622 流れ方向に振動する円柱の後流パターンと非定常流体力

Wake Behavior and Fluid Dynamic Force of a Circular Cylinder Oscillating in Streamwise Direction

○正 西原 崇 (電中研) 正 金子 成彦 (東大) 正 渡邊 辰郎 (東大)

Takashi NISHIHARA, CRIEPI, 1646 Abiko, Abiko-shi, Chiba
 Shigehiko KANEKO, Univ. of Tokyo, 7-3-1 Hongo, Bunkyo-ku, Tokyo
 Tatsuo WATANABE, Univ. of Tokyo, 7-3-1 Hongo, Bunkyo-ku, Tokyo

Flow visualization around a circular cylinder oscillating in the streamwise direction in a cross flow as well as fluid force measurement was conducted in a water tunnel under the condition of low reduced velocity and small cylinder amplitude in order to investigate the mechanism of the flow-induced streamwise vibration. The relation between the vortices behavior and the fluid force is discussed based on the experimental results. Wake patterns are classified into five patterns depending on the reduced velocity and the cylinder amplitude.

Key Words: Flow-Induced Vibration, Circular Cylinder, In-Line Oscillation, Fluid Force Measurement, Flow Visualization

A1. はじめに

流れを受ける円柱の渦励振について、最近、流れ方向の振動に着目した研究が数多く見られるが、振動の発生機構を説明する上で重要となる、低換算流速域で流れ方向に振動する円柱に作用する非定常抗力と円柱後流場の関係については不明な点が多い。本報では、強制加振実験により、低換算流速域にて、微小振幅で流れ方向に振動する円柱に作用する非定常抗力の測定と円柱後流の可視化を行った。

A2. 実験装置の概要

幅 1m×奥行き 0.5m の水路内で、円柱（長さ l :490mm×直径 d :50mm）を流れ方向に強制的に加振し、その時に円柱に作用する流体力の測定⁽¹⁾と後流の可視化を行った。入射流速 U は 0.44m/s 一定で、加振振動数 f_0 を換算流速 V_r ($=U/(f_0 \cdot d)$) が 1~4 になるように設定して、実験を行った。流体力測定は、円柱の無次元振幅 A^* ($=A/d$, A :片振幅) が 0.01, 0.025, 0.05, 0.10 の 4 ケースについて、流れの可視化は、 A^* が 0.025, 0.05, 0.10 の 3 ケースについて行った。

A3. 実験結果

図 A1 に、代表的な後流パターンと、付加減衰係数 C_a ($= -F_L/(\rho d^2 f_0 \dot{x})$, F_L :非定常抗力の円柱速度に比例する成分, ρ :流体の密度)と定常抗力係数 $\bar{C}_D$ を示す。流れ方向に振動する円柱の後流パターンは、換算流速と円柱振幅によって、概ね以下の 5 つに分類され、流体力の測定結果と流況から予想される流体力特性はよく整合することが明らかになった。

領域 I: 振動 1 周期につき、明瞭な一対の渦が放出される、いわゆる対称渦が観察され、換算流速の増大に連れて、付加減衰係数が正から負へ転ずる。領域 I よりも、円柱振幅が大きい、または換算流速が低い領域 I' では、対称渦が観察されるものの、あまり明瞭ではない。後流幅が非常に狭く、 $\bar{C}_D$ が低下する。

領域 II: 領域 I に比べると非対称な渦放出が支配的になり始め、下流へ移流される早い段階で、交互な渦配列へ変化する。励振力（負の減衰力）が円柱に作用する。領域 II' は、 f_0 の 1/4 に変動揚力の卓越振動数 f_L がロックインする。

領域 III: 最も明瞭な交互渦が形成される。上下の 2 つの自由せん断層が、交互に、振動 1 周期について一方のみが円柱中心側へ強く引き寄せられながら巻きあがり、もう一方は外側へ大きく押し出される。 f_0 の 1/2 に f_L がロックインする。円柱背後に形成される明瞭な渦によって、 $\bar{C}_D$ が増大し、領

Fig. A1 (a)Flow pattern behind a circular cylinder oscillating in the streamwise direction. (b)Added damping coefficient in the streamwise direction. (c)Mean drag coefficient.

