

流動に起因する配管構造物の振動評価手法に関する研究

西口, 誠人 / NISHIGUCHI, Masato

(開始ページ / Start Page)

1

(終了ページ / End Page)

105

(発行年 / Year)

2015-03-24

(学位授与番号 / Degree Number)

32675甲第352号

(学位授与年月日 / Date of Granted)

2015-03-24

(学位名 / Degree Name)

博士(工学)

(学位授与機関 / Degree Grantor)

法政大学 (Hosei University)

(URL)

<https://doi.org/10.15002/00010862>

平成 26 年度 法政大学審査学位論文

流動に起因する配管構造物の振動評価手法に関する研究

指導教員 御法川 学 教授

法政大学大学院工学研究科機械工学専攻

学生番号：12R9103

西口 誠人

目次

第 1 章 緒論	
1.1 本研究の背景	1
1.2 本研究の目的	1
1.3 本研究の概要	2
1.4 流体関連振動の分類と本研究の対象	2
第 2 章 現状の評価方法とその問題点	
2.1 音響励起振動の特徴と典型的な配管破損箇所	4
2.2 音響励起振動による配管の破損事例	6
2.3 D/t を用いた音響励起振動の評価方法	10
2.3.1 Carucci および Muller の事例をもとにした設計曲線	10
2.3.2 Energy Institute (EI) guide line による設計手法	12
2.4 D/t を用いた現状の評価方法の問題点	14
2.5 第 2 章のまとめ	15
第 3 章 合流配管における流動励起振動の特徴と評価方法	
3.1 背景	16
3.2 実験装置	17
3.3 合流配管における流動励起振動の特徴	24
3.3.1 圧力変動および配管振動のランダム性	24
3.3.2 配管振動の特性	27
3.3.3 配管合流部のチョーキングの発生について	29
3.3.4 圧力変動の特性	32
3.4 合流配管における流動励起振動の評価方法	38
3.5 第 3 章のまとめ	41

第 4 章 合流角度および分岐配管径が合流配管の流動励起振動に与える影響	
4.1 背景	42
4.2 実験装置	43
4.3 結果および考察	56
4.3.1 合流角度の影響	56
4.3.2 分岐配管径の影響	61
4.3.2.1 分岐管上流および下流における圧力変動の比較	61
4.3.2.2 分岐配管径が比較的大きいときにおける圧力変動の発生メカニズム	64
4.3.2.3 分岐配管径が比較的小さいときにおける圧力変動の発生メカニズム	69
4.3.3 分岐配管径および合流角度が V_n を用いた評価に与える影響	72
4.3.3.1 オリフィス孔部の流動条件およびオリフィス孔径を代表寸法として V_n を計算した評価	72
4.3.3.2 分岐管端部の流動条件および分岐管径を代表寸法として V_n を計算した評価	74
4.3.3.3 合流角度が V_n を用いた振動応力の評価に与える影響	77
4.4 第 4 章のまとめ	79
第 5 章 ランダム振動理論を用いた音響励起振動の評価方法	
5.1 背景	80
5.2 ランダム振動理論を用いた評価方法	81
5.2.1 過去の破損事例および本評価手法の比較	81
5.2.2 現行の評価手法における許容値の修正方法	84
5.3 従来の音響計算手法による配管径が与える影響の検討	87
5.3.1 評価方法	87
5.3.2 評価結果	88
5.4 実験による検討	90
5.4.1 実験方法	90
5.4.2 実験結果	93
5.5 流動励起振動 (FIV) が音響励起振動 (AIV) に与える影響	97
5.6 第 5 章のまとめ	99
第 6 章 結論	100
参考文献	103
謝辞	105

主な記号

a_c	: 音速 [m/s]
A	: 配管断面積 [m ²]
A_1	: 分岐管断面積 [m ²]
A_2	: 母管断面積 [m ²]
A_{ro}	: RO 孔部断面積 [m ²]
c	: 減衰 [kg/s]
Cc	: 絞り部における縮流係数
C	: 定数
D	: 配管直径 [m]
D_1	: 分岐管直径 [m]
D_2	: 母管直径 [m]
E	: ヤング率 [Pa]
f	: 周波数 [Hz]
f_c	: 中心周波数 [Hz]
f_g	: 流体の加振周波数範囲 [Hz]
f_n	: 配管周方向 n 次の固有振動数 [Hz]
f_{2nd}	: 配管周方向 2 次の固有振動数 [Hz]
F	: 加振力 [N]
F_{rms}	: 加振力の RMS 値 [N]
H	: 伝達関数
I	: リング面内の単位長さ当り断面 2 次モーメント [m ³]
k	: バネ定数 [N/m]
L	: 配管長さ [m]
L_{p_in}	: 配管内部の音圧レベル [dB]
m	: 質量 [kg]
MF	: 質量流量 [kg/s]
MF_{RO}	: RO 孔部のプロセス条件を用いて計算した質量流量 [kg/s]
MF_0	: 配管合流部においてチョーキングが発生していないときに流れる最大の質量流量 [kg/s]
Mw	: 平均分子量 [-]
n	: 周方向モード次数 [-]
p	: 音圧 [Pa]
p_1	: RO 上流における圧力 [PaA]
p_2	: RO 下流における圧力 [PaA]
p_{am}	: 大気圧 [PaA]
p_b	: 配管合流部における圧力 [PaA]
p_c	: 臨界圧力 [PaA]
p_{in}	: 配管内部における音圧 [Pa]
$TP1$: エアチャンバ内の圧力 (TP1) [PaA]
$TP2$: 圧力センサ TP2 における圧力 [PaA]
p_{rms}	: 圧力変動の RMS 値 [Pa]
p_{rms}^*	: 無次元圧力変動の RMS 値
P	: 圧力変動の Power Spectrum Density [Pa ² /Hz]

P^*	: 無次元圧力変動の Power Spectrum Density
PWL	: Sound Power Level [dB]
PWL_{limit}	: 許容 PWL [dB]
Δp	: チョーキング発生時における圧力不連続量 [Pa]
R	: 気体定数 [$m^2/sec^2/K$]
St	: ストローハル数 [-]
S_x	: 変位の Power Spectrum Density [m^2/Hz]
S_w	: 加振力の Power Spectrum Density [N^2/Hz]
t	: 配管肉厚 [m]
t_1	: 分岐管肉厚 [m]
t_2	: 母管肉厚 [m]
T	: 配管内流体の温度 [K]
T_{atm}	: 大気温度 [K]
T_b	: 配管合流部における温度 [K]
T_c	: 臨界温度 [K]
TL	: 透過損失 [dB]
TL_0	: 垂直入射音に対する透過損失 ($\theta=0$) [dB]
TL_R	: 任意入射 (ランダム入射) 音に対する透過損失 [dB]
v	: 配管合流部における分岐管側の流速 [m/s]
V_n	: Vibration Velocity Number [m/s]
V_{rms}	: 振動速度の RMS 値 [m/s]
W	: 音響出力 [W]
W_0	: 加振力の Power Spectrum Density [N^2/Hz]
x	: 振動変位 [m]
\dot{x}	: 振動速度 [m/s]
\ddot{x}	: 振動加速度 [m/s^2]
X_{rms}	: 振動変位の RMS 値 [m]
ϕ	: 分岐配管合流角度
κ	: 比熱比
θ	: 音波の入射角 [rad]
ρ_{atm}	: 大気圧における流体密度 [kg/m^3]
ρ_b	: 配管合流部における流体密度 [kg/m^3]
ρ_c	: 臨界条件における流体密度 [kg/m^3]
ρ_g	: 流体密度 [kg/m^3]
ρ_p	: 配管材料の密度 [kg/m^3]
σ	: 振動応力 [Pa]
σ_{limit}	: 許容振動応力 [Pa]
σ_{rms}	: 振動応力の RMS 値 [Pa]
ω	: 角振動数 [rad/s]
ζ	: 減衰比 [-]

第1章 緒論

1.1 本研究の背景

プロセスプラント内において、配管合流部などでマッハ数が約 0.5 以上の高流速に伴い配管振動が発生し、安全・安定操業の観点から問題となる可能性がある⁽¹⁾。特に近年の経済設計の要求から配管構造物が大型化かつ薄肉化する傾向があり、通常知られている配管の梁モードの振動 (Beam Mode) に加えて、配管周方向の振動 (Shell Mode) が問題となる場合がある。配管合流部などで高流速に伴い発生する配管振動については、流れの乱れに伴うランダムな圧力変動に伴い発生する流動励起振動 (Flow Induced Vibration)⁽¹⁾ および安全弁などで発生する大騒音により配管壁面が振動する音響励起振動 (Acoustically Induced Vibration) が知られている⁽²⁾。このうち、ランダムな圧力変動に伴い発生する流動励起振動については、実機の計測結果から評価指標を検討した事例が報告されており⁽³⁾、円柱の曲げ振動や平板周りを流れる外部平行流などに関して評価方法が確立されている⁽⁴⁾⁽⁵⁾。一方、ランダム振動の解析技術については平板やエルボにおいて、実験で得られた圧力変動の Power Spectrum Density (PSD) を用いたランダム振動解析により、その振動応答が精度よく計算できること⁽⁶⁾⁽⁷⁾⁽⁸⁾、また、直管においては CFD で圧力変動の PSD を計算し、構造解析と双方向で連成させることにより、流れの乱れに起因した振動応答が計算できることが報告されている⁽⁹⁾。しかしながら、配管合流部で発生する流れの乱れに起因したランダムな加振力と、配管周方向の振動応答について検討された事例は見当たらない。音響励起振動については数十件の配管破損事例が Carucci および Muller により報告されており、これらの配管破損事例から配管の肉厚や直径などの構造パラメータを用いた音響励起振動の評価方法が提案されており、現在のプラント設計でもこれらの設計手法が適用されている。しかしながら、これらの音響励起振動の評価方法は最近では FEM などの詳細解析により検討が行われる事例もあるが⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾⁽¹²⁾⁽¹³⁾⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾、ランダム振動理論などから理論的に妥当性が検討された事例は見当たらない。そのため、音響励起振動の評価手法に対して理論的な検討を実施して、配管系などに対する適用範囲について検討する必要があると考える。

1.2 本研究の目的

本研究ではプラント設計時の配管設計において問題となる流動励起振動について理論的に検討するため、ランダム振動理論から流動励起振動と振動応力の関係を導く。また、音響励起振動は安全弁出口における高流速の乱れに伴う大騒音に起因しており、振動がランダムな乱れに起因しているという点では流動励起振動と音響励起振動は共通していると考えられるため、音響励起振動に対しても流動励起振動において理論的に検討された振動応力の評価方法を適用して、音響励起振動により発生する振動応力について検討する。

1.3 本研究の概要

はじめに、本研究の対象について理解を容易にするために、流動に起因した配管構造物の振動において、本研究の対象となる流動励起振動および音響励起振動が、どのような位置付けにあるのかを流動関連振動の分類に従って述べる（第 1.4 節 流動励起振動の分類と本研究の対象を参照）

第 2 章として、現状において適用されている評価手法とその問題点について説明する。

第 3 章として、合流配管で発生する流動励起振動の振動応力をランダム振動理論を用いて理論的に導き、実験結果との比較を行うことでその妥当性について検討する。

第 4 章として、第 3 章で検討した流動励起振動に起因する振動応力の評価方法を、異なる合流角度および分岐配管系を用いて実施した実験結果と比較することにより、その適用範囲について検討する。

第 5 章として、第 3 章および第 4 章において検討された流動励起振動に起因する振動応力評価方法を音響励起振動にも適用させ、音響励起振動に対しても適切に振動応力が評価できるか過去の配管破損事例との比較、実験による計測および簡易的な音響計算を行い検討する。

第 6 章として、本研究で得られた結論を総括した。

1.4 流動励起振動の分類と本研究の対象

流動励起振動とは流体に起因して振動が発生する現象の総称であり、流れの様相により分類すると図 1.1 のようになる⁽¹⁶⁾。ここでは定常流，非定常流，二相流の各流れに対応し，それぞれ確認されている各流動励起振動を分類したものである。定常流での振動は，自励振動系の作用で流れと振動が相互に作用し，成長するものが主体である。非定常流では，脈動流や乱流などの流れの乱れが構造物を振動させる。二相流は運動量の異なる 2 種類の流体が混在して流れるために，運動量の時間的変動が構造物への励振源として作用するほか，相変化を伴う運動量，圧力変動が励振源となるものである。このように流動励起振動が含む物理現象は多岐にわたるが，本研究では高流速の乱れに起因した振動を取り扱うため，図 1.1 内の乱流励起振動が対象となると考えられる。また，音響励起振動については図 1.1 内では脈動流に起因する現象と位置付けられているが，これは脈動流によって発生する圧力変動が加熱炉内部などで音響的に共鳴して増幅し，振動が発生する振動現象を指すため，本研究で取り扱う大騒音により強制的に配管が振動し破損にいたる現象とは異なる。本研究で取り扱う音響励起振動は安全弁出口における高流速の乱れに起因した大騒音に起因することを考えると，本研究で対象とする流動励起振動と同じく，乱流励起振動に近い位置付けとなると考えられる。

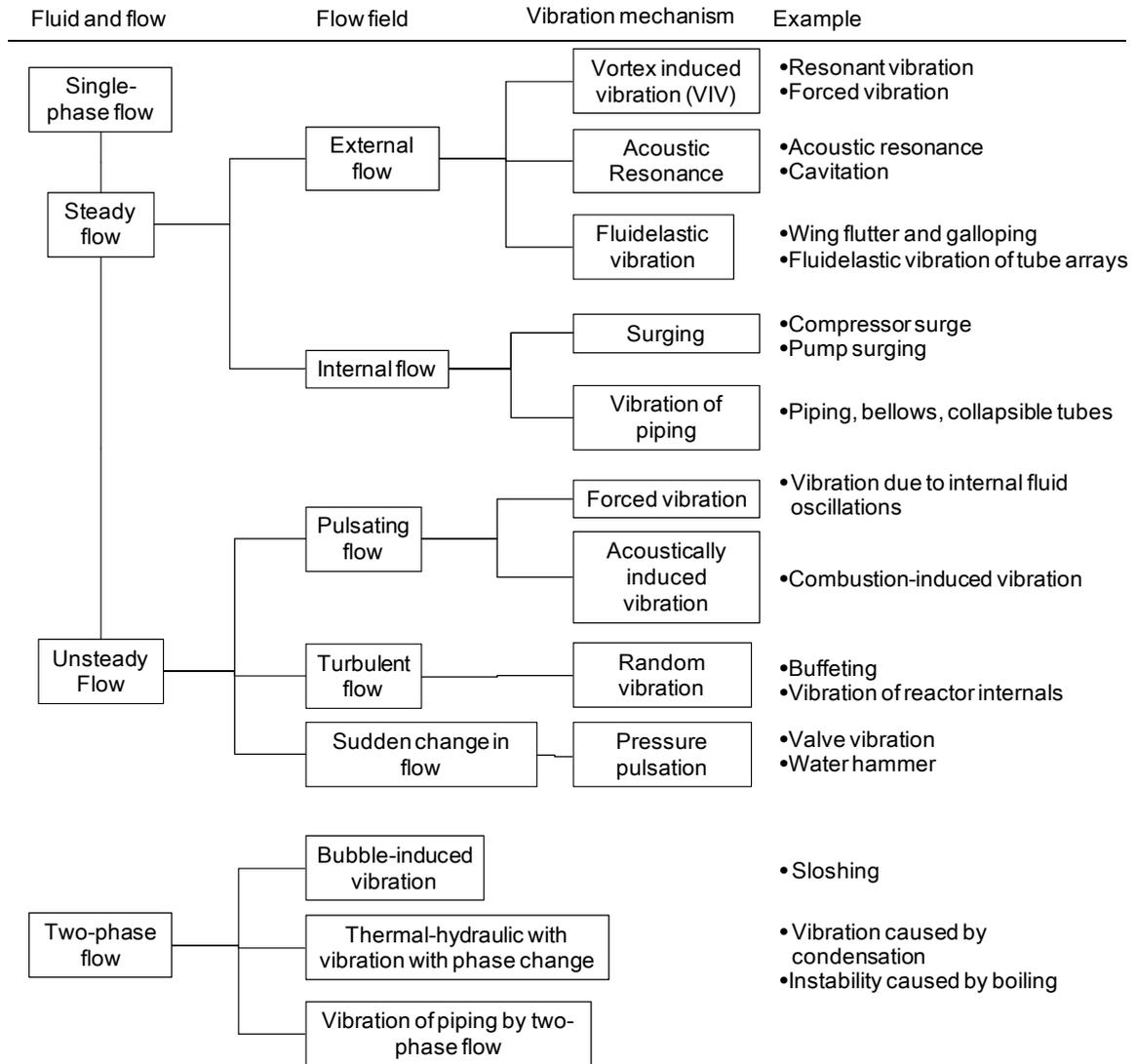


Fig. 1.1 Category of Flow Induced Vibration⁽¹⁶⁾

第2章 現状の評価方法とその問題点

本章では現状の音響励起振動に対する評価方法の概要とその問題点について説明する。ここで、合流配管で発生する乱れに起因した流動励起振動については前章で述べたとおり現象そのものがよく知られておらず、一般的な評価方法が存在しないため、流動励起振動の評価方法については第3章および第4章において後述するものとし、本章では安全弁などで発生する大騒音に起因した音響励起振動の現状の評価方法とその問題点について説明する。

2.1 音響励起振動の特徴と典型的な配管破損箇所

第1章で述べたとおり、昨今のプラント設計では経済的な要求から配管が大口径化および薄肉化している傾向がある。このため、通常問題となる配管の梁モード (Beam Mode) の振動に加えて配管の周方向 (Shell Mode) の振動が問題になることがある。図 2.1 には配管周方向の振動モードの一例を示す。音響励起振動では図 2.1 のような周方向の振動モードが配管破損の原因となるため、図 2.1 に示す分岐管根元や図 2.2 に示す配管サポートシューの接続箇所など、構造不連続部において応力が集中しやすい箇所が典型的な配管破損箇所となる。このため、音響励起振動を防止するためには、配管周方向モードに起因した発生応力を低下させるため、構造不連続部における母管の肉厚を増加するか、図 2.3 に示すような全周補強 (Full Wrap Reinforcement) を行い配管周方向モードを抑制する必要がある。

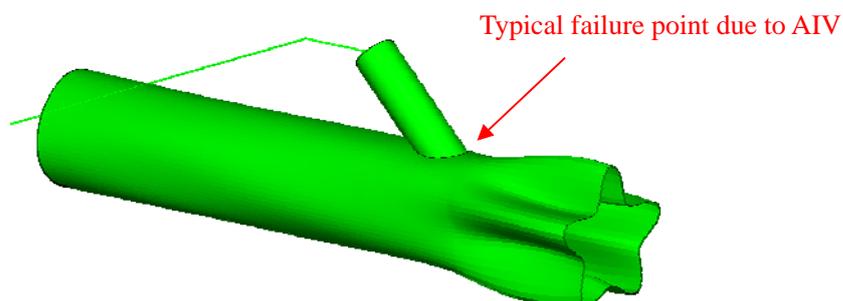


Fig.2.1 Example of the piping shell mode

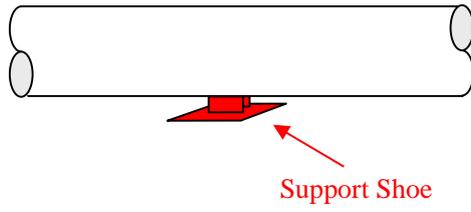


Fig.2.2 Example configuration of support shoe

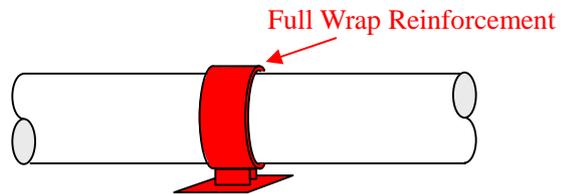


Fig.2.3 Example of full wrap reinforcement for AIV

2.2 音響励起振動による配管の破損事例

表 2.1 に Carucci および Muller⁽²⁾ により報告された音響励起振動により配管が破損した事例とその運転条件を示す。また、表 2.2 には同じく Carucci および Muller により報告された配管が音響励起振動により破損しなかった事例とその運転条件を示す。図 2.4 に示すように Carucci および Muller はこれらの配管破損事例から、配管径と式 (2.1) により算出される Sound Power Level (PWL)⁽²⁾ により整理することで、音響励起振動により配管が破損する可能性を評価できるとしている。この図 2.4 に示す評価方法が最初に提案された音響励起振動の評価方法と考えられるが、本評価方法は配管肉厚が評価パラメータとして考慮されていない。音響励起振動により発生する周方向振動の振動応力は配管肉厚により影響を受けると考えられるため、本評価手法は適切に音響励起振動による配管破損の可能性を評価できないと考えられ、現在では使用されていない。しかしながら、Carucci および Muller により報告された表 2.1 および表 2.2 に示される音響励起振動により配管が破損した事例および破損しなかった事例は、プラント内での破損事例が顧客の秘密保持の観点から公開されにくいことを考えると非常に貴重である。そのため、図 2.4 に示す評価方法は現在使用されていないものの、評価方法を検討する上で参照される音響励起振動による配管破損事例は Carucci および Muller が報告した表 2.1 および表 2.2 に示される事例以外はほとんどなく、これらの配管破損事例が現在でも参照されている。

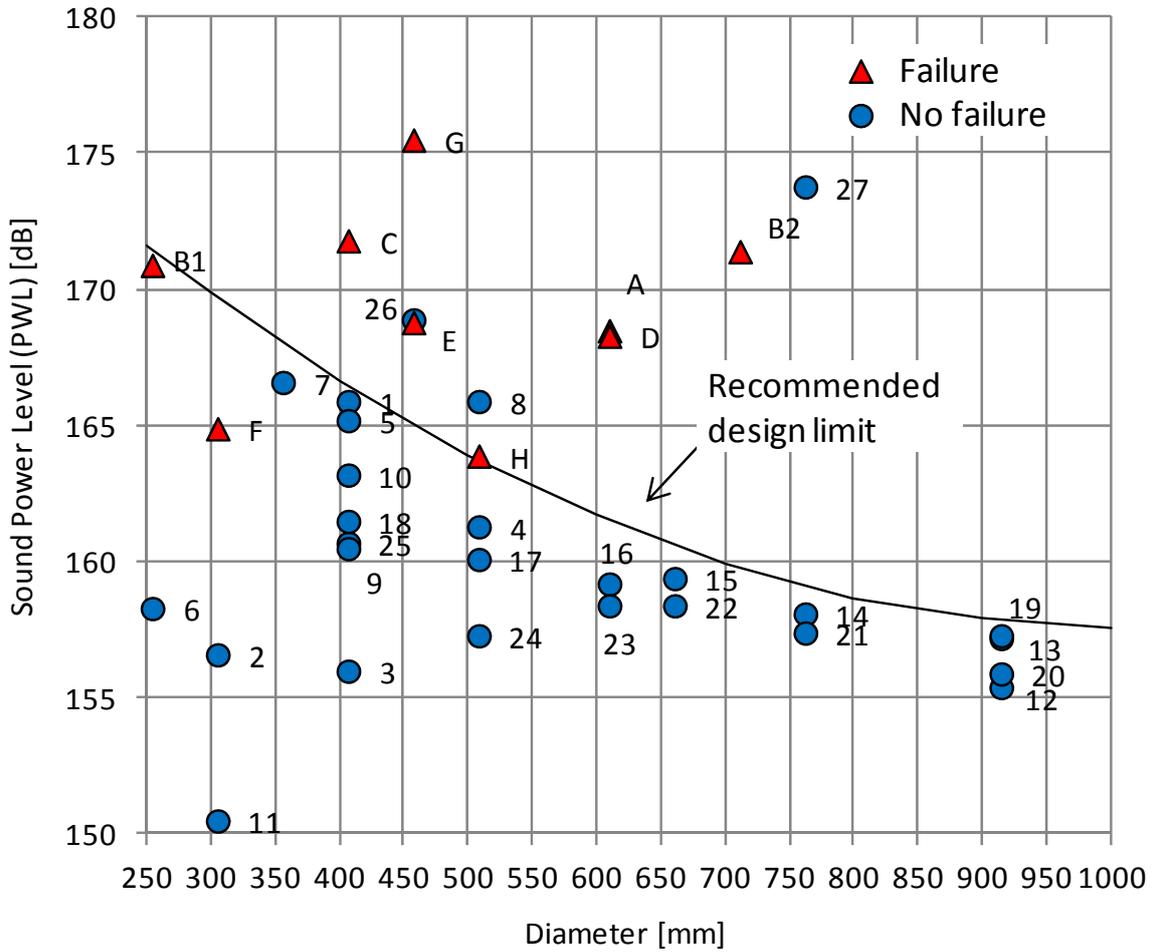
$$PWL = 10 \log \left\{ MF^2 \times \left(\frac{p_1 - p_2}{p_1} \right)^{3.6} \times \left(\frac{T}{Mw} \right)^{1.2} \right\} + 126 \quad (2.1)$$

Table 2.1 Piping failure example due to AIV reported by Carucci and Muller⁽²⁾

Data Point	Service	M.W	Upstream Temp. [K]	Upstream Pressure [MPaA]	Downstream Pressure [MPaA]	Mass Flow Rate [kg/hr]	Downstream Line Size [inch]	Thickness of Pipe [mm]	PWL (re. 10 ⁻¹² watts) [dB]	Failure Experience
A	Propylene Compressor Recycle	39.80	319.3	2.055	0.1586	107805	24	6.350	168.5	Failure during startup
B1	Natural Gas Pressure	23.10	379.8	4.275	0.6274	174954	10	5.563	170.9	Failure in 700 mm (28 inch) header modified piping, complete system redesigned.
B2	Natural Gas Letdown to Flare	23.10	255.4	0.5171	0.2068	174954	28	7.925	171.4	
C	Natural Gas Letdown to Flare	22.90	308.2	4.757	0.4137	172670	16	6.350	171.8	High vibrations, no failures. Based on other experience system modified.
D	Nitrogen Compressor Recycle	28.00	310.9	0.6964	0.3723	433960	24	6.350	168.3	Failure during startup modified system
E	Nitrogen Compressor Recycle	28.00	310.9	1.682	0.7033	307426	18	6.350	168.8	High vibrations, no failures. Based on other system modified using low noise valve
F	Natural Gas Compressor Gas Recycle	27.70	330.4	5.109	1.386	127904	12	5.563	164.9	Failure at severely undercut weld on 300 mm (12 in.) line made to fasten conduit support clip. Points of high stress concentration eliminated.
G	Desuperheater Steam	18.00	802.6	9.997	1.034	133751	18	6.350	175.5	Failure in 450 mm (18 in.) attemporator, complete redesign of system.
H	Desuperheater Steam	18.00	658.2	4.309	1.034	166732	20	6.350	163.9	Cracks through pipe and pad at transverse guide and I pipe around pressure tap.

Table 2.2 Example of AIV with no piping failure reported by Carucci and Muller⁽²⁾

Data Point	Service	M.W	Upstream Temp. [K]	Upstream Pressure [MPaA]	Downstream Pressure [MPaA]	Mass Flow Rate [kg/hr]	Downstream Line Size [inch]	Thickness of Pipe [mm]	PWL (re. 10 ⁻¹² watts) [dB]
1	Process Gas Compressor Recycle	28.60	308.2	1.317	0.1034	98212	16	6.350	165.9
2	Process Gas Compressor Recycle	28.60	311.5	3.875	1.000	50339	12	5.563	156.6
3	Propylene Compressor Recycle	41.60	316.5	2.055	0.3241	45680	16	6.350	156.0
4	Process Gas Compressor Recycle	24.80	300.4	0.2482	0.1034	126077	20	6.350	161.3
5	Process Gas Compressor Recycle	23.80	310.9	1.586	0.2206	91817	16	6.350	165.2
6	Process Gas Compressor Recycle	21.40	300.9	3.944	1.551	74915	10	5.563	158.3
7	Propylene Compressor Recycle	42.10	310.9	1.669	0.1379	137954	14	5.588	166.6
8	Propylene Compressor Recycle	42.10	310.9	1.669	0.1379	126990	20	9.525	165.9
9	Waste Steam Dump	18.00	403.7	0.2758	0.1034	68520	16	6.350	160.5
10	Process Gas Compressor Recycle	28.60	302.6	1.069	0.1034	75829	16	6.350	163.2
11	Process Gas Compressor Recycle	14.00	308.2	5.481	2.751	33164	12	5.563	150.5
12	Natural Gas Compressor Recycle	20.60	308.2	0.3792	0.2482	143892	36	7.925	155.4
13	Natural Gas Compressor Recycle	20.60	308.2	0.6481	0.3999	142978	36	7.925	157.2
14	Natural Gas Compressor Recycle	20.60	308.2	1.145	0.6757	141151	30	6.934	158.1
15	Natural Gas Compressor Recycle	20.60	308.2	2.179	1.165	130645	26	6.960	159.4
16	Natural Gas Compressor Recycle	20.60	308.2	4.075	2.199	130188	24	6.350	159.2
17	Natural Gas Compressor Recycle	20.40	308.2	8.012	4.089	128361	20	6.350	160.1
18	Natural Gas Compressor Recycle	20.40	308.2	17.30	7.998	128361	16	6.350	161.5
19	Natural Gas Compressor Recycle	20.70	308.2	0.3861	0.2344	134756	36	7.925	157.3
20	Natural Gas Compressor Recycle	20.70	308.2	0.6205	0.3930	133386	36	7.925	155.9
21	Natural Gas Compressor Recycle	20.70	308.2	1.062	0.6274	130645	30	6.934	157.4
22	Natural Gas Compressor Recycle	20.70	308.2	1.972	1.062	119682	26	6.960	158.4
23	Natural Gas Compressor Recycle	20.70	308.2	3.682	1.979	119225	24	6.350	158.4
24	Natural Gas Compressor Recycle	20.70	308.2	6.447	3.696	118996	20	6.350	157.3
25	Natural Gas Compressor Recycle	20.70	308.2	13.95	6.453	118768	16	6.350	160.7
26	Propane Compressor Recycle	44.00	308.2	1.207	0.09653	182720	18	9.525	168.9
27	Steam Desuperheater	18.00	658.2	4.309	1.034	166732	30	11.151	161.2



*Point F failure attributed to severe weld undercutting at a small connection. No abnormal experience after quality welds achieved.

