

# Exergy 개념에 기초한 열교환기의 최적 설계

## Optimal Heat Exchanger Design Using Exergy Concept

이 재 호  
J. H. Lee  
전국대학교 기계공학과



· 1953년생  
· 공기조화, 에너지절약 및 Exergy 해석에 관심을 가지고 있다.

### 1. 서 론

국가경제가 발전함에 따라 에너지의 수요는 급격히 증가하고 있으나 국내의 부존 에너지 자원은 빈약하여 대부분의 에너지를 외국에서 수입하여 사용하고 있다. 그러나 주기적으로 에너지의 가격이 급등하고 있으며, 때때로 에너지의 공급도 어려운 경우가 발생하기도 한다. 여기에 덧붙여서 지구온난화 정보준에 대한 관심의 증대로 지구온난화의 원인이 되는 CO<sub>2</sub>의 배출량 규제가 예상되어 국가적으로 에너지를 효율적으로 사용하는 대책이 절대적일 필요하게 되었다.

오존층에 대한 파괴 때문에 규제 대상이 된 프레온의 규제는 초기의 느슨한 규제에서 해가 갈수록 엄격한 규제로 바뀌어 갔으며, 우리나라도 몬트리올 협정에 가입하여 프레온의 생산량이 규제되고 있다. 이 규제가 어느정도 시행에 들어감에 따라 선진국들은 지구의 온난화에 대한 우려로 인하여 기후조약 등을 새로운 규제대상으로 시행하려고 추진하고 있다. 이에선 선진국뿐만 아니라 지구온난화에 따라 침수가 우려되는 저개발국까지 적극 참여하고 있어 이에 대

한 국제사회의 규제도 급속도로 추진될 것으로 보인다. 지구 온난화에 대한 우려로 CO<sub>2</sub>의 배출량을 규제하게 될 경우 화석연료를 사용한 에너지의 사용에는 많은 규제가 따르게 될 것이며, 이는 국내의 전반적인 경제에 큰 영향을 미치게 될 것이다. 따라서 이에 대한 극복방법으로는 에너지를 효율적으로 사용하여 절약하는 길만이 최선의 방법일 것이다. 그러므로 지금까지의 설계방법도 개인의 경제적 이득만을 고려한 설계에서 국가적인 이득을 고려한 설계로 바뀌어나아가야 한다.

먼저 열교환기의 설계와 최적설계에 대해서 구별하는 것이 이 해설을 이해하는 데에 도움이 된다. 열교환기의 설계는 요구되는 용량을 만족시키기 위해 설계변수들을 변화시켜 LMTD 법 또는  $\epsilon$ -NTU 방법등을 이용하여 설계한다. 그러나 이 요구되는 용량을 만족시키는 설계는 설계변수가 변할 때마다 존재할 수 있기 때문에 매우 많으며 이 중에서 어떻게 논리적으로 적절하게 선정하느냐가 최적설계에 해당된다. 현장에서는 요구되는 조건을 만족시키는 것 중에서 재료가 제일 적게드는 것을 선정하거나 효

율이 제일 높은 것을 선정하는 것 등이 최적 설계의 한 방법이다. 여기서는 이 선정하는 방법을 좀 더 논리적으로 하는 방법에 대해서 학문적으로 연구된 것을 소개한다.

지금까지 일반적인 열시스템에 대한 최적 설계는 열역학 제 1법칙에 의한 해석으로 이상적인 효율을 100%로 하여 실제의 효율이 가능한 최대효율에 대해서 상대적으로 얼마나 설계가 잘 되었는지 판단하기가 불가능하였다. 설계는 효율식을 설계변수들에 의해 함수화 하고 각 설계변수들이 어떻게 변하는 것이 좋은가에 대해서 효율을 상승시키는 방향으로 변화시켜 가장 좋은 효율이 되도록 하였다. 그러나 효율을 향상시키는 것은 시스템에 들어가는 운영비용에만 관련되어지고 자본비용에 대해서는 언급하지 않는다. 또한 시스템에서의 전체효율만을 계산하기 때문에 각 구성요소에 대한 아무런 정보도 제공되지 않는다.

엑서지 개념을 통한 열역학 제2법칙에 의한 해석은 열시스템이 100% 효율로 부터 멀어지거나 많은 영역에 있어서 최적 설계로부터 멀어지는 것을 인정하게끔 한다.

시스템의 엑서지는 변화의 원인이 되는 시스템의 잠재력을 측정할 수 있는 특성이다. 특히 엑서지는 시스템으로부터 얻을 수 있는 최대일로써 정의되어진다. 얼마의 엑서지는 모든 실질과정에서 파괴되며, 이것이 열역학 제 2법칙의 요점이다. 엑서지의 파괴는 비가역이 된다. 과정이 이상적으로 접근함에 따라 비가역은 작아진다. 그리고 이 비가역의 평가는 어떤 과정이 열역학적 완전성으로부터 얼마만큼 멀어졌는가를 보여주기 때문에 에너지보다는 엑서지에 근거한 설계 최적화의 개념이 매우 적절하다.

엑서지 해석이 시스템의 설계를 지원해주는 두가지 중요한 방법들 중의 하나는 과정을 운전하는데 사용되어지는 엑서지의 소비와 유출되는 손실을 정확하게 구별하는 것이다. 이것들이 설계를 개선시키기 위해 감소시켜야 할 실질적인 손실들이다. 시스템

의 설계 최적화에 대해서 엑서지 개념이 도입되는 또다른 방식은 열경제적인 것이다. 어떤 상품의 열역학적 연료값의 실질적인 측정치인 엑서지는 에너지 변환 시스템에서 모든 유체 흐름, 열전달, 일의 전달을 가격화하는데 일반적이고 합리적인 기초를 제공한다. 따라서 열경제학은 시스템에서 운영비용과 자본비용 사이의 적정점을 최적화하는데 사용되어진다.

여기에서는 앞으로의 에너지 절약시대에 열시스템에 적용되고 또 되어야 할 열역학 제2법칙에 의거한 엑서지 개념을 이용한 최적설계 기법을 소개하고자 한다. 냉동·공조분야에 종사하는 실무자들에게 이에 대한 기본 개념을 이해시키는 것을 목적으로 하였기 때문에 관련되는 식을 유도하고 이해시키기 보다는 이러한 개념이 있고 어떻게 이용될 수 있는가를 소개하는 것으로 하였다.

## 2. 엑서지와 비가역성(Exergy and Irreversibility)

### 2.1 엑서지(Exergy)

엑서지란 주어진 상태에서 시스템이 주위에 대해서 할 수 있는 최대일을 의미하며, 주어진 상태에서 최종상태가 주위와 평형되는 상태로 변할 때의 가역일을 말한다. 이것은 변화를 겪는 시스템의 잠재력을 측정하는 상태량이 되며, 엑서지는 실제의 모든 과정에서 파괴되며, 이 엑서지의 파괴는 열교환기에서는 일반적으로 비가역성의 증가를 의미한다. 엑서지는 공업적인 경우에 많이 해석되는 검사체적(control volume)에서는

$$EX = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (1)$$

로 표시된다.

