

熱交換器 設計 技術의 發展

黃 致 福 譯

<高麗大 大學院>

1. 熱交換器의 定格과 設計

熱交換器 設計 過程은 엄격히 다른 2개의 過程 즉, 定格과 設計로 구분된다. 대체로 定格은 충분히 規定된 熱交換器의 性能 평가이며, 設計란 주어진 조건으로부터 시작하여 未知의 熱交換器에 대한 構造變數를 결정하는 것이다. 熱交換器의 性能은 다음 式에 의해서 결정된다. 冷流體의 흐름과 더운 流體의 흐름에 대한 熱平衡은

$$Q_{act} = (WC_p \Delta T)_{hot} = (WC_p \Delta T)_{cold} \quad (1)$$

열전달방정식은

$$Q_{act} = A \Delta T_m \frac{1}{(\Sigma R)_0} \quad (2)$$

여기서 抵抗의 합 $(\Sigma R)_0$ 項은 다음과 같다.

$$(\Sigma R)_0 = \left(\frac{1}{h_i} \right)_0 + \left(\frac{1}{h_o} \right)_0 + (R_f)_0 \quad (3)$$

이들 방정식에서 Q_{act} 는 規定된 作動條件에 대해 熱交換器로부터 얻어지는 실제 熱傳達을 나타낸다. 設計와 定格의 두 계산에 있어서 Q_{act} 값은 계획되거나 요구되는 熱傳達 Q_{req} 와 비교된다. 또 튜우브쪽(tube-side)과 셸쪽(shell-side) 흐름의 壓力降下는 $(\Delta P_i)_{act}$ 와 $(\Delta P_o)_{act}$ 로 계산하고 最大許容可能한 $(\Delta P_i)_{max}$ 와 $(\Delta P_o)_{max}$ 를 다시 비교하여야 한다. 그러나 設計와 定格에 대한 遂行過程은 다음에 설명하는 것과 같이 서로 다르다.

1.1. 熱交換器의 定格

완전히 기하학적으로 規定된 熱交換器의 定格

에 있어서 요구되는 熱傳達, 공정조건, 不潔抵抗(fouling resistance), 그리고 壓力降下에 의해 정의되는 장치에 대한 熱流體力學的 性能이 어떻게 될 것인가를 질문한다. 이 모든 조건들을 만족하여야만 그 熱交換器는 그 用途에 사용될 수 있다. 그러나 熱交換器의 定格은 설계자가 이용할 수 있는 變數의 最適利用을 의미하는 것은 아니라는 것이 강조되어야 한다. 定格의 결과는 단순히 規定된 熱交換器 外形(configuration)의 평가에 지나지 않는다. 실제 目的에 있어서, 규정된 熱交換器는 設計時에 요구되는 熱傳達보다 다소간의 差가 있게 생산될 것이다. 다시 말해서 $Q_{req} \approx Q_{act}$ 이다. 요구되는 열전달과 실제 열전달은 방정식(3)의 抵抗 項에서 偏差熱抵抗이라고 불리는 $(R_d)_0$ 項을 더해 줌으로 해서 같게 만들 수 있다.

$$Q_{act} = A \Delta T_m [(\Sigma R)_0 \pm (R_d)_0]^{-1} \quad (4)$$

偏差熱抵抗 項 $(\pm R_d)_0$ 는 요구되는 安全係數(혹은 부족계수)의 大小에 대한 표현으로 해석할 수 있다. 이 安全係數는 (2)와 (3)式의 右측 項에 어떤 項을 부분 혹은 전체적으로 적용하기 위한 것이다.

다음과 같은 해석이 가능하다.

1) $(R_d)_0$ 項은 최대 허용 不潔抵抗인 $(R_f)_0$ 에 더해질 수 있다.

2) $(R_d)_0$ 項은 熱傳達係數 $\left(\frac{1}{h_i} \right)_0$ 혹은 $\left(\frac{1}{h_o} \right)_0$

에 더해질 수 있다. 그래서 Q_{req} 를 수행하는데 더 낮은 熱傳達係數로 충분하다는 것을 보여준다. 예로서 만약 $(R_d)_0$ 가 $0.00035 \text{ m}^2 \text{ K/W}$ 로 계

산되고 또 $(hi)_0$ 가 $1136\text{W/m}^2\text{K}$ 라면, $(R_d)_0$ 를 $\left(\frac{1}{hi}\right)_0$ 에 더해보면 $(hi)_0$ 가 $812\text{W/m}^2\text{K}$ 까지 작아져도 Q_{req} 를 전달할 수 있음을 나타낸다.

3) $(R_d)_0$ 項은 熱交換器 表面 A의 감소로 나타낼 수도 있다. 예를 들어 表面 A의 80%만이 Q_{req} 를 전달하는데 요구된다.

동일한 Q값으로의 還元하는 方法이 自然에 의한 方法이다. 熱交換器 性能이 주어진 不潔抵抗 $(R_f)_0$ 를 가지고 정확히 계산되었다고 假定하자. 그러나 熱交換器가 처음 사용될 때 $(R_f)_0=0$ 이 된다. 이 不均衡은 각 흐름의 출구온도(式 (1)에서 ΔT 와 Δt)의 증가와 또 이에 따른 Q_{act} 의 증가에 따라 熱交換器의 實在 性能에 의해서 自動的으로 修正된다. 이러한 定格過程은 未知 熱平衡條件이라고 부른다. 왜냐하면 출구온도를 모르면 시행착오법에 의하거나 아니면 NTU 도표를 사용하여 결정하여야 한다. 熱交換器는 不潔層이 쌓임에 따라 두 흐름의 출구온도는 최초 가정된 값이 될 때까지 계속 변할 것이다.

