

円管および長方形管の分岐合流損失について

長田 修* 大中 幹夫* 山根 健次*

Characteristics of Branching and Confluent Flow in Rectangular or Round Ducts

by

Osamu NAGATA, Mikio ONAKA and Kenji YAMANE

Abstract

In order to make a plan of water (or oil) pipe or air duct, it is necessary to know the energy losses of divided or confluent flow.

T-cheeses of one smooth acrylic pipe, three rough spiral pipes and thirteen kinds of smooth acrylic rectangular branch take-off of different form were tested to know the total energy losses of main and branch flow. The experimental values were quite agreed with those by Vogel, Kasai, Oki and Sato. Theoretical equations were derived from momentum theory as the function of branch duct area ratio, straight duct area ratio and velocity or flow quantity ratio. The theoretical values were quite agreed with the experimental values except for the case of confluent main flow of standard branch take-off.

The theoretical equations are as follows.

$$\zeta = m'^2 q^2 - 2m'(m' - k \cos \varepsilon)q + (m' - 1)^2$$

$$\eta = v^2 - 2k \cos(\theta - \varepsilon)v + 1$$

$$\zeta' = (m'^2 - 2m' - 2mk \cos \varepsilon)q^2 - 2m'(m' - 2)q + (m' - 1)^2$$

$$\eta' = \left(1 - \frac{2k \cos \varepsilon}{m} - \frac{2m'}{m^2}\right)v^2 + \frac{4m'}{m}v + 1 - 2m'$$

- where ζ : energy loss factor of main straight flow of divided flow $\{=(E_1 - E_3)/E_{V1}\}$
 η : energy loss factor of branch curved flow of divided flow $\{=(E_1 - E_2)/E_{V1}\}$
 ζ' : energy loss factor of main straight flow of confluent flow $\{=(E_1 - E_3)/E_{V3}\}$
 η' : energy loss factor of branch curved flow of confluent flow $\{=(E_2 - E_3)/E_{V3}\}$
 m : branch duct area ratio (A_1/A_2 for divided flow, or A_3/A_2 for confluent flow)
 m' : straight duct area ratio (A_1/A_3 for divided flow, or A_3/A_1 for confluent flow)
 q : flow quantity ratio (Q_2/Q_1 for divided flow, or Q_2/Q_3 for confluent flow)
 v : velocity ratio (V_2/V_1 for divided flow, or V_2/V_3 for confluent flow)
 k : velocity factor at divided (or confluent) point
 ε : angle between the direction of branch flow at divided (or confluent) point and main duct
 θ : angle between branch duct and main duct
 E : total energy of fluid, E_V : kinetic energy of fluid
 A : area of duct
 Q : flow quantity, V : velocity

Subscript 1 : main up-stream, 2 : branch flow, 3 : main down-stream

The experimental formulae of second degree of branch duct area ratio (or straight duct area ratio) and of velocity ratio (or flow quantity ratio) were obtained for the benefit of duct planning.

* 大阪支所 原稿受付 : 昭和48年5月24日

1. まえがき

最近の空気調和装置の進歩にともない、船舶の居住区および機関室等への給排気は乗員尊重の見地より、換気のみならず冷暖房(調湿も含む)をも必要とする。

さらに送風機等の改良により、空間利用のためダクト断面積を小さくし、高速にて給排気する高速通風方式が一般化されてきた。このような実状のもとで、従来のようにダクトブランチ内のダンパーあるいはオリフィスにより風量調節をすると、冷暖房および送風機の負荷が増大し、経済的に成立しなくなる。したがって各区画に効率良く所定の風量を給気(または各区画より排気)するためには次の事項を知る必要がある。

- (1) 分岐合流部におけるエネルギー損失
- (2) 吹出口の風量特性
- (3) 管路網の解法

空気を分配(または集合)する区画が増大し管路網が複雑になるに従い、分岐合流損失は管摩擦抵抗損失に比べ増大する。例えば居住区の如く主管よりの風量が多数の支管に分割され、さらにその支管の居室内で数個の吹出口にて細分化され給気される場合、流体損失としては管摩擦を省略し、分岐合流損失のみを考えて設計してもほとんど誤差を生じない。

従来、分岐合流に関する研究は円管については Vogel¹⁾、橋本²⁾、沖³⁾、樋口⁴⁾、佐藤⁵⁾、伊藤⁷⁾等の

ものがある。しかし、これらはいずれもTチーズ内面が平滑な場合である。

しかるに近年、軽くて剛性が大なる鋼製スパイラル管の利用が増大してきた。しかしスパイラル管用Tチーズの内面仕上りは悪く、チーズ本管部と支管部の突き合わせ時に食い違い、めくれ、溶接スラグの内面付着、変形等があり、その分岐合流特性は悪化するものと思われる。したがって市販のスパイラル管用Tチーズについて実験を行い、内面が平滑なアクリル製Tチーズと比較検討した。

長方形管については Miller⁹⁾、新津⁹⁾、佐藤¹⁰⁾、Healy¹¹⁾、岡田¹²⁾、樋口¹³⁾等の研究があり、他に Gilman¹⁴⁾、Eschman¹⁵⁾、Ashley¹⁶⁾等の文献を主とした解析研究がある。しかし船舶に利用されている分岐合流部はダクト利用空間の制限(天井高さを抑えるため薄形長方形管となる。)、ビーム等船体構造物による障害のため特殊な形状となりがちであるが、これらに関する系統的な研究は見当たらない。したがって主管の上流と下流あるいは支管の面積が異なる場合も含めて佐藤⁹⁾、伊藤⁷⁾等による運動量理論を進展させ、実験値と比較検討するため形状ならびに面積比の異なる13種類の長方形チーズにつき実験を行った。

なお分岐合流損失係数は流量比(または流速比)および面積比の二次関数として実験式を求め、電子計算機の利用等の便ならしめた。

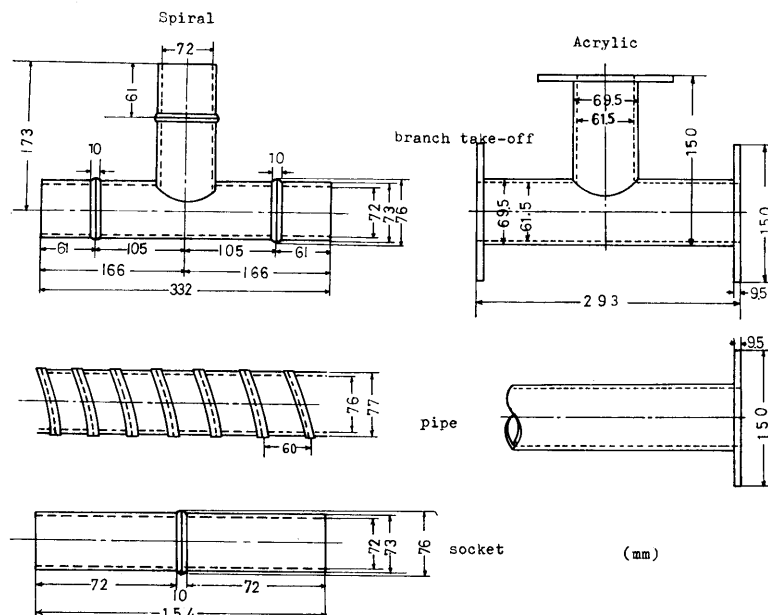


Fig. 1 Branch take-off of round duct

2. 分岐合流部の形状 (試験品)

Fig. 1 に円管のTチーズ (試験品), パイプおよびスパイラル管用ソケットを示す。アクリルチーズは端部にフランジ継手を持たせ、内径は61.5mmに正確に仕上げた。他方内径72mmのスパイラル管用Tチーズ

は市販のもので、端部は内径76mmのスパイラル管に挿入する型式である。Fig. 2 にスパイラル管用Tチーズ内面の写真を示す。Aは比較的仕上りが良好と思われるものであり、Bは不良と思われるものである。いずれもチーズ支管部と本管部の溶接箇所にめくれおよびスラグ等による1mm程度以下の内面突起が認めら

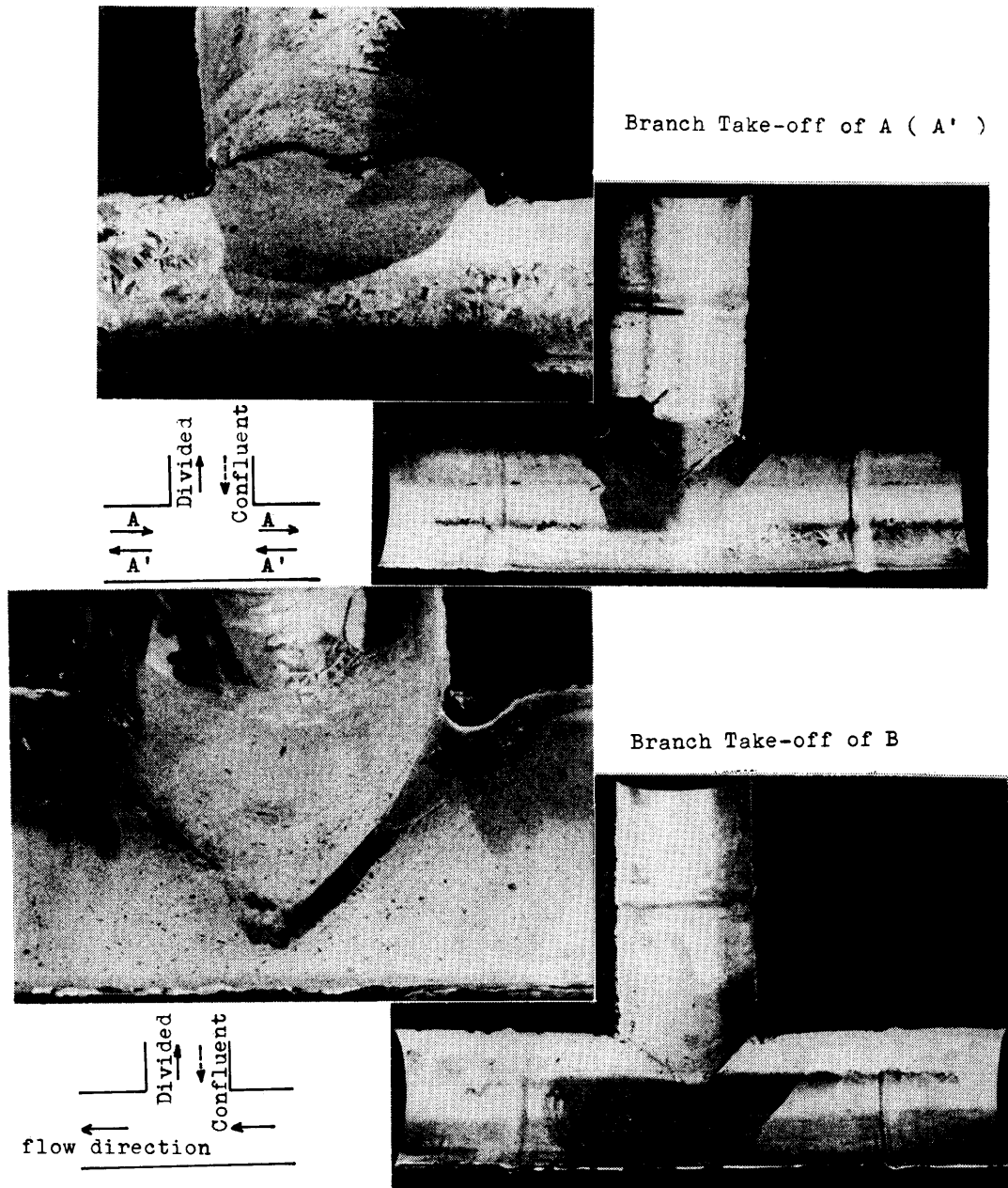


Fig. 2 Inner surface of spiral branch take-off of round duct

type	test piece	b	m	type	test piece	b	B	$\frac{m}{(150/b)}$	R	$\frac{m'}{(150/B)}$	
	E	50	3		G	50	100	3	0	1.5	
	D	75	2		K	75	75	2	37.5	2	
	A	150	1		J	75	75	2	0	2	
	F	50	3		L	100	50	1.5	0	3	
	C	75	2		H	50	100	3	$\frac{R_1}{25}$	$\frac{R_2}{75}$	1.5
	B	150	1		I	75	75	2	37.5	112.5	2
				M	100	50	1.5	50	150	3	

→ divided flow
 - - - - - → confluent flow

(mm)

Fig. 3 Branch take-off of rectangular duct

れた。

Fig. 3は実験に供した長方形管の分岐合流部（試験品）である。いずれもアクリル板にて精密に製作した。試験品はタイプⅠ（支管を主管側部に突合わせた側方出の標準型）、Ⅱ（支管を主管上方に載せた型）、Ⅲ（分岐の場合主管下流と、合流の場合主管上流と、支管の断面積の和が、分岐の場合主管上流の、合流の場合支管下流の断面積に等しい型）およびⅣ（Ⅲの支管隅角部に丸みのあるもの）に大別できる。（いずれのタイプも主管と支管の面積比を1（タイプⅢ、Ⅳは

