

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 —
(研究報告)



2002年5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

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)
2002

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 - (研究報告)

木曾原 直之*¹ 惣万 芳人*¹
大平 博昭*² 笠井 重夫*³ 此村 守*¹

要旨

実用化戦略調査研究 Na 冷却炉 (アドバンスト・ループ型炉) で採用した IHX/ポンプ合体機器は中心軸にポンプ、その周囲に IHX 伝熱管が配置された構造となっている。このため、伝熱管はポンプ回転によって常時振動しているが、合体機器の成立性を評価する上で最も重要とされるのは、伝熱管支持板との接触摩耗 (フレットング摩耗) によって生じる伝熱管の減肉量を把握し、プラント寿命中の健全性を確保しておくことである。

本報告書は、FINAS 等の計算コードを用いた解析的手法により伝熱管の摩耗量を定量的に評価した結果について述べたものである。解析ではまず合体機器のポンプ軸、隔壁、シュラウド、伝熱管、管板などの振動伝達モデルにより各部の振動振幅や周波数を把握した。次に、これに基づいて伝熱管とバッフル板の接触モデルにより撓動振幅及び接触荷重を算出し、これと伝熱管材料の摩耗定数からプラント寿命中の摩耗量を予測した。特に、ポンプ回転による励振力の大きさ、振動伝達経路、伝熱管と支持板の接触状態などは伝熱管摩耗量への影響が大きく、パラメータ解析を行い保守的な条件での評価を行った。

この結果、今回のサーベイ範囲においては伝熱管摩耗量はその許容値よりも十分に小さく伝熱管のプラント寿命中の健全性への見通しを得ることができた。そして、振動試験による振動伝達メカニズムの解明や、3次元モデルによる梁モデルの妥当性の確認など、今後さらに解析モデルの精度向上や詳細な評価を行う予定である。

* 1 大洗工学センター システム技術開発部 FBR システム Gr
* 2 // 要素技術開発部 次世代機器研究 Gr
* 3 現) (株) 東芝 磯子エンジニアリングセンター 原子力開発設計部

Evaluation on the fretting abrasion of heat-transfer
tubes of the Integrated IHX/Primary Sodium Pump (2)

- Fretting wearing analyses -

Naoyuki KISOHARA*¹ Yoshito SOMAN*¹
Hiroaki OHIRA*² Shigeo KASAI*³ Mamoru KONOMURA *¹

Abstract

A primary sodium pump is installed in the center of an integrated component and heat transfer tubes surround the pump. Then, the pump rotation induces the vibration of heat transfer tubes and it leads the tubes to fretting wearing against support plates. Therefore, the tube wearing must be evaluated to confirm its integrity during the plant life span(60 years).

This report describes the results of the tube wearing analysis by using vibration and wearing calculation models. In the first place, the vibration analysis of a pump shaft, shells, tube bundle etc. of the integrated component reveals its properties such as frequency, amplitude and vibration mode. In the second place, based on the above mentioned vibration analysis, the wearing analysis model shows the frequency and amplitude of the fretting wearing between tubes and support plates and the wearing depth of tubes.

The amplitude of the pump vibration, vibration transmission paths and the contact condition between tubes and support plates especially affect the tube wearing, then the wearing evaluation needs that conservative calculation conditions must be found out by surveying these parameters.

This calculation result indicates that the tube abrasion does not affect the tube integrity during the plant life time. However further evaluation by more detailed analysis and vibration and wearing tests are needed to acquire more accurate results.

-
- *1 FBR system design group System engineering an technology division
O-arai engineering center
- * 2 Innovative component system research group
Advanced Technology Division O-arai engineering center
- * 3 Isogo engineering center TOSHIBA Co. Ltd.

目次

1.	緒言	1
2.	伝熱管摩耗量評価手法	3
2.1	IHX/ポンプ合体機器構造概要	3
2.2	IHX 伝熱管構造概要	4
2.3	伝熱管摩耗の要因	5
2.4	評価手法の概要	5
2.5	3次元シェルモデル解析の検討	6
	(1) 解析方法	6
	(2) 解析結果とその検討	7
	(3) まとめ	8
3.	大型炉の IHX/ポンプ合体機器評価	32
3.1	振動解析	32
	(1) 基本条件とパラメータサーベイ項目	32
	(2) 振動解析結果	34
	(3) まとめ	36
3.2	ワークレート解析	37
	(1) 解析パラメータ	37
	(2) 解析条件	37
	(3) 解析結果	38
3.3	伝熱管摩耗抑制構造の検討	39
	(1) パラメータサーベイ結果における評価	39
	(2) 実機構造への反映項目の検討	39
3.4	成立性範囲の検討	41
4.	中型炉の IHX/ポンプ合体機器評価	65
4.1	振動解析	65
	(1) 基本条件とパラメータサーベイ項目	65
	(2) 振動解析結果	66
	(3) まとめ	67
4.2	ワークレート解析	68
	(1) 解析条件	68
	(2) 解析結果	68
4.3	成立性範囲の検討	69
5.	結言	86
	参考文献	87

[表リスト]

表 2.5-1	実機構造系固有値解析結果の梁モデルとシェルモデルの比較	19
表 2.5-2	流体連成を考慮した梁モデルとシェルモデルの固有値解析結果の比較	30
表 2.5-3	流体連成を考慮した梁モデルとシェルモデルの応答値解析結果の比較	31
表 3.1-1	基本ケース(大型炉)	45
表 3.1-2	全体梁モデル解析サーベイ項目(大型炉)	46
表 3.1-3	各固有振動数 (大型炉) / 基本ケース	47
表 3.1-4	羽根車アンバランス力のサーベイ結果 / 大型炉	48
表 3.1-5	流体励振力のサーベイ結果 / 大型炉	49
表 3.1-6	シールリングのモデル化方法のサーベイ結果 (羽根車アンバランス力) / 大型炉	50
表 3.1-7	シールリングのモデル化方法サーベイ結果 (流体励振力) / 大型炉	51
表 3.1-8	ベローズ剛性のサーベイ結果 (羽根車アンバランス力) / 大型炉	52
表 3.1-9	ベローズ剛性のサーベイ結果 (流体励振力) / 大型炉	53
表 3.1-10	シュラウド間ギャップ量(流体連成)サーベイ結果 (羽根車アンバランス力) / 大型炉	54
表 3.1-11	シュラウド間ギャップ量(流体連成)サーベイ結果 (流体励振力) / 大型炉	55
表 3.1-12	伝熱管群のモデル化方法サーベイ結果 (羽根車アンバランス力) / 大型炉	56
表 3.1-13	伝熱管群のモデル化方法サーベイ結果 (流体励振力) / 大型炉	57
表 3.1-14	耐震振れ止めの拘束条件サーベイ結果 (羽根車アンバランス力) / 大型炉	58
表 3.1-15	耐震振れ止めの拘束条件サーベイ結果 (流体励振力) / 大型炉	59
表 3.2-1	伝熱管に作用するワークレートと摩耗量深さ (大型炉)	62
表 4.1-1	基本ケース / 中型炉	72
表 4.1-2	全体梁モデル解析サーベイ項目 / 中型炉	73
表 4.1-3	各固有振動数 (中型炉)	74
表 4.1-4	シールリングモデル化方法のサーベイ結果 (羽根車アンバランス力) / 中型炉	75
表 4.1-5	シールリングモデル化方法のサーベイ結果 (流体励振力) / 中型炉	76
表 4.1-6	ベローズ剛性のサーベイ結果 (羽根車アンバランス力) / 中型炉	77
表 4.1-7	ベローズ剛性のサーベイ結果 (流体励振力) / 中型炉	78
表 4.1-8	耐震振れ止め拘束条件のサーベイ結果 (羽根車アンバランス力) / 中型炉	79
表 4.1-9	耐震振れ止め拘束条件のサーベイ結果 (流体励振力) / 中型炉	80
表 4.2-1	伝熱管に作用するワークレートと摩耗深さ (中型炉 50MWe)	83

[図リスト]

図 1	IHX/1次ポンプ合体機器概念図	2
図2.1-1	大型炉IHX/ポンプ合体機器構造図	9
図2.1-2	中型炉IHX/ポンプ合体機器構造図	10
図2.1-3	合体機器構造図	11
図2.1-4	合体機器上部プレナム部構造図	12
図2.1-5	合体機器下部構造図	13
図 2.3-1	IHX 伝熱管・バッフル板概念図	14
図 2.4-1	合体機器伝熱管摩擦評価の流れの概要と課題	15
図 2.5-1	シェルモデル外観図	16
図 2.5-2	シェルモデル断面図	17
図2.5-3	梁モデル概念図	18
図 2.5-4 (1/5)	流体連成を考慮したシェル振動 (1次モード 5.6Hz)	20
図 2.5-4 (2/5)	流体連成を考慮したシェル振動 (2次モード 9.2Hz)	21
図 2.5-4 (3/5)	流体連成を考慮したシェル振動 (3次モード 15.6Hz)	22
図 2.5-4 (4/5)	流体連成を考慮したシェル振動 (4次モード 18.9Hz)	23
図 2.5-4 (5/5)	流体連成を考慮したシェル振動 (5次モード 20.5Hz)	24
図 2.5-5 (1/5)	流体連成を考慮した梁振動	25
図 2.5-5 (2/5)	流体連成を考慮した梁振動	26
図 2.5-5 (3/5)	流体連成を考慮した梁振動	27
図 2.5-5 (4/5)	流体連成を考慮した梁振動	28
図2.5-5 (5/5)	流体連成を考慮した梁振動	29
図3.1-1	梁要素によるモデル化概念図 (1)	42
図 3.1-2	梁要素によるモデル化概念図 (2)	43
図3.1-3	シールリング部構造	44
図 3.2-1	アンバランス量による最大ワークレート (大型炉)	60
図 3.2-2	流体励振力による最大ワークレート (大型炉)	61
図 3.4-1 (1/2)	大型炉：各条件における上下管板の最大応答(アンバランス力)	63
図 3.4-1 (2/2)	大型炉：各条件における上下管板の最大応答(流体励振力)	64
図 4.1-1	梁要素によるモデル概念図(1)	70
図 4.1-2	梁要素によるモデル化概念図(2)	71
図4.2-1	アンバランス量による最大ワークレート (中型炉)	81
図4.2-2	流体励振力による最大ワークレート (中型炉)	82
図4.3-1 (1/2)	中型炉：各条件における上下管板の最大応答(アンバランス力)	84
図4.3-1 (2/2)	中型炉：各条件における上下管板の最大応答(流体励振力)	85

1. 緒言

実用化 Na 冷却 FBR (アドバンスド・ループ型炉) において冷却系コンパクト化のために、中間熱交換器と 1 次系機械式 Na ポンプを合体し一つの機器とする方策を採用している。この IHX/ポンプ合体機器は図 1 に示すように中心軸にポンプ、その周囲に IHX 伝熱管が配置された構造となっており、1 次 Na は IHX 伝熱管内を下降し、2 次 Na は管外をジグザグ流で上昇する。

このため、合体機器内部ではポンプ回転等によって伝熱管は常時振動し、支持板との接触摩耗 (フレッティング摩耗) が発生する可能性がある。したがって、この接触摩耗による伝熱管健全性への影響を把握しておくことが、合体機器の成立性を評価する上で最も重要な項目の一つとされている。

合体機器は、1 次 Na と 2 次 Na の分離、ポンプ・伝熱管の境界のために複数の隔壁やシュラウドが存在する多重円筒構造となっているため、その振動伝達経路も複雑になっている。振動発生とその伝達経路については最終的には振動試験によって確認されるが、ここでは、振動計算コード及び摩耗計算コードを駆使した解析的手法により伝熱管摩耗量を評価した。

摩耗量の解析で重要なことは、伝熱管に与える振動を現実に即してモデル化すること及び保守的な条件を設定することである。このため伝熱管摩耗量に影響を及ぼすポンプ励振力、振動伝達経路、剛性及び伝熱管と支持板の接触状態などをパラメータとした解析を行い、各部の振動状態を把握するとともに、最大摩耗量の算出を行った。

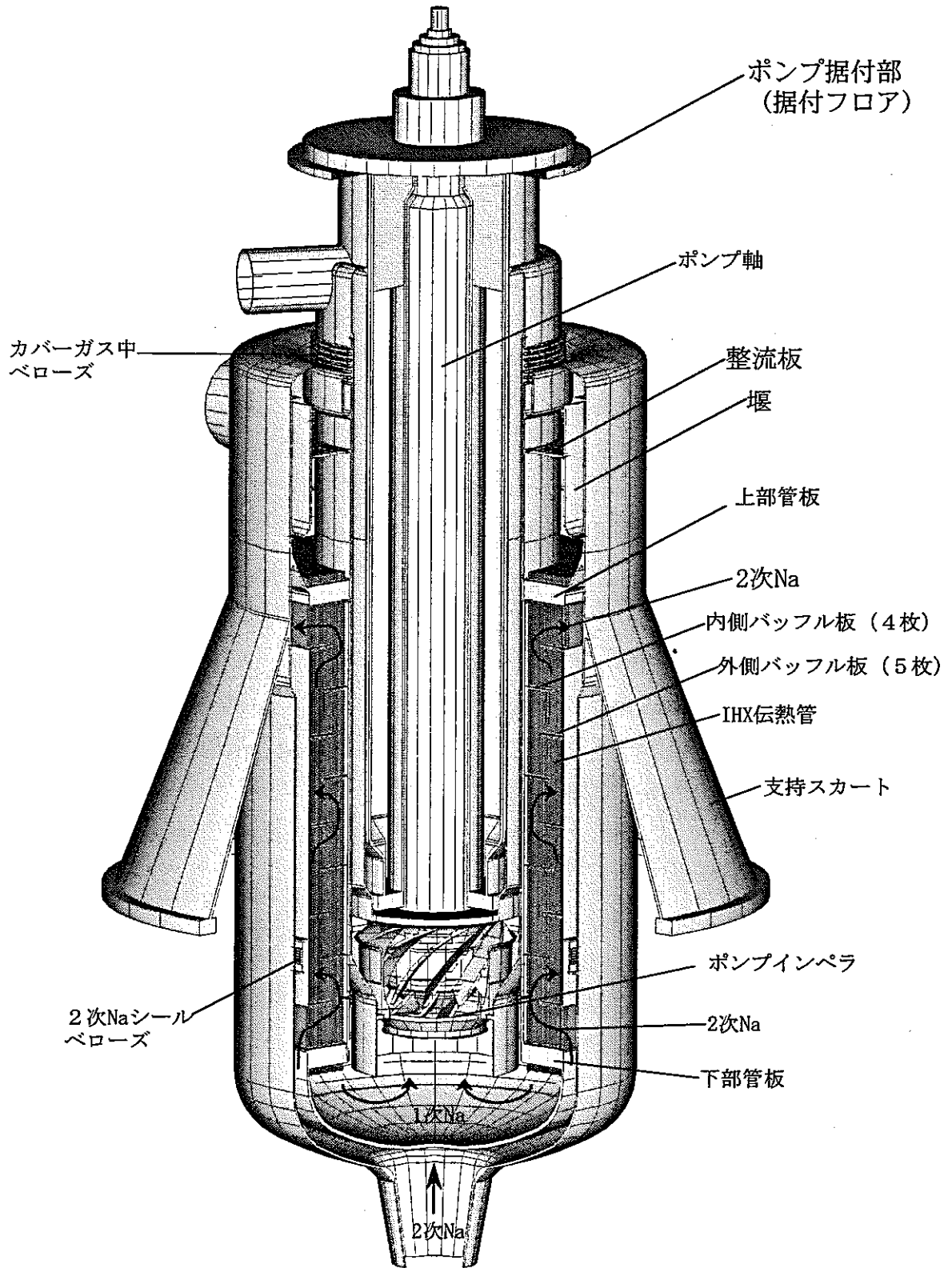


図1 IHX/1次ポンプ合体機器概念図

2. 伝熱管摩耗量評価手法

2.1 IHX/ポンプ合体機器構造概要

IHX/ポンプ合体機器の構造を図 2.1-1～図 2.1-5 に示す。また、本機器の構造概要を以下に示す。

① 本体支持構造

機器の支持は本体胴側部のスカート及びポンプ据付フロアによって行う。

② ポンプ据付部

ポンプ据付部は、機器本体との支持部を縁切りするとともに、据付面の剛性を確保する観点より上部フロアからの支持とする。

③ ポンプ引き抜き構造（IHX/ポンプ隔壁）

ポンプの引き抜き性を考慮してポンプケーシングの外に IHX/ポンプ隔壁を設置する。ポンプ水力部の軸受けは静圧軸受を採用しており、隔壁内部には液面が形成され、ポンプケーシング据付フランジ部はカバーガス中となる。隔壁下端より液面が下がるとサイホンブレイクを起こし、1次冷却材流路が維持できなくなるため、隔壁下端はプラント EsL 以下となるよう構造を定める。

④ ポンプ下流側流路構造（フローシュラウド、上部プレナム内側シュラウド）

ポンプ吐出側の流路を形成するため、IHX/ポンプ隔壁の外側にフローシュラウドを設置する。実機の上部プレナム近傍は1次出入口ナトリウムが隣接し、熱的に厳しい環境となるため、フローシュラウドの外に上部プレナム内シュラウド、管束部内シュラウドを設置し、板厚方向への温度勾配を緩和する。

⑤ 上部プレナム内整流構造

上部プレナム入口流れを整流し、管束部への流配を行うため「堰」と「整流板」を上部プレナムに設置する。

⑥ カバーガス中ベローズ

ポンプ据付部が本体据付部と異なることによって生じる熱膨張差を吸収するため、フローシュラウド上端と上部プレナムの間の断熱ガス層部にカバーガス中ベローズを設置する。

⑦ ナトリウム中バウンダリベローズ

管束部内シュラウドには伝熱管とシュラウドの熱膨張差を吸収するためバウンダリベローズを設置する。ベローズの片側は2次ナトリウムの滞留

部とし、もう一方は1次側の断熱ガス層部に設置する。

⑧ 2次ナトリウムシールベローズ

管束部流路を形成する管束部外シュラウドと機器下半分の2次側容器の間には2次側の高温ナトリウムと低温ナトリウムをシールするシールベローズを設置する。

2.2 IHX伝熱管構造概要

IHX実機の管束部仕様を以下に示す。

- ・流体 : 管内1次ナトリウム・管外2次ナトリウム
- ・伝熱管材質 : 12Cr系鋼
- ・伝熱管断面寸法 : 外径 25.4mm^{±0.2mm} × 板厚 1.1mm^{-0mm, +0.2mm}
- ・伝熱管配列 : 正三角形配列
- ・伝熱管ピッチ : 32mm
- ・伝熱管本数 : 9660/4300本 (大型炉/中型炉)
- ・伝熱管長さ : 6000/5000mm (大型炉/中型炉)
- ・バッフル板板厚 : 20mm
- ・バッフル板伝熱管貫通孔径 : φ25.8mm^{-0mm, +0.2mm}

管外流れは熱効率を向上させるため斜交流を採用しており、大型炉/中型炉ともに9枚バッフル板としている。バッフル板は管外流れをジグザグ流にするため、外側バッフル板と内側バッフル板の2種類のサイズのを交互に配置している。各バッフル板は管束部断面積の約2/3の領域を占めるようなサイズとし、外側の2/3を占めるものが外側バッフル板、内側の2/3を占めるものが内側バッフル板である(図-1参照)。

このように2種類のサイズのバッフル板が交互に設置されているため、伝熱管とバッフル板との貫通箇所数は場所に応じて、外側から5・9・4箇所に分かれる。

IHXでは管支持部に若干の隙間を持たせることにより熱膨張を逃がしたり、製作時の組み込み性を向上させたりしている。このためバッフル板に加工される伝熱管貫通穴のサイズはφ25.8mm(-0mm, +0.2mm)であり、伝熱管との間に隙間を持たせている。

隙間は伝熱管とバッフル板穴がノミナルサイズに加工されている場合は直径隙間で0.5mmであるが、公差範囲内で最小直径隙間は0.2mmとなる。

2.3 伝熱管摩耗の要因

伝熱管は前述のとおりバッフル板とは微小なガタを有する系で支持されているため、以下に示すような要因で発生する振動を受け摩耗が生じる。伝熱管とバッフル板の支持概念等を図 2.3-1 に示す。

本検討では、IHX/ポンプ合体機器に固有の問題であるポンプ回転軸不釣り合い（アンバランス量）による振動とポンプインペラとディフューザの干渉に起因する流体励振力（ポンプ脈動）による振動に着目する。

なお、伝熱管外流れによる振動に関しては伝熱管摩耗への最も大きな直接的要因と考えられるが、これについては従来知見を活用して、別途評価を行うこととする。

2.4 評価手法の概要

伝熱管摩耗量の評価は、摩耗計算で一般的に適用されている Archard の式に従うものとした。Archard の式を以下に示す。

$$\Delta V = W_s \cdot F(t) \cdot \Delta s$$

ΔV : ある微小時間における摩耗量 (mm^3)

$F(t)$: ある微小時間における平均荷重 (N)

Δs : 相対すべり長さ (mm)

W_s : 比摩耗量 (mm^2/N) (伝熱管材料の摩耗定数)

ここで、摩耗量評価は単位時間 Δt あたりの摩耗量で表示する方法を用いると、

$$\Delta V / \Delta t = W_s \cdot F(t) \cdot \Delta s / \Delta t$$

となり、 $F(t) \cdot \Delta s / \Delta t$ を摩耗作用についての指標としてワークレート Workrate (kgf mm/sec) として定義する。これによりプラント寿命中の摩耗量の予測は以下の式で行うことができる。

$$V = W_s \cdot \text{Workrate} \cdot t$$

V : 摩耗体積 (mm^3)

t : プラント稼動時間 (sec)

摩耗量評価手法の主要点は、接触摺動の摩耗作用量であるワークレートを予測すること及び伝熱管材料の摩耗され易さを示す W_s (比摩耗量) を取得することである。そして本報告書は前者のワークレートの導出について検討を行ったものである。

ワークレート計算における課題は、伝熱管単管モデルに与える振動を現実にもとめてモデル化すること及びワークレート算出において保守側となる境界条件を設定することである。現状検討しているポンプ振動に起因する励振成分の評価の流れと課題の概要を図 2.4-1 に示す。

この図に示すようにワークレート評価は、機器全体を対象とした振動解析と伝熱管 1 本を対象としたワークレート解析（摩耗解析）とに分けられる。機器全体の振動解析は、ポンプ励振力のモデル化や構造や流体を介しての振動伝達を解析し、伝熱管部への振動伝達を把握するためのものである。一方、ワークレート解析は、伝熱管振動による伝熱管とバップル板との衝突力（接触荷重）×摺動距離を非線形に解析し、ワークレートを把握するためのものである。

比摩耗量は、伝熱管・バップル板の材質やその組合せ、材料表面性状、使用環境によって変化する。実機に適用予定の材料（12Cr 鋼）の高温ナトリウム中の比摩耗量は類似の鋼種の試験データ等からある程度予測可能であるが、実機の最終的な摩耗量評価においては別途試験により把握する予定である。したがって、本評価では保守的な観点から 2-1/4Cr 1Mo 鋼の比摩耗量を暫定的に用いることとした。

2.5 3次元シェルモデル解析の検討

合体機器の振動特性及び伝熱管の摩耗量評価は、梁モデルで実施するが、3次元シェルモデル解析により梁モデルの妥当性を確認しておく必要がある。ここでは3次元シェルモデルによる構造系および構造-流体連成を考慮した固有値解析を実施し梁モデルの結果と比較した。

(1) 解析方法

a. 3次元シェルモデル

シェルモデルの外観及び断面をそれぞれ図2.5-1、図2.5-2に示す。

IHX/ポンプ合体機器のほとんどの部分はシェル要素でモデル化したが、板厚が厚い管板部についてはソリッド要素で、ポンプ軸両端部の中実軸は梁要素でモデル化した。また、ポンプ先端のインペラ部は簡略化し同一の流路面積を有する二重円筒にてモデル化した。さらに、ベローズ類はベローズの中心径における剛な円筒構造と考えシェル要素でモデル化し、その上下端の代表節点にてばね要素にて結合してモデルの簡易化を図った。なお、本モデルにおいては、伝熱管、バップル板およびタイロッド剛性を省略し、これらの質量のみを

上下管板に均等に付加した。

b. 梁モデル

梁モデルは図2.5-3に示すように、各構造系および構造特性の変化部等に節点を設け、各節点間を構造系強度部材と等価な剛性を有する梁要素に置換し、各節点間の構造系質量を節点へ集中させた。また、流体部は付加質量として取り扱い、対応する節点へ付加した。

(2) 解析結果とその検討

a. 固有値解析結果

i) 構造系のみの場合

構造一流体連成系モデルによる比較に先立ち、まず構造系のみについて梁モデルとシェルモデルによる固有値解析を実施した。これらの結果から梁モデルとシェルモデルの固有振動数を比較すると表2.5-1に示すように若干相違がある。この相違の原因としては、梁モデルでは各構造部材の結合部における局部剛性を考慮していないこと等が考えられ、今後は局部剛性等を考慮することにより精度向上を図る必要がある。

ii) 構造一流体連成解析の場合

シェル解析においては現状の解析ハードの計算時間やメモリの制限により、振動モードを伝熱管摩耗評価に最も重要と考えられるビームモードに限定した流体連成解析を行った。図2.5-4(1)～(5)に流体連成を考慮したシェルモデルによる固有振動数と振動モードを、また、図2.5-5(1)～(5)に梁モデルによる固有振動数と振動モードを示す。これらに基づいて梁モデルとシェルモデルとの固有振動数の比較を表2.5-2に示す。

この結果、梁モデルによる固有振動数はシェルモデルによるものと若干差異が見られる。これは、以下に示す理由によるものと考えられ、局部的なモデル化・解析を実施し、シェルモデルー梁モデルの比較を行うことにより精度向上を図る必要がある。

