

산업배열회수용 1MW 급 유기랭킨 사이클 시스템 개발

조한창* · 박흥수* · 이용국*

Development of 1MW Organic Rankine Cycle System for Industrial Waste Heat Recovery Put English Title Here

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

Key Words : Organic rankine cycle system(유기랭킨사이클시스템), T-s diagram(T-s 선도), working fluid(작동유체), turbine(터빈)

Abstract

To enhance thermal efficiency of thermal facility through recovery of low and medium temperature waste heat, 1MW organic Rankine cycle system was designed and developed. The exhaust gases of 175°C at two 100MW 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 1MW as designed but only 670kW. 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 연소기기(연소로, 보일러 등)의 에너지효율을 향상시키기 위해 온도 레벨이 높은 배열원은 연소용 공기의 예열, 공정용 증기의 생산 또는 증기터빈을 이용한 전력생산 등으로 회수하고 있다. 그러나 온도레벨이 낮고 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. 중저온 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 발전시스템이다.¹ 유기물질은 비등점이 낮아 저온에서도 기화되기 때문에 중저온 배열, 태양열, 지열 등을 이용하여 랭킨시스템을 운용할 수 있다. 주로 사용되는 유기물질¹은 프레온계열의 냉매와 프로판 등의 탄화수소계열 가스가 주로 이용된다.

유기랭킨사이클 시스템은 현재 선진국에서 다수 적용되고 있는데, 대표적인 산업배열 회수용으로는 일본에 3MW 급(住友금속), 12MW 급(신일본제철) 등이 있다. 국내에서는 기초적인 소용량 시스템 구축을 통해 기초 연구를 수행한 예는 있으나

* : 포항산업과학연구원 에너지화성연구팀

얻을 수 있는 이론최대전력은 919kW 이고, 발전기 후단의 전력생산량을 기준으로 한 열효율은 12.37%이다. 펌프구동과 같은 시스템 운용에 소모 되는 전력 210kW 을 제외하면, 순수 발전량은 대략 700kW 가 된다.

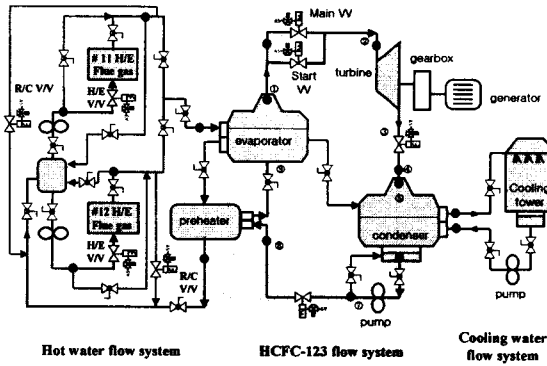


Fig.3 Schematic flow system of ORCS

Fig. 3 은 실제 설치된 유기랭킨사이클시스템의 구성도이며, Fig. 4 는 부분 사진들이다. 발전기는 미 GE 제품을 사용하였으며, 터빈은 미 Barber-Nichols 사에서 제작한 것으로 HCFC-123 와의 접촉에도 반응하지 않는 오링과 오일 등이 사용되고 있다. 터빈 전단에는 전력투입전까지 터빈을 기동시키는 기동밸브(start valve)와 전력투입후 개방되는 주밸브(run valve)가 있다.

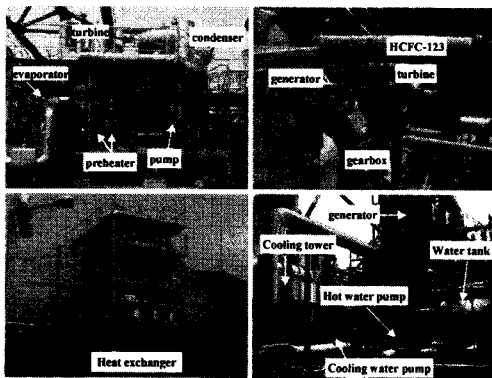


Fig.4 photographs of ORCS

3. 운전방안

제작 설치된 유기랭킨사이클 시스템을 운전하기 위해서는 열교환기에 열수를 충수하는 과정, 열수의 승온 과정, 승온된 열수에 의한 HCFC-123 의

승온과 승압과정, 그리고 터빈의 구동과 전력 생산단계에 이르기까지의 구동단계를 거치게 된다.