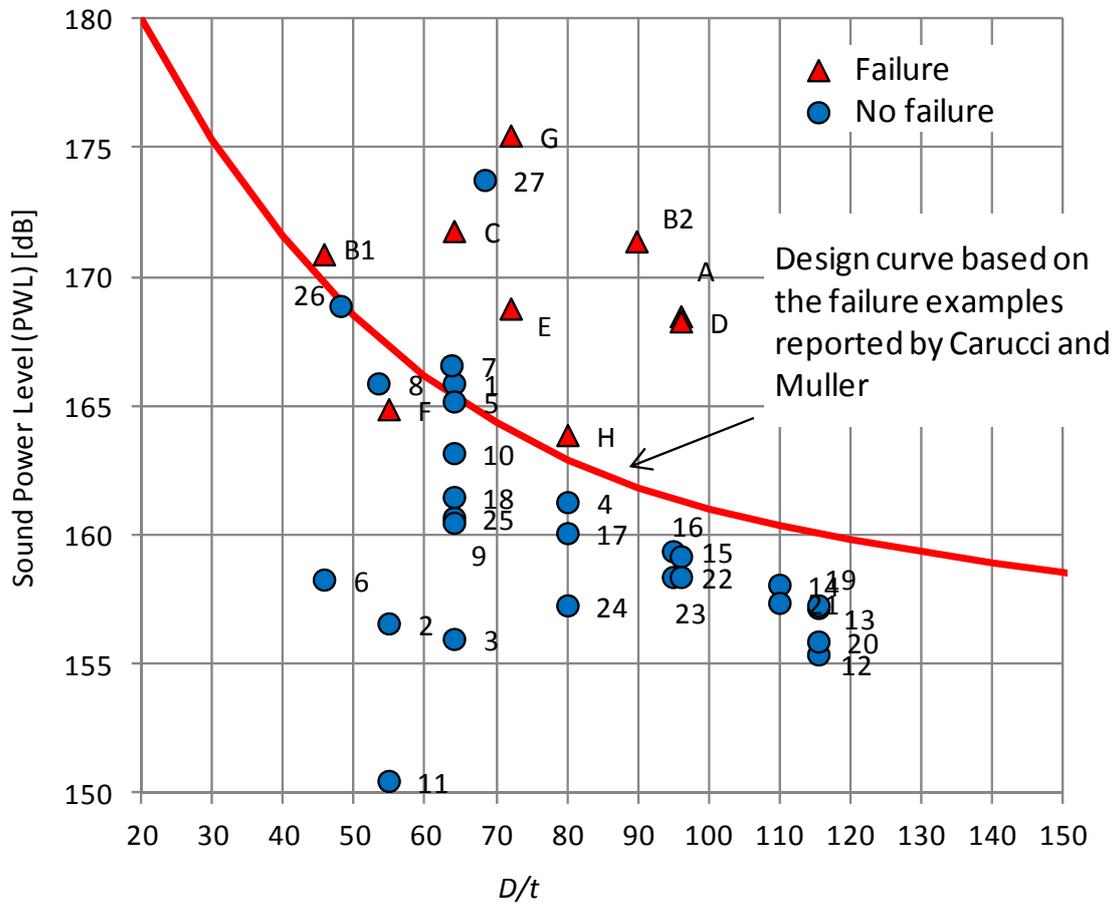
Fig.2.4 Safe Design Limit based on experience of acoustically induced vibrations⁽²⁾

2.3 D/t を用いた音響励起振動の評価方法

前節で示した通り，音響励起振動を適切に評価するためには，加振力の指標としての PWL および，配管側の構造パラメータとして配管直径だけでなく配管肉厚を考慮することが望ましい．そのため，現状において多く使用されている音響励起振動の評価手法は D/t (D :配管外径， t :配管肉厚) で表される配管直径と肉厚の比および式 (2.1) で示される PWL を用いて評価されることが多い．本節では現状において使用されることの多い D/t を用いた音響励起振動の評価方法のうち代表的な2つの評価方法について説明する．

2.3.1 Carucci および Muller の事例をもとにした設計曲線

第 2.1 節に示した Carucci および Muller により報告された音響励起振動による配管破損事例をもとに提案された設計曲線を図 2.5 に示す⁽¹⁷⁾．図 2.5 に示す設計曲線は D/t が大きくなると許容される PWL が小さくなる，すなわち直径に対して肉厚が薄くなると許容 PWL が小さくなり音響励起振動により破損する可能性が高くなることを示している．また，図 2.5 により示される設計曲線は D/t が 70 以下の領域において D/t の増加に伴い比較的急に許容 PWL が低下して， D/t が 70 以上の領域になると比較的緩やかに許容 PWL が減少するようになっている．このように設計曲線を規定することにより図 2.5 に示すように配管が音響励起振動により破損する事例と，配管が破損しない事例を良好に区別することができることが分かる．図 2.5 に示す設計曲線は図 2.4 に示す設計曲線と異なり，配管直径だけでなく配管肉厚についても考慮された評価曲線のため，図 2.4 に示す設計曲線より適切に音響励起振動を評価できていると考えられる．



*Point F failure attributed to severe weld undercutting at a small connection. No abnormal experience after quality welds achieved.

Fig.2.5 Design curve for AIV based on the failure examples reported by Carucci and Muller⁽¹⁷⁾

2.3.2 Energy Institute (EI) guideline による設計手法⁽¹⁾

第 2.3.1 節に示した設計曲線に加えて、EI guideline により提案されている設計手法⁽¹⁾が一般的な音響励起振動の設計手法の一つとして用いられている。ここで、EI guideline とはプロセスプラントで発生する配管振動現象全般を対象とした配管設計指針であり、音響励起振動だけでなく回転機周辺において発生する機械振動や、往復動圧縮機周辺で発生する圧力脈動により配管が振動する現象など多岐にわたる配管振動現象について対応しており、その中で音響励起振動についても配管振動現象の一つとして、EI guideline 内でその評価方法が記載されている。EI guideline の評価の特徴として、異なる配管振動現象に対して同一の評価指標 Likelihood of Failure (LOF) を用いて必要な対処法を規定していることにあり、LOF が 0.5 より大きくなると振動を低減するための補強もしくは再設計が望ましく、LOF が 1.0 を超えると配管補強もしくは再設計が必要としている。EI guideline では PWL の評価においては前節 2.3.1 に示す式 (2.1) による評価手法と同じ計算式を用いているが、 D/t に対する許容 PWL の評価方法が LOF および配管フィッティングにより異なる設計曲線を用いることになる。図 2.6 に図 2.5 で示した Carucci および Muller が報告した音響励起振動による配管破損事例から提案された設計曲線と、EI guideline が提案する設計曲線の比較を示す。図 2.6 から EI guideline においても Carucci および Muller が報告した破損事例をもとに提案された設計曲線と同じく、 D/t が大きくなり配管径に対する配管肉厚が薄くなると許容 PWL が小さくなり、音響励起振動による破損の可能性が高くなるように評価していることがわかる。また、前述のとおり EI guideline では LOF および配管フィッティングにより異なる設計曲線を用いるが、LOF が 0.5 よりも大きいときの許容 PWL は、Carucci および Muller の破損事例をもとにした設計曲線よりも小さくなることが分かる。一方 LOG が 1.0 よりも大きいときの許容 PWL は Carucci および Muller の破損事例をもとにした設計曲線よりも大きくなる。

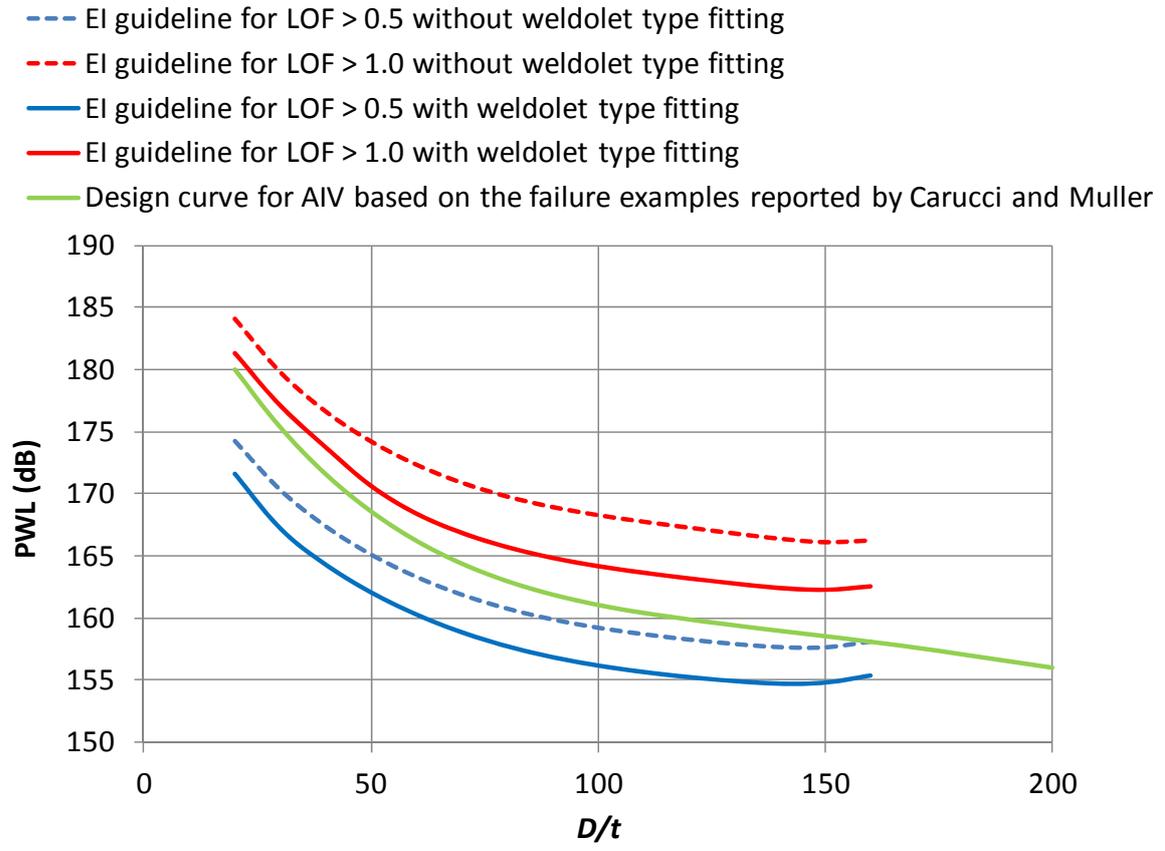


Fig.2.6 Comparison between design curve of EI guideline⁽¹⁾ and design curve based on the failure example reported by Carucci and Muller⁽²⁾

2.4 D/t を用いた現状の評価方法の問題点

第 2.3.1 節の図 2.5 で示した通り、 D/t および PWL を用いることにより適切に Carucci および Muller により報告された過去の配管破損事例を評価できると考えられるが、この設計曲線は過去の事例から提案されているものの理論的な検討がされてはおらず、その適用範囲などについて検討されてはいない。Carucci および Muller により報告された配管破損事例は表 2.1 および表 2.2 に示す通り、その配管径の範囲は 10 インチから 36 インチまでであるため、配管径がこの範囲外にある場合は、適切に音響励起振動を防止する設計ができない可能性がある。ただし、図 2.5 に示す設計曲線がプラント設計に適用されている実績は 20 年以上あり、少なくとも危険側の設計にはなっていないと考えられる。そのため、図 2.5 に示す設計曲線を用いた設計を行えば安全側の評価にはなっていると考えられるが、経済設計の観点からは安全側になり過ぎており、適切な配管設計となっていない可能性がある。

図 2.6 に示す EI guideline により提案される設計曲線についても理論的な根拠が EI guideline 内において示されておらず、図 2.5 に示す Carucci および Muller により報告された音響励起振動による配管破損事例をもとにした設計曲線と同じく、その適用範囲について検討された事例は確認できない。そのため、図 2.6 に示す EI guideline による設計曲線に関してもより適切な設計を実施するためには理論的な検討が望ましいと考えられる。

また、 PWL の計算方法についても Carucci および Muller により報告された式 (2.1) を用いるのが一般的だが、この計算手法についても安全側に計算されすぎている可能性があり⁽¹⁸⁾、経済設計の観点から詳細な検討により、適切な PWL の計算方法について検討する必要があると考えられる。

2.5 第2章のまとめ

本章では現状の音響励起振動の設計手法とその問題点について説明した。本章の内容のまとめを以下に示す。

- (1) 音響励起振動による配管破損事例は Carucci および Muller が報告した事例がほとんどであり，現在でも音響励起振動の評価方法を検討する際はこれらの配管破損事例が参照されている。
- (2) 音響励起振動による配管破損の可能性を評価する際は，加振力としての指標である PWL と，構造側のパラメータとして D/t (D :配管直径, t :配管肉厚) が用いられることが一般的である。
- (3) 現在一般的に用いられている評価方法は Carucci および Muller により報告された配管破損事例をもとにした設計曲線と EI guideline により提案された設計曲線の2つがあるが，これらの評価方法は理論的な検討が実施された事例が確認できないため，配管径などに対する適用範囲については検討する必要があると考える。

第3章 合流配管における流動励起振動の特徴と評価方法

3.1 背景

第1章で説明したとおり、高流速の乱れに起因した流動励起振動はランダム振動として円柱や平板を対象に検討された事例はあるが⁽⁴⁾⁽⁵⁾合流配管を対象に検討された事例はない。また、高流速の乱れに起因した合流配管における流動励起振動の場合、経済設計の観点から配管が薄肉化していることもあり、通常知られている梁モードの振動 (Beam Mode) だけでなく配管周方向の振動 (Shell Mode) が問題になることも多い。そのため、合流配管における流動励起振動を設計時に適切に評価するためには、通常用いられている梁モードの振動ではなく⁽¹⁹⁾、配管周方向に対する流動励起振動の特徴を把握する必要がある。そこで本研究では合流角度が45度で母管径が4インチ、分岐管径が1.5インチの配管を対象に、配管内部に高流速の流体を流して配管周方向に発生する流動励起振動の特徴について検討した。また、ランダム振動理論をもとに配管合流部で周方向に発生する流動励起振動の評価方法についても検討を行い、本評価方法と実験結果を比較することで、本評価手法の適切性について検討を行った。

3.2 実験装置

配管合流部で発生する、配管内部の圧力変動の特性、および、ランダムな加振力により励起される周方向の振動特性を把握するため、図 3.1 および図 3.2 に示す配管系を用いて配管内部の圧力変動、および、配管周方向の振動（動ひずみ）を計測した。図 3.3 および図 3.4 には実験設備の概観を示す。図 3.3 に示すように本実験ではエアチャンバ内に溜められた圧縮空気を合流配管に流して、流れの乱れに起因した合流配管の振動を図 3.4 に示すひずみゲージで計測した。また、配管内の乱れに起因した圧力変動についても図 3.4 に示す圧力変動センサにより計測をした。配管のサポートについては図 3.1 に示す 3 か所に、振動になるべく影響を与えないよう、配管とサポートの間にはゴムシートを挟んで設置した。配管周方向の計測では振動応力の最大値と振動モードを把握するため、図 3.5 に示すように配管の半周側に 21 箇所のひずみゲージ（東京測器研究所製：モデル UFLA-1-350-11）を設置した。ここで、ひずみゲージの設置位置に関しては事前に検討した CFD の結果から、大きな乱流エネルギーが予想される、配管合流部 (TPA3) から約 100mm 下流の箇所 (TPA4) を選定した。また、図 3.1 に示す実験系では、Restriction Orifice (RO) による減圧部および配管合流部の 2 箇所に、加振源の原因となる流れの乱れが発生する箇所があるため、どちらが加振源の主要因となっているか調べることを目的として、配管合流部の上流側 (TPA1) と配管合流部の下流側 (TPA2~TPA5) にそれぞれ圧力および圧力変動の計測点を設置した。なお、配管内の圧力は圧力センサ (KYOWA 製：モデル PG-U) を用いて、圧力変動は圧力変動センサ (PCB 製：モデル M106B) を用いてそれぞれ計測した。実験の手順については表 3.1 に示す実験条件をもとに、①~④に示す手順で圧力変動と振動（動ひずみ）の計測を行った。

- ① エアチャンバ内の空気を加圧する
- ② ボール弁を開放して圧縮空気を放出する
- ③ 質量流量を決めるために設置した、図 3.6 および表 3.2 に示す Restriction Orifice により、圧縮空気を減圧させる
- ④ 配管系を流れる圧縮空気により発生した圧力変動と振動（動ひずみ）をそれぞれのセンサで計測する

Table 3.1 Experimental condition

Main Pipe Inside Diameter [mm]	110.1
Main Pipe Wall Thickness [mm]	2.1
Branch Pipe Inside Diameter [mm]	45.2
Branch Pipe Wall Thickness [mm]	1.7
Fluid Material	Air
Measured Pressure (TP1) [MPaA]	0.1 – 2.9

Table 3.2 Specification of restriction orifice

Symbol	Dimension[mm]
Pipe Inside Diameter	151.0
t_{ro}	8.0
h	0.8
d	8.66
P.C.D. R1	39.1
P.C.D. R2	87.4

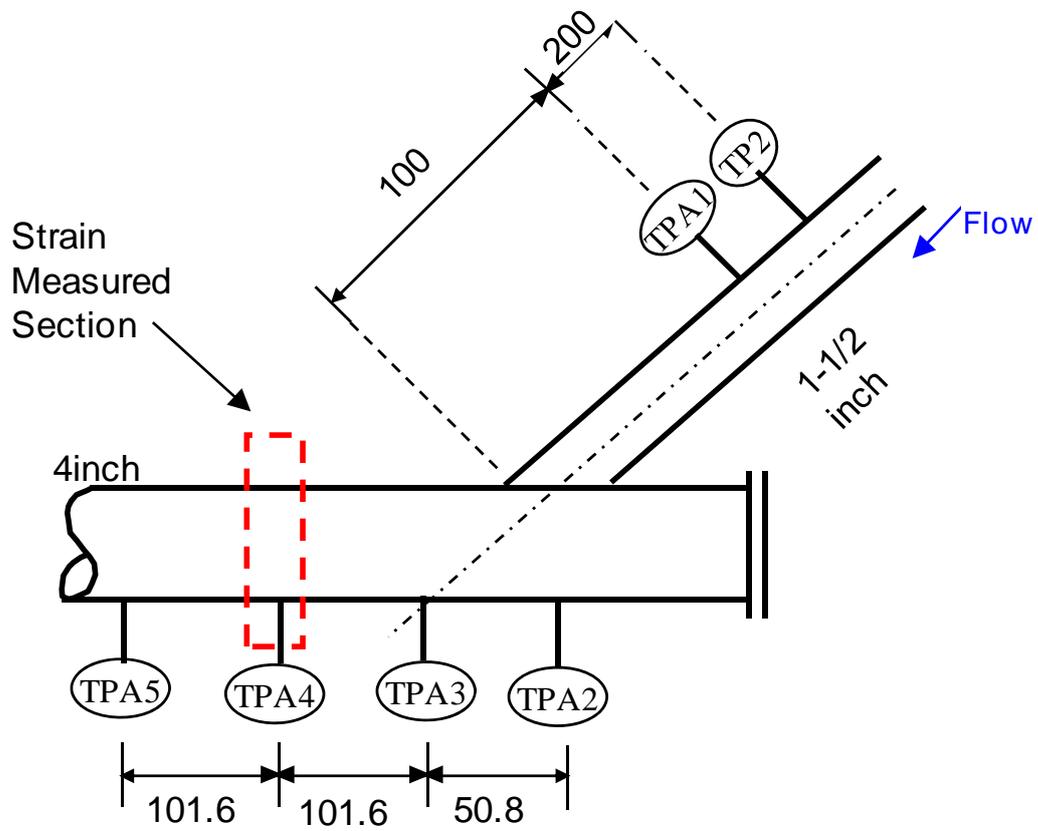


Fig.3.2 Experimental setup around tee connection.

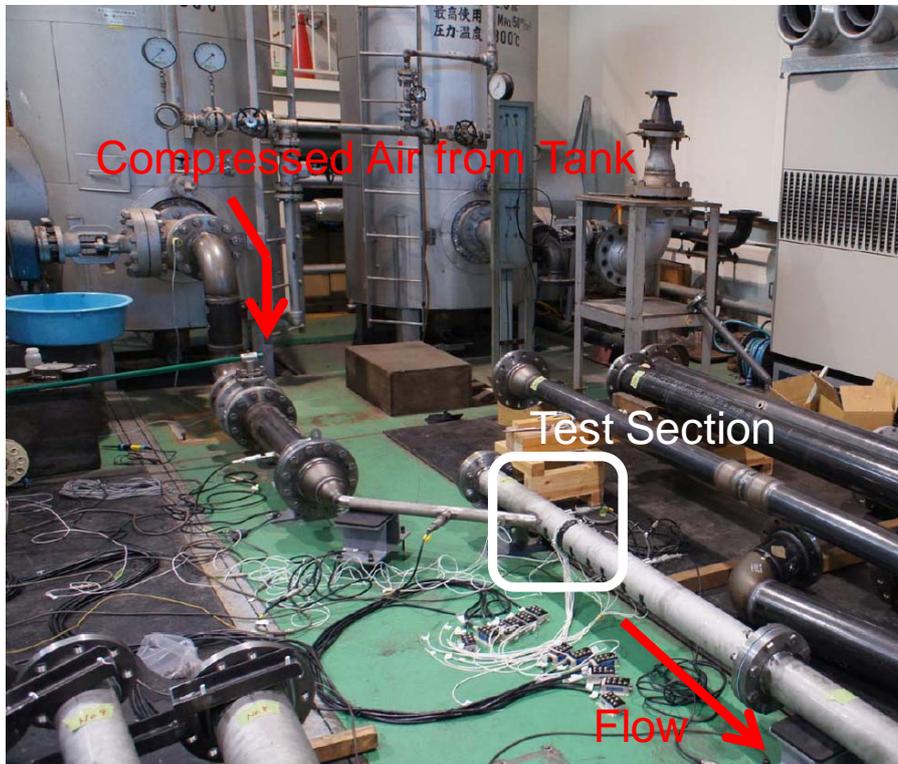


Fig.3.3 Overview of experimental setup (1)

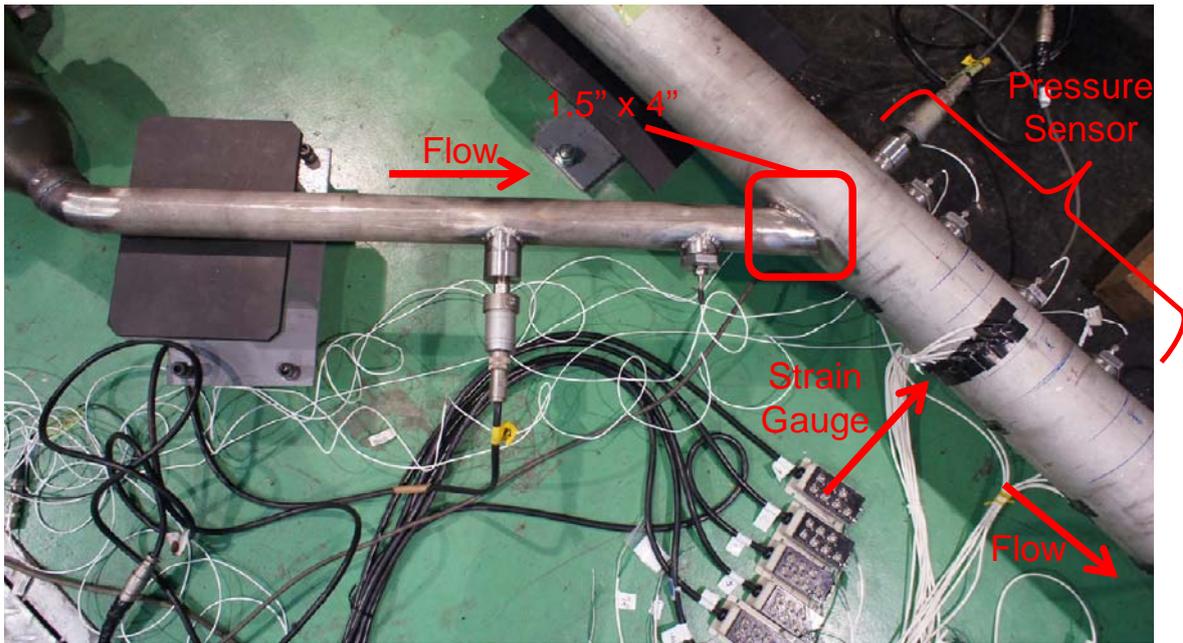


Fig.3.4 Overview of experimental setup (2)

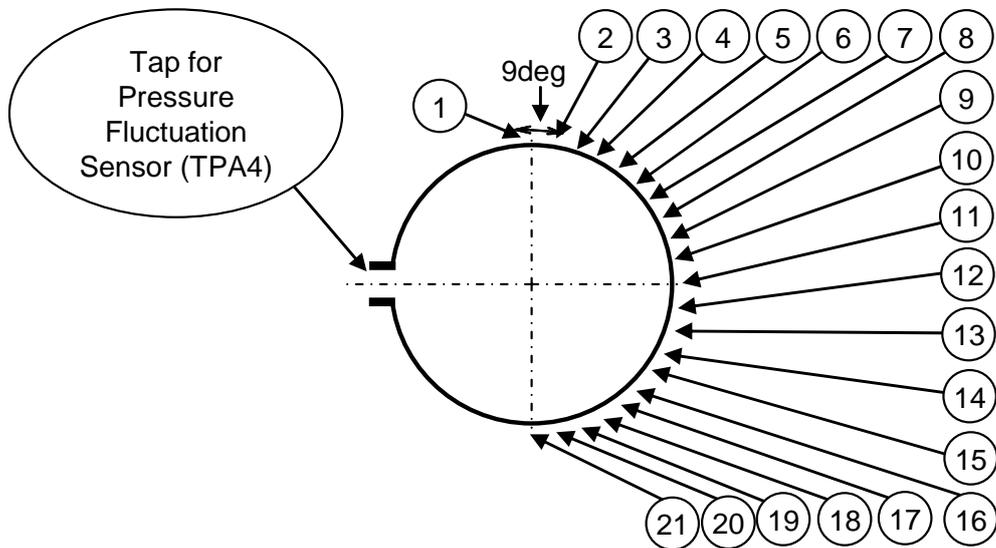


Fig.3.5 Measuring point of strain for circumferential direction.
The strain gauges were attached to the half side of the pipe.

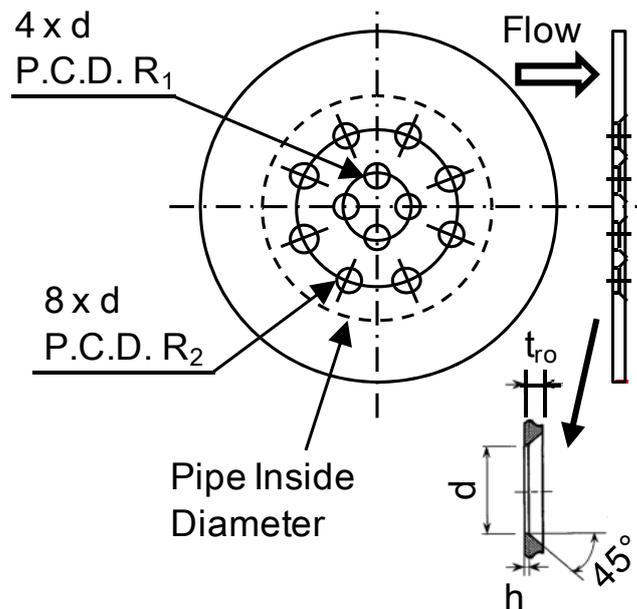


Fig.3.6 Configuration of Restriction Orifice. This orifice is installed in order to determine the mass flow rate with TP1.

3.3 合流配管における流動励起振動の特徴

3.3.1 圧力変動および配管振動のランダム性

図 3.7 および図 3.8 にエアチャンバ内の圧力が 1.4MPaA のときに計測された圧力変動と振動（動ひずみ）の時系列波形をそれぞれ示す。図 3.7 および図 3.8 に示す時系列波形から、配管内の圧力変動および発生振動はランダムに振幅が増減しており、本実験系で発生している振動はランダム振動であると推測できる。図 3.9 および図 3.10 に圧力変動と振動の度数分布をそれぞれ示す。これらの度数分布は正規分布に近い形状を有していることがわかる。ランダム振動の度数分布は正規分布になることを考慮すると⁽²⁰⁾ 図 3.9 から図 3.10 により、本実験で観測された圧力変動および振動はランダムな特性を有していることが分かる。また、後述する図 3.15 に示す圧力変動のスペクトルでは広帯域のスペクトルが観測されており、このことから圧力変動が乱流に起因したランダムなものであることがわかる。表 3.3 には計測された圧力変動および振動の、標準偏差 s を 3 倍した値として $3s$ 値および瞬時最大値を比較したものを示す（ここで、 s は標準偏差、すなわち RMS 値を示す）。表 3.3 から瞬時最大値と $3s$ 値は概ね近い値を示しており、ランダム振動の場合、RMS 値の 3 倍を用いることで、その最大値を概ね予測できることがわかる。

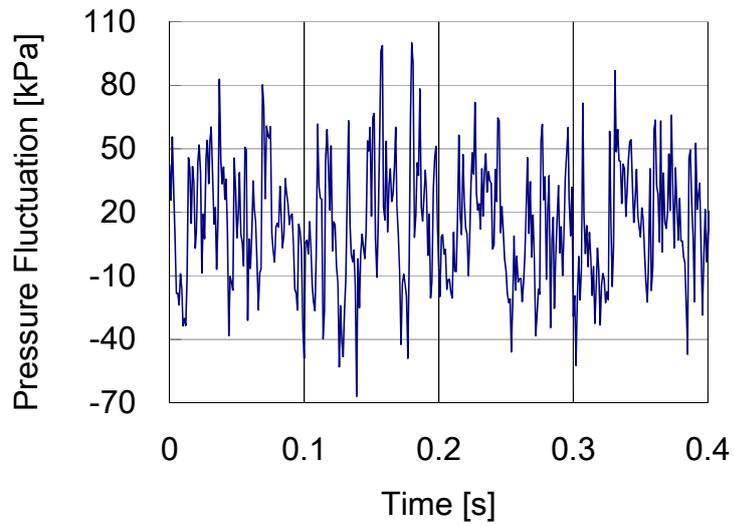


Fig.3.7 Time history of measured pressure fluctuation at 1 diameter downstream of main pipe from the impingement point when the pressure inside air chamber is 1.4 MPaA.

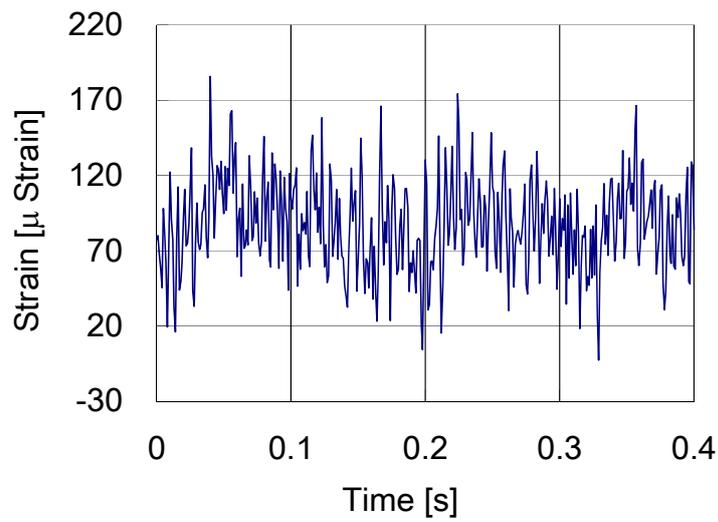


Fig.3.8 Time history of measured strain at 1 diameter downstream of main pipe from the impingement point when the pressure inside air chamber is 1.4 MPaA.

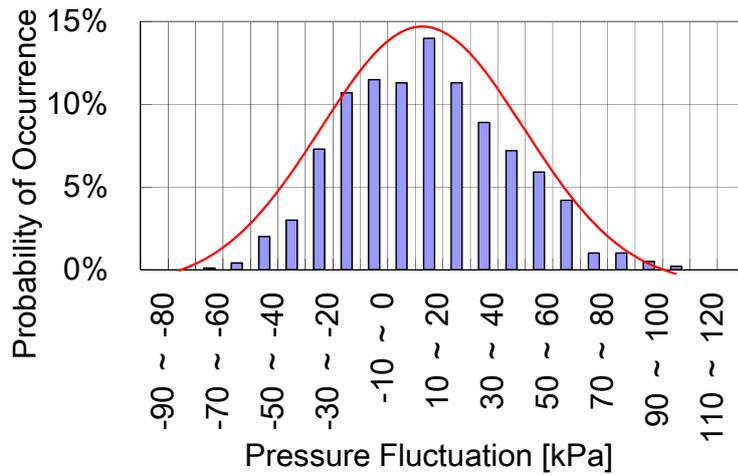


Fig.3.9 Probability distribution of measured pressure fluctuation at 1 diameter downstream of main pipe from the impingement point when the pressure inside air chamber is 1.4 MPaA.

