

「常陽」MK-Ⅲ主冷却器伝熱管群の空気流動試験

1997年7月

動力炉・核燃料開発事業団
大洗工学センター

複製又はこの資料の入手については、下記にお問い合わせ下さい。

〒311-13 茨城県東茨城郡大洗町成田町4002

動力炉・核燃料開発事業団

大洗工学センター システム開発推進部・技術管理室

Enquires about copyright and reproduction should be addressed to: Technology Management Section O-arai Engineering Center, Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation 4002 Narita-chō, O-arai-machi, Higashi-Ibaraki, Ibaraki-Ken, 311-13, Japan

動力炉・核燃料開発事業団 (Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation) 1997

「常陽」MK-III主冷却器伝熱管群の空気流動試験

磯崎 和則*1、川原 啓孝*1、富田 直樹*1

要 旨

MK-IIIでは、炉心の高性能化に伴い、原子炉熱出力が現在の100MWtから140MWtに増大する。したがって、MK-III主冷却器については、伝熱管を既設のU型からΣ型に改造すること、及び空気流量を増大することで、除熱能力の向上を図ることとしている。

このMK-III主冷却器伝熱管群のサポート間の固有振動数は、約15Hzであり、一方、Y.N. Chenの文献に基づく伝熱管群のカルマン渦放出周波数は、約90Hzである。よって、高次モードになるといずれかのモードでカルマン渦放出周波数と重畳する可能性がある。また、伝熱管外を流れる空気流速が既設主冷却器より増加しており、かつ、「もんじゅ」2次系ナトリウム漏えい事故の原因が温度計ウェルの流力振動によるものであったことに鑑み、MK-III主冷却器伝熱管群を模擬した空気流動試験等を行った。

空気流動試験等の結果は、以下のとおりであった。

① 空気流動（渦振動）試験

MK-III主冷却器伝熱管群の幾何学的形状におけるストローハル数（ St ）は、0.13～0.15、0.37～0.39であった。このうち、低流速～高流速まで見られるストローハル数は、0.13～0.15で、Y.N. Chenの文献とほぼ一致することを確認した。また、変動揚力係数（ C_L ）は、カルマン渦放出周波数と共振した状態でも、0.1以下と小さい値であることを確認した。

② 強制加振（減衰定数測定）試験

MK-III主冷却器伝熱管群の減衰定数（ ζ ）は、最小値0.4%、最大値1.37%、平均値0.7%と、JEAG4601-1991の配管区分Ⅱの保温材なしの減衰定数1%より低めであった。

③ 空気流動（流力弾性振動）試験

MK-III主冷却器伝熱管群の限界速度係数（ K ）は、最小値6.23、平均値7.39であり、S. S. Chenの文献に基づく三角配列30°より算出した値とほぼ一致することを確認した。

④ フィン付け根部応力集中係数測定試験

MK-III主冷却器伝熱管群のフィン付け根部の応力集中係数（ K_e ）は、2.0以下であることを確認した。なお、通産省告示501号より構造不連続部の最大応力集中係数は、5.0である。

上記の試験結果を用いて、MK-III主冷却器伝熱管群の高サイクル疲労損傷評価を行った結果、発生するピーク応力は 2 kg/mm^2 （減衰定数 $\zeta=0.4\%$ 、応力集中係数 $=5.0$ ）以下であり、伝熱管がカルマン渦によって高サイクル疲労損傷することがないことを確認した。

*1：大洗工学センター 実験炉部 原子炉第2課

Air Flow Test of MK-III Dump Heat Exchanger Tube Arrays for JOYO

K. Isozaki*¹, H. Kawahara*¹, N. Tomita*¹

Abstract

The reactor thermal power of JOYO MK-III is to be increased from 100MWt to 140MWt due to high performance of reactor core. So, Dump Heat Exchanger (DHX) of MK-III was designed to improve its heat removal capability by changing U type heat transport tube arrays to Σ type tube arrays and increasing air flow.

Natural frequency between support and support of MK-III DHX's tube arrays was about 15Hz, and Karman vortex shedding frequency of tube arrays was about 90Hz by Y.N.Chen's report. Then, a possibility of piling up of Karman vortex shedding frequency in high frequency mode was to be considered. And, air velocity of flow tube arrays is also increased compared to the MK-II DHX. Sodium leak accident of MONJU was caused by a flow-induced vibration of thermometer well. Therefore, the air flow test to tube arrays of MK-III DHX was conducted.

Results of the air flow test and other test were as follows.

① Air flow test (vortex shedding)

The Strouhal number by geometry shape of MK-III DHX was 0.13~0.15 and 0.37~0.39. The Strouhal number observed from slow velocity to fast velocity was 0.13~0.15 and showed good agreement with the literature of Y.N.Chen. And, the lift coefficient (C_L) was below 0.1 even at a resonance condition with Karman vortex shedding frequency.

② Forced vibration test (measurement of damping factor)

The damping factor (ζ) of tube arrays was minimum 0.4%, maximum 1.37%, and average 0.7%. These values are within 1.0% of the recommendation by the piping division II (non-insulation) of JEAG4601-1991.

③ Air flow test (fluid-elastic vibration)

The critical velocity factor (K) of tube arrays was minimum 6.23 and average 7.39, and showed good agreement in critical velocity factor of triangular arrays of 30 degrees with the literature of S.S.Chen.

④ Stress concentration factor of fin joint

The stress concentration factor of fin joint for tube arrays was below 2.0. And, maximum stress concentration factor of structure discontinuity is given as 5.0 by the MITI-501 code.

High cycles fatigue damage of tube arrays was evaluated based on above results. Since, peak stress is below 2kg/mm^2 , it can be said that high cycles fatigue damage of tube arrays by Karman vortex shedding vibration will not be caused.

*1: Maintenance Section, Experimental Reactor Division, OEC

目 次

1. 概 要	1
2. 流力振動評価のフローチャート	2
3. 主冷却器伝熱管及びドレン管の A S M E 等に基づく流力振動評価	6
3.1 伝熱管	6
3.2 ドレン管	9
4. 主冷却器伝熱管の A S M E 等に基づく流力振動評価の問題点	13
4.1 概 要	13
4.2 渦による流力振動評価における問題点	13
4.3 流力弾性振動評価における問題点	14
4.4 諸定数を決定するための模擬試験体を用いた試験	15
5. 主冷却器伝熱管の空気流動（渦振動）試験	16
5.1 概 要	16
5.2 試験装置	16
5.3 試験条件	17
5.4 計測方法及びデータ評価方法	17
5.5 試験結果	19
5.6 上流側伝熱管の影響について	21
6. 主冷却器伝熱管の強制加振（減衰定数測定）試験	40
6.1 概 要	40
6.2 試験装置	40
6.3 試験条件	40
6.4 計測方法及びデータ評価方法	41
6.5 減衰定数測定結果	42
7. 主冷却器伝熱管の空気流動（流力弾性振動）試験	56
7.1 概 要	56
7.2 試験装置	56
7.3 試験条件	56
7.4 計測方法及びデータ評価方法	57

7.5	試験結果	58
8.	主冷却器伝熱管のフィン付け根部応力集中係数測定試験	68
8.1	概要	68
8.2	試験装置	68
8.3	試験条件	68
8.4	データ評価方法	68
8.5	応力集中係数の算出結果	69
9.	主冷却器伝熱管の高サイクル疲労損傷評価	74
9.1	概要	74
9.2	解析条件	74
9.3	解析結果	76
9.4	疲労損傷評価結果	76
10.	まとめ	85
11.	謝意	87
12.	参考文献	88

図リスト

図 2 - 1	主冷却器の鳥瞰図	3
図 2 - 2	MK-Ⅲ主冷却器伝熱管の流力振動評価フローチャート	4
図 2 - 3	MK-Ⅲ主冷却器ドレン管の流力振動評価フローチャート	5
図 5 - 1	主冷却器伝熱管の空気流動（渦振動）試験装置	23
図 5 - 2	主冷却器伝熱管の空気流動（渦振動）試験用模擬試験体	24
図 5 - 3	渦による変動揚力及び抗力係数測定用伝熱管	25
図 5 - 4	主冷却器伝熱管の空気流動（渦振動）試験装置（写真）	26
図 5 - 5 (1/3)	空気流動（渦振動）試験の各流速における 熱線式風速計の周波数スペクトル分析結果（試験ケース 2）	28
図 5 - 5 (2/3)	空気流動（渦振動）試験の各流速における 熱線式風速計の周波数スペクトル分析結果（試験ケース 2）	29
図 5 - 5 (3/3)	空気流動（渦振動）試験の各流速における 熱線式風速計の周波数スペクトル分析結果（試験ケース 2）	30
図 5 - 6	熱線式風速計によるカルマン渦放出周波数計測位置	31
図 5 - 7	主冷却器伝熱管の空気流動（渦振動）試験結果 すきま流速と卓越する周波数（カルマン渦放出周波数）との関係	33
図 5 - 8	計測位置を変えた場合の熱線式風速計の周波数スペクトル	34
図 5 - 9	上流側伝熱管の影響確認用空気流動（渦振動）試験装置	36
図 5 - 10	上流側伝熱管の影響確認用空気流動（渦振動）試験用模擬試験体	37
図 5 - 11	上流側に伝熱管がある場合の空気流動（渦振動）試験結果 すきま流速と卓越する周波数（カルマン渦放出周波数）との関係	38
図 6 - 1	主冷却器伝熱管の強制加振（減衰定数測定）試験用模擬試験体	43
図 6 - 2	主冷却器伝熱管の強制加振（減衰定数測定）試験装置	44
図 6 - 3	主冷却器伝熱管の減衰定数測定位置及び計測概念	45
図 6 - 4 (1/3)	強制加振時の各測定点の伝達関数（加振周波数15Hz～85Hz）	46
図 6 - 4 (2/3)	強制加振時の各測定点の伝達関数（加振周波数15Hz～85Hz）	47
図 6 - 4 (3/3)	強制加振時の各測定点の伝達関数（加振周波数15Hz～85Hz）	48
図 6 - 5 (1/3)	強制加振時の各測定点の伝達関数（加振周波数80Hz～170Hz）	49
図 6 - 5 (2/3)	強制加振時の各測定点の伝達関数（加振周波数80Hz～170Hz）	50
図 6 - 5 (3/3)	強制加振時の各測定点の伝達関数（加振周波数80Hz～170Hz）	51

図 6 - 6 (1/3) 強制加振時の各測定点の伝達関数 (加振周波数160Hz ~250Hz)	52
図 6 - 6 (2/3) 強制加振時の各測定点の伝達関数 (加振周波数160Hz ~250Hz)	53
図 6 - 6 (3/3) 強制加振時の各測定点の伝達関数 (加振周波数160Hz ~250Hz)	54
図 7 - 1 主冷却器伝熱管の空気流動 (流力弾性振動) 試験装置	59
図 7 - 2 主冷却器伝熱管の空気流動 (流力弾性振動) 試験用模擬試験体	60
図 7 - 3 主冷却器伝熱管の空気流動 (流力弾性振動) 試験装置 (写真)	61
図 7 - 4 空気流動 (流力弾性振動) 試験時の変位振幅測定位置及び計測概念	62
図 7 - 5 空気流動 (流力弾性振動) 試験時のすきま流速と伝熱管変位振幅との関係 (模擬試験体の片側先端大気中の場合)	64
図 7 - 6 空気流動 (流力弾性振動) 試験時のすきま流速と伝熱管変位振幅との関係 (模擬試験体の片側先端水中の場合)	65
図 7 - 7 無次元限界流速と $[(m_0 \cdot \delta \cdot /(\rho_0 \cdot D^2))]^{1/2}$ との関係	66
図 8 - 1 フィン付け根部応力集中係数測定試験装置及び模擬試験体 (写真)	70
図 8 - 2 フィン付け根部応力集中係数の設定フロー	71
図 8 - 3 主冷却器伝熱管の疲労損傷試験結果	72
図 8 - 4 疲労損傷試験より得られたフィン付け根部応力集中係数	73
図 9 - 1 主冷却器の詳細構造図	77
図 9 - 2 主冷却器伝熱管の動的応答解析モデル	78
図 9 - 3 主冷却器伝熱管の流体力を算出するための流動条件	78
図 9 - 4 ストローハル数の設定フロー	79
図 9 - 5 Hill-Armstrongによる2列管群 (裸管) の試験結果	80
図 9 - 6 Y. N. Chenによる複数管群 (裸管) の試験結果	81
図 9 - 7 Fitz-Hugh による2列管群 (裸管) の試験結果	82
図 9 - 8 Y. N. Chenによる複数管群 (裸管) の揚力係数 C_L	83

表リスト

表 3 - 1	主冷却器伝熱管の流力振動評価結果	10
表 3 - 2	MK-Ⅲ主冷却器伝熱管の各固有振動数と換算減衰係数 (減衰定数 ζ n=1%とした場合)	11
表 3 - 3	主冷却器ドレン管の流力振動評価結果	12
表 5 - 1	主冷却器伝熱管の空気流動(渦振動)試験の流速とレイノルズ数との 関係	27
表 5 - 2	主冷却器伝熱管の空気流動(渦振動)試験結果	
	(すきま流速と卓越する周波数成分(カルマン渦放出周波数)との関係)	
表 5 - 3	主冷却器伝熱管の変動揚力係数及び変動抗力係数の算定	35
	(すきま流速による)	
表 5 - 4	上流側に伝熱管がある場合の変動揚力係数及び変動抗力係数の算定結果	39
	(すきま流速による)	
表 6 - 1	主冷却器伝熱管の模擬試験体による強制加振(減衰定数測定)試験結果	55
表 7 - 1	空気流動(流力弾性振動)試験時の流速と伝熱管変位振幅との関係	63
表 7 - 2	空気流動(流力弾性振動)試験より得られた限界速度係数	67
表 9 - 1	材料の疲労限(BDSより)	84

1. 概 要

「常陽」MK-Ⅲにおいては、炉心高性能化に伴う冷却系の除熱能力の向上が必要となる。このため、主中間熱交換器及び主冷却器の伝熱性能の向上を図るべく、これらの機器を交換することとしている。

このうち、MK-Ⅲ主冷却器については、MK-Ⅲ冷却系改造に係わる基本方針である極力改造範囲を少なくするとの観点から、その設置面積を既設の設置範囲に限定している。一方、伝熱管は、除熱能力を増大する観点から、伝熱面積を既設の約2倍に増加させなければならないと言った相反する要求事項がある。また、伝熱管の主冷却器出入口集合管付け根部の構造強度確保の観点から、伝熱管軸方向熱膨張応力の低減を図る必要もある。よって、伝熱管は、熱膨張応力を緩和するため、その構造を軸方向フリーとするとともに、伝熱面積を確保するために、サポート点数を伝熱面積が確保でき、かつ、耐震設計上問題とならない範囲に限定している。

この条件における伝熱管サポート間の固有振動数は約15Hzであり、一方、Chen等の文献に基づく伝熱管群のカルマン渦放出周波数は、約90Hzである。よって、高次モードになるといづれかのモードでカルマン渦放出周波数と重畳する可能性がある。しかし、カルマン渦放出周波数付近の高次固有振動数は、空気流路以外の伝熱管部が主体的に振動するモードであること、及び一般的に高次モードでは減衰が大きくなり有意な応力の発生は少ないため、流力振動による伝熱管の構造健全性は問題ないとしていた。

しかし、「もんじゅ」2次系ナトリウム漏えい事故の原因が温度計ウエルの流力振動によるものであったことに鑑み、MK-Ⅲ主冷却器伝熱管及びドレン管について流力振動の再検討・評価を行い、必要なものについては、MK-Ⅲ主冷却器伝熱管を模擬した空気流動試験を実施し、その健全性を再確認したものである。

2. 流力振動評価のフローチャート

図 2-1 にMK-Ⅲ主冷却器の鳥瞰図と流力振動に影響を与える主冷却器の伝熱管配列を示す。図 2-2 にMK-Ⅲ主冷却器伝熱管の流力振動評価フローチャートを示す。また、図 2-3 にMK-Ⅲ主冷却器ドレン管の流力振動評価フローチャートを示す。

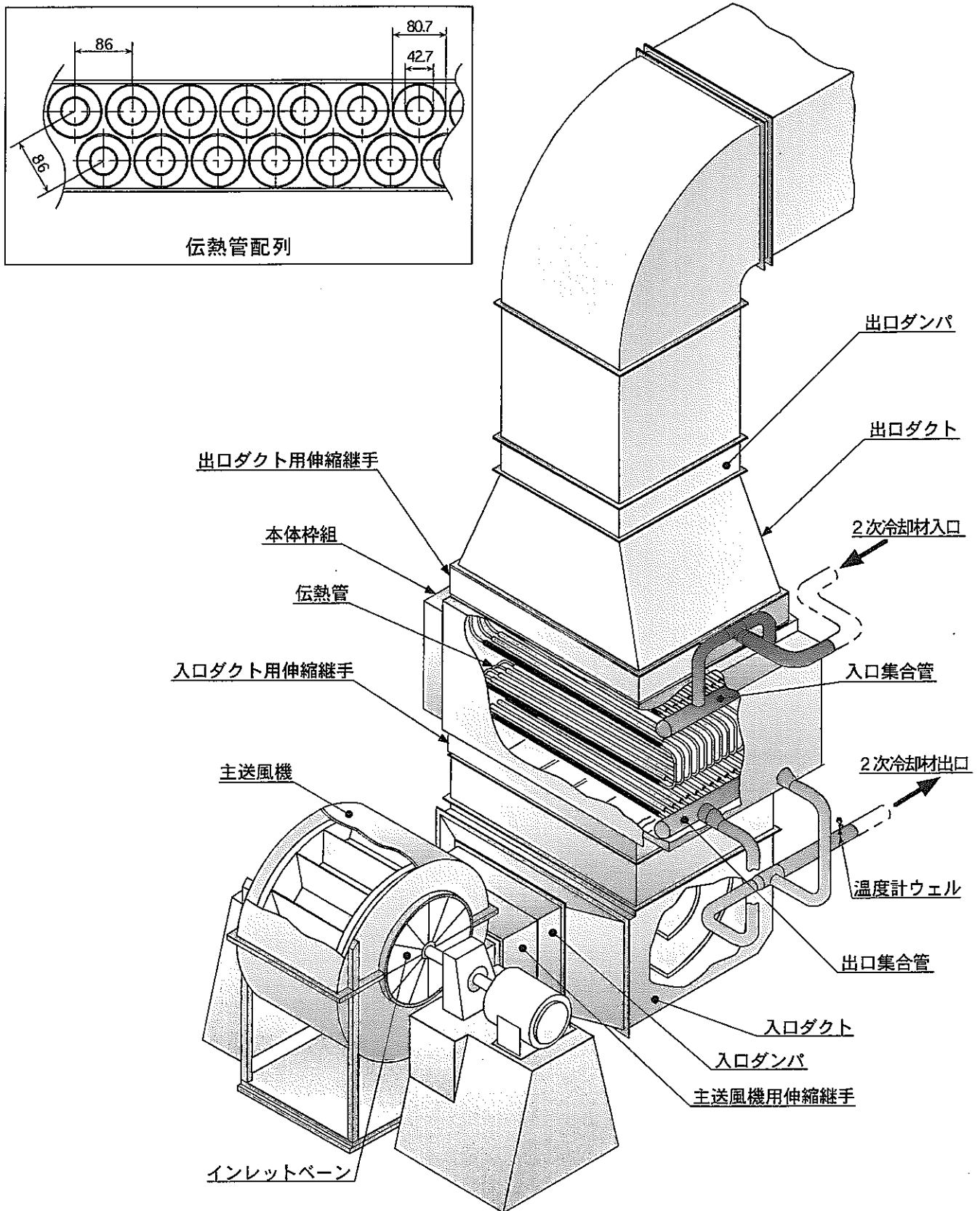


図2-1 主冷却器の鳥瞰図

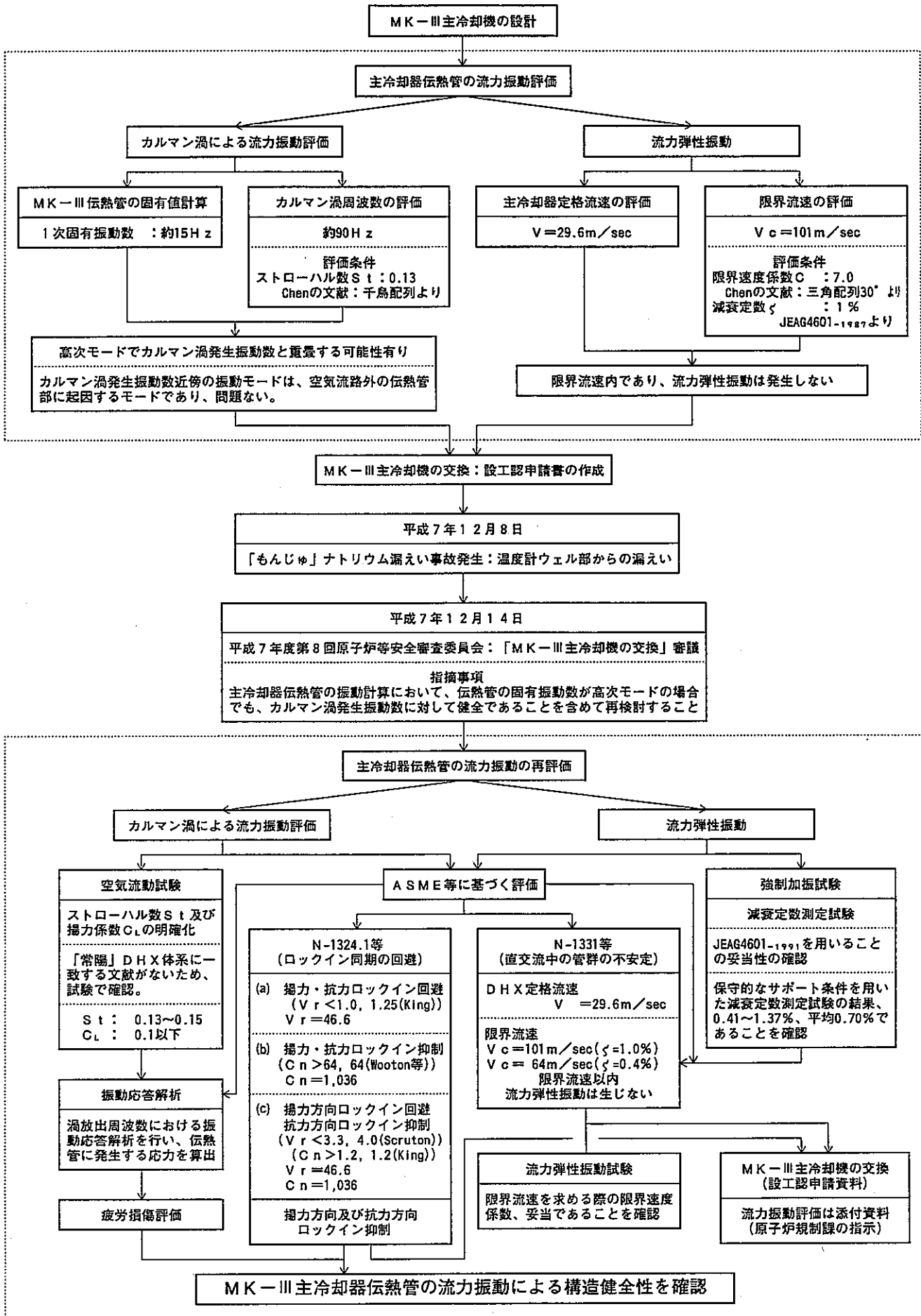


図2-2 MK-III主冷却器伝熱管の流力振動評価フローチャート

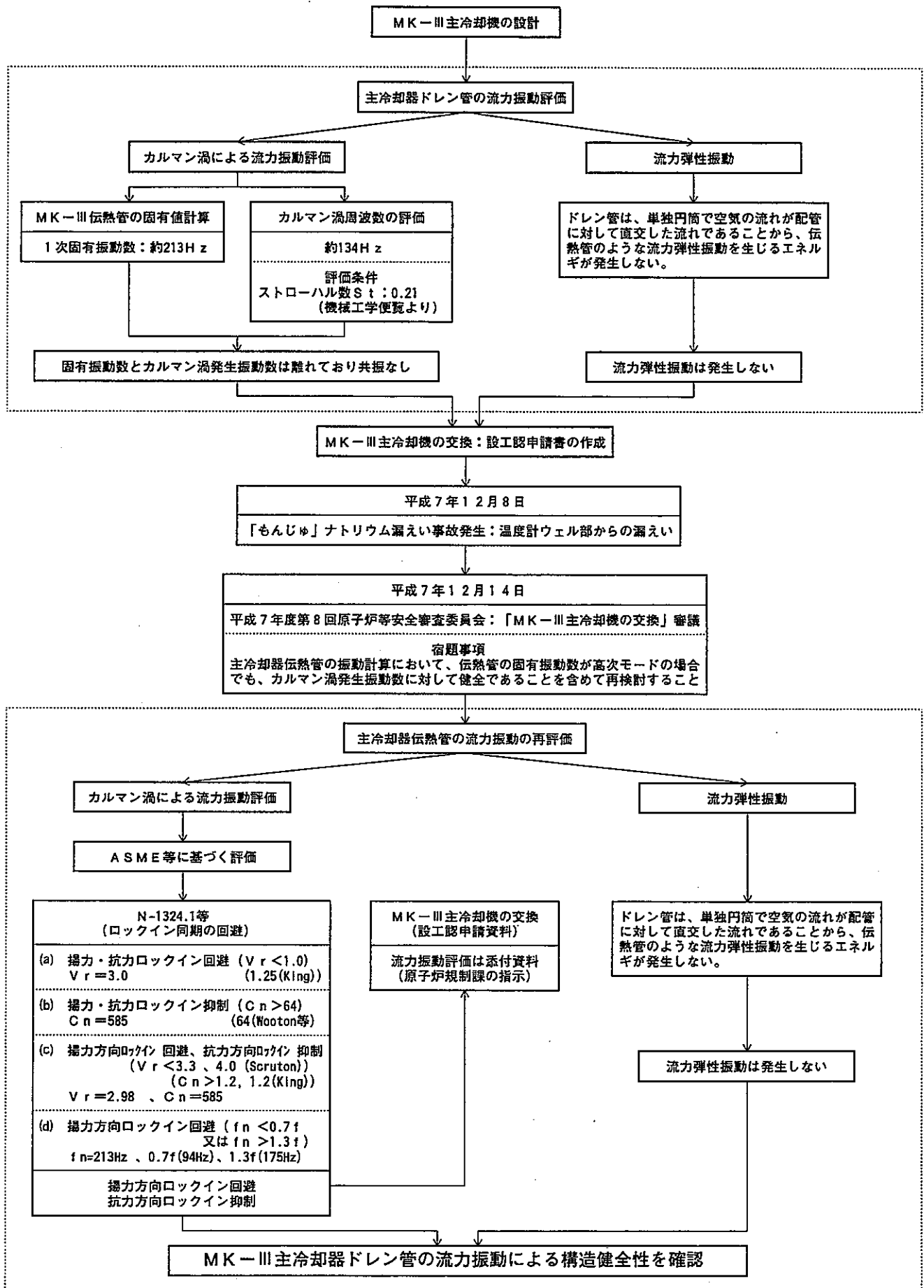


図 2 - 3 MK-III主冷却器ドレン管の流力振動評価フローチャート

3. 主冷却器伝熱管及びドレン管のASME等に基づく流力振動評価

3.1 伝熱管

伝熱管の流力振動には、大きく分けて2つの振動パターンがある。1つは、伝熱管外を流れる空気の渦による流力振動であり、もう1つは、その構造から定まる限界空気流速以上で生じる流力弾性振動である。これら以外には、伝熱管内を流れるナトリウムによる不安定振動、ランダム振動が考えられるが、伝熱管内流による不安定振動については、伝熱管内流速が約2.04m/sec（無次元流速0.1以下）で不安定振動の発生限界である無次元流速1.57に比べて十分に低いこと、ランダム振動は発生するが、振動応答が十分小さい振動で問題とならない。

3.1.1 渦による流力振動

流れの中に撓み性のある円筒あるいは伝熱管群が置かれている場合、これらの後流には、交互渦あるいは対称渦が発生し、円筒後部の渦による圧力変動によって構造物に振動が生じる。設計段階においては、これらの渦によるロックインを回避又は抑制できる構造とし、抑制できる構造が困難な場合には、渦誘起応答計算又はこれと同等の方法で応力を算出し、高サイクル疲労損傷評価を行い、構造健全性に問題ないことを確認する必要がある。

渦によるロックインを回避又は抑制する方法には、2つの方法がある。

- 渦放出周波数と構造物の固有振動数を十分に離すこと（無次元流速を小さくすること）
- 構造物の減衰を大きくし、振幅を制限すること（減衰を大きくとること）

よって、ASME⁽¹⁾を参考とすれば、MK-Ⅲ主冷却器伝熱管群の渦による流力振動のロックインは、以下のいずれかを満足すれば、回避又は抑制される。

(1) 渦によるロックイン回避又は抑制

(a) 揚力・抗力方向のロックイン回避 (Small Velocity Rule)

- 判定値：無次元流速 $V_r < 1.0$ (ASME推奨値)、1.25 (Kingの文献)

$$\bullet \text{無次元流速 } V_r = \frac{V}{f_n \cdot D}$$

V : 管の定格空気平均流速 (m/sec)

f_n : 管の固有振動数 (Hz)

D : 管の外径 (m)

(b) 揚力・抗力方向のロックイン抑制 (Large Damping Rule)

- 判定値：換算減衰係数 $C_n > 64$ (A S M E 推奨値)
(Wooton, Connorsの文献)

$$\text{換算減衰係数 } C_n = \frac{4 \pi \cdot \zeta_n \cdot M_n}{\rho \cdot D^2 \cdot \int_{L_e} \phi_n^2(x) dx}$$

管全体が流体の流れを受けるとした場合 ($L_e=L$)

$$\cong \frac{2 \cdot \delta \cdot m_t}{\rho \cdot D^2}$$

ζ_n : 減衰定数

(JEAG4601-1991⁽²⁾ の配管区分Ⅱの保温材なしより設定)

(強制加振試験による減衰定数測定試験の最低値)

M_n : n 次モードに対する一般化質量

$$M_n = \int_0^L m_t(x) \phi_n^2(x) dx$$

L : 管の全長

m_t : 管の等価重量 (内部流体付加重量含む) (kg/m)

ϕ_n : 管の振動モード形状関数

ρ : 空気密度 (kg/m³)

D : 管の外径 (m)

$\int_{L_e} \phi_n^2(x) dx$: 流体の流れに有効な振動モード関数

L_e : 流れを受ける管の長さ

δ : 対数減衰率 = $2 \pi \zeta_n / (1 - \zeta_n^2)^{1/2} \cong 2 \pi \zeta_n$

(c) 揚力方向のロックイン回避及び抗力方向ロックイン抑制
(Small Velocity Rule and Large Damping Rule)

- 判定値：無次元流速 $V_r < 3.3$ (A S M E 推奨値)、4.0 (Scrutonの文献)

: 換算減衰係数 $C_n > 1.2$ (A S M E 推奨値、Kingの文献)

(d) 揚力方向ロックイン回避 (The $\pm 30\%$ Rule) (管群の場合は適用除外)

- 判定値： $f_n < 0.7 f$ 又は $f_n > 1.3 f$ (A S M E 推奨値)

f : カルマン渦放出周波数 (H z)

(2) 評価結果

表3-1に伝熱管の渦による流力振動評価結果を示す。表3-2に伝熱管の各振動モードにおける換算減衰係数を示す。

MK-Ⅲ主冷却器伝熱管の渦による流力振動は、表3-1より換算減衰係数 $C_n > 64$ を十分満足していることから、揚力方向及び抗力方向ともロックインは抑制される領域である。したがって、渦による流力振動によって伝熱管に顕著な応力の発生はなく、高サイクル疲労によってMK-Ⅲ主冷却器伝熱管が損傷することはないと判断できる。また、表3-2に示した各振動モードにおける換算減衰係数を算出した結果から、高次モードの場合でも換算減衰係数 $C_n > 64$ を十分満足していることから、揚力方向及び抗力方向ともロックインは抑制される領域である。

なお、伝熱管の固有値解析は、構造解析システムSAP-Ⅳを用いて、伝熱管を梁モデルに置換して行っている。

3.1.2 流力弾性振動

撓み性のある物体の内部、外部に流体の流れが存在する場合、その速度によって、流体の流れからエネルギーを取り込んで自励振動の形で発達する流力弾性振動が生じる。単独管（配管等）の場合は、管の内部、外部に軸方向流れがあると管の横変位に伴う遠心力の形で流体力が働き流力弾性振動が生じ、一方、管群の場合は、各管の相対速度に関する流体力が働き流力弾性振動が生じる。よって、流力弾性振動を防止するためには、流体の流速をある限度内に抑えておく必要があり、通産省告示501号⁽³⁾より以下を満足すれば防止できる。

(1) 流力弾性振動の防止

●判定値：MK-Ⅲ主冷却器伝熱管の空気平均流速 $V <$ 限界流速 V_c

$$\text{空気平均流速 } V = \frac{G}{\rho_0 \cdot S}$$

G : 体積流量 (m^3/sec)

ρ_0 : 空気密度 (kg/m^3)

S : 最小流路面積 (m^2)

$$\text{限界流速 } V_c = f_n \cdot D \cdot K \cdot \left(\frac{m_0 \cdot \delta}{\rho_0 \cdot D^2} \right)^{1/2}$$

f_n : 伝熱管の固有振動数 (Hz)

D : 伝熱管外径 (m)

K : 限界速度係数

(S. S. Chenの文献⁽⁴⁾, ⁽⁵⁾ : 三角配列 30° より設定)

m_0 : 伝熱管等価重量 (kg/m)

δ : 対数減衰率 = $2 \pi \zeta / (1 - \zeta^2)^{1/2} \approx 2 \pi \zeta$

ζ_n : 減衰定数

(JEAG4601-1991の配管区分Ⅱの保温材なしより設定)

及び(強制加振試験による減衰定数測定試験の最低値)

表3-1に伝熱管の流力弾性振動評価結果を示す。これより、主冷却器伝熱管のMK-Ⅲにおける空気流速は限界流速内にあり、流力弾性振動は発生しないと判断できる。

3.2 ドレン管

ドレン管の流力振動は、単独円筒で空気の流れがドレン管に対して直交した流れであることから、伝熱管群のような各管の相対速度に関する流力弾性振動の発生がないため、渦による流力振動のみである。なお、ドレン管内を流れるナトリウムによる不安定振動については、ドレン管内流速が約1.26m/sec(無次元流速0.1以下)で不安定振動の発生限界である無次元流速1.57に比べて十分低いことから、問題とならない。

渦によるロックイン回避又は抑制は、ASMEによれば、3.1.1(1)項の(a)~(d)項のいずれかを満足すれば良いことになるが、(d)項は揚力方向に対するものであることを考えると、(a)~(c)項のいずれかを満足しなければならない。

表3-3にドレン管の渦による流力振動評価結果を示す。

MK-Ⅲ主冷却器ドレン管の渦による流力振動は、表3-3より $V_r < 3.3$ 及び $C_n > 64$ を十分満足していることから、揚力方向のロックインは回避され、抗力方向のロックインは抑制される領域である。したがって、渦による流力振動によってドレン配管に顕著な応力の発生はなく、高サイクル疲労によってMK-Ⅲ主冷却器ドレン配管が損傷することはないと判断できる。

表 3-1 主冷却器伝熱管の流力振動評価結果

項 目	計算式	計算結果
定格空気平均流速 V (m/sec)	$V = G / (\rho \cdot S \cdot 60)$	29.6
定格重量流量 G (kg/min)		8,686
空気密度 ρ (kg/m ³)	空気平均温度159°C	0.818
最小流路断面積 S (m ²)		5.97
伝熱管固有振動数 f_n (Hz)		14.9
伝熱管外径 D (m)		0.0427
対数減衰率 $\delta_{n_{0.01}}$	$\delta = 2 \cdot \pi \cdot \zeta n_{0.01}$	0.0628
換算減衰係数 $\delta_{n_{0.004}}$	$\delta = 2 \cdot \pi \cdot \zeta n_{0.004}$	0.0251
減衰定数 $\zeta n_{0.01}$		0.010
減衰定数 $\zeta n_{0.004}$		0.004
伝熱管等価重量 m_t (kg/m)	内部ナトリウム流体付加質量を含む	12.3
無次元流速 V_r	$V_r = V / (f_n \cdot D)$	46.6
換算減衰係数 $C_{n_{0.01}}$	$C_{n_{0.01}} = 2 \cdot \delta_{n_{0.01}} \cdot m_t / (\rho \cdot D^2)$	1,036
換算減衰係数 $C_{n_{0.004}}$	$C_{n_{0.004}} = 2 \cdot \delta_{n_{0.004}} \cdot m_t / (\rho \cdot D^2)$	415
限界流速 $V_{C_{0.01}}$ (m/sec)	$V_{C_{0.01}} = f_n \cdot D \cdot K \cdot (m_t \cdot \delta / (\rho \cdot D^2))^{0.5}$	101.4
限界流速 $V_{C_{0.004}}$ (m/sec)	$V_{C_{0.004}} = f_n \cdot D \cdot K \cdot (m_t \cdot \delta / (\rho \cdot D^2))^{0.5}$	64.1
限界速度係数 K		7.0
ストローハル数 $St^{(6)}$		0.13
カルマン渦放出周波数 f (Hz)	$f = St \cdot V / D$	90.2
(a) 揚力・抗力方向のロックイン回避の判定 ($V_r < 1.0$)		FAULT
(b) 揚力・抗力方向のロックイン抑制の判定 ($C_n > 64$)		PASS
(c) 揚力方向ロックイン回避及び抗力方向ロックイン抑制の判定 ($V_r < 3.3$) ($C_n > 1.2$)		FAULT PASS
(d) 揚力方向のロックイン回避の判定 ($f_n < 0.7 f$) ($f_n > 1.3 f$)		適用外
流力弾性振動の防止の判定		PASS
総合評価		PASS

