

열교환망 개조의 최적 합성

정재학 · 이인범 · 장근수

포항공과대학 화학공학과
(1991년 4월 15일 접수, 1991년 7월 11일 채택)

Optimal Synthesis for Retrofitting Heat Exchanger Networks

Jae Hak Jung, In-Beum Lee and Kun Soo Chang

Department of Chemical Engineering, Pohang Institute of Science and Technology
(Received 15 April 1991; accepted 11 July 1991)

요 약

본 연구는 알고리즘 진화적 합성법(algorithmic-evolutionary synthesis procedure)을 통해 열교환망 개조의 새로운 방법을 제안하였다. 이것은 2단계로 구성되는데, 첫번째 단계에서는 최대 에너지 회수량을 계산한 후 초기 열교환망의 형태를 최소 열교환기수의 조건으로 구성하며 여기에는 편치개념이 그 기초가 된다. 두번째 단계에서는 Must-Match와 최대 에너지 회수에 의한 pre-analysis[8]를 기본으로 새로운 열교환기와 기존 열교환기의 할당문제를 새로이 요구되는 열교환기의 추가면적이 최소가 되도록 풀이한다. 그후 합성된 열교환망에서 두 열교환기를 맞바꾸어 봄으로써 생기는 개선과 흐름의 분기에 의해 생기는 개선의 여지를 조사한다. 끝으로 국외의 저널에서 최근에 다루어진 두 개의 문제를 임의로 택하여 같은 조건하에서 본 연구의 방법으로 풀이해 봄으로써 본 연구에 의한 결과가 우수함을 증명하였다.

Abstract—In this paper, an algorithmic-evolutionary synthesis procedure for retrofitting heat exchanger networks is proposed. It consists of two stages. First, after the amount of maximum energy recovery(MER) is computed, a grass-root network featuring minimum number of units (MNU) is synthesized. In this stage, a systematic procedure of synthesizing MNU networks is presented. It is based upon the concept of pinch, from which networks are synthesized in a logical way by the heuristics verified by the pinch technology. In the second stage, since an initial feasible network is synthesized based on the pre-analysis result of MER and must-matches, an assignment problem between new and existing units is first solved to minimize total required additional areas. After the existing units are assigned, the network can be improved by switching some units and splitting streams. For this purpose, improvement problems are formulated and solved to utilize the areas of existing units as much as possible. A couple of examples are used to demonstrate the effectiveness of the proposed method.

1. 서 론

최근 중동지역 및 그밖의 국제정세로 보아 에너지와 동의 도래를 걱정하지 않을 수 없는 시점에 와 있으며

이에따라 현재 우리나라는 물론 거의 모든 선진국에서 까지도 열회수 공정의 효율제고의 필요성이 대두되고 있다.

석유화학공장에서는 에너지효율을 높이기 위해 공장

내에서 발생된 고온의 유체가 함유하고 있는 열량을 그대로 방산하지 않고 열교환기를 사용하여 공장내에서 사용되는 저온의 유체(예를 들면 증류탑으로 들어가는 원유 등)를 예열하거나 증기터빈을 이용하여 동력이나 공정용 스팀을 발생시키고 있다. 이 때 발생하는 주요 문제로는 석유화학공장내에 존재하는 여러 온류와 냉류를 어떻게 상호 열교환시킬 것인가하는 것이다(이를 열회수 공정 또는 열교환망 합성이라 함).

지난 20여년간 열회수 공정합성은 새로운 공정을 최소비용으로 최대에너지를 회수하도록 설계하는 방향으로 발전되어 왔다. 이러한 열회수공정 합성은 주로 “열교환망의 grass-root 설계”로 Cerda와 Westerberg[2], Linnhoff and Hindmarsh[9] 등에 의해 상당부분 연구가 진행되었다. 이러한 종류의 논문은 약 200여편이 넘고 최근에 Gundersen과 Naess[6]에 의해 문헌조사가 되었다.

그러나 이러한 방법들이 이미 설치되어 운전중인 기존 공정에 적용될 수 없는 이유는 이미 설치되어 있는 장치들을 무시하고 새로 개발된 최적공정을 도입할 경우 기존 설비장치가 충분히 활용되지 못하므로 최적일 수 없기 때문이다. 따라서 기존 열회수공정을 최대 에너지를 회수하도록 개조할 때에는 최대한의 기존 설비장치의 활용이 제한요소가 되므로 새로운 설계방법이 제시되어야 한다.

최근에 들어와서 이러한 연구가 시작되어[1], 기존 열회수 공정의 개조에 대한 전반적인 정성적 해석과 컴퓨터를 통한 합성 방법이 제시되었으나, 이론적 배경과 정량적 수식 모델을 이용한 방법이 없어서 최적 해를 구하지 못하고 단지 시행착오법에 의존하고 있는 실정이다. Jones 등[7]은 전산모사를 통해 여러개의 설계를 만들어 기존 열교환기 면적을 조금씩 더해가면서 열교환망의 개조 방법을 제시하였다. 그 후 Tjoe와 Linnhoff[11]는 핀치기법을 이용해 핀치점을 가로지르는 열교환을 제거하면서 추가로 열교환면적을 늘리는 방안을 제시하여 그 절차를 명시해 비교적 적절한 열교환망 개조 설계의 방법을 제안하였다. 그러나 이들의 접근법은 공정의 제약조건이 복잡하거나 새로이 공장을 설립할 경우 그 형식절차에 맞추기가 무척 복잡하므로 가장 좋은 개조된 설계를 찾기는 어렵다고 보아진다. 최근 Ciric과 Floudas[3, 4]에 의해 체계적인 2단계 접근에 의한 MILP(mixed integer linear programming) 사용 모델이 제안되어 기존면적의 사용을 목표로 하였으며, 다른 열교환기들에 있어서 그 가용성이 증가 혹은 감소되었는지를 고려하였다. 따라서 본 연구에서는 이러한 이론적 배경을 바탕으로 이론적 수식 모델을 통해 최소투자비용으로 최대 에너지를 회수하는 공정으로의

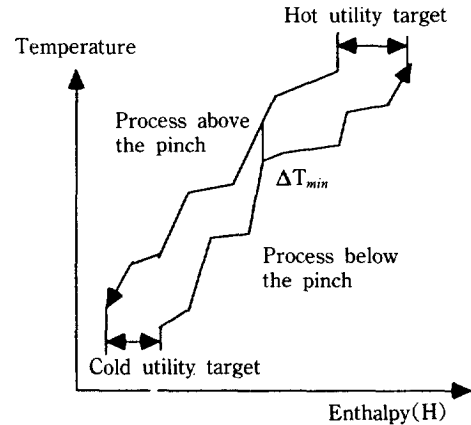


Fig. 1. Composite curve which contains super hot stream and super cold stream.

최적개조방법을 제시하고자 한다.

이에따라 본 연구에서는 열교환망 합성에 있어서 지금까지 제안된 방법들의 특성 및 장단점을 검토하여 기존방법의 문제점을 찾아내고 난 후, 이론적 수식 모델 개발과 이의 최적 해를 위한 컴퓨터 프로그램 개발을 중점적으로 연구하였다. 이를 위해 먼저 최대 열회수 계산으로부터 기존 공정이 얼마나 에너지를 더 회수할 수 있는가를 산정한 후, 최대 열회수(MER) 공정들을 합성하였다. 최대 열회수 공정은 장치비를 고려하지 않을 경우 많은 해가 존재하므로 이들 중 기존 공정과 유사한 것들을 찾아내어, 기존 공정을 최대 열회수 공정으로 개조할 때의 소요 경비를 수식으로 표현하였다. 소요비용은 주로 새로운 열교환기 설치비, 기존 열교환기의 유효 열교환 면적 증가에 따른 장치비 및 열교환기 이동과 재파이핑비로 구성된다. 또한 기존 열교환기의 유효 열교환 면적의 최대 활용이 제한요소로 존재하므로 이를 정량화하여 몇 가지 진화적 방법을 제안하였다. 마지막으로 이들 수식 모델을 풀어 최소 투자 비용을 갖는 공정을 찾아내고 이를 위한 컴퓨터 프로그램을 개발하였다.

2. 이론적 배경

2-1. 에너지 목표치와 핀치

에너지 목표치들은 공정의 열 자료로부터 정의된다. Fig. 1은 composite선도 혹은 T-Q선도라 불리우는데 이 그림은 열교환망에서 온류들과 냉류들을 각각 T-H(temperature-enthalpy)선으로 나타내고, 온류는 온류끼리 더하여 하나의 연속선인 초온류를, 냉류는 냉류끼리 더하여 초냉류를 T-H 좌표상에 도시한 것이다. 두 선을

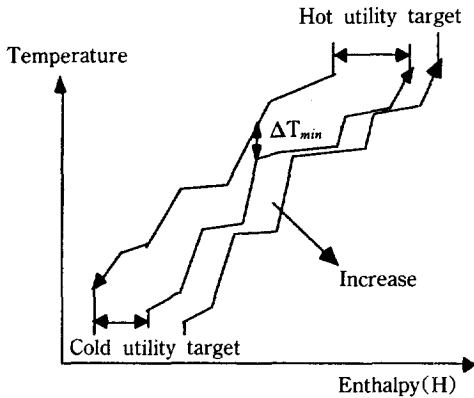


Fig. 2. An increase in ΔT_{min} imposes additional requirement for hot and cold utilities.

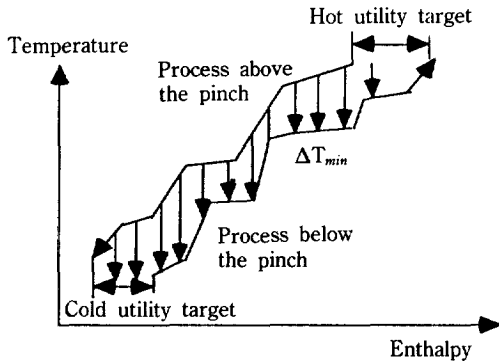


Fig. 3. Vertical matchups between the composite curves require the least heat exchange area.