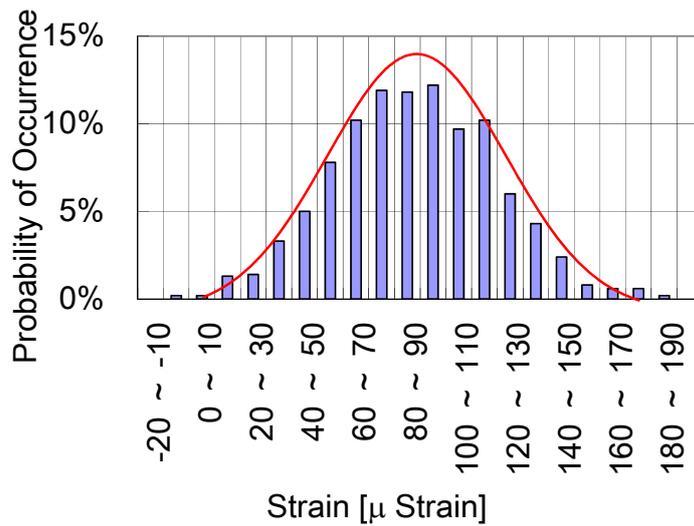


Fig.3.10 Probability distribution of measured strain at 1 diameter downstream of main pipe from the impingement point when the pressure inside air chamber is 1.4 MPaA.

Table 3.3 Comparison between $3s$ (s : Standard Deviation) and instantaneous maximum value

	3s Value	Instantaneous Maximum Value
Pressure Fluctuation (TPA4)	88.7 kPa	87.0 kPa
Strain	94.6 μ Strain	94.6 μ Strain

3.3.2 配管振動の特性

表 3.4 に式 (3.1) に示す円形リングの固有振動数の計算式⁽²¹⁾を用いて、本実験系に使用した配管の、周方向の固有振動数を計算した結果を示す。なお、 I についてはリング面内の単位長さ当たり断面 2 次モーメントとして $I = t^3 / 12$ により計算している。また、図 3.11 に計測された 2 次と 3 次の周方向モードをそれぞれ示す。図 3.11 の 2 次と 3 次の周方向モードの周波数は、式 (3.1) で計算される円形リングの固有振動数と近い値を示しており、本実験で観測された振動は、円形リングのような 2 次元的な挙動を示すことが確認された。また、図 3.12 に計測された周方向のひずみおよび軸方向のひずみの PSD を比較したものを示す。図 3.12 から周方向のひずみが、軸方向のひずみよりはるかに大きく、本実験で観測された振動は周方向支配であることが確認された。したがって、本実験系により観測された支配的な振動は、2 次元的な挙動を示す、周方向振動であることが確認された。

$$f_n = \frac{2n \cdot (n^2 - 1)}{\pi \cdot D^2} \sqrt{\frac{EI}{(n^2 + 1)\rho_p t}} \quad (3.1)$$

Table 3.4 Natural frequency of shell mode for tested pipe

Pipe Diameter	Pipe Wall Thickness	Young's Modulus	Pipe Material Density	Mode Number	Calculated Natural Frequency of Shell Mode of Main Pipe	Measured Natural Frequency of Shell Mode of Main Pipe
D	t	E	ρ_p	n	f	f
[mm]	[mm]	[GPa]	[kg/m ³]	[-]	[Hz]	[Hz]
114.3	2.1	209	7980	2	406	400
114.3	2.1	209	7980	3	1147	1170

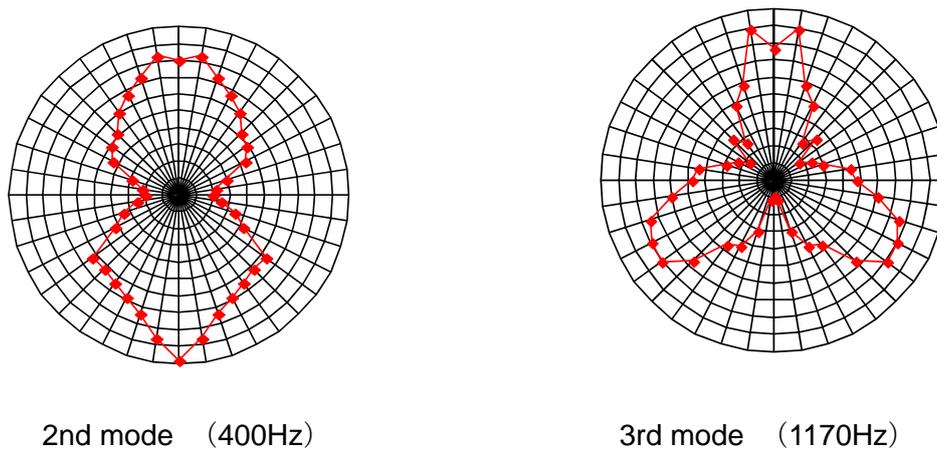


Fig.3.11 Measured mode shape for circumferential direction. Frequency analyze was executed in order to obtain the amplitude for the specific frequency and phase information for each strain measurement point. These red lines show the analyzed measured strain, that is, strain amplitude for the specific frequency which takes the phase information into account. These red lines are described in symmetry since the strain measurements were executed only half side of the pipe.

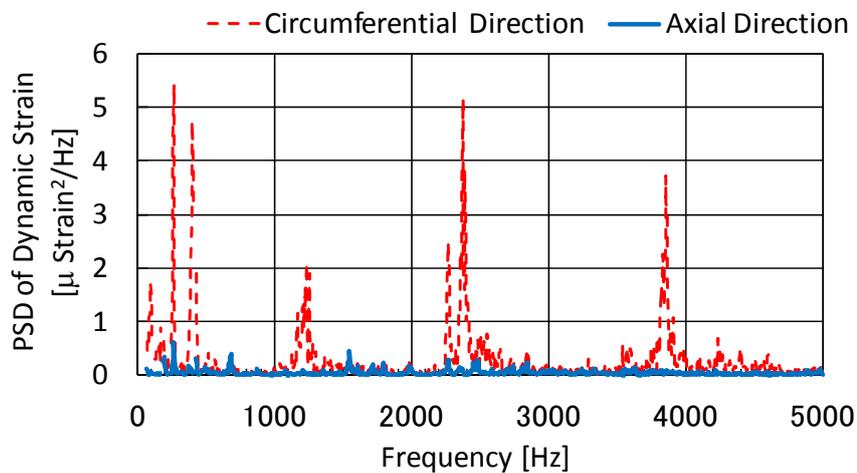


Fig.3.12 Comparison of dynamic strain PSD between circumferential direction and axial direction when the pressure of inside air chamber is 2.0 MPaA. The red dotted line shows the strain of PSD for the circumferential direction. The blue line shows the strain of PSD for the axial direction.

3.3.3 配管合流部のチョーキングの発生について

本実験系ではエアチャンバ内の圧力が高く、質量流量が大きいときには RO 絞り部のみならず、配管合流部においてもチョーキングが発生した可能性があると考えられる。そのため、以下に示す手順で検討を行った。

- (1) チャンバ内圧力 (TP1) と配管合流部上流の圧力 (TP2) の圧力比から、RO 絞り部でのチョーキングの発生の有無を判断し、質量流量を求める。
- (2) (1) で求めた質量流量と、配管合流部にかかる背圧との関係から、配管合流部 (小径側の配管の末端部) でのチョーキングの有無を判定する。

上記検討の結果を表 3.5 に示す。なお、配管合流部 (小径側の配管の末端部) の温度 T_b については全エンタルピが保存する式から計算し、密度 ρ_b 、流速 v については式 (3.2) に示す質量流量 MF および配管合流部にかかる背圧 p_b から計算した、ここで表 3.5 に示すように RO 絞り部下流の圧力 (TP2) は表 3.5 に示す全ての条件において、エアチャンバ内の圧力 (TP1) に対して概ね 1/3 以下であり、RO 絞り部においてチョーキングしているものと考えられる。したがって、各エアチャンバ内圧力における質量流量 MF は RO 絞り部における臨界流の、式 (3.2) から式 (3.6) を用いて求めた。

$$MF_{RO} = A_{ro} \times Cc \times a_c \times \rho_c \quad (3.2)$$

$$a_c = \sqrt{\frac{\kappa RT_c}{Mw}} \quad (3.3)$$

$$\rho_c = \frac{p_c \times Mw}{R \times T_c} \quad (3.4)$$

$$T_c = T_{atm} \times \frac{2}{\kappa + 1} \quad (3.5)$$

$$p_c = p \times \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (3.6)$$

一方、配管合流部においてチョーキングが発生していないときに流れる最大の質量流量は、式 (3.7) および式 (3.8) により計算できる。ここで、式 (3.8) 中の T_c については、全エンタルピが保存されるとして臨界温度を用いた。また、圧力については配管合流部下流の圧力 TP4 がエアチャンバ内圧力に依らずほぼ大気圧であったことから、大気圧により密度を評価した。また、合流前の小径管の動圧が全て損失すると考え、合流前後の圧力差は生じないとした。

$$MF_0 = A_1 \times a_c \times \rho_{atm} \quad (3.7)$$

$$\rho_{atm} = \frac{p_{atm} \times Mw}{R \times T_c} \quad (3.8)$$

このとき、式(3.2)に示す RO 絞り部のプロセス条件をもとに計算した質量流量 MF が、式 (3.7) に示す配管合流部においてチョーキングが発生していないときに流れる最大の質量流量 MF_0 を上回る場合、配管合流部においてチョーキングが発生し、式 (3.2) に示す RO 絞り部のプロセス条件から決まる質量流量を確保するため、合流前の圧力が上昇し、合流前後で圧力の不連続 Δp が生じる。このとき圧力の不連続量 Δp については、前述のとおり配管合流部下流の圧力 TP4 がほぼ大気圧であることから、配管合流部の圧力 p_b と大気圧との差から求めた。表 3.5 より TP1 が 0.45MPaA 以下では $MF < MF_0$ となり配管合流部においてチョーキングが発生しないと考えられる。一方、TP1 が 1.0MPaA~1.4MPaA の範囲では $MF > MF_0$ となり、RO 絞り部だけでなく配管合流部でもチョーキングが発生していると考えられる。

Table 3.5 Investigation of Flow Condition at Tee Connection

Pressure Inside Air Chamber	Pressure Downstream of Restriction of Orifice	Calculated Temperature at Tee Connection	Calculated Pressure at Tee Connection	Calculated Fluid Density at Tee Connection	Calculated Velocity at Tee Connection	Pressure Discontinuity through Tee in Case of Choking Condition	Mass Flow Rate Calculated at Process Condition in RO Hole	Calculated Mass Flow Rate at Tee Connection with Atmosphere Pressure and Sonic Flow Speed	Flow Condition at Tee Connection
$TP1$	$TP2$	T_b	p_b	ρ_b	v	Δp	MF_{RO}	MF_0	
[MPaA]	[MPaA]	[K]	[MPaA]	[kg/m ³]	[m/sec]	[MPa]	[kg / s]	[kg / s]	
1.40	0.348	236	0.268	3.96	308	0.167	1.96	0.739	Choking Condition
1.20	0.299	236	0.230	3.39	308	0.129	1.68	0.739	
1.00	0.250	236	0.192	2.83	308	0.0905	1.40	0.739	
0.450	0.116	246	0.101	1.43	274	0	0.631	0.739	No Choking Condition
0.400	0.109	252	0.101	1.40	250	0	0.561	0.739	
0.350	0.106	258	0.101	1.36	224	0	0.491	0.739	
0.300	0.105	264	0.101	1.34	197	0	0.421	0.739	

3.3.4 圧力変動の特性

図 3.13 および図 3.14 に、本実験系において **Restriction Orifice** および配管合流部のどちらに加振源の支配要因があるかを調べるため、合流部上流側 (TPA1 : 図 3.1 参照) および合流部下流側 (TPA4 : 図 3.1 参照) の圧力変動の PSD を比較したものを示す。ここで、図 3.13 に示すエアチャンバ内の圧力が 1.4MPaA のときは、表 3.5 で示したように配管合流部でチョーキングが発生していると考えられ、図 3.14 に示すエアチャンバ内の圧力が 0.4MPaA のときは、配管合流部でチョーキングが発生していないと考えられる。図 3.13 および図 3.14 から、配管合流部下流の圧力変動の PSD は配管合流部上流の PSD よりもはるかに大きく、本実験系では配管合流部でのチョーキングの有無に関わらず、配管合流部での流れの乱れが、加振源となる圧力変動の支配要因であることがわかる。また、図 3.13 に示すチャンバ内の圧力が高く質量流量が多いときの圧力変動の PSD は、図 3.14 に示すチャンバ内の圧力が低く質量流量が少ないときの圧力変動の PSD よりもはるかに大きいことが確認された。したがって、チャンバ内の圧力が大きく、質量流量が多いと、配管内の乱れが大きくなることも併せて確認された。図 3.15 には合流部下流側で計測された圧力変動の PSD を、エアチャンバ内の圧力をパラメータにしてプロットしたものを示す。図 3.15 でも、前述したようにエアチャンバ内の圧力が高く、流れの乱れが強いときほど合流部下流で発生する圧力変動が大きくなることがわかる。なお、ここでは配管合流部で発生するチョーキングの有無による違いを明確にするため、エアチャンバ内の圧力が 0.45MPaA から 1.0MPaA の結果は表記していない。図 3.15 に示す配管合流部で発生する圧力変動と周波数の関係を整理したものを図 3.16 に示す。ここで、図 3.16 では圧力変動の PSD については式 (3.10) を用い、周波数については式 (3.9) を用いて整理した。なお、式 (3.10) では圧力変動の PSD は運動エネルギー $0.5\rho_b v^2$ および分岐管サイズ D_l と流速 v により決まる代表周波数により整理した。また、このとき合流部の密度 ρ_b および流速 v については表 3.5 に示す値を用いた。図 3.17 では圧力変動の PSD を式 (3.11) を用いて整理したものを示す。ここで、式 (3.11) において、配管合流部でチョーキングが発生する場合は、運動エネルギー $0.5\rho_b v^2$ と配管合流部での圧力不連続量 Δp の和が、圧力変動に比例するとした。図 3.16 では配管合流部における圧力変動の PSD が、配管合流部でチョーキングが発生すると、配管合流部でチョーキングが発生していないときに比べて大きくなることが確認された。一方、図 3.17 では配管合流部でのチョーキングの有無に関わらず、ストローハル数 0.17 周辺のピークを除き全体的に一致する。このため、配管合流部下流で発生している圧力変動は、チョーキングしている場合においては運動エネルギーに加えて、圧力不連続量が支配要因となっていると考えられる。また、図 3.17 では、配管合流部におけるチョーキングの有無により 2 つに分類できるスペクトラムが得られた。配管合流部でチョーキングしていないときには、ストローハル数 0.17 周辺にピークが観測され、一定のストローハル

数でピークが発生していることが確認された。一方、チョーキングしているときにはこのピークが消失していることが確認された。表 3.6 に図 3.17 に示した無次元 PSD から式 (3.12) を用いて、無次元圧力変動の RMS 値を計算したものを示す。配管合流部でチョーキングが発生する場合は、図 3.17 に示す通り圧力変動の PSD にピークが発生しないため、チョーキングが発生しないときに比べて無次元圧力変動の RMS は小さくなる。しかしながら、表 3.6 からチョーキングの有無が無次元圧力変動の RMS 値に与える影響は 1 割未満であり、その影響が少ないことがわかる。したがって、配管内の圧力変動は、式 (3.11) で示すようにチョーキング発生時における圧力不連続量 Δp を考慮することで、チョーキングの有無に依らず $0.5 \times \rho_b v^2 + \Delta p$ に、ほぼ同じように比例することがわかった。

$$St = f \frac{D_1}{v} \quad (3.9)$$

$$P^* = \frac{P}{(0.5 \times \rho_b v^2)^2 / (v / D_1)} \quad (3.10)$$

$$P^* = \frac{P}{(0.5 \times \rho_b v^2 + \Delta p)^2 / (v / D_1)} \quad (3.11)$$

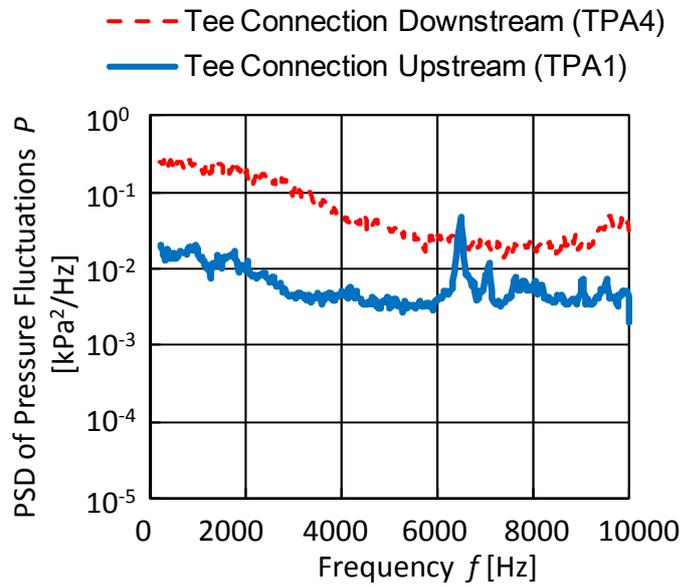


Fig.3.13 Comparison of PSD of pressure fluctuation between tee connection downstream and tee connection upstream under choking condition when the pressure inside air chamber is 1.4 MPaA.

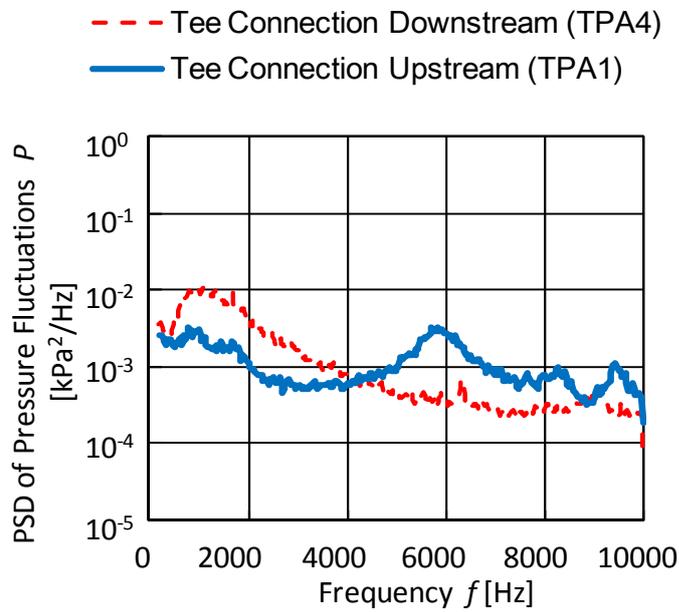


Fig.3.14 Comparison of PSD of pressure fluctuation between tee connection downstream and tee connection upstream under no choking condition when the pressure inside air chamber is 0.4 MPaA.

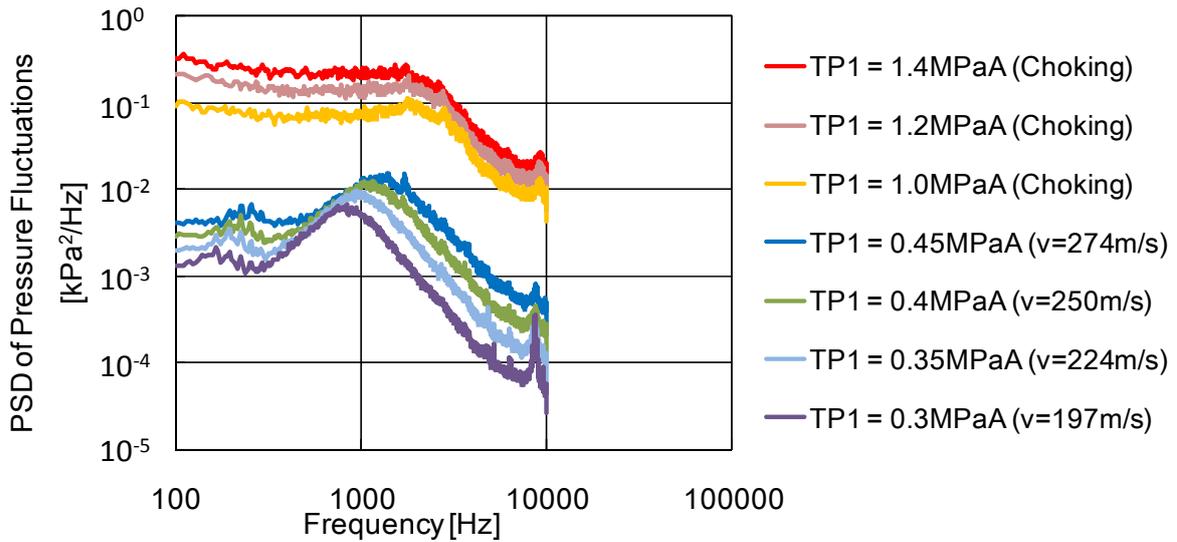


Fig.3.15 PSD of pressure fluctuation (TPA4) at each pressure inside air chamber. The red, pink and yellow lines show the PSD of pressure fluctuation with choking condition at tee connection. The blue, green, light blue and purple lines shows the PSD of pressure fluctuation with no choking condition at tee connection.

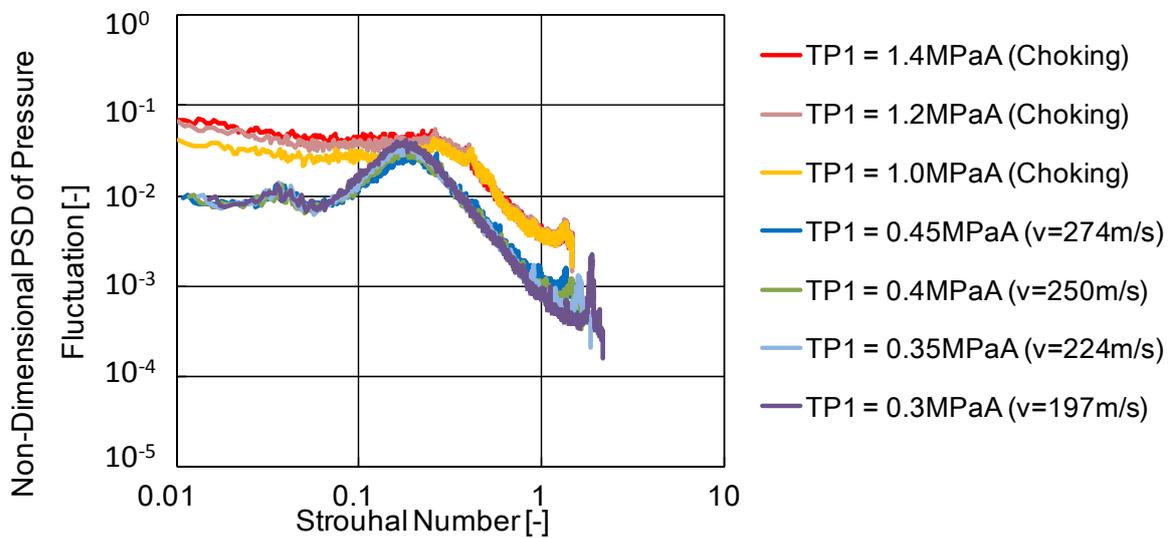


Fig.3.16 Non-dimensional PSD of pressure fluctuation (TPA4) at each pressure inside air chamber normalized by Equation (3.10) which does not take into account the pressure discontinuity through tee in case of choking condition. The red, pink and yellow lines show the non-dimensional PSD of pressure fluctuation with choking condition at tee connection. The blue, green, light blue and purple lines shows the non-dimensional PSD of pressure fluctuation with no choking condition at tee connection.

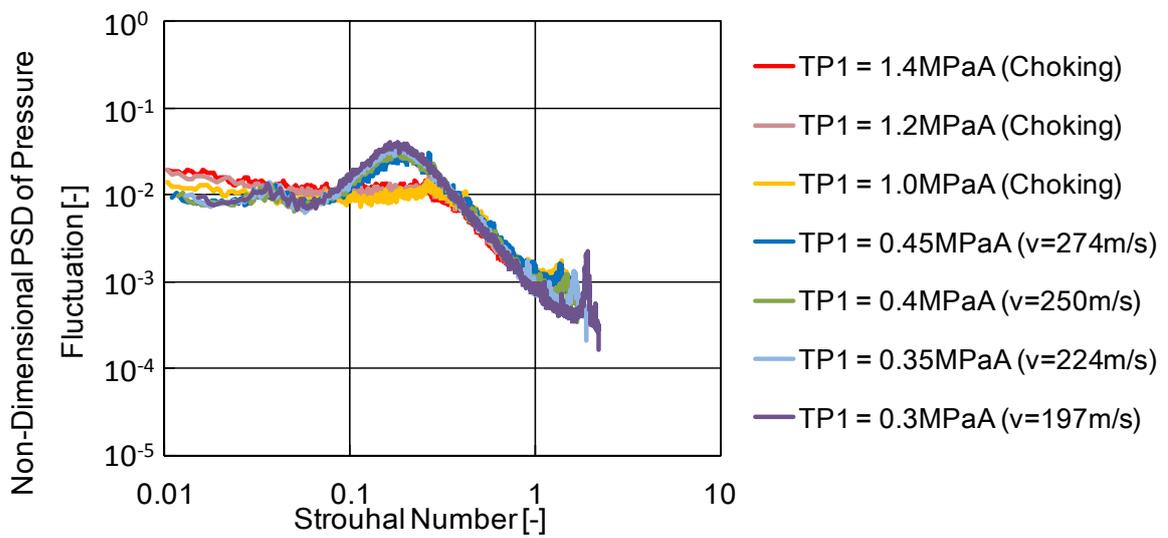


Fig.3.17 Non-dimensional PSD of pressure fluctuation (TPA4) normalized by Equation (3.11) which takes into account the pressure discontinuity through tee in case of choking condition. The red, pink and yellow lines show the non-dimensional PSD of pressure fluctuation with choking condition at tee connection. The blue, green, light blue and purple lines shows the non-dimensional PSD of pressure fluctuation with no choking condition at tee connection.

$$p_{rms}^* = \sqrt{\int P^*(St) dSt} \quad (3.12)$$

Table 3.6 RMS value of non-dimensional pressure fluctuation

Flow Condition at Tee Connection	Pressure Inside Air Chamber	RMS Value of Non-Dimensional Pressure Fluctuation	Averaged RMS Value of Non-Dimensional Pressure Fluctuation
	<i>TP1</i>	ρ_{rms}^*	ρ_{rms}^*
	[MPaA]	[-]	[-]
Choking Condition	1.40	6.59	6.71
	1.20	6.79	
	1.00	6.76	
No Choking Condition	0.450	7.68	7.29
	0.400	7.44	
	0.350	7.21	
	0.300	6.85	

3.4 合流配管における流動励起振動の評価方法

前述までの検討から、本実験で確認された振動は、配管合流部で発生する流れの乱れに起因した、ランダムな周方向振動であった。これらの特徴とランダム振動理論を考慮した以下に示す手法を用いて、配管合流部で発生する流れの乱れに起因した振動応力の評価方法を考案した。まず、周期性がないランダム振動において、ある時刻における振幅は他の時刻における振幅と関連がないため統計的な処理が必要となる。ランダム振動による疲労破壊の可能性を評価するためには、振動応力の分散 s を用いた統計処理をする必要がある⁽¹⁹⁾。ここで、分散 s は RMS 値と同義のため、ランダム振動の評価を行う上ではまず振動応力の RMS 値を把握することが重要となる。ここで、式 (3.13) のような 1 自由度の振動系にランダムな加振力が作用した場合、変位の PSD は式 (3.14) のように表すことができる。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (3.13)$$

$$S_x(\omega) = |H(\omega)|^2 \cdot S_w(\omega) \quad (3.14)$$

ここで、 $H(\omega)$ は伝達関数で式 (3.15) を用いて表される。

$$H(\omega) = \frac{1}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \quad (3.15)$$

変位の RMS 値は式 (3.14) を積分して式 (3.16) のように表すことができる⁽²²⁾。

$$X_{rms}^2 = \int_{-\infty}^{\infty} S_x(\omega) d\omega = \int_{-\infty}^{\infty} |H(\omega)|^2 \cdot S_w(\omega) d\omega = \frac{W_0}{4kc} \quad (3.16)$$

したがって、式 (3.17)、式 (3.18) の関係を用いて式 (3.16) を整理すると変位の RMS は式 (3.19) のような比例関係となる。

$$k = (2\pi f_n)^2 m \quad (3.17)$$

$$c = 2\zeta \sqrt{mk} = 2\zeta m \omega_n = 4\pi\zeta m f_n \quad (3.18)$$

$$X_{rms} \propto \frac{\sqrt{W_0 f_n}}{m \sqrt{\zeta f_n^2}} \propto \frac{\sqrt{W_0 f_g}}{m \sqrt{\zeta f_n^2}} \quad (3.19)$$

ここで、 f_g はランダムな加振力が作用する周波数範囲を表し、式 (3.19) の分子の f_n と比例するものと仮定した。式 (3.19) 右辺の分子は加振力を表しており、一般的に振動応力は振動速度に比例しているため、ランダム振動により発生する振動応力は式 (3.20) のような比例関係を持つと考えられる。

$$\sigma_{rms} \propto V_{rms} = 2\pi f_n \times X_{rms} \propto \frac{\sqrt{W_0 f_g}}{m \sqrt{\zeta} f_n} \quad (3.20)$$

ここで式 (3.20) の右辺の分子は流体の加振力を表す。本研究では図 3.17 に示すように、配管内の圧力変動は $0.5 \times \rho_b v^2 + \Delta p$ に比例することが、本研究の実験により示されたので、式 (3.20) の分子については式 (3.21) の右辺と比例するものと仮定した。また、式 (3.20) における分母の m については、代表質量として軸方向単位長さの円形リングの質量に配管径 D に比例する質量が、合流配管下流のランダム振動に作用すると仮定して、式 (3.22) を用いた。 f_n については 3.3.2 項に示すように、配管周方向の固有振動数は、円形リングの物理モデルを用いて算出できる。ここで、本検討では配管周方向 2 次モードの周波数を代表周波数として用いた。

$$\sqrt{W_0 f_g} \propto F_{rms} = p_{rms} \times A_1 \propto 0.5 \times \rho_b A_1 v^2 + \Delta p A_1 \quad (3.21)$$

$$m = \pi \rho_p D t_2 \times D = \pi \rho_p D_2^2 t_2 \quad (3.22)$$

式 (3.21)、および、式 (3.22) より、ランダム振動による振動応力の大きさを評価するために式 (3.23) に示す指標を提案する。ここで、式 (3.23) の Vn は速度の次元になることから **Vibration Velocity Number** と呼ぶことにする。なお、式 (3.23) では減衰 ζ を含めることもできるが、一般的な配管材料である炭素鋼やステンレス鋼において、減衰の大きさが大きく違わないと考え省略した。

$$\sigma_{rms} \propto Vn = \frac{0.5 \times \rho_b A_1 v^2 + \Delta p A_1}{\pi \rho_p D_2^2 t_2 f_{2nd}} \quad (3.23)$$

図 3.18 に式 (3.23) で計算される Vn および実験で計測された振動応力の関係を示す。ここで、ランダム振動の場合、表 3.3 で示すように RMS 値の 3 倍を用いることで最大値を概ね予測できるため、図 3.18 の振動応力は計測された振動応力の RMS 値を 3 倍にして示している。図 3.18 より、本研究で提案した Vn と振動応力は概ね $\sigma = 12Vn$ で表せる比例関係にあることから、 Vn を用いた振動応力の評価方法により、配管合流部で発生するランダムな周方向振動の発生応力を予測できることがわかる。なお、本評価指標の汎用性については、異なる配管径、配管肉厚および合流角度などのパラメータの影響を受けるものと考えられ、第 4 章で後述する合流角度および分岐管径をパラメータとした検討が必要であると考えられる。

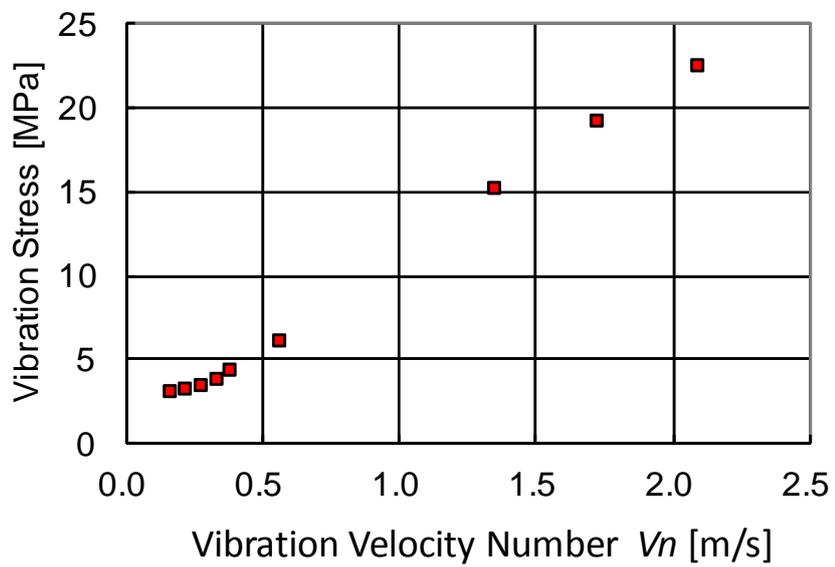


Fig.3.18 Comparison between measured vibration stress and vibration velocity number. The red square shows the measured vibration stress.

