



Title	蓄熱式熱交換器の再生率について：蓄熱体厚さの影響
Author(s)	関, 信弘; 鴻野, 弘之
Citation	北海道大學工學部研究報告, 58, 85-92
Issue Date	1970-12-19
Doc URL	http://hdl.handle.net/2115/41019
Type	bulletin (article)
File Information	58_85-92.pdf



[Instructions for use](#)

蓄熱式熱交換器の再生率について

—蓄熱体厚さの影響—

関 信 弘* 鴻 野 弘 之*

(昭和45年8月31日受理)

On the Effectiveness of Regenerative Heat Exchangers

—The Effect of Thickness of Heat Storage Materials—

Nobuhiro SEKI Hiroyuki KŌNO

(Received August 31, 1970)

Abstract

In general, heat storage materials of regenerative heat exchangers are moderately thick when applied in industry furnaces. Therefore, it seems necessary to take the transversal temperature variations in materials into account to predict the effectiveness of these heat exchangers. In this report an attempt was made to show an extended analysis by including the effect of such variations. It was further shown that the analytical results agree fairly well with the experimental results.

From the above it may be concluded that the transversal temperature variations in materials should be taken into account to estimate the effectiveness of these heat exchangers composed of thick materials.

1. ま え が き

熱交換器は大別して貫流式と蓄熱式に分けられる。貫流式熱交換器は同心二重管熱交換器におけるごとく、二種の流体を分離面の両側に同時に同方向、または逆方向などに流して熱交換をさせる方式であり、蓄熱式熱交換器の場合にくらべ通常熱効率が低い。しかし蓄熱式熱交換器は熱効率がやや低いが、与えられた熱交換器容積に対して伝熱面積を大きくとれるので、僅かなスペースで多量の流体の熱回収ができる点に特長がある。この蓄熱式熱交換器の例としては各種工業炉、空気予熱器、航空機および自動車用ガスタービン再生器などがあり、材質はレンガ、ステンレススチール、スチール、アルミニウム、ガラスセラミックなどが用いられている。

蓄熱式熱交換器の従来理論としては、H. Hausen¹⁾、泉ら^{2),3)}などの研究があるが、いずれも蓄熱体厚さ方向の温度変化を考慮していない。空気予熱器やガスタービン再生器などでは、厚さの薄い蓄熱体を使用されているので、このような近似でもそれ程問題にならないが、工業炉などに使用される蓄熱式熱交換器の場合は蓄熱体の厚さがそれ程薄くないものが多く、この場合には厚さ方向の温度変化の影響を十分考慮して熱交換器の再生率などを考える必要があると思われる。

そこで筆者らは W. Nusselt⁴⁾ の研究に基礎をおき蓄熱体厚さの影響を考慮して蓄熱式熱交換器の熱的挙動を解析すると同時に、実験を行なって解析結果との比較を試み、また再生率について泉らの結果と比較したのでこれらの結果を報告する。

* 機械工学第二学科 伝熱工学講座

2. 解 析

2-1 記 号

x : 流体流れ方向の距離 [m]
 y : 流体流れと直角方向の距離 [m]
 t : 時間 [h]
 θ : 温度 [°C]
 T : 有効周期 [h]
 ϕ : 再生率
 α : 熱伝達率 [Kcal/m²h°C]
 λ : 蓄熱体熱伝導率 [Kcal/mh°C]
 κ : 蓄熱体温度伝導率 [m²/h]
 l : 蓄熱体厚さ [m]
 L : 蓄熱体長さ [m]
 Y : 蓄熱体間隔 [m]
 A : 伝熱面積 [m²]
 W : 流体水当量 [Kcal/h°C]
 v : 流体流速 [m/h]
 w : 周期当たりの水当量 [Kcal/Per.°C]
 NTU : 熱ユニット数
 D : 周期比

添 字

h : 放熱流体
 c : 受熱流体
 s : 蓄熱体
 1 : 流体入口状態
 2 : 流体出口状態
 $'$: 第1周期流体受熱期間
 $''$: 第2周期流体放熱期間
 $'''$: 第2周期流体受熱期間

