

엑서지 해석 및 핀치설계방법을 이용한 열교환망의 합성

위정호 · 최창균 · 주현수 · 조영상* · 김화용

서울대학교 공과대학 화학공학과
*한국과학기술연구원 화학공정연구실
(1991년 10월 11일 접수, 1992년 5월 25일 채택)

Heat Exchanger Network Synthesis by Using Exergy Analysis and Pinch Design Method

Jeong Ho Wi, Chang Kyun Choi, Hyun Soo Joo, Youngsang Cho* and Hwayong Kim

*Department of Chemical Engineering, College of Engineering,
Seoul National University, Seoul 151-742, Korea*

**Chemical Process Lab., Korea Institute of Science and Technology, Seoul 136-791, Korea*

(Received 11 October 1991; accepted 25 May 1992)

요 약

본 연구에서는 열역학 제 2법칙에 기초를 둔 열교환망 합성 알고리즘을 제시하였다. 본 방법은 에너지의 열화를 의미하는 엑서지손실단위수라는 새로운 무차원군을 근거로 하여 최소 유틸리티 사용 및 최소 열교환장치수를 설계 목적으로 하고 있다. 본 합성방법을 흐름수 4-7개인 기존의 7문제에 적용한 결과, 본 방법이 간단한 손계산으로 최적 또는 최적에 가까운 열교환망을 합성할 수 있는 효율적인 방법임이 증명되었다. 따라서 열교환과 관련된 실제 공정에 있어서 본 방법이 초기설계를 제공할 수 있으리라고 생각된다.

Abstract—In this study an algorithm which is based on the second law of thermodynamics is presented for the synthesis of heat exchanger networks. For this purpose a new dimensionless group (the number of exergy loss units) to represent the degradation of energy is defined. The design objective is to find a proper network synthesis minimizing the number of heat exchanger units required under the minimum utility consumption. By testing seven well-known standard problems dealing with 4 to 7 streams, this method proved to be efficient in generating an optimal or near-optimal structure by simple hand calculations. The present method can be used for a preliminary design of actual heat exchange processes.

1. 서 론

화학공업은 에너지를 많이 소비하는 대표적인 산업이며, 에너지와 관련된 많은 단위공정들로 이루어져 있다. 따라서 1970년대 초반 석유파동으로 많은 타격을 받은 산업이 되었고, 그 결과 에너지의 절약기술 및 단위공정들의 효율적인 집적에 관심을 갖고 많은 연구가 진

행되었다. 특히 공정설계와 개선의 근본이 되는 공정 합성 분야에서는 반응경로의 합성, 열교환망의 합성, 제어체계의 합성 등에 많은 발전이 있었다. 화학공정은 대부분의 경우 반응, 분리, 이동을 수반하는 많은 공정들로 이루어져 있으며, 각 공정은 에너지의 흐름과 밀접한 관련이 있다. 따라서 에너지의 흐름을 좌우하는 열교환망의 효율적인 합성은 에너지절약 측면에서 큰

의의를 가지고 있다.

열교환망 합성시의 문제점은 온류들과 냉류들을 서로 연관할 수 있는 방법들의 조합수가 매우 크다는 점이다. 또한 물리적 성질과 이동성질 등이 온도에 의존하며, 여러 형태의 흐름(액체, 기체, 혼합상 등)이 존재하고 있다는 점이다. 이를 해결하기 위한 열교환망 합성의 연구는 문제의 크기를 축소하기 위해 설계목적을 설정하는 방향으로 진행되어 왔는데, 주로 경험법칙을 이용한 방법, 행렬을 이용하는 수학적 방법 등을 이용해 그 해를 제시해 왔다. 이는 Stephanopoulos[1]에 의하여 잘 요약되어 있다. Masso와 Rudd[2]에 의하여 본격적으로 제기된 재래적인 공정합성 방법은 대부분 실용적인 견지에서 쉽게 활용할 수 없는 단점을 내포하고 있다. 1978년 Linnhoff와 Flower[3]는 문제표를 이용하여 에너지회수의 목표와 핀치(pinch) 개념을 제시하였으며, 이들은 먼저 핀치 부위를 찾아내어 최소 유틸리티를 사용하는 초기 열교환망을 구한 후 열교환장치수를 줄여나가면서 열교환망을 합성하는 순쉬운 방법을 제안하였다. 이러한 핀치설계방법은 영국의 ICI 등에서 실제공정에 적용하여 평균 30%의 에너지절약 효과를 보았으며, 단순하면서도 효과적인 에너지절약기술로 알려져 왔다. 이러한 연구결과들은 최 등[4, 5]에 의하여 국내에 소개된 바 있다.

2. 열교환망

2-1. 문제의 정의

Masso와 Rudd[2]는 열교환망 합성문제를 다음과 같이 정의하였다. 냉각되어야 할 m 개의 온류 $h_i(i=1, 2, \dots, m)$ 들과 가열되어야 할 n 개의 냉류 $c_j(j=1, 2, \dots, n)$ 들이 있으며, 각 흐름과 관련된 공급온도 t_i , 목표온도 t_j , 그리고 열용량흐름 C_i 가 주어져 있다. 또한 필요한 경우 유틸리티, 즉 수증기 가열기와 냉각수 냉각기를 보조장치로 사용할 수 있다. 수증기는 포화수증기를 사용하며, 수증기의 잠열만을 이용한다. 냉각수는 유입 온도 t_{cw} 로 정해져 있으며 최대 유출온도를 넘지 않는 범위에서 임의로 사용할 수 있다. 주어진 각 흐름들을 목표온도까지 도달시키면서 열교환망의 연간비용을 최소로 하는 구조를 결정하는 것이 열교환망 합성문제이다.