### 2.2 열교환기의 비가역성

비가역성이란 시스템이 할 수 있는 최대일에서 실제한 일을 뺀 것을 말한다. 즉

$$I = W_{max} - W_{aci} \quad (2)$$

이것을 엔트로피에 관련되어 식을 구하면

$$I_{hx} = T_o \dot{\sigma} \quad (3)$$

$I_{hx}$ : 열교환기 내부의 총 비가역성

$T_o$ : 주위온도

$\dot{\sigma}$ : 엔트로피 생성율

이것을 무차원수로 Bejan(1977)에 의해 표시되며, 이 무차원수는 그대로 비가역의 상대적인 크기를 나타낸다.

$$N_s = \frac{I_{hx}}{T_o C_{max}} = \frac{\sigma}{C_{max}} \quad (4)$$

$N_s$ : 무차원 엔트로피 수

$C_{max}$ : 최대 열용량(capacity rate)

열교환기에서 비가역이 생기는 이유는 1) 유한의 온도차를 넘어서는 열교환 2) 내부 압력손실 3) 주위와의 상호작용 4) 열교환기 벽에서의 흐름방향으로의 전도에 의한 내부 열전달에 의한 것이 있으나 주로 첫번째의 유한온도차를 넘는 열교환과 두번째의 압력손실에 의한 비가역성의 증가가 중요한 요인이다.

#### (1) 열전달에 의한 비가역 생성

열교환기 엑서지 손실의 이론적인 형태로, 온도가 주위 평형상태에 가까운 온도에서 열교환이 이루어질 때 열에너지의 질 감소에서 기인하며, 유한 열전달을 위해서는 유한한 온도차이가 요구되므로 이에 따른 비가역은 피할 수 없다. 이것에 대해서는 Bejan(1980), Seculic와 Baclic(1984), Bejan(1987)등의 연구가 있다.

#### (2) 압력강하에 의한 비가역 생성

가스상의 유동을 포함하는 열교환기에서의 마찰에 의한 비가역은 열교환기의 총비가역에 차지하는 비율이 크며, 이런 비가역은 유동 속도, 표면형상, 열전달면적 등의 함수이며, 이 비가역은 유동속도, 표면형상, 열전달면적 등의 함수이며, 이 비가역은 열

전달 비가역과 짝이 되어있다.

(3) 주위와의 상호작용에 의한 비가역 생성

① 열전달에 의해 생성된 비가역(stray losses)

② 주위로 흘러 들어가는 출구 유동의 화학적 확산

③ 주위로 흘러 들어가는 출구 유동의 열적 확산등이 있으나 주로 ②와 ③만을 고려하여 계산한다.

(4) 벽에서의 흐름방향으로의 전도에 의한 비가역 생성

낮은 온도, 짧은 열교환기에서 중요한 역할을 하나, 일반적으로 열교환기에서는 무시되는 경우가 많다.

### 2.3 열역학 제 1법칙과 제 2법칙 해석의 비교

극저온장치는 엑서지 분석의 응용분야에서 가장 성과를 얻은 분야이다. 아주 낮은 온도를 얻기 위해서는 매우 큰 동력이 필요하며, 아주 낮은 효율을 가진다. 따라서 장치설계시에는 효율을 높이기 위해 각 장치에 대한 명확한 해석이 필요하며, 그에 따라 어느 구성요소가 성능에 더 큰 영향을 미치는지에 대한 중요도를 정하여 설계시에 치중해야 될 장치를 선정할 수 있어야 한다. 이런 것을 열역학 제1법칙효율과 비교하여 나타내기 위하여 작업유체가 헬륨이고 30K를 유지하게 하는 극저온장치를 표시하였다. 그림 1은 이에 대한 개략도이며, 표 1은 운전데이터이다. 이에 대한 해석은 표 2에 나타내었다.

에너지해석에 따르면 비용이 요구되는 에너지는 압축기 1, 2에 10406이 들어가고, 팽창기관으로 331의 에너지를 얻어 순입력은 10075이고, 얻고자 하는 에너지는 Cooler의 2070으로 효율은  $\eta = \frac{2070}{10075} = 2.3\%$ 으로 매우 낮은 효율을 가진다. 이것은 일반적인 냉동온도(-30℃정도)에서 증기압축냉동기의

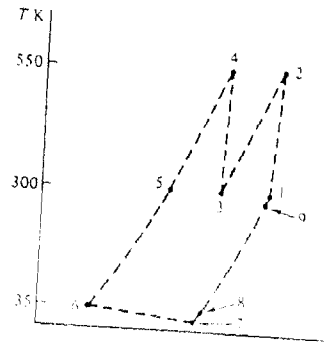
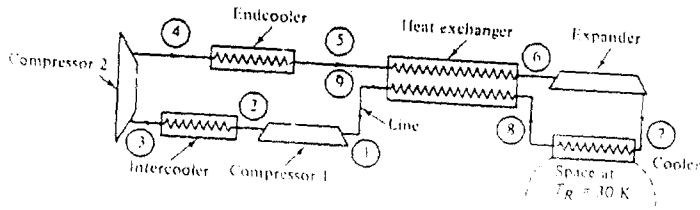


그림 1 헬륨 냉동시스템

표 1 헬륨냉동기의 운전데이터

상태	압력(bar)	온도(K)	엔탈피(kJ / kmol)	엔트로피(kJ / kmol.K)
1	1	300	6237	126.3
2	3.5	550	11437	128.4
3	3	300	6240	117.1
4	10.5	550	11446	119.2
5	10	300	6249	107.1
6	9	35	724	53.98
7	1	19	393	68.81
8	1	30	623	78.37
9	1	296	6148	125.99

표 2 헬륨냉동기의 해석

구 성 요 소	에 너 지			엑서지(kJ / kmol) To=300 K			
	입력	출력	손실	입력	출력	비가역성 (비율)	손실
Compressor 1	5200	-	-	5200	-	630 (13%)	-
Intercooler	-	-	5197	-	-	279 (6%)	1529
Compressor 2	5206	-	-	5206	-	630 (13%)	-
Endcooler	-	-	5197	-	-	39 (1%)	1529
Heat Exchanger	-	-	-	-	-	1080 (22%)	-
Expander	-	331	-	-	331	1715 (35%)	-
Cooler	230	-	-	-	2070	508 (11%)	-
Line	89	-	-	-	-	1 (0.1%)	-
소 계	-	331	10394	-	2401	4949	3058
총 계	10725	10725	-	10406	-	10406	-

비가역성(엑서지 파괴), 엑서지 손실-일정온도

1에 의해서 나가는 엑서지

일정계수가 2.5정도 되는 것에 비하면 1/100의 효율을 갖는다. 여기서 효율을 저하시키는 요인은 Intercooler와 Endcooler에서 외부로 나가는 에너지이며, 이것을 줄

이는 것이 효율을 상승시키는 방법이다. 그러나 각 중간 냉각기는 외부로 열을 방출하여 낮은 온도가 되어야지만 최종적인 낮은 온도를 얻을 수 있기 때문에 이것을 개선한

다는 것은 거의 불가능하다. 이 해석에서는 압축기 1과 압축기 2 등의 다른 구성요소에 대한 아무런 정보도 제공하지 않는다. 따라서 각 장치를 설계하는데에 아무런 도움이 되지 않는다. 그러나 엑서지 해석에 의하면 각 구성요소에 대해서 엑서지의 손실을 계산할 수 있어 각 장치의 성능을 알 수가 있다. 전체 시스템에 대한 엑서지 효율을 계산하여 보면 엑서지 입력은 10406이고 출력은 2070로 엑서지 효율은

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{\text{엑서지 출력}}{\text{엑서지의 순입력}} \\ &= \left( \frac{2070}{5200+5206-331} \right) 100 \\ &= 20.5\% \end{aligned}$$

엑서지 효율 20.5%의 의미는 이 장치로 최대 얻을 수 있는 출력의 20.5% 정도를 얻었다는 의미이며, 이 효율을 최대한 100% 가까이 높이는 것이 설계의 최종 목표가 된다. 따라서 각 장치들의 손실비율을 검토하여 보면, 가장 에너지 손실이 있는 Inter-cooler나 Endcooler가 6% 및 1%의 비가역을 나타내며, 큰 순서로 Expander가 35%, Heat Exchanger가 22%의 손실을 가지고 있어 설계시에 치중해야할 장치들을 알아낼 수가 있다. 이렇게 시스템의 비가역을 최소화하는 설계는 시스템에서 같은 성능을 얻는데 최소의 에너지가 들어가는 각 장치를 설계할 수가 있다. 이 다음에는 각 장치에 대해서 비가역을 최소로 하는 설계를 하여야 할 것이다. 열역학 제1법칙에 의한 효율의 향상도 에너지 절약을 표시하지만, 각 장치가 아닌 열이 방출되는 장치에 대해서만 구체적인 설계를 할 수 있는 근거를 제공한다.

