Title	プロペラ翼に働く非定常負荷に関する研究
Author(s)	内田, 誠
Citation	大阪大学, 1998, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://doi.org/10.11501/3144285
rights	
Note	

1

プロペラ翼に働く非定常負荷に関する研究

１９９８年3月

内　田　　　誠

目　次

第１章　緒論　1

１．１　プロペラ負荷変動研究の現状と課題　1

１．２　本研究の方針と内容　2

第２章　動揺二次元柱に働く変動力　3

２．１　実験装置と実験方法　3
２．１．１　被検体　3
２．１．２　動揺装置　4

２．２　計算モデル　5
２．２．１　基本的な考え方　5
２．２．２　付加変動力　7
２．２．３　二次元楕円柱の付加質量　8
２．２．４　変動力推定法　11
２．２．５　水面通過時の流体密度変化のモデル　12
２．２．６　計算結果例　15

２．３　実験と計算結果の比較　15
２．３．１　空中動揺実験　15
２．３．２　水中動揺実験　16
２．３．３　気水界面貫通動揺実験　16

２．４　動揺二次元柱まわりの流動観測　17
２．４．１　円柱被検体まわりの流動観測　17
２．４．２　楕円柱被検体まわりの流動観測　18

２．５　付加変動力に対する流体同伴影響の評価　．．．．．．．．．．　18

２．６　第２章のまとめ　．．．．．．．．．．．．．．．．．．．　20

第３章　プロペラ単翼負荷計測装置　21

第４章　半没水状態におけるプロペラ負荷変動　22

４．１　実験装置と実験方法　．．．．．．．．．．．．．．．．　22

４．２　実験結果　．．．．．．．．．．．．．．．．．．．．．　23

４．３　計算方法　．．．．．．．．．．．．．．．．．．．．．　24
　４．３．１　回転運動方程式　．．．．．．．．．．．．．．．　24
　４．３．２　翼素の付加質量　．．．．．．．．．．．．．．．　26
　４．３．３　翼素の流体反力　．．．．．．．．．．．．．．．　26
　４．３．４　空気吸い込みの影響　．．．．．．．．．．．．．　27

４．４　計算結果　．．．．．．．．．．．．．．．．．．．．．　28

４．５　軸負荷変動　．．．．．．．．．．．．．．．．．．．．　29
　４．５．１　プロペラ軸回転数一定の場合　．．．．．．．．．　29
　４．５．２　プロペラ軸回転数が変化する場合　．．．．．．．　29
　４．５．３　回転数変動と軸負荷変動　．．．．．．．．．．．　31

４．６　第４章のまとめ　．．．．．．．．．．．．．．．．．．　31

第５章　波浪中におけるプロペラ負荷変動　32

５．１　実験装置と実験方法　．．．．．．．．．．．．．．．．　32

５．２　規則波中における負荷変動　．．．．．．．．．．．．．　33
　５．２．１　計算方法　．．．．．．．．．．．．．．．．．．　33
　５．２．２　実験と計算の比較　．．．．．．．．．．．．．．　38
　５．２．３　周波数特性　．．．．．．．．．．．．．．．．．　39

５．３　不規則波中における負荷変動　．．．．．．．．．．．．．．．　39
　５．３．１　計算方法　．．．．．．．．．．．．．．．．．．．．　39
　５．３．２　実験結果　．．．．．．．．．．．．．．．．．．．．　41

５．４　第５章のまとめ　．．．．．．．．．．．．．．．．．．．．　41

第６章　結論　43

表　45

図　48

参考文献　122

謝辞　124

表　目　次

Table 2.1　Principal particulars of examined cylinders. . . . 45

Table 3.1　Principal particulars of model propeller. 46

Table 5.1　Experimental conditions in waves. 47

図　目　次

Fig. 2. 1　General arrangement of experimental apparatus for forces acting on a horizontal cylinder. 48

Fig. 2. 2　Experimental apparatus for forces acting on a horizontal cylinder. (Front view and side view)) 49

Fig. 2. 3　Schematic diagram of examined cylinder. 50

Fig. 2. 4　Comparison of position between by simple harmonic motion and by link oscillation. 51

Fig. 2. 5　Comparison of velocity between by simple harmonic motion and by link oscillation. 52

Fig. 2. 6　Comparison of acceleration between by simple harmonic motion and by link oscillation. 53

Fig. 2. 7　Primitive model of negative force caused by changing mass. 54

Fig. 2. 8　Weighting function by section area change and curve fitting. 55

Fig. 2. 9　Example of calculation of 5 forces and total force. (Elliptic cylinder, 1.00Hz, In air) 56

Fig. 2.10　Example of calculation of 5 forces and total force. (Elliptic cylinder, 1.00Hz, In water) 57

Fig. 2.11　Example of calculation of 5 forces and total force. (Elliptic cylinder, 1.00Hz, Passing through water surface) 58

Fig. 2.12　Example of noise exclusion of experimental results. 59

Fig. 2.13　Results of forces acting on the circular cylinder in air. 60

Fig. 2.14　Results of forces acting on the elliptic cylinder in air. 61

Fig. 2.15　Results of forces acting on the circular cylinder in water. 62

Fig. 2.16 Results of forces acting on the elliptic cylinder in water. 63
Fig. 2.17 Results of forces acting on the circular cylinder passing through water surface. 64
Fig. 2.18 Results of forces acting on the elliptic cylinder passing through water surface. 65
Fig. 2.19 Flow observation around circular cylinder. (Just after immersing into water, 0.50Hz) 66
Fig. 2.20 Flow observation around circular cylinder. (Just after exposing into air, 0.50Hz) 67
Fig. 2.21 Flow observation around circular cylinder. (Just after immersing into water, 0.75Hz, Part 1) . 68
Fig. 2.22 Flow observation around circular cylinder. (Just after immersing into water, 0.75Hz, Part 2) . 69
Fig. 2.23 Flow observation around circular cylinder. (Just after exposing into air, 0.75Hz) 70
Fig. 2.24 Flow observation around circular cylinder. (Just after immersing into water, 1.00Hz, Part 1) . 71
Fig. 2.25 Flow observation around circular cylinder. (Just after immersing into water, 1.00Hz, Part 2) . 72
Fig. 2.26 Flow observation around circular cylinder. (Just after exposing into air, 1.00Hz, Part 1) . . 73
Fig. 2.27 Flow observation around circular cylinder. (Just after exposing into air, 1.00Hz, Part 2) . . 74
Fig. 2.28 Flow observation around circular cylinder. (Just after immersing into water, 1.25Hz, Part 1) . 75
Fig. 2.29 Flow observation around circular cylinder. (Just after immersing into water, 1.25Hz, Part 2) . 76
Fig. 2.30 Flow observation around circular cylinder. (Just after exposing into air, 1.25Hz) 77
Fig. 2.31 Flow observation around circular cylinder. (Just after immersing into water, 1.50Hz, Part 1) . 78
Fig. 2.32 Flow observation around circular cylinder. (Just after immersing into water, 1.50Hz, Part 2) . 79
Fig. 2.33 Flow observation around circular cylinder. (Just after exposing into air, 1.50Hz) 80
Fig. 2.34 Flow observation around circular cylinder. (Just after immersing into water, 1.75Hz) 81

Fig. 2.35 Flow observation around circular cylinder. (Just after exposing into air, 1.75Hz) 82
Fig. 2.36 Flow observation around elliptic cylinder. (0.50Hz, Part 1) 83
Fig. 2.37 Flow observation around elliptic cylinder. (0.50Hz, Part 2) 84
Fig. 2.38 Flow observation around elliptic cylinder. (0.75Hz, Part 1) 85
Fig. 2.39 Flow observation around elliptic cylinder. (0.75Hz, Part 2) 86
Fig. 2.40 Flow observation around elliptic cylinder. (1.00Hz, Part 1) 87
Fig. 2.41 Flow observation around elliptic cylinder. (1.00Hz, Part 2) 88
Fig. 2.42 Flow observation around elliptic cylinder. (1.25Hz, Part 1) 89
Fig. 2.43 Flow observation around elliptic cylinder. (1.25Hz, Part 2) 90
Fig. 2.44 Flow observation around elliptic cylinder. (1.50Hz, Part 1) 91
Fig. 2.45 Flow observation around elliptic cylinder. (1.50Hz, Part 2) 92
Fig. 2.46 Flow observation around elliptic cylinder. (1.75Hz, Part 1) 93
Fig. 2.47 Flow observation around elliptic cylinder. (1.75Hz, Part 2) 94
Fig. 2.48 Comparison of estimated loads with some correction rates for transition stage. 95

Fig. 3. 1 Schematic diagram of blade load dynamometer. . . . 96
Fig. 3. 2 Model propeller open chart. 97

Fig. 4. 1 System diagram of experimental equipment in still water and shallow immersion depth. 98
Fig. 4. 2 Example of measured blade and shaft load fluctuation. (J=0.6, n=10.0rps) 99
Fig. 4. 3 Measured blade torque fluctuation. 100
Fig. 4. 4 Difinition of virtual blade thickness. 101

Fig. 4. 5 Example of estimated blade load fluctuation. (J=0.6, n=10.0rps) 102
Fig. 4. 6 Components of blade torque fluctuation. (J=0.6, n=10.0rps) 103
Fig. 4. 7 Estimated blade load fluctuation with modified transient period and virtual blade thickness compared with measured one.(J=0.6, n=10.0rps) . . . 104
Fig. 4. 8 Maximum and minimum torque coefficients of added fluctuation force component. 105
Fig. 4. 9 Shaft load fluctuation. (Condition of constant revolution) 106
Fig. 4.10 Changes of the added mass of blade in one revolution. 107
Fig. 4.11 Changes of the added mass of propeller in one revolution. 108
Fig. 4.12 Shaft revolution fluctuation. (Condition of constant power) 109
Fig. 4.13 Shaft torque fluctuation. (Condition of constant power) 110
Fig. 4.14 Maximum and minimum value of shaft revolution fluctuation. (Condition of constant power with large inertia moment) 111
Fig. 4.15 Maximum and minimum value of shaft revolution fluctuation. (Condition of constant power with small inertia moment) 112

Fig. 5. 1 System diagram of experimental equipment in waves. . 113
Fig. 5. 2 Inflow velocity into a blade element. 114
Fig. 5. 3 Measured and estimated blade load fluctuation in regular waves. (I/D=1.2, J=0.6) 115
Fig. 5. 4 Measured and estimated blade load fluctuation in regular waves. (I/D=1.2, J=0.7) 116
Fig. 5. 5 Measured and estimated blade load fluctuation in regular waves. (I/D=1.2, J=0.8) 117
Fig. 5. 6 Orbital velocity and estimated blade load fluctuation in regular waves. (I/D=1.2, J=0.6, each blades) 118

Fig. 5. 7 Spectra of blade load fluctuation in regular waves. (I/D=1.2, J=0.6) 119
Fig. 5. 8 Measured blade load fluctuation in irregular waves. (I/D=1.2, J=0.6) 120
Fig. 5. 9 Spectra of blade load fluctuation in irregular waves. (I/D=1.2, J=0.6) 121

第１章　緒論

１．１　プロペラ負荷変動研究の現状と課題

船舶が穏やかな気象海象で船体動揺をほとんど伴わないような平水中を航行する場合であっても、船用スクリュープロペラは船尾不均一伴流中で作動しておりプロペラ翼への流入速度とその方向が周期的に変化するため、プロペラに働く負荷は周期的に変動する。船尾不均一伴流中で作動するプロペラに働く負荷変動に関しては、模型実験や実船計測などの実験的研究[1,2]や、非定常揚力面モデルによる数値計算[3,4,5,6,7]に基づく予測および翼応力や翼荷重の実船計測[8,9,10,11,12]など広範囲にわたって行われている。

波浪中で作動するプロペラの特性は、時間平均特性と時間平均特性まわりの周期的な変動に分けて考えられる。時間平均特性は、厳しくない海象下では平水中のプロペラ特性と変わりのない事が知られている[13]。時間平均特性まわりの負荷変動に関する研究も多く[13,14,15,16,17]、実験的検証も行われているが、いずれもプロペラ全体としての特性だけに注目しているため、軸負荷変動についてのみ調べられおり、それぞれの翼に働く負荷変動については調べられていない。波浪中で作動するプロペラ単翼に働く負荷変動については、計算モデルが提案されており負荷変動予測が可能[13,18]であるが、提案された計算モデルの実験的検証はまだ行われていない。

以上のように、これまで進められてきているプロペラ負荷変動に関する研究は、船尾不均一伴流中における１回転中の翼負荷変動と、激しくない波浪中における軸負荷変動に注目して進められたものに大別できる。

近年、船舶の省エネルギー化に伴ってプロペラの低回転大直径化が進められ、プロペラ没水深度比（プロペラ軸没水深度のプロペラ直径に対する割合）が減少してきており、プロペラが相対的に水面近傍で作動するようになってきた。従来、船舶の航行中にプロペラの一部あるいは全部が水面上に露出するのは、厳しい海象下で激しい船体運動によって発生するプロペラレーシングぐらいであったが、プロペラの大直径化により、軽荷状態であれば平水中においても、プロペラの一部が水面上に露出して作動することは珍しくなくなっている。このようなプロペラの水面上露出時には、プロペラ軸に働く負荷変動が激しくなることは良く知られている。プロペラ軸に働く負荷変動は軸トルク変動や軸スラスト変動としてとらえられるが、それらはプロペラの各翼に働く負荷変動が重ね合わされたものであり、各翼で打ち消し合わされた成分は表れてこない。このような状況で作動するプロペラの負荷特性を厳密に把握するため、また、翼の強度設計を適切に行うためにも、プロペラ軸負荷変動だけでなくプロペラ単

翼に働く負荷変動についても注目して調べる必要がある。

1.2 本研究の方針と内容

本論文は、プロペラ単翼に働く負荷に注目してプロペラ負荷変動を調べたものである。

本論文は、全6章から構成されており、第1章(本章)は緒論である。

第2章では、半没水状態で作動するプロペラの翼が水面を貫通して作動するときに働く負荷変動についての基礎資料を得る事を目的として、水面を貫通して上下に運動する水平二次元柱に働く負荷変動について調べた。物体が水面を貫通して運動するときに、作動流体が変化して物体の付加質量が変化することによって、付加変動力が働くことを確認すると共に、付加変動力に対する諸影響の分析を試みた章である。

第3章では、模型プロペラの単翼に働く負荷変動を計測するための模型プロペラ単翼負荷計測装置について述べた。いままでに公表されている模型プロペラ単翼負荷計測装置[1)2)19)20)21)]は、片持梁支持検力方式と平行四辺形支持検力方式およびプロペラボスへの内蔵方式と外付け方式に大別できるが、本研究では、外付け片持支持検力方式を採用した。これにより、プロペラボス部をコンパクトにまとめプロペラ全体を軽量化でき、検力装置の固有振動数を高くすることができ、計測精度の向上が図られた。

第4章では、平水中で翼の一部が水面上に露出して作動する半没水プロペラに働く負荷変動について調べた。模型プロペラによる水槽試験で、翼が水中から水面上に露出するときに、プロペラ単翼に働くトルクが、ある一定の条件下では負になるという興味深い実験結果を得た。単翼トルクが負になるのは、プロペラが作動している流体が水と空気の二層でその密度が異なるので、プロペラの付加質量が時間的に変化し、それによる付加変動力が働くためである、との考えに基づく計算結果と実験結果を比較し考察を加えた。

第5章では、規則波ならびに不規則波の波浪中で作動するプロペラ単翼に働く負荷変動について調べた。波浪中で作動する単独プロペラの単翼に働く負荷変動は、出会い波周波数成分だけでなく出会い波周波数と回転周波数とで振幅変調された成分からなることが予測[13)]されていたが、今回初めて実験的に確認され、従来の計算モデルの実用性が検証された。

第6章は、以上の研究で得られた結論をまとめるとともに、残された課題をまとめている。

第2章　動揺二次元柱に働く変動力

プロペラ軸の没水深度がプロペラ半径より小さくなると、平水中であってもプロペラ翼の一部は水面上への露出と水中への没入を1回転毎に繰り返す。プロペラの翼は、半径方向に異なった断面形状とピッチ角を有し回転運動しているので、プロペラ翼が水面上へ露出や水中へ没入する場合、水面に対する翼の姿勢や運動の様子はその運転条件や時間によって複雑に変化する。したがって、プロペラ単翼に働く負荷変動現象をモデル化する前に、基本的現象を捉えるため、プロペラ翼を半径方向に分割して考え、それぞれの翼素の負荷変動を的確に把握しモデル化しておくことが大切である。本章は、翼素を二次元的にモデル化し、はじめに水平二次元柱被検体を水面を貫通して上下に動揺させ、被検体に働く負荷変動計測ならびに被検体まわりの流動観測を行い、その結果を基に、二次元柱被検体の負荷変動予測を行い、プロペラ単翼に働く負荷変動予測方法の基礎資料を得ようとするものである。

2.1 実験装置と実験方法

実験装置の全体図を Fig.2.1に示す。また、実験装置の正面および側面図を Fig.2.2に示す。実験は、長さ 2,000mm、幅 2,050mm、最大水深 870mmの専用試験水槽で行った。水槽の上に動揺装置を設置し、支持アームを介して動揺装置に取り付けられた水平二次元柱被検体を上下に往復運動させる。被検体に働く力の計測と同時に、被検体まわりの流動現象観測のため、水槽側面観測窓から高速ビデオカメラによる撮影録画を行った。

2.1.1 被検体

被検体は、計算モデルにおける数学的取り扱いの容易さ、および製作の容易さを考慮し、断面形状が楕円および円の二次元柱とした。運動方向の投影形状を統一するため、楕円柱の短径は円柱直径と同一として、直径 32mm の円柱および短径 32mm 長径 128mmの楕円柱の2種類の被検体を準備した。

被検体の概略図を Fig.2.3に、主要目を Table 2.1に示す。いずれの被検体も、全長は 700mmで、両端には二次元性の確保と検力アームを保護するため、長さ 160mmのダミーが取り付けられている。円柱被検体本体は塩化ビニールパイプ製で、楕円柱被検体本体は木製であり、それぞれ両端に真鍮製フランジがあり、直径10mmのステンレススチール製検力アームが取り付けられている。楕

円柱被検体の質量は、材質と体積の違いにより円柱被検体に比べ約３倍である。被検体は、両端の検力アームから支持アームおよびフレーム、リンクを介して動揺装置に取り付けられる。被検体両端の検力アームには周方向90°間隔でそれぞれ４枚のひずみゲージが軸方向に貼付され、２アクティブゲージ方式で上下運動方向に働く力と水平方向に働く力が計測される。ダミーは、フレームから直接支持され、ダミーに働く力は検力アームに伝わらない構造になっている。

２.１.２　動揺装置

被検体およびダミーは、フレームからリンクを介して回転円板に連結されている。回転円板は、PWMインバータ制御のACモータで一定回転で運転され、被検体を上下に往復運動させる。被検体の最下点および回転位相角を把握するため、回転円板に白黒テープを貼付し、外枠構造体に設置したフォトトランジスタで回転パルスおよび位相パルスを検出する。

被検体上下往復運動の片振幅は 150mmで、動揺周波数は 0.5Hzから1.75Hzまで0.25Hz刻みで６通りとした。

リンク腕長さが動揺振幅に比べ十分に長いので、被検体の上下往復運動は、単振動で近似可能であるが、被検体位置(x)、速度(V)、加速度(A) の近似表示と厳密表示を記すと次の通りである。いずれも、下向きを正とする。回転円板回転位相角 θ は、最下点を０として時計回りに定義する。

近似表示　：　位置座標の原点は、振幅中央とする。

$$x = -R\cdot\cos\theta \tag{2.1}$$

$$V = R\cdot\omega\cdot\sin\theta \tag{2.2}$$

$$A = R\cdot\omega^2\cdot\cos\theta \tag{2.3}$$

ここで、　R　：回転半径　　(= 150 mm)
　　　　　θ　：回転位相角
　　　　　ω　：回転角速度

厳密表示　：　位置座標の原点は、回転円板回転角 θ が $\pi/2$ における位置とする。

$$x = -R\cdot\cos\theta - \sqrt{L^2 - R^2\cdot\sin^2\theta} + \sqrt{L^2 - R^2} \tag{2.4}$$

$$V = \left\{ R\cdot\sin\theta + \frac{R^2\cdot\sin 2\theta}{2\cdot\sqrt{L^2 - R^2\cdot\sin^2\theta}} \right\}\cdot\omega \tag{2.5}$$

$$A = \left\{ R\cdot\cos\theta + \frac{4\cdot R^2\cdot\cos 2\theta\cdot(L^2 - R^2\cdot\sin^2\theta) + R^4\cdot\sin^2 2\theta}{4\cdot(L^2 - R^2\cdot\sin^2\theta)^{3/2}} \right\}\cdot\omega^2 \tag{2.6}$$

ここで、　L　：リンク腕長さ (= 1,100 mm)
　　　　　R　：回転半径　　(= 150 mm)
　　　　　θ　：回転位相角　(rad)
　　　　　ω　：回転角速度　(rad/sec)

計算には、リンク機構往復運動の厳密表示式(2.4),(2.5),(2.6) を用いたが、リンク腕長さを振幅に対し十分大きくしているため、被検体位置、速度、加速度についてリンク機構往復運動と単振動との違いは Fig.2.4,Fig.2.5,Fig.2.6 に示すように小さい。すなわち、本実験の被検体の往復運動は単振動と見なしても良い。

２.２　計算モデル

２.２.１　基本的な考え方

運動する物体の基本的な運動方程式は、一般に式(2.7) で表される。ここでは、計算モデルの基本的な考え方の説明のため簡単化して物体は一定方向に直進運動していると考え、速度は空間固定座標系で定義する。

$$F(t) = \frac{d}{dt}\{M(t)\cdot V(t)\}$$

$$= V(t)\cdot\frac{d}{dt}M(t) + M(t)\cdot\frac{d}{dt}V(t) \tag{2.7}$$

ここで、　F(t)：物体に働く力
　　　　　M(t)：物体の質量

$V(t)$ ： 物体の運動速度
t ： 時間

物体に働く力と力積の時間変化率がバランスして一定速度 V_0 で運動している物体が運動中に質量変化を伴うとき、物体の運動速度を一定に保つためにはどのような力の変化が必要であるかを考えてみる。
いまここで、運動中の物体の質量が次式のように変化すると仮定する。

$$M(t) = \begin{cases} m_1 & (t \leqq t_1) \\ \dfrac{m_2-m_1}{t_2-t_1} \cdot (t-t_1) + m_1 & (t_1<t<t_2) \\ m_2 & (t \geqq t_2) \end{cases} \tag{2.8}$$

ここで、 m_1 ： 変化前の物体質量
m_2 ： 変化後の物体質量
t_1 ： 質量変化の開始時間
t_2 ： 質量変化の終了時間

すると、質量の時間変化率は次式で表される。

$$\frac{d}{dt} M(t) = \begin{cases} 0 & (t \leqq t_1) \\ \dfrac{m_2-m_1}{t_2-t_1} & (t_1<t<t_2) \\ 0 & (t \geqq t_2) \end{cases} \tag{2.9}$$

したがって、運動中に物体の質量が変化しても速度を一定に保つために必要な物体に働く力の変化は式(2.7) の右辺第一項に相当し、次式で表される。

$$\Delta f(t) = V_0 \cdot \frac{d}{dt} M(t)$$

$$= \begin{cases} 0 & (t \leqq t_1) \\ \dfrac{m_2-m_1}{t_2-t_1} \cdot V_0 & (t_1<t<t_2) \\ 0 & (t \geqq t_2) \end{cases} \tag{2.10}$$

いま、 Fig.2.7に示すように、運動中に物体の質量が減少する、なわち $m_1>m_2$ とすると、質量変化している間 $t_1<t<t_2$ で物体に働く力の変化は負 $\Delta f(t)<0$ となる。さらに、質量変化前 $t \leqq t_1$ で物体に働いている力が $\Delta f(t)$ の絶対値より小さいとすると、$t_1<t<t_2$ で物体に働く力は負でなければならない。
このように、ある物体が一定速度で運動中にその質量を減少するとき、条件によっては、速度を一定に維持するために負の力が働かなければならない。すなわち、一定速度で運動するように制御されている物体が、運動途中にその質量が減少する場合は、運動の方向と同じ向きに力が働くことがわかる。
物体が流体中を運動する場合は、質量として付加質量を含めて考えなければならない。

2.2.2 付加変動力

プロペラや動揺二次元柱などの運動については、通常、物体自身の質量は運動中に変化しないので、物体が均一流体の一様流中で一定速度で運動しているときには、前節で述べたような負の力は働かない。しかし、物体が密度の異なる流体界面を貫いて運動するときは、流体密度の変化に伴って付加質量が変化し、見かけ質量が変化するので、前節で述べたような負の力が働く[22]ことがある。
ここでは、この付加質量変化によって働く力を付加変動力(Added Fluctuation Force) と定義することにする。付加変動力 F_{add} は次式で表される。

$$F_{add} = V(t) \cdot \frac{d}{dt} m(t) \tag{2.11}$$

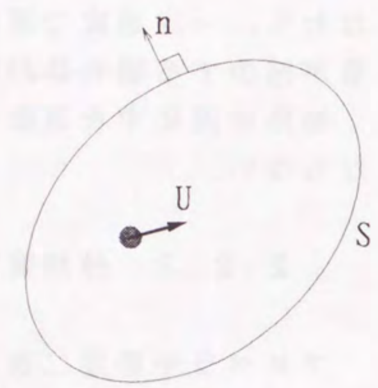
ここで、 F_{add} ： 付加変動力
$m(t)$ ： 被検体の付加質量
$V(t)$ ： 被検体の運動速度

水面を貫通して上下に運動する水平二次元柱の負荷変動の推定や、翼の一部が水面上に露出する状態で作動しているプロペラの単翼負荷変動の推定には、流体反力だけでなく式(2.11)から求められる付加変動力も考慮しなければならない。

2.2.3　二次元楕円柱の付加質量

流体中を物体が運動するとき、物体前方の流体は排除され物体後方には流体が流入するというように、流体も運動する。物体の運動によって流体に与えられる運動エネルギーから付加質量を次式で求めることができる。

$$m = -\frac{\rho}{U^2}\cdot\oint\phi\cdot\frac{\partial\phi}{\partial n}\cdot dS \qquad (2.12)$$



ここで、 m：付加質量

n：閉曲線Sの法線方向

S：物体を包含する閉曲線

U：物体の運動速度

ρ：流体密度

φ：かく乱速度ポテンシャル

x 軸方向に長半径R_x、y 軸方向に短半径R_yを持つ二次元楕円柱が、x 軸から角度αの方向に速度 Uで運動する時の付加質量は、等角写像を使って以下のように求められる。

ここで用いる変数は、次の通りとする。

a　：　Joukowski変換基準円直径

A　：　ζ平面円直径

ds　：　楕円柱表面微小要素長さ

n　：　楕円柱表面法線方向単位ベクトル

R_x：　楕円柱のx 軸方向半径

R_y：　楕円柱のy 軸方向半径

z　：　Joukowski変換後の複素平面

$$z = \zeta + \frac{(a/2)^2}{\zeta}$$

$$z = i\cdot a\cdot\sinh(\xi)$$

α　：　楕円柱の運動方向角度（x 軸方向をゼロとする）

ζ　：　Joukowski変換前の複素平面

$$\zeta = \frac{1}{2}\cdot(z + \sqrt{z^2 - a^2})$$

ξ　：　楕円座標の複素平面

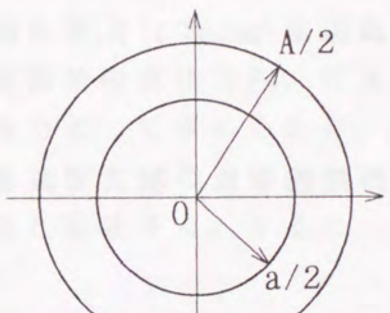
$$\xi = \sigma - i\cdot\omega$$

ρ　：　流体密度

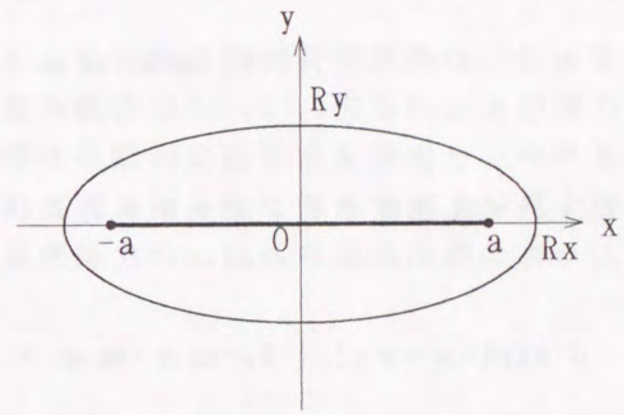
σ　：　楕円座標（σ一定は楕円）

σ_0：　楕円座標で表した楕円柱表面

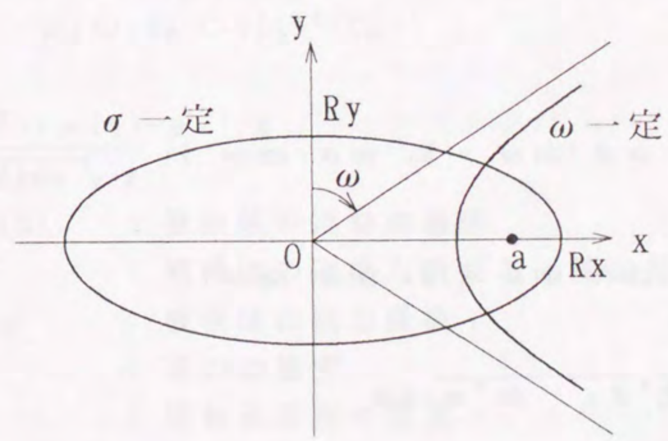
ω　：　楕円座標（ω一定は双曲線）



ζ平面



z 平面



そうすると、かく乱複素速度ポテンシャルは、次式で表される。

$$W = U\cdot\left\{ \zeta\cdot\exp(-i\cdot\alpha) + \frac{(A/2)^2}{\zeta}\cdot\exp(i\cdot\alpha) - z\cdot\exp(-i\cdot\alpha) \right\}$$

$$= U\cdot\frac{1}{\zeta}\cdot\frac{1}{4}\cdot\left\{ A^2\cdot\exp(i\cdot\alpha) - a^2\cdot\exp(-i\cdot\alpha) \right\}$$

$$= U\cdot\frac{1}{\zeta}\cdot\frac{1}{2}\cdot(R_x + R_y)\cdot(R_y\cdot\cos\alpha + i\cdot R_x\cdot\sin\alpha)$$

$$= -i\cdot U\cdot(R_y\cdot\cos\alpha + i\cdot R_x\cdot\sin\alpha)\cdot\exp(-\sigma+\sigma_0)\cdot\exp(i\cdot\omega)$$

$$= U\cdot\exp(-\sigma+\sigma_0)\cdot\{ (R_y\cdot\cos\alpha\cdot\sin\omega + R_x\cdot\sin\alpha\cdot\cos\omega)$$

$$-i\cdot(R_y\cdot\cos\alpha\cdot\cos\omega + R_x\cdot\sin\alpha\cdot\sin\omega) \} \qquad (2.13)$$

したがって、かく乱速度ポテンシャルϕおよび流れ関数ψは、次式で表される。

$$\phi = U\cdot\exp(-\sigma+\sigma_0)\cdot(R_y\cdot\cos\alpha\cdot\sin\omega + R_x\cdot\sin\alpha\cdot\cos\omega) \qquad (2.14)$$

$$\psi = -U\cdot\exp(-\sigma+\sigma_0)\cdot(R_y\cdot\cos\alpha\cdot\cos\omega + R_x\cdot\sin\alpha\cdot\sin\omega) \qquad (2.15)$$

楕円柱表面($\sigma=\sigma_0$)においては、次の関係式が成り立つ。

$$\frac{\partial\phi}{\partial n} = -U\cdot(R_y\cdot\cos\alpha\cdot\sin\omega + R_x\cdot\sin\alpha\cdot\cos\omega)\cdot\frac{1}{a\cdot\sqrt{\cosh^2\sigma_0 - \sin^2\omega}}$$

$$\phi = U\cdot(R_y\cdot\cos\alpha\cdot\sin\omega + R_x\cdot\sin\alpha\cdot\cos\omega)$$

$$ds = a\cdot\sqrt{\cosh^2\sigma_0 - \sin^2\omega}\cdot d\omega$$

これらの関係式を式(2.12)に代入し演算を行うと、付加質量は次式で表される。

$$m = \rho\cdot\left\{ R_y^2\cdot\cos^2\alpha\cdot\oint\sin^2\omega\cdot d\omega + R_x^2\cdot\sin^2\alpha\cdot\oint\cos^2\omega\cdot d\omega + \frac{1}{2}\cdot R_x\cdot R_y\cdot\sin 2\alpha\cdot\oint\sin 2\omega\cdot d\omega \right\}$$

$$= m_x\cdot\cos^2\alpha + m_y\cdot\sin^2\alpha \qquad (2.16)$$

$$m_x = \pi\cdot\rho\cdot R_y^2 \qquad (2.17)$$

$$m_y = \pi\cdot\rho\cdot R_x^2 \qquad (2.18)$$

2.2.4　変動力推定法

水面を貫通して上下に運動する水平二次元柱の負荷変動は、付加変動力F_{add}、被検体質量の慣性力F_M、付加質量の慣性力F_{Madd}、抗力F_Dおよび浮力F_Bの５成分の合力として求められる。座標は空間固定座標系を採用し、ベクトル量である水平二次元柱の速度、加速度、水平二次元柱に働く力は、鉛直上向き方向を正方向と定義する。すると、付加変動力F_{add}以外の力は次式のように求められる。

$$F_M = M\cdot A(t) \qquad (2.19)$$

$$F_{Madd} = m(t)\cdot A(t) \qquad (2.20)$$

$$F_D = \frac{1}{2}\cdot\rho(t)\cdot S_P\cdot C\cdot V(t)^2\cdot C_D \qquad (2.21)$$

$$F_B = \nabla\cdot\{\rho(t)-\rho_w\}\cdot g \qquad (2.22)$$

ここで、$A(t)$　：被検体の運動加速度
C　：被検体の運動方向長さ（翼弦長）
C_D　：被検体の抗力係数
g　：重力加速度
M　：被検体自身の質量

$m(t)$　：被検体の付加質量

　　円柱被検体　$m(t) = \pi \cdot \rho(t) \cdot r^2$

　　楕円柱被検体　$m(t) = \pi \cdot \rho(t) \cdot R_y{}^2$

r　：円柱半径

R_y　：楕円柱短半径

S_P　：被検体の長さ（スパン）

$V(t)$　：被検体の運動速度

$\rho(t)$　：平均流体密度

　　$\rho(t) = \rho_a \cdot W_f(x_{r,x}) + \rho_w \cdot \{1 - W_f(x_{r,x})\}$

$W_f(x_{r,x})$：重み付け係数（式(2.29)参照）

ρ_a　：空気の密度

ρ_w　：水の密度

∇　：被検体の排水容積

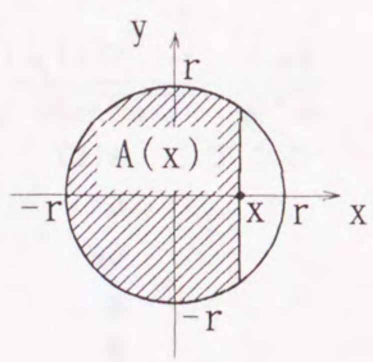
浮力F_Bは、実験時のキャリブレーションの方法と合わせるため、水中での浮力をゼロとし、空中で負の浮力が働くものとして取り扱う。なお、円柱被検体の抗力係数[23]は、1.0とし、楕円柱被検体の抗力係数は、回流水槽での実験で得られた値 0.35 を用いる。

2.2.5　水面通過時の流体密度変化のモデル

被検体が水面を通過しつつあるときは、被検体に作動する流体が水から空気、あるいは空気から水へと連続的に変化するので、流体密度が連続的に変化する。この現象を本論では、変動力の計算に平均流体密度という概念を導入して対応する。

平均流体密度は、任意の瞬間に被検体全体のうち水面下にある部分と水面上にある部分の断面積割合で、水と空気密度の重み付けをして平均した値である。

半径rの円柱の場合、右図斜線部面積$A(x)$は、次式で表される。



$$y = \sqrt{r^2 - x^2} \qquad (2.23)$$

$$A(x) = 2 \cdot \int_{-r}^{x} y \, dx$$

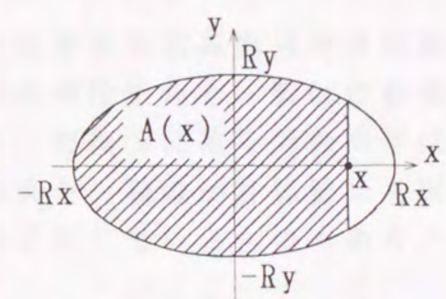
$$= x \cdot \sqrt{r^2 - x^2} + r^2 \cdot \sin^{-1}(x/r) + \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot r^2 \qquad (2.24)$$

重み付け係数、すなわち全円面積 $\pi \cdot r^2$に対する$A(x)$の面積割合を、無次元化した x_r $(=x/r)$で定義すると次式になる。

$$\frac{A(x_r)}{\pi \cdot r^2} = \frac{x_r}{\pi} \cdot \sqrt{1 - x_r{}^2} + \frac{1}{\pi} \cdot \sin^{-1} x_r + \frac{1}{2} \quad : \quad (-1 \leqq x_r \leqq 1) \qquad (2.25)$$

楕円柱の場合は、次式の通りとなる。

$$y = \frac{R_y}{R_x} \cdot \sqrt{R_x{}^2 - x^2} \qquad (2.26)$$



$$A(x) = 2 \cdot \int_{-Rx}^{x} y \, dx$$

$$= \frac{R_y}{R_x} \cdot \{x \cdot \sqrt{R_x{}^2 - x^2} + R_x{}^2 \cdot \sin^{-1} \frac{x}{R_x}\} + \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot R_x \cdot R_y \qquad (2.27)$$

したがって、楕円柱の場合の重み付け係数は次式になる。

$$\frac{A(x_x)}{\pi \cdot R_x \cdot R_y} = \frac{x_x}{\pi} \cdot \sqrt{1 - x_x{}^2} + \frac{1}{\pi} \cdot \sin^{-1} x_x + \frac{1}{2} \quad : \quad (-1 \leqq x_x \leqq 1) \qquad (2.28)$$

式(2.25)と式(2.28)から、円柱と楕円柱で重み付け係数は同じであることがわかる。しかしこれらの式には逆三角関数項があり取り扱いが不便なので、次式

のように正弦曲線の一部で近似する。

$$w_f(x_{r,x}) = \frac{1}{2}\cdot\{\sin(\frac{1}{2}\cdot\pi\cdot x_{r,x})+1\} \quad : (-1\leq x_{r,x}\leq 1) \tag{2.29}$$

式(2.25)あるいは式(2.28)と、近似式(2.29)の結果を、Fig.2.8に比較して示す。両者に大きな差異はなく、平均流体密度を求める際の重み付け係数として近似式(2.29)を採用する。

2.2.6 計算結果例

往復運動する楕円柱被検体に働く負荷変動について動揺周波数 1.0Hzの場合を例に挙げ、各成分毎に、空中動揺計算結果例を Fig.2.9に、水中動揺計算例をFig.2.10に、気水界面貫通動揺計算結果例をFig.2.11に示す。横軸は被検体往復運動の最下点からの位相角を示し、0°および360°が最下点、180°が最上点で、気水界面貫通動揺の場合は、90°前後で被検体が水中から空中へ、270°前後で空中から水中へと水面を貫通して運動する。力の方向は、上向きを正方向と定義している。

空中動揺の場合は、慣性力以外ほとんど働かなく、水中動揺の場合は、抗力が大きく働き、付加慣性力も大きくなることがわかる。

気水界面貫通動揺の場合、被検体が水中から空中に露出するときには付加変動力が運動方向と同じ方向に働き、空中から水中へ没入するときには運動方向と逆向きに作用する。結果として、水面上露出時および水中没入時いずれの場合にも、付加変動力は上向きに働くことがわかる。

2.3 実験と計算結果の比較

実験および計算は、1)空中動揺、2)水中動揺、3)気水界面貫通動揺の３状態で行った。実験および計算結果は、横軸に最下点からの位相角を、縦軸に被検体に働く力をとり、１往復する間の変化を図に表す。被検体に働く力の向きは、上向きを正、下向きを負とする。図中実線が実験結果を、破線が計算結果を表す。実験結果は、複数回往復する間の結果をまとめて示しているものもあり、一部の図では複数の実線が重なって見える。

計測された波形は、電気ノイズおよび機械振動ノイズが含まれているので、計測波形を一旦フーリエ変換し、明らかにノイズ成分と考えられる周波数域の成分を除去した後、逆フーリエ変換した波形を図に示している。計測波形、周波数スペクトル、ノイズ除去後の再生計測波形の一例をFig.2.12に示す。図は楕円柱の水中動揺実験、動揺周波数1.0Hz のものであるが、この場合8.0Hz を越える周波数成分を除去している。

2.3.1 空中動揺実験

Fig.2.13に円柱被検体、Fig.2.14に楕円柱被検体の空中動揺実験結果を示す。空中で運動する場合、被検体に働く力のうち空気の流体反力成分は極めて小さく、被検体自身の慣性力が主な成分である。したがって、負荷変動の様子

は、加速度変化の様子とほぼ同じであり、最下点(0°,360°)および最上点(180°)で極大となる。動揺周波数が大きいところで高周波数変動成分が見られるが、これは、動揺装置および被検体支持構造の固有振動に起因するものである。楕円柱被検体の場合、円柱被検体に比べ高周波変動成分が大きく目立つが、これは、楕円柱被検体質量が大きく加振力も大きくなったためである。

高周波変動を除けば、いずれの条件においても計算と実験は良く一致しており、検力および計測システムに問題が無いことが確認できる。

2.3.2 水中動揺実験

Fig.2.15に円柱被検体、Fig.2.16に楕円柱被検体の水中動揺実験結果を示す。水の密度は空気の密度の約815倍(ρ_A=1.225kg/m^3, ρ_W=999.1kg/m^3 at 1気圧, 15°C)[15]と大きいので、水中で運動する場合、空中での運動に比べ流体抗力と付加質量の慣性力が約815倍に大きくなり、無視できなくなる。流体抗力は、運動速度の2乗に比例し運動方向と反対向きに働くので、運動速度とは逆に位相角90°で負の極大、270°で正の極大となる。円柱被検体の場合、流体抗力成分が全成分の中で最も大きく、結果として合力は運動速度とは逆に、位相角90°付近で負の極大、270°付近で正の極大となっている。楕円柱被検体は、その質量が円柱被検体に比べ約3倍と大きいため、慣性力が流体抗力に比べ相対的に大きくなり、負荷変動の様子は円柱被検体と異なっており、負荷変動の極値は最上点および最下点付近となっている。円柱被検体、楕円柱被検体いずれの場合も、計算結果と実験結果で負荷変動が極大極小となる回転位相角が微妙に異なっているのは、定位置で往復運動している被検体による伴流が複雑に影響しているためと思われる。

2.3.3 気水界面貫通動揺実験

気水界面貫通動揺実験では、被検体の上下往復運動の振幅中心が、水面に一致するように設定した。したがって、被検体は位相角90°前後で水中から空中へ、270°前後で空中から水中へと水面すなわち気水界面を貫通して上下に運動する。ひずみゲージ出力のゼロ点は最下点の水中において調整したので、浮力は水中でゼロ、空中で負の値として計測ならびに計算されている。

Fig.2.17に円柱被検体、Fig.2.18に楕円柱被検体の気水界面貫通動揺結果を示す。水面を貫通して運動する被検体には、付加変動力が働くことが特徴的である。被検体が水中から空中へ水面を貫通して運動するとき、流体密度が減少するので付加質量が減少し見掛け上被検体質量が減少するので、付加変動力は負となり運動の方向と同じ向きに働く。逆に、空中から水中へ水面を貫通する場合には、付加変動力は運動の方向と反対の方向に働く。したがって、いずれ

の場合にも、付加変動力は上向きに働く。これら付加変動力成分の存在は、位相角90°および270°付近の負荷変動波形の盛り上がりとして確認できる。

実験結果には、計算結果で見られない高周波変動が計測されていたり、両者に微妙な波形の違いが見られたりするのは、被検体支持構造や動揺装置の振動によるものと、被検体の運動による伴流の影響が計算に考慮されていないためであると思われる。しかし、円柱被検体が水中没入時にステップ応答的に負荷が大きくなる様子やその大きさが、うまく表現されている。また、楕円柱被検体でも、固有振動のため捉えにくいが、空中露出時や水中没入時の複雑な負荷変動の様子が実験で得られ、計算も概ね実験結果を表現できている。

2.4 動揺二次元柱まわりの流動観測

本実験で最も注目している付加変動力は、被検体が運動している最中に流体密度が変化するときに働く。すなわち、既述のように被検体が水面を貫通しつつあるときに働く。したがって、付加変動力は、水面を貫通するときの被検体まわりの空気および水の挙動によって大きく影響を受ける。

高速ビデオカメラを用いた気水界面貫通動揺実験時の被検体まわりの流動観測によると、被検体が水面上に露出するときは被検体まわりに多くの水を同伴しており、また、水中に没入するときは多くの空気を同伴していることがわかる。水や空気の同伴の様子は、被検体形状および動揺周波数によって異なる。

2.4.1 円柱被検体まわりの流動観測

気水界面貫通動揺中の円柱被検体が水中へ没入した直後および空中へ露出した直後のビデオ観測結果を、動揺周波数毎に、Fig.2.19からFig.2.35に示す。それぞれの図は、ビデオ再生画の連続写真である。各々の図は4枚の写真からなっているが、時間経過は(a),(b),(c),(d) の順である。また、図中の矢印は被検体の運動方向を示す。

0.50Hzでは、水中没入時にわずかに空気を巻き込んでいるが、被検体まわり全面に空気膜を形成するまでには至らない。また、被検体から離脱した気泡は、下方まで一部同伴されるが、それも顕著ではない。空中露出時には、被検体まわりに水を連れ上がるが、被検体直径の2倍ほど上昇すれば、水は被検体からほぼ完全に離脱している。

1.00Hzでは、水中没入後、被検体全面に巻き込んだ空気が被検体と共に同伴され、最下点に至る前に被検体から空気膜はほぼ離脱し、被検体が最下点に達した後、離脱した空気泡混じりの中を上昇していく。空中露出時の水の連れ上

がりは、空気巻き込みよりもわずかながら顕著で、ほぼ最上点近くまで被検体まわりに水膜が形成されている。しかし、最上点では水膜は被検体からほぼ完全に離脱している。

1.50Hzでは、空気巻き込みがほぼ最下点まで達し、被検体は、そこで離脱した空気泡をわずかに再付着させながら上昇する。空中露出直前の水面は、直前の水中没入時の水のはね上がりが、まだ治まりきっていない。空中露出後の水の連れ上がりは、非常に顕著で、被検体が最上点に達した後水面近くに下降してくるまで、被検体全面に水膜が形成されている。

以上のように、気水界面貫通動揺時の流体同伴現象は、被検体の水中没入時の空気巻き込みよりも、空中露出時の水の連れ上がりが相対的に顕著であり、また空中露出時には直前の水中没入影響が水面に強く残っている。

