

對流熱傳達의 計算과 設計의 應用

崔 國 光 *

Applications of Design and Calculation in
Heat Transfer Coefficient

Gug Gwang Choi

記 號 說 明

- u : x 方向의 速度 (m/s).
- v : y 方向의 速度 (m/s).
- w : z 方向의 速度 (m/s).
- μ : 粘性係數 ($kg\ s/m^2$).
- ρ : 流體의 密度 (kg/m^3).
- ν : 動粘性係數 (m^2/s).
- P : 壓 力 (kg/m^2).
- X : 單位體積에 作動하는 體積力 (kg/m^3).
- C_p : 流體의 定壓比熱 ($kcal/kg\ ^\circ C$).
- λ : 熱傳導率 ($kcal/mh\ ^\circ C$).
- C_f : 壁面摩擦係數.
- τ : 剪斷應力 (kg/m^2).
- q : 熱流束 ($kcal/m^2h$).
- ϵ : 傳熱輻射率.
- Re : Reynold's 數.
- Pr : Prandtl 數.
- Nu : Nusselt 數.
- h : 熱傳達率 ($kcal/m^2h\ ^\circ C$).

添 字

- ω : 壁面의 값.
- ∞ : 無限의 값.
- r : 輻射에 의한 값.
- x : x 를 代表길어로 한 값.
- z : 局所部의 값.

1. 序 論

第二次世界大戰後 原子爐工學과 宇宙工學의 진보에 따라 傳熱工學도 急速히 發展하였지만 최근에와서는 보다 더 人類의 에너지 문제 해결을 위한 研究의 일환으로 대단히 重要的 위치를 차지하기에 이르렀다.

時代의 요구가 다음의 것을 요구하게 되면 대개 새로운 研究領域이 열리고 技術의 限界를 追究하는 任務가 계속되어 研究者의 수도 점점 확대되고 있는 실정에 있다.

自然界에서 熱에너지는 溫度가 높은 곳에서

* 正會員, 仁川大學

낮은 곳으로 移動한다. 逆으로 「熱」이란 溫度差가 일어나는 場所에서 다른 場所로 移動하는 에너지의 한 形態이며 그 熱의 移動現象을 취급하는 것이 傳熱工學이다. 잘 아는 바와 같이 熱의 移動에는 3가지의 形態가 있다.

즉, 熱傳導(heat conduction), 對流熱傳達(convection heat transfer) 및 熱輻射(heat radiation)이다.

流體의 흐름의 領域속에 溫度가 다른 固體가 존재할 때 固體와 流體의 사이에도 熱이 移動한다. 이러한 流動이 있는 流體와 固體面과의 사이에 熱移動을 相對熱傳達 또는 對流熱傳達이라고 부른다.

그러므로 보통 熱傳達이라고 할 때에는 이 對流熱傳達을 가리키는 경우가 많다.

본 解說에서는 對流熱傳達을 중심으로 傳熱工學의 基礎와 그 結果를 實際의 設計에 應用하기에 앞서 基本的인 주의 사항에 대하여 예 를 들어 서술하고자 한다.

2. 對流熱傳達の 計算 (1),(2),(3),(4),(5)

對流熱傳達을 解析하는 것은 그림 1의 境界층에서 연속방정식(물질불변의 법칙),

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \dots\dots\dots (1)$$

운동방정식

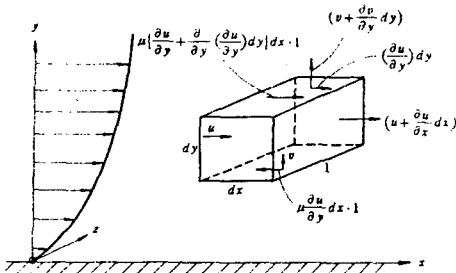


그림 1. 境界층의 기초방정식

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = g_c \left[-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + X \right] \dots\dots\dots (2)$$

에너지방정식(에너지保存法則),

$$C_p \rho u \frac{\partial t}{\partial x} + C_p \rho v \frac{\partial t}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial y} \right) \dots\dots (3)$$

의 어느 것을 만족하도록 연결시켜 境界조건을 주어 解析하는 것으로 한다.

