

# 多重曲り管路の水力損失と流れに関する研究\*

## (曲率半径の小さい波状管路とコイル管路の比較)

清水 幸丸\*\*, 杉 野 公 一\*\*

Yukimaru SHIMIZU, Koichi SUGINO

葛 原 定 郎\*\*, 村 上 光 清\*\*\*

Sadao KUZUHARA, Mitsukiyo MURAKAMI

### 1. ま え が き

工業上用いられる多重曲り管路は、特別な動力を必要としないで管内の流れを混合する作用をもつので、熱交換器に多用されている。これら多重曲り管路の種類には、コイル状曲り管路、平面内で線状に巻かれた管路、あるいは高性能熱伝達促進法として最近注目されている波状曲り管路などがある。コイル管路の水力損失と流れについては、これまでに実験および理論の両面から数多くの研究がなされているが、これらの研究で扱われているコイル管の曲率半径比は比較的大きいものであり、曲率半径比の小さい急激な曲りについてはほとんど研究されていない。波状曲り管路については、次のような研究がある。すなわち、2ないし3個のベンドをS字状に接続した曲りの水力損失や流れに関する研究<sup>(1)(2)</sup>、多数の曲りを持つ波状管路については、曲率半径比が7~12で、一つの曲り要素の角度が34°~132°の波状管路に関する研究<sup>(3)</sup>、管軸が正弦波状に変化する曲り内の層流を理論的に解析した研究<sup>(4)(5)</sup>、および肘管を交互に接続した波状管路の二次元平面内の流動の解析、および熱伝達に関する研究<sup>(6)</sup>などがある。しかしこれらの研究では、波状管がコイル管以上に熱交換に適しているという理由が十分に説明されているとは言えない。しかも、いずれの研究も曲率半径比が大きい場合か、あるいは肘管に関するものであり、実用性の大きい曲率半径比の小さい(6以下)曲りを、波状に連ねた場合の水力損失や内部の流動状態の詳細は不明である。さらに、波状曲りとコイル曲りの関連性については全く明らかにされていない。

このような点を考慮して、本研究では曲率半径比が小さい1, 3, 6の3種類の90°ベンドをそれぞれ10

個ずつ用いて作った波状曲り管路および、ベンドを連続的にねじれS字状に接続してコイル状に曲げた管路を作り、これら管路の水力損失と内部の流れ状態の関係を明らかにした。そして、このような波状管とコイル管の関連性、また波状管が熱交換器として優れた特質を持つ条件を明らかにした。また従来用いられている連続的にねめらかに曲げられたコイル管と、本研究で用いた曲り要素を組み合わせて作ったコイル状連続曲り管との比較検討を行い興味ある結果を得た。

### 2. 主 な 記 号

 $d$  : 管内径  $= 2r_w$  $g$  : 重力の加速度 $n$  : ベンド個数 $R$  : ベンドの曲率半径 $V_m$  : 管内平均流速 $V_z, V_\alpha$  : 軸速度および周速度

他の記号については本文中で述べる。

### 3. 実験の装置と方法

図1には実験装置の概略を示す。ポンプによりヘッドタンクへくみ上げられた水は、流量測定用オリフィス、整流タンクへ導かれ、助走直管部(20d)を経て曲り部に流入し、下流側直管部を経て外部へ流出する。管路損失測定のために曲り部上流5d( $L_u$ )に1箇

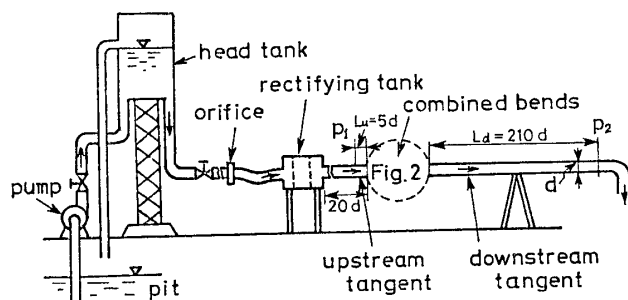


図 1 実験装置の概略

\* 昭和55年4月15日 第14回空気調和・冷凍連合講演会において講演、原稿受付 昭和55年6月9日。

\*\* 正員、三重大学工学部(〒514 津市上浜町)。

\*\*\* 正員、名古屋大学工学部(〒464 名古屋市中千種区不老町)。

所と、下流に7箇所、の圧力測定断面を設けた。最下流断面は  $210d$  ( $L_d$ ) にある。管路の曲り部は、曲率半径比  $R/r_w=1$  の市販ねじ込み式  $90^\circ$  エルボ\*1,  $R/r_w=3$  および  $6$  の亜鉛合金製  $90^\circ$  ベンドを曲り要素として、それぞれ最大  $10$  個用いて構成された。要素接続角度  $\phi_n$  は図2のように各要素の曲り面相互のなす角であり、下流側からみて反時計方向を正とする。曲り部形状は、図3(a)のように要素2個をU字状に接続し、このU字管を  $\phi_n=180^\circ$  すなわち平面内で繰返し反転接続したU形波状管路、図3(b)のように要素を平面内で交互に反転接続した  $\phi_n=180^\circ$  のS形波状管路、また各要素の接続角度を等しく、 $\phi_2=\phi_3=\dots=\phi_n=22.5^\circ$  [図3(d)],  $45^\circ$ ,  $90^\circ$  [図3(c)],  $135^\circ$  のように空間的なねじれS字状に連続接続した4種類の準コイル管路で、その主要寸法を表1に示す。なおこれら規則正しく組み合わせられたコイル管路に対して、接続角度が多少くい違った管路の水力損失を求めて比較するため、表2のように要素接続角度  $\phi_n$  が  $45^\circ$  の倍数で任意に組み合わせた管路についても検討した。さらに上記の各曲り形状について要素間隔  $L_{mn}$  (図2) の影響を調べた。  $L_{mn}$  は  $0$ ,  $1d$ ,  $3.5d$  の3種類である。流速は3孔の円筒形ピトー管で測定\*2した。断面内の測定方向は図2に示すP, NP, N, PNの4方向である。

