シェルチューブ形熱交換器における胴側単相流の熱伝達* (第3報, 熱伝達率の周方向および軸方向分布に関する実験的検討)

松島 均**, 柳田 武彦**
中山 恒**, 工藤 昭雄***

Shell-Side Single-Phase Flows and Heat Transfer in Shell-and-Tube Heat Exchangers

(3rd Report, Experimental Study on Axial and Circumferential Distribution of Local Heat Transfer Coefficients around a Tube Bundle)

Hitoshi MATSUSHIMA, Takehiko YANAGIDA,
Wataru NAKAYAMA, and Akio KUDO

An experimental investigation is performed to find the axial and circumferential distribution of local heat transfer coefficients around a tube bundle in segmentally turbular heat exchangers. The variation in the axial distribution of the heat transfer coefficient is found to be negligible compared with that of circumferential distribution or that within the tube bundle. Local heat transfer coefficients are sensitive to the ratio of the inlet nozzle diameter to the shell diameter in the inlet nozzle region of the tube bundle, while they remain invariant in the center region. No remarkable decrease of local heat transfer coefficients in the window zone is observed, so it is considered that there isn't any effective recirculation zones at the edge there. The normalization of the circumferential heat transfer coefficient using its averaged value keeps the distribution pattern unchanged with the Reynolds number, the ratio of inlet nozzle diameter to shell diameter and location of the tube within the bundle. These normalized values are assumed to agree with those of a tube bank of two dimensional array, with reasonable accuracy.

Key Words: Shell-and-Tube Heat Exchanger, Shell-Side Heat Transfer Coefficient, Heat Transfer from Tube Bundle, Forced Convection

1. 緒 言

シェルチューブ形熱交換器においては、胴側流体の流れパターンおよび胴側熱伝達率分布が伝熱管やバッフル板の配列によって大きく変化する。このため、従来の研究は、胴内で平均化された熱通過率を対象にしたものが多く、伝熱管・バッフル板などの形状パラメータが平均熱通過率に及ぼす影響について調べられてきた⁽¹⁾。

一方、高温の排熱回収用あるいは高温ガス炉用のシェルチューブ形熱交換器においては、胴側の高温ガス入口部において非常に高い熱負荷が予想されている。これらの熱交換器の伝熱管に対する熱的な信頼性を検討するためには、管束内の各位置の伝熱管における熱通過率を正確に評価する必要がある。

本研究の第1報⁽²⁾および第2報⁽³⁾においては、局所熱通過率を算出する際に最も支配的であり、かつ流れの複雑さのために正確な予測が困難であった胴側熱伝達率について、管束内の伝熱管位置とバッフル板間平均の熱伝達率の係数に着目した実験的ならびに数値解

析的な検討を行い、その整理法を提案した。また、胴入口部の構造が局所熱伝達率に及ぼす影響について検討し、熱伝達率の分布を一様化させる構造を調べた。前報⁽⁴⁾では、それらの結果をふまえ、シェルチューブ形熱交換器各部の熱負荷分布の計算を行い、高温熱交換器の伝熱管のパーンアウトや高温強度に対する検討を行った。本報では、さらに一歩進んで、各伝熱管についての胴側熱伝達率の周方向および軸方向分布について実験的に検討を加えた。