1.5）、2および3に変化させた。

3. フローシート

Fig. 4はアクリル平滑円管用Tチーズのフローシートである。使用流体は水でバルブ操作により配管を変えることなく分岐および合流のいずれでも実験可能である。

流量測定のためタンク重量法により検定した二つのオリフィス（附録Aの Fig. 35 および Fig. 36 参照）を主管上流と下流に設けた。Tチーズ前後には充分な長

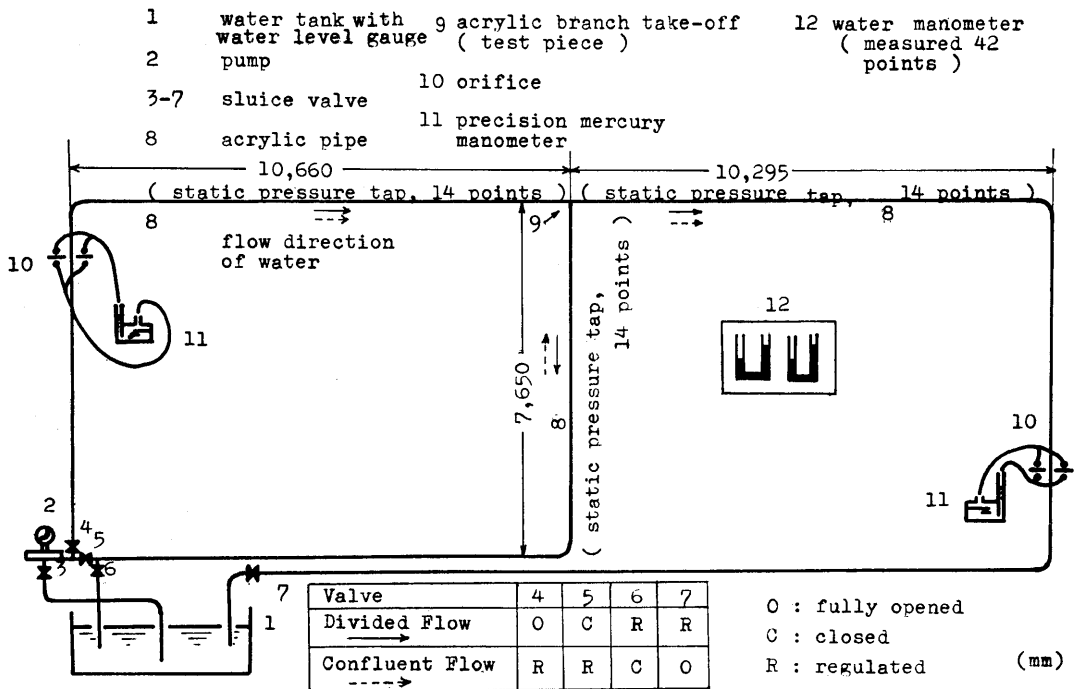


Fig. 4 Flow sheet for acrylic branch take-off of round duct

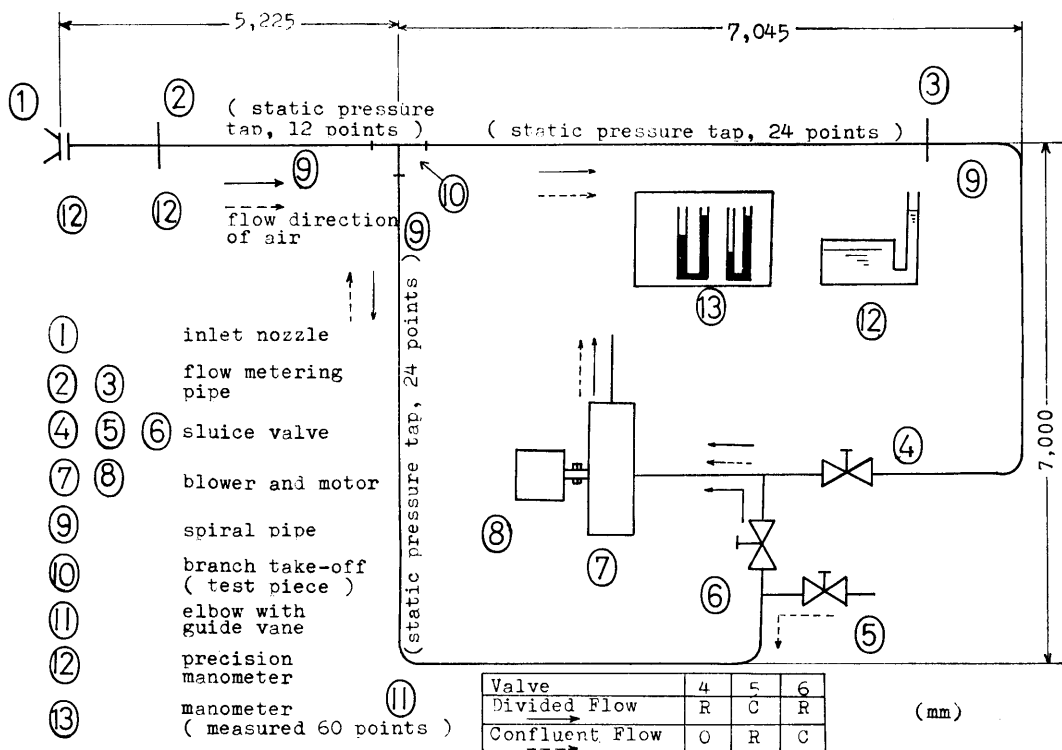


Fig. 5 Flow sheet for spiral branch take-off of round duct

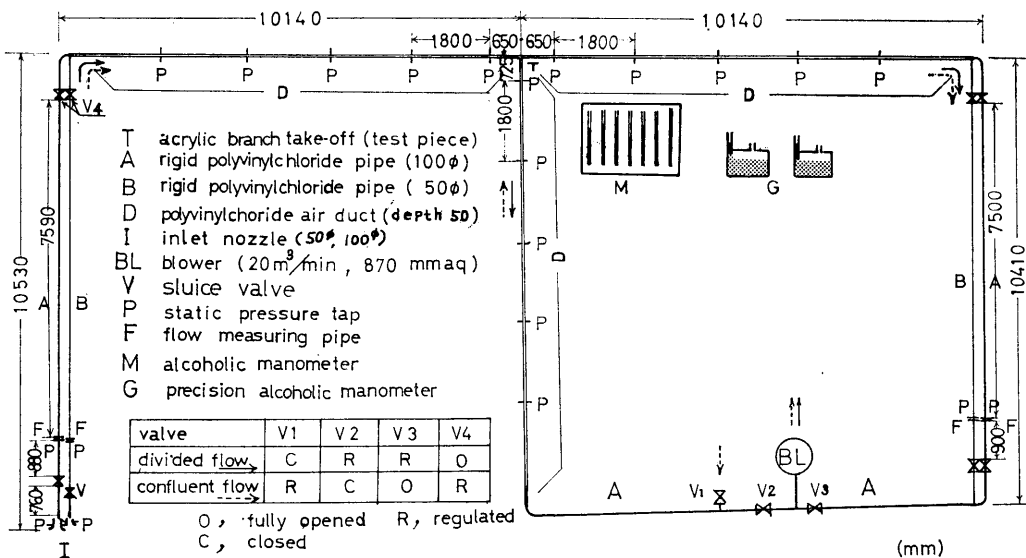


Fig. 6 Flow sheet for branch take-off of rectangular duct

さの直管を設け、その管内静圧分布を多数のアルコールマンオメータで求め、その直線的静圧変化部分を分岐合流点まで延長し、管の摩擦項を控除し、その点における上流と下流の全圧差を求め、損失係数を算出した。実験時主管上流（合流の場合主管下流）のレイノルズ数は $5 \times 10^4 \sim 5 \times 10^5$ である。Fig. 5 はスパイラル管用 T チーズの空気によるフローシートである。流量は入口ノズルおよび流量測定管（附録Aの Fig. 37, 38 および39参照）により求めた。実験時のレイノルズ数は $2 \times 10^4 \sim 2 \times 10^5$ である。

Fig. 6 は長方形管用分岐合流部の空気によるフローシートで、流量はスパイラル管と同様の試験方法で求

めた（附録Aの Fig. 40, 41 および 42 参照）。実験時のレイノルズ数は $2 \times 10^4 \sim 2 \times 10^5$ である。

4. エネルギー式および運動量理論

管内の静圧は分岐合流のため渦の発生、消散過程を経て連続的に変化する。したがって管摩擦損失を控除した真の分岐合流損失係数を Fig. 7 のとおり定義した。分岐合流損失係数は、従来、種々の異なった定義方法があるが、ここでは慣用的に最も広く使用され、実用上便利と思われる方法を採用した。すなわち損失係数は分岐合流部前後の全圧差を、分岐では本管上流、合流では本管下流の動圧で除した形で示してあ

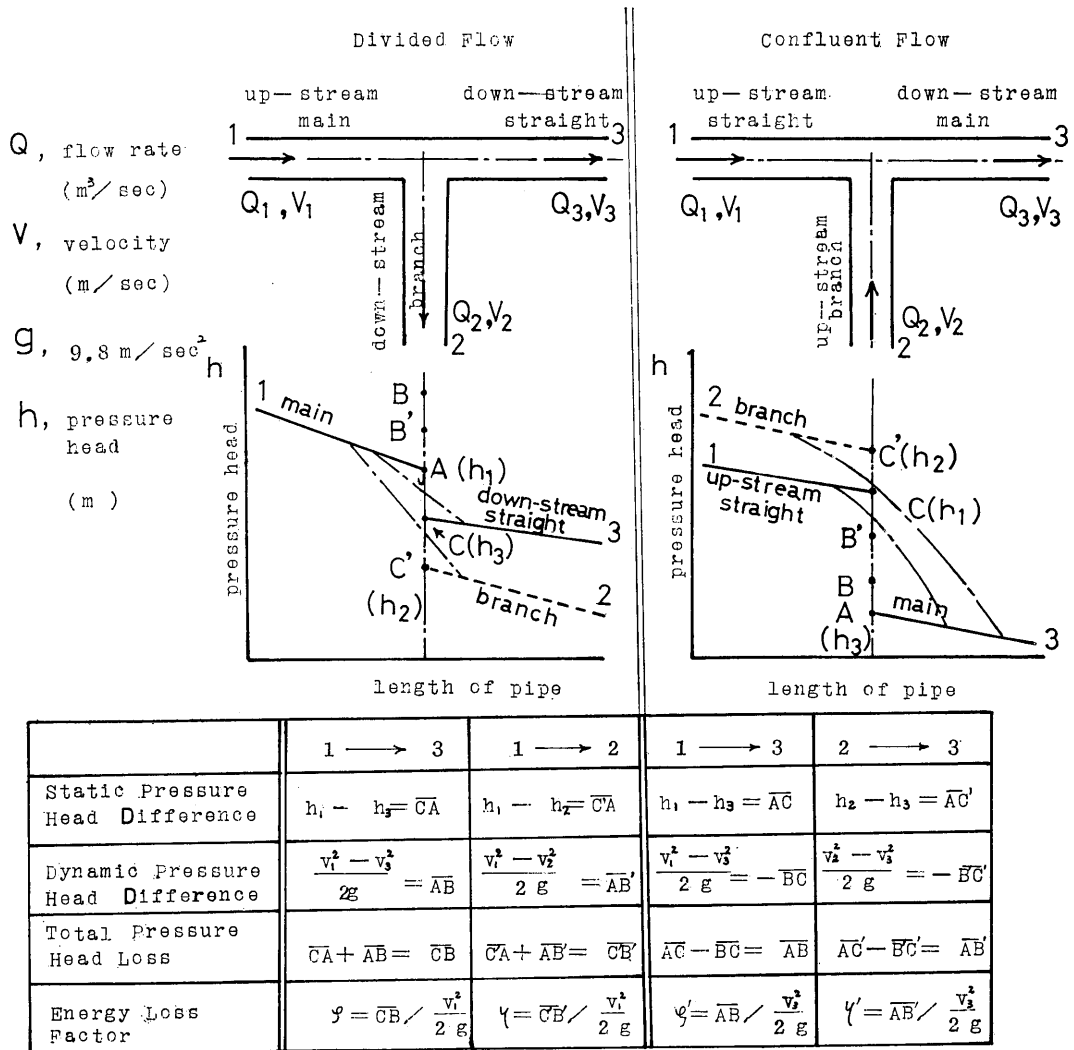


Fig. 7 Definition of energy loss factors

る。式は管内の流れを平均速度にて表したベルヌーイの式であり、実際は速度分布を考慮しなければならない。しかしレイノルズ数の変化が本実験の範囲内では、助走区間外の充分発達した管内の速度分布は同じとみなせるので、分岐合流損失係数を流量比（または流速比）の関数で表示することにより、管内の速度分布による影響を分岐合流損失係数に含ませることができる。

