

# 水素供給パイプライン設備形成における 流量と熱量に応じた管口径選定

加覧 武志・大沢 雅之・竹内 智朗・沼田 香織・川口 忍

東京ガス株式会社  
基盤技術部 パイプライン技術センター  
横浜市鶴見区末広町1-7-7

## Determination of the pipeline diameter based on flow rate or calorific value to design a hydrogen pipeline network

Takeshi Garan, Masayuki Oosawa, Tomoaki Takeuchi, Kaori Numata, Shinobu Kawaguchi  
Tokyo Gas Co, Ltd  
Suehiro-cho, 1-7-7, Tsurumi-ku, Yokohama, Japan

In order to establish the design methodology of the hydrogen pipeline network, the design concept of the pipeline diameter was examined. Firstly, the flow experiments of hydrogen were conducted to verify the applicability of the general equation to calculate the relationship between flow rate and pressure loss in a pipe. By using the equation, the diameter of the hydrogen pipelines was determined under some virtual target conditions of flow rate or calorific value and was compared with that of typical city gas in Japan. As a result, it was suggested that the diameter of the hydrogen pipelines is equivalent to that of city gas in case of transporting the same calorific value.

Key words: hydrogen pipeline, flow rate, calorific value, diameter, coil pipe

### 1. 緒言

低炭素社会の実現に向け、スマート化など省エネの一層の推進に加えて、風力や太陽光エネルギーを利用した再生可能エネルギーの導入促進など CO<sub>2</sub> 排出量抑制の取り組みが進められている。このような中、水素エネルギーは利用時に CO<sub>2</sub> を排出しないことに加えて製造時の CO<sub>2</sub> 分離あるいは再生可能エネルギーからの製造が可能であることから、低炭素型のエネルギーキャリアとして注目されている。

これまで水素は専ら工業分野で利用されてきたが、近年、燃料電池等の技術革新に伴い、民生用や運輸用といった新しい分野への利用拡大が期待されている。将来の民生分野での利用においては、需要が面的に発生すると考えられることから、水素の輸送手段として、都市ガス供給などで用いられているパイプラインが効率性の観点から選択される可能性が高い。このため、国内の数ヶ所

においてパイプラインによる水素供給の実証試験が行われている[1, 2]。また、水素供給パイプラインに関する技術基準の検討を見据え、施工安全性や圧力解析[3]等に関する調査事業が進められている。

パイプラインによる供給のための設備設計を行う際の主要検討項目の一つに口径選定がある。口径は、送出すべき流量を輸送する際の始点から到達点までの圧力損失が許容範囲内となるように選定され、同じく主要検討項目に該当する材料、工法の選定などにも関係することから、総じて設備コストに大きな影響を及ぼす。

水素供給パイプラインの口径選定においても送出すべき流量を輸送できるようにする必要があるが、水素ガスの発熱量は都市ガスや LPG などに比べて低いため、これらと同様の用途で利用されることを想定すると、送出すべき流量を基本とすることに加え、送出すべき熱量と圧力損失の関係を考慮して口径選定を行う必要も生じると考えられる。

2012年6月11日受理

本報では、水素供給パイプラインの口径選定に関する基本的知見を獲得することを目的として、コイル管を評価部位とする水素の流送試験を実施し、既往の圧縮性流体における流量と圧力損失の関係式の適用性を検証した。さらに、その結果を用いて水素の熱量と圧力損失の関係を導出し、送出すべき流量、及び熱量に対する水素と都市ガスの口径算出ケーススタディを行い、それぞれの設備規模にどのような差異が生じるかを評価した。

2. 流量－圧力損失関係の計算式

水素や都市ガスを供給するパイプラインにおける流量と圧力損失の関係式は、管摩擦係数を用いて表され、定常流れの円形断面直管の力のつり合いを基に理論的に導出される[4,5]。管の勾配を考慮しない場合の管の微小区間  $dx$  における力のつり合いは、その区間の内圧変化を  $dP$  とすると式(1)で表される。

$$\frac{dP}{dx} = -\frac{4\tau}{D} \tag{1}$$

- $P$  : 内圧(N/m<sup>2</sup>)
- $D$  : 管内径(m)
- $\tau$  : 管壁に発生する摩擦応力(N/m<sup>2</sup>)