2-2. 핀치

Fig. 1과 같이 4개의 온류를 생각해 보자. 이 때 열용량 C 가 각각 a, b, c, d 인 4개의 온류를 온도-엔탈피 도표에 나타내면 Fig. 1(a)와 같으며, 이를 단일곡선으로 합성하면 Fig. 1(b)와 같다. 엔탈피는 그 자체가 절대적인

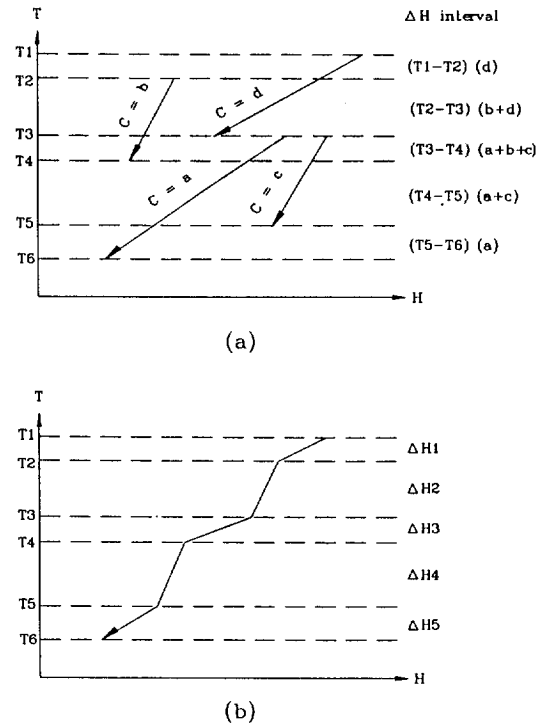


Fig. 1. Construction of composite curves.

수치가 아니고 그 차이가 절대적인 것이므로 온도구간을 설정하고 임의로 나열한 것이 Fig. 1이다. Fig. 1(b)에 보이는 곡선을 혼합곡선(composite curve)이라 하며 냉류들에 대해서도 같은 방법으로 구할 수 있다.

고온의 유틸리티 및 저온의 유틸리티, 그리고 그 사이에 서로 열을 교환하는 온류와 냉류로 이루어진 어떠한 공정이 있다고 생각할 때 온류, 냉류들에 대한 혼합곡선을 그리면 Fig. 2와 같다. 이 때 Q_h 는 고온의 유틸리티에서 공정에 가해지는 열량이며, Q_c 는 공정에서 저온의 유틸리티에 전해주는 열량이다. Fig. 2에서 온류의 혼합곡선이 냉류의 혼합곡선보다 위에 존재하는 것은 열이 고온에서 저온으로 흐른다는 것을 의미한다. 이 때 두 곡선 사이에서 온도차이가 가장 작은 부위를 핀치(pinch)라 하며, 이 때의 온도를 최소허용접근온도(ΔT_{min})라 한다. ΔT_{min} 은 핀치의 위치 및 최소 유틸리티량을 결정하게 되며 이 때 핀치를 통한 열의 흐름은 없어야 한다. ΔT_{min} 이 작아질수록 유틸리티 사용량은 줄어들게 되며 따라서 조업비용은 줄어들게 된다. 하지만 열전달면적이 커져야 하므로 설비비용은 오히려 증가한다. 따라서 조업비용과 설비비용 사이에는 trade-off가 존재하며 ΔT_{min} 에 대한 최적화 과정이 중요한 문제로 대두된다.

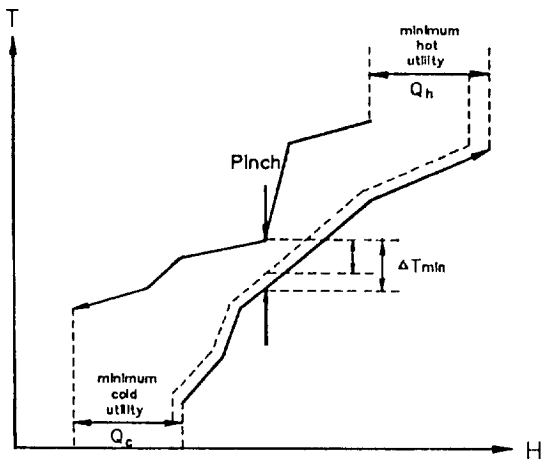


Fig. 2. Energy targets and the pinch with composite curves.

2-3. 최소 열교환장치수

열교환장치수는 설비비용과 밀접한 관계가 있으므로 열교환망 합성에 있어서 중요한 의미를 가지며, 최소 열교환장치수에 대한 일반적인 관계식은 다음과 같다 [6].

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

여기서 U_{min} 은 최소 열교환장치수이며, N 은 유틸리티를 포함한 공정흐름수이다.

최대 에너지회수를 목표로 하는 열교환망 합성에서는 핀치를 통한 열의 흐름이 없어야 하며 핀치상하부를 열역학적으로 독립된 구조로 간주한다. 따라서 최대 에너지회수의 조건하에서 최소 열교환장치수의 계산은 식 (1)을 근거로 핀치상하부를 분리하여 수행되어야 하며 식 (2)와 같이 정의할 수 있다.

$$U_{min} = U_{min(a)} + U_{min(b)} \quad (2)$$

여기서 $U_{min(a)}$ 과 $U_{min(b)}$ 은 각각 핀치상단부와 하단부에서의 최소 열교환장치수이다.

