ステムパターンの逆転があることがわかる。このことはまたこの例における構成規則 1, 2 の適用範囲をも示していることになる。

結 論

本論文では多成分混合溶液の蒸留分離システムの経済

最適な構成を、溶液が理想溶液でしかも評価関数として比較的単純な関数を用いた場合について示した。

結果は供給液の各成分の流量が同程度の場合と一成分だけが非常に大きい場合にわけて示した。また比揮発度についても同様の検討をおこない、適用例についても検討した。

Nomenclature

$A, a, a', b, b' =$ a constant
 C = cost function
 D_K = symbol for distillation operation
 F_D = flow rate of distillate
 F_V = vapour flow rate
 ΔH = heat of vaporization
 k = root of Eq.(11)
 N = number of theoretical stage
 N_m = minimum number of theoretical stage
 $\dot{Q}$ = heat consumption rate at reboiler
 R = reflux ratio
 R_m = minimum reflux ratio
 S = sectional area of tower
 V = volume of distillation tower

X = input vector
 $\dot{X}$ = input flow rate
 x = mole fraction in liquid
 Y = output vector
 $\dot{Y}$ = output flow rate

Greek

α_{JK} = relative volatility between J -th component and K -th component
 α_K = relative volatility between 1st component and K -th component
 ϵ = mole fraction of impurity contained in product
 η_J = recovery ratio of J -th component at the top of tower

Literature cited

- 1) Петлюк, Ф.Б., Платонов, В.М.: *Khim. Prom.*, 40, 723 (1964)
- 2) Петлюк, Ф.Б., Платонов, В.М., Славинский, Д.М.: *ibid.*, 41, 206 (1965)
- 3) Петлюк, Ф.Б., Платонов, В.М., Аветьян, В.С.: *ibid.*, 42, 865 (1966)
- 4) Nishimura, H., Hiraizumi, Y., Yagi, S.: *Kagaku Kōgaku (Chem. Eng., Japan)*, 31, 183 (1967)
- 5) Hirata, M. and Hirose, Y.: "Text of the Seminar for Chemical Engineers" (1964) Kagaku-Kōgaku-Kyōkai (Tokyo)

流量ならびに入口温度の同時変化による熱交換器の動特性*

今 枝 正 夫**・本 多 静 夫***

杉 山 幸 男**

名古屋大学工学部 化学工学科**

緒 言

熱交換器動特性の従来の研究は、主としてプロセス入力（プロセス変数）として流体入口温度あるいは流体流

量のうちのどちらか1個に限られている。2個以上のプロセス入力を同時に考慮せねばならぬ場合についての解析は未だ報告されていない。これは多段式熱交換器系すなわち数個の熱交換器を直列に配置した系、あるいは熱

* <Dynamics of Heat Exchangers Subject to the Simultaneous Change of Flow Rate and Inlet Fluid Temperature>
 Received on July 29, 1968
 昭和 43 年 4 月 化学工学協会第 33 年会にて講演発表

** Masao Imaeda and Sachio Sugiyama (Dept. of Chem. Eng., Nagoya Univ., Nagoya, Japan)

*** Shizuo Honda (日立造船(株) Hitachi Zosen Co., Ltd.)

交換器を他のプロセスに接続した場合に問題となる。すなわち Fig. 1 に示されるように、多段式熱交換器系を通過する共通流体 (A) の流量変化に対しては、2 段目以後の同流体の熱交換器への入口温度もそれによって変化することになるからである。

よって本報文は、これら系における取扱いを凝縮器と二重管式熱交換器からなる 2 段式熱交換器系を使用し、流体出口温度の応答が流量変化に起因するものと入口温度変化に起因するものとが重畳されるとして解析を行った。表題では流量と入口温度の同時変化となっているが、ここでは二重管式熱交換器環状部流体の入口温度変化は凝縮器冷却水の流量変動により誘起されるので最終的には全システムの冷却水流量変化に対する流体出口温度応答を求めたことになる。

さらに二重管式熱交換器における流体流量変化および入口温度変化に対する動特性の近似モデルの作成法も付記した。

1. 基礎式の誘導

実験装置は第 1 段に凝縮器、第 2 段が液-液二重管式熱交換器からなる 2 段式であり、流量変動に伴って二重管式熱交換器の入口温度も変化する。ここで二重管式熱交換器に注目し、その基礎式を導く。

二重管式熱交換器の動特性に関しては、藤堂²⁾、Stermole³⁾らの研究があり、ここに導かれるものはそれらとほとんど同形であるから簡単に述べる。

基礎式誘導の前につぎのような仮定を置く。

- (1) 流体温度は半径方向に対して均一である。
- (2) 伝熱管の熱抵抗は無視し、管軸方向の熱伝導も無視する。
- (3) 流体は非圧縮性であり、その物性値は熱交換器内で一定である。
- (4) 伝熱係数は流量変動によってのみ変り、温度変化にはならない。