① 梁モデルでは、各構造部材の結合部における局部剛性を考慮していないため、振動数は高めに評価される。

- ・スカート上端部と本体胴との結合部における回転剛性
- ・本体胴と上部管板との回転剛性等

- ② 梁モデルでは、自由表面やポンプ下端部での流体付加質量の低減効果が考慮できていないため大き目に見積っており、振動数は低目に評価される。
 - ・ポンプケーシングと軸系間の自由表面の影響
 - ・ポンプベルマウス部での低減効果
 - ・フローシュラウド下端部での低減効果
- ③ 梁モデルでは、外側シュラウド上下部の開口効果の模擬精度が悪い。
 - ・開口部の連通による流体付加質量への影響

b. 応答解析結果

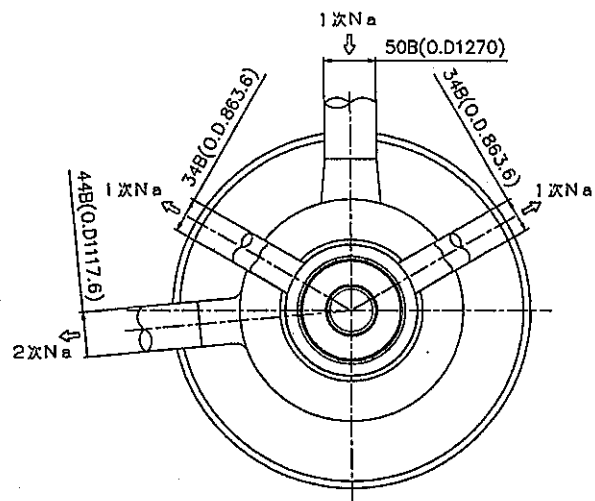
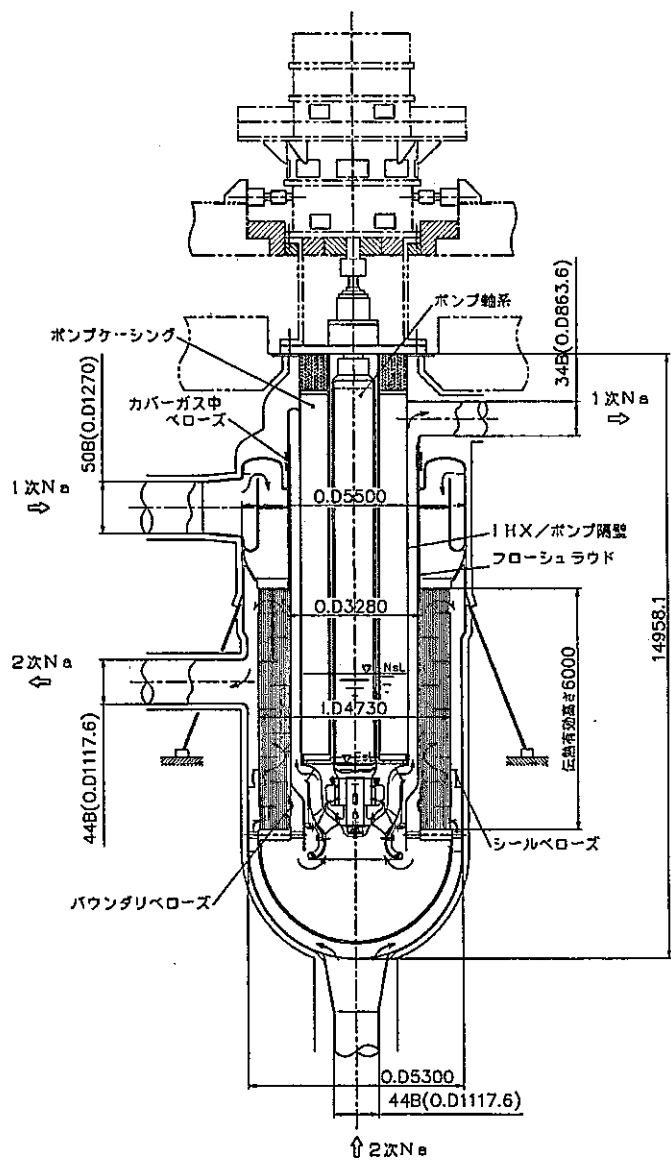
流体連成を考慮したモーダル時刻歴応答解析を行い、ポンプアンバランス力及び流体励振力に対する伝熱管群管板の応答を評価した。ポンプインペラ部を荷重の時刻歴波形でポイント加振することによって解析を行った。表2.5-3に梁モデルとシェルモデルの比較である。

この結果において両者に差が見られるが、応答の絶対値は小さい。アンバランス力に対する応答は、梁モデルの方が大きめであるが、これは、加振振動数9.23Hzに振動数が近くかつ刺激係数の大きいモード9.9Hzの影響と考えられる。

また、流体力に対する応答の差は、高次モードが複雑に関連するため単純な評価はむずかしいが、定性的には加振振動数に近接するモードの存在とその刺激係数によるものと考えられる。

(3) まとめ

シェルモデルでの解析は、実験で得られた振動現象の分析・評価及びそれを踏まえた梁モデルの構築に必要である。ここでは、現状の梁モデルの妥当性を検討するため梁モデルとシェルモデルの解析を行い、固有振動数及び管板の応答値を比較した。この結果、構造モデルや流体付加質量評価の違い等により両者には差異が生じていた。今後はこれらの差異に影響していると考えられるそれぞれの項目について局所的なモデル化・解析を実施し、シェルモデル-梁モデルの比較を行うことにより精度向上を図っていく。



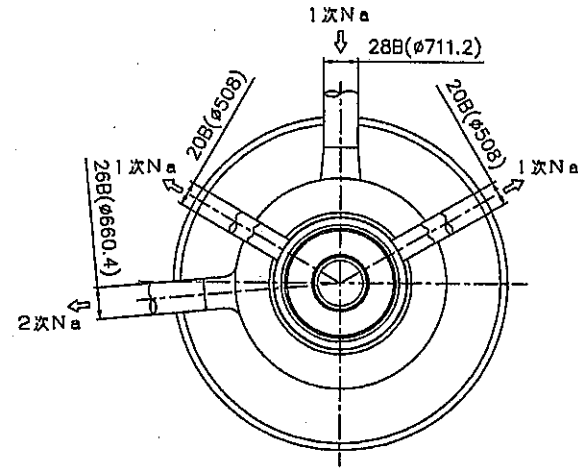
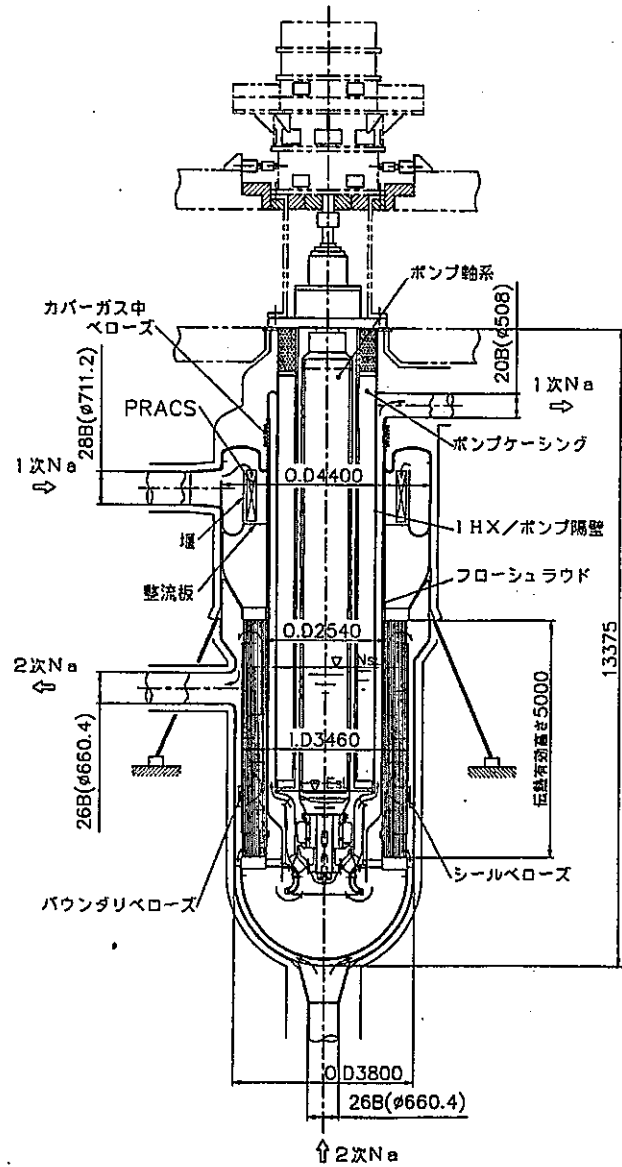
IHX仕様

IHX型式 縦置無液面斜交流式直管型		
1次側管路	管内	
差数	2差	
交換熱量	1785 MWt	
伝熱面積	4370 m ²	
伝熱管	外径	25.4 mm
	肉厚	1.1 ±0.2mm
	管長	6.0 m
	本数	9660 本
	配列パターン	正三角配列
	配列ピッチ	32.0 mm
定格流量	1次側	3.27×10 ⁷ Kg/h
	2次側	2.73×10 ⁷ Kg/h
定格温度	1次側入口	550 °C
	1次側出口	395 °C
	2次側入口	335 °C
	2次側出口	520 °C
材質	12Cr鋼	

ポンプ仕様

1次系ポンプ形式 単段片吸込型(下吸込)	
差数	2差
定格流量	636 m ³ /min
定格運転温度	395 °C
定格揚程	76 mNa
定格回転数	554 rpm
NPSH _{av}	25 mNa
吸込比速度	1250
ポンプ軸動力	9300 kw
材質	12Cr鋼

図2.1-1 大型炉IHX/ポンプ合体機器構造図



IHX仕様

IHX型式		縦置無液面斜交流式直管型
1次側流路	管内	
基数	2基	
交換熱量	595 MWt	
伝熱面積	1715 m ²	
伝熱管	外径	25.4 mm
	肉厚	1.1 ^{+0.2} mm
	管長	5.0 m
	本数	4300 本
	配列パターン	正三角配列
	配列ピッチ	32.0 mm
定格流量	1次側	1.09 × 10 ⁷ Kg/h
	2次側	0.91 × 10 ⁷ Kg/h
定格温度	1次側入口	550 °C
	1次側出口	395 °C
	2次側入口	335 °C
	2次側出口	520 °C
材質	12Cr鋼	

ポンプ仕様

1次系ポンプ形式	単段片吸込型(下吸込)
基数	2基
定格流量	212 m ³ /min
定格運転温度	395 °C
定格揚程	80 mNa
定格回転数	600 rpm
NPSH _{av}	25 mNa
吸込比速度	1250 —
ポンプ軸動力	3300 kw
材質	12Cr鋼

図2.1-2 中型炉IHX/ポンプ合体機器構造図

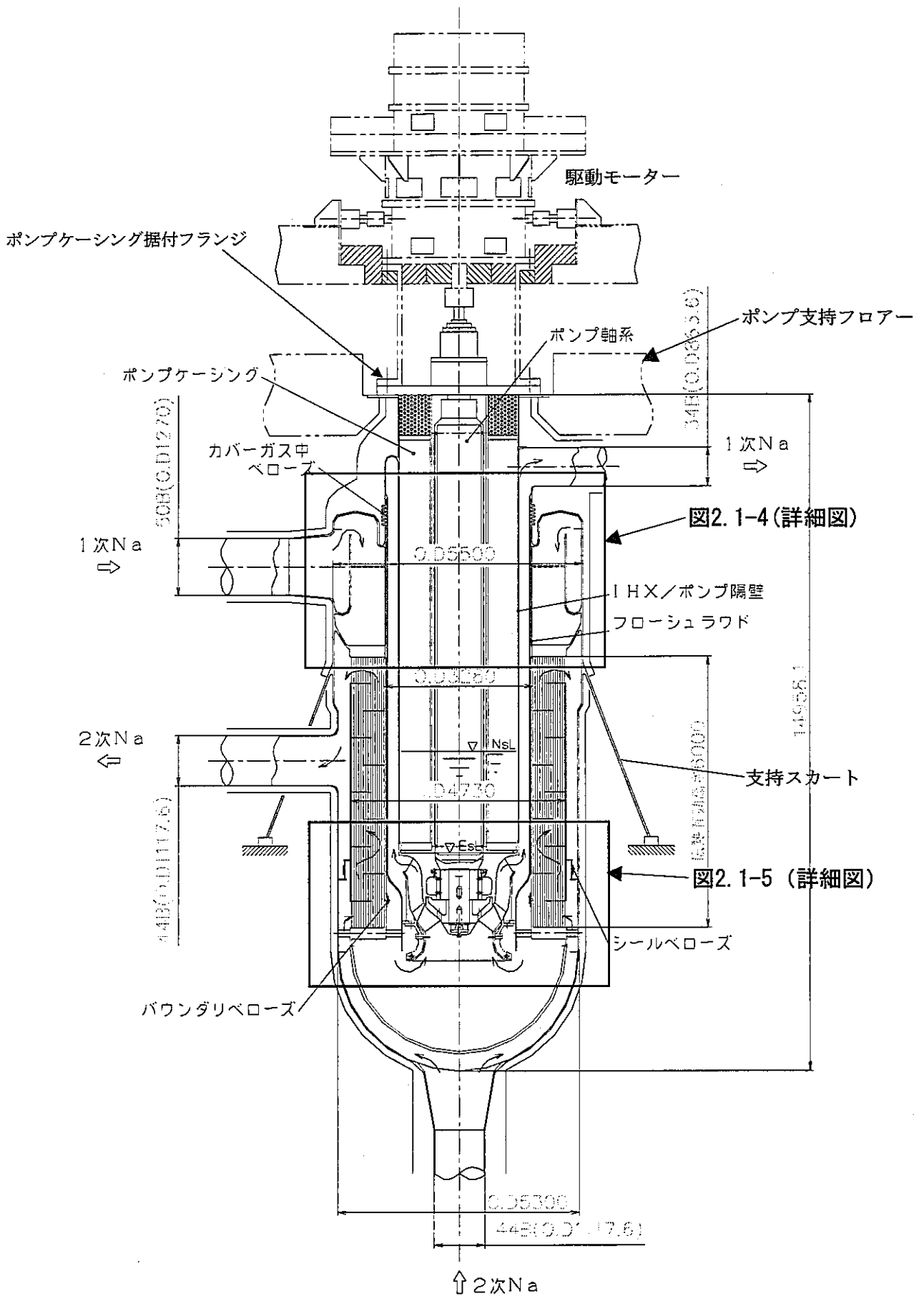


図2.1-3 合体機器構造図

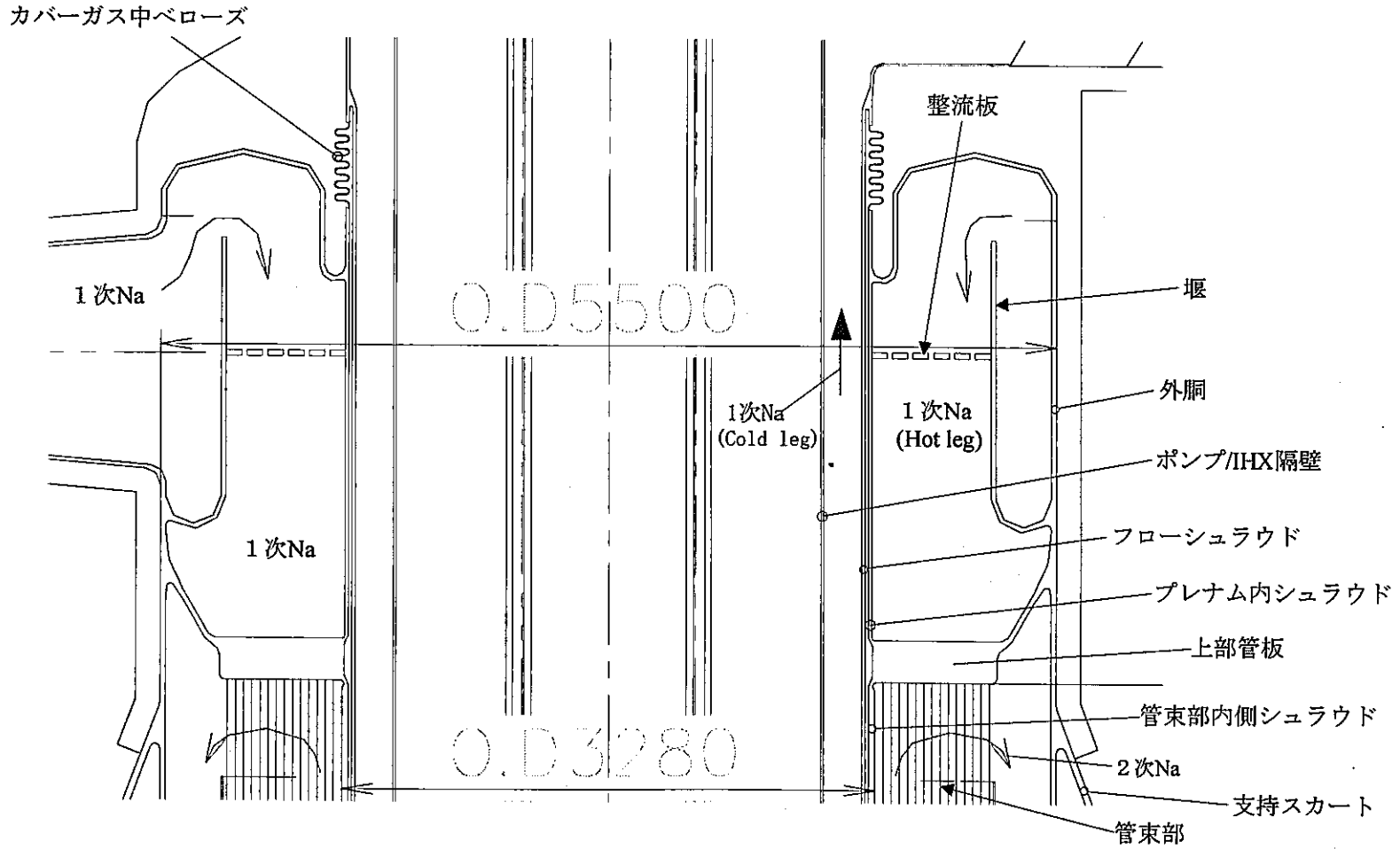


図2.1-4 合体機器上部プレナム部構造図

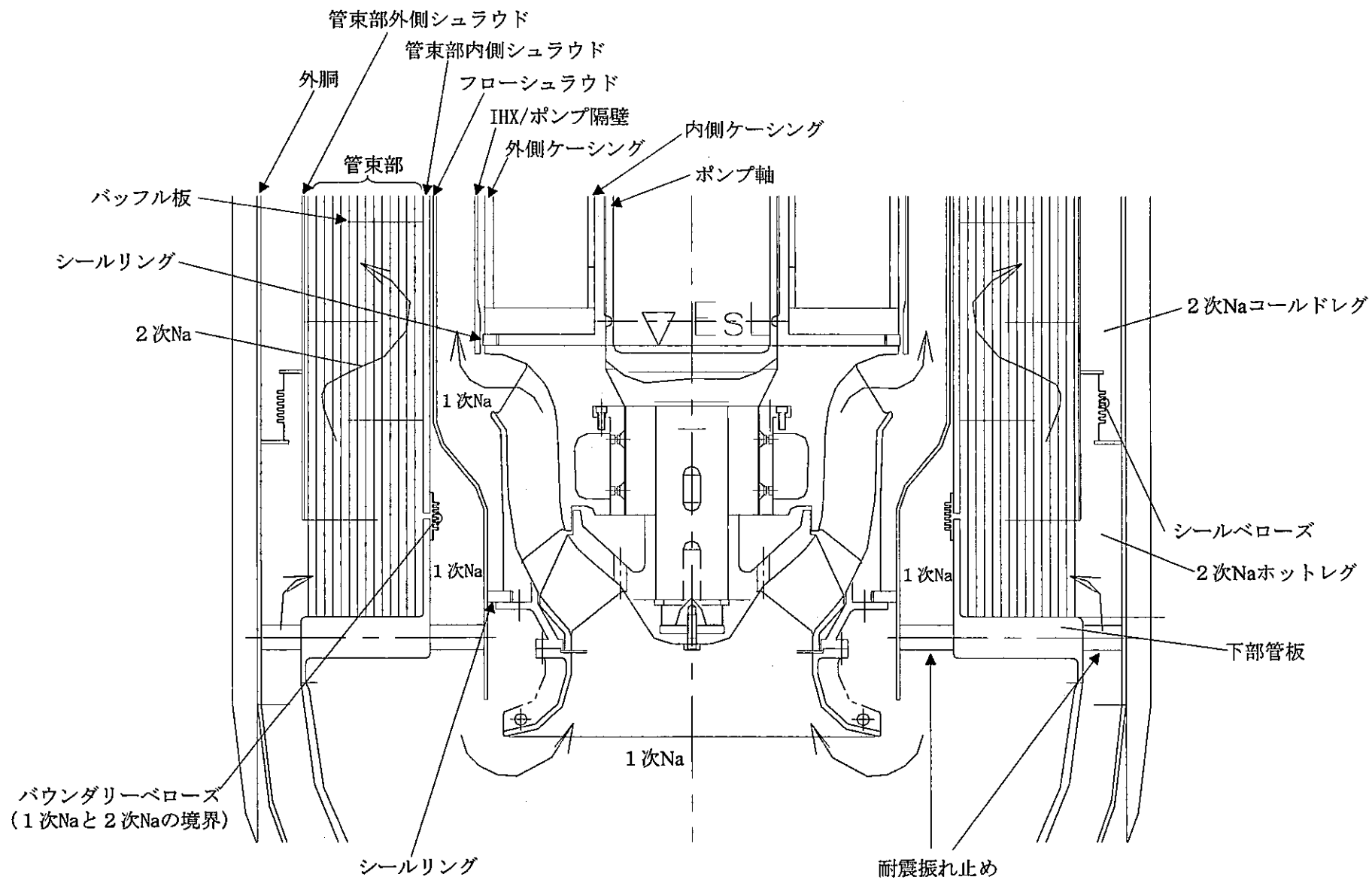


図2.1-5 合体機器下部構造図

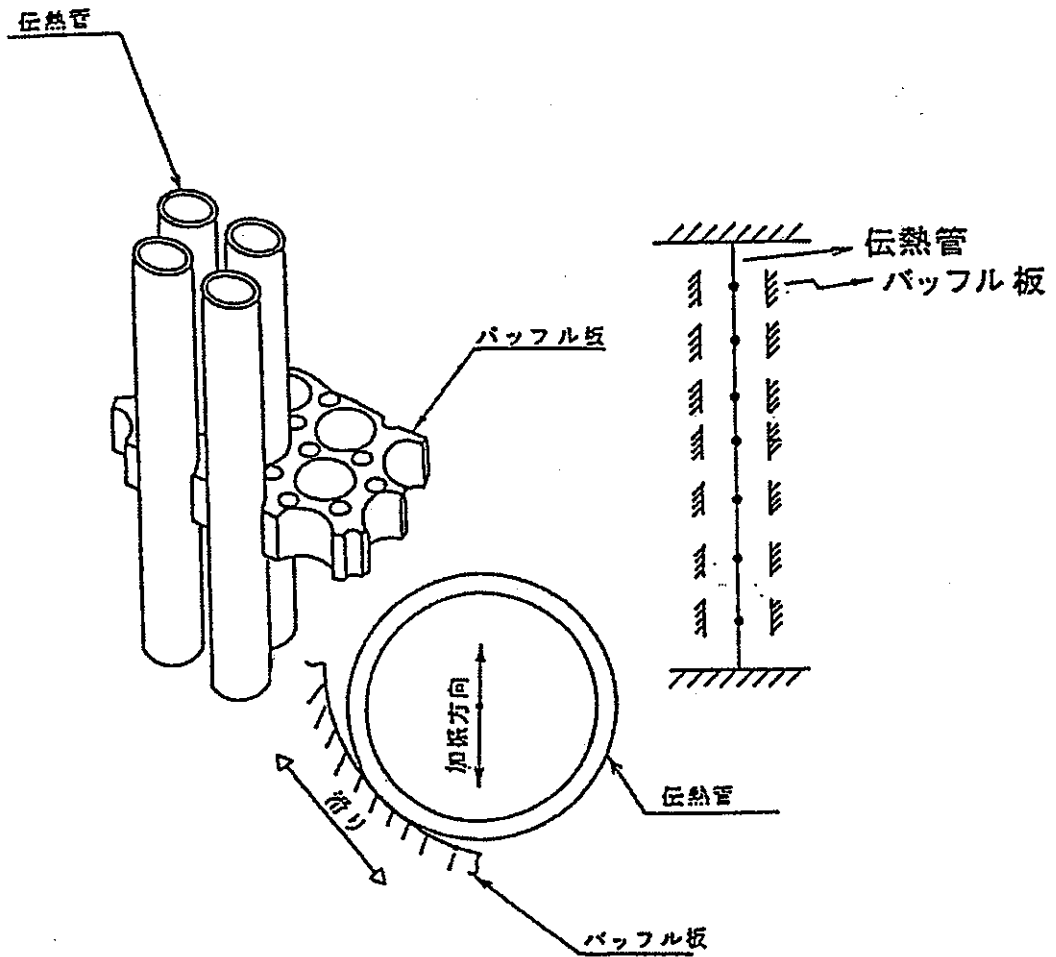
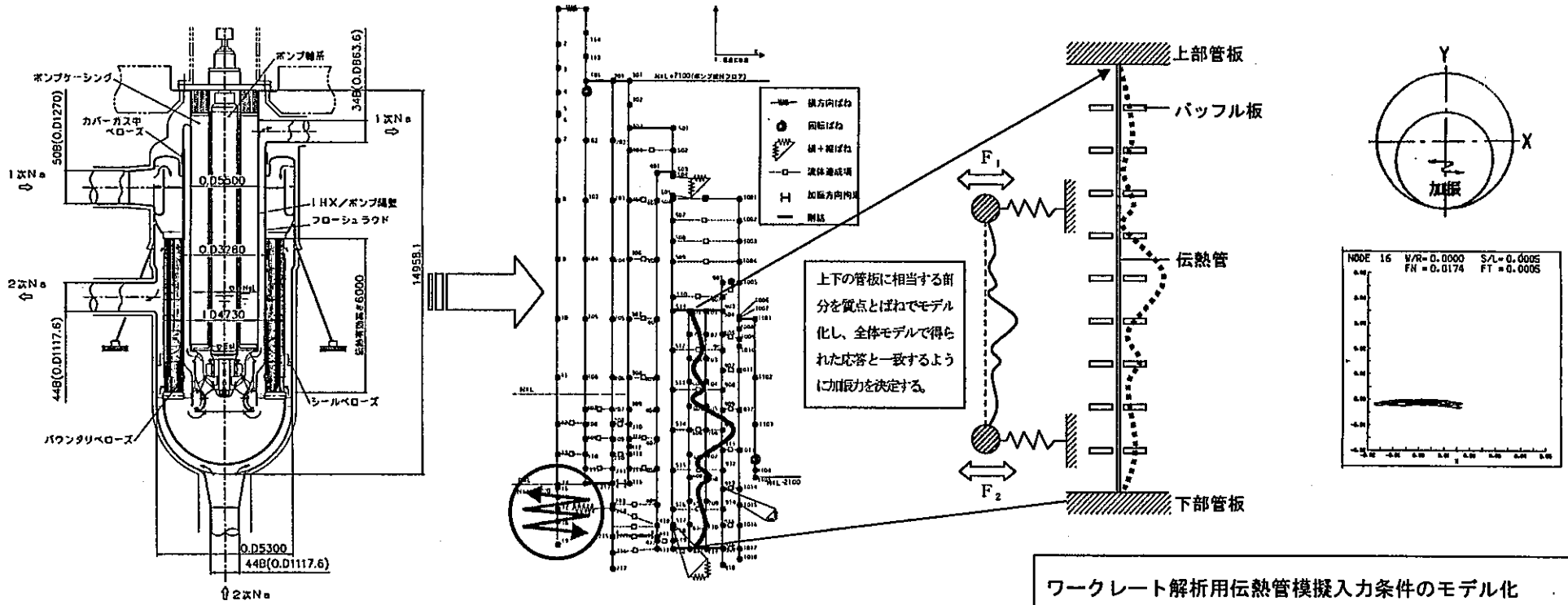
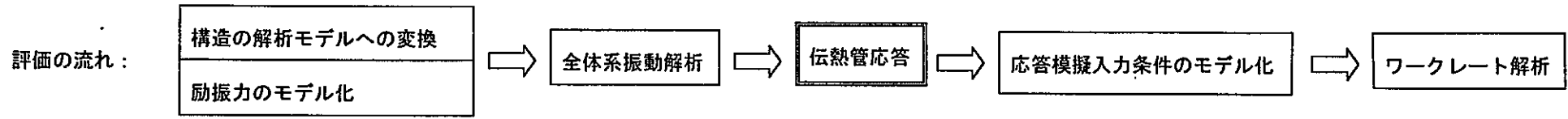