域 II, IV に比べて、励振力が低下する。

領域 IV: 円柱が最も上流に位置する際に、2つの自由せん断層が、円柱背後で非対称に巻きあがり、交互渦が形成される。円柱が下流へ移動する過程では、後流幅は若干広がりながら、上記の非対称な渦が円柱背後にとどまる。 f_L が f_0 の 1/2 にロックインする。領域 III よりも励振力が増大する。領域 V: 静止円柱から放出される交互渦に近いパターンで、ロックインは生じない。付加減衰力が正に変わる。

文献

(1) 西原, 他 3 名, 機論, 67-674, C(2002), pp.2880-2888.

1 はじめに

流れを受ける円柱構造物の渦励振については、古くから数多くの研究が行われており、プラント構造物では、高サイクル疲労防止の観点から設計段階でこのような振動を防止・抑制する必要がある。国内では、高速増殖炉もんじゅの温度計さや管破損事故以来、主に流れ方向の振動に着目した研究が数多く報告されている⁽¹⁻⁴⁾。しかしながら、これまでのほとんどの研究は、自由振動実験によって円柱の応答振幅を求め、振動の発生条件を整理することに重点をおいたものであり、流れ方向の振動発生機構については、未だに不明な点が多い。特に、振動発生機構の解明に重要となる、低換算流速域で流れ方向に振動する円柱に作用する非定常抗力と円柱後流の関係について調べた研究は少なく、それらに関する系統だったデータは非常に少ない。

流れ方向に振動する円柱に作用する非定常抗力の測定を行った例として、Tanida ら⁽⁵⁾は、無次元振幅が 0.014 の条件で強制加振実験によって流れ方向に振動する円柱に作用する抗力と揚力を測定している。その結果、無次元振動数が 0.2 ~ 0.5 では、準定常過程から導出される値と比較して減衰力が低下していることを示した。また、田中ら⁽⁶⁾は、強制加振実験によって、無次元振幅が 0.083 および 0.167 の条件下で抗力を測定し、無次元振幅 0.083 の時には、流れ方向振動が生じる 2 つの励振域に対応する換算流速域で、円柱に負の減衰力が作用することを示した。しかし、流れ方向の振動は、無次元振幅が最大で 0.1 ~ 0.2 程度の振動であり、振動が成長する過程の励振機構を検討するためには、無次元振幅がより小さい条件下での非定常抗力特性とその振幅依存性を明らかにする必要があると考えられる。

一方、流れ方向に振動する円柱の後流を可視化した例として、Ongoren ら⁽⁷⁾は、円柱の無次元振幅が 0.13、無次元振動数が 0.1 ~ 0.8 の時の詳細な後流の可視化を行っている。しかし、フローパターンと非定常抗力の関係については検討されておらず、また、上述の非定常抗力の測定結果を考慮すれば、Ongoren らが実験を行った無次元振幅では、すでに円柱を励振する力はほとんど発生していないものと考えられる。よって、円柱を励振する流体力がどのような流れ場によって生じるのかを検討する上では、無次元振幅がもっと小さい条件下での流れの可視化実験が必要と考えられる。

著者らは、これまでに、円柱の無次元振幅が 0.025 ~ 0.10 の条件下で、流れ方向に振動する円柱に作用する非定常抗力の測定を行い、非定常抗力の特性によって、既往の自由振動実験結果を合理的に説明できることを示している^(8, 9)。本報では、流体力の測定に加えて、流体力測定に用いた試験体と外形寸法が等しい試験体を用いた、流れ方向に振動する円柱後流の詳細な可視化を行い、流体力と流れ場の関係について検討した結果を報告する。

2 実験装置の概要とデータ処理方法

2.1 加振機と水路の概要 図 1 に加振機および水路内への試験体円柱の配置の概要を示す。実験に用いた水路は、幅 1m × 奥行 0.5m の計測部を有するヘッドタンク式水路⁽⁸⁾である。加振機は、サーボモータと偏心カム、クランク機構と直動ベアリングを利用して、支持部に固定された柱状の試験体を流れ方向に加振する。加振機の動きによって、水路内の流れが乱されることを防ぐため、加振機と水路の間は遮蔽板で仕切られている。直動ベアリングに固定された支持部基盤の変位を差動トランス式変位計で測定することができる。本実験では、図 1 に示すように、円柱スパン方向が水路の奥行き方向と平行になるように、試験体円柱(直径 d : 50mm, 長さ: 490mm)を加振機の試験体支持部に取り付け、流れ方向

Fig.1 Schematic of shaker and test section.