3.5 第3章のまとめ

配管合流部で発生するランダム振動の特徴を把握するため、圧力・流量条件を変化させ、配管内の圧力変動および周方向の振動を計測した。また、本実験結果、および、ランダム振動理論から、簡易的に振動応力を評価できる指標として V_n を考案した。以上の検討の結果、以下に示す知見を得た。

- (1) 配管合流部で発生するランダムな周方向振動はリングのような 2 次元的な挙動を示し、その固有振動数は、円形リングの式を用いて評価できる。
- (2) 合流部下流側のランダムな圧力変動の RMS 値は $0.5 \times \rho_b v^2 + \Delta p$ (流体の動圧 + チョーキング発生時における配管合流点の圧力不連続量) に比例する。
- (3) 配管合流部でチョーキングが発生しないとき、配管合流部の流れの乱れに起因した圧力変動はストローハル数 0.17 程度のピークを持つ。ただし、このピークが圧力変動の RMS 値に与える影響は少ない。
- (4) 本研究で考案したランダム振動応力の評価指標 (V_n) は、本実験により計測されたランダム振動の応力の大きさと比例する。

第 4 章 合流角度および分岐配管径が合流配管の流動励起振動に与

える影響

4.1 背景

第 3 章において配管合流部下流で発生するランダムな周方向振動の評価手法について、圧力・流量条件を変化させた実験によりその特徴を把握し、ランダム振動理論を考慮した振動応力の評価指標を **Vibration Velocity Number (Vn)** と称して提案した。この Vn は実験により得られた振動応力と比例関係にあることが確認され、配管合流部下流で発生する、ランダムな周方向振動の振動応力の評価指標となり得ることが示された。ただし、このときの実験では分岐管および母管の組み合わせが 4 インチ x 1.5 インチ (面積比 0.181) で合流角度が 45 度の配管系を用いていたが、実際に使用される配管系では合流角度 90 度の合流配管も多く用いられる。また、分岐管と母管の面積比についても第 3 章で検討した面積比 0.181 の合流配管だけでなく、面積比が 1.0、すなわち分岐管と母管の配管径が同一の同径ティーや、面積比が 0.01 程度の母管径が大きく分岐管径が非常に小さい合流配管も多く使用される。そこで、本章では配管合流部で発生する流動励起振動に対して、 Vn による評価方法を用いた際の合流角度および配管径に対する適用範囲について検討することを目的として、分岐管合流角度が 90 度および 45 度の場合を対象に、また、母管に対する分岐管の面積比を 0.0146 から 1.00 まで変化させて実験を行い、流動励起振動に伴う振動応力との関係について検討を行った。

4.2 実験装置

配管合流部で発生する、ランダムな加振力により励起される周方向の振動について、合流角度および分岐配管と母管の面積比の影響を検討するため、表 4.1, 図 4.1, 図 4.2, 図 4.3 および図 4.4 に示す配管系を用いて配管内部の圧力変動と、配管周方向の振動(動ひずみ)を計測した。また、本試験で使用した各配管系の概観を図 4.5 から図 4.16 に示す。ここで、面積比については母管径 4 インチおよび 6 インチを対象に 0.0146 から 1.00 まで変化させ、合流角度については 45 度に加え合流角度 90 度の配管系について実験した。併せて本管の肉厚を 2.1mm から 3mm および 4.5mm に増加させ、母管の寸法がランダムな加振力により励起される周方向の振動に与える影響についても調べた。なお、分岐配管径が 1 インチよりも小さい場合は、圧力センサのタップが設置するスペースが確保できないため、図 4.2 および図 4.4 に示すような 1.5 インチ配管に圧力センサを設置した後に、所定のサイズまでレデューサを介して口径を小さくしてから本管と合流する構造にした。配管のサポートについては図 4.1 および図 4.2 に示す 3 か所に、振動になるべく影響を与えないよう、配管とサポートの間にはゴムシートを挟んで設置した。配管周方向の振動応力の計測では、合流角度 45 度の実験では第 3 章の試験と同じく半周方向に 21 箇所のひずみゲージ(東京測器研究所製:モデル UFLA-1-350-11)を設置して計測した。合流角度 90 度の実験では合流角度 45 度の試験結果から、振動応力の最大値を把握するためには半周側に 7 箇所のひずみゲージを設置すれば十分と判断し、図 4.18 に示すように配管の半周側に 7 箇所のひずみゲージ(東京測器研究所製:モデル UFLA-1-350-11)を周方向に設置した。ここで、合流角度 45 度の配管系におけるひずみゲージの設置位置は、第 3 章と同じく事前に検討した CFD の結果から圧力変動が大きくなると予想される、配管合流部(TPA3)から約 100mm 下流の箇所(TPA4)を選定した。合流角度 90 度の配管系では第 3 章で検討した合流角度 45 度の配管系と異なり、合流部直下(TPA3)の圧力変動が大きくなると予想されたが、合流配管接続部が周方向振動を拘束してしまうため良好な振動計測は難しいと判断し、合流部から約 100mm 下流の箇所(TPA4)をひずみゲージの設置位置として選定した。なお、配管内の圧力は圧力センサ(KYOWA 製:モデル PG-U)を、圧力変動は圧力変動センサ(PCB 製:モデル M106B)を用いてそれぞれ計測した。実験の手順については表 4.1 に示す実験条件をもとに、①~④に示す手順で圧力変動と振動(動ひずみ)の計測を行った。

- ①エアチャンバ内の空気を加圧する
- ②ボール弁を開放して圧縮空気を放出する
- ③質量流量を決めるために設置した、図 4.18 および表 4.2 に示す Restriction Orifice により、圧縮空気を減圧させる
- ④配管系を流れる圧縮空気により発生した圧力変動と振動(動ひずみ)をそれぞれのセンサで計測する

Table 4.1 Experiment Case

Combining Angle	Pipe Combination	Measured Pressure at Inside Air Chamber	Branch Pipe Diameter	Branch Pipe Wall Thickness	Main Pipe Diameter	Main Pipe Wall Thickness	Length between TPA1 and TP2	Length from End of Branch to TPA1	Length from End of Branch to Reducer	Length of Reducer	Area Ratio
ϕ	-	TP1	D_1	t_1	D_2	t_2	L_1	L_2	L_3	L_4	A_1/A_2
[deg]		[MPaA]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	
45	4inch x 1.5inch	0.301 - 1.40	48.60	1.700	114.3	2.100	200	100	-	-	0.181
	4inch x 3inch	0.701 - 2.00	89.10	2.100	114.3	2.100	200	100	-	-	0.608
	4inch x 4inch	1.00 - 2.90	114.3	2.100	114.3	2.100	200	100	-	-	1.00
	4inch x 0.75inch	0.501 - 1.30	27.20	1.700	114.3	2.100	200	250	100	63.5	0.0566
	4inch x 0.25inch	0.851 - 1.05	13.80	1.200	114.3	2.100	200	250	100	63.5	0.0146
90	4inch x 1.5inch	0.301 - 1.40	48.60	1.700	114.3	2.100	200	100	-	-	0.181
	4inch x 1.5inch	0.301 - 1.40	48.60	1.700	114.3	3.000	200	100	-	-	0.181
	4inch x 1.5inch	0.301 - 1.40	48.60	1.700	114.3	4.500	200	100	-	-	0.181
	4inch x 3inch	0.701 - 2.00	89.10	2.100	114.3	2.100	120	100	-	-	0.608
	4inch x 0.75inch	0.501 - 1.30	27.20	1.700	114.3	2.100	125	250	100	63.5	0.0566
	6inch x 1.5inch	0.301 - 1.40	48.60	1.700	165.2	2.800	200	100	-	-	0.0865
	6inch x 0.75inch	0.501 - 1.30	27.20	1.700	165.2	2.800	85.0	250	100	63.5	0.0271

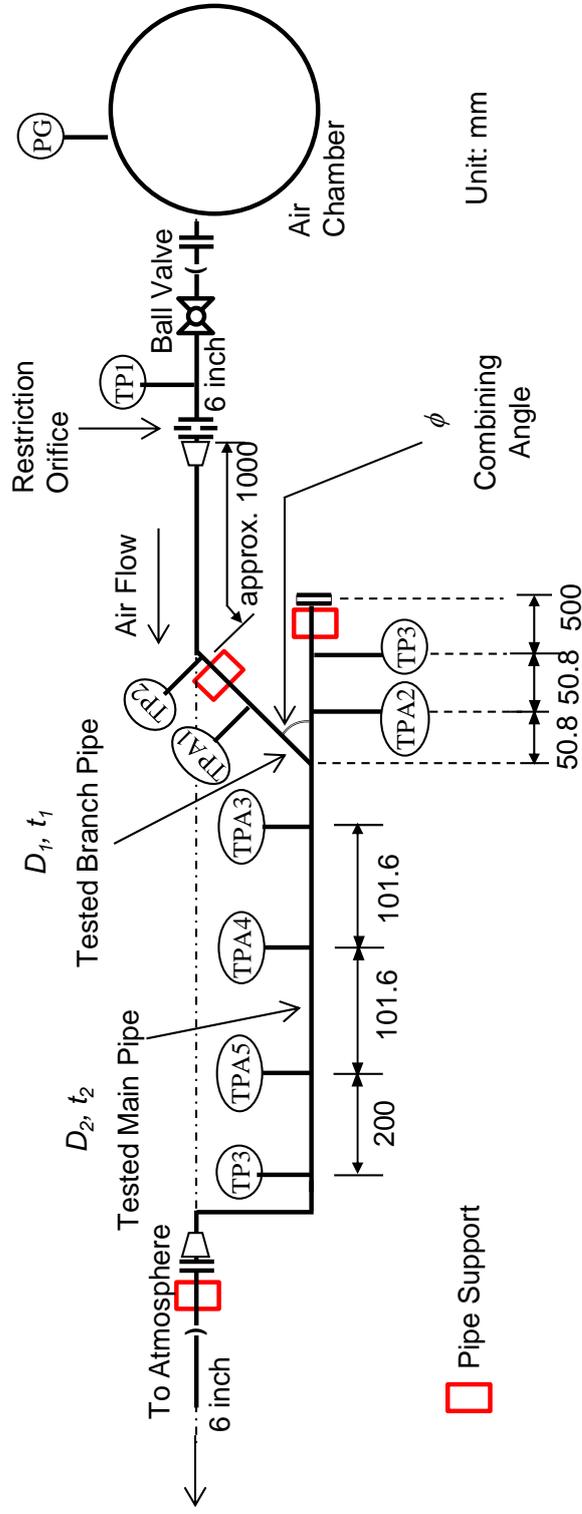


Fig.4.1 Experimental setup in case the branch pipe size is larger than 1 inch. The pressure fluctuations are measured by pressure fluctuation sensors which are described as “TPA” in the above figure. The static pressure is measured by pressure sensors which are described as “TP” in the above figure.

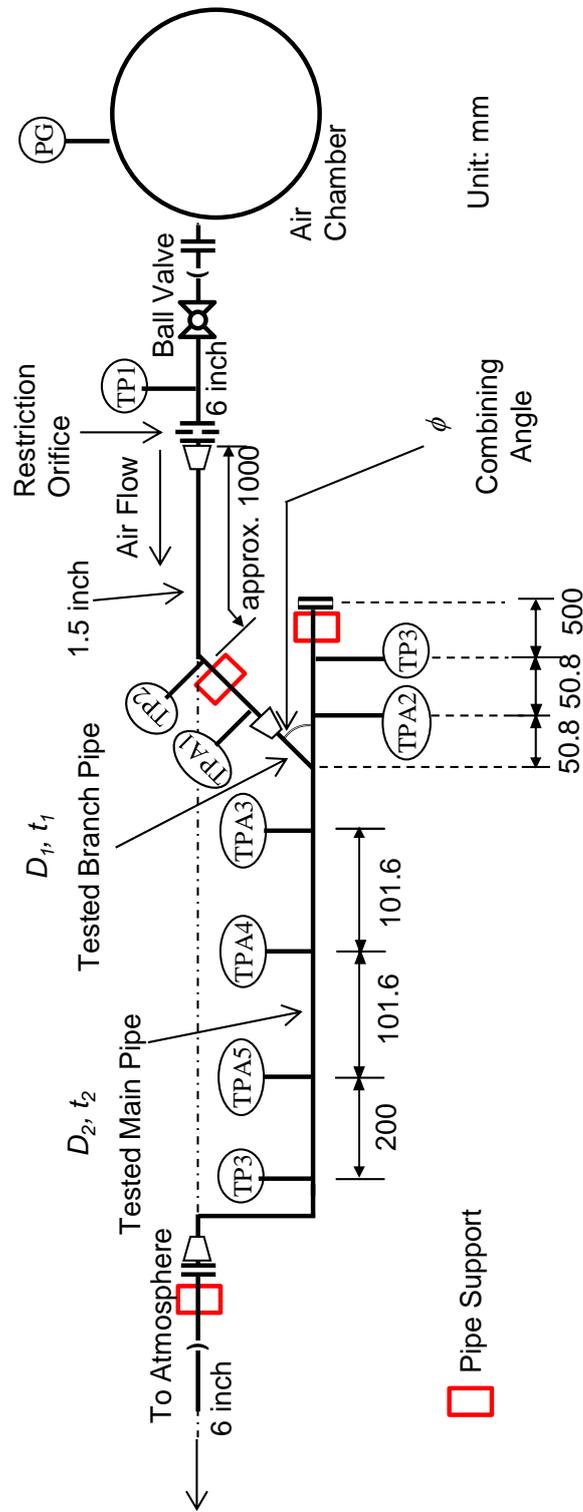


Fig.4.2 Experimental setup in case the branch pipe size is less than 1 inch.

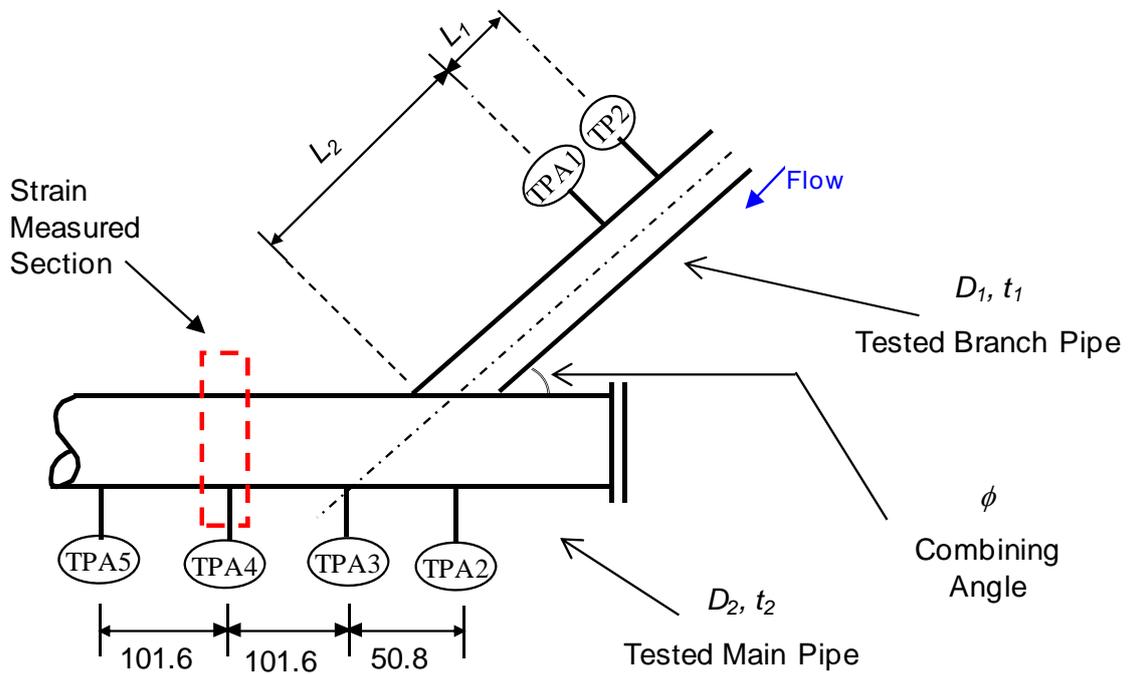


Fig.4.3 Experimental setup around tee connection in case the branch pipe size is larger than 1 inch. .

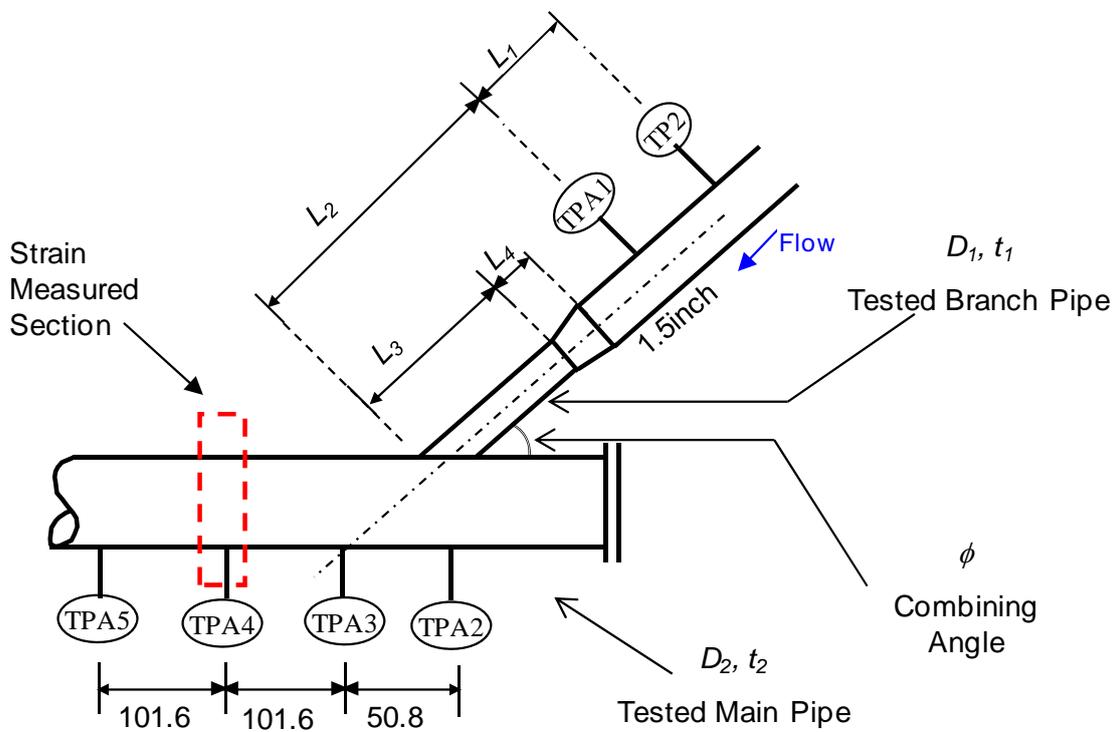


Fig.4.4 Experimental setup around tee connection in case the branch pipe size is less than 1 inch.

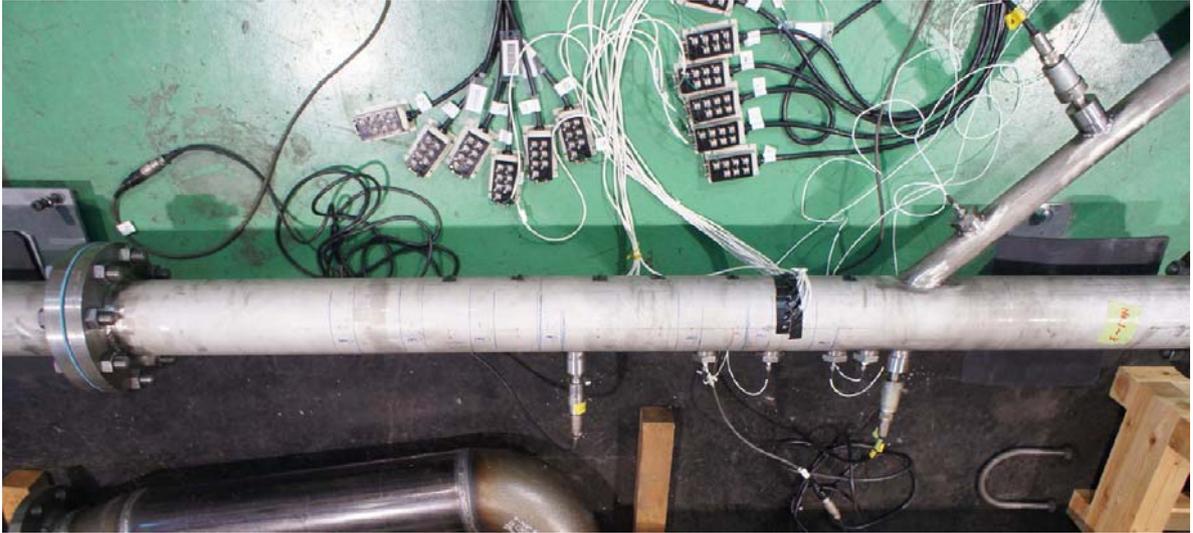


Fig.4.5 Experimental piping system (4 inch x 1.5 inch with 45 degree combining angle tee)

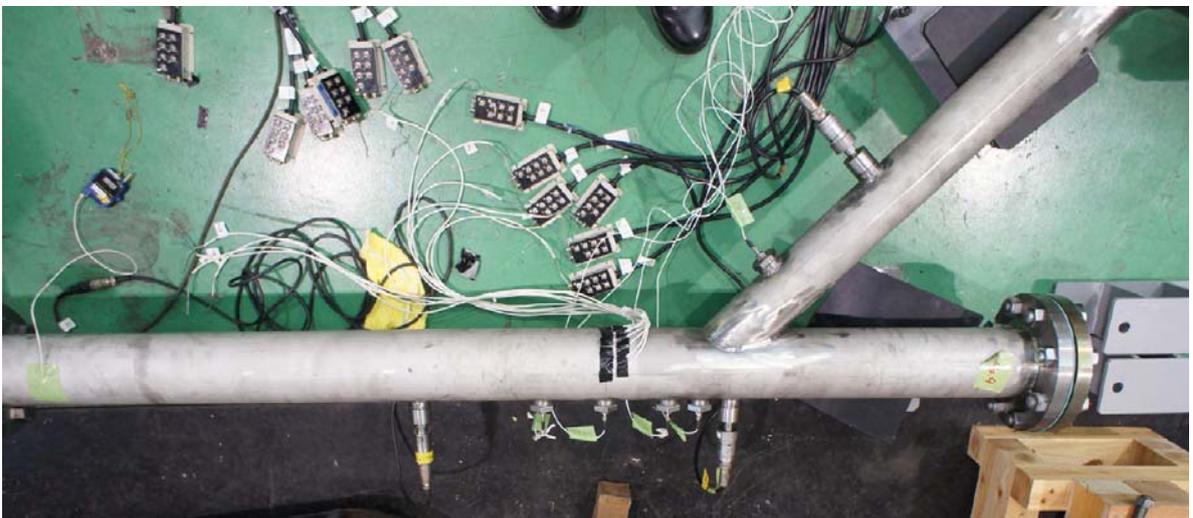


Fig.4.6 Experimental piping system (4 inch x 3 inch with 45 degree combining angle tee)

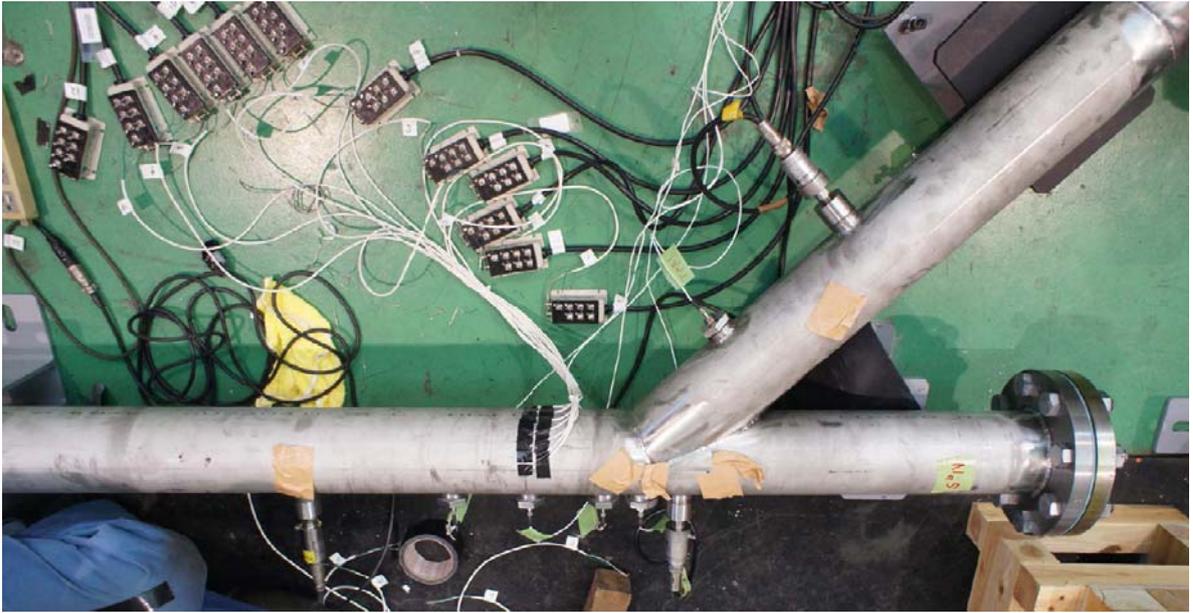


Fig.4.7 Experimental piping system (4 inch x 4 inch with 45 degree combining angle tee)

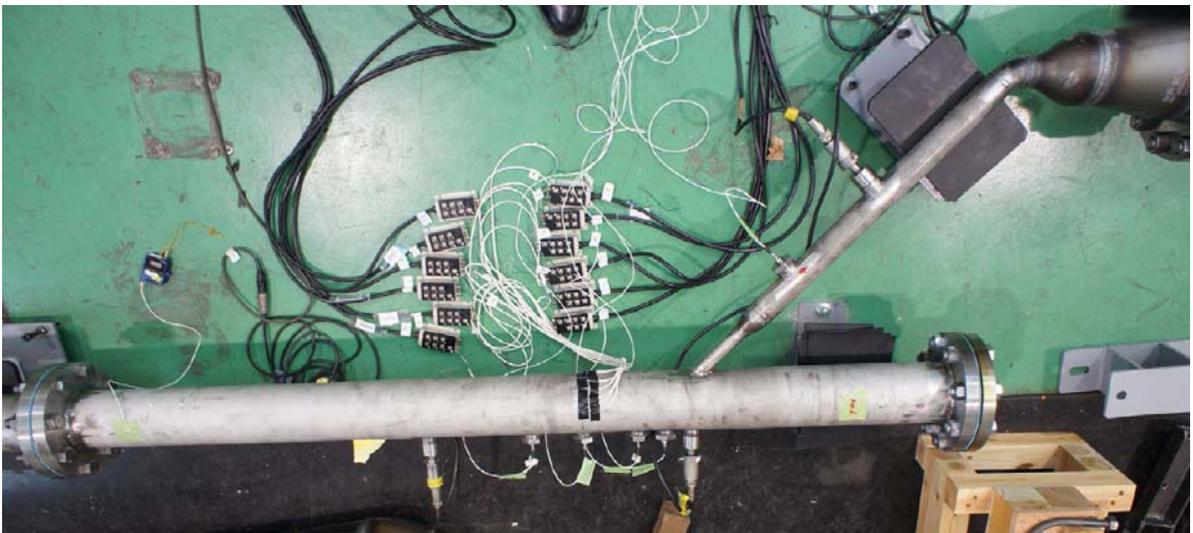


Fig.4.8 Experimental piping system (4 inch x 0.75 inch with 45 degree combining angle tee)



Fig.4.9 Experimental piping system (4 inch x 0.25 inch with 45 degree combining angle tee)

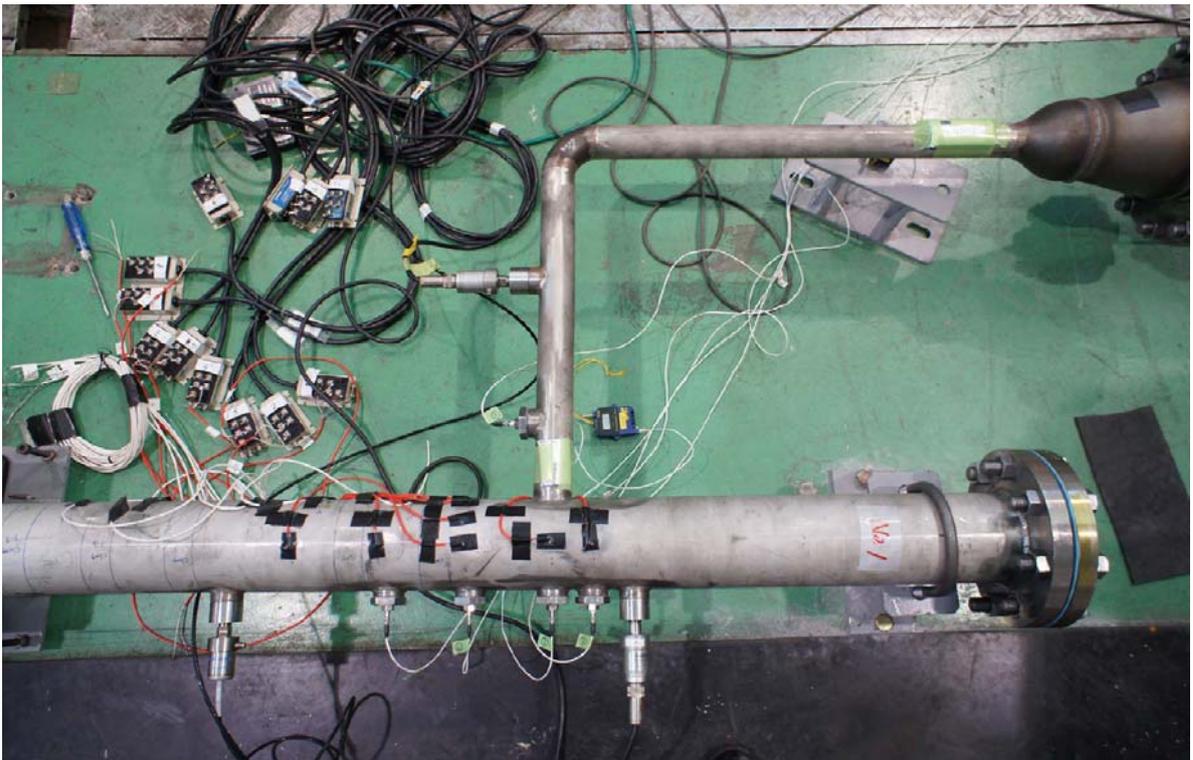


Fig.4.10 Experimental piping system (4 inch x 1.5 inch with 90 degree combining angle tee)