運動量理論より分岐合流損失係数を理論的に求めるため Fig. 8 の分岐合流部を考える。すなわちダクト断面積、静圧（管の摩擦損失を補正した分岐合流点の静圧とする）、速度をそれぞれ A, h, V とし、主管上流、支管および主管下流をそれぞれ添字 1, 2, 3 にて表す。主管と支管の角度を θ とし、検査面 $abcdefa$ を想定する。

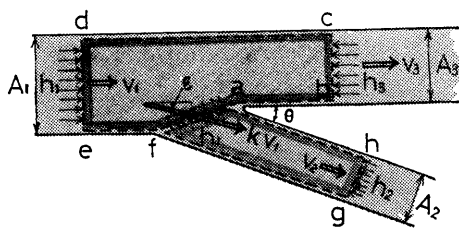
4.1 分岐流

Fig. 8 の a) において検査面 fa を平均流速 kv 、主管との偏角 ϵ なる流れが主管上流より支管に流れるものとする。ただし ϵ および k は分岐合流部の形状、支管角度、面積比および流量比等により決まる値である。また fa 面の静圧は上流主管の静圧 h_1 に等しいと仮定する。

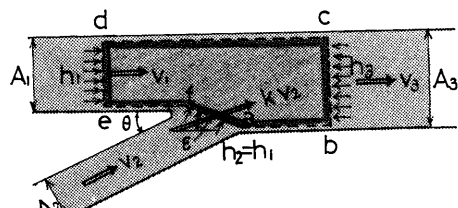
連続の式は

$$Q_1 = Q_2 + Q_3, \quad Q_1 = A_1 V_1, \quad Q_2 = A_2 V_2, \quad Q_3 = A_3 V_3 \quad \dots\dots(1)$$

支管面積比, 主管面積比, 流量比および流速比を次の



a) divided flow



b) confluent flow

Fig. 8 Momentum balance

ように定義する。

$$\left. \begin{aligned} A_1/A_2 = m, \quad A_1/A_3 = m' \\ Q_2/Q_1 = q \quad \text{すなわち} \quad Q_3/Q_1 = 1-q \\ V_2/V_1 = v = qm \\ \text{すなわち} \quad V_3/V_1 = m' \left(1 - \frac{v}{m}\right) \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots(2)$$

4.1.1 主管の損失

Fig. 7 の定義より分岐の場合の主管流のエネルギー式は

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2g} = h_3 + \frac{V_3^2}{2g} + \frac{V_1^2}{2g} \zeta \quad \dots\dots(3)$$

ただし ζ は主管の分岐損失係数である。

検査面 $abcdefa$ に運動量理論を適用すると、

$$\begin{aligned} (h_1 - h_3)A_3 = \frac{1}{g} V_3^2 A_3 - \frac{1}{g} V_1^2 A_1 \\ + \frac{1}{g} \{k \cos \epsilon\} V_1 V_2 A_2 \quad \dots\dots(4) \end{aligned}$$

(1)~(4)式より主管の分岐損失係数を流量比で表すと

$$\zeta = m'^2 q^2 - 2m'(m' - k \cos \epsilon)q + (m' - 1)^2 \quad \dots\dots(5)$$

ゆえに主管の分岐損失係数は支管面積比に無関係であり主管面積比と流量比との二次関数である。

流速比で表すと

$$\zeta = \left(\frac{m'}{m}\right)^2 v^2 - 2\frac{m'}{m}(m' - k \cos \epsilon)v + (m' - 1)^2 \quad \dots\dots(6)$$

上流と下流の主管面積が等しい場合は(5)式より

$$\zeta = q^2 - 2(1 - k \cos \epsilon)q \quad \dots\dots(7)$$

となり佐藤⁹⁾の式に一致する。支管流の本管に対する偏角 ϵ が 0 度の場合は(5)式の $k \cos \epsilon = 1$ ゆえ

$$\zeta = (m'q - m' + 1)^2 \quad \dots\dots(8)$$

4.1.2 支管の損失

定義より分岐の場合の支管流のエネルギー式は

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2g} = h_2 + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{V_1^2}{2g} \eta \quad \dots\dots(9)$$

ただし η は支管の分岐損失係数である。

検査面 $fghaf$ に運動量理論を適用すると

$$\begin{aligned} (h_1 - h_2)A_2 = \frac{1}{g} V_2^2 A_2 - \frac{1}{g} \{k \cos (\theta - \epsilon)\} V_1 V_2 A_2 \\ \dots\dots(10) \end{aligned}$$

(1), (2), (9), (10) 式より支管の分岐損失係数を流量比で表すと

$$\eta = m^2 q^2 - 2\{k \cos (\theta - \epsilon)\} m q + 1 \quad \dots\dots(11)$$

流速比で表すと

$$\eta = v^2 - 2\{k \cos (\theta - \epsilon)\} v + 1 \quad \dots\dots(12)$$

ゆえに支管の分岐損失係数 η は面積比 m , m' に無関係で流速比の二次関数である。これは伊藤⁷⁾の式に一致する。支管の角度が直角の場合

$$\eta = v^2 - 2(k \sin \epsilon)v + 1 \quad \dots\dots(13)$$

さらに支管流の本管に対する偏角 $\epsilon=0$ の場合

$$\eta = v^2 + 1 \quad \dots\dots(14)$$

支管角度が0度の場合

$$\eta = v^2 - 2(k \cos \epsilon) \cdot v + 1 \quad \dots\dots(15)$$

この場合 $k \cos \epsilon=1$ と考えられるので

$$\eta = (v-1)^2 \quad \dots\dots(16)$$

4.2 合流

Fig. 8 の b) において検査面 $f a$ を平均風速 kV_2 , 主管との偏角 ϵ なる流れが支管より主管下流に流れるものとする。また $f a$ 面の静圧 h_2 は上流主管の静圧 h_1 に等しいと仮定する。

連続の式は

$$Q_3 = Q_1 + Q_2, \quad Q_1 = A_1 V_1, \quad Q_2 = A_2 V_2, \quad Q_3 = A_3 V_3 \quad \dots\dots(17)$$

面積比, 流量比および流速比を次のように定義する。

$$\left. \begin{aligned} A_3/A_2 = m, \quad A_3/A_1 = m' \\ Q_2/Q_3 = q, \quad \text{すなわち } Q_1/Q_3 = 1-q \\ V_2/V_3 = v = qm \\ \text{すなわち } V_1/V_3 = m'(1-\frac{v}{m}) \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots(18)$$

4.2.1 主管の損失

定義より合流の場合の主管流のエネルギー式は

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2g} = h_3 + \frac{V_3^2}{2g} + \frac{V_3^2}{2g} \zeta' \quad \dots\dots(19)$$

ただし ζ' は主管の合流損失係数である。

検査面 $abcdefa$ に運動量理論を適用すると

$$(h_1 - h_3)A_3 = \frac{1}{g} V_3^2 A_3 - \frac{1}{g} V_1^2 A_1 - \frac{1}{g} k \cos \epsilon V_2^2 A_2 \quad \dots\dots(20)$$

(17)~(20)式より主管の合流損失係数を流量比で表すと

$$\zeta' = (m'^2 - 2m' - 2mk \cos \epsilon)q^2 - 2m'(m'-2)q + (m'-1)^2 \quad \dots\dots(21)$$

ゆえに主管の合流損失係数は流量比および面積比の二次関数である。流速比で表すと

$$\zeta' = \left\{ \left(\frac{m'}{m} \right)^2 - \frac{2m'}{m^2} - \frac{2k \cos \epsilon}{m} \right\} v^2 - 2 \frac{m'}{m} (m'-2)v + (m'-1)^2 \quad \dots\dots(22)$$

上流と下流の主管面積が等しい場合は(21)式より,

$$\zeta' = 2q - (1 + 2mk \cos \epsilon)q^2 \quad \dots\dots(23)$$

さらに支管角度が90度の場合 $k \cos \epsilon=0$ と仮定すると

$$\zeta' = 2q - q^2 \quad \dots\dots(24)$$

4.2.2 支管の損失

支管より下流主管へのエネルギー式は

$$h_2 + \frac{V_2^2}{2g} = h_3 + \frac{V_3^2}{2g} + \frac{V_3^2}{2g} \eta' \quad \dots\dots(25)$$

仮定より $h_2 = h_1$ ゆえ(17)~(19)および(25)式より

$$\zeta' - \eta' = \left(\frac{V_1}{V_3} \right)^2 - \left(\frac{V_2}{V_3} \right)^2 = m'^2 - 2m'^2 q + (m'^2 - m^2)q^2 \quad \dots\dots(26)$$

ゆえに(21), (26)式より

$$\eta' = (m^2 - 2mk \cos \epsilon - 2m')q^2 + 4m'q + 1 - 2m' \quad \dots\dots(27)$$

流速比で表すと

$$\eta' = \left(1 - \frac{2k \cos \epsilon}{m} - \frac{2m'}{m^2} \right) v^2 + 4 \frac{m'}{m} v + 1 - 2m' \quad \dots\dots(28)$$

上流と下流の主管面積が等しい場合は(28)式より

$$\eta' = \left(1 - \frac{2k \cos \epsilon}{m} - \frac{2}{m^2} \right) v^2 + \frac{4}{m} v - 1 \quad \dots\dots(29)$$

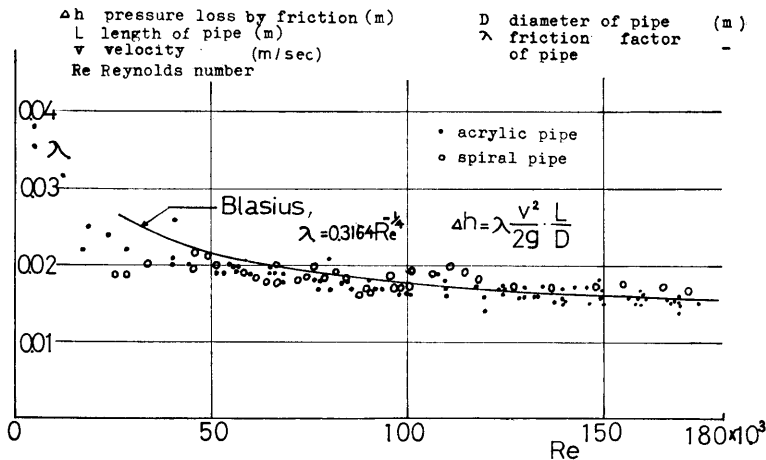


Fig. 9 Friction factors of round ducts

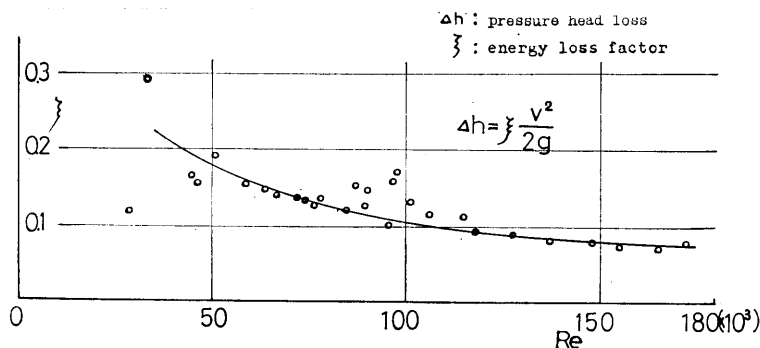


Fig. 10 Energy loss factor of spiral socket

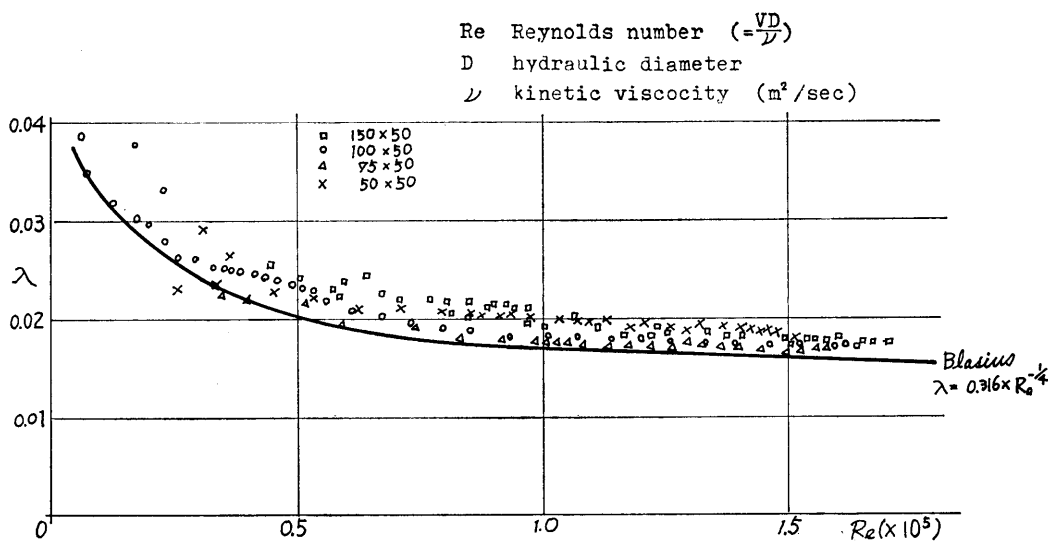


Fig. 11 Friction factors of rectangular ducts

となり伊藤⁷⁾の式に一致する。

ほとんど平滑と見做せる。

5. 実験用配管の摩擦損失

分岐合流部前後の全圧差には管の摩擦損失も含まれているため分岐合流部前後の直管の摩擦係数 λ を実測し、これを控除した。なお実験に先だち、管の摩擦係数の測定を行うことは、実験用配管および分岐合流部の仕上り程度のチェックならびに計測器の検定等も合わせて調査ができ、きわめて重要なことである。Fig. 9は円管(アクリル管およびスパイラル管)の摩擦係数であり、ブラシウスの平滑管の場合に良く一致する。Fig. 10はスパイラル管とスパイラル管用Tチーズを接続するためのソケット(Fig. 1参照)のエネルギー損失係数である。Fig. 11は長方形管の摩擦係数を水力半径によるレイノルズ数で表した場合で、管は

