

## 열병합 발전플랜트의 열성능 해석

이동원\* · 오명도† · 이재현\*\* · 조영진\*\*\*  
(2000년 4월 1일 접수, 2001년 1월 30일 심사완료)

### Thermal Performance Simulation of Cogeneration Power Plants

Dong Won Lee, Myung-Do Oh, Jae-Heon Lee, Young Jin Cho

**Key Words:** Cogeneration(열병합발전), Power Plant(발전플랜트), Thermal Performance(열성능)

#### Abstract

An analysis program for the thermal performance prediction of steam turbine cogeneration systems with multi-extraction, reheat and regeneration has been developed on the basis of the thermodynamic heat balance method. Heat balance analyses were performed for a commercial cogeneration power plant using the program. Its appropriateness was verified by comparing its heat balance results with those of other commercial programs and those provided by the original system designer. Further parametric analyses were carried out and performance improvement measures in designing the plant were suggested.

#### 기호설명

- h : 엔탈피 [kJ/kg]
- $\dot{m}$  : 질량유동 [kg/h]
- Q : 열량 [kJ/h]
- W : 출력 [kJ/h]
- $\eta$  : 효율 [%]

#### 하첨자

- B : 보일러
- g : 발전기
- G : 총(gross)
- N : 순(net)
- P : 펌프
- t : 터빈

### 1. 서론

에너지 수요의 측면에서는 수요처의 욕구가 다양화, 고도화되면서 동일 수요처에서 복수의 에너지가 경쟁하여야 하는 “복합에너지 시대”를 맞고 있다.<sup>(1)</sup> 이와 같은 에너지 환경의 타개책의 하나인 열병합 발전시스템은 환경친화성, 에너지 절약성 및 에너지 수요처에서 열 및 전기에너지를 동시에 공급할 수 있다는 유연성 때문에 선진국을 중심으로 보급이 확산되고 있다. 이러한 집단 에너지 사업은 물론 중소기업도 열병합 발전도 최근에 통상산업부에서 수립하여 추진 중에 있는 “국가에너지 기본계획”에서 중요하게 다루어지고 있고, 소형 열병합 발전의 경우 “에너지 기술개발 10개년 계획”의 12개 중점 추진 프로그램의 하나로 자리잡고 있는 등 중요한 위치를 차지하고 있다.

현재 에너지 공급이 최종적으로 핵융합 또는 태양에너지 기술에 의존 해결될 것으로 믿고 있으나 적어도 향후 20년 이상의 세월이 필요하다고 전문가들은 추측하고 있다.<sup>(2)</sup> 따라서 대체에너지 실용화 때까지는 화석연료에 의존하여야 하며, 토탈 에너지 시스템(total energy system)으로서 열병합 발전(cogeneration) 기술을 민수용, 산업용으로 확대 보급해 나가는 길이 최선책이라 판단된

---

\* 서울시립대학교 대학원 정밀기계공학과  
 † 책임저자, 회원, 서울시립대학교 정밀기계학과  
 E-mail: mdoh@uos.ac.kr  
 TEL : (02)2210-2756 FAX : (02)2248-5110  
 \*\* 회원, 한양대학교 기계공학과  
 \*\*\* 한양대학교 대학원 기계공학과

---

다. 현재 국내에도 여러 종류의 열병합 발전플랜트가 도입되어 사용되고 있으며, 과거에 대규모 집중형 열병합 발전시스템에 대한 전력 및 열의 수송에 따르는 비용과 손실로 인한 경제성에 문제가 제기되면서 소규모 분산형 열병합 발전시스템의 공급이 급격히 증가하고 있는 추세에 있다.

열병합 발전시스템의 구성에 있어서도 과거에는 보일러-증기터빈-발전기 형식이 주종을 이루고 있었으나 근래에는 가스터빈 또는 복합 사이클방식도 활발한 연구가 이루어지고 있다. 국내의 기술수준에 있어서 스팀터빈 기술만이 중진국 수준으로 제작 및 조립기술, 품질 인증기술 등을 확보하고 있으나, 독자적인 설계기술은 해결되지 않고 있다. 본 연구의 대상 모델로 선정한 안산 열병합 발전시스템의 경우에도 외국 기술에 의해 설계가 이루어졌다. 따라서 종합 엔지니어링 설계기술인 시스템과 구성기기의 최적화 기술의 개발은 초보단계에 있다고 판단된다.

열병합 발전시스템의 장점은 도시 근교에 발전플랜트를 간단히 건설할 수 있다는 것이며, 공해를 크게 줄이면서 독립적인 발전이 가능하다는 측면에서 신도시, 신공업단지, 도서지방 등에서 아주 유리한 것으로 알려져 있다.

현재 국내에서도 이러한 복합열병합 및 열병합 발전시스템에 대한 연구가 활발하게 진행되고 있으나, 국산화율이 극히 저조하여 1993년도에 완공된 부천 화력(473MW)의 경우 약 30% 정도이다.<sup>(3)</sup> 이에 본 연구에서는 시스템의 초기 설계 기술부분인 설계점의 사이클 해석과 시스템 시뮬레이션 및 성능특성분석, 시스템의 최적화를 위한 열병합 발전시스템의 열정산 프로그램이 개발되었으며, 성능개선 주요 설계변수들이 선정되었다.

## 2. 열병합 발전소의 구조

Fig. 1은 본 연구에서 열정산해석 대상으로 하고 있는 안산 열병합 발전시스템을 나타내고 있다. 5단 추기 재생 사이클<sup>(4)</sup>로 구성되어 있으며, 보일러, 증기터빈, 그리고 급수 예열을 위한 5개의 급수가열기와 지역난방열 공급을 위한 2개의 지역난방부 열교환기(DHX) 및 보조 열교환기(AHX)로 구성되어 있다. 급수가열기는 3개의 밀폐형 급수가열기와 2개의 개방형 급수가열기로 구성되며, 이중 3번째 위치하는 개방형 급수가열

기는 탈기기 역할을 한다. 또한 보조장치로서 그랜드 레귤레이터(grand regulator), 과열증기제거기(desuperheater, DSH)가 있다.<sup>(5)</sup>

과열증기제거기는 과열증기의 에너지를 낮추는 장치이며 에너지가 낮추어진 증기는 가용증기로 사용된다.

