

민생용 소규모 가스엔진 Cogeneration 시스템 개발



● 1947년생
● 熱動力을 專攻하였으며, 에너지 變換工學, 에너지 利用工學에 관한 研究를 하고 있으며, 특히 熱流體機械의 性能시 물레이션, 液體의 急減壓에 의한 프레스링 현상에 關心을 갖고 있다.

박 일 환

한국동력자원연구소 열동력연구실장

1. 머리말

민생용 소규모 cogeneration시스템은 종래 대단위 cogeneration플랜트에서의 송전 및 열수송에 있어서의 손실과 비용 문제가 적으면서, cogeneration시스템이 갖고 있는 높은 에너지 이용률의 장점을 살릴 수 있는 시스템으로 전력수요가 수천kW에 달하는 집단주택 또는 대규모 호텔에서부터 수십 kW의 전력이 소요되는 사무빌딩, 병원등을 대상으로 필요한 전력과 냉난방용 열을 직접 공급하는 소형 플랜트이다.

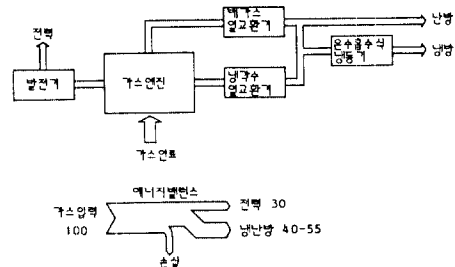
Cogeneration시스템은 발전기의 동력원으로서는 각종 엔진 또는 가스터빈을 이용하게 되며, 사용연료로서는 중유, 경유, 등유, LPG, LNG, 도시가스, 소화가스등이 이용될 수 있으나, 석유 대체 에너지로서 알콜, 수소등도 장래 활용 가능할 것으로 보인다. 특히 대도시에서의 배가스 규제로 중유의 사용이 어려워지고, 연료 다변화 정책에 따라 천연가스와 도시가스의 보급이 보편화 됨에 따라 선진국에서는 가스엔진 cogeneration 시스템의 보급이 날로 확대되고 있다.

2. 가스엔진 Cogeneration시스템

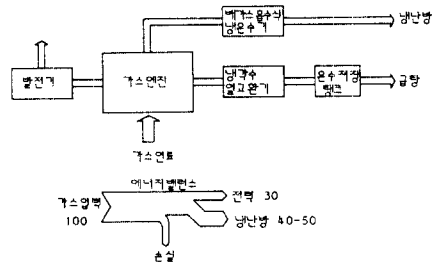
2.1 시스템 구성

가스엔진 cogeneration시스템은 발생동력의

이용방법에 따라 발전시스템, 열펌프시스템, 동력시스템등으로 구분할 수 있다. 발전시스템은 가스엔진으로 발전기를 구동하여 발전하고, 그 배열을 급탕 및 냉난방에 이용하는 시스템으로 그림 1에 간단한 블록선도로 표시하였다. 열펌프 시스템은 가스엔진으로 열펌프의 압축기를 구동하여, 저열원에서 끌어올린 열과 엔진배열을 합하여 냉난방 혹은 공장의 공정용 가열원으로 이용하는 시스템이며, 동력시스템은 가스엔진을 공장의 공기압축기, 물펌프, 기



(a) 가스엔진 발전의 냉난방 시스템



(b) 가스엔진 발전의 냉난방·급탕 시스템

그림 1 가스엔진 발전 시스템

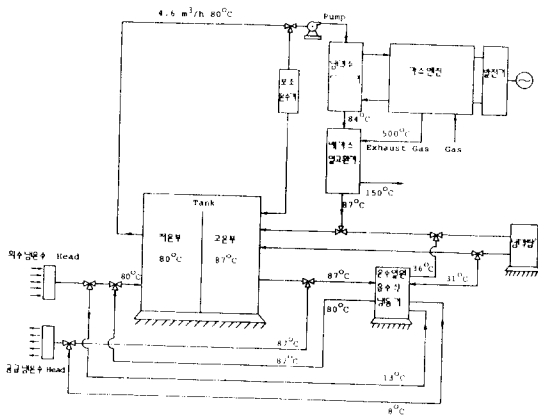


그림 2 가스엔진 cogeneration 시스템 흐름도

름펌프등을 구동하는 동력원으로 사용하고, 엔진의 배열을 냉난방 혹은 공정용 가열원으로 이용하는 시스템이다.