2.4.2 楕円柱被検体まわりの流動観測

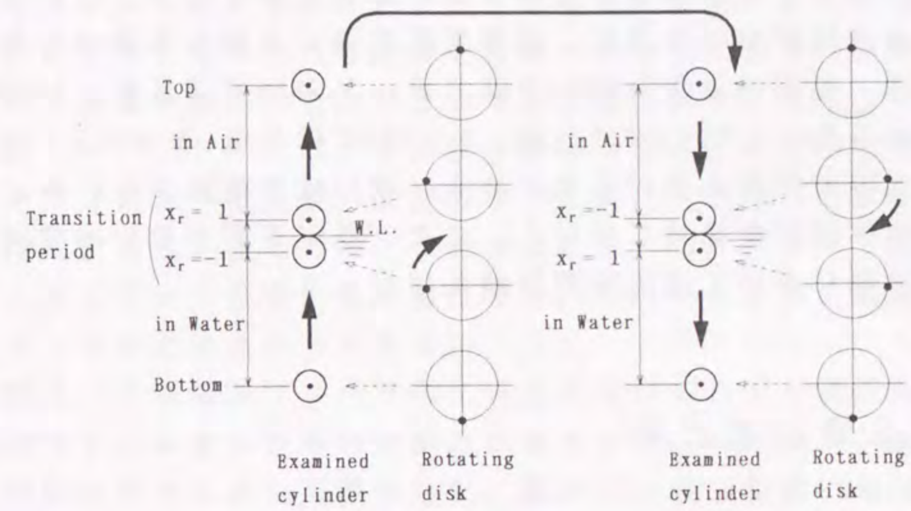
気水界面貫通動揺中の楕円柱被検体が水中へ没入した直後および空中へ露出した直後のビデオ観測結果を、動揺周波数毎に、Fig.2.36からFig.2.47に示す。それぞれの図は、円柱被検体の場合と同様に、ビデオ再生画の連続写真である。各々の図は4枚の写真からなっているが、時間経過は(a),(b),(c),(d)の順である。また、図中の矢印は被検体の運動方向を示す。

楕円柱被検体では、動揺周波数1.25Hzまで、水中没入時の空気巻き込みおよび水中露出時の水の連れ上がりいずれも、ほとんど認められない。これは、楕円柱被検体の場合、運動方向投影断面は円柱被検体と同じであるが、運動方向長さが円柱の4倍と長く、いわゆる流線形状に近い形状であるため、気水界面貫通運動が滑らかに行われるからである。それでも動揺周波数が1.50Hzおよび1.75Hzになると、水中没入時の空気巻き込みおよび水中露出時の水の連れ上がりが認められるが、それらは、円柱被検体と比べて無視できるほどわずかな量である。

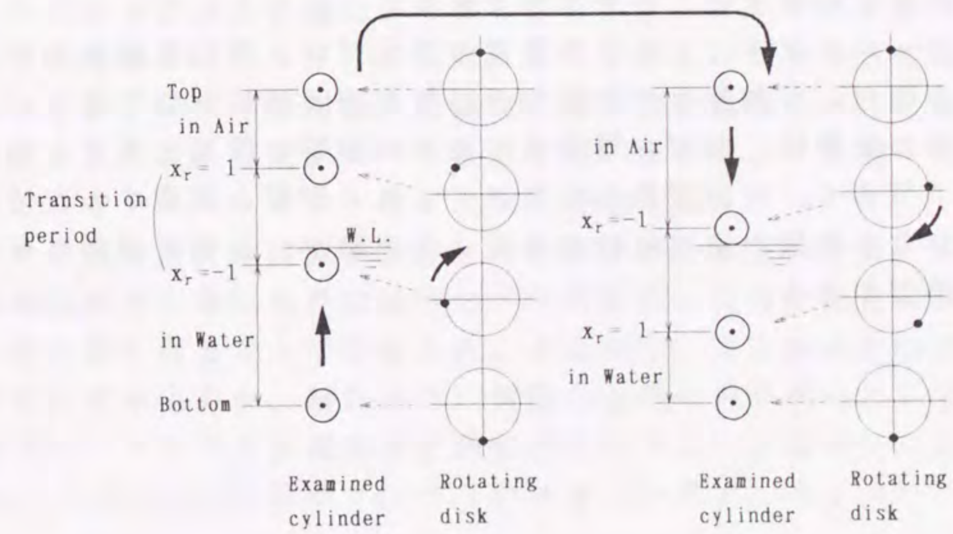
2.5 付加変動力に対する流体同伴影響の評価

前節で観測されたように、被検体が気水界面を貫通して運動する場合は、条件によっては、被検体まわりに水や空気を多量に同伴する。付加変動力は、作動流体が水から空気、あるいは空気から水へと変化することによって、付加質量が時間的に変化するために働く力である。したがって、このような流体同伴は付加変動力に大きく影響を及ぼす。ここでは、付加変動力計算モデルに流体同伴影響を加味する方法とその結果について述べる。

付加変動力は式(2.11)により求められる。付加質量変動の基本モデルは、被検体前縁が静止水面に達するまでは水中あるいは空中の一定付加質量とし、また、被検体後縁が静止水面を通過後は空中あるいは水中の一定付加質量として、そのあいだは、式(2.29)で水中および空中の付加質量を重み付けして付加質量の過渡変化を表している。すなわち、被検体が静止水面を通過しつつあるときにのみ付加変動力が働くモデルである。この場合の模式図を次図に示す。



被検体の流体同伴が顕著な場合、被検体後縁が静止水面を通過後もまだ過渡的状態にあるので、付加質量の過渡変化に関わる時間を長く見積もって取り扱うことにする。円柱被検体が静止水面を通過する、すなわち静止水面前後で円柱直径32mm移動する時、動揺装置の回転円板は 12.22°(0.2133rad)回転する。これが、付加質量の過渡変化に関わる回転角であるが、これを、流体同伴の程度によって大きく見積もって計算する。付加質量の過渡変化に関わる回転角を修正した場合の模式図を下図に示す。



両図に、被検体が気水海面を貫通する時の流体同伴量の大小により、過渡状態期間異なり重み付け係数の作用の仕方が異なることが表現されている。

Fig.2.48に、円柱被検体が1.50Hzで気水界面貫通動揺中の負荷変動計算結果を示す。図には、過渡変化に関わる回転角を基本モデルとした場合、および2倍、4倍、6倍と大きくして計算した場合の結果を示す。過渡変化を長く見積もることで、空中露出時および水中没入時のインパルス的な負荷変動が、計測波形を妥当に表現できるなだらかで幅の広い負荷変動となる。

前節の同伴流体観測結果を基に、過渡変化を長く見積もる割合を決定した。円柱被検体では、動揺周波数0.50Hzでは2倍、0.75Hzでは3倍、1.00Hzでは4倍、1.25Hzでは5倍、1.50Hzでは6倍、1.75Hzでは8倍 とした。 Fig.2.17の計算結果は、過渡時間補正後の結果である。楕円柱被検体では、高い動揺周波数においても流体同伴が極めて少なく、また、基本モデルでの過渡時間も大きいことから、計算において過渡時間の補正は行っていない。

2.6 第2章のまとめ

1. 気水界面を貫通して運動する物体には、流体密度の違いにより付加質量が時間的に変化し、その変化率と速度の積で表される力が働くことが確認できた。この力を、付加変動力 (Added Fluctuation Force)と定義することにする。
2. 付加変動力は、付加質量が減少するとき、すなわち、物体が水中から空中に露出するときに、物体の運動と同じ方向に作用し、いわば、負の抵抗力として作用することが確認できた。
3. 付加変動力には物体まわりの流体の動きが大きく影響するので、その算定には、物体の水面上露出時の水の連れ上がりや水中没入時の空気の巻き込みの状態を的確に把握することが重要である。
4. ポテンシャルモデルによる付加質量の算定では、楕円柱被検体が長軸方向に運動する場合、長軸長さや傾斜角の影響が明示的に評価できない。長軸長さや傾斜角の影響は、翼素の翼弦長や迎角の影響と等価と考えられ、非常に重要な因子である。付加変動力に及ぼすこれら影響を把握するためには、長短軸比の異なる複数の楕円柱被検体による実験や、長軸を傾斜させての実験を重ねる必要がある。

第3章 プロペラ単翼負荷計測装置

本章では、以下に続く章で用いる実験装置のうち、共通かつ最も基本的装置であるプロペラ単翼負荷計測装置について述べる。

プロペラ負荷変動は、プロペラの各翼に働く負荷変動が重ね合わされたものであり、各翼で打ち消し合わされた成分は軸負荷変動としては現れてこない。このように打ち消し合わされる成分を含めて、単翼に働く全負荷変動を計測するための検力装置を製作した。いままでに公表されている模型プロペラ単翼負荷計測装置[1)2)19)20)21)]は、片持梁支持検力方式と平行四辺形支持検力方式およびプロペラボスへの内蔵方式と外付け方式に大別できるが、ここでは外付け片持支持検力方式を採用した。この方式によって、プロペラボス部をコンパクトにまとめてプロペラ全体を軽量化でき、それにより検力装置の固有振動数を高くすることができるからである。

検力装置は、4翼模型プロペラのキー溝の反対側の翼を翼根部で一旦切断し、ボス部に検力アームを半径方向に新たに取り付け、検力アームを介して翼を原型通りの位置にビス止めして製作した。製作した検力装置の概略図を Fig.3.1に示す。検力アームは、正方形断面を有しており、各面の法線方向は軸方向および回転方向に一致させている。したがって、プロペラの回転方向に垂直な両面にトルク計測用のひずみゲージを、プロペラ軸に垂直な両面にスラスト計測用ひずみゲージを貼付し、各々2アクティブゲージブリッジ回路を組むことで、プロペラ単翼に働く負荷を計測する。2アクティブゲージ方式を採用したのは、ひずみ検出の感度増大と、遠心力による検力アーム軸方向ひずみを相殺するためである。貼付したひずみゲージには、ブチルゴムを主成分とするコーティングパテで保護ならびに防水処理を施し、翼根部を同パテで整形した。検力アームに貼付したひずみゲージのリード線は、検力アーム基部およびプロペラボスにあけた小穴からプロペラ軸の中空部を通してオープンボート内に導き、スリップリングの各端子にハンダ付けした。スリップリングを介して取り込んだ信号はストレインアンプで増幅後、記録ならびに波形処理した。なお、単翼負荷計測装置組み込み後、模型プロペラ重量分布の静的および動的平衡試験を実施し、適正なカウンターウエイトをボス部に設置した。

プロペラ単翼負荷計測装置で計測される信号の物理量検定は、平水中プロペラ完全没水状態での単独性能試験時に、単翼負荷と同時に軸負荷を自航動力計で計測し校正値を得ることで実施した。すなわち、完全没水かつ定常状態での単翼負荷のひずみ出力が、軸負荷の1/翼数の負荷に相当するとして扱った。

Fig.3.2に、プロペラ単翼負荷計測装置を組み込んだ模型プロペラの単独性能曲線を、Table 3.1に模型プロペラの主要目を示す。

第４章　半没水状態におけるプロペラ負荷変動

近年の船舶の省エネルギー化に伴いプロペラの低回転大直径化が進められた結果、プロペラの没水深度が相対的に減少してきており、プロペラの一部が水面上に露出して作動することは、珍しいことではなくなってきている。このような状況下では、プロペラ負荷変動が激しくなることは良く知られているが、これまではプロペラ軸負荷変動について調べられたものがほとんどであり、プロペラ翼の負荷変動に注目して調べられたものは極めて少ない。プロペラ軸負荷変動はプロペラの各翼の負荷変動が重ね合わされたものであり、各翼で打ち消し合わされた負荷変動成分はプロペラ軸負荷変動としては表れない。単翼に働く負荷変動を含めて全ての負荷変動成分を明らかにすることは、プロペラ性能について詳細に把握する上でも、翼強度について論じる上でも重要である。

本章では、翼の一部が水面上に露出して作動する場合のプロペラ単翼に働く負荷変動の基本的特性について調べる。実験は、平水中においてプロペラ単独でオープンボートの運動を拘束し、プロペラ回転数を一定回転に制御して実施した。また、動揺二次元柱の実験ならびに計算結果で得られた付加変動力についての考えを適用し、その考えを組み込んだ計算モデルによる推定値との比較検討を行った。

４.１　実験装置と実験方法

実験装置全体の概略図を Fig.4.1に示す。プロペラオープンボートに設置したプロペラ単翼負荷計測装置は、カウンターウェイト型自航動力計を介してDCプリントモータにより定回転駆動される。プロペラ単翼負荷と軸負荷は同時に計測して記録される。単翼負荷計測翼の最上点位置を検出するため、オープンボート内のプロペラ軸に白黒マークを付け、フォトセンサーで検出した。

実験条件は、翼の空中露出時の負荷変動の基本的性質を把握するため、次のようにした。

①波のない平水中で、

②プロペラ動力計を搭載したオープンボートを曳航台車に固定して、

③プロペラ単独状態とした。

④プロペラ没水深度比（I/D,　I: 静水面からプロペラ軸心までの距離、D: プロペラ直径）は 0.3、すなわち、翼がトップ位置にきたとき、プロペラ半径の40%が水面上に露出している状態とした。

⑤プロペラ回転数は、n= 5.0, 7.5, 10.0, 12.5rpsの４通りでそれぞれ一定回転数制御し、

⑥前進率はそれぞれの回転数で、J= 0.5,0.6, 0.7, 0.8, 0.9の５通りとした。

水槽試験は、大阪大学工学部船舶海洋工学科曳航水槽で行った。

４.２　実験結果

計測波形の一例を Fig.4.2に示す。単翼に働くスラストTbは、翼の水面上の露出と共に減少し、最上点位置付近で極小となり、水中没入と共に回復する。これは、水と空気の密度の違いから、水面上に露出した翼の部分にはほとんど揚力や抗力が働かないので、翼の露出にしたがって揚力および抗力の作用面積が減少することから容易に理解できる。また、単翼スラストは、水面上露出時と水中没入時で特性が異なり、その変動波形は最上点位置を中心として対称にはならない。この様な非対称性の現象は、レーシングや空気吸い込みが生じている場合のプロペラ軸に働く負荷変動にも見られる。これらの軸負荷変動の履歴現象は、プロペラ全体の没水深度が変動する場合に見られ、その原因はプロペラ没水深度の浅いところでプロペラの翼まわりに空気の膜が形成され、没水深度が大きくなってもすぐには空気の膜が排除されないからである。本論文のように平水中でプロペラが動揺していない場合でも、単翼に注目すれば周期的に没水深度が変化しており、水面から吸い込み翼まわりに形成される空気の膜が、負荷変動に複雑に関与するものである。

一方、単翼に働くトルクQbについては、翼の水面上露出と共に減少し、水中没入と共に回復することや、変動波形が非対称であることは単翼に働くスラストの場合と同じであるが、単翼トルクの極小値が最上点位置付近において負の値を示すことが特徴的である。負の単翼トルクは、単翼トルク計測位置すなわち翼根において、その翼が流体から受ける回転方向の力が駆動機からその翼に与えられる回転力と方向が同じで大きさが大きい事を意味する。これは、翼の付加質量が水中と空中で異なり、翼の露出時に付加質量が急激に減少することによって、付加質量の時間変化率に比例する力すなわち付加変動力が働くためである。したがって、翼の水面上露出時には回転方向の向きに、また、翼の水中没入時には回転方向と逆向きに力が働くことになる。

なお、プロペラの回転位置により、翼の自重によるトルクが周期的に単翼トルクに働くが、その値は極めて小さく無視できる。

Fig.4.2 には、単翼スラスト、単翼トルクと同時に計測した軸スラスト、軸トルクも示している。これらは、カウンターウェイト型自航動力計により計測された変動値である。カウンターウェイトは、スラスト 15.7N、トルク 0.510 N·m に相当する量であり、いずれの瞬間においても軸に働く負荷は負になって

いない。平均軸負荷は、スラスト 17.3N、トルク0.558N·mである。ところで、単翼負荷が大きく変動しているにも関わらず、軸負荷変動がそれほど大きくないのは、単翼負荷変動波形が正弦波形に似た滑らかな波形であることから、各翼の負荷変動が打ち消し合わされたためである。また、単翼変動波形に見られる一部分の急激な変動が、軸負荷変動に見られないのは、カウンターウェイト型自航動力計の時定数が大きく、高周波変動に応答していないためである。軸負荷にみられる回転周期のわずかな変動は、計測翼の翼根部防水処理やカウンターバランスの設置による影響と思われるが、変動量は軸荷重の数%と少ない。

他の運転条件においても、当然、スラスト、トルクそれぞれの値に大小の違いが有るものの、変動の様子は同様の結果が得られた。翼の水面露出時にトルクの極小値が負になるという興味深い特徴を示した単翼に働くトルクについて、それぞれの実験条件における変動波形の一例を Fig.4.3に示す。

4.3 計算方法

4.3.1 回転運動方程式

2.2.1 で述べた並進運動の基本的な考えを回転運動に置き換えて、単翼に働く負荷変動の計算方法を示す。

任意の半径 rにおける翼素の回転運動方程式は、次式で表される。

$$F(t) = \frac{d}{dt}\left[\{M + m(t)\}\cdot 2\cdot\pi\cdot n(t)\cdot r\right] \qquad (4.1)$$

ここで、 $F(t)$: 翼素に働く回転方向の力
M : 翼素の質量
$m(t)$: 翼素の付加質量
$n(t)$: プロペラ回転数
r : 翼素の半径

式(4.1) の両辺にレバー rを乗ずると、次式となる。

$$\begin{aligned} r\cdot F(t) &= \frac{d}{dt}\{I\cdot\omega(t) + m(t)\cdot r^2\cdot\omega(t)\} \\ &= I\cdot\dot{\omega}(t) + \dot{m}(t)\cdot r^2\cdot\omega(t) + m(t)\cdot r^2\cdot\dot{\omega}(t) \\ &= \{I + m(t)\cdot r^2\}\cdot\dot{\omega}(t) + \dot{m}(t)\cdot r^2\cdot\omega(t) \qquad (4.2) \end{aligned}$$

ここで、 I : 翼素の回転慣性モーメント $= M\cdot r^2$
$\omega(t)$: プロペラ回転角速度 $= 2\cdot\pi\cdot n(t)$

式(4.2) の左辺は、回転モーメントの構成成分として翼素に働く流体反力によるモーメントおよび外力としての駆動トルクを考えると、式(4.3) で表される。

$$r\cdot F(t) = -r\cdot f\{\omega(t)\} + Q(t) \qquad (4.3)$$

ここで、 $f\{\omega(t)\}$: 翼素流体反力の回転方向成分
$Q(t)$: 翼素の駆動トルク

したがって、回転運動方程式は次式で表される。

$$\{I + m(t)\cdot r^2\}\cdot\dot{\omega}(t) + \dot{m}(t)\cdot r^2\cdot\omega(t) + r\cdot f\{\omega(t)\} = Q(t) \qquad (4.4)$$

いま、プロペラ回転数が一定回転数に制御されていれば、式(4.4) の左辺第1項が0となって、翼素に働くトルクは次式となる。

$$\dot{m}(t)\cdot r^2\cdot\omega + r\cdot f(\omega) = Q(t) \qquad (4.5)$$

4.3.2 翼素の付加質量

式(4.5) を具体的に解くためには、左辺第一項の$\dot{m}(t)$を知る必要がある。これは翼素の付加質量の時間微分であるが、まず$m(t)$は以下のように求められる。

円柱および楕円柱の付加質量は、二次元ポテンシャル論により求められる。翼素の付加質量については、 Fig.4.4に示すような流体の翼素への相対流入方向を考慮した仮想翼厚を定義し、この仮想翼厚と同じ厚さを有する楕円柱の付加質量と同じとして扱う。仮想翼厚を次式で定義する。

$$y = C \cdot \sin\alpha + t_h \cdot \cos\alpha \tag{4.6}$$

$$m = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot \rho \cdot y^2 \cdot l \tag{4.7}$$

ここで、 y : 翼素の仮想翼厚
C : 翼素の翼弦長
t_h: 翼素の最大翼厚
m : 翼素の付加質量
l : 翼素のスパン
α: 翼素の迎え角

楕円柱の場合、流れ方向の大きさの違いは付加質量の大きさに関与しないが、翼弦長の違いは、式(4.6) 右辺第一項の仮想翼厚の違いとして付加質量の算出に加味される。

4.3.3 翼素の流体反力

式(4.5) 左辺第二項の翼素流体反力の回転方向成分は、揚力成分のみを考慮して次のように求められる。

$$dL = \pi \cdot \rho \cdot C \cdot U^2 \cdot \sin\alpha \cdot dr \tag{4.8}$$

$$f(\omega) = dL \cdot \sin\phi \tag{4.9}$$

ここで、 dL : 翼素に働く揚力
U : 翼素への流入速度 $= \sqrt{Va^2 + (\omega \cdot r)^2}$
r : 翼素の半径
dr : 翼素の微小スパン
ϕ : 翼素への流入角 $= \tan^{-1}\{Va/(\omega \cdot r)\}$
Va : プロペラ前進速度

なお、翼素への流入角が大きくないとして、付加変動力(2.2.2 参照：付加質量の変化による変動力)は、回転方向すなわちトルクにのみ寄与し、軸方向には寄与しないとする。

単翼負荷は、その時間平均的な大きさを実測軸負荷の1／翼数として定量化したうえで、翼の流体反力半径方向分布を単純翼素モデルにより決定し、翼の一部が水面上に露出する場合は水面上露出部分の翼の流体反力をゼロとして求める。誘導速度考慮の有無は、流体反力半径方向分布の決定に大きくは影響しないので、ここでは簡単に単純翼素モデルの適用で十分であると考える。

4.3.4 空気吸い込みの影響

プロペラ没水深度影響の1つである空気吸い込み現象は、本研究のように翼の一部が水面上に露出して作動する場合はもちろんの事、翼が水面上に露出しない場合でも、一定の条件下で発生する[24)25)]ことが知られている。西川ら[25)]の空気吸い込み判定図によると、本実験条件(ピッチ比とスリップ比の積＝0.3～0.5、没水深度比=0.3)は、空気吸い込みが発生しないか、あるいは発生するとしても完全空気吸い込み(全ての翼の空気吸い込みが均一な状態)の領域であり、現象がより複雑な部分空気吸い込み(各翼、各回転によって空気吸い込みが不均一な状態)の領域からは大きく離れている。空気吸い込み判定図の製作に用いられたプロペラと本実験で用いたプロペラは異なるが、両者の要目は大きく違わないので空気吸い込み状態の概略判定は可能である。したがって、本実験では、部分空気吸い込みの状態にはなくプロペラの各翼で流動現象に差異は無いと判断できる。

今回の実験では流動観測記録は行われてないが、動揺二次元柱負荷変動実験の観測結果を踏まえ、空気吸い込みの影響を次のように見なした。各翼は空中から水中へ没入するとき、翼の完全没入後も、翼のまわりに形成された空気の膜はすぐには排除されず、翼の回転にしたがって徐々に排除される。したがって、翼周りの見掛け上の流体密度が、水の密度に回復するまでには、翼の完全没入からいくらかの時間遅れがあると考えられる。時間遅れの大きさの決定に

は、空気膜の挙動観測が必要であるが、二次元柱被検体動揺実験結果を参考にして、ここでは実験修正係数として、翼素が水面を通過する時間を３倍と仮定し、また、付加質量を求める時の仮想翼厚を、翼周りの空気膜の形成を考慮して２倍と仮定して計算を行った。

４．４ 計算結果

単翼に働く負荷変動の計算で、空気吸い込み影響を考慮しない場合の結果を Fig.4.5に示す。また、同じく単翼トルク計算結果を、付加変動力成分と揚力成分に分けて Fig.4.6に示す。空気吸い込み影響を考慮していないため、次の２点で計算結果は実験結果をうまく表現できていない。１つは、単翼トルクの付加変動力成分は、最上点前すなわち翼の水面上露出時には負の値を示すが、揚力成分との合成単翼トルクは負にならない。また、単翼スラストは、最上点を中心に対称波形となる。

空気吸い込み影響を 4.3.4のように考慮して行った計算結果を Fig.4.7に示す。空気吸い込み影響を考慮することにより、単翼スラスト変動波形の非対称性については実験結果を良く説明できる結果となった。翼が露出し始める最上点前約60°から減少し、最上点位置付近で最小となり、その後翼の没入とともに増大するが、翼が完全に没入(最上点過ぎ約67°)しても回復せず、最上点過ぎ約145°でようやく完全没入定常値に回復する結果となる。

単翼トルクについても、仮想翼厚を大きく見積もることで、付加変動力成分が相対的に大きく計算され、最小値は実測値とほぼ同じ値を示す。単翼トルクが最小となるプロペラ回転位置は、実測値ではほぼ最上点付近であるのに対し、計算結果では最上点前約35°と異なる。しかし全体的には、この試算結果は実測波形の特徴を良く表現できている。

すなわち、翼の一部が水面上に露出する状態で作動するプロペラの単翼に働くトルクの最小値が負になるのは、翼が水面上に露出するときに付加変動力が働き、その成分が揚力・抗力成分に比べて負側に大きく働くためであることが判る。

同様の計算方法で単翼トルクの付加変動力成分を求め、その最大値および最小値をトルク係数で表し、 Fig.4.8に示す。前進率が小さくプロペラ荷重度が大きいほど、および、プロペラ没水深度が小さいほどトルク変動量が大きくなる様子がわかる。またプロペラ荷重度が大きいほど、付加変動力成分は負に大きくなり、揚力・抗力成分と重ね合わせた単翼に働く全トルクの最小値が負になる可能性が大きくなる。

４．５ 軸負荷変動

本章では前節まで、平水中で半没水状態で作動するプロペラの負荷変動について、単翼負荷変動に注目しプロペラ軸回転数を一定として、実験結果ならびに計算結果について考察した。舶用主機関を運転管理する立場から見れば、プロペラ軸負荷変動の様子に興味がある。また、プロペラ軸回転数が一定の場合だけでなく、回転数一定条件を外した場合の負荷変動の挙動にも興味がある。

４．５．１ プロペラ軸回転数一定の場合

実験結果は４．２節および Fig.4.2に既に示したが、単翼負荷変動の実験結果を各翼の位相角だけずらせて重ね合わせ、単翼負荷変動実験結果から求めた軸負荷変動、また、同じく単翼負荷変動計算結果から求めた軸負荷変動、ならびに、実測軸負荷変動を比較して Fig.4.9に示す。

単翼負荷は翼の水面上露出によって大きく変動しているにもかかわらず、翼位相角で合成した軸負荷変動は、各翼の負荷変動が互いに打ち消し合わされ、非常に小さいものとなっている。

なお、実測軸負荷変動は、負荷変動が小さいことと、前述のように計測装置の時定数が大きいことから、回転数の翼数倍の周波数成分の変動は、明確には計測されていない。

４．５．２ プロペラ軸回転数が変化する場合

実験は回転数一定で行ったが、実際の舶用機関の運転では、主機関の特性上ディーゼル機関では定トルク、タービン機関では定出力が基本であり、ガバナーで機関回転数変動を検出して燃料ラックや主蒸気流量などを調整している。回転数一定条件を外した場合、軸トルクや軸回転数がどの様に変動するのか、式(4.4) を解いてみる。

回転数一定の場合の単翼負荷変動は、翼素毎に式(4.5) を解き半径方向に積分して求めたが、回転数が変化する場合は翼素単位には解けない。したがって、翼素毎ではなく、まず１回転中の単翼の付加質量変化を概算し、各翼の付加質量変化を重ね合わせ、プロペラ全体の付加質量の１回転中の変化を求める。１回転中の単翼付加質量の変化とプロペラ付加質量の変化についての推定結果を、それぞれFig.4.10とFig.4.11に示す。

単翼付加質量は、翼が最下点すなわち位相角０度付近では翼全体が水中に没入しているため変化はないが、最上点すなわち位相角 180度前後では翼の一部水面上露出により変化する。また、その変化の量は、軸没水深度 I/Rが小さい

ほど大きい。プロペラ付加質量は、各翼でその変化が打ち消し合わされ、結果的に１回転中にほとんど変化しない。ここで得られたプロペラ付加質量変化を用いて、式(4.4)を解く。式(4.4)左辺第３項はプロペラ吸収トルク$Q_P(t)$として扱う。すなわち、式(4.4)は、次式となる。

$$\{I + m(t)\cdot r^2\}\cdot \dot{\omega}(t) + \dot{m}(t)\cdot r^2\cdot \omega(t) + Q_P(t) = Q(t) \tag{4.10}$$

$$Q_P(t) = KQ\cdot \rho \cdot \left\{\frac{\omega(t)}{2\cdot \pi}\right\}^2\cdot D^5 \tag{4.11}$$

ここで、　$Q_P(t)$：プロペラ吸収トルク
　　　　　K_Q　：プロペラのトルク係数

軸およびモーターの回転慣性モーメントは、モーターのカタログ値より20％増の$3.0\mathrm{x}10^{-3}\mathrm{kg\cdot m^2}$、プロペラの回転慣性モーメントは$0.4\mathrm{x}10^{-3}\mathrm{kg\cdot m^2}$とし、回転系全体の慣性モーメントは、$3.4\mathrm{x}10^{-3}\mathrm{kg\cdot m^2}$とした。模型プロペラ駆動モーターは実機に比べて腰が重く、相対的に回転慣性モーメントが大きい。したがって、回転慣性モーメントを模型の 1/5にした計算も実施し、回転慣性モーメントの影響も調べた。

軸出力を一定とした場合の回転数変動および軸トルク変動について、計算結果の一例をそれぞれFig.4.12およびFig.4.13に示す。条件は、平均前進率0.6（平均回転数10rps,前進速度1.08m/s）で、軸没水深度がプロペラ半径の６割である。回転慣性モーメントが模型の 1/5と小さい場合でも回転数変動、トルク変動は平均値の１％にも満たず、極めて小さい。これら変動の原因は付加質量の時間変化に起因するものであるが、プロペラ付加質量の変化がFig.4.11に示すとおり各翼で打ち消し合わされ非常に小さいからである。

横軸に軸没水深度をとり平均前進率をパラメータにして、回転数変動の最大値と最小値を整理して、回転慣性モーメントが大きい場合の結果をFig.4.14に、回転慣性モーメントが 1/5と小さい場合の結果をFig.4.15に示す。前進率が小さいほど変動幅が大きい。没水深度による変動幅は I/R=0.5のときに最も小さいが、これは、ここで推定したプロペラ付加質量の変化が I/R=0.5の場合にほぼ完全に各翼で打ち消し合わされてしまったためである。

軸出力一定でなく軸トルク一定とした場合の回転数変動と軸出力変動についての計算結果もほぼ同程度の結果である。

４.５.３　回転数変動と軸負荷変動

4.5.1 および 4.5.2で述べたように、プロペラ没水深度が小さく平水中においてプロペラの一部が水面上に露出するとき、回転数一定、軸トルク一定、軸出力一定いずれの場合でも、プロペラ軸の負荷変動や回転数変動は極めて小さく、露出影響は小さい。変動が極めて小さいから軸負荷変動として検出されにくく現象の把握が困難であり、運航上の対策を講じ難い。軸負荷変動としては極めて小さくても、単翼負荷変動は非常に大きい場合があるので、浅喫水時の運航では、現象の把握に注意を要する。

４.６　第４章のまとめ

1. プロペラ翼の一部が水面上への露出と水中への没入を繰り返す状態では、単翼に働く負荷は非常に大きく変動し、単翼トルクは負になることがある。
2. 単翼トルクが負になるのは、水と空気の密度の違いにより付加質量が時間的に変化し、付加変動力が主に翼素の回転方向に働くためである。
3. 単翼スラストも翼の露出および没入時は大きく変動する。単翼トルクが負になる場合でも、単翼スラストは負にならない。すなわち、付加変動力成分の軸方向への寄与は小さい。
4. トルク、スラスト共に単翼負荷変動波形は、プロペラ回転周期を持った正弦波形に大略近似可能である。各翼の負荷変動成分は互いに打ち消し合わされ、回転数の翼数倍の周波数成分の変動は顕著には確認されない。
5. プロペラ翼の一部が水面上への露出と水中への没入を繰り返す状態では、単翼付加質量は１回転中に大きく変化するが、その変化は各翼で打ち消し合わされるためプロペラ付加質量の変化は小さい。
6. したがって、回転数一定、軸出力一定、トルク一定、いずれの場合も軸負荷変動や回転数変動は小さい。
7. 実船運航時には、単翼負荷変動を直接計測できず、また、各翼の負荷変動が打ち消し合わされるため軸負荷変動は小さく、プロペラの水面上一部露出の状態を負荷変動から把握することは困難であり、注意を要する。

第５章　波浪中におけるプロペラ負荷変動

波浪中のプロペラ特性は、時間的平均値と平均値まわりの周期的な変動とに分けて考えられ、時間的平均値は、それ程厳しくない海象下では平水中のプロペラ特性と変わらない事が知られている[13]。平均値まわりの変動に関する研究は多く、プロペラ軸に働く負荷変動についての実験的検証も行われている。しかし、半没水プロペラの負荷変動の場合と同様に、波浪中で作動するプロペラの翼に働く負荷変動について実験的に調べられたものは無く、わずかに、計算モデルが提案されているだけである。

本章では、波浪中で作動するプロペラの単翼に働く負荷変動に関する実験を行い、提案されているモデルによる計算結果との比較検討を行った。実験は、最も基本的な負荷変動の性質を把握するため、プロペラ単独でプロペラオープンボートの運動を拘束し、プロペラ没水深度の十分に大きい完全没水状態で行った。理論計算は、Sears[26]の非定常直進二次元翼理論から導いた応答関数を導入して、単純翼素理論に従って行った。

５．１　実験装置と実験方法

実験装置全体の概略図を Fig.5.1に示す。実験装置の構成は、半没水状態におけるプロペラ負荷変動に関する実験と基本的に同じであるが、没水深度を十分大きくとり、翼が水面上に露出しないようにした。また、曳航台車にサーボ式波高計を設置し、入射波形を計測した。

実験および計算の条件は、最も基本的な負荷変動の性質を把握するため、次のようにした

①正面向波中で、

②プロペラ動力計を搭載したオープンボートを曳航台車に固定して、

③プロペラ単独状態とした。

④プロペラ没水深度比(I/D,　I: 静水面からプロペラ軸心までの距離、D: プロペラ直径) は 1.2とし、プロペラは波浪中でも水面上に露出しないようにした。

⑤プロペラ回転数は、n= 10.0rps一定とした。

⑥前進率 Jは Table 5.1に示すように３通りとした。

④波は、　イ. 規則波 (波長4.5m,波高0.1m,周期1.7秒)
　　　　　ロ. 不規則波

の２通りとした。

水槽試験は、大阪大学工学部船舶海洋工学科曳航水槽で行った。

５．２　規則波中における負荷変動

５．２．１　計算方法

実験は、前節で述べたとおり、プロペラオープンボートの運動を拘束して行ったので、プロペラへの流入速度変動は波による粒子運動についてだけ考えれば良い。また、プロペラ回転数は一定回転制御され、回転数変動は無視できる。規則波を空間固定座標系上で次式で表す。

$$\zeta = \zeta_a \cdot \cos(k \cdot X + \omega \cdot t) \tag{5.1}$$

プロペラ中心位置での軸方向流入速度および上下方向流入速度は、プロペラ中心位置を船体固定並進座標系の原点にすると、次式のように得られる。

$$U_P = \zeta_a \cdot \omega \cdot \exp(-k \cdot I) \cdot \cos(\omega_e \cdot t) \tag{5.2}$$

$$\begin{aligned} V_P &= \zeta_a \cdot \omega \cdot \exp(-k \cdot I) \cdot \sin(\omega_e \cdot t) \\ &= \zeta_a \cdot \omega \cdot \exp(-k \cdot I) \cdot \cos(\omega_e \cdot t - \pi/2) \end{aligned} \tag{5.3}$$

ここで、
- I　：　プロペラ軸の没水深度
- k　：　波数
- t　：　時間
- X　：　空間固定座標
- ζ_a　：　規則波振幅
- ω　：　規則波の角周波数
- ω_e　：　出会い波の角周波数($= \omega + k \cdot U$)
- U　：　プロペラオープンボートの前進速度

流入速度変動より、プロペラ翼素に働く負荷変動を求める。半径 rの翼素に

流入する速度のベクトル図をFig.5.2に示す。各速度成分の定常項に‾を、非定常項に ’をつけて表すと、式(5.5) および式(5.6) となる。

$$
\begin{aligned}
V_\omega &= 2\cdot\pi\cdot\bar{n}\cdot r + V_P\cdot\cos(2\cdot\pi\cdot\bar{n}\cdot t)\\
&= 2\cdot\pi\cdot\bar{n}\cdot r\\
&\quad + \zeta_a\cdot\omega\cdot\exp(-k\cdot I)\cdot\cos(\omega_e\cdot t-\pi/2)\cdot\cos(2\cdot\pi\cdot\bar{n}\cdot t)\\
&= 2\cdot\pi\cdot\bar{n}\cdot r\\
&\quad + \frac{1}{2}\cdot\zeta_a\cdot\omega\cdot\exp(-k\cdot I)\cdot[\cos\{(\omega_e-2\cdot\pi\cdot\bar{n})\cdot t-\pi/2\}\\
&\qquad + \cos\{(\omega_e+2\cdot\pi\cdot\bar{n})\cdot t-\pi/2\}]
\end{aligned}
\tag{5.4}
$$

$$
\begin{aligned}
V_a &= \bar{U} + U_P\\
&= \bar{U} + \zeta_a\cdot\omega\cdot\exp(-k\cdot I)\cdot\cos(\omega_e\cdot t)
\end{aligned}
\tag{5.5}
$$

$$
\begin{aligned}
\begin{bmatrix} V_c \\ V_n \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \cos\beta_0 & \sin\beta_0 \\ \sin\beta_0 & -\cos\beta_0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_\omega \\ V_a \end{bmatrix}\\
&= \begin{bmatrix} \overline{V_c} + V_c' \\ \overline{V_n} + V_n' \end{bmatrix}
\end{aligned}
\tag{5.6}
$$

したがって、式(5.6) を成分毎に表すと次式となる。

$$\overline{V_c} = 2\cdot\pi\cdot\bar{n}\cdot r\cdot\cos\beta_0 + \bar{U}\cdot\sin\beta_0 \tag{5.7}$$

$$
\begin{aligned}
V_c' = \zeta_a\cdot\omega\cdot\exp(-k\cdot I)\\
\cdot[\sin\beta_0\cdot\cos(\omega_e\cdot t)\\
+\frac{1}{2}\cdot\cos\beta_0\cdot\cos\{(\omega_e-2\cdot\pi\cdot\bar{n})\cdot t-\pi/2\}\\
+\frac{1}{2}\cdot\cos\beta_0\cdot\cos\{(\omega_e+2\cdot\pi\cdot\bar{n})\cdot t-\pi/2\}]
\end{aligned}
\tag{5.8}
$$

$$\overline{V_n} = 2\cdot\pi\cdot\bar{n}\cdot r\cdot\sin\beta_0 - \bar{U}\cdot\cos\beta_0 \tag{5.9}$$

$$
\begin{aligned}
V_n' = \zeta_a\cdot\omega\cdot\exp(-k\cdot I)\\
\cdot[-\cos\beta_0\cdot\cos(\omega_e\cdot t)\\
+\frac{1}{2}\cdot\sin\beta_0\cdot\cos\{(\omega_e-2\cdot\pi\cdot\bar{n})\cdot t-\pi/2\}\\
+\frac{1}{2}\cdot\sin\beta_0\cdot\cos\{(\omega_e+2\cdot\pi\cdot\bar{n})\cdot t-\pi/2\}]
\end{aligned}
\tag{5.10}
$$

ここで、r　：　翼素半径

U　：　プロペラへの一様流入速度

（＝プロペラオープンボートの前進速度）

Va　：　翼素への前進流入速度

V_ω　：　翼素への回転流入速度

V_c　：　翼素への流入速度の翼弦平行成分

V_n　：　翼素への流入速度の翼弦垂直成分

β_0　：　翼素のピッチ角

翼素に働く揚力dLは、迎角αを微少とすれば、翼弦に平行な速度成分Vcと翼弦に垂直な速度成分V_nを用いて、次式で表される。

$$dL = \pi \cdot \rho \cdot c \cdot V_c \cdot V_n \cdot dr \tag{5.11}$$

$V_c \cdot V_n$は、式(5.6)から、次式で表される。

$$V_c \cdot V_n = \overline{V_c} \cdot \overline{V_n} + V_c' \cdot \overline{V_n} + V_n' \cdot \overline{V_c} + V_c' \cdot V_n' \tag{5.12}$$

ここでは、第４項は微少量として無視し、第１項は定常項、第２項は準定常項、第３項は非定常項として扱う。非定常項の取扱に、直進二次元翼が周期的に変動する突風の中を進行する翼に働く揚力変動の応答関数を示すSears Functionを用いる。Sears Function $S(\overline{\kappa})$を振幅部と位相部とに分けて次式のように表す[13)]。

$$S(\overline{\kappa}) = A(\overline{\kappa}) \cdot \exp\{i \cdot \varepsilon(\overline{\kappa})\} \tag{5.13}$$

ここで、　$\overline{\kappa}$ ：　Reduced Frequency $= \dfrac{\omega_e \cdot c}{2 \cdot \overline{V_c}}$

したがって、非定常揚力は、次式で表される。

$$\pi \cdot \rho \cdot c \cdot V_n' \cdot \overline{V_c} =$$

$$-\frac{1}{2} \cdot H_o \cdot A(\overline{\kappa_1}) \cdot [a \cdot \{\bar{U} \cdot \cos(2 \cdot \beta_o - \beta_i) + \overline{V_\omega}\}]$$

$$\cdot \cos\{\omega_e \cdot t + \varepsilon(\overline{\kappa_1})\}$$

$$+\frac{1}{4} \cdot H_o \cdot A(\overline{\kappa_2}) \cdot [a \cdot \{\bar{U} \cdot \sin(2 \cdot \beta_o - \beta_i) + \overline{V_a}\}]$$

$$\cdot \cos\{(2 \cdot \pi \cdot \bar{n} - \omega_e) \cdot t - \pi/2 + \varepsilon(\overline{\kappa_2})\}$$

$$+\frac{1}{4} \cdot H_o \cdot A(\overline{\kappa_3}) \cdot [a \cdot \{\bar{U} \cdot \sin(2 \cdot \beta_o - \beta_i) + \overline{V_a}\}]$$

$$\cdot \cos\{(2 \cdot \pi \cdot \bar{n} + \omega_e) \cdot t - \pi/2 + \varepsilon(\overline{\kappa_3})\} \tag{5.14}$$

ここで、

$$\overline{\kappa_1} = \frac{\omega_e \cdot c}{2 \cdot \overline{V_c}}$$

$$\overline{\kappa_2} = \frac{(2 \cdot \pi \cdot \bar{n} - \omega_e) \cdot c}{2 \cdot \overline{V_c}}$$

$$\overline{\kappa_3} = \frac{(2 \cdot \pi \cdot \bar{n} + \omega_e) \cdot c}{2 \cdot \overline{V_c}}$$

$$H_o = \pi \cdot \rho \cdot c$$

$$\overline{V_I} = (\overline{V_\omega}^2 + \overline{V_a}^2)^{1/2}$$

a ：　軸および上下方向流入速度変動の振幅
　　[$= \zeta_a \cdot \omega \cdot \exp(-k \cdot I)$]

また、定常揚力$\pi\cdot\rho\cdot c\cdot\overline{V_c}\cdot\overline{V_n}$、および準定常揚力$\pi\cdot\rho\cdot c\cdot V_c'\cdot\overline{V_n}$も式(5.7),(5.8),(5.9),(5.11),(5.12)から求められる。準定常揚力、非定常揚力には、式(5.14)第1項のように出会波周波数ω_eの変動成分と、式(5.14)第2項および第3項のように平均回転周波数$2\cdot\pi\cdot\bar{n}$とω_eとにより振幅変調された高周波数$(2\cdot\pi\cdot\bar{n}\pm\omega_e)$の変動成分が現れる。プロペラ翼は等間隔に配置されているから、プロペラ全体では高周波数成分は打ち消し合わされ、プロペラ軸の負荷変動としてはω_eの変動成分しか現れない。すなわち、$(2\cdot\pi\cdot\bar{n}\pm\omega_e)$の変動成分は、単翼に働く負荷変動にのみ現れる特徴である。

以上の結果を式(5.11)に代入して翼素に働く揚力dLが求められる。翼素に働く揚力dLと、翼素が発生するスラストdTおよび翼素が吸収するトルクdQとの間には、式(5.15)の関係があるから、スラスト変動、トルク変動は揚力変動から容易に求められる。

$$\left.\begin{aligned} dT &= dL\cdot\cos\beta_o \\ dQ &= dL\cdot r\cdot\sin\beta_o \end{aligned}\right\} \qquad (5.15)$$

5.2.2 実験と計算の比較

計算は単純翼素理論にしたがっており、その結果は定常負荷、負荷変動共に過大な値を与えるが、負荷変動の定常負荷に対する割合いわゆる負荷変動率は実験値と良い一致を示すことはよく知られている。単翼に働く定常負荷は、プロペラ軸に働く定常負荷の(1/翼数)であり、プロペラ動力計より求められるものであるから、以下では、計算で求めた負荷変動率と実験で求めた定常負荷とをかけあわせて負荷変動とし、計算結果を示している。

Fig.5.3に規則波中においてJ=0.6の実験結果および計算によるスラスト、トルクの推定波形を、計測翼のトップ信号と規則波波形と同時に示す。スラスト、トルクの実験結果には、出会波周波数ω_eの長周期変動と、単翼に働く負荷変動の特徴である周波数$(2\cdot\pi\cdot\bar{n}\pm\omega_e)$の短周期変動が明確に表れている。計算によるトルク推定値は、変動量が小さく実験結果と一致しているとは言い難いが、変動波形は実験結果をよく示している。実験結果の変動量が大きくなったのは回転周波数成分であり、その原因としては、計測翼加工と防水処理に伴う翼根部の形状変化の影響などが考えられる。一方、スラスト推定波形は、変動量、変動波形共に実験結果とよく一致しており、本計算法が妥当であることを示している。スラスト計測波形にトルク計測波形のような翼根部形状変化の影響があまり認められないのは、翼根部がスラスト生成にあまり寄与していないからである。なお、Fig.5.4およびFig.5.5には、J=0.7およびJ=0.8の場合の実験による時系列波形を示す。

プロペラ面への流入速度変動は、波による粒子運動による変動だけであるから、軸方向流入速度変動U_pは波と位相が等しく、上下方向流入速度変動V_pは波より$\pi/2$だけ遅れる。周波数$(2\cdot\pi\cdot\bar{n}\pm\omega_e)$の変動振幅は、上下流入速度変動の絶対値$|V_p|$が大きい程大きく$|V_p|=0$では零となり、プロペラ各翼の負荷変動は出会波周波数ω_eの成分のみとなる。したがって、プロペラ単翼に働く負荷変動波形を全翼について同時に表すと、$|V_p|=0$で各翼の負荷が一致しFig.5.6に示すように節をなすような波形群となる。プロペラ軸に働く負荷変動はこれら波形群の合成であり、周波数$(2\cdot\pi\cdot\bar{n}\pm\omega_e)$の短周期変動は相殺され出会波周波数$\omega_e$の長周期変動のみとなる。

