

埋設型パイプホルダにおける充填と放出による熱伝達現象

竹内智朗*, 小森光徳**, 香川利春***

Charge-Discharge Characteristics of Underground Pipe-type Gas Holder

Tomoaki TAKEUCHI*, Mitsunori KOMORI**, Toshiharu KAGAWA***

Underground Pipe-type gas holder is a new gas storage method which does not require large lots. In this research, a temperature fluctuation caused by charging-discharging the pipe holder has been studied. A test of a miniature holder with shape scaled down from that of a pipe holder, and a test of a full-size test plant were performed. And a universal experimental equation which describes the heat transfer of the internal gas and the holder pipe body of the pipe holder has been derived from these test results. And four kinds of miniature holders with different aspect ratios confirmed that the aspect ratio has little impact on the heat transfer phenomenon. And based on these results, a simple numerical analysis model which reproduces temperature fluctuation in a pipe holder was proposed.

Key Words : City Gas, Gas Holder, Charge-Discharge Characteristics, Heat Transfer

1. 都市ガスの供給

1.1 都市ガス供給とガスホルダ

日本における都市ガスは、液化天然ガス(LNG)の状態 tankerにより海外から輸入され、気化・成分調整・付臭といったガス製造工程の後にパイプラインを通じて各消費点に供給される。都市ガスの需要は給湯需要が増加する朝と夜に2つの緩やかなピークを持つ Fig.1 のような曲線で表わされることが多い¹⁾。この場合、ガス製造設備やパイプラインの能力はピーク時の需要に応じた規模が要求される。このため、都市ガスの製造・輸送においては、供給量の平準化によりピークとオフピーク時の設備負荷の差を低減することが非常に重要である。この供給量の平準化を効率的に行なうことで、ガス製造設備の設置やパイプラインの敷設に必要な初期費用、および、運転費用を削減することができる。

そこで、都市ガス供給においては、需要点の近傍にガスを貯蔵するガスホルダと呼ばれる設備を導入する方式が多く採用されている(Fig.2)。このガスホルダは、ガスの供給量が需要量を上回る深夜などオフピーク時には余剰分を貯蔵し、ガスの供給量が需要量を下回る朝夕のピーク時には不足分を放出することで、ガス製造設備の負荷の平準化に大きく寄与している。このとき、ガスホルダに必要な貯蔵容量は都市ガス

需要の負荷変動に合わせて決定する必要がある。また、パイプラインの輸送流量を平準化するためには、ガスホルダを需要点近傍に設置することも重要である。

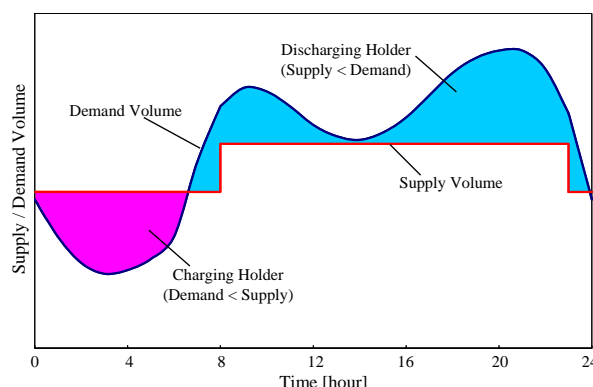


Fig.1 Outline of city gas demand curve

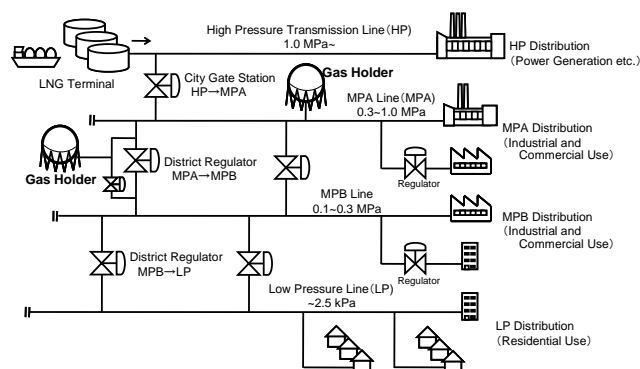


Fig.2 City gas distribution system

* 東京ガス(株) パイプライン技術センター
横浜市鶴見区末広町1-7-7
** 東京ガス(株) 技術研究所
*** 東京工業大学 精密工学研究所
* Pipeline Technology Center, Tokyo Gas
**Technology Research Institute, Tokyo Gas
*** Precision and Intelligence Lab., Tokyo Institute of Tech.

(Received April 22, 2010)

1. 2 埋設型パイプホルダ

現在、最も多く使用されているガスホルダは、球形ガスホルダと呼ばれるものである。Photo.1 に比較的小規模な球形ホルダを示す(直径：23 m，幾何容積：6060 m³，最大貯蔵容量：60000 m³N)。一般に球形ガスホルダの幾何容積は数千～数万 m³であり，0.30~0.99 MPa(gauge)以内の範囲でガスの充填，および，放出が行なわれる。

しかしながら，球形ガスホルダの設置には，数万 m² 規模の大きな敷地が必要となり，需要点近傍である都市部に新たに設置することは非常に困難である。

そこで，新たなガス貯蔵方式として，広大な敷地を必要とせず市街地などの需要点近傍にも設置可能な地下埋設型パイプホルダが提案されている²⁾。地下埋設型のパイプホルダは，直径 600 mm，長さ 30 m 規模の鋼管を複数本組合せて地面に垂直に埋設するもので，必要な敷地面積を低減することが可能である。また，圧縮機を用いて 7 MPa(gauge)程度の高圧で貯蔵することで，容器の幾何容積に比して大容量のガスを貯蔵することが可能である(Fig.3, Photo.2)。なお，Fig.3 中の外側の鞘管は，施工上必要な構造物であり，貯蔵のための気密性などは求められない。

