

コイル状管の流動損失 II

—連続 8 字形状の場合

小 栗 幸 正*

Hydraulic Loss of Tubular Coils II

—Continuously Wound as a Figure 8

Yukimasa OGURI*

(Received March 25, 1983)

The hydraulic resistance of tubular coils, which are widely used in heating and refrigerating plants, has not been clarified enough.

The purpose of this paper is to present results of measurements of the hydraulic losses for flow through such tubular coils wound continuously in a figure 8.

Consequently, it is confirmed that the friction coefficients in coils λ_n decrease with the increase of the number of turns of coils n , and the flow in coils comes to a saturated state in the first seven turns of the coils.

1. まえがき

流体を扱う工業では、配管系の中に種々の曲り部が多数含まれており、流体がそこを流れる際に二次流れや旋回流が発生して、流れ状態は複雑に変化するとともに流動損失も増加する。

この曲り部の流動損失については、前報¹⁾で述べたように、曲り部がなめらかで単一な二次元的曲りに対しては、Dean²⁾や多くの研究者³⁻⁶⁾によって理論と実験の両面から詳しく研究がなされ、曲り部の管摩擦係数 λ_c は、層流域では Dean number とよばれる $R_e(d/D_0)^{1/2}$ の関数であり、乱流域では特性数 $R_e(d/D_0)^2$ に支配されることを明らかにしている。

また、三次元的空間曲り状態にあるコイル状管や、連続多重曲り管の流動損失については、Rowe⁷⁾、村上ら⁸⁻¹⁰⁾、小栗¹⁾ などによりその性質がある程度解明されてい

る。最近 Sreenivasan ら¹¹⁾ は、らせん状コイル状管の実験で、コイル部上流側直管の乱流が、コイル部では $R_e \leq 5200$ において層流化されることを明らかにした。

本研究は、連続 8 字形のコイル状管について実験的研究を行い、その結果コイル部の平均管摩擦係数 λ_n は、コイル巻き数 n の増加につれて逆に減少することが確かめられ、従来のらせん状や連続 U 字形のコイル状管の λ_n と全く逆の傾向であることを発見した。

2. 記号

本論文に用いた記号を下に示す。

d : ビニル管内径

D : コイル巻付け用管の外径 (図 2)

D_0 : コイル中心線の直径 ($=D + \text{ビニル管外径}$) (図 2)

D_1 : 三次元的に巻かれたコイル部中心軸の曲率半径の 2 倍 $\{=D_0 + t^2/(2\pi^2 D_0)\}$

*機械・生産機械工学科 (Department of Mechanical Engineering)

- h_n : 流動損失測定区間の壁圧損失水頭
 L : 流動損失測定区間の管中心軸の長さ (図 3)
 L_1 : コイル部上流側直管の長さ (図 1, 3)
 L_2 : コイル部下流側直管の長さ (図 1, 3)
 n : コイル巻き数 (8 字形を $n=1$ とする)
 Re : レイノルズ数 ($=Vd/\nu$)
 $2t$: コイルピッチ
 V : 平均流速
 θ : コイルピッチ角
 λ_n : 測定区間全体の平均管摩擦係数, [式 (2)]
 λ_0 : 直管の管摩擦係数, [式 (1)]
 λ_n : コイル部のみの平均管摩擦係数, [式 (4)]
 λ_c : 飽和流れ状態にあるコイル部の管摩擦係数, [式 (7)]

$\lambda_{0(l)}$: Hagen-Poiseuille の式による層流時の直管の管摩擦係数, [式 (8)]

$\lambda_{0(t)}$: Blasius の式による乱流時の直管の管摩擦係数, [式 (9)]