5.2.3 周波数特性

時系列波形は前節の通りであるが、プロペラ単翼に働く負荷変動の周波数特性をみるために行ったスラスト、トルクのスペクトル解析結果を、Fig.5.7に示す。スラストおよびトルクの実験結果および計算結果ともに変動周波数成分ω_eおよび$(2\cdot\pi\cdot\bar{n}\pm\omega_e)$の3ヶ所に大きなパワーがみられる。Fig.5.3に示すタイムヒストリーからも明らかなように、トルク変動の実験結果ではω_e成分のパワーに比べて$(2\cdot\pi\cdot\bar{n}\pm\omega_e)$成分のパワーが大きく、計算結果とは逆で異なるが、スラスト変動については実験結果と計算値はよく一致している。実験結果のトルク変動周波数特性で、$(2\cdot\pi\cdot\bar{n}\pm\omega_e)$成分のパワーが大きいのは、前節で述べたように、計測翼翼根部の変形影響によるものと考えられる。

5.3 不規則波中における負荷変動

5.3.1 計算方法

規則波中の場合と同様に、プロペラへの流入速度変動からプロペラ単翼に働く負荷変動を求めるが、不規則波中の場合なのでそれぞれをスペクトル表示する。不規則波中の計算では簡単化のため、代表翼素(0.7R)についてのみ計算を行う。

流入速度変動U_p、V_pのスペクトル$S_{Up}(\omega_e)$および$S_{Vp}(\omega_e)$は、不規則波スペクトル$S_\zeta(\omega_e)$から次式のように求まる[13]。

$$S_{Up}(\omega_e) = S_{Vp}(\omega_e) = S_\zeta(\omega_e)\cdot\{\zeta_a\cdot\omega\cdot\exp(-k\cdot I)\}^2 \tag{5.16}$$

揚力変動スペクトルを、非定常項（上付け添字Ⅰ）、準定常項（上付け添字Ⅱ）成分に分離し３つの周波数域毎に表す。

①ω_e成分

$$S_{L1}^{\mathrm{I}}(\omega_e) = \{H_o\cdot\overline{V_c}\cdot A(\overline{\kappa_1})\}^2\cdot(\cos\beta_o)^2\cdot S_{Up}(\omega_e) \tag{5.17}$$

$$S_{L1}^{\mathrm{II}}(\omega_e) = (H_o\cdot\overline{V_n})^2\cdot\sin(\beta_o)^2\cdot S_{Up}(\omega_e) \tag{5.18}$$

②$(2\cdot\pi\cdot\bar{n}-\omega_e)$成分

$$S_{L2}^{\mathrm{I}}(2\cdot\pi\cdot\bar{n}-\omega_e) = \{H_o\cdot\overline{V_c}\cdot A(\overline{\kappa_2})\cdot\sin\beta_o\}^2\cdot\frac{1}{4}\cdot S_{Vp}(\omega_e) \tag{5.19}$$

$$S_{L2}^{\mathrm{II}}(2\cdot\pi\cdot\bar{n}-\omega_e) = \{H_o\cdot\overline{V_n}\cdot\cos\beta_o\}^2\cdot\frac{1}{4}\cdot S_{Vp}(\omega_e) \tag{5.20}$$

③$(2\cdot\pi\cdot\bar{n}+\omega_e)$成分

$$S_{L3}^{\mathrm{I}}(2\cdot\pi\cdot\bar{n}+\omega_e) = \{H_o\cdot\overline{V_c}\cdot A(\overline{\kappa_3})\cdot\sin\beta_o\}^2\cdot\frac{1}{4}\cdot S_{Vp}(\omega_e) \tag{5.21}$$

$$S_{L3}^{\mathrm{II}}(2\cdot\pi\cdot\bar{n}+\omega_e) = \{H_o\cdot\overline{V_n}\cdot\cos\beta_o\}^2\cdot\frac{1}{4}\cdot S_{Vp}(\omega_e) \tag{5.22}$$

以上で求めた各成分(5.17)～(5.22)を全て加え合わせると揚力変動スペクトル$S_L(\omega)$が得られる。また、式(5.15)の関係からスラスト変動スペクトル$S_T(\omega)$およびトルク変動スペクトル$S_Q(\omega)$が、それぞれ次式で求められる。

$$S_L(\omega) = S_{L1}^{\mathrm{I}}(\omega_e) + S_{L1}^{\mathrm{II}}(\omega_e) + S_{L2}^{\mathrm{I}}(2\cdot\pi\cdot\bar{n}-\omega_e) + S_{L2}^{\mathrm{II}}(2\cdot\pi\cdot\bar{n}-\omega_e) + S_{L3}^{\mathrm{I}}(2\cdot\pi\cdot\bar{n}+\omega_e) + S_{L3}^{\mathrm{II}}(2\cdot\pi\cdot\bar{n}+\omega_e) \tag{5.23}$$

$$S_T(\omega) = \cos^2\beta_o\cdot S_L(\omega) \tag{5.24}$$

$$S_Q(\omega) = r^2\cdot\sin^2\beta_o\cdot S_L(\omega) \tag{5.25}$$

５．３．２　実験結果

不規則波中においてJ=0.6 のタイムヒストリーの一部を Fig.5.8に、スペクトル解析結果を Fig.5.9に示す。出会波スペクトルが Fig.5.9のように周波数域の狭い１つのピークだけを有し、その周波数も規則波の出会波周波数ω_eとほとんど等しいので、規則波中における結果との顕著な差異は見られない。したがってここでは、実験結果についてのみ示す。任意の時間における変動波形はその時の波振幅と同じ振幅の規則波中で求められた負荷変動波形とほぼ同じ様であるが、これは、平均波周期がプロペラ回転周期に比べ非常に長いので波の不規則性の影響は極めて小さく、不規則波中の翼負荷変動は、規則波中の翼負荷変動予測結果より求められることを示唆するものである。

以上、前進率J=0.6 の実験結果および計算結果を中心に示したが、他の前進率(J=0.7, 0.8)についても、負荷（定常＋非定常）は当然小さいが、全体的にJ=0.6 の結果と同じ結果が得られた。

５．４　第５章のまとめ

1.　波浪中で作動するプロペラ単翼に働く負荷変動は、出会波周波数ω_e成分およびプロペラ平均回転周波数と出会波周波数とで振幅変調された$(2\cdot\pi\cdot\bar{n}\pm\omega_e)$成分の３成分から成ることが、実験的に確認された。
2.　プロペラ完全没水での単独状態では、上下方向流入速度変動が零の時、単翼に働く負荷変動の特徴である$(2\cdot\pi\cdot\bar{n}\pm\omega_e)$成分は零となり、各翼に働く負

荷は同一となる。

3. プロペラ完全没水状態では、Searsの非定常二次元翼理論による応答関数を用い、単純翼素理論に従って、単翼に働く負荷変動を予測することが可能である。計算による負荷変動は実験値より過大な値を示すが、定常負荷も過大であり、負荷変動率として比較すれば実験値とよい一致を示す。単翼負荷変動率は本方法によって推定可能であるから、単翼に働く負荷変動は、推定負荷変動率と実測プロペラ軸負荷から求められる。

4. 不規則波中での負荷変動波形は、平均波周期がプロペラ回転周期に比べ非常に長いので波の不規則性の影響は極めて小さく、不規則波中の単翼負荷変動は、規則波中の単翼負荷変動予測結果を用いて準定常的に求められる。

第6章　結論

プロペラ没水深度が小さくプロペラの一部が水面上に露出する状態で作動する場合および波浪中で完全没水状態で作動する場合のプロペラ負荷変動について、軸負荷変動だけでなく単翼に働く負荷変動についても実験的に調査しその性質を明らかにするとともに、理論推定値と比較し提案した推定手法の妥当性について論じた。

プロペラの一部が水面上に露出して作動する場合、プロペラ翼まわりの作動流体は水から空気、空気から水へと1回転中に変化する。このような状態にあるとき、作動流体の変化により作動流体密度が時間的に変化するため翼の見かけ質量が時間的に変化し、本論文で付加変動力と呼ぶ変動力成分が生まれるのが特徴的である。

第2章において、水平二次元柱被検体を水面を貫通させて上下に動揺させ、被検体に働く負荷変動の計測ならびに被検体まわりの流れの観測を行った。気水海面を貫通して運動する物体には、付加質量が時間的に変化することによりおおきな変動力が働くことを実験的にも確認できた。本論文では、この力を付加変動力と名付けた。付加変動力に及ぼす被検体形状や迎角などの影響について議論するためには、実験データをさらに積み重ねる必要がある。

第3章では、新しく製作した模型プロペラ単翼負荷計測装置について述べた。単翼負荷計測方法として外付け片持支持検力方式を採用することで、プロペラ性能を維持すると共に重量増加による固有振動数の減少を避けることができ、単翼スラストおよび単翼トルクの計測を可能とした。

第4章において、プロペラ翼の一部が水面上に露出する状態で作動するプロペラ単翼に働く負荷変動について論じた。プロペラ単翼負荷は非常に大きく変動し、単翼トルクは負になることがあることが実験的に得られた。実験結果は提案した推定計算結果と良い一致を示し、プロペラ翼が水中から水面上に露出するときに単翼トルクが負になる新しく発見された現象は、付加変動力成分によるものであることが明らかにされた。さらに、翼断面形状や迎角がプロペラ翼の付加質量に及ぼす影響を明らかにする必要性を示した。

第5章では、波浪中で完全没水状態で作動するプロペラ単翼に働く負荷変動について、今までに示されていた推定モデルを用いた計算波形と実験波形の良い一致を見ることができ、推定モデルの妥当性が確認できた。一般に平均出会波周期はプロペラ回転周期に比べて非常に長いため、プロペラ負荷変動に及ぼす波の不規則性の影響は極めて小さい。したがって、不規則波中の単翼負荷変動は、規則波中の単翼負荷変動の予測結果を用いて準定常的に求めることが可能である。

本論文で得られた主な結果をまとめると次の通りである。

1. 気水海面を貫通して運動する物体には、付加質量が時間的に変化することにより変動力が働くことが確認できた。本論文では、この力を付加変動力と名付けた。
2. プロペラ翼の一部が水面上への露出と水中への没入を繰り返す状態では、プロペラ単翼トルクは負になることがある。このことは、付加変動力を考慮することで推定可能である。
3. 単翼トルクの最小値が負となるような大きな負荷変動が生じている場合であっても、各翼の負荷変動は互いに打ち消し合わされるため、軸負荷変動は小さい。
4. 波浪中で作動するプロペラ単翼に働く負荷変動は、出会波周波数成分およびプロペラ平均回転周波数と出会波周波数とで振幅変調された成分から成ることが、確認された。
5. 波浪中でのプロペラ単翼負荷変動は、Sears の非定常二次元翼理論による応答関数を用いて予測可能であることが示された。
6. 不規則波中での負荷変動は、規則波中で求めた負荷変動から準定常的に求めることができる。

本論文において、プロペラ翼に働く負荷変動に注目し、没水深度が浅くプロペラ翼の一部が水面上に露出して作動する場合および波浪中で作動する場合について実験的に調べ、現象を解明するとともに、提案した負荷変動推定モデルで単翼負荷変動の推定が可能であることを示した。これまでのプロペラ負荷変動に関する研究は、主に軸負荷変動に注目して行われてきたが、軸負荷変動の構成要素である翼負荷変動が明らかになり、プロペラ負荷変動のメカニズムがより詳細に把握でき、今後のプロペラ性能改善や強度性能の向上に貢献できると思われる。

Table 2.1　Principal particulars of examined cylinders.

Circular cylinder	
Diameter	32 mm
Span length	700 mm
Mass	755 g

Elliptic cylinder	
Major axis length	128 mm
Minor axis length	32 mm
Span length	700 mm
Mass	2,230 g

Table 3.1 Principal particulars of model propeller.

Diameter D (m)	0.18
Pitch ratio	1.10
Expanded blade area ratio	0.50
Blade thickness ratio	0.045
Boss ratio	0.167
Number of blades	4
Angle of rake	6°
Direction of turning	Right

Table 5.1 Experimental conditions in waves.

J	0.60	0.70	0.80
Va (m/s)	1.08	1.26	1.44
ωe (rad/s)	5.21	5.46	5.71
Te (sec)	1.21	1.15	1.10

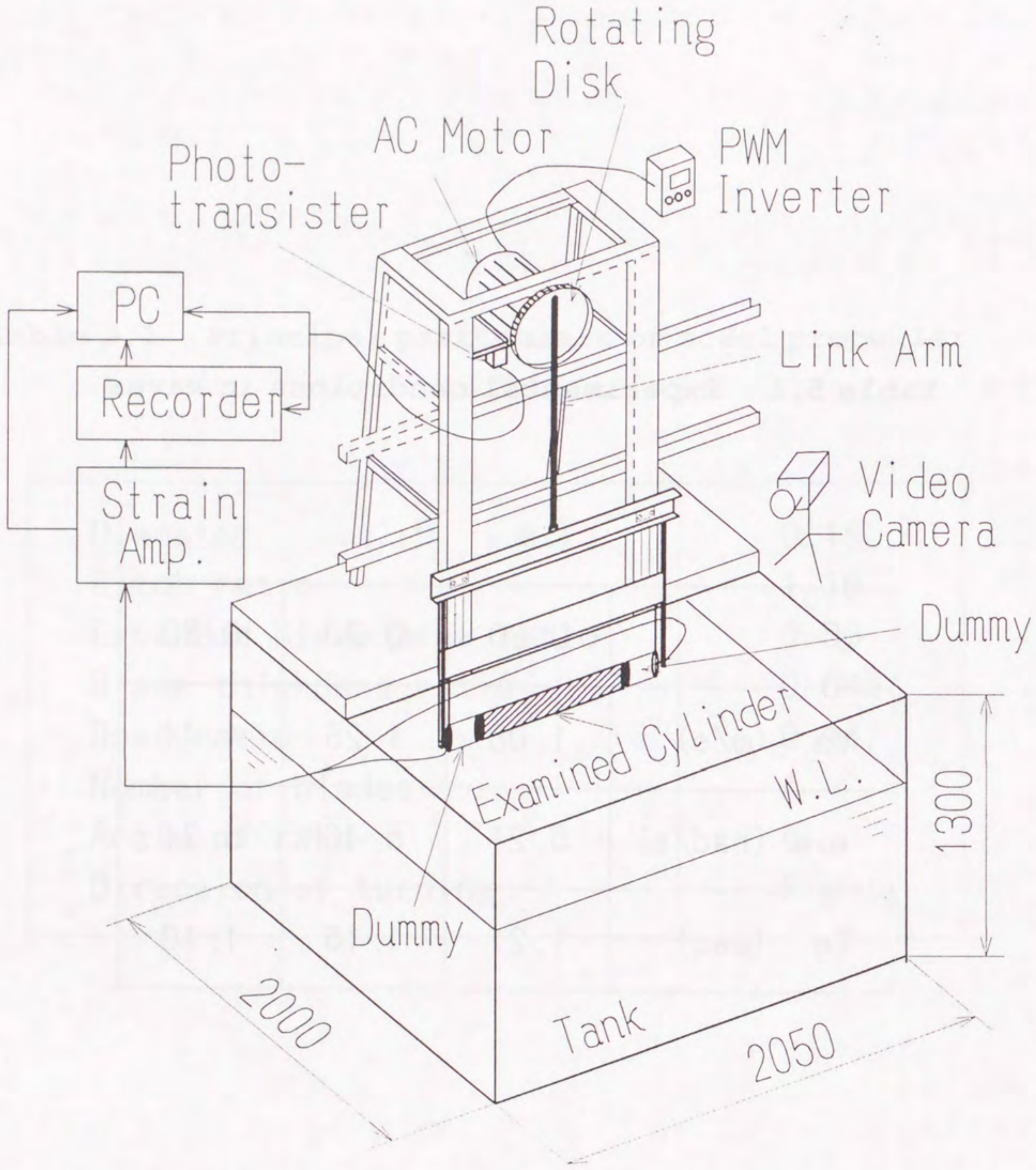


Fig. 2.1 General arrangement of experimental apparatus for forces acting on a horizontal cylinder.

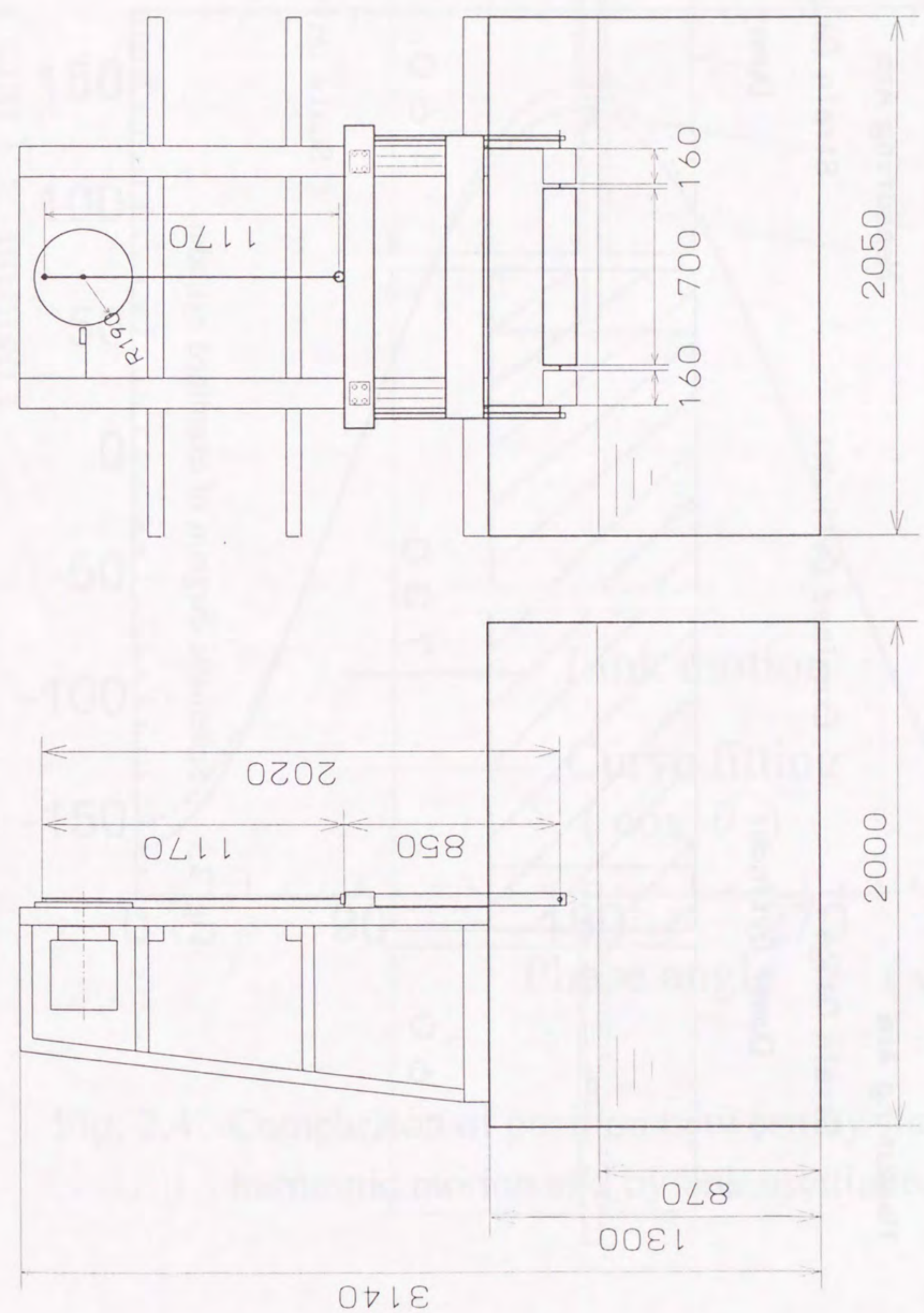


Fig. 2.2 Experimental apparatus for forces acting on a horizontal cylinder. (Front view and side view)

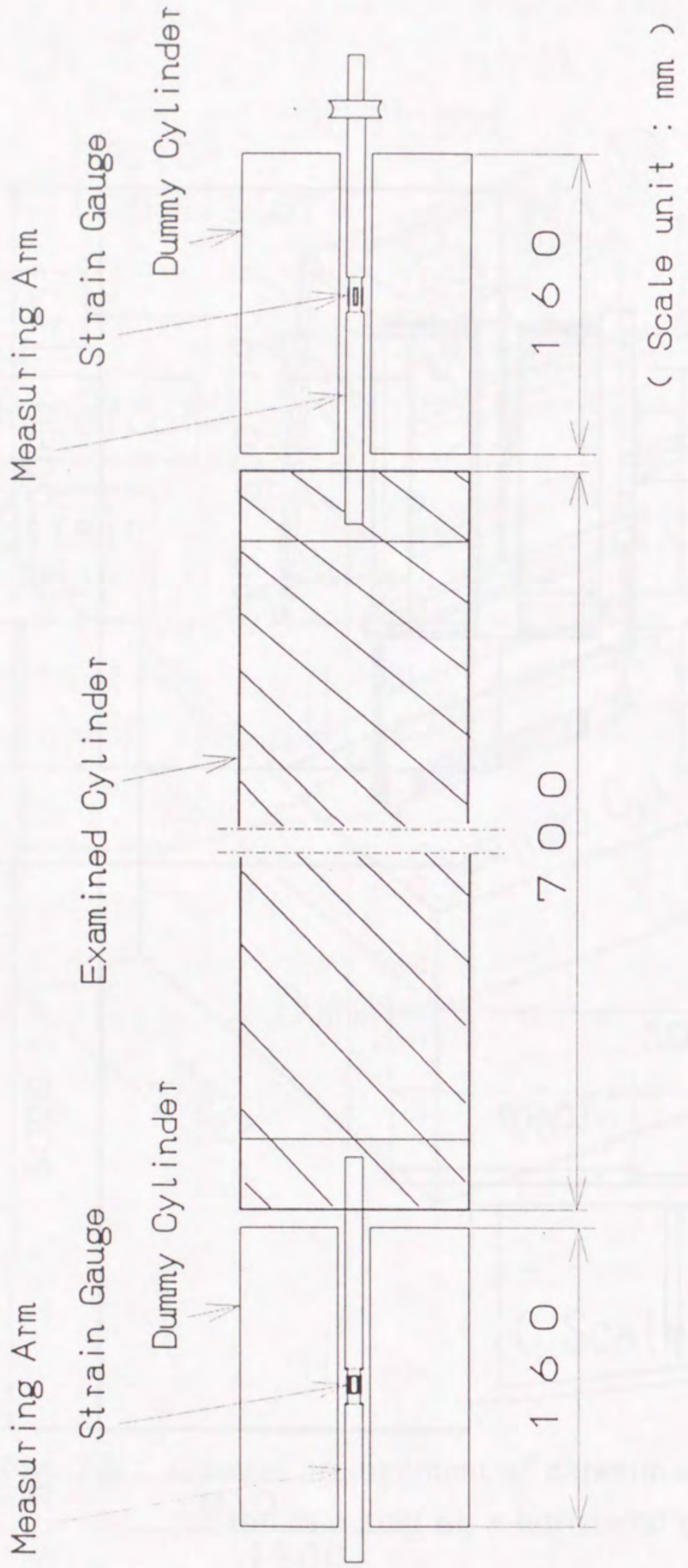


Fig. 2.3 Schematic diagram of examined cylinder.

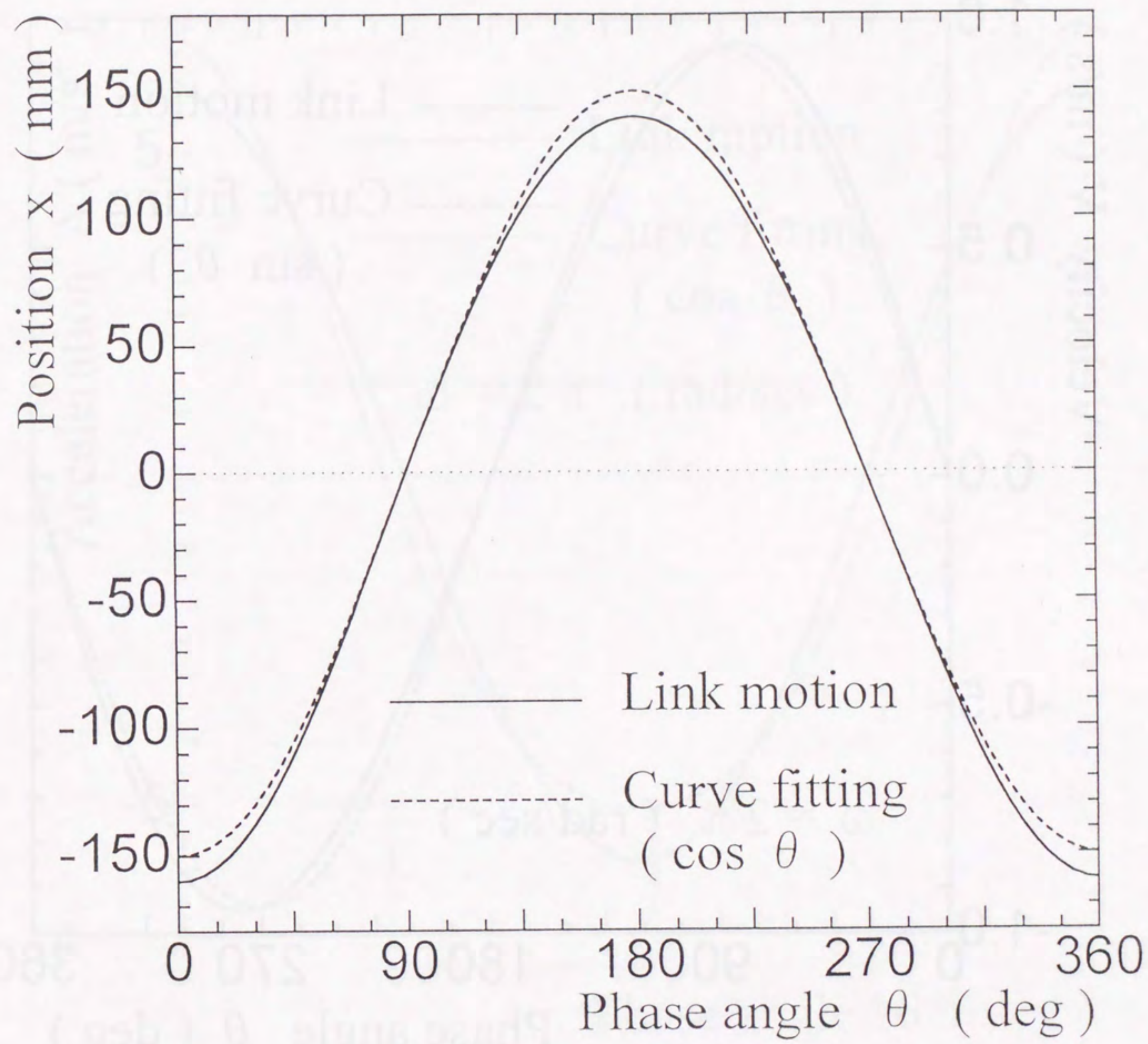


Fig. 2.4 Comparison of position between by simple harmonic motion and by link oscillation.

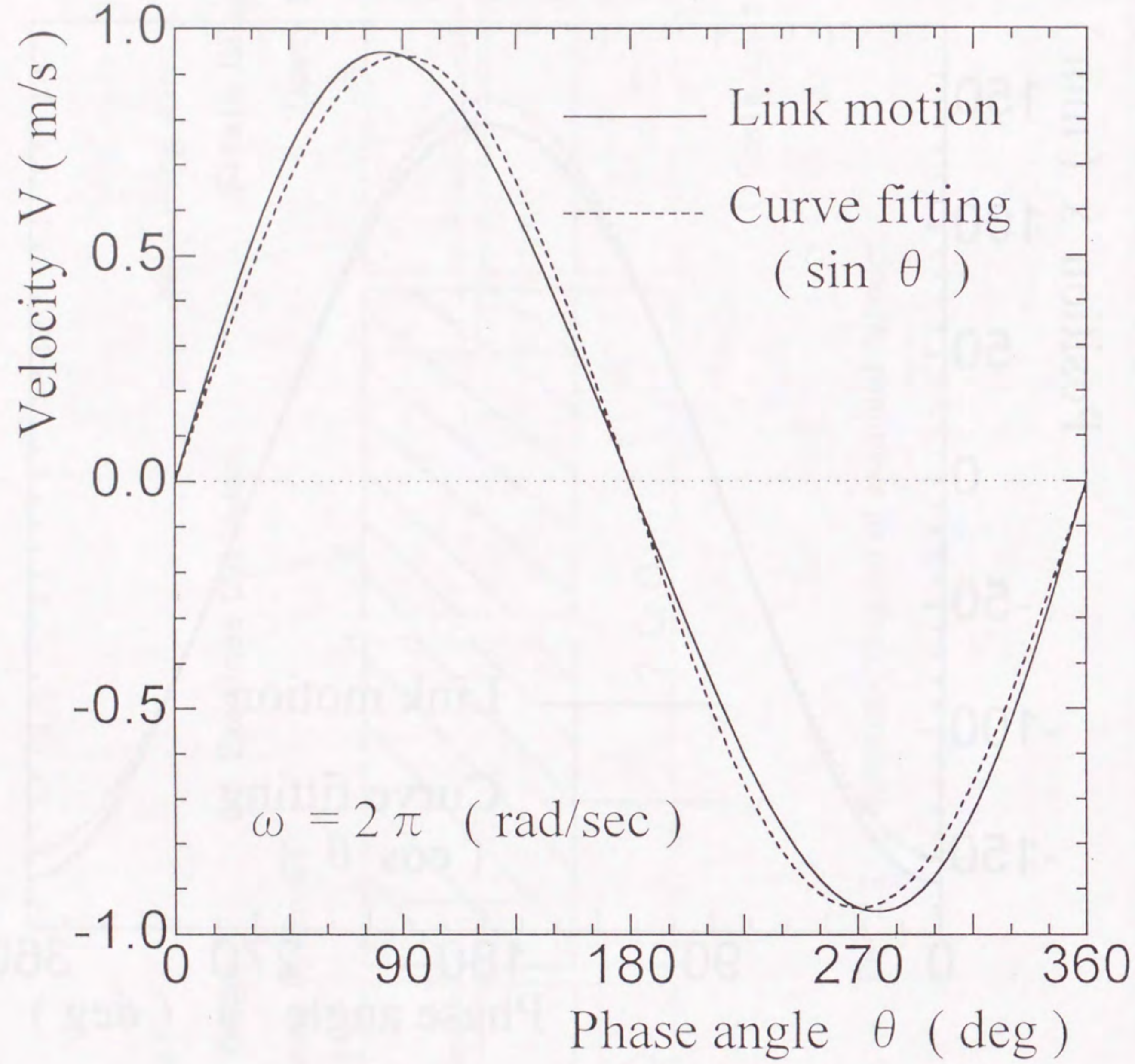


Fig. 2.5 Comparison of velocity between by simple harmonic motion and by link oscillation.

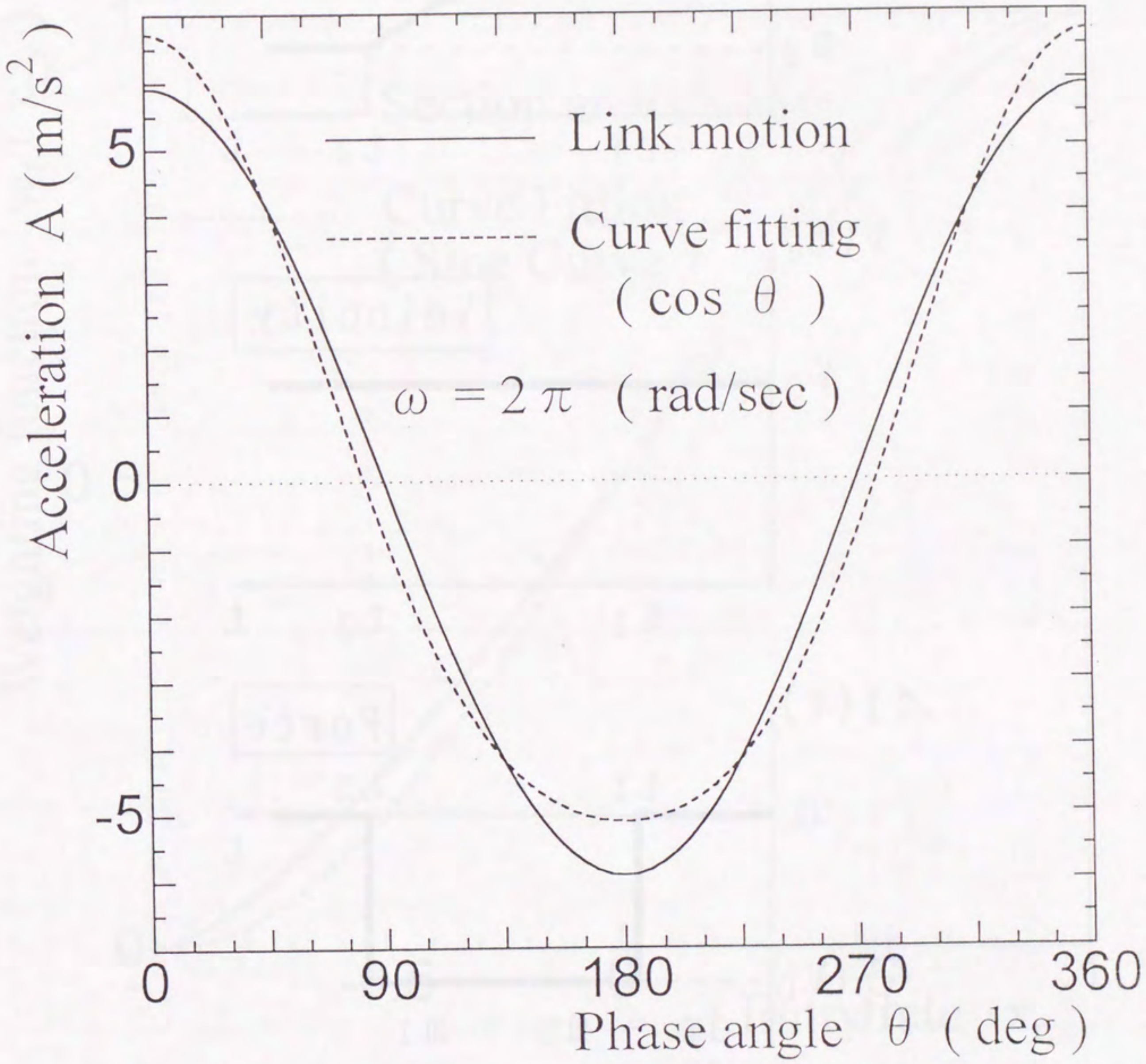


Fig. 2.6 Comparison of acceleration between by simple harmonic motion and by link oscillation.

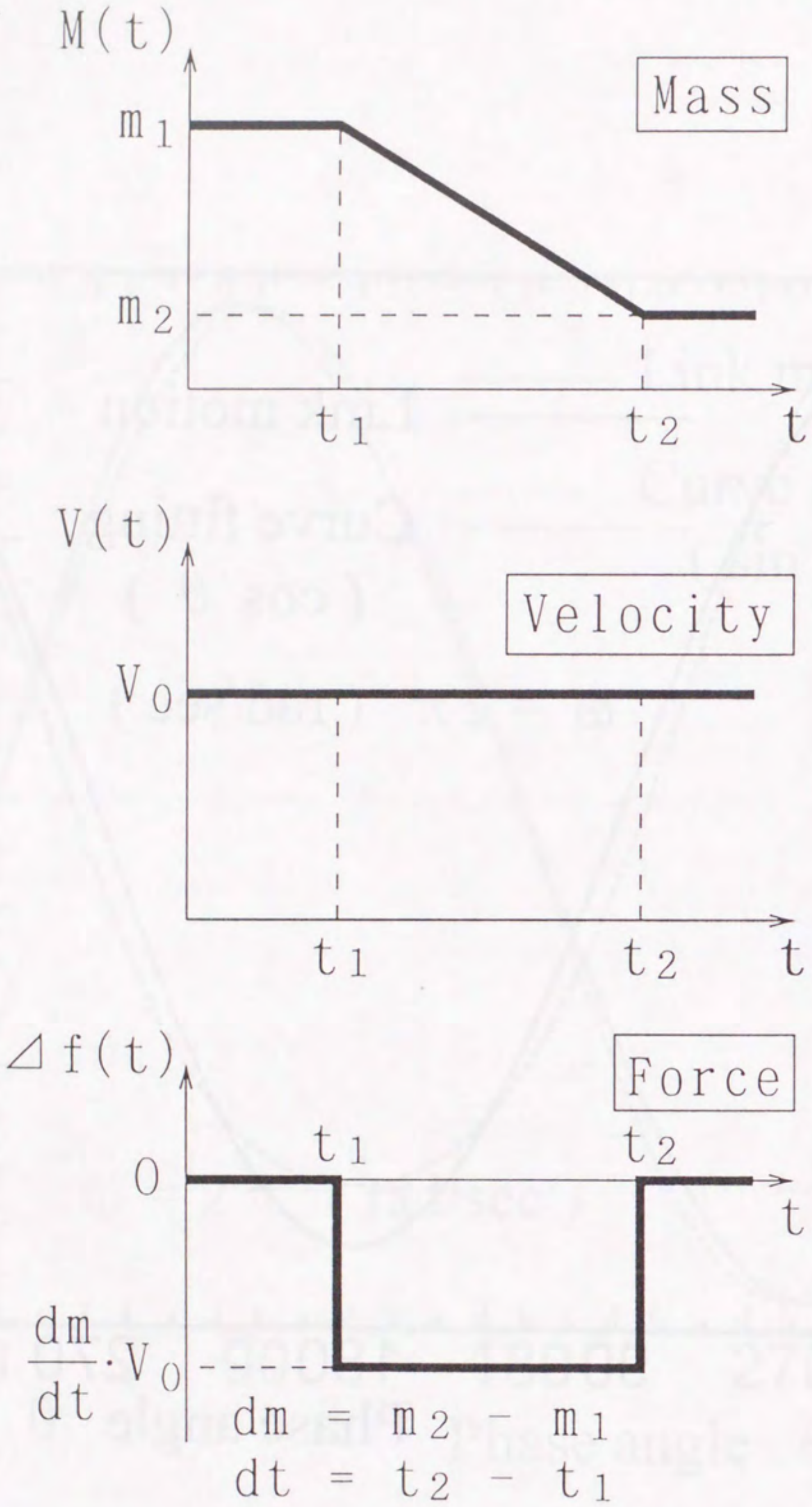


Fig. 2.7 Primitive model of negative force caused by changing mass.

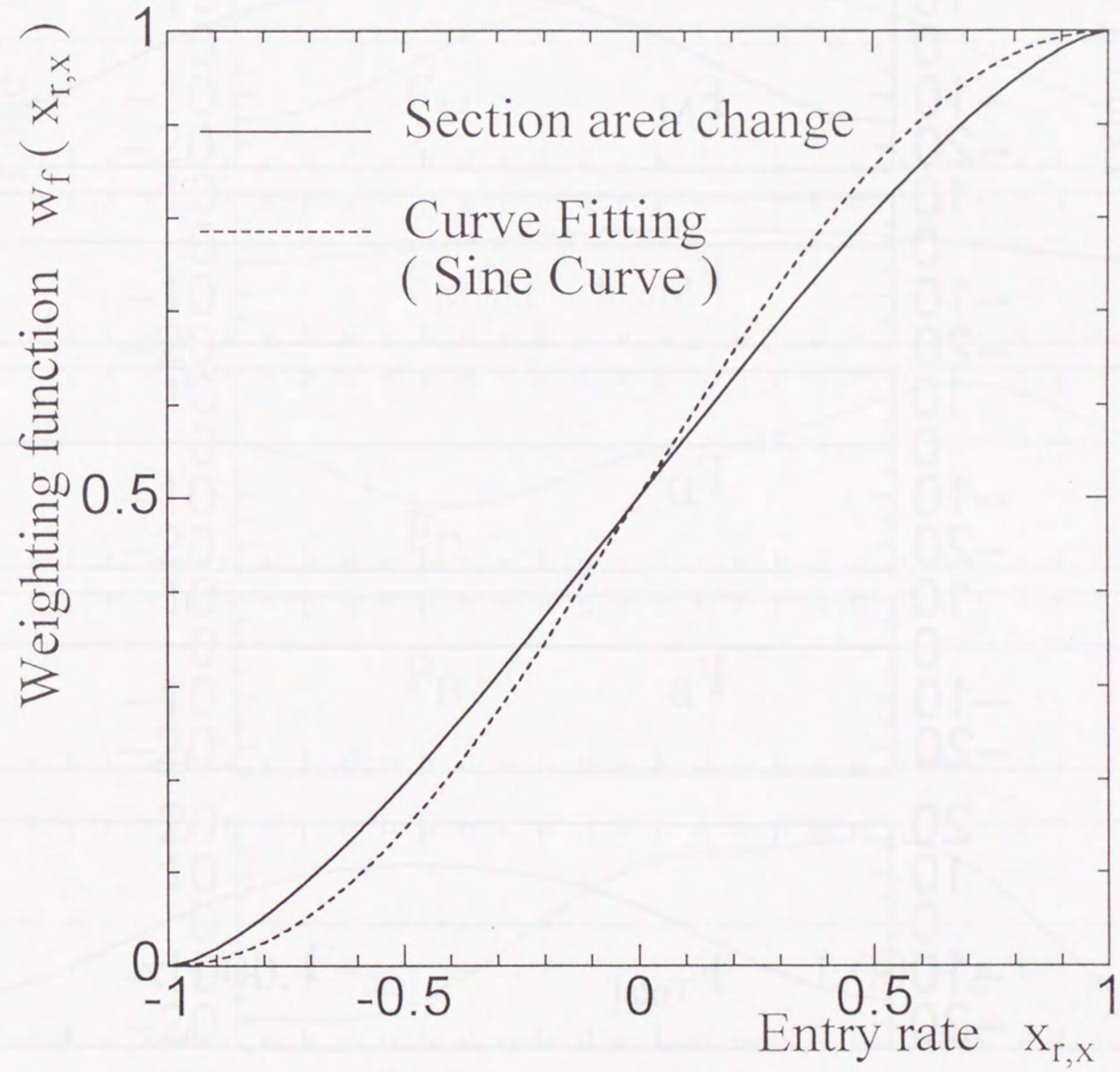


Fig. 2.8 Weighting function by section area change and curve fitting.

