온에서도 기화되기 때문에 중

저온 배열, 태양열, 지열 등을 이용하여 랭킨시스템을 운용할 수 있다. 주로 사용되는 유기물질^[1]은 프레온계열의 냉매와 프로판 등의 탄화수소계열 가스가 주로 이용된다.

유기랭킨사이클 시스템은 현재 선진국에서 다수 적용되고 있는데, 대표적인 산업배열 회수용으로는 일본에 3 MW급(住友금속), 12 MW급(신일본제철) 등이 있다. 국내에서는 기초적인 소용량 시스템 구축을 통해 기초 연구를 수행한 예는 있으나 실제 시스템이 산업체에 적용된 사례는 아직 전무한 상태이다.

본 연구에서는 두 대의 100 MW급 발전설비의 중저온 배열을 회수하기 위하여 1 MW급 유기랭킨사이클 시스템을 설계, 현장에 설치하고 이의 시운전을 통하여 자체 개발하고자 하였다. 중저온 배열회수를 위한 국내 자체의 고유기술을 확보하고 열설비의 경제성 증대 및 연소기에 대한 에너지효율 향상에 기여하고자 하였다.

2. 설계 및 제작

본 연구에서 1 MW급 유기랭킨사이클 시스템을 구성

하기 위하여 포항제철소내 대상열원을 조사하였으며, 이를 통해 기당 100 MW 용량을 갖는 포항제철소의 2기(11호, 12호) 발전소에서 배기되는 배가스를 적용대상으로 선정하였다. 포항제철소내 발생하는 부생가스를 연소시켜 발전하는 이들 발전소는 통상운전상태를 기준으로 열교환기에 유입되는 배가스온도 175°C, 배가스유량 236 kg/s(11호, 12호 전체), 열교환기 통과후 배가스 출구온도를 145°C(중유연소시 황의 고체화방지온도로 하였을 때 가용열량이 7434 KW 등으로 배가스 온도와 양이 충분하여 그 대상열원에 충족되었다.

장치 설계를 위해서는 랭킨사이클을 구동할 작동유체를 먼저 선정해야 한다. 프로판과 같은 탄화수소계열 가스는 폭발 위험성 때문에 일단 배제하였으며, 그 이외의 유기냉매중에서 오존층 파괴물질이 아닌 친환경적 신냉매이고 사용하고자 하는 온도범위에서 우수한 열적특성을 갖고 있는 HCFC-123을 작동유체로 선정하였다. HCFC-123,3의 물리적 성질은 Table 1과 같다.

HCFC-123의 물리적 성질을 토대로 열역학적 설계를 수행하여 최종 설계된 1 MW급 유기랭킨사이클 시스템

Table 1. The physical properties of HCFC-123.

Chemical formula	CHCl ₂ -CF ₃	molecular weight	153.931
boiling point	300.85 K(1 bar)	freezing point	166 K(1 bar)
critical temperature	456.86±0.05 K	critical pressure	3.666±0.008 MPa
heat of vaporization	168.41 KJ/kg		

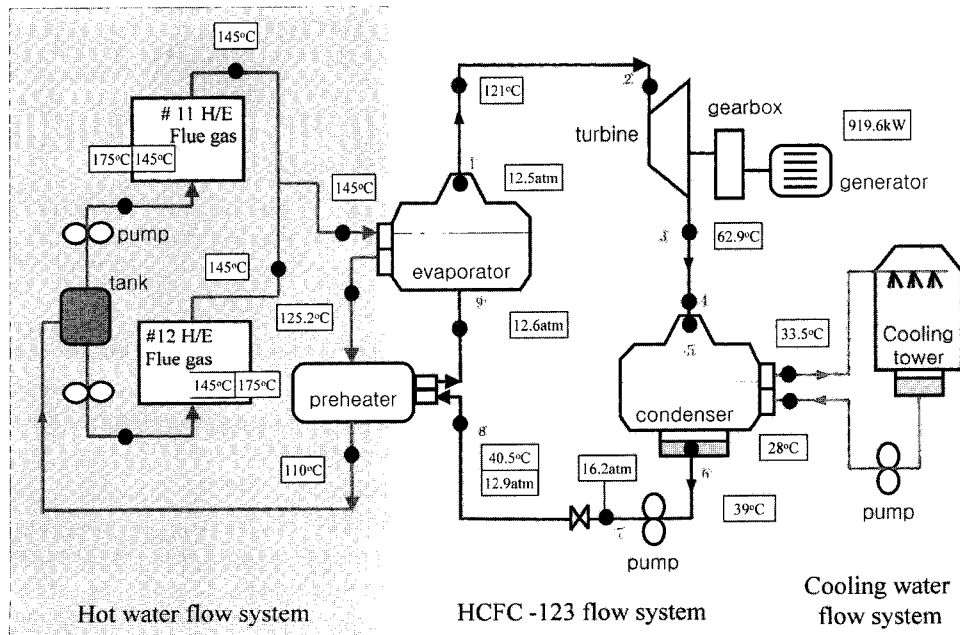


Fig. 1. Schematic design diagram of organic Rankine cycle system.