3. 엑서지 해석

3-1. 엑서지 변화

열교환기에서는 유체마찰에 의한 압력강화와 온도차에 의한 열전달이 일어난다. 온류와 냉류상에서 각각 일어나고 있는 압력강화와 에너지함량의 변화는 열교환기에서 엔트로피를 생성하게 된다. 엔트로피 발생량은 에너지 측면에서 볼 때 감소되어지는 것이 유리하며 경제적인 측면에서의 엄밀한 검토가 필요하다. 본 연구

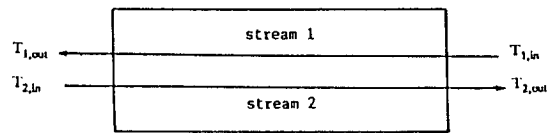


Fig. 3. Schematic of a counter flow heat exchange unit.

에서는 온류와 냉류가 열교환기 내부에서 상변화를 일으키지 않고 단순히 온도변화를 일으키고 있는 단순계를 중심으로 엔트로피 생성과 엑서지 변화를 검토하겠다. 또한 열교환기는 정상상태에 있으며 각 흐름의 열용량 흐름은 일정하고 외부로의 열손실은 무시된다.

열역학 제 2법칙을 대변하는 중요한 함수 중의 하나가 엑서지인데 이는 잘 정의된 물질계가 외부와 열역학적 평형에 도달할 때까지 그 계로부터 가역적으로 얻어낼 수 있는 최대의 일량이라고 말할 수 있다. 단위질량당 엑서지 b 는 엔탈피가 지배적인 개방계에 대해 다음과 같이 정의된다[7].

$$b = (h - h_*) - T_*(s - s_*) \quad (3)$$

여기서 b , h , s 는 각각 단위질량당 엑서지, 엔탈피, 엔트로피이며 하첨자 $*$ 는 기준상태를 나타낸다.

본 연구에서는 Fig. 3과 같은 향류형 열교환기에서, 온류와 냉류가 흐름 도중 상변화를 일으키지 않으며 단순히 온도변화만 있다고 가정한다. 열용량이 일정하고 단일성분의 이상기체인 경우, 온도 및 압력의 변화가 있을 때, i -흐름의 엑서지 변화율 $\dot{\Delta B}_i$ 는 다음과 같다. 이 때 기준온도는 열교환기의 외부온도 T_0 가 된다.

$$\begin{aligned} \dot{\Delta B}_i &= \dot{m}_i(b_{out} - b_{in})_i \\ &= (\dot{m}C_p)_i(T_{out} - T_{in})_i - T_0\dot{m}_i[C_p \ln(T_{out}/T_{in}) \\ &\quad + R \ln(P_{in}/P_{out})]_i \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 \dot{m} 은 질량유속, C_p 는 열용량, T 는 절대온도, R 은 기체상수, P 는 압력을 나타낸다. 이 때 열교환기에서 전체 엑서지변화율은 다음과 같다.

$$\dot{\Delta B} = -T_0(C_1\Psi_1 + C_2\Psi_2) \quad (5a)$$

$$\Psi = \ln(T_{out}/T_{in}) + (R/C_p)\ln(P_{in}/P_{out}) \quad (5b)$$

여기서 C 는 열용량 흐름($\dot{m}C_p$), 하첨자 1, 2는 각각 흐름 1과 2를 나타낸다. 전체 엑서지변화율은 가역공정의 경우 그 값이 0이며, 비가역공정의 경우 음의 값을 갖는다. 이것은 비가역공정에서 에너지가 열화됨을 의미하는 것이다.

본 연구에서는 엔트로피 생성 단위수와 유사하게 새로운 무차원군으로 다음과 같은 엑서지손실단위수 N_B 를 정의한다.

$$N_B = -(\Delta \dot{B}) / (T_o C_{min}) \quad (6)$$

여기서 C_{min} 은 공정흐름들 중에서 최소 열용량흐름값을 나타낸다. N_B 는 Bejan[8]이 제시한 엔트로피 생성 단위수보다 포괄적 의미를 갖으며 본 연구의 열교환망 합성시 이용된다.

3-2. 엑서지손실단위수와 열교환장치

일반적인 열교환장치로는 공정흐름들 상호간에 열을 교환하는 열교환기, 포화수증기를 열원으로 하는 가열기, 냉각수를 냉각원으로 하는 냉각기 등이 있다. 이러한 열교환장치들의 합성을 위하여 다음과 같은 가정이 선행된다.

- (1) 모든 열교환장치들은 항류형이며 외부로의 열손실은 없다.
- (2) 열교환장치에서의 압력손실은 온도차에 비하여 엑서지손실에 기여하는 바가 매우 작다.
- (3) 열교환장치에서의 열용량흐름은 일정하며 정상 상태이다.

가정 (2)는 액체의 경우 보편적으로 적용되어진다.

공정흐름간의 열교환기인 경우 냉류 1은 T_1 의 온도로 들어가서 $T_{1,out}$ 으로 가열되고, 온류 2는 T_2 에서 $T_{2,out}$ 으로 냉각된다. 이 경우 열교환기에서 엑서지손실단위수는 다음과 같이 주어진다.