記 号

D_{in} : 入口ノズル径

D_s : 胴径

d : 伝熱管外径

h_{θ} : ある軸方向位置の周方向平均の熱伝達率

h_a : ある軸方向、周方向位置の熱伝達率

$N_{u\theta}$: 周方向平均のヌセルト数 $= h_{\theta}d/\lambda_{\infty}$

N_{ua} : 軸方向位置でのヌセルト数 $= h_a d/\lambda_{\infty}$

q : 熱流束

Re : レイノルズ数 $= U_c d/\nu_{\infty}$

T_{∞} : 入口空気温度

U_c : バッフル1段めの胴中央の管列での最小断面
積に対する流速

* 昭和61年11月18日 第940回講演会において講演、原稿受付 昭和61年5月16日。

** 正員、(株)日立製作所機械研究所(〒300 土浦市神立町502)。

*** 正員、パブコック日立(株)呉工場(〒737 呉市宝町6-9)。

z : 管軸方向位置
 ν_∞ : 動粘性係数
 λ_∞ : 熱伝導率
 θ : 角度
 添字
 max: 最大

2. 実験装置および方法

図1に、本研究で用いた伝熱実験装置の概略を示す。実験装置の構成は、前報⁽²⁾⁽³⁾で使用したものと同一である。すなわち、風洞は吸い込み形であり、入口ノズルから流入した空気は、テストセクションを通り、プロアから大気中に放出される。テストセクションは、25%切欠バッフル板付きのシェルチューブ形モデル熱交換器である。366本ある伝熱管(外径 $\phi 6.4$)の配列はピッチ比2の三角配列である。なお、バッフル段を胴側流体の入口側から数えて、管板と第1バッフル板で囲まれる区間をバッフル1段め、第1バッフル板と第2バッフル板で囲まれる区間をバッフル2段めと定義する。バッフル板の間隔はバッフル1段めで125 mm、バッフル2段めで100 mmである。

本研究では、熱伝達率の周方向分布が測定できる供試管を軸方向にトラバースさせて測定を行った。供試管は、外径6.4 mm (他の伝熱管と同じ寸法) の薄肉ベークライト円筒 ($t=0.3$ mm) の外側に薄いステンレスはく (120 mm $\times$ 5 mm $\times$ 10 μ m) を巻いたものであり、直接通電法により加熱を行う。実験は、供試管を1本だけ発熱させて行い、他の伝熱管は非加熱とした。熱伝達率は、周方向の8箇所 に埋め込んだCC熱電対 ($\phi 76$ μ m) の測定値から後述の式で算出した。熱電対は、ベーク円筒とステンレスはくの間にあり、ステンレスはくとは薄いセルロイド膜により電氣的に絶縁されている。なお、得られた実験結果から熱損失の見積もりを行ったところ、本供試管においては周方向に管壁に沿って熱伝導で伝わる熱量は、温度こう配の最も大きいところでも、対流による伝熱量の6%以下である。また、管軸方向の熱損失はこれよりも小さく3%以下である。このため、本研究では熱損失は考慮していない。

熱伝達率の周方向分布値 h_θ 、軸方向分布値 (周方向平均値) $h\bar{\theta}$ 、およびヌセルト数の周方向分布値 $N_{u\theta}$ 、軸方向分布値 (周方向平均値) $N_{u\bar{\theta}}$ を次のように定義する。

$$h_\theta = q / (T_{w\theta} - T_\infty) \quad (1)$$

$$h\bar{\theta} = q / (T_{w\bar{\theta}} - T_\infty) \quad (2)$$

$$N_{u\theta} = h_\theta d / \lambda_\infty \quad (3)$$

$$N_{u\bar{\theta}} = h\bar{\theta} d / \lambda_\infty \quad (4)$$

ここで、熱流束 q は入力電力より計算でき、 $T_{w\theta}$ は供試管の周方向温度分布、 T_∞ は入口空気温度である。 $T_{w\bar{\theta}}$ は、 $T_{w\theta}$ を周方向位置8箇所について算術平均したものである。また、 d は伝熱管外径であり、 λ_∞ は入口空気温度に対する空気の熱伝導率である。

図2は、熱伝達率分布の測定箇所を示す。本研究においては、入口ノズル径 D_{in} を50 mm, 90 mm, 120 mmと変化させて実験を行った。これを胴径 D_s との比で表すとそれぞれ $D_s/D_{in}=5.8, 3.2, 2.4$ である。管束内の測定位置は11箇所であり、図2の横断面に黒丸印で示す (No. 1~11)。なお、熱伝達率の測定は、各管束内位置に対して、周方向8箇所、軸方向3箇所 (各バッフル段ごと) で行った。