### 3. 엑서지 개념에 기초한 열교환기 설계 기법

#### 3.1 비가역 최소화 방법(Irreversibility Minimization Method)

앞에 장에서 비가역을 이용하여 시스템을 최적화하는 것이 열역학 제1법칙에 의한 해석보다 좀더 구체적인 정보를 준다는 것을 나타내었다. 그러면, 치중해야 할 장치에서의 비가역을 최소화하는 설계로 설계변수들을 변수로 하는 함수를 만들어 최적화해야 할 것이다. 여기서는 그 중에서 모든 열시스템에 사용되는 열교환기에 대하여 설명하였다.

비가역이란 실제할 수 있는 최대일에서 실제한 일의 차를 말하며, 이 비가역이 적을 수록 에너지를 절약하는 설계가 된다.

비가역 최소화 방법은 최초로 McClintock(1951)에 의해서 열교환기에 적용되었다. 여러 사람들이 열교환기 해석에 대해서 이 기술을 사용하였으며, 특히 기본적인 설계변수에 주목하여서 결과를 낸 Bejan(1977, 1980)의 연구는 일반화되고 무차원화 방식으로 전개시켰다. 이 분야에서 연구는 Bejan(1987)과 Ransinghe(1987)에 의해 재검토되었다.

열교환기의 비가역은 열전달에 의한 것( $N_{\Delta T}$ )과 압력강하에 의한 것( $N_{\Delta P}$ )으로 주로 구성됨을 보여준다. 따라서 열교환기  $N_s$ 에 대한 목적함수에 근거한 총래의 비가역율은 다음과 같다.

$$N_s = N_{\Delta P} + N_{\Delta T} \quad (5)$$

열전달항은 온도차에 의한 것과 추가적인 표면적과 열교환기 흐름의 용량이 맞지 않을 때에 생기는 것으로 나누어 질 수 있다.

이런 비가역 항들은 그림 2, 3에서 정성적으로 취급되어질 수 있다. 여기서  $\tau$ 는 입구온도비로 고온과 저온의 유체의 입구온도비이며,  $\tau = T_{in}/T_{hin}$ 로 표시되며,  $\omega$ 는 두 작업유체의 열용량비로  $\omega = C_{min}/C_{max}$ 를 나타낸다. 이 그림은  $N_{\Delta T}$ 와  $N_{\Delta P}$ 이 국소적인 최적값을 가지는 것을 보여준다. 그러나 전체적인 최적 값은 무한한 면적의 열교환기 한계에 상응한다. 따라서, 열전달과 흐름 비

가역항을 가진 목적 함수의 사용은 전체적인 최적치로서 커다란 열교환기를 주어진 다. 그리고 이것은 공학적인 관점에서는 받아들일 수 없는 결과이다.

실제 일반적인 열시스템설계에서 효율을 높이기 위해서는 자본재의 투입이 요구되며, 따라서 효율의 향상에 따른 이득과 투자비와의 경제적인 해석이 요구된다. 그러나 이 방법은 자본재에 대해서는 전혀 언급하지 않고 있어 불합리한 면이 있다.

3.2 열경제학적 방법(Thermoeconomic Method)

모든 비가역 요소들은 같은 비용을 갖지 않을 수 있다. 따라서 열경제학적 방법은 이런 비가역 비용의 다양한 가격을 할당하며, 총운전 비용을 최소화 하기 위한 열교환기 파라메타를 구하는 것이 열경제학적 최적화의 목적이다. 열교환기를 운전하는데는 제작비용과 운영비용 등과 같이 에너지 소비의 측면이 아닌 다른 비용이 있으며, 따라서 이에 대한 비용도 설계시 자세히 고려되어야 한다. 이것에 대한 연구는 Keenan이 열경제학의 비용계산은 에너지가 아니라 엑서지에 기초해야 함을 1932년에 제안하였다. 그리고 이론적으로 Tribus(1966), El-Sayed와 Evans(1970)에 의해 발전되었고 Obert와 Gaggioli(1963), Gaggioli(1977), London과 Shah(1983) 등이 응용하였다.

(1) 문제의 수식화 및 최적화

열경제학에서 비가역은 비용항으로 표시되며, 따라서 해석은 비가역의 표현과 특별한 시스템이나 최적화를 필요로 하는 독립영역에 대한 제작 비용에 관심을 둔다. 전체 시스템에 대하여 최적조건과 일치하는 방법으로 구역을 최적화 하는 것이 복잡한 시스템에서는 요구되어진다. 목적 함수는 제작 비용에 비가역이 존재함으로써 발생하는 추가적인 비용을 합한 식으로 표현되며, Evans(1981), Tapia와 Moran(1986) 등에

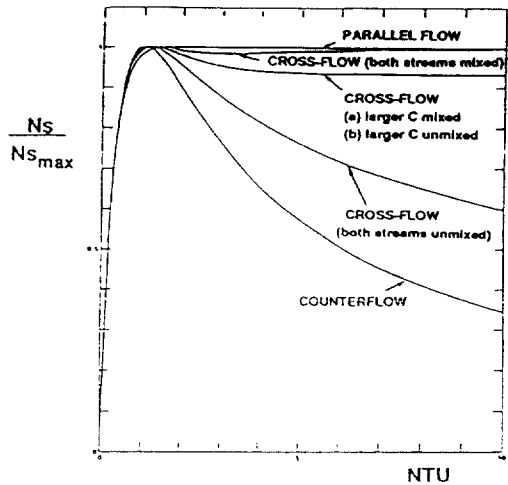


Fig. 3-1 여러가지 열교환기에 대한 열전달 비가역성의 구조 ( $\tau=0.5, \omega=1$  : Sekulic와 Baclic, 1984)

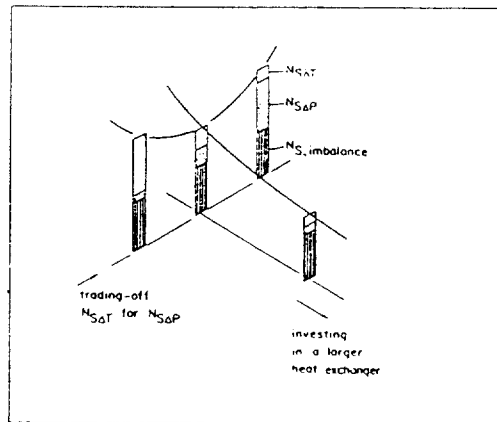


그림 3 열교환기에서 총 비가역 생성에 대한 구조(Bejan, 1987)

의해 제안된 목적함수는 다음과 같다.

$$C_t = \sum_i c_i I_i + \sum_n Z_n \tag{6}$$

$c_i$  : 과정 i에서 발생한 비가역의 단위 비용

$I_i$  : 과정 i에서 발생한 비가역

$Z_n$  : 제작시 지출된 경비의 지역적인 비용과 그에 관련된 기타 비용

비가역 비용계수는 단위 비가역당 전체 시스템이 비가역 발생으로 인하여 줄어들게 된 수입이나 부가적으로 발생한 비용을 나타낸다. 전체 시스템 또는 독립 영역의 최적화는 모든 역서지 비용을 알고, 열교환기 설계 파라메타인 설계변수가 독립적일 때만 수행될 수 있다. 최적화 계획안은 다음과 같다.

