

博士論文（要約）

束ねられたライザー管の潮流下における  
流力弾性振動に関する研究

(Hydroelastic Vibration of Bonded Risers under Steady Flow)

藤原 智



---

## 目次

目次.....	i
図目次.....	iv
表目次.....	xi
Nomenclature .....	xii
第 1 章 緒言.....	1
1.1 研究背景.....	1
1.1.1 複数本管の工学的利用.....	1
1.1.2 海洋開発分野における複数本管.....	1
1.1.3 海洋開発分野以外における構造物挙動.....	4
1.2 構造物の振動.....	5
1.2.1 構造物の振動の分類.....	5
1.2.2 単円柱の VIV.....	6
1.2.3 2本の固定円柱の VIV.....	14
1.2.4 2本の円柱の加振試験または挙動計測試験.....	18
1.3 VIV 挙動推定.....	21
1.3.1 挙動推定手法の分類.....	21
1.3.2 LINE3D_VIV の手法.....	22
1.4 本研究について.....	24
1.4.1 本研究の実施内容.....	24
1.4.2 本論文の位置付け、新規性.....	25
第 2 章 剛体模型による曳航・流体力計測実験.....	27
2.1 実験概要.....	27
2.2 水槽実験.....	27
2.2.1 実験施設.....	27
2.2.2 実験装置.....	28
2.2.3 計測項目.....	33
2.2.4 パラメータ設定.....	33
2.2.5 計測手順.....	34
2.4 実験データの解析方法.....	36
2.5 解析結果と考察.....	39
2.5.1 周波数解析.....	39
2.5.2 揚力係数.....	44
2.5.3 抗力係数.....	46
2.5.4 揚力係数及び抗力係数の変動成分.....	48

---

2.5.5	トルクの係数 .....	52
2.6	第2章のまとめ .....	53
第3章	弾性模型による曳航・動揺計測実験 .....	55
3.1	実験概要 .....	55
3.2	計測対象 .....	56
3.3	水槽実験 .....	56
3.3.1	実験施設 .....	56
3.3.2	実験装置 .....	57
3.3.3	計測項目 .....	61
3.3.4	パラメータ設定 .....	63
3.3.5	計測手順 .....	63
3.3.6	事前計測 .....	64
3.5	実験データの解析方法 .....	67
3.6	解析結果と考察 .....	68
3.6.1	軌跡 .....	68
3.6.2	振幅の分布 .....	75
3.6.3	上端支持治具の回転角 .....	83
3.6.4	周波数解析 .....	86
3.6.5	挙動パターンの分類 .....	91
3.7	第3章のまとめ .....	97
第4章	剛体模型による曳航・強制加振実験 .....	98
4.1	実験概要 .....	98
4.2	水槽実験 .....	98
4.2.1	実験施設 .....	98
4.2.2	実験装置 .....	99
4.2.3	計測項目 .....	103
4.2.4	パラメータ設定 .....	103
4.2.5	計測手順 .....	104
4.2.6	周波数解析 .....	106
4.2.7	調和解析 .....	106
4.4	流体力計測の定式化 .....	107
4.4.1	座標系の定義 .....	107
4.4.2	加振方向の定義 .....	108
4.4.3	並進方向の流体力係数 .....	110
4.4.4	回転方向の流体力係数 .....	115
4.4.5	離合方向の流体力係数 .....	119

---

---

4.5	実験結果と考察	123
4.5.1	単円柱加振試験	123
4.5.2	並進方向加振試験	129
4.5.3	回転方向加振試験	142
4.5.4	離合方向加振試験	151
4.6	第4章のまとめと今後の課題	158
第5章	挙動シミュレーション計算	159
5.1	計算概要	159
5.2	計算モデル	159
5.2.1	モデル概要	159
5.2.2	モデルの立式	161
5.2.3	陽的 Runge-Kutta 法	168
5.2.4	フローチャート	170
5.2.5	流体力 DB の抽出と切り替え	171
5.3	計算条件	175
5.4	計算結果と考察	177
5.4.1	Tandem 配置	177
5.4.3	Staggered 配置	187
5.4.4	挙動推定プログラムの課題	190
5.5	第5章のまとめ	192
第6章	結言	194
	謝辞	197
	参考文献	199

---

## 図目次

Fig. 1. 1	商業生産時の採鉱システム概念図[6]	2
Fig. 1. 2	Prelude の取水用ライザー[10]	3
Fig. 1. 3	平滑管の渦放出の Re 数による分類[27]	7
Fig. 1. 4	ストローハル数とレイノルズ数の関係	8
Fig. 1. 5	円柱における抗力係数とレイノルズ数の関係[28]	9
Fig. 1. 6	円柱における変動揚力係数とレイノルズ数の関係[29]	9
Fig. 1. 7	単円柱の VIV 解析結果（上段：振動周波数、下段：振動振幅）[30]	11
Fig. 1. 8	VIV 抑制デバイスの変遷[31]	12
Fig. 1. 9	上段：揚力係数と位相、下段：渦放出の可視化[33]	13
Fig. 1. 10	単円柱の付加質量係数	14
Fig. 1. 11	同じ外径の 2 本円柱(a:Tandem 配置、b:Side by side 配置、c:Staggered 配置) [35]	14
Fig. 1. 12	下流側円柱の位置による相互影響の分類[36]	15
Fig. 1. 13	Tandem 配置における渦放出の可視化による分類[39]	16
Fig. 1. 14	流向及び柱芯間距離をパラメータとした渦放出の様子[40]	17
Fig. 1. 15	挙動計測用円柱の固定方法[44]	19
Fig. 1. 16	下流側円柱の軌跡（上段： $P/D=2$ 、下段： $P/D=3$ ）[45]	19
Fig. 1. 17	2 円柱の揚力係数振幅と発現パターン[46]	20
Fig. 1. 18	弾性管模型実験結果（上流側振幅 vs. 下流側振幅/上流側振幅）[47]	20
Fig. 1. 19	VIV 振動モード振幅（左図：15 次モード、右図：5 次モード）[48]	21
Fig. 1. 20	LINE3D_VIV のフローチャート[53]	23
Fig. 1. 21	減衰係数のコンター図（ $Re=8 \times 10^3$ ）[53]	24
Fig. 2. 1	小型二次元水槽外観	27
Fig. 2. 2	マット状ヘチマロン[55]	28
Fig. 2. 3	曳航台車概要図	29
Fig. 2. 4	流体計測円柱の概要図	30
Fig. 2. 5	流体計測円柱と支持治具の概要	31
Fig. 2. 6	計測円柱と水槽壁面の間に取り付けた端板	32
Fig. 2. 7	円柱模型検力部とスリーブ等の配置図	32
Fig. 2. 8	流向 $\alpha$ と 2 円柱の配置の概念図	34
Fig. 2. 9	非加振流体力計測の時系列データ例	35
Fig. 2. 10	非加振曳航試験の流体力の定義	37
Fig. 2. 11	非加振実験結果の FFT 解析例	38

---

---

Fig. 2. 12	単円柱の振幅スペクトル (左 : Cross flow 方向、右 : In-line 方向)	39
Fig. 2. 13	2 円柱の振幅スペクトル ( $P/D=2$ 、上段 : 上流側円柱、下段 : 下流側円柱)	40
Fig. 2. 14	2 円柱の振幅スペクトル ( $P/D=3$ 、上段 : 上流側円柱、下段 : 下流側円柱)	40
Fig. 2. 15	Tandem 配置におけるストローハル数と柱芯間距離の関係	41
Fig. 2. 16	Side by side 配置におけるストローハル数と柱芯間距離の関係	42
Fig. 2. 17	流向を変化させた 2 円柱の流体力変化 ( $P/D=2\sim 4$ 、上段 : 揚力係数、 中断 : 抗力係数、下段 : ストローハル数、黒塗り : 上流側、白抜き : 下流側) [56]	43
Fig. 2. 18	非加振曳航時の揚力係数 ( $U=0.3\text{m/s}$ )	45
Fig. 2. 19	非加振曳航時の揚力係数 ( $U=0.4\text{m/s}$ )	45
Fig. 2. 20	非加振曳航時の揚力係数 ( $U=0.5\text{m/s}$ )	45
Fig. 2. 21	流向と柱芯間距離をパラメータとした同径 2 円柱の渦放出パターンの概略図[35]	46
Fig. 2. 22	非加振曳航時の抗力係数 ( $U=0.3\text{m/s}$ )	47
Fig. 2. 23	非加振曳航時の抗力係数 ( $U=0.4\text{m/s}$ )	47
Fig. 2. 24	非加振曳航時の抗力係数 ( $U=0.5\text{m/s}$ )	48
Fig. 2. 26	非加振曳航時の揚力係数の変動成分 ( $U=0.4\text{m/s}$ )	49
Fig. 2. 27	非加振曳航時の揚力係数の変動成分 ( $U=0.5\text{m/s}$ )	49
Fig. 2. 28	非加振曳航時の抗力係数の変動成分 ( $U=0.3\text{m/s}$ )	50
Fig. 2. 29	非加振曳航時の抗力係数の変動成分 ( $U=0.4\text{m/s}$ )	50
Fig. 2. 30	非加振曳航時の抗力係数の変動成分 ( $U=0.5\text{m/s}$ )	50
Fig. 2. 31	Tandem 配置で 2 円柱間隔を変化させたときの流体力係数の変動成分 (上図 : 揚力係数の変動成分 $C_{Lf}$ 、下図 : 抗力係数の変動成分 $C_{Df}$ ) [38]	51
Fig. 2. 32	非加振曳航時における 2 円柱の midpoint 周りのトルク係数 ( $U=0.4\text{m/s}$ )	53
Fig. 2. 33	非加振曳航時における 2 円柱の midpoint 周りのトルク係数 ( $U=0.5\text{m/s}$ )	53
Fig. 3. 1	弾性体模型試験のイメージ図	56
Fig. 3. 2	動揺水槽及び曳航台車の外観	57
Fig. 3. 3	弾性体模型の概要	58
Fig. 3. 4	スペーサー模型	59

---

---

Fig. 3. 5	上端側の支持治具及び回転拘束ばねの概要 .....	60
Fig. 3. 6	下端おもりと支持治具の概要 .....	61
Fig. 3. 7	弾性体模型曳航試験の座標系 .....	62
Fig. 3. 8	弾性模型曳航試験の時系列データ例 .....	64
Fig. 3. 9	円柱模型の固有振動数及び構造減衰計測 .....	65
Fig. 3. 10	円柱模型の固有振動数と構造減衰率 .....	66
Fig. 3. 11	上端拘束ばねの固有振動数と減衰係数 .....	67
Fig. 3. 12	弾性管挙動計測の周波数解析結果例 .....	68
Fig. 3. 13	2円柱の軌跡と重心位置、相対距離 ( $P/D=3, \alpha=0^\circ, Re=2.92E+04$ ) .....	69
Fig. 3. 14	2円柱の軌跡と重心位置、相対距離 ( $P/D=3, \alpha=15^\circ, Re=2.92E+04$ ) .....	70
Fig. 3. 15	2円柱の軌跡と重心位置、相対距離 ( $P/D=3, \alpha=90^\circ, Re=2.92E+04$ ) .....	71
Fig. 3. 17	2円柱の軌跡と重心位置、相対距離 ( $P/D=8, \alpha=0^\circ, Re=2.92E+04$ ) .....	72
Fig. 3. 18	2円柱の軌跡と重心位置、相対距離 ( $P/D=8, \alpha=90^\circ, Re=2.92E+04$ ) .....	73
Fig. 3. 19	2円柱の軌跡と重心位置、相対距離 ( $P/D=2, \alpha=0^\circ, Re=2.92E+04$ ) .....	74
Fig. 3. 20	2円柱の振幅分布、 $\alpha=90^\circ$ (上左:左管 Cross flow 方向、上右:左管 In-line 方向、中左:右管 Cross flow 方向、中右:右管 In-line 方向、下左:重心位置 Cross flow 方向、下右:重心位置 In-line 方向) ....	77
Fig. 3. 21	2円柱の振幅分布、管中央位置、 $\alpha=0^\circ$ (上左:前管 Cross flow 方向、上右:前管 In-line 方向、中左:後管 Cross flow 方向、中右:後管 In-line 方向、下左:重心位置 Cross flow 方向、下右:重心位置 In-line 方向) .....	78
Fig. 3. 22	2円柱の振幅分布、管下端位置、 $\alpha=0^\circ$ (上左:前管 Cross flow 方向、上右:前管 In-line 方向、中左:後管 Cross flow 方向、中右:後管 In-line 方向、下左:重心位置 Cross flow 方向、下右:重心位置 In-line 方向) .....	79
Fig. 3. 23	相対距離と相対角度、 $\alpha=90^\circ$ (上:相対角度変動、下左:Cross flow 方向の相対距離変動、下右:In-line 方向の相対距離変動) .....	80
Fig. 3. 24	相対距離と相対角度、管中央位置、 $\alpha=0^\circ$ (上:相対角度変動、下左:Cross flow 方向の相対距離変動、下右:In-line 方向の相対距離変動) .....	81

---



Fig. 3. 25	相対距離と相対角度、管下端位置、 $\alpha=0^\circ$ （上：相対角度変動、下左：Cross flow 方向の相対距離変動、下右：In-line 方向の相対距離変動）	82
Fig. 3. 26	上端回転角（有次元値）、（左図：Side by side 配置、右図：Tandem 配置）	83
Fig. 3. 27	上端回転角（モーメントレバーで無次元化）（左図：Side by side 配置、右図：Tandem 配置）	84
Fig. 3. 28	弾性管模型上部からの映像、 $\alpha=0^\circ$ 、 $P/D=10$ 、 $Re=1.5\times 10^4$	85
Fig. 3. 29	上端回転角（上図： $P/D=3$ 、左下： $P/D=5$ 、右下： $P/D=8$ ）	85
Fig. 3. 30	円柱の振動解析結果（ $\alpha=90^\circ$ 、上段： $P/D=3$ 、中段： $P/D=5$ 、下段： $P/D=8$ ）	88
Fig. 3. 31	円柱の振動解析結果（ $\alpha=0^\circ$ 、 $P/D=3$ ）	89
Fig. 3. 32	円柱の振動解析結果（ $\alpha=0^\circ$ 、 $P/D=8$ ）	89
Fig. 3. 33	円柱の振動解析結果（ $P/D=2-10$ 、上段： $\alpha=90^\circ$ 、中下段： $\alpha=0^\circ$ ）	90
Fig. 3. 34	2円柱の相対的挙動パターン分類（空間固定座標系準拠、 $Re = 2.92 E+04$ ）	92
Fig. 3. 35	スペーサーを配した2円柱模型	93
Fig. 3. 36	2円柱の相対的挙動パターン分類（物体固定座標系準拠、 $Re = 2.92 E+04$ ）（左上：上端支持治具ばね拘束、右上：上端完全拘束、左下：スペーサー有）	94
Fig. 3. 37	下流側円柱の位置をパラメータとした重心移動と相対距離、相対角度（左上：重心位置の離合方向の振幅、右上：重心位置の離合方向に対し直交方向の振幅、左中：相対距離の振幅、右中：相対角度の振幅、左下：重心位置のIn-line 方向の振幅、右下：重心位置のCross flow 方向の振幅）	96
Fig. 4. 1	信号発生器	100
Fig. 4. 2	並進方向加振装置の概念図と写真	100
Fig. 4. 3	回転方向加振装置の概念図と写真	101
Fig. 4. 4	水平方向の離合運動の強制加振装置の概念図と写真	102
Fig. 4. 5	鉛直方向の離合運動の強制加振装置の概念図と写真	102
Fig. 4. 6	加振流体力計測の時系列データ例	105
Fig. 4. 7	流体力計測の座標系	108
Fig. 4. 8	並進運動時の加振方向と円柱が受ける外力	109
Fig. 4. 9	回転運動時の加振方向と円柱が受ける外力	109
Fig. 4. 10	離合運動時の加振方向と円柱が受ける外力	109
Fig. 4. 11	単円柱加振時の抗力係数の平均値（上： $U=0.3m/s$ 下： $U=0.4m/s$ ）	124

---

Fig. 4. 12	平均抗力係数 ( $Re=1.0 \times 10^4$ , Gopalkrishnan, 1993) .....	124
Fig. 4. 13	平均抗力係数 ( $Re=7.0 \times 10^3$ , Sarpkaya, 1977) .....	125
Fig. 4. 14	単円柱加振時の揚力係数の平均値 (上: $U=0.3\text{m/s}$ 下: $U=0.4\text{m/s}$ ) ..	126
Fig. 4. 15	単円柱加振時の付加慣性係数と線形減衰係数 ( $U=0.3\text{m/s}$ ) .....	127
Fig. 4. 16	単円柱加振時の付加慣性係数と線形減衰係数 ( $U=0.4\text{m/s}$ ) .....	127
Fig. 4. 17	付加慣性係数 ( $Re=1.0 \times 10^4$ , Gopalkrishnan, 1993) .....	128
Fig. 4. 18	線形減衰係数 ( $Re=1.0 \times 10^4$ , Gopalkrishnan, 1993) .....	128
Fig. 4. 19	並進方向加振周波数解析結果例 $\alpha=0^\circ$ , $A/D=1.25$ , $P/D=3$ , $fD/U$ = $0.25$ .....	129
Fig. 4. 20	並進方向加振周波数解析結果例 $\alpha=90^\circ$ , $A/D=1.25$ , $P/D=3$ , $fD/U$ = $0.25$ .....	130
Fig. 4. 21	2本円柱の並進方向加振時の抗力係数の平均値 (曳航速度 $U=0.4\text{m/s}$ 、 柱芯間距離 $P/D=2$ ) .....	132
Fig. 4. 22	2本円柱の並進方向加振時の抗力係数の平均値 (曳航速度 $U=0.4\text{m/s}$ 、 柱芯間距離 $P/D=3$ ) .....	133
Fig. 4. 23	2本円柱の並進方向加振時の揚力係数の平均値 (曳航速度 $U=0.4\text{m/s}$ 、 柱芯間距離 $P/D=2$ ) .....	134
Fig. 4. 24	2本円柱の並進方向加振時の揚力係数の平均値 (曳航速度 $U=0.4\text{m/s}$ 、 柱芯間距離 $P/D=3$ ) .....	135
Fig. 4. 25	2本円柱の並進方向加振時の付加慣性係数 (曳航速度 $U=0.4\text{m/s}$ 、柱芯 間距離 $P/D=2$ ) .....	138
Fig. 4. 26	2本円柱の並進方向加振時の付加慣性係数 (曳航速度 $U=0.4\text{m/s}$ 、柱芯 間距離 $P/D=3$ ) .....	139
Fig. 4. 27	2本円柱の並進方向加振時の線形減衰係数 (曳航速度 $U=0.4\text{m/s}$ 、柱芯 間距離 $P/D=2$ ) .....	140
Fig. 4. 28	2本円柱の並進方向加振時の線形減衰係数 (曳航速度 $U=0.4\text{m/s}$ 、柱芯 間距離 $P/D=3$ ) .....	141
Fig. 4. 29	回転方向加振周波数解析結果例 $\alpha=0^\circ$ 、加振回転角 $=30^\circ$ 、 $P/D=3$ 、 $fD/U=0.25$ .....	142
Fig. 4. 30	2本円柱の回転方向加振時の抗力係数の平均値 (曳航速度 $U=0.4\text{m/s}$ ) .....	144
Fig. 4. 31	2本円柱の回転方向加振時の揚力係数の平均値 (曳航速度 $U=0.4\text{m/s}$ ) .....	145
Fig. 4. 32	2本円柱回転方向加振時の Cross flow 方向の付加慣性係数 (曳航速度 $U=0.4\text{m/s}$ ) .....	147

---

---

Fig. 4. 33	2 本円柱回転方向加振時の Cross flow 方向の線形減衰係数 (曳航速度 $U=0.4\text{m/s}$ )	148
Fig. 4. 34	2 本円柱回転方向加振時の In-line 方向の付加慣性係数 (曳航速度 $U=0.4\text{m/s}$ )	149
Fig. 4. 35	2 本円柱回転方向加振時の In-line 方向の線形減衰係数 (曳航速度 $U=0.4\text{m/s}$ )	150
Fig. 4. 36	離合方向加振周波数解析結果例 $\alpha=90^\circ$ 、 $A/D=0.5$ 、 $P/D=3$ 、 $fD/U=0.25$	151
Fig. 4. 37	2 本円柱離合方向加振時の抗力係数の平均値 (曳航速度 $U=0.4\text{m/s}$ )	153
Fig. 4. 38	2 本円柱離合方向加振時の揚力係数の平均値 (曳航速度 $U=0.4\text{m/s}$ )	154
Fig. 4. 39	2 本円柱離合方向加振時の付加慣性係数 (曳航速度 $U=0.4\text{m/s}$ )	156
Fig. 4. 40	2 本円柱離合方向加振時の線形減衰係数 (曳航速度 $U=0.4\text{m/s}$ )	157
Fig. 5. 1	2 本管の三次元モデル化のイメージ	160
Fig. 5. 2	2 円柱挙動推定のための二次元モデルのイメージ	161
Fig. 5. 3	二次元モデルの座標系	162
Fig. 5. 4	挙動推定プログラムのフローチャート図	171
Fig. 5. 5	多次元配列ならびに多次元内挿のイメージ図	172
Fig. 5. 6	第 3 章の計測結果 (抜粋) の再掲 (左上: 並進方向振動の振幅、右上: 回転方向振動の振幅、左下: 離合方向振動の振幅)	173
Fig. 5. 7	第 3 章の計測結果に基づく、流体力 DB 切り替えの判別 (左上: 回転方向振動の判別、右上: 離合方向振動の判別、左下: 位相差から判別した挙動パターン分類)	174
Fig. 5. 8	挙動推定プログラムの計算結果 ( $P/D=3$ 、 $St=0.2$ 、 $\alpha=0^\circ$ から開始、流体力 DB: 選択)	178
Fig. 5. 9	挙動推定プログラムの計算結果 ( $P/D=3$ 、 $St=0.2$ 、 $\alpha=0^\circ$ から開始、流体力 DB: 回転)	179
Fig. 5. 10	挙動推定プログラムに用いた流体力 DB (Fig. 4. 25、Fig. 4. 27、Fig. 4. 32、Fig. 4. 33 より一部抜粋、 $\alpha=0^\circ$ 、上段: 回転方向加振、下段: 並進方向加振)	180
Fig. 5. 11	挙動推定計算結果、2 円柱の軌跡 ( $\alpha=0^\circ$ 、 $P/D=3$ )	181
Fig. 5. 12	弾性管模型曳航試験の結果 ( $\alpha=0^\circ$ 、 $P/D=3$ )	181
Fig. 5. 13	並進方向流体力 DB ( $fD/U=0.2$ )	182

---

---

Fig. 5. 14 挙動推定プログラムの計算結果 ( $P/D=3$ 、 $St=0.2$ 、 $\alpha=90^\circ$ から開始、 流体力 DB : 選択) .....	183
Fig. 5. 15 挙動推定プログラムの計算例 ( $P/D=3$ 、 $St=0.2$ 、 $\alpha=90^\circ$ から開始、流 体力 DB:選択、流体力切り替え判別式(5.69)の右辺のパラメータを 0.75 に変更) .....	184
Fig. 5. 16 挙動推定プログラムに用いた流体力 DB (Fig. 4. 25、Fig. 4. 27、Fig. 4. 39、Fig. 4. 40 より一部抜粋、上段 : 離合方向加振、下段 : 並進方向加 振) .....	185
Fig. 5. 17 挙動推定計算結果、2 円柱の軌跡 ( $\alpha=90^\circ$ 、 $P/D=3$ ) .....	186
Fig. 5. 18 弾性管模型曳航試験結果との比較 ( $\alpha=90^\circ$ 、 $P/D=3$ ) .....	186
Fig. 5. 19 挙動推定プログラムの計算結果 ( $P/D=3$ 、 $St=0.2$ 、 $\alpha=15^\circ$ から開始、流体力 DB : 選択) .....	188
Fig. 5. 20 挙動推定プログラムの計算結果 ( $P/D=3$ 、 $St=0.2$ 、 $\alpha=30^\circ$ から開始、流体力 DB : 選択) .....	188
Fig. 5. 21 挙動推定プログラムの計算結果 ( $P/D=3$ 、 $St=0.2$ 、 $\alpha=60^\circ$ から開始、流体力 DB : 選択) .....	189
Fig. 5. 22 物体固定座標系準拠の弾性管模型の潮流中挙動パターン分類 .....	189
Fig. 5. 23 弾性模型試験結果の再掲 (Fig. 3. 37 から抜粋) .....	190

---

## 表目次

Table 2. 1	曳航台車基本仕様 .....	28
Table 2. 2	円柱模型仕様 .....	30
Table 2. 3	剛体 2 円柱非加振曳航実験の計測項目 .....	33
Table 2. 4	非加振試験計測条件 .....	33
Table 2. 5	計測点と解析区間の例（非加振流体力計測試験） .....	35
Table 3. 1	採鉦・揚鉦システムの主要目 [5] .....	55
Table 3. 3	弾性体模型曳航実験の計測項目 .....	62
Table 3. 4	弾性体模型曳航実験の計測条件 .....	63
Table 4. 1	強制動揺装置仕様 .....	99
Table 4. 2	並進方向加振試験計測条件 .....	103
Table 4. 3	回転方向加振試験計測条件 .....	104
Table 4. 4	離合方向加振試験計測条件 .....	104
Table 4. 5	計測点と解析区間の例（加振流体力計測試験） .....	105
Table 5. 1	流体力 DB 切り替えの判別基準 .....	175
Table 5. 2	解析対象の諸元 .....	176
Table 5. 3	計算の初期条件 .....	177

---

## Nomenclature

$(X, Y)$  : 空間固定座標系

$(x, y), (x_1, y_1), (x_2, y_2)$  : 物体固定座標系、円柱 1 まわりと円柱 2 まわりの物体固定座標系

$F$  : 非加振状態

$T, R, C$  : 加振モード、 $T$  : 並進方向加振、 $R$  : 回転方向加振、 $C$  : 離合方向加振

$1, 2$  : 円柱番号、1 : 円柱 1 ( $\alpha = 0$  における上流側)、2 : 円柱 2 ( $\alpha = 0$  における下流側)

$x, y, x, y$  : 力の向き

$A^T$  : 並進方向加振の振幅(m)

$\theta^R$  : 回転方向加振の振幅(rad)

$A^C$  : 離合方向加振の振幅(m)

$C_a$  : 付加慣性係数

$C_d$  : 線形減衰係数

$C_D$  : 抗力係数

$C_L$  : 揚力係数

$C_{Df}$  : 抗力係数の変動成分

$C_{Lf}$  : 揚力係数の変動成分

$C_M$  : 2 円柱にはたらくトルク係数

$D$  : 管径

$F_{(X,Y)}^{(T,R,C),(1,2)}$  : 空間固定座標系における円柱が受ける外力

$f_{(x,y)}^{(T,R,C),(1,2)}$  : 物体固定座標系における円柱が受ける外力

$L$  : 流体力計測円柱の長さ

$P$  : 柱芯間距離

$U$  : 流入速度

$\alpha$  : 流向と円柱 1 と円柱 2 を結ぶ直線が成す角

$\phi$  : 円柱の位置に対する位相差

---

$\omega$  : 加振角速度

$\rho$  : 水の密度

**Re** : レイノルズ数

**St** : ストローハル数

$V_r$  : 換算流速 (reduced velocity)