ここで摩擦応力  $\tau$  は式(2)のように表され、平均流速  $v$  は1時間当たりの流量  $Q$  を用いて式(3)のように表される。

$$\tau = \frac{\lambda}{4} \rho v^2 \tag{2}$$

- $\rho$  : 気体実密度 (kg/m<sup>3</sup>)
- $v$  : 平均流速 (m/s)
- $\lambda$  : 管摩擦係数 (-)

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{1}{900\pi D^2} Q \tag{3}$$

- $A$  : 管内断面積(m<sup>2</sup>)
- $Q$  : 流量(m<sup>3</sup>/h)

式(2)、式(3)における気体実密度と流量を標準状態(以下、添え字0)にて表すために質量保存式ならびに実在気体の状態方程式から導いた式(4)および式(5)を用いて、また、標準状態密度  $\rho_0$  を比重と標準状態の空気密度によって表すために式(6)を用いて式(1)を記述し直すと式(7)が得られる。

$$Q = \frac{\rho_0}{\rho} Q_0 \tag{4}$$

$$\rho = \rho_0 \frac{PZ_0T_0}{P_0ZT} \tag{5}$$

$$\rho_0 = s\rho_{0\_air} \tag{6}$$

$Z$  : 圧縮係数(-)

$T$  : 温度(K)

$s$  : 対空気比重(-)

$\rho_{0\_air}$  : 標準状態空気密度 (kg/m<sup>3</sup>)

$$\frac{dP}{dx} = -\frac{s\lambda}{1620000\pi^2 D^5} \rho_{0\_air} P_0 Q_0^2 \frac{ZT}{Z_0T_0} \frac{1}{P} \tag{7}$$

式(7)を管軸方向区間0から  $L$ 、および各位置に相当する内圧範囲  $P_1$  から  $P_2$  まで積分し、流量について解くと標準状態の流量と流れ区間の圧力損失に関する式(8)が得られる。さらに式(8)において、既知数である標準状態の圧縮係数、空気密度、温度、圧力の値を代入し、圧力の単位系を N/m<sup>2</sup> から MPaA に変換すると式(9)となる。本報では本式を用いて流量と圧力損失の関係を算出した。なお、温度と圧縮係数は区間内のそれぞれ平均値  $T_m$ 、 $Z_m$  を用いるものとする。

$$Q_0 = 900\pi \sqrt{\frac{Z_0T_0}{\rho_{0\_air}P_0}} \sqrt{\frac{1}{\lambda Z_m T_m}} \sqrt{\frac{(P_1^2 - P_2^2)D^5}{sL}} \tag{8}$$

$$Q_0 = 1.2915 \times 10^8 \sqrt{\frac{1}{\lambda Z_m T_m}} \sqrt{\frac{(P_1^2 - P_2^2)D^5}{sL}} \tag{9}$$

$P_1$  : 上流側絶対圧力 (MPaA)

$P_2$  : 下流側絶対圧力 (MPaA)

直管の管摩擦係数  $\lambda_s$  は、層流域においては粘性応力によってのみ摩擦応力が管壁に発生するため、ハーゲン・ポワズイユ流れの速度分布解から流量を算出した結果(式(10))と、式(1)、式(2)、式(3)、およびレイノルズ数を用いて式(11)のように表すことができる。

$$Q = -\frac{225\pi D^4}{8\mu} \frac{dP}{dx} \tag{10}$$

$$\lambda_s = \frac{64\mu}{\rho v D} = \frac{64}{Re} \quad (11)$$

$\mu$ : 粘性係数(10<sup>-6</sup> Pa·s)

Re: レイノルズ数(-)