ところで，ガスホルダへの気体の充填・放出においては，ホルダ内のガスの圧力変化により内部ガスの温度変化を生じる³⁾。今回のパイプホルダは，従来の球形ガスホルダでは貯蔵圧力が半日以上かけて 0.3~0.99 MPa(gauge)以内の範囲で変化するのに対し，1~3 時間の短い時間に 1~7 MPa(gauge)の範囲で充填・放出を行なうため急速な圧力変化が伴う。このため，充填・放出過程において外部との熱交換が充分に行なわれず，内部ガス温度が急上昇または急低下することが懸念される。このような急速な圧力変化は，汎用窒素ガスボンベなどの通常のガスボンベでも起こりうるが，パイプホルダの場合には，内部ガスの熱容量に比した管体の熱容量が小さいため，より内部ガス温度の変化の影響を受けやすい。内部ガス温度の変化につれて貯蔵容器である管体の温度が 60℃以上の過度な高温にさらされる場合は，パイプのポリエチレン塗覆装やゴム製パッキンが変質する恐れがあり，-10℃以下の過度な低温になる場合には，鋼管であるホルダ管体の靱性が低下するため低温材の使用が求められる。



Photo.1 Example of sphere-type gas holder

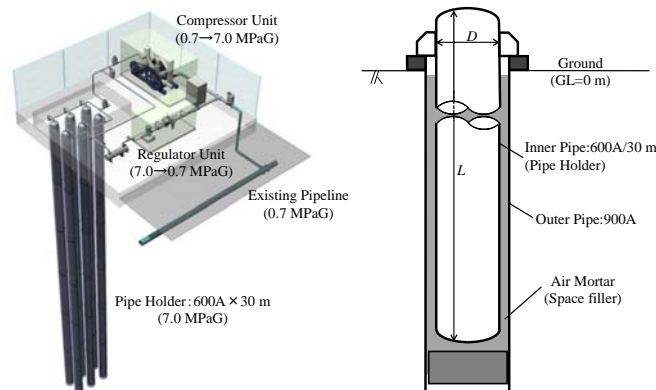


Fig.3 Configuration of pipe holder system (left) and schematic of pipe holder (right)



Photo.2 Pipe holders before burial

1. 3 埋設型パイプホルダ実用化への課題

このように，地下埋設型パイプホルダを実用に供すためには，圧力変化率の大きいパイプホルダにおける温度変化を予測することが不可欠である。具体的には，充填・放散による内部ガスの温度変化，内部ガスとホルダ管体との熱伝達，ホルダ管体からの外部への熱伝導を記述するモデルを構築する必要がある。このようなモデルの構築により，ホルダ管体温度の変化が予測できれば，ホルダ管体や周辺装置の仕様を決定することが可能となる。また，適切な温度変化幅に収まるように，充填や放出の速度を制御することが可能となる。

ホルダ管体の温度変化に関する現象のうち，空気圧系の圧力容器における充填・放出による内部ガスの温度変化についてはこれまでにさまざまな検証が行なわれている^{4),5)}。また，ホルダ管体から外部への熱伝導については，ホルダ管体外側の物質の熱伝導率がわかれば簡単にモデル化が可能である。一方，パイプホルダのように下端が閉止され極端に細長い形状($A=L/D=50$)の容器における，内部ガスとホルダ管体との熱伝達を記述するモデルはこれまでに提案されていない。

そこで，本研究ではパイプホルダをスケールダウンした形状を持つ模擬ホルダによる，縮小スケール試験を実施し，内部ガスとホルダ管体との熱伝達を記述するモデルを導出した。また，アスペクト比の異なる四種類の縮小模擬ホルダにより，アスペクト比が熱伝達現象に与える影響を確認した。さらに，

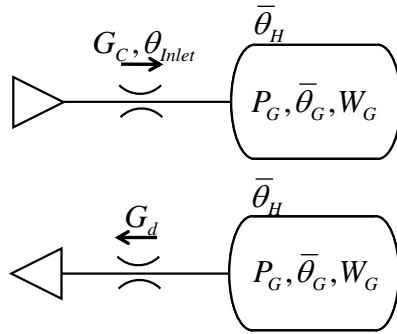


Fig.4 Charging and discharging from the holder

実規模のテストプラントを用いた試験を実施し、縮小模擬ホルダ試験で構築した熱伝達モデルが、実際の規模のパイプホルダに適用可能であるかを検証した。そして、これらの結果を基に、パイプホルダにおける安全な運転方法を提案した。また、簡易に計算可能な集中定数モデルにより、ホルダ内のガス温度、および、ホルダ管体温度の、平均温度変化を再現可能であるかを確認した。

2. 熱伝達理論

2.1 ホルダ管体の温度変化

パイプホルダ周辺の熱の移動について、内部ガスや管壁の温度が一様であると仮定して平均温度を用いて考える。

パイプホルダ内部のガスの温度 θ_G は、充填時と放出時の内部ガスのエネルギー方程式からそれぞれ 1,2 式で表わされる^{4)~7)}。充填時には外部から異なる温度 θ_{inlet} のガスが流入するのに対し、放出時には内部のガスがそのまま流出するため、1 式と 2 式は異なる形式となる (Fig.4)。

また、内部ガスとパイプホルダとの熱伝達は、本稿が明らかにしようとするガスとホルダとの総括熱伝達係数 h と、ホルダ内壁の伝熱面積 $S_{H(i)}$ および、内部ガス温度 θ_G とホルダ管体内壁温度 $\theta_{H(i)}$ を用いて 3 式のように表わされる。円筒形状であるホルダ管体、および、ホルダ外部のエアモルタルにおける熱伝導は、それぞれ 4,5 式で表わされる (Fig.5)。エア

$$C_V \cdot W_G \cdot \frac{d\bar{\theta}_G}{dt} = G_C \cdot C_P \cdot \theta_{inlet} - G_C \cdot C_V \cdot \bar{\theta}_G + h \cdot S_{H(i)} (\bar{\theta}_{H(i)} - \bar{\theta}_G) \quad (1)$$

$$C_V \cdot W_G \cdot \frac{d\bar{\theta}_G}{dt} = G_d \cdot R \cdot \bar{\theta}_G + h \cdot S_{H(i)} (\bar{\theta}_{H(i)} - \bar{\theta}_G) \quad (2)$$

$$q_{G \rightarrow H} = h \cdot S_{H(i)} (\bar{\theta}_G - \bar{\theta}_{H(i)}) \quad (3)$$

$$q_H = \frac{2 \cdot \pi \cdot k_H \cdot L (\bar{\theta}_{H(i)} - \bar{\theta}_{H(o)})}{\ln(D_{H(o)}/D_{H(i)})} \quad (4)$$

$$q_{H \rightarrow M} = \frac{2 \cdot \pi \cdot k_M \cdot L (\bar{\theta}_{H(o)} - \bar{\theta}_0)}{\ln(D_0/D_{H(o)})} \quad (5)$$