$l$  : モーメントレバー

$A_{sp}$  : 回転方向拘束ばねのばね定数

$l_{sp}$  : 回転方向拘束ばねのレバー

$m_1$  : 上流側円柱の二次元断面における質量

$m_3$  : 下流側円柱の二次元断面における質量

$C$  : 減衰マトリクス

$M$  : 質量マトリクス

$K$  : 剛性マトリクス

$k$  : ばね定数

---

## 第1章 緒言

### 1.1 研究背景

#### 1.1.1 複数本管の工学的利用

配管は液体・気体・粉体などの流体の輸送や、電気配線やケーブルの保護を目的に用いられ、主に流体移送用配管と保護用配管に分類できる。流体移送配管は主に気体・液体・固体（粉体や粒体）を輸送するための輸送用配管であり、保護用配管は電気ケーブルや光ファイバー等の細くて脆いケーブルを保護するために用いられる。これらの配管の用途は幅広く、インフラ、建築、工業の各分野に用いられており、特に工業分野では化学プラントや熱交換器の冷却水、船舶の艀装などに利用されている [1]。

種々の用途に用いられる配管は単独で用いられることはなく、多くの場合、複数本を並べる、または束ねることで複数の種類の流体を輸送したり、異なる種類の流体を同時にかつ異方向にも輸送することができる。また、流体輸送と同時に通信信号の伝搬のために電気ケーブルとその保護用配管が併設される。

また、大量の流体を移送する場合、その移送量に応じた大口径管を敷設することになるが、取扱いが困難になることがあり、代替案として、小口径管を複数本用いて運用することで、大口径管と同等の輸送能力を確保する方法が主に産業分野で広く用いられている。

#### 1.1.2 海洋開発分野における複数本管

産業分野のうち、海洋開発の分野に絞って見るとその用途は、海底鉱物資源開発向けの揚鉱管、FLNGの天然ガス液化用冷却水の揚水管、石油・天然ガスの生産ライザーなどが挙げられる。

海底鉱物資源開発は前世紀より注目を集めており、これまで数十年間研究の対象となってきた。しかしながら近年の調達リスクのヘッジや資源価格の急激な上昇に備えて、安定的な資源を確保するという観点から再び注目が集まっている。海底鉱物資源として主に、マンガン団塊、コバルト・リッチ・クラスト、レアアース堆積物、海底熱水鉱床などが確認されている [2]。このうち、海底熱水鉱床については、日本では世界初の専用試験機を用いた採掘実験が、独立行政法人石油天然ガス・金属鉱物資源機構 (JOGMEC) が主催するJVコンソーシアムによって達成され、生産技術開発のためのデータ蓄積にも成功した [3]。世界では NAUTILUS Minerals 社が商業生産と採鉱計画を主導して進めており、既に太平洋の鉱石地帯を取得し、資源調査が進行している [4]。



2011年3月に経済産業省・エネルギー庁とJOGMECが発表した海底熱水鉱床開発計画にかかる第1期中間評価報告書において、海底熱水鉱床の揚鉱システムとして考えられていたポンプ方式を対象とした商業生産時の採鉱システム概念図をFig. 1. 1に示す。報告書では採鉱機で掘削・集積した鉱石を海水と混じったスラリーの状態にしたものを、スラリーポンプを用いて支援母船まで揚鉱し、残った海水を再び海底付近まで戻して廃棄するシステムを検討していた。しかしながら海水を還流するためには有害部質の除去が必要になる等の技術的問題や、排水が海洋投棄に当たる可能性があることから、その後2012年に実施された採掘実海域試験では採掘のみを行い、2017年に発表された世界初の海底熱水鉱床揚鉱の際は、鉱物とともに揚収された排水は回収されている [5]。このため現在のところ、海底熱水鉱床開発において揚鉱及び還流のための複数本ライザーシステムは実用化されていないが、今後の商業化検討において、採用される可能性は高いと考えられる。

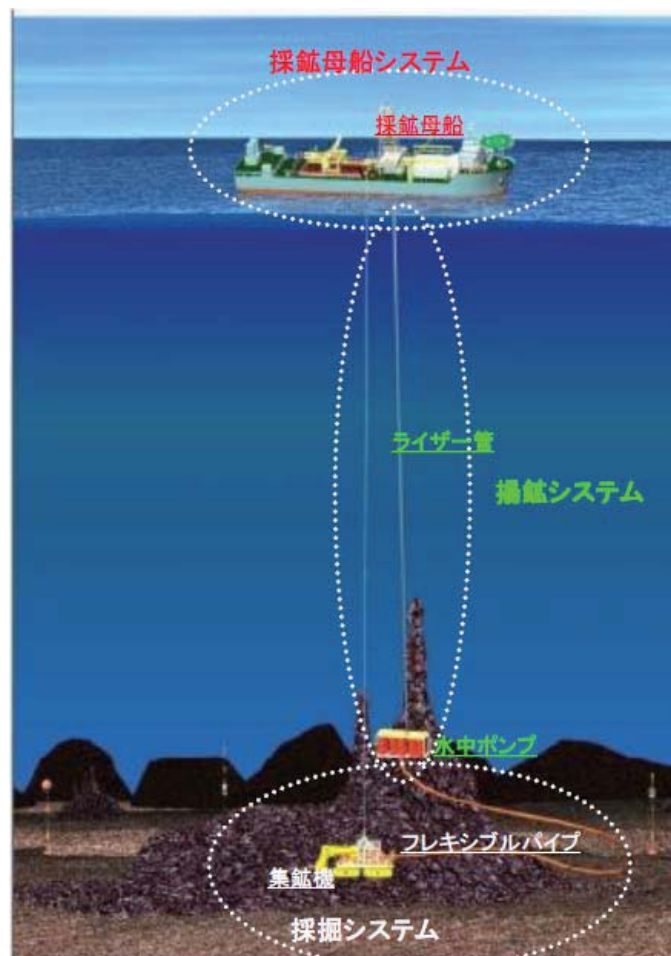


Fig. 1. 1 商業生産時の採鉱システム概念図 [6]

---

海底熱水鉱床開発に係る揚鉱システムについて、藤原ら（2018）は1本または2本の揚鉱ライザーで水中ポンプを吊るしたシステムを対象に水槽実験を行い、波浪中船体動揺に起因する上端部の変位による揚鉱システムの挙動を、流力特性を反映したパラメータチューニングを行うことで推定できることを示した [7]。

FLNG（Floating Liquefied Natural Gas）は広義には洋上における LNG の液化設備及び再ガス化設備全般を指し、狭義には洋上にて液化・貯蔵・出荷を行う LNG-FPSO（Floating Production, Storage and Off-loading system）を指すこともある [8]。FLNG では LNG 生産のために天然ガスを液化する必要があるため、そのために大量の冷却水を必要とする。例として、石油会社である Shell がオーストラリア沖のガス田に投入した Prelude (Fig. 1. 2) を挙げると、全長 400m を超える巨大な船体の上に液化プラントが設置され、これらのプラントで LNG を生産するために、1 時間あたり 50,000m<sup>3</sup> の冷却水が必要となる。この冷却水を確保するために、水温が低い海面下 150m から、直径 1m を超える 8 本の取水用ライザーを用いて汲み上げるシステムを用いている。これらの取水用ライザーは直径 0.76m の構造保持用ライザーのまわりに束ねたものを、タレット係留等に干渉しない位置に配置している [9]。



Fig. 1. 2 Prelude の取水用ライザー [10]

---

FLNG 向け取水管に関する先行研究として、藤原ら（2013）は 3 本から 5 本の複数取水管を対象とした波浪中船体動揺と潮流中 VIV 挙動に関する水槽実験を行い、束ねた取水管を一体とみなした挙動解析を実施した。その結果、管同士の後流影響を考慮した上で、スパーサーの拘束条件によっては、単一管の数値計算モデルでその挙動を推定することが可能であることを示した [11] [12]。

石油・天然ガスの生産用ライザーでは、上部浮体の構造によってはライザー同士が近接配置されることがあり、例えば 2010 年から生産を開始した *Perdido* と呼ばれるメキシコ湾に設置された Spar 型のプラットフォームでは、細長い円柱形の浮体の底面から 22 本の生産用ライザーを垂直に降ろしているため、ライザー同士は近接して配置せざるを得ない状況となる [13]。

このような複数管が潮流や船体の長周期動揺による相対流れを受けると、個々の管や束ねられた管全体に振動が生じ、管及び結束部材の疲労進展や管同士の衝突による損傷が引き起こされる可能性がある。また吊り下げられた装置の揺動や向きの変化が作業の中断につながる恐れもある。

### 1.1.3 海洋開発分野以外における構造物挙動

海洋開発分野では線状構造物の振動として、ライザー管やドリルパイプの潮流中 VIV（Vortex Induced Vibration：渦励振）が発生しやすく、かつ疲労強度等に与える影響の大きい振動現象として知られている [14]。同様の現象として、風力工学の分野では橋のような矩形断面の自励振動が風の相対的な方向の交互の変化によって起こることが報告されており、1940 年に風による自励振動で落橋したアメリカのタコマナローズ橋などが有名である [15]。流場中の複数線状構造物の挙動として、発電システムの熱交換器における伝熱管の共振振動や、束ねられた高圧電線の風による振動が知られている。富岡と嶋田は、日本及び米国の PWR（Pressurized Water Reactor：加圧水型原子炉）型原子力発電所の事故・故障情報データベース中の振動に起因する不具合事象を分析すると共に、関連文献を調査し、抽出した 89 件の国外事象のうち発生件数の最も多いタービン系統の事故に関して、「複数本 VIV」に関連する熱交換器に起因するものが 13 件あり、比較的高い頻度で発生する不具合であることを示している [16]。

## 1.2 建造物の振動

### 1.2.1 建造物の振動の分類

風力工学の分野では Table 1.1 に示すように VIV 以外にも様々な不安定現象が発生することが知られている。

Table 1.1 建造物に及ぼす風の作用の分類 [17]

現象				原因となる空気力		
静的	静的風圧（風力）による変形（応力）、変位			時間平均的空気力 定量（静的） 空気力		
	静的不安定現象	ダイバージェンス				
		横倒れ座屈				
動的	気流の乱れによる不規則振動 （バフエッティング、ガスト応答）		限定 振幅 振動	自然風、あるいは風上 建造物の後流の中の 風速変動に伴う空気 力		
	動的不安定現象	VIV		建造物後流中に発生 する渦による交番空 気力		
		ギャロッピング	1 自由度	発散 振幅 振動	振動する建造物に作 用する動的空気力の 負減衰効果による自 励振動	
		ねじれフラッタ				
連成フラッタ	2 自由度					

建造物の振動は気流の乱れによる不規則振動としてバフエッティングとガスト応答が存在し、動的不安定現象は VIV、ギャロッピング、ねじれフラッタ、連成フラッタに分類される。渦励振に関して直交方向の振動が最も顕著であり、流れの方向やねじれの振動も発生し、風によるねじれ渦励振は風洞模型試験でしばしばみられる現象であるが、海洋建造物で発生が確認されている In-line 方向の VIV は発生しにくいとされている [18]。ギャロッピングは流れに対して直交方向の 1 自由度振動であるが、正方形に近い断面や雪氷の垂れ下がった電線などで見られる現象であり、振動方向や物体の固有振動数に由来する振動である点が VIV と共通している一方で、発生する流速が VIV より高めである点が異なる [19] [20]。また、その発生機構は、物体の運動に伴って前縁からの流れの剥離が非対称となり、物体表面圧力の総和が運動方向の力を生じるためであるが、

---

ある程度運動振幅が大きくなると、相対迎角の増大により、剥離した流れが物体片側で再付着することで運動方向の力が減少することで応答振幅が限定される。ねじれフラッタは発散振幅的不安定振動に分類され、剥離せん断層の物体側面下流縁における再付着と関連があり、アスペクト比  $b/d=2.5\sim 5.5$  程度の長方形断面にねじれフラッタが発生し、平板翼に近い断面では失速フラッタとも呼ばれる現象がある程度迎角がついた場合に生じることが知られている。また、流場中に置かれた 2 本の円柱において、Tandem 配置または少しの流向を持った状態で下流側の円柱に後流に起因するフラッター現象が発生することが知られており、白石らは near-wake 領域 ( $4D\sim 6D$ ) では下流側ケーブルが鉛直方向に振動し、特に迎角  $10^\circ$  以下で顕著となり、far-wake 領域 ( $8D\sim 11D$ ) では迎角  $5\sim 15^\circ$  のときに下流側ケーブルの水平方向振動が卓越することを風洞実験によって示した [21]。加えて荒木らは  $9.5D$  までの Tandem 配置で wake galloping が発生することを実験的に示した [22]。これらの 2 円柱を対象とした研究ではいずれも  $U/fD=100$  を超える領域である。

佐藤らは熱交管群を対象とした管群振動及び管群による気柱振動時の流れを二次元平面で数値解析的に解く流動解析手法を開発し、管群の流力弾性振動現象をシミュレートし、管群の気柱振動については気柱振動の安定・不安定領域を予測できることを示した [23]。同じく実験的な手法として、チョンと文字は、熱交換器を想定した正方配列管群と千鳥配列管群を対象として風洞試験を行い、それぞれの振動特性を示すとともに、渦放出特性は管群配列、管振動と流動条件に支配され、管振動における位相差が管径、管群ピッチ、ストローハル数、レイノルズ数に支配されることを実験的に示した [24] [25] [26]。

### 1.2.2 単円柱の VIV

流体力学における渦励振 (VIV) は外部の流体の流れと相互作用する物体に誘起される運動であり、流場中であって規則的な渦剥離とともに物体自身の振動を引き起こす。定常流中で発生する渦剥離は無次元パラメータであるレイノルズ数  $Re$  (Reynolds number) によって支配される。

$$Re = \frac{UD}{\nu} \quad (1.1)$$

ただし、 $U$  は流場の流速、 $D$  は物体の代表長さ、 $\nu$  は流体の動粘性係数である。このレイノルズ数によって円柱後方に生じる渦放出のパターンは大きく変化し、Fig. 1. 3 に示すように  $Re < 5$  の場合、流体は円柱に沿って流れ、渦は生じない。 $5 \sim 15 < Re < 40$



の領域では円柱の後流側に左右対称な双子渦が発生する。 $40 < Re < 150$  では左右交互に周期的な渦列が発生するようになる。レイノルズ数の範囲が  $150 < Re < 300$  の場合、周期的な不規則な擾乱が後流に見られるようになり、レイノルズ数が増加するにつれて徐々に乱流に遷移し、 $300 < Re < 3 \times 10^5$  では乱流となり、この領域は Subcritical と呼ばれ、層流境界層は前方よどみ点の下流約 80 度で分離し、渦放出は強く周期的となる。ここから  $3 \times 10^5 < Re < 3.5 \times 10^6$  の領域を Supercritical と呼び、層流から乱流への遷移は分離されていない境界層で起こり、遷移点は上流にシフトする。さらに  $3.5 \times 10^6 > Re$  では、管表面上の乱流境界層において規則的な渦放出が再形成される。

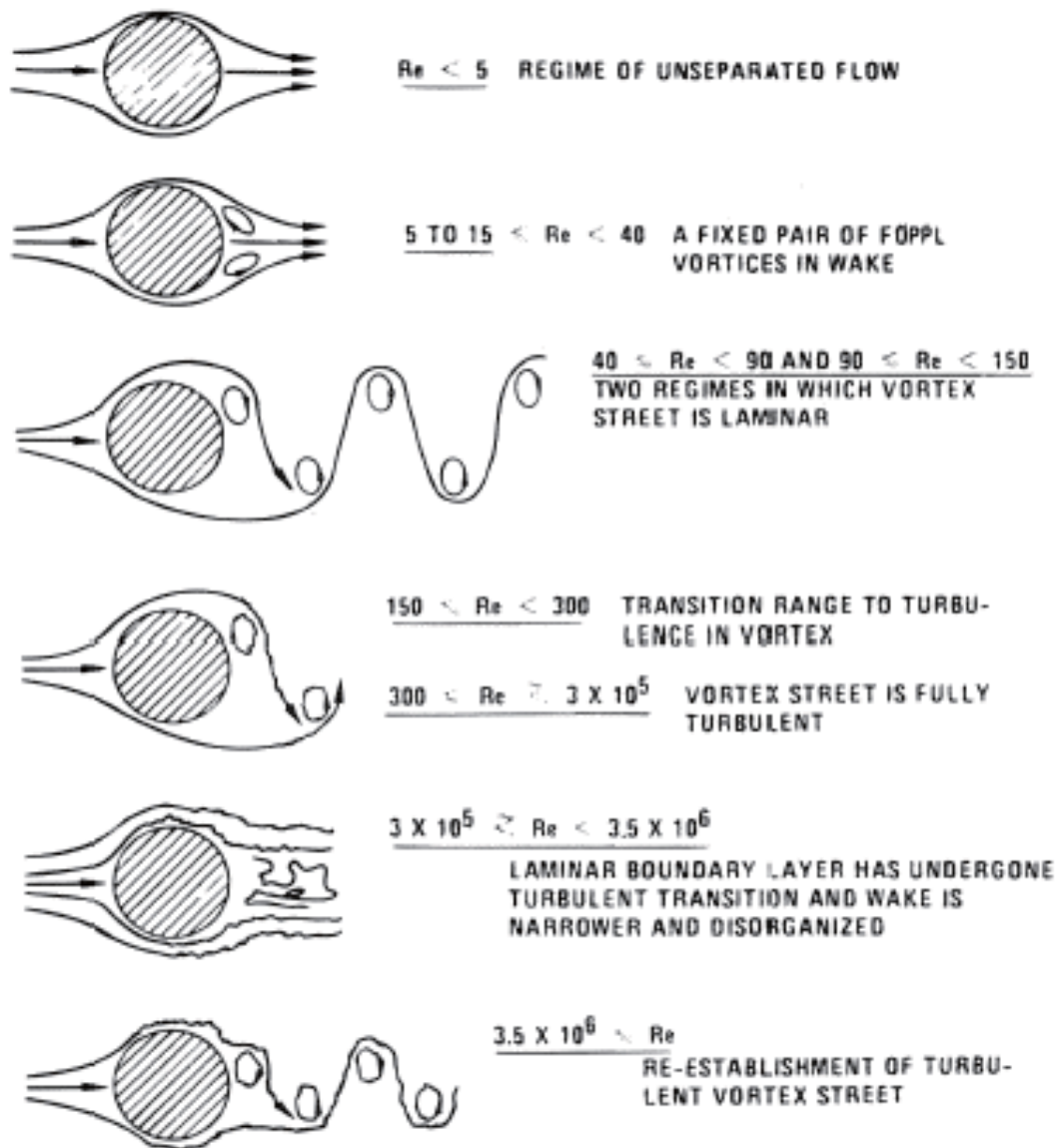


Fig. 1.3 平滑管の渦放出の  $Re$  数による分類 [27]

上述の周期的な渦剥離はストローハル数  $St$  に支配され、円柱の直径  $D$ 、流場の流速  $U$  及び渦放出周波数  $f_v$  を用いて下式で表すことが出来る。

$$St = \frac{f_v D}{U} \quad (1.2)$$

ストローハル数とレイノルズ数の関係は Fig. 1.4 のように表すことが出来、渦列が発生する Subcritical と呼ばれる  $300 < Re < 3 \times 10^5$  の領域では  $St$  数は約 0.2 となることが知られている。

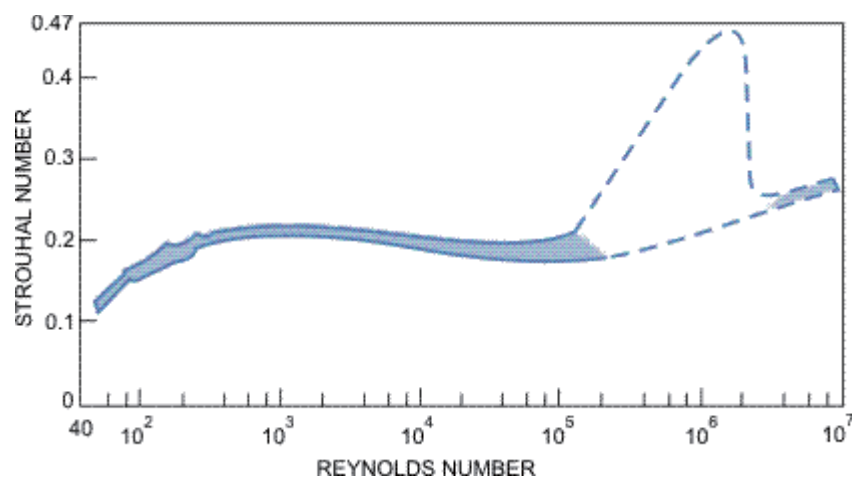


Fig. 1.4 ストローハル数とレイノルズ数の関係（上側の線が平滑表面、下側の線が荒い表面における  $St$  数） [27]

流場中に円柱を置くと、流れ方向に押す力と円柱表面で流れの剥離が生じることで円柱周りの圧力分布が非対称な力が発生する。一般的に、流れ方向に働く流体力を抗力  $F_D$ 、流れと直交方向に働く流体力を揚力  $F_L$  と呼び、これらは概ね流速の 2 乗に比例するため、流体密度  $\rho$ 、円柱長さ  $L$ 、円柱直径  $D$ 、流速  $U$  を用いて次式のように無次元化される。

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho D L U^2} \quad (1.3)$$

$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2} \rho D L U^2} \quad (1.4)$$

ここで、 $C_D$  は抗力係数(Drag coefficient)、 $C_L$  は揚力係数(Lift coefficient)と呼ばれ、一様流れ中にある円柱の抗力係数はレイノルズ数によって変化し、Fig. 1.5 のような傾向を

持つことが知られている。Subcritical 領域では 1.0~1.2 付近の値を取るのに対し、Critical 領域以降ではその値が急激に低下する。また、円柱の変動揚力  $C_L$  とレイノルズ数の関係を Fig. 1. 6 に示す。変動揚力  $C_L$  は揚力の変動成分を無次元化したものである。抗力と同様に変動揚力も Critical 領域以降では値が低下している一方で、Subcritical 領域内でもばらつきが大きい傾向がある。

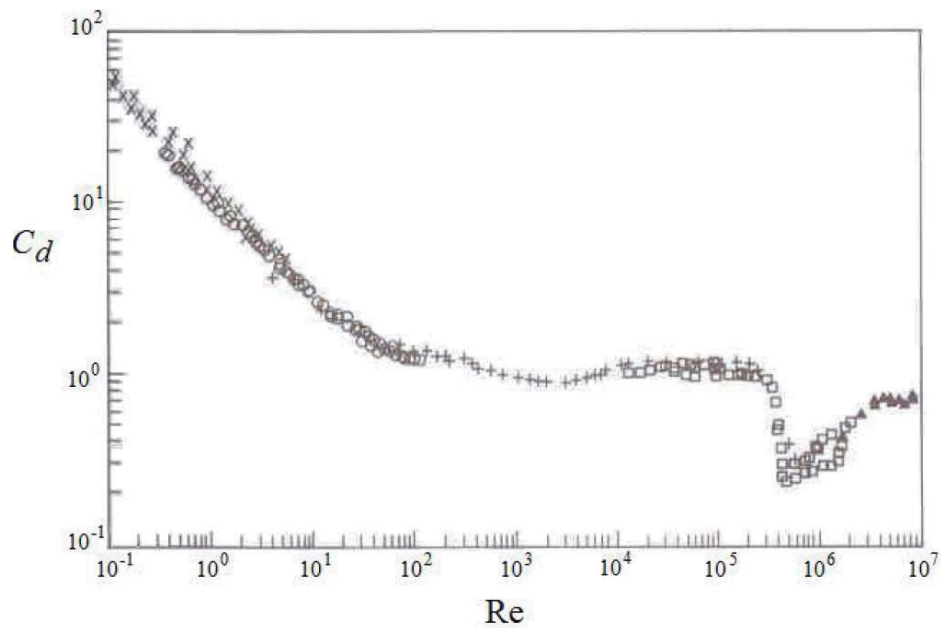


Fig. 1. 5 円柱における抗力係数とレイノルズ数の関係 [28]

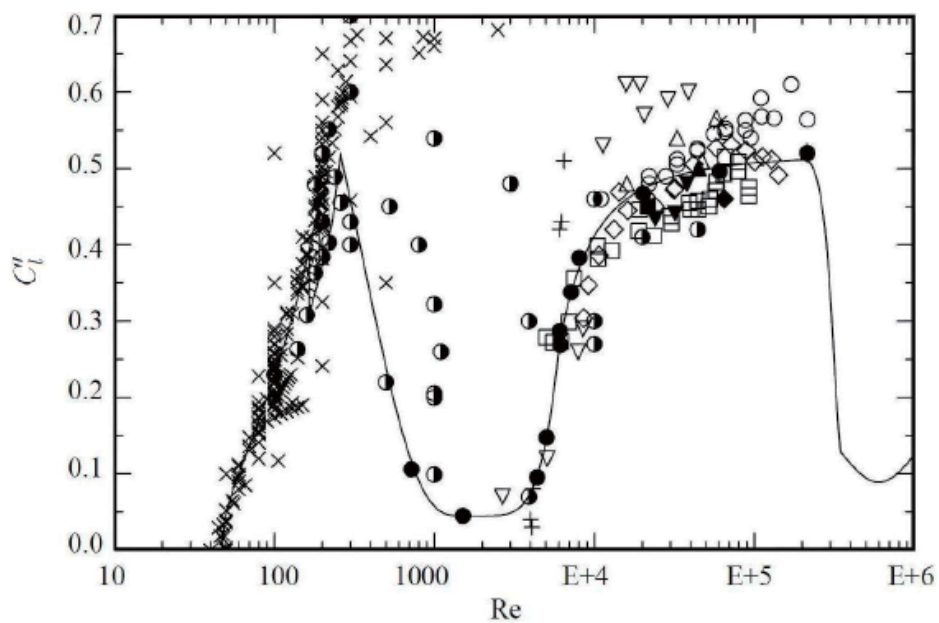


Fig. 1. 6 円柱における変動揚力係数とレイノルズ数の関係 [29]