(공정흐름 열교환기)

$$N_B = \frac{1}{C_{min}} [C_1 \ln(T_{1,out}/T_1) + C_2 \ln(T_{2,out}/T_2)] \quad (7)$$

수증기 가열기에서는 포화수증기가 온도 T_{ST} 에서 잠열을 내놓으면서 응축하게 되므로 $T_2 = T_{2,out} = T_{ST}$ 가 된다. 이 경우 상변화가 일어나는 수증기상에 대해서는 엔트로피변화를 이용해 다음과 같이 엑서지손실단위수를 구할 수 있다.

(수증기 가열기)

$$N_B = \frac{C_1}{C_{min}} \left[\ln(T_{1,out}/T_1) - \frac{(T_{1,out} - T_1)}{T_{ST}} \right] \quad (8)$$

위에서 $C_1(T_{1,out} - T_1)$ 이 온도 T_{ST} 에서 상변화에 따른 잠열 손실량이 된다.

냉각수를 냉각원으로 이용하는 냉각기에서는 냉각수에 대해 $T_1 = T_{CW}$, $T_{1,out} = T_{CW,out}$ 이 되므로 엑서지손실단위수는 아래와 같이 주어진다.

(냉각수 냉각기)

$$N_B = \frac{1}{C_{min}} [C_{CW} \ln(T_{CW,out}/T_{CW}) + C_2 \ln(T_{2,out}/T_2)] \quad (9)$$

4. 예 제

본 연구에서는 위에 설명되어 있는 바와 같이 1878년 Gibbs[9]에 의해 제안되고, Keenan[10]에 의해 확장, 발전된 엑서지개념을 핀치설계방법에 도입하여 이를 확충하여 보겠다. 우선 열교환망 합성순서를 제시하면 다음과 같다.

(1) 연구대상을 선정한 후, 데이터로부터 문제표 및 subnetwork를 만들어 핀치와 최소 유틸리티량을 정한다.

(2) 각 subnetwork에서 가능한 온류-냉류간의 연관을 조사하고, 엑서지손실단위수를 최소로 하는 구조를 선택한다. 이 때 선택된 구조가 문제표의 열량흐름조건을 위배해서는 안된다.

(3) 선택된 subnetwork들을 핀치를 중심으로 각각 핀치상하부에 대해 subnetwork 상호간의 가열기-냉각기의 결합, 열교환장치의 통합을 시행하여 열교환망을 합성해 나간다. 최종 열교환망은 최대 에너지회수 및 최소 열교환장치수를 만족하여야 하며 최소 열교환장치수를 만족시키기 위하여 고리(loop)제거법 및 흐름 분기(splitting) 등이 이용된다.

본 합성방법을 Su와 Mortard[11], 또한 Linnhoff와

Table 1. Stream data for example problem EX

Stream	Heat capacity flow rate C(kW/K)	Supply temperature	Target temperature
		T(K)	T(K)
EX h ₁	2.0	453	313
h ₂	4.0	423	313
c ₁	3.0	333	453
c ₂	2.6	303	403

Table 2. Design data for problems

	EX	4SP1	4SP2	Other problems
Steam:				
Pressure(bar)	45	66	31	31
Temperature(K)	531	500	555	509
Cooling water:				
Temperature(K)	303	311	305	311
Heat capacity(J/g-K)	4.2	4.2	4.2	4.2
Maximum water output				
temperature(K)	353	355	355	355
$\Delta T_{min}(K)$				
Heat exchanger	10	11.1	11.1	11.1
Steam heater	10	13.9	13.9	13.9
Water cooler	10	11.1	11.1	11.1

Table 3. Problem table for EX

SN	Streams and temperatures				Deficit(kW)	Accumulated(kW)		Maximum permissible(kW)	
	c_1	c_2	(K)	h_1 h_2		Input	Output	Input	Output
SN1			453	463	30	0	-30	60	30
SN2			443	453	30	-30	-60	30	0
SN3			413	423	-30	-60	-30	0	30
SN4			403	413	-28	-30	-2	30	58
SN5			333	343	-102	-2	100	58	160
			303	313					

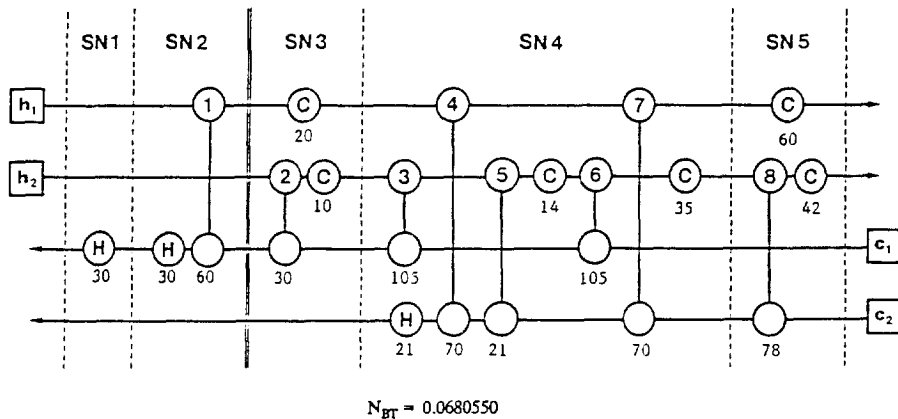


Fig. 4. Array of subnetworks for example problem EX.

