

# 1 次系主循環ポンプ組込み型 IHX の 伝熱管摩耗量評価 (3)

— 振動解析モデルと1/4スケール振動試験装置の製作 —

(研究報告)

2003年10月

核燃料サイクル開発機構  
大洗工学センター

本資料の全部または一部を複写・複製・転載する場合は、下記にお問い合わせ  
ください。

〒319-1184 茨城県那珂郡東海村村松4番地49  
核燃料サイクル開発機構  
技術展開部 技術協力課  
電話：029-282-1122（代表）  
ファックス：029-282-7980  
電子メール：jserv@jnc.go.jp

Inquiries about copyright and reproduction should be addressed to :  
Technical Cooperation Section,  
Technology Management Division ,  
Japan Nuclear Cycle Development Institute  
4-49 Muramatsu , Tokai-mura , Naka-gun , Ibaraki 319-1184 ,  
Japan

© 核燃料サイクル開発機構  
(Japan Nuclear Cycle Development Institute)  
2003

1 次系主循環ポンプ組込み型 IHX の伝熱管摩耗量評価 (3)  
振動解析モデルと 1/4 スケール振動試験装置の製作  
(研究報告)

木曾原 直之\*1 惣万 芳人\*1 西口 洋平\*1 此村 守\*1

要旨

実用化戦略調査研究で概念設計を進めているナトリウム冷却 FBR では、建設コスト削減の観点から、中間熱交換器 (IHX) の内部に 1 次系主循環ポンプを挿入し、一つの容器内に収容する方式を採用している。この 1 次系主循環ポンプ組込み型中間熱交換器は中心軸にポンプ、その周囲に IHX 伝熱管を配置し、1 次・2 次ナトリウムの流路形成やポンプ・IHX 隔壁のため、多数のシュラウドから構成されている。

ポンプと IHX はそれぞれ別の床でその重量を支持されており、また両者はベローズで接続されているため構造的には分離している。しかし、ポンプの回転振動が内在するナトリウムなどを通じて IHX 側に伝達し、伝熱管とその支持板との間でフレットング摩耗が発生する可能性がある。そこで、機器内部のシュラウドを全て梁と仮定したビーム振動解析モデルや、詳細なシェル振動解析モデルを作成し、伝熱管摩耗量の予備的な評価や解析モデルの精度の検討を行ってきた。しかし、この機器の内部構造は複雑であり、解析的な手法ではその振動伝達経路を明らかにすることはできず、試験による解析モデルの検証は不可欠である。

そこで、ポンプ回転振動の発生と振動伝達を明らかにするため、750MWe ナトリウム冷却炉のポンプ組込み型 IHX を 1/4 縮尺で模擬して、ナトリウムの代わりに水を用いた振動試験体を製作した。この試験体は管束部などを除いて、機器全体をできるだけ忠実に縮小化したものである。試験体内部のシュラウドや隔壁など各所に設定された加速度センサーにより、ビーム振動やシェル振動を測定することで、振動モードやポンプ振動に対する応答挙動を評価できるようになっている。

本試験装置は、平成 14 年度までにポンプを除く IHX 本体の製作を完了し、平成 15 年度は加振器をポンプの代わりに設置して振動試験を開始した。また、平成 16 年度までにポンプとその水循環系を製作し、平成 17 年度には IHX 本体にポンプを組み込んで、水を循環させた実際のポンプ運転条件による試験を行う予定である。

---

\*1) システム技術開発部 FBR システムグループ  
WBS 番号:121230 「合体機器の技術開発」

Evaluation on fretting wear of heat-transfer tubes  
of Primary Sodium Mechanical Pump installed in IHX Component (3)  
- Vibration Analysis Model and 1/4-Scale Vibration Test Equipment -

Naoyuki KISOHARA\*<sup>1</sup> Yoshito SOMAN\*<sup>1</sup>  
Yohei Nishiguchi\*<sup>1</sup> Mamoru KONOMURA\*<sup>1</sup>

**Abstract**

The conceptual design study of sodium-cooled FBRs is in progress in the "Feasibility Study on Commercialized Fast Reactor Cycle Systems (F/S)". In this plant system design, a primary sodium pump are placed into an intermediate heat exchanger (IHX) and these two components are installed in one vessel to reduce plant construction cost. The primary sodium pump is located in the center of IHX tube bundle and this pump-IHX component includes primary/secondary sodium flow shrouds, pump-IHX boundary shroud and bellows.

Although the pump and IHX are installed in the same vessel, these two components are structurally separated, because they are connected through a bellows and their weights are supported by different floors. However, the vibration caused by pump rotation has possibility to induce the vibration of heat transfer tubes via sodium and it leads the tubes to fretting wear against their support plates. Therefore, the tube fretting wear has been evaluated by both a simple beam vibration analysis model and a detailed shell vibration analysis model. Since the pump-IHX component consists of many different parts such as shrouds and tube bundle, analysis tools cannot reveal the vibration phenomena precisely. Then the analysis model requires to be validated by vibration tests.

A 1/4-scale vibration test equipment of the whole pump-IHX component has been planned to confirm the occurrence and transmission of vibration. This test equipment is precisely minimized based on the actual pump-IHX component structure except the tube bundle. Acceleration sensors are installed on the shrouds to measure beam and shell vibration phenomena, and the signal will be used to reveal vibration modes and pump response properties.

The fabrication of the test equipment was completed in FY2002 except the pump. In FY2003 the vibration tests are being executed by using electromagnetic vibrator instead of the pump. In FY2005, the pump will be settled into the test equipment, and the vibration test will be executed under actual pump operation conditions.

---

\*1 FBR System Design Group System Engineering and Technology Division  
O-arai Engineering Center

1 次系主循環ポンプ組込み型 IHX の開発  
 – 振動解析モデルと 1/4 スケール振動試験の製作–

目次

1. 緒言	1
2. 伝熱管摩耗評価フロー	4
2.1 主循環ポンプ組込み型 IHX 内部構造	4
2.2 振動解析と摩耗解析	4
3. 振動解析モデルの概要	9
3.1 各解析モデルの特徴	9
(1) 1次元モデル (ビームモデル)	9
(2) 2次元モデル	11
(3) 3次元モデル (シェルモデル)	11
3.2 ビームモデルとシェルモデルの比較	12
(1) 構造系 (気中) モデル	12
(2) 流体連成系モデル	12
3.3 各解析モデルの取り扱い	13
4. 1/4 スケールポンプ組込み型 IHX 振動試験装置	27
4.1 試験装置の目的と概要	27
4.2 振動試験装置の固有振動数 (スケール則の考え方)	28
4.3 試験装置のサイズ	28
4.4 試験パラメーターの設定	29
(1) ポンプの励振力特性に関する試験パラメーター	29
(2) 構造系振動伝達特性に関する試験パラメーター	29
(3) 流体連成系振動伝達特性に関する試験パラメーター	30
4.5 試験フロー	30
4.6 試験スケジュール	30
5. 振動評価上の着目点 に関する考察	38
5.1 着眼項目	38
(1) ポンプ励振力	38
(2) ポンプ静圧軸受部	39
(3) シールリング部	39
(4) 胴ベローズ	40
(5) IHX 伝熱管管束部	41
(6) 流体連成効果	42
(7) シュラウド・隔壁の振動計測	43
5.2 まとめ	44
6. 結言	68
謝辞	69
参考文献	69

## [図リスト]

図 1.1	1次系主循環ポンプ組込み型 IHX の構造	2
図 1.2	伝熱管フレットング摩耗	3
図 2.1	伝熱管フレットング摩耗評価フロー	6
図 2.2	振動伝達経路	7
図 2.3	ワークレートモデル	8
図 3.1	1次元振動解析モデル (ビームモデル)	16
図 3.2	IHX 管束部ビームモデル	17
図 3.3	ビーム解析モデルにおけるベローズのモデル化	18
図 3.4	ポンプ静圧軸受けのモデル化	19
図 3.5	部分シェルモデルを用いたビームモデルでの局所バネの作成	20
図 3.6	2次元振動解析モデル	21
図 3.7	リブのあるシェル構造体の2次元モデル化	22
図 3.8	3次元振動解析モデル (シェルモデル)	23
図 3.9	シェルモデルの断面図	24
図 3.10	シェルモデル解析による固有振動数と振動モード (5次モード、14.6Hz)	25
図 3.11	シェルモデル解析による固有振動数と振動モード (13次モード、22.0Hz)	26
図 4.1	1次ポンプ組込み型 IHX の実機と 1/4 スケール水流動振動試験体 (内部構造図)	31
図 4.2	1次ポンプ組込み型 IHX の実機と 1/4 スケール水流動振動試験体 (外観図)	32
図 4.3	1/4 スケール振動試験体水循環系 (1次側流体)	33
図 4.4	1/4 スケール振動試験体水循環系概念図 (1次側流体)	34
図 4.5	振動試験体 (加振器振動試験体)	35
図 4.6	ポンプ組込み型 IHX 振動試験フロー	36
図 4.7	試験スケジュール	37
図 5.1	振動評価上の着目点 (内部構造物)	45
図 5.2	振動評価上の着目点 (流体連成)	46
図 5.3	ポンプ励振力モデル	47
図 5.4	ポンプインペラとアンバランスディスク	48
図 5.5	ポンプ静圧軸受構造と解析モデル	49

図 5.6	シールリング構造	50
図 5.7	振動試験体における下部シールリング (加振器振動試験)	51
図 5.8	実機ベローズ (3箇所)	52
図 5.9	試験体ベローズ及びベローズ代替構造体	53
図 5.10	試験体ベローズ及びベローズ代替構造体 (写真)	54
図 5.11	IHX 管束部振動モデル化の考え方	55
図 5.12	模擬伝熱管支持構造 (試験体管束部)	56
図 5.13	振動試験体管束部	57
図 5.14	試験体管束部外観	58
図 5.15	管支持板外観	59
図 5.16	ワークレート計測管の支持構造 (試験体管束部)	60
図 5.17	ワークレート測定センサー	61
図 5.18	流体連成試験 (パラメーター試験)	62
図 5.19	ビーム振動とシェル振動 (3D 図はポンプ-IHX 隔壁解析例)	63
図 5.20 (1/2), (2/2)	加速度センサー取付け位置	64, 65
図 5.21 (1/2), (2/2)	加速度センサー設置状況	66, 67

[表リスト]

表 3.1	ビームモデルとシェルモデルによる固有振動数解析の比較 (流体連成効果なし)	14
表 3.2	梁モデルとシェルモデルによる固有振動数解析の比較 (流体連成考慮)	15

## 1 緒言

実用化 Na 冷却 FBR (アドバンスド・ループ型炉) において冷却系をコンパクト化するために、中間熱交換器の伝熱管管束部に 1 次系機械式 Na ポンプを挿入し一つの容器内に収容する方式を採用している<sup>[1]</sup>。このため、この主循環ポンプ組込み型 IHX は図 1-1 に示すように中心軸にポンプ、その周囲に IHX 伝熱管が配置され、ポンプと IHX の隔壁や 1 次 Na、2 次 Na の流路形成のための多数のシュラウドから構成される多重円筒構造になっている。

ポンプと IHX はそれぞれ別々のフロアで重量を支持されており、両者はカバーガスベローズで接続されているため基本的には構造的に分離している。しかし、図 1-2 に示すようにポンプ回転振動が内在するナトリウムや隔壁・シュラウドを通じて IHX 側へ伝達し、その結果 IHX 伝熱管とその支持板との間でフレッティング摩耗が発生する可能性がある。

このため、昨年度までポンプ組込み型 IHX の振動伝達解析モデルや伝熱管とその支持板の摩耗解析モデルを作成し、実機伝熱管のプラント寿命中の摩耗量の評価を行ってきた。そして保守的な条件の基で予備解析した結果、摩耗量は許容値以下であることがわかっている。しかしこの解析モデルでは、ポンプ回転による振動発生メカニズムや複雑な機器の内部構造における支配的な振動伝達経路が明らかになっておらず、多くの仮定に基づいた解析にならざるを得なかった。

したがって、振動の発生とその伝達現象を明らかにし、解析モデルの整備・検証を行うために、縮小サイズのポンプ組込み型 IHX の振動試験体を作成することとした。この振動試験体は Na を水で模擬しており、また精度の高い評価が行えるように、一部の構造物を除いて実機を忠実にスケールダウンし、内部構造物各所に設置された加速度センサーにより振動伝達が把握できるようになっている。

試験装置は試験の順番に併せて IHX 本体、ポンプ、水循環系の順に製作することとしているが、平成 14 年度には IHX 本体の作成とポンプ部の設計を終了した。本報告書は、ポンプ組込み型 IHX 振動試験体のモデル化の考え方及び構造について記載したものである。さらに、振動解析モデルの現状と課題を提示し、振動試験における評価の着眼点についても記載した。



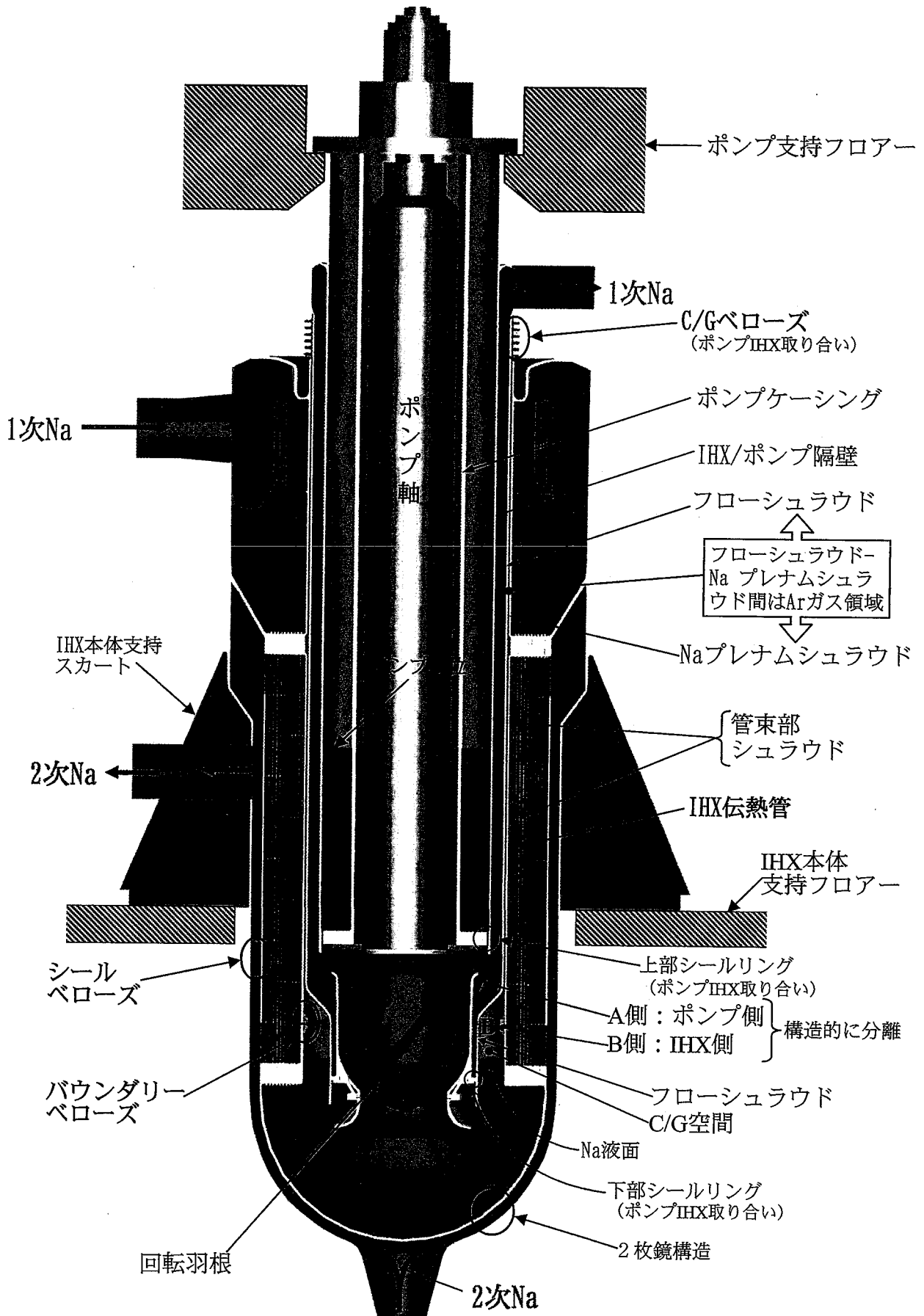


図1.1 1次系主循環ポンプ組込み型IHXの構造

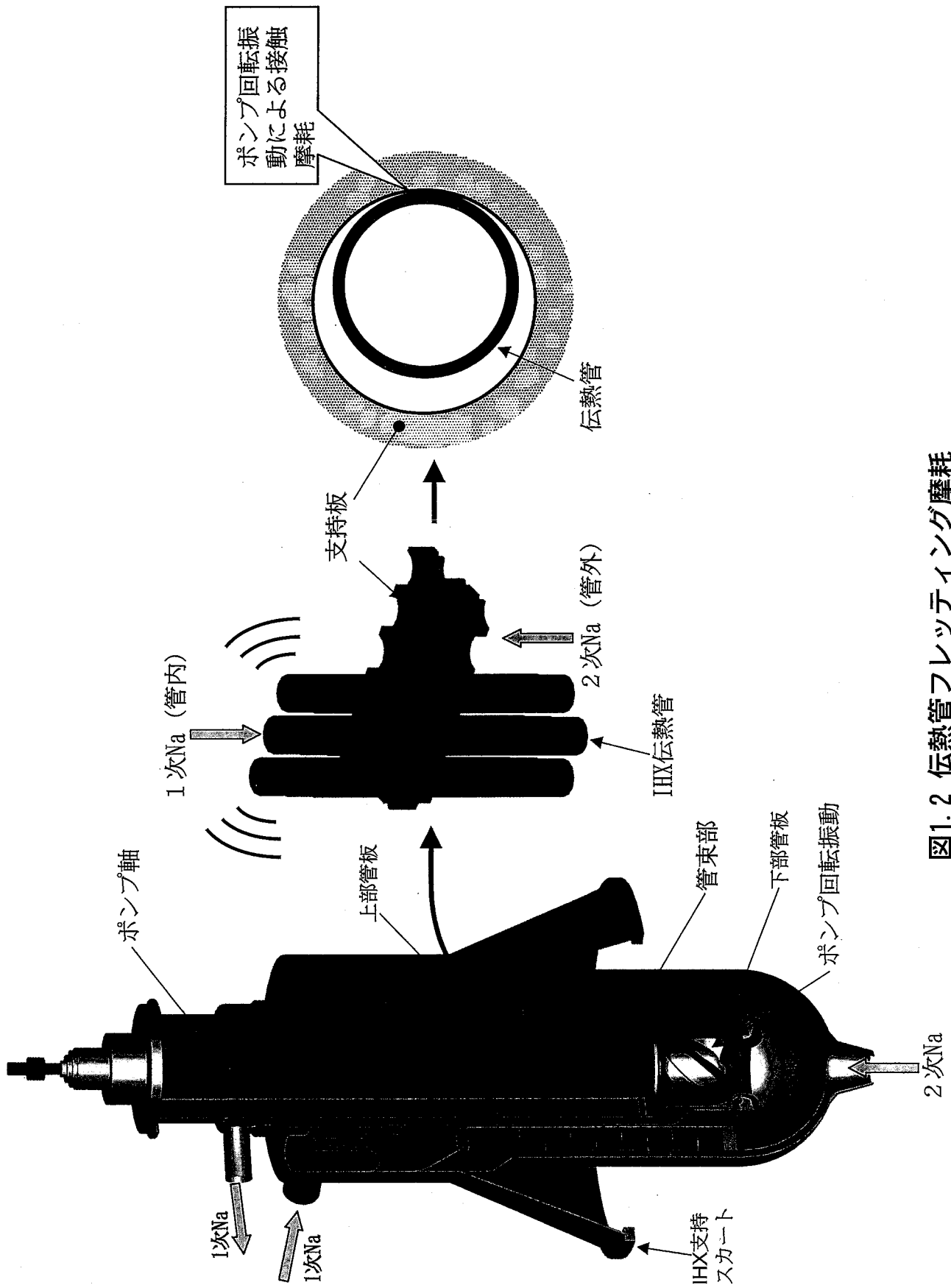


図1.2 伝熱管フレットイング摩擦

## 2. 伝熱管摩耗評価フロー

### 2.1 主循環ポンプ組込み型 IHX 内部構造

図 1.1 に機器の内部構造及び 1 次、2 次ナトリウムの流れの様子を示す。この機器は中心軸部にポンプが存在し、その廻りを IHX の伝熱管が取り囲んだ配置であり、1 次、2 次ナトリウムの流路形成及び IHX-ポンプの隔壁のために多重円筒構造となっている。また、IHX は支持スカートにより、ポンプは上部デッキによりそれぞれ別の床で重量が支えられている。そして IHX とポンプは Na プレナムシュラウドと IHX/ポンプ隔壁の熱膨脹差吸収のためのカバーガスベローズで接続されている。さらに、構造的には 2 カ所のシールリングによってガタ構造で両者は接している。機器内部のナトリウム液面は 2 カ所存在し、一つはポンプ液面であり、もう一つはフローシュラウド-管束部シュラウド間の液面である。

Na の流動については、1 次ナトリウムは上部側面（一カ所）から流入し上部ナトリウムプレナム内の堰及び整流板で整流された後、伝熱管内側を上部から下部に流れる。伝熱管から流出した 1 次ナトリウムはポンプにより IHX・ポンプ隔壁-フローシュラウド間を上方へ圧送され、上部側面（二カ所）より 1 次系コールドレグへ流出する。2 次ナトリウムは底部より流入し、底部 2 枚鏡構造の間を上方へ流れ、伝熱管管束部下部側面から流入しジグザグ流で上方へ流れる。上部管板に達した後、本体胴側面から 2 次系ホットレグへ流出する。

なお、ポンプから IHX への振動伝達経路については、(1)シールリング（上下 2 カ所）、(2)ナトリウムによる流体連成及び(3)上部カバーガスベローズの 3 つが存在する。

### 2.2 振動解析と摩耗解析

図 2.1 に伝熱管のフレットング摩耗評価のフロー図を示す。機器全体の振動解析と伝熱管の摩耗解析から構成される 2 つのステップから求められる。

振動解析では、ポンプ回転振動を励振源として組込み機器における振動伝達解析を行い、IHX の上下管板までの振動挙動を求める。図 2.2 に機器内部での振動伝達経路の詳細を示すが、i)ポンプ内での振動伝達、ii)ポンプから IHX への振動伝達及び iii)IHX 内での振動伝達、の 3 つに大きく分類して考えることができる。ポンプや IHX の内部ではシュラウドやベローズなどの構造物や流体を介しての複数の振動伝達パスを有しており、またポンプから IHX への振動は、ポンプ/IHX 隔壁間の流体連成と C/G ベローズの 2 つにより振動が伝達する。

次の伝熱管の摩耗解析では、前述の全体系振動解析から得られた上下管板に作用する力を伝熱管 1 本モデルに上下端部から入力し、その伝熱管と支持板の接触・摩耗解析により伝熱管の定量的な摩耗深さを求める。摩耗深さは、図 2.3 に示すようにワークレートと呼ばれる伝熱管に働く摩耗作用量、材料の摩耗定

数（比摩耗量）及び摩耗時間（プラント寿命）の3者の積から求められる。この式は Archard の式と呼ばれる一般的な摩耗式である。特にこのワークレートは、伝熱管と支持板の接触荷重と単位時間あたりの摩耗距離の積分値として算出される値であり、伝熱管と支持板の振動方向や支持状態に依存し、摩耗評価上、重要なパラメーターとなる。

全体系の振動解析モデルの構築においては、実機構造全体を模擬した縮小スケールの振動試験装置を作成し、解析モデルの検証が必要になる。機器の内部構造は伝熱管群及び多数のシュラウド・隔壁等から構成される多重円筒構造系に Na が充填された状態であり、このような構造体における Na の流体連成解析モデルは確立されておらず、またシールリング部のようなガタ構造については解析的な手法では評価できないからである。

接触摩耗については、ポンプ励振力に起因する振動と、管外 Na 流による流力振動の両者が複雑に影響して生じると考えられ、また伝熱管と支持板の接触条件に大きく依存する。このため、伝熱管 1 本毎に着目した詳細挙動評価が必要であり、実機長の伝熱管を用いた試験体により、ポンプ回転と流力振動を併せた試験による確認が必要と考えている。

一方、比摩耗量は材料の摩耗され易さを示す材料定数であり、この値が大きいほど摩耗されやすい。IHX 伝熱管には、12Cr 系鋼が使用される予定であるが、本材料のナトリウム中の摩耗データは取得されていない。比摩耗量は、伝熱管・支持板の材質やその組合せ、材料表面性状、使用環境に依存し、実験的にのみ得られる値である。このため、ナトリウム中摩耗試験において伝熱管及び支持板に相当する試験片を実機使用予定材で作成し、実機で想定される環境（ナトリウム温度・純度等）及び振動挙動を模擬した条件で衝突させた試験を計画している。

なお、縮小スケール振動試験から得られたデータそのものを物理的法則に基づいて実機へ直接外挿することはできない。なぜなら図 2.2 に示したように、本機器内部の振動は Na による流体連成やシュラウド・ベローズなど複数の内部構造物の振動伝達が組み合わさった結果として発生している現象であり、単一の振動モデルとして取り扱いできないからである。このように、ある場所の振動が次の場所の振動に順次影響を及ぼしながら機器内部を振動が伝播していく現象を評価するには、個々の伝達要素に対して振動モデルを作成しそれを組み合わせた解析が必要になる。したがって本試験から得られた結果によりモデル化の検証を行い、実機の解析モデルを用いて評価を行うことになる。