ν : 動粘性係数

3. 実験装置と方法

3.1 実験装置の概要

本研究に用いた実験装置の概要を図 1 に示す。ポンプ①で貯水そうからオーバフロータンク②に汲みあげられた水は、タンク内のあふれ管で一定水位に保たれた後、流量調節弁③で流量を調整されて供試ビニル管④を流動し、流量測定用タンク⑥に流入する。ここで重量法によって流量測定された後再び貯水そうにもどされる。水温は実験のつど水銀温度計⑦により 0.1°C まで測定した。

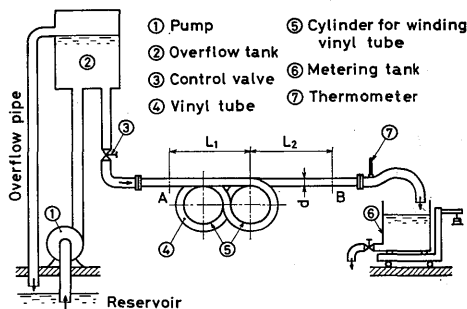


図 1 実験装置の概要

表 1 供試ビニル管の主要寸法

Dimension		Dimension	
d mm	14.15	D_1/d	9.63
D mm	114.90	L mm	9472
D_0 mm	135.67	t mm	40.0
D_t mm	136.27	θ	5.34°

Coil turns (n)=1~8

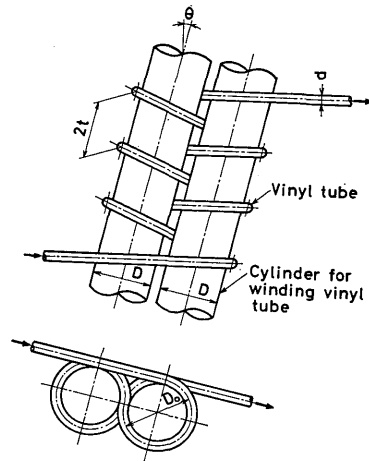


図 2 ビニル管の巻付け状態

実験に用いたビニル管は、断面形状が変化しにくい網目入り強化ビニル管で、その主要寸法を表 1 に示す。

コイル部は図 2 に示すように、コイルピッチ角 θ で固定された 2 本のコイル巻付け用管（両管のすき間はビニル管外径に取る）に、ビニル管をコイルピッチ $2t$ で 8 字形に正確に巻付けられたもので、本研究ではコイル巻き数 n を (8 字形について $n=1$ とする)、 $n=1 \sim 8$ の範囲にわたって実験を行った。

3.2 実験方法

コイル状管の流動損失を求めるため、前の図 1 に示したコイル部前後の断面 A と断面 B に壁圧測定孔 4 個（孔径 1.0 mm ）を設けて平均壁圧水頭を測定し、これより両断面間の壁圧損失水頭 h を求めて管摩擦係数を得た。

表 2 コイル巻き数 n と L_1 , L_2 の長さ

Turns (n)	Length mm	
	L_1	L_2
1	4928	3648
2	4068	3648
3	3258	3648
4	3258	2814
5	2508	2814
6	1516	2814
7	625	2814
8	625	1950

断面 A からコイル部入口までの直管長さ L_1 と、コイル部出口から断面 B までの直管長さ L_2 は、表 2 に示すように巻き数 n によって変化し、ビニル管内径 d に対し、 L_1 は約 25~220 倍、 L_2 は約 49~244 倍である。なお、断面 A より上流側の管長は約 $38d$ 、断面 B より下流側の管長は約 $21d$ である。