2-2 基 礎 式

解析する問題の物理的モデルは 図-1 のようなものであり、まず高温流体で蓄熱体を加熱する場合を考えると、蓄熱体の得る熱量と流体の失う熱量との平衡より

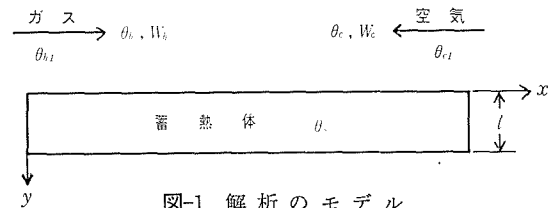


図-1 解析のモデル

$$\alpha_h(\theta_h - \theta_{sw}) = -W_h \frac{\partial \theta_h}{\partial x} \quad (1)$$

$x = 0$ にて $\theta_h = \theta_{h1}$ とすると

$$\theta_h = \theta_{sw} + (\theta_{h1} - \theta_{sw}) \exp(\alpha_h x / W_h) \quad (2)$$

ここで θ_{sw} は蓄熱体表面温度を示す。蓄熱体内熱移動が流体流れ方向では無視でき、厚さ方向のみとすると

$$\frac{\partial \theta_s}{\partial t} = \kappa \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial y^2} \quad (3)$$

初期および境界条件としては

$$t = 0; \quad \theta_s = f(y) \quad (4)$$

$$y = 0; \quad \alpha_h(\theta_h - \theta_{sw}) = -\lambda \partial \theta_s / \partial y \quad (5)$$

$$y = l; \quad \partial \theta_s / \partial y = 0 \quad (6)$$

(6) 式の条件は、流体が蓄熱体の両側を流れるので、蓄熱体厚さの中間で断熱条件が満たされるからである。

(2), (3) 式を (4)~(6) 式の条件下で解くと蓄熱体温度 θ_s および放熱流体温度 θ_h は次のようになる。

$$\theta_s = \theta_{h1} - \sum_{n=0}^{\infty} B_n \exp(-\kappa\beta_n^2 t) \sin(\beta_n y + \delta_n) \quad (7)$$

$$\theta_h = \theta_{h1} - \{1 - \exp(-\alpha_n x/W_h)\} \sum_{n=0}^{\infty} B_n \exp(-\kappa\beta_n^2 t) \sin \delta_n \quad (8)$$

ただし

$$B_n = \frac{\theta_{h1} \cos \delta_n - \beta_n \int_0^l f(y) \sin(\beta_n y + \delta_n) dy}{\beta_n l/2 + (\sin 2\delta_n)/4} \quad (9)$$

$$\beta_n = b \tan \delta_n \quad (10)$$

$$b = (W_h/\lambda A) \{1 - \exp(-\alpha_n A/W_h)\} \quad (11)$$

$$\tan \delta_n = \{(2n+1)\pi/2 - \delta_n\}/bl \quad (12)$$

$$n = 0, 1, 2, \dots$$

2-3 有効周期

有効周期を求める際、(7)式に含まれる無元級数については第2項以下の和は第1項に比し十分小さい場合を考えれば、蓄熱体温度は次式のごとくなる。

$$\theta_s/\theta_{h1} = 1 - \{B_0 \exp(-\kappa\beta_0^2 t) \sin(\beta_0 y + \delta_0)\}/\theta_{h1} \quad (13)$$

ここで泉らの定義に従って

$$\theta_s \equiv [\theta_s/\theta_{h1} \cdot \partial(\theta_s/\theta_{h1})/\partial t]_{y=l/2} \quad (14)$$

を最大ならしめる時間として有効周期を求める。ただし蓄熱体温度および蓄熱体温度勾配は、その温度の平均値に近いと思われる $y=l/2$ の位置での値を用いることとした。蓄熱体初期温度を θ_{s0} とすると上記の定義より有効周期は次式のように求まる。

$$T = \ln\{2B_0 \sin(l\beta_0/2 + \delta_0)/\theta_{h1}\}/(\kappa\beta_0^2) \quad (15)$$

ここに

$$B_0 = 2(\theta_{h1} - \theta_{s0}) \cos \delta_0 / (bl \tan \delta_0 + \sin \delta_0 \cos \delta_0) \quad (16)$$