に一定振幅で強制加振し、その時の円柱周りの流れの可視化および円柱に作用する揚力と抗力の測定を行った。

2.2 流体力の測定方法とデータの処理方法 流体力の測定は、入射流速 U が一定 (0.44m/s) で、円柱の無次元振幅 A^* ($= A/d$, A は円柱変位の片振幅) が 0.01, 0.025, 0.05, 0.10 の条件について、加振振動数 f_0 を 2.2 ~ 9[Hz] の範囲で変化させて行った。レイノルズ数は、 1.7×10^4 である。流体力の測定に用いた試験体は、中空のジュラルミン製の円筒であり、試験体支持部の付け根に揚力方向と抗力方向の歪みを測定する歪みゲージが貼り付けられている。流れ方向に試験体円柱が一定振幅で強制的に加振される時の、歪みゲージ出力と上述の変位計出力をデータレコーダに記録した。

流体力の算定手順を以下に示す。まず、試験体支持部の歪みゲージ出力を、校正試験結果にもとづき、試験体円柱単位長さあたりに作用する揚力および抗力方向の力に換算する。

揚力方向の力は、時間平均値は 0 であり、次式によって、変動成分を変動揚力係数 C_L' に換算した。

$$C_L' = F_L' / (0.5 \cdot \rho U^2 d) \quad (1)$$

ただし、 F_L' は試験体単位長さあたりの変動揚力の RMS 振幅、 ρ は水の密度である。また、変動揚力の卓越振動数 f_L は、次式のように、 f_0 で無次元化し、これを f_L^* とした。

$$f_L^* = f_L / f_0 \quad (2)$$

試験体単位長さあたりの抗力方向の力 F については、まず、時間平均成分 $\bar{F}$ と変動成分 F' に分ける。次に、 F' と加振変位 x とのクロススペクトルから両者の加振振動数成分の位相差を求め、 F' を x に対して同位相の成分 F_R と x に対して位相が 90° ずれた成分 F_I に分解する。 F_R から、空中加振実験により求めた試験体質量に起因する慣性力を差し引くことで、付加質量に起因した慣性力 F_M が求められる。

F_M は、式 (3) に示す静止流体中で円柱が振動する時の付加質量 m_{a0} を用いて、式 (4) のように、付加質量係数 C_M に換算される。

$$m_{a0} = \pi \rho d^2 / 4 \quad (3)$$

$$m_a = F_M / \{(2\pi f_0)^2 \cdot A\}, \quad C_M = m_a / m_{a0} \quad (4)$$

また、 F_I は、次式により、無次元付加減衰係数 C_a ⁽¹⁰⁾ に換算される。

$$C_a = -F_I / (\rho d^2 2\pi f_0^2 A) \quad (5)$$

一般に、換算減衰率 C_n が、構造系の減衰力を表すのに対し、 C_a は、 C_n と等価で、流動に起因した減衰力を表す。

Fig.2 Schematic of flow visualization test.

Fig.3 Test cylinder for flow visualization.

以上の手順で得られた C_M , C_a は、構造系に対する流体力の影響を計る場合に適切なパラメータであるが、後流パターンの違いと流体力特性を比較する場合には、動圧で無次元化された流体力係数を用いるのが適切と考えられる。ここでは、以下に示す定式化に沿って、測定結果を定常抗力係数および変動抗力係数に換算する。

抗力方向に振動する円柱に作用する単位長さあたりの抗力を、式 (6) のように表し^(11, 12)、さらに、抗力係数 C_D を、定常分 $\bar{C}_D$ と変動分 C_D' の和として、式 (7) のように表す。

$$F_D = \frac{1}{2} \rho d \cdot (U - \dot{x}) \cdot |U - \dot{x}| C_D \quad (6)$$

$$C_D = \bar{C}_D + C_D' \quad (7)$$

実験では、円柱は、振動数 f_0 にて一定振幅で振動しており、円柱変位は式 (8) の通り表される。このとき、式 (7) 中の変動抗力係数 C_D' は、円柱変位に対してある位相差で正弦的に変動しているとすれば、式 (9) のように表すことができる。

$$x = A \cdot \sin(2\pi f_0 t) \quad (8)$$

$$C_D' = C_{DR} \cdot \sin(2\pi f_0 t) + C_{DI} \cdot \cos(2\pi f_0 t) \quad (9)$$