은 Fig. 1과 같이 크게 세 부분으로 되어 있다. 즉 #11, #12호 보일러의 배가스 열원을 HCFC-123에 공급하기 위해 순환시키는 열수계통, 열수의 고온 열을 작동유체인 HCFC-123이 전달받아 전력을 생산하는 냉매계통, 그리고 응축기, 각종 펌프, 그리고 터빈의 과열방지를 위해 순환되는 오일 등을 냉각시키기 위한 냉각계통 등으로 구성되어 있다. 열수계통은 열수탱크에 있는 물(열수)이 열수펌프를 통해 고압으로 증저온 배가스가 통과하는 열교환기로 공급되어 가열되면서 포화증기상태가 된 다음 증발기와 예열기를 거치면서 HCFC-123과의 열전달로 저온화된 다음 열수탱크에 저장되는 재순환 루프(loop)를 구성한다. 냉매계통에서는 응축기에 액상으로 존재하는 HCFC-123이 냉매펌프를 통해 35.77 kg/s의 유량으로 공급되어 두 대의 예열기와 증발기를 거치면서 열수와의 열전달로 고온, 고압의 과열상태가 된 다음 터빈에서 일을 수행(전기생산)한다. 이후 압력과 온도가 하락된 HCFC-123이 응축기에서 액체로 상전환되는 전형적인 랭킨사이클을 구성한다. 냉각계통은 응축기에 과열상태로 들어온 HCFC-123을 응축시키기 위해 냉각수가 냉각수펌프를 통해 공급되어 고온화된 다음 냉각팬을 통해 저온화되고 이것이 냉각탑에 저장, 재순환되도록 되어 있다. 랭킨사이클을 구성하는 각 부분의 온도와 압력을 Fig. 2의 T-s 선도¹⁴⁾에 나타낼 수 있다. 발전기에서 얻을 수 있는 이론최대전력은 919 kW이고, 발전기 후단의 전력생산량을 기준으로 한 열효율은 12.37%이다. 펌프구동

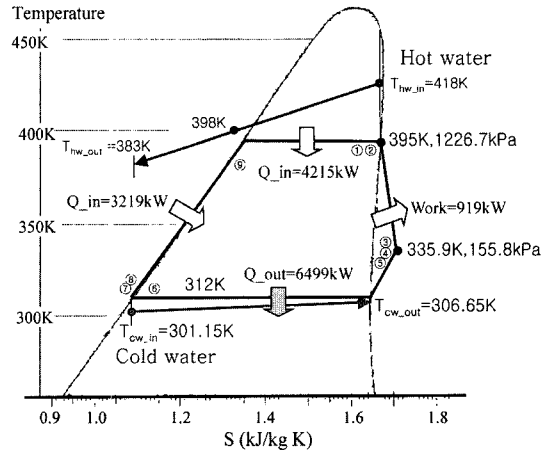


Fig. 2. T-s diagram of designed organic Rankine cycle system.

과 같은 시스템 운용에 소모되는 전력 210 kW을 제외하면, 순수 발전량은 대략 700 kW가 된다.

Fig. 3은 실제 설치된 유기랭킨사이클시스템의 구성도이며, Fig. 4는 부분 사진들이다. 열수탱크의 열수는 두 대의 펌프를 이용하여 각각의 열교환기로 공급하고 이것이 보일러의 배가스열원을 공급받아 가열되고 증발기로 공급되기전에 다시 합쳐진다. #11, #12 보일러의 가동조건에 따라 하나의 열교환기만을 이용하여 발전할 수