1. 2. 熱交換器 設計

熱交換器 設計에 있어서 요구조건 즉, 熱傳達率, 流量, 溫度, 및 最大壓力降下 혹은 속도 등이 規定된다. 式으로 표시하면 設計條件은 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$Q_{act} \geq Q_{req} \quad (5)$$

$$(\Delta P_i)_{act} \leq (\Delta P_i)_{max} \quad (6)$$

$$(\Delta P_o)_{act} \leq (\Delta P_o)_{max} \quad (7)$$

熱交換器 設計過程은 工程情報, 構造條件, 그리고 여러가지 규정된 規格의 制限條件을 만족하면서 熱交換器 最適의 기하학적 示方을 결정하는 것이다. 이 과정은 모든 형태의 열교환 장치에 대해서 원리는 근본적으로 같으며, 相變化 現象이 없는 각-관열교환기(shell-and-tube heat exchanger)에 대해서만 다음에 설명한다. 工程示方을 기준으로 하여 설계자는 기본적인 기하학적 혹은 構造的 要素의 效果를 자유롭게 선택하고 조사할 수 있다. 이러한 것들은 셸의 形態, 튜브의 形態, 管의 지름과 길이, 관 배치 형식과 피치, 배플(haffle)의 모양, 튜브의 배열 등을 포함한다. 따라서 실제적으로 모

든 設計問題는 여러개의 解를 가지며, 最終 選擇技術은 많은 가능한 設計로 부터 가장 좋은 특성을 가진 設計를 選擇하는 것이다. 최초 價格(혹은 크기), 補修의 容易性和 頻度, 그리고 設計의 信賴性이 동시에 고려되어야 한다. 그러므로 본질적으로 熱交換器 設計 過程은 一連의 定格으로 看做되며, 設計의 成功與否는 가장 좋은 가능한 解를 얻기 위해 많은 이용 가능한 요소가 결합된 方法에 의해 판단된다. 이 問題에 대해서는 다음에 더 說明한다.

2. 熱交換器 設計過程의 分析

실제 熱交換器 設計過程에 착수하기 전에 최초 여러가지 入力變數를 결정하기 위하여 工程條件의 豫備分析이 반드시 이루어져야 한다. 이것은 계산을 손으로 하던지 혹은 컴퓨터로 하던지 간에 꼭 필요한 것이다. 그러나 매우 주의해야 할 것은 초기 단계에 생긴 오차는 쉽게 발견되지 않고 全 設計過程을 통해 계속된다는 점이다. 초기 分析이 단 하나이며 직선적인 과정을 알려주는 일은 매우 드물다. 그보다는 相反된 요구나 혹은 여러가지 방안이 있어서 많은 設計要素의 복잡한 상호작용 등을 평가하기 위한 몇 가지 계산이 필요하게 된다.

2. 1. 豫備評價

熱交換器의 예상되는 크기에 대한 매우 간단한 평가로부터 시작하는 것이 매우 유용하다. 우리가 이 단계에서 얻는 최소한의 利得은 우리가 일상적인 주의만을 요구하는 매우 간단한 경우와 작은 크기의 유니트 또는 상당한 노력을 들일만한 복잡한 工程과, 크고 값비싼 유니트중의 어느 것을 다루고 있는가를 인식하는 것이다. 또 해답을 얻기 위해 그후의 노력을 경주하기 위해서 초기 단계에서 그 경우에 대한 가장 중요한 制限을 확인하는 것이 또한 대단히 바람직하다. 유체의 配定(셀쪽 되는 튜브쪽)은 가끔 이 단계에서 決定되고 그래서 더 많은 노력이 요구되는 단계에서 다른 設計方案에 대한 조사가 필요없게 된다. 또 다른 그러한 制限事項

□ 資料

은 不潔(fouling)이 制限條件을 주는 경우 不潔이 최소가 되도록 설계하는 것이며, 때로는 어떤 다른 制限事項 보다 가장 우선되어야 한다.

2.2. 流體의 配定(셀쪽 혹은 튜우브쪽)

가장 重要한 決定 중의 하나는 어느 流體를 셀쪽 혹은 튜우브쪽에 배정하느냐 하는 것이다. 이 決定이 다른 많은 고려사항에 영향을 줄 수 있으므로 먼저 決定되어야 한다. 이 選擇에 영향을 주는 몇몇 因子들은 다음과 같다.

1) 流體의 壓力

다른 특별한 문제만 없다면 가장 經濟的인 設計를 하기 위하여 高壓流體를 튜우브쪽에 위치시킨다.

2) 腐蝕

耐腐蝕 材料들이 항상 비싸기 때문에 부식성 유체를 튜우브쪽에 넣는 것이 좋다.

3) 不潔(fouling)과 清掃

많은 경우에 不潔은 열전달 과정의 불가피한 결과이다. 이것이 熱交換器 設計에 대한 큰 영향을 준다. 여러가지 形態의 不潔에 대한 理解가 아직 초기단계에 지나지 않고 있지만 設計變數에 대한 경향은 알 수 있다. 流動速度가 빠르면 모든 형태의 不潔이 억제된다. 만약 不潔流體가 셀쪽에 흐른다면 배플설계는 停滯地域을 피하도록 잘 조화된 배플공간 절단비, 多斷片 배플, 혹은 no-tube-in-window 구조를 가져야 한다. 重合不潔은 특히 관벽의 온도에 민감하며, 어떤 臨界溫度 이상에서 급격히 증가한다.

높은 不潔傾向을 갖는 流體는 차라리 清掃하기 쉬운 튜우브쪽에 두는 것이 좋다. 그러나 만약 화학적 清掃方法이 사용될 수 있다면 튜우브쪽이나 셀쪽 모두 마찬가지다. 기계적 清掃方法에 있어서 수평방향의 끈은 튜우브가 좋다. 水力清掃(hydraulic cleaning)의 경우는 튜우브 피치가 큰 것이 사용되어야 하며 이것은 통상 셀의 크기를 증가시킨다. 셀쪽에 심각한 不潔이 예상된다면 핀이 붙은 튜우브는 조심해서 使用하여야 한다.

4) 流體의 粘性

一般的으로 高粘性 流體는 셀쪽에 두어야 한

다. 관묶음(tube bundle)을 교차하는 흐름에 의해 誘導되는 亂流은 열전달을 더욱 증가시킬 것이다. 그러나 만약 셀쪽에서 層流 流動을 한다면 튜우브쪽으로 바꾸는 것을 고려하여야 한다.