表3-2 MK-Ⅲ主冷却器伝熱管の各固有振動数と換算減衰係数(減衰定数 $\zeta_n=1\%$ とした場合)

モード	固有振動数 f n (Hz)	無次元流速 V r	換算減衰係数 C n	モード	固有振動数 f n (Hz)	無次元流速 V r	換算減衰係数 C n	モード	固有振動数 f n (Hz)	無次元流速 V r	換算減衰係数 C n	モード	固有振動数 f n (Hz)	無次元流速 V r	換算減衰係数 C n
1次	5.9	117.7	1,014	21次	25.8	26.8	1,056	41次	56.0	12.4	1,024	61次	99.0	7.0	1,326
2次	11.8	58.9	1,105	22次	26.4	26.2	978	42次	58.2	11.9	1,100	62次	105.7	6.6	1,463
3次	13.9	49.9	1,339	23次	26.8	25.8	974	43次	58.9	11.8	1,330	63次	106.1	6.5	1,325
4次	14.3	48.3	1,300	24次	30.1	23.1	1,147	44次	62.4	11.1	1,284	64次	107.0	6.5	1,480
5次	15.5	44.8	1,157	25次	31.7	21.9	1,174	45次	66.0	10.5	964	65次	108.0	6.4	1,426
6次	15.7	44.1	1,324	26次	34.1	20.3	971	46次	66.9	10.4	1,268	66次	110.4	6.3	1,285
7次	16.5	42.1	1,090	27次	34.1	20.3	1,364	47次	69.2	10.0	839	67次	111.5	6.2	1,394
8次	16.6	41.7	1,338	28次	35.1	19.7	1,311	48次	70.4	9.8	842	68次	116.2	6.0	1,393
9次	16.8	41.3	1,331	29次	36.5	19.0	1,077	49次	70.7	9.8	1,195	69次	120.6	5.7	1,374
10次	17.0	40.9	1,323	30次	36.6	18.9	1,259	50次	75.8	9.1	1,318	70次	127.5	5.4	1,342
11次	17.2	40.3	1,335	31次	38.9	17.8	1,186	51次	80.2	8.6	1,286	71次	128.6	5.4	932
12次	17.6	39.4	1,269	32次	40.7	17.0	975	52次	84.7	8.2	1,281	72次	130.8	5.3	929
13次	18.2	38.1	1,022	33次	42.7	16.2	1,081	53次	86.1	8.1	1,421	73次	134.1	5.2	1,341
14次	18.9	36.6	999	34次	44.2	15.7	1,031	54次	88.7	7.8	1,219	74次	141.7	4.9	1,491
15次	19.1	36.3	961	35次	45.0	15.4	1,341	55次	89.0	7.8	1,524	75次	142.6	4.9	1,442
16次	21.0	33.1	951	36次	47.4	14.6	1,288	56次	90.4	7.7	1,286	76次	144.5	4.8	1,458
17次	21.5	32.3	1,336	37次	50.4	13.8	1,271	57次	93.0	7.5	1,192	77次	149.4	4.6	1,497
18次	21.8	31.8	1,302	38次	50.6	13.7	1,257	58次	94.5	7.3	1,303	78次	152.4	4.5	1,317
19次	22.4	31.0	640	39次	53.7	12.9	1,192	59次	95.9	7.2	1,372	79次	156.2	4.4	1,535
20次	23.3	29.8	611	40次	54.1	12.8	1,047	60次	96.3	7.2	1,244	80次	157.1	4.4	1,181

表 3-3 主冷却器ドレン管の流力振動評価結果

項 目	計算式	計算結果
定格空気平均流速 V (m/sec)	$V = G / (\rho \cdot S \cdot 60)$	8.78
定格重量流量 G (kg/min)		8,686
空気密度 ρ (kg/m ³)	ドレン管空気平均温度99℃	0.949
流路断面積 S (m ²)		17.37
ドレン管固有振動数 f_n (Hz)		213.0
ドレン管外径 D (m)		0.0138
対数減衰率 $\delta_{n_{0.01}}$	$\delta = 2 \cdot \pi \cdot \zeta_{n_{0.01}}$	0.0628
換算減衰係数 $\delta_{n_{0.004}}$	$\delta = 2 \cdot \pi \cdot \zeta_{n_{0.004}}$	0.0251
減衰定数 $\zeta_{n_{0.01}}$		0.010
減衰定数 $\zeta_{n_{0.004}}$		0.004
ドレン管等価重量 m_t (kg/m)	内部ナトリウム流体付加質量を含む	0.841
無次元流速 V_r	$V_r = V / (f_n \cdot D)$	3.0
換算減衰係数 $C_{n_{0.01}}$	$C_{n_{0.01}} = 2 \cdot \delta_{n_{0.01}} \cdot m_t / (\rho \cdot D^2)$	585
換算減衰係数 $C_{n_{0.004}}$	$C_{n_{0.004}} = 2 \cdot \delta_{n_{0.004}} \cdot m_t / (\rho \cdot D^2)$	234
ストローハル数 $S_t^{(7),(8)}$		0.21
カルマン渦放出周波数 f (Hz)	$f = S_t \cdot V / D$	134
(a) 揚力・抗力方向のロックイン回避の判定 ($V_r < 1.0$)		FAULT
(b) 揚力・抗力方向のロックイン抑制の判定 ($C_n > 64$)		PASS
(c) 揚力方向ロックイン回避及び抗力方向ロックイン抑制の判定 ($V_r < 3.3$)		PASS
	($C_n > 1.2$)	PASS
(d) 揚力方向のロックイン回避の判定 ($f_n < 0.7 f$)		PASS
	($f_n > 1.3 f$)	
流力弾性振動の防止の判定		適用外
総合評価		PASS

4. 主冷却器伝熱管のA S M E等に基づく流力振動評価の問題点

4.1 概要

A S M E等^{(1), (2), (3)}に基づく流力振動評価は、渦による流力振動と流力弾性振動について行っている。これらの評価に使用している諸定数については、A S M Eにおいて推奨値を決定するのに用いた参考文献に逆上って、MK-Ⅲ主冷却器の伝熱管配列、ピッチ及びフィン高さに近い試験データから諸定数を決定し、評価に用いている。

4.2 渦による流力振動評価における問題点

主冷却器の伝熱管は、流速が速く、揚力及び抗力方向とも渦によるロックインを回避できないが、流体が空気であり、換算減衰係数が大きいいため、揚力及び抗力方向とも渦によるロックインを抑制できる領域である。しかし、伝熱管には、フィンが高周波圧接により接続されており、その構造から考えると通産省告示501号より応力集中係数として最高値 $K_e = 5.0$ を用いる必要がある。したがって、渦によるロックインが抑制されていても、流力振動により発生するピーク応力が、かなり大きな値になることが予想されることから、別途高サイクル疲労損傷評価を行う必要がある。

なお、高サイクル疲労損傷評価を行う上では、以下の諸定数を明確にする必要がある。

(1) ストローハル数 S_t

ストローハル数は、渦放出周波数を決める重要な定数であり、渦放出周波数と伝熱管の固有振動数との関係で、流力振動時の変位振幅に与える応答倍率が異なってくる。したがって、ストローハル数を明確にしておく必要がある。また、3章「主冷却器伝熱管及びドレン管のA S M E等に基づく流力振動評価」で用いた値が妥当であったことを確認する必要がある。

主冷却器伝熱管は、 Σ 型をした2列管群であるが、A S M Eで参考としている文献の密に配列された管群体系とは異なり、管群と管群との間が約70cm開いた体系である。また、フィン高さも管群の文献^{(6), (7)}で示されているフィン高さよりも高い構造を有している。文献におけるフィン高さ外径は、伝熱管の外径を D とすると $1.53D$ であるが、MK-Ⅲにおける伝熱管は $1.89D$ と更に高い構造を有している（なお、MK-Ⅱにおけるフィン高さ外径もMK-Ⅲと同様である）。

上記より、MK-Ⅲ主冷却器の伝熱管配列、体系を模擬した空気流動（渦振動）試験を行い、ストローハル数を明確にする必要がある。

(2) 変動揚力係数 C_L 及び変動抗力係数 C_D

変動揚力係数及び変動抗力係数は、渦の発生による圧力変動に支配される。フィン高さが高いと伝熱管の後流の圧力変動を抑制（整流）する（すなわち、発生した渦を消す効果）が働き、流力振動を抑制させる方向に働くと考えられる。したがって、管群の文献^{(6)・(7)}で示された係数より小さくなることが考えられる。

伝熱管の高サイクル疲労損傷評価を行う上では、変動揚力係数及び変動抗力係数が伝熱管に作用する流体力を決める因子となることから、MK-Ⅲ主冷却器の伝熱管配列、体系を模擬した空気流動（渦振動）試験を行い、これら係数を明確にする必要がある。

(3) 減衰定数 ζ

伝熱管は、配管の一種であることから、JEAG4601-1991に示された配管区分から、配管区分Ⅱの保温材なしのデータである1%を用いることができると考えられる。しかし、その値をそのまま流力振動のような微小な変位振幅の減衰定数として適用できるかどうかは、明確ではない。

したがって、伝熱管の高サイクル疲労損傷評価を行う上では、MK-Ⅲ主冷却器の伝熱管配列、体系を模擬した強制加振試験を行い、減衰定数を明確にしておく必要がある。また、これにより、3章「主冷却器伝熱管及びドレン管のASME等に基づく流力振動評価」で用いた減衰定数が妥当であったことを確認することができる。

(4) 応力集中係数 K_e

伝熱管には、フィンが高周波圧接により接続されており、その構造から考えると応力集中係数は、通産省告示501号より最高値 $K_e = 5.0$ を使用することになる。しかし、フィン付け根部の高周波圧接部の構造からは、応力集中係数が5.0以上となることも考えられ、また、逆に高周波圧接は構造上の応力集中に大きな影響を与えない可能性もある。

したがって、伝熱管の高サイクル疲労損傷評価を行う上では、MK-Ⅲ主冷却器の伝熱管のフィン構造を模擬した疲労試験を行う必要がある。

4.3 流力弾性振動評価における問題点

ASMEに示されている流力弾性振動の推奨値は、種々の管群体系をすべて包絡された値が設定されている。したがって、3章3.1.2項で行っている流力弾性振動の評価では、ASMEの推奨値を決定する際に参考とされた文献に逆上って、DHX伝熱管の配列、ピッチ及びフィン高さに近い試験データから諸定数を決定し、評価に用いている。

主冷却器伝熱管は、 Σ 型をした2列管群であるが、参考としている文献の密に配列された

管群体系とは異なり、管群と管群との間が約70cm開いた体系であり、また、フィン高さも文献のフィン高さよりも高い構造を有している。したがって、MK-Ⅲ主冷却器の管群体系における限界速度係数を明確にする必要がある。

(1) 限界速度係数 C

管群の流力弾性振動が発生する限界は、管群の体系に依存する。主冷却器伝熱管は、文献で示されている管群体系と異なることから、MK-Ⅲ主冷却器の管群体系における限界速度係数を明確にする必要がある。

(2) 減衰定数 ζ

4.2(3)項「減衰定数 ζ 」と同様である。

4.4 諸定数を決定するための模擬試験体を用いた試験

上記を確認するために、以下の試験を実施したものである。

- (1) 空気流動試験（渦流動試験）
- (2) 空気流動試験（流力弾性振動試験）
- (3) 伝熱管減衰定数測定試験
- (4) 応力集中係数測定試験

なお、これらの試験結果は、5.章「主冷却器伝熱管の空気流動（渦振動）試験」～8.章「主冷却器伝熱管のフィン付け根部応力集中係数測定試験」に記述している。

5. 主冷却器伝熱管の空気流動（渦振動）試験

5.1 概要

MK-III主冷却器伝熱管の固有振動数（流体の流れを受ける部分が揚力又は抗力方向に主体的に振動するモード）は、カルマン渦放出周波数より低く、高次モードではカルマン渦放出周波数と重畳する可能性がある。しかし、3.章「主冷却器伝熱管及びドレン管のASME等に基づく評価」に示した評価結果からは、仮に高次モードでカルマン渦放出周波数と重畳することがあったとしても、換算減衰係数 C_n が大きく揚力及び抗力方向とも渦によるロッキングは抑制される領域であり、MK-III主冷却器伝熱管の構造健全性上問題となるような有意な応力の発生はないと考えられる。

上記のことから、詳細なカルマン渦による流力振動評価は基本的に必要ないと考えているが、「もんじゅ」ナトリウム漏えい事故が温度計ウエルの流力振動による破損であったことに鑑み、カルマン渦放出周波数におけるMK-III主冷却器伝熱管の応答解析を行い、得られた発生応力を用いて、高サイクル疲労損傷評価を行うこととした。しかし、MK-III主冷却器伝熱管は、密に詰まった管群ではなく Σ 型でパス間の隙間が大きい2列管群構造であることから、この構造体系に一致する文献データがないのが現状である。したがって、ストローハル数、変動揚力係数及び変動抗力係数を求めるべく、MK-III主冷却器伝熱管の1パスの一部を模擬した試験体による空気流動（渦振動）試験を実施した。

5.2 試験装置

図5-1に試験装置の全体図を示す。図5-2に主冷却器伝熱管の模擬試験体を示す。

試験装置は、全長約10mの風洞系で構成され、左端には模擬試験体に空気を送り込む送風機を設置し、ほぼ中央には空気の流れを整流する板を多層配置し、整流された空気が模擬試験体に流入する構成としている。

模擬試験体は、MK-III主冷却器伝熱管の4パスのうち、1パスの一部分を模擬しており、長さ約400mmの伝熱管13本を有したもので、材質、管径、配列、ピッチ、フィン高さ等を同一条件としている。しかし、ストローハル数、変動揚力係数及び変動抗力係数は、管の質量に依存するものではないことから（ストローハル数は流体の流れの特性（レイノルズ数）、変動揚力係数及び変動抗力係数は流体の流れの特性と渦の放出特性を支配する幾何学的配置に依存する）、管内の流体（ナトリウム）質量は模擬していない。また、模擬試験体は、H型鋼を用いた架台に支持され、伝熱管のうち中央の1本は変動揚力係数及び変動抗力係数を

測定するために、伝熱管がカルマン渦放出周波数で共振するような固有振動数になるように架台に直接支持する構造としている。

図5-3に変動揚力係数及び変動抗力係数を測定するために管群のうち1本の伝熱管両端を板ばね構造とした伝熱管の構造図を示す。変動揚力係数及び変動抗力係数は、この板ばね部に張り付けたひずみゲージにより、流体力を測定することで求めている。また、図5-4に主冷却器伝熱管の空気流動（渦振動）試験装置の写真を示す。

MK-Ⅲ主冷却器伝熱管を模擬した試験体のMK-Ⅲ定格平均空気流量条件におけるレイノルズ数に相当する試験流速のカルマン渦放出周波数は、管群の文献(7)、(8)、(9)、(10)、(11)より求めたストローハル数 S_t から62Hz ($S_t=0.13$)～180Hz ($S_t=0.38$)程度と考えられる。これに対して、MK-Ⅲ主冷却器伝熱管の固有振動数は、約15Hz程度である。変動揚力係数を空気流動（渦振動）試験で求めるためには、模擬試験体の固有振動数をカルマン渦放出周波数とほぼ同程度の振動数として共振領域を模擬する必要があることから、5.2項のはじめで示したようにMK-Ⅲ主冷却器伝熱管より模擬長さを短く、かつ、架台に直接支持させることで剛性を上げている。なお、ストローハル数は、伝熱管下流側に設置した熱線式風速計によって測定するが、計測位置によっては測定されない場合もあるため、計測位置は調整できるものとしている。

5.3 試験条件

(1) 試験流体

常温、常圧の空気を用いている。

(2) 試験流速

表5-1にMK-Ⅲ主冷却器伝熱管及び空気流動（渦振動）試験の模擬試験体の流速とレイノルズ数との関係を示す。

ストローハル数は、レイノルズ数に依存するため、試験ではレイノルズ数を合わせるごととし、試験流速は実機の最大レイノルズ数に相当する流速の約1.5倍（平均流速1 m/sec～12.5 m/sec（すきま流速2.92 m/sec～36.5 m/sec））までとしている。

なお、MK-Ⅲ主冷却器の設計条件等で示している流速は、最小流路断面積における流速、いわゆる上記のすきま流速に相当するものである。

5.4 計測方法及びデータ評価方法

(1) 流速

① 伝熱管群の下流側に設置した熱線式風速計をトラバースすることによって、全体の流

速分布が一様であることを確認する。

- ② 予め流速と差圧との関係を求めておくことにより、試験時に差圧から平均流速を求める。
- ③ 最小流路断面積における流速（すきま流速）は、試験で平均流速を測定している位置の流路断面積と最小流路断面積との比が2.92であることから、平均流速に2.92を乗じた値として算出している。

(2) ストローハル数 S_t

ストローハル数 S_t は、以下の方法によって求めている。

- ① 伝熱管下流側に設置した熱線式風速計によって風速変動を測定し、周波数スペクトル分析を行い、カルマン渦放出周波数を明らかにする。
- ② ストローハル数 S_t を以下の式から算出する。

$$\text{ストローハル数 } S_t = \frac{f \cdot D}{V}$$

f : 熱線式風速計で求められたカルマン渦放出周波数 (Hz)

D : 伝熱管の外径 (m)

V : 空気流動 (渦振動) 試験のすきま流速 (m/sec)

(3) 変動揚力係数 C_L 及び変動抗力係数 C_D

変動揚力係数 C_L 及び変動抗力係数 C_D は、以下の方法によって求めている。

- ① MK-III 主冷却器伝熱管の模擬試験体の打振試験を行い、模擬試験体の固有振動数と減衰定数を明らかにする。模擬試験体の固有振動数は、伝熱管を打振した際に得られるひずみゲージの応答を計測し、FFTアナライザを用いて伝達関数を算出して求めている。また、減衰定数は、伝熱管を打振した際のひずみゲージの自由振動波形を計測し、以下の式⁽¹²⁾、⁽¹³⁾に基づき減衰定数を算出している。

$$\text{減衰定数 } \zeta = \frac{1}{2n\pi} \ln \left(\frac{y_1}{y_n} \right)$$

y_1 : 応答波形の1番目の片振幅

y_n : 応答波形のn番目の片振幅

n : 片振幅の波数

打振試験の結果、模擬試験体の固有振動数及び減衰定数は、以下に示すとおりである。

打振試験結果 : 固有振動数 78.5 Hz ~ 80.0 Hz (測定精度 ± 2.5 Hz)

減衰定数 0.14%~0.25%

- ② 減衰定数を入力条件として模擬試験体の伝熱管に加わる力と伝熱管支持板（板ばね部：ひずみ計取付け位置）の周波数伝達関数を以下の式⁽¹³⁾で求める。

$$\text{伝達関数 (応答倍率 } X/X_0) = \frac{1}{[(1-Z^2)^2 + (2\zeta Z)^2]^{1/2}}$$

Z : 振動数比 (= f / f_n)

f : カルマン渦放出周波数 (Hz)

f_n : 固有振動数 (Hz)

ζ : 減衰定数

- ③ 空気流動（渦振動）試験によって、伝熱管支持板に取り付けたひずみゲージの周波数スペクトルを測定し、これに②項で求めた周波数伝達関数の逆関数を乗じることで流体力を求める。

$$\text{流体力} : F = \frac{1.335 \cdot \mu}{X/X_0} \quad (\text{N})$$

1.335 : ひずみゲージのひずみと荷重の較正值

μ : 伝熱管ひずみ

- ④ 流体力から変動揚力係数 C_L 及び変動抗力係数 C_D を以下の式⁽¹⁴⁾で求める。

$$C_L \text{ 又は } C_D = \frac{2 \cdot F}{\rho \cdot V^2 \cdot D \cdot L}$$

F : 流体力 (kg · m/sec² = N)

ρ : 流体密度 (kg/m³) = 1.166kg/m³

V : すきま流速 (m/sec)

D : 伝熱管外径 (m) = 0.0427m

L : 伝熱管長さ (m) = 0.4m

5.5 試験結果

(1) ストローハル数 S_t

図5-5 (1/3~3/3) に空気流動（渦振動）試験の各流速における熱線式風速計の周波数スペクトル分析結果（試験ケース2）を示す。図5-6に図5-5のデータにおける熱線式風速計によるカルマン渦放出周波数の計測位置を示す。表5-2及び図5-7に図5-5をまとめたすきま流速と卓越する周波数成分（カルマン渦放出周波数）との関係を示

す。

この結果、風速変動には卓越する周波数成分が存在し、この周波数成分は風速が増加するのに比例して大きくなる関係にあることが明らかとなった。この卓越した周波数成分は、カルマン渦放出周波数を示しているもので、ストローハル数 S_t はカルマン渦放出周波数を決める無次元数であることから、これらのデータから 5.4(2)項に示した式及び図 5-7 の関係からストローハル数 S_t を求めた。この結果、MK-Ⅲ主冷却器伝熱管のストローハル数は、2種類算出され、 $S_t = 0.13 \sim 0.15$ 、 $S_t = 0.37 \sim 0.39$ である。なお、 $S_t = 0.37 \sim 0.39$ となる周波数成分は、測定位置の条件や流速条件によって見られるものであり、特に低流速領域で顕著に見られるピークであり、流速が速い領域になるにしたがってこのピークは小さくなり、高流速ではピークが見られなくなる。これは、主冷却器伝熱管に取り付けられているフィン高さが、管群のストローハル数を示している文献等の実験体系におけるフィン高さに比べて高いことが影響して、渦を消滅させる効果が働くものと推測している。

$$\text{カルマン渦放出周波数 } f = \frac{S_t}{D} \cdot V$$

S_t : ストローハル数

V : 空気流速

D : 伝熱管外径

$$= 3.48V \quad (\text{試験ケース 1})$$

$$= 3.12V、\quad 8.69V \quad (\text{試験ケース 2})$$

$$= 3.44V、\quad 9.06V \quad (\text{試験ケース 3})$$

$$\text{ストローハル数 } S_t = 3.48D = 0.15 \quad (\text{試験ケース 1})$$

$$= 3.12D = 0.13、\quad 8.69D = 0.37 \quad (\text{試験ケース 2})$$

$$= 3.44D = 0.15、\quad 9.06D = 0.39 \quad (\text{試験ケース 3})$$

なお、カルマン渦放出周波数は、熱線式風速計の計測位置でそのピークの高さが異なるが、放出周波数に違いはない。図 5-8 に計測位置を変えた場合の熱線式風速計の周波数スペクトルを比較したものを示す。図 5-8 に示すように、計測位置で最も鋭いピークを示す位置は、伝熱管と伝熱管との間の中心位置で計測した場合である。したがって、上記に示した値は、伝熱管と伝熱管との間の中心位置で計測したデータを基に整理したものである。また、図 5-6 に示した 3 種類の計測位置においても、図 5-8 よりカルマン渦放

出周波数に違いがないことが判断できる。

上記より、低流速から高流速までいずれの流速でも見られるカルマン渦放出周波数から求めたストローハル数 $S_t = 0.13 \sim 0.15$ は、3.章「主冷却器伝熱管及びドレン管のASME等に基づく流力振動評価」の伝熱管の流力振動評価に用いているY.N.Chenの文献⁽⁶⁾より求めたストローハル数 $S_t = 0.13$ とほぼ一致しており、ASME等に基づく評価に $S_t = 0.13$ を用いたことは妥当であったことを確認した。したがって、9.章「主冷却器伝熱管の高サイクル疲労損傷評価」におけるMK-Ⅲ主冷却器伝熱管のカルマン渦放出周波数による動的応答解析においても、この値を用いるものとする。

(2) 変動揚力係数 C_L 及び変動抗力係数 C_D

図5-5 (1/3~3/3) に伝熱管(計測管)の板ばね部に張り付けたひずみゲージの周波数応答スペクトルを示す。

この結果、計測伝熱管に張り付けたひずみゲージのひずみ量の非常に卓越したピークは約80Hzにあり、これが計測に用いた伝熱管の固有振動数である。このピークは、いずれの流速においても見られ、流れの乱れによって伝熱管が振動しているもので、いわゆる乱流振動であり、カルマン渦放出周波数に近い流速条件(図5-5(2/3)参照)では、そのピークが他の流速条件に比べて顕著になって現れている。また、約50Hz以下の周波数領域に見られるピークは、試験装置の送風機、架台等の固有振動数である。

得られた伝熱管のひずみデータを用いて、5.4(3)項に示した式に基づき変動揚力係数 C_L 及び変動抗力係数 C_D を求めた。表5-3に主冷却器伝熱管の変動揚力係数 C_L 及び変動抗力係数 C_D の算出結果を示す。この結果、主冷却器伝熱管の変動揚力係数 C_L 及び変動抗力係数 C_D は、極めて低く0.05以下である。これは、5.5(1)項に示したように、主冷却器伝熱管に取り付けられているフィン高さがY.N.Chenの文献の実験体系におけるフィン高さに比べて高いことが影響して、渦を消滅させる効果が働いているものと推測した。したがって、MK-Ⅲ主冷却器伝熱管のカルマン渦放出周波数による動的応答解析においては、保守的に変動揚力係数 $C_L = 0.1$ を用いることとする。

5.6 上流側伝熱管の影響について

(1) 概要

MK-Ⅲ主冷却器伝熱管は、2列管群で管群と管群との間隙が約70cmある体系であり、上流側の管群の影響が下流側の伝熱管の後流に発生する渦の特性、変動揚力係数及び変動抗力係数に影響を与えるかどうかを確認するために、試験を行ったものである。

(2) 試験装置

図5-9に試験装置の全体図を示す。図5-10に主冷却器の伝熱管の模擬試験体を示す。

試験装置は、5.2項で示した試験装置の上流側に2列管群を実機と同様に配置させたものであり、伝熱管の管径、配列、ピッチ、フィン高さ等は同一としている。なお、この試験体は、7章「主冷却器伝熱管の空気流動（流力弾性振動）試験」に用いるものと同じであり、材質は塩化ビニール製であるが、計測伝熱管のみ材質を実機と同じとしている。

(3) 試験条件

5.3項と同様である。

(4) 計測方法及びデータ計測方法

5.4項と同様であるが、平均流速測定位置が5.4項で示した上流側伝熱管なしの空気流動（渦振動）試験の計測位置と若干異なることから、平均流速を測定している位置の流路断面積と最小流路断面積との比が2.74となっている。

(5) 試験結果

表5-2及び図5-11に上流側に伝熱管がある場合の流速と卓越する周波数成分（カルマン渦放出周波数）との関係を示す。また、表5-4に上流側に伝熱管がある場合の主冷却器伝熱管の変動揚力係数 C_L 及び変動抗力係数 C_D を示す。

風速変動に卓越する周波数成分からストローハル数を算出した結果では、 $S_t = 0.13$ 、 0.33 であり、5.5項で示した上流側に伝熱管がない場合の空気流動（渦振動）試験結果と変わらないことから、上流側に伝熱管がある場合と無い場合で2列管群に与える影響がほとんどないことを確認した。また、変動揚力係数 C_L 及び変動抗力係数 C_D も、上流側に伝熱管がある場合と無い場合で2列管群に与える影響ほとんどなく、変動揚力係数 C_L 及び変動抗力係数 C_D とも0.05以下であることを確認した。

ストローハル数 $S_t = 3.13D = 0.13$ 、 $7.73D = 0.33$ （D：伝熱管外径）

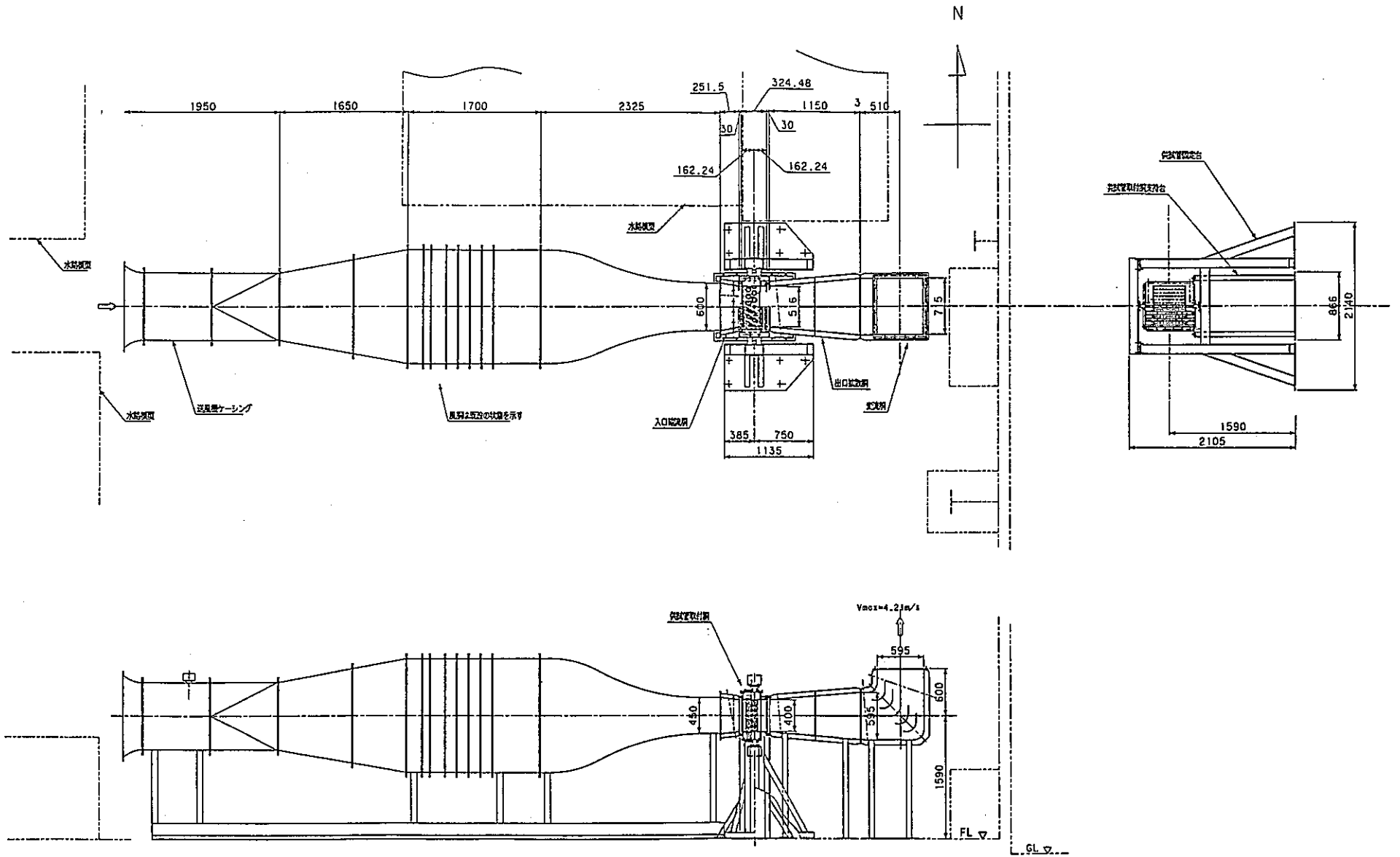


図 5 - 1 主冷却器伝熱管の空気流動（渦振動）試験装置

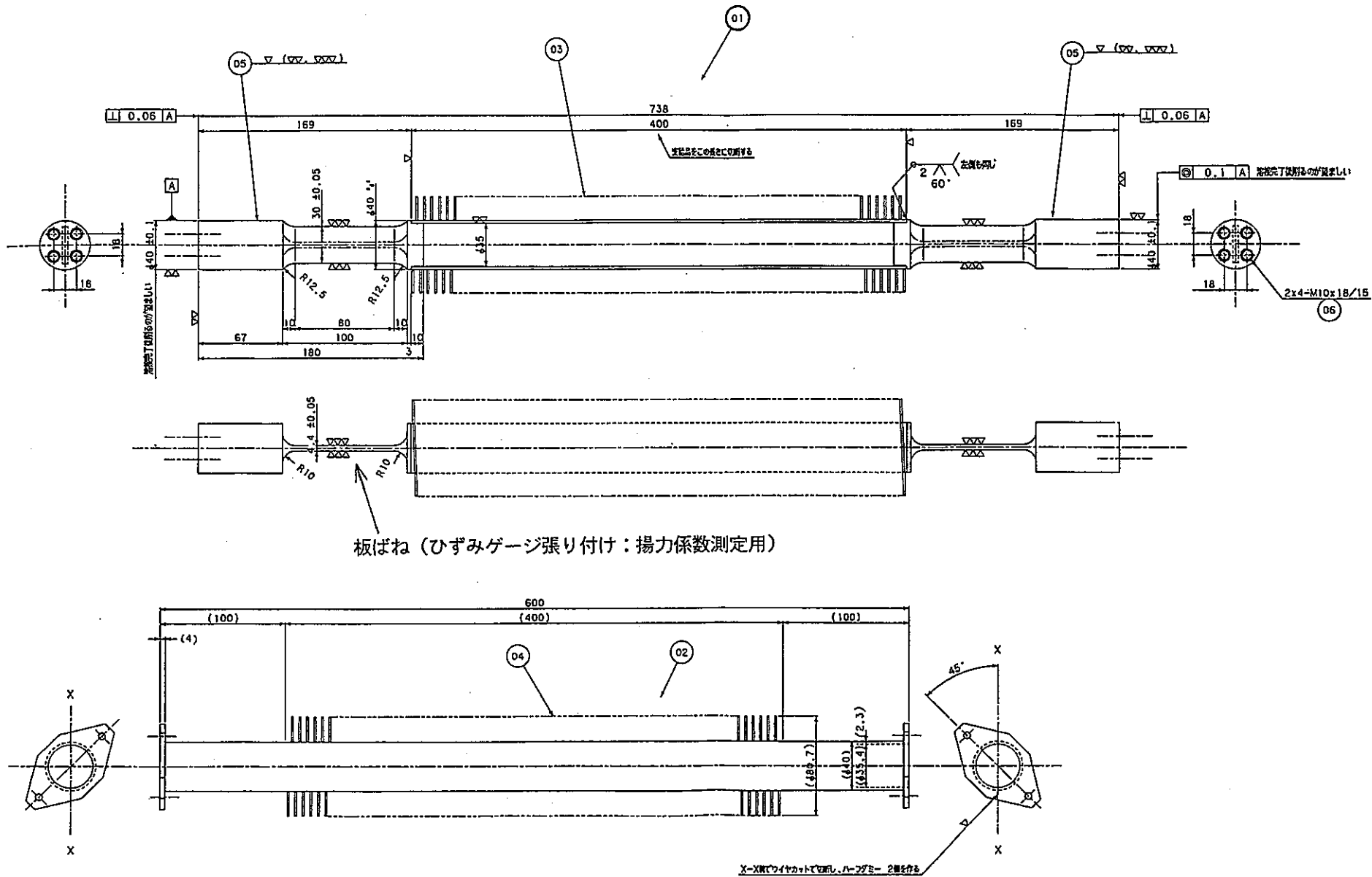
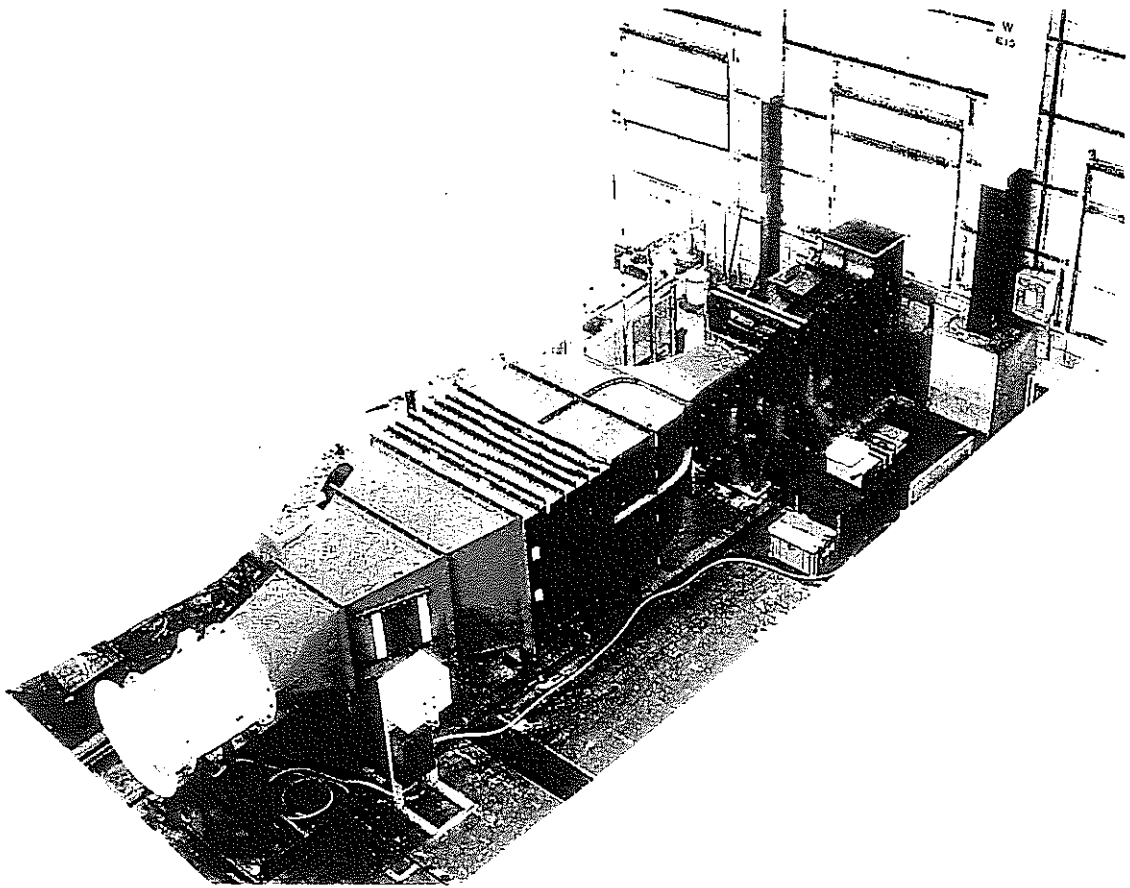
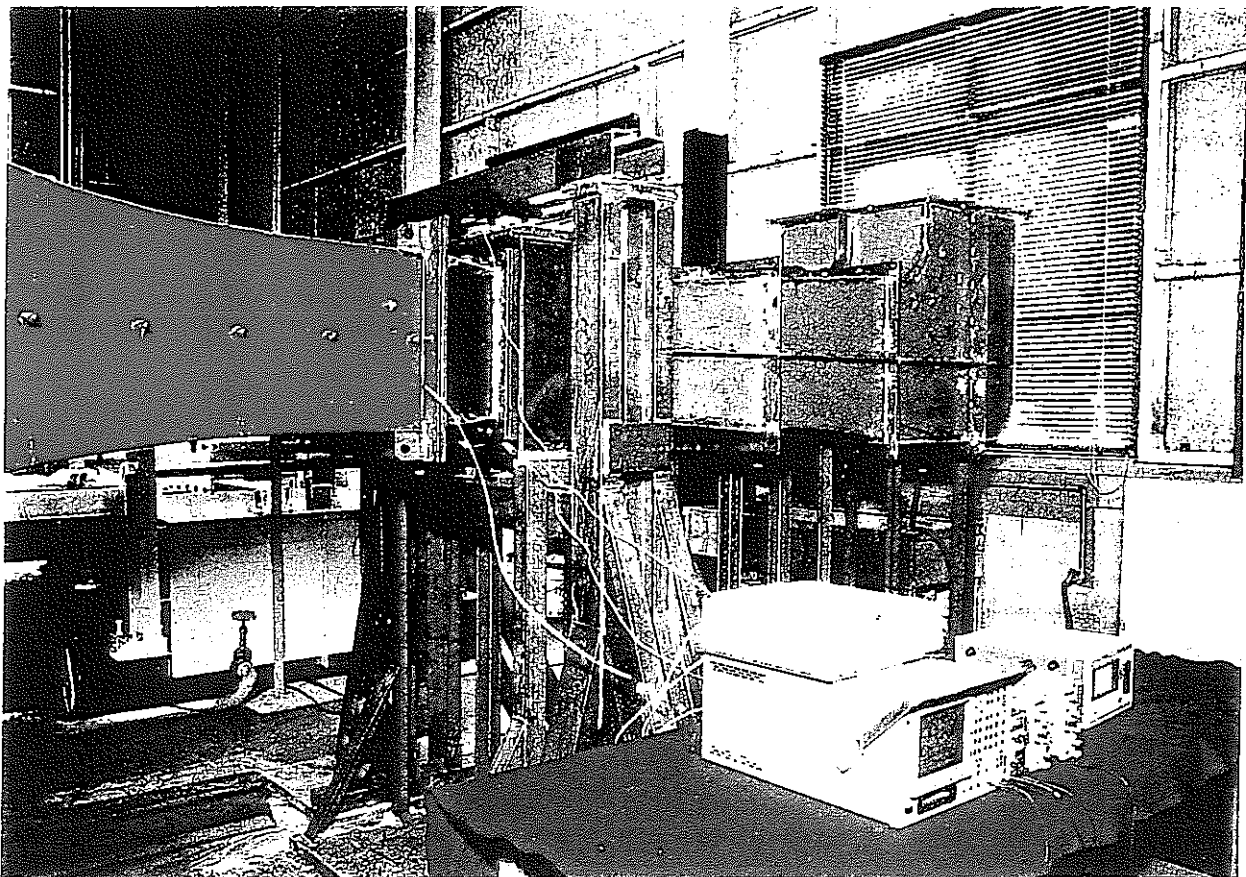