---

海洋開発に用いられるライザー等の水中線状構造物はアスペクト比が非常に大きい  
のに対し、その剛性はアスペクト比を考慮すると非常に「柔らかい」構造物と言える。  
そのため、モード解析を行うと、(1.2)式に示す渦放出周波数  $f_v$  に近い固有振動数  $f_n$  の振  
動モードを持つことが多い。振動する系の固有周波数  $f_n$  に対する渦放出周波数  $f_v$  の比  
 $f_v / f_n$  は下式で表すことが出来る。

$$\frac{f_v}{f_n} = S_t \frac{U}{f_n D} \quad (1.5)$$

このときの右辺のストローハル数  $St$  以外を下式で表す。

$$V_r = \frac{U}{f_n D} \quad (1.6)$$

この  $V_r$  を換算流速(Reduced Velocity)と呼び、 $St$  と同様に渦励振現象を支配する無次元パ  
ラメータとなる。

渦放出周波数  $f_v$  は同一の振動モードであれば、 $St$  が一定とした場合流速  $U$  に比例す  
る。しかし  $f_v$  が  $f_n$  の値に近くなると、 $f_n$  に引っ張られるように  $f_v$  と異なる  $f_n$  に近い振  
動周波数で運動する。この現象はロックイン(Lock-in)と呼ばれ、VIV の特徴的な振動特  
性の一つであり、換算周波数  $V_r$  で  $5 < V_r < 8$  あたりの領域で発生することが実験的に示  
されている。Fig. 1.7 に Bearman の実施した単円柱の減衰力が小さいケースの気中にお  
ける自由振動の計測結果を示す。ここで、横軸の  $U/ND$  は換算流速  $V_r$  であり、縦軸は  
振動周波数と固有周波数の比  $f/f_n$  及び無次元化した最大振幅  $A/D$  を示している。 $5 <$   
 $U/ND < 8$  付近において振動周波数と固有振動数の比が約 1.0 となっており、このときロ  
ックインが発生することが判る。また、ロックインが発生したときの VIV の特徴の 1  
つとして、ヒステリシス(hysteresis)が存在することが知られており、低い流速から流速  
を上げた計測と高い流速から流速を下げた計測で最大振幅及び振動周波数が異なるこ  
とが図中の矢印を用いて示されている。なお、このロックインは円柱の単位長さあたり  
の質量  $m$  と流体の密度  $\rho$  の比 ( $=m/\rho D^2$ 、 $D$  は管径) によっても傾向が異なり、これが  
高いと振動周波数が円柱の固有振動数に引き寄せられ、これが低いと振動周波数が渦放  
出周波数に引き寄せられやすい傾向がある。

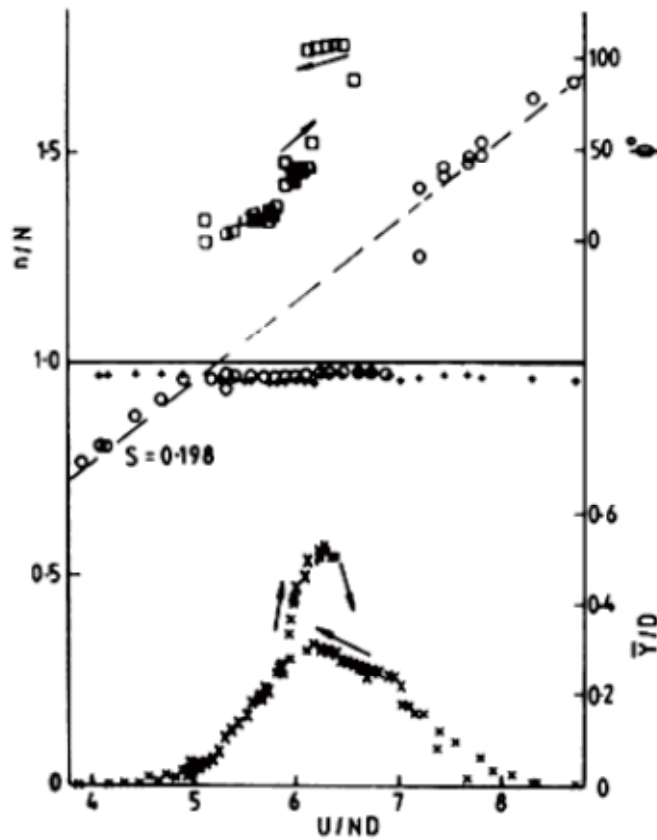


Fig. 1.7 単円柱の VIV 解析結果（上段：振動周波数、下段：振動振幅） [30]

海洋開発において、ライザーに発生する VIV は、波浪中動揺と比較すると比較的高周波数の振動であり、振幅は最大でも  $A/D=1.0$  程度までであっても、限定的な領域に集中的に繰返し荷重が加わることとなるため、ライザー等に与える疲労被害が大きくなる。そのため、VIV の振動抑制について多くの研究がなされており、その結果として生まれたのが VIV 抑制デバイスである。VIV 抑制デバイスは Fig. 1.8 に示すように様々な手法が検討され、近年ではこのうち、ストレーキ、フェアリングの 2 タイプが多く採用されている。

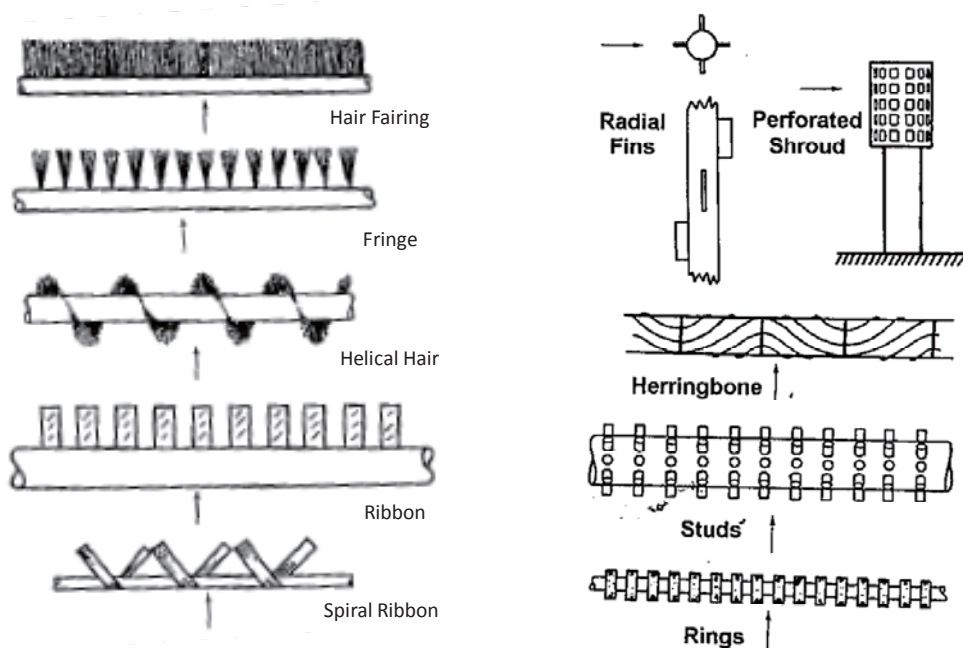


Fig. 1.8 VIV 抑制デバイスの変遷 [31]

また、円柱に対して強制加振を行う研究も実施されており、Sarpkaya は回流水槽内に Cross flow 方向に強制加振できる計測円柱を設置し、加振振幅及び加振周波数をパラメータとした抗力係数の計測を行っている [32]。なお、この結果については第 2 章で本研究の計測結果と比較しているため割愛する。また、Carberry らも同様の実験を行い、渦の可視化と揚力成分の計測を行い、Fig. 1.9 に示すように特定の加振周波数で位相が逆転し、揚力成分が急激に変化する点があることを実験的に示した [33]。

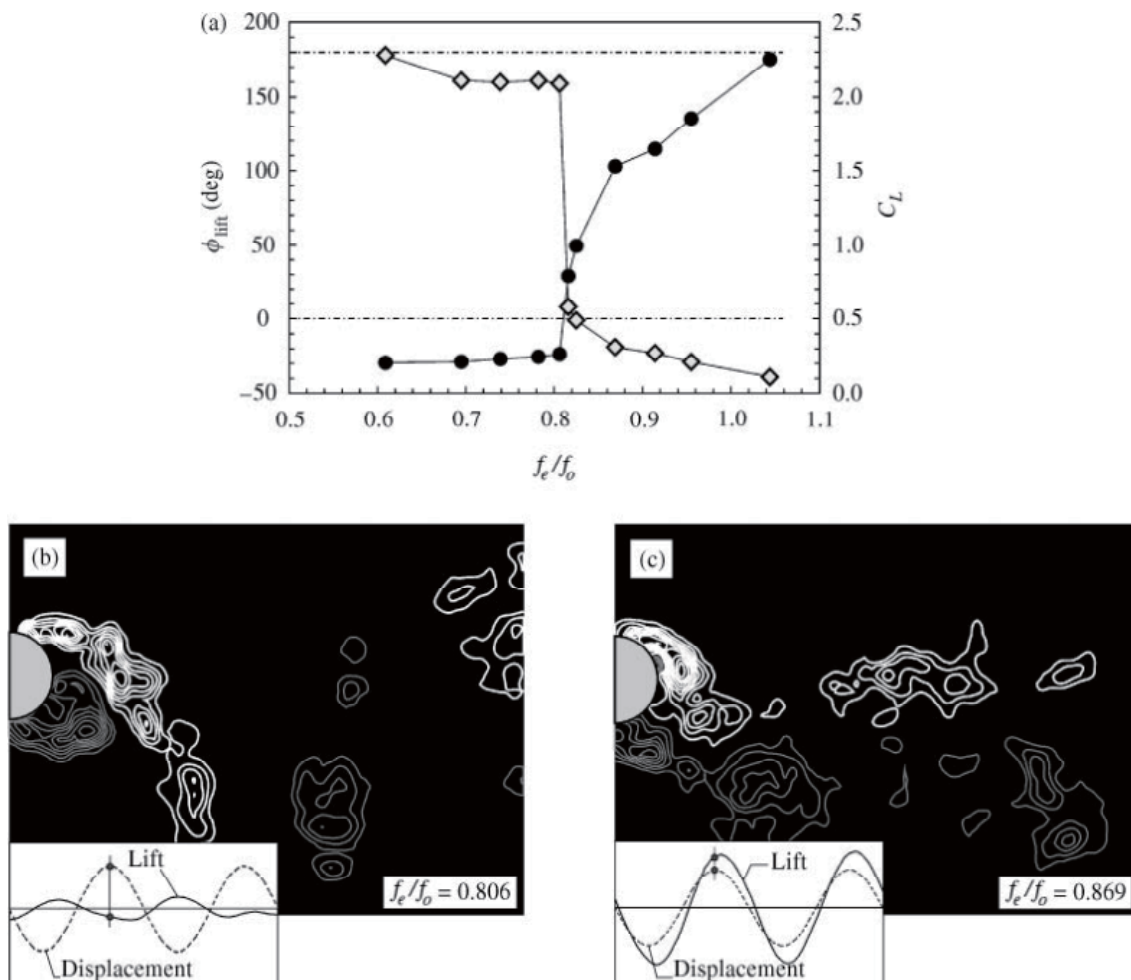


Fig. 1.9 上段：揚力係数と位相、下段：渦放出の可視化 [33]

流体力のデータベース (DB) 化の研究では、Zheng らは単円柱の VIV について、In-line 方向の振動と Cross flow 方向の振動に加えて、2 方向の振動の位相と換算流速をパラメータとした強制加振実験を行い、流体力を計測し、Inline-crossflow VIV 流体力 DB 「2DMIT」を構築した。その結果の一部として、無次元化した付加質量係数を Fig. 1.10 に示す [34]。彼らは新たに構築した流体力 DB を系統的に解析し、Cross flow 方向と In-line 方向の係数が 2 つの方向の振動の位相に強く依存することを示した。

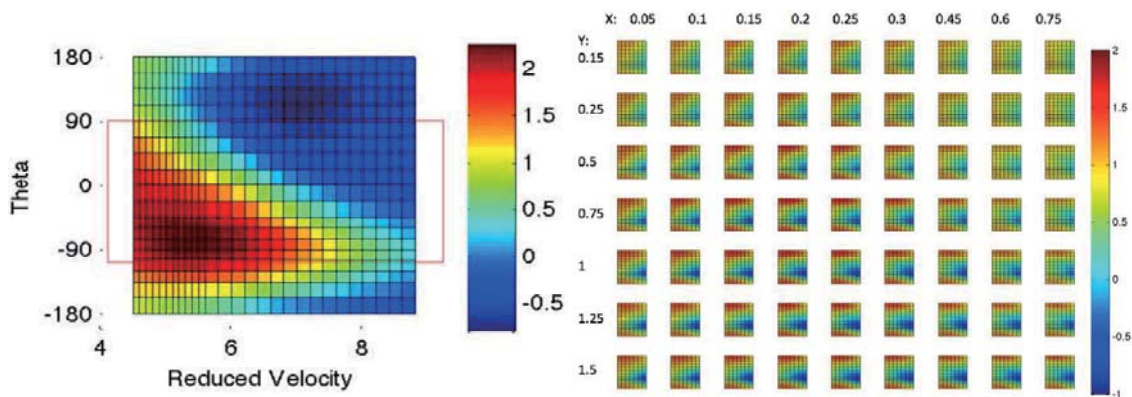


Fig. 1.10 単円柱の付加質量係数（左図：In-line  $A/D=0.05$ 、Cross flow  $A/D=0.15$ 、右図：全計測結果） [34]

### 1.2.3 2本の固定円柱のVIV

2本またはそれ以上の円柱を接近して配置したものに関する研究は単円柱と比較するとかなり少なく、その理由として複数円柱の流場が複雑であることや、渦放出、後流、境界層の剥離の相互影響が挙げられる。もっとも基本的な複数円柱の配置は Fig. 1.11 に示すように同じ外径の2本の円柱を対象にしたものであるが、単円柱と比較すると、①柱芯間距離、②流向、がパラメータとして増えることになる。

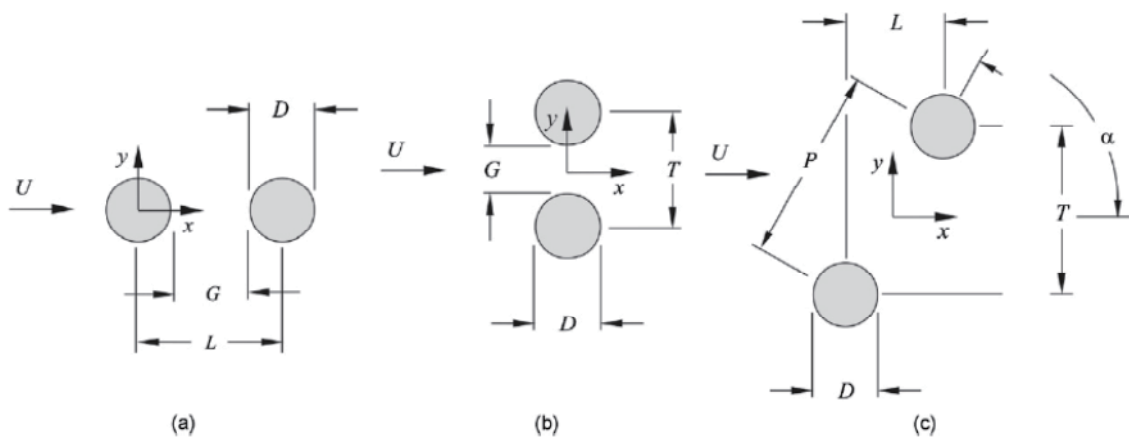


Fig. 1.11 同じ外径の2本円柱（a：Tandem 配置、b：Side by side 配置、c：Staggered 配置） [35]

一様流中に固定された2本円柱に対する研究のアプローチとして、以下の4つが挙げられる。

- 下流側の円柱が受ける後流の影響または 2 円柱がより接近したケースの相互影響を分類する方法。
- 渦放出周波数や円柱表面の圧力変動、揚力・抗力の計測といった実験的手法。
- 渦放出の様子や境界層の可視化。
- 数値計算を用いた円柱まわりの流場の計算。

1つ目の手法として、Zdravkovich は 2 円柱の相互作用を ①Proximity interference、②Wake interference、③. ①と②の両方が発現する領域、④. ①と②のどちらも発現せず互いに単円柱と等しい状況の 4 パターンに分類し、Fig. 1. 12 のように示した。Proximity interference は下流側の円柱は後流に入っていないが近傍影響を受ける場合であり、2 円柱両方から起こるカルマン渦列同士が特定の周波数や位相で同調ないし逆位相で打ち消し合うといった相互影響を及ぼす。Wake interference は下流側円柱が上流側円柱の後流に入る場合であり、上流側円柱において自由せん断層が延長され、渦放出が抑制される現象が起こる [36]。

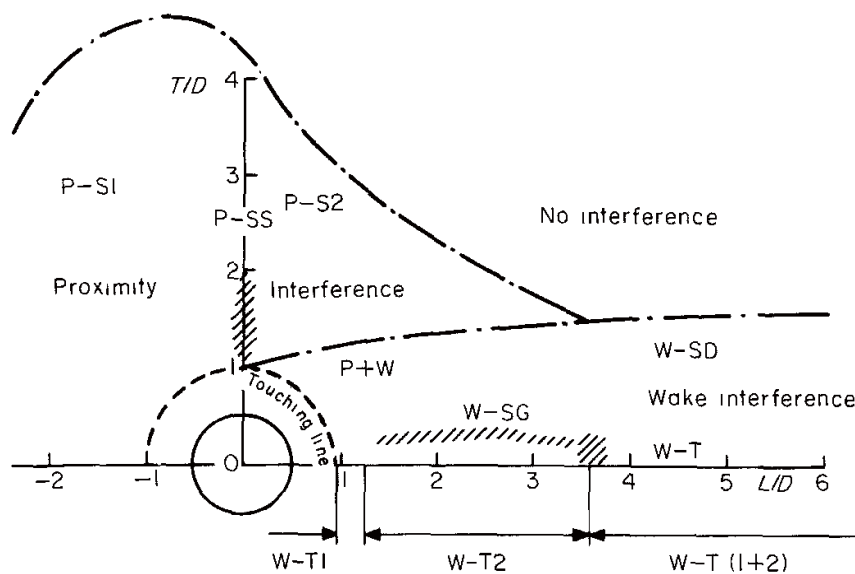


Fig. 1. 12 下流側円柱の位置による相互影響の分類 [36]

2つ目の手法として、Sumner らは同じ外径の 2 円柱を対象に Tandem 配置、Staggered 配置、Side by side 配置のすべてを網羅して、流向を小刻みに変化させた渦放出周波数や揚力・抗力・ストローハル数の計測を行い、柱芯間距離  $P$  と管径  $D$  の比である  $P/D=1.25$  までと、 $P/D=1.5\sim 2.5$ 、 $P/D=3\sim 4$  の 3 パターンでそれぞれ相互影響が異なることを

示している [37]。Alam らも流向を小刻みに変化させて円柱まわりの圧力変動などを計測し、加えて揚力係数の変動成分と抗力係数の変動成分についても計測を行っている [38]。これら先行研究の詳細は第 2 章で述べる非加振流体力計測実験の結果と比較して考察を行っているため割愛する。

3 つ目の手法として、Igarashi は Tandem 配置の 2 円柱まわりの渦放出を可視化し、Fig. 1. 13 に示すように 8 つのパターンに分類した。2 円柱の距離が近いと、2 円柱が一体となった物体のように渦剥離が生じる。また、2 円柱の距離によっては、上流側円柱で剥離した流れが下流側円柱において再付着し、結果として 2 円柱の間に渦が生じるケースも存在する [39]。

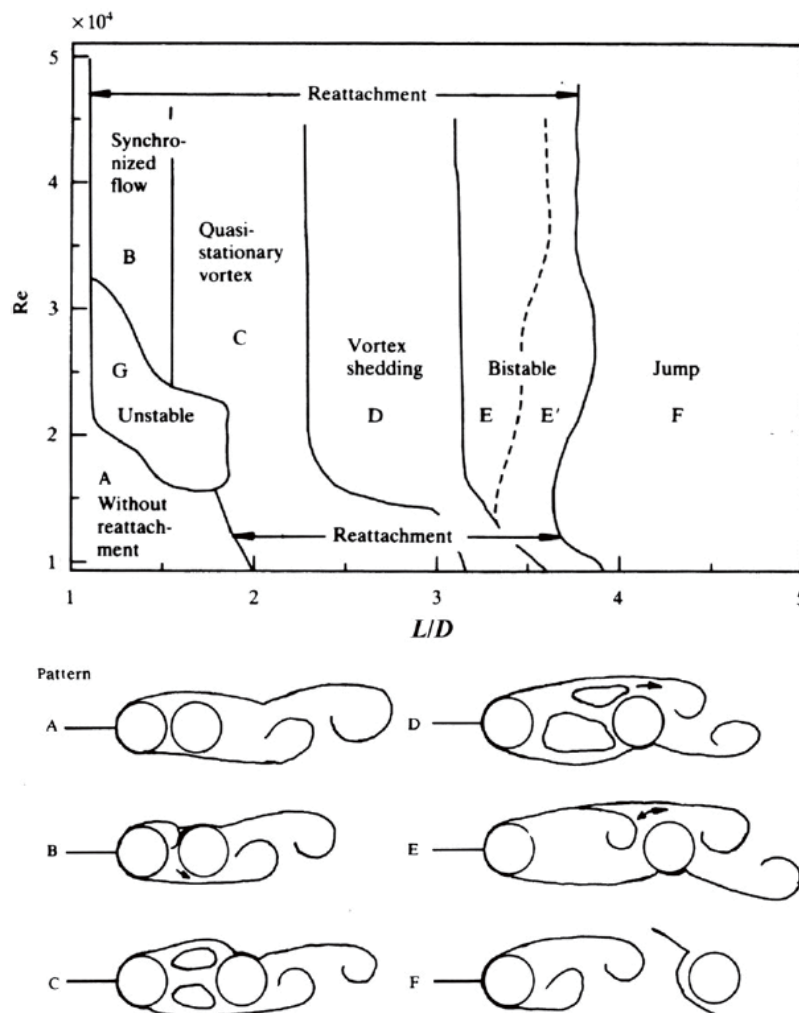


Fig. 1. 13 Tandem 配置における渦放出の可視化による分類 [39]



同じく渦放出の様子や境界層の可視化の手法として、Hu and Zhou(2008)は Fig. 1. 14 に示すように柱芯間距離  $P/D=1\sim 4$  おいて 2 円柱の後流及び渦放出のパターンを分類し、Fig. 1. 14 下段の写真のように形成される渦列が単一(S) か、2 つ(T)か、そして上下の渦の位相差や大きさによって 5 パターンに分類している [40] [41]。

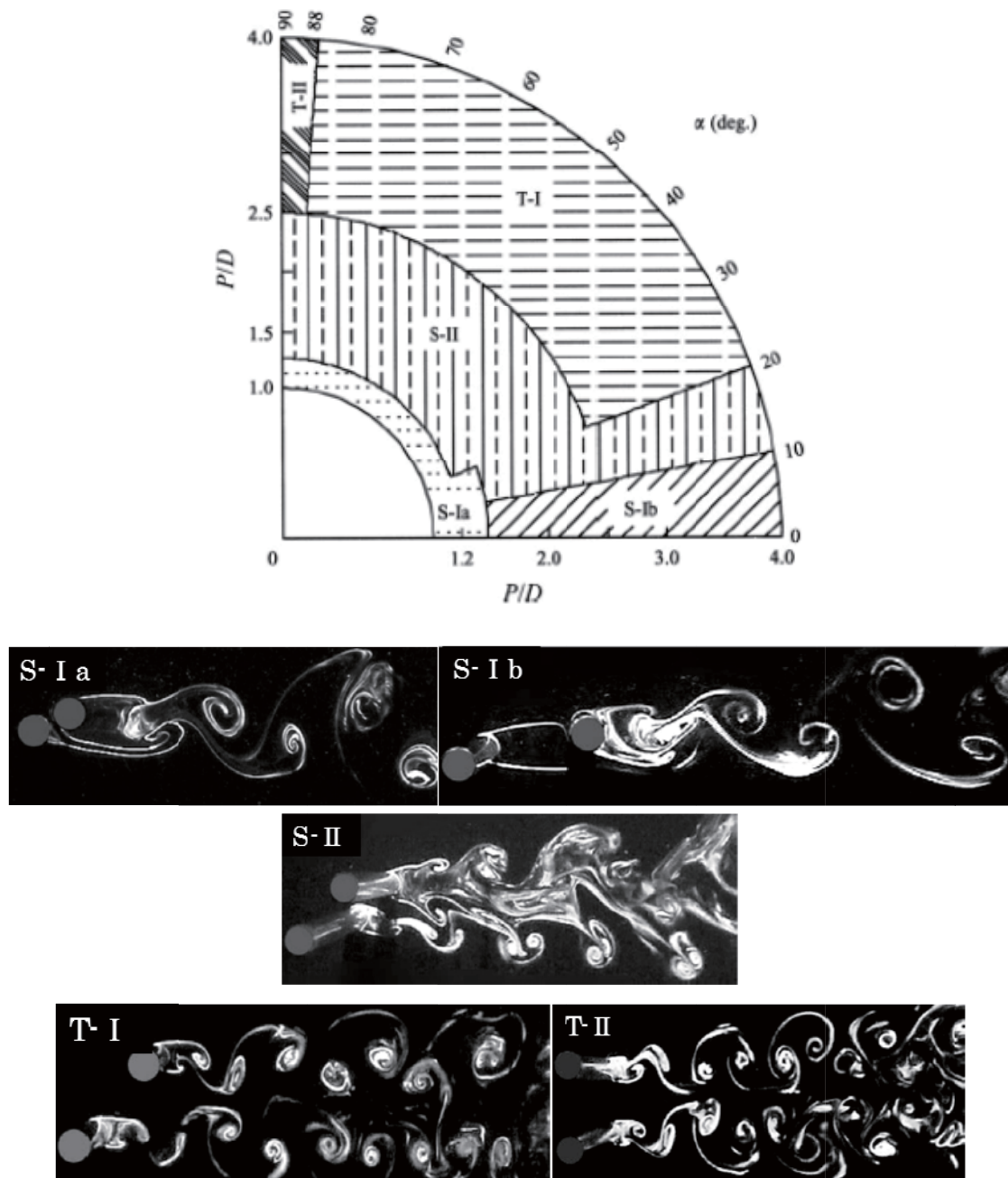


Fig. 1. 14 流向及び柱芯間距離をパラメータとした渦放出の様子 [40]



---

[41] 4つ目の CFD を用いた研究手法は、計算機の高性能化と廉価化が進んだため、近年多く行われている。CFD による流場計算または挙動推定は計算用資機材があれば簡単に実施できるが、精度の検証が不可欠であり、結局は水槽試験や実機を用いた検証データが必要となる。Nguyen らは Tandem 配置された 2 円柱のうち、下流側の Cross flow 方向に自由度を持たせたモデルを用いて流場計算と下流側円柱の挙動推定を行い、先行研究の水槽試験結果と比較・検証を行っている [42]。また、Borazjani と Sotiropoulos は Tandem 配置された 2 円柱の両方に 1 自由度ないし 2 自由度を持たせた数値計算を行っているが、先行研究の水槽実験結果との比較は単管のみとなっている [43]。

#### 1.2.4 2本の円柱の加振試験または挙動計測試験

固定円柱に対する研究と比較すると、論理的、解析的な精度は低くなるが、自由振動するモデルを用いた挙動計測試験や加振円柱に対する研究も実施されており、その加振パターンから下記のように分類できる。

- 上流側のみ自由度のある挙動計測、または下流側のみ自由度のある挙動計測。
- 上流側、下流側ともに自由度のある挙動計測。
- 上流側のみ強制加振、または下流側のみ強制加振し流体力計測。
- 上流側、下流側ともに強制加振し流体力計測。
- 弾性モデルを用いた潮流中挙動計測試験。