図2.3-1 IHX伝熱管・バッフル板概念図



構造の解析モデルへの変換

- ・ 局部剛性を考慮したモデル化の必要性
- ・ 微小隙間における流体連成項の妥当性
- ・ 自由液面近傍における流体連成項の妥当性
- ・ 管束部の単純梁への変換の妥当性
- ・ 管群挙動と管群とシュラウド間の流体連成項の妥当性

励振力のモデル化

- ・ 励振力の正弦波によるモデル化の妥当性
- ・ 加振入力位置、方向等の妥当性
- ・ 励振力の妥当性（特に流体励振力）

ワークレート解析用伝熱管模擬入力条件のモデル化

- ・ 構造から伝達される励振力の妥当性
- ・ 流体を介して伝達される励振力のモデル化の必要性
- ・ 管群挙動や伝熱管製作公差や物性値等を考慮したモデル化の必要性
- ・ 保守側評価を与えるパッフル板条件のサーベイ

図 2.4-1 合体機器伝熱管摩耗評価の流れの概要と課題

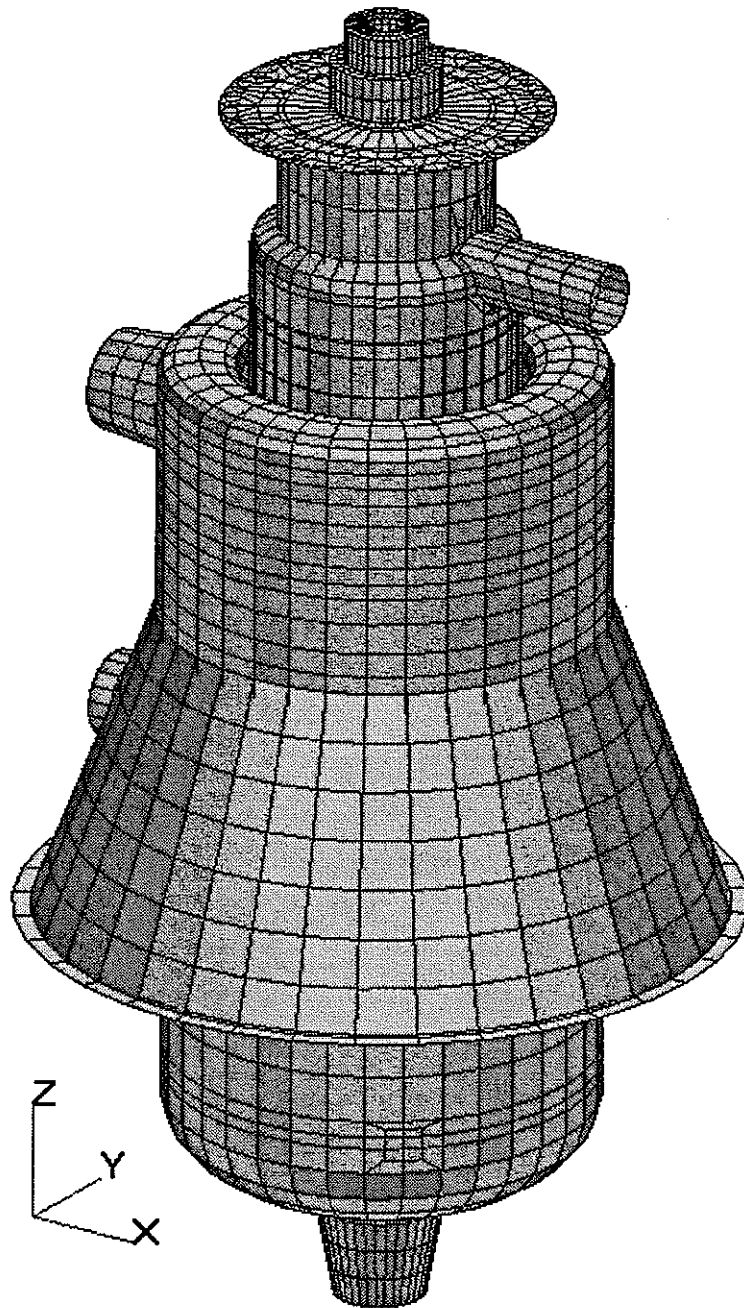


図2.5-1 シェルモデル外観図

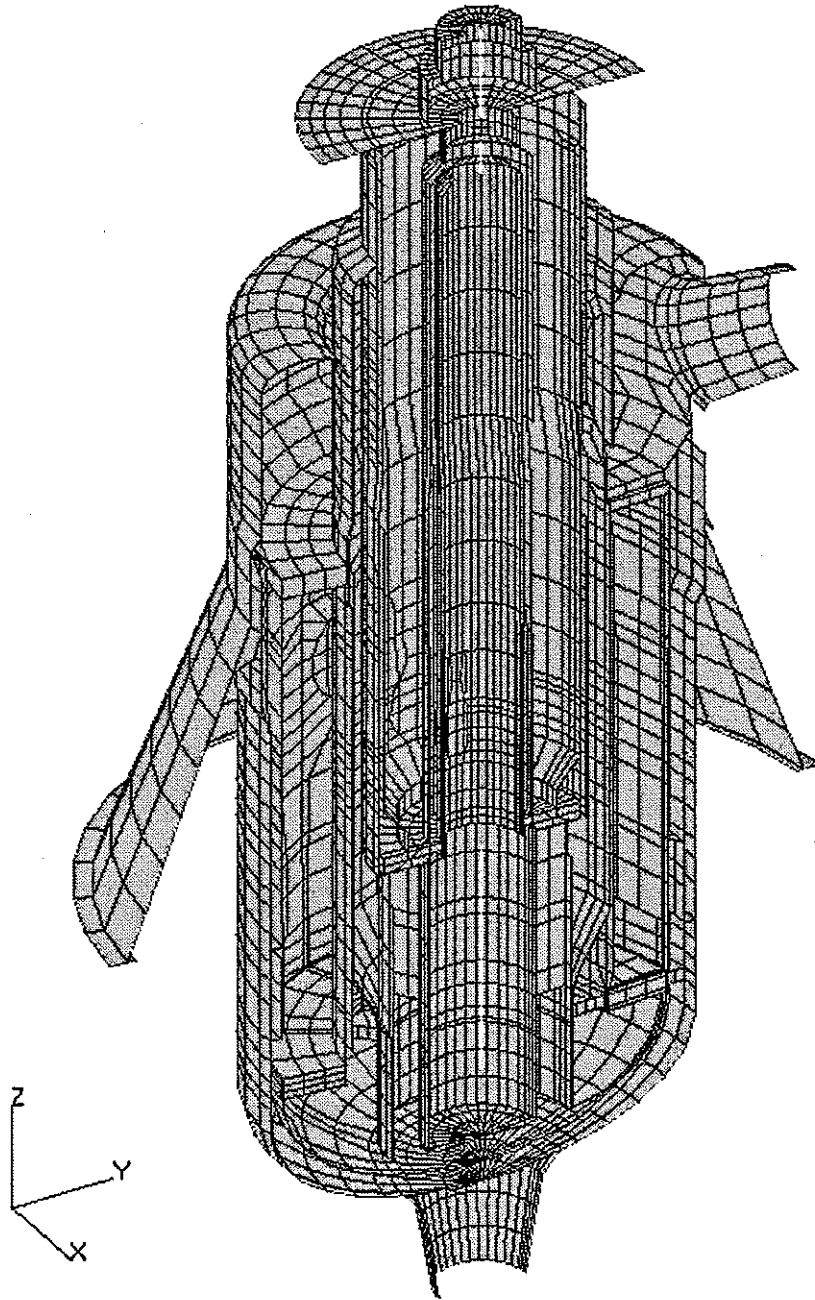


図2.5-2 シェルモデル断面図

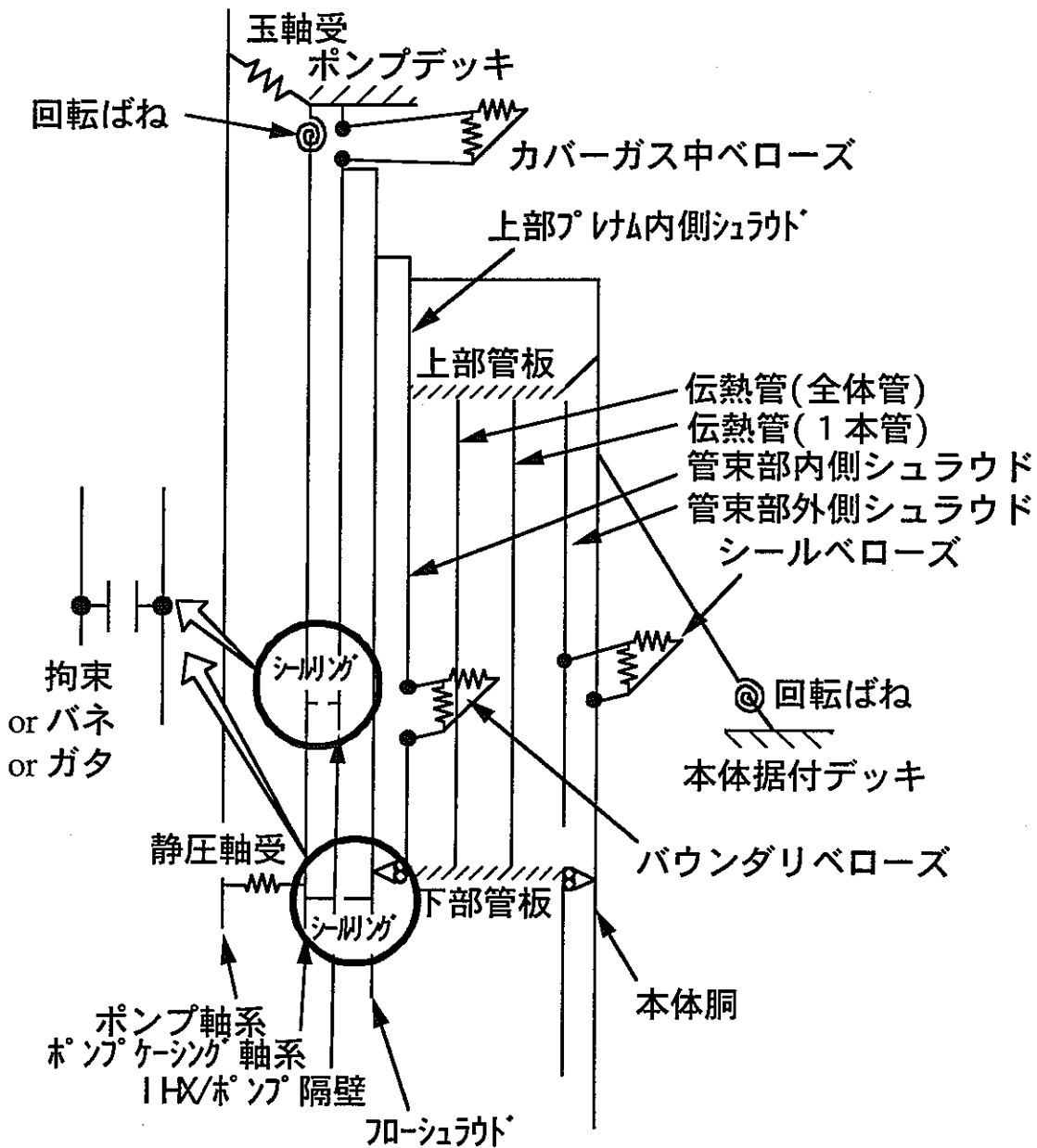


図2.5-3 梁モデル概念図

表2.5-1 実機構造系固有値解析結果の梁モデルとシェルモデルの比較
(大型炉)

	振動数 (Hz)		振 動 モ ー ド
	梁モデル	シェルモデル	
ビームモード	1次 8.6	1次 8.7	ポンプ軸及びケーシングのビームモード1次、同相
	—	2次 8.7	ポンプ軸及びケーシングのビームモード1次、同相
	2次 13.9	3次 10.7	管束部内外シュラウド・本体胴ビームモード
	—	4次 10.7	管束部内外シュラウド・本体胴ビームモード
	3次 16.2	5次 18.3	ポンプ軸の曲げ1次
	—	6次 18.3	ポンプ軸の曲げ1次
	4次 22.2	—	ポンプ軸及びケーシングのビームモード1次、逆相
	—	7次 26.9	全体系の上下振動
	5次 28.5	8次 27.9	本体胴ビームモード1次
	—	9次 28.1	本体胴ビームモード1次
	—	10次 29.9	管束部内外シュラウドの振りモード
	6次 35.0	11次 36.9	ポンプ軸及びケーシングのビームモード2次、逆相
	7次 36.2	12次 40.8	管束部内外シュラウド・フローシュラウドの上下振動
	8次 36.9	—	本体胴ビームモード2次
	—	13次 41.6	ポンプ軸ビームモード2次
—	14次 41.6	ポンプ軸ビームモード2次	
—	15次 48.4	本体胴ビームモード・管束部内外シュラウド、逆相	
シェルモード	—	1次 25.0	管束部外側シュラウド上部のシェルモード(N=5)
	—	2次 25.0	管束部外側シュラウド上部のシェルモード(N=4)
	—	3次 25.0	管束部外側シュラウド上部のシェルモード(N=4)
	—	4次 25.4	管束部外側シュラウド上部のシェルモード(N=5)
	—	5次 27.0	管束部外側シュラウド上部のシェルモード(N=3)
	—	6次 28.7	管束部外側シュラウド上部のシェルモード(N=2)
	—	7次 28.9	管束部外側シュラウド上部のシェルモード(N=2)
	—	8次 29.2	管束部外側シュラウド上部のシェルモード(N=5)
	—	9次 31.0	本体胴のシェルモード(N=4)
	—	10次 32.3	本体胴のシェルモード(N=4)

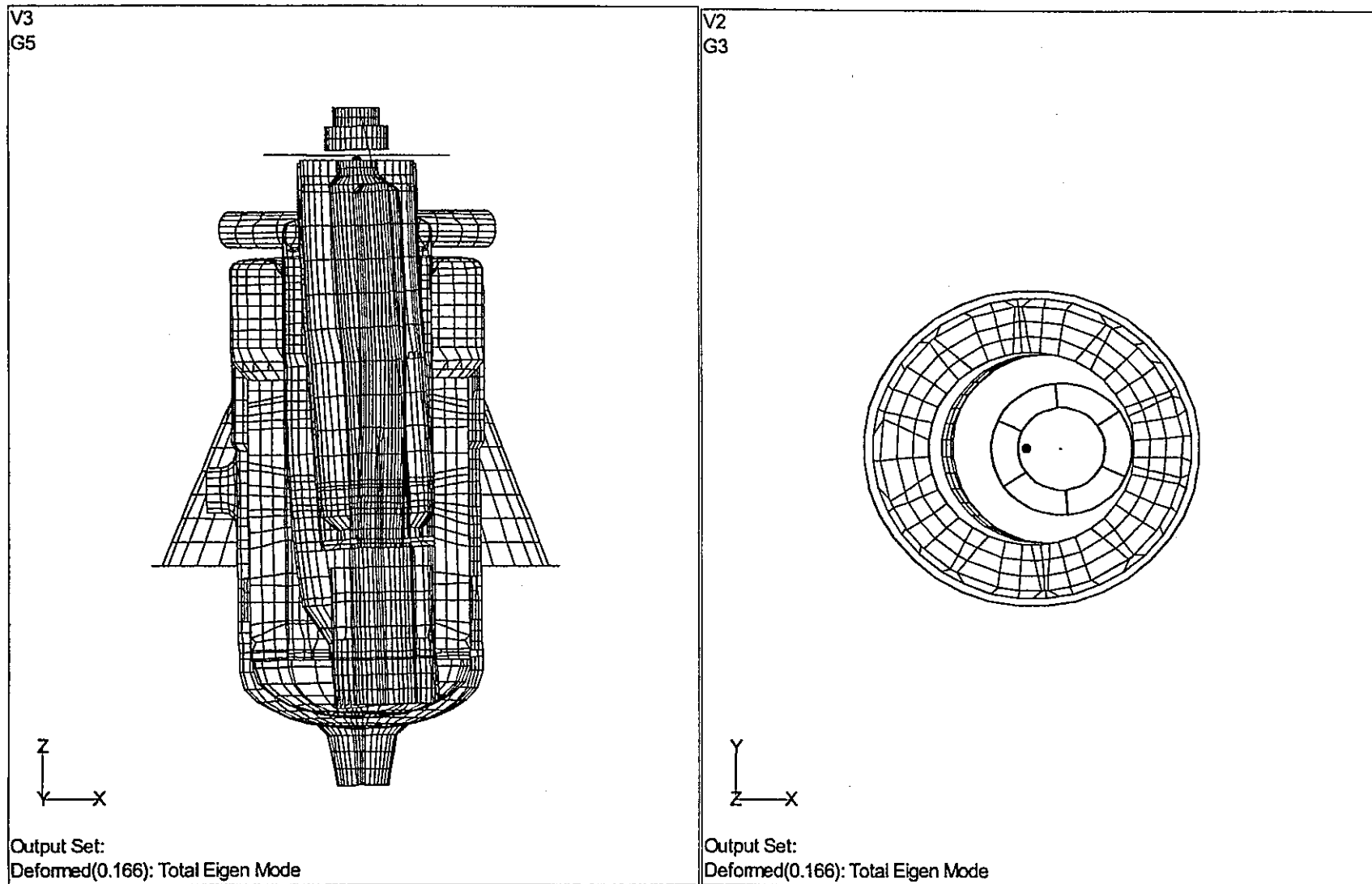


図2.5-4 (1/5) 流体連成を考慮したシェル振動 (1次モード 5.6Hz)

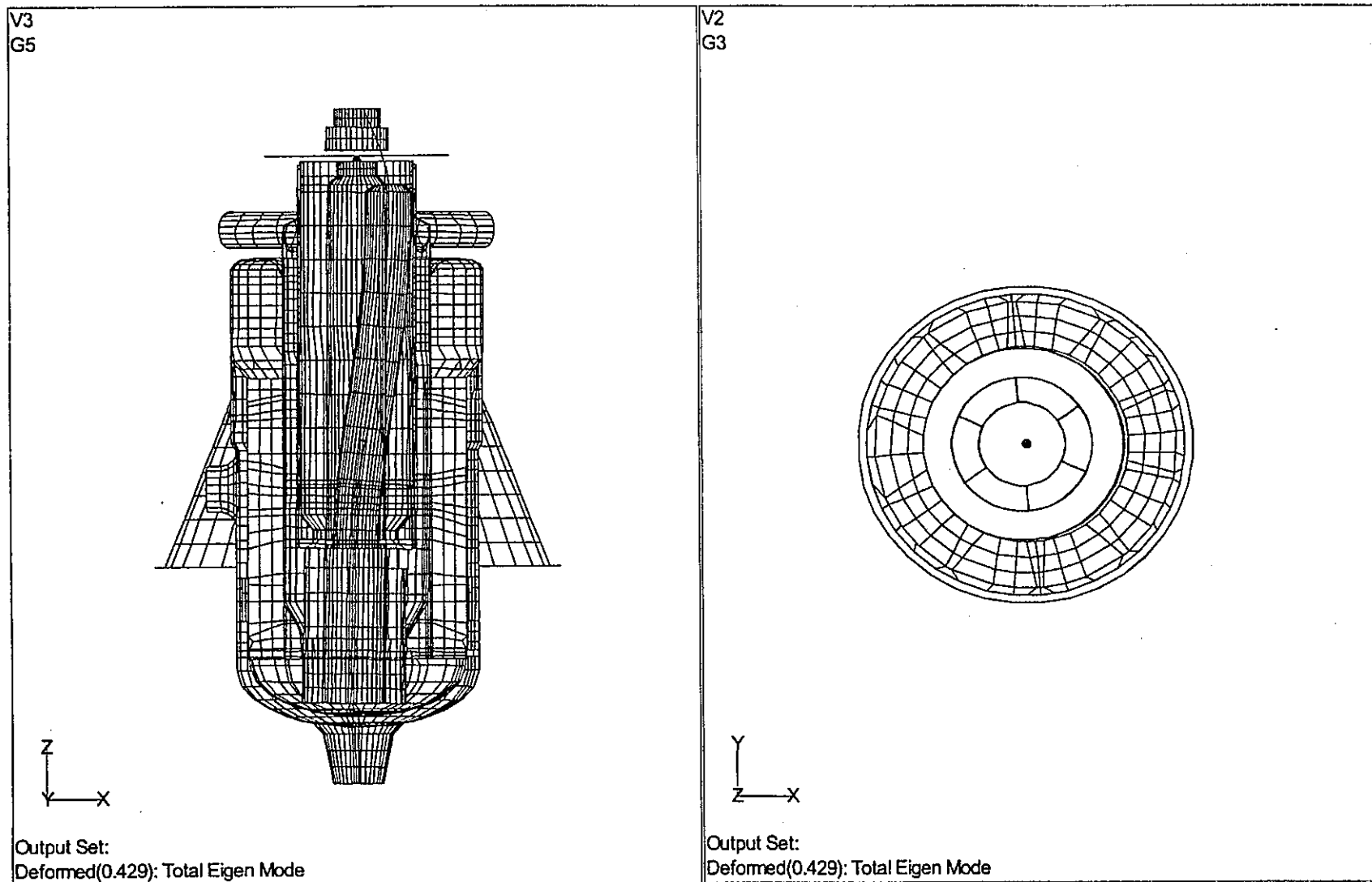


図2.5-4 (2/5) 流体連成を考慮したシェル振動 (2次モード 9.2Hz)

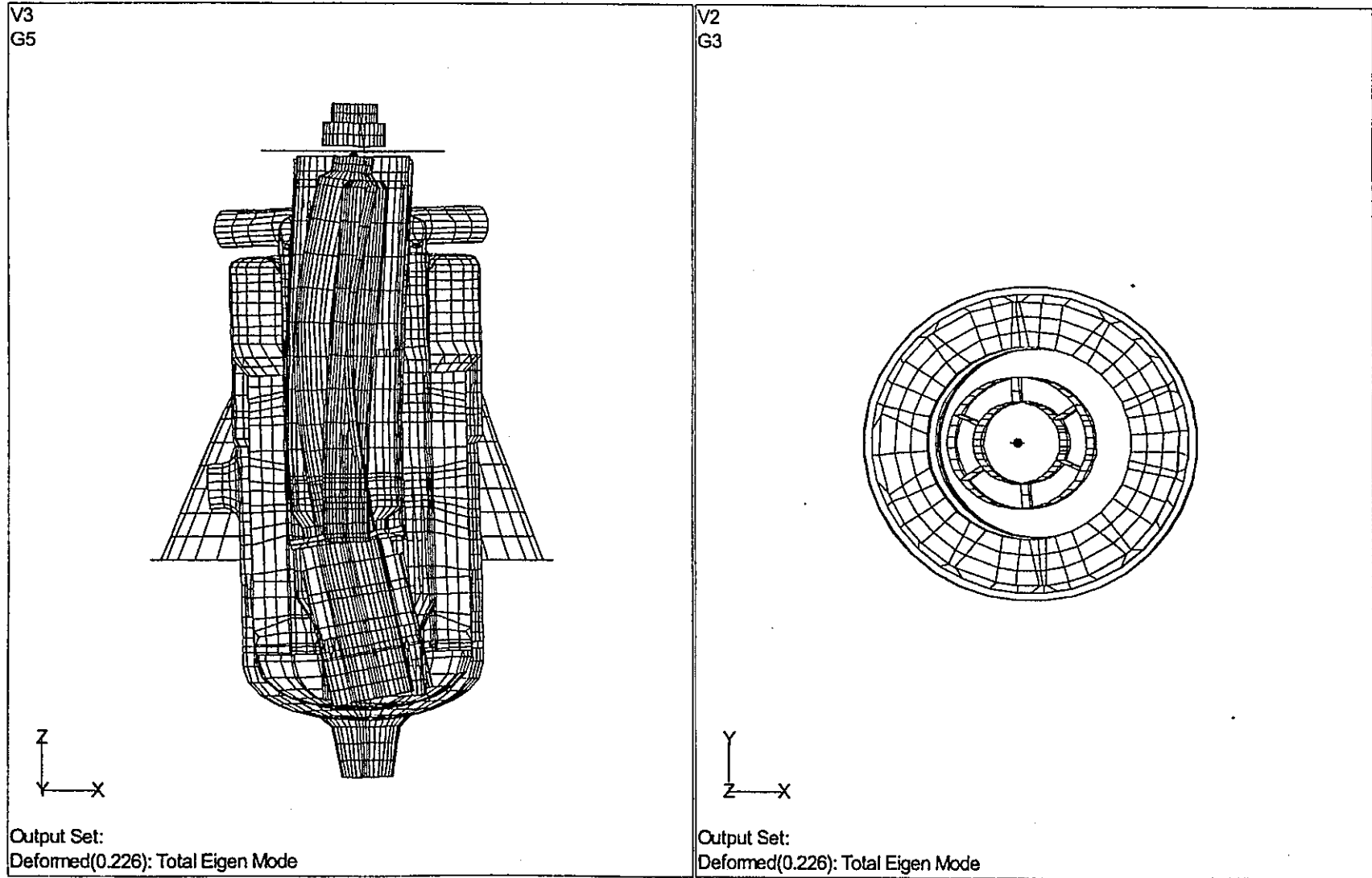


図2.5-4 (3/5) 流体連成を考慮したシェル振動 (3次モード 15.6Hz)