ここで、 C_{DR} は、円柱変位に比例する成分の振幅であり、 C_{DI} は円柱速度に比例する成分の振幅である。

本実験条件では、 $U - \dot{x} > 0$ であることを考慮し、式 (8) と式 (9) を式 (6) に代入して整理すると、 F_D は、定常成分 $\bar{F}_D$ と振動数 f_0 で変動する成分、 $2f_0$ で変動する成分、 $3f_0$ で変動する成分の和で表される。このうち、定常成分 $\bar{F}_D$ は、流体力測定実験から得た $\bar{F}$ と対応する。また、測定した抗力方向の力 F の加振振動数 f_0 成分から得た F_M および F_I は、それぞれ、 F_D のうち、 $\sin(2\pi f_0 t)$ に比例する成分と $\cos(2\pi f_0 t)$ に比例する成分と対応する。すなわち、次式の通りである。

$$\bar{F} = \frac{1}{2} \rho U^2 d \left\{ \left(1 + \frac{2\pi^2 A^{*2}}{V_r^2} \right) \bar{C}_D - \frac{2\pi A^*}{V_r} C_{DI} \right\} \quad (10)$$

$$F_M = \frac{1}{2} \rho U^2 d \left(1 + \frac{\pi^2 A^{*2}}{V_r^2} \right) C_{DR} \quad (11)$$

$$F_I = \frac{1}{2} \rho U^2 d \left\{ -\frac{4\pi A^*}{V_r} \bar{C}_D + \left(1 + \frac{3\pi^2 A^{*2}}{V_r^2} \right) C_{DI} \right\} \quad (12)$$

なお、 F_D 中に現れる、 $2f_0$ で変動する成分と $3f_0$ で変動する成分は、円柱の振動 1 周期 $1/f_0$ でみれば、円柱に対して仕事をしないので、ここでは考慮しないものとする。

上の式 (10)~(12) から、抗力係数 $\bar{C}_D$, C_{DR} , C_{DI} は、測定値 $\bar{F}$, F_M , F_I を用いて、次式のように求められる。

$$\bar{C}_D = \frac{1}{\Delta} \left\{ \left(1 + \frac{3\pi^2 A^{*2}}{V_r^2} \right) \frac{\bar{F}}{\frac{1}{2} \rho U^2 d} + \frac{2\pi A^*}{V_r} \frac{F_I}{\frac{1}{2} \rho U^2 d} \right\} \quad (13)$$

$$C_{DR} = \frac{1}{1 + \frac{\pi^2 A^{*2}}{V_r^2}} \cdot \frac{F_M}{\frac{1}{2} \rho U^2 d} \quad (14)$$

$$C_{DI} = \frac{1}{\Delta} \left\{ \frac{4\pi A^*}{V_r} \frac{\bar{F}}{\frac{1}{2} \rho U^2 d} + \left(1 + \frac{2\pi^2 A^{*2}}{V_r^2} \right) \frac{F_I}{\frac{1}{2} \rho U^2 d} \right\} \quad (15)$$

ただし、 Δ は次式の通りである。

$$\Delta = 1 - \frac{3\pi^2 A^{*2}}{V_r^2} + \frac{6\pi^4 A^{*4}}{V_r^4} \quad (16)$$

2.3 流れの可視化実験 図 2 に流れの可視化実験の概要を示し、図 3 に可視化用試験体円柱を示す。可視化用の円柱試験体はアルミ製中空円筒で、外径寸法は、流体力の測定に用いた試験体と等しい。スパン方向の中央部断面の上流淀み点から下流へ 15° の位置 2 カ所と下流淀み点の計 3 カ所に設けた直径約 1.5mm の孔部に円柱内側から細い銅管が接続されている。この銅管を通じて、可視化蛍光染料を円柱試験体表面の孔部から流出させることができる。図 2 に示すように、水路側面 (図 1 中 y 方向) からレーザーライトシートを照射し、水路正面 (図 1 中 z 方向) から高速度カメラで流況を撮影した。撮影時には、変位計を用いて測定した円柱加振変位と撮影開始時のトリガー信号をデータレコーダに記録し、撮影された各コマにおける円柱振動の位相を求めた。流れの可視化実験は、 U が 0.44m/s、 f_0 が 2.2~9Hz、 A^* が 0.025, 0.05, 0.10 の条件で行った。

3 実験結果

3.1 流体力測定結果 図 4 に、流れ方向に振動する円柱に作用する流体力の測定結果を示す。横軸は、既存の自由振動実験結果との対比が理解しやすいように、換算流速 $V_r = U/(f_0 \cdot d)$ をとり、無次元振動数 $f^* = f_0 \cdot d/U$ もあわせて示す。(a) は変動揚力係数 C_L' 、(b) は変動揚力の無次元卓越振動数 f_L^* 、(c) は付加質量係数 C_M 、(d) は付加減衰係数 C_a を示す。

