管路要素の流体抵抗*

五十嵐 保^{*1}, 稲垣 進^{*1}

Hydraulic Losses of Flow Control Components in Pipes

Tamotsu IGARASHI and Susumu INAGAKI

Concerning the vortex shedder used in the Karman vortex flowmeter, the flow resistances of cylindrical bodies having various cross sections in a circular pipe are given by the general equation in the previous paper. In the present paper, it is confirmed that the equation holds for the vortex shedder having a large blockage ratio. Then, the same idea is applied to the hydraulic losses of flow control components asymmetrical to the cross section of the pipe, such as a slice valve, a butterfly valve and a cock. Consequently, these hydraulic losses hitherto given by a chart or a table are given the following general equation: $\zeta = C[(1-\beta)/\beta^2]^n$, where β is the open ratio.

Key Words: Pipe Flow, Flow Control Components, Flowmeter Vortex Shedder, Valve, Hydraulic Loss, Resistance Coefficient, Opening Ratio, Blockage Ratio

1. ま え が き

前報⁽¹⁾で管内流の流量測定に用いられるカルマン渦流量計⁽²⁾に関連し、その渦発生体の抵抗係数を明らかにした。すなわち円管内乱流中に置かれた種々の形状を有する柱状渦発生体の抵抗係数を広いレイノルズ数範囲と開口比に対し、一様流中の抗力係数を用いた一般関係式として与えた。

本報では柱状渦発生体の代表例として円柱および台形柱を選び開口比の小さな場合、すなわち閉そく比の大きな場合の抵抗係数を求め、先の一般関係式が広い範囲の開口比に対し成り立つことを示した。この結果は渦発生体前後の圧力差の測定からオリフィスと同様の流量測定がより簡便に行えることを示唆している。

一方、管路内には流体の流量調節用の弁およびコックが設けられている。これらの構造は複雑で、流れの損失ヘッドも著しく異なる。これら管路要素の損失係数⁽³⁾は図または表で与えられている。この損失係数を先の柱状渦発生体の抵抗係数と関連づけ、管路要素の損失係数の定式化に成功した。

記 号

A : 渦発生体および管路要素の投影面積
 A_0 : 円管の流路面積 $= (1/4)\pi D^2$
 C : 定数
 C_D : 一様流中の二次元渦発生体の抗力係数
 D : 円管の内径
 d : 渦発生体の代表長さ、弁座口径
 g : 重力の加速度
 h : 損失ヘッド $= \zeta(U_m^2/2g)$
 K : 渦発生体の抵抗係数 $= \Delta p/0.5\rho U_m^2$
 L : 仕切弁の開き
 Δp : 渦発生体前後の静圧差
 Re_c : 修正渦発生体レイノルズ数 $= U_c d/\nu$
 Re_d : 渦発生体レイノルズ数 $= U_m d/\nu$
 Re_D : 管レイノルズ数 $= U_m D/\nu$
 U_c : 管内の渦発生体取付部の平均速度 $= U_m/\beta$
 U_m : 管内の平均速度
 β : 開口比 $= 1 - A/A_0$
 ζ : 損失係数
 θ : 管軸からの傾き角、コックの回転角
 ν, ρ : 流体の動粘性係数および密度

* 平成4年8月27日 日本機械学会流体工学部門講演会において講演、原稿受付 平成4年9月7日。

*¹ 正員、防衛大学校 (〒239 横須賀市走水 1-10-20)。

2. 実験装置および方法

実験装置は前報¹⁾と同じで直円管の内径 $D=150$ mm, 全長は 9 590 mm である。渦発生体の取付位置は入口部より $40D$ 下流で, その抵抗係数を測定する物体前後の壁面静圧の測定位置は物体の上流 413 mm, 下流 650 mm である。円管内の流れは十分発達した乱流である。図 1 に示すように渦発生体は円柱および台形柱の 2 種類とした。渦発生体の流れ方向への投影長さ d は $40\sim 90$ mm の範囲で変化させた。なお前報では $d=10\sim 40$ mm であった。円管の流路面積 A_0 , 渦発生体の投影面積 A に対し, 開口比 β は次式で与えられる。