これらの仮定のもとについて、管内流体、環状部流体および伝熱管壁の熱収支から次式が得られる。ただし流れは向流であるとし、並流の場合には符号が変わる。

$$-\partial T_i / \partial l + h_i A_i (T_w - T_i) / W_i C_{pi} = \rho_i V_i / W_i \cdot \partial T_i / \partial t \quad (1)$$

$$h_a A_a (T_a - T_w) - h_i A_i (T_w - T_i) = C_w M_w \cdot \partial T_w / \partial t \quad (2)$$

$$\partial T_a / \partial l - h_a A_a (T_a - T_w) / W_a C_{pa} = \rho_a V_a / W_a \cdot \partial T_a / \partial t \quad (3)$$

ここでは shell 壁の効果は無視するが、側容量として shell 壁の影響を考慮する場合には次式が導かれる。

$$h_i A_i (T_a - T_i) = C_s M_s \cdot \partial T_s / \partial t \quad (4)$$

Eqs.(1), (2), (3) から、定常値からの偏差を改めて変数と置き換えてラプラス変換し整理すれば次式を得る。

Fig. 1 Multi-stage heat exchangers system

$$-d\bar{T}_i / dl + \alpha_i / r_i (\bar{T}_w - \bar{T}_i) = \tau_{is} \bar{T}_i \quad (1)'$$

$$r_i (\bar{T}_a - \bar{T}_w) - r_a (\bar{T}_w - \bar{T}_i) = \tau_{ws} \bar{T}_w \quad (2)'$$

$$d\bar{T}_a / dl - \alpha_a / r_a (\bar{T}_a - \bar{T}_w) = \tau_{as} \bar{T}_a \quad (3)'$$

ここに

$$\left. \begin{aligned} \alpha_i &= UA_i / W_i C_{pi} & \alpha_a &= UA_a / W_a C_{pa} \\ \tau_i &= \rho_i V_i / W_i & \tau_a &= \rho_a V_a / W_a \\ \tau_w &= C_w M_w / (h_i A_i + h_a A_a) \\ r_i &= h_a / (h_i A_i + h_a A_a) & r_a &= 1 - r_i \\ c_i &= r_a \alpha_i / r_i & U &= h_i A_i h_a / (h_i A_i + h_a A_a) \\ c_a &= r_i \alpha_a / r_a \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

h_{ia} は管内伝熱係数を環状部側基準に変換したもの。Eqs.(1)', (2)', (3)' の定常状態における解より、環状部流体および管内流体の温度効率はずぎのように得られる。

$$\eta_a = \frac{T_{ai}' - T_{ao}'}{T_{ai}' - T_{ti}'} = \frac{\alpha_a}{\alpha_i - \alpha_a e^{-(\alpha_i - \alpha_a)l}} [1 - e^{-(\alpha_i - \alpha_a)l}] \quad (6)$$

$$\eta_i = \frac{T_{ti}' - T_{ti}'}{T_{ti}' - T_{ai}'} = \frac{\alpha_i}{\alpha_i - \alpha_a e^{-(\alpha_i - \alpha_a)l}} [1 - e^{-(\alpha_i - \alpha_a)l}] \quad (7)$$

T_a が一定と仮定出来る場合、すなわち凝縮器形については $\alpha_a = 0$ とおくことにより $\eta_i = 1 - e^{-\alpha_i l}$ となり既存の式と一致する。

Eqs.(1)', (2)', (3)' において環状部流体流量が変動した場合各パラメータも変化するが、それらが流量に対して線形関係にあるとして、また伝熱壁温度を消去すれば、Eqs.(8), (9) を得る。

$$\frac{d\theta_i}{dl} + \left\{ \frac{\alpha_i}{r_i} \left(1 - \frac{r_a}{1 + \tau_{ws}} \right) + \tau_{is} \right\} \theta_i = \frac{\alpha_i}{1 + \tau_{ws}} \theta_a + \frac{\alpha_i - \alpha_a}{\alpha_i - \alpha_a e^{-(\alpha_i - \alpha_a)l}} e^{-(\alpha_i - \alpha_a)l} \cdot \alpha_i \left\{ \frac{\Delta \alpha_i}{\alpha_i} - \frac{Dr_i}{r_i} + \frac{Dr_i}{r_i(1 + \tau_{ws})} \right\} \quad (8)$$

$$\frac{d\theta_a}{dl} - \left\{ \frac{\alpha_a}{r_a} \left(1 - \frac{r_i}{1 + \tau_{ws}} \right) + \tau_{as} \right\} \theta_a = -\frac{\alpha_a}{1 + \tau_{ws}} \theta_i + \frac{\alpha_i - \alpha_a}{\alpha_i - \alpha_a e^{-(\alpha_i - \alpha_a)l}} e^{-(\alpha_i - \alpha_a)l} \cdot \alpha_a \left\{ \frac{\Delta \alpha_a}{\alpha_a} - \frac{Dr_a}{r_a} + \frac{Dr_a}{r_a(1 + \tau_{ws})} \right\} \quad (9)$$

