

계의 분리를 통한 최적 열교환망 합성에 관한 연구

이해평 · 류경옥[†]

한양대학교 공과대학 화학공학과
(1993년 7월 5일 접수, 1994년 2월 24일 채택)

A Study on Optimal Heat Exchanger Network Synthesis Using System Separation Method

Hae-Pyeong Lee and Kyong-Ok Yoo[†]

Dept. of Chem. Eng., Hanyang Univ., Seoul 133-791, Korea
(Received 5 July 1993; accepted 24 February 1994)

요 약

열교환망 합성의 실제적인 구조설계를 수행하기 전에 장치비와 에너지 비용을 바탕으로 총 비용의 목표값을 결정함으로써 최적의 최소접근온도차를 구하는데 중점을 두었다. 본 연구에서는 온도-엔탈피 도표상에서 불연속성을 갖는 계, 안전성 및 배치 등의 문제로 열교환을 시키기 위한 흐름들의 선택에 제한을 해야 하는 계와 여러 개의 핀치를 지니는 계에 대하여 보다 타당한 목표값을 설정하기 위하여 계를 분리시키는 방법을 적용하고 이를 근거로 한 프로그램을 개발함으로써 열교환망 합성시 핀치설계방법의 적용이 수월할 것으로 기대되는 목표값을 구할 수 있었다.

Abstract—The optimal minimum temperature difference and the optimal total cost targets based on the energy and capital cost were determined before the synthesis of the heat exchanger network. The present method using the system separation, was applied to the system which have the discontinuity on the temperature-enthalpy diagram, the multiple pinches and the match constraints for the intangibles of design such as safety, layout and etc. The program based on the above method was developed and it was possible simply to find the optimal target for the actual heat exchanger network by the pinch design rule.

1. 서 론

에너지를 많이 소비하는 화학공업은 1970년 초부터 1980년대 말에 있었던 세차례의 유류 파동이 일어날 때마다 커다란 타격을 받았던 대표적 산업이었다. 그 결과, 에너지 절감 기술 및 효율적인 에너지 이용 기술개발에 관한 많은 연구가 활발히 진행되어 왔으며, 공정산업에서 열교환망 합성의 최적화를 통한 에너지 절약 기술도 커다란 발전이 있었다.

열교환망 합성이란 초기 온도, 목표 온도, 유량과 열용량을 아는 다수의 흐름들이 난류(hot stream)와 한류(cold stream)로 공존할 때, 난류와 한류간의 열교환이 적절하도록 공정설계를 하는 것으로서 필요한 경우, 스팀이나 냉각수와 같은 유틸리티의 사용도 포함된다 [1]. 열교환망 합성의 목적은 설치비용(capital cost)과 에너지비용(utility cost)의 합인 연간 비용(annual cost)이 최소화되는 구조를 찾는 데 있다.

대부분의 열교환망 합성시 최소접근온도차의 값은

설계자의 경험에 의해 가정되어 지며, 이 값에서 최소 유틸리티의 요구량에 대한 목표값과 핀치 온도(pinch temperature)를 예상할 수 있고, 그러한 목표값을 만족하는 구조를 설계할 수 있다. 하지만 장치비가 최소 값을 갖는다는 보장이 없으므로 초기 설계 구조로부터 최소접근온도차와 연결 순서를 변화시키으로써 점진적 개선을 하고 있다. 이 과정은 매우 복잡하고 최종적인 구조가 최적이라는 보장이 없으며, 최소 설치 비용이 얼마인지 모른다는 문제점을 갖고 있다.

1990년 Linnhoff와 Ahmad[2]는 열교환망 합성을 수행하기 전에 최소접근온도차의 값을 변화시키면서 최소 열교환기 수와 열전달 면적을 바탕으로 총 비용(total cost)의 목표값을 비교함으로써, 최적의 최소접근온도차를 발견한 뒤, 핀치설계방법을 기초로 한 합성 방법을 제시하였으며, 본 연구의 이전 단계로서 이 이론을 근거로 개발된 프로그램을 주정 생산 공정의 증류 공정에 적용한 결과, 기존의 설계보다 연간 총 비용이 약 12% 정도 적은 열교환망 구조를 얻은 바가 있는데, 이는 김 등[3]의 보고에 상세히 설명되어 있다.

본 연구에서는 실제공정에 적용 가능한 범용성있는 프로그램을 개발하고자 온도-엔탈피 도표상에서 불연속성을 지니는 계, 안전성 및 배치 등의 문제로 열교환을 시키기 위한 흐름들의 선택에 제한을 해야 하는 계와 여러 개의 핀치를 갖는 계를 고려하였으며, 이러한 문제들을 해결하기 위해서 계를 분리하는 방법을 이용한 알고리즘을 제안하고자 한다. 따라서 여러 개의 핀치를 갖는 계에 대한 실제 합성시에 핀치설계방법의 이용이 수월하고 타당성있는 목표값을 설정하려 한다.

2. 이론적 배경

2-1. 목표값 선정

주어진 공정에 대한 연간 비용의 목표값을 결정한 다음에 이 값의 허용한계내에 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 제약조건들을 고려하지 않은 값이라면 타당성이 결여된 것으로서 많은 문제점을 갖게 된다. 따라서 적절한 목표값의 설정에 관한 이론은 열교환망 합성에 있어서 매우 중요하다.

2-1-1. 최소접근온도와 목표값과의 관계

열교환망 합성의 주요 특징은 최소접근온도차가 증가함에 따라 에너지비용은 증가하지만 전체 열전달 면적은 감소함으로써 설치 비용이 감소하는 trade-off관

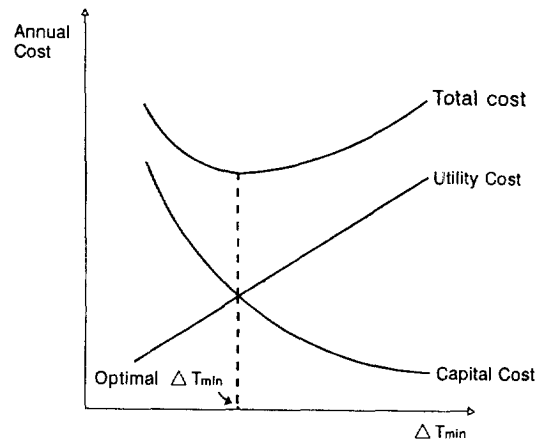


Fig. 1. Observed behaviour for utility-capital cost trade-off in heat exchanger networks.

