

## 엑서지 손실 최소화에 의거 합성되는 열교환망의 유용성

주현수 · 최창균 · 김화용

서울대학교 공과대학 화학공학과  
(1991년 10월 11일 접수, 1992년 8월 8일 채택)

## Usefulness of Heat Exchanger Network Synthesized by Minimization of Exergy Loss

Hyun Soo Joo, Chang Kyun Choi and Hwayong Kim

Department of Chemical Engineering, College of Engineering,  
Seoul National University, Seoul 151-742, Korea  
(Received 11 October 1991; accepted 8 August 1992)

### 요 약

본 연구에서는 엑서지 해석과 핀치설계방법을 도입한 열교환망합성방법을 이용하여 열교환망을 합성하였다. 본 합성방법을 기존의 문헌에 나와 있는 5개의 열교환망문제에 적용하여 본 결과, 최대 에너지회수 조건하에서의 최소 열교환장치수를 만족하였으며 통 수 및 열교환면적에서도 4개의 문제들이 근소한 차이를 보였다. 따라서 본 합성방법은 열교환망합성 및 개선에 있어서 기초설계자료로 활용될 수 있다고 생각한다.

**Abstract**—In the present study the heat exchanger network is synthesized by the design method in which the exergy analysis is incorporated with the pinch technology. The present synthesis method is applied to the existent five problems of heat exchanger network. Our method employing the minimum number of heat exchange units under the maximum energy recovery condition looks very reasonable even in view of the number of shells and also the area of heat exchangers in comparison with results in recent publications. It is shown that the present method brings the removal of 4 shells in one problem and in other three problems it produces almost the same heat exchange areas as those from the previous methods. Therefore it is thought that the present synthesis method can be used efficiently for the basic design to synthesize and also improve heat exchanger networks.

### 1. 서 론

에너지의 효율적 이용에 직결되는 열교환망의 합성은 에너지절약 측면에서 중요한 역할을 차지하고 있다. 열교환망합성문제를 체계적으로 해결하기 위한 첫 시도가 1960년대에 Westbrook[1]에 의해 이루어진 이후 현재까지 많은 연구가 활발하게 이루어지고 있다. 일반적인 열교환망합성의 최종목표는 연간비용을 최소화

시키는 것이며, 이 때 연간비용은 크게 조업비용과 설비비용으로 나누어 진다. 조업비용은 에너지 소비와 관계있는 유틸리티 사용량이 가장 중요한 요소가 되며 따라서 최대 에너지회수가 필요하다. 또한 설비비용면에서는 최소 열교환면적 및 최소 열교환장치수가 중요한 요소들이며 유틸리티 사용량이 일정하게 결정된 상태에서는 열교환면적보다는 열교환장치수의 최소화가 중요한 변수로 작용하게 된다. 왜냐하면 많은 열교환기

장치가 표준화되어 있기 때문이다. 따라서 본 연구에서는 열교환합성의 설계목표를 최대 에너지회수 및 그 조건하에서의 최소 열교환장치수로 정하였다.

Linnhoff와 Flower[2,3]는 핀치개념을 이용하여 최대 에너지회수를 만족하는 초기 열교환망을 구할 수 있는 온도구간법을 제시하여 열교환망을 합성하였다. 그 후 위[4]는 공정의 열역학적 해석에 있어서 중요한 역할을 하는 엑서지 개념과 핀치설계방법을 이용하여 열교환망을 합성하였다. 이 방법은 1970년대를 전후로 제시된 표준문제들에 적용하여 기존의 문헌에 발표된 결과들과 일치하거나 또는 유사한 열교환망을 도출하고 있다. 또는 유사한 결과를 보였다. 이는 위 등[5]의 보고에 요약되어 있다. 그러나 엑서지 손실단위수의 총합이 동일한 경우에도 문제에 따라 여러 열교환망의 가능성이 문제점으로 대두되고 있다. 따라서 본 연구는 이에 대한 선택방법을 제시함은 물론 위 등[5]의 개념을 보다 확충할 목표로 통(shell) 수와 열교환 면적을 검토하고자 한다.

지금까지의 열교환합성문제에 대한 대부분의 연구는 열교환기를 향류형으로 가정하고 수행되었다. 그러나 기계적 이유 때문에 실제 사용되는 열교환기는 향류형과 병류형의 혼합적 형태를 갖게 되며 1개의 향류형 열교환기가 필요로 하는 1개의 통 이상을 요구하게 된다. 이를 고려하지 않은 열교환망의 설비비용 계산은 경우에 따라 많은 오차를 포함하게 되며 또한  $\Delta T_{min}$ 의 최적화 과정에도 영향을 미치게 된다. 따라서 열교환망의 합성시 열교환 면적은 물론 통 수에 대한 고려도 반드시 이루어져야 할 것이다.

본 연구에서는 엑서지 손실단위수를 도입하여 표준문제에 적용한 위 등[5]의 열교환합성방법을 이용하여 최근에 제기된 열교환합성문제에 적용한 후, 최소 열교환장치수, 최대 에너지회수, 열교환면적 및 실제 설비비용의 주요요소가 되는 통 수를 문헌에 나와 있는 기존의 결과들과 비교해 보았다.

## 2. 열교환망

### 2-1. 열교환합성문제의 정의

열교환합성문제에 대한 일반적인 정의[6]는 다음과 같다. 공급온도  $T_{sc}$ 에서 목표온도  $T_{tc}$ 로 가열되어야 할  $m$ 개의 냉류들과 공급온도  $T_{sh}$ 에서 목표온도  $T_{th}$ 로 냉각되어야 할  $n$ 개의 온류들이 있을 때, 연간비용을 최소로 하면서 주어진 각 흐름들을 목표온도까지 도달시키는 열교환망의 구조를 결정하는 일이다. 이 때 필요에 따라 가열기 및 냉각기도 사용된다.