5) 壓力降下 活用

튜우브쪽과 셀쪽에서 壓力降下의 活用に 다른 기준이 영향을 준다. 만일 튜우브지름과 길이가 일정하다면 튜우브쪽의 速度는 오직 管路의 數에 의해서만 조정될 수 있다. 管路의 數를 하나에서 N까지 증가시키면 壓力降下는 대략 N^3 배로 증가하게 된다. 이것은 보통 큰 증가이며 튜우브쪽에서의 압력 강화 活用の 훌륭한 조화가 어렵고, 관의 길이와 지름의 변화를 요구하게 될 것이라는 점을 지적하고 있다. 셀쪽에서 설계자는 튜우브쪽보다 더 많은 변수, 즉 셀의 形態, 배플 간격, 배플 벽의 형태, 튜우브 배치, 튜우브 피치 등에 대해 作業하여야 한다. 여러가지 變數들의 가능한 조합은 많으며 설계자가 우수한 製品을 만들수 있는 중간 결과의 신중한 分析이 요구된다. 어느 流體를 튜우브쪽에 위치하느냐 혹은 셀쪽에 위치하느냐의 결정은 가끔 열전달에 대한 가장 효율적인 流動壓力降下의 活用に 기초를 두고 있다. 열전달을 발생하는 튜우브쪽의 유동이 일반적으로 더 효율적이다. 유체 剪斷은 본래 관벽 부근에서 일어나기 때문이다. 대부분의 壓力降下는 溫度差가 크지 않는 튜우브 사이의 渦流에서 발생하기 때문에 셀쪽의 流動은 一般的으로 덜 효율적이다. 그러나 다음과 같은 拘束條件들은 한 쪽이나 다른 쪽으로의 유체 配定을 통제할 수 있다.

(1) 만약 拘束條件이 열전달을 좌우하는 유체의 最高壓力降下가 낮아야 한다면, 보통 그 유체를 튜우브쪽에 놓는 것이 좋은 設計가 된다. 만약 셀쪽의 유동이 난류인 반면 튜우브쪽의 유동이 층류가 된다면 예외가 될 수 있다.

(2) 최고 壓力降下 제한이 높은 경우에는 튜우브쪽 유동이 일반적으로 더 좋다. 그러나 管路의 최대 실제 패스의 수와 최소 배플 간격과 같은 幾何學的 설계 制限이 결정적인 因子가 된다.

(3) 壓力降下가 뒤따르지 않는 制御流體의 최대 열전달이 拘束條件이라면 최적 設計도 일반적으로 그 유체를 섯쪽에 놓는 것이 될 것이며, 또다시 기하학적 制限과 튜우브의 振動 可能性을 고려하여야 할 것이다.

(4) 熱傳達 抵抗이 크지 않는 유체에 대한 최대 壓力降下가 拘束條件이라면 어떤 유체를 섯쪽에 놓아도 좋다. 이러한 경우는 조심스럽게 검토되어야 한다.

2.3. 溫度分布의 解析

溫度分布의 스케치를 만드는 것이 유용하다. 이것은 명백한 설계의 섯택을 암시하거나 문제점을 지적해 줄 수 있다. 중간 결과를 평가할 때 類似한 해석이 반복되어야 하므로 이 過程은 다음에 說明한다.

2.4. 設計要素의 選擇

열교환기 설계 과정은 가장 좋은 것이 섯택될 수 있도록 가능한 限 많은 組合의 流動 條件에 대한 評價로 구성된다. 이것은 엔지니어가 基本 設計要素의 예상되는 효과에 대한 지식을 事前에 갖고 있어야 한다는 것을 말한다. 이들 중 몇가지는 여러가지 출판물[6, 7, 8]에서 個別的으로 설명되었으나 각-관열교환기 性能에 대한 그들의 효과에 대해 體系的으로 취급한 것은 아직 없다. 크기 이외의 많은 幾何學的 變數의 數를 설명하기 위하여 고려되는 基本設計要素는 다음과 같다.

- (1) 設計形—TEMA[9] E, F, G, J- 및 X(순수 직교류)
- (2) 관 모양—핀의 사용유무, 관의 지름, 관의 길이.
- (3) 관의 배치각—30, 60, 45, 90°.
- (4) 관 피치율—관 외경의 1.25~1.50의 피치.
- (5) 관군의 형식—固定管板, 몇가지 浮游管 설계, U-관등.
- (6) 배플형식—分割배플, 二重 또는 多重分割 배플, 円板과 도너츠, no-tubes-in-window, 棒 型 배플등.

비록, 이 要素들은 모든 組合이 가능한 것은

아니지만 경제적이고 능률적인 最適值를 산출하기 위해 많은 變型에 대해 評價하는 것은 분명히 設計者에게 큰 노력이 요구된다.

2.5. 공학적 노력과 예상 正確度

設計의 초기 단계에서는 얼마나 많은 시간과 노력을 투입할 것인가를 결정하여야 한다. 이 결정은 세가지 費用要素에 基準하여야 한다.

(1) 공학적 노력의 費用

(2) 熱交換器 自體의 費用. 크고 비싼 열교환기는 간단하고 작은 것보다 더 많은 注意가 필요하다.

(3) 全 工程에 대한 經濟性의 效果. 다시 말하자면 만일 열교환기가 요구되는 性能 示方에서 벗어났을 때의 벌칙은 무엇인가 하는 것이다. 이 項目 자체로서 적절한 노력의 量을 결정할 수 있다. 결과의 예상 正確度도 역시 고려되어야 한다. 가장 빈번한 두개의 불확실한 項目은 유체의 性質과 不潔인 반면에 熱傳達係數와 壓力降下가 가장 잘 알려진 方法으로서도 얼마나 正確하게 예측될 수 있는가 하는 不當한 樂觀이 종종 있다. 이것을 보여주는 예로서 Bell과 Taborek[3]는 水冷式 有機物 흐름의 간단한 경우를 생각했다. 예상 계수값의 범위는 다음 표에서 보여지듯이 매우 현실적으로 취해졌다.

유 량	계 수 영 역 (W/m ² K)	
	열 전 달	불 결
튜우브쪽	5700±10%	5700±30%
섯쪽	1400±20%	5700±50%
개 곳 할 때	900—1300	900—1300
불 결 할 때	585—965	585—965

初心者들은 이러한 不確實性에 대해 자신을 잃고 어떻게 해야 할지 모르게 된다. 熟練된 設計者는 별로 어렵게 생각하지 않는다. 이 숙련된 설계자는 다행히도 오차들이 서로 상쇄하려는 경향을 가지고 있다는 것과, 그 工程技師가 이미 示方에 몇개의 충분한 安全係數를 포함시켰다는 것과, 열교환기 性能에 있어서 약간의 변동은 결코 주목되지 않을 것이라는 것을 알고 있다. 그럼에도 불구하고 책임있는 設計者는 抵
大韓機械學會誌/Vol. 20, No. 4, 1980/321

□ 資料

抗들의 상대적 크기를 평가하여 그것들을 조정 하는데 노력을 집중할 것이다. 예를들면 不潔抵抗이 전체의 80%를 차지할 때 蒸氣加熱再熱器의 設計를 위하여 복잡한 컴퓨터 프로그램을 사용하는 것은 별로 가치가 없다. 반면에 고르게 분배된 抵抗을 갖는 문제는 다양한 設計變數의 철저한 해석을 요한다. 손으로 계산한다는 것은 시간적으로 불가능하기 때문에 컴퓨터 프로그램이 가장 유용한 것은 바로 이 分野이다.