보일러에서 고온, 고압으로 보내진 과열증기는 터빈으로 유입될 때 터빈내 압력으로 인해 터빈안으로 유입되지 못하고 역류를 하여 누기가 발생한다. 이러한 누기의 양을 줄이기 위해 터빈축에 기밀(sealing)을 하게 되는데 기밀부위에서 역류하는 소량의 누기를 추가하여 다른 곳으로 보내어 에너지를 회수한다.

그랜드 레귤레이터는 터빈 배기단의 압력을 조절하는 역할을 한다. 기밀부에서 추기된 증기와 세 번째 추기유량의 일부를 추가하여 지역난방부 첫 번째 열교환기에 난방열 공급을 하고, 일부의 증기를 터빈 배압부로 보내어 터빈 배압유지를 한다.

Fig. 1에서 일점쇄선으로 도시한 부분이 지역난방열 공급을 위한 지역난방부이며, 다섯 번째 추기열 회수를 위한 열교환기인 DHX 2와 터빈 배기열 회수를 위한 열교환기인 DHX 1로 구성되어 있다.

본 안산 열병합 발전시스템의 질량유동을 살펴보면 다음과 같다. 보일러에서 발생한 과열증기는 터빈으로 유입되어 급수가열과 지역난방을 위해 다섯 번의 추기를 하게 된다. 이때 다섯 번째 추기증기는 급수 예열을 위해 급수가열기와 지역난방수 가열을 위해 지역난방부 열교환기로 나누어 보내지게 되며, 터빈 배기유량도 지역난방수 가열을 위해 지역난방부 첫 번째 열교환기(DHX 1)로 보내진다. 이렇게 지역난방수 가열에 사용된 급수는 다섯 번째 급수가열기(FWH 5)에서 혼합되어 급수가열기 4번(FWH 4)으로 보내지게 된다.

그밖에 보조장치로 보내지는 질량유동을 살펴보면, 그림에서 점선으로 도시된 선이다. 보일러에서 터빈에 들어가기 전에 터빈유량을 조절하기 위하여 설치하는 교축밸브에서 터빈 주공급선 외에 두 갈래의 누기가 있는데, 그중 \*3으로 보내지는 누기는 지역난방부의 보조 열교환기(AHX) 공급열로 사용되며, \*1로 보내지는 누기는 세 번째 추기유량과 혼합되어 급수가열기 3번(FWH 3)에서 급수 예열에 사용된다.

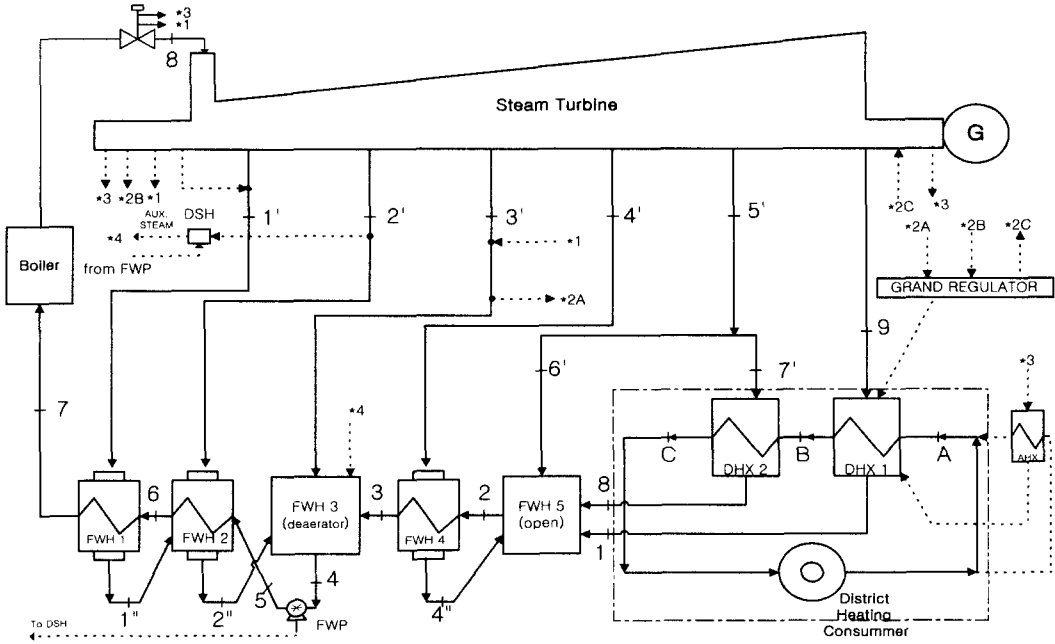


Fig. 1 A schematic diagram of the Ansan cogeneration power plant

터빈축의 기밀부에서 역류된 누기는 \*3인 지역난방부 보조 열교환기와 \*2B인 그랜드 레귤레이터, 그리고 \*1인 세 번째 추가관으로 각각 보내진다.

또한 \*1지점에서 합류된 추기증기중 일부는 급수가열기로 보내지기 전에 추기되어 \*2A인 그랜드 레귤레이터로 보내지게 된다.

두 번째 추기유량중 일부는 과열증기제거기로 보내지는데 이는 과열증기인 추기유량의 에너지를 낮추기 위해 급수펌프(FWP)로부터 공급받은 증기와 혼합하게 된다. 이렇게 혼합되어 에너지가 낮아진 증기(\*4)는 보조증기가 되어 급수가열기 3번(FWH 3)으로 보내어 진다.