図 5 - 3 渦による変動揚力及び抗力係数測定用伝熱管



(1) 試験装置全体



(2) 供試体

図 5 - 4 主冷却器伝熱管の空気流動（渦振動）試験装置（写真）

表5-1 主冷却器伝熱管の空気流動（渦振動）試験の流速とレイノルズ数との関係

MK-ⅢDHX伝熱管の流速とレイノルズ数

伝熱管位置	伝熱管外径D (m)	空気温度T (℃)	動粘性係数 ν (m ² /sec)		流速（すきま流速）V (m/sec)	レイノルズ数Re
4 段目下流側	0.0427	277	4.526E-05		37.76	3.56E+04
3 段目下流側、 4 段目上流側	0.0427	221	3.780E-05		33.92	3.83E+04
2 段目下流側、 3 段目上流側	0.0427	164	3.072E-05		30.00	4.17E+04
1 段目下流側、 2 段目上流側	0.0427	104	2.382E-05		25.89	4.64E+04
1 段目上流側	0.0427	40	1.715E-05		21.50	5.35E+04

MK-ⅢDHX伝熱管の模擬試験体による渦振動試験時の流速及びレイノルズ数

試験番号	伝熱管外径D (m)	空気温度T (℃)	動粘性係数 ν (m ² /sec)	試験計測流速Ve (m/sec)	すきま流速V (m/sec)	レイノルズ数Re
1	0.0427	20	1.56E-05	1.0	2.92	7.99E+03
2	0.0427	20	1.56E-05	2.0	5.84	1.60E+04
3	0.0427	20	1.56E-05	3.0	8.76	2.40E+04
4	0.0427	20	1.56E-05	4.0	11.68	3.20E+04
5	0.0427	20	1.56E-05	5.0	14.60	4.00E+04
6	0.0427	20	1.56E-05	6.0	17.52	4.80E+04
7	0.0427	20	1.56E-05	7.0	20.44	5.59E+04
8	0.0427	20	1.56E-05	8.0	23.36	6.39E+04
9	0.0427	20	1.56E-05	9.0	26.28	7.19E+04
10	0.0427	20	1.56E-05	10.0	29.20	7.99E+04
11	0.0427	20	1.56E-05	11.0	32.12	8.79E+04
12	0.0427	20	1.56E-05	12.0	35.04	9.59E+04
13	0.0427	20	1.56E-05	12.5	36.50	9.99E+04

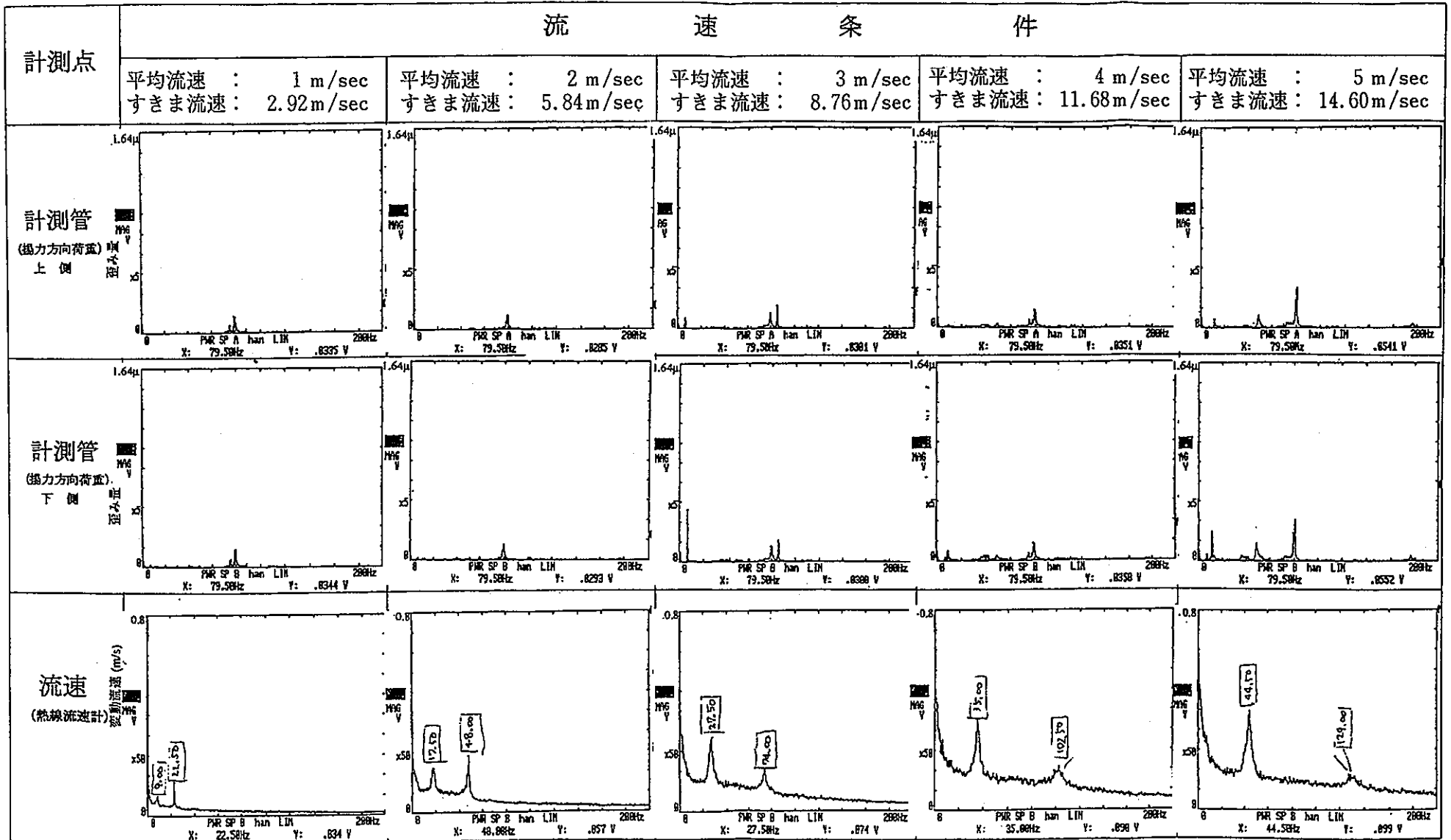


図 5 - 5 (1/3) 空気流動 (渦振動) 試験の各流速における
熱線式風速計の周波数スペクトル分析結果 (試験ケース 2)

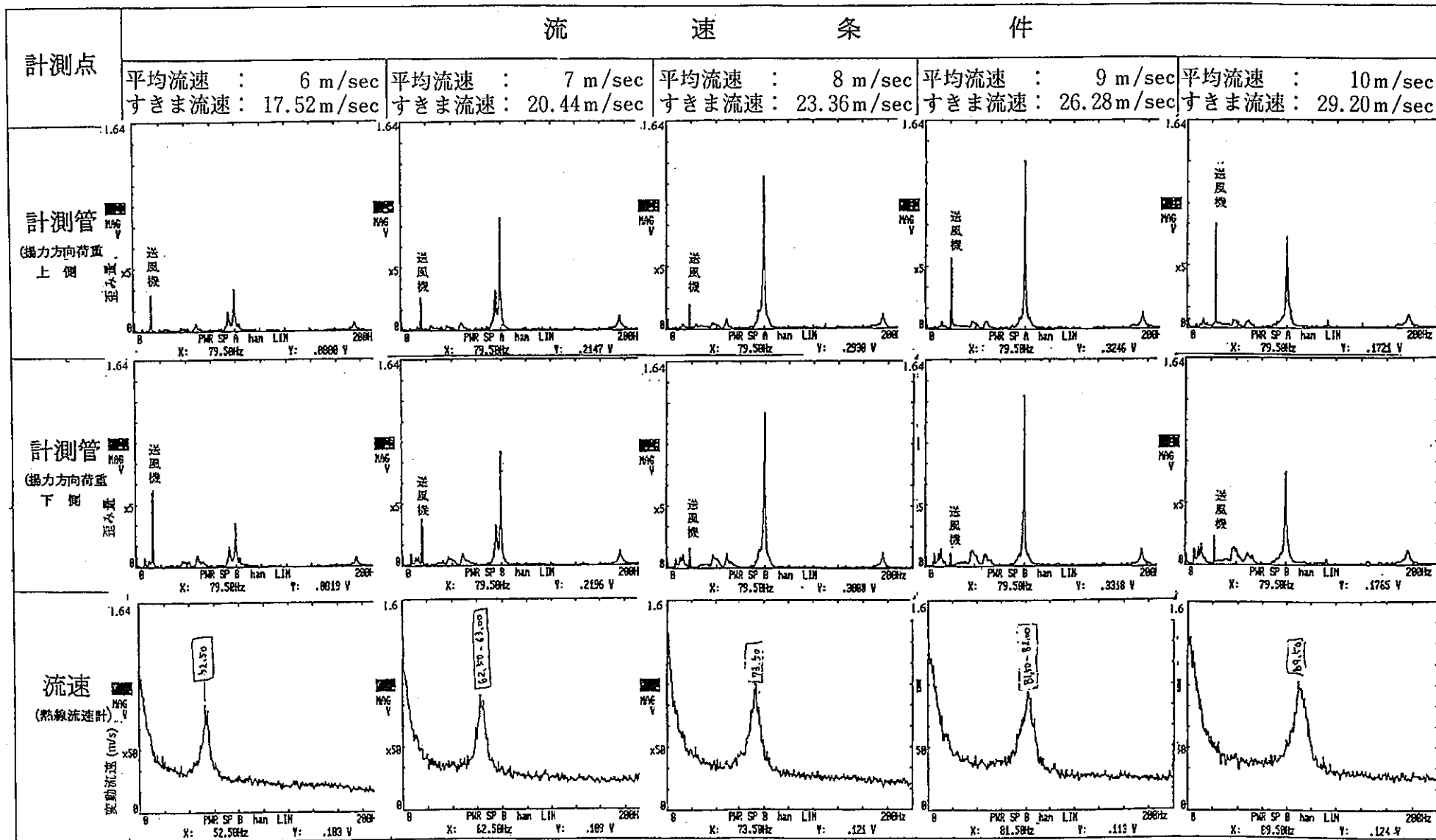


図5-5 (2/3) 空気流動 (渦振動) 試験の各流速における
熱線式風速計の周波数スペクトル分析結果 (試験ケース2)

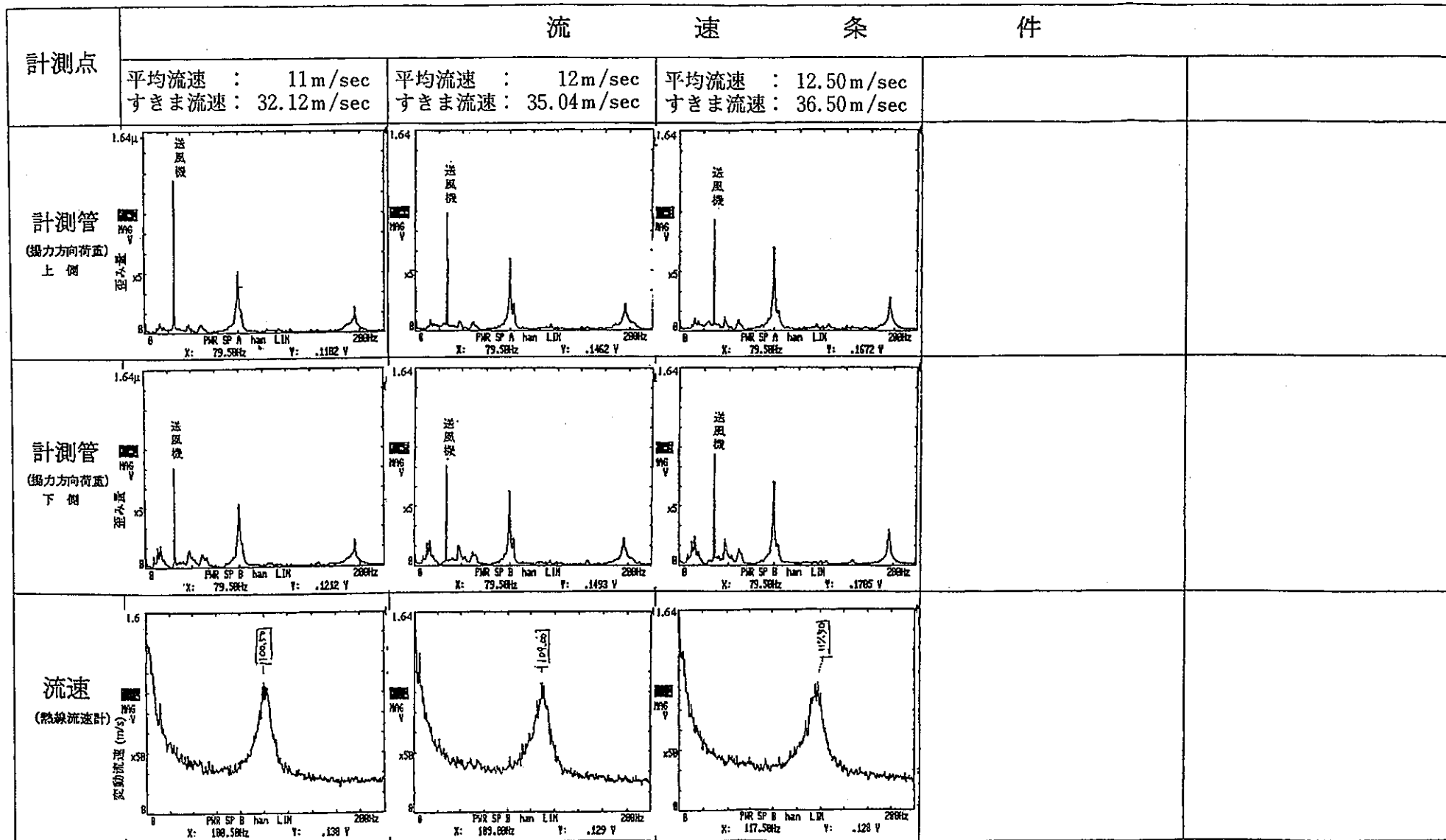


図5-5 (3/3) 空気流動 (渦振動) 試験の各流速における
熱線式風速計の周波数スペクトル分析結果 (試験ケース2)

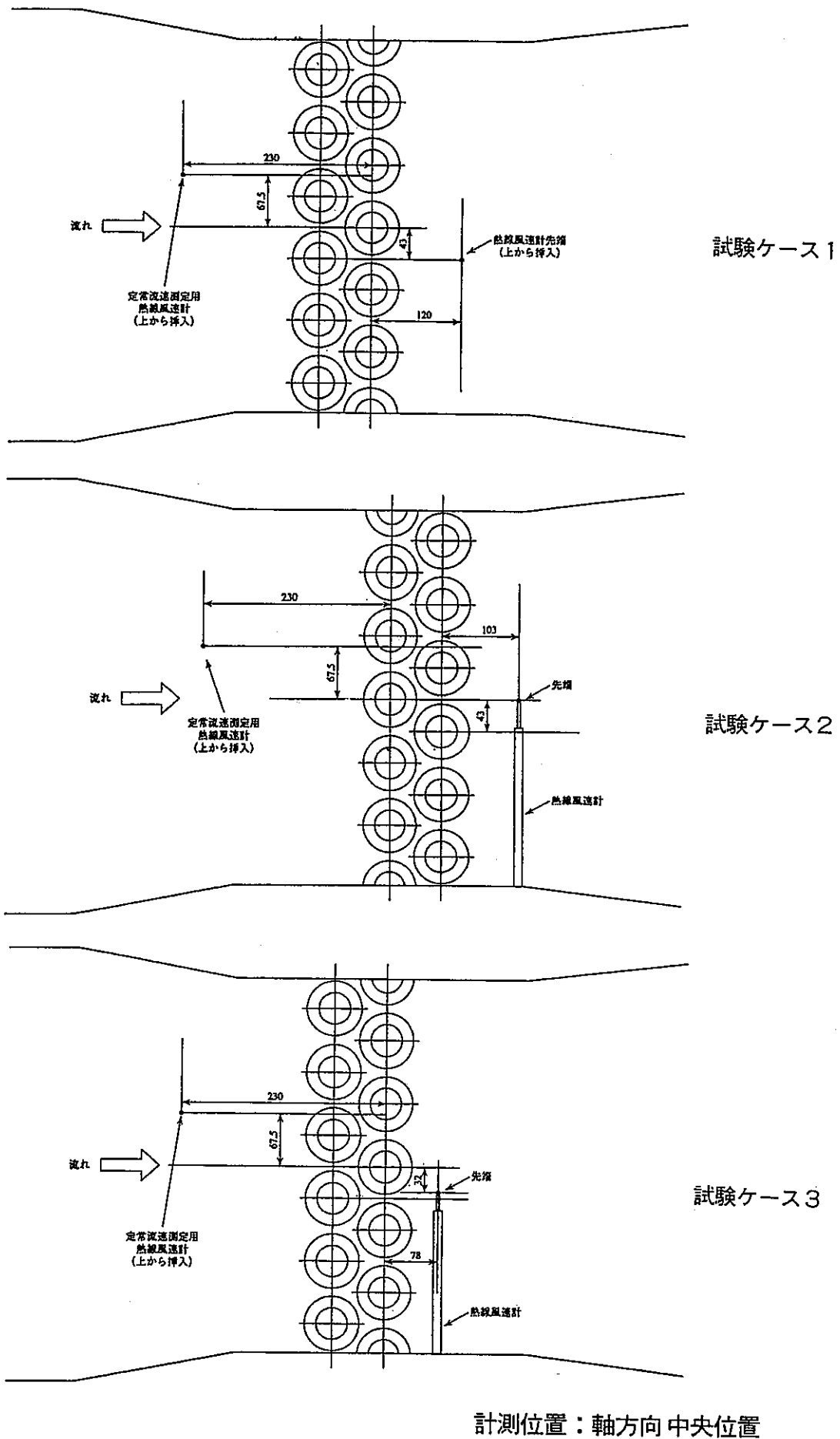


図5-6 熱線式風速計によるカルマン渦放出周波数計測位置

表5-2 主冷却器伝熱管の空気流動（渦振動）試験結果
 （すきま流速と卓越する周波数成分（カルマン渦放出周波数）との関係）

（単位：Hz）

平均流速 (m/sec)	すきま流速 (m/sec)	上流側伝熱管なし										上流側伝熱管有り	
		サムアベレージ					ピークホールド					サムアベレージ	
		ケース1	ケース2-1	ケース2-2	ケース3-1	ケース3-2	ケース1	ケース2-1	ケース2-2	ケース3-1	ケース3-2	ケース1-1	ケース1-2
1.0	2.740											9.0	24.0
1.0	2.920		9.0	22.5				8.0	22.5				
1.5	4.110											15.0	33.0
2.0	5.480											19.5	40.0
2.0	5.840	25.0	17.5	48.0		48.5	23.0	19.5	48.5		42.5		
2.3	6.302											22.0	
3.0	8.220											23.5	
3.0	8.760		27.5	74.0	28.5	78.0		27.5	75.5		79.5		
4.0	10.960											32.5	
4.0	11.680	40.0	35.0	102.5	40.0	102.5	39.0	36.0	104.0	42.0	102.0		
5.0	14.600		44.5	129.0	46.5	124.5		44.0	130.0	47.5	127.0		
6.0	17.520	61.5	52.5		59.5	161.5	54.0	55.0		59.5	163.0		
7.0	20.440		62.5		69.5	192.0		64.0		73.0	196.0		
8.0	23.360	81.5	73.5		82.0		81.5	70.0		84.0			
9.0	26.280		81.5		90.5			81.5		94.5			
10.0	29.200	100.5	89.5		103.0		105.5	91.5		105.0			
11.0	32.120		100.5					99.0		111.5			
12.0	35.040		109.0					106.5					
12.5	36.500		117.5					115.5					

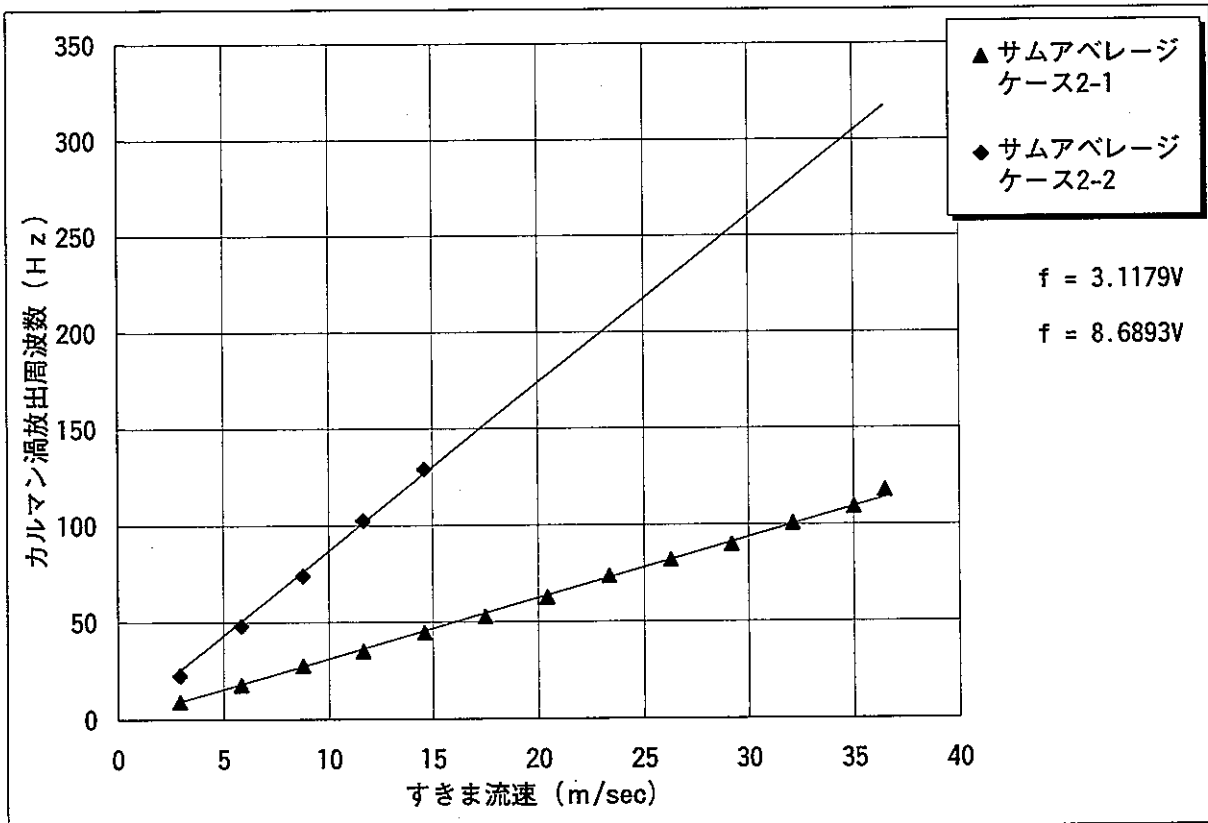
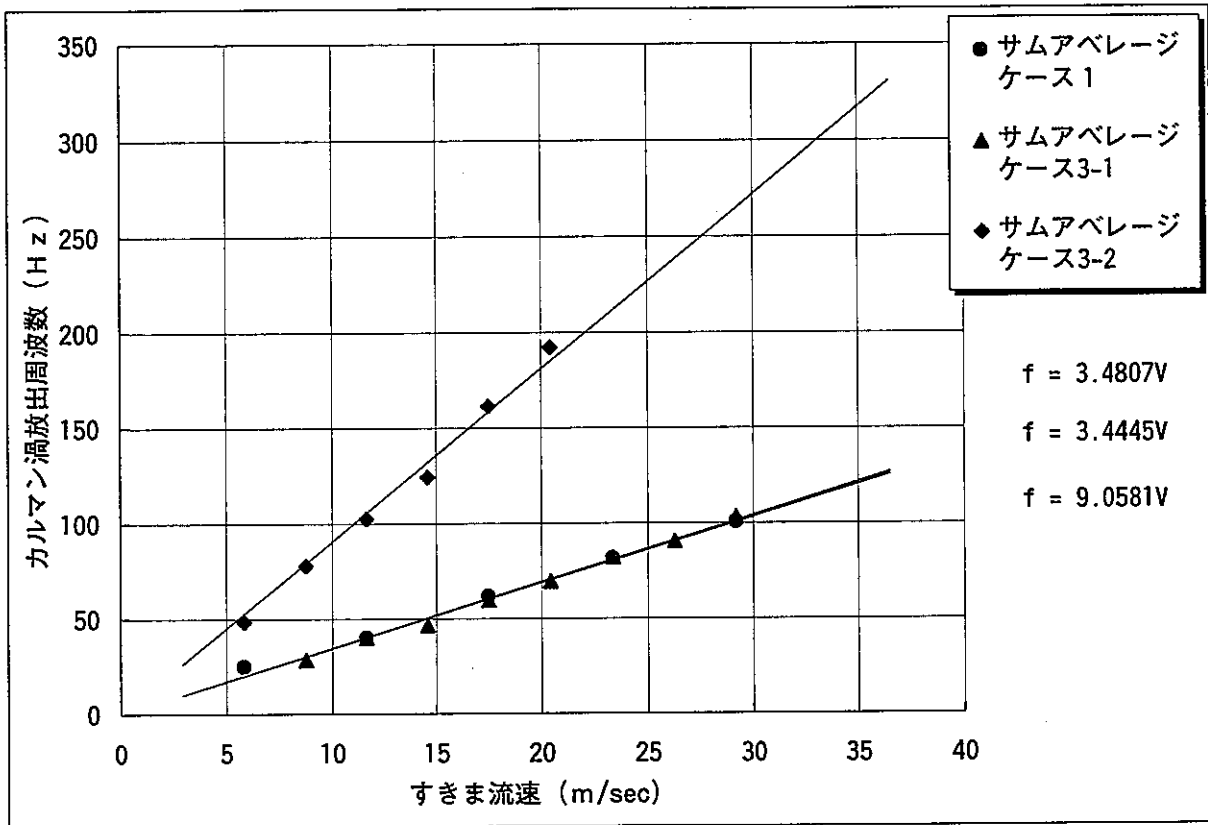
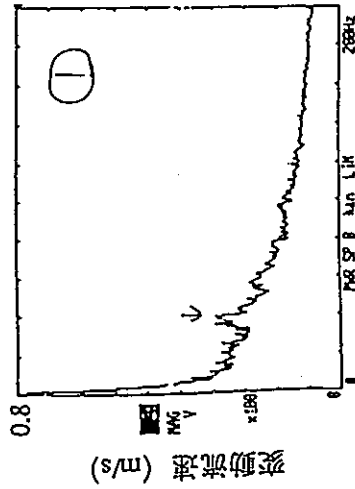
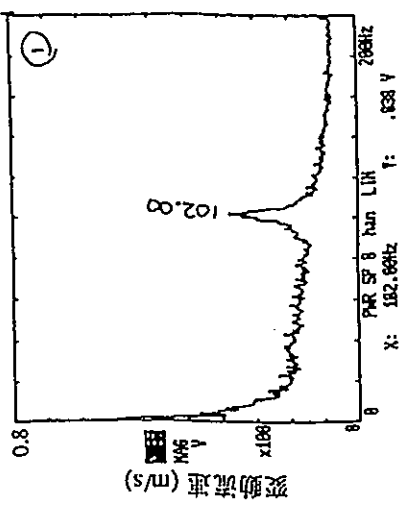
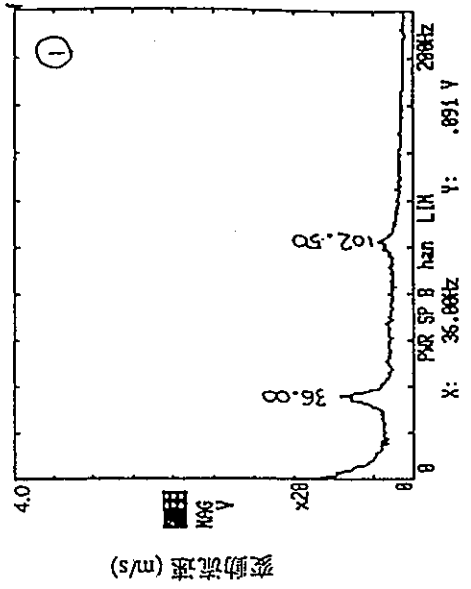


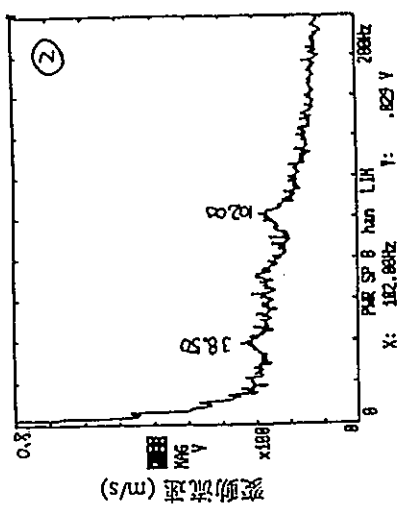
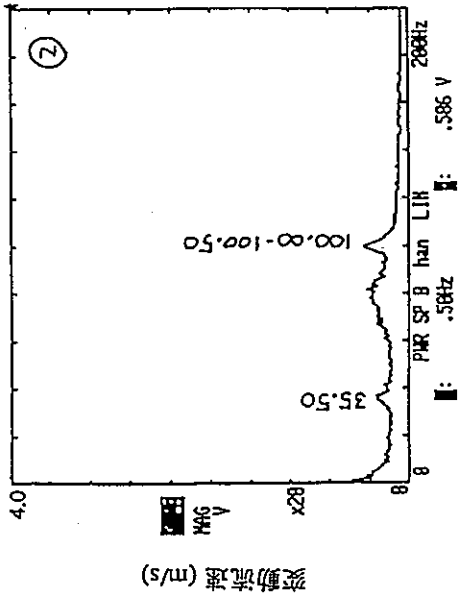
図 5-7 主冷却器伝熱管の空気流動(渦振動)試験結果
すきま流速と卓越する周波数(カルマン渦放出周波数)との関係



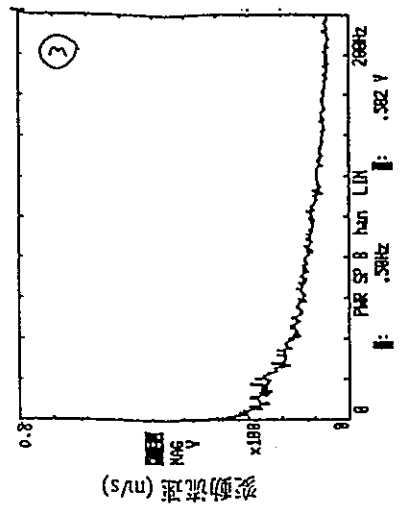
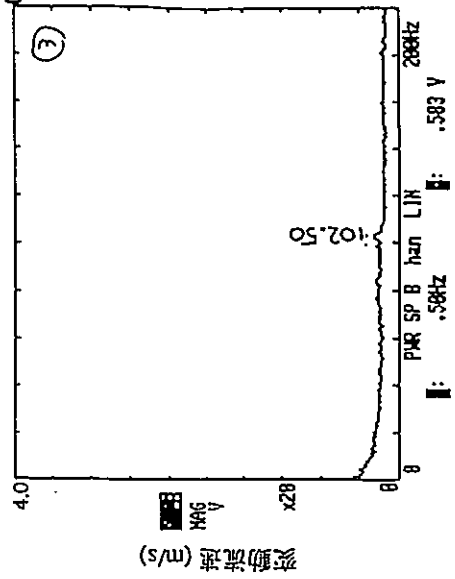
(7-21)



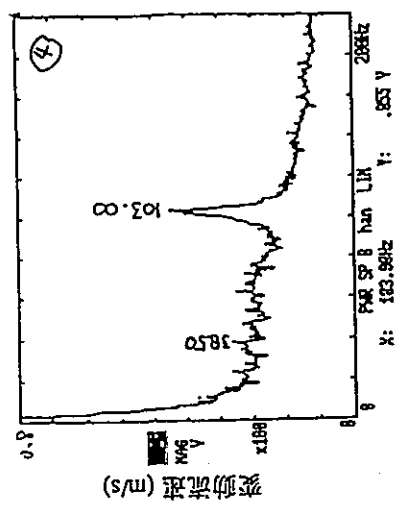
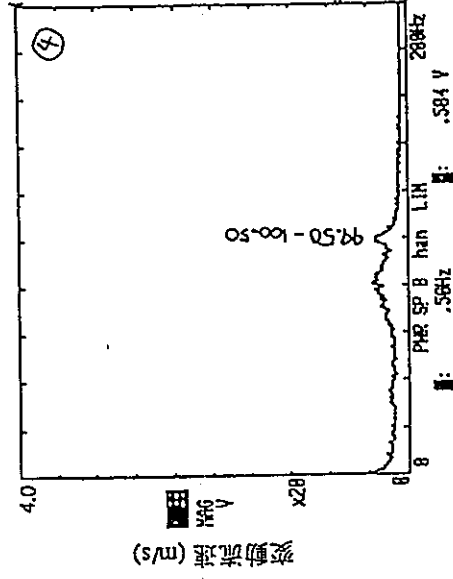
B) 4M/s A:Roc-STR B:Velocity 5/7 suwave
200Hz A:RC/ IV B:RC/ 18V S:SUM 128/128 MAG 1x