같은 그래프에 중첩하여 그리면 두선 사이의 면적이 “최대가능 열회수량”이 된다. 여기서 수직으로 두 연속선 사이를 그었을 때 가장 가까운 점이 있으며 이것이 핀치점에 해당된다.

Fig. 1에서 보면 ΔT_{min} 이 생기는데 이것을 최소접근 온도차라 하며 ΔT_{min} 이 클수록 Fig. 2에서 보듯 에너지 요구량이 많아 에너지 비용이 많이 들고 또한 보다 큰 열전달의 구동력을 가지므로 투자비는 낮아진다. 이런 ΔT_{min} 이 생기는 점을 열회수 “핀치”라 하고 그 핀치를 중심으로 핀치점보다 높은 온도 영역(above the pinch zone)과 핀치점보다 낮은 온도 영역(below the pinch zone)으로 나뉘어진다. 결국 각 부분계에서 각 흐름의 엔탈피 수치를 세울 수가 있다. 여기에는 최대 에너지 회수를 위하여 다음과 같은 세 가지 법칙이 적용된다.

- 핀치점보다 높은 온도 영역에서는 냉각 유틸리티를 사용하지 않는다.
- 핀치점보다 낮은 온도 영역에서는 가열 유틸리티를

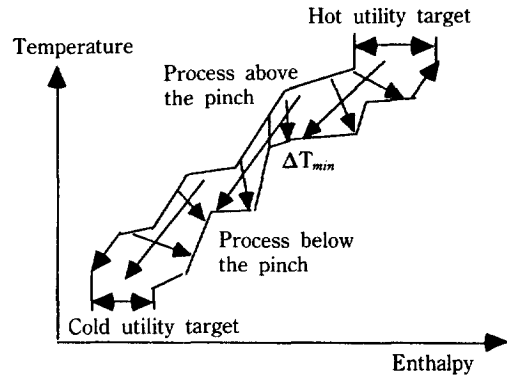


Fig. 4. Criss crossing matchups between the composite curves increase the area needed.

사용하지 않는다.

- 핀치를 가로지르는 열교환은 없다.

2-2. 열교환기 면적 목표

Fig. 3과 같이 온류와 냉류로 짝지워지는 열교환기에 흐르는 흐름들이 T-Q선도상에서 엔탈피의 변화없이 온도만 떨어지는 수직적 흐름이라면 전체 열교환기 면적은 최소가 된다. 그러나 일반적으로 Fig. 4에서처럼 수직적이지 못하게 열교환이 일어나게 되는데 이런 경우를 criss-crossing matchups라 하고 이 때에는 열교환기면적이 더 늘어날 수밖에 없다. 결국 면적 $A(target)$ 는

$$A(target) = \sum_i^{intervals} (1/\Delta T_{limi}) \left[\sum_j^{stream} (q_i/h_j) \right]_i \quad (1)$$

i = 온도구간

j = 개별 열 부하가 q_i 이고 필름 및 오염계수가 h 인 냉류와 온류

ΔT_{limi} = 온도구간 i에서의 로그평균온도차

위 식은 최소 총괄 열교환면적을 나타내며 10% 이내의 오차범위로서 잘 맞는 식이다.

2-3. 에너지 목표와 열교환기 면적 목표의 조합

연간 에너지 절감액과 추가소요 면적 비용의 관계(saving/year vs. investment curve)를 나타내는 수식형태를 Univ. of Manchester Institute of Science and Technology(UMIST)에서는 로그형태의 그래프로 나타내었으며, 이 그래프를 Tjoe와 Linnhoff[11]가 사용하였다.

또한 기존 에너지 회수 공정에서는 일반적으로 Fig. 5에서 보듯 핀치 선상을 가로질러 열이 출입하므로 최대로 에너지를 회수할 수 없다. 왜냐하면 만약 핀치 선상을

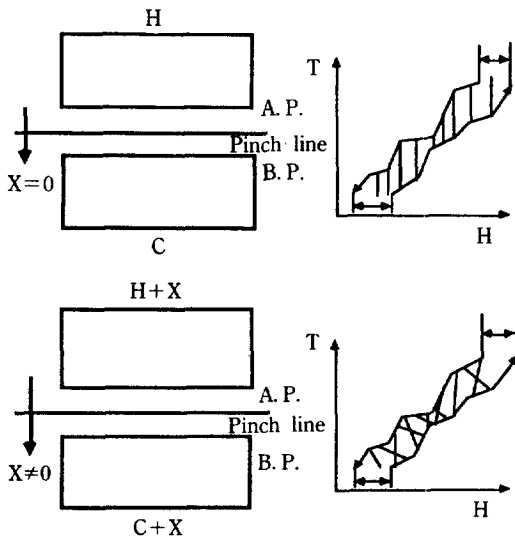


Fig. 5. Heat exchange across the pinch point.

통과해서 열이 출입하게 될 때 두 개의 영역에서 총 열량이 각각 $H+X$, $C+X$ 가 되어 결국 가열기에서는 X 만큼의 열량을 더해 주어야 하고 또 냉각기에서는 X 만큼의 열량을 제거해 주어야 하는 이중손해를 보기 때문이다.

이에 대하여 Linnhoff 혹은 Floudas 등은 주어진 열교환면적과 유틸리티사용으로 MER(maximum energy recovery)와 그에 따른 열교환망 설계에 초점을 맞추고 있다. 앞서 언급한 연간 에너지 절감액 대 추가소요 면적 비용(saving/year vs. investment) 곡선을 접선의 기울기가 계속 감소하는 로그형태를 나타내어 주고 있어 투자비 회수연한(period)은 곡선이 증가할수록 계속 증가하게 되므로 최적점이 없고 다만 각 투자비 회수연한에서의 최적 에너지회수 지점을 곡선에 표시할 수 밖에 없다. 하지만 여기서 본 연구의 주안점은 투자비를 선형화 할 수 있어서 그 결과 열교환면적의 추가가 전혀 없더라도 고정적으로 C_{fix} 가 존재한다고 볼 수 있다.

결국 연간 에너지 절감액 대 추가소요 면적 비용 곡선은 S자 모양이 되어야 하며 그 이유는 우선 투자비가 어느 정도까지 들어가더라도 에너지 회수가 없다가 다만 어떤 점 이상까지 투자비가 투입된 후 에너지 회수가 생길 것이기 때문이다(이 문제는 실제 산업 혹은 실험실에서 여러 경우의 자료를 모으거나 실험을 통해 입증할 수 있다. 그러나 아직도 정확한 그래프를 만들어 내기란 너무 많은 실험 혹은 실례를 접해야 하므로 다소 난점이 있다). 따라서 연간 에너지 절감액 대 추가소요 면적 비용 곡선은 Fig. 6과 같이 표현되어지며 이 경우에 대하여는 Linnhoff나 Floudas 등과 달리 목적함수를

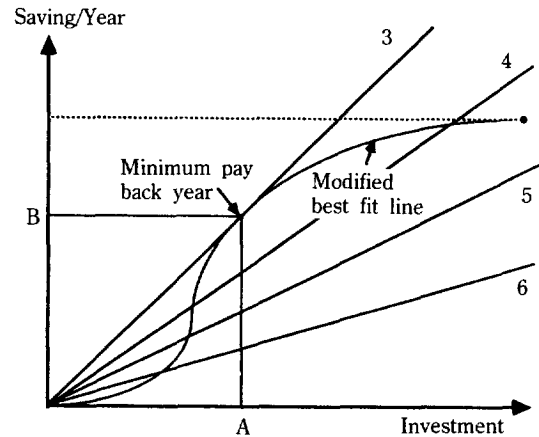


Fig. 6. The improved saving/year vs. investment curve.

투자비 회수연한(t)의 최소화에 두어야 할 것이다.

이 때 최적 t (yr)이 존재한다고 볼 수 있다. 결국 한 계의 최적 해는 각 투자비 회수연한(yr)에 하나씩 존재하는 것이 아니라 한 계에 한개의 최적점이 존재하며 그 때의 최적 t (yr)는 유일하게 된다. 즉 Fig. 6에서 기울기의 역수가 가장 큰 것을 찾으면 되고, Fig. 6의 경우 3번 라인이 최적 t (yr)이며 그 때의 점(A, B)가 최적 열교환망 구성의 조건이 되는 점이 된다.

3. 열회수 공정 개조

3-1. 최대 에너지 회수 공정의 합성

최소 접근 온도차는 접근 온도차에 따른 장치비와 소요 유틸리티비의 합산 경비의 최소치로부터 결정되는데 경험적으로는 대략 10°C 이나 20°F 정도이다. 또한 열교환기에서 열전달되는 열량이 다음과 같은 식으로 표시된다.

$$Q = U A \Delta T_{lm} \quad (2)$$

여기서 Q 는 전열량, U 는 총괄전열계수, A 는 소요 표면적, ΔT_{lm} 은 로그평균 온도차이다.

이렇게 미리 정한 최소 접근 온도차를 가지고 화학공장에서 회수할 수 있는 최대 에너지 회수량 계산(또는 화학공장 전체 시스템에서 소요되는 최소 가열량과 냉각량 계산)에 관한 연구는 기존의 연구들에서 많이 다루어져 왔다[8].

열교환망 합성은 미리 공정구조가 결정되어 있지 않아 종래의 최적화 기법을 적용하기 어렵고 또 주어진 흐름까지 열교환시킬 수 있는 방법이 너무 많아 문제 해결에 어려움이 있다. 이를 위해 시스템에 첨가하여야 할 최소 가열량과 제거하여야 할 최소 냉각량 및 핀치

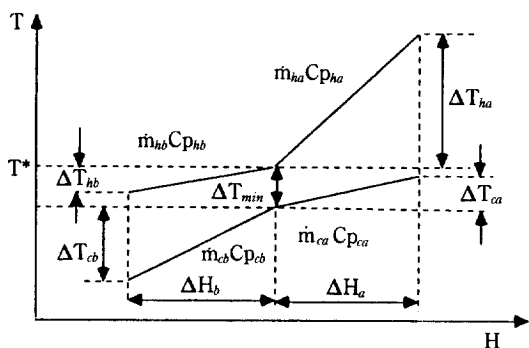


Fig. 7. Temperature difference and heat capacity flow rates between hot and cold stream at the pinch point.

