

円柱状構造物の流体励起振動

Flow-induced Vibration of a Circular Cylinder

中村 晶 (Akira Nakamura)* 岡島 厚 (Atsushi Okajima)†

要約 流路内に存在する円柱状構造物を対象に、流れによって構造物に発生する流体励起振動について数値解析と実験を実施した。流体励起振動は、流速、構造物の形状、固有振動数の関係で発生する自励振動である。第一に、構造物をモデル化して数値解析により振動をシミュレーションした。配管内構造物の一般的な形状として円柱を研究の対象とした。換算流速に対する振動範囲、振動振幅は岡島らの実験結果とよく合う。従ってシミュレーションは流体励起振動に対して構造物が健全かどうかを簡易に評価する手法として有効である。第二に、テーパのある円柱状構造物の流動実験を行った。原子力発電所の温度計さや管はテーパのある円柱構造である。テーパ率が振動に及ぼす影響は十分に研究されていない。そこでテーパ付き円柱の振動特性を明らかにした。得られた振動特性を用いて、テーパを考慮した円柱状構造物の振動評価が可能になった。

キーワード 流体励起振動, 数値解析, 渦, 円柱状構造物, テーパ付き円柱

Abstract In this study, numerical analyses and experiments were conducted to investigate flow-induced vibration (FIV) of a circular cylinder. FIV is the self-excited vibration produced as a result of particular combinations of flow velocity, structure shape and natural frequencies. First, the structure was numerically modeled to simulate the vibration. A circular cylinder was selected for the study as being typical structure in pipes. The vibration range and vibration amplitude obtained from the simulation as a function of the reduced flow velocity showed good agreement with Okajima et al.'s experimental results. The numerical analysis was therefore an effective and simple method to evaluate the integrity of the structure against FIV. Second, an experiment was conducted using a tapered cylinder to simulate thermometer sheathes in nuclear power stations. Few studies had been carried out on the influence of the taper ratio on vibration. The vibration characteristics of a tapered cylinder were identified. The vibration assessment of circular cylinders, in consideration of tapers, became available using the obtained vibration characteristics.

Keywords Flow-induced vibration, numerical analysis, vortex, circular cylinder, tapered cylinder.

1. 序論

原子力発電所やその他の種々のプラントでは、運転制御や安全管理のために配管内の温度などを測定することが必要である。測定のために配管にさや管を挿入し、その内部にセンサーを設置することが多い。このような流れにさらされる構造物には流体が引き起こす振動、いわゆる流体励起振動(流力振動)が発生する場合がある。この種のトラブルで近年最も影響の大きかったのは、高速増殖炉もんじゅの2次主冷却系ナトリウム漏洩事故⁽¹⁾である。この事

故ではナトリウム温度計のさや管が流れ方向に振動し、疲労により損傷した。

流れが引き起こす構造物の不安定振動には、構造物の形状や流れの条件によりいくつかの様態がある。振動の発生は構造物の断面形状に強く依存している。発電所の原子炉内や配管内にある鈍な(流線型や扁平でない)構造物においては、構造物が流れの後に作る渦によって生じる渦励振が発生する場合がある。

発電所で流れの中にある構造物は一般に円柱、角柱の場合が多い。多くの研究者によって比較的単純

* (株)原子力安全システム研究所 技術システム研究所

† 金沢大学大学院 自然科学研究科教授

な形状・流れ場での振動問題は研究されている。円柱の研究成果をまとめることにより日本機械学会が「配管内円柱状構造物の流力振動評価指針」⁽²⁾(以下、指針と呼ぶ)を定めた。この指針は現在得られている知見を基に実用的な構造物を評価することを目的としている。しかし角柱やテーパのある円柱についての評価はまだ取り入れられていない。

本研究では、数値解析を用いて流体励起振動を評価する手法を開発した。数値解析を用いると角柱のように断面形状が変わっても評価することができる。またテーパ円柱のように、長さ方向に断面が変化する問題に対しては、実験によって振動特性を求め、指針の中で評価できるようにパラメータを求めた。これらの成果によって本研究は配管内構造物の評価手法を高度化した。

最初に数値解析により流れの中にある構造物の振動を評価する手法を開発した。数値解析は対象とする形状を変更しても同じ手法により解くことができ、設計段階で形状に即した評価を行うことが可能である。また流れの様子を詳細に観察することができ、現象の理解に役立つ。しかし配管内の複雑な流れの条件をすべて数値解析に反映することは困難である。本研究を始めた時点では、流体励起振動を効率的に精度良く解析できる汎用コードは無く、大学での研究が進んでいた所であった。そこで流体励起振動に適用できる数値解析手法を確立し、実験結果と精度比較する事が必要であった。

数値解析に必要な計算格子の生成、解析条件の設定等の省力化を考え、汎用流体解析コードをベースに開発を進めた。汎用コードには後に述べる連成解析を行う機能を追加する改良を行った。本研究では解析の精度を上げるために流れを3次元で解くことを視野に入れた。2次元と3次元では解析に必要な時間が違う。本研究で用いた手法は、汎用のコードを用いることによりある程度自由にモデルを作成できること、3次元の流れを観察して現象の理解に役立つこと、解析精度を上げたことが特徴である。

次にテーパのある円柱について、テーパ率が振動にどのように影響するかを実験により求めた。テーパのある円柱の振動については実験データがいくつ

か報告⁽³⁾されているが、振動特性について十分に研究されていない部分がある。テーパのある円柱を前述の日本機械学会指針で評価できるように十分なデータを蓄積することは、構造物の設計を評価する上で重要である。数値解析を用いるとテーパ形状に合わせた計算格子が膨大になり、計算時間がかかること、解析精度を評価するためにも精度の良い実験を行う必要があることからテーパ円柱については実験を行うこととした。

2. 流体励起振動の発生機構

流れの中に置かれた鈍い構造物の周りには、粘性の作用により物体表面と主流の間に速度せん断層または境界層と呼ばれる層が形成される。物体の曲率変化により表面からこの層が剥離して物体背面で強い渦に成長する。主流によりこの渦は下流に流される。物体の直径 D 、主流の速度 U 、流体の動粘性係数による無次元のパラメータであるレイノルズ数 $Re = UD/\nu$ でほぼ40~50以上の領域では周期的に交互に渦が放出され、図1のようなカルマン渦が形成される。

