

ガス整圧器負荷シミュレータの開発[†]

潘 衛 民*・藤 田 壽 憲*・香 川 利 春*
谷 田 部 義 則**・大 谷 秀 雄***

ABSTRACT Tests of dynamic characteristics of a pressure regulator for city gas distribution system had been carried out on special test facilities. Due to the huge operating flow rate of the regulator, tests can only be carried out for small sized ones and under lower pressure and flow rate. The load simulator being proposed in this paper doing the same test by driving the gas pressure regulator with a pneumatic system, detecting the valve opening of a regulator to calculate the air/gas flow rate through the main valve, calculating dynamics of the secondary pipeline based on the distributed parameter model of gas flow in a pipeline and generating feedback pressure to the regulator by a pneumatic servo element in real-time. In tests carried out by a simulator, neither the test pipeline nor gas/air flow through the main valve is needed. The simulator not only sharply cuts down size of the test facility, makes tests possible for large scale gas pressure regulators but also make it possible that tests being carried out under the operating condition similar to that under which the regulator will operate. Applicability of the simulator is verified by the coherence between results of the two test methods.

1. ま え が き

ガス供給システムにおいてガス整圧器はパイプラインへの送出圧力を調節する一種の圧力制御弁であり、ガスの安定供給に大きく関わっている機器である。特に高圧、大流量の整圧器は根幹のパイプラインに設置されるため、その特性の影響も広範囲に及ぶ¹⁾。ガス整圧器が制御する圧力の応答は接続されたパイプラインにより決まるので、ガス整圧器の特性をパイプラインの特性と連立させて評価する必要がある²⁾。

これまでガス整圧器の開発に当たっては静特性の要求のみに基づいて設計され、安定性、適応性などの動特性の評価は一度、製作した後に試験配管に取り付け確認する方法が取られている。この試験でも設備面の関係から実圧力および実流量での評価は行えない。また整圧器の安定性は設置するパイプラインによって異なり、場合によっては「あおり」と呼ばれる不安定現

象を引き起こすことが知られている。動特性を試験しながらガス整圧器の開発を進めるとともに、設置以前に実パイプラインに近い条件でガス整圧器の特性評価を行うことが望まれている。

近年、コンピュータの発達に伴いシミュレータ技術が発達し、自動車のABSの開発に見られるように多くの分野で利用されるようになってきている³⁾。シミュレータにより困難な実験条件を再現し、設計開発の経費と時間を大幅に削減できることが報告されている。

そこで本研究ではガス整圧器の評価試験を可能とすることを目的にパイプラインの特性を再現する負荷シミュレータを提案・開発する。提案する負荷シミュレータの原理はガス整圧器にフィードバックされるパイプライン圧力をシミュレーションにより計算し、得られた圧力をサーボ弁を用いてガス整圧器に与えるものである。実際にガス整圧器の応答を実配管と負荷シミュレータの場合とで比較し評価することにより負荷シミュレータの有効性について検証する。負荷シミュレータによりエネルギー源はガス整圧器の駆動分のみとなるため試験設備が大幅に縮小できる。また実際のパイプライン特性を再現できるため設置前の安定性評価が可能となる。

主な記号

A : 管路断面積 [m^2],

Development of a Load Simulator for Gas Pressure Regulator.
By Weimin Pan, Toshinori Fujita and Toshiharu Kagawa (Tokyo Institute of Technology), Yoshinori Yatabe (Tokyo Gas Co. Ltd.) and Yoshio Ohtani (Yamatake-Honeywell Co. Ltd.).

*東京工業大学工学部

**東京ガス(株)

***山武ハネウエル(株)

[†]1996年6月6日受付 1996年9月11日再受付

- C_g : ガバナ容量,
- d : 管路内径 [m],
- f : 管路摩擦係数 [m/s²],
- G_v : ガス整圧器通過流量 [kg/s],
- G_c : パイプライン末端流量 (消費流量) [kg/s],
- h : 熱伝達率 [W/(m²K)],
- P_1 : 一次圧力 [Pa],
- P_2 : 二次圧力 [Pa],
- P : パイプライン内ガス圧力 [Pa],
- Q : 管壁から流入する熱エネルギー [W]
- R : 気体定数 [J/(kgK)],
- T : 圧力時定数 [s],
- t : 時間 [s],
- u : パイプライン内ガス流速 [m/s],
- x_v : ガス整圧器開度 [%]
- z : 管軸方向座標 [m],
- θ : パイプライン内ガス温度 [K],
- θ_a : 大気温度 [K],
- ρ : ガス密度 [kg/m³],
- κ : 比熱比,
- λ : 管摩擦係数.