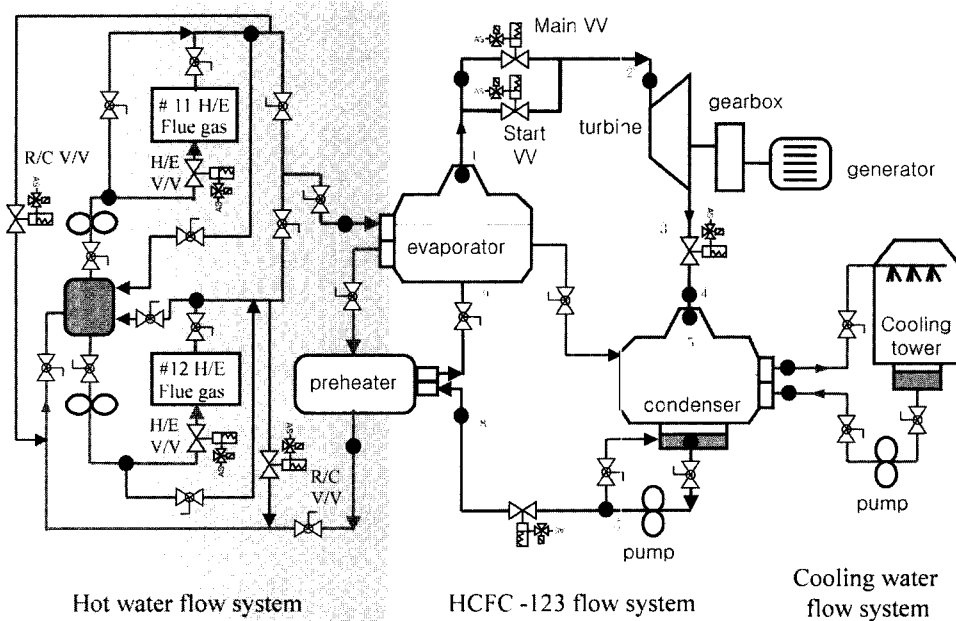


Fig. 3. Schematic flow system of organic Rankine cycle system.

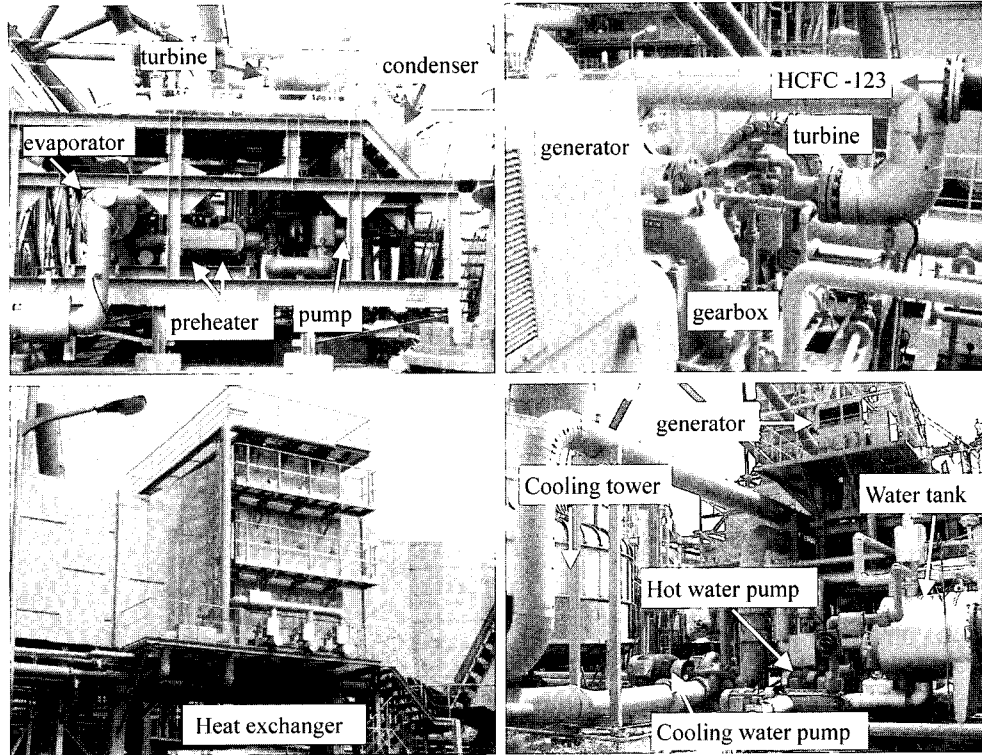


Fig. 4. Photographs of organic Rankine cycle system.

있게 밸브시스템이 구성되어 있다. 증발기는 길이 10 m, 직경 1.2 m의 셸튜브형 열교환기로 구성되어 있다. 출력에는 미 GE제품의 유도발전기를 사용하였으며, 터빈은 미 Barber-Nichols사에서 제작한 것으로 출력을 위해서는 최저 6991 rpm에서 최대 7042 rpm으로 구동되어야 하며 HCFC-123와의 접촉에도 반응하지 않는 오링과 오일 등이 사용되고 있다. 터빈 전단에는 전력투입전까지 터빈을 기동시키는 기동밸브(start valve)와 전력투입후 개방되는 주밸브(run valve)가 있다. 응축기로 냉각수를 공급하기 위하여 200마력의 냉각수 펌프를 설치하였다.

3. 운전 방안

제작 설치된 유기랭킨사이클 시스템을 운전하기 위해서는 열교환기에 열수를 충수하는 과정, 열수의 승온 과정, 승온된 열수에 의한 HCFC-123의 승온과 승압과정, 그리고 터빈의 구동과 전력 생산단계에 이르기까지의 구동단계를 거치게 된다.