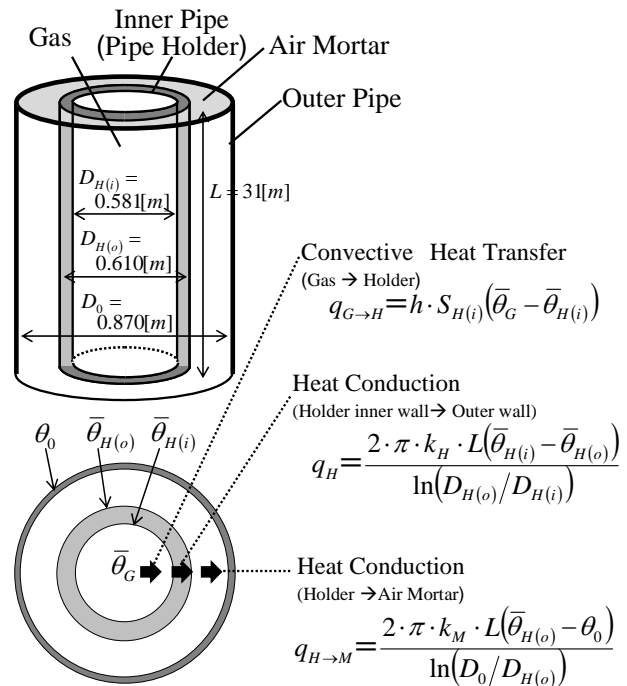


Fig.5 Schematic of thermomigration around pipe holder

モルタルより外側の鞘管や土壌については、パイプホルダが設置された環境に応じて、熱移動の定式化を行なえばよい。

このとき、ホルダ管体やホルダ外部の充填材は一般的な材料であり、熱伝導率は比較的容易に決定することができる。一方、パイプホルダにおける、内部ガスとホルダ管体との熱伝達を記述するモデルはこれまでに明らかにされていないため、新たに熱伝達モデルを構築する必要がある。

2.2 内部ガスとホルダ管体との熱伝達モデル

内部ガスとホルダ管壁の熱伝達は対流熱伝達であると考えられる。今回対象とするパイプホルダは下端が閉止された状態であり、ホルダへの流出入流速も小さいため、熱伝達は自然対流に近い挙動を示すと考えられる。この場合、円管内の熱伝達は、6~8 式で定義されるレイリー数 (Ra) と、9 式で定義されるヌセルト数 (Nu) で整理されることが知られている^{8)~11)}。ヌセルト数は熱伝達係数の関数であるから、ヌセルト数とレイリー数の関係式を実験的に導出することで、内部ガスとホルダ管壁の熱伝達を記述するモデルを構築できる。

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (6)$$

$$Gr = g \cdot \beta \cdot (\bar{\theta}_H - \bar{\theta}_G) \cdot D^3 / \nu^2 \quad (7)$$

$$Pr = \frac{\eta \cdot C_P}{k} \quad (8)$$

$$\bar{Nu} = \frac{\bar{h} \cdot D}{k} \quad (9)$$

3. 縮小モデルによる試験

3. 1 試験条件

想定される実際のパイプホルダを、約 1/12 にスケールダウンしたパイプホルダを用いた試験により、パイプホルダにおける内部ガスとホルダ管体との熱伝達を記述するモデルの構築、および、アスペクト比が熱伝達現象に与える影響の確認を行った^{6),7)}。

縮小モデル試験に用いた模擬ホルダの模式図と試験系統を Fig.6 に示す。パイプホルダ本体には圧力配管用炭素鋼管 (STPG370) の 50A×Sch80 または 100A×Sch80 を用いた。50A のホルダについては鞘管である 80A のパイプとの間をエアモルタルで充填し、100A のホルダについては 150A の鞘管を用い、すきまには同様にエアモルタルを充填した。また、ホルダ管体の温度を計測するために、管軸に沿って等間隔に五つ(長さ 1.25 m 以下の場合には三つ)の熱電対を設置した。送出圧力を 5.0 MPa(gauge)に調整した窒素ガスポンペをガス源とし、等温化圧力容器¹²⁾を介することで、ホルダに供給するガス温度を一定に保っている。充填時には、下流側の電磁比例弁を閉止した状態で、上流側の電磁比例弁を一定開度に保持して窒素ガスを供給した。放出時には、上流側の電磁比例弁を閉止した状態で、下流側の比例電磁弁を一定開度に保持して充填された窒素ガスを放出した。試験条件は Table 1 に示すとおりである。なお、平均内部ガス温度は非定常に変化する平均温度を遅れなく計測するためにストップ法^{12),13)}を用いて計測した。

Table 1 Test Condition of miniature holder test

No.	Fluid	Maximum Pressure kPaG	Holder Diameter D mm	Holder Length L mm	Aspect Ratio A=L/D	Holder Geometric Volume ℓ	Charge/ Discharge	Charging/ Discharging Time min	Average Pressure Drop Rate kPa/min	Average Flowrate ℓN/min
1	N ₂	5000	49.5	2500	50.5	4.8	Charge	200	3	1.2
2								60	8	4.1
3								20	25	12.3
4								10	50	24.5
5								200	3	1.2
6							60	8	4.1	
7							20	25	12.3	
8							10	50	24.5	
9							8	63	15.3	
10							5	100	24.5	
11			30	17	4.1					
12			20	25	6.1					
13			4	125	15.3					
14			3	167	20.4					
15			20	25	3.1					
16			10	50	6.1					
17			8	63	39.0					
18			5	100	94.4					
19			20	25	23.6					
20			15	33	31.5					

