2基の熱交換器を並列および直列に接続する系の動特性に関する考察*

天 野 嘉 春^{*1}, 橋 詰 匠^{*1}

Dynamics of Two-Heat Exchanger Network

Yoshiharu AMANO and Takumi HASHIZUME

The dynamics of heat exchanger networks, parallel and series connections of two heat exchangers are investigated. Experiments of two steam-condensers cooled by water in tubes are performed and show interesting phenomena on both parallel- and series-heat exchanger networks. The characteristics of the parallel systems are mainly influenced by a stream splitting, i.e., the flow rate distribution and the transportation lag-time in the pipe connecting each heat exchanger and a confluence point. The magnitude and phase of water (cold stream) outlet temperature change against a water flow rate change input show fluctuations in the lower frequency range. In the same manner, the magnitude and phase of the series systems also show a fluctuation in a lower frequency range. These behaviors are caused by the effect of the size ratio of the primary heat exchanger to the secondary one and the lag-time in the pipe connecting each heat exchanger. Consequently, it is clarified that both the parallel and series systems are sensitive to the transportation lag-time in the pipe. The results shows the importance of a fluid transportation model in the pipe on the dynamics of the system.

Key Words: Heat Exchanger, Process Control, Heat Exchanger Network

1. 緒 言

複数の熱交換器から成る熱交換器網の動特性をモデル化するに当たり、最も基本的な接続形態を対象に、その動特性を評価することを目的とする。

本論文では、シェルアンドチューブ式熱交換器を2基直列および並列的に接続する系を対象に実験を行い、そのメカニズムについて考察している。これをもとに、温度制御系の計画にも留意した、熱交換器の接続系を構築するための指針を提案している。

熱交換プロセスの動特性に関しては、1950年代から活発に研究されている^{(1)~(10)}。Takahashi⁽¹⁾は熱容量効果を含む並流・向流熱交換プロセスの伝達関数を明らかにし、その後PaynterとTakahashi⁽²⁾は厳密な伝達関数と簡易な伝達関数を実験値と比較し、それらの適用性について論じている。この頃から、さまざまな形式の熱交換器の動特性を解析する研究が発表されている。一方、熱交換器網の最適設計に関しては、ピンチ点技法に基づく生成アルゴリズムが一般的に使用され、プラント内での熱の有効利用が図られるようになった。これによって、概ね定常特性を考慮した熱交換器網の設計は可能になったが、動特性を積極的に考慮するにはまだ多くの困難を伴うため、現在も積極的に研究が行われている。特に起動・停止を含む広い運転動作点に及ぶシステムの挙動に対しては、オペレータ負荷を軽減し、かつ安定したプラント制御を実現するために、その解明には多くの努力が払われている。

記 号 表

A	伝熱面積	[m ²]
a	単位長さ当たりの伝熱面積	[m ² /m]
c _p	定圧比熱	[J/kg K], f 周波数 [Hz]
g	質量流量	[kg/s]
h ^{''}	飽和蒸気の比エンタルピー	[J/kg]
h [']	飽和液の比エンタルピー	[J/kg]
K	熱通過率	[W/m ² K]
L	熱交換器長さ	[m]
R	水流量配分比	(式(6))
S	伝熱管断面積	[m ²]
s	ラプラス演算子	
T	時定数	[s]
U	水蒸気流量配分比	(式(7))
u ^{''}	飽和蒸気の比内部エネルギー	[J/kg]
u [']	飽和液の比内部エネルギー	[J/kg]
V	シェル内容積	[m ³]
v	管内流速	[m/s]
W	器内に保有する流体質量	[kg]
X	体格比	(式(5))
x	入口からの距離	[m]
Δ	初期定常動作点からの微小偏差	
θ	温度	[K]
ρ	密度	[kg/m ³]
v	比容積	[m ³ /kg]
τ	滞留時間	[s]

Subscripts

D : ヘッダー, L : 液相, O : 系出口,
P : 配管部, S : 水蒸気, V : 気相, W : 水

Superscripts

A : 熱交換器A, B : 熱交換器B,
P : 並列系, S : 直列系

* 1997年7月15日 ICOPE-97において講演、原稿受付
1998年3月11日。

^{*1} 正員、早稲田大学理工学総合研究センター(☎162-0044 東京都新宿区喜久井町17)。

E-mail: yoshiha@mn.waseda.ac.jp

2. システムの概要

シェルアンドチューブ式熱交換器を対象とする。管内側に冷却水が、シェル側に水蒸気が流れる(図1参照)。基準体格の熱交換器の仕様を表1に示す。さらに、80%体格のものを用意しており、実験には体格比の異なる熱交換器を接続できるようになっている。2基の熱交換器は並列および直列に接続され、それらの系の動特性を比較・検討する。具体的には、2基の熱交換器の体格比および並列に分岐する管路を流れる流体の流量配分比が異なる系の挙動を、接続管路での流体の滞留時間にも注目して評価する。

Fig.1 Schematic of a test heat exchanger.