一方、乱流域においては粘性応力に加えて流れの乱れに起因するレイノルズ応力が加わるために、摩擦発生メカニズムが複雑であり、現象が十分に解明されていないことから、管内粗度などに応じた実験式や半理論式などが提案されている。本検討では平滑管を想定した Blasius 式(式(12))を用いて評価をおこなった。

$$\lambda_s = 0.3164 Re^{-0.25} \quad (12)$$

式(11)および式(12)に示すように、層流域、乱流域ともに管摩擦係数はレイノルズ数の関数として表される。レイノルズ数に応じた管摩擦係数の値を図1に示す。

なお、本検討で試験を行ったコイル管のような曲がり管においては、管の中心軸付近の高速の流体微粒子には、粘性によって速度の低下した管壁近くの流体微粒子よりも大きな遠心力が曲がりの外側に向かって働くため、中心軸を含む平面について2次流れを生じる。また管軸方向の速度分布は2次流れによって変形し、最大速度の位置は管壁近くにかたよる。このような副次的な流れのため、曲がり管の管摩擦係数は直管の管摩擦係数より大きい。このため、コイル管においてはレイノルズ数の領域毎に曲がりの影響を考慮した管摩擦係数を定めようとして圧力損失を計算する必要がある。曲がりの影響がより大きく発現するのは管壁と管中心部の速度分布の差が大きい層流域であり、速度分布の差が小さい乱流域では影響は小さい。また曲がりの影響により、層流域と乱流域の境界となるレイノルズ数も変化する。

直管の管摩擦係数 $\lambda_s$ と曲がり管の管摩擦係数 $\lambda_c$ の差異は、一般に管の内径  $D$  とコイル管の中心軸の曲率半径  $R$  の比とレイノルズ数の関数であるディーン数などを指標として評価できることが知られているため[5-8]、本検討においてもこれを適用した評価を行った。一例として、管内径  $D=27.3\text{mm}$ 、コイル管の曲率半径  $R=550\text{mm}$  の場合のレイノルズ数と管摩擦係数の関係を図1に重ねて示す。

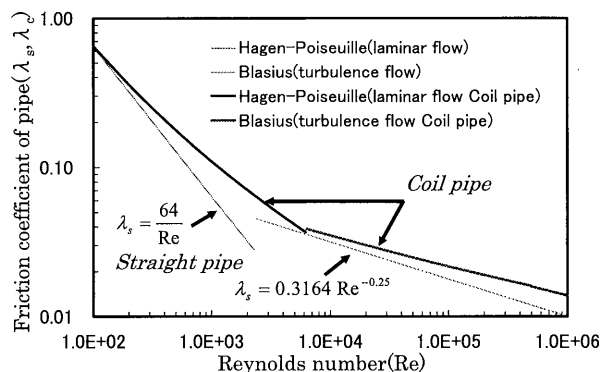


図1. レイノルズ数に対する管摩擦係数

### 3. 流送試験による流量-圧力損失関係式の検証

#### 3. 1. 試験方法

前章に記した流量-圧力損失関係式の水素供給パイプラインにおける妥当性を検証するために、コイル管を測定部位とする水素の流送試験を実施した。なお、比較のため、日本の一般的な都市ガス(13A)[9]についても試験を実施した。

試験装置の模式図を図2に示す。汎用のカードルから供試ガスを供給し、圧力を試験部位の上流に設置した整圧器により、流量を下流に設置したニードルバルブにより調節した。供試ガスは下流で大気放散させた。コイル管を通過する前後の圧力値の差を差圧計にて測定し、圧力損失の実測とした。また供試ガスの温度をコイル管の前後にて測定し、当該区間における平均温度を算出し、温度が関係する物性値計算に用いた。また上流側において常温の水との熱交換にて、当該区間の温度を約15℃~25℃に保持し、常温ガスにおける評価とした。コイル管の適用によって限られた設置面積で長延長を確保し、十分な精度での圧力損失の実測を可能とした。また、大流量の送出は試験環境上、困難であったことから口径を小さく抑え、小流量の送出で広範囲のレイノルズ数における圧力損失の評価を実現した。

試験条件を表1に示す。同一の口径および圧力範囲での試験においては、層流域と乱流の高レイノルズ数領域では流量及び圧力損失が大幅に異なる。本検討では、2種類の供試管に対してそれぞれ層流域、乱流域となるように圧力および流量条件を設定して試験を行った。