ここに θ_i, θ_a は次式のように定常状態における両流体入口温度により各温度変化量を無次元化したもの。

$$\theta_i = \Delta T_i / (T_{ai}' - T_{ti}'), \quad \theta_a = \Delta T_a / (T_{ai}' - T_{ti}')$$

Eqs.(8), (9) を解くに当り、Stermole が行ったように Eq.(8) の θ_a が θ_i に及ぼす影響が小さいと仮定して同式から θ_a を除去し、また Eq.(9) においても同様に θ_i

Table 1 Component transfer functions in Eq.(13)~(15)

$$G_1'(s) = e^{-\left(\tau_{i1}s + \frac{c_{i1}\tau_{w1}}{1+\tau_{w1}s}\right)}$$

$$G_2'(s) = e^{-\left(\tau_{a2}s + \frac{c_{a2}\tau_{w2}}{1+\tau_{w2}s}\right)}$$

$$G_3'(s) = \frac{1+(1-p)/(1-k)\cdot\tau_{ws}}{\alpha_a + (\tau_a + \alpha_i\tau_w + c_a\tau_w)s + \tau_a\tau_{ws}^2}$$

$$G_4'(s) = \frac{1}{\alpha_i + (\tau_i + \alpha_a\tau_w + c_i\tau_{ws}) + \tau_i\tau_{ws}^2}$$

A: 1-2 type condenser
B: Counter flow type double tube heat exchanger

Fig. 2 Schematic diagram of heat exchangers system

Fig. 3 Correlation between the temperature of the fluid at inlet of the annulus T_{ai} and the flow rate of fluid of annulus W_a

を無視すれば、境界条件として、管内流体入口において $l=0$, $\theta_{ii}=0$, 環状部流体入口温度 $l=1$, $\theta_a=\theta_{ai}(s)$ を用いると、それぞれ流体出口温度は、

$$\theta_{io}(s) = -(1-\eta_i)\alpha_i \cdot k \cdot \frac{\{e^{-(\alpha_a + \tau_{i1}s + \frac{c_{i1}\tau_{w1}}{1+\tau_{w1}s})} - 1\}}{\alpha_i + (\tau_i + \alpha_a\tau_w + c_i\tau_{ws})s + \tau_i\tau_{ws}^2} \cdot W_a(s) \quad (10)$$

$$\theta_{ao}(s) = e^{-(\alpha_a + \tau_{a2}s + \frac{c_{a2}\tau_{w2}}{1+\tau_{w2}s})} \cdot \theta_{ai}(s) + \alpha_a(1-\eta_a) \frac{(k-1) + (p-1)\tau_{ws}}{\alpha_a + (\tau_a + \alpha_i\tau_w + c_a\tau_{ws})s + \tau_a\tau_{ws}^2} \cdot \{e^{-(\alpha_i + \tau_{i1}s + \frac{c_{i1}\tau_{w1}}{1+\tau_{w1}s})} - 1\} \cdot W_a(s) \quad (11)$$

$$\text{ここで } \left. \begin{aligned} k &= \frac{\Delta U/U}{\Delta W_a/W_a} & p &= \frac{\Delta h_a/h_a}{\Delta W_a/W_a} \\ k &= r_a p \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Fig. 4 Over-all heat transfer coefficient U

Fig. 5 Experimental step responses ($\Delta W_a = +3.0$ kg/min)

でありEqs.(10), (11)を書き改めればつぎのようになる。

$$\theta_{io}/W_a(s) = (1-\eta_i)\alpha_i k G_1'(s) \{1 - e^{-\alpha_i G_1'(s)}\} \quad (13)$$

$$\theta_{ao}/\theta_{ai}(s) = e^{-\alpha_a G_2'(s)} \quad (14)$$

$$\theta_{ao}/W_a(s) = (1-\eta_a)\alpha_a(1-k)G_3'(s) \{1 - e^{-\alpha_i G_2'(s)}\} \quad (15)$$

ここにおける伝達関数 $G_1'(s) \sim G_4'(s)$ は Table 1 に示してある。

2. 実験

2.1 実験装置

装置は2段式熱交換器系であり、第1段に凝縮器を、第2段に二重管式熱交換器を用いている。装置のフローチャートを Fig. 2 に示す。

凝縮器を通過する冷却水は、ここで蒸気により加熱され向流型二重管式熱交換器の環状部に入る。二重管式の管内流体には水道水を使用した。

2個の熱交換器のうち、凝縮器については、1-shell-2-pass 形、伝熱管内径 16.1mm、外径 21.7mm のSGP 管長 763mm、管本数 14本、胴内径 131mm 胴側に蒸気、管側を冷却水が流れる。二重管式熱交換器については、内管内径 21.4mm、外径 25.4mm の銅管、外管は 1½"SGP (内径 41.6mm)、伝熱管長 3045mm、伝熱面積 (内管外径規準) 0.243m²、管内は低温流体 (水道水)、