점을 계산한다. 이상에서 구한 최소 냉각, 가열량과 핀치점을 가지고 여러 가지 전략을 고안하여 최적 열교환망의 합성의 해를 얻어낸다.

앞서 설명하였듯이 핀치점을 가로질러 열교환이 있을 경우를 막아주기 위한 가장 간단한 방법은 핀치점을 경계로 핀치점보다 높은 온도 영역(AP zone)과 핀치점보다 낮은 온도 영역(BP zone)으로 둘로 나누어 각 구간에서, 아랫구간에서의 가장 높은 온도와 윗구간에서의 가장 낮은 온도가 핀치점 온도(T^*)로 되는 열교환망을 합성한다. 여기서 핀치점의 특징을 잘 살펴보면 다음 Fig. 7과 같이 AP영역에서는 온류의 열용량흐름($\dot{m}_{ha}Cp_{ha}$)이 냉류의 열용량흐름($\dot{m}_{ca}Cp_{ca}$)보다 더 작아야 하며 또한 BP 영역에서는 반대로, 온류의 열용량흐름($\dot{m}_{ha}Cp_{ha}$)이 냉류의 열용량흐름($\dot{m}_{cb}Cp_{cb}$)보다 더 커야 한다. 즉 T-Q선도에서 T^* 가 냉류, 온류간의 온도차이들중 가장 작은 온도차(ΔT_{min})라면, T^* 를 기준으로 윗쪽이건 아랫쪽이건 온류와 냉류간의 온도차이는 ΔT_{min} 보다 더 커져야 한다. 예를들어 AP영역에서, 같은 ΔH 에서 온도차이가 Fig. 7처럼 $\Delta T_{ha} > \Delta T_{ca}$ 이므로 $\dot{m}_{ha}Cp_{ha} < \dot{m}_{ca}Cp_{ca}$ 라야 하며 BP영역에서는 그 반대일 것이다.

이러한 논리는 핀치점이 하나이므로 핀치점에 인접해 있는 열교환기들에만 적용되는 것이 아니라 전체의 열교환망에 모두 적용되어야 한다. 그렇기 때문에 핀치점을 중심으로 문제를 양분하여서 각 구간에서 생성되는 온류와 냉류간의 온도차이들을 항상 핀치점과 비교해보아 핀치점(T^*)보다 더 큰을 확인해야 할 것이다. 이러한 이유로 열교환망 합성은 핀치점을 경계로 AP 영역문제와 BP 영역문제로 나누어 풀이하는 것이 합리적이다.

또한 열교환기 갯수를 최소화하기 위해서는 Lee와 Reklaitis[8]가 증명하였듯이 각 열교환기 k에서의 열교환량은 다음과 같아야 한다.

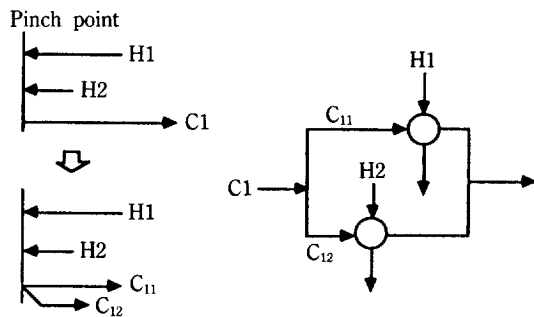


Fig. 8. Stream splitting at AP zone.

$$Q_{HEk} = \min(HC_{hi}, HC_{cj})_k, k = 1, \dots, n_h + n_c - 1 \quad (3)$$

여기서 Q_{HEk} 는 열교환기 k에서의 총 열교환량이며, HC_{hi} 는 온류 i에 있어서의 열합량이며, HC_{cj} 는 냉류 j에 있어서의 열합량이다.

냉류와 온류들간의 적당한 짝지음을 선별해 내기 위해, 열회수 공정 합성문제는 짝지움의 이동문제(transportation problems)로 간주되어진다. 목적의 조건을 만족시켜주기 위해 냉류들 n_c 에 이동되어 짝지워지는 다양한 양의 열량을 함유한 온류들이 존재하기 때문이다. 이러한 이동문제에 의해 합성문제는 초기의 기본적인 가능한 해답을 곧바로 얻을 수 있고 이들 초기의 해답들은 종종 이미 최적의 행과 열의 정돈을 효과적으로 배열해 두기로 한다.

해답의 배열은 모든 열근원 흐름들(온류들)은 행(columns)을 이루며 열흡수 흐름들(냉류들)은 열(rows)들을 이룬다. 열교환들에 나타나는 배열의 개개의 요소들은 열근원과 열흡수의 흐름들간의 열교환량을 표현해준다. 각 비워져 있지 않은 배열 열교환들은 열교환기를 뜻하게 될 것이다. 초기에는 모든 열교환들을 비워놓은 상태로 출발을 하며, 해답을 얻어내는 과정은 다음과 같다.

우선 핀치점을 중심으로 양분된 각 영역(AP, BP영역)에 대해 독립적으로 최적 열교환망을 합성하게 되며 각 영역에서의 핀치점에서 열교환망 합성이 시작된다. 또한 AP영역의 핀치점과 BP영역의 핀치점은 반드시 일치되어야 할 것이다. 그래서 양 영역간의 핀치점에서 일어나는 열교환을 "must-match"라 하며 그외의 열교환들은 "remaining-match"라 한다. 각 영역에서는 합성과정에 최종적으로 냉각, 가열량이 계산되어 있으므로 유틸리티사용이 없다는 제약조건을 두어야 한다. 결국 최대 에너지회수 열교환망은 AP영역에서의 must-match인 경우, AP영역에서의 remaining-match인 경우, BP영역에서의 must-match인 경우, BP영역에서의 remaining-match인 경우로 나뉘어 합성된다. 다음에 위의

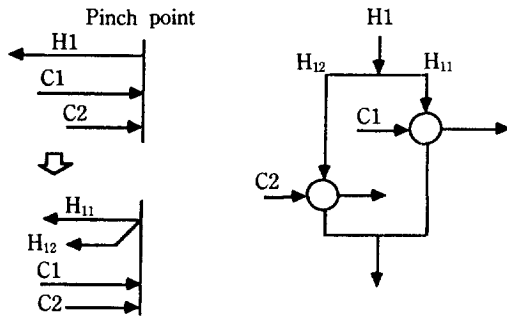


Fig. 9. Stream splitting at BP zone.

4가지 경우의 열교환망 합성순서를 각각 나타내었다.

첫째 AP영역에서의 must-match의 경우

(1) 냉각 유틸리티가 없다는 제약조건이 전제되어지고 N_h 는 온류의 흐름수, N_c 는 냉류의 흐름수일 때, $N_h \leq N_c$ 이어야 한다. 이 조건이 만족되지 않을 경우 Fig. 8과 같이 냉류의 분기가 필요하게 된다. 만약 흐름의 분기가 필요하다면 흐름의 분기수가 계산되어지고 또한 황금분할법을 이용하여 흐름의 최적분기 비율을 결정한다.

(2) 핀치점에서의 양 흐름간의 온도차이가 전 공정을 통틀어 최소의 온도차이를 나타내기 위해 다음의 제한 조건이 따른다. 온류와 냉류 각각에서 $\max \dot{m}_i C_{p_{hi}}$ 와 $\max \dot{m}_j C_{p_{cj}}$ 를 서로 열교환시켜 준다. 이 때 $\dot{m}_i C_{p_{hi}} \leq \dot{m}_j C_{p_{cj}}$ 이어야 한다. 만약 이 조건이 위배된다면 $\dot{m}_i C_{p_{hi}}$ 는 $\dot{m}_j C_{p_{cj}}$ 와 같은 크기의 $\dot{m}_i C_{p_{hi1}}$ 과 나머지 $\dot{m}_i C_{p_{hi2}}$ 로 나누어져야 한다. 결국 여기서 분기가 온류쪽에서 일어나게 된다.

(3) 선택되어 열교환될 각 흐름들의 열전달의 양을 계산한다.

(4) 만약 $Q_{HE} = HC_{cj}$ 이면 냉류의 열교환은 완전한 것이 되고, 흐름 j는 문제에서 지워진다. 온류의 도입온도 T_{ih} 가 계산되어진 후, HC_{hi} 는 $HC_{hi} - Q_{HE}$ 로($HC_{hi} = HC_{hi} - Q_{HE}$), 온류의 출구온도 T_{oh} 는 T_{ih} 로($T_{oh} = T_{ih}$) 다시 주어진다. 그렇지 않으면 (5)로 간다.

(5) 만약 $Q_{HE} = HC_{hi}$ 이면, 위 (4)와 비슷하게 뜨거운 유체 i를 지우고, 냉류의 출구온도 T_{oc} 를 계산한다. 그 후 HC_{cj} 는 $HC_{cj} - Q_{HE}$ 로($HC_{cj} = HC_{cj} - Q_{HE}$), 냉류의 도입온도 T_{ic} 는 T_{oc} 로($T_{ic} = T_{oc}$) 다시 주어진다.

둘째 AP영역에서의 remaining-match의 경우

(1) AP영역의 must-match에서 구해진 T_{oh} 와 T_{ic} 및 열교환되지 않고 남아 있는 냉류의 도입온도 T_{ic} 들과 온류의 목표온도 T_{ih} 들을 비교하여 $\min T_{oh}$ 와 $\min T_{ic}$ 를 구하여 열교환시킨다. 이 과정을 L/L 열교환이라고 한다.