변수의 증가에 의해 유발된 총비용의 감소는 변수값이 최적조건에 도달할 수 있도록 증가되어야 하거나 또는, 목적함수가 여러 개의 임계점을 갖는다면 적어도 상대적인 최적조건에 도달할 수 있도록 증가되어야 하거나, 이의 역이 성립되어야 한다. 모든 변수의 값은 열교환기 설계에 이용되는 파라메타의 작은 변화에 대하여 더 이상 변화가 없을 때까지 변하거나 제한치에 도달할 때까지 변한다. 반복하는 동안 설계변수의 변화량은 선택된 최적 계획안에 따라 다르며, 복잡한 시스템에 대하여는 구성요소들 사이의 상호작용이 포함되기도 한다. 설계변수에 있어 각 변화량에 대한 총비용을 계산하는 것은 시간의 함수가 될 수도 있기 때문에 어렵다. 이런 어려움 때문에 많은 사람들은 시스템을 상대적으로 쉽게 최적화할 수 있는 부시스템으로 재구성하였다. 따라서 열교환기는 최적화되기 위한 부시스템으로 취급되며, 이때 목적함수는 최적의 열교환기 설계와 운전 파라메타를 결정하는 것이 된다. 부시스템에 대한 목적함수는 식 7과 같이 이상적으로 표시될 수 있으며,  $c_i$ 는 비가역 생성 기구  $i$  때문에 생긴(즉, 열 전달, 압력 등) 비가역의 단위비용을 나타낸다. 부시스템의 최적화에 대한 접근 방법은 전체 시스템의 최적화 방법과 비슷한데, 설계변수의 작은 변화는 비가역 생성물  $dI_i$ 와 제작비용  $dZ$ 에 작은 변화를 수반하므로 총 부시스템의 비용변화는 다음과 같이 표시된다.

$$dC_i = \sum c_i dI_i + dZ \quad (7)$$

이때 독립변수의 값은  $dC_i$ 의 부호에 따라 앞서 설명한 바와 같이 변하게 된다. 그러나 시스템을 부시스템으로 분리해서 해석하는 법(Decomposition Method)으로는 전체 시스템의 최적시에는 나타나지 않는 두 가지 사실에 의해 복잡해진다. 그 하나는 식 7에 나타나는 비용계수  $c_i$ 는 한계비용 즉, 다른 크기의 비가역 증가에 대한 단위비용을 나타내는데, 이 비용은 많은 시스템속에서는 계산하기가 어렵다. 또한 다른 장치 구성요소와의 상호작용은 독립변수들이 변할 때 한계비용계수  $c_i$ 를 변화시킨다. 따라서 시스템의 최적화는 설계변수들이 주어진 비용계수들에 대하여 최적조건에 도달할 때까지 변하는 것과, 그리고 나서 로운 비용계수를 결정하기 위해 비용계수가 되풀이에 상관없이 변하지 않을 때까지 반복해야 하는 이중 반복이 필요로 하며, 이 때문에 문제는 더욱 복잡해지는 것이다. 한계비용이 반복에 따라 변함에도 불구하고 Frango-poulos와 Evans(1984)는 그 변화의 폭이 매우 적으며, 이 비용의 불변이 엑서지를 기초로 하는 최적화 기법의 중요한 장점이라고 발표하였다.

### (2) 비용계수의 계산

최적화를 위한 한계비용을 계산하기 위해서는 시스템 구성요소의 제작비용에 대한 상관관계식을 설계변수의 함수로 이용하여야 한다. 이런 상관관계식은 일반적으로 존재하지 않거나 해석에 편리하지 못한 파라메타 항으로 구성된다. 만일 관계식이 적당한 형태로 존재한다면 비용계수는 미분으로 계산될 수 있다. El-Sayed와 Gaggioli (1987)은 단순화된 식을 제시한 바 있다. 한계비용을 계산하기 위해서는 총시스템에 대한 시뮬레이션이 있다면 조금씩 변화시키고 이런 변화들이 결과에 어떤 영향을 미치는지를 관찰하면 될 것이다. 이 방법은 비가역 최소화 방법이 순수한 열역학적 설계방법이라면, 오히려 경제적인 방법으로 인식될 수 있으며, 이의 정확한 계산을 위해서는 여러

경제적인 예측과 지식이 필요하게 된다. 자본재의 연간 비용과 비용계수를 계산하기 위해서는 그 시스템의 수명기간동안의 경제적인 상황을 예측하여 계산하여야 하기 때문에 정확한 계산을 한다는 것이 불가능하다. 이런 문제점을 해결하고 공학적으로 계산하기 위해서 다음에 이야기하려고 하는 재료의 비가역을 포함한 비가역 최소화 방법이 개발되었다.

### 3.3 재료의 비가역을 포함하는 비가역 최소화 방법

#### (1) 개요

앞에서 언급하였듯이 전통적인 비가역 최소화 방법은 열교환기의 재료에 대한 엑서지나 비용을 포함하지 않는다. 따라서 전체 시스템이 최적화 과정에서 얻어지는 열교환기는 엔지니어링의 관점에서는 받아들일 수 없는 엄청나게 큰 열교환기를 설계하게 된다.

이런 비현실적인 결과는 최적화에 의해 얻어진 결과를 이용할 수 없는 결과를 낳게 되는 것이다. 재료의 비가역은 그 재료의 제품이 만들어지기까지 투입되는 총에너지를 그 장치의 수명으로 나눈 것이며, 이에 그 재료가 만들어지고 제품이 될때의 각각의 효율이 포함된다. 즉 그 시대의 기술수준에 따라 재료의 비가역도 변하게 된다. 이 방법은 시스템이 제작되는 시점에서 전체에 들어가는 에너지의 소비가 적게들어가는 시스템을 설계하는 것이며, 요즘같은 에너지 절약시대에는 이 방법에 따라서 설계하는 것이 제일 타당하다고 하겠다. 여기서는 열교환기 재료의 엑서지 값과 수명항을 포함하는 비가역 생성 방정식에 비가역 최소화 분석법을 적용하는 방법에 대하여 논하였다. 이 방법은 시간과 위치에 상관없는 최적의 설계와 엑서지 비용에 상대적으로 중요한 역할을 하는 근로비용과 이득의 측면에서 요구되어지는 최적설계를 가능하게 할 것이다. 이러한 최적설계의 결과는 전통적

인 비가역 최소화 방법의 결과보다는 보다 물리적으로 현실적인 결과를 가져올 것이며, 비록 설계가 열경제학적 관점에서는 최적의 설계를 제공하지는 못할지라도, 이 결과들은 설계를 위한 지침으로써 이용할만한 값을 제공할 것이다. 이러한 지침은 개념적으로 매우 유용하며, 특히 시간의 빠른 변화와 예측할 수 없는 경제파라메타를 찾는 데는 매우 중요한 것이다. 여기서는 기초적인 방법에 ㉠ 열교환기의 지침을 얻기 위한 방법의 활용, ㉡ 재료 엑서지를 포함하는 엑서지 효율의 계산 그리고 최종적으로 ㉢ 전통적인 비가역 최소화 방법과 열경제학적 방법의 결과에 대한 비교를 포함하였다.