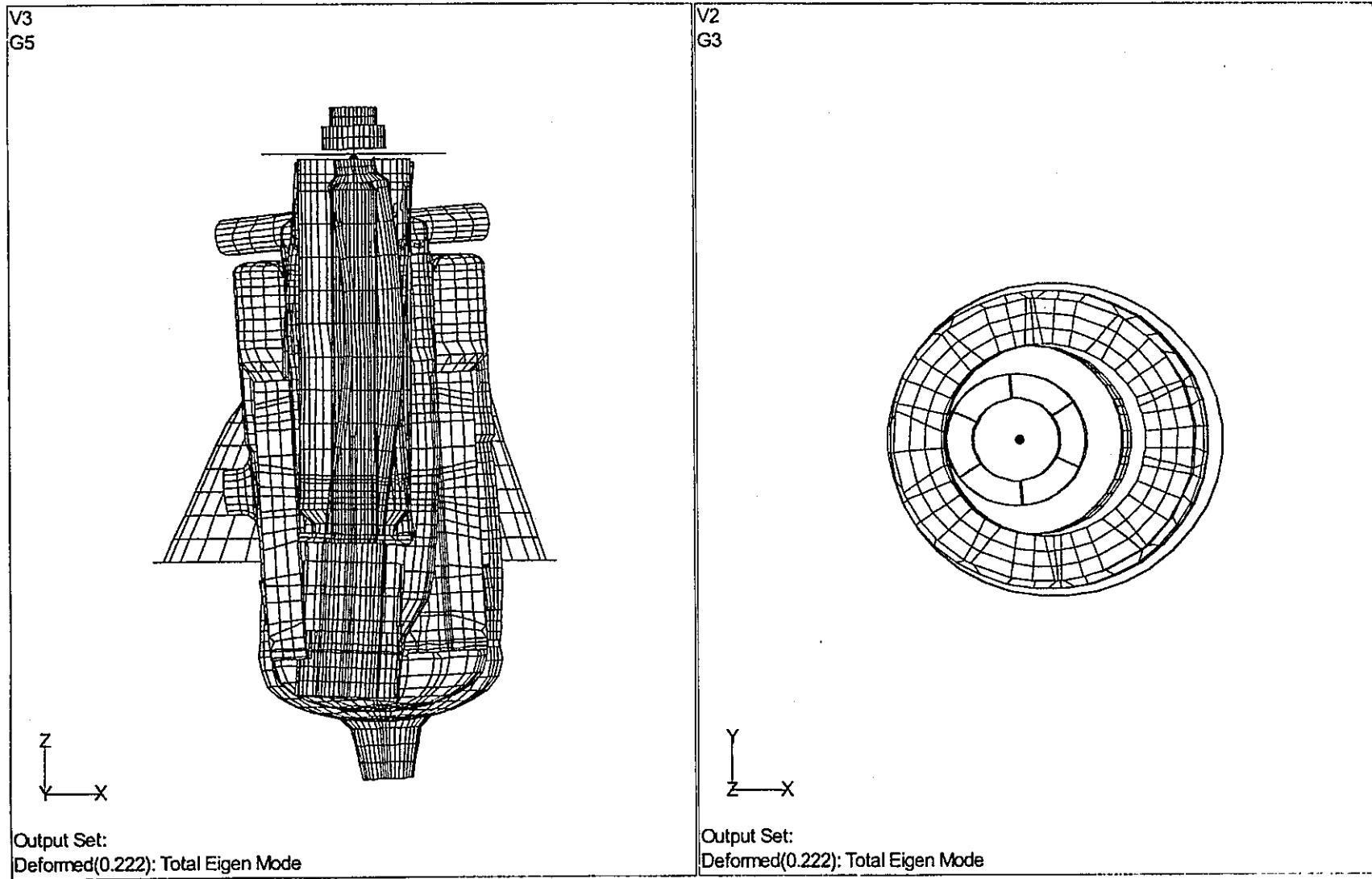


図2.5-4 (4/5) 流体連成を考慮したシェル振動 (4次モード 18.9Hz)

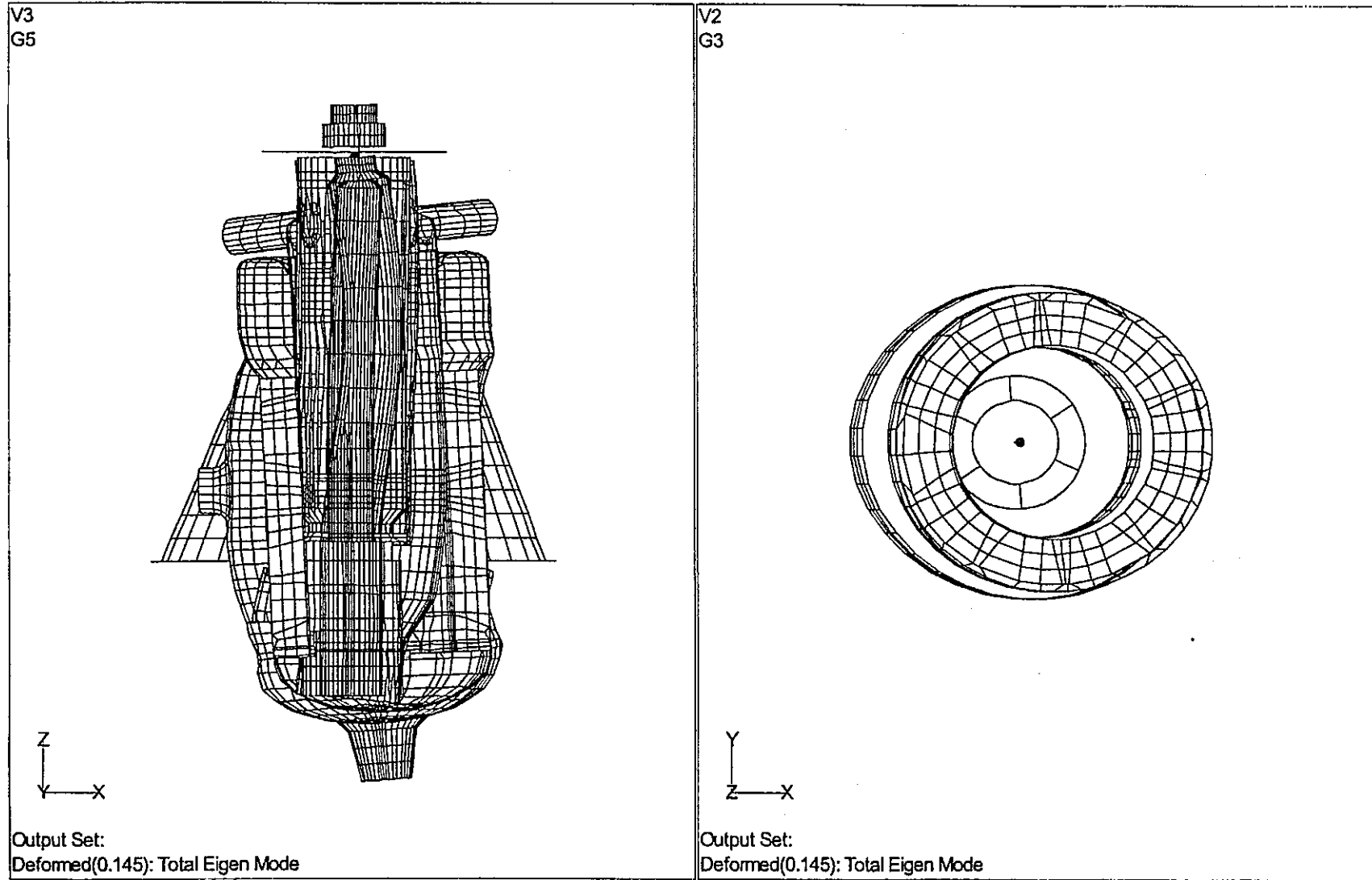


図2.5-4 (5/5) 流体連成を考慮したシェル振動 (5次モード 20.5Hz)

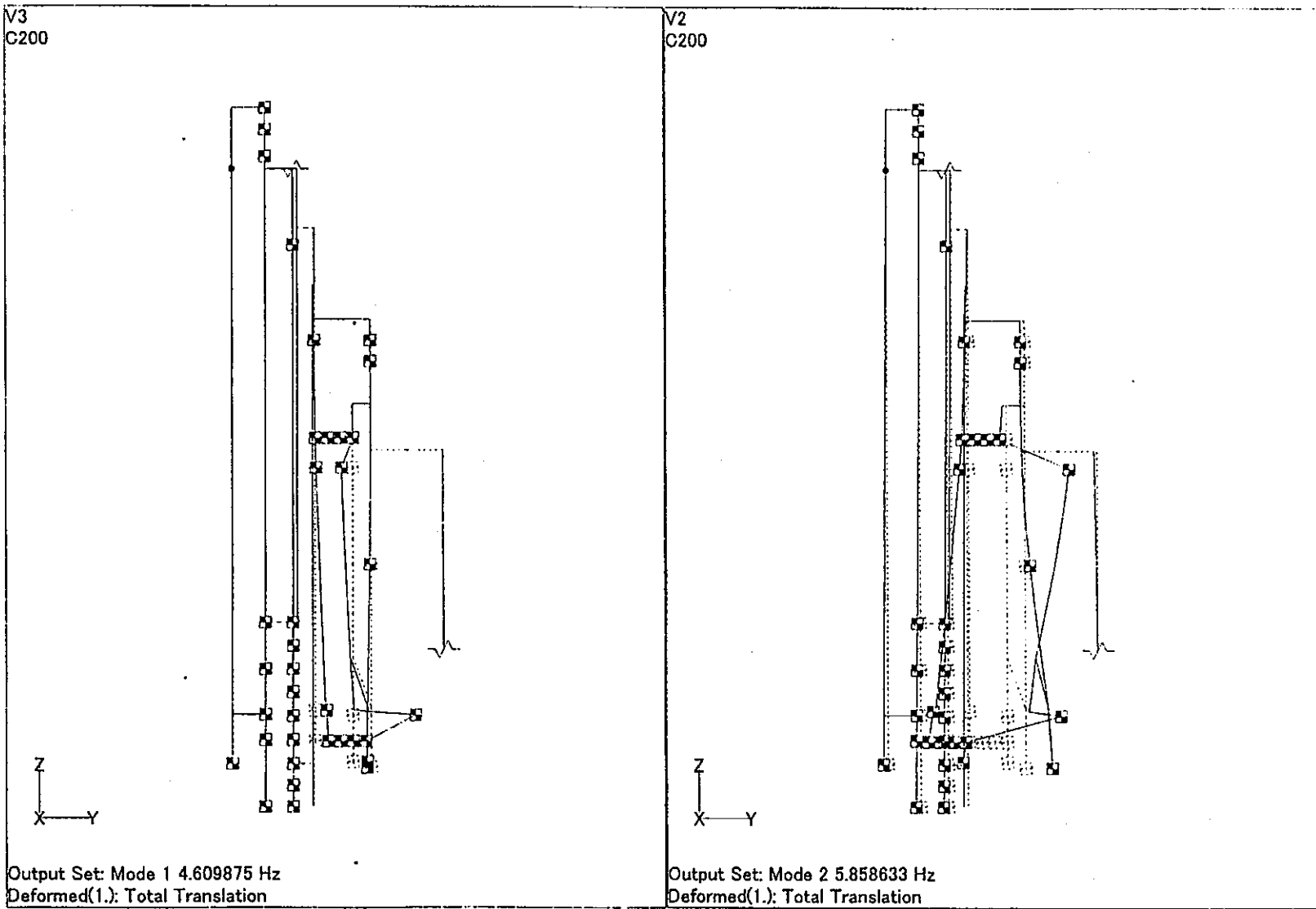


図2.5-5 (1/5) 流体連性を考慮した梁振動

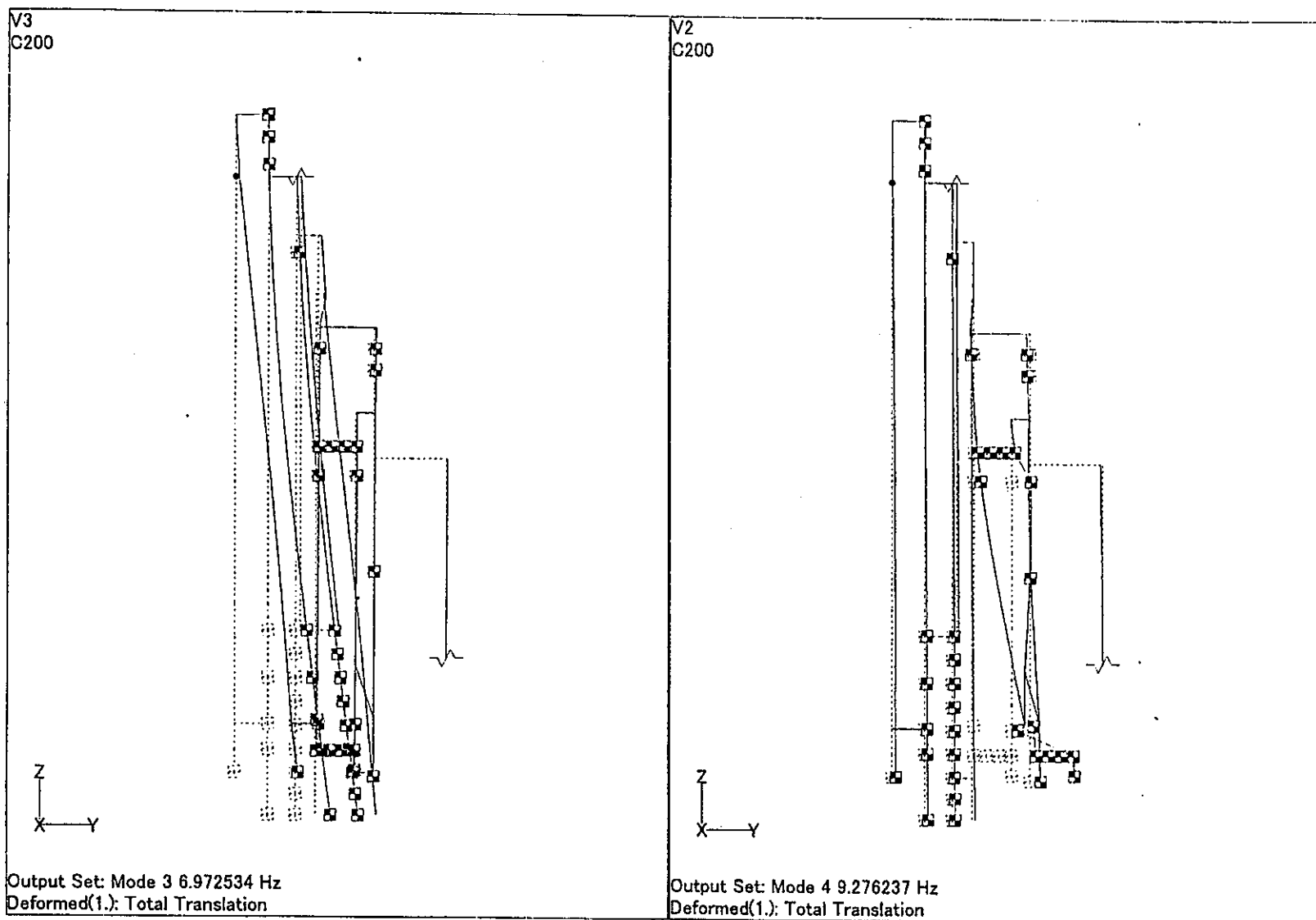


図2.5-5 (2/5) 流体連性を考慮した梁振動

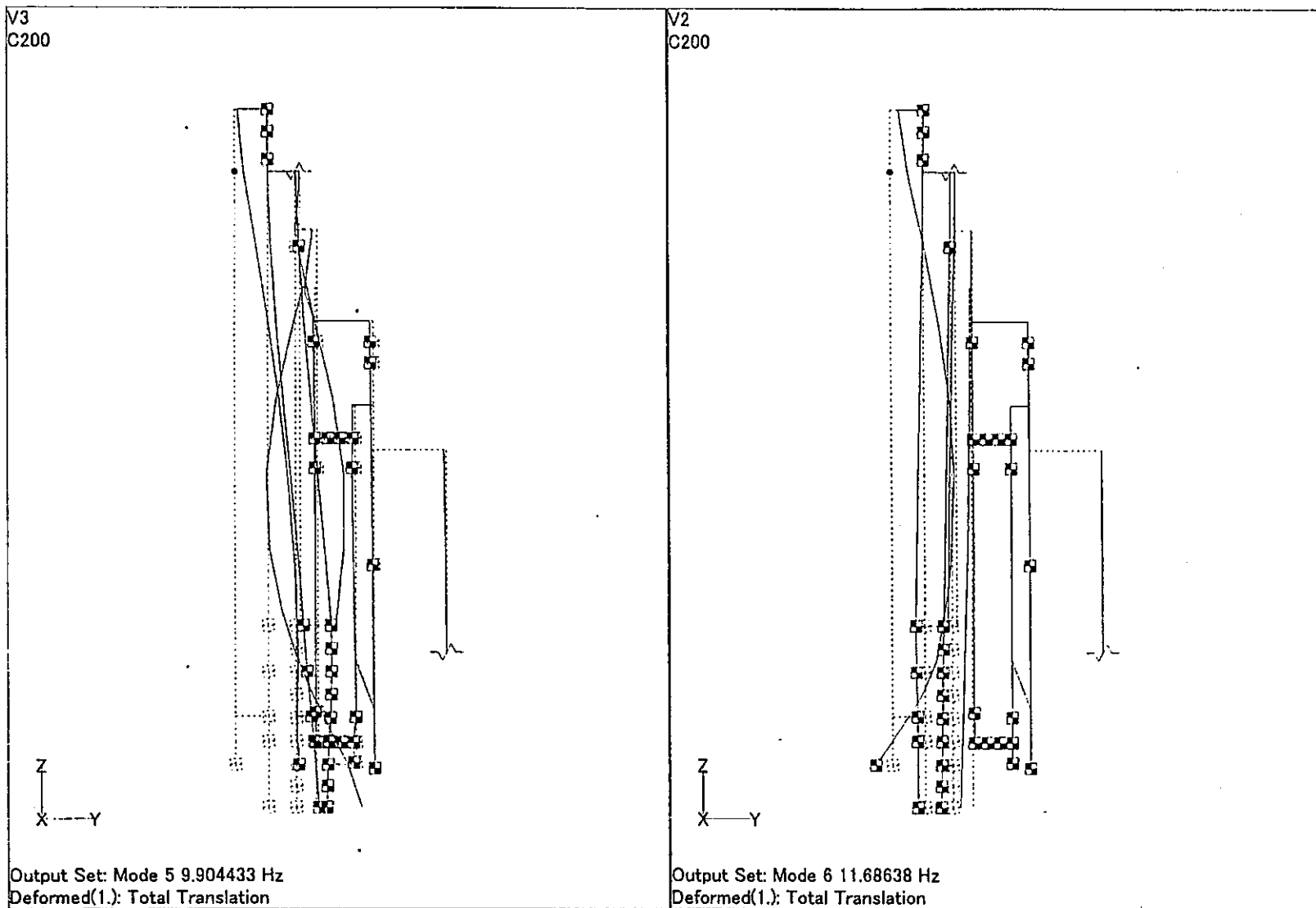


図2.5-5 (3/5) 流体連性を考慮した梁振動

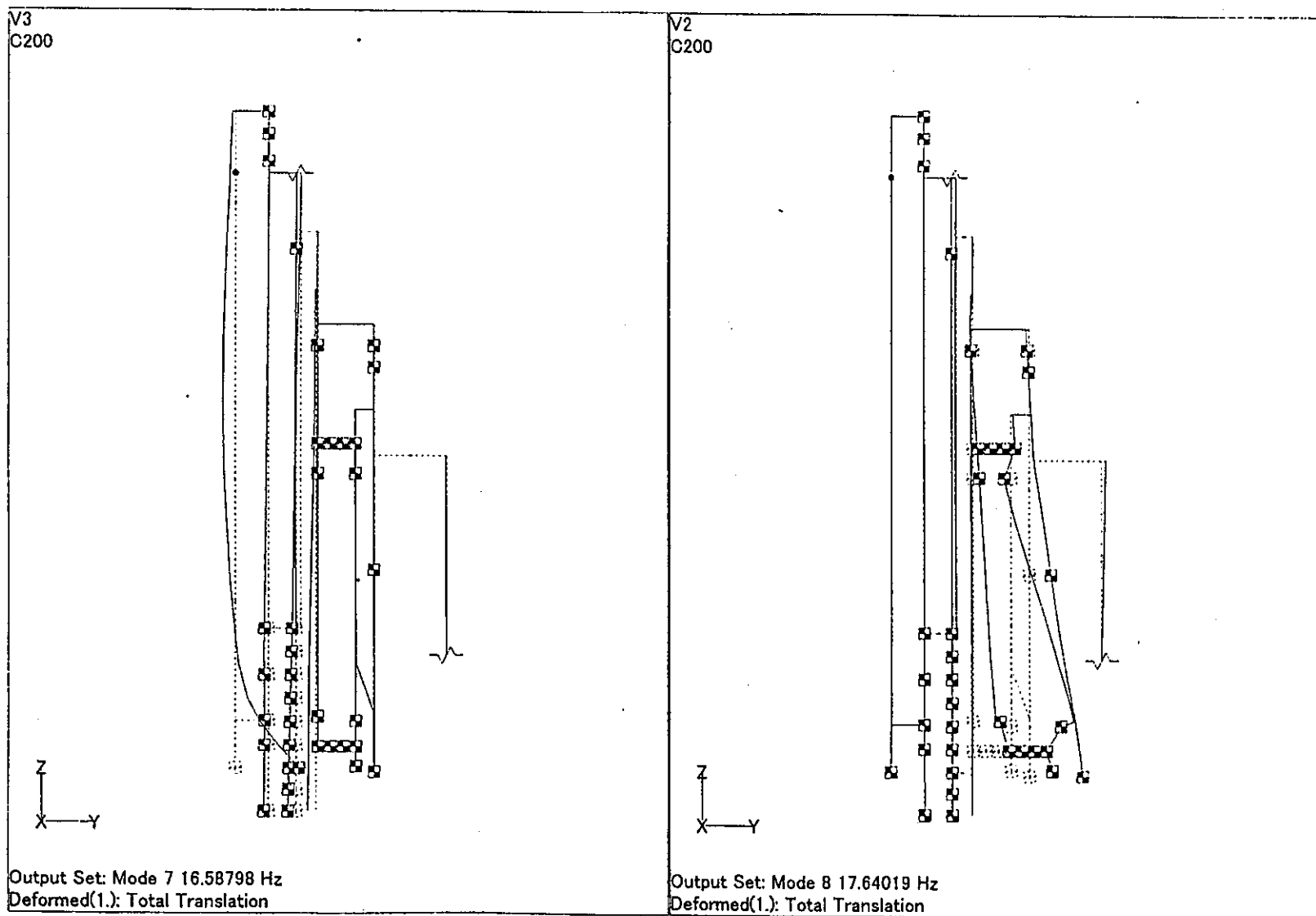


図2.5-5 (4/5) 流体連性を考慮した梁振動

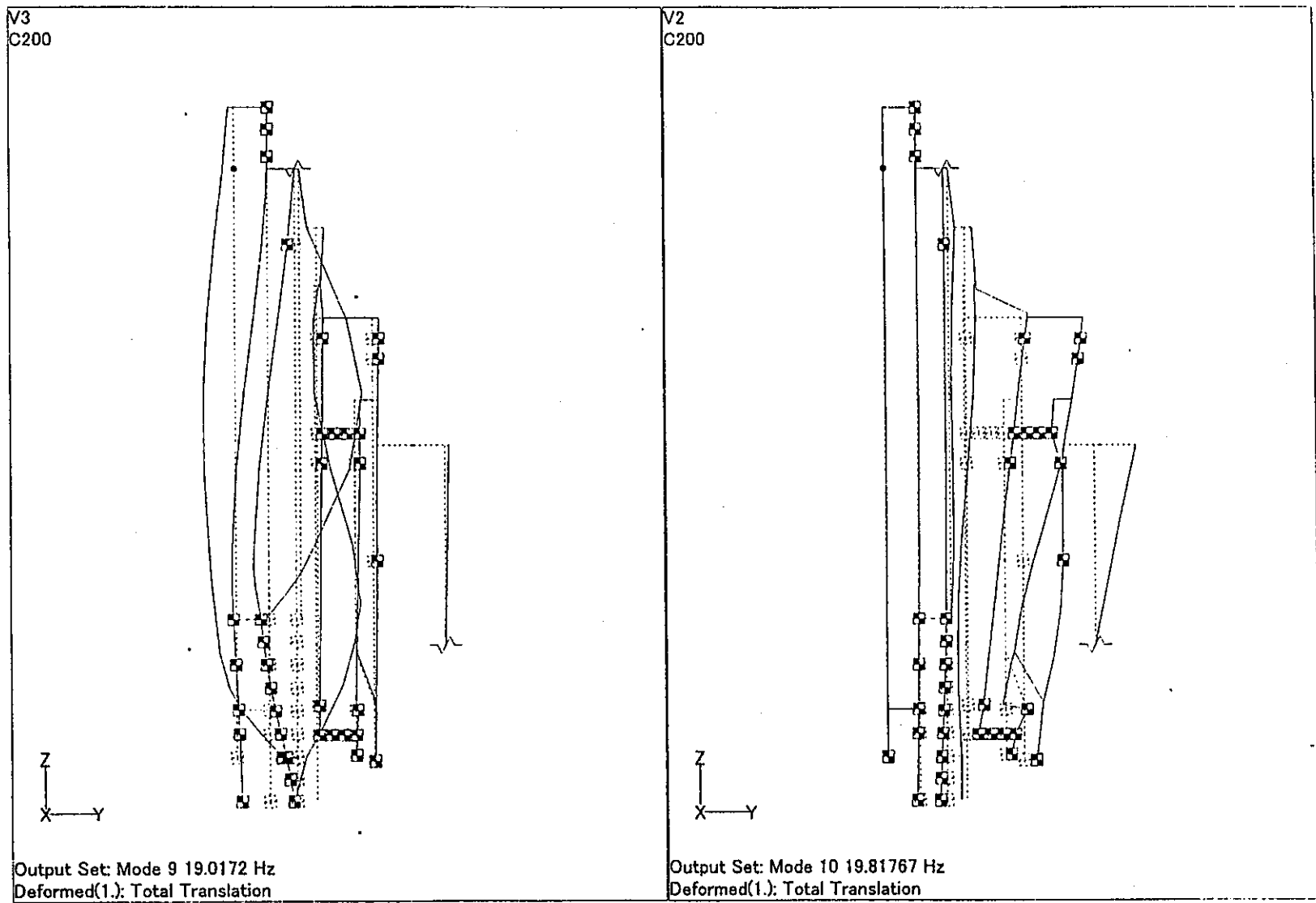


図2.5-5 (5/5) 流体連性を考慮した梁振動

表2.5-2 流体連成を考慮した梁モデルとシェルモデルの固有値解析結果の比較
(大型炉)