このうち、先行研究が存在する事例についてはその概要を以下に示す。

1 番目の手法として、Assi(2006)らは Tandem 配置において下流側の円柱のみ自由度を与えた円柱模型を曳航し、柱芯間距離を変化させて実験を行った。その結果、高換算流速域において、単管と比較して 50%以上最大振幅が大きくなることを示した [44]。なお、彼らの水槽実験では曳引台車から Fig. 1. 15 に示すように板バネで円柱模型を取り付けることで円柱の挙動を計測し、Fig. 1. 160 に示すように下流側の円柱の軌跡を  $P/D$  毎に図示している

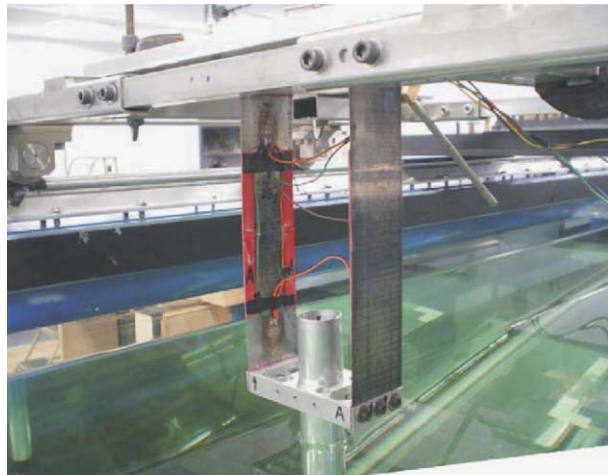


Fig. 1. 15 挙動計測用円柱の固定方法 [44]

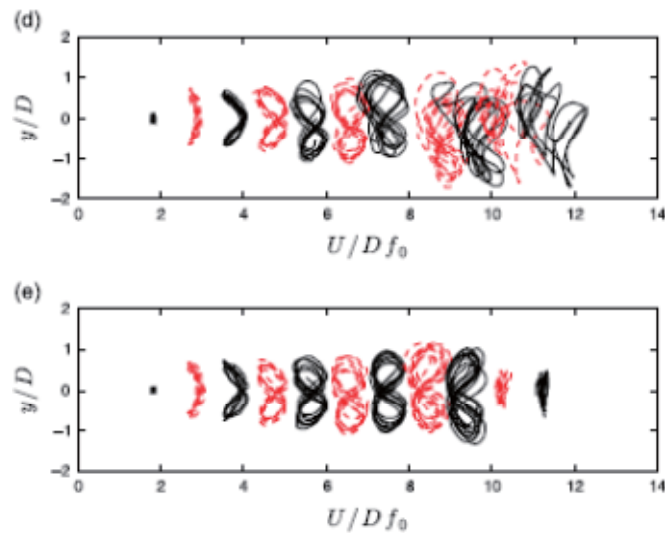


Fig. 1. 16 下流側円柱の軌跡（上段： $P/D=2$ 、下段： $P/D=3$ ） [45]

4番目の手法として、金と坂本は Tandem 配置と Staggered 配置において、上流側の円柱と下流側の円柱が Cross flow 方向に互い違いに強制加振する装置を開発し、このときの変動揚力係数を計測し、流力振動が Fig. 1. 17 に示すようなおおまかに7パターンに分類できること、流向  $\alpha=10^\circ$  及び  $15^\circ$  の高換算流速域で発散振動が計測されたことを示した [46]。

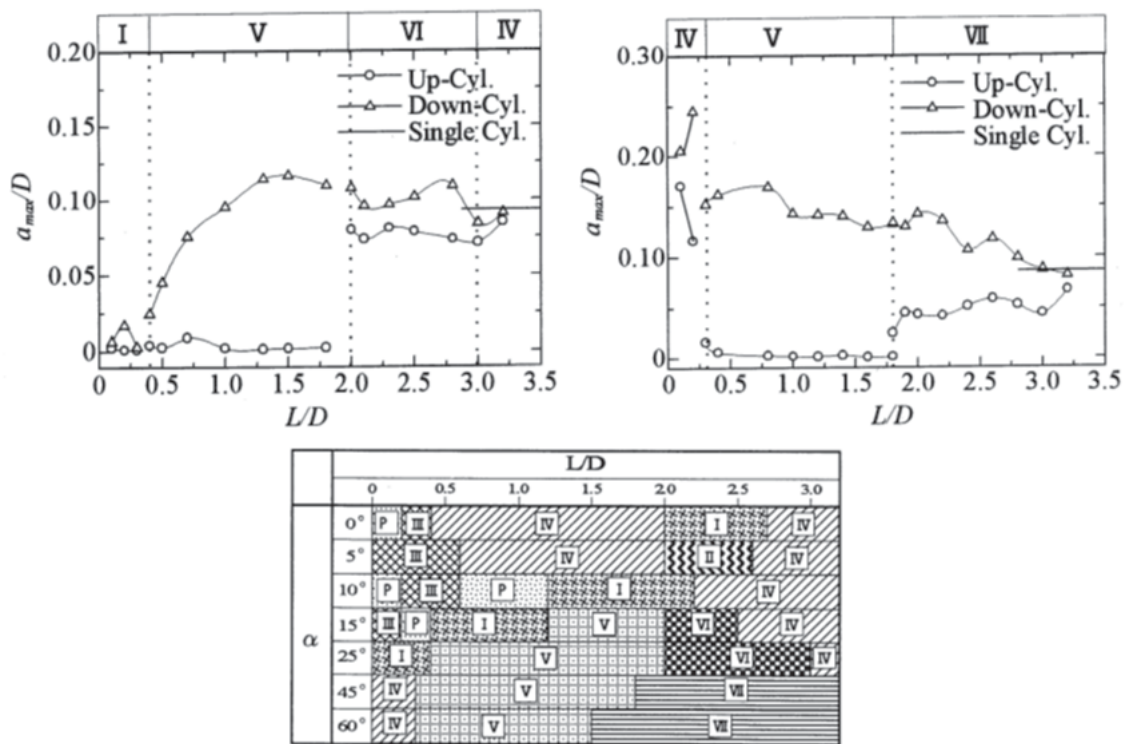


Fig. 1.17 2円柱の揚力係数振幅と発現パターン [46]

5つ目の手法として、Allen と Henning は回流水槽を用いた Tandem 配置された2本の弾性管模型の Shear flow における挙動計測手法を構築し、Fig. 1.18 に示すように計測結果から上流側の振幅が小さいうちは下流側の振幅が大きい、上流側の振幅が大きくなるに連れて下流側の振幅が小さくなる傾向を示した [47]。

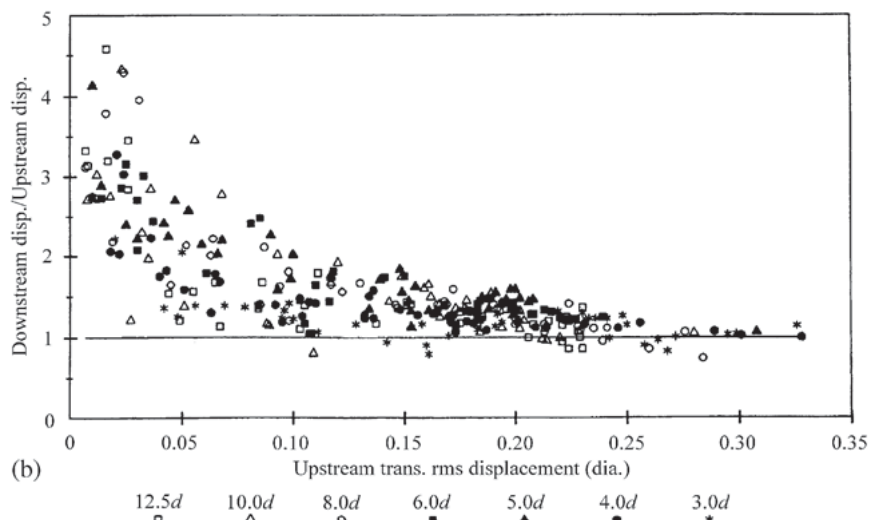


Fig. 1.18 弾性管模型実験結果（上流側振幅 vs. 下流側振幅/上流側振幅） [47]

同じく 5 つ目の手法として、Fujiwara(2011)らは潮流発生装置を組み合わせることで Shear flow を再現し、潮流中 VIV 挙動を計測した。さらに非接触式挙動計測装置を用いて Fig. 1. 19 に示すように約 30m の弾性管模型のモード振幅を詳細に計測し、上端張力を変化させることで、高次側で 15 次モード、低次側で 5 次モードの VIV 挙動を計測した [48]。また、周期的に張力変動を起こして振動モードを変化させ、特定の振動モードが発達する前にモードの遷移を意図的に引き起こすことで、振動振幅を抑えることが出来ることを示した。

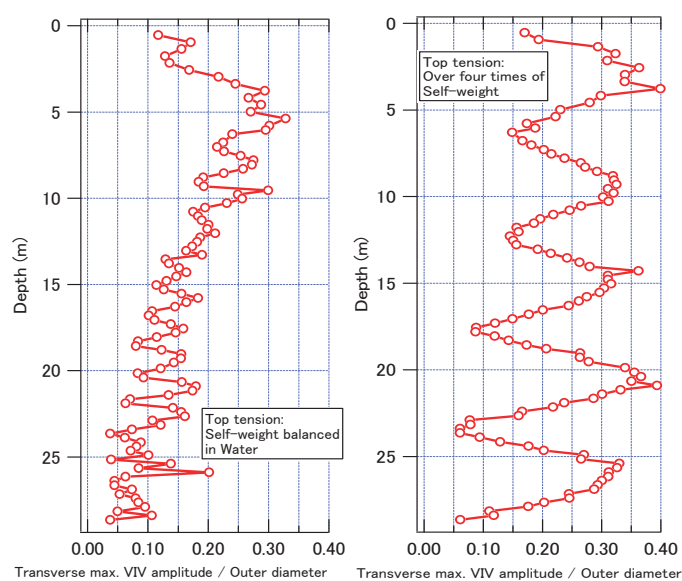


Fig. 1. 19 VIV 振動モード振幅 (左図 : 15 次モード、右図 : 5 次モード) [48]

### 1.3 VIV 挙動推定

#### 1.3.1 挙動推定手法の分類

流場中の単一线状構造とその周辺流体の相互作用は、多くの研究によって検証されている [49]。海洋開発の分野では、ライザー管やドリルパイプなどの渦励振 (VIV) が疲労強度の点から関心が高い。VIV の推定方法は一般に、流体力推定とたわみ変形挙動シミュレーションの組合せであり、後者は周波数定常応答または時間発展をする有限要素法モデルで取り扱われる。挙動推定プログラムは各研究機関で開発が進んでいるが、主に流体力の推定の部分で 3 つのグループに分類することが出来る。 [50]

- 二次元 CFD を用いたストリップ法

ライザー周囲の流れを分割し、CFD を用いて各層における二次元流れを解析し、FEM を用いたライザーの応答解析法と連成して解く方法であり、各断面間の流体力学的つな

---

がりがないため、三次元的な渦放出については再現できず、その再現のための工夫も行われている。Norsk Hydro、USP (University of Saˆo Paulo)、Deepflow (Institut Francais du Pe´trole)及び VIVIC (Imperial College, London)がこのグループに当たる。

- 流体力推定モデルを用いたストリップ法

上述の二次元 CFD と同じく、ライザー周囲の二次元流体力を解析し、これを時間ステップ毎に三次元的に積み重ねる方法であるが、二次元流場を直接的に解くのではなく、渦追跡モデルや伴流によって振動する振動子を用いて挙動推定を行う等の工夫をしている。これらは CFD より計算量を抑えられるがモデルの適用範囲に制限がある。Orcina Vortex Tracking と Orcina Wake Oscillator がこのグループに相当する。

- 水槽実験結果を用いたストリップ法

渦励振による振動または強制振動させた剛体円柱の計測結果からの流体力のデータベースを作成し、励起される可能性が最も高いモード（またはモードの範囲）の振幅を推定する手法であり、流体力データベースの範囲外には適用出来ないことなどの欠点もある。しかしながら上記 2 つの手法と比較して、計算結果や計算資源などの観点から、実用に耐え得る解析手法として開発が進んでいる。また、In-line 方向の応答を計算できるプログラムは少ないが、そのいくつかで Cross flow 方向と同様の手順を用い、ある程度の精度が得られている。このグループには LINE3D\_VIV (東京大学)、VIVA (MIT)、VIVANA (NTNU) [51]、VICoMo (NTNU)、SHEAR7 (MIT)及び ABAVIV (Technip)が属し、この手法が現時点では実用的である [52]。

これら 3 つの手法に加えて、ライザー周りの流体力を三次元 CFD で計算し、ライザー一本体の構造応答を三次元 FEM によって計算し、両者を連成的に解く解析方法がある。しかし、弾性変形するライザー周囲流れを CFD で解析するには、膨大な計算資源、計算時間を要する。更に精度及び汎用性の面でも現時点で実用的な解析手法の開発は達成されていない。

### 1.3.2 LINE3D\_VIV の手法

水中線状構造物の VIV を対象とした計算手法の例として、本研究で開発した計算手法と同じ時系列領域計算、ルックアップテーブル法を用いた流体力の抽出を行っている東京大学の鈴木研究室で開発された「LINE3D\_VIV」について調査した。

LINE3D\_VIV は、線状構造物の応答を解くために開発された幾何学的非線形性を考慮した時間領域の三次元有限要素のプログラムである LINE3D をベースに、VIV による流体力を考慮した実用的に VIV 挙動解析を行うために開発されたプログラムである。解

析では Fig. 1. 20 に示すフローチャートに従って応答評価を行っており、構成されるコンポーネントで重要となるものは、VIV 流体力データベースと数値フィルターとなる。

VIV 流体力データベースでは流体力計測試験において、レイノルズ数、振動周期、振幅、傾斜角をパラメータとして、流れに直交する揚力を計測し、揚力の変動成分から流体力計測モデルの振動と同位相の成分と  $90^\circ$  位相の成分に分離して、下式を用いて付加質量係数と減衰係数を算出している。

$$\text{減衰係数 : } \frac{F_{90^\circ}}{\frac{1}{2}\rho D L U A (2\pi f)^2} \quad (1.7)$$

$$\text{付加質量係数 : } \frac{F_{\text{同位相}} - M A (2\pi f)^2}{\rho \frac{\pi D^2}{4} L A (2\pi f)^2} \quad (1.8)$$

ここで、 $\rho$  は流体密度、 $D$  はライザー模型の直径、 $L$  は計測部長さ、 $U$  は曳航速度、 $A$  は加振振幅である。計測したデータはスプライン補間と外挿を行い、適用範囲を広げている。また、無次元振幅とレイノルズ数、傾斜角に関して補間を行い、Fig. 1. 21 に示すような加振振幅と加振周波数をパラメータとする流体力データベースを構築している。

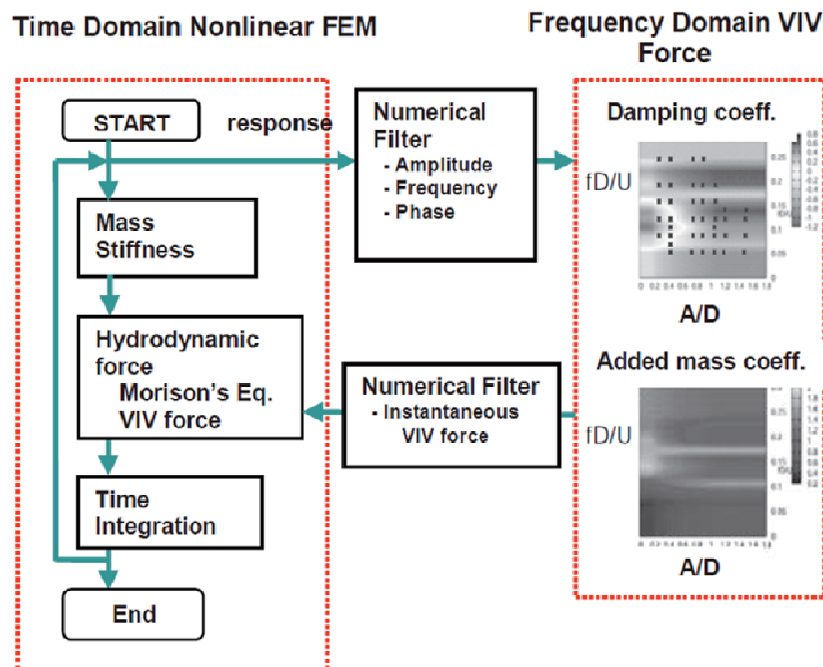


Fig. 1. 20 LINE3D\_VIV のフローチャート [53]



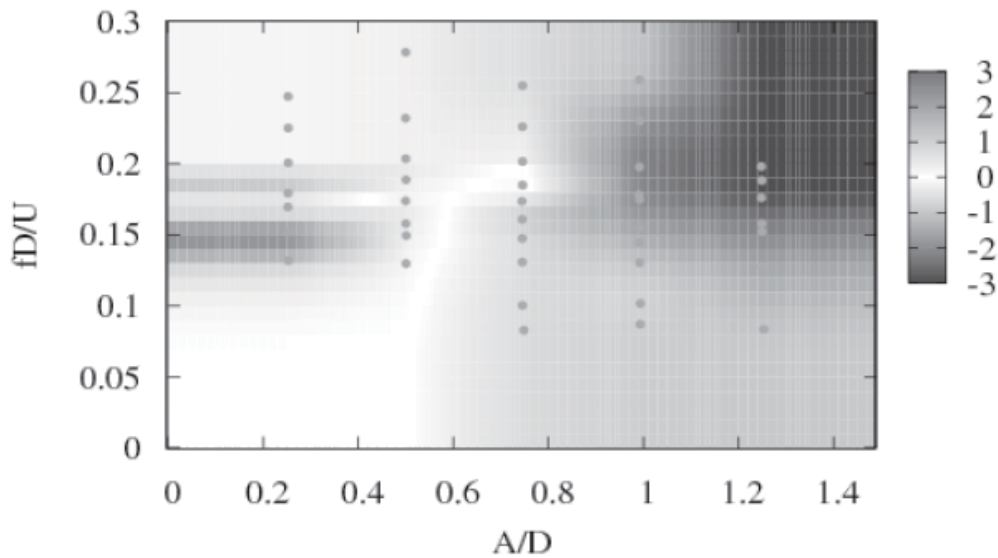


Fig. 1.21 減衰係数のコンター図 ( $Re=8 \times 10^3$ ) [53]

なお、流体力データベースについては、LINE3D\_VIV の適用範囲拡大を目指して、最大で  $1.5 \times 10^6 < Re < 6.0 \times 10^6$  の  $Re$  数をカバーするように、実機の管径を模した流体力計測模型を用いた大規模な流体力計測実験を行っている。

また、時間領域で計算中の時々刻々のライザー応答から各接点の応答振幅、周波数、位相を検出するための数値フィルターを開発し、その後の研究で数値フィルターの改良を試みているが、計算の安定性等の点が課題となっている [54]。

## 1.4 本研究について

### 1.4.1 本研究の実施内容

本研究は、束ねられて近接配置された2本のライザー管に流れが作用する時の流力弾性挙動を明らかにし、挙動推定法を構築することを目標とする。そのために以下の4つを実施する。

- ① 剛体模型による曳航・非加振流体力計測実験として、曳引台車に固定された流体力計測円柱を曳航し、管の柱芯間距離、流れの流入角度、流速をパラメータとした流体力計測実験を行う。これにより2本円柱の基本的な流力特性を明らかにするとともに、弾性管模型を用いた挙動計測に必要な条件を検討する。
- ② 弾性模型による曳航・動揺計測実験として、束ねられ懸吊された2本のライザー管模型を用いて、管の柱芯間距離、流れの流入角度、流速をパラメータとした挙動計測実験を行う。これにより、流場中における弾性管の振動特性を明らかにする。

---

かにするとともに、2 本円柱の流体力計測に必要な加振パターン等の条件を検討する。

- ③ 剛体模型による曳航・強制加振実験（並進方向加振、回転方向加振、離合方向加振）を行い、束ねられた 2 本のライザー管に発現する振動パターンに対応した流体力計測を行い、流体力データベースを作成する。
- ④ 流体力データベースを参照して挙動をシミュレーションする手法を用いて、束ねられた 2 本のライザー管を対象とした挙動推定手法を開発し、適用可能性を検証する。

#### 1.4.2 本論文の位置付け、新規性

本論文は、固定 2 円柱の流体力計測、2 本の弾性管模型の挙動計測、加振 2 円柱の流体力計測、水槽実験結果を用いたストリップ法による挙動推定、の 4 つで構成される。

第一に、固定 2 円柱の流体力計測については前述の先行研究の調査に示すように既に数多く実施されており、本実験は一樣流中に固定された 2 本円柱に対する研究のアプローチのうち、「渦放出周波数や円柱表面の圧力変動、揚力・抗力の計測といった実験的手法」の一つとなる。同様の水槽実験が先行研究によって多く報告されているため、新規性は乏しいが、先行研究との比較によって実験手法及びその精度を確認し、流体力計測装置の一部を転用する第 4 章の加振流体力計測実験の精度確認として必要な実験であると考ええる。

第二に、2 本の弾性管模型の挙動計測は 2 本以上の振動する円柱を対象とした研究アプローチのうち、「弾性模型を用いた潮流中挙動計測」に相当する。これに相当する先行研究のうち、特に本研究で実施した 2 本の管を対象とした実験結果は貴重なデータであり、今後の CFD を用いた同様の研究に対する検証データとして有用であると考ええる。

第三に、加振 2 円柱の流体力計測は 2 本以上の振動する円柱を対象とした研究アプローチのうち、「上流側、下流側ともに強制加振し流体力計測」に相当する。2 円柱を同時に加振する研究は前例が少なく、流体力データベース整備のために加振振幅や周波数等のパラメータを幅広く振った実験結果は同分野の今後の研究に活かせるデータとなりうると考える。また、弾性管模型の挙動計測結果から解析した 2 円柱の振動パターン並びにその振動パターンを再現する強制加振装置は実験結果とともに十分な新規性を有すると考える。

第四に、水槽実験結果を用いたストリップ法による挙動推定は単管 VIV の挙動推定手法のうち、もっとも実用性が高いとされる手法を 2 本円柱に適用しており、挙動推定



---

手法自体に大きな新規性はないと考える。しかしながら2本円柱に対しても同手法が適用可能であることを示すことは十分な研究的価値を有すると考える。

なお、本研究で対象とした束ねられた2本のライザー管はこれまでの先行研究と比較すると、拘束条件等の適応範囲が限定的であると考えられる。しかしながら本章冒頭で示した海洋開発分野における複数本配管の適用事例と照らし合わせると、束ねられ2本のライザー管は十分に工学的ニーズを満たす研究対象であると考えられる。

---

## 第2章 剛体模型による曳航・流体力計測実験

### 2.1 実験概要

2円柱の流場中で発生する流体力の基本的な特性を計測するために、流向と柱芯間距離をパラメータとした剛体2円柱の非加振曳航実験を実施した。本実験には比較的、類似研究や参考文献が多いので、先行研究と比較を行う。

### 2.2 水槽実験

#### 2.2.1 実験施設

実験は国立研究開発法人海上・港湾・航空技術研究所海上技術安全研究所55号棟極浅水域流体力計測水路（小型二次元水槽）において実施した。本水槽の全長は22m、幅が0.5m、最大水深が0.7mであり、水槽中央部5mは両側壁及び底面がガラス張りとなっており、水中挙動や流れを観測することが可能となっている。外観をFig. 2.1に示す。水槽側壁の上にレールが敷設してあり、レールの継ぎ目で走行時に振動することを防ぐために、レール研磨を行っている。水槽長手方向の両端はビーチになっており、その上にマット状のヘチマロン（Fig. 2.2）を敷設することで曳航台車及び流体力計測円柱が走行する際に発生する曳き波を消波している。また、水槽には水道水を注水して使用した。

実験は第4章にて後述する並進方向加振実験と同時に2014年11月から翌年1月にかけて実施した。



Fig. 2.1 小型二次元水槽外観



Fig. 2.2 マット状ヘチマロン [55]

## 2.2.2 実験装置

### A) 曳航台車

流体力計測円柱を曳航する曳航台車の仕様を Table 2.1 に示す。曳航台車は後述する強制加振試験を行うために、本試験に合わせて製作した。なお、台車には重さ 20kg 程度の電動リニアスライダを搭載するために、十分な強度を担保するように設計・製作した。また、実験では曳航速度を安定して維持する必要があるため、台車速度はロータリーエンコーダにより計測し、サーボモータを用いた速度制御を行った。外部出力したデータは検力計のデータ等と併せてデータロガーを用いて記録した。なお、台車の製作に際しては構造解析を行い、台車単体及び台車に強制動揺装置と流体力計測円柱を積載した状態における固有振動数が加振周波数と同調しないように設計した。Fig. 2.3 に曳航台車の概要図を示す。

Table 2.1 曳航台車基本仕様

材料	アルミニウム
重量	約 100kg
設定可能速度	~0.5m/s

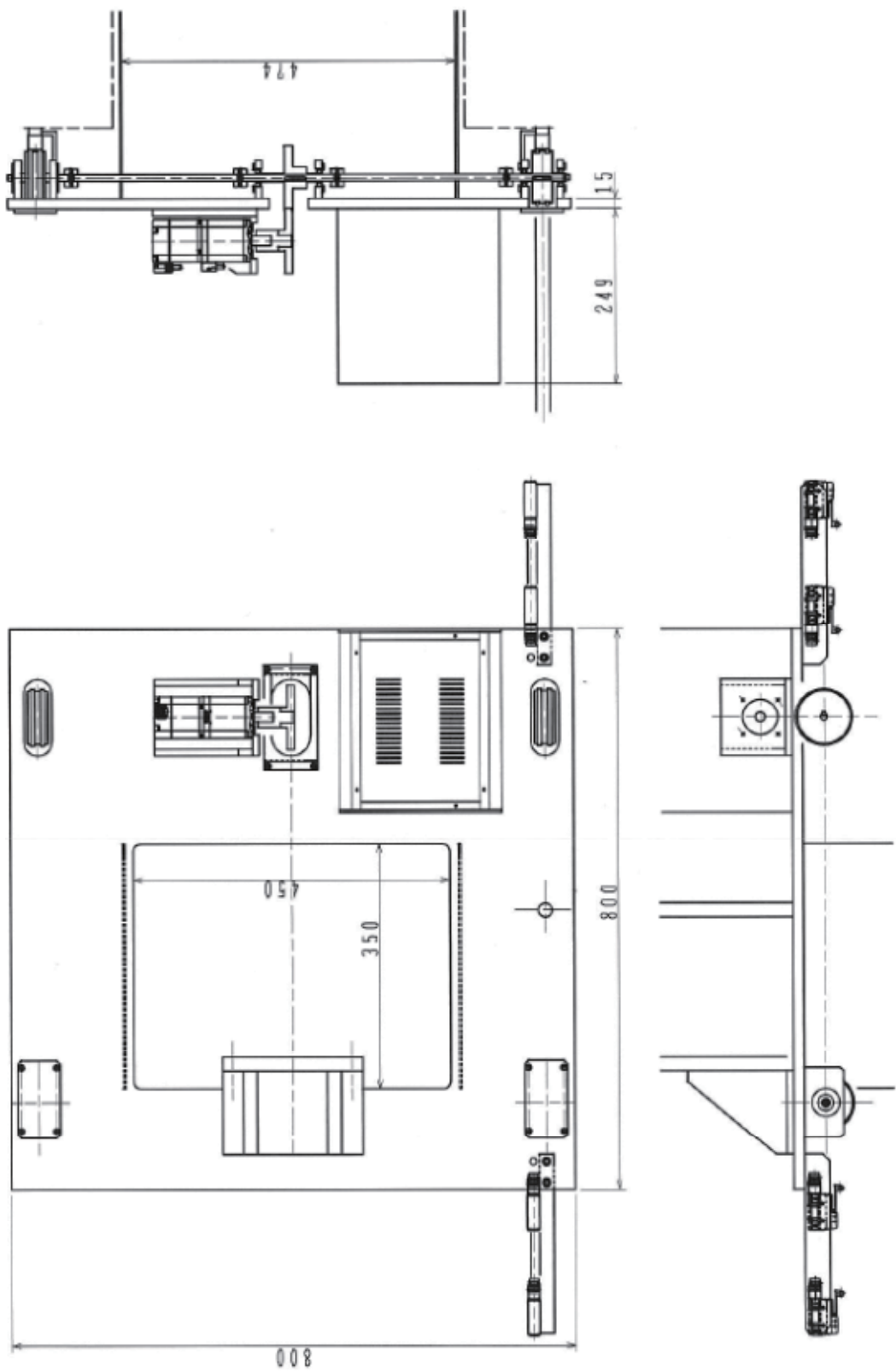


Fig. 2.3 曳航台車概要図

## B) 流体力計測部

流体力計測円柱の基本的な仕様を Table 2. 2 に示す。2本の流体力計測円柱の仕様は同じとし、水中では中性浮力となるように浮力を調整した。流体力計測円柱の概略図を Fig. 2. 4 に示し、2円柱の角度と距離を調節する治具を含めた計測部の全体像を Fig. 2. 5 に示す。