#### (2) 기초적인 방법

Boyd(1981), Le Goff와 Giulietti(1982)의 이론으로부터, 열교환기 재료의 엑서지를 포함하는 목적함수에 기초한 비가역율은 다음과 같다.

$$N_{sv} = N_{svT} + N_{svP} + N_{sm} \quad (8)$$

$N_{sm}$  : 열교환기 재료와 관련된 비가역의 무차원수

재료의 엑서지란 주위와의 평형상태에서 열교환기를 만드는데 요구되는 최소 엑서지 소비를 말하며, 열교환기의 수명동안 효과적인 엑서지 소비가 된다. 따라서 열교환기의 재료와 관계지을 수 있는 재료의 비가역율은 재료의 엑서지  $EX_m$ 을 열교환기의 수명으로 나눈 것으로 정의된다.

$$I_m = \frac{EX_m}{t_{ap}} \quad (9)$$

무차원화된 모습은

$$N_{sm} = \frac{I_m}{ToC_{max}} \quad (10)$$

이다. 간단한 열교환기에 대하여 열교환기 재료의 엑서지  $EX_m$ 은 재료의 화학적 엑서지



와 비슷하다. 재료는 주위상태로부터 최종적인 형태까지 변할 때 화학적 엑서지를 필요로 한다. 화학적 엑서지는 열교환기의 재료가 주위상태의 성분과 같아졌을 때 구할 수 있는 최대일을 계산함에 의해 구할 수 있다. 그림 4는 재료의 엑서지를 포함했을 때 그림 3을 수정한 것이다. 재료의비가역은 면적이 증가함에 따라 증가하며 따라서, 면적의 최적화를 이룰 수 있다. 재료를 생산하기 위한 현재의 과정들은 낮은 효율을 가지며, 주어진 열교환기에 대하여 실제의 엑서지 소비는 단지 재료의 엑서지보다는 훨씬 크다. 비가역 최소화 방법에서 목적함수는 재료비가역률을 모든 제작과정에서 발생하는 효율로 나눈 것과 모든 재료의 엑서지 소비를 고려함에 의해 만들어 질 수 있다. 현재 시점에서 전체 비가역생성을 표현하는 목적함수는 다음과 같다.

$$N_{Si} = N_{SvT} + N_{SvP} + N_{Smi} \quad (11)$$

$$\text{여기서, } N_{Smi} = \frac{N_{Sm}}{\psi_m} \quad (12)$$

$\psi_m$  : 전체 제조 공정에 대한 엑서지 효율

식 8의 목적함수는  $\psi_m=1$  또는 이상적인 열교환기 제작을 가정한 경우이다. 그렇기 때문에 식 8에서 구한 최적값을 이용하는 것은 문제가 있다. 그러나 이런 값들은 불변의 지침을 제공하는데 그 목적이 있다. 식 11에서 얻은 지침은 제작과정에 대한 효율의 함수이다. 그러나  $\psi_m$ 은 열교환기를 사용하는 동안 큰 변화는 없을 것이다. 따라서 식 12은 열교환기의 목적함수에 기초한 비가역율을 제공한다.

(3) 개선된 설계지침

목적함수에 기초한 세 개의 비가역율에 대한 총비가역의 열교환기의 크기에 따른 변화를 그림 5에 보였다. 열교환기의 크기를 전달단위수(NTU)로 표시하였으며, 이 무차원 수는  $NTU = UA/C_{min}$ 으로 일반적으로 A에 따라 NTU 값이 변하기 때문에 열교환기의 크기를 나타내는데 사용된다. 여기서

(a), (b), (c)는 식 5, 8, 11에 따른 결과를 나타낸다. 유한면적 열교환기의 총비가역적 측면에서 잠재적인 감소를 위한 지침으로써 전통적인 비가역 방법은 잔류비가역이 있음을 알려준다. 최대 NTU는 식 8이 목적함수로 이용될 때 유한한 값을 가지며, 그림 5에  $I_r$ 로 표시된 (a)의 비가역은 유한 면적 열교환기의 총비가역의 잠재적인 감소에 대한 개선된 지침을 보여준다. 목적함수로 식 9를 이용하는 것과 함께 최적의 NTU의 값은 훨씬 줄어들며 그림 5에  $I_r$ 로 표시된 (a)에 대한 비가역은 유한면적의 열교환기에 있어 잠재적 비가역 감소에 대한 지침이 된다. 이

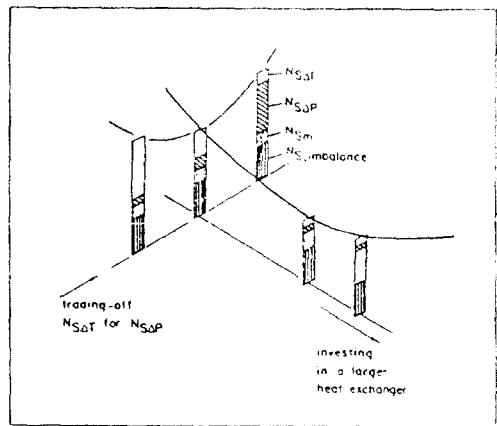


그림 4 재료비가역을 포함한 열교환기의 총 비가역성의구조

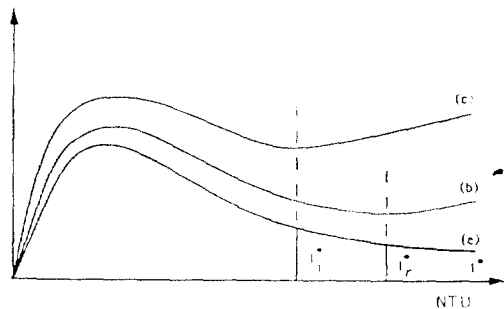


그림 5 목적함수에 기초한 3가지 방법에 따른 최소 비가역성과 최대 NTU에 대한 지침변수 비교

것은 잠재적 비가역 감소에 대한 보다 실제적인 지침이 되며, 경제적으로 최적화된 열교환기의 최대 NTU는 앞에 설명된 지침과 비교하여 보다 실제적이다. 경제적으로 최적화된 열교환기의 비가역은 위에서 언급한 지침보다 항상 크며 NTU는 항상 작다. 변형된 비가역법식 11으로부터 얻은 지침은 엑서지 비용이 노동과 이익에 상대적으로 높을 때 경제적으로 최적화된 값과 비슷한 값을 가진다. 여기서 상첨자 \*은 최적점을 의미한다.

(4) 엑서지 효율

장치 구성요소의 엑서지 효율은 문헌에 따라 다양한 방법으로 정의 되어 있다. 다음 식은 본 연구를 위해 선택된 식이다.(Tsat-saronis와 Winhold : 1985)

$$\psi_{hx} = \frac{EX_p}{EX_f} \tag{13}$$

$EX_p$  : 생산에 의해 얻은 엑서지

$EX_f$  : 연료에 의해 잃은 엑서지

이 구성요소가 난방을 위한 열교환기라면  $EX_p$ 는 저온측 유동에 의해 얻은 엑서지가 되며  $EX_{f, m}$ 은 고온측 유동에 의해 잃은 엑서지와 열교환기 재료의 비가역에 의해 잃은 엑서지율을 더한 값이 된다. 만일 재료 비가역을 포함하지 않는다면  $EX_p$ 는 고온측 유동에 의한 엑서지 손실이 될 것이다. 열교환기에 대한 엑서지 효율은 재료 비가역을 고려하든 하지 않든 다음과 같이 나타낼 수 있다. 생산에 의한 엑서지는

$$EX_p = EX_c'' - EX_c'$$

이고, 재료에 의한 비가역을 포함하지 않을 경우 연료에 의한 엑서지 손실은

$$EX_f = EX_h' - EX_h''$$

이며, 재료의 비가역을 포함시키면

$$EX_{f, m} = EX_f + I_{AA}$$

가 된다. 여기서, 하첨자 c와 h는 각각 저온 유체와 고온유체를 표시하며, 상첨자 '은 입구를, ''은 출구를 의미한다. 이상기체에 대

하여 압력강하에 의한 비가역과 주위로의 열손실은 무시할 수 있다. 따라서 윗 식은 다음과 같이 된다.

