

## 계의 분리법을 이용한 열교환망의 합성

이해평<sup>†</sup> · 류경옥

한양대학교 공과대학 화학공학과  
(1995년 6월 9일 접수, 1995년 12월 29일 채택)

## Heat Exchanger Network Synthesis by System Separation Method

Hae-Pyeong Lee<sup>†</sup> and Kyong-Ok Yoo

Department of Chem. Eng., Hanyang Univ., Seoul 133-791, Korea  
(Received 9 June 1995; accepted 24 December 1995)

### 요 약

본 연구는 최적 열교환망 합성에 관한 연구로서 핀치 설계 방법을 기본으로 하였으며, 실제적인 열교환망 합성 이전 단계에서 최소 접근 온도차의 최적화를 수행함으로써 최적의 목표값을 설정하였다. 목표값 설정 단계에서는 제약 조건이 주어지거나 여러 개의 핀치점들을 갖는 계인 것으로 판단될 경우, 계의 분리법을 적용하여 보다 타당성있는 결과 값을 얻을 수 있었으며, 다중 유틸리티의 사용을 고려하여 에너지 비용의 절감 효과를 기대할 수 있었다. 실제적인 흐름들간의 합성 방법으로는 경험 법칙들을 이용하였으며, 이 이론들을 근거로 하는 프로그램을 개발하여 몇 가지 예제들에 적용한 결과값들을 제시하였다.

**Abstract**— This article for the synthesis of optimal heat exchanger network has been based on the pinch design method. The optimal targets were determined by the optimization of the minimum temperature difference before the actual synthesis steps. The system separation method was proposed to determine the reliable target for the system with multiple pinches or constraints. To save energy cost, we used multiple utilities. The program developed on the basis of several heuristics was applied to examples and we examined the validity of the results.

**Key words**: Heat Exchanger Network, System Separation Method, Pinch Design Method

### 1. 서 론

에너지를 많이 소비하는 화학 공정 산업에서 열교환망 합성의 최적화를 통한 에너지 절약과 더불어 장치비(capital cost) 절감에 대한 기대 효과는 매우 크다. 에너지의 효율적인 이용에 직결되는 열교환망 합성에 관한 연구는 1969년 Masso와 Rudd[1]에 의하여 시도된 이후에 매우 활발히 진행되어 왔으며, 공정 산업에서 열교환망 합성의 최적화를 통한 에너지 절약 기술도 커다란 발전이 있었다.

최근 에너지 회수와 관련된 열교환망 합성에 있어서 획기적인 기법으로 알려져 있는 핀치 개념이 Linnhoff와 Flower[2]에 의해 제안되어 최적 에너지 회수를 더욱 용이하게 해 주고 있는 단계에 와 있으며, 이 기법을 이용한 에너지 회수 설비의 새로운 설계, 기존 설계 상태의 재검점 뿐만 아니라 최적 개·보수법이 연구되고 있는 실정이다[3, 4]. 핀치 설계 방법(pinch design method, PDM)은 제약 조건인 핀치점(pinch point)을 규명하고 열교환망 합성 시, 흐름(stream)들의 분기(split) 및 열교환(match) 대상 흐름 선정에 대한 체계적인 방법을 제시하며, 단일 핀치(single pinch)를 갖는 계에 대한 해를 구하는 경험 법칙(heuristic)이다[5]. 하지만 이 합성 방법은 여러 개의 핀치점들이 존재할 경우, 단지 한 개만을 핀치로 선택하고 그 이외의 핀치점들은 무시한다는 오류를 갖고 있음이 Floudas 등[6]에 의해

밝혀진 바가 있다. 따라서 주어진 계가 항상 단일 핀치(single pinch)만을 갖는 것은 아니고, 경우에 따라서는 여러 개의 핀치(multiple pinch)들을 갖는 계가 될 수도 있으며 이런 계들에 대해서 PDM을 그대로 적용하여 합성을 하거나 목표값(target)을 선정할 경우, 많은 어려움이 따르게 된다. 이와 같이 여러 개의 핀치점들을 갖는 계에 관련된 연구로서 Trivedi 등[5]은 inverse pinch라는 개념을 이용한 합성 방법을 제시하였으며, Jezowski[7]는 원래의 핀치 설계 방법(original pinch design method)을 이용하는 동시 합성 방법(simultaneous synthesis method)을 제안한 바가 있다.

그러나 이 연구들은 모두 실제 합성 단계만을 고려한 것으로서 합성의 전제 조건에 해당하는 목표값을 설정하는 단계에서는 적용하기가 어려울 뿐만 아니라 주어진 계의 특성에 따라서는 inverse pinch를 이용할 수 없는 경우도 존재하므로 이런 문제들을 해결할 수 있는 새로운 방법이 필요하다고 판단되어 이전 연구들[8-11]에서 계의 분리법(system separation method, SSM)을 제안한 바가 있다. SSM은 목표값 설정 시, 여러 개의 핀치점들을 갖는 계인 것으로 판단될 경우에 단일 핀치를 갖거나 또는 핀치가 존재하지 않도록 두 개의 종속계(subsystem)들로 공정 흐름들을 분리시켜 각각의 계별로 고려하는 방법이다. 이 방법은 여러 개의 핀치점들을 갖는 계의 목표값을 계산할 때, 핀치 설계 방법(original PDM)의 적용을 수월하게

합뿐만 아니라 안전성(safety) 및 배관(layout) 등의 문제로 흐름들 간의 열교환에 제약 조건(constraints)이 주어질 경우, 보다 간단한 해결 방법으로서 이용될 수 있음을 확인하였다.

본 연구에서는 SSM의 적용 대상을 여러 개의 핀치들을 갖거나 제약 조건이 주어진 특정 공정에 국한시키지 않고 보다 일반적인 계들에 대해서도 적용해 보고자 하였으나 SSM을 적용함으로써 SSM을 적용하지 않은 경우보다 목표값에서만 감소가 있었을 뿐, 실제적인 합성 결과를 살펴보면 오히려 비용이 증가된 결과 값을 얻게 되었다. 이런 결과를 얻게 된 이유는 주어진 공정을 분리시켜 고려함으로써, 흐름들 간의 선택 범위가 줄어들기 때문에 불필요한 유틸리티(utility)의 사용을 초래하고, 유틸리티 비용(utility cost)의 증가로 인한 연간 총 비용(annual total cost)의 증가를 가져온 것으로 생각된다. 따라서 합성을 수행하기 전에 주어진 공정의 각각의 흐름들에 대한 최적 열교환 대상 흐름들을 찾아내고 이들에 대한 열교환의 우선권을 부여한다는 측면에서는 오히려 비용의 감소가 가능하다고 생각되었지만 이것이 실제 합성 단계에서는 아무런 영향을 미치지 못하였음을 확인할 수가 있었다.

그러므로 본 연구에서는 SSM의 적용 대상을 제약 조건이 주어지거나 여러 개의 핀치점들을 갖는 계에 한해서 가능하다는 것을 분명히 밝힘으로써 SSM의 개념을 정리하는데 주안점을 두었다. 아울러 이를 바탕으로 열교환망의 합성 프로그램을 개발하였으며, 몇 가지 예제들에 적용해 본 결과 값들을 통해서 SSM의 적용에 따른 타당성 여부를 살펴보았다.

## 2. 이론적 배경

본 연구에서는 Linnhoff와 Ahmad[12]가 제안한 이론을 기초로 하여 열교환망 합성 전에 최소 열교환기 수와 열전달 면적(heat transfer area)을 바탕으로 연간 총 비용의 목표값을 결정함으로써 최적의 최소 접근 온도차(minimum temperature difference,  $\Delta T_{min}$ )를 구하였을 뿐만 아니라, 제약 조건이 주어지거나 여러 개의 핀치를 갖는 계임이 판명될 경우에는 SSM을 적용하여 핀치 설계 방법(original PDM)이 갖고 있는 문제점을 해결하였으며, 에너지 비용의 감소를 위해서 다중 유틸리티(multiple utility)의 사용을 고려하였다. 그리고 실제적인 열교환망 합성 단계에서는 핀치 설계 방법(original PDM)을 기초로 한 몇 가지 경험 법칙들을 통해서 설정된 목표값의 10% 이내에 결과 값이 도달할 수 있도록 설계하는 프로그램을 개발하였다.

### 2-1. 목표값의 설정

주어진 공정에 대한 연간 비용의 목표값을 결정한 다음에 이 값의 허용 한계 내에 도달하도록 열교환망을 합성해 나가는 것이 일반적인 절차이다. 만일 잘못된 목표값으로부터 합성을 시작한다면 비록 최종 구조가 그 목표값을 만족할 수 있을지라도 실질적인 최적 구조와는 다를 수가 있으며 선정된 목표값 자체가 복잡한 실제 공정의 제약 조건들을 고려하지 않은 값이라면 타당성이 결여된 것으로서 많은 문제점을 갖게 된다. 따라서 적절한 목표값의 설정에 관한 이론은 열교환망 합성에 있어서 매우 중요하다. 본 연구에서 채택한 목표값 산출 방법은 Linnhoff와 Ahmad[12]가 제안한 방법을 이용하였다.