즉, 式(1) 및 (2)을 연결시켜서 풀면 境界층 속의 y方向의 速度分布가 구해지고 u 및 v의 分布를 사용하여 式(3)을 풀면 y方向의 溫度分布가 구해진다.

이러한 分布로부터 y = 0에서 壁面의 勾配를 구하고 다음 式에서 壁面摩擦係數 C_f 및 熱傳達率 h가 구해진다.

$$\tau_w = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_w = C_f \frac{1}{2} \rho u_\infty^2 \dots\dots\dots (4)$$

$$q_w = -\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial y} \right)_w = h(t_\infty - t_w) \dots\dots\dots (5)$$

지금 아주 간단한 平板, 強制對流, 低速, 層流 熱傳達の 경우를 예 를 들어보면 기초식은,

$$\text{연속방정식; } \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \dots\dots\dots (6)$$

$$\text{운동방정식; } u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \dots\dots (7)$$

$$\text{에너지 방정식; } u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \dots(8)$$

이다. 境界 조건을

$$\text{壁面: } y = 0 : u = 0, v = 0, t = t_w \dots(9)$$

$$\text{主流: } y \rightarrow \infty : u = u_\infty, t = t_\infty \dots\dots\dots (10)$$

로 놓고 풀은 結果를 그림 2에 나타냈다.

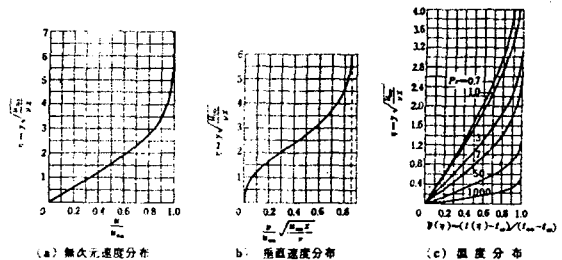


그림 2. 평판층류 기초방정식의 解析

그림 2 (a), (b)는 경계층内の 速度分布이며, 그림 2 (c)는 溫度分布이다, 이러한 壁面에 대한 摩擦剪斷應力은

$$\tau_w = 0.332 \mu u_\infty \sqrt{\frac{u_\infty}{\nu \cdot x}} \dots\dots\dots (11)$$

또 局所壁面摩擦係數는

$$C_{f_x} = 0.664 \sqrt{\frac{\nu}{u_\infty \cdot x}} \dots\dots\dots (12)$$

局所熱傳達率은

$$h_x = 0.332 \left(\frac{\nu}{\alpha}\right)^{1/3} \lambda \cdot \sqrt{\frac{u_\infty}{\nu \cdot x}} \dots\dots\dots (13)$$

이 된다.

式 (11), (13)로 표시되도록 壁面摩擦力 및 熱傳達率은 평판에 따라서 無限大이고, x 가 증가하면 모두 $\frac{1}{\sqrt{x}}$ 에 비례하여 감소한다.⁵⁾

또 (7), (8), 式을 보면 만약 우변의 ν 와 α 가 같은 값일 경우 즉, $\frac{\nu}{\alpha} = Pr$ Prandtl 수가 $Pr = 1$ 의 경우 式(7)의 解와 式(8)의 解는 相似되고 速度分布와 溫度分布의 형상은 서로 같으며 경계층의 두께도 서로 같다. 氣體의 Prandtl 수는 거의 1前後이다. 예를 들면 기름과 같은 粘性流體에서는 Prandtl 수가 크고, 熱傳達에 비해 粘性의 영향이 크며, 속도 경계층이 溫度경계층에 비해 두꺼워진다. 한편 液體金屬과 같은 粘性에 비해 熱傳達率이 큰 流體에서는 速度경계층보다 溫度경계층쪽이 두꺼워진다.

이러한 Prandtl 수가 1에서 크게 떨어지는 流體의 熱傳達은 특별한 취급이 필요로 한다. 따라서 對流熱傳達이라 하는 物理現象에 관계하는 物理量을 次元解析에 의해 無次元數 $Nu = \frac{h \cdot x}{\lambda}$, $Re = \frac{u \cdot x}{\nu}$, $Pr = \frac{C_p \cdot u}{\lambda}$ 의 관계로부터 다음과 같이 표시된다.

$$Nu = f_n (Re, Pr) \dots\dots\dots (14)$$

그러므로 平板層流熱傳達式 (13)은

$$Nu_x = \frac{h_x \cdot x}{\lambda} = 0.332 Re_x^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \dots\dots\dots (15)$$

이 된다.