変動揚力は、 $V_r = 2.4$ を境として、その特性が大きく変化する。 $V_r < 2.4$ では、 C_L' は小さく、 f_L^* は、 V_r にほぼ比例する。これに対して、 $V_r > 2.4$ では、 C_L' が増大し、 f_L^* はほぼ 0.5 となり、加振振動数 f_0 の 1/2 に f_L がロックインしている。また、 A^* が大きいほど、 C_L' が大きく、かつロックインが生じる V_r の範囲が高換算流速側に広がる。なお、 $A^* = 0.01, 0.025$ の時には、 $V_r = 1.3 \sim 1.5$ で C_L' が若干増大し、 f_0 の 1/4 に f_L がロックインする様子も見られる。

付加質量係数 C_M は、 V_r が小さい時には約 1 であり、静止流体中で振動する場合の値とほぼ等しいが、 V_r の増大に連れて徐々に低下し、 $V_r = 4.0$ では 0 ~ 0.2 となる。また、円柱の無次元振幅 A^* によらず、ほぼ同様の傾向となる。

付加減衰係数 C_a は、 $A^* = 0.01$ の時には、 $V_r = 1.2$ にて負に転じ、抗力は円柱を励振するようになる。そして、 $V_r = 2.0$ 付近で極小となったのち、増加に転じ、 $V_r = 2.6$ で極大となるが、負のままである。そして、再度減少して $V_r = 2.7$ で極小となるが、その後は増加し続け、 $V_r = 3.2$ で正に変わり、そのまま増加し続ける。 $A^* = 0.025, 0.05$ のケースでは、 $A^* = 0.01$ の場合と同様の変化を見せるが、 A^* が大きいほど C_a が負に転じる V_r が高くなり、 $V_r < 2.5$ における C_a の

Fig.4 Characteristics of fluid forces acting on a circular cylinder oscillating in the streamwise direction.

Fig.5 Drag coefficients of a circular cylinder oscillating in the streamwise direction.

極小値は、 $A^* = 0.01$ のときのよりも絶対値が小さい。また、 C_a が極大となる V_r 、再度 C_a が極小となる V_r 、 C_a が正に戻る V_r の値が、それぞれ高換算流速側へ移る。 $A^* = 0.05$ の時には、 C_a が $V_r = 2.7 \sim 2.8$ でほぼ 0 になり、 C_a が負になる換算流速域が 2 つに明確に分かれ、低換算流速側の第一励振域と高換算流速側の第二励振域⁽¹⁾ に対応する 2 つの励振域が顕著に見られる。 $A^* = 0.10$ の時には、 C_a は、 $V_r = 2.2 \sim 2.6$ 付近でのみ負となり、極小値の絶対値も 0.2 程度となる。

図 5 は、式 (13)～(15) により、抗力の測定結果を定常抗力係数 $\bar{C}_D$ 、変動抗力係数 C_{DR} 、 C_{DI} に換算した結果を示す。

まず、定常抗力係数 $\bar{C}_D$ の特性に注目すると、 $A^* = 0.01$ の場合、 V_r への依存性は小さく、ほぼ 1.0～1.1 の値をとるが、 A^* が大きくなるにつれて、 V_r によって $\bar{C}_D$ が大きく変化する様子がみられる。第一励振域では、 V_r が小さく、 A^* が大きいほど $\bar{C}_D$ が低下し、第二励振域では、 $V_r = 2.7 \sim 2.8$ で $\bar{C}_D$ が最大となり、 A^* が大きいほど、最大値も大きい。 $\bar{C}_D$ の増減と、変動揚力係数 C_L' の増減はよく対応しており、 C_L' が大きいほど、 $\bar{C}_D$ も大きい。

次に、変動抗力係数 C_{DR} 、 C_{DI} の特性を述べる。式 (3)、(4)、および (11) を利用すると、付加質量係数 C_M と C_{DR} は次式の関係となる。

$$C_M = \frac{V_r^2}{2\pi^3 A^*} \left(1 + \frac{\pi^2 A^{*2}}{V_r^2} \right) \cdot C_{DR} \quad (17)$$

本実験のように、 A^* が小さい場合、上式右辺括弧内について、 $\pi^2 A^{*2}/V_r^2 \ll 1$ である。よって、 C_M が一定であるなら、 C_{DR} は A^* に比例し、 V_r^2 に反比例する。 C_{DR} の算定結果は、実際、ほぼそのような特性となっており、また、図 4 に示すように C_M 自体も V_r の増大に連れて減少しているため、 V_r が増大するに連れて C_{DR} は非常に小さい値となる。