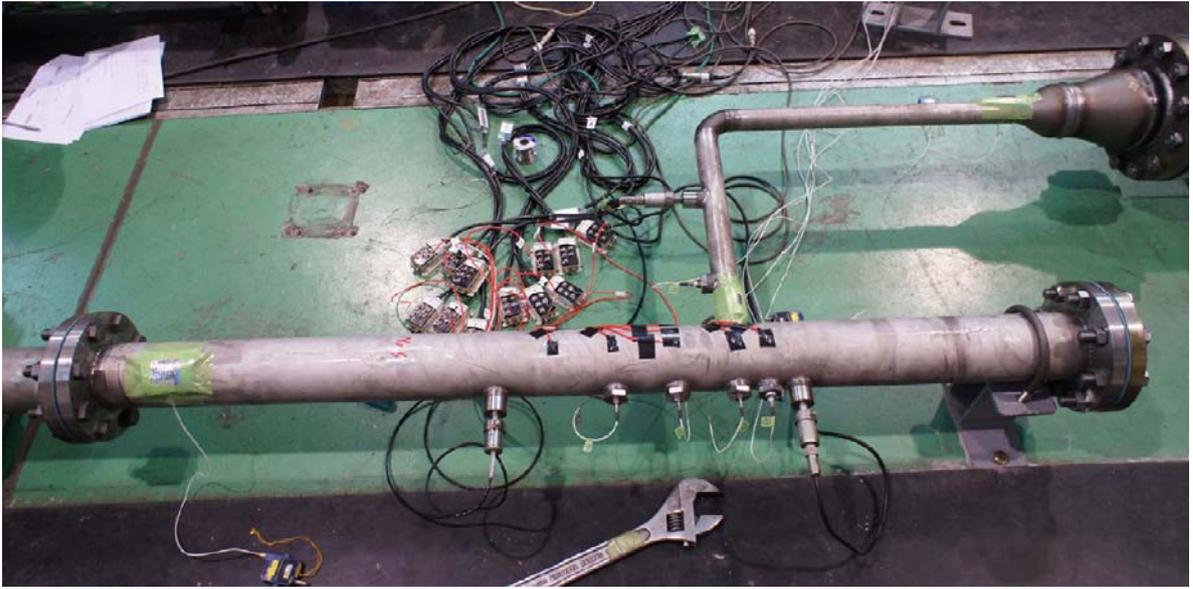


Fig.4.11 Experimental piping system (4 inch x 1.5 inch with 90 degree combining angle tee: pipe wall thickness is increased from 2.1 mm to 3.0 mm)

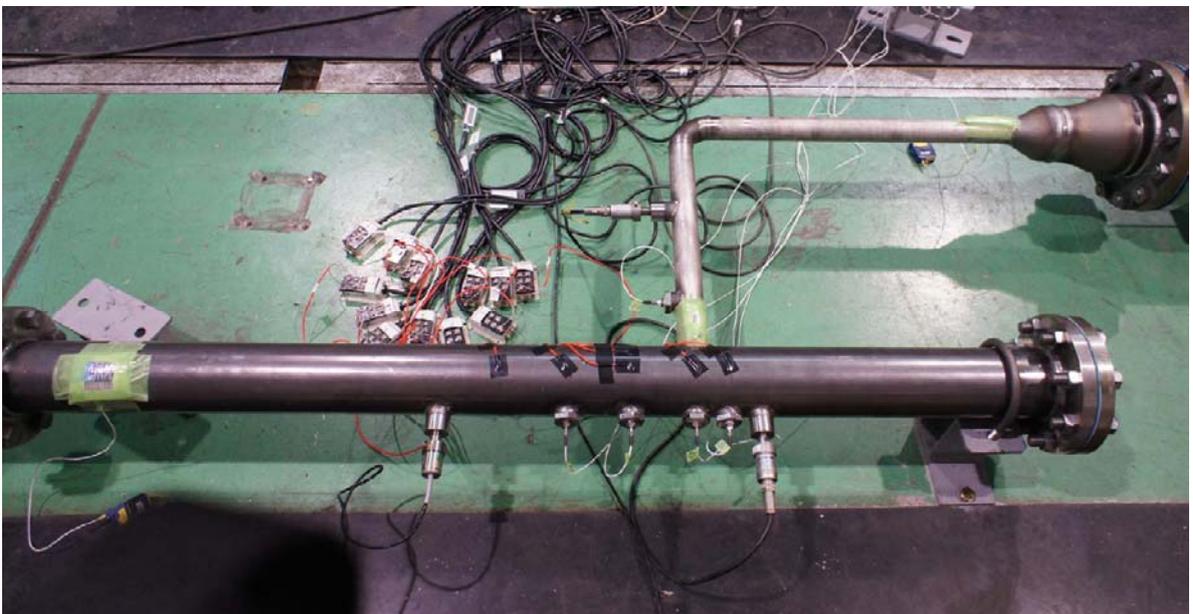


Fig.4.12 Experimental piping system (4 inch x 1.5 inch with 45 degree combining angle tee: pipe wall thickness is increased from 2.1 mm to 4.5 mm)

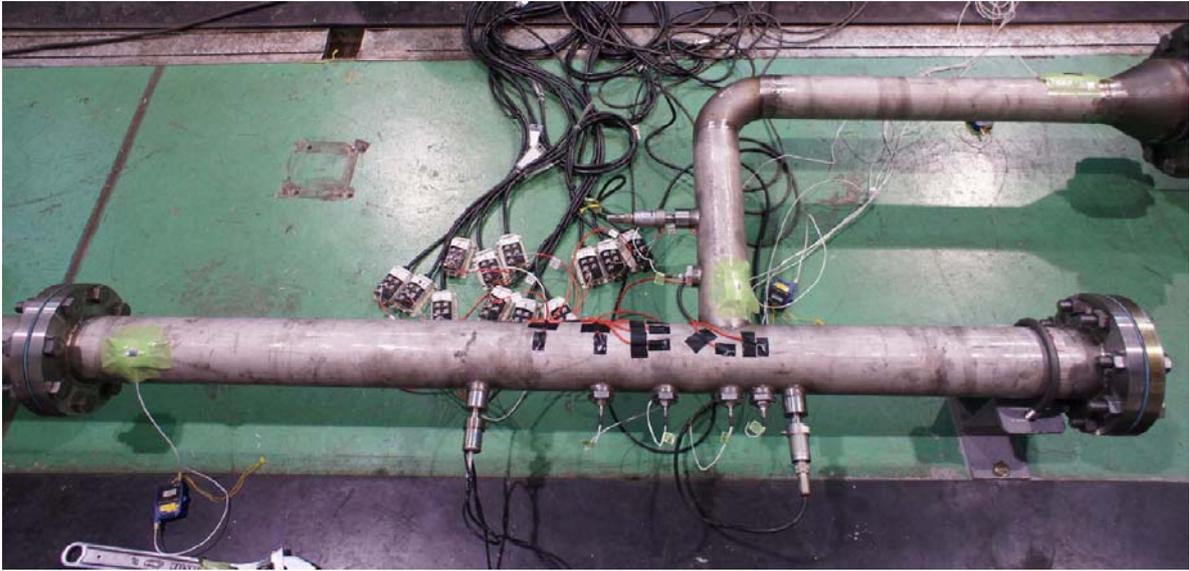


Fig.4.13 Experimental piping system (4 inch x 3 inch with 90 degree combining angle tee)

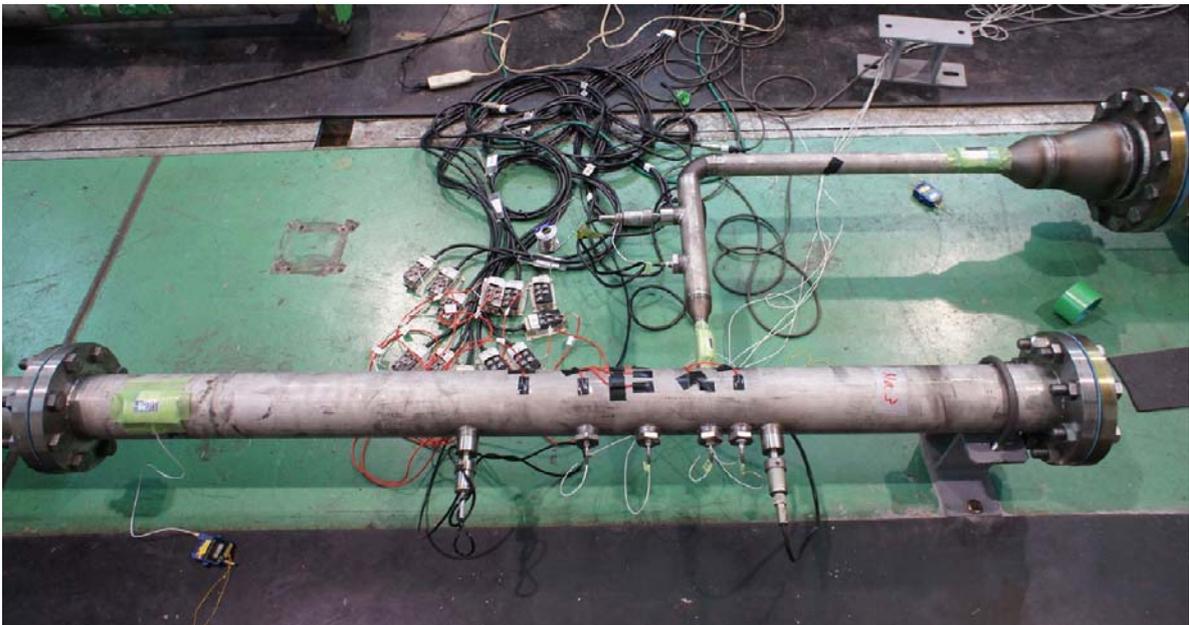


Fig.4.14 Experimental piping system (4 inch x 0.75 inch with 90 degree combining angle tee)

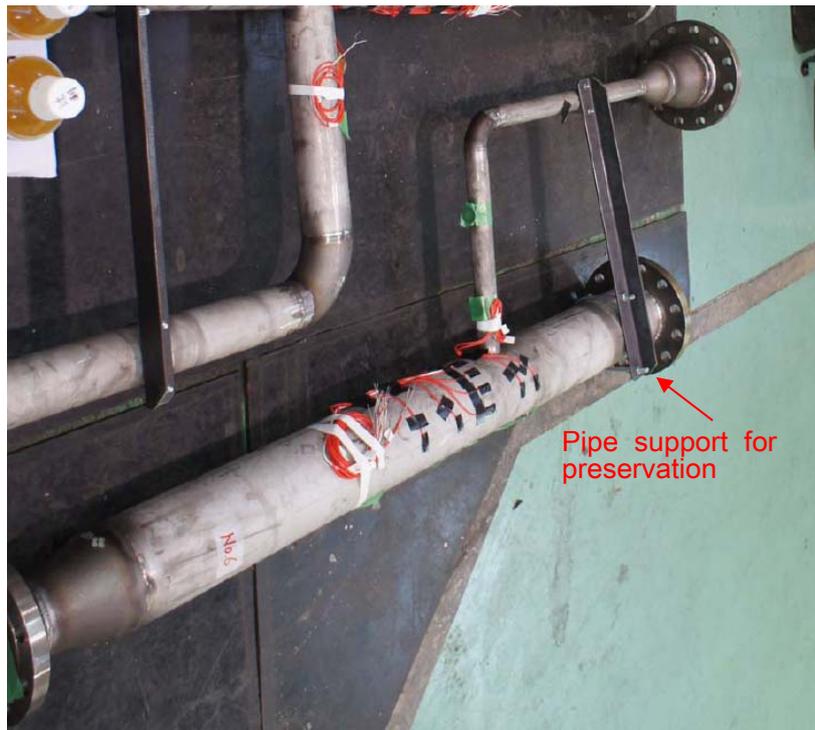


Fig.4.15 Experimental piping system (4 inch x 1.5 inch with 45 degree combining angle tee)

※事情により本配管系の写真は試験中に撮影できず、本写真は倉庫に保管中の写真を掲載している。この状態において、歪ゲージは設置されているが圧力センサは設置されていない。また、合流部上流にあるサポートは保管中の破損防止を目的に設置されているもので、試験中には他の配管系と同様にサポートを取り外した状態で試験を行った。

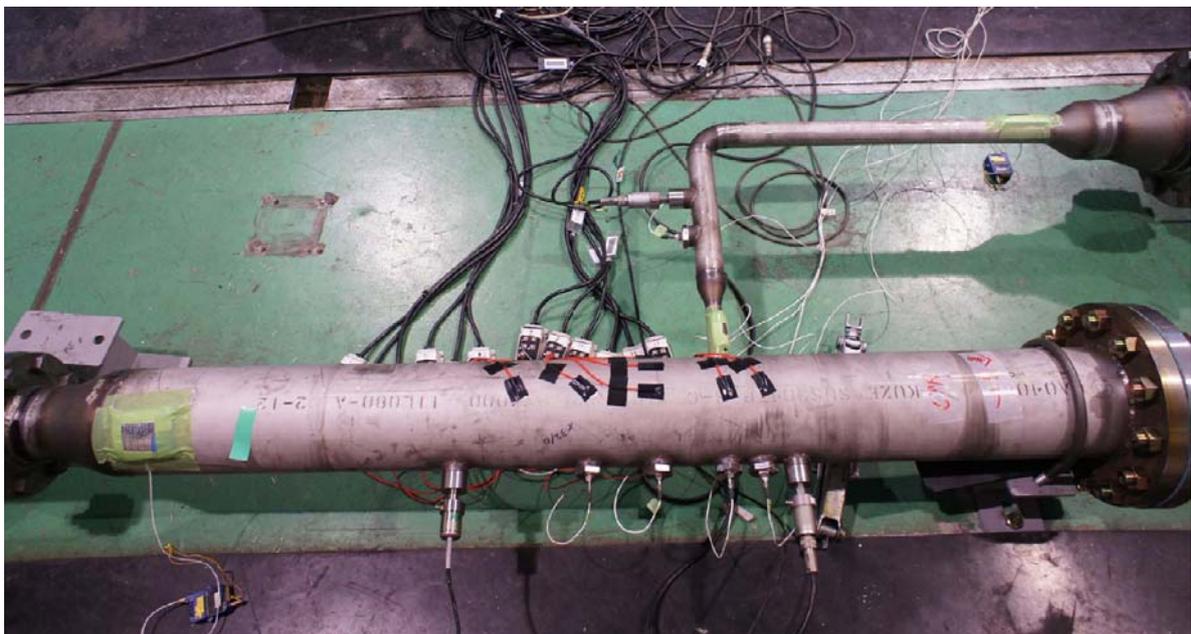


Fig.4.16 Experimental piping system (4 inch x 0.75 inch with 90 degree combining angle tee)

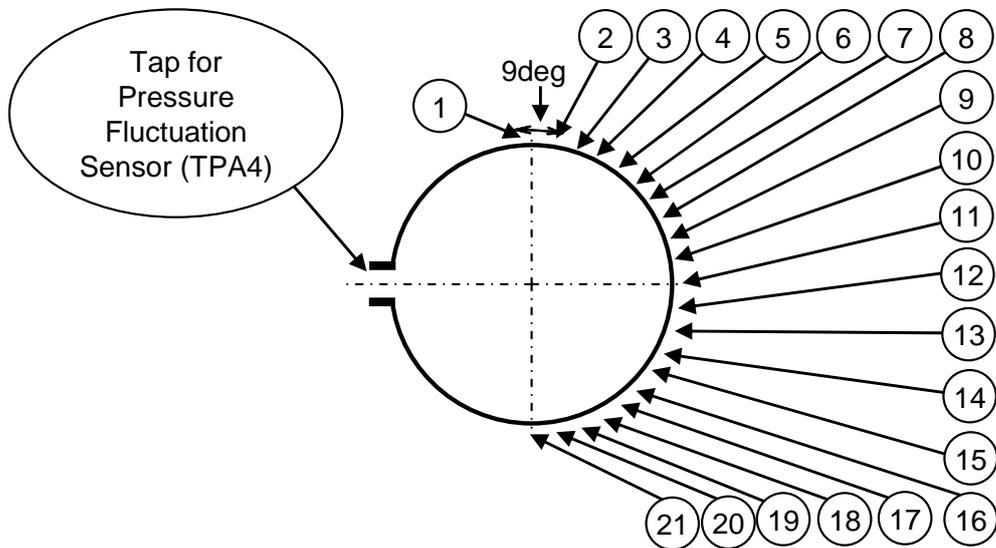


Fig.4.17 Measuring points of strain for circumferential direction in case of 45 deg combining angle piping system. The 21 strain gauges were attached to the half side of the pipe.

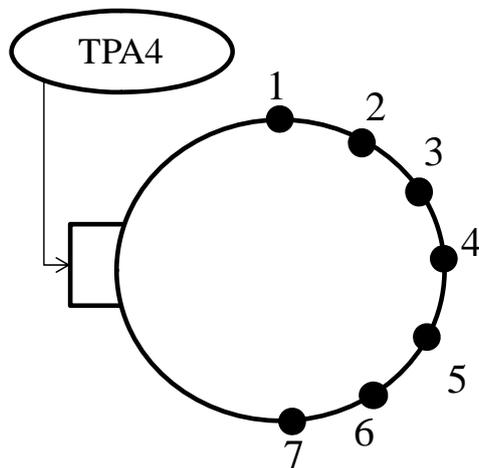


Fig.4.18 Measuring points of strain for circumferential direction in case of 90 deg combining angle piping system. The 7 strain gauges were attached to the half side of the pipe.

Table 2 Specification of Restriction Orifice

Symbol	Dimension [mm]
Pipe Inside Diameter	151
t_{ro}	8.00
h	0.800
d	8.66
P.C.D. D_{ro1}	39.1
P.C.D. D_{ro2}	87.4

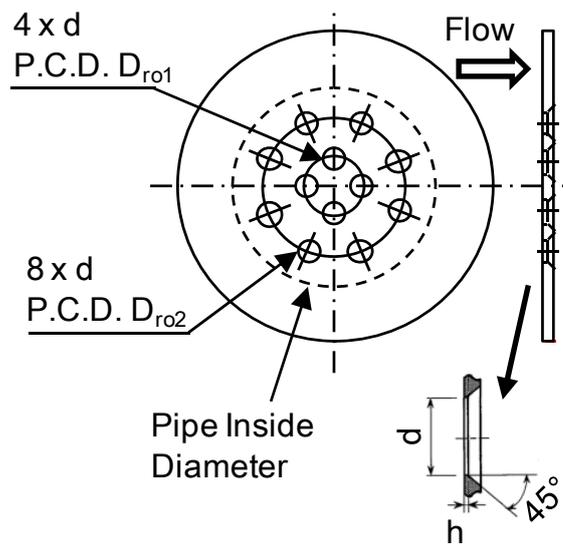


Fig.4.19 Configuration of Restriction Orifice (RO). This orifice is installed in order to determine the mass flow rate with TP1.

4.3 結果および考察

4.3.1 合流角度の影響

合流角度 45 度における 4 インチ x 1.5 インチの配管系では、配管内部の圧力変動は式 (4.1) に示す運動エネルギーおよびチョーキング発生時における圧力不連続量の和により整理できること、また、周波数については式 (4.2) に示すストローハル数により整理できることを第 3 章の検討で確認している。ここでは、まず、合流角度が 90 度においても、合流角度 45 度と同じく式 (4.1) および式 (4.2) に示す無次元数を用いて整理が可能か確認し、合流角度 90 度の配管系における圧力変動の傾向について検討した。図 4.20 に合流角度 90 度における 4 インチ x 1.5 インチの配管系で、噴流衝突点から 100mm 下流 (TPA4: 図 4.1 参照) の圧力変動の PSD を示す。また、図 4.21 に合流角度 45 度のとおりと同じく、式 (4.1) および式 (4.2) により図 4.20 に示す圧力変動の PSD を整理した結果を示す。ここで、図 4.21 においては第 3 章と同じ方法により求めた表 4.3 に示す数値を用いて無次元変数を求めている。図 4.21 に示す無次元の圧力変動の PSD から、図 4.20 に示す各タンク内圧力における圧力変動の PSD は式 (4.1) および式 (4.2) により概ね整理できていることがわかる。しかしながら、 $St=0.05$ から $St=0.15$ 付近までの範囲で各タンク内圧力 (TP1) の違いによりバラつきが確認され、また、 $St=1.0$ から $St=2.0$ の範囲では図 4.20 における 7000Hz のピークに起因したバラつきが確認された。これらのバラつきについては式 (4.3) に示す Vn を用いて振動応力を評価する際に、振動応力へ与える影響を確かめる必要があると考える (4.3.3.2 節参照)。

合流角度の違いによる圧力変動の大きさを検討するため、図 4.22 に $0.5 \times \rho_b v^2 + \Delta p$ に対する合流角度 90 度の際に各センサで計測された圧力変動の RMS 値の比率を、図 4.23 には $0.5 \times \rho_b v^2 + \Delta p$ に対する合流角度 45 度の際の各センサで計測された圧力変動の RMS 値の比率をそれぞれ示す。図 4.22 および図 4.23 の比較から、最も大きな圧力変動が発生している噴流衝突点 (TPA3) においてはタンク内圧力が 1.0MPa のときを除き合流角度 90 度の圧力変動の方が大きくなっていることがわかる。一方、噴流衝突点から約 100mm 下流 (TPA4) では分岐管端部でチョーキングが発生していないタンク内圧力 0.5MPa 以下の領域において、合流角度 90 度の圧力変動が $0.5 \times \rho_b v^2 + \Delta p$ に対して約 8% 程度の比率であるのに対し、合流角度 45 度の圧力変動は 10% 程度の比率であり、噴流衝突点から約 100mm (TPA4) においては合流角度 45 度の圧力変動の方が合流角度 90 度の圧力変動よりも大きくなることがわかる。このように、合流角度や噴流衝突点からの距離の違いにより配管内部の圧力変動の大小関係は複雑に変化するが、合流角度 45 度の TPA3 を除き、配管内の圧力変動は合流角度および噴流衝突点からの距離が変化しても $0.5 \times \rho_b v^2 + \Delta p$ に対して概ね一定であることがわかる。このため、式 (4.3) の分子における加振力として $0.5 \times \rho_b v^2 + \Delta p$ を用いることは、合流角度 45 度の際と同じく合流角度 90 度の配管系に対しても適切であると考えられる。ただし、合流角

度 45 度の TPA4 で確認されるようなバラつきが振動応力に与える影響については 4.3.3.2 節で後述するように振動応力の計測結果と Vn の関係から確認する必要があると考える。

$$P^* = \frac{P}{(0.5 \times \rho_b v^2 + \Delta p)^2 / (v / D_1)} \quad (4.1)$$

$$St = f \frac{D_1}{v} \quad (4.2)$$

$$\sigma_{rms} \propto Vn = \frac{(0.5 \times \rho_b v^2 + \Delta p) A_1}{\pi \rho_p D^2 2 t_2 f_{2nd}} \quad (4.3)$$

Table 4.3 Investigation of flow condition at tee connection (4inch x 1.5inch, combining angle is 90 deg)

Pressure Inside Air Chamber	Pressure Downstream of Restriction Orifice	Calculated Temperature at Tee Connection	Calculated Pressure at Tee Connection	Calculated Fluid Density at Tee Connection	Calculated Velocity at Tee Connection	Pressure Discontinuity through Tee in Case of Choking Condition	Mass Flow Rate Calculated at Process Condition in RO Hole	Calculated Mass Flow Rate at Tee Connection with Atmosphere Pressure and Sonic Flow Speed	Flow Condition at Tee Connection
$TP1$	$TP2$	T_b	p_b	ρ_b	v	Δp	MF_{RO}	MF_o	
[MPaA]	[MPaA]	[K]	[MPaA]	[kg/m ³]	[m/sec]	[MPa]	[kg / s]	[kg / s]	
1.40	0.358	236	0.268	3.97	308	0.172	1.96	0.739	Choking Condition
1.20	0.308	236	0.230	3.40	308	0.139	1.68	0.739	
1.00	0.258	236	0.192	2.83	308	0.100	1.40	0.739	
0.451	0.124	245	0.101	1.43	275	0.000	0.631	0.739	No Choking Condition
0.401	0.116	252	0.101	1.40	250	0.000	0.561	0.739	
0.351	0.110	258	0.101	1.37	224	0.000	0.491	0.739	
0.301	0.106	264	0.101	1.33	197	0.000	0.421	0.739	

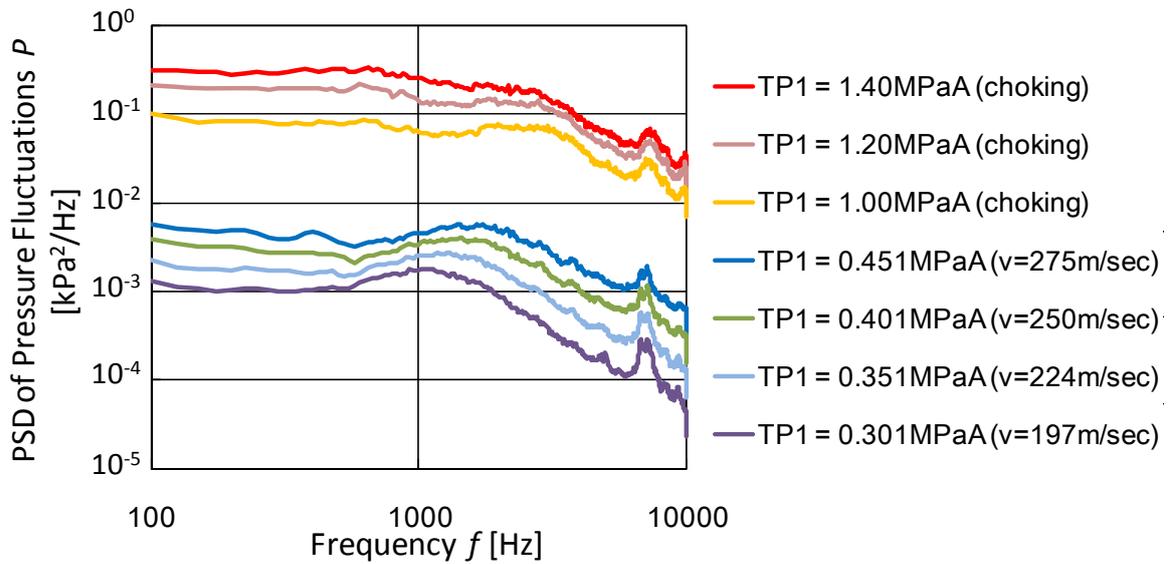


Fig.4.20 PSD of pressure fluctuation (TPA4) at each pressure inside air chamber in case of 4inch x 1.5 inch piping system with 90 deg tee connection. The red, pink and yellow lines show the PSD of pressure fluctuation with choking condition at tee connection. The blue, green, light blue and purple lines shows the PSD of pressure fluctuation with no choking condition at tee connection.

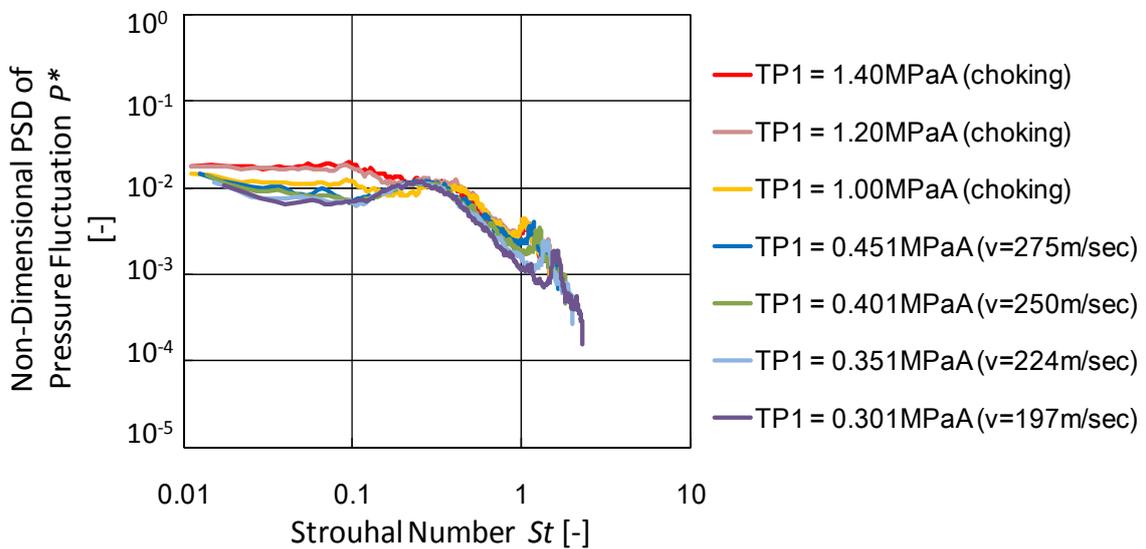


Fig.4.21 Non-dimensional PSD of pressure fluctuation (TPA4) calculated by Equation (4.1) and Equation (4.2) in case of 4 inch x 1.5 inch piping system with 90 deg tee connection. The red, pink and yellow lines show the non-dimensional PSD of pressure fluctuation with choking condition at tee connection. The blue, green, light blue and purple lines shows the non-dimensional PSD of pressure fluctuation with no choking condition at tee connection.

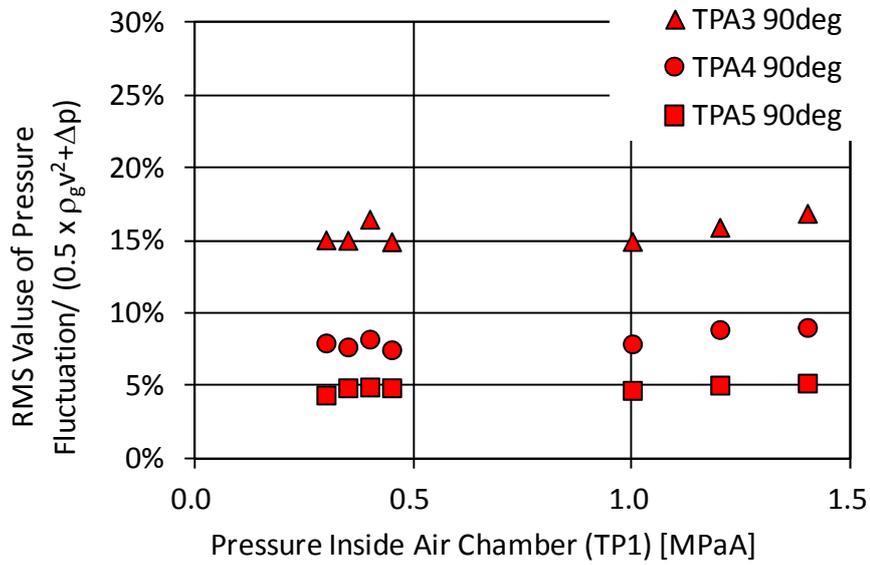


Fig.4.22 Ratio between $0.5 \times \rho_g v^2 + \Delta p$ and the RMS value of pressure fluctuation in the 4 inch x 1.5 inch piping system with 90 deg tee connection.