Table 1 Specifications of a heat exchanger.
(standard size)

Item	Specification
Shell (Steam)	Flow rate 100 kg/h
	Temperature 120 °C
Tube (Water)	Flow rate 1200 kg/h
	Temperature 20 °C φ15.88×2.39 ^t Number:4
Heating rate	65 kW
Heat transfer area	0.278 m ²

2・1 並列系

2基の熱交換器を図2に示すように加熱(水蒸気)、被加熱流体(常温水)ともに並列に接続する系を並列系と呼ぶ。並列系の構成熱交換器をそれぞれHE^P-AとHE^P-Bとする。図2を見てわかるように、2基の熱交換器は低温流体、高温流体ともに熱交換器前後でそれぞれ分岐、合流する。HE^P-A出口から水が合流する点までの管内滞留時間とHE^P-B出口からのそれとでは、常にHE^P-B側が長くなるように設定する。

Fig.2 Parallel system configuration.

2・2 直列系

図3に示すように、2基の熱交換器(HE^S-A, HE^S-B)の被加熱流体である水の管路を直列に、加熱流体である水蒸気管路を並列に接続する系を直列系と呼ぶ。常温水はHE^S-Aにおいて熱交換した後、HE^S-Bに流入する。

水蒸気による水加熱器を2基接続する、これら2つの系を対象に、主に周波数特性を調査することによって、温度制御対象としての動特性を評価する。

Fig.3 Series system configuration.

3. モデル化

3・1 熱交換器

熱交換器における熱交換プロセスを次のような仮定のもとにモデル化する。

1. 伝熱管内を流れる水はピストン流とする。
2. シェル内に流れ込む水蒸気は乾き飽和状態であり、器内では場所によらず一定温度で凝縮するものとする。
3. 熱通過率は伝熱管内側の水流量の線形関数であるとする。
4. 熱交換器は断熱されており、熱損失は無いものとする。

以上の仮定のもとでは、熱交換器の基礎式は次のように表せる。

$$\frac{d}{dt}(u_s'' W_{SV} + u_s' W_{SL}) = h_s'' g_{SV} - h_s' g_{SL} - KA(\theta_s - \theta_w) \quad (1)$$

$$\frac{d}{dt}(W_{SV} + W_{SL}) = g_{SV} - g_{SL} \quad (2)$$

$$W_{SV} v_s'' + W_{SL} v_s' = V_s \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \theta_w + v_w \frac{\partial}{\partial x} \theta_w = \frac{Ka}{\rho_w S c_p} (\theta_s - \theta_w) \quad (4)$$

系の挙動の評価に際しては、HE-Aを基準に定義する、次の3つのパラメータに注目する。

体格比: X

$$X \equiv \frac{L^A}{L^A + L^B} \quad (5)$$

水流量配分比: R

$$R \equiv \frac{g_w^A}{g_w^A + g_w^B} \quad (6)$$

水蒸気流量配分比: U

$$U \equiv \frac{g_s^A}{g_s^A + g_s^B} \quad (7)$$

以下の算定では、それぞれの熱交換器における熱通過率と系に流れる流量の総和は初期定常動作点において一定とする。

3・2 その他の要素

配管内を流れる流体温度の動的な変化は、滞留時間起因するむだ時間要素と熱容量効果による一次遅れ要素の重ね合わせとしてモデル化する。すなわち、配管入口における温度変化に対する出口温度の応答を示す伝達関数は $e^{-s\tau_p}/(1+s\tau_p)$ によって表しうるものとする。

また、熱交換器の管内流体の出、入口部にはヘッダを付帯しており、流速が低い場合にはむだ時間要素に近い応答を示すが、一般的な使用状況ではヘッダ内で十分流体が攪拌されていると仮定して良く、完全混合に対応する一次遅れ要素と扱って良い。したがって、ここでは、その伝達関数を $1/(1+s\tau_D)$ とする。

管路が合流する点には、特に攪拌を促進する付帯装置を設置していないが、実験条件範囲内においては完全混合として扱う。すなわち、合流点から混合温度の測定点までの容積のホールドアップ時間に対応する一次遅れ要素とする。