(2) 선택되어 열교환될 각 흐름들의 열전달의 양을

계산한다.

(3) 만약 $Q_{HE} = HC_{cj}$ 이면 냉류의 열교환은 완전한 것이 되고, 흐름 j는 문제에서 지워진다. 온류의 도입온도 T_{ih} 가 계산되어진 후, HC_{hi} 는 $HC_{hi} - Q_{HE}$ 로($HC_{hi} = HC_{hi} - Q_{HE}$), 온류의 출구온도 T_{oh} 는 T_{ih} 로($T_{oh} = T_{ih}$) 다시 주어진다. 그렇지 않으면 (4)로 간다.

(4) 만약 $Q_{HE} = HC_{hi}$ 이면, 위 step(3)과 비슷하게 뜨거운 유체 i를 지우고, 냉류의 출구온도 T_{oc} 를 계산한다. 그 후 HC_{cj} 는 $HC_{cj} - Q_{HE}$ 로($HC_{cj} = HC_{cj} - Q_{HE}$), 냉류의 도입온도 T_{ic} 는 T_{oc} 로($T_{ic} = T_{oc}$) 다시 주어진다.

(5) 두 흐름간의 열교환의 여분이 남아 있으면 (1)로 가서 온류쪽의 흐름이 모두 열교환되고 더이상 열교환의 여분이 없을 때까지 반복수행한다.

(6) 남은 냉류를 스팀과 열교환시킨다.

셋째, BP영역에서의 must-match의 경우

(1) 가열 유틸리티가 없다는 제약조건이 전제되어지고 N_h 는 온류의 흐름수, N_c 는 한 류의 흐름수일 때, $N_h \geq N_c$ 이어야 한다. 이 조건이 만족되지 않을 경우 Fig. 9와 같이 온류의 분기가 필요하게 된다. 만약 흐름의 분기가 필요하다면 흐름의 분기수가 계산되어지고 또한 황금분할법을 이용하여 흐름의 최적분기 비율을 결정한다.

(2) 핀치점에서의 양 흐름간의 온도차이가 전 공정을 통틀어 최소의 온도차이를 나타내기 위해 다음의 제한 조건이 따른다. 온류와 냉류 각각에서 $\max \dot{m}_i C_{p_{hi}}$ 와 $\max \dot{m}_j C_{p_{cj}}$ 를 서로 열교환시켜 준다. 이 때 $\dot{m}_i C_{p_{hi}} \geq \dot{m}_j C_{p_{cj}}$ 이어야 한다. 만약 이 조건이 위배된다면 $\dot{m}_j C_{p_{cj}}$ 는 $\dot{m}_i C_{p_{hi}}$ 와 같은 크기의 $\dot{m}_j C_{p_{cj1}}$ 과 나머지 $\dot{m}_j C_{p_{cj2}}$ 로 나누어져야 한다. 결국 여기서 분기가 냉류쪽에서 일어나게 된다.

(3) 선택되어 열교환될 각 흐름들의 열전달의 양을 계산한다.

(4) 만약 $Q_{HE} = HC_{cj}$ 이면 냉류의 열교환은 완전한 것이 되고, 흐름 j는 문제에서 지워진다. 온류의 출구온도 T_{oh} 가 계산되어진 후, HC_{hi} 는 $HC_{hi} - Q_{HE}$ 로($HC_{hi} = HC_{hi} - Q_{HE}$), 온류의 도입온도 T_{ih} 는 T_{oh} 로($T_{ih} = T_{oh}$) 다시 주어진다. 그렇지 않으면 (5)로 간다.

(5) 만약 $Q_{HE} = HC_{hi}$ 이면, 위 (4)와 비슷하게 뜨거운 유체 i를 지우고, 냉류의 도입온도 T_{ic} 를 계산한다. 그 후 HC_{cj} 는 $HC_{cj} - Q_{HE}$ 로($HC_{cj} = HC_{cj} - Q_{HE}$), 냉류의 목표온도 T_{oc} 는 T_{ic} 로($T_{oc} = T_{ic}$) 다시 주어진다.

넷째, BP영역에서의 remaining-match의 경우

(1) BP영역의 must-match에서 구해진 T_{ih} 와 T_{oc} 및 열교환되지 않고 남아 있는 냉류의 목표온도 T_{ic} 들과 온류의 도입온도 T_{ih} 들을 비교하여 $\max T_{ih}$ 와 $\max T_{oc}$ 를 구하여 열교환시킨다. 이 과정을 H/H 열교환이라고 한

다.

(2) 선택되어 열교환될 각 흐름들의 열전달의 양을 계산한다.

(3) 만약 $Q_{HE} = HC_g$ 이면 냉류의 열교환은 완전한 것이 되고, 흐름 j는 문제에서 지워진다. 온류의 출구온도 T_{oh} 가 계산되어진 후, HC_{hi} 는 $HC_{hi} - Q_{HE}$ 로($HC_{hi} = HC_{hi} - Q_{HE}$), 온류의 도입온도 T_{ih} 는 T_{oh} 로($T_{ih} = T_{oh}$) 다시 주어진다. 그렇지 않으면 (4)로 간다.

(4) 만약 $Q_{HE} = HC_{hi}$ 이면, 위 (3)과 비슷하게 뜨거운 유체 i를 지우고, 냉류의 도입온도 T_{ic} 를 계산한다. 그 후 HC_g 는 $HC_g - Q_{HE}$ 로($HC_g = HC_g - Q_{HE}$), 냉류의 출구온도 T_{oc} 는 T_{ic} 로($T_{oc} = T_{ic}$) 다시 주어진다.

(5) 두 흐름간의 열교환의 여분이 남아 있으면 (1)로 가서 냉류쪽의 흐름이 모두 열교환되고 더이상 열교환의 여분이 없을 때까지 반복수행한다.

(6) 남은 온류를 냉각수와 열교환시킨다.

3-2. 열회수 공정 최적 개조

핀치기법을 이용한 초기 최대 에너지 회수 열교환망을 앞에서 구하여 보았으나 이것은 기존 열교환망과 많은 차이를 보이게 된다. 그래서 본 장에서는 에너지 사용은 더이상 없으면서, 기존 열교환망에 보다 가까운 구조로의 개선을 위해 기존 열교환망을 최대로 활용하여 새로이 구성되는 최적의 열교환망 개조 공정을 구하는 할당 및 개선 방안들을 제시하였다.

기존의 열교환망들은 최소 장치수를 갖는 최대 에너지 회수 열교환망에 비해 더 많은 유틸리티를 사용하고 있으므로 더 적은 수의 열교환기를 사용하는 경향이 있다. 그러나 기존의 열교환망 문제에 대하여 타당한 최대 에너지 회수 및 최소 장치수의 열교환망을 합성할 수 있으므로 이를 초기치로 하여 기존 공정과 유사한 공정으로 변환할 수 있다. 특히 초기 공정이 최소 장치수보다 더 많은 장치를 가지고 있거나 흐름의 분기가 있으면 이들로부터 최적화할 수 있는 자유도도 존재하게 된다. 즉 여분의 장치에 대하여는 열교환량 루프가 생기기므로 루프내에서 열교환량이 재분배될 수 있으며 흐름의 분기에 대하여도 최적 분기비율도 구할 수 있다.

3-2-1. 문제설정

열교환망 개조의 최적합성 문제는 다음과 같이 서술할 수 있다. 최소 유틸리티 소비량보다 더 많은 에너지를 사용하고 있는 기존 공정에 대하여 최적 개조는 최소 개조 비용으로써 기존의 열교환 면적을 가지고 있는 열교환망을 재설계하는 것이다. 이 문제를 풀기 위한 가정은 다음과 같이 설정할 수 있다.

- (1) 최소 접근 온도는 미리 정해져 있다.
- (2) 비열유량은 일정하다.

(3) 각 열교환에 대한 전열계수는 주어지고 온도에 따라 변하지 않는다.

첫번째 가정은 최대 열회수를 계산하기 위해 필요한 반면 두번째는 계산을 간단히 하기 위해 도입되었다. 열교환 면적을 계산하기 위하여 고정 전열계수가 가정되었으며 경제적 관점에서 볼 때 투자에 대한 반대급부는 당연히 기대되어져야 하므로 네번째 가정이 필요하다. 따라서 가능한 에너지 절감이 열교환망 개조 문제에 필요불가결하다. 목적함수는 다음과 같이 설정된다.

$$\text{Minimize } t = \frac{I}{U} \quad (4)$$

여기서 t 는 투자비 회수연한이며 I 는 투자비, U 는 유틸리티 절감을 나타낸다. 만약 최적 개조 문제를 최대 에너지 회수 열교환망으로 국한시킨다면 에너지 절감량은 주어진 문제에 대하여 일정할 것이다. 이 경우 투자비 회수기간을 최소화하는 문제는 최대 에너지 회수를 위해 기존 열교환망을 개조하는데 필요한 투자비를 최소화하는 문제와 똑같게 된다. 개조비는 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$I = \sum_1^N \alpha C_{rep} + \beta A_{add} + \gamma C_{fix} + \delta C_{mov} \quad (5)$$

여기서

α : 0(새로운 장치가 할당된 기존장치에서와 똑같은 두 흐름을 가질 때)

1(새로운 장치가 할당된 기존장치에서와 똑같은 한 흐름만 가질 때)

2(새로운 장치가 할당된 기존장치에서와 전혀 다른 흐름을 가질 때)

C_{rep} : 재파이핑비

β : 단위 열교환기 면적당 소요되는 장치비

A_{add} : 추가 소요면적으로 새로운 장치의 열교환 면적과 기존의 것과의 차이가 없거나 이 값이 음수이면 0이 된다.

γ : 0(새로운 장치가 기존의 장치들 중에 할당될 때)

1(그밖의 경우)

C_{fix} : 새로 설치된 장치의 고정비

δ : 0(열교환이 새로운 장치에 할당될 때)

1(기존 열교환이 다른 장치로 할당될 때)

C_{mov} : 장치 이동비

이 방정식에 대하여 두번째 항목이 주로 많이 영향을 미친다.

