溝付きステンレスパイプの下水熱採取能力評価

福井大学大学院　学生員　松間福太郎*
福井大学工学部　正会員　福原　輝幸*

1．はじめに

下水熱は最近注目されている未利用エネルギーの一つであるが，下水熱を用いた融雪方法は，融雪槽を用いて下水処理水の熱を直接利用する方法 [1)]と，熱交換パイプにより下水熱を間接的に利用する方法が挙げられる．後者に関しては，**2.** で述べるような金沢市の事例 [2)]に限られるために，金沢市の計測データだけでは，熱交換用として用いられている溝付きステンレスパイプの採熱能力を評価することは難しい．

そこで本研究では，溝付きステンレスパイプと下水との間の熱移動（熱貫流）について室内実験により詳細に検討を行った．

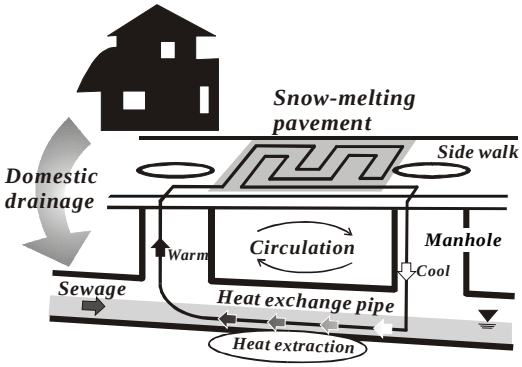

Fig.1 下水熱を利用した無散水融雪システム

2．下水熱利用無散水融雪システムおよび冬季の下水温度特性

Fig.1 に溝付きステンレスパイプ（以下，熱交換パイプと呼称）を用いた下水熱利用無散水融雪システムが示される．無散水融雪舗装パネルから出てきた流体は，下水流中に敷設された熱交換パイプを通過する間に下水熱を採取し，昇温する．こうして暖められた流体熱が融雪の熱源となる．

Fig.2 は，福井市（合流式）および金沢市（分流式）で観測された冬季の下水温度および気温の経時変化である．前者は 16℃～29℃，後者は 9℃～18℃の範囲で変動しており，分流式の方が水温変動幅は小さく安定した熱源であることがわかる．福井市の下水温度が高いのは，工場排水の影響と推察される．

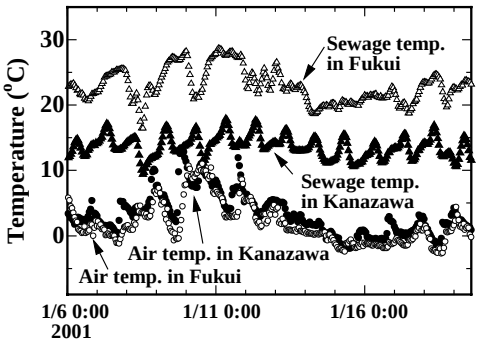

Fig.2 冬季における下水温度と気温

次に，下水温度の日周期変化に注目する．下水温度と気温の時系列は概ね負の相関にあり，気温の下がる夜間に下水温度は上昇する．

3．採熱試験

2. に示した下水熱をどれだけ採取できるかは熱交換パイプの採熱能力によって決まる．そのため，採熱試験によって熱交換パイプの熱貫流率を求める．

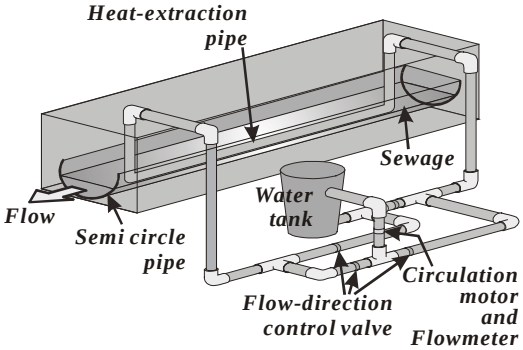

Fig.3 採熱試験装置概要

採熱試験は室内にて **Fig.3** のような試験装置を用いて行われる．擬似下水管は管外径：ϕ=0.3(m)，管長：l=10.5(m)の塩ビ管を半円形に切り取ったものが，熱交換パイプは管外径：ϕ=0.025(m)，管長：l=10.5(m)のSUS310 管が用いられる．なお，採熱試験は気温変動による影響をできるだけ避けるために夜間に行われる．

キーワード：下水熱，溝付きステンレスパイプ，熱貫流率，無散水融雪
*：〒910-8507　福井県福井市文京 3-9-1　Tel：0776-27-8595　Fax：0776-27-8746

擬似下水管および熱交換パイプ中の流体温度は熱電対により測定される.測定項目,測定地点および測定点数は**Table.1**に示す通りである.また,熱交換パイプ流体(以下,パイプ流体と呼称)は循環ポンプにより下水管下流部から上流部に向かって流れる.