層流域試験に用いたコイル管の外観を図3に示す。呼び径 25A の都市ガス供給用ポリエチレン製コイル管を

融着接合し、圧力損失の測定区間を 228m とした。上流圧力は 2.3kPaG と 9.0kPaG の 2 通りとし、流量を都市ガスは 0 から 1.0Nm<sup>3</sup>/h まで、水素は 2.0 Nm<sup>3</sup>/h まで段階的に増加させ、圧力損失を計測した。同様に乱流域試験で用いたコイル管の外観を図 4 に示す。コイル管として長尺銅製コイル管を使用し、圧力損失の測定区間を 100m とした。上流圧力は 0.5MPaG、0.7MPaG の 2 通りとし、13A ガスでは 20 Nm<sup>3</sup>/h まで、水素ガスでは 45 Nm<sup>3</sup>/h まで段階的に流量を増加させ、圧力損失を測定した。

表 1. 試験条件

	層流域試験	乱流域試験
流体	水素・都市ガス 13A	水素・都市ガス 13A
管種	PE コイル管	銅コイル管
内径	27.2mm	7.53mm
延長	228m	100m
上流圧力	2.3kPaG 9.0kPaG	0.5MPaG 0.7MPaG
流量	13A:0⇒1.0Nm <sup>3</sup> /h に段階的に上昇 H <sub>2</sub> : 0⇒2.0Nm <sup>3</sup> /h に段階的に上昇	13A:0⇒20Nm <sup>3</sup> /h に段階的に上昇 H <sub>2</sub> : 0⇒45Nm <sup>3</sup> /h に段階的に上昇

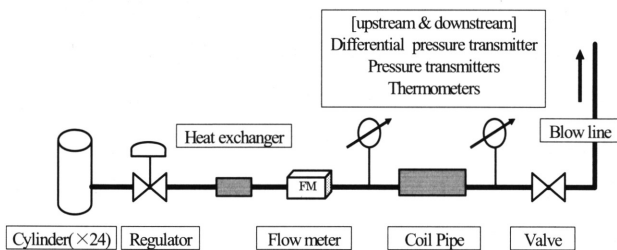


図 2. 試験ライン模式図

表 2. 物性値(水素・都市ガス) [10, 11]

	水素 (H <sub>2</sub> )	都市ガス (13A)	単位
対空気比重( $\rho$ )	0.0695	0.638	-
粘性係数( $\mu$ ) *温度 25°C の時	8.9	12.35	( $\times 10^{-6}$ )Pa · s
熱量( $H$ )	12.79	45.0	MJ/Nm <sup>3</sup>

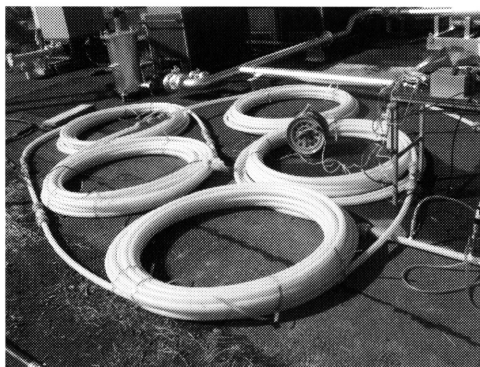


図 3. 層流域試験に用いたコイル管 (PE 管)



図 4. 乱流域試験に用いたコイル管 (銅管)

### 3. 2. 結果と考察

試験によって得られた各供試ガスの圧力損失と流量の関係の代表例を図 5、図 6 に示す。図 5 は上流圧力  $P$  が 2.3kPaG の場合の層流域試験の結果であり、図 6 は上流圧力  $P$  が 0.5MPaG の場合の乱流域試験の結果である。図中の実線がコイル管における曲がりの影響を加味して圧力損失を計算した結果であり、プロットは実測値である。計算に用いた水素および都市ガスの物性値を表 2 に示す [10,11]。図 5、図 6 の結果より、13A ガスと水素ガスともに試験条件において、計算値と実測値が高い精度で一致していることが確認できる。また、水素は 13A ガスと比較して同一の圧力損失において流量が大きい。この結果は水素の比重と粘性係数が 13A ガスと比較して小さいことによるものと考えられる。