図 1 柱状渦発生体

(a) 仕切弁

(b) ちょう形弁

(c) コック

図 2 管路要素

$$\beta = (A_0 - A)/A_0 = 1 - A/A_0 \quad \dots\dots\dots (1)$$

開口比 β の範囲は $0.660\sim 0.236$ である。レイノルズ数の影響を調べるため管内平均流速 U_m は $2\sim 26$ m/s まで変化させた。管レイノルズ数 $Re_D=1.9\times 10^4\sim 2.5\times 10^5$, 修正渦発生体レイノルズ数 $Re_c=1.9\times 10^4\sim 5.0\times 10^5$ である。渦発生体取付位置での平均速度 U_c は U_m/β で与えられる。渦発生体の抵抗係数 K は次式で定義される。

$$K = \Delta p / 0.5 \rho U_m^2 \quad \dots\dots\dots (2)$$

なお図 2 に示す管路要素の弁, コックおよびオリフィスの損失係数は日本機械学会編の「管路・ダクトの流体抵抗」⁽³⁾および各原著論文から引用した。

3. 柱状物体の抵抗係数

3.1 円柱および台形柱 渦発生体の基本的形状の円柱および台形柱の抵抗係数に及ぼす開口比 β の影響を図 3 (a), (b) に示す。両抵抗係数は開口比が小さくなると急増している。円柱の抵抗係数は $Re_D \leq 10^5$ でほぼ一定かやや右下がり, $Re_D > 10^5$ になると急激に低下している。その値は低下前の値の 70% まで低下している。台形柱の抵抗係数は一定の右下がりの傾向を示している。両渦発生体の差異を明らかにするため, Re_D 数に対し抵抗係数がほぼ一定の $Re_D=8.8\times 10^4$ の抵抗係数の値を K_0 とし, 渦発生体位置の平均

(a) 円柱

(b) 台形柱

図 3 渦発生体の抵抗係数に及ぼす開口比の影響

速度 U_c で定義した修正渦発生体レイノルズ数 $Re_c = U_c d / \nu$ と K/K_0 の関係を図 4 に示した。台形柱の K/K_0 の値は Re_c の増加に対し一定こう配でわずかに低下している。しかし、円柱では $Re_c = 2 \times 10^5$ 前後でこう配が変化し、一様流中の円柱まわりの流れの乱流遷移に類似している。実際、油膜法による可視化によれば、円柱まわりの流れのはく離位置が著しく後退している。一方、台形柱は常に前縁ではく離し、はく離位置は移動しない。したがって円柱の $Re_c > 2 \times 10^5$ における抵抗係数の急激な低下は、はく離位置の後退による後流幅の減少に起因する。

本実験の $Re_D = 8.8 \times 10^4$ における開口比 $\beta = 0.576 \sim 0.236$ の抵抗係数を前報⁽¹⁾の $\beta = 0.660 \sim 0.915$ の結果と合わせて図 5 に示す。円柱および台形柱の抵抗係数は、いずれも前報と同一式で表示される。

$$K = C(1-\beta)/\beta^2 \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$C = 0.8C_D \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここに、 C_D は一様流中の抗力係数である。したがって、円柱では $C = 0.85$ 、台形柱では $C = 2.0$ である。式 (3) の開口比 β の適用範囲は $0.236 \leq \beta \leq 0.915$ 、また適用レイノルズ数範囲は、円柱では $1.9 \times 10^4 \leq Re_D \leq 10^5$ 、台形柱では $1.9 \times 10^4 \leq Re_D \leq 2.0 \times 10^5$ である。

(a) 円柱

(b) 台形柱

図 4 渦発生体の抵抗係数に及ぼすレイノルズ数の影響

3・2 絞り流量計への応用 渦発生体を円管内に設置し、その渦発生数でなく前後の圧力差 Δp を測定しても流量計として利用できる。台形柱や円柱を絞り流量計の絞り部とした場合、構造が簡単のため、オリフィス(最小管径 50 mm)に比べてかなり小さな管径にも使用できると考えられる。この点に関しては次報で検討するとして、ここでは損失係数についてオリフィスと比較する。損失係数 ζ は次式で定義される。

$$h = \zeta (U_m^2 / 2g) \quad \dots\dots\dots (5)$$

なお、式 (5) を変形すると次式が得られる。

図 5 円柱および台形柱の抵抗係数

図 6 渦発生体とオリフィスの比較

$$\zeta = \rho g h / 0.5 \rho U_m^2 = \Delta p / 0.5 \rho U_m^2 = K \cdots \cdots (6)$$