본 연구에서 개발을 목표로 하는 가스엔진 cogeneration 시스템은 그림 1의 가스엔진 발전·냉난방 시스템으로서, 그림 2에 시스템의 흐름도를 표시하였다. 이 시스템은 가스엔진의 용량이 32HP/1800rpm으로 발전량이 최대 20kW인 소형으로서, 개인병원 혹은 여관 등의 단위건물에 적용 가능한 시스템이다.

열출력은 87°C의 온수로 약 30,000kcal/h의 열량을 얻을 수 있는 시스템이다. 이 시스템은 가스엔진으로 발전기를 구동하여 전력을 생산하고, 배열회수는 먼저 95°C 전후의 엔진 냉각수로 80°C의 온수를 84°C 정도까지 냉각수 열교환기를 이용 회수한 후 500°C~550°C의 엔진배가스로부터 열교환기를 이용 84°C의 온수를 87°C까지 가열한다. 87°C의 온수는 고온수 탱크에 저장하여 겨울철에는 그대로 난방에 이용하고, 여름철에는 온수열원 흡수식냉동기에서 7~8°C 정도의 냉수를 제조하여 냉방에 이용하는 시스템이다.

2.2 요소기기

(1) 가스엔진

기존 석유연료의 대체와 배가스 공해방지의

측면에서 LNG, LPG 등의 가스를 연료로 하는 내연기관이 새롭게 주목되고 있다. 가스엔진은 불꽃점화방식과 압축점화방식(이원연료 엔진)으로 분류되며, 전자는 기본적으로 가솔린 엔진과, 후자는 디젤엔진과 흡사하다. 사용되는 가스연료는 메탄, 수소와 메탄, 메탄과 탄산가스 그리고 프로판가스를 주성분으로 하는 4종류로 대별된다. 성능의 측면에서는 연료를 공기와 혼합하여 실린더내에 흡입하기 때문에 연료가 차지하는 용적만큼의 공기량이 감소하여 가솔린 엔진에 비해 출력은 약 10% 저하하지만, 단위체적당의 발열량이 작은 연료는 이론 혼합비가 작기 때문에 출력에 미치는 영향이 비교적 작다. 압축비는 연료의 메탄가에 의해 설정되어 불꽃점화방식은 8~12정도이고, 압축점화방식의 경우에는 12~15정도이다. 또한 점화시기는 가솔린기관보다 착화지연이 크기 때문에 다소 빨리하는 것이 좋다고 알려져 있다. 혼합공기의 온도는 낮을수록 노킹이 일어나지 않으므로 과급기가 부착된 엔진의 경우라도 30°C 이하로 유지하는 것이 좋다. 가스엔진의 응답성은 연료공급배관등의 영향을 많이 받게 되므로 가솔린기관에 비해 다소 늦다고 할 수 있다. 진동, 소음의 측면에서는 디젤기관 보다는 우수하고 가솔린기관에 다소 뒤지지만, 배가스는 가솔린기관보다 월등히 깨끗하여 공해방지 측면에서는 가장 우수한 내연기관이라고 할 수 있다. 또한 엔진은 주위의 조건에 대해서도 출력이 변하여, 예를 들면 고도가 높으면 높을수록 엔진출력은 거의 직선적으로 감소하며, 엔진의 흡입공기 온도가 높아도 엔진출력은 감소한다. 따라서 고도가 해발 150m 이상인 경우, 흡입공기 온도가 30°C 이상인 경우, 상대습도 80%RH 이상의 경우에는 엔진출력의 저하를 고려하여 cogeneration 시스템 설계시 엔진을 선정해야 한다.