6. 実験結果および考察

運動量理論より求めた理論値を実験結果と比較検討する場合、分岐合流部における平均速度係数 k および支管流の主管との偏角 ε を見積る必要がある。附録BのP1~P10はアルミ粉による二次元分岐合流の写真である。

6.1 主管の分岐損失係数

円管の場合の主管の分岐損失係数 ζ をFig. 12に示す。(7)式において $k \cos \varepsilon$ は q の関数であるが定数と考え0.75とおくと

$$\zeta = q^2 - 0.5q \quad \dots (30)$$

となりアクリル管の実験結果と比較的良好一致する。実際はチーズ内面の変形、凹凸等があるため近似

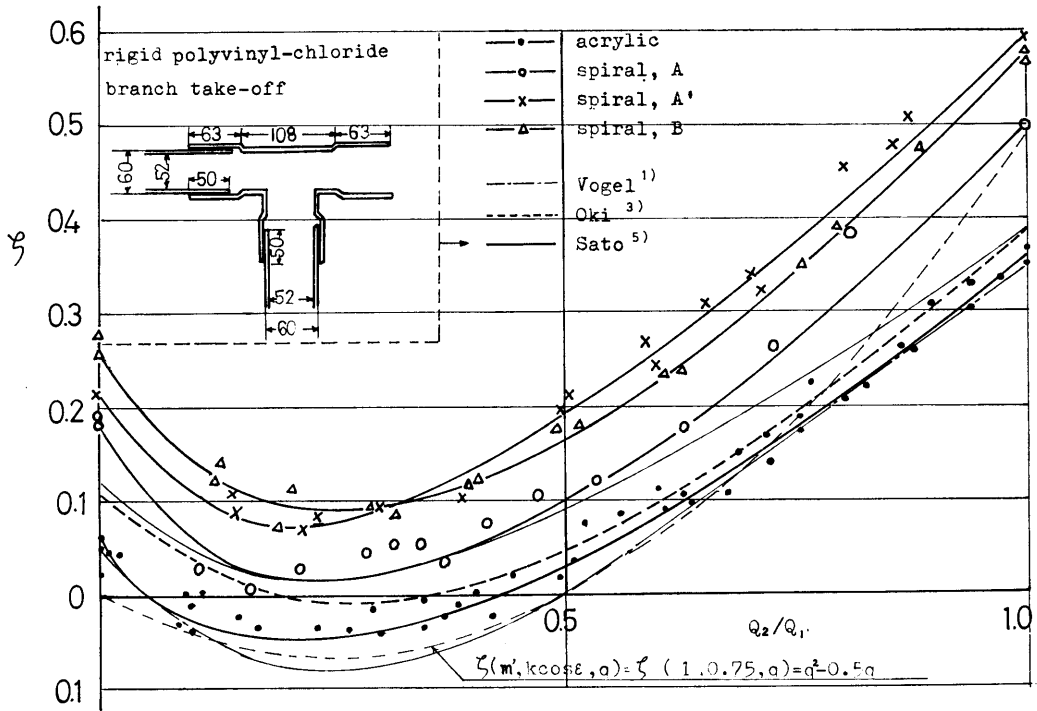


Fig. 12 ζ of branch take-off of round duct

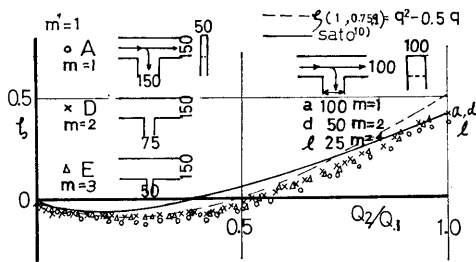


Fig. 13 ζ of type I

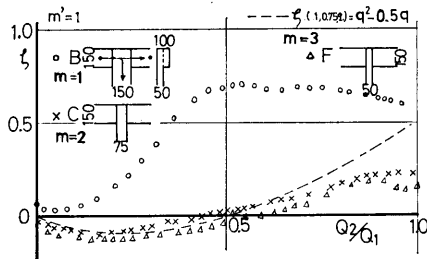


Fig. 14 ζ of type II

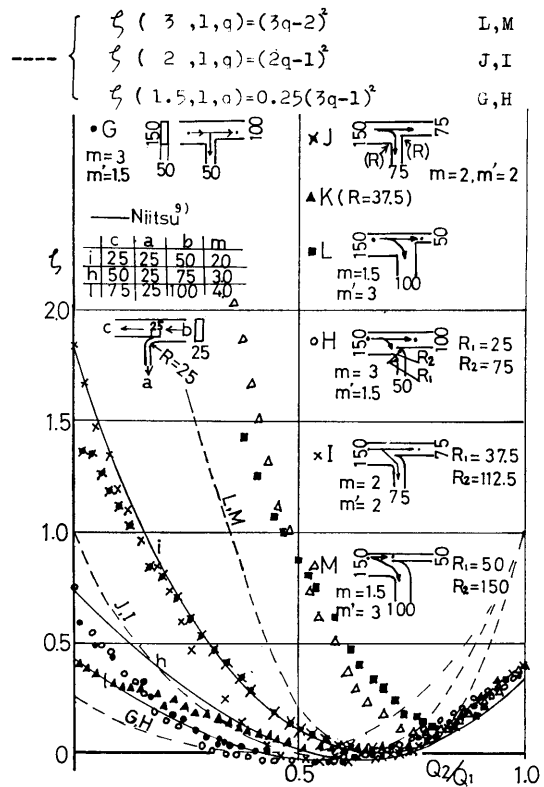


Fig. 15 ζ of type III and IV

的に

$$\zeta = q^2 - 0.5q + C_1 \quad \dots\dots(31)$$

にて表せる。 C_1 の値はスパイラル管の場合、Fig. 10のソケットの損失よりやや大きく0.1~0.25程度である。スパイラル管のAとA'は同じものであるが流れの方向を逆にして、実験した場合で ζ は0.1程度異なっている。Vogel¹⁾、沖³⁾も平滑管について同様な値を示している。佐藤⁵⁾は市販の硬質塩ビ管につき ζ を求めている。次に長方形管について述べる。タイプI (Fig. 13) およびタイプII (Fig. 14) の場合も前述の平滑円管と同様に ζ 式にて近似できる。タイプI およびIIのいずれも主管の分岐損失係数を q の関数で表すと支管面積比 m の影響がなくなり ζ 式の妥当性を証明している。ただしタイプIIの $m=1$ の場合、流量比が変化するにつれ $k \cos \varepsilon$ も0.8から1.5に変化し $m=1, 2$ の場合と傾向を異にする。Fig. 13に佐藤¹⁰⁾の値を併記する。Fig. 15はタイプIIIおよびIVの場合でIII, IVによる損失係数の違いは殆んど認められない。

(8)式の二次曲線は

$$q = 1 - \frac{1}{m'} \quad \text{すなわち} \quad \frac{A_2}{A_1} = \frac{1}{m'} = 1 - q = \frac{Q_2}{Q_1}$$

のとき極小値 $\zeta=0$ を示す。

すなわち上流主管と下流主管の面積比がその流量比に等しいとき ($V_1=V_2$ のとき) 主管直進流の流管面積は変化せず流れるゆえ $\zeta=0$ になる。 $m'=1.5, 2, 3$ のとき $\zeta=0$ に対応する q の値を求めると0.333, 0.5, 0.667となりFig. 15の実験結果にはほぼ一致する。また(8)式において $q=1$ のとき ζ は m' に関係なく一定となり実験結果に一致する。ただし ζ の傾向は実験と一致するが値はかなり異なる。K型の損失係数はJ型に比べ小さくなっているが、これは隅部丸みの効果による。実験値は、新津⁹⁾の値ともよく一致している。

6.2 支管の分岐損失係数

円管の場合の支管の分岐損失係数 η をFig. 16に示す。アクリル管の実験値はVogel¹⁾、沖³⁾の値に良く一致している。式(13)において $k \sin \varepsilon = 0.35$ とおくと

$$\eta = v^2 - 0.7v + 1 \quad \dots\dots(32)$$

実際はチーズ内面の変形、凹凸等があるため近似的に

$$\eta = v^2 - 0.7v + C_2 \quad \dots\dots(33)$$

にて表せる。アクリル平滑管の場合は C_2 は1(すな

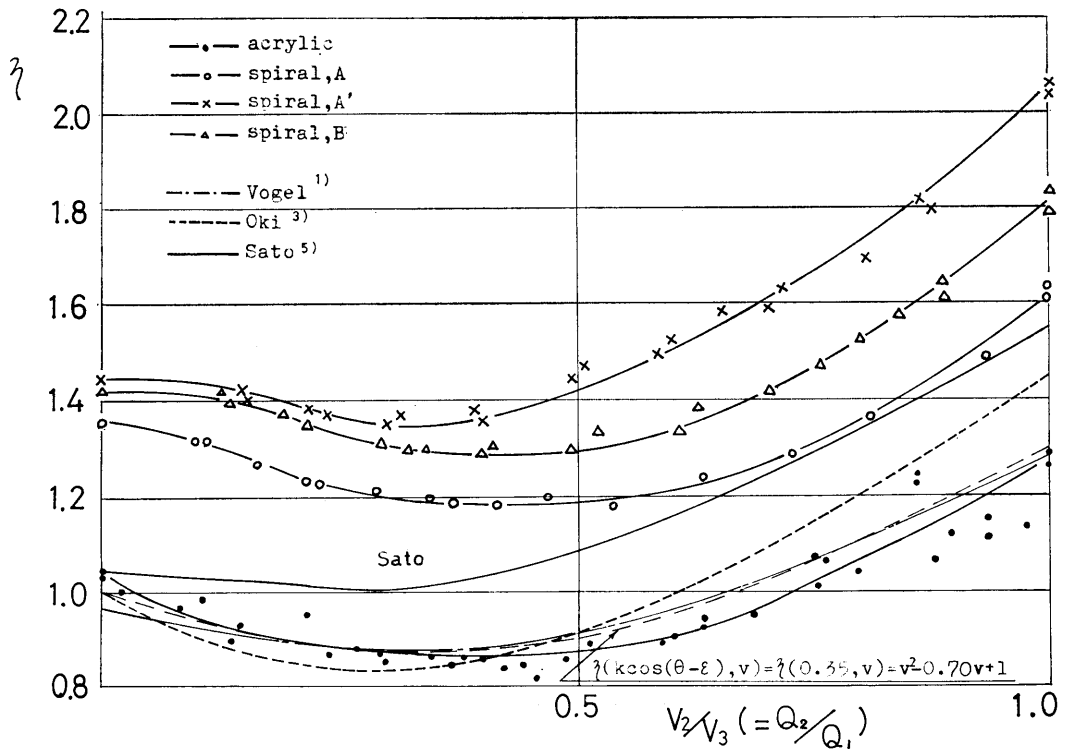


Fig. 16 η of branch take-off of round duct

わち(2式)であり、スパイラル管の場合 1~1.6 程度であるが速度比が大なるほど C_2 は大きくなっている。

次に長方形管について述べる。Fig. 17 はタイプ I の支管の分岐損失係数 η を流量比 q にて表した実験値で佐藤¹⁰⁾の値と良く一致している。

Fig. 18 は同じデータを流速比 v で表示した場合で m の影響は全く認められず平滑円管の場合の式(2)に一致する。Fig. 19, 20 はタイプ II について η を q または v