### 2-2. 열교환기의 열교환 면적 및 통 수

일반적으로 열교환기는 대수평균온도차를 기준으로 열전달계수가 일정하다는 가정에 항류흐름 또는 병류흐름하에 설계된다. 그러나 실제공정에서 많이 사용되는 통관형 열교환기 내부의 흐름은 이들의 혼합흐름이라고 말할 수 있다. 따라서  $N-2N(N \text{ shell passes}-2N \text{ tube passes})$  열교환기의 설계에는 다음 식에서 보듯이 보정인자  $F_T$ 를 필요로 한다.

$$Q = UA\Delta T_{LM} F_T (0 < F_T < 1) \quad (1)$$

여기서  $Q$ 는 열교환기 용량,  $U$ 는 총괄 열전달계수,  $A$ 는 열교환면적,  $\Delta T_{LM}$ 은 대수평균온도차를 나타낸다. 그러나 열교환기 자체의 제한성 때문에 단순히 위의 식만을 사용하여 열교환기를 설계할 수는 없다. 즉 열교환합성시 필요한 열교환장치 단위 수가 한 개라고 하더라도 경우에 따라 하나의 열교환기만으로는 열교환이 가능하지 않은 경우가 있게 된다. 그러므로 우선 열교환기와 관련된 통 수 및 면적 계산에 대한 자료를 요약하여 보겠다.

일반적으로 보정인자  $F_T$ 가 0.75 이상인 열교환기를 사용하며 그와 같은 경우 Ahmad와 Smith[7]는 통 수를 다음과 같이 계산하였다.

$$(R \neq 1) \quad N_s = \ln[(1-RP)/(1-P)] / \ln W \quad (2a)$$

여기서

$$W = \frac{(R+1 + (R^2+1)^{1/2} - 1.8R)}{(R+1 + (R^2+1)^{1/2} - 1.8)} \quad (2b)$$

이 된다.

$$(R = 1) \quad N_s = \frac{P}{0.9(1-P)} \left( 0.1 + \frac{\sqrt{2}}{2} \right) \quad (2c)$$

이 때 2개의 무차원군  $P, R$ 은 Bowman 등[8]에 의해 식 (3), (4)와 같이 정의되었으며, 통 수  $N$ 은  $N_s$  이상의 최소정수가 된다.

$$P = \frac{T_{tc} - T_{sc}}{T_{sh} - T_{sc}} \quad (3)$$

$$R = \frac{T_{sh} - T_{th}}{T_{tc} - T_{sc}} \quad (4)$$

1-2 열교환기 면적의 계산에 필요한 보정인자  $F_T$ , 즉  $F_{1,2}$ 는 Bowman 등[6]에 의하면 다음과 같이 주어진다.

(R≠1)

$$F_{1,2} = \frac{(R^2+1)^{1/2}}{R-1} \ln \frac{1-P}{1-PR} / \frac{\frac{2}{P} - 1 - R + (R^2+1)^{1/2}}{\frac{2}{P} - 1 - R - (R^2+1)^{1/2}} \quad (5a)$$

(R=1)

$$F_{1,2} = \frac{\sqrt{2}P}{1-P} / \ln \frac{\frac{2}{P} - 2 + \sqrt{2}}{\frac{2}{P} - 2 - \sqrt{2}} \quad (5b)$$

2개의 1-2 열교환기가 직렬로 연결된 경우 또는 1개의 2-4 열교환기에 대한 관계식은 다음과 같다.

(R≠1)

$$F_{2,4} = \frac{(R^2+1)^{1/2}}{2(R-1)} \ln \frac{1-P}{1-PR} / \ln \frac{D+(R^2+1)^{1/2}}{D-(R^2+1)^{1/2}} \quad (6a)$$

$$D = \frac{2}{P} - 1 - R + \frac{2}{P} [(1-P)(1-PR)]^{1/2}$$

(R=1)

$$F_{2,4} = \frac{P}{\sqrt{2}(1-P)} \ln \frac{\frac{4}{P} - 4 + \sqrt{2}}{\frac{4}{P} - 4 - \sqrt{2}} \quad (6b)$$

Bowman 등은 3개 이상의 통 수를 갖는 M-2M 열교환기의  $F_T$ 를 구할 수 있는 식을 제시하였다. M-2M 열교환기의  $P_{M,2M}$ 과 1-2 열교환기의  $P_{1,2}$ 의 관계는 식 (7)과 같으며  $P$ 를 계산한 후 식 (6)을 이용하여 M-2M 열교환기의 보정인자를 계산할 수 있다.

(R≠1)

$$P_{M,2M} = \frac{\left[1 - \left(\frac{1-P_{1,2}R}{1-P_{1,2}}\right)^M\right]}{\left[R - \left(\frac{1-P_{1,2}R}{1-P_{1,2}}\right)^M\right]} \quad (7a)$$

(R=1)

$$P_{M,2M} = \frac{P_{1,2}M}{P_{1,2}N - P_{1,2} + 1} \quad (7b)$$

위의 식들로부터 각 열교환기에 대하여  $F_T$ 를 구한 후 식 (8)에 의해 j-구간온도에 걸친 흐름 상호간의 열교환에 따른 전체 열교환면적  $A_T$ 를 추산할 수 있다[7].

$$A_T = \left\{ \sum_{i=1}^{streams} \left( \frac{q_i}{h_i} \right) \right\} \frac{1}{(\Delta T_{LM} F_T)_j} \quad (8)$$

여기서  $h_i$ 와  $q_i$ 는 각각 해당되는 개별열전달계수, 엔탈피 변화량을 나타낸다.