3. 理論値와 實驗値의 比較

세심한 주의를 하여 실험을 할 경우 실험값은 앞에서 서술한 것과 같이 이론값에 아주 잘 일치하지만 사실은 그 실험이 어렵다. 이 실험치는 平板表面溫度 t_w 가 어느 곳에서나 일정한 경계 조건 밑에서 구해지는 것이지만 실험적으로 일정한 表面溫度 조건을 만드는 것이 상당히 어렵기 때문이다. 그러므로 비교적 간단히 만들 수 있는 장치로서 주로 스테인리스薄板을 平板面에 부착하여 이것에 직접 通電하여 加熱을 하는 방법을 채용하고 있다.⁶⁾ 이 때 平板面의 경계 조건은 熱流束이 일정 ($q_w = -\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial y}\right)_w =$ 일정)하게 되어 이론의 경계 조건과 서로 다르게 된다.

熱流束이 일정한 조건의 경우 局所熱傳達率의 이론 해석은

$$Nu_x = 0.458 Re_x^{1/2} \cdot Pr^{1/4} \dots\dots\dots (16)$$

로 주어지지만 이것과 실험치는 그림 3에 나타낸 바와 같이 아주 잘 일치하고 있다.

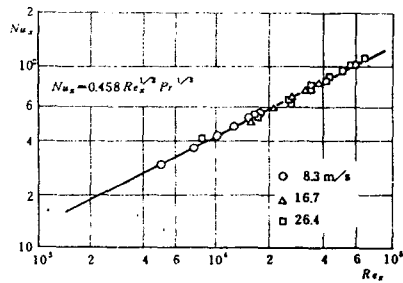


그림 3. 이론値와 實驗値의 比較

이것은 반대로 실험장치의 정밀도를 검정하는 것으로 사용할 수도 있다.

일반적인 熱傳達의 이론치는 세심히 계획된 실험을 실시하면 검증할 수도 있는 성격이지만 대부분의 경우 실험상의 제약이나 각종 요인에 基因한 오차에 의해 熱傳達率의 실험치는 이론적으로 예측되는 값의 2배 정도의 값을 나타내는 것이 보통이다. 이론치보다 작아지는 것은 대체로 없다. 이러한 오차의 요인으로 인하여 우리

들이 경험하는 것은 대개 다음과 같은 것을 들 수 있다.

i) 흐름領域, 경계조건의 相異,

앞에서 이야기한 것과 같이 기초식을 풀고, 이론치를 無次元式으로 정리하여 표시하기 위해서는 흐름의 領域이 서로 相似인 것으로 前提한다.

그러나 많은 경우가 이론으로 解析하고 있는 바와 같이 흐름領域을 실험으로서 실현하는 것은 어렵다. 「일정한 흐름」 「평판에 따라서 경계층 두께가 0」 「얇은 평판」 등 어느 것도 정확한 실험을 하기는 불가능하다.

평판의 先端은 有限의 r 를 유지하고 두께는 有限으로 平板을 흐름에 平行하게 놓으면 先端부근에서 흐름은 이탈한다. 이것을 피하기 위해서는 平板에 3° 정도의 角을 붙이는 방법을 취한다. 또 앞에서 이야기한 바와 같이 이론에서 경계 조건으로 壁面溫度가 일정하고 熱流束이 일정할 경우 동일한 평판 층류 경계층 熱傳達에 4%에 가까운 熱傳達率의 차이를 일으키는 것을 나타내지만, 증발, 응축 등의 相變化를 동반하는 경우가 없는 한, 表面溫度가 일정한 조건을 만들기는 어렵다. 대부분의 실험에서는 傳熱面에 有限의 두께가 있고 그 속에서의 熱傳導의 效果를 생각하면 壁面溫度가 일정하고 熱流束이 일정한 어느 것도 따르지 않은 중간 정도의 경계 조건이 되어 끝나는 실정이다.

ii) 熱流束 算出誤差⁽⁷⁾

보통 실험에서는 熱流束 q 를 壁面溫度와 主流溫度와의 差 즉, (t_w - t_∞) 로서 나누므로서 熱傳達率 h 를 구하고 있다.