3-1. 열교환기에 열수의 충수와 승온과정

배가스열원을 간접 회수하는 열교환기에 열수를 충수

하기 위하여 열수펌프를 구동하고 열수펌프 후단에 존재하는 H/E 밸브의 개도를 조절하여 열교환기에 들어가는 열수량을 조절해야 한다. 특히 열수를 충수하는 초기에는 열교환기가 배가스에 의해 과열되어 있기 때문에 이곳을 거쳐 나오는 열수는 과열증기 상태가 된다. 이것이 냉수와 직접적으로 만나게 되면 과열증기의 갑작스런 응축으로 급격한 압력변동이 생기는 일명 수격작용(hammering)이 발생하게 된다. 수격작용은 최악의 경우에 배관 붕괴 또는 플랜지 와해를 유발하여 안전사고 발생의 우려가 있다. 이에 따라 본 연구에서는 온도 편차가 큰 유체간의 혼합이 이루어지는 곳을 벤츄리관으로 구성함은 물론 열교환기에서 열수탱크로 이어지는 바이패스배관을 통해 고온열수를 공급하는 등 열수와 냉수간의 직접적인 접촉을 최소화하였다.

H/E 밸브를 개방하여 열교환기에 서서히 열수를 공급하면, 열수온도가 점차 상승하게 된다. 이를 계속하여 열수탱크의 열수량이 줄지 않으면, 열교환기가 완전히 충수되었음을 확인한다. 이때의 열수온도가 대략 100°C에 도달되며, 이후 열수를 열교환기에 계속 공급하면 열수온도 상승, HCFC-123의 증발, 증발기내 압력상승으로 전력투입이 가능한 시점에 도달하게 된다.

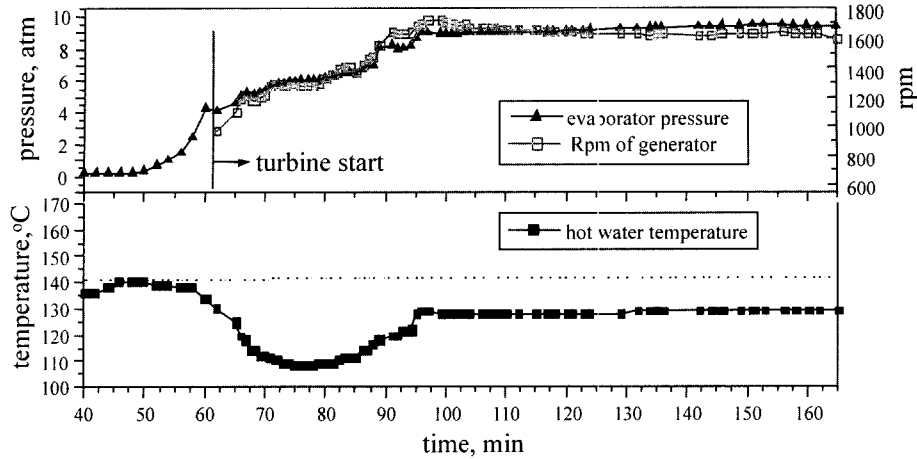


Fig. 5. The relation of evaporator pressure, rpm of generator, and hot water temperature.

3-2. 전력투입과 자동운전

열수온도의 상승에 따라 증발기내 HCFC-123이 기화되면서 증발기압이 상승된다. 이때 터빈전단의 기동밸브(start valve)를 열어 낮은 증발기압에서 터빈을 구동하게 되면 Fig. 5과 같이 열수온도와 발전기회전속도, 그리고 증발기압간의 관계를 알 수 있다. 여기서 발전기회전속도는 터빈후단에 존재하는 감속비 3.884 : 1의 감속기어를 통해 전달받은 속도를 의미한다. 열수온도가 높다가 터빈구동후에 하락하는 것은 터빈구동후에 온도가 안정화되어 가는 것이며, 터빈 구동이 시작되고 약 20분후 열수온도가 점차 상승하면서 증발기 압력과 발전기 회전속도가 증가하였다. 즉 증발기압과 발전기회전속도는 열수온도에 지배됨을 알 수 있다. 본 연구에서는 낮은 증발기압에서 터빈을 구동하여 발전기동기속도에 도달시키는 위의 방법을 사용하지 않고 다음의 방법을 사용하였다.

증발기압이 12.8 kgf/cm^2 이상되었을 때 증발기와 터빈사이에 존재하는 터빈구동용 기동밸브의 개방하여 터빈을 기동한다. 12.8 kgf/cm^2 의 고압 HCFC-123이 터빈에 순간적으로 공급됨에 따라 회전속도가 급격히 상승되는데, 회전속도가 전력투입시점인 동기속도(여기서는 6646 rpm, 발전기에서는 1711 rpm을 선정)에 도달되면 발전기의 차단기가 접촉(contact)하고 증발기와 터빈사이의 주밸브(run valve)가 열리면서 기동밸브가 차단된다. 주밸브의 배관이 기동밸브의 배관에 비해 크기 때문에 터빈에 공급되는 HCFC-123의 양이 증대되면서 터빈의 회전속도가 전력생산을 위한 최소 회전속도(6987 rpm) 이상을 유지하게 된다. 만약 동기속도이후에 전력생산을 위한 최소 회전속도에 도달하는데 발전기에서 과도한 전류가 소모된다면 시스템은 그대로 정지하게 된다. 그러

므로 적정 동기속도를 선정해야 하는데, 본 연구에서는 여러 번의 시행오차를 거쳐 이를 선정하였다. 고압(12.8 kgf/cm^2)의 증발기압에서 터빈을 구동하기 시작하는 것은 정상적인 동기속도(6894 rpm)에서는 발전기에 과도전류가 요구되었기 때문이다.