Flower[3]가 취급한 문제를 예제로 하여 살펴보겠다. 예제 EX의 데이터는 Table 1과 같으며 Table 2의 설계 조건 EX를 이용하여 문제표를 구성하면 Table 3과 같다. 여기서 본 예제는 5개의 subnetwork(SN)으로 구성되며 $\Delta T_{min}=10$ K 이다. 본 예제에서 최소 가열용량은 60 KW, 최소 냉각용량은 160 KW 이며 핀치가 SN2와 SN3 사이에 존재하게 됨을 알 수 있다. 이제 식 (7)-(9)를 활용하여 앞의 열교환망 합성순서 (2)에 따라 엑서지 손실단위수를 최소로 하는 구조를 찾게 된다. SN1에서는 가열만이 필요하므로 Fig. 4의 SN1과 같이 단순히 표시된다. SN2에서는 Fig. 4와 달리 가열기 H를 c_1 의 우측에 위치시킬 수 있다. 그러나 이는 ΔT_{min} 을 위배하게 되며 이를 막기 위하여는 다시 냉각기를 필요로 하게 되고 공정 흐름간에 열교환 후에 다시 가열기를 필요로 한다. SN2에서 전체 엑서지손실단위수 N_{BT} 를 최소화하는 조건은 Fig. 4의 SN2 구조가 된다. SN3, SN4, SN5 각각에 대하여도 각각 수많은 구조가 가능하다.

그러나 이 중 주어진 여건하에서 각 subnetwork에 대하여 N_{BT} 를 최소화하는 단순한 열교환망의 구조를 연결하면 종국적으로 Fig. 4의 구조를 갖게 된다. 이 때 엑서지손실단위수의 총합 N_{BT} 는 0.0680550이다. 그림에서 열교환기 밑의 숫자는 열부하를 나타낸다. 특히 SN4는 문제표의 흐름조건을 만족시키기 위해 병행흐름분기(parallel stream splitting)를 한 결과이다.

이제 핀치를 중심으로 핀치상하부에 대해 엑서지손실을 줄이는 방향으로 subnetwork(SN)들을 합쳐 나간다. 핀치상단부의 가열기들을 통합시키고, 핀치하단부의 SN3의 냉각기와 SN4의 가열기를 결합시키면 Fig. 5와 같은 초기열교환망을 얻는다. 이는 바로 N_{BT} 의 최소화과정이라고 말할 수 있다. 이 때 전체 엑서지손실단위수 N_{BT} 는 0.0560448이며 Fig. 4의 구조보다 N_{BT} 를 고려할 때 열역학적으로 개선되었음을 알 수 있다. Fig. 5의 결과는 핀치하단부에 있어서 아직 식 (1)에 의한 최소 열교환장치수 U_{min} 조건에 크게 미치지 못한다.

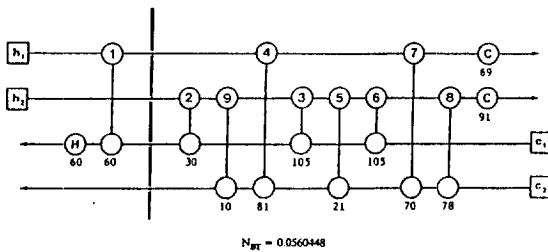


Fig. 5. Preliminary network for EX.

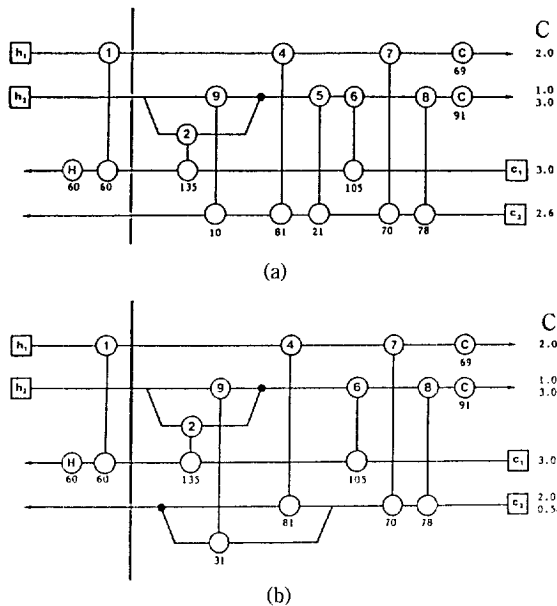


Fig. 6. Stream splitting and loop breaking for EX.

열교환기 2, 3, 6과 5, 8, 9 그리고 4, 7은 각각 고리를 구성하는 같은 형태의 열교환기들이므로 통합이 가능하다. 그러나 열교환기 2와 3이 이루고 있는 고리에 열교환기 9가 끼어 있어서 장치의 통합에 방해가 되고 있으며, 다른 고리들도 마찬가지이다. 이와 같이 방해를 받는 열교환장치를 통합하는 경우, 그 결과가 온도제약을 위배할 수 있으며 이 때는 흐름의 분기를 통해 처리해야 한다. 먼저 열교환기 2와 3을 통합시킬 경우 ΔT_{min} 을 위배하기 때문에 온류 h_2 를 분기하여 처리한다. 이 때 흐름의 분기를 통해 통합되는 열교환기를 전후해서 온도 강하가 가능한한 크도록 열용량흐름을 정해준다. 그리고 각 흐름의 열용량흐름과 열교환기의 온도조건을 점검해야 한다. Fig. 6(a)에서 열교환기 2에 배분되는 열용량흐름은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & (\text{열부하})/(\text{가능한 최대의 온도 강하}) \\ & = 135/[150 - (95 + 10)] = 3.0 (\text{kW/K}) \end{aligned}$$