主流溫度의 측정에서는 대부분 오차가 생기는 것은 생각하지 않기 때문에 q_w 및 다음 항에서 이야기 하는 t_w 의 측정이 문제로 되어 있다.

熱流束 q_w 의 算定과 함께 발생하는 오차는 실험 방법에 따라 크게 다르다.

먼저 이야기한 예와 같이 30μ 정도의 얇은 스테인리스薄板을 通電加熱하여 熱流束을 구하는 방법으로 板의 저항 온도 계수를 정확히 알

수 있으면 發熱體內部的 熱傳導에 따른 오차가 작기 때문에 비교적 정밀도가 높은 실험을 실시할 수 있다.

예를 들면 加熱流體를 흐르게 하여 熱流束을 구하는 것과 같은 방법으로 流體의 流量측정과 엔탈피 降下 측정의 정밀도에 따라 결정하면 된다.

이러한 경우 主流와 壁面과의 溫度差가 그다지 크지 않다.

한 예로서 상온부근의 空氣흐름에 平行하게 놓여있는 平板實驗에서 主流速度 u_∞ = 10m/s, 平板溫度 t_w = 27°C, 主流溫度 t_∞ = 17°C 로 하면 主流앞테두리로부터 0.1m 인 곳의 局所熱傳達率은 式 (13) 에서

$$h_x = 0.332 \times (0.71)^{1/4} \times \frac{0.022}{0.1} \times \sqrt{\frac{10 \times 0.1 \times 3,600}{5.69 \times 10^{-2}}} \\ = 16 \text{ [Kcal/m}^2 \cdot \text{hr} \cdot \text{deg]}$$

그러므로 對流傳熱에 의한 熱流束 q_c 는

$$q_c = h_x (t_w - t_\infty) = 160 \text{ [Kcal/m}^2 \cdot \text{hr]} \text{ 이다.}$$

또한 風洞壁面등에서 輻射熱流束 q_r 는 형상계수를 1, 傳熱面的 輻射率 ε 을 1 로 하면,

$$q_r = 4.88 \times 10^{-8} (T_w^4 - T_\infty^4) \\ = 4.88 \times \left\{ \left(\frac{273+27}{100} \right)^4 - \left(\frac{273+17}{100} \right)^4 \right\} \\ = 48 \text{ [Kcal/m}^2 \cdot \text{hr]}$$

이 되고 全放熱流束은

q_w = q_c + q_r = 208 이 된다. 따라서 이러한 실험에서는 주변에 둘러싸인 고체벽의 輻射放熱損失이 全熱流束에 상당히 큰 부분을 차지하고 있는 것에 주의하지 않으면 안된다. 또한 매끈한 스테인리스薄板의 輻射率은 0.2 이하이기 때문에 輻射損失은 한층 더 작은 점에서 실험의 정밀도는 향상된다.

傳熱面的 背面으로 향한 熱傳達損失도 유의하지 않으면 안된다.

예를 들면 스테인리스薄板의 경우에도 그림 4 (a) 보다는 (b) 의 방식이 정밀도가 좋다. 또 그림 4 (c) 와 같이 發熱體를 사이에 끼우는 방법으로서 傳熱面과 반대측에 Back-up Heater 를

장치하여 그 發熱量을 독자적으로 制御하도록 하여 表面溫度 t_w 와 Back-up Heater 部の 溫度 t_b 가 같아지도록 發熱量을 調整하는 등의 精밀도를 요구하는 방법이 있다.

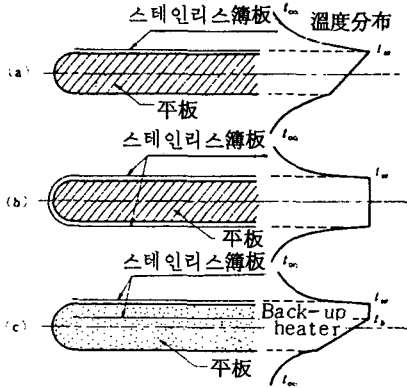


그림 4. 傳熱面의 溫度分布

iii) 表面溫度的 測定⁽⁸⁾

일반적으로 傳熱面의 表面溫도를 0.1°C 의 精밀도로서 精確하게 측정하는 것은 대단히 어렵다. 그림 4의 (b), (c)와 같이 發熱體背面측이 斷熱의 조건(온도 구배 0)을 만족하려면, 發熱體는 용접 또는 납땜으로 부착한 熱電對로 상당히 精밀도가 좋은 表面溫도를 측정할 수 있지만, 그림 4 (a)와 같은 溫度分布라면 傳熱面內部에 여러 개의 熱傳對를 삽입하여 경계층 側에서 溫度分布를 측정하여 表面溫도를 결정하는 방법을 쓴다.