이와 같이 실제 안산 열병합 발전시스템은 복잡한 질량유동을 가지며, 이러한 질량유동에 대한 모델링은 상당히 복잡한 과정이 된다. 그러나 그림에서 점선으로 도시된 유동은 시스템 전체 급수의 1%에도 미치지 않는 적은 값이며, 시스템 열정산 결과에는 커다란 영향을 미치지 않을 것이라 판단된다. 따라서 본 연구에서 개발한 프로그램에서는 이러한 적은 양의 질량유동은 고려하지 않고 실선으로 도시된 질량유동만을 고려한 시스템으로 모델링하여 열정산해석을 시도하였다.

안산 열병합 발전플랜트에서 열정산을 위해 선정된 시스템의 운전조건은 100% 겨울철 난방부하인 24.48Mcal/h, 시스템 출력 60.8MW의 경우이다.

### 3. 열정산 해석

임의의 경계조건을 가진 시스템에 열역학 제1법칙의 적용을 통해서 그 시스템의 에너지를 정량화하는 것을 열정산이라 한다.

Fig. 1에 나타난 안산 열병합 발전시스템에 대한 각 장치별 열정산을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

- 보일러 공급열 :

$$Q_B = \dot{m}_7 (h_8 - h_7) \text{ [kJ/h]} \quad (1)$$

- 터빈 출력 :

$$W_t = \sum_{n=1}^6 \dot{m}_{fs(n)} (h_{fs(n)} - h_{es(n)}) \text{ [kJ/h]} \quad (2)$$

여기서 n은 추기번호이며, n=6인 경우는 배기점을 나타낸다. 또한  $h_{es(n)}$ 에서의 아래첨자 es(n)은 n번째 추기점을 나타내며,  $\dot{m}_{fs(n)}$ 과  $h_{fs(n)}$ 에서

의 아래첨자 fs(n)은 추기점 이전의 상태점에서 질량유량과 엔탈피를 나타낸다.

· 펌프 동력 :

$$W_p = \dot{m}_4(h_5 - h_4) \text{ [kJ/h]} \quad (3)$$

· 발전기 출력 :

$$W_g = \eta_g W_t \text{ [kJ/h]} \quad (4)$$

여기서,  $\eta_g$ 는 발전기 효율을 나타낸다.

5단 추기로 구성된 안산 열병합 발전시스템의 각 추기점 추기유량을 결정하기 위해서는 급수가열기 입출구 및 추기조건이 우선 결정되어야 하며, 이에 대한 상태량 결정방법은 다음과 같다.

급수가열기의 내부 상태량을 결정하는데 있어서 우선적으로 결정하는 상태량은 급수가열기 내부압력이다. 급수가열기 내부압력은 추기점에서 급수가열기까지의 압력강하를 고려하여 결정하며, 나머지 상태량은 내부압력의 포화상태량으로서 결정한다. 급수가열기 내부 상태량이 결정되면 추기중기의 포화온도와 급수가열기 출구온도의 차이로 정의되는 종단온도차이(TTD: terminal temperature difference)에 의해서 출구온도가 결정된다. 급수가열기 입구온도는 앞서있는 급수가열기의 출구온도와 같다고 설정한다. 드레인쿨러 접근온도(TDCA: drain cooler approach temperature)는 앞서있는 급수가열기로부터 유출되는 드레인 온도에서 급수가열기를 떠나는 급수의 온도를 뺀 값으로 정의된다. 따라서 급수가열기로 유입되는 드레인의 온도는 급수가열기 출구온도보다 설정된 드레인쿨러 접근온도 만큼 높게된다.

이와 같은 방법으로 급수가열기 1번부터 순차적으로 각 급수가열기와 지역난방부 열교환기의 입출구 및 드레인 상태량이 결정된다.

본 연구에서 개발된 프로그램에서는 시스템 출력을 기준으로 하여 총 유량을 산정하게 된다.

Fig. 1의 급수가열기 1번부터 4번까지 각각의 추기유량 결정을 위해 에너지 방정식을 적용하면 다음과 같다.

· 급수가열기 1번 :

$$\dot{m}_1 (h_1 - h_1') = \dot{m}_7 (h_7 - h_6) \quad (5)$$

· 급수가열기 2번 :

$$\dot{m}_6 (h_6 - h_5) = \dot{m}_2 (h_2 - h_2') + \dot{m}_1' (h_1' - h_1) \quad (6)$$

· 급수가열기 3번 :

$$\dot{m}_3 (h_4 - h_3) = \dot{m}_3' (h_3 - h_4) + \dot{m}_2' (h_2' - h_4) \quad (7)$$

· 급수가열기 4번 :

$$\dot{m}_2 (h_3 - h_2) = \dot{m}_4' (h_4' - h_4) \quad (8)$$

이미 알려진 각 지점의 상태량을 식 (5)부터 식 (8)에 순차적으로 적용을 하면 각 지점의 추기유량을 결정할 수 있다.

Fig. 2는 지역난방부가 포함된 안산 열병합 발전플랜트에서의 열역학적 사이클 구성으로 급수가열기 5번과 지역난방부가 조합되어 구성되어 있다. 따라서 급수가열기 5번에서의 추기유량  $\dot{m}_5$ 을 결정하기 위해서는 지역난방부 첫 번째 열교환기(DHX 1)와 급수가열기 5번이 동시에 에너지 평형 방정식을 만족하여야만 한다.