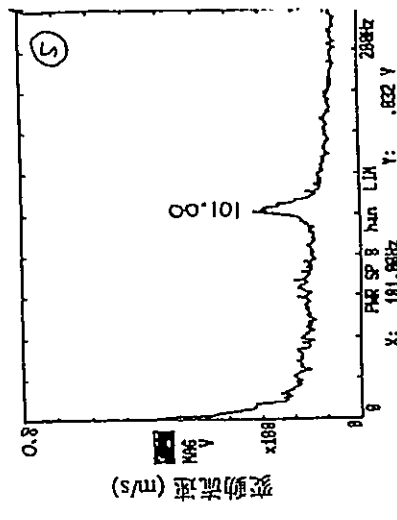
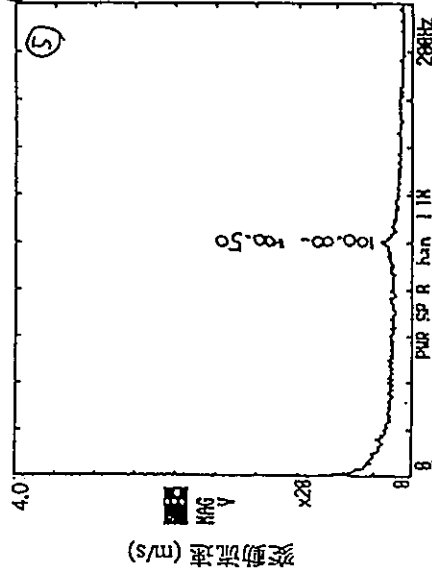
C) 4M/s A:Roc-STR B:Velocity 5/7 suwave
200Hz A:RC/ IV B:RC/ 18V S:SUM 128/128 MAG 1x



C) 4M/s A:Roc-STR B:Velocity 5/7 suwave
200Hz A:RC/ IV B:RC/ 18V S:SUM 128/128 MAG 1x



A) 4M/s A:Roc-STR B:Velocity 5/7 suwave
200Hz A:RC/ IV B:RC/ 18V S:SUM 128/128 MAG 1x



(7-22)

(7-23)

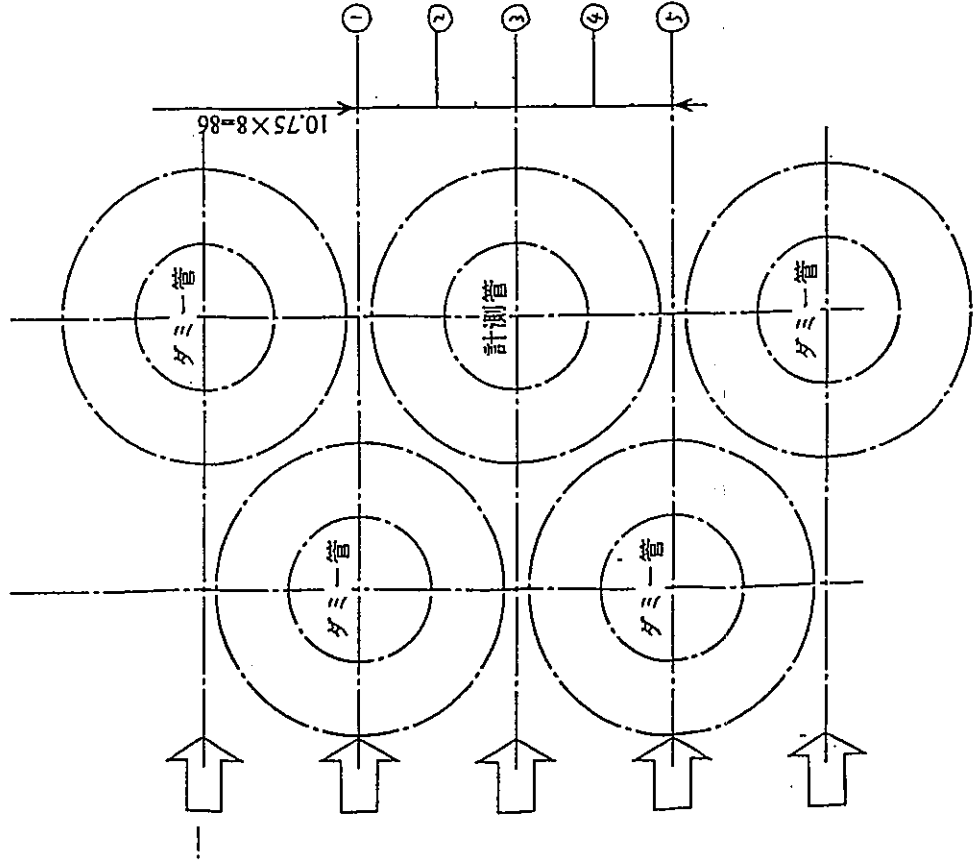


図 5-8 計測位置を変えた場合の熱線式風速計の周波数スペクトル [4m/s]

表 5-3 主冷却器伝熱管の変動揚力係数及び変動抗力係数の算定 (すきま流速による)

項 目	変動揚力係数 C_L 測定試験					変動抗力係数 C_D 測定試験	
	ケース1		ケース2-1		ケース2-2	ケース3-1	ケース3-2
平均流速 V_{AVE} (m/sec)	6.00	8.00	7.00	9.00	3.00	3.00	2.00
すきま流速 V (m/sec)	17.52	23.36	20.44	26.28	8.76	8.76	5.84
伝熱管外径 D (m)	0.0427	0.0427	0.0427	0.0427	0.0427	0.0427	0.0427
伝熱管長さ L (m)	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
動粘性係数 ν (m ² /sec)	1.56E-05	1.56E-05	1.56E-05	1.56E-05	1.56E-05	1.56E-05	1.56E-05
レイノルズ数 Re	4.80E+04	6.39E+04	5.59E+04	7.19E+04	2.40E+04	2.40E+04	1.60E+04
流体密度 ρ (kg/m ³)	1.166	1.166	1.166	1.166	1.166	1.166	1.166
カルマン渦放出周波数 f (Hz)	54.0	81.5	64.0	81.5	75.5	57.0	85.0
伝熱管固有振動数 f_n (Hz)	79.5	79.5	80.0	80.0	80.0	78.5	78.5
振動数比 Z	0.68	1.03	0.80	1.02	0.94	0.73	1.08
ストローハル数 St	0.15	0.15	0.13	0.13	0.37	0.15	0.39
減衰定数 ζ	0.00135	0.00135	0.00253	0.00253	0.00253	0.00158	0.00158
伝達関数 (応答倍率) X/X_0	1.86	19.60	2.78	26.18	9.14	2.12	5.80
伝熱管ひずみ (μ)	0.02130	2.70000	0.02590	3.03000	0.02300	0.00247	0.00904
流体力 F (N)	0.0153	0.1839	0.0124	0.1545	0.0034	0.0016	0.0021
変動流体抵抗係数	0.0050	0.0338	0.0030	0.0225	0.0044	0.0020	0.0061

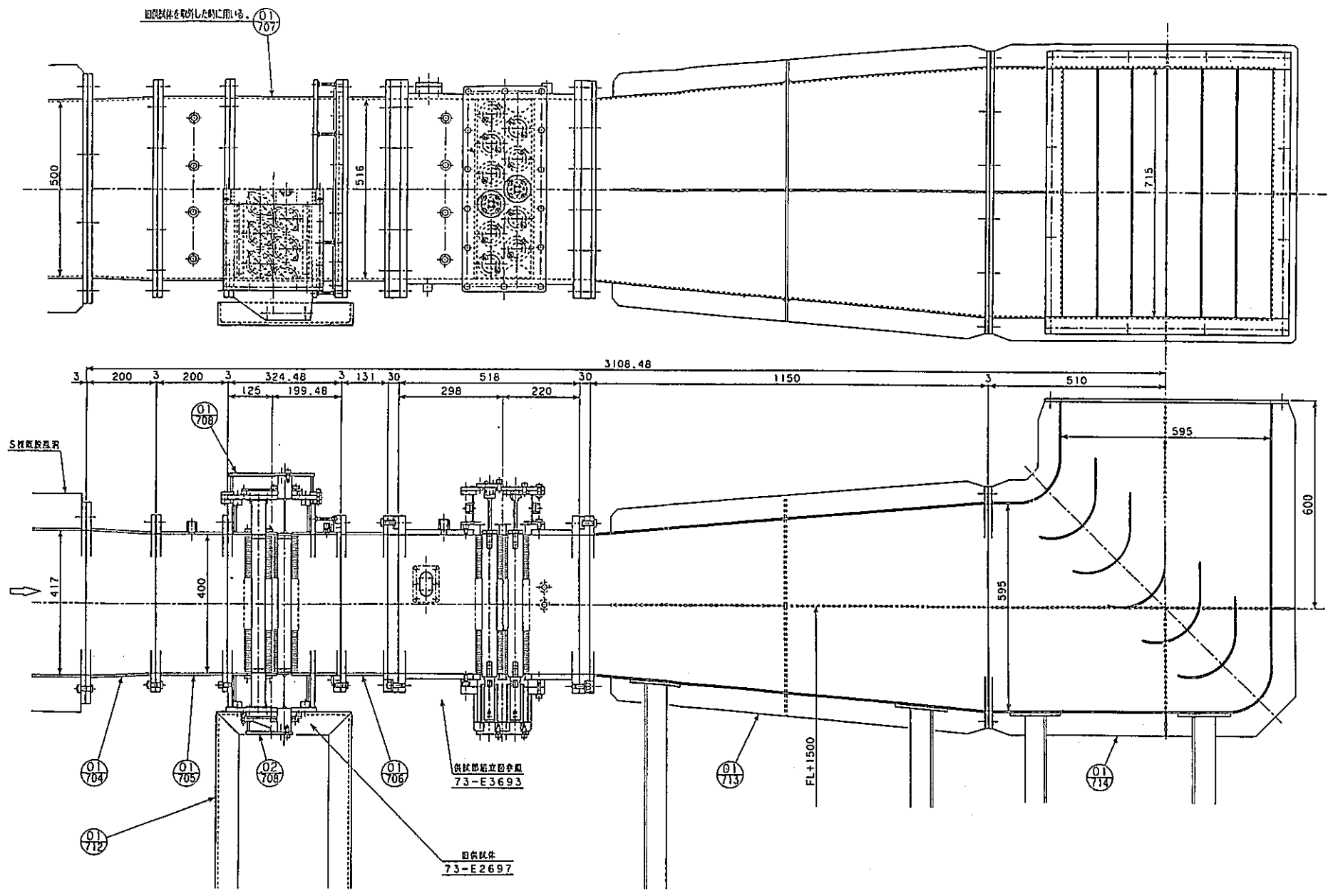


図 5 - 9 上流側伝熱管の影響確認用空気流動（渦振動）試験装置

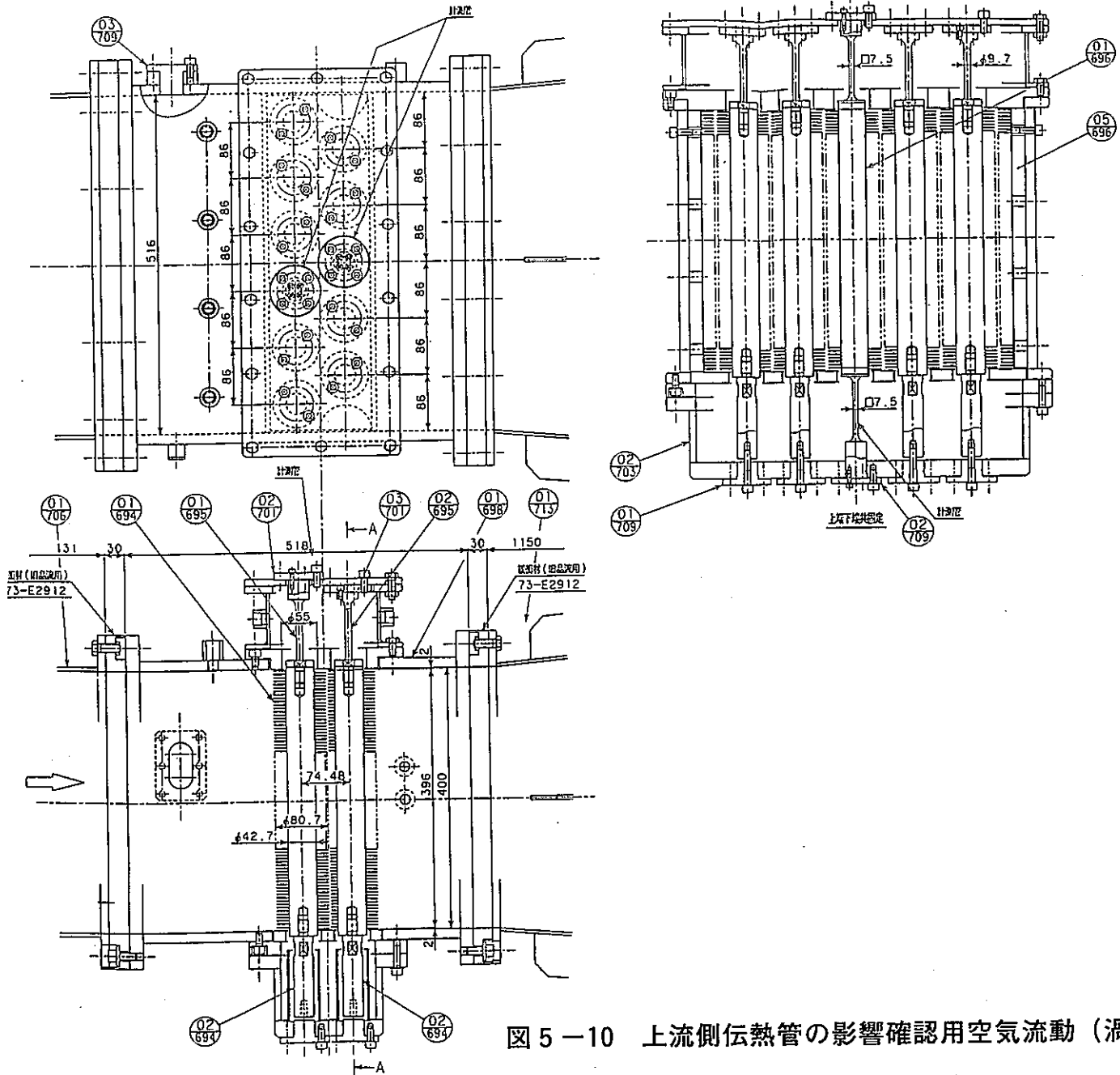


図5-10 上流側伝熱管の影響確認用空気流動（渦振動）試験用模擬試験体

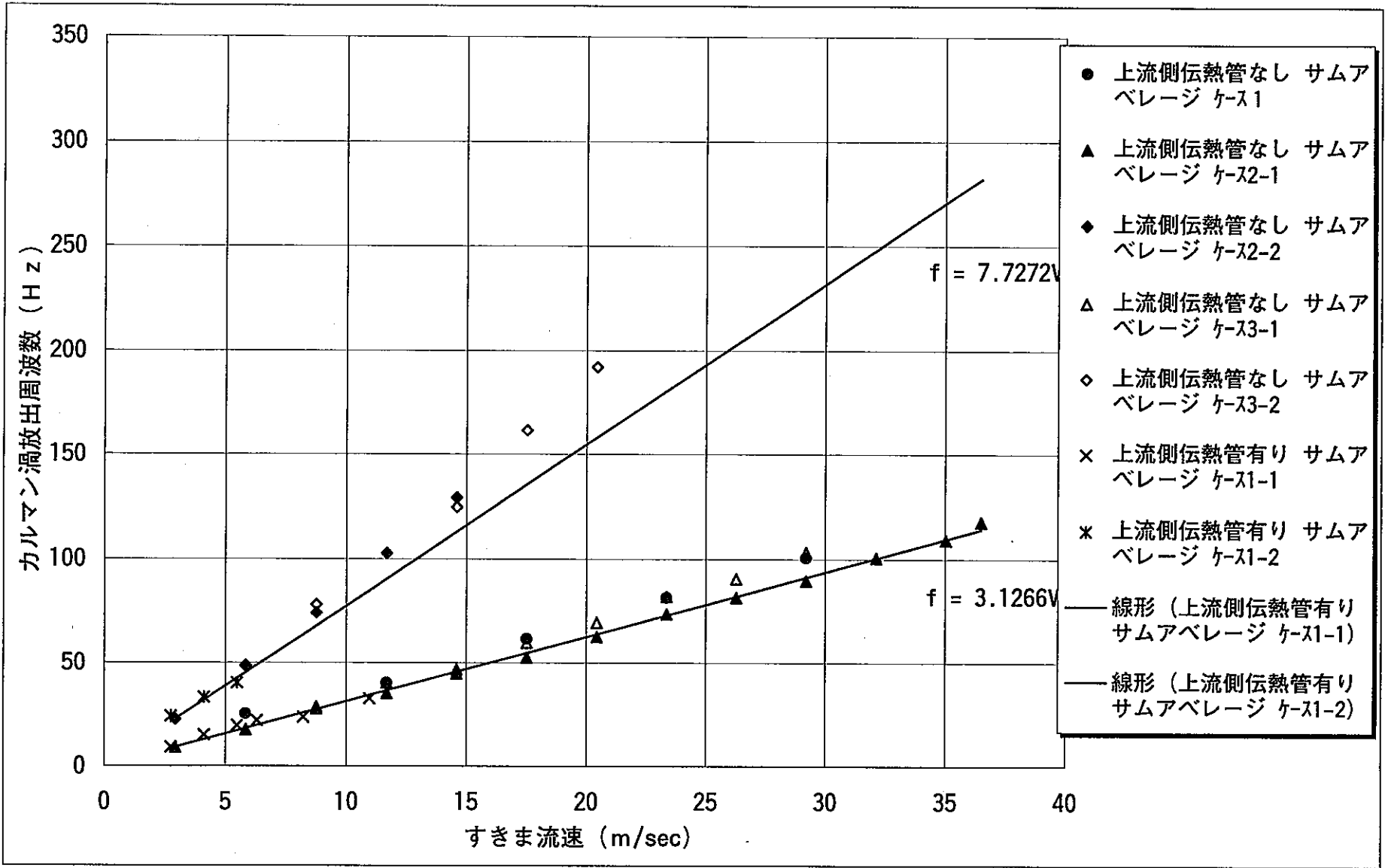


図5-11 上流側に伝熱管がある場合の空気流動（渦振動）試験結果
すきま流速と卓越する周波数（カルマン渦放出周波数）との関係

表5-4 上流側に伝熱管がある場合の変動揚力係数及び変動抗力係数の算定結果（すきま流速による）

項 目	変動揚力係数 C_L 測定試験				変動抗力係数 C_D 測定試験			
平均流速 V_{AVE} (m/sec)	3.00	4.00	2.00	2.00	2.30	3.00	1.00	1.00
すきま流速 V (m/sec)	8.22	10.96	5.48	5.48	6.30	8.22	2.74	2.74
伝熱管外径 D (m)	0.0427	0.0427	0.0427	0.0427	0.0427	0.0427	0.0427	0.0427
伝熱管長さ L (m)	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
動粘性係数 ν (m^2/sec)	1.56E-05	1.56E-05	1.56E-05	1.56E-05	1.56E-05	1.56E-05	1.56E-05	1.56E-05
レイノルズ数 Re	2.25E+04	3.00E+04	1.50E+04	1.50E+04	1.72E+04	2.25E+04	7.50E+03	7.50E+03
流体密度 ρ (kg/m^3)	1.166	1.166	1.166	1.166	1.166	1.166	1.166	1.166
カルマン渦放出周波数 f (Hz)	23.5	32.5	40.0	40.0	44.0	47.0	48.0	48.0
伝熱管固有振動数 f_n (Hz)	75.0	85.0	75.0	85.0	75.0	72.5	72.5	75.0
振動数比 Z	0.31	0.38	0.53	0.47	0.59	0.65	0.66	0.64
減衰定数 ζ	0.0306	0.0234	0.0306	0.0234	0.0157	0.0146	0.0146	0.0157
伝達関数（応答倍率） X/X_0	1.11	1.17	1.40	1.28	1.52	1.72	1.78	1.69
伝熱管ひずみゲージ出力 (V)	0.00033	0.00126	0.00034	0.00027	0.00018	0.00039	0.00006	0.00007
計測管荷重補正值 (gf)	0.15411	0.60732	0.15925	0.12918	0.09439	0.20826	0.03204	0.03591
流体力 F (N)	0.00136	0.00508	0.00112	0.00099	0.00061	0.00118	0.00018	0.00021
変動流体抵抗係数	0.00202	0.00425	0.00374	0.00330	0.00153	0.00176	0.00236	0.00278

6. 主冷却器伝熱管の強制加振（減衰定数測定）試験

6.1 概要

伝熱管は、配管の一種であることから、その減衰定数としてJEAG4601-1991⁽²⁾に示されている減衰定数の配管区分Ⅱ（スナバ、架構レストレント、ロッドレストレント、ハンガ等の支持装置が4個以上）の保温材無しの場合の1%を用いることができると考えられる。しかし、この値は、あくまでも耐震設計等の配管系の変位振幅が大きい場合の減衰定数であり、流力振動のような変位振幅が小さい場合の減衰定数として、そのまま適用できるかどうかという問題点があることを4章「主冷却器伝熱管のASME等に基づく流力振動評価の問題点」で示した。

流力振動評価に用いる減衰定数については、指針等で示されている値がないことから、あくまでも唯一示されているJEAG4601-1991に基づく1%を用いることとする。よって、減衰定数測定試験は、JEAG4601-1991のバックデータを取得する目的で行うものであるが、本試験で得られたデータが仮に1%より小さい場合には、本試験で得られた減衰定数も用いてMK-Ⅲ主冷却器伝熱管のカルマン渦放出周波数における動的応答解析を行い、この解析結果を用いて、その構造健全性を確認するものである。

6.2 試験装置

図6-1に主冷却器伝熱管の模擬試験体を示す。図6-2に試験装置の全体写真を示す。模擬試験体は、図6-1に示すように主冷却器伝熱管4パスのうち、約1.5パス間を模擬した伝熱管3本を試験体として製作し、材質、管径、配列、ピッチ等を同一条件としている。なお、保守的に支持部のガタは無いものとして試験体を製作している。したがって、減衰定数に大きく影響する衝突、摩擦によるエネルギー逸散は、実機よりパス間が短く、配列本数も少なく、かつ、ガタも無いことから小さくなっており、保守的な試験体系となっている。

6.3 試験条件

(1) 加振方法

試験は、常温、常圧の状態において、模擬試験体を加振器により強制加振する強制加振試験としている。

(2) 加振周波数及び加振力

加振周波数は、模擬試験体の事前解析で渦振動による共振時に発生する応力が大きいモードの固有振動数をカバーするように、0～250Hzまでとしている。また、加振力は、

伝熱管に発生する応力がある程度大きくなる領域まで（応力約 1 kg/mm^2 ）の変位振幅を与えるものとしている。

6.4 計測方法及びデータ評価方法

(1) 計測方法

図6-3に減衰定数の測定位置及び計測概念を示す。

- ① 模擬試験体の事前解析で得られた振動モードから、支持点間で2つ又は3つ腹を持つ振動モードで発生する応力が最大値を示すことから、これらのモードが測定できるように、支持点間を4又は6等分した位置に加速度計を取り付ける。
- ② 加振時の管の加速度と、加振器と伝熱管の間を接続する板ばね部にひずみゲージを張り付けて加振荷重を測定する。
- ③ 測定したデータをアンプで増幅した後、FFTアナライザーに入力し、周波数分析を行うとともに、伝達関数を求める。

(2) データ評価方法

- ① 試験で得られた周波数特性及び伝達関数から、共振時（伝熱管固有振動数と加振周波数が一致）における応答特性のハーフパワー法により減衰定数を算出する。

ハーフパワー法は、伝達関数が共振時に以下の式で表されることから、共振時の伝達関数（ピーク D_{\max} ）に対して $1/\sqrt{2}$ になる伝達関数の周波数を求め、減衰定数を算出する方法⁽¹²⁾である。

$$\text{伝達関数 (応答倍率 } X/X_0) = \frac{1}{[(1-Z^2)^2 + (2\zeta Z)^2]^{1/2}}$$

Z : 振動数比 (= f/f_n)

f : カルマン渦放出周波数

f_n : 管の固有振動数

ζ : 管の減衰定数

$$\text{伝熱管の減衰定数 } \zeta = \frac{\Delta f}{f_r}$$

Δf : 共振周波数 f_n と $D_{\max}/\sqrt{2}$ 位置における周波数との差

D_{\max} : 共振周波数 f_n におけるピーク伝達関数

f_r : 共振周波数

6.5 減衰定数測定結果

図6-4～図6-6に強制加振時の各測定点の伝達関数を示す。表6-1に固有振動数と減衰定数の測定結果を示す。

減衰定数測定の結果、最小値0.41%、最大値1.37%、平均値0.7%であった。なお、表6-1において空白部分は、ピークの山が重なって、 $D_{\max}/\sqrt{2}$ が明確に確認できなかったところである。これらの値は、JEAG4601-1991に示されている配管区分Ⅱの保温材無しの1%より小さい値となった。これは、強制加振試験の変位振幅がかなり小さい値であること、更に、試験体が支持部でガタなしとしていること、実機の4パスに対して約1.5パスにしていること等が影響しているためである。したがって、MK-Ⅲ主冷却器伝熱管のカルマン渦放出周波数による動的応答解析では、JEAG4601-1991の配管区分Ⅱの保温材なしの減衰定数1%と、本測定で得られた減衰定数の最小値0.4%を用いた評価を行うこととした。

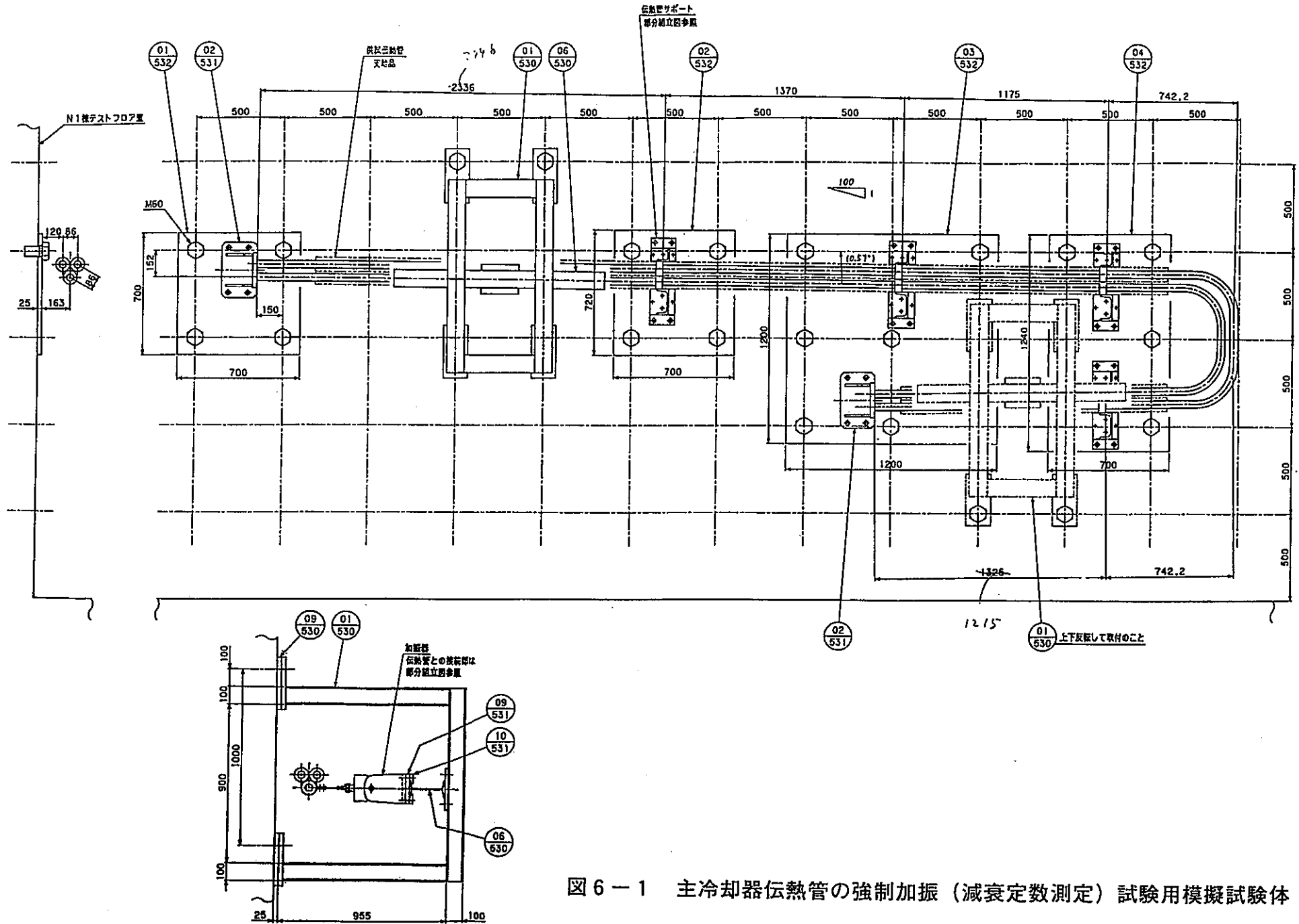


図 6 - 1 主冷却器伝熱管の強制加振（減衰定数測定）試験用模擬試験体

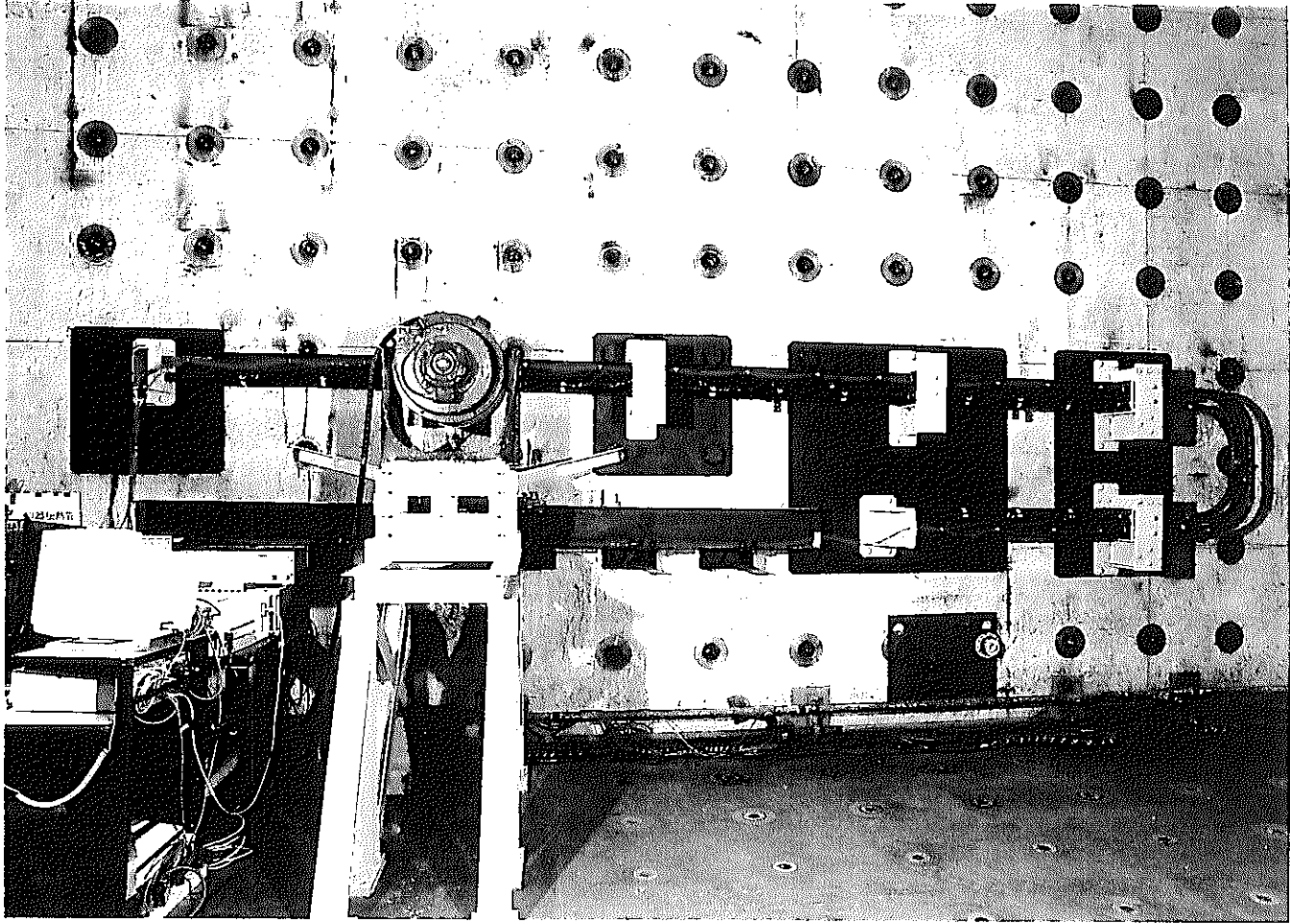


図 6 - 2 主冷却器伝熱管の強制加振（減衰定数測定）試験装置

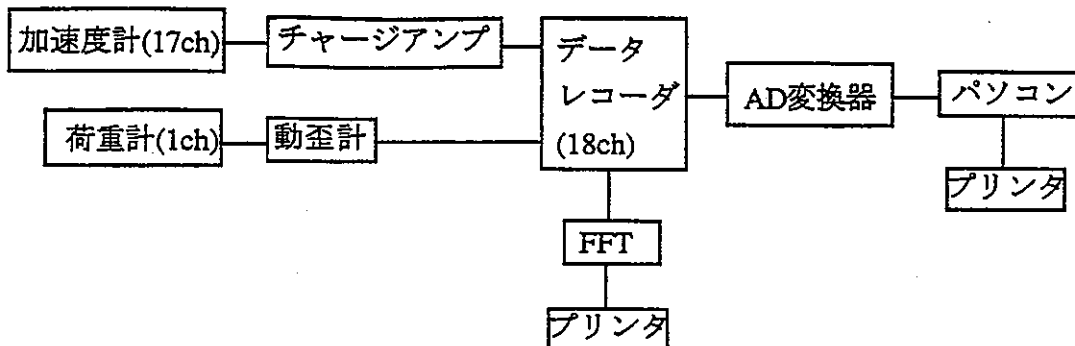
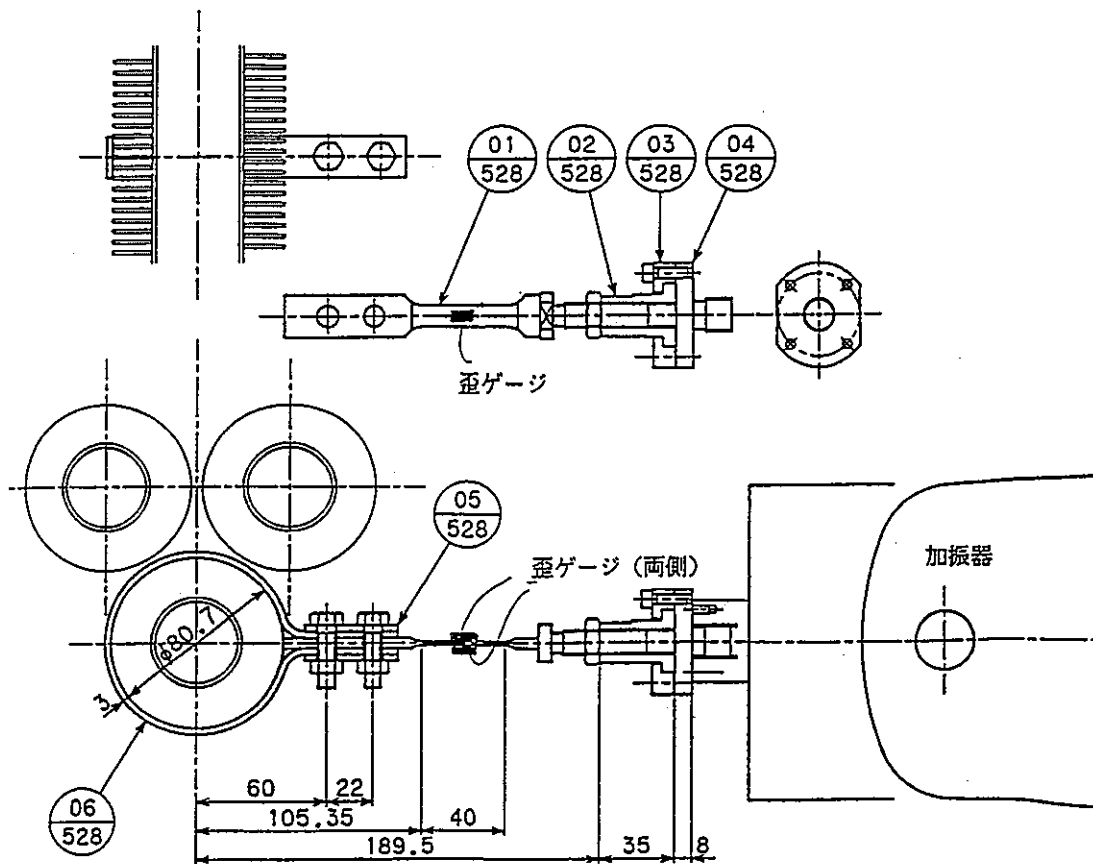
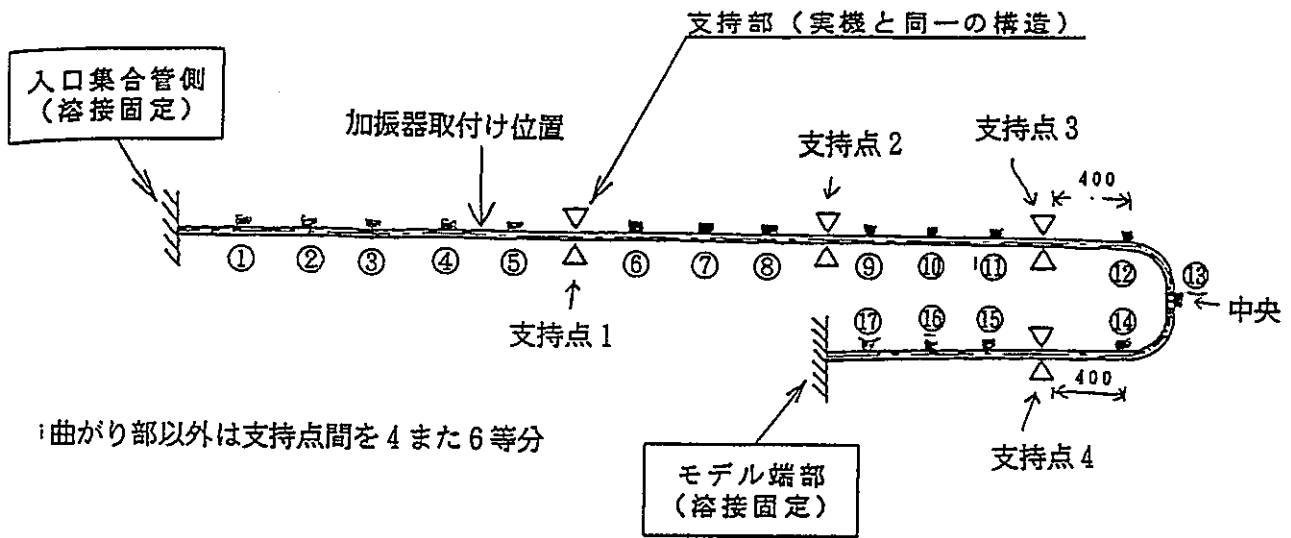