계가 성립하는데 이 관계를 Fig. 1에 나타내었다[2]. 또한 최소접근온도차의 변화는 혼합곡선(composite curve)의 변화를 야기시킴으로써 열교환망 합성구조에 영향을 미치게 된다. 하지만 현재까지의 통상적인 방법은 경험값으로써 ΔT_{min} 을 가정하고 열교환망 합성을 수행함으로써 최적의 합성 구조와 근본적으로 거리가 먼 구조로부터 시작될 수 있음을 의미한다. 따라서 본 연구에서는 임의의 ΔT 에서 핀치온도와 최소 유틸리티 요구량을 계산하고 각 엔탈피 구간에서 열전달 면적을 구한 다음 총 연간비용을 계산하여 주어진 ΔT 범위에서 최소의 총 연간 비용을 갖는 ΔT 를 ΔT_{min} 으로 결정하였다. 이 방법을 근거로 하여 열교환망 합성을 수행함으로써 topology trap을 극복할 수 있음을 이전 연구[3]에서 입증한 바가 있다.

2-1-2. 최소 유틸리티 비용의 계산

ΔT_{min} 이 결정되면 이를 기준으로 흐름(stream)들의 초기 온도와 목표 온도에 따라 온도 구간을 결정하고 cascade diagram을 이용하여 최소냉각량과 최소가열량의 합인 최소 유틸리티 요구량과 핀치 온도가 구해진다[4]. 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.

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

여기서 Q_{hot} 과 Q_{cold} 는 각각 hot utility와 cold utility의

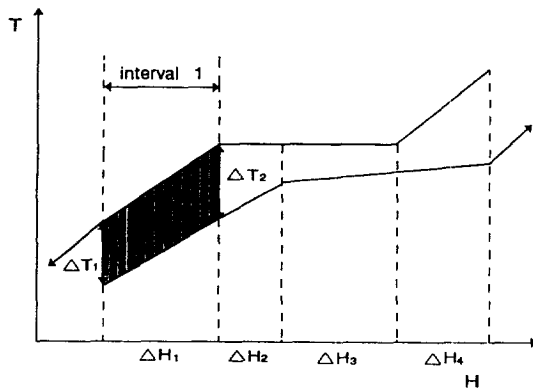


Fig. 2. Temperature-enthalpy diagram for calculation of heat transfer area.

소비량을 나타낸다.

2-1-3. 최소 설치 비용의 계산

최소 설치 비용에서는 두 가지 중요한 요소들인 열전달 면적과 열교환기수를 고려하여 계산하였다[5-10].

(1) 열교환기 수

최대 에너지회수를 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 유틸리티수의 합에서 1을 뺀 값을 다시 합함으로써 구하였다[5, 11].

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

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

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

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

(2) 열전달 면적

본 연구에서는 최소 열전달면적을 구함에 있어서 모든 열교환기의 총괄열전달계수, U 값이 일정한 경우와 다른 경우를 고려하였으며 열교환기에서 흐름들간의 열교환시, 온도-엔탈피 도표상에서 엔탈피의 변화없이 온도만 변하는 수직 열교환의 경우가 criss-crossing match의 경우 보다 열전달 면적이 감소한다는 사실에 착안하여 혼합곡선에서 기울기의 변화가 있는 점들을 기준으로 엔탈피 구간을 결정한다 다음에 각 엔탈피 구간

별로 열전달 면적을 산출하였으며 열전달 면적을 계산하기 위한 온도-엔탈피 도표를 Fig. 2에 나타내었다[12, 13].

(i) U 가 일정한 경우

$$A_{min} = \left(\frac{1}{U} \right) \sum_i \left(\frac{\Delta H_i}{\Delta T_{LM, i}} \right) \quad (5)$$

여기서 하첨자 i 는 온도-엔탈피 도표상에서 엔탈피 구간, A_{min} 은 전체 엔탈피 구간에서의 최소 열전달 면적, U 는 총괄열전달계수, ΔH_i 는 엔탈피 구간 i 에서의 엔탈피 변화량, $\Delta T_{LM, i}$ 는 대수평균온도차를 나타낸다.

(ii) U 가 다른 경우

$$A_{min} = \sum_i \left(\frac{1}{\Delta T_{LM, i}} \right) \sum_j \left(\frac{q_j}{h_j} \right) \quad (6)$$

여기서 하첨자 j 는 엔탈피 구간내에 존재하는 흐름 번호, q_j 는 엔탈피 구간 i 에서 흐름 j 의 엔탈피 변화량, h_j 는 엔탈피 구간 i 에서 경막, 벽면, 오염저항들을 포함한 흐름 j 의 개별열전달계수를 나타낸다.

최소 열교환기수와 열전달 면적이 결정된 다음 설치 비용의 계산 방법으로는 이전 연구[3]에서 제시한 바가 있는 단순 선형 비용 모델, 비선형 비용 모델, Guthrie의 비용 모델의 세 가지 비용계산식중에서 첫번째 모델인 단순 선형 비용 모델과 세번째 모델인 Guthrie의 비용 모델을 사용하였다. 단순 선형 비용 모델은 열교환기 하나의 설치비가 열전달 면적에 비례한다[14]는 사실에 중점을 둔 것으로서 총 설치 비용은 각 열교환기들의 비용을 모두 합하여 계산할 수 있다.

$$\text{Installed cost/unit} = a + b \cdot A_{unit} \quad (7)$$

$$A_{min} = A_{unit1} + A_{unit2} + \dots + A_{unitN} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \text{Total capital cost} &= (a + b \cdot A_{unit1}) + (a + b \cdot A_{unit2}) + \dots \\ &= a \cdot N_{min, MER} + b \cdot A_{min} \end{aligned} \quad (9)$$

여기서 $A_{unit, i}$ 는 unit i 의 열전달 면적, a 와 b 는 설치 비용 계산식에서의 선형계수값들로서 Linnhoff와 Ahmad[2]가 발표한 연구에 제시된 값들을 이용하였다.

Guthrie의 비용 모델에 의하면 통관형 열교환기의 설치비용식들은 다음과 같다[15].

$$\begin{aligned} \text{Installed cost/unit} &= (M\&S/280) \times 101.3 \times A^{0.65} \\ &\quad \times (2.29 + F_c) \end{aligned} \quad (10)$$

$$F_c = (F_d + F_p) \cdot F_m \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \text{Total capital cost} &= N_{min, MER} \times (M\&S/280) \times 101.3 \\ &\quad \times (A_{min}/N_{min, MER})^{0.65} \\ &\quad \times (2.29 + F_c) \end{aligned} \quad (12)$$

여기서 M&S는 Marshall과 Swift 지표, F_c 는 Guthrie의 비용 모델에 대한 보정인자, F_d 는 설계 방식 인자, F_p 는 설계시 압력 인자, 그리고 F_m 은 재질 인자를 나타내며, 각 열교환기의 크기를 열교환망 합성 전에 알 수 없으므로 열교환기의 크기는 모두 같다는 가정이 필요하다 [12].