環状部を凝縮器を出た高温流体が流れる。前述のように注目しているものは第2段の二重管式熱交換器である。

各部温度の検出にはガラスサーミスタを用いその時定数は約1.2secである。

2.2 実験結果

二重管式熱交換器の管内流体流量は本実験では15.1 kg/minに固定しておき、環状部流体流量はバルブAを用いて変化させた。この環状部流体の入口温度（凝縮器出口温度と等価）と、その流量の定常状態における関係をFig. 3に示す。この図から求まる流量に対する入口温度の傾斜は後に示す環状部流体流量変化に対する同流体入口温度変化を表す伝達関数のゲイン定数となる。また定常値から、対数平均温度差を用いて総括伝熱係数を計算すればFig. 4のようになる。

動特性実験にはステップ応答法を用いた。その結果の1例をFig. 5に示す。この図から分るように各流体出口温度は、従来の単一熱交換器では見られなかった逆応答あるいはオーバーシュートを示している。また T_{ai} の応答にはおくれ時間が見られるがこれは凝縮器冷却水出口温度変化が二重管式熱交換器に到達するまでに要する配管部によるおくれ時間である。

ステップ入力を与える前の各流体の定常値はつぎのとおりである。

管内流体 入口温度 18.2°C. 出口温度 23.7°C, 流量 15.1 kg/min

環状部流体 入口温度 42.7°C, 出口温度 37.9°C, 流量 17.0 kg/min

蒸気温度 101.2°C (飽和)

3. アナログシミュレーション

本論文は流量と入口温度の同時変化に対する応答を扱うものであるが、本来は多段式熱交換器の表示法について研究することを目的としている。よって前述のように入口温度変化は流量変動に伴っておこり、ここではこの2個の入力を独立には与えていない。しかし独立に与えた場合にも以下に述べる方法と同様な解析を行って差支えない。

さてこの種の熱交換器において、流体出口温度変化は流量変化と、さらに境界条件として入口温度変化がある場合、Eq.(11)で示されるようにそれぞれの変化量の重畳されたものとして表わされる。このように重ね合わせが成立し、温度入力すなわち環状部流体入口温度変化と環状部流体流量変化との間が、ある伝達関数で記述されるとすれば（これは凝縮器の冷却水流量変化に対する同流体出口温度の応答）、各流体出口温度の応答を求めるブロックダイアグラムはFig. 6のようになる。

ここに書かれている伝達関数 $G_1 \sim G_6$ はそれぞれTable 1にあるものに静ゲインを考慮したものである。

Table 2 Numerical values for parameters. Values of the final steady state are shown in brackets

$\alpha_a=0.25$ (0.22)	$\alpha_t=0.28$ (0.31)
$\tau_t=0.0723$	$\tau_a=0.1523$ (0.1209)
$r_w=0.0211$ (0.0195)	$r_a=0.53$ (0.489)
$r_t=0.47$ (0.511)	$k=0.376$
$U=17.6$ (19.14)

θ_{aow} : Temp. change of fluid at outlet of annulus due to w_a

θ_{aio} : Temp. change of fluid at outlet of annulus due to θ_{ai}

θ_{tww} : Temp. change of fluid at outlet of tube due to θ_{wi}

θ_{tow} : Temp. change of fluid at outlet of tube due to w_a

Fig. 6 Block diagram for analog simulation

それら伝達関数のうち G_1, G_2' はアナログ計算機を使用するに適さないため、文献(2)で行ったと同じように低周波近似モデルの形にする。それを付録1のTable 3に示した。また伝達関数 G_5 は凝縮器の動特性から導き出せるものであるが、ここではステップ応答から実験的に伝達関数を決定した。その方法は付録2に記してある。実験から得られたTable 2にあるシステムパラメータ値（初期定常値）を用いれば、各伝達関数がTable 3のようになれる。

また本実験のように流量変化を考える場合、ステップ応答においては各システムパラメータ値は入力を加える前後ではかなり違ってくる。そこでどちらの値にもとづくモデルのステップ応答の曲線が実験結果とよい一致性を示すかを調べるため、ステップ変化後の各システムパラメータ値を用いた伝達関数を求めてみた。それらをTable 3の第3列目に付加した。なおその時の各パラメータ値（最終値）はTable 2のカッコ内に示してある。