3.1 절 열교환기에 열수 충수 및 승온과정

배가스열원을 간접 회수하는 열교환기에 열수를 충수하기 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 온도편차가 큰 유체간의 혼합이 이루어지는 곳을 벤츨리관으로 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 줄지않으면, 열교환기가 완전히 충수되었음을 확인한다. 이때의 열수온도가 대략 100°C 에 도달되며, 이후 열수를 열교환기에 계속 공급하면 열수온도 상승, HCFC-123 의 증발, 증발기내 압력상승으로 전력투입이 가능한 시점에 도달하게 된다.

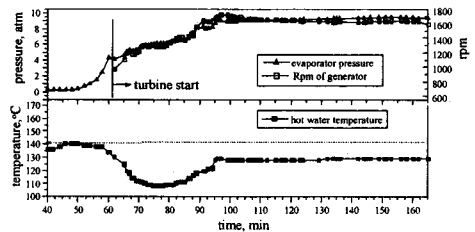


Fig.5 The relation of evaporation pressure, rpm of generator, and hot water temperature

3.2 절 전력투입과 자동운전

열수온도의 상승에 따라 증발기내 HCFC-123 이 기화되면서 증발기압이 상승된다. 이때 터빈전단의 기동밸브(start valve)를 열어 낮은 증발기압에서 터빈을 구동하게 되면 Fig. 5 과 같이 열수온도와 발전기회전속도, 그리고 증발기압간의 관계를 알 수 있다. 여기서 발전기회전속도는 터빈후단에 존재하는 감속비 3.884:1 의 감속기어를 통해 전달받은 속도를 의미한다. 열수온도가 높다가 터빈구동 후에 하락하는 것은 터빈구동후에 온도가 안정화

되어 가는 것이며, 터빈 구동이 시작되고 약 20 분 후 열수온도가 점차 상승하면서 증발기 압력과 발전기 회전속도가 증가하였다. 즉 증발기압과 발전기 회전속도는 열수온도에 지배됨을 알 수 있다. 본 연구에서는 낮은 증발기압에서 터빈을 구동하여 발전기동기속도에 도달시키는 위의 방법을 사용하지 않고 다음의 방법을 사용하였다.

증발기압이 $12.8\text{kg}/\text{cm}^2$ 이상되었을 때 증발기와 터빈 사이에 존재하는 터빈구동용 기동밸브의 개방하여 터빈을 기동한다. $12.8\text{kg}/\text{cm}^2$ 의 고압 HCFC-123이 터빈에 순간적으로 공급됨에 따라 회전속도가 급격히 상승되는데, 회전속도가 전력투입시점인 동기속도(여기서는 6646rpm, 발전기에서는 1711rpm을 선정)에 도달되면 발전기의 차단기가 접촉(contact)하고 증발기와 터빈 사이의 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(6987rpm) 이상을 유지하게 된다. 만약 동기속도 이후에 전력생산을 위한 최소 회전속도에 도달하는데 발전기에서 과도한 전류가 소모된다면 시스템은 그대로 정지하게 된다. 그러므로 적정 동기속도를 선정해야 하는데, 본 연구에서는 여러 번의 시행오차를 거쳐 이를 선정하였다. 고압($12.8\text{kg}/\text{cm}^2$)의 증발기압에서 터빈을 구동하기 시작하는 것은 정상적인 동기속도(6894rpm)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 발전 능력은 R/C 밸브의 완전 개방, H/E 밸브의 완전개방으로 열교환기에 공급되는 열수량이 최대가 되는 경우로 한정된다.