この渦の放出周波数 f_s は U と D によって次式により無次元化され、ストローハル数 St と呼ぶ。

$$St = \frac{f_s D}{U} \quad (1)$$

St 数は一般に Re 数の関数として実験的に求められる。図2に実験値を示す。

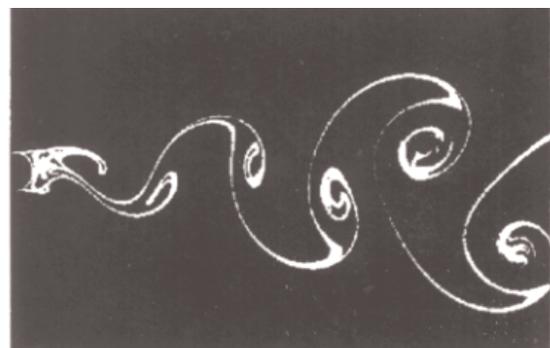


図1 カルマン渦⁽⁴⁾

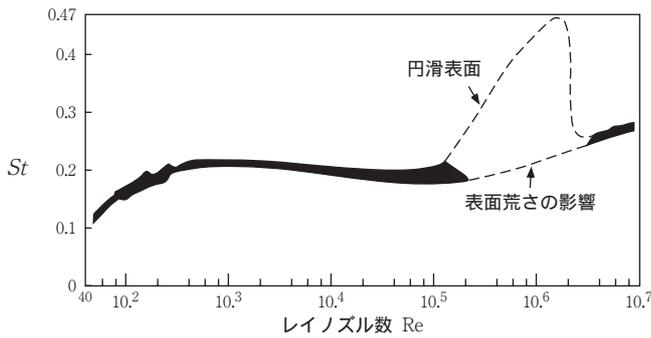


図2 レイノルズ数に対するストローハル数⁽⁵⁾

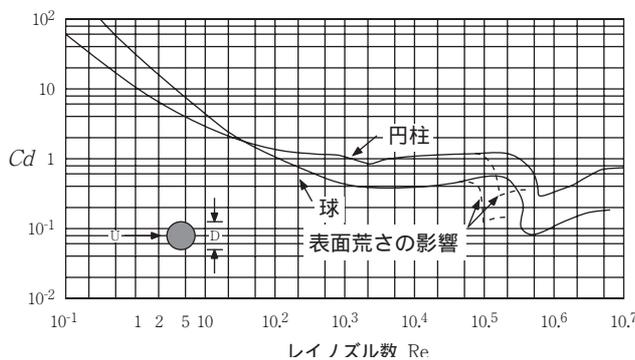


図3 レイノルズ数に対する抗力係数⁽⁵⁾

$Re = 500$ 以上から臨界レイノルズ数 3×10^5 までの範囲で St 数はほぼ 0.2 である。物体に働く力 F の平均は次式によって無次元化され、抗力係数 Cd と呼ぶ。 L は物体の長さ、 ρ は流体の密度である。図3に実験値を示す。 $Re = 500$ 以上から臨界レイノルズ数 3×10^5 までの範囲で Cd はほぼ 1 である。

$$Cd = \frac{2F}{U^2 DL} \dots \dots \dots (2)$$

このような流体が構造物に及ぼす力は、渦が発生することにより周期的になる。構造物が流れの中で振動するかどうかは、後流渦の周波数と振動系の固有振動数との間の関係、構造減衰係数などによって決まる。渦励振は自励振動であり、その振動機構は図4のような概念で説明できる。

構造物が作る渦によって、構造物がわずかに振動すると、その運動に伴って渦が変化する。渦により励起される流体力が構造振動系にフィードバックする。流体力によってさらに構造物の振動が助長される。この繰り返しにより系全体が自励的に振動する。

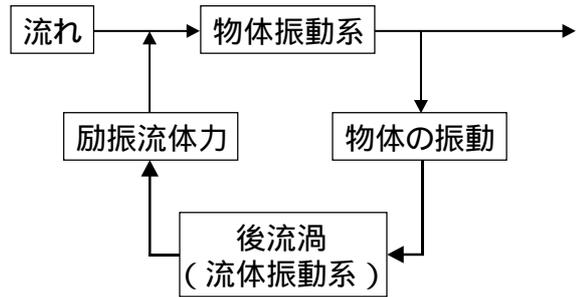


図4 振動発生機構のモデル⁽⁶⁾

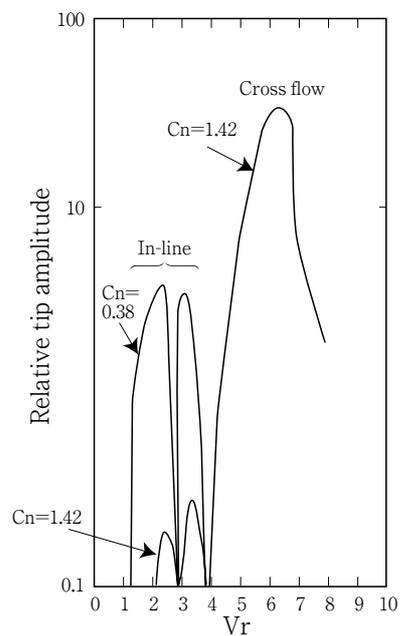


図5 換算流速に対する振動振幅（実験）⁽⁷⁾

実験で単一円柱の一様流中での振動振幅を求めると図5のようになる。

横軸は次式により流速を構造物の固有振動数 f_c により無次元化した換算流速 Vr である。

$$Vr = \frac{U}{f_c D} \dots \dots \dots (3)$$

図中の Cn は次式で与えられる、構造減衰を無次元化した換算減衰率である。

$$Cn = \frac{2m}{D^2} \dots \dots \dots (4)$$

ここで m は構造のスパン方向単位長さあたりの質量, γ は構造系の対数減衰率, ρ は流体密度である. 換算流速を上げると, 流れ方向 (in-line) の振動が卓越する 2 つの励振域があり, その後 $Vr < 1/St$ の付近では流れに直角方向 (cross flow) の振動が卓越する. 普通, 渦励振はこの領域で生じる直角方向の振動のことを言う.

式 (3) は構造物を固有振動数の高く剛である設計にすると, 換算流速が小さくなることを意味している. $Vr < 1.0$ では減衰の大きさにかかわらず振動は発生しない. もんじゅの温度計さや管は流れに直角方向の振動と流れ方向の振動の第二励振域を回避した設計であったが, 第一励振域によって損傷したと一般に言われている.

3. 数値解析による研究

3.1 数学モデルと理論方程式

図4で示したような振動機構は, 流れ場と構造振動系はフィードバックを介した連成問題となっている. これを数値解析的に解くためには, 流れ場と構造の振動とを数学的にモデル化し, 同時に解く必要がある. 図6に本研究で採用した数学モデルを示す.

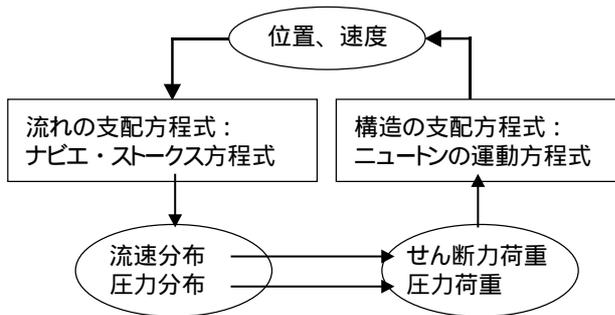


図6 連成振動の数学モデル

このように流れ場と構造振動系を同時に解くことを連成解析 (流体・構造連成) と言う. 構造振動系については, まず最も単純な例として図7ような振動のモデルを考えた.

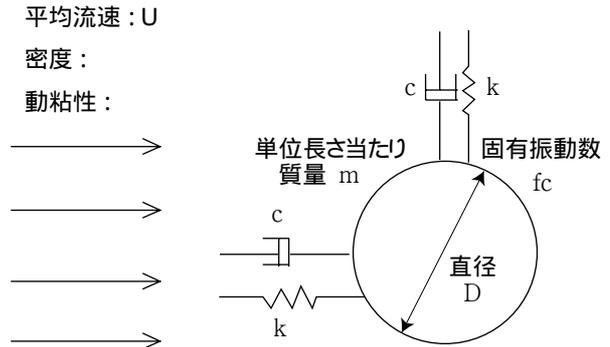


図7 振動系のモデル

構造物は十分に長い円柱とする. 断面の円が, 円柱の固有振動数と等しくなるような仮想的なバネ・ダンパ系により空間に固定されているような振動系と見なす. 円は回転, 変形を考えず, 2自由度に平行移動させる. 平行移動は流れ方向に沿って, 円柱に垂直な断面内で行う. つまり円柱の移動は2次元になる. この系の運動方程式

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_x(t) \tag{5}$$

を解いて得られる構造体の速度 \dot{x} をナビエ・ストークス方程式の移流項に反映する.

$$-\frac{u_i}{t} + (u_j - \dot{x}) \text{grad } u_i = -\text{grad } p + \nu \Delta u_i \tag{6}$$

図7の円をある程度長さを持つ3次元として扱うと, 式(6)の u は3次元で解いた流れの速度である. 式(5)から得られる系の固有振動数は $fc = \sqrt{k/m}/2$ である.