4. 管摩擦係数の定義

供試ビニル管全体を水平直線状態に保持し、流体が管内を平均流速 V で定常に流れるとき、断面Aと断面Bとの間の壁圧損失水頭を h_0 とすれば、直管の管摩擦係数 λ_0 は次式で与えられる。

$$h_0 = \lambda_0 (L/d) (V^2/2g) \quad (1)$$

ここで、 L は断面A～B間の管長、 d はビニル管内径である。

この管を図3のように、途中で連続8字形のコイル状に n 回巻けば、曲りのために流動損失が増大する。このときの両断面間の壁圧損失水頭が h_n であるとすれば、測定区間全体の平均管摩擦係数 A_n は、式(1)と同様に次式で与えられる。

$$h_n = A_n (L/d) (V^2/2g) \quad (2)$$

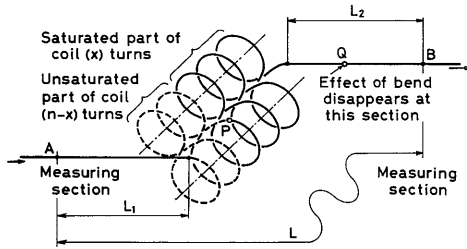


図3 コイル状管に沿った流れ状態の変化

一方、測定区間内の直管部分、すなわち、コイル部上流側直管 L_1 と下流側直管 L_2 の管摩擦係数は、式(1)で定義される λ_0 に等しいとみなし、コイル部では、 λ_n なるコイル部平均管摩擦係数を持つものとすれば、コイル巻き数が n 巻きするとき、次式が得られる。

$$h_n = \lambda_0 \{ [L - 2n\sqrt{t^2 + (\pi D_0)^2}] / d \} (V^2/2g) + \lambda_n \{ 2n\sqrt{t^2 + (\pi D_0)^2} / d \} (V^2/2g)$$

ここで、式中の $\sqrt{t^2 + (\pi D_0)^2}$ をべき級数展開し、高次の項を省略すると、

$$\sqrt{t^2 + (\pi D_0)^2} \doteq \pi \{ D_0 + t^2 / (2\pi^2 D_0) \} = \pi D_1$$

したがって、

$$h_n = \lambda_0 \{ (L - 2n\pi D_1) / d \} (V^2/2g) + \lambda_n (2n\pi D_1 / d) (V^2/2g) \quad (3)$$

ただし、 D_1 は三次元的に巻かれたコイル部中心軸の曲率半径の2倍で、 $D_1 = D_0 + t^2 / (2\pi^2 D_0)$ となる。

式(2)、(3)より、コイル部の平均管摩擦係数 λ_n は次式で表される。

$$\lambda_n = (A_n - \lambda_0) L / (2n\pi D_1) + \lambda_0 \quad (4)$$

次に、図3の如くコイル部の巻き数が $(n-x)$ 巻きするとき、その末端Pで流れが飽和流れ状態になり、断面A～B間の壁圧損失水頭は h_{n-x} とする。これよりさらに

巻き数が x 巻き増加すると、この x 巻き部分では壁圧損失水頭が巻き数に比例して増し、管摩擦係数は飽和流れ時のコイル部の管摩擦係数 λ_c になると考えられる。コイル部は全体で n 巻きであるから、測定区間の損失水頭は h_n になる。故に式(3)を用いて、 $h_n - h_{n-x}$ を求めると、

$$h_n - h_{n-x} = \lambda_c (2x\pi D_1 / d) (V^2/2g) - \lambda_0 (2x\pi D_1 / d) (V^2/2g) \quad (5)$$

また、式(2)より

$$h_n - h_{n-x} = (A_n - A_{n-x}) (L/d) (V^2/2g) \quad (6)$$

したがって、式(5)、(6)より

$$\lambda_c = (A_n - A_{n-x}) (L/2x\pi D_1) + \lambda_0 \quad (7)$$

となる。

5. 実験結果と考察

本実験は、コイル部をコイルピッチ $2t = 80.0 \text{ mm}$ 、コイルピッチ角 $\theta = 5.34^\circ$ と一定に保持し、コイル巻き数 n を $n = 1 \sim 8$ に変え、レイノルズ数 Re を $6.0 \times 10^2 \leq Re \leq 3.2 \times 10^4$ の範囲で実施し、次の結果を得た。

