計測自動制御学会産業論文集
Vol.9,No.9,61/69 (2010)

調節弁をとおる蒸気の温度降下について

浦田昌裕*，香川利春**

Temperature Drop of Steam Flowing Through Control Valves

Masahiro URATA, Toshiharu KAGAWA

Abstract: The steam temperature and pressure are important operating factors in many chemical processes that use thermal energy of the steam. Solvent desorption processes require precise estimate of temperature drop of steam at a control valve through which the steam is supplied to the processes. This paper proposes a procedure for estimate of the temperature drop in steam flow through a control valve. Theoretical estimate was made assuming a one-dimensional compressible fluid flowing through a throttle. In control valves in practice, heat radiation and flow irregularities induced by wall geometry cause condensation and re-evaporation, which are not included in the theory. Experiments were carried out for steam of about 0.53 MPa (abs) pressure with about 430 K temperature. While the theoretically estimated temperature drop by a pressure drop from 0.5 MPa (abs) to 0.1 MPa (abs) is about 15 K, deviation of experimental values from the theoretical values was within 1 K when the flow rate is not very small. The result of the paper can be effectively used for planing of plants that use steam as the medium for heating and solvent desorption.

Key words: Control valve, Steam flow, Temperature drop, Joule-Thomson’s effect, Heat transfer

1　緒言

水蒸気は，工場の各種熱源としても，また一般の暖房用としても広く使われる圧縮性流体である．調節弁や減圧弁を用いて水蒸気（以下では単に蒸気と略称する）の流量や圧力を制御する場合には，差圧と流量の特性，すなわち圧力流量特性が注目される．これに関してはいろいろな条件のもとで，多くの研究が行われてきたが，圧力と温度の関係に関する研究は少ない．ところが蒸気では，弁二次側の温度もまた，利用する上で重要な変数である [1]．

化学プラントにおいて蒸気を用いる加熱には，熱交換器などを介して間接的に加熱する方法と蒸気を直接吹吹き付けて加熱する方法の二種類がある．熱交換器を介して間接的に加熱する方法では，蒸気の潜熱も有効に使用されるため，蒸気の過熱度の影響は少ない．これに対し，蒸気を直接吹き付けて加熱する場合で，被加熱物を濡らさないことを条件とするプロセスの場合は，蒸気の過熱度の影響が大きくなる．この場合は蒸気温度を正確に知ることが，設備の最適運転と省エネ運転に先立って必要である．

蒸気を直接吹き付けて加熱するプロセスの代表として，活性炭に蒸気を吹き付ける活性炭浄化プロセスがある．溶剤を吸着回収している多くの化学プラントでは，活性炭の浄化プロセスがある．このようなプロセスでは設備規模にもよるが，一般的には毎時数トンの蒸気が使用される．この蒸気の温度を正確に管理することによって使用蒸気量は 10～20% 削減することも可能である．プロセスへの蒸気供給は調節弁により行うので，調節弁通過による温度変化に関する情報は，極めて多くのプラントにおいて必要である．

蒸気を含めて一般に実在気体では，弁において圧力が下がると，Joule-Thomson 効果により温度も変化する [2)~4)]．一般に絞りを通過する流体においては，エネルギー保存則からの帰結として，エンタルピーが近似的に保存される．これは理想気体では，絞りの上流と下流で温度が変わらないという結論をもたらす．しかし実在気体では，温度が同じとは限らず，圧力の高い上流に対して，下流の温度が下がったり，ときには上がったりする場合がある．この温度変化は気体の種類により異なり，また弁の形状や材質などの，放熱に関係するパラメータの影響も受ける．

絞りを通過する流れにおけるエンタルピーの（近似的な）保存は広く認められている．しかし，実際に使われている調節弁では，放熱などがあるので，

*富士フィルム株式会社　生産技術センター
**東京工業大学精密工学研究所
*Production Engng. Center, Fuji Film Co. ltd.
**Precision and Intelligence Laboratory, Tokyo Institute of Technology
(Received November 24, 2009)
TRIA009/10/0909 (C) 2009SICE

エンタルピーが保存されるとはいえない．

蒸気が弁を通過するときに，まず Joule-Thomson 効果による温度降下があるが，それだけではなく，弁と配管からの放熱があり，さらに配管途中で生じた凝縮水が絞り通過により再蒸発することによる温度降下もある．これらの温度降下の大きさは，蒸気の温度，圧力により異なるものであるから，本研究で考える調節弁における温度降下は，化学プラントにおいて加熱や溶剤回収などに利用される蒸気の圧力，温度の範囲を対象とする．