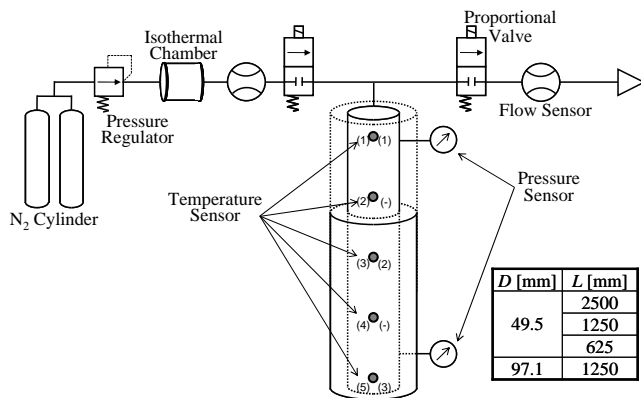


Fig.6 Schematic of miniature holder test apparatus

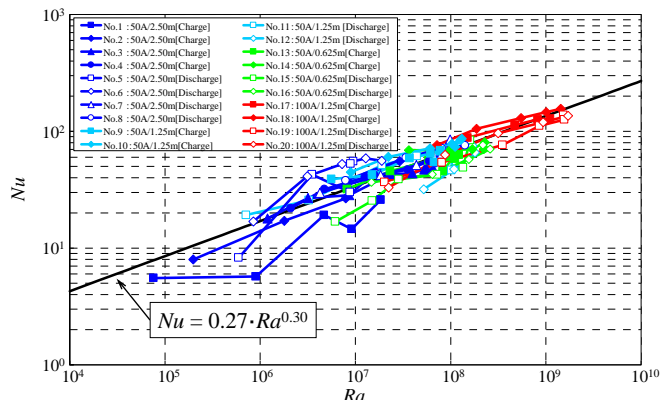


Fig.7 Miniature test results described as Ra vs Nu

3. 2 試験結果

縮小スケールの模擬ホルダを用いた試験により、平均内部ガス温度、管壁温度、圧力の時刻暦データが得られた。平均内部ガス温度の時間差分を取ることで温度の時間変化率、複数箇所の管壁温度を平均することで平均管壁温度が決定される。これらの値を 1,2 式に代入することで、模擬ホルダにおける総括熱伝達係数を導出した⁷⁾。

Fig.7 は、これらの試験結果を元に、熱伝達現象をレイリー数と平均ヌセルト数で整理した試験結果である。これを見るとアスペクト比が異なるホルダであっても、ほぼ同じ挙動を示すことがわかる。これは、ホルダ内部では、半径方向の温度勾配による対流が優勢であるためだと考えられる。つまり、パイプホルダにおける熱伝達は、上下の温度差ではなく、半径方向の温度差によって駆動されているといえる。また、今回の A=12.5~50 の形状においては、上端でのガスの流出入による対流や、閉止された下端の影響が比較的小さく、中間の円筒管部での半径方向の温度差による熱伝達が全体の熱移動現象を支配していることになると考えられる。このように、A=12.5~50 のパイプホルダにおける熱伝達現象は、アスペクト比によらず 10 式を用いて統一的に示すことができることが明らかとなった。

$$\bar{Nu} = 0.27 \cdot Ra^{0.30} \dots\dots\dots(10)$$

4. 実規模テストプラントにおける試験

4. 1 試験条件

第 3 章で示した、縮小模擬ホルダの試験によって明らかとなった熱伝達現象が、都市ガス供給に用いる実際のパイプホルダにおいても成立するかを検証するため、実規模のテストプラントを構築し試験を行なった。

実規模テストプラント試験に用いたパイプホルダの模式図を Fig.8 に示す。パイプホルダ本体には高压ガス導管に用いられる API 5L X65 の 600A 鋼管 (内径 581.2 mm, 管厚 14.4 mm) を使用した。鞘管である 900A の鋼管 (SKK490, 内径 870.0 mm, 管厚 15.0 mm) とのすきまはエアモルタルで充填してパイプホルダ本体を保持している。また、縮小試験と比

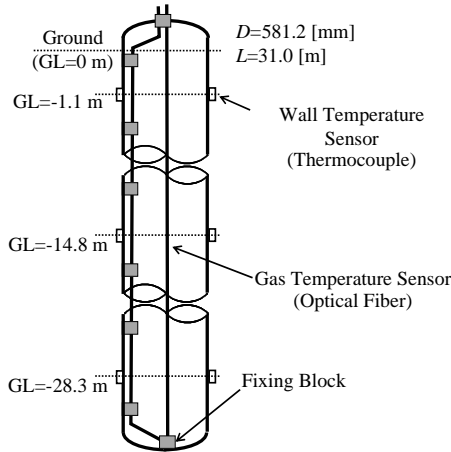


Fig.8 Location of sensors in full-scale pipe holder

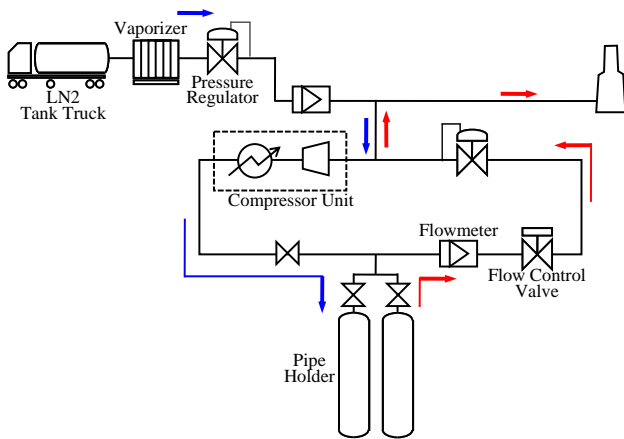


Fig.9 Schematic of full-scale test plant system

較して低速な温度変化を観測することから、ホルダ内部のガス温の計測にはストップ法を用いず、ホルダ内部に光ファイバ式温度センサ(ピコテンプセンサ：日鐵住友溶接工業社製¹⁴⁾)を敷設して、ホルダ内部のガス温度を直接計測した。さらに、ホルダ管体の外部管壁温度を計測するために、地中1.1 m, 14.8 m, 28.3 m の地点にそれぞれ二つの熱電対を管軸に対向するように設置した。