そしてALS 1000アナログ計算機を用いてシミュレートした結果を環状部流体出口温度および管内流体出口温度に対してFig. 7とFig. 8に示した。

Table 3 Transfer functions in Fig. 6

Model transfer function	Based on the initial steady state	Based on the final steady state
$G_1(s)$	$\frac{0.7788}{(1+0.0491s)(1+0.30s+0.0017s^2)}$	$\frac{0.8020}{(1+0.0485s)(1+0.296s+0.0016s^2)}$
$G_2(s)$	$\frac{0.7557}{(1+0.0976s)(1+0.0597s+0.0067s^2)}$	$\frac{0.7333}{(1+0.0779s)(1+0.0476s+0.0042s^2)}$
$G_3(s)$	$\frac{0.5004(1+0.0098s)}{1+0.6516s+0.01285s^2}$	$\frac{0.5177(1+0.0072s)}{1+0.6048s+0.01084s^2}$
$G_4(s)$	$\frac{0.2927}{1+0.301s+0.0055s^2}$	$\frac{0.2853}{1+0.2656s+0.0046s^2}$
$G_5(s)$	$\frac{0.672(1-0.093s)}{(1+0.287s)(1+0.069s)}e^{-0.133s}$	$\frac{0.672(1-0.093s)}{(1+0.287s)(1+0.069s)}e^{-0.133s}$
$G_6(s)$	$\frac{0.073}{(1+0.246s)(1+0.008s)}$	$\frac{0.076}{(1+0.2127s)(1+0.008s)}$

Fig. 7 Comparison of analog comp. model with experimental data (fluid temp. at outlet of annulus T_{ao}) $\Delta W_a = +3.32$ kg/min Fig. 8 Comparison of analog comp. model with experimental data (fluid temp. at outlet of tube side T_{to}) $\Delta W_a = +3.32$ kg/min

4. 考 察

第1段に凝縮器，第2段に二重管式熱交換器を用いた2段式熱交換器系において，流体流量変化とそれに誘起される入口温度の同時変化に対する流体出口温度の動特性を各変化が重畳されるとの仮定に基づいて，アナログ計算機を用いてシミュレートした。その実測値との比較はFig. 7, Fig. 8にあるようにかなりよい結果が得られた。この重ね合わせは解析解Eq.(11)において導かれるが，これは流体の物性値が流体温度変化によらず一定であること，さらに伝熱係数が温度変化に依存せず流量変化によってのみ変化すると仮定したことによる。よ

て流量変化に対して流体温度の変化が非常に大きい場合には，重ね合わせにより求めた解は誤差が大きくなると考えられる。

ここで伝熱係数の流量並びに温度依存性を定常値において調べてみると，たとえば本実験装置において，初期定常状態($W_a = 17.0$ kg/min, 流体平均温度 40.3°C)における環状部伝熱係数は $3430 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}$ (以下単位同じ)，ここで流量のみが10%増加したとすれば伝熱係数は3700，さらに平均温度が10%増加すれば結局伝熱係数は3840となる。普通では平均温度の変化量が流量のそれと同程度であることは少く，伝熱係数の流体平均温度依存性は小さくなる。しかし，これを無視すれば過渡応答の定常値は誤差を生ずる。また流量変化による過渡応答を考えてみると，伝熱係数の変化は流量変動に対してほとんどおくれなく追従する。しかし流体平均温度の影響は，流量変化が加わってからかなり遅れて現われる。よってステップ応答では最終定常値に近づくに従ってこの効果が出てくる。故に理論解析では初期の立上り部分において実験値とよく一致次第に誤差を生じてくると考えられる。しかしアナログ計算機と実測結果との比較ではこのことははっきりとあらわれない。これはシミュレートに用いた解析解が低周波近似解であり，高周波部を多く含む立上り部分に対しては誤差が多いこと，さらに入口温度変化を表わす伝達関数 G_5 の推定が十分でなかったことなどが挙げられる。

Fig. 7, Fig. 8に現われる逆応答およびオーバーシュートの原因は過渡状態の初期において流量変化の影響が著しく，後に入口温度変化の効果が現われ，後者の向きが反対であるからである。これより入口温度変化の影響がかなり大きいことが分る。

また，システムパラメータ値が各定常状態において大きく異なる系に対する伝達関数にはシステムパラメータ値として，ステップ変化後の定常値を用いた方がモデルの

ステップ応答と実験結果との一致性が増すようである。ことに Fig. 8 に示される T_{10} に対しては静ゲインならびに動的变化とも実験曲線に近づく。しかし、Fig. 7 の T_{a0} では静ゲインと立上り部分の誤差が大きくなり、その効果はあまりない。しかしステップの変化量の大きさにより伝達関数を変えなければならないという不便さがある。

以上の結果 Fig. 6 のブロックダイアグラムおよび Table 3 の伝達関数を用いたシミュレーションはかなり満足のゆくものと考えられる。

なお Fig. 5 にあるように環状部流体入口温度が逆応答を示すがこれについては今後検討を加えたい。

本研究においては Fig. 6 における伝達関数 G_5 (すなわち環状部流体入口温度と流量変化を表すもの) を実験値から定めたが、従来から解析されている凝縮器の動特性を導入すれば、2 段式熱交換器系の動特性のシミュレーションとなる。

結 言

多段式熱交換器系あるいは他のプロセスへ熱交換器が接続された場合に問題となる、流量変化とそれに伴って起る流体入口温度変化の 2 つのプロセス入力のある熱交換器の動特性について研究し、それらの流体出口温度への影響が重畳されるとしてアナログ計算機でシミュレートした。その結果はかなり良好であった。この重ね合わせは本実験のように入口温度変化があまり大きくない場合には適用可能と思われる。