さて，多くの化学プラントでは，重要な動力源を自家発電によって補っている．どんな自家発電システムが良いエネルギー効率となるかは，プラントで使用する蒸気と電力のバランスによって変わるが，蒸気の使用量が比較的多い化学プラントでは，ガスタービンによるシステムが最適と考えられている．ガスタービンを採用した場合は，ガスタービンの動力で使用したあとの燃焼ガスで蒸気を発生させる関係上，蒸気温度は約 160℃以下で圧力は約 0.6 MPa 以下になる．なお，この値は電力や蒸気の使用バランスを変えることで多少は変更できるが，一般的にこの程度が効率および蒸気の加熱能力を確保するうえで利便性が高い．

このため，使用する工場蒸気は，通常 5k 蒸気などと称するものが多く，これは供給する主管内絶対圧が最高で 0.6 MPa，温度は 160℃が最高値の過熱蒸気である．それを調節弁などを介して個々の装置で利用するとき，弁下流の蒸気圧力の最低値は大気圧以上，温度が大気圧での沸点を下回ることはない．それゆえ，本論文で考察する蒸気の圧力範囲は 0.6 MPa-0.1 MPa，温度範囲 160-100℃とした．

主な記号

A	伝熱面積	[m^2]
c_p	定圧比熱	[J/kg/K]
D_a	配管内径	[m]
D_b	配管外径	[m]
D_c	断熱保護管外径	[m]
E	エネルギー	[J]
e	比エネルギー	[J/kg]
Gr	Grashof 数	[-]
g	重力加速度	[m]
h	比エンタルピー	[J/kg]
L	管路長さ	[m]
m	質量流量	[kg/s]
Nu	Nuselt 数	[-]
Pr	Prandtl 数	[-]
p	圧力	[Pa]
Q	熱流束	[W]
R	熱抵抗（添え字は 1, ~4, H）	[W/K]
Re	Reynolds 数	
R_H	熱抵抗（総括伝熱係数）	[W/K]
S	流路断面積	[m^2]
T	温度	[K, ℃]
	（文中で温度を表すときなどは，一部で℃を使う）	
T_∞	外気温度	[K, ℃]
T_0	断熱材管外表面温度	[K, ℃]
T_M	蒸気主配における蒸気温度	[K, ℃]
T_V	管内蒸気温度	[K, ℃]
u	比内部エネルギー	[J/kg]
v	比体積	[m^3/kg]
w	流速	[m/s]
α	熱伝達率	[W/m^2/K]
β	膨張係数	[K^{-1}]
λ	熱伝導率	[W/m/K]
λ_a	空気の熱伝導率	[W/m/K]
λ_s	鋼材熱伝導率	[W/m/K]
μ	粘度	[Pa.s]
ν	動粘度	[m^2/s]
ρ	密度	[kg/m^3]

添え字

1　弁一次側

2　弁二次側

M　主管

2　理 論

2.1 調節弁前後でのエネルギー保存則

調節弁は **Fig. 1** のように単純な絞りとしてモデル化して考えよう．

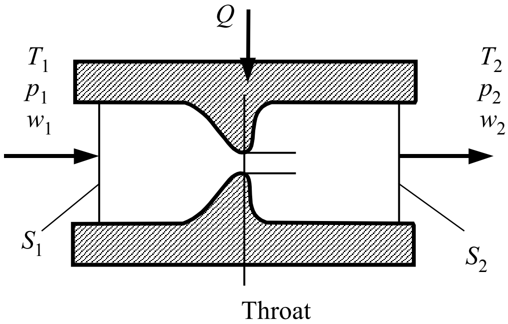

Fig. 1 Flow through a throttle

ここでは定常流れを考察する．Fig. 1 の定常流れにおいて，断面 1 と断面 2 により界された検査体積に関するエネルギー保存則を書けば [4),5)],

$$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + h_1 + q - h_2 = 0 \quad (1)$$

である．ただし

$$q = Q / m \quad (2)$$

$$v = 1 / \rho \quad (3)$$

$$h = u + pv \quad (4)$$

である．比運動エネルギーは流速を 10 m/s 程度とすると，$5\times10^2\ m^2/s^2$（0.5 kJ/kg）である．これに対し比エンタルピーは，温度 150℃程度，0.5 MPa(abs)の蒸気で 2753kJ/kg と，非常に大きい．