2. 都市ガスの供給システムとガス整圧器

2.1 都市ガス供給システム

都市ガスの供給システムを図1に示す。都市ガスは工場から供給エリアに対し7[MPa]もの高圧でパイプラインに送出され、ガス整圧器により減圧されて中圧パイプラインに導かれる。中圧パイプラインのガスは直接、工業ユーザに提供されるか、あるいはもう一度ガス整圧器により減圧して低圧パイプラインを通して各家庭に届けられる。

2.2 ガス整圧器

図2に高圧パイプラインに使用されるパイロット弁

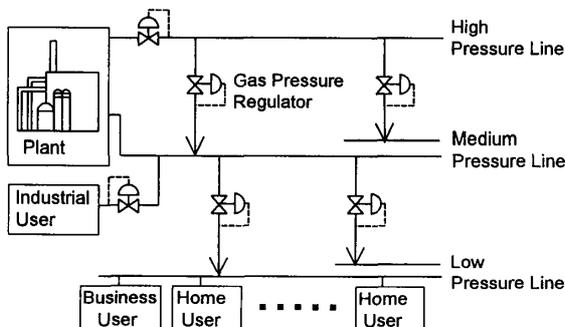


図1 都市ガス供給システム

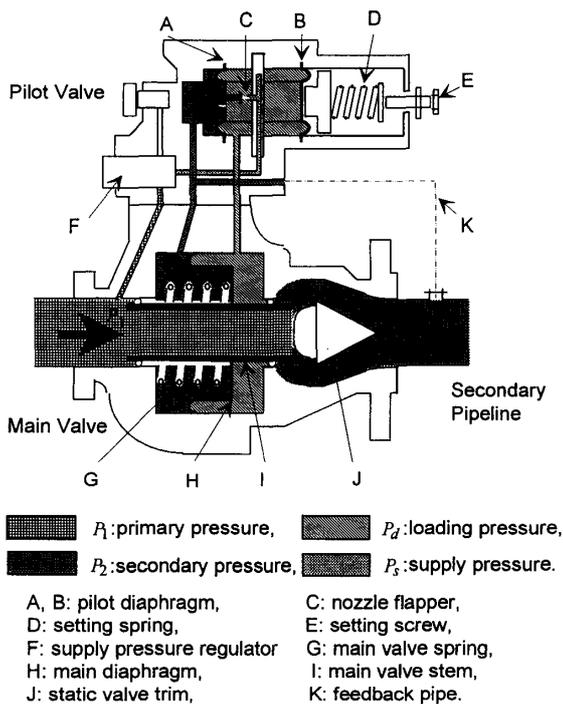


図2 ガス整圧器の構造

付ガス整圧器の構造を示す。ガス整圧器はパイロット弁とメインバルブからなる。可燃性であるガスを扱うため制御系を構成する機器は全て機械式であり、上流側のガス圧力を利用して駆動される自力式の弁である。ガス整圧器の上流側の圧力は一次圧力 P_1 、下流側は二次圧力 P_2 と呼ばれる。ガス整圧器の設置の目的はガスを一定の圧力 P_2 でパイプラインにガスを供給することであり、よってガス整圧器には二次圧力が絶えずフィードバックされながら動作することになる。以下、簡単に動作について説明する。

- 1) 平衡状態ではパイロット弁からメインバルブのダイアフラム室へ流出入するガスが無く、ダイアフラム室圧は一定で二次圧力と釣り合った状態となっている。
- 2) この状態から設定圧を変更あるいは二次圧が変化して平衡状態が崩れると、パイロット弁流量が生じダイアフラム室圧力が変化してメインバルブを駆動する。
- 3) 二次圧力はパイロット弁の他にメインバルブにもフィードバックされているので同時に二次圧力の変化によってもメインバルブが駆動される。
- 4) メインバルブの通過流量が変化するので二次圧力が設定圧に徐々に近づき、これに伴いパイロット弁、メインバルブが再び平衡状態に達する。