また非線形を伴う系のステップ応答にはシステムパラメータとして入力を加えた後の定常値を用いてシミュレートした方が結果は良好のようである。

最後に本研究に際し、有益なご意見ならびにご指示をいただいた名古屋大学松原正一教授、京都大学堀田和之助教授に厚く感謝致します。

付 録

A.1 $G_1'(s), G_2'(s)$ のシステム特性値¹⁾

Table 1 における伝達関数 $G_1'(s), G_2'(s)$ はアナログ計算機を用いるのに適していない。そこでこれらの低周波近似モデルを作るためのシステム特性値を Table 4 に示す。なおモデルの作成法は文献 (1) (2) を参照されたい。

A.2 逆応答の近似伝達関数

Fig. 5 にある環状部流体入口温度は流量のステップ変化に伴って逆応答を示す。このような逆応答を表す近似伝達関数を実験値から求める方法について述べる。

Table 4 Characteristic values a_k and c_k of component transfer functions $G_1'(s)$ and $G_2'(s)$

		$G_1'(s)$		$G_2'(s)$	
		1	0	1	0
a_0	c_0	1	0	1	0
a_1	c_1	$\tau_1 + c_1 \tau_w$	$\tau_1 + c_1 \tau_w$	$\tau_a + c_a \tau_w$	$\tau_a + c_a \tau_w$
a_2	c_2	$2c_1 \tau_w^2 + (\tau_1 + c_1 \tau_w)^2$	$2c_1 \tau_w^2$	$2c_a \tau_w^2 + (\tau_a + c_a \tau_w)^2$	$2c_a \tau_w^2$
a_3	c_3	$6c_1 \tau_w^3 + 6c_1 \tau_w(\tau_1 + c_1 \tau_w)^2$	$6c_1 \tau_w^3$	$6c_a \tau_w^3 + 6c_a \tau_w(\tau_a + c_a \tau_w)^2$	$6c_a \tau_w^3$

Fig. 9 Comparison of G_5 with experimental response

逆応答がおこるためには、伝達関数は複素平面の右半面に零点を持たねばならないが、その最も簡単な伝達関数として次式を用いる。

$$G(s) = \frac{1 - \tau s}{(1 + \tau_1 s)(1 + \tau_2 s)} \quad (16)$$

そのステップ応答を $\varphi(t)$ とすれば

$$\left. \begin{aligned} a &= (A_2 - A_1^2) / (A_1 - 2A_3) \\ \beta &= aA_1 - A_2 \\ \tau &= A_1 - a \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

となり、3 個の時定数 τ, τ_1, τ_2 が実測値より A_1, A_2, A_3 を求めることより得られる。ただし

$$\left. \begin{aligned} a &= \tau_1 + \tau_2 \\ \beta &= \tau_1 \tau_2 \\ A_1 &= \int_0^\infty \left\{ 1 - \frac{\varphi(t) - \varphi(0)}{\varphi(\infty) - \varphi(0)} \right\} dt \\ A_2 &= \int_0^\infty t \left\{ 1 - \frac{\varphi(t) - \varphi(0)}{\varphi(\infty) - \varphi(0)} \right\} dt \\ A_3 &= \int_0^\infty \left\{ 1 - \frac{\varphi(t) - \varphi(0)}{\varphi(\infty) - \varphi(0)} \right\}^2 dt \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

また A_2 の代りに $\varphi(t)$ の初期傾斜を用いれば

$$\left. \begin{aligned} \tau &= \frac{DA_1(A_3 - A_1)}{2A_3D - 1} \\ a &= A_1 - \tau \\ \beta &= -\tau/D \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

となる。ただし $d\varphi(t)/dt|_{t=0} \equiv D$

Eq.(17) と Eq.(19) のいずれを用いてもよいが、定常状態近くでノイズが多い場合には Eq.(19) を使用した方がよい。上記の方法で環状部流体入口温度変化を表す伝達関数を求め実験結果と比較すると Fig. 9 のようになる。この伝達関数が Table 3 における G_5 である。

Nomenclature

A = heat transfer area	[m ²]	W = weight flow rate	[kg/min]
C = specific heat	[kcal/kg·°C]	w = dimensionless weight flow rate = $\Delta W/W$	[—]
c = parameter defined by Eq.(5)	[—]	α = parameter defined by Eq.(5)	[—]
h = heat transfer coefficient	[kcal/m ² ·hr·°C]	ρ = density	[kg/m ³]
k = coefficient based on Eq.(12)	[—]	τ = time constant	[min]
l = dimensionless tube length	[—]	η = effectiveness of heat exchanger	[—]
M = weight	[kg]	θ = dimensionless temperature	[—]
p = coefficient based on Eq.(12)	[—]	Suffix	
r = parameter defined by Eq.(5)	[—]	a = annular side	
s = Laplace transform variable	[1/min]	i = inlet	
T = temperature	[°C]	o = outlet	
$\bar{T}$ = Laplace transform of T	[°C]	t = tube side	
t = time	[min]	w = tube wall	
U = over-all heat transfer coefficient	[kcal/m ² ·min·°C]	Δ = small change from standard steady state	
V = volume	[m ³]	' = steady state	