연간 설치 비용은 앞에서 계산된 열교환기의 초기 설치 비용을 이자율과 감가상각연수를 감안하여 1년 동안 투자된 비용으로서 다음식과 같이 구할 수 있다 [6, 10].

$$\text{Annual capital cost} = \text{total capital cost} \cdot (i+1)^N/N \quad (13)$$

여기서 i 는 연이자율, N 은 감가상각연수를 나타낸다.

2-1-4. 연간 총 비용의 계산

연간 총 비용은 이론적인 최소 열전달면적과 최소 열교환기수를 가지고 계산한 연간 설치 비용과 이론적인 최소 유틸리티 요구량을 가지고 구한 연간 유틸리티비용의 합으로서 다음 식으로 계산할 수 있다.

$$\text{Annual total cost} = \text{annual capital cost} + \text{annual utility cost} \quad (14)$$

2-2. 계를 분리하는 방법의 적용

열교환망 합성의 목표값을 설정시, 온도-엔탈피 도표 상에서의 불연속성, 흐름들간의 선택에 대한 제한 및 여러 개의 핀치를 갖는 계와 같은 제약 조건들을 자주 접하게 된다. 따라서 본 연구에서는 계를 분리하는 방법을 적용함으로써 이러한 문제점들을 해결하고자 하였다.

2-2-1. 여러 개의 핀치를 갖는 계에 대한 고려

1978년 Linnhoff와 Flower [16]가 제시한 핀치설계 방법은 핀치 상단과 하단을 엄격히 구분함으로써 핀치를 통한 열흐름이 없도록 합성을 하는 것을 기본으로 하고 있다. 하지만 주어진 계들이 항상 단일 핀치만을 갖는 것은 아니고 경우에 따라서는 여러 개의 핀치들을 갖는 계가 될 수도 있으며 이런 경우에 핀치설계방법을 적용하여 합성을 하거나 목표값을 선정하는데는 많은 어려움이 있다. 이러한 여러 개의 핀치를 갖는 계에 관련된 연구로서 Trivedi 등 [17]은 inverse pinch라는 개념을 이용한 합성 방법을 제시하였으며 Jezowski [18]는 original PDM (pinch design method)을 이용하는 simultaneous synthesis method를 제안한 바가 있다. 하지만 이 연구들은 모두 실제 합성 단계에서는 유용할 지라도 목표값을 설정하는 단계에서는 적용하기가 어려우며 주어진 계의 특성에 따라서는 inverse pinch를 이용할

수 없는 경우도 있으므로 이런 문제들을 해결할 수 있는 새로운 방법이 필요하다고 판단되므로 본 연구에서는 목표값 설정시 여러 개의 핀치를 갖는 계인 것으로 판단될 경우에 계를 분리시키는 방법을 이용하여 단일 핀치를 갖거나 또는 핀치가 존재하지 않도록 두 개의 종속계들로 공정 흐름들을 분리시켰다.

계를 분리시키기 위한 흐름들을 선정시 여러 가지 경우들이 존재하는데 주어진 공정 데이터들의 특성으로 인하여 일관성있는 규칙을 제시하기에는 많은 어려움이 있으므로, 본 연구에서는 각각의 경우들을 모두 고려하여 가장 최소 비용을 갖는 경우를 선정하여 목표값을 계산하였다. 그러므로 본 연구에서 제시한 방법은 열교환망 합성시 핀치설계방법의 적용을 수월하게 할 수 있으며 여러 개의 핀치들 가운데 한 가지만을 선택하고 나머지는 무시한 채 목표값을 선정하여 합성하는 방법 보다는 타당성이 있는 것으로 생각한다.

2-2-2. 흐름간의 선택 제한이 있는 계에 대한 고려

열교환망 합성시, 사용자의 요구에 의하여 흐름간의 선택에 대한 제한을 할 경우가 있을 수 있다. 예를 들어 열교환시키는 난류와 한류간의 혼합에 의한 안전 사고가 일어날 경우라든지 열교환시키고자 하는 흐름들간에 거리가 멀어서 배관상의 어려움이 있는 문제 등이 이에 해당된다. 따라서 열교환시킬 대상 흐름들을 선택할 때 미리 제한 조건을 부여하고 가장 좋은 것을 선택하도록 해야 한다. 본 연구에서는 이러한 제약성을 합성 작업을 시작하기 전에 목표값 설정단계에서 고려해 줌으로써 목표값에 대한 신뢰도와 타당성을 높이고자 하였다. 기존에 발표된 대부분의 연구들에서는 목표값 설정시, 이러한 제약성을 고려하지 않고 합성 단계에서만 고려함으로써 최종 합성된 결과를 목표값과 비교한다는 것이 모순점이 있는 것으로 생각된다. 실제 이러한 제약성을 고려할 경우, 전체비용에 대한 목표값이 증가하는 경향을 나타내게 되지만 이것은 제약 조건이 주어짐으로써 생기는 당연한 결과이다. 따라서 본 연구에서는 주어진 전체공정의 흐름들을 선택에 대한 제한 조건을 고려하여 두 개의 종속계들로 나누고, 각각의 종속계에서 목표값을 계산하여 다시 두 값을 합한 최종 결과 값을 목표값으로 선정하는 방법을 이용하였다. 계를 분리하는 방법을 적용시, 열교환시켜서는 안 되는 흐름들을 서로 다른 종속계로 분리하는 방법은 여러 가지 경우가 있으므로, 본 연구에서는 여러 개의 핀치가 존재하지 않으며 전체비용들을 비교하여 가장 최소값을 갖는 경우를 선택하였다. 계를 분리할 경우 비용이 다소 증가하는 경향이 있지만 제약 조건을 고려했다는 점에서 이 목표값이 더 타당한 것으로 판단된다.