図6-3 主冷却器伝熱管の減衰定数測定位置及び計測概念

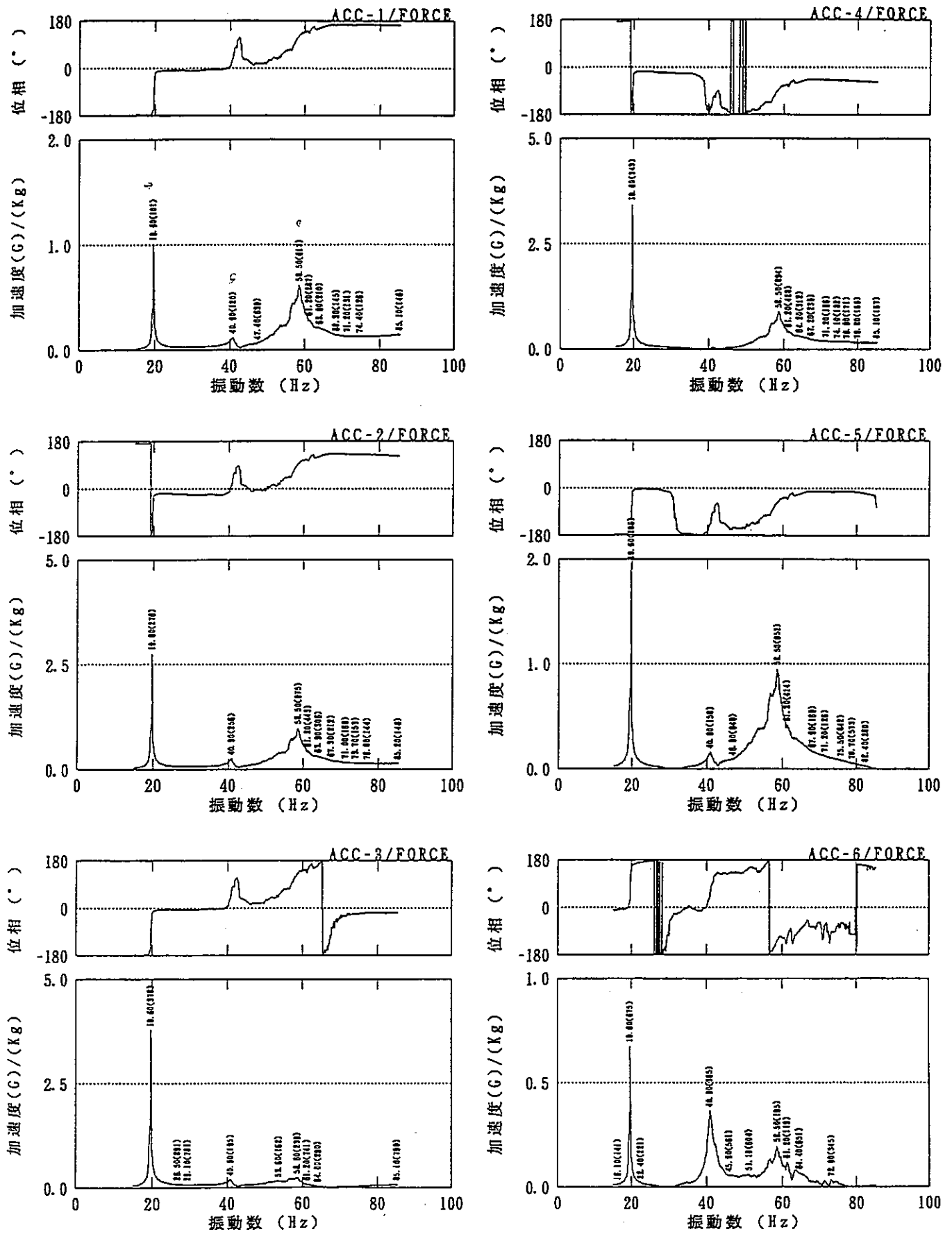


図6-4 (1/3) 強制加振時の各測定点の伝達関数 (加振周波数15Hz~85Hz)

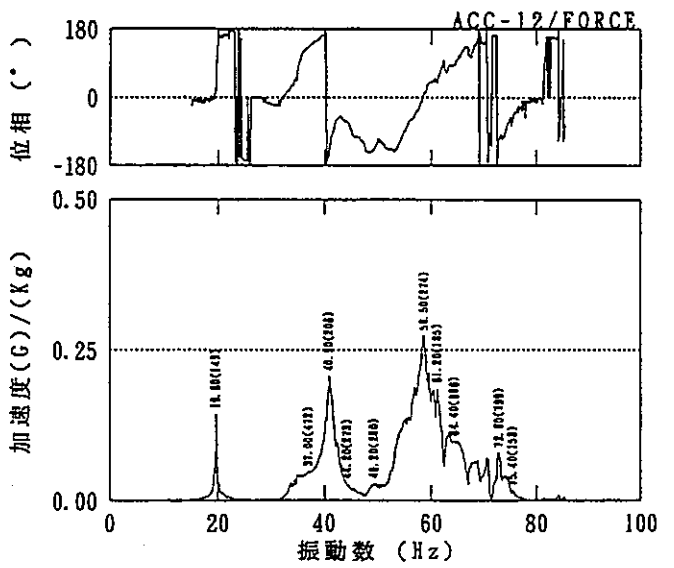
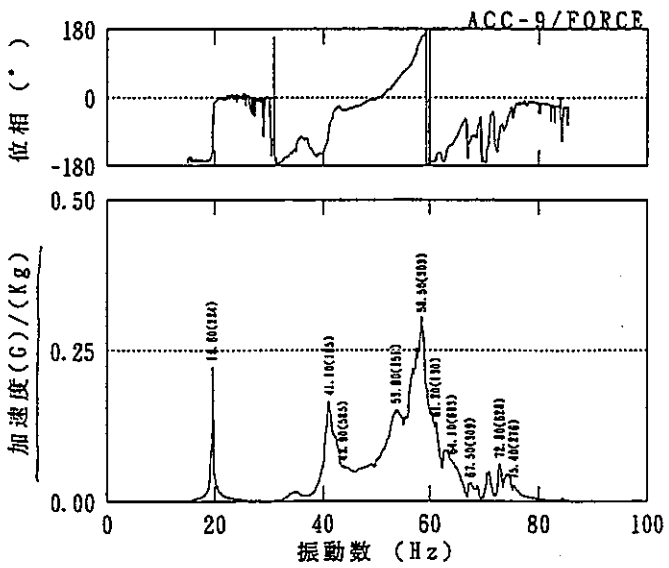
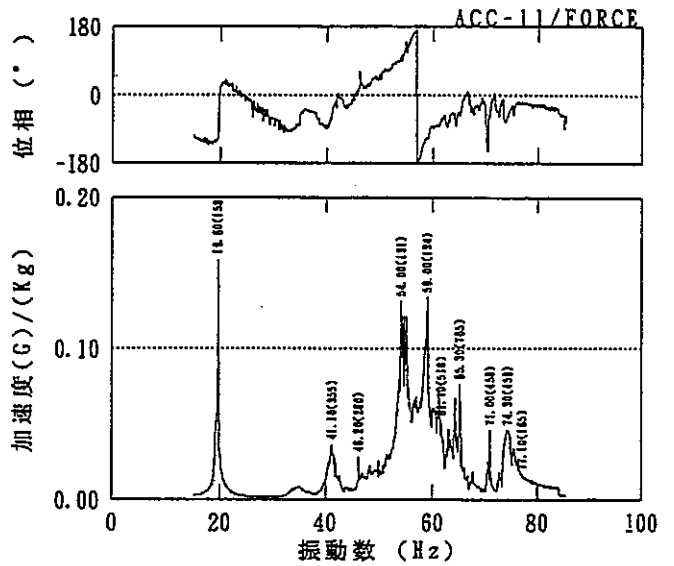
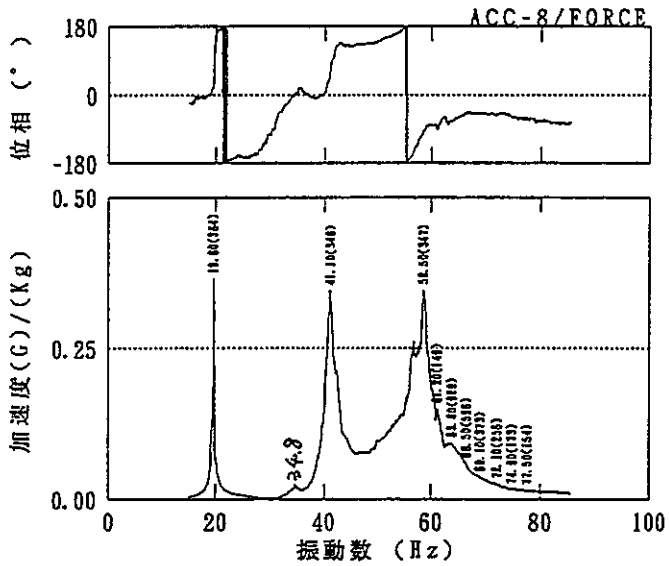
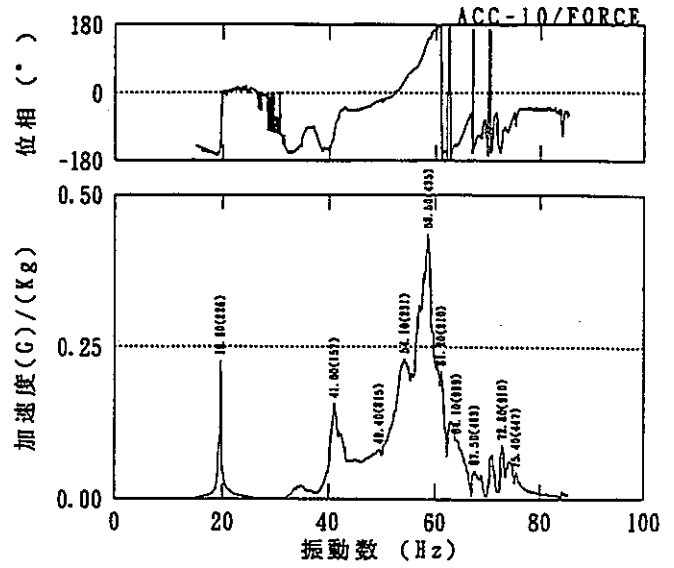
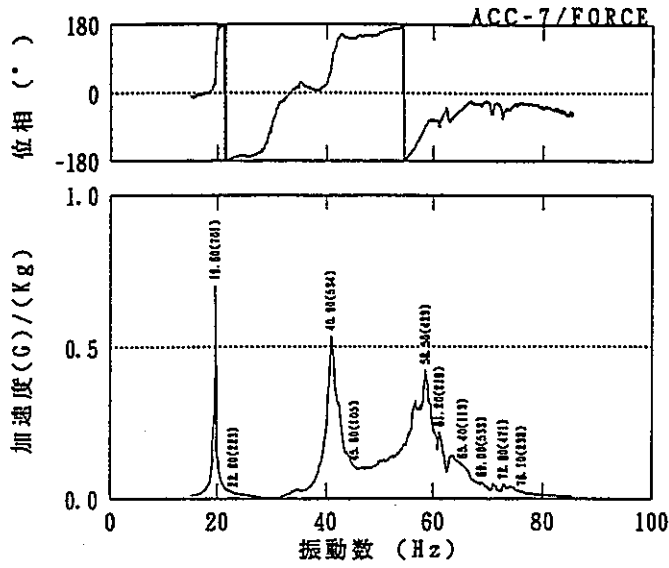


図 6 - 4 (2/3) 強制加振時の各測定点の伝達関数 (加振周波数15Hz~85Hz)

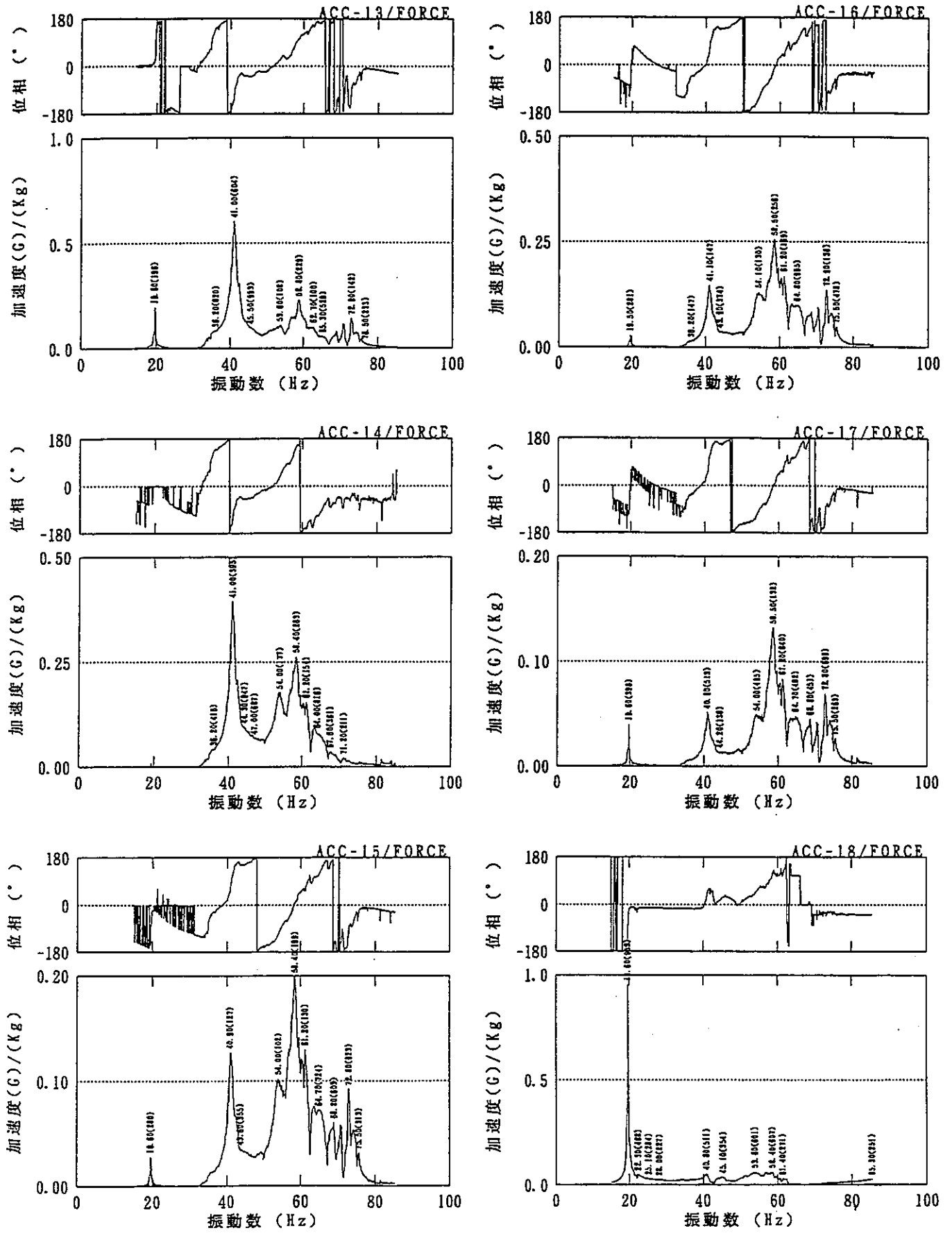


図 6 - 4 (3/3) 強制加振時の各測定点の伝達関数 (加振周波数15Hz~85Hz)

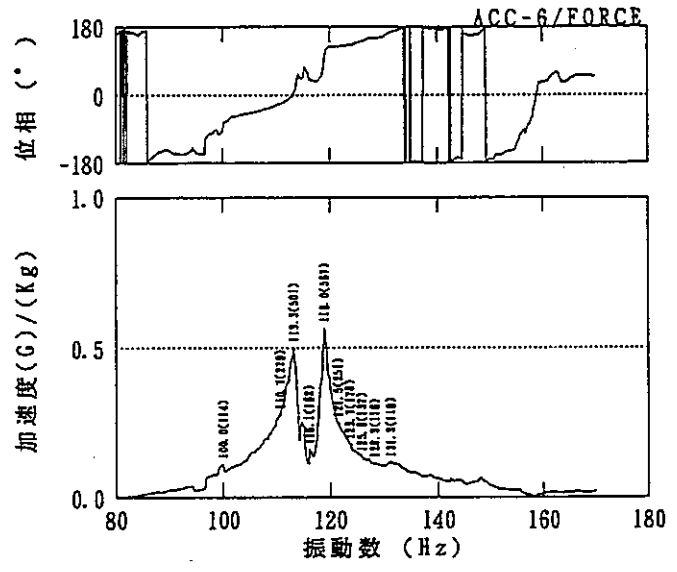
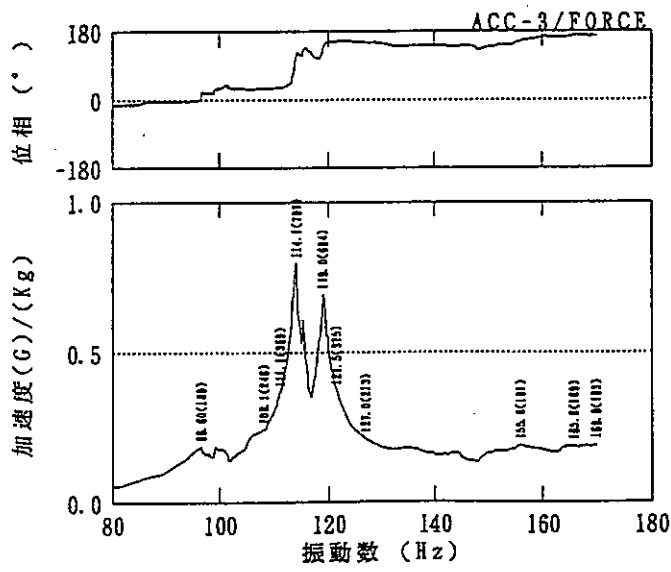
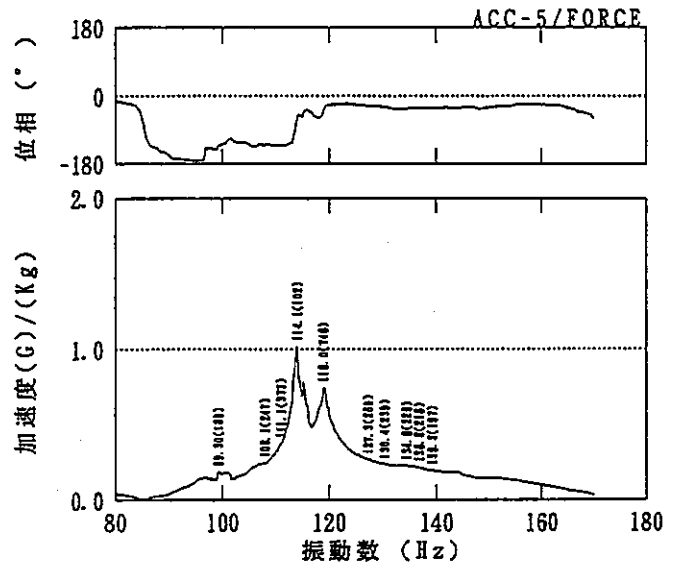
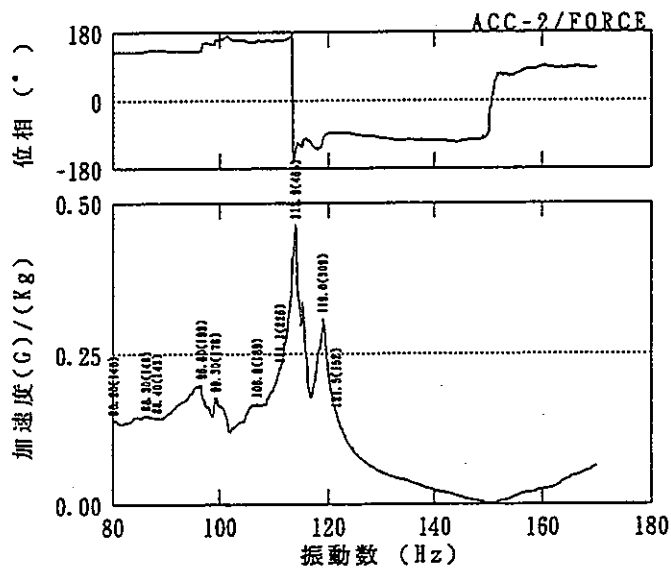
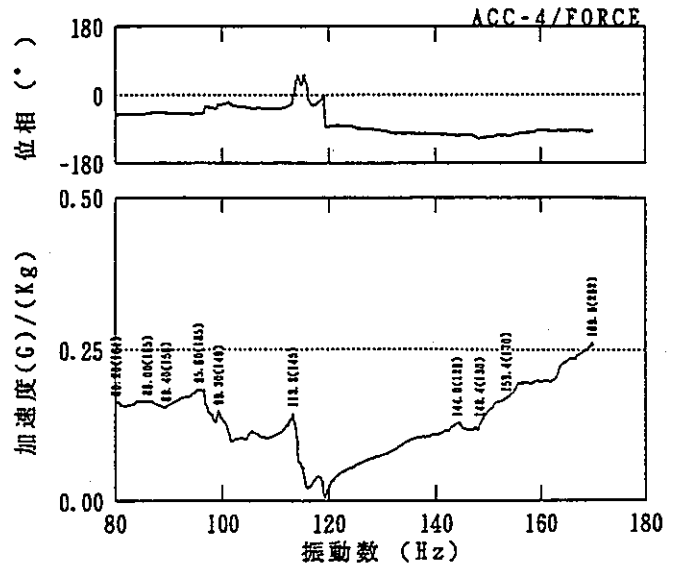
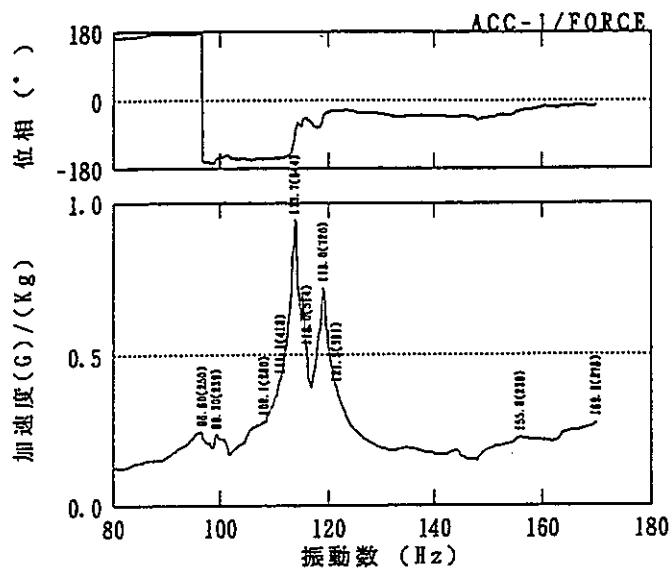


図 6 - 5 (1/3) 強制加振時の各測定点の伝達関数 (加振周波数80Hz~170Hz)

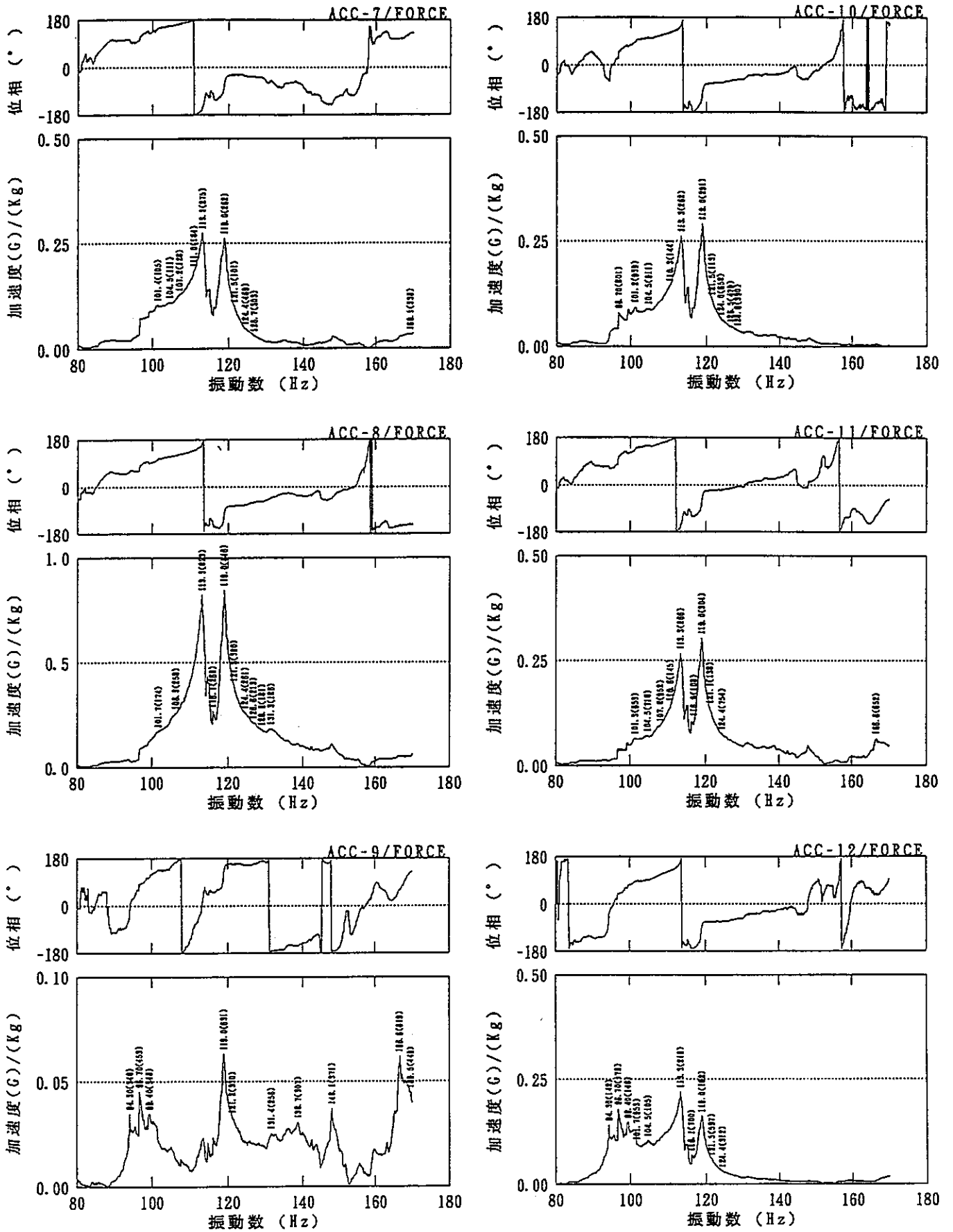


図 6 - 5 (2/3) 強制加振時の各測定点の伝達関数 (加振周波数80Hz~170Hz)

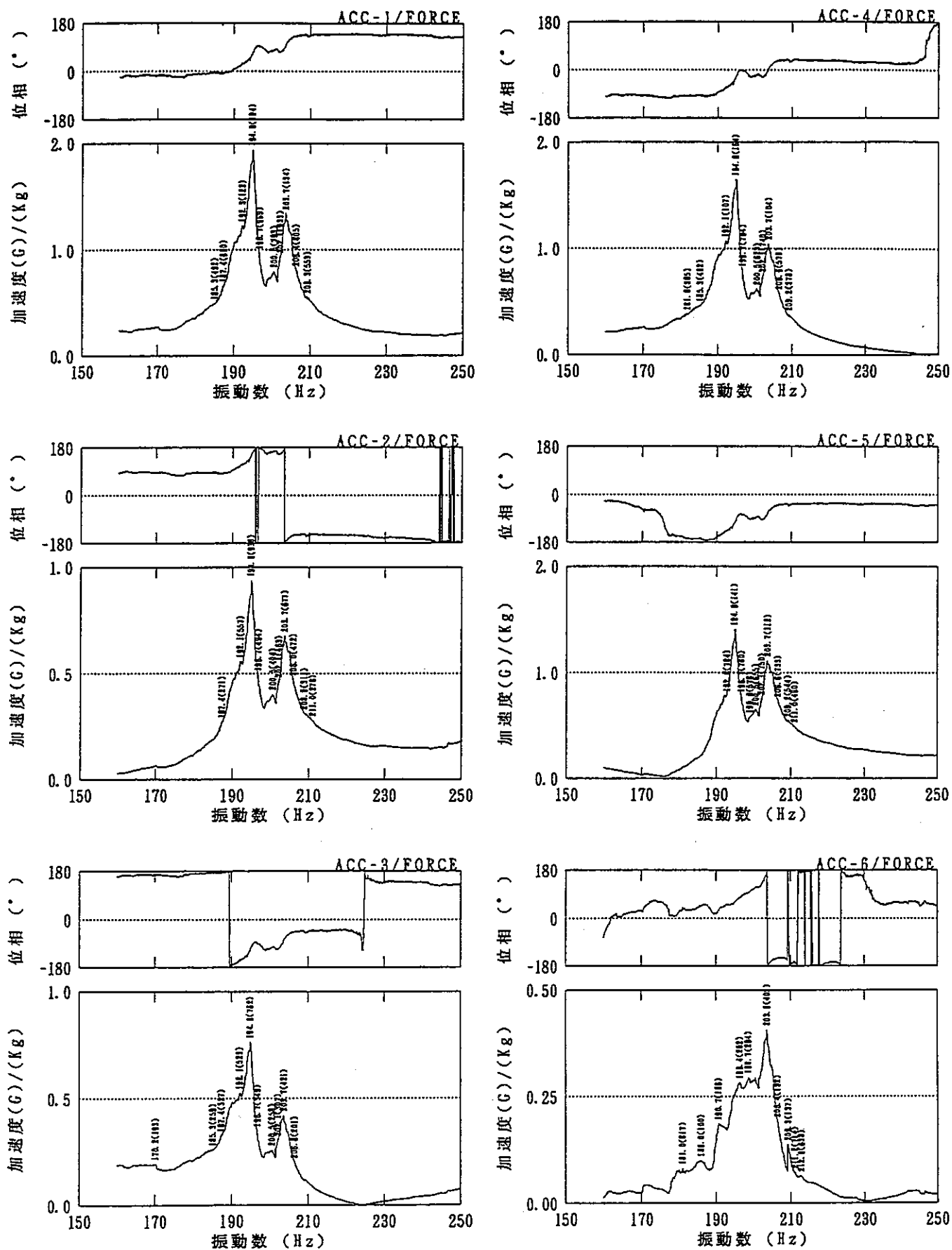


図 6 - 6 (1/3) 強制加振時の各測定点の伝達関数 (加振周波数160Hz ~250Hz)

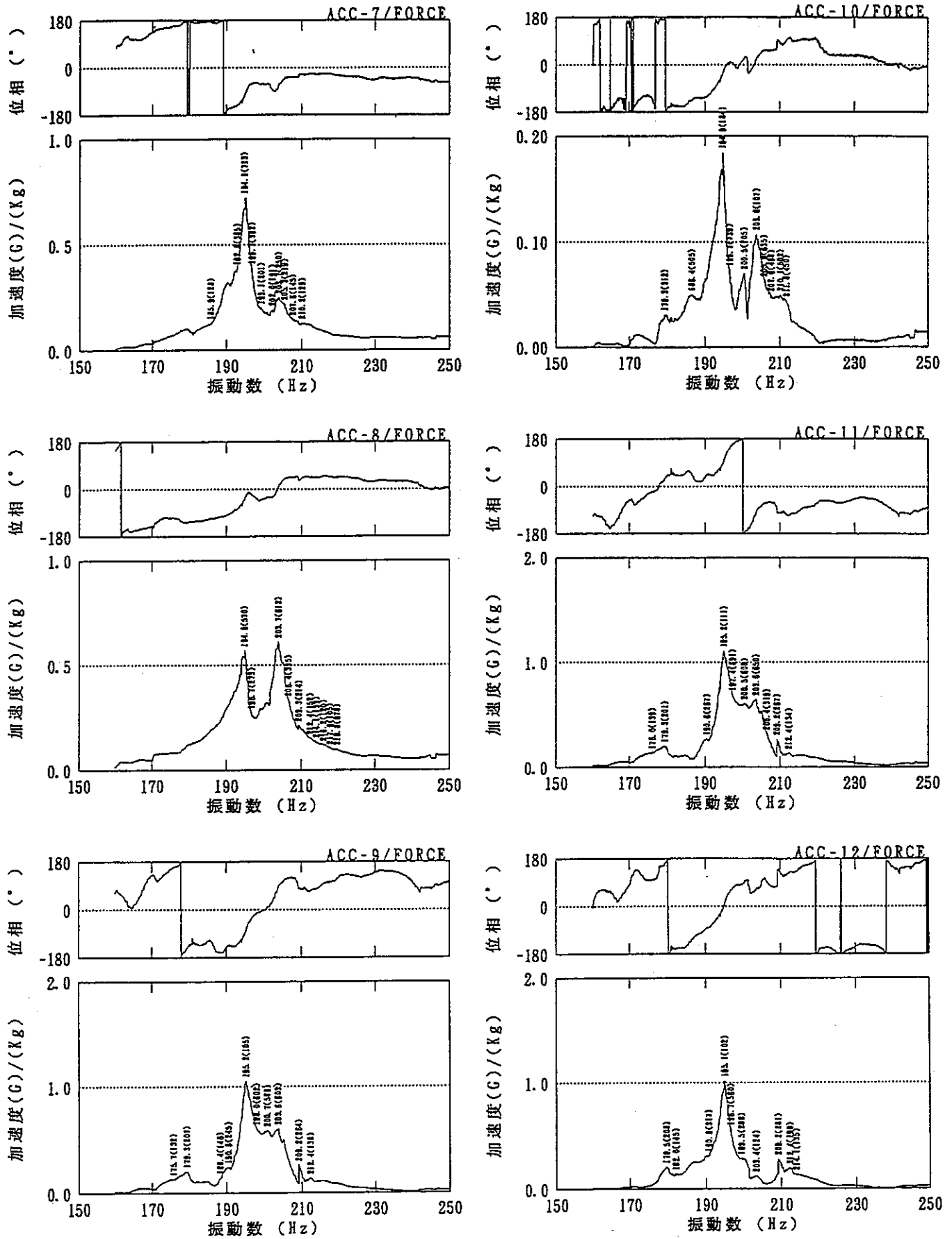


図 6 - 6 (2/3) 強制加振時の各測定点の伝達関数 (加振周波数160Hz ~250Hz)