3. 制限境遇의 確認

특정 設計와 性能要素에 대한 상세한 分析은 다음 장에서 취급되지만 4가지의 특히 대표적인 설계 경우는 특별한 주목의 대상이 된다. 이러한 경우들에 대한 공통 특성은 그 설계에 영향을 주는 뚜렷한 制限事項이 있다는 것이다.

3.1. 熱傳達係數에 의해 制限되는 境遇

만일 裝置의 크기가 오직 소요열전달량에 의해서만 결정되고, 또 초과 설계 여유가 작다면 그 경우는 熱傳達係數에 의해 制限된다고 한다. 이것은 일반적으로 바람직한 해답이지만 허용 壓力降下를 충분히 활용하였는가 확인하여야 한다. 만일 壓力降下에 상당히 여유가 있다면 더 改良할 餘地가 있다는 것을 암시한다. 許容壓力降下가 非現實的으로 높이 규정되어 있는 경우도 있으며, 그 때에는 더 이상의 작업이 요구되지 않는다. 그러나 根本的으로 낮은 熱傳達係數를 가진 設計 즉 층류 유동이나 저압 기체와 같은 열전달계수의 制限을 역시 생각해야 할 것이다. 그것들은 設計要素의 變化가 최종설계를 실질적으로 改善할 수 있으므로 특별한 주의를 할 필요가 있다.

3.2. 壓力降下에 의해 制限되는 境遇

이 범주에 속하는 경우는 열교환기의 크기나 열전달 요구를 만족하기 위한 것보다는 許容 壓力降下를 만족하기 위해서만 커진다는 條件에 의해서 특징을 갖는다. 이는 필요치 않은 熱傳達表面이 할당되기 때문에 매우 바람직하지 못

한 경우이다. 設計要素를 적당히 조정하여 이 制限은 항상 修正될 수 있다. 가장 일반적이고 효과적인 것은 다음 項들을 포함한다.

- (1) 二重 부채꼴 배플이나 多重 부채꼴 배플.
- (2) 셸 形態를 TEMA J 또는 X로 바꾼다.
- (3) 管 길이를 짧게 한다.
- (4) 管 피치를 증가시킨다.
- (5) 管 排列方式을 바꾼다.

壓力降下에 의해 制限되는 경우는 대개 許容值 이상의 熱傳達超過設計(약 10%)에 의해 주로 발견될 수 있다. 그러나 壓力降下에 의해 制限되는 設計가 그렇게 쉽게 발견되지 않는 경우도 있을 것이다. 다양한 構造要素 및 直·並列로 있는 셸의 효과가 보통의 壓力降下 制限特性을 감추는 경향을 갖는다. 이것은 컴퓨터로 設計된 裝置의 最終結果만을 시험할 때에는 당연한 사실이다. 중간해답을 주의 깊게 分析하면 壓力降下 制限設計를 항상 발견하게 될 것이다. 그림 1은 열전달과 압력강하에 의해 制限되는 경우, 또는 ΔP 경우를 圖式的으로 보여준다. 열전달 Q 와 셸쪽, 튜우브쪽의 壓力降下를 열교환기 크기(이 경우 셸의 지름)의 함수로 표시하였다. 요구 열전달 Q_{req} 은 어떤 요구 열교환기 표면 A_1 에 해당하는 Q 곡선의 점과 이 경우의 理想 壓力降下 $(\Delta P_i)_i$ 와 $(\Delta P_s)_i$ 가 되는 ΔP 곡선에서 교차한다. 그러나 $(\Delta P_s)_{max}$ 는 더 큰 넓이인 A_2 에서 JP_{shell} 곡선과 교차한다. 그래서 이 경우를 “셸쪽 壓力降下에 의해 制限되는 境遇”라고 한다. 반대로 $(\Delta P_i)_{max}$ 는 훨씬 더 작은 면적인 A_3 에서 JP_{tube} 곡선과 교차한다. 이 경우 A_3 는 열전달 제한특성을 나타낸다. 열교환기는 가장 제한되는 條件 즉 $(\Delta P_s)_{max}$ 에 따라 設計되어야 한다. 그러

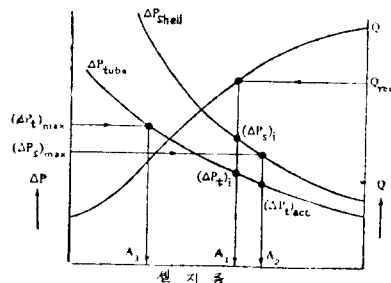


그림 1. 열전달 및 압력강하에 의해 제한되는 경우

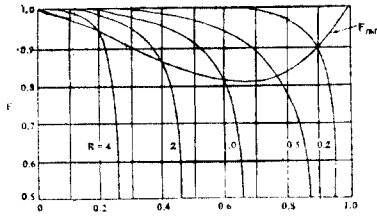


그림 2. MTD F-계수방법

므로 튜우브쪽 壓力降下는 $(\Delta P_t)_{act}$ 가 되며, 이 값은 $(\Delta P_t)_{max}$ 값의 약 반밖에 되지 않는다. 즉 튜우브쪽 壓力降下는 잘 活用되지 않게 된다. 더 작은 지름의 管이나 더 긴 管의 길이, 더 많은 관 패스, 또는 이들의 조합을 사용하는 튜우브쪽의 기하학적 變化가 요구된다. 이것은 ΔP_{tube} 곡선을 오른쪽으로 이동시켜서 $(\Delta P_t)_{max}$ 을 더 잘 活用하게 된다.

3.3. 溫度差에 의하여 制限되는 경우

이러한 범주 안에 속하는 경우는 열전달을 일으키는 有效 溫度差와 관련된 심각한 문제로부터 생긴다. 有效 平均溫度差는 여러가지 유동의 모든 非理想性을 고려할 수 있도록 代數平均溫度差에 수정을 할 수 있어야 한다. 다음은 몇가지 고려사항이다.

(1) 적당한 셀 流動形式에 대한 多管路(mu-ti-tube-pass) 修正係數 F 는 그것이 漸近的인 F 계수 영역에 위치하지 않도록 항상 검토하여야 한다. 흔히 사용되는 $F > 0.8$ 이라는 기준은 그림 2에서 보는 것과 같이 크게 잘못될 수도 있다.