Fig. 2에서의 질량유동을 살펴보면 다섯 번째 추기유량이 분리되어 일부는 급수가열기 5번으로, 나머지 일부는 지역난방부 두 번째 열교환기(DHX 2)로 보내진다. 터빈 배기유량인  $\dot{m}_9$ 는 첫 번째 열교환기에서 열교환을 수행한 후 급수가열기 5번으로 보내지며, 두 번째 열교환기에서 열교환을 한 추기유량인  $\dot{m}_7$ 도 급수가열기 5번으로 보내진다. 급수가열기 5번에서 지역난방부를 거친 후 혼합된 급수는 다섯 번째 추기유량 중

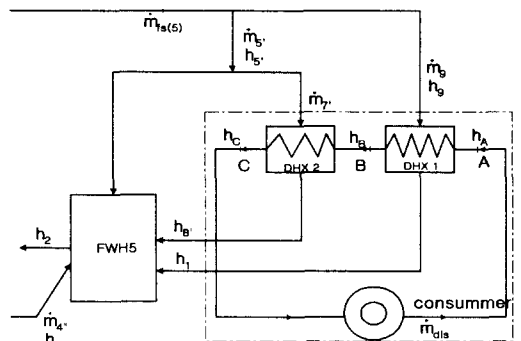


Fig. 2 A schematic diagram of the district heating part of the Ansan cogeneration power plant

직접 급수가열기 5번으로 보내지는  $\dot{m}_5 - \dot{m}_7$ 의 추기열에 의해 혼합되고 예열된 후 급수가열기 4번으로 보내진다. 여기서  $\dot{m}_4$ 는 급수가열기 4번에서 드레인되는 급수의 양이다.

이와 같이 지역난방부가 포함된 열병합 발전시스템에서 관심의 대상은 지역난방부의 온도설계조건이 주어졌을 때 지역난방부 온수유량  $\dot{m}_{dis}$ 이다. 이것을 결정하기 위해서는 다섯 번째 추기유량  $\dot{m}_5$ , 지역난방부 두 번째 열교환기로 보내지는 유량  $\dot{m}_7$ , 터빈 배기유량  $\dot{m}_9$ 을 알아야 한다.

본 시스템의 지역난방부 온도설계조건으로 A점의 온도와 B점의 온도는 각각 65℃와 80℃로 설계되었고, C점의 온도는 100℃로 설계되었다.

위와 같은 지역난방부 온도설계조건에 대해서 다섯 번째 추기유량인  $\dot{m}_5$ 과 두 번째 열교환기 공급유량인  $\dot{m}_7$ , 그리고 터빈 배기유량인  $\dot{m}_9$  등 3개의 미지수를 결정하기 위해서는 3개의 방정식이 필요하다.

급수가열기 5번에 에너지 평형 방정식을 적용하여 첫 번째 방정식을 유도하면 다음과 같다.

$$(\dot{m}_5 - \dot{m}_7)(h_5 - h_2) + \dot{m}_4(h_4 - h_2) = \dot{m}_7(h_2 - h_8) + \dot{m}_9(h_2 - h_1) \quad (9)$$

지역난방부 열교환기(DHX)에 에너지 평형 방정식을 적용하여 두 번째 방정식을 유도하면 다음과 같이 얻어진다.

$$\dot{m}_9 = \frac{(h_5 - h_8)/(h_C - h_B)}{(h_9 - h_1)/(h_B - h_A)} \cdot \dot{m}_7 \quad (10)$$

시스템급수에서 각 추기점에서의 추기유량을 제외하면 다섯 번째 추기점 이전의 유량을 알 수 있으며 식으로 표현하면 세 번째 방정식은 다음과 같다.

$$\dot{m}_{fs(5)} = \dot{m}_5 + \dot{m}_9 \quad (11)$$

위에서 결정한 세 개의 방정식을 조합하여 다섯 번째 추기유량인  $\dot{m}_5$ 과 지역난방부 두 번째 열교환기 공급유량인  $\dot{m}_7$ 을 결정할 수 있다.

$\dot{m}_7$ 과  $\dot{m}_9$ 이 얻어지면 지역난방부로 공급되는 유량이 결정되므로 지역난방부 순환수 유량인  $\dot{m}_{dis}$ 가 결정되게 된다.

시스템 급수유량 및 지역난방수 유량, 그리고

추기유량이 결정되면 안산 열병합 발전플랜트의 출력과 효율을 산정할 수 있다. 본 안산 열병합 발전플랜트의 급수펌프 구동방식은 모터구동방식이며, 시스템 총 출력과 순 출력은 각각 다음과 같이 정의된다.

$$W_G = W_g \quad (12)$$

$$W_N = W_g - W_p \quad (13)$$

따라서 시스템의 총출력 효율과 순출력 효율은 각각 다음과 같다.<sup>(6)</sup>

$$\eta_G = \frac{W_G}{Q_B} = \frac{W_g}{Q_B} \quad (14)$$

$$\eta_N = \frac{W_N}{Q_B} = \frac{W_g - W_p}{Q_B} \quad (15)$$

여기서, 아래첨자 G와 N은 각각 총(gross)와 순(net)을 나타낸다.

#### 4. 열정산 프로그램 개발

본 연구에서 개발된 프로그램의 명칭은 CO GEN-Balance라 하였으며, 이후 COGEN이라 칭한다. Fig. 3은 COGEN의 프로그램 구성도로 하나의 메인 프로그램과 8개의 서브루틴으로 구성되어 있으며, 모든 주 계산은 서브 프로그램인 STEAM TURBINE에서 수행한다. STEAM TURBINE은 읽어들이는 입력값을 통해서 시스템을