### 3. 열교환망 합성

#### 3-1. 합성절차

본 연구에서는 최대 에너지회수 조건하에서의 최소 열교환장치수가 열교환망 합성의 최종 설계목표가 된다. Linnhoff와 Flower[2]에 의한 온도구간법과 핀치기술이 사용되었으며 핀치 상하부의 최소 열교환장치수를 만족시키기 위하여 고리(loop) 제거법 및 흐름분기 등이 이용되었다. 또한 엄밀한 에너지의 효율을 나타내는 열역학 제 2법칙의 엑서지 개념을 도입한 엑서지 손실 단위수라는 무차원군  $N_B$ 를 이용하였다. 엑서지 손실단위수  $N_B$ 는 위 등[5]에 의해 다음과 같이 정의되었다.

$$N_B = -(\Delta \dot{B}) / (T_o C_{min}) \quad (9)$$

여기서  $\Delta \dot{B}$ ,  $T_o$ ,  $C_{min}$ 은 각각 엑서지 변화량, 기준온도가 되는 열교환기의 외부온도, 공정흐름 중 최소 열용량 흐름을 나타낸다. 엑서지 변화량, 즉 엑서지 손실에 대한 계산과정은 위 등[4, 5]의 논문에서 상세히 설명되어 있으므로 여기에서는 다음과 같은  $N_B$  계산식만을 기재 하겠다.

(공정흐름 열교환기 및 냉각수 냉각기)

$$N_B = \frac{1}{C_{min}} [C_1 \ln(T_{1,out}/T_{1,in}) + C_2 \ln(T_{2,out}/T_{2,in})] \quad (10)$$

(수증기 가열기)

$$N_B = \frac{C_1}{C_{min}} \left[ \ln(T_{1,out}/T_{1,in}) - \frac{T_{1,out} - T_{1,in}}{T_{ST}} \right] \quad (11)$$

여기서 하첨자 1, 2는 해당되는 흐름,  $ST$ 는 수증기 out는 출구를 나타내며 온도의 단위는 절대온도이다. 이는 단순화된 이상 유체에 해당되는 식이다. 여기서 전체 엑서지 손실단위수  $N_{BT}$ 는 대상 시스템에서 다음과 같이 구하게 된다.

$$N_{BT} = \sum_{i=1}^S N_{B_i} \quad (12)$$

여기서  $S$ 는 유틸리티를 포함한 공정흐름의 수가 된다. 또한 최소의 열교환 장치수  $U_{min}$ 은 다음과 같은 식을 따르게 된다.

Table 1. Stream data for problems

Problem	Stream	Heat capacity flow rate (kW/K)	Supply temperature (K)	Target temperature (K)
example	h1	8.79	433	366
	h2	10.55	522	411
	c1	7.62	333	433
	c2	6.08	389	533
1	h1	30.00	443	333
	h2	15.00	423	303
	c1	20.00	293	408
	c2	40.00	353	413
2	h1	20.00	423	333
	h2	80.00	363	333
	c1	25.00	423	333
	c2	30.00	298	373
3	h1	228.50	432	350
	h2	20.00	540	361
	h3	53.80	616	363
	c1	93.30	299	400
4	c2	196.10	391	538
	h1	3.80	473	308
	h2	2.00	473	293
	c1	4.00	303	453
5	c2	532.00	323	324
	c3	2.20	283	453
	h1	50.00	393	338
	h2	300.00	353	323
	h3	290.00	408	383
	h4	20.00	493	368
	h5	260.00	408	378
	c1	150.00	338	363
	c2	140.00	348	473
	c3	100.00	303	483
	c4	50.00	333	413

$$U_{min} = S - 1 \quad (13)$$

핀치가 존재하는 경우, 핀치 상하에 각각 (13)식이 적용되어야 한다.

이제 본 연구에서의 열교환망 합성 순서를 간략히 서술하면 다음과 같다.

(1) 문제의 데이터로부터 문제표를 구하고 구간 경계온도, 핀치의 위치 및 최소 유틸리티량을 결정한다. 이 때  $\Delta T_{min}$ 은 문헌에서 제시된 수치를 이용한다.

(2) 위의 (1)에서 얻어진 각 온도구간에서 엑서지 손실이 최소가 되는 subnetwork들을 선택하고 핀치를 중심으로 각각 핀치 상하부에 대해 열교환망을 합성한다. 이 때 열교환망 합성은 식 (12)에 의거 엑서지 손실이 적어지는 방향으로 진행되며, 최종 열교환망은

Table 2. Design data for problems

Problem	Heater		Cooler		$\Delta T_{min}$ (K)	Heat transfer coefficient h or U (kW/m <sup>2</sup> ·K)	
	$T_{in}$ (K)	$T_{out}$ (K)	$T_{in}$ (K)	$T_{out}$ (K)			
example	555	555	311	355	11	heat exchanger	0.85
						heater	1.14
						cooler	0.85
1	450	450	293	313	10	0.80	
2	453	453	283	288	20	0.05	
3	649	649	288	303	10	h1	0.40
						h2	0.30
						h3	0.25
						c1	0.15
						c2	0.50
4	503	473	274	288	10	steam	1.00
						cold water	0.60
5	523	523	288	—	20	h1	0.50
						h2	0.25
						h3	0.30
						h4	0.18
						h5	0.25
						c1	0.27
						c2	0.25
						c3	0.15
						c4	0.45
						steam	0.35
						cold water	0.20

최소의 유틸리티 사용하에서 최소 열교환장치수를 만족하여야 한다. 최종 결과가 여러 개일 경우에는 통 수 및 열교환면적을 비교하여 선택한다. 따라서 본 연구에서는 위 등[5]이 제안한 열교환망의 합성방법 과정에서 노출된 문제점, 즉 엑서지 손실단위수가 최소일 때, 여러 열교환망이 존재하는 경우에 통 수 및 열교환면적을 근거로 보다 바람직한 열교환망 선정이 가능함을 제시하려는 것이다.