全ての試験結果から各条件におけるレイノルズ数と曲がり管の管摩擦係数  $\lambda_c$  の関係を求め、これと計算値を比較した結果を図 7 に示す。各試験結果の  $\lambda_c$  値はコイル管前後の差圧および流量の各計測値から式(9)を用いて逆算した。図から広範囲の Re 数 ( $1.0 \times 10^2 < Re < 5.0 \times 10^4$ ) において計算値と実測値が一致していることが確認できる。

以上より、水素の流量と圧力損失の関係は、力のつりあいと連続の式および状態方程式からなる既往の計算式によって算出可能であり、また比重と粘性係数が小さい水素は 13A ガスよりも流れやすい流体であることが確認された。

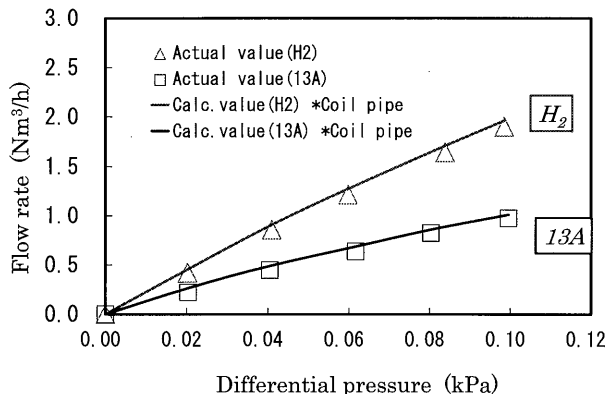


図5. 層流域試験における流量と圧力損失の関係の代表例( $P_1=2.3\text{kPaG}$ )

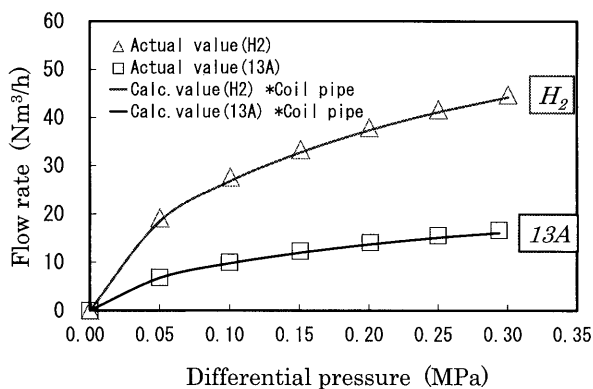


図6. 乱流域試験における流量と圧力損失の関係の代表例( $P_1=0.5\text{MPaG}$ )

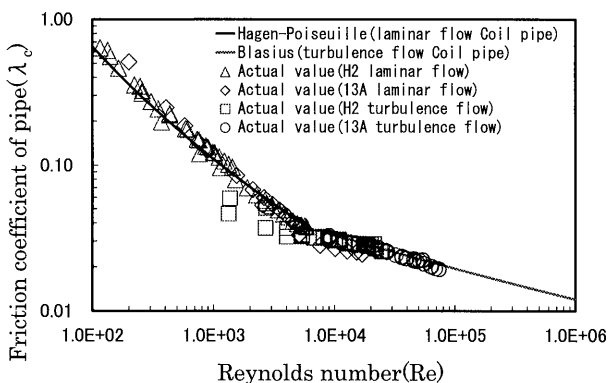


図7. レイノルズ数に対する曲がり管の管摩擦係数の計算値と実測値の比較

#### 4. 水素パイプライン口径選定のケーススタディ

これまでの検討を踏まえて水素パイプラインの口径選定のケーススタディを2条件について実施した。表3に算定条件を示す。ケース①はガス事業法で低圧に該当する圧力で供給するパイプライン、ケース②はガス事業法で中圧に該当する圧力で供給するパイプラインをそれぞれ想定した条件とした。さらに、同一条件での都市ガスパイプラインの口径算出も行い、両者の比較を通じて水素パイプラインの設備規模を把握した。計算に用いた水素と都市ガス(13A)の物性値を表2に示す。