次数	固有振動数 (Hz)		振動モード
	梁モデル	シェルモデル (ビームモードのみ)	
1	4.6	—	管束部内・外シュラウド局部モード
2	5.9	} 5.6	管束部内・外シュラウド・本体胴ビーム1次
3	7.0		ポンプ軸・ケーシングビーム1次
4	9.3	—	管束部内側シュラウドビーム1次
5	9.9	—	ポンプ軸・隔壁・フローシュラウドビーム1次 逆相
6	11.7	9.2	ポンプ軸ビーム2次
7	16.6	15.6	ポンプ軸ビーム2次、フローシュラウド
8	17.6	18.9	管束部内・外シュラウド・本体胴ビーム1次 同相
9	19.0	} 20.5	ポンプ軸・ケーシング・フローシュラウドビーム2次
10	19.8		本体胴・フローシュラウド ビーム2次

表 2.5-3 流体連成を考慮した梁モデルとシェルモデルの応答値解析結果の比較
(大型炉)

条 件	位置	梁モデル		3次元シェルモデル (ビームモードのみ)	
		応答変位 (mm)	応答加速度 (Gal)	応答変位 (mm)	応答加速度 (Gal)
羽根車アンバランス力 9.23 Hz、12415 N	上部管板	6.199×10^{-3}	2.1	5.010×10^{-3}	1.6
	下部管板	5.064×10^{-2}	17.0	1.533×10^{-2}	4.9
流 体 力 46.2 Hz、37032 N	上部管板	1.270×10^{-3}	10.7	3.328×10^{-3}	21.2
	下部管板	3.144×10^{-4}	2.7	4.483×10^{-3}	15.4

3. 大型炉のIHX/ポンプ合体機器評価

3.1 振動解析

(1) 基本条件とパラメータサーベイ項目

本節では大型炉の合体機器を対象として振動応答やワークレート解析に影響を与えると考えられる幾つかのモデル化方法や解析条件についてパラメータサーベイを実施する。図 3.1-1 図 3.1-2 に梁モデルの概念図を示す。

- | | |
|-----------------------|---------|
| ① ポンプの機械的励振力(アンバランス力) | (3 ケース) |
| ② ポンプの流体励振力 | (3 ケース) |
| ③ シールリングのモデル化方法 | (4 ケース) |
| ④ ベローズ剛性 | (3 ケース) |
| ⑤ シュラウド間ギャップ量 | (4 ケース) |
| ⑥ 管群のモデル化方法 | (3 ケース) |
| ⑦ 耐震振れ止めの拘束条件 | (2 ケース) |

括弧内は基本ケースを含むケース数を示す。基本ケース及びサーベイ項目をそれぞれ表 3.1-1, 表 3.1-2 に示す。また、以下の①～⑦に各パラメータサーベイ項目の詳細について記す。

①ポンプの機械的励振力(アンバランス力)

JISB0905 の釣合いよさの等級より G6.3 の値を基本ケースとし、サーベイ範囲はその上下の値である G16, G2.5 とした。計算式は以下の通り (G6.3 の場合)。

$$\text{アンバランス量} : M = G \times 9.55 \times 10^3 \times W / N = 3.689 \text{ (kg} \cdot \text{m)}$$

$$\text{アンバランス力} : F = M \times (2 \pi N / 60)^2 = 12416 \text{ (N)}$$

G : 釣合いよさ

W : 軸系重量 $3.397 \times 10^4 \text{ (kg)}$

N : ポンプ回転数 554 (rpm)

周波数はポンプの回転数より 9.23Hz とする。

②ポンプの流体励振力

$$\text{流体励振力} : F_r = K \times \gamma \times H \times D \times B \text{ (N)}$$

K : ラジアルスラスト係数

(実験値であり、データがない為類似ポンプの値より基本ケースの値を静的係数・

動的係数共に 0.03 とする)

γ : 流体の比重量	860 (kg/m ³)
H : ポンプ揚程	76 (m)
D : 羽根車径	1.862 (m)
B : 羽根車幅	0.69 (m)

サーベイ条件としては、ラジアルスラスト係数のばらつきからパラメータを $K=0.02, 0.04$ の2ケースとする。基本ケースの静的・動的励振力は共に $F_r=24688$ (N)、周波数はポンプ回転数及び案内羽根枚数より、 $9.23 \times 5=46.2$ (Hz) とする。

③シールリングのモデル化方法

シールリング (図 3.1-3) はリークフローを抑制する為、構造との隙間は小さくする一方、ポンプの挿入・引き抜きを考慮すると多少のガタを有する必要がある。このようにシールリング部は構造的に微小なガタを有しており、ポンプの振動による変位により機械的に接触する場合や接触しない場合などが考えられる。したがって、上記のシールリング構造を幾つかの方法でモデル化し、応答の比較を行う。

基本ケースは拘束とし、サーベイ条件としては、フリー・ガタ・摩擦の条件を選定する。

(a) フリー

シールリング部の節点間に拘束を与えず、フリーとする。

(b) ガタ

解析の結果、通常考えられるギャップでは衝突が生じない為、以下のギャップ量を用いた。

10.0[μ m] (アンバランス力を与える場合)

0.02[μ m] (流体励振力を与える場合)

(c) 摩擦

実機のシールリングはポンプの水圧によってポンプケーシングと接しており、この部分において、ポンプの振動により摩擦が生じると考えられる為、摩擦をパラメータとした。

シールリングを質点でモデル化し、実際にシールリング部にかかっている水圧を与えた。なお、ガタを同時に考慮していないため、この条件においてシールリングからポンプ振動が伝達することはない。

④ベローズ剛性

基本ケースのベローズ剛性は設計で暫定したベローズの緒元を用いて計算されたものである。ベローズの剛性は今後の設計詳細化により変化することが考えられる為、基本ケースの各ベローズの値に対してそれぞれ 10 倍、1/10 倍の値をサーベイ条件とした。

⑤シュラウド間ギャップ量

シュラウド間ギャップ量の変化により、流体連成による効果が変わってくる為、そのギャップ量をサーベイすることとした。

(ケース 1) ポンプ外側ケーシングー I H X / ポンプ隔壁間のギャップ量を倍とした場合の流体連成項を用いる。

(ケース 2) I H X / ポンプ隔壁ーフローシュラウド間のギャップ量を倍とした場合の流体連成項を用いる。

(ケース 3) フローシュラウドー内シュラウド間のカバーガス領域をナトリウムで満たして連成効果を考慮する。

⑥管群のモデル化

流体連成を考慮した管群のモデル化を検討する為、以下の 2 ケースについてサーベイを行った。

- i) 内シュラウドー外シュラウド間の連成を内シュラウドー全体管に置き換える。
- ii) 内シュラウドー外シュラウド間の連成を考慮せずに、ナトリウム重量のみをそれぞれのシュラウドに直接付加する。このとき伝熱管には伝熱管自身の排除質量を付加する。

⑦耐震振れ止めの拘束条件

基本ケースではフリーとし、サーベイ条件としては加振方向に拘束する。

(2) 振動解析結果

基本ケースの固有振動数、固有振動モードを表 3.1-3 に示す。また、パラメータサーベイ結果について基本ケースとの比較を以下に示す。

①アンバランス力 (表 3.1-4)

釣合いよさ等級に対して最大応答値はほぼ比例している。また、フローシュラウドより内側の応答値は、外側に比べて大きい。

②流体励振力 (表 3.1-5)

ラジアルスラスト係数に対して最大応答値はほぼ比例している。また、フローシュラウドより内側の応答値は、外側に比べて大きい。

③シールリングのモデル化方法 (表 3.1-6、表 3.1-7)

モデル化方法の影響について明確な傾向はない。このため、ケース毎に検討しておく必要がある。

④ベローズ剛性 (表 3.1-8、表 3.1-9)

剛性を 10 倍にした場合には振動が伝達しやすくなることなどにより内側シュラウドから外側の応答値が大きくなっている。また、剛性を 1/10 にした場合には高次モードの影響により内側シュラウドから外側下部の応答値が大きくなっている。

⑤シュラウド間ギャップ量 (表 3.1-10、表 3.1-11)

ケース 1 : 外側ケーシング-IHX/ポンプ隔壁間ギャップを 2 倍にする

アンバランス力については流体連成効果を小さくしたことにより、流体を介しての振動が伝達しにくくなった為、応答値としてはごくわずかに小さくなっている。流体励振力の影響についてはフローシュラウドから外側の応答値は大きくなっているが、固有振動モードとの因果関係はなく流体連成項を含めた全体のバランスで応答が変わったものと考えられる。

ケース 2 : IHX/ポンプ隔壁-フローシュラウド間ギャップを 2 倍にする

アンバランス力については流体連成効果を小さくしたことにより、流体を介しての振動が伝達しにくくなった為、応答値は小さくなっている。流体励振力の影響についてはケース 1 と同様にフローシュラウドから外側の応答値は大きくなっているが、固有振動モードとの因果関係はなく流体連成項を含めた全体のバランスで応答が変わったものと考えられる。

ケース 3 : フローシュラウド-内シュラウド間のカバーガス領域をナトリウムで満たす

アンバランス力及び流体励振力共にフローシュラウド-内シュラウド間に大きな流体連成効果が生じ、応答値は内シュラウドから外側が大きくなっている。

⑥管群のモデル化 (表 3.1-12、表 3.1-13)

i) 流体連成効果を内シュラウド-全体管に付加: アンバランス力応答については、基本ケースと異なる固有振動モードがなく応答値はほぼ同じ値となっている。流体励振力応答では高次モードが励振周波数に近く本体胴下部の応答

値が大きくなっている。

- ii) 流体連成効果を考慮しない：アンバランス力応答については、励振周波数付近に基本ケースと大きく異なる固有振動モードがなく、応答値はほぼ同じ値となっている。1本管の応答値が小さくなっているのは、伝熱管に排除質量を付加したことにより1本管の2次モードが8.98Hzから7.51Hzになり励振周波数から固有振動モードが遠ざかった為と考えられる。また、流体励振力応答では基本ケースと異なる固有振動モードがなく応答値はほぼ同じ値となっている。

⑦耐震振れ止め（表 3.1-12、表 3.1-13）

アンバランス力応答については、ポンプケーシング、IHX/ポンプ隔壁、フローシュラウドの応答値を基本ケースと比較すると、かなり小さくなっている。耐震振れ止めを加振方向に拘束すると、直線的な振動の伝達は大きくなると考えられるが、ポンプ水力部が大きく振れるモードが抑えられる効果のほうが大きい為、応答は小さくなったと考えられる。

流体励振力応答では励振周波数付近で基本ケースと若干異なる固有振動モードとして、20次モード、21次モードが存在する。応答値は全体的に大きくなっている。

(3) まとめ

応答が変化する要因として、構造的な振動伝達経路及び励振周波数とそれに近い固有振動モードの関係が考えられ、両者が影響し合っている為、応答値は個々のケースに依存している。しかし、今回パラメータサーベイを実施した範囲では伝熱管摩耗に対して有意な影響を及ぼすと考えられるケースは存在しなかった。なお、各部の応答のうち、伝熱管摩耗に最も影響を与える部分は上下管板であると考えられ、上下管板の応答値に着目した評価を3.4節に記載する。

3.2 ワークレート解析

(1) 解析パラメータ

伝熱管の支持条件やポンプ回転による励振力が伝熱管摩耗に与える影響を評価するため、これらをパラメータとしたワークレート解析を実施した。

解析は以下の項目に着目してサーベイした。

- ・ バッフル板の支持箇所数
- ・ バッフル板と伝熱管の接触条件
- ・ 押付け力及び励振力

(2) 解析条件

i) バッフル板の支持箇所数

伝熱管はバッフル板に接触・支持されているが、微小な隙間があるため、接触せず非支持になっている箇所が存在する可能性はある。伝熱管の両端は管板に挿入されており両端は必ず管板による拘束条件であるが、バッフル板の支持条件についてはピン支持か非支持（フリー）のいずれかと考えることができる（現時点では中間的な支持条件は考慮しない）。

よって、バッフル板9枚を貫通する伝熱管に関しては、 2^9 ケース=512ケースの支持状態が考えられるが、全ての支持条件についてサーベイを実施しても励振成分に励起されない支持条件の場合伝熱管応答は小さく、ワークレートも小さいと予想される。したがって、伝熱管応答が大きくワークレートも大きくなる条件として、ポンプ励振力の周波数 9.23Hz（アンバランス力）及び 46.2Hz（流体励振力）付近で固有値を持つ支持条件（支持箇所）をサーベイした。

ii) バッフル板と伝熱管の接触条件

i)で求めた支持条件での伝熱管応答のうち、非支持のバッフル板相当位置で最も伝熱管振幅が大きくなる箇所に着目して、この位置におけるバッフル板と伝熱管のワークレートを評価した。伝熱管とバッフル板の接触荷重は伝熱管製作時の初期不整等による押付け力を仮定し、最もワークレートが大きくなる条件を計算した。なお、押付け力は伝熱管に 1/1000（許容値）の曲がりのたわみを生じさせる力（3.21N）を条件とした。

(3) 解析結果

励振源がアンバランス力及び流体励振力それぞれについて最大ワークレートを生じさせる条件(支持箇所数、接触条件)とその時のワークレート値を図 3.2-1 及び図 3.2-2 に示す。

このワークレート解析に基づいて、アンバランス力及び流体励振力のワークレートの和が最大値となるケースを組み合わせると $0.056 + 0.022 = 0.078$ (Nmm/s) となる。

算出したワークレートに、比摩耗量データ(2-1/4Cr-1Mo 鋼値)を乗じて摩耗量を算出した結果を表 3.2-1 に示す。この表に記載されているように伝熱管の摩耗深さは 0.138mm 以下と評価され、ポンプ振動による摩耗深さは伝熱管肉厚余裕(0.255mm)に対して裕度があるという結果が得られた。

3.3 伝熱管摩耗対策構造の検討

(1) パラメータサーベイ結果における評価

3.1 節のサーベイ結果から、IHX/ポンプ合体機器全体系の振動応答については以下のことが推察できる。

- ① 加振力と応答値の関係は線形である。
- ② 全体の固有振動モードのうち、励振周波数に近い固有振動数を持つ固有モードの影響が大きい。
- ③ 構造物間の変位を拘束したり、構造の剛性を高くすると振動は伝達しやすくなる。
- ④ 励振周波数の近くに固有振動モードが存在しない場合、構造各部への振動伝達は比較的小さい。
- ⑤ 構造物間の隙間が大きいほど流体連成効果は小さくなり直接的な振動の伝達は抑えられるが、固有振動モードが変化するため、その影響の評価も必要である。

(2) 実機構造への反映項目の検討

ポンプ振動に起因する伝熱管摩耗はできる限り抑制しておく観点から、前項における推察結果より伝熱管摩耗を抑制する構造対応等について検討した。

① 加振力の低減

評価上は原子力用ポンプに求められる釣り合い良さ等級を用いているが、実機においてはバランスングの目標を高めにより実質的なアンバランス励振力を低減する。

② 振動モード(1)

伝熱管を介して吊り下げられている下部管板及び下部プレナム付近、ポンプ水力部周辺などは振れやすいと考えられるため、振れ止めラグで構造間の変位を拘束したり、耐震スナバによって外的に振動を抑制することにより全体の応答を抑制しやすくなる。

③ 振動モード(2)

IHX/ポンプ合体機器は多層の薄肉シェル構造である上に、シェル間の流体が存在するため固有振動モードが増加するとともに、固有振動数が低くなる傾向にある。特に多層シェルが同相に振れる振動モードは応答への影響が大きいため、励振周波数との共振を避けるようシェル間の隙間量

やシェル剛性を調整したり、支持構造を追加することにより応答は抑制できる。

④ ベローズ剛性

ベローズ剛性を変えることによって固有振動モードが変化し、この結果上下管板の応答への影響は大きい。ベローズ剛性は別の要求仕様によって定められるが振動応答への影響は無視できないため、詳細な評価が必要である。

3.4 成立性範囲の検討 (大型炉)

上下管板の応答値が大きいと摩耗解析における励振力が大きくなり、摩耗量も大きくなる。このため上下管板の最大応答変位に着目して励振源がアンバランス力、流体励振力それぞれについて各サーベイ条件結果を比較した (図 3.4-1(1/2),(2/2))。

大型炉合体機器の解析結果では、アンバランス力によるワークレートの方が流体励振力のそれよりも大きいため、アンバランス力が励振源の場合の上下管板の応答が最も大きいケースについてワークレート解析を行った。そのケースはアルゴンガス層をナトリウムで置き換えた条件 (図 3.4-1(1/2)中 11 番) で、解析結果は $0.177\text{N}\cdot\text{mm}/\text{s}$ であり基本ケースの 3 倍強の大きさであった。

ポンプによる摩耗に対する許容ワークレートは $1.5\text{N}\cdot\text{mm}/\text{s}$ 程度であるので、今回サーベイした範囲における応答値であれば、伝熱管摩耗に対して十分な裕度があると考えられる。

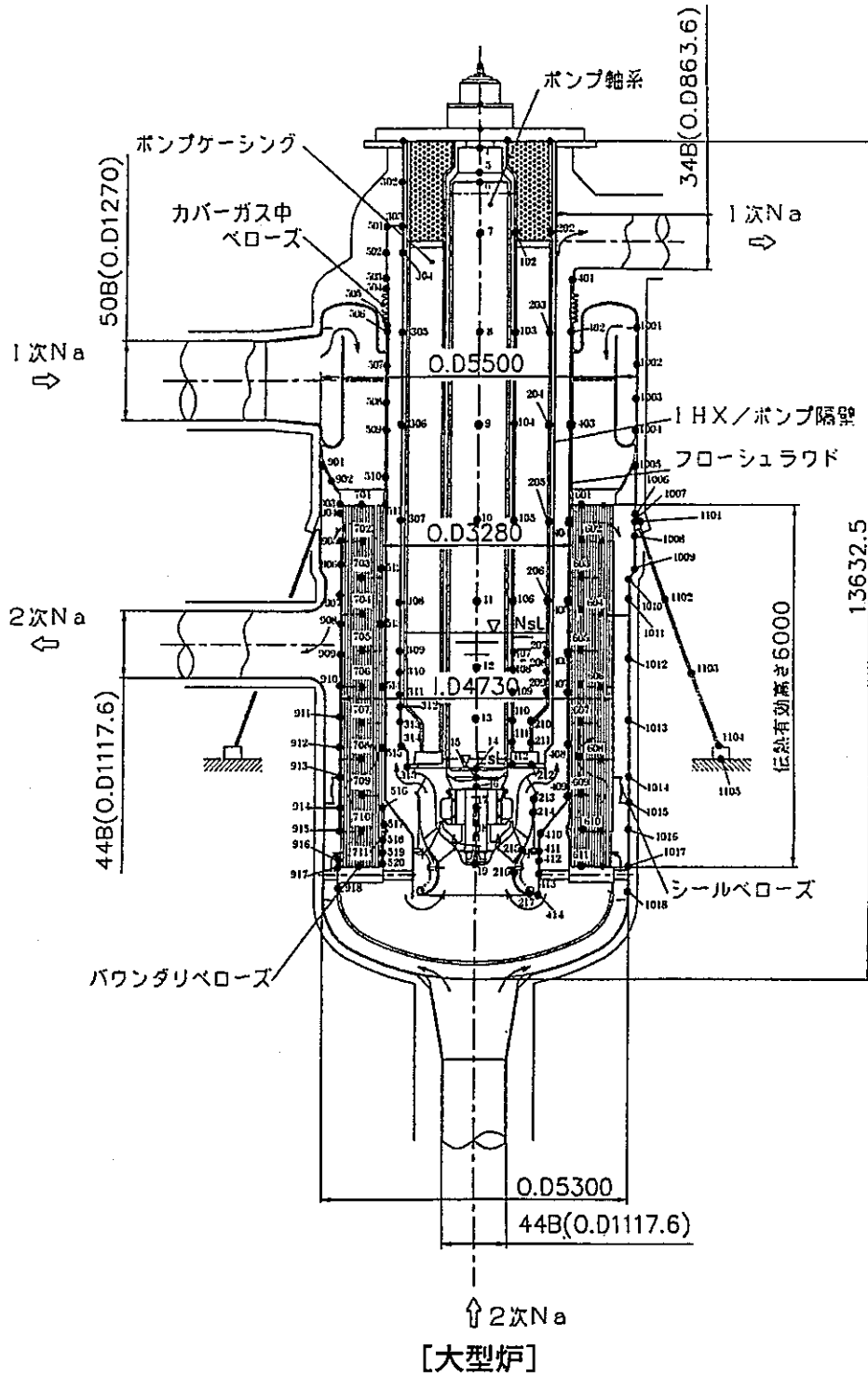
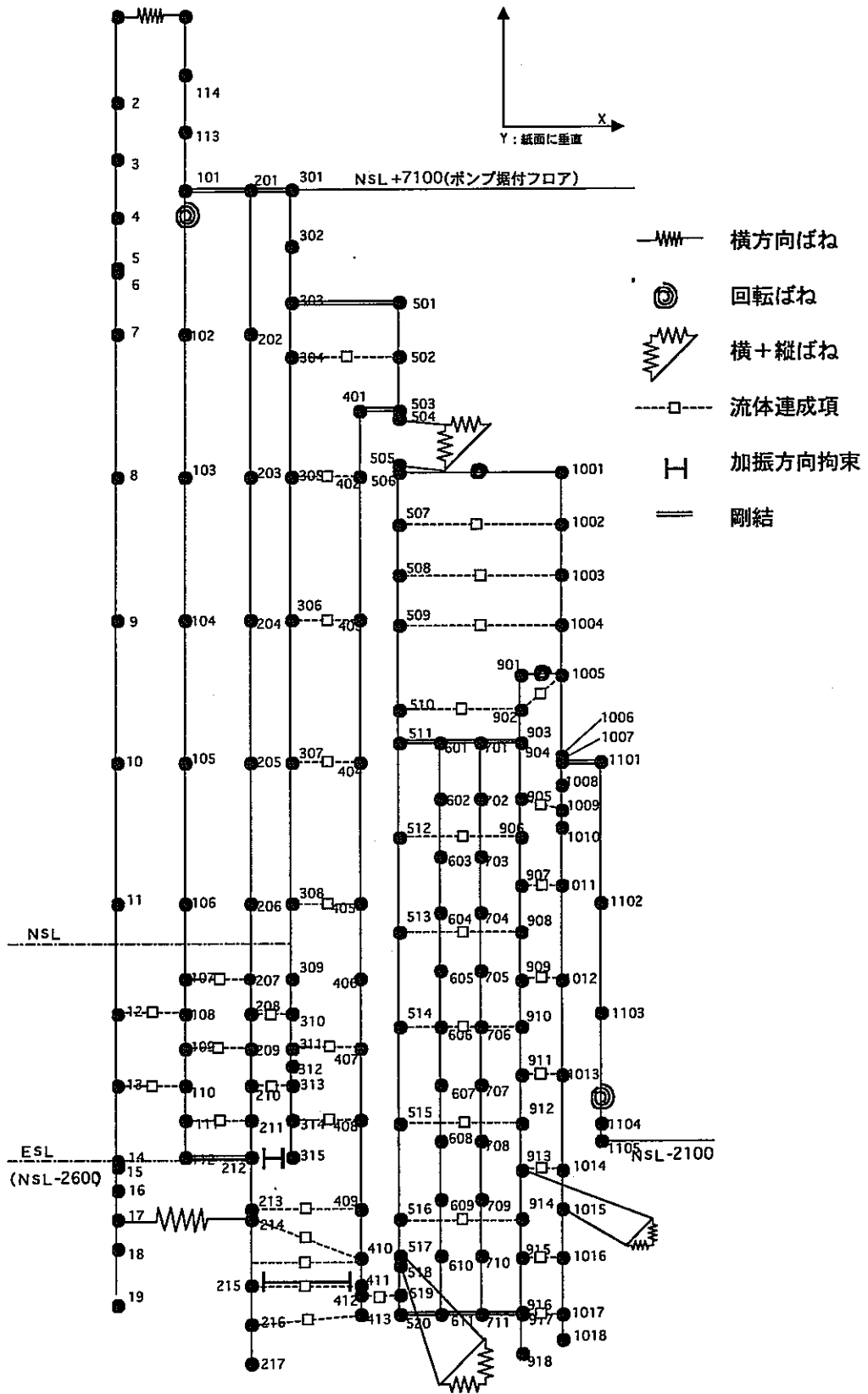


図3.1-1 梁要素によるモデル化概念図 (1)



[大型炉]

図 3.1-2 梁要素によるモデル化概念図 (2)

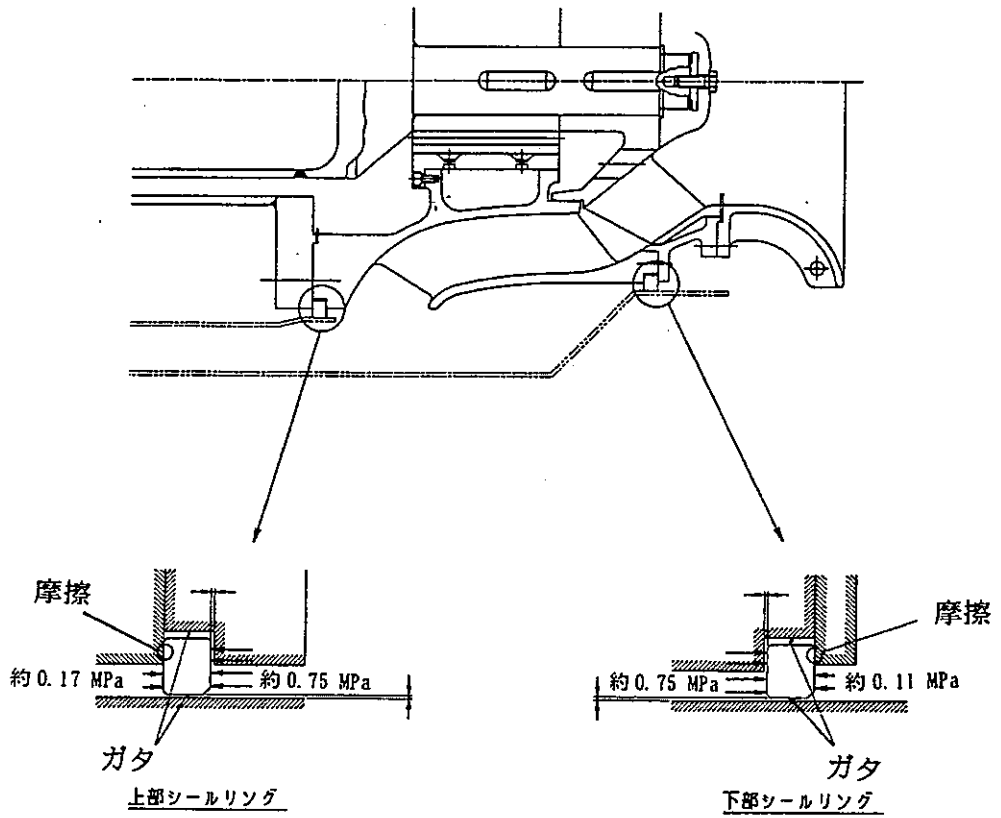


図3.1-3 シールリング部構造

表 3.1-1 基本ケース(大型炉)