(2) 엔진냉각수 배열회수

엔진냉각수로의 방열량은 투입에너지의 20~35%에 달하며, 엔진냉각수로부터의 열회수 방법으로서의 열교환기를 사용하는 방법과 열

교환기 없이 직접 회수하는 방법이 있다. 전자의 방식은 엔진에 부착된 라지에타와 휠을 떼어내고, 대신 물-물열교환기를 부착한다. 이때 엔진냉각수의 순환은 엔진에 원래 부착된 순환펌프를 그대로 이용한다. 이 방법은 열교환기를 이용하므로 엔진 냉각수측에 불순물이 혼합되지 않으며, 부식이 적지만 엔진의 운전 에 따라 엔진냉각수 온도가 상승하여 체적팽창이 일어나므로 반드시 팽창탱크를 부착해야 한다. 한편 후자의 방식은 엔진 냉각수를 축열탱크로부터 직접 공급하는 방식으로 순환펌프가 별도로 필요하다. 이 경우에는 외부의 펌프압력과 배관계의 수두압력이 그대로 엔진에 영향을 끼치지 않으므로 누설이 없도록 엔진 냉각수관의 연결에 주의해야 하며, 엔진 냉각기 계통에 불순물이 들어가지 않도록 해야 할 것이다.

열교환기 사용에 의한 냉각수 배열회수 방법에 있어서 열교환기는 일반적으로 총괄전열효율이 크고 전열면적을 크게 취할 수 있는 열교환기인 플레이트식 열교환기, 흰 부착 플레이트식 열교환기등의 채용이 가능하다.

(3) 엔진배가스 배열회수

엔진의 배가스 온도는 엔진의 종류, 부하상태 등에 따라 달라 배열회수량을 정확히 예측한다는 것은 대단히 어렵다. 배가스의 배열회수에 있어서 문제점은 회수열량과 온도, 회수 후의 배가스 온도, 배가스 열회수기의 구조와 사양, 저온부식에 대한 재료 및 처리방법등이다. 일반적으로 배가스로부터의 열회수를 위한 열교환기로서는 셸 또는 튜브식 열교환기, 흰 튜브식 열교환기, 플레이트식 열교환기, 유동층 열교환기가 사용될 수 있으며, 셸 또는 튜브식 또는 흰튜브식 열교환기의 경우는 셸측에 가스를 튜브측에 온수를 통과시키는 방법이 채용되며, 배가스측에 공간용적이 크므로 엔진의 배가스가 팽창함에 따라 소음제거 효과도 얻을 수 있다.

(4) 엔진 윤활유 냉각기

엔진 윤활유는 엔진의 윤활과 냉각의 역할을 하면서 피스톤과 실린더의 마찰열, 그리고 크

랭크축과 피스톤 로드에서의 마찰열을 제거한다. 윤활유는 100°C 이상이 되면 산화하기 쉽고 열화가 빨라져 윤활능력이 저하하게 되므로 윤활유의 온도를 80~85°C 이하로 유지하기 위하여 냉각이 필요하다. 따라서 방열기를 설치하여 윤활유를 공냉하던가 또는 윤활유 냉각기를 설치하여 수냉할 필요가 있다. 더욱이 순환 냉각수로서 윤활유를 냉각하는 경우에는 시동할 때에 윤활유 온도가 빠른 속도로 적당한 온도까지 상승하여 윤활효과에 도움이 된다.

3. 시스템 시뮬레이션

이 시스템의 성능 시뮬레이션을 위해 다음과 같은 기초식을 이용한다.

시스템 열이용률은

$$\eta_{HB} = (Q_2 + L_e) / Q_1$$

여기서, L_e 는 발전기 출력, $Q_1 = BH_u / 3600$,

(B : 연료소비량 kg/h,

H_u : 발열량 kcal/kg)

$Q_2 = (\text{엔진 냉각수로부터의 회수열량}) + (\text{엔진 배가스로부터의 회수열량})$ 이다. 발전효율 η_{me} , 엔진열효율 η_o 및 기계효율 η_m 을 고려하여 정리하면

$$\eta_{HB} = \{3600 G_w C_w (T_3 - T_1) / (BH_u)\} + \eta_{me} \eta_m \eta_o$$

로 표시된다. 여기서, G_w 는 공급온수의 유량, C_w 는 공급온수의 비열, T_1 및 T_3 는 공급온수의 시스템 입출구의 온도이다.