テストプラントの全体系統図を Fig.9 に示す。液体窒素を気化させた後に送出圧力を 0.15 MPa(gauge)に調整した窒素ガスをガス源としている。また、ホルダ部は2本のパイプホルダを連結させた構造をしている。窒素ガスは、充填時にはレシプロ式圧縮機により昇圧した後に、空冷式熱交換器で高温の圧縮ガスを冷却してホルダに供給される。このとき、ホルダ内部に供給される窒素ガスの温度はホルダ入口の温度計によって計測されている。なお、今回使用した圧縮機は吸込圧力が変化しない場合の吐出流量は常時一定で、任意の流量に調整することが困難であるため、約 100 min で急速に充填する試験の際にはホルダの本数を1本のみとし、約 200 min の標準的な速度で充填する際には2本同時に充填することで充填速度の制御を行なう。放出時には、下流側に設置された

Table 2 Test Condition of full-scale plant test

No.	Fluid	Maximum Pressure kPaG	Holder Diameter D mm	Holder Length L m	Aspect Ratio $A=L/D$ -	Holder Geometric Volume m^3	Charge/Discharge	Charging/Discharging Time	Average Pressure Drop Rate	Average Flowrate				
								min	kPa/min	$\ell N/min$				
21	N ₂	7000	581.2	31.0	53.3	8.22×2	Charge	200	4	350				
22								200	4	350				
23								200	4	350				
24							Discharge	200	4	350				
25								100	7	300				
26								100	7	300				
27						8.22×1	7000	581.2	31.0	53.3	Charge	100	7	300
28												100	7	300
29												60	12	500
30											Discharge	60	12	500
29												60	12	500
28												60	12	500

流量調節弁を用いて、約 60 min (急速) または 200 min (標準) の速度でホルダ内のガスを放出する。このとき放出されるガスの流量は流量計で計測されている。なお、内部ガス温度は5分間隔、その他の計測値は1分間隔で記録されている。試験条件は Table 2 に示すとおりである。

4. 2 試験結果

実規模テストプラントにおける試験結果を Fig.10(a)~(d) に示す。それぞれ、試験番号 21,23,25,28 における、圧力と流入ガス温度、内部ガス温度、ホルダ管体温度の時刻履歴を示している。

全体の傾向をみると、充填過程の初期においては、流入流量一定の条件下では時間当たりの圧力比の変化が大きくなるため、一時的に内部ガス温度が上昇している。一方、放出過程の終期においては、同様に圧力比の変化が大きいため、内部ガス温度が急激に低下している。いずれの過程においても、ホルダ管体温度はガス温度に従って変化するが、内部ガス温度の急激な変化は緩和され、比較的緩やかな温度変化を示す。

つぎに、内部ガス温度の分布方向に着目すると、充填初期と放出終期のいずれの過程でも、内部ガス温度の急変によって、形成される温度勾配は、上下方向よりも半径方向が優勢であり、半径方向の熱伝達が全体の熱移動現象を支配していることが示唆される。

さらに温度変化を細かく観察すると、放出過程においては地中温と平衡状態にある初期状態において 2~3 °C 程度の上下の温度分布はあるものの、この温度差は放出完了までほとんど変化しない。これは充填・放出に伴う気体の圧縮・膨張による内部エネルギーの変化は、ホルダ内部でほぼ一様に発生するため、地中温度分布より大きい温度差が生じないためであると考えられる。半径方向の温度分布は管壁との温度差が大きくなる放出終期に分布が生じているがその差は 2~3 °C 程度以内である。このように今回の試験条件では、放出過程において内部のガス温度はほぼ一様に変化することがわかる。一方、充填過程では、充填に伴って上下の温度差が大きくなり、充填完了直後には内部ガス温度、管体温度に最大で 5 °C 程度の上下の温度差が発生している。これは、充填過程においては、内部ガス温度と異なる温度のガスが流入することにより、内部のガス温度に分布ができたためと推定される。また、半径方向の温度分布は、ガス温度が急激に変化する充填初期と放出終期に温度差が一時的に大きくなる。