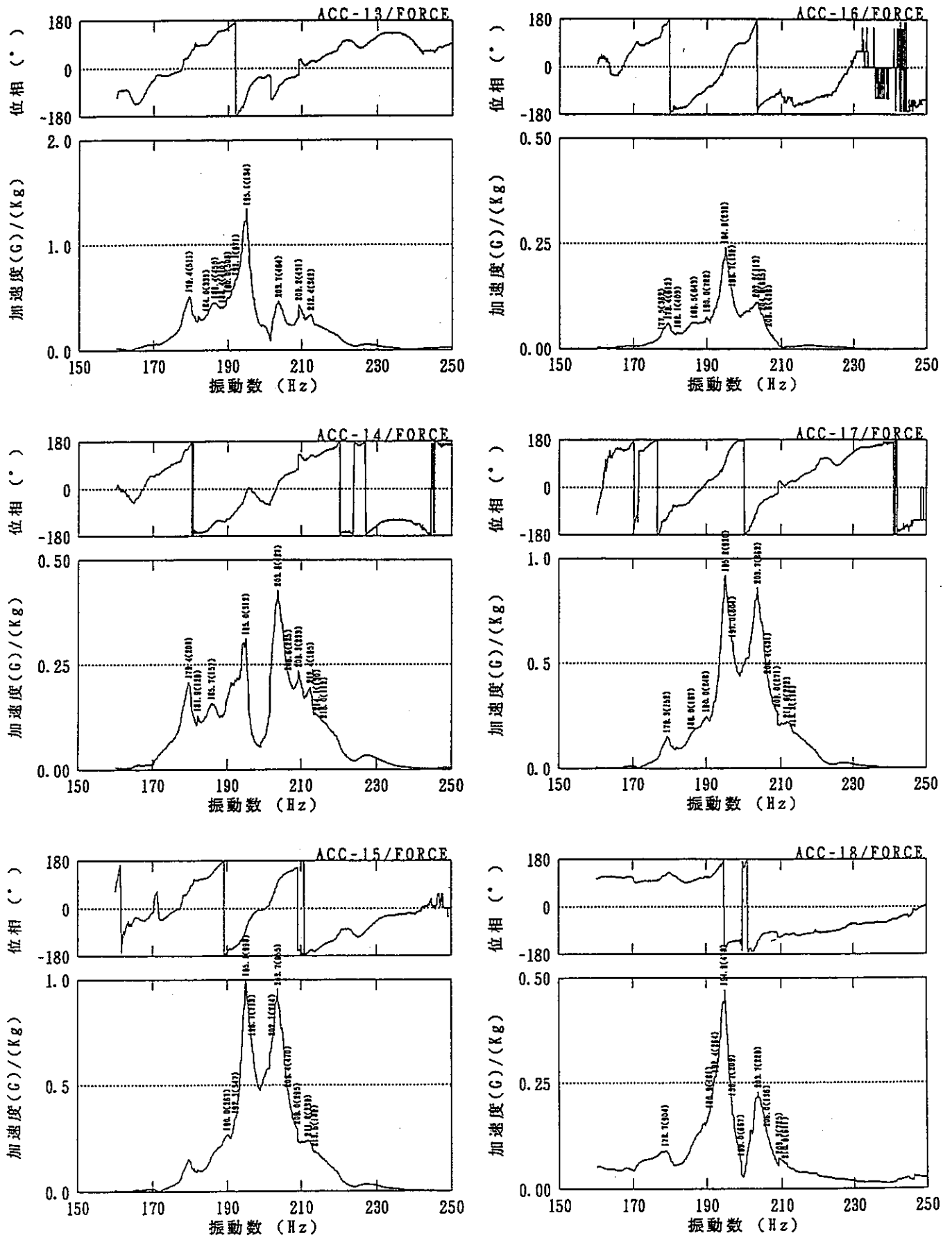


図 6 - 6 (3/3) 強制加振時の各測定点の伝達関数 (加振周波数160Hz ~250Hz)

表 6-1 主冷却器伝熱管の模擬試験体による強制加振（減衰定数測定）試験結果

モード	固有振動数 (Hz)	減衰定数 測定点	減衰定数 (%)	試験時の最大値		
				測定点	加速度 (G)	変位振幅 (mm)
1次	19.8	2	0.51	3	3.4	2.200
2次	34.8			2	3.1	0.640
3次	40.9	13	1.20	13	3.6	0.530
4次	58.5	12	1.37	2	2.3	0.170
5次	72.8	13	0.41	4	3.6	0.170
6次	96.9	2		1	9.2	0.240
7次	113.7	1	0.79	5	10.8	0.210
8次	119.0	6	0.59	8	10.2	0.180
9次	149.2	15	0.47	1	9.4	0.100
10次	152.3	15	0.49	1	9.6	0.100
11次	156.0	15	0.45	1	9.8	0.100
12次	179.4	14	0.64	13	9.2	0.071
13次	185.7			1	8.6	0.062
14次	194.9	1	0.61	1	8.6	0.056
15次	203.7	1	0.81	1	9.8	0.059
16次	209.3			1	8.3	0.047
平均値			0.70			
最小値			0.41			

注)：本減衰定数の値は、各モードにおいて最も小さい測定データを示している。

7. 主冷却器伝熱管の空気流動（流力弾性振動）試験

7.1 概要

主冷却器伝熱管は、通産省告示501号⁽³⁾及びASME⁽¹⁾を参考に流力弾性振動の評価を行っている。しかし、主冷却器伝熱管は、 Σ 型をした2列管群で、通産省告示501号で示されているPWR蒸気発生器に係る規定や、ASMEの推奨値の設定において参考としている文献データの管が密に配列された管群体系とは異なり、管群と管群とのパス間が約70cm開いた体系であり、また、フィン高さも文献のフィン高さよりも高い構造を有していることから、通産省告示501号及びASMEにおける係数の推奨値を主冷却器伝熱管に直接当てはめるには無理がある。

したがって、主冷却器伝熱管体系における流力弾性振動試験を行い、その限界速度係数を明確にする試験を行ったものである。

7.2 試験装置

図7-1に流力弾性振動試験の試験装置を示す。図7-2に流力弾性振動試験の模擬試験体を示す。図7-3に流力弾性振動試験の写真を示す。

実機と同一形状における管群の限界速度係数を求める試験であること、実機と同材質では、試験風量の関係から限界流速を発生させることが困難であることから、伝熱管を軽量化する必要があるため、伝熱管及びフィンを塩化ビニール製として、管径、形状、配列、ピッチ、フィン高さ等を実機と合わせている。また、流力弾性振動が発生するように、柔支持構造とするため、管群はすべて細い支持棒を介して吊り下げる構造としている。なお、中央の3本の伝熱管については、流力弾性振動が生じた時の変動揚力係数及び変動抗力係数を測定する試験も行うため、板ばねを介して吊り下げる構造のものを用意している。

管群の減衰の大小の影響も考慮して、試験体の管群の先端を大気中とした場合と、水に浸して減衰を大きくした場合の2種類の試験が行える構造としている。

7.3 試験条件

(1) 試験流体

常温、常圧の空気を用いている。

(2) 試験流速

試験流速は、模擬試験体の伝熱管が流力弾性振動を開始し、その変位振幅変化から流力弾性振動の発生点を明確に把握できる流速までとしている。なお、この試験流速は、模擬

試験体に塩化ビニールを用いていることから、MK-Ⅲ主冷却器の設計条件等で示している流速とは異なり、低い流速が限界流速となる。

7.4 計測方法及びデータ評価方法

(1) 流速

流速の測定方法は、渦振動試験と同様であり、以下のとおりである。

- ① 伝熱管群の下流側に設置した熱線式風速計をトラバースすることによって、全体の流速分布が一様であることを確認する。
- ② 予め流速と差圧との関係を求めておくことにより、試験時に差圧から平均流速を求める。
- ③ 最小流路断面積における流速（すきま流速）は、試験で平均流速を測定している位置の流路断面積と最小断面積との比が2.74であることから、平均流速に2.74を乗じた値として算出している。

(2) 変位振幅

図7-4に変位振幅測定位置及び計測概念を示す。変位振幅の計測は、模擬試験体の支持棒根元に張り付けたひずみゲージにより、各流速における変位を計測する。

(3) 評価方法

流速を上げていくと急激に振動（変位）が大きくなるところが不安定振動発生点、いわゆる限界流速であることから、この点の流速を用いて以下の方法で限界速度係数を算出する。

- ① 測定したデータを流速と変位振幅との関係に整理する。
- ② 変位振幅の上昇傾きが急激に変化する流速点を算出する。
- ③ 以下のH. J. Connorsの式⁽³⁾に基づく無次元限界流速から、限界速度係数を求める。

$$\text{無次元限界流速 } V_r = \frac{V}{f_n \cdot D} = K \cdot [m_0 \cdot \delta / (\rho_0 \cdot D^2)]^{1/2}$$

K : 限界速度係数

V : 限界流速 (m/sec)

m_0 : 伝熱管の単位長さあたりの質量 (kg/m)

δ : 対数減衰率

$$\delta = 2 \pi \zeta / (1 - \zeta^2)^{1/2} \doteq 2 \pi \zeta$$

ζ : 臨界減衰率 (減衰定数)

ρ_0 : 流体密度 (kg/m³)

D : 伝熱管の外径 (m)

f_n : 模擬試験体の固有振動数 (1/sec)

7.5 試験結果

表7-1及び図7-5～図7-6に模擬試験体の流速と変位振幅との関係を示す。

図7-5から、片側先端大気中の場合、すきま流速約27m/secでは、変位振幅は小さく、ほぼ流速の2乗に比例した線上に沿っており、乱流振動であると考えられる。流速が約27m/secを超えると、変位振幅が急激に増加することが判断できる。また、図7-6から、片側先端水中の場合、すきま流速約36m/secを超えると、変位振幅が急激に増加することが判断できる。したがって、変位振幅が急激に変化する位置を境に、乱流振動の近似直線と急激に変位振幅が増加する部分の近似直線を引き、この線の交わることを限界流速としている⁽⁵⁾。なお、この限界流速は、流力弾性振動が発生するように、試験体を塩化ビニール製としていることから実機とは異なる限界流速である。よって、限界速度係数Kを求めるため、流速を無次元し、無次元限界流速と $[m_0 \cdot \delta / (\rho_0 \cdot D^2)]^{1/2}$ との関係に整理している。

図7-7に無次元限界流速と $[m_0 \cdot \delta / (\rho_0 \cdot D^2)]^{1/2}$ との関係を示す。表7-2に流力弾性試験結果から得られたデータに基づき算出した限界速度係数を示す。これらの結果のうち揚力方向のデータから限界速度係数Kの最小値は、試験体の管群の先端を大気中とした場合（減衰が小さい場合）で、K=6.23となる。また、限界速度係数Kの最大値は、水に浸して減衰を大きくした場合で、K=7.95であった。なお、平均値は、K=6.81であり、抗力方向のデータも含めるとK=7.39となる。

これらのデータから、流力弾性振動の評価に用いているS. S. Chenの文献⁽⁴⁾、⁽⁵⁾に基づく三角配列30°より算出した値はほぼ妥当な値であることを確認した。

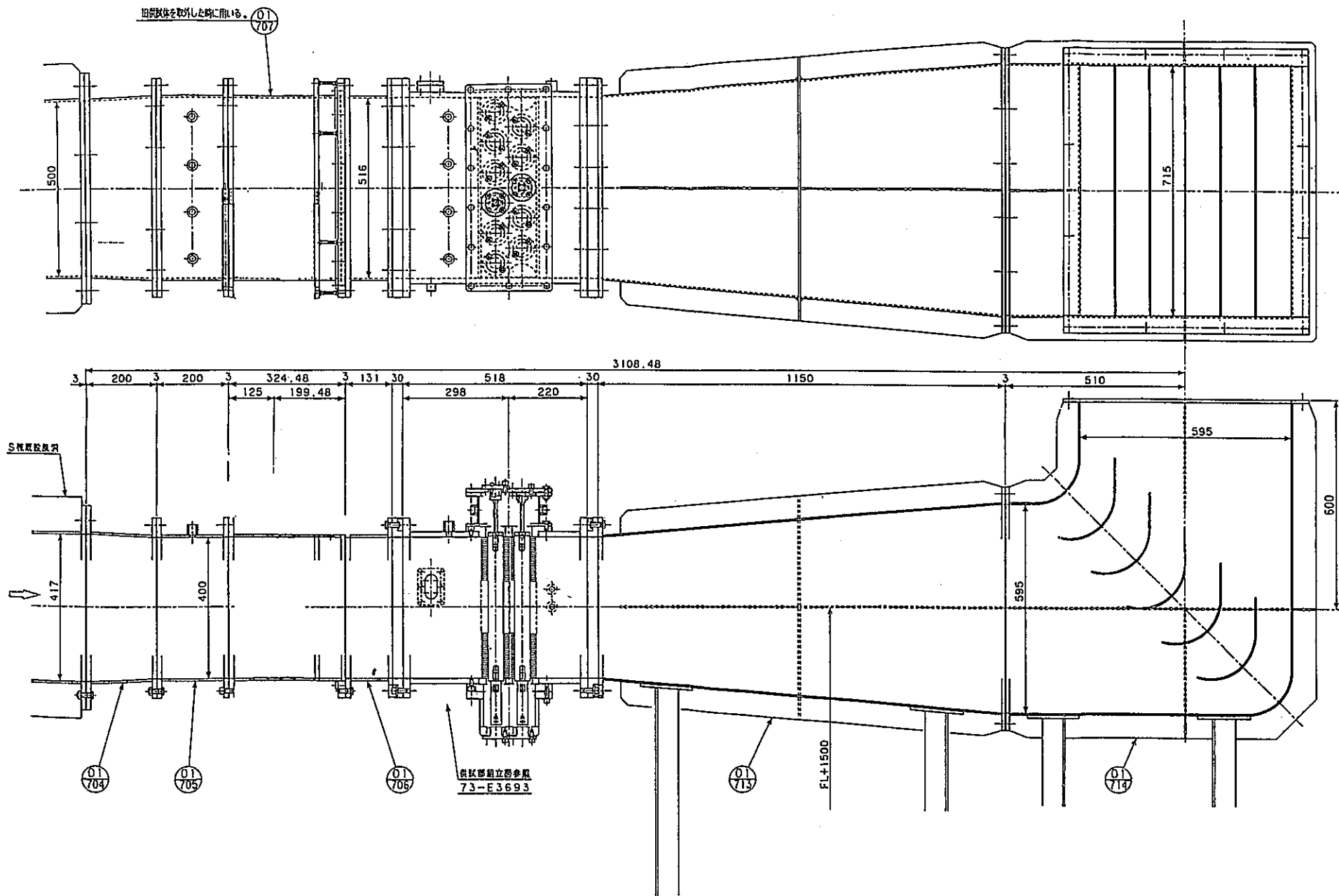


図 7-1 主冷却器伝熱管の空気流動（流力弾性振動）試験装置

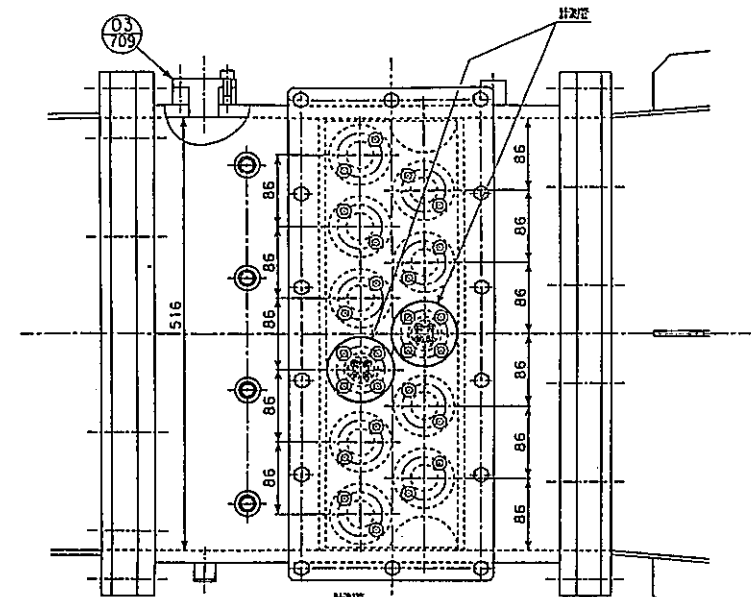
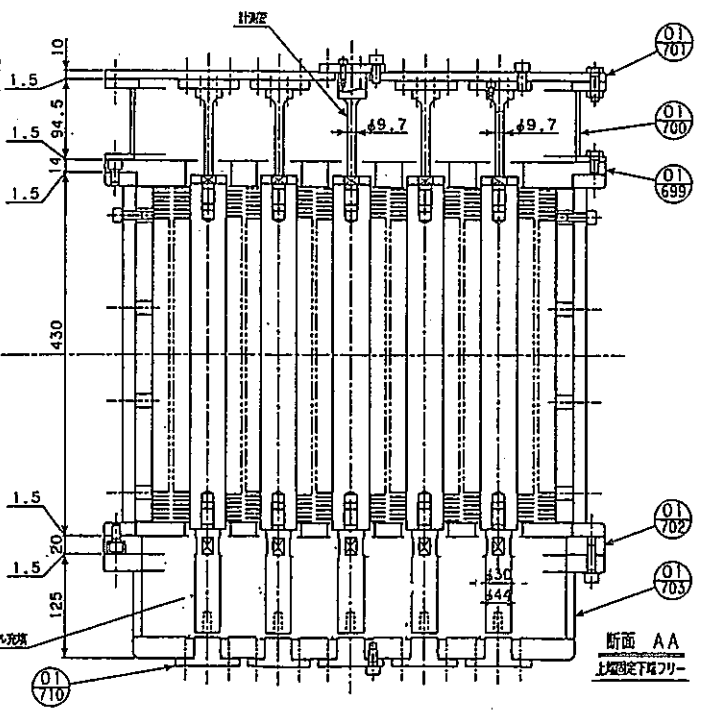
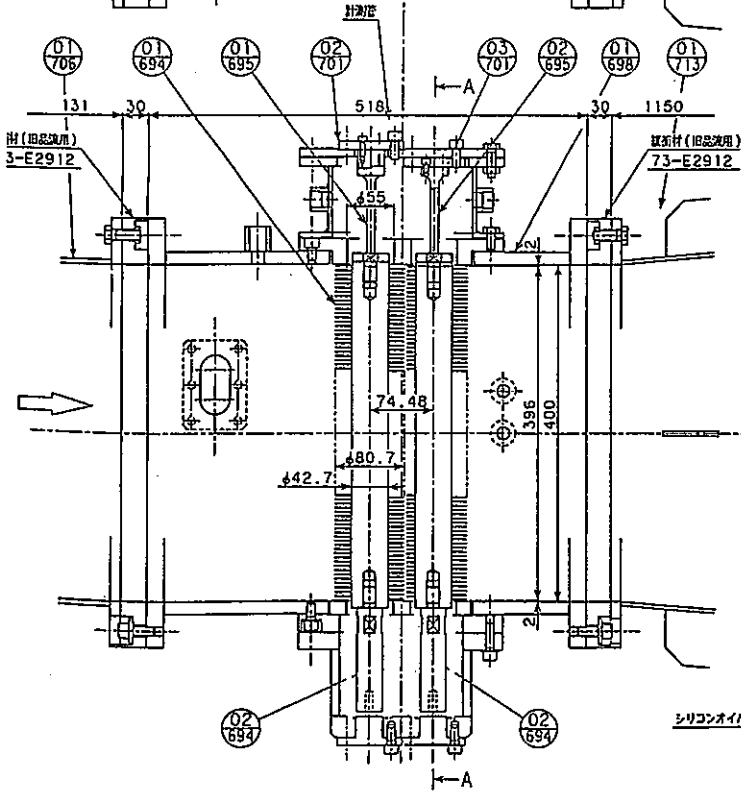
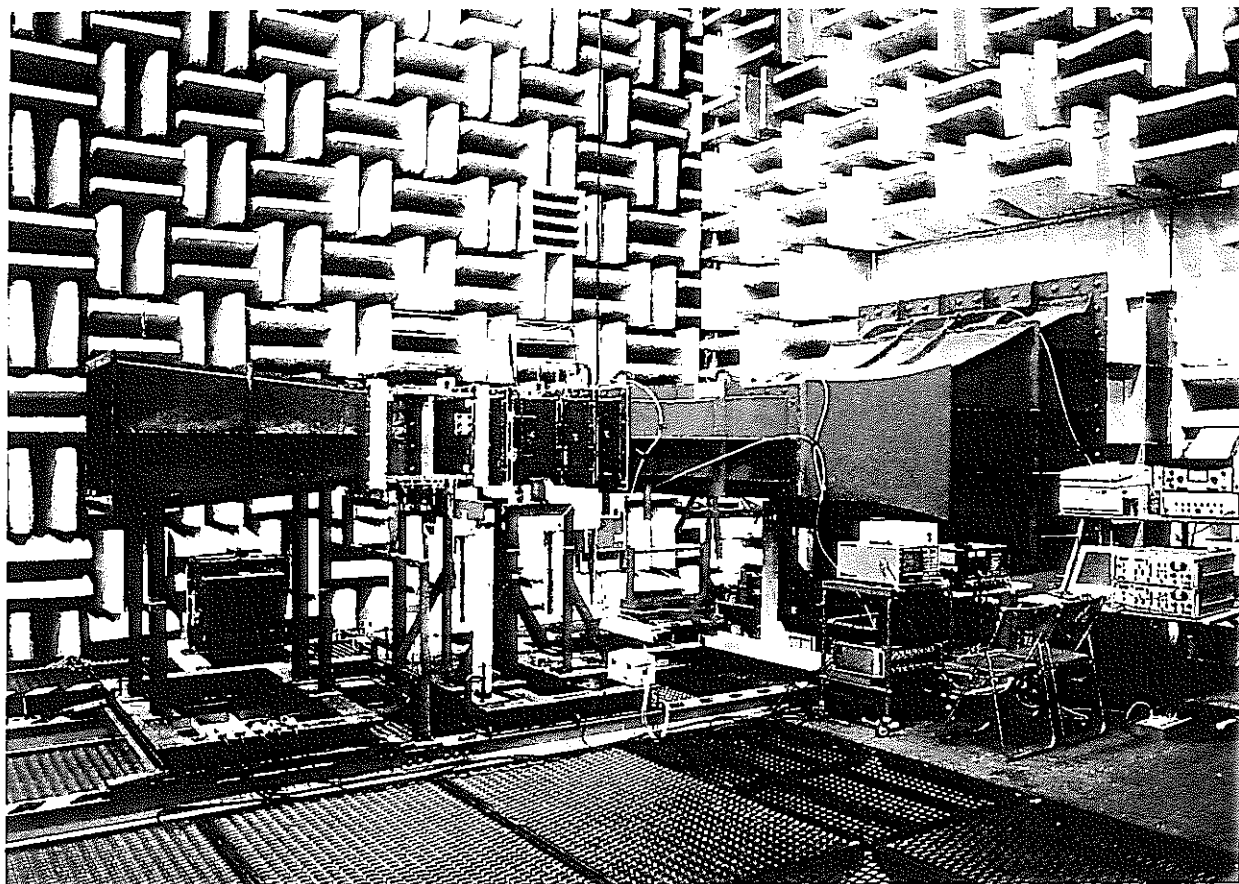


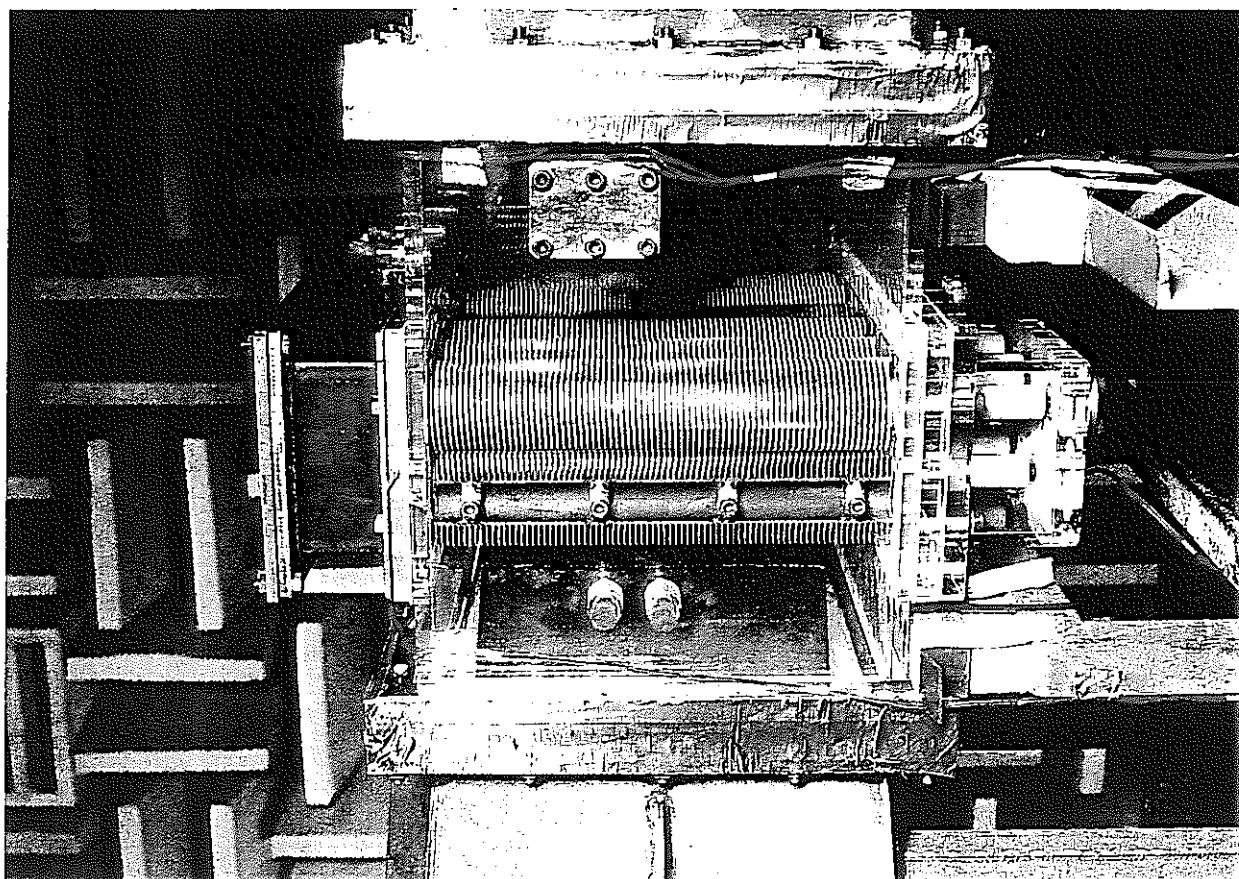
図 7-2 主冷却器伝熱管の空気流動 (流力弾性振動)

試験用模擬試験体





試験装置全体



模擬試験体 (塩化ビニール製)

図 7 - 3 主冷却器伝熱管の空気流動 (流力弾性振動) 試験装置 (写真)

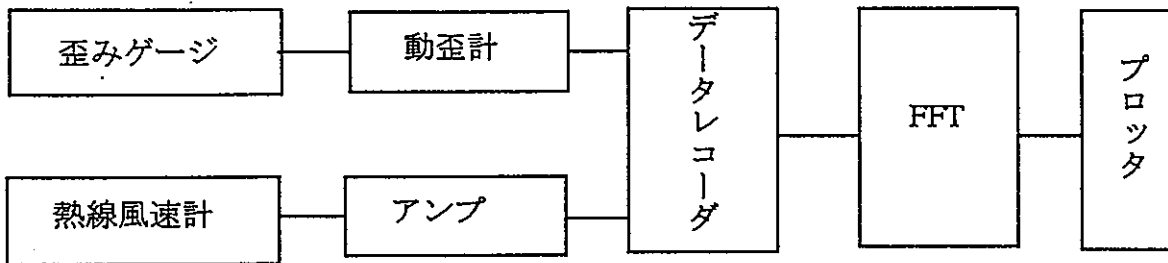
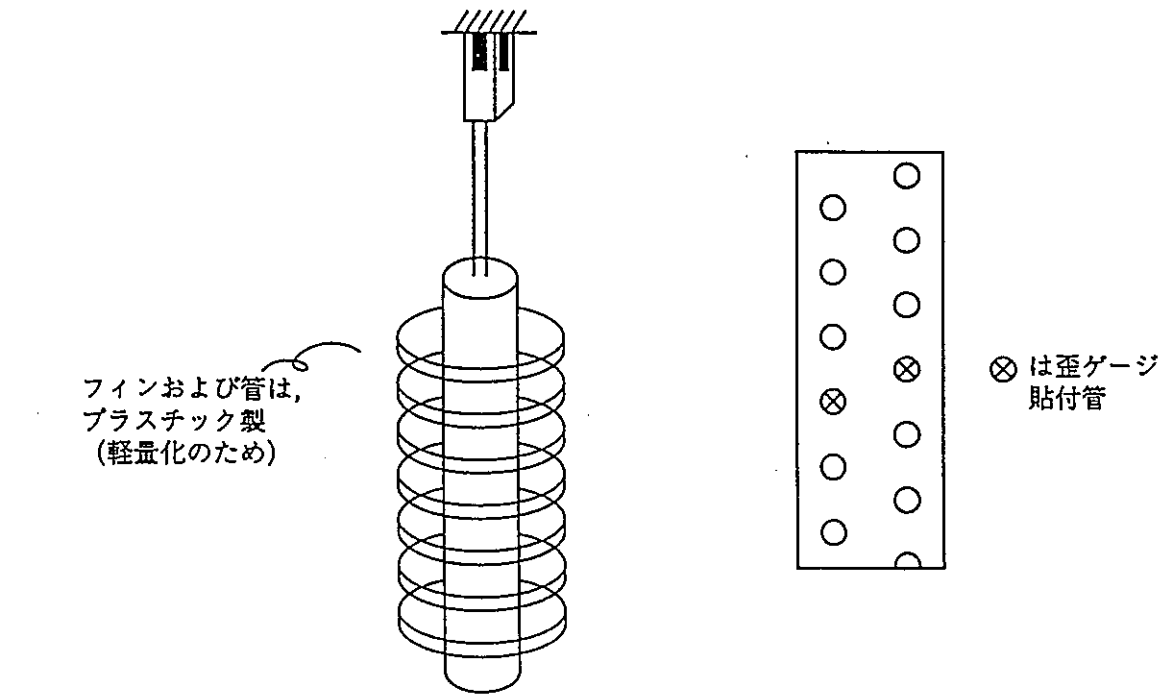


図 7 - 4 空気流動 (流力弾性振動) 試験時の変位振幅測定位置及び計測概念

表 7-1 空気流動（流力弾性振動）試験時の流速と伝熱管変位振幅との関係

(単位：mm)

試験 平均流速 (m/sec)	すきま 流速 (m/sec)	伝熱管変位振幅							
		管群先端大気中				管群先端水中			
		上流側		下流側		上流側		下流側	
		抗力方向	揚力方向	抗力方向	揚力方向	抗力方向	揚力方向	抗力方向	揚力方向
1.0	2.74	0.000912	0.000740	0.001015	0.000876				
2.0	5.48	0.001976	0.002220	0.002030	0.002482				
3.0	8.22	0.002584	0.002812	0.007105	0.004526				
4.0	10.96	0.003952	0.004292	0.012615	0.005694			0.010150	
5.0	13.70	0.004712	0.005180	0.012615	0.010366	0.006080	0.005920	0.010150	0.007300
6.0	16.44	0.008056	0.006364	0.017980	0.011534	0.006080	0.005920	0.015950	0.010220
7.0	19.18	0.011400	0.011840	0.030015	0.019418	0.009120	0.008880	0.021750	0.011680
8.0	21.92	0.020368	0.025604	0.075400	0.041902	0.009120	0.010360	0.037700	0.018980
9.0	24.66	0.031160	0.047212	0.118175	0.056794	0.012160	0.011840	0.040600	0.020440
10.0	27.40	0.051072	0.075480	0.210105	0.078840	0.019760	0.019240	0.053650	0.036500
11.0	30.14	0.555104	0.495652	1.107220	0.265866	0.022800	0.041440	0.098600	0.049640
12.0	32.88	1.502216	2.078660	2.394240	0.696420	0.036480	0.045880	0.117450	0.064240
13.0	35.62					0.051680	0.066600	0.153700	0.077380
14.0	38.36					0.048640	0.075480	0.166750	0.121180
15.0	41.10					0.203680	0.226440	0.417600	0.140160
16.0	43.84					0.372400	0.546120	0.745300	0.337260
17.0	46.58							0.864200	0.337260

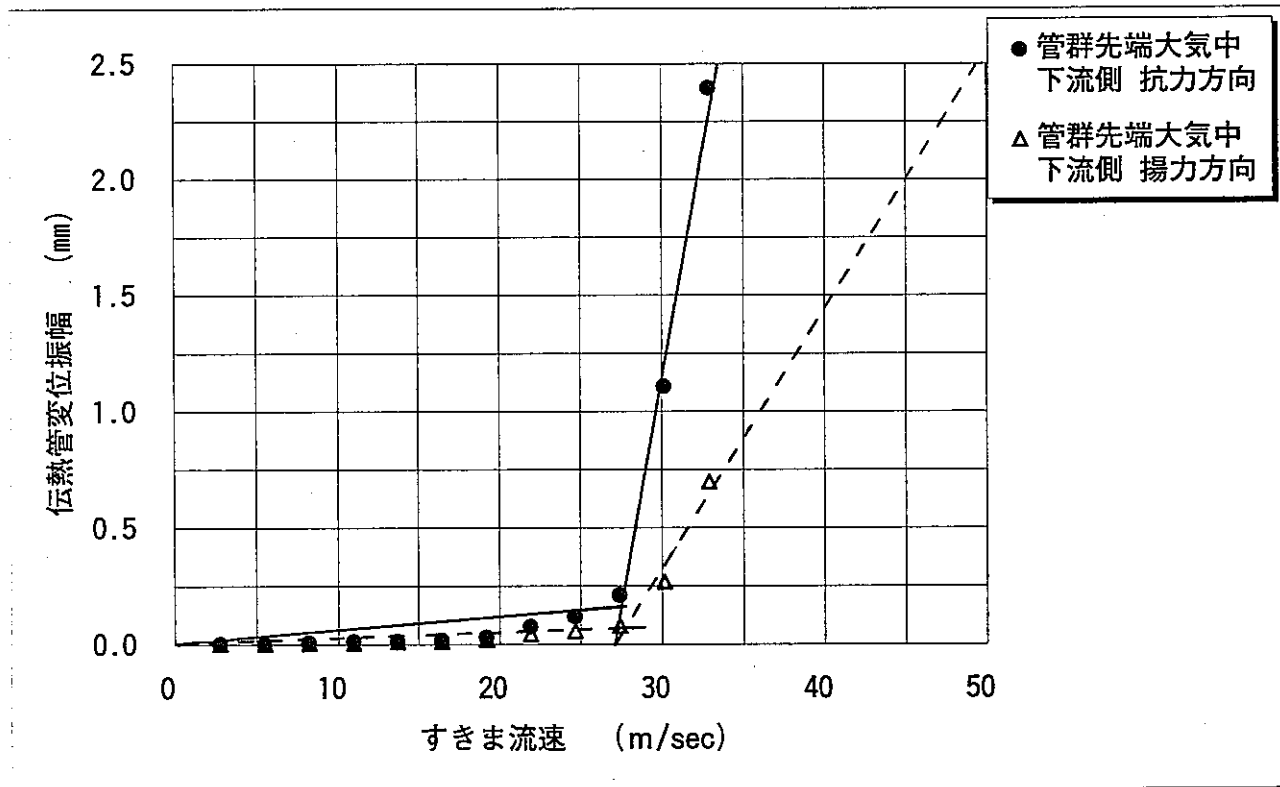
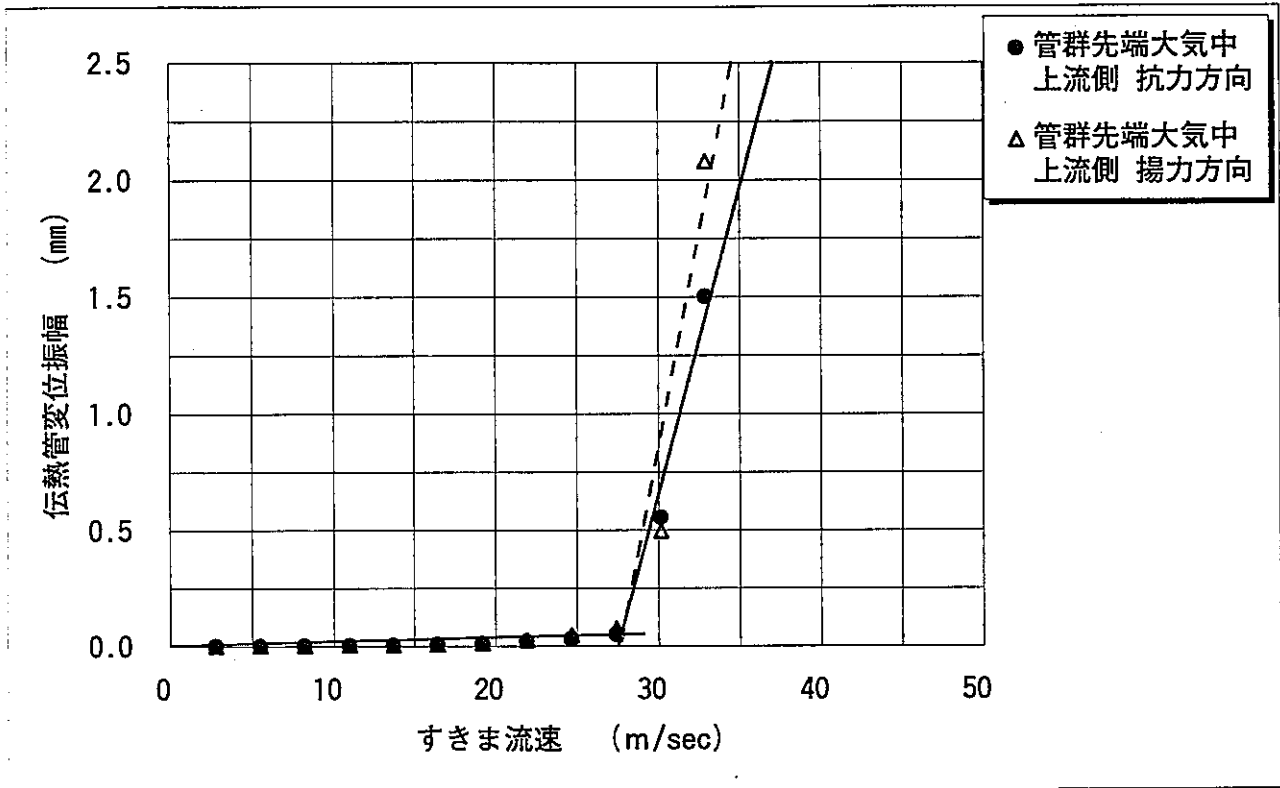