4. 시스템 성능실험

본 시스템의 설계용량은 최대발전량 20kW, 최대발생열량 약 30,000kcal/h이다. 성능실험에 있어서는 전력부하의 변동(발전량 변화), 열부하의 변동(공급온수 유량변화)등에 대한

시스템 특성과, 각 요소기기의 특성을 성능실험을 통해 도출하고, 이론해석에 의한 설계값과 비교 분석하였다. 특히 본 실험에서 채용한 구동엔진은 자동차용 국산엔진으로서, 자동차엔진을 정치용인 cogeneration시스템에 적용하였을 때의 성능특성을 분석하고, 정치용으로서의 전용 가능성을 확인하였다. 또한 냉각수 열교환기 및 배가스 열교환기에 대한 성능특성을 설계값과 실험결과를 비교, 검토하여 설계값의 타당성을 확인하였다.

4.1 실험장치

성능실험장치를 그림 3과 같이 구성하였다. 구성요소로서는 가스엔진 ①, 발전기 ②, 냉각수 열교환기 ③, 배가스 열교환기 ④, 고온수 탱크 ⑤, 저온수 탱크 ⑥, 보조온수기 ⑦, 온수 냉각을 위한 열교환기 ⑧, 냉각탑 ⑨, 와트뱅크 ⑩ 등으로 되어 있다. 가스엔진 cogeneration시스템은 가스엔진을 구동하여 발전기로 발전하고, 가스엔진의 물통냉각수 배열과 엔진 배가스배열을 회수하여 냉난방용 열로 공급한

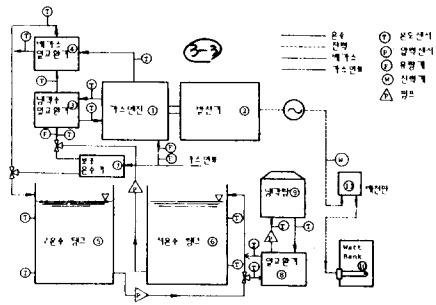


그림 3 가스엔진 cogeneration 시스템 실험장치

다. 본 실험장치에서 발전된 전력은 배전판 ⑪을 통해 와트뱅크 ⑩에서 소비된다. 한편 냉난방용 열은 냉각수 열교환기와 배가스 열교환기 ④에서 회수하여 고온수 탱크에 저장하였다가 열교환기 ⑧과 냉각탑 ⑨를 이용하여 냉각되도록 하였다. 저온수 탱크 ⑥은 냉각수 열교환기 ③에 공급되는 온수를 실험조건에 온도로 저장하기 위해 이용된다. 저온수 탱크에 저장되는 온수의 온도는 실험조건에 맞도록 고온수 탱크 ⑤에서 열교환기 ⑧과 저온수 탱크 ⑥으로 가

표 1 가스엔진 cogeneration 시스템의 요소기기 사양

구 분	사 양	구 분	사 양
<u>발전기</u>		<u>냉각수 열교환기</u>	
형식	동기발전기	형식	플레이트 식
정격출력	20kW	회수열량	18,500kcal/h
정격전압	220V	전열면적	1.6m ²
정격전류	80A	<u>배가스 열교환기</u>	
정격역률	0.8	형식	핀 튜브 식
주파수	60Hz	회수열량	11,500kcal/h
<u>가스엔진</u>		전열면적	2.6m ²
종류	2000cc, LPG엔진	<u>저온수 탱크</u>	
정격출력/회전수	32MP/1800rpm	재료	FRP(단열재삽입)
압축비	9 : 1	용량	1.5톤
<u>냉각탑</u>		<u>고온수 탱크</u>	
용량	58,500kcal/h	재료	FRP(단열재삽입)
<u>보조온수기</u>		용량	1.5톤
용량	10,000kcal/h		

는 유량을 바이패스밸브로 조절하였다. 보조온수기 ⑦은 실제 시스템의 운전시에는 발생열량이 필요한 열부하에 부족할 때에 가동되지만 본 실험장치에서는 실험준비를 위해 온수 탱크의 수온을 실험조건 온도로 상승시키기 위해 활용되었다. 본 실험장치의 각 구성요소 기기에 대한 설계사양을 표 1에 표시하였다.