項目		基本ケース	
ポンプの機械的励振力		周波数 9.23 [Hz], 釣り合いよさ等級はG6.3 で、機械的励振力は 12416 [N]	
ポンプの流体励振力		周波数 46.2 [Hz], ラジアルスラスト係数はK=0.03 で、流体励振力は 24688 [N]	
シールリングのモデル化方針		加振方向拘束	
ペローズ剛性 [N/m]	カバーガス中	1.0306×10 ⁸ (縦方向)	3.5748×10 ⁸ (横方向)
	シール	1.3150×10 ⁹ (縦方向)	1.5180×10 ¹⁰ (横方向)
	バウンダリ	1.2845×10 ⁹ (縦方向)	1.2000×10 ¹⁰ (横方向)
シュラウド間のギャップ量		図面どおり	
管群のモデル化方針		内シュラウドー外シュラウド間に流体連成を考慮し、伝熱管は管内ナトリウムのみを付加している	
耐震振れ止めの拘束条件		フリー	

表 3.1-2 全体梁モデル解析サーベイ項目(大型炉)

項目	サーベイ条件
ポンプの機械的励振力	釣り合いよさ等級 G16 [※]
	釣り合いよさ等級 G2.5
ポンプの流体励振力	ラジアルスラスト係数 K=0.02
	ラジアルスラスト係数 K=0.04
シールリングのモデル化方針	フリー
	ガタ
	摩擦
ベローズ剛性	10倍
	1/10倍
シュラウド間ギャップ量	ポンプ外側ケーシング-IHX/ポンプ隔壁間のギャップ量を倍にする
	IHX/ポンプ隔壁-フローシュラウド間のギャップ量を倍にする
	フローシュラウド-内シュラウド間のカバーガス領域をナトリウムで満たして連成効果を考慮する [※]
管群のモデル化方針	内シュラウド-外シュラウド間の連成を内シュラウド-全体管に置き換える
	内シュラウド-外シュラウド間の連成をカウントせずに、ナトリウム重量のみをそれぞれのシュラウドに直接付加する。このとき伝熱管には伝熱管自身の排除質量を付加する。
耐震振れ止めの拘束条件	加振方向拘束

※非現実的な条件である

表 3.1-3 各固有振動数 (大型炉) / 基本ケース

次数	周波数 [Hz]	備考
1	3.2614	伝熱管単管が卓越するモード
2	6.2915	外シュラウドが振動するモード
3	7.0564	フローシュラウドから内側が振動するモード
4	8.9844	伝熱管単管が卓越するモード
5	10.935	フローシュラウドから内側が振動するモード
6	13.049	ポンプ軸が卓越するモード
7	13.490	ポンプ軸, 内シュラウドから外側が振動するモード
8	15.694	
9	17.582	伝熱管単管が卓越するモード
10	17.947	
11	19.953	内シュラウドから外側が振動するモード
12	22.034	ポンプ軸が卓越するモード
13	22.762	ポンプ軸, 内シュラウドから外側が振動するモード
14	25.640	IHX/ポンプ隔壁, フローシュラウドが振動するモード
15	28.869	
16	28.932	伝熱管単管が卓越するモード
17	35.793	ポンプ軸が卓越するモード
18	40.121	フローシュラウドから内側が振動するモード
19	42.762	伝熱管単管が卓越するモード
20	44.796	内シュラウドから外側が振動するモード
21	45.542	フローシュラウドから内側が振動するモード
22	48.456	内シュラウドから外側が振動するモード

表 3.1-4 羽根車アンバランスカのサーベイ結果 / 大型炉

		基本ケース (G6.3)		釣り合いよさ等級 G16		釣り合いよさ等級 G2.5	
		応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)
ポンプ	ポンプ	81	271	205	688	32	108
	ケーシング	140	471	355	1195	56	187
IHX	IHX/ポンプ隔壁	107	358	271	910	42	142
	フローシュラウド	136	457	345	1161	54	181
	外シュラウド	8.5	29	22	73	3.4	11
	下部円筒	9.4	31	24	80	3.7	12
	本体胴	10	33	25	85	3.9	13
伝熱管	上部管板	4.4	15	11	38	1.8	5.9
	1本管	65	218	165	554	26	87
	全体管	8.5	29	22	73	3.4	11
	下部管板	8.5	29	22	73	3.4	11

表 3.1-5 流体励振力のサーベイ結果 / 大型炉

		基本ケース (K=0.03)		ラジアルスラスト係数 K=0.04		ラジアルスラスト係数 K=0.02	
		応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)
ポンプ	ポンプ	20	1713	27	2285	14	1142
	ケーシング	1.3	111	1.8	148	0.88	74
IHX	IHX/ポンプ隔壁	1.7	142	2.3	190	1.1	95
	フローシュラウド	1.3	110	1.7	146	0.87	73
	外シュラウド	0.07	5.9	0.093	7.8	0.047	3.9
	下部円筒	0.035	3.0	0.047	3.9	0.023	2.0
	本体胴	0.054	4.5	0.072	6.0	0.036	3.0
伝熱管	上部管板	0.07	5.9	0.093	7.8	0.047	3.9
	1本管	0.11	9.6	0.15	13	0.076	6.4
	全体管	0.075	6.3	0.1	8.5	0.05	4.2
	下部管板	0.037	3.1	0.049	4.1	0.025	2.1

表 3.1-6 シールリングのモデル化方法のサーベイ結果（羽根車アンバランス力） / 大型炉

		羽根車アンバランス力 (12416N, 9.23Hz)							
		基本ケース		フリー		ガタ		摩擦	
		応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)
ポンプ	ポンプ	81	271	131	439	204	4953	107	4953
	ケーシング	140	471	183	614	225	700	37	173
IHX	IHX/ポンプ隔壁	107	358	138	465	162	506	43	177
	フローシュラウド	136	457	141	474	142	424	39	162
	外シュラウド	8.5	29	8.5	28	7.2	24	2.2	12
	下部円筒	9.4	31	9.3	31	7.9	26	2.4	13
	本体胴	10	33	9.3	31	8.4	26	2.5	12
伝熱管	上部管板	4.4	15	4.0	14	3.9	12	1.2	5.6
	1本管	65	218	63	211	8.5	37	3.5	13
	全体管	8.5	29	8.5	28	7.2	24	2.2	12
	下部管板	8.5	29	8.5	28	7.2	24	2.2	12

表 3.1-7 シールリングのモデル化方法サーベイ結果 (流体励振力) / 大型炉

		流体励振力 (24688N, 46.2Hz)							
		基本ケース		フリー		ガタ		摩擦	
		応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)
ポンプ	ポンプ	20	1713	20	1715	16	4787	15	4926
	ケーシング	1.3	111	1.3	106	4.1	145	1.3	101
IHX	IHX/ポンプ隔壁	1.7	142	2.3	197	2.6	81	1.2	90
	フローシュラウド	1.3	110	1.9	159	2.7	97	1.0	76
	外シュラウド	0.07	5.9	0.097	8.2	0.17	6.4	0.071	5.6
	下部円筒	0.035	3.0	0.051	4.3	0.18	7.0	0.080	6.1
	本体胴	0.054	4.5	0.072	6.1	0.17	4.4	0.068	4.3
伝熱管	上部管板	0.07	5.9	0.097	8.2	0.084	1.6	0.035	2.2
	1本管	0.11	9.6	0.16	13	0.17	6.4	0.071	5.6
	全体管	0.075	6.3	0.10	8.7	0.17	6.4	0.071	5.6
	下部管板	0.037	3.1	0.053	4.5	0.17	6.4	0.071	5.6

表 3.1-8 ベローズ剛性のサーベイ結果（羽根車アンバランス力） / 大型炉

		羽根車アンバランス力 (12416N, 9.23Hz)					
		基本ケース		ベローズ剛性 10 倍		ベローズ剛性 1/10 倍	
		応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)
ポンプ	ポンプ	81	271	88	297	68	245
	ケーシング	140	471	147	494	133	448
IHX	IHX/ポンプ隔壁	107	358	105	376	101	340
	フローシュラウド	136	457	143	481	129	433
	外シュラウド	8.5	29	12	39	13	42
	下部円筒	9.4	31	12	40	13	45
	本体胴	10	33	19	62	3.2	11
伝熱管	上部管板	4.4	15	9.3	31	0.37	1.2
	1 本管	65	218	99	334	63	210
	全体管	8.5	29	11	36	13	42
	下部管板	8.5	29	11	36	13	42

表 3.1-9 ベローズ剛性のサーベイ結果（流体励振力） / 大型炉

		流体励振力 (24688N, 46.2Hz)					
		基本ケース		ベローズ剛性 10 倍		ベローズ剛性 1/10 倍	
		応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)
ポンプ	ポンプ	20	1713	20	1722	20	1710
	ケーシング	1.3	111	0.87	73	1.5	129
IHX	IHX/ポンプ隔壁	1.7	142	2.0	171	1.8	150
	フローシュラウド	1.3	110	1.3	112	1.3	111
	外シュラウド	0.07	5.9	0.25	21	0.12	9.7
	下部円筒	0.035	3.0	0.062	5.2	0.12	10
	本体胴	0.054	4.5	0.29	24	0.13	11
伝熱管	上部管板	0.07	5.9	0.14	12	0.024	2.0
	1本管	0.11	9.6	0.14	12	0.13	11
	全体管	0.075	6.3	0.14	12	0.12	9.7
	下部管板	0.037	3.1	0.048	4.0	0.12	9.7

表 3.1-10 シュラウド間ギャップ量(流体連成)サーベイ結果 (羽根車アンバランス力) / 大型炉

		羽根車アンバランス力 (12416N, 9.23Hz)							
		基本ケース		ケース1		ケース2		ケース3	
		応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)
ポンプ	ポンプ	81	271	79	267	40	134	73	245
	ケーシング	140	471	139	467	103	347	19	65
IHX	IHX/ポンプ隔壁	107	358	106	356	79	264	33	112
	フローシュラウド	136	457	135	454	100	337	47	158
	外シュラウド	8.5	29	8.4	28	6.3	21	37	124
	下部円筒	9.4	31	9.3	31	7.0	23	36	122
	本体胴	10	33	9.9	33	7.5	25	36	121
伝熱管	上部管板	4.4	15	4.4	15	3.4	11	23	79
	1本管	65	218	64	217	49	163	81	271
	全体管	8.5	29	8.5	28	6.3	21	36	120
	下部管板	8.5	29	8.5	28	6.3	21	36	120

ケース1 : ポンプケーシング-IHX/ポンプ隔壁間のギャップ量を倍とした流体連成を付加

ケース2 : IHX/ポンプ隔壁-フローシュラウド間のギャップ量を倍とした流体連成を付加

ケース3 : フローシュラウド-内シュラウド間のアルゴンガス部分をナトリウムで置き換えて、流体連成を付加

表 3.1-11 シュラウド間ギャップ量(流体連成)サーベイ結果 (流体励振力) / 大型炉

		流体励振力 (24688N, 46.2Hz)							
		基本ケース		ケース 1		ケース 2		ケース 3	
		応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)
ポンプ	ポンプ	20	1713	20	1714	20	1714	20	1711
	ケーシング	1.3	111	1.6	131	2.1	180	1.2	100
IHX	IHX/ポンプ隔壁	1.7	142	1.3	106	1.8	150	0.24	20
	フローシュラウド	1.3	110	1.5	125	2.0	165	1.0	85
	外シュラウド	0.07	5.9	0.072	6.0	0.11	9.0	0.11	9.3
	下部円筒	0.035	3.0	0.043	3.6	0.066	5.5	0.068	5.8
	本体胴	0.054	4.5	0.065	5.5	0.12	10	0.14	11
伝熱管	上部管板	0.07	5.9	0.072	6.0	0.080	6.7	0.039	3.2
	1本管	0.11	9.6	0.12	10.5	0.15	13	0.063	5.3
	全体管	0.075	6.3	0.080	6.8	0.095	8.0	0.063	5.3
	下部管板	0.037	3.1	0.044	3.7	0.064	5.4	0.063	5.3

ケース 1 : ポンプケーシング-IHX/ポンプ隔壁間のギャップ量を倍とした流体連成を付加

ケース 2 : IHX/ポンプ隔壁-フローシュラウド間のギャップ量を倍とした流体連成を付加

ケース 3 : フローシュラウド-内シュラウド間のアルゴンガス部分をナトリウムで置き換えて、流体連成を付加

表 3.1-12 伝熱管群のモデル化方法サーベイ結果（羽根車アンバランス力） / 大型炉

		羽根車アンバランス力 (12416N, 9.23Hz)					
		基本ケース		流体連成効果を伝熱管に付加		流体連成効果を考慮しない	
		応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)
ポンプ	ポンプ	81	271	81	271	80	271
	ケーシング	140	471	140	471	140	470
IHX	IHX/ポンプ隔壁	107	358	106	358	106	358
	フローシュラウド	136	457	136	457	136	457
	外シュラウド	8.5	29	8.6	29	9.0	30
	下部円筒	9.4	31	9.5	32	9.8	33
	本体胴	10	33	9.9	33	10	34
伝熱管	上部管板	4.4	15	4.4	15	4.3	15
	1本管	65	218	65	220	9.3	31
	全体管	8.5	29	8.6	29	9.0	30
	下部管板	8.5	29	8.6	29	9.0	30

表 3.1-13 伝熱管群のモデル化方法サーベイ結果 (流体励振力) / 大型炉

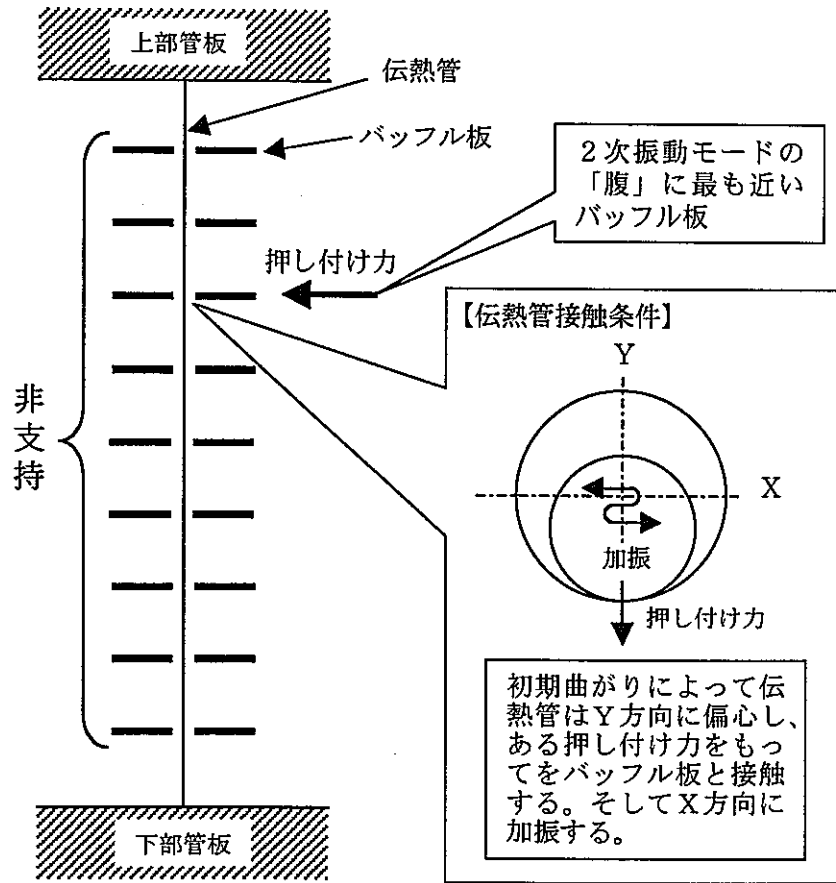
		流体励振力 (24688N, 46.2Hz)					
		基本ケース		流体連成効果を伝熱管に付加		流体連成効果を考慮しない	
		応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)
ポンプ	ポンプ	20	1713	20	1713	20	1713
	ケーシング	1.3	111	1.3	111	1.3	111
IHX	IHX/ポンプ隔壁	1.7	142	1.7	142	1.7	142
	フローシュラウド	1.3	110	1.3	109	1.3	110
	外シュラウド	0.07	5.9	0.069	5.8	0.06	5.1
	下部円筒	0.035	3.0	0.051	4.3	0.036	3.0
	本体胴	0.054	4.5	0.055	4.6	0.046	3.8
伝熱管	上部管板	0.07	5.9	0.069	5.8	0.06	5.1
	1本管	0.11	9.6	0.12	10	0.06	5.1
	全体管	0.075	6.3	0.070	5.9	0.068	5.7
	下部管板	0.037	3.1	0.051	4.3	0.036	3.1

表 3.1-14 耐震振れ止めの拘束条件サーベイ結果（羽根車アンバランス力） / 大型炉

		羽根車アンバランス力 (12416N, 9.23Hz)			
		基本ケース		加振方向拘束	
		応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)
ポンプ	ポンプ	81	271	90	318
	ケーシング	140	471	18	59
IHX	IHX/ポンプ隔壁	107	358	15	51
	フローシュラウド	136	457	17	56
	外シュラウド	8.5	29	16	54
	下部円筒	9.4	31	17	57
	本体胴	10	33	16	55
伝熱管	上部管板	4.4	15	2.8	9.5
	1本管	65	218	64	217
	全体管	8.5	29	16	54
	下部管板	8.5	29	16	54

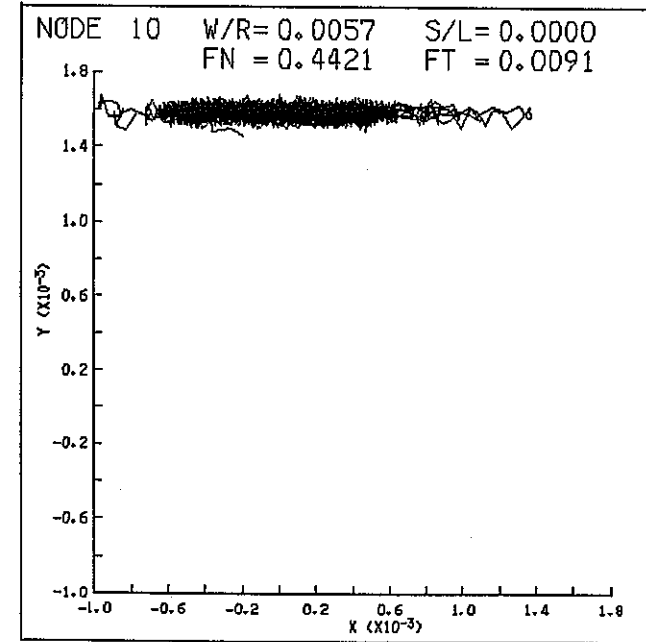
表 3.1-15 耐震振れ止めの拘束条件サーベイ結果 (流体励振力) / 大型炉

		流体励振力 (24688N, 46.2Hz)			
		基本ケース		加振方向拘束	
		応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)
ポンプ	ポンプ	20	1713	20	1715
	ケーシング	1.3	111	1.9	163
IHX	IHX/ポンプ隔壁	1.7	142	2.2	185
	フローシュラウド	1.3	110	1.8	155
	外シュラウド	0.07	5.9	0.59	49
	下部円筒	0.035	3.0	0.65	55
	本体胴	0.054	4.5	0.62	52
伝熱管	上部管板	0.07	5.9	0.17	15
	1本管	0.11	9.6	0.78	66
	全体管	0.075	6.3	0.59	49
	下部管板	0.037	3.1	0.59	49



【伝熱管支持条件】

- 2次モード(固有値: 9.092Hz)
- 9.23Hz (アンバランス量) で加振
(アンバランス量動数に最も近い固有値を有する支持条件)

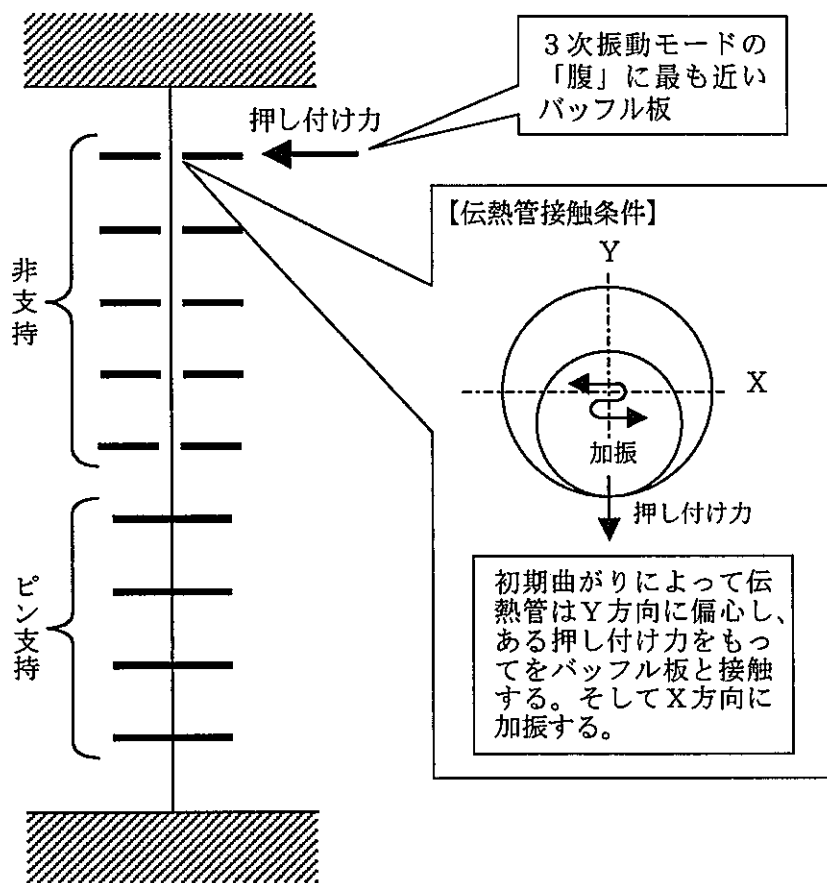


IHX PUMP 1-TUBE RYU-F1 H14/01/15

【ワークレート解析リサージュ図】

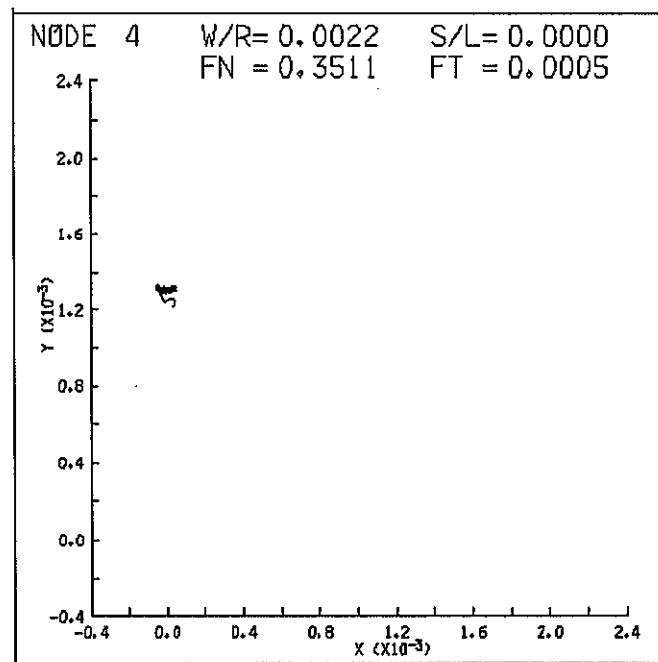
- W/R: ワークレート [kgf・mm/s]
- S/L: すべり量 [mm]
- FN: 半径方向最大荷重 [kgf]
- FT: 接線方向最大荷重 [kgf]

図3.2-1 アンバランス力による最大ワークレート (大型炉)



【伝熱管支持条件】

- ・ 3次モード(固有値: 46.097Hz)
- ・ 46.2Hz (流体励振力) で加振 (流体励振力振動数に最も近い固有値を有する支持条件)



IHX PUMP 1-TUBE RYU-F1 H14/01/15

【ワークレート解析リサージュ図】

- W/R: ワークレート [kgf・mm/s]
- S/L: すべり量 [mm]
- FN: 半径方向最大荷重 [kgf]
- FT: 接線方向最大荷重 [kgf]

図3.2-2 流体励振力による最大ワークレート (大型炉)

表 3.2-1 伝熱管に作用するワークレートと摩耗量深さ (大型炉)

項目	評価値/物性値	備考
流量 (m ³ /min)	636	
揚程/有効吸込ヘッド (mN a)	76/25	
ポンプ回転速度 (rpm)	554	
アンバランス励振力 (N)	12416	
アンバランス励振力周波数 (Hz)	9.23	
流体励振力 (N)	24688	
流体励振力周波数 (Hz)	46.2	
アンバランス励振力による ワークレート (Nmm/sec)	0.056	図 3.2-1 参照
流体励振力による ワークレート (Nmm/sec)	0.022	図 3.2-2 参照
管外流れによる ワークレート (Nmm/sec)	1.00	(実証炉 IHX での検討結果による)
ワークレートの合計 (Nmm/sec)	1.078 (このうち 0.078 がポンプ回転振動に起因する分)	
運転時間	60年×0.92	稼働率を 92%とした
比摩耗量 (参考) (m ³ /Nm)	2.13×10 ⁻¹⁴	2-1/4Cr-1Mo 鋼 (at 550°C) のデータを用いた
摩耗体積 (mm ³)	40.00	
摩耗深さ (mm)	0.138	
伝熱管肉厚余裕 (許容摩耗深さ) (mm)	0.255 (注) (最小肉厚 1.1mm)	耐外圧必要板厚 0.6mm ナトリウム腐食代 0.23mm 摺動摩耗代 0.015mm