したがって、損失係数 ζ と抵抗係数 K は同一である。

オリフィスの損失係数は文献(3)によれば、次式で近似されている⁽⁴⁾。

$$\zeta = (1/\beta - 1)(2.75/\beta - 1.56) \cdots \cdots (7)$$

式(7)より $(1-\beta)/\beta^2 - \zeta$ の関係として図示し、台形柱のデータと比較したのが図6である。台形柱とオリフィスの損失係数はほぼ等しい。円柱の損失係数はオリフィスの45%以下である。なお因子 $(1-\beta)/\beta^2$ を用

いて式(7)は次式でも表示できる。

$$\zeta = 1.9[(1-\beta)/\beta^2]^{1.07} \cdots \cdots (8)$$

三次元構造のオリフィスの損失係数に対しても、開口比 β の効果が因子 $(1-\beta)/\beta^2$ によって記述されることが示された。4章では各種管路要素に対しても上述の関係が成り立つか、どうか検討する。

4. 管路要素の流体抵抗

4.1 管路要素の損失係数 管路要素の一つである弁やコックも流れをせき止めるため抵抗となる。ここでは、図2に示した仕切弁、ちょう形弁、コックを取り上げる。これらの要素は流路に対し非対称で、いずれも円形および長方形の2種類の形状がある。文献(3)に載っている管路要素の損失係数 ζ を図7に示す。仕切弁の損失係数⁽⁵⁾は開度 L/d に対し、ちょう形弁の損失係数⁽⁵⁾およびコックの損失係数⁽⁵⁾は傾き角 θ に対し、それぞれ図7(a)～(b)に示した。仕切弁では、開度が大きくなると開口比が大きくなり、損失係数は減少する。同じ開度に対しては長方形の損失係数は円形よりも大きい。ちょう形弁は円形では直径40mm、長方形では50×25mmの大きさである。同じ傾き角に対し損失係数は円形のほうがやや大きい。コックは円形では直径40mm、長方形では50×25mmの大きさである。同じ傾き角の場合、損失係数は長方形のほうが大きい。傾き角が大きいほど両者の差異は大きくなっている。

4.2節以降で3章の抵抗係数と同様の方法で管路要

(a) 仕切弁

(b) ちょう形弁

(c) コック

図7 管路要素の損失係数

素の損失係数の定式化を試みる。すなわち開口比 β の因子、 $(1-\beta)/\beta^2$ で再整理する。

4・2 仕切弁 仕切弁の損失係数を図8に示す。円形仕切弁の損失係数は開口比 β によらず1本の直線で表せる。長方形仕切弁は $(1-\beta)/\beta^2 = 0.78$ ，すなわち $\beta = 0.3$ で直線の傾きが変化している。円形および長方形仕切弁の損失係数は、それぞれ次式で与えられる。