#### 2-1-1. 최소 접근 온도차와 목표값과의 관계

열교환망 합성의 주요 특징은 최소 접근 온도차가 증가함에 따라 유틸리티 비용은 증가하지만 전체 열전달 면적은 감소함으로써 설치비용이 감소하는 trade-off 관계가 성립하는데 이 관계를 Fig. 1에 나타내었다[12]. 또한 최소 접근 온도차의 변화는 혼합 곡선(composite curve)의 변화를 야기시킴으로써 열교환망 합성 구조에 영향

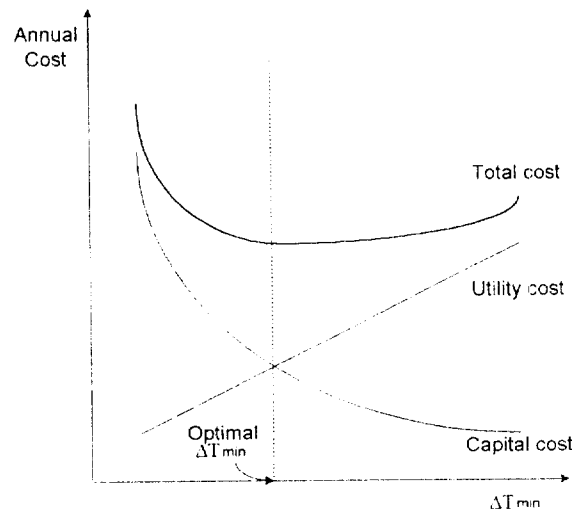


Fig. 1. Observed behaviour for utility-capital cost trade-off in heat exchanger networks.

을 미치게 된다. 하지만 현재까지의 통상적인 방법은 경험 값으로써  $\Delta T_{min}$ 을 가정하고 열교환망 합성을 수행함으로써 최적의 합성 구조와 근본적으로 거리가 먼 구조로부터 시작될 수 있음을 의미한다. 따라서 본 연구에서는 임의의  $\Delta T$ 에서 핀치 온도와 최소 유틸리티 요구량을 계산하고 각 엔탈피 구간(enthalpy interval)에서 열전달 면적을 구한 다음 연간 총 비용을 계산하여 주어진  $\Delta T$ 범위에서 최소의 연간 총 비용을 갖는  $\Delta T$ 를  $\Delta T_{min}$ 으로 결정하였다. 이 방법을 근거로 하여 열교환망 합성을 수행함으로써 topology trap을 극복할 수 있음을 이전 연구들[8-11]에서 입증한 바가 있다.

#### 2-1-2. 최소 유틸리티 비용의 계산

$\Delta T_{min}$ 이 결정되면 이를 기준으로 흐름들의 초기 온도와 목표 온도에 따라 온도 구간(temperature interval, TI)을 결정하고 캐스케이드도표(cascade diagram)를 이용하여 최소 냉각량과 최소 가열량의 합인 최소 유틸리티 요구량과 핀치 온도가 구해진다[13]. 최소 유틸리티 요구량으로부터 1년 동안 열교환기에 사용되는 에너지의 총 비용인 연간 유틸리티 비용은 식 (1)과 같이 유틸리티 요구량에 유틸리티의 단가를 곱함으로써 구할 수 있다.

$$\text{Annual utility cost} = Q_{hot} \cdot \text{Annual steam cost of unit duty} + Q_{cold} \cdot \text{Annual cooling water cost of unit duty} \quad (1)$$

여기서  $Q_{hot}$ 과  $Q_{cold}$ 는 각각 가열 유틸리티(hot utility)와 냉각 유틸리티(cold utility)의 소비량을 나타낸다.

#### 2-1-3. 최소 설치비용의 계산

최소 설치비용에서는 두 가지 중요한 요소들인 열전달 면적과 열교환기수를 고려하여 계산하였다[14-19].

##### (1) 열교환기수

최대 에너지 회수를 위한 조건하에서 최소 열교환기수( $N_{min, MER}$ )는 핀치 온도를 기준으로 흐름들을 핀치 상단(above pinch)과 핀치 하단(below pinch)의 두 구간으로 구분하여 각각의 구간에서 흐름수와 유틸리티 수의 합에서 1을 뺀 값을 다시 합함으로써 구하였다[14, 20].

$$N_{min, a} = N_{s, a} + N_{u, a} - 1 \quad (2)$$

$$N_{min, b} = N_{s, b} + N_{u, b} - 1 \quad (3)$$

$$N_{min, MER} = N_{min, a} + N_{min, b} \quad (4)$$

여기서  $N_{min,a}$ 와  $N_{min,b}$ 는 각각 핀치 상단과 하단의 최소 열교환기수,  $N_{a,b}$ 와  $N_{c,b}$ 는 각각 핀치 상단과 하단의 총 흐름수,  $N_{min,MER}$ 은 최대 에너지 회수 조건에서의 최소 열교환기수를 나타낸다.  $\Delta T_{min}$ 에 따라 핀치 상단과 하단에서의 흐름수가 변하며, 열교환기수도 함께 변하는데, 일반적으로  $\Delta T_{min}$ 이 커지면 최소 유틸리티의 요구량이 증가되고 열교환기수는 감소한다.

## (2) 열전달 면적

본 연구에서는 최소 열전달 면적을 구할 경우에 열교환기에서 흐름들간의 열교환 시, 온도-엔탈피 도표상(T-H diagram)에서 엔탈피의 변화 없이 온도만 변하는 수직 열교환의 경우가 criss-crossing match의 경우보다 열전달 면적이 감소한다는 사실에 착안하여 혼합 곡선에서 기울기의 변화가 있는 점들을 기준으로 엔탈피 구간을 절정한 다음에 각 엔탈피 구간별로 열전달 면적을 산출하였으며, 열전달 면적을 계산하기 위한 온도-엔탈피 도표를 Fig. 2에 나타내었다 [21, 22].

$$A_{min} = \sum_i \left( \frac{1}{\Delta T_{LM,i}} \right) \sum_j^{streams} \left( \frac{q_j}{h_j} \right) \quad (5)$$

여기서 하첨자 i는 온도-엔탈피 도표 상에서 엔탈피 구간, 하첨자 j는 엔탈피 구간 내에 존재하는 흐름 번호,  $A_{min}$ 은 전체 엔탈피 구간에서의 최소 열전달 면적,  $\Delta T_{LM,i}$ 는 대수 평균 온도차,  $q_j$ 는 엔탈피 구간 i에서 흐름 j의 엔탈피 변화량,  $h_j$ 는 엔탈피 구간 i에서 경막, 벽면, 오염 저항들을 포함한 흐름 j의 개별 열전달 계수를 나타낸다.

최소 열교환기수와 열전달 면적이 결정된 다음, 설치비용의 계산 방법으로는 이전 연구[8]에서 제시한 바가 있는 단순 선형 비용 모델, 비선형 비용 모델, Guthrie의 비용 모델의 세 가지 비용 계산식 중에서 첫 번째 모델인 단순 선형 비용 모델과 세 번째 모델인 Guthrie의 비용 모델을 사용하였다. 단순 선형 비용 모델은 열교환기 하나의 설치비가 열전달 면적에 비례한다[23]는 사실에 중점을 둔 것으로서 총 설치비용은 각 열교환기들의 비용을 모두 합하여 계산할 수 있다.

$$\text{Installed cost/unit} = a + b \cdot A_{unit} \quad (6)$$

$$A_{min} = A_{unit1} + A_{unit2} + \dots + A_{unitN} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \text{Total capital cost} &= (a + b \cdot A_{unit1}) + (a + b \cdot A_{unit2}) + \dots \\ &= a \cdot N_{min,MER} + b \cdot A_{min} \end{aligned} \quad (8)$$

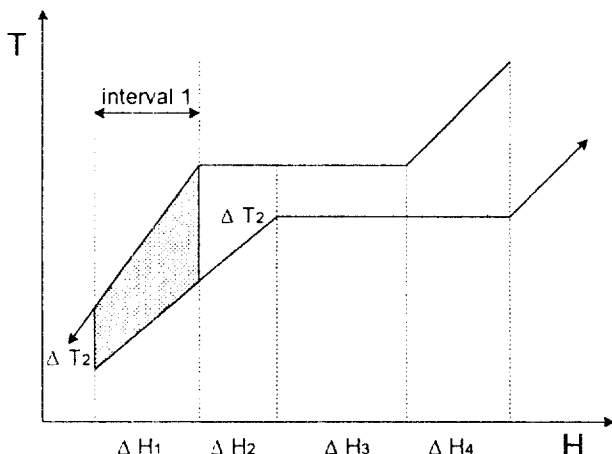


Fig. 2. Temperature-enthalpy diagram for calculation of heat transfer area.

여기서  $A_{unit,i}$ 는 unit i의 열전달 면적, a와 b는 설치비용 계산 식에서의 선형 계수 값들로서 Linnhoff와 Ahmad[12]가 발표한 연구에 제시된 값들을 이용하였다. Guthrie의 비용 모델에 의하면 열교환기의 설치비용 식들은 다음과 같다[24].

$$\text{Installed cost/unit} = (M\&S/280) \times 101.3 \times A^{0.65} \times (2.29 + F_c) \quad (9)$$

$$F_c = (F_d + F_p) \cdot F_m \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \text{Total capital cost} &= N_{min,MER} \times (M\&S/280) \times 101.3 \\ &\times (A_{min}/N_{min,MER})^{0.65} \times (2.29 + F_c) \end{aligned} \quad (11)$$

여기서 M&S는 Marshall과 Swift 지표,  $F_c$ 는 Guthrie의 비용 모델에 대한 보정 인자,  $F_d$ 는 설계 방식 인자,  $F_p$ 는 설계 시, 압력 인자, 그리고  $F_m$ 은 재질 인자를 나타내며, 각 열교환기의 크기를 열교환량 합성 전에 알 수 없으므로 열교환기의 크기는 모두 같다는 가정이 필요하다[21].

연간 설치비용은 앞에서 계산된 열교환기의 초기 설치비용을 이자율과 감가 상각 연수를 감안하여 1년 동안 투자된 비용으로 환산된 것으로 다음 식과 같이 구할 수 있다[15, 19].

$$\text{Annual capital cost} = \text{total capital cost} \cdot (i+1)^N / N \quad (12)$$

여기서 i는 연 이자율, N은 감가 상각 연수를 나타낸다.