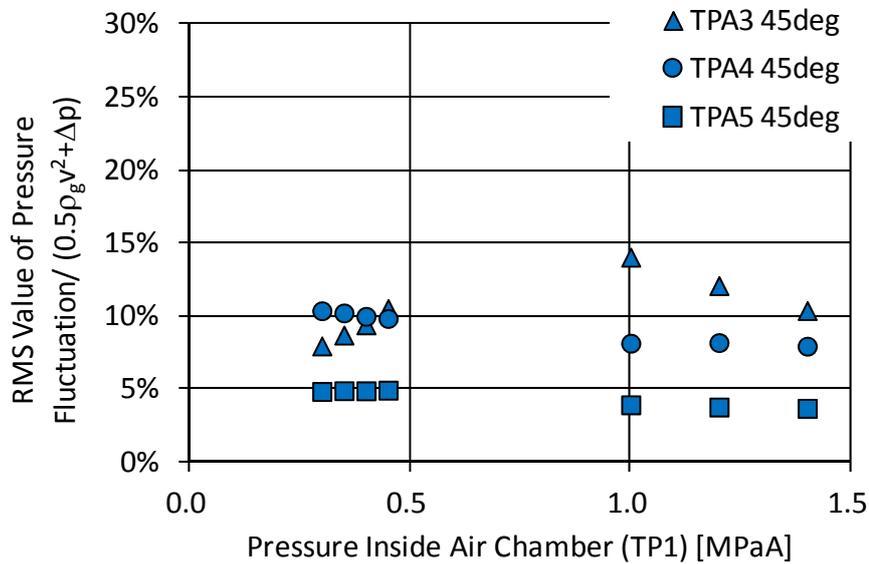


Fig.4.23 Ratio between $0.5 \times \rho_g v^2 + \Delta p$ and the RMS value of pressure fluctuation in the 4 inch x 1.5 inch piping system with 45 deg tee connection.

4.3.2 分岐配管径の影響

4.3.2.1 分岐管上流および下流における圧力変動の比較

図4.1および図4.2に示す本検討に用いた実験系においては、オリフィスによる減圧部と配管合流部の2箇所、加振源の原因となる強い流れの乱れが発生する箇所がある。このとき、合流角度45度で4インチ x 1.5インチの配管系においては、配管合流部における流れの乱れが圧力変動の主要因であることが前章の検討により確認されている。分岐配管径が異なったとき、オリフィスの減圧部および配管合流部のどちらに加振源の支配要因があるかを調べるため、合流角度が90度で分岐配管径が1.5インチおよび3インチの配管系を対象に、分岐管上流側（TPA1：図4.1および図4.2参照）と合流部下流側（TPA4：図4.1および図4.2参照）の圧力変動のPSDを比較した。図4.24に分岐配管径が1.5インチ、図4.25に分岐配管径が3インチの圧力変動のPSDについて合流部上流および下流での比較をそれぞれ示す。図4.24に示す分岐配管径が1.5インチの場合は、合流部下流の圧力変動のPSDが合流部上流の圧力変動のPSDより大きく、前章で示した合流角度45度で4インチ x 1.5インチの配管系と同様に、圧力変動の主要因は配管合流部で発生する流れの乱れであると考えられる。一方、図4.25に示す分岐配管径が3インチと比較的大きい場合は、合流部上流および下流で圧力変動のPSDは全体的にはほとんど変わらないとみられる。このため、分岐管径が3インチと比較的大きい場合は配管合流部で圧力変動が増幅されず、オリフィスで発生する流れの乱れが圧力変動の主要因となっている可能性が示唆された。

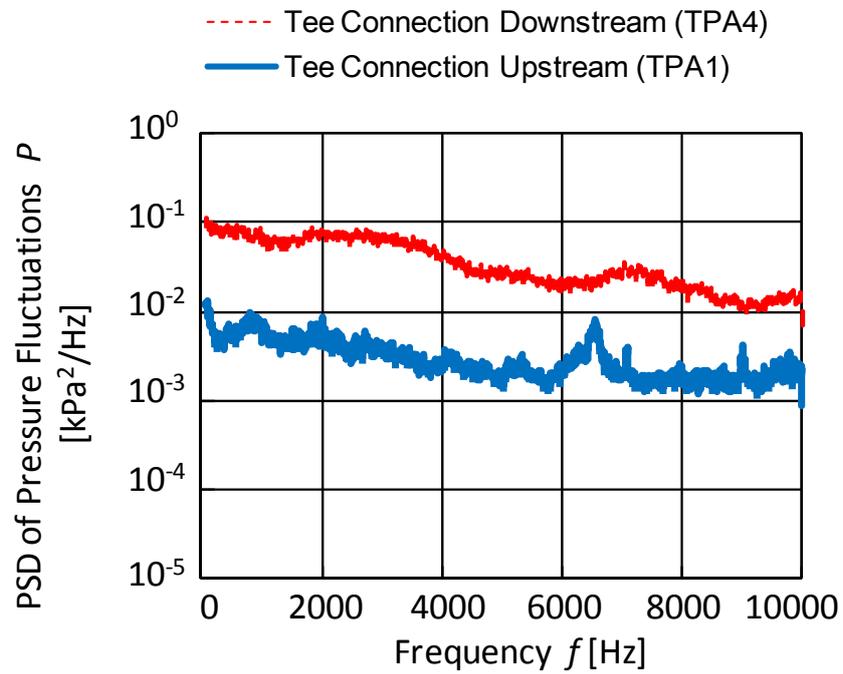


Fig.4.24 Comparison of PSD of pressure fluctuation between tee connection downstream (TPA4) and tee connection upstream (TPA1) in case of 4inch x 1.5inch piping system with 90 deg tee connection (Pressure inside air chamber (TP1) is 1.00MPaA). The red dotted line shows the PSD of pressure fluctuation at tee connection downstream. The blue bold line shows the PSD of pressure fluctuation at tee connection upstream.

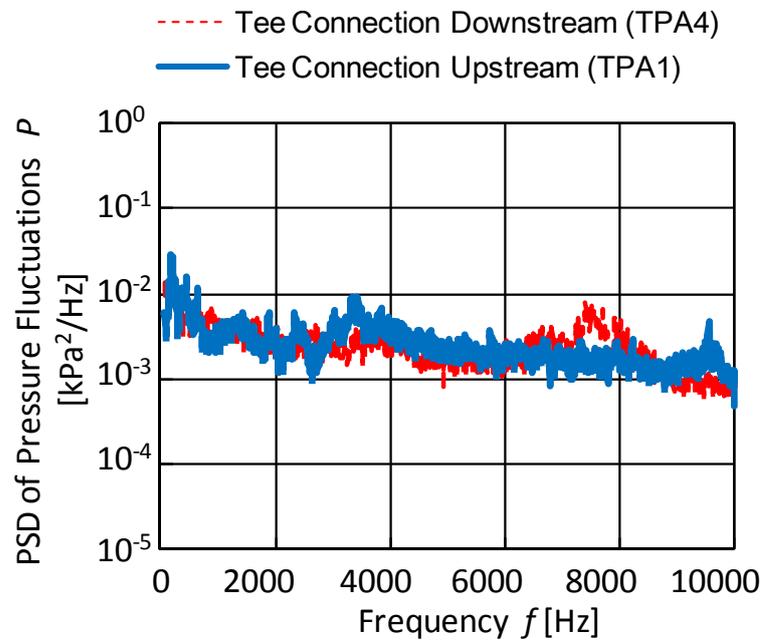


Fig.4.25 Comparison of PSD of pressure fluctuation between tee connection downstream (TPA4) and tee connection upstream (TPA1) in case of 4inch x 3inch piping system with 45 deg tee connection (Pressure inside air chamber (TP1) is 1.00MPaA). The red dotted line shows the PSD of pressure fluctuation at tee connection downstream. The blue bold line shows the PSD of pressure fluctuation at tee connection upstream.

4.3.2.2 分岐配管径が比較的大きいときにおける圧力変動の発生メ

カニズム

分岐配管径が 3 インチと比較的大きいときにおける合流角度が 90 度の配管系を対象に、合流部下流の圧力変動 (TPA4) の PSD を配管合流部の流動条件 (表 4.4 参照) および分岐管内径 (84.9mm) を用いて式 (4.1) と式 (4.2) に示す無次元数により整理した結果を図 4.26 に示す。表 4.4 に示すように配管合流部においてはエアチャンバ内の圧力低下とともに分岐配管端部の流速が下がる傾向にあり、この流速低下に伴い図 4.26 に示すようにストローハル数の大きい領域において PSD が大きくなる傾向にある。図 4.26 に示すように分岐管端部の流動条件を用いた整理により圧力変動の PSD が異なるということは、配管内の圧力変動が分岐管端部の流れの乱れに起因していないことを示唆するため、分岐管が 3 インチのときは分岐管端部の流動条件および分岐管内径を用いた整理は不適切であると考えられる。分岐管が 3 インチの配管系を対象により適切な整理方法を検討するため、図 4.27 にオリフィス孔部における流動条件 (表 4.5 参照) およびオリフィス孔径を代表寸法として用いて圧力変動の PSD を整理した結果を示す。ここで、本試験では多孔オリフィスを使用しているため、代表寸法は直径 8.66mm で 12 個の孔が有する断面積と等価になるような等価直径として 30mm を適用している。表 4.5 に示すようにオリフィス孔部の流動条件は検討した範囲においてエアチャンバ内の圧力に関わらず臨界状態、つまり音速となっており、この条件を用いることにより図 4.27 は、 $St=0.12$ 付近でバラつきが確認できるものの、 $St=0.7$ 付近のピークや、 $St=0.01$ から $St=0.07$ 付近までの領域において良好な一致が見られ、異なる圧力条件において圧力変動の PSD を良好に整理できることが確認された。したがって、本実験において分岐配管径が 3 インチで比較的大きい場合はオリフィスで発生する流れの乱れが、圧力変動の主要因となっているものと考えられるため、オリフィスにおける流動条件およびオリフィス孔径を代表寸法として圧力変動を整理する方法が適切と考えられる。

Table 4.4 Investigation of flow condition at tee connection (4inch x 3inch, combining angle is 45 deg.)

Pressure Inside Air Chamber	Pressure Downstream of Restriction of Orifice	Calculated Temperature at Tee Connection	Calculated Pressure at Tee Connection	Calculated Fluid Density at Tee Connection	Calculated Velocity at Tee Connection	Pressure Discontinuity through Tee in Case of Choking Condition	Mass Flow Rate Calculated at Process Condition in RO Hole	Calculated Mass Flow Rate at Tee Connection with Atmosphere Pressure and Sonic Flow Speed	Flow Condition at Tee Connection
$TP1$	$TP2$	T_b	p_b	ρ_b	v	Δp	MF_{RO}	MF_0	
[MPaA]	[MPaA]	[K]	[MPaA]	[kg/m ³]	[m/sec]	[MPa]	[kg / s]	[kg / s]	
1.80	0.162	253	0.131	1.80	247	0	2.52	2.61	No Choking Condition
1.60	0.149	255	0.122	1.67	236	0	2.24	2.61	
1.40	0.137	258	0.116	1.56	222	0	1.96	2.61	
1.20	0.126	263	0.111	1.47	202	0	1.68	2.61	
1.00	0.118	267	0.107	1.40	177	0	1.40	2.61	
0.801	0.112	272	0.105	1.34	148	0	1.12	2.61	
0.701	0.109	274	0.104	1.32	131	0	0.980	2.61	

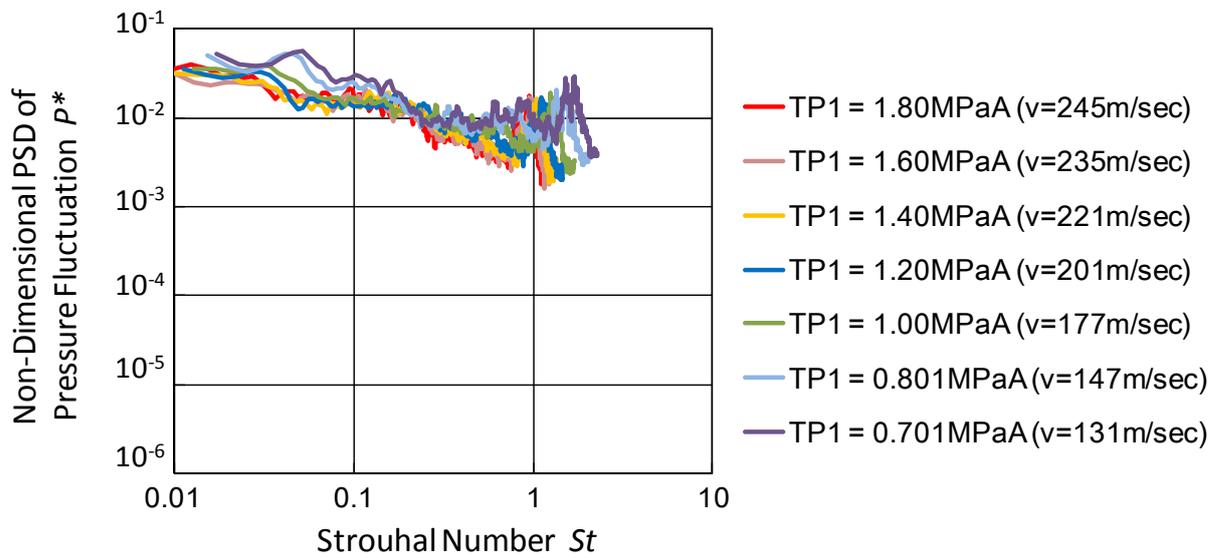


Fig.4.26 Non-dimensional PSD of pressure fluctuation for 4 inch x 3 inch pipe (TPA3) at each pressure inside air chamber calculated with the fluid condition at tee connection.

Table 4.5 Investigation of flow condition at RO hole (4inch x 3inch, combining angle is 45 deg.)

Pressure Inside Air Chamber	Pressure Downstream of RO Hole	Calculated Temperature at RO Hole	Calculated Pressure at RO Hole	Calculated Fluid Density at RO Hole	Calculated Velocity at RO Hole	Pressure Discontinuity through RO Hole in Case of Choking Condition	Mass Flow Rate Calculated at Process Condition in RO Hole	Flow Condition at RO Hole
1.80	0.137	236	0.952	14.0	308	0.850	2.52	Choking Condition
1.60	0.129	236	0.846	12.5	308	0.755	2.24	
1.40	0.110	236	0.740	10.9	308	0.661	1.96	
1.20	0.111	236	0.635	9.35	308	0.567	1.68	
1.00	0.108	236	0.529	7.80	308	0.472	1.40	
0.801	0.104	236	0.423	6.24	308	0.378	1.12	
0.701	0.105	236	0.370	5.46	308	0.331	0.980	

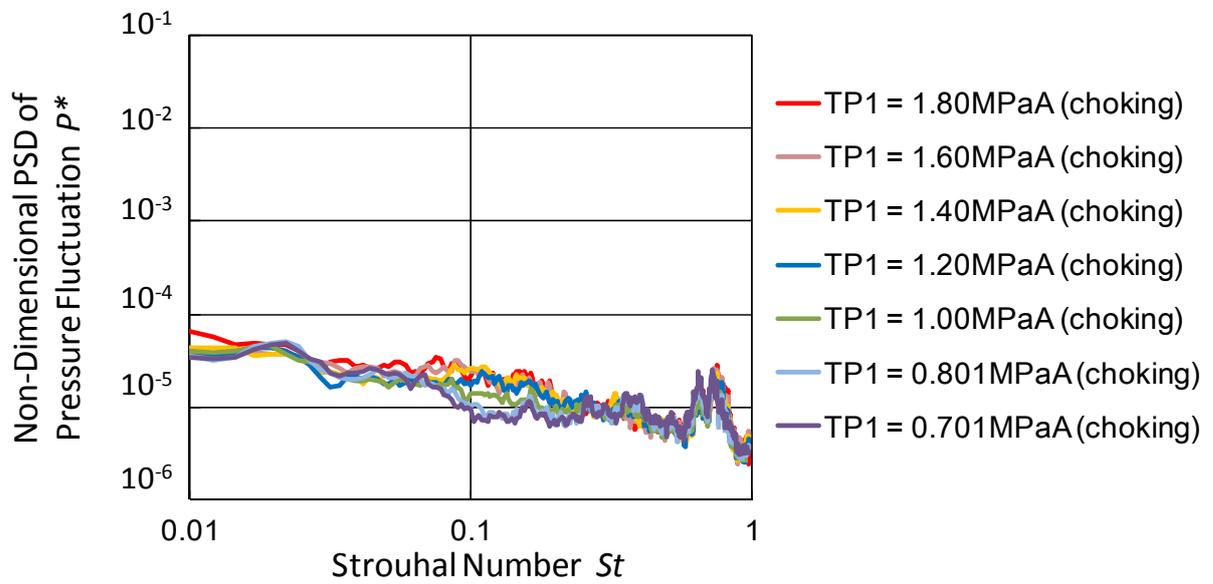


Fig.4.27 Non-dimensional PSD of pressure fluctuation for 4inch x 3inch pipe (TPA4) at each pressure inside air chamber calculated with the fluid condition at the restriction orifice.

4.3.2.3 分岐配管径が比較的小さいときにおける圧力変動の発生メ

カニズム

オリフィスにおける流動条件およびオリフィス孔径を代表寸法として整理する手法が、分岐配管径が比較的小さい 4 インチ x 1.5 インチの配管系でも適切に圧力変動の PSD を整理することが可能か検討するため、図 4.28 には分岐配管径が 1.5 インチで合流角度が 90 度の配管系を対象に、オリフィス孔部における流動条件（表 4.6）およびオリフィス孔径を代表寸法として用いて圧力変動の PSD を整理した結果を示す。図 4.28 は図 4.21 に比べて明らかにバラつきが大きく、分岐配管径が 1.5 インチと比較的小さいときにはオリフィス孔部における流動条件（表 4.8）およびオリフィス孔径を代表寸法として用い、圧力変動の PSD を整理するのは不適切であると考えられる。したがって、分岐配管径が比較的小さい場合は分岐管端部の流動条件および分岐管内径を代表寸法として用いて、圧力変動の PSD を整理することが適切であると考えられる。以上の検討から、合流配管下流で発生するランダムな周方向振動の加振源は、配管合流部の流れの乱れに起因する場合、および、オリフィスのような流れを制限する装置から発生する乱れに起因する場合の 2 つがあると考えられる。

Table 4.6 Investigation of flow condition at RO hole (4inch x 3inch, combining angle is 45 deg.)

Pressure Inside Air Chamber	Pressure Downstream of RO Hole [MPaA]	Calculated Temperature at RO Hole [K]	Calculated Pressure at RO Hole [MPaA]	Calculated Fluid Density at RO Hole [kg/m ³]	Calculated Velocity at RO Hole [m/sec]	Pressure Discontinuity through RO Hole in Case of Choking Condition [MPa]	Mass Flow Rate Calculated at Process Condition in RO Hole [kg / s]	Flow Condition at RO Hole
1.40	0.358	236	0.740	10.9	308	0.661	1.96	Choking Condition
1.20	0.308	236	0.635	9.35	308	0.567	1.68	
1.00	0.258	236	0.529	7.80	308	0.472	1.40	
0.451	0.124	236	0.238	3.51	308	0.213	0.841	
0.401	0.116	236	0.212	3.12	308	0.189	0.701	
0.351	0.110	236	0.186	2.74	308	0.166	0.631	
0.301	0.106	236	0.159	2.35	308	0.142	0.561	

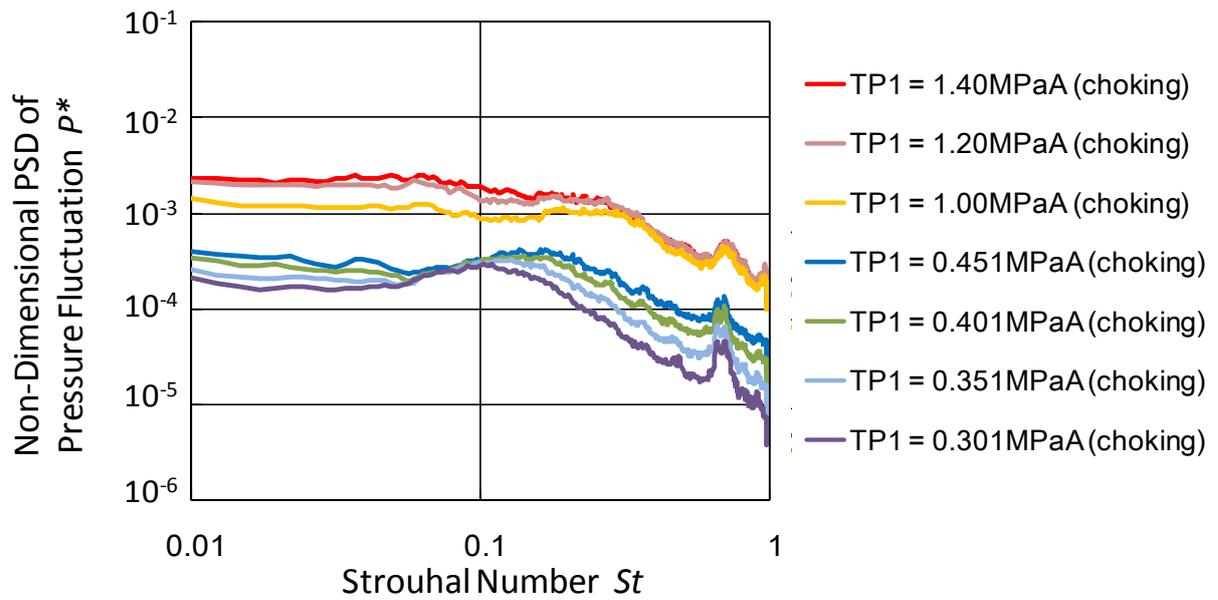


Fig.4.28 Non-dimensional PSD of pressure fluctuation for 4inch x 1.5inch pipe (TPA3) at each pressure inside air chamber calculated with the fluid condition at the restriction orifice.

4.3.3 分岐配管径および合流角度が V_n を用いた評価に与える

影響

4.3.3.1 オリフィス孔部の流動条件およびオリフィス孔径を代表寸

法として V_n を計算した評価

前章で述べた通り，配管内の圧力変動はオリフィスのような流れを制限する装置から発生する乱れに起因する場合と，配管合流部の流れの乱れに起因する場合があります．前者の場合はオリフィス孔部の流動条件およびオリフィス孔径を代表寸法として，また，後者の場合は分岐管端部の流動条件および分岐管内径を代表寸法として整理することが適切であると考えられることがわかった．本節ではまず，式(4.3)に示す振動応力評価指標 V_n を用いて振動応力を評価する際に，流動条件および代表寸法として分岐管端部もしくはオリフィス孔部のどちらを適用するのが適切と考えられるか検討する．図4.29に横軸をオリフィス孔部における流動条件およびオリフィス孔径を代表寸法として計算した振動応力評価指標 V_n にして，縦軸に合流角度45度のときに計測された各配管系の振動応力を示す．ここで，ランダム振動の場合，前章で説明したようにRMS値の3倍を用いることで最大値を概ね評価できるため，図4.29の振動応力は計測された振動応力のRMS値を3倍にして示している．図4.29からオリフィス孔部における流動条件およびオリフィス孔径を用いて計算した振動応力評価指標 V_n および計測された振動応力との間には一貫性がなく，振動応力を評価する際にはオリフィス孔部における流動条件およびオリフィス孔径を用いて計算することは不適切であると考えられる．

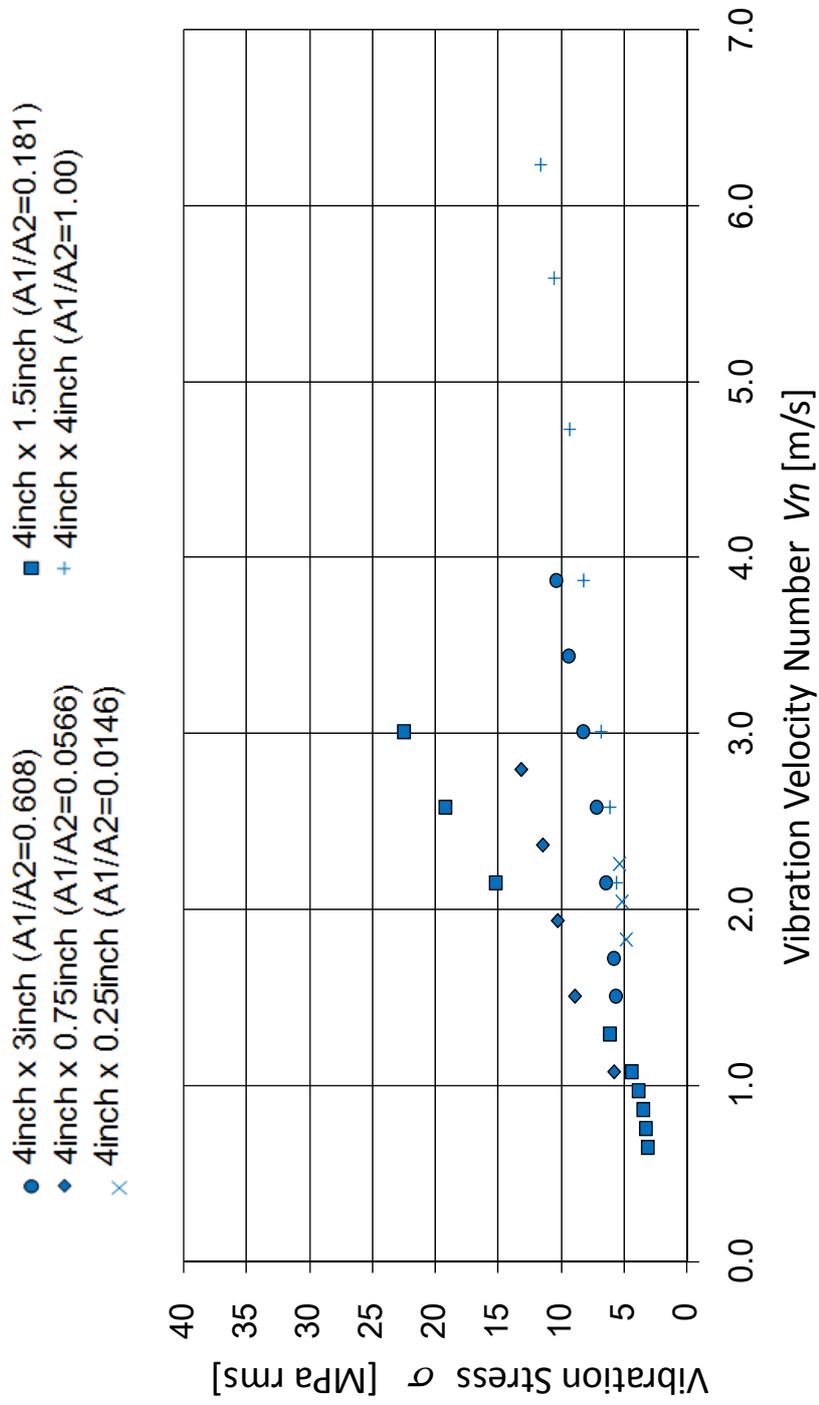


Fig.4.29 Relation between V_n and vibration stress in different branch diameter in case of piping system with 45 deg tee connection. The V_n was calculated based on the fluid condition at restriction orifice and the hole diameter of restriction orifice.

4.3.3.2 分岐管端部の流動条件および分岐管径を代表寸法と

して Vn を計算した評価

図4.30に横軸を分岐管端部における流動条件および分岐管内径を代表寸法として計算した振動応力評価指標 Vn にして、縦軸は合流角度45度のときに計測された各配管系の振動応力を示す。併せて、図4.30は最小二乗法により求めた $\sigma = 11.35Vn$ の近似直線も示している。図4.30から、分岐管の母管に対する面積比に依らず発生する振動応力は Vn に比例していることが確認されたため、図4.21に示すように $0.5 \times \rho_b v^2 + \Delta p$ で圧力変動を整理したときにある程度バラつきが確認できるものの、振動応力を評価する際はこの圧力変動のバラつきは実用上は無視できると考えられ、分岐管端部における流動条件と分岐管内径を代表寸法として Vn を計算して振動応力を評価する手法が適切であると考える。なお、4インチ x 0.75インチおよび4インチ x 0.25インチの配管系においては、分岐部直前にレデューサがあるものの、図4.30においてレデューサの有無に関わらず発生する振動応力は Vn に概ね比例していると考えられることから、レデューサの影響についても実用上は無視できるものとする。ここで、図4.30ではオリフィス孔部で発生する乱れの影響については考慮していないが、 Vn により振動応力が良好に整理できていると考えられる。この原因については分岐管径が比較的小さい場合は図4.24に示すとおり分岐管端部での圧力変動が増幅されており、オリフィス孔部で発生した圧力変動より十分大きくなっているため、分岐管端部で発生している乱れが圧力変動の支配要因となっているためと考えられる。分岐管径が比較的大きい場合は4.3.2節の検討からオリフィス孔部の流動条件およびオリフィス径を代表寸法として整理するのが適切であると考えるが、図4.31に示すように分岐管径が比較的大きい3インチおよび4インチの実験結果に対してオリフィス孔部の流動条件およびオリフィス径を代表寸法として整理すると、 Vn と振動応力の関係に一貫性がなくなるため、このような整理は不適切と考える。この原因を本実験結果のみから考察することは難しいが、分岐管端部の乱れに起因した圧力変動の発生メカニズムと、オリフィス孔部の乱れに起因した圧力変動の発生メカニズムが違い、両者の $0.5 \times \rho_b v^2 + \Delta p$ と配管内の圧力変動の比率が異なるためと推察される。図4.30に示すように配管合流部で発生する流動励起振動に起因した振動応力は、分岐管端部の流動条件および分岐管径を代表寸法として計算した Vn により概ね適切に評価でき、オリフィス孔部で発生する乱れの影響を考慮しなくとも実用上は問題ないと考えられる。ただし、これは流れを制限するオリフィスから配管合流部までの距離が図4.1および図4.3に示すように1000mm程度と十分離れているためである可能性がある。したがって、通常的设计ではあり得ないがオリフィスが配管合流部近傍に設置されている場合は、別途オリフィスを配管合流部近傍に設置した配管系による実験を実施して、オリフィスで発生する乱れの影響について検討する必要があると考える。

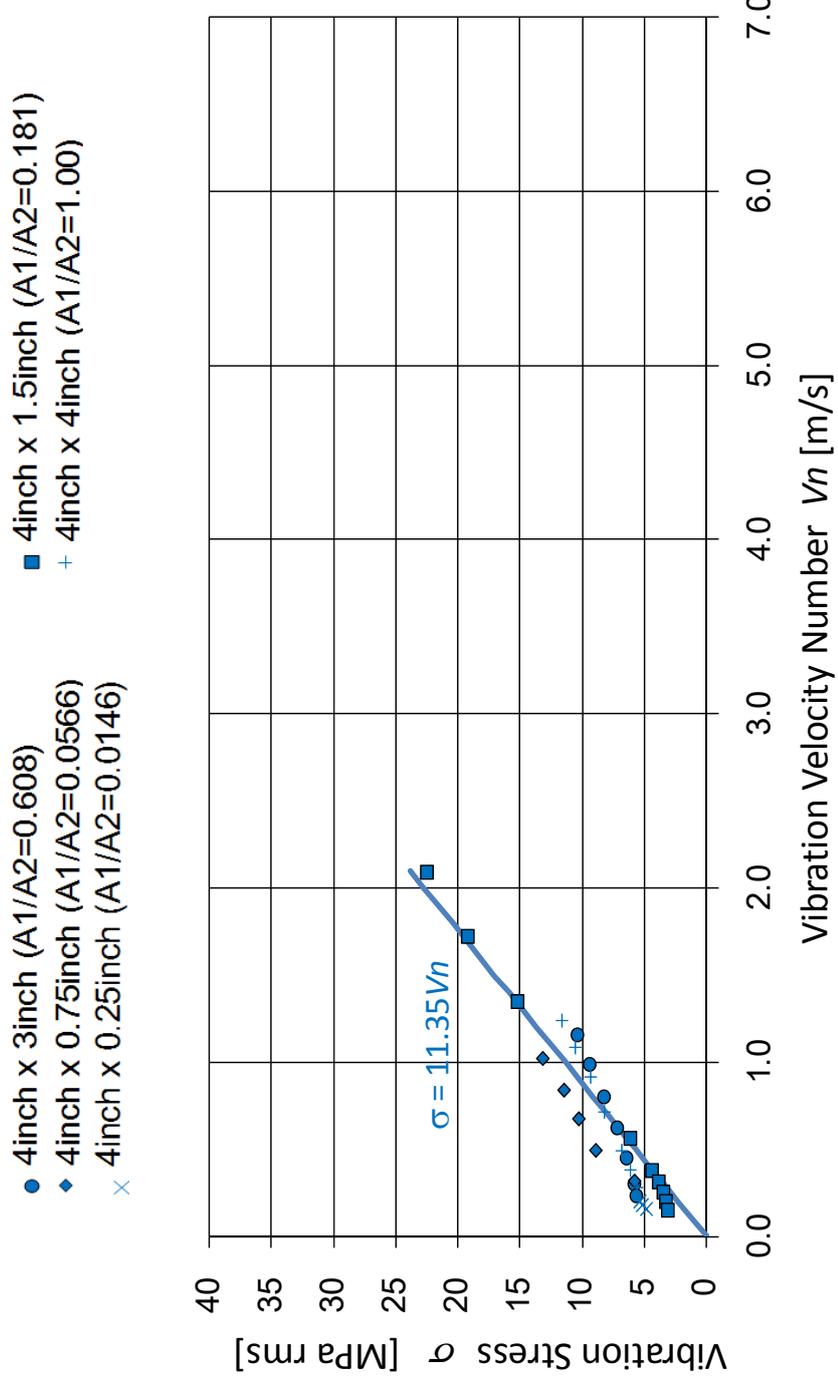


Fig.4.30 Relation between V_n and vibration stress in different branch diameter in case of piping system with 45 deg tee connection. The V_n was calculated based on the fluid condition at the end of the branch pipe and the branch pipe diameter.