本研究では、レイノルズ数を次のように定義する。

$$Re = U_c d / \nu_\infty \quad (5)$$

ここで、 U_c はバッフル1段めの胴中央の管列での最小断面積に対する流速である。

実験はレイノルズ数が $Re=7.8 \times 10^2 \sim 2.8 \times 10^3$ の範

図1 実験装置

図2 測定箇所

冊で行った。

3. 実験結果および考察

3・1 熱伝達率の軸方向分布 図3は、バッフル1段めにおける熱伝達率の軸方向分布を示す。図3中の白抜きの記号は、入口ノズル近傍の代表伝熱管 No. 1 の場合であり、黒塗りの記号は管群中央部の代表伝熱管 No. 2 に対するものである。図3の縦軸は周方向平均の熱伝達率 $h\bar{\theta}$ を示し、横軸は管軸方向の距離 z (図2参照) である。また、参考のために前報⁽²⁾⁽³⁾で得られた同じ位置でのバッフル板間平均の熱伝達率を破線で示す。胴入口部 (No. 1) においては、 $h\bar{\theta}$ の値は D_s/D_{in} の値により大きく変化しており、 D_s/D_{in} が大きくなると著しく増大する。これは、前報⁽³⁾で述べたように、入口ノズル近くでの速度場が入口ノズル流れの影響を受けやすく、かつレイノルズ数 Re が同じ場合には、 D_s/D_{in} が増大するほど入口ノズル流れの速度が大きくなるためである。

一方、管群中央部 (No. 2) においては、 $h\bar{\theta}$ の値は D_s/D_{in} の値によらずほぼ一定となる。これは、入口ノズル流れの影響が管群中央部まで及ばない⁽²⁾ ことに起因しているものと考えられる。

さて、各 D_s/D_{in} の値における熱伝達率の軸方向分布を比較すると、胴入口部においても、管群中央部においても、同じ D_s/D_{in} の値ではこれらの分布は軸方向に対してかなり一様であるといえる。すなわち、それぞれの D_s/D_{in} に対する $h\bar{\theta}$ のばらつきは、いずれの場合も平均値に対して $\pm 10\%$ 程度に収まっており、胴側熱伝達率の管束内の位置による偏差に比べて小さ

図3 バッフル1段めの熱伝達率の軸方向分布

い。

図4は、バッフル2段めにおける管群中央部の代表伝熱管 (No. 2) の熱伝達率の軸方向分布である。前報⁽²⁾で明らかにしたように、胴入口部の構造の相違はバッフル2段めの胴側熱伝達率分布にはほとんど影響を与えない。このため、実験は $D_s/D_{in} = 3.2$ の場合についてのみ行った。また、前報⁽²⁾で得られたバッフル板間平均の熱伝達率を破線で示す。図4より、バッフル2段めにおいても $h\bar{\theta}$ の値は平均値に対して $\pm 10\%$ 程度に収まっている。

図5は、バッフル切欠部における代表伝熱管 (No. 3 および No. 4) の場合を示す。バッフル切欠部においては流体は管軸に平行な速度成分を持つ(ただし、前報⁽²⁾で述べたように管軸に直交する流れも依然として存在する)。図5より、バッフル切欠部における熱伝達率の軸方向分布は、バッフル1段めにおいても2段めにおいてもほぼ一様になっており、バッフル切欠部の胴壁あるいはバッフル板近傍といった端部での極端な熱伝達率の減少は認められない。すなわち、本研究で対象としたような25%切欠バッフル板の幾何形状

図4 バッフル2段めの熱伝達率の軸方向分布

図5 バッフル切欠部の熱伝達率の軸方向分布

の場合、バッフル切欠部において極端なよみ域が形成されることはないものと考えられる。また、バッフル切欠部においても、 $h\bar{\theta}$ の値は管軸方向にほぼ一様である。なお、図5は D_s/D_{in} が3.2の場合について示してあるが、管群中央部より下流側の $h\bar{\theta}$ の値は D_s/D_{in} の違いによってほとんど影響を受けず、このためバッフル切欠部の熱伝達率分布も D_s/D_{in} の値によって変わることはない。