## 2-1-4. 연간 총 비용의 계산

연간 총 비용은 이론적인 최소 열전달 면적과 최소 열교환기수를 가지고 계산한 연간 설치비용과 이론적인 최소 유틸리티 요구량을 가지고 구한 연간 유틸리티 비용의 합으로서 다음 식으로 계산할 수 있다.

$$\text{Annual total cost} = \text{annual capital cost} + \text{annual utility cost} \quad (13)$$

## 2-1-5. 다중 유틸리티의 사용

기존의 연구들에서는 단일 가열 유틸리티(single hot utility)와 단일 냉각 유틸리티(single cold utility)의 사용만을 고려한 경우가 많았지만 Wells와 Hodgkinson[25]은 다중 유틸리티(multiple utility)를 사용함으로써 설계 시, 비용을 낮출 수 있다고 제안한 바가 있다. 일반적으로 가열 유틸리티로서 사용되는 스팀(steam)을 얻기 위해서는 보일러(boiler)를 이용하여 원하는 목표 온도까지 열량을 공급하며, 냉각 유틸리티로서는 냉각수를 사용하여 원하는 목표 온도까지 흐름들로부터 열량을 방출하게 된다. 하지만 높은 온도 영역에서 냉각 유틸리티로서 냉각수 대신에 스팀을 이용하고, 이 스팀을 가열 유틸리티의 열원으로서 공급하거나 보일러의 유입수를 예열하는데 사용하면 보일러를 가동하는데 소요되는 에너지가 감소하므로 비용이 감소될 수 있다.

마찬가지로 가열 유틸리티의 경우에도 스팀만을 사용하기보다는 낮은 온도 영역에 대해서 더운 물(hot water)을 이용함으로써 과잉 열량을 공급할 필요가 없게 되며, 스팀 제조 비용도 절감할 수 있다.

Fig. 3(a)와 (c)는 단일 유틸리티를 사용하는 경우에 대한 캐스케이드 도표(cascade diagram)와 온도-엔탈피 도표를 나타낸 것이며, Fig. 3(b)와 (d)는 두 종류의 냉각 유틸리티를 사용할 경우에 대한 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 단일 유틸리티를 사용할 경우에는  $60 \times 10^3$  MW의 열량이 냉각수를 통해 방출되지만, 두 종류의 유틸리티를 사용하면  $40 \times 10^3$  MW에 해당하는 열량은 스팀을 통해서, 나머지  $20 \times 10^3$  MW만큼의 열량은 냉각수를 통해 제거됨을 확인할 수가 있다. 이 때 냉각 유틸리티를 사용하는 두 구간에서는 열량의 전달이 없으므로 앞에서 설명한 핀치(process pinch)와 구별하여 유틸리티 핀치(utility pinch)[24, 25]라고 불리는 새로운 핀치가 형성된다. 다중 유틸리티(multiple utility)에서 사용하는 경험 법칙은 다음과 같다

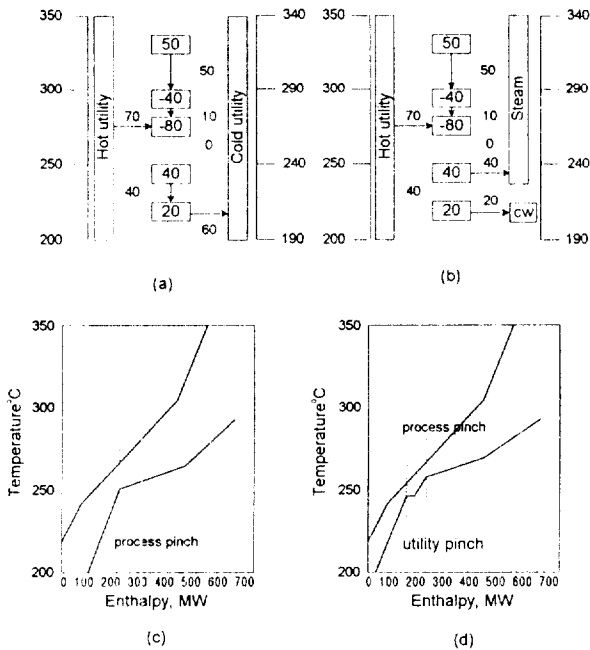


Fig. 3. Cascade and T-H diagram for single utility and multiple utilities.

[24].

#### • 경험 법칙 1(다중 유틸리티의 사용)

- (1) 공정 핀치(process pinch)와 관련하여 가장 낮은 온도 구간에서 항상 열량을 공급해야 한다.
- (2) 공정 핀치(process pinch)와 관련하여 가장 높은 온도 구간에서 항상 열량을 제거해야 한다.

### 2-2. 계의 분리법

본 연구에서 제안하는 SSM은 제약 조건이 주어지거나 여러 개의 핀치점들을 갖는 계에 대한 경우와 아무런 제약 조건이 주어지지 않고, 단일 핀치를 갖는 일반적인 계에 대한 경우 모두에 대해서 언급하고자 하며, SSM의 타당성 여부를 판단하는 단계에서는 흐름들의 분기는 고려하지 않았다.

#### 2-2-1. 제약 조건이 주어지거나 여러 개의 핀치점들을 갖는 경우

단일 핀치를 갖는 계일 경우에는 핀치 설계 방법(original PDM)의 적용에 따른 별다른 어려움이 없었으나 여러 개의 핀치를 갖는 계일 경우에는 합성 단계에서 어느 핀치점을 기준으로 합성을 시작할 것인가에 대한 어려움이 직면하게 된다. Trivedi 등[5]과 Jezowski[7]가 이에 대한 해결 방안을 제안하였으나 이들의 이론은 실제적인 합성 단계만을 고려한 것으로서 목표값 설정 단계에서는 적용될 수 없을 뿐만 아니라 역핀치(inverse pinch)가 정의될 수 없는 경우가 존재하므로 본 연구에서는 목표값 설정 단계에서부터 적용이 가능한 SSM을 제시하였다.

그리고 열교환망 합성 시, 사용자의 요구에 의하여 흐름간의 선택에 대한 제한을 필요로 할 경우가 있을 수 있다. 예를 들어 열교환시키는 온류(hot stream)와 냉류(cold stream)간의 혼합에 의한 안전 사고가 일어날 경우라든지 열교환시키고자 하는 흐름들간에 거리가 멀어서 배관상의 어려움이 있는 문제 등이 이에 해당한다. 따라서 열교환시킬 대상 흐름들을 선택할 때 미리 제약 조건을 부여하고 가장 좋은 열교환을 선택하도록 해야 한다. 합성 작업을 시작하기 전에 목표값 설정 단계에서 이러한 제약성을 고려해 줌으로써 목표값에 대한 신뢰도와 타당성을 높일 수가 있었으며, 이런 경우에도 주

어진 전체 공정의 흐름들에 대하여 선택에 따른 제약 조건을 고려하여 두 개의 종속계들로 분리하고 각각의 종속계별로 목표값을 산출하게 된다.

주어진 계의 흐름들에 관한 정보들로부터 임의로 주어진 온도 범위 내에서  $\Delta T$ 의 값을 변화시키면서 각각의 경우에서 최소 유틸리티 요구량, 핀치 온도, 열전달 면적 및 장치 수를 구하고, 이 값들을 바탕으로 하여 유틸리티 비용, 설치비 그리고 연간 총 비용을 계산하며 가장 최소 값을 나타내는 경우의  $\Delta T$ 값을 최적 값으로 결정하여 그 때의 결과 값들을 목표값으로 선정하게 되어 있다. 하지만 이 때 여러 개의 핀치를 갖는 경우로 판명되면 주어진 공정 흐름들을 두 개의 종속계들로 분리시키는데 분리 방법은 특정 기준에 따르는 것이 아니라 모든 가능한 경우들을 다 고려하게 되며, 각 경우마다 위에서 설명된 방법에 따라 목표값을 산출한다. 각각의 종속계들이 단일 핀치점만을 갖는 경우만을 선정하고 그 가운데서 연간 총 비용이 가장 낮은 경우를 최적 값으로 결정하게 된다. 흐름들을 분리할 때 특정 기준을 적용하지 않는 이유는 주어진 계의 특성에 따라 일관성이 결여될 수밖에 없으며 모든 경우를 다 고려함으로써 최적에 대한 보장성을 높임과 동시에 컴퓨터의 성능 향상에 따라 실행 시간이 아주 짧기 때문이다.

따라서 각각의 종속계들이 단일 핀치를 가지면서 최소 비용을 나타낼 경우 두 종속계의 비용을 합하여 최종 목표값으로 선정하게 되고, 그 목표값을 만족하도록 각각의 종속계별로 합성을 수행하게 되면 핀치 설계 방법(original PDM)의 적용이 간편해지며 두 계의 합성 구조를 합함으로써 최종 구조를 얻을 수 있다.

#### 2-2-2. 제약 조건이 주어지지 않은 단일 핀치점을 갖는 경우

열교환망 합성을 하고자 하는 주어진 공정에 대해서 아무런 제약 조건이 주어지지 않을 뿐만 아니라 단일 핀치점을 갖고 있는 경우, SSM을 적용함으로써 반드시 비용이 감소된 결과 값만을 얻을 수는 없다. 경우에 따라서는 SSM을 적용하여 오히려 비용이 증가된 결과를 얻을 수도 있다는 사실을 결코 간과할 수는 없다. 다만, 공정을 구성하고 있는 흐름들의 특성을 고려하여 실질적인 최적 구조에 가까운 결과 값을 얻으려는 의도에서 SSM의 적용에 따른 타당성 여부를 사전에 검토해 볼 필요가 있다고 생각하였다. 즉, 목표값 설정 단계에서 경험에 의존한  $\Delta T_{min}$ 의 고정 값을 사용하기보다는 최적의  $\Delta T_{min}$ 값을 구하고 합성을 수행함으로써 실질적인 최적값에 근접할 수 있는 것과 마찬가지로 볼 수 있다.