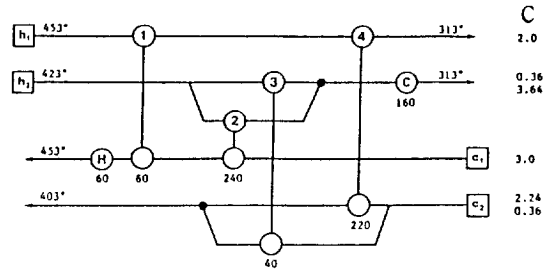


Fig. 7. Final result for EX.

이 값은 온류 h_2 의 열용량흐름 4.0 kW/K보다 작으므로 가능한 값이다. 또한 통합된 열교환기 9의 온도를 다음과 같이 점검한다.

$$\text{고온부: } 150 \text{ K} > (130 + 10) \text{ K}$$

$$\text{저온부: } (150 - 10/1 = 140) \text{ K} > (126 + 10) \text{ K}$$

열교환기 9의 양쪽 온도차가 최소허용 접근온도 이상을 유지하고 있으므로 Fig. 6(a)는 타당한 구조이다. 같은 방법으로 냉류 c_2 를 분기시켜 열교환기 5와 9를 결합하면 Fig. 6(b)와 같이 되며 남은 장치들을 통합해 나가면 Fig. 7과 같은 최종해를 얻을 수 있다. 이 때 N_{BT} 는 Fig. 5의 경우에 비하여 8% 감소된다. Fig. 7의 결과는 Su와 Motard[11]의 결과와 일치하며, Linnhoff와 Flower[12]의 결과보다는 연간 비용면에서 다소 우수한 것으로 알려져 있다. 그러나 연간비용을 정확히 산출하는데는 어려움이 있으므로 주변장치와의 연관성을 고려하여 적절한 열교환망을 선택하여야 될 것이다.

5. 표준문제들

5-1. 표준문제에의 적용 결과

표준문제들의 데이터는 Table 3에 있으며 ΔT_{min} 은 11 K로 정하였다. 표준문제 6개를 선정하여 본 연구에서 제안된 열교환망 합성방법에 의거 열교환망을 합성하여 보았다.

표준문제 4SP1은 Lee 등[13]이 제시한 것으로 2개의 온류와 2개의 냉류로 이루어져 있다. 문제표에 의하면 핀치는 511-522 K 구간에 존재하며, 가열용량 135.58 kW, 냉각용량 253.52 kW가 필요하다. 핀치 상단부에 대해 subnetwork를 설계하고, 각 subnetwork를 통합하면 Fig. 8의 최종해를 얻는다. 그림에서 절대온도를 나타내는, 직선위의 숫자는 K 단위를 가지고 있다. 두 해가 모두 최대 에너지회수, 최소 열교환장치를 만족하지만, Linnhoff와 Flower[12]에 의하면 (a)의 경우가 (b)의 경우보다 연간비용에 있어서 약 0.7% 정도 저렴하다고 알려져 있다.

Table 4. Stream data for problems

Problem	Stream	Heat capacity	Supply	Target
		flow rate C(kW/K)	temperature T(K)	temperature T(K)
4SP1	h_1	8.79	433	366
	h_2	10.55	522	411
	c_1	7.62	333	433
	c_2	6.08	389	533
4SP2	h_1	10.55	533	316
	h_2	26.38	494	383
	h_3	15.83	478	316
	c_1	36.93	269	489
5SP1	h_1	16.62	522	394
	h_2	13.29	478	339
	c_1	11.39	311	478
	c_2	12.92	339	455
6SP1	h_1	14.77	500	339
	h_2	12.56	544	422
	h_3	17.72	463	339
	c_1	8.44	311	494
7SP1	h_1	12.56	544	422
	h_2	14.77	500	339
	h_3	17.72	472	339
	c_1	8.44	311	494
7SP2	h_1	12.53	583	478
	h_2	8.32	517	366
	h_3	6.96	551	339
	c_1	8.44	366	478
7SP2	c_2	8.44	311	494
	c_3	21.78	422	478
	c_4	13.84	339	411

표준문제 4SP2는 Ponton과 Donaldson[14]이 제시한 것으로 3개의 온류와 1개의 냉류로 이루어져 있다. 이 문제는 핀치가 저온부의 끝에 존재하는 발단문제로 가열용량 338.70 kW를 필요로 한다. 표준문제 4SP2의 최종해는 Fig. 9에 있으며 최소 장치수를 만족시키기 위해 흐름의 분기를 행하였다. 이 결과는 Linnhoff와 Flower[12]의 해와 유사하나, 온도제약을 위배하지 않는 범위 내에서 열용량흐름을 조절할 수 있는 이점이 있다.