- 4inch x 3inch (A1/A2=0.608)
- ◆ 4inch x 0.75inch (A1/A2=0.0566)
- × 4inch x 0.25inch (A1/A2=0.0146)
- 4inch x 1.5inch (A1/A2=0.181)
- + 4inch x 4inch (A1/A2=1.00)

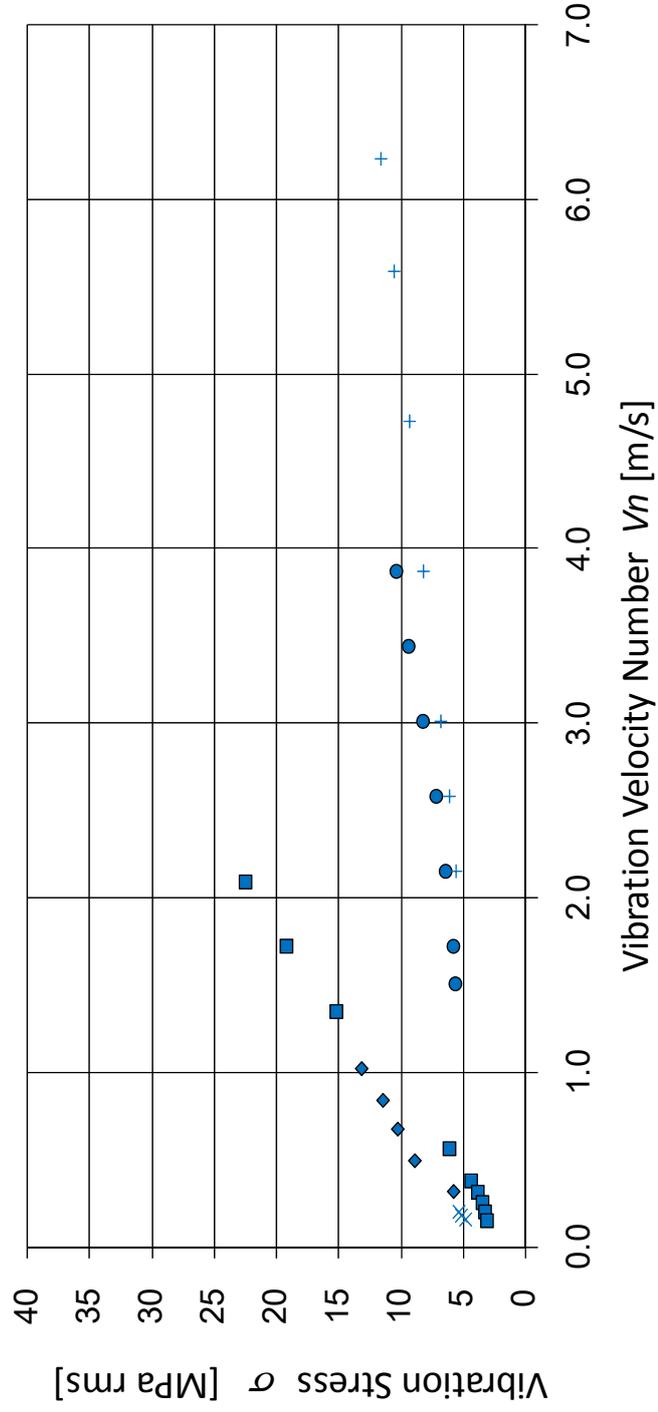


Fig.4.31 Relation between V_n and vibration stress in different branch diameter in case of piping system with 45 deg tee connection. In case the branch diameter is 3 inch and 4 inch, the V_n was calculated based on the fluid condition at restriction orifice hole and the hole diameter of restriction orifice. In case the branch diameter is 1.5 inch, 0.75 inch and 0.25 inch, the V_n was calculated based on the fluid condition at the end of the branch pipe and the branch pipe diameter.

4.3.3.3 合流角度が Vn を用いた振動応力の評価に与える影響

図4.32に合流角度90度の配管系を対象に、横軸を分岐管端部における流動条件および分岐管内径を代表寸法として計算した振動応力評価指標 Vn にして、縦軸は合流角度90度のときに計測された各配管系の振動応力を示す。また、図4.32は最小二乗法により求めた $\sigma = 16.18Vn$ の近似直線も併せて示している。図4.32から合流角度90度のときは、合流角度45度の配管系に比べ約1.4倍(=16.18/11.35)振動応力が大きくなることが分かった。したがって、振動応力指標 Vn を用いて振動応力を評価するとき、合流管の本管が4インチの場合は、合流角度45度の振動応力を1.4倍に補正することにより、合流角度90度の振動応力を概ね評価することができると考えられる。ただし、本結果については4.3.3.2節で前述のとおり、オリフィスが合流部近傍に設置されているとき、母管径が異なるとき、および、周辺のサポート状況が異なるときには振動応力の大きさが変化する可能性があることについて考慮する必要があると考える。

- 4inch x 3inch (A1/A2=0.608)
- ◆ 4inch x 0.75inch (A1/A2=0.0566)
- 4inch x 1.5inch (A1/A2=0.181) t2: 2.1mm => 3.0mm
- * 6inch x 0.75inch (A1/A2=0.271)
- 4inch x 1.5inch (A1/A2=0.181)
- ▲ 6inch x 1.5inch (A1/A2=0.0865)
- × 4inch x 1.5inch (A1/A2=0.181) t2: 2.1mm => 4.5mm

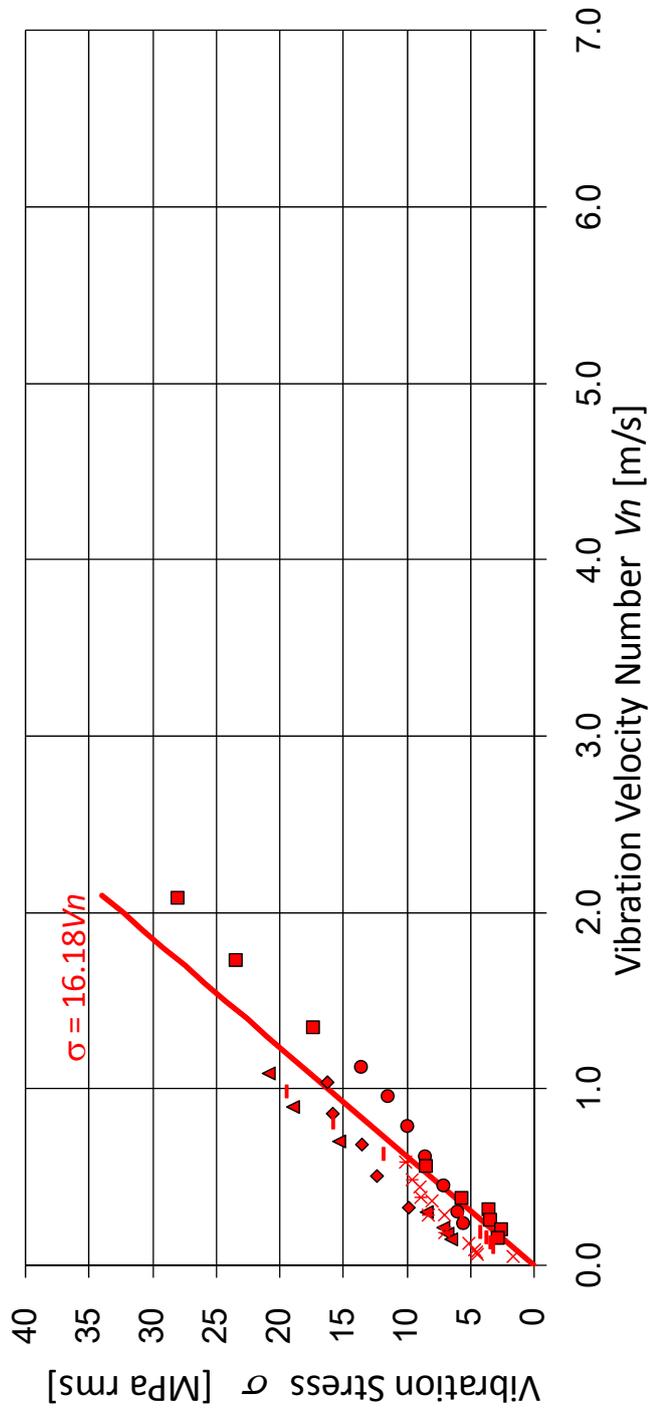


Fig.4.32 Relation between V_n and vibration stress in different branch diameter in case of piping system with 90 deg tee connection. The V_n was calculated based on the fluid condition at the end of the branch pipe and the branch pipe diameter.

4.4 第4章のまとめ

分岐配管の合流角度および分岐配管と母管の面積比が，配管合流部下流で発生するランダムな周方向振動に与える影響を検討するため，合流角度および面積比を変化させた配管系に対して実験を実施して，配管内の圧力変動と振動応力を計測した．また，これらの実験結果から，配管合流部下流で発生するランダムな周方向振動の評価指標 Vn の適用性についても検討した．以上の検討の結果，以下に示す知見を得た．

- (1) 配管内の圧力変動は，合流角度 90 度においても，合流角度 45 度と同じく $0.5 \times \rho_b v^2 + \Delta p$ に概ね比例する．
- (2) 加振源となる圧力変動の主要因について，分岐配管径が小さいときは配管合流部で発生する流れの乱れに起因する，分岐配管径が大きいときはオリフィスで発生する流れの乱れに起因する，2つの圧力変動の発生メカニズムが存在すると考えられる．
- (3) 分岐配管径が異なる場合でも，分岐管端部における流動条件および分岐管径を代表寸法として計算した振動応力評価指標 Vn を用いて，合流配管下流で発生する周方向の振動応力を概ね評価できる．
- (4) 合流角度が 90 度の場合は，合流角度 45 度の振動応力を 1.4 倍に補正することで， Vn を用いた振動応力を概ね評価できる．
- (5) ただし，上記に示す知見はオリフィスが合流部から離れた配管系を対象に得られたものであるため，オリフィスが合流部から近い配管系については本検討で得られた知見と異なる傾向になる可能性がある．

第5章 ランダム振動理論を用いた音響励起振動の評価方法

5.1 背景

ランダムな圧力変動で配管が周方向に振動する現象については第3章および第4章で示したように流動励起振動 (Flow Induced Vibration : FIV) に加えて, 音響励起振動 (Acoustically Induced Vibration : AIV) に起因する現象が知られている⁽²⁾. AIV の加振源としては大きな圧力差を伴う調節弁や安全弁から発生する騒音が一般的なものとして知られており, 周波数帯は 100Hz から 10000Hz⁽²³⁾ のオーダーとなり比較的高周波領域となる. そのため, 短時間で疲労破壊に至ることがあり設計段階で AIV による破損の防止設計が要求されるようになってきている. 第2章で示したとおり現在一般的に用いられている AIV 設計手法の多くは音響パワーレベル (Sound Power Level : PWL) と配管肉厚比 D/t (D :配管外径, t : 配管肉厚) を用いて評価している. しかしながらこの PWL と D/t を用いた評価手法は広く用いられているものの, 理論的にその妥当性を検討した事例はない. ここで, 本研究で対象としている音響励起振動は安全弁出口などにおける高流速の乱れに起因した大騒音により発生するため, ランダムな圧力変動により配管が周方向に振動するという観点では AIV および FIV は同一であると考えられる. そのため, 本検討では第3章および第4章でランダム振動理論をもとに提案した FIV の評価基準 V_n を AIV に適用し, ランダム振動理論を用いた AIV の評価方法について検討した. また, このランダム振動理論を用いた AIV の評価方法については簡易的な音響計算によりその定性的な特徴が一致することを確認するとともに, 実験によりその適切性について検討した.

5.2 ランダム振動理論を用いた評価方法

5.2.1 過去の破損事例および本評価手法の比較

第3章および第4章で検討した FIV の評価基準 V_n の比例関係を整理すると式 (5.1) のような比例関係になる。

$$\sigma \propto \frac{F}{m \cdot f_n} \quad (5.1)$$

前述の通り、ランダムな加振力により配管が振動するという観点では AIV と FIV は同じ現象であり、その違いは加振源のみにある。ここで、AIV の加振力は調節弁や安全弁などで発生する騒音であり、FIV の加振力は高流速の流れに起因した乱れである。したがって、FIV の評価基準 V_n は加振力の項を流体の運動量から騒音に起因した圧力変動に変えることで、AIV にも適用できると考えられる。配管内の圧力変動、すなわち音圧は式 (5.2) に示すように音響パワー W の 1/2 乗に比例し、配管径に反比例すると考えられる。

$$p \propto \frac{W^{0.5}}{D} \quad (5.2)$$

AIV に起因した加振力は式 (5.2) に示す音圧 p と配管表面積との積になると考えられるので式 (5.3) のように記述できると考えられる。

$$F = p\pi DL \propto LW^{0.5} \quad (5.3)$$

配管質量 m については式 (5.4) により記述できると考える。

$$m = \rho_p t \pi DL \quad (5.4)$$

配管の周方向2次モードの固有振動数については式 (5.5) により記述できる⁽²¹⁾。

$$f_n = \frac{2n \cdot (n^2 - 1)}{\pi \cdot D^2} \sqrt{\frac{EI}{(n^2 + 1)\rho_p t}} \quad (5.5)$$

式 (5.5) 中の I についてはリング面内の単位長さ当たり断面2次モーメントとして式 (5.6) に示すように配管肉厚の3乗に比例する。

$$I \propto t^3 \quad (5.6)$$

式 (5.5) および式 (5.6) から配管の周方向2次モードの固有振動数は、式 (5.7) に示すように肉厚に比例し、配管外径の2乗に反比例する。

$$f_n \propto \frac{t}{D^2} \quad (5.7)$$

式 (5.1), 式 (5.3), 式 (5.4) および式 (5.7) からAIVによる振動応力は式 (5.8) のように記述できる。

$$\sigma \propto \frac{F}{m \cdot f_n} \propto W^{0.5} \cdot \left(\frac{D}{t}\right)^2 \frac{1}{D} \quad (5.8)$$

式 (5.8) は一般的にAIVの防止設計に用いられる音響パワー W および D/t に加え、配管径がAIVの振動応力に影響する可能性があることを示している。式 (5.8) の両辺に対数を取り20を乗ざると式 (5.9) のような関係が導かれる。

$$20 \log_{10} \sigma = 10 \log_{10} W + 20 \log_{10} \left(\frac{D}{t}\right) + C \quad (5.9)$$

音響パワー W と音響パワーレベル PWL の関係は $10 \log_{10} W$ で記述できるため、式 (5.9) から式 (5.10) を導くことができる。

$$PWL = -20 \log_{10} \left(\frac{D}{t}\right) + 20 \log_{10} \sigma - C \quad (5.10)$$

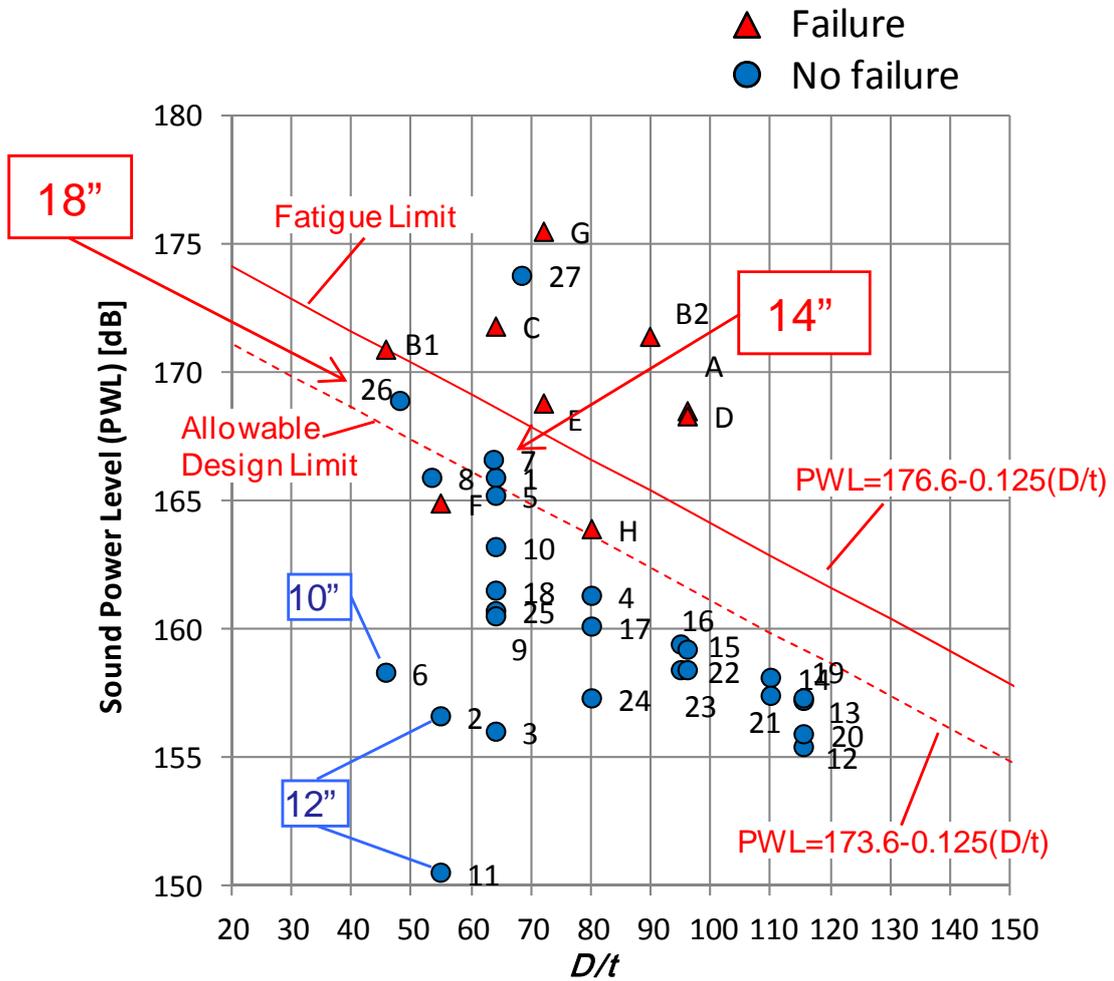
ここで振動応力 σ を振動応力の許容値 σ_{limit} とすると、式 (5.10) 内の PWL は音響パワーレベルの許容値 PWL_{limit} となり、式 (5.10) から式 (5.11) を導くことができる。

$$PWL_{limit} = -20 \log_{10} \left(\frac{D}{t}\right) + 20 \log_{10} \sigma_{limit} - C \quad (5.11)$$

5.2.2 現行の評価手法における許容値の修正方法

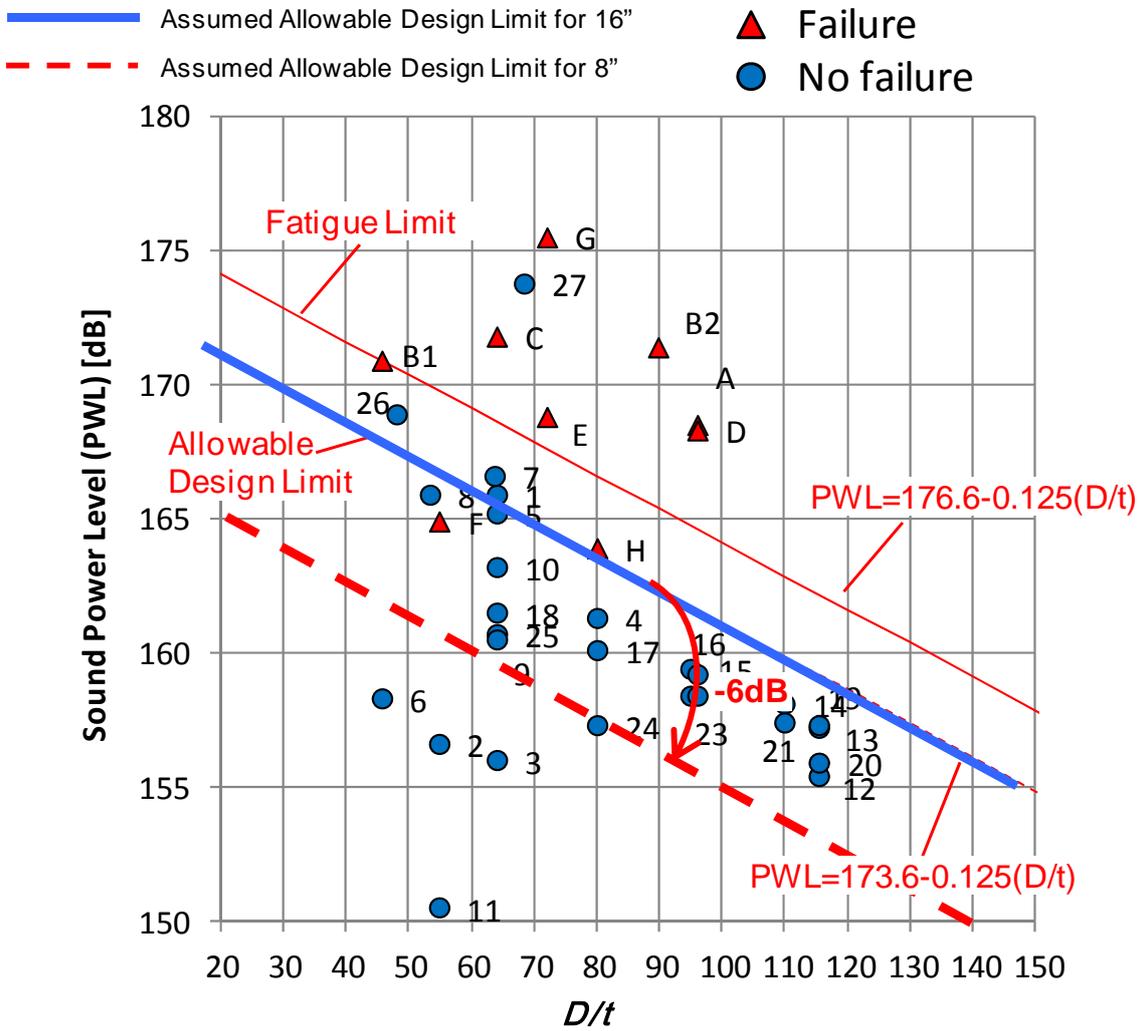
図 5.2 では Eisinger⁽²⁴⁾により提案された AIV の評価手法を示す。ここで図 5.2 に示す評価手法では D/t により許容 PWL を定めている。ここで図 5.2 に示す評価方法の配管径に対する適用範囲を考えると、最小の配管径として 10 インチの事例が用いられているが、この事例は許容値から大きく離れているため図 5.2 に示す評価手法が 10 インチ以上から適用可能と解釈することはできない。したがって、図 5.2 では許容値から比較的近く、かつ、破損していない事例のうち最小の配管径は 14 インチなので、図 5.2 に示す評価手法は 14 インチ以上から適用可能と考えられる。一方、式 (5.11) では D/t に加えて配管径が大きくなると許容 PWL が大きくなることを示唆している。そこで、本検討では図 5.2 に示す評価手法を 14 インチ以下の配管径にも適用するため、式 (5.11) をもとに配管径を用いて許容 PWL を修正する方法を提案する。仮に図 5.2 に示す評価手法が 16 インチ以上で適用可能であると仮定した場合、8 インチの許容 PWL は式 (5.12) および図 5.3 に示すように 16 インチの許容 PWL から 6dB 減じることで得ることができ

$$\Delta PWL_{\text{limit}} = PWL_{16''} - PWL_{8''} = -20 \log_{10} \left(\frac{D_{8''}}{D_{16''}} \right) = 6dB \quad (5.12)$$



*Point F failure attributed to severe weld undercutting at a small connection. No abnormal experience after quality welds achieved.⁽²⁾

Fig.5.2 AIV Risk Evaluation Chart Proposed by Eisinger with Past Failure Data⁽²⁴⁾



*Point F failure attributed to severe weld undercutting at a small connection. No abnormal experience after quality welds achieved⁽²⁾.

Fig.5.3 Example of Correction of Allowable Limit with Eisinger's AIV Screening Method for 8" Pipe

5.3 従来の音響計算手法による配管径が与える影響の検討

5.3.1 評価方法

第 5.2 章で述べたランダム振動を用いた AIV の評価手法では D/t が同じ場合でも、配管径が大きくなると許容 PWL が大きくなることを示唆していた。そこで、本章では従来の音響計算手法を用いても同様の傾向が確かめられるか検討し、ランダム振動を用いた AIV の評価手法の適切性について検討した。振動応力は配管表面の振動速度に比例し、配管表面の音圧レベルは配管表面の振動速度に比例する。したがって、配管表面の音圧レベルは配管表面の振動応力に比例するため、配管表面から放射される音圧レベル（Sound Pressure Level : SPL）を用いて AIV により発生する振動応力が評価できることが報告されている⁽²⁵⁾。そこで、本章では PWL および D/t が一定で配管径のみを変化させたときの配管表面の SPL を、従来の音響計算手法を用いて計算し、配管径が AIV に与える影響の検討を実施した。以下に、本検討の流れを示す。

- (1) 表 5.1 に示すように PWL および D/t が一定の条件で異なる 5 つの配管径を仮定する。
- (2) 配管内部の SPL を PWL および配管断面積を用いて計算する
- (3) 配管表面の SPL を、配管内部の SPL から配管壁面による透過損失を減じて計算する
- (4) 配管表面の許容 SPL を 136dB (C)⁽²⁵⁾ と仮定し、配管表面の SPL と比較する

配管壁面による透過損失は式 (5.13) を用いて計算することができる⁽²⁶⁾。

$$TL = 10 \log_{10} \left\{ 1 + \left(\frac{\pi f_c \rho_p t}{\rho_g c} \cos \theta \right)^2 \right\} \quad (5.13)$$

ここで中心周波数 f_c は一般的なバルブ騒音の中心周波数 1000Hz を仮定した。またバルブ騒音はランダム性を有していると考えられるため、壁面への入射角度 θ についても 0 度から 90 度までランダムに入射すると考えられる。このとき式 (5.13) は式 (5.14) のように表せる⁽²⁶⁾。

$$TL_R = TL_0 - 10 \log_{10} (0.23 TL_0) \quad (5.14)$$

配管内部の音圧 p_{in} は配管断面積と PWL から式 (5.15) を用いて計算できる。

$$p_{in} = \sqrt{\frac{\rho_g a_c \times 10^{PWL/10} \times 10^{-12}}{A}} \quad (5.15)$$

配管内部の音圧レベル L_{p_in} は式 (5.16) を用いて計算できる.

$$L_{p_in} = 20 \log_{10} \left(\frac{p_{in}}{2 \times 10^{-5}} \right) \quad (5.16)$$

配管表面の SPL は式 (5.16) により計算される配管内部の SPL と式 (5.14) により計算される透過損失を用いて, 式 (5.17) により計算できる.

$$L_{p_out} = L_{p_in} - TL_R \quad (5.17)$$

5.3.2 評価結果

表 5.1 に式 (5.13) から式 (5.17) に示す音響計算により計算した配管表面の SPL を示す. 本検討では配管径の影響を検討するため, PWL および D/t はそれぞれ 166dB, 60 で一定にしている. 表 5.1 に示すように配管径が大きくなると, 配管表面の SPL が減少していることが分かる. また, 本計算においては配管径が 12 インチの場合のみ SPL の許容値 136dB (C) を超過していることが分かる. これは配管径が小さくなると配管断面積が小さくなり同じ PWL に対して音圧が大きくなること, また, D/t が 60 で一定のため配管径が小さくなると相対的に配管肉厚が薄くなり透過損失が少なくなることが原因となっている. したがって, 現行の評価手法では PWL と D/t が同じ場合は AIV による疲労破壊のリスクは変わらないが, 本検討の結果からも第 5.2 章で述べたとおり, PWL と D/t が同じ場合, 配管径が小さくなると AIV による疲労破壊のリスクが高まると考えられる.