경계층내의 溫度分布를 측정하려면 급격한 溫度勾配가 있는 부분이므로 熱電對의 素線을 통하여 熱傳導에 의한 오차를 작게하기 위하여 溫度勾配에 직각 스캔방향으로 들어간 그림 5 (a)와 같은 熱電對로 이송하는 등의 방법을 사용하는 것이 좋다.

이 때 熱電對 素線의 직경을 3종류 정도 바꾸어 측정하도록 하고 素線의 직경이 아주 가느다란 것을 사용하면 傳導나 輻射에 의한 오차를 除去할 수 있다. 表面溫도를 측정하려면 수직하

게 熱電對를 용접하는 것은 絶대로 피해야 한다. 부득이한 경우에는 熱電對를 傳熱面表面에 어느 정도 길이를 주어 그림 5 (c)와 같이 설치하는 것이 좋다.

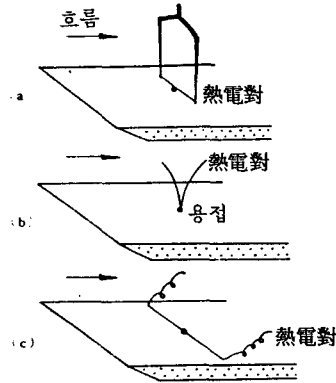


그림 5. 熱電對 설치방법

최근에는 赤外線溫度計로 측정하는 光學的인 表面溫度計가 나왔지만 表面의 輻射率이 1에 가까울 경우 精밀도에 문제가 있다.

4. 傳熱計算式의 設計에 適用

앞에서 다룬 것과 같이 많은 理論式들은 수많은 실험을 통하여 검증하고 확인하여 教科書나 편람에 기재되어 있다. 이러한 理論式을 設計에 適用하는대는 상당히 주의해야 할 것이 얼마나 되는지 알아 보기로 한다.

이러한 式은 $N_u = f_n(R_o, P_r)$ 형태의 無次元 표시이므로 문제는 適用하는 式의 선택, 代表길이, 기타 物理量의 선택에 오차가 없도록 하는 것이 기본이다.

i) 式 및 代表길이의 선택

흐름領域이 유사하게 되면 엄밀한 理論式의 흐름領域과 일치하지 않아도 熱傳達率의 概略值를 適用할 수 있다.

예를 들면 水平圓柱 주위의 自然對流熱傳達率

을 구하기 위하여 수직 평판의 自然對流의 式을 사용하여도 그다지 큰 차이가 없는 값을 얻게 된다, 흐름에 直交하는 四角柱 주위의 平均熱傳達率을 흐름에 直交하는 圓柱式으로 계산하여도 그다지 차이는 없다. 이것은 본질적으로 흐름領域이 유사하기 때문이다.

반대의 實例를 들어 보면, 전자 계산기의 Print 板의 表面에 배치된 集積回路의 Chip 을 덮은 矩形의 플라스틱 모듈을 보통 팬으로 空冷시키고 있지만, 그 表面熱傳達率을 구하기 위해 美國의 어떤 會社는 Print 板으로, 둘러쌓여진 流路의 相當직경을 사용하여 圓管内 亂流式을 적용했다. 그러나 이 경우 각각 모듈의 表面에는 先端으로부터 층류 경계층이 발달하고 있는 평판 층류의 式을 사용할 수 있다.

그림 6은 Print 板위에 배치된 플라스틱 모듈을 表面에 설치된 空氣流에 평행한 핀列의 熱傳達率의 實驗式을 표시한 것으로서 실험치는 확실히 層流熱傳達の 적선상에 있다.⁽⁹⁾

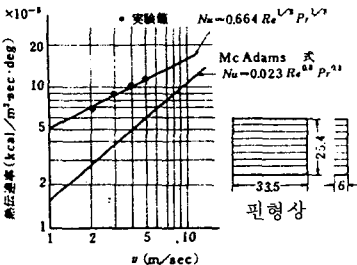


그림 6. Fin 列의 熱傳達率 實驗値

이러한 式의 適用誤差, 특히 층류의 式을 사용할 것인가, 난류의 式을 사용할 것인가를 판단하기가 곤란할 때에는 空氣流速을 변화시켜 表面熱傳達率의 流速에 대한 변화의 因子를 검토하는 간단한 실험을 하는 것도 좋은 방법의 하나이다.