5.1 全管摩擦係数 A_n

全管摩擦係数 A_n とレイノルズ数 Re との関係を図4に示す。図中の線 a-a は、直管の層流時における Hagen-Poiseuille の式

$$\lambda_0(l) = 64/Re \quad (8)$$

を表わす。線 b-b は乱流時における Blasius の式

$$\lambda_0(l) = 0.316/Re^{0.25} \quad (9)$$

を表わす。

供試ビニル管を直管にした場合 ($n=0$) の実験結果は上記の線と良い一致を示し、水力学的に滑らかな管とみなしてよい。また、流れ状態が層流から乱流へ移行すると思われる遷移レイノルズ数 Re_0 は、 $Re_0 = 2.2 \times 10^3$ である。

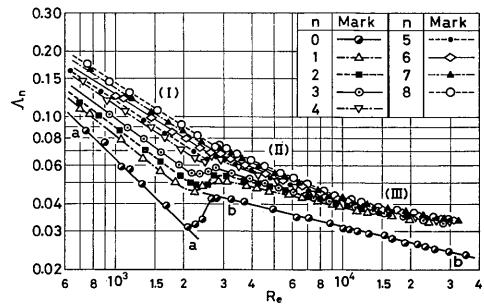


図4 A_n と Re の関係

図より、 A_n の値は線 a-a、線 b-b より大きく、コ

イル巻き数 n の増加とともに増大する傾向がみられる。また、 A_n の値の変動より流れ状態の変化をみると、コイル部では曲りによって生じる二次流れや、主流最大流速部の外壁側偏りが、曲り角 360° ごとに反転することなどで、複雑な流れになると考えられ、層流と思われる領域 (I) と乱流とみなされる領域 (III) の間に、層流と乱流が混在すると推測される遷移領域 (II) が現れる。

領域 (I) から領域 (II) へ移行する流れの遷移レイノルズ数 R_{eI} は、コイル巻き数 n の増加に伴って次第に大きくなり、 $n \geq 6$ で $R_{eI} \approx 2.7 \times 10^3$ に収束し、直管の場合より流れの遷移が遅れることを示している。この原因は、村上ら⁹⁾、Sreenivasan ら¹¹⁾が述べているように、曲りによって生じた二次流れが流れの安定化をもたらす、層流状態が保持されるために遷移の遅れとなる。

一方、領域 (II) より領域 (III) への移行は、単一らせん状⁹⁾や連続U字形のコイル状管¹¹⁾のように明確ではないが、 A_n 曲線の傾斜が $R_e \approx 8.0 \times 10^3$ で変化してゆるやかになっていることから、この位置が流れの遷移点で、このレイノルズ数を遷移レイノルズ数 R_{eII} に取ることとする。

領域 (III) では、 A_n の値はほぼ1本の曲線状になって線 b—b と平行に変化し、 $R_e \geq 1.5 \times 10^4$ で線 b—b より傾きがゆるやかな曲線となり、流れ状態は完全に乱流であるといえる。

これらのことから、領域 (II) の流れ状態について予測すると、前の図3に示したコイル部上流側直管 L_1 と、曲りの影響が消失する断面 Q より下流側の直管では乱流となり、コイル部およびコイル部出口から断面 Q までは、層流状態が残在しているものと考えられる。

5.2 コイル部の平均管摩擦係数 λ_n

前述の全管摩擦係数 A_n と直管の管摩擦係数 λ_0 を、式(4)に代入して求めたコイル部の平均管摩擦係数 λ_n と、レイノルズ数 R_e の関係を図5に示す。なお、 $n=1$ の場