주어진 공정 가운데 열교환시키고자 하는 모든 흐름들은 각각 초기 온도, 목표 온도, 열용량, 유속, 개별 열전달 계수 값들을 갖고 있으며, 열교환시킬 최적의 대상 흐름은 특정한 두 흐름간에  $\Delta T$ 값을 유지하며, 같은 열량을 갖는 흐름이라고 볼 수 있다. 하지만 이 두 흐름간의 열교환에 있어서도  $\Delta T$ 값과 유틸리티의 단가, 설치비용에 관련된 인자들에 따라서 설계 비용은 충분히 달라질 수가 있는 것이다. 따라서 선택한 두 흐름에 대한 최적 조건을 찾기 위해서는  $\Delta T$ 값을 변화시키면서 유틸리티 비용과 설치비용의 합인 총 비용의 최소 값을 찾아야 한다. 이 단계는 목표값 설정 단계에서 주어진 공정 전체를 대상으로 최적의  $\Delta T$ 값을 계산하는 경우와 일치한다.

하지만 대부분의 공정들에서 특정 흐름에 대한 최적 대상 흐름을 열량만으로 판단하는 것이 항상 가능한 것은 아니며, 열교환망 합성의 목적이 특정 흐름에 대한 열교환만을 고려하는 것이 아닌 주어진 공정에 포함된 모든 흐름들에 대한 것이므로 바로 앞에서 설명한 최적 대상 흐름 절차를 온류와 냉류 모든 흐름들에 대해서 수행해야만 한다. 뿐만 아니라 SSM의 궁극적인 목표가 두 개의 종속계로 최적 열교환 대상 흐름들을 분리시키는데 있으므로 결국은 흐름들간의 분리에 따른 모든 조합을 고려해야만 하기 때문에 그 과정은 매우 복잡해진다. 열교환시키는 흐름들간에 한번의 열교환만으로 목표



함)로서 식 (17)에서 정의한  $CP_m$ 값을 이용하게 된다.

$$CP_m = \left( \frac{\sum CPH}{\sum CPC} \right)_{all \ streams(above/below \ pinch)} \quad (17)$$

핀치 상단과 하단에서 각각 식 (14)의 흐름수 조건에 따라 다음과 같은 두 가지 경우로 해석할 수 있게 되며, 여기서는 일반적인 CP-Rule을 적용할 경우만을 대상으로 설명하겠다.

경우 3) 핀치 상단에서 온류의 수가 냉류의 수보다 적거나, 핀치 하단에서 온류의 수가 냉류의 수보다 많은 경우는 각각의 온류와 냉류를 대응시켜 식 (18)에서 정의한 DIFF가 가장 작은 냉류와 온류를 열교환시킬 대상 흐름으로 선정한다.

$$DIFF = \left| \frac{CPH_i}{CPC_j} - CP \right| \quad (18)$$

경우 4) 핀치 상단에서 온류의 수가 냉류의 수보다 많거나, 핀치 하단에서 온류의 수가 냉류의 수보다 적은 경우이며, 여기서는 핀치 상단을 기준으로 설명하고자 한다.

(1) 각각의 온류에 대하여 식 (19)에서 정의한 HCPC를 구한다.

$$HCPC = CPH_i \cdot CP \quad (19)$$

(2) 가장 큰 열용량 흐름을 갖는 냉류를 선택해서 이 흐름의 열용량 흐름값에서 각각의 온류에 대한 HCPC를 뺀 값을 RHCPC라고 한다.

(3) (1)번에서 선택된 온류를 제외한 나머지 온류에 대하여 식 (20)의 SUBCP값을 누적시킨다.

$$SUBCP = \sum \frac{CPH_i}{RHCPC} - CP \quad (20)$$

(4) SUBCP가 가장 작은 값을 갖게 되는 냉류를 HCPC와 RHCPC의 양으로 분기시킨 후, 열교환시킨다.

핀치 상단과 하단에서 각각 식 (15)의 열용량 흐름 판단 조건에 따라 다음과 같은 두 가지 경우로 해석할 수 있게 되며, 여기서는 일반적인 CP-Rule을 적용할 경우만을 대상으로 핀치 상단에 대해서 설명하고자 한다.

경우 5) 열교환시킬 온류의 열용량 흐름이 냉류의 열용량 흐름보다 작거나 같은 경우( $CPH_i \leq CPC_j$ )에는 식 (18)에서 찾은 두 흐름을 열교환시킨다.

경우 6) 열교환시킬 온류의 열용량 흐름이 냉류의 열용량 흐름보다 큰 경우, 식 (16)에서 구한 CP값을 기준으로 식 (21)에 의해 냉류의 열용량 흐름값에 맞추어 온류를 분기한 다음 열교환시킨다.

$$RATIO = CPC_j / CP \quad (21)$$

### 2-3-2. 잔여열교환의 경험 법칙

잔여열교환은 여러 가지 경험 법칙들에 의해 가능하다. 본 연구에서는 다음의 경험 법칙을 사용하며, 적용 후에 남은 온류와 냉류는 각각 가열 유틸리티 및 냉각 유틸리티와 열교환시켜 합성 구조를 이룬다.

#### (1) 경험 법칙 5(Low/Low 법칙)

핀치 상단에서 필수열교환이 끝난 온류와 냉류들을 식 (17)처럼 냉류들의 공급 온도와 온류들의 목표 온도를 각각 낮은 온도 순으로 나열하여, Fig. 5(a)와 같이 순번대로 대응 흐름간에 열교환을 시키는 것으로서 이는 열전달 면적을 최소화 하기 위한 것이다[2, 24]. 이 때 각 열교환은 최소 접근 온도차를 만족해야 하며 그렇지 못할 경우,

온류는 다음 냉류와의 열교환을 검토하고 열교환될 냉류가 없을 경우에는 냉류들 중 가장 큰 열용량을 갖는 냉류를 온류와 맞추어 분기시켜 해결한다.

$$\begin{array}{ccccccc} T_{c1} & < & T_{c2} & \cdots & < & T_{cm} \\ \downarrow & & \downarrow & & & \downarrow \\ T_{h1} & < & T_{h2} & \cdots & < & T_{hk} \end{array} \quad (22)$$

#### (2) 경험 법칙 6(High/High법칙)

핀치 하단에서는 식 (18)과 같이 온류들의 목표 온도와 냉류들의 공급 온도를 각각 높은 온도 순으로 나열하며, 최소 열전달 면적을 위해 Fig. 5(b)처럼 열교환을 시킨다[27]. 역시, 각각의 열교환은 최소 접근 온도차를 만족해야 하고, 이 제약 조건을 어길 경우, 냉류는 다음 온류와 열교환을 검토하며, 열교환할 온류가 없을 경우는 온류들 중 열용량이 가장 큰 것을 냉류에 맞추어 분기하여 열교환시킨다.

$$\begin{array}{ccccccc} T_{c1} & < & T_{c2} & \cdots & < & T_{cm} \\ \downarrow & & \downarrow & & & \downarrow \\ T_{h1} & < & T_{h2} & \cdots & < & T_{hk} \end{array} \quad (23)$$

### 2-3-3. 루프 절단(Loop breaking)

루프(loop)란 Fig. 6(a)에서 볼 수 있듯이 하나의 열교환기에서 시작된 연결이 다시 그 열교환기에 연결된 것을 말한다[24]. 루프가 존재한다는 것은 열교환망에서 필요 이상의 열교환기가 쓰였다는 것을 나타낸다. 그러므로 루프를 깨뜨림으로써 필요 이상의 열교환기를 쓰지 않을 수 있다.

Path는 Fig. 6(b)에서와 같이 열교환망에서 가열 유틸리티와 냉각 유틸리티 사이의 연결을 말하는 것으로서 경로(path)를 따라 가열 유틸리티에 열량을 공급한다면 냉각 유틸리티에서 똑같은 열량을 제거해야 한다. 루프 절단(loop breaking)에 관한 경험 법칙[13]은 다음과 같다.

#### • 경험 법칙 7(loop breaking)

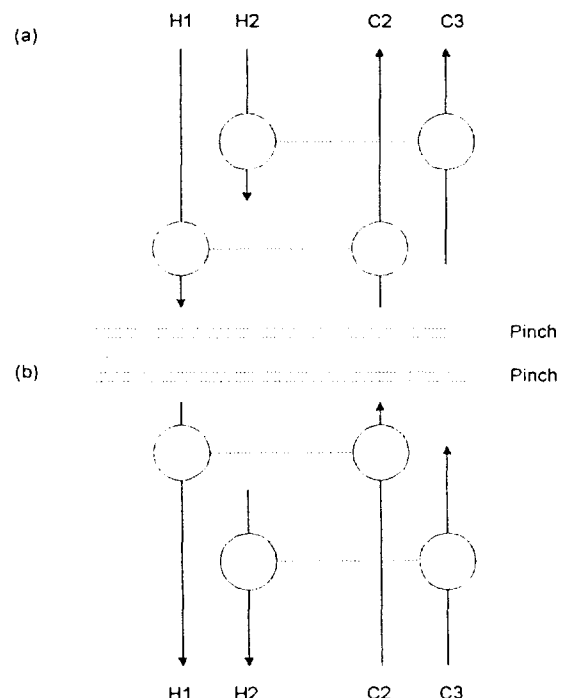


Fig. 5. Residual match heuristics: (a) Low/Low heuristics and (b) High/High heuristics.

(1) 가능한 한 가장 작은 열용량의 열교환이 이루어지는 열교환기를 가지고 있는 루프를 가장 먼저 깨뜨린다.

(2) 핀치를 가로지르는 루프를 깨뜨렸을 경우, 최소 접근 온도차를 위배하게 되므로 경로(path)를 따라 온도를 보정해 주어야 한다.