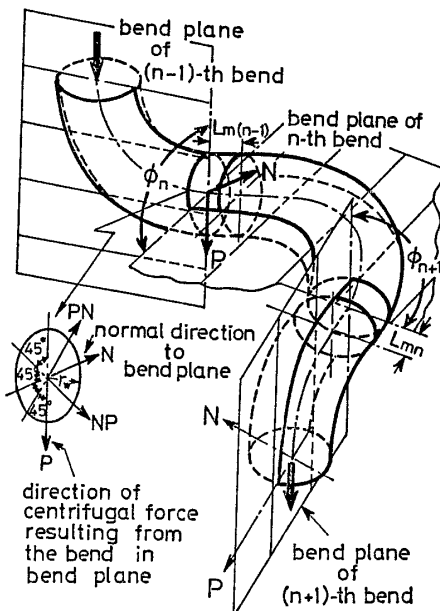


図2 ベンド接続角度  $\phi_n$ , ベンド間隔  $L_{mn}$  およびピトー管そう入方向 P, NP, N, PN の定義

- \*1 実験に用いたねじ込み式  $90^\circ$  エルボでは、ねじ部いっばいに直管がねじ込まれている。  
 \*2 ピトー管の精度を確かめるため断面内の流速分布を4方向から測定し、その結果を図式積分して求めた流量はオリフィス計による流量より平均3~4%高くなる。

#### 4. 実験結果の表示式

全曲り損失係数  $\zeta_n^{(1)}$  を次のように定義する。

$$(p_1 - p_2)/\gamma = [\lambda(L/d) + \zeta_n](V_m^2/2g) \dots\dots(1)$$

ここで、

$$L = L_u + \sum_{n=2}^n L_{mn} + L_d, \quad L_u = 5d, \quad L_d = 210d$$

曲り干渉係数  $m$  は

$$m = \zeta_n / n\zeta_1 \dots\dots\dots(2)$$

曲り内に生じる旋回流の強度<sup>(1)</sup>  $M'$  は

$$M' = \int_0^{2\pi} \int_0^1 V_z' V_{\alpha'} r'^2 dr' d\alpha \dots\dots\dots(3)$$

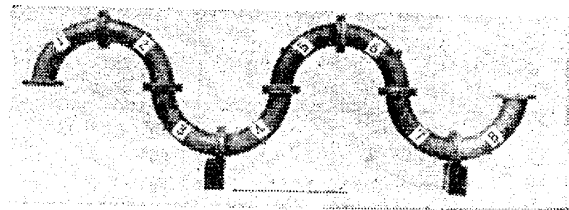
ここで、  $V_z' = V_z/V_m$ ,  $V_{\alpha'} = V_{\alpha}/V_m$ ,  $r' = r/r_w$  である。曲り部の平均摩擦係数<sup>(9)</sup>  $\lambda_n$  は

$$\lambda_n = (\zeta_n/n)/(\bar{l}_b/d) \dots\dots\dots(4)$$

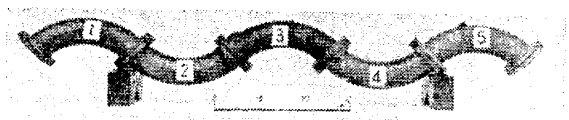
$\bar{l}_b$  は曲り要素1個の中心線長さを表す。曲り損失係数の増加割合が一定になったコイル部の管摩擦係数<sup>(9)</sup>  $\lambda_c$  は

$$\lambda_c = [(\zeta_n - \zeta_{nc})/(n - n_c)]/(\bar{l}_b/d) \dots\dots\dots(5)$$

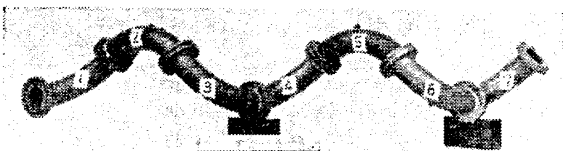
で、  $n_c$ ,  $\zeta_{nc}$  は曲り損失係数の増加割合が一定になるまでの要素個数およびそのときの損失係数を表す。



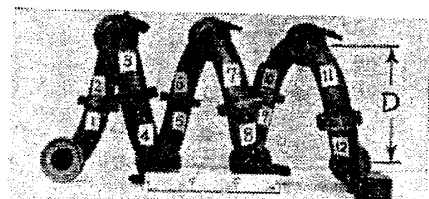
(a) U形波状管路



(b) S形波状管路



(c)  $\phi_n=90^\circ$  準コイル管路



(d)  $\phi_n=22.5^\circ$  準コイル管路

図3 実験に使用した波状管および準コイル管の一例、使用ベンド、  $R/r_w=6$ , ベンド間隔  $L_{m1}=\dots=L_{mn}=0$

# 5. 実験結果と考察

**5.1 波状曲り管の水力損失** 図4にS形波状管〔図3(b)〕およびU形波状管〔図3(a)〕における $\zeta_n/\zeta_1$ と要素個数 $n$ の関係を示す. 要素間隔は $L_{mn}=0, 1d, 3.5d$ である. S形波状管で曲率半径比 $R/r_w$

$=1$ の $90^\circ$ エルボの $\zeta_n/\zeta_1$ は, $R/r_w=3$ および6の $90^\circ$ ベンドを用いた場合の $\zeta_n/\zeta_1$ に比べ, $L_{mn}=0$ では約2倍, $L_{mn}=1d$ および $3.5d$ ではほぼ同程度の値になる. U形波状管の曲り損失はS形波状管に比べ全般的に小さくなる. 要素間隔の影響もS形の場合より少ない. 図5には曲り干渉係数 $m$ と要素個数 $n$ の関係を