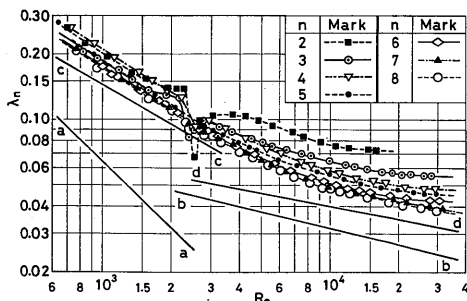


図5 λ_n と R_e の関係

合、二次流れの影響が不十分のためか、その値のバラツキが大きかったので割愛した。

図中の線 a—a と線 b—b は、図4の線と同じものである。層流域にある線 c—c は、二次元性の強い曲りに対する層流時の伊藤の式⁶⁾で、 D_0 の代りに D_1 を用いた次式を表わす。

$$\lambda_c(D_1/d)^{\frac{1}{2}} = \frac{1376}{\{1.56 + \log_{10} R_e (d/D_1)^{1/2}\}^{5.73}} \quad (10)$$

また、乱流域にある線 d—d は、平面曲りに対する乱流時の伊藤の式⁶⁾で、 D_0 の代りに D_1 を用いた次式を表わす。

$$\lambda_c(D_1/d)^{\frac{1}{2}} = \frac{0.316}{\{R_e (d/D_1)^{1/2}\}^{1/5}} \quad (11)$$

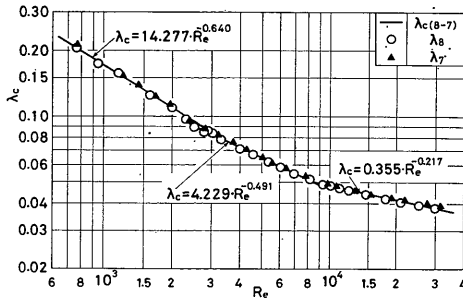
図より、 λ_n の値はコイル巻き数 n が増すにつれてほぼ減少し、 n が7と8の場合の λ_7 と λ_8 はほぼ一致するのがみられる。上記の λ_n の減少傾向は、村上ら⁸⁾や前報¹⁾の結果と全く逆になる。この原因について、これに類した村上ら¹²⁾の連続S字状だ行管の結果より類推すれば、本研究の連続8字形コイル部では、曲り角 360° ごとに流れ方向が交互に反転し、それに応じて二次流れの方向も変わるはずである。また、主流の最大流速部の偏りも交互に行われることになる。しかし、各反転曲りの始めでは、前の曲りの影響があってすぐには二次流れの逆転は起らず、ある程度曲ったところで起るようである。したがって、コイル巻き数 n が増加すると交互の二次流れ方向の変化が次第に弱められ、主流の速度分布変化も小さくなり、ある巻き数で十分発達した飽和流れ状態に達するものと思われる。これは今後の詳細な速度分布測定によって明らかにされよう。

つぎに領域別に調べると、層流域 ($R_e \leq 2.7 \times 10^3$) では n の大小による λ_n の値の規則性はあまりみられないが、 λ_n 曲線は線 c—c とほぼ平行になる。遷移域 ($2.7 \times 10^3 \leq R_e \leq 8.0 \times 10^3$) では、 n の増加に伴う λ_n の減少傾向が現われ、 λ_n 曲線の傾きも、 n の増加につれて次第に線 c—c の傾きに近づくようである。乱流域 ($R_e \geq 8.0 \times 10^3$) では、 λ_n の値は n の増加とともに減少し、 λ_n 曲線は線 d—d とほぼ平行になる。

5.3 飽和流れ状態にあるコイル部の管摩擦係数 λ_c

前述の n が7と8の場合の λ_7 と λ_8 がほぼ一致することより、7巻き以上で流れが飽和流れ状態になったと推測される。これを確かめるため、 n が7と8の場合の全管摩擦係数 A_7 と A_8 を用い、式(7)から $\lambda_{c(8-7)}$ を求めた。

図6はその結果で、実線が $\lambda_{c(8-7)}$ の値である。また、図5の λ_7 と λ_8 の実験結果を転記してみると、実線と良


 図6 λ_c と R_e の関係

く一致し、 $n \geq 7$ で飽和流れ状態になるとみなしてよい。したがって、 $n \geq 7$ の λ_n は、飽和流れ状態にあるコイル部の管摩擦係数 λ_c としても差支えない。これらの結果より層流域、遷移域、乱流域における λ_c を求める次の実験式を得た。