3-2-2. 할당문제

초기 열교환망이 얻어지면 기존의 열교환기들은 합성된 열교환망의 새로운 열교환기로 할당되어야 한다. 직감적으로 기존의 열교환기 면적을 최대로 활용하는 것이 최적으로 생각되나 새로 합성된 열교환망의 모든 장치가 기존의 것과 반드시 똑같은 면적을 가질 수는 없다. 따라서 목적함수 방정식 (5)의 두번째 항으로부터 할당문제는 기존의 면적을 최대로 활용하지 못하는 장치수를 최소화하는 문제로 볼 수 있다. 더욱이 개조 문제는 항상 편치점을 가지고 있으므로 새로운 최대 에너지 회수 열교환망은 일반적으로 기존 것보다 더 많은 열교환 면적을 필요로 한다. 따라서 기존 면적을 새 열교환기에 할당하는 문제는 다음의 경험적 법칙에 의해 해결할 수 있다.

제안 1

새로운 열교환망과 기존의 열교환망의 열교환기를 면적이 감소되는 순서로 놓은 후 같은 순서에 해당되는 장치끼리 짝맞춘다.

이 제안은 음수의 추가 면적을 필요로 하는 열교환기 갯수를 가능한 적게 한다. 또한 제안 1로부터 각각의 짝지어진 것에 대한 추가 소요면적이 음수가 될 수 없다. 임의의 두 양수(또는 음수)값을 갖는 짝지어진 장치들 끼리는 면적의 증가없이 맞바꿀 수 있어 또 다른 해를 가져온다. 그러나 그밖의 경우에 대하여는 맞바꾸는 것이 개조비의 증가를 가져온다. 추가 소요면적이 하나는 양수이고 하나는 음수인 두 짝지어진 장치들에 대하여는 둘 다를 양수로 만들 수 있는 방법은 없다.

3-2-3. 최소 재파이핑에 의한 개선

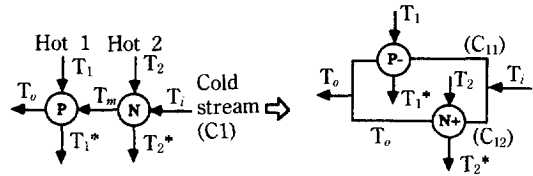
기존의 열교환기들이 할당된 후에는 열교환망이 몇몇 장치를 서로 맞바꿈으로써 개선될 수 있다. 이를 위해 다음의 제안이 적용된다.

제안 2

새로운 장치에 할당된 임의의 두 기존의 열교환 면적은 총 추가 면적의 증가없이 맞바꿀 수가 있는데, 이때 본래 것과 맞바꾼 것 사이의 면적 차이가 음수로 유지되어서는 안된다. 이외의 어떠한 경우도 맞바꿈은 추가 면적을 필요로 하게 된다. 만약 추가 소요면적 증분이 C_{ex}/β 보다 크면 맞바꿈은 더 나쁜 결과를 초래하며 맞바꿈이 방정식 (5)에서의 α 값을 줄일 수 있다면 제안 2를 적용함으로써 목적함수를 감소시킬 수 있다.

3-2-4. 흐름의 분기에 의한 개선

제안된 방법은 공정흐름을 필요에 따라 분기하여 더욱 개선된 결과를 얻고자 하는 방법으로, 이 방법에 의한 개선의 여지는 기존 열교환망의 열교환기들의 면적들과 MER 열교환망의 열교환기들의 면적들이 서로 큰 차이를 나타낼수록 더 많이 있다. 하지만 다음과 같은 조건이 만족할 때만 그 개선의 여지가 보장된다.



(A) The structure before stream splitting (B) The structure after stream splitting

Fig. 10. The relationship between cold stream splitting and heat exchangers area.

제안 3

개조된 MER 열교환망에서의 연속된 두 열교환기 한쪽은 그 면적이 기존 열교환기의 면적보다 매우 크고 다른 한쪽은 작다면 두 열교환기로 들어오는 공통의 흐름을 분기시켜 주어서 한쪽의 열교환기는 면적을 줄이고 또 다른 열교환기는 면적을 늘이는 열교환망의 구조로 재합성한다. 그 분기되는 흐름이 온류인가 혹은 냉류인가에 따라, 또 열교환기의 순서가 어떻게 놓여있는가에 따라 더욱 개선되어지는 경우와 오히려 더 좋지 않은 경우가 생길 수 있다.

3-2-4-1. 냉류의 분기(Cold Stream Splitting)

Fig. 10에 나타난 바와 같이 냉류가 두 열교환기의 공통 흐름으로써 분기에 의한 개선의 여지가 보이기 위해서는 냉류의 흐름을 기준으로 먼저 기존 열교환기의 면적보다 작은 열교환기(N으로 표시)가 할당되어 있고 그 뒤를 이어 기존 열교환기의 면적보다 그 면적이 큰 열교환기(P로 표시)가 할당되어 있어야 한다.

두 열교환기는 냉류의 분기에 의해 직렬형 연결에서 병렬형 연결로 그 구조를 바꾸면 열교환기 P는 냉류의 도입온도가 더 낮아지며(T_m 에서 T_i 로) 열교환기 N은 냉류의 배출온도가 더 높아진다(T_m 에서 T_o 로). 이 때 각 열교환기는 요구되어지는 면적이 변한다.

열교환기의 면적은 다음 식 (6)으로 표현되어 진다. 식 (13)에서 U와 Q가 일정할 경우 열교환면적은 ΔT_1 과 ΔT_2 에 의해 결정된다.

$$A = \frac{Q}{U \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}} \quad (6)$$

여기서 열교환기 P의 경우 그 면적이 개선전의 구조(A)에서 개선 후의 구조(B)로 바뀌면서 $\Delta T_1 = T_1^* - T_m$ 이던 것이 $\Delta T_1 = T_1^* - T_i$ 로써 더 커지므로($T_m > T_i$ 이므로) 그 면적은 감소되어 진다. 한편 열교환기 N의 경우는 개선전 (A)에서 $\Delta T_2 = T_2 - T_m$ 이던 것이 $\Delta T_2 = T_2 - T_o$ 로 더 작아지므로($T_o > T_m$ 이므로) 그 면적은 증가되어 진다.

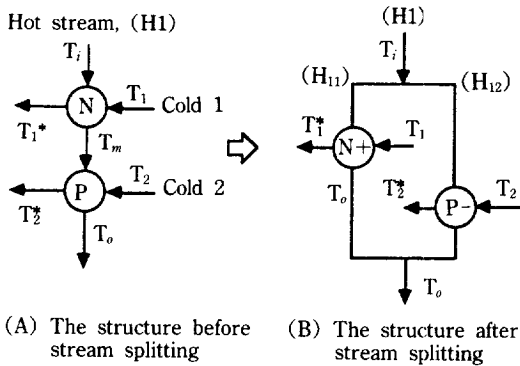


Fig. 11. The relationship between hot stream splitting and heat exchangers area.

결국 P의 면적을 감소시키고 N의 면적을 증가시킴으로써 열교환 개조비용중 추가 소요면적에 의한 비용을 더 줄일 수 있다. 열교환기가 앞서 언급된 순서인 경우에 한해서 개선이 되어질 수 있고 그 반대의 경우는 오히려 분기가 더 나쁜 결과를 초래한다.

3-2-4-2. 온류의 분기(Hot Stream Splitting)

Fig. 11에 나타난 바와 같이 온류가 두 열교환기의 공통 흐름으로써 분기에 의한 개선의 여지가 보이기 위해서는 온류의 흐름을 기준으로 먼저 기존 열교환기의 면적보다 더 작은 면적의 열교환기(N으로 표시)가 할당되어 있고 그 뒤를 이어 기존 열교환기의 면적보다 그 면적이 더 큰 열교환기(P로 표시)가 할당되어 있어야 한다.

두 열교환기는 온류의 분기로 병렬형의 구조가 되며 열교환기 N은 개선 후 배출 온도가 T_m 에서 T_o 로 낮아지고 열교환기 P는 개선 후 도입 온도가 T_m 에서 T_i 로 더 높아진다.

열교환기의 면적은 식 (6)으로 표현되며 여기서 U와 Q는 고정치이므로 ΔT_1 과 ΔT_2 에 의해 그 면적의 증감이 결정되어 진다. 열교환기 P의 경우 $\Delta T_2 = T_m - T_2^*$ 이던 것이 $\Delta T_2 = T_i - T_2^*$ 로 ΔT_2 는 더욱 커지게 되어($T_i > T_m$ 이므로) 면적은 감소한다. 열교환기 N의 경우 $\Delta T_1 = T_m - T_1$ 이던 것이 $\Delta T_1 = T_o - T_1$ 으로 ΔT_1 은 더욱 작아지게 되어($T_m > T_o$ 이므로) 면적은 증가한다.

결국 P의 면적은 감소시키고 N의 면적을 증가시키므로써 추가소요 면적에 의한 비용을 줄일 수 있다. 이 경우 개선전의 구조에서 온류흐름을 기준으로 열교환 면적이 추가되어도 좋은 열교환기(기존 열교환기의 면적보다 더 적은 면적의 열교환기)가 먼저 나온 후 뒤 이어 열교환 면적이 감소되어야 할 열교환기(기존 열교환기의 면적보다 더 큰 면적의 열교환기)가 나타나는 경우에 온류의 분기로 더욱 개선된 열교환망을

얻을 수 있다.

3-2-4-3. 분기량

만약 냉류 혹은 온류가 분기되어 더 좋은 결과가 나타날 수 있음을 확인했다면, 그 다음으로 이 분기량을 어떤 값으로 결정하는가에 따라 최적 열교환망이 도출되어 진다.