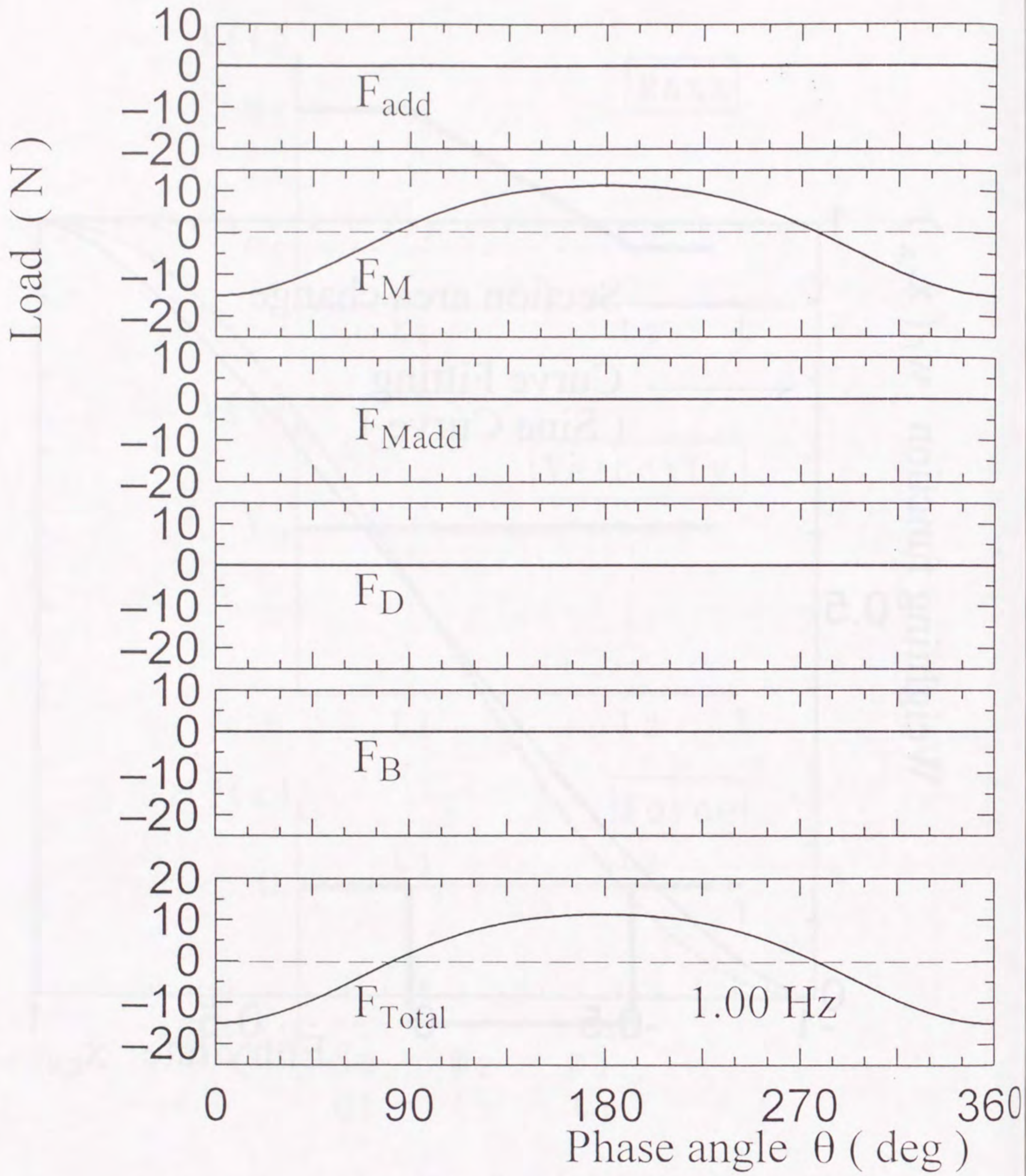


Fig. 2.9 Example of calculation of 5 forces and total force.
(Elliptic cylinder, 1.00 Hz, In air)

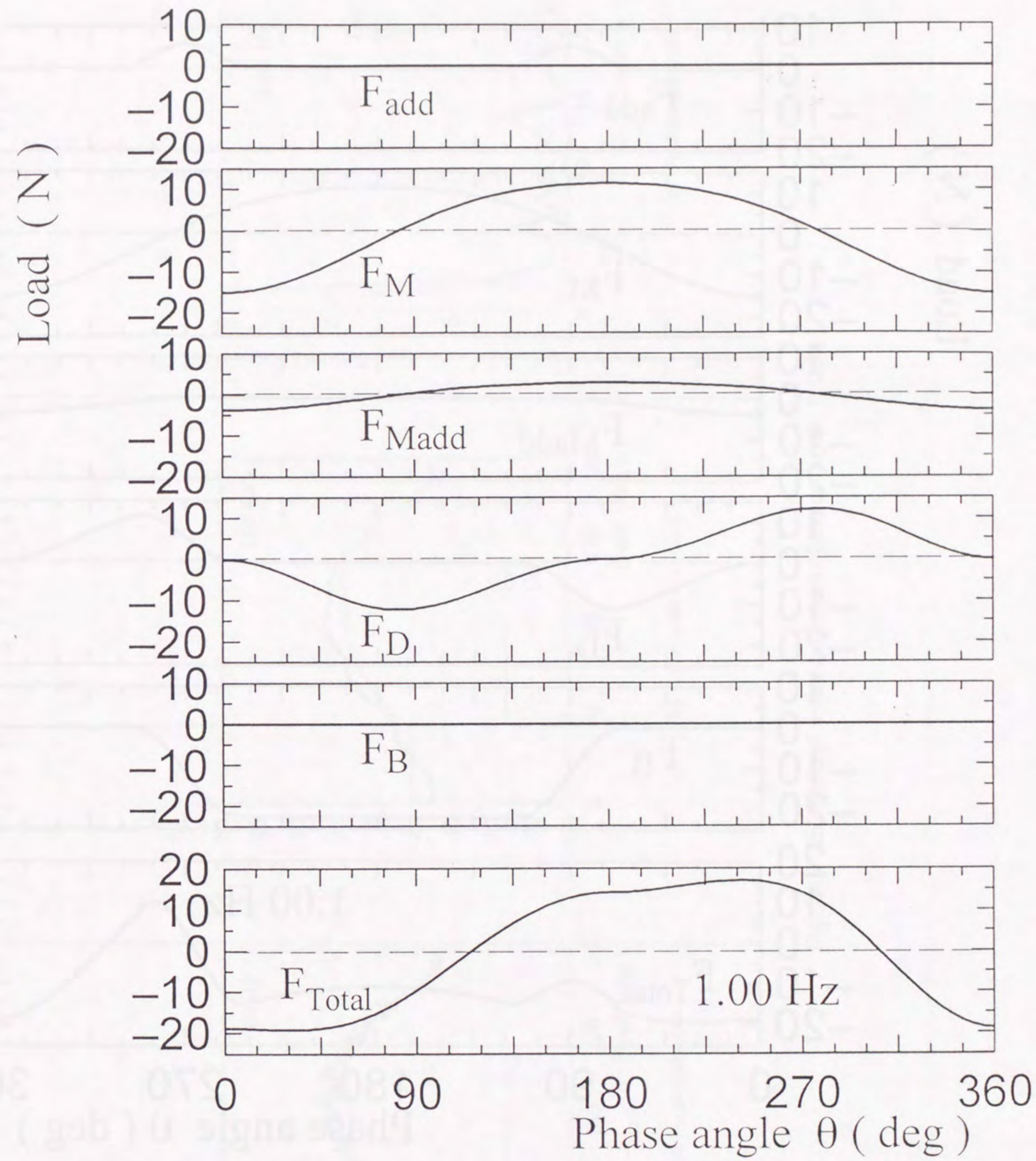


Fig. 2.10 Example of calculation of 5 forces and total force.
(Elliptic cylinder, 1.00 Hz, In water)

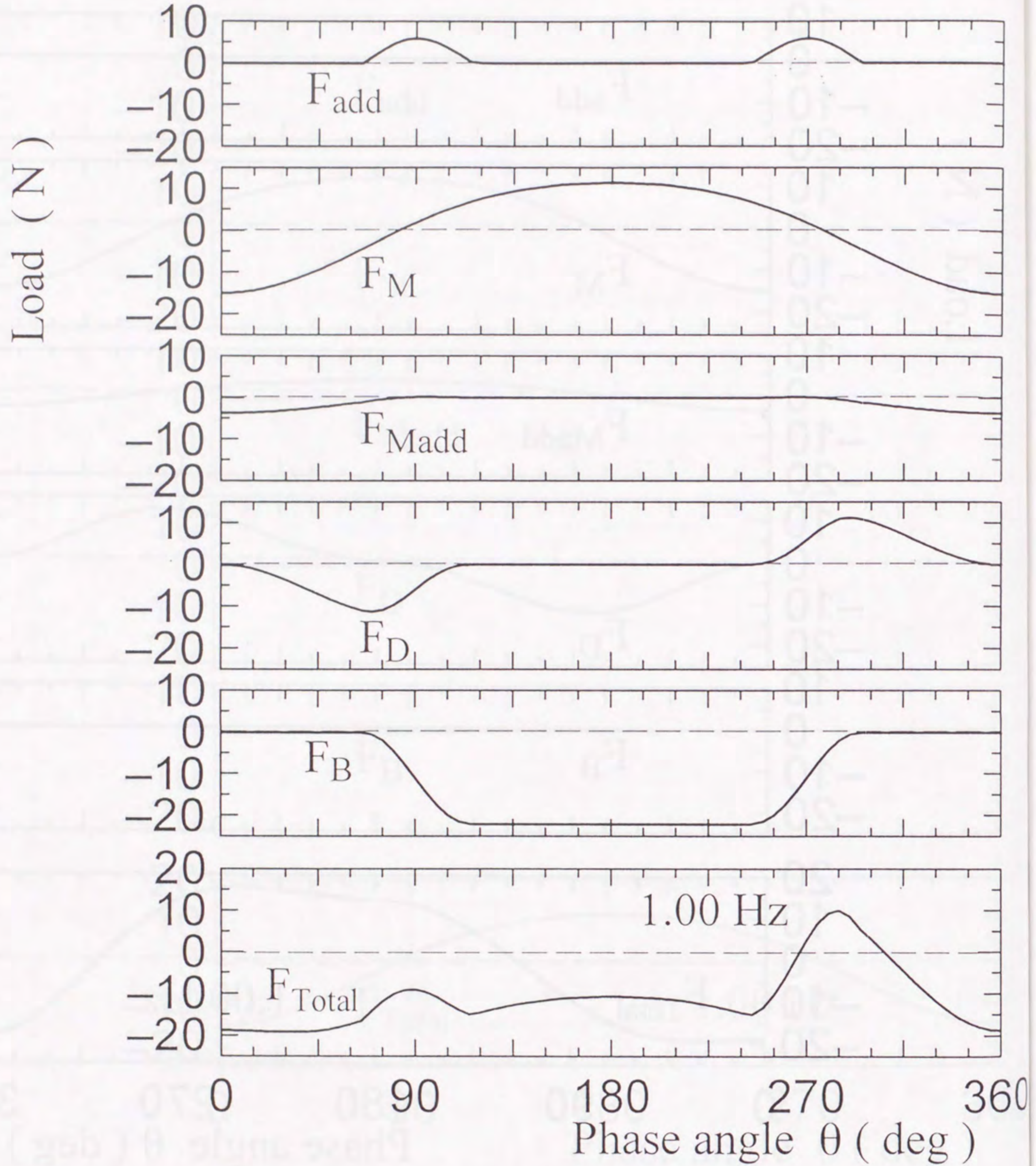
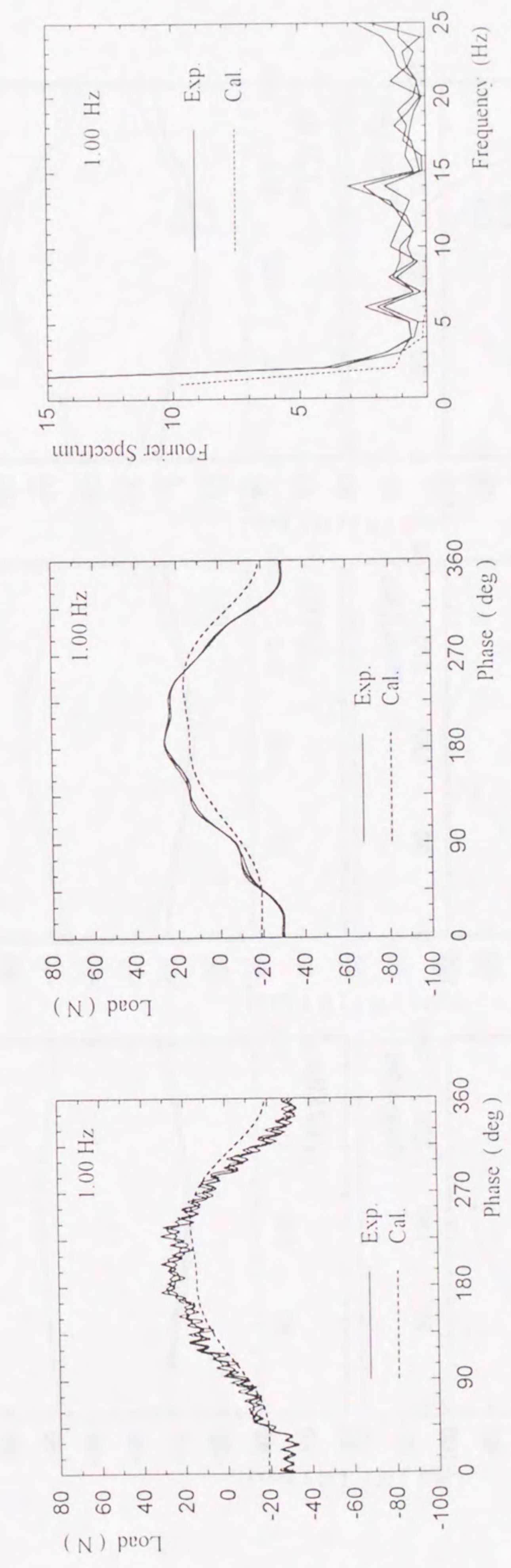


Fig. 2.11 Example of calculation of 5 forces and total force.
(Elliptic cylinder, 1.00 Hz,
Passing through water surface)



(a) Before noise exclusion.

(b) After noise exclusion.

(c) Fourier spectrum

Fig. 2.12 Example of noise exclusion of experimental results.

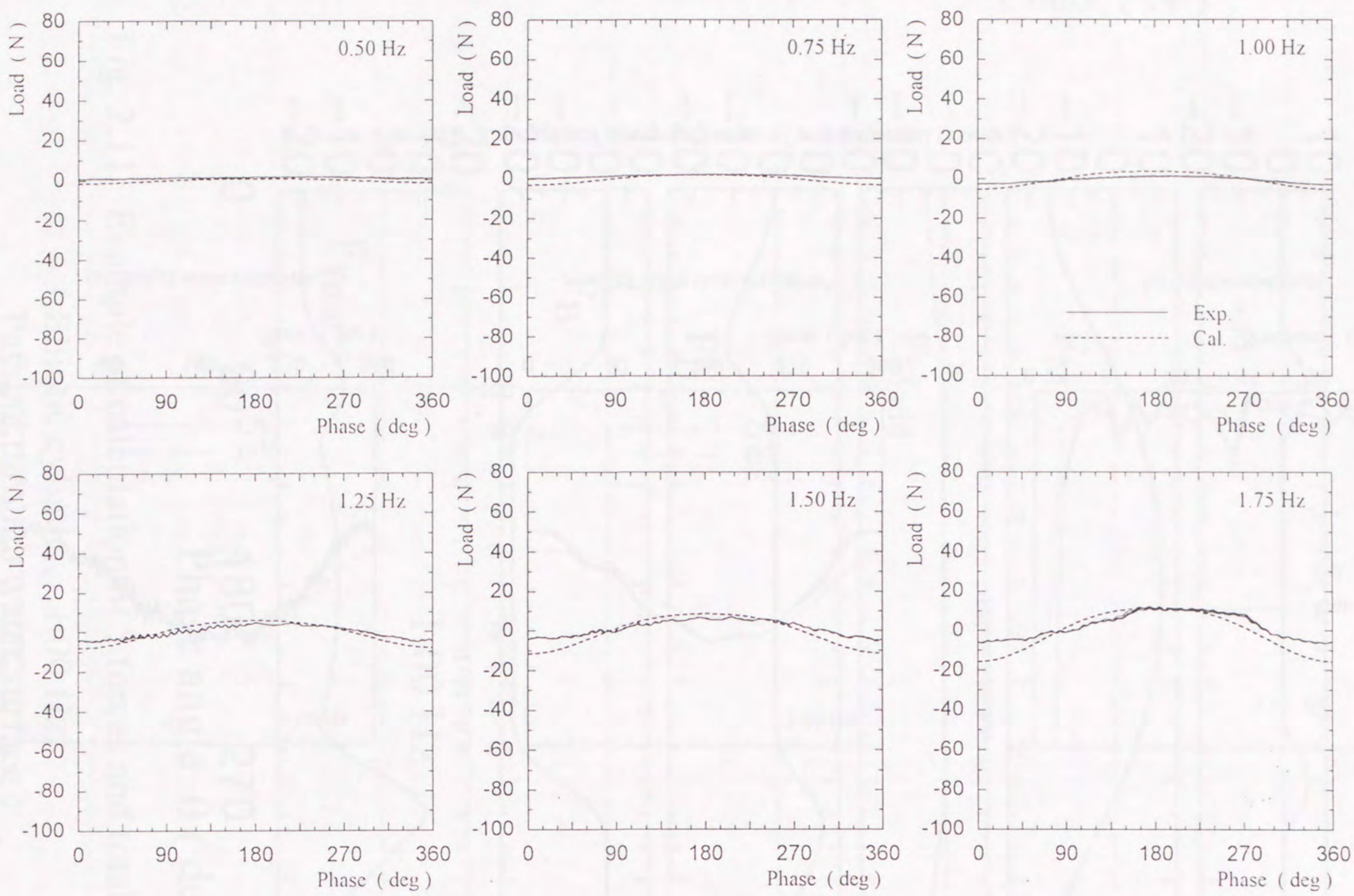


Fig. 2.13 Results of forces acting on the circular cylinder in air.

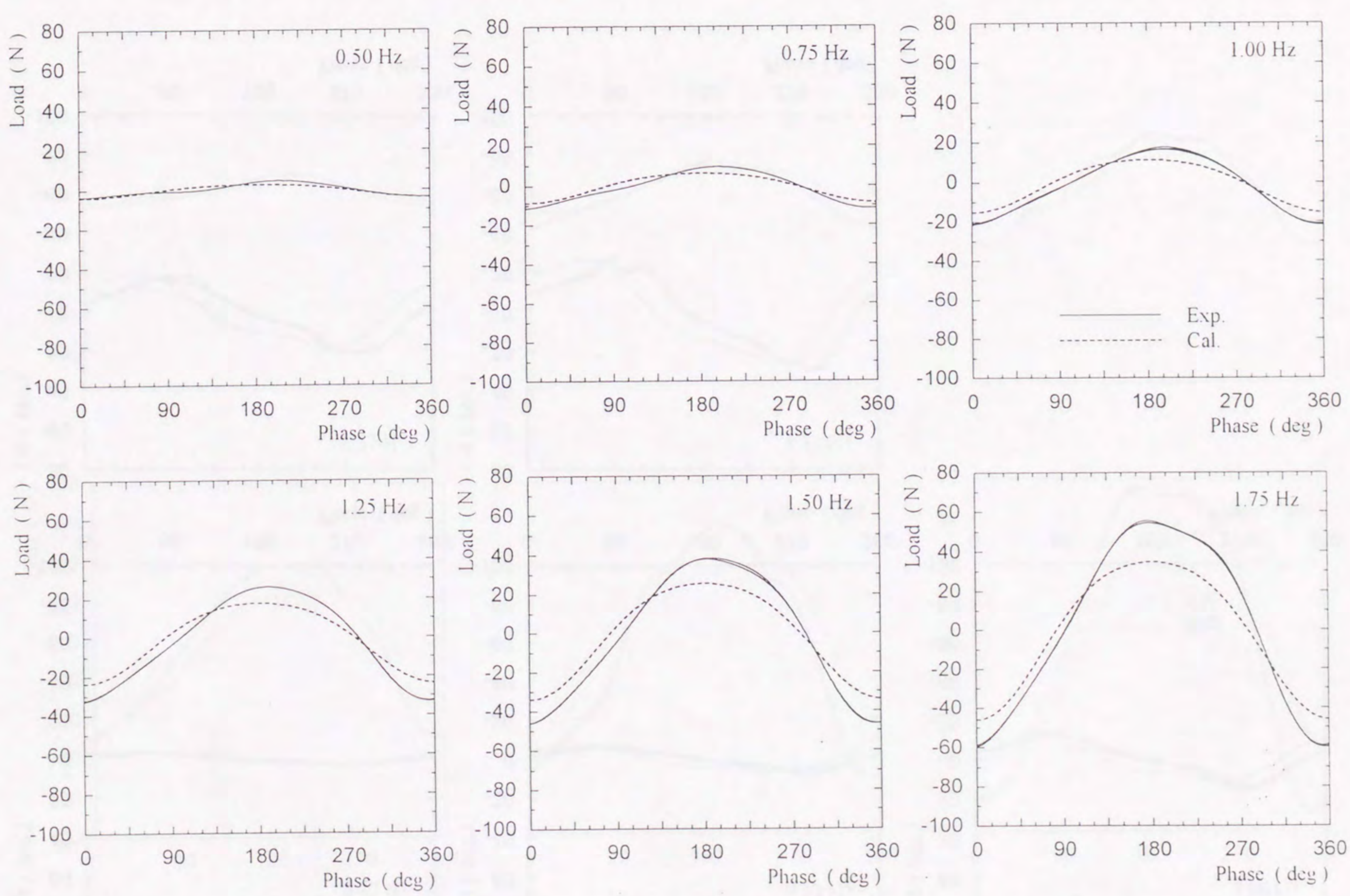


Fig. 2.14 Results of forces acting on the elliptic cylinder in air.

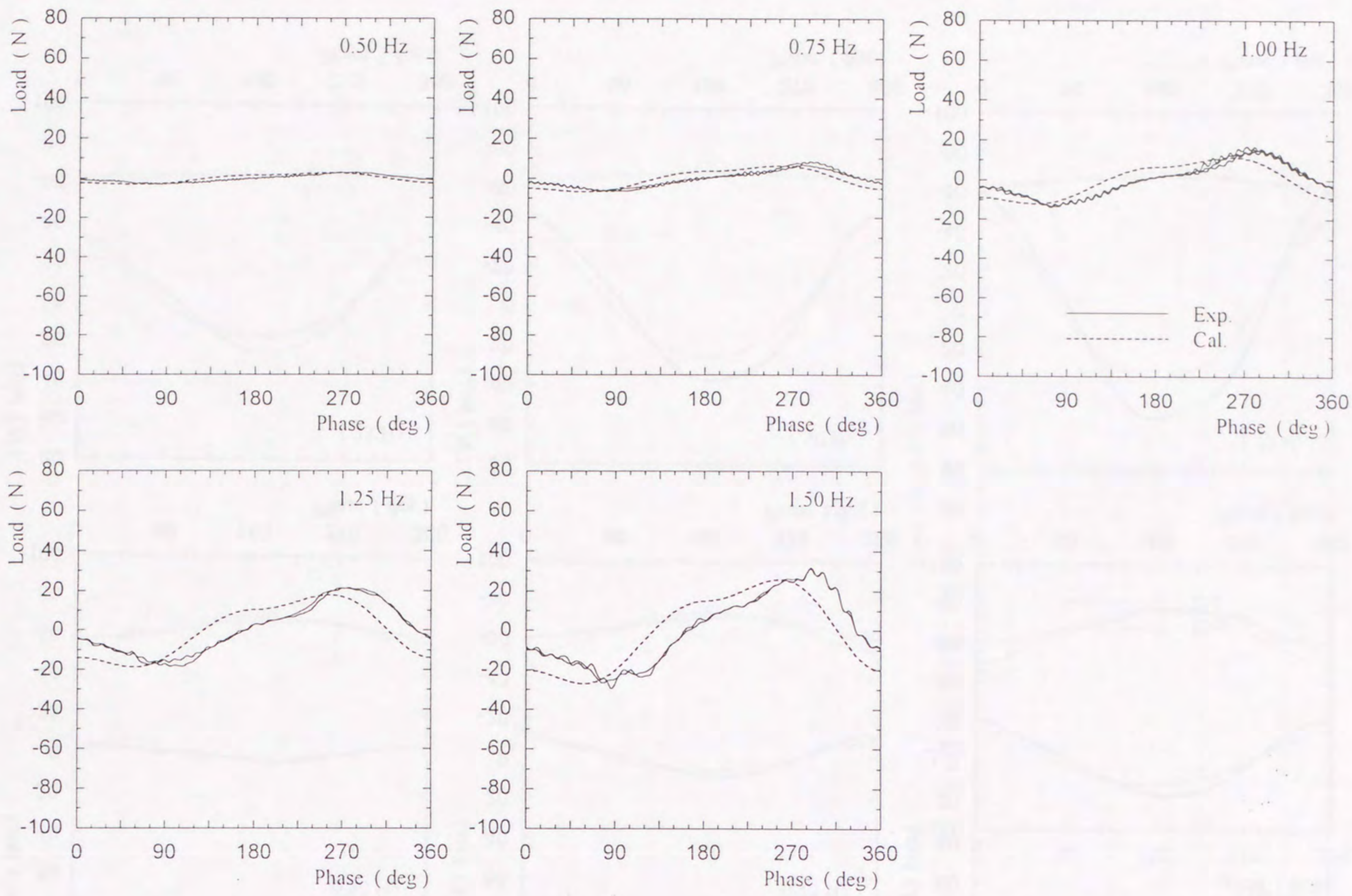


Fig. 2.15 Results of forces acting on the circular cylinder in water.

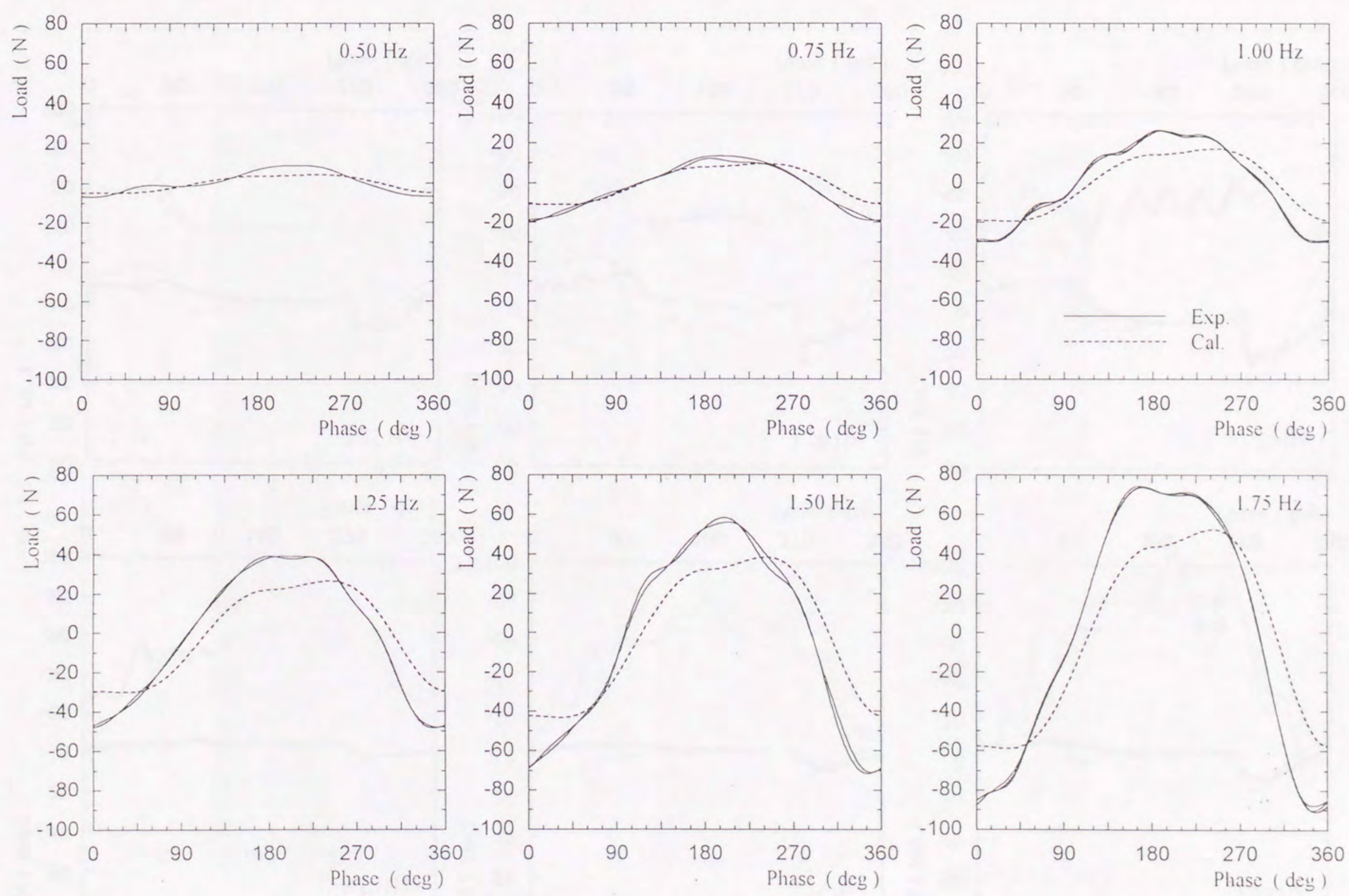


Fig. 2.16 Results of forces acting on the elliptic cylinder in water.

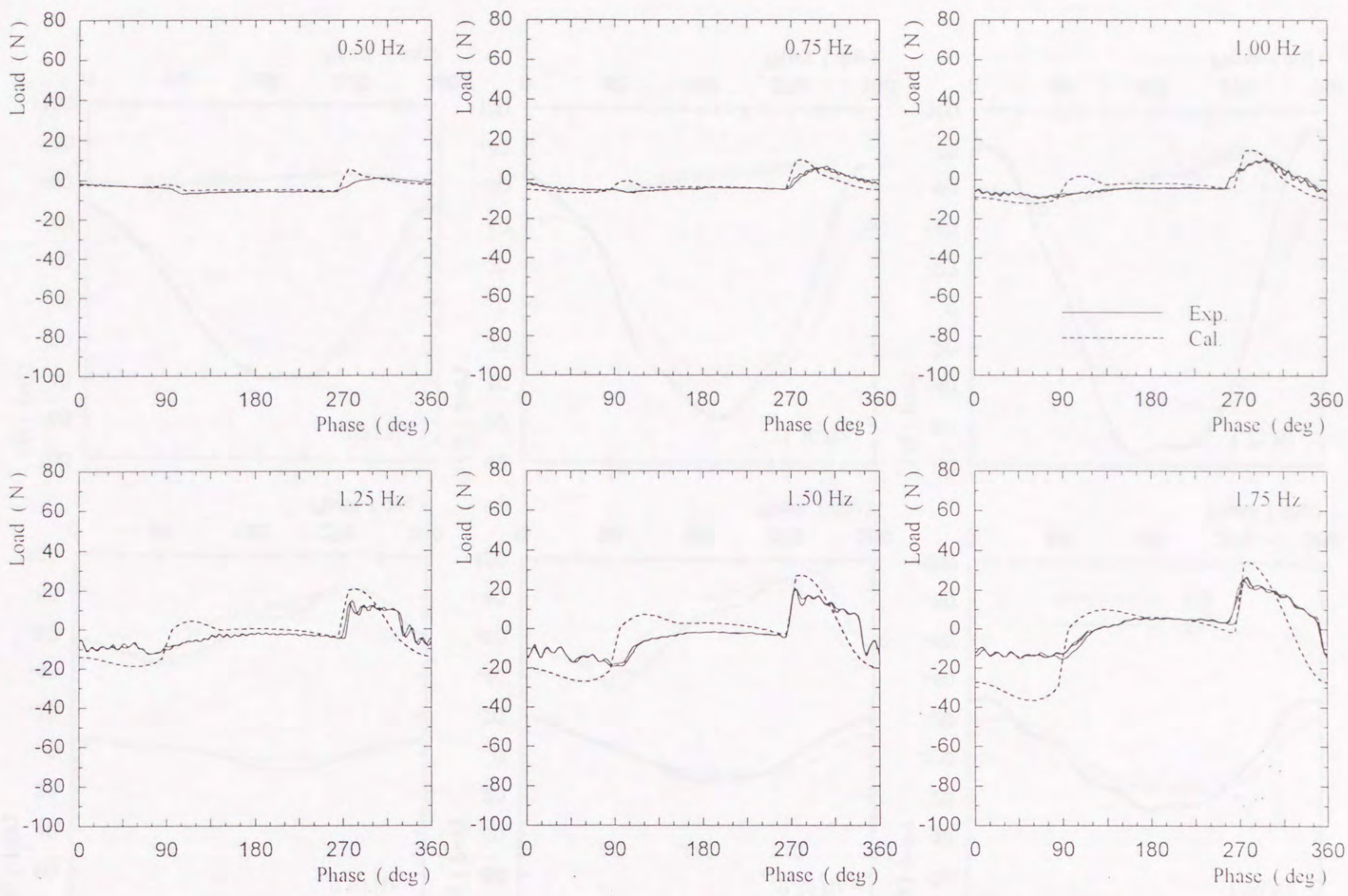


Fig. 2.17 Results of forces acting on the circular cylinder passing through water surface.

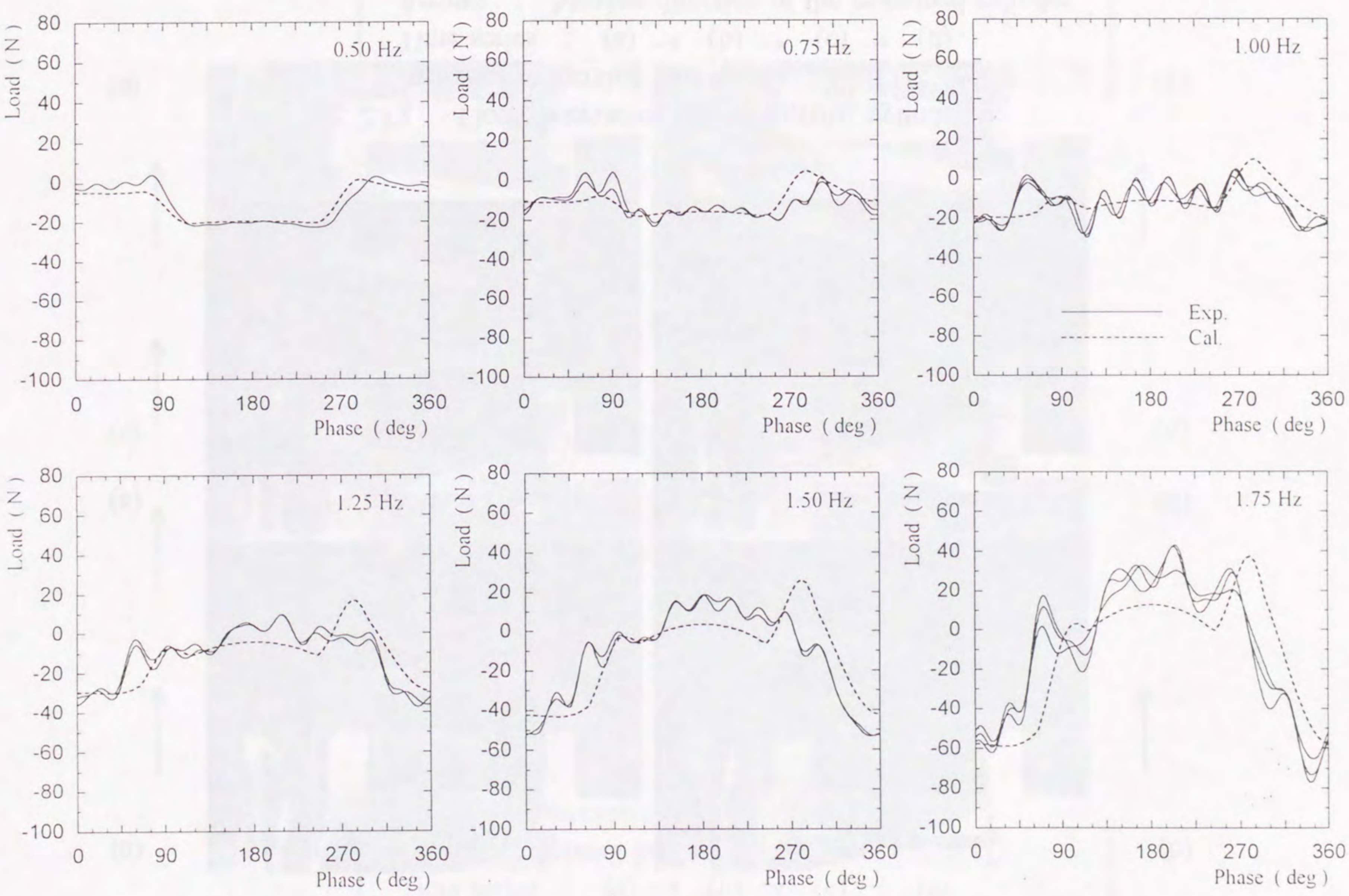


Fig. 2.18 Results of forces acting onthe elliptic cylinder passing through watrer surface.

(a) (b)

(c) (d)

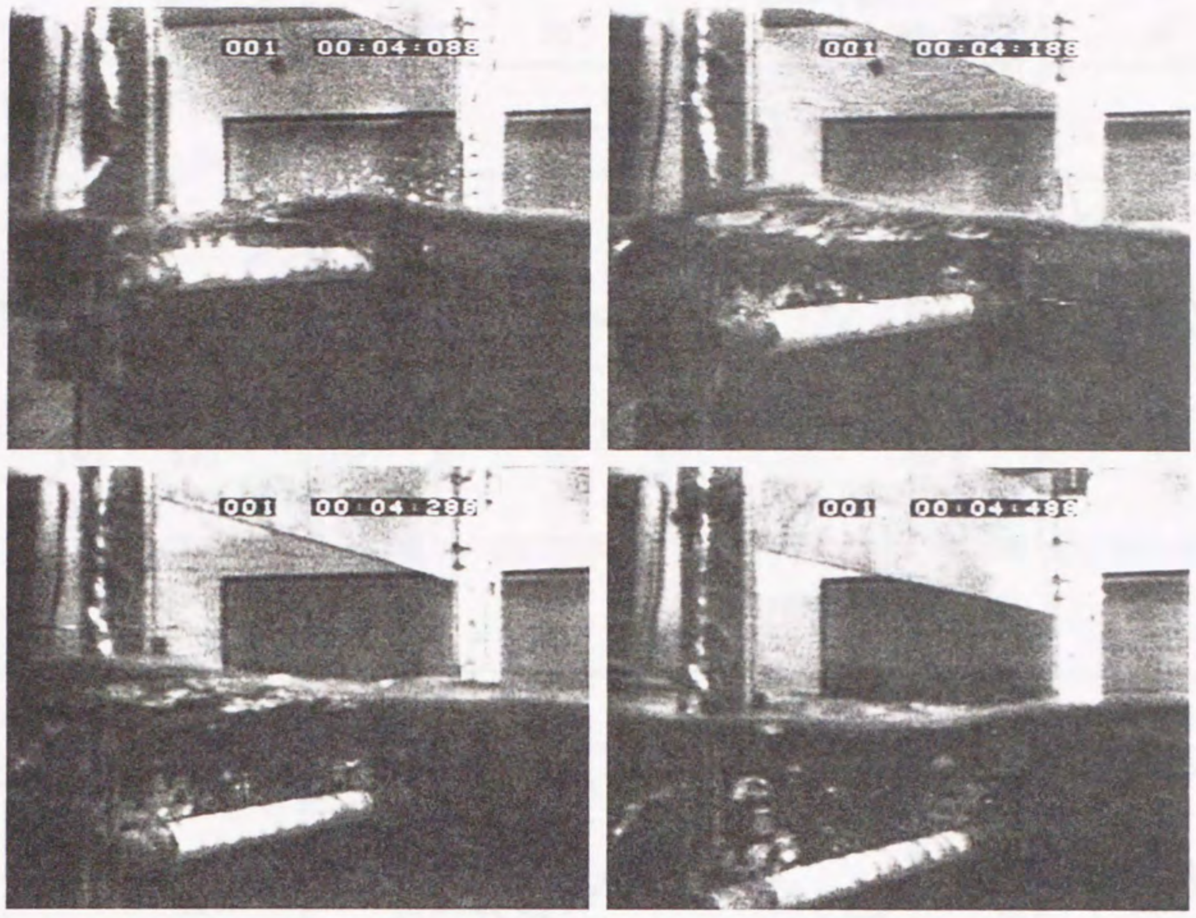


Fig. 2.19 Flow observation around circular cylinder.

Just after immersing into water, 0.50 Hz
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

(a) (b)

(c) (d)

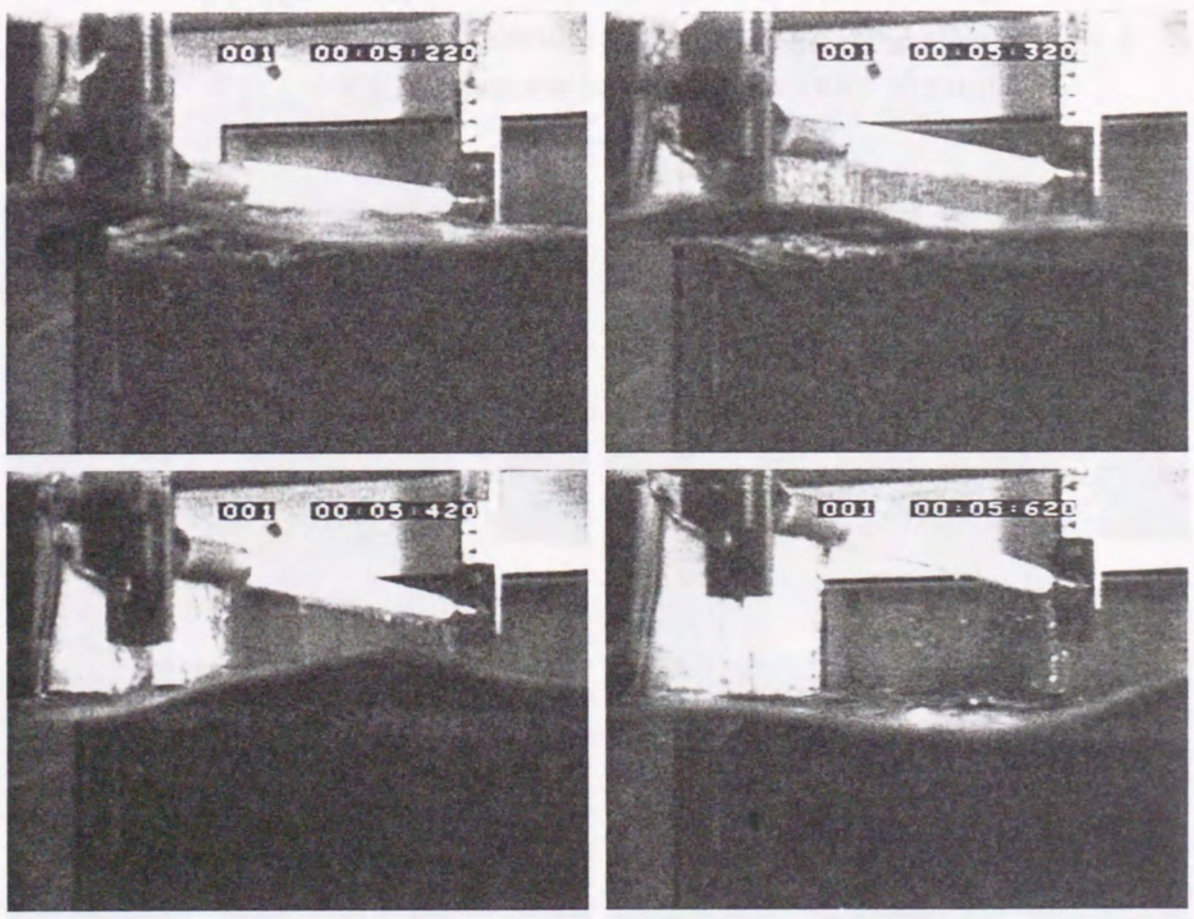


Fig. 2.20 Flow observation around circular cylinder.

Just after exposing into air, 0.50 Hz
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

(a) (b)

(c) (d)

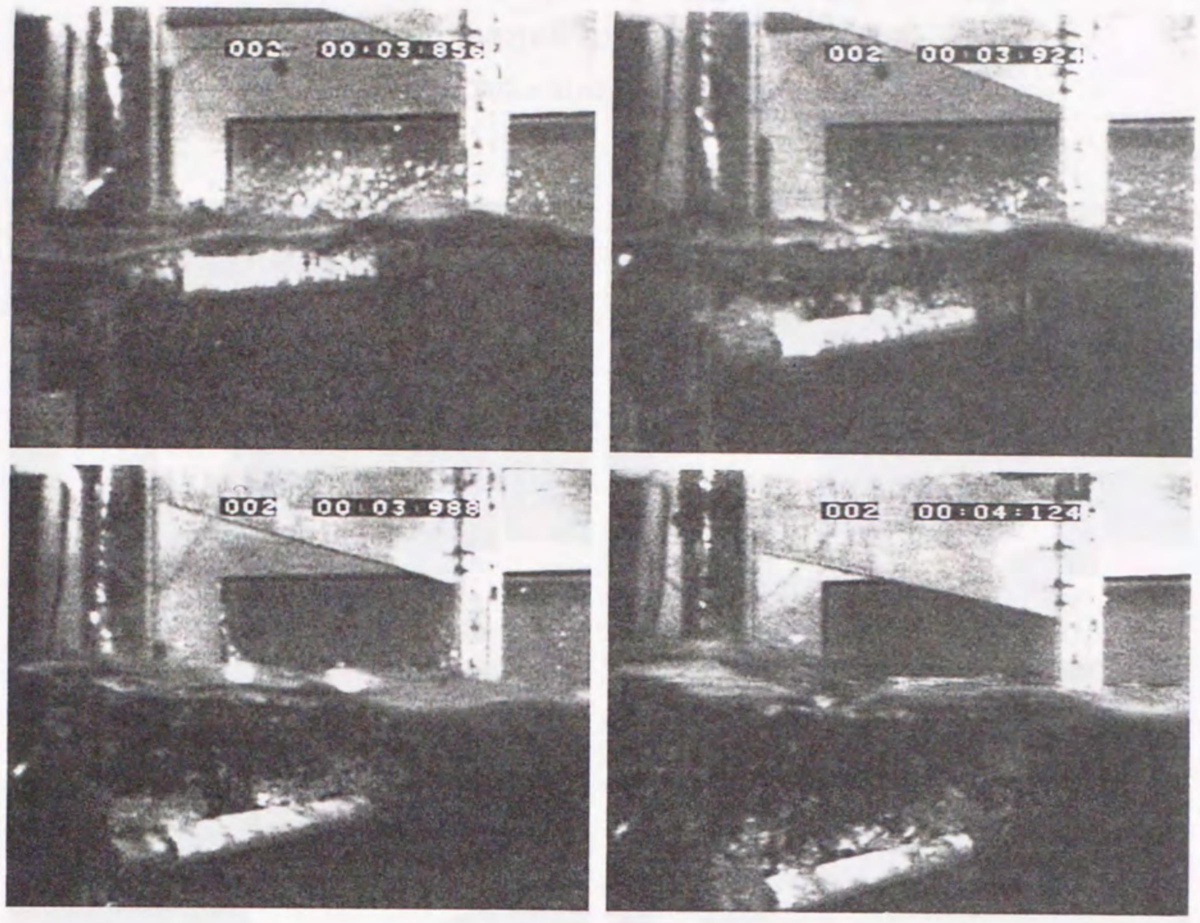


Fig. 2.21 Flow observation around circular cylinder.

Just after immersing into water, 0.75 Hz, Part 1
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

(a) (b)

(c) (d)

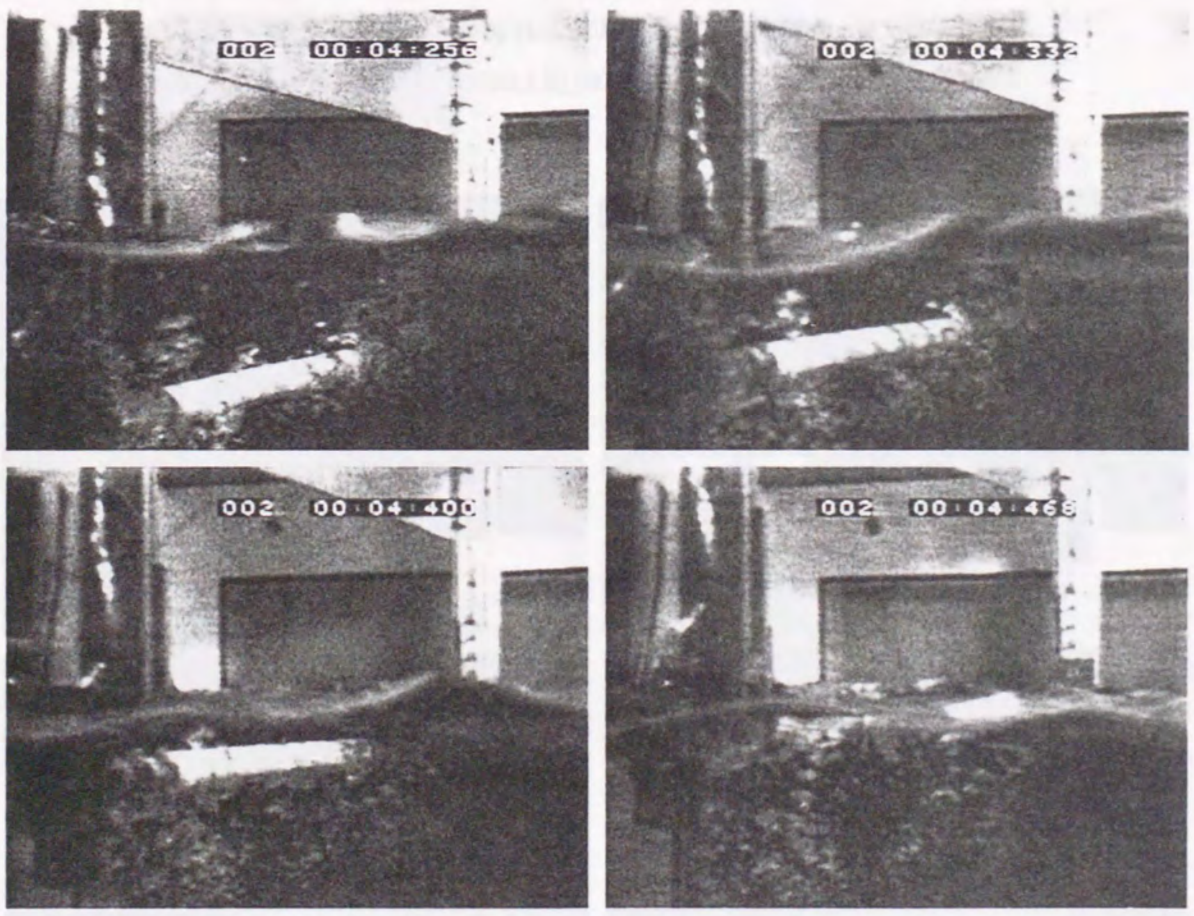


Fig. 2.22 Flow observation around circular cylinder.