図6は、熱伝達率の軸方向分布値の流速による変化を示す。図6は、バッフル1段めの入口ノズル近傍の伝熱管の場合であり、 D_s/D_{in} が2.4~5.8の場合について示してある。図6の縦軸には周方向平均のヌセルト数 $Nu_{\bar{\theta}}$ がとっており、横軸はレイノルズ数 Re である。いずれの D_s/D_{in} あるいは管軸方向位置 z においても、 $Nu_{\bar{\theta}}$ は Re に対してほぼ0.6乗で変化している。前報⁽²⁾のバッフル板間平均の熱伝達率分布はやはりレイノルズ数に対して0.6乗で変化していたが、さらに局所的に各管軸方向位置で見た場合にも同様に変化していることが判明した。

なお、他の伝熱管位置あるいはバッフル段における各伝熱管の熱伝達率の軸方向分布値も、レイノルズ数に対して、図6のものと同様の傾向を示している。

3.2 熱伝達率の周方向分布 図7は、バッフル1段めにおける熱伝達率の周方向分布である。図7は、胴入口部の代表伝熱管 No.1 についてであり、 $Re=1.27 \times 10^3$ 、 $D_s/D_{in}=2.4$ の場合について示してある。図7の縦軸は熱伝達率の周方向分布値 h_{θ} であり、横軸は入口ノズル流れに対する角度 θ である。 h_{θ} の値は、いずれの管軸方向位置 z においても、 $\theta=0^\circ$ 付近で高いピーク値を持つほぼ同様な分布を示し、異なる管軸方向位置 z における値のばらつきは比較的少ない。これは、前節の結果から示されるように、各位置における熱伝達率の軸方向分布値のばらつきが、平均値に対

して±10%程度に収まっていることに対応している。

なお、図7における熱伝達率分布が対称形をしていないのは、測定対象伝熱管 (No.1) が入口ノズル中心軸の延長上にないために、入口ノズル流れの広がりがあるためである⁽²⁾。伝熱管 No.2 のように入口ノズル中心軸の延長上に位置する伝熱管においては、対称な熱伝達率の周方向分布が得られる。

図8は、バッフル2段めにおける熱伝達率の周方向分布を示す。図8は、管群中央部の伝熱管 No.2 についてであり、 $Re=1.27 \times 10^3$ 、 $D_s/D_{in}=3.2$ の場合である。バッフル2段めにおいては、極大値は $\theta=180^\circ$ 付近にあり、バッフル1段めと比べて θ が 180° ずれた分布になっている (参考のためにバッフル1段めの分布のパターンを破線で示す)。これは、バッフル1段めと2段めでは胴側流体の管束内での流れ方向が逆転するためである。図8から、いずれの軸方向位置においても、熱伝達率の周方向分布の形は同じであり、値のばらつきも比較的小さいことがわかる。また、前述したように管群中央部においては、熱伝達率の周方向分布はほぼ対称になっている。

図7 バッフル1段めの熱伝達率の周方向分布

図6 周方向平均のヌセルト数のレイノルズ数による変化

図8 バッフル2段めの熱伝達率の周方向分布

なお、バッフル2段めの他の伝熱管における h_θ の値も、図8の場合とほぼ同様な分布を示す。

図9は、熱伝達率の周方向分布のレイノルズ数 Re による変化を示したものである。図9は、バッフル1段めの管群中央部の伝熱管(No. 2)における h_θ の分布を示し、 $D_s/D_{in}=3.2$, $z=63\text{ mm}$ (バッフル板間の中央)における値である。この場合、レイノルズ数は $Re=0.8\times 10^3\sim 2.7\times 10^3$ の間で変化させてある。 h_θ の値は Re が大きくなるにつれて高くなるが、分布の形はほぼ相似である。

図10は、熱伝達率の周方向分布値を周方向の平均値で割ったものである。図10は、バッフル1段めの胴入口部の伝熱管(No. 1)における値であり、 $D_s/D_{in}=3.2$, $z=63\text{ mm}$ の場合を示す。この場合においても、レイノルズ数は $Re=0.8\times 10^3\sim 2.7\times 10^3$ で変化している。図10より、 Nu_θ/Nu_θ の値はレイノルズ数によらず一つにまとめることができる。