2-2-3. 온도-엔탈피 도표상에서 불연속성을 갖는 계에 대한 고려

기존에 발표된 연구들에서는 온도-엔탈피 도표상에서 불연속성을 갖는 계들을 다룬 예를 찾기가 힘들며 이러한 문제점을 해결하는 방법 또한 언급된 바가 없다. 하지만 실제 공정의 데이터를 이용하여 열교환망 합성을 수행할 경우 공정이 갖는 특성상 이런 문제점은 빈번히 발생할 수가 있다.

온도-엔탈피 도표상에서 불연속성이 존재하는 경우, 열교환망 합성에 미치는 물리적 의미에 대한 이론적 규명은 현재 진행중인 연구과제로서, 본 연구에서는 언급하지 않았다. 단지 불연속성을 고려하지 않은 상황에서는 목표값을 정확히 선정할 수가 없으며, 동시에 열전달 면적을 계산시, 큰 오류를 범할 가능성이 있다는 것을 지적한다.

불연속성은 공정의 특성때문에 생기는 현상이기는 하지만 이러한 불연속성이 존재할 경우, 같은 열량값을 가지나 온도차만 있는 연속성을 갖는 계보다 불연속성을 갖는 계의 열전달면적이 감소되는 결과를 보이게 된다. 따라서 기존의 설계 방식인 경험값에 의하여 고정된 ΔT_{min} 을 이용하기 보다는 유틸리티 비용과 설치 비용을 고려해서 실질적인 최적 ΔT_{min} 을 결정하는 본 연구의 방법이 보다 타당한 것으로 생각된다.

2-3. 본 연구의 프로그램 알고리즘

본 연구에서 열교환망 합성시 목표값 계산을 위하여 개발한 프로그램인 "HANHEN"(hanyang heat exchanger network)의 논리전개를 살펴보면 주어진 계의 흐름들에 관한 정보들을 가지고서 임의로 주어진 범위 내에서 ΔT 값을 변화시켜 가면서 각각의 경우에서 최소 유틸리티 요구량, 핀치 온도, 전열면적 및 장치수를 바탕으로 한 장치비와 총 비용을 계산하여 가장 최소값을 나타내는 경우의 ΔT 값을 최적값으로 결정하여 그 때의 결과값들을 목표값으로 선정하게 되어 있다. 이러한 기본적인 수행과정에 핀치수와 흐름에 대한 제약 조건들을 고려해 주고자 필요할 경우에 계를 분리시키는 부분을 실행하도록 구성하였으며 이를 정리하여 Fig. 3에 나타내었다.

본 프로그램은 300 step 정도의 main program, 50개의 subroutine들과 그래픽 처리를 위한 보조프로그램으로 구성되어 있으며, 프로그램 언어는 FORTRAN(F77L-EM/32 NDP FORTRAN 77 Ver. 5.01)과 TC(Turbo C Ver. 2.0)를 사용하였다.

3. 예 제

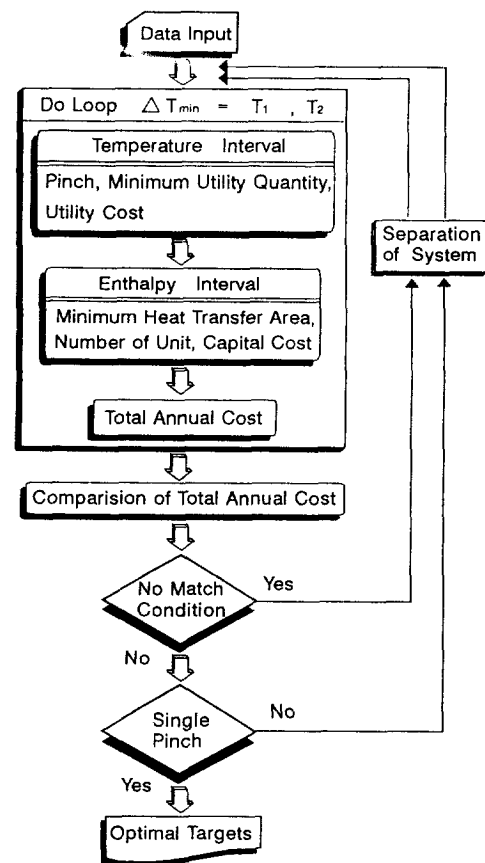


Fig. 3. Procedure of determining the optimal targets.

본 연구에서는 앞에서 제시한 이론들을 근거로 하여 여러 개의 핀치를 갖는 계와 열교환시킬 흐름 선택에 대한 제약이 주어진 계 그리고 불연속성을 지닌 계들에 대하여 기존에 발표된 연구들에서 취급한 문제들을 예제로 하여 살펴 보겠다.

예제 1. 여러 개의 핀치를 지나는 계

예제 1은 여러 개의 핀치를 지나는 계에 대하여 본 연구에서 제시한 계의 분리 방법을 설명하기 위한 문제로서 Linnhoff와 Ahmad[2]가 제시한 문제를 두 개의 핀치가 존재할 수 있도록 한류 1, 3, 5의 온도값들을 임의로 변경하였다. 공정 흐름들과 설계 데이터들은 Table 1에 나타나 있다. Table 1에 보인 바와 같이 예제 1은 4개의 난류와 5개의 한류로 이루어져 있으며 이 계에 대한 온도구간 도표를 Fig. 4(a)에 나타내었고 목표값에 대한 결과는 Table 2(a)에 제시하였다. ΔT 값의 범위를 5-35°C로 주었을 때 최적의 ΔT_{min} 은 24°C임을

Table 1. Stream and design data for example 1

(a)				
Stream type & Number	Supply temp.(°C)	Target temp.(°C)	Heat capacity flowrate(MW/°C)	Heat transfer coefficient (MW/m ² ·°C)
Hot 1	327	40	0.10	$.50 \times 10^{-3}$
Hot 2	220	160	0.16	$.40 \times 10^{-3}$
Hot 3	220	60	0.06	$.14 \times 10^{-3}$
Hot 4	160	45	0.40	$.30 \times 10^{-3}$
Cold 1	100	300	0.10	$.35 \times 10^{-3}$
Cold 2	35	164	0.07	$.70 \times 10^{-3}$
Cold 3	85	141	0.33	$.50 \times 10^{-3}$
Cold 4	60	170	0.06	$.14 \times 10^{-3}$
Cold 5	141	300	0.20	$.60 \times 10^{-3}$

