

식품 발효 공장의 열교환 설비의 열적 및 기계적 설계

채희정 · 인만진 · 김진현* · 최석순** · 이승주***

대상(주) 중앙연구소, * (주)삼양제넥스 연구소

용인송담대학 제지공업과, *동국대학교 식품공학과

Thermal and Mechanical Design of Heat Exchange Equipment in Food and Fermentation Plants

Hee Jeong Chae, Man-Jin In, Jin-Hyun Kim*, Suk Soon Choi** and Seung Ju Lee***

R&D Center, Daesang Corp., *Research Institute, Samyang Genex

**Department of Paper Technology, Yongin Songdam College

***Department of Food Science and Technology, Dongguk University

Abstract

An example of design of heat exchange equipment in shell and tube type was introduced as one of applications in food and fermentation industry. The design was performed in terms of thermal and mechanical aspects. The thermal design was to find approximate size of the exchanger unit by iterative calculations of equations relevant to heat transfer. First, a reasonable value of overall heat transfer coefficient was assumed. Second, another estimate of the overall heat transfer coefficient was computed and such steps were repeated until the first estimate agreed with the last estimate. Finally, tube number of heat exchanger was decided where there was a good agreement and pressure drop did not exceed a tolerable value. In mechanical design, diameter, length, thickness of tube and its layout, and pass number were decided on the basis of standard method.

Key words: heat exchange equipment, thermal and mechanical design

서 론

두 종류의 유체 흐름 사이의 열교환은 식품 및 발효 공정을 포함하는 대부분의 생산공정에 있어서 필수적인 요소이다. 열교환 방식은 직접 방식과 간접 방식이 있다. 직접 방식의 예로는 고열의 가스로부터 식품으로 열이 직접적으로 전달되는 건조공정을 들 수 있으며, 간접 방식으로는 발효 장치의 온도 조절용 냉각코일의 경우처럼 반응장치 내의 유체와 냉각코일 내의 유체가 직접 접촉하지 않고 tube에 의해 분리된 상태에서 일어나는 열교환 방식을 들 수 있다(이승무, 1992).

산업현장의 응축기, 증발기 등을 포함하는 대부분의 열교환기는 간접 방식의 shell and tube unit의 형태로서 그 설계는 기본적으로 동일한 원리에 의해 이루어진다(화학공학편람편찬위원회, 1995). 열교환기의 설계는 열적 및 기계적 차원에서 이루어지는데, 열적

설계에서는 두 유체 간 열전달식과 에너지 수지식에 의해 열교환 면적과 pass당 tube의 개수가 정해지며, 이 때 tube의 크기 및 배치, pass수의 결정은 기계적 설계의 부분으로 열교환기 내 배치의 용이, 부식, 압력, 온도차 보정계수(F) 등에 의하여 결정된다. 이와 같은 설계작업은 산업계에는 일반적으로 행하여 지는 기술인데, 이에 반하여 학계 및 연구소에서는 이론적인 접근만이 이루어지고 있는 실정이다.

따라서 본 고에서는 가장 널리 사용되는 열교환기의 형태인 shell and tube unit 설계의 예를 다루어 실제 산업계에서 적용될 수 있는 실용 기술을 소개하였다. 즉, 관련된 열전달 이론 및 열적 및 기계적 설계 방법에 의해 실제 알코올 응축용 열교환기를 설계한 적용 예에 대하여 다루었다.

이론 및 방법

열교환기의 설계에 관련된 열전달 및 압력손실의 대표적인 이론식과 일반적인 열적 설계 및 기계적 설

Corresponding author: Hee Jeong Chae, R&D Center, Daesang Corp., 125-8 Pyokyo-ri, Majang-myun, Icheon, Kyoungki-do 467-810, Korea

계 방법은 다음과 같다.

열전달 및 압력손실의 이론식

전열벽을 통하여 고온 유체와 저온 유체가 열교환 하는 경우 열 이동의 관계식은 다음과 같다.

$$Q = U_D A \Delta T_m \quad (1)$$

여기서 Q : 단위 시간당 열전달량 [W]

U_D : 총괄 열전달계수(overall coefficient)의 설계치 [W/m² K]

A : 열전달에 필요한 전열 면적 [m²]

ΔT_m: 대수평균 온도차(logarithmic mean temperature difference: LMTD) [K]

단위 시간당 열전달량(Q)은 유체의 출구와 입구의 온도차에 의한 감열(sensible heat)이며, 대수평균 온도차(ΔT_m)는 대치되는 두 유체 사이의 온도차로부터 계산되는데 이는 입구, 출구조건에 따라 다르게 계산되는데 향류흐름(counter flow)일 경우 다음과 같이 계산된다.