で表示した場合である。支管は主管の上方にあるため流れは三次元的であり Fig. 8 の概念とはずれるが支管面積が大 (m が小) なる時(4式)を流用すると

$$\eta = v^2 + 1$$

となり $m=1$ の場合 (Fig. 20 の B 型) の結果にかなりよく一致する。 $m=2, 3$ の場合実験値はこれより

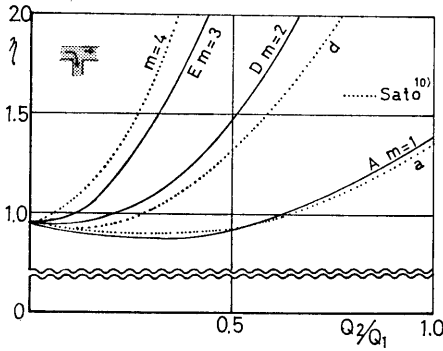


Fig. 17 η of type I ($\eta \sim Q_2/Q_1$)

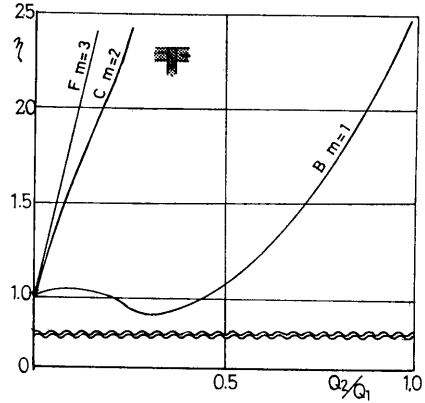


Fig. 19 η of type II ($\eta \sim Q_2/Q_1$)

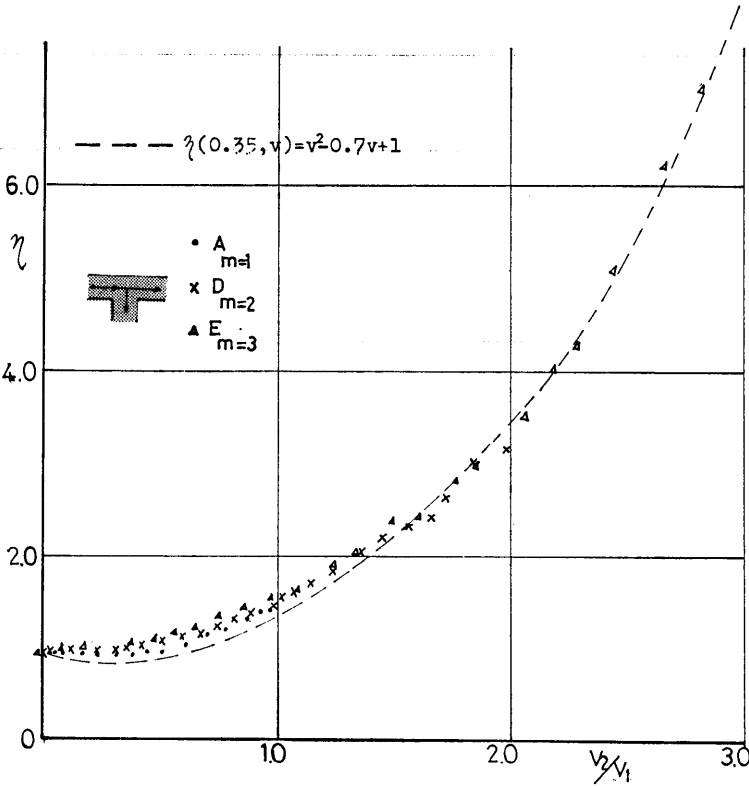


Fig. 18 η of type I ($\eta \sim V_2/V_1$)

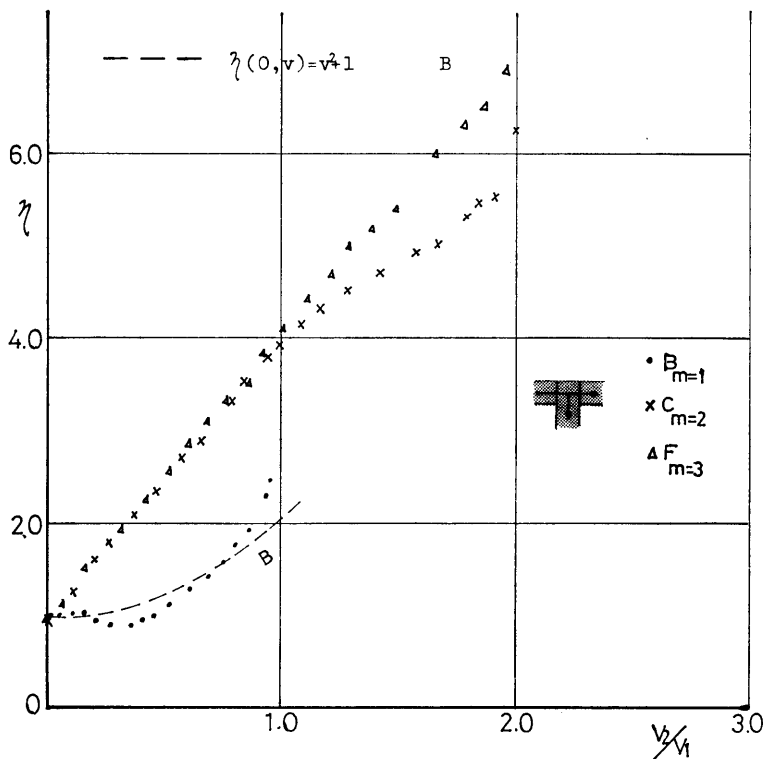


Fig. 20 η of type II ($\eta \sim V_2/V_1$)

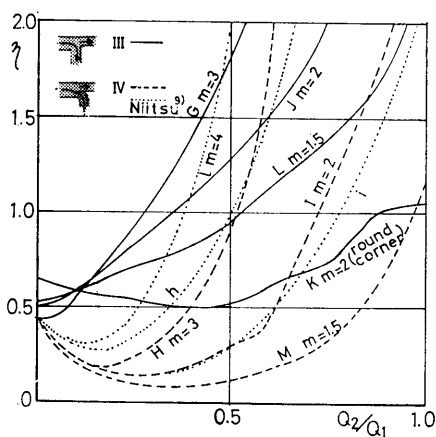


Fig. 21 η of type III and IV ($\eta \sim Q_2/Q_1$)

大きい。Fig. 21, 22 にタイプ III, IV の場合の η を q または v で表示した。Fig. 21 より実験値は新津⁹⁾ の値と良く一致しているのが解る。タイプ III の場合(13式)において $k \sin \epsilon = 0.5$ とすると

$$\eta = v^2 - v + 1 \quad \dots\dots(34)$$

隅角部に丸みがある K 型の場合 $k \sin \epsilon = 0.8$ とおくと

$$\eta = v^2 - 1.6v + 1 \quad \dots\dots(35)$$

となり実験値と良く一致する。タイプ IV の場合は(16式)を用い

$$\eta = (v-1)^2 \quad \text{となるが}$$

支管が90度曲っているためこの部分でさらに $\frac{V_2^2}{2g} \times C_3$ のエネルギーの損失があると考え $C_3 = 0.5$ とすると(16式)は

$$\eta = (v-1)^2 + 0.5v^2 \quad \dots\dots(16')$$

となる。(16') 式は実験値と良く一致している。

6.3 主管の合流損失係数

円管の場合の主管の合流損失係数 ζ' を Fig. 23 に示す。実験値は葛西²⁾ の値よりやや少ない。23式において $k \cos \epsilon = 0.3$ とすると

$$\zeta' = 2q - 1.6q^2 \quad \dots\dots(36)$$

となりアクリル平滑管の場合に比較的良く一致する。スパイラル管の場合 $k \cos \epsilon = 0$ とおいた24式に近い値を示している。

次に長方形管について述べる。Fig. 24 はタイプ I の実験値で佐藤¹⁰⁾ の値とほとんど同じである。 $m = 2$ の場合24式に一致するが $m = 1, 3$ の場合は一致しない。

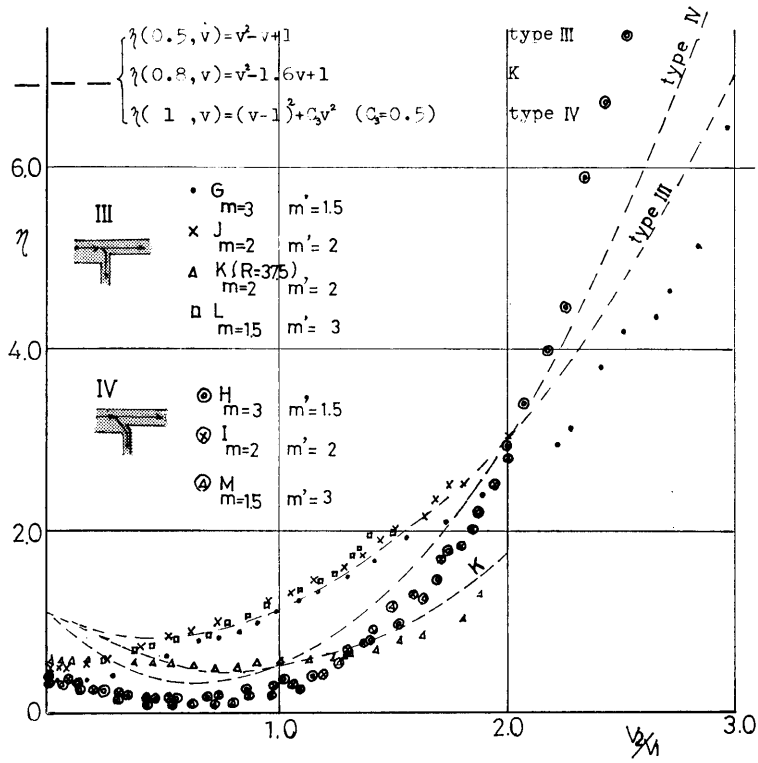


Fig. 22 η of type III and IV ($\eta \sim V_2/V_1$)

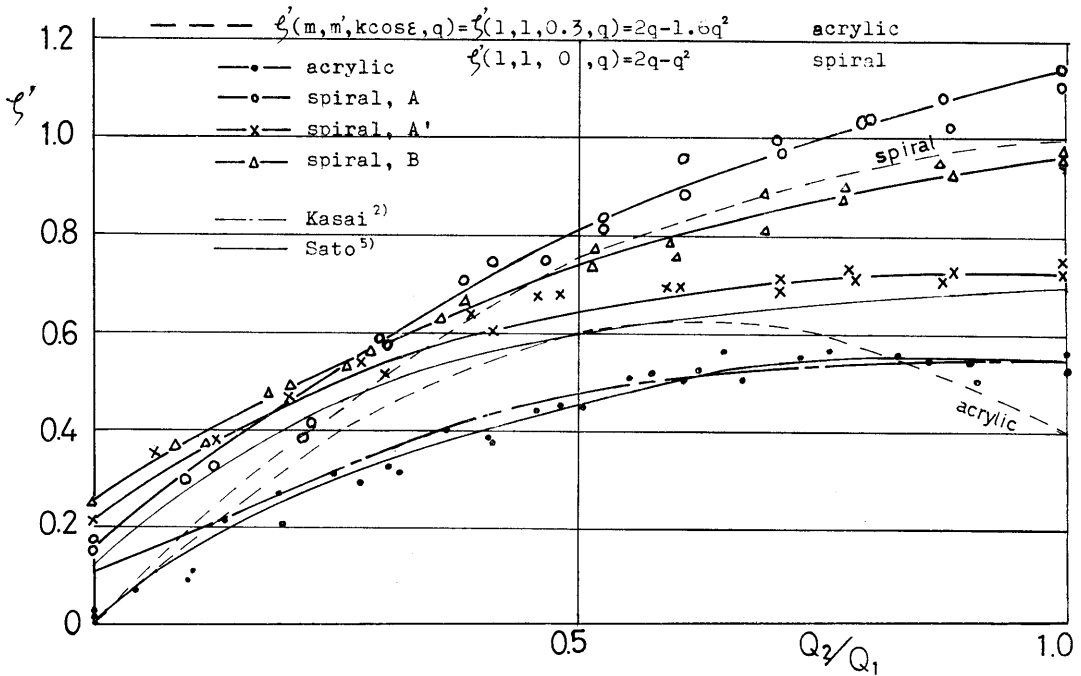


Fig. 23 ζ' of branch take-off of round duct

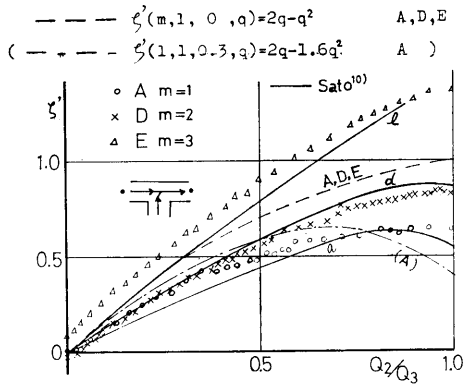


Fig. 24 ζ' of type I

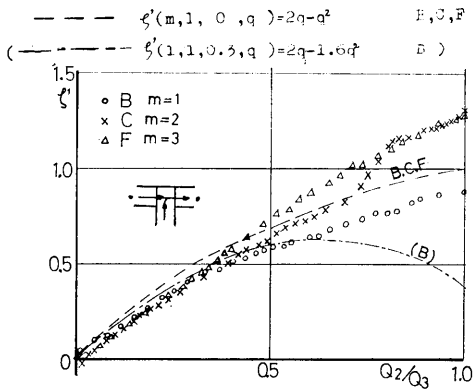


Fig. 25 ζ' of type II

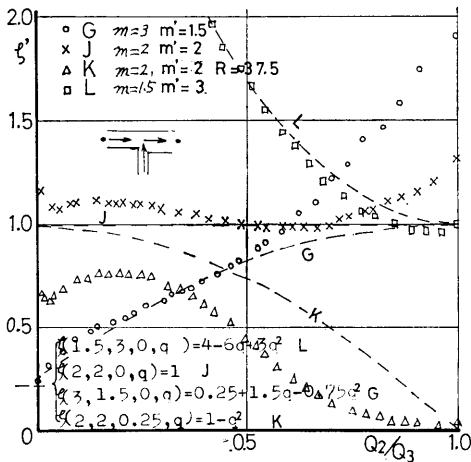


Fig. 26 ζ' of type III

Fig. 25 はタイプIIの値である。 $q < 0.5$ のとき②4式に一致し、 $q > 0.5$ の場合も比較的良く一致し、 $m = 2$ と 3 のとき ζ' は同じ値を示しているのは注目に値す