시스템의 운전초기에는 시스템내 온도와 압력이 시간에 따라 급격히 변동되는데, 약 30분 정도 소요되면 점차 HCFC-123, 터빈냉각용 오일, 냉각수, 열수 등의 온도와 압력이 안정된다. 이렇게 되면 시스템의 안정적 운전을 위해 운전방식을 자동운전 모드로 전환하게 된다. 시스템의 안정적 운전은 열수온도의 안정화 정도에 의해 결정되는데, 이는 보일러의 사용연료, 연소상태에 따라 급격히 변동되는 배가스온도와 연동된다. 이에 따라 원하는 열수온도를 세팅(setting)하면, PID 제어방식을 통해 H/E 밸브의 개도를 자동조절, 열교환기로 공급되는 열수량을 제어하여 안정된 열수온도를 얻도록 되어 있다.

증발기로 공급되는 열수량은 열수탱크로 들어가는 열수를 제어할 수 있는 R/C 밸브(VV)를 폐쇄하면 최대가 된다. 그러므로 본 ORCS의 최대 발전능력은 R/C 밸브의 완전 개방, H/E 밸브의 완전개방으로 열교환기에 공급되는 열수량이 최대가 되는 경우로 한정된다.

4. 결과 및 고찰

4-1. 11호 또는 12호 열교환기만을 이용하여 전력투입한 경우

유기랭킨사이클 시스템은 11호와 12호 열교환기를 동시에 사용할 때를 가정하고 설계하였다. 그러나 시스템의 구동에 있어 각 보일러의 수리나 과도하게 낮은 배가스온도에 의해 하나의 열교환기만을 사용하여 운전할

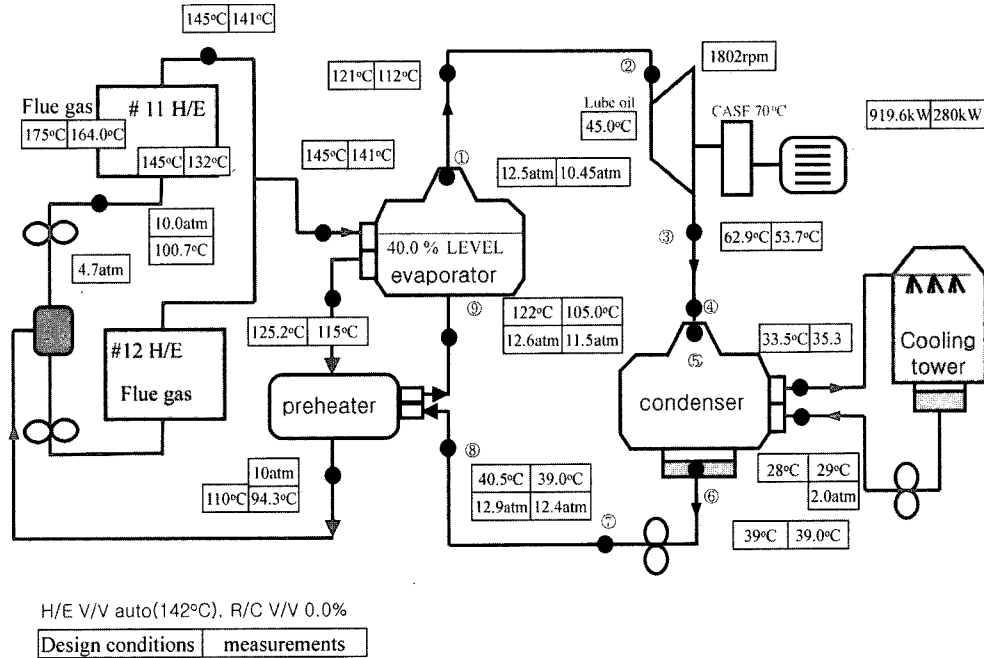


Fig. 6. Operation result with using only #11 heat exchanger.

수 있다. 그러한 경우를 대비하고 자료 확보와 설계조건과의 차이점을 알아보기 위하여 11호 열교환기만을 이용하여 시운전에 보았으며 그 결과를 Fig. 6에 제시하였다. 여기서 터빈의 회전속도는 기어박스과 발전기사이에서 측정된 결과이다. 즉 터빈 회전속도가 3.884배로 감소된 다음의 결과이다. 터빈축이 7000 rpm 정도의 고속회전으로 그 회전수를 정확히 얻기 어려워 기어박스과 발전기사이에서 측정하였기 때문이다.