このことから，しばしば，運動エネルギー分を無視した式，

$$h_1 + q - h_2 \approx 0 \quad (5)$$

が使用される．しかし，エンタルピーの差

$$h_2 - h_1$$

が小さい場合にはこの近似は許されない．すなわち，

$$\left|h_2 - h_1\right| >> \left|w_2^2 - w_1^2\right| / 2 \quad (6)$$

のときに，式(4)の近似が成り立つ．運動エネルギーが無視でき，かつ伝熱の影響がなければ

$$h_1 = h_2 \quad (7)$$

となる．さらに，理想気体が通過するのであれば，

$$h = c_p T \quad (8)$$

で，c_pが定数であるから，

$$T_1 = T_2 \quad (9)$$

となって温度変化は発生しない．しかし，実在気体ではJoule-Thomson効果による温度変化があるので，伝熱がなく，運動エネルギーの変化が無視できたとしても，温度変化を生じる．蒸気の場合の Joule-Thomson 効果による温度変化は次節で示すように，かなり大きくなる．

このほかに，蒸気の温度変化は蒸気のかわき度の影響を受ける．すなわち，絞りの上流と下流ともにかわき蒸気の場合，上流が湿り蒸気で下流がかわき蒸気の場合，上流も下流も湿り蒸気の場合，という3つの場合が物理的に可能である．これら3つの場合において，状態変化の計算はそれぞれ異なったものとなる．湿り蒸気は蒸気中に水滴がある状態であるが，工場蒸気の場合，一般に水滴混入は望ましくない．装置への供給において湿り蒸気が生じてしまうときの対策として，トラップを設けて凝結水を除くことも実施している．このようにして，装置などに湿り蒸気が行かないようい管理している．それゆえ，本研究では弁上流側が飽和ないしかわき蒸気となっている条件で実験を行う．この場合，下流側は減圧膨張するので，当然かわき蒸気になる（ただし弁体がなんらかの目的で強制的に冷却される場合はこの限りではない）．すなわち，本報告は上流，下流ともに湿り蒸気でない場合を扱うものである．

2.2 Joule-Thomson 効果

Joule-Thomson 効果による温度変化は気体の種類や状態変化の大きさにより異なる．調節弁を蒸気が通る場合に，具体的にどうなるかを，以下で調べる．

まず，h は p と T の関数であるから，エンタルピーの変化は [6), 7)]

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p dT + \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T dp \quad (10)$$

であるが，熱力学第一法則と比熱の定義から

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p \quad (11)$$

である．

さて，エンタルピーが一定であれば，dh=0 である．したがって(10), (11)式から

$$\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_T = -\frac{1}{c_p}\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T = -\frac{1}{c_p}\left[\left(\frac{\partial u}{\partial p}\right)_T + \left(\frac{\partial (pv)}{\partial p}\right)_T\right] \quad (12)$$

である．(12)式の最後の辺は，理想気体ではいずれも 0 である．実在気体ではこれらは 0 とは限らないので，エンタルピー一定で圧力が変わるときに，温度変化を生じうる．これが Joule-Thomson 効果である．圧力 1 MPa 以下，温度 200℃以下の工場用蒸気では温度低下率は負となり，有限の圧力降下のもとで温度低下を生じる．

エンタルピー一定として，状態(p_1, T_1)から，状態(p_2, T_2)への変化が，

$$(p_1, T_1) \rightarrow (p_1, T_2) \rightarrow (p_2, T_2) \quad (13)$$

と進む場合を考え，(11)式を参照して，(10)式を積分すると

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T, p_1)dT + \int_{p_1}^{p_2}\left[v - T_2\left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_{T_2}\right]dp \quad (14)$$

である．状態方程式が与えられていれば，

$$v = v(T_2, p) \quad (15)$$

と変形して，(14)式右辺第 2 項に代入して積分値を求める．定圧比熱がデータ表または式で知られてい

れば，第 1 項の積分ができる．その結果は，p_1, p_2, T_1, T_2 の代数式であるから，p_1, p_2, T_1 から T_2 が決定できる．

ここで注意すべきことは，$p=f(v, T)$の状態方程式だけでは，この計算は実行できないことである．なぜなら，比熱も実在気体では温度と圧力の関数なので，その情報あるいはデータも，この計算には不可欠である．たとえば，状態方程式として，Van der Waals の式を使い，c_p を一定と仮定して近似計算を行うことは，比較的手軽であるが，良い結果を与えない．このように，弁通過にともなう温度変化を純理論的に表すことは現在でもできないので，実験値にもとづく実用的な方法が採用されてきた．まず，h を p と T で表す実用式としては，いろいろなものがあり，空気と蒸気については，わが国では谷下の実験式 [4] が著名である [5), 6)]．これは精度は高いが項数の多い複雑な式である．現在では，蒸気の場合は国際蒸気表 [7)]により求めるのが一般的である．