循環流量 Q は流量計を用いて測定され,手動バルブによって 15(l/min)から 40(l/min)の範囲で制御される.循環流体には水温変化を極力小さくするために氷水が用いられる.

Table.1 測定項目

測定項目	測定地点	測定数
熱交換パイプ入口温度	熱交換パイプ入口地点	1点
熱交換パイプ出口温度	熱交換パイプ出口地点	1点
熱交換パイプ流下方向水温	熱交換パイプ入口地点より 0.5，1.7，2.9，4.4，5.9，7.6，8.9，10.2(m)	8点
擬似下水管流下方向水温	熱交換パイプ入口地点より 0.5，1.7，2.9，4.4，5.9，7.6，8.9，10.2(m)	8点
室内気温	水路上方	1点

下水温が一様・定常であり，パイプ流体と下水流体が熱的平衡状態にあるとき，パイプ流体の熱移動方程式は次のように与えられる.

$$-(\rho c)_{pi} Q \frac{\partial T}{\partial x} dx = \alpha (T - T_{sw}) dA_s \qquad \cdots (1)$$

$$dA_s = \beta \pi \phi \, dx \qquad \cdots (2)$$

ここに，$(\rho c)_{pi}$：パイプ流体体積熱容量，T：パイプ流体温度，T_{sw}：下水温度（一定），α：熱貫流率，x：熱交換パイプ入口からの距離，dA_s：微小区間 dx における熱交換パイプ伝熱面積である．なお，βは溝付きによる表面積の増加率を表し，β=3.52となる．式（1）の境界条件として x=0（流入口）で T=T_{in}（流入水温）を考慮すれば，パイプ流体温度分布は次式で与えられる.

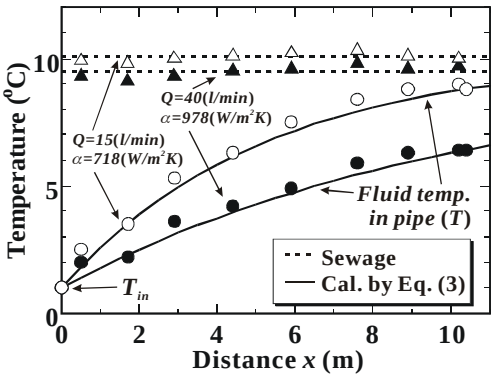

Fig.4 下水温およびパイプ流体温度の流下方向変化

$$T = T_{sw} + (T_{in} - T_{sw}) \exp\left(-\frac{\beta \pi \phi \alpha}{(\rho c)_{pi} Q} x \right) \qquad \cdots (3)$$

式（3）において，x=l（流出口）で T=T_{out}（流出水温）とすれば，熱貫流率は以下の式より求められる.

$$\alpha = \frac{(\rho c)_{pi} Q}{\beta \pi \phi \, l} \ln\left(\frac{T_{sw} - T_{in}}{T_{sw} - T_{out}} \right) \qquad \cdots (4)$$

採熱試験の結果を**Fig.4**に示す．プロットは実測値，実線は式（3）による解析値であり，計算されたパイプ流体温度分布は実測値を概ね再現している．循環流量 Q が 15(l/min)から，40(l/min)に増加すると出口水温は約 2.5℃低下する．また，熱貫流率αは循環流量 Q が 15(l/min)で 718(W/m^2K)，循環流量 Q が 40(l/min)で 978(W/m^2K)となり，循環流量の増加に伴い大きくなる.

4．結論

採熱試験より，熱交換パイプの熱貫流率を求めることができた．その結果，循環流量の増加に伴い熱貫流率は増加することがわかった．今後はデータ数を増やし，熱貫流率と流量の関係を明らかにする.

最後に本研究に研究費を支援していただいた（社）福井県管工事設備工業協会および下水温度のデータを提供して頂いた金沢市役所下水道部施設管理課の方々に記して謝意を表します.

参考文献

1) 建設省土木研究所：新熱源を利用した道路消融雪技術の検討，土木研究所資料第 3749 号，2000
2) 日月　栄：下水熱による無散水融雪システムについて，自然・未利用エネルギーによる雪寒対策技術シンポジウム論文集，pp81-84，1999