る。

Fig. 26 はタイプIIIの場合である。②1式において $\epsilon = 90^\circ$ ($k \cos \epsilon = 0$) とおくと

$$\zeta' = m'(m' - 2)q^2 - 2m'(m' - 2)q + (m' - 1)^2 \quad \dots\dots(37)$$

となり、 ζ' は支管面積比 m に無関係である。実験値は $m' = 2, 3$ の時③7式にほとんど一致し、 $m' = 1.5$ のときも $q < 0.5$ の時完全に一致している。隅角部に丸みがあるK型の場合、②1式において $k \cos \epsilon = 0.25$ ($m' = m = 2$) とおくと

$$\zeta' = 1 - q^2 \quad \dots\dots(38)$$

実験値は③8式の値よりやや小さい。

Fig. 27 はタイプIVの場合で新津⁹⁾の値と良く一致している。②1式において $k \cos \epsilon = 0.8$ と仮定すると

$$\zeta' = (m'^2 - 2m' - 1.6m)q^2 - 2m'(m' - 2)q + (m' - 1)^2 \quad \dots\dots(39)$$

となり実験値と良く一致している。

6.4 支管の合流損失係数

円管の場合の支管の合流損失係数 η' を Fig. 28 に示す。実験値は葛西²⁾の値によく一致している。②9式において $k \cos \epsilon = 0.3$ 、 $m = 1$ とすると

$$\eta' = -1.6v^2 + 4v - 1 \quad \dots\dots(40)$$

となり、アクリル管の実験結果に近い値を示す。スパイラル管の場合②4式において $k \cos \epsilon = 0$ とおき

$$\eta' = -v^2 + 4v - 1 \quad \dots\dots(41)$$

の値に近い実験値を示している。

次に長方形管の場合について述べる。 Fig. 29, 30 は、タイプIの場合で佐藤¹⁰⁾の値と良く一致している。②9式においてアクリル管の場合と同様 $k \cos \epsilon = 0.3$ とすると

$$\eta = \left(1 - \frac{0.6}{m} - \frac{2}{m^2}\right)v^2 + \frac{4}{m}v - 1 \quad \dots\dots(42)$$

$$\begin{cases} \zeta(1.5, 3, 0.8, q) = 4 - 6q + 0.5q^2 & M \\ \zeta(2, 2, 0.8, q) = 1 - 3.2q^2 & I \\ \zeta(3, 1.5, 0.8, q) = 0.25 + 1.5q - 5.55q^2 & H \end{cases}$$

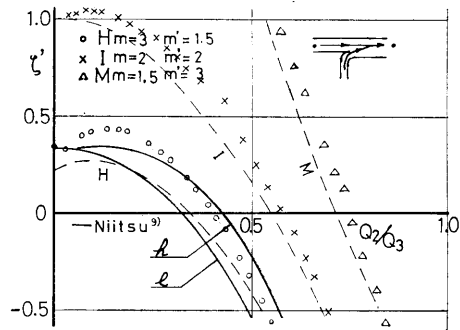


Fig. 27 ζ' of type IV

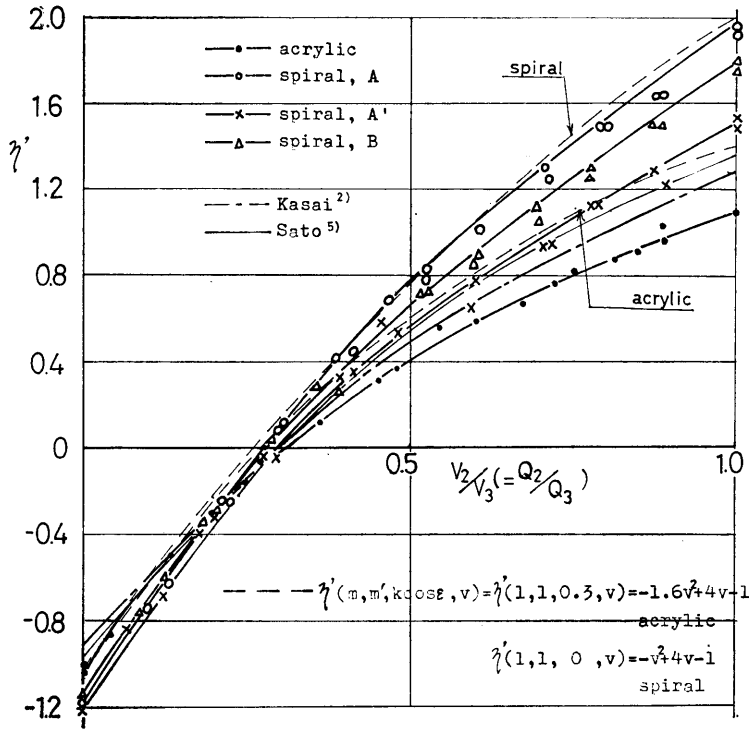


Fig. 28 η' of branch take-off of round duct

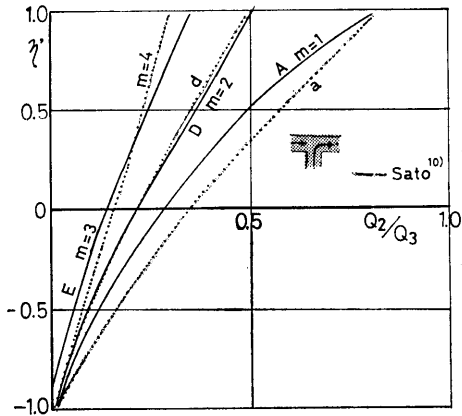


Fig. 29 η' of type I ($\eta' \sim Q_2/Q_3$)

となり $m=1, 2, 3$ のいずれの場合も実験値と良く一致している。(Fig. 30 参照)

Fig. 31, 32 はタイプIIの場合で本質的にはタイプIと同じで(42)式にて表すと実験値とかなり良く一致する。

Fig. 33 はタイプIIIおよびIVの実験値を流量比にて表した場合でタイプIVの場合、新津⁹⁾の実験値と良く

(248)

一致している。Fig. 34 は η' を流速比で表した場合である。(28)式においてタイプIIIの場合 $k \cos \epsilon = 0.5$ とおくと

$$\eta' = \left(1 - \frac{1}{m} - \frac{2m'}{m^2}\right)v^2 + 4\frac{m'}{m}v + 1 - 2m' \quad \dots\dots(43)$$

ただし隅角部に丸みがついているK型の場合 ϵ は0度に近くなり $k \cos \epsilon = 0.9$ ($m = m' = 2$) とおくと

$$\eta' = -0.9v^2 + 4v - 3 \quad \dots\dots(44)$$

タイプIVの場合 $k \cos \epsilon = 0.8$ とおくと

$$\eta' = \left(1 - \frac{1.6}{m} - \frac{2m'}{m^2}\right)v^2 + \frac{4m'}{m}v + 1 - 2m' \quad \dots\dots(45)$$

となる。理論値と実験値はかなり良く一致しているのが解る。

7. ま と め

実験により求めた円管および各種長方形管の分岐合流損失係数を運動量理論より求めた値と比較検討した結果、分岐合流部における平均速度係数 k と、支管流の主管との偏角 ϵ よりなる定数を分岐合流部の形状に応じ決めることによりタイプIの主管の合流損失係数を除き、よく合致することがわかった。なお損失係数を

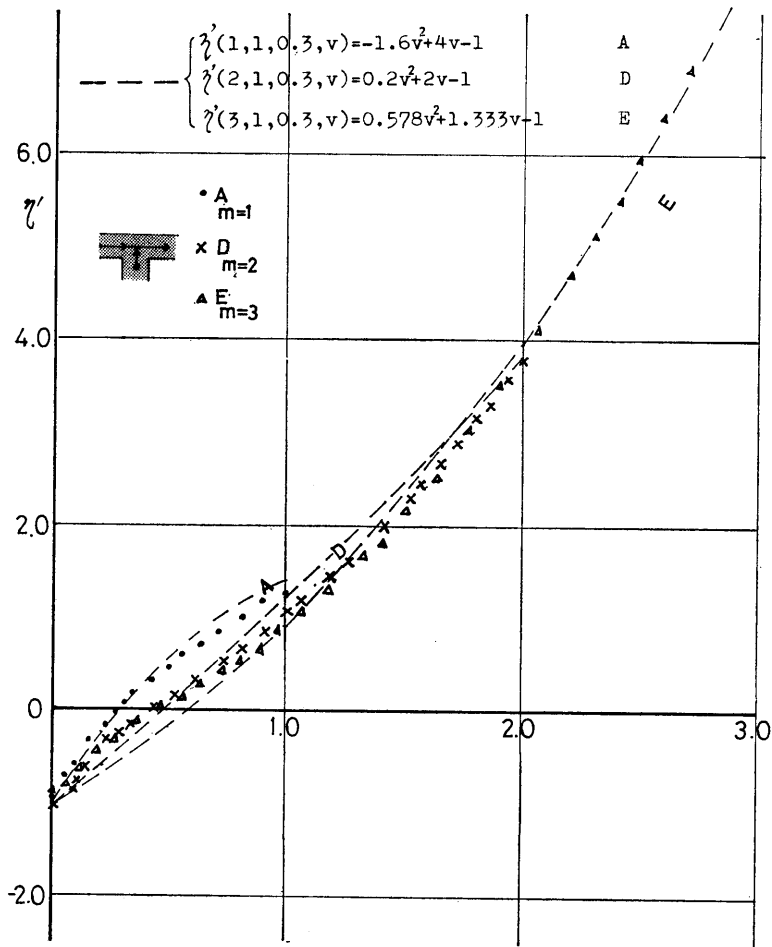


Fig. 30 η' of type I ($\eta' \sim V_2/V_3$)

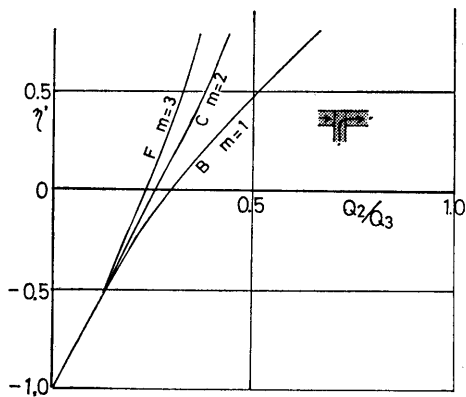


Fig. 31 η' of type II ($\eta' \sim Q_2/Q_3$)

流量比（支管の場合は流速比）および面積比（タイプ I, IIは支管面積比 m , タイプ III, IVは主管面積比

m')の二次関数と仮定して最小二乗法により実験式を求めたのでこれらも合わせて Table 1~4 に示す。

なおスパイラル管の分岐合流実験は著者（長田）が九州大学工学部において佐藤教授のもとで行ったものである。

参考文献

- 1) G. Vogel, "Untersuchungen über den Verlust in rechtwinkligen Rohrverzweigungen," (MHITHM, Heft 1, 1926, pp. 75 - 90 Heft 2, 1928, pp. 61 - 64).
- 2) 橋本, 葛西, "二つの水流の衝突に依る損失" 機械学会論文集, 第33巻, 第157号, (昭和5年5月), pp. 284 - 299.
- 3) 沖, 川口, "分岐および合流管の水頭損失に対す