Table 5.1 Calculation Results of Acoustic Conventional Calculation

Pipe Size (inch)		12	18	24	30	36
D/t (-)		60	60	60	60	60
Pipe Wall Thickness (mm)		5.08	7.62	10.16	12.70	15.24
Assumed PWL (dB) (equal to limit level)	(1)	166	166	166	166	166
Pipe Transmission Loss for Acoustics (dB)	(2)	39	42	45	46	48
Sound Pressure of Pipe Inside (Pa)	(3)	15435	10290	7717	6174	5145
SPL of Pipe Inside (dB)	(4)	178	174	172	170	168
SPL of Out Side Surface (dB)	(4) - (2)	139	132	127	123	120
SPL Limit at Out Side Surface (dB)	(5)	136	136	136	136	136
Evaluation		Larger than SPL Limit	Less than SPL Limit			

5.4 実験による検討

5.4.1 実験方法

第 5.2 章および第 5.3 章では PWL および D/t が同じ場合、配管径が小さくなると AIV による疲労破壊のリスクが大きくなることを述べた。本節では実機においても同様の傾向が確認できるか確かめるために実施した、実験の結果を記述する。表 5.2 に実験ケースを、図 5.4 には実験機器を、また、図 5.5 には実験系の概観を示す。本実験ではエアチャンバから流れてくる圧縮空気がボール弁下流に設置されている単孔 ($\phi 30$) の Restriction Orifice を通り過ぎるときに発生する騒音を AIV の加振源として実験を行った。配管のサポートについては図 5.4 に示す 3 か所に、振動になるべく影響を与えないよう、配管とサポートの間にはゴムシートを挟んで設置した。試験配管は 4 インチと 6 インチで D/t は両者とも 23.3 に揃えてある。圧力損失および流量は Restriction Orifice によりほぼ定められるため Restriction Orifice 下流の PWL は 4 インチ配管および 6 インチ配管においてほぼ同じ値となる。本実験では振動を周方向に設置したひずみゲージ（東京測器研究所製：モデル UFLA-1-350-11）により計測を行った。図 5.6 にはひずみゲージの周方向の設置位置を示す。図 5.6 に示すように、配管半周側の周方向に 9 箇所のひずみゲージを設置して、振動の最大値を捉えられるようにした。なお、配管内の圧力は圧力センサ（KYOWA 製：モデル PG-U）を用いて、圧力変動は圧力変動センサ（PCB 製：モデル M106B）を用いてそれぞれ計測した。実験の手順については①～④に示す手順で圧力変動と振動（動ひずみ）の計測を行った。

- ① エアチャンバ内の空気を加圧する
- ② ボール弁を開放して圧縮空気を放出する
- ③ Restriction Orifice により騒音を発生させる
- ④ 騒音により発生した圧力変動と振動（動ひずみ）をそれぞれのセンサで計測する

Table 5.2 Experiment Cases

Pipe Size	O.D.	Wall Thickness	Schedule	D/t
4 inch	114.3mm	4.9mm	Sch 20	23.3
6 inch	165.2mm	7.1mm	Sch 40	23.3

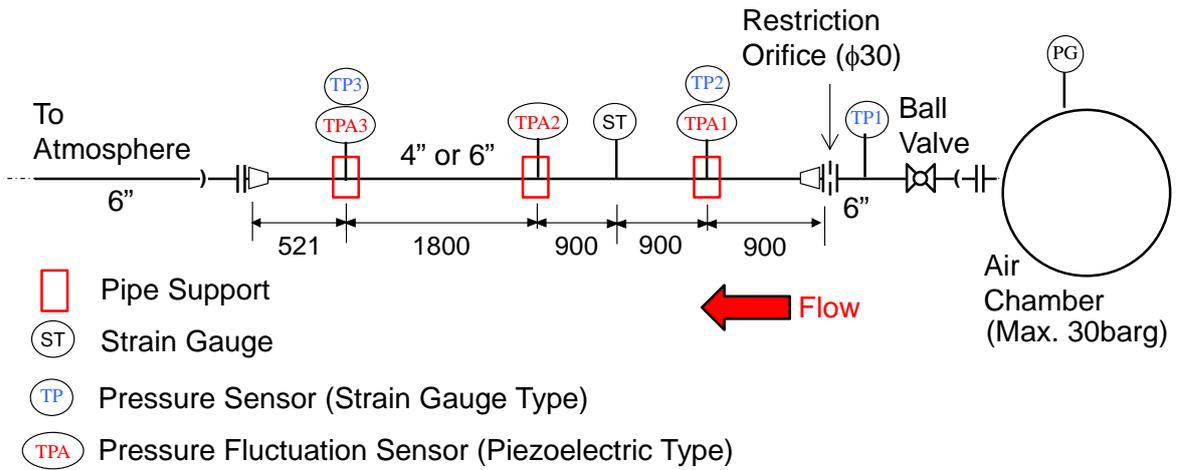


Fig.5.4 Experimental Setup. The pressure fluctuation is measured by pressure fluctuation sensors which are described as "TPA" in the above Figure. The static pressure is measured by pressure sensors which are described as "TP" in the above Figure.

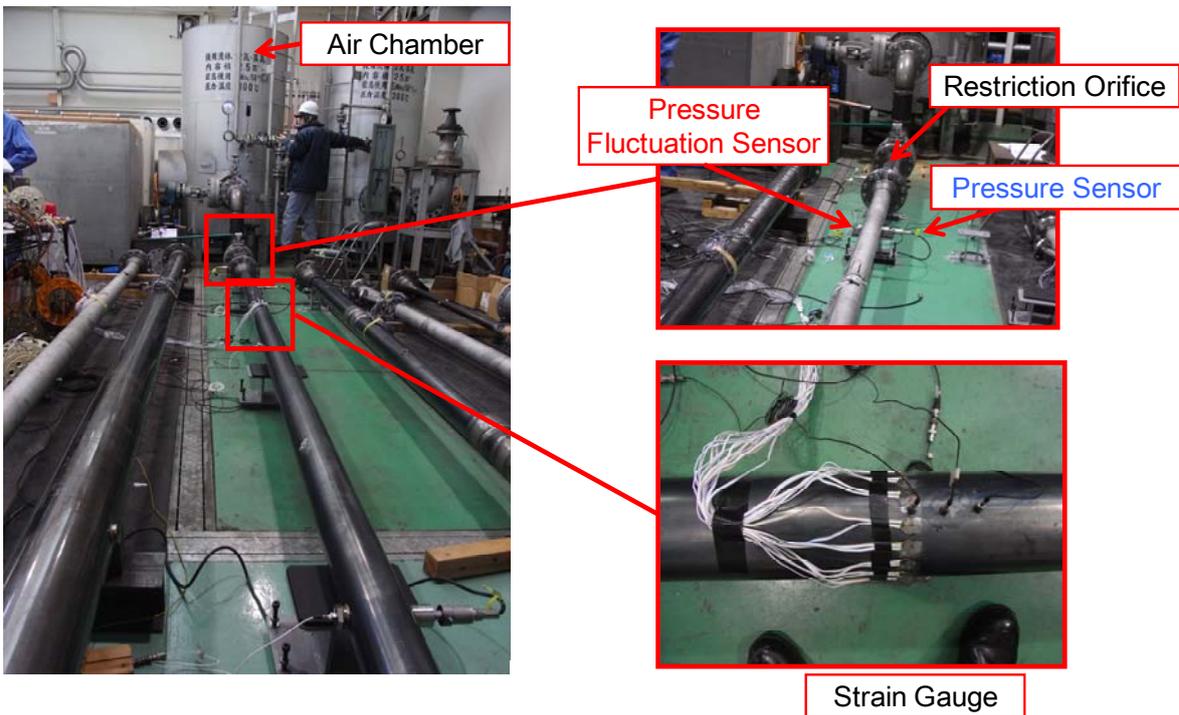


Fig.5.5 Overview of experimental setup

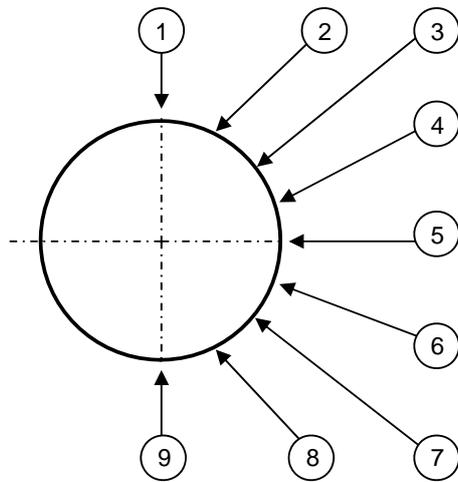


Fig.5.6 Measuring Point of Strain for Circumferential Direction

5.4.2 実験結果

図5.7および図5.8に計測された圧力変動とひずみの時系列波形をそれぞれ示す。また、図5.9および図5.10には計測された圧力変動とひずみの発生頻度をそれぞれ示す。図5.7および図5.8から計測された圧力変動とひずみにはランダムな特性を有していることがわかる。また、図5.9および図5.10から計測された発生頻度の分布は正規分布に近いことがわかる。ランダムな特徴を有しているときはその発生頻度が正規分布に従うことから⁽²⁰⁾、図5.9および図5.10からも本実験系で計測されたAIVに起因した圧力変動と振動は典型的なランダムな特徴を有していることがわかる。

表5.3にはRestriction Orifice上流の圧力が28bargのときの計測結果を示す。ここで、Restriction Orifice下流のPWLについては式(5.18)を用いて算出している⁽²⁾。表5.3に示すようにRestriction Orifice下流のPWLは4インチ配管および6インチ配管の両者においてほぼ同じである。また前述のとおり D/t についても4インチ配管と6インチ配管の両者で同じである。一方、計測されたひずみの大きさは4インチ配管において $8.86 \mu \text{ strain}$ に対し6インチ配管では $4.51 \mu \text{ strain}$ と小さくなっている。したがって、第5.2章および第5.3章で述べたPWLおよび D/t が同じとき、配管径が小さくなるとAIVによる疲労破壊のリスクが高くなることが、本実験により確かめられた。

$$PWL = 10 \log \left\{ MF^2 \times \left(\frac{p_1 - p_2}{p_1} \right)^{3.6} \times \left(\frac{T}{Mw} \right)^{1.2} \right\} + 126 \quad (5.18)$$

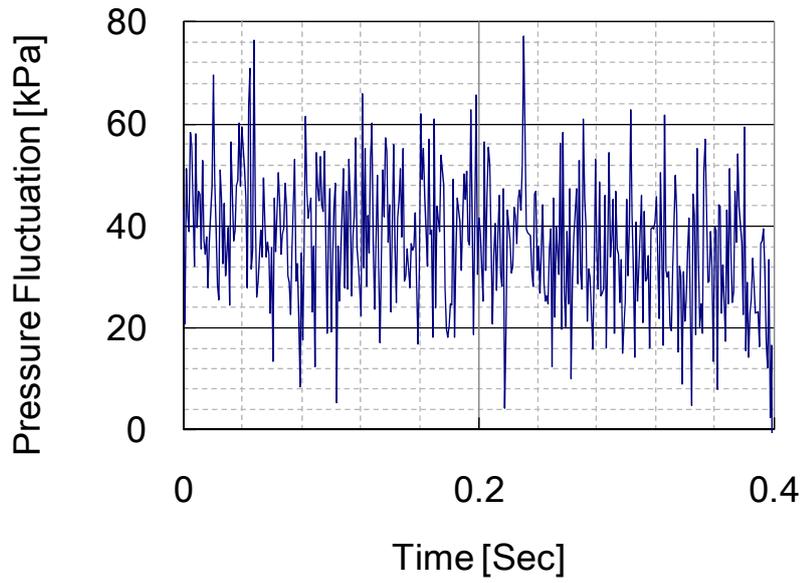


Fig.5.7 Time History of Measured Pressure Fluctuation
(at TPA1: Upstream Pressure of RO (TP1) is 28barg)

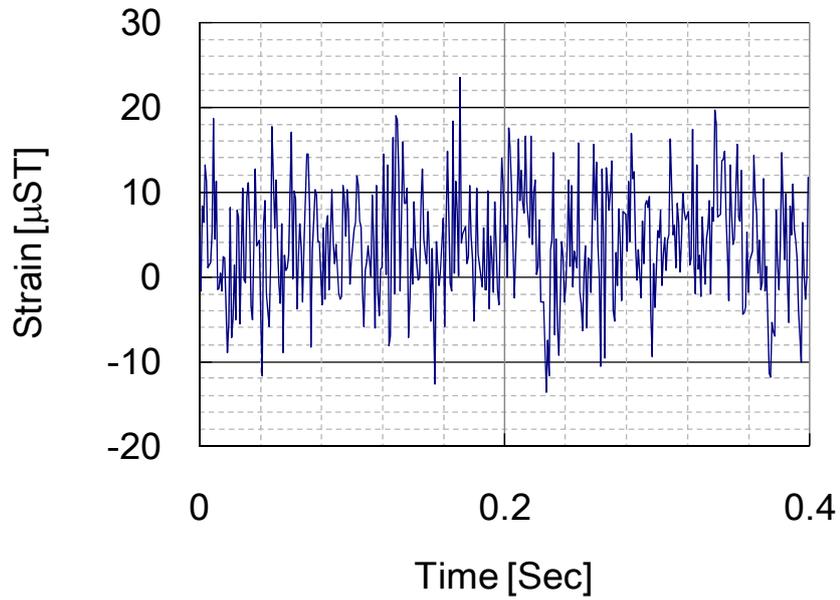


Fig.5.8 Time History of Measured Strain
(at TPA1: Upstream Pressure of RO (TP1) is 28barg)

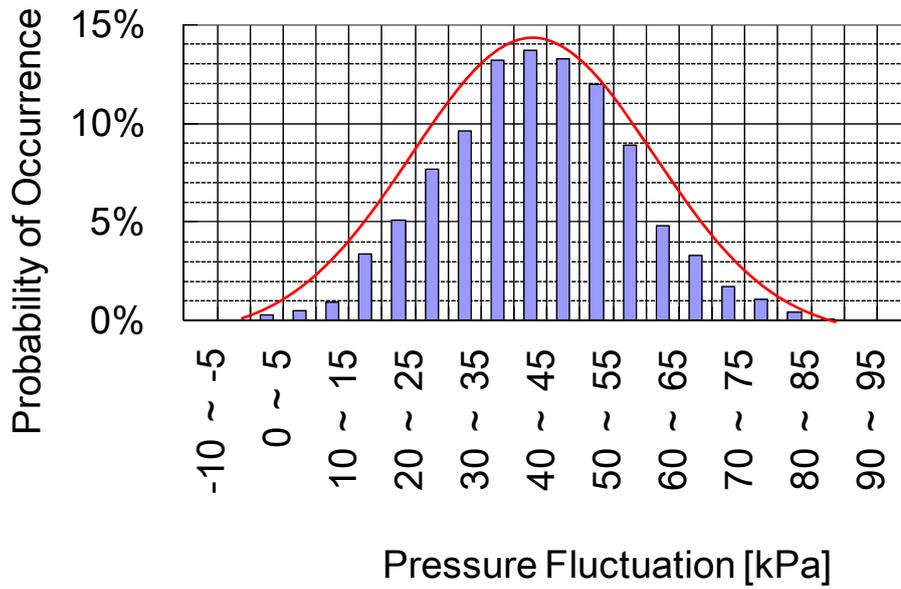


Fig.5.9 Probability of Occurrence of Measured Pressure Fluctuation (at TPA1: Upstream Pressure of RO (TP1) is 28barg)

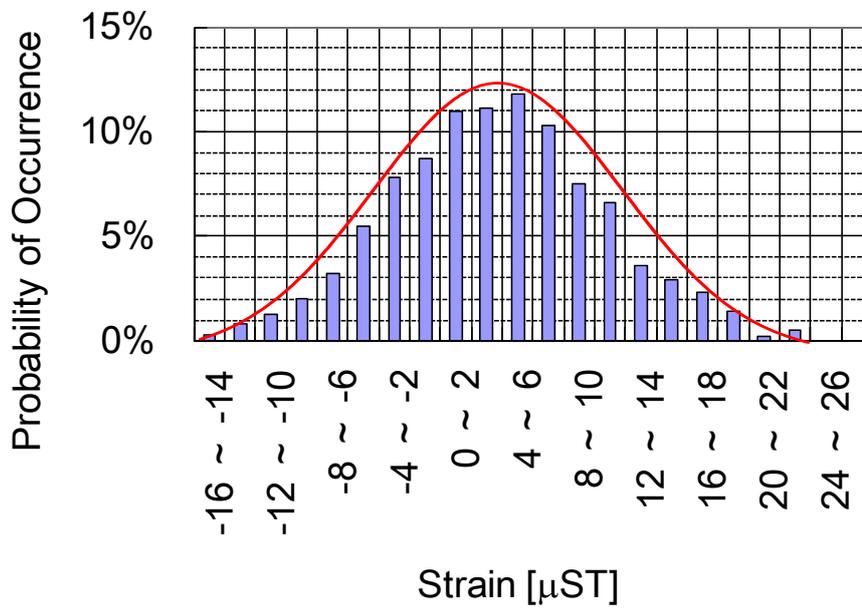


Fig.5.10 Probability of Occurrence of Measured Strain (at TPA1: Upstream Pressure of RO (TP1) is 28barg)

Table 5.3 Experiments Results

Pipe Size	(")	4	6
<i>D/t</i>	(-)	23.3	23.3
Thickness	(mm)	4.9	7.1
Up Stream Press.	(barg)	28.00	28.00
Down Stream Press.	(barg)	0.80	0.15
Mass Flow	(kg/sec)	4.16	4.16
Calculated PWL	(dB)	149	150
Sound Pressure of Pipe Inside Obtained by Calculated PWL	(Pa rms)	6335	4561
Measured Sound Pressure of Pipe Inside (TPA3)	(Pa rms)	18109	5152
Measured Strain	(μ ST rms)	8.86	4.51

5.5 流動励起振動 (FIV) が音響励起振動 (AIV) に与える影響

第3章および第4章で検討した流動励起振動 (FIV) および本章で検討したAIVは大流量・高差圧の薄肉配管で大きな振動が発生することが知られている。前述のとおりCarucciおよびMullerはAIVによる配管破損事例を報告しているが、そのほとんどは配管合流部で発生している⁽²⁾。これらの配管破損事例において配管合流部の分岐配管端部における流速は非常に速く、音速もしくは音速に近いと考えられる。これはCarucciおよびMullerにより報告されたAIVによる配管破損事例は、AIVに加えてFIVによる振動が発生し破損した可能性があることを示唆している。この観点から、FIVによる影響を検討するため第3章で提案した V_n をCarucciおよびMullerが報告した配管破損事例に適用した。図5.11に V_n をCarucciおよびMullerの配管破損事例に適用した結果を示す。ここで、CarucciおよびMullerは破損事例「A」および「B2」以外はその分岐配管径を記述していなかったため、破損事例「A」および「B2」以外では分岐配管端部の流速がマッハ数で0.5から1.0になるように分岐配管径を仮定した。図5.11から配管が破損した事例の V_n は、配管が破損していない事例の V_n に比べて明らかに大きいことがわかる。この結果は疲労破壊がAIVだけでなくFIVの影響も寄与して発生した可能性を示唆する。したがって、今後は配管合流部における高流速に伴う振動に起因した疲労破壊のリスクを適切に評価するためには、AIVに加えてFIVの影響を考慮する必要があると考えられるため、さらなる検討を続けていく必要があると考える。

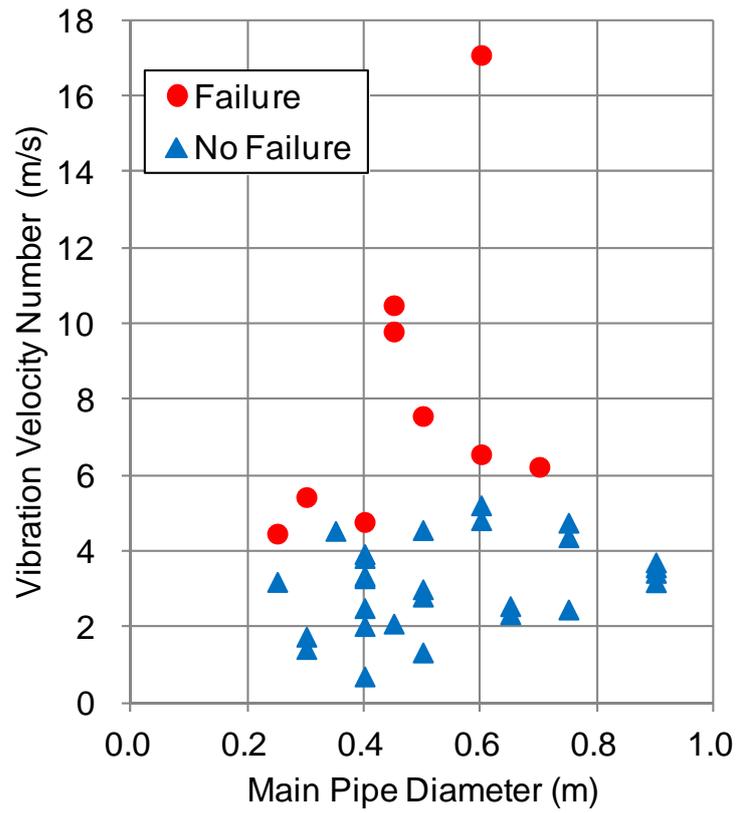


Fig.5.11 Application Results of Vibration Index Shown in Section 3 and Section 4 to Failure and No Failure Cases in Carucci and Muller Paper⁽²⁾

5.6 第5章のまとめ

AIV による疲労破壊のリスクを適切に評価するため、ランダム振動理論を用いて理論的に AIV の疲労破壊のリスク評価手法を検討した。また、AIV に起因した疲労破壊では FIV も影響していると考えられるため、 V_n を AIV の疲労破壊事例に適用して、FIV の影響について検討した。以上の検討の結果、以下に示す知見を得た。

- (1) ランダム振動理論から得られた許容PWL曲線は過去に報告されたAIVの破損事例に矛盾していないため、AIV リスク評価手法の一つとして適用できると考えられる。
- (2) PWL と D/t が同じ時、配管径が小さくなると AIV により発生する振動応力が大きくなる。
- (3) 上記の配管径が小さくなると振動応力が大きくなる傾向については、簡易的な音響計算および実験でも同じ傾向が確認された。
- (4) 現行の評価基準の適切性については 14 インチ以下の配管では確認されていないと考えられる。本検討で提案した評価手法は 14 インチ以下の配管に対して現行の評価基準を補正することができる。
- (5) Carucci および Muller が報告した AIV による配管破損事例は AIV に加えて FIV が影響していたと考えられる。したがって、今後は配管合流部における高流速に伴う振動に起因した疲労破壊のリスクを適切に評価するためには、AIV に加えて FIV の影響を考慮する必要があると考えられるため、さらなる検討を続けていく必要があると考える。

第6章 結論

本章では、これまでに述べた研究成果を総括し、本研究の結論ならびに今後の課題に関して述べる。

第1章では本研究の背景を説明して、研究の目的について概説した。また、本論文の構成および流体関連振動の分類についても説明した。高流速の乱れに起因した流動励起振動は円柱や平板などに対してはランダムな特性を考慮した評価方法が提案されているが、合流配管に対して検討された事例はない。また、安全弁などで発生する大騒音に起因して配管が振動し破損にいたる音響励起振動については評価手法がいくつか提案されており、実際にプラントを設計する際にも用いられているが、これらの評価手法については理論的に検討されていないことを説明した。したがって、本研究では配管合流部において高流速の乱れに起因した流動励起振動および安全弁などで発生する大騒音に起因した音響励起振動について、ランダム振動理論をもとに理論的に検討し、実験によりその適切さを検討することを目的とした。

第2章では現状の音響励起振動の設計手法とその問題点について説明した。音響励起振動による配管破損事例は Carucci および Muller が報告した事例がほとんどであり、現在でも音響励起振動の評価方法を検討する際はこれらの配管破損事例が参照されている。また、音響励起振動による配管破損の可能性を評価する際は、加振力としての指標である PWL と、構造側のパラメータとして D/t (D :配管直径, t :配管肉厚) が用いられることが一般的である。現在、一般的に用いられている評価方法は Carucci および Muller により報告された配管破損事例をもとにした設計曲線と EI guideline により提案された設計曲線の2つがあるが、これらの評価方法は理論的な検討が実施された事例が確認できないため、配管径などに対する適用範囲については検討する必要があると考える。

第3章では配管合流部で発生する流動励起振動の特徴を把握するため、圧力・流量条件を変化させ、配管内の圧力変動および周方向の振動を計測した。また、本実験結果、および、ランダム振動理論から、振動応力を評価できる指標として V_n を考案し、以下に示す知見を得た。

- (1) 配管合流部で発生するランダムな周方向振動はリングのような2次元的な挙動を示し、その固有振動数は、円形リングの式を用いて評価できる。
- (2) 合流部下流側のランダムな圧力変動の RMS 値は $0.5 \times \rho_b v^2 + \Delta p$ (流体の動圧 + チョーキング発生時における配管合流点の圧力不連続量) に比例する。
- (3) 配管合流部でチョーキングが発生しないとき、配管合流部の流れの乱れに起因した圧力変動はストローハル数 0.17 程度のピークを持つ。ただし、このピークが圧力変動の RMS 値に与える影響は少ない。
- (4) 本研究で考案したランダム振動応力の評価指標 (V_n) は、本実験により計測され

たランダム振動の応力の大きさと比例する。

第4章では流動励起振動において分岐配管の合流角度および分岐配管と母管の面積比が、配管合流部下流で発生するランダムな周方向振動に与える影響を検討するため、合流角度および面積比を変化させた配管系に対して実験を実施して、配管内の圧力変動と振動応力を計測した。また、これらの実験結果から、配管合流部下流で発生するランダムな周方向振動の評価指標 V_n の適用性についても検討し、以下に示す知見を得た

- (1) 配管内の圧力変動は、合流角度 90 度においても、合流角度 45 度と同じく $0.5 \times \rho_b v^2 + \Delta p$ に概ね比例する。
- (2) 加振源となる圧力変動の主要因について、分岐配管径が小さいときは配管合流部で発生する流れの乱れに起因する、分岐配管径が大きいときはオリフィスで発生する流れの乱れに起因する、2つの圧力変動の発生メカニズムが存在すると考えられる。
- (3) 分岐配管径が異なる場合でも、分岐管端部における流動条件および分岐管径を代表寸法として計算した振動応力評価指標 V_n を用いて、合流配管下流で発生する周方向の振動応力を概ね評価できる。
- (4) 合流角度が 90 度の場合は、合流角度 45 度の振動応力を 1.4 倍に補正することで、 V_n を用いた振動応力を概ね評価できる。

第5章では音響励起振動 (AIV) による疲労破壊のリスクを適切に評価するため、ランダム振動理論を用いて理論的に AIV の疲労破壊のリスク評価手法を検討した。また、AIV に起因した疲労破壊では FIV も影響していると考えられるため、 V_n を AIV の疲労破壊事例に適用して、FIV の影響について検討し、以下に示す知見を得た。

- (1) ランダム振動理論から得られた許容 PWL 曲線は過去に報告された AIV の破損事例に矛盾していないため、AIV リスク評価手法の一つとして適用できると考えられる。
- (2) PWL と D/t が同じ時、配管径が小さくなると AIV により発生する振動応力が大きくなる。
- (3) 上記の配管径が小さくなると振動応力が大きくなる傾向については、簡易的な音響計算および実験でも同じ傾向が確認された。
- (4) 現行の評価基準の適切性については 14 インチ以下の配管では確認されていないと考えられる。本検討で提案した評価手法は 14 インチ以下の配管に対して現行の評価基準を補正することができる。
- (5) Carucci および Muller が報告した AIV による配管破損事例は AIV に加えて FIV が影響していたと考えられる。したがって、今後は配管合流部における高流速に伴う振動に起因した疲労破壊のリスクを適切に評価するためには、AIV に加えて FIV の影響を考慮する必要があると考えられるため、さらなる検討を続けていく必要があると考える。

以上の検討から高流速の乱れに起因した合流配管において周方向に発生する流動励起振動および安全弁などで発生する大騒音に起因した音響励起振動についてはランダム振動理論をもとに導いた振動応力評価指標 V_n により、その振動応力を適切に評価できることが分かった。

なお、流動励起振動に関する検討については母管径が4インチの配管系のみを対象に実施したものであり、今後、本検討により導いた V_n を用いた振動応力の評価方法を4インチ以外の母管径を有する配管系に適用していくためには、追加で実験を行うか流体構造連成解析などの詳細解析によりパラメータスタディを実施することが今後の課題として考えられる。また、音響励起振動については、報告されている配管破損事例は流動励起振動の影響を受けている可能性があるため、流動励起振動が音響励起振動に与える影響について詳細に検討を実施していくことが今後の課題と考えられる。

参考文献

- (1) Guidelines for avoidance of vibration induced fatigue failure in process pipework 2nd edition published by the energy institute (2008) .
- (2) V. A. Carucci and R. T. Mueller, Acoustically Induced Piping Vibration in High Capacity Pressure Reducing Systems, PVP. (1982)
- (3) Au-Yang, M.K. and Jordan, K.B., Dynamic pressure inside a PWR-A study based on laboratory and field test data, Nuclear Engineering and Design, Vol.58 (1980), pp.113-125.
- (4) 日本機械学会基準, 配管内円柱状構造物の流力振動評価指針, JSME S 012 (1998).
- (5) Blevins, R.D., Flow-induced vibration 2nd edition, Van Nostrand Reinhold (1990).
- (6) 在原 広敏, 岡田 徹, Dynamics and Design Conference 2009 論文集 (2009) .
- (7) Nakamura, T., Shiraishi, T., Ishitani, Y., Watakabe, H., Sago, H., Hujii, T., Yamaguchi, A. and Konomura, M., Flow-induced vibration of a large-diameter elbow piping based on random force measurement caused by conveying fluid (visualization test results) , PVP2005-71277 (2005).
- (8) Hirota, K., Ishitani, Y., Nakamura, T., Shiraishi, T. and Sago, H., Flow-induced vibration of a large-diameter elbow piping in high reynolds number range; random force measurement and vibration analysis, Flow Induced Vibration (2008).
- (9) Shurtz, T., Maynes, D. and Blotter, J., Analysis of induced vibrations in fully-developed turbulent pipe flow using a coupled LES and FEA approach, FEDSM-ICNMM2010-30477, ASME (2010).
- (10) Rob Swindel, Acoustically induced vibration – development and use of the ‘Energy Institute’ screening method, inter-noise 2012 (2012)
- (11) Timothy C. Allison, Neal Evans, Nathan Poerner, An efficient finite element analysis method for acoustic induced vibration analysis, inter-noise 2012 (2012)
- (12) Neal Evans, David Arnett, Tim Allison, Nathan Poerner, Practical application of AIV analysis methods for screening, qualification, and redesign of complex piping systems, inter-noise 2012 (2012)
- (13) Bill Skales, Shi-Song Ngiam, A finite element modal analysis approach to assess piping failures due to acoustically induced vibration, inter-noise 2012 (2012)
- (14) Dan Lin, Ajay Prakash, Philip Diwakar, Bertito David, Acoustic fatigue evaluation of branch connections, Proceedings of the ASME 2014 Pressure Vessels & Piping Conference, PVP2014-28140 (2014)

- (15) Arindam Ghosh, Yaying Niu, Rajesh Arjunan, Difficulties in predicting cycles of failure using finite element analysis of acoustically induced vibration problems in piping systems, Proceedings of the ASME 2014 Pressure Vessels & Piping Conference, PVP2014-28325 (2014)
- (16) Shigehiko Kaneko, Tomomichi Nakamura, Fumio Inada, Minoru Kato, Flow-Induced Vibrations Classifications and lessons from practical experiences 1st edition, Elsevier 2008
- (17) Robert D. Bruce, Arno S Bommer, Thomas E. Lepage, Solving AIV problems in the design stage, inter-noise (2012)
- (18) J. Adin Mann III, Allen C. Fagerlund, Daniel Eilers, AIV evaluation with sound pressure and fabrication quality standards Proceedings of the ASME 2013 Pressure Vessels & Piping Conference, PVP2013-97599 (2013)
- (19) Wachel, J.C. and Bates, C.L., Escape Piping Vibration while Designing., Hydrocarbon Processing, pp.152-156 (1976)
- (20) Ansys advantage, ランダム振動解析による疲労評価, Vol.2 Issue-3 (2008).
- (21) 日本機械学会, 機械工学便覧 基礎編 α 2-105 (2007).
- (22) Paul, W., Thomas, P., and Keith, O., Random vibrations theory and practice, DOVER Books (2006).
- (23) Ahmed H. Dweib, Power spectral density analysis of acoustically induced vibration I piping systems, Proceedings of the ASME 2012 Pressure Vessels & Piping Conference, PVP2012-78422 (2012)
- (24) F.L. Eisinger, Designing Piping Systems Against Acoustically Induced Structural Fatigue PVP Vol.119 p.379 (1997)
- (25) Price, S. M., and Smith, D R., Proc., Sources and Remedies of High-Frequency Piping Vibration and Noise, Proceedings of 28th Turbomachinery Symposium (1999)
- (26) M. P. Norton, Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers, Published by Cambridge University Press (1989)

謝辞

本研究は法政大学大学院理工学研究科機械工学専攻 御法川学教授のもと実施されました。御法川教授には常に適切に且つ暖かくご指導いただきましたことに心より御礼申し上げます。

千代田化工建設株式会社 井土久雄氏、林慈朗氏には研究を遂行する上で貴重なご助言をいただきました。前川宗則氏には研究のまとめ方などにおいて有意義なご助言を頂きました。また、山口和也氏、石神隆寛氏には実験のデータ取得および分析に際して多大な協力をいただきました。ここに改めて皆様に感謝の意を表します。