表 1 本実験に用いたコイル管の諸元

		曲り要素	$R/r_w$	接 続 角 度			
				22.5°	45°	90°	135°
準コイルの直径 $D$ mm		90°エルボ	1	—	107	70	51
		90°ベンド	3	159	142	90	52
		90°ベンド	6	301	257	159	103
準コイルの曲率直径 $D_1$ $D_1=D+t^2/\pi^2D$ mm		90°エルボ	1	—	128	126	123
		90°ベンド	3	169	178	190	211
		90°ベンド	6	321	329	353	378
コイル中心線の1巻の長さ $l_1$ mm	み かけ 上 $l_{1V}=\sqrt{l^2+(\pi D)^2}$	90°エルボ	1	—	369	296	247
		90°ベンド	3	515	500	411	331
		90°ベンド	6	976	913	744	618
	実 際 $l_{1R}=\sum l_m/N$	90°エルボ	1	—	325	268	220
		90°ベンド	3	538	489	401	329
		90°ベンド	6	984	917	749	609
準コイルの巻数 $N$ ( $n=10$ )		90°エルボ	1	—	2.8	3.3	4.1
		90°ベンド	3	2.5	2.7	3.3	4.1
		90°ベンド	6	2.5	2.7	3.3	4.1
準コイルのピッチ $t$ mm		90°エルボ	1	—	111	196	190
		90°ベンド	3	127	225	298	287
		90°ベンド	6	241	425	552	528
準コイルのピッチ角 $\theta_0^\circ$		90°エルボ	1	—	18	42	50
		90°ベンド	3	14	27	46	60
		90°ベンド	6	16	28	48	59
準コイルの曲率直径と管径の比 $D_1/d$		90°エルボ	1	—	2.4	2.3	2.3
		90°ベンド	3	3.2	3.4	3.6	4.0
		90°ベンド	6	6.0	6.2	6.6	7.1

備考: ベンド接続角度  $180^\circ$  は波状管

表 2 不規則に接続された曲り要素の接続角度

曲り要素の種類	記号	接 続 角 度								平均接続角度
		$\phi_2$	$\phi_3$	$\phi_4$	$\phi_5$	$\phi_6$	$\phi_7$	$\phi_8$	$\phi_9$	
市販ねじ込み式 $90^\circ$ エルボ ( $R/r_w=1$ ) $90^\circ$ ベンド ( $R/r_w=3$ ) $90^\circ$ ベンド ( $R/r_w=6$ )	●▲◆	45°	90°	45°	90°	45°	90°	45°	90°	67.5°
	●▲◆	90°	45°	90°	45°	90°	45°	90°	45°	
	●▲◆	45°	45°	90°	90°	45°	45°	90°	90°	
	●▲◆	90°	90°	45°	45°	90°	90°	45°	45°	
	●▲◆	90°	135°	90°	135°	90°	135°	90°	135°	112.5°
	●▲◆	135°	90°	135°	90°	135°	90°	135°	90°	
	●▲◆	90°	90°	135°	135°	90°	90°	135°	135°	
	●▲◆	135°	135°	90°	90°	135°	135°	90°	90°	
	●▲◆	135°	180°	135°	180°	135°	180°	135°	180°	157.5°
	●▲◆	180°	135°	180°	135°	180°	135°	180°	135°	
	●▲◆	135°	135°	180°	180°	135°	135°	180°	180°	
	●▲◆	180°	180°	135°	135°	180°	180°	135°	135°	
市販ねじ込み式 $90^\circ$ エルボ	○	135°	180°	180°	180°	157.5°	180°	180°	180°	171.5°
$90^\circ$ ベンド ( $R/r_w=3$ )	△	90°	135°	157.5°	157.5°	202.5°	225°	180°	247.5°	174.4°
$90^\circ$ ベンド ( $R/r_w=6$ )	◇	90°	180°	157.5°	225°	180°	225°	180°	180°	177.2°

示す。曲率半径比, 要素間隔のいかんにかかわらず, ある要素数以上では  $m$  はある一定値を示すようになる。一定値に達する状況は曲率半径比や要素間隔によって異なる。90°エルボを用いた S 形波状管ではエルボ

間隔の影響は大きくなる。これは曲りが急激なためにエルボ内部には二次流れと同時に大きなはく離が生じ, このはく離が各エルボ入口の速度分布に強く影響<sup>(7)</sup>する結果である。  $R/r_w=3$  の S 形波状管ではベンド内部でははく離の発生は  $R/r_w=1$  の場合に比べて著しく少なく, はく離の大小に基づく損失の変動が小さくなるので  $m$  の変化も少ない。しかしベンド間隔により二次流れの強弱は生じ,  $L_{mn}=0$  で  $m$  は最も小さく,  $L_{mn}$  が大きくなるにつれて漸増し  $m=1$  に近づく。  $R/r_w=6$  の S 形波状管では  $m$  は  $R/r_w=3$  の場合よりさらに小さく,  $L_{mn}=0$  で  $m=0.65\sim 0.67$  になる。この値は  $L_{mn}$  が大きくなるにつれて増大する。この  $m=0.65$  はつぎに述べる U 形波状管の値にほぼ等しい。U 形波状管では  $R/r_w=1$  のエルボであっても  $m$  は 1 より小さい。  $R/r_w=3$  および 6 の U 形波状管では,  $m$  は  $L_{mn}$  の影響をあまり受けない。またベンド数の影響も少なく,  $m$  は最初からほぼ一定である。曲り半径比が小さい U 形の  $m$  は S 形より小さいが, 曲り半径比が大きくなるにつれて両者の値は接近する。U 形の値が S 形より小さくなる理