기본적으로는 두 열교환기중 기존 열교환의 면적보다 적은 면적을 갖는 열교환기의 크기를 기존 열교환기의 크기만큼 늘려 주는 것을 목표로 분기비율을 계산하여 설계하면 가장 투자비를 절약하는 방법이 되겠으나 여기에도 몇 가지 제한조건이 따르게 되어 모든 경우에 있어서 다 그렇게 되지는 않는다. 각 경우의 제한조건은 다음과 같다.

i) 냉류의 경우

Fig. 10에서 보듯 냉류의 분기량이 열교환기 P-쪽으로는 C_{11} , 열교환기 N+쪽으로는 C_{12} 라고 하자. 우선 여기서의 분기량은 열용량 흐름의 분기량이다. 제한 조건은 다음과 같다.

$$C_{11min} = \frac{QP -}{(T_1 - \Delta T_{min}) - T_i}$$

$$C_{12min} = \frac{QN +}{(T_2 - \Delta T_{min}) - T_i} \quad (7)$$

만약 $C_{11min} + C_{12min} > C_1$ (분기될 냉류의 열용량 흐름)이라면 흐름의 분기는 불가능하다. 만약 $C_{11min} + C_{12min} \leq C_1$ (분기할 냉류의 열용량 흐름)이 만족하면 $C_1 - C_{11min} - C_{12min}$ 의 양은 황금분할법을 이용해 최적 분기량을 구해 C_{11min} 과 C_{12min} 에 더해 줌으로써 최적해가 구해진다.

ii) 온류의 경우

Fig. 11에서 보듯 온류의 분기량이 열교환기 N+쪽으로는 H_{11} , 열교환기 P-쪽으로는 H_{12} 라 할 때 다음의 제약 조건을 갖는다.

$$H_{11min} = \frac{QN +}{T_i - (T_1 + \Delta T_{min})}$$

$$H_{12min} = \frac{QP -}{T_i - (T_2 - \Delta T_{min})} \quad (8)$$

만약 $H_{11min} + H_{12min} > H_1$ (분기할 온류의 열용량 흐름)이라면 흐름의 분기는 불가능하다. 만약 $H_{11min} + H_{12min} \leq H_1$ (분기할 온류의 열용량 흐름)이라면, $H_1 - H_{11min} - H_{12min}$ 의 양은 황금분할법을 이용해 최적 분기량을 구해 H_{11min} 과 H_{12min} 에 더해 줌으로써 최적해가 구해진다.

4. 적용사례

Table 1. Stream data for example 1

Stream	$T_{in}(K)$	$T_{out}(K)$	$mC_p(Kw/K)$	$\$/Kw\ yr$
H1	500	350	10	
H2	450	350	12	
H3	400	320	8	
C1	300	480	9	
C2	340	420	10	
C3	340	400	8	
S1	540	540		80
CW	300	320		20

$U = 0.8\ Kw/m^2K$

Table 2. Cost factor for example 1

$\beta = 171.4$	Cost per square meter of heat transfer area
$Cp^2 = 10$	Relative cost for moving one exchanger
$Cp^3 = 400$	Relative cost of repiping one stream
$Cp^4 = 800$	Relative cost of repiping
$Cp^5 = 3460$	Fixed charge cost of a new exchanger
$Cp^6 = 4260$	Fixed charge cost of a new exchanger and repiping two streams

본 연구에 대한 신뢰성을 확인하기 위해 Ciric과 Floudas[3,4]가 개선된 MILP접근법을 통해 풀이하였던 문제에 적용하여 검토, 비교하였다.

4-1. 문제 1

이 문제는 1987년 Yee와 Grossman에 의해 MILP기법을 사용하여 취급되었던 문제로서 다시 1989년과 1990년 두차례에 걸쳐 Ciric과 Floudas가 더 나은 결과를 도출했던 문제이다. 먼저 Ciric과 Floudas가 1989년 'Computers & Chem. Engng.' [3]에 발표한 결과와 비교한 후 다시 1990년 'Ind. Eng. Chem. Res.' [4]에 발표한 결과와 비교하였다.

문제에 주어진 공정은 3개의 온류와 3개의 냉류로 구성되어 있고 유틸리티는 가열과 냉각이 각각 1개씩이다. 흐름에 관한 자료들과 비용에 관한 자료들은 Table 1과 2에 주어져 있으며 기존 열교환망은 Fig. 12에 나타나 있다. 최적 에너지 회수 열교환망을 구축하기 전의 이 기존 열교환망은 Fig. 12에서 보듯 7개의 열교환기들로 이루어져 있고 열교환기들의 면적들은 다음 Table 3에 나타나 있다. 이 열교환망은 360 Kw의 스팀이 필요하고 또한 800 Kw의 냉각수가 필요하여 총 비용이 \$44,800/yr에 이른다.

이 열교환망을 본 연구에서 제시한 방법으로 풀이해 본 결과, 전분석 단계에서 우선 가열 및 냉각 요구량을 각각 최소화한 0 Kw와 440 Kw로 줄여 가열, 냉각에

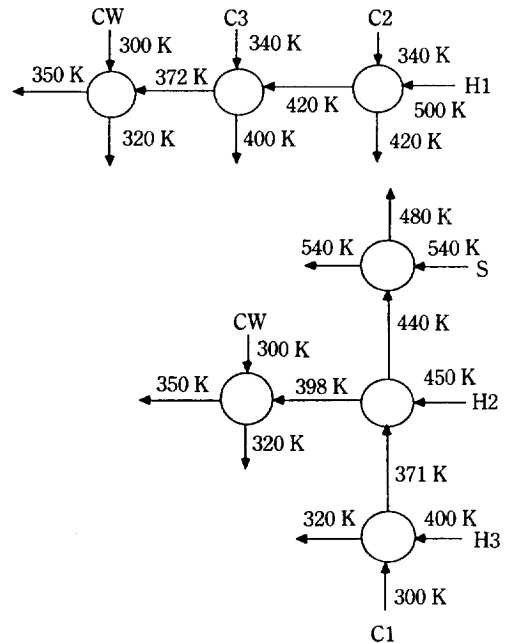


Fig. 12. Existing heat exchanger network for example 1.

Table 3. Area of existing exchangers for example 1

Exchanger	Area(m ²)	Original match
1	45.06	H2-C1
2	12.50	H1-C2
3	33.09	H3-C1
4	23.50	H1-C3
5	5.75	S1-C1
6	5.39	H1-CW
7	11.49	H2-CW

드는 비용은 \$8,800/yr로 줄일 수 있었으며, 이 때 반드시 H1과 C1을 열교환시켜 주어야만 한다. 여기서 이론적 최소 열교환기 갯수가 6이더라도 7개의 열교환기가 필요한데 그 이유는 H1-C1의 must-match가 불완전한 열교환이 되기 때문이다. 1개의 열교환기를 더 설치했는데, 그것으로 인해 H1-C1 열교환간의 열교환 총량은 360 Kw(흐름 H2의 하한)와 700 Kw(흐름 C2의 상한) 사이에서 최적의 될 수 있게 된다. 열부하의 초기 열교환망을 위한 7개의 열교환기의 할당은 Table 5에 주어져 있다. 이렇게 개선된 열교환망이 Fig. 14에 나타나 있고 이 때 최종 개선비용은 \$7,644가 된다. 이 개선비용은 다시 H1-C2(초기에 H2-C3 열교환에 할당)와 H1-C3(초기에 H1-C1 열교환에 할당)의 할당을 바꾸어 줌으로 인해 다시 \$7,244로 줄어 들었다. 할당의

Table 4. Result of retrofit network data for example 1 by Ciric and Floudas

Match	Heat load	Exchanger	Assignment category	Existing area	Estimated area	Retrofitted area
H1 C1	512	3	3	33.09	38.82	28.16
H1 C2	800	2	1	12.5	83.08	34.72
H1 C3	188	4	1	23.5	23.5	31.74
H2 C1	908	1	1	45.06	97.96	47.65
H2 C3	292	7	3	11.49	30.52	21.85
H3 C1	200	5	2	5.75	25.0	5.75
H3 CW	440	6	3	5.39	15.84	12.84

Table 5. Comparison between the results of Ciric & Floudas's and this study

	The result of Ciric & Floudas	The result of this study
Additional area	50.9 m ²	25.92 m ²
The number of heat exchangers	7	7
The annual utility cost for heat exchange	\$ 8,800/yr	\$ 8,800/yr
The cost for retrofitting the heat exchanger networks	\$ 3,0621	\$ 7,243.66

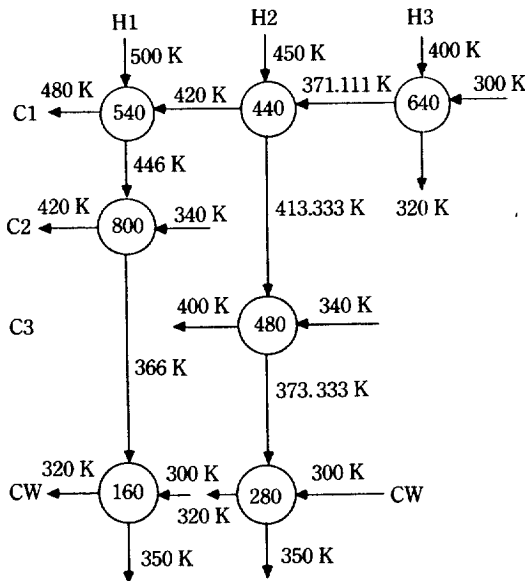


Fig. 13. The result of optimal retrofit heat exchanger network for example 1 by this study.

바꿈에 의해 생기는 더 이상 비용절감은 없으며 최종 결과는 Fig. 13에 나타나 있다.

