

下水熱交換パイプの熱貫流率特性

国土交通省北陸地方整備局 正会員 ○友田尚貴*

福井大学工学部 正会員 福原輝幸**

1. はじめに

無散水路面融雪に未利用エネルギーを適用する場合，その熱源は施工や維持管理が安価なものから選択することが望ましい．これまで，筆者らは下水熱採取のために，下水管渠中に熱交換パイプを敷設し，下水と直接熱交換を行う方法（図-1参照）について検討を行ってきた．既報^{1),2),3)}では，熱交換流体流速，下水流速および夾雑物が採熱量に及ぼす熱的影響について報告した．

本研究では，熱交換流体と下水との熱移動を規定する熱貫流率の評価方法を提案し，その結果を示す．

2. 採熱試験

熱交換パイプの熱貫流率の特性を調べるために，採熱試験を行う．図-2に示す採熱試験装置は，管径0.3 mの半円形塩化ビニル製模擬下水管，管長 $l_p = 10$ mで管径 $\phi = 0.025$ mのSUS316製溝付き熱交換パイプで構成される．熱交換流体は冷水タンク内で約3一定に制御され，送水ポンプにより，熱交換パイプ内を循環する．熱交換流体および下水温度は熱電対を用いて，それぞれ8点計測する．試験ケースを表-1に示す．

3. 熱貫流率

(1) 定常状態

下水温が一定・定常であり，熱交換流体と下水が熱的平衡状態にあるとき，熱貫流率 α_1 は以下の式より求められる．

$$\alpha_1 = \frac{V_h}{l_p \eta} \ln \left(\frac{T_s - T_{hin}}{T_s - T_{hout}} \right) \quad (1)$$

ここに， $\eta = 4\beta/(\rho C)_h \phi$ ， β ：溝による表面積の増加率， (ρC) ：体積熱容量， T_{hin} ：熱交換流体入口温度， T_{hout} ：熱交換流体出口温度， T_s ：下水温度である．

表-1 試験ケース

ケース	A	B	C	D	E
V_h ：熱交換流体流速(m/s)	0.68	1.02	1.36	1.02	1.02
V_s ：下水流速(m/s)	0.73	0.73	0.73	0.55	0.89

キーワード：下水熱，熱交換パイプ，熱貫流率，擬似ヌセルト数

*：〒951-8505 新潟県新潟市白山浦 1-425-2 Tel：025-266-1171

**：〒910-8507 福井県福井市文京 3-9-1 Tel：0776-27-8595 Fax：0776-27-8746

(2) 非定常状態

熱交換流体と下水の熱収支式を以下に示す．

・熱交換流体

$$(\rho C)_h \frac{\partial T_h}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_h \frac{\partial T_h}{\partial x} \right) - (\rho C)_h V_h \frac{\partial T_h}{\partial x} + \alpha_2 (T_s - T_h) \eta_h \quad (2)$$

・下水

$$(\rho C)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial x} \right) - (\rho C)_s V_s \frac{\partial T_s}{\partial x} - \alpha_2 (T_s - T_h) \eta_s \quad (3)$$

ここに， λ ：熱伝導率， η_h ：熱交換流体微小要素体積に対する熱交換パイプ周囲面積の比， η_s ：下水微小要素体積に対する熱交換パイプ周囲面積の比である．また，添字 h は熱交換流体を， s は下水をそれぞれ表す．

ここで熱貫流率 α_2 は，式(2)により得られる T_h の x 方向分布の計算値と実験値が一致するように決定する．

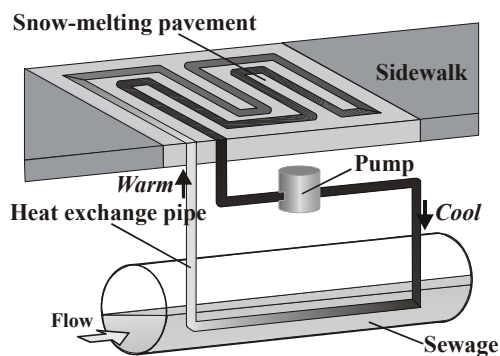


図-1 下水熱による路面融雪システム概要図

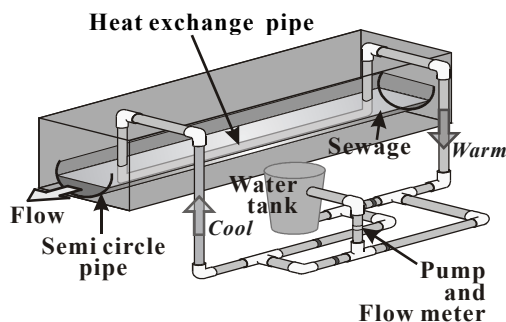


図-2 採熱試験装置

4. 採熱試験結果

図-3に V_h を変化させた場合、図-4に V_s を変化させた場合の採熱試験結果を示す。同図において中空プロット(○, □)は熱交換流体、中塗りプロット(●, ▲, ■)は下水流体温度を表す。また、実線は式(2)および(3)による計算値である。 T_h および T_s とも計算値と実験値は良好に一致し、モデルの妥当性は示された。