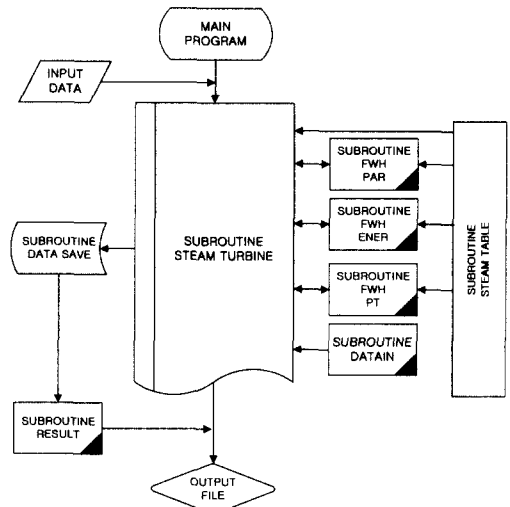


Fig. 3 Flow chart of COGEN-Balance

설계하며, 설계된 시스템에 대한 교축(throttle)과 정, 추기과정, 응축과정, 펌프에서의 엔탈피 상승 등에 대한 상태량을 결정하고 시스템 출력 및 효율을 산정한다. 또한 추기 급수가 열기에서의 입출구 상태를 결정하기 위해 서브 프로그램 FWH PAR 호출을 통해서 각 추기상태에 대한 각각의 급수가열기 입출구 상태량을 결정한다. 서브 프로그램 FWH PAR에서 결정한 상태량을 토대로 서브 프로그램 FWH ENER를 호출하여 각 추기 급수가열기에서의 에너지 평형 방정식을 통해 추기유량을 결정하며, FWH PAR에서 결정된 상태량과 FWH ENER에서 계산된 상태량이 일치하지 않은 경우에 대해서는 반복법을 이용하여 수렴시킨다. 모든 열정산이 끝나면 서브 프로그램 DATA SAVE에 상태값을 저장한 후 서브 프로그램 RESULT를 통해 결과문을 출력한다.

5. 열정산 결과

Table 1은 안산시 열병합 발전시스템의 겨울철 난방부하100% 설계조건에 대해 COGEN을 이용하여 열정산을 수행한 결과이다. Table 1에서의 유동점(flow point)은 Fig.1에 나타내었다. Table 1에서 8번점은 터빈으로 유입되기 전의 교축밸브의 상태량이며, 9번점은 터빈 배기상태점을 나타낸다. 1'에서 5'까지는 각 추기점에서의 상태량을 나타낸다. Table 1에서 압력이 가장 높게 표시된 5번점은 급수펌프 출구상태점이다. 그밖에

A, B, 그리고 C점은 지역난방부 상태점이다.

COGEN을 통한 열정산 결과의 타당성을 검증하기 위하여 증기동력 플랜트나 열병합 발전시스템의 사이클 해석용으로 ThermoFlow사에서 개발된 상용프로그램인 STEAM Pro를 이용하여 같은 조건에 대한 열정산을 수행 결과와 안산 열병합 발전시스템의 기본설계를 수행한 Mitsubishi사의 설계 데이터와 비교하였다.<sup>(7)</sup> Table 2는 대상 시스템의 Cogen-Balance 계산결과, Mitsubishi 설계 데이터, Steam Pro의 계산결과를 비교하고 있다.

Table 1 State properties and flow rates on flow points of the cogeneration cycle

Flow Point	Temp. (°C)	Pressure (kPa)	Enthalpy (kJ/kg)	Flow Rate (kg/h)
8	530	10,003	3,450	270,998
9	83	54	2,473	93,366
5'	103	113	2,609	123,431
4'	152	343	2,761	12,194
3'	198	589	2,847	11,133
2'	271	1,255	2,981	13,078
1'	347	2,491	3,120	17,740
2	99	99	416	229,047
3	129	259	540	229,047
4	154	531	650	270,998
6	185	1,119	784	270,998
5	156	11,239	658	270,998
A	65	-	272	3,160,252
B	80	-	335	3,160,252
C	100	-	419	3,160,252

Table 2 Comparison of COGEN-Balance result with other commercial data

	COGEN-Balance	Mitsubishi Design	STEAM Pro	
$\eta_G$ (%)	32.3	-	29.9	
$\eta_N$ (%)	31.7	-	28.7	
Output (kW)	60,800	60,800	58,609	
Flowrate (ton/h)	269.6	260	260	
Extract steam flow / Temperature (ton/h) / (°C)	FWH1	17.7 / 347.0	16.6 / 354.8	16.82/330.5
	FWH2	13.0 / 271.3	14.1 / 260.8	14.28/250.4
	FWH3	11.1 / 197.9	9.4 / 217.2	9.08/170.5
	FWH4	12.1 / 151.8	11.6 / 136.4	11.75/136.7
	FWH5	6.1 / 103.3	3.7 / 102.7	4.33/103.1
District zone	Heating Flow	210.8	203.0	202.2
	District Flow	3,160	2,908	2,952.1
	DH1 (ton/h /°C)	108.3 / -	111.7 / 102.5	114.9 / 102.5
	DH2 (ton/h /°C)	101.4 / -	90.9 / 83.2	91.6 / 82.5

표에서 알 수 있듯이 급수가열기 부분에서의 추가 유량 및 온도와 지역난방부에서의 순환수 유량과 공급열원의 유량 등은 근사한 값이 나왔으며, 시스템 효율에 있어서 약간의 차이가 나타났다. 이는 COGEN에서는 관에서의 압력손실 등에 대한 고려가 STEAM Pro보다 간단히 모델링되었기 때문이라 판단된다.

### 6. 시스템 설계변수에 따른 성능변화

실제 존재하는 시스템에서는 한 파라미터를 바꾸면 탈설계 운전에 의하여 다른 파라미터들이 바뀌므로 실제 현장의 성능 변화 예측을 위해서는 탈설계 해석이 필수적입니다. 그러나 본 연구에서는 관심있는 변수만 변화시키고 다른 변수들은 고정시킨 상태에서 설계변수에 따른 시스템의 성능변화를 예측하였다. 안산 열병합 발전플랜트와 같이 지역난방부가 포함된 사이클에서의 성능 개선 방향을 찾고자 가변 설계변수를 선정하고 이에 대한 열정산을 수행하였다.