### 3-2. 예제

본 합성방법을 Lee 등[9]이 제시한 문제, 즉 표준문제 4SP1을 예제로 하여 설명하겠으며, 흐름 데이터 및 설계 데이터는 각각 Table 1, 2 속에 나와 있다. Table 1에 보이는 바와 같이, 예제는 2개의 온류와 2개의 냉류로 이루어져 있으며, 구간경계온도, 열부하 등을 표시하는 문제표가 Table 3에 요약되어 있다. 이는 위 등[5]이  $N_{BT}$ 를 최소로 하는 2개의 열교환망이 존재함을 입증한 문제로 이를 해석함은 이들의 결과를 보완하는 역할을

Table 3. Problem table for example problem

SN	Streams and temperatures				Deficit (kW)	Accumulated(kW)		Maximum permissible(kW)	
	h1	h2	(K)	c1		input	output	input	output
1		544	533		133.76	0.00	-133.76	133.76	0.00
2		522	511		-348.66	-133.76	214.90	0.00	348.66
3		444	433		34.65	214.90	180.25	348.66	314.01
4		433	422		-124.08	180.25	304.33	314.01	438.09
5		411	400		54.01	304.33	250.32	438.09	384.08
6		400	389		-39.78	250.32	290.10	384.08	423.86
7		366	355		167.64	290.10	122.46	423.86	256.22
		344	333						

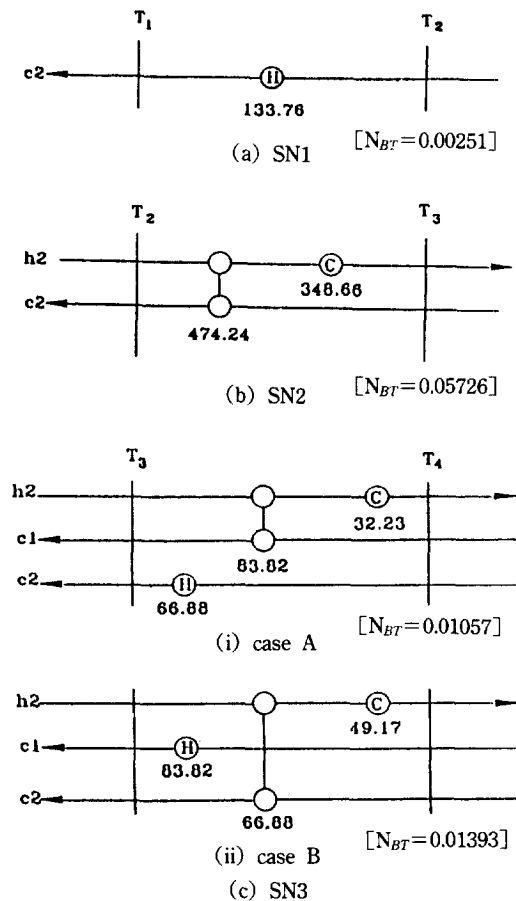


Fig. 1. Array of SN1 to SN3 for example problem.

하게 될 것이다. 문제표를 통하여 최소 가열용량은 133.76 kW, 최소 냉각용량은 256.22 kW임을 알 수 있으며 subnetwork SN1과 SN2 사이에서 온류-냉류 온도 511-522 K 구간에 존재하는 핀치의 위치 또한 알 수 있다. 본 연구에서는 Fig. 1에 보이는 바와 같이 열교환장치 및 온류, 냉류의 흐름들을 표시하기 위해 Linhoff와 Flower[2]가 제시한 격자형(grid) 표기법을 사용한다. 온류는 위쪽에, 냉류는 아래쪽에 위치하며 온류는 왼쪽에서 오른쪽으로, 냉류는 오른쪽에서 왼쪽으로 흐른다. 열교환기는 열을 교환하는 온류와 냉류 위의 두 원과 그것들을 연결하는 수직선으로, 가열기와 냉각기는 각각 냉류와 온류 위의 원으로 나타내고 각각 H, C로 표기하였다. 열량은 각 장치를 나타내는 원 아래에 kW 단위로, 온도는 필요에 따라 절대온도 K 단위로 선상 양단에 표시하였다. 이제 각 subnetwork들의 설계를 시작한다.

먼저 핀치상단부를 살펴보면 Table 3의 문제표로부터 한 개의 subnetwork인 SN1이 존재함을 알 수 있으며 그 설계내용은 다음과 같다.

SN1 : 냉류 c2만이 존재한다. 따라서 511-533 K까지 가열기를 통해 가열해 주어야 하며 이에 대한 구조가 Fig. 1(a)에 나와 있다. 이 때 필요한 가열용량은 133.76 kW이며 SN1에서 엑서지 손실단위수  $N_{BT}$ 를 계산하면 0.00251이 된다.

핀치하단부는 SN2-SN7의 subnetwork들로 이루어져 있으며 SN2-SN4에 걸친 설계는 다음과 같다.

SN2 : 냉류 c2와 온류 h2로 이루어져 있으며 Fig. 1(b)

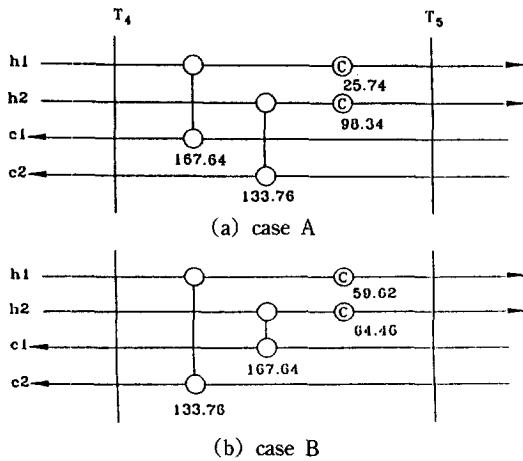


Fig. 2. Array of SN4 with  $N_{BT}=0.01615$  for example problem.

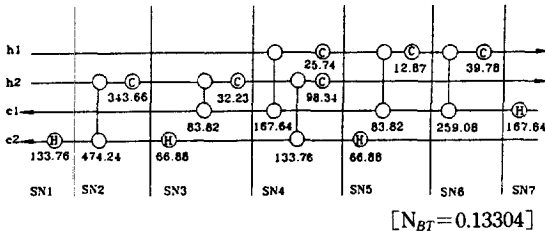


Fig. 3. Connecting subnetworks for example problem.