$$EX_p = T_o C_{min} \left\{ \left( \frac{T_c}{T_o} \right), \varepsilon, (\tau^{-1} - 1) \right. \\ \left. - \ln[1 + \varepsilon(\tau^{-1} - 1)] \right\} \tag{14}$$

$$EX_f = T_o C_{max} \left\{ \left( \frac{T_c}{T_o} \right) \omega \varepsilon (\tau^{-1} - 1) \right. \\ \left. + \ln[1 - \omega \varepsilon (1 - \tau)] \right\} \tag{15}$$

$$EX_{f, m} = EX_f + \gamma T_o C_{min} NTU \tag{16}$$

$T_c$  : 저온측 입구 온도

$\varepsilon$  : 열교환기의 유효성(effectiveness)

$\tau$  : 입구 온도비 ( $\tau = \frac{T_{Cin}}{T_{Hin}}$ )

$$\omega = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{m_c C_{pc}}{m_h C_{ph}}$$

$\gamma$ 는 현재의 모든 제작 공정에서 발생되는 비가역을 포함할 수 있도록  $\gamma$ 로 바뀔 수 있다. 따라서 엑서지 효율은

$$\psi_{hx} = \frac{EX_p}{EX_f} \text{ (재료 불포함)}$$

$$\psi_{hx, m} = \frac{EX_p}{EX_{f, m}} \text{ (재료 포함)}$$

과 같이 표시된다. 개발된 식을 대항류와 병행류 열교환기에 응용해 보자.  $\gamma=0.01$ 인 대항류와 병행류의 열교환기 효율을 나타내는 엑서지 효율에 대한  $\psi_{hx}$ 와  $\psi_{hx, m}$ 의 변화를 그림 6에 보였다. 이 그림은 주위상태 온도와 같은 저온측 입구온도와 균형을 이룬 열용량에 대한 경우이다. 엑서지 효율  $\psi_{hx, m}$ 은 항상  $\psi_{hx}$ 보다 작다. 무한면적 열교환기에 대하여 ( $\varepsilon=0.5$  : 병행류,  $\varepsilon=1.0$  : 대항류)  $\psi_{hx, m}$ 은  $\psi_{hx}$ 는 최대치로 가는 반면 0으로 가는 경향을 보인다. 주어진  $\varepsilon$ 에서 병류 열교환기에 대한 엑서지 효율  $\psi_{hx, m}$  항상 대항류 열교환기의  $\psi_{hx, m}$ 보다 작다. 이런 차이는 유효성이 0.5 부근에서 확실히 알 수 있다. 대항류와 병행류에 대한  $\psi_{hx}$ 는 같다. 그러나 주어진 부하에서 대항류 열교환기가 병행류보다 더 좋다. 왜냐하면 감소된 면적 때문이다.

이것은 그림 6에 나타난 것처럼 재료의 비가역을 포함 하였을 때 엑서지 효율로써 보였다. 무한 면적의 열교환기를 제작하고 운전하는데 생기는 비가역율은 큰 열교환에 있어 수명이 유한 할 때 엑서지 효율을 0으로 가게 만든다. 따라서 재료 비가역의 포함은 엑서지 효율에 있어 물리적으로 실질적인 값을 나타낸다. 파라메타  $\gamma$ 는 열교환기의 이용시간  $t_{ap}$ 에 반비례한다.

이용시간이 0으로 가면  $\gamma$ 는 무한대로 가고 이런 영역에서 엑서지 효율  $\psi_{hx}$ 는 0이다. 그러나 만일 열교환기의 수명이 무한대이면  $\gamma$ 는 0이고 엑서지 효율  $\psi_{hx, m}$ 은  $\psi_{hx}$ 와 같다. 균형 대향류 열교환기에 대하여 유효성에 대한  $\psi_{hx, m}$ 의 변화를 각기 다른  $\gamma$ 의 경우로 그림 7에 보였다. 이 그림은 입구온도비가 2/3이고 저온측 온도가 주위 상태 온도와 같은 경우이다. 주어진  $\epsilon$ 에 대하여  $\psi_{hx, m}$ 은  $\gamma$ 가 감소(이용시간  $t_{ap}$  증가)할 때 증가하며 임의의  $\gamma$ 에 대하여 최대값을 가짐을 보여준다. 점선은 지역적인 최대 엑서지 효율  $\psi_{hx, m}$ 을 나타내며 화살표는 이용시간의 증가 방향을 나타낸다.

열교환기가 가역적( $\psi_{hx, m}=1$ )일 때  $\gamma=0$ ,  $\epsilon=1$ 이다. 즉 무한 수명을 가진 무한 면적 균형 대향류 열교환기는 가역적이다. 따라서 재료 비가역항의 추가는 가역적 열교환기 영역에 시간제한 요소를 추가하는 결과를 낳게 된다.

#### 4. 엑서지를 이용한 설계기법의 응용

##### 4.1 대향류 열교환기에 대한 기본식의 유도

여기에서는  $N_{sv, p}$ 는 무시할만하고 열교환기 유동을 이상기체의 유동이라 가정할 때 목적함수와 열경제학적 목적함수에 기초한 비가역에 대해 설명한다. 이번 고찰에서는 주위로의 열손실이 무시할만하다고 가정한다. 먼저 개발된 방법을 대향류 열교환기에 적용해보고, 비가역방법으로부터 얻은 지침

을 열경제적으로 최적화된 값과 비교하였다.

##### (1) 전통적 비가역 방법

압력강하에 의한 비가역을 무시할 수 있다면 식(3-1)은 다음과 같이 된다.

$$N_{sr} = N_{sv} \tau \tag{17}$$

유체의 유동을 이상기체 유동이라 가정하면 주위로의 열손실은 없으며 열전달 비가역 생성수는 다음과 같다.

$$N_{sv} \tau = \omega \ln[1 + (\epsilon/\tau)(1 - \tau)] + \ln[1 + \omega \epsilon(\tau - 1)] \tag{18}$$

최대 NTU와 최소 비가역에 대한 전통적인 비가역 방법으로부터 구한 지침은 NTU와  $N_{s^*}$ 로 표시하였다.