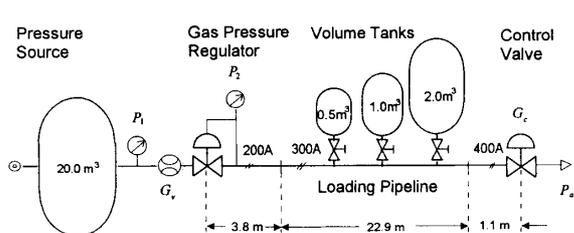


図3 ガス整圧器の試験装置

2.3 試験配管

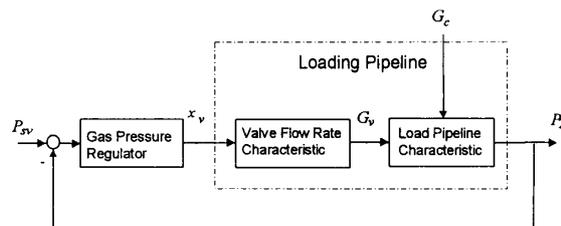
図3の装置は現在、ガス整圧器の特性評価試験に用いられている配管の一例である。ガス整圧器の負荷として内径300 [mm]の管が22.9 [m]と負荷の時定数を変更するために0.5, 1.0, 2.0 [m³]のタンクがあり、最下流には負荷インピーダンス調整用として調節弁が配置されている。この他にガス整圧器との接続のために内径200 [mm]の管が3.8 [m]、調節弁との接続のために内径400 [mm]の管が1.1 [m]それぞれレギュレーサとともに接続されている。またガス整圧器の上流側には最大2 [MPa]までの圧縮空気が供給できる圧力源と供給圧力を保持する20 [m³]ものタンクがある。

しかしながら、これだけの設備でも実パイプラインの状況を作り出すことは不可能で、ガス整圧器の中でも比較的小型である一次圧700 [kPa]で最大流量 7.7×10^3 [Nm³/hr]の整圧器を連続して2~3分程度の試験しか行うことができないのが現状である。現在、消費流量の拡大からガス整圧器が更に高圧、大流量化しつつあり、最大のガス整圧器では一次圧が7 [MPa]で開度がわずか15%でも流量は 3.6×10^4 [Nm³/hr]にも達する。これほどの高圧・大流量の試験設備の整備が無理であることは明白である。

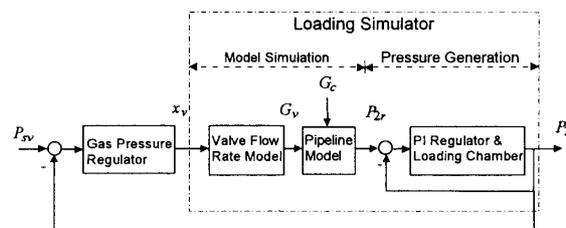
3. 負荷シミュレータ

3.1 負荷シミュレータの原理

ガス整圧器の圧力制御系をブロック線図で表すと図4(a)のようになる。図において流量 G_v はパイプライン末端の流量を表す。二次圧力を決める配管系が存在することにより、はじめて圧力制御系をなすことができる。この系の特性を把握するためにはパイプラインが不可欠であることがわかる。提案する負荷シミュレータは図4(b)に示すように、このパイプラインの特性を仮想的に実現するものである。負荷シミュレータはシミュレーション部と圧力発生部からなり、シミュレーション部では次のことが行われる。