4. 周波数特性

4・1 実験装置

熱交換器の水出口温度の制御系に対する負荷変化としては、水流量の変化を取り上げるのが一般的である。そこで、水流量変化に対する系出口水温の応答を、上述のパラメータに対して評価する。算定評価に先立ち、2基の熱交換器の体格比、流量配分比、あるいは接続管路の影響を実験によって評価した。図4に実験設備のフローシートを示す。図中に熱交換器はそれぞれ2基ずつしか記載されていないが、熱交換器は基準体格のものを2基、その80%体格のものを1基用意している。熱交換器を組み替えることにより、体格比を $X=0.5, 0.44$ として 0.56 にすることができる。水蒸気流量は一定になるようコントロールバルブで制御されており、水流量は正弦波状（フルストローク時の周波数帯域 $1.6[\text{Hz}]$ ）に変化させることができる。初期定常動作点を表2に示す。

図5に並列系の、図6に直列系の実験結果の一例をそれぞれ示す。両系ともに $0.03 \sim 0.08 [\text{Hz}]$ でゲイン、

位相の急激な変動が見られる。この特性の発生メカニズムについては以下の算定で確認する。なお、図中記号 G は、ラプラス変換後の質量流量 g を意味する。

Table 2 Initial operating conditions.

Item	Initial operating conditions		
Steam	Flow rate	200	kg/h
	Temperature	130	°C
	Pressure	279	kPa
Water	Flow rate	2400	kg/h
	Temperature	20	°C
	Pressure	500	kPa
Lag-time in pipe (standard-size)	Parallel system: τ_p^A	2.3	s
	τ_p^B	12	s
	Series system: τ_p^{AB}	2.3	s
Residual time in the heat exchanger (standard-size)	Parallel system: τ^A	3.6	s
	τ^B	3.6	s
	Series system: τ^B	1.8	s
	$\tau_D^A = \tau_D^B$	1.2	s

a) Parallel system.

b) Series system.

Fig.4 Schematics of experimental installations.

Fig.5 Experimental results of the parallel system.

Fig.6 Experimental results of the series system

4・2 算定結果との比較

パラメータ X および R を変化させた場合の並列および直列系の特性を算定した。

各要素の接続関係をブロック線図として表現すると、並列系、直列系のモデルはそれぞれ図7、図8の様に表現できる。それぞれ水流量変化が作用した場合の系水出口温度の応答を示している。並列系では並列に接続された2基の熱交換器モデルの応答を受け、合流点までの管路での滞留にともなう熱容量効果によって温度振幅が減衰し、それぞれの滞留時間差に対応する位相差をもって水が合流する。直列系では、水流量変化に対する熱交換器出口水温の応答が、後段の熱交換器 $\text{HE}^s\text{-B}$ に対して入口温度変化入力として作用するが、その際、主に $\text{HE}^s\text{-A}$ と $\text{HE}^s\text{-B}$ の間の滞留時間分の遅れを伴う。このように、2つの系は異なったメカニズムで系水出口水温の挙動が決定される。

Fig.7 Parallel system model.

Fig.8 Series system model.

並列系の定常特性を考慮すれば、体格比 X に見合った水流量配分比 R を設定するのが望ましい¹¹⁾。すなわち、 $R=X$ とすることで最大熱回収が得られる。そこで、このような設定における周波数特性実験（水流量変化入力に対する系出口端の水温度応答）の結果と併せて、算定結果を図9に示す。 $R=X=0.44$ の場合に、周波数約0.05 [Hz]においてゲイン、位相がともに大きく変化していることがわかる。これはそれぞれの熱交換器を流出した水が、接続管路での滞留時間差に起因した位相差 ($\approx \pi$) を伴って合流したために生じた現象である。このことは、算定結果と実験結果との良い一致によって確認できる。このゲインと位相の急変をもたらす周波数 f_p [Hz]は、次のように求めることができる。

$$f_p = \frac{2n-1}{2[\tau_p^A - \tau_p^B]}, \quad n=1,2,3,\dots \quad (8)$$

直列系に対しては、水側配管に分岐・合流ポイントが存在しないため、水流量配分比 R は定義されない。また、水蒸気流量配分比 U は、体格比 X に対して、系全体での交換熱量が定常状態で最大になる拘束条件を考慮することで一意に定まる。その関係を図10に示す。

直列系の周波数特性（水流量変化入力に対する系出口水温の応答）の算定結果を実験結果 ($X=0.5$: $U=0.587$, $X=0.56$: $U=0.64$) と併せて図11に示す。

図から、計算結果は実験結果の傾向を良く捉えており、その有効性を確認できる。並列系と同様に、各熱交換器のもつ帯域に比べ低周波数域（約0.08 [Hz]）でゲインと位相が急激に変動している。これは次の様なメカニズムに起因する。すなわち、体格比と接続管路に応じて前段の $\text{HE}^s\text{-A}$ から後段の $\text{HE}^s\text{-B}$ へ滞留時間分遅れをもって作用する入口水温変化が、水流量変化入