2-4 再生率

第1周期流体受熱期間に対しては、この期間初め ($t' = 0$) の蓄熱体温度 θ_{sa} が(13)式より次のようになる。

$$\theta_{sa} = \theta_{h1} - \theta_{h1} \sin(\beta_0 y + \delta_0) / \{2 \sin(l\beta_0/2 + \delta_0)\} \quad (17)$$

この θ_{sa} を初期温度として用いると第1周期流体受熱期間の蓄熱体温度は次式のごとくなる。

$$\theta'_s = \theta_{e1} - B'_0 \exp(-\kappa\beta_0'^2 t') \sin(\beta_0' y + \delta_0') \quad (18)$$

ただし

$$\beta_0' = b' \tan \delta_0', \quad \tan \delta_0' = (\pi/2 - \delta_0')/(b'l)$$

$$b' = (W_e/\lambda A) \{1 - \exp(-\alpha_e A/W_e)\}$$

$$B'_0 = \frac{\theta_{e1} \cos \delta_0' - \beta_0' \int_0^l \theta_{sa} \sin(\beta_0' y + \delta_0') dy}{l\beta_0'/2 + (\sin 2\delta_0')/4} \quad (19)$$

第1周期流体受熱期間終りの蓄熱体温度 θ_{sb} は $t' = DT$ とすれば

$$\theta_{sb} = \theta_{e1} - B'_0 \exp(-\kappa\beta_0'^2 DT) \sin(\beta_0' y + \delta_0') \quad (20)$$

同様の手順をくりかえして第2周期流体放熱期間の蓄熱体温度を求め、(15)式を算出したと同様にしてこの期間の有効周期 T'' を求めると

$$T'' = \ln[\{2B'_0 \sin(l\beta_0'/2 + \delta_0')\}/\theta_{h1}]/(\kappa\beta_0'^2) \quad (21)$$

$$B'_0 = (\theta_{h1} \cos \delta_0) / \{l\beta_0/2 + (\sin 2\delta_0)/4\}$$

$$= \frac{\theta_{e1} \cos \delta_0 - \{\beta_0 B'_0 \exp(-\kappa\beta_0'^2 DT)(b-b') \sin \delta_0 \sin \delta_0'\}/(\beta_0^2 - \beta_0'^2)}{\{l\beta_0/2 + (\sin 2\delta_0)/4\}} \quad (22)$$

次にこの T'' で第2周期流体受熱期間にきりかえ、この期間終わりの蓄熱体温度をもとめ $\theta_{sb} = \theta_{sa}$

となる時間 t_2''' を算出すると泉らの場合と同様に $t_2''' = DT$ となる。

第2周期受熱流体出口温度は

$$\theta_{c2}''' = \theta_{c1} - B_0 \{1 - \exp(-\alpha_c A / W_c)\} \{\exp(-\kappa \beta_0^2 t''') \sin \delta_0' \} \quad (23)$$

となるから、周期当たりの当量を考慮したもので再生率をその定義にしたがってもとめると

$$\phi = \frac{1}{t_2'''} \int_0^{t_2'''} \frac{w_c(\theta_{c2}''' - \theta_{c1})}{w_h(\theta_{h1} - \theta_{c1})} dt = \frac{W_c(-B_0)\{1 - \exp(-\alpha_c A / W_c)\} \sin \delta_0' \{1 - \exp(-\kappa \beta_0^2 DT)\}}{W_h T'' (\theta_{h1} - \theta_{c1}) \kappa \beta_0^2} \quad (24)$$

ただし B_0 は (17) と (19) 式より次式のようになる。

$$B_0 = \frac{4(\theta_{c1} - \theta_{h1}) \cos \delta_0' + \frac{2\theta_{h1}(b-b')\beta_0' \sin \delta_0 \sin \delta_0'}{(\beta_0^2 - \beta_0'^2) \sin(l\beta_0/2 + \delta_0)}}{2l\beta_0' + \sin 2\delta_0'} \quad (25)$$

3. 実験装置および方法

実験装置の概略は 図-2 のごとくである。まず温風器⑨により試験部④に熱風を送って蓄熱体を加熱し有効周期 T の経過をストップウォッチで確認したのち、直ちに移動用レール⑦に沿って試験部④をすべらせて冷却ダクトの試験部④'に移し、換気ファン②によって流されている空気により冷却をおこなう。そして蓄熱体を周期比 $D = 1$ として有効周期と同じ時間冷却したのち再びレール⑦に沿って試験部④を移動させてダクト⑧に接続し第2有効周期 T'' だけ加熱したのち再度④'に納めて有効周期 T と同じ時間冷却する。この間の蓄熱体温度および流体出口温度