(a) ガス圧力制御系のブロック線図



(b) 負荷シミュレータのブロック線図

図4 ガス整圧器負荷シミュレータの原理

- 1) ガス整圧器の弁開度 x_v を計測して流量を算出する。
- 2) パイプラインの応答をシミュレーションして二次圧 P_2 を求める。

この結果を受けて圧力発生部では以下のような動作が行われる。

- 3) 計算した二次圧となるように二次圧を制御する。
- 4) 以上をリアルタイムで行い、ガス整圧器に二次圧 P_2 をフィードバックする。

1)~4)のアルゴリズムにより負荷シミュレータが実現できる。

3.2 負荷シミュレータの構成

図5に具体的な負荷シミュレータの構成を示す。シミュレーション部および圧力発生部における計算と制御は全て計算機で行った。またガス整圧器の駆動、二次圧の発生には圧縮空気を用いた。ガス整圧器の開度はポテンシオメータで計算した。シミュレーション部でのガス整圧器の流量計算およびシミュレーション手法は煩雑となるため次節で示す。

負荷シミュレーション部は実現された二次圧を検出する圧力センサ、二次圧を調節するサーボ弁、圧力制御系の安定化を図る空気圧タンクから構成される。図3に示す径50 [mm]の整圧器および試験配管系を再現するために圧力センサは分解能0.5 [kPa]の半導体式の高精度なものを、サーボ弁は150 [Hz]までの高速応答が可能なものを使用した。空気圧タンクはサ

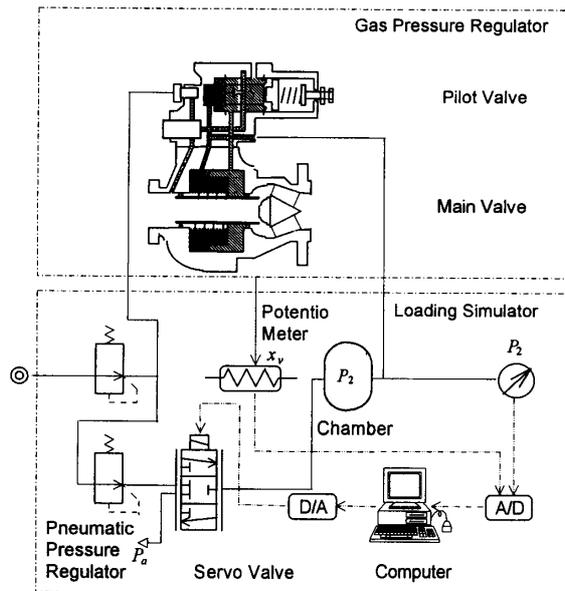


図5 ガス整圧器負荷シミュレータの構成

ーボ弁の流量特性を考慮して400 [cc] とした。計算機で実行される制御アルゴリズムは次式で示されるPI制御である。

$$u = K_p(P_2 - P_2) + K_I \int (P_2 - P_2) dt \quad (1)$$

ただし u はサーボ弁入力電圧であり、比例ゲイン K_p および積分ゲイン K_I は圧力センサの分解能を考慮して調整した。

ガス整圧器にはパイロット弁付き以外の直動型や構造の異なるものも存在するが、いずれも一次圧を駆動源とし二次圧のみをフィードバックする構造であるので、全てのガス整圧器に対して本シミュレータの構成で適応できる。

3.3 シミュレーション手法

1) ガス整圧器の通過流量の算出

ポテンシオメータによりA/D変換器を介して弁開度 x_v が計測されると、ガス整圧器を通過する流量は次式で求められる⁴⁾。

$$G_v = 1.36 \times 10^{-10} C_g(x_v) P_1 \sin \left(\frac{60}{C_1} \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{P_1}} \right) \quad (2)$$

ただし

$$\frac{60}{C_1} \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{P_1}} > \frac{\pi}{2} \quad (3)$$

となる範囲では次式により求める。

$$G_v = 1.36 \times 10^{-10} C_g(x_v) P_1 \quad (4)$$

C_g 値はメインバルブの開口面積を表す指標で弁変

位 x_v の関数であり、 C_1 値は弁通過後の圧力回復を表す係数である。

2) パイプライン応答のシミュレーション

パイプライン内の流れは管軸方向 (z 軸) のみの1次元流れとすると、次の基礎式が成り立つ^{5)~7)}。

[連続の式]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial z} + u \frac{\partial \rho}{\partial z} = 0 \quad (5)$$

[運動方程式]