国際蒸気表を用いてこれを求める手順はつぎのようになる．まず，上流温度と圧力を設定してエンタルピーを求める．ついで，このエンタルピーのもとで下流圧力を与えて，対応する温度を求める．この場合，圧力がある限度以上では，蒸気の一部が凝縮して湿り蒸気となる．この場合には，温度は指定圧力を飽和蒸気圧とする温度（定数）となり，変数としてかわき度 x が示される．

国際蒸気表から，圧力をパラメータとし，蒸気のエンタルピーと温度の数値を求めてプロットした結果を，**Fig. 2** に示す．

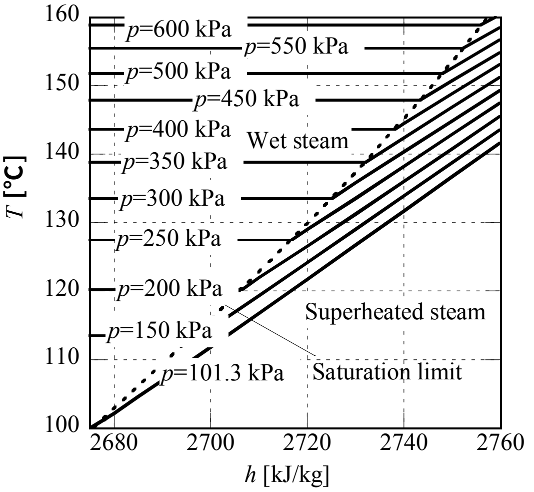

Fig. 2　*h-T-p* diagram for steam

図において，ほぼ対角線となっている破線が蒸発曲線で，この曲線より下がかわき蒸気（過熱蒸気），上が湿り蒸気である．実線は圧力(絶対圧)が一定のときの温度とエンタルピーの関係を表す．たとえば，p=250 kPa の場合，エンタルピーが蒸発曲線と交わる 2716.8 kJ/kg 以下では，温度は 127.4℃で一定である．すなわち，この領域では水と蒸気が共存しているので，熱を加えても湿り度が低下するだけで，温度は変わらない．蒸発曲線との交点において，水はすべて蒸気となるので，さらにエンタルピーが増加すると，蒸気温度が上がる．図は圧力の下限を標準大気圧 (101.3 kPa) にして描いてあるので，これより上，蒸発曲線より下の三角形領域内で，気体としての状態変化が起こっている．

理想気体では，エンタルピーと温度の関係は，$h=c_pT$ で，c_p が定数であるから，圧力によらず，1 本の曲線が描かれるのみであるが，実在流体では，この図のように，T は圧力をパラメータとする曲線群として，平面領域に分布する．この線図は任意の上流圧力と，下流圧力の組み合わせに対して，Joule-Thomson 効果が求められるように描いてある．

Joule-Thomson 効果はこの図上において，つぎのように読み取る．たとえば，p_1=250 kPa, h_1=2740 kJ/kg であったとすると，T_1=138.2°C である．この蒸気が絞りによってp_2=大気圧まで減圧されたとすれば，エンタルピー一定のまま，下方に降下して，p=101.3 kPa 線との交点の温度を読み取る．その値は 131.7°C である．すなわち絞り通過により，温度は 7.1°C低下する．この温度降下が Joule-Thomson 効果である．

2.3 壁面からの熱伝達

弁や管路が特別に断熱保護されていない場合には，壁面を通して，外部と管路内気体の間の熱交換が無視できない．とくに弁は流路が複雑で，外表面積も大きいため，直管に比べると，熱交換しやすい [8)]．

放熱は管路，弁，継ぎ手から生じるが，継ぎ手部分は弁に含める．一般の管路には曲がりがあるが，ここでは弁をはさむ温度，圧力測定点間の短い直管部が考察対象である．弁は形状が複雑で，正確な放熱は計算できないので，接続している直管に置き換えて取り扱うこととする．弁と接続管路は **Fig. 3** のように単純化して考察する．