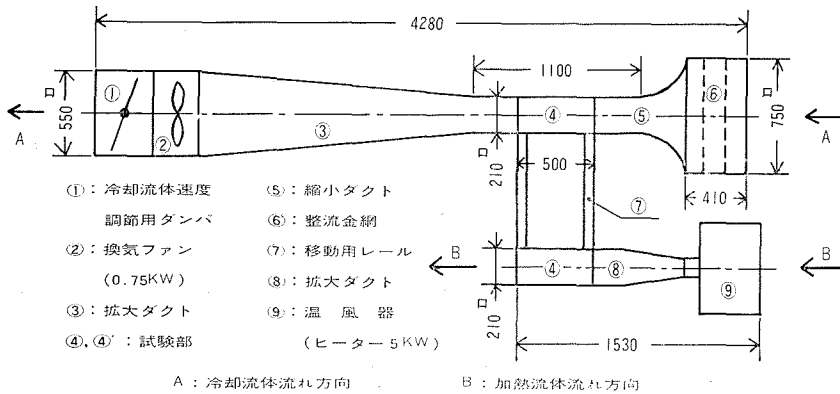


図-2 装置概略図

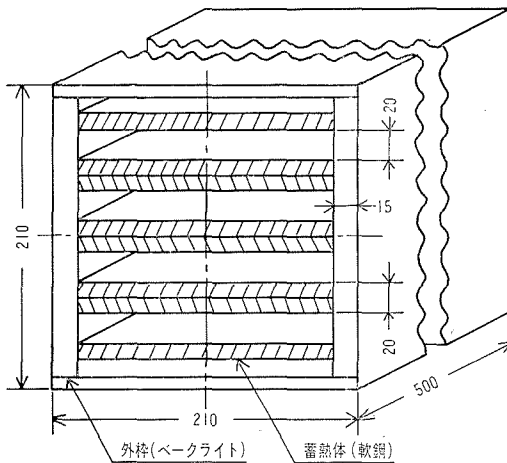


図-3 試験部略図

を自動平衡式電子管にて記録する。上述のサイクルを冷却空気の流れをダンパ①により 7.13, 12.3, 17.7 m/s の3通りに変化させて実験を行なった。④より④'また④'より④への移動時間はできるだけ少なくなるように注意し、実測によれば2秒以内であった。また加熱空気の流れは各々一定 (3.63 m/s) に保ちその温度は 60°C 前後であり、受熱空気の流れは 20°C 前後であった。

図-3 は試験部④の概略である。測定はこの図のように4段に配列された蓄熱体群の中央部のみで行ない、かつ蓄熱体厚さ中央位置で断熱条件を満足させるため 図-3 のように蓄熱体を配置した。これら蓄熱体群を格納している側お