4.2 실험결과

가스엔진 cogeneration 시스템의 실험결과에 의한 에너지 밸런스를 그림 4에 표시하였다. 부하율 감소에 따라 엔진냉각수로부터의 회수열량비는 거의 직선적으로 증가한다. 이것은 엔진의 부분부하 운전시 투입에너지가 동력으로의 변환비율이 낮아, 효율저하로 나타나게 되며, 동력으로 변환되지 못한 많은 에너지가 열에너지로서 엔진 물통으로 전달되어 냉각수로부터의 회수열량비가 증가하기 때문이다. 한편, 배가스로부터의 회수열량비는 부하율의 감소에 따라 감소하는데, 이것은 부분부하운전에 의해 소비연료가 감소하고 이에 따라 배가스량도 감소하며, 배가스온도도 저하하기 때문이다. 그러나 냉각수로부터의 회수열량비와 배가스로부터의 회수열량비를 합한 총회수율은 큰 변화가 없이 거의 일정함을 알 수 있다. 한편 엔진출력에 의한 전력 열량비는 부하율 감

소와 함께 감소한다. 이것은 전술한 바와 같이 엔진의 부분부하 운전성능이 저하하기 때문이다. 이 시스템 에너지 밸런스는 열회수를 위해 순환하는 온수의 유량을 설계값인 4.5m³/h일 때의 실험결과로, 부분부하 운전의 경우에도 부하율이 75% 이상이면 시스템의 특성이 크게 변화하지 않음을 알 수 있다.

그림 5는 회수열량과 전력부하의 변화에 따른 열이용률 변동의 실험결과를 표시한 것이다. 이것은 시스템 운전시 수시로 변화하는 전력부하와 열부하에 대한 열이용률의 추이를 종합적으로 나타낸 그림으로서, 만일 일정 전력부하에서 열부하가 감소한 경우 시스템 자체 내에서의 열량감소는 극히 한정되어 있음을 알 수 있다. 예를 들면 전력의 부하율이 100%일 때 회수가능한 열량은 25,400kcal/h에서 27,600kcal/h로서 회수열량의 증감 범위는 2,200kcal/h 정도로 총회수열량의 10% 미만이다.

한편 열부하가 크고 전력부하는 적은 경우에도 열부하의 일방적인 증가는 불가능하다. 예를 들면 전력부하율이 75%일 때 필요한 열부하가 22,800kcal/h 이상이면 보조온수기를 도입 부족한 열량을 공급해야 할 것이다. 이것은 전력부하가 결정되면 이에 대응하여 회수열량이 발생하게 되므로, 열부하가 커 열량이 부족하