本報告書はポンプ組込み型 IHX の全体系振動評価のための縮小スケール試験装置に関するものであり、次章以降で振動解析モデルや振動試験装置の構造について記載する。

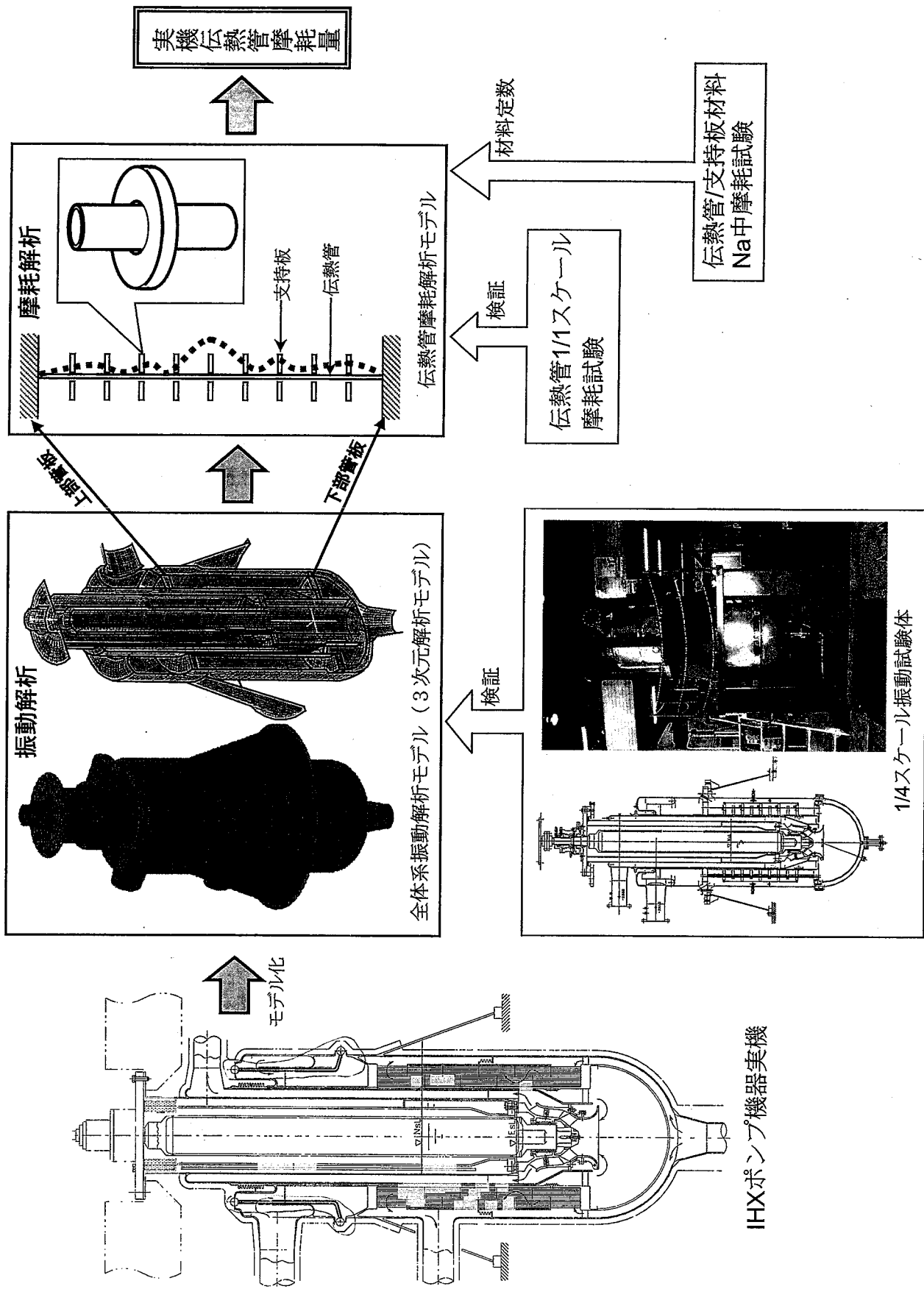


図2.1 伝熱管フレットイング摩擦評価フロー

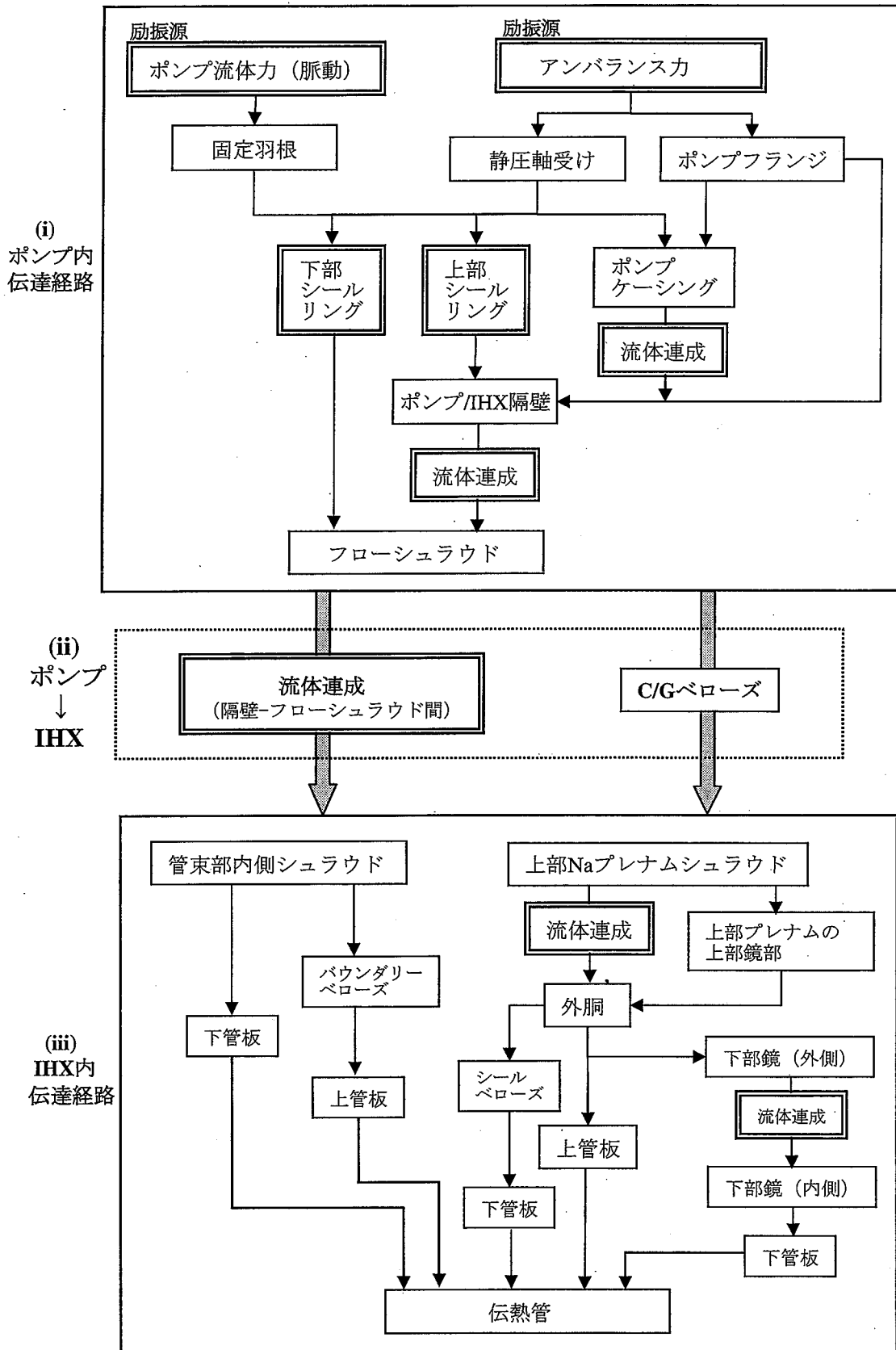


図2.2 振動伝達経路

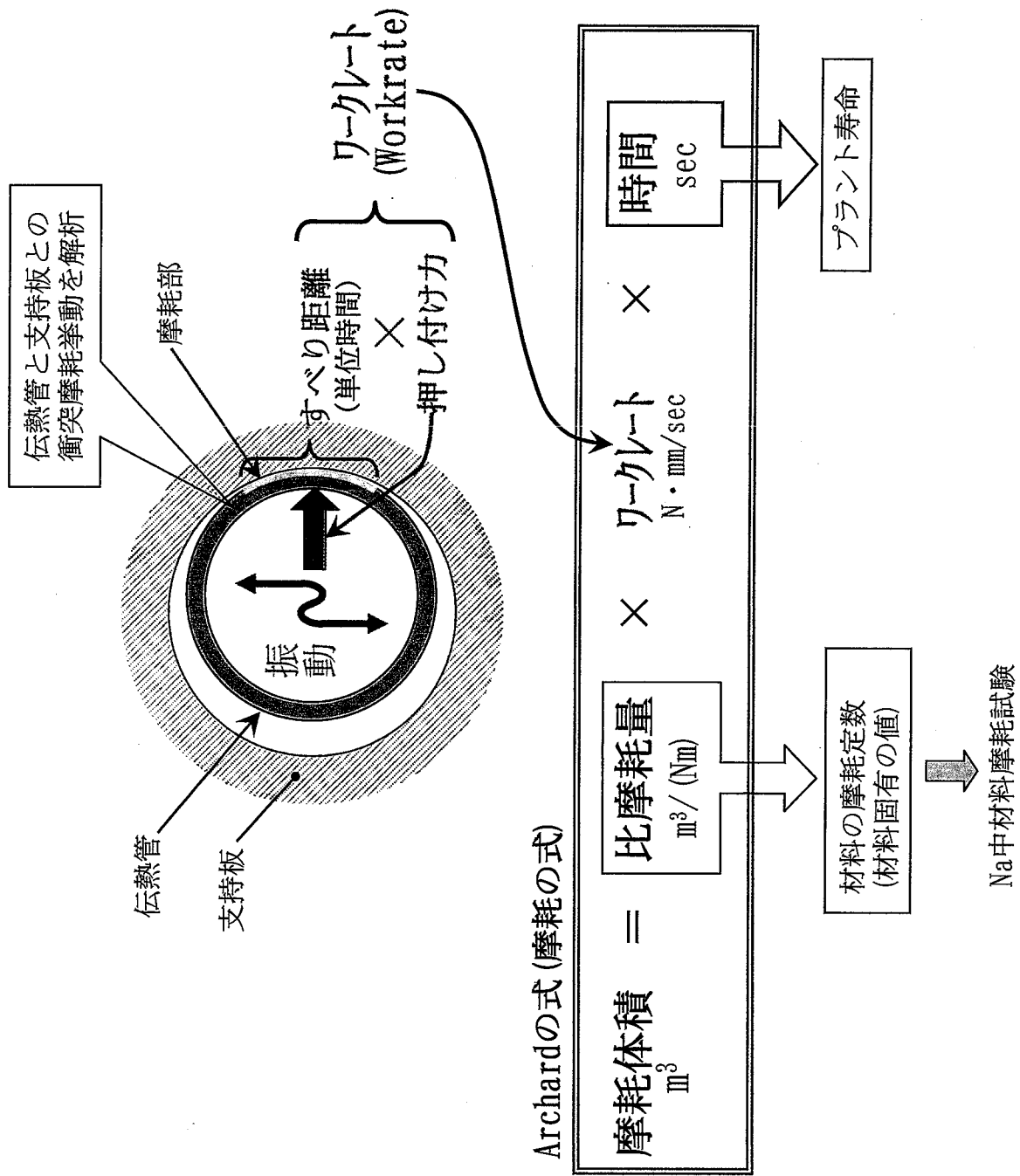


図2.3 ワークレートモデル

### 3 振動解析モデルの概要

#### 3.1 各解析モデルの特徴

ポンプ組込み型 IHX 機器の振動解析モデルは 1 次元 (ビームモデル) <sup>[2]</sup> <sup>[3]</sup>、2 次元、3 次元 (シェルモデル) <sup>[3]</sup> の 3 つを作成した。隔壁やシュラウドなどの円筒構造物を全てビームでモデル化した 1 次元モデルの他、円筒構造物に発生することが考えられるシェル振動の影響を評価するために、3 次元解析モデルも作成した。3 次元モデルを用いた計算は非常に時間がかかるため、解析条件のパラメータサーベイ等には適しておらず、計算時間の短縮が可能であり、かつシェル振動を取り扱うことができる 2 次元モデルも作成した。

以下に、各振動解析モデルの構成や特徴について述べる。

##### (1) 1 次元モデル (ビームモデル)

ビームモデルは図 3.1 に示すように、ケーシングとポンプデッキの接合部などの構造特性の変化部に節点を設け、各節点間を実際の円筒形構造物と等価な剛性を有するビーム要素に置換した振動解析モデルである。Z 方向のみの長さを考慮した 1 次元モデルである。以下に主要部位の 1 次元モデルにおける取り扱いについて述べる。

##### [IHX 伝熱管管束部]

図 3.2 に示すように全ての伝熱管は支持板でピン支持されているため、水平移動は拘束、回転は自由となる。また、上下管板と伝熱管は変位、回転共に拘束されている。これらのことから伝熱管群のビームによるモデル化については、伝熱管一本当たりの断面性状 (断面積、せん断断面積、断面 2 次モーメント) を求め、その本数倍を管束部の断面性状とすることにより管束部全体を代表する 1 本のビーム要素と仮定した。

##### [ベローズ]

1 次元ではモデル化ができないため、板厚、山数、山高さなどの諸元により、軸方向剛性、水平方向剛性を計算し垂直バネと水平バネから構成されるものとした。このモデル化は図 3.3 に示すように、垂直変位についてはベローズのバネ定数より決まる値であり、水平変位についてはバネ定数、ベローズ有効径およびベローズ長さから求められるものである。これらの剛性の算出についてはベローズ設計計算式として既存のものである。

##### [静圧軸受け]

静圧軸受けの構造とモデル化の考え方を図 3.4 に示す。静圧軸受けは同図上側に示すように円周上に複数個のポケットを設け、かつ絞りを通して高压流体 (Na) を供給し、回転軸の荷重を支持する仕組みになっている。この機構により静圧軸受けは偏心すると元に戻ろうとする力が生じる。つまり、偏心すると軸受け荷重が変化し偏心する働きを妨げようとする。この時、軸の微小変位に対



する軸受け荷重の変化率が静圧軸受けの剛性となるが、静圧軸受けは方向性を持った弾性体のため1次元ではモデル化ができないためバネ要素とした。

軸受け部の絞り前の供給圧力を  $P_0$  とすると、絞りを出たポケット内の圧力は偏心率に依存し、同図では8カ所のポケットに対し  $P_1$ - $P_8$  である。偏心のない同心状態ではすべて同じ  $P'$  である。いま、軸受け流体 (Na) がポケット内の圧力  $P_1$ - $P_8$  によって軸方向に流れている場合、軸受け荷重  $P$  は近似的に次式で表されることがわかっている。

$$P = \pi P_0 (A+A') / 2) F \quad (\text{軸受け設計式})$$

ここで、

$P_0$  : 絞り前軸受け供給圧力

$A$  : 一つのポケットを含む相当投影面積 ( $ab \times L_0$ )

( $ab$ および $L_0$ の距離は図3.4中に記載)

$A'$  : 圧力が勾配を持つ部分の投影面積 ( $ab \times L$ )

( $ab$ および $L$ の距離は図3.4中に記載)

$F$  : 偏心率  $\varepsilon$  で決まる無次元数 ( $F$ と $\varepsilon$ の関係を図3.4中に表示)

$\pi$ 、 $P_0$ 、 $A$ 、 $A'$  は定数であり、 $F$  は偏心率  $\varepsilon$  に依存する値であるため、 $F$  と偏心率  $\varepsilon$  の関係を示す図 3.4 中のグラフより偏心率 (軸変位) と軸受け荷重の関係を求め、近似的に軸受け部のバネ剛性を算出した<sup>[4]</sup>。

#### [シールリング部]

シールリング部の振動伝達特性については明らかになっておらず試験により特に評価すべき箇所であるが、ここでは保守的な観点から暫定的に剛結合 (ピン結合) としている。なお、シールリング部の解析パラメーターとしては、フリー、ガタ及び摩擦を設定している。

#### [その他 (回転バネの設置部位)]

ポンプ側及び IHX 側 (支持スカート) とプラントとの境界条件は、プラント取り合い側を完全固定として、回転バネを介して結合させた。図 3.1 中の回転バネ 1 と回転バネ 5 であり、回転バネ 1 はポンプケーシングとその支持デッキ、回転バネ 5 は IHX 支持スカートとその固定フランジである。

また、1次元モデルでは各円筒構造物の断面変形や結合部での局部変形による剛性の変化については考慮することができない。そこで本ビームモデルでは特に結合部剛性に着目し、部分的な3次元シェルモデルによる結合部の解析により剛性を評価した。この結果、本体胴と支持スカートの結合部 (回転バネ 4)、本体胴と上部管板の結合部 (回転バネ 3) 及び本体と上部 Na プレナムの結合部 (回転バネ 2) の3カ所に回転バネを設置することとした。

部分シェルモデル解析によりビームモデルでの回転バネの作成の概念を図 3.5 に示す。上記の着目する部位それぞれについてシェルモデルを作成し、これ

に荷重やモーメントを与えその変位量からビームモデルに置き換えた場合のバネ剛性を算出した。

## (2) 2次元モデル

図 3.6 に 2次元モデル概念図を示す。Z 方向と r 方向について解析可能としたモデルである。ビームモデルと比較して、2次元モデルはシェル振動の評価が可能となるが、周方向の非対称性を考慮することはできない。つまり、管束部シュラウドの 2次系ナトリウム入口開口部や配管ノズル部のモデル化はできない。2次元モデルについて主要部位のモデル化の考え方を以下に示す。

管束部についてはビームモデルのそれと同様である。ただし、2次元モデルであるため、径方向の中心軸からの距離を考慮した伝熱管群の剛性を評価することも可能である。しかし、その場合の固有振動数は 100Hz 以上となり、この周波数はポンプの回転振動数に比べてはるかに高いため、あえて、径方向距離効果を考慮したモデル化はおこなっていない。

静圧軸受け及びベローズについては方向性を持った弾性体であり 2次元軸対象要素ではモデル化できない。よってこれらについてもビームモデルの場合と同等にバネ要素を用いている。

軸方向リブが設置されているポンプケーシングについては、単純に 2次元軸対象要素でモデル化できない。したがって、図 3.7 に示すように別途局所的なリブ付き 3次元シェル要素による解析を実施し、そこから得られた剛性が、2次元シェル要素と等価な剛性となるようにケーシングの板厚を調整し 2次元モデルに反映した。

## (3) 3次元モデル (シェルモデル)

Z, r,  $\theta$  方向の全てを考慮したシェルモデルの外観及び内部構造図を図 3.8 及び図 3.9 に示す。ポンプ組込み型 IHX の構造系は基本的にはシュラウドや隔壁による多重円筒構造系であるため、ほとんどの部分はシェル要素でモデル化している。しかし、以下に示す部位については、それぞれの特徴を考慮して個別にモデル化を行った。

- ・上下管板：板厚が厚いため、ソリッド要素とした。
- ・ポンプ軸：実際は中空の円筒形構造ではあるが径が小さいため等価な剛性を有するビーム要素でモデル化した。
- ・ポンプインペラ：同一の流路面積を有する二重円筒モデルにより簡略化した。
- ・ベローズ：シェル振動の発生しない剛な円筒構造のシェル要素でモデル化し、ベローズの上下端ではバネ要素で構造物 (シュラウド) に結合させた。
- ・IHX 伝熱管管束部：図 3.2 に示したように伝熱管と支持板は基本的にビーム変形すると仮定し、伝熱管、支持板及びタイロッドの剛性を省略しこれらの

質量のみを上下管板に均等に付加したモデルとした。ただし、伝熱管と支持板の接触状態や3次元性をどの程度評価すべきについては今後さらに検討を行っていく必要があり、現時点では暫定的なモデルである。

### 3.2 ビームモデルとシェルモデルの比較

ここでは1次元モデル（ビームモデル）と3次元モデル（シェルモデル）による解析結果の比較を行い、今後の IHX ポンプ振動試験の評価及び実機設計で用いる解析モデルについて記載する。なお本節での解析対象は大型炉（15000MWe）のポンプ組込み型 IHX である。

#### (1) 構造系（気中）モデル

ポンプ組込み型 IHX 機器内部に流体（ナトリウム）を充填しない状態でのビームモデルとシェルモデルの解析結果の比較である。機器内部の振動は、ベローズやシールリングなどの内部構造物を介するものと、多重円筒構造の内部流体による流体連成によるものの2つの伝達経路が存在する。したがって、この両者の影響の違いを明確にするため、最初にナトリウムによる多重円筒構造体間の流体連成効果を排除し、内部構造物のみを介しての振動伝達モデルにより固有振動数解析を行い、両解析モデルの比較を行った。

両モデルの解析結果の比較を表 3.1 に示す。シェルモデルはビーム振動とシェル振動を同時に取り扱うことができるが、同表のシェルモデルはビーム振動に着目してビームモデルとの振動数、振動モードの比較を行ったものである。この結果、周波数の低い低次モード（1次～8次）では、両者の差異は最大でも8%であり比較的良好に一致している。しかし、9次以上の高い周波数領域になると、両モデルの差異は大きくなっている。これは高次のモードではシェル振動による変形のため、剛性が低下すること、さらに、シュラウドの開口部（ナトリウムの出入口開口部）の影響によりシェルモデルでは局部変形により剛性低下が特に著しくなることによると考えられる。

一例として、低次モード（5次）及び高次モード（13次）のシェルモデルによる解析事例をそれぞれ図 3.10、図 3.11 に示すが、高次モードの後者ではシェル振動が発生していることが確認できる。

#### (2) 流体連成系モデル

ナトリウムによる流体連成を考慮したビームモデルとシェルモデルにおけるビーム振動の固有振動数解析結果を表 3.2 に示す。流体連成を考慮したシェルモデルではビームモードの固有振動数近傍における多数のシェルモードの影響によりビームモードとシェルモードが連成した多数の固有振動モードが出現するためビームモードの判断が困難となる。したがってここではビーム状モードを示す固有振動数群として取り扱う。シェルモデルによるビーム状モードを示

す固有振動数群とビームモデルによる解析結果を比較すると約 30Hz までは、両者は比較的良く一致する。しかし、これ以上振動数が高くなると、モード群として分類できない固有振動数が多数存在するようになる。これらの分類できないモードの中には刺激係数が比較的大きなモードもあり、本機器のような流体の充填した多重円筒構造物をビームモデルで振動解析を行うことの限界を示している。

### 3.3 各解析モデルの取り扱い

ビームモデルとシェルモデルの解析結果の比較から、多重円筒構造物を取り扱うにはビームモデルでは十分な解析精度を得ることができないため、多次元モデル（2次元または3次元）を用いることとする。しかし、3次元モデルでは計算に非常に時間を要するため、設計作業におけるパラメータサーベイなどには適していない。一方、2次元モデルは計算時間の制約はほとんど無く、シェル振動を解析できるが、軸対称構造を仮定したモデルのため、配管ノズル部などの影響を評価することはできない。

したがって、まず3次元モデルにおいて4章で述べる 1/4 スケール IHX・ポンプ振動試験体による検証を行い、次に2次元モデルとこの検証された3次元モデルを比較し、2次元モデルの解析精度を把握した上で、2次元モデルの設計への適用性を検討する。実際には設計のレベルに応じて2次元モデルと3次元モデルを使いわけることになると考えられる。

表 3.1 ビームモデルとシェルモデルによる固有振動数解析の比較  
 (流体連成効果なし) 解析対象は大型炉(1500MWe)ポンプ組込型 IHX

次数	固有振動数(Hz)		振 動 モ ー ド
	ビーム モデル	シェル モデル	
1	8.4	8.1	ポンプ軸及びケーシングのビームモード1次、同相
		8.1	ポンプ軸及びケーシングのビームモード1次、同相
2	10.5	10.7	管束部内外シュラウドの曲げ1次
		10.7	管束部内外シュラウドの曲げ1次
3	14.8	14.6	ポンプ軸の曲げ1次モード
		14.7	ポンプ軸の曲げ1次モード
4	22.2	22.0	ポンプ軸及びケーシングのビームモード2次、逆相
		22.5	ポンプ軸及びケーシングのビームモード2次、逆相
5	27.1	26.7	全体系の上下振動1次
6	28.1	27.2	本体胴のビームモード1次
		27.7	本体胴のビームモード1次
7	35.0	33.6	ポンプ軸の曲げ2次モード
		33.7	ポンプ軸の曲げ2次モード
	対応する モードなし *	36.1	管束部内外シュラウドの曲げ2次
		36.3	管束部内外シュラウドの曲げ2次
8	44.2	47.9	本体胴のビームモード2次
		48.1	本体胴のビームモード2次
9	52.2	37.1	ポンプケーシング・フローシュラウドの曲げ2次
		37.3	ポンプケーシング・フローシュラウドの曲げ2次
10	58.4	61.7	全体系の上下振動2次
11	59.8	40.6	IHX 本体胴系の上下振動2次

\*高次振動数に対応する。

表3.2 梁モデルとシェルモデルによる固有振動数解析の比較

(流体連成考慮) 解析対象は大型炉(1500MWe)ポンプ組込型IHX

モード 次数	NASTRAN 梁+流体 (Hz)	FINAS 3次元+流体 (Hz)
1		3.4
2	5.2	5.5
3	6.9	7.1
4		7.2
5	10.0	8.3
6		9.7
7	10.4	10.2
8		11.2
9		12.3
10		12.8
11	12.7	13.4
12		13.6
13		13.8
14		14.0
15		14.2
16		14.5
17		14.6
18		14.9
19		15.2
20	15.2	15.8
21		16.2
22		17.2
23		17.4
24		17.6
25		18.3
26		19.4
27		19.6
28		19.8
29		20.5
30		20.7
31	20.2	21.0
32		21.1
33	20.2	21.6
34		21.8
35		21.8
36		22.1
37		22.2
38	21.5	22.4
39		22.8
40		23.0
41		23.6
42		24.2
43		24.3
44		24.6
45		24.9
46		25.1
47		25.5
48		26.1
49	26.2	26.1
50		26.4
51	26.8	26.7
52		27.0
53		27.7
54		28.0
55		28.1

モード 次数	NASTRAN 梁+流体 (Hz)	FINAS 3次元+流体 (Hz)
56		28.2
57		28.3
58		28.7
59		29.2
60		29.4
61		29.4
62		29.6
63		30.3
64		30.3
65	30.7	30.5
66		30.5
67		31.2
68		31.3
69		31.8
70	32.2	31.9
71	40.7	32.4
72		33.1
73		33.9
74		34.2
75	36.3	34.8
76		34.9
77		35.7
78		35.9
79		36.8
80	41.9	36.9
81		37.5
82		37.9
83		37.9
84		38.1
85		38.2
86		38.4
87	45.0	38.5
88		38.7
89		38.9
90		39.0
91		39.2
92		39.3
93		39.6
94		39.8
95		39.8
96		40.0
97		40.8
98		40.9
99		41.3
100		41.4
101		41.7
102	46.4	42.2
103	50.0	42.7
104		43.5
105		43.7
106		43.9
107		44.0
108		44.3
109		44.6
110		44.7

モード 次数	NASTRAN 梁+流体 (Hz)	FINAS 3次元+流体 (Hz)
111		45.1
112		45.4
113		45.7
114	55.2	45.8
115		46.0
116		46.5
117		46.8
118		47.3
119		47.4
120		47.5
121		47.7
122		47.9
123		48.4
124		48.5
125		48.8
126		49.0
127		49.2
128		49.5
129		49.7
130		49.8
131		49.9
132		50.1
133		50.2
134		50.3
135		51.1
136		51.5
137		51.7
138	55.2	51.8
139		52.1
140		52.4
141		52.7
142		52.7
143		53.1
144		53.4
145		53.5
146		53.9
147		53.9
148		54.0
149		54.6
150		55.1

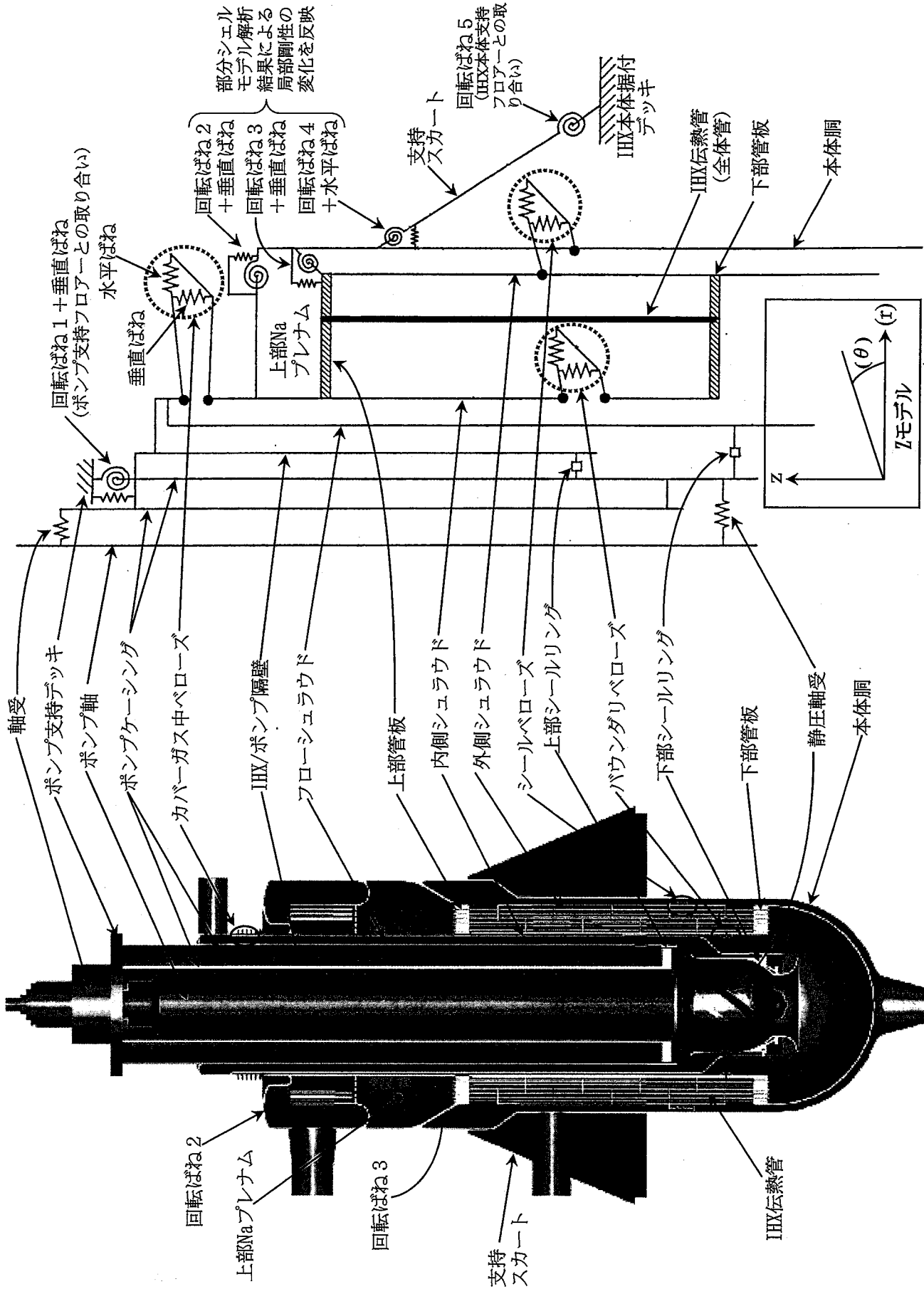


図3.1 1次元振動解析モデル (ビームモデル)