이 결과를 놓고 앞서 풀었던 외국논문의 결과를 비교해 보면 우선 같은 문제를 풀이했던 두 사례에서,

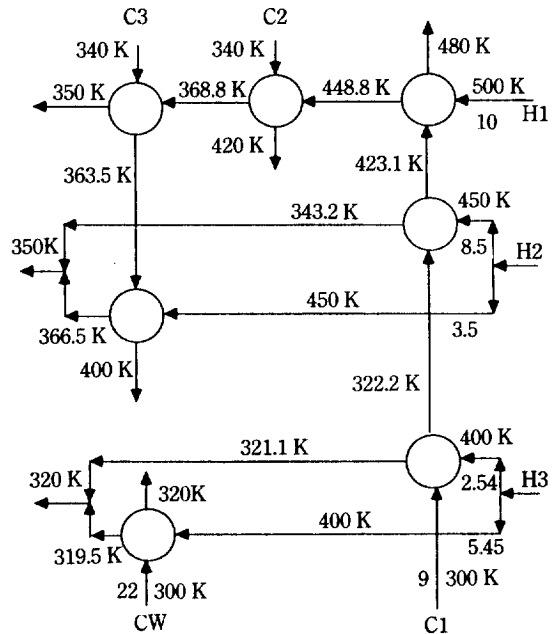


Fig. 14. The result of heat exchanger network for example 1 by Ciric and Floudas in 1989.

Yee와 Grossmann(1987)의 기법으로 만들어진 열교환 망에서는 단지 6개의 열교환기로 이루어지는 열교환 망을 도출하였으나 추가 요구면적이 118.7 m²이나 필요한 결과였다[3]. 그 후 Ciric과 Floudas(1989)는 이것을 더욱 개선한 방법을 제시하면서 같은 문제를 풀이하였다. 그 결과 열교환기를 1개 더 설치하는 대신 추가 열교환면적은 50.9 m²으로 줄이면서 가열 및 냉각에 드는 비용을 \$ 8,800/yr로 감소시켰다. 그러나 이 방법은 많은 분기를 가지고 있고 또한 최종 개선비용이 \$ 30,621이 드는 결과가 나왔다(Fig. 14 참조).

본 연구에 의한 결과를 비교해 보면 Table 5에 나타난 바와 같이, 추가 열교환면적은 25.92 m²이 되었고 연간 가열 및 냉각에 드는 비용은 마찬가지로 최소치인 \$ 8,800 /yr이며 최종 열교환망 개선비용은 불과 \$ 7243.66 밖에 들지 않는 결과가 나왔다.

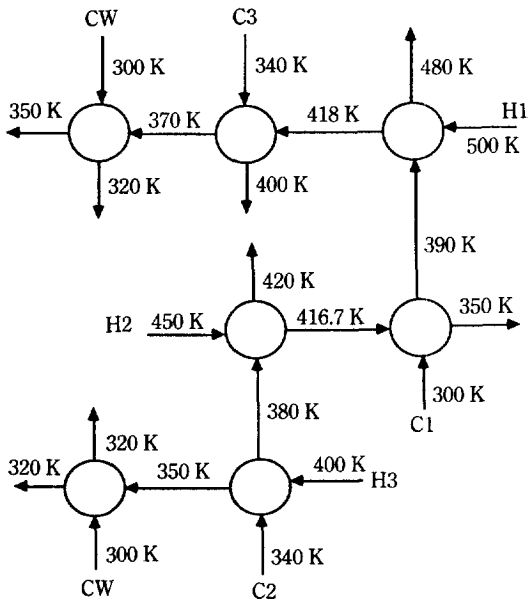


Fig. 15. The result of heat exchanger network for example 1 by Ciric and Floudas in 1990.

Table 6. Stream data for example 2

U = 0.8 Kw/(m ² K)				
Stream	T _{in} , K	T _{out} , K	mCp(Kw/K)	\$/ (Kw yr)
H1	443	333	30	
H2	423	303	15	
C1	293	408	20	
C2	353	413	40	
S	450	450		80
CW	293	313		20

Ciric과 Floudas는 1990년 더욱 개선된 알고리즘을 개발하여 문제를 다시 풀이하였는데 여기서는 흐름에 대한 자료는 모두 같으나 열교환기 설치비에 대한 자료는 달리하여 풀이하였다. 최종 개선비용의 자료가 다르기 때문에 여기서는 열교환기의 추가면적으로 본 연구의 결과와 비교해 보면 다음과 같다.

Ciric과 Floudas의 연구에서는 열교환기의 추가면적이 27.53 m²인 새로운 열교환망을 만들어 내었으나, 본 연구의 결과는 앞서 보았듯 열교환기 추가 면적이 25.92 m²인 열교환망을 만들어 내었으므로 여전히 더 우수한 결과가 도출되었음을 알 수 있다. 다음 Fig. 15에 Ciric과 Floudas에 의해 개선된 1990년의 결과를 나타내었다.

4-2. 문제 2

이 문제는 문제 1과 같이 Yee와 Grossman(1987)에

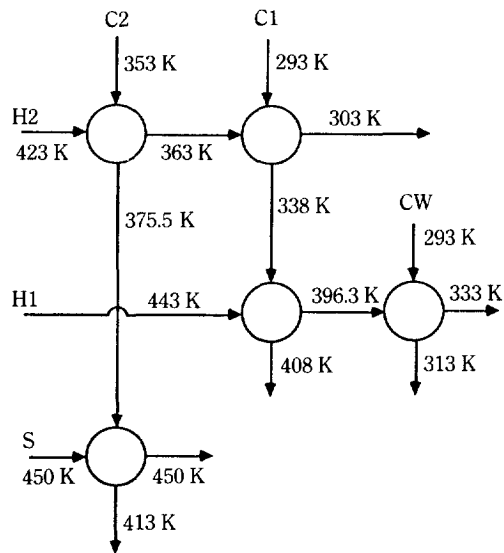


Fig. 16. Existing heat exchanger network for example 2.

Table 7. Areas of existing exchangers for example 2

Heat exchanger	Original match	Area(m ²)
1	H2-C2	46.74
2	H2-C1	68.72
3	H1-C1	38.31
4	H1-CW	40.23
5	S1-C2	35.00

Table 8. Cost factor for example 2

		(Unit: \$)
Cost of area for an existing exchanger	1300 X _{opt} ^{0.6}	
Cost of area for a new exchanger	1300 A _{ij} ^{0.6}	
Cost of a new exchanger	3000	
Cost of moving an existing exchanger	300	

의해 다루어졌던 문제이며[4], 그 후 Ciric과 Floudas (1990)에 의해 다시 풀이된 문제이다.

기존 열교환망은 두 온류와 두 냉류로 이루어지며 스팀과 냉각수를 유틸리티로 사용하고 있다. 이들의 흐름 자료들은 Table 6에 주어져 있고 각 열교환기들의 총괄전열계수 U는 0.8(Kw/m²k)로 일정하다. 기존 열교환망은 Fig. 16에서 보듯 5개의 열교환으로 되어 있으며 이들의 열교환 면적과 비용에 관한 자료는 Table 7과 8에 나타내었다. 기존 공정은 150 Kw의 스팀과 1,900 Kw의 냉각수를 사용하여 총 유틸리티비용이 \$158,000/year이 든다. 최소접근온도차는 10 K이며 열교환기의 유형은 향류 원통형이다.

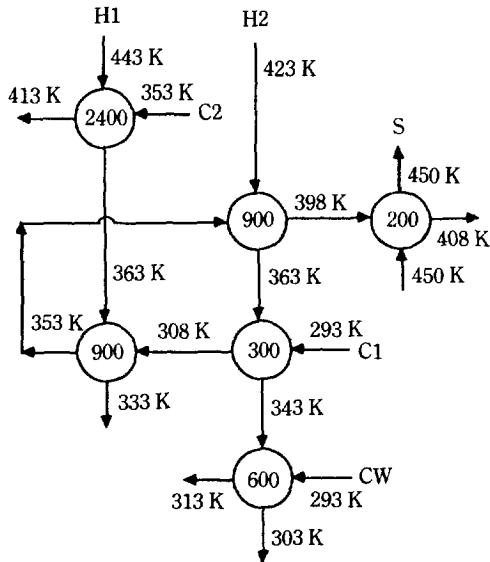


Fig. 17. The initial grassroots network for example 2 by this study.

본 연구에서 개발한 기법으로 이 문제를 풀이한 결과 스팀이 200 Kw, 그리고 냉각수가 600 Kw가 소비되어 총 유틸리티비용이 \$ 28,000/yr로 줄어 들었다. 그 대신 열교환면적이 164.71 m²인 새로운 열교환기를 추가하여야 하며 또한 기존 열교환기의 추가 열교환 면적이 5.18 m²이며 이에 따른 열교환망의 개조비용은 \$ 34783.7 이 든다. 이 문제는 본 연구에서 제시된 개선방법으로써 우선 MER 열교환망을 합성한 후 제안 1, 제안 3에 의해 개선되어져 최적 열교환망이 도출되었으며, 제안 2에 의한 개선은 없었다. 다음 Fig. 17에 초기 MER 열교환망과 Fig. 18에 초기 MER 열교환망을 개선한 최적 열교환망의 구조를 나타내었다. 본 연구에서 만들어진 최적 열교환망구조가 필요로 하는 열교환 면적들과 기존 열교환망에서의 열교환 면적들, 그리고 그들의 열교환은 다음 Table 9에 나타낸 바와 같다.

Ciric과 Floudas(1990)가 개발한 연구에서의 결과는

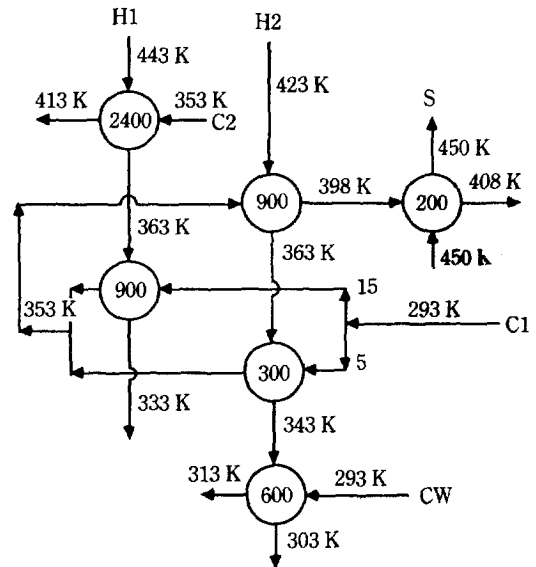


Fig. 18. The optimal retrofit heat exchanger network for example 2 by this study.