(b)				
Hot utility				
Temperature : 330-250(°C)				
Heat capacity flowrate : 1.0(MW/°C)				
Heat transfer coefficient : 0.50×10^{-3} (MW/m ² ·°C)				
Cold utility				
Temperature : 15-30(°C)				
Heat capacity flowrate : 1.0(MW/°C)				
Heat transfer coefficient : 0.50×10^{-3} (MW/m ² ·°C)				
Cost data				
Exchanger capital cost(\$)=10000+350·area(m ²)				
Plant lifetime : 5(year)				
Rate of interest : 0(%)				
Annual cost of unit duty of hot utility : \$ 60000.0/MW·year				
Annual cost of unit duty of cold utility : \$ 6000.0/MW·year				

알 수 있었으며 핀치가 난류 온도를 기준으로 160, 124 °C의 두 온도에서 존재하는 여러 개의 핀치를 갖는 계임을 확인할 수가 있다. 따라서 본 연구에서 제시한 제의 분리 방법을 적용하기 위해 3, 4번의 난류들과 3, 4번의 한류들을 종속계-1에 1, 2번의 난류들과 1, 2, 5번의 한류들을 종속계-2에 분리시켜서 각각의 종속계별로 계산한 온도구간 도표를 Fig. 4(b)에 나타내었다. 두 종속계들의 목표값 및 이 두 값의 합으로서 표시되는 최종결과값을 Table 2(b)에 나타내었다.

본 연구방법을 적용한 결과를 살펴 보면, 종속계-1은 핀치를 갖지 않으며, 종속계-2는 115°C (난류 기준 온도)라는 새로운 온도에서 단일 핀치를 갖는 것을 확인할 수가 있다. 기존의 방식으로 구한 결과값과 비교해 볼 때, 유틸리티 비용은 증가한 반면에 열전달 면적의 감소에 따른 설치 비용의 감소로 인해 전체 비용은 감소한 결과를 얻을 수가 있었으며, 여러 개의 핀치를 갖는 계를 단일 핀치를 갖는 계로 변환시키므로써 핀치설계방법의 적용을 수월하게 할 수 있다는 점에서 본 연구의 목적을 만족할 수 있었다.

예제 2. 열교환시킴 흐름 선택에 대한 제약이 주어진 계

본 연구에서는 열교환시킴 흐름 선택에 대한 제약이 주어진 경우를 설명하기 위해서 Linnhoff와 Ahmad[2]가 제시한 문제를 대상으로 하고 단지 임의로 난류 1과 한류 2에 대해 제약 조건을 주었다. 공정흐름들과 설계데이터들은 Table 3에 제시하였다. 흐름 선택에 대한 제약을 고려하지 않은 상태에서 구한 온도-엔탈피 도표를 Fig. 5(a)에 나타내었으며 난류와 한류의 모든 흐름들에 대한 혼합곡선은 실선으로 나타내었고 난류 1번과 한류 2번을 파선으로 표시하였다. 그런데 열교환시켜서는 안 되는 두 흐름들이 수직선상에 놓임으로써 목표값을 계산하는데 있어서 오류를 범하게 되므로 본 연구에서는 두 흐름들을 각각 두 개의 종속계에 분리시키므로써 이러한 문제점들을 동시에 해결하고자 하였다.

우선 난류 1과 한류 2를 서로 다른 종속계에 위치시킨 다음 ΔT 값을 5-35°C 범위에서 변화시키고 동시에 종속계에 대한 흐름들의 배정을 변화시키면서 여러 개의

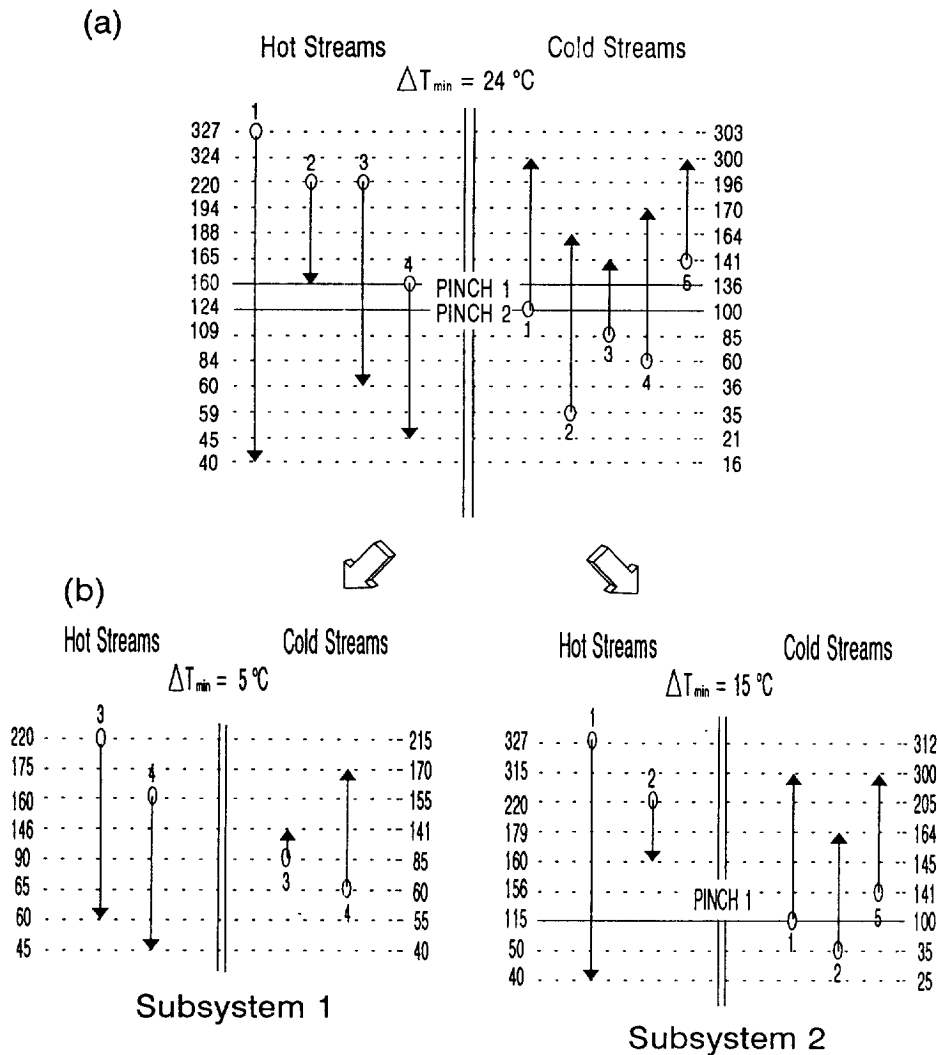


Fig. 4. Temperature-intervals for example 1.