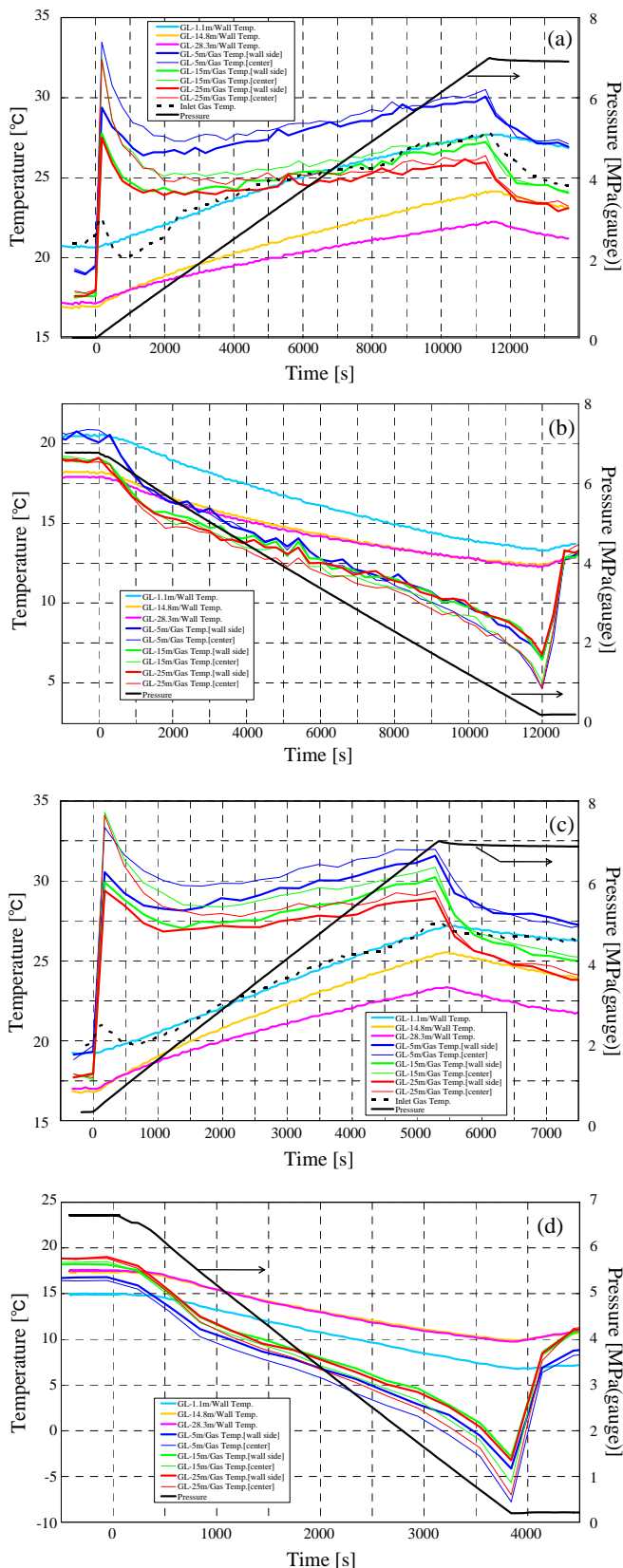


Fig.10 Pressure and temperature responses

- (a) Test No. 21: Charging at the standard rate(200 min)
- (b) Test No. 23: Discharging at the standard rate(200 min)
- (c) Test No. 25: Charging at rapid rate(100 min)
- (d) Test No. 28: Discharging at rapid rate(60 min)

これらの温度分布は、より急速な充填・放出を行った場合や、アスペクト比が大きくなることで、さらに拡大することが予測される。しかしながら、今回の試験条件以上に急速な1時間以内での充填・放出は実運用上想定されない。また、鋼管を地中に打込む施工面での制約から 600A/30m より細長いホルダ形状は現実的ではない。このため、実運用時のパイプホルダにおける温度分布も、今回の試験と同程度以下に収まるものと考えられる。

4. 3 総括熱伝達係数の導出

これらの試験から得られた計測値を、1式または2式に代入することで、総括熱伝達係数が導出される。代入する計測値として、平均内部ガス温度には、光ファイバセンサで計測された GL-5,10,15,20,25 m の各地点における管中心と管壁側の合計十点の温度の平均値を用いた。平均管壁温度には、熱電対で計測された GL-1.1,14.8,28.3 m の各地点における対角方向の合計六点の温度の平均値を用いた。また、平均内部ガス温度の時間変化率は、平均内部ガス温度を時間に対して Fig.11 のようにプロットし、隣接する前後の時刻での温度を結んだ直線の傾きから求めた(y 点における温度の時間変化率は、x 点と z 点を結んだ直線の傾き y' に相当する)。

Fig.12 は縮小模擬ホルダ試験と、実規模テストプラント試験の結果をまとめてレイリー数と平均ヌセルト数で整理したものである。これをみると実規模のパイプホルダにおける熱伝達現象と、縮小試験における熱伝達現象は、レイリー数と

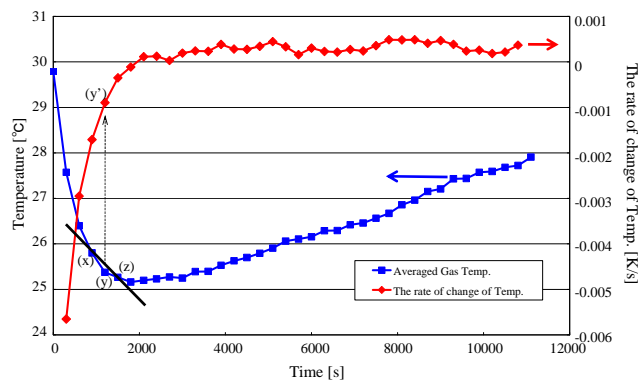


Fig.11 Derivation of Overall Heat Transfer in test No. 21

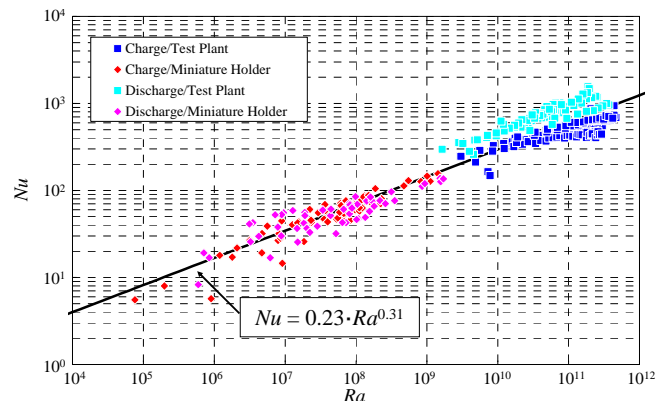


Fig.12 All pipe holder test results described as Ra vs Nu

平均ヌセルト数を用いて統一的に表現できることがわかる。

これらの結果から、 $A=12.5\sim 50$ 程度のパイプホルダにおける内部ガスとホルダ管体との熱伝達は、その規模によらず、11式に示す実験式を用いて統一的に記述することが可能であることが示された。また、11式に含まれる物性値を変化させることで、窒素とは物性の異なる都市ガスなどの他のガス種における充填・放出による熱伝達現象も、記述することができる。

$$\overline{Nu} = 0.23 \cdot Ra^{0.31} \dots\dots\dots (11)$$

なお、今回の試験では圧力・温度が大きく変化するため、窒素の物性値として用いた、定圧比熱・比熱比・熱伝導率・粘性係数について、圧力と温度に対して線形依存性を持つと仮定した近似式を作成して無次元数などの導出を行なっている。作成した近似式による物性値は、圧力：0.1~5.0 MPa・温度：273~320 K の範囲で、文献値¹⁴⁾と比較して3%以内の誤差に収まることを確認している。

5. パイプホルダの安全な運転方法の提案

5. 1 運転方法の提案

パイプホルダの管体の上限・下限温度を管理する直接的な方法として、管壁温度の計測によるインターロック機構が考えられる。放出過程では、試験結果から上下の温度分布がほとんどないことが示されたため、任意の地点で温度を監視すればよい。一方、充填過程では、ホルダ上部ほどの管壁温度が高くなるため、ホルダ上部の温度を監視すればよいことが示唆される。つまり充填過程での最高温度と、放出過程での最低温度は、ホルダ上部の管壁温度の計測により監視できる。このとき、維持管理の困難な最底部の温度計測が不要であるため実運用には適しているといえる。