11호 열교환기의 배가스온도가 168°C이고 열수펌프후단 밸브를 완전히 닫아 모든 열수가 열교환기로 공급되도록 한 조건이므로 168°C의 배가스에서 하나의 열교환기를 이용하여 얻을 수 있는 최대출력이 280 kW임을 알 수 있다. 설계조건 온도, 압력과 시운전에서 얻은 온도와 압력은 큰 차이가 있었다. 터빈에서 배출하는 HCFC-123의 온도가 54°C로 설계치(62.7°C)보다 낮았다. 또한 증발기와 예열기를 거치고 나온 열수 온도가 설계치(110°C)보다 월등히 낮은 94°C였다. 이는 하나의 열수펌프만으로 열수를 공급하므로 증발기로 공급되는 열수량이 부족하기 때문이다. 즉 열수량 부족은 HCFC-123에 공급되는 열량 부족, 증발기압의 저하, 터빈의 회전수 저하, 전력 생산량의 저하로 나타나게 된다.

다수의 시운전을 통하여 배가스온도가 160°C 이하인 경우에는 시스템내 온도와 압력이 안정화되기 이전의 초기기동 및 전력투입은 가능하였으나 안정적 전력생산은

불가능하였다. 전력생산을 위해서는 최저 139°C의 열수온도가 필요함을 알았다. 또한 시운전에서 하나의 열교환기를 이용하였을 때 국부적인 수격작용이 발생하는 등 약간의 불안정성이 관찰되어 하나의 열교환기를 이용한 경우는 설계를 위한 데이터 확보 및 검증을 위한 시운전이 주로 수행되었다.

4-2. 11호와 12호 두 개의 열교환기를 이용하여 전력투입한 경우

실제 시운전은 11호와 12호 열교환기를 동시에 이용한 경우에 대하여 수행하였으며 그 대표적인 결과를 Fig. 7에 도시하였다. 이때 11호, 12호 열교환기의 배가스온도가 약간의 변동은 있지만 대략 180°C, 168°C였다. 시운전에는 R/C 밸브를 모두 닫고, H/E 밸브는 열수온도가 140°C가 되도록 자동으로 제어되도록 하였다. 이는 설계치보다 5°C 낮은 값이며, 이에 따라 생산되는 전력은 670 kW였다. 터빈후단의 HCFC-123의 온도가 53.7°C로 설계치(62.7°C)보다 낮은 온도까지 터빈이 일을 수행하였다. 응축기를 거친 냉각수의 온도가 39.5°C로 설계치에 비해 매우 높는데 이는 실제 공급되는 냉각수의 양이 설계치보다 적기 때문이며 응축기로 공급되는 냉각수 온도가 비슷한 것에서 알 수 있듯이 시스템의 운용에는 문제가 발생하지 않았다. 단독실험한 결과들과 달리 예열기를 거친 열수온도가 108°C 정도로 설계치에 근

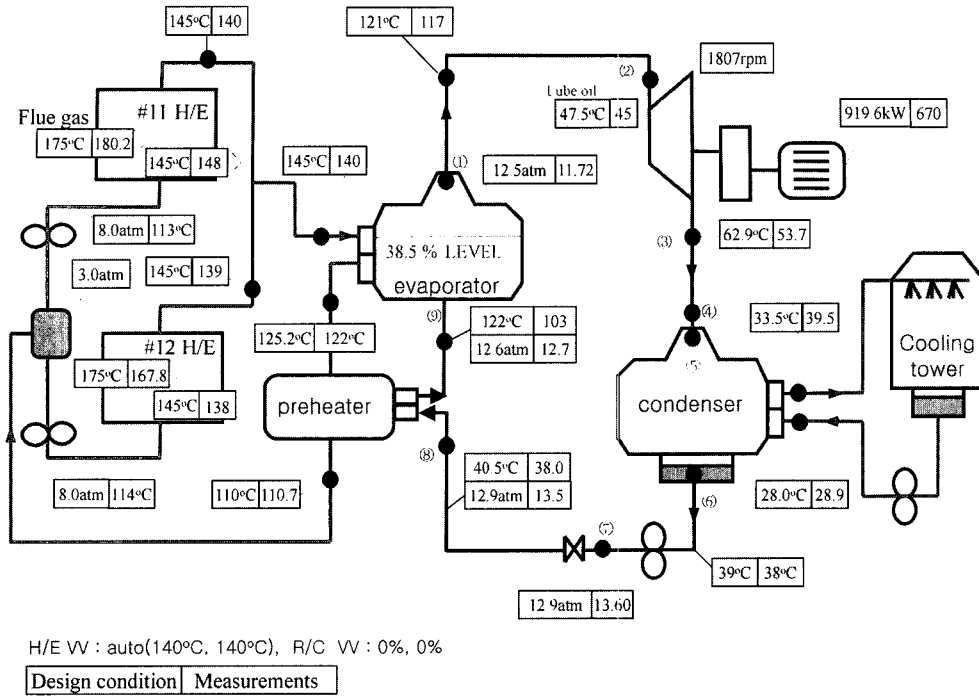


Fig. 7. Operation result with using #11 and #12 heat exchanger.