力による HE^S-B 出口の水温変化への効果を打ち消すように働くからである。このような状況をもたらす特定の周波数 f_s は、簡易には次のように求めることができる。

$$2\pi f_s(\tau^B + \tau_p^{AB}) + \tan^{-1}(2\pi f_s \tau_D^A) + \tan^{-1}(2\pi f_s \tau_D^B) = \pi \quad (9)$$

ここで、 τ^B は後段の熱交換器内の滞留時間、 τ_p^{AB} は2基の熱交換器を接続する管路の滞留時間、 τ_D^A 、 τ_D^B はそれぞれ HE^S-A 、 HE^S-B に付帯するヘッダ内での滞留時間を意味する。

並列系および直列系とも主に接続管路の影響により、周波数特性において比較的低周波数域において顕著なゲインと位相の変動現象を確認した。どちらの系も熱交換器単体の特性に起因する帯域よりも低い周波数域においていったん位相が大きく遅れ、その後、その遅れが回復する傾向が見られた。両系を出口水温制御の点のみから比較すると、並列系は位相遅れが大きく、変動現象の生じる周波数が複数存在することから、直列的に熱交換器を接続する方が有利であると言える。

Fig. 9 Frequency response of the parallel system.

Fig. 10 Parameter U vs. X .

Fig. 11 Frequency response of the series system.

5. 結 言

本研究で得られた結果を以下にまとめる。

- 1) 2基の熱交換器を並列および直列的に接続した系において、水流量変化入力作用させた場合の系出口水温の応答を見ると、両者とも各熱交換器の帯域に比べて比較的低周波数域で、ゲインと位相が大きく変動する現象が実験によって確認された。
- 2) ゲインと位相の変動を再現するモデルを導出した。これにより、並列、直列系のゲイン・位相変動のメカニズムは異なるが、系の動特性を規定する主

要な時定数として、各熱交換器の時定数のみならず接続管路の時定数が大きく影響することを確認した。並列、直列系とも周波数特性が大きく変動する周波数は、それぞれ式(8)と式(9)で大略求めることができる。

3) 本論文で取り上げた2つの系に対しては、位相特性から判断すると、直列系の方が安定した温度制御系を構成しやすいと言える。しかし、ここで取り上げなかった系、例えば文献12)の図5に示すような系に対しては、系の伝達関数が右半平面上に零点を有する場合があります。配管内の滞留時間がもたによって逆応答を呈し、不安定な系となる場合がある。このことから、熱交換器網の設計段階で制御系の安定性を検証しておく必要があると言える。

文 献

1. Takahashi Y., Transfer function analysis of heat exchange processes, *Automatic and Manual Control* (A. Tustin, ed.), Butterworths, London(1952), 235-248.
2. Paynter H. M. and Y. Takahashi, A new method of evaluating dynamic response of counterflow and parallel flow heat exchangers. *Trans. ASME* **78**, (1956), 749-758.
3. Dusiherre G. M., Calculation of transient temperatures in pipes and heat exchangers by numerical methods, *Trans. ASME* **76**, (1954), 421-426.
4. Mozley J. M., Predicting dynamics of concentric pipe heat exchangers, *Ind. Engng. Chem.*, (1960), 1035-1041.
5. Morris G. A., and J. Jackson, *Absorption Towers*. Butterworths, London, (1953).
6. Delvaux L., Experimental study of the dynamic behaviour of a heat exchanger and of a mixing process, *Proc. IFAC, 2nd Congr.*, Bastle, Switzerland, (1963), 275-289.
7. Schöne A., A special class of transfer functions for the Description of the dynamic behaviour of heat exchangers, *Proc. 3rd IFAC congress*, London, (1966), 10B.1-10B.7
8. Friedly J. C., Asymptotic approximation to plug flow process dynamics, *Proc. JACC*, Philadelphia, (1967), 216-228.
9. Tan K. S. and I. H. Spinner, Dynamics of a shell-and-tube heat exchanger with finite tube wall heat capacity and finite shell-side resistance, *Ind. Engng Chem. Fundam.* **17**, (1978), 353-359.
10. Masubuchi M., Frequency response analysis in an array of identical heat exchangers, *Automatic Control*, **6-3**, (1959), 126-132.
11. 天野他, 並列に接続された熱交換器の動的特性に関する研究, 機講論第71回全国大会, Vol.D, (1993-10), pp.150-152.
12. Mathisen, Knut W. and Morari, Manfred, Dynamic Models for Heat Exchangers and Heat Exchanger Networks, *Computers chem. Engng*, Vol.18, Suppl., (1994), pp. s459-s463.