3.2 数値解析手法と計算条件

これらの方程式を解いて流れ場を求めるため, 汎用の流体解析コードCFX4 (AEA Technology社) を用いた. CFX4は有限体積法を用い, 計算アルゴリズムはSIMPLEC法である. このコードにより解かれる流れ場 (流速, 圧力) により構造物にかかる荷重を求め, その時間変化により構造振動系を式(5)により解く. 振動系より得られる位置, 速度を流れ

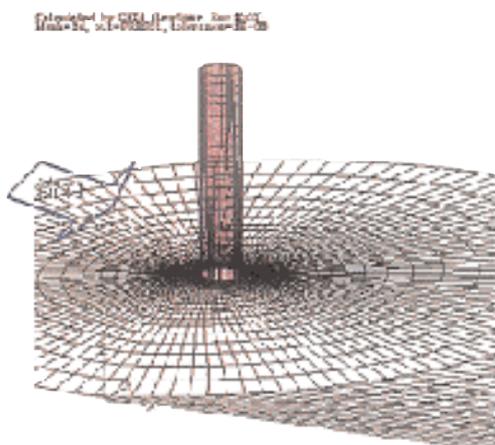


図8 解析に用いた計算格子（3次元）

場の条件として反映し，時間を進める．この繰り返
しにより数値解析で図6の数学モデルを解く．

流体の解析条件は以下のように設定した．流れは
一様で，円柱に直交する． $Re = 1000$, $U = 1$, $\nu = 1$ と
し，層流により解析した．流体と構造体の質量比
 m/D^3 は水と金属の質量比を考え，10とした．

計算格子には図8のような境界適合格子を用いた．
円柱の長さは直径 D の5倍である．分割数は円周方
向に120分割，半径方向に40分割，円柱の長手方向
に10分割とした．格子総数は57,600である．流体は
左から右に流れ，円柱壁面にはnon-slip条件，右端
の境界は圧力 $p = 0$ ，上下端はslip条件とした．時間
の差分には1次精度の完全陰解法，対流項には2次
の風上差分のQUICKを用いた．時間増分は無次元
時間の0.005倍とした．振動系は式（5）に時間に対
して2次精度の線形加速度法を用いた．これらの条
件は，岡島ら⁽⁸⁾が用いた条件とほぼ同じであり，
対象としている問題を解くのに十分な精度があると
考えられた．

図7のモデル化のように，円柱が2自由度の平行移動
を行うと仮定することは，十分に長い円柱を対象と
することに相当する．実際の構造物は片持ちの梁
（下端が固定されて有限の長さのある棒）である．し
たがって振動は下端を中心とした回転運動を行い，
流れには先端の効果がある．この有限の長さの影響
を数値解析で考慮するためには膨大な計算格子を必
要とする．よって数値解析の目的は，設計段階で実
験を行うこと無しに簡易な評価を行うことにある．

3.3 静止円柱の数値解析結果

本数値解析手法の基本的な流れ場の性質を調べる
ために，円柱を固定して数値解析を行った．静止円
柱の St 数， Cd 等実験値は図2，3のように多くの実
験データから得られている．ここでは振動する円柱
を解く前に，3.2で用いた解析条件が十分な精度か
どうかを確認する．解析は2次元と3次元の場合を
行った．

円柱を固定してその周囲の流れを解き，円柱に働
く流体力 F 求め，その流れに直角方向成分の周波数
 f_s をFFTにより求めた．式（1）により求めた St 数は，
2次元の解析では0.24，式（2）により求めた抗力
係数 Cd は1.5であった．3次元の解析では $St = 0.21$ ，
 $Cd = 1.29$ であった．一般に $Re = 1000$ での実験値は

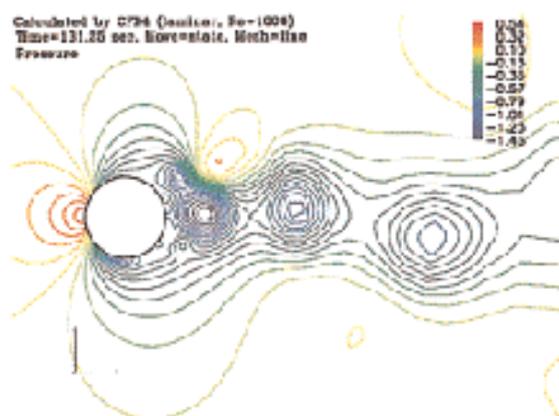


図9 2次元静止円柱周りの等圧力線図

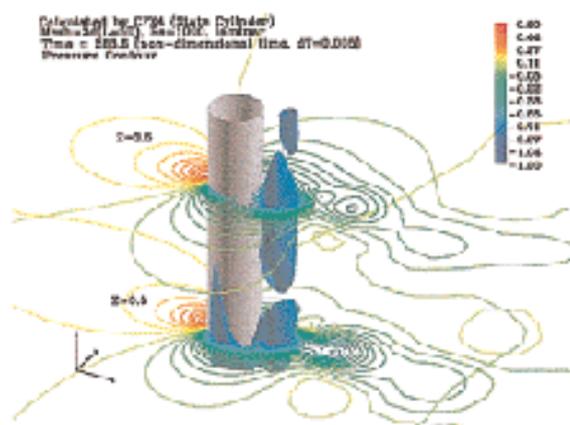


図10 3次元静止円柱周りの等圧力線図

それぞれ $St = 0.21$, $Cd = 1.0$ であり, 3次元の数値計算は実験値に近いことが分かる. 2次元静止円柱周りの圧力を図9に, 3次元静止円柱周りの圧力分布を図10に示す.

図9で流体は図の左から右へと流れている. 円柱の後流に渦が生じ, 渦の中心は圧力が低い. 等圧力線が丸くなっているところに渦が存在している. この渦が円柱から剥離するときに円柱に力を及ぼす.

図10で流体は図の左奥から右手前に流れている. ある一定圧力の等値面を表示しているのので, それが楕円形球体となって見えている. これは3次元の渦の存在を示している. 円柱の長手方向(スパン方向)に渦が不連続に分布している様子が分かる. 静止円柱では, ある大きさを持ったセル状の渦が発生することが実験からも知られている. このセル状の渦はスパン方向には交互になっていて, 位相差をもって発生していることが図から見て取れる.

3.4 弾性支持円柱の数値解析結果

3.4.1 2次元弾性支持円柱の数値解析結果

次に, 図7のように円柱を弾性支持して振動する解析を行った. 系の固有振動数 f_0 を変えることで換算流速を変化させることにする. 実構造物は固有振動数が高く剛な構造にする場合が多く, Vr が小さい側になる. 従って Vr の小さい側の振動範囲である $Vr = 1.2 \sim 3.5$ の領域で解析を行った.

この領域では図5のように円柱は流れ方向に振動し, その振幅は2つの励振域を持つ. 実験では第一の励振域の場合は円柱の周りに対称な渦が発生し, 円柱の固有振動数と下流の渦放出周波数とは一致しないような非ロックイン現象が起こる. 次に $Vr = 1/2St$ 付近で振動が抑制される. この抑制の機構はまだはっきりしたことが分かっていない. その後再び振動が起こり, 第二の励振域を形成する. 数値解析のここでの着目点は, 実験的に現れるこのような複雑な振動の性質が再現できるだけの精度を持っているかどうかである.

まず, 2次元の解析を行った. 構造物の減衰は $Cn = 0, 0.43, 0.8$ と変化させ, 減衰が振動振幅に及ぼす影響を検討した. 円柱の初期位置にはあらかじめ変

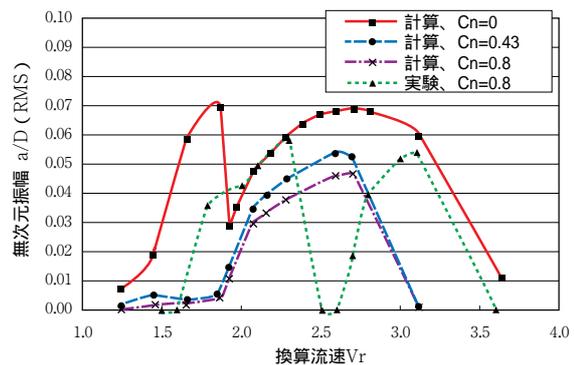


図11 換算流速に対する流れ方向の振動振幅 (2次元)

位 $(x, y) = (-0.2D, 0.2D)$ を与えた. 変位を与えられると, 円柱を引っ張ることで振動を与えて, それが減衰していく状態を計算することとなる. 変位を与えずに計算すると, 振動が安定するまでに多くの計算時間を必要とするため, 計算時間を節約するために行った. 振動が安定したところでの振幅の rms 値, 渦の周波数を計算した. Vr に対する振幅を図11に示す. 実験値は岡島ら⁽⁹⁾が $Cn = 0.8$ で行ったものである. 実験は $Re = 10^4 \sim 10^5$ で, 静止円柱の後流渦のストローハル数 $St = 0.21$ の条件で行われた. 数値解析で流れ方向に2つの励振域を持つことが再現されていることが分かる. 谷の部分の Vr は実験では約2.6 ($1/2/0.21$) であり, 2次元の数値計算では1.9 ($1/2/0.24$) である. これは静止円柱 St 数の違い, すなわち渦放出周波数が実験と数値解析とで相違があることによるものと考えられる.