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + f = 0 \quad (6)$$

f は管摩擦による抵抗分を表し次式のDarcy-Weisbachの式を用いて計算する。

$$f = \frac{1}{2} \left(\zeta + \frac{\lambda}{d} \right) u |u| \quad (7)$$

ただし λ は管摩擦係数でありムーディ線図から求められる。またレデューサ、エルボなどの要素がある場合は、それらによる圧力損失分を評価する必要があるため、損失係数 ζ を用いて式(7)の管摩擦係数 λ に等価的に含める。

[エネルギー方程式]

エネルギー保存則により管路長に沿う dz 長の検査面に対して式(8)が成り立つ。

$$Q = \frac{\partial}{\partial t} \left\{ A dz \left(\frac{P}{\kappa - 1} + \frac{\rho}{2} u^2 \right) \right\} + \frac{\partial}{\partial z} \left\{ Au \left(\frac{\kappa}{\kappa - 1} P + \frac{\rho}{2} u^2 \right) \right\} dz \quad (8)$$

ここで Q は管壁を通して外部との熱伝達により流入するエネルギーであり式(9)で求められる。

$$Q = h(\theta_s - \theta) \pi d dz \quad (9)$$

[状態方程式]

$$P = \rho R \theta \quad (10)$$

また管路内のガスの質量流量と流速の関係は式(11)で与えられる。

$$G = \rho Au \quad (11)$$

これらの偏微分方程式の解析方法についてはいくつかの研究が行われており^{6)~9)}、本研究ではこのうち差分法による方法^{6),7)}を採用した。もちろん特性曲線法⁸⁾、伝達関数近似による計算方法⁹⁾などパイプライン特性を必要な精度、かつリアルタイムで実行可能な手法であれば本シミュレータに適用可能である。

式(9)~(11)の関係を考慮して式(5)~式(8)を差分化した式に、上流端および下流端の境界条件を加えればパイプラインの応答を求めることができる。上流端はガス整圧器であり、よって上流端の境界条件は

式(2)または(4)から与えられ, 下流端は図3の試験配管の場合は調節弁の流量特性から決まる. 実際のパイプラインではどこまでの範囲がガス整圧器に影響を与えるかにより場合に応じて取り扱いが異なるが, 文献8)を参考にして例えば「パイプライン末端の流量 G_e は変わらない」とするような仮定を設けることによりシミュレータで実現する.

4. 負荷シミュレータの有効性の検証

4.1 検証方法と試験配管

負荷シミュレータの妥当性および有効性を確認するために, 図3の試験装置でガス整圧器を動作させた場合と, 試験装置と同じ配管および作動条件を負荷シミュレータにより実現し駆動した場合の応答を比較する. 試験配管の負荷容器は $1.0 \text{ [m}^3\text{]}$ とした.

負荷シミュレータでこの試験配管を再現させるのに際し管路は全15分割に差分化した. また使用した計算機はPentium 120 MHzをCPUとするものである. 負荷シミュレータの一回当たりの全計算に約 0.7 [ms] を要することから, シミュレーションの刻み時間および圧力制御系のサンプリング時間をともに 1 [ms] とした. 計算機の能力とシミュレーション条件により異なるが, 現在の計算機を用いて50分割までの管路をリアルタイムで再現することが可能である.

4.2 検証結果と考察

一般にガス整圧器では以下のことが試験される.

- 1) 設定圧 P_n を変更したときの安定性
- 2) 下流端消費流量 G_e の変動に対する整圧器の速応性

図4を参考に制御的に考えれば1)は目標値に対する, 2)は外乱に対する応答を調べていることになる. 1)の結果を図6に2)の結果を図7にそれぞれ示す. 設定圧変更は設定ねじを流量変動は下流の調節弁開度をステップ状に操作したときの弁開度および二次圧を示した. 結果としては示していないがシミュレーションにより算出された P_2 の応答と実現された P_2 の圧力応答は完全に一致した. 負荷シミュレータにおいては計算された二次圧を精度よく実現することも重要であるが, 実験を行った範囲では問題とはならなかった.