また、充填初期と放出終期における、急激な温度変化を防ぐために、ホルダにクッションガスとして1 MPa程度の残圧を残して運用することが必要になると考えられる。このような圧力管理により、試験時に見られた圧力の時間変化率の増大による、急激な温度変化を防ぐことができる。

5. 2 ホルダの温度変化の予測

地下埋設型パイプホルダを実用に供すためには、ガス種や充填・放出速度を変化させたときの、パイプホルダにおける温度変化を予測することが不可欠である。この温度変化を解析するモデルは、ホルダの設置環境や必要な解析精度に応じて、適切に選択する必要がある。本稿では、残圧管理などにより実運用におけるパイプホルダの温度分布が、それほど大きくないことを想定して、ホルダ管体温度と内部ガス温度が一樣であると仮定した簡易な集中定数モデルによる温度変化の試算を行なった。

このモデルでは、エアモルタルの熱伝達率 0.3 W/(m K)と 比較して、ホルダ管体の熱伝導率 45.0 W/(m K)が、100 倍以

上大きく、円筒形の外径/内径比も小さいことから、パイプホルダの伝熱抵抗を無視している。また、エアモルタル層の熱伝導率が小さいことから、鞘管と土壌がパイプホルダの温度変化に与える影響は小さいと仮定して、エアモルタル層の外面温度を $\theta_0=18$ °Cの等温の境界条件として与えた。このとき、ホルダ管体の温度は、エネルギー方程式から12式のように表わされる。

$$C \frac{d\bar{\theta}_H}{dt} = \frac{2 \cdot \pi \cdot k_M \cdot L(\theta_0 - \bar{\theta}_{H(o)})}{\ln(D_0/D_{H(o)})} - h \cdot S_{H(i)}(\bar{\theta}_{H(i)} - \bar{\theta}_G) \dots (12)$$

内部ガス温度を記述する1, 2式、および、12式をそれぞれ陽解法により離散化した13, 15式、または、14, 15式を連立させることで、平均内部ガス温度、および、平均ホルダ管体温度が導出される。13~15式中の記号右肩の0, 1は、それぞれ時刻 t と $t+\Delta t$ における値を示す。また、内部ガスとホルダ管体の初期温度は18 °Cとし、総括熱伝達係数の導出には、これまでの試験で得られた11式の実験式を適用する。なお、計算時間刻みは、計算結果が充分収束する1.0 sとした。

$$\bar{\theta}_G^1 = \bar{\theta}_G^0 + \left[\begin{array}{c} G_C^0 \cdot C_P \cdot \theta_{inlet}^0 \\ - G_C^0 \cdot C_V \cdot \bar{\theta}_G^0 \\ + h^0 \cdot S_{H(i)}(\bar{\theta}_{H(i)}^0 - \bar{\theta}_G^0) \end{array} \right] \cdot \frac{\Delta t}{C_V \cdot W_G^0} \dots (13)$$

$$\bar{\theta}_G^1 = \bar{\theta}_G^0 + \left[\begin{array}{c} G_d^0 \cdot R \cdot \bar{\theta}_G^0 \\ + h^0 \cdot S_{H(i)}(\bar{\theta}_{H(i)}^0 - \bar{\theta}_G^0) \end{array} \right] \cdot \frac{\Delta t}{C_V \cdot W_G^0} \dots (14)$$

$$\bar{\theta}_H^1 = \bar{\theta}_H^0 + \left[\begin{array}{c} \frac{2 \cdot \pi \cdot k_M \cdot L(\theta_0 - \bar{\theta}_{H(o)}^0)}{\ln(D_0/D_{H(o)})} \\ - h^0 \cdot S_{H(i)}(\bar{\theta}_{H(i)}^0 - \bar{\theta}_G^0) \end{array} \right] \cdot \frac{\Delta t}{C} \dots (15)$$

Fig.13(a),(b)は、試験番号25,28に対応する、急速充填・放出過程を、この集中定数モデルで解析したものである。解析値を黒系実線、実験で得られた上中下部の温度分布を、赤・黄・青系統の実線、実験で得られた平均温度を黒系点線で示す。これを見ると、計算値と、計測値の平均温度との差異は最大でも3 °C程度であることがわかる。このように、ホルダ内の温度分布が大きくない場合には、簡易な集中定数モデルでも全体の温度の変化を予測することができる。

しかしながら、内部の温度分布が大きくなる可能性がある場合には、分布定数モデルの構築が必須となり、今後さらに検討が必要であると考えられる。

6. まとめ

広大な敷地を必要としない新たなガス貯蔵方式である地下埋設型パイプホルダの実用化に不可欠な、充填と放出による温度変化について検証を行なった。

記号一覧

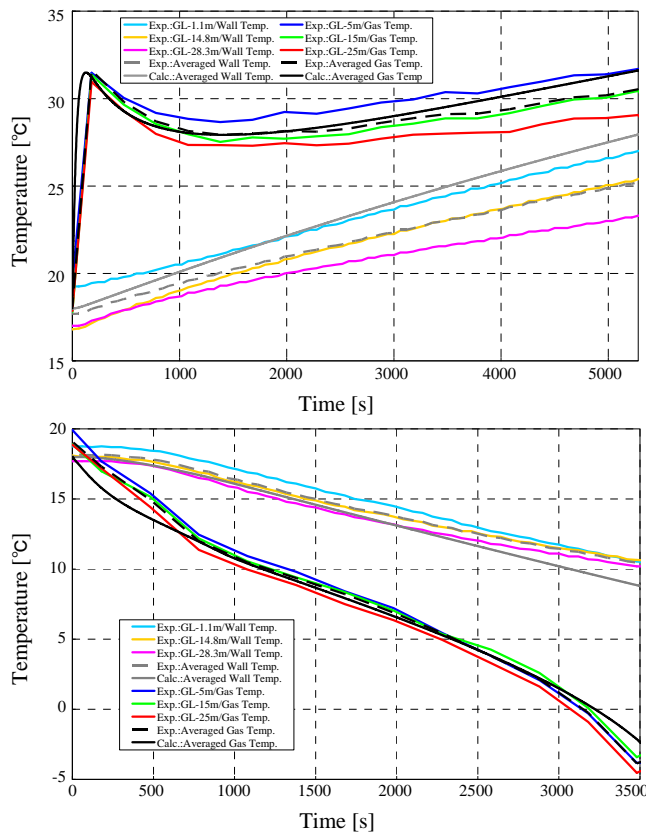


Fig.13 Calculation results of temperature responses
 (a) Test No. 25: Rapid Charge, (b) Test No. 28: Rapid Discharge