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (2)$$

여기서 T₁: 고온 유체 입구 온도

T₂: 고온 유체 출구 온도

t₁: 저온 유체 입구 온도

t₂: 저온 유체 출구 온도

이때 완전 향류흐름을 가정하고 계산한 평균 온도차는 보정계수(F)를 곱하여 사용하는 것이 좋다. 보정계수(F)는 문헌(Kern, 1950)에서 수학적으로 구할 수 있는데 F값이 0.75보다 작을 경우 열효율이 매우 낮은 것이므로 다른 형태의 열교환기를 고려하여야 한다. 본 연구에서 대상으로 한 응축기의 경우, T = T₁이므로 보정계수(F)를 필요로 하지 않았다.

총괄 열전달계수(U_D)는 필름계수(inner and outer film coefficients, h_i, h_o) 및 오염저항(scale resistance, R_d)에 의해 다음과 같이 계산된다.

$$U_D = U_i / (R_d U_i + 1) \quad (3)$$

여기서 U_i = h_i h_o / (h_i + h_o)

오염저항은 열전달계수의 역수[m² K/W]로 표시되며, 스케링(염의 결정화하여 생성된 것), 미립자 침전물, 부식오염, 생물오염, 동결오염 등에 의해 결정된

다. 오염저항의 크기는 열교환기의 크기 및 열전달 성능에 영향을 주고, 열교환기 자체의 제작비용은 물론 청소 주기, 유지보수상의 용이성 등에도 영향을 준다. 필름계수는 실험식인 식 (4,5)을 통하여 계산한다 (Backhurst and Harker, 1973).

$$h_i = h_i (d_i / d_o) \quad [W/m^2 K] \quad (4)$$

여기서 h_i: 1063(1+0.00293t₁)u^{0.8}/d_i^{0.2} [W/m² K]

t₁: (t₁+t₂)/2

u: 유속 [m/s]

d_i: tube 내경[m]

d_o: tube 외경[m]

$$h_o = 4.09[k^3 \rho^2 g \lambda / j d_o \mu \Delta T_f]^{0.25} \quad [W/m^2 K] \quad (5)$$

여기서 k : 열전도도 [W/mK]

ρ : 밀도 [kg/m³]

μ : 점도 [Ns/m²]

g : 중력 가속도=9.8067 [m/s²]

λ : 응축 용매의 잠열 [J/kg]

j : √n, n: tube 수

ΔT_f: ΔT_m(1-(1/h_o+R_d))/U_D

열전달 속도 및 필름계수는 유체의 속도에 의존하는데, 유속이 높을수록 압력손실은 커진다. 실제적인 관점에서 최대허용 압력손실 이하의 값에서 조업 가능하도록 설계해야 한다. Shell과 tube의 압력손실은 Kern (1950)이 제안한 식 (6, 7)에 의해 계산된다.

(1) Shell side

$$\Delta P_s = (f G_s^2 D_s L) / (2 \times 10^6 D_s \phi_s B) \quad [kN/m^2] \quad (6)$$

여기서 f : friction factor [-], f=1.87 Re^{-0.2} when Re>500

G_s: shell내의 유체 질량 유속 [kg/m² s]

D_s: shell의 내경 [m]

L : tube 길이 [m]

D_e: shell의 equivalent diameter [m]

S : 유체의 비중 [-]

φ_s: (μ/μ_s)^{0.14} [-]

B : baffle spacing [m]

(2) Tube side

$$\Delta P_t = (f G_t^2 L n) / (2 \times 10^6 D_s \phi) + 2.26 n u^2 \quad [kN/m^2] \quad (7)$$

여기서 f : friction factor [-], f=0.72 Re^{-0.15} when Re>1000

- G_1 : tube내 유체 질량 유속 (m/a) [kg/m² s]
- m : 유체의 질량 유속 [kg/s]
- a : Na/n [m²]
- N : tube의 총 수 [-]
- n : tube 측 pass수 [-]
- a' : cross area of flow/tube [m²]
- D : tube 외경 [m]
- u : 유속 [m/s]
- s : 유체의 비중 [-]
- ϕ : $(\mu/\mu_0)^{0.14}$ [-]

열교환기의 열적 설계

열교환기의 열적 설계는 다음의 순서로 실시한다 (Fig. 1).