#### 2-4. 프로그램 알고리즘

본 연구에서 개발한 프로그램 알고리즘의 목표값을 구하는 논리

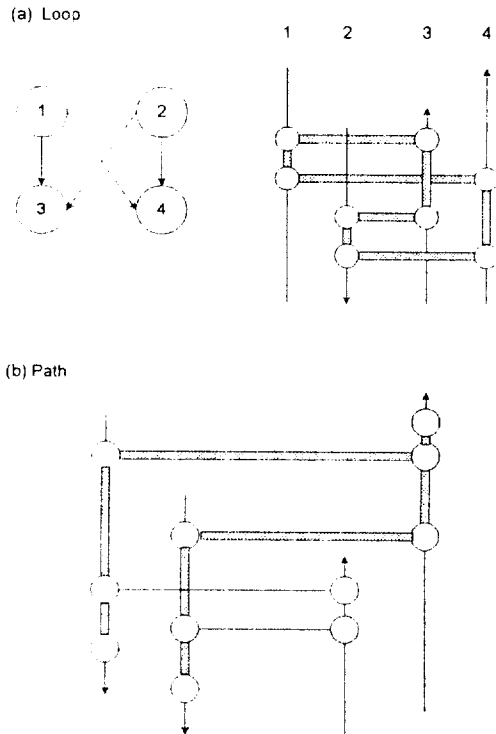


Fig. 6. Loop breaking heuristics : (a) loop and (b) path.

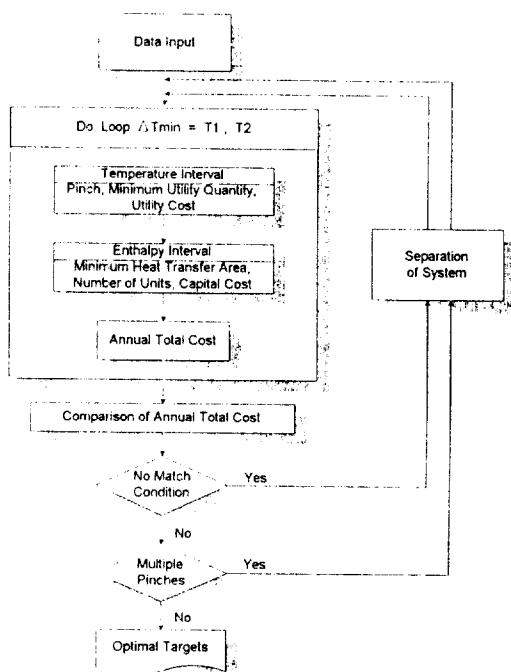


Fig. 7. Procedure of determining the optimal targets.

흐름도(flow chart)를 Fig. 7에 제시하였다. 실제적인 합성 단계를 수행하기 이전에 계의 분리법을 통해 최적의 목표값을 계산하는 절차

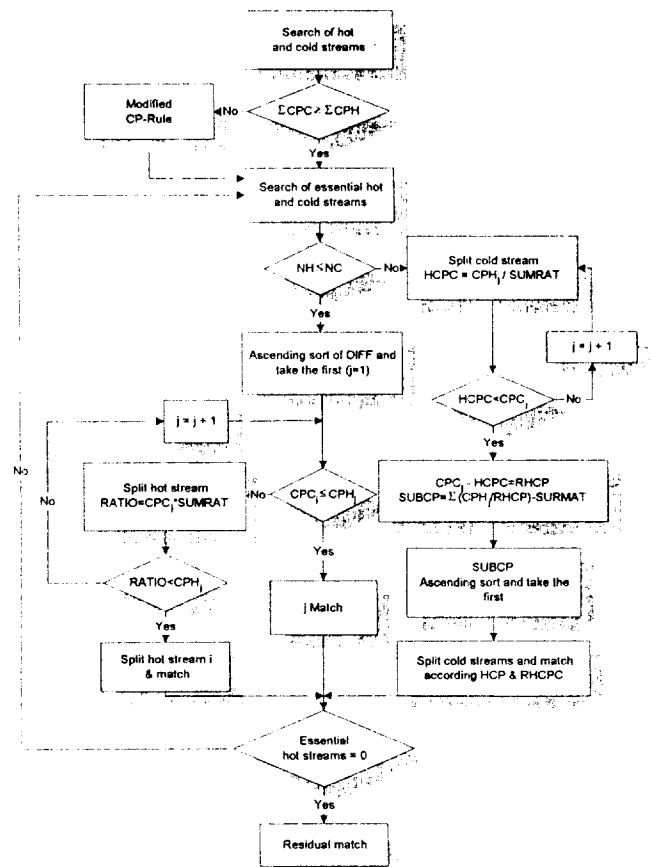


Fig. 8. Procedure of heat exchanger network synthesis for essential match above pinch.

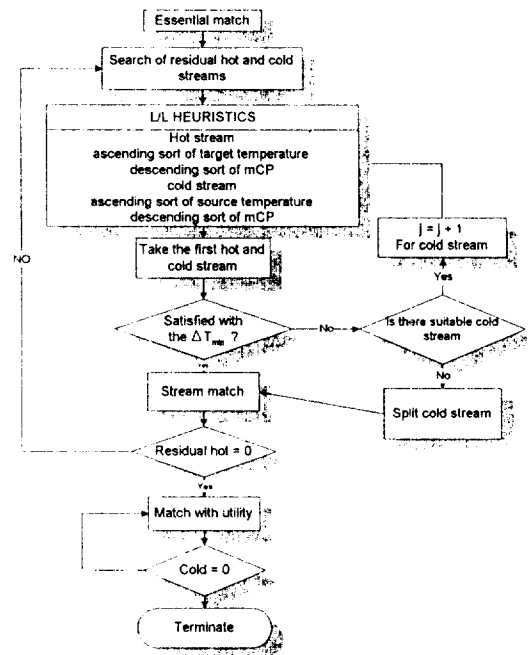


Fig. 9. Procedure of heat exchanger network synthesis for residual match above pinch.

를 나타내고 있다. Fig. 8은 목표값의 허용 한계 내에 도달할 수 있도록 흐름들간의 실제적인 열교환을 수행하는 절차로서 필수열교환에 대한 경험 법칙들을 나타냈으며, Fig. 9는 잔여열교환에 대한 경험 법칙들을 나타내고 있다.

### 3. 예 제

본 연구에서 제시한 이론을 토대로 여러 개의 핀치를 갖거나 열교환시킬 흐름 선택에 대한 제약이 주어진 경우, 단일 핀치를 가지며 제약 조건이 주어지지 않은 일반적인 경우, 그리고 Alko사의 실제 공정에 대해서 각각의 결과들을 살펴보고자 한다. Table 1과 2에는 각 예제들의 흐름 데이터 및 설계 데이터들을 나타내었다.

#### 3-1. 예제 1

예제 1은 6개의 온류들과 6개의 냉류들로 이루어져 있으며, 비용 계산 식은 단순 선형 비용 모델(simple linear cost model)[8-11]을 사용했다. 예제 1의 특성은 Fig. 10(a)에서와 같이 온류 1번과 냉류 5번에 대한 열교환의 제약 조건이 주어졌으며, 최소 접근 온도차가 18°C일 때, 118°C와 103°C인 두 온도에서 핀치점을 갖는 계이다. 따

Table 1. Stream data for examples

Example	Stream	Heat capacity flow rate (MW/°C)	Heat transfer coefficient, h (MW/m <sup>2</sup> ·°C)	Supply temperature (°C)	Target temperature (°C)
1	h1	0.10	$5.0 \times 10^{-4}$	127	40
	h2	0.06	$4.0 \times 10^{-4}$	220	150
	h3	0.13	$3.0 \times 10^{-4}$	160	45
	h4	0.14	$5.0 \times 10^{-4}$	147	140
	h5	0.12	$4.0 \times 10^{-4}$	320	250
	h6	0.03	$3.0 \times 10^{-4}$	260	95
	c1	0.10	$3.5 \times 10^{-4}$	100	150
	c2	0.07	$7.0 \times 10^{-4}$	55	264
	c3	0.13	$5.0 \times 10^{-4}$	85	311
	c4	0.06	$1.4 \times 10^{-4}$	60	170
	c5	0.20	$3.5 \times 10^{-4}$	200	250
	c6	0.17	$7.0 \times 10^{-4}$	155	164
2	h1	0.10	$5.0 \times 10^{-4}$	327	40
	h2	0.16	$4.0 \times 10^{-4}$	220	160
	h3	0.06	$1.4 \times 10^{-4}$	220	60
	h4	0.40	$3.0 \times 10^{-4}$	160	45
	c1	0.10	$3.5 \times 10^{-4}$	120	300
	c2	0.07	$7.0 \times 10^{-4}$	35	164
	c3	0.35	$5.0 \times 10^{-4}$	85	138
	c4	0.06	$1.4 \times 10^{-4}$	60	170
	c5	0.20	$6.0 \times 10^{-4}$	140	300
3	h1	0.09	$5.7 \times 10^{-4}$	119	99
	h2	0.50	$1.7 \times 10^{-3}$	60	59
	h3	0.11	$5.7 \times 10^{-4}$	59	55
	h4	1.89	$1.7 \times 10^{-3}$	92	91
	h5	1.45	$1.7 \times 10^{-3}$	80	79
	h6	0.35	$1.7 \times 10^{-3}$	55	54
	h7	0.01	$5.7 \times 10^{-4}$	56	35
	c1	0.02	$5.7 \times 10^{-4}$	30	70
	c2	1.89	$5.7 \times 10^{-4}$	80	81
	c3	0.11	$5.7 \times 10^{-4}$	100	112
	c4	2.43	$5.7 \times 10^{-4}$	120	121
	c5	0.01	$5.7 \times 10^{-4}$	55	103
	c6	0.76	$5.7 \times 10^{-4}$	100	101
	c7	0.21	$5.7 \times 10^{-4}$	107	108
	c8	0.56	$5.7 \times 10^{-4}$	55	56

라서 열교환망 합성을 설계하기 위해서 SSM을 적용하여 본 예제의 흐름들을 2개의 종속계로 분리시킨 결과, Fig. 10(b)와 같이 종속계 1은 3, 4, 5, 6번의 온류들과 1, 3, 4, 5번의 냉류들로 이루어진 최소 접근 온도차 18°C와 핀치 온도 103°C를 갖는 계를 형성하며, 종속계 2는 1, 2번의 온류들과 2, 6번의 냉류들로 구성된 최소 접근 온도차 10°C와 핀치 온도 127°C를 갖는 계를 형성한다.