(注) ナトリウム中の腐食代は、1次側を稼働時 550°C、5ppm-O₂、停止時 200°C、5ppm-O₂ とし、2次側を稼働時 520°C、10ppm-O₂、停止時 200°C、10ppm-O₂ として 2 1/4Cr-1 Mo 鋼の式で算出した (60年寿命で1次側 0.08mm、2次側 0.15mm)。

摺動摩耗代は実証炉 IHX 伝熱管の設定値 0.01mm を 1.5 倍した。

耐外圧必要板厚は、ナトリウム-水反応圧力を 1.5MPa とし、 $B = AE / 2$ ($E = 1700000\text{MPa}$) で無限長円筒の耐外圧必要板厚の式から算出した。

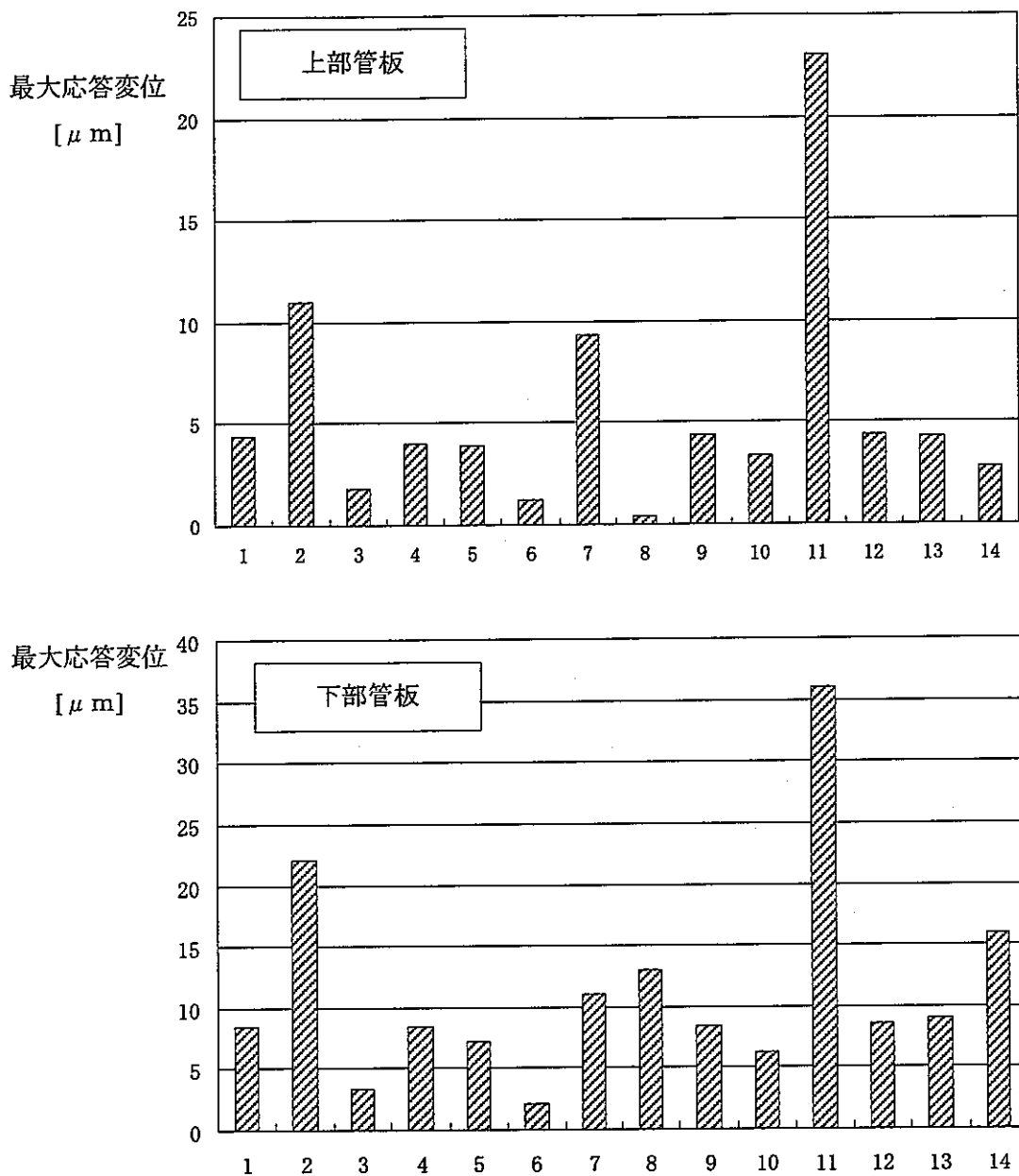


図 3.4-1 (1/2) 大型炉：各条件における上下管板の最大応答(アンバランス力)

グラフ上の横軸番号の内容を以下に示す。

- | | |
|---------------|---------------------------|
| 1：基本ケース | 8：ペローズ剛性 1/10 倍 |
| 2：G16 | 9：シュラウド間ギャップ量 (ケース 1) |
| 3：G2.5 | 10：シュラウド間ギャップ量 (ケース 2) |
| 4：シールリングフリー | 11：シュラウド間ギャップ量 (ケース 3) |
| 5：シールリングガタ | 12：流体連成効果を伝熱管に付加 |
| 6：シールリング摩擦 | 13：内-外シュラウド間の流体連成効果を考慮しない |
| 7：ペローズ剛性 10 倍 | 14：耐震振れ止めの加振方向を拘束 |

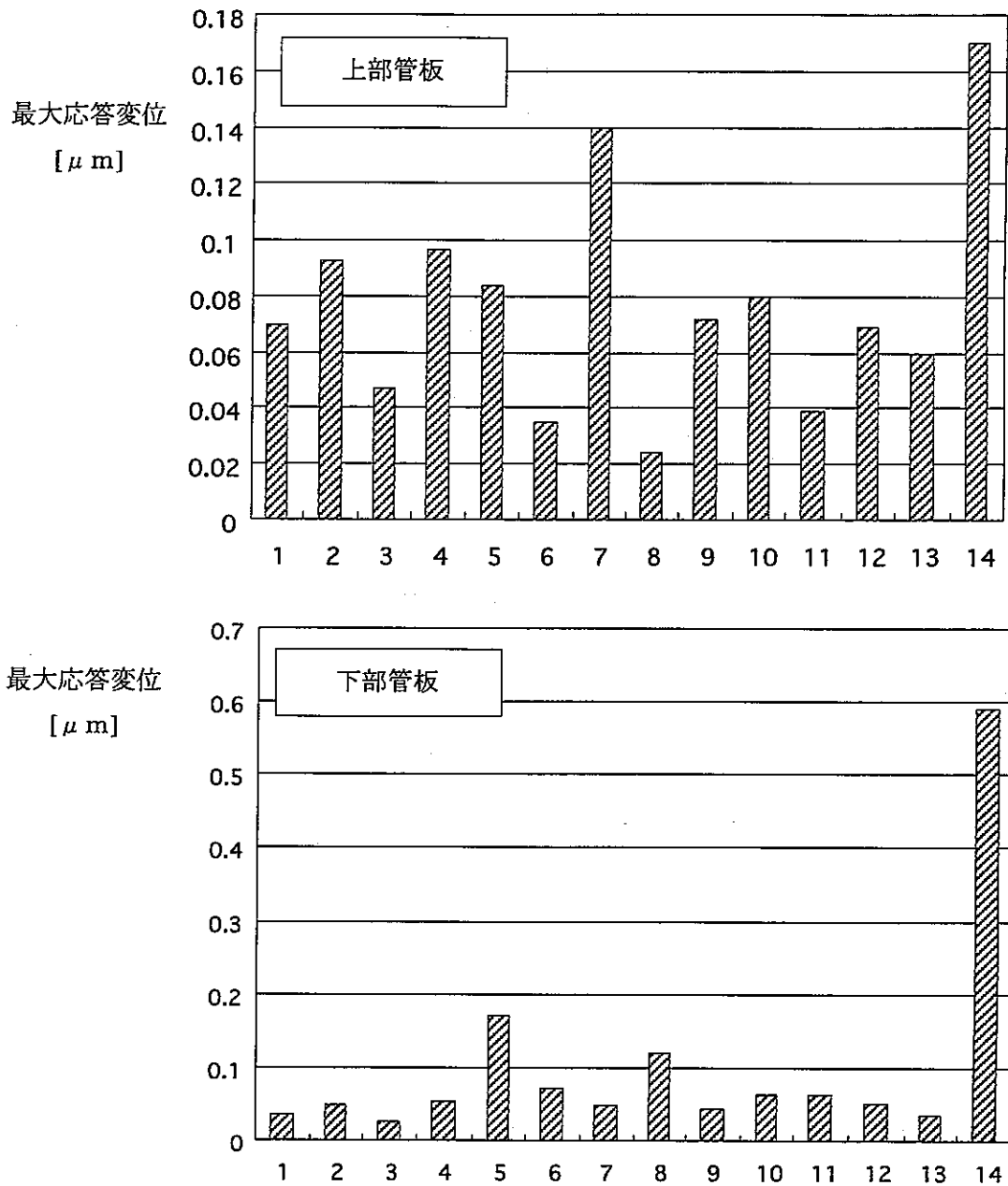


図 3.4-1 (2/2) 大型炉：各条件における上下管板の最大応答(流体励振力)

グラフ上の横軸番号の内容を以下に示す。

- | | |
|-----------------|-----------------------------|
| 1 : 基本ケース | 8 : ベローズ剛性 1/10 倍 |
| 2 : $K=0.04$ | 9 : シュラウド間ギャップ量 (ケース 1) |
| 3 : $K=0.02$ | 10 : シュラウド間ギャップ量 (ケース 2) |
| 4 : シールリングフリー | 11 : シュラウド間ギャップ量 (ケース 3) |
| 5 : シールリングガタ | 12 : 流体連成効果を伝熱管に付加 |
| 6 : シールリング摩擦 | 13 : 内-外シュラウド間の流体連成効果を考慮しない |
| 7 : ベローズ剛性 10 倍 | 14 : 耐震振れ止めの加振方向を拘束 |

4. 中型炉の IHX/ポンプ合体機器評価

4.1 振動解析

(1) 基本条件パラメータサーベイ項目

本節では中型炉の合体機器を対象として振動応答やワークレート解析に影響を与えると考えられるモデル化や解析条件についてパラメータサーベイを実施する。図 4.1-1 図 4.1-2 に梁モデルの概念図を示す。

[基本条件]

① アンバランス力

アンバランス量： $M = G \times 9.55 \times 10^3 \times W / N = 2.461$ (kg・m)

アンバランス力： $F = M \times (2 \pi N / 60)^2 = 9716$ (N)

釣合いよさ等級は大型炉の基本ケースと同じ G6.3 とした。

G：釣合いよさ

W：軸系重量 2.454×10^4 (kg)

N：ポンプ回転数 600 (rpm)

周波数はポンプの回転数より 10.0Hz とする。

② 流体励振力

流体励振力： $F_r = K \times \gamma \times H \times D \times B$ と表される。

K：ラジアルスラスト係数（実験値であり、データがないため類似ポンプの値より基本ケースの値を静的係数・動的係数共に 0.03 とする）

γ ：流体の比重量 860 (kg/m³)

H：ポンプ揚程 80 (m)

D：羽根車径 1.583 (m)

B：羽根車幅 0.59 (m)

以上より、基本ケースの静的・動的励振力は共に $F_r = 18789$ (N) となる。周波数はポンプ回転数及び案内羽根枚数より $10.0 \times 5 = 50.0$ (Hz) とする。

[パラメータ範囲]

① シールリングのモデル化方法（2ケース）

基本ケースでは、シールリングは加振方向に拘束とし、サーベイ条件としては、フリーの条件を選定する。

② ベローズ剛性 (3 ケース)

基本ケースの全ベローズの値に対してそれぞれ 10 倍, 1/10 倍の値をサーベイ条件とする。

③ 耐震振れ止めの拘束条件 (2 ケース)

基本ケースではフリーとし、サーベイ条件としては加振方向に拘束する。括弧内は基本ケースを含むケース数を示す。基本ケース及びサーベイ項目をそれぞれ表 3.1-1, 表 3.1-2 に示す。

(2) 振動解析結果

基本ケースの固有振動数、固有振動モードを表 4.1-3 に示す。また、パラメータサーベイによる周波数応答解析の結果を表 4.1-4～表 4.1-9 に示す。表は各構造(梁)における最大応答変位を示しており、同一点において応答加速度も最大である。それぞれのサーベイ結果について基本ケースとの比較を以下に示す。

① シールリングのモデル化方法 (表 4.1-4、表 4.1-5)

・ アンバランス力に対する応答

励振周波数付近に基本ケースと大きく異なる固有振動モードがなく、上部管板の応答値が若干大きくなっている。

・ 流体励振力に対する応答

23 次モードが励振周波数に近いことにより、全体的にやや応答値が大きくなっている。

② ベローズ剛性 (表 4.1-6、表 4.1-7)

(a) 剛性 10 倍

アンバランス力及び流体励振力ともに、励振周波数付近に基本ケースと大きく異なる固有振動モードがない。しかし、カバーガス中ベローズの剛性が上がったことにより振動が伝達しやすくなり、内シュラウドから外側の応答値が大きくなっている。

(b) 剛性 1/10 倍

・ アンバランス力に対する応答

励振周波数付近で基本ケースと異なる固有振動モードとして、外シュラウドがよく振れる 5 次モードが存在し、励振周波数に近接している。このため応答値は上部管板は大きくなっているが、全体としては小さくなっている。

- ・ 流体励振力に対する応答

励振周波数付近に基本ケースと大きく異なる固有振動モードがないが、基本ケースの 21 次モードが励振周波数付近からなくなっている。応答値は上部管板が小さくなっているが、全体的にほとんど変化はみられない。

③耐震振れ止めの拘束条件（表 4.1-8、表 4.1-9）

- ・ アンバランス力に対する応答

励振周波数付近に基本ケースと大きく異なる固有振動モードがないが、基本ケースの 5 次モードが励振周波数付近からなくなっている。応答値は、特に内シュラウドから外側とポンプが大きくなっている。ポンプケーシング，IHX/ポンプ隔壁，フローシュラウドの応答値を基本ケースと比較すると、かなり小さくなっている。

- ・ 流体励振力に対する応答

励振周波数付近で基本ケースと異なる固有振動モードとして、19 次モード，20 次モードが存在する。応答値は、特に内シュラウドから外側が大きくなっている。ポンプケーシング，IHX/ポンプ隔壁，フローシュラウドの応答値を基本ケースと比較すると、かなり小さくなっている。

(3) まとめ

大型炉の場合と同様に今回パラメータサーベイを実施した範囲において、各ケースで応答が変化しているが伝熱管摩耗に対して特に大きな影響のあるケースは存在しない。

応答が変化する要因として、構造的な振動伝達経路及び励振周波数とそれに近い固有振動モードの関係が考えられ、両者が影響し合っている為、応答値は個々のケースに依存する。

各部の応答のうち、伝熱管摩耗に最も影響を与える部分は上下管板であると考えられるので、上下管板の応答値に着目した評価を 4.3 節に示す。

4.2 ワークレート解析

(1) 解析条件

伝熱管の支持条件や励振力が伝熱管摩耗に与える影響を評価するため、これらをパラメータとしたワークレート解析を実施した。

解析は大型炉/合体機器の場合と同様に以下の項目に着目してサーベイした。

- ・ バッフル板の支持箇所
- ・ バッフル板と伝熱管の接触条件
- ・ 押付け力及び励振力

中型炉/合体機器の場合、ポンプ励振力の周波数は 10.0Hz（アンバランス力）及び 50.0Hz（流体励振力）であり、この周波数付近で固有値を持つバッフル板支持条件をサーベイした。また、伝熱管とバッフル板の接触条件についても大型炉で検討したように最大ワークレートが発生する条件をサーベイした。中型炉の場合の押付け力は伝熱管に 1/1000（許容値）の曲がりがあると想定し、曲がりに相当するたわみを生じさせる力（4.63N）を最大条件とした。

(2) 解析結果

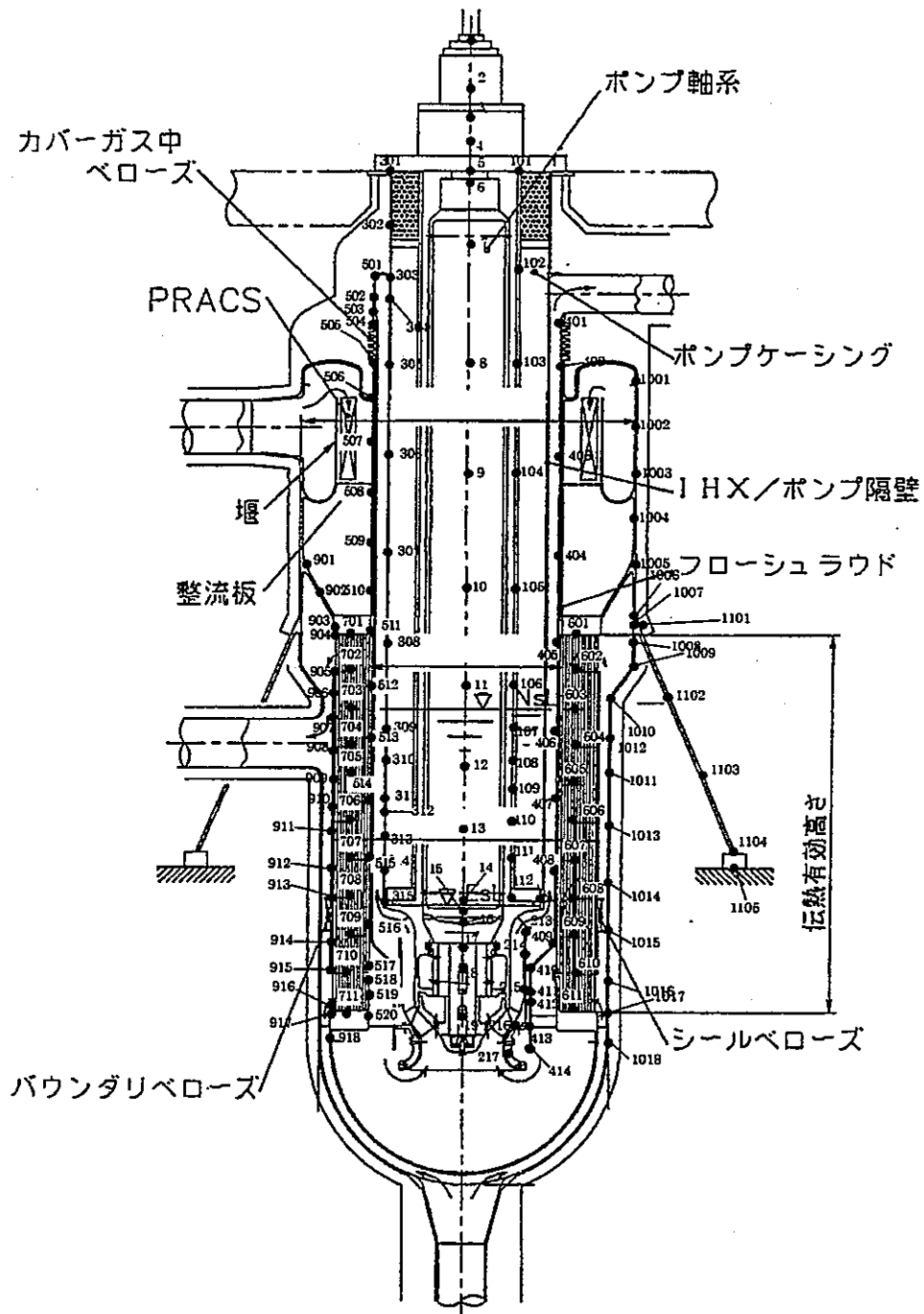
アンバランス力及び流体励振力について最もワークレートが大きくなる条件と解析結果（伝熱管のリサージュ及びワークレートの値）をそれぞれ図 4.2-1、図 4.2-2 に示す。流体励振力のワークレートは大型炉の 2.5 倍程度の結果となっているが、着目している伝熱管固有モードの違いや押付け力の差、伝熱管長さの違いなどにより差異が生じたと考えられる。

今回実施した解析条件において、図 4.2-1、図 4.2-2 に示すアンバランス力及び流体励振力によるワークレートが最大値となるケースを組み合わせると $0.042 + 0.138 = 0.180$ (Nmm/s) となる。このワークレートに、比摩耗量データ（2-1/4Cr-1Mo 鋼値）を乗じて摩耗量を算出した結果を表 4.2-1 に示す。表 3.2-1 に示すように伝熱管の摩耗深さは 0.151mm 以下と評価され、ポンプ振動による摩耗深さは伝熱管肉厚余裕（0.255mm）に対して裕度があるという結果が得られた。

4.3 成立性範囲の検討

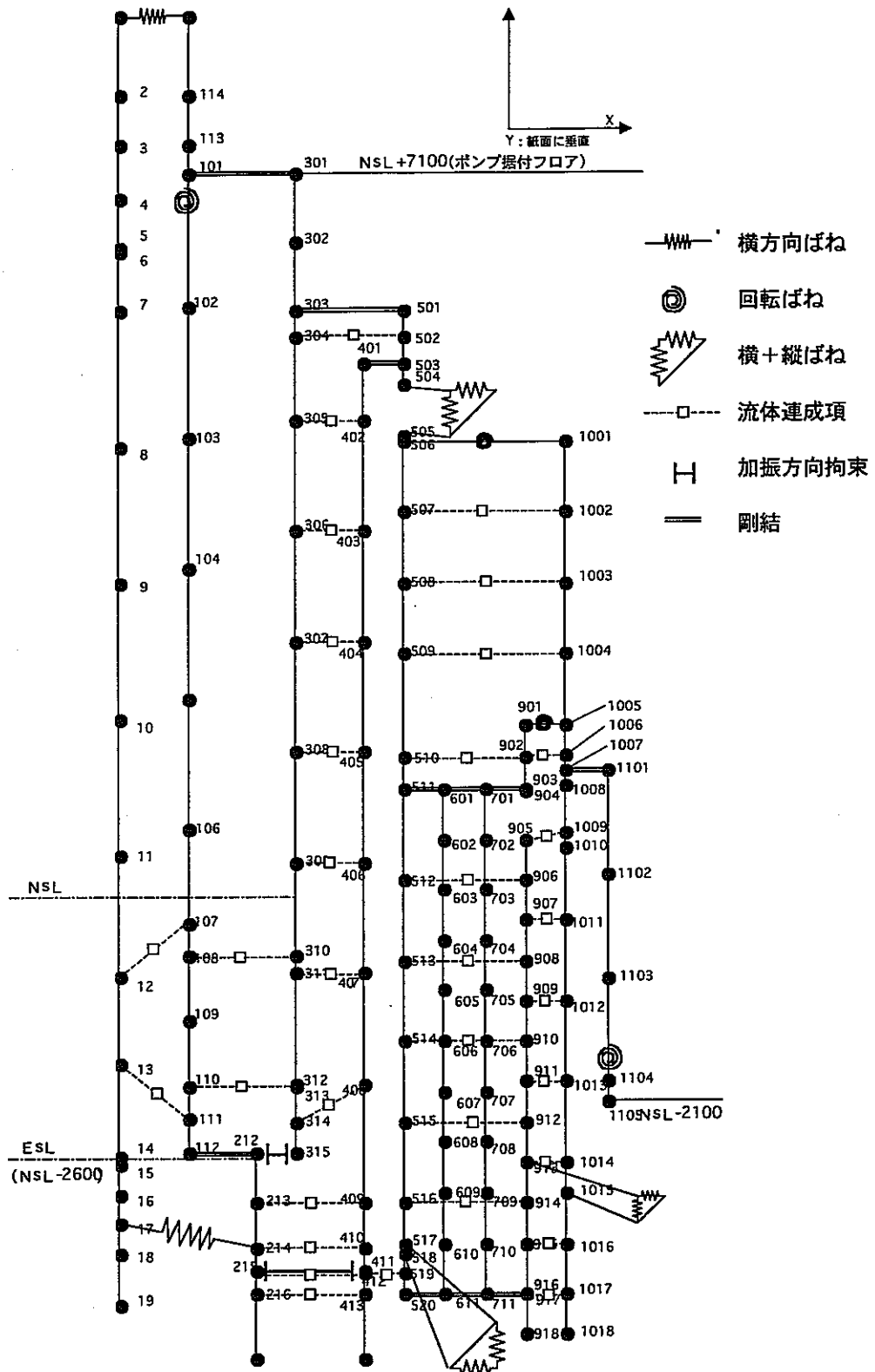
伝熱管の摩耗に直接影響を与える部位は上下管板の振動である。今回行った全体系梁モデルにおける応答解析のパラメータサーベイの範囲において、上下管板の最大応答変位を各サーベイ条件について比較したものを図 4.3-1(1/2),(2/2)に示す。

上下管板の応答値が大きいと摩耗解析における励振力が大きくなり、摩耗量も大きくなると考えられる。4.2 節で最もワークレートが大きい値を得たケースは流体励振力によるものであり、流体励振力に対して基本ケースより大きいものでも応答値は 2～3 倍程度であった。この程度の大きさであれば、今回サーベイした範囲では伝熱管摩耗に対して十分な裕度があると考えられる。



[中型炉]

図 4.1-1 梁要素によるモデル概念図(1)



[中型炉]

図 4.1-2 梁要素によるモデル化概念図(2)

表 4.1-1 基本ケース / 中型炉

項目		基本ケース	
ポンプの機械的励振力		周波数 10.0 [Hz], 釣り合いよさ等級はG6.3 で、機械的励振力は 9716 [N]	
ポンプの流体励振力		周波数 50.0 [Hz], ラジアルスラスト係数はK=0.03 で、流体励振力は 18789 [N]	
シールリングのモデル化方針		加振方向拘束	
ベローズの剛性 [N/m]	カバーガス中	7.6625×10^7 (縦方向)	2.0034×10^8 (横方向)
	シール	9.9811×10^9 (縦方向)	8.7929×10^9 (横方向)
	バウンダリ	9.1058×10^9 (縦方向)	6.0831×10^9 (横方向)
シュラウド間のギャップ量		図面どおり	
管群のモデル化方針		内シュラウド-外シュラウド間に流体連成を考慮し、伝熱管は管内ナトリウムとバッフル板を付加。	
耐震振れ止めの拘束条件		フリー	

表 4.1-2 全体梁モデル解析サーベイ項目 / 中型炉

項目	サーベイ条件
シールリングのモデル化方針	フリー
ベローズの剛性	10 倍
	1/10 倍
耐震振れ止めの拘束条件	加振方向拘束

表 4.1-3 各固有振動数 (中型炉)