(1) 운전 조건의 설정: 유체의 물질 성분, 유량, 출입구 온도, 압력, 허용 압력손실, 오염저항 등의 운전 조건 및 물성치를 수집한다. 이를 토대로 ΔT_m , 유체의 부피유속(v), pass당 단면적($A_p=v/u$), tube당 단면적($A_t=\pi d_o^2/4$), pass당 tube의 수(#tube/pass= A_p/A_t) 등을

계산한다. 유속이 빠르면 열전달계수도 커지지만 동시에 압력손실도 커지므로 유체의 관내 유속은 2 m/s 가 넘지 않도록 한다.

(2) 열교환기의 형식을 선정하고 두 유체를 각각 전 열면의 내측, 외측 어느 쪽에서 흘러 보낼 것인가를 결정한다. 부식성, 오염성이 크고 고압력의 유체는 관내(tube inside)를 통과하도록 하며 허용 압력손실이 작은 유체는 관외(shell side)를 통과하도록 한다. 응축기에서는 고온의 응축대상 유체를, 저온이거나 고압력의 냉각수에 의해 응축시키는 경우이므로 냉각수를 보통 관내(tube inside)를 통과하도록 하는 것이 일반적이다.

(3) 열교환기의 형식과 각 유체의 전열 시스템에 따라 총 열전달계수의 대략적인 값(U_o)을 가정한다. 총괄 열전달계수의 초기 가정치의 선정은 경험에 의존하며 Table 1의 필름계수의 대략적인 수치를 참조하여 $U_o=0.7 h_c/(h_c+h_o)$ 에 의해 계산된 수치를 이용하는 것이 바람직하다.

(4) 교환 열량(Q), 온도차(ΔT_m)와의 관계에서 다음과 같이 대강의 전열면적(A)과 필요한 tube의 수를 계산한다.

$$A = Q/U_o' \Delta T_m \tag{8}$$

$$(\#tube \text{ required}) = A/(\pi d_o L) \tag{9}$$

(5) 필요한 tube의 수를 #tube/pass의 계산치(A_p/A_t)로 나누어 pass수의 계산치를 구한다. 열교환기 layout의 중요 인자인 pass수는 보통 1, 2, 4, 6으로 설정

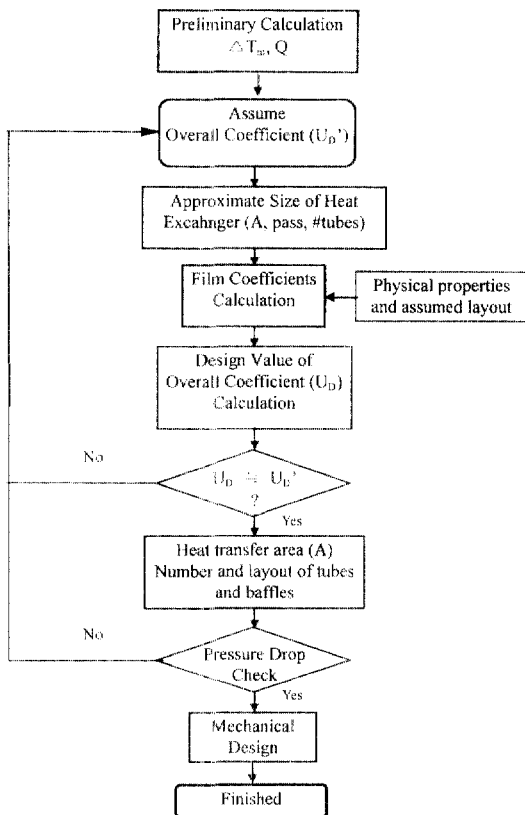


Fig. 1. Design procedure of heat exchanger.