사됨을 보였다. 이는 두 개의 열수펌프를 모두 구동함으로써 냉매계통의 증발기로 공급되는 열수량이 증가되면서 발생한 현상이다. 하나의 열교환기를 이용할 때와 달리 두 개의 열교환기를 이용할 때, 열교환기 전단의 배가스온도가 모두 160°C 이하, 열수온도가 130°C여도 시스템의 정상적 운전은 가능하였다. 또한 H/E 밸브를 조금씩 닫아 열교환기로 공급하는 열수량을 저하시켜 열수온도를 2°C씩 낮추었을 때 출력은 대략 50 kW씩 낮아졌으며, R/C 밸브의 개도에 따라 출력이 큰 차이를 보이지는 않았으나 완전 개방하였을 때는 큰 차이가 발생하였다. 이는 밸브가 공압으로 작동하면서 비선형적인 작동거동을 하기 때문이다.

본 시운전에서 열수온도를 상승시켜 900 kW 이상의 전력을 생산하지 않았다. 그 이유는 출력중대시 증발기내 냉매수준(level)이 점차 하락하여 증발기내 열수튜브의 변형과 열수와의 열전달 저하 등이 우려되었기 때문이다.

4.3. 고찰

응축기의 내압이 높으면 터빈의 회전수가 급감하는 등 그 성능이 급격히 저하된다. 이에 따라 응축기의 압력을 적절하게 조절해야 한다. 특히 유기랭킨사이클 시스템을 구동하는 계절에 따라 응축기내압이 큰 차이를 보

일 수 있으며, 이는 출력차이로 나타나게 된다. 1 MW 급 유기랭킨사이클 시스템이 정격으로 운전될 때 응축기내 온도는 40°C이다. 대기온도가 대략 28°C인 여름에 응축기압이 대기압과 동일한 상태에서 기동한다면, 응축기에서는 12°C의 온도상승이 있고 이에 따라 단지 약간의 응축기 내압이 상승하게 된다. 그러나 2°C의 평균온도를 갖는 겨울에 응축기압이 대기압과 동일한 상태에서 기동한다면, 응축기의 온도는 무려 38°C 상승을 하게 된다. 이는 응축기압을 설계치보다 1.5 atm 이상 높게 형성시키게 되고 터빈의 회전속도를 떨어뜨리게 된다. 이에 따라 동기속도에 도달하기 위한 터빈기동압력이 12.8 atm 이상이 될 수 있으며, 동일조건에서 출력이 여름에는 670 kW(Fig. 7), 겨울에는 500 kW(터빈후단의 온도가 62°C이 될 정도로 압력손실 과다)로 30% 정도의 출력차이를 보였다. 그러므로 겨울에는 응축기내 온도를 상승시켜 증가된 압력, 즉 응축기에 있는 공기를 대기로 방출시켜 제거한 후에 기동하는 것이 좋다.

유기랭킨사이클 시스템의 설계치와 실제결과를 Fig. 8 과 같이 T-s 선도 (온도-엔트로피 선도)상에서 비교해 보았다. 유기랭킨사이클 시스템이 설계된 출력은 919 kW 이지만, Fig. 7과 같이 실제 140°C의 공급열수온도를 통해 안정적으로 670 kW의 출력이 발생하였다. 냉매펌프가 100%의 일은 한다고 할 때 측정결과중 증발기에서

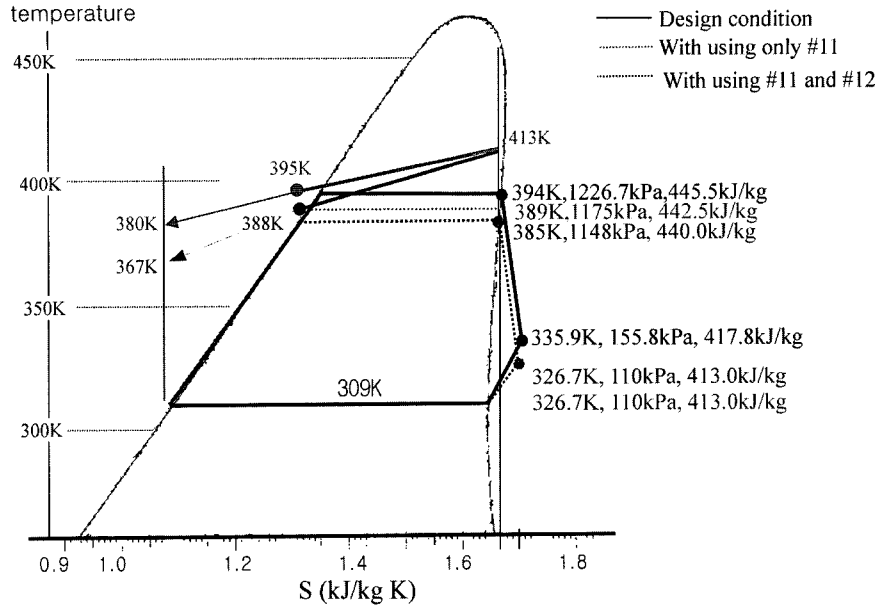


Fig. 8. T-s diagram from operating data.