パイプホルダをスケールダウンした形状を持つ模擬ホルダによる縮小試験, および, 実規模のテストプラントを用いた試験により, パイプホルダにおける内部ガスとホルダ管体との熱伝達を記述する統一的なモデルを導出した. また, アスペクト比の異なる四種類の縮小模擬ホルダにより, アスペクト比が熱伝達現象に与える影響が小さいことを確認した.

さらに, これらの結果を基に, パイプホルダにおける安全な運転方法を提案した. また, ホルダ内のガス温度, および, ホルダ管体温度の分布が小さい場合には, 簡易に計算可能な集中定数モデルにより, 温度変化を再現可能であることを確認した.

謝辞

本研究は, 経済産業省原子力安全・保安院の委託事業である, 高効率天然ガス供給システム安全性調査事業の成果に基づくものです. 試験施工や解析にあたっては, 日鉄パイプライン株式会社, みずほ情報総研株式会社, 東京メータ株式会社にご協力をいただきました. ここに感謝の意を表します.

Symbols	Explanations	Units
A	Aspect Ratio (L/D)	-
C	Heat Capacity	J/K
C_v	Heat Capacity at constant Volume	J/(kg·K)
D	Diameter of Pipe Holder or Air Mortar	m
g	Gravitational Acceleration	m/s ²
G	Flow Rate	kg/s
h	Heat Transfer Coefficient	W/(m ² ·K)
k	Thermal Conductivity	W/(m·K)
l	Air Mortar Thickness	m
L	Pipe Holder Length	m
P	Pressure	kPa
q	Heat Transfer Rate	W
R	Gas Constant	J/(kg·K)
S	Heat Transfer Surface Area	m ²
t	Time	s
U	Axial Direction Velocity	m/s
W	Mass	kg
β	Thermal Expansion Coefficient	1/K
η	Viscosity ($=\mu$)	Pa·s
ν	Kinematic Viscosity	m ² /s
θ	Temperature	K
ρ	Density	kg/m ³
— (bar)	Averaged Temperature	K
G	Gas (Subscript)	
H	Holder (Subscript)	
H(i)	Holder Inner Wall (Subscript)	
H(o)	Holder Outer Wall (Subscript)	
M	Air Mortar (Subscript)	
o	Outer Surface of Air Mortar (Subscript)	

文献

- (社)日本ガス協会: 都市ガス工業論(供給編), 3/30 (2003)
- 小森光徳, 香川利春: 高効率天然ガス供給システムにおけるガス管路網解析と耐震解析について, 第25回日本シミュレーション学会大会 (2006)
- P. I. Frank, P. D. David: Fundamentals of heat and mass transfer, John wiley & sons. 283/344 (1996)
- 香川利春, 清水優史: 空気圧抵抗容量系の熱伝達を考慮した無次元圧力応答, 油圧と空気圧, 306/311 (1988)
- 香川利春: 空気圧抵抗容量系の動特性における熱伝達の考察, 油圧と空気圧, 209/212 (1981)
- H. L. Guntur, S. Asano, M. Komori, T. Yokoyama, T. Kobayashi and T. Kagawa: Charge-discharge Characteristics of high aspect ratio gas accumulator for high efficiency city gas transmission systems, FULCOME (2007)
- 浅野誠一郎, H. L. Guntur, 竹内智朗, 若狭匡輔, 小林敏也, 香川利春: 高効率ガス供給システムに関する研究, シミュレーション, 26-4, 17/23 (2007)
- 田中宏明, ほか2名, 第22回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 422 (1985)
- W. Elenbaas: The Dissipation of Heat by Free Convection, Physica, 9-8, 865/874 (1942)
- 相原利雄, 円山重直: 壁面熱流速一様の鉛直管路内層流自由対流熱伝達, 日本機械学会論文集, 51-B, 361/364 (1985)
- 相原利雄: 鉛直管路内の自然対流熱伝達率に関する統一表示式, 東北大学流体科学研究所報告, 3, 95/105 (1992)

- 12) 川嶋健嗣, 藤田壽憲, 香川利春: 等温化圧力容器を用いた空気の非定常流量計測, 計測自動制御学会論文集, **33-3**, 149/154 (1997)
- 13) T. Kagawa: Heat Transfer Effects on the Frequency Response of a Pneumatic Nozzle Flare, Transaction of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 107-4, 332/336 (1985)
- 14) <http://www.nsswelding.co.jp/>
- 15) (社)日本機械学会: 技術資料 流体の熱物性値集

[著者紹介]

竹内 智朗 (正会員)



2003年東京工業大学大学院 理工学研究科 修士課程修了。同年東京ガス(株)入社。パイプライン技術センターにてガバナなど流体制御関連の開発に従事。

小森 光徳



1983年早稲田大学理工学部卒業。同年東京ガス(株)入社。主にガス導管に関連する研究・開発業務を経て、05~08年(社)日本ガス協会において高効率供給システムに関する調査研究に従事。現在技術研究所分析材料技術チームリーダー。

香川 利春 (正会員)



1974年東京工業大学制御工学科卒業。同年北辰電機製作所入社, 76年東京工業大学工学部制御システム工学科助手, 同講師, 同助教授を経て, 現在同大学精密工学研究所教授。流体制御システム, 流体計測, 生体計測に関する研究に従事。博士(工学)。本会評議員, 日本フルードパワーシステム学会副会長, 日本機械学会, 日本シミュレーション学会などの会員。