Table 1. Approximate film coefficients (Backhurst and Harker, 1973)

Fluids	Film coefficients h_i or h_o [W/m ² K]
No change of state	
Water	1700~11400
Gases	17~280
Organic solvents	340~2800
Oils	57~680
Condensation	
Steam	5700~17000
Organic solvents	850~2800
Light oils	1140~2280
Heavy oils	114~280
Ammonia	2800~5700
Evaporation	
Water	4540~11400
Organic solvents	570~1700
Ammonia	1140~2280
Light oils	850~1700
Heavy oils	57~280

하는데 이중 pass수의 계산치에 가장 근접하는 정수로 설계치(#pass design value)를 설정한다. Pass수의 설계치로부터 다음과 같이 #tube/pass를 재계산하고(식 (10)) 이로부터 필요한 tube수를 재계산한다(식 (11)).

$$\begin{aligned} &(\text{corrected \#tube/pass}) \\ &= (\text{\#tube required}) / (\text{\#pass design value}) \quad (10) \end{aligned}$$

$$(\text{\#tube recalculated}) = (\text{\#pass})(\text{corrected \#tube/pass}) \quad (11)$$

(6) 위의 (corrected #tube/pass)를 이용하여 다음과 같이 적은 유체(냉각수)의 선속도(u)를 다시 계산하고(식 (12)), 식 (4.5)로부터 내부 및 외부 필름계수를 계산한다.

$$\begin{aligned} &\text{Corrected } u \\ &= v / \{(\text{cross area/tube})(\text{corrected \#tube/pass})\} \quad (12) \end{aligned}$$

(7) 필름계수로부터 비오염 열전달계수(U_c) 및 오염 열전달계수(U_o)를 다음과 같이 계산한다.

$$U_c = h_i h_w / (h_i + h_w) \quad (13)$$

$$U_o = U_i / (R_o U_i + 1) \quad (14)$$

(8) 식 (6,7)로부터 압력손실을 계산한다.

(9) 초기에 가정한 총괄 열전달계수 값에 계산된 총괄 열전달계수(U_o) 값이 5~20%의 여분을 갖고 근접하는 지를 확인한다. 그다지 근접하지 않은 경우에는 (3)에서 U_o 를 다시 가정하여 계산을 반복한다. 또한 압력손실이 허용 압력손실을 초과한 경우에도 같은 방식으로 재계산한다.

(10) 운전 조건을 만족하는 것을 확인한 후 배치상의 문제, 제조상의 문제, 제조비용의 타당성 등을 검사하고, 최종 크기를 결정한다.

열교환기의 기계적 설계

열교환기의 기계적 설계 시 고려할 주요 사항은 다음과 같다(Ludwig, 1977).

- (1) Tube의 외경은 6.4~50.8 mm의 범위를 사용하며 범용적인 열교환기의 tube 외경은 19, 25.4 mm이다.
- (2) Tube의 길이는 표준 길이로서 2.44, 3.66, 4.88, 6.10 [m] (8, 12, 16, 20 [ft])가 주로 사용된다. 또한 tube의 길이는 예비품의 양을 줄이고 배치의 용이를 위하여 가끔적 통일하는 것이 좋다.
- (3) Tube의 두께는 부식, 압력에 의해 결정된다. 탄소강일 때 2.0 mm, 스테인레스강일 때 1.65 mm가 최소이다.
- (4) Shell과 channel의 두께(t)는 다음의 식에 의해

Table 2. Minimum plate thickness (carbon steels)

Shell diameter [in]	Minimum plate thickness [in (mm)]
13~24	3/8 (9.5)
25~29	3/8 (9.5)
30~39	7/16 (11.1)
40~60	1/2 (12.7)

계산되며 이 계산치와 Table 2의 최소 두께와 비교하여 큰 값으로 결정한다.

$$t = P(D+2c) / (2fJ - P) + c \quad [\text{mm}] \quad (15)$$

여기서 P : 설계 압력 [MN/m²]

D : shell의 내경 [mm]

f : 허용 stress [MN/m²]

J : welded joint factor [-]

c : corrosion allowance [mm]

단, 본 연구에서는 shell과 channel의 두께 설계는 생략하였다.

(5) Pass 수의 결정: 온도차 보정계수 F가 0.75 이상이 되도록 동체의 pass수를 결정한다. Tube쪽의 pass수는 1 pass 이외에 짝수가 보통이고, 홀수 pass는 특수한 경우에만 사용한다.

(6) Tube의 배치: Tube의 배열에는 정사각형 배열과 정삼각형 배열이 있다. 피치(pitch)는 관 외경의 1.25배 이상으로 한다.