##### (2) 변형된 비가역 방법( $\psi_m=1$ )

압력강하에 의한 비가역을 무시할 수 있는 경우 식 8은 다음과 같이 된다.

$$N_{sr} = N_{sv} \tau + N_{sm} \tag{19}$$

앞서 말했듯이 열교환기 재료는 열교환기

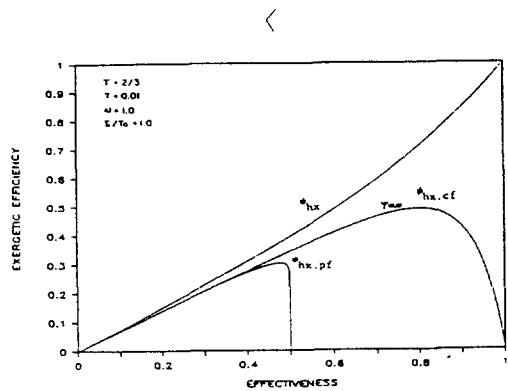


그림 6 재료비가역을 포함하는 경우와 불포함하는 경우 대향류 및 병행류 열교환기의 엑서지 효율( $\tau=0.5, \omega=1, \gamma=0.01$ )

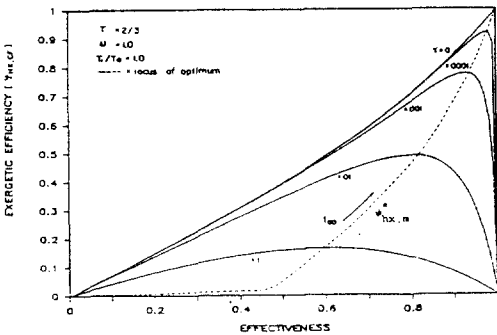


그림 7 재료 엑서지 파라메타  $\gamma$ 의 값에 따른 열교환기의 유효성의 함수로써 대향류 열교환기의 엑서지 효율

설치시에 엑서지 값을 갖는다. 열교환기의 엑서지 값은 열교환기의 이용시간  $t_{ap}$ 와 같은 이용시간을 이용한것으로서 표시될 수 있다. 재료 엑서지의 감소는 다음과 같이 주어지며 비가역 생성률로 표시될 수 있다.

$$N_{Sm} = \frac{IAA}{T_o C_{max}} \rightarrow \gamma \omega NTU \quad (20)$$

여기서  $IA = \frac{I_m}{A}$ 는 열교환기의 단위면적당 비가역율을 나타낸다.

$\omega$ 는  $\frac{C_{min}}{C_{max}}$ 의 용량비이고  $\gamma$ 는 재료의 엑서지 파라메타로

$$\gamma = \frac{IAA}{T_o U} \quad (21)$$

식으로 표현된다. 식 18과 20을 식 19에 대입하여 정리하면

$$N_{S_r} = \omega \ln[1 + (\epsilon/\tau)(1-\tau)] + \ln[1 + \omega \epsilon(\tau-1)] + \gamma \omega NTU \quad (22)$$

이 된다. 열전달 비가역(첫번째항), 물질 비가역(두번째항), NTU의 함수로써 전체비가역의 변화는 그림 8에서 보여준다. 최대

NTU와 최소 비가역에 대해서 이 방법으로 구한 것을 각각  $NTU^*$ 와  $N_{S_r}^*$ 로 정의 된다.

(3) 변형된 비가역 방법( $\psi_m$  : 고정 - 현재의 기술 수준으로)

이런 경우의 목적함수는 식 22에서  $\gamma$ 을  $\gamma_c$ 로 바꾸면 되는데 그 결과는

$$N_{S_r} = \omega \ln[1 + (\epsilon/\tau)(1-\tau)] + \ln[1 + \omega \epsilon(\tau-1)] + \gamma_c \omega NTU \quad (23)$$

가 된다. 무차원수  $\gamma_c$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\gamma_c = \frac{\gamma}{\psi_m} \quad (24)$$

최대 NTU와 최소 비가역에 대해 이 방법으로부터 구한 것을  $NTU^*$ 와  $N_{S_r}^*$ 로 표시된다.

(4) 열경제학적 방법

자본비용이 면적에 비례하고 압력강하를 무시하면 목적함수 식(1.4)에 기초한 열경제학은 다음과 같이 된다.

$$C_t = C_A A + c_v \tau I_v \tau \quad (25)$$

$C_A$  : 열교환기의 단위면적당 자본 비용  
 $c_v \tau$  : 열전달 비가역에 관계된 비용

무차원화된 목적함수는 다음과 같다.

$$N_c = \frac{C_t}{c_v \tau T_o C_{max} t_{ap}} \quad (26)$$

이상기체 유동이라고 가정하면 목적함수는 다음과 같이 된다.

$$N_c = \omega \ln[1 + (\epsilon/\tau)(1-\tau)] + \ln[1 + \omega \epsilon(\tau-1)] + \gamma_c \omega NTU \quad (27)$$

무차원수  $\gamma_c$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\gamma_c = \frac{C_A}{cv \tau T_o U_{tap}} \quad (28)$$

식 27에 의해 주어진 열경제학적 목적함수는 식 22와 식23에 의해 주어진 목적함수에 기초하여 앞에서 유도된 두개의 비가역율과 비슷한 함수형태를 가지고 있음을 알 수 있다. 유일한 차이점은  $\gamma$  또는  $\gamma_c$  대신에  $\gamma_c$ 가 이용되었다는 것이다. 이 방법으로 구한 최적의 NTU는  $NTU^*_c$ 로 표시되며, 이러한 최적화에 있어서 비가역율은  $Ns^*_c$ 로 표시된다.

4.2 대항류 열교환기에서의 적용 예

(1) 문제

앞서 개발된 목적함수는 다음 조건에서 대항류열교환기의 최적화에 이용되었다. 열교환기의 이용시간을 5년에서 10년으로 하고  $U=40\sim70W/m^2K$ 으로 할 때 대항류 열교환기에 대한  $NTU^*$ ,  $Ns^*$ ,  $NTU^*_c$ 를 결정한다. 또한  $Ns^*$ ,  $Ns^*_i$ ,  $Ns^*_c$ 를 구하여  $Ns^*_c$ 과 비교한다. 용량비와 입구온도비는  $\omega=0.7$ ,  $\tau=2/3$ 이다. 열교환기의 쉘(shell)과 관은 탄소강으로 만들어졌으며, 철제관에 대한 데이터가 표 3에 주어져 있다. 열교환기의  $1m^2$ 당 비용( $C_A$ )은 약  $72 \$ / m^2$ (Matley : 1983)이고, 추정되는 열전달 비가역의 비용은  $0.056 \$ / kW-hr$ 이며, 관을 만들기 위해 사용된 총에너지는  $35.7 \times 10^3 J / kg$ (Chapman & Roberts : 1983)이다.  $T_o=298K$ ,  $T_i=298K$ 이다.

표 3 탄소강 관의 데이터

밀 도	7770 Kg / m <sup>3</sup>
두께	3.2mm
화학적 엑서지	6764 KJ / Kg

(2) 풀이

열교환기 재료의 화학 엑서지는

$$EX_{m, ch} = (6764 \times 10^3) (7770) (3.2 \times 10^{-3}) A \quad (J)$$

$$= 1.6818 \times 10^8 A \quad (J)$$

재료의 엑서지  $EX_m$ 은 재료의 화학적 엑서지  $EX_{m, ch}$ 와 거의 같다. 탄소강 관에 대한 제조 공정의 유효성은 다음과 같이 계산 할 수 있다.

$$\psi_m = \frac{6764}{35.7 \times 10^3} = 0.19$$

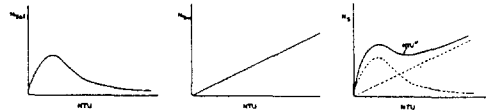


그림 8 NTU의 함수로써 무차원 비가역 생성수(a)  $Ns_{\Delta T}$ 에 의한 생성

열전달 비가역의 비용은 다음과 같다.

$$cv \tau = \frac{0.056}{3600 \times 1000} = 1.556 \times 10^{-8} \quad (\$ / J)$$

식 21, 24, 28을 이용하여  $\gamma$ ,  $\gamma_c$ ,  $\gamma_c$ 를 구하면 다음과 같다.

$$\gamma = \frac{1.6818 \times 10^8}{2.98 U_{tap}} = \frac{564 \times 10^3}{U_{tap}}$$

$$i = \frac{2970 \times 10^3}{0.19 U_{tap}}$$

$$c = \frac{72}{(1.556 \times 10^{-8})(298) U_{tap}} = \frac{15527 \times 10^3}{U_{tap}}$$