이와 같이 열교환에 대한 제약 조건이 주어진 계에 대하여 계의 분리법을 적용하여 단일 핀치를 갖는 종속계들로 분리시킴으로써 핀치 설계 방법(original PDM)의 적용이 수월해졌으며, 본 연구에서 제안한 열교환 규칙들을 적용하여 열교환망 합성을 수행한 결과들을 Table 3과 Fig. 11에 나타내었다.

Table 3에서 목표값과 실제 합성한 결과 값들을 비교해 보면, 열교

Table 2. Design data for examples

		Example 1	Example 2	Example 3
Hot utility	Supply temp.(°C)	330	330	160
	Heat capacity flowrate(MW/°C)	0.50	1.00	5.00
	Heat transfer coefficient (MW/m <sup>2</sup> ·°C)	$.50 \times 10^{-3}$	$.50 \times 10^{-3}$	$.50 \times 10^{-3}$
	Annual cost of unit duty (\$/MW·year)	60000.0	60000.0	94100.0
	Water Supply temp.(°C)	100	100	100
	Heat capacity flowrate(MW/°C)	0.50	1.00	5.00
	Heat transfer coefficient (MW/m <sup>2</sup> ·°C)	$.28 \times 10^{-3}$	$.28 \times 10^{-3}$	$.28 \times 10^{-3}$
	Annual cost of unit duty (\$/MW·year)	1000.0	13600.0	13700.0
Cold utility	Supply temp.(°C)	100	100	100
	Heat capacity flowrate(MW/°C)	0.50	1.00	5.00
	Heat transfer coefficient (MW/m <sup>2</sup> ·°C)	$.84 \times 10^{-3}$	$.84 \times 10^{-3}$	$.84 \times 10^{-3}$
	Annual cost of unit duty (\$/MW·year)	2000.0	54700.0	91500.0
	Water Supply temp.(°C)	15	15	30
	Heat capacity flowrate(MW/°C)	0.50	1.00	5.00
	Heat transfer coefficient (MW/m <sup>2</sup> ·°C)	$.50 \times 10^{-3}$	$.50 \times 10^{-3}$	$.28 \times 10^{-3}$
	Annual cost of unit duty (\$/MW·year)	6000.0	6000.0	1800.0
Exchanger	a(\$/EA)	10000	10000	-
	b(\$/m <sup>2</sup> )	350	350	-
cost model				
Guthrie's model cost data				
M&S index		-	-	947
$F_d$		-	-	1.35
$F_p$		-	-	0.05
$F_m$		-	-	3.75
Plant lifetime(year)		5	5	10
Rate of interest(%)		0	0	12



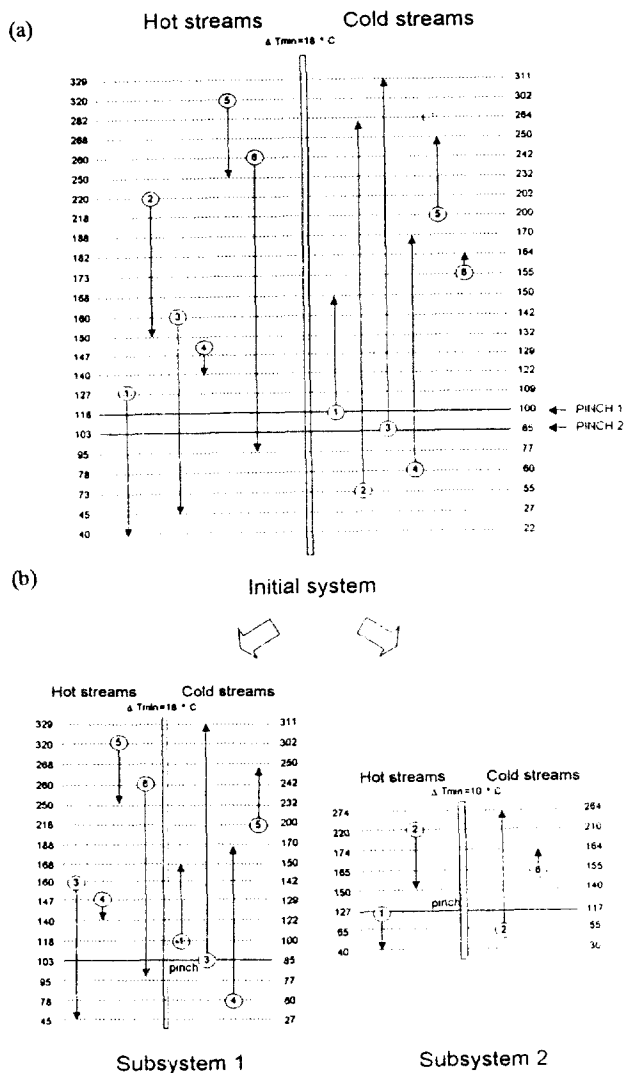


Fig. 10. Temperature-intervals for example 1: (a) initial system and (b) separated system.

환기수는 같으나 열전달 면적의 증가로 인해 설치비용이 증가되었으며, 유틸리티 비용도 증가함으로써 결과적으로 연간 총 비용이 목표값보다 0.86% 증가하였음을 알 수가 있다. 하지만 이 결과는 목표값의 10% 허용 한계 내에 도달한 결과 값이므로 만족할 만한 결과로 생각된다.

이 예제에서 SSM을 적용하고자 모든 경우들을 살펴본 결과, 계를 분리하지 않았을 경우에는 우선 제약 조건에 위배되며 두 개의 핀치

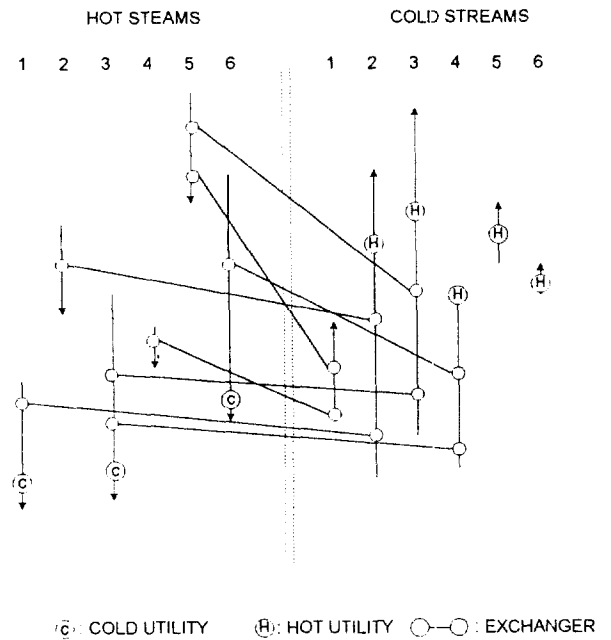


Fig. 11. Network design for example 1.

점들을 갖는 문제점도 있지만 연간 총 비용에 대한 목표값에 있어서도 0.77% 정도 큰 값을 나타낸다. 계를 분리시킨 경우들에 있어서도 본 예제에서 선정된 경우보다 오히려 작은 목표값을 갖는 경우들이 존재하지만 이들은 모두 온류 1번과 냉류 5번이 같은 종속계 내에 위치하게 된다는 문제가 있으므로 고려 대상에서 배제시켰다. 따라서 본 예제에서 채택한 종속계들은 주어진 제약 조건과 여러 개의 핀치를 갖는 문제점을 해결한 상황 가운데 가장 최적값을 갖는 경우에 해당하는 것이다.

### 3-2. 예제 2

예제 2는 4개의 온류들과 5개의 냉류들로 이루어져 있으며, 열교환의 제약 조건이 주어지지 않았고, 최소 접근 온도차가 24°C일 때, 144°C에서 단일 핀치를 갖는 계이다. 따라서 이 예제에 있어서는 SSM을 적용하지 않는 것이 바람직한 것으로 생각되며, 결과 값들을 통해서도 확인이 가능하였다. 우선 SSM을 적용하지 않고 목표값을 설정하여 계를 합성한 결과 값과 합성 구조를 각각 Table 4와 Fig. 12(a), (b)에 나타내었으며, 이 결과들은 다중 유틸리티의 사용을 함께 고려한 값이다. 결과 값을 살펴보면 단일 유틸리티만을 사용하였을 경우, 연간 총 비용이 목표값과 비교해서 1.71% 정도 증가한 합성 구조를 얻었으며, 다중 유틸리티를 사용하였을 경우에는 설치비용의 증가로 인하여 목표값과 비교해 볼 때, 연간 총 비용이 3.04%

Table 3. Results of targets and synthesis of heat exchanger network for example 1