層流域,

$$\lambda_c = 14.277 R_e^{-0.640}, \quad R_e \leq 2.7 \times 10^3$$

遷移域,

$$\lambda_c = 4.229 R_e^{-0.491}, \quad 2.7 \times 10^3 \leq R_e \leq 8.0 \times 10^3 \quad (12)$$

乱流域,

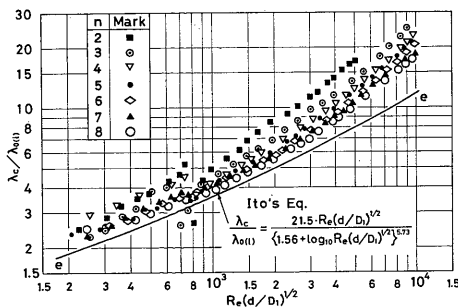
$$\lambda_c = 0.355 R_e^{-0.217}, \quad 8.0 \times 10^3 \leq R_e \leq 3.0 \times 10^4$$

5.4 λ_c に関する特性数

前報と同様に層流域と乱流域における λ_c に関する特性数、すなわち $R_e(d/D_1)^{1/2}$ と $R_e(d/D_1)^2$ が管摩擦係数 λ_c とどのように関係するかを調べ、次の結果を得た。なお、図5の λ_n を λ_c におきかえてある。

1) 層流域

λ_c を式(8)の $\lambda_{0(l)}$ で割った $\lambda_c/\lambda_{0(l)}$ と、特性数 $R_e(d/D_1)^{1/2}$ の関係を見ると、図7に示す結果となる。図中の線 e—e は、伊藤の式(10)を式(8)で割った次式を表わす。


 図7 $\lambda_c/\lambda_{0(l)}$ と $R_e(d/D_1)^{1/2}$ の関係

$$\frac{\lambda_c}{\lambda_{0(l)}} = \frac{21.5 R_e(d/D_1)^{1/2}}{\{1.56 + \log_{10} R_e(d/D_1)^{1/2}\}^{5.73}} \quad (13)$$

ただし、 $13.5 < R_e(d/D_1)^{1/2} < 2 \times 10^3$

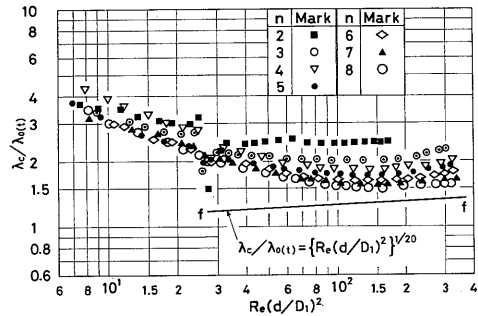
図より、層流域とみられる $R_e(d/D_1)^{1/2} \leq 7.3 \times 10^2$ では、線 e—e とほぼ平行に変化し、遷移域でも $n \geq 6$ の $\lambda_c/\lambda_{0(l)}$ は、 $R_e(d/D_1)^{1/2} \leq 2 \times 10^3$ あたりまで線 e—e とほぼ平行である。したがって、上記の特性数の範囲と n の値で、流れ状態は層流域の特性数 $R_e(d/D_1)^{1/2}$ に支配されることがわかる。