Just after immersing into water, 0.75 Hz, Part 2
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

(a) (b)

(c) (d)

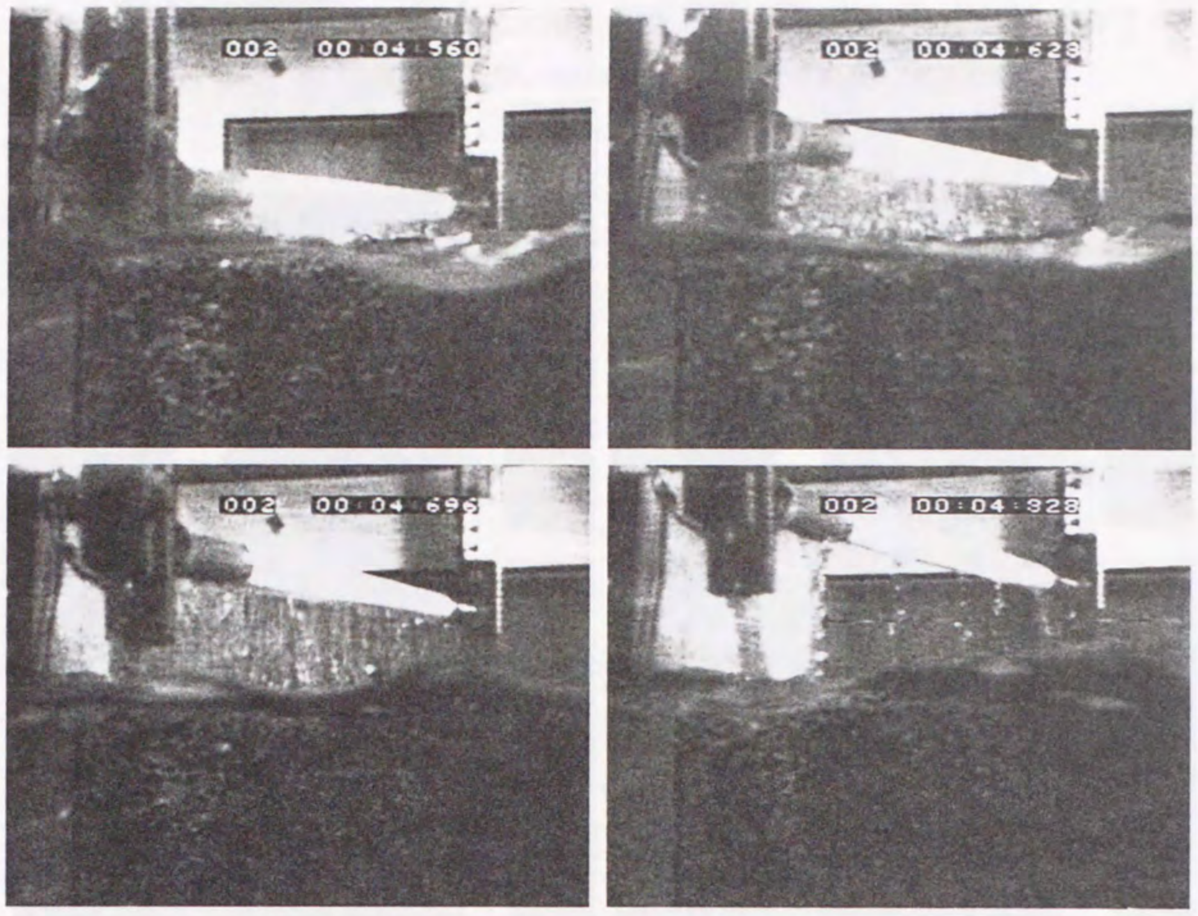


Fig. 2.23 Flow observation around circular cylinder.

Just after exposing into air, 0.75 Hz
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

(a) (b)

(c) (d)

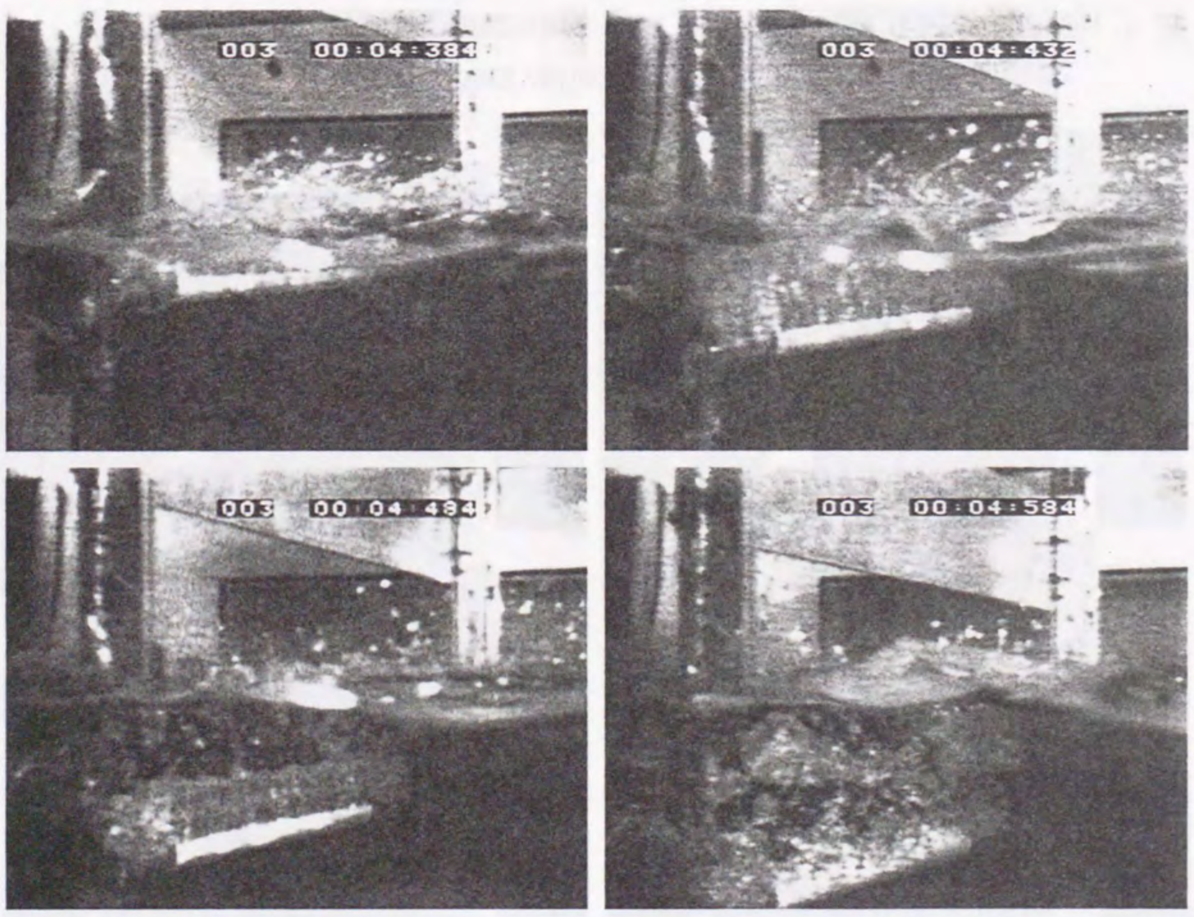


Fig. 2.24 Flow observation around circular cylinder.

Just after immersing into water, 1.00 Hz, Part 1
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

(a) (b)

(c) (d)

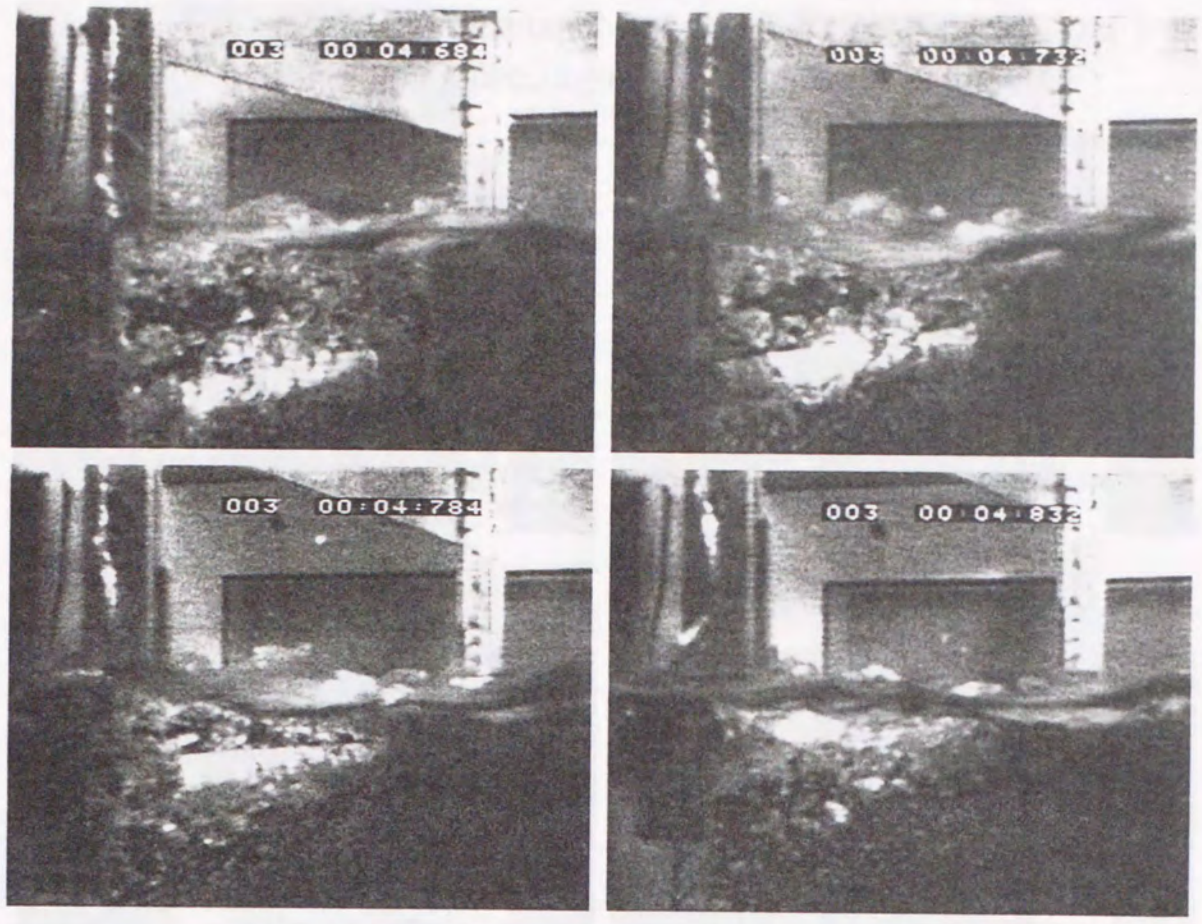


Fig. 2.25 Flow observation around circular cylinder.
Just after immersing into water, 1.00 Hz, Part 2
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

(a) (b)

(c) (d)

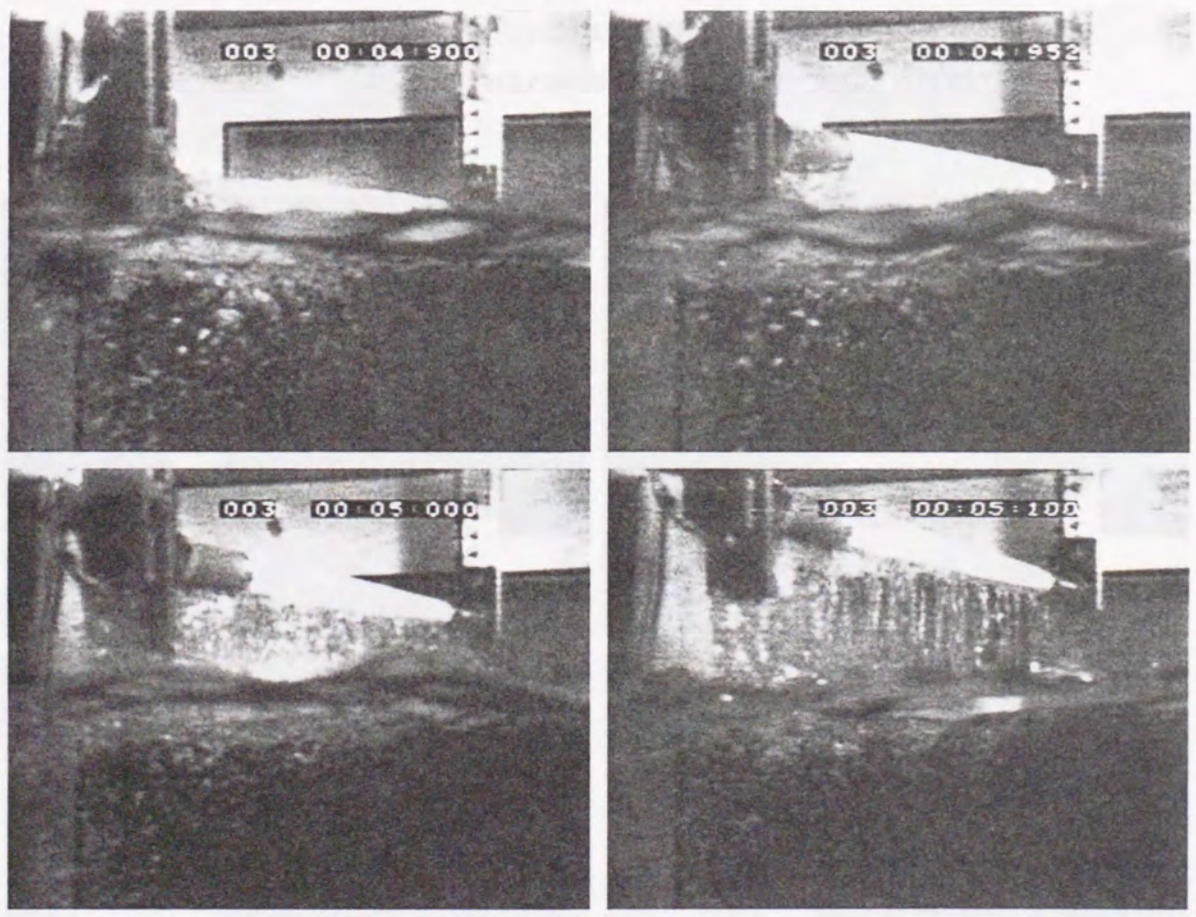


Fig. 2.26 Flow observation around circular cylinder.
Just after exposing into air, 1.00 Hz, Part 1
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

(a) (b)

(c) (d)

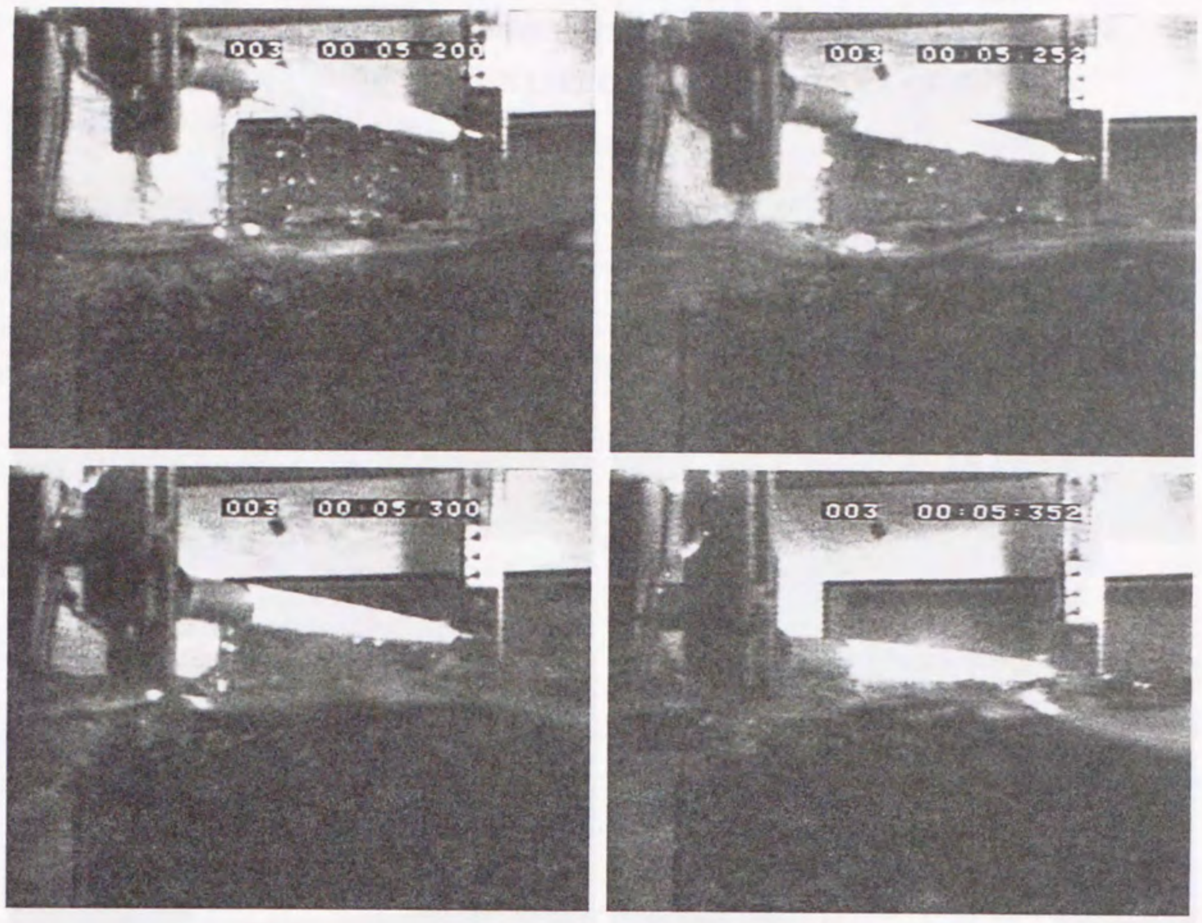


Fig. 2.27 Flow observation around circular cylinder.

Just after exposing into air, 1.00 Hz, Part 2
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

(a) (b)

(c) (d)

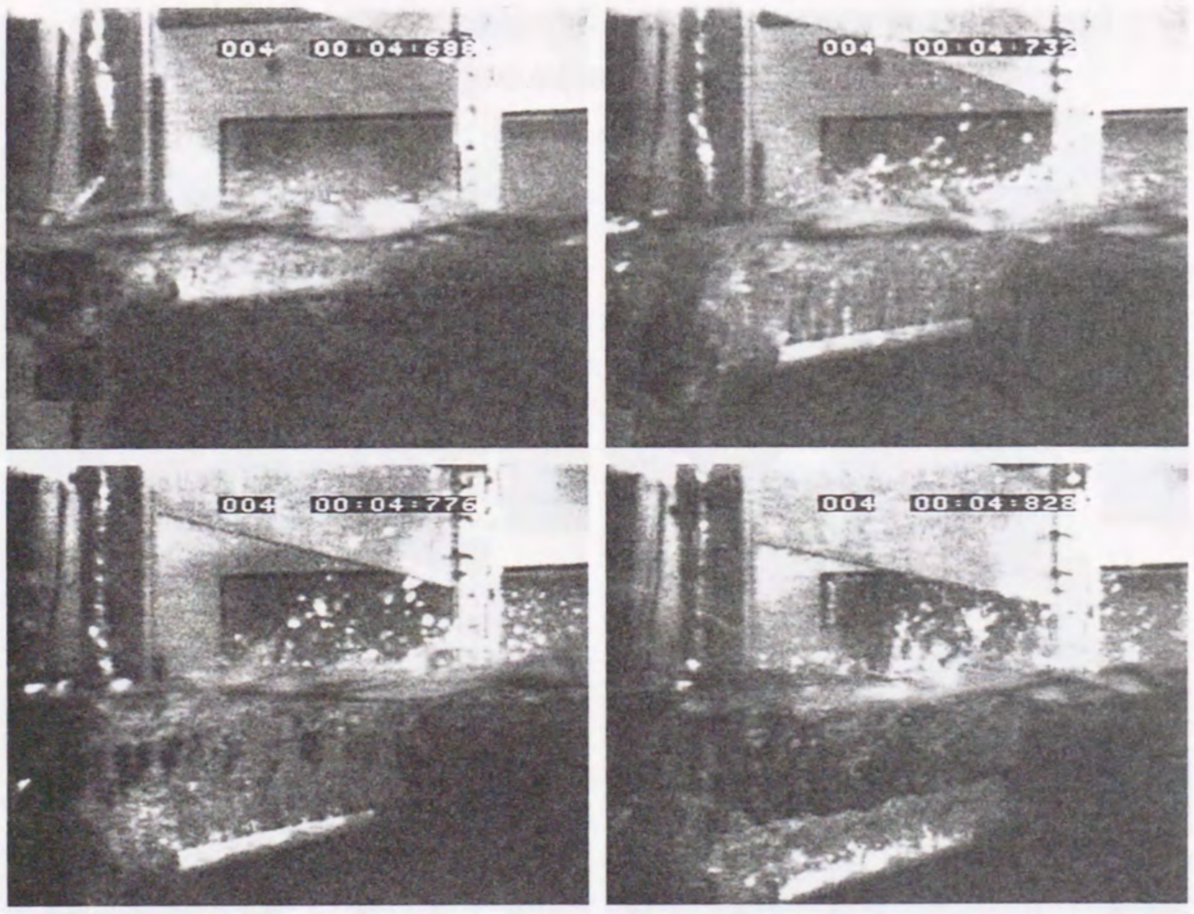


Fig. 2.28 Flow observation around circular cylinder.

Just after immersing into water, 1.25 Hz, Part 1
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

(a) (b)

(c) (d)

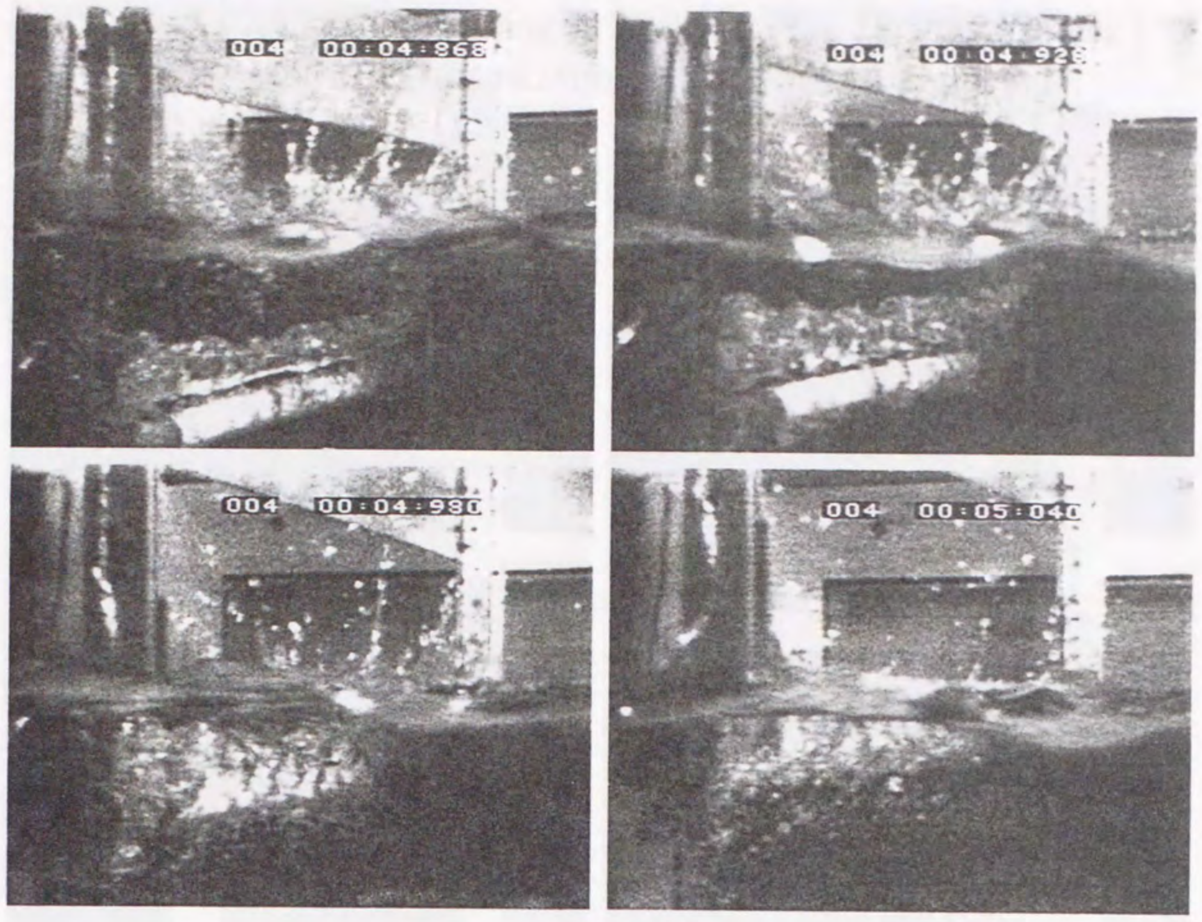


Fig. 2.29 Flow observation around circular cylinder.

Just after immersing into water, 1.25 Hz, Part 2
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

(a) (b)

(c) (d)

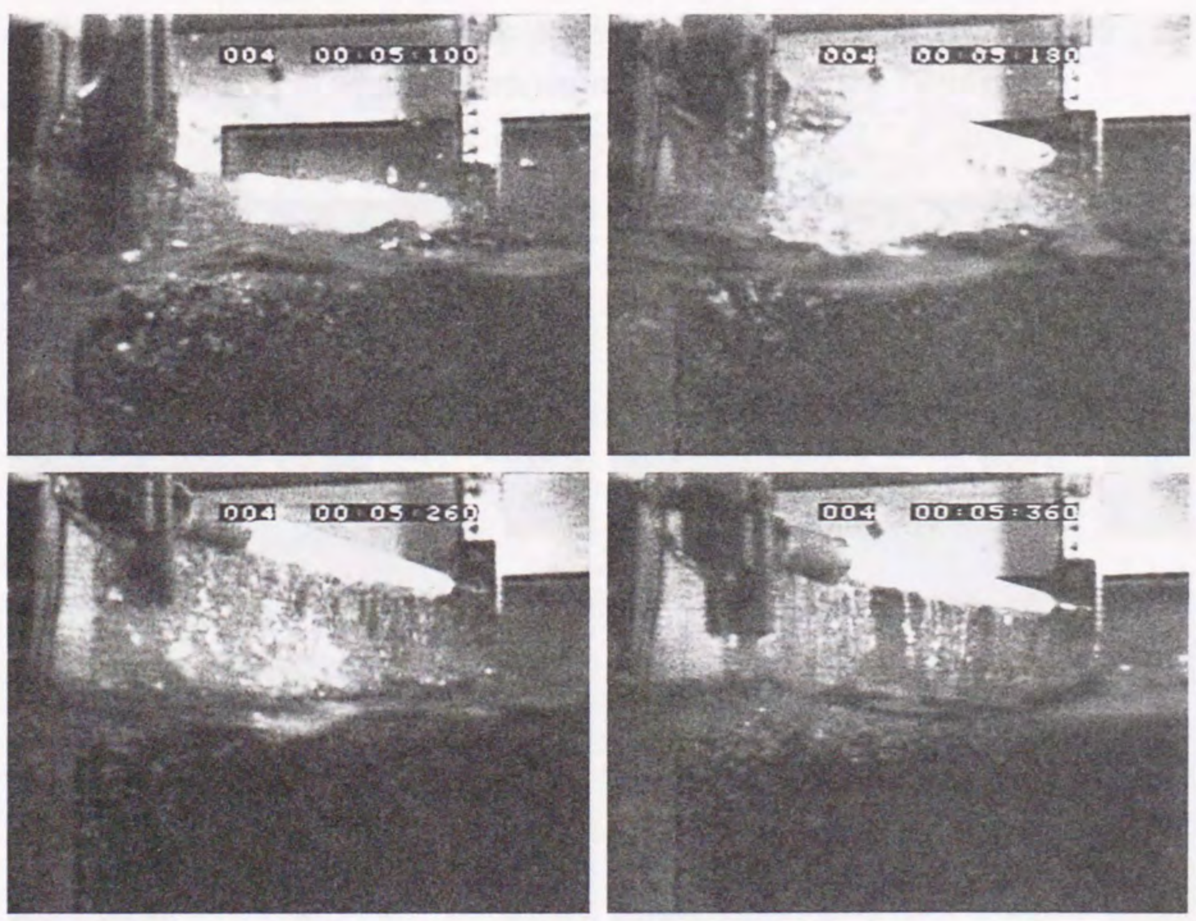


Fig. 2.30 Flow observation around circular cylinder.

Just after exposing into air, 1.25 Hz
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

(a) (b) (c) (d)

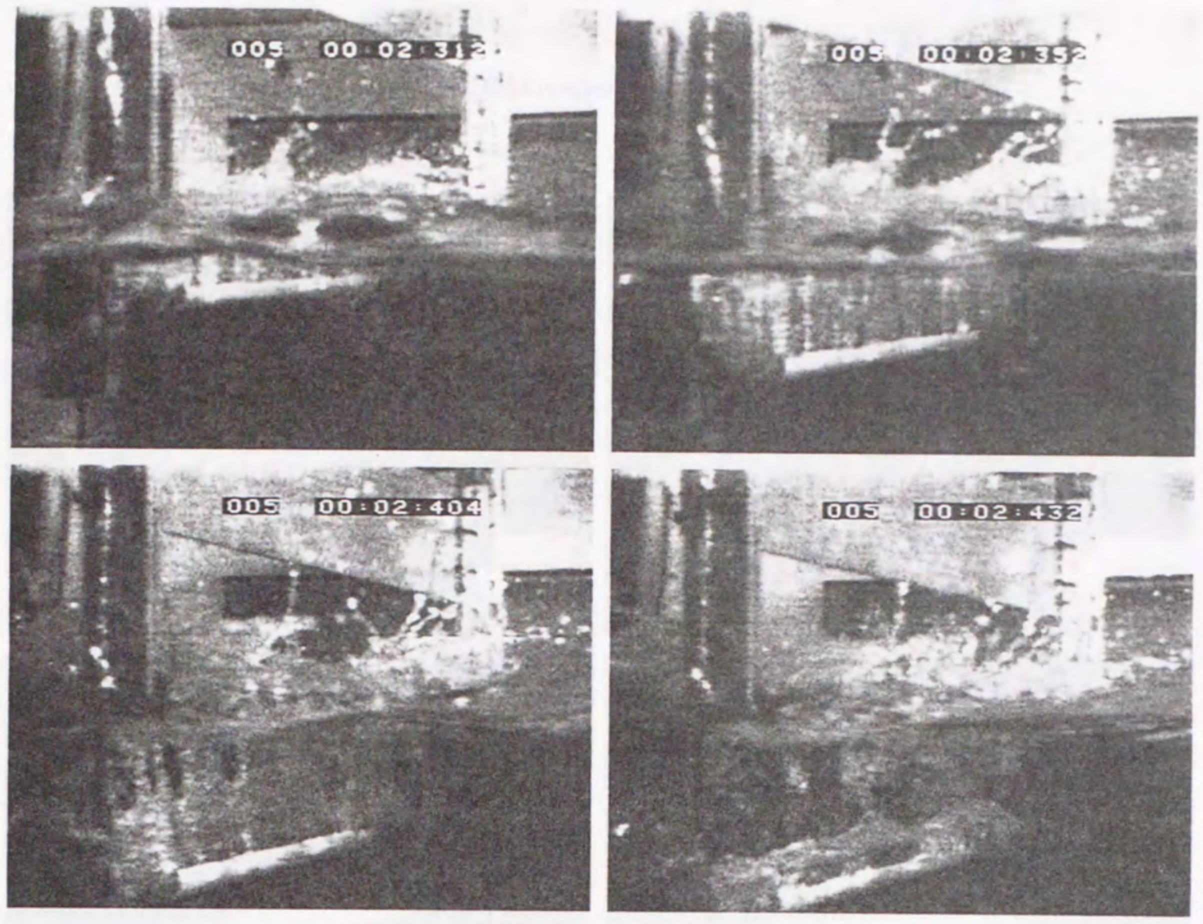


Fig. 2.31 Flow observation around circular cylinder.

Just after immersing into water, 1.50 Hz, Part 1
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

(a) (b) (c) (d)

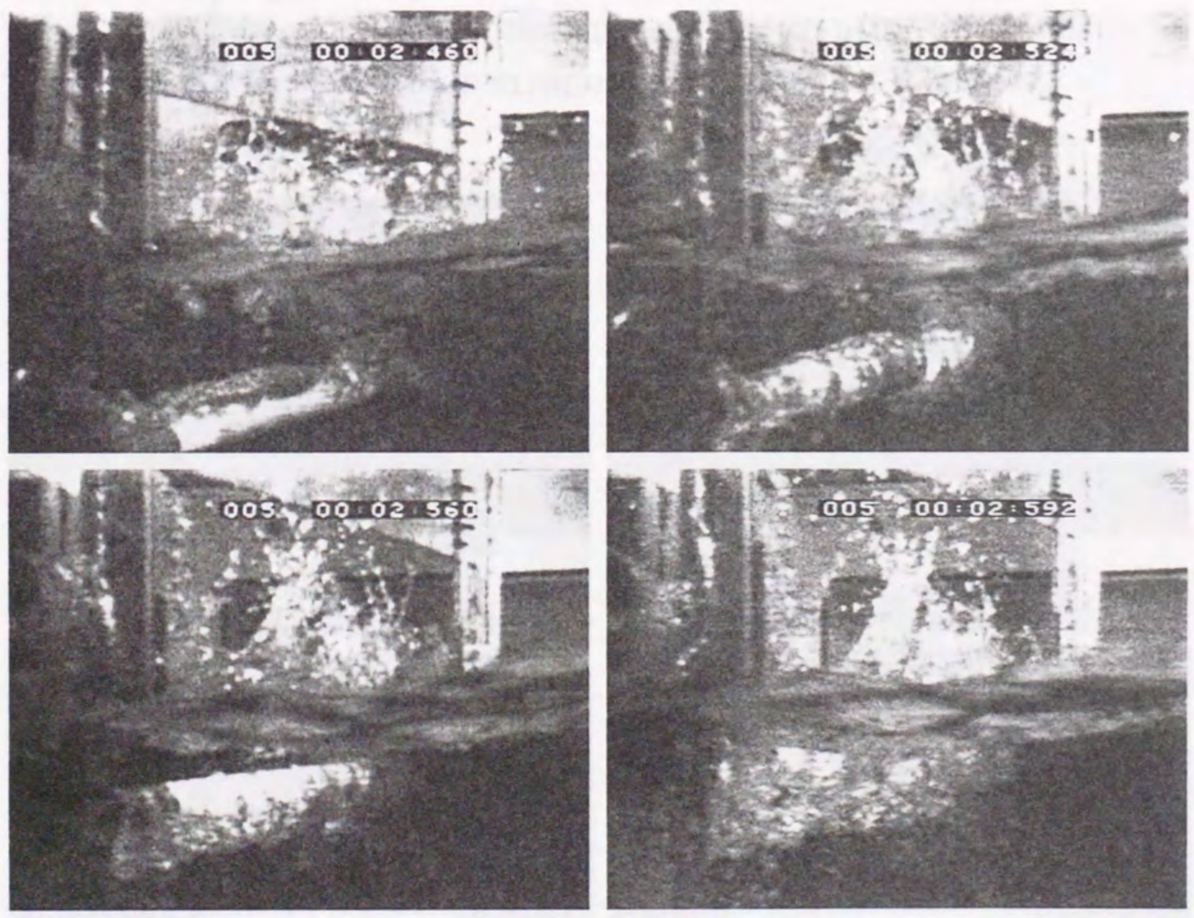


Fig. 2.32 Flow observation around circular cylinder.

Just after immersing into water, 1.50 Hz, Part 2
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

(a) (b)

(c) (d)

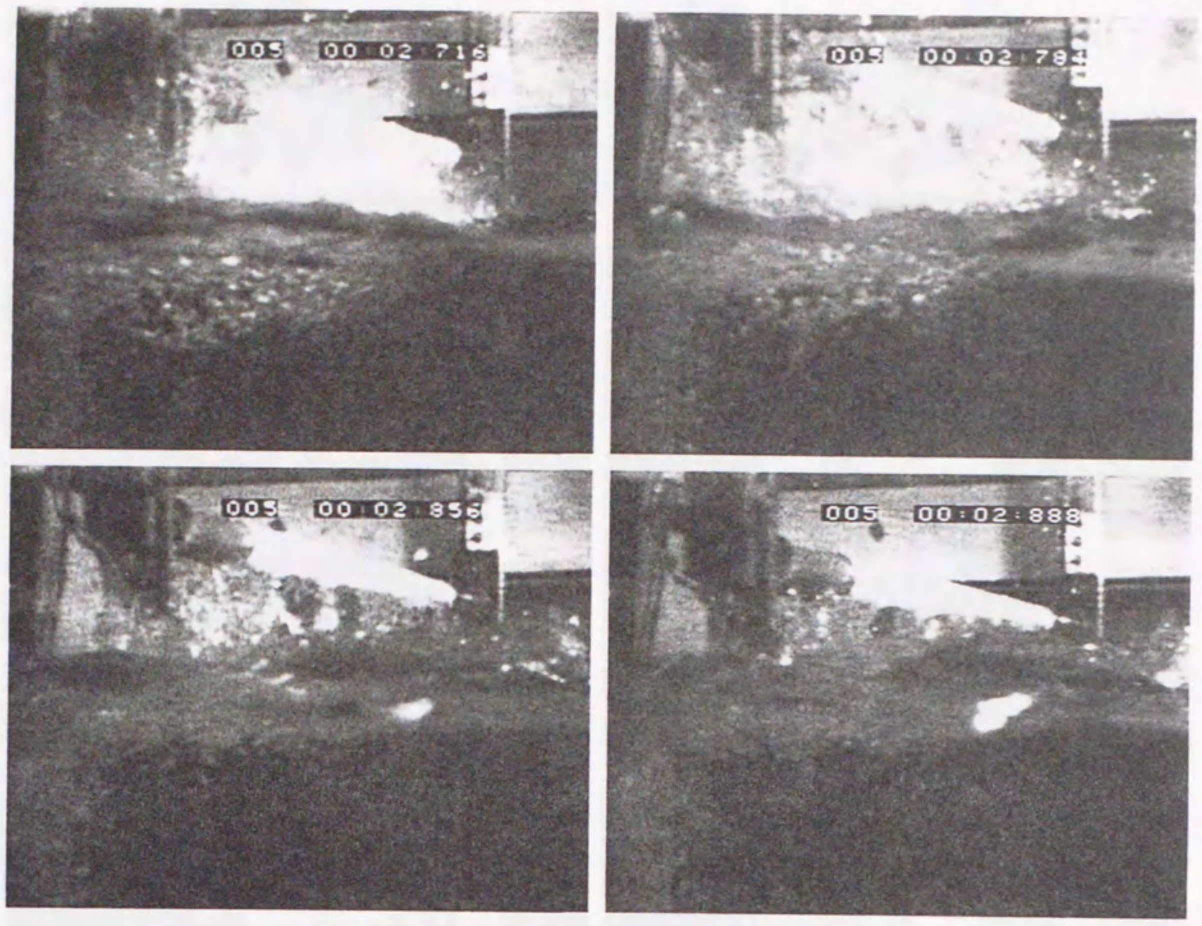


Fig. 2.33 Flow observation around circular cylinder.

Just after exposing into air, 1.50 Hz
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

(a) (b)

(c) (d)

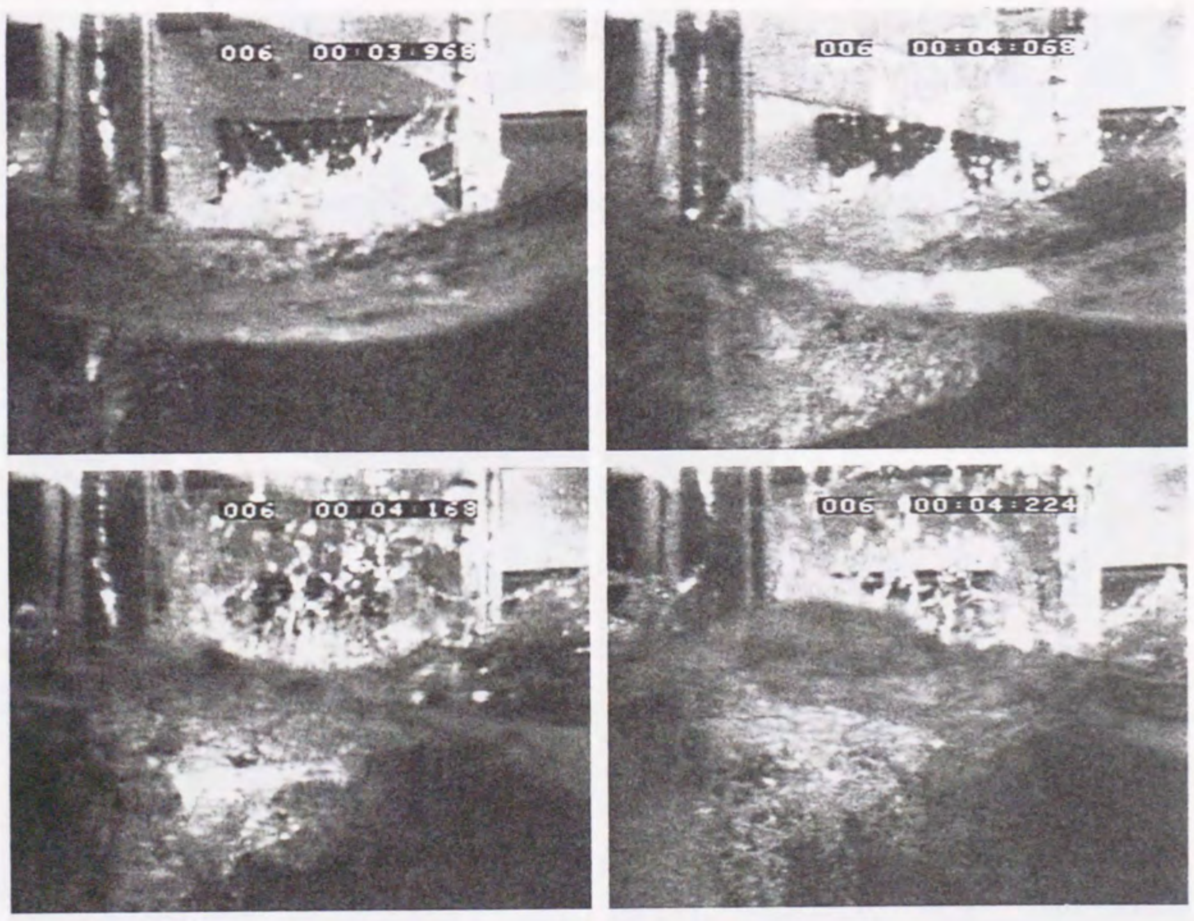
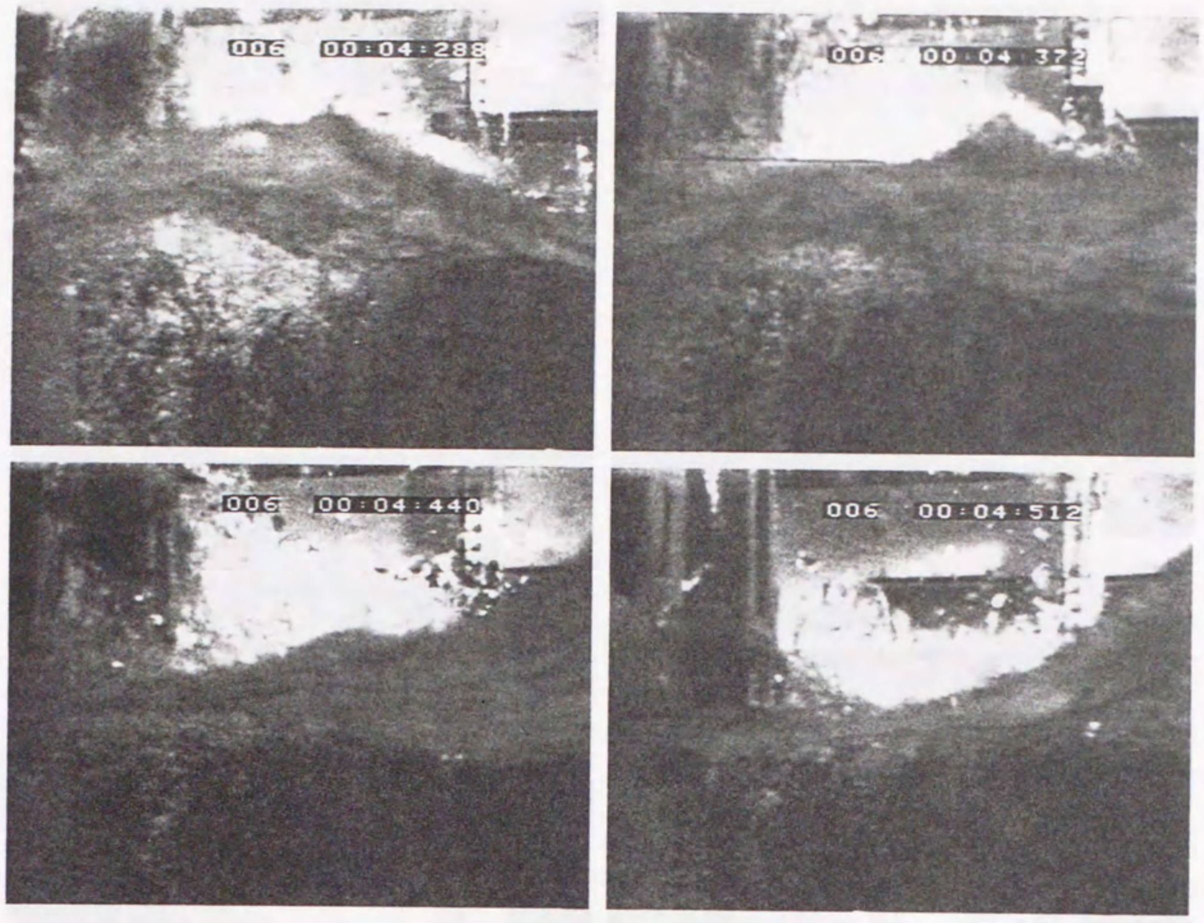


Fig. 2.34 Flow observation around circular cylinder.