우선 안산 열병합 발전플랜트의 추가점 선정에 있어서 다단 추가 사이클에 대한 추가점 선정방법중 보일러 출구온도에서 응축기 사이의 온도차를 급수가열기의 수(n)+1로 나누는 일반적인 방법<sup>8)</sup>을 이용하여 추가점을 선정하고 이에 대한 열정산을 수행하였다. 이때 시스템의 출력은 46.15MW, 순 효율 26.65%로 낮은 수치를 나타내었다. 이는 지역난방부가 있는 발전시스템에서는 이러한 방법에 의한 추가점 선정이 최적의 선정점이 아님을 보여주는 것이다. 따라서 안산 열병합 발전시스템의 각 추가점은 기초설계를 수행한 Mitsubishi사의 설계자료를 이용하여 선정하였다.

본 연구에서 고려하는 가변 설계변수는 1) 첫 번째 추가압력, 2) 다섯 번째 추가압력, 3) 터빈 배기압력, 4) 터빈 배기유량 이렇게 4가지이다.

본 설계변수에 대한 열정산에 있어서 지역난방부의 공급열량이 겨울철 100% 난방부하를 기준으로 일정하게 유지한 후 시스템의 성능변화를 계산하였다.

#### 6.1 첫 번째 추가점이 시스템에 미치는 영향

첫 번째 추가압력의 변동이 시스템의 효율과 출력, 지역난방부의 공급열량 등에 대해서 어떠한 영향을 미치는지 알아보았다. 첫 번째 추가압

력은 첫 번째 급수가열기의 내부온도를 결정한다. 첫 번째 추가압력의 상승은 급수가열기의 내부온도의 상승을 가져오므로 보일러에 유입되는 급수의 온도를 증가시킨다. 따라서 공급열 감소로 인해 시스템의 효율은 상승할 것이다. Fig. 4와 Fig. 5는 첫 번째 추가압력의 변화에 따른 시스템의 성능을 나타낸다. 추가압력 상승은 출력의 감소와 효율의 증가를 가져온다. 이는 보일러 공급열의 감소에 의한 효율증가와 첫 번째 추가유량의 증가에 의한 출력감소가 동시에 일어나기 때문이다.

그림에서 알 수 있듯이 효율의 증가 경향보다 출력의 감소 경향이 뚜렷한 것을 볼 수 있다. 따라서 첫 번째 추가압력 상승은 시스템의 총괄적인 성능에 그다지 바람직하지 않은 것으로 판단된다.

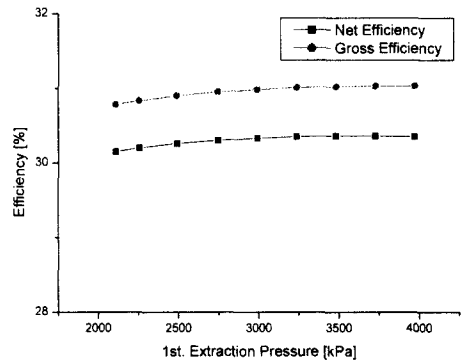


Fig. 4 Variation in efficiencies with 1st. extraction pressure

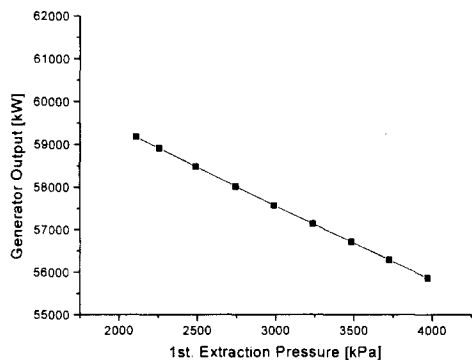


Fig. 5 Variation in generator output with 1st. extraction pressure

6.2 다섯 번째 추기점이 시스템에 미치는 영향  
 다섯 번째 추기유량은 지역난방부에 공급되는 열원이다. 따라서 다섯 번째 추기점 선정은 시스템의 성능에 큰 영향을 미칠 것이라 판단되어 다음과 같이 추기압력 변동에 따른 열정산을 수행하였다. Fig. 6과 Fig. 7은 추기압력의 변동에 따른 시스템의 효율과 출력을 나타내고 있다. 안산 열병합 발전플랜트의 기본설계시 설정된 추기압력은 112kPa이다.

추기압력의 상승은 급수가열기의 내부 온도를 상승시키며 추기유량의 증가를 가져온다. 즉, 지역난방부 열교환기 2번에 공급되는 유량  $Q_7$ 은 감소하지만 급수가열기에 공급되는 유량의 증가로 인해 다섯 번째 추기유량은 증가하며, 이로 인해 터빈 배기유량은 감소한다. 이러한 터빈 배기유량의 감소로 발전플랜트 출력과 효율의 감소를 가져온다.