Cn が大きくなるに従って, 振動振幅の第一励振域, 第二励振域とも振幅が減少している. $Cn = 0.43$ では第一励振域の振幅はほとんど抑制されてしまうのに対し, 第二励振域の方は徐々に振幅が減少していることが相違している. このような傾向は実験でも確かめられている. 岡島らの風洞による実験結果を図12に示す.

実験では $Cn = 0.99$ で第一励振域の振幅がほとんど見られなくなるのに対し, 数値計算ではそれよりも小さな減衰で見られなくなる.

渦の周波数は, 後流の位置 $(x, y) = (3D, 0.5D)$ の点での圧力変動をFFTにより算出した. 周波数成分は複数個の倍調波を持ち, そのうち低いほうから f_1, f_2 として図13に示す. $f_2 = 2f_1$ である. 周波数スペク

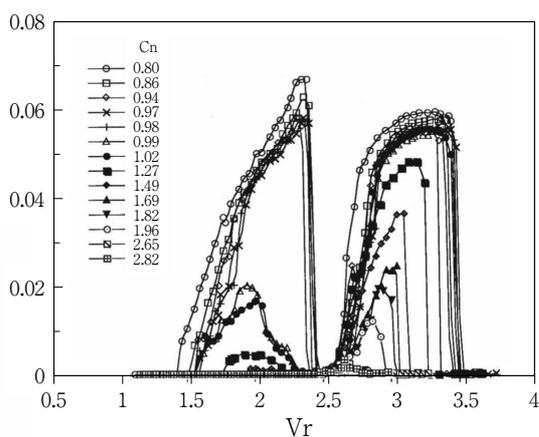


図12 換算流速に対する対する流れ方向の振動振幅（風洞実験）⁽⁹⁾

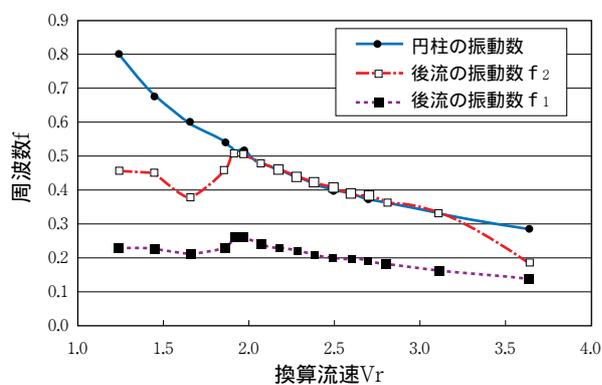


図13 換算流速に対する円柱と後流の振動周波数（ $Cn=0$ ，2次元）

トルの大きい方を大きな でプロットしている．第一励振域の範囲では， f_2 は円柱の振動数とは一致しない，非ロックインの状態である．このときの f_1 は静止円柱でのSt数にほぼ等しい．一方，第二励振域の範囲では f_2 が円柱の振動数と一致するロックイン状態であることが分かる．

$Vr = 1.87, 1.92, 2.28$ の等圧力線図を図14，15，16に示す．

流体は図の左から右へ流れている． $Vr = 1.87$ の場合は円柱の後流に対称な渦が観察される．円柱から直径 D ほど後流では，対称渦は崩壊して交互渦に移行している．振幅が抑制されている $Vr = 1.92$ ，第二励振域である $Vr = 2.28$ の両方の場合においては非対称な交互渦が観察される．

このように渦の形状が第一励振域と第二励振域では

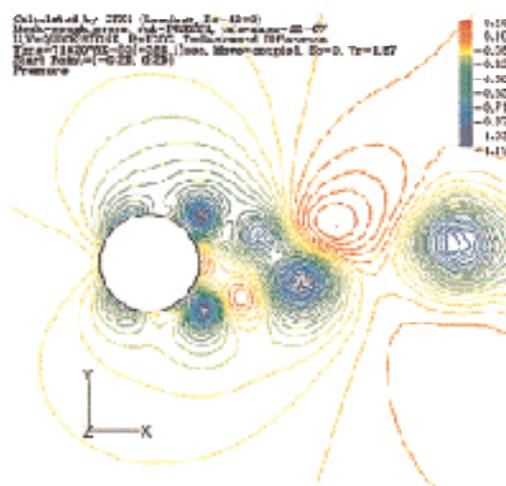


図14 2次元弾性支持円柱周りの等圧力線図（ $Vr = 1.87, Cn = 0$ ）

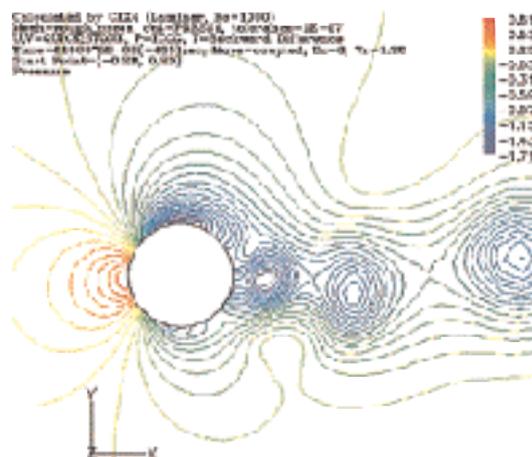


図15 2次元弾性支持円柱周りの等圧力線図（ $Vr = 1.92, Cn = 0$ ）

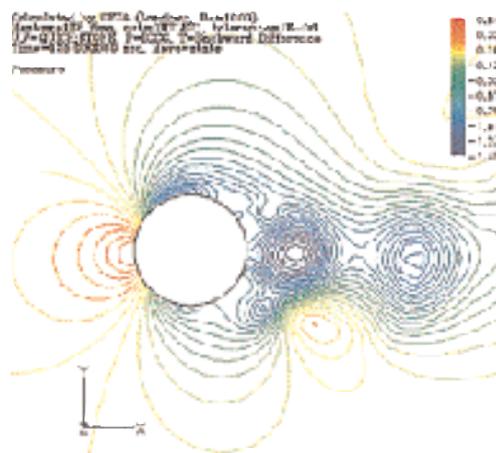


図16 2次元弾性支持円柱周りの等圧力線図（ $Vr = 2.28, Cn = 0$ ）

変化することをKing⁽⁷⁾も述べている．渦形状と振動との関係について考察する．自励振動系に対して共振という言い方は正確ではないが，円柱の周波数が渦放出周波数の倍に近い $V_r = 1.0 \sim 3.5$ の領域では円柱と後流渦が共振しやすい状態と言うことができる．後流渦が図1のような交互渦（カルマン渦）だけであればこのように2つの励振域は現れないと考えられる．第一励振域は，図14のように対称渦が発生す状態であり，振動発生メカニズムがカルマン渦とは相違していることを示している．第二励振域では，図16のように後流渦が交互になり，図13のように渦放出周波数 f_2 がカルマン渦の周波数 $f=0.2$ の倍近傍で円柱の振動数と一致している．つまり第二励振域はカルマン渦の倍周期の共振に近い状態である．以上をまとめると，振動する円柱から放出される後流渦には2つのモードがあり，対称渦と交互渦がある．この2つのモードは，流れ方向振動の2つの励振域に対応していて，本研究で用いた数値解析によって再現できている．

