427 矩形流路曲がり部における氷スラリー流の融解熱伝達

Melting Heat Transfer of Ice-Slurry Flow at the Corner of Flow Path with Rectangular Cross Section

○正 川南 剛 (北大工)

正 福迫 尚一郎 (北大工)

正 山田 雅彦 (北大工)

Tsuyoshi KAWANAMI, Div. of Mech. Sci., Hokkaido Univ., N13-W8, Kita-ku, Sapporo

Shoichiro FUKUSAKO, Div. of Mech. Sci., Hokkaido Univ.

Masahiko YAMADA, Div. of Mech. Sci., Hokkaido Univ.

This paper deals with both the heat transfer performance and the flow characteristics of ice-slurry in a curved rectangular duct. A mixture of fine ice particles and ethylene-glycol aqueous solution was adopted as a testing ice-slurry, and it flows through the curved rectangular duct being heated by its convex or concave wall. Experiments were carried out to investigate the effects of velocity of ice-slurry flow on the melting heat transfer characteristics. From the experimental results, it was found that the heat transfer characteristics on the curved wall of the duct was markedly affected by the latent heat of ice particles in the ice-slurry.

Key Words : Melting Heat Transfer, Two Phase Flow, Cold Thermal Energy Storage, Ice-Slurry

1. 緒 言

夜間の余剰電力やLNGプラント等の低温排熱を利用した冷熱蓄熱システムは、環境負荷低減の効果が期待されており、従来よりその蓄・採冷熱特性およびシステムの運転特性に関して数多くの研究開発⁽¹⁾⁽²⁾が行われている。近年では、これらのシステムの冷熱媒体として、従来の低温水またはスタティック型の氷に比べ、搬送性および負荷応答性に優れた氷スラリーが注目されており、既にいくつかの運転実績^{(3)~(5)}が報告されている。

冷熱媒体としての氷スラリーから熱交換器を用いて採冷熱を行う場合、氷スラリーの流速、熱交換器の形状および設置姿勢により、流路内に局所的な氷粒子密度の分布が生じ、熱伝達特性に大きな影響を及ぼすことが予想される。従来より水平流路内の氷スラリーの流動・熱伝達に関しては詳細な検討⁽⁶⁾が行われているが、熱交換器配管に不可欠な要素である曲がり部に関する検討はなされていないようである。

そこで本研究では、供試氷スラリーとして、エチレングリコール水溶液と微細な氷粒子を混合したものをを用い、矩形断面流路曲がり部を流れる氷スラリーの流動挙動および融解熱伝達挙動に及ぼす諸因子の影響に関して実験的検討を行った。

2. 実験装置および実験方法

2.1 実験装置 図1に、本実験で用いた実験装置系統図を示す。本実験装置は、主に冷却用ブライン循環系、氷スラリー生成部、および試験部を含む氷スラリー循環系より構成されている。試験部は、幅80mm、中心曲率半径190mm、流路クリアランス20mmの矩形断面を有する返しベンド流路であり、その凹面(CONCAVE)または凸面(CONVEX)が等

熱流束条件の加熱面となっている。加熱面の裏側には、加熱面温度測定のため、クロメル-アルメル熱電対を入口より15度間隔で11箇所、また、流路入口部および出口部には、氷スラリー温度を測定するため同熱電対を2箇所取り付けられている。

Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

2.2 実験方法 初めに、氷スラリータンク内にて予め設定された濃度のエチレングリコール水溶液を冷却し、所定の氷充填率となるまでタンク内を攪拌しながら、氷スラリーを連続的に生成する。その後、生成した氷スラリーをポンプにより試験部へ供給し、流量を設定した後、等熱流束条件で加熱を行った。また、局所および平均熱伝達率は加熱面温度と曲がり部入口における氷スラリー温度の差およびメインヒーターへの供給電力より算出した熱流束に基づき、次式により算出した。

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

$$h_m = (1 / \pi) \int_0^{\pi} h_{\theta} d\theta \quad (2)$$

Fig.2 Local heat transfer coefficient of single phase flow at concave wall

Fig.3 Local heat transfer coefficient of single phase flow at convex wall

3. 実験結果および考察

3.1 単相流の局所熱伝達挙動 図2および図3に、凹面および凸面におけるエチレングリコール水溶液単相流 ($C_i=16\text{mass}\%$) の熱伝達挙動を示す。図の横軸は、曲がり部入口を基準とした角度 θ (図1参照) である。これらの図より、同じ流速で比較すると局所熱伝達率は凸面に比べ凹面において高く、また、その傾向は流速が速くなるに従い顕著に認められることがわかる。これは、関ら⁽⁷⁾ および杉山ら⁽⁸⁾ の研究においても報告されているように、流体に働く遠心力の影響により、流れ方向に軸を持つ二次渦が発生し、凹面近傍における乱れ強さが凸面に比べ大きくなるためと考えられる。