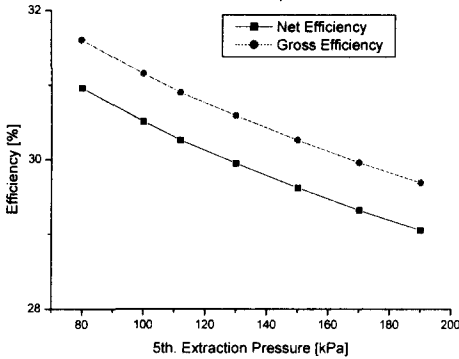


Fig. 6 Variation in efficiencies with 5th. extraction pressure

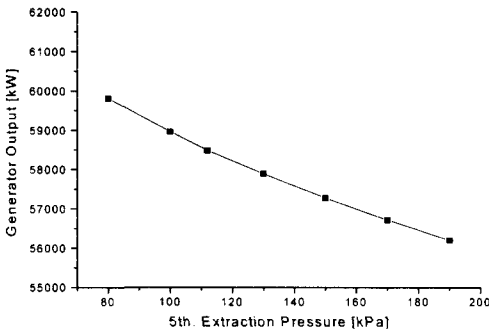


Fig. 7 Variation in generator output with 5th. extraction pressure

6.3 터빈 배기압력이 시스템에 미치는 영향  
 일반적인 램킨사이클에서 터빈 배기압력은 대기압을 취한다. 하지만, 지역난방부가 있는 열병합 사이클에서는 터빈 배기유량이 지역난방부 공급 열원으로 사용되므로 터빈 배기압력 상승이 시스템의 성능개선에 관계가 있다고 판단되어 열정산을 수행하였다. Fig. 8과 Fig. 9에 나타난 것과 같이 터빈 배기압력 상승은 시스템 효율과 출력의 감소를 가져오므로 성능개선에 역 영향을 일으킨다.

6.4 터빈 배기유량이 시스템에 미치는 영향

터빈 배기열량 역시 지역난방부에 공급되는 열량이므로 배기유량의 변동은 시스템 성능에 중요한 변수가 된다. COGEN를 통한 열정산 방법에 있어서 터빈 배기유량의 조절은 지역난방부의 첫 번째 열교환기의 출구 상태량 즉,  $h_B$ 를 조절함으

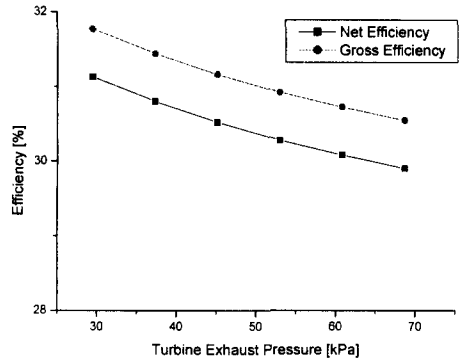


Fig. 8 Variation in efficiencies with turbine exhaust pressure

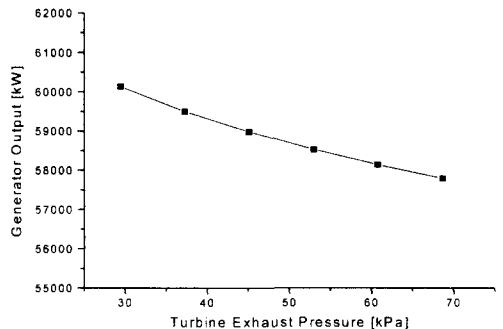


Fig. 9 Variation in generator output with turbine exhaust pressure



로서 이루어진다. 배기유량의 증가는 터빈출력의 증가를 가져오므로 이에 대한 분석을 하고자 배기유량 증가에 따른 열정산을 수행하였다.

발전플랜트에서  $h_B$ 의 상승은 터빈 배기유량을 증가시켜 발전플랜트의 출력과 효율의 상승을 가져온다. 하지만  $h_B$ 의 상승은 터빈 배기온도에 의해서 제약을 받게 된다. 그것은 첫 번째 열교환기 출구의 온도가 터빈 배기온도보다 더 높을 수 없기 때문이다. 따라서, 터빈 배기압력의 상승을 통해서만이  $h_B$ 를 더 높은 상태로 유도할 수 있다.

Fig. 10과 11은  $h_B$ 상승에 따른 발전플랜트의 효율과 출력의 경향을 나타내고 있다. 첫 번째 열교환기 출구상태량  $h_B$ 의 조절을 통한 터빈 배기유량과 터빈 배기압력의 적절한 조합은 발전플랜트의 성능을 개선하는데 있어 매우 중요하다고 판단된다.

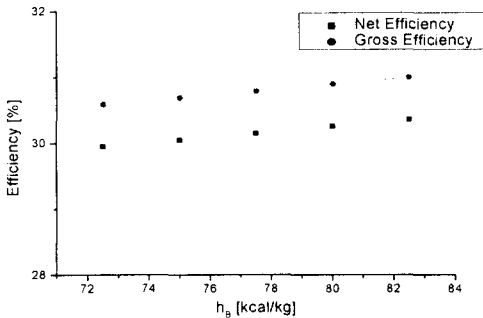


Fig. 10 Variation in efficiencies with  $h_B$

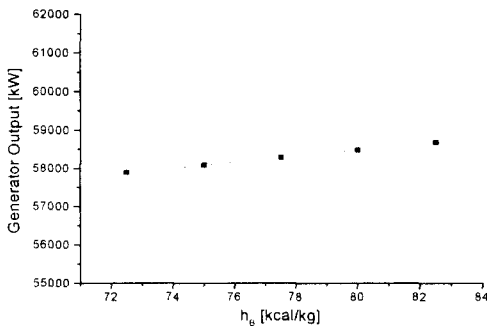


Fig. 11 Variation in generator output with  $h_B$

### 7. 성능개선 방향

본 장에서는 6장에서 수행한 각기 다른 열정산을 기초로 열병합 발전플랜트의 성능개선 방향을 제시하고자 한다.

앞서 6.3절과 6.4절에서의 열정산 결과를 볼 때 배기압력의 상승이 시스템의 성능을 저하시키지만 배기유량의 상승은 성능개선을 가져온다. 따라서 본 장에서는 지역난방부의 공급열량을 일정하게 유지하면서 터빈 배압상승과 배기유량의 상승 중 어느 것이 플랜트의 성능에 있어서 주요한 변수인가를 알아보려고 한다.