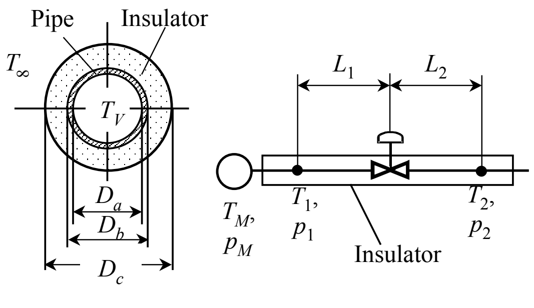

Fig.3 Piping model

システムに加えられる熱量は Fig.1 の基礎モデルでは正としているので，外部よりも管内温度が高い場合の放熱の値は負である．Fig.1 のように弁の絞り部を境に蒸気温度が急変している場合, 断面１（一次側温度測定断面）と断面２（二次側温度測定断面）の間の放熱量は,

$$Q_t = Q_1 + Q_2 \tag{16}$$

とし，Q_1, Q_2 をそれぞれ以下の手順で求める．ただし，以下の説明では Q の添え字 1, 2 は省略する．

Fig.3 の管断面において，蒸気の熱はつぎの段階を経て外部に放出される．

(1) 管内蒸気から鋼材の管への熱伝達：熱抵抗 R_1
(2) 鋼材の管壁を通過する熱伝導：熱抵抗 R_2
(3) 断熱材を通過する熱伝導：熱抵抗 R_3
(4) 断熱材外壁から周囲空間への熱伝達：熱抵抗 R_4

合計の熱抵抗（総括伝熱係数）を R_H とすると,

$$R_H = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 \tag{17}$$

であって，これを用いて直管からの放熱量は下記のように表せる[9, 10]．

$$Q = \left(T_V - T_\infty\right) / R_H \tag{18}$$

この場合の R_1~R_4 はつぎのように求めることができる．

(1) R_1 の算定**（管内蒸気から管への熱伝達）**

蒸気流が管内で十分かきまぜられているときには,蒸気温度と管壁温度は同じとみなせ，この場合は R_1=0 であってこれが下限値である．一般には管内に発達する境界層により管中央部の蒸気温度と管壁温度に差を生じる．この温度差と放熱量の関係は

$$Q = \alpha_i A (T_V - T_a) \tag{19}$$

である．ただし

$$R_1 = 1/(\alpha_i A), \quad A = \pi D_a L$$

であって，熱伝達率 α_i [W/m²/K]は無次元表示のヌッセルト数で表される．

$$Nu = \alpha_i D_a / \lambda \tag{20}$$

ここでは管径が大きく流速も早いので，乱流の場合だけを考えれば十分である．管内境界層が十分に発達した乱流では

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \tag{21}$$

である[10)~ 13)]．弁の上流側の温度計測点は主管との接続点から十分離れているので，この式が使える．弁の下流側は助走区間となるので平均ヌッセルト数は，(21)式の値よりも大きくなって[10), 11)]，熱抵抗は小さくなるが，その割合は入り口部形状により異なる．境界層が十分発達したときに熱抵抗は最大になるから，そのときのヌッセルト数を弁の下流側にも使うと，熱抵抗は実際よりも大きく見積もられ，それは R_1 の上限値となる．この R_1 の上限を求める計算はつぎのようになる．(21)式のプラントル数は

$$Pr = \nu / a, \quad a = \lambda / (\rho c_p) \tag{22}$$

である．本研究で考察する範囲の蒸気におけるプラントル数をプロットすると **Fig. 4** のようになり，その 0.4 乗は 1.04 以下 0.99 以上である．

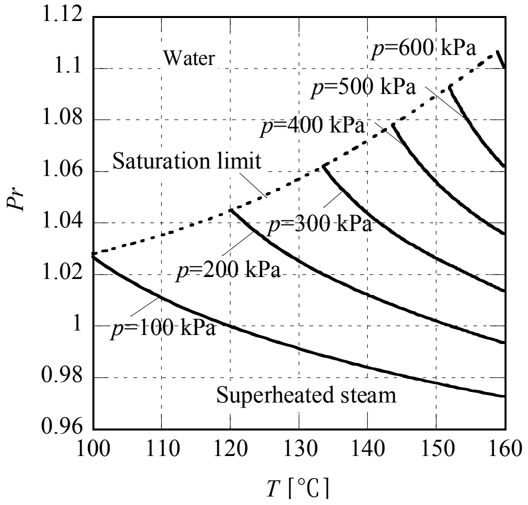

Fig. 4 Prandtl number of steam

レイノルズ数は, 質量流量が m のとき, $w=mv/S$ であるから

$$Re = \frac{wD_a}{\nu} = \frac{\rho w D_a}{\mu} = \frac{m D_a / S}{\mu} = \frac{4m}{\pi D_a \mu} \tag{23}$$