口径算出方法は、送出すべき流量および熱量に対して、それぞれ導管延長の末端において必要とする到達圧力(以下、必要着圧とする)を担保するための最小口径を式(9)を用いて選定するものとした。なお、送出すべき熱量に基づく口径算出においては、流量を熱量に換算するために式(13)を用いた。

$$C = HQ \tag{13}$$

$C$  : 単位時間当たりの熱量(MJ/h)

$H$  : 単位体積当たりの熱量(MJ/Nm<sup>3</sup>)

管摩擦係数には乱流のBlasius式を適用した。乱流の管摩擦係数のみを適用した理由は、設備形成における口径選定の際には必要着圧を維持できる範囲で流量または熱量に応じた最小の口径を選定することが一般的であるため、解析は乱流域となるケースがほとんどであることによる。

表3. 算定条件

	ケース①	ケース②
上流圧力 $P_1$	2.3kPaG	0.7MPaG
導管延長 $L$	100m	10,000m
必要着圧 $P_2$	1.8kPaG	0.4MPaG
温度 $T$	20°C	20°C

以上を踏まえ、送出すべき流量に対して算出した口径をケース①については図8に、ケース②については図9に示す。これより都市ガスと同一の流量の水素をパイプラインで送る際には都市ガスより1サイズ小さい口径が選定されることがわかる。これは水素と13Aの流量、圧力損失、延長、圧縮係数、温度を同一とした場合のパイプ

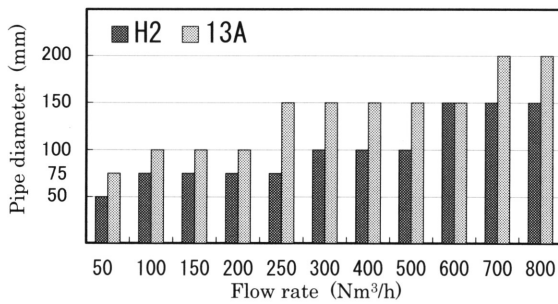


図8. 13A と比較した水素パイプラインの流量毎の必要口径(ケース①)

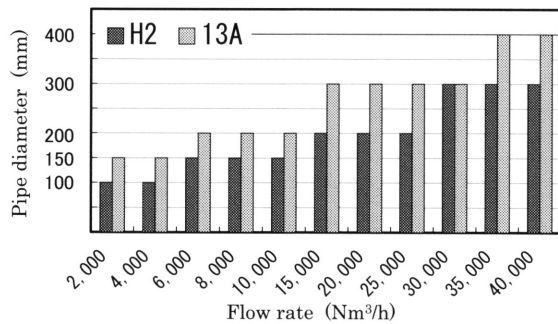


図9. 13A と比較した水素パイプラインの流量毎の必要口径(ケース②)

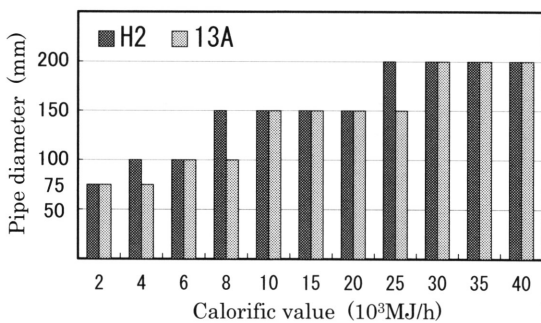


図10. 13A と比較した水素パイプラインの熱量毎の必要口径(ケース①)

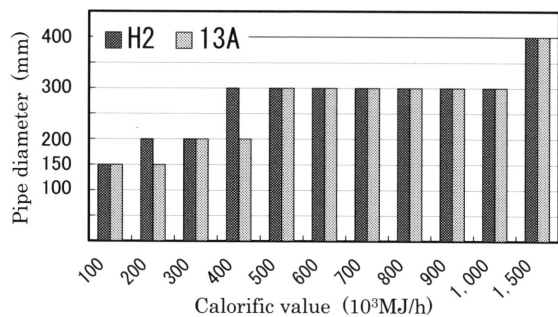


図11. 13A と比較した水素パイプラインの熱量毎の必要口径(ケース②)