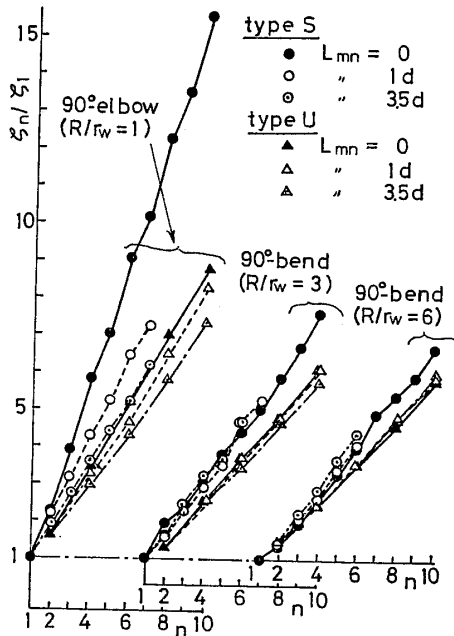


図 4 S 形および U 形波状管の曲り損失係数  $\zeta_n/\zeta_1$  と要素個数  $n$  の関係

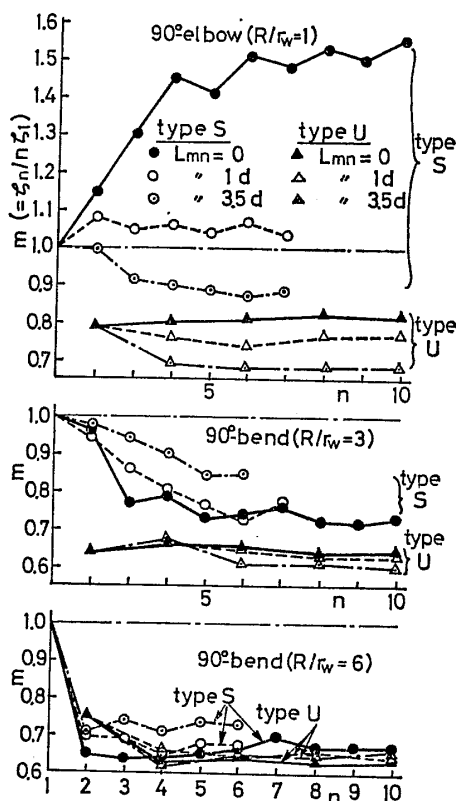


図 5 S 形および U 形波状管の曲り干渉係数  $m$  と要素個数  $n$  の関係

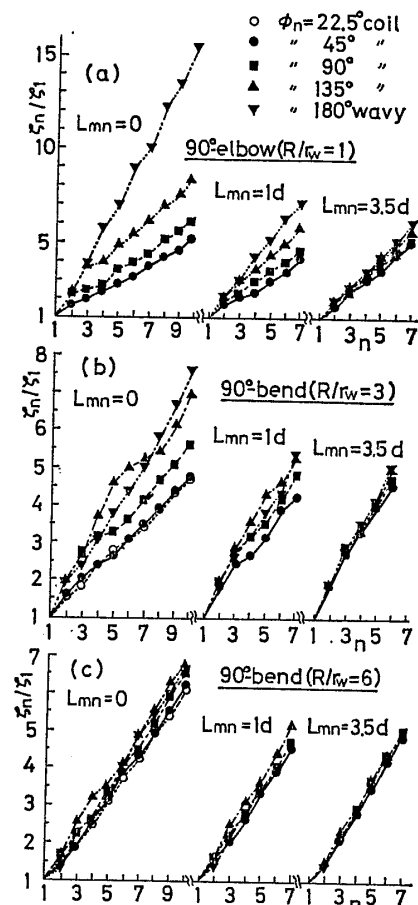


図 6 準コイル管路と S 形波状管路の曲り損失係数  $\zeta_n/\zeta_1$  の比較

由については図 14 の流速分布の項で述べる。

**5.2 波状管と準コイル管の比較** 図 6 には準コイル管の損失係数  $\zeta_n/\zeta_1$  と、要素個数  $n$  の関係を示す。比較のため  $\nabla$  印で S 形波状管  $\phi_n=180^\circ$  の結果も示してある。要素間隔は  $L_{mn}=0, 1d, 3.5d$  である。図 6(a) は  $90^\circ$  エルボの結果である。エルボ個数が 3 個程度に少ない場合は、接続角度  $\phi_n$  と曲り損失の関係は一定でないが、4 個以上になると  $L_{mn}$  のいかににかかわらず  $\phi_n=180^\circ$  の波状管の損失が最大になり、 $\phi_n$  が  $180^\circ$  から  $45^\circ$  まで小さくなるにつれて曲り損失は減少する。また、 $L_{mn}$  が大きくなるにつれて、 $\phi_n$  による損失の差は小さくなる。図 6(b) は  $R/r_w=3$  ベンドの結果であるが、ベンド個数が 4～5 個と少ない場合、曲り損失は複雑に変化し、曲り形状と損失の間に明確な関係はみられない。しかし、ベンド数が 8 個以上になると、エルボの場合と同様に、接続角度  $\phi_n$  が大きくなるにつれて損失は増大し、 $\phi_n=180^\circ$  で最大になる。最小損失は  $\phi_n \leq 45^\circ$  で生

じ、 $\phi_n=22.5^\circ$  と  $45^\circ$  ではほとんど差はない。図 6(c) は  $R/r_w=6$  ベンドの結果であり、 $R/r_w=3$  に比べて曲り形状による  $\zeta_n/\zeta_1$  の差は一段と少ない。 $\phi_n=135^\circ$  の損失が  $n$  のほぼ全域で最大になる。 $\phi_n=180^\circ$  の波状曲りの損失は  $n \leq 4$  の範囲で小さく、 $n \geq 7$  で相当増大するが  $\phi_n=135^\circ$  の値には及ばない。これは  $R/r_w=6$  ベンドの波状管の場合、第 2、第 3 曲りで二次流れの発達が発達し、損失も増大する。 $\phi_n=22.5^\circ$  と  $45^\circ$  では  $\zeta_n/\zeta_1$  はほとんど変わらない。次に図 7 に干渉係数  $m$  と要素個数  $n$  の関係を示す。紙面の都合上要素間隔は  $L_{mn}=0$  の結果のみを記述してある。図 7(a) は  $90^\circ$  エルボの結果である。 $\phi_n=45^\circ$  のコイル状管から  $\phi_n=180^\circ$  の波状管まで値の差は著しい。特に、 $n=2$  から 4 までは  $m$  は複雑に変化し系統立った評価はし難い。 $n \geq 5$  になると  $m$  は一定値に近づき、その値は  $\phi_n$  が大きくなるにつれて増大する。図 7(b) は  $R/r_w=3$  ベンドの結果である。 $m$  には  $90^\circ$  エルボのような大きな変化は