Table 2. 2 円柱模型仕様

材料	アルミニウム
重量	2.11kg
直径 $D_0$	80mm
長さ	0.42m
長さ(スリーブ込)	0.468m

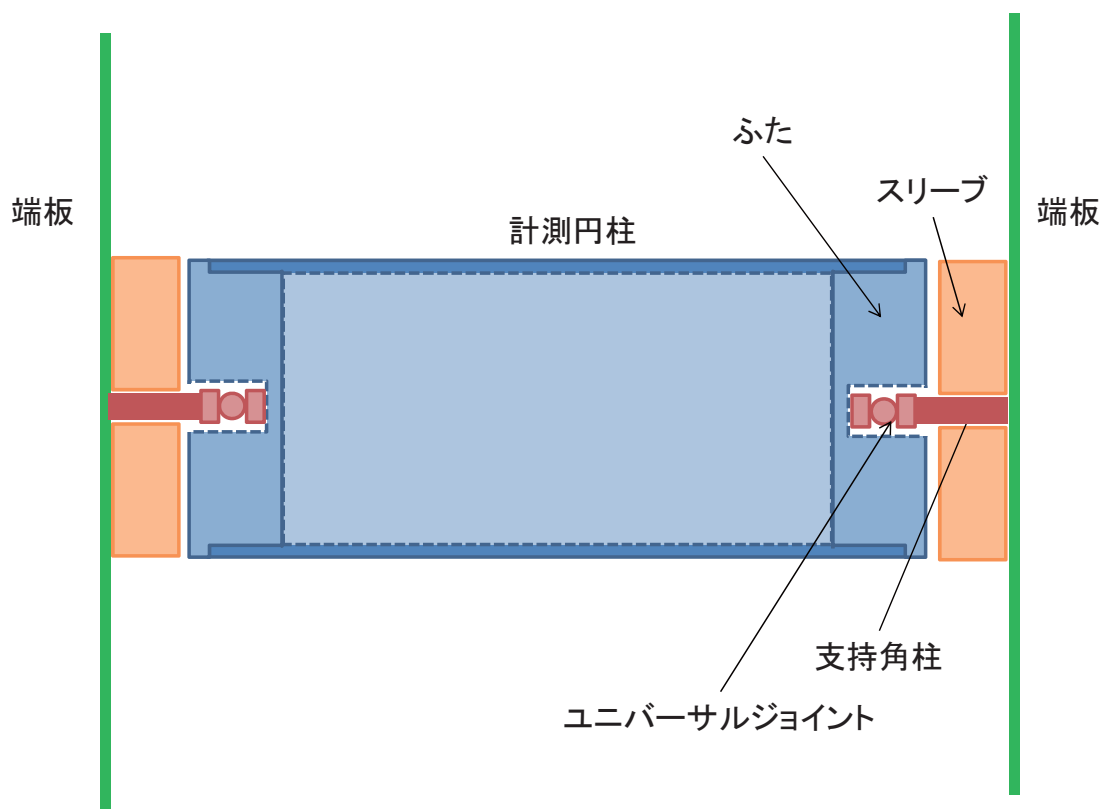


Fig. 2. 4 流体計測円柱の概要図



Fig. 2.5 流体計測円柱と支持治具の概要

円柱模型は十分剛な円柱とし、曳航中に作用する流体力では弾性変形しない。本模型を水平かつ曳航方向に鉛直になるように設置し、それぞれの管の両端に検力計を配して曳航中に作用する流体力を計測する。模型に作用する流体力は模型端部に組み込んだ2枚の歪ゲージを組み合わせた検力部で計測し、曳航方向と曳航方向に直交する成分の力を模型端部の両側で計測した。検力計の出力は動ひずみアンプを介してデジタルデータとしてデータロガーに収録した。

水槽壁面つなぎ目から発生する境界層の乱れを避けるために、模型両端の計測部より外側に Fig. 2.6 に示すようなアルミニウム製の端板を取り付けた。なお、端板の曳航方向の没水部分は板の端を斜めにカットすることで、端板端部から発生する乱流を極力少なくしている。さらに、2円柱の角度と距離を調節する治具と流体力計測円柱の間には模型端部による三次元流れの影響と境界層の影響を避けるためにダミーの円筒（スリー



ブ) を取り付けており、スリーブと検力部は力が伝達しないように物理的に切り離れた設計としている。円柱模型検力部とスリーブ等の配置図を Fig. 2.7 に示す。



Fig. 2.6 計測円柱と水槽壁面の間に取り付けた端板

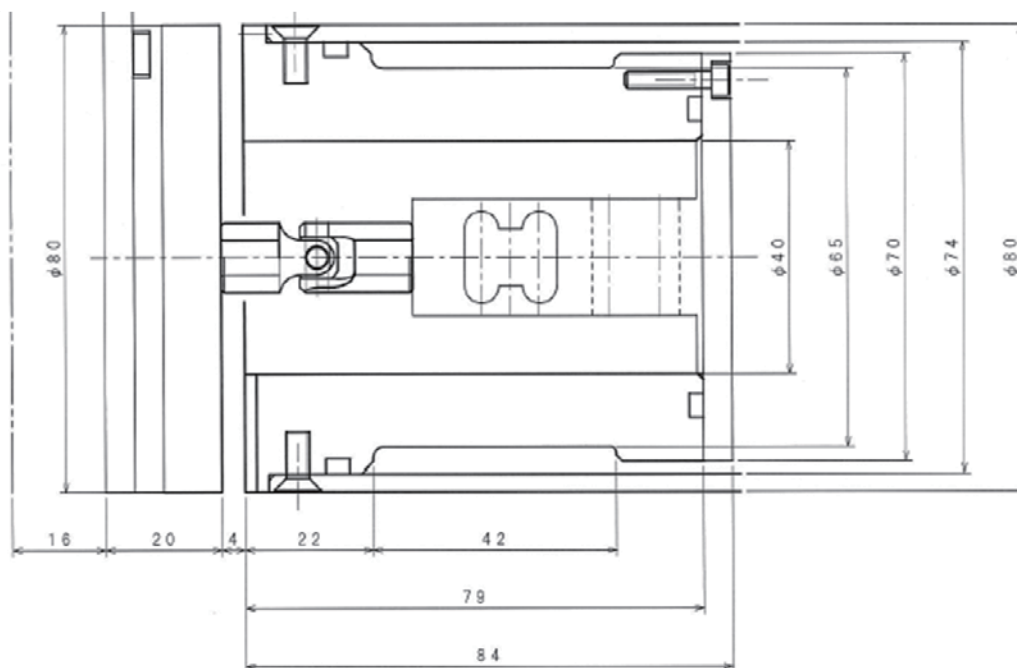


Fig. 2.7 円柱模型検力部とスリーブ等の配置図



### 2.2.3 計測項目

本試験に於いてデータロガーを用いて同時に計測した項目を Table 2. 3 に示す。ここで、 $F_x$  は流体計測円柱が受ける曳航方向成分を表し、 $F_y$  は直交方向成分を表している。また、Ch 9 の加振装置の摺動子位置は非加振試験では一定とし、2 本の計測円柱の中心が水槽底面と水面のおおよそ中央になるように調整した。また、水槽内の水温は水の動粘性係数に影響するため、曳航台車後方から吊した水温計を用いて計測した。

Table 2. 3 剛体 2 円柱非加振曳航実験の計測項目

Ch	名称		サンプリング	単位	計測機器
1	検力計	右前 $F_y$ ※	100Hz	N	歪ゲージ
2		右前 $F_x$ ※			
3		左前 $F_y$ ※			
4		左前 $F_x$ ※			
5		右後 $F_y$ ※			
6		右後 $F_x$ ※			
7		左後 $F_y$ ※			
8		左後 $F_x$ ※			
9	摺動子位置			mm	ポテンシオメータ
10	台車速度			m/s	ロータリーエンコーダ
11	水温			°C	水温計

※検力計の名称は曳航台車の進行方向に対する位置によって決定

### 2.2.4 パラメータ設定

計測では曳航速度、柱芯間距離、流向  $\alpha$  をパラメータとして設定し、計測を行った。計測条件の一覧を Table 2. 4 に示す。

Table 2. 4 非加振試験計測条件

曳航速度 $U$ (m/s)	0.3	0.4	0.5					
柱芯間距離 $P/D$	2	3						
流向 $\alpha$ (°)	0	15	30	45	60	75	90	

海洋開発分野で利用される水中線状構造物のレイノルズ数は、 $10^5 \sim 10^6$  オーダーが想定される。しかしながら本研究では 2 円柱の流場中で発生する流体力の基本的な特性を計

測することに注目し、先行研究等の水槽実験で多くなされているレイノルズ数  $10^4$  オーダーである  $Re=3.0 \times 10^4$  付近となる、曳航速度  $U=0.3, 0.4, 0.5\text{m/s}$  で実施した。

柱芯間距離による管への影響は一般的に近いほど強くなると考えられるため、本研究では柱芯間距離  $P/D=2$  と  $3$  について計測を行った。

流向  $\alpha$  については Fig. 2. 8 に示すように一般的に Tandem 配置と呼ばれる  $\alpha=0^\circ$  から Side by side 配置と呼ばれる  $\alpha=90^\circ$  まで  $15^\circ$  刻みで変化させた。

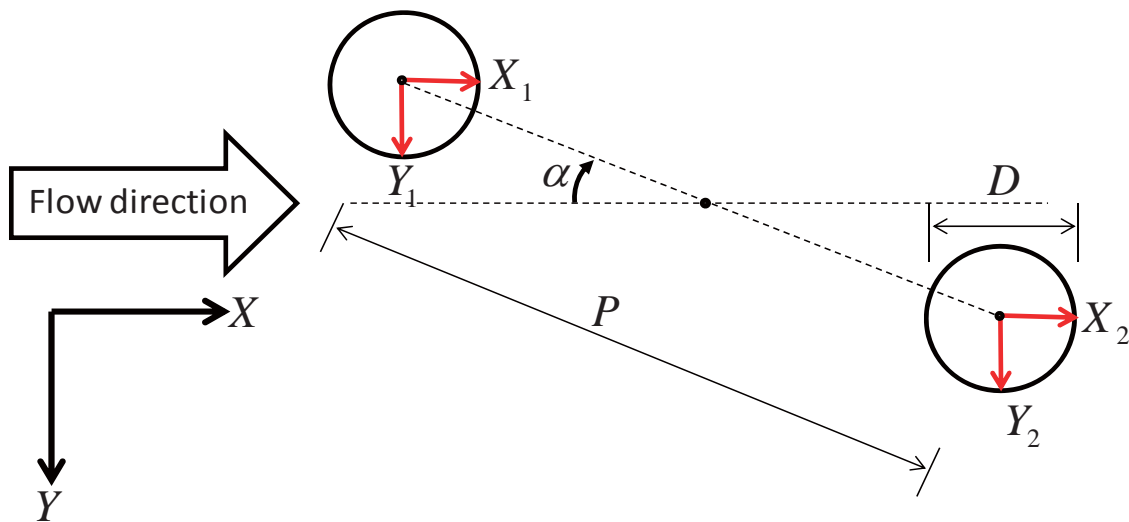


Fig. 2. 8 流向  $\alpha$  と 2 円柱の配置の概念図

### 2.2.5 計測手順

計測では 1 つの計測ケース毎に水槽上に設置した曳航台車を開始位置から停止位置まで走行させ、その間に流体力計測円柱が計測した力を記録した。具体的には曳航台車が走行を開始後、設定速度まで一定加速度で加速した後に速度が安定した区間の計測データを解析に用いた。その後、自動減速位置に到達した時点で台車が一定加速度で減速を開始し、その後停止する。走行終了後は開始位置まで戻り、円柱模型と端板の曳航時に発生した曳き波が収まるのを待つ波待ちとして、7 分間の計測のインターバルを設けた。なお、インターバル時間については時間を変えて感度解析を行い、検力計が検出したデータを解析し、前の計測で発生した波の影響がほぼなくなるまでの時間として設定した。

計測データの例として、Table 2. 5 に示す計測ケースの時系列データ例を Fig. 2. 9 に示す。図中の青色の網掛け部のうち後半が次節で説明する曳航時における解析区間となる。解析区間の開始位置は計測円柱にかかる流体力の状態が比較的安定する台車が定速と

なった区間の後半あたりを設定した。解析区間の長さは非加振曳航試験では一定時間とした。また、各計測データの黒線で示したものが実測データであり、赤線で示したものは計測データに対してローパスフィルターを掛けた値となる。なお、次節で述べる実験結果の解析には実測値を用いており、ローパスフィルターを掛けた結果は加振装置による規則的変動がない曳航速度と水温にのみ適用した。

Table 2.5 計測点と解析区間の例（非加振流体力計測試験）

台車設定曳航速度 $U$ (m/s)	0.5m/s
円柱間距離 $P/D$	2
流向 $\alpha$ (deg)	$0^\circ$

	開始	終了	区間長
解析区間(曳航有)	26.83 s	36.83 s	10.00s

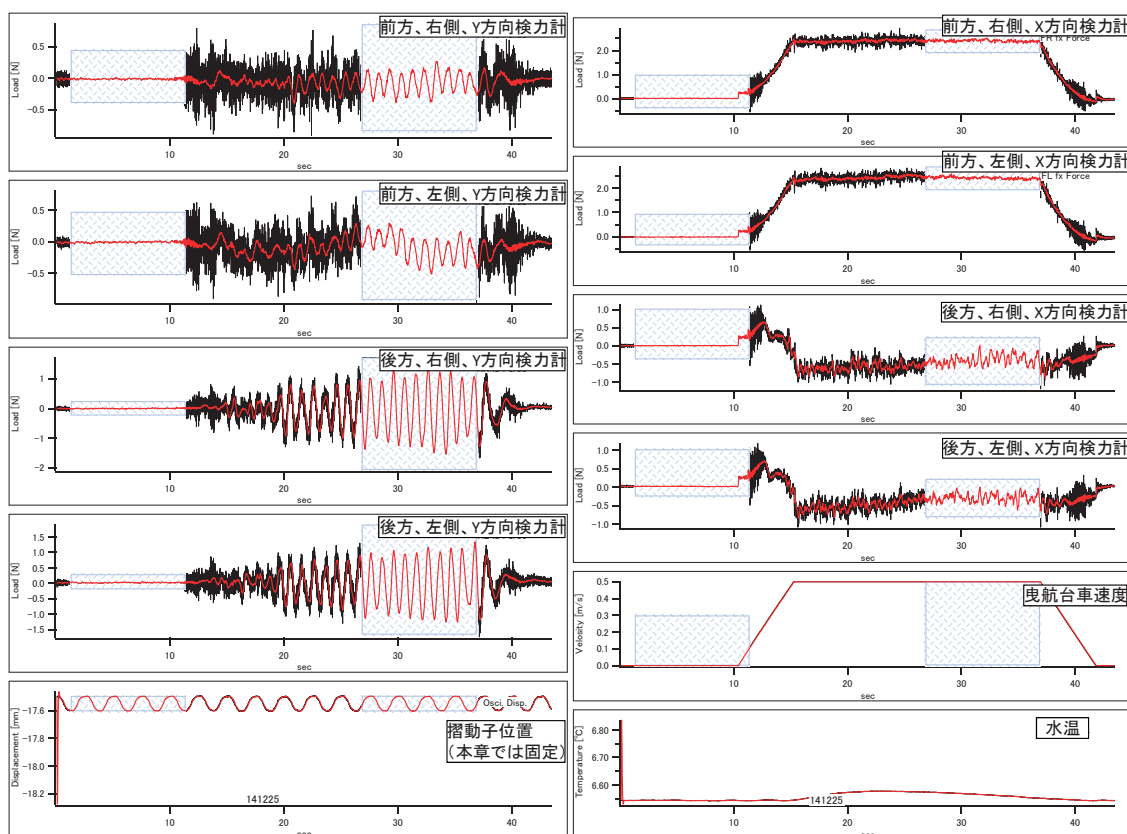


Fig. 2.9 非加振流体力計測の時系列データ例

## 2.4 実験データの解析方法

実験データの解析は、上流側と下流側それぞれの円柱について行い、2本の円柱個別の抗力係数  $C_D^{F,1}$ 、 $C_D^{F,2}$  と揚力係数  $C_L^{F,1}$ 、 $C_L^{F,2}$ 、2円柱の midpoint を回転中心としたトルクの係数  $C_M^F$  を、 $X$  方向の流体力の平均値  $\hat{F}_X^1$ 、 $\hat{F}_X^2$  と  $Y$  方向の流体力の平均値  $\hat{F}_Y^1$ 、 $\hat{F}_Y^2$  を用いて以下のように定義した。

$$C_D^{F,1} = \frac{\hat{F}_X^1}{\frac{1}{2}\rho DLU^2} \quad (2.1)$$

$$C_D^{F,2} = \frac{\hat{F}_X^2}{\frac{1}{2}\rho DLU^2} \quad (2.2)$$

$$C_L^{F,1} = \frac{\hat{F}_Y^1}{\frac{1}{2}\rho DLU^2} \quad (2.3)$$

$$C_L^{F,2} = \frac{\hat{F}_Y^2}{\frac{1}{2}\rho DLU^2} \quad (2.4)$$

$$C_M^F = \frac{(\hat{F}_X^1 - \hat{F}_X^2)\sin\alpha + (-\hat{F}_Y^1 + \hat{F}_Y^2)\cos\alpha}{\frac{1}{2}\rho DLU^2} \quad (2.5)$$

Fig. 2. 8 に示した2円柱と流向の関係に(2.1)～(2.5)式に示す円柱が受ける流体力を追記すると Fig. 2. 10 のように表される。

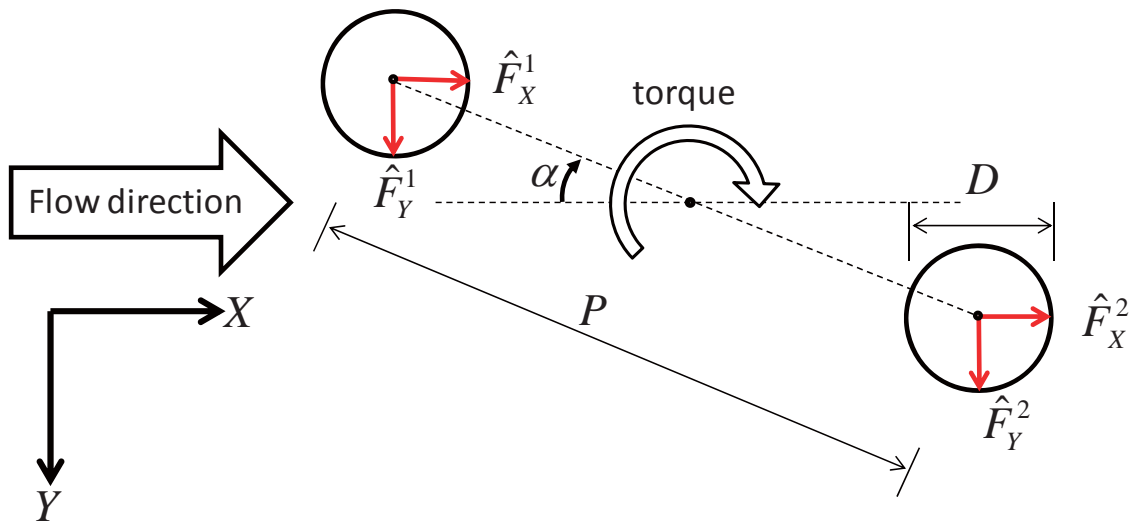


Fig. 2. 10 非加振曳航試験の流体力の定義

---

また、抗力係数と揚力係数の変動成分  $C_{Df}^{F,1}$ 、 $C_{Df}^{F,2}$  と  $C_{Lf}^{F,1}$ 、 $C_{Lf}^{F,2}$  は  $X$  方向の流体力の変動成分  $F_X'^1$ 、 $F_X'^2$  と  $Y$  方向の流体力の変動成分  $F_Y'^1$ 、 $F_Y'^2$  を用いて以下のように定義する。なお、流体力の変動成分は実効値(root mean square value, RMS)から最大振幅を算出することで求めた。

$$C_{Df}^{F,1} = \frac{F_X'^1}{\frac{1}{2}\rho DLU^2} \quad (2.6)$$

$$C_{Df}^{F,2} = \frac{F_X'^2}{\frac{1}{2}\rho DLU^2} \quad (2.7)$$

$$C_{Lf}^{F,1} = \frac{F_Y'^1}{\frac{1}{2}\rho DLU^2} \quad (2.8)$$

$$C_{Lf}^{F,2} = \frac{F_Y'^2}{\frac{1}{2}\rho DLU^2} \quad (2.9)$$

データの解析は前述の解析区間について計測ケース毎に行った。解析には高速フーリエ変換 (fast Fourier transform, FFT) を用い、各 Ch.の平均値、卓越周波数、卓越周波数における代表振幅、分散及び最大値、最小値を算出した。Fig. 2. 11 に FFT 解析例を示す。 $X$  方向の流体力の平均値  $\hat{F}_X^1$ 、 $\hat{F}_X^2$  は、それぞれ Table 2. 3 に示した Ch.2 と Ch.4 の解析区間における平均値の和及び Ch.6 と Ch.8 の平均値の和を表している。また、 $Y$  方向の流体力の平均値  $\hat{F}_Y^1$ 、 $\hat{F}_Y^2$  も同様に、Ch.1 と Ch.3 の平均値の和と Ch.5 と Ch.7 の平均値の和を表している。また、 $X$  方向の流体力の変動成分  $F_X'^1$ 、 $F_X'^2$  と  $Y$  方向の流体力の変動成分  $F_Y'^1$ 、 $F_Y'^2$  は、流体力の平均値と同じ Ch.の組み合わせにおける卓越周波数における代表振幅の和となる。

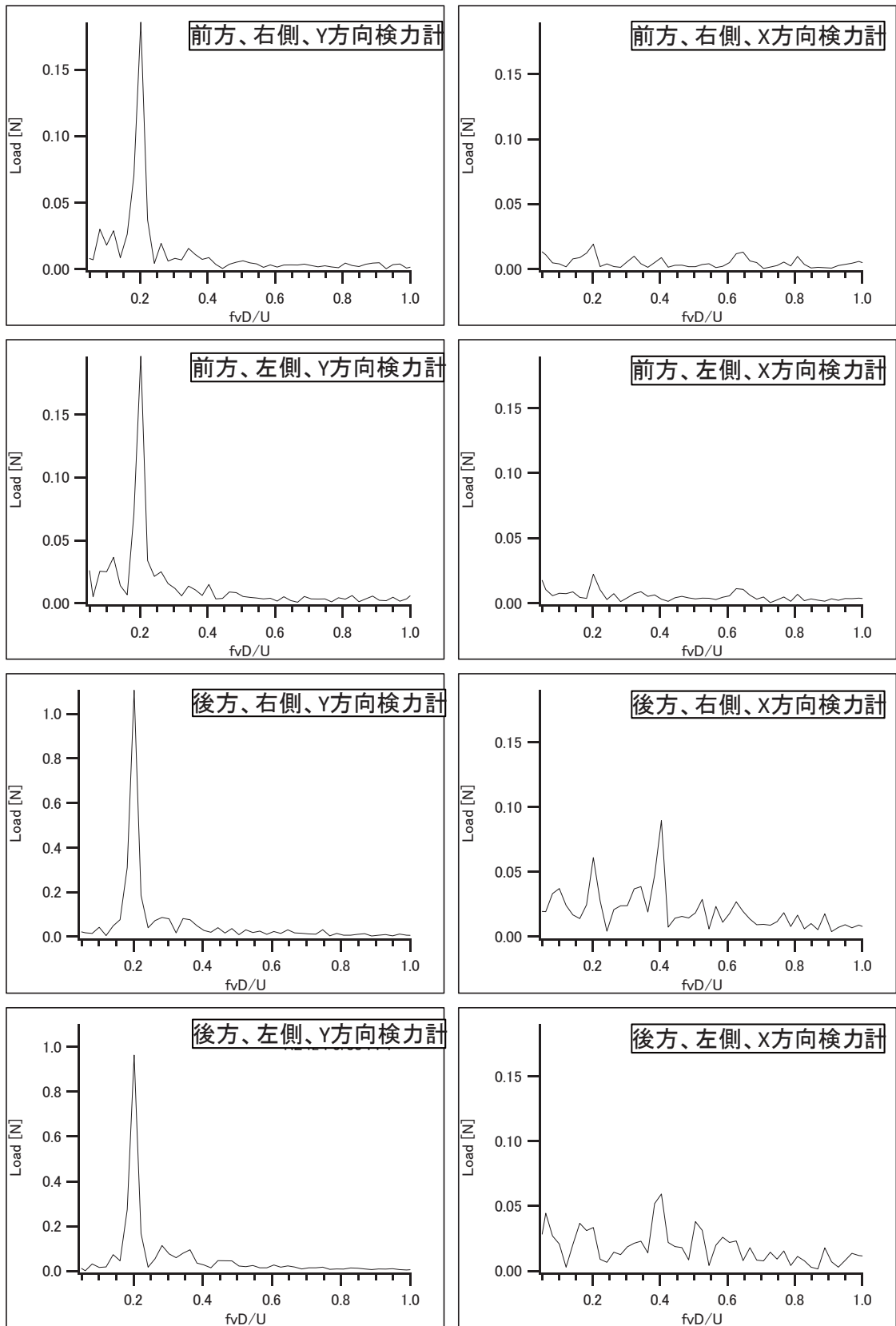


Fig. 2.11 非加振実験結果のFFT解析例

## 2.5 解析結果と考察

解析では各係数の流向  $\alpha$  を変化させたときの傾向を先行研究と比較した。また、本実験では流体力計測円柱を 1 本にした状態でも計測を行っているため、その結果も併せて比較する。