である．これを求めるための粘度も国際蒸気表から求める．数値計算では，R_1=0 の場合と上記の上限値の場合を計算したが，その差による R_H の変化は 1%以下である．

(2) R_2，R_3 の算定[9), 10)]

$$R_2 = \frac{1}{2\pi L \lambda_s} \log \frac{D_b}{D_a} \tag{24}$$

$$R_3 = \frac{1}{2\pi L \lambda} \log \frac{D_c}{D_b} \tag{25}$$

(3) R_4 の算定（断熱材外壁面から外部空気への放熱）

管は水平として，対流熱伝達を考える．ここでは空気の自然対流による放熱が主体である（輻射放熱もあるが，少量である）．この場合，Nu は Gr と Pr の関数である．

対流熱伝達に関しては，広い範囲で成立する実験式[10)〜13)]

$$Nu = 0.13(GrPr)^{1/3}, \quad GrPr = 10^8 \sim 10^{12} \tag{26}$$

$$Nu = 0.56(GrPr)^{1/4}, \quad GrPr = 10^4 \sim 10^8 \tag{27}$$

があるので，これらを使用する． Nu を求めるには，Gr と Pr が必要であるが，空気の常温近くでのプラントル数は Pr=0.71 である．

グラスホフ数は

$$Gr = \frac{g\beta D_c^3 \Delta T}{\nu^2} \tag{28}$$

である．ただし， ΔT は表面温度と無限遠温度との差， $\Delta T = T_0 - T_\infty$ である．ここで

$$\beta = -\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p \tag{29}$$

であるが，空気は理想気体とみなせるので，つぎのように決定する．

$$\begin{aligned}\beta &= -\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p = -v\left(\frac{\partial(1/v)}{\partial T}\right)_p \\ &= -\frac{RT}{p}\left(\frac{p}{R}\frac{\partial(1/T)}{\partial T}\right)_p = \frac{1}{T}\end{aligned} \tag{30}$$

ここでやっかいな問題は，表面温度 T_0 は未知数であるということである．このため，Gr は既知でない．この問題はつぎに示す全体の放熱計算の中で解決する．

(4) 全体の放熱計算

まず R_1, R_2, R_3 は既知である．

周囲空気への熱放散は

$$Q = \alpha_0 A_0 (T_0 - T_\infty) = (T_0 - T_\infty)/R_4 \tag{31}$$

である．このとき，

$$R_4 = \frac{1}{\alpha_0 A_0} = \frac{D_c}{N_u \lambda_a A_0} \tag{32}$$

あるから，温度差 $T_0 - T_\infty$ を与えると，それに対する R_4 が決定する（(17) 式参照）．

$$T_V - T_0 = Q(R_1 + R_2 + R_3) \tag{33}$$

$$T_V - T_\infty = Q(R_1 + R_2 + R_3 + R_4) \tag{34}$$

である．放熱量を求めるには，これまでに現れた式(17),(18),(27),(28),(31)をまとめたつぎの連立方程式

$$\left.\begin{aligned} T_0 - T_\infty &= \frac{R_4}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4}\left(T_v - T_\infty\right) \\ R_4 &= \frac{1}{\alpha_0 A_0} = \frac{D_c}{Nu\lambda_a A_0} \\ Nu &= 0.56(GrPr)^{1/4} \\ Gr &= \frac{g\beta D_c^3 (T_0 - T_\infty)}{\nu^2} \end{aligned}\right\} \tag{35}$$

を解いて求める．(35)式において，未知数は，

$$[T_0, R_4, Nu, Gr]$$

の 4 つであるから，これを数値的に解き，(18)式により，放熱量 Q を決定することができる．これは調節弁の一次側と二次側についてそれぞれ求める．それらの和 Q_t（(16)式）が全放熱量で，その結果から(2)式により単位質量あたりのエネルギー損失 q が決定する．

3　実験および考察

3.1 実験方法および実験結果

実験装置の概略を **Fig.5** に示す．PC で調節弁への入力信号を決め，電流増幅器により調節弁への入力電流を与える．圧力は差圧伝送器で，温度は保護管付き測温抵抗管で測定する．流量は瞬時値をＱＦＳで監視するが，積算値を調節弁の下流に設置した重量計にて測定した．各データは信号変換器（ここでは市販品のエムシステム技研製　以下エムシステムと表記）を介して PC に取り込んだ．