Literature cited

- 1) Hotta, K.: *Trans. JSME*, **28**, 194 (1962)
- 2) Hotta, K., M. Imaeda: *Kagaku Kōgaku (Chem. Eng., Japan)*, **29**, 980 (1965)
- 3) Stermoke, F. J., M. A. Larson: *A. I. Ch. E. Journal*, **10**, 688 (1964)
- 4) Todo, I.: *Trans. JSME*, **33**, 1215 (1967)

技 術 報 告

ガスクロマトグラフィを組合わせた迅速気液平衡測定法*

——特に不均一系に対する適用——

杉 山 健 二***・坂 喜 一 郎**

協和油化株式会社**

緒 言

従来の気液平衡測定装置としては、均一系に対して Othmer 型、不均一系に対して Smith-Bonner 型が広く用いられているが、いずれも気相側平衡組成の測定には凝縮留分を採取して分析するという方法をとっている。この場合一般にかなりの容積の凝縮液受器を有しながら気液兩相を平衡にさせるためにかなりの時間を要し、平衡の確認には若干の熟練を要する。特に不均一系に対し

ては凝縮留分が二液相に分離するために安定した平衡状態を得ることが至難であり、かつ気相側平衡組成の測定そのものにも十分な精度を期待しにくい。

筆者らは分析装置として現在最も広く使用され、信頼性においても評価の高いガスクロマトグラフィが元来気相分析機器であることに着目し、これを組合わせた気液平衡測定装置を考案した。この装置を使用すれば気相側成分を一たん凝縮させるという過程をへることなく、気相のまま組成の分析を行なうことができる。当然この方式は従来法に比較してつぎのように幾つかの利点を有している。

- 1) 測定の迅速化および簡略化
- 2) 測定精度の向上

従来法のような手動作による気相側留分のサンプリング

* <A Rapid Measurement of Vapor-Liquid Equilibria Combined with a Gas Chromatography —Especially, application to heterogeneous systems—>

Received on June 3, 1968

** Kiichiro Saka (Kyowa Yuka Co. Ltd., Tokyo)

*** Kenji Sugiyama (大協和石油化学(株) Daikyowa Petrochemical Co. Ltd., Tokyo)

多管式冷却凝縮器の簡略計算法 ——凝縮性蒸気が1成分の場合—— (水科篤郎, 伊藤竜章, 上村浩, 中村昭夫, 化学工学, 33, 429~435 (1969)) 凝縮性蒸気1成分が混入しているガス系用の多管式冷却凝縮器の熱的設計のために2種類の簡略設計法を提案した。第1の方法では水温を入口, 出口の温度の算術平均に一定しているものとして扱い, 第2の方法では単純向流を仮定した算出面積を通常の多管式熱交換器の設計に用いられる温度差補正係数で補正して所要伝熱面積を求める。両方法を実験結果に適用した結果, 共に実面積に十分近い計算面積を与え, より厳密な逐次計算の結果ともよく一致した。

傾斜型流動層における伝熱 (杉山幸男, 梁谷昌信, 新井紀男, 化学工学, 33, 435~440 (1969)) 流動化粒子として砂, 石油コークス, およびガラスビーズ, 加熱流体として空気を用いて多孔板 (バッグフィルター用ナイロン振動ウール) に若干の傾斜を与えた傾斜型流動層における粒子-流体間の伝熱係数を実測した。ただし粒子には完全混合を, ガスにはピストン流れを仮定した。実験範囲は流動化粒子径 0.19~4.11 mm, 空気温度 50~100°C で, その結果 $1 < Re_p' < 100$ の範囲でつぎの関係式をえた。 $Nu_p = 0.008(Re_p')^{1.53}$ この関係であらわされる粒子-流体間伝熱係数は従来報告されている微粒子充填層と流動層とのほぼ中間の値に位置することが明らかとなった。

定濃度球面強制対流伝達係数 (乙竹直, 化学工学, 33, 441~448 (1969)) 定濃度球面の強制対流伝達係数の局所値ならびに全面平均値を近似的に計算した。背面における伝達機構を一定の更新速度をとまなう浸透模型で近似した。 $Re > 10^3$, $0.5 < Pr$ or $Sc < 10$, の範囲では平均伝達係数は近似的に次式のようにあらわされる
$$\overline{Nu} = 2 + 0.56 Pr^{1/2} Re^{1/2} + 0.152 Pe^{1/2}$$
 なお計算値は文献の測定値にかなりよい一致を示した。