3.4.2 3次元弾性支持円柱の数値解析結果

次に円柱をスパン方向長さが5Dの3次元にして解析を行った．3.3の静止円柱の場合に述べたように，3次元の解析では2次元よりもSt数，Cdともに実験に近くなる．そこで3次元の弾性支持円柱の流動特性は2次元よりも実験に近い特性を示すのではないかと考えた． $C_n = 0$ とし，それ以外の条件は2次元の場合と同様である．解析結果を図17に示す．

3次元の解析は，2次元に比べて振動振幅の谷の

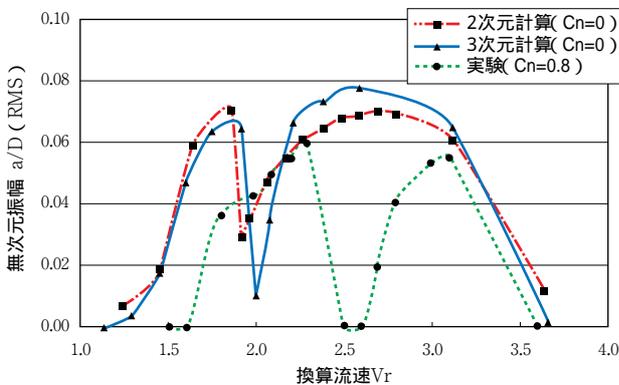


図17 換算流速に対する流れ方向振動振幅 (3次元)

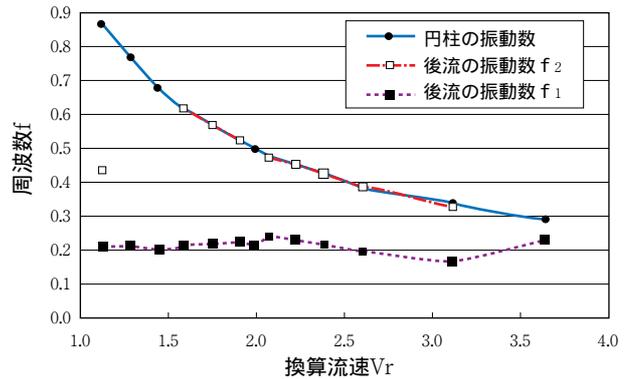


図18 換算流速に対する円柱と後流の振動周波数 ($C_n = 0, 3$ 次元)

部分がより実験に近くなっている．これはSt数の違いによるものと考えられる．振幅の全体的な傾向はよく似ているが，谷の部分は小さくなっている．渦の周波数を後流の位置 $(x, y) = (1.5D, 0.5D, 2.5D)$ の点での圧力変動をFFTにより求めた結果を図18に示す．

2次元の時と同様に，振動振幅の第二励振域の領域ではロックイン状態になっていることが分かる． $V_r = 1.87, 1.92, 2.28$ の等圧力面を図19, 20, 21に示す．

流体は図の左奥から右手前に向かって流れている．図19では円柱の後に円柱から見て左右対称な渦がスパン方向に連続している様子が分かる．これは図10の静止円柱の場合とはかなり違っている．対称渦が発生するだけでなく，静止円柱で見られたスパン方向の位相差が無くなり，筒状に同期している．しかし円柱から遠ざかると急速に渦が崩れ始め，スパン方向でいくつかの塊に分割されていく．

図20はちょうど振動振幅の谷の部分であり，円柱はほとんど振動していない．渦の様子も静止円柱の場合とよく似ている．しかし図10の静止円柱の場合にはスパン方向に3つ程度に渦が分割されているのに対し，図20ではより小さく分割されているように見える．図21は第二励振域であり，再び渦がスパン方向に連続した形状になる．第二励振域では渦は交互になっている．

3次元の解析では3.4.1で述べた渦のモードに加えて，スパン方向の分布を観察することができた．

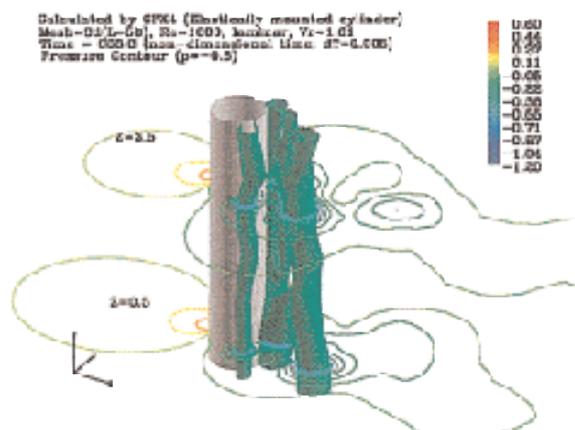


図19 3次元弾性支持円柱周りの等圧力線図
($Vr = 1.61, Cn = 0$)

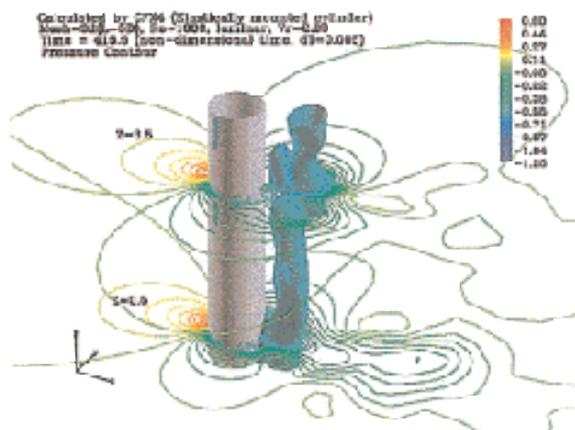


図20 3次元弾性支持円柱周りの等圧力線図
($Vr = 2.00, Cn = 0$)

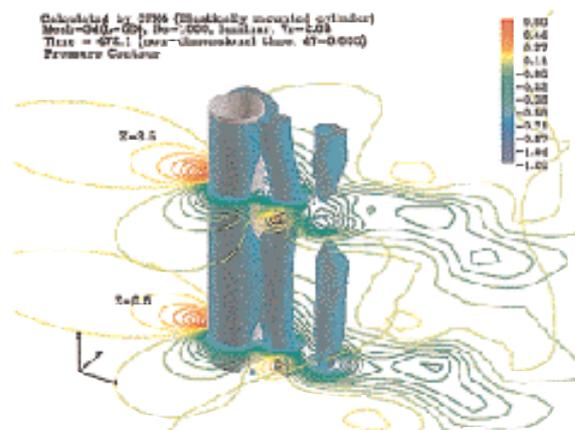


図21 3次元弾性支持円柱周りの等圧力線図
($Vr = 2.08, Cn = 0$)

3.5 数値解析結果の考察

本研究で開発した数値解析手法は、振動振幅、換算流速に対する振動領域とも実験を精度良く再現できた。図11は換算減衰を変えた場合の2次元の解析結果を示している。 $Cn = 0$ の数値解析結果は $Cn = 0.8$ の実験結果よりも振動振幅、振動領域とも大きくなっている。また $Cn = 0.8$ とした数値解析結果では第一励振域で振動が抑制されてしまい、実験結果とは相違している。つまりこの数値解析手法は流体励起振動を、 $Cn = 0$ とすることで振動振幅を大きく、評価手法としては安全側に評価することができる。3次元の数値解析は、図17に見られるように、2次元の解析結果より実験結果に近くなっている。しかし実験結果と一致するまでには至らなかった。図20のように3次元の解析ではスパン方向に渦の分布が発生する。この分布の長さはスパン方向長さとしてスパン方向格子分割に影響されると考えられる。本研究で用いた計算格子はその分布を精度良く再現できるだけの細かさを持っていないことが相違の原因と考えられる。泉ら⁽¹⁰⁾はスパン方向長さ $6D$ 、分割数55で流れに垂直方向の数値解析を行った。その解析結果ではスパン方向の渦の分布、実験と同様な振幅のヒステリシス現象を再現できている。本研究で用いた手法は泉らの手法とほぼ同じで計算格子が違うことから、計算格子を詳細にすることで実験結果に近い振動特性を得ることができると予想される。本研究は数値解析を用いて流体励起振動に対する設計評価を行うことにある。ある程度現実的な時間の中で評価を行うことを考えれば、数値解析は2次元で行うことが望ましい。2次元の解析で Vr に対する振幅を1ケース求めるためにはシリコングラフィックス社製ワークステーションOrigin2000の1CPUで約1週間要した。3次元の解析には同じワークステーションで3CPUを使い約1ヶ月要した。従って2次元の解析で簡易に評価することが現実的である。