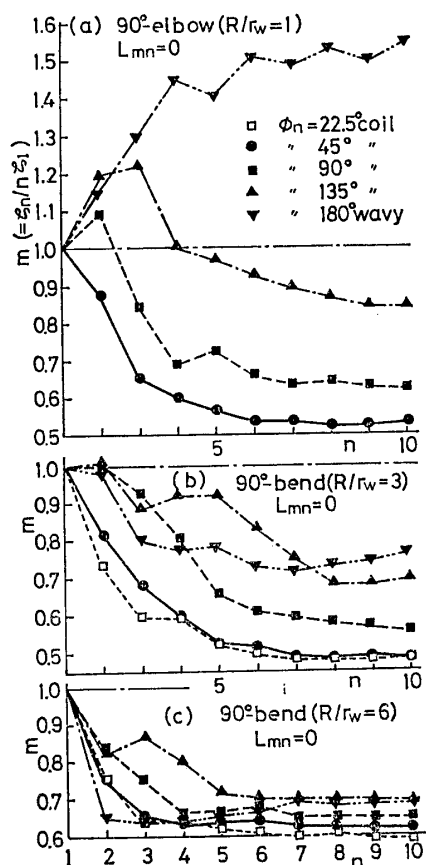


図 7 準コイル管路と S 形波状管路の曲り干渉係数  $m$  の比較

\*3 図 6(a) の  $90^\circ$  エルボでは構造上  $\phi_n=45^\circ$  までしかベンドを接続できなかったが、図 6(b), (c) ではベンドの曲率半径が大きいため  $\phi_n=22.5^\circ$  まで接続できた。

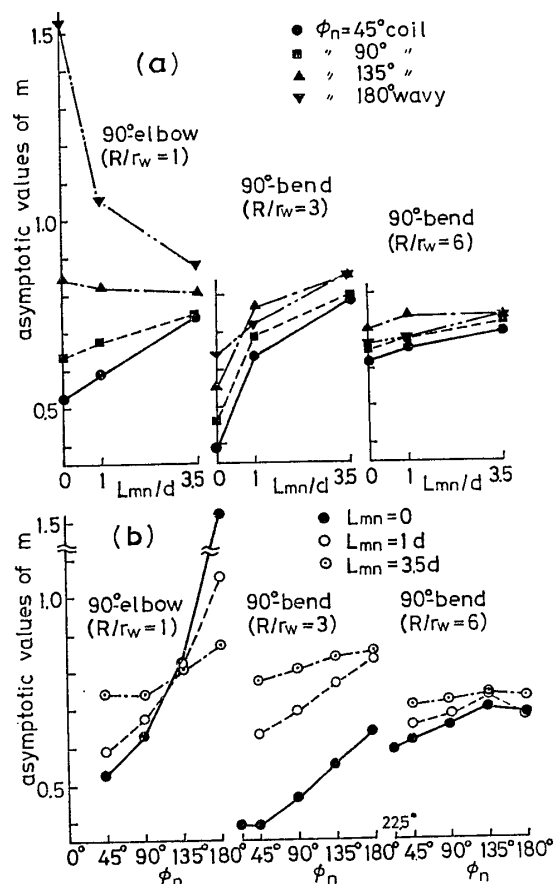


図 8 9 ないし 10 個の要素で作られた S 形波状管および準コイル管の干渉係数  $m$  と要素間隔  $L_{mn}$ 、接続角度  $\phi_n$  の関係

みられない。 $n \leq 4$  では変化が不規則であるが、 $n \geq 5$  において一定化してくる。接続角度の大きさと  $m$  の大きさが同じ傾向になるのは  $n \geq 8$  の範囲である。図 7(c) は  $R/r_w=6$  ベンドの結果で、 $n \geq 7$  の範囲で  $m$  はほぼ一定になる。図 7(a), (b) と異なり、角度  $\phi_n$  による  $m$  の差は小さくなる。図 8 には図 7 で  $m$  がほぼ一定になった場合の  $m$  の値（以下飽和値と呼ぶ）と曲り形状の関係を示す。図 8(a) は要素間

隔の影響を検討したものである。使用したエルボまたはベンドの曲率によって  $m$  と  $L_{mn}$  の関係は異なり、特に  $R/r_w=1$  の  $90^\circ$  エルボの傾向と  $R/r_w=3$  および  $6$  の  $90^\circ$  ベンドの傾向には大きな違いが生じる。図 8(b) は接続角度  $\phi_n$  の影響をみたものである。 $R/r_w=1$  の  $90^\circ$  エルボおよび  $R/r_w=3$  の  $90^\circ$  ベンドの場合は  $\phi_n=45^\circ$  から  $\phi_n=180^\circ$  まで、接続角度が増すにつれて飽和値は増大し、その増大割合はベンドの曲率半径が小さいほど大きく、同一ベンドであればベンド間隔が小さいほど大きくなる。しかし、 $R/r_w=6$  の  $90^\circ$  ベンドではこれらと多少傾向が異なり、 $\phi_n=135^\circ$  の  $m$  が  $\phi_n=180^\circ$  の値よりわずかではあるが大きく、最大値を示す。

**5.3 平均接続角度  $\bar{\phi}_n$  と曲り損失の関係** 以上述べた管路は、規則正しくつながれた曲りに対する結果であるが、ある程度接続状態を不規則にした場合について述べてみよう。図 9 には各要素の接続角度の平均値  $\bar{\phi}_n$  と曲り損失の関係を示す。 $\bar{\phi}_n$  は 9 個のエルボまたはベンドからなる管路の全接続角度の平均値を表す。実験に用いた管路形状は、表 2 に示すように、一定接続角度の状態から互いに  $45^\circ$  ずらして接続したものの、および一例として  $R/r_w=3$  の  $90^\circ$  ベンドの場合について、図 10 の破線で示すように、2 個接続のとき損失が最大値を示す状態の曲りに 3 個めを接続し、その最大損失の状態にさらに 4 個めを接続するような方法で、12 個の要素を順次接続したものが含まれている。図 9 の  $\circ, \Delta, \diamond$  印を結んだ実線は規則正しい接続状態の結果であり、その他の記号は表 2 の接続状態に