와 같은 연관이 가능하다. 이 때  $N_{BT}$ 가 최소이며 온류  $h_2$ 의 열용량흐름이 더 크므로 나머지 열량은 냉각기로 냉각시킨다.

SN3: 2개의 냉류  $c_1$ 과  $c_2$  및 1개의 온류  $h_2$ 로 이루어져 있다. Fig. 1(c)에서 보는 바와 같이 2개의 구조가 가능하며, 엑서지 손실이 작은 즉  $N_{BT}$  값이 작은 A 경우를 선택한다.

SN4: 2개의 냉류  $c_1$ ,  $c_2$  및 2개의 온류  $h_1$ ,  $h_2$ 로 이루어져 있다. 온도제약조건과 열량흐름조건을 만족하는 2개의 구조가 Fig. 2에 나타나 있으며, 둘 다 0.01615의 동일한  $N_{BT}$  값을 갖는다. 이 때에는 열교환기의 통합이 용이한 A 경우를 선택한다. A 경우에서 ( $h_1$ - $c_1$ ), ( $h_2$ - $c_2$ ) 열교환기는 SN2에서의 열교환기와 같은 유형이다.

위와 같은 방법에 의거 SN5, SN6, SN7에 대하여 각각 주어진 온도조건 및 열부하를 만족시키며  $N_{BT}$ 가 최소인 열교환망을 선택하여 연결시키면 Fig. 3과 같다. 이 때 총 엑서지 손실단위수는 0.13304이다. 이제 Fig. 3의 sub-network들을 핀치를 중심으로 다음과 같이 합성시켜 나간다.

(1) SN2의 냉각기와 SN3의 가열기를 연결하여 새

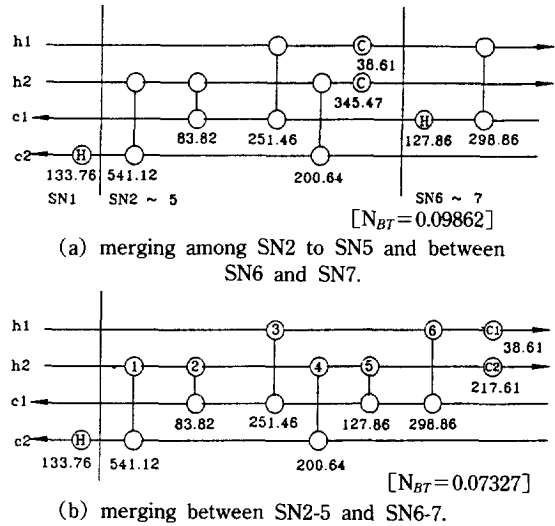


Fig. 4. Merging process for example problem.

로운 열교환기를 만들고 SN2의 열교환기와 통합시킨다.

(2) SN4의 냉각기와 SN5의 가열기를 연결한다. 이때 2개의 구조가 가능하며 엑서지 손실이 적은 것을 선택한다. 새로이 만들어진 열교환기는 SN4의 열교환기에 통합시킨다.

(3) SN6의 냉각기와 SN7의 가열기를 연결하여 새로운 열교환기를 만들고 SN6의 열교환기에 통합한다.

(4) 위의 작업을 마친 후 나머지 냉각기들을 SN5의 저온부로, 가열기는 SN6의 고온부로 이동시킨다. 냉각기의 좌측이동과 가열기의 우측이동은 온도제약조건을 위배하지 않는다.

(5) Fig. 4(a)는 위의 (1)-(4)까지의 결과이며 이 경우에  $N_{BT}$ 는 0.09862이다. 이 값은 Fig. 3의  $N_{BT}$ 보다 작은 수치이며 엑서지 손실이 줄어들었음을 알 수 있다. 다시 엑서지 손실이 적어지는 방향으로 가열기와 냉각기를 연결하고 새로운 열교환기를 만들어내면 Fig. 4(b)와 같다.

(6) Fig. 4(b)는 여러 개의 1차고리(first-level loop)를 포함하고 있다. 최소 열교환장치수를 만족시키기 위하여 고리를 제거해 나간다. 먼저 그림에서 열교환장치 1, 4로 구성된 1차고리를 제거하면 Fig. 5(a)와 같으며 다시 열교환장치 2, 5로 구성된 1차고리를 없애면 Fig. 5(b)의 구조가 된다. 이 때 온도제약조건을 검토해 보아야 하는데, 그림들의 구조들은 이 조건을 만족한다. Fig. 5(b)는 더 이상의 1차고리를 가지고 있지는 않으나 1개의 2차고리( $C_1$ -3-2- $C_2$ )를 포함하고 있다. 따라서 핀치하단부에는 식 (13)에 의하면 최소 열

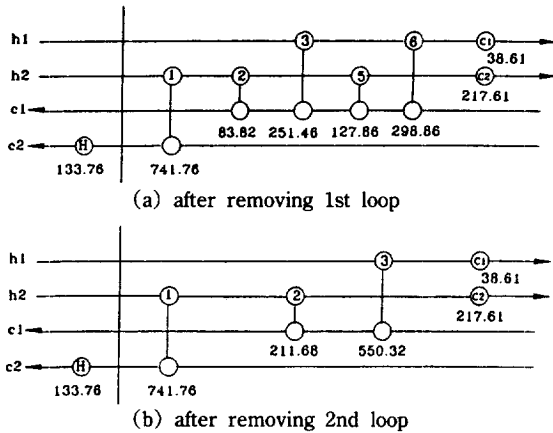


Fig. 5. Results after breaking loops for example problem.

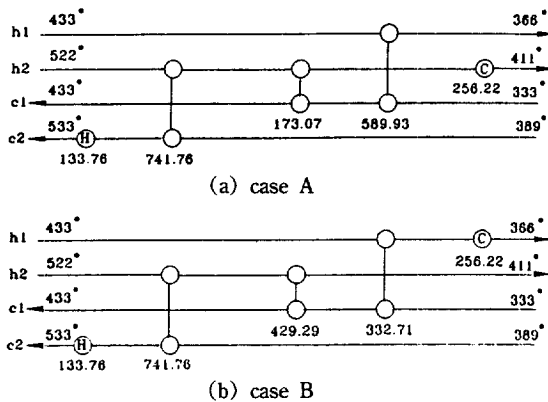


Fig. 6. Final results of example problem with  $N_{BT}=0.07327$ .