付加減衰係数 C_a は、式 (5) と式 (12) から、 $\bar{C}_D$ および C_{DI} を用いて、次式のように表される。

$$C_a = V_r \bar{C}_D - \left(1 + \frac{3\pi^2 A^{*2}}{V_r^2} \right) \frac{V_r^2}{4\pi A^*} \cdot C_{DI} \quad (18)$$

上式右辺第 1 項は、円柱と流体の相対速度変化に起因する流体減衰を表し、 $\bar{C}_D$ の増加は減衰を増加させる。第 2 項は、変動抗力係数の円柱速度比例成分の寄与を表し、 $C_{DI} > 0$ の時、励振力として寄与する。 C_{DI} の算定結果は正であり、常に励振力として作用しており、ある V_r にて最大値を取った後に、 V_r の増大とともに減少する。 A^* が大きいほど、 C_{DI} は大きく、 C_{DI} が最大となる V_r 値も大きくなる。2 つの励振域が顕著に見られる A^* が 0.05 以下のケースを探り上げると、第一励振域にて、 C_{DI} が最大となる V_r 値は、 C_a が極小となる V_r 値よりも小さい。これは、 C_a の特性が、 $\bar{C}_D$ に依存する式 (18) 右辺第 1 項と C_{DI} に依存する第 2 項の大小関係に依存し、第 2 項は、 $\pi^2 A^{*2}/V_r^2 \ll 1$ であることを考慮すると、ほぼ C_{DI} と V_r^2 の積に比例する関係をもつためである^(9, 11)。同様の理由により、 $A^* = 0.10$ では、 V_r がごく狭い範囲でのみ C_a が負となるのに対し、 C_{DI} は常に正となる。

第一励振域から 2 つの励振域の谷間に向かって V_r が増大する過程では、 C_{DI} が減少するとともに、 $\bar{C}_D$ も増大し、 C_a の増大には、 C_{DI} の減少による励振力の低下と $\bar{C}_D$ の増大による流体減衰の増加の両者が寄与していると考えられる。第二励振域では、 C_{DI} が一旦は下げ止まる様子も見られるものの、顕著に C_a が再び減少するわりには、 C_{DI} はさほど増大していない。第二励振域における C_a の減少は、 V_r の増大によって式 (18) 右辺第 2 項の寄与度が相対的に増加することと、 $\bar{C}_D$ の減少による流体減衰 (式 (18) 右辺第 1 項) の低下の両者が関与していると考えられる。

Fig.6 Flow patterns around a circular cylinder oscillating in the streamwise direction. $A^* = 0.05$.

次節では、後流の可視化結果と本節に示した流体力特性の関係を検討するが、特に振動の励振機構を検討する場合には、 V_r や A^* に対する付加減衰係数 C_a の変化は、変動抗力係数の円柱速度比例成分 C_{DI} の変化と必ずしも対応しておらず、 C_a の特性が C_{DI} に加えて $\bar{C}_D$ に依存することに留意する必要がある。

3.2 円柱後流の可視化結果 図6は、 $A^* = 0.05$ の時の代表的な可視化結果であり、振動1周期にわたる円柱近傍のフローパターンを示している。

第一励振域の $V_r = 1.7$ (図6(a)) では、円柱が下流へ移動する過程 ($t = 3T/4 \rightarrow 5T/4$) で、2つの自由せん断層がほぼ上下対称に円柱側面やや後方付近で巻きあがって後流幅が広がる。円柱が上流へ移動する過程 ($t = T/4 \rightarrow 3T/4$) では、後流の幅が狭まりながら一対の対称な渦対が放出される様子が明瞭に観察される。このような自由せん断層の息づきによって、円柱が下流へ移動する過程で抗力係数が増大し、円柱が上流へ移動する過程では抗力係数が低下することによる励振作用が強く生じることは、既に多くの研究者が指摘している通りである⁽¹¹⁾。このような可視化結果は、この V_r 値付近で C_{DI} が大きくなっていることとも合致する。