결과 및 고찰

전보(채희정 등, 1997)에서 다른 증류탑 설계의 예와 마찬가지로, 본 고에서는 식품 및 발효공장에서 흔히 사용되는 용매인 에탄올의 회수를 위한 응축기의 설계를 실시하였다. 기본적인 기계적 조건을 전제로 하여 열적 설계를 실시하였으며 구체적인 조건을 칭하고 최종적인 기계적 설계를 행하였다. 기본적인 기계적 조건으로서 열교환기는 가장 일반적이며 시공이 간편하고 저렴한 형태인 fixed tube plate 형으로 선택하였다(Fig. 2). Tube의 외경과 길이는 열교환기에서 많이 사용되는 크기로 각각 25.4 mm와 4.88 m로 하였다. 열적 설계를 위하여 Table 3과 같이 tube 개수의 계산에 필요한 열전달량, 알코올 증기 및 냉각수 유체의 출입구에서의 온도, 냉각수의 유속과, 열전달계수의 계산에 필요한 알코올의 응축잠열, 오염저항, 냉각수의 초기조건을 설정하였다.

계산 결과는 Table 4에서 보는 바와 같다. 열적 설계

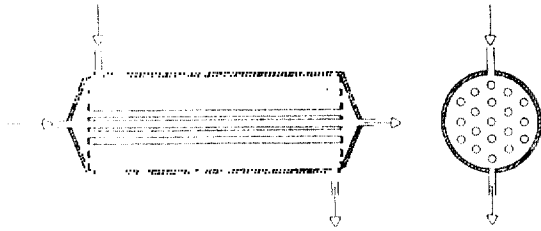


Fig. 2. Heat exchanger type in the example.

의 계산으로서 상기의 설정치(Table 3)와 가정된 총괄 열전달계수를 식 (9)에 대입하여 총 열전달 면적(A)을 산출하였다. 초기 조건으로 pass당 tube의 수는 공정상 가능한 냉각수의 평균유속 가정치로부터 계산된 A_p (cross area/pass)와 A_t (cross area/tube)로부터 107로 계산되었다. 첫번째 계산예로(Table 4에서 iteration #1) 초기 열전달계수의 가정치를 $900 \text{ W/m}^2\text{K}$ 으로 하여 열교환 면적과 필요한 tube의 개수를 계산한 결과 각각 46 m^2 과 119 이었다. #tube/pass의 계산치가 107이므로 pass 수의 계산치는 1.1이었다. 따라서 pass 설계치(#pass design value)를 1로 설정하였으며 pass당 tube의 개수(#tube/pass)를 재계산하였고(식 (10)) 여 값이 소수로 산출될 경우 소수점 이하를 올림하여 정수화하고 여기에 다시 pass수를 곱하여 tube 개수를 재계산하였다(식 (11)). 식 (12)로부터 얻어진 냉각수의 유속을 식 (4,5)에 대입하여 내부필름계수와 외부필름계수를 계산하였다. 이러한 과정을 통하여 계산된 열전달계수는 $851 \text{ W/m}^2\text{K}$ 로서 이 수치를 2차 계산의 초기 가정치로 사용하였다. 동일한 방법으로 5회의 iteration을 거쳐 열전달계수의 가정값과 계산값의 수렴치인 825를 얻었으며 최종적으로 계산된 열전달 면적과 필요한 tube의 개수는 각각 50 m^2 과 130개로 계산되었다. 최종적인 관내 유속은 0.574 m/s 의 비교적 낮은 값을 갖으므로 압력손실은 크지 않았다(관내 압력손실 계산치= 1.58 kN m^2).

Shell과 channel의 두께 계산 등 추가적인 기계적

Table 3. Initial conditions and physical parameters for thermal and mechanical design of heat exchanger