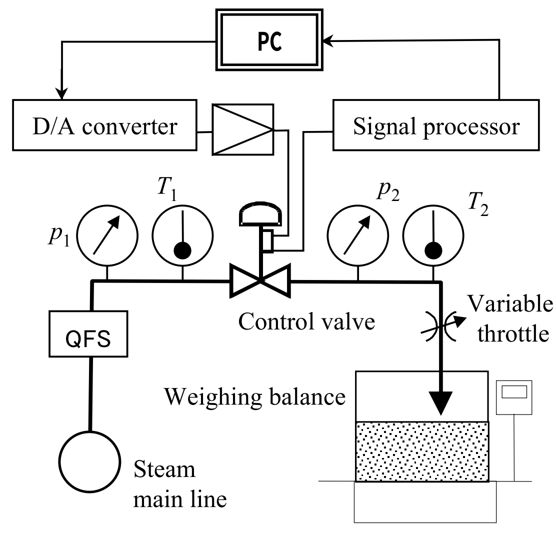

Fig. 5　Experimental setup

実験装置の諸元は **Table 1** に示す．

Table 1 Specifications of the test rig

	Unit	Steel	Glass wool
λ	[W/m]	46	0.0450
D_a	[m]	0.2	
D_b	[m]	0.22	0.22
D_c	[m]		0.36
L_1	[m]	0.9	0.9
L_2	[m]	0.9	0.9
$1/\alpha/A$	[K/W]	0.00147	1.94

実験条件と結果を **Table 2** に示す．実験では流量を設定すると，弁下流管路の負荷により，下流圧力が定まる．これに応じた上流圧力，上流および下流の温度が実験結果として決定する．

3.2 考察

まず，放熱の影響を調べる．この実験の場合の，放熱の影響は圧力や温度計の設置位置が接続フランジから離れているために生じた問題である．しかし，弁内部では流れは一様ではないから，圧力，流量はフランジからある程度離れた点で測定する必要がある．それゆえ，放熱を考慮するとい問題は避けることができない．**Table 3** に前節の手法で求めた計算結果を示す．放熱による温度の変化は

$$-q = \Delta h_t = c_p \Delta T \tag{36}$$

Table 2 Test parameters

m (kg/h)	1200	2400
T_1 [C]	158	162
p_1 [kPa]	530	530
Pr [-]	1.079	1.079
μ [Pa.s]	1.43E-05	1.43E-05
λ [J/m/K]	0.0315	0.0315
Re	1.49E+05	2.97E+05
Nu [-]	325	566
α [W/m^2/K]	52.4	91.2
$1/\alpha/A$ [K/W]	0.0337	0.0194

m (kg/h)	1200	2400
T_2 [C]	144	147.5
p_2 [kPa]	113	123
Pr [-]	0.985	0.985
μ [Pa.s]	1.39E-05	1.41E-05
λ [J/m/K]	0.0283	0.0287
Re	1.53E+05	3.01E+05
Nu [-]	321	552
α [W/m^2/K]	45.2	78.9
$1/\alpha/A$ [K/W]	0.0391	0.0224

であるから，表に示したすべての場合について，温度変化は 0.2 K 以下である．したがって．今回の実験条件下では, 放熱の影響は無視して良いといえる．

つぎに温度の変化について検討する．実験で得られた弁の一次側の温度，圧力および二次側の圧力および温度を調べると，いずれも過熱蒸気であることがわかる．それぞれのエンタルピーを比較すると，Table 3 のようになる．

Table 3 Enthalpy comparison

m [kg/h]	1200	2400
p_1 [kPa]	530	530
T_1 [C]	158.4	162
h_1	2761.2	2769.6
p_2 [kPa]	113	124
T_2 [C]	143.6	147.5
h_2	2762.8	2769.8
Δh [kJ/kg]	-1.6	-0.2

Table 3 において，放熱があれば，二次側のほうがエンタルピーは小さくなるはずであるが，データを見ると，わずかであるが，二次側のほうがエンタルピーが大きい．温度に換算すると，1200 kg/h では 0.8 K，2400 kg/h では 0.1 K である．これらの値はそれぞれ 4 つの計測値から求められたものであるから，測定誤差加算が原因と考えるべきであろう．

上流側の温度，圧力からエンタルピーを求め，エンタルピー保存を仮定して，二次側圧力に対して，国際蒸気表から求める温度（これを理論値とする）と測定された温度を比べると，**Table 4** に示す結果を得る．

Table 4 Temperature drop by Joule-Thomson's effect

m [kg/h]	1200	2400
p_1 [kPa]	530	530
T_1 [C]	158.4	162
h_1 [kJ/kg]	2761.2	2769.6
p_2 [kPa]	113	124
T_2 [C], Theory	142.8	147.4
T_2 [C], Experiment	143.6	147.5