(2) 溫度分布가 중복되는 것을 피하기 위한 이유만으로 直列로 된 장치를 사용할 때에는 항상 向流熱交換器를 고려하여야 한다.

(3) 단일 패스를 가진 TEMA E 셀은 일반적으로 순수 向流熱交換器로 작동됨을 고려하여야 한다. 그러나 만일 약간의 배플이 사용된다면 열교환기는 非混合 直交流 熱交換器가 直列로 배치된 것과 같이 작동된다.[10] 이것은 순수 向流와 비교하면 有效 溫度差가 크게 감소된다.

(4) TEMA F와 G 셀[11]에 대해서 길이 방향 배플의 모서리 주위로 유체가 바이패스하고

또 열이 傳導되어 有效 온도차를 감소시킬 수 있다. 배플과 셀사이 또는 管群과 셀사이로 바이패스되어 충분히 혼합되지 않고 또 열전달 표면에 효과적으로 노출되지 않는 것이 더 위험하다.[10, 12] 그림 3에서 흐름 1은 각-관열교환기에서 直交流 流動과 같이 완전히 효과적인 열전달을 갖는다. 흐름 2는 管路를 바이패스하는 흐름과 같이 부분적으로 有效하며, 흐름 3은 완전히 非效果的인 출구에서의 혼합온도는 실제로 존재하는 것보다 훨씬 큰 濕度差를 나타낸다. 만일 근소한 濕度差가 일어난다면 流體가 바이패스하는 것과 같은 理想的인 것에서 벗어나는 것이 溫度分布를 심하게 變形시켜서 열교환기가 작동할 수 없게 할 수도 있다.

(5) 沸騰이나 凝縮에 있어서 혼합물에 대해서도 局部 溫度差는 단계적인 계산에 의해 결정되어야 한다.

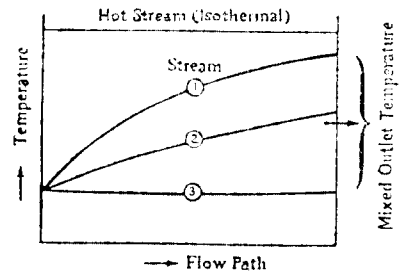


그림 3. 바이패스가 평균온도차에 주는 효과

3.4. 不潔抵抗에 의해 制限되는 경우

높은 열전달계수로서 작동되는 몇가지의 설계 경우에는 때때로 비교적 큰 不潔抵抗이 생겨서 이 불결저항에 의해 設計가 制限된다. 그 경우 設計者는 다음 2가지 項目에 주의를 경주하여야 한다.

(1) 불결경향을 억제할 수 있는 設計方案.

예를들면 높은 유동속도, 停滯地域을 회피하기 위한 적절한 배플의 設計, 重合에 의해 물때가 생길 때는 특히 튜우브 온도를 낮춘다.

(2) 청소를 용이하게 할 수 있는 設計方案.

비현실적으로 높은 不潔抵抗을 일종의 安全係數로서 지정하는 것도 가끔 있다. 안전도의 크기는 열전달계수의 크기와 상대적이기 때문에

□ 資 料

이것은 위험한 慣例이다. 또한 만약 큰 不潔抵抗이 규정된다면 이러한 것들은 보통 어떤 不潔層의 두께와 관련된 것이며 이 불결층의 두께는 유체의 유동면적을 감소시킬 것이다. 이것은 다시 壓力降下를 상당히 증가시킬 수 있다. 이러한 경우는 열교환기가 깨끗한 경우와 불결한 條件下에서 조사되어야 한다.

4. 中間結果와 最終結果의 分析

設計 結果分析에 수반되는 단계는 그들이 직접 손에 의한 계산이거나 컴퓨터 프로그램에 의한 것이냐에 관계없이 매우 비슷하다. 어느 경우이건 設計 過程은 最終結果를 얻을 때까지 점점 향상되는 일련의 定格으로 나누어진다. 분석 절차에 대한 설명을 위하여 다음과 같은 특성을 가진 컴퓨터 프로그램이 가용하다고 가정한다.

(1) 문제를 상세하게 설명할 수 있도록 工程치수 및 物性值 데이터를 규정할 수 있는 포괄적인 入力(input).

(2) 소요 열전달을 발생하고 가용 壓力降下를 이용하여 최소크기와 최소數가 되도록 열교환기 셸을 直列과 並列로 연결하는 設計 論理(Design logic). 즉 모든 入力 制限과 無條件의인 示方을 지켜야 한다. 따라서 컴퓨터 계산 결과는 주어진 입력의 제한 내에서만 “최선의 해답”이다. 예를들면, 프로그램은 다른 形式의 배열이라든지 혹은 중요한 다른 方案을 자동적으로 검토하지는 못한다. 이런 것은 工學的인 판단영역으로 고려되며 따라서 工學分析이 필요하다.

(3) 中間 및 最終結果가 충분히 상세하게 제공되어 設計者가 그것을 검토할 수 있어야 한다. 中間結果 기록은 설계자가 프로그램이 “다음 定格”을 선택한 論理的 段階를 따라갈 수 있도록 하기 위한 설계논리 모니터(Design logic monitor)이다.

4.1. 設計論理 모니터 기록의 分析

最終設計에 도달하게 되는 프로그램논리의 단계를 설계자가 쫓을 수 있도록 하는 것이 매우 중요하다. 設計論理 모니터는 컴퓨터의 결과를

단순히 非人間的인 “검은 상자”속에서 나온 것이 아니고 설계자의 工學的 判斷이 動員된 것이어야 한다. 사실 定格의 순서는 원리적으로는 순으로 계산할 때의 단계와 동일하다. 設計論理 모니터의 기록을 分析하는 데에는 다음 순서를 따른다.

제 1 단계 : 並列로 되는 셸의 수를 결정한다.

프로그램은 最大 許容크기의 셸을 가정하고 배열 간격을 최대로 하며 튜브 패스는 최소로 하고, 또 壓力降下를 검토한다. 만약 셀쪽 또는 튜브쪽의 壓力降下가 어느 것이건 허용값보다 크게 되면 셸이 並列로 하나 더 추가된다. 압력강하의 차이가 매우 적으면서도 프로그램 論理의 硬直性 때문에 許容되지 않을 수도 있어 設計者는 이 결정을 매우 조심스럽게 검토하여야 한다. 반면에 더 좋은 설계를 얻기 위하여 이 壓力降下의 要求는 工學的 判斷에 의하여 緩和될 수도 있다.