図 7-5 空気流動 (流力弾性振動) 試験時のすきま流速と伝熱管変位振幅との関係 (模擬試験体の片側先端大気中の場合)

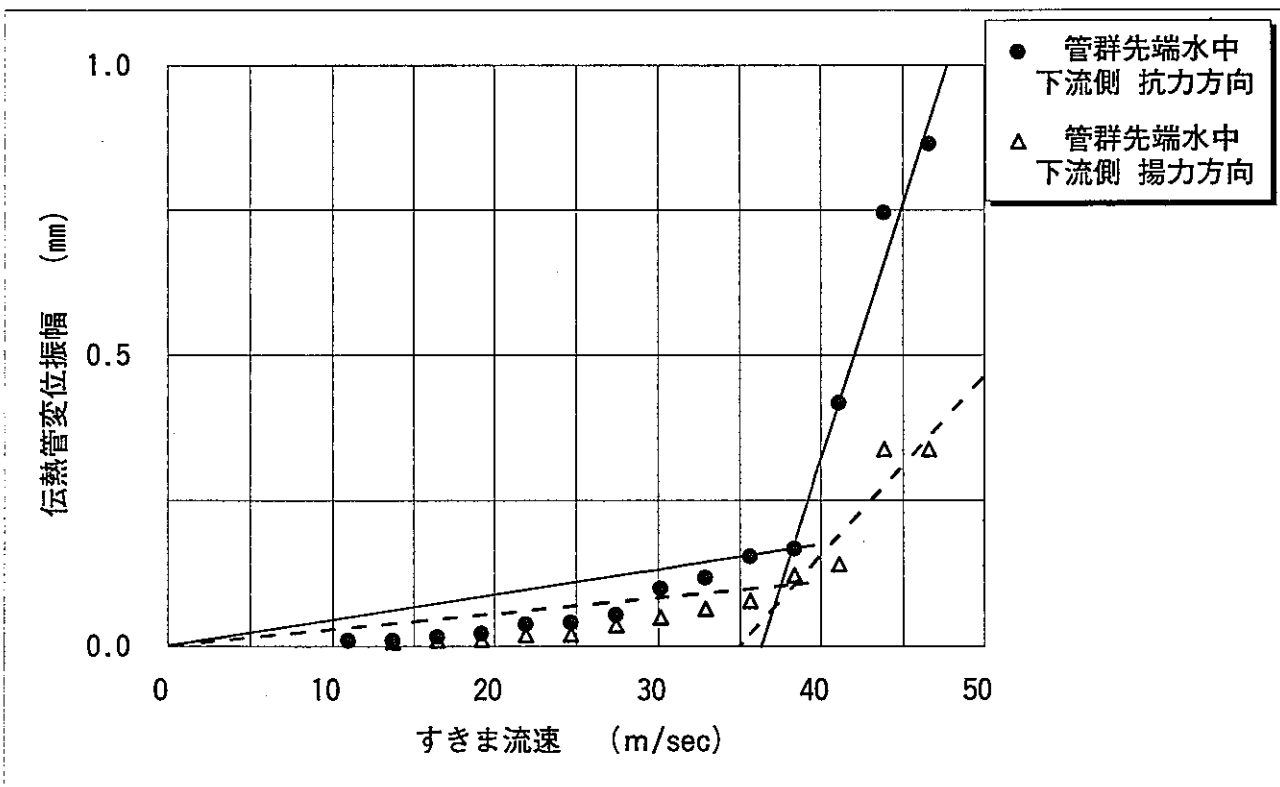
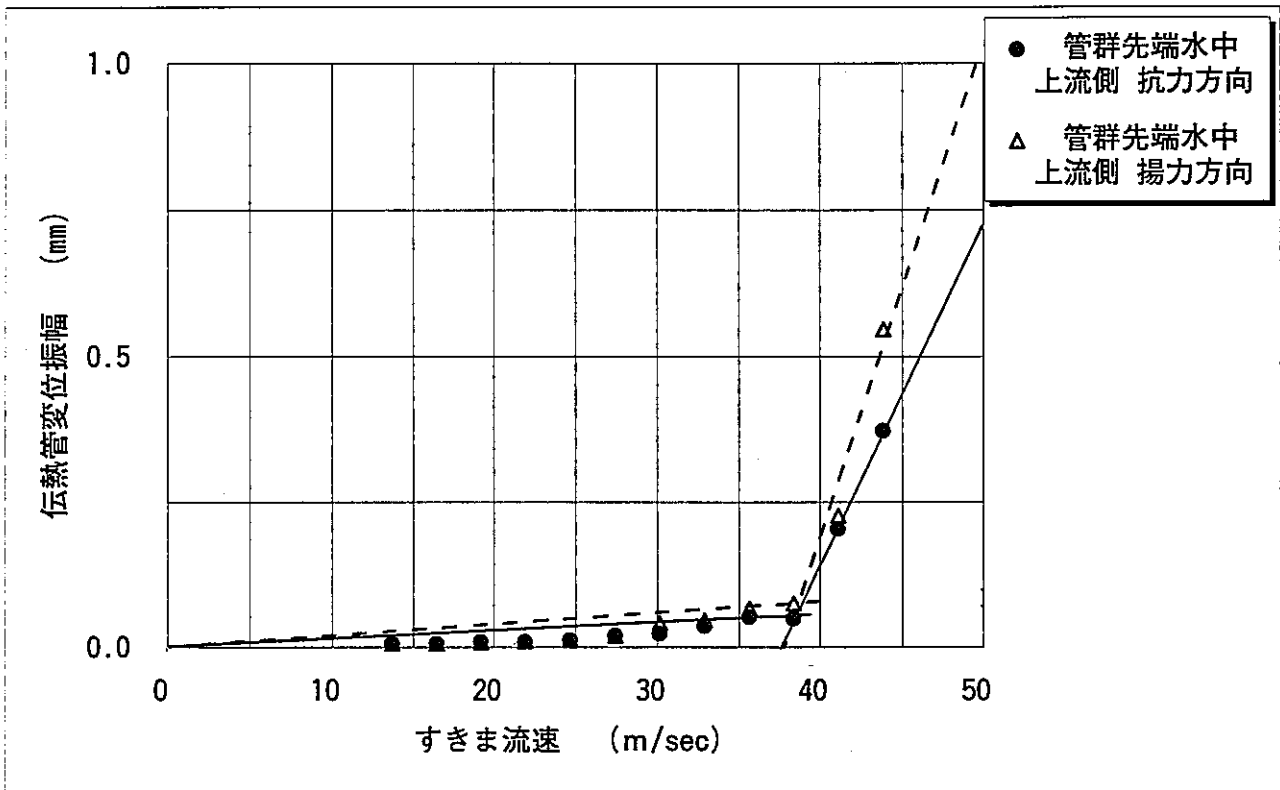


図 7-6 空気流動（流力弾性振動）試験時のすきま流速と伝熱管変位振幅との関係（模擬試験体の片側先端水中の場合）

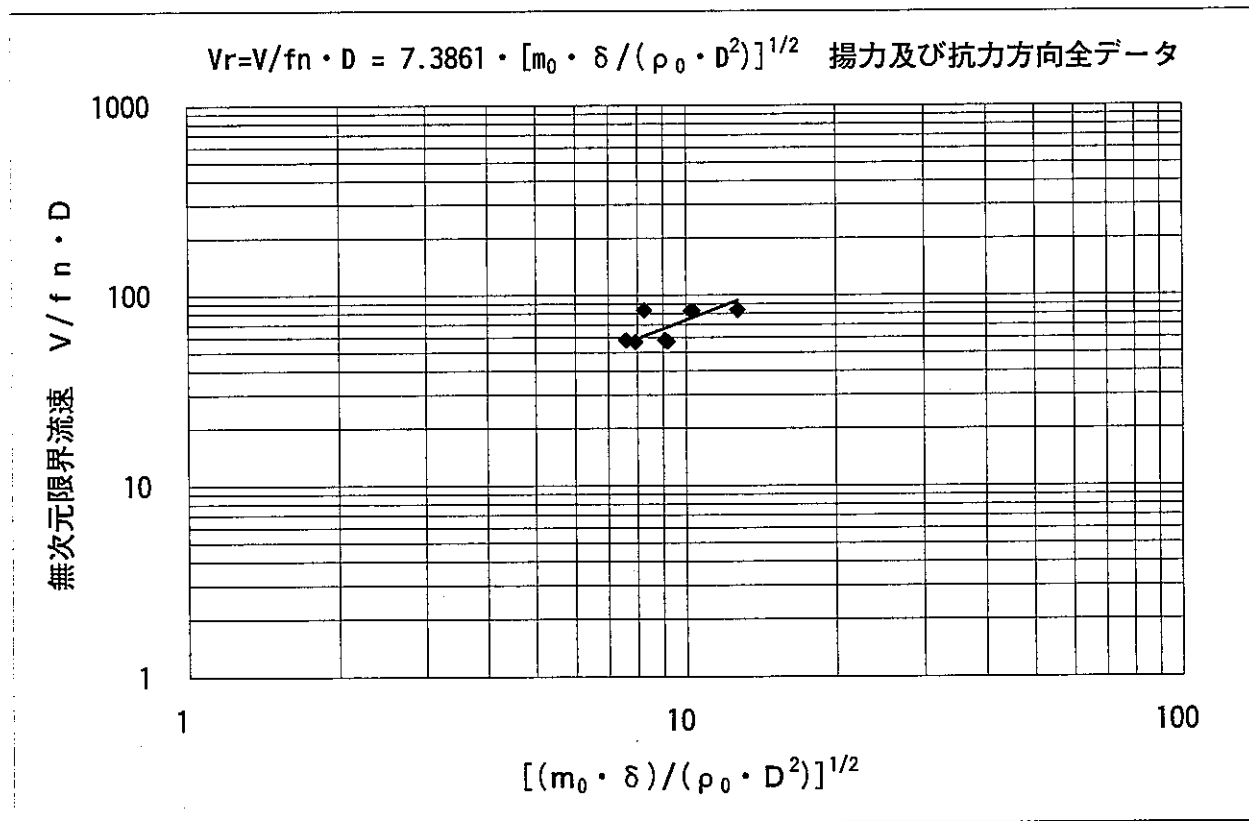
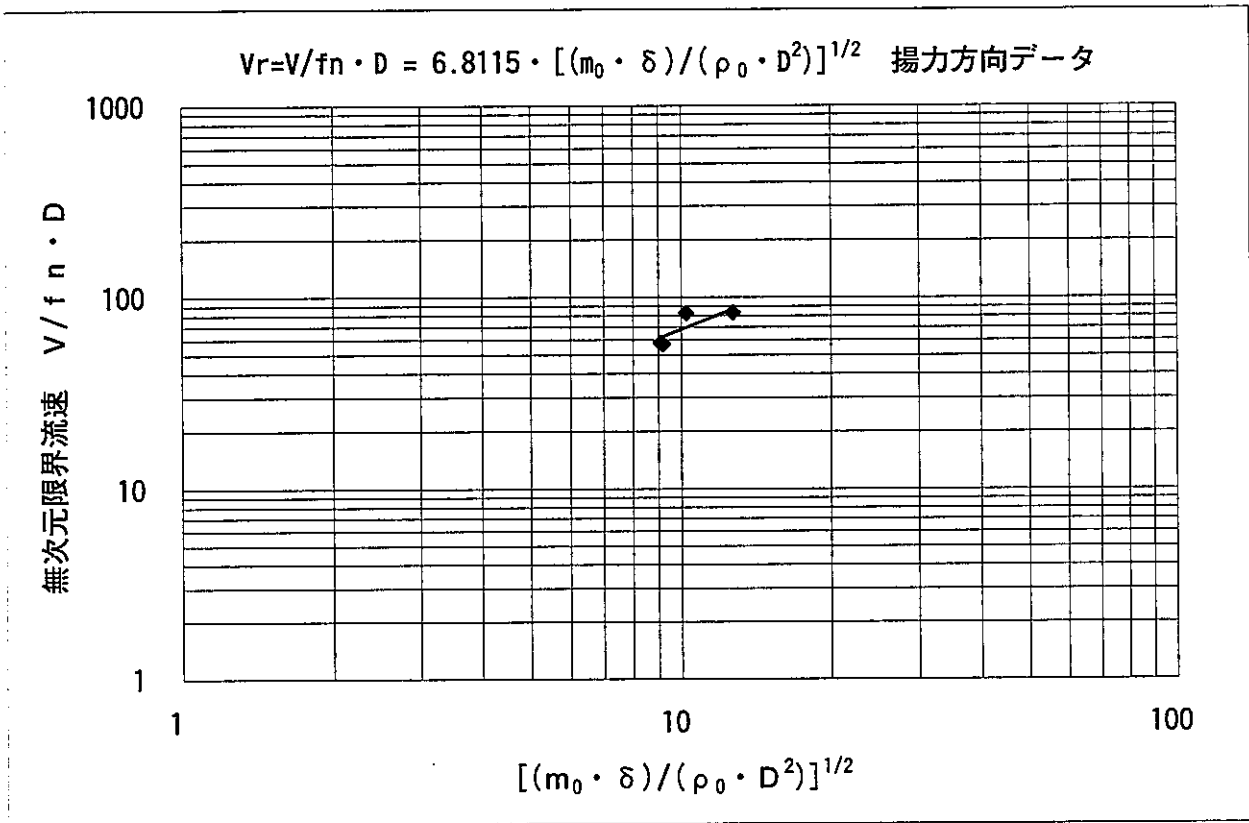


図7-7 無次元限界流速と $[(m_0 \cdot \delta) / (\rho_0 \cdot D^2)]^{1/2}$ との関係

表 7-2 空気流動（流力弾性振動）試験より得られた限界速度係数

項 目	管群先端大気中				管群先端水中			
	上流側		下流側		上流側		下流側	
	抗力方向	揚力方向	抗力方向	揚力方向	抗力方向	揚力方向	抗力方向	揚力方向
限界平均流速 V_{AVE} (m/sec)	10.1	10.2	10.0	10.1	14.0	14.1	13.8	13.8
限界すきま流速 V_{MAX} (m/sec)	27.6	27.9	27.4	27.6	38.4	38.6	37.9	37.8
伝熱管外径 D (m)	0.0427	0.0427	0.0427	0.0427	0.0427	0.0427	0.0427	0.0427
伝熱管の固有振動数 f_n (Hz)	11.1	11.1	11.3	11.3	10.8	10.8	10.9	10.9
無次元限界流速 V_r	58.3	58.8	56.7	57.2	83.2	83.7	81.5	81.3
減衰定数 ζ	0.00474	0.00679	0.00515	0.00692	0.00559	0.01320	0.00871	0.00859
対数減衰率 δ	0.02978	0.04266	0.03236	0.04348	0.03512	0.08294	0.05473	0.05397
伝熱管の単位長さ重量 m_0 (kg/m)	4.12	4.12	4.12	4.12	4.12	4.12	4.12	4.12
空気密度 ρ_0 (kg/m ³)	1.166	1.166	1.166	1.166	1.166	1.166	1.166	1.166
質量減衰パラメータ	57.7	82.7	62.7	84.3	68.1	160.7	106.1	104.6
限界速度係数 K	7.67	6.46	7.16	6.23	10.08	6.60	7.91	7.95
限界速度係数全平均値 K_{AVE}	7.39							
抗力方向限界速度係数平均値	8.21							
揚力方向限界速度係数平均値	6.81							

8. 主冷却器伝熱管のフィン付け根部応力集中係数測定試験

8.1 概要

主冷却器伝熱管は、フィンが高周波圧接により接続されており、凹凸があり、その形状も均一とならないため、その構造から考えると応力集中係数は、通産省告示501号⁽³⁾より最高値 $K_e=5.0$ を使用することになる。しかし、高周波圧接による溶接を考慮すると、理論上表面の応力集中係数は、5.0を上回ることも予想されるため、応力集中係数を測定する試験を行ったものである。

8.2 試験装置

図8-1に応力集中係数測定用模擬試験体及び試験装置の全体写真を示す。

8.3 試験条件

(1) 試験方法

模擬試験体を疲労試験機を用いて繰り返し（3～5 Hz）一定の軸方向引張及び圧縮応力を加え、破断までの回数を計測する。破断の有無については、試験体内に封入したガスの圧力を常時検出することで判定する。なお、流力振動によって伝熱管に繰り返し発生する変位振幅は、軸方向ではなく軸直角方向（揚力・抗力方向）であるが、伝熱管に発生する応力は、伝熱管の板厚が薄く、膜応力成分に比べて曲げ応力成分が極めて小さいことから、単純な引張及び圧縮応力を繰り返すことで流力振動により発生する応力を模擬できるものと判断したものである。

(2) 試験体数

試験体数は、伝熱管母材部で発生する応力で3種類としている。

試験ケースA : 負荷荷重2.6ton、 $10\text{kg}/\text{mm}^2$: 1体

試験ケースB : 負荷荷重3.2ton、 $12.5\text{kg}/\text{mm}^2$: 2体

試験ケースC : 負荷荷重4.5ton、 $17.5\text{kg}/\text{mm}^2$: 2体

8.4 データ評価方法

図8-2に応力集中係数の設定フローを示す。

模擬試験体で得られた応力と破断繰り返し回数との関係を整理する。通産省告示501号の平均疲労曲線と比較し、同一破断繰り返し回数におけるそれぞれの応力比から応力集中係数を算出する。

8.5 応力集中係数の算出結果

図8-3に疲労試験結果を示す。

疲労試験は、試験ケースA、試験ケースBのうち1本は、繰り返し回数が 3×10^6 回を超えたため、途中で試験を終了した。試験ケースBのうち1本及び試験ケースCの2本は、伝熱管とフランジ間の溶接部より貫通亀裂が入ったので試験を終了した。

疲労試験結果より、試験終了時の繰り返し回数で一般部（母材部）応力と通産省告示501号の基になっているASME⁽¹⁵⁾の疲労線図（最適値）の比より応力集中係数を求めている。

図8-4に試験結果より求めた応力集中係数を示す。この結果、試験終了時点においてフィン部の疲労亀裂貫通が生じていないことを考慮すると、応力集中係数 K_e は2.0より十分小さいと考えられる。しかし、MK-III主冷却器伝熱管の応力・疲労損傷評価には、応力集中係数 K_e は、保守的に通産省告示501号より最高値 $K_e=5.0$ を用いて評価することとする。

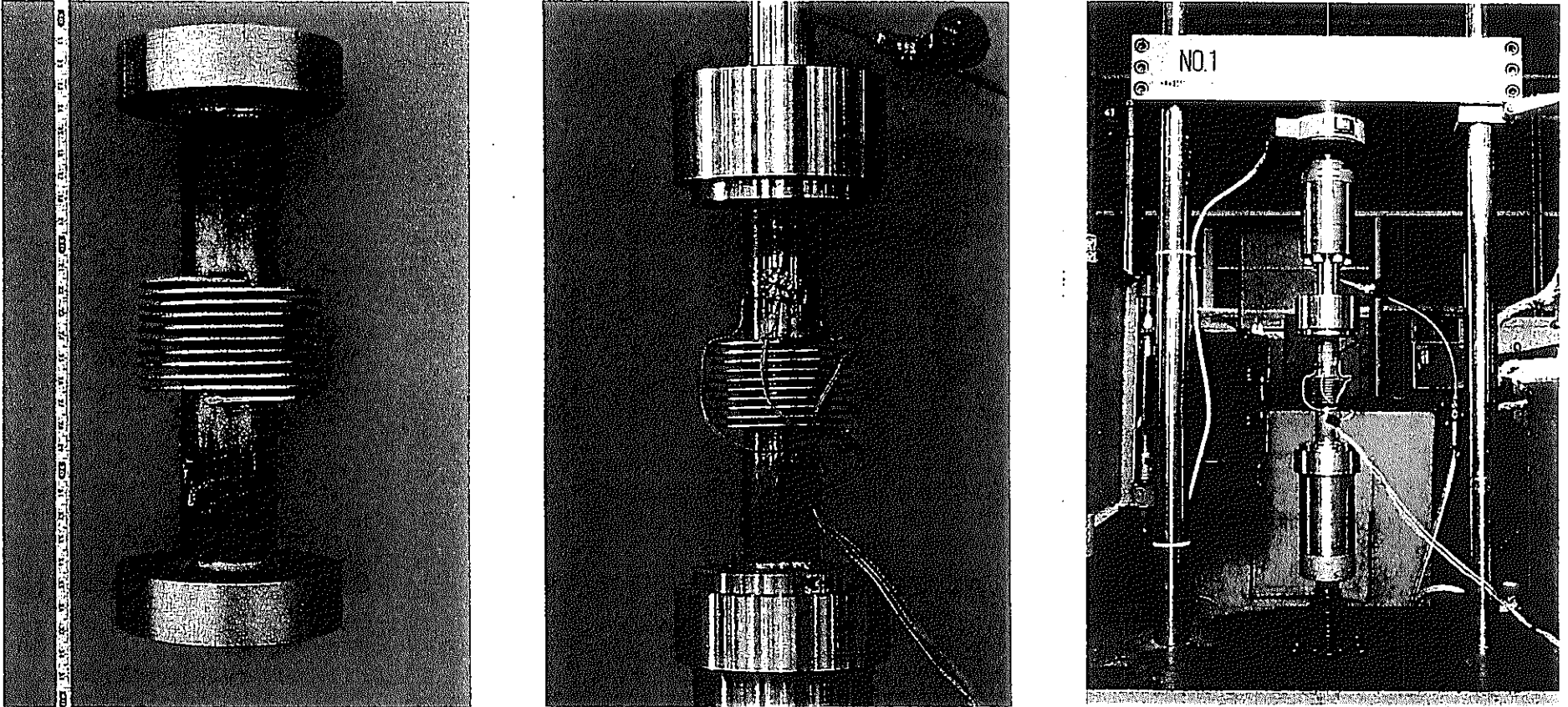


図 8-1 フィン付け根部応力集中係数測定試験装置及び模擬試験体 (写真)

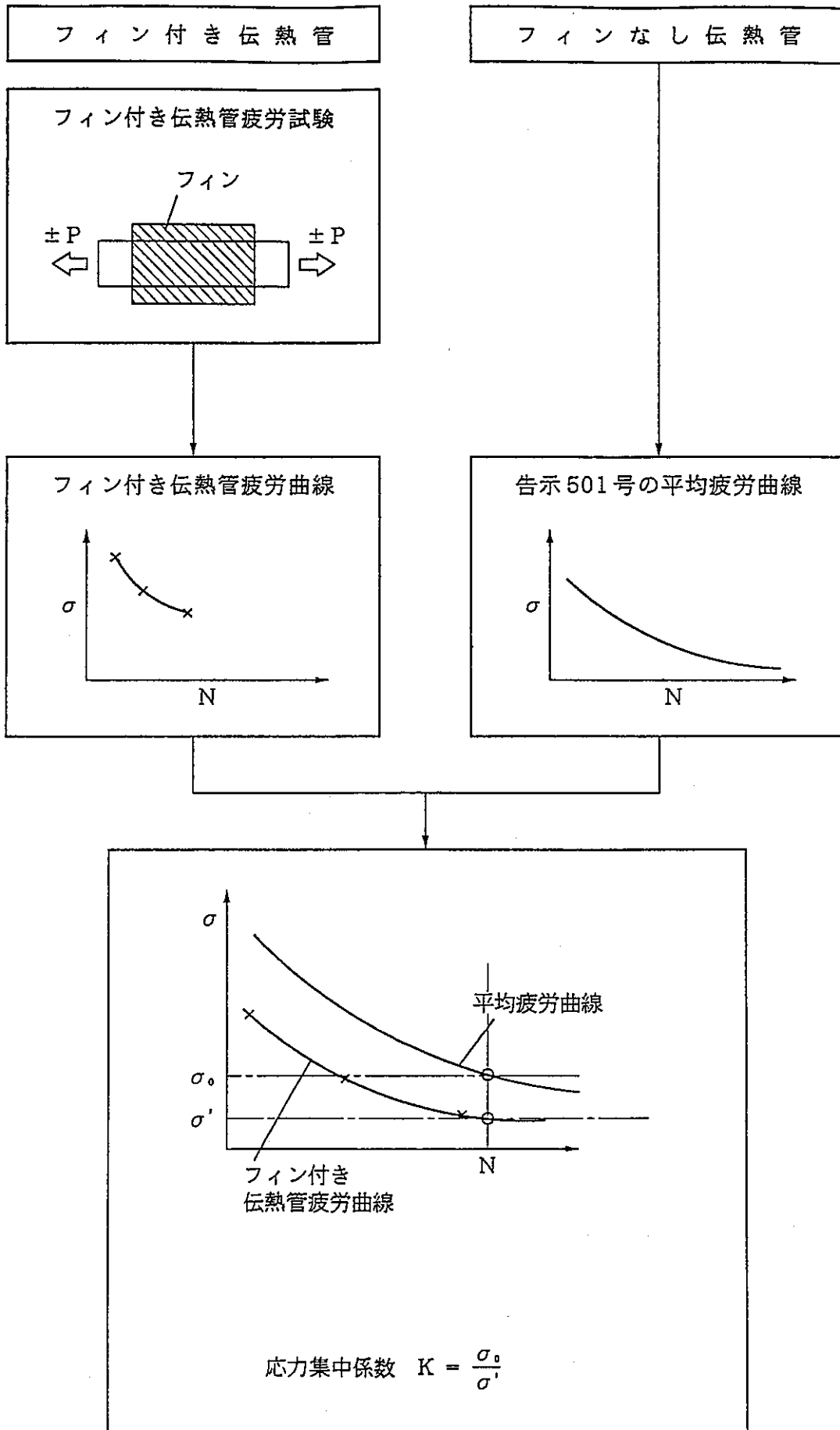


図8-2 フィン付け根部応力集中係数の設定フロー

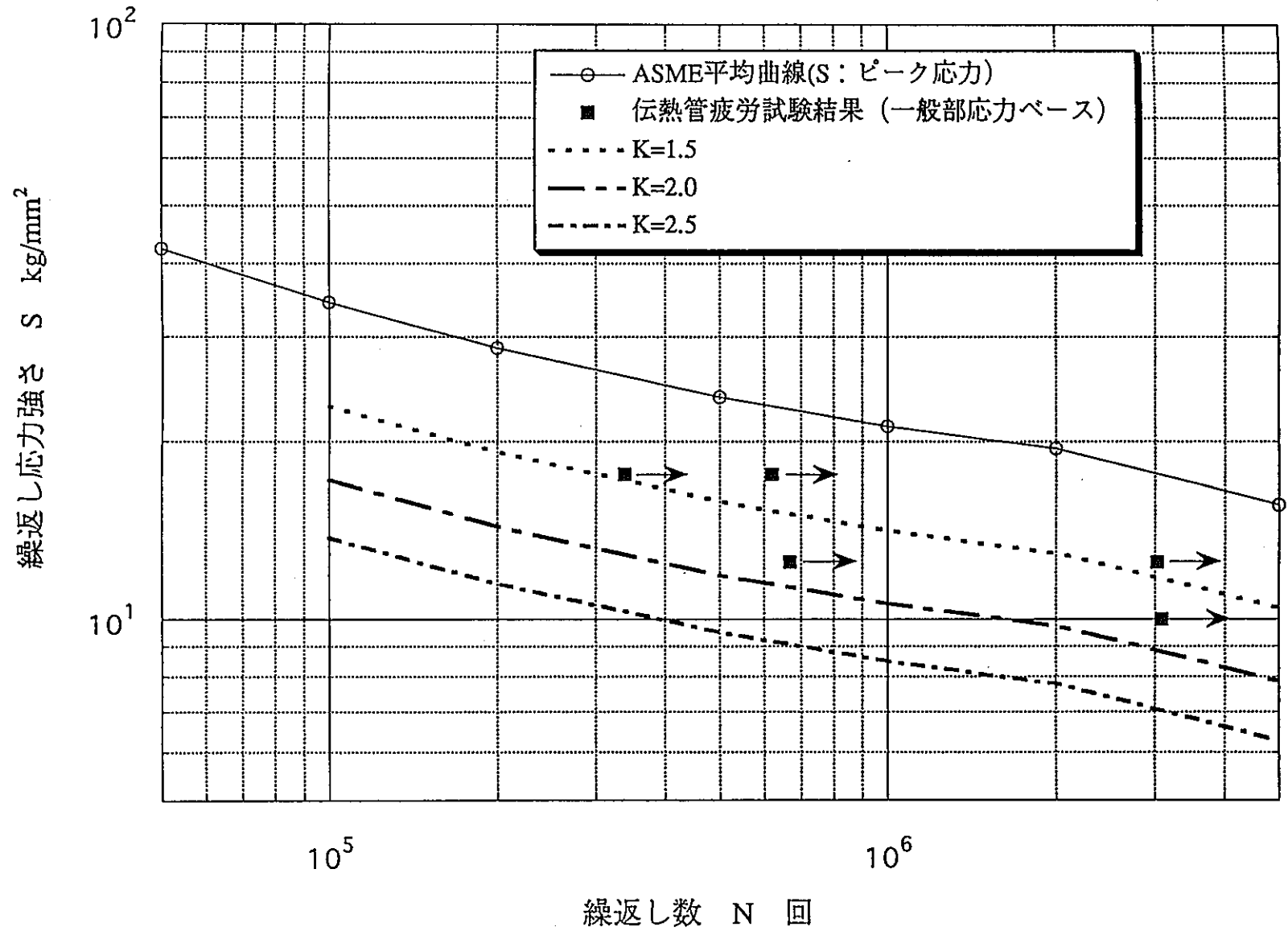


図 8 - 3 主冷却器伝熱管の疲労損傷試験結果

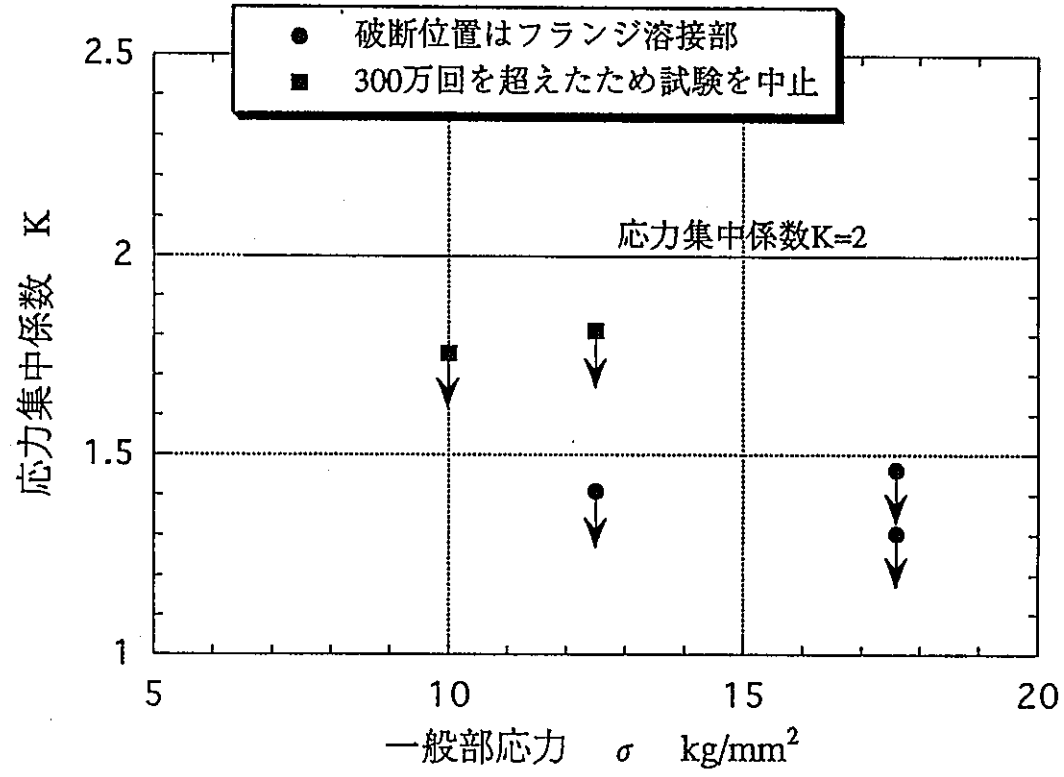


図 8 - 4 疲労損傷試験より得られたフィン付け根部応力集中係数

9. 主冷却器伝熱管の高サイクル疲労損傷評価

9.1 概要

3.章「主冷却器伝熱管及びドレン管のASME等に基づく流力振動評価」で示したように、主冷却器伝熱管は、換算減衰係数 $C_n > 64$ を大きく上回ることから、揚力方向及び抗力方向のロックインは抑制される。これまでは、変動揚力係数にY.N.Chenの文献⁽⁶⁾で示されている $C_L = 0.62$ という値を用いて、仮に伝熱管がカルマン渦放出周波数で共振したとした評価を行っていた。しかし、5.章「主冷却器伝熱管の空気流動（渦振動）試験」でMK-Ⅲ主冷却器伝熱管のストローハル数が明確になったため、ここでは、カルマン渦放出周波数における伝熱管の動的応答解析を行い、得られた発生応力を用いて高サイクル疲労損傷評価を行ったものである。

9.2 解析条件

(1) 解析コード

構造解析コード「FIVATS」

(2) 解析モデル

図9-1に主冷却器の構造図を示す。図9-2に解析モデルを示す。

入口及び出口集合管付け根部は、固定支持、サポート点はピン支持としている。フィン及びナトリウムは付加重量として考慮している。

(3) 流動条件

図9-3に解析における流動条件を示す。

流動条件は、定格運転状態において空気流量が最大となる条件としている。各パス間の空気温度は、定格運転時の温度、空気密度及び流速は高速側となる各パスの下流側の条件を用いている。

(4) ストローハル数 St

3.章「主冷却器伝熱管及びドレン管のASME等に基づく流力振動評価」では、ストローハル数を文献⁽⁸⁾、⁽⁹⁾、⁽¹⁰⁾、⁽¹¹⁾より図9-4に示す設定フローにしたがって $St = 0.13$ とした。一方、空気流動（渦振動）試験で得られた値は、 $0.13 \sim 0.15$ 、 $0.37 \sim 0.39$ であった。よって、評価に用いるストローハル数は、文献及び空気流動（渦振動）試験のいずれの流速条件でも発生している $St = 0.13$ を用いている。

(5) 変動揚力係数 C_L

変動揚力係数 C_L は、図 9-8 に示す文献⁽⁶⁾ より保守的に 0.62 となるが、MK-III 主冷却器伝熱管のフィン高さが文献より高いことから、文献ベースでは保守的な結果を与え過ぎるので、空気流動（渦振動）試験で得られた値である 0.1 を用いている。

(6) 減衰定数 ζ

減衰定数 ζ は、JEAG4601-1991⁽²⁾ の配管区分 II（スナバ、架構レストレント、ロッドレストレント、ハンガ等の支持装置が 4 個以上）の保温材無しに基づき $\zeta = 1\%$ と、保守的な試験体系で行われた減衰定数測定試験から得られた値である最小値 0.4% を用いている。

(7) ロックイン条件

主冷却器伝熱管の換算減衰係数は、3.章「主冷却器伝熱管及びドレン管の ASME 等に基づく流力振動評価」より $C_n = 415 \sim 1,036$ と十分大きいので、ロックインは抑制されているので、文献⁽⁷⁾ からカルマン渦放出周波数と伝熱管固有振動数を共振させる必要性がないことから、カルマン渦放出周波数による伝熱管の動的応答解析を行い、発生応力を算出するものとする。

(8) 繰り返し回数

MK-III 主冷却器伝熱管がカルマン渦放出周波数により振動した場合の繰り返し回数は、以下の式より算出された値となる。

$$\text{繰り返し回数 } n = f \cdot t \cong 2.3 \times 10^{10} \text{ 回} \sim 3.3 \times 10^{10} \text{ 回} \quad (S t = 0.13 \text{ の場合})$$

$$f : \text{カルマン渦放出周波数 (Hz)} \cong 79 \text{ Hz} \sim 115 \text{ Hz} \quad (S t = 0.13 \text{ の場合})$$

$$t : \text{MK-III 運転時間 (sec)} \quad 80,000 \text{ hr} = 2.88 \times 10^8 \text{ sec}$$

