C153

鉛直弾性発熱体群からの熱抽出特性に関する研究

Heat Transfer and Pressure Drop in a Heat Exchanger Composed of Parallel Narrow Flexible Channels

○正 角口 勝彦 (産総研)

Katsuhiko KADOGUCHI, National Institute of Advanced Industrial Science and Technology, 16-1 Onogawa, Tsukuba

Flow and heat transfer characteristics were examined experimentally on vertical flexible channels in a heat exchanger simulating the thermal energy storage tank with PCM rod capsules. The channels were formed as the gaps, which were composed of 7 flexible circular heating rods, 34 mm OD. x 1.5 m high, packed vertically in a tubular container of 104 mm ID. One rod in the center of the container was surrounded by the other 6 rods. Difference between the water flow rates in 6 smaller channels (around the central rod) and in the other larger ones (composed of the outer 6 rods and the container wall) was much smaller than expected. This showed the existence of the cross flow between the inner and outer channels caused by the deformation of the rods. The heat transfer rate was increased by about 25 %, which might be due to the heat transportation by this cross flow.

Key Words: Thermal Energy Storage, Flexible Flow Channel, Heat Exchange Mechanism, Pressure Drop

1. はじめに

太陽熱等、常温に近い自然熱・未利用排熱の利用は近年のエネルギー・環境問題の改善上、極めて重要である。このエネルギーの生成量は時空間的に大きく変動する事から、温熱利用としての実用化には高効率蓄熱技術が有効である。平野・齋藤⁽¹⁾は相変化蓄熱材の過冷却現象を利用し、低熱損失で長時間蓄熱が可能な手法を検討している。この方法では過冷却状態の維持等の制約から、蓄熱材は小粒子状容器ではなく薄肉円筒状弾性容器に充填され、蓄熱槽はこの棒状蓄熱体が平行して密に詰められた形式となる。熱交換は蓄熱体群と、その隙間を流路群とした流水との間で成される。この際、配置の幾何学的制約から流路断面積が不均一となり、より狭い流路における水循環の不具合による熱交換特性の悪化が懸念される。また蓄熱材が融解状態時には水流路は弾性壁で構成される事になるが、このような変形(相変化による膨張・収縮も含む)を許容する流路での熱交換・圧力損失特性の定量的評価方法の確立が、同蓄熱システム設計のためには事前に必要となる。

弾性流路における流動特性については、血管内流動を対象とした実験的⁽²⁾・解析的⁽³⁾研究として多くの検討事例がある。一方より大きな断面積の流路を対象とし、かつ熱交換も含めた検討は、著者が調べた範囲ではあまり例がないと推察される。本報では上述の蓄熱系を模擬した鉛直弾性発熱体群を対象として、流動・熱交換特性を実験的に調べた結果について述べる。

2. 実験装置および実験方法

実験装置の概略を Fig.1 に示す。本体は高さ 1.6 m、外径 114 mm のアクリル管製コンテナで、上に給水口、下端の中央部および側壁寄りの位置の 2 カ所に排水部を設けた。管内には高さ 1.5 m、外径 34 mm のゴム管内部にカートリッジヒーターを挿入しグリセリンを充填した弾性発熱体 7 本を密に挿入した。Fig.2 は発熱体の充填の様子を示す断面図 (Fig.1 の A-A) である。発熱体は中心の 1 本を他の 6 本が囲む配置とし、中心発熱体と他の 6 本とで囲まれた狭い水流路 (以下、内側流路) と、周囲の 6 本とコンテナ内壁とで囲まれた水流路 (以下、外側流路) の、断面積の異なる二つの流路を形成した。両流路の断面積の比は 1:5.5 (等価直径はそれぞれ $d_{e,i}=3.6$ mm, $d_{e,o}=8.4$ mm) であった。

実験では中心発熱体 (Fig.2 斜線部) のみ中心部温度 T_h を一定として発熱させ、周囲 6 本 (Fig.2 黒部) は非加熱

状態として、装置上部から下向きに給水した。下端排水口では内側流路と外側流路との流量を別々に測定できるように出口を分離し、個々の出口から流出後の水温および水流量を測定した。同時に高さ方向に 1 m 離れた装置外壁の 2 箇所間の差圧 Δp も測定した。実験条件は次のとおりであった: $T_h=30^\circ\text{C}$, 35°C , 40°C . 水流量範囲 1.0~6.0 l/分. 水入口水温 13°C .