제 2 단계 : 直列로 되는 셸의 數를 결정한다.

만약 순수한 向流가 사용된다면 最大許容 셸 크기가 요구되는 열전달을 만족시킬 수 없을 때에만 셸이 直列로 추가된다. 또 TEMA E 셸과 같은 多管 패스장치가 사용되면 MTD F-係數修正이 규정된 최소치보다 크게 될 때까지 셸이 直列로 추가된다. F-계수의 요구를 만족하기 위하여 셸을 직렬로 추가하는 것은 항상 순수한 向流設計와 비교하여야 한다. 性能에 약간의 희생이 있을지 모르나 여러개의 셸을 사용하기 보다는 하나의 셸을 使用하는 것이 경제적으로 유리하다. 이때 불결특성이 결정적인 고려사항이 아닌가 평가되어야 한다.

제 3 단계 : 壓力降下 要求를 만족하는 가장 작은 셸을 결정한다.

제 1 단계와 제 2 단계가 끝나면 프로그램은 최대 배열 간격과 튜브 패스의 최소수를 유지하면서 最大壓力降下가 될 때까지 셸의 크기를 감소시키게 된다. 위에서 언급한 理由 즉, 컴퓨터 논리로서는 허용되지 않는 작은 압력강하가 技術者에게는 許容될 수도 있기 때문에 設計者는 이 단계로 이르는 각각의 試案을 주의하여 검토하여야 한다.

제 4 단계 : 熱傳達을 最大로 한다.

다음 프로그램은 제 3 단계의 최종 유니트의 열전달을 검토하게 된다. 만약 열전달요구가 만족되면, 그것은 壓力降下에 의해 制限되는 設計가 된다. 그 경우 유니트의 치수를 조심하여 검토하고 위에서 설명한 修正作業을 한다. 대개의 경우에는 熱傳達要求가 만족되지 않게 되어 프로그램은 섯쪽과 튜브쪽 양쪽의 許容壓力降下活用을 最大로 하게 된다. 壓力降下와 熱傳達要求를 모두 만족시키는 가장 작은 셸이 選定될 때까지 셸 크기가 점점 증가된다. 마지막으로 컴퓨터는 그 유니트를 최선의 設計라고 判斷하고 細部示方을 기록하게 된다.

그러나 설계자는 이 最終選擇에 이르는 단계를 매우 조심스럽게 쫓아서 가능한 限界條件을 찾아야 한다. 設計者는 示方보다 약간 작게 된 유니트를 許容하기로 결정할 수도 있다. 이것은 열전달이 튜브쪽에서 좌우되고 또 설계는 튜브쪽의 壓力降下에 의해 制限될 때 특히 민감한 경우가 될 수 있다. 許容壓力降下를 약간만 증가시켜도 튜브 패스 數가 증가될 수 있고 熱傳達係數가 상당히 증가하게 되어 結果적으로 더 작은 유니트가 될 수 있다. 이때 튜브 길이를 變化시키는 것도 고려되어야 한다.

4.2. 最終結果 記錄의 分析

中間結果가 위의 分析에 合格하였다면 最終結果의 記錄도 매우 조심스럽게 검토하여야 한다. 最終結果의 記錄은 치수, 熱傳達性能, 壓力降下, 流動分布, 기타 細部分析에 필요한 결과를 상세하게 제공한다.

설계자는 일반적으로 인정되는 慣例와 비교하여 그 결과가 합당하며 또 만족할만한 것인가를 확인하여야 한다. 만약 입력 데이터나 기타 다른 원인에 의해 探知되지 않는 커다란 矛盾이 있다면 이 검토에서 발견된다. 또 설계자는 더 좋은 해답이 되는 設計要素의 조합이 있는가 생각해 본다. 最終結果의 이 分析을 보조하기 위해 다음과 같은 단계가 고려될 수 있다.

제 1 단계 : 全體 設計 치수

그림 4에서 보는 것과 같이 주요 설계 치수를

대략 그려보면 아래와 같다. 이렇게 해서 전체 배치의 기본적인 合理性을 확인하거나 또는 주목해야 할 부분을 찾아낸다.

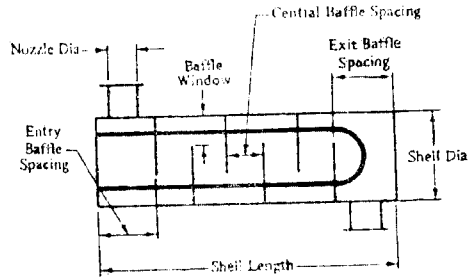


그림 4. 열교환기 설계 치수

제 2 단계 : 熱抵抗

섯쪽, 튜브쪽 및 볼때의 熱抵抗 分布를 검토한다. 이것은 전체 저항에 대한 비율로 나타내어 어느 抵抗이 지배적인가를 설계자가 볼 수 있게 한 것이다. 만약 어느 한 저항이 예외적으로 크면 그 理由를 分析하고 다른 가능한 方案에 대하여 조사한다. 유체 配當을 바꾸는 가능성도 이때 고려해 본다.

제 3 단계 : 超過 設計因子

셸크기를 단계적으로 증가시키기 때문에 만족스러운 設計는 항상 열전달용량에 여유를 갖게 된다. 이것이 超過設計이며, 定格을 설명할 때 언급된 편차저항(differential resistance)과 같은 것이다. 보통 초과설계는 약 10% 이하이어야 한다. 그러나 여러가지 不確實性 때문에 더 큰 安全係數가 바람직 할 수도 있다. 정상적으로 큰 초과설계는 그 設計가 壓力抵抗에 의해 制限된다는 것을 나타내고 그에 따른 작업이 지적된다.

제 4 단계 : 壓力降下 活用과 分布

許容壓力降下가 얼마나 잘 活用되었는가 검토한다. 만약 활용되지 않은 압력강하가 상당히 크면 그 경우는 熱傳達係數에 의해 制限된 경우일 수 있으며 나쁜 設計일 可能性도 있다. 셸形態, 배플型式, 튜브 길이 및 기타 設計要素를 變形시키는 것을 고려하여야 한다. 반대로 만약 壓力降下가 완전히 活用되었다면 그 경우는 壓力降下에 의해 制限된 것이며 개선 가능성이 있다.