(a) the conventional method; (b) the suggested method.

Table 2. Example 1-output for targets of heat exchanger network : (a) the conventional method ; (b) the suggested method

(a)

Minimum temperature difference	: 24.0°C
Pinch temperature	: 160.0°C , 124.0°C
Requirement of hot utility	: 23950.0 kW
Requirement of cold utility	: 31940.0 kW
Total number of exchangers	: 16 EA
Total area	: $1.73\text{E}+05 \text{ m}^2$
Energy cost	: $\$ 1.629 \times 10^6/\text{year}$
Capital cost	: $\$ 1.243 \times 10^6/\text{year}$
Total cost	: $\$ 2.872 \times 10^6/\text{year}$

Table 2. Continued

(b)

	Subsystem 1	Subsystem 2	Total
Minimum temperature difference	5°C	15°C	
Pinch temperature	—	115.0°C	
Requirement of hot utility	0.0 kW	25480.0 kW	25480.0 kW
Requirement of cold utility	30520.0 kW	2950.0 kW	33470.0 kW
Total number of exchangers	4 EA	7 EA	11 EA
Total area	$9.62 \times 10^3 \text{ m}^2$	$6.31 \times 10^3 \text{ m}^2$	$1.59 \times 10^4 \text{ m}^2$
Energy cost	\$ $1.831 \times 10^5/\text{year}$	\$ $1.546 \times 10^6/\text{year}$	\$ $1.730 \times 10^6/\text{year}$
Capital cost	\$ $6.814 \times 10^5/\text{year}$	\$ $4.559 \times 10^5/\text{year}$	\$ $1.137 \times 10^6/\text{year}$
Total cost	\$ $8.645 \times 10^5/\text{year}$	\$ $2.002 \times 10^6/\text{year}$	\$ $2.867 \times 10^6/\text{year}$

Table 3. Stream and design data for example 2

(a)

Stream type & Number	Supply temp.(°C)	Target temp.(°C)	Heat capacity flowrate(MW/°C)	Heat transfer coefficient (MW/m ² ·°C)
Hot 1	327	40	0.10	$.50 \times 10^{-3}$
Hot 2	220	160	0.16	$.40 \times 10^{-3}$
Hot 3	220	60	0.06	$.14 \times 10^{-3}$
Hot 4	160	45	0.40	$.30 \times 10^{-3}$
Cold 1	100	300	0.10	$.35 \times 10^{-3}$
Cold 2	35	164	0.07	$.70 \times 10^{-3}$
Cold 3	85	138	0.35	$.50 \times 10^{-3}$
Cold 4	60	170	0.06	$.14 \times 10^{-3}$
Cold 5	140	300	0.20	$.60 \times 10^{-3}$

(b)

Hot utility

Temperature : 330-250(°C)

Heat capacity flowrate : 1.0(MW/°C)

Heat transfer coefficient : $0.50 \times 10^{-3}(\text{MW}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
Cold utility

Temperature : 15-30(°C)

Heat capacity flowrate : 1.0(MW/°C)

Heat transfer coefficient : $0.50 \times 10^{-3}(\text{MW}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
Cost data

Exchanger capital cost(\$)=10000+350·area(m²)

Plant lifetime : 5(year)

Rate of interest : 0(%)

Annual cost of unit duty of hot utility : \$ 60000.0/MW·year

Annual cost of unit duty of cold utility : \$ 6000.0/MW·year

※No-match condition : Hot 1 ↔ Cold 2

핀치를 갖지 않으면서 가장 최소비용을 갖는 경우를 검색하였으며 구한 결과값들을 Fig. 5(b)와 Table 4에 표시하였다. 목표값 설정 단계에서 이러한 제약성을 고려하지 않았을 경우와 제약 조건을 갖는 두 흐름을 서로

다른 종속계로 분리시켜 고려하는 본 연구 방법에 의한 결과를 비교해 보면 전체 비용 측면에서 단지 0.3% 정도의 증가만을 나타내면서도 제약 조건을 고려하여 보다 타당한 결과값을 얻을 수 있었다.

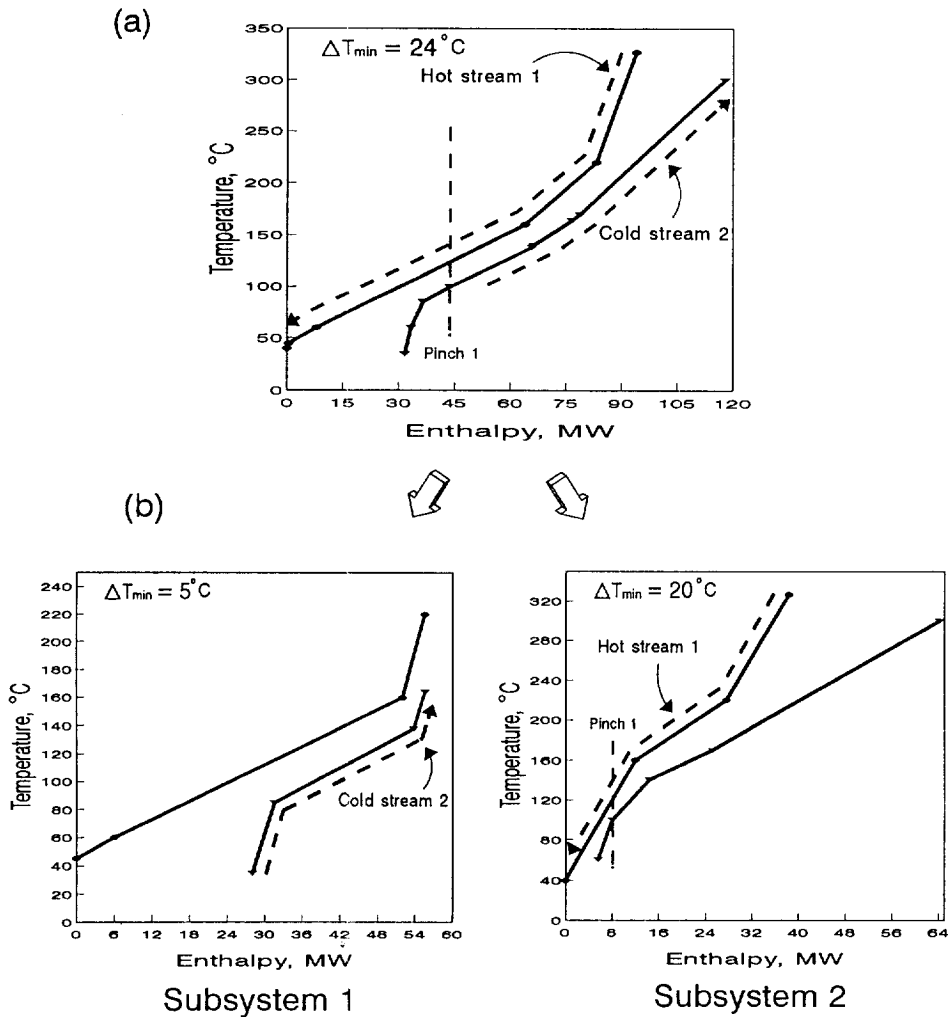


Fig. 5. Temperature-enthalpy diagrams for example 2.