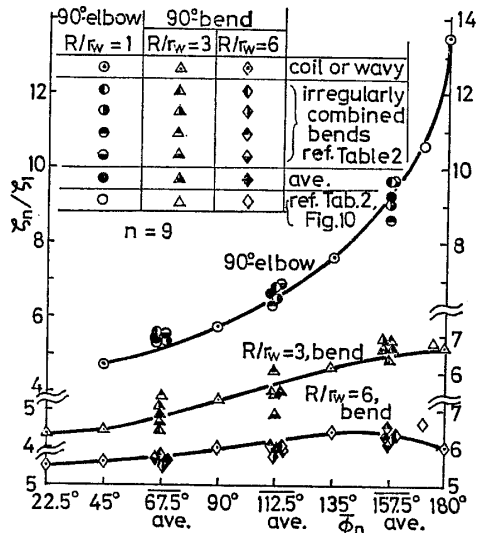


図 9 不規則接続管路の曲り損失係数  $\zeta_n/\zeta_1$  と平均接続角度  $\bar{\phi}_n$  の関係

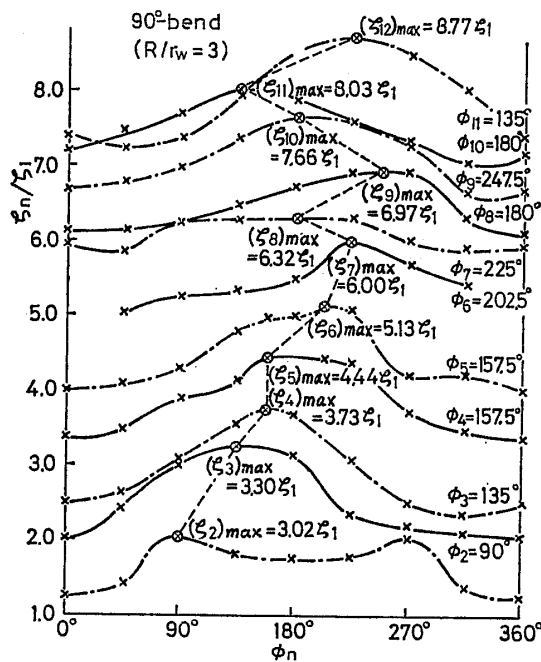


図 10 2 個のベンドを接続して得られた最大値の角度に 3 個めのベンドを接続し、3 個接続の最大値の角度に 4 個めを接続…、このようにして 12 個のベンドを接続した場合の曲り損失係数

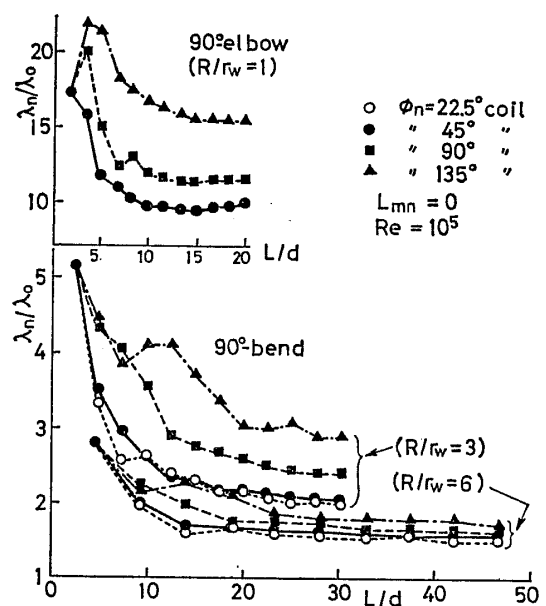


図 11 準コイル管の平均管摩擦係数  $\lambda_n/\lambda_0$  とコイル管軸長さ  $L/d$  の関係

対するものであるが、各種要素とも  $\bar{\phi}_n$  と  $\zeta_n$  はほぼこの実線の上にプロットされる。したがって、接続状態が多少不規則になっても平均角度  $\bar{\phi}_n$  を用いれば、管路の曲り損失は実線の結果から求めることができることが分かる。

**5.4 準コイル管と通常のコイル管の水力損失の比較** 図 11 に式 (4) から求めたコイル部の平均摩擦損失係数の無次元値  $\lambda_n/\lambda_0$  とコイル管路中心軸長

$L/d$  の関係を示す。曲り要素を 1 個から 10 ないし 12 個まで順次接続した結果である。 $\lambda_0$  は相対粗さ  $\varepsilon/d=0.001$  の直管の管摩擦係数を表し 0.023 である。 $\lambda_n/\lambda_0$  の値は曲り曲率半径比が小さいほど大きく、接続角度  $\phi_n$  が大きくなるにつれて増大する。 $\phi_n \leq 45^\circ$  の範囲では  $\lambda_n/\lambda_0$  の値はほとんど変化しない。 $R/r_w=6$  ベンドの  $\phi_n \leq 45^\circ$  における  $\lambda_n$  の値は直管の値の約 1.5 倍まで近づく。従来のコイル管と

本実験に用いた準コイル管の結果を比較するため図 12 のごとく伊藤<sup>(9)</sup>、村上<sup>(9)</sup>らと同様の方法を用いる。図の縦軸は  $\lambda_c/\lambda_0 (= \lambda_n/\lambda_0)$ 、横軸は  $Re(d/D_1)^2$ 。両種のコイル管において曲げ状態、すなわちコイルピッチ角  $\theta_0$ 、 $D_1/d$  ( $D_1$  はコイルの曲率直径を表す) がほぼ等しければ、例えば図 12 の  $\blacktriangle$  と  $\triangle$  印および  $+$  と  $\bullet$  印のごとく両者の結果はよく一致する。ここで  $\lambda_c/\lambda_0$  を求める場合、式 (5) より求めた  $\lambda_c$  は文献 (9) の式 (8) と一致しない\*4 が両式の意味は同一である。