$NTU^*$ 값들은 1 자유도 최적화문제를 풀어서 구할 수 있다. (두개의 변형된 비가역율 목적함수와 NTU에 관련된 열경제학적 목적

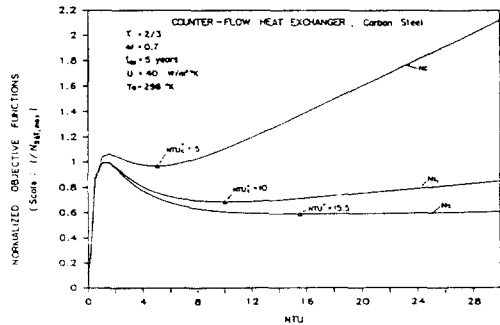


그림 9 3가지의 목적함수  $Ns_i$ ,  $Ns_i$ 와  $Ns_c$ 에 대한 NTU의 변화

함수의 변화는, 총합열전달 계수가  $40\text{W/m}^2\text{K}$ 이고 사용시간이 5년인 경우 그림 9와 같다. 결과를 표 4에 정리하였다. 최소 비가역에 대한 지침은 표 4의 최적NTU 값을 식 17에 대입하여 구할 수 있다. 열경제학적으로 최적화된 열교환기의 비가역도 비슷하게 구할 수 있다. 최소비가역과 열경제학적으로 최적화된 비가역에 대한 지침의 예가 표 5에 소개되어 있다.

표 4 NTU\*값

U (W/m <sup>2</sup> K)	tap(years)					
	5			10		
	NTU <sup>*</sup> <sub>r</sub>	NTU <sup>*</sup> <sub>i</sub>	NTU <sup>*</sup> <sub>c</sub>	NTU <sup>*</sup> <sub>r</sub>	NTU <sup>*</sup> <sub>i</sub>	NTU <sup>*</sup> <sub>c</sub>
40	15.5	10	5	18	12	7
70	17.5	12	6.5	19.5	14	8.5
<i>NTU* = ∞, for all cases</i>						

표 5 최소비가역에 대한 지침

U (W/m <sup>2</sup> K)	tap(years)					
	5			10		
	Ns <sup>*</sup> <sub>r</sub>	Ns <sup>*</sup> <sub>i</sub>	Ns <sup>*</sup> <sub>c</sub>	Ns <sup>*</sup> <sub>r</sub>	Ns <sup>*</sup> <sub>i</sub>	Ns <sup>*</sup> <sub>c</sub>
40	0.01833	0.01920	0.02322	0.01822	0.01871	0.02084
70	0.01823	0.01871	0.02130	0.01818	0.01844	0.01983
<i>Ns* = 0.0812, for all cases</i>						

열교환기의 크기를 나타낼 수 있는 NTU\*의 값을 비교하면, 사용시간을 5년으로 하고, U가  $40\text{W/m}^2\text{K}$ 인 경우 열경제적방법이 5로 가장 작은 값을 가지며, 다음이 엑서지 효율이 0.19인 경우 재료비가역을 포함한 경우 10으로, 엑서지 효율이 1인 경우 15.5로 가장 큰 값을 갖는다. 즉 가장 큰 열교환기를 갖게 된다.

## 5. 결론

이 장에서 소개한 열교환기 최적화를 위한 전체 비가역 최소화 방정식에 있어서 열교환기의 제작에 들어간 재료의 비가역 항

이 추가된 비가역 최소화 방법은 물리적으로 실질적인 최적화를 이룰 수 있도록 한다. 최적 설계의 결과는 시간과 장소의 변화를 갖지 않는 유의한 지침을 제공한다. 이러한 최적화는 현재 이용되고 있는 최적화 방법들이 한편으로는 비실제적인 무한 면적의 열교환기를 설계하거나 다른 한편으로 시간과 장소에 따라 변하게 되는 최적값을 제공하는 것과는 반대되는 것이다. 여기서 언급한 최적화는 개념적으로 경제적 최적화와 비슷하며, 사실 두개의 목적함수는 어떤 경우에는 동일한 형태를 갖는다. 여기서 설명한 기초적인 방법으로부터 얻은 최적 설계값의 이용은 제한 된다. 그들의 근본적인 가치는 변하지 않는 지침들을 제공하는데 있다. 기술 수준의 현주소를 나타내는 변형된 방법과 함께 이 방법은 현재 열경제적 최적화에 근접한 최적 설계를 가능하게 한다. 사용수명은 여기에서 표현된 전체해석에서 중요한 변수이다. 만약 설계자가 가능한한 순수과학에 접근하고자 한다면, 그는 열교환기의 실질적인 물리적 수명으로써 사용 수명을 취할 수 있다. 만약, 반대로 설계자가 경제적인 사용(적용)시간을 반영시키기를 원한다면, 그는 사용 수명으로써 최소의 받아들일 수 있는 자본회수 기간을 반영하는 시간을 사용할 수 있다. 열교환기의 재료항을 포함하는 엑서지 효율의 표현은 그러한 항을 포함하지 않는 일반적인 표현보다 물리적으로 더 현실성 있는 결과를 나타낸다. 그러한 엑서지 효율은 병행류에 비하여 대항류가 열경제적으로 더 많은 장점을 제공하고 있음을 나타내며, 무한대의 이용시간을 가진 열교환기를 제외한 모든 무한면적 열교환기에서 0의 값을 나타낸다. 이것은 일부 다른 엑서지 효율 표현식들이 대항류와 병행류에 있어 같은 효율을 표시하거나 무한면적의 열교환기에 대하여 100%의 효율을 표시하는 것과는 반대이다.

여기서 언급한 해석법이 모든 열교환기 해석에 대하여 가장 좋은 방법은 아닐지라

도 최적 설계에 대하여 개념적으로는 가치 있는 해석법이며 유익한 설계지침을 제공한다.

참 고 문 헌

- (1) Ahern, J. E., 1980, The Exergy Method of Energy Systems Analysis, John-Wiley & Sons, Inc.
- (2) American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS, 1993.
- (3) Bejan, A., 1977, "The Concept of Irreversibility in Heat Exchanger Design : Counterflow Exchangers for Gas-to-Gas Applications," Journal of Heat Transfer, vol. 99, pp. 374~380.
- (4) Bejan, A., 1980, "Second Law Analysis in Heat Transfer," Energy, vol. 5, pp. 721~732
- (5) Bejan, A., 1987, "The Thermodynamic Design of Heat and Mass Transfer Processes and Devices," Heat and Fluid Flow, pp.258~276.
- (6) Kotas, T.J., 1985, "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis", University of London.
- (7) London, A.L., and Shah, R.K., 1983, "Costs of Irreversibilities in Heat Exchanger Design," Heat Transfer Engineering, vol.4, No. 2.
- (8) McClintock, F.A., 1951, "The Design of Heat Exchangers for Minimum Irreversibility", Paper No. 51-A-108, Presented at the 1951 ASME annual Meeting.
- (9) Moran, M. J., 1982, Availability Analysis : A Guide to Efficient Energy Use, Prentice-Hall, INC.
- (10) Ranasinghe, J., 1989, "Use of the Exergy Concept for Design Improvement of Heat Exchangers and Heat Exchanger Networks", Oregon State University.
- (11) Sekulic, D.P., and Baclic, B.S., 1984, "Enthalpy Exchange Irreversibility," Publications of the Faculty of Technical Sciences, Univ. of Novi Sad, Yugoslavia No. 15, pp. 113~123.