ラインの口径比が、式(9)および表2の物性値から式(14)のように表されることによるものである。

$$\frac{D_{H_2}}{D_{13A}} = \left( \frac{\mu_{H_2}}{\mu_{13A}} \right)^{\frac{1}{19}} \left( \frac{s_{H_2}}{s_{13A}} \right)^{\frac{3}{19}} = 0.69 \quad (14)$$

次に送出すべき熱量に対して算出した口径をケース①について図10に、ケース②について図11に示す。これより水素と都市ガスは、同一熱量の送出において、ほぼ同一の口径が選定されることが確認できる。上記と同様に水素と13Aを同一の熱量、圧力損失、延長、圧縮係数、温度とした場合のパイプラインの口径比を式(9)および表2の物性値を用いて算出すると式(15)のように表される。

$$\frac{D_{H_2}}{D_{13A}} = \left( \frac{H_{13A}}{H_{H_2}} \right)^{\frac{7}{19}} \left( \frac{\mu_{H_2}}{\mu_{13A}} \right)^{\frac{1}{19}} \left( \frac{s_{H_2}}{s_{13A}} \right)^{\frac{3}{19}} = 1.10 \quad (15)$$

これより、水素パイプラインの口径は13Aの必要口径を僅かに上回るものの大幅な差は生じないことから、既存のガス導管に使用されている管材料の中から口径を選定する際には、水素パイプラインと13Aパイプラインの口径は結果としてほぼ同一となる。

### 5. 結言

本報では、水素供給パイプラインの口径選定に関する知見の獲得を目的として、コイル管を評価部位とした水素流送試験を実施し、既往の圧縮性流体における流量と圧力損失の関係式の妥当性を幅広いレイノルズ数範囲の実データに基づき検証した。これにより、水素パイプラインにおいても水素の基本的な物性値を計算に適用することにより、既往の関係式を用いて必要着圧に対する輸送可能な流量を算出できることを示した。

また、その関係式を用いて、送出すべき流量および熱量のそれぞれに応じた口径選定のケーススタディを行った結果、単位体積あたりの熱量が低い水素を輸送する場合であっても、都市ガスと同等の熱量を送出する場合には都市ガスパイプラインとほぼ同口径程度の設備にて輸送可能であることを示した。

低炭素型のエネルギーキャリアとして注目されている水素の利用拡大によりパイプライン供給が選択された際

には水素パイプラインネットワークの構築が必要となるが、本報で示した結果が設備コストに影響を及ぼすパイプライン口径を適正に選定するための一助となると考えられる。

#### 参考文献

1. 環境政策課・新産業振興課・産業技術センター；“山口県の「水素エネルギー社会」構築に向けた取組”、水素エネルギーシステム Vol.32, No3, 2007, P15-19
2. 柴田；”北九州スマートコミュニティ創造事業”、水素エネルギーシステム Vol36, No1, 2011, P25-28
3. 三井化学産資株式会社；“平成23年度水素ネットワーク構築導管保安技術調査「水素導管圧力解析調査」調査報告書”、2012
4. A.E.Uhl; “Steady Flow in Gas Pipelines”, Institute of Gas Tecnology Report No10, American Gas Association(1965)
5. 日本機械学会; “管路・ダクトの流体抵抗”、1979、p.68-71
6. 伊藤；”機誌”、62-490、1959、p1634
7. Ito H; Z.AMM,49-11(1969)
8. Ito H; Trans.ASME,Ser.D,81-2,123(1959)
9. 経済産業省；“ガス事業法令集、ガス用品の技術上の基準等に関する省令、別表3”
10. 日本機械学会; “流体の熱物性値集”、1983、p8-9
11. 日本工業出版; “天然ガスパイプラインのすすめ”、2011、p238-239