図中の実線は試験配管の場合, 破線は負荷シミュレータの場合であり両結果はよく一致している. また図6には管路を考慮せず容器のみとした場合も二点鎖線で示してあるが, 全く異なった応答となっており管路計算の妥当性が確認できる. ガス整圧器の安定性およ

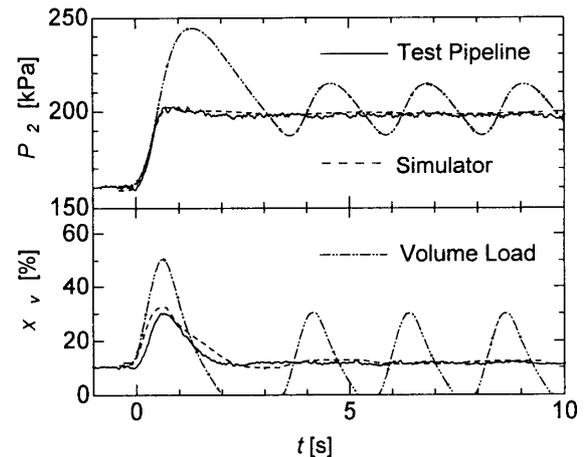


図6 設定圧のステップ変更に対する応答

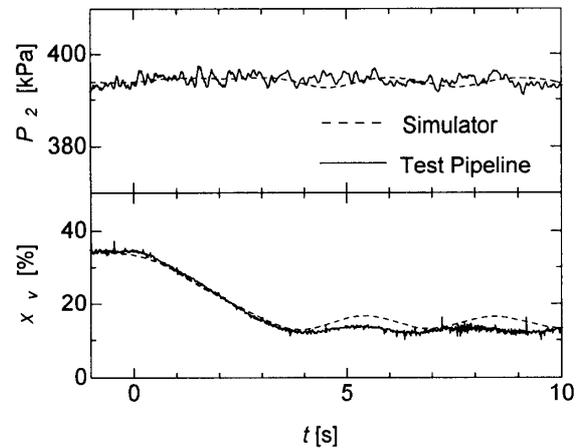


図7 消費流量のステップ変動に対する応答

び速応性が試験配管と同様に評価可能であり負荷シミュレータによる特性評価の妥当性が確認された.

試験配管による方法ではガス整圧器を通過する流量だけでも約 $90 \text{ [Nm}^3\text{/hr]}$ である. これに対し負荷シミュレータの方法ではメインバルブに流量を流さず, パイロットとメインバルブを駆動するわずかの空気で行った試験が可能となるため消費流量は $6 \text{ [Nm}^3\text{/hr]}$ に満たなかった. 配管に要する空間ばかりでなく, 圧縮機および上流タンクにおいても著しく小型化でき負荷シミュレータの有効性も明らかである.

また圧力制御のサンプリング時間を 5 [ms] 以上とするとガス整圧器のパイロット弁が不安定な挙動を示し満足のいく結果が得られなかった. パイロット弁にある弁体と設定ばねのなす系の固有周期は約 50 [Hz] であり, 制御系のサンプリング時間に近い制御不能の状態に陥ったものと考えられる. このことから制

御に要するサンプリング時間の上限が決まる。高圧ラインのような大規模な管路に設置する大流量整圧器の応答が比較的遅く、パイプラインをシミュレータで再現するには計算の刻み時間を比較的長く取ることができるはずであるが、この際に刻み時間が不安定となる制御のサンプリング時間を上回らないように注意することが必要である。本シミュレータで実現できる範囲は管路の応答を必要な精度でしかもリアルタイムで実行可能な計算刻み時間が求められる範囲であると同時に、このときの圧力制御系のサンプリング時間が上述の刻み時間以下となる範囲であることがわかった。

4.3 圧縮空気の利用による影響

ガス整圧器の駆動に実際に用いられるのは都市ガスである。一方、本負荷シミュレータでは安全性および簡便性の面から圧縮空気を使用している。都市ガスおよび空気とも理想気体と見なせる範囲ではあるが、ガス定数など性質が異なるため当然のことながらガス整圧器の動特性が若干異なる。