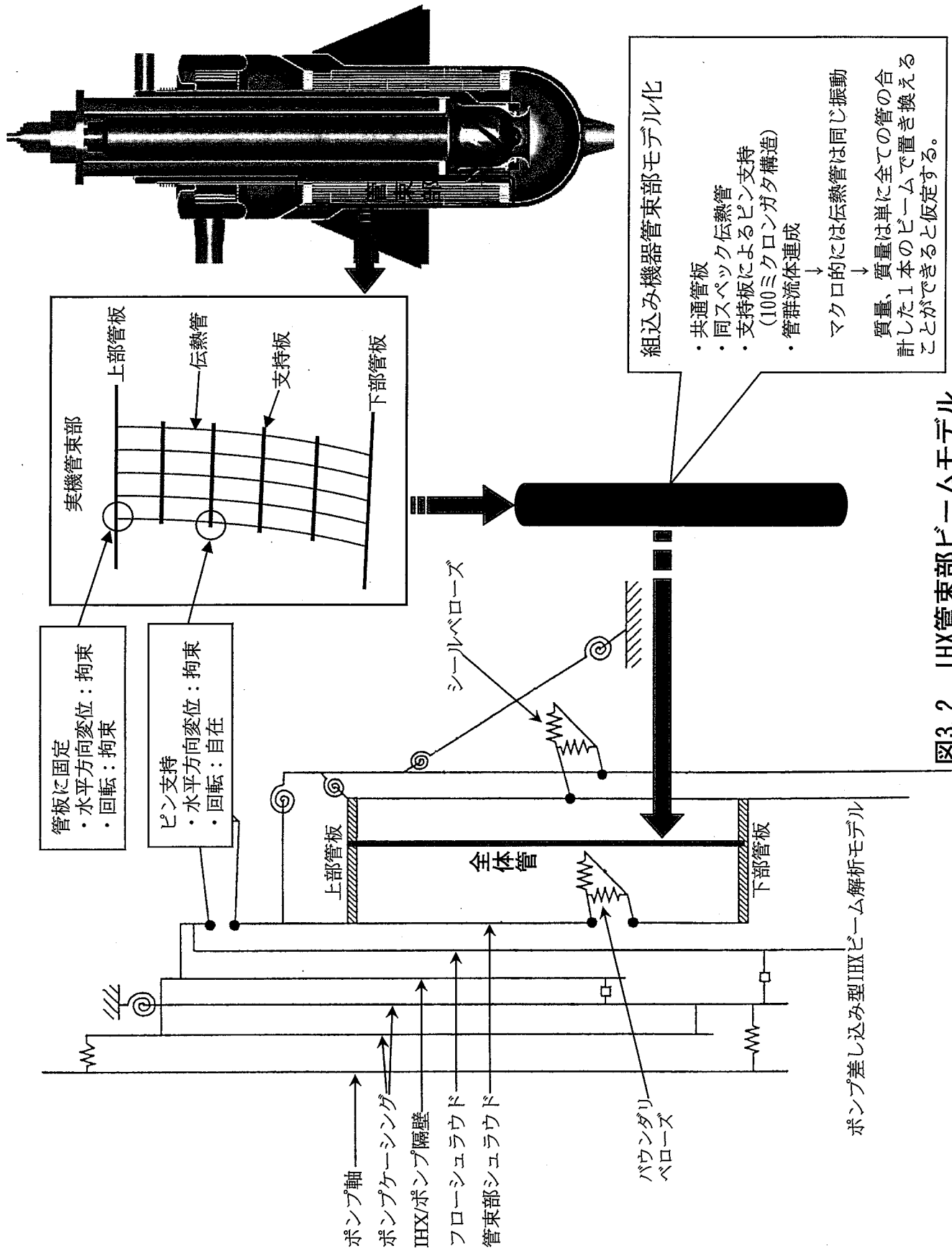


図3.2 IHX管束部ビームモデル



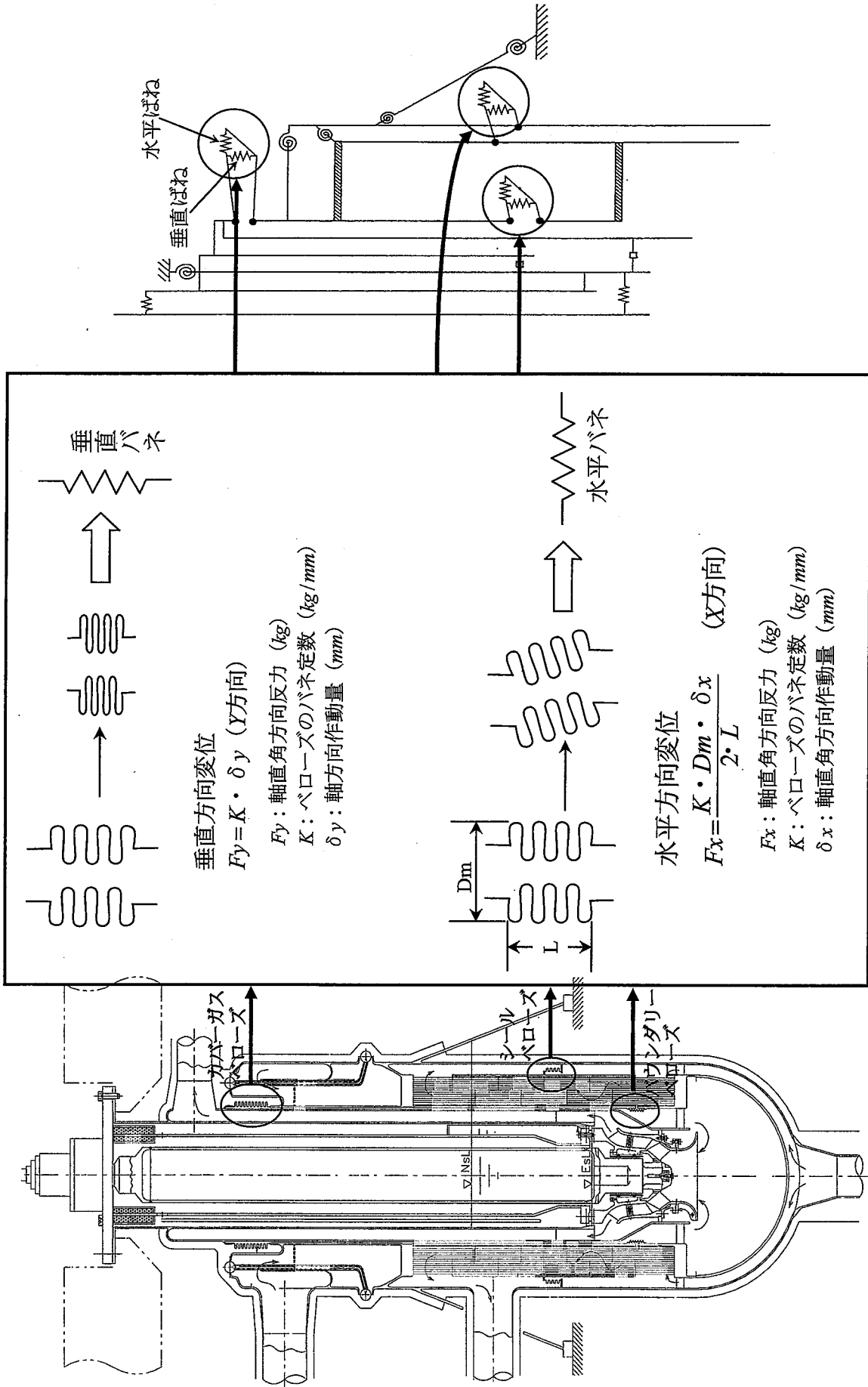


図3.3 ビーム解析モデルにおけるベローズのモデル化

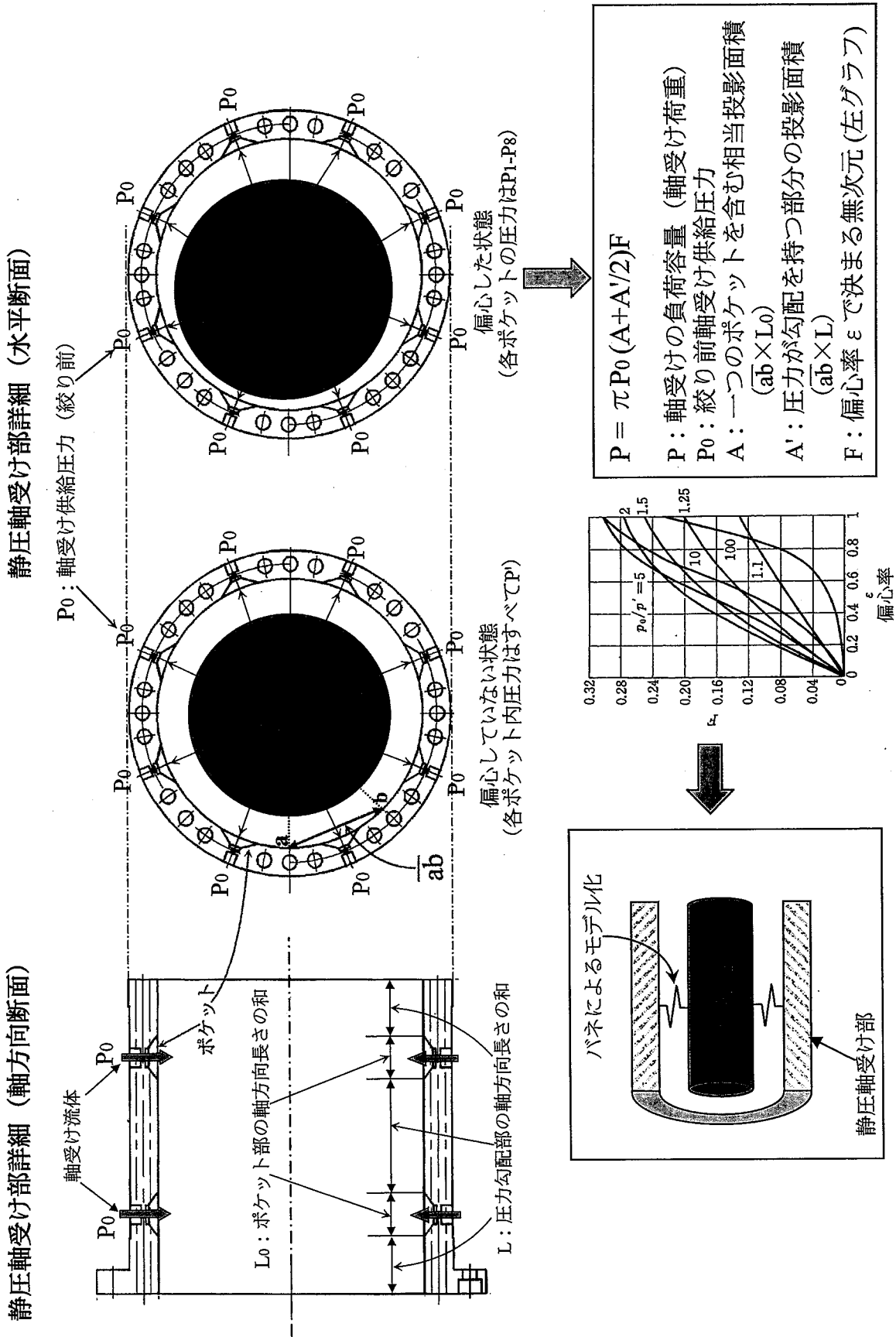
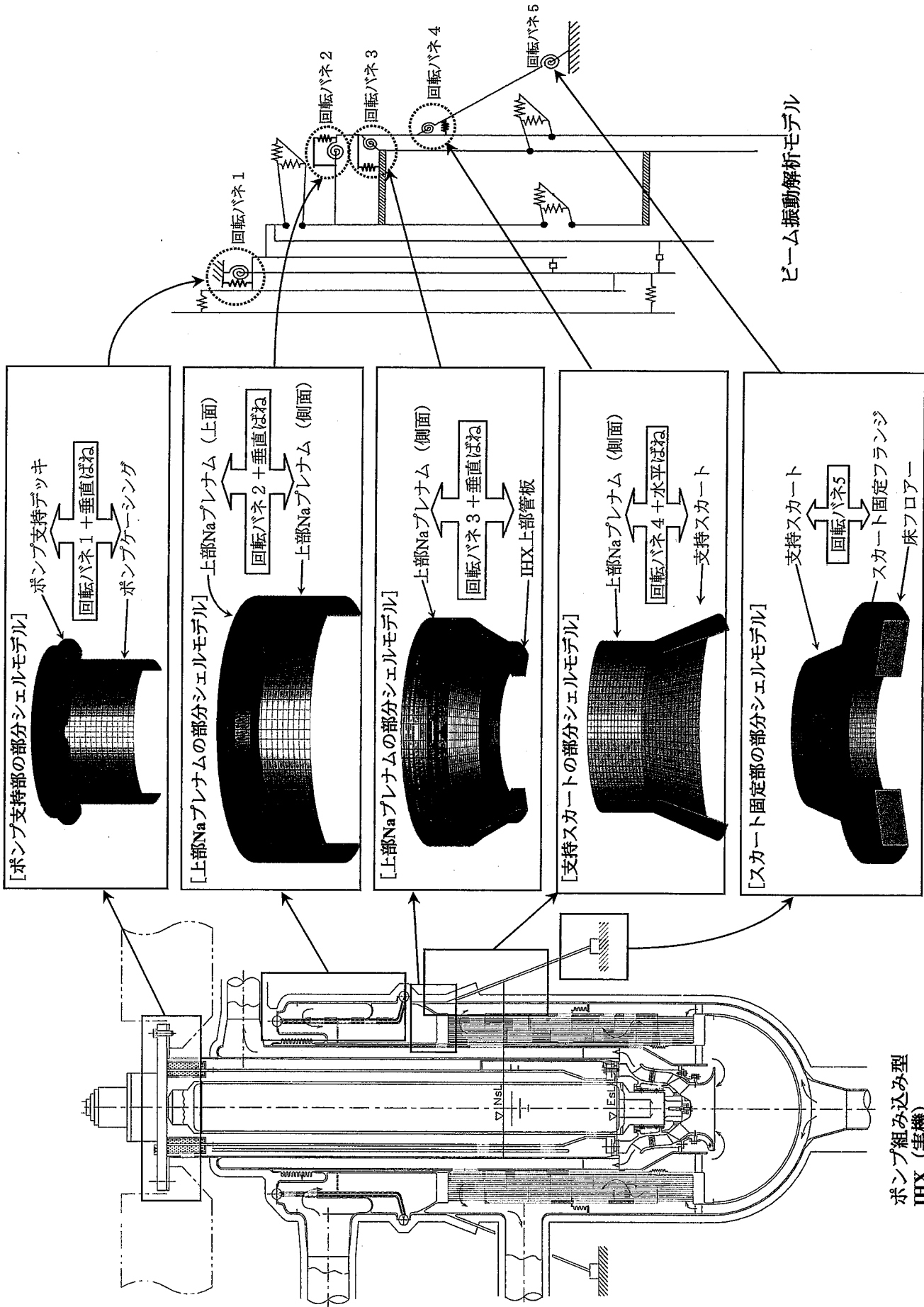


図3.4 ポンプ静圧軸受けのモデル化



ポンプ組み込み型  
IHX (実機)

図3.5 部分シエルモデルを用いたベームモデルでの局所バネの作成

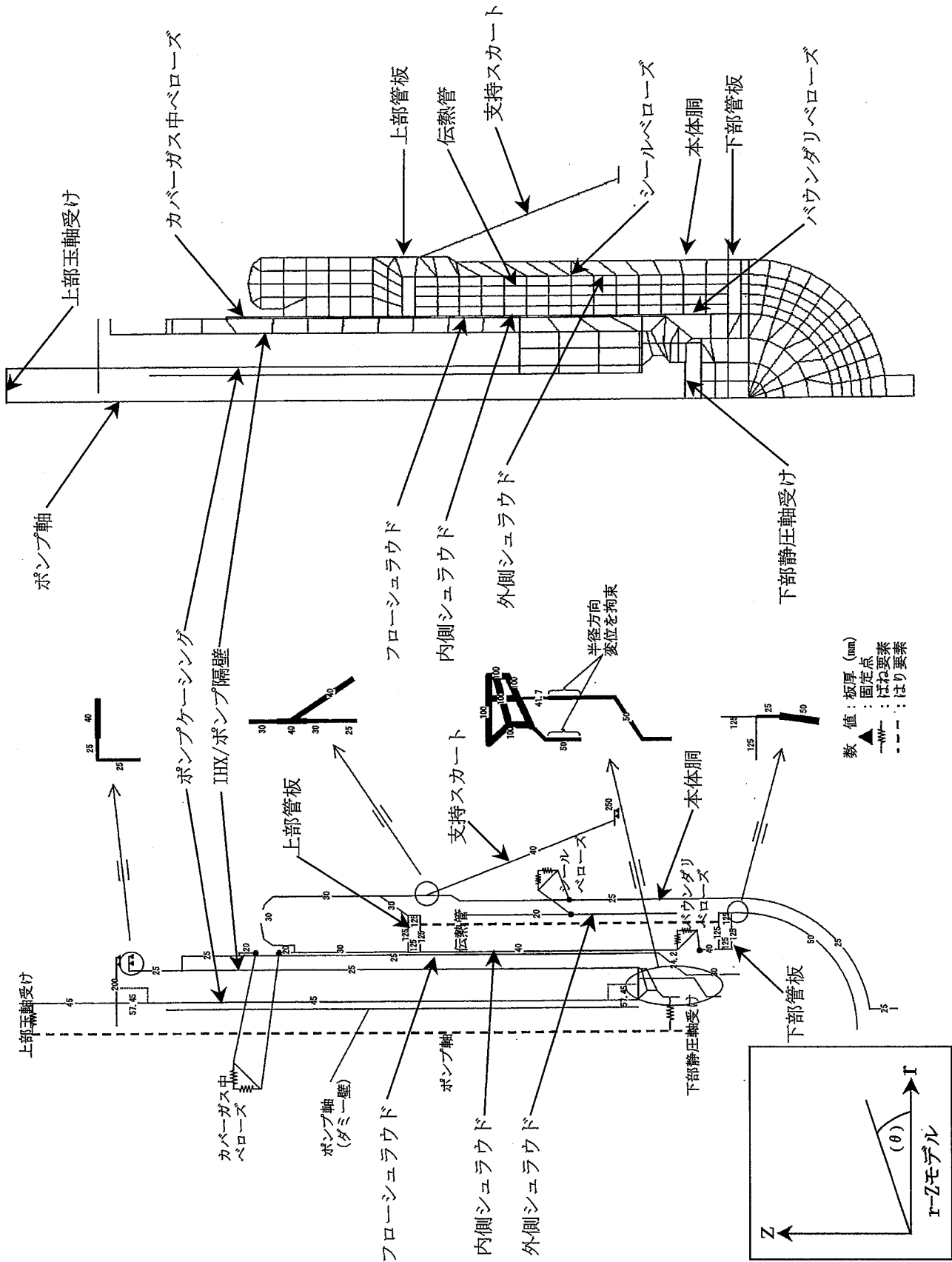
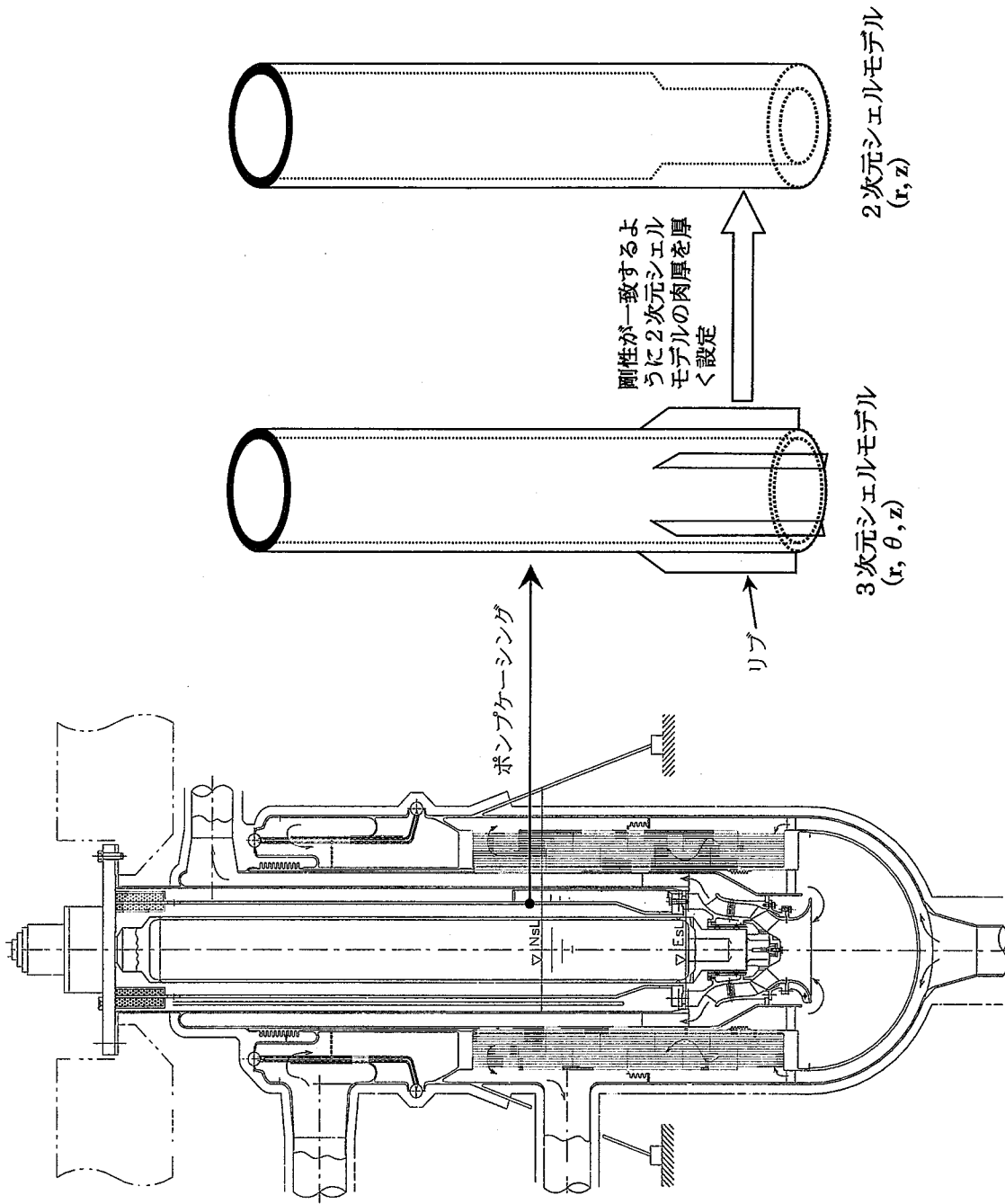


図3.6 2次元振動解析モデル



ポンプ組込み型  
IHX (実機)

図3.7 リブのあるシェル構造体の2次元モデル化

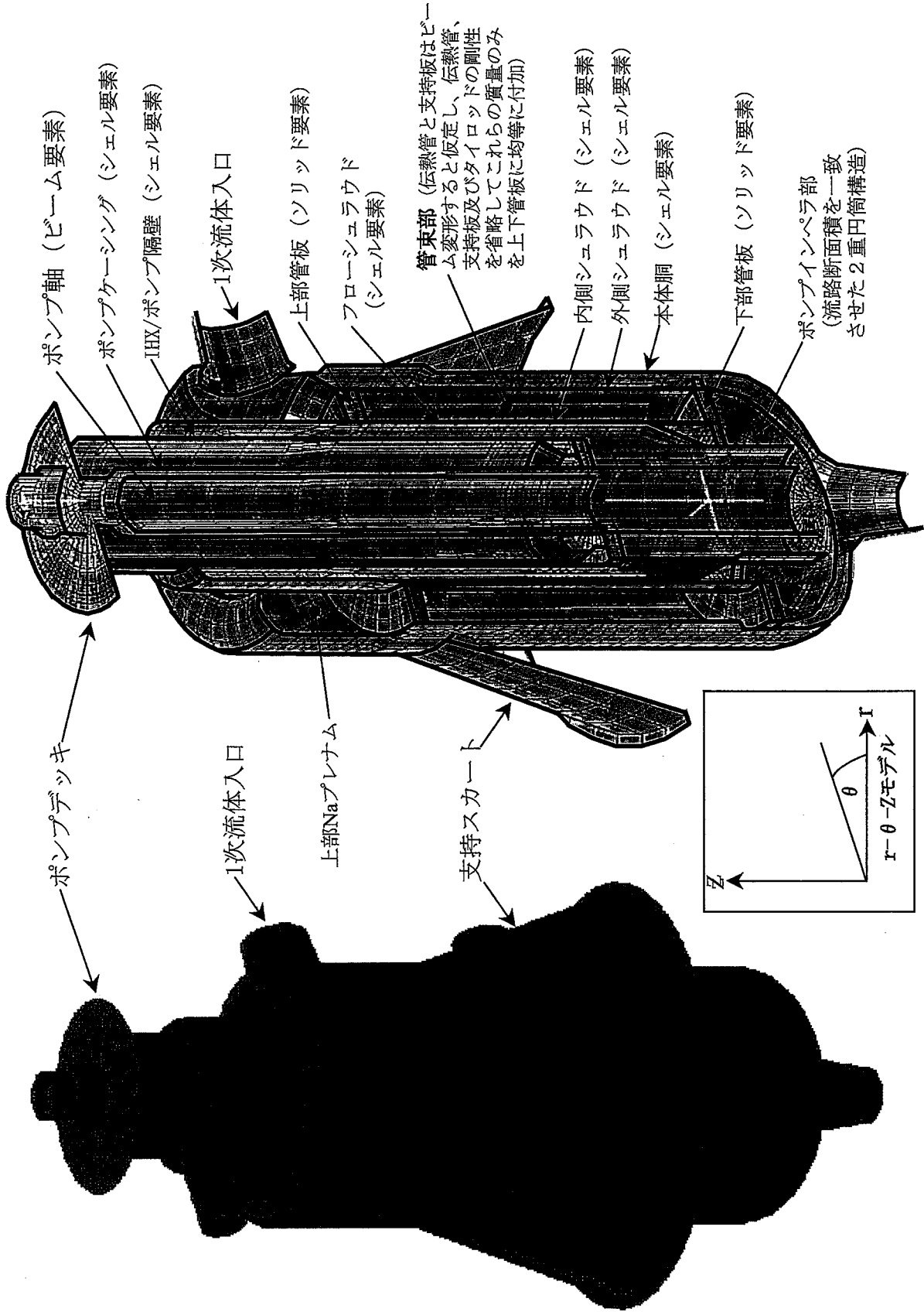


図3.8 3次元振動解析モデル (シエルモデル)