3.6 数値解析と実機条件

数値解析は3.5で述べたように簡易に設計を評価する方法として用いることができる。しかし実機条件を数値解析に全て入れることは困難である。そ

の具体的な内容を以下に述べる。

まず実機ではRe数が非常に高いところで運転されている。図2, 3で臨界Re数 3×10^5 以上の領域ではSt数, Cdともに亜臨界とは相違がある。この超臨界領域の円柱でSt数, Cdが実験と合う数値解析を行った文献は調べた限りでは無かった。超臨界領域では物体近傍の境界層が乱流によりかなり乱されることが実験により知られていて、現在の数値解析技術で再現は困難であると思われる。

また、本研究では構造物のスパン方向の長さが十分に長いとしてモデル化を行ったが、十分に長いとは言えない構造に対しては構造物の端部の効果を考慮する必要がある。構造物の長さの程度は直径に対する比率、すなわちアスペクト比L/Dで表される。アスペクト比の小さい構造物の端部を3次元解析モデルに入れて解析することは技術的に可能であるが、本研究で用いた計算格子よりは数十倍の細かさになる。計算時間も比例して大きくなるため、現実的には解くことができない。

実機の温度計さや管のようにテーパ付き円柱の振動特性は、設計評価を行う上で重要である。特にテーパの影響がまだ明かでない。数値解析は上述の計算格子と計算時間の問題からテーパ付き円柱に適用することができなかつた。そこで実験的にテーパの影響を求め、指針に加えることで設計評価が行えるようにすることを考えた。

Re数が振動に及ぼす影響については、実験により調べた論文がいくつか発表されているが、まだ統一的な知見が得られるまでには至っていない。今後の研究が期待される。

4. 実験による研究

4.1 実験装置と実験方法

本研究ではテーパ率が振動に与える影響を検討するために、テーパ付き円柱の流動実験を行った。実験には金沢大学工学部の回流水槽を用いた。水槽の構造を図22に示す。

この水槽の測定部の流速は約0.6~2.5m/sである。平均流速 $U = 1.0\text{m/s}$ になるように設定した時の、測定部高さ方向の流れの特性を図23に示す。流速は高

さ方向にほぼ一定である。

測定部に図24のように試験体を設置し、振動実験を行う。

試験体の先端の振幅を測定するため、試験体内部に加速度センサーを埋め込んだ。試験体に影響を及ぼさないような位置にピトー管を設置し、流速を測定した。円柱の後流には熱線流速計を設置し、円柱

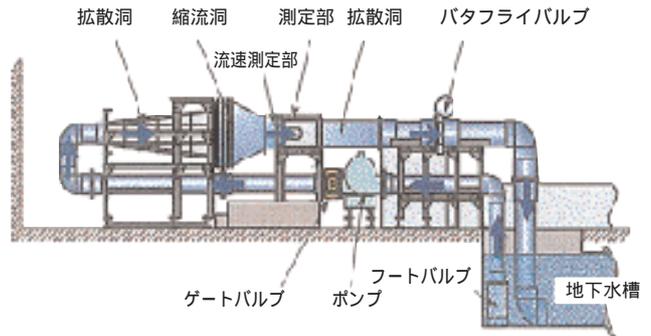


図22 回流水槽

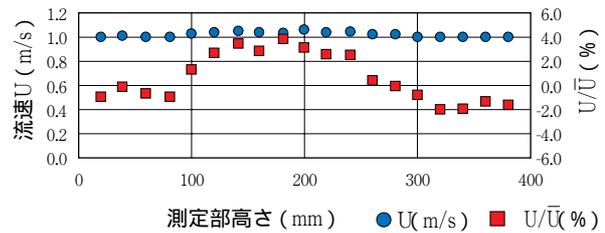


図23 水槽の流速特性

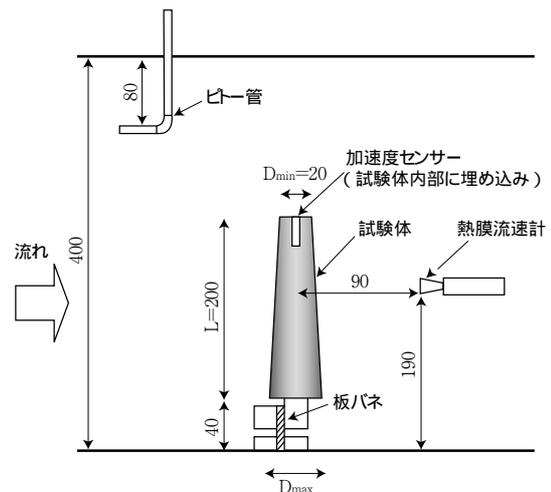


図24 測定部の試験体設置例 (テーパ付き円柱)

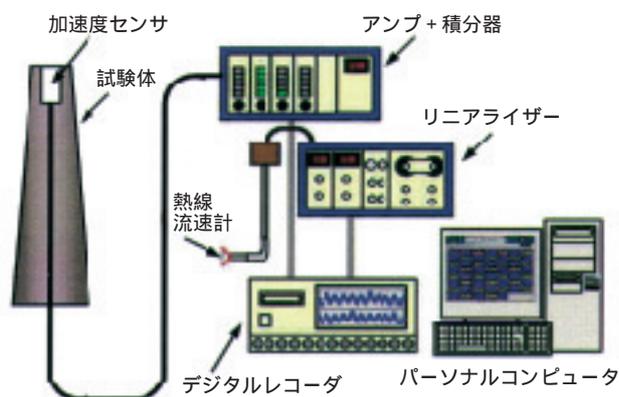


図25 測定装置

からの渦放出周波数を流速の変動値のFFTにより求めた。測定装置の概略を図25に示す。

加速度センサーの出力は、アンプに内蔵された積分器により2階積分して変位出力にして計測し、別途レーザー変位計により校正を行った。変位、平均流速、円柱後流の流速変動は同時に測定した。測定のための実験プロセスは、ある流速にして5分間保持して状態が安定するのを待ち、デジタルレコーダにより40sec程度データを記録した後、流速を変えるように行った。

4.2 片持ち弾性支持円柱の流動実験結果

回流水槽を用いて、片持ち弾性支持された円柱とテーパ付き円柱の流動実験を行った。実験に用いた試験体の緒元を表1に示す。

試験体は先端直径 $D_{min} = 20\text{mm}$ 、スパン方向長さ $L=200\text{mm}$ でなめらかな表面である。先端には端板がつけられるようになっている。下端をボルトで固定した板バネで支持されていて、全体を十分に剛な台で回流水槽試験部に固定される。板バネは流れ方

表1 試験体の緒元

No.	D_{min} [mm]	D_{max} [mm]	L [mm]	Taper ratio [%]	Material
1	20	20	200	0	SUS304
2		30		5	
3		40		10	