**5.5 波状管および準コイル管内の流れ** 図 13 に一例として  $R/r_w=3$  ベンドを用いた S 形波状管内の

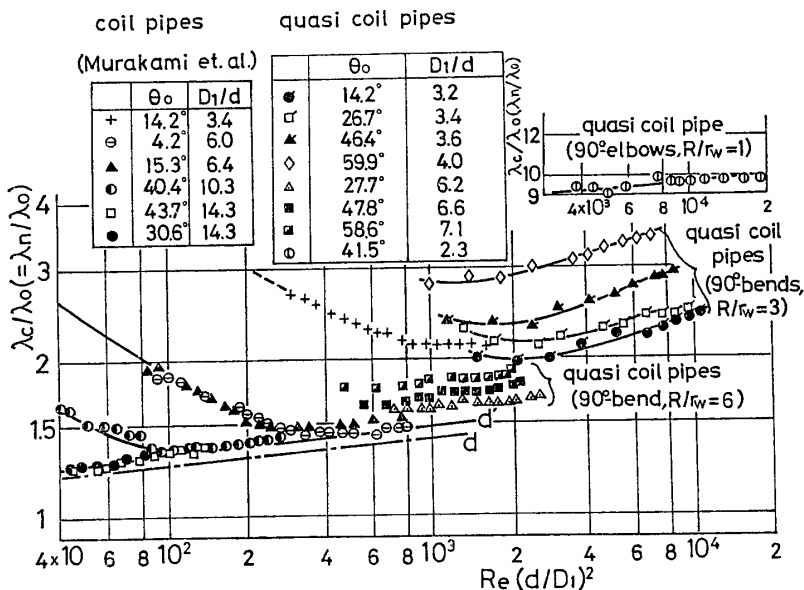


図 12 準コイル管と従来用いられているなめらかなコイル管の管摩擦係数の比較

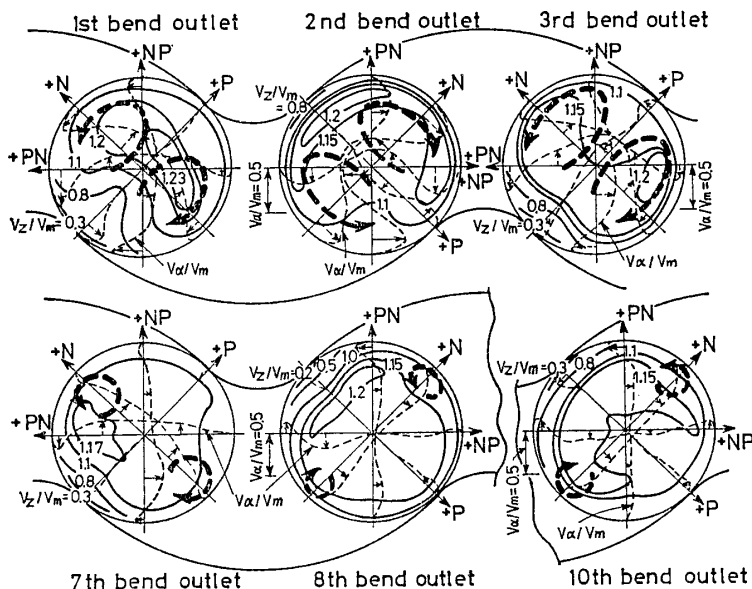


図 13 S 形波状管路内の流速分布,  $R/r_w=3$   
実線: 等軸速度線, 破線: 周速度

第 1, 2, 3, 7, 8 および第 10 ベンドの出口断面の流速分布を示す。他断面の結果は紙面の都合で省略する。S 形波状管内では第 1 ベンドで生じた左右対称の二次流れが旋回方向を変えずに後続のベンド内で発達し第 7 ベンドまで持続する。第 8 ベンドでは旋回方向は反転し、その後数個のベンド内で同方向旋回が保たれる。またこの二次流れは通常の滑らかに曲げられたコイル管内に生じる二次流れ<sup>(9)</sup>より大きくなる。一方、軸速度分布は、上記の左右対称二次流れが強くしかも長く持続するため、混合が活発になり比較的均一になる。図 14 には U 形波状管の曲り面に垂直な N 軸(図 2 参照)上の周速度分布を示す。入口より発生し始めた二次流れは、第 1 U ベンドの中間断面において最も強くなり、第 1 U

\*4 本実験においてはコイル巻数は 2.5~4 であり、文献 (9) のように十分な巻数がないので正確な  $\lambda_c$  は定めにくい。従ってベンド数が 9 個程度で  $\lambda_n$  と  $\lambda_c$  が近似的に等しいとみなし、 $\lambda_c$  の代わりにこの  $\lambda_n$  を用いた。また文献 (9) ではコイル 1 巻が曲り単位として用いられるが、本論文の式 (5) では  $90^\circ$  ベンド 1 個が曲りの単位である。

ベンド出口では再び弱くなる\*5。第2 U ベンド入口断面には既存の二次旋回成分が存在するので、第2 U ベンド内での二次流れの発達には遅れ、中間断面よりも出口側にずれた位置で最大値に達し、第3 U ベンドに流入したのも微小になる。このように U 形波状管では、S 形波状管でみられた連続的な二次流れの発達はみられず、U ベンドごとに強弱を繰り返す流れになる。従って図5でみられたように、U 形波状管の干渉係数  $m$  は S 形管の値より小さくなる。使用ベンドの曲率を変えた場合も、S 形および U 形波状管ではそれぞれ上記と同傾向の流れが得られるが、 $R/r_w=6$  では S 形管、U 形管ともに、そこで発生する二次流れが弱いので、図5に述べた両者の  $m$  はほぼ等しくなる。一方、 $R/r_w=1$  では S 形と U 形の二次流れの強弱

の差は大きく、 $m$  にも大きな違いを生じる。図15に  $R/r_w=3$  の  $90^\circ$  ベンドを用いたコイル管内の旋回強度  $M'$  を示す。 $M'$  は流速分布より式(3)を用いて求めた。コイル管内の旋回流れは第1ベンドから発達し、ベンド個数  $n=5\sim6$  で一定値に達する。 $n\geq 6$  において、 $M'$  は接続角度が  $\phi_n \leq 135^\circ$  の範囲では  $\phi_n$  が大きくなるほど強くなる。図16には、図15の  $n=10$  (ベンド10個接続)における  $M'$  と図6(b)のこれに対応する曲り損失係数  $\zeta_n/\zeta_1 (n=10)$  の関係を示す。曲り損失は曲り内の旋回強度が大きくなるにつれて増大する。使用ベンドの曲率半径比を  $R/r_w \leq 6$  の範囲で変えても、同傾向の流れが得られ、半径比が小さいほど二次旋回は強くなる。