2つの励振域の谷間の $V_r = 2.7$ (図6(b)) では、最も明瞭な交互渦が観察される。従来は、励振域の谷間が形成される理由は、対称な渦放出モードと交互渦モードとの不適合性 (incompatibility) によるものと説明されてきたが⁽¹¹⁾、本実験結果が示すように、励振力の谷間では、最も明瞭な交互渦が生じていることは非常に興味深い。円柱が下流へ移動する過程 ($t = 3T/4 \rightarrow 5T/4$) では、片側の自由せん断層が大きく外側へ押し出されるが、もう一方のせん断層は円柱背後に引き寄せられたまま徐々に巻きあがり始める様子が見られる。明瞭な渦が形成されている付近では周囲よりも圧力が大きく低下するものと考えられるので、円柱背後での渦形成によって、円柱が下流へ移動する過程で抗力係数が増大すると思われる。また、円柱が上流へ移動する過程 ($t = T/4 \rightarrow 3T/4$) では、後流の幅が狭まるものの、明瞭な渦が円柱背後に滞留したままである。このため、第一励振域の円柱が上流へ移動する過程と比較すると、抗力係数はさほど低下しないと考えられる。これらの結果が、 $\bar{C}_D$ の増加と C_{DI} の低下として現れ、励振域の谷間が形成されるのではないかとと思われる。

Fig.7 Flow patterns behind a circular cylinder oscillating in the streamwise direction when a cylinder is in most downstream position. $V_r = 1.0 \sim 2.2$.

第二励振域の $V_r = 3.1$ (図6(c)) でも、交互渦が観察されるが、 $V_r = 2.7$ の場合と比較すると、渦の形成はあまり明瞭ではない。円柱が上流へ移動する過程では、2つの自由せん断層が円柱背後へ引き寄せられ、後流幅が狭まる様子が見られるが、第一励振域と比較すると後流幅の変動は顕著ではない。また、円柱が最も上流に位置する時に、せん断層が円柱背後で非対称に巻きあがる。円柱が下流へ移動する過程では、後流幅は若干広がりがながら、上記の非対称な渦が円柱背後にとどまる様子が見られる。ただし、 $V_r = 2.7$ のケースと違い、円柱が上流へ移動する過程では、上記の渦は不明瞭になり、ほとんど確認できない。従って、第二励振域においても、後流幅の変動に起因して励振力が生じるものの、その効果は第一励振域よりも小さく、円柱が下流へ移動する過程で円柱背後に低圧の渦がとどまることによる抗力係数の増大が、 C_{DI} が一旦下げ止まることに寄与しているのではないかとと思われる。

$V_r = 4.0$ (図6(d)) になると、円柱近傍における自由せん断層の動きはほとんど見られなくなり、このような流況の場合、振動一周りにわたり、抗力係数がほぼ一定値を取ると考えられる。このことは、 $V_r = 4.0$ で C_{DI} 、 C_{DR} ともに非常に小さいことと整合する。従って、 V_r が4.0を越えると、流体力の特性は、準定常過程に漸近するものと考えられる。

図7は、 $A^* = 0.025, 0.05, 0.10$ それぞれの場合の、 $V_r = 1.0 \sim 2.2$ における後流パターンの変遷を示す。ただし、これらは全て、円柱が最も下流側に位置するときの画像である。

$A^* = 0.025$ の場合、円柱振動に同期した対称渦の放出が観測されるのは、 $V_r = 1.0, 1.25$ の時のみで、渦の大きさが小さく、下流へ移流される比較的早い段階で、非対称な配列

Fig.8 Flow patterns behind a circular cylinder oscillating in the streamwise direction when a cylinder is in most downstream position. $V_r = 2.5 \sim 4.0$

へ変化している。 $V_r = 1.5$ では、流体力の測定結果では $1/4$ のロックインが生じているが、円柱から放出されたやや非対称な渦対が下流へ移流される過程で明瞭な交互渦へ変化していく様子が観察される。 $V_r = 2.0, 2.2$ では、明瞭な対称渦は見られず、既に非対称な渦放出が支配的となっている。 $A^* = 0.05$ の場合、 $V_r = 1.0, 1.25$ では、円柱振動に同期した渦放出はまだ不明瞭であり、 $V_r = 1.5, 2.0$ では、明瞭な対称渦の放出が観測され、 C_{DI} がこの V_r 付近で最大となることと符合する。 $V_r = 2.2$ では、渦放出がやや非対称になり、徐々に交互渦の特性が強まり始めている。 $A^* = 0.10$ になると、 $V_r \leq 1.5$ では、明瞭な渦放出は見られず、 $V_r = 2.0, 2.2$ で明瞭な対称渦の放出が見られる。