(a) the conventional method; (b) the suggested method.

Table 4. Example 2-output for targets of heat exchanger network : (a) the conventional method ; (b) the suggested method

(a)

Minimum temperature difference	: 24.0°C
Pinch temperature	: 124.0°C
Requirement of hot utility	: 23920.0 kW
Requirement of cold utility	: 31640.0 kW
Total number of exchangers	: 15 EA
Total area	: $1/72 \times 10^4 \text{ m}^2$
Energy cost	: $\$ 1.625 \times 10^6/\text{year}$
Capital cost	: $\$ 1.235 \times 10^6/\text{year}$
Total cost	: $\$ 2.860 \times 10^6/\text{year}$

Table 4. Continued

(b)

	Subsystem 1	Subsystem 2	Total
Minimum temperature difference	5°C	20°C	
Pinch temperature	—	120°C	
Requirement of hot utility	0.0 kW	25900.0 kW	25900.0 kW
Requirement of cold utility	28020.0 kW	5600.0 kW	33620.0 kW
Total number of exchangers	4 EA	7 EA	11 EA
Total area	$8.43 \times 10^3 \text{ m}^2$	$7.17 \times 10^3 \text{ m}^2$	$1.56 \times 10^4 \text{ m}^2$
Energy cost	\$ $1.681 \times 10^5/\text{year}$	\$ $1.588 \times 10^6/\text{year}$	\$ $1.756 \times 10^6/\text{year}$
Capital cost	\$ $5.984 \times 10^5/\text{year}$	\$ $5.162 \times 10^5/\text{year}$	\$ $1.115 \times 10^6/\text{year}$
Total cost	\$ $7.665 \times 10^5/\text{year}$	\$ $2.104 \times 10^6/\text{year}$	\$ $2.870 \times 10^6/\text{year}$

Table 5. Stream and design data for example 3

(a)

Stream type & Number	Supply temp.(°C)	Target temp.(°C)	Heat capacity flowrate(MW/°C)	Heat transfer coefficient (MW/m ² ·°C)
Hot 1	119	99	0.09	$.57 \times 10^{-3}$
Hot 2	60	59	0.50	$.17 \times 10^{-2}$
Hot 3	59	55	0.11	$.57 \times 10^{-3}$
Hot 4	92	91	1.89	$.17 \times 10^{-2}$
Hot 5	80	79	1.45	$.17 \times 10^{-2}$
Hot 6	55	54	0.35	$.17 \times 10^{-2}$
Hot 7	56	35	0.01	$.57 \times 10^{-3}$
Cold 1	30	70	0.02	$.57 \times 10^{-3}$
Cold 2	80	81	1.89	$.57 \times 10^{-3}$
Cold 3	100	112	0.11	$.57 \times 10^{-3}$
Cold 4	120	121	2.43	$.57 \times 10^{-3}$
Cold 5	55	103	0.01	$.57 \times 10^{-3}$
Cold 6	100	101	0.76	$.57 \times 10^{-3}$
Cold 7	107	108	0.21	$.57 \times 10^{-3}$
Cold 8	55	56	0.56	$.57 \times 10^{-3}$

(b)

Hot utility

Temperature : 160-140(°C)

Heat capacity flowrate : 5.0(MW/°C)

 Heat transfer coefficient : 0.84×10^{-3} (MW/m²·°C)

Cold utility

Temperature : 30-45(°C)

Heat capacity flowrate : 5.0(MW/°C)

 Heat transfer coefficient : 0.28×10^{-3} (MW/m²·°C)

Cost data

Exchanger capital cost(\$): Guthrie's model-shell & tube

M & S index: 947

 F_d : 1.35, F_p : 0.05, F_m : 3.75

Plant lifetime: 10(year)

Rate of interest: 12(%)

Annual cost of unit duty of hot utility : \$ 94100.0/MW·year

Annual cost of unit duty of cold utility : \$ 1800.0/MW·year

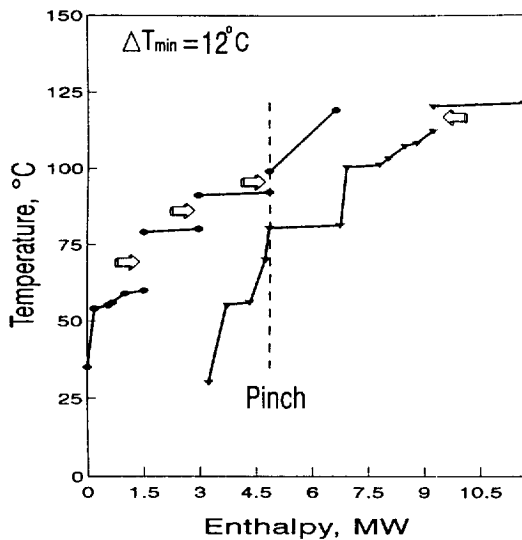


Fig. 6. Temperature-enthalpy diagram for example 3.