**5.6 曲り要素を組み合わせて作った波状および準コイル管の流動の特徴** 以上の流速分布と曲り損失の結果に基づいて、特筆すべき事項を要約してみる。U 形波状管内の二次流れは、S 形管より弱くなる。一方 S 形管において  $R/r_w=1$  では、二次流れは強いが曲りが急激なため、大きなはく離が発生し、曲り損失が大きくなりすぎる。 $R/r_w=6$  では曲り損失は小さいが、二次流れが弱い。 $R/r_w=3$  では二次流れも相当強く、しかもはく離がほとんど発生しないので、曲り損失も小さくなる。このような点を考慮すると、熱交換器などには、 $R/r_w=3$  の S 形波状管が最適のように思われる。波状管と準コイル管を比較した場合、波状管の曲り損失は、コイル管より大きくなるが、コイル管内の流れは一方方向旋回であるから、波状管にみられる左右対称二次旋回に比べ、管路内の流れのかくはん効果は弱くなる。準コイル管のみについて比較すると、 $R/r_w=3$  の  $90^\circ$  ベンドを用いて、接続角度  $\phi_n$  をなるべく大きくした管路が、旋回強度が強く混合作用も大きくなるので、熱交換器などに適していると考えられる。従来は、曲率半径比が大きくてなめらかに曲げられたコイル管が熱交換器によく用いられているようであるが、上記の  $\phi_n$  の大きい準コイル管は、単位

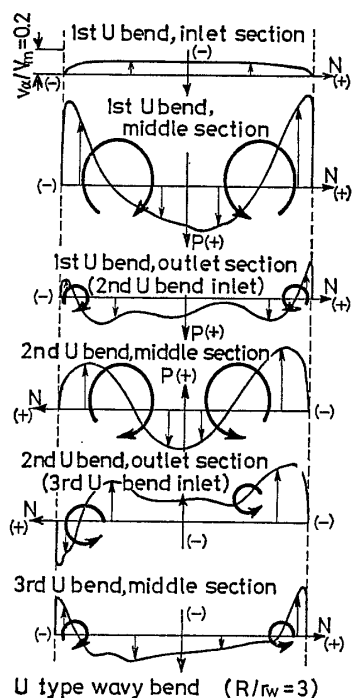


図14 U 形波状管内の  $N$  軸上(図2)の周速度分布、 $R/r_w=3$

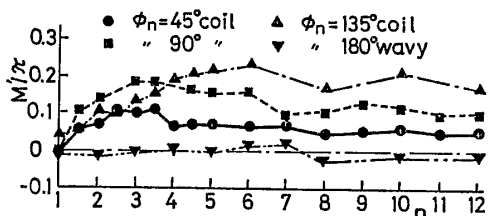


図15 準コイル管内に発生する一方方向旋回流の強度  $M'$  と管路内のベンド位置(上流から  $n$  番めベンド入口の値)の関係、 $R/r_w=3$  の  $90^\circ$  ベンド使用

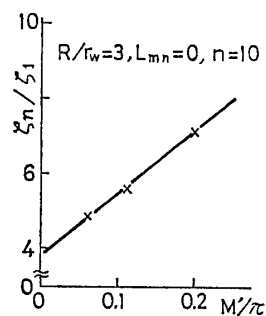


図16  $R/r_w=3$ ,  $L_{mn}=0$ ,  $n=10$  における準コイル管の損失  $\zeta_n/\zeta_1$  と旋回強度  $M'$  の関係

\*5 U ベンド内部の二次流れの発達と減衰の発生過程については文献(1),(7)で述べてあるので、ここでの説明は省略する。



長さ当たりすぐれた熱交換性能を持つものと思われる。

## 6. 結 言

波状およびコイル状管路の曲り損失と内部の流れを調べ次の結果を得た。

(1) 90° ベンドまたはエルボを一定の角度で接続して作った準コイル管の曲り損失は、接続角度が大きくなると、すなわちコイルピッチが大きいほど大きくなる。最大曲り損失は、接続角度最大の  $\phi_n=180^\circ$  の波状管で得られ、最小損失はコイルピッチの小さい  $\phi_n \leq 45^\circ$  で得られる。また準コイル管の損失は、曲率半径比が3以上であれば従来用いられたコイル管の損失から推定できる。

(2) 準コイル管内には、一方向旋回流が発生し、損失はその旋回強度が大きくなると増大する。

(3) 曲率半径比が小さい  $R/r_w \leq 3$  の S 形波状管の曲り損失および二次流れは、U 形波状管の場合より大きくなる。波状管の中で、 $R/r_w=3$  の S 形波状

管の曲り損失は比較的小さく、しかも二次流れによる混合作用が大きいので、この形状は熱交換器に適すると考えられる。

(4) 多数の 90° ベンドまたはエルボを用いた場合、接続角度  $\phi_n$  が  $45^\circ$  程度ずれて不規則につながれても、その時の  $\phi_n$  の平均値を用いれば、5～6% の誤差で曲り損失を推定することができる。

本研究に当たって卒研究生 中山好治, 市原泰明両君の助力を得た。ここに謝意を表す。

## 文 献

- (1) 村上・清水, 機論, **43**-365 (昭 52), 174.
- (2) Rowe, M., *J. Fluid Mech.*, **43**-4 (1970), 771.
- (3) Руденко, И.И., Проблемы Теплоэнергетики И Прикладной Теплофизики, Вы п. 6 (1970), 133.
- (4) 村田・ほか2名, 機論, **42**-353 (昭 51), 197.
- (5) 村田・稲葉, 機論, **43**-373 (昭 52), 3291.
- (6) 山下・ほか2名, 機講論 No. 794-7 (昭 54-11), 60.
- (7) 村上・ほか2名, 機論, **35**-272 (昭 44), 1369.
- (8) 伊藤, 東北大学高速力学研究所報告, **14**-137 (昭 34), 137.
- (9) 村上・ほか2名, 機論, **37**-296 (昭 46), 717.