円形：

$$\zeta = 1.9[(1-\beta)/\beta^2]^{1.12};$$

図8 仕切弁の損失係数

図9 ちょう形弁の損失係数

$$0.156 \leq \beta \leq 0.86 \dots \dots \dots (9)$$

長方形：

$$\zeta = 1.7[(1-\beta)/\beta^2]^{1.2};$$

$$0.3 < \beta \leq 0.8 \dots \dots \dots (10 \cdot a)$$

$$\zeta = 2.5[(1-\beta)/\beta^2]^{0.96};$$

$$0.1 \leq \beta \leq 0.3 \dots \dots \dots (10 \cdot b)$$

4・3 ちょう形弁 ちょう形弁の損失係数は図9に示すように、次式で与えられる。

円形：

$$\zeta = 2.0(1-\beta)/\beta^2;$$

$$0.134 \leq \beta \leq 0.913 \dots \dots \dots (11)$$

長方形：

$$\zeta = 1.7(1-\beta)/\beta^2;$$

$$0.06 \leq \beta \leq 0.826 \dots \dots \dots (12)$$

円形および長方形ちょう形弁の損失係数は渦発生体の円柱や台形柱と同一の式(3)で表示され、それぞれ $C = 2.0, 1.7$ である。

4・4 コック コックの損失係数を図10に示す。

円形コックと長方形コックの差異は少ない。両者とも $(1-\beta)/\beta^2 = 2.0$ ，すなわち $\beta = 0.5$ 前後で直線の傾きが変化している。このときの傾き角は $\theta = 30 \sim 35^\circ$ である。両損失係数はそれぞれ次式で与えられる。

円形：

$$\zeta = 2.8[(1-\beta)/\beta^2]^{1.4};$$

$$0.5 \leq \beta \leq 0.85 \dots \dots \dots (13 \cdot a)$$

$$\zeta = 4.4(1-\beta)/\beta^2;$$

$$0.09 \leq \beta < 0.5 \dots \dots \dots (13 \cdot b)$$

図10 コックの損失係数

長方形：

$$\zeta = 2.8[(1-\beta)/\beta^2]^{1.4};$$

$$0.5 \leq \beta \leq 0.85 \quad \cdots \cdots \cdots (14 \cdot a)$$

$$\zeta = 4.0(1-\beta)/\beta^2;$$

$$0.11 \leq \beta < 0.5 \quad \cdots \cdots \cdots (14 \cdot b)$$

5. 結 論

円管内乱流中に設置された二次元渦発生体の抵抗係数 K を広範囲の開口比に対して求めた。次いで絞り流量計、管路要素の弁およびコックの損失係数 ζ の定式化に成功した。得られた主要結果は次のとおりである。

(1) 二次元渦発生体の抵抗係数 K を与える次式は、円柱および台形柱の開そく比の大きな場合にも成り立つ。

$$K = 0.8 \times C_D \cdot (1-\beta)\beta^2;$$

$$\beta = 0.236 \sim 0.915, Re_D = 1.9 \times 10^4 \sim 10^5$$

ただし、 C_D は一様流中の抗力係数である。上式は $\pm 5\%$ 以内で実験値と良く一致する。

(2) 円柱の場合、 $Re_d = U_c d / \nu \geq 2 \times 10^5$ で一様流中の乱流遷移に類似の抵抗係数の著しい低下が起こる。

(3) 円管内の二次元渦発生体は絞り流量計として有効である。円柱の損失係数はオリフィスの 40% である。

(4) 管路要素の損失係数は、 $\zeta = C[(1-\beta)/\beta^2]^n$

で定式化できる。

(5) オリフィスの損失係数は台形柱とほぼ等しく、次式で定式化される。

$$\zeta = 1.9[(1-\beta)/\beta^2]^{1.07}, \beta = 0.3 \sim 0.65$$

(6) 仕切形弁の円形および長方形の損失係数は、それぞれ式(9)および式(10・a), (10・b)で与えられる。

(7) ちょう形弁の円形および長方形の損失係数は、それぞれ式(11), (12)で与えられる。

(8) コックの円形および長方形の損失係数は、それぞれ式(13・a), (13・b)および式(14・a), (14・b)で与えられる。

終わりに本研究の実験にご協力いただいた当時本学学生の柏井正裕君および東海大学学生の神沢直紀、山口正美両君に謝意を表す。

文 献

- (1) 五十嵐・稲垣・西田, 直円管内の渦発生体の抵抗係数, 機論, 58-550, B (1992), 1655.
- (2) 川田・小宮・山崎編, 流量計測ハンドブック, (1979), 351, 日刊工業新聞社.
- (3) 日本機械学会, 技術資料, 管路・ダクトの流体抵抗, (1979), 64-66, 丸善.
- (4) 沖, 水力学, (1942), 242, 岩波書店.
- (5) Weisbach, J., *Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik*, (1896), 1049. Friedrich Vieweg und Sohn.