Table 6. Example 3-outputs for targets of heat exchanger network : (a) OPTHEN program ; (b) the suggested method

(a)	
Minimum temperature difference : 12.0°C	
Pinch temperature : 92.0°C	
Requirement of hot utility : 5040.0 kW	
Requirement of cold utility : 3230.0 kW	
Total number of exchangers : 16 EA	
Total area : $1.03 \times 10^3 \text{ m}^2$	
Energy cost : $\$ 4.801 \times 10^5/\text{year}$	
Capital cost : $\$ 8.996 \times 10^5/\text{year}$	
Total cost : $\$ 1.380 \times 10^6/\text{year}$	
(b)	
Minimum temperature difference : 12.0°C	
Pinch temperature : 92.0°C	
Requirement of hot utility : 5040.0 kW	
Requirement of cold utility : 3230.0 kW	
Total number of exchangers : 16 EA	
Total area : $1.11 \times 10^3 \text{ m}^2$	
Energy cost : $\$ 4.801 \times 10^5/\text{year}$	
Capital cost : $\$ 9.448 \times 10^5/\text{year}$	
Total cost : $\$ 1.425 \times 10^6/\text{year}$	

예제 3. 온도-엔탈피 도표상에서 불연속성을 지나는 계

Finland의 Alko사에서 에너지 절약형 공정으로 개발 되었으며 국내의 모회사가 도입하여 가동중에 있는 공정을 대상으로 불연속성을 고려하였을 경우와 고려하지

않았을 경우에 대하여 세번째 예제를 설명한다. 흐름 들은 난류 7개와 한류 8개로 구성되며, 공정 데이터와 실제 데이터를 Table 5에 나타내었다. 이 계에 대한 온도-엔탈피 도표를 Fig. 6에 나타내었는데 자세히 살펴보면 이 계의 경우, 앞의 예제들과는 달리 입체화살표로 표시된 네 곳에서 불연속성이 존재함을 알 수가 있다. 따라서 목표값을 설정하기 위해서 엔탈피구간별 열전달 면적을 계산할 때 각 구간별 온도를 확인하지 않을 경우 자칫 잘못된 결과값을 초래할 수 있기에 이 점을 각별히 유의해야 할 것이다. 본 연구 방법에 의해 구한 결과값을 Table 6(b)에 나타내었고, 이전 연구[3]에서 발표된 바가 있는 온도-엔탈피 도표상의 불연속성을 고려하지 않은 OPTHEN 프로그램의 실행 결과값을 Table 6(a)에 나타내었는데 이 두 결과값들을 비교해 보면 최적 ΔT_{min} 뿐만 아니라 핀치온도 및 에너지비용은 모두 같지만 열전달 면적을 포함한 설치비용에서는 온도-엔탈피 도표상의 불연속성 고려 여부에 기인하는 차이를 보이고 있으며, 열전달 면적값에서 약 7.8% 정도의 증가가 생김으로써 설치비용과 전체비용이 다소 증가함을 알 수가 있었다. 따라서 목표값 설정시 온도-엔탈피 도표상에서의 불연속성 유무를 고려하는 것이 중요함을 확인할 수가 있었다.

4. 결 론

실제 공정에 적용 가능한 범용성있는 최적 열교환망 합성에 관한 이론을 개발하고자 목표값 설정에 앞서서 고려되었던 여러 가지 제약조건들을 수용할 수 있는 방법을 제시하였고 이를 근거로 한 프로그램을 개발하였다. 본 연구의 의미를 요약해 보면 다음과 같다.

(1) 본 연구에서는 주어진 계가 여러 개의 핀치를 갖는 경우, 계를 두 개의 종속계로 분리시켜 단일 핀치를 갖도록 변환시킴으로써 핀치설계방법의 적용을 수월하게 할 수 있었다.

(2) 공정상의 안전과 배치 등에 의한 제약 조건이 주어진 계에 대한 목표값을 설정시 계를 두 개의 종속계로 분리시켜 고려함으로써 보다 타당한 목표값의 설정이 가능하였다.

(3) 온도-엔탈피 도표상의 불연속성이 주어진 계에 대한 정확한 목표값을 산정하기 위하여 발생할 수 있는 모든 경우들을 고려할 수 있도록 프로그램을 개발하여 만족할 만한 결과값을 얻을 수 있었다.

사용기호

A_{min} : minimum overall area target for a heat exchanger

nger network [m^2]
 $A_{umi,i}$: heat exchange area of an exchanger i [m^2]
 a, b : coefficient of installed capital cost law
 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]
 ΔH_i : total enthalpy change of enthalpy interval i on the composite curves [MW]
 h_j : heat transfer coefficient of stream j [MW/m^2 °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
 $Q_{hot}(Q_{cold})$: hot(cold) utility target [MW]
 q_i : enthalpy change of streams j in enthalpy interval i [MW]
 T : temperature of stream [°C]
 ΔT : temperature difference [°C]
 $\Delta T_{LM,i}$: logarithmic mean temperature difference [°C]
 ΔT_{min} : minimum temperature difference on the composite curves [°C]
 U : overall heat transfer coefficient for a heat exchanger [MW/m^2 °C]

하첨자

i : enthalpy interval on the composite curves
 j : streams number in enthalpy interval

참고문헌

1. 조영상 : “에너지 절감을 위한 열교환망 합성 연구”, 과학기술처, p. 26(1990).
2. Linnhoff, B. and Ahmad, S.: *Computers Chem. Eng.*, **14**, 729(1990).
3. 김상우, 이해평, 백운화, 박선원 : 화학공학, **30**, 318 (1992).
4. Linnhoff, B. and Hindmarsh, E.: *Chem. Eng. Sci.*, **38**, 745(1983).
5. Townsend, D. W. and Linnhoff, B.: *ICHEME 11th Annual Res.*, 45(1984).
6. 박경수 : “경제성 공학”, 6th ed., 회중당, 서울(1985).
7. Ahmad, S. and Smith, R.: *Chem. Eng. Res. Des.*, **67**, 481(1989).
8. Hall, S. G., Ahmad, S. and Smith, R.: *Computers Chem. Eng.*, **14**, 319(1990).
9. Trivedi, K. K., Roach, J. R. and O'Neill, B. K.: *AIChE J.*, **33**, 2087(1987).
10. Edgar, T. F. and Himmelbrau, D. M.: “Optimization of Chemical Processes”, McGraw-Hill, New York(1988).
11. Lewis, E. G., Michael, D. R. and Arthur, W. W.: *Chem. Eng. Comm.*, **14**, 339(1982).
12. Ahmad, S., Linnhoff, B. and Smith, R.: *Computers Chem. Eng.*, **14**, 751(1990).
13. Gunderson, T. and Naess, L.: *Computers Chem. Eng.*, **12**, 503(1988).
14. Purohit, G. P.: *Chemical Engineering*, **22**, 56(1983).
15. Douglas, J. M.: “Conceptual Design of Chemical Processes”, McGraw-Hill, New York(1988).
16. Linnhoff, B. and Flower, J. R.: *AIChE J.*, **24**, 633 (1978).
17. Trivedi, K. K., O'Neill, B. K. and Roach, J. R.: *Computers Chem. Eng.*, **13**, 291(1989).
18. Jezowski, J.: *Computers Chem. Eng.*, **16**, 129(1992).