Fig.1 Experimental setup

Fig.2 Cross-section A-A

3. 実験結果と考察

3.1 流動特性

測定した差圧データを基に摩擦損失量 Δp_f を算定した結果をFig. 3に示す。図中には試みに水循環方向を下から上向きに逆転した場合の結果も示した。横軸は外側流路における流量と断面寸法とを用いて算定したレイノルズ数 Re ($=u_o d_{eo}/\nu$, u_o は外側流量から求めた流路内流速, d_{eo} は等価直径, ν は水の動粘性係数)である。図中の実線は外側流路が直径 d_{eo} の単独非弾性管であると仮定して求めた管摩擦係数 λ ($=16/Re$)を用いて算定した摩擦損失値 ($=\lambda \rho u_o^2/2d_{eo}$, ρ は水の密度)である。また図中の破線は、流れ方向の差圧が内側流路においても外側流路と同一 (すなわち流路横断面内で圧力が一定) であると仮定して、上記同様に内側流路について求めた摩擦損失量である。

実験値は流れ方向に関係なく試算した実線の値より大であり、流量の増加と共にその差は拡大し内側流路における摩擦損失試算値に近づく傾向を示した。一方、図には示していないが内側と外側の水流量比は本実験範囲では1:1.25であった。この結果は断面内圧力を一様と仮定して事前に試算した流量比と比較して、内側流量が大幅に大である事を示していた。このような流量の結果とFig. 3の摩擦損失特性とを考慮すると、本流動系では弾性体の変形により内・外側流路間の水の流通 (クロスフロー) が生じているものと推察される。すなわちこの流通により流量の内差が緩和され、また摩擦損失のデータも内外流路毎の試算値の中間値を取りつつ推移しているものと判断される。

3.2 熱交換特性

流水が本装置から回収した熱量 Q_i, Q_o を温度、流量の実験値から算定した値をFig. 4に示す。 Q_i は内側流路からの流出水による回収熱量、 Q_o は外側流路における同様の値である。 T_h 一定で比較すると、 Q_i は Re と共に徐々に減少し、同時に Q_o が増加してくる傾向が見られる。流量増加に依存している点から、 Q_o は中心発熱体から半径方向への熱伝導量のみを示しているのではない。すなわち前項で述べたクロスフローによる内外流路間の熱交換の存在を示すものであると考えられる。

この事をより詳細に検討した結果をFig. 5に示す。ここに $Q_t = Q_i + Q_o$ である。横軸の Q_{iLC} は中心発熱体からの熱伝導および内側流路における対流熱伝達の両方を考慮して求めた熱伝達算定値である。ここで中心発熱体表面温度は T_h で近似するものとし、また対流熱伝達係数は助走区間における層流熱伝達の整理式⁽⁴⁾から算定した。熱伝導による熱交換量は T_h が一定の場合ほぼ同じであり、本実験範囲では4~8 W程度であった。すなわち本実験範囲における Q_o の値 (Fig. 5の白抜き記号) の最小値程度が熱伝導によるものであり、それ以上の部分はクロスフローによる熱交換を示しているものと考えられる。またこの熱交換メカニズムの存在により、 Q_t の値は本実験範囲ではほとんどの場合 Q_{iLC} より大となり、熱交換の促進効果が認められた。

4. おわりに

本報では密接して林立する弾性発熱体群の間隙を流れる水と発熱体との間の熱交換について、非加熱弾性体で分離される、断面積の異なる内・外流路における流動・伝熱特性について実験的に調べ、流路間のクロスフローの効果について定量的に示した。この効果については今後、流路間を密閉した場合との比較等により詳細に調べ、実際の蓄熱槽設計における位置づけを検討していく予定である。

Fig. 3 Frictional pressure loss

Fig. 4 Heat transfer rate

Fig. 5 Comparison with laminar flow convection

参考文献

- (1) 平野, 齋藤, 第40回日本伝熱シンポジウム講演論文集, III(2003), 743.
- (2) 小澤ら, 混相流シンポジウム'90講演論文集, (1990), 77.
- (3) 船場・河村, 機論(B編), 61-584(1995), 1345.
- (4) 日本機械学会編, 伝熱工学ハンドブック, (1993), 70.