터빈 배기유량을 결정하는 지역난방부 첫 번째 열교환기의 출구 엔탈피  $h_B$ 의 적정값은 터빈 배기조건에 종속된다. 따라서 본 열정산에서는 터빈 배기압력에 대한 가장 최적의  $h_B$ 를 선정하여 이에 대해 열정산을 수행하였다. Table 3은 첫 번째 열교환기에서의 열교환은 이상적으로 가정하고 열교환기 출구 온도는 열교환기 내부온도와 같다고 열정산 결과이다.

Fig. 12와 Fig. 13은 동일 조건에서의 시스템의 효율과 출력의 선도를 각각 나타내고 있다. 그림을 통해 살펴보면 열정산 결과의 효율과 출력에 있어서 최대점이 나타나는 것을 볼 수 있다. 이는 최적의 터빈 배기압력이 존재한다는 것이다. 본 열정산 결과를 볼 때 터빈 배기압력이 61kPa 이하에서는 출력과 효율이 상승한다. 이는 첫 번째 열교환기 출구온도의 상승에 따른 터빈 배기유량의 증가로 인해 출력의 향상에서 오는 것이라 판단되며, 그 이상의 배기압력에서 효율과 출력의 감소는 배압 상승에 따른 출력 감소에 의한 것이라 판단된다.

Table 3 Effects of the exhaust pressure( $h_B$  is selected as a optimum value for each pressure on the system)

$P_9$ (kPa)	37	45	53	61	69
$h_B$ (kcal/kg)	74.2	78.8	82.8	86.3	89.5
$\eta_N$ (%)	31.21	31.62	31.84	31.92	31.91
$\eta_G$ (%)	31.85	32.26	32.48	32.56	32.55
$Q_7$ (kg/h)	155,474	127,754	103,783	82,558	63,609
$Q_9$ (kg/h)	59,476	86,380	109,644	130,244	148,635
$W_g$ (kW)	60,281	61,067	61,476	61,635	61,613

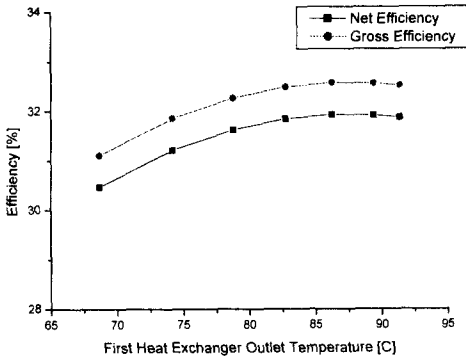


Fig. 12 Variation in efficiencies with turbine exhaust pressure

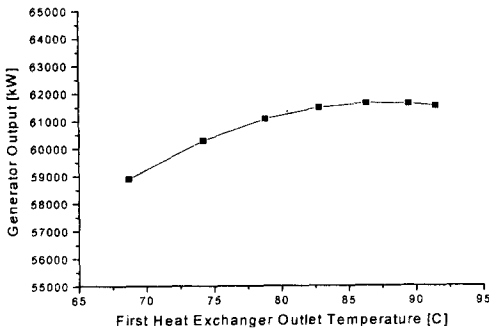


Fig. 13 Variation in generator output with turbine exhaust pressure

즉, 배기압력 61kPa 이하에서는 터빈 배기유량인 4번째 선정 설계변수가 시스템에 주요하게 작용하며, 그 이상의 압력에서는 터빈 배기압력인 3번째 선정 설계변수가 발전플랜트에 주요하게 작용한다. 따라서, 본 안산 열병합 발전플랜트의 설계조건에 있어서 가장 적절한 터빈배기점과 지역난방부 첫 번째 열교환기의 출구 상태점은 61kPa,  $h_B$ 가 86.3kcal/kg라고 판단되며, 이러한 터빈 배기점과 지역난방부 열교환기 설계조건이 적절한 조합이 지역난방부가 있는 열병합 발전플랜트 사이클의 성능개선에 있어 가장 중요하다고 판단된다.

### 8. 결론

본 연구에서 선정된 열병합 발전플랜트의 성능에 영향을 미치는 4가지의 주요 가변 설계변수에 있어서 첫 번째 추기점과 터빈 배기유량만이 시스템 효율의 상승을 가져왔다. 그러나 첫 번째 추기압력의 상승은 효율의 향상을 가져오긴 하지만 출력의 감소를 가져온다. 따라서 발전플랜트에 요구되는 출력에 적합한 추기점을 선정하는 것이 바람직하다 판단된다.

7장의 열정산 결과를 볼 때 지역난방부의 온도 설계조건과 터빈 배기점, 터빈 배기유량이 적절히 조합될 때 발전플랜트에 있어 최적의 상태점이 존재하는 것을 볼 수 있었다. 이는 지역난방부 온도설계조건이 나머지 터빈 배기점과 배기유량을 결정하며, 이 세가지 설계변수들의 적절한 조합을 이루면 최적의 시스템을 선정할 수 있다고 판단된다.

### 참고문헌

- (1) 곽호영, 1997, "특집호를 내면서," 대한기계학회지, Vol. 37, No. 4, p. 292.
- (2) 조명재, 1990, "한국의 열병합 발전 및 지역난방시스템의 현황과 추세," 대한기계학회지, Vol. 30, No. 6(통권 124호), pp. 515~520.
- (3) 오군섭, 1995, "복합열병합 발전 플랜트의 설계 기술 개발사업의 추진 전략," 대한기계학회지, Vol. 35, No. 6(통권 175호), pp. 542~553.
- (4) 노승탁, 1986, 최신 공업열역학, 문운당.
- (5) Elliott, Thomas C., 1989, *Standard Handbook of Powerplant Engineering*, McGraw-Hill.
- (6) Bartlett, Robert L., 1958, *Steam Turbine Performance and Economics*, McGraw-Hill.
- (7) Mitsubishi Heavy Industries, LTD, 1998, *Energy Balance Data of Ansan Total Energy Supply System*.
- (8) Potter, Philip J., 1959, *Power Plant Theory and Design*, The Ronald Press.