実験値は，理論値よりも 1200 kg/h のときに 0.8 K 高く，2400 kg/h のときに 0.1 K 高くなっているが，発生する温度差(15.6 K および 14.6 K)に比べて十分小さく，測定誤差とみてよい．

この実験においては，実際の工場内設備の一部を使っており，圧力，流量も実用の範囲の値である．したがって，このような装置においては，調節弁を蒸気がとおって圧力が低下するときには，Joule-Thomson効果によって予測される温度降下を生じ，弁から測定点までの配管が短ければ，放熱の影響は無視できる．

上記の結論は，蒸気流量が少なくて，主管から弁までの配管が細くて長いときには成り立たないことを注意しておかなければならない．流量が少ない長い配管では，管路内で蒸気が湿り蒸気となる場合が非常に多い．弁上流が湿り蒸気の場合には，弁の下流では膨張により再蒸発があり，蒸発潜熱を失うことによる温度降下が，気体の Joule-Thomson 効果に加算されて，さらに大きな温度降下を生じることを実測により確認した．これは弁上流が湿り蒸気になっている場合であるから，本研究の対象外であるが，つぎの関連事項を付言したい．

供給された蒸気中の水滴が再蒸発しても，供給されたエネルギーが損失したのではない．蒸気温度が低下する代わりに蒸気量は増加する．もし，この蒸気を利用するプラントが，蒸気が水に戻るまでに放出する熱量を利用するものであれば，再蒸発の有無を特に考察しなくてよい．しかし，ある温度以上の蒸気の顕熱を利用するプロセスの場合には，温度降下の大きさはエネルギー利用効率に影響を与える[1]．この場合には，蒸気供給量を増加するか，弁下流で蒸気の再加熱を行うなどの対策のいずれがエネルギー的に有利かという課題が出てくる．

4 結論

蒸気主管から各プロセスに蒸気を供給する調節弁においては温度降下が生じる．本研究では，調節弁を通過する蒸気の流れにおける，Joule-Thomson効果による温度降下と弁からの放熱を考察し，予測した蒸気温度変化の大きさを実験的に確認した．流量が少なければ，放熱および放熱に起因する水滴発生とその再蒸発などが起こる可能性があるが，通常の定常運転では，蒸気を使用する装置への流量が十分多く，調節弁上流は飽和蒸気ないし過熱度の低いかわき蒸気である．この場合には，調節弁における温度降下は Joule-Thomson 効果によるものを考慮すれば良く，調節弁をはさむ長さ $9D_a$ 以下の管及び弁からの放熱を無視して，下流温度が推定できることがわかった．

調節弁における温度降下の大きさを知ることにより，蒸気を直接吹き付けて加熱する活性炭の浄化プロセスなどの設備の計画，運転計画がより適切に行えて，省エネに貢献することができる．

参 考 文 献

1 浦田昌裕，香川利春：溶剤回収システムの省エネルギーの一方法，計測自動制御学会産業論文集，第８巻第25号, pp.161/170(2010年1月)

2 H. B. Callen： Thermodynamics, John Wiley & Sons, (1960)

3 P. W. Atkins, Physical Chemistry (6th Edition), Oxford University Press(1998)

4 谷下市松：基礎熱力学，裳華房(1982)

5 谷下市松：工業熱力学・基礎編，裳華房(1964)

6 谷下市松：工業熱力学・応用編，裳華房(1964)

7 日本機械学会蒸気表：日本機械学会(2000)

8 M. Urata, L. Xi, K. Kawashima and T. Kagawa：Simulation Model for Compressible Fluid Passing Through a Pressure Control Valve, CD-ROM Proc. of 2008 Asia Simulation Conference, pp.547-550, IEEE Catalog N: CP0858D-CDR, Beijing: 10-12 October (2008)

9 J. P. Holman：平田賢（監訳），伝熱工学・上，下，ブレイン図書(1983)

10 伝熱工学資料（改訂第3版），日本機械学会(1975)

11 内田秀雄他4名：伝熱工学特論，裳華房(1964)

12 甲藤好郎：伝熱概論，養賢堂(1966)

13 E. R. G. Eckert and R. M. Drake, Jr.：Heat and Mass Transfer, MacGraw-Hill(1959)

〔著者紹介〕

浦田昌裕

2002 年東京工業大学　総合理工学研究科精密機械システム専攻修了．同年富士フィルム株式会社入社．精密工学会の会員

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，1976 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(工学博士)．計測自動制御学会評議員，日本フルードパワーシステム学会理事，日本機械学会などの会員