표준문제 5SP1은 Masso와 Rudd[2]가 제시한 것으로 2개의 온류와 3개의 냉류로 이루어져 있으며, 가열용량 887.79 kW를 필요로 하는 발단문제이다. 해는 Fig. 10과

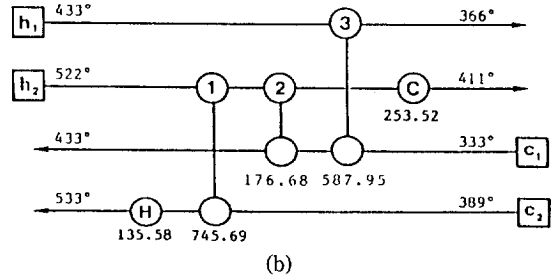
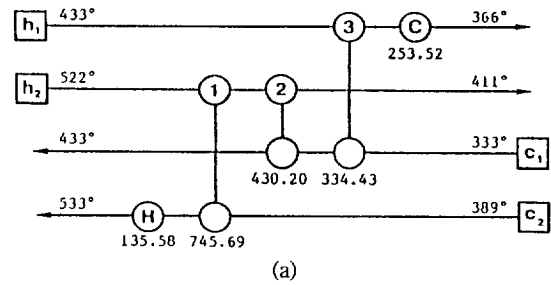


Fig. 8. Two final results for 4SP1.

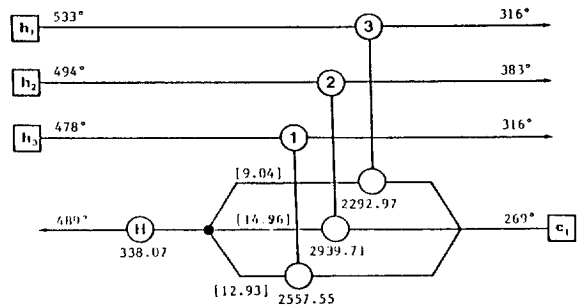


Fig. 9. Final result for 4SP2.

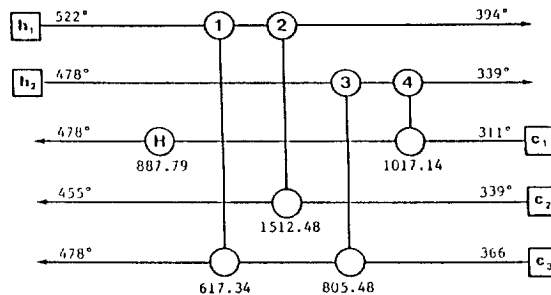


Fig. 10. Final result for 5SP1.

같으며 Flower와 Linnhoff[15]의 결과와 비교해 보면 본 결과도 우수한 결과임을 알 수 있다. 그러나 Linnhoff와 Flower[12]에 의하면 표준문제 5SP1은 흐름을 분기시키는 경우 연간비용에 있어서 더 우수한 결과임을

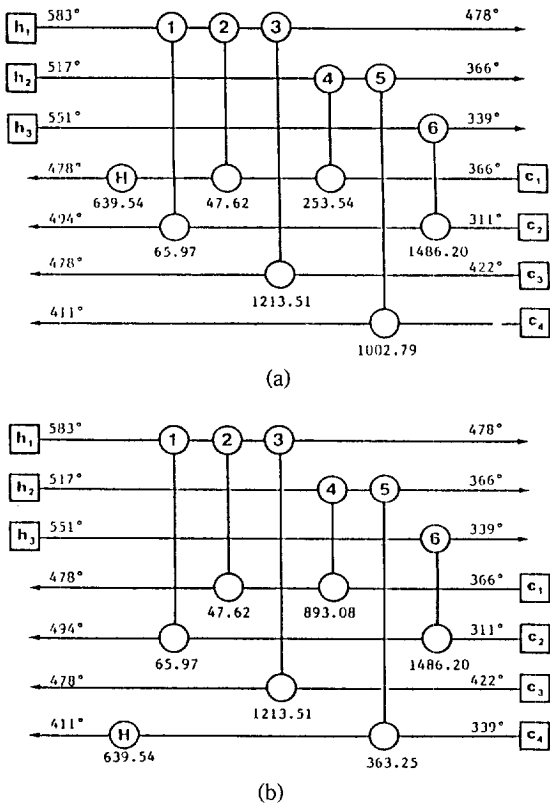


Fig. 11. Final result for 7SP2.

얻을 수 있다고 알려져 있다.

표준문제 6SP1은 Lee 등[13]이 제시한 것으로, 온류 3개와 냉류 3개로 이루어져 있다. 이 문제는 핀치가 고온부의 끝에 존재하는 발단문제 1558.28 kW의 냉각용량을 필요로 한다. 이 문제에 대한 해는 Linnhoff와 Flower[12]의 결과와 같다. 표준문제 7SP1은 Masso와 Rudd[2]가 제시한 것으로 가열용량 1208.34 kW를 필요로 하는 발단문제이다. 본 해는 Linnhoff와 Flower[12]의 결과와 동일하다. 따라서 관련된 열교환망 구조들은 관련 문헌들을 참고하기 바란다. 표준문제 7SP2는 Masso와 Rudd[2]가 제시한 것으로 가열용량 639.54 kW를 필요로 하는 발단문제이다. 해는 Fig. 11과 같이 2개를 얻을 수 있었으며, (a)는 Linnhoff와 Flower[12]의 결과와 같고 (b)는 (a)의 구조에서 가열기의 위치가 바뀐 유사한 결과이다.