次数	周波数 [Hz]	備考
1	4.6902	伝熱管単管が卓越するモード
2	6.1210	外シュラウドが振動するモード
3	6.3049	フローシュラウドから内側が振動するモード
4	8.6977	IHX/ポンプ隔壁, フローシュラウドが振動するモード
5	11.194	ポンプ軸, 内シュラウドから外側が振動するモード
6	11.499	ポンプ軸が卓越するモード
7	12.919	伝熱管単管が卓越するモード
8	19.212	フローシュラウドから内側が振動するモード
9	20.120	内シュラウドから外側が振動するモード
10	22.937	ポンプ軸が卓越するモード
11	23.535	内シュラウドから外側が振動するモード
12	25.276	伝熱管単管が卓越するモード
13	27.372	
14	28.272	
15	33.189	ポンプ軸が卓越するモード
16	36.033	外シュラウド・本体胴が振動するモード
17	37.176	フローシュラウドから内側が振動するモード
18	41.582	伝熱管単管が卓越するモード
19	41.705	フローシュラウドから内側が振動するモード
20	45.517	フローシュラウドから内側が振動するモード
21	47.976	内シュラウドから外側が振動するモード
22	49.471	フローシュラウドから内側が振動するモード
23	57.605	フローシュラウドから内側が振動するモード

表 4.1-4 シールリングモデル化方法のサーベイ結果（羽根車アンバランス力） / 中型炉

		羽根車アンバランス力 (9716N, 10.0Hz)			
		基本ケース		フリー	
		応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)
ポンプ	ポンプ	81	319	78	309
	ケーシング	118	466	117	462
IHX	IHX/ポンプ隔壁	97	382	98	386
	フローシュラウド	120	474	114	450
	外シュラウド	9.1	36	7.7	30
	下部円筒	8.5	34	8.3	33
	本体胴	2.7	10	2.9	11
伝熱管	上部管板	0.067	0.27	0.15	0.61
	1本管	7.9	31	7.7	30
	全体管	7.9	31	7.7	30
	下部管板	7.9	31	7.7	30

表 4.1-5 シールリングモデル化方法のサーベイ結果（流体励振力） / 中型炉

		流体励振力 (18789N, 50.0Hz)			
		基本ケース		フリー	
		応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)
ポンプ	ポンプ	15	1471	15	1476
	ケーシング	5.7	563	6.5	641
IHX	IHX/ポンプ隔壁	5.9	582	6.1	598
	フローシュラウド	5.7	558	6.1	605
	外シュラウド	0.22	22	0.26	25
	下部円筒	0.23	23	0.28	27
	本体胴	0.21	21	0.25	24
伝熱管	上部管板	0.20	19	0.20	20
	1本管	0.22	22	0.24	24
	全体管	0.23	23	0.25	25
	下部管板	0.21	20	0.24	24

表 4.1-6 ベローズ剛性のサーベイ結果（羽根車アンバランス力） / 中型炉

		羽根車アンバランス力 (9716N, 10.0Hz)					
		基本ケース		ベローズ剛性 10 倍		ベローズ剛性 1/10 倍	
		応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)
ポンプ	ポンプ	81	319	84	333	80	314
	ケーシング	118	466	121	479	117	462
IHX	IHX/ポンプ隔壁	97	382	99	389	96	380
	フローシュラウド	120	474	123	486	119	471
	外シュラウド	9.1	36	11	43	8.4	33
	下部円筒	8.5	34	10	39	5.5	22
	本体胴	2.7	10	7.1	28	0.60	2.4
伝熱管	上部管板	0.067	0.27	1.8	7.2	0.59	2.3
	1 本管	7.9	31	9.2	36	5.2	20
	全体管	7.9	31	9.1	36	5.2	20
	下部管板	7.9	31	9.1	36	5.2	20

表 4.1-7 ベローズ剛性のサーベイ結果 (流体励振力) / 中型炉

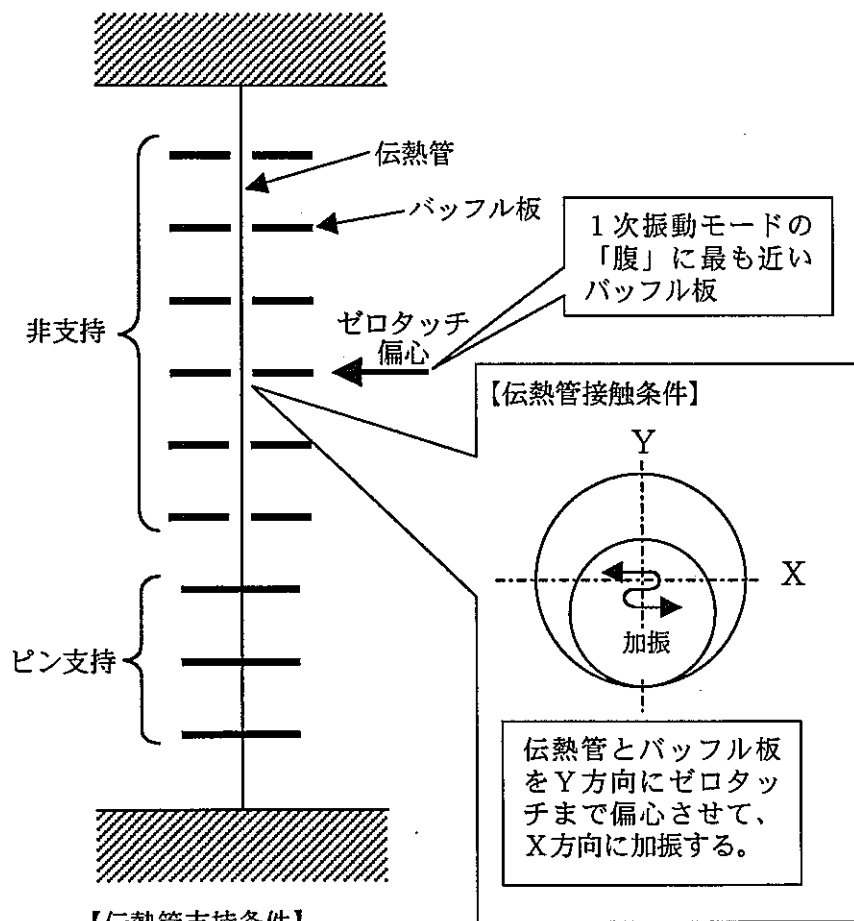
		流体励振力 (18789N, 50.0Hz)					
		基本ケース		ベローズ剛性 10 倍		ベローズ剛性 1/10 倍	
		応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)
ポンプ	ポンプ	15	1471	15	1484	15	1475
	ケーシング	5.7	563	1.3	132	4.9	484
IHX	IHX/ポンプ隔壁	5.9	582	1.8	178	4.7	469
	フローシュラウド	5.7	558	1.8	180	4.9	479
	外シュラウド	0.22	22	0.68	67	0.25	25
	下部円筒	0.23	23	0.24	23	0.25	25
	本体胴	0.21	21	0.76	75	0.18	17
伝熱管	上部管板	0.20	19	0.68	67	0.039	3.8
	1 本管	0.22	22	0.68	67	0.21	21
	全体管	0.23	23	0.68	67	0.21	21
	下部管板	0.21	20	0.14	14	0.21	21

表 4.1-8 耐震振れ止め拘束条件のサーベイ結果（羽根車アンバランス力） / 中型炉

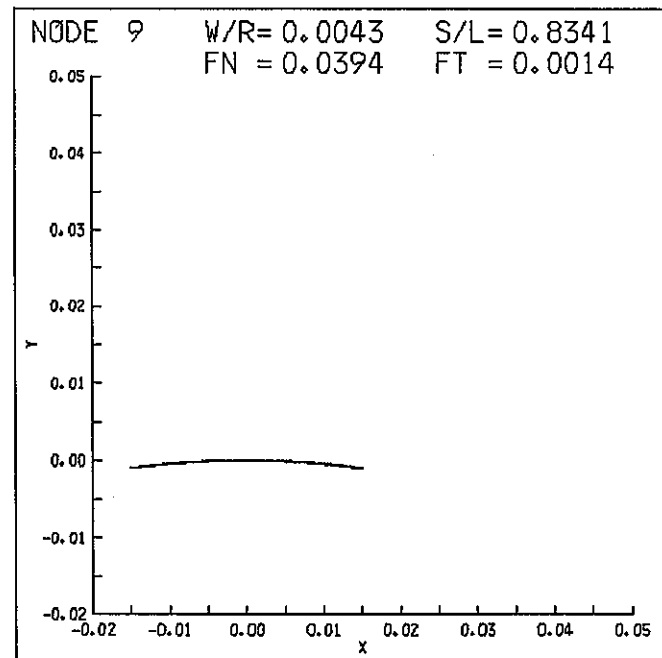
		羽根車アンバランス力 (9716N, 10.0Hz)			
		基本ケース		加振方向拘束	
		応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)
ポンプ	ポンプ	81	319	149	589
	ケーシング	118	466	16	63
IHX	IHX/ポンプ隔壁	97	382	10	41
	フローシュラウド	120	474	14	57
	外シュラウド	9.1	36	15	58
	下部円筒	8.5	34	14	54
	本体胴	2.7	10	14	54
伝熱管	上部管板	0.067	0.27	1.4	5.5
	1本管	7.9	31	13	51
	全体管	7.9	31	13	51
	下部管板	7.9	31	13	51

表 4.1-9 耐震振れ止め拘束条件のサーベイ結果（流体励振力） / 中型炉

		流体励振力 (18789N, 50.0Hz)			
		基本ケース		加振方向拘束	
		応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)	応答変位 (μm)	応答加速度 (mm/s^2)
ポンプ	ポンプ	15	1471	15	1499
	ケーシング	5.7	563	1.2	120
IHX	IHX/ポンプ隔壁	5.9	582	1.9	189
	フローシュラウド	5.7	558	1.8	181
	外シュラウド	0.22	22	0.43	42
	下部円筒	0.23	23	0.42	41
	本体胴	0.21	21	0.43	42
伝熱管	上部管板	0.20	19	0.10	10
	1本管	0.22	22	0.39	38
	全体管	0.23	23	0.39	38
	下部管板	0.21	20	0.39	38



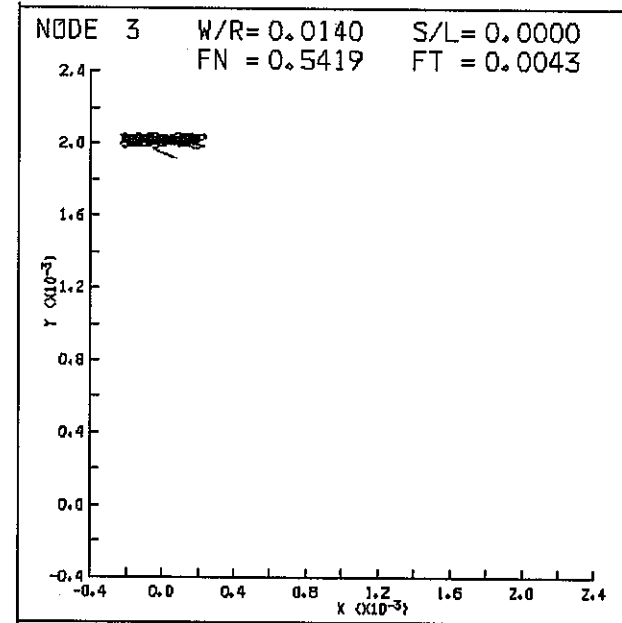
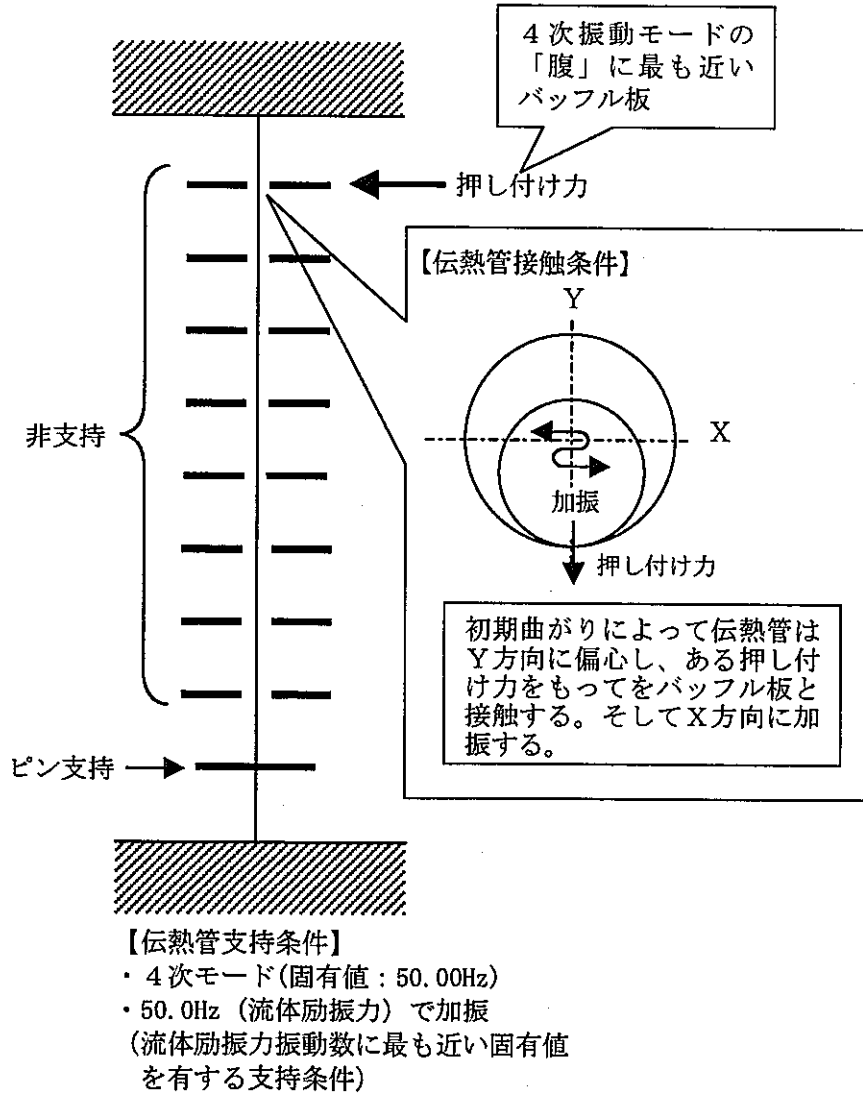
- 【伝熱管支持条件】
- ・ 1次モード(固有値: 9.013Hz)
 - ・ 10.0Hz (アンバランス量) で加振
(アンバランス量振動数に最も近い固有値を有する支持条件)



IHX PUMP 1-TUBE RYU-F1 H14/01/15

- 【ワークレート解析リサージュ図】
- W/R: ワークレート [kgf・mm/s]
 - S/L: すべり量 [mm]
 - FN: 半径方向最大荷重 [kgf]
 - FT: 接線方向最大荷重 [kgf]

図4.2-1 アンバランス量による最大ワークレート (中型炉)



IHX PUMP 1-TUBE RYU-F1 H14/01/15

【ワークレート解析リサージュ図】
W/R: ワークレート [kgf・mm/s]
S/L: すべり量 [mm]
FN: 半径方向最大荷重 [kgf]
FT: 接線方向最大荷重 [kgf]

図4.2-2 流体励振力による最大ワークレート (中型炉)

表 4.2-1 伝熱管に作用するワークレートと摩耗深さ（中型炉 50MWe）

項目	評価値／物性値	備考
流量 (m ³ /min)	212	
揚程／有効吸込ヘッド (mNa)	80/25	
ポンプ回転速度 (rpm)	600	
アンバランス励振力 (N)	9716	
アンバランス励振力周波数 (Hz)	10.0	
流体励振力 (N)	18789	
流体励振力周波数 (Hz)	50.0	
アンバランス励振力による ワークレート (Nmm/s)	0.042	図 4.2-1 参照
流体励振力による ワークレート (Nmm/s)	0.138	図 4.2-2 参照
管外流れによる ワークレート (Nmm/s)	1.00	
ワークレートの合計 (Nmm/s)	1.180 (このうち 0.180 がポンプ回転振動に起因する分)	
運転時間	60年×0.92	稼働率を 92%とした
比摩耗量 (参考) (m ³ /Nm)	2.13×10 ⁻¹⁴	2 1/4 Cr-1Mo 鋼 (at 550°C) のデータを用いた
摩耗体積 (mm ³)	43.78	
摩耗深さ (mm)	0.151	
伝熱管肉厚余裕 (許容摩耗深さ) (mm)	0.255 (注) (最小肉厚 1.1mm)	耐外圧必要板厚 0.6mm ナトリウム腐食代 0.23mm 摺動摩耗代 0.015mm

(注) ナトリウム中の腐食代は、1次側を稼働時 550°C、5ppm-O₂、停止時 200°C、5ppm-O₂ とし、2次側を稼働時 520°C、10ppm-O₂、停止時 200°C、10ppm-O₂ として 2-1/4Cr-1Mo 鋼の式で算出した (60年寿命で1次側 0.08mm、2次側 0.15mm)。

摺動摩耗代は実証炉 I HX 伝熱管の設定値 0.01mm を 1.5 倍した。

耐外圧必要板厚は、ナトリウム-水反応圧力を 1.5MPa とし、 $B = AE / 2$ ($E = 1700000\text{MPa}$) で無限長円筒の耐外圧必要板厚の式から算出した。

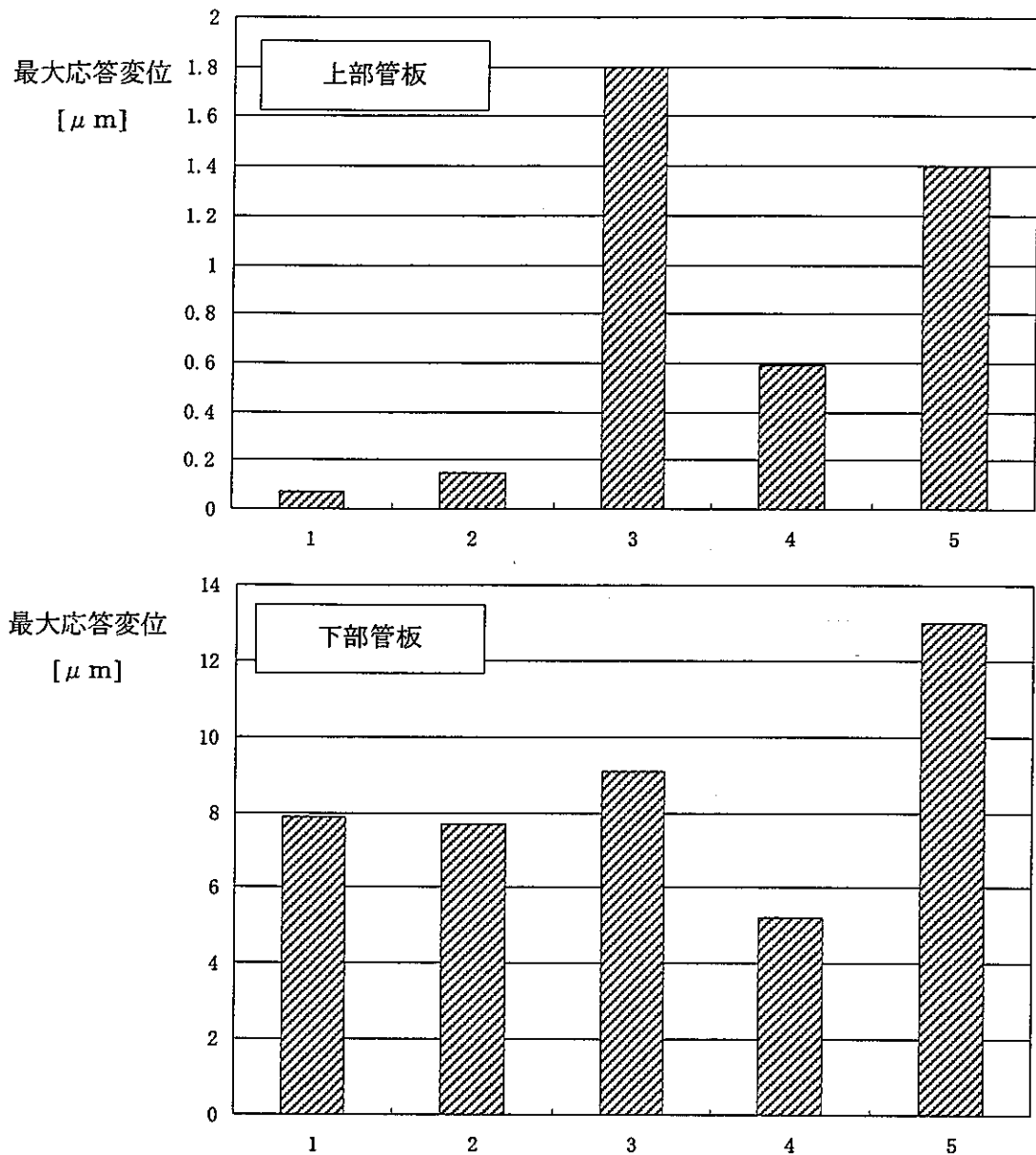


図 4.3-1 (1/2) 中型炉：各条件における上下管板の最大応答(アンバランス力)

グラフ上の横軸番号の内容を以下に示す。

- 1：基本ケース
- 2：シールリングフリー
- 3：ペローズ剛性 10 倍
- 4：ペローズ剛性 1/10 倍
- 5：耐震振れ止めの加振方向を拘束

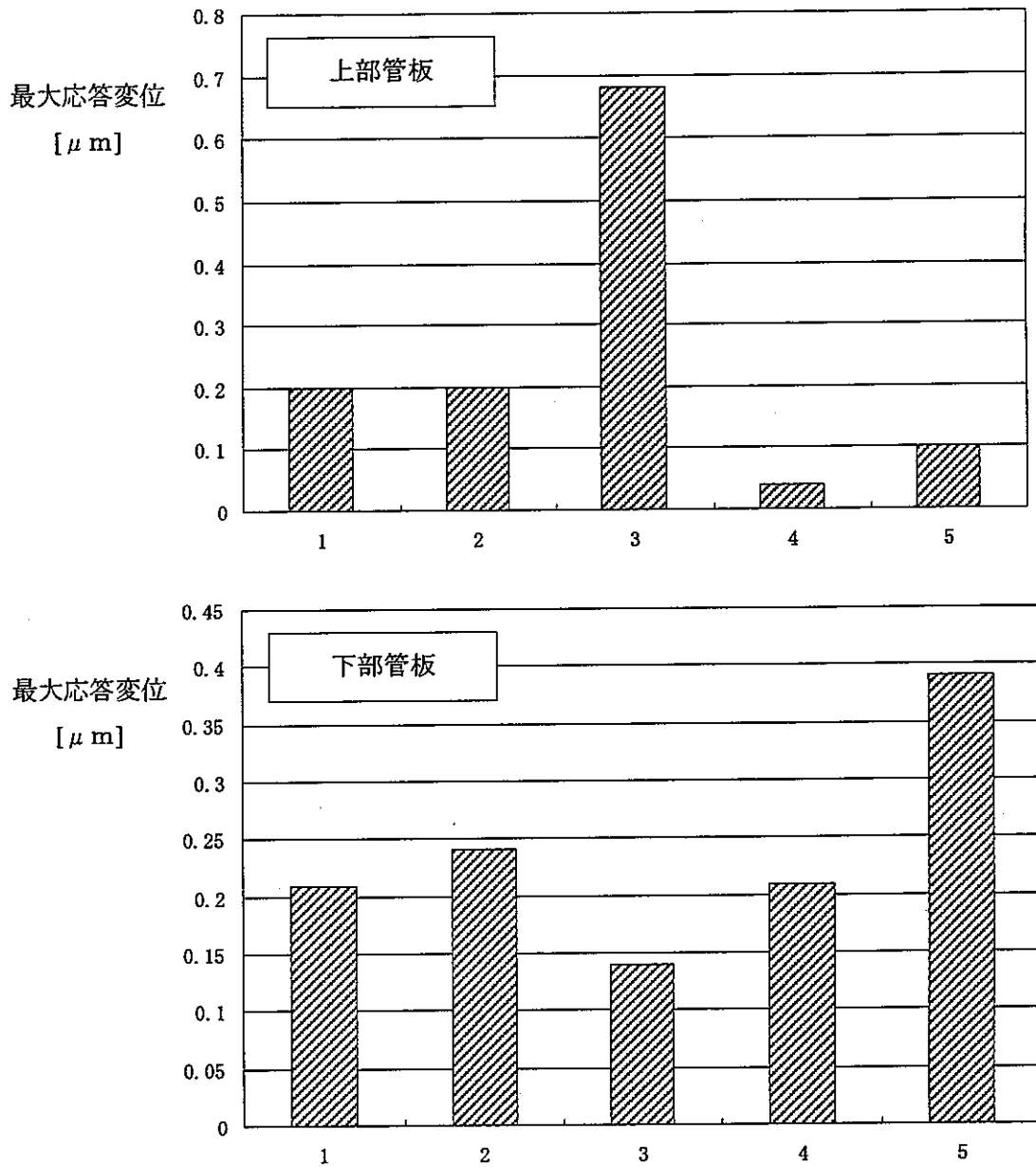


図 4.3-1 (2/2) 中型炉：各条件における上下管板の最大応答(流体励振力)

グラフ上の横軸番号の内容を以下に示す。

- 1：基本ケース
- 2：シールリングフリー
- 3：ペローズ剛性 10 倍
- 4：ペローズ剛性 1/10 倍
- 5：耐震振れ止めの加振方向を拘束

5. 結言

伝熱管摩耗量解析モデルを用いて、摩耗量に影響を及ぼすポンプ励振力、振動伝達経路、構造物剛性及び伝熱管と支持板の接触状態などをパラメータとした解析を実施したところ、今回のサーベイ範囲内においては伝熱管摩耗量は許容値以下である結果が得られた。ただし、本振動解析モデルはその作成の過程でも明らかなように機器構造図から振動伝達経路を予測して作成したものであり、本モデル自体が最初から誤差を持っていることは否定できない。

今後、上記のような振動伝達経路を予測したことによる誤差を解消するために合体機器の振動試験も実施する予定である。そして、この試験結果を計算モデルに反映することによりモデルの精度の向上や検証を行う。

参考文献

- [1] 三原隆嗣, 他
“FBR システム技術検討書 -平成 12 年度報告-”
JNC TY9400 2001-012 2001 年 6 月
- [2] 中村友道、藤田勝久
“モーダル解析による管の支持部での衝突振動挙動の解析”
日本機械学会論文集 (C編) 55 巻 516 号(1989-8)
- [3] K. Kawamura, et al
(Central Research Institute of Electric Power Industry)
“ Tube-to-support Dynamic Interaction and Wear of Heat Exchanger
Tubes Caused by Turbulent Flow-induced Vibration”
PVP-Vol. 206, Flow-Induced Vibration and Wear
ASME 1991