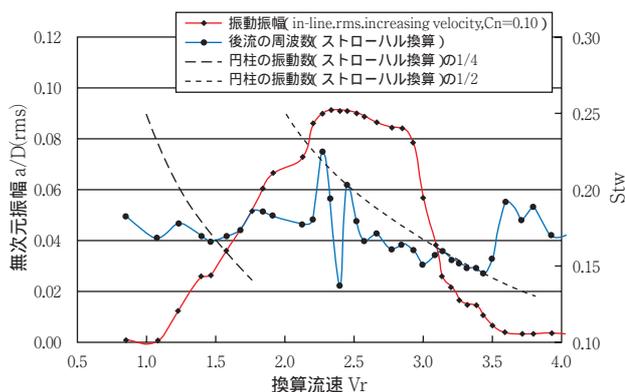


図26 円柱の換算流速に対する流れ方向振動振幅 (実験, 端板無し)

向にだけ振動するように固定されている。板バネの厚さ、形状を変えることにより、試験体の固有振動数、減衰を変えることができる。

まず、試験体1を用いて片持ち単純円柱の流動実験を行った。換算流速は流れ方向の振動範囲である $Vr = 0.9 \sim 4.0$ にした。試験結果を図26に示す。

興味深いことに、片持ちの場合には流れ方向に振動の励振域が一つしかない。図7のような平行移動する両持ちのモデルで行った実験・数値計算では、どちらも二つの励振域を持っていた。減衰が増えることで振動振幅が減少している。どちらの場合も換算流速に対する振動振幅は同じような形状の線を描いている。

図26には後流の周波数もプロットしてある。ほとんど全体にわたって非ロックイン状態になっている。両持ち弾性支持の場合には、第一励振域が非ロックイン状態であり、第二励振域はロックイン状態である。このことから片持ちの円柱では第一励振域しか現れていないのではないかと推測した。

片持ちの場合は、円柱が下端を中心に回転運動すること、上端の端部効果があることが両持ちと相違がある。円柱の先端にはカルマン渦のような構造の渦が発生しにくく、スパイラル状の流れになることが知られている。流れの模式図を図27に示す。

静止円柱では、端板を円柱の先端につけて先端付近の流れを変えるとカルマン渦の発生する領域が増える。そこで振動円柱に対する端部効果を確認するために、円柱に端板(直径60mm)をつけて実験を行

った．試験体の概略図を図28に，結果を図29に示す．
 端板をつけると流れ方向振動振幅に二つの励振域が現れる．後流の周波数を見ると，第二励振域ではロックイン状態であることが分かる．つまり端板をつけることにより，第二励振域が現れ，第一励振域

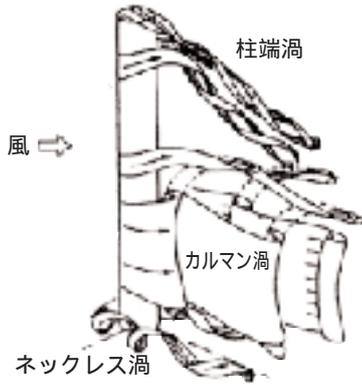


図27 円柱周りの流れ⁽⁶⁾

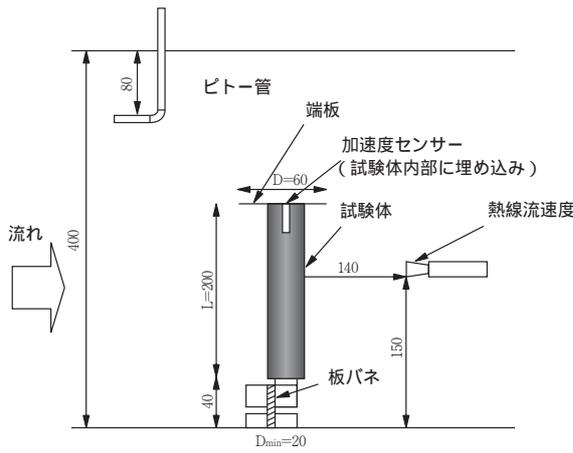


図28 端板付き円柱試験体の概略図

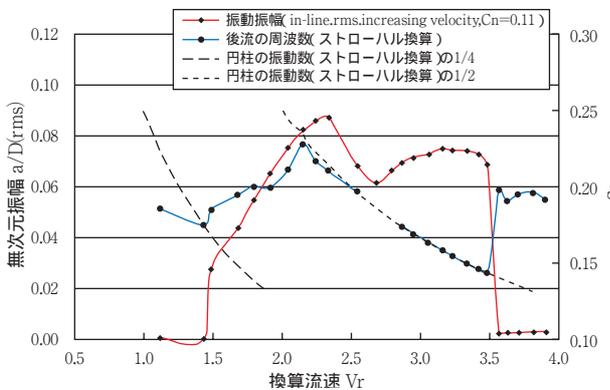


図29 換算流速に対する流れ方向振動振幅 (実験，端板あり)

との相互作用により振幅の谷が現れることが分かる．このことから片持ち弾性支持円柱では端部の流れにより交互渦の発生が阻害され，第一励振域が相対的に強く現れていたと考えられる．

4.3 片持ち弾性支持のテーパ付き円柱の流動実験結果

次にテーパ付き円柱である試験体2, 3を用いた流動実験を行った．テーパ付き円柱は先端直径 D_{min} が円柱の場合と同じ20mmであり，根元直径 D_{max} が試験体2は30mm (テーパ率5%)，試験体3は40mm (テーパ率10%)である．スパン方向長さ L はどちらも200mmである．実験結果を図30, 31に示す．

テーパ付き円柱の場合は振動振幅に二つの励振域が現れている．テーパ率が5%の場合と10%の場合

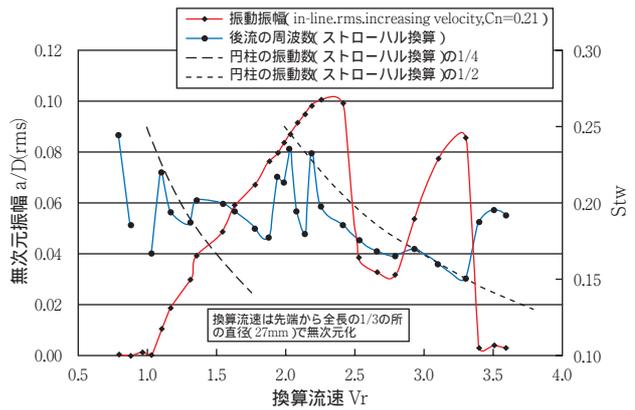


図30 換算流速に対する流れ方向振動振幅 (実験，テーパ率5%)

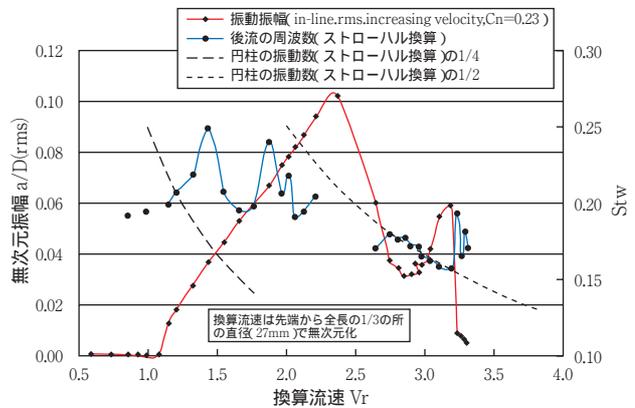


図31 換算流速に対する流れ方向振動振幅 (実験，テーパ率10%)

の両方で，第二励振域はロックイン状態である．テーパ率10%の方が，5%の場合に比べて第二励振域のピークが小さい．第一励振域はテーパ率が変わってもあまり変化していない．図12の風洞による両端支持円柱の実験結果と比べると，第二励振域の V_r 範囲が狭く，振動振幅が小さくなっている．特にテーパ率の大きな試験結果の方がその傾向が顕著である．従ってこの相違はテーパ率の影響であると考えられる．

テーパ付き円柱では，換算流速を求めるために用いる代表直径 D_{ref} をどこに取るかが問題である．この実験結果は先端から全長の1/3のときの直径 $D_{ref} = D_{min} + (D_{max} - D_{min}) / 3$ を用いた．テーパ付き円柱にこのような代表直径をもちいると振動範囲が円柱にほぼ近い状態で整理できるという報告⁽³⁾があったので参考とした．この代表直径を用いると，日本機械学会の指針に用いられているデータである図5，12の振動範囲 $V_r=1 \sim 4$ にうまく整理することができる．つまり円柱と同様の評価手法を用いることができるようになる．