교환장치수보다 1개 많은 5개의 열교환장치가 존재하게 된다. 다시 2차고리를 제거하면 2개의 구조가 가능하며 이를 정리하면 Fig. 6과 같으며 이 결과들을 위 등[5]의 논문에서 보고된 바 있다. 두 개의 구조 모두 최대 에너지회수 조건하에서의 최소 열교환장치수를 만족한다.  $N_{BT}$ 는 둘다 0.07327이며 엑서지 손실이 계속해서 줄었음을 알 수 있다.

이제 Table 2의 설계데이터 및 식 (1)-(8)을 이용하여 통수  $N$  및 열교환면적  $A_T$ 를 계산해 보면 (a)의 경우가 각각 9개, 85.24  $m^2$ 이며 (b)의 경우는 8개, 79.36  $m^2$ 이 된다. 따라서 통수와 열교환면적이 열교환망 선정에 기준이 된다면 (b)의 경우가 더 우수한 열교환망을 알 수 있다. 따라서 엑서지 손실을 최소화하는 조건을 만족시키는 여러 구조들이 있을 때 통수 및 열교환면적을 계산하여 보다 나은 열교환망을 선택할 수 있다고 판단한다.

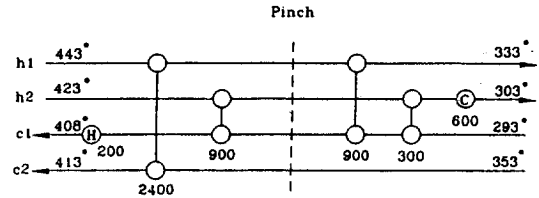


Fig. 7. Present result for problem 1.

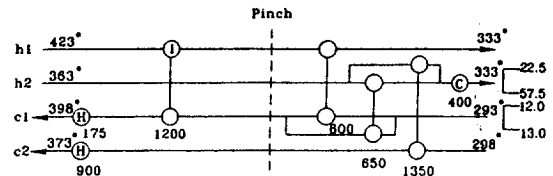


Fig. 8. Present result for problem 2.

### 3-3. 적용 문제들

엑서지해석을 이용한 본 합성방법을 1990년을 전후로 해서 발표된 문제들에 적용시켜 보았다. 각 문제들의 흐름데이터 및 설계데이터는 Table 1과 2에 나와 있다.

문제 1은 Yee와 Grossmann[10]이 제시한 문제이며 2개의 온류 및 2개의 냉류로 이루어져 있다. 핀치는 353-363 K 구간에 존재하며 최소 가열용량 200 kW, 최소 냉각용량 600 kW가 필요하다. 최소 열교환장치수는 핀치상단부에서 3개, 핀치하단부에서 3개이다. 본 연구결과 Fig. 7의 최종적인 열교환망을 구하였다. 그림에서 선상의 숫자는 온도 K, 우측 끝의 숫자는 분기된 열용량흐름량을 나타낸다. Ciric과 Floudas[11]가 제시한 결과와 비교하여 보면 2개의 구조 모두 최대 에너지회수 조건 하에서의 최소 열교환장치수를 만족했으며 동일한  $N_{BT}$  값 0.05801이 나왔다. 통수 및 열교환면적은 각각 전자가 14개, 424.99  $m^2$ , 후자가 18개, 435.10  $m^2$ 로 본 연구결과가 우수함을 알 수 있다. 더욱이 후자의 경우 흐름의 분기를 요하나 본 연구결과는 흐름의 분기를 요하지 않으므로 제어에 용이성을 제공한다고 말할 수 있다.

문제 2는 Gundersen과 Grossmann[12]이 제시한 것으로 2개의 온류 및 2개의 냉류로 이루어져 있다. 핀치는 343-363 K 구간에 존재하며 최소 가열용량 1075 kW, 최소 냉각용량 400 kW가 필요하다. 핀치상단부 및 핀치하단부에서의 최소 열교환장치수는 각각 3개, 4개이다. 본 연구결과는 Fig. 8과 같으며 Gundersen과 Grossmann[12]이 제시한 결과와 비교해 보면 핀치하단부의 구조는 양자 동일하며  $N_{BT}$ 는 0.15535의 동일한 값을 갖는다. 2개의 구조 모두 최대 에너지회수 조건 하에서의 최소 열교환장치수를 만족한다. 통수는 모두 11

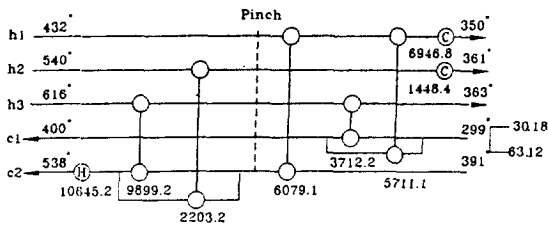


Fig. 9. Present result for problem 3.

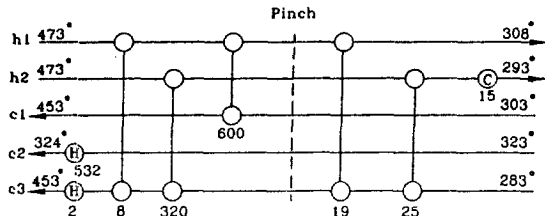


Fig. 10. Present result for problem 4.