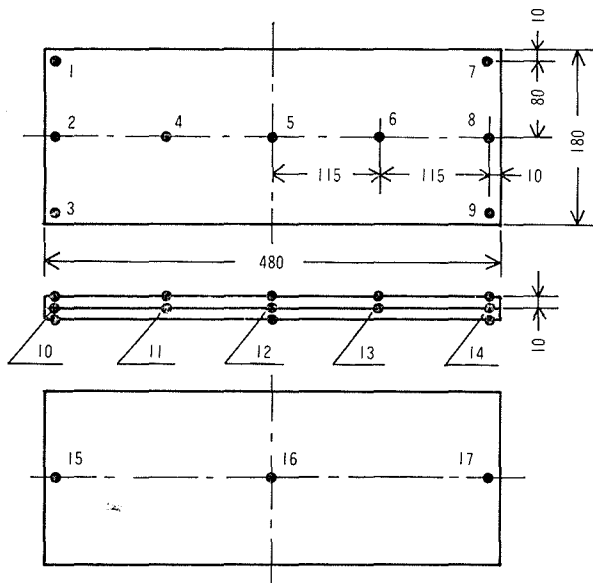


図-4 蓄熱体温度測定位置

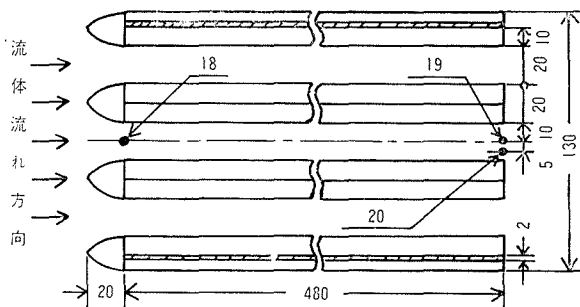


図-5 流体温度測定位置

よび上下枠は熱伝導率の低い厚いベークライト ($\lambda = 0.2 \text{ Kcal/mh}^\circ\text{C}$) で作り、流路側面よりの損失熱量をできるだけ少なくなるように配慮しこれらよりの熱損失は別に測定した。

図-4 は蓄熱体温度測定位置を示し、合計 17 点で測定した。①, ②, ③点および⑦, ⑧, ⑨点での測定温度差は 0.5°C 以内であり、また②・⑬および⑤・⑯, ⑧・⑰点での温度差も 0.5°C 以内であった。したがって流路側面よりの熱損失は無視され、また蓄熱体厚さ中央面での断熱条件は満足されていると思われる。

図-5 は流体温度測定位置を示す。流路の入口温度は間隙の中央点⑱にて測定した流体出口温度は図の⑲, ⑳点で測定した。⑱, ⑲, ⑳点はいずれも蓄熱体幅の中央位置に配列させた。流体入口の蓄熱体は図のごとく丸りをもらったベークライト棒にし流れの円滑化を計った。さらに図の斜線部は厚さ 2 mm の空気層でありこの層により蓄熱体上端部および下端部よりの熱損失を防いだ。

平均熱伝達率 α_m は次式により求め

た。

$$\alpha_m = \frac{W}{AT} \int_0^T \frac{\theta_{h1} - \theta_{h2m}}{(\theta_{h1} + \theta_{h2m})/2 - \theta_{wm}} dt$$

ここで θ_{h2m} は出口の位置的流体平均温度であり、 θ_{wm} は位置的蓄熱体表面平均温度である。

$$\theta_{h2m}(t) = \frac{1}{Y} \int_0^Y \theta_{h2y} dy \quad (Y: \text{蓄熱体間隔})$$

$$\theta_{wm}(t) = \frac{1}{L} \int_0^L \theta_{wx} dx \quad (L: \text{蓄熱体長さ})$$

4. 実験結果

4-1 有効周期の決定

各受熱流体速度ごとの第 2 有効周期の計算結果を表-1 に示す。第 1 有効周期の計算結果は 5 分である。上述の第 1, 第 2 有効周期は、各蓄熱体加熱期間の熱伝達率を最初に仮定して有効周期を計算しその期間での平均熱伝達率をもとめ、この熱伝達率と最初に仮定した熱伝達率とが一致するかどうか

表-1 第 2 有効周期

冷却流体速度	第 2 有効周期
7.13 m/s	140 sec
12.3 m/s	198 sec
17.7 m/s	234 sec

かを確認するという trial によって決定した。

4-2 蓄熱体厚さ方向と流体流れ方向との温度勾配についての測定結果

流体流れ方向の蓄熱体温度変化の実測値は、第1, 第2周期流体放熱期間, 流体受熱期間を通じて、第1周期流体放熱期間のものが最も大きく表われたが、その結果を表-2に示す。表の θ_s

表-2 第1周期流体放熱期間蓄熱体表面温度

	0 sec	30 sec	1 min	2 min	3 min	4 min
θ_{s2}	20.4°C	23.6°C	25.5°C	28.5°C	33.7°C	35.2°C
θ_{s4}	20.4	22.2	24.0	26.0	30.0	31.5
θ_{s5}	20.4	22.0	23.6	25.0	27.8	29.0
θ_{s6}	20.4	21.7	22.7	24.0	26.2	27.0
θ_{s7}	20.4	21.5	22.2	23.6	25.7	26.2