□ 資料

다음에 압력강하의 分布를 검토한다. 열전달 효과가 낮거나 없는 流動路 內에서 可用壓力降下의 너무 많은 부분이 活用되지 않는가 하는 것이 주요 관심사이다. 일반적으로 노즐과 no-tubes-in-window bundles의 baffle window가 壓力降下活用の 나쁜 보기가 된다.

제 5 단계 : 流速

물때를 억제하기 위해 유동속도를 충분히 크게 유지한다. 流動速度가 너무 크면 浸蝕作用이 생길 수 있다. 이 兩極端의 效果에 대해 유동속도를 검토한다. 만약 設計論理가 최대 규정 壓力降下에 연결되어 있다면 設計는 노즐, 입구부분, 배플윈도우 內에서 局部的으로 속도가 너무 높아질 수 있다. 이렇게 높은 속도는 튜우브의 진동을 일으킬 가능성이 있으므로 피하여야 한다. 가속 및 감속 손실을 가져오는 速度의 급격한 變動은 바람직하지 않다. 배플 모양은 直交流 및 윈도우흐름 속에서 과도한 차이가 생기지 않도록 設計하여야 한다.

제 6 단계 : 셸쪽 流動分布

이 자료는 어떤 形態이던 유동해석을 사용한 컴퓨터 프로그램에서만 얻을 수 있으며, 셸쪽 設計의 品質을 알고 또 가능한 修正作業을 지적하는데 필수적이다. 셸쪽의 전체 유동은 다음과 같이 분할된다. [13]

B유동 : 管群을 지나는 교차류.

C유동 : 管群과 셸사이의 바이패스 유동.

A유동 : 튜우브와 배플사이의 구멍을 통한 유동.

E유동 : 배플과 셸사이의 누설 유동.

F유동 : 튜우브페이스 분할판사이의 바이패스 유동.

이 유동의 값은 다음과 같이 分析된다.

(1) B유동은 이상적으로 약 80%가 되어야 하며 적어도 60%는 난류, 40%는 층류이어야 한다. 배플간격이 너무 좁으면 A, C, 및 E유동을 증가시키며, 실제로 열전달을 감소시킨다. 만약 위에서 말한 것보다 B유동이 낮으면 틈새값과 배플치수가 검토되어야 한다.

(2) C 및 F 유동은 일반적으로 10%를 초과하지 않아야 한다. 漏泄防止 裝置를 사용하여

이 값을 합리적인 값으로 만들 수 있다. C유동이 너무 크면 특히 배플윈도우 內에서 혼합이 되지 않는 X形 셸(순수 직교류)에 溫度分布가 나빠지는 원인이 될 수 있다.

(3) 더 큰 TEMA 틈새가 적용되는 좁은 배플간격에서는 A유동이 커질 수 있다. 그러나 A유동은 열적으로 꽤 효과적이다. 그것은 二重 부채꼴 배플에서 감소될 것이다. 만약 충분한 두께를 갖는 不潔層이 생긴 것 같아서 튜우브와 배플 사이의 틈을 막는다면 그 設計는 그러한 條件에 대하여 재검토되어야 한다. 셸쪽의 壓力降下는 언제나 증가할 것이다.

(4) E유동은 熱傳達表面을 접촉하지 않기 때문에 열전달도 非效果의 일뿐 아니라 다른 유동과 잘 혼합되지 않아 溫度分布를 變形시키는 요인이 될 수 있다. 불행하게도 배플과 셸사이의 틈은 製造의 制限性 때문에 필요하게 되므로 설계자가 어떻게 할 수 없다. 만약 E유동이 상당한 量(15% 이상)에 도달하면 設計效果는 나빠지며 二重 부채꼴 배플 또는 기타 修正을 해보아야 한다.

제 7 단계 : 배플 設計 分析

배플 設計에서보다 열교환기 치수의 變動 可能性이 큰 것은 없다. 배플의 모양에는 부채꼴, 二重 부채꼴, 多重 부채꼴, 등이 있으며 최근에는 지지판을 가진 no-tubes-in-baffle-window가 튜우브의 진동을 피할 수 있어서 많이 사용된다. 입구 및 출구 배플간격은 노즐 때문에 중앙 배플간격보다 큰 것이 보통이다. 그러나 특수 環形 입구 및 출구 분배기가 사용되어 유동속도를 잘 제어하고 배플 시스템 內路의 유동분포를 균일하게 만든다.

배플 設計에서 가장 중요한 것은 배플간격과 배플절단 및 배플간격과 셸지름의 비율이다. 기타 고려사항은

(1) 유동속도가 直交流 및 윈도우 유동 사이에 너무 큰 변화가 없어야 한다.

(2) 배플윈도우 절단은 20~35% 사이에 있는 것이 가장 성능이 좋다. 배플절단이 너무 크면, 특히 배플간격이 넓은 때는 停滯地域을 갖는 매우 효과가 나쁜 유동이 생기며, 또 물때가 생길

가능성도 증가한다.

(3) 배플간격은 셀지름의 약 20%에서 셀지름까지 그 중간에 오게 하는 것이 좋은 設計慣例이다. 또 TEMA 표준에서는 지지되지 않는 길이를 약 1500mm로 制限하고 있다. 만약 이 制限이 다른 要求 특히 ΔP_{max} 또는 튜우브 진동을 만족시키지 않으면 다른 設計 모양 즉 no-tubes-in-window 또는 순수 直交流(TEMA X형셀)을 시도해 보아야 한다.

(4) 만약 壓力降下를 감소시키기 위하여 二重부채꼴 배플이 사용되면 배플간격이 너무 작지 않아야 한다. 그렇지 않으면 流動形態가 非效果的으로 된다.

그림 5에서 약간의 전형적인 배플의 유동형태를 볼 수 있다. 어떤 경우에는 배플의 設計가 몇가지 서로 모순되는 要求의 타협으로 이루어진다. 예를들면 셀지름이 약 2500mm로 증가하면 배플간격은 지정된 최소치와 최대치의 차이가 작아져서 거의 없게 된다. 이상의 요인과 기타 制限 때문에 최적 배플 設計는 어렵게 되고 설계자가 셀 形式의 변경(TEMA J 및 X형)과 no-tubes-in-window의 管群, 튜우브 길이의 變形 등을 포함하는 모든 가능한 變形을 시도하게 만든다.