5-2. 검토 및 토의

본 연구에서는 엑서지 해석을 이용하여 최대 에너지 회수 및 최소 열교환장치수를 만족하는 열교환망을 합

성하였다. 먼저 Linnhoff와 Flower[3]의 핀치설계방법을 기초로 하여 에너지회수의 목표를 정하였다. 온도 구간에 의해 정해지는 각 subnetwork에 대해 가능한 설계구조를 구하고, 각각에 대해 엑서지 손실이 가장 작은 설계구조를 선택하였다. 만약 엑서지손실단위수를 최소로 하는 구조가 여러 개일 경우에는 이웃하는 subnetwork와의 통합을 고려하여 선택하였다. 핀치를 중심으로 핀치 상하부에 대해 가열기와 냉각기를 결합시키고, 같은 형태의 열교환장치들을 통합시켜 초기열교환망을 구성한 후, 초기열교환망에 존재하는 고리를 제거시켜 최소 열교환장치수를 만족하는 최종 열교환망을 합성하였다. 이 때 필요한 경우 흐름의 분기 등을 이용하였다.

본 연구에서는 최소허용 접근온도를 문헌에 나와 있는 값을 이용해 각 문제에 적용하였다. 핀치문제에 있어서 최소허용 접근온도를 작게 할수록 에너지비용은 감소하지만 설비비용은 증가하는 형태를 보이는 것으로 알려져 있다. 따라서 연간비용은 최소허용 접근온도에 대해 최소값을 갖게 되므로 실제 공정합성에 있어서는 최소허용 접근온도에 대한 최적화가 실시되어야 할 것이다.

본 합성방법을 검토하기 위해 기존의 6개 표준문제에 적용하였는데 4SP1을 제외한 5문제가 발단문제였다. 이것은 핀치에 대한 중요성이 인식되기 이전에 나온 문제들이기 때문에 핀치문제가 적었다고 생각한다. 그러나 실제공정에 있어서는 핀치문제가 많으며 다중 유틸리티를 사용함에 따라 유틸리티 핀치도 존재할 수 있다. 특히 이러한 경우에 단순한 핀치설계방법보다 엑서지 해석을 이용하는 본 방법이 예비적인 열교환망을 제시하는데 매우 효율적이라고 판단된다.

6. 결 론

본 연구에서는 엑서지 해석을 이용하여 최소의 열교환장치로 최소의 유틸리티를 사용하는 열교환망의 합성 알고리즘을 제시하였다. 본 합성방법을 흐름수 4-7개인 문제들에 적용시켜 해를 구하였는데, 4문제는 기존의 문헌에 나와 있는 결과들과 일치하였으며 3문제는 유사한 결과를 보였다. 이는 에너지비용과 설비비용을 최소화시키면서 공정의 효율성을 개선시켰음을 의미한다. 본 연구방법은 에너지를 수반하는 공정합성 및 개선에 있어서 기초설계로 활용될 수 있을 것이며, 앞으로 실제 설계문제에 접근하는 보다 정량적인 해석과 조업성 등을 고려한 해석이 필요하다.

감 사

본 연구를 지원해 주신 한국과학기술연구원과 호남
정유주식회사에 감사드립니다.

사용기호

\dot{B}	: flow exergy [W/K]
b	: exergy per unit mass [J/kg-K]
C	: heat capacity flow rate [W/K] or cooler
c	: cold stream
C_p	: heat capacity [J/kg-K]
H	: enthalpy [J]
h	: enthalpy per unit mass [J/kg] or hot stream
\dot{m}	: mass flow rate [kg/s]
N	: total number of stream(including utilities)
N_B	: number of exergy loss units
N_{BT}	: total number of exergy loss units
P	: pressure [N/m ²]
Q	: heat flow [W]
R	: gas constant [J/kg-K]
s	: entropy per unit mass [J/kg-K]
T	: absolute temperature [K]
t	: temperature
U	: number of units

상첨자

i	: input
o	: output

하첨자

c	: cold stream
CW	: cooling water
h	: hot stream
i, j	: stream

min : minimum

* : reference state

참고문헌

- Stephanopoulos, G.: "Synthesizing Networks of Heat Exchangers", MIT Press, London(1982).
- Masso, A. H. and Rudd, D. F.: *AIChE J.*, **15**, 10 (1969).
- Linnhoff, B. and Flower, J. R.: *AIChE J.*, **24**, 633 (1978).
- 최창균: 한국화학공학회 추계총회 초록집(초청강연), 15(1984).
- 정연수, 최창균, 위정호: 제 3회 에너지 절약기술 워크샵(대전), III-34(1988).
- Linnhoff, B., et al.: "User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy", Pergamon Press, Oxford(1982).
- Bejan, A.: "Advanced Engineering Thermodynamics", Wiley, New York(1988).
- Bejan, A.: *J. of Heat Transfer*, **99**, 374(1977).
- Gibbs, J. W.: "The Collected Works of J. Williard Gibbs", Longmans, New York(1931).
- Keenan, J. H.: "Thermodynamics", John Wiley, New York(1941).
- Su, J. L. and Motard, R. L.: *Comp. & Chem. Eng.*, **8**, 67(1984).
- Linnhoff, B. and Flower, J. R.: *AIChE J.*, **24**, 642 (1978).
- Lee, K. F., Masso, A. H. and Rudd, D. F.: *I&EC Fund.*, **9**, 48(1970).
- Ponton, J. W. and Donaldson, R. A. B.: *Chem. Eng. Sci.*, **29**, 2375(1974).
- Flower, J. R. and Linnhoff, B.: *AIChE J.*, **26**, 1 (1980).