表-2に α_1 と α_2 の比較を示す。両者の差は最大でも10%以下であり、式(2)でも熱貫流率の近似値を得ることは可能である。

また、両図より V_h および V_s の増加に伴い、熱貫流率は増加することが分かる。

5. 熱貫流率特性

熱交換流体流速および下水流速が熱貫流率 α_2 に及ぼす影響について、ヌセルト数 N_u と同じ様な無次元表示を用いて考察する。本来、ヌセルト数は壁と流体の間の対流熱伝達率 h 、代表長さ l 、および流体の熱伝導率 λ を用いて、 $N_u = hl/\lambda$ で定義される。

ここでは、熱貫流率 α_2 、代表長さとして熱交換パイプ内径 d 、および熱交換パイプの熱伝導率 λ_p を用いて、擬似ヌセルト数 N_{uq} を導入する。すなわち、

$$N_{uq} = \frac{\alpha_2 d}{\lambda_p} \quad (4)$$

今までの結果より、熱貫流率は熱交換流体および下水の流れに依存することから、 N_{uq} と熱交換流体レイノルズ数 Re_h および下水レイノルズ数 Re_s の関係をそれぞれ調べることにする。

図-5に N_{uq} と Re_h の関係(○)および N_{uq} と Re_s の関係(△)を示す。本実験の範囲内において、 N_{uq} は $Re_h^{0.34}$ に、また $Re_s^{0.20}$ に比例する。

6. おわりに

本研究では、擬似ヌセルト数を導入し、熱貫流率の無次元化を試みたが、今後は試験ケースを増やし、より詳細に擬似ヌセルト数の定量的評価を行う。

参考文献

- 1) 松間福太郎・福原輝幸：溝付きステンレスパイプの下水熱採取能力評価，土木学会第56回年次学術講演会講演概要集第部，PP.228-229，2001。
- 2) 松間福太郎・福原輝幸：夾雑物付着が下水熱採取に及ぼす影響，土木学会第57回年次学術講演会講演概要集第部，PP.177-178，2002。
- 3) 松間福太郎・福原輝幸：下水流速が下水採熱に及ぼす影響，土木学会第58回年次学術講演会講演概要集第部，PP.282-283，2003。

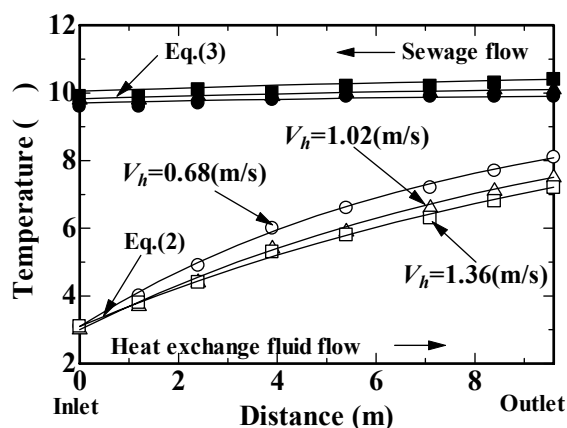


図-3 V_h の変化に伴う熱交換流体および下水温度分布の挙動

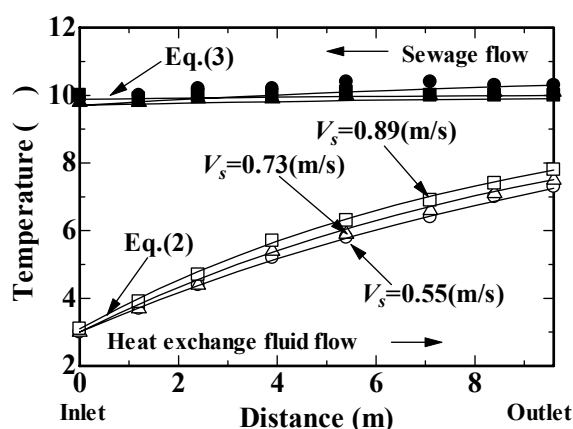


図-4 V_s の変化に伴う熱交換流体および下水温度分布の挙動

表-2 熱貫流率

ケース	A	B	C	D	E
α_1 (W/m ² K)	746	824	903	725	923
α_2 (W/m ² K)	733	849	942	744	930

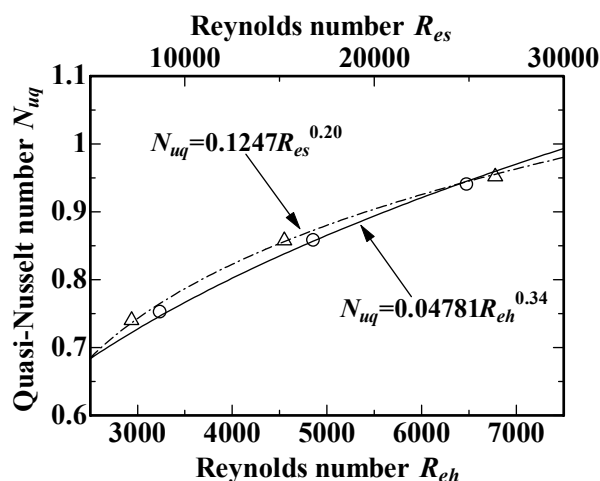


図-5 N_{uq} と Re_h および Re_s の関係