4. 결과 및 고찰

유기랭킨사이클 시스템은 11 호와 12 호 열교환기를 동시에 사용할 때를 가정하고 설계하였다. 그러나 시스템의 구동에 있어 각 보일러의 수리나 과도하게 낮은 배가스온도에 의해 하나의 열교환기만을 사용하여 운전할 수 있다. 그러한 경우를 대비하고 자료확보와 설계조건과의 차이점을 알아보기 위하여 11 호 열교환기만을 이용하여 시운전해 보았으며 그 결과를 Fig. 6에 제시하였다. 여기서 터빈의 회전속도는 기어박스과 발전기사이에서 측정된 결과이다. 즉 터빈 회전속도가 3.884 배로 감속된 다음의 결과이다. 터빈축이 7000rpm 정도의 고속 회전으로 그 회전수를 정확히 얻기 어려워 기어박스과 발전기사이에서 측정하였기 때문이다.

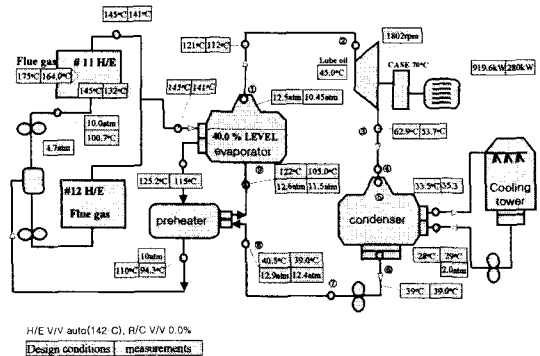


Fig.6 Operation result with only #11 heat exchanger

11 호 열교환기의 배가스온도가 168°C 이고 열수 펌프후단 밸브를 완전히 닫아 모든 열수가 열교환기로 공급되도록 한 조건이므로 168°C 의 배가스에서 하나의 열교환기를 이용하여 얻을 수 있는 최대출력이 280kW임을 알 수 있다. 설계조건인 온도, 압력과 시운전에서 얻은 온도와 압력은 큰 차이가 있었다. 터빈에서 배출하는 HCFC-123의 온도가 54°C 로 설계치(62.7°C)보다 낮았다. 또한 증발기와 예열기를 거치고 나온 열수 온도가 설계치(110°C)보다 월등히 낮은 94°C 였다. 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.

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

전력투입을 위해 열수승은, 터빈기동과 전력투입 방법을 터득하고 적절한 운전 매뉴얼을 만드는 데 많은 시간을 소모하였으며, 그 과정에서 얻은 결과의 일부만을 제시하였다. 터빈냉각용 오일의 과도한 온도상승, 기어박스내 오일의 과도한 온도상승, 터빈의 과도한 진동 등 시스템의 안정운전을 방해할 수 있는 요소들이 있었으며, 냉매펌프의 냉매공급유량이 부족하여 정격 출력을 얻을 수 없음을 확인하였다. 여러 시운전을 통하여 대략 670kW 정도의 전력생산까지는 안정적 운전이 가능하였으나 이를 초과하면 증발기의 레벨이 계속 하강함을 확인하였다. 이에 따라 시운전은 500~600kW 정도의 부하에서 수행하게 되었다.

5. 결론

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-123 으로 선정하였다. 열원조건으로부터 시스템의 열역학적인 설계를 수행하고 이에 근거하여 1MW 급 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 열수승수, 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 1MW 의 전력을 생산하지는

못하였다. 이는 냉매펌프와 증발기사이의 압력손실이 과도하여 발생한 것으로 사료된다. 이에 따라 냉매공급을 증대시키기 위해 냉매펌프와 증발기간의 압력손실 저하, 또는 펌프능력의 향상이 필요함을 확인하였다.

참고문헌

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