の添字番号は図-4の番号と同じものを示す。またこの期間での流体流れ方向蓄熱体温度変化の最も大きい5分後の蓄熱体厚さ方向の平均の温度変化はおよそ2°Cである。したがって両方向の温度勾配の比は近似的に次のようになる。

$$\frac{\partial \theta_s / \partial x}{\partial \theta_s / \partial y} \doteq \frac{35.2 - 26.2}{L} \times \frac{l}{2} = 0.0094$$

故に解析の際用いた x 方向の蓄熱体温度変化を y 方向の温度変化に比して無視するという仮定は実験結果の比較検討のためには、それほど無理のないものとする。

4-3 蓄熱体温度, 流体出口温度および再生率

実験によりもとめた熱伝達率は図-6のようになり時間的経過に対してほぼ直線的に変化し、その変化の度合いは流体流速が増加するほど大きくなる傾向が見られる。この図より平均熱伝達を計算し、蓄熱体表面温度, 流体出口温度をもとめると図-7, 図-8のようになる。またこれらの結果より実験値としての再生率をもとめ、理論再生率などと共に表-3に示す。

表-3 再生率

v [m/s]	α_m [Kcal/m ² hN°C]	NTU	再生率 [%]	
v_h (3.63)	42.7	0.634	実験値	理論値
v_c (7.13)	82.1	0.550	38.5	37.7
v_c (12.3)	153	0.595	41.7	39.3
v_c (17.7)	223	0.602	42.4	39.8