2) 乱流域

λ_c と式(9)の $\lambda_{0(l)}$ の比 $\lambda_c/\lambda_{0(l)}$ と、特性数 $R_e(d/D_1)^2$ の関係を図8に示す。図中の線 f—f は、伊藤の式(11)を式(9)で割った次式を表わす。

$$\lambda_c/\lambda_{0(l)} = \{R_e(d/D_1)^2\}^{1/20} \quad (14)$$

ただし、 $R_e(d/D_1)^2 > 6$ 。


 図8 $\lambda_c/\lambda_{0(l)}$ と $R_e(d/D_1)^2$ の関係

図より $\lambda_c/\lambda_{0(l)}$ は、乱流域とみられる $R_e(d/D_1)^2 \geq 10^2$ あたりから水平曲線になり、 1.4×10^2 あたりから線 f—f とほぼ平行になる傾向を示す。したがって、流れ状態は乱流域では特性数 $R_e(d/D_1)^2$ にほぼ支配されるとみなされる。

6. むすび

連続8字形コイル状管の流動損失に関する研究において、 $\theta = 5.34^\circ$ 、 $D_1/d = 9.63$ 、 $n = 1 \sim 8$ 、 $6.0 \times 10^2 \leq R_e \leq 3.2 \times 10^4$ の範囲で次の結論を得た。

(1) 本実験のコイル状管では、コイル部の平均管摩擦係数 λ_n は、コイル巻き数 n の増加に伴って減少することが判明した。これは従来の単一らせん状や連続U字形のコイル状管の λ_n と全く逆の結果である。この原因については、曲り角 360° ごとに主流の流れ方向が反転し、このため二次流れ方向も逆転する。しかし、反転曲りの始めでは前の曲りの影響が残存して、二次流れの方向の逆転が遅らされる。したがって、 n が増すと反転曲りの

変化が次第に弱められ、管内の速度分布曲線も平滑化され、流動損失も減少すると考えられる。この問題は今後詳細な速度分布の測定で解明されよう。

(2) コイル部の流れ状態は、 $n=7$ で飽和流れ状態になると予測され、 $n \geq 7$ の λ_n は飽和流れ状態にあるコイル部の管摩擦係数 λ_e とおきかえてよい。実験結果より λ_e を求める式 (12) の実験式を得た。

(3) 三次元性の強い連続 8 字形コイル状管においても、コイル部の管摩擦係数 λ_e は、層流域および遷移域では $Re(d/D_1)^{1/2}$ 、乱流域では $Re(d/D_1)^2$ なる特性数にそれぞれほぼ支配される。

なお、本研究のデータ処理には、中部工業大学情報処理センターの FACOM, M-160 AD を使用したことを付記する。

最後に、本研究の遂行にあたり研究費のご援助をいただいた大学当局に深く感謝の意を表します。また、研究中終始適切な指導と助言をいただいた八田圭爾教授と名古屋大学工学部村上光清教授に深く感謝いたします。

さらに、実験の遂行にあたって多大のご協力をいただいた中部工業大学機械・生産機械工学科の卒業研究生諸君に感謝します。

文 献

- 1) 小栗, 中部工業大学紀要, **16-A** (昭54—10), 13.
- 2) Dean, W. R., *Phil. Mag.*, **4** (1927), 208.
- 3) Eustice, J., *Proc. Roy. Soc. Lond.*, Ser. A, **85** (1911), 119.
- 4) White, C. M., *Proc. Roy. Soc. Lond.*, Ser. A, **123** (1929), 645.
- 5) Adler, M., *ZAMM*, **14-5** (1934), 257.
- 6) 伊藤, 東北大学高速力学研究所報告, **14**—137 (昭34), 137.
- 7) Rowe, M., *J. Fluid Mech.*, **43-4** (1970), 771.
- 8) 村上・ほか 2 名, 機論, **35**—272 (昭44—4), 763.
- 9) 村上・ほか 2 名, 機論, **37**—296 (昭46—4), 717.
- 10) 村上・ほか 2 名, 機講論, No. 780—15 (昭53—10), 164.
- 11) Sreenivasan, K. R. and Strykowski, P. J., *Experiments in Fluid*, **1** (1983), 31.
- 12) 村上・ほか 2 名, 機講論, No. 730—11 (昭48—8), 153.