以上のように、 $V_r = 1.0 \sim 2.2$ では、 V_r が大きくなると連れて、対称渦の放出が明瞭になり、さらに V_r が大きくなると徐々に非対称な渦放出へと遷移する。また、 A^* が大きいくほど、後流パターンの遷移が高換算流速側へ移行する傾向が見られる。このような流れの可視化結果は、3.1節で述べた C_{DI} の特性とよく対応する結果と考えられる。また、 $A^* = 0.05, V_r \leq 1.25$ のケースや $A^* = 0.10, V_r \leq 1.5$ において、後流がほとんど蛇行せず幅が狭いまのの様子は、 C_L' と $\bar{C}_D$ が小さいこととよく対応している。

図8は、 $V_r = 2.5 \sim 4.0$ における後流パターンの変遷を示す。ただし、これらは全て、円柱が最も下流側に位置するときの画像である。後流パターンは、 V_r が大きくなるにつれて、図6(b)で説明した明瞭な交互渦パターンから、図6(c)で説明した不明瞭な交互渦パターンへ変化し、さらに図6(d)に示した静止円柱からのそれとほぼ同じ渦放出パターンへと変化する。 A^* が大きいくほど、図6(b)に示した明瞭な交互渦

Fig.9 Classification of flow patterns behind a circular cylinder oscillating in the streamwise direction.

パターンが観察される換算流速範囲が高換算流速側へ広がり、図6(c)のパターン、図6(d)のパターンへ遷移する V_r 値も大きくなる。このような流れの可視化結果は、 A^* が大きいくほど、ロックインが生じて $C_L', \bar{C}_D$ が増大する換算流速範囲が高換算流速側へ広がることとよく対応している。

以上の結果を整理すると、流れ方向に振動する円柱の後流パターンは、概ね、図9のように分類される。

領域I：振動1周期につき、明瞭な一対の渦が放出される、いわゆる対称渦が観察される。領域Iよりも、円柱振幅が大きい、または換算流速が低い領域I'では、対称渦が観察されるものの、不明瞭で、後流幅が狭く、 $\bar{C}_D$ が低下する。

領域II：領域Iに比べると非対称な渦放出が支配的になり始め、下流へ移流される早い段階で、交互な渦配列へ変化する。これに伴い、 C_{DI} が徐々に低下する。領域II'は、 f_L が f_0 の $1/4$ にロックインする。

領域III：最も明瞭な交互渦が形成され、 C_L' と $\bar{C}_D$ が増大し、 f_L が f_0 の $1/2$ にロックインする。 $\bar{C}_D$ の増大と C_{DI} の減少により、領域II, IVよりも励振力が低下する。

領域IV：円柱が最も上流に位置する際に、2つの自由せん断層が、円柱背後で非対称に巻きあがる。 f_L が f_0 の $1/2$ にロックインする。領域IIIよりも励振力が増大する。

領域V：静止円柱から放出される交互渦に近いパターンで、ロックインは生じない。 C_{DI}, C_{DR} ともに非常に小さく、 C_a が正に変わる。

4 まとめ

低換算流速域にて、微小振幅で流れ方向に振動する円柱に作用する流体力測定と詳細な円柱後流の可視化を行った。その結果、円柱後流パターンは、概ね5つに分類されること、流体力の測定結果と、後流パターンの可視化結果から推測される流体力特性は非常によく合致することがわかった。

文献

- (1) 岡島, 他 4 名, 機論, **65**-635, B(1999), pp.2196-2203.
- (2) 堺, 他 4 名, 機論, **65**-635, B(1999), pp.2230-2236.
- (3) Okajima, A. et al., Trans. ASME, *J. Press. Vessel Technol.*, **124**, (2002), pp.89-96.
- (4) 葉山, 他 3 名, 機構論, No.02-9, (2002), p.125.
- (5) Tanida, Y. et al., *J. Fluid Mech.*, **61**, (1973), pp.769-784.
- (6) 田中, 他 2 名, 機論, **65**-635, B(1999), pp.2230-2236.
- (7) Ongoren, A. & Rockwell, D., *J. Fluid Mech.*, **191**, (1988), pp.225-245.
- (8) 西原, 他 3 名, 機論, **67**-673, C(2002), pp.2605-2613.
- (9) 西原, 他 3 名, 機論, **67**-674, C(2002), pp.2880-2888.
- (10) 日本機械学会基準 S-012, 配管内円柱状構造物の流力振動評価指針, 丸善, (1998), pp.B39-B40.
- (11) Naudascher, E., *J. Fluids Struct.*, **1**, (1987), pp.265-298.
- (12) 安川, 他 3 名, 機構論, No.01-5, (2002), p.162.