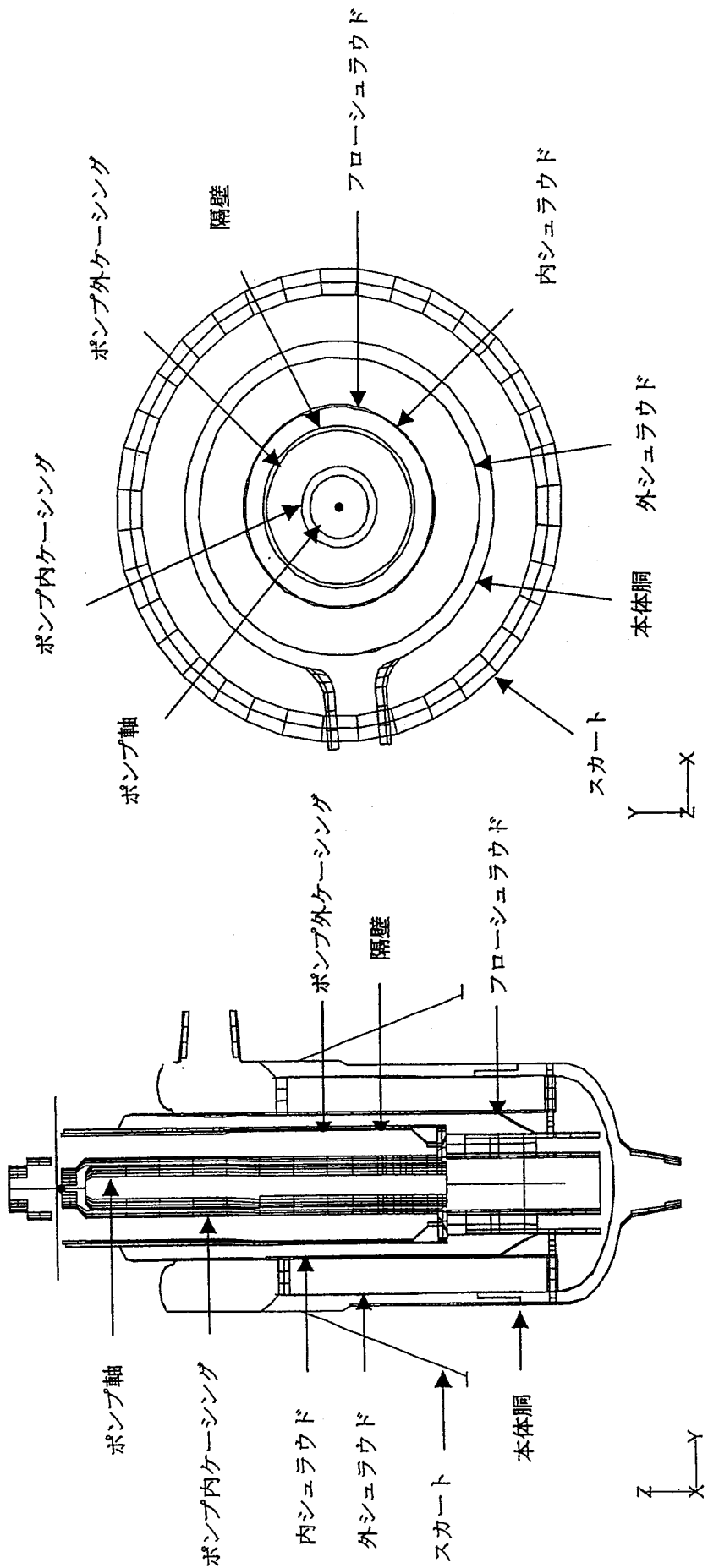


図3.9 シェルモデルの断面図

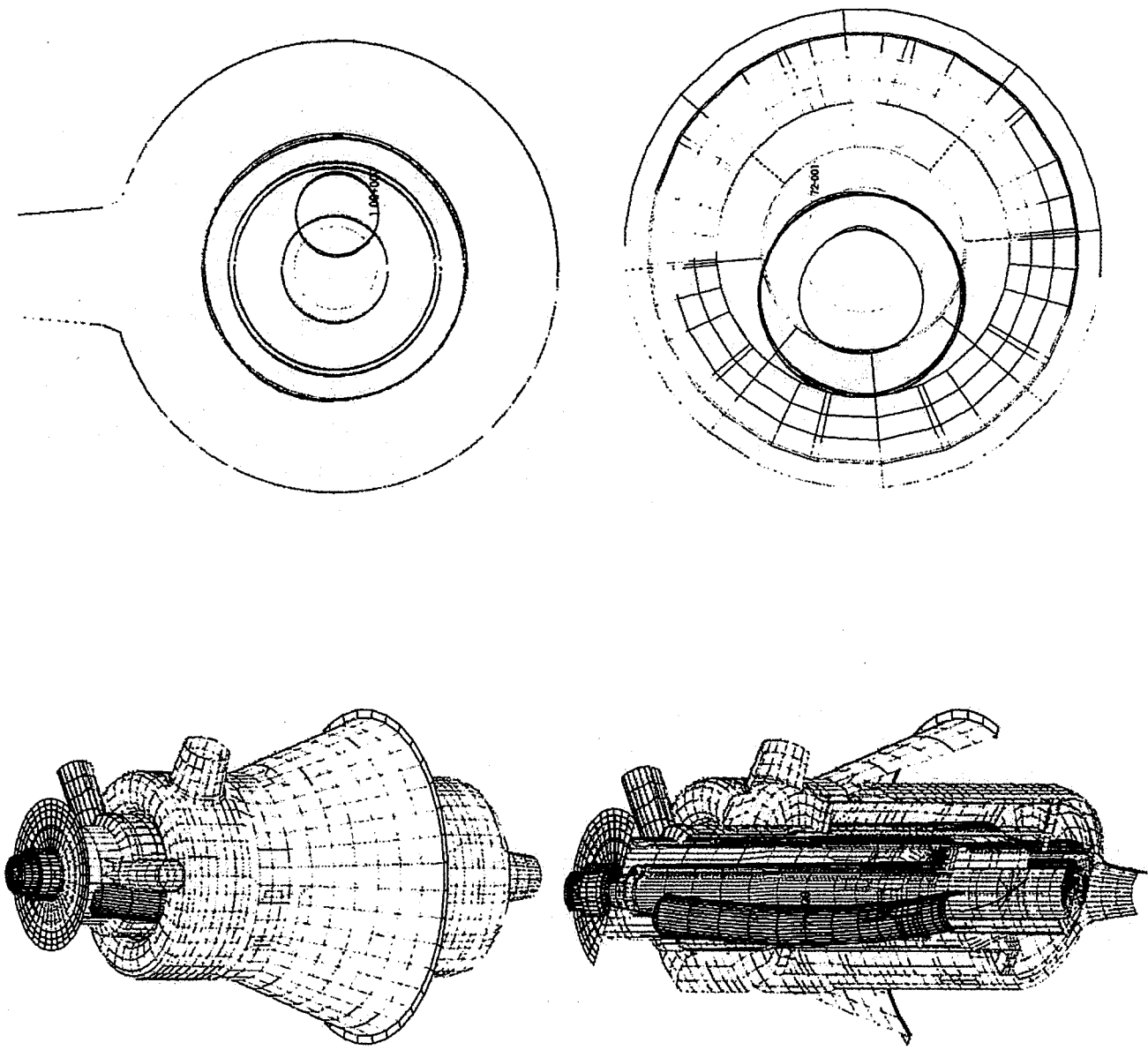


図3.10 シェルモデル解析による固有振動数と振動モード（5次モード、14.6Hz）



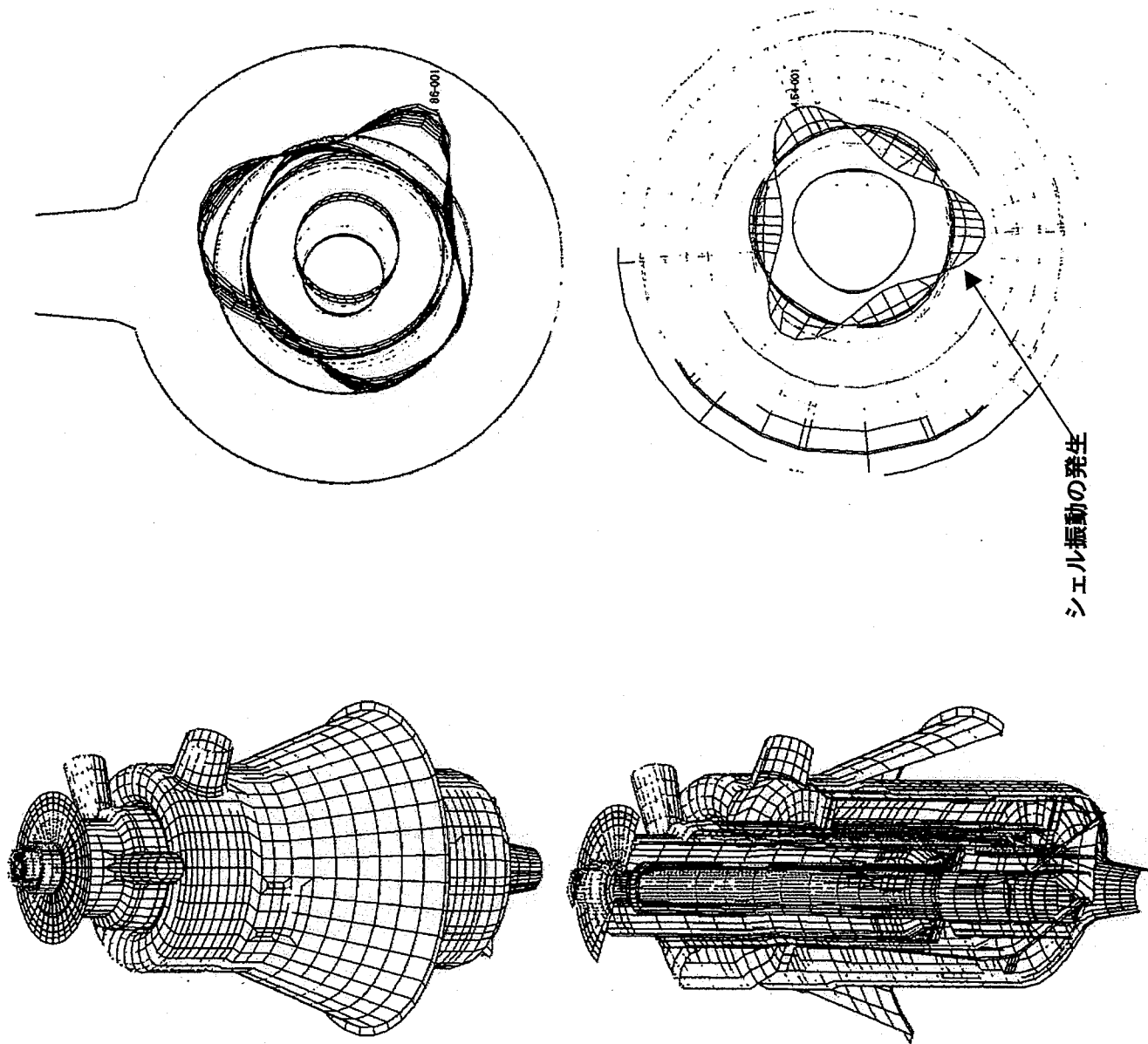


図3.11 シェルモデル解析による固有振動数と振動モード（13次モード、22.0Hz）

#### 4. 1/4 スケールポンプ組込み型 IHX 振動試験装置

ここでは、振動試験装置の目的、構造の概要、試験装置の基本的な考え方などについて記載する。振動伝達を評価する上で重要となる個別部位の詳細と解析モデルへの反映については5章で述べる。

##### 4.1 試験装置の目的と概要

1次 Na ポンプ組込み型 IHX の構造の特徴はシュラウドなどの同心の多重円筒構造物と伝熱管群であり、おのおののシュラウドの間にナトリウムを内包している。シュラウド間の間隙幅は狭く、Na による流体連成効果も大きくなると考えられ、また部位によっては Na 液面を有しており、この結果、ポンプで発生した振動は、機器の内部構造物による伝達と流体連成効果が複雑に作用し、機器内部に広がっていくと考えられる。

このような複雑な振動伝達経路は解析的な手法では十分に評価することができないため、ポンプ励振力の発生とその振動伝達特性を把握し、振動解析モデルを構築・検証することを目的に、実機（750MWe ナトリウム冷却炉のポンプ組込み型 IHX）を 1/4 スケールでモデル化した振動試験装置を製作した。

実機ポンプ組込み型 IHX と比較した振動試験装置の内部構造図及び外観図をそれぞれ図 4.1、図 4.2 に示す。試験装置は 1/4 のスケール則に基づいて実機を縮小しているが、理想的なモデル化が困難な箇所はその振動特性を損なわない範囲で構造変更を行っている。構造変更を行った部位は IHX 伝熱管管束部と胴ベローズなどである。

機器内部の流体については、1次系ポンプの流体励振力（脈動）を模擬するために1次流体は流動させる必要がある。試験の容易性とポンプ脈動や流体連成性に影響を及ぼす密度に大きな差異がないことから Na の代わりに水を用いる。図 4.3、図 4.4 に振動試験体と接続させる1次系水循環ループを示す（注1）。

2次系流体については、本試験装置は1次系ポンプ励振力の発生とその振動伝達特性を評価することが目的であるため、流動させる必要はないが、流体連成の効果は考慮する必要があることから、スタグナントな状態で IHX ポンプ機器に内包させる。

計測系については、振動伝達経路を詳細に把握することが目的であることから、内部構造物のビーム振動及びシェル振動の発生状況を評価できるように、隔壁・シュラウド各層の軸方向、周方向に加速度計、変位計を設置した。さらに管束部についてはワークレート計測のための専用の管を設置し、支持板との接触荷重計及び摩耗距離（変位計）から、ワークレートを直接計測できるようにした。

（注1）図 4.3、図 4.4 に示す水循環系の製作は平成 16 年度の予定であり、本報告書の執筆時点（平成 15 年 10 月）では設計作業中のため、今後一部変更はありうる。

## 4.2 振動試験装置の固有振動数（スケール則の考え方）

一般に、ビームモデルにおける固有振動数  $f$  は次式により示される。

$$f = C \times \sqrt{\frac{E \cdot I}{\rho \cdot A \cdot \lambda^4}} = C \times \sqrt{\frac{E \cdot I}{m \cdot \lambda^3}}$$

$f$  : 固有振動数

$C$  : 支持状態などによって定められる定数

$E$  : 線弾性係数（材料固有値）

$I$  : 断面 2 次モーメント

$m$  : 質量（密度  $\rho$  × ビーム断面積  $A$  × ビーム長さ  $m$ ）

$\ell$  : ビーム長さ

ポンプ組込み型 IHX の試験体のサイズを  $1/n$  とすれば、上記定数は線弾性係数  $E$  を除いてそれぞれ下記のサイズとなり、これらを上式にあてはめると、固有振動数  $f$  は  $n$  倍となる。

断面 2 次モーメント  $I$  :  $1/n^4$  倍

質量  $m$  :  $1/n^3$  倍

ビームの長さ  $\ell$  :  $1/n$  倍

∴ 固有振動数  $f$  :  $n$  倍

励振源はポンプ回転であるため、ポンプ組込み型 IHX の固有振動数とポンプ定格回転数の関係を維持するためにポンプ回転数は  $n$  倍（4 倍）とする。

## 4.3 試験装置のサイズ

試験体のサイズについては、実機に近いほど模擬性や微細構造部位の製作性が良くなり評価上好都合ではあるが、実際にはコスト的な制約を受け、また既存設備との取り合いの観点では小さい方が好ましい。本試験体はスケール則に基づき設計を行っているが、以下に示す観点によりサイズは実機の  $1/4$  スケールとしている。

- i) 機器の模擬性の観点ではサイズは実機に近いほど良く、試験体が小さくなると振動評価やワークレート評価上重要ポイントであるシールリング部のギャップ幅（約 0.2mm）及び伝熱管と支持板の間隙幅（直径間隙約 0.4mm）などの微細構造部の模擬性が困難となり、スケール比  $1/4$  程度が限界である。
- ii) 試験体に付属する 1 次流体の水循環系の設備容量はポンプ流量に比例し、ポンプ流量は、スケール比の 2 乗に比例する。つまり、試験体サイズが  $1/n$

になるとポンプ流量は  $1/n^2$  倍になる。したがって、試験体サイズを  $1/4$  以上にすると試験体本体だけでなく水循環系の設備にも大きな製作コストがかかる。

iii) 試験体のサイズが小さくなると、構造系の振動固有値は高くなるが、それに伴い試験体支持構造架台も共振を避けるため剛構造とする必要がある。したがって、 $1/4$  サイズ以下にすると架台の剛性を大きくする必要があり、架台設計に過度の負担がかかる。

#### 4.4 試験パラメータの設定

試験パラメータとしては、IHX ポンプ機器の振動特性に関する基本的な要素として、i) ポンプの励振力特性に関するもの、ii) 構造系振動伝達特性に関するもの、及び iii) 流体連成系振動伝達特性に関するもの、3つに大きく分類される。以下にそれぞれについての概要を述べる。

##### (1) ポンプの励振力特性に関する試験パラメータ

図 4.5 に示すように最初は電磁加振器をポンプインペラ代わりに設置して振動試験を行う。これは、電磁加振器を入力源として用いることによって励振力を既知な物理量（波形、振動数、振幅）として取り扱うことができ、かつこれらのパラメータを容易に変化させることができるため、基本的な振動伝達特性を把握しやすいためである。なお、電磁加振器の励振方向は1方向（1次元）であり、多次元的な方向を有する励振力については次に実施するポンプインペラ回転試験により評価する。

ポンプを機器内部に設置して行う振動試験では、アンバランス力と流体励振力が重畳しているため、この両者を分離して評価する必要がある。このため、試験には通常のポンプインペラのほか、所定のアンバランス量を有し流体輸送は行わないアンバランスディスクをインペラの代わりに設置して、アンバランス力のみを励振源とした試験も行う（図 5.4 参照）。ポンプインペラによる試験ではアンバランス力と流体励振力を分離できないため、流体励振力のみを励振源とした試験はできない。よってポンプインペラによる試験よりも先にアンバランスディスクでの試験を実施することによりアンバランス量の影響を把握した上で、流体励振力の特性を評価することになる。

##### (2) 構造系振動伝達特性に関する試験パラメータ

ガタ構造を有するシールリング部は、振動伝達特性が解析的には評価不可能であり、またポンプの近傍にあり、振動伝達に大きな影響があると考えられるため、リファレンスのガタ条件のほか、固定、フリーの条件も設定する。

### (3) 流体連成系振動伝達特性に関する試験パラメーター

流体連成については、狭い間隙構造を有し流体連成の影響も大きくなると考えられ、しかも多重円筒構造になっていることから、重要な評価項目である。これについては、内部流体の有無、流体の液位、及び円筒形構造物の間隙幅を変えることにより流体連成の影響を評価する。

## 4.5 試験フロー

図 4.6 に 1/4 サイズ振動試験装置による試験フローを示す。最初に試験体内部に設置した電磁加振器を励振源として、内部構造物（シールリング）及び流体連成に関する試験パラメーターのサーベイを行うことにより機器内部の振動伝達に関する基本特性を把握する。

次に ポンプのアンバランス力のみの影響を評価するため、アンバランス量が既知のディスクをポンプインペラの代わりに設置し、その影響を把握する（図 5.4 参照）。この時、流体連成が振動伝達に及ぼす効果を把握するために試験体内部に 1 次系、2 次系とも水は充填するが、流体輸送能力のないアンバランスディスクなので、1 次系、2 次系とも水は流動しない。（2 次系流体に関してはポンプインペラの有無にかかわらず、本試験装置では水は循環しないものとしている。）

最後にポンプインペラを設置し、アンバランス力と流体励振力が重畳した実際のポンプ運転条件を模擬した試験を行う。すでに実施した加振器振動試験、アンバランスディスク回転試験の結果も踏まえて、振動解析モデルの検証、確立を行う。また、必要であれば制振構造の検討とその効果の確認も行う。

## 4.6 試験スケジュール

図 4.7 にフェーズ 2 におけるポンプ組込み型 IHX 振動試験の年度毎のスケジュールを示す。平成 14 年度はポンプ部を除く IHX 本体を製作しており、平成 15 年度に、IHX 本体内部に加振器を設置して振動試験を実施し、振動伝達の基本特性を把握する。

一方、平成 15 年から 16 年度にかけてポンプ部及び振動試験体に接続する（1 次系）水循環ループの設計・製作を行う。そして、平成 17 年度に IHX 本体内部にポンプを設置して、アンバランスディスク回転試験、ポンプインペラ回転試験を実施し、実際のポンプ運転条件による振動応答特性を把握する予定である。

なお、本報告書の執筆時点（平成 15 年 10 月）では、加振器による IHX 本体の振動伝達試験を実施中である。また、この試験と並行してポンプ及び水循環ループの設計中である。

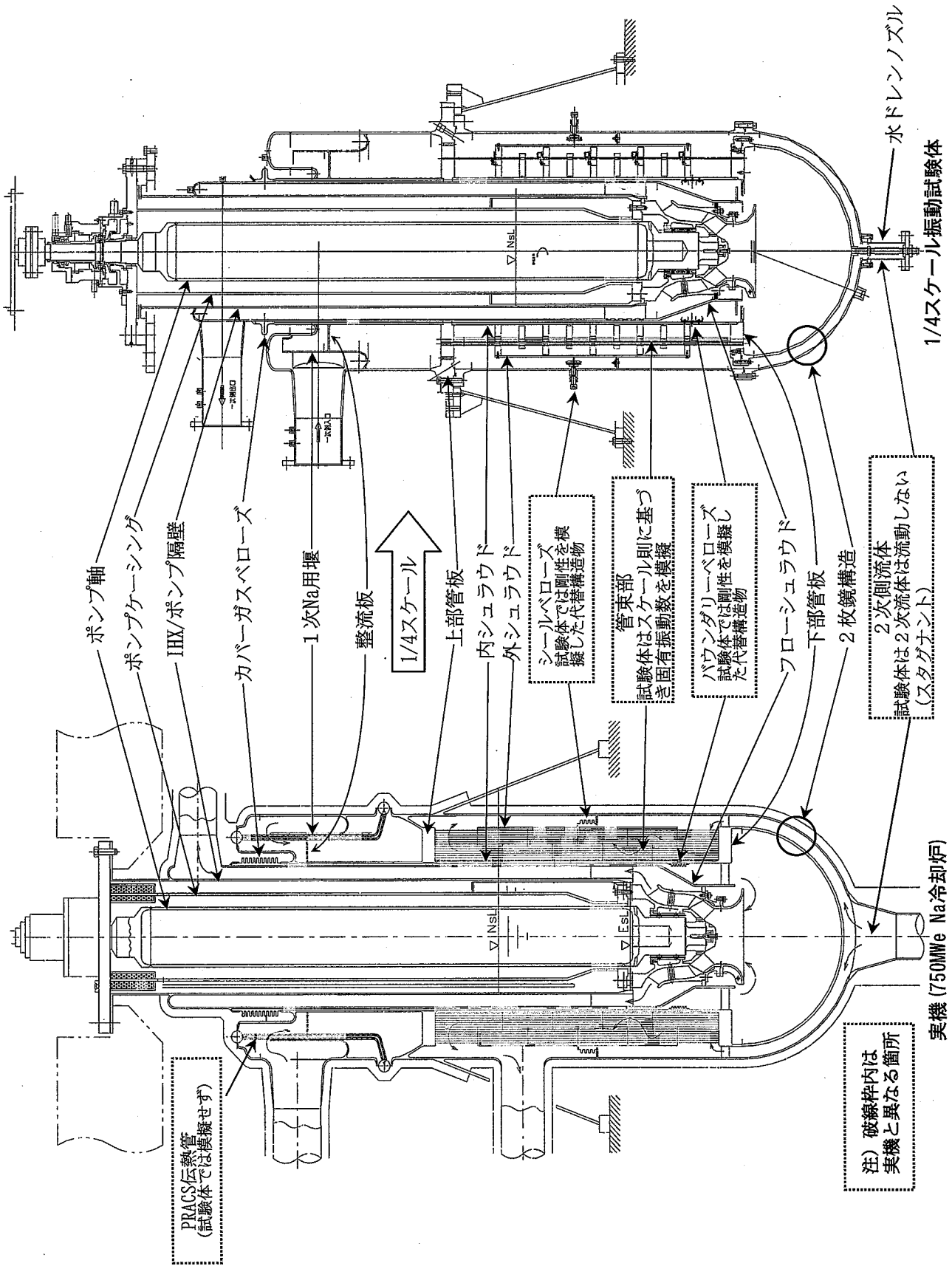
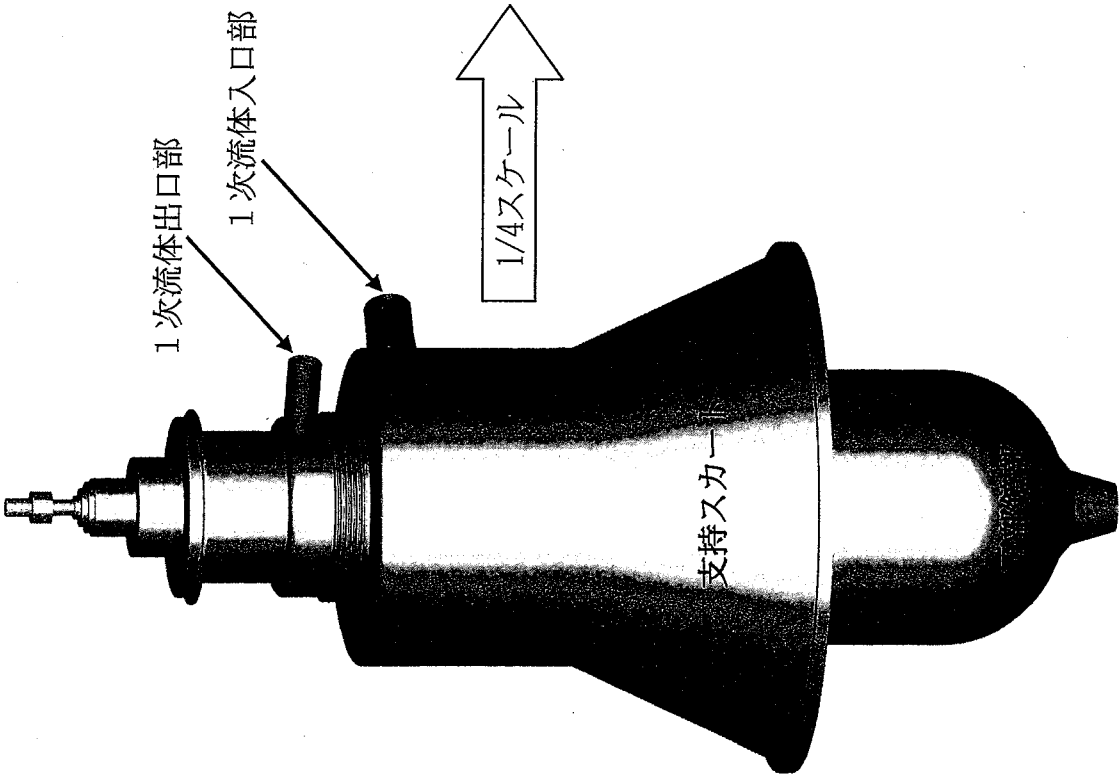


図 4.1 1次ポンプ組込み型 IHX の実機と 1/4スケール水流动振動試験体 (内部構造図)



実機 (750MWe Na冷却炉のポンプ組込み型HX)  
(CADによる3D表示)

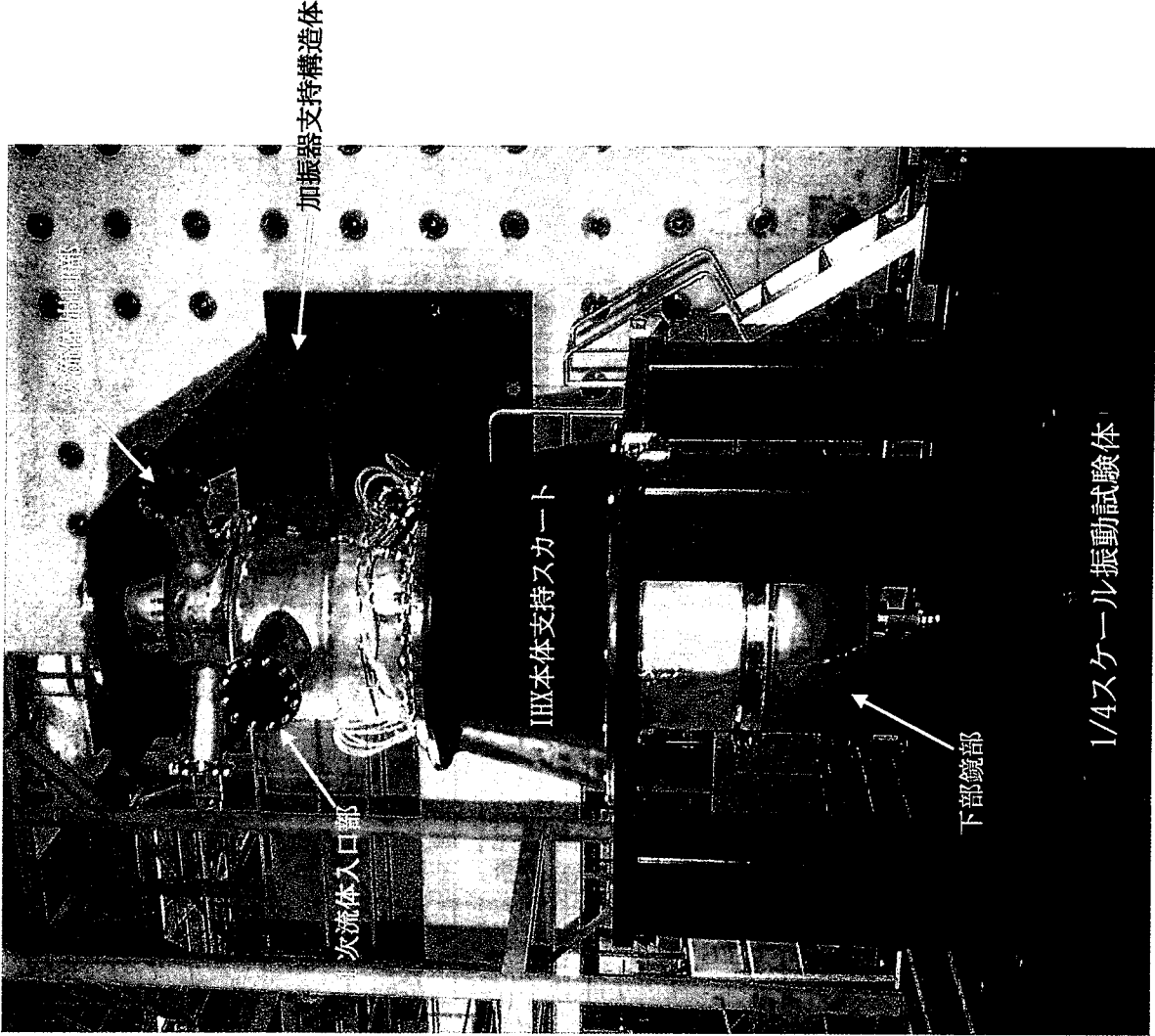


図4.2 1次ポンプ組込み型HXの実機と1/4スケール水流動振動試験体 (外觀図)

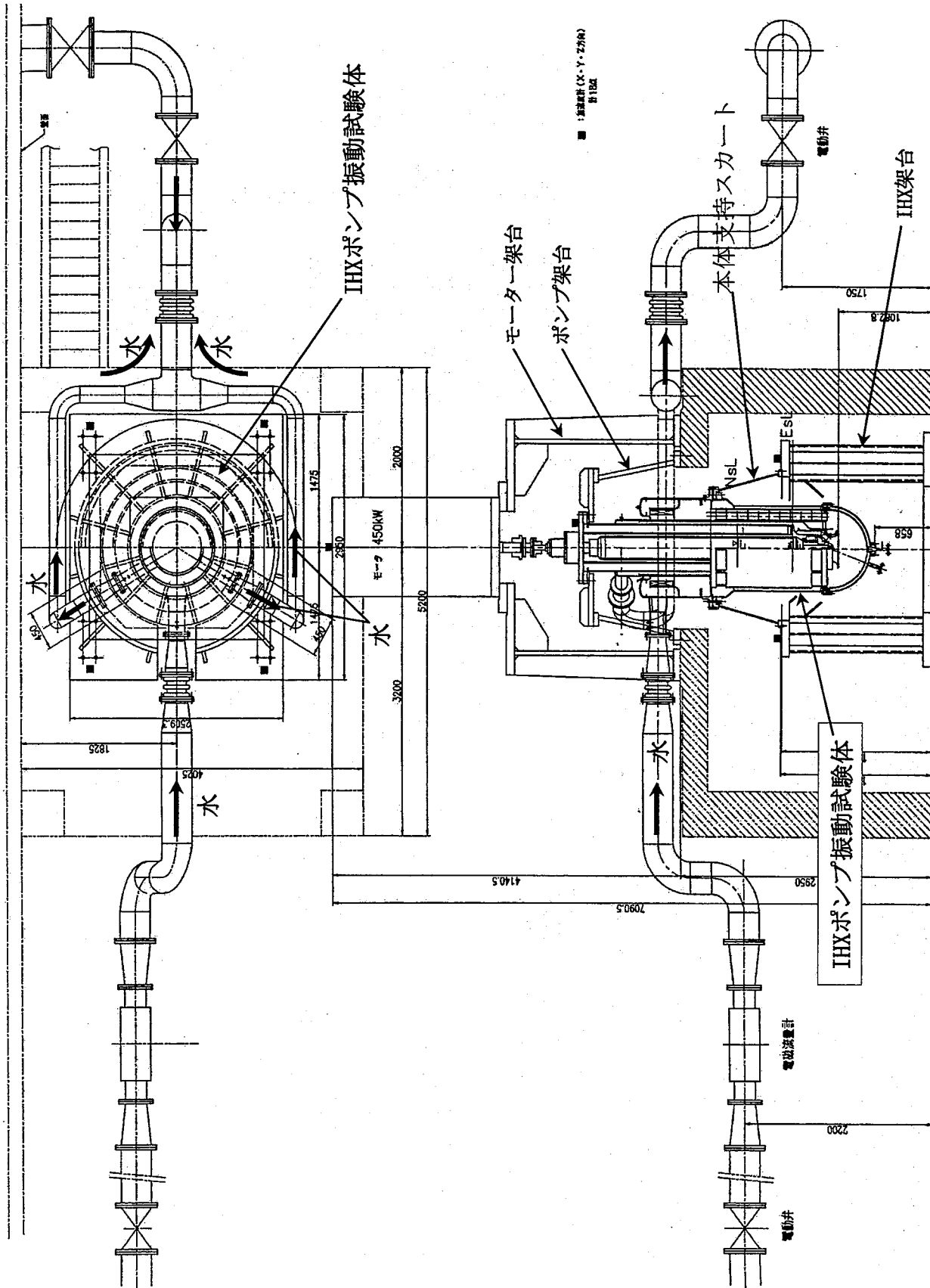


図4.3 1/4スケール振動試験体水循環系(1次側流体)