図11は、各種の D_s/D_{in} および伝熱管位置における熱伝達率の周方向分布値を図10の場合と同様に周方向の平均値で割ったものである。図11は、バッフル1段めにおける場合であり、入口ノズル近傍(No. 1, 10)および管群中央部(No. 2, 6)の伝熱管について示した。管軸方向位置はバッフル板間の中央($z=63\text{ mm}$)であり、レイノルズ数が $Re=1.27\times 10^3$ の場合である。 D_s/D_{in} の値は $2.4\sim 5.8$ の間で変化させてある。図11より、 Nu_θ/Nu_θ の値は、 $D_s/D_{in}=5.8$ における入口ノズル近傍の伝熱管(No. 1)の場合(○印)を除き、ほぼ一つにまとまっている。すなわち、熱伝達率の周方向に対する最大値は $\theta=0^\circ$ 付近にあり、周方向平均値の約1.6倍である。また、最小値は $\theta=90^\circ$ から 270° の間にあり、周方向平均値の約0.8倍である。なお、伝熱管 No. 6, 10 のように流れの広がり領域にある伝熱

管の場合は $\theta=0^\circ$ 付近ではなく $\theta=330^\circ$ 付近に最大値を持つが、図11では、伝熱管 No. 6, 10 については $\theta=330^\circ$ を新たに $\theta'=0^\circ$ としている。このようにすれば、二(三)次元の広がりがある場合の分布も No. 1 や No. 2 の分布とよく合う。図11中の破線および一点鎖線は、本研究とほぼ等しい条件で平行ダクト内に配列された千鳥管群において測定された熱伝達率の周方向分布を示す。すなわち、破線は Žukauskas⁽⁵⁾ が示した管群内の熱伝達率の周方向分布値であり、一点鎖線は相場ら⁽⁶⁾ が2行2列の管群において測定した値である。管配列はいずれの場合も $\sigma_1=2$, $\sigma_2=2$ である。ただし、 $\sigma_1=(\text{流れに直角方向の管ピッチ})/d$, $\sigma_2=(\text{流れ方向の管ピッチ})/d$ である。図11より、本研究での実験結果は、これらの値とよく似た傾向を示している。すなわち、本研究のように実際のシェルチューブ形熱交換器を模擬した三次元的広がりを持つ管群内においても、伝熱管に当たる流れの角度を考慮すれば局所熱伝達率の周方向分布は、平行ダクト内に置かれた千鳥管群のものに近いということが明らかになった。

他の伝熱管あるいは他の管軸方向位置 z における熱伝達率の周方向分布も図10, 11 とほぼ同様な傾向を示す。したがって、上述のような整理を行うことに

図9 熱伝達率の周方向分布のレイノルズ数による変化

図10 熱伝達率の周方向分布

図11 熱伝達率の周方向分布

より、熱交換器内の任意のレイノルズ数における各伝熱管での熱伝達率の周方向に対する分布値を予想することが可能であると考えられる。すなわち、任意のピッチ比の管配列（三角配列）に対する Nu_0/Nu_θ の値を図 11 あるいは平行ダクト内の管群に対する文献値⁽⁵⁾を参考にして求める。この際、流れの方向を考えてピーク値を持つ θ の値を決める。ここで、伝熱管に当たる流れの角度を正確に予想するには、前報⁽³⁾で報告した数値解析法を使うことができる。次いで、各伝熱管での任意のレイノルズ数に対する Nu_θ の値を前報⁽²⁾⁽³⁾で提案した方法により算出する。これらの値を掛け合せることにより、熱伝達率の周方向分布値を概算することができる。図 11 より、本予測法の計算精度は $\pm 30\%$ 程度と考えられる。

なお、本研究で得られた胴側熱伝達率の周方向および軸方向の分布値ならびに前報⁽⁴⁾で示した熱交換器内の流体の温度分布の計算法を用いることにより、高温熱交換器の一つである高温ガス炉用蒸気発生器の伝熱管で横断面内に生じる温度分布および熱応力分布の解析が可能となり、その熱的信頼性が高精度に評価・確認できるようになった。