	Optimal targets			Results of synthesis	Comparison to targets(%)
	Subsystem 1	Subsystem 2	Total		
$\Delta T_{min}(^{\circ}\text{C})$	18	10	-	18	10
Pinch temp.( $^{\circ}\text{C}$ )	103.00	127.00	-	103.0	127.0
Requirement of hot utility(MW)	27980.0	7620.0	35600.0	35600.0	100.00
Requirement of cold utility(MW)	6280.0	4360.0	10640.0	10640.0	100.00
Total number of units(EA)	11	5	16	16	100.00
Total heat transfer area( $\text{m}^2$ )	$.6540 \times 10^4$	$.1940 \times 10^4$	$.8480 \times 10^4$	$.8837 \times 10^4$	104.20
Annual energy cost(\$/year)	$.1716 \times 10^7$	$.4834 \times 10^6$	$.2199 \times 10^7$	$.2200 \times 10^7$	100.05
Annual capital cost(\$/year)	$.4801 \times 10^6$	$.1456 \times 10^6$	$.6257 \times 10^6$	$.6506 \times 10^6$	103.98
Annual total cost(\$/year)	$.2197 \times 10^7$	$.6290 \times 10^6$	$.2826 \times 10^7$	$.2850 \times 10^7$	100.86

**Table 4. Results of targets and synthesis of heat exchanger network for example 2 : (a) for single utility, (b) for multiple utility, (c) for SSM**

	Optimal targets	Results of synthesis	Comparison to targets(%)
$\Delta T_{min}(^{\circ}\text{C})$	24	24	
Pinch temp.( $^{\circ}\text{C}$ )	144.00	144.00	
Requirement of hot utility(MW)	23520.0	25234.30	107.29
Requirement of cold utility(MW)	33240.0	36670.29	110.32
Total number of units(EA)	15	14	93.33
Total heat transfer area( $\text{m}^2$ )	$.1680 \times 10^5$	$.1574 \times 10^5$	93.69
Annual energy cost(\$/year)	$.1611 \times 10^7$	$.1734 \times 10^7$	107.64
Annual capital cost(\$/year)	$.1205 \times 10^7$	$.1130 \times 10^7$	93.78
Annual total cost(\$/year)	$.2816 \times 10^7$	$.2864 \times 10^7$	101.71

	Optimal targets	Results of synthesis	Comparison to targets(%)
$\Delta T_{min}(^{\circ}\text{C})$	24	24	
Pinch temp.( $^{\circ}\text{C}$ )	144.00	144.00	
Utility pinch temp.( $^{\circ}\text{C}$ )	124.00	124.00	
Requirement of hot steam(MW)	21920.0	23820.01	108.67
Requirement of hot water(MW)	0.0	0.0	-
Requirement of cold steam(MW)	1600.0	1300.43	81.28
Requirement of cold water(MW)	31640.0	32239.57	101.89
Total number of units(EA)	16	16	118.18
Total heat transfer area( $\text{m}^2$ )	$.1720 \times 10^5$	$.1862 \times 10^5$	101.26
Annual energy cost(\$/year)	$.1593 \times 10^7$	$.1616 \times 10^7$	97.89
Annual capital cost(\$/year)	$.1239 \times 10^7$	$.1335 \times 10^7$	102.53
Annual total cost(\$/year)	$.2831 \times 10^7$	$.2951 \times 10^7$	99.35

	Optimal targets			Results of synthesis	Comparison to targets(%)
	Subsystem 1	Subsystem 2	Total		
$\Delta T_{min}(^{\circ}\text{C})$	5	15	-	5	15
Pinch temp.( $^{\circ}\text{C}$ )	-	135.00	-	-	135.0
Requirement of hot utility(MW)	0.0	24280.0	24280.0	25440.0	104.78
Requirement of cold utility(MW)	30450.0	3550.0	34000.0	35160.0	103.41
Total number of units(EA)	4	7	11	10	90.91
Total heat transfer area( $\text{m}^2$ )	$.9390 \times 10^4$	$.6440 \times 10^4$	$.1580 \times 10^5$	$.1599 \times 10^5$	101.20
Annual energy cost(\$/year)	$.1827 \times 10^6$	$.1478 \times 10^7$	$.1661 \times 10^7$	$.1737 \times 10^7$	104.58
Annual Capital cost(\$/year)	$.6650 \times 10^6$	$.4648 \times 10^6$	$.1130 \times 10^7$	$.1139 \times 10^7$	100.80
Annual total cost(\$/year)	$.8477 \times 10^6$	$.1943 \times 10^7$	$.2791 \times 10^7$	$.2877 \times 10^7$	103.08

정도 증가하였지만 유틸리티 비용에서는 단일 유틸리티를 사용한 경우보다 약 6.8% 정도 감소한 결과를 얻을 수 있었다. 따라서 유틸리티 비용의 단가가 높을 경우에는 다중 유틸리티의 사용을 고려하는 것이 바람직한 것으로 생각된다. 그리고 아무런 제약 조건이 주어지지 않았을 때, SSM을 적용한 결과를 살펴보았다. 일단 최적값을 갖는 경우를 찾는 단계를 수행한 결과, 온류 3, 4번과 냉류 3, 4번을 증속계 1로, 나머지 흐름들을 증속계 2로 분리시켰을 경우에 증속계 1은 5°C의 최소 접근 온도차에서 핀치가 존재하지 않으며, 증속계 2는 15°C의 최소 접근 온도차와 135°C의 핀치점을 갖는 경우가 최적값을 갖는 것으로 계산되었고, 이에 대한 결과 값과 합성 구조를 각각 Table 4와 Fig. 12(c)에 나타내었다. 목표값을 비교해 보면 SSM을 적용하지 않았을 경우보다 약 0.9% 정도 감소된 값을 얻을 수 있었지만, 합성 결과에 있어서는 오히려 연간 총 비용이 약 0.45% 정도 증가한 결과 값을 얻었다. 이 결과 값으로부터 제약 조건이 주어지지 않은 계에 대해서 SSM을 적용하는 것은 실제적인 열교환망의 합성에서 좋지 못한 결과를 얻을 수 있기 때문에 적용하지 않는 것이 최적에 가까운 결과를 얻을 수 있다는 결론을 얻게 되었다.

본 예제는 1992년 Finland의 Alko사에서 에너지 절약형 공정으로 개발하고 국내의 모 회사가 도입하여 현재 조업 중인 공정 가운데 증류 공정만을 대상으로 선정한 실제 공정에 대한 것이다. 이 공정은 7개의 온류와 8개의 냉류들로 구성되어 있는 계로서 12°C의 최소 접근 온도차에서 92°C의 단일 핀치를 가지며, 제약 조건은 주어지지 않았다. SSM을 적용하지 않고 계산한 목표값과 결과 값들을 Table 5에 나타내었으며, Fig. 13(a)에는 본 연구에서 설계한 합성 구조를 Fig. 13(b)에는 Alko사가 설계한 구조를 제시하였다. 그 결과 값들을 살펴보면, 열전달 면적의 감소로 인해 목표값보다 연간 총 비용이 약 7.7% 정도 감소한 결과를 얻을 수 있었을 뿐만 아니라 Alko사에서 제안한 결과보다 연간 총 비용이 약 15% 정도 적은 결과 값을 보이고 있다. 이와 같은 결과가 나타난 이유는 Alko사의 구조는 설계 당시에 에너지 단가의 상승으로 인해 가급적 적은 에너지를 소비하는 에너지 절약형 구조에 중점을 두고 설계하였기 때문인 것으로 생각된다. 마지막으로 본 예제에 SSM의 적용 여부를 판단해 본 결과, 공정의 특성상 계를 분리함으로써 오히려 비용의 증가를 초래하므로 이 경우에는 적용하지 않는 것이 더 바람직하다는 결론을 얻을 수 있었다. Fig. 13(b)에서 알 수 있듯이 계를 분리하지 않은 상태에서 합성을 하였을 경우, 유틸리티를 사용하지 않고 공정 흐름

### 3-3. 예제 3

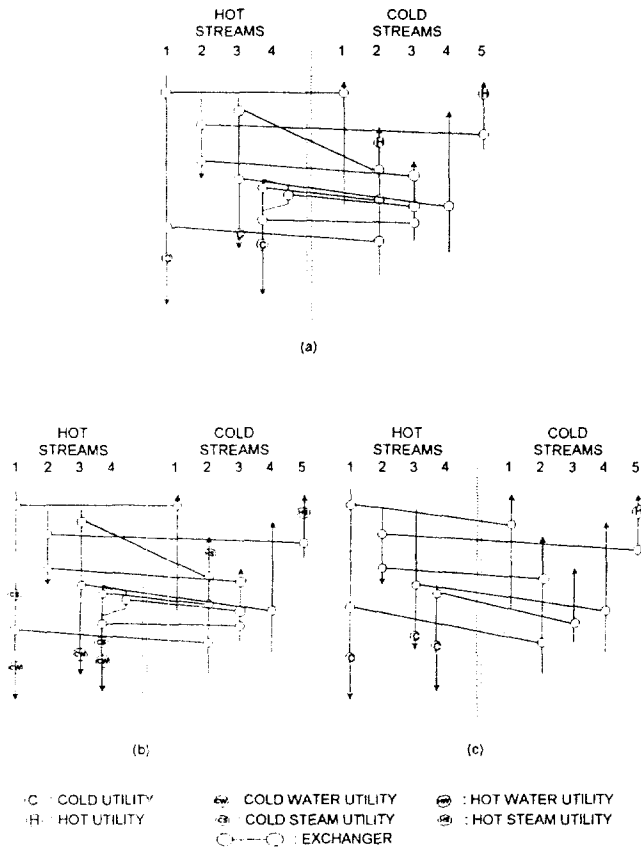


Fig. 12. Network design for example 2: (a) single utility, (b) multiple utility and (c) SSM.