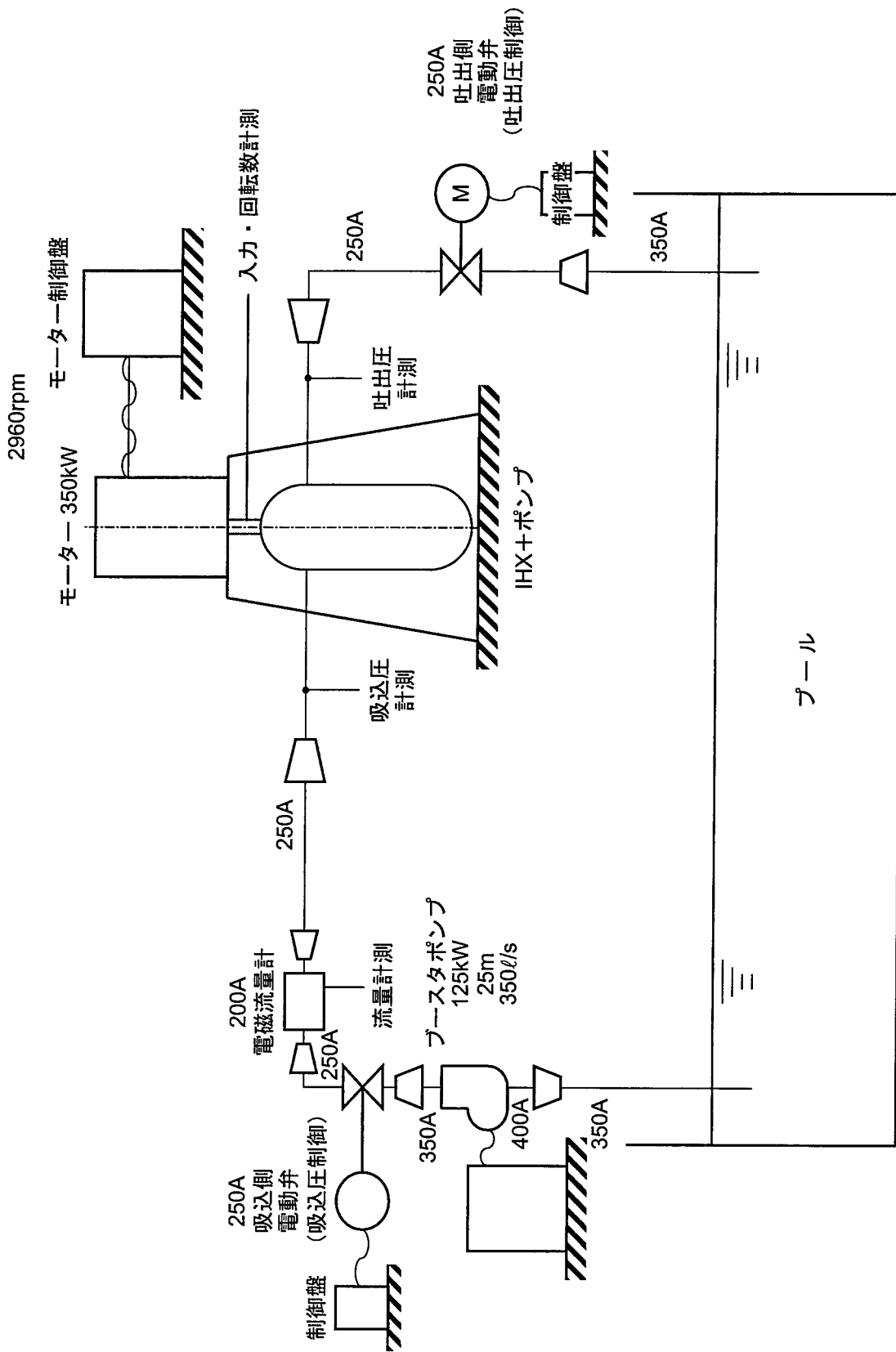


図4.4 1/4スケール振動試験体水循環系概念図（1次側流体）

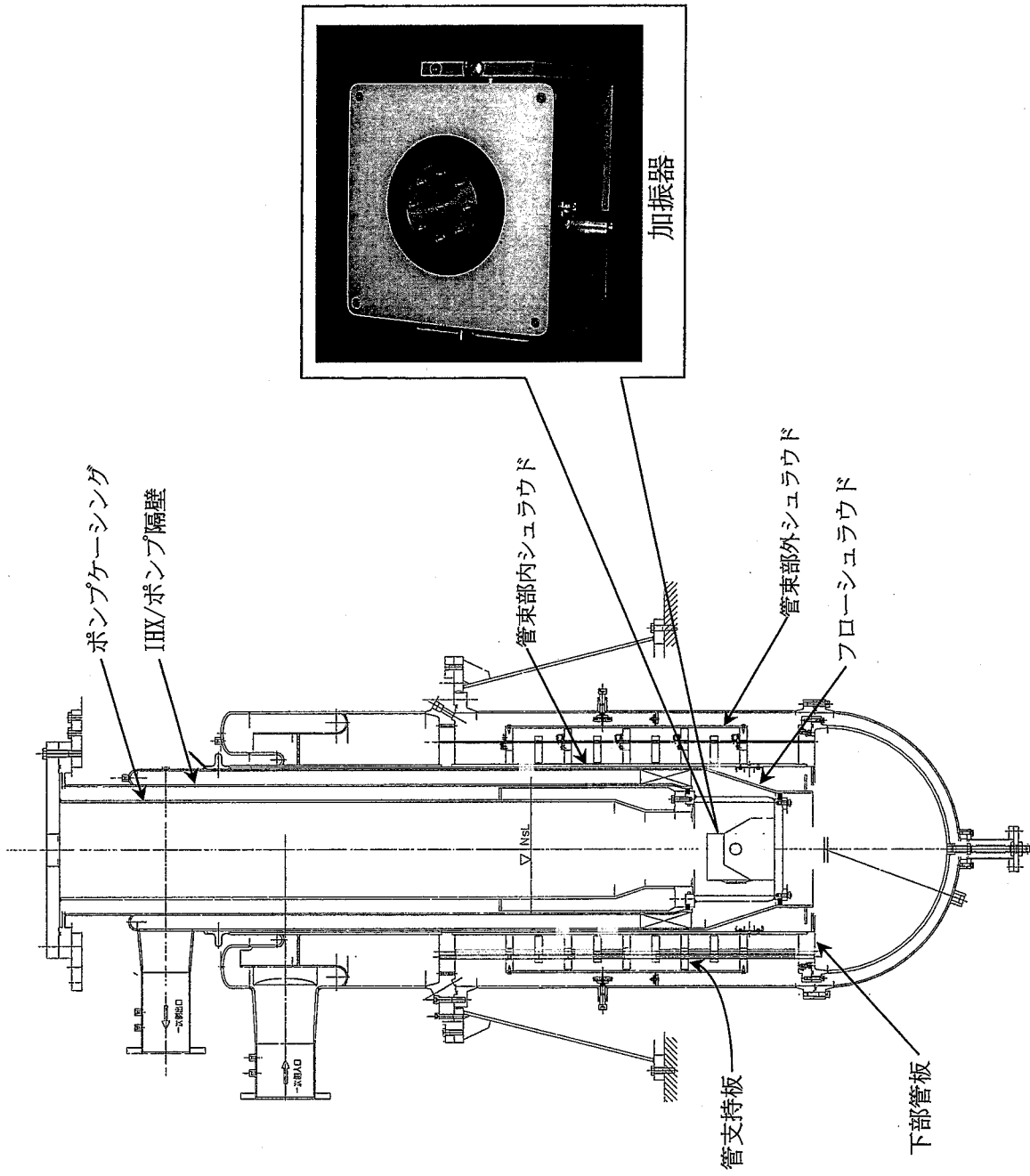
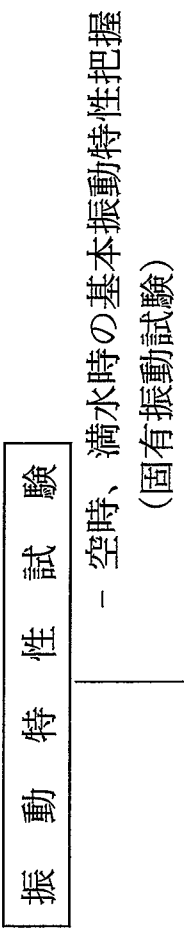
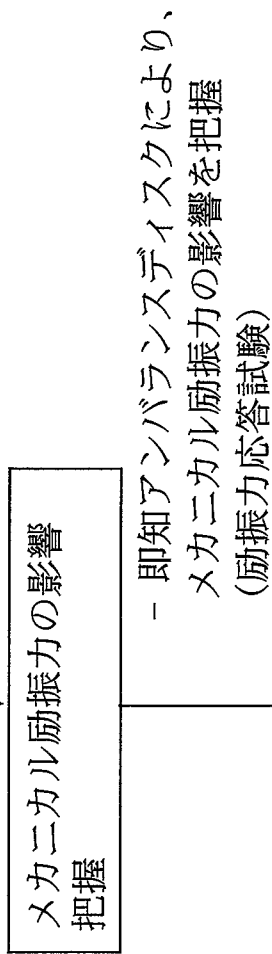


図4.5 振動試験体（加振器振動試験）

1. 加振器振動試験



2. アンバランスディスク回転試験



3. ポンプ回転試験

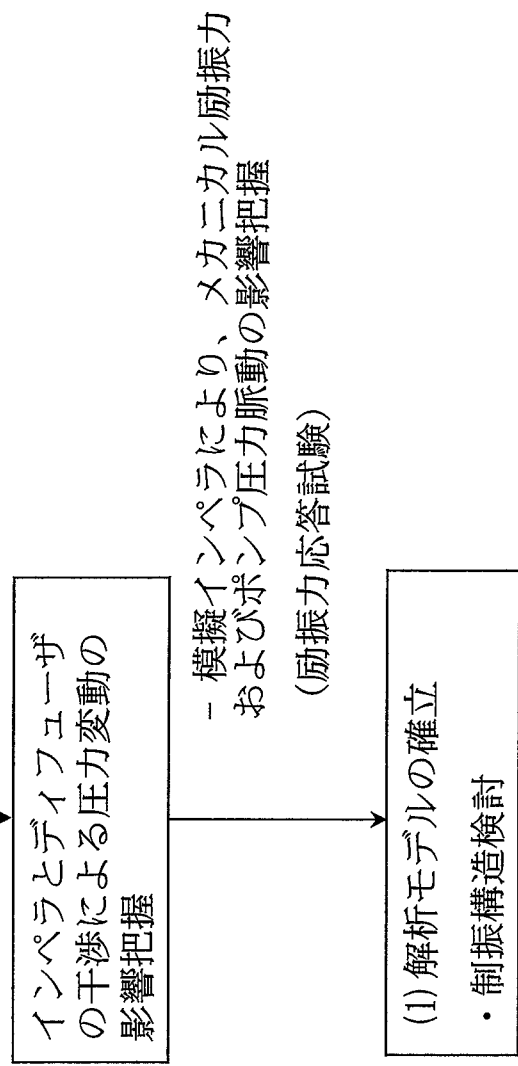


図4.6 ポンプ組込み型IH振動試験フロー

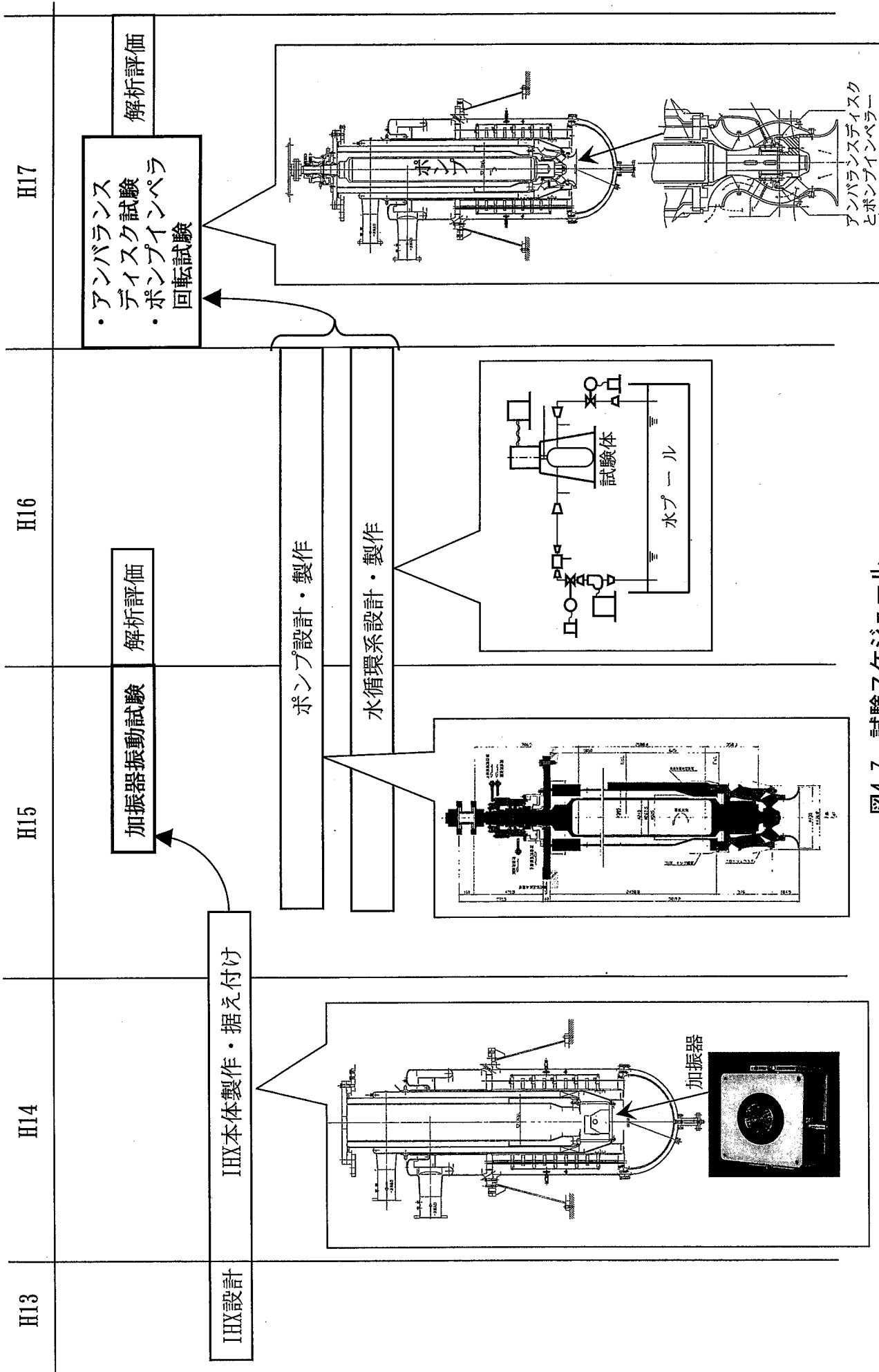


図4.7 試験スケジュール

## 5. 振動評価上の着目点に関する考察

ここでは、下記(1)～(6)に示すように、振動伝達を評価する上で特に重要と考えられる機器内部の着目点について、試験装置におけるモデル化の考え方、試験方法及び解析モデルの検証について述べる。また、振動伝達を把握する上で、不可欠となる各部の加速度の計測については(7)に記載する。なお、(1)～(5)については機器における該当箇所を図 5.1 に示す。(6)の流体連成に関しては、1次系 Na 及び2次系 Na の内在箇所を図 5.2 に示す。

- (1) ポンプ励振力
- (2) ポンプ静圧軸受け部
- (3) シールリング部
- (4) 胴ベローズ
- (5) IHX 伝熱管管束部
- (6) 流体連成効果
- (7) シュラウド・隔壁の振動計測

### 5.1 着眼項目

#### (1) ポンプ励振力

ポンプ回転による励振力は、図 5.3 に示すようにポンプの中心軸と実際の重心が一致していない事によるメカニカルな励振力であるアンバランス力及びポンプ回転羽根が固定羽根を横切るときに流体の相互干渉によって発生する流体励振力（ポンプ脈動）の2つが重畳して発生する。

これらについては、JIS の規格式によりその励振力の大きさや振動数が次式の如く定義されている。ところが実際には後者の流体励振力については、羽根の枚数分の流体力が同時に発生するものであり、その力の方向や波形については明確になっていない。さらに、両励振力は同時に重なり合って発生するが、それらを振動解析上、どの様に取り扱うかについても明らかではない。

#### ・アンバランス力

$$F = u \cdot r \cdot \omega^2$$

u: 不釣り合い質量

r: 修正半径（回転中心からの軸の偏心量）

$\omega$ : 各周波数

#### ・流体励振力（ポンプ脈動）

$$F = Kr \cdot \gamma \cdot H \cdot D \cdot B$$

Kr: ラジアルスラスト係数（実験的に得られる無次元係数）

$\gamma$ : 流体比重量

H: ポンプ揚程

D: インペラ外径

B: インペラ出口幅

現時点の予備解析では暫定的に、励振力は上式から得られた振幅及びポンプ回転数とインペラ羽枚数に基づく周波数を有する正弦波を仮定しており、また振動方向については1方向モデルとしている。アンバランス力と流体励振力の重ね合わせにおいては、両励振力に対して個別に振動解析、ワークレート解析を行い、最後の段階でワークレートを加算して伝熱管の摩耗量を評価している。

この解析モデルの精度の評価や改良を行うためには、両励振力を別々に把握することが必要であるため、アンバランス力のみを試験と両励振力が重ね合わさった条件での試験の2つを実施する。アンバランス力試験は図 5.4 (右側) に示すように既知のアンバランス量を有するディスクを用意し、これをインペラの代わりに設置することによって、流体励振力のないアンバランス力のみの特異な条件下での試験である。アンバランス量はこのディスクに局所的な付属物(おもり)を設置することによって設定する。そして、図 5.4 (左側) に示すようにインペラを取り付けたポンプ回転試験と比較することによりアンバランス力のみの場合とこれに流体励振力が重畳した場合の評価を行うことができる。

なお、試験体サイズを実機の  $1/n$  ( $1/4$ ) にすることによる、ポンプ励振力への影響については、アンバランス力は不釣り合い質量や修正半径はポンプの製作誤差によるものであるが、スケール則が成立すると仮定すれば不釣り合い量、修正半径及び角周波数はそれぞれ  $1/n^3$  倍(質量はスケール則で3乗で影響するため)、 $1/n$  倍及び  $n$  倍となるため、 $1/n^2$  倍となる。

流体励振力についてはラジアルスラスト係数  $K_r$  はディフューザー形状によって決まる無次元係数であるため、スケール則による影響はないがインペラ外径や、インペラ出口幅がスケール則でそれぞれ  $1/n$  になるため、励振力は  $1/n^2$  となる。

## (2) ポンプ静圧軸受部

ポンプのアンバランス量による励振力は静圧軸受けが直接受けるために、軸受け部の特性が振動伝達特性に与える影響は大きい。静圧軸受けは図 5.5 に示すようにポンプ吐出側の流体圧力を、軸受け部(固定部)と回転体との間に加えることにより間隙を設けた構造としている。回転体の偏心によりこの間隙部が狭くなると流体圧力により反力が働くため、解析モデルでは偏心量と反力が比例すると仮定してバネによるモデル化を行っている。本試験では、アンバランス量が予めわかっているアンバランスディスクを回転させて振動を発生させ、静圧軸受けと構造的に一体となっているポンプ・IHX 隔壁に設置された加速度計により軸受けモデルの検証を行う予定である。

## (3) シールリング部

図 5.6 にシールリング構造を示す。シールリングはポンプの保守・補修引き抜きのための間隙を確保しつつ、ポンプ回転時の突出側の圧力によってシール

リングをリング受け部に密着させてリークフローを防止するものである。この様に間隙を確保しつつリーク量を制限させる役割を有するため、基本的にはガタを有する構造となる。特にシールリング部はポンプ励振源と距離的に近く振動伝達の支配的な経路になる可能性があり、この様なガタ構造における振動伝達メカニズムについて解明しておく必要がある。解析モデルでは、保守的な評価を行うため、最も振動が伝達しやすい拘束条件を仮定しているが、試験ではリファレンス条件のガタの他、拘束条件、フリー条件での試験を行い、シールリング部での振動伝達における影響を把握する。

図 5.7 にこれらの 3 条件を設定するためのシールリング 01～03 を示す。シールリング本来の状態であるガタ条件は、01 のシールリングがフローシュラウドの片側と接触する状態として設定する。フリーについてはシールリングを取り外すことにより条件を作る。そして、拘束条件については 02 番のリングを使用し、これに 03 番のリングを押し込むことにより、シールリング部とフローシュラウドを固定する。

なお、シールリングの拘束条件をパラメーターとする試験は加振器による振動試験であり、シールリングへのアクセス性の観点から下部のシールリングのみを交換する。シールリングを交換したときの影響を明確にするため、加振器試験では上部シールリングは設置しない（上部は常にフリー条件）。

#### (4) 胴ベローズ

実機で採用されている胴ベローズは図 5.8 に示す如く下記の 3 つである。

- i) カバーガス中ベローズ
- ii) バウンダリーベローズ
- iii) シールベローズ

試験体に設置するベローズもしくはベローズ代替剛性体の構造を図 5.9 に、外観写真を図 5.10 に記載する。実機設計では、ベローズの剛性が振動伝達特性に及ぼす影響を解析的に評価し、固有振動数がポンプの定格回転数(12.3Hz)と一致しないようにベローズ剛性を決定している(ノミナル値)。試験体設計においても、ベローズ剛性はスケール則を考慮して設定する必要があり、この結果、試験体のベローズ剛性は実機のそれの 1/4 となる。試験体のベローズもしくはベローズ代替構造物の剛性は、実機ベローズにおいてその剛性を 0～10 倍の範囲でパラメーター解析を行い、固有振動数に与える影響を解析的に評価して決定した。それぞれベローズについては以下の通りである。

- i) カバーガス中ベローズ：実機においてベローズ剛性ノミナル値の 0～10 倍の範囲では各固有振動数に対する影響は小さいことがわかった。このため、試験体ではノミナル値の 0～10 倍の範囲に確実に入るようにノミナル値とほぼ同程度とすることを目標とした。ステンレス鋼にて形状を

模擬したベローズにより、所定の剛性が得られるようにした。

- ii) シールベローズ：実機においてノミナル値より剛性が低い場合、5次モードがポンプ定格回転数付近に固有振動数を持つため、共振が懸念される。試験体においてはこの共振を回避するためにシールベローズ剛性はノミナル値以上に設定することとし、本体胴から外シュラウドを皿バネで押しつける構造とした。皿バネは周方向均等に12箇所設置している。なお、皿バネでは2次系流体のホットレグとコールドレグのバウンダリーを構築することができないため、剛性への影響のないゴムを周方向に設置し、境界を作っている。
- iii) バウンダリーベローズ：実機においてノミナル値より剛性が高い場合、ポンプ定格回転数に近い領域に固有振動数を持つモードが存在する。したがって、試験体ではバウンダリーベローズ剛性はノミナル値以下に設定することとし、周方向にゴムを設置した。

#### (5) IHX 伝熱管管束部

管束部の解析では数千本の伝熱管を忠実に反映することはできないためある仮定に基づいたモデル化を行っている。図 5.11（左側）に示すように上下管板は全ての伝熱管に対して共通であり、支持板は伝熱管とピン支持で接している。また管束部は管群としての流体連成効果が考えられるため、個々の伝熱管はマクロ的には同じ挙動になると仮定した。この仮定に基づくと管束部は、質量、剛性を単に全ての伝熱管の合計した1本のビームで等価的に置き換えることができる（図 3.2 参照）。

振動試験体の管束部についても数千本の伝熱管を忠実にスケールダウンした完全模擬は不可能であるため、この解析モデルの考え方を導入した。つまり、図 5.11（右側）に示すように上述の実機管束部と置き換え可能な1本のビームを、スケール則に基づいて実機 1/4 サイズのビームと仮定し、このビームと同等の挙動を示すように試験体の模擬管束部の製作を行った。この考えに基づいて製作した管束部は1本当たりの剛性を向上させた60本の模擬伝熱管とその支持板から構成され、試験体としての固有振動数（実機の4倍）が得られるように管束部の剛性・質量を調整している。

模擬伝熱管と支持板の間隙幅については製作精度の観点で実機の忠実なスケールダウンが困難であるため、試験体では実機と同程度の間隙幅（直径間隙 0.4mm）とした。ただし、図 5.12 に示すように支持板との接触部の軸方向距離については、ピン支持条件を模擬するため実機支持板のその 1/4 に相当する 5mm である。

図 5.13、図 5.14 及び図 5.15 に管束部の詳細構造と写真を示すが、管束部に



は模擬伝熱管の他、ワークレート計測管と1次系流体（水）用バイパス管が設置されている。

本試験体では管束部全体としての固有振動数に着目していることから、模擬伝熱管の径及び剛性については1/4とはなっておらず、この模擬伝熱管にワークレートを評価するための有意な振動データを得ることができない。このため、支持板との接触摩耗においてワークレートを計測するための専用の管として、図 5.16 と図 5.17 に示すように実機伝熱管の1/4サイズの管（ワークレート計測管）を2本設置し、支持板との間で接触荷重及び変位を測定することとした。変位計は非接触方式のため、常に振動振幅は計測されるが、荷重計は荷重計治具を介してワークレート管と接触したときのみ荷重が計測される仕組みとなっている。ただし、ワークレート計測管と荷重計治具の間隙幅は、製作精度の観点で実機の忠実なスケールダウンが困難であるため、模擬伝熱管の場合と同様に実機と同程度の間隙幅（直径間隙約0.4mm）としている。このためワークレート計測管は、実機における伝熱管と支持板の接触摩耗を必ずしも十分に模擬したものではない。ワークレートの詳細な評価については、将来、実機長1/1サイズの伝熱管を用いた別途振動試験により行うことを検討している（図 2.1 参照）。

バイパス管（18本）については、1次系流体を60本の模擬伝熱管のみで流すには圧損が大きくポンプによる流量を確保することができないため、別途設置したものである。バイパス管を設けることによって管束部の剛性、質量が増加し、振動特性への影響が懸念されるが、固有振動解析、ポンプ励振力応答解析によりその影響がほとんどないことを確認している。なお、バイパス管は実機伝熱管を模擬したものでないため、振動しても支持板と接触しないように支持板との間に数mm程度の間隙を設けた。

## (6) 流体連成効果

振動解析モデルでは流体連成についてはFritzの式をシュラウド、隔壁間隙部に適用して予備解析を実施し、間隙幅が狭くかつ多重円筒構造になっていることから振動伝達特性に与える影響の大きいことが予測されている。しかし、Fritzモデルは2重円筒におけるビーム振動への適用モデルであり、多重円筒構造体への適用やシェル振動及びNa液位の影響については確認しておかなければならない。

このためには、まず流体（水）のない条件での試験（気中試験）を実施し、構造物を介してのみの振動伝達特性を明らかにした上で、流体（水）を充填し流体連成効果を取り入れた試験を実施する。流体を充填した際の試験パラメータとしては、流体連成効果に影響のある円筒の間隙幅及び自由液面液位とする。

i) 円筒間隙

シュラウド間の間隙幅を変えるためには径の異なる内筒構造物に交換する必要があることから、加振器振動試験において加振器内筒を交換することにより加振器内筒（内側）と IHX/ポンプ隔壁（外側）の間を可変とする。このためには内径の異なる 2 種類の加振器内筒を製作して図 5.18 に示すように取り替える。内外円筒径比  $D/d$  が小さいほど流体連成効果が大きいため、パラメーターとしてはリファレンスに対し間隙幅が小さくなる加振器内筒を製作する（全 2 ケース）。

- ・リファレンスケース：ポンプケーシングと IHX・ポンプ隔壁径 ( $D/d=1.31$ )
- ・間隙幅が小さくなるケース：( $D/d=1.12$ )

ii) 自由液面効果

図 5.18 に示すように機器内部に存在する自由液面として以下の 2 箇所である。

- ・ポンプケーシング-IHX/ポンプ隔壁間
- ・フローシュラウド-内シュラウド間

パラメーターの設定については、リファレンスをベースとして高、低のそれぞれ 3 点とする。

リファレンスは実機における定格運転状態を想定した条件とし、自由液面が高くなると流体連成効果が大きくなると考えられることから自由液面が高くなる方のパラメーターとしては、間隙部の満水条件とする。一方、最低液位は低温停止状態や燃料交換時の低流量運転時を想定した液位とする。

(7) シュラウド・隔壁の振動計測

振動伝達の計測は試験体の内部各所に設置された加速度センサーにより行い、ここから得られたデータに基づいて試験結果の評価を行う。図 5.20(1/2), (2/2) に加速度センサーの設置場所を、また図 5.21(1/2), (2/2) に加速度センサー設置状況写真を示す。本試験での計測では、シールリングや流体連成などの各部の振動伝達要素の特性を把握すること、及び各シュラウドの振動モードを確認し、機器内部での伝達経路を明確にすることが要求される