(9) 応力集中係数 K_e

伝熱管のフィン付け根部の応力集中係数 K_e は、その形状と通産省告示 501 号⁽³⁾ に示されている応力集中係数の設定条件から考えれば、その値は最大値である 5.0 となる。しかし、応力集中係数測定試験では、通産省告示 501 号より設定した値よりかなり小さい値であることが明確になっており、応力集中係数として 2.0 を使用すれば十分である。また、通産省告示 501 号に示されている応力集中係数は、過去の実験等を踏まえて十分な安全率を見込んだものであることが明記されていること、及び理論的又は実験的に求めた値が使用できることを考えると、 $K_e = 2.0$ を使用することができるが、ここでは、十分な安全率を見込んで、 $K_e = 5.0$ を使用して応力算定を行うものとした。

(10) 解析ケース

(1)~(9)に示した解析条件に基づき、解析するケースは以下の3ケースとした。

- ① 解析ケース1： $S_t=0.13$ 、 $C_L=0.1$ 、 $\zeta=1.0\%$ 、カルマン渦周波数正弦波
- ② 解析ケース2： $S_t=0.13$ 、 $C_L=0.1$ 、 $\zeta=0.5\%$ 、カルマン渦周波数正弦波
- ③ 解析ケース3： $S_t=0.13$ 、 $C_L=0.1$ 、 $\zeta=0.4\%$ 、カルマン渦周波数正弦波

9.3 解析結果

解析結果は、以下のとおりである。

- ① 解析ケース1： 最大発生応力 $0.25\text{kg/mm}^2 \times$ 応力集中係数 $K_e 5.0=1.25\text{kg/mm}^2$
- ② 解析ケース2： 最大発生応力 $0.35\text{kg/mm}^2 \times$ 応力集中係数 $K_e 5.0=1.75\text{kg/mm}^2$
- ③ 解析ケース3： 最大発生応力 $0.40\text{kg/mm}^2 \times$ 応力集中係数 $K_e 5.0=2.00\text{kg/mm}^2$

9.4 疲労損傷評価結果

表9-1に材料の疲労限（BDSより）を示す。

本疲労限は、高速原型炉第1種機器の高温構造設計指針（BDS）⁽¹⁶⁾の材料強度基準に示されている高サイクル疲労強度評価に用いられる許容ひずみ範囲、通産省告示501号の設計疲れ線図及びASME⁽¹⁵⁾に示されている高サイクル疲労評価に用いられる許容ひずみ範囲を用いて定められたものであり、この値は、BDSの最適値に設計係数（=1/2）を乗じたものとなっている。設計疲労限 σ_F は、上記のBDSより定めた疲労限に、更に外挿値の保守性を考慮して1/1.2倍した値を用いている。

カルマン渦放出周波数におけるMK-III主冷却器伝熱管の応答解析の結果、最大ピーク応力は、解析ケース3の 2kg/mm^2 であり、保守的に定められた設計疲労限 $\sigma_F=5.3\text{kg/mm}^2$ （at470℃）以下であることを確認した。

よって、MK-III主冷却器伝熱管がカルマン渦による流力振動によって、高サイクル疲労損傷することはなく、構造健全性上問題ないことが確認できた。

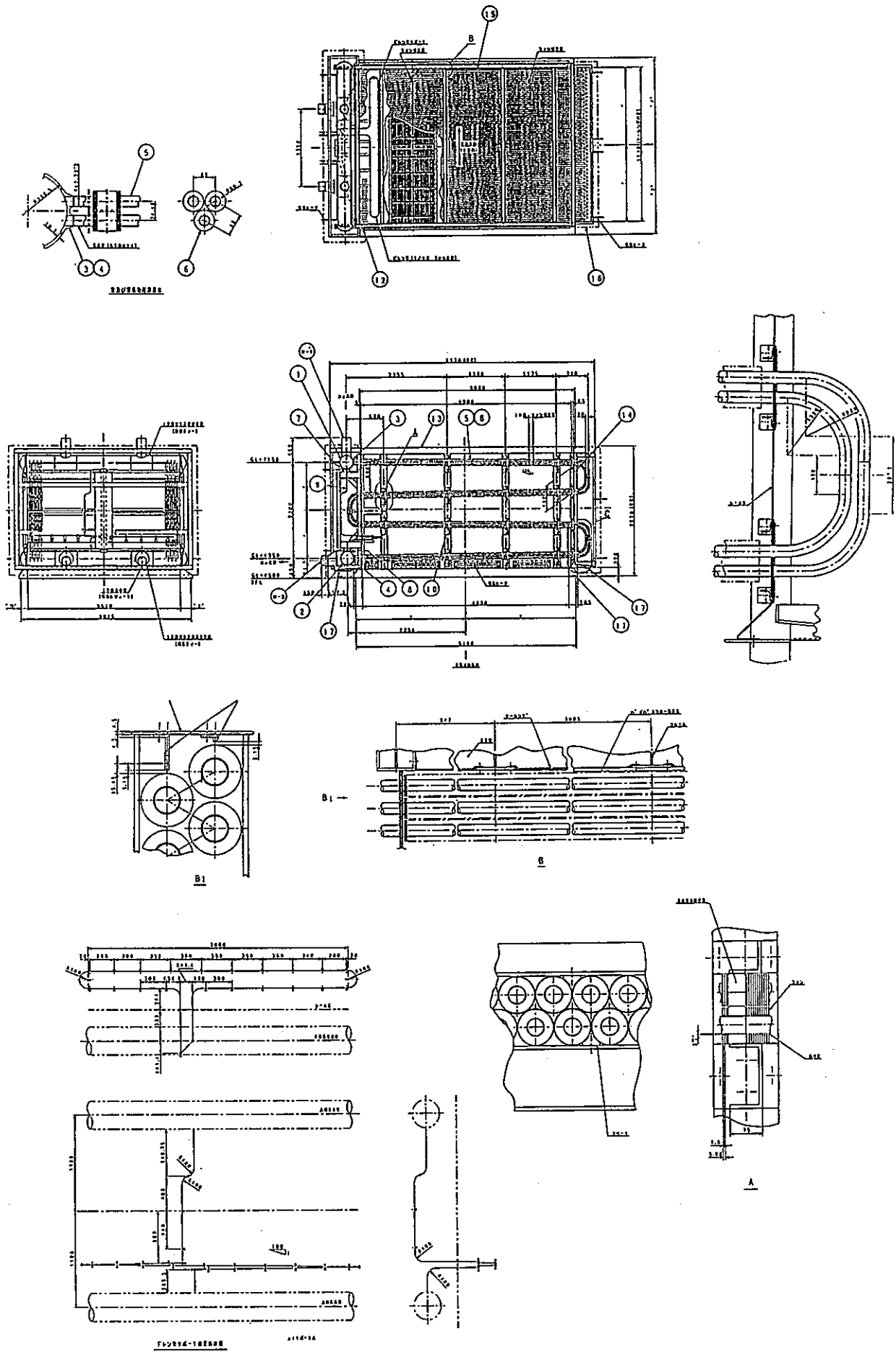


図 9 - 1 主冷却器の詳細構造図

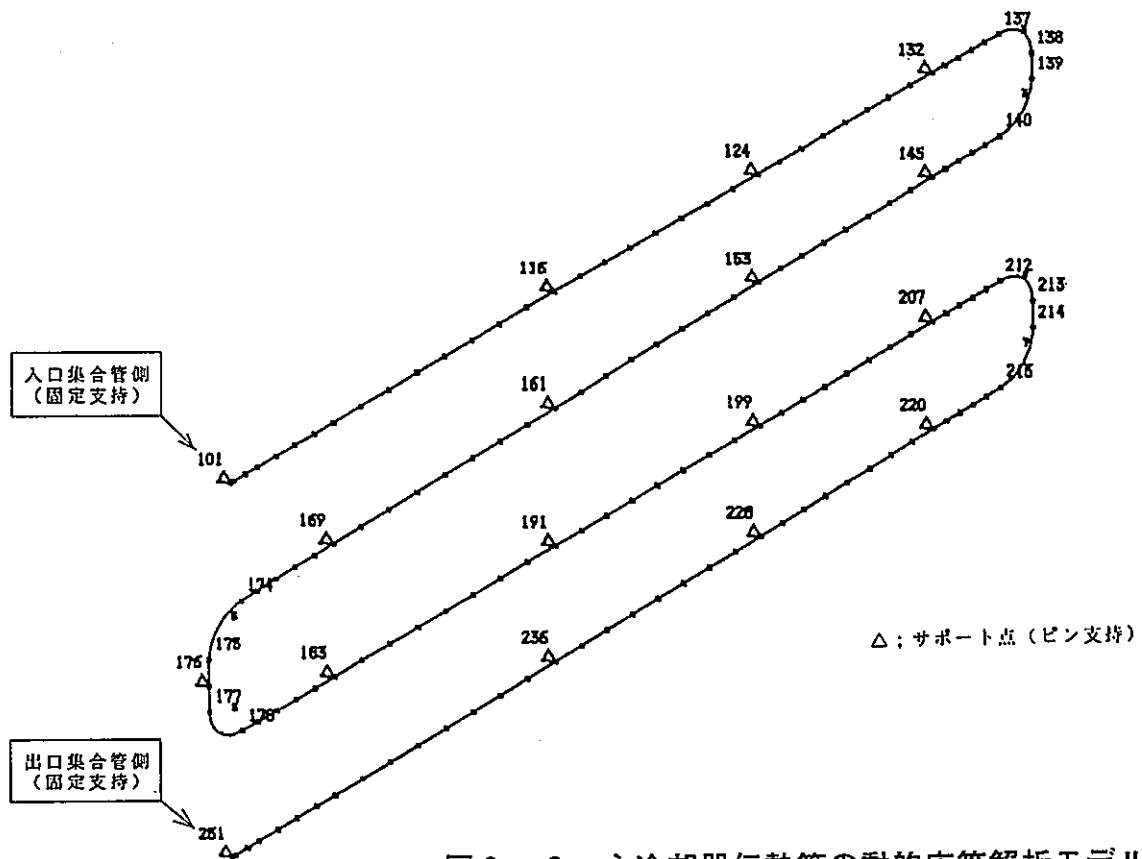


図 9 - 2 主冷却器伝熱管の動的応答解析モデル

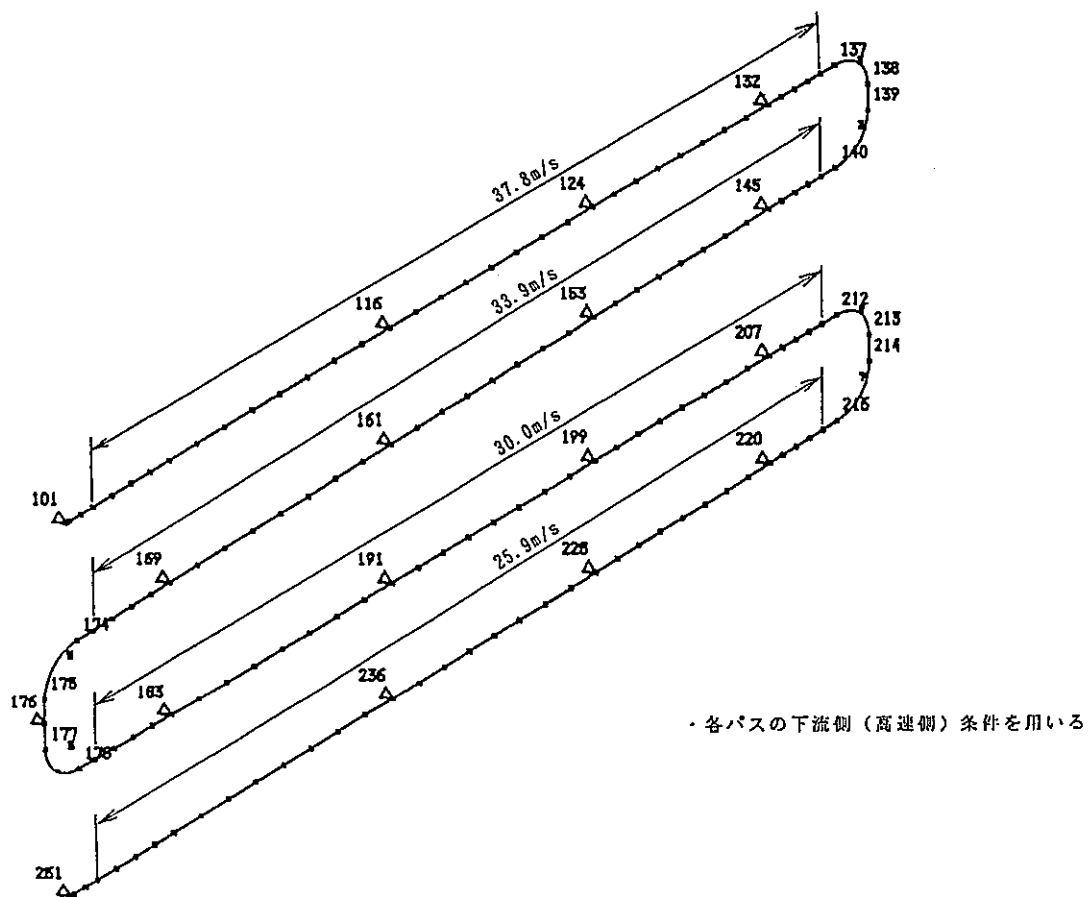


図 9 - 3 主冷却器伝熱管の流体力を算出するための流動条件

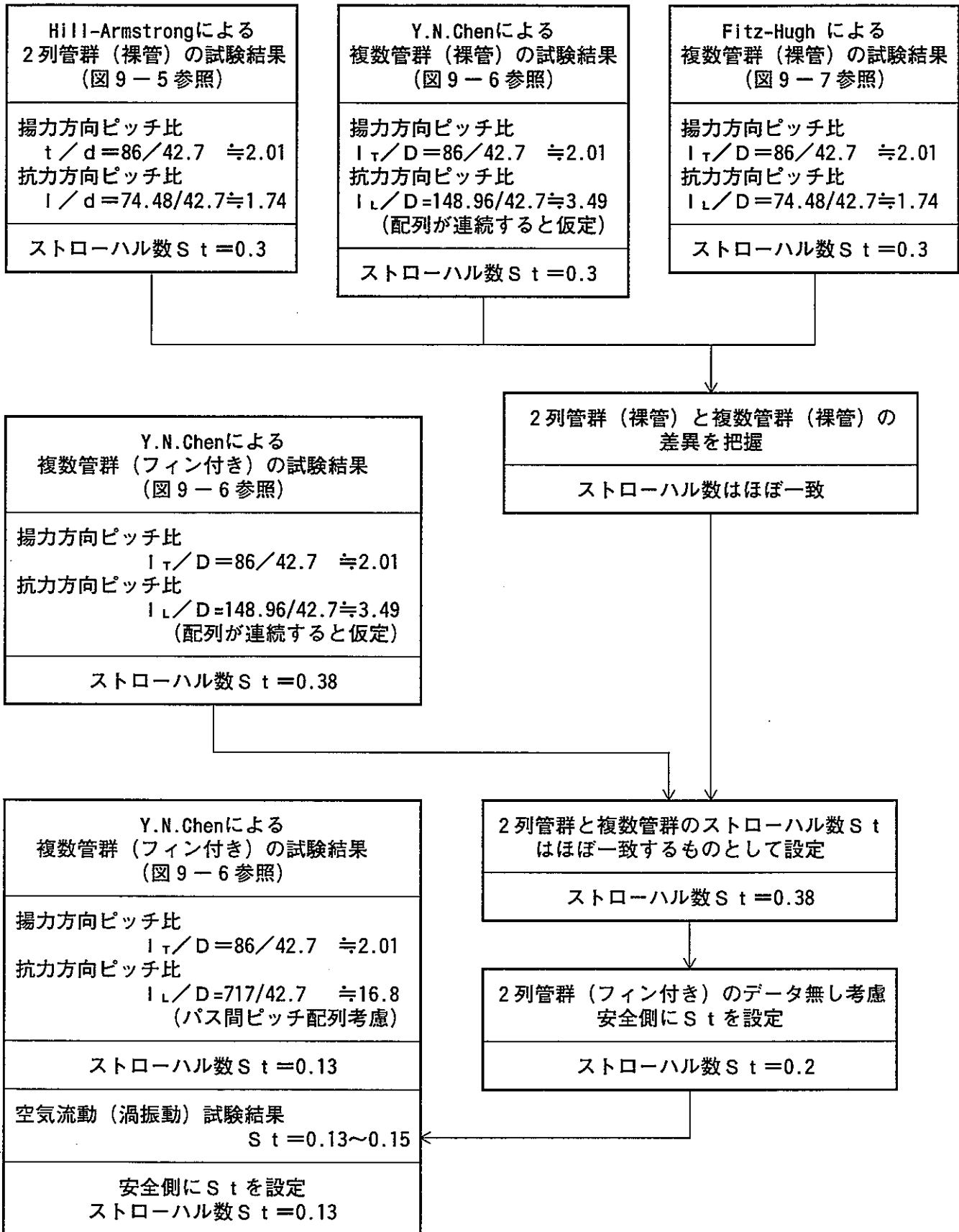
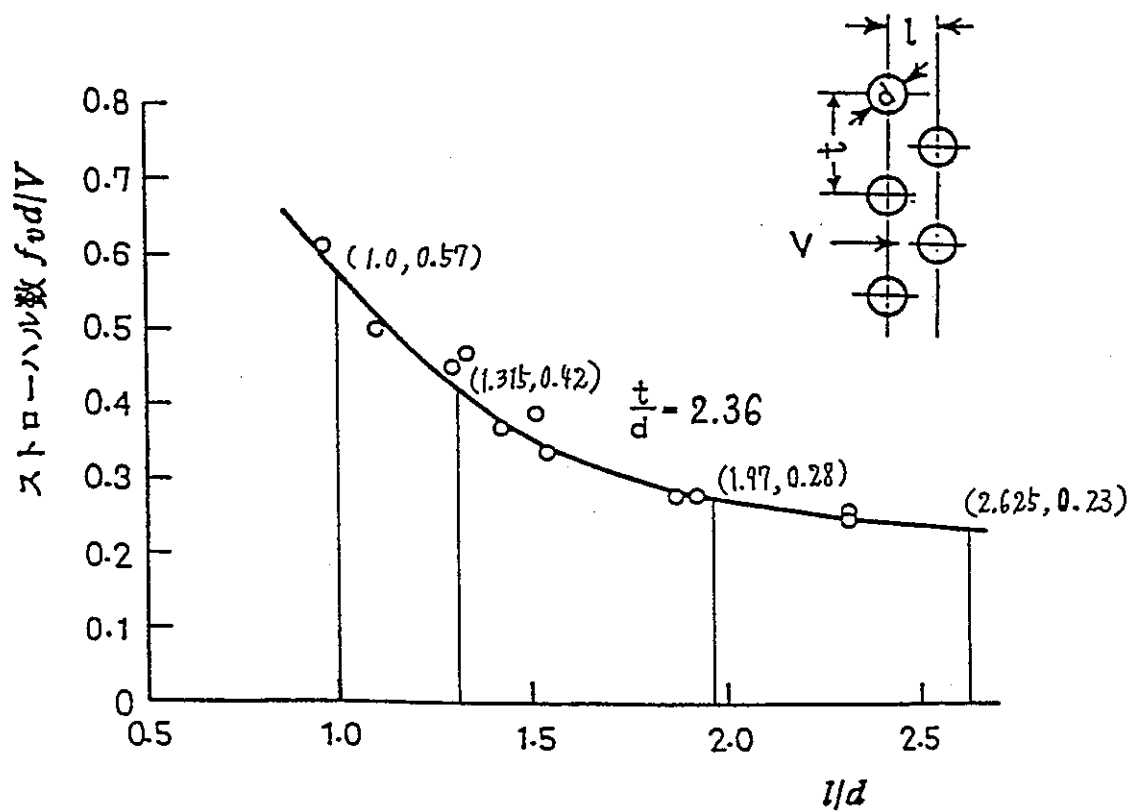
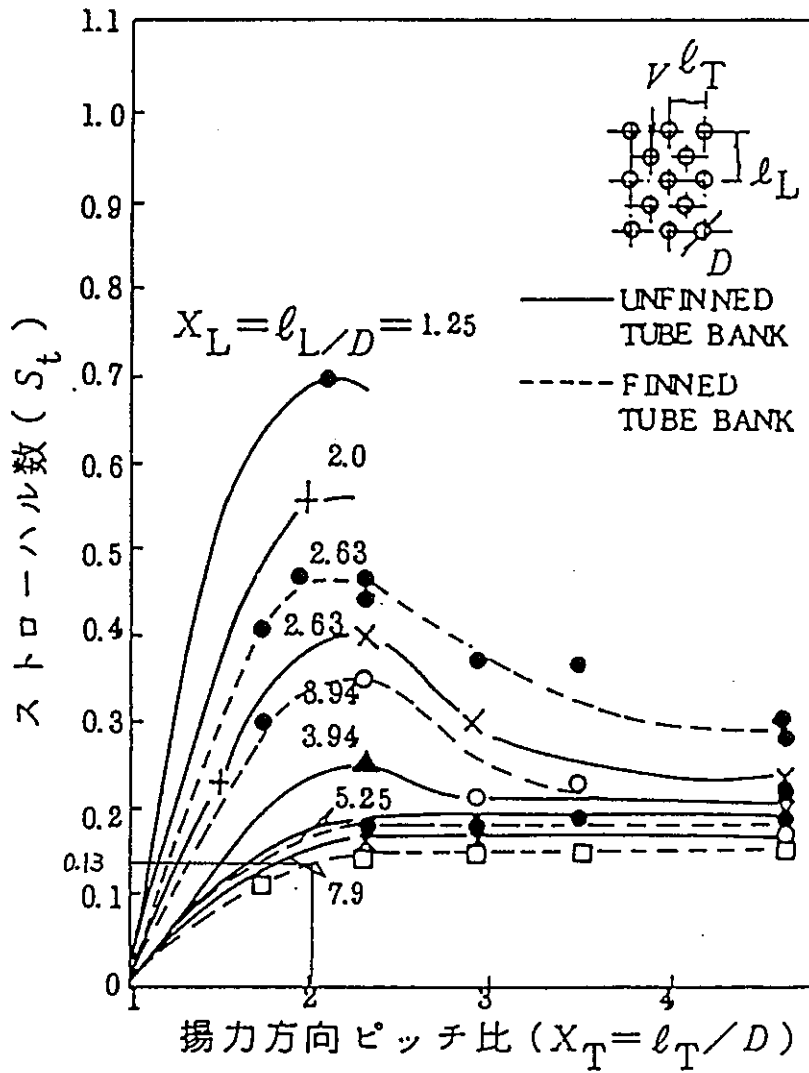


図9-4 ストローハル数の設定フロー



(出典) 船川正哉：機械学会誌71巻598号P. 1477~1487(1968. 11)

図9-5 Hill-Armstrongによる2列管群(裸管)の試験結果

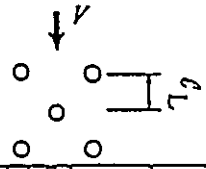


(b) 千鳥配列

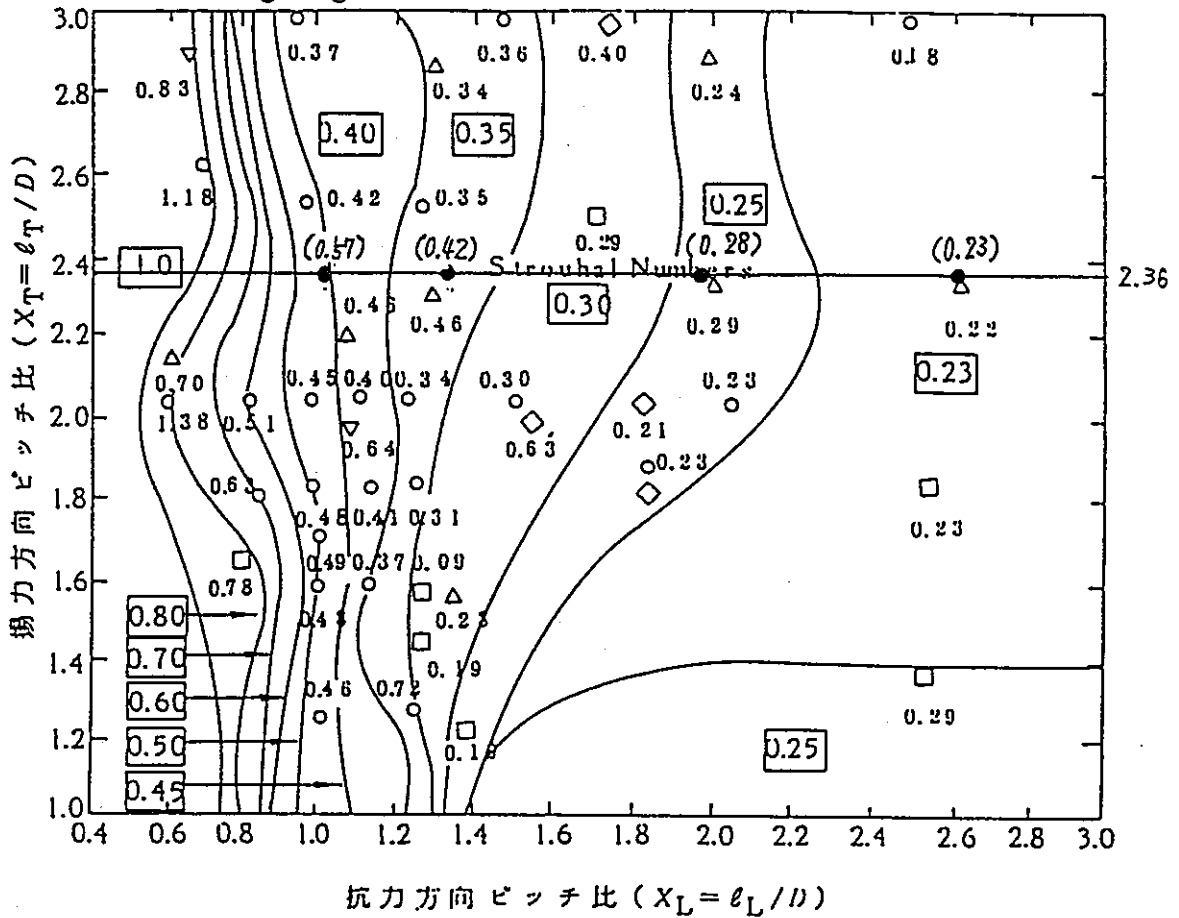
(出典) Y.N.Chen : Trans. of the ASME. Feb., 1968

図9-6 Y.N.Chenによる複数管群(裸管)の試験結果

(b) 千鳥配列



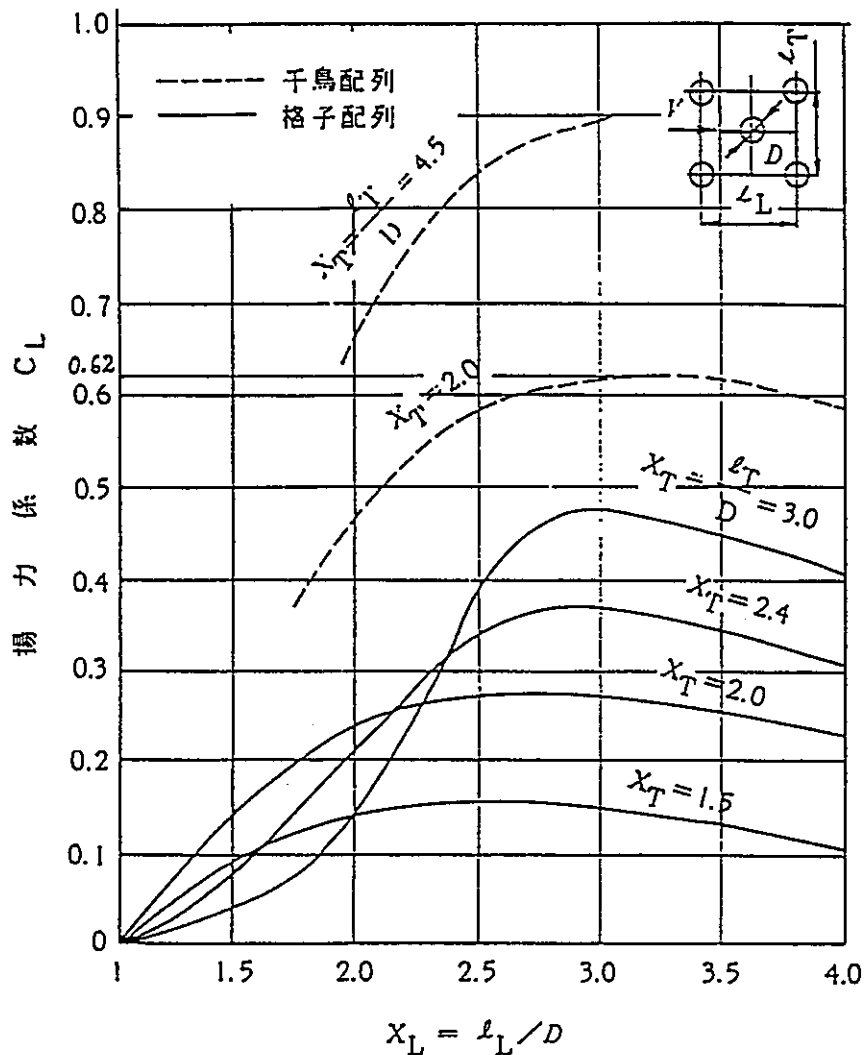
(備考 Fitz-Hughの ℓ_L のとり方はY.N. Chenとは異なる)



● () ; Hill-Armstrongの結果 (2列管群裸管)

(出典) J.S.Fitz-Hugh : Int. Symp. on Vibration Problems in Industry
Kewick, U.K., Apr., 1973

図9-7 Fitz-Hughによる2列管群(裸管)の試験結果



(出典) Y.N.Chen : Trans. of the ASME, May, 1972

図9-8 Y.N.Chenによる複数管群(裸管)の揚力係数 C_L

表 9 - 1 材料の疲労限 (BDSより)

(単位 : kg/mm²)

温度(°C)	SUS304及びSUS316鋼	21/4Cr-1Mo鋼
20	11.6	8.8
50	11.5	8.7
75	11.5	8.7
100	11.3	8.6
125	11.2	8.5
150	11.1	8.5
175	11.1	8.5
200	10.9	8.4
225	10.9	8.3
250	10.8	8.3
275	10.6	8.2
300	10.5	8.1
325	10.4	8.0
350	10.3	7.9
375	10.2	7.8
400	10.1	7.7
425	9.9	7.3
450	8.0	6.8
475	7.7	6.3
500	7.5	5.9
525	7.3	5.4
550	7.0	5.0
575	6.8	
600	6.6	
625	6.3	
650	6.1	

10. まとめ

「もんじゅ」2次系ナトリウム漏えい事故の原因が温度計ウエルの流力振動によるものであったことに鑑み、MK-Ⅲ主冷却器伝熱管及びドレン管について流力振動の再検討・評価を行い、必要なものについては、MK-Ⅲ主冷却器伝熱管を模擬した空気流動試験等を実施し、その構造健全性を再確認した。

A S M E等に基づく評価では、伝熱管及びドレン管とも無次元流速 $V_r < 1.0$ を満足せず、揚力方向及び抗力方向のロックインを回避することはできないが、換算減衰係数 $C_n > 64$ を十分満足することから、揚力方向及び抗力方向のロックインを十分抑制できる範囲であることを確認した。また、これら評価に用いた諸定数については、A S M Eの値がすべての幾何学的形状を包絡した値となっていることから、A S M Eの参考とした文献に逆上って設定した。

しかし、MK-Ⅲ主冷却器伝熱管は、 Σ 型をした2列管群であり、管群と管群との間が約70 cm開いた体系であることから、厳密には文献の実験体系と一致していない。したがって、評価に用いた諸定数を求めると同時に、高サイクル疲労損傷評価を行う上で必要な諸定数を確認するため、MK-Ⅲ主冷却器伝熱管を模擬した空気流動試験等を実施した。試験結果は、以下のとおりであった。

空気流動（渦振動）試験の結果、MK-Ⅲ主冷却器伝熱管群の幾何学的形状におけるストローハル数 S_t は、0.13～0.15、0.37～0.39であり、低流速～高流速までいずれの流速条件でも見られるストローハル数は、0.13～0.15とY.N.Chenの文献とほぼ一致した値であることを確認した。この値は、MK-Ⅲ伝熱管のように上流側約70cm前に伝熱管がある場合でも、ストローハル数に与える影響がないことも同時に確認した。また、カルマン渦放出周波数と共振している状態における変動揚力係数 C_L を算出した結果、0.1以下であり、これについては、Y.N.Chenの文献より算出した0.62よりかなり小さい値であった。これは、主冷却器伝熱管に取り付けられているフィン高さがY.N.Chenの文献で示されている実験体系におけるフィン高さに比べて高いことが影響して、渦を消滅させる効果が働いているためと判断できた。

強制加振（減衰定数測定）試験の結果、MK-Ⅲ主冷却器伝熱管群の減衰定数 ξ は、かなり保守的な強制加振試験体系ではあるものの、最小値0.41%、最大値1.37%、平均値0.7%と、JEAG4601-1991の配管区分Ⅱの保温材なしの減衰定数1%より低めであった。

空気流動（流力弾性振動）試験の結果、MK-Ⅲ主冷却器伝熱管群の限界速度係数 K は、最小値6.23、平均値7.39であり、流力弾性振動の評価に用いているS.S.Chenの文献に基づく三角

配列 30° より算出した値とほぼ同一であることを確認した。

フィン付け根部応力集中係数測定試験の結果、通産省告示501号に示されている構造不連続部の最大応力集中係数 $K_e = 5.0$ に対して、最大でも $K_e = 2.0$ 以下であることを確認した。

上記の試験結果等を用いて、MK-III主冷却器伝熱管の高サイクル疲労損傷評価を行った結果、応力集中係数 $K_e = 5.0$ とした場合でも、発生する応力は 2 kg/mm^2 (減衰定数 $\zeta = 0.4\%$)で、設計疲労限 5.3 kg/mm^2 (at 475°C)以下であり、カルマン渦によってMK-III主冷却器伝熱管が高サイクル疲労損傷することがないことを確認した。

11. 謝 意

MK-Ⅲ主冷却器伝熱管の空気流動試験等の試験計画立案、試験、試験データの解析及び評価にあたっては、三菱重工業（株）神戸造船所原子力プラント技術部新型炉計画課の菊池裕彦氏、工学博士加口仁氏、江田薫雄氏、三菱重工業（株）技術本部高砂研究所振動・騒音研究室の廣田和生氏、工学博士中村友道氏、構造研究室の室屋格氏、佐藤健一郎氏、第二実験課長の池上保彦氏に多大なるご協力を頂いた。ここに深く感謝の意を表します。

12. 参考文献

- (1) The American Society Mechanical Engineers : ASME BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE SECTION III Rules for Construction of Nuclear Power Plant Components DIVISION-AppendixN, 1995
- (2) (社) 日本電気協会, 電気技術基準調査委員会 : 原子力発電所耐震設計技術指針 追補版JEAG4601-1991, 平成3年12月
- (3) 通商産業省資源エネルギー庁公益事業部原子力発電安全管理課編 : 解説原子力設備の技術基準<1994>, 電力新報社, 1994
- (4) S. S. Chen : GUIDELINES FOR THE INSTABILITY FLOW VELOCITY OF TUBE ARRAYS IN CROSSFLOW, Journal of Sound and Vibration. 93(3), pp439-455, 1984
- (5) S. S. Chen : Flow-Induced Vibration of Circular Cylindrical Structures, Hemisphere Publishing Corporation, Washington, DC, 1987
- (6) Y. N. Chen : Fluctuating Lift Forces of the Karman Vortex Streets on Single Circular Cylinders and in Tube Bundles Part3-Lifts Forces in Tube Bundles, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry, May, 1972
- (7) 白木万博, 藤田勝久 : 管群列の流体による振動, 機械の研究 第30巻第6号, pp98-104, 1978
- (8) 日本機械学会編 : 機械工学便覧, A5流体工学, 丸善, 1986
- (9) 船川正哉 : 流れによる熱交換器の振動と騒音, 日本機械学会誌 第71巻第598号, pp1477-1487, 1968
- (10) Y. N. Chen : Flow-Induced Vibration and Noise in Tube-Bank Heat Exchangers Due to von Karman Streets, Transactions of the ASME, Ser. B, Vol. 90, No. 1, pp134-146, 1968
- (11) Fitz-Hugh, J. S : Flow-Induced Vibration in Heat Exchangers, International Symposium Vibration Problem in Industry, Keswick England, pp1-17, 1973
- (12) 岡田旻、高橋賢三 : 配管設計の諸問題と対策, 工学図書, 1979
- (13) 小堀与一 : 実用振動計算法, 工学図書, 1978
- (14) 原田幸夫 : 流体工学, 槇書店, 昭和52年
- (15) The American Society Mechanical Engineers : ASME BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE FOR DESIGN BY ANALYSIS IN SECTION III AND VIII, DIVISION 2, 1969

- (16) 動力炉・核燃料開発事業団 : 高速原型炉第1種機器の高温構造設計方針, N241 84-08,
昭和59年