著者らはガス整圧器のシミュレーションモデルを提案し妥当性を確認するとともに、動特性を支配するパラメータを明らかにした¹⁰⁾。そこで、まずガス整圧器を含めたシミュレーションを行い、駆動ガスの違いによる結果の特性の相違について調べた。ガス整圧器および負荷全体を都市ガスで駆動すると想定した場合と、負荷シミュレータの場合と同じくガス整圧器は空気、負荷は都市ガスにより駆動した場合のシミュレーション結果を図8に示す。両場合の差異が明確となるように下流パイプラインを振動的となる条件でシミュレーションを行ったが、応答の差はわずかで圧縮空気の使用による特性の差は無視できる程度のものであることがわかる。

この結果を理論的に考察すると、ガス整圧器の特性支配パラメータのうちダイヤフラム室の圧力時定数(パイロット弁がメインバルブを駆動するのに要する時定数)のみが異なる。空気の場合の時定数 T_a を計算して都市ガスの場合 T_g と比較すると、

$$T_g = \sqrt{\frac{R_a}{R_g}} T_a \quad (12)$$

となる関係があることがわかった。 R_a は空気のガス定数であり 287 [J/(kgK)] 、 R_g は都市ガスのガス定数で 425 [J/(kgK)] である。したがって両圧力時定数の差は0.8倍しかなく上記の結果が確認された。

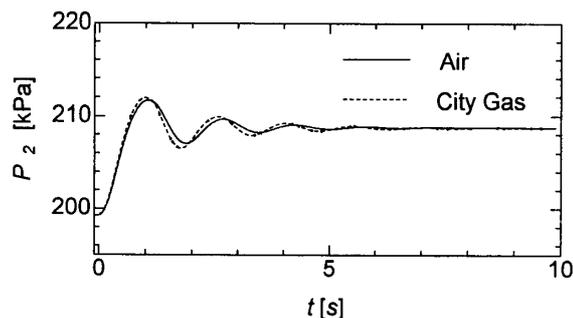


図8 駆動ガスの差異による整圧器応答への影響

5. 結 論

1) パイプラインの圧力応答を模擬するガス整圧器の特性評価のための負荷シミュレータを提案・開発した。負荷シミュレータによる結果を試験配管の場合と比較し良い一致をみることができ、負荷シミュレータの妥当性および有効性を示すことができた。

2) 負荷シミュレータにより種々のパイプラインの条件におけるガス整圧器の評価が可能となり、これまでの問題の解決に役立てることができる。本負荷シミュレータはガス整圧器の設計開発において大変有効な手段の一つに成り得ると考えられる。

参 考 文 献

- 1) 西尾：ガバナ作動の理論的解析，日本瓦斯協会誌，18-4, 65/75 (1965)
- 2) V. P. Shorin and V. Y. Sverbilov: Method to Improve Dynamic Characteristics and to Stabilize System with Gas Pressure Regulators, Proc. of 1st ISFP, Beijing, 359/362 (1991)
- 3) D. Kempf, L. S. Bonderson and L. I. Slafer: Real Time Simulation for Application to ABS Development, SAE paper, 870336 (1987)
- 4) Driskell L. R.: Practical Guide to Control Valve Sizing, Instrumentation Technology, June 47/58 (1967)
- 5) 中山：流体の力学，養賢堂，87, (1983)
- 6) 中嶋，山下，白本，高橋，仁田：電磁弁を含む管系の圧力応答に関する研究，日本機械学会論文集 43-370, 2220/2227 (1977)
- 7) 香川，星野，清水，小山：圧縮性流体の管路容量系における非定常流れに関する研究，計測自動制御学会論文集，28-6, 655/663 (1992)
- 8) M. A. Stoner: Analysis and Control of Unsteady Flows in Natural Gas Piping System, Trans. ASME Basic Eng., 83, 331/340 (1969)
- 9) J. Kralik, P. Stiegler, Z. Vostry and J. Zavorka: Modeling the Dynamics of Flow in Gas Pipelines, IEEE Trans. SMC, 14-4, 589/596 (1984)
- 10) 藩，藤田，香川，大谷，谷田部：大容量ガス整圧器における圧力制御システムのモデル化，計測自動制御学会流体制御シンポジウム，87/92 (1994)