シールリングやベローズなどの個別の伝達要素についてはその伝達経路の前後に加速度センサーを設置することで特性を把握できるようにしている。

シュラウド・隔壁の振動モードについては流体連成を考慮したシェル振動解析により、図 5.19 に示すようなビーム振動とシェル振動の発生が予測されている。3.2 節(2)にも記載したようにビームモードの固有振動数近傍における多数のシェルモードが多数出現しており、これらの現象を検証するためにビーム振動とシェル振動の両者を評価することが必要である。このため、各シュラウド、隔壁の軸方向及び周方向に対して十分な精度で計測できるように複数の加速度

センサーを設置した。

ビーム振動については予備解析結果から、1次、2次モードを対象とすることとし、加速度センサーをそれぞれのモードの腹となる部分に設置した。ビームモードの方向性を考慮し2つの加速度計を90°ずらして設置した。

シェル振動については2～4次モードが現れやすいことから周方向8カ所に加速度センサーを設置した。ただし、内シュラウドは板厚が他の円筒と比較して厚く、解析結果からもシェルモードが現れていないため、センサーは周方向については4カ所にとどめた。一方、フローシュラウドについては低次の振動数にてシェルモードの5次モード以降が現れる可能性があるため、これを計測するために周方向16箇所設置した。

## 5.2 まとめ

本機器内部における振動伝達経路は2章の図2.2に示したが、振動伝達特性が明らかになっておらず試験で評価すべき伝達要素は同図の2重線枠で示されている上下シールリングと流体連成である。また、ポンプ励振力についてもその波形や励振方向については把握されていない。したがって、シールリングや流体連成の振動伝達特性及びポンプの励振特性を可変とすることで詳細に評価できるようにした。

ベローズや静圧軸受け部の振動伝達特性は、設計でのバネ定数や軸受け負荷加重に基づいて解析のモデル化を実施したが、それが適切であることの確認も行うこととしている。

またケーシングやシュラウド及びポンプ/IHX隔壁の様な円筒形状構造物についてはこれまで実施した3次元予備解析からビーム振動とシェル振動の発生が予測されており、これを確認するために解析に基づいてシュラウドの軸方向、周方向に加速度センサーを設置した。

この試験では各部の振動伝達要素の特性を把握するだけでなく、それらが複合的に組み合わさった場合の振動特性を確認することが重要である。試験の解析は3次元シェルモデルを用いるが、この解析モデルに上述の振動伝達要素を組み込み、試験体の振動挙動と解析結果を比較することで機器内部での振動伝達経路を明らかにするようにしている。

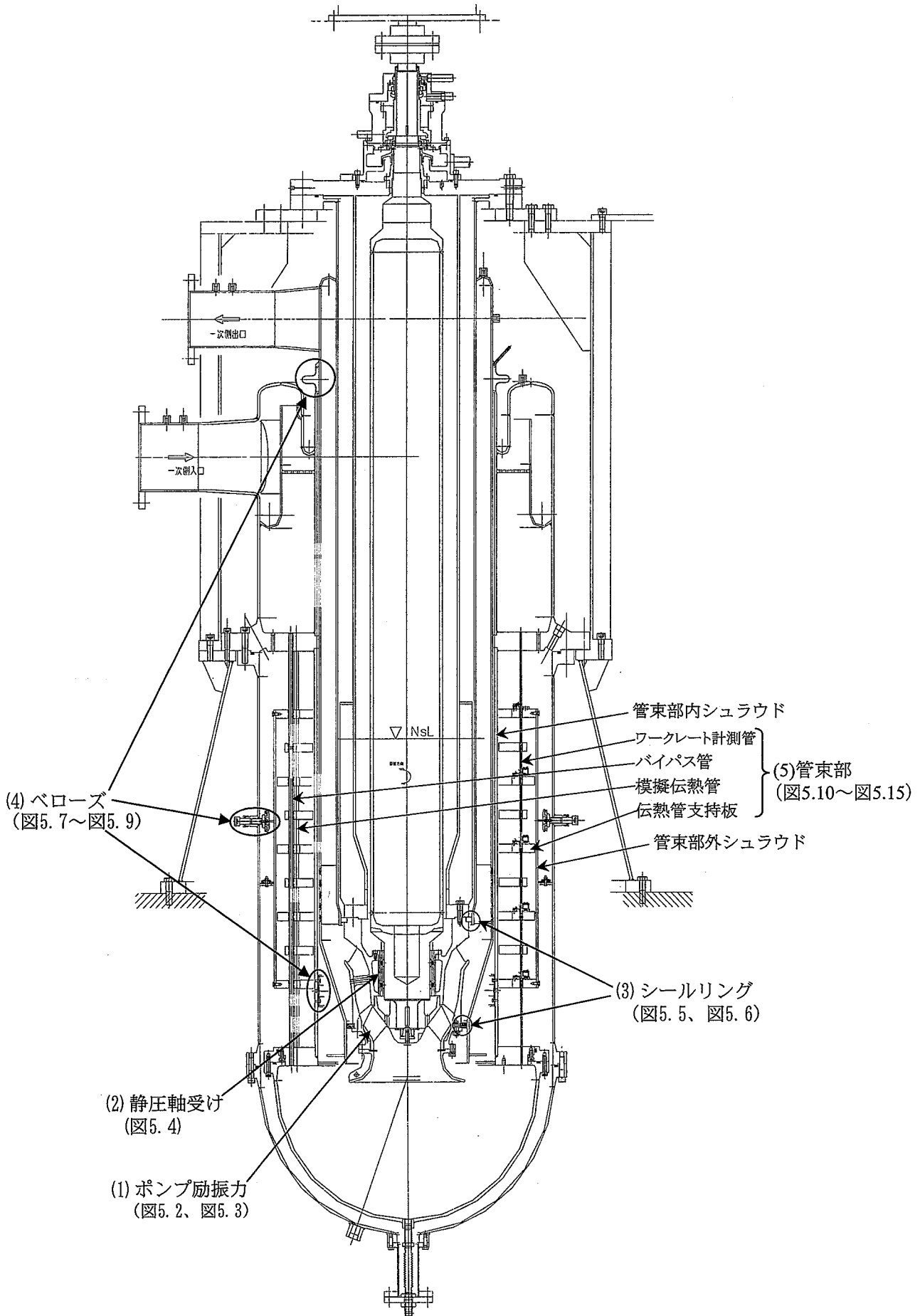


図5.1 振動評価上の着目点 (内部構造物)

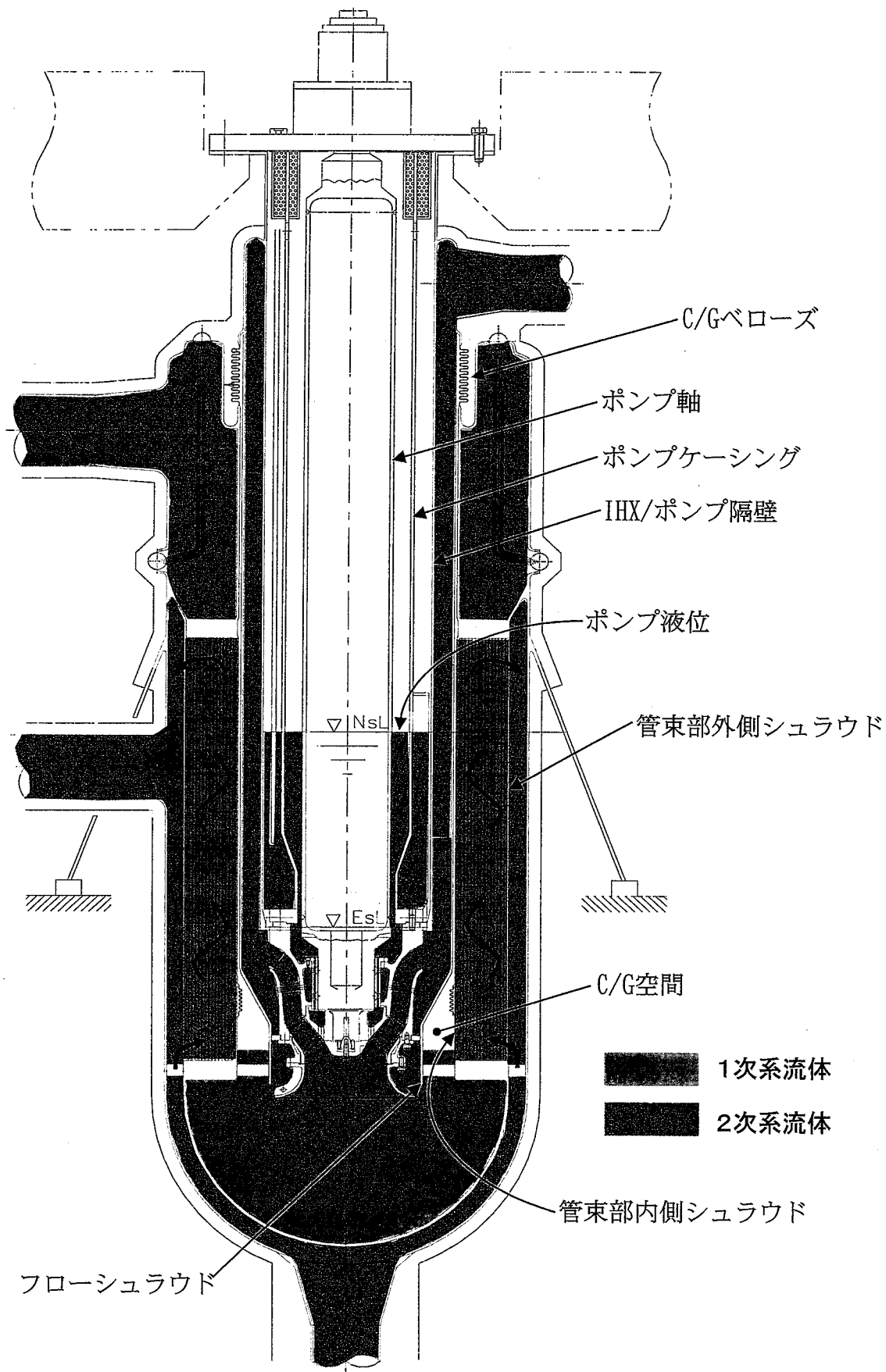
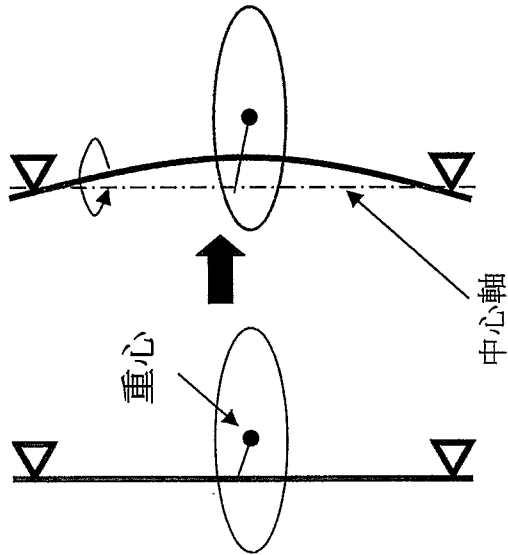


図5.2 振動評価上の着目点 (流体連成)

(1) アンバランス力

- ・ 重心の中心軸からの偏心



(2) 流体励振力 (ポンプ) 脈動

- ・ 固定羽根と回転羽根の流体相互干渉

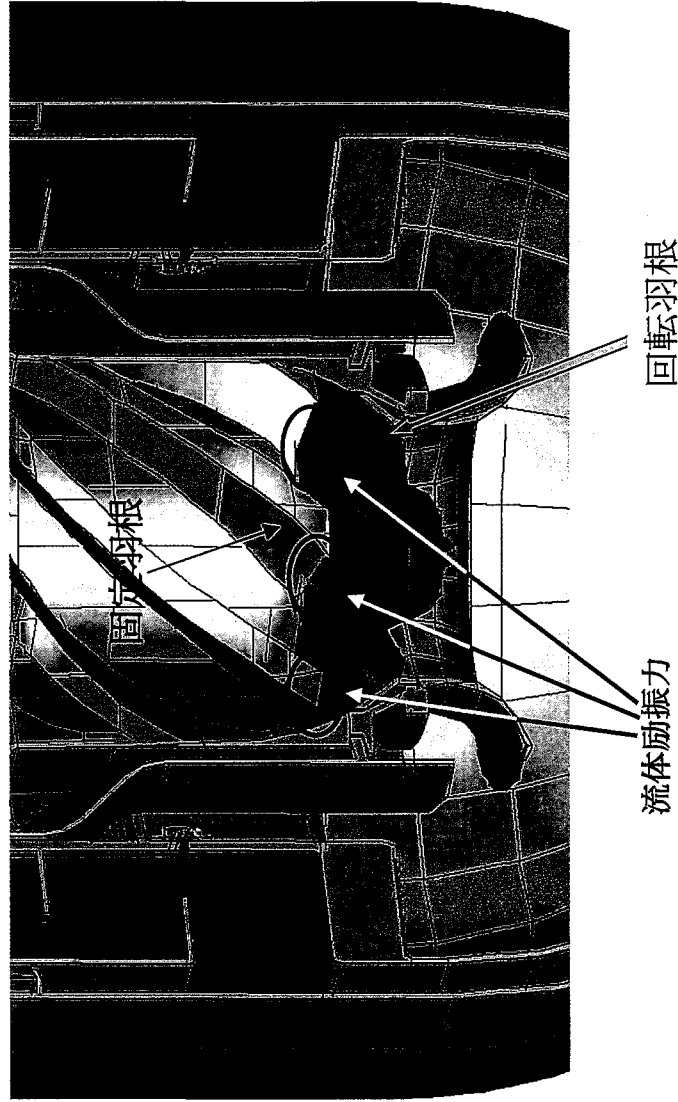


図5.3 ポンプ励振力モデル

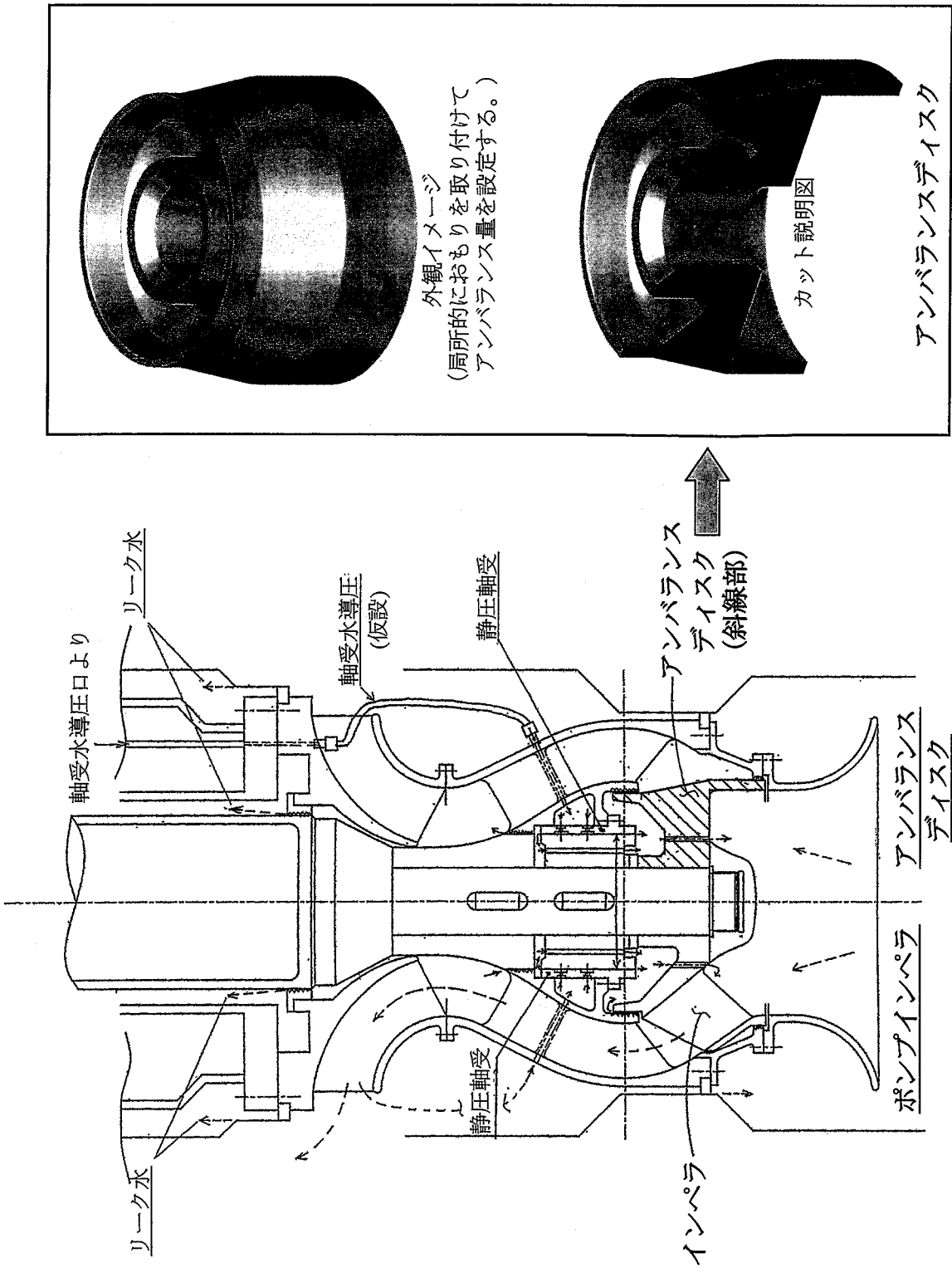


図5.4 ポンプインペラとアンバランスディスク

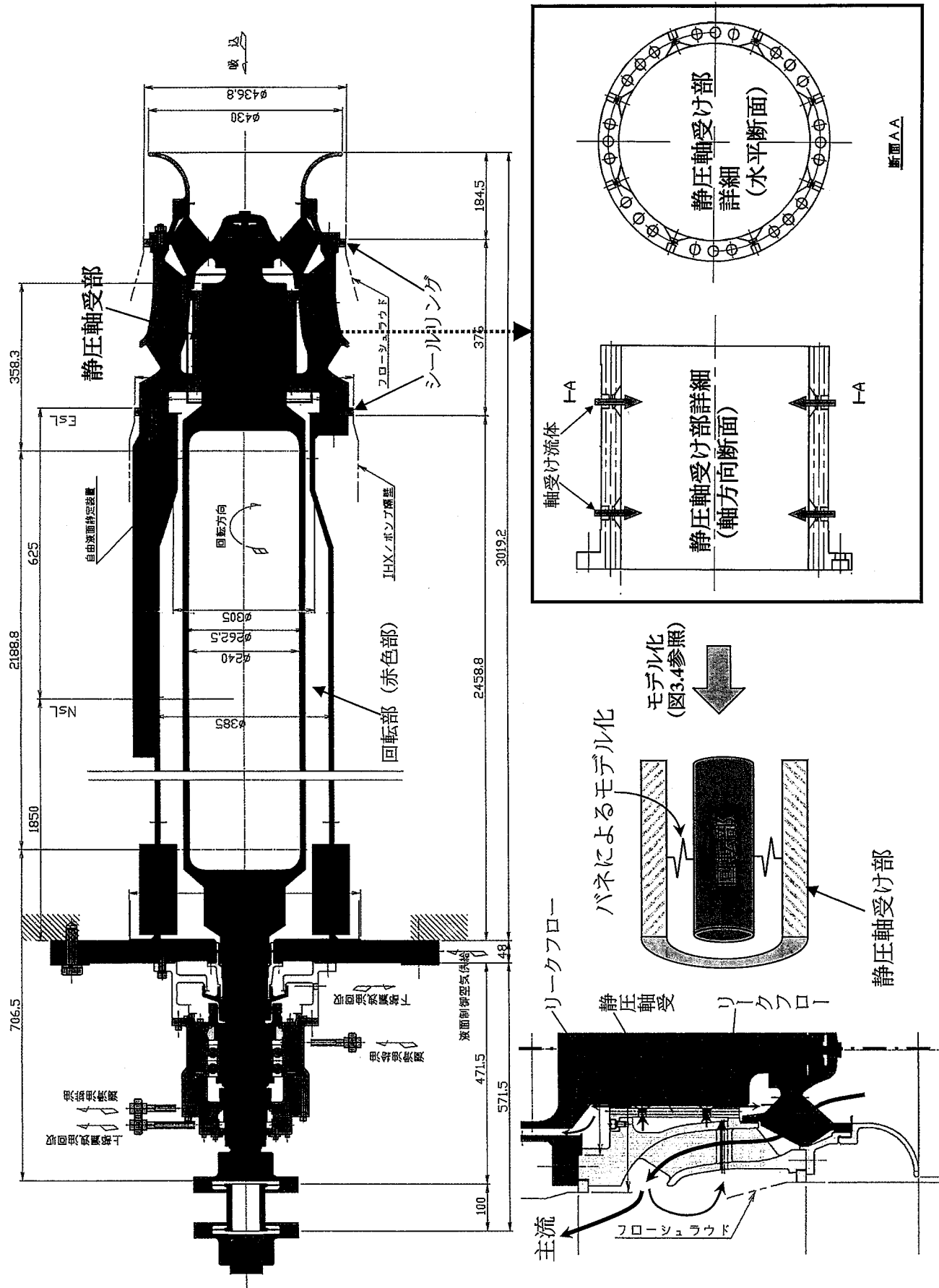


図5.5 ポンプ静圧軸受構造と解析モデル

静圧軸受リークフロア



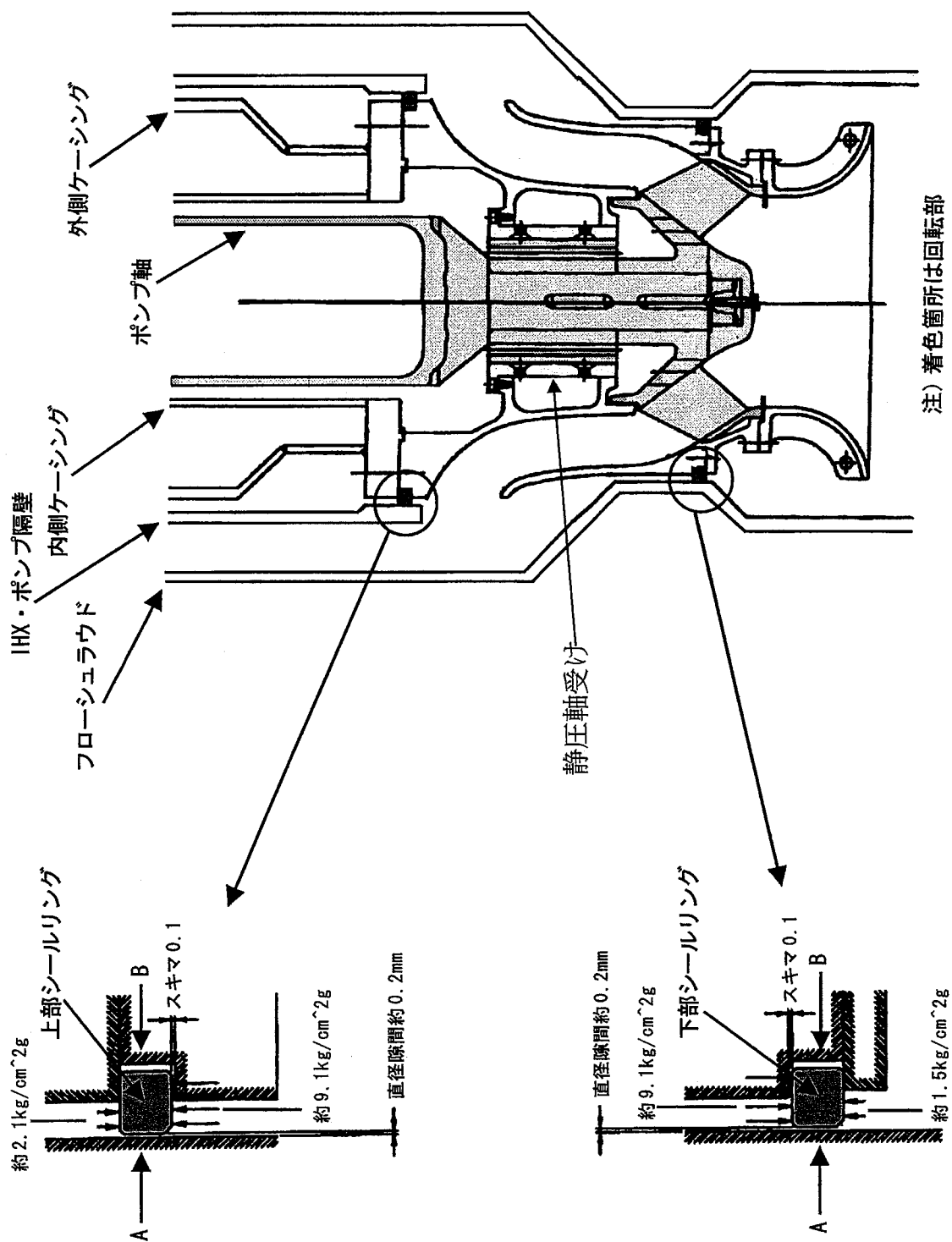


図5.6 シールリング構造

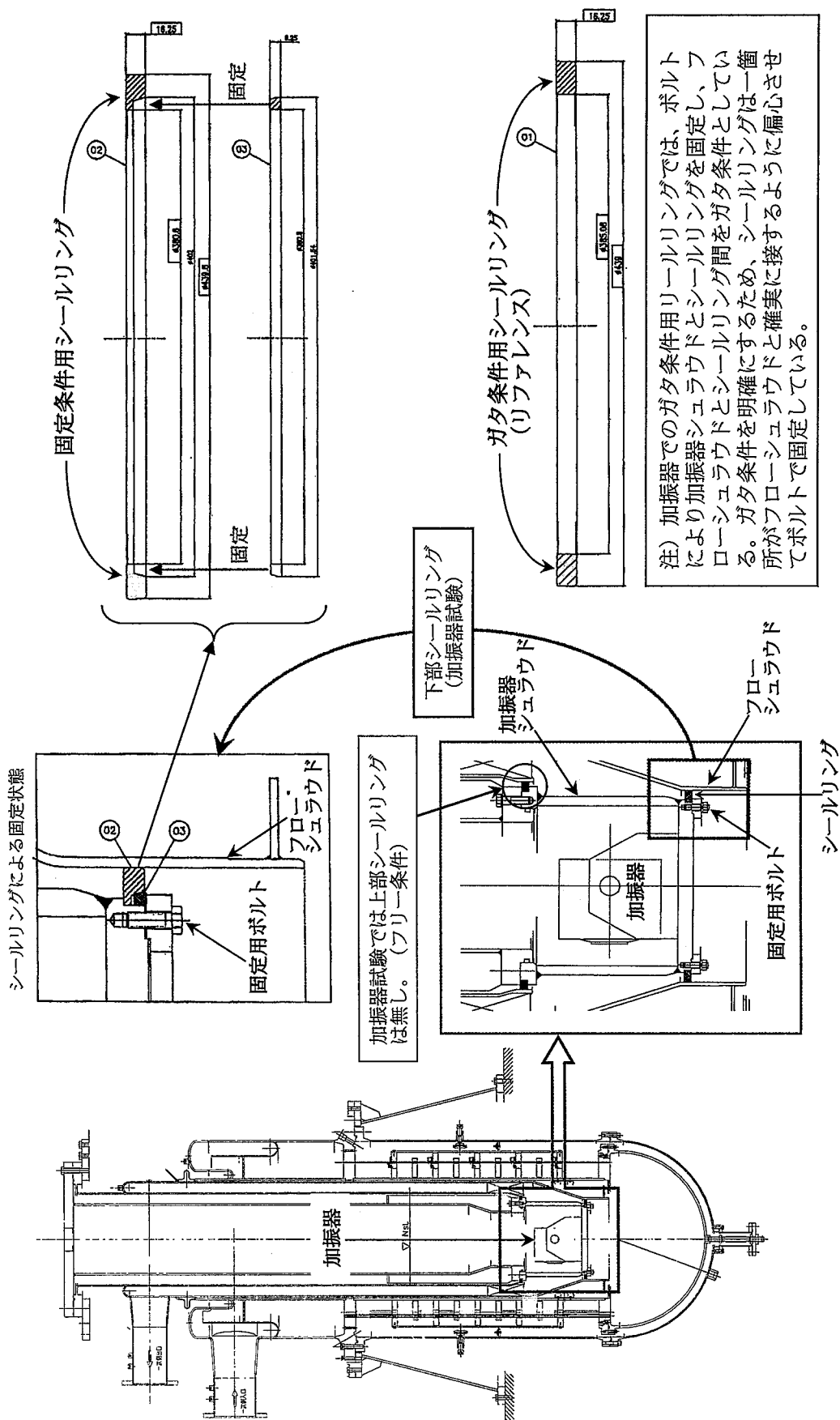


図5.7 振動試験体における下部シールリング (加振器振動試験)