### 2.5.1 周波数解析

固定円柱の曳航時に発生する渦放出周波数を検討するために、揚力成分と抗力成分について FFT を行い、周波数解析を実施した。

2 円柱の計測を行う前に実施した単円柱の計測結果を Fig. 2. 12 に示す。図中の縦軸には計測円柱の両側に取り付けられた検力部で検出した力のスペクトルを、横軸には渦放出周波数に計測円柱の管径を乗じて曳航速度で除することで無次元化した。この値はストローハル数と同義である。Cross flow 方向では 0.2 よりわずかに高い値となり、Fig. 1. 4 に示すストローハル数とレイノルズ数の関係に関する先行研究の結果のうち、平滑表面の結果とほぼ一致する。また、In-line 方向では  $frD/U=0.43$  付近にわずかなピークが生じている。一般的に曳航方向の VIV は Cross flow 方向の 2 倍の周波数で生じるとされるため、これは渦放出の際に曳航方向に生じた流体力成分だと考えられる。

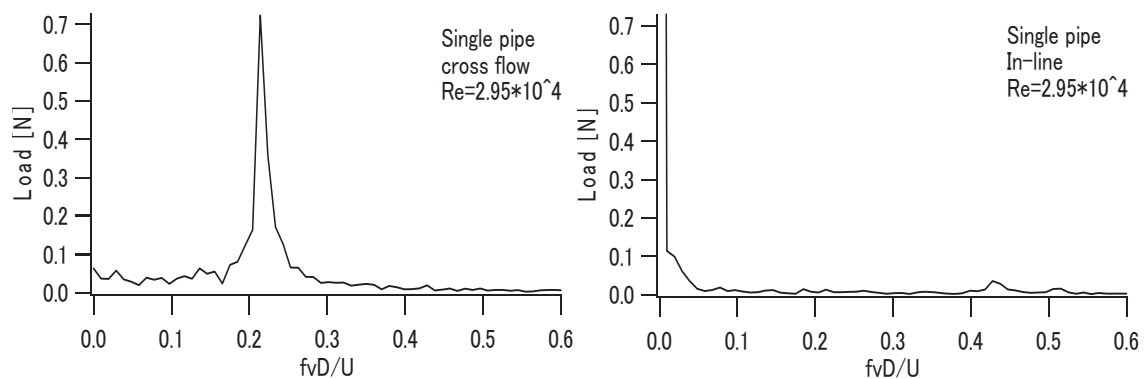


Fig. 2. 12 単円柱の振幅スペクトル (左 : Cross flow 方向、右 : In-line 方向)

2 円柱を対象として流体力計測を行った結果を Fig. 2. 13 と Fig. 2. 14 に示す。図中の縦軸は計測円柱の検出した力のスペクトル、横軸は無次元化した渦放出周波数、奥行方向に流向を示している。また、このときの曳航速度は  $U=0.4\text{m/s}$  で一定とした。

2 円柱の流体力計測結果と単円柱の結果を比較すると、振幅スペクトルが小さくなっており、ストローハル数も 2 円柱が成す流向と柱芯間距離によって異なることが判る。



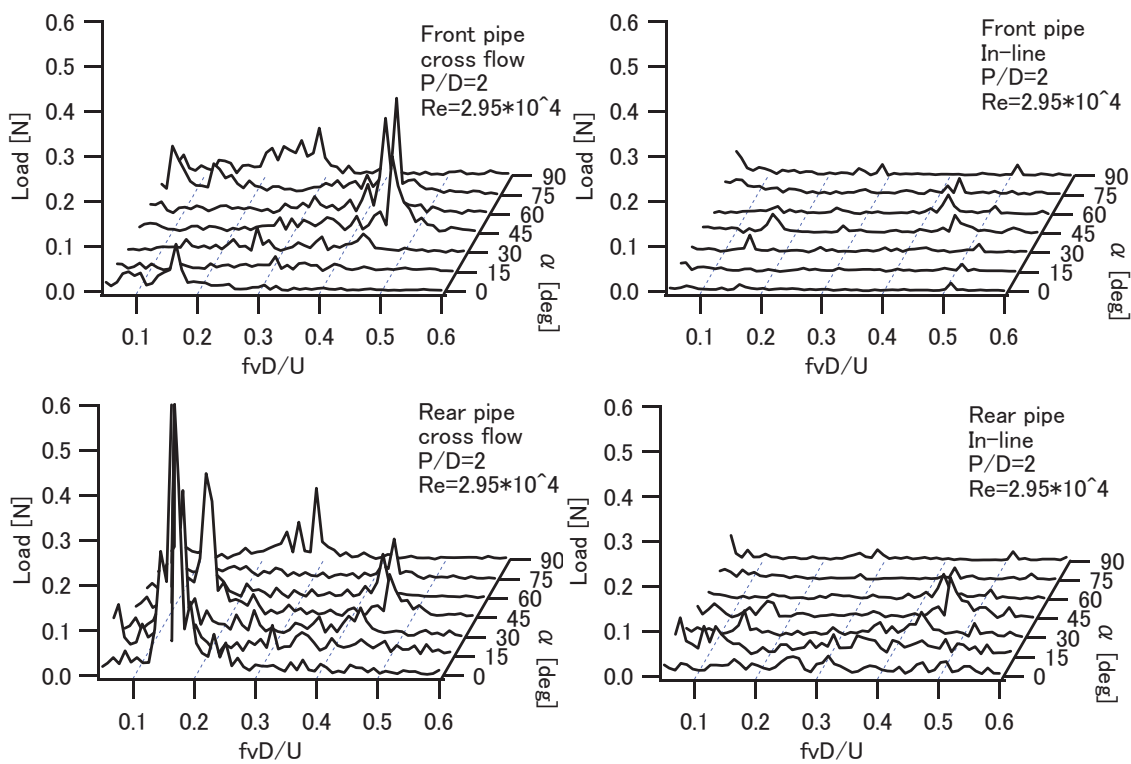


Fig. 2. 13 2円柱の振幅スペクトル ( $P/D=2$ 、上段：上流側円柱、下段：下流側円柱)

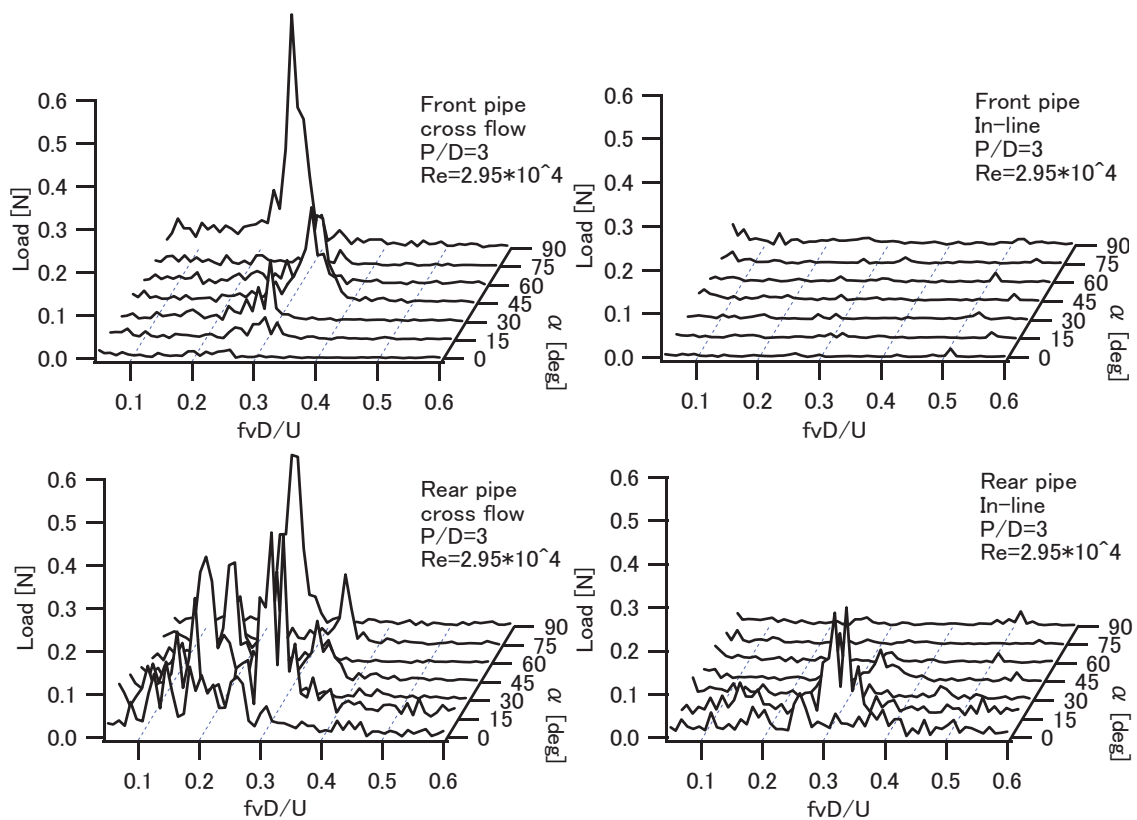


Fig. 2. 14 2円柱の振幅スペクトル ( $P/D=3$ 、上段：上流側円柱、下段：下流側円柱)

次に流向による影響を考察するために Tandem 配置と Side by side 配置、Staggered 配置に分けてそれぞれの特徴を述べる。Tandem 配置では、 $P/D=2$  のケースでは上流側、下流側ともに  $frD/U=0.2$  よりも低い周波数にピークが生じ、特に下流側では明確なピークが現れているのに対し、 $P/D=3$  の上流側では明確なピークが現れず、下流側では  $frD/U=0.1\sim 0.3$  付近で複数のピークを持っている。Tandem 配置において柱芯間距離によってストローハル数が変化する傾向は、Fig. 2. 15 に示す先行研究でも示されており、 $P/D=2$  においてストローハル数が低下した本研究と一致する。また、 $P/D=3$  の下流側において複数のピークが生じている理由として、上流側で剥離した渦の再付着の状況が時々刻々変化するため渦放出周波数が安定しないことが考えられる。

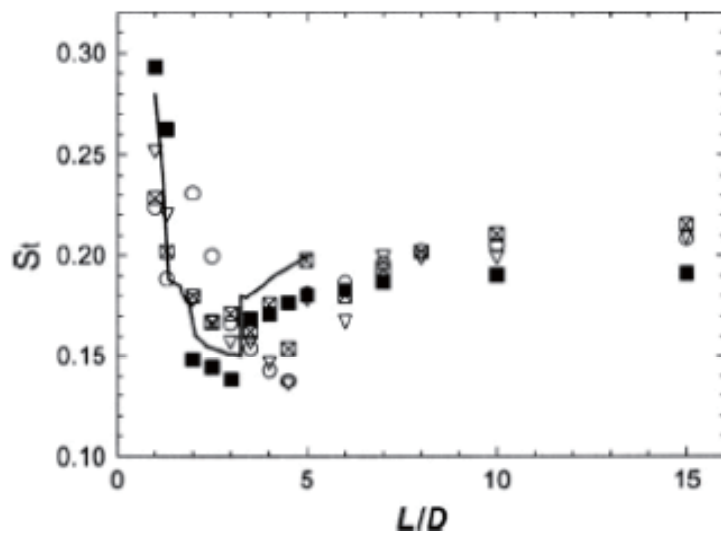


Fig. 2. 15 Tandem 配置におけるストローハル数と柱芯間距離の関係（マーカーは Re 数によって異なり、本研究と Re 数が近いものは■、 $Re=4.2\times 10^4$ ） [35]

Fig. 2. 13 と Fig. 2. 14 の奥行方向で最も奥に位置する、Side by side 配置では  $P/D=3$  では  $fvD/U=0.25$  にピークを持ち、 $P/D=2$  ではそのピークが崩れたようなスペクトルとなり、最も高いストローハル数で  $St=0.3$  の複数のピークを持っている。Fig. 2. 16 に示す先行研究では、 $P/D=2$  (図中では  $T/D=2$ ) では、 $St=0.2$  から高周波数側と低周波数側に分岐してそれぞれ異なるピークを持ちうる状態になる境界付近の柱芯間距離とされており、 $P/D=2$  では  $St=0.2$  を含めた複数のストローハル数が計測されている。よって本研究で見られた  $P/D=2$  のピークが崩れたようなスペクトルも先行研究と同様に  $St=0.2$  と高周波数側と低周波数側のストローハル数を持つ振動が時々刻々入れ替わることによって現れたと考えられる。一方で  $P/D=3$  では明確なピークが現れるという

点で先行研究と一致しているが、先行研究では  $St=0.2$  に収束したのに対し、本研究では若干高めに収束した。

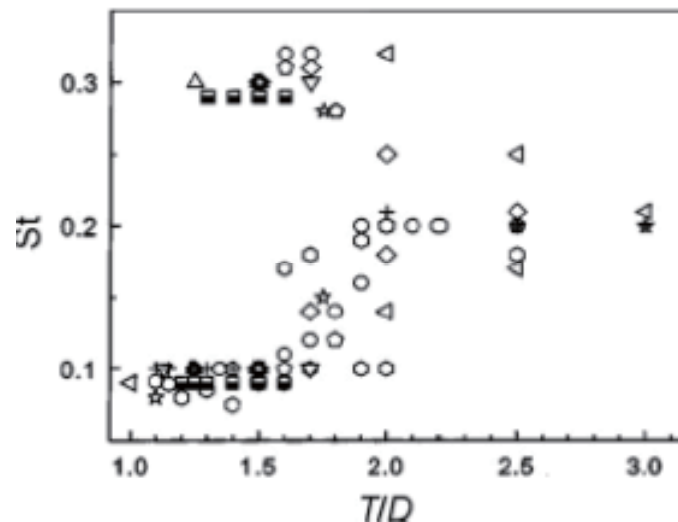


Fig. 2.16 Side by side 配置におけるストローハル数と柱芯間距離の関係（マーカーは  $Re$  数によって異なり、本研究と  $Re$  数が近いものは○： $Re=4.2 \times 10^4$ 、+： $Re=2.5 \times 10^4$ 、☆と△： $Re=2.5 \times 10^4$ 、■： $Re=2.0 \times 10^4$ ） [35]

次に Staggered 配置について考察すると、Fig. 2.13 に示した  $P/D=2$  のケースでは上流側円柱のストローハル数が  $\alpha=45^\circ \sim 75^\circ$  にかけて  $St=0.4$  を超えるような高いストローハル数を持っており、下流側円柱では上流側円柱と同様に  $\alpha=45^\circ \sim 75^\circ$  にかけて  $St=0.4$  を超えるピークを持つ一方で、 $\alpha=0^\circ \sim 45^\circ$  にかけて  $St=0.15$  付近のピークを持っており、 $\alpha=45^\circ$  ではその両方のピークを持つ結果となった。先行研究の結果として、Fig. 2.17 に示す Sumner らの計測結果を示す。本研究と比較するとレイノルズ数が異なり、先行研究では  $Re=2.2 \times 10^5$  であるが、渦放出の様子は同じ Subcritical 領域であるため、本研究との比較に問題はないと考える。彼らの実験では、Tandem 配置で見られた  $St=0.15$  付近のピークから  $\alpha=30^\circ$  にかけて上流側はあまり変化せず、下流側円柱は  $St=0.4$  まで急激に増加しており、ここから Side by side 配置の  $St=0.2$  に向けて上流側、下流側のストローハル数が収束している。また、柱芯間距離によってストローハル数が増加する流向が異なっており、 $P/D=2$  の上流側のストローハル数が高くなる傾向は、上述の Side by side 配置の結果や先行研究に近いと考えられる。 $P/D=3$  のケースでは、上流側円柱のストローハル数のピークは  $St=0.25 \sim 0.30$  に集中しており、先行研究でも収束するストローハル数は異なるが、流向に対する傾向はよく似ている。一方で下流側

円柱は  $\alpha=15^\circ$  から高周波数側と低周波数側のストローハル数のピークが両立しており、先行研究とは大きく異なる傾向が見られた。この原因として、Tandem 配置と同じく上流側で剥離した渦の再付着の状況が時々刻々変化するため渦放出周波数が安定しないことが一因として考えられ、前章の先行研究として紹介した流向を変えた渦放出の可視化結果 (Fig. 1. 14) では、 $P/D < 4$  かつ  $\alpha < 20^\circ$  では上流側の渦放出の影響を受けて下流側円柱と Bluff body のように渦放出することが示されている。

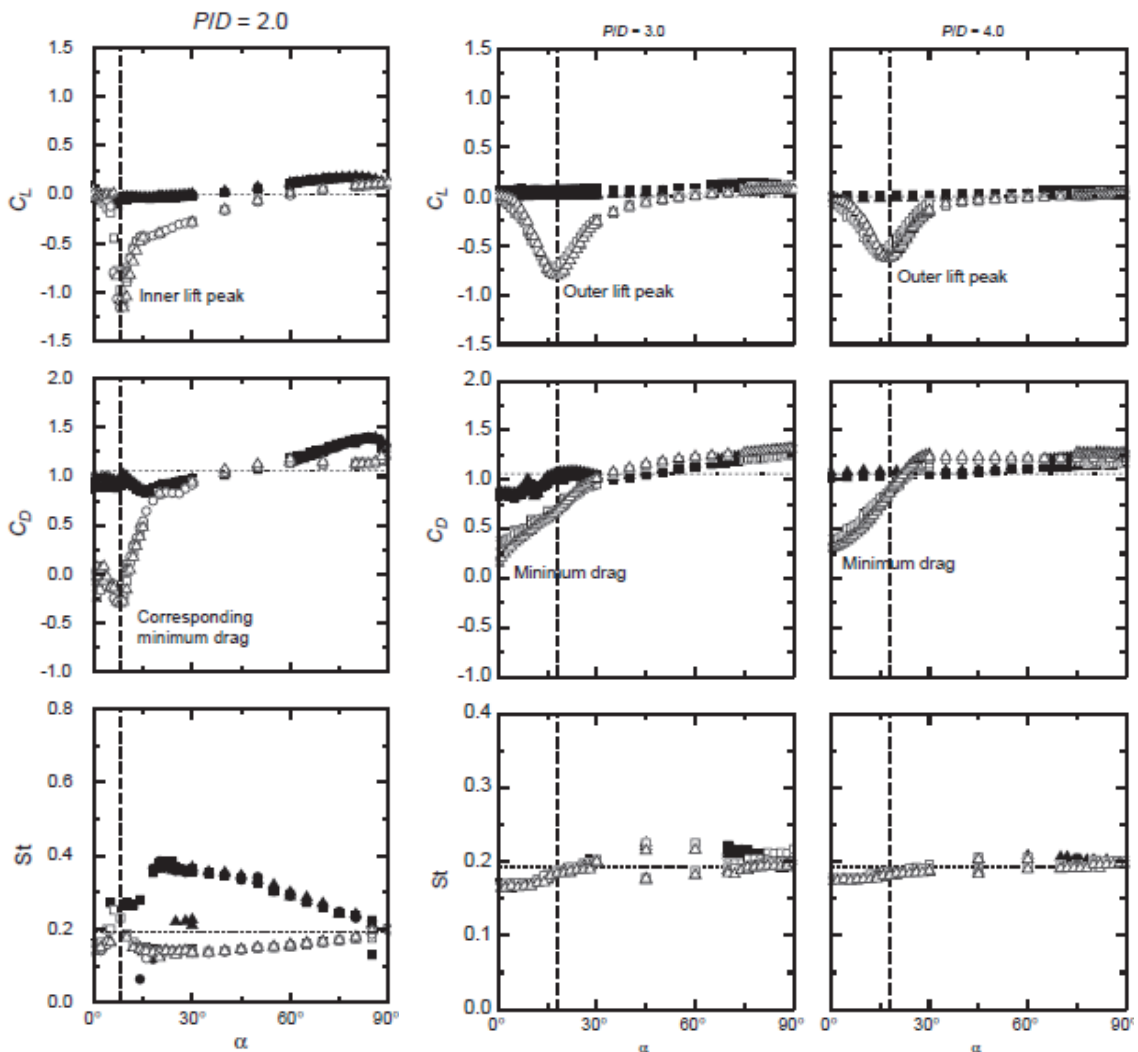


Fig. 2. 17 流向を変化させた 2 円柱の流体力変化 ( $P/D=2\sim 4$ 、上段：揚力係数、中  
断：抗力係数、下段：ストローハル数、黒塗り：上流側、白抜き：下流側)  
[56]

---

## 2.5.2 揚力係数

曳航状態における 2 円柱それぞれの揚力の平均値から揚力係数の定常成分を算出し、グラフにまとめたものを Fig. 2. 18～Fig. 2. 20 にそれぞれ示す。流向は  $\alpha = 0^\circ$  (Tandem 配置) から  $\alpha = 90^\circ$  (Side by side 配置) まで  $15^\circ$  刻みで変化させた。ただし、円柱に働く揚力の正の方向は、Sumner らによる先行研究と比較するために「2 円柱が離れる方向」、つまり上流側の円柱の  $\hat{F}_Y^1$  の向きを逆転して図示している。

揚力係数に関しては直列状態から少し角度がついた  $\alpha = 15^\circ$  をピークに下流側円柱が上流側に引き寄せられる方向の揚力を受ける。この結果は Fig. 2. 17 に示す Sumner らによる先行研究の結果とも一致しており、彼らの実験では後方に配置した円柱が受ける揚力は流向  $\alpha = 7^\circ \sim 11^\circ$  のときに負の方向のピークを持つことを示している [56]。また、Sumner らは  $P/D = 1.5 \sim 2.0$  を中間距離、 $P/D = 3.0 \sim 4.0$  を広い距離として区別し、後流と渦放出の傾向が異なることを示している。流向と柱芯間距離をパラメータとした同径 2 円柱の渦放出パターンの概略図を Fig. 2. 21 に示す [35]。中間距離において、Ljungkrona と Sunden らは流向  $\alpha$  が小さい Tandem 配置に近い場合に、 $P/D$  がさらに近い密集した円柱のように下流の円柱の周りに放出された渦が回り込むように包囲せず、むしろ、これらのせん断層は下流のシリンダーに交互に再付着し、シリンダー間の隙間に流体の領域を包囲することを示している [57]。せん断層の再付着は、上流の円柱からの内側の剪断層が下流の円柱の外側に再付着するので、小さな非ゼロの入射角で与えられる。このような後流と渦の再付着は、限られた  $P/D$  比かつ小さな範囲の入射角に対してのみ維持されることを Gu and Sun 及び Sumner らの流れパターンを解析した先行研究に記載されている [58] [59]。

$\alpha = 15^\circ$  からさらに流向が大きくなると正負が逆転し、「2 円柱が近づく方向」から「2 円柱が離れる方向」の揚力に変化する。さらに Side by side 配置に近づくとともに揚力係数が一定になる傾向が得られた。これらの傾向も Sumner らによる先行研究の結果とも一致しており [56]、Side by side 配置及びそれに近い流向では、単管であればほぼ 0 になるはずの揚力係数が正の方向の力 (2 円柱が互いに反発する力) がわずかではあるが発生しており、これは柱芯間距離が近いほど大きくなっている。この理由としては、2 つの円柱の間は流れが少なくなるために、本来であれば流れに向かって円柱の中心で左右に分かれていた流れが 2 つの円柱の外側に多く流れるため、円柱の左右で流速差が発生するため、外側の速い流れに引っ張られる形で揚力が発生しているためと考えられる。

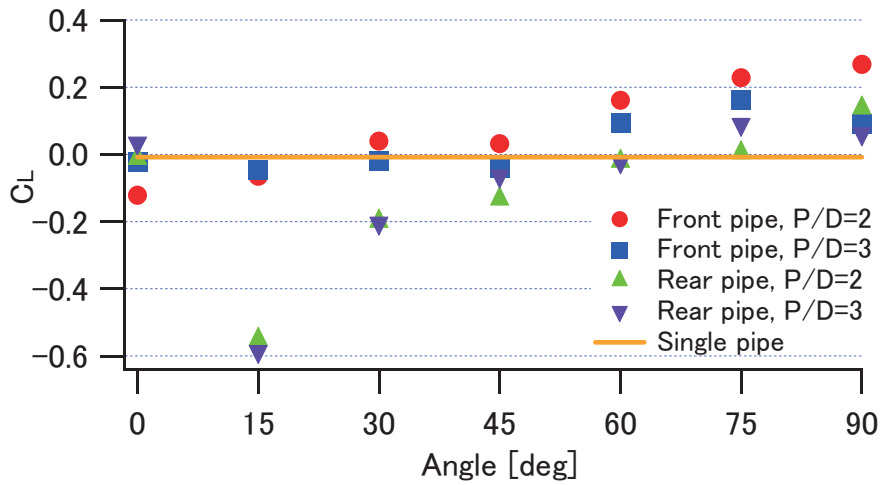


Fig. 2. 18 非加振曳航時の揚力係数 (U=0.3m/s)

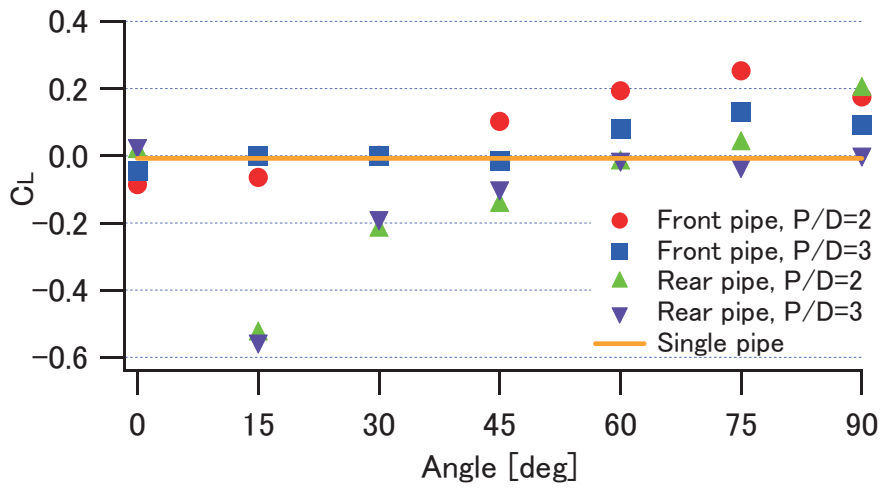


Fig. 2. 19 非加振曳航時の揚力係数 (U=0.4m/s)