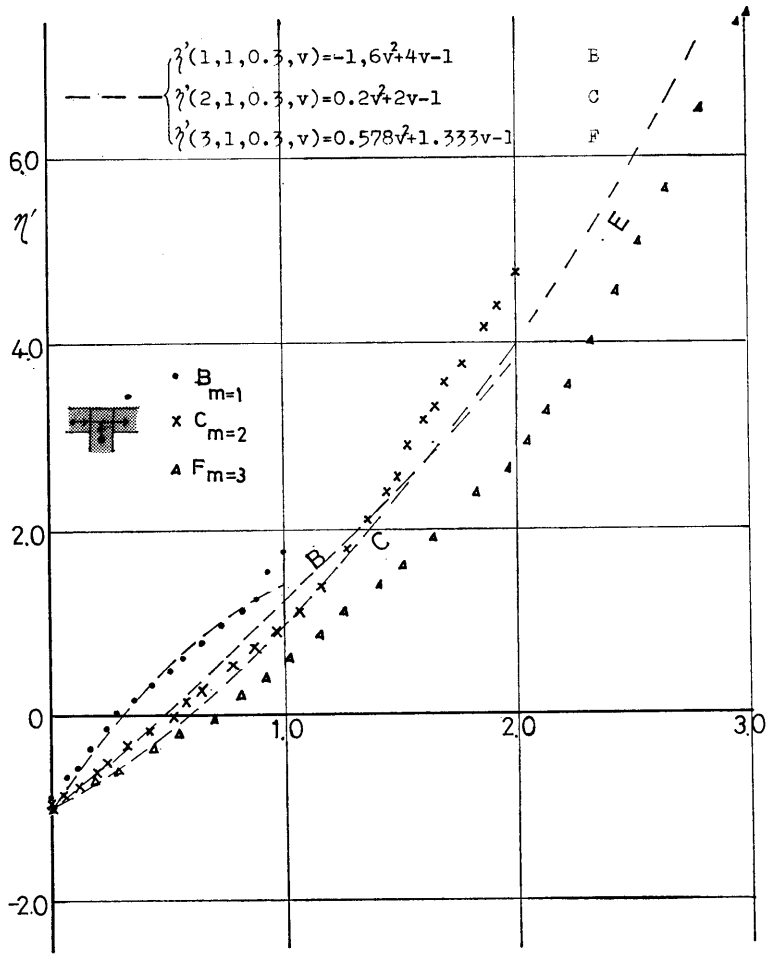


Fig. 32 η' of type II ($\eta' \sim V_2/V_3$)

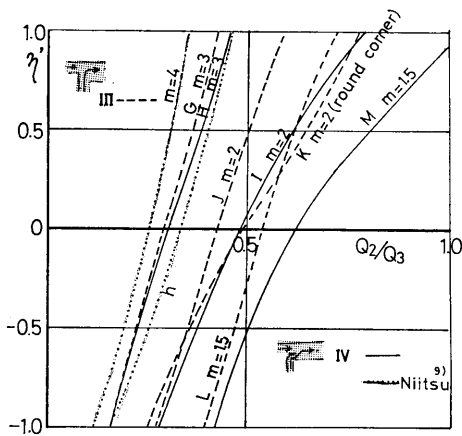


Fig. 33 η' of type III and IV ($\eta' \sim Q_2/Q_3$)

る考察”, 機械学会論文集, 第17巻, 第60号, (昭和26年), pp. 146 - 152.

- 4) 樋口, 瀬川, “実験用送風機による実験(その2) 一角オリフィスの特性および丸ダクト分岐部分特性に関する研究”, 造船協会論文集, 第118号, (昭和40年12月), pp. 328 - 336.
- 5) 今井, 真柴 (指導, 佐藤), “分岐合流に関する研究”, 九州大学化学機械工学科, 卒業論文, 1966.
- 6) 佐藤 “分岐合流の流れ”, 日本機械学会誌, 第66巻, 第537号 (昭和38年10月), pp. 45 - 51.
- 7) 伊藤, 日本機械学会研究協力委員会, 分岐合流管における流れの静特性研究分科会, 研究成果報告書, 昭和43年9月30日発行
- 8) L. G. Miller, C. H. Pesterfield, East Lansing and R. J. Waalkes, “Resistance of Rectangular

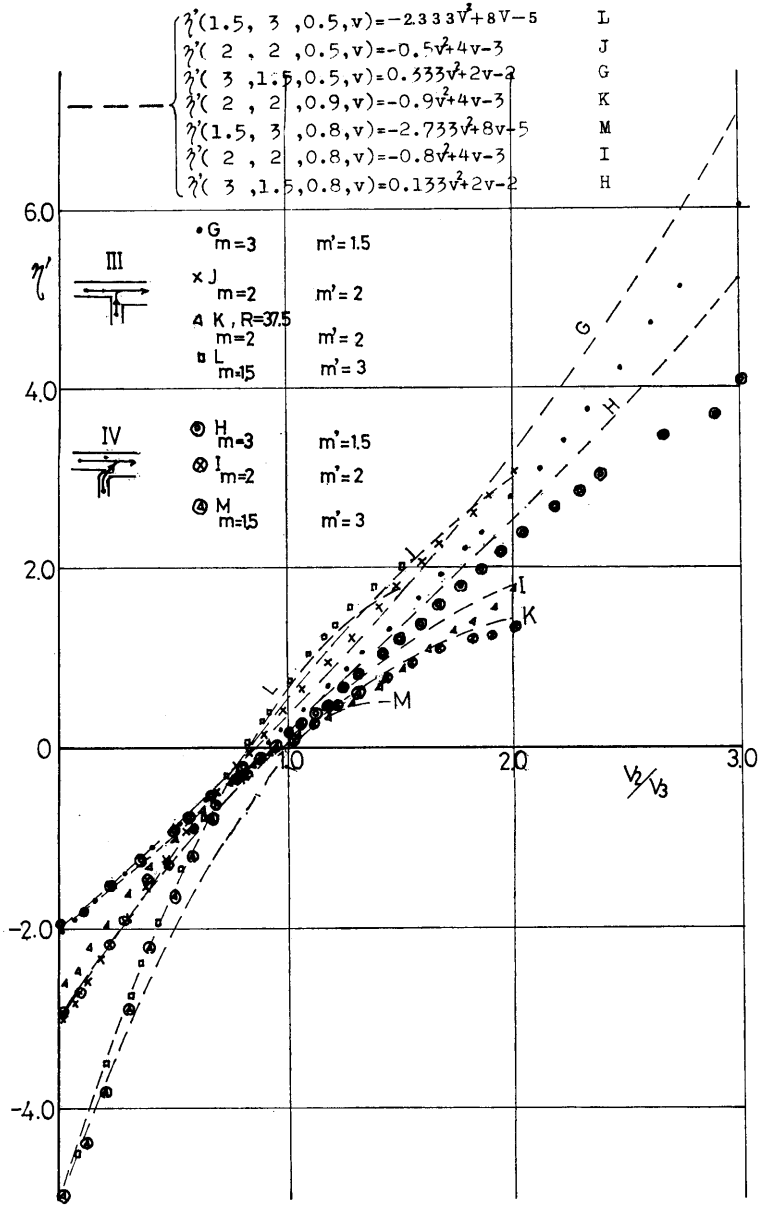


Fig. 34 η' of type III and IV ($\eta' \sim V_2/V_3$)

Divided-Flow Fittings”, HPAC, January 1956, pp. 195 - 200.

9) 新津, 倉橋, 後藤, 富岡, “矩形管路の分流および合流抵抗に関する研究”, 衛生工業協会誌, 第30巻, 第5号 (昭和31年5月), pp. 191 - 197.

10) 佐藤, “長方形断面の分岐および合流管の損失に関する実験”, 機械学会論文集, 第28巻, 第192号, (昭和37年8月), pp. 881 - 890.

11) J. H. Healy, M. N. Patterson and E. J. Brown “Pressure Losses through Fittings Used in Return Air Duct System”, ASHRAE Transactions, Vol. 68, 1962, pp. 281 - 295.

12) 岡田, 砂田, “通風トランク分岐合流部の抵抗損失に関する実験結果について(分流, 合流の場合)”, (昭和37年11月6日), 関西造船協会秋季講演会

13) 樋口, 瀬川, “実験用送風機による実験(その1)

一直角分岐管の分流および合流抵抗に関する研究一”, 造船協会論文集, 第117号, (昭和40年6月), pp. 310 - 315.

14) S. F. Gilman, "Pressure Losses of Divided-Flow Fittings", HPAC, April 1955, pp. 141 - 147.

15) R. Eschman and W. E. Long "A Critical

Assessment of High Velocity Duct Design Information", ASHRAE Transaction, 1970, Volume 76. Part 1, pp. 157 - 176.

16) C. M. Ashley, "Performance Analysis of Return Air Duct Branch Inlet Fittings", ASHRAE Transaction, 1971, Volume 77, Part II, pp. 213 - 221.

Table 1 Equation of ζ

$$\zeta = m^2 q^2 - 2m(m^2 - k \cos \epsilon)q + (m^2 - 1)^2$$

type		m	m'	k cos ϵ	experiment	theory		
round	smooth	1	1	0.75	0.709q ² -0.350q+0.022	} q ² -0.5q		
	rough	A	1		1		0.973q ² -0.582q+0.138	} q ² -0.5q+C ₁ (C ₁ =0-0.25)
		B	1		1		1.012q ² -0.621q+0.215	
rectangular	I $\frac{m}{m'} \frac{m}{m'}$	A	1	1	} 1.097q ² -0.651q	} q ² -0.5q		
		D	2	1				
		E	3	1				
	II $\frac{m}{m'} \frac{m}{m'}$	B	1	1	} 0.75	} (0.705m ² -3.345m+4.611)q ² +(0.376m ² -2.078m+2.239)q		
		C	2	1			1.971q ² +0.537q -0.323q+0.923 (q<0.5) (q>0.5)	} q ² -0.5q
		F	3	1			0.742q ² -0.412q	
	III $\frac{m}{m'} \frac{m}{m'}$	L	1.5	3	} 1	} (-1.569m ² +8.726m-7.415)q ² +(1.528m ² -10.652m+10.215)q +(-0.061m ² +2.310m-2.733)		
		J	2	2			4.646q ² -7.989q+3.652	} (3q-2) ² (2q-1) ²
		G	3	1.5			3.763q ² -4.977q+1.645	
	IV $\frac{m}{m'} \frac{m}{m'}$	K	2	2	} 1	} (0.804m ² +1.297m-1.248)q ² +(-2.495m ² +2.515m-0.888)q +(1.611m ² -3.471m+2.251)		
		M	1.5	3			2.145q ² -2.325q+0.596	} (3q-2) ² (2q-1) ²
		I	2	2			1.470q ² -1.567q+0.454	
IV $\frac{m}{m'} \frac{m}{m'}$	H	3	1.5	} 1	} 0.25(3q-1) ²			
	H	3	1.5			9.928q ² -15.799q+6.338 4.584q ² -5.838q+1.755 2.519q ² -2.725q+0.669		

Table 2 Equation of η

$$\eta = v^2 - 2k \cos(\theta - \epsilon)v + 1$$

type		m	m'	k cos(θ-ε)	experiment	theory		
round	smooth	1	1	0.35	1.180v ² -0.927v+1.041	} v ² -0.7v+1		
	rough	A	1		1		1.215v ² -0.989v+1.382	} v ² -0.7v+C ₂ (C ₂ =1~1.6)
		B	1		1		1.277v ² -0.948v+1.470	
rectangular	I $\frac{m}{m'} \frac{m}{m'}$	A	1	1	} 0.35	} v ² -0.7v+1		
		D	2	1				
		E	3	1				
	II $\frac{m}{m'} \frac{m}{m'}$	B	1	1	} 0	} v ² +1		
		C	2	1			3.159v ² -1.675v+1.109	
		F	3	1			-0.626v ² +3.585v+0.898 3.000v+1.000	
	III $\frac{m}{m'} \frac{m}{m'}$	L	1.5	3	} 0.5	} v ² +v+1		
		J	2	2			0.532v ² +0.093v+0.562	
		G	3	1.5				
	IV $\frac{m}{m'} \frac{m}{m'}$	K	2	2	} 0.8	} v ² +1.6v+1		
		M	1.5	3			0.351v ² -0.468v+0.664	
		I	2	2			} 1	} (v-1) ² +C ₃ v (C ₃ =0.5)
H	3	1.5	0.837v ² -1.043v+0.100v+0.305 (or 1.969v ² -2.637v+0.746)					