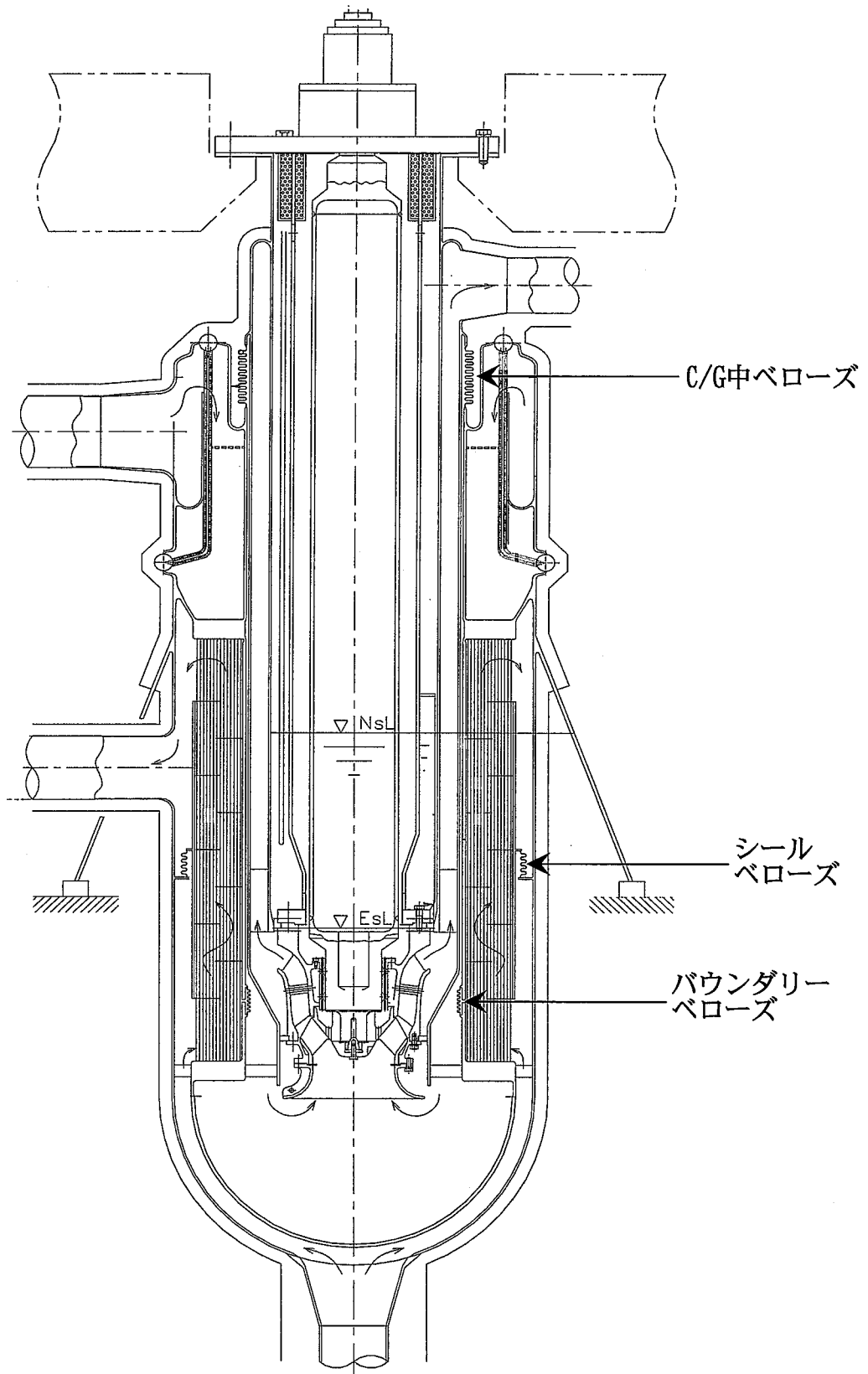


図5.8 実機ベローズ（3箇所）

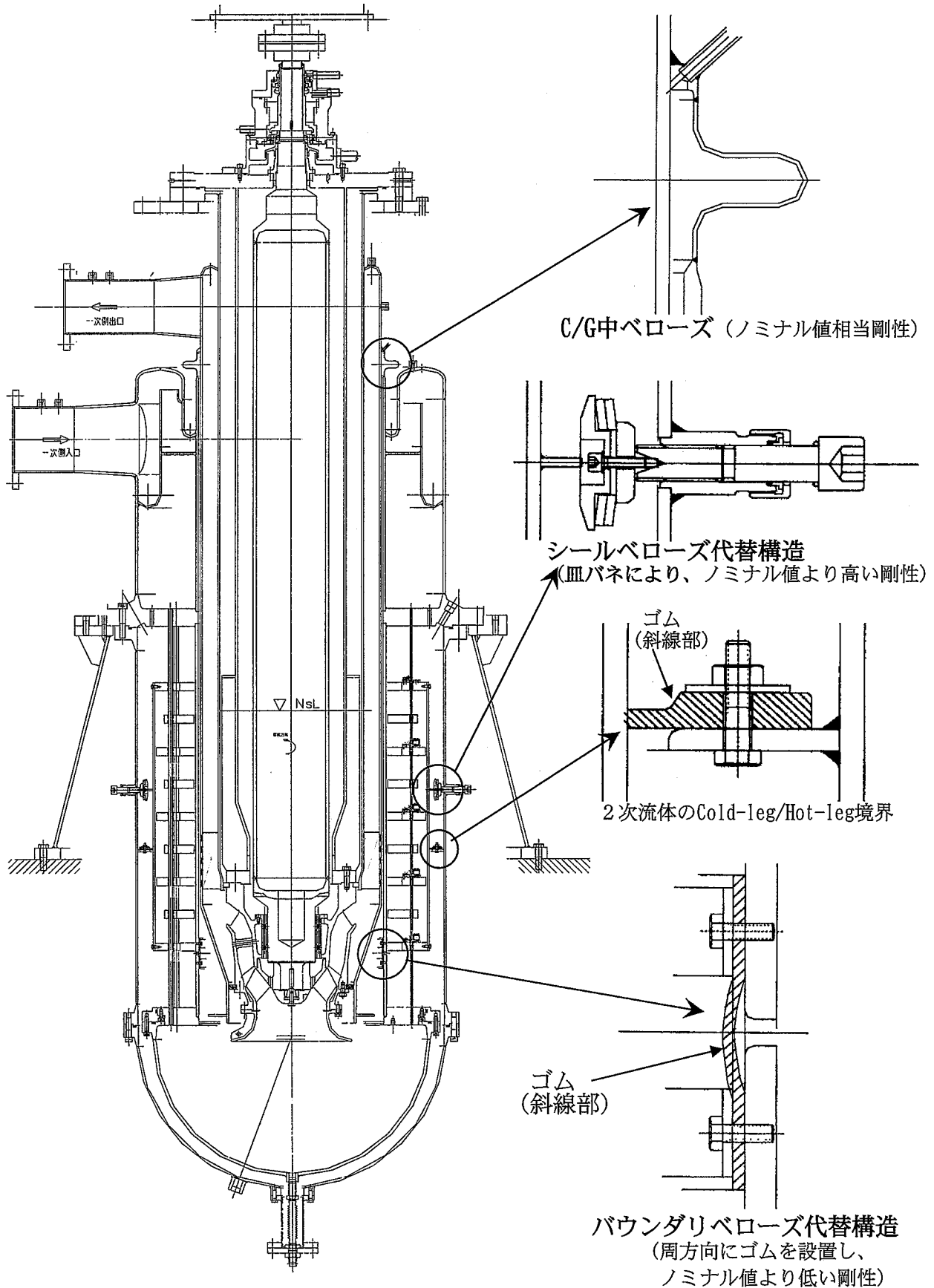
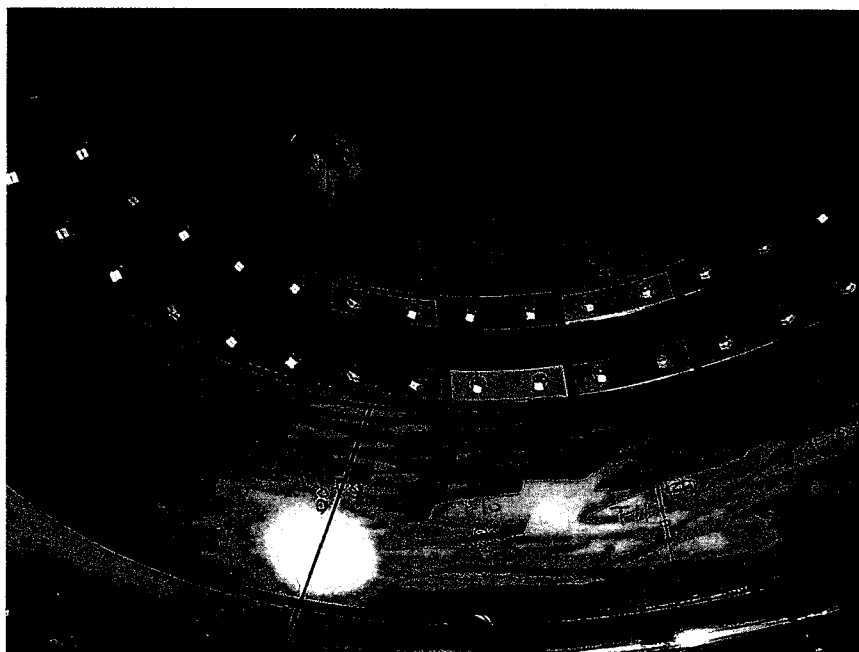
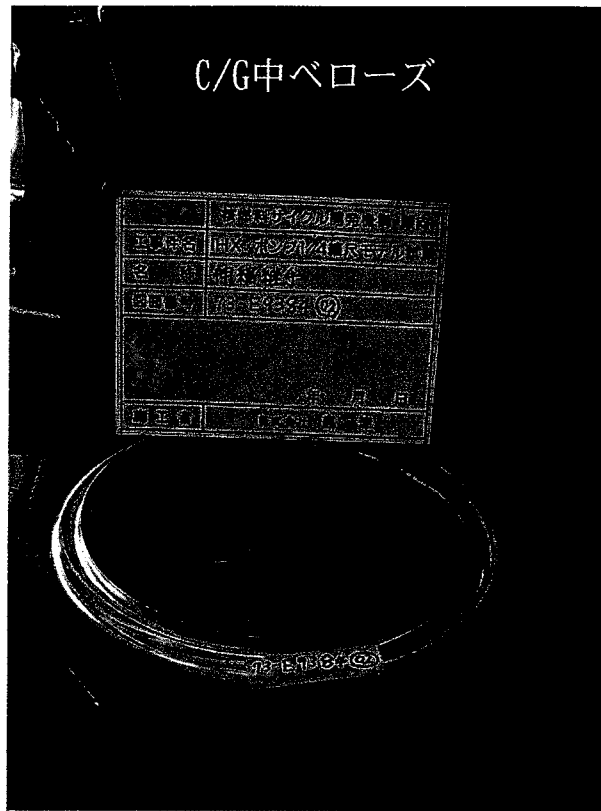


図5.9 試験体ベローズ及びベローズ代替構造体



バウンダリベローズ代替構造体  
(周方向に設置されたゴムを内面から見たところ)

図5.10 試験体ベローズ及びベローズ代替構造体 (写真)

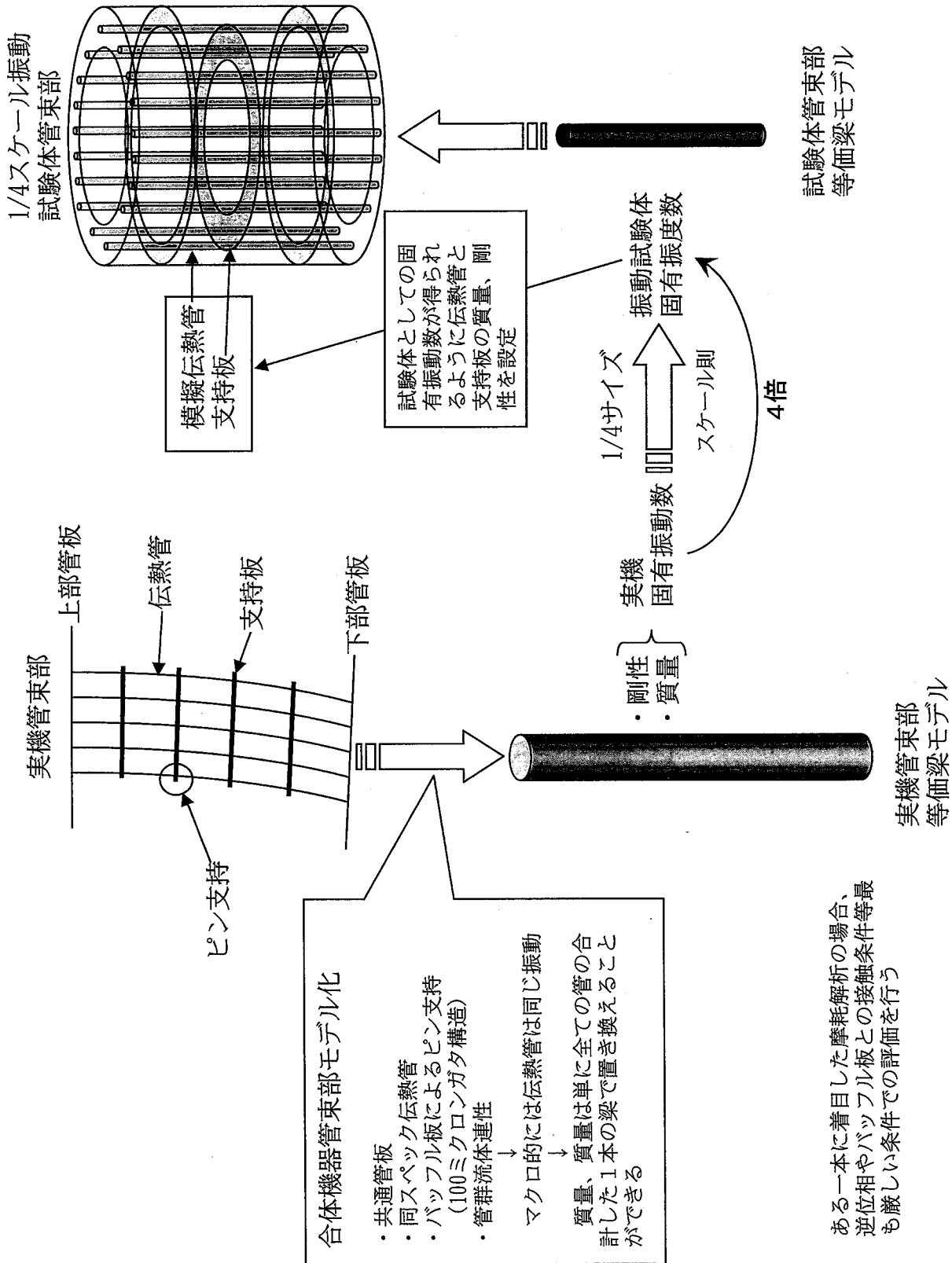


図5.11 IHX管束部振動モデル化の考え方

ある一本に着目した摩擦解析の場合、逆位相やバツフル板との接触条件等最も厳しい条件での評価を行う

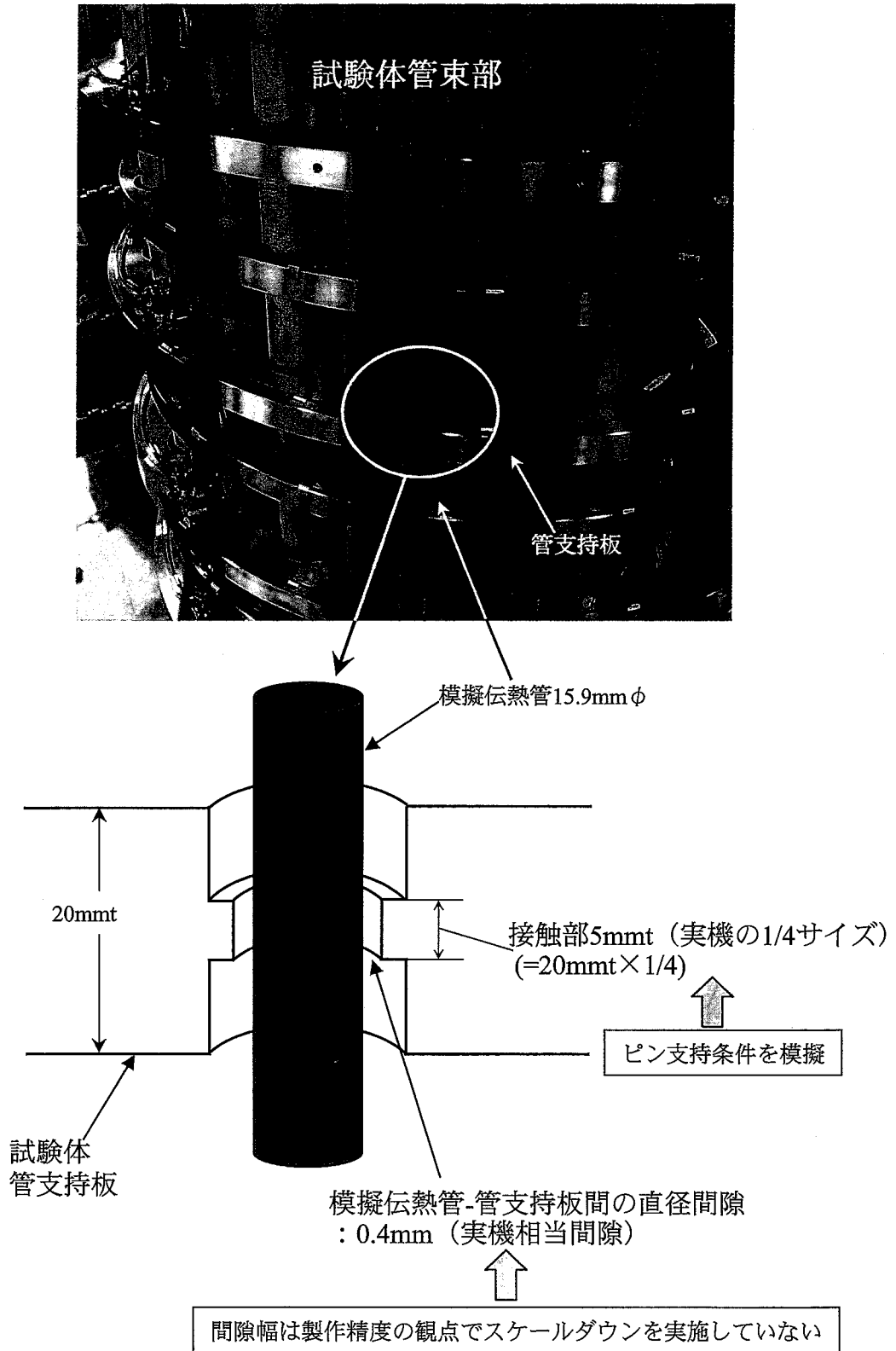


図5.12 模擬伝熱管支持構造 (試験体管束部)

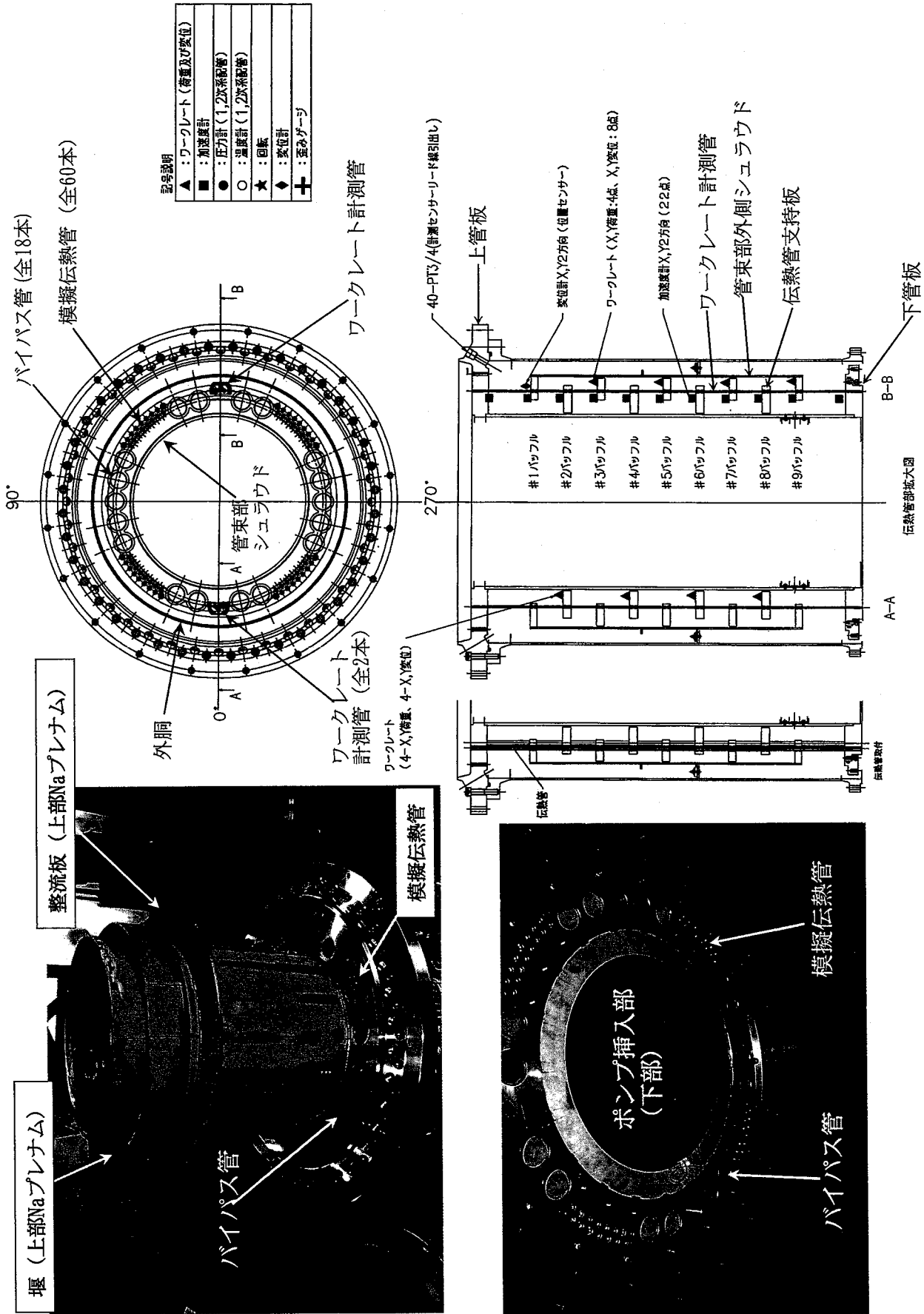


図5.13 振動試験体管束部



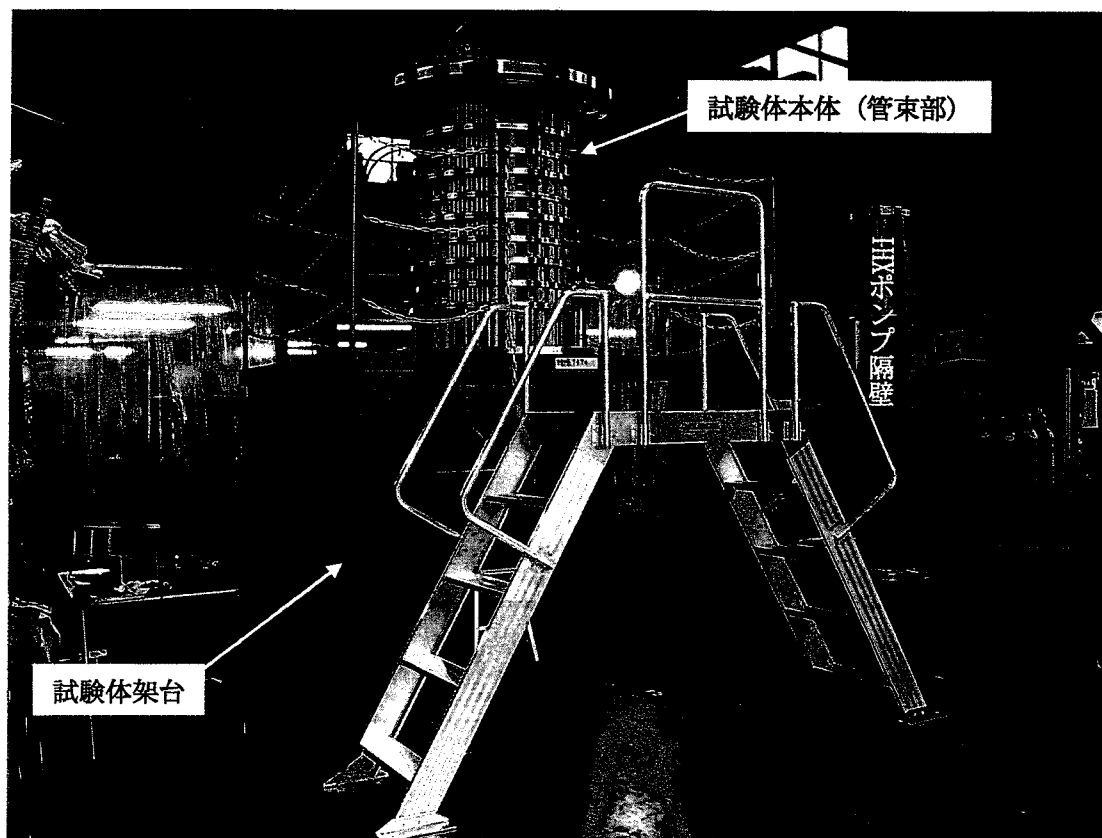
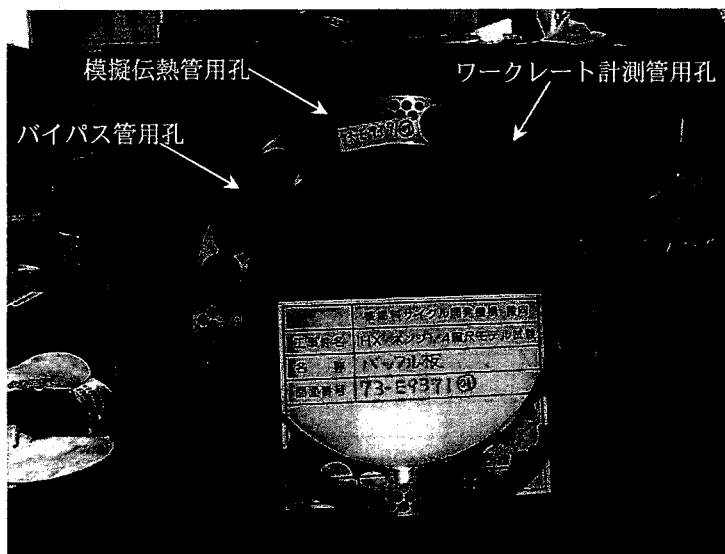
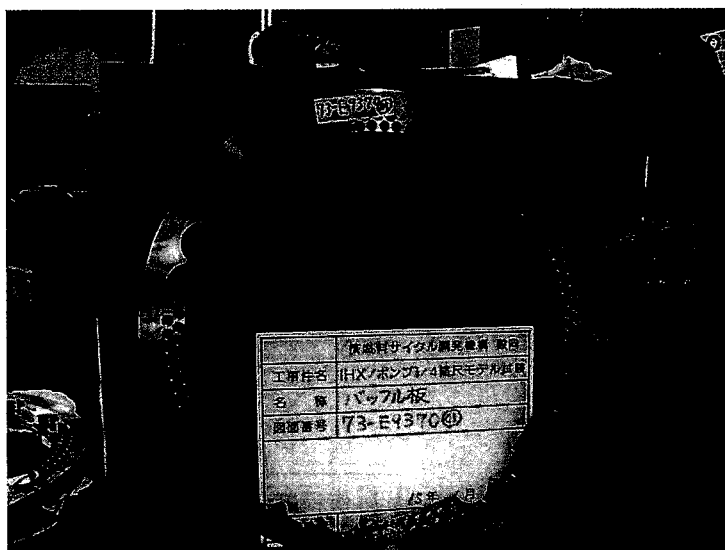