試験体3について，板バネとその固定条件を変えることにより減衰を変化させた実験を行った．板バネの固定部分にゴム板，アルミ板を挟むことにより減衰率を増加させた．実験結果を図32に示す．

換算減衰率 C_n が大きくなると振動振幅が抑制されている．図12と比較すると，減衰率が第二励振域の振幅に及ぼす影響が特に違っている．図32では第一，第二励振域とも $C_n = 1.67$ では振動が抑制されてしまっているのに対し，図12で第二励振域は $C_n = 1.96$ でも振動している．すなわち片持ちのテーパ付き円柱の振動が両端支持の円柱よりも小さな減衰率で振動を抑制できている．指針はこの V_r の領域における C_n を2.5以上にすることを定めている．図32に置いて $C_n = 1.67$ で振幅が抑制されていることは指針の C_n が十分に安全であることを示している．

4.4 流動実験結果の考察

片持ち弾性支持の円柱とテーパ付き円柱の流動実験を行い，その振動特性を求めることができた．テーパ付き円柱については，両持ち弾性支持円柱の実験に比べて第一励振域の振幅が大きく，第二励振域

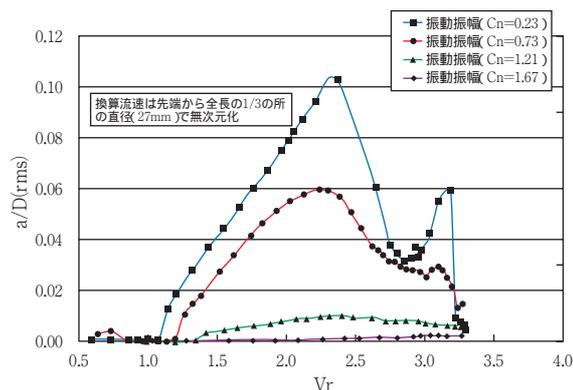


図32 減衰が振動振幅に及ぼす影響

の振幅が小さくなるのが分かった．これはテーパ付きという形状が第二励振域の発生原因である交互渦を生成しにくいためであると考えられる． V_r に対する振動範囲を指針と同じ範囲に整理するためには D_{ref} という代表直径の取り方が良い． $C_n = 1.67$ で両方の励振域の振動が抑制される．これらの知見によって，テーパ付き円柱を円柱と同じ評価方法で健全性を確認する事ができる．

円柱については，これまでの知見とは相違して第一励振域のみが現れた．先端に端板をつけた円柱の実験により，その相違は先端の効果であることを確かめた．円柱のアスペクト比が小さくなると相対的に先端の効果が大きくなる．両持ち弾性支持円柱の実験はアスペクト比が十分に大きい場合を模擬している．今回用いた試験体のアスペクト比10の場合には，第二励振域が現れなくなることが分かった．

5. 日本機械学会指針への研究成果の活用

本研究と同時期に，民間基準として日本機械学会の「配管内円柱状構造物の流力振動評価指針」が策定された．本研究は指針が策定されてから研究を始めたものではないが，指針を補完するような位置づけとなっている．指針と本研究との違いを表2に示す．

このように，本研究は指針で扱いが明確になっていない円柱以外の形状を評価することを可能にした．

数値解析による方法は，構造物の断面形状が角柱やより複雑なものとなった場合でも評価が可能であ

表2 指針と本研究との比較

	指針	本研究	
		数値解析	実験データ
形状	円柱	角柱等に 応用可能	円柱, テー パ付き円柱
Re数	特に限定し ない	臨界以下	臨界以下
ランダム 振動	考慮	考慮でき ない	-

る。特に2次元の解析で簡易に評価することは設計評価に有効である。しかし臨界Re数を超えるような実機条件を数値解析に入れることは困難である。この点は今後の数値解析技術の向上が必要である。

スパン方向に断面が変わるテーパ付のような形状については、片持ち弾性支持のテーパ付き円柱の振動特性を実験により求めた。本研究のデータを用いることによって、実機の構造に近いテーパ付き円柱を指針と同じ手法で評価することができる。

6. 結論

本研究では、円柱状構造物に起こる流体励起振動について数値解析と実験を実施した。数値解析によって得られた成果を挙げる。

- (1) 弾性支持円柱の振動のシミュレーションを行い、換算流速に対する振動範囲、振動振幅とも実験と良く合う結果を得た。
- (2) 換算減衰を変えたシミュレーション結果から、 $C_n = 0$ とした場合は振動振幅と振動範囲が実験による値より大きくなる。従って安全側の評価が可能である。
- (3) 3次元の解析結果と2次元の結果を比較すると、2次元の解析は計算時間が少なく、計算精度は十分であると考えられる。解析精度をより向上させるためには、3次元の解析で本研究よりも詳細な計算格子を用いる必要があると思われる。
- (4) 以上より、本研究で用いた数値解析手法は、構造物の健全性評価を簡易に行うことのできる手

法として十分に有効であると考えられる。

実験によって得られた成果を挙げる。

- (5) 片持ち弾性支持されたテーパ付き円柱の試験を行い、その振動特性を得た。テーパが振動に及ぼす影響を明らかにすることができた。
- (6) テーパ付き円柱を評価するために必要な代表直径を定めることができた。この代表直径を用いると日本機械学会の指針でテーパ付き円柱を評価することができる。
- (7) 片持ち弾性支持された円柱の試験を行い、その振動特性を得た。既存の両持ち弾性支持のデータと比較することで、アスペクト比が振動に及ぼす影響を明らかにした。

本研究の成果である実機形状に近い構造物の実験データや解析手法は、原子力発電所の流れにさらされた構造物が流体励起振動に対して健全であるかどうかを評価するために役立つものである。

7. 謝辞

本研究を行うにあたり、金沢大学木綿隆弘助教授をはじめ金沢大学流体工学研究室の諸氏に解析、実験の両方でご助力を賜りました。また、住友金属システム開発(株)近藤伸也氏には解析ノウハウの面で様々なご助力を賜りました。ここに心から感謝の意を表します。

8. 文献

- (1) 広井博ほか：「「もんじゅ」事故と原因究明の現状」、動力炉・核燃料開発事業団「動燃技報」No.99, pp.23-64 (1996.9)。
- (2) 「配管内円柱状構造物の流力振動評価指針」、日本機械学会基準, JSME S 012-1998
- (3) 横内潤, 萩原剛, 斎藤登, 米倉和義, 永井公夫：「高レイノルズ数領域における温度計ウエルの流力振動特性」、日本機械学会流体工学部門講演会('98)講演論文集, pp.295-296 (1998)。
- (4) 種子田定俊：「画像から学ぶ流体力学」、朝倉書店 (1988)。
- (5) R. D. Blevins: "Flow-induced vibration", Krieger publishing company (1990)。

- (6) 社団法人日本鋼構造協会編：「構造物の耐風工学」，東京電機大学出版局（1997）.
- (7) R. King and M. J. Prosser and D. J. Johns: "On Vortex Excitation of Model Piles in Water", Journal of Sound and Vibration, Vol.29 (2) , pp.169-188 (1973) .
- (8) 岡島厚，中野智仁，松永史彦：「弾性支持円柱の流れ方向振動の数値シミュレーション」，日本機械学会流体工学部門講演会（'98）講演論文集，pp.299-300（1998）.
- (9) 岡島厚，大津山澄明，永森稔朗，中野智仁，木綿隆弘：「円柱および矩形柱の流れ方向流力振動特性」，日本機械学会論文集（B編）65巻635号，pp.10-17（1999）.
- (10) 泉元，谷口伸行，川田裕，小林敏雄：「円柱周りの3次元流動解析（第3報，弾性支持円柱の場合）」，日本機械学会論文集（B編）66巻644号，pp.67-74（2000）.