Table 3 Equation of ζ'

$$\zeta' = (m^2 - 2m - 2mk \cos \epsilon) q^2 - 2m(m-2)q + (m-1)^2$$

type		m	m'	kcos ϵ	experiment	theory
round	smooth	1	1	0.3	$-0.744q^2 + 1.271q + 0.014$	} $2q - 1.6q^2$
	rough	A	1	1	$-0.648q^2 + 1.626q + 0.153$	
		B	1	1	$-0.532q^2 + 1.232q + 0.255$	
rectangular	I	A	1	1	$-0.721q^2 + 1.369q$	} $(2q - 1.6q^2)$
		D	2	1	$-0.500q^2 + 1.368q$	
		E	3	1	$-1.088q^2 + 2.418q$	
	II	B	1	1	$-0.746q^2 + 1.586q$	} $(2q - 1.6q^2)$
		C	2	1	$-0.033q^2 + 1.329q$	
		F	3	1	$-0.185q^2 + 1.511q$	
	III	L	1.5	3	$2.673q^2 - 5.468q + 3.711$	} $4 - 6q + 3q^2$
		J	2	2	$0.967q^2 - 0.902q + 1.202$	
		G	3	1.5	$0.935q^2 + 0.656q + 0.317$	
	IV	K	2	2	$-3.571q^2 + 1.389q + 0.619$	} $1 - q^2$
		M	1.5	3	$2.378q^2 - 4.313q + 1.983$	
	IV	I	2	2	$-0.912q^2 - 4.349q + 3.741$	} $4 - 6q + 0.6q^2$
		I	2	2	$-3.782q^2 + 0.472q + 1.013$	
		H	3	1.5	$-5.800q^2 + 1.80q + 0.31$	

Table 4 Equation of η'

$$\eta' = (1 - \frac{2k \cos \epsilon}{m} - \frac{2m'}{m}) v^2 - 4 \frac{m'}{m} v + 1 - 2m'$$

type		m	m'	kcos ϵ	experiment	theory
round	smooth	1	1	0.3	$-1.434v^2 + 3.457v - 0.963$	} $-1.6v^2 + 4v - 1$
	rough	A	1	1	$-1.453v^2 + 4.551v - 1.162$	
		B	1	1	$-1.330v^2 + 4.184v - 1.107$	
rectangular	I	A	1	1	$-1.259v^2 + 3.417v - 0.904$	} $-1.6v^2 + 4v - 1$
		D	2	1	$0.334v^2 + 1.590v - 0.834$	
		E	3	1	$-0.624v^2 + 1.075v - 0.715$	
	II	B	1	1	$-0.218v^2 + 2.646v - 0.818$	} $0.2v^2 + 2v - 1$
		C	2	1	$0.914v^2 + 0.989v - 0.845$	
		F	3	1	$0.778v^2 + 0.359v - 0.728$	
	III	L	1.5	3	$-2.405v^2 + 8.221v - 4.988$	} $0.578v^2 + 1.333v - 1$
		J	2	2	$-0.459v^2 + 3.833v - 2.941$	
		G	3	1.5	$0.233v^2 + 1.931v - 1.934$	
	IV	K	2	2	$-0.500v^2 + 3.065v - 2.502$	} $-0.9v^2 + 4v - 3$
		M	1.5	3	$-2.889v^2 + 8.200v - 5.033$	
	IV	I	2	2	$-0.905v^2 + 3.917v - 2.912$	} $-2.733v^2 + 8v - 5$
		I	2	2	$-0.090v^2 + 2.312v - 2.091$	
		H	3	1.5	$-0.090v^2 + 2.312v - 2.091$	

附録A 流量計および検定曲線

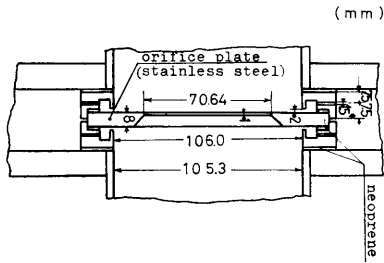


Fig. 35 Orifice (used for testing acrylic branch take-off)

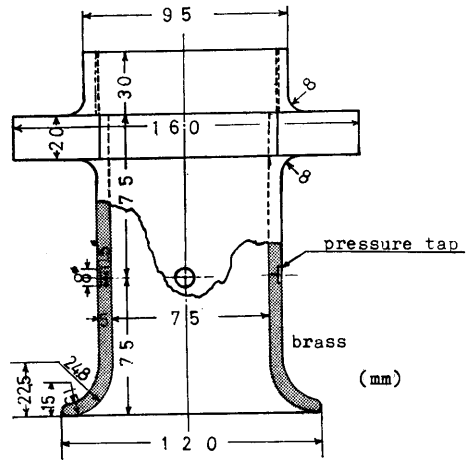


Fig. 37 Inlet nozzle (used for testing spiral branch take-off)

A = area of pipe
 $m = 0.448$
 ΔP = pressure difference
 d = flow rate factor
 γ = specific gravity
 Re = Reynolds number
 $Q = A \cdot m \cdot d \sqrt{2g \Delta P / \gamma}$

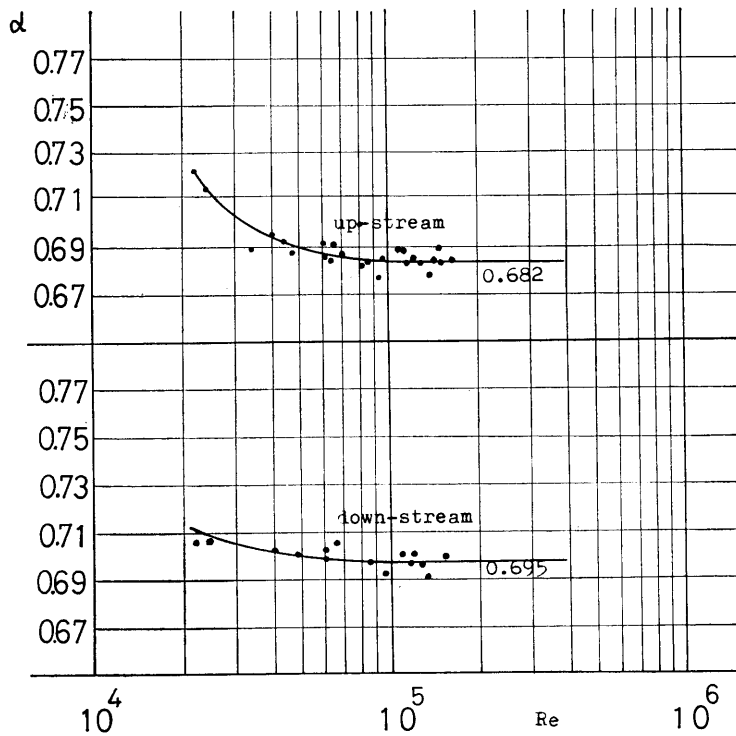


Fig. 36 Calibration curves of orifices (used for testing acrylic branch take-off)

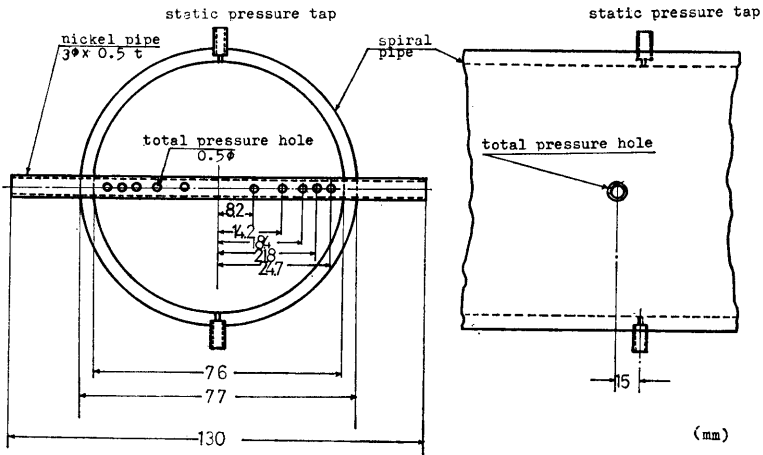


Fig. 38 Flow metering pipe (used for testing spiral branch take-off)

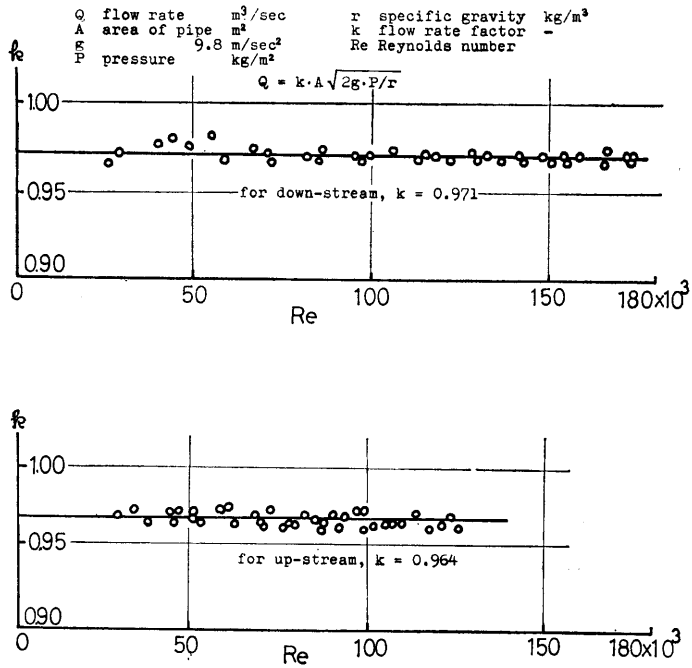


Fig. 39 Calibration curves of flow metering pipe (used for testing spiral branch take-off)

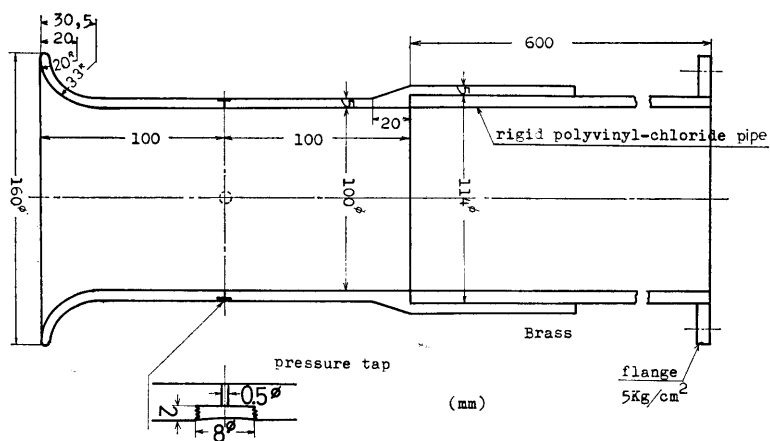


Fig. 40 Inlet nozzle (used for testing rectangular branch take-off)

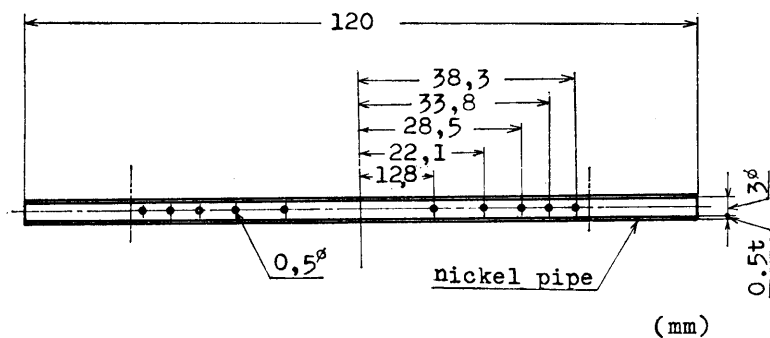


Fig. 41 Flow metering pipe (used for testing rectangular branch take-off)

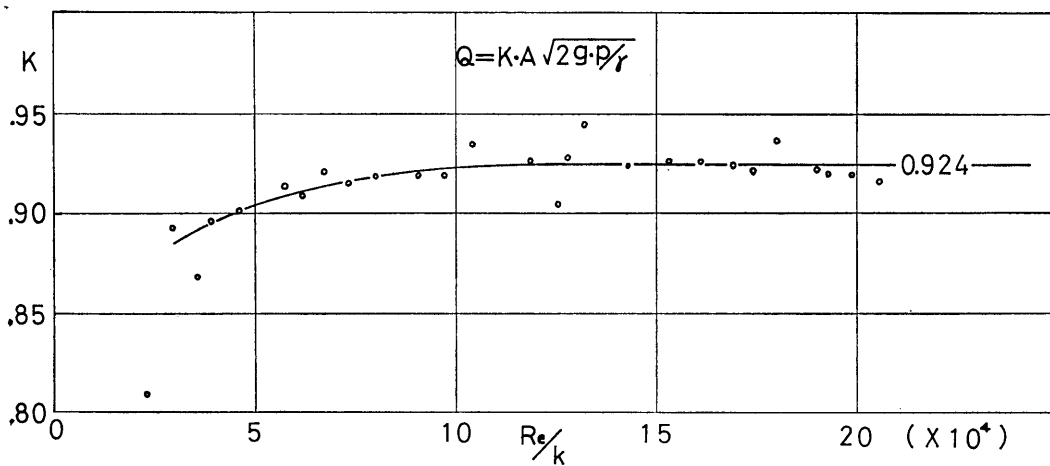


Fig. 42 Calibration curves of flow metering pipe (used for testing rectangular branch take-off)

附録B アルミ粉による流線写真