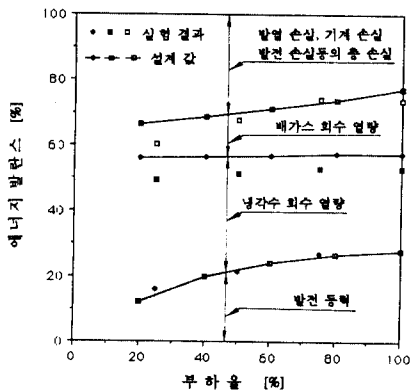


그림 4 에너지 밸런스의 이론해석 및 성능실험 결과의 비교

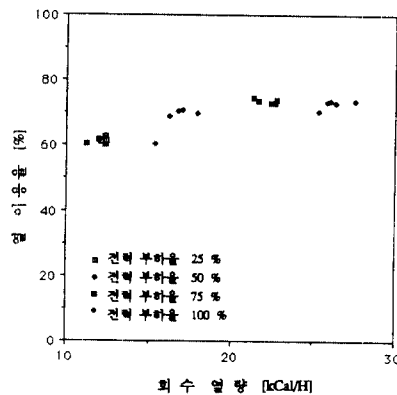


그림 5 회수열량과 전력부하에 따른 열이용률의 변화

면 보조온수기를, 열부하가 작아 열량이 남으면 냉각탑의 도입이 필수적이라는 것을 의미한다. 경제성면에서 본다면 회수한 열량을 최대한 유효하게 사용하는 것이 가장 경제적이다. 뿐만 아니라 에너지 이용률을 최대화 살리기 위해서는 시스템의 전력부하 및 열부하를 최대한으로 하는 시스템운전이 요망된다. 이와 같은 운전은 소규모의 cogeneration 시스템을 다수 설치하여 전력 및 열의 부분부하에 대응하여 한 시스템식 완전 정지 혹은 100% 부하 운전하는 시스템 운영이 필요하다.

그림 6은 전력의 부하율이 100%인 경우에 대하여, 엔진배가스 및 엔진 냉각수에 의한 공급온수의 온도상승량과 이에 의한 회수열량을 공급온수 유량변동에 따라 표시한 것이다. 공급온수의 온도상승량은 공급온수 유량감소와 함께 증가하지만, 열회수량은 미소의 양이기는 하지만 감소한다. 이것은 온도상승량의 증가에도 불구하고 공급온수의 유량이 감소하기 때문이다. 그러나 공급온수의 유량이 50% 감소하여도 회수열량은 3% 내외로 거의 변동이 없다고 볼 수 있다. 또한, 엔진배가스에 의한 공급온수 온도상승량과 엔진 냉각수에 의한 공급온수 온도상승량을 서로 비교하면, 엔진 냉각수에 의한 공급온수 온도상승량이 약간 크며, 이

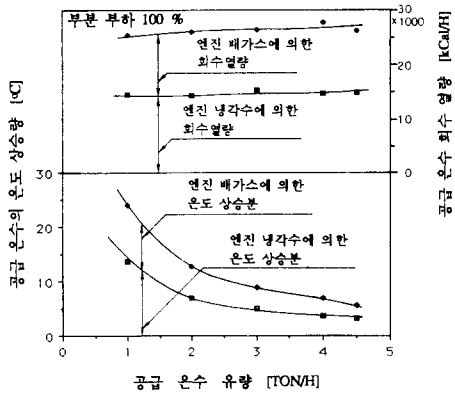


그림 6 공급온수 유량변화에 대한 공급온수 온도 상승량 및 회수열량의 변동(전력부하율 100%)

에 따라 회수열량도 거의 같은 비율로 크다. 본 시스템은 공급온수의 시스템 유입온도가 80°C, 유출온도가 87°C로 설계되어 공급온수의 온도상승량이 7°C로 되어 있다. 만일 여름철의 냉방시 저온수열원 흡수식 냉동기를 채용하는 경우에 냉동기에서 요구하는 최저온수온도가 86~87°C로서, 공급온수의 온도는 대단히 중요하다. 따라서 시스템의 부분부하 운전시에는 공급온수의 온도를 일정 온도 이상으로 유지하기 위하여 유량조절이 필요하다.

그림 7은 부하율의 변동에 따라 변화하는 엔진의 냉각수 열교환기의 총괄전열계수의 실험값을 표시한 것이다. 부하율 100%에 있어서 냉각수 열교환기의 설계점 총괄전열계수가 3000kcal/m²hK 정도인 것을 고려하면 대체로 일치하고 있음을 알 수 있다. 총괄전열계수는 공급온수의 유량 증가와 함께 증가하며, 이것은 같은 전열면적에서 유량이 증가하여 유속이 빨라지므로서 전열촉진의 효과가 나타난 것이다. 한편, 부하율 증가에 따라서 총괄전열계수도 크게 향상되고 있다.