유틸리티비용이 \$ 28,000/yr이었으며 면적이 164.71 m²인 새로운 열교환기 1개가 필요하며 추가되어야 할 기존 열교환기의 면적은 5.18 m²으로 나타나 본 연구와 같은 결과를 얻어 내었다. Ciric과 Floudas가 얻어낸 결과의 열교환기들의 면적과 기존 열교환기들의 면적 및 그들의 열교환은 Table 10에, 그 구조는 Fig. 19에 각각 나타내었다. 그러나 본 연구의 결과로 도출된 최적 열교환망과 Ciric과 Floudas가 얻어낸 최적 열교환망은 그 구조가 Fig. 18과 19에서 보듯 다른 것이며 본 연구의 결과는 흐름의 분기가 1개인데 비해 Ciric과 Floudas의 결과는 흐름의 분기가 2개이다. 본 연구와 Ciric과 Floudas의 연구에서는 이 분기로 생기는 관이음비용과 그 분기를 위한 흐름량조절에 드는 비용 등을 총 개조비용에서 계산하지 않았으나 보통 분기가 생기면 이러한 비용이 추가로 들게 되는 것이 실제 열교환기 설계시의 문제점으로 제기된 바 있다. 이러한 관점에서 볼 때 본 연

Table 9. The retrofit cost and matches for example 2 by this study

Existing HEN		Optimal HEN		Add. areas (m ²)	Cost (\$)
match	area(m ²)	match	Q(Kw)	area(m ²)	
-	-	H1-C2	2400	164.71	30796.
H2-C1	68.72	H2-C1	900	68.72	300.
S-C2	35.00	S-C1	200	4.82	300.
H2-C2	46.74	H1-C1	900	51.92	3787.7
H1-C1	38.31	H2-C1	300	15.09	300.
H1-CW	40.23	H2-CW	600	31.77	300.

Table 10. The retrofit cost and matches for example 2 by Ciric & Floudas

Match	Q(Kw)	Assigned exchanger	Existing area(m ²)	Retrofitted area(m ²)	Cost (\$)
H1-C2	2400	new	0.	164.71	30796.
H2-C1	900	2	68.72	68.71	300.
S-C1	200	5	35.00	5.40	300.
H1-C1	900	1	46.74	51.92	4089.
H2-C1	300	3	38.31	37.5	300.
H2-CW	600	4	40.23	30.11	300.

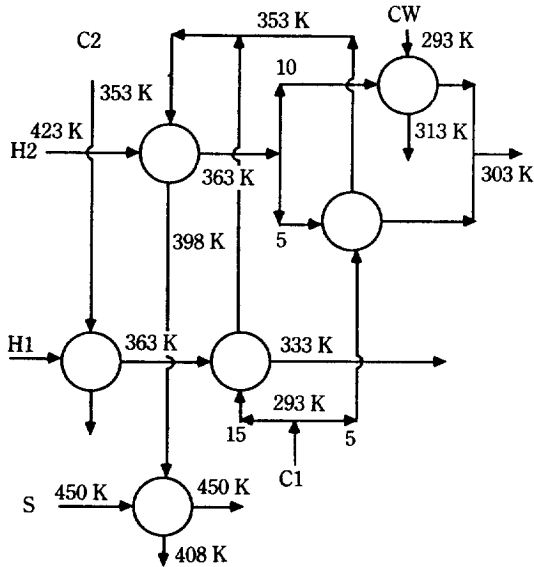


Fig. 19. The result of heat exchanger network for example 2 by Ciric and Floudas.

구의 결과가 더 우수한 결과라 할 수 있다.

5. 결 론

최근까지 열교환망의 최적 개조에 대한 연구가 거의 미약하여 왔으나, 본 연구를 통하여 다음과 같은 알고리즘 진화적 방법을 제시할 수 있게 되었다. 열교환망 개조 합성의 절차를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 초기의(grass-root) 열교환망을 MER로써 합성한다.
- (2) 기존 열교환망의 개선을 위한 설비비를 계산한다.
- (3) 할당문제를 풀이한다.
- (4) 두 열교환기들간에 서로 맞바꿈을 검토함으로써 할당을 개선한다.
- (5) 흐름의 분기에 의한 기존 열교환면적의 최대할

용을 검토한다.

(6) 단계 1의 초기 열교환망을 진화시켜서 단계 2로 간다.

(7) 가장 좋은 열교환망을 선택한다.

외국에서 출간된 논문에서 다룬 예제를 이에 적용했을 때 앞서 보인 바와 같이 좋은 결과를 얻게 되었다. 이와 같은 합성 방법을 통해 열교환망 개조의 최적합성이 가능하게 되었으며 향후 초기 열회수 공정의 적합성여부와 본 연구의 최적성을 이론적으로 검토할 예정이다.

감 사

본 연구는 과학재단의 신진 연구비 지원에 의하여 이루어진 것으로서, 연구비를 지원해 주신 과학재단에 감사드립니다.

NOMENCLATURE

- A : surface area [m²]
- C : total cooling requirement of heat exchanger network [Kw]
- C1 : heat capacity flow rate of cold stream before stream splitting [Kw/K]
- C₁₁ : heat capacity flow rate of cold stream for heat exchanger P when cold stream splitting [Kw/K]
- C₁₂ : heat capacity flow rate of cold stream for heat exchanger N when cold stream splitting [Kw/K]
- C_{11min} : minimum heat capacity flow rate of cold stream for heat exchanger P when cold stream splitting [Kw/K]
- C_{12min} : minimum heat capacity flow rate of cold stream for heat exchanger P when cold stream splitting [Kw/K]
- H : total heating requirement of heat exchanger network [Kw]
- HC_{hi} : heat content of hot stream i [Kw]
- HC_{cj} : heat content of cold stream j [Kw]
- H1 : heat capacity flow rate of hot stream before stream splitting [Kw/K]
- H₁₁ : heat capacity flow rate of hot stream for heat exchanger P when hot stream splitting [Kw/K]
- H₁₂ : heat capacity flow rate of hot stream for heat exchanger N when hot stream splitting [Kw/K]

H_{11min} : minimum heat capacity flow rate of hot stream for heat exchanger P when hot stream splitting [Kw/K]
 H_{12min} : minimum heat capacity flow rate of hot stream for heat exchanger N when hot stream splitting [Kw/K]
 $\dot{m}C_p$: heat capacity flow rate [Kw/K]
 $\dot{m}_{ca}C_{pca}$: heat capacity flow rate of cold stream at AP zone [Kw/K]
 $\dot{m}_{cb}C_{pcb}$: heat capacity flow rate of cold stream at BP zone [Kw/K]
 \dot{m}_jC_{pj} : heat capacity flow rate of cold stream j [Kw/K]
 $\dot{m}_{ha}C_{pha}$: heat capacity flow rate of hot stream at AP zone [Kw/K]
 $\dot{m}_{hb}C_{phb}$: heat capacity flow rate of hot stream at BP zone [Kw/K]
 \dot{m}_iC_{phi} : heat capacity flow rate of hot stream i [Kw/K]
 N : heat exchanger whose heat exchanging area is smaller than that of existing heat exchanger
 N+ : heat exchanger N whose heat exchanging area is increased after stream splitting
 P : heat exchanger whose heat exchanging area is larger than that of existing heat exchanger
 P- : heat exchanger P whose heat exchanging area is decreased after stream splitting
 Q : rate of heat transfer [Kw/K]
 Q_{HEk} : total amount of heat transfer at kth heat exchanger [Kw/K]
 T_{ic} : cold stream inlet temperature [K]
 T_{ih} : hot stream inlet temperature [K]
 T_{oc} : cold stream outlet temperature [K]
 T_{oh} : hot stream outlet temperature [K]
 T_{tc} : cold stream target temperature [K]
 T_{th} : hot stream target temperature [K]

T^* : pinch point temperature [K]
 U : overall heat transfer coefficient [Kw/m²K]
 ΔT_{ln} : log mean temperature difference [K]
 ΔT_{min} : minimum temperature difference [K]
 ΔT_1 : temperature difference at low temperature side [K]
 ΔT_2 : temperature difference at high temperature side [K]

REFERENCES

1. Ambrosio, A. F., Maillard, P. L. and Khoury, F. M.: *Energy Progress*, **3**, 173(1983).
2. Cerda, J. C. and Westerberg, A. W.: *Chem. Eng. Sci.*, **38**, 373(1983).
3. Ciric, A. R. and Floudas, C. A.: *Comput. Chem. Eng.*, **13**, 703(1989).
4. Ciric, A. R. and Floudas, C. A.: *Ind. Eng. Chem. Res.*, **29**, 239(1990).
5. Colberg, R. D. and Morari, M.: *Comput. Chem. Eng.*, **14**, 1(1990).
6. Gundersen, T. and Naess, L.: Proceedings of Chem. Eng. Fundamentals XVIII Congress, Sicily, Italy, 675(1987).
7. Jones, D. A., Yilmaz, A. N. and Tilton, B. E.: *Chem. Eng. Progr.*, July, **82**, 28(1986).
8. Lee, I. and Reklaitis, G. V.: *Chem. Eng. Comm.*, **75**, 57(1989).
9. Linnhoff, B. and Hindmarsh, E.: *Chem. Eng. Sci.*, **38**, 745(1983).
10. Su, J. and Motard, R. L.: *Chem. Eng. Sci.*, **38**, 745(1983).
11. Tjoe, T. N. and Linnhoff, B.: *Chem. Eng.*, April **28**, 47(1986).
12. 이인범 : 에너지 관리, **36**, 4(1989).