4. 結 言

シェルチューブ形熱交換器の胴入口部に着目し、伝熱管まわりの胴側熱伝達率の周方向および軸方向に対する分布に関して実験的に研究を行った。その結果、以下の結論を得た。

(1) 管束内の胴側熱伝達率の周方向分布値は、伝熱管の前縁部に極大値、後縁部に極小値を持った分布になる。軸方向の分布値は平均値に対して $\pm 10\%$ 程度に収まっており、周方向および管束内の位置による偏

差に比べて小さい。

(2) 胴入口部付近の伝熱管における胴側熱伝達率の周方向および軸方向分布値は、胴径 D_o と入口ノズル径 D_{in} の比 D_o/D_{in} が大きくなると著しく増大する。一方、管群中央部においては、その影響はほとんど見られない。

(3) バッフル切欠部の胴壁あるいはバッフル板外周近傍といった端部における胴側熱伝達率は著しく低下することはない。このため、本研究で対象にしたような 25% 切欠バッフル板の幾何形状に対しては、バッフル切欠部に極端なよみ域が形成されることはないと考えられる。

(4) 胴入口部のように二 (三) 次元の広がりを持つ流れ場においても、胴側熱伝達率の周方向分布値をその平均値で割った値は、伝熱管に当たる流れの角度を考慮すると管束内の伝熱管位置、 D_o/D_{in} の値、レイノルズ数などによらずほぼ同一な分布形になる。この分布形はく形ダクト内の管群に対する値とほぼ一致していることが確かめられた。この分布形を利用すれば、熱交換器内の任意のレイノルズ数における各伝熱管での熱伝達率の周方向分布を $\pm 30\%$ の精度で予想することができる。

文 献

- (1) 例えば, Bell, K. J., *Pet. Chem. Eng.*, 32 (1960), 26.
- (2) 松島・ほか 3 名, 機論, 50-450, B (昭 59), 550.
- (3) 松島・ほか 3 名, 機論, 51-466, B (昭 60), 2000.
- (4) 松島・ほか 3 名, 第 22 回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (昭 60-5), 476.
- (5) Žukauskas, A., *Advances in Heat Transfer*, (1972), 93, Academic Press.
- (6) 相場・ほか 2 名, 機論, 48-434, B (昭 57), 1976.

討 論

〔質問〕 石 黒 博〔東京工業大学工学部〕

円管外、周方向熱伝達率の分布がある場合の円管壁内の熱伝導の計算を行っているが、その場合、管内の流れについて温度場を計算すると、円管壁内の温度分布に影響を与えないか。

〔回答〕 本研究で今回解析の対象とした高温ガス炉用の蒸気発生器においては、胴側に比べて管内側の熱伝達率ははるかに大きく、いわゆる胴側支配になっている。今回の解析は、管内側の熱伝達率および流体温度を一定として行ったが、上述の理由によりこのことが伝熱管の温度分布に与える影響は少ないと考えら

れる。

〔質問〕 飯 田 嘉 宏〔横浜国立大学工学部〕

(1) 貴実験の目的に関してだが、軸方向ないし周方向熱伝達率分布を得て熱交換器の設計精度を上げようとする事なのか、または熱応力評価の精度を上げようとする事なのか。

(2) 熱伝達率分布をこのように測定されている一方、流速の分布は測定または評価されているか、もしもそれらがあれば相関はどうか。

〔回答〕 (1) 高温ガス炉用蒸気発生器に代表される高温熱交換器においては、熱交換器内の伝熱管が

極度に過熱されないようにすることが重要である。このため、本研究においては伝熱管の温度分布（熱負荷分布）を正確に評価し、熱応力などの検討を行うことにより、高温熱交換器の熱的信頼性を向上させることを目的としている。なお、これらのことは高温熱交換器の設計精度を向上させることにもつながると考えている。

(2) 本研究では流速分布を直接測定することは行っていないが、前報において流れの可視化実験に基づく流れモデルの検討⁽²⁾および管束内の流れと熱伝達に関する数値解析⁽³⁾を行っている。これらの結果は、流速分布と胴側熱伝達率の間により相関関係があることを示している。