그림 8은 엔진 배가스 열교환기의 총괄전열계수를 나타낸 것이다. 총괄전열계수는 부하율 증가 및 공급온수 유량 증가에 따라 크게 향상되고 있다. 이것은 유량 증가에 따른 유속 증

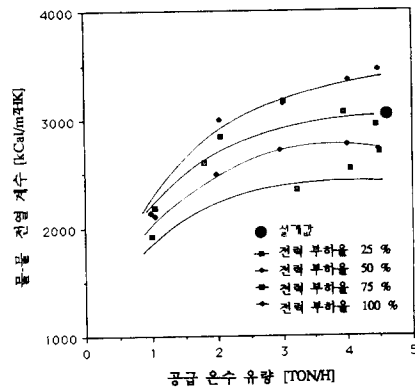


그림 7 공급온수 유량과 부하율 변동에 따른 총괄전열계수 (냉각수 열교환기)

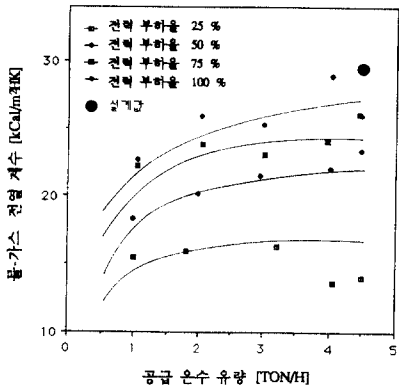


그림 8 공급온수 유량과 부하율 변동에 따른 총괄전열계수(배가스 열교환기)

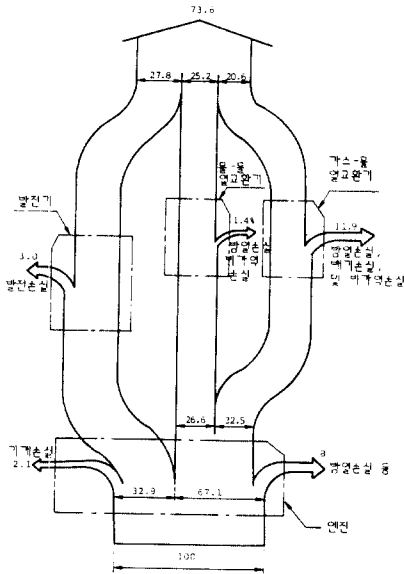


그림 9 에너지 밸런스도의 예

가로 인한 전열촉진효과와 부하율 증가에 의한 최수열량 증가와 배가스 온도증가에 의한 효과 때문이다. 배가스 열교환기의 설계점 총괄 전열계수는 $30\text{kcal/m}^2\text{hK}$ 로 설계점 운전에서 총

괄전열계수의 실험값이 $28\text{kcal/m}^2\text{hK}$ 정도로 큰 차이가 없음을 보이고 있다.

그림 9는 부하율이 100%인 때의 에너지 밸런스도의 성능실험결과 예를 도시한 것이다. 엔진에 공급된 연료 에너지를 100으로 하였을 때 유효하게 이용되는 에너지는 73.6%로서 높다. 나머지 26.4%의 내역은 기계손실, 발전손실, 방열손실, 비가역손실, 배기손실 등으로 되어있으며, 냉각수 열교환기에서의 방열손실 및 비가역 손실은 1.4%로 극히 적지만 배가스 열교환기에서의 각종 손실의 합이 11.9%로 대단히 크다. 본 가스엔진 cogeneration시스템이 에너지 유효이용 시스템이라는 것을 알 수 있다.

5. 맺음 말

소규모 가스엔진 cogeneration시스템의 국산화 개발을 위해 성능실험장치를 설계·제작하고 성능실험을 하였다. 성능실험결과 시스템의 에너지 이용율이 최고 73.6%에 달해 고효율 에너지 이용 시스템을 입증하였다.

본 실험은 과기처 특정연구과제 “단위건물용 엔진구동 cogeneration시스템 개발 연구”의 일부로서 수행된 것이다.

참고 문헌

- (1) 박일환외, 1989, 1990, “단위건물용 엔진구동 Cogeneration시스템 개발 연구” (I), (II), 한국동력자원연구소 연구보고서.
- (2) 目川一也, 1985, “Cogeneration System”, CMC, 東京.
- (3) 豊中後之, 1986, “熱併合發電 System”, 環境 System株式會社, 東京.