Just after immersing into water, 1.75 Hz
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

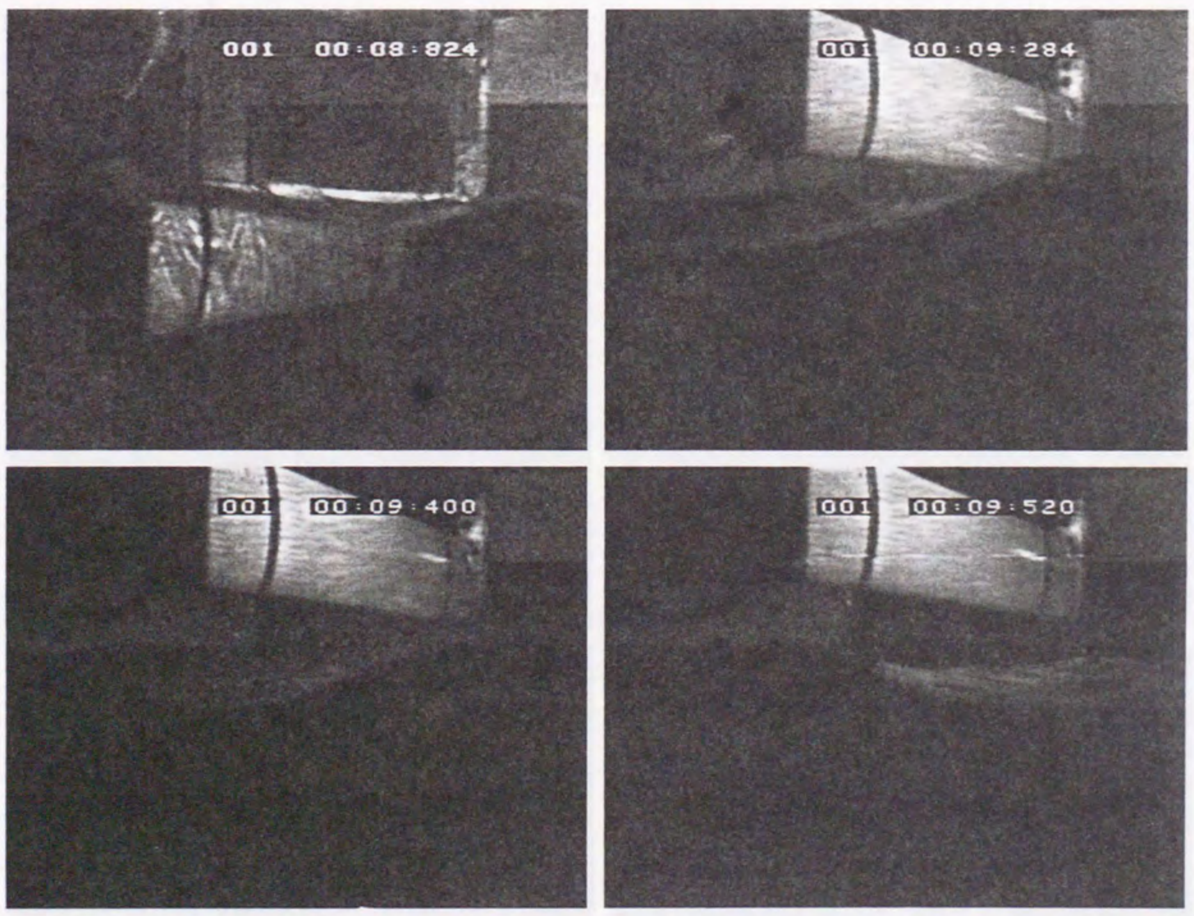
(a) (b)



(c) (d)

Fig. 2.35 Flow observation around circular cylinder.
Just after exposing into air, 1.75 Hz
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

(a) (b)



(c) (d)

Fig. 2.36 Flow observation around elliptic cylinder.
0.50 Hz, Part 1
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

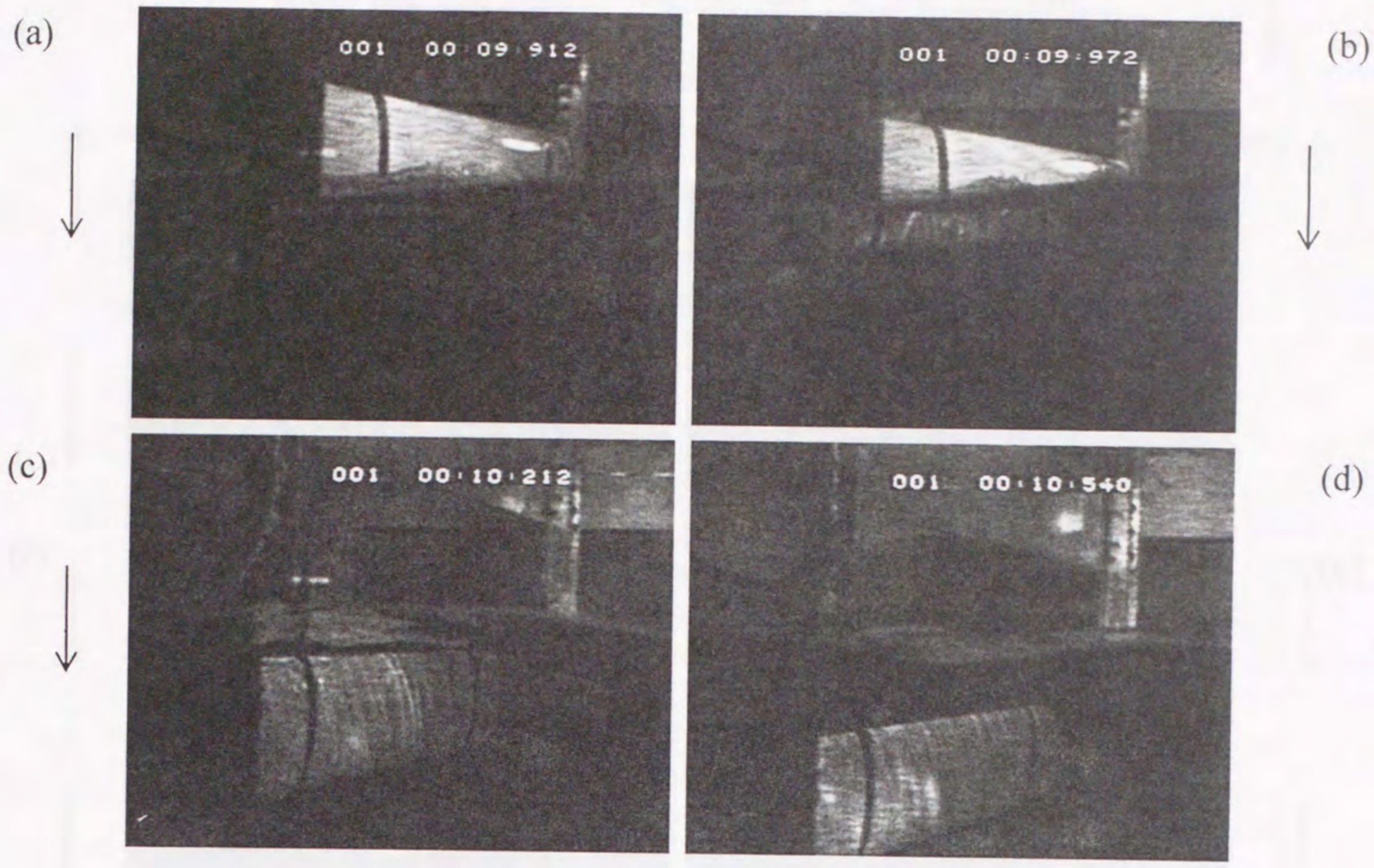


Fig. 2.37 Flow observation around elliptic cylinder.

0.50 Hz, Part 2
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

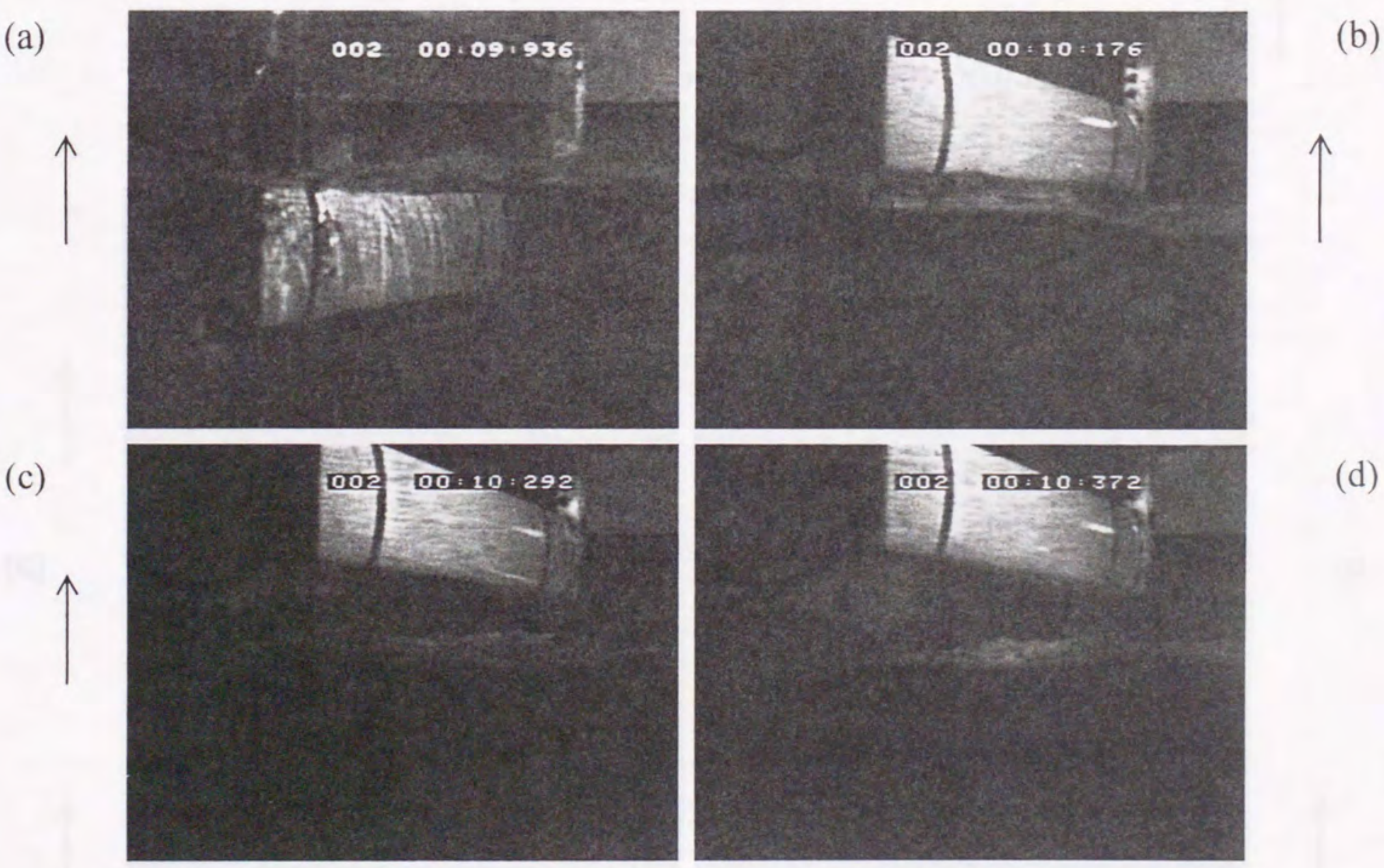


Fig. 2.38 Flow observation around elliptic cylinder.

0.75 Hz, Part 1
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

(a) (b)

(c) (d)

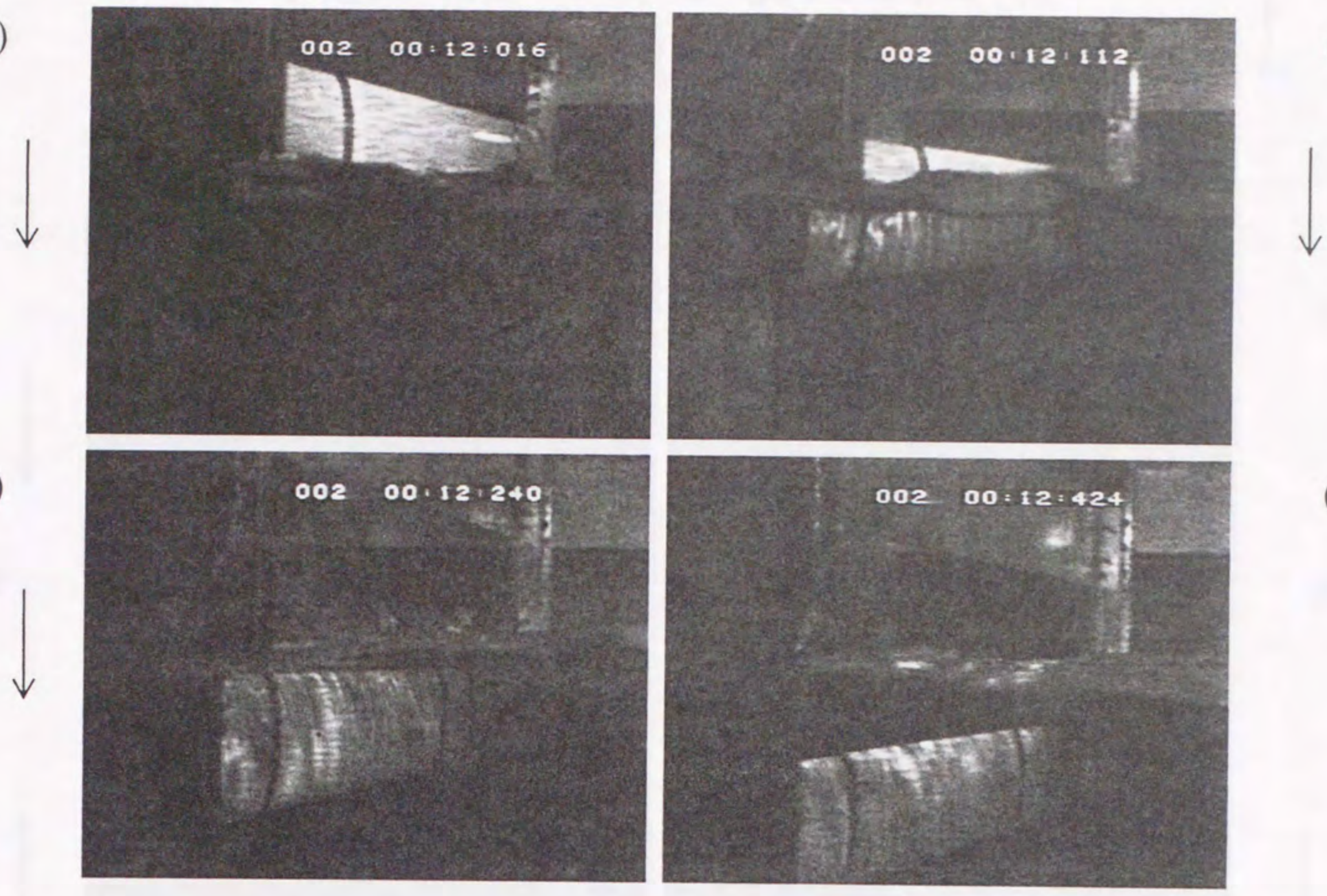


Fig. 2.39 Flow observation around elliptic cylinder.

0.75 Hz, Part 2
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

(a) (b)

(c) (d)

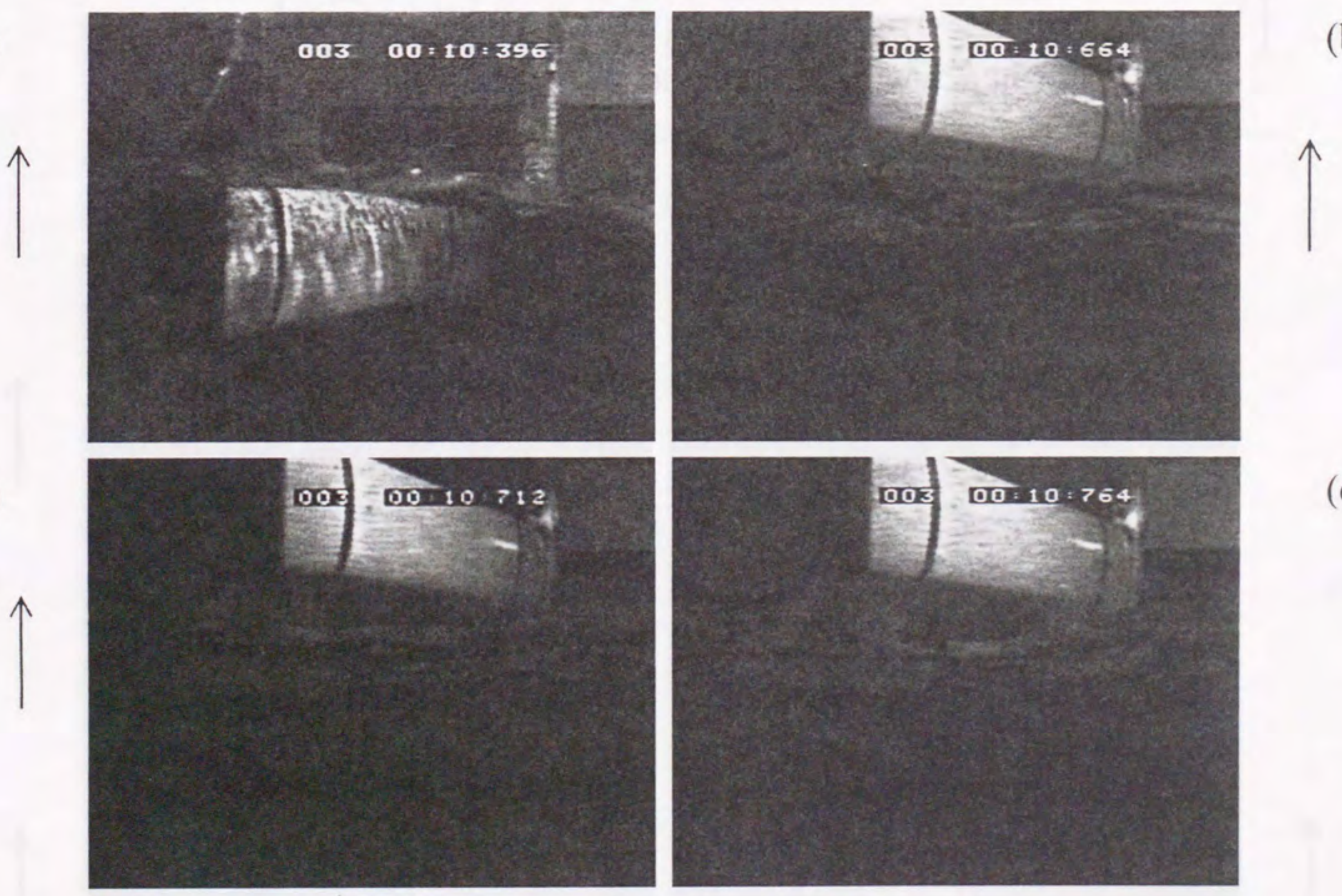


Fig. 2.40 Flow observation around elliptic cylinder.

1.00 Hz, Part 1
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

(a) (b) (c) (d)

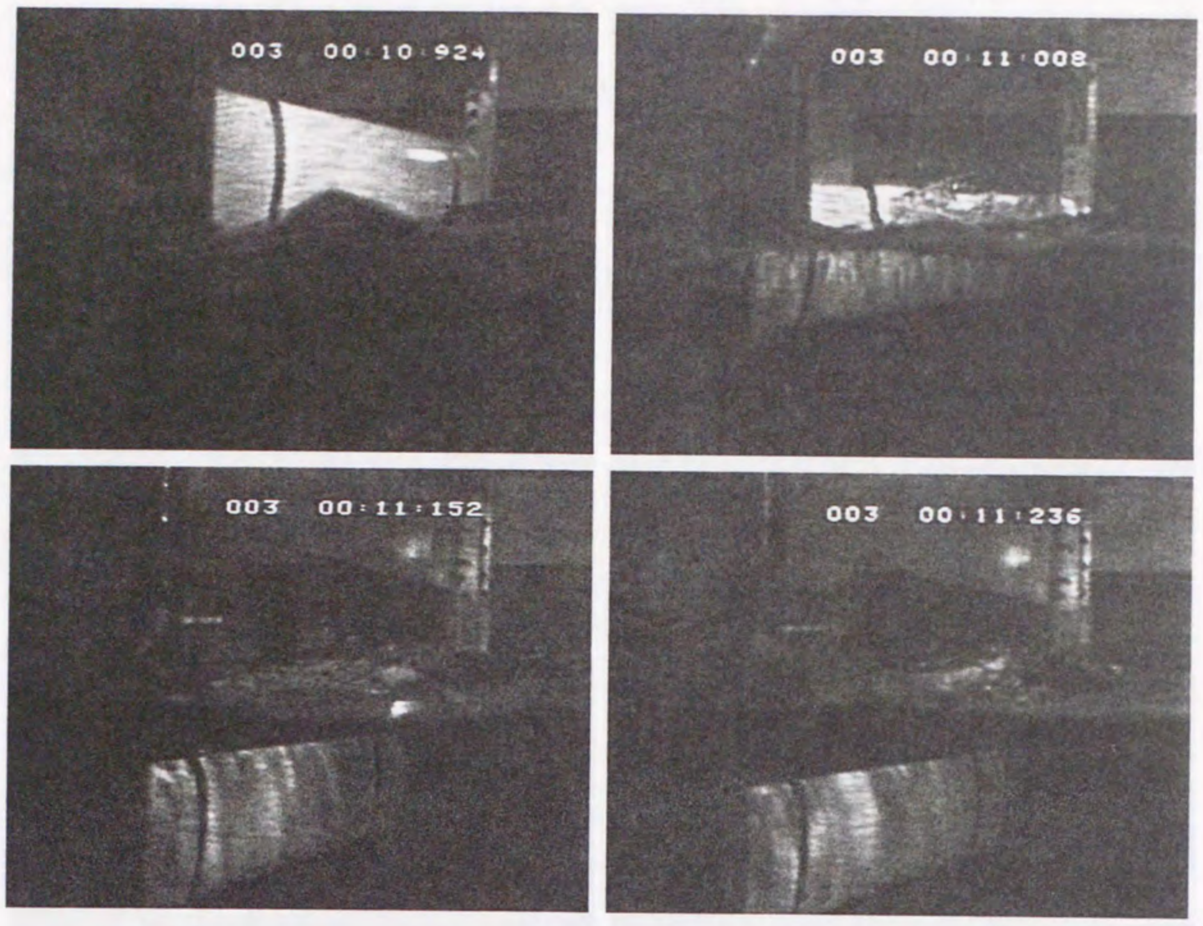


Fig. 2.41 Flow observation around elliptic cylinder.

1.00 Hz, Part 2
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

(a) (b) (c) (d)

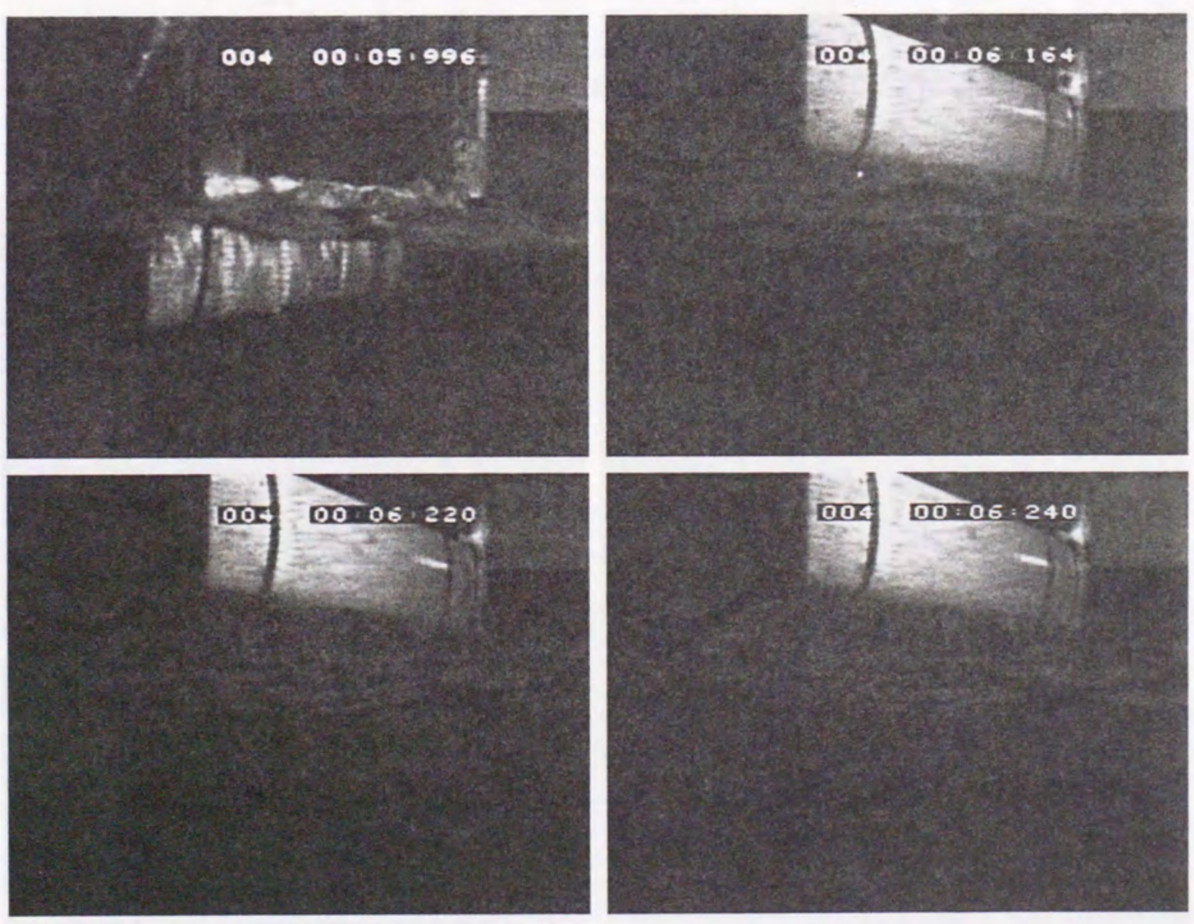


Fig. 2.42 Flow observation around elliptic cylinder.

1.25 Hz, Part 1
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

(a) (b)

(c) (d)

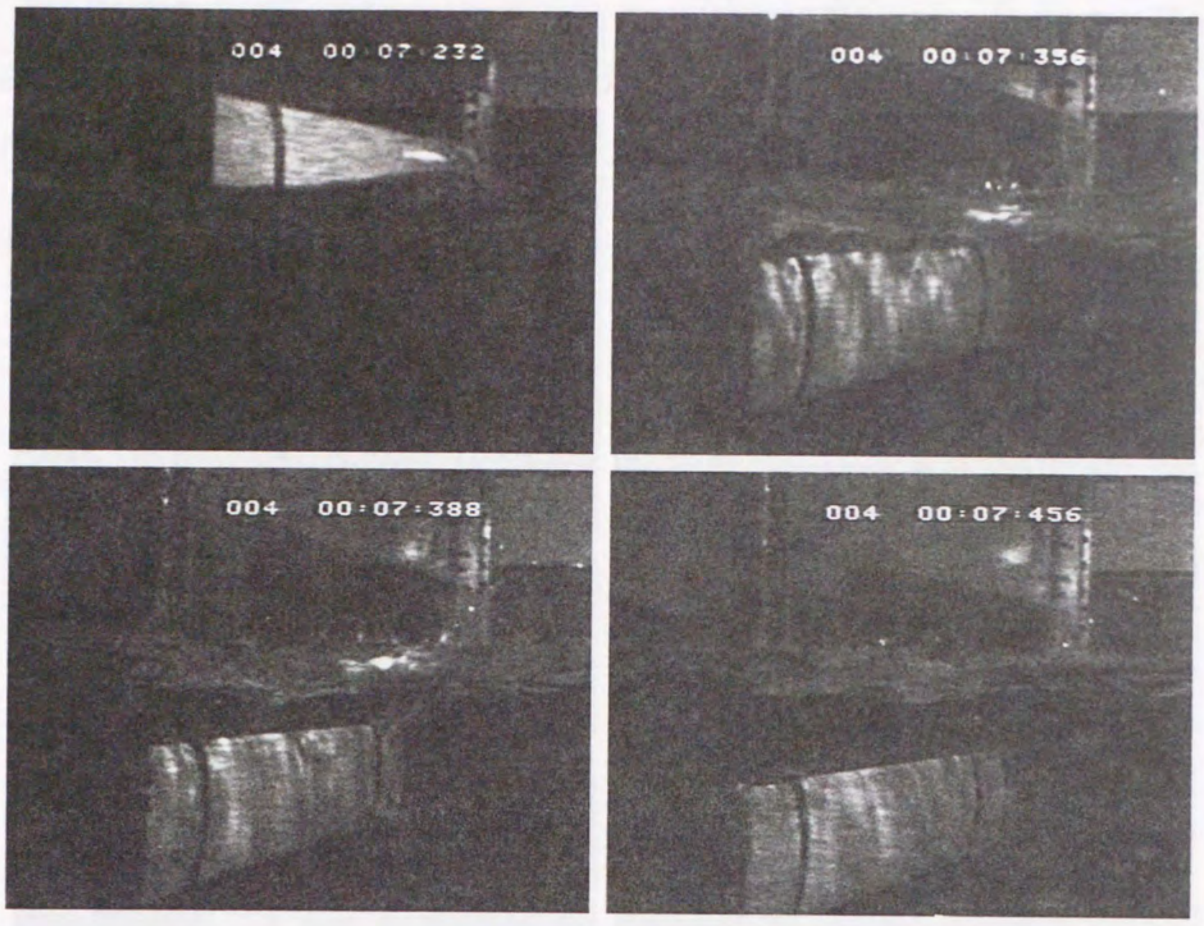


Fig. 2.43 Flow observation around elliptic cylinder.

1.25 Hz, Part 2
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

(a) (b)

(c) (d)

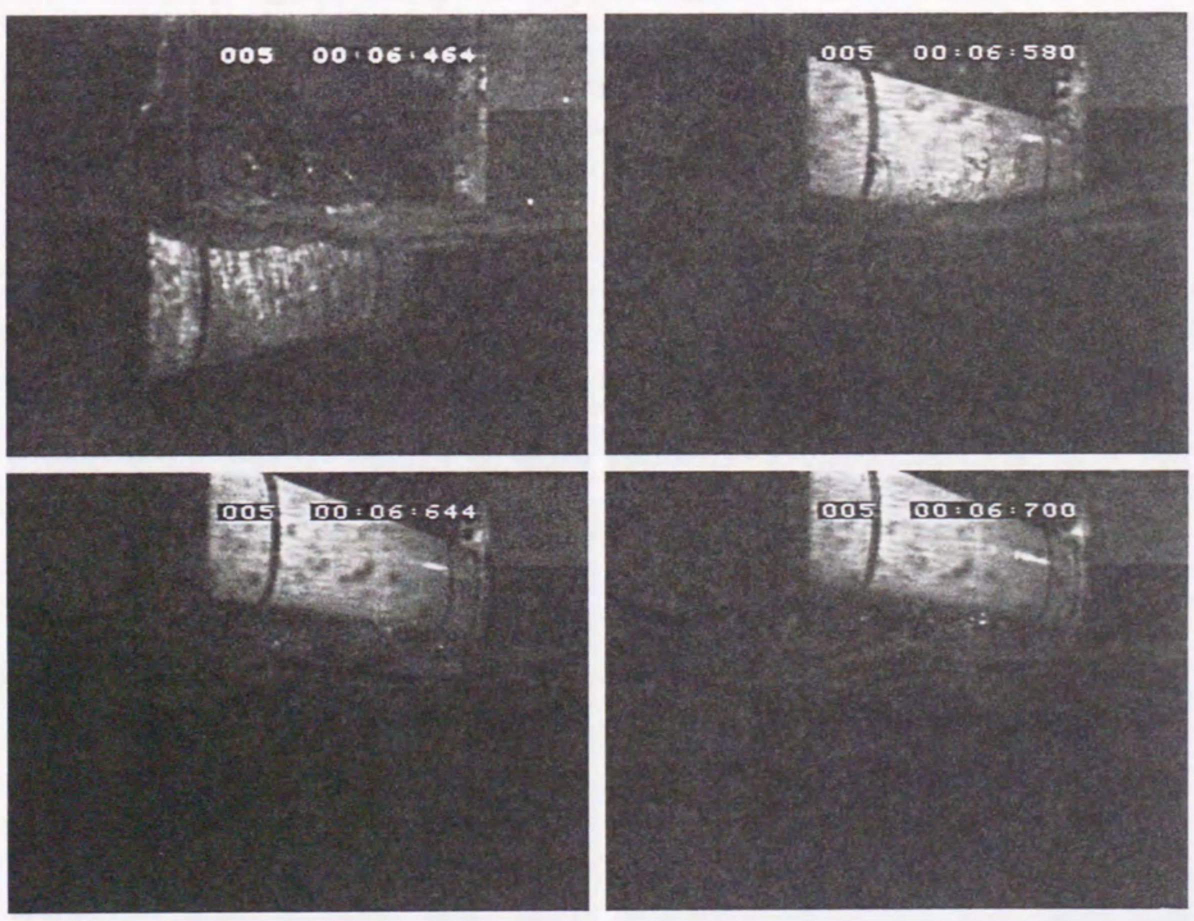


Fig. 2.44 Flow observation around elliptic cylinder.

1.50 Hz, Part 1
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

(a) (b)
(c) (d)

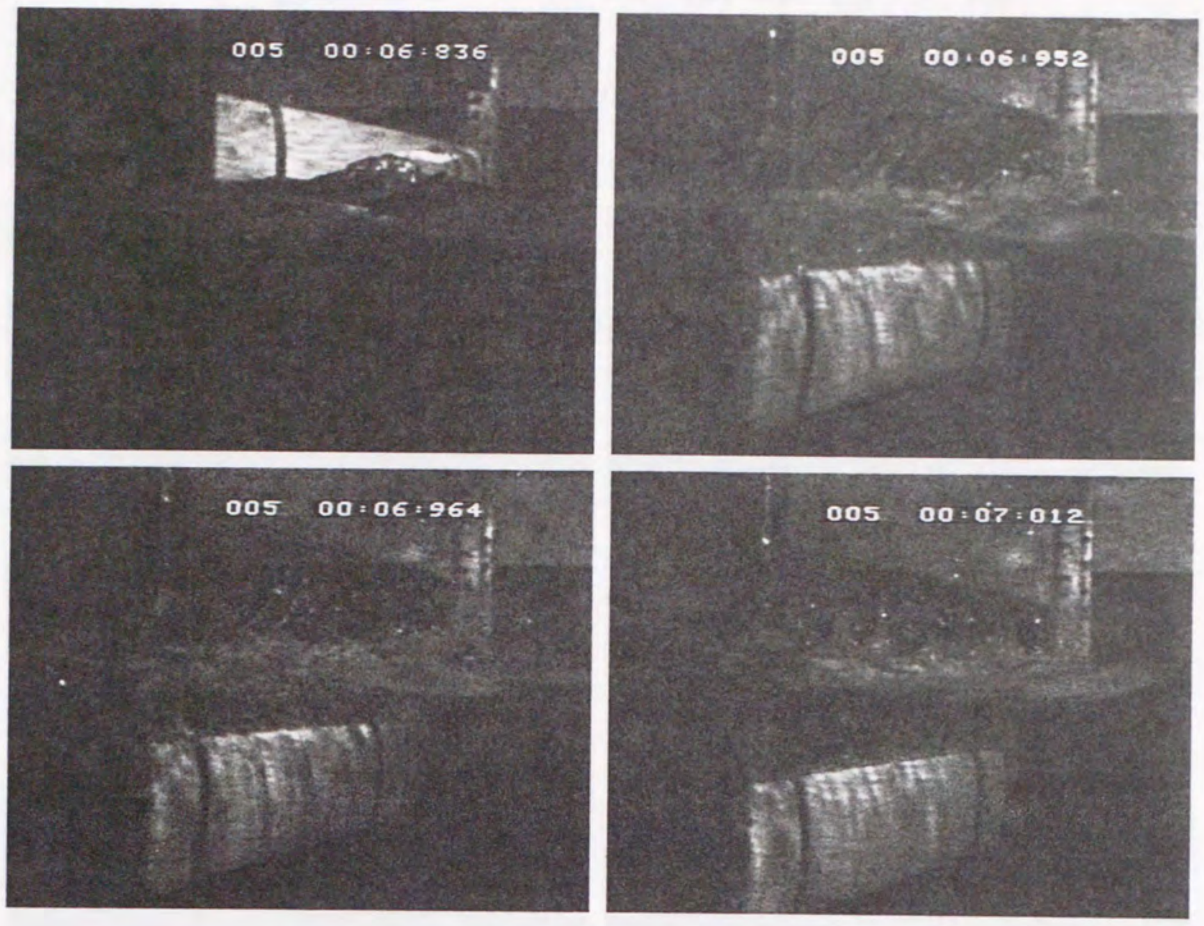


Fig. 2.45 Flow observation around elliptic cylinder.
1.50 Hz, Part 2
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

(a) (b)
(c) (d)

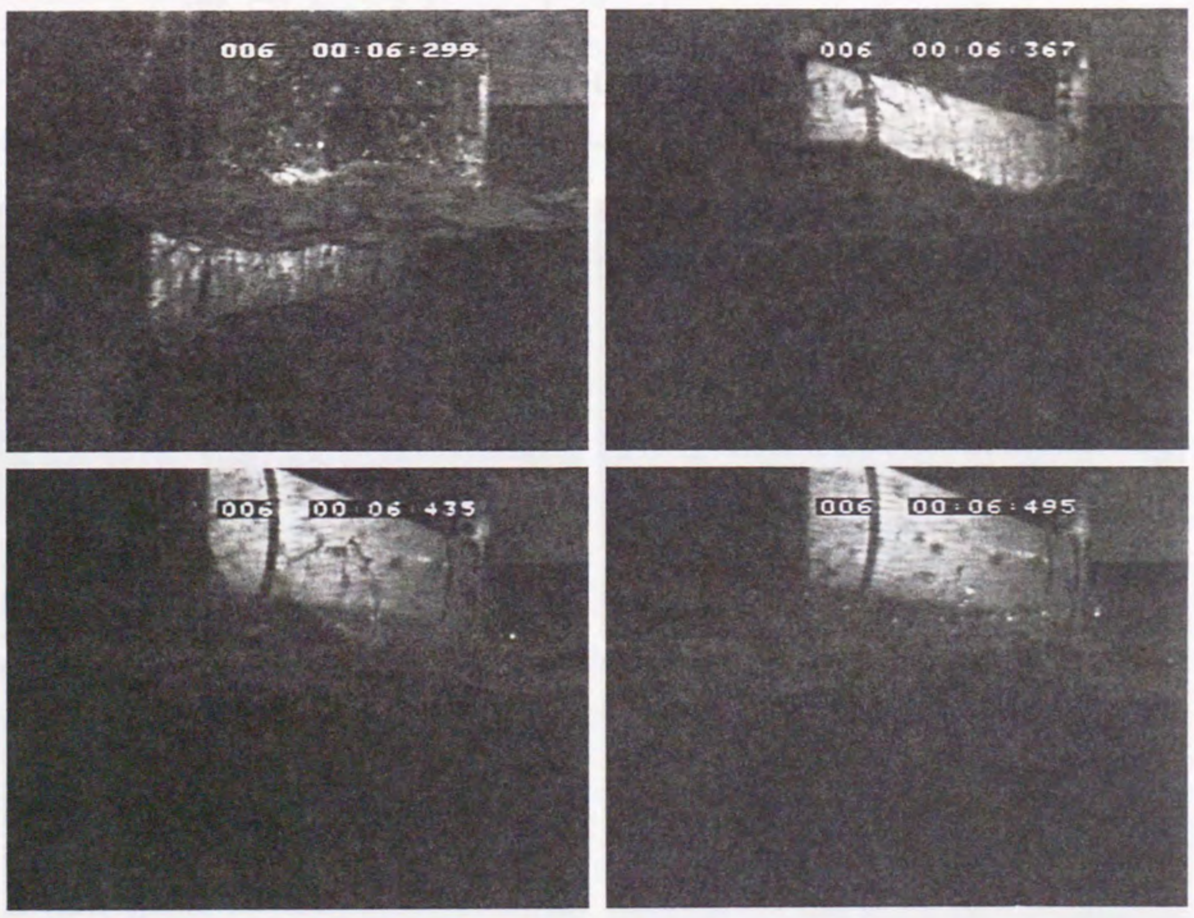


Fig. 2.46 Flow observation around elliptic cylinder.
1.75 Hz, Part 1
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

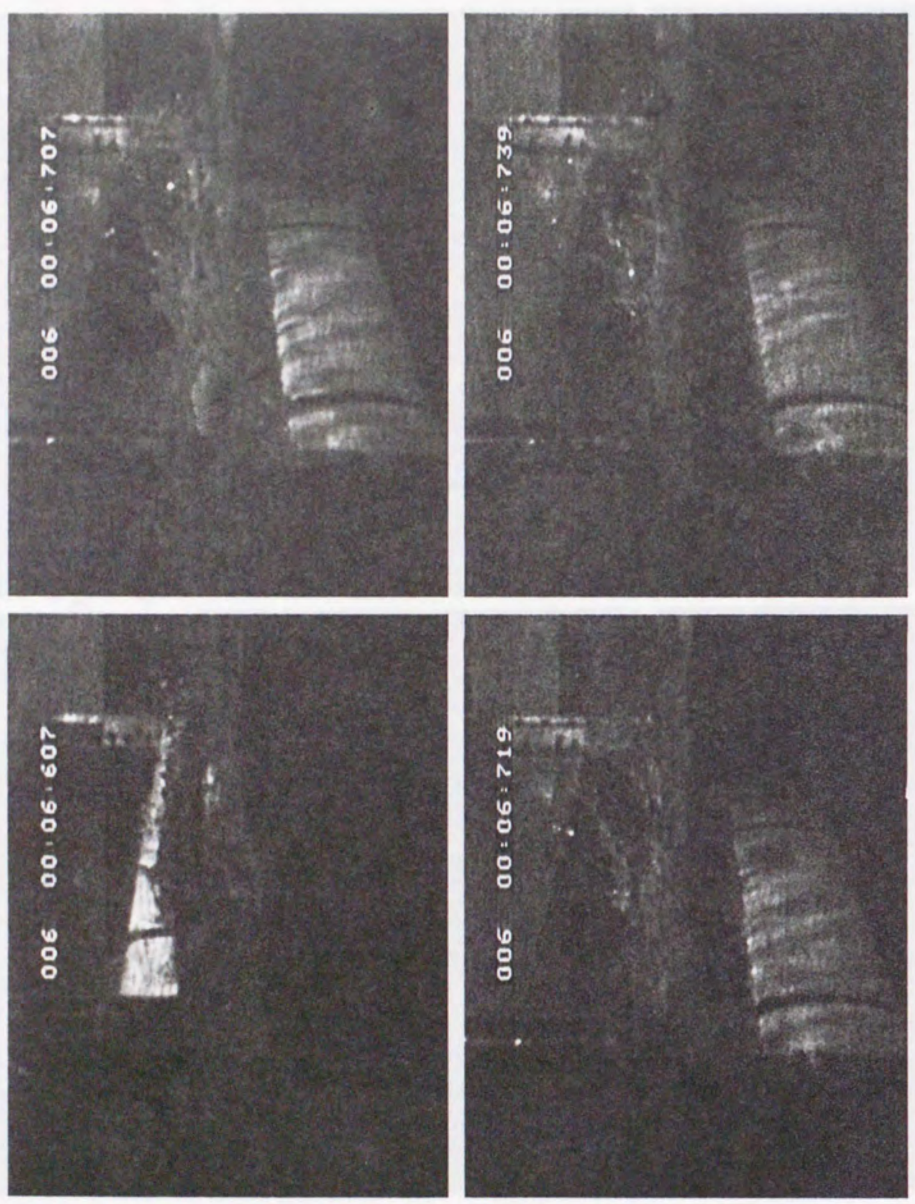


Fig. 2.47 Flow observation around elliptic cylinder.
1.75 Hz, Part 2
Time series : (a) → (b) → (c) → (d)
Arrows : Moving direction of the examined cylinder.

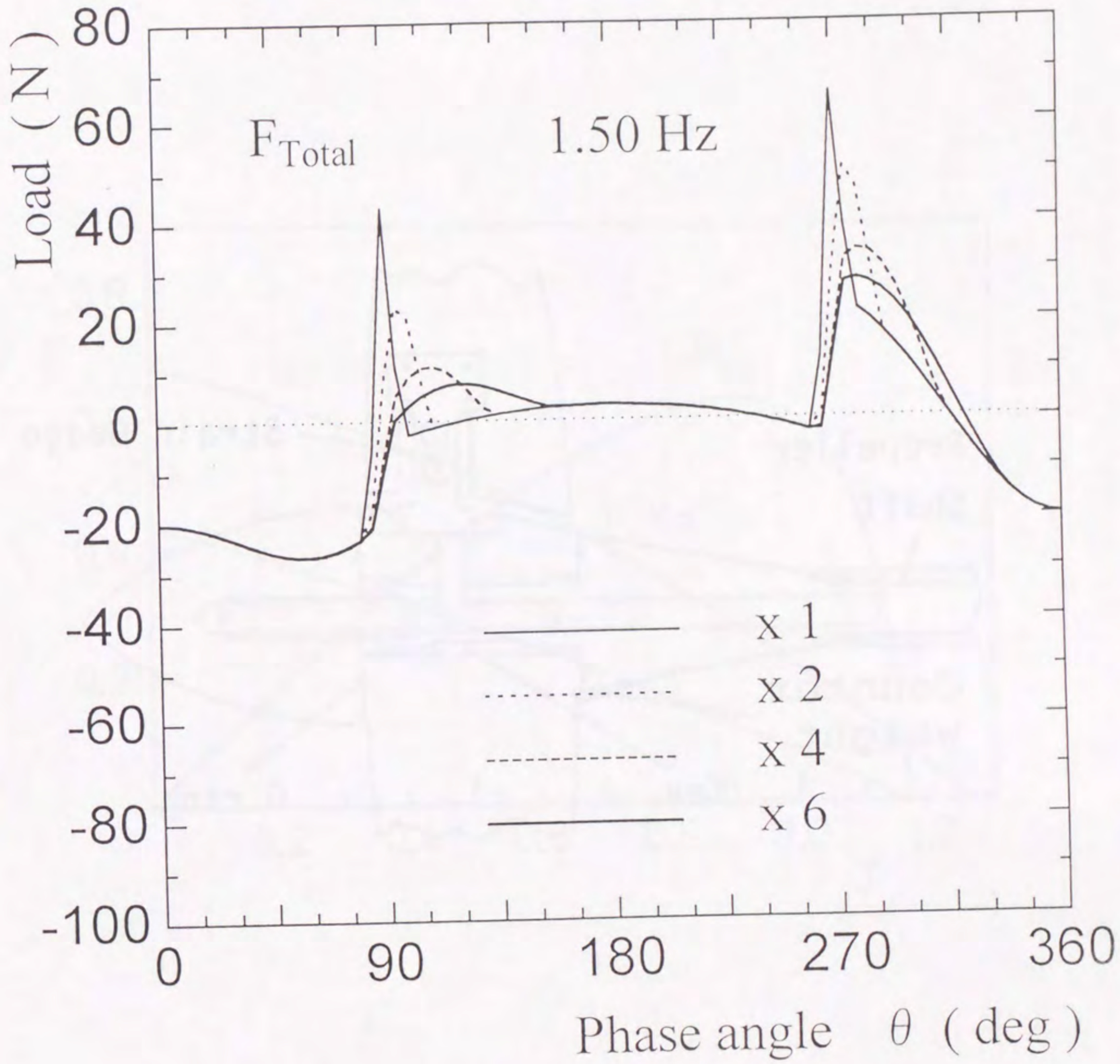


Fig. 2.48 Comparison of estimated loads with some correction rates for transition stage.