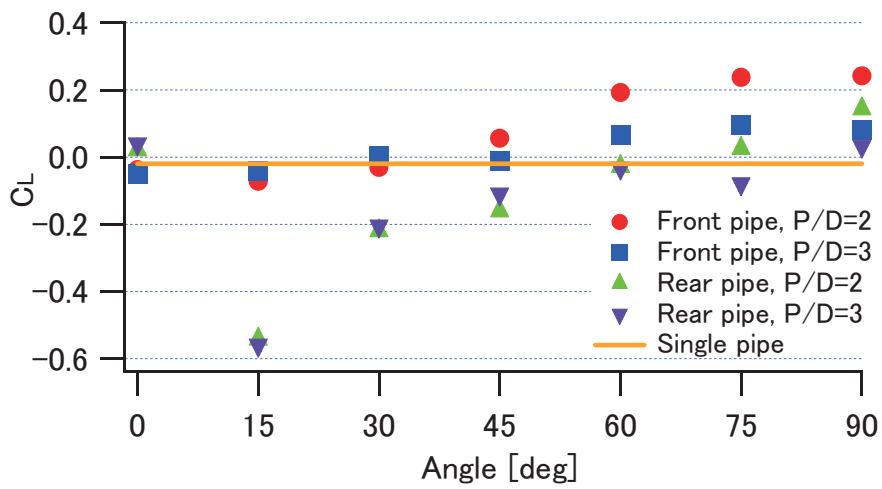


Fig. 2. 20 非加振曳航時の揚力係数 (U=0.5m/s)

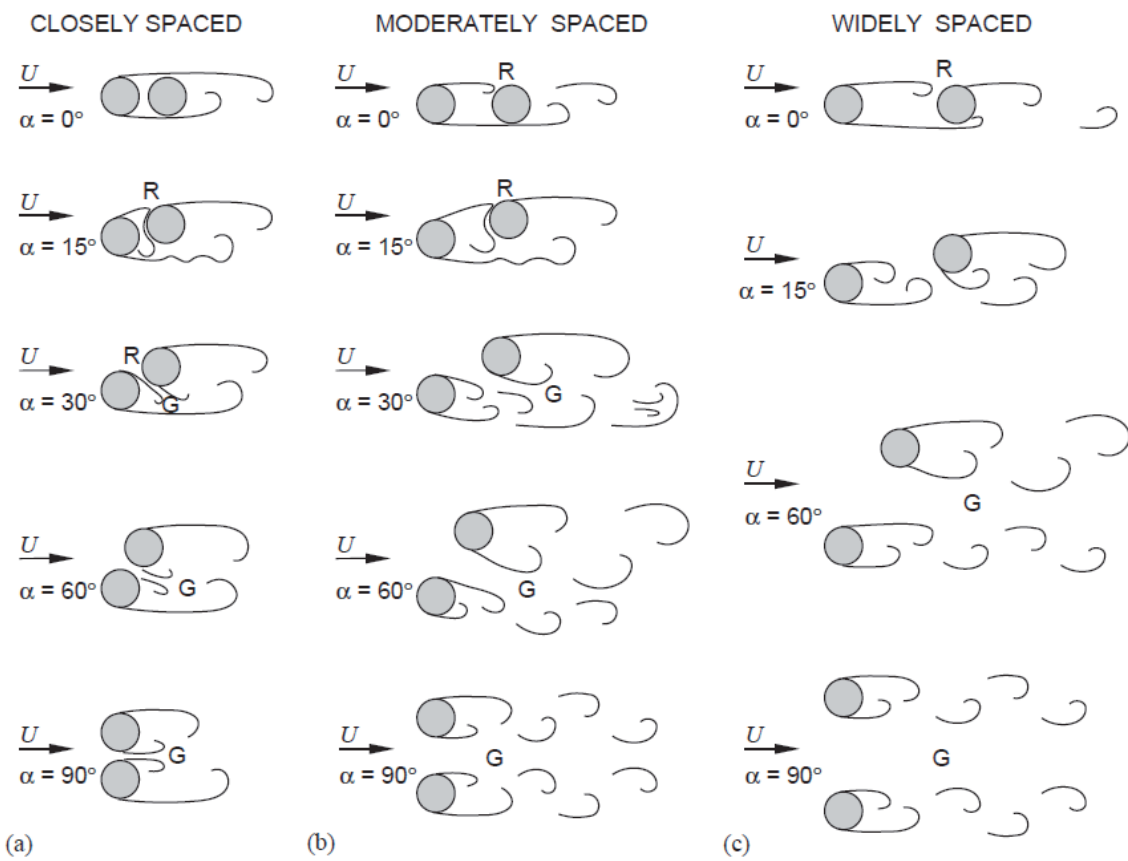


Fig. 2. 21 流向と柱芯間距離をパラメータとした同径2円柱の渦放出パターンの概略  
図 [35]

### 2.5.3 抗力係数

曳航状態における2円柱それぞれの抗力の平均値から抗力係数の定常成分を算出し、グラフにまとめたものを Fig. 2. 22~Fig. 2. 24 にそれぞれ示す。上流側に配置した円柱の抗力係数は Tandem 配置で最小となり、その値はほぼ 1.0 であった。そこから流向  $\alpha$  の増加とともに抗力係数も増加し、 $\alpha = 60^\circ$  付近で 1.2 程度となり、そこから Side by side 配置である  $\alpha = 90^\circ$  までほぼ一定であった。この傾向は  $P/D = 2.0$  と  $3.0$  でもほぼ同様の傾向が見られた。これに対して下流側に配置した円柱の抗力係数は Tandem 配置のケースで最小となる傾向は同じであるが、柱芯間距離  $P/D$  による影響は上流側配置の円柱の抗力係数と比較して強く表れることが分かった。

これらの結果を先行研究と比較すると、Sumner らは特に  $P/D = 2.0$  のケースでは抗力係数についても  $\alpha = 7^\circ \sim 11^\circ$  に負のピークが来ることを示しており、本実験では流向のパラメータの刻みが  $15^\circ$  間隔と粗かったため、抗力係数のピークを捉えられなかった



と考えられる [56]。なお、 $P/D=3.0$  については  $\alpha=0^\circ$  にピークがあるため、本実験と同様の傾向を示している。

また、Ljungkrona と Sunden は Tandem 配置において上流の円柱からのせん断層は、下流のシリンダーに  $P/D=3.0$  で交互に再付着するが、 $P/D=4.0$  では、下流側のシリンダーが上流側のシリンダーから離れすぎてせん断層の再付着が起これり、上流のシリンダーからカルマン渦が発生し、両方の円柱から渦流が発生することを示しており [57]、せん断層の再付着の損失は、 $P/D=3.0\sim 4.0$  付近で生じるものの、レイノルズ数や他の実験条件に対して敏感であることも併せて示している。

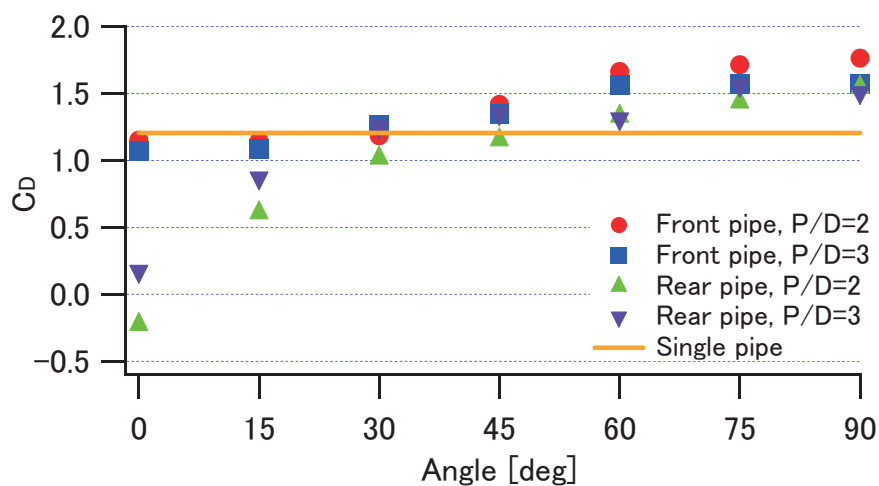


Fig. 2.22 非加振曳航時の抗力係数 ( $U=0.3\text{m/s}$ )

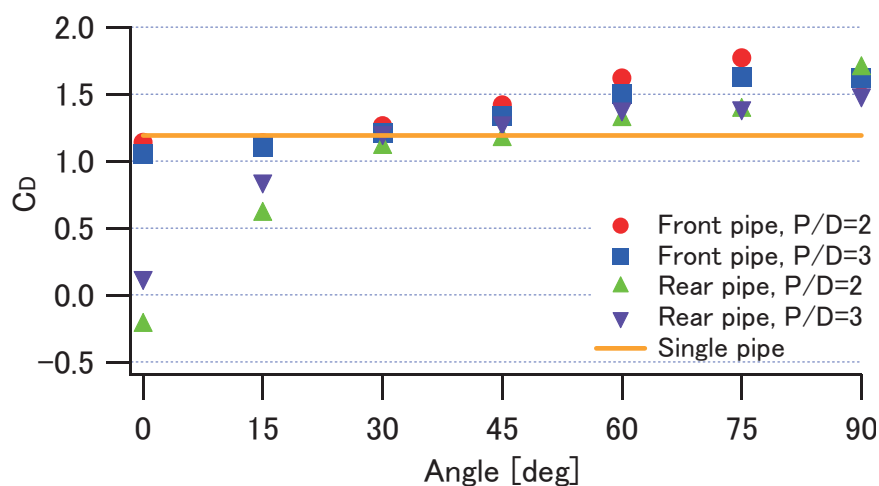


Fig. 2.23 非加振曳航時の抗力係数 ( $U=0.4\text{m/s}$ )

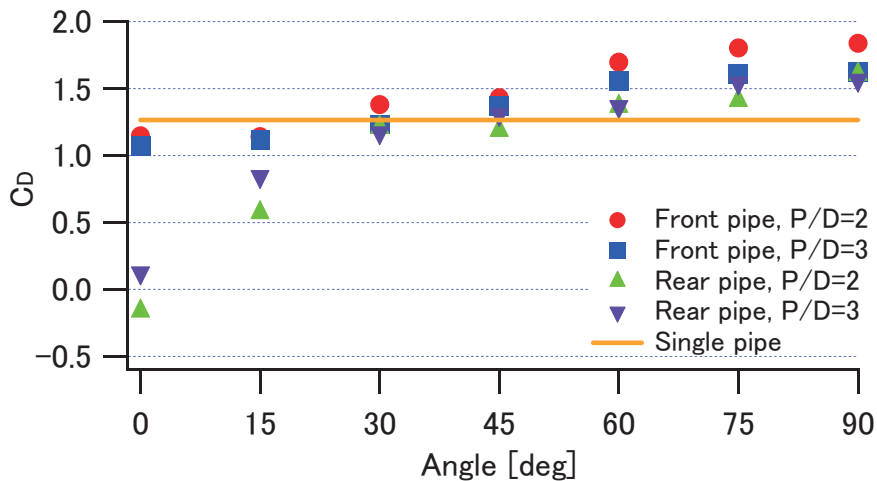


Fig. 2.24 非加振曳航時の抗力係数 ( $U=0.5\text{m/s}$ )

### 2.5.4 揚力係数及び抗力係数の変動成分

非加振曳航状態における揚力と抗力の揚力係数の変動成分  $C_{Lf}$  を Fig. 2.25～Fig. 2.27 に、抗力係数の変動成分  $C_{Df}$  を Fig. 2.28～Fig. 2.30 にそれぞれ示す。揚力係数の変動成分は Tandem 配置と  $\alpha=15^\circ$  の状態の後流側の円柱において高くなっている。さらに角度が大きくなって Side by side 配置になると、2円柱の変動成分はおなじになる。これは渦剥離の非対称性が解消されたためと考えられる。さらに単円柱のケースと比較すると、上流側の円柱と下流側の円柱の両方の  $C_{Lf}$  が小さくなっており、曳航速度が増加すると、 $C_{Lf}$  は減少する傾向が見られた。一方で単円柱の  $C_{Lf}$  は計測した曳航速度  $U=0.3\sim 0.5\text{m/s}$  でばらつきが大きい。この結果を Fig. 1.6 に示した先行研究と比較すると、該当するレイノルズ数では  $C_{Lf}=0.4\sim 0.6$  の結果が多く、本実験と同じくばらつきが大きいことが判る。また、 $C_{Df}$  は流向による変動が小さく、また  $P/D$  による変動も小さい。先行研究と比較すると、上流側の円柱の  $C_{Df}$  が下流側円柱の値より小さくなる傾向は見られたものの、その差は小さい。これら抗力と揚力の変動成分について検討した Fig. 2.31 に示す Alam らの先行研究に対するレビュー論文と比較すると、彼らは Tandem 配置のみではあるが  $L/D$  の変化に対してかなり sensitive であることを示唆している [38]。先行研究では流向を変化させた計測は行っていないため、本研究と比較が可能な  $P/D=2\sim 3$  (Fig. 2.31 では  $L/D=1\sim 2$  に相当) 且つ Tandem 配置の部分のみを比較すると、 $C_{Lf}$  は  $P/D=2$  において上流側と下流側に差が大きく、先行研究に似た結果となったが、 $P/D=3$  ではそれほど大きな差が見られなかった。一方で上流側の  $C_{Df}$  を下流側と比較すると若干、小さくなる傾向が見られたが、先行研究ほどの差を確認することは出来なかった。

また、先行研究では  $P/D=4.0$  付近に前後の円柱から一体となって渦が剥離するケー

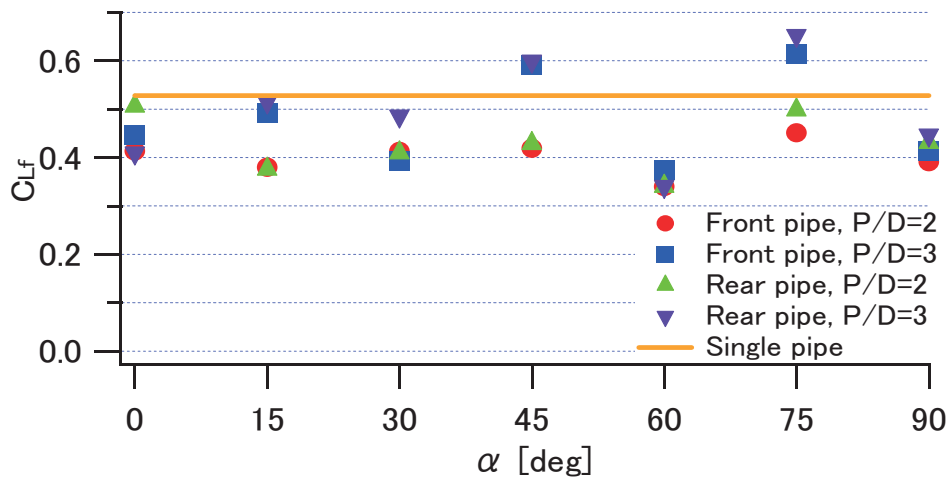


Fig. 2.25 非加振曳航時の揚力係数の変動成分 (U=0.3m/s)

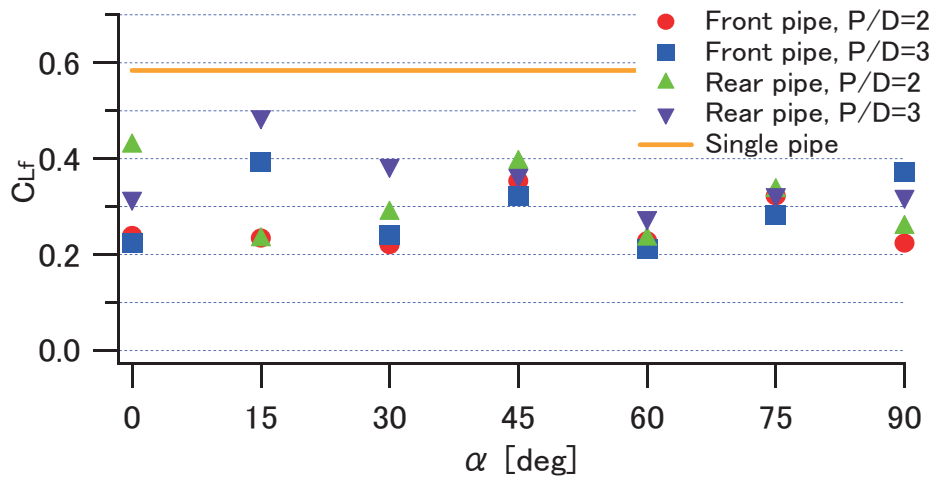


Fig. 2.26 非加振曳航時の揚力係数の変動成分 (U=0.4m/s)

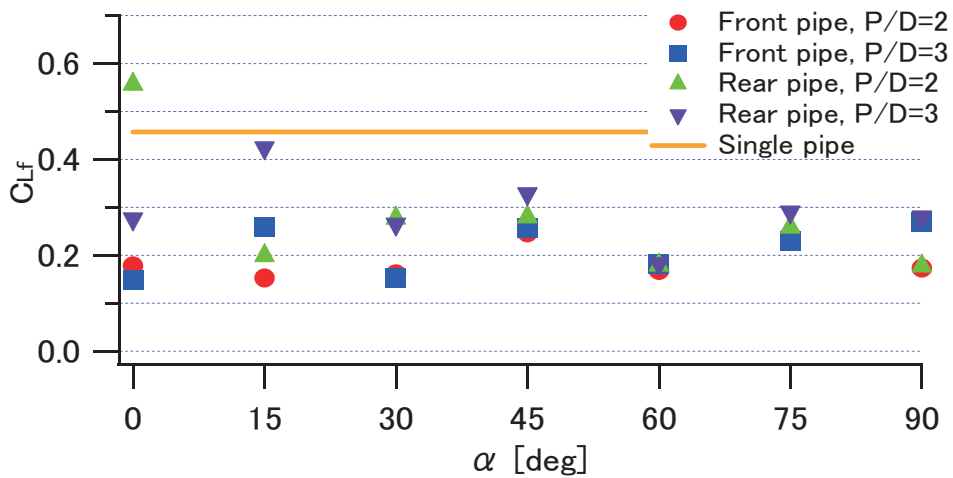


Fig. 2.27 非加振曳航時の揚力係数の変動成分 (U=0.5m/s)

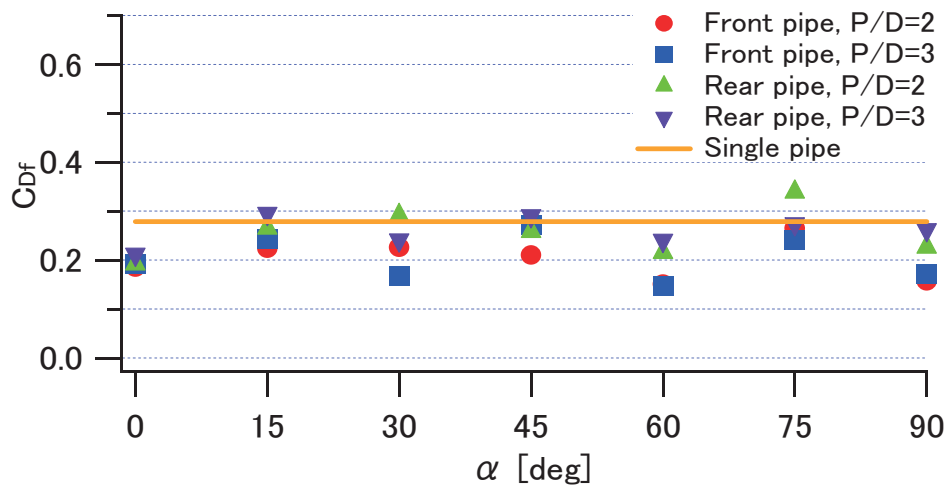


Fig. 2.28 非加振曳航時の抗力係数の変動成分 (U=0.3m/s)

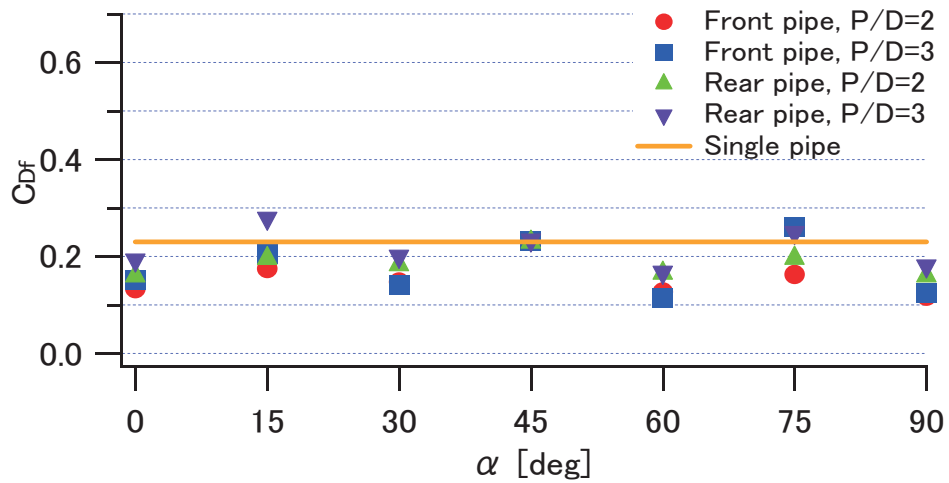


Fig. 2.29 非加振曳航時の抗力係数の変動成分 (U=0.4m/s)

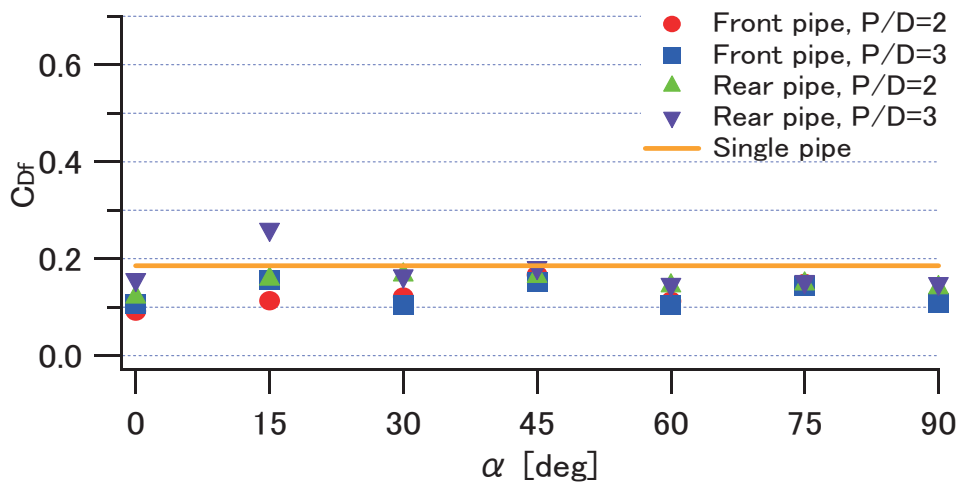


Fig. 2.30 非加振曳航時の抗力係数の変動成分 (U=0.5m/s)

スと上流側配置の円柱からはく離れた渦が下流側に配置した円柱に再付着するケースの「臨界」が存在すること示しており、特に上流側配置の円柱の  $C_{Df}$  及び  $C_{Lf}$  は  $P/D < 4.0$  では、下流側円柱と一体となって渦が剥離することで非常に小さくなることを示している。しかし本研究で行った実験では  $P/D = 2.0$  でもその存在を確かめることは出来なかった。この理由として本研究と先行研究でレイノルズ数が異なっており、先行研究が  $6.5 \times 10^4$ 、本研究のレイノルズ数が  $2.95 \times 10^4$  と低かったため、前後に配置した円柱の後方から一体となって渦が剥離するために必要な臨界間隔が先行研究より短くなってい

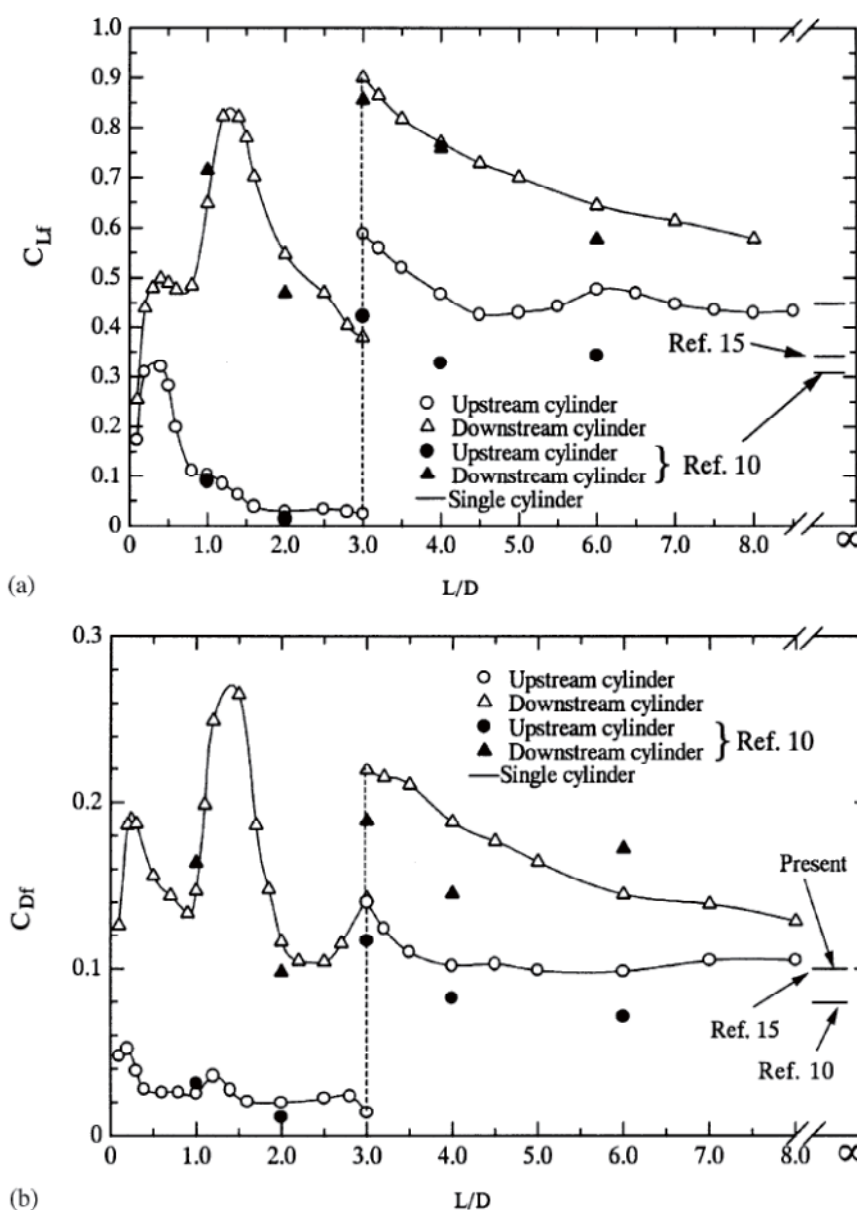


Fig. 2.31 Tandem 配置で 2 円柱間隔を変化させたときの流体力係数の変動成分  
(上図：揚力係数の変動成分  $C_{Lf}$ 、下図：抗力係数の変動成分  $C_{Df}$ ) [38]