의 온도와 압력, 그리고 터빈후단에서의 온도를 근거로 Fig. 8과 같이 엔탈피 낙차를 계산하면 작동유체의 유량을 계산할 수 있다. 즉 실제 출력(W)과 엔탈피의 낙차(Δh)를 실험으로 알고 있고 터빈효율(η=0.98)과 기어박스효율(η_g=0.95)을 대입하면 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$m = \frac{W}{(0.98 \times 0.95 \times \Delta h)} = \frac{670}{(0.98 \times 0.95 \times 29.5)} = 24.4 \text{ kg/s} \quad (1)$$

냉매펌프는 설계조건보다 큰 냉매공급능력을 갖고 있지만, 실제 냉매펌프가 공급하는 작동유체의 유량이 설계치에 미치지 못한다는 것을 알 수 있었다. 이는 냉매가 펌프와 증발기 사이에 존재하는 밸브와 예열기의 튜브를 통과하면서 발생하는 압력손실이 크기 때문이다. 실제 펌프후단에 존재하는 오리피스 제거하여 출력을 200 kW 이상 증대시킬 수 있었다. 냉매펌프의 유량증대를 위해서는 펌프의 교체 또는 펌프의 성능회복 방안이 강구되어야 함을 알 수 있다.

전력투입을 위해 열수승온, 터빈기동과 전력투입방법을 터득하고 적절한 운전 매뉴얼을 만드는데 많은 시간을 소모하였으며, 그 과정에서 얻은 결과의 일부만을 제시하였다. 터빈냉각용 오일의 과도한 온도상승, 기어박스내 오일의 과도한 온도상승, 터빈의 과도한 진동 등 시스템의 안전운전을 방해할 수 있는 요소들이 있었으며, 냉매펌프의 냉매공급유량이 부족하여 정격 출력을 얻을 수 없음을 확인하였다. 여러 시운전을 통하여 대략 670 kW 정도의 전력생산까지는 안정적 운전이 가능하

였으나 이를 초과하면 증발기의 레벨이 계속하강함을 확인하였다. 이에 따라 시운전은 500~600 kW 정도의 부하에서 수행하게 되었다.

5. 결 론

중저온 산업배열을 회수, 전력을 생산하기 위하여 유기랭킨사이클 시스템을 개발하였다. 산업체의 중저온 배열을 대표할 수 있는 배열원으로 제철공정 자가발전 설비의 보일러 배기가스를 대상열원으로 선정하고 시스템의 구성방안을 도출하고 작동유체를 HCFC-123으로 선정하였다. 열원조건으로부터 시스템의 열역학적인 설계를 수행하고 이에 근거하여 1 MW급 유기랭킨사이클 시스템을 설계, 제작하였다. 이를 통해 수행한 시운전으로부터 다음의 결론을 도출할 수 있다.

- (1) 산업체의 중저온 배열의 회수에 유기랭킨사이클 시스템의 응용가능성을 확인하였다. 설계된 유기랭킨사이클 시스템의 작동조건이 정상적으로 구축되고 작동되고, 이로부터 200°C 이하의 중저온 배열을 안정적으로 회수할 수 있음을 확인하였다.
- (2) 열교환기내 열수충수, 승온과정, 그리고 터빈의 기동과 전력투입과정에 대한 여러 시도를 통하여 적절한 운전방법을 도출하였고 이를 이용하여 정상적인 터빈의 기동과 전력투입이 가능함을 확인하였다.
- (3) 시운전을 통하여 냉매펌프의 냉매공급능력 부족에 의해 설계치인 1 MW의 전력을 생산하지는 못하였다. 이

는 냉매펌프와 증발기사이의 압력손실이 과도하여 발생한 것으로 사료된다. 이에 따라 냉매공급을 증대시키기 위해 냉매펌프와 증발기간의 압력손실 저하, 또는 펌프 능력의 향상이 필요함을 확인하였다.

참고문헌

1. McLinden, M.O., Gallagher, J.S., Weber, L.A., Morrison, G.D. Ward, A., Goodwin, R.H., Moldover, M.R., Schmidt, J.W., Chae, H.B., Bruno, T.J., Ely, J.F. and Huber, M.L.: ASHRAE Trans., 95(2), 263 (1989).
2. Maezawa, Y., Sato, H. and Watanabe, K.: J. Chem. Eng. Data, 35 (3), 225 (1990).
3. Nakagawa, S., Sato, H. and Watanabe, K.: Thermochimica Acta, 163, 203 (1990).
4. Tanikawa, S., Kabata, Y., Sato, H. and Watanabe, K.: J. Chem. Eng. Data, 35(4), 381 (1990).