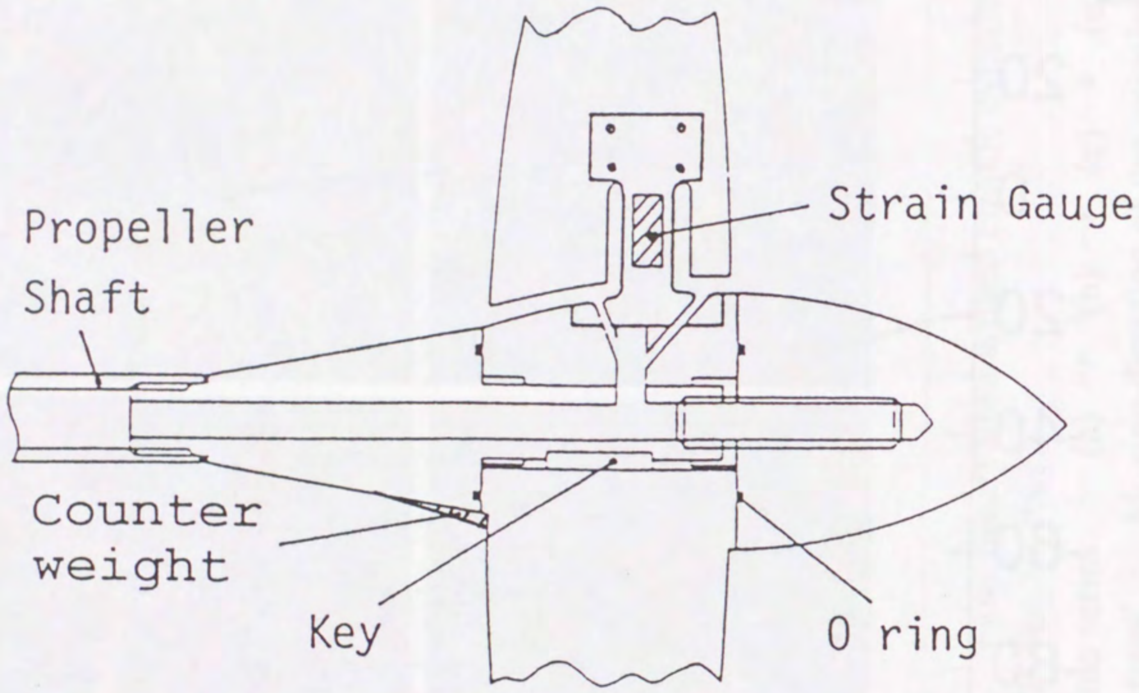


Fig. 3.1 Schematic diagram of blade load dynamometer.

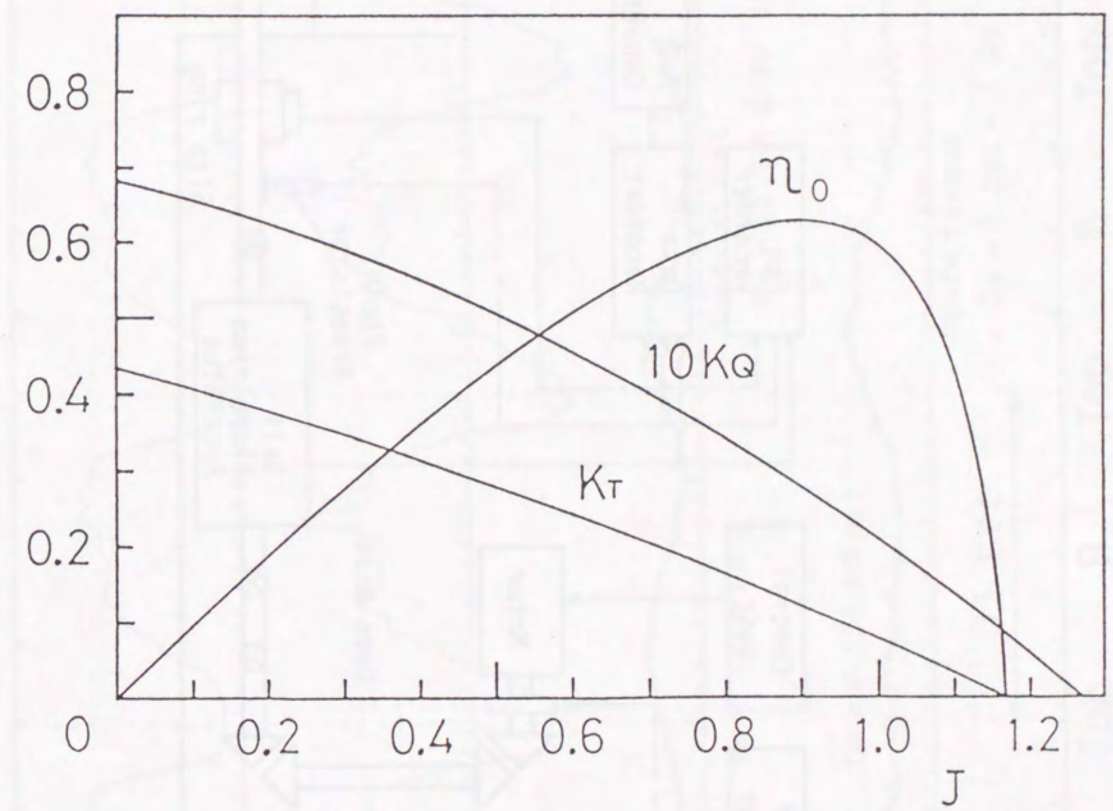


Fig. 3.2 Model propeller open chart.

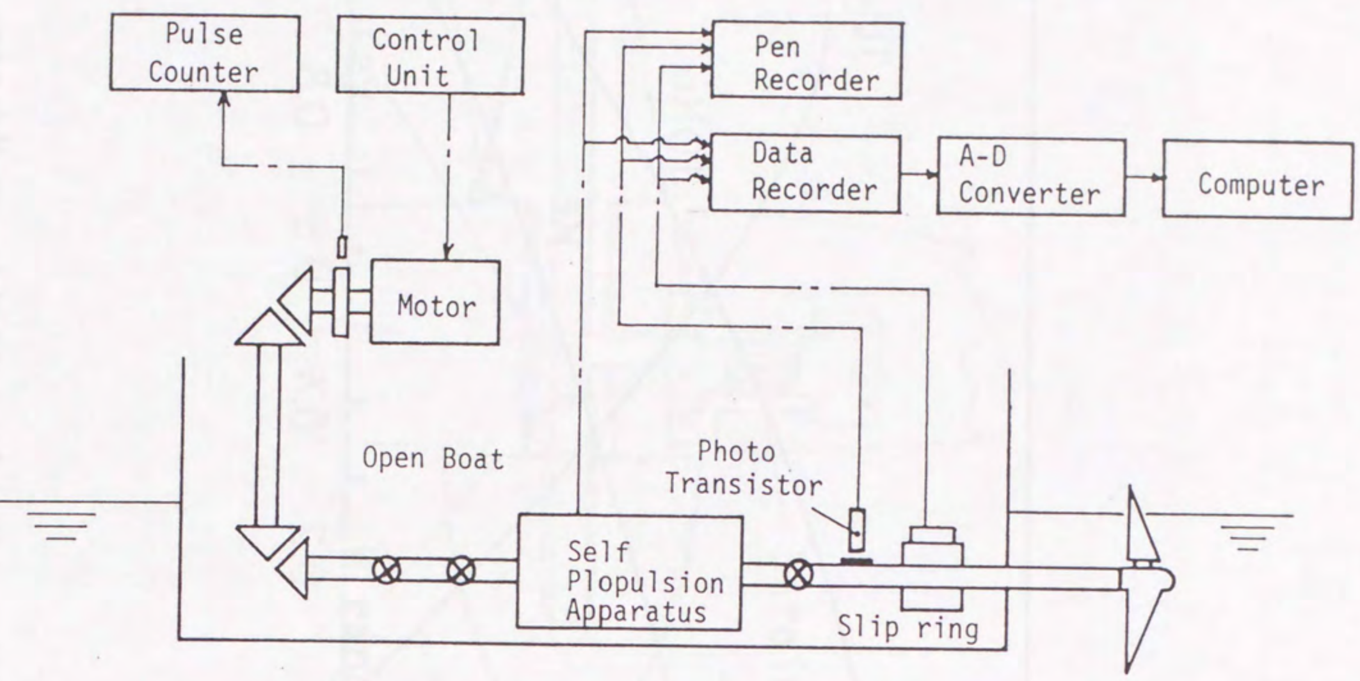
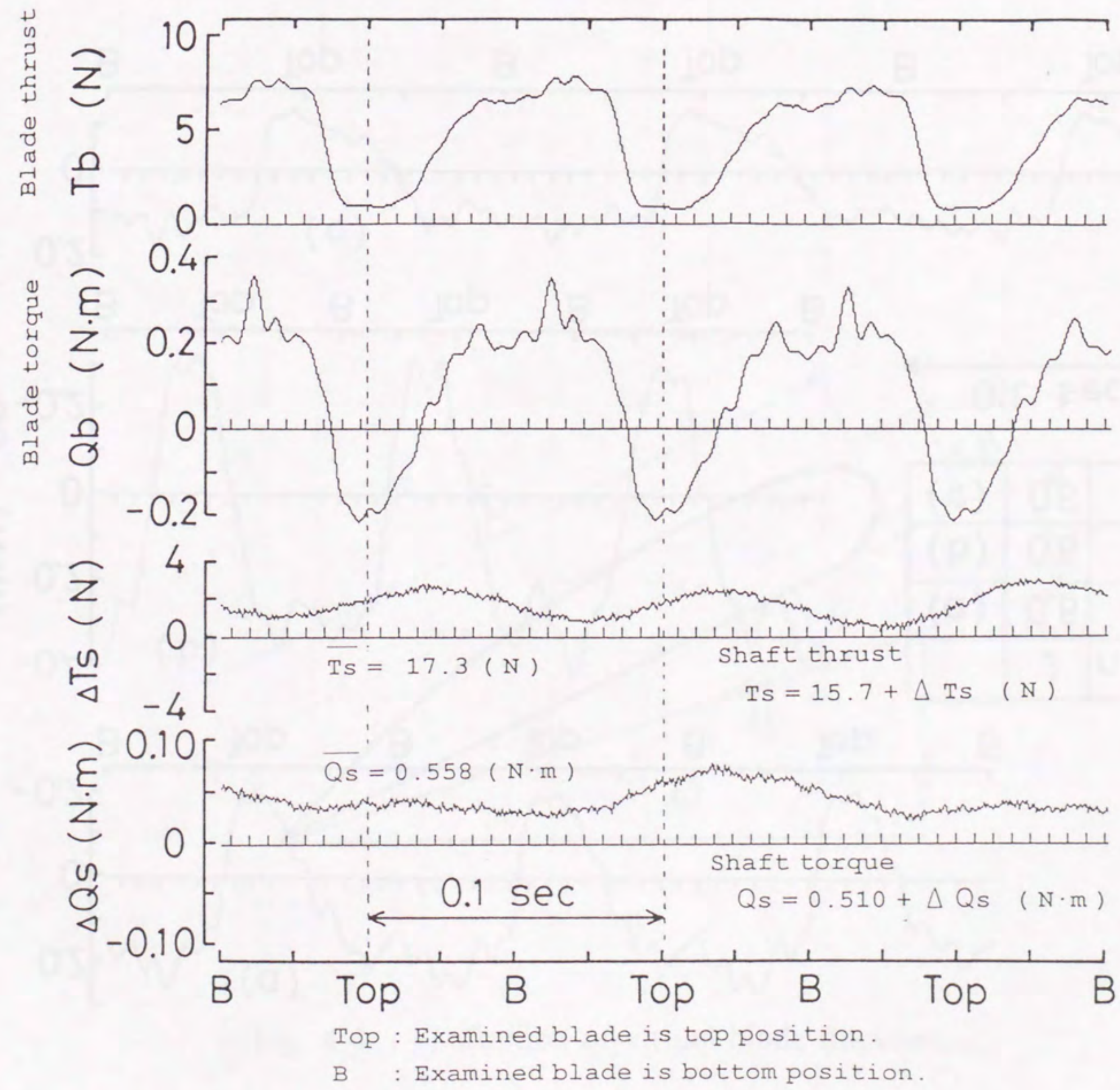


Fig. 4.1 System diagram of blade load dynamometer.



Top : Examined blade is top position.

B : Examined blade is bottom position.

Fig. 4.2 Example of measured blade and shaft load fluctuation.
(J = 0.6, n = 10.0 rps)

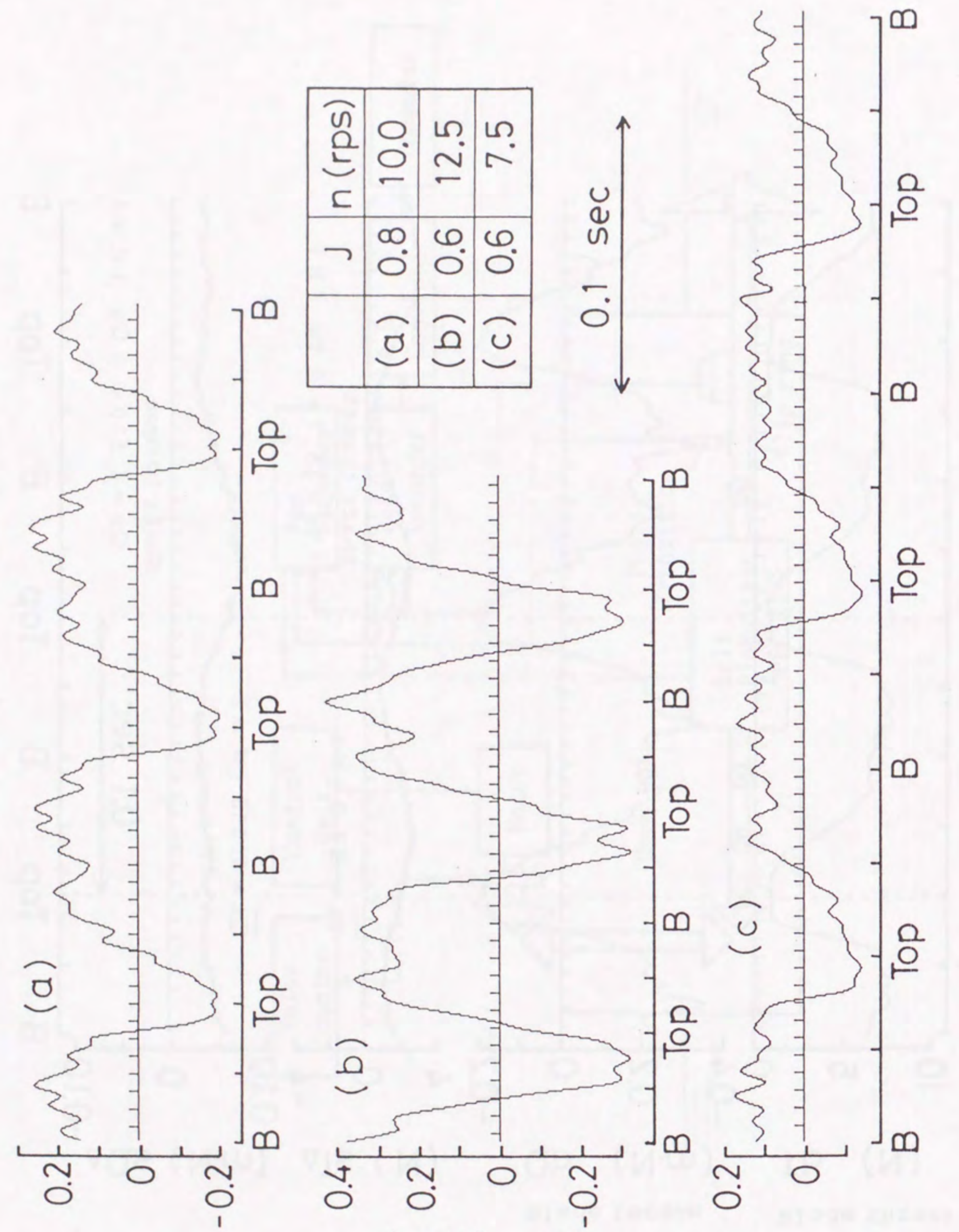


Fig. 4.3 Measured blade torque fluctuation.

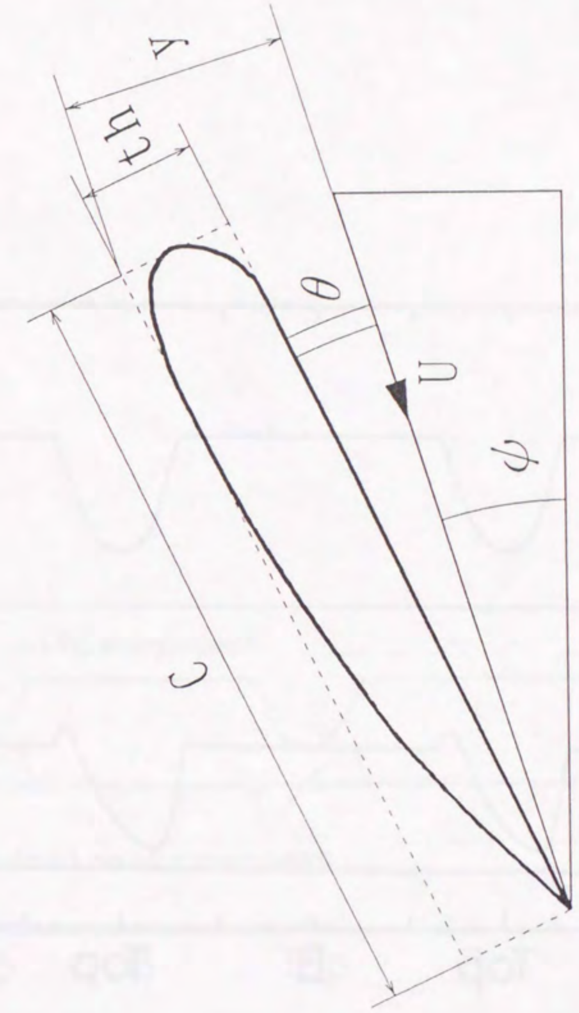


Fig. 4.4 Difinition of virtual blade thickness.

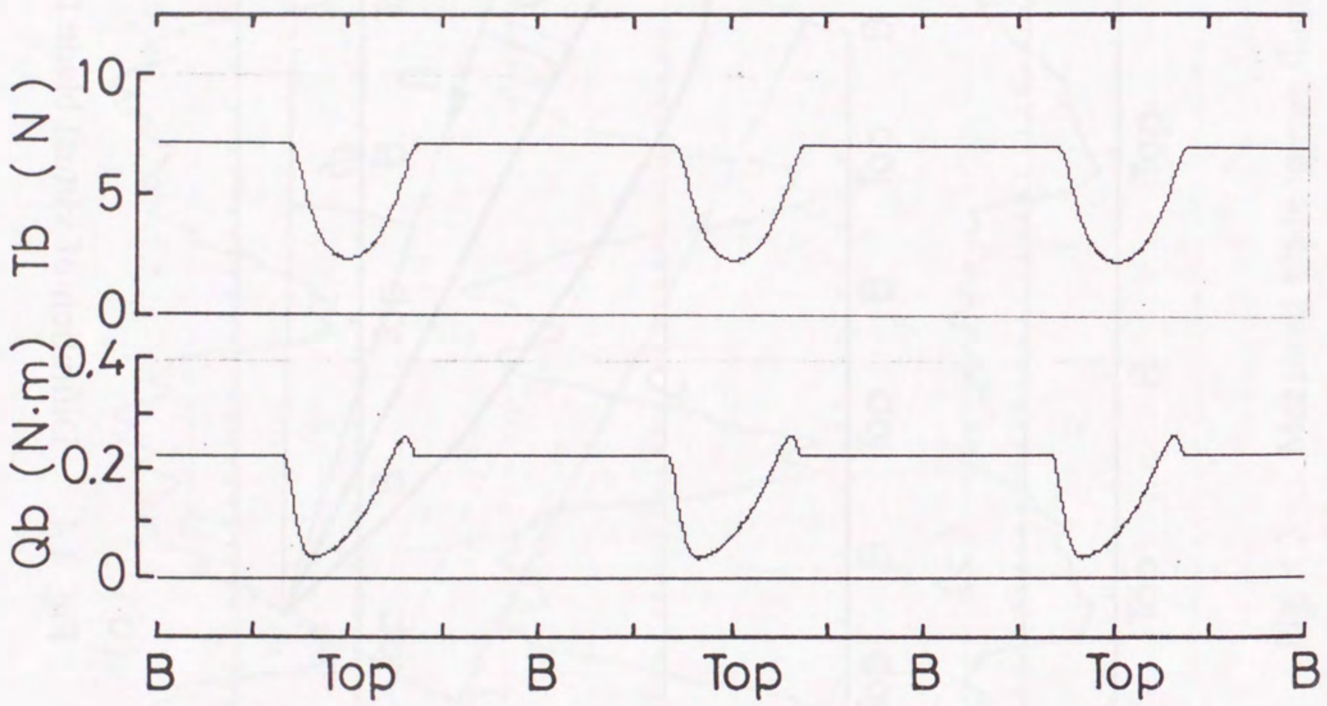


Fig. 4.5 Example of estimated blade load fluctuation.
(J = 0.6, n = 10.0 rps)

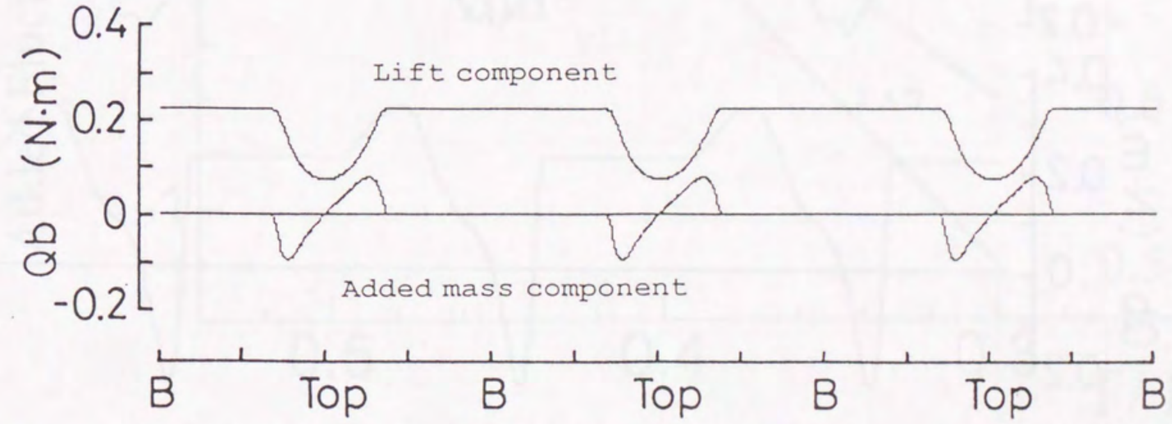


Fig. 4.6 Components of blade torque fluctuation.
(J = 0.6, n = 10.0 rps)

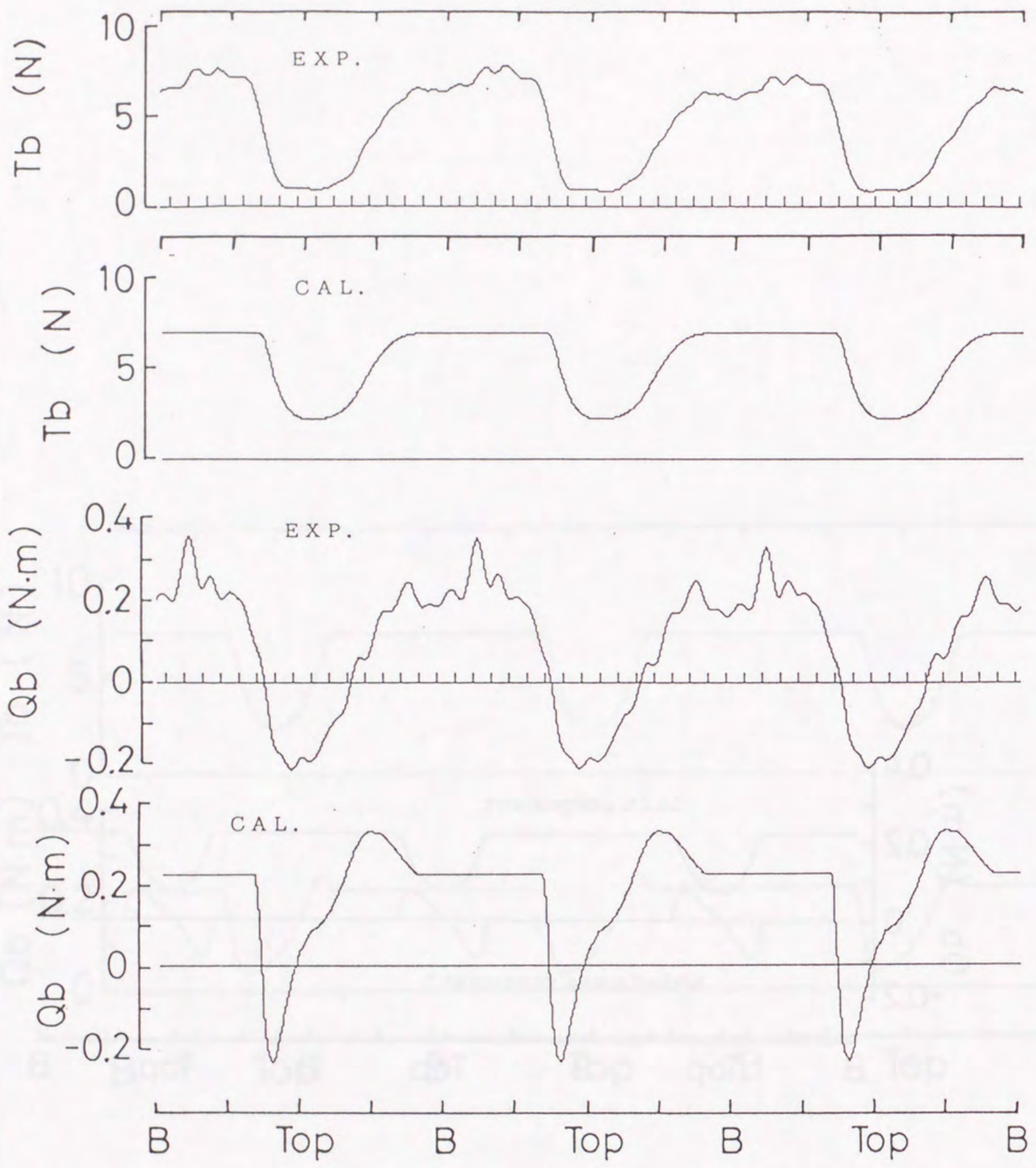


Fig. 4.7 Estimated blade load fluctuation with modified yransient period and virtual blade thickness compared with measured one.
(J = 0.6, n = 10.0 rps)

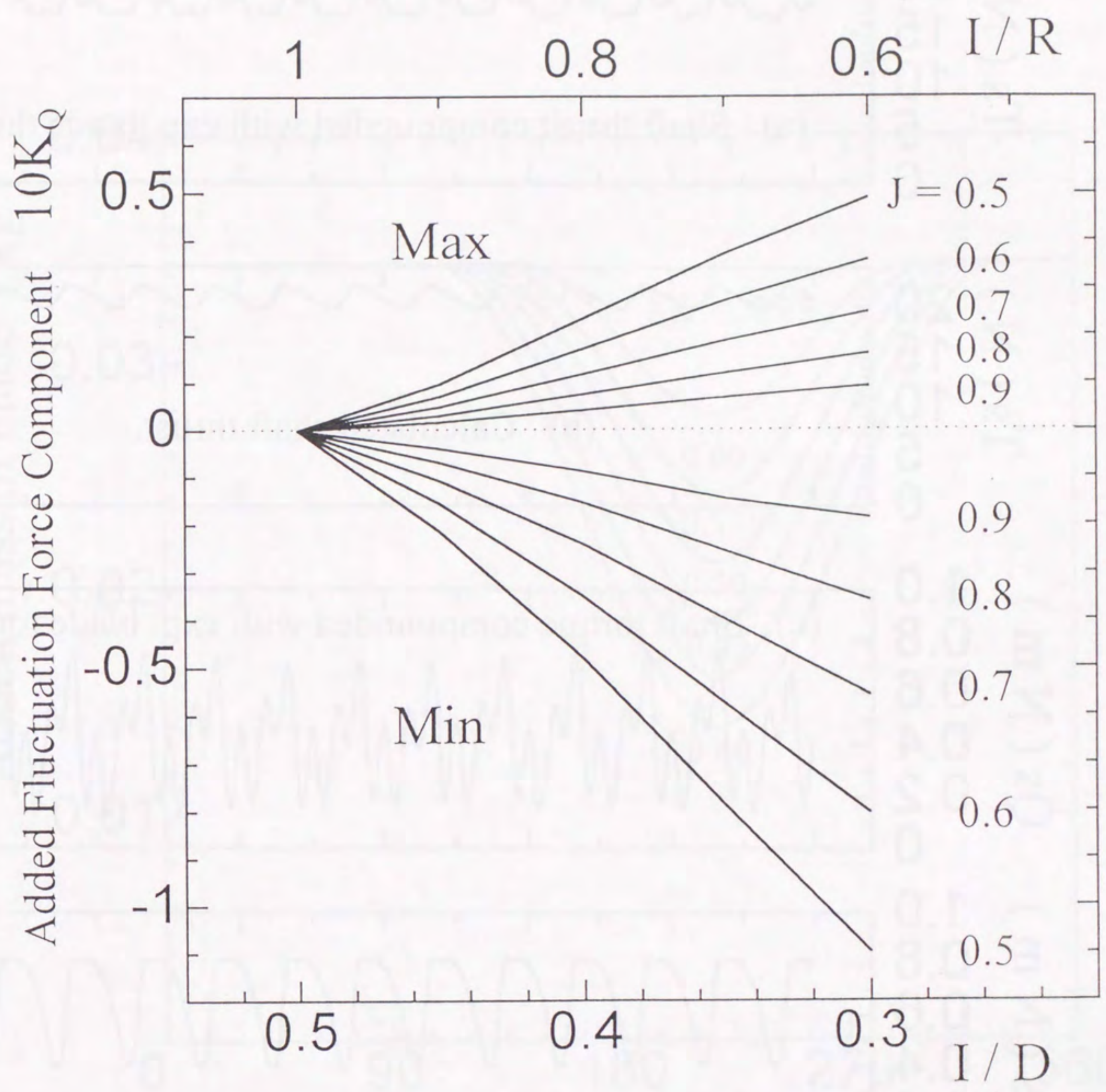


Fig. 4.8 Maximum and minimum torque coefficient of added fluctuation force component.

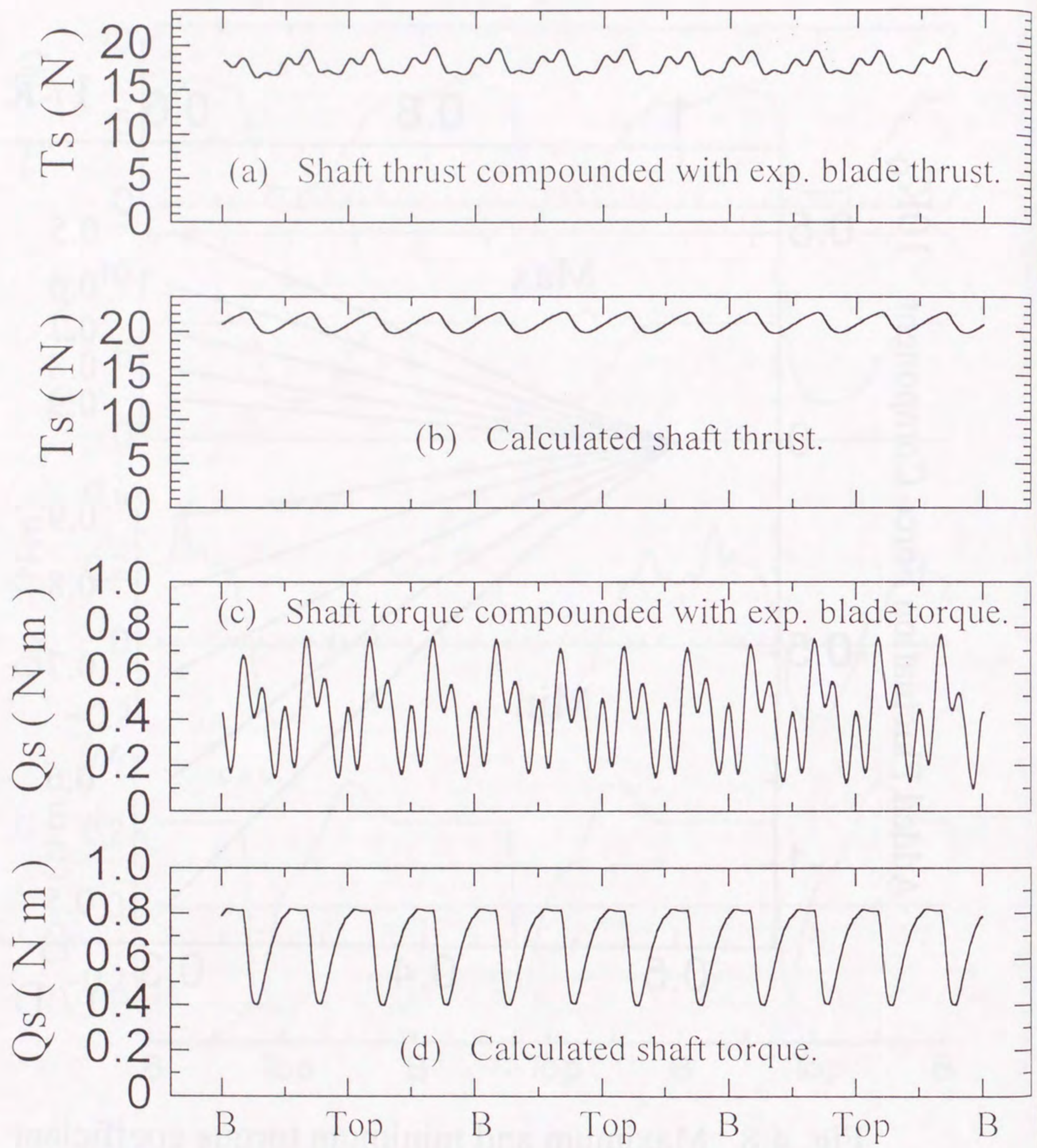


Fig. 4.9 Shaft load fluctuation.
(Condition of constant revolution,
J = 0.6, n = 10.0 rps)

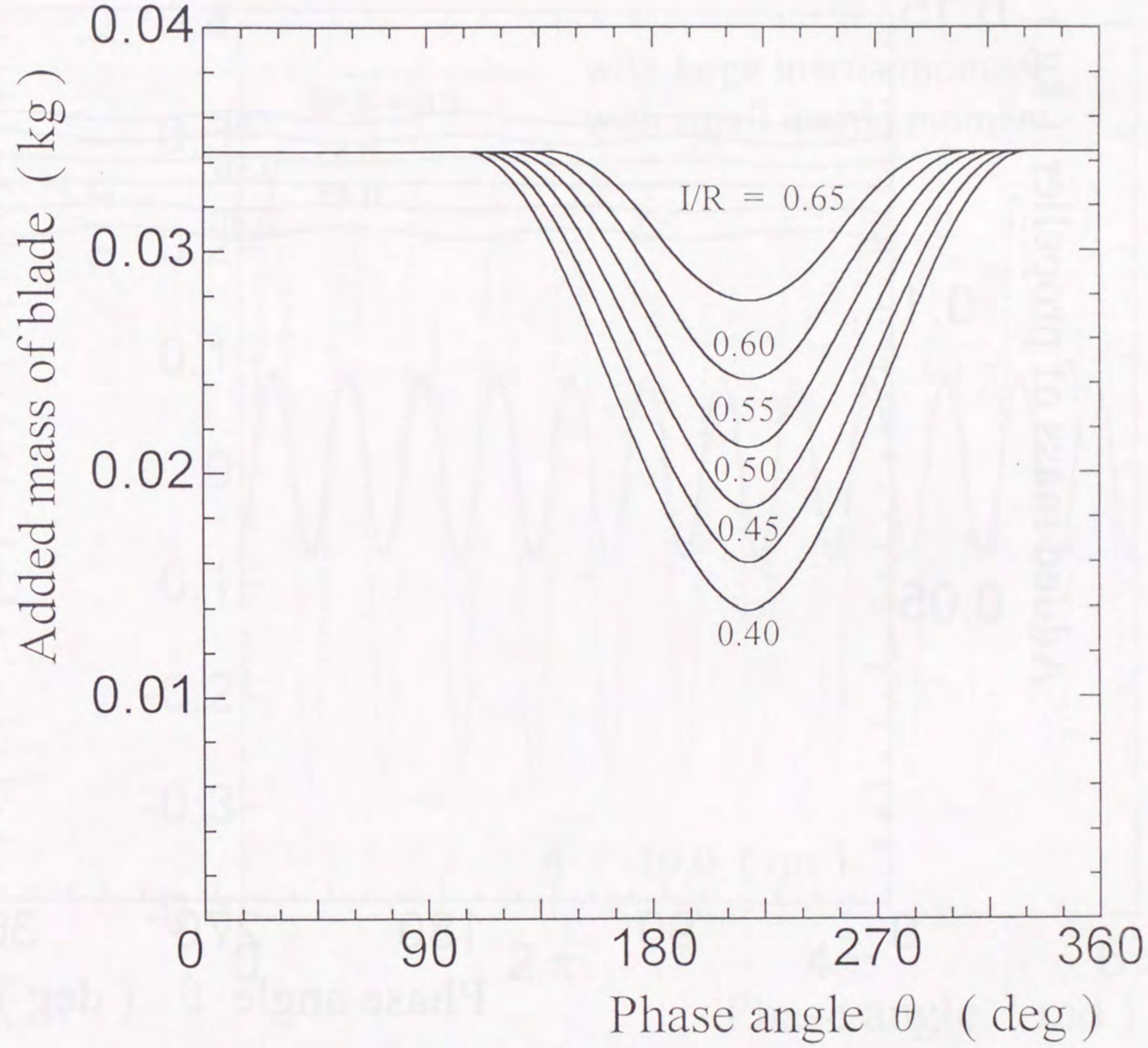


Fig. 4.10 Changes of the added mass of blade in one revolution.

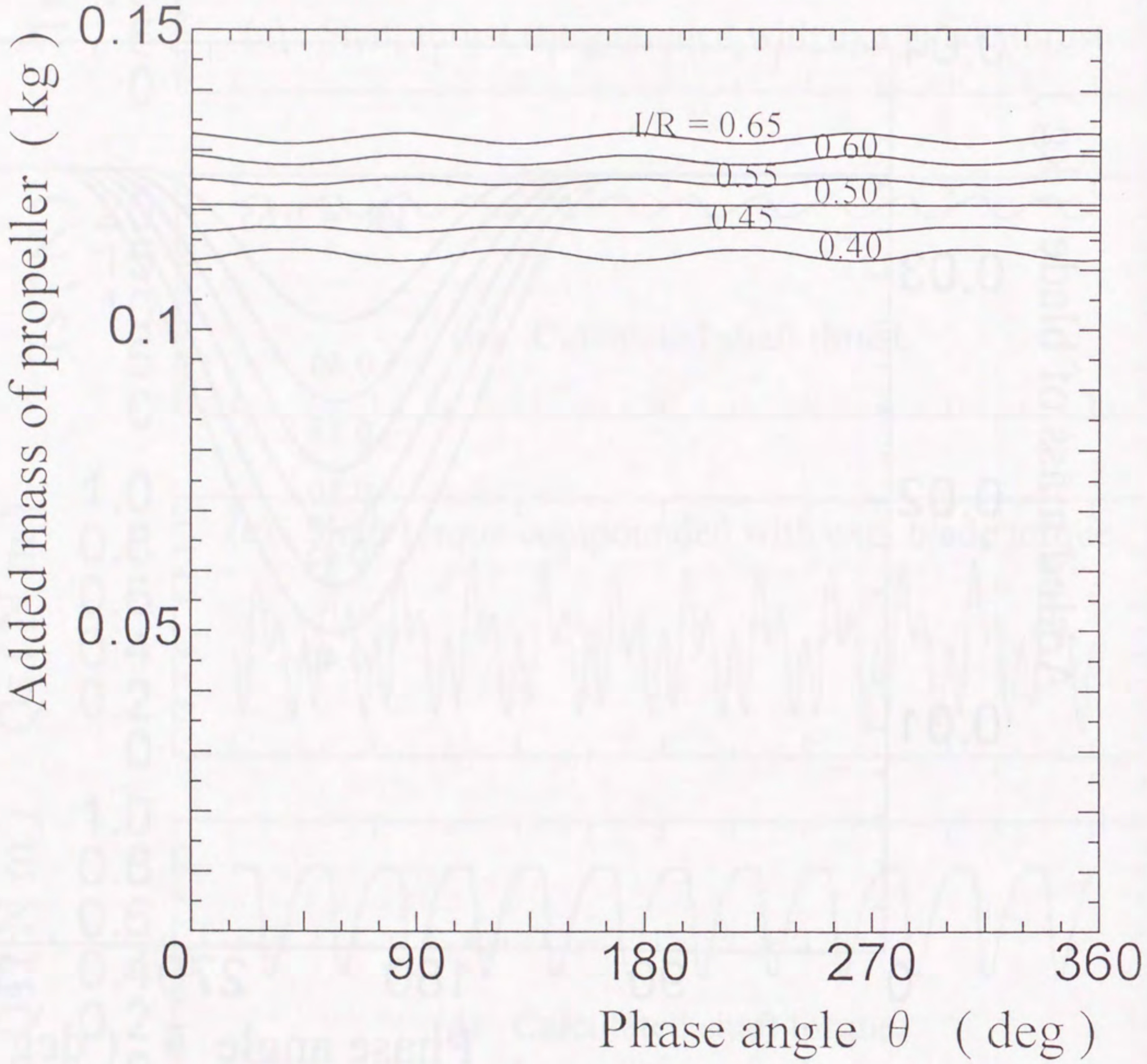


Fig. 4.11 Changes of the added mass of propeller in one revolution.

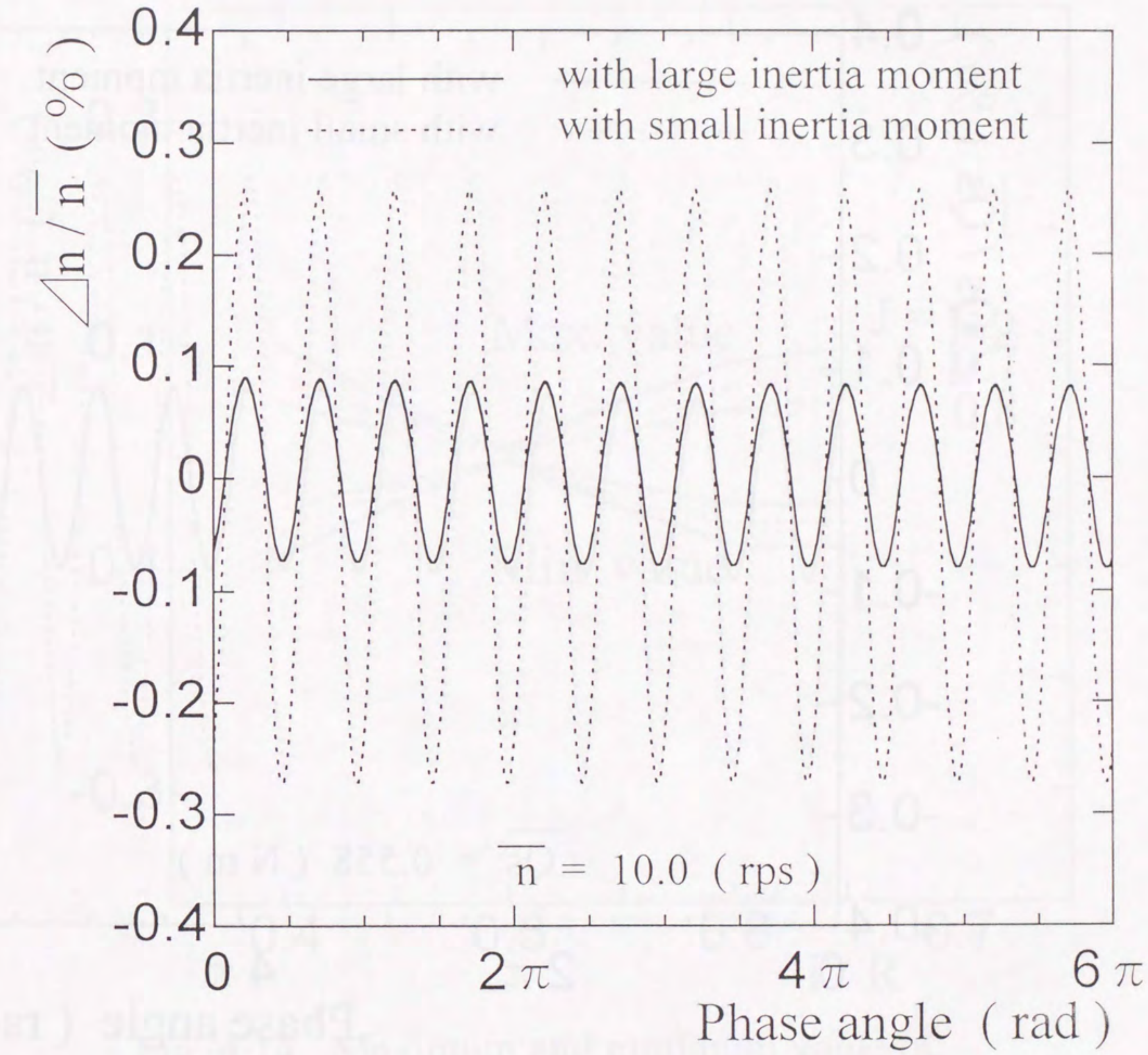


Fig. 4.12 Shaft revolution fluctuation.
(Condition of constant power)

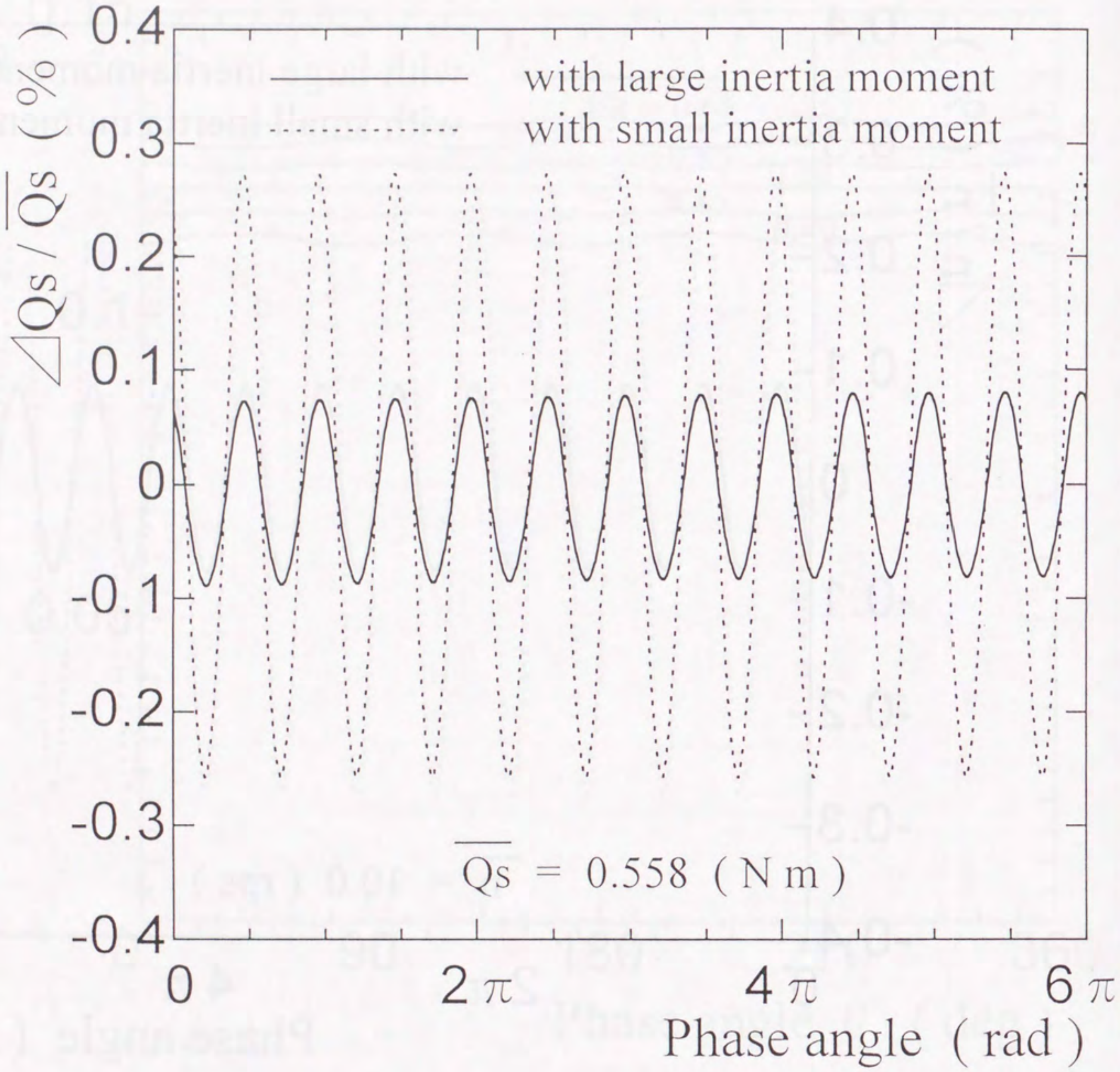


Fig. 4.13 Shaft torque fluctuation.
(Condition of constant power)

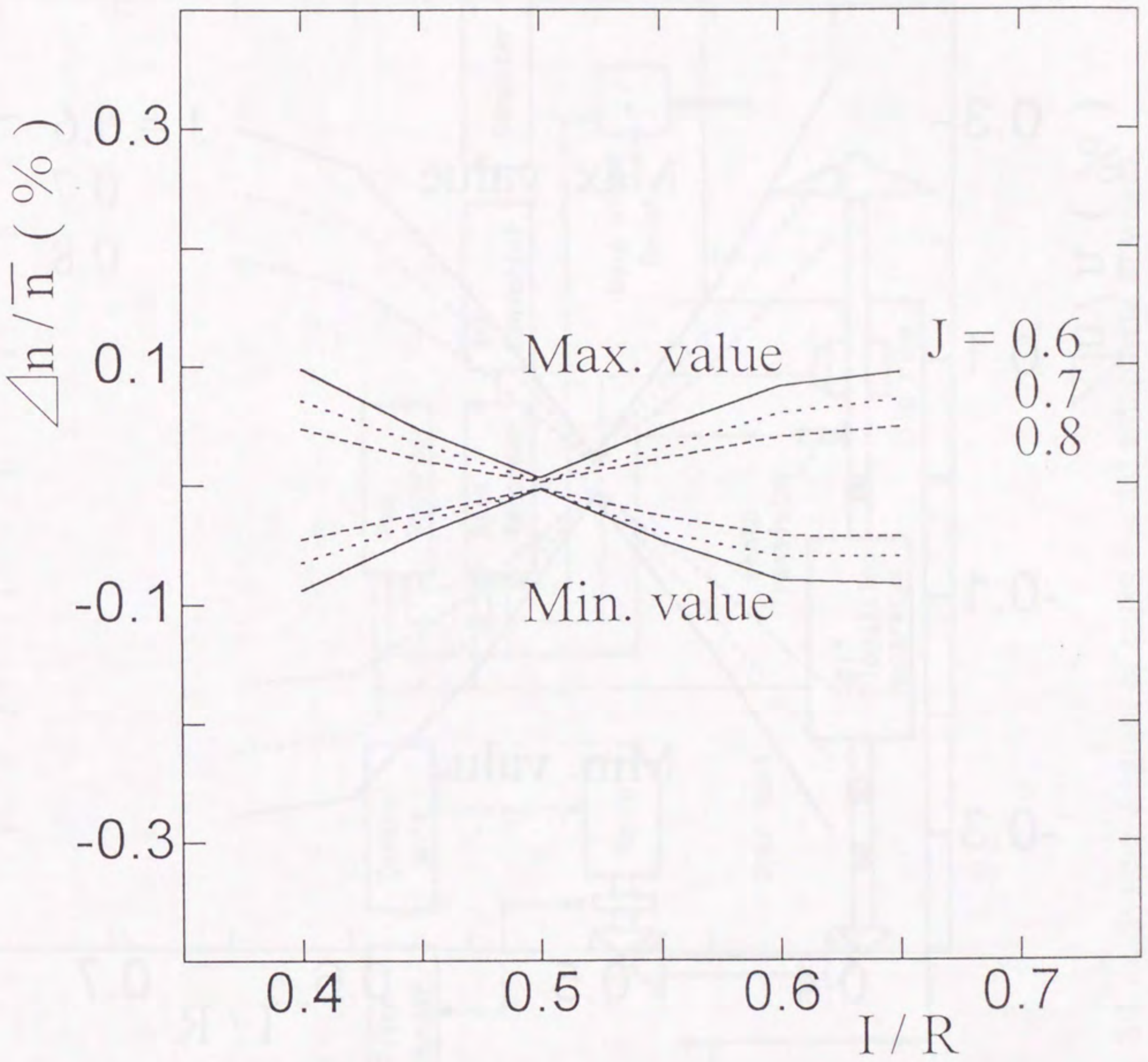


Fig. 4.14 Maximum and minimum value of shaft revolution fluctuation.
(Condition of constant power with large inertia moment.)