泡沫塔における界面積および液側物質移動係数 (恩田格三郎, 佐田栄三, 竹内寛, 化学工学, 33, 448~453 (1969)) 単一ノズルにより水, グリセロール, 蔗糖水から生ずる泡沫層の気液接触面積を測定し, 分散気泡と類似した実験式を得るとともに, 液ホルダーカップがガス流速の1.7乗および動粘度の1/2乗に比例する実験式を得た。またこれら水溶液による泡沫層での純炭酸ガスの吸収実験を行ない, 得られた k_{La} は充填塔の値より数倍大きい, 気泡塔よりは小さい。 k_{La} については $Sh = 0.70 Re^{0.9} Sc^{1/2}$ の簡単な相関式を得た。

多孔板上での気体混合——液体の混合特性との比較—— (井上一郎, 海野肇, 化学工学, 33, 453~459 (1969)) 乱流拡散の考え方を適用し, 連続点源トレーサ法を採用して多孔板上での気体の混合現象を検討した。実測された気体および液体の乱れの平均速度, 特性距離から, 気体の混合は気体の平均滞留時間に依存し, 多孔板面に平行な面内では気体および液体の乱れの平均速度は液の平均流方向とこれに直角な方向とで, 相違のないことを認めた。

多成分蒸留システムの最適な構成 (西村肇, 平泉泰, 33, 459~464 (1969)) N 成分混合物を各成分に蒸留分離するには $(N-1)$ 個の蒸留塔が必要であるが, これらの塔をくみ合せて一つのシステムを作る場合にはその構成に限り自由度が残っている。この論文ではつぎのような評価関数を用いた時のシステムの最適な構成をみちびいた。

$$C = \sum_K (a' V(K) + b' Q(K))$$

ここで $V(K)$ は塔容積, $Q(K)$ はリボイラーの加熱量, 供給液の各成分の量がほぼ同程度の時と一成分だけが非常に多い時において結果をしるした。比揮発度の影響も考慮した。

流量ならびに入口温度の同時変化による熱交換器の動特性 (今枝正夫, 本多静夫, 杉山幸男, 化学工学, 33, 464~470 (1969)) 液-液二重管式熱交換器において, 流体流量変動と流体入口温度変化の2つのプロセス入力と同時に加わる場合の動特性を, それらの変化による流体出口温度が互に重畳されるという仮定に従い, 線形解析によりアナログ計算機を用いてシミュレートした。シミュレーションには液-液二重管式熱交換器動特性の低周波近似モデルを用いた。実験結果とアナログ計算機モデルの応答の比較から, 入口温度変化があまり大きくない場合重ね合わせの仮定は使用できることがわかった。

<技術報告>
ガスクロマトグラフィを組合わせた迅速気液平衡測定法——特に不均一系に対する適用—— (杉山健二・坂喜一郎, 化学工学, 33, 470~473 (1969)) ガスクロマトグラフィを組合わせた気液平衡測定装置を考案し, 気相側平衡組成を気相のまま直接測定する方式を試みた。この方式にはつぎの利点がある。(1) 測定の迅速化と簡略化, (2) 測定精度の向上, (3) 特に不均一系の場合気相側を凝縮させずに測定するので高い精度がえられる。

<寄書>
水への非極性ガスの溶解度 (片山俊・新田友茂, 化学工学, 33, 474~476 (1969)) 水への非極性ガスの溶解度をヘンリー定数として整理し, 三定数を用いた温度の関数としてあらわした。高圧相および気相の圧力によるフュガシティ補正の相対的大補正項の寄与が, ガスのみかけの偏分子容と第二ビリアル係数によってあらわされることを示した。

2次元層流焰の可燃成分の濃度分布 (城塚正・酒井清孝, 又木登司, 化学工学, 33, 476~478 (1969)) 噴流焰中の可燃成分の濃度分布が単なる噴出流中の場合と比較していかなる差異を生ずるかにて検討を行なった。そして, 燃焼反応が起っている時実際にサンプリングされた可燃成分の濃度分布は

$$\frac{dI}{d_{1m}} = \exp \left[-(\ln^2) \left(\frac{y}{y_{0.5}} \right)^2 \right]$$

で表わされ, これは燃焼反応が起っている場合, 反応面 (燃焼波) が可燃成分の吸収になるために, 分散の小さな特殊な確率分布曲線を示すものと考えられる。

充填塔における壁流について (恩田格三郎, 竹内寛, 高橋正博, 化学工学, 33, 478~480 (1969)) ラシヒリングおよび球状充填物を詰めた壁面の異なる塔における壁流量を測定し, 壁流量測定法の妥当性を検討した。ガラスおよびアクリル塔の壁流比は $Z=0.6$ m では Z の影響はなくなるが, ラシヒリング充填の場合, L が大きくなるとともに30~40%まで減少する。また純炭酸ガスの吸収実験より, 壁流効果として $Z=0.1 \sim 0.6$ m で近似的に $k_{La} \propto Z^{-0.15}$ の関係を得た。