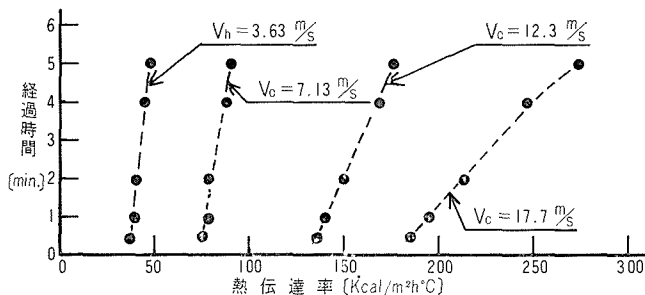


図-6 熱伝達率実測値

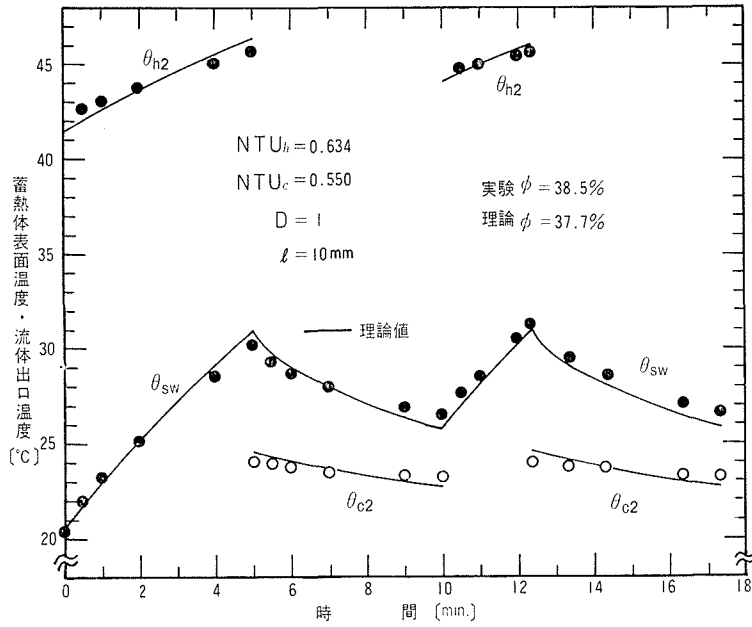


図-7 蓄熱体表面温度 θ_{sw} 、流体出口温度 θ_{h2} 、 θ_{c2}

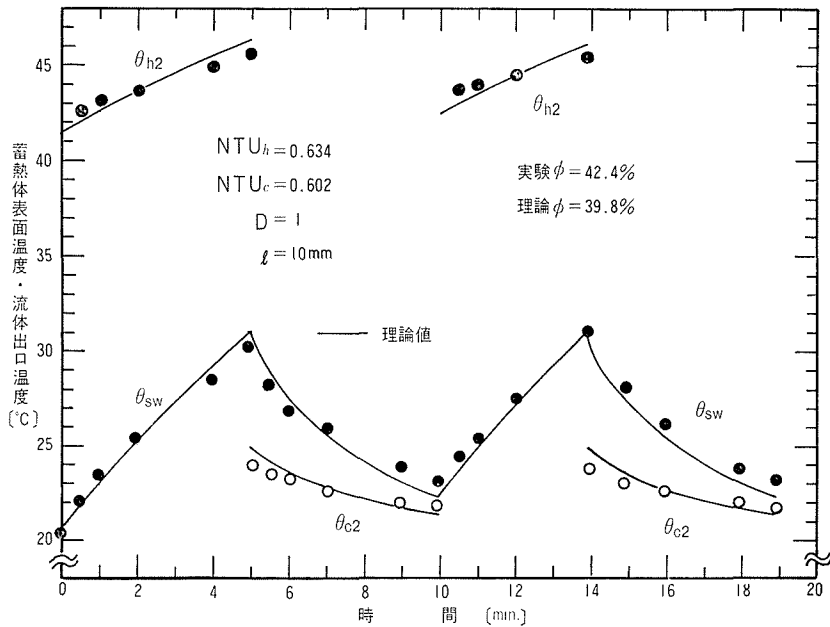


図-8 蓄熱体表面温度 θ_{sw} 、流体出口温度 θ_{h2} 、 θ_{c2}

5. 考 察

5-1 蓄熱体温度、流体出口温度

図-7, 図-8 いずれも流体出口温度および第1周期蓄熱体温度の、実験値と理論値は交わっているのが見られる。これは理論値の方は時間的平均熱伝達率を使っているためである。即ち図-6から判るように経過時間が小さいうちは平均値より熱伝達率が小さくこのため蓄熱体、流体間の熱交換量が少なくなり、理論値は小さ目となるのである。また経過時間が大となるときは上述の逆となり理論値は大き目の値を示すことになる。第2周期では蓄熱体温度の理論値が実験値より小さくなっている。これは理論値では第1周期と第2周期との対応する流体放熱、受熱期間の熱伝達率を等しくしているが、実際はこの熱伝達率がそれぞれの周期において等しくないためと思われるが、これは壁温変動を伴う非定常熱伝達の問題であり、その挙動については今後検討を要するものと考えている。

5-2 再生率

理論と実験との再生率値の差は、 $v_e = 7.13, 12.3, 17.7 \text{ m/s}$ に対して各々 0.8, 2.4, 2.6% であり冷却流体速度が増すにつれて差は大きくなるが両値はほぼ一致している。

次に蓄熱体厚さの影響を考慮しない泉らの結果と比較してみる。泉らの定義した換算周期 II^* は $v_e = 7.13, 17.7 \text{ m/s}$ のとき各々の熱伝達率および第2有効周期の値を用い計算すると、4.1, 6.7 となりこれより $NTU_h = 0.634$ に対して再生率をもとめるとおよそ 33%, 35% なる値を得たが表-3のごとく筆者らの計算値 37.7% (実験値 38.5%), 39.8% (実験値 42.4%) より低い。即ち本報告の場合のように蓄熱体厚みがある程度大きくなるとそれらの再生率の推定のためには、蓄熱体厚さ方向の温度変化の影響をも考慮する必要があることが判る。

6. む す び

筆者らの用いた蓄熱体、流体温度分布についての近似式が正しいことを実験的に確かめ、また泉らの研究結果と比較して蓄熱体の厚いときの再生率の推定には、蓄熱体厚さ方向の温度変化をも十分考慮しなければならないことがわかった。

本研究を行なうにあたり実験装置の製作ならびに実験に際し御援助頂いた当学部技官沢田亀久雄氏に深く感謝の意を表わします。

文 献

- 1) H.Hausen: VDI-Z, 73-13 (1929), 431.
- 2) 泉, 兎山, 浅羽: 機械学会第782回熱工学講演会前刷(昭43), 113.
- 3) 泉, 兎山, 新井: 機械学会講演論文集, 35-276 (昭44), 1723.
- 4) W. Nusselt: VDI-Z, 72-30 (1928), 1052; VDI-Z, 71-3 (1927), 85.