들간의 열교환에 이용된 것들은 2개의 온류와 4개의 냉류들뿐이었다. 따라서 계를 분리할 경우, 오히려 유틸리티 요구량이 증가하며, 목표값들의 계산 결과를 통해서도 계를 분리하지 않았을 경우가 가장 최적값을 나타내고 있음을 확인할 수가 있었다. 본 예제를 통해서 알 수 있듯이 본 연구에서 제안한 SSM의 적용이 항상 비용 감소를 도모할 수 있는 것은 아니지만 합성된 결과에 대한 신뢰성을 높여 줄 수 있다는 사실에 만족할 수 있었다.

#### 4. 결 론

열교환망 합성시, 여러 개의 핀치를 갖거나 제약 조건이 주어진 계일 경우에 본 연구에서 제안한 SSM을 적용함으로써 단일 핀치를 갖는 경우에만 유효한 핀치 설계 방법(original PDM)의 합성 방법을 그대로 이용할 수 있으며, 목표값 설정 단계에서부터 제약 조건을

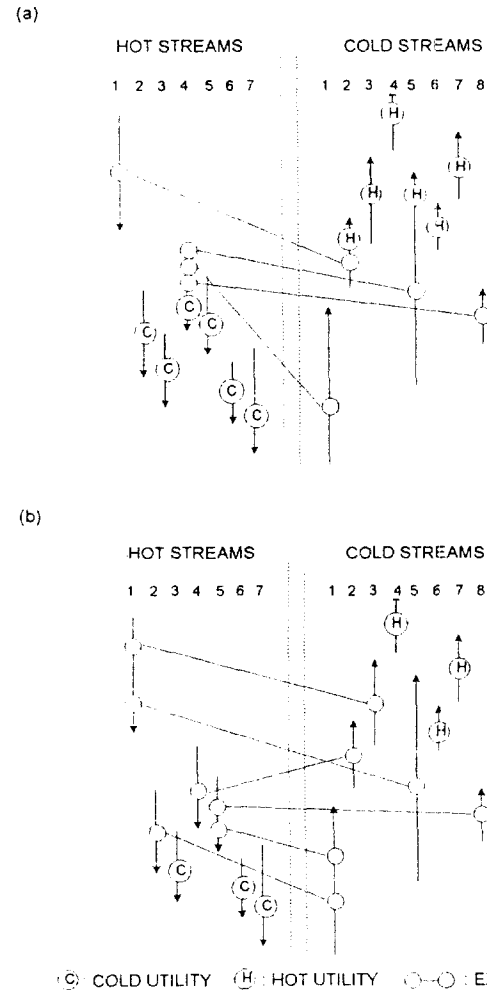


Fig. 13. Network based on (a) this study and (b) Alko process.

충분히 고려할 수 있었기에 보다 타당성있는 목표값과 합성 구조를 얻을 수가 있다. 하지만 제약 조건이 주어지지 않은 단일 핀치를 갖는 일반적인 계에 대하여 적용해 본 결과, 대부분의 경우에는 SSM을 적용하지 않은 경우보다 오히려 비용이 증가한 합성 구조를 얻게 되었다. 따라서 본 연구에서 제안한 SSM의 적용 대상 범위를 확실하게 규정지움으로써 불필요한 계산 시간을 줄이는 효과를 얻을 수 있었다.

#### 사용기호

$A_{min}$  : minimum overall area target for a heat exchanger network [ $m^2$ ]

Table 5. Results of targets and synthesis of heat exchanger network for example 3

	Optimal targets	Results of synthesis	Comparison to targets(%)	Alko	Comparison to Alko(%)
$\Delta T_{min}(^{\circ}C)$	12	12	-	5	-
Pinch temp.( $^{\circ}C$ )	92.0	92.0	-	-	-
Requirement of hot utility(MW)	5040.0	5040.0	100.0	3400.0	148.2
Requirement of cold utility(MW)	3230.0	3230.0	100.0	1300.0	248.5
Total number of units(EA)	16	16	100.0	13	123.1
Total heat transfer area( $m^2$ )	1110.0	1106.0	99.6	2241.0	49.4
Annual energy cost(\$/year)	$.4801 \times 10^6$	$.4801 \times 10^6$	100.0	$.3220 \times 10^6$	149.1
Annual capital cost(\$/year)	$.9448 \times 10^6$	$.8636 \times 10^6$	91.4	$.1262 \times 10^7$	68.4
Annual total cost(\$/year)	$.1425 \times 10^7$	$.1344 \times 10^7$	94.3	$.1584 \times 10^7$	84.8

$A_{unit,i}$  : heat exchange area of an exchanger  $i$  [ $m^2$ ]  
 $a, b$  : coefficient of installed capital cost law  
 $CP$  : the heat capacity flow rate of stream [ $MW/^{\circ}C$ ]  
 $CPC(CPH)$ : the heat capacity flow rate of a hot(cold) stream or a hot(cold) stream branch at the pinch [ $MW/^{\circ}C$ ]  
 $F_c$  : correction factor for Guthrie's cost model  
 $F_d$  : design type factor  
 $F_p$  : design pressure factor  
 $F_m$  : material factor  
 $H$  : enthalpy of stream [ $MW$ ]  
 $HCPC$ : splitted streams heat capacity flowrate  
 $\Delta H_i$  : total enthalpy change of enthalpy interval  $i$  on the composite curves [ $MW$ ]  
 $h_j$  : heat transfer coefficient of stream  $j$  [ $MW/m^2 \cdot ^{\circ}C$ ](including film, wall and fouling resistance)  
 $i$  : annual interest  
 $M\&S$  : Marshall and Swift index  
 $N$  : depreciation years  
 $N_{min,a}(N_{min,b})$  : minimum number of units above(below) pinch  
 $N_{min, MER}$  : minimum number of units in a heat exchanger network with maximum energy recovery  
 $N_{s,a}(N_{s,b})$  : number of streams above(below) pinch  
 $N_{u,a}(N_{u,b})$  : number of utilities above(below) pinch  
 $NH(NC)$  : number of hot(cold) streams  
 $Q_{hot}(Q_{cold})$  : hot(cold) utility target [ $MW$ ]  
 $q_i$  : enthalpy change of streams  $j$  in enthalpy interval  $i$  [ $MW$ ]  
 $T$  : temperature of stream [ $^{\circ}C$ ]  
 $T_{cm}(T_{cm})$ : supply(target) temperature of cold stream  $m$  in residual match  
 $T_{hm}(T_{hm})$ : supply(target) temperature of hot stream  $m$  in residual match  
 $\Delta T$  : temperature difference [ $^{\circ}C$ ]  
 $\Delta T_{LM,i}$  : logarithmic mean temperature difference [ $^{\circ}C$ ]  
 $\Delta T_{min}$  : minimum temperature difference on the composite curves [ $^{\circ}C$ ]

## 하첨자

$i$  : enthalpy interval on the composite curves  
 $j$  : streams number in enthalpy interval  
 $k$  : number of hot streams in residual match  
 $m$  : number of cold streams in residual match

## 참고문헌

1. Masso, A. H. and Rudd, D. F.: *AIChE J.*, **15**, 10(1969).

2. Linnhoff, B. and Flower, J. R.: *AIChE J.*, **24**, 633(1978).
3. 정재학, 이인범, 장근수 : 화학공학, **29**, 574(1991).
4. Lee, I. B.: Ph.D. Thesis, Purdue Univ.(1987).
5. Trivedi, K. K., O'Neill, B. K. and Roach, J. R.: *Computers Chem. Eng.*, **13**, 291(1989).
6. Floudas, C., Ciric, A. R. and Grossman, I. E.: *AIChE J.*, **32**, 276(1986).
7. Jezowski, J.: *Computers Chem. Eng.*, **16**, 129(1992).
8. 김상우, 이해평, 백운화, 박선원 : 화학공학, **30**, 318(1992).
9. 이해평, 황경균, 류경옥 : 에너지공학, **2**, 215(1993).
10. 이해평, 류경옥 : 화학공학, **32**, 288(1994).
11. 이해평, 이인영, 류경옥 : 에너지공학, **4**, 13(1995).
12. Linnhoff, B. and Ahmad, S.: *Computers Chem. Eng.*, **14**, 729(1990).
13. Linnhoff, B. and Hindmarsh, E.: *Chem. Eng. Sci.*, **38**, 745(1983).
14. Townsend, D. W. and Linnhoff, B.: *ICHEME 11th Annual Res.*, 45(1984).
15. 박경수 : "경제성 공학", 6th ed., 화중당, 서울(1985).
16. Ahmad, S. and Smith, R.: *Chem. Eng. Res. Des.*, **67**, 481(1989).
17. Hall, S. G., Ahmad, S. and Smith, R.: *Computers Chem. Eng.*, **14**, 319(1990).
18. Trivedi, K. K., Roach, J. R. and O'Neill, B. K.: *AIChE J.*, **33**, 2087(1987).
19. Edgar, T. F. and Himmelbrau, D. M.: "Optimization of Chemical Processes", McGraw-Hill, New York(1988).
20. Lewis, E. G., Michael, D. R. and Arthur, W. W.: *Chem. Eng. Comm.*, **14**, 339(1982).
21. Ahmad, S., Linnhoff, B. and Smith, R.: *Computers Chem. Eng.*, **14**, 751(1990).
22. Gunderson, T. and Naess, L.: *Computers Chem. Eng.*, **12**, 503(1988).
23. Purohit, G. P.: *Chemical Engineering*, **22**, 56(1983).
24. Douglas, J. M.: "Conceptual Design of Chemical Processes", McGraw-Hill, New York(1988).
25. Wells, G. L. and Hodgkinson, M. G.: *Process Eng.*, 59(1977).
26. Linnhoff, B. and Mason, D. R. and Wardle, I.: *Computers Chem. Eng.*, **3**, 295(1979).
27. 조영상 : "에너지 절감을 위한 열교환망 합성 연구", 과학기술처, 26(1990).
28. Linnhoff, B. and Flower, J. R.: *AIChE J.*, **24**, 642(1978).