$h \propto u^{1/2}$ 이면 대개 층류, $h \propto u^{0.8}$ 이면 난류로 판단한다. 또한 잘 빠뜨리기 쉬운 실수의 한 예를 들면 그림 7에 나타낸 바와 같이 실험용 原子

爐 등에서 물탱크속에 發熱體를 담글 경우 탱크 속에는 자연 순환으로 인한 流動이 發生한다.

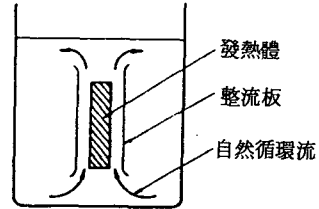


그림 7. 自然循環強制對流

傳熱面의 熱傳達率을 계산할 경우 자연대류의 式을 사용하는 것은 잘못이며 자연 순환속도를 사용한 강제 대류의 式으로 계산할 수 있다.

역시 流體가 液體일 경우에는 그다지 문제가 없지만 氣體일 경우에는 輻射에 대한 配慮를 필요로 한다.

熱流束은 대개 q_c 와 q_r 의 和로 한다.

ii) 物理量의 선택 ⁽¹⁰⁾

矩形덕트의 한면만 加熱시킬 경우 이것을 相當직경으로 圓管의 式을 代入하는 것은 잘못이다.

이러한 경우는 흐름의 領域이 平板에 가까우므로 入口로부터의 거리를 代表길이라고 놓고 平板式을 사용하는 편이 보다 정확하다.

그 밖에 適用式을 잘 선택하려면 管流과 같은 경우 熱傳達을 표시하는 溫度差를 壁溫과 管中心溫度와의 差로 표시하고 있는가에 따라 다르며, 流速도 管内 최대 속도(中心速度)로 표시하고 있는가, 平均溫度로 표시하고 있는가에 따라 差를 나타내고 있다.

또한 많은 경우 物性値는 壁溫과 流體溫度의 算術平均溫度에 對應하는 溫度에 대해서 구해지고 있다.

5. 結 論

본 解說에서는 對流熱傳達問題를 해결하는데 기초적인 解析方法과, 그러한 계산식을 현실의

設計適用時 유의해야 할 모든 문제점을 간단히 적어 보았다.

앞으로 보다 많은 傳熱分野에 종사하는 분들의 경험과 귀중한 資料를 中心으로 많은 문제 해결의 방법이 研究開發되어야 하겠다.

參 考 文 獻

1. Frank Kreith & William. Z, Black ; Basic Heat Transfer, pp.14~19 (1980)
2. E,R,G,Eckert & Robert. M, Drake Jr. ; Heat and Mass Transfer, McGraw-Hill. pp.121~340, (1959)
3. J,P,Holman,; Heat Transfer, McGraw-Hill, pp.147~269, (1968)
4. Kern,D. Q.; Process Heat Transfer, McGraw-Hill, (1950)
5. 甲藤好郎; 傳熱概論, 養賢堂, pp. 44~256, (1970)
6. 森岡, 平田; 氣中水噴流의 熱傳達에 關する 研究, 日本機械學會論文集, No.720-13, pp.263~266, (1972)
7. Colburn, A, P & Hougen, O, A,; "Design of Cooler Cendenser for Mixture of Vapours With noncondensing gas" Ind, Engng Chem, Vo.26, pp.1178~1182, (1934)
8. 廣瀬通考; "水噴流의 衝突領域에 於ける 沸騰 熱傳達" 東京大學學位論文, (1972)
9. Bell, K, J & Ghaly, M, A., ; "An approximate generalized design method for multi-Component Partial Condencers" AIChE Symposium Series, Vo,69. No.131, pp.72~79, (1972)
10. B. E, Launder & D,B, Spalding, "Mathematical Models of Turbulence" (1974)