제 8 단계 : 有效 溫度差

代數平均 溫度差異를 修正하는데 사용되는 修正係數를 검토하여야 한다.



a. 배플절단이 작고 배플간격이 클 때 b. 배플절단 및 간격이 중간일 때 c. 배플절단이 크고 배플간격이 작을 때

그림 5. 배플모양에 의한 유동 형태

제 9 단계 : 熱傳達 係數

열전달계수 값의 기본적인 검토는 평가의 초기 단계에서 수행되었다고 가정하였다. 이 검토는 熱傳達係數의 값이 주어진 열전달에 대해 기대되는 限界 內에 들어 있는가를 확인하기 위한 것이었다. 추가 검토로서 高溫 및 低溫의 양단 사이에서 열전달계수의 變動을 확인한다. 열전

달계수의 큰 變化는 흔히 점성의 변화와 종류에서 난류로의 遷移등에 의해 발생되며 “平均係數”를 사용하는 것 대신 단계적인 평가가 필요함을 나타낸다.

제 10 단계 : 튜우브 진동 해석

컴퓨터 프로그램이 몇가지 알려진 方法으로 진동 가능성을 해석하는데에 필요한 모든 事項을 제공받아야 한다. 셀 입구, 출구, 및 중앙부를 별도로 취급하여야 한다. 有效局部 유동속도는 제 6 단계에서 설명한 유동 비율 계산에 基準하여야 한다. 여러가지 튜우브 진동 예측 방법은 임계 해석과 조치 사항이 참고문헌[14]에 포함되어 있다.

5. 熱交換器 設計技術의 발전 전망

결론적으로 열교환기 設計 技術의 장차 가능한 진보에 대해 직관적인 견해를 밝혀 본다. 현재 많은 수의 열교환기가 컴퓨터 프로그램에 의하여 설계되고 있다. 잘 조직된 컴퓨터 프로그램의 원리는 오늘날 잘 알려져 있기는 하지만 아직도 영성한 평가 방법을 포함하는 “검은 상자”에 지나지 않는 것이 컴퓨터라는 미명아래 나돌고 있다. 이런 점은 차차 사라지게 되고 보다 복잡한 프로그램으로 대체될 것이다. 장래의 경향을 다음과 같이 전망할 수 있다.

(1) 계산 방법은 보다 복잡해질 것이다. 특히 2相流 過程에서 더욱 그렇다. 평균 조건에 기준했던 방법대신 단계적 계산 방법이 사용될 것이다. 그러나 그러한 발전의 상당 부분이 독점되어 公開되지 않을 것이다.

(2) 物理的 性質과 열역학적 성질의 공급이 완전히 自動化될 것이다.

(3) 프로그램 論理는 현재 보편적으로 사용되고 있는 熱流體의 定格을 포함할 뿐 아니라 대개의 기계설계의 細部 事項 역시 포함시키는 단계에 도달하게 될 것이다.

(4) 컴퓨터에 의한 열교환기 설계제도가 보편화 될 것이다.

(5) 앞 절에서 예를 들었던 것과 같은 “工學的 判斷”에 의한 결정이 더 많이 프로그램 논리

□ 資 料

에 포함될 것이다. 결과는 추가적인 검토없이 채택하여도 좋은 設計 慣例가 될 것이다.

위의 많은 項目이 반드시 발전을 의미하지는 않는다. 경험있는 설계자가 부족하게 되어 점점 컴퓨터 결과에 의존하는 것은 보다 보편적이 될 것이다. 우리가 취급하고 있는 크기의 컴퓨터 프로그램을 완전히 점검할 수 없다는 것을 누구나 다 알고 있는 만큼 이것은 무서운 일이 아닐 수 없다. 일반적인 錯誤 또는 基本原理에 관련된 誤差까지도 탐지되지 않을 것이다. 이것을 처리하려면 컴퓨터 論理에 의한 最適化에 더욱 중점을 두게 되고 따라서 문제를 더욱 복잡하게 만들 것이다. 이러한 악순환을 막으려면 결국 Kern의 저서 "Process Heat Transfer"[1]를 꺼내서 다시 공학도에게 어떻게 열교환기를 설계하는가를 가르치기 시작하게 될 것이다.

참 고 문 헌

1. Kern, "Process Heat Transfer", McGraw-Hill, New York. 1950.
2. Sherwood, T.K., "A Review of The Development of Mass Transfer Theory", Chem. Eng. Educ., 1974.
3. Bell, K.J. and Taborek, J., "Philosophy of Heat Transfer Equipment Design and Optimization", Oklahoma State Univ. Lecture, 1972.
4. Taborek, J. et al., "Fouling-The Major Unresolved Problem in Heat Transfer", Part I and II, CEP, Vol. 68, nos. 2 and 7, pp. 59 and 69, 1972.
5. Suitor, J.W. et al., "The History and Status of Research in Fouling of Heat Exchanges in Cooling Water Service", Can. J. Chem. Eng., Vol. 55, p. 374, August 1977.
6. Rubin, F.L., "How to Specify Heat Exchanger", Chem. Eng., Vol. 75, p. 130, 1968.
7. Mueller, A.C., "Thermal Design of Heat Exchangers", Purdue Univ. Bull., Vol. 38, No. 5, 1954.
8. Lord, R.C. et al., "Design of Heat Exchangers", Chem. Eng., Vol. 96, p. 118, 1970.
9. "Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association(TEMA), 6th ed., New York, 1978.
10. Gadner, K. and Taborek, J., "Mean Temperature Difference—A Reappraisal", AIChE J., Vol. 23, No. 6, p. 777, 1977.
11. Rozenman, T. and Taborek, J., "The Effect of Leakage through the Longitudinal Baffle and the Performance of Two-Pass Shell Exchangers", AIChE Symp. Ser. 118, Vol. 68, p. 12, 1972.
12. Palen, J.W. and Taborek, J., "Solution of Shell Side Flow Pressure Drop and Heat Transfer by Stream Analysis Method", CEP Symp. Ser., Vol. 65, No. 92, p. 53, 1969.
13. Tinker, T., "Shell side Characteristics of Shell and Tube Heat Exchangers", Parts I, II and III, Proc. General Discussion Heat Transfer, Inst. of Mech. Eng., London, 1951.
14. Chenoweth, J.M., "Flow-Induced Tube Vibrations in Shell-and-Tube Heat Exchanges", Energy Research and Development Administration Rept. SAN/1273-1, UC-93, February 1977.
15. Chenoweth, J.M. and Kistler, R.M., "Computer Program as a Tool for Heat Exchanges Rating and Design", ASME paper 76-WA/HT-4, 1976.

◎ 이것은 1977년 8월 제17차 미국 열전달학회에서 Jerry Taborek씨가 연설한 것을 간추린 것이다. (번역 황 치복)