---

たことが考えられる。そのために  $P/D=2.0$  の間隔で上流側配置の円柱からの渦剥離及び下流側に配置した円柱での再付着が既に発生していたと考えられる。

### 2.5.5 トルクの係数

曳航方向と直交方向の揚力係数、抗力係数に加えて、2円柱の midpoint を回転中心としたトルクの平均値を算出した。その結果を Fig. 2.32 及び Fig. 2.33 に示す。トルクは円柱が受ける流体力を回転中心に対して接線方向の力と法線方向の力に分離することで算出した。回転の正の方向は Fig. 2.10 に示した座標系に準ずる。 $P/D=2$ 、 $P/D=3$  ともに流向  $\alpha$  が小さい場合、負のトルクが発生し、流向  $\alpha$  が大きい場合、正のトルクが発生する。これは流向に対して  $\alpha=45^\circ$  付近を境に Tandem 配置に近ければ Tandem 配置にしようとし、Side by side 配置に近ければ Side by side 配置にしようとするトルクがはたらくことを意味する。Tandem 配置に近い流向  $\alpha$  において、2円柱に Tandem 配置になろうとするトルクが発生する理由として、下流側に配置した円柱に  $\alpha=15^\circ$  をピークに上流側配置の円柱の後ろに寄ろうとする揚力が発生することと、特に  $\alpha$  が小さいときに上流側に配置の円柱と下流側に配置した円柱との間に大きな抗力係数の差が発生するために、その合力として Tandem 配置になろうとするトルクが発生するためだと考えられる。次に Side by side 配置に近い流向  $\alpha$  において2円柱に Side by side 配置になろうとするトルクが発生する理由として、2円柱にそれぞれ互いに離れようとする揚力が発生することと、互いの後流の影響下から外れているため、抗力はほぼ同じであり、その2つの合力が作用した結果、2つの円柱は Side by side 配置になろうとすると考えられる。また、 $P/D=2.0$  と  $3.0$  で発生するトルクの大きさを比較すると、Side by side 配置になろうとする力が発生する  $\alpha$  が大きな領域において、 $P/D=2.0$  のほうが大きなトルクが発生している。この理由として、互いに反発する揚力が  $P/D$  が小さいときにより大きくなるためと考えられる。一方で  $\alpha$  が小さい領域で Tandem 配置になろうとするトルクが  $P/D$  に寄らずに変化しなかった理由は、下流側に配置した円柱の揚力係数が  $P/D$  に寄らずほぼ同じであったためだと考えられる。なお、本研究で実施した  $P/D=2$  と  $3$  以上の柱芯間距離において、揚力係数が減少することが先行研究で示されているため、更に柱芯間距離を大きくすると、2円柱にはたらくトルクも減少すると推測される。

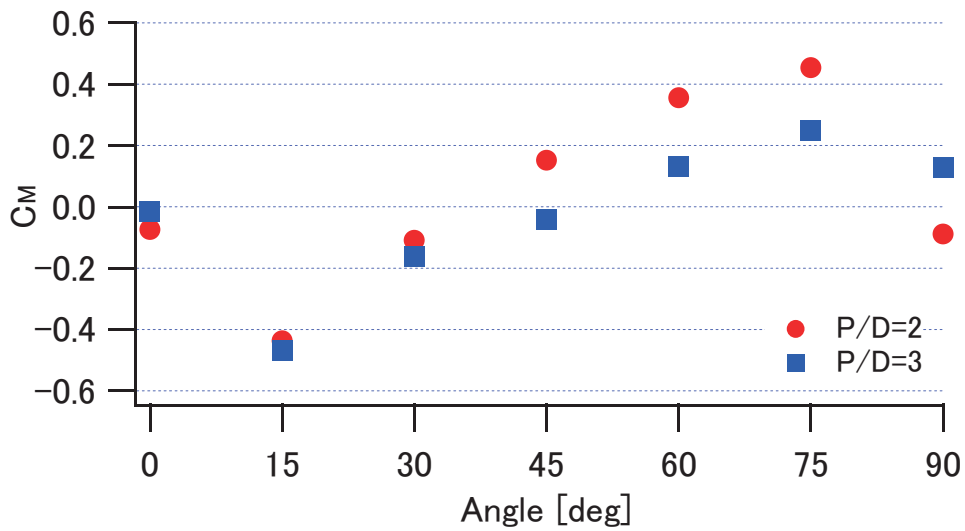


Fig. 2.32 非加振曳航時における2円柱の midpoint 周りのトルク係数 ( $U=0.4\text{m/s}$ )

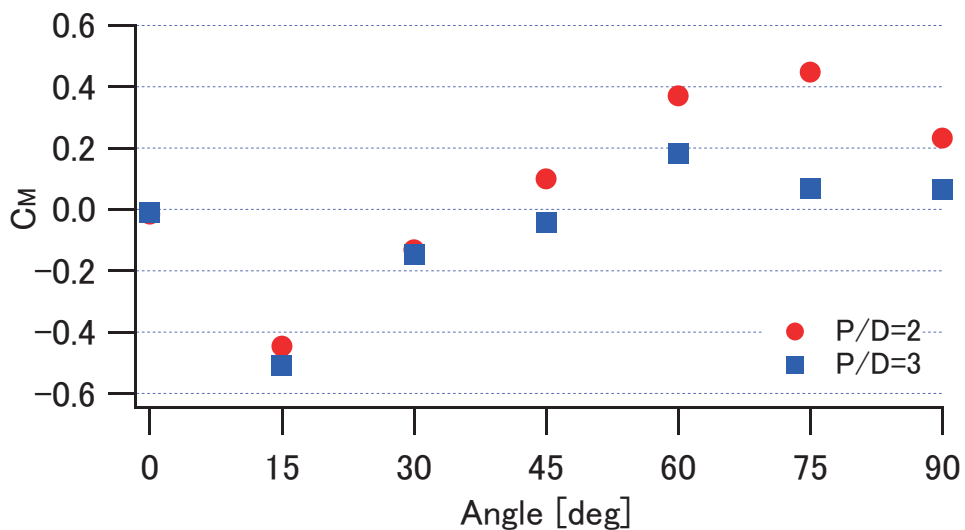


Fig. 2.33 非加振曳航時における2円柱の midpoint 周りのトルク係数 ( $U=0.5\text{m/s}$ )

## 2.6 第2章のまとめ

- 2円柱の流場中で発生する流体力の基本的な特性を計測するために、流向と柱芯間距離をパラメータとした剛体2円柱の非加振曳航実験を実施した。
- 抗力係数と揚力係数の計測を行い、 $\alpha=15^\circ$  で下流側の揚力係数が減少し、 $\alpha=90^\circ$  では2円柱が離れる方向の揚力が発生する等の流向と流体力係数の関係を示し、この傾向が先行研究とほぼ一致することを確認した。
- ストローハル数を Tandem 配置、Side by side 配置、Staggered 配置それぞれについて傾向を解析し、その傾向を示した。



- 
- 2円柱にはたらくトルクを計測し、 $\alpha=45^\circ$  付近を境に Tandem 配置になろうとするトルクと Side by side 配置になろうとするトルクが発生しており、それが主に揚力成分に由来することが判った。

---

### 第3章 弾性模型による曳航・動揺計測実験

(省略)

---

## 第4章 剛体模型による曳航・強制加振実験

(省略)

---

## 第5章 挙動シミュレーション計算

(省略)

---

## 第6章 結言

本研究は、海底鉱物資源開発や FLNG 向け取水管等の海洋開発分野や幅広い工学分野において運用されている、束ねられ近接配置されたライザー管を対象に、流れが作用する時の流力弾性挙動を明らかにし、挙動推定法を構築することを目的とした。

第1章では、工学分野と海洋工学分野における複数配管の利用状況について概論し、更に VIV 等の流場中の線状構造物の振動現象について概論した。また、これらに関する先行研究の状況を概論し、本研究の位置付けと新規性を示した。

第2章では、2円柱の流場中で発生する流体力の基本的な特性を計測するために、流向と柱芯間距離をパラメータとした剛体2円柱の非加振曳航実験を実施した。

抗力係数と揚力係数の計測を行い、 $\alpha=15^\circ$  で下流側の揚力係数が減少し、 $\alpha=90^\circ$  では2円柱が離れる方向の揚力が発生する等の流向と流体力係数の関係を示し、この傾向が先行研究とほぼ一致することを確認した。ストローハル数を Tandem 配置、Side by side 配置、Staggered 配置それぞれについて解析し、その傾向を先行研究と比較した。2円柱にはたらくトルクを計測し、 $\alpha=45^\circ$  付近を境に Tandem 配置になろうとするトルクと Side by side 配置になろうとするトルクが発生しており、それが主に揚力成分に由来することが判った。

第3章では、束ねられた2本の弾性管モデルを回転方向に自由度を持たせた支持機構に吊り下げて曳航し、挙動と回転を計測した。

弾性管振動の腹の位置で軌跡を計測し、Side by side 配置の  $P/D < 4$  において近接影響により振幅が増加し、互いの軌跡が変化することを示した。また Tandem 配置では  $2 < P/D < 10$  のすべての計測範囲で上流側円柱の振幅が減少し、後流側円柱の振幅は全体的に大きくなり、特に  $5 < P/D < 8$  において顕著であった。上端部の回転角の振動は  $\alpha=60^\circ$  以下で発生し、柱芯間距離が大きくなっても発生し、特に Tandem 配置で発生する回転振動は2円柱の Cross flow 方向の逆位相の振動に誘起される。渦剥離周波数と回転運動の振動周波数が同調した場合、回転運動が大きくなる可能性がある。In-line 方向の振動は主に Cross flow 方向の振動の2倍周期であり、Cross flow 方向の振動は基本周波数と3倍周波数で構成され、上流側円柱は3倍周波数が優勢で、下流側円柱は基本周波数の成分が優勢である。また、Side by side 配置に近くなると回転振動は小さくなり、

---

離合運動のみが発現する。上記の回転運動と離合運動に加えて、2 本管の重心位置の Cross flow 方向振幅は Staggered 配置で大きく、平行移動するような振動モードも発生する。

第 4 章では、束ねられた 2 本の管の挙動パターンから、①並進方向振動、②回転方向振動、③離合方向振動、の 3 つの振動モードを抽出して強制加振実験を行い、流体力を計測することで弾性模型の曳航・動揺計測実験で計測された挙動パターン発生メカニズムを流体力の観点から考察した。

抗力係数は Tandem 配置の上流側円柱で高く、後流側では低いが、回転方向加振では柱芯間距離が  $P/D=2$  のときに、一体となって渦剥離が発生し、並進方向加振以上に上流側、下流側ともに抗力係数が低下する。Side by side 配置では曳航方向に対する投影面積が変化しない場合、抗力係数の平均値は加振方向に依らない。Side by side 配置の揚力係数は 2 つの円柱は離れる方向の力が作用し、非加振曳航時の実験結果及び先行研究の結果と同一の傾向となるが、離合方向加振の 2 円柱が接触する手前まで振幅が大きくなると揚力係数の傾向が逆転し、2 円柱は接近する方向の力が作用する。付加慣性係数の正負が入れ替わる周波数は並進方向加振の Tandem 配置のケースで最も低く、流向が Side by side に近づくにつれて高周波数側にシフトする。ただし下流側円柱の正負が入れ替わる周波数は上流側より低くなる傾向がある。線形減衰係数は柱芯間距離が近いほど負の減衰力が発生する周波数帯と振幅が広くなり、下流側円柱の振動がより大振幅まで発展する可能性があるが、Tandem 配置における回転方向加振時の上流側円柱は負の減衰力の領域が広く、2 円柱は回転運動する可能性が高い。Side by side 配置における離合方向加振時の線形減衰係数は、高周波数側で広く負の減衰力が発生しており、並進方向加振のケースより大振幅まで発展する可能性がある。今回の流体力係数の算出では加振周波数の成分のみを取り出して解析を行っているが、2 倍周期、3 倍周期の成分についても解析し、流体力係数を導出して流体力 DB として利用することも 2 円柱の挙動特性を理解するための手法として有効ではないかと考えられる。

第 5 章では、束ねられた 2 円柱の挙動推定のために、二次元断面の流体力推定を行うとともに三次元的な構造を反映したモデルを作成した。

水槽実験に基づいた挙動パターンに応じた流体力データベースを作成し、時間領域計算内で判別式を用いた流体力 DB の切り替えを行い、流向と振幅、周波数に応じた流体

---

力を多次元内挿によって求めた。Tandem 配置から計算を開始し、最終的に回転運動に収束することを確認し、弾性管模型試験と計算結果を比較したところ、上流側の軌跡が曲がることを考慮した振幅や位相が計算結果とほぼ一致した。Side by side 配置では流体力DBの切り替え判断式のパラメータを変更することで離合方向振動へ切り替えることが出来たが、離合方向振動の流体力DBの振幅範囲外まで振動が発達したため、収束させることは出来なかった。Staggered 配置の初期流向から計算を開始し、並進方向振動が多く発現したが、挙動計測実験や流体力計測の結果を考慮すると、他の振動モードとの重畳である可能性が高い。振動モードを重畳するためにはその振動モードが持つ他の振動モード成分を考慮した上で重ね合わせる必要がある。単管に比べて計算資源を多く消費するなどの問題はあるが、Tandem 配置と Side by side 配置については、振動モードを解析した上で適切な流体力DBを作成すること出来れば水槽実験結果を用いたストリップ法を用いた流体力推定が有用であることを示した。

各章の結果をまとめると本研究は、近接配置された2本の管に流れが作用する時の流体力弾性振動を明らかにするために、①剛体模型による曳航・非加振流体力計測実験、②弾性模型による曳航・動揺計測実験、③剛体模型による曳航・強制加振実験、を行いデータを取得し、回転運動や離合運動といった2管に特有の挙動を中心に特性をまとめ、さらに流体力データベースを用いた挙動推定手法の適用可能性と課題を示したものである。



---

## 謝辞

東京大学大学院新領域創成科学研究科海洋技術環境学専攻 特任教授 尾崎雅彦先生には指導教官として本研究の実施の機会を与えて戴き、その遂行にあたって終始、ご指導を戴いた。ここに深謝の意を表す。

本論文の審査にあたり、工学系研究科システム創成学専攻 教授 鈴木英之先生、東京大学生産技術研究所 教授 林昌奎先生、東京大学生産技術研究所 教授 北澤大輔先生、東京大学大学院新領域創成科学研究科海洋技術環境学専攻 准教授 平林紳一郎先生、東京大学大学院新領域創成科学研究科海洋技術環境学専攻 講師 和田良太先生には副査としてご助言を戴くとともに本論文の細部にわたりご指導を戴いた。ここに深謝の意を表す。

国立研究開発法人海上・港湾・航空技術研究所海上技術安全研究所 所長（元海洋開発系長）宇都正太郎博士、国立研究開発法人海上・港湾・航空技術研究所海上技術安全研究所海洋開発系 系長 正信聡太郎博士、国立研究開発法人海上・港湾・航空技術研究所海上技術安全研究所海洋開発系深海技術研究グループ グループ長 山本譲司博士には本研究の遂行にあたり、多くの時間を研究に当てられるよう、業務量管理に多大なる御配慮を戴いた。ここに深謝の意を表す。本研究の第2章、第3章、並びに第4章の水槽実験では国立研究開発法人海上・港湾・航空技術研究所海上技術安全研究所海洋開発系深海技術研究グループ 主任研究員 金田成雄氏、国立研究開発法人海上・港湾・航空技術研究所海上技術安全研究所海洋開発系 笹川広紀氏に実験装置の準備、データ計測及び結果解析のご協力いただいた。ここに感謝の意を表す。また、御協力、御支援を戴いた海洋開発系の同僚、並びに関係者の皆様に対して感謝の意を表す。

本研究の第2章、並びに第4章の水槽実験では、尾崎研究室の山本寛弥氏に水槽実験の準備とデータ計測、並びに結果解析に多大なる助力を戴いた。ここに感謝の意を表す。本研究の遂行にあたり、東京大学大学院新領域創成科学研究科海洋技術環境学専攻 講師 和田良太先生、並びに尾崎研究室の皆様には、ゼミ等のミーティングにおいて有意義な議論とコメントを戴いた。ここに感謝の意を表す。また、尾崎研究室 秘書 小原千織氏には、博士後期課程での学業遂行や生活面でサポートしていただいた。ここに感謝の意を表す。

最後に、本研究の遂行にあたり、日々の生活を支え、応援してくれた妻 恵と長女 灯里に心から感謝の意を表す。

---

---

本研究は JSPS 科研費 JP26289343 「複数本で構成されるライザーシステムの VIV に関する研究」、研究代表者：藤原智、2014-2017、並びに JP17H03500 「近接配置した複数の鉛直大口径管の潮流下における流力弾性現象の研究」、研究代表者：藤原智、2017-2020、の助成を受けて実施した。

---

## 参考文献

- [1] 配管百科編集委員会, 「配管」のすべてがわかる!配管百科, 出版文化社, 2010.
- [2] JOGMEC, “海の資源・エネルギー,” pp. 1-4, 2014.
- [3] 経済産業省資源エネルギー庁、独立行政法人石油天然ガス・金属鉱物資源機構、海底熱水鉱床開発委員会, “海底熱水鉱床開発計画第1期最終評価報告書,” 2013.
- [4] S. Leach, G. Smith and R. Bemdt, "SMS PECIAL SESSION: Subsea Slurry Lift Pump Technology - SMS Development," Proceedings of Offshore Technology Conference (OTC2012), 2012.
- [5] 経済産業省資源エネルギー庁、独立行政法人石油天然ガス・金属鉱物資源機構、海底熱水鉱床開発委員会, “海底熱水鉱床開発 計画総合評価報告書,” 2018.
- [6] 経済産業省資源エネルギー庁、独立行政法人石油天然ガス・金属鉱物資源機構、海底熱水鉱床開発委員会, “海底熱水鉱床開発計画にかかる第1期中間評価報告書,” 2011.
- [7] Fujiwara, T., et.al, “A Study on Behavior Estimation of Lift Pipe for SMS Mining,” OTO 18', 2018.
- [8] JOGMEC, “石油・天然ガス資源情報用語一覧,” <https://oilgas-info.jogmec.go.jp/termlist/1001917/1001953.html>, 5 2009.
- [9] Shell Development (Australia) Proprietary Limited, “Prelude Floating LNG Project Draft Environmental Impact Statement,” Shell Development (Australia) Proprietary Limited, October 2009.
- [10] Shell, “PRELUDE IN POSITION,” <https://www.shell.com.au/about-us/projects-and-locations/prelude-flng/prelude-e-news/prelude-in-position.html>, 20 11 2017.
- [11] 藤原智、正信聡太郎、清水功一, “複数本で構成される長大管の弾性応答に関する研究—第1報 上端動揺の影響に関する実験的研究—,” 日本船舶海洋工学会講演論文集, 2013.
- [12] 藤原智、正信聡太郎、清水功一, “複数本で構成される長大管の弾性応答に関する研究—第2報 VIVの影響に関する検討—,” 日本船舶海洋工学会講演論文集, 2013.
- [13] Shell, “PERDIDO - OVERVIEW,” <https://www.shell.com/about-us/major-projects/perdido/perdido-an-overview.html>, 2010.
- [14] Yong Bai and Qiang Bai, “SUBSEA PIPELINES AND RISERS,” ELSEVIER, 2005.

- 
- [15] 日本鋼構造協会, “構造物の耐風工学,” 1997.
- [16] 富岡立行、嶋田善夫, “原子力発電所における振動関連不具合事象の分析と再発防止対策,” 技術システム研究所研究報告, 1998.
- [17] 伊藤学, “吊形式橋梁と風,” 川田技報, 1985.
- [18] 伊藤学, “風による構造物の振動,” 土木学会論文集, 1985.
- [19] 清水幹夫、石原孟、Pham Van PHUC, “着氷雪 4 導体および単導体送電線のギャロッピング現象の解明(その 1)～部分模型の風洞内ギャロッピング再現実験～,” 電力中央研究所報告, 2005.
- [20] 松宮央登、西原崇, “部分模型を用いた架空送電線のギャロッピング現象の解明(その 3)ールーズスペーサのギャロッピング抑制メカニズムー,” 電力中央研究所報告, 2013.
- [21] 宮田利雄、山田均、勝地弘、篠原建太郎, “並列ケーブルのウェイク振動に関する風洞実験,” 第 16 回 風工学シンポジウム, 2000.
- [22] 荒木伸哉、八木知己、小杉翼、有馬将司、Mohd Raizamzamani Md ZAIN、白土博通, “フラッター解析に基づいた並列円柱の空力振動現象に関する研究,” 第 23 回風工学シンポジウム, 2014.
- [23] 佐藤敏浩、市岡丈彦、今山善之、川田裕, “流動解析による熱交管群の振動と気柱振動に関する研究,” 三菱重工技報, 1995.
- [24] チョン・カー・ウィー、文字秀明, “直交流れによる管群振動の特性(第 1 報: 正方配列管群),” 実験力学, 2006.
- [25] チョン・カー・ウィー、文字秀明, “直交流れによる管群振動の特性(第 2 報: 千鳥配列管群),” 実験力学, 2007.
- [26] チョン・カー・ウィー、文字秀明, “直交流れによる管群振動の特性(第 3 報: 振動機構に関する考察),” 実験力学, 2007.
- [27] Blevons, R. D., “Flow-Induced Vibrations,” Krieger Publishing Company, 1990.
- [28] Anderson Jr., J., D., “Fundamentals of Aerodynamics.,” New York, McGraw-Hill, 2001.
- [29] Norberg, C., “Fluctuating lift in a circular cylinder: Review and new measurements.,” Journal of Fluids and Structures, 2002.
- [30] Bearman, P W, “Vortex Shedding from Oscillating Bluff Bodies,” Annual review of fluid mechanics, 1984.
- [31] Hafen, B.E., et al., “Strumming Suppression - An Annotated Bibliography,” Civil Engineering Lab., Technical Report, 1976.
-

- 
- [32] T. Sarpkaya, "Transverse oscillations of a circular cylinder in uniform flow," Naval Postgraduate School, Department of the Navy, Monterey, California, 1977.
- [33] Carberry, J., Sheridan, J. and Rockwell, D., "FORCES AND WAKE MODES OF AN OSCILLATING CYLINDER," *Journal of Fluids and Structures*, 2001.
- [34] Zheng, H., Dahl, A., M., Sadeghi, T., M., Triantafyllou, M., S., "COUPLED INLINE-CROSS FLOW VIV HYDRODYNAMIC COEFFICIENTS DATABASE," *Proceedings of the ASME 2014 33rd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, 2014.
- [35] Sumner, D., "Two circular cylinders in cross-flow: A review," *Journal of Fluids and Structures* 26, 2010.
- [36] ZDRAVKOVICH, M., M., "THE EFFECTS OF INTERFERENCE BETWEEN CIRCULAR CYLINDERS IN CROSS FLOW," *Journal of Fluids and Structures*, 1987.
- [37] D. Sumner, M.D. Richards, O.O. Akosile, "Two staggered circular cylinders of equal diameter in cross-flow," *Journal of fluids and structures*, 2005.
- [38] Md. Mahbub Alam, M. Moriya, K. Takai, H. Sakamoto, "Fluctuating fluid forces acting on two circular cylinders in a tandem arrangement at a subcritical Reynolds number," *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 91, 2003.
- [39] T. Igarashi, "Characteristics of the flow around two circular cylinders arranged in tandem (1st report)," *Bulletin of the JSME*, 1981.
- [40] Hu, J. C. and Zhou, Y., "Flow structure behind two staggered cylinders, Part I: downstream evolution and classification," *Journal of Fluid Mechanics*, 2008.
- [41] Hu, J.C., Zhou, Y., "Flow structure behind two staggered cylinders, Part II: heat and momentum transport.," *Journal of Fluid Mechanics*, 2008.
- [42] Vinh-Tan Nguyen, Wai Hong Ronald Chan, Hoang Huy Nguyen, "Numerical investigation of wake induced vibrations of cylinders in tandem arrangement at subcritical Reynolds numbers," *Ocean Engineering*, 2018.
- [43] Borazjani, I. and Sotiropoulos, F., "Vortex-induced vibrations of two cylinders in tandem arrangement in the proximity-wake interference region," *Journal of Fluid Mechanics*, 2009.
- [44] G.R.S. Assi, et al., "Experimental investigation of flow-induced vibration interference between two circular cylinders," *Journal of Fluids and Structures*, 2006.
-

- 
- [45] Assi, G.R.S., Bearman, P.W., Meneghini, J., “On the wake-induced vibration of tandem circular cylinders: the vortex interaction excitation mechanism,” *Journal of Fluid Mechanics*, 2010.
- [46] 金相一、坂本弘志, “くい違い配列された2円柱の流力振動特性に関する研究,” 日本機械学会論文集, 2007.
- [47] Allen, D., W., Henning, D., W., “Vortex-induced vibration current tank tests of two equal-diameter cylinders in tandem,” *Journal of Fluids and Structures*, 2003.
- [48] Fujiwara, T., Uto, S., Kanada, S., “AN EXPERIMENTAL STUDY OF THE EFFECTS THAT CHANGE THE VIBRATION MODE OF RISER VIV,” *Proceedings of the 30th International Conference on Oceanm Offshore and Arctic Engineering*, Rotterdam, The Netherlands, 2011.
- [49] M. Zdravkovich, “Flow around circular cylinders Vol 1: Fundamentals,” Oxford Science Publications, 2003.
- [50] Chaplin, J., R. et al., “Blind predictions of laboratory measurements of vortex-induced vibrations of a tension riser,” *Proceedings of the Eighth International conference on Flow-Induced Vibration*, Paris, France, 2004.
- [51] SINTEF, “Riflex, Riser System Analysis Program,” <https://www.sintef.no/globalassets/upload/marintek/pdf-filer/factsheets/riflex.pdf>, 2011.
- [52] Yang, G., et al., “VIV Model Test Data Comparison with Shear7 V4.5,” *Proceedings of the ASME 27th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, Estoril, Portugal, 2008.
- [53] 鈴木英之、木村亮太、宇都正太郎、林昌奎、国分健太郎、有馬安則, “流体力計測に基づく大水深ライザーの時間領域 VIV 応答解析法の開発,” 日本船舶海洋工学会論文集, 2008.
- [54] 木村快輔, “実海域での振動を想定した水中線状構造物の VIV 挙動解析法の開発,” 東京大学大学院新領域創成科学研究科海洋技術環境学専攻, 2014.
- [55] “プラスチック立体網状成形品ヘチマロン”  
[.http://www.shinko-nylon.co.jp/mizusyori/seihin\\_02.html](http://www.shinko-nylon.co.jp/mizusyori/seihin_02.html).
- [56] D. Sumner, M.D. Richards, O.O. Akosile, “Two staggered circular cylinders of equal diameter in cross-flow,” *Journal of Fluids and Structures* 20, 2005.
- [57] Ljungkrona, L., Sunden, B., “Flow visualization and surface pressure measurement on two tubes in an inline arrangement,” *Experimental Thermal*
-

---

and Fluid Science 6, 1993.

- [58] Gu, Z.F., Sun, T.F., “On interference between two circular cylinders in staggered arrangement at high subcritical Reynolds,” *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 80, 1999.
- [59] Sumner, D., Price, S.J., Paidoussis, M.P., “Flow-pattern identification for two staggered circular cylinders in cross-flow,” *Journal*, 2000.