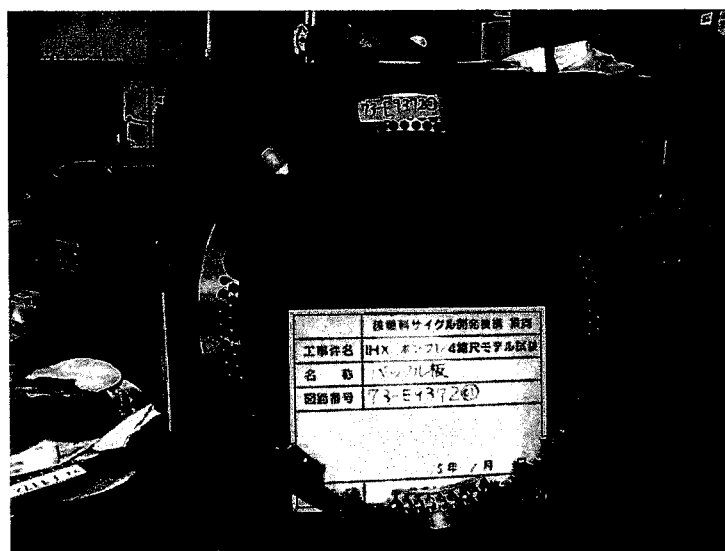
図5.14 試験体管束部外観



#2, #4, #6, #8  
管支持板



#1, #9  
管支持板



#3, #5, #7  
管支持板

図5.15 管支持板外観

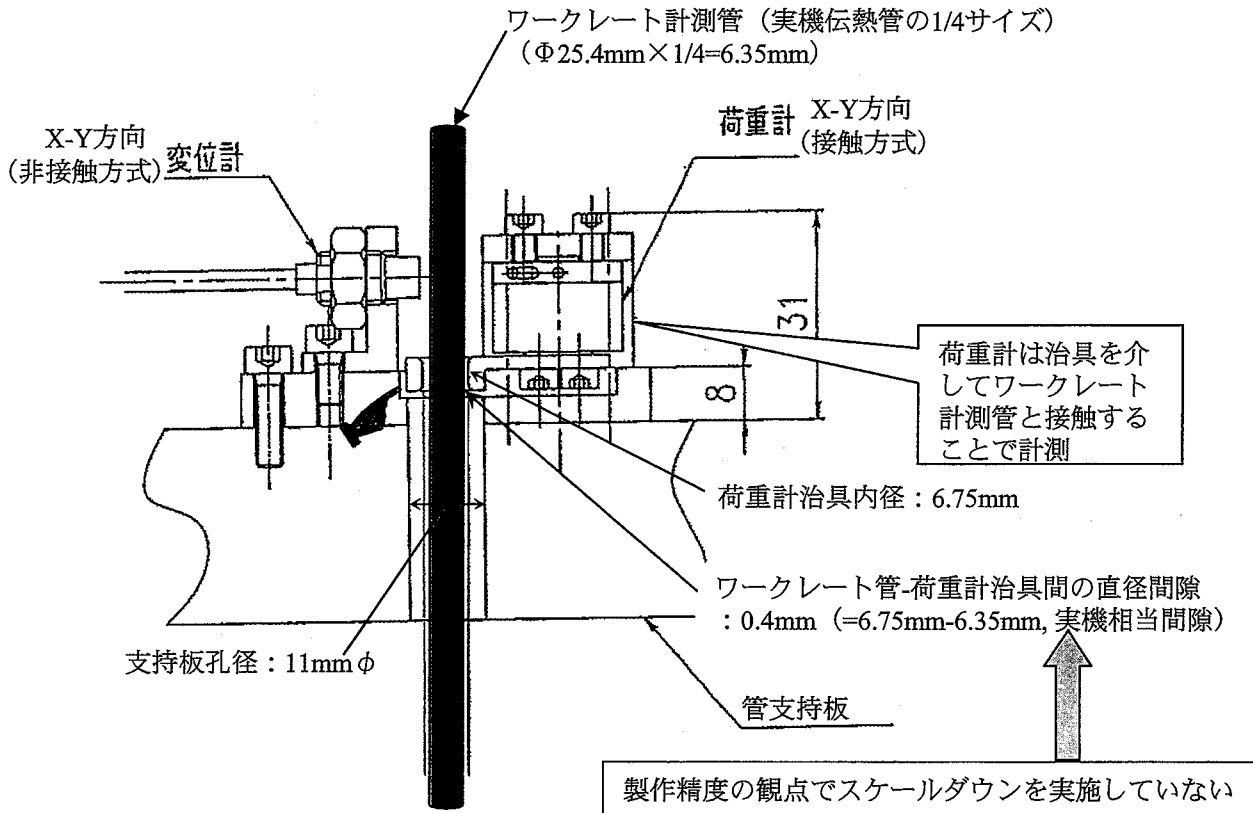


図5.16 ワークレート計測管の支持構造  
(試験体管束部)



管束部詳細

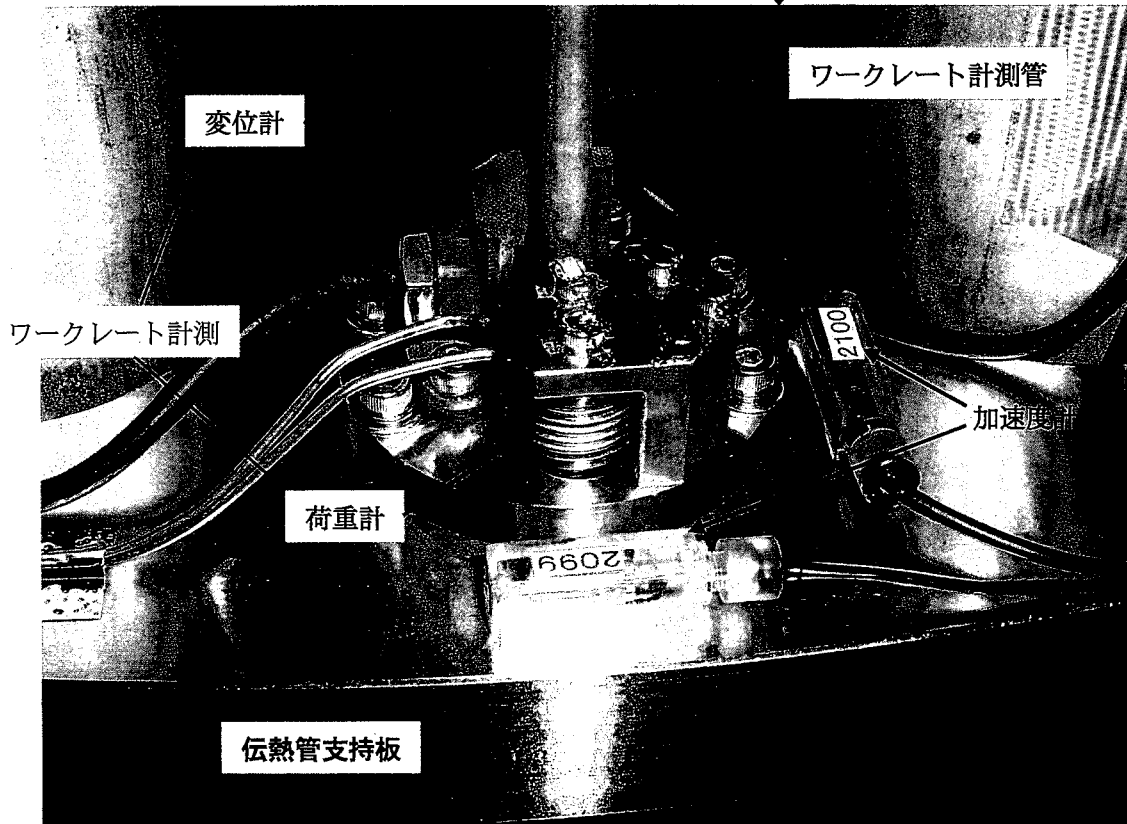
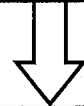


図5.17 ワークレート測定センサー

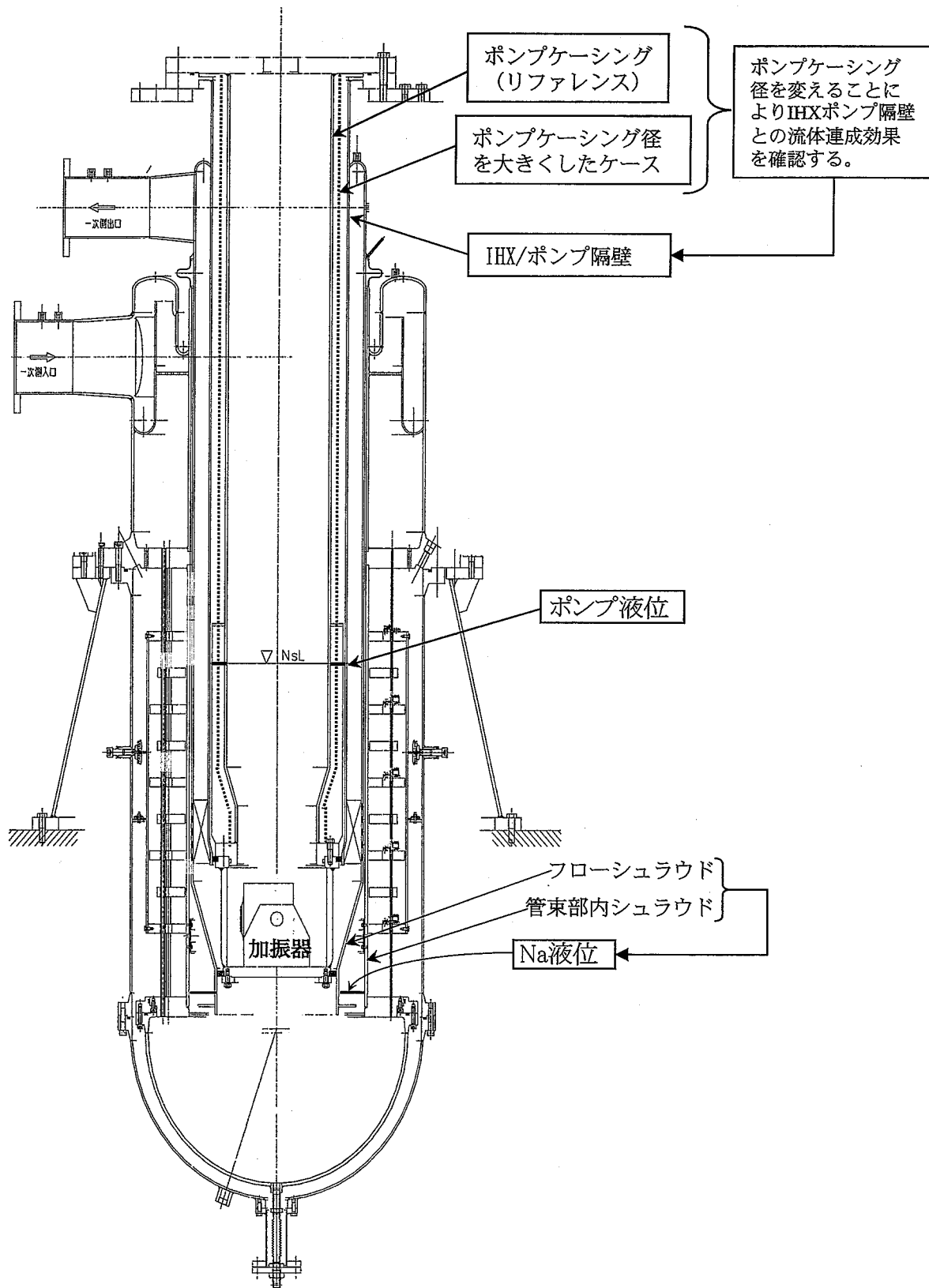


図5.18 流体連成試験 (パラメーター試験)

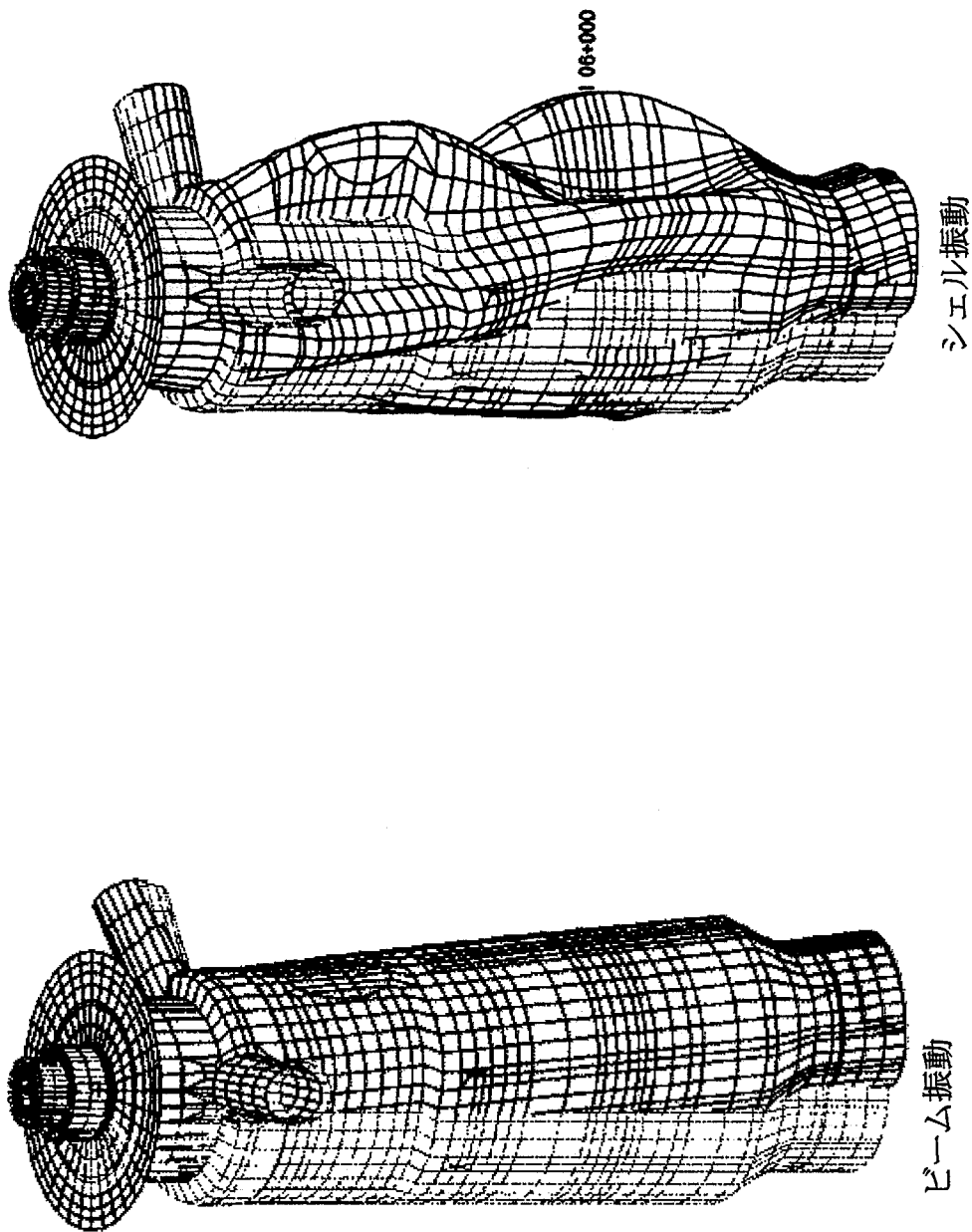


図5.19 ビーム振動とシェル振動  
(3D図はポンプ-IHX隔壁解析例)

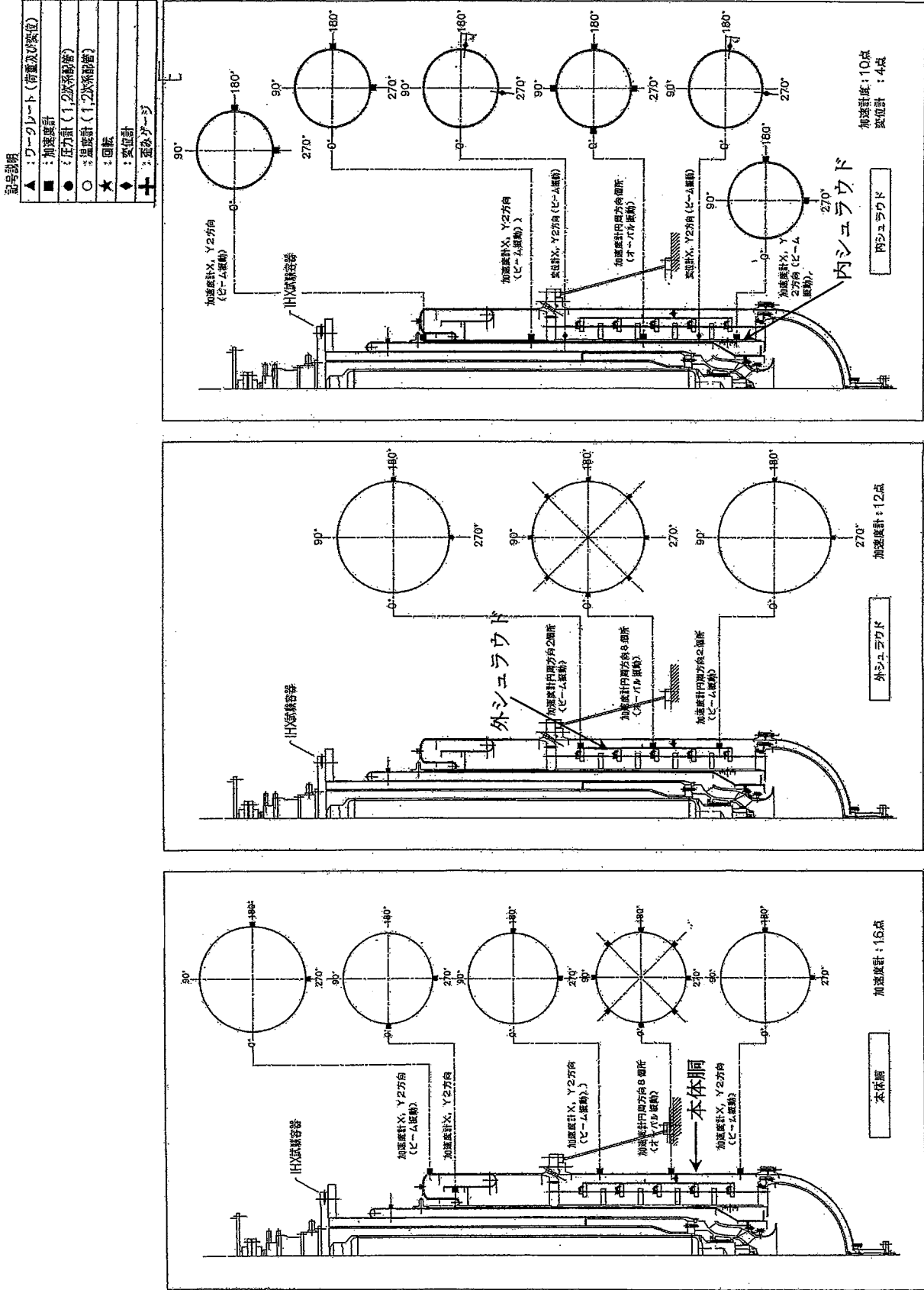


図5.20 (1/2) 加速度センサー取付け位置

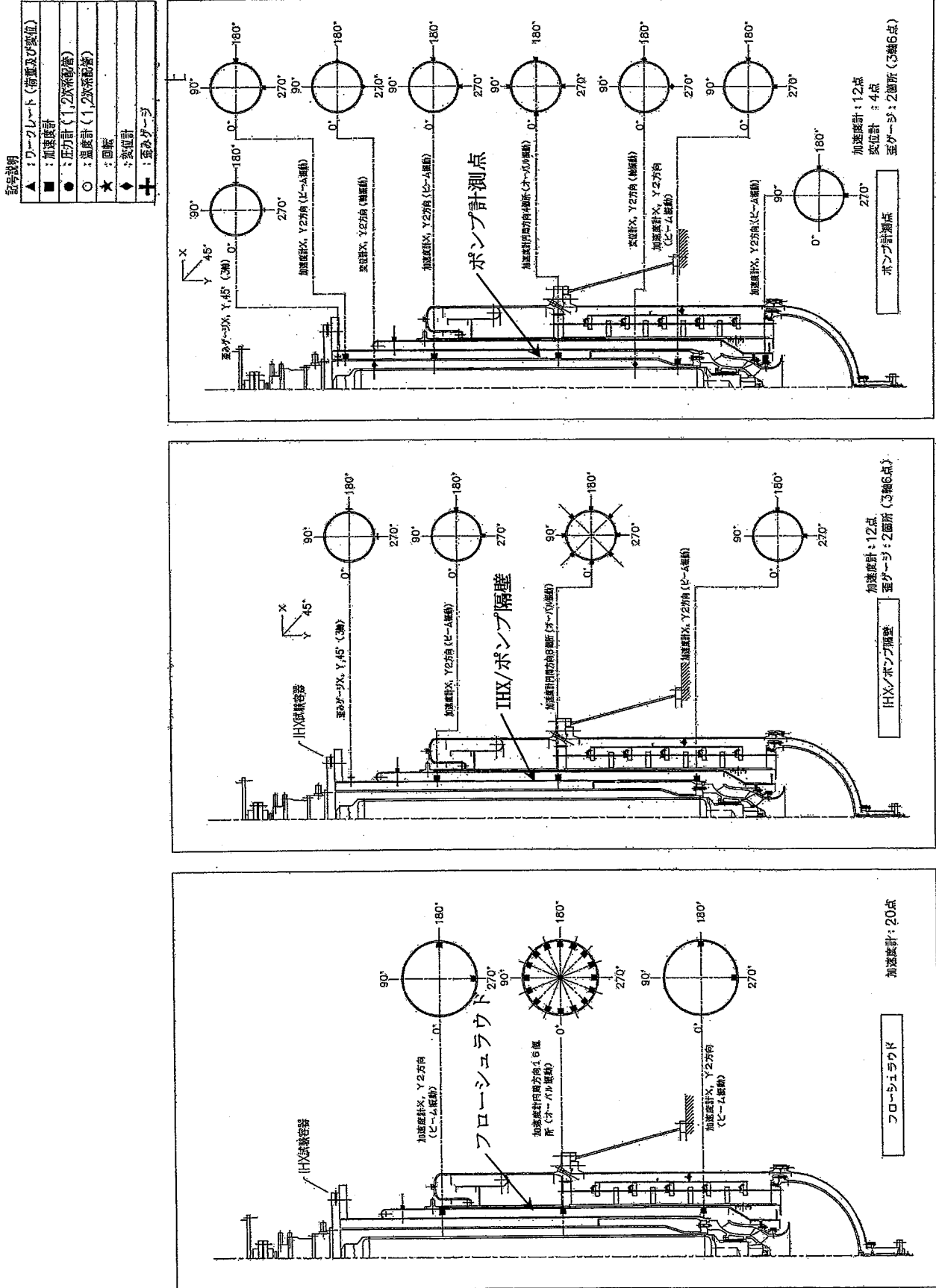
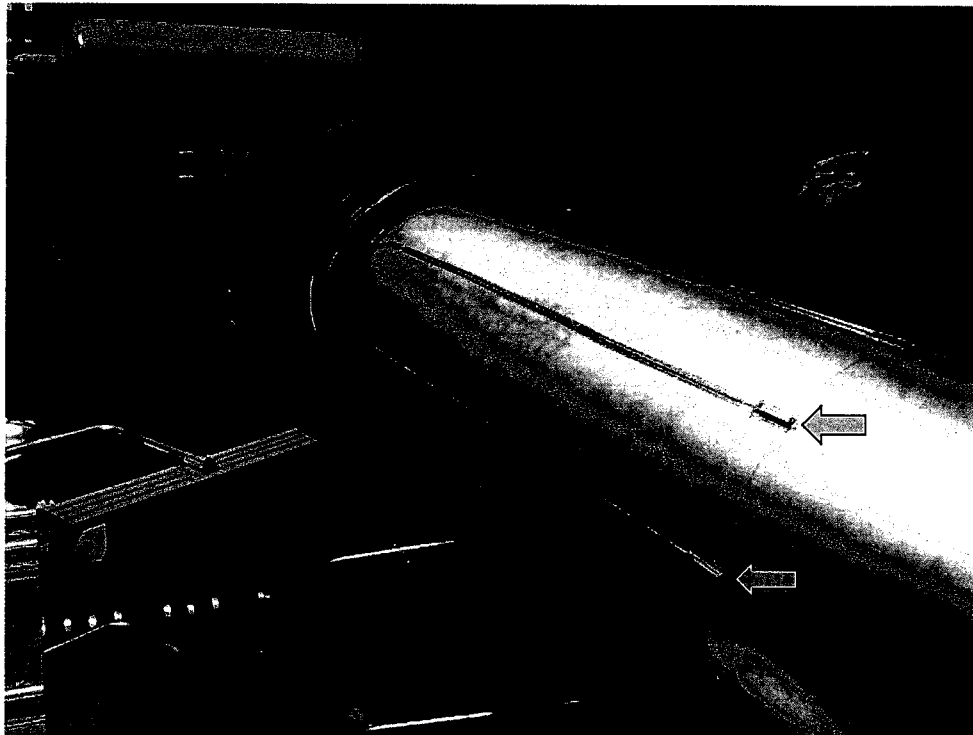


図5.20 (2/2) 加速度センサー取付け位置





IHX/ポンプ隔壁外側の加速度計

図5.21 (1/2) 加速度センサー設置状況

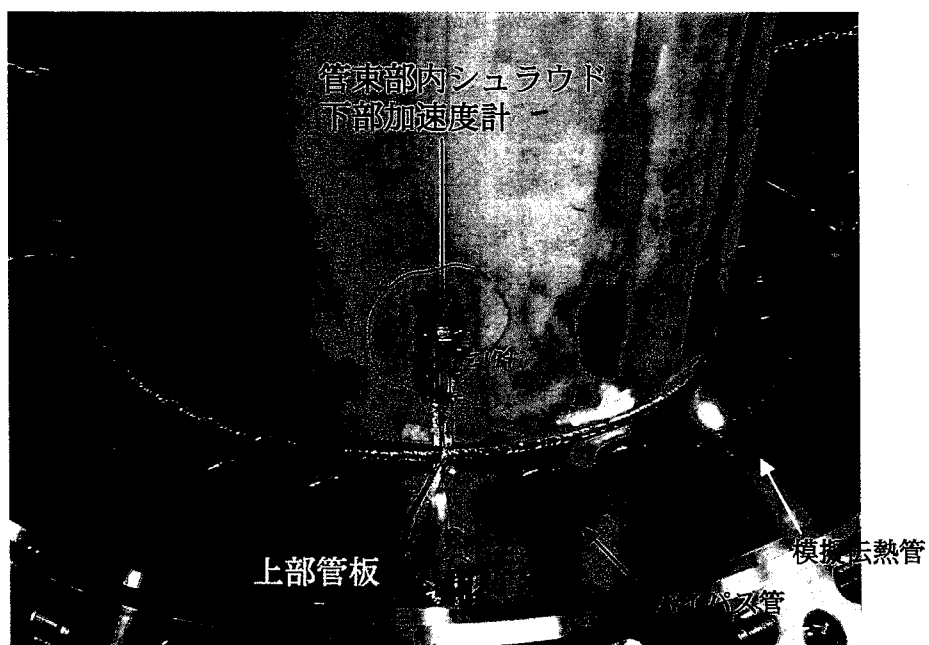
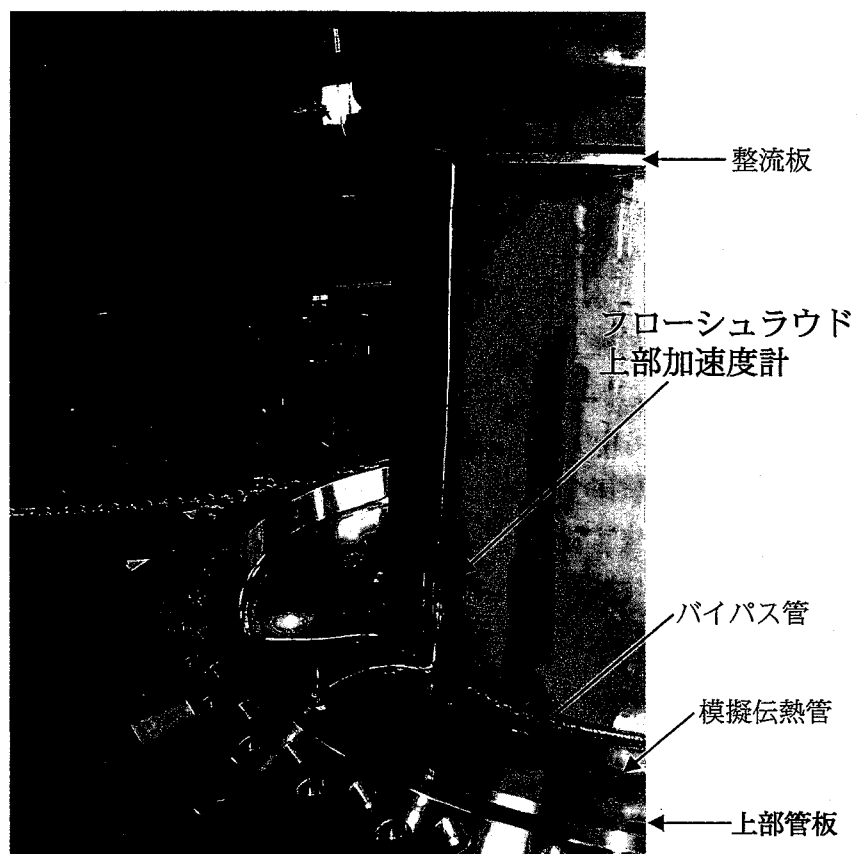


図5. 21 (2/2) 加速度センサー設置状況

## 6. 結言

IHX 伝熱管のフレットイング摩耗評価のために機器内部の振動特性を把握することのできる実機の 1/4 スケールの振動試験体を製作した。本試験体は IHX 伝熱管管束部などを除きスケール則に基づいて実機をほぼ忠実にスケールダウンしており、シュラウドや隔壁などの内部構造物各所に加速度センサーを設置し、ビーム振動及びシェル振動の状態を詳細に把握することができるようになっている。また、ポンプ励振力、流体連成及びシールリング部など振動伝達に特に影響のある部位については、パラメーターとして振動伝達条件を設定できるようにした。これまでの振動解析ではポンプ励振力の大きさ、流体連成及びシールリング部などでの振動伝達では仮定に基づいて解析モデルの作成を行っていたが、振動試験からこれらの物理現象を解明することができるとともに、解析モデルに反映することで、精度の高い評価が可能となる。

平成 14 年度には IHX 本体は製作済みであるため、加振器による振動試験を平成 15 年度までに終了し、振動伝達の基本的な特性を把握する。その後、平成 15～17 年にかけてポンプ、水循環系を製作し、ポンプ回転を励振源とした実際の条件下での試験を行う予定である。

## 謝辞

本研究の実施にあたって、三菱重工業（株）の中村友道氏、村田雅明氏、辻田芳宏氏および新型炉開発（株）の澤直樹氏には振動解析、試験装置設計・製作を実施して頂きました。

ここに、深く感謝の意を表します。

## 参考文献

- [1] 島川佳郎、他：Na 冷却大型炉設計研究 JNC TY9400 2002-007 (2002)
- [2] 木曾原 直之、他：IHX/1 次 Na ポンプ合体機器の伝熱管摩耗量評価(1) ワークレート解析モデルの作成- JNC TN9400 2002-019 (2002)
- [3] 木曾原 直之、他：IHX/1 次 Na ポンプ合体機器の伝熱管摩耗量評価(2) 摩耗解析- JNC TN9400 2002-029 (2002)
- [4] 社団法人 日本機械学会 機械工学便覧 -機械の要素- (1975)