3.2 氷スラリー流の局所熱伝達挙動 図4に、氷充填率 $M=20\text{mass}\%$ および熱流束 $q=8000\text{W/m}^2$ の条件における、凹面の熱伝達率分布を示す。また図5に、 $u=0.1\text{m/s}$ および 0.8m/s の条件における、流動状態の写真ならびに模式図を示す。図中の流動写真は透過光により撮影しており、色の濃い部分が氷粒子密度の高い状態を、また色の薄い部分が氷粒子密度の低い状態を示している。図4より、単相流の場合と同様に、流速の増加に伴い局所熱伝達率が上昇する傾向が認められるが、その値は図2に示す単相流の結果と比較して2倍程度高く、さらに、流路下流における熱伝達率の低下が単相流の場合に比べ小さいことがわかる。これは、氷スラリーに含まれる氷粒子の融解潜熱の影響により加熱面の温度上昇が抑えられ、流路入口からの温度境界層の発達が妨げられるためと考えられる。また、 $u=0.1\text{m/s}$ の条件において、流路後流で熱伝達率が上昇する傾向が認められるが、これは、図5に示すように、流速が遅い条件では攪拌効果により流路内に氷粒子が均一に分布しているのに対し、流速が遅い条件では氷粒子に働く浮力の影響が強く流路内に氷充填率の分布が生じ、流路後流において加熱面近傍の局所的な氷粒子密度が上昇し、融解潜熱の影響により熱伝達が促進されるためと考えられる。

Fig.4 Local heat transfer coefficient of ice-slurry flow at concave wall

Fig.5 Schematic of flow characteristics of ice-slurry in curved channel ; (a) $u=0.8\text{m/s}$, (b) $u=0.1\text{m/s}$

Fig.6 Local heat transfer coefficient of ice-slurry flow at convex wall

一方、図6に、同条件における凸面の局所熱伝達率分布を示す。図より、凸面の場合には凹面または単相流の結果と異なり、局所熱伝達率に及ぼす流速の影響が小さいことがわかる。これは、流速が遅い条件においては、図5に示すように加熱面に氷粒子が接触し氷粒子の融解潜熱の影響を強く受け、

Fig.7 Local heat transfer coefficient at concave and convex wall ; (a) $u=0.8\text{m/s}$, (b) $u=0.1\text{m/s}$

流速の増加による熱伝達率の上昇と同程度の伝熱促進効果が得られるため、結果として低流速域においても熱伝達特性が向上するためと考えられる。

また図7に、同一流速条件における凹面および凸面の局所熱伝達率の比較を示す。図より明らかなように、流速の速い条件(a)においては、単相流の結果と同様に凹面の熱伝達率が凸面に比べ高いのに対し、流速が遅い条件(b)においては、接触融解による融解潜熱の影響を強く受けるため、凸面の熱伝達率が高くなる傾向が認められた。

3.3 平均熱伝達挙動 図8に、凹面および凸面における平均熱伝達率を示す。横軸は、曲がり部入口における氷スラリーの平均流速 u である。図より、凹面における氷スラリーの平均熱伝達率は、単相流の平均熱伝達率と同様に、流速の増加とともに直線的に増加する傾向が認められる。一方、凸面においては、その傾向は単相流の場合と大きく異なり、流速が増加しても平均熱伝達率はほぼ一定の値となっていることがわかる。これは、図6で示したように、低流速域においては氷粒子に働く浮力の影響により、加熱面に氷粒子が接触

し、氷粒子の融解潜熱の影響を受け熱伝達特性が向上するのに対し、流速の増加に伴い流路内が攪拌され、接触融解による融解潜熱の影響が小さくなるため、結果として流速の増加による熱伝達促進の効果が顕著に認められにくくなったためと考えられる。

4. 結 言

矩形断面流路の曲がり部を流れる氷スラリー流の融解熱伝達に関して、実験的検討を行った結果、本研究の範囲内で以下の結論を得た。

- (1) 流速の変化に伴う氷粒子の分布状態が、加熱面の熱伝達特性に大きな影響を及ぼす。
- (2) 低流速域においては、氷粒子の融解潜熱が凸面の熱伝達特性に大きな影響を及ぼし、熱伝達率が高くなる。

謝 辞：本研究の一部は、日本学術振興会未来開拓学術研究推進事業(JSPS-RFTF97P01003)の補助を受けて行ったものであり、ここに記して謝意を表する。

5. 記 号

C_1 : 水溶液濃度 [mass%], h : 熱伝達率 [$W/(m^2 \cdot K)$], M : 氷充填率 [mass%], q : 熱流束 [W/m^2], u : 主流速度 [m/s], θ : 角度 [deg.]

添字; m : 平均, s : 氷スラリー, θ : 局所

6. 参考文献

- (1) 射場本, 冷凍, 62, 714 (1987), pp.351-361.
- (2) 射場本, 空気調和と冷凍, 28, 10 (1988), pp.35-41.
- (3) T. Kawanami et al., Proc. 3rd Int. Therm. Energy Cong., (1997), pp.294-299.
- (4) M. Yamada et al., Proc. 5th Int. Symp. Therm. Engng. Sci. Cold Regs., (1996), pp. 297-305.
- (5) T. Kawanami et al., Proc. Natural Working Fluids '98, (1998), pp.106-115.
- (6) 川南・他2名, 機論 (B), 66-643 (2000), pp.880-887.
- (7) 関・他2名, 機論 (B), 49-445 (1983), pp.2029-2034.
- (8) 杉山・他2名, 機論 (B), 48-434 (1982), pp.1870-1876.

Fig.8 Average heat transfer coefficient