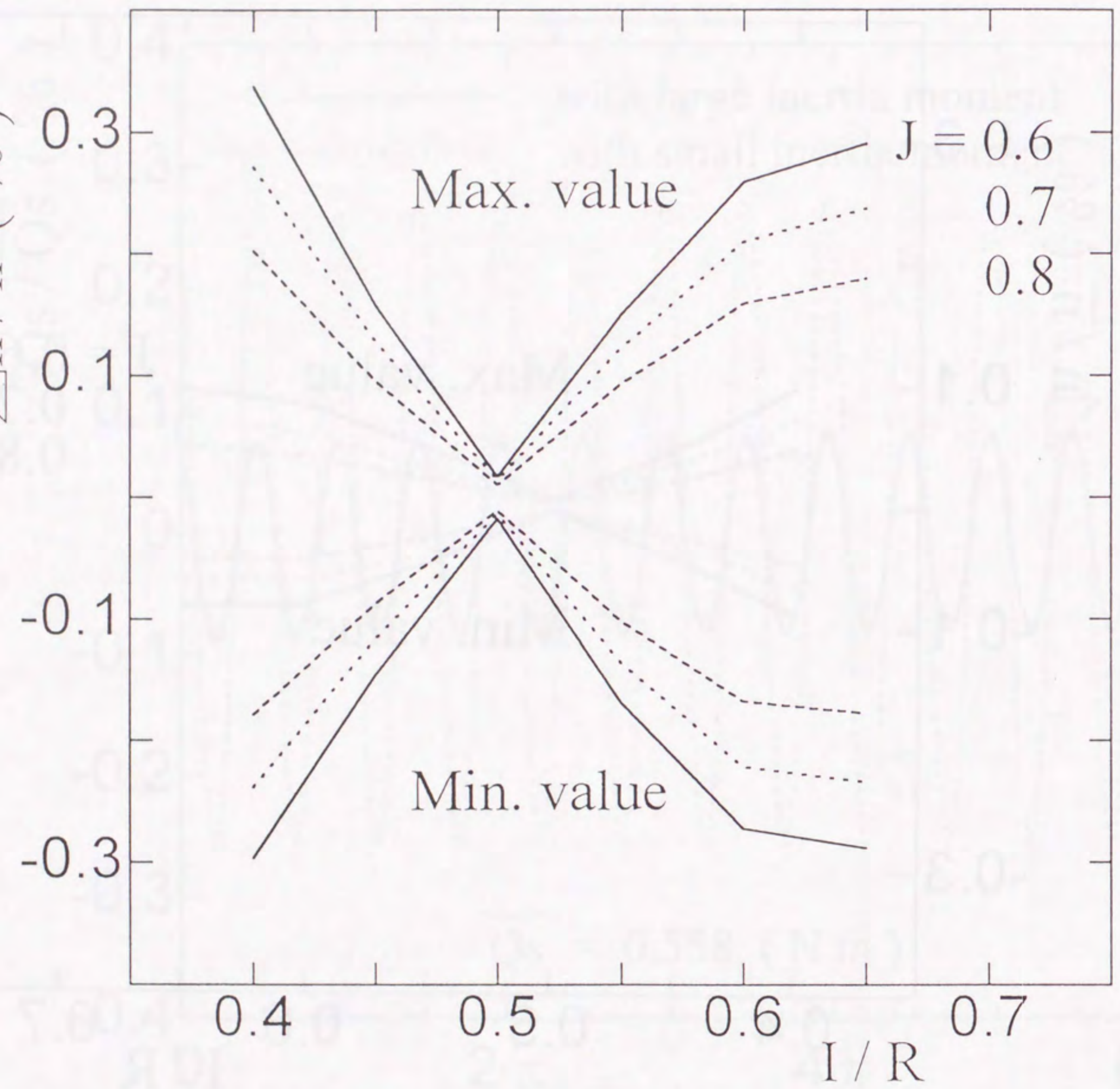


Fig. 4.15 Maximum and minimum value of shaft revolution fluctuation. (Condition of constant power with small inertia moment.)

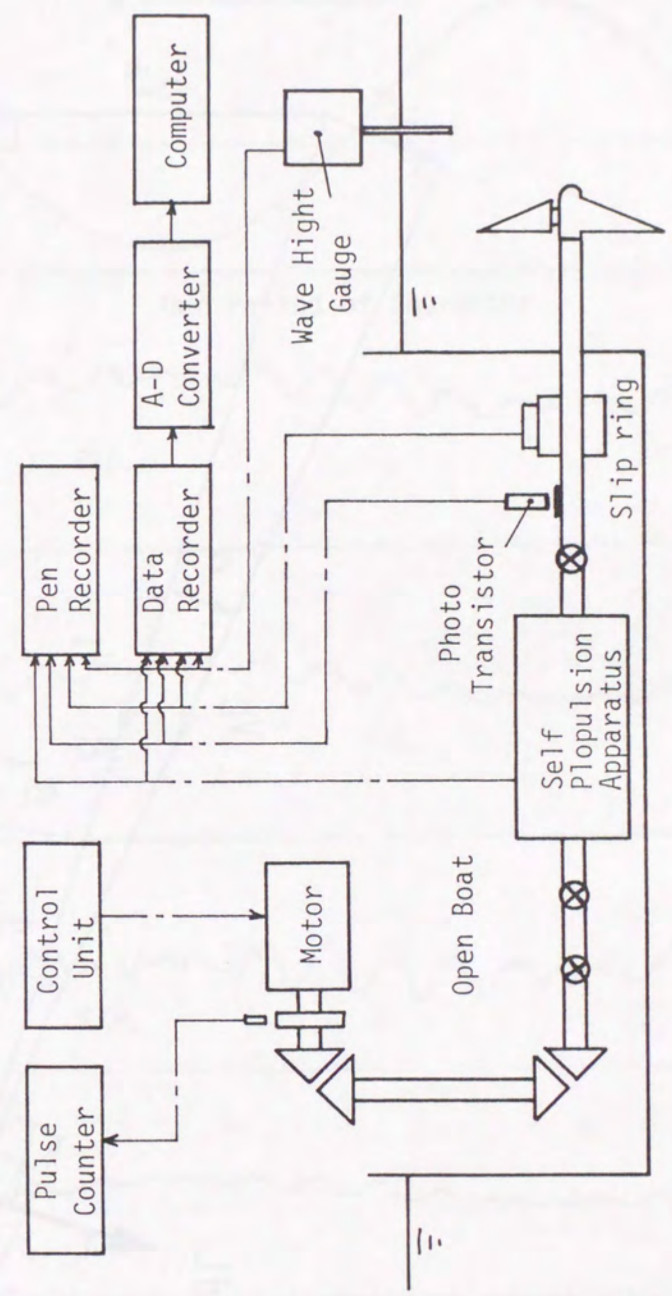


Fig. 5.1 System diagram of experimental equipment in waves.

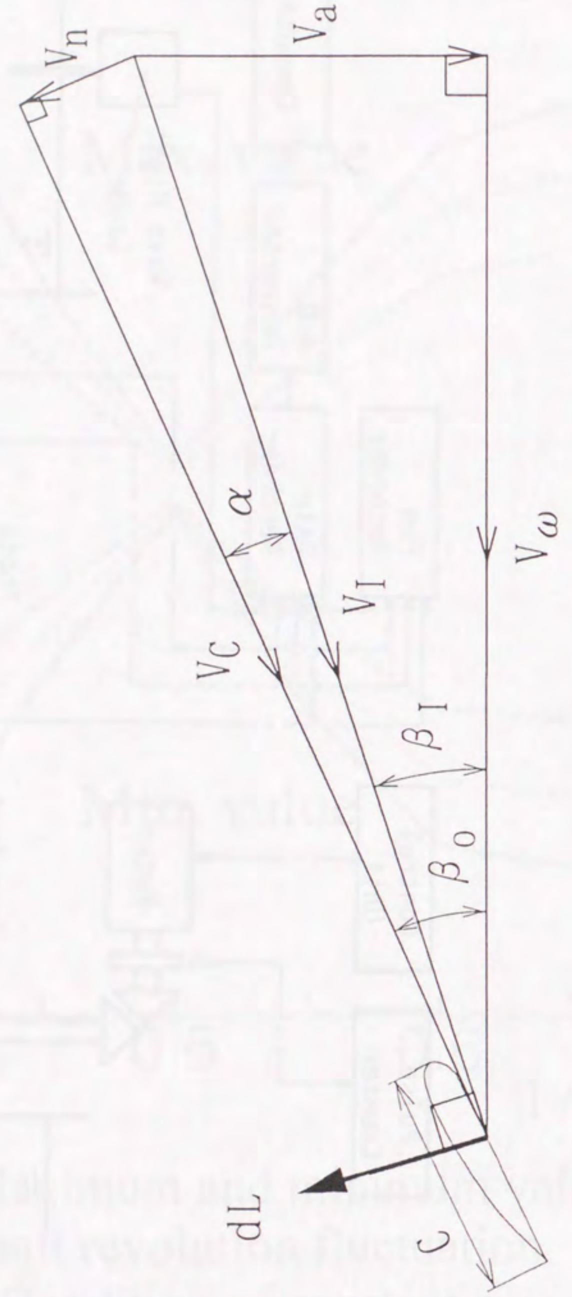


Fig. 5.2 Inflow velocity into a blade element.

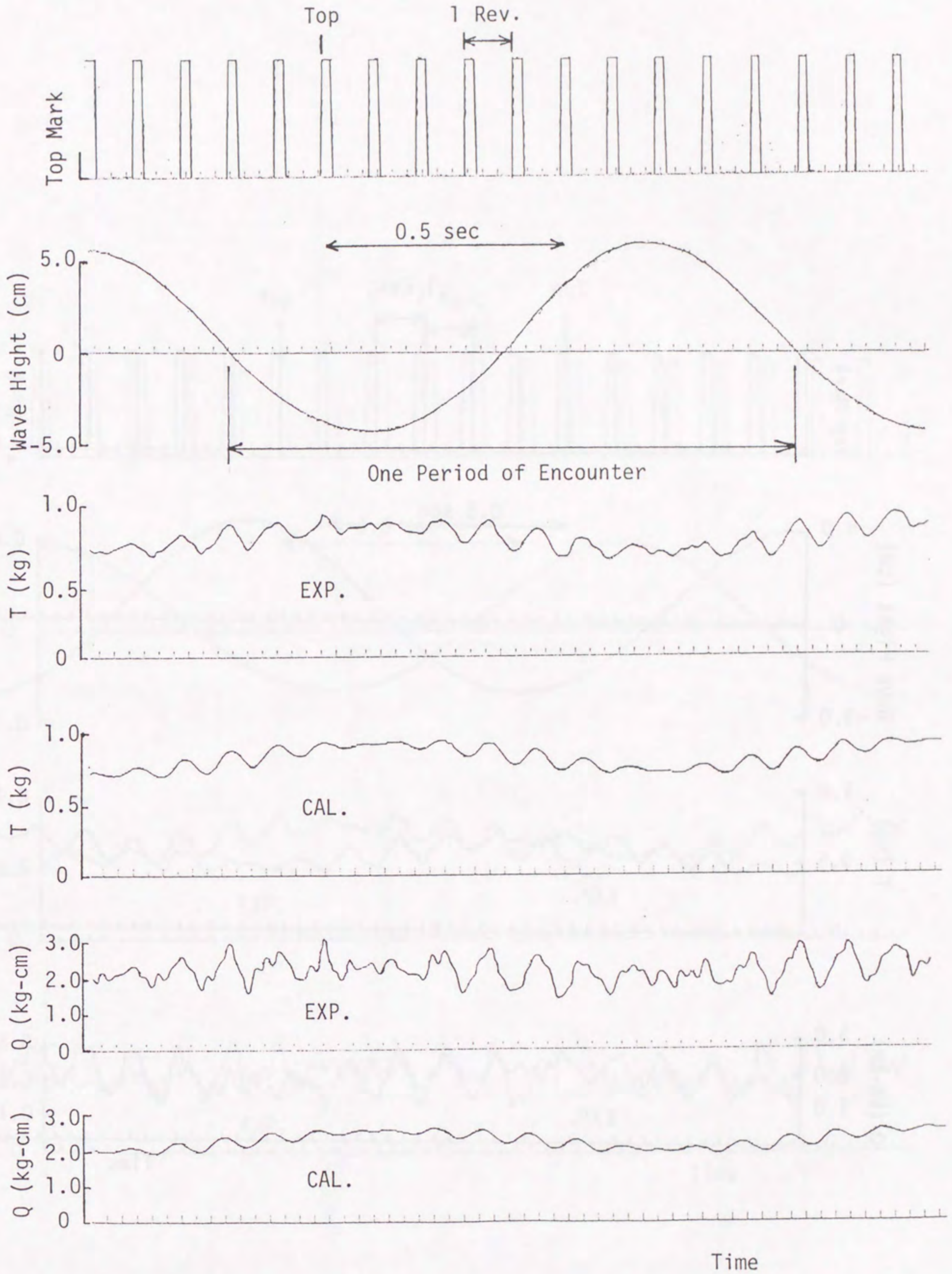


Fig. 5.3 Measured and estimated blade load fluctuation in regular waves.
(I / D = 1.2 , J = 0.6)

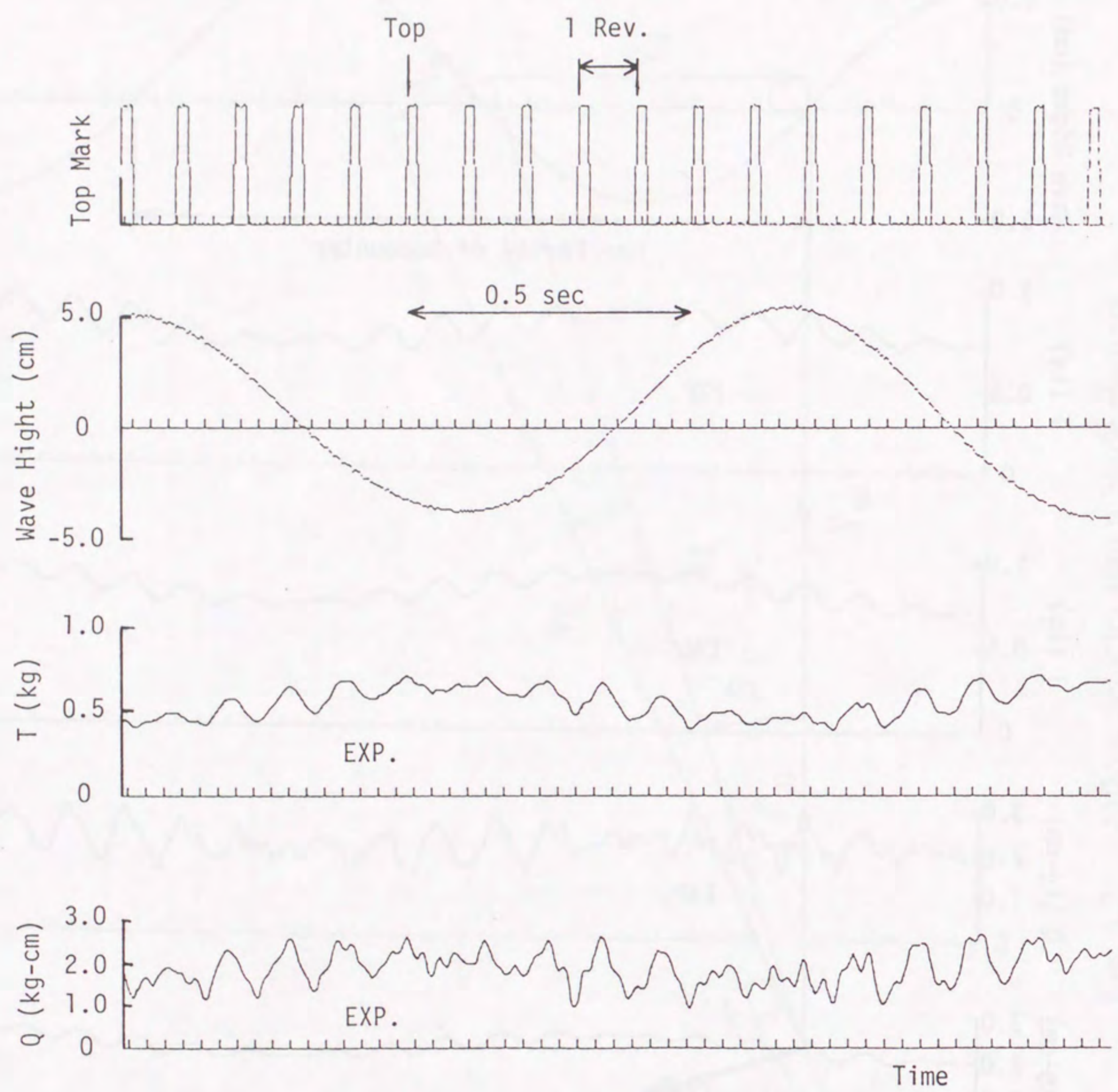


Fig. 5.4 Measured and estimated blade load fluctuation in regular waves.
(l / D = 1.2 , J = 0.7)

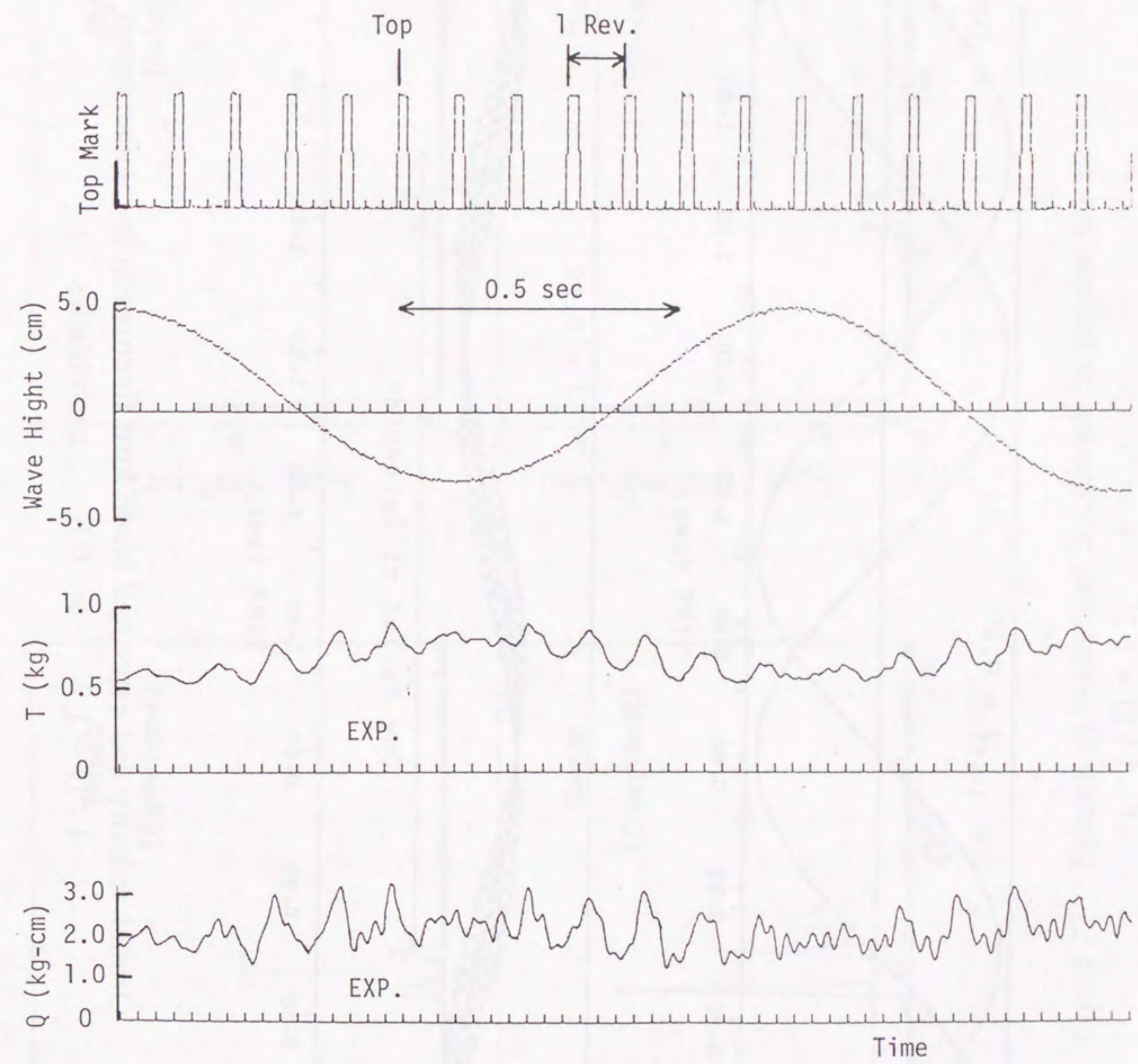


Fig. 5.5 Measured and estimated blade load fluctuation in regular waves.
(l / D = 1.2 , J = 0.8)

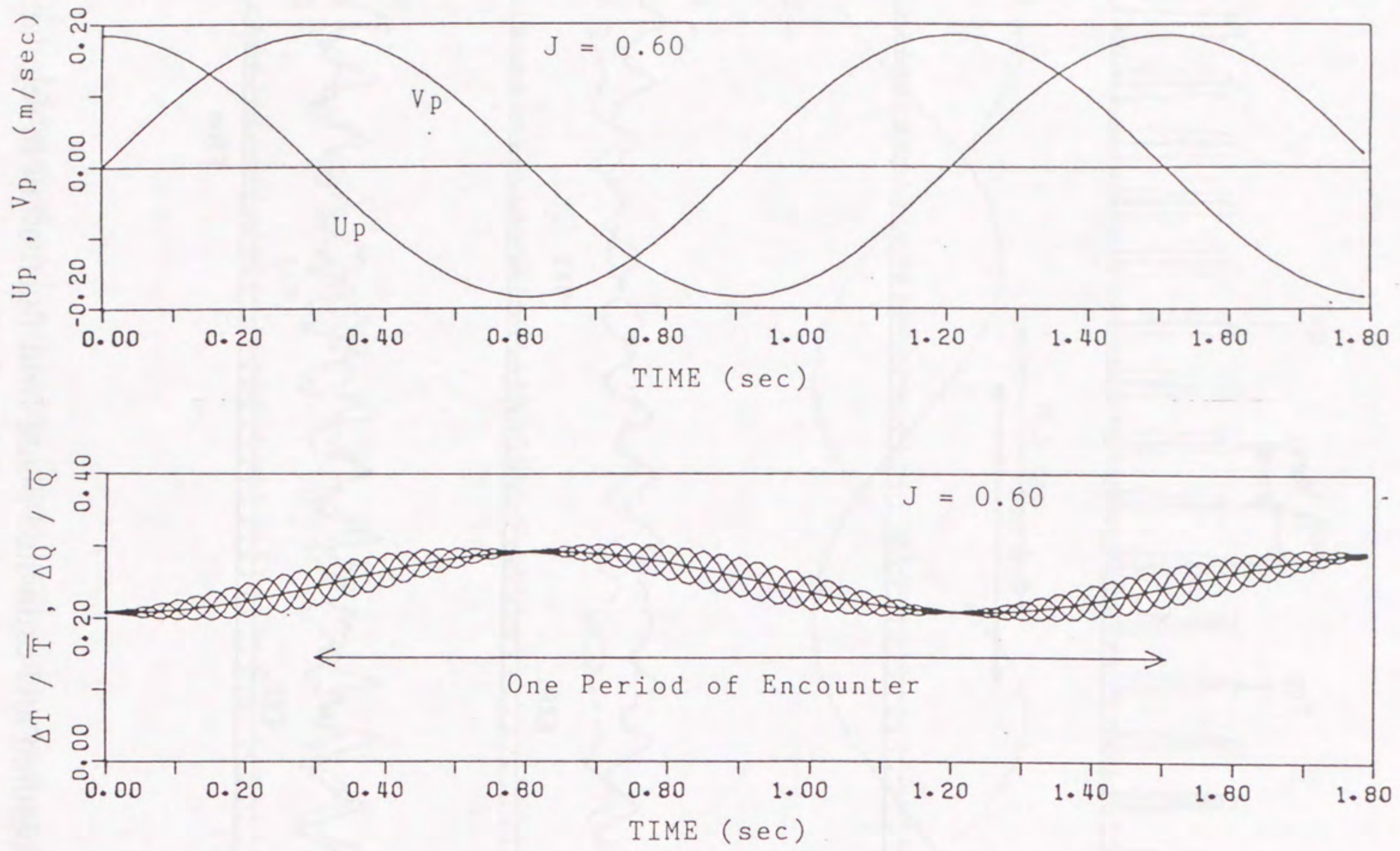


Fig. 5.6 Orbital velocity and estimated blade load fluctuation in regular waves.
(l / D = 1.2, J 0.6, each blades)

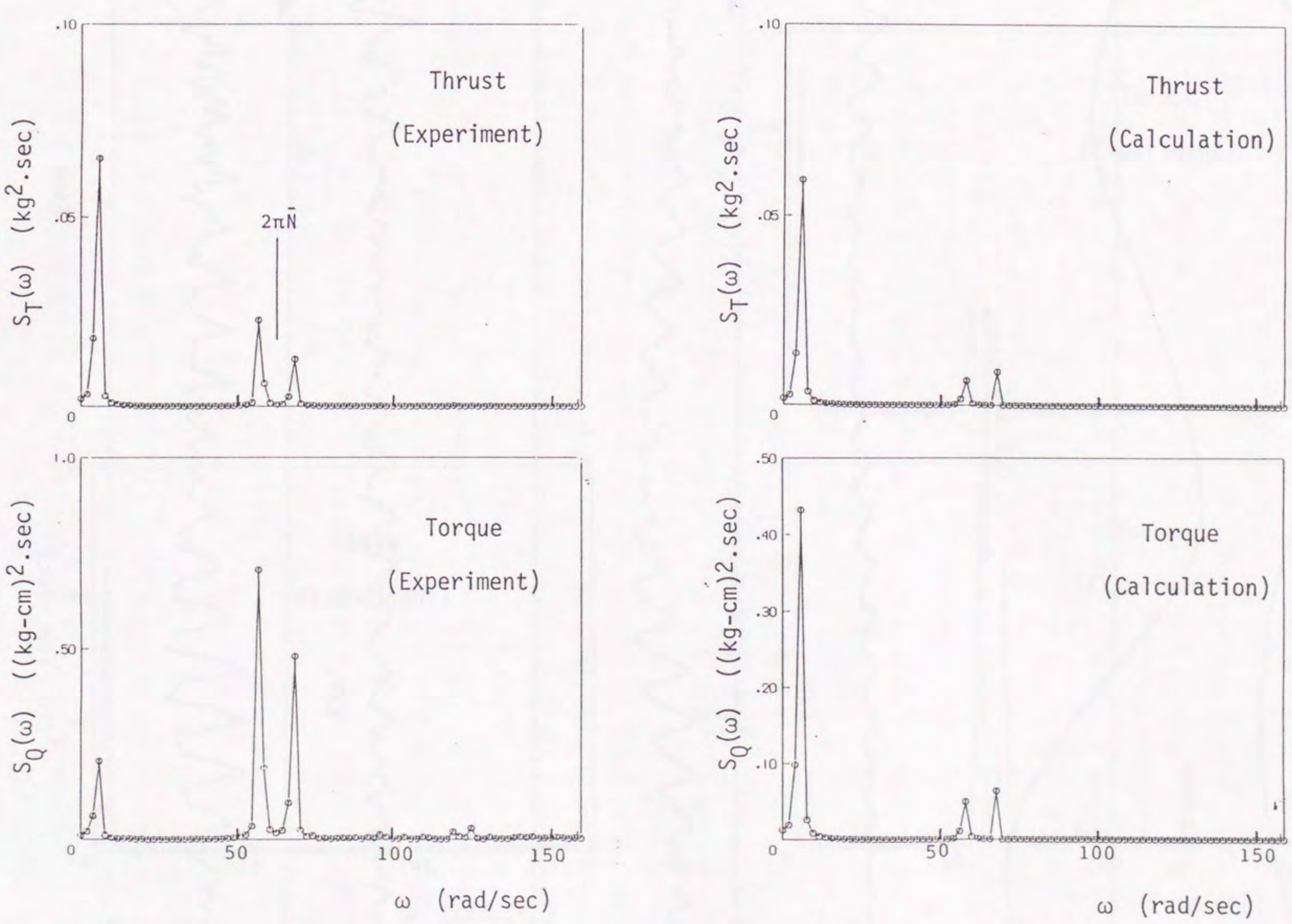


Fig. 5.7 Spectra of blade load fluctuation in regular waves.
(l / D = 1.2, J = 0.6)

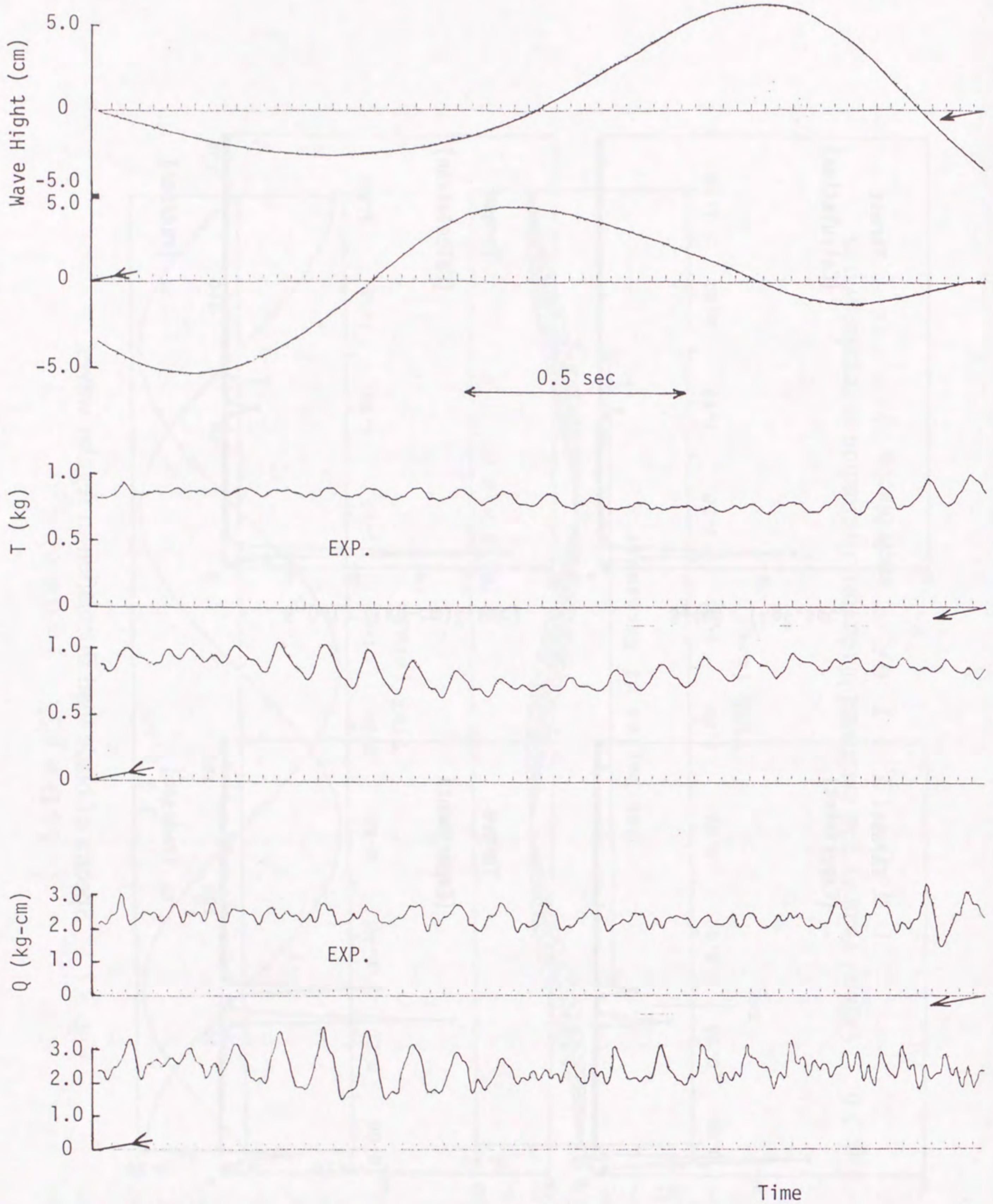


Fig. 5.8 Measured blade load fluctuation in irregular waves.
(I / D = 1.2, J = 0.6)

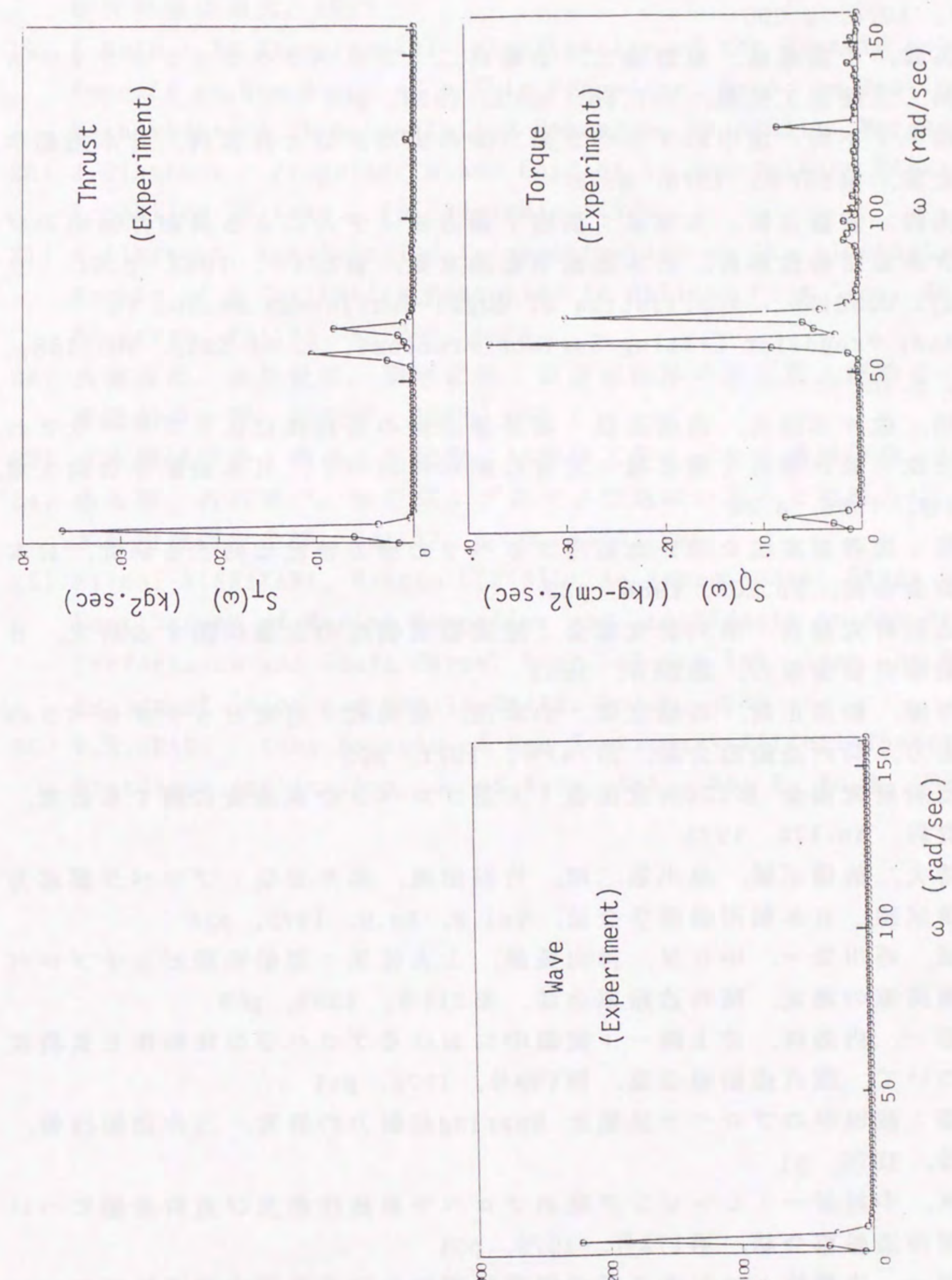


Fig. 5.9 Spectra of blade load fluctuation in irregular waves.
(I / D = 1.2, J = 0.6)

参考文献

1) 岡田主：プロペラの翼に働く力に関する研究，石川島播磨技報，第14巻，第6号，1974，p.690
2) 谷林英毅，千葉規胤，星野徹二，土岐直二：プロペラベアリングフォースの計測，三菱重工技報，Vol.15，No.3，1978，p66
3) 小山鴻一：不均一流中のプロペラ揚力面の実用計算と計算例，日本造船学会論文集，第137号，1975，p.78
4) 池畑光尚，安藤正裕，丸尾孟：渦格子揚力面モデルによる調和伴流中のプロペラ非定常特性解析，日本造船学会論文集，第153号，1983，p.54
5) Tetsuji HOSHINO : Application of Quasi-Continuous Method to Unsteady Propeller Lifting-Surface Problems, J. of SNAJ, Vol.158, 1985, p.48
6) 凌志浩，佐々木康夫，高橋通雄：境界要素法の直接法によるプロペラまわりの三次元流れ解析（第２報：定常な船尾伴流中），日本造船学会論文集，第159号，1986，p.44
7) 凌志浩：境界要素法を用いた船用プロペラの流力特性に関する研究，日本海事協会会誌，No.203，1988，p29
8) 日本造船研究協会　第30研究部会：推進器翼強度の実測に関する研究，日本造船研究協会報告，第28号，1959
9) 渡辺四郎，船川正哉，馬越立郎，山本茂，堀川武：可変ピッチプロペラの実働応力，関西造船協会誌，第141号，1971，p25
10) 日本造船研究協会 第126研究部会：大型プロペラの翼強度に関する研究，研究資料，No.172，1973
11) 植田靖夫，前橋正雄，塩出敬二郎，竹沢節雄，高井元弘：プロペラ翼応力の実測試験，日本舶用機関学会誌，Vol.8，No.9，1973，p35
12) 内田誠，西川栄一，中井昇，神山英雄，上入佐光：実船可変ピッチプロペラの翼荷重の測定，関西造船協会誌，第211号，1989，p69
13) 中村彰一，内藤林，井上隆一：波浪中におけるプロペラ単独特性と負荷変動について，関西造船協会誌，第159号，1975，p41
14) 湯浅肇：波浪中のプロペラ性能と Bearing起振力の研究，三井造船技報，第90号，1975，p1
15) 内藤林，中村彰一：レーシング時のプロペラ単独性能及び負荷変動について，関西造船協会誌，第172号，1979，p51
16) 中村彰一，内藤林：コンテナ船の軽荷状態における波浪中推進性能について，関西造船協会誌，第173号，1979，p67

17) 日本造船研究協会第 161研究部会：船舶の波浪中性能推定の精度向上とその実証に関する研究報告書，日本造船研究協会資料，No.257,275,291
18) 井上隆一：波浪中におけるプロペラ負荷変動に関する研究，大阪大学工学研究科修士論文，1975
19) E.Huse : An Experimental Investigation of the Dynamic Forces and Moments on One Blade of a Ship Propeller, Symp. on Testing Techniques of Ship Cavitation Research, Trondheim, Norway, 1967
20) J.Blaurock : Propeller Blade Loading in Non-Uniform Flow, SNAME Propeller 75 Symp., Philadelphia, 1975
21) K.Albrecht, K.R.Suhrbier : Investigation on the Fluctuating Blade Forces of a Cavitating Propeller in Oblique Flow, Int. Shipbdg. Progress, Vol.22, No.248, 1975
22) 久留道治，水野俊明，別所正利：細長回転体の水面進入運動について，西部造船会々報，第53号，1977，p55
23) 日本機械学会：機械工学便覧（A5流体工学），日本機械学会，1986
24) 橋本淳，西川栄一，李哲鎬：プロペラ空気吸い込みと起振力について，日本舶用機関学会誌，Vol.17，No.6，1982，p45
25) Eiichi NISHIKAWA, Makoto UCHIDA : An Experimental Study on the Ventilation of Marine Propeller and its Effects on the Propeller Performance and Shaft Force, Proc. of 4th Int. Symp. on Practical Design of Ships and Mobile Units, Vol.1, 1989
26) W.R.SEARS : Some Aspects of Non-Stationary Airfoil Theory and its Practical Application, J. of Aero. Sci., Vol.8, No.3, 1941, p104

謝辞

本研究は、大阪大学教授内藤林先生の長年にわたっての終始御厚意あふれる御指導、御鞭撻を賜り成し得たものであり、心から感謝するとともに厚く御礼申し上げます。防衛大学校名誉教授別所正利先生には、懇切丁寧な御助言を幾度となくいただきました。深く感謝し御礼申し上げます。

神戸商船大学教授西川栄一先生には、本研究を行う機会を与えて下るとともに本研究に関し貴重な御助言と多大な御援助をいただき、また、公私にわたり熱心な御指導をいただきました。心から感謝するとともに厚く御礼申し上げます。

本論文をまとめるにあたり、大阪大学教授濱本剛実先生ならびに鈴木敏夫先生には貴重な御教示と綿密な校閲をいただきました。深く感謝いたします。

本研究の実験遂行にあたり、大阪大学工学部船舶海洋工学科の大西啓二技官、清水保弘技官を始めとし当時学生の皆様には多大な御協力を賜りました。また、実験実施やデーター処理には、神戸商船大学商船学部機関システム工学講座の油木代一技官、学生諸氏に多大な御協力を賜りました。皆様の御協力に対し、深く感謝いたします。

最後に、妻智子、長男嵩、長女さや子にも多面的な協力をいただき感謝します。