(a) Basic design condition for an ethanol condenser	
Heat load, $Q=1.94\text{E}+06$ [W]	
Temperature, hot fluid in, $T_1=351.9$ [K]	
Temperature, hot fluid out, $T_2=351.9$ [K]	
Temperature, water in, $t_1=297.0$ [K]	
Temperature, water out, $t_2=313.0$ [K]	
LMTD, $\Delta T_m=46.5$ [K]	
Mean water temperature, $t_m=(t_1+t_2)/2=305.0$ [K]	
Water mass flow rate, $w=Q/(4.187*1000/(t_2-t_1))=28.90$ [kg/s]	
Water volumetric flow rate, $v/1000=0.029$ [m ³ /s]	
Assumed water velocity, $u=0.70$ [m/s]	
Cross area for flow/pass(cross area/pass), $A_p=v/u=0.041$ [m ²]	
Cross area for flow/tube(cross area/tube), $A_t=\pi d_i^2/4=3.87\text{E}-04$ [m ²]	
(b) Physical input parameters for the calculation of film and heat transfer coefficients	
Total scale resistance, $R_s=0.00053$ [m ² K/W]	
Latent heat of condensate, $\lambda=854623$ [J/kg]	
Inner tube diameter, $d_i=0.0222$ [m]	
Outer tube diameter, $d_o=0.0254$ [m]	
Tube thickness, $t=(d_o-d_i)/2$ [m]	
Tube length available, $L=4.88$ [m]	
Thermal conductivity, $k=0.12980$ [W/mK]	
Density, $\rho=509.39$ [kg/m ³]	
Viscosity, $\mu=0.000136$ [Ns/m ²]	
Gravitational constant, $g=9.80665$ [m/s ²]	

설계 부분은 본 고에서 생략되었으나 이와 같은 설계 작업은 일반적으로 상세설계(detail design) 전문가에 이루어 지고 있다. 본 고에서는 열적 설계와 기계적 설계가 연계된 기본 설계(basic design)의 예를 다루었고 이상의 열적 설계 및 기계적 설계의 결과로 설계 완성된 열교환기의 기계적 layout는 tube의 길이=4.88 m, 외경=25.4 mm, tube개수=130개, pass수=1이었다.

이러한 설계과정을 통하여 대상(주) 군산공장 내 열교환기의 다수가 설계된 바 있으며 현재 정상 조업 중에 있다. 앞서 소개한 열교환기의 설계 과정은 실제

Table 4. Results for the calculation of overall heat transfer coefficient (U_D)

Iteration No.	Assumed U_D' [W/m ² K]	Calculated exchange area A [m ²]	#tube required	#pass, calculated	#pass, design value	Corrected #tube/pass	#tube re-calculated	Corrected u [m/s]	Film coefficients, [W/m ² K]			Clean coefficient U_c [W/m ² K]	Calculated U_D [W/m ² K]
									tube side h_i	shell side h_o	h_c		
1	900	46	119	1.1	1	119	119	0.627	2969	2595	3852	1550	851
2	851	49	126	1.2	1	126	126	0.593	2836	2479	3771	1496	834
3	834	50	129	1.2	1	129	129	0.579	2783	2433	3741	1474	828
4	828	50	130	1.2	1	130	130	0.574	2766	2418	3731	1467	825
5	825	50	130	1.2	1	130	130	0.574	2766	2418	3728	1466	825

공정에서 흔히 부딪치는 문제이다. 현장의 조업자나 관리자도 이러한 설계 과정의 이해를 통하여 설비의 운용 및 유지 보수에 체계적인 접근이 가능할 것으로 생각된다.

요 약

대상(주) 군산공장 내 현재 정상 조업 중에 있는 열교환기를 설계한 적용 예를 소개하였다. 설계는 열적 및 기계적 관점에서 실시되었다. 열적 설계는 총괄 열전달계수를 가정하여 일련의 열전달 식으로부터 총괄 열전달계수를 재계산하여 그 값이 서로 일치될 때까지 반복 계산하여 결과적으로 tube 개수를 정할 수 있었다. 기계적 설계로서 표준 방법에 의해 tube의 구경,

길이, 두께, pass 수를 정하였다.

문 헌

- 이승무. 1992. 단위조작. 형설출판사, 서울, 대한민국.
 채희정, 인만진, 김민홍. 1997. 발효 및 식품 공장의 용매 회수용 증류탑의 기본 설계. 한국산업식품공학회지 1(2): 154-160.
 화학공학편람편찬위원회. 1995. 화학공학편람. 집문사, 서울.
 Backhurst, J.R. and J.H. Harker. 1973. *Process Plant Design*. American Elsevier Pub. Comp., New York.
 Kern, P.Q. 1950. *Process Heat Transfer*. McGraw-Hill Book Co., New York.
 Ludwig, E.E. 1977. *Applied process design for chemical and petrochemical plants* (Vol. 1). 2nd ed., Gulf Publishing Co., Houston.