개로 같았으나 후자의 경우 핀치상단부는 흐름의 분기가 존재하며 따라서 제어의 어려움이 발생할 것이다. 그러나 열교환면적은 전자가  $3898.94 \text{ m}^2$ 인 반면 후자가  $3487.53 \text{ m}^2$ 로 본 연구결과가 11.80% 많은 열교환면적을 필요로 한다. 이는 후자의 경우 핀치상단부에 공정 흐름 상호간에 열교환기 2개가 필요한데(h1-c2, h1-c1) 이들의  $F_T$ 가 각각 0.92, 0.91로 본 연구에서의 열교환기 1의  $F_T$ 인 0.78보다 좋은 효율성을 보이기 때문이다. 따라서 본 연구결과의 경우가 다소 많은 열교환면적을 필요로 하며, 이러한 상황을 고려할 때 합성 중  $F_T$ 를 고려할 수 있는 과정이 보완되어야 할 것이다. 이 때 제어상의 문제 등으로 효율성이 좋지 않은 열교환기들이 불가피하게 이용되어진다면 가능한한 열교환기의 용량을 줄이도록 해야 할 것이다.

문제 3은 Ahmad[13]가 제시한 문제이며 3개의 온류 및 2개의 냉류로 이루어졌다. 핀치는 422-432 K 구간에 존재하며 최소 가열용량 10645.20 kW, 최소 냉각용량 8395.20 kW를 필요로 한다. 최소 열교환장치수는 핀치상단부에서 3개, 핀치하단부에서 5개이다. 이 문제에 대하여 Gundersen과 Grossmann[12]은 4개의 결과를 제시하였는데, 최대 에너지회수 조건하에서의 최소 열교환장치수를 만족하면서 통수 및 열교환면적의 우수성을 보인 구조가 2개가 있다. 즉 그들의 문헌[12]의 Fig. 4 중 "Design C"와 "Design D"이다. 이 중 "Design C"가 본 연구결과와 일치하며, 이는 Fig. 9와 같다.  $N_{BT}$ , 통수, 열교환면적의 값은 각각 전자가 0.72303, 30개,  $15598.04 \text{ m}^2$ , 후자가 0.72535, 32개,  $15871.83 \text{ m}^2$ 이므로 "Design C"가 유리한 열교환망이라고 판단된다.

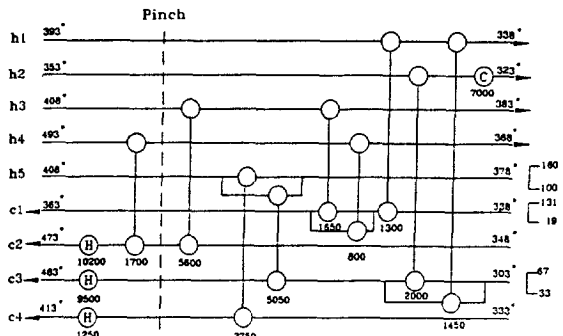


Fig. 11. Present result for problem 5.

문제 4는 Linnhoff와 Ahmad[14]가 발표한 문제이며 2개의 온류 및 3개의 냉류로 이루어져 있다. 핀치는 303-313 K 구간에 존재하며 최소 가열용량 2 kW, 최소 냉각용량 15 kW가 필요하다. 최소 열교환장치수는 핀치상단부와 핀치하단부에서 각각 5개, 3개이다. 본 연구결과는 Fig. 10에 있으며 Linnhoff와 Ahmad[14]가 제시한 핀치상단부의 결과와 비교할 때 즉 후자의 경우 c2의 외부 가열에 524 kW, c3의 가열에 10 kW가 소요된다는 점에서 차이가 있다. 본 연구결과는 최대 에너지회수 조건하에서의 최소 열교환장치수를 만족했으며  $N_{BT}$  값은 0.34593이다. 핀치상단부에 대한 통수는 전자, 후자 모두 동일하게 23개이나 열교환면적은 전자가  $851.20 \text{ m}^2$ , 후자가  $849.80 \text{ m}^2$ 이다. 본 연구결과가 0.16% 많은 열교환면적을 필요로 한다.

문제 5는 Hall 등[15]이 제시한 문제로 5개의 온류 및 4개의 냉류로 이루어져 있다. 핀치는 388-398 K 구간에 존재하며 최소 가열용량 20950 kW, 최소 냉각용량 7000 kW가 필요하다. 최소 열교환장치수는 핀치상단부에서 4개, 핀치하단부에서 9개이다. 본 연구결과는 Hall 등이 제시한 결과와 일치했으며 그 결과는 Fig. 11과 같다. 최대 에너지회수 조건하에서의 최소 열교환장치수를 만족했으며  $N_{BT}$ 는 0.83481, 통수 및 열교환면적은 각각 17개,  $11239.53 \text{ m}^2$ 으로 나타났다.

### 3-4. 결과 검토

위 등[5]이 사용한 방법을 본 문제들에 적용시켜 유틸리티 사용 및 열교환장치수를 최소화하는 조건하에서 가능한한 열교환 통수와 총 엑서지 손실단위수  $N_{BT}$ 가 최소인 열교환망을 합성해 보았다. 본 연구결과와 기존의 결과들은 모두 최대 에너지회수 조건하에서의 최소 열교환장치수를 만족하였으며 통수 및 열교환면적의 비교에서는 약간의 차이를 보였다. 통수의 비교에 있어서는 문제 2, 문제 4, 문제 5가 기존의 결과들과 동일한



값을 보였으며 나머지 2개의 문제들에 있어서는 본 연구결과가 최대 4개까지 적은 우수한 결과를 보였다. 열교환면적의 비교에서는 문제 2를 제외한 나머지 문제들에서  $\pm 3\%$ 의 근소한 차이를 보였다. 문제 2에 대한 본 연구결과는 기존의 결과보다 11.80% 많은 열교환면적을 필요로 한다. 이것은 식 (1)에 보이는 열교환기의 효율정도를 나타내는 보정인자  $F_T$ 를 고려하지 않은 결과로 생각되며, 열교환망의 합성과정에서 효율성이 떨어지는, 즉  $F_T$ 값이 작은 열교환기는 가급적 배제되도록 합성되어야 할 것이다. 문제 2의 경우에는 기존의 결과가 본 연구결과보다 적은 열교환면적을 필요로 한 반면, 핀치상단부에 흐름분기가 존재하고 있으며 따라서 설비비용의 증가 및 제어의 난점이 발생될 것이다. 본 연구에 따른 열교환망 합성방법은 흐름수가 많아질수록 손계산에 어려움이 발생하며 따라서 보다 엄밀한 결과를 얻기 위하여 관련된 알고리즘이 개발되어야 할 것이다.

설비비용과 조업비용의 trade-off를 적절하게 결정해주는 중요한 인자 중의 하나가  $\Delta T_{min}$ 이며, 지금까지의 열교환망 합성에 대한 연구는 대부분 향류형 열교환기의 가정으로 인해  $\Delta T_{min}$ 의 최적화에 많은 오차를 포함하였다. 따라서 열교환망 합성시 통 수에 대한 검토가 반드시 이루어져야 할 것이다. 핀치를 이용한 열교환망합성방법은 핀치상하부를 각각 독립적으로 합성한다. 이는 핀치를 고려하지 않은 최소 열교환장치치수보다 더 많은 장치수를 초래할 수 있으며 오히려 연간비용을 증가시킬 수도 있다. 핀치를 통해 일정한 양의 열을 흐르게 하여 고리를 제거한다면 에너지 소비량이 증가하는 반면 열교환장치수를 줄일 수 있으며 따라서 이에 대한 trade-off도 고려해야 할 것이다. 또한 통당 열교환면적의 제한성, 흐름분기에 대한 비용의 증가 및 제어성도 아울러 고려할 중요한 변수가 될 것이다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 핀치기술과 복합된 엑서지 해석을 통하여 최대 에너지회수 조건하에서의 최소 열교환장치수를 만족하는 열교환망을 합성하였다. 이것은 조업비용과 설비비용을 포함하는 연간비용면에서 최적 또는 최적에 근접한 구조를 나타내며 공정의 효율성을 극대화시켰음을 의미하는 것이다.

본 합성방법을 최근에 발표된 문헌에서 제시한 5개의 문제에 적용시켜 최종결과를 손계산으로 구하였는데, 5개의 문제 모두 최대 에너지회수 조건하에서의 최소 열교환장치수를 만족하는 결과가 나왔다. 통 수 및 열교환면적을 문헌의 기존 열교환망들과 비교해 본 결과,

통 수에서는 본 연구결과가 최대 4개까지 적어지는 결과를 보였으며 열교환면적에서는 4개의 문제들에서 약  $\pm 3\%$ 의 근소한 차이를 보였다. 한 문제에서는 본 연구결과가 기존의 결과들보다 더 많은 열교환면적을 필요로 하며 이는 열교환기의 효율성을 고려하지 않은 결과라고 생각된다. 따라서 열교환기의 효율성을 고려한 연구가 이루어져야 하며, 이에 대한 문제점이 보완된다면 본 합성방법은 열교환망 합성 및 개선에 있어서 기초설계자료로 충분히 활용될 수 있다고 생각한다.

#### 감 사

본 연구를 지원하여 준 호남정유 주식회사에 감사드립니다.

#### 사용기호

- A : heat exchanger area [ $m^2$ ]
- $\dot{B}$  : flow exergy [ $W/K$ ]
- b : exergy per unit mass [ $J/kg \cdot K$ ]
- C : heat capacity flow rate [ $W/K$ ]
- $F_T$  : correction factor
- h : enthalpy per unit mass [ $J/kg$ ] or hot stream
- h : heat transfer coefficient [ $W/m^2 \cdot K$ ]
- N : number of shells
- $N_B$  : number of exergy loss units
- $N_{BT}$  : total number of exergy loss units
- P : thermal effectiveness of heat exchanger
- Q : heat flow [ $W$ ]
- q : enthalpy change per unit mass [ $J/kg$ ]
- R : ratio of the heat capacity flow rates
- S : number of streams
- s : entropy per unit mass [ $J/kg \cdot K$ ]
- T : absolute temperature [ $K$ ]
- $T_{LM}$  : log mean temperature difference
- $T_o$  : standard temperature [ $K$ ]
- U : overall heat transfer coefficient [ $W/m^2 \cdot K$ ]
- $U_{min}$  : minimum number of heat exchange units

#### 하첨자

- c : cold stream
- h : hot stream
- i : stream
- min : minimum
- s : supply
- t : target
- \*

: reference state

## 참고문헌

1. Westbrook, G. T.: *Hydrocarb. Process Petrol. Refin.*, **40**, 201(1961).
2. Linnhoff, B. and Flower, J. R.: *AIChE J.*, **24**, 633 (1978).
3. Linnhoff, B. and Flower, J. R.: *AIChE J.*, **24**, 642 (1978).
4. 위정호 : 공학석사논문, 서울대학교(1988).
5. 위정호 등 : 화학공학, **30**, 406(1992).
6. Su, J. L. and Motard, R. L.: *Comp. & Chem. Eng.*, **8**, 67(1984).
7. Ahmad, S. and Smith, R.: *Chem. Eng. Res. Des.*, **67**, 481(1989).
8. Bowman, R. A., Mueller, A. C. and Nagle, W. M.: *Trans. ASME*, **62**, 283(1940).
9. Lee, K. F., Masso, A. H. and Rudd, D. F.: *I & EC Fund.*, **9**, 48(1970).
10. Yee, T. F. and Grossmann, I. E.: Report EDRC-06-25-87, Carnegie-Mellon Univ., Pittsburgh, P.A. (1987).
11. Ciric, A. R. and Floudas, C. A.: *I & EC Res.*, **29**, 2 (1990).
12. Gundersen, T. and Grossmann, I. E.: *Comp. & Chem. Eng.*, **14**, 9(1990).
13. Ahmad, S.: Ph. D. Thesis, Univ. of Manchester, UK (1985).
14. Linnhoff, B. and Ahmad, S.: *Comp. & Chem. Eng.*, **14**, 7(1990).
15. Hall, S. G., Ahmad, S